

การพัฒนาชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน

ปริญญานิพนธ์
ของ
ศิริ พวงมาลัย

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาการศึกษามหาบัณฑิต สาขาวิชาอุตสาหกรรมศึกษา

พฤษภาคม 2548

ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

๖๙๗.๑๓

๗๔๓๙๗

๙.๓

การพัฒนาชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน

บทคัดย่อ

ของ

ศิริ พวงมาลัย

30 ส.ค. 2548

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาการศึกษามหาบัณฑิต สาขาวิชาอุตสาหกรรมศึกษา

พฤษภาคม 2548

๑ ๒๙๙๘๖

ศิริ พวงมาลัย. (2548).การพัฒนาชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
ปริญญาโท กศ.ม.(อุตสาหกรรมศึกษา). กรุงเทพฯ : บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
คณะกรรมการควบคุม : อาจารย์ดร. ไพรัช วงศ์ยุทธไกร , อาจารย์โอภาส สุขหวาน

การวิจัยครั้งนี้เป็นการศึกษาพัฒนาชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศ
ชนิดแยกส่วน โดยผู้วิจัยได้ทำการออกแบบเพิ่มพื้นที่ระบายความร้อนและใช้น้ำเป็นตัวกลางถ่ายเทความร้อน
โดยกำหนดให้การทำงานของชุดระบายความร้อนเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกัน

การประเมินสมรรถนะของชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยก
ส่วนโดยผู้เชี่ยวชาญ ผู้วิจัยกำหนดให้ประเมินสมรรถนะใน 3 ด้านคือ ด้านกายภาพ, ด้านการใช้งาน และด้าน
การบำรุงรักษา จากการวิจัยพบว่า ชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยก
ส่วน มีสมรรถนะด้านกายภาพโดยรวมอยู่ในระดับดีมีค่าเฉลี่ย 4.12 มีสมรรถนะด้านการใช้งานโดยรวมอยู่
ในระดับดีมีค่าเฉลี่ย 4.36 และมีสมรรถนะด้านการบำรุงรักษาโดยรวมอยู่ในระดับดีมีค่าเฉลี่ย 4.36

จากผลการทดสอบชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนที่
ผู้วิจัยได้พัฒนาขึ้น พบว่า เครื่องปรับอากาศที่พัฒนาชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นแล้วมีค่าสัมประสิทธิ์
สมรรถนะการทำความเย็น(COP)สูงขึ้นร้อยละ 11 มีค่าการใช้พลังงานไฟฟ้า(kW) ลดต่ำลงร้อยละ 7 มีค่า
ประสิทธิภาพการทำความเย็น (EER) เพิ่มขึ้นร้อยละ 10 และเมื่อวิเคราะห์ค่าในเชิงเศรษฐศาสตร์ พบว่า
สามารถประหยัดค่าพลังงานไฟฟ้าได้ 439.09 บาทต่อปี คิดเป็นร้อยละ 9.5

THE DEVELOPMENT OF COOLING CONDENSER COILS FOR SPLIT TYPE
AIR-CONDITIONERS

AN ABSTRACT
BY
SIRA POUNGMALAI

Presented in partial fulfillment of the requirements
for the Master of Education degree in Industrial Education
at Srinakharinwirot University
May 2005

Sira Puongmalai. (2005). *The Development of Cooling Condenser Coils for Split type Air-Conditioners*. Master thesis, M.Ed. (Industrial Education). Bangkok : Graduate School, Srinakharinwirot University. Advisor Committee: Dr. Pairust Vougyuttakrai, Ophast Sookwhan.

The objective of this thesis was to Develop of Cooling Condenser Coils for Split type Air – Conditioners. The researcher design and modified the cooling condensing by enlarged the Condenser and used Water flowed opposite direction with The refrigerant in order to reduce the temperature.

The capability of cooling condenser Was evaluated by the experts in 3 criterions. First is the physical characteristics, Second, is the operation and. Third, is the maintenance. The result of the cooling condenser showed that : First, the physical characteristics was in good level and have the average of 4.12. Second, the operation was in good level have average of 4.36. Third, the maintenance was in good level have average of 4.36.

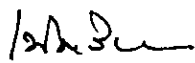
The results of this design and modified the cooling condensing for 12,000 Btu/hr air condition found that : the coefficient of performance (COP) higher about 11 % and The electrical energy consumption decreased about 7% and the energy efficiency ratio (EER) increased about 10% When the research consider in the economic analysis was able to save electrical energy about 439.09 baht per year or about 9.5 %.

ปริญญานิพนธ์
เรื่อง

การพัฒนาชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน

ของ
นายศิริ พวงมาลัย

ได้รับอนุมัติจากบัณฑิตวิทยาลัยให้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาการศึกษามหาบัณฑิต สาขาวิชาอุตสาหกรรมศึกษา
ของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ



.....คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.เพ็ญสิริ จีระเดชากุล)

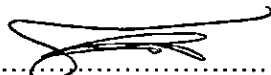
วันที่ 19 เดือน พฤษภาคม พ.ศ. 2548

คณะกรรมการสอบปริญญานิพนธ์



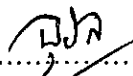
.....ประธาน

(อาจารย์ ดร. ไพรัช วงศ์ยุทธไกร)



.....กรรมการ

(อาจารย์ โอภาส สุขหวาน)



.....กรรมการแต่งตั้งเพิ่มเติม

(อาจารย์ ดร. อภิวิทย์ สุวคันธกุล)



.....กรรมการแต่งตั้งเพิ่มเติม

(อาจารย์ วิโรจน์ เอ็งสุโสภณ)

ประกาศคุณูปการ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลงด้วยความกรุณาการให้คำปรึกษาแนะนำอย่างดี จากอาจารย์ ดร.ไพรัช วงศ์ยุทธไกรประธานกรรมการควบคุมปริญญานิพนธ์ อาจารย์โอภาส สุขหวาน กรรมการควบคุมปริญญานิพนธ์ และอาจารย์ดร. อุปวิทย์ สุวคันธกุล อาจารย์วิโรจน์ เอ็งสุโสภณ ที่กรุณาเป็นกรรมการสอบ พร้อมทั้งได้ให้คำแนะนำข้อเสนอแนะ ข้อแก้ไขต่าง ๆ เพื่อให้ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้สมบูรณ์ยิ่งขึ้น ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้

ขอขอบพระคุณ ผศ.บรรยงวุฒิ จุลโพธิ์ ผศ.พุทธชาติ เขมทอง และอาจารย์วรชาติ เศรษฐธรรม ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหิดล ที่กรุณาให้คำปรึกษาและตรวจตารางการบันทึกข้อมูล อีกทั้งได้ให้ความอนุเคราะห์สถานที่เพื่อใช้เป็นห้องทดลอง ทำให้การวิจัยดำเนินไปด้วยความเรียบร้อย

ขอขอบพระคุณข้าราชการและเจ้าหน้าที่ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหิดล ที่ให้ความช่วยเหลือในการทดลอง เพื่อเก็บข้อมูลและอนุเคราะห์ให้ยืม อุปกรณ์ เครื่องมือ วัดค่าต่าง ๆ โดยเฉพาะท่านอาจารย์วรชาติ เศรษฐธรรม ที่ให้ความกรุณามาโดยตลอดตั้งแต่เริ่มงานวิจัย จนกระทั่งเก็บข้อมูลให้คำแนะนำเทคนิคการเก็บข้อมูลและการคำนวณ พร้อมทั้งคุณสมภาพ รัตนภา ซึ่งกรุณาให้ความช่วยเหลือด้านเครื่องมือและอำนวยความสะดวกในการเก็บข้อมูล

ขอขอบพระคุณทุก ๆ ท่านที่ให้การสนับสนุนและช่วยเหลือในการศึกษาปริญญาโท เป็นผลให้สำเร็จการศึกษาได้ด้วยดีรวมถึงเพื่อนร่วมงานที่ให้ความช่วยเหลือตลอดมา

และสุดท้ายผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา ครูบา อาจารย์ ที่ได้ให้การช่วยเหลือและสนับสนุน โดยเฉพาะครอบครัวของผู้วิจัย คือ คุณวิไลวรรณ, นางสาววรรณรัตน์ และนายปรัชญา ที่ให้กำลังใจและแบ่งเบาภาระกิจต่าง ๆ ได้ด้วยดีเป็นผลให้ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จสมบูรณ์

ศิริ พวงมาลัย

สารบัญ

บทที่	หน้า
1 บทนำ	1
ภูมิหลัง.....	1
ความมุ่งหมาย ของการวิจัย.....	3
ความสำคัญของการวิจัย.....	3
ขอบเขตของการวิจัย.....	4
นิยามศัพท์เฉพาะ.....	4
กรอบแนวคิดในการวิจัย.....	4
สมมุติฐานในการวิจัย.....	4
2 เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	5
ทฤษฎีพื้นฐานการทำความเย็น.....	5
ระบบทำความเย็น.....	5
เครื่องอัด.....	9
เครื่องควบแน่น.....	12
เครื่องระเหย.....	16
ชุดควบคุมน้ำยาเครื่องทำความเย็น.....	18
อุปกรณ์อื่นๆของระบบ.....	19
สารทำความเย็น.....	22
หลักการพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน.....	22
การนำความร้อน.....	22
การพาความร้อน.....	26
ความต้านทานเฟส.....	27
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	28
การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	29
ตัวแปรสำคัญในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	31
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อ.....	32
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่น.....	36
หลักเกณฑ์การเลือกของไหลที่อยู่ในท่อ.....	40
การจัดเส้นทางไหล.....	41
หลักการออกแบบทางความร้อนและการคำนวณ.....	48
การกำหนดการไหล.....	49

สารบัญ(ต่อ)

บทที่	หน้า
2 (ต่อ) การแจกแจงอุณหภูมิ.....	51
การคำนวณค่าต่างๆในระบบทำความเย็น	56
การคำนวณค่าต่างๆในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	56
เอกสารงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	58
3 วิธีการดำเนินการศึกษาค้นคว้า.....	60
ลักษณะของเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทดลอง.....	60
การออกแบบและสร้างชุดระบายความร้อน.....	60
เกณฑ์ข้อกำหนดของการสร้างชุดระบายความร้อนในการทดลอง.....	60
ลำดับขั้นตอนการศึกษาทดลอง.....	62
4 ผลการวิเคราะห์ข้อมูล.....	71
5 สรุป อภิปรายผล และข้อเสนอแนะ.....	87
ความมุ่งหมายงานของการ.....	87
สมมุติฐานการวิจัย.....	87
สรุปผลการวิจัย.....	88
อภิปรายผล.....	89
ข้อเสนอแนะ.....	90
บรรณานุกรม.....	91
ภาคผนวก.....	95
ประวัติย่อผู้วิจัย.....	140

บัญชีตาราง

ตาราง	หน้า
1 ค่าโดยประมาณของสภาพนำความร้อนของโลหะที่ใช้ในอุปกรณ์.....	24
2 พิสัยค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน.....	26
3 การวิเคราะห์หาสมรรถนะชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่น.....	72
4 แสดงผลการประเมินสมรรถนะชุดระบายความร้อน.....	73
5 ข้อเสนอแนะของผู้เชี่ยวชาญด้านระบบปรับอากาศ.....	73
6 ตารางแสดงผลค่าCOP./kW./EER. ก่อนการพัฒนาวันที่ 1 มีนาคม 2548.....	74
7 ตารางแสดงผลค่าCOP./kW./EER. ก่อนการพัฒนาวันที่ 2 มีนาคม 2548.....	75
8 ตารางแสดงผลค่าCOP./kW./EER. ก่อนการพัฒนาวันที่ 3 มีนาคม 2548.....	76
9 ตารางแสดงผลค่าCOP./kW./EER. หลังการพัฒนาวันที่ 21 มีนาคม 2548.....	77
10 ตารางแสดงผลค่าCOP./kW./EER. หลังการพัฒนาวันที่ 24 มีนาคม 2548.....	78
11 ตารางแสดงผลค่าCOP./kW./EER. หลังการพัฒนาวันที่ 25 มีนาคม 2548.....	79
12 ตารางแสดงผลค่าCOP./kW./EER ก่อนการพัฒนา.....	80
13 ตารางแสดงผลค่าCOP./kW./EER หลังการพัฒนา.....	81
14 ตารางเปรียบเทียบผลค่าเฉลี่ยของ COP.ก่อนและหลังการพัฒนา.....	82
15 ตารางเปรียบเทียบผลค่าเฉลี่ยของ kW.ก่อนและหลังการพัฒนา.....	83
16 ตารางเปรียบเทียบผลค่าเฉลี่ยของ EER. ก่อนและหลังการพัฒนา.....	84
17 ตารางการบันทึกข้อมูลชุดควบแน่นเพื่อใช้หาค่า UA.....	117
18 ตารางการบันทึกข้อมูลก่อนการพัฒนา วันที่ 1 มีนาคม 2548	118
19 ตารางการบันทึกข้อมูลก่อนการพัฒนา วันที่ 2 มีนาคม 2548.....	119
20 ตารางการบันทึกข้อมูลก่อนการพัฒนา วันที่ 3 มีนาคม 2548.....	120
21 ตารางการบันทึกข้อมูลหลังการพัฒนา วันที่ 21 มีนาคม 2548.....	121
22 ตารางการบันทึกข้อมูลหลังการพัฒนา วันที่ 24 มีนาคม 2548.....	122
23 ตารางการบันทึกข้อมูลหลังการพัฒนา วันที่ 25 มีนาคม 2548.....	123
24 ตารางแสดงผลการเก็บข้อมูลและวิเคราะห์ผลก่อนการพัฒนา(ครั้งที่ 1).....	124
25 ตารางแสดงผลการเก็บข้อมูลและวิเคราะห์ผลก่อนการพัฒนา(ครั้งที่ 2).....	125
26 ตารางแสดงผลการเก็บข้อมูลและวิเคราะห์ผลก่อนการพัฒนา(ครั้งที่ 3).....	126
27 ตารางแสดงผลการเก็บข้อมูลและวิเคราะห์ผลหลังการพัฒนา(ครั้งที่ 1).....	127
28 ตารางแสดงผลการเก็บข้อมูลและวิเคราะห์ผลหลังการพัฒนา(ครั้งที่ 2).....	128
29 ตารางแสดงผลการเก็บข้อมูลและวิเคราะห์ผลหลังการพัฒนา(ครั้งที่ 3).....	129
30 ตารางแสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น R – 22.....	134
31 ตารางแสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น R – 22.....	135

บัญชีภาพประกอบ

ภาพประกอบ	หน้า
1 กรอบแนวคิดงานวิจัย.....	4
2 P – h Diagram ของวัฏจักรทำความเย็น.....	6
3 P – h Diagram เปรียบเทียบวัฏจักรที่เป็นของเหลวอัดตัวกับวัฏจักรทางอุดมคติ.....	7
4 P – h Diagram เปรียบเทียบวัฏจักรไอน้ำกับวัฏจักรเบืองตัน.....	8
5 เครื่องอัดแบบหมุนชนิดลูกสูบลูกกลิ้ง.....	10
6 เครื่องชนิดหมุนแบบใบพัดมีดหมุน.....	11
7 เครื่องอัดชนิดเกลียวหมุน.....	12
8 เครื่องควบแน่นระบายความร้อนด้วยอากาศสำหรับเครื่องปรับอากาศขนาดใหญ่.....	13
9 โครงสร้างของเครื่องควบแน่น.....	13
10 ชุดควบแน่นที่ใช้การระบายความร้อนด้วยอากาศ.....	14
11 เครื่องควบแน่นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำแบบท่อสองชั้น.....	14
12 เครื่องควบแน่นแบบท่อใหญ่มีชุดท่อภายใน.....	15
13 เครื่องควบแน่นแบบท่อใหญ่มีท่อตรงภายใน.....	15
14 เครื่องควบแน่นชนิดอีวาพอเรทีฟ.....	16
15 เครื่องระเหยแบบบาร์ – หวี.....	17
16 ชุดดูดกรองสารทำความเย็นแบบต่างๆที่ใช้ในระบบทำความเย็น.....	20
17 ภาพตัดของชุดดูดกรองสารทำความเย็น.....	20
18 ช่องตรวจใส.....	21
19 ภาพตัดภายในของอุปกรณ์แยกน้ำมันหล่อลื่น.....	21
20 การนำความร้อนผ่านผนังเรียบและผนังทอกลม.....	23
21 การนำความร้อนผ่านผนังเรียบหลายชั้น.....	24
22 การนำความร้อนผ่านทอกลมหลายชั้น.....	25
23 การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทรีเจนเนอเรเตอร์.....	29
24 การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทรีคูเพอเรเตอร์.....	30
25 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบมัดท่อ.....	34
26 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น.....	34
27 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นหลายตัวต่อเข้าด้วยกันเป็นชุด.....	35
28 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบมีท่อภายในหลายท่ออยู่ภายใต้ท่อชั้นนอกหนึ่งท่อ.....	36
29 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเซลล์.....	36
30 แผ่นโลหะพิมพ์ขึ้นรูปสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง.....	37
31 ส่วนประกอบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นโครง.....	38
32 การใช้แผ่นโลหะที่พิมพ์ขึ้นรูปเป็นกระสวนต่างกัน.....	39

บัญชีภาพประกอบ(ต่อ)

ภาพประกอบ	หน้า
33 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกัน ท่อไหลกลับเดียว.....	42
34 ลักษณะของแผ่นกั้นที่ใช้ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	43
35 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อบริเวณที่มีท่อไหลสองกลับ.....	44
36 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่มีท่อไหลสลับและเซลล์ไหลสองกลับ.....	45
37 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่อกันแบบอนุกรมและขนาน.....	46
38 รูปแบบการจัดการไหลแบบไหลขวาง.....	47
39 กระบวนการจัดเรียงท่อแบบมาตรฐาน.....	47
40 กระบวนการของรูปบนแผ่นยึดที่สมนัยกับกระบวนการจัดเรียงในภาพประกอบที่ 39.....	48
41 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการไหลของอากาศแบบผสมกันและแบบไม่ผสมกัน.....	49
42 ลักษณะการแจกแจงอุณหภูมิสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวาง.....	50
43 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกู่.....	51
44 ลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	52
45 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนแบบที่ไม่เกิดอุณหภูมิติดขัด.....	54
46 P- h Diagram ของวัฏจักรทำความเย็นที่ประเมิน.....	56
47 แผนภาพแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหล.....	57
48 ขั้นตอนการศึกษาวิจัย.....	62
49 แสดงตำแหน่งการตรวจวัดค่าความดันและอุณหภูมิ.....	65
50 แสดงการติดตั้งชุดระบายความร้อน.....	65
51 P-h Diagram ของวัฏจักรการทำความเย็น.....	66
52 แผนภาพแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหล.....	67
53 แบบชุดระบายความร้อน.....	96
54 วงจรระบบการทำความเย็นที่ติดตั้งชุดระบายความร้อน.....	97
55 เครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทดลอง.....	98
56 การตรวจวัดความเร็วลมของชุดควบแน่น.....	99
57 การตรวจวัดความเร็วลมของชุดเครื่องระเหย.....	100
58 ตำแหน่งการตรวจวัดความดันของชุดควบแน่นและชุดระเหย.....	101
59 การวัดกระแสไฟฟ้าชุดควบแน่น.....	102
60 การตรวจวัดอุณหภูมิของชุดระเหย.....	102
61 ชุดเครื่องมือวัด / ตัด / บานท่อ.....	103
62 การตัดท่อ.....	103
63 ท่อที่ขัดสำเร็จบนท่อพลาสติก.....	104
64 ส่วนประกอบของชุดระบายความร้อน.....	105
65 การประกอบชุดระบายความร้อนกับเครื่องปรับอากาศ.....	106

บัญชีภาพประกอบ(ต่อ)

ภาพประกอบ	หน้า
66 เครื่องมือวัดอุณหภูมิและความชื้น.....	108
67 เครื่องมือวัดอุณหภูมิ.....	109
68 เครื่องมือวัดแรงเคลื่อนไฟฟ้า.....	109
69 การวัดอุณหภูมิท่อสารทำความเย็น.....	110
70 การวัดกระแสไฟฟ้าชุดควบแน่น.....	110
71 เครื่องมือวัดกระแส/แรงเคลื่อนกำลังและค่าเฟาเวอร์แฟคเตอร์ระบบไฟฟ้า.....	111
72 เครื่องมือวัดความเร็วลม.....	111
73 แสดงผลวัฏจักรที่เปรียบเทียบเมื่อพัฒนาชุดระบายความร้อน.....	133

บทที่ 1

บทนำ

ภูมิหลัง

พลังงานเป็นปัจจัยพื้นฐานในการผลิตที่สำคัญของประเทศ การพัฒนาขีดความสามารถของประเทศให้สามารถแข่งขันกับต่างประเทศได้ จำเป็นต้องมีพลังงานเพียงพอ เพื่อตอบสนองความต้องการใช้พลังงานในกิจกรรมทางเศรษฐกิจต่างๆ โดยพลังงานที่จัดหาได้จะต้องมีราคาที่เหมาะสม มีคุณภาพที่ดีและสอดคล้องกับความต้องการของผู้ใช้ ในขณะเดียวกันกิจกรรมการผลิตมีการใช้พลังงานอย่างมีประสิทธิภาพและประหยัด (กรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงานเล่ม 3 2542: 2 – 15) พลังงานไฟฟ้าเป็นพลังงานระบบสาธารณูปโภคขั้นพื้นฐาน มีความสำคัญอย่างยิ่งต่อการพัฒนาประเทศ ทั้งทางด้านเศรษฐกิจและสังคม เพราะพลังงานไฟฟ้ามีส่วนช่วยสนับสนุนและผลักดันให้การพัฒนาในด้านต่างๆ สามารถขยายตัวไปอย่างกว้างขวางรวดเร็วและต่อเนื่อง ซึ่งดัชนีการใช้พลังงานไฟฟ้าโดยเฉลี่ยของประชากรจะมีความสัมพันธ์โดยตรงกับอัตราการเจริญเติบโตทางเศรษฐกิจของประเทศ (จรรยา บุญยุคและคณะ. 2529)

ประเทศไทยมีกำลังการผลิตไฟฟ้ารวมของการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทยและกำลังการผลิตติดตั้งไฟฟ้า ของผู้ผลิตไฟฟ้าอื่นเพื่อจำหน่ายไฟฟ้าเข้าระบบของการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย (กฟผ.) ณ สิ้นเดือนมิถุนายน ปี 2543 มีจำนวนทั้งสิ้น 20,134 เมกะวัตต์ โดยเป็นกำลังการผลิตไฟฟ้าติดตั้งของ กฟผ. จำนวน 16,305 เมกะวัตต์ คิดเป็นร้อยละ 81.0 กำลังการผลิตของเอกชน จำนวน 3,489 เมกะวัตต์ คิดเป็นสัดส่วนร้อยละ 17.3 และการรับซื้อกระแสไฟฟ้าจากต่างประเทศ 340 เมกะวัตต์ คิดเป็นสัดส่วนร้อยละ 10.7 ในขณะที่ความต้องการพลังงานไฟฟ้าสูงสุดอยู่ในระดับ 14,918.3 เมกะวัตต์ (ณ วันที่ 5 เมษายน 2543) เพิ่มขึ้นในอัตราร้อยละ 8.8 จึงมีผลทำให้ค่าตัวประกอบการใช้ไฟฟ้าเฉลี่ย (Load Factor) อยู่ในระดับร้อยละ 75.4 สูงกว่าช่วงเดียวกันของปีที่แล้ว ซึ่งอยู่ในระดับร้อยละ 75.2 (วารสารนโยบายพลังงานฉบับที่ 49.2543.139-140) โดยภาพรวมของการใช้พลังงานไฟฟ้า แบ่งออกเป็น 3 ส่วนคือ ร้อยละ 10 อยู่ในภาคอุตสาหกรรม ร้อยละ 35 อยู่ในภาคธุรกิจ และอีกร้อยละ 50 อยู่ในภาคที่อยู่อาศัย (รังสิมา กาญจนสมบัติ. 2541 : 1) การใช้พลังงานไฟฟ้าของประเทศไทยมีปริมาณเพิ่มขึ้นอย่างมากและต่อเนื่องโดยเฉพาะในภาคที่อยู่อาศัยและภาคธุรกิจกว่าร้อยละ 50 เกิดจากการใช้เครื่องปรับอากาศ เนื่องจากในปัจจุบันอาคารเกือบทุกแห่งออกแบบให้ต้องใช้เครื่องปรับอากาศ และ เครื่องปรับอากาศเป็นอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานมากที่สุดในบรรดาเครื่องใช้ไฟฟ้าทั้งหมด ความต้องการใช้เครื่องปรับอากาศภายในประเทศเพิ่มขึ้นปีละ 400,000 เครื่อง ถ้าเฉลี่ยความต้องการไฟฟ้าที่เครื่องปรับอากาศต้องการใช้ประมาณ 1,500 วัตต์ ต่อชั่วโมงต่อเครื่องหากทุกเครื่องเปิดใช้พร้อมกันหมดในช่วงที่มีการใช้ไฟฟ้าสูงสุดของระบบ การไฟฟ้าฝ่ายผลิตต้องสร้างโรงไฟฟ้าเพิ่มขึ้นเพื่อรองรับความต้องการใช้ไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศเพียงอย่างเดียวถึงปีละ 600 เมกะวัตต์ หรือเทียบได้กับโรงไฟฟ้าแม่เมาะขนาด 300 เมกะวัตต์ 2 โรง ต้องใช้เงินลงทุนก่อสร้างโรงไฟฟ้าถึง 15000 ล้านบาท ดังนั้น การประหยัดพลังงานไฟฟ้าในระบบปรับอากาศจึงมีส่วนช่วยให้เกิดการประหยัดพลังงานไฟฟ้าในภาพรวมได้ปริมาณมาก (กรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน : 2531)

จากปัญหาดังกล่าวรัฐบาลจึงได้เร่งรัดปรับลดการใช้พลังงานไฟฟ้าอย่างจริงจัง โดยใช้มาตรการอนุรักษ์พลังงาน เพื่อลดค่าใช้จ่ายด้านพลังงาน ส่งเสริมให้เกิดการประหยัดพลังงานและลดการพึ่งพาพลังงานจากต่างประเทศ รัฐบาลได้กำหนดนโยบายและแนวทางการอนุรักษ์พลังงานครั้งแรก ลงในแผนพัฒนา

เศรษฐกิจและสังคมแห่งชาติ ฉบับที่ 5 (2525 – 2529) และต่อเนื่องมาจนถึงแผนพัฒนาเศรษฐกิจและสังคมแห่งชาติ ฉบับที่ 9 (2540 – 2541) และเพื่อให้การกำกับดูแลและอนุรักษ์พลังงานดำเนินการอย่างเป็นระบบ คณะกรรมการพลังงานแห่งชาติได้ดำเนินการยกร่างปรับปรุง พระราชบัญญัติการส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน พ.ศ.2535 ขึ้นและมีผลบังคับใช้ตั้งแต่วันที่ 3 เมษายน พ.ศ.2535 (สำนักกำกับและอนุรักษ์พลังงาน สำหรับเจ้าของอาคารควบคุมและโรงงานควบคุม ม.ป.ป.) วิธีการประหยัดพลังงานไฟฟ้าในระบบปรับอากาศมีอยู่มากมายหลายวิธี ทั้งวิธีการต้องลงทุนปรับปรุงเปลี่ยนแปลงอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบปรับอากาศ และวิธีการที่ต้องมีการลงทุน เช่น การจัดระบบและระยะเวลาการทำงานของเครื่องปรับอากาศ การควบคุมอากาศจากภายนอกให้เข้ามาภายในห้องปรับอากาศในปริมาณที่เหมาะสมและน้อยที่สุด ซึ่งสามารถทำได้โดยการเปิด-ปิดเครื่องปรับอากาศให้เหมาะสม (คู่มือในการอนุรักษ์พลังงานในอาคาร) โดยเฉพาะการปรับอากาศเพื่อความสบายของมนุษย์ ระบบปรับอากาศแบบอัดไอชนิดแยกส่วน (Split Type) มีการใช้อย่างแพร่หลาย เพราะเป็นระบบปรับอากาศขนาดเล็กไม่ใหญ่ ติดตั้งง่าย และราคาไม่แพงมาก โดยพิจารณาการระบายความร้อนออกที่คอนเดนเซอร์ จะใช้อากาศแวดล้อมในการระบายความร้อน แต่พบว่า อุณหภูมิอากาศแวดล้อมในประเทศไทยมีค่าค่อนข้างสูง ทำให้การระบายความร้อนออกไม่มีประสิทธิภาพจึงต้องใช้พลังงานในการอัดไอของสารทำงานมากขึ้น (วีระวุฒิ อรุณวรรณะ. 2541)

การประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศนั้นแนวทางหนึ่งก็คือการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศให้สามารถทำความเย็นได้สูงสุดเมื่อเปรียบเทียบกับพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ไป ดังนั้น องค์ประกอบที่สำคัญของเครื่องปรับอากาศที่มีผลต่อการทำความเย็น ส่วนหนึ่งคือ ระบบการควบแน่นของสารทำความเย็นที่จะต้องควบคุมให้สามารถทำการระบายความร้อนหรือถ่ายเทความร้อนออกจากตัวสารทำความเย็นได้ถูกต้องและตรงตามความขนาดของเครื่องปรับอากาศเพื่อให้สามารถทำความเย็นได้สูงสุด จากหลักการทำงานดังกล่าว หากต้องการให้ประสิทธิภาพการทำความเย็นดียิ่งขึ้น จะต้องทำให้ชุดควบแน่นของเครื่องปรับอากาศระบายความร้อนให้มากที่สุด (ทัศนภรณ์ บุญยรัตพันธุ์. 2543)

ผู้ศึกษาจึงเห็นว่าควรจะได้ทำการศึกษาค้นคว้าเพิ่มประสิทธิภาพของระบบการปรับอากาศของเครื่องปรับอากาศ การศึกษาในครั้งนี้เพื่อเป็นแนวทางการประหยัดและอนุรักษ์พลังงานตามนโยบายของรัฐบาล เนื่องจากการได้ดำเนินการศึกษาทำให้พบปัญหาในเรื่องของเครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งตามอาคารต่างๆ มีชนิด ขนาด และอายุการใช้งานที่แตกต่างกันมาก การซ่อมบำรุงรักษาเพื่อให้การใช้งานได้ดีและมีประสิทธิภาพนั้นต้องศึกษาสาเหตุของการขัดข้องและหาแนวทางแก้ไข ส่วนมากแล้วปัญหาที่พบมากที่สุดก็คือเครื่องปรับอากาศไม่มีความเย็นหรือมีความเย็นน้อยกว่าปกติ ปัญหาดังกล่าวส่วนหนึ่งเกิดจากเครื่องที่มีอายุการใช้งานมานานเกินกว่า 5 ปี ทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องจึงไม่สามารถทำความเย็นได้ร้อยละ 100 จึงต้องการที่จะศึกษาวิธีการช่วยให้เครื่องสามารถทำความเย็นที่เพิ่มขึ้นและส่งผลให้เกิดการประหยัดพลังงานไฟฟ้า

ผู้ศึกษาจึงมีความประสงค์จะศึกษาพัฒนาชุดระบายความร้อนชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนที่มีอายุการใช้งานมาแล้วมากกว่า 5 ปี เพื่อช่วยระบายความร้อนในชุดควบแน่นของเครื่องปรับอากาศให้ได้มากที่สุดเป็นแนวทางให้เกิดการพัฒนาเครื่องปรับอากาศที่มีอายุให้ใช้งานได้มีประสิทธิภาพยืดอายุการใช้งานของเครื่องปรับอากาศและเป็นการประหยัดพลังงานไฟฟ้าด้วย

ความมุ่งหมายของการวิจัย

1. ศึกษาพัฒนาชุดระบายความร้อนเครื่องควบแน่นของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
2. ศึกษาประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศที่ได้พัฒนาแล้ว

ความสำคัญของการวิจัย

ได้ชุดควบแน่นของเครื่องปรับอากาศที่เพิ่มประสิทธิภาพการทำความเย็นและประหยัดพลังงานไฟฟ้า

ขอบเขตของการวิจัย

การวิจัยครั้งนี้ผู้วิจัยกำหนดขอบเขตของการวิจัยดังนี้

- 1 สถานที่ทดลองเป็นห้องปฏิบัติการ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหิดล ศาลายา อำเภอพุทธมณฑล จังหวัดนครปฐม
- 2 ขนาดพื้นที่ปรับอากาศ 16 ตารางเมตร
- 3 เครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทดลองมีความสามารถในการทำความเย็น 12,000 Btu./hr. เป็นเครื่องปรับอากาศที่มีอายุการใช้งานมากกว่า 5 ปี
- 4 ชุดระบายความร้อนเป็นชุดที่ออกแบบเพื่อใช้น้ำเป็นตัวกลางในการระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นที่ไหลในระบบ โดยมีส่วนประกอบ 2 ส่วนคือ
 - 4.1 ท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1/4 นิ้ว ซึ่งเป็นท่อที่สารทำความเย็นไหลผ่านเพื่อระบายความร้อนออกจากระบบ โดยการออกแบบเพิ่มเติมจากชุดควบแน่นเดิม
 - 4.2 ท่อพลาสติก พีวีซี ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 3 นิ้ว เป็นท่อโครงสร้างของชุดระบายความร้อนที่ออกแบบเพิ่มเติม ภายในท่อพลาสติกประกอบด้วยท่อทองแดง ซึ่งท่อพลาสติกเป็นท่อสำหรับให้น้ำไหลผ่านเพื่อระบายความร้อนออกจากท่อทองแดง
- 5 ตัวแปรที่ศึกษา ในการทดลองครั้งนี้ผู้วิจัยได้กำหนดตัวแปรที่จะศึกษาไว้ 2 ด้านดังนี้คือ
 - 5.1 สัมประสิทธิ์สมรรถนะทำความเย็น
 - 5.2 ประสิทธิภาพการทำความเย็น

นิยามศัพท์เฉพาะ

ชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่น หมายถึง การกำหนดลักษณะรูปแบบและวัสดุอุปกรณ์ที่ใช้ในการช่วยระบายความร้อนของชุดควบแน่นคือเป็นอุปกรณ์ที่ประกอบด้วยท่อทางไหลของระบบสารทำความเย็นเพื่อลดอุณหภูมิในระบบการควบแน่นของชุดควบแน่น

เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน (Split Type Air conditioner) หมายถึง ระบบปรับอากาศที่ตัวเครื่องแยกออกเป็นสองส่วน คือ ชุดควบแน่น และชุดระเหย ในการติดตั้งจะต้องมีการเดินท่อสารทำความเย็นเชื่อมต่อระหว่างชุดทั้งสองนี้

แผงระบายความร้อน (Cooling Coil) หมายถึง แผงท่อซึ่งมีสารทำความเย็นวิ่งอยู่ภายในท่อและมีสารที่ต้องการถ่ายโอนความร้อนออก เช่น อากาศไหลผ่านภายนอกท่อ แผงท่อส่วนใหญ่จะมีครีบบอยู่ภายนอกด้วย

เครื่องควบแน่น (Condenser) หมายถึง อุปกรณ์ที่ทำให้ไอกลายเป็นของเหลว โดยการระบายความร้อนแฝงออก

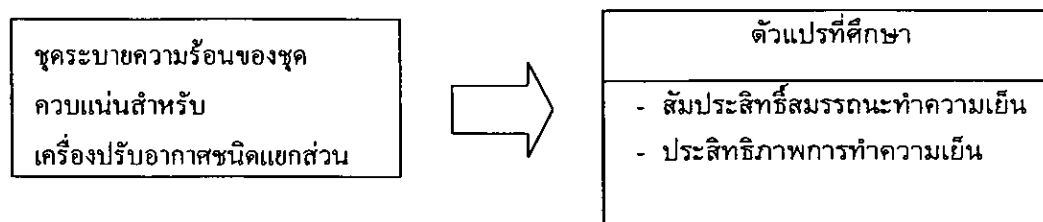
ชุดควบแน่น (Condensing Unit) หมายถึง เครื่องควบแน่นพร้อมเครื่องอัดและอุปกรณ์ประกอบ

ชุดระเหย (Fan Coil Unit) หมายถึง เครื่องส่งลมซึ่งประกอบด้วยอุปกรณ์ที่จำเป็น คือ พัดลมมอเตอร์ขับพัดลม ชุดคอยล์เย็น และแผงกรองอากาศโดยทั่วไปหน่วยแฟนคอยล์จะมีอัตราการส่งลมน้อยกว่าหน่วยเครื่องส่งลมมาก

สัมประสิทธิ์สมรรถนะทำความเย็น (Coefficient of Permanence of Refrigeration. COP) หมายถึง อัตราส่วนของปริมาณความเย็นที่ได้ต่อปริมาณงานที่ให้กับระบบทำความเย็น

ประสิทธิภาพการทำความเย็น (Energy Efficiency Ratio. EER) หมายถึง อัตราส่วนของความสามารถในการทำความเย็นต่อกำลังงานที่ใช้ เช่น บีทียูต่อชั่วโมงต่อวัตต์ไฟฟ้า หรือ วัตต์ความเย็นต่อวัตต์ ไฟฟ้า

กรอบแนวคิดงานวิจัย



ภาพประกอบ 1 กรอบแนวคิดงานวิจัย

สมมุติฐานของการวิจัย

ชุดระบายความร้อนของเครื่องปรับอากาศที่พัฒนาขึ้นเมื่อนำไปติดตั้งทำให้เครื่องปรับอากาศมีประสิทธิภาพประหยัดได้ร้อยละ 5

บทที่ 2

เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในการวิจัยครั้งนี้ผู้วิจัยได้ศึกษาเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องและได้นำเสนอตามหัวข้อต่อไปนี้

1. ทฤษฎีพื้นฐานการทำความเย็น
 - 1.1 ระบบทำความเย็น
 - 1.2 เครื่องอัด
 - 1.3 เครื่องควบแน่น
 - 1.4 เครื่องระเหย
 - 1.5 ชุดควบคุมน้ำยาเครื่องทำความเย็น
 - 1.6 อุปกรณ์อื่นๆของระบบ
 - 1.7 สารทำความเย็น
2. หลักการพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน
 - 2.1 การนำความร้อน
 - 2.2 การพาความร้อน
 - 2.3 ความต้านทานฟอลิ่ง
3. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
 - 3.1 การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
 - 3.2 ตัวแปรสำคัญในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
 - 3.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเป็นท่อ
 - 3.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดแผ่น
 - 3.5 หลักเกณฑ์การเลือกของไหลที่อยู่ในท่อ
 - 3.6 การจัดเส้นทางไหล
4. หลักการออกแบบทางความร้อนและการคำนวณ
 - 4.1 การกำหนดการไหล
 - 4.2 การแจกแจงอุณหภูมิ
 - 4.3 การคำนวณค่าต่างๆในระบบทำความเย็น
 - 4.4 การคำนวณค่าต่างๆในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
5. เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

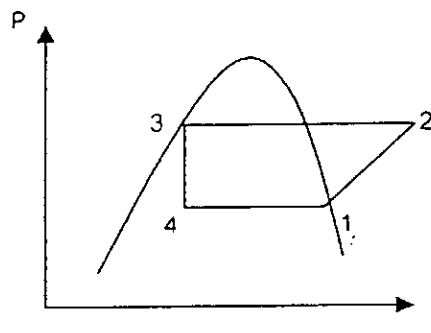
1. ทฤษฎีพื้นฐานการทำความเย็น

1.1 ระบบทำความเย็น (Refrigeration systems)

1.1.1 วัฏจักรการทำความเย็นในทางอุดมคติ

วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอจะมีอุปกรณ์ต่างๆได้แก่เครื่องอัด (Compressor) เครื่องควบแน่น (condenser) ลิ้นลดความดัน (Expansion Valve) เครื่องระเหย (Evaporator) ซึ่งหลักการทำงาน

ของวัฏจักรทำความเย็นเริ่มที่สารทำความเย็นออกจากเครื่องควบแน่นในลักษณะของเหลวอิ่มตัวที่ความดันสูง หรืออาจเป็นสภาวะของเหลวอัดตัว (Subcool Liquid) ได้ยิ่งดี หลังจากนั้นจะไหลผ่านลิ้นลดความดัน ขณะที่สารทำความเย็นไหลผ่านลิ้นลดความดัน ความดันของสารทำความเย็นจะลดลงและเกิดการขยายตัวขึ้นมีผลทำให้ อุณหภูมิของสารทำความเย็นลดลงด้วยสารทำความเย็นหลังจากไหลผ่านลิ้นลดความดันจะมีสภาวะเป็นของเหลวอิ่มตัวและมีไอน์อยู่เล็กน้อย มีอุณหภูมิและความดันต่ำจะไหลต่อไปยังเครื่องระเหย เพื่อรับความร้อนจากห้องปรับอากาศและกลายเป็นไออิ่มตัว (Saturated Vapor) จากนั้นไอของสารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่เครื่องอัด และได้รับการเพิ่มพลังงานจากเครื่องอัดทำให้ไอสารทำความเย็นมีความดันสูงและอุณหภูมิสูงซึ่งจะมีสภาวะเป็นไอตรง (Superheat Vapor) เมื่อออกจากเครื่องอัดแล้วจะไหลผ่านเข้าไปในเครื่องควบแน่นเพื่อถ่ายเทความร้อนออกจากตัวสารทำความเย็นที่เครื่องควบแน่นและมีสภาวะเป็นของเหลวอีกครั้ง



ภาพประกอบ 2 P – h diagram ของวัฏจักรทำความเย็น

การทำความเย็นจำเพาะ (q_l) เป็นปริมาณความร้อนเข้าสู่วัฏจักรหนึ่งหน่วยมวลคำนวณได้จาก

$$q_l = h_1 - h_4$$

ค่าความร้อนที่ถ่ายเทออกจากเครื่องควบแน่น (q_H) สามารถคำนวณได้จาก

$$q_H = h_2 - h_3$$

พลังงานที่ให้กับเครื่องอัดด้วยกระบวนการไอเซนทรอปิก สามารถคำนวณได้จาก

$$W_c = h_2 - h_1$$

ค่าสมรรถนะการทำความเย็น (COP) คือ ค่าอัตราส่วนระหว่างค่าการทำความเย็นจำเพาะกับพลังงานที่ให้กับเครื่องอัด สามารถคำนวณได้จาก

$$\text{COP} = \frac{Q}{W} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)}$$

ดังนั้นปริมาณความร้อนที่สามารถถ่ายเทออกจากชุดควบแน่นคำนวณได้จาก

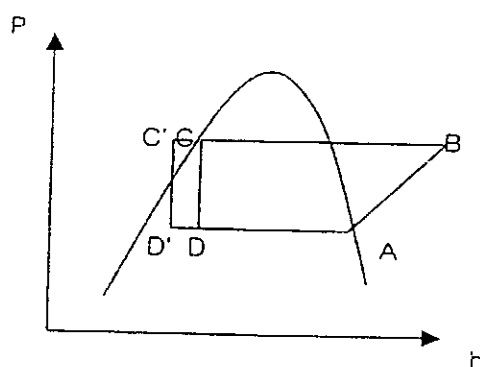
$$Q_H = m \dot{r} (h_2 - h_3)$$

1.1.2 วัฏจักรจริงของระบบทำความเย็น (Actual Refrigerating Cycle)

ในทางทฤษฎีนั้นเราไม่ได้คำนึงถึงในการสูญเสียเช่น ความดันตกต่ำตามความยาวท่อข้อต่อต่าง ๆ ความสูญเสียที่เกิดขึ้นภายในแผงแลกเปลี่ยนความร้อน ผลที่ต่างไปจากวัฏจักรการทำความเย็นในแนวทางอุดมคติ ในวัฏจักรจริงมีหลายสิ่งได้แก่

- 1 ผลกระทบเนื่องจากสารทำความเย็นมีการแลกเปลี่ยนสภาวะเป็นของเหลวอัดตัว (Subcool Liquid)
- 2 ผลกระทบเนื่องจากสารทำความเย็นเปลี่ยนสภาวะเป็นไอคง (Superheat Vapor)
- 3 ผลกระทบเนื่องจากความดันตก (Pressure Drop) ของสารทำความเย็นภายในระบบท่อและข้อต่อต่าง ๆ และที่ผ่านเครื่องระเหย และเครื่องควบแน่น
- 4 ผลกระทบจากการทำงานของเครื่องอัดซึ่งไม่ได้ทำงานตามกระบวนการไอเซนทรอปิก (Isentropic Process)

นอกจากนี้ยังมีผลกระทบเนื่องจากตัวแปรอื่นๆ อีก เช่น การไหลของสารทำความเย็น เป็นต้น



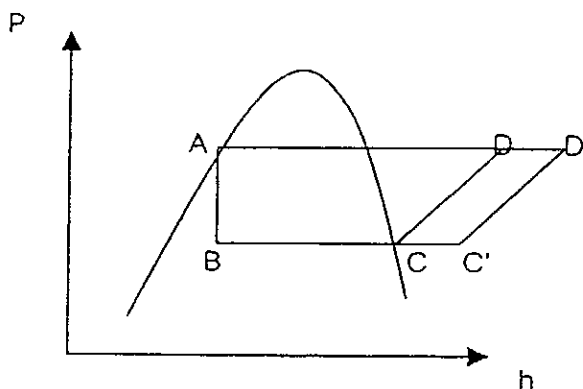
ภาพประกอบ 3 P – h Diagram เปรียบเทียบวัฏจักรที่เป็นของเหลวอัดตัวกับวัฏจักรทางอุดมคติ

1.1.2.1 ผลกระทบเนื่องจากสารทำความเย็นเปลี่ยนสภาวะเป็นของเหลวอัดตัว (Subcool liquid) เมื่อสารทำความเย็นผ่านเครื่องควบแน่นจะเปลี่ยนเป็นสภาวะของเหลวอิ่มตัว (Saturated Liquid) สารทำความเย็นมีสภาวะเป็นของเหลวจะระบายความร้อนออกจากตัวมันเองแต่ความดันยังคงสูงอยู่ทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสภาวะเป็นของเหลวอัดตัวจาก P-h ไดอะแกรมจะเห็นได้ว่าวัฏจักรที่สารทำความเย็นมีการเปลี่ยนสภาวะเป็นของเหลวอัดตัวจะมีค่ารีฟิเจอร์เรตติ้งคาปาซิตีมากกว่าวัฏจักรทางอุดมคติ และจากการเพิ่มค่ารีฟิเจอร์เรตติ้งเอฟเฟกต์มีผลทำให้สามารถเพิ่มปริมาณหรืออัตราการไหลของสารทำความเย็นได้จึงเป็นการช่วยลดภาระของเครื่องอัด (Compressor) และเมื่อพิจารณา P-h ไดอะแกรมต่อไปจะพบว่าในขณะที่สารทำความเย็นออกจากเครื่องระเหย (Evaporator) ยังคงมีสภาวะเป็นไออิ่มตัวเช่นเดียวกับวัฏจักรทางอุดมคติซึ่งแสดงว่าไม่มีการเพิ่มภาระให้กับเครื่องอัด (Compressor) ผลที่ตามมาจะทำให้ประสิทธิภาพการทำความเย็นเพิ่มขึ้น

1.1.2.2 ผลกระทบเนื่องจากสารทำความเย็นเปลี่ยนสภาวะเป็นไอคง (Superheat)

จากวัฏจักรอุดมคติที่ท่อดูดสารทำความเย็นจะให้สารทำความเย็นมีสภาวะเป็นไออิ่มตัว (Saturated Vapor) ที่อุณหภูมิอิ่มตัวและความดันอิ่มตัวแต่ในวัฏจักรจริงหลังจากที่สารทำความเย็นออกจากเครื่องระเหย (Evaporator) ได้มีสถานะเป็นไออิ่มตัวและอุณหภูมิต่ำ สารทำความเย็นจะดูดความร้อนและเปลี่ยนสถานะเป็นไอคงก่อนเข้าเครื่องอัด

เนื่องจากการต่ำต่ำของความดันเกิดขึ้นไม่มากจึงพอประมาณให้ความดันช่วงที่สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะจากไออิ่มตัวเป็นไอดงนั้นคงที่อีกประการหนึ่งถึงความดันจะเพิ่มขึ้นแต่เนื่องจากถูกดูดเข้าเครื่องอัด (Compressor) ก็จะทำให้ความดันลดลงจนถึงความดันอิ่มตัว ดังนั้นการที่ให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะเป็นไอดงภายใต้ความดันคงที่นั้นค่อนข้างจะใช้ได้



ภาพประกอบ 4 P-h diagram เปรียบเทียบวัฏจักรไอดงกับวัฏจักรเบี่ยงดัน

ผลกระทบมีดังนี้

1. จาก P - h diagram $(h_o - h_c) > (h_o - h_c)$ หมายความว่าต้องใส่งานเข้าเครื่องอัด (Compressor) มากกว่าตอนดูดสารทำความเย็น
2. ที่อุณหภูมิการกลายเป็นไอของสารทำความเย็นเดียวกับอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องอัด (Compressor) ในวัฏจักรจริงสูงกว่าซึ่งมีผลต่อวัตถุและการสึกหรอของอุปกรณ์ในระบบทำความเย็น
3. ปริมาณความร้อนที่ต้องระบายออกจากระบบมากกว่าวัฏจักรในอุดมคติ และพลังงานที่ใส่เข้ามาในเครื่องอัด (Compressor) เพิ่มขึ้นจากที่ต้องดึงความร้อนออกจากระบบให้สูง ต้องอาศัยระบบที่ระบายความร้อนได้ดีทำให้เครื่องอัด (Compressor) ขนาดใหญ่และมีสารหล่อเย็นปริมาณสูง
4. จาก P - h ไดอะแกรมที่สมมติให้ความดันจากตอนที่เปลี่ยนเป็นไอดงเป็นแบบความดันคงที่ ค่าปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นจะเปลี่ยนไป นั่นคือค่าปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นที่สถานะได้อิ่มตัว ที่ความดันเดียวกันต้องใส่พลังงานให้เครื่องอัด (Compressor) ที่ใช้ในการอัดไอเพิ่มขึ้นซึ่งเป็นการสิ้นเปลืองพลังงาน
5. นอกจาก 4 ข้อที่กล่าวมาแล้วผลกระทบที่สำคัญคือการลดลงของประสิทธิภาพของการทำความเย็น

1.1.2.3 ผลกระทบเนื่องจากความดันสูญเสียที่เกิดจากการไหลของสารทำความเย็น

ผลจากความฝืด (Friction) ทั้งภายในตัวของไหล (Refrigerant) และภายนอก สารทำความเย็นจะมีการเกิดความดันสูญเสียในขณะที่ไหลผ่านอุปกรณ์ท่อข้อต่อต่าง ๆ เครื่องระเหย (Evaporator) เครื่องควบแน่น (Condenser) และขณะที่สารทำความเย็นถูกอัดภายในเครื่องอัด (Compressor) เมื่อพิจารณา P - h ไดอะแกรมของวัฏจักรจริงที่ได้คำนึงถึงความดันสูญเสียที่เกิดจากความฝืดเพียงอย่างเดียว โดยไม่รวมถึงผล

อันเกิดจากการที่สารทำความเย็นเปลี่ยนเป็นสภาวะไอตรงหรือของเหลวอัดตัว แผนภูมิที่ได้จะมีลักษณะคล้ายวัฏจักรเบืองตัน

1.2 เครื่องอัด (Compressor)

คือปั๊มที่ทำหน้าที่อัดแก๊สที่ได้จากสารทำความเย็นที่กลายเป็นไอที่เครื่องระเหย (Evaporator) ให้มีอุณหภูมิสูงและความดันสูง

1.2.1 ชนิดของเครื่องอัด

เครื่องอัดอาจแบ่งเป็น 2 ชนิดใหญ่ๆ ดังนี้ คือ

1. เครื่องอัดแน่นนอน (Positive Compressor) เป็นเครื่องอัดที่ดูดเอาไอเข้ามาในกระบอกสูบแล้วอัด
2. เครื่องอัดไม่แน่นนอน (Non Positive Compressor) เป็นเครื่องอัดที่ดูดไอเข้าไปแล้วเร่งความเร็ว

โดยใบพัดเพื่อเปลี่ยนความเร็วเป็นความดัน

1.2.1.1 การแบ่งชนิดเครื่องอัดตามวิธีการอัด

1. วิธีแน่นนอน (Positive Compression Method)

เครื่องอัดแบบลูกสูบ (Reciprocating Compressor)

อัดทางเดียว (Single Acting)

อัดสองทาง (Double Acting)

เครื่องอัดแบบลูกหลายชั้น (Multistage Reciprocating Compressor)

เครื่องอัดแบบโรตารี (Rotary Compressor)

เครื่องอัดแบบสกรู (Screw Compressor)

2. วิธีอัดแบบใช้แรงเหวี่ยง (Centrifugal Compression Method)

เครื่องอัดแรงเหวี่ยงชั้นเดียว หรือเครื่องอัดแบบหอยโข่งชั้นเดียว (Single Stage

Centrifugal Compressor)

เครื่องอัดแรงเหวี่ยงหลายชั้นหรือเครื่องอัดแบบหอยโข่งหลายชั้น (Multi Stage Centrifugal

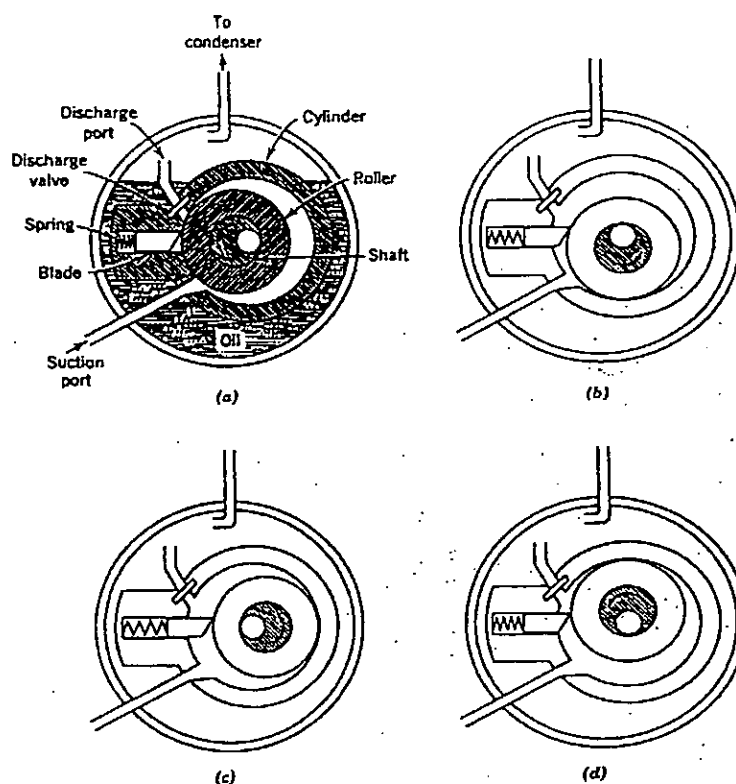
Compressor)

1.2.2 เครื่องอัดแบบหมุน (Rotary Compressor)

เครื่องอัดแบบหมุนที่นิยมใช้กันมี 3 ชนิดด้วยกันคือ

1.2.2.1 เครื่องอัดแบบหมุนชนิดลูกสูบลูกกลิ้ง

เครื่องอัดแบบนี้ประกอบด้วยลูกกลิ้งรูปทรงกระบอก หมุนบนเพลายึดศูนย์กลางโดยที่เพลาดัดตั้งร่วมศูนย์กลางกับกระบอกสูบทรงกระบอก ดังแสดงในภาพประกอบที่ 5



ภาพประกอบ 5 เครื่องอัดแบบหมุนชนิดลูกสูบลูกกลิ้ง (จาก Dossat, R.J 1991)
ที่มา : กัณฑ์ ประทีปชัยกุล. : 2543 : 100

ปลายทั้งสองด้านของกระบอกสูบจะมีฝาสูบหรือแผ่นปลายปิดทั้งสองด้านทำหน้าที่เป็นฐานรองของเพลาลูกเบี้ยว ท่อด้านดูดและท่อด้านจ่ายจะอยู่ที่ผนังกระบอกสูบใกล้กับร่องไบมิตแต่ตรงกันข้ามการไหลของไอสารทำความเย็นผ่านท่อทั้งสองเป็นไปอย่างต่อเนื่องยกเว้นเมื่อลูกกลิ้งหมุนไปปิดท่อใดท่อหนึ่ง ไอดูดและไอจ่ายในกระบอกสูบแยกจากกันตรงจุดสัมผัสระหว่างไบมิตกับลูกกลิ้งส่วนหนึ่งระหว่างลูกกลิ้งกับผนังกระบอกสูบอีกส่วนหนึ่ง

จุดที่ลูกกลิ้งแตะกับผนังกระบอกสูบนั้นเปลี่ยนไปตลอดเวลาเมื่อลูกกลิ้งหมุนกระบอกสูบทั้งชุดอยู่ในเปลือกเดียวกัน ซึ่งทำหน้าที่เป็นอ่างน้ำมันด้วย ไอสารทำความเย็นความดันสูงไหลเข้าช่องว่างเหนือระดับน้ำมันในเปลือกเครื่องอัดเครื่องอัดแบบนี้ไม่ต้องใช้วาล์วด้านดูดตรงท่อออกติดตั้งวาล์วกันย้อน (Check Valve) หรือมีวาล์วใบพัด (Flapper Valve) เพื่อป้องกันการไหลย้อนกลับของไอสารทำความเย็น

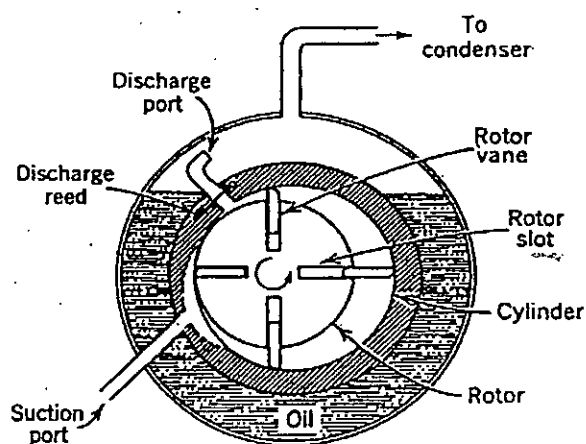
1.2.2.2 เครื่องอัดแบบหมุนชนิดไบมิตหมุน

เครื่องอัดแบบนี้มีไบมิตซึ่งหมุนได้ ติดตั้งรอบแกนหมุนที่เจาะร่องไว้ (Slotted Rotor) ดังแสดงในภาพประกอบ 6

ตัวแกนหมุน (Rotor) นี้ติดตั้งเยื้องศูนย์กลางกับกระบอกสูบ กระบอกสูบถูกปิดหัวปิดท้ายด้วยฝาสูบ ซึ่งทำหน้าที่เป็นตัวรองเพลากล้นด้วย ไบมิตจะสามารถเคลื่อนที่เข้าออกภายในร่องของแกนหมุน เมื่อแกนหมุน หมุนไปรอบ ๆ กระบอกสูบ ตัวไบมิตจะกดติดผนังกระบอกสูบ โดยอาศัยแรงเหวี่ยงที่เกิดจากการหมุนของแกนหมุน บางชนิดปลายมิตในร่องแกนหมุนจะติดสปริงไว้เพื่อช่วยให้แรงกดของไบมิตของผนังกระบอกสูบแน่นขึ้น

ไอลูตไหลเข้ากระบอกสูบผ่านท่อดูดแก๊สเย็นแล้วถูกกักไว้ระหว่างใบมีด 2 ใบที่หมุนไปด้วยจนได้ปริมาณไอลัดต่ำสุด จากนั้นไอลความดันสูงจะถูกปล่อยออกทางกระบอกสูบทางท่อส่งออก อัตราส่วนความดันไอลจากเครื่องอัดแบบนี้ ในทางปฏิบัติมีค่าสูงสุดประมาณ 1 ต่อ 1

ข้อดีของเครื่องอัดแบบหมุนก็คือ มีการทำงานหรือการเคลื่อนที่เรียบกว่าไอลูตและไอลจ่ายไหลอย่างคงที่มีการสั่นสะเทือนน้อยกว่าซึ่งจำจากเครื่องอัดแบบลูกสูบ



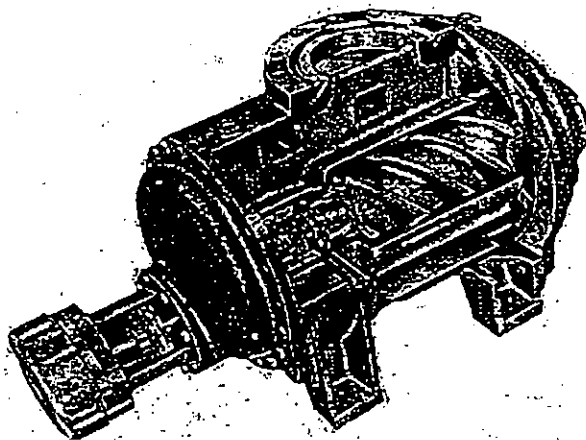
ภาพประกอบ 6 เครื่องอัดชนิดหมุนแบบใบพัดมีดหมุน (จาก Dossat, R.J. 1991)

ที่มา: คำพล ประทีปชัยกุล. 2543 : 101

1.2.2.3 เครื่องอัดชนิดเกลียวหมุน

เครื่องอัดแบบนี้ประกอบด้วยแกนร่อนเกลียว 2 แกนประกบกันอยู่ในกระบอกสูบ ซึ่งมีท่อดูดแก๊สเย็นและท่อส่งออก ดังแสดงในภาพประกอบ 7

แกนหมุนตัวผู้เป็นตัวขับซึ่งปกติจะมี 4 เกลียวตามความยาวของแกนและประกบกับร่อนเกลียวของแกนหมุนตัวเมียซึ่งปกติจะมี 6 ร่องเมื่อแกนหมุนไอลจะไหลเข้าตรงทางเปิดช่องว่างระหว่างเกลียวตัวผู้และร่องตัวเมีย เมื่อแกนหมุนไปไอลสารทำความเย็นก็จะเคลื่อนที่ผ่านช่องว่างระหว่างเกลียวและร่องเกลียวโดยที่ปริมาตรของไอลจะถูกบีบให้เล็กลงจนกระทั่งไอลเคลื่อนที่ถึงทางท่อส่งออกไอลก็จะไหลออกทางท่อส่งออกซึ่งจะอยู่ทางด้านล่าง



ภาพประกอบ 7 เครื่องอัดชนิดเกลียวหมุน

ที่มา : ก้าพล ประทีปชัยกูร. 2543 : 103

1.3 เครื่องควบแน่น (CONDENSER)

เครื่องควบแน่นทำหน้าที่ในการถ่ายโอนความร้อนจากสารทำความเย็นซึ่งอยู่ในสถานะของไอร้อนยิ่งยวดเพื่อควบแน่นให้สารทำความเย็นกลายเป็นของเหลว ความร้อนจะถูกถ่ายโอนไปให้กับตัวกลางอื่น เช่น น้ำหรืออากาศ ความร้อนจากสารทำความเย็นที่ร้อนจะไหลผ่านผนังของเครื่องควบแน่นไปยังตัวกลาง ไอสารทำความเย็นจะถูกทำให้เย็นลงจนถึงสถานะอิ่มตัว จากนั้นจะเกิดการควบแน่นเป็นของเหลวชนิดของเครื่องควบแน่นโดยทั่วไปเครื่องควบแน่นสามารถแบ่งออกได้ 3 ชนิด คือ

1. ชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air – Cooled)
2. ชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water – Cooled)
3. ชนิดอีวาพอเรทีฟ (Evaporative)

1.3.1 เครื่องควบแน่นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ

เครื่องควบแน่นชนิดนี้ใช้อากาศเป็นตัวระบายความร้อนออกจากผิวของเครื่องควบแน่นซึ่งอาจเป็นอากาศที่หมุนเวียนโดยธรรมชาติหรืออาจใช้พัดลมช่วยก็ได้สำหรับแบบที่ใช้อากาศพาความร้อนออกจากผิวเครื่องควบแน่นโดยธรรมชาติ ปริมาณอากาศที่หมุนเวียนผ่านผิวของเครื่องควบแน่นจะมีจำนวนน้อย และเพื่อให้การถ่ายเทความร้อนเป็นไปอย่างเพียงพอจึงจำเป็นต้องเพิ่มพื้นที่ผิวของเครื่องควบแน่นให้มีขนาดใหญ่ขึ้น ฉะนั้นเครื่องควบแน่นแบบใช้อากาศหมุนเวียนโดยธรรมชาติจึงมีขีดจำกัดในการใช้งานคือ จะใช้สำหรับเครื่องทำความเย็นขนาดเล็ก ๆ เช่น ตู้เย็นและตู้แช่ที่ใช้ตามบ้านเรือนเท่านั้น

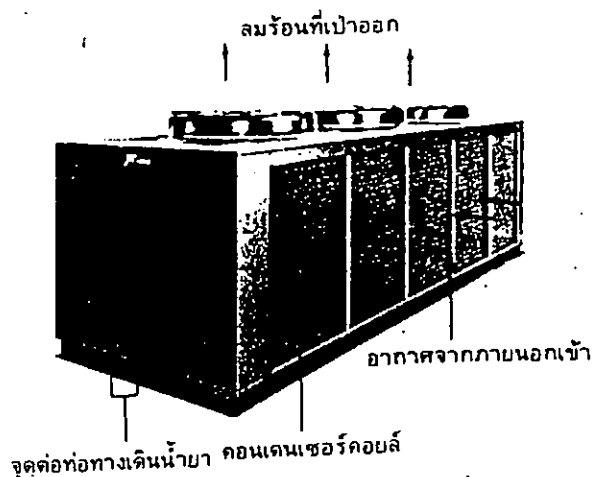
1.3.1.1 แบบใช้อากาศหมุนเวียนพาความร้อนออกโดยธรรมชาติ

เครื่องควบแน่นแบบให้อากาศหมุนเวียนตามธรรมชาติที่ใช้กับตู้เย็นอาจทำด้วยท่อขดไปมาบนแผ่นโลหะ (Plate Surface) หรืออาจทำด้วยท่อขดไปมาแบบมีครีป (Finned Tubing) เพื่อช่วยเพิ่มพื้นที่ผิวในการระบายความร้อนซึ่งแบบท่อกี้นี้จะไหลเวียนได้โดยสะดวกแต่ถ้าครีปห่างมากเกินไปความสามารถในการระบายความร้อนของเครื่องควบแน่นก็จะไม่ดีเท่าที่ควร และถ้ามีสิ่งสกปรกอุดตันที่ครีปของเครื่องควบแน่นก็จะทำให้อากาศไหลหมุนเวียนไม่สะดวกการระบายความร้อนออกของเครื่องควบแน่นก็ไม่ได้เช่นกัน

1.3.1.2 แบบมีพัดลมช่วย

เครื่องควบแน่นแบบนี้จะใช้พัดลมหรือโบลเวอร์ ช่วยในการเพิ่มปริมาณลมที่ผ่านผิวของเครื่องควบแน่นมากขึ้น ซึ่งจะช่วยให้สามารถลดขนาดของเครื่องควบแน่นให้เล็กลงได้เช่นชุดเครื่องควบแน่น

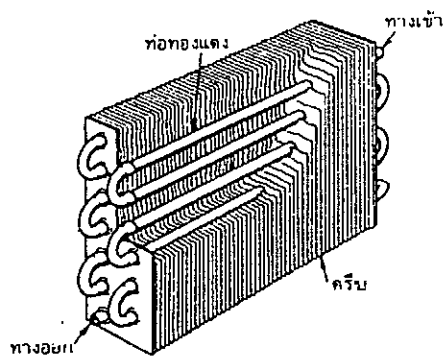
ของตู้แช่บางชนิดที่ใช้พัดลมช่วยในการระบายความร้อนออกจากเครื่องควบแน่น ดังภาพประกอบ 8 เครื่องควบแน่นแบบนี้สามารถใช้กับเครื่องทำความเย็นหรือเครื่องปรับอากาศขนาดตั้งแต่ 1 ตันขึ้นไปถึง 100 ตันหรือมากกว่า



ภาพประกอบ 8 เครื่องควบแน่นระบายความร้อนด้วยอากาศสำหรับเครื่องปรับอากาศขนาดใหญ่
ที่มา : สมศักดิ์ สุโตยกุล. 2533 : 76

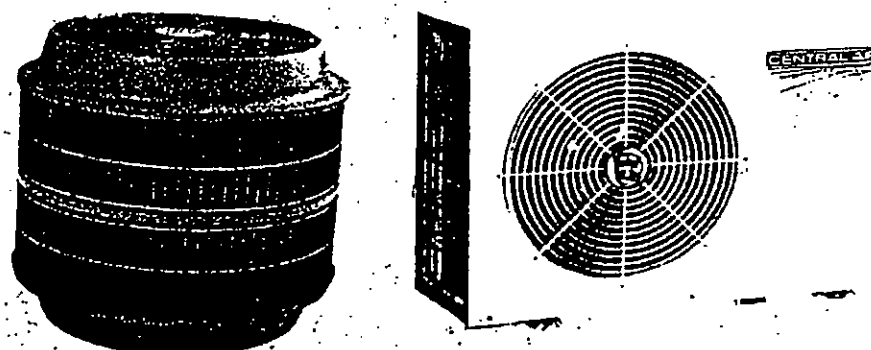
โดยโครงสร้างของเครื่องควบแน่นชนิดนี้ประกอบด้วยชุดท่อเหล็กหรือท่อทองแดงและมีครีบอลูมิเนียมเป็นตัวช่วยเพิ่มพื้นที่ผิวที่ผิวในการระบายความร้อนโดยอากาศที่ผ่านเข้ามาบนผิวหน้าของเครื่องควบแน่น ดังภาพประกอบ 9

อากาศที่ผ่านเครื่องควบแน่นนี้เป็นอากาศที่ได้จากพัดลมหรือโบลเวอร์ถ้ามีฝุ่นหรือสิ่งสกปรกอื่นๆ อุบัติขึ้นที่ครีบบนเครื่องควบแน่นจะทำให้การระบายความร้อนออกจากน้ำยาเพื่อกลั่นตัวเป็นน้ำยาเหลวไม่ดีเท่าที่ควรและความดันในระบบด้านความดันสูงจะสูงเกินเกณฑ์ทำให้มอเตอร์เครื่องอัดก๊นกระแสรุนแรงเกินไป



ภาพประกอบ 9 โครงสร้างของเครื่องควบแน่น
ที่มา : สมศักดิ์ สุโตยกุล. 2533: 76

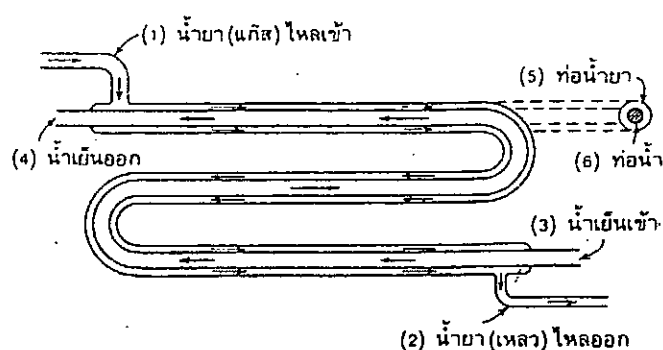
ในปัจจุบันได้มีการออกแบบชุดเครื่องควบแน่นใช้การระบายความร้อนด้วยอากาศ ดังแสดงในภาพประกอบที่ 10 ซึ่งเป็นแบบที่กำลังนิยมอย่างกว้างขวางกับเครื่องปรับอากาศ



ภาพประกอบ 10 ชุดเครื่องควบแน่นใช้การระบายความร้อนด้วยอากาศ
ที่มา: สมศักดิ์ สุโมตยกุล. 2533 :77

1.3.2 เครื่องควบแน่นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ

เครื่องควบแน่นชนิดนี้ใช้น้ำเป็นตัวกลางในการระบายความร้อนออกจากน้ำยาภายในระบบเพื่อให้ น้ำยาในสถานะแก๊สภายในเครื่องควบแน่นกลั่นตัวเป็นน้ำยาเหลวซึ่งสามารถแบ่งออกเป็น 3 แบบคือ



ภาพประกอบ 11 เครื่องควบแน่นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำแบบท่อสองชั้น
ที่มา : สมศักดิ์ สุโมตยกุล. 2533 : 77

1.3.2.1 แบบท่อสองชั้น (Double Tube) เครื่องควบแน่นแบบนี้ประกอบด้วยท่อสองท่อ คือ ท่อเล็กซึ่งเป็นท่อน้ำจะอยู่ภายในท่อใหญ่ซึ่งเป็นท่อน้ำยา ดังแสดงในภาพประกอบ 11

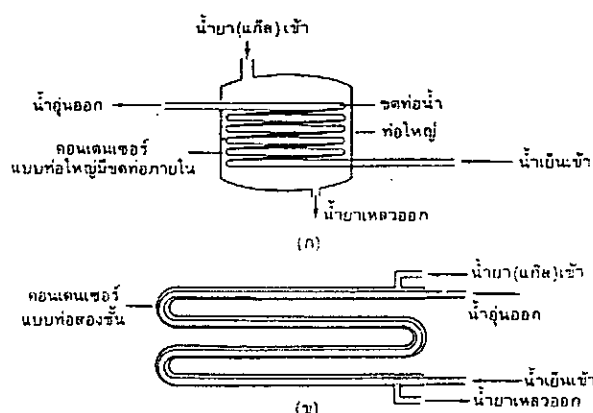
จากภาพประกอบ 11 ในขณะที่น้ำยาในสถานะแก๊สไหลเข้าทาง (1) ซึ่งเป็นท่อน้ำยาภายนอกน้ำเย็นก็จะไหลเข้าทาง (3) ซึ่งเป็นท่อเล็กภายในและมีทิศทางการไหลสวนทางกัน การที่จัดให้น้ำยาและน้ำเย็นไหลสวนทางกันนี้ก็เพื่อให้ น้ำเย็นถ่ายเทความร้อนออกจากน้ำยาได้มากที่สุดทำให้น้ำยากลิ้นตัวเป็นน้ำยาเหลวได้ดี

และการจัดให้น้ำยาไหลในท่อใหญ่ซึ่งเป็นท่อน้ำนอก ผิวนอกสุดของท่อน้ำยาจะสัมผัสกับอากาศทำให้ อากาศบางส่วนสามารถช่วยระบายความร้อนออกจากน้ำยาได้ด้วย

1.3.2.2 แบบท่อใหญ่มีท่อภายใน (Shell and Coil) ประกอบด้วยชุดท่อน้ำหนึ่งชุดหรือมากกว่าชุดท่ออยู่ภายในท่อใหญ่ซึ่งบรรจุน้ำยาที่ถูกอัดส่งมาจากเครื่องอัด มากล้นตัวเป็นน้ำยาเหลว ๆ รอบ ๆ ชุด น้ำเย็น ดังภาพประกอบ 12 ขณะที่น้ำเย็นไหลหมุนเวียนในชุดท่อซึ่งอยู่ภายในท่อใหญ่ น้ำยาในสถานะแก๊สซึ่งถูกอัดส่งมาจากเครื่องอัดก็จะถูกส่งเข้าไปในท่อใหญ่อยู่รอบ ๆ นอกของชุดท่อน้ำเย็น จะกลั่นตัวเป็นน้ำยาเหลวตกลงสู่ตอนล่างของท่อใหญ่ซึ่งทำหน้าที่เป็นท่อพักน้ำยาเหลวในตัวอีกด้วย ในการชาร์จน้ำยาเข้าในระบบ เครื่องทำความเย็นที่ใช้เครื่องควบแน่นแบบนี้ ต้องระวังอย่าชาร์จน้ำยาเข้ามาเกินไปเพราะอาจทำให้น้ำยาเหลวที่ถูกกลั่นตัวแล้วท่วมชุดท่อน้ำเย็น ซึ่งเป็นการลดพื้นที่ผิวสัมผัสของท่อน้ำเย็นมีผลให้น้ำยาในระบบเครื่องควบแน่นกลั่นตัวไม่ดี อุณหภูมิและความดันของน้ำยาในระบบจะสูงขึ้น

1.3.2.3 แบบท่อใหญ่มีชุดท่อตรงภายใน (Shell and tube)

ประกอบด้วยท่อเหล็กขนาดใหญ่ ภายในมีท่อตรงขนาดเล็กอยู่มากมายเรียงตัวขนานกันดังภาพประกอบ 13

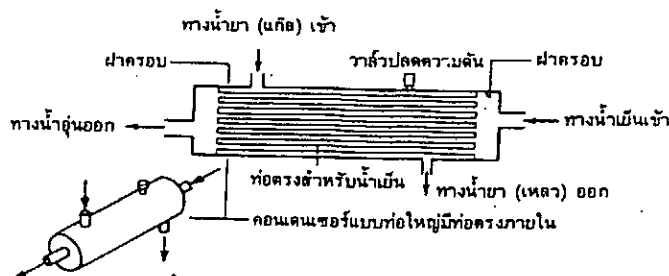


ภาพประกอบ 12 เครื่องควบแน่นแบบท่อใหญ่มีชุดท่อภายใน

ที่มา : สมศักดิ์ สุโมตยกุล. 2533 : 79

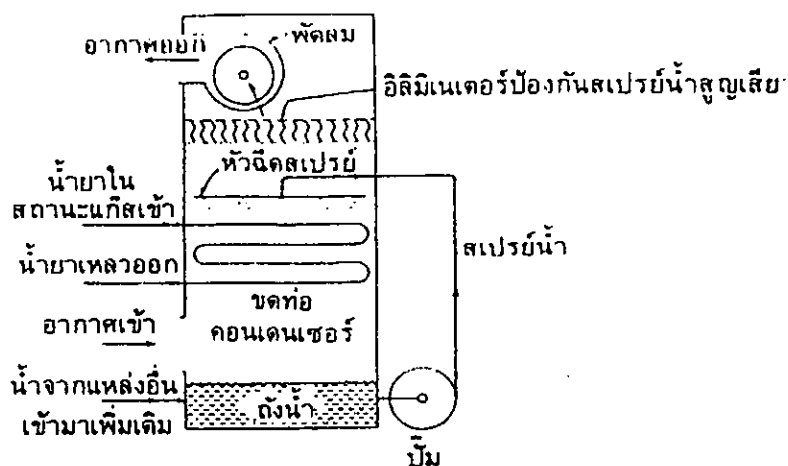
1.3.3 เครื่องควบแน่นชนิดอีวาพอเรทีฟ

เครื่องควบแน่นชนิดอีวาพอเรทีฟเป็นเครื่องควบแน่นที่อาศัยทั้งอากาศและน้ำในการถ่ายเทความร้อนออกจากน้ำยาในสถานะแก๊สเพื่อให้น้ำยาในสถานะแก๊สนั้นกลั่นตัวเป็นน้ำยาเหลว หลักการของเครื่องควบแน่นชนิดอีวาพอเรทีฟคือการนำเอาเครื่องควบแน่นชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำและท่อระบายเย็นออกมารวมกันไว้ในตัวเดียวกัน ดังภาพประกอบ 14



ภาพประกอบ 13 เครื่องควบแน่นแบบท่อใหญ่มีท่อตรงภายใน

ที่มา : สมศักดิ์ สุโมตยกุล. : 2533 : 80



ภาพประกอบ 14 เครื่องควบแน่นชนิดอีวาพอเรทีฟ

ที่มา : สมศักดิ์ สุโมทยกุล. : 2533 : 84

จากภาพประกอบ 14 น้ำเย็นจากกันถังจะถูกปั๊มส่งขึ้นไปยังหัวฉีดให้เป็นฝอยผ่านลงบนขดท่อน้ำยาเครื่องควบแน่นและตกลงบนกันถังอีกทีหนึ่ง น้ำยาในสถานะแก๊สซึ่งมีอุณหภูมิสูงและความดันสูงภายในขดท่อน้ำยาเครื่องควบแน่นเมื่อกระทบกับสเปรย์น้ำเย็นจะกลั่นตัวเป็นน้ำยาเหลวถูกส่งต่อไปยังท่อพักน้ำยาเหลว ในขณะที่สเปรย์น้ำตกลงมานี้ มอเตอร์พัดลมจะดูดอากาศภายนอกเข้ามาทางด้านล่างของขดท่อน้ำยาเครื่องควบแน่นและเป่ากลับออกมาข้างนอกทางด้านบนของขดท่อน้ำยาเครื่องควบแน่นอากาศนี้จะสวนทางกับสเปรย์น้ำที่ตกลงมาผ่านอีลิมิเนเตอร์ (eliminator) ซึ่งเป็นอุปกรณ์ป้องกันไม่ให้สเปรย์น้ำติดออกไปกับอากาศ แต่อย่างไรก็ตามสเปรย์น้ำบางส่วนจะระเหยตัวในขณะที่ได้รับความร้อนจากขดท่อน้ำยาเครื่องควบแน่น ทำให้น้ำที่ตกลงกลับในกันถังมีอุณหภูมิลดลงเพื่อนำกลับมาใช้งานได้อีก

เนื่องจากน้ำบางส่วนถูกระเหยตัวไปอยู่ตลอดเวลาในขณะที่ระบบทำงาน ทำให้ระบบน้ำในกันถังมีระดับต่ำลงด้วย จึงต้องมีการนำน้ำจากแหล่งอื่นเข้ามาเพิ่มเพื่อให้ในถังมีระดับคงที่อยู่เสมอก็ต้องใช้ลูกลอยควบคุม

1.4 เครื่องระเหย (Evaporator)

เครื่องระเหย (Evaporator) เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) อย่างหนึ่งซึ่งสภาพการทำงานด้วยการแลกเปลี่ยนสารทำความเย็นที่มีสภาวะเป็นของผสม นั้นคือมีสภาวะเป็นไอและของเหลวผสมอยู่ให้กลายเป็นไออิ่มตัว (Saturated Vapor) หรือไอแดง (Superheat Vapor) ด้วยการดึงความร้อนออกจากระบบที่จะทำความเย็นหรือระบบที่จะควบคุมเครื่องระเหย (Evaporator) แบ่งได้หลายแบบตามลักษณะของขนาดรูปร่างโครงสร้าง การออกแบบจำนวนการเข้าออกของของไหลภายในเครื่องระเหย (Evaporator) เงื่อนไขการทำงานและตามแบบของการควบคุมและการใช้งาน ในแต่ละแบบก็สามารถแบ่งย่อยได้อีกส่วนมากมักจะแบ่งตามลักษณะโครงสร้างและเงื่อนไขการทำงาน

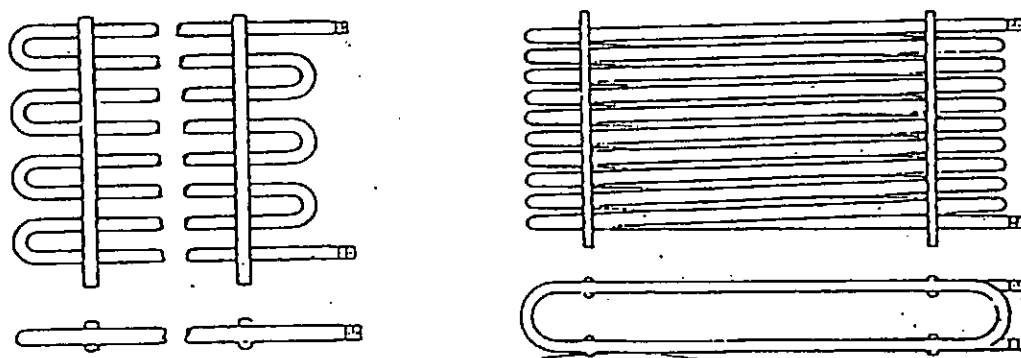
1.4.1 ชนิดของเครื่องระเหย (Evaporator) แบ่งตามโครงสร้างได้ 3 แบบ

1. บาร์ทิว (Bare Tube)
2. เพลตเซอร์เฟส (Plate Surface)
3. ฟิน (Finned)

1.4.1.1 เครื่องระเหยแบบบาร์ทิว

โดยทั่วไปเครื่องระเหย (Evaporator) แบบนี้มักจะทำจากท่อเหล็กกับท่อทองแดงส่วนท่อเหล็ก

มักจะใช้กับเครื่องระเหย(Evaporator)ขนาดใหญ่และมักจะถูกออกแบบให้ใช้กับแอมโมเนียเป็นสารทำความเย็นส่วนท่อทองแดงมักใช้กับเครื่องระเหย (Evaporator) ขนาดเล็กและมักใช้กับสารทำความเย็นทั่วไปยกเว้นแอมโมเนีย



ภาพประกอบ 15 เครื่องควบแน่นชนิดอีวาพอเรทีฟ

ที่มา: กำพล ประทีปชัยกุล. 2543: 115

เครื่องระเหยแบบบาร์ทิวแบ่งออกได้หลายชนิดตามขนาดรูปร่างและการออกแบบแต่โดยทั่วไปผู้ผลิตในวงการมักจะแบ่งตามการประยุกต์การใช้งานโดยทั่วไปรูปร่างของขดท่อแบบบาร์-ทิวแบ่งได้เป็นแบบซิกแซกและเอวาลทรอมบอน

หลักการใช้งานของเครื่องระเหย(Evaporator)แบบนี้ใช้หลักการของการพาความร้อนสารที่จะทำความเย็น หรืออากาศภายในระบบที่จะทำความเย็นเช่นห้องแช่แข็ง ห้องทำความเย็นซึ่งตามหลักการของการพาความร้อนต้องใช้ปริมาณของสารหรืออากาศจำนวนมากและความเร็วของสารหรือ อากาศ ต้องมีความเร็วต่ำเพื่อดึงความร้อนจากระบบที่จะทำความ ให้เข้าสู่ระบบทำความเย็นอย่างเหมาะสม

1.4.1.2 เครื่องระเหยแบบแผ่น (Plate – surface evaporator)

เครื่องระเหย (Evaporator) แบบนี้โดยทั่วไปมักจะทำจากเหล็กแผ่น 2 แผ่นเชื่อมติดเข้าด้วยกัน โดยแผ่นเหล็กจะถูกขึ้นรูปให้เป็นทางไหลของสารทำความเย็นและที่สำคัญ เครื่องควบแน่น(Evaporator) แบบนี้มักจะติดไว้ที่ผนังของห้องทำความเย็นซึ่งมีลักษณะแบบนี้จะทำให้เกิดข้อดีหลายอย่าง เช่นง่ายต่อการรักษา ทำความสะอาด รวมทั้งถ้ามองทางด้านเศรษฐศาสตร์แล้ว เป็นการผลิตที่ประหยัดที่สุด ต้นทุนและการผลิตต่ำและที่สำคัญ สามารถออกแบบให้ใช้งานกับห้องทำความเย็นหลายแบบ

นอกจากนี้แบบที่เป็นแผ่นเหล็กแล้ว อาจจะใช้ท่อใส่ระหว่างแผ่นเหล็ก 2 แผ่นเพื่อเป็นทางเดินของสารทำความเย็นซึ่งการใส่ท่อระหว่างแผ่นเพลตต้องใช้การเชื่อมทำให้เกิดการนำความร้อนผ่านแผ่นเพลตมายังแนวเชื่อมผ่านเข้ามาสู่ท่อแล้วจึงเกิดการถ่ายเทความร้อนให้กับสารทำความเย็นดังนั้นวัสดุที่ใช้ทำลวดเชื่อมต้องมีคุณสมบัติในการนำความร้อนได้ดี

1.4.1.2 เครื่องระเหยแบบฟิน (Finned Evaporator)

ตามที่รู้กันแล้วว่าฟิน คือส่วนที่เพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อน ดังนั้นจึงเป็นส่วนที่สามารถดึงความร้อนออกจากระบบที่ต้องการทำความเย็นเข้าสู่ระบบทำความเย็นได้ดีเมื่อเปรียบเทียบกับบาร์ทิวที่ต้องใช้สารทำความเย็นจำนวนมากมาดึงความร้อนออกจากระบบทำความเย็นแต่ฟินจะใช้สารทำความเย็นจำนวนน้อยกว่าเมื่อเทียบในอัตราการทำถ่ายเทความร้อนที่เท่ากัน

1.5 ชุดควบคุมน้ำยาเครื่องทำความเย็น

ชุดควบคุมน้ำยาเครื่องทำความเย็น (Refrigerant Flow Controls) เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ควบคุมการไหลของน้ำยาเครื่องทำความเย็นก่อนที่จะผ่านเข้าเครื่องระเหยลดความดันของน้ำยาให้มีความดันต่ำลงจนสามารถเดือดเปลี่ยนสถานะเป็นแก๊สได้ที่อุณหภูมิต่างๆในเครื่องระเหยและยังทำหน้าที่เป็นตัวแบ่งความดันของระบบเป็นด้านความดันสูงและด้านความดันต่ำอีกด้วย

1.5.1 หลอดรูเล็ก (Capillary Tubes)

หลอดรูเล็ก (Capillary Tubes) เป็นตัวควบคุมการไหลของสารทำความเย็นที่ง่ายที่สุดประกอบด้วยท่อขนาดเล็กที่มีความยาวคงที่ ติดตั้งอยู่ระหว่างเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหย ความดันทางการไหลเกิดความยาวและขนาดของท่อที่มีขนาดเล็ก และเนื่องจากผลการไหลแบบบีบคั้น (Throttling Effect) ซึ่งเกิดจากการก่อตัวอย่างต่อเนื่องของแฟลชแก๊สภายในท่อ เมื่อความดันของของเหลวต่ำกว่าความดันอิ่มตัวหลอดรูเล็ก จะทำหน้าที่ในการขัดขวางหรือควบคุมการไหลของของเหลว จากเครื่องควบแน่นไปยังเครื่องระเหย

สำหรับขนาดและความยาวที่กำหนด ความต้านทานของท่อจะมีค่าคงที่ ดังนั้นอัตราการไหลของสารทำความเย็นที่ผ่านหลอดรูเล็กที่เวลาใด ๆ เวลาหนึ่งจะเป็นสัดส่วนกับผลต่างของความดันคร่อมหลอดรูเล็ก ผลต่างความดันนี้ก็คือผลต่างความดันของความดันไอ (Vaporizing Pressure) และความดันเครื่องควบแน่น (Condensing Pressure)

เนื่องจากหลอดรูเล็กต่ออนุกรมกับเครื่องอัด ดังนั้นวิสัยสมารถการไหลของหลอดจะต้องเท่ากับวิสัยสมารถการสูบของเครื่องอัด ระบบจึงจะทำงานอย่างมีประสิทธิภาพสูงสุดและสมดุลตามสภาวะที่กำหนด

หากความต้านทานของหลอดมากเกินไป (เช่นหลอดมีความยาวมากเกินไป หรือ หลอดมีขนาดเล็กเกินไป) อัตราการไหลของสารทำความเย็นที่ผ่านหลอดรูเล็ก จะน้อยกว่าวิสัยสมารถในการสูบของเครื่องอัดที่ภาวะออกแบบซึ่งจะทำให้เครื่องระเหยแห้ง ความดันด้านดูดต่ำลงสารทำความเย็นเหลวจะท่วมเครื่องควบแน่น ทำให้พื้นผิวควบแน่นยังผลลดลง อุณหภูมิเครื่องควบแน่นสูงขึ้น และความดันเครื่องควบแน่นจะสูงตามไปด้วยนั่นคืออัตราส่วนความดันของเครื่องอัดเพิ่มขึ้นประสิทธิภาพเชิงปริมาตร (Volumetric Efficiency) ของเครื่องอัดจะลดลงทำให้วิสัยสมารถในการสูบของเครื่องอัดลดลง ในที่สุดระบบเข้าสู่ภาวะสมดุลอีก สภาวะหนึ่งซึ่งแตกต่างไปจากภาวะแบบเดิม คือ ความดันด้านดูดลดลง ความดันเครื่องควบแน่นสูงขึ้นซึ่งภาวะใหม่นี้ วิสัยสมารถในการทำความเย็นลดลง

ในทางกลับกัน เมื่อหลอดรูเล็กมีความต้านทานไม่เพียงพอ (หลอดมีความยาวน้อยเกินไป หรือมีขนาดใหญ่เกินไป) วิสัยสมารถในการไหลจะมากกว่าวิสัยสมารถการสูบของเครื่องอัดที่สภาวะออกแบบ ทำให้สารทำความเย็นท่วมเครื่องระเหย และอาจล้นเข้าไปในเครื่องอัด เครื่องระเหยจะแห้งไม่มีสารทำความเย็นเหลวขัง (Liquid Seal) ตรงทางออกหลอดรูเล็กความดันเครื่องควบแน่นลดลง ไอสารทำความเย็นบางส่วนที่ยังไม่ได้ควบแน่น จะผ่านเข้าไปในหลอดรูเล็กทำให้อัตราการไหลลดลงความร้อนแฝงที่เข้าไปในเครื่องระเหย ในรูปของไอสารทำความเย็นที่ไม่ได้ควบแน่น จะมีผลให้วิสัยสมารถของระบบลดลง จากการที่สารทำความเย็นไหลผ่านหลอดรูเล็กมากเกินไป เครื่องอัดจะไม่สามารถลดความดันเครื่องระเหยถึงระดับที่ต้องการได้

จะเห็นได้ว่าระบบที่ใช้หลอดรูเล็กจะทำงานอย่างมีประสิทธิภาพสูงสุดที่ภาวะออกแบบค่าเดียวเท่านั้น ดังนั้นจึงเหมาะกับระบบเล็ก ๆ ที่ภาวะค่อนข้างคงที่ เช่นเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก ตู้เย็นตามบ้าน

หลอดรูเล็กจะแตกต่างจากอุปกรณ์ควบคุมอัตราไหลของสารทำความเย็นชนิดอื่น ๆ ก็คือเมื่อเครื่องอัดหยุด มันจะไม่สามารถปิดกั้นการไหลของสารทำความเย็นเข้าสู่เครื่องระเหยได้ทำให้ความดันด้านสูงและด้านต่ำคร่อมหลอดรูเล็กมีค่าเท่ากัน เมื่อเครื่องอัดใหม่จะเดินง่าย ด้วยเหตุนี้ปริมาณสารทำความเย็นใน

หลอดรูเล็กจะต้องพอดี ระบบแบบนี้จะไม่ถึงพักสารทำความเย็น (Receiver Tank) ระหว่างเครื่องควบแน่น และหลอดรูเล็กดังนั้นปริมาณสารทำความเย็นในระบบต้องพอดีสำหรับใช้งานเท่านั้น คือ พอดีที่จะให้พื้นที่ผิวของเครื่องระเหยเปียกมากที่สุดโดยไม่ล้นเข้าไปในเครื่องอัด และสารทำความเย็นเหลวน้อยที่สุดในเครื่องควบแน่น พอที่จะขังตรงทางออกหลอดรูเล็ก จะเห็นได้ว่าระบบที่ให้หลอดรูเล็กจึงเป็นระบบที่สิ้นเปลืองน้อยที่สุด

1.6 อุปกรณ์อื่น ๆ ของระบบ

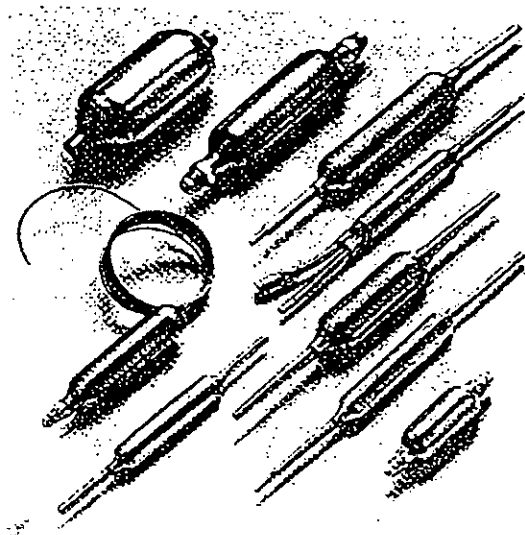
1.6.1 ชุดดูดกรองสารทำความเย็น (Filter Driers)

ชุดดูดกรองสารทำความเย็น มีหน้าที่ 2 ประการคือกรองสิ่งสกปรกต่าง ๆ ที่อาจจะมีอยู่ในระบบซึ่งสิ่งสกปรกเหล่านี้ อาจเป็นออกซิเดชัน (Oxidation) ที่เกิดภายในท่อและทำหน้าที่ดูดความชื้นออกจากระบบชุดดูดกรองบางชนิดอาจทำหน้าที่ในการดูดกรดที่อาจเกิดขึ้นจากการเผาไหม้ของมอเตอร์เครื่องอัด

ภาพประกอบ 16 แสดงถึงชุดดูดกรองสารทำความเย็นแบบต่าง ๆ ที่ใช้ในระบบทำความเย็นขนาดเล็ก ชุดดูดกรองสารทำความเย็นจะติดตั้งในท่อสารเหลว (Liquid Line) ซึ่งเชื่อมต่อเครื่องควบแน่นด้วยหลอดเล็ก (Capillary Tube) หรืออุปกรณ์ควบคุมการไหล ชุดกรองแบบนี้ อาจให้สารทำความเย็นได้ทั้งสองข้างแต่ถ้าหากเป็นชุดกรองที่ให้สารทำความเย็นไหลทางเดียวจะต้องมีลูกศรชี้บอกที่ชุดตัวกรอง

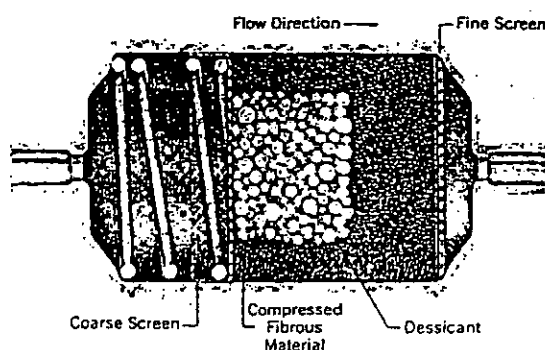
สำหรับระบบขนาดใหญ่ หรือระบบที่ทำงานภายใต้สถานะสุญญากาศจะนิยมใช้ชุดดูดกรองสารทำความเย็นชนิดสวมต่อเปลี่ยนได้ (Replaceable Filler Driers)

ชุดกรองแบบนี้ สามารถถอดตัวกรองเก่าที่เสื่อมสภาพและเปลี่ยนตัวใหม่เข้าไปได้โดยไม่ทำให้สารทำความเย็นรั่วไหล หากต้องการความสะอาดของสารทำความเย็นสูงและป้องกันตัวเครื่องอัดอาจจำเป็นต้องติดตั้งชุดดูดกรองสารทำความเย็นตรงท่อดูดแก๊สเย็นระหว่างเครื่องระเหยและเครื่องอัดแต่ไม่ค่อยนิยมใช้เพราะราคาแพงกว่ามาก



ภาพประกอบ 16 ชุดดูดกรองสารทำความเย็นแบบต่างๆ

ที่มา: ก้าพล ปรทีปชัยกุล. 2543: 186



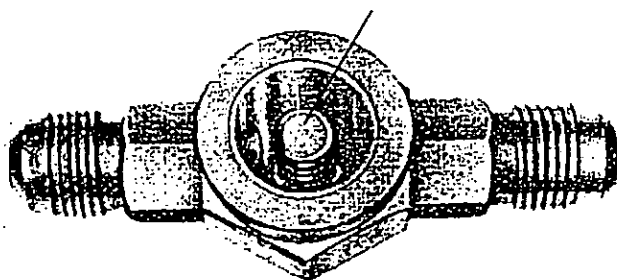
ภาพประกอบ 17 ภาพตัดของชุดกรองสารทำความเย็น

ที่มา: ก้าพล ปรทีปชัยกุล. 2543: 187

1.6.2 ช่องตรวจใส (Sight Glass)

ช่องตรวจใสมีไว้เพื่อตรวจสอบคุณภาพสารทำความเย็นในท่อเพื่อให้ทราบว่าเป็นของเหลวมากน้อยแค่ไหน นิยมติดตั้งในท่อสารเหลว ก่อนถึงอุปกรณ์ควบคุมสารทำความเย็นและหลังเครื่องประกอบอื่น ๆ ที่อาจมีอยู่ในสารเหลว หากระบบทำงานอย่างถูกต้องเหมาะสม ก็จะสามารถเห็นสารทำความเย็นไหลในช่องตรวจใส หากไม่มีความชำนาญอาจจะมองไม่ออก เพราะสารทำความเย็นใสเหมือนน้ำ หากสารทำความเย็นในช่องตรวจใสเกิดเป็นฟองแสดงว่ามีสิ่งแปลกปลอมหรือมีสิ่งผิดปกติ ซึ่งอาจเกิดจากในระบบอาจมีสารทำความเย็นน้อยเกินไป(อาจเกิดจากการรั่ว)หรือเกิดความดันลดลงมากเกินไปในชุดดูดกรองหรือในเครื่องประกอบอื่นๆ ซึ่งก่อให้เกิดฟลักซ์แก๊สหรือมีปัญหาที่เครื่องควบแน่นซึ่งโอสารทำความเย็น ไม่สามารถควบแน่นได้ทั้งหมด ในเครื่องควบแน่นระบบขนาดใหญ่จะมีท่อสารเหลวใหญ่กว่าช่องตรวจใส ดังนั้น ช่องตรวจใสก็จะติดตั้งขนาด กับท่อสารเหลว

ช่องตรวจใสนิยมติดตั้งตัวแสดงความชื้น (Moisture Indicator) ซึ่งเป็นกระดาษกรองพรุน(Porous Filter Paper)เคลือบสารเคมีซึ่งไวต่อความชื้นมากถ้าหากมีความชื้นในสารทำความเย็น ตัวแสดงความชื้นจะ



ภาพประกอบ 18 ช่องตรวจใส
ที่มา: ก้าพล ประทีปชัยกุล. 2543: 189

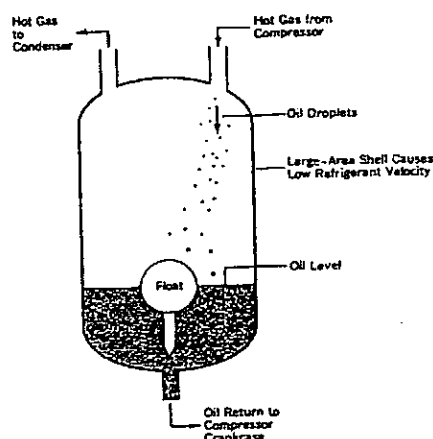
เปลี่ยนสับนตัวช่องตรวจใสจะมีสัญลักษณ์แสดงค่าเปียก (WET) หรือแห้ง (DRY) ซึ่งเป็นแถบสีไว้เทียบกับสีที่เห็นบนตัวแสดงความชื้น เช่น สีเขียว – แห้ง สีเขียวปนเหลือง – เริ่มชื้น สีเหลือง – ชื้น

1.6.3 อุปกรณ์แยกน้ำมันหล่อลื่น (Oil Separator)

ในขณะที่เครื่องอัด อัดสารทำความเย็นให้ไหลในระบบน้ำมันหล่อลื่นบางส่วนก็ถูกอัดออกไปด้วย เพื่อป้องกันไม่ให้น้ำมันหล่อลื่นไหลออกจากเครื่องอัดจนหมด จะต้องมีการนำเอาน้ำมันหล่อลื่นกลับเข้าเครื่อง น้ำมันหล่อลื่นที่ออกจากเครื่องอัดจะไหลไปตามท่อของระบบและก่อให้เกิดผลเสีย 2 ประการคือ 1) น้ำมันหล่อลื่นนี้จะทำหน้าที่เป็นฉนวนไปลดอัตราการถ่ายโอนความร้อนในเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหย 2) ในงานที่เกี่ยวข้องกับอุณหภูมิต่ำ น้ำมันหล่อลื่นนี้จะมีส่วนประกอบของไข (Wax) ละลายอยู่ในอุณหภูมิต่าง ๆ (ต่ำกว่า -40 องศาฟาเรนไฮต์) ไขจะเริ่มแยกตัวออกจากน้ำมันหล่อลื่น และไขอิสระนี้จะไปอุดตันอุปกรณ์ควบคุมสารทำความเย็น และทำให้ระบบไม่ทำงาน จนกว่าน้ำมันหล่อลื่นจะถูกทำให้ร้อนขึ้น

อุปกรณ์แยกน้ำมันหล่อลื่นนี้จะแยกน้ำมันหล่อลื่นเกือบทั้งหมดจากแก๊สร้อนและนำกลับเข้าสู่ห้องข้อเหวี่ยง (Crankcase) ของเครื่องอัดโดยตรง

จากภาพประกอบ 19 เมื่อแก๊สร้อนจากเครื่องอัดไหลเข้าสู่อุปกรณ์แยกน้ำมันหล่อลื่นความเร็วจะลดลงทำให้หยดนํ้ามันหล่อลื่นตกลงสู่ก้นของอุปกรณ์แยกน้ำมันหล่อลื่นเมื่อระดับของน้ำมันหล่อลื่นในอุปกรณ์สูงกว่าในระดับที่กำหนดจะทำให้ลูกกลอยยกตัวขึ้นวาล์วจะถูกเปิด น้ำมันหล่อลื่นจะไหลกลับเข้าสู่เครื่องอัด น้ำมันหล่อลื่นจะถูกดันออกจากวาล์วเนื่องจากภายในอุปกรณ์น้ำมันหล่อลื่นอยู่ในสภาพความดันสูง ในขณะที่ภายในห้องข้อเหวี่ยงมีความดันต่ำ ตัวอุปกรณ์แยกน้ำมันหล่อลื่นต้องติดตั้งในแนวตั้ง เพราะหากติดตั้งเอียงจะทำให้วาล์วลูกกลอยทำงานผิดปกติไป



ภาพประกอบ 19 ภาพตัดภายในของอุปกรณ์แยกน้ำมันหล่อลื่น

ที่มา : ก้าพล ประทีปชัยกุล. 2543 :192

1.7 สารทำความเย็น

R-22(CHClF₂) มีจุดเดือด -41.4 องศาฟาเรนไฮต์ ที่ความดันบรรยากาศ ใช้มากในตู้เย็นตามบ้าน และระบบที่ต้องการอุณหภูมิต่ำโดยที่อุณหภูมิเครื่องระเหยต่ำถึง -125 องศาฟาเรนไฮต์ ปัจจุบันที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศแบบรวมส่วน (Packaged Air-Conditioners) โดยที่ต้องการพื้นที่จำกัดเครื่องอัดน้อยเป็นข้อดีของ R-22

R-22 มีความดันขณะทำงานและอุณหภูมิทางออกแอเดียเบติกสูงกว่า R-12 และเนื่องจากอุณหภูมิทางออกที่สูง อุณหภูมิร้อนยิ่งยวดตรงทางออกของเครื่องระเหยต้องให้ต่ำที่สุดโดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อใช้เครื่องอัดแบบหุ้มปิด ในงานที่ต้องการอุณหภูมิต่ำ ซึ่งอัตราส่วนการอัดสูงจำเป็นต้องใช้น้ำในการระบายความร้อนให้กับเครื่องอัด

R-22 ผสมกับน้ำมันหล่อลื่นที่อุณหภูมิ โดยเฉพาะในเครื่องควบแน่น และจะแยกจากน้ำมันหล่อลื่นในเครื่องระเหย อุณหภูมิที่แท้จริงที่เกิดการแยกตัวนี้ แปรตามชนิดของน้ำมันและปริมาณน้ำมันที่ผสมกับสารทำความเย็น

2. หลักการพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน

2.1 การนำความร้อน

การนำความร้อนเป็นการถ่ายเทความร้อนผ่านของแข็ง รวมทั้งการถ่ายเทความร้อนในของเหลวหรือแก๊ส เมื่อของเหลวหรือแก๊สนั้นไม่มีการเคลื่อนที่ อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนสามารถหาได้โดยอาศัยกฎของฟูเรียร์ (Fourier's law) ซึ่งเขียนในรูปสมการได้เป็น

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

เมื่อ q , dx = อัตราการนำความร้อนในทิศทาง x
 A = พื้นที่การนำความร้อนในทิศทางตั้งฉากกับ x
 k = สภาพการนำความร้อนของวัสดุ
 dT/dx = เกรเดียนต์ของอุณหภูมิ ณ จุดพิจารณา

สภาพนำความร้อนเป็นสมบัติของวัสดุซึ่งสามารถหาค่าได้จากตารางหรือแผนภาพในกรณีที่เราทราบรายละเอียดของวัสดุที่เกี่ยวข้อง ในกรณีที่ไม่มีรายละเอียดของวัสดุโดยคร่าวๆ เราจะต้องหาค่าสภาพนำความร้อนโดยการทดลองโดยทั่วไปโลหะจะมีสภาพนำความร้อนสูงกว่าอโลหะดังตารางที่ 1 แสดงค่าโดยประมาณของโลหะบางตัวที่ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

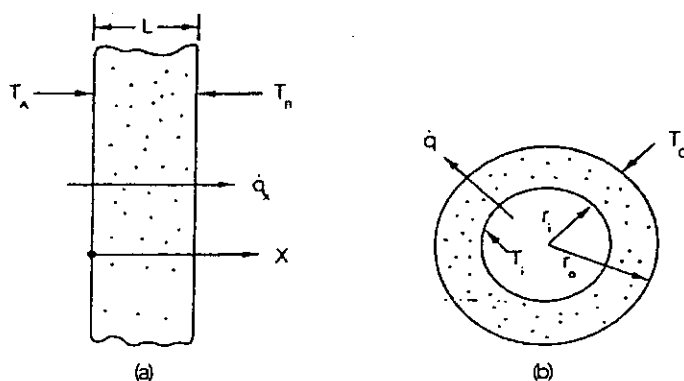
อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังเรียบที่มีความหนาเป็น L และมีอุณหภูมิพื้นที่ผิวทั้งสองคงที่เป็น T_A และ T_B ตามลำดับ (ดูภาพประกอบ 21) สามารถคำนวณหาโดยใช้สมการ ซึ่งเขียนในรูป

$$q = \frac{-kA(T_B - T_A)}{L}$$

ในการเขียนสมการบน เราอาศัยความสัมพันธ์ $dT/dX = (T_B - T_A) / L$ เราอาจจะเขียนสมการบนเสียใหม่ให้อยู่ในรูปที่เทียบเคียงได้กับกฎของโอห์มในทางไฟฟ้าดังต่อไปนี้

$$q = \frac{T_A - T_B}{R_w}$$

เมื่อ $R_w = \text{ความต้านทานทางความร้อน} = L / AK$



ภาพประกอบ 20 การนำความร้อนผ่าน (a) ผนังเรียบและ (b) ผนังทอกลม
ที่มา: นักสิทธิ์ คูวัฒนาชัย. 2533

ซึ่งจะเห็นความคล้ายคลึงกับกฎของโอห์มอย่างชัดเจนจากสมการต่อไปนี้

$$I = \frac{E}{R}$$

เมื่อ $I =$ กระแสไฟฟ้า(เทียบได้กับอัตราการถ่ายเทความร้อน)
 $E =$ ความต่างศักย์(เทียบได้กับผลต่างอุณหภูมิ)
 $R =$ ความต้านทานทางไฟฟ้า(เทียบได้กับความต้านทานความร้อน)

ปัญหาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนที่ซับซ้อนเป็นจำนวนมากสามารถจัดการได้โดยการเทียบเคียงกับวงจรทางไฟฟ้าเพื่อให้สามารถใช้ประโยชน์จากทฤษฎีโครงข่ายซึ่งถูกคิดค้นขึ้นเพื่อแก้ปัญหาทางวิศวกรรมไฟฟ้า

การถ่ายเทความร้อนผ่านผนังทอกลมที่มีความยาว L สามารถคำนวณหาได้ในลักษณะที่คล้ายคลึงกัน ให้รัศมีภายในและภายนอกของท่อเป็น r_i และ r_o ตามลำดับ และอุณหภูมิของพื้นที่ผิวภายในและภายนอกเป็น T_i และ T_o ตามลำดับ (ดูภาพประกอบที่) อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังท่อสามารถคำนวณได้โดยใช้การเทียบเคียงกับกฎของโอห์ม นั่นคือ

$$q_x = \frac{T - T_\infty}{R_w}$$

เมื่อ $R_w = \ln(r_o / r_i) / 2\pi kL$

ตาราง 1 ค่าโดยประมาณของสภาพนำความร้อนของโลหะที่ใช้ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

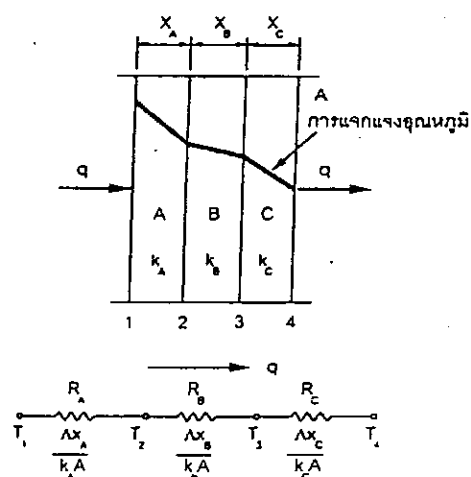
สภาพนำความร้อน W/ (m. °C)				
โลหะ	- 100°C	0°C	100°C	400°C
โลหะเจือของอลูมิเนียม	120	160	180	-
เหล็กกล้าไร้สนิม	-	43	42	36
เหล็กกล้าไร้สนิม	16	17	19	19
ทองแดง	407	380	374	360
ทองเหลือง	88	100	120	140
นิกเกิล/ โครม	12	13	16	18

ที่มา: พงษ์ธร จริญญากรณ์. 2545: 11

สำหรับในกรณีของการนำความร้อนผ่านผนังหลายชั้นนั้นหลักการของความต้านทานก็ยังคงใช้ได้ ยกตัวอย่างเช่น การนำความร้อนผ่านผนังเรียบสามชั้นที่แสดงในภาพประกอบ 21 อัตราการถ่ายเทความร้อนในทิศทางที่แสดงในรูปสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$q = \frac{T_1 - T_4}{R_w}$$

เมื่อ $R_w = \frac{x_a}{k_a A} + \frac{x_b}{k_b A} + \frac{x_c}{k_c A}$



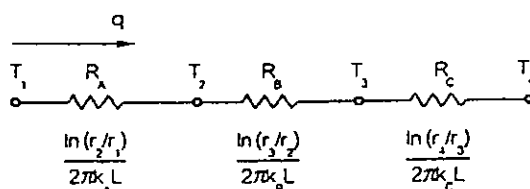
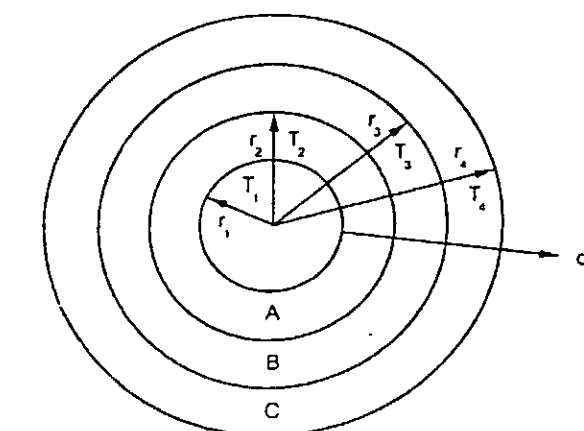
ภาพประกอบ 21 การนำความร้อนผ่านผนังเรียบหลายชั้น (รูปร่างเป็นวงจรไฟฟ้าเทียบเคียง)

ที่มา : นักสิทธิ์ กุวัฒนาชัย. : 2533

ในทำนองเดียวกับการนำความร้อนผ่านท่อหลายชั้นที่แสดงในภาพประกอบ 22 อัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$q = \frac{T_1 - T_4}{R_w}$$

$$\text{เมื่อ } R_w = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi L k_A} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi L k_B} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi L k_C}$$



ภาพประกอบ 22 การนำความร้อนผ่านท่อกลมหลายชั้น

ที่มา : นักสิทธิ์ คุ้มพัฒนาชัย. : 2533

ในกรณีของการถ่ายเทความร้อนในท่อหุ้มฉนวนนั้นชั้น A ในภาพประกอบที่ 22 จะเป็นตัวท่อโลหะ เช่นท่อเหล็กกล้าหรือท่อทองแดงเป็นต้น ชั้น B จะเป็นฉนวนหุ้ม และชั้น C จะเป็นอลูมิเนียมฟอยล์บาง ในกรณีนี้ความต้านทานทางความร้อนของท่อและอลูมิเนียมฟอยล์มีค่าต่ำกว่าของฉนวนมากจึงตัดทิ้งได้และสมการจะกลายเป็นอลูมิเนียมฟอยล์บาง ในกรณีนี้ความต้านทานทางความร้อนของท่อและอลูมิเนียมฟอยล์มีค่าต่ำกว่าของฉนวนมากจึงตัดทิ้งได้และสมการจะกลายเป็น

$$q = \frac{T_1 - T_4}{\ln(r_3/r_2) / 2\pi L k_B}$$

2.2 การพาความร้อน

การพาความร้อนเป็นการถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการเคลื่อนพาของของไหลโดยเฉพาะอย่างยิ่งการถ่ายเทความร้อนระหว่างพื้นผิวของแข็งกับของไหลที่พัดผ่านไปบนพื้นผิวของแข็งนั้น การถ่ายเทความร้อนระหว่างพื้นผิวของแข็งกับของไหลอาจจะเป็นการนำความร้อนอย่างเดียวในกรณีไม่มีการเคลื่อนที่ของไหลเทียบกับพื้นผิวของแข็ง อัตราการพาความร้อนสามารถคำนวณหาได้โดยการใช้กฎระบายความร้อนของนิวตัน คือ

$$q = Ah (T_w - T_f)$$

เมื่อ	q	= อัตราการพาความร้อน
	A	= พื้นที่ของการพาความร้อน
	H	= สัมประสิทธิ์การพาความร้อน
	T_w	= อุณหภูมิของพื้นผิวของแข็ง
	T_f	= อุณหภูมิของของไหล

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแปรผันได้กว้างมากค่าที่ถือเป็นแบบอย่างถูกแสดงอยู่ในตาราง 2 จะสังเกตได้ว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยบังคับมีค่าสูงกว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยอิสระมาก และสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในของเหลวจะมีค่าสูงกว่าในแก๊สมาก ซึ่งเป็นผลโดยตรงของความหนาแน่น นอกจากนี้การถ่ายเทความร้อนในขณะที่มีการเปลี่ยนสถานะ เช่นจากของเหลวกลายเป็นไอ(การเดือด)หรือจากไอกลายเป็นของเหลว(ควบแน่น)จะมีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงมาก เมื่อเทียบกับในกรณีที่ไม่มีการเปลี่ยนสถานะ

ตาราง 2 พิสัยของค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

Mode	h	
	Btu / (h·ft ² ·°F)	W(m ² ·K)
การพาความร้อนอิสระ (อากาศ)	1 – 5	5 - 25
การพาความร้อนบังคับ (อากาศ)	2 – 200	10 - 500
การพาความร้อนบังคับ (น้ำ)	20 – 3,000	100 – 15,000
น้ำเดือด	500 – 5,000	2,500 – 25,000
ไอน้ำควบแน่น	1,000 – 20,000	5,000 – 10,000

ที่มา: พงษ์ธร จริญญากรณ์. 2545: 15

การทำนายค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในอุปกรณ์รูปลักษณะใหม่ที่ยังไม่เคยทดลองมาก่อนนับว่าเป็นเรื่องค่อนข้างยาก ปกติจะคำนวณหาด้วยสูตรสำเร็จที่หามาได้จากการวิเคราะห์ทางทฤษฎีร่วมกับผล

ทดลองค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยทั่วไปจะขึ้นกับสมบัติของของไหลและเส้นทางการไหลที่กำหนดนั้น สัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยหลักใหญ่จะขึ้นกับความเร็วของของไหล

ในการถ่ายเทความร้อนโดยบังคับนั้นของไหลจะถูกขับเคลื่อนด้วยปั๊มเป็นต้นให้ไหลด้วยความเร็วสูงกว่าการขับเคลื่อนด้วยแรงลอยตัวตามธรรมชาติค่า h แปรผันตามความเร็ว v ของของไหลตามความสัมพันธ์โดยประมาณดังต่อไปนี้

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ (Laminar) ในท่อ : $h \propto v^{1/3}$

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent) ในท่อ : $h \propto v^{3/4}$

การไหลนอกท่อ : $h \propto v^{2/3}$

เมื่อการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้นโดยหลักใหญ่จากการพาความร้อนอิสระการเคลื่อนที่ของของไหลเกิดขึ้นเนื่องจากความแตกต่างของความหนาแน่นของของไหลอันเป็นผลมาจากความแตกต่างของอุณหภูมิค่าของ h จะขึ้นกับผลต่างอุณหภูมิของไหล/ผนังตามความสัมพันธ์โดยประมาณต่อไปนี้

ผลต่างอุณหภูมิมาก : $h \propto \Delta T^{1/3}$

ผลต่างอุณหภูมิน้อย : $h \propto \Delta T^{1/4}$

เราอาจนำเอาหลักการของความต้านทานทางความร้อนมาใช้ในการคำนวณหาการพาความร้อนก็ได้โดยการจัดรูปสมการ ใหม่ดังต่อไปนี้

$$q = \frac{T - T_\infty}{l / Ah}$$

$$q = \frac{T - T_\infty}{R_c}$$

$$R_c = \frac{l}{Ah}$$

2.3 ความต้านทานเฟอลิง (Fouling Resistance)

หลังจากที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนถูกใช้งานไปแล้วระยะหนึ่ง อัตราการพาความร้อนภายใต้ผลต่างอุณหภูมิที่กำหนดให้จะลดต่ำลงทั้งนี้เนื่องจากมีคราบสกปรกเกาะสะสมบนพื้นผิวถ่ายเทความร้อน คราบสกปรกนี้ทำให้เกิดความต้านทานทางความร้อนเพิ่มขึ้นซึ่งกีดขวางการถ่ายเทความร้อน คราบสกปรกเหล่านี้เกิดจากเกลือแร่ที่ตกตะกอนจากน้ำ คราบคาร์บอนอันเนื่องจากการเกิดโพลีเมอร์ของสารประกอบอินทรีย์บนพื้นผิวที่ร้อนเกินขีดการตกตะกอนจากสิ่งปนเปื้อนพวกสารละลาย, สนิมและตะกรันซึ่งเกิดขึ้นจากการกัดกร่อนตลอดจนคราบจากการเกาะสะสมอื่น

คราบสกปรกเหล่านี้เรียกรวม ๆ ว่าเฟอลิงและเราเรียกว่าความต้านทานทางความร้อนของคราบสกปรกเหล่านี้ความต้านทานเฟอลิง R_f เพื่อใช้ในการคำนวณอัตราถ่ายเทความร้อนผ่านพื้นที่ผิวเฟอลิง ความต้านทานเฟอลิงมีความผันแปรค่อนข้างมากจึงเป็นการยากที่จะระบุค่าให้แม่นยำ

3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ช่วยยกระดับหรืออำนวยความสะดวกต่อการไหลของความร้อน มีตัวอย่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมากมายในร่างกายของสิ่งมีชีวิต ในสัตว์เลื้อยคลานด้วยนมมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ค่อนข้างซับซ้อน ตัวอย่างแรกก็คือปอด ซึ่งนอกจากจะระบายความร้อนออกจากร่างกายโดยการปล่อยไอน้ำออกมาพร้อมกับลมหายใจแล้ว ยังทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนมวลที่แสนจะสลับซับซ้อนอีกด้วย นั่นคือแลกเปลี่ยนเอาออกซิเจนออกจากอากาศที่หายใจเข้าไปและเอาคาร์บอนไดออกไซด์ออกจากเลือดในร่างกาย ผิวหนังจะทำหน้าที่เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเสริมโดยการเปลี่ยนสภาพของมันเพื่อช่วยส่งเสริมหรือลดทอนการถ่ายเทความร้อนออกจากร่างกายให้สอดคล้องกับอุณหภูมิ ความชื้น และความเร็วลมของอากาศ

ดังเป็นที่ทราบแล้วว่า สัตว์เลื้อยคลานด้วยนมจะมีอุณหภูมิร่างกายที่คงที่แน่นอน อุณหภูมิร่างกายที่ผิดไปเพียงไม่กี่องศาจะก่อผลกระทบต่อระบบในร่างกายอย่างร้ายแรงได้ กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการควบคุมอย่างดีและพอเพียงจึงมีความสำคัญอย่างยิ่ง จนอาจจะกล่าวได้ว่าเป็นเรื่องของความเป็นและความตายทีเดียว

นับว่าโชคดีที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอุตสาหกรรมมีความสลับซับซ้อนน้อยกว่าในสิ่งมีชีวิตมากแต่ความสำคัญของมันก็ไม่ยิ่งหย่อนกว่ากันเลยสำหรับเทคโนโลยีสมัยใหม่ทุกวันนี้ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนพบได้ทุกหนทุกแห่งไม่ว่าในครัวเรือนในโรงงานอุตสาหกรรม การต้มน้ำและการหุงข้าวล้วนต้องใช้ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ตู้เย็นแบบวัฏจักรอัดไอที่ใช้กันทั่วไปมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสองชุด ชุดหนึ่งทำหน้าที่ให้ความเย็นแก่ภายในตู้เย็น ส่วนชุดที่สองทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อนที่รับมาจากชุดที่หนึ่ง (พร้อมกับงานที่ใช้ในการขับเคลื่อนตู้เย็น) ไปสู่อากาศภายนอก หม้อน้ำรถยนต์ก็เป็นอีกตัวอย่างหนึ่งของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ระบบปรับอากาศในอาคารก็ต้องใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเช่นกัน โรงไฟฟ้าพลังความร้อนต้องใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (หม้อไอน้ำ) ในการผลิตไอน้ำเพื่อขับเคลื่อนกังหันเครื่องกำเนิดไฟฟ้า และใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (คอนเดนเซอร์) ในการทำให้ไอน้ำควบแน่น โรงกลั่นน้ำมันและโรงงานกระบวนการทางเคมีใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนหลากหลายรูปแบบ โรงงานอุตสาหกรรมอาหาร โรงกลั่นสุราและอุตสาหกรรมแช่แข็งล้วนต้องใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ไม่รูปใดก็รูปหนึ่งย่อมเป็นที่ประจักษ์ชัดว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีมากมายหลายรูปแบบและมีการใช้งานอย่างกว้างขวางทั้งในอุตสาหกรรมและในอาคารพาณิชย์ มีกำลังการถ่ายเทความร้อนทุกขนาด ตั้งแต่ขนาดเล็กสุด (ต่ำกว่า 1 W) ที่ใช้ในตู้ระบายความร้อยขนาดจิ๋วสำหรับอุปกรณ์สร้างภาพอินฟราเรด, ระบบจรวดน้ำวิดี ไปจนถึงขนาดใหญ่สุด (เกินกว่า 1 GW) เช่น หม้อไอน้ำ คอนเดนเซอร์ และชุดระบายความร้อนจากน้ำหล่อเย็น

ความหลากหลายของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนครอบคลุมทั้งชนิด รูปทรง และการจัดวางทางเรขาคณิตอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยส่วนใหญ่ จำทำหน้าที่ในการให้ความสะดวกแก่การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลสองชนิด ซึ่งมีอุณหภูมิแตกต่างกันแต่ก็มีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนบางแบบที่ทำงานเป็นระบบให้ความร้อนหรือระบายความร้อนแก่ของแข็ง ครีระบายความร้อนของอุปกรณ์ไฟฟ้าจะทำหน้าที่ระบายความร้อนที่เกิดจากความต้านทานภายในไปสู่อากาศรอบข้าง หรือในอุตสาหกรรมอาหารซึ่งต้องทำอาหารให้เย็นลงเพื่อการเก็บรักษาหรือทำให้ร้อนขึ้นเพื่อให้สุกเป็นต้น

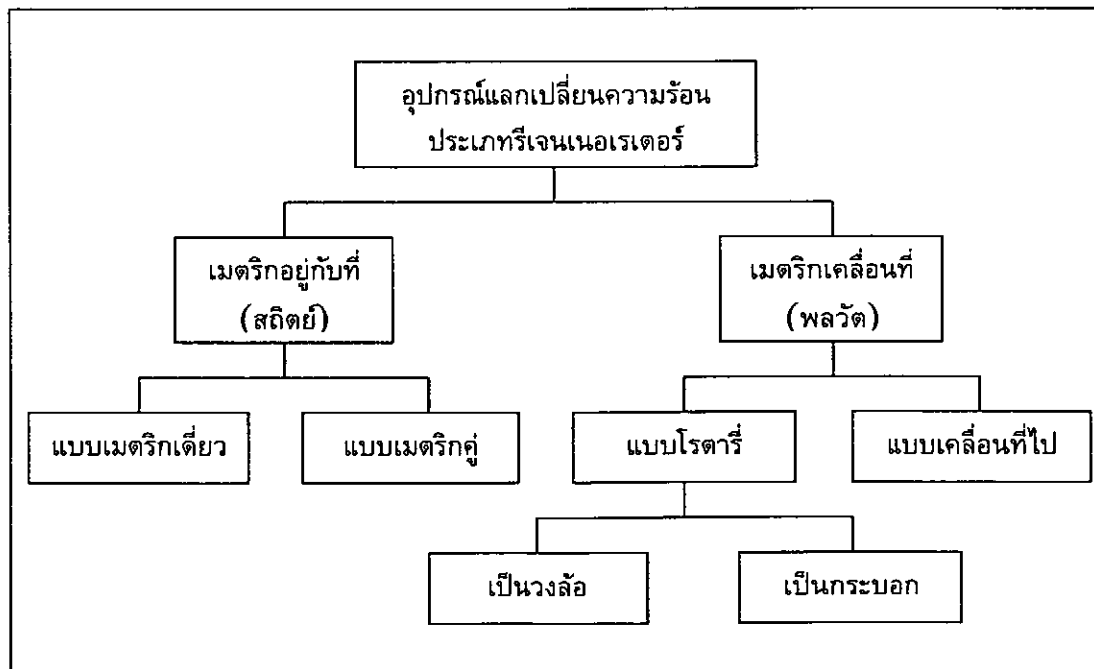
3.1 การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างกระแสของไหลสองสายหรือมากกว่าอาจจำแนกอย่างกว้างๆ ออกเป็นสองกลุ่มใหญ่ ๆ คือ

1. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทรีคูเพอเรเตอร์
2. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทรีเจนเนอเรเตอร์

รีคูเพอเรเตอร์ (Recuperator)

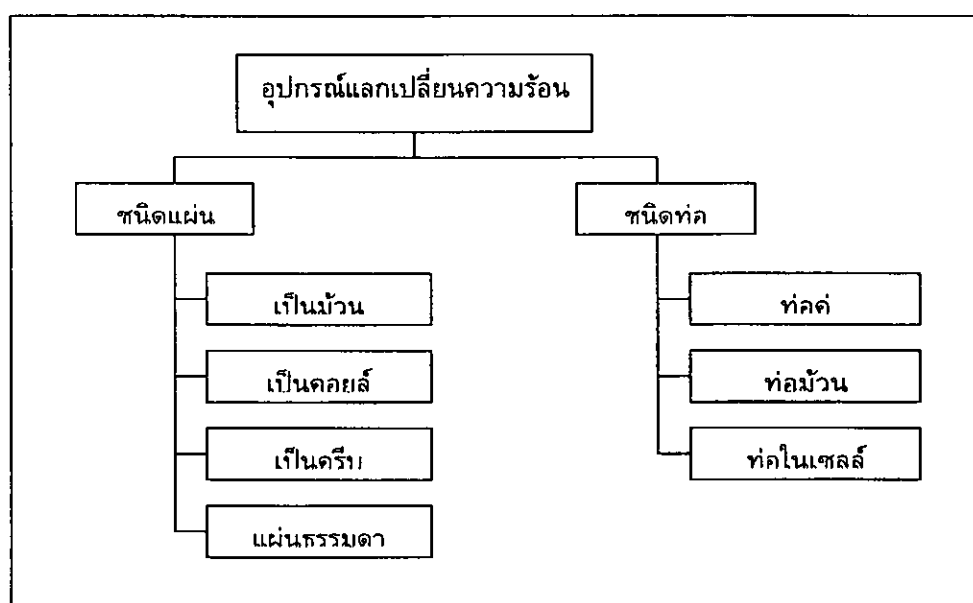
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดรีคูเพอเรเตอร์จะมีเส้นทางการไหลสำหรับของไหลแต่ละตัวแยกจากกันของไหลจะไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้พร้อมๆ กันอยู่ในช่องทางการไหลของตัวเอง ความร้อนจะถูกถ่ายเทจากของไหลที่ร้อนไปสู่ของไหลที่เย็นกว่าผ่านผนังกั้นแบ่งช่องทางการไหล อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดรีเจนเนอเรเตอร์จะมีช่องทางการไหลเพียงช่องทางเดียวโดยมีของแข็งในรูปเมตริกอยู่ภายในช่องทางการไหลนั้น ของไหลร้อนและของไหลเย็นจะไหลผ่านเมตริกสลับกัน เมื่อของไหลร้อนไหลผ่าน (เรียกว่า "เป่าร้อน") ความร้อนจะถูกถ่ายเทจากของไหลไปสู่เมตริกทำให้เมตริกร้อนขึ้น ต่อมาเมื่อของไหลเย็นไหลผ่าน (เรียกว่า "เป่าเย็น") ความร้อนจะถูกถ่ายเทจากเมตริกไปสู่ของไหลและทำให้เมตริกเย็นลง ในเมตริกสลับกันเป็นจังหวะ จะเห็นได้ว่าของไหลแต่ละตัวจะไหลและหยุดสลับกันหากต้องการให้ของไหลทั้งสองมีการไหลต่อเนื่องก็อาจจะใช้ชุดเมตริกซ์สองชุด โดยให้เมตริกชุดหนึ่งทำงานกลับกันอีกชุดหนึ่ง หรือใช้เมตริกที่มีการเคลื่อนที่เช่นเป็นล้อหมุนเป็นต้น ภาพประกอบที่ 25 แสดงการจำแนกแยกย่อยของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทรีเจนเนอเรเตอร์



ภาพประกอบ 23 การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทความร้อนประเภทรีเจนเนอเรเตอร์
ที่มา : พงษ์ธร จริญญาภรณ์. : 2542 : 2

ในปัจจุบันนี้ รีเจนเนอเรเตอร์มักจะประยุกต์ใช้กรณีที่มีลักษณะพิเศษเฉพาะ โดยเฉพาะอย่างยิ่ง เครื่องอุณหภูมิต่ำด้วยไอเสียในโรงไฟฟ้าขนาดใหญ่ ในโรงงานเหล็ก ในกังหันแก๊สและในกระบวนการผลิตแก๊สอุตสาหกรรม เป็นต้น รีเจนเนอเรเตอร์เป็นส่วนประกอบที่สำคัญในวัฏจักรเครื่องยนต์หลายวัฏจักรสเตอร์ลิง และวัฏจักรอูร์ริกสัน เป็นต้น ในกรณีทั่วไปรีคูเพอเรเตอร์มักจะถูกเลือกใช้งานมากกว่ารีเจนเนอเรเตอร์ อย่างไรก็ตามการประยุกต์ใช้งานรีเจนเนอเรเตอร์คงจะมีมากขึ้นเรื่อย ๆ จากความพยายามที่จะใช้ประโยชน์จากของไหลปล่อยทิ้งที่อุณหภูมิต่ำถึงปานกลางเช่น ไอเสียปล่อยทิ้งหรือน้ำร้อนปล่อยทิ้งเป็นต้นสำหรับการใช้งานที่อุณหภูมิไม่สูงมากนัก อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทรีเจนเนอเรเตอร์ได้รับความสนใจมากก็เนื่องจากสามารถสร้างได้ในราคาถูกโดยการให้เมตริกซ์ทำด้วยรังผึ้งพลาสติกหรือกระดาษ เม็ดกรวด หรือวัสดุเป็นผอยอื่น ๆ

รีคูเพอเรเตอร์มีมากมายหลากหลายรูปแบบแต่อาจจะแบ่งออกได้เป็นสองกลุ่มคือแบบที่เป็นแผ่นและแบบที่เป็นท่อ ดังแสดงในภาพประกอบที่ 24 รีคูเพอเรเตอร์แบบเป็นท่อประกอบด้วยท่อ (ซึ่งไม่จำเป็นต้องมีหน้าตัดกลมเสมอไป) สำหรับเป็นเส้นทางของไหลของของไหลตัวใดตัวหนึ่งหรือทั้งสองตัว รีคูเพอเรเตอร์แบบเป็นแผ่นประกอบด้วย แผ่นโลหะที่ถูกพิมพ์ขึ้นรูปเรียงซ้อน ๆ กัน ทำให้เกิดเส้นทางของไหลขึ้นระหว่างแผ่นโลหะเหล่านั้น ตามปกติแผ่นโลหะที่เรียงซ้อน ๆ กันนี้จะถูกทำให้อัดกันแน่นบนโครงโดยใช้สลักเกลียวโดยมีปะเก็นซีลรองอยู่ระหว่างส่วนขอบของแผ่นโลหะ ซึ่งช่วยให้เกิดความสะอาดในการถอดบำรุงรักษาหรือปรับเปลี่ยนเพิ่มหรือลดจำนวนแผ่นโลหะตามภาวะการทำงาน ในบางกรณีแผ่นโลหะเหล่านี้อาจจะถูกบัดกรีหรือเชื่อมติดกันอย่างถาวร



ภาพประกอบ 24 การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทรีคูเพอเรเตอร์

ที่มา: พงษ์ธร จริญญากรณ์. 2542: 3

เราจะพบว่ารีคูเพอเรเตอร์แบบเป็นท่อมักมีการนำไปใช้งานอย่างแพร่หลายที่สุดทั้งด้วยเหตุผลในเชิงประวัติศาสตร์และเชิงเศรษฐศาสตร์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้มีการใช้งานมาเป็นเวลายาวนานและเป็นที่คุ้นเคยของช่างโดยทั่วไป สามารถจะเลือกแบบมาตรฐานได้จากผู้ผลิตที่เชื่อถือได้ในทุกขนาด

การทำงานด้วยราคาที่สมเหตุสมผลตลอดจนแบบที่ทำตามความต้องการที่เฉพาะเจาะจงของลูกค้าสำหรับ โรงกลั่นน้ำมัน โรงงานอุตสาหกรรมเคมีและโรงไฟฟ้าเป็นต้น มาตรฐานสำหรับการออกแบบและวิธีการในการใช้, การบำรุงรักษาและการตรวจสอบสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้เป็นที่รู้จักและคุ้นเคยดี นอกจากนี้ในหลายกรณีของไหลที่เกี่ยวข้องจะอยู่ภายใต้ความดันและตัวถ่ายเทพลังงาน ท่อและเปลือกหุ้มที่กลมเป็นรูปทรงที่รับความดันได้ดี ความสามารถในการรองรับความดันและอุณหภูมิการทำงาน ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเป็นท่อแทบจะกล่าวได้ว่าไร้ขอบเขตจำกัดในทำนองเดียวกัน ความสามารถในการรองรับปริมาณการไหลไม่เป็นข้อจำกัดในการเลือกหรือออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเป็นท่อแต่ประการใด

อย่างไรก็ตาม ในการประยุกต์ใช้งานบางกรณีการใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเป็นแผ่น อาจจะช่วยประหยัดค่าใช้จ่าย, ลดน้ำหนักและลดความสิ้นเปลืองเนื้อที่ได้อย่างมาก อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นได้มีการพัฒนาและได้รับความเชื่อถือจากผู้ใช้เพิ่มขึ้นเรื่อย ๆ นับวันจะมีการนำไปใช้งานเพิ่มมากขึ้น

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับใช้งานที่อุณหภูมิสูงมากหรือต่ำมาก ต้องใช้ความระมัดระวังเป็นพิเศษในการออกแบบหรือเลือกภาวะการใช้งานพิเศษอื่น ๆ ที่อาจจะเกิดขึ้นได้แก่ การใช้งานกับของไหลที่มีความกัดกร่อนของไหลที่มีความหนืดสูง ของเหลวแขวนลอยด้วยของแข็ง และไอของสารผสมหลายชนิด ซึ่งแต่ละชนิดความหนาแน่นที่อุณหภูมิแตกต่างกัน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจำนวนมากต้องทำงานในกระบวนการที่ของไหลมีการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นไอหรือในทางกลับกัน ซึ่งเรียกว่าการถ่ายเทความร้อนแฝง ส่วนกระบวนการที่เกี่ยวข้องกับการถ่ายเทความร้อน ซึ่งทำให้อุณหภูมิของของไหลเปลี่ยนแปลงโดยไม่มีการเปลี่ยนสถานะ เรียกว่าการถ่ายเทความร้อนสัมผัส

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงมากอาจจะบรรลุได้ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลเกิดการเดือดหรือควบแน่น สภาวะการไหลและการถ่ายเทความร้อนจะค่อนข้างซับซ้อนมาก เนื่องจากของไหลจะอยู่ในลักษณะที่เป็นสองสถานะซึ่งยากต่อการวิเคราะห์และทำนาย

3.2 ตัวแปรสำคัญในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

สำหรับผู้ที่ยังใหม่หรือไม่ใช่ผู้เชี่ยวชาญในงานด้านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้น สิ่งหนึ่งที่สร้างความพิศวงและสับสนมากที่สุดประการหนึ่ง ก็คือความไม่เที่ยงตรงในการออกแบบและการทำนายสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับระบบใหม่ผลการทำนายสมรรถนะของระบบน้อยครั้งที่เราจะมีความมั่นใจว่าความคลาดเคลื่อนน้อยกว่า 20% นอกจากนี้การใช้งานจะทำให้พื้นผิวถ่ายเทความร้อนเกิดความสกปรก ซึ่งมีผลให้สมรรถนะทางความร้อน (การถ่ายเทความร้อนเป็นต้น) เสื่อมทรานลงเหลือไม่ถึงครึ่งหนึ่งของสมรรถนะ ดังนั้นความสะอาดในการทำความสะดวกจึงเป็นเกณฑ์ที่สำคัญ

การสั่นสะเทือนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นประเด็นสำคัญอีกประเด็นหนึ่ง โดยเฉพาะอย่างยิ่งในระบบขนาดใหญ่ที่มีการไหลด้วยความเร็วสูง การสั่นสะเทือนอาจจะเกิดการจากการเคลื่อนที่ของของไหลเนื่องจากพลศาสตร์ความดันในของไหลหรืออาจจะเกิดจากการสั่นสะเทือนทางกลของโครงสร้าง ซึ่งมีแหล่งกำเนิดจากภายนอกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อความถี่ของการสั่นพ้องกับความถี่ธรรมชาติ หรือฮาร์มอนิกที่เกี่ยวข้องของชิ้นส่วน, แอมพลิจูดของการสั่นจะทวีสูงขึ้นจนถึงระดับที่เป็นอันตรายได้ ซึ่งจะนำไปสู่ความเสียหายต่อโครงสร้างหรือเกิดการรั่วไหลของของไหล

กระบวนการที่เป็นการถ่ายเทความร้อนจากของไหลตัวหนึ่งไปสู่ของไหลอีกตัวหนึ่งจะต้องมีผลต่างสุทธิของอุณหภูมิเสมอ ในขณะที่เกิดการถ่ายเทความร้อนนั้นของไหลที่ร้อนจะมีอุณหภูมิลดลง ส่วนของไหลเย็นจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น อย่างไรก็ตาม อุณหภูมิสูงสุดของไหลเย็นสามารถจะขึ้นไปถึงได้นั้นจะต้องต่ำกว่าอุณหภูมิสูงสุดของของไหลร้อนเสมอ ในทำนองเดียวกันอุณหภูมิต่ำสุดของของไหลร้อนจะต้องสูงกว่าอุณหภูมิต่ำสุดของของไหลเย็นเสมอ กล่าวคือจะต้องมีความแตกต่างของอุณหภูมิของไหลทั้งสอง เพื่อเป็นตัวขับเคลื่อนการถ่ายเทความร้อนจากของไหลร้อนไปสู่ของไหลเย็น ซึ่งเป็นไปตามข้อบังคับของกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์

ในทำนองเดียวกันจะต้องมีพลังงานส่วนหนึ่งถูกใช้ไปในการทำให้ของไหลไหลผ่านตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจะแสดงให้เห็นผลต่างความดันระหว่างทางเข้ากับทางออกของตัวอุปกรณ์นี้ การเสื่อมสภาพของพลังงานความดันอันเนื่องมาจากความเสียดทานในระหว่างการไหลจะทำให้ความดันของของไหลที่ทางออกต่ำกว่าที่ทางเข้า

โดยทั่วไปสมรรถนะทางความร้อนจะสัมพันธ์กับการสูญเสียความดันเนื่องจากความเสียดทาน การปรับปรุงสมรรถนะทางความร้อนมักจะได้มาพร้อมกับการสูญเสียความดันที่เพิ่มขึ้น สำหรับของไหลความหนาแน่นสูง(ของเหลว) โดยปกติการสูญเสียกำลังเนื่องจากความเสียดทานจะมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับอัตราการถ่ายเทความร้อนในทางตรงข้ามสำหรับของไหลความหนาแน่นต่ำ(แก๊ส) การปรับปรุงอัตราการถ่ายเทความร้อนมักจะนำไปสู่ความสิ้นเปลืองกำลังทางกลสูงในรูปของพลังงานขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์หรือพัดลม การปรับปรุงในลักษณะดังกล่าวนี้มักจะไม่มีคัมเนื่องจากพลังงานกลที่ต้องจ่ายไปมักจะมีคุณค่าสูงกว่าพลังงานความร้อนเกรดต่ำหลายเท่า นัก การออกแบบและการใช้งานอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงต้องมีการพิจารณาอย่างถี่ถ้วนทั้งในด้านอัตราการถ่ายเทความร้อนและกำลังทางกลที่ใช้ในการขับเคลื่อนการไหล

การใช้ความระมัดระวังในการเลือกวัสดุให้เหมาะสมสำหรับใช้กับของไหลที่เกี่ยวข้องเป็นจุดที่สำคัญอย่างยิ่งของเทคโนโลยีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การกัดกร่อนของวัสดุจะนำไปสู่ความเสียหายของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจนไม่สามารถกักกันของไหลได้ การกัดกร่อนเกิดขึ้นในหลายลักษณะซึ่งจำเป็นต้องเรียนรู้และทำความเข้าใจให้ดีพอที่จะช่วยในการเลือกวัสดุอย่างสมเหตุสมผลและประหยัด

3.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเป็นท่อ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเป็นท่อมักมีการใช้งานอย่างกว้างขวาง มากยิ่งกว่าชนิดอื่นใด อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้มีการสร้างขึ้นหลากหลายขนาดและรูปแบบ ตั้งแต่ขนาดจิ๋วที่ใช้ในเครื่องทำความเย็นขนาดเล็ก ไปจนถึงระบบขนาดยักษ์ซึ่งประกอบด้วยท่อเป็นพัน ๆ ท่อดังเช่น คอนเดนเซอร์ที่ใช้ในโรงงานไฟฟ้าเป็นต้น

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเป็นท่อได้รับความนิยมนำไปใช้งานอย่างแพร่หลายมาก ก็เพราะว่าเทคโนโลยีที่เกี่ยวข้องได้รับการพัฒนาจนเข้าที่แล้วเช่น การสร้างท่อโลหะที่มีความเที่ยงตรงซึ่งสามารถทนต่อความดันสูงได้แทบจะกล่าวได้ว่า ไม่มีขีดจำกัดของความดันและอุณหภูมิที่จะรองรับได้นอกจากนี้สำหรับรับท่อนบนแผ่นยึดท่อ (Tube Sheet) สามารถทำได้อย่างสะดวกโดยการเจาะ ความง่ายในการผลิตเป็นเหตุให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้มีรากฐานที่มั่นคงตั้งแต่อดีต และนำไปสู่การเจริญเติบโตของผู้ผลิตรายใหญ่ ๆ และการพัฒนามาตรฐานอุตสาหกรรมสำหรับการผลิต การที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเป็นท่อมักมีการใช้งานอย่างแพร่หลายมีราคาค่อนข้างถูกมีการให้บริการที่น่าพึงพอใจ

เป็นเวลายาวนานและความคุ้นเคยในหมู่ผู้ใช้ จึงทำให้มักจะถูกเลือกใช้หรือนึกถึงเป็นอันดับแรกในระบบที่ติดตั้งขึ้นใหม่ กลายเป็นวัฏจักรที่ขับเคลื่อนให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้นำทางออกไปข้างหน้ายิ่ง ๆ ขึ้น

3.3.1 การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเป็นท่อตามของไหล

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเป็นท่ออาจจะจำแนกอย่างกว้าง ๆ โดยพิจารณาที่ของไหลที่เกี่ยวข้องดังต่อไปนี้

1. ของเหลว/ ของเหลว นับว่าเป็นแบบที่พบมากที่สุดในการใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเป็นท่อโดยทั่วไปน้ำระบายความร้อนจะไหลอยู่ในช่องทางการไหลด้านหนึ่งเพื่อระบายความร้อนออกจากกระแสน้ำของเหลวที่ร้อน เช่น น้ำมันเครื่อง เป็นต้นของเหลวทั้งสองจะถูกบีบให้ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การถ่ายเทความร้อน หลักที่เกิดขึ้นจึงเป็นการพาความร้อนโดยบังคับ ความหนาแน่นที่ค่อนข้างสูงของของเหลวนำไปสู่การถ่ายเทความร้อนในอัตราที่สูงมาก ดังนั้นในสถานการณ์โดยทั่วไปจึงไม่มีความจำเป็นจะต้องใช้ครีป หรืออุปกรณ์อื่นเพื่อช่วยเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

2. ของเหลว/ แก๊ส เป็นแบบที่พบมากเช่นกัน โดยทั่วไปจะเป็นการใช้อากาศเพื่อการระบายความร้อนให้แก่ของเหลวร้อนที่ปลดปล่อยออกมาของเหลวจะถูกบีบให้ไหลผ่านท่อโดยมีอัตราการพาความร้อนสูงมาก ส่วนอากาศจะไหลขวางอยู่นอกท่อซึ่งอาจจะเป็นการไหลโดยธรรมชาติ (ไม่ใช้พัดลมช่วย) หรือการไหลโดยใช้พัดลมช่วย สมบัติการพาความร้อนทางด้านอากาศจะต่ำเมื่อเทียบกับทางด้านของเหลว ดังนั้นจึงมักจะเสริมครีปที่ด้านนอก (ด้านอากาศ) ของท่อเพื่อเป็นการชดเชย

3. แก๊ส/แก๊สเป็นแบบที่พบในรีคูเพอเรเตอร์(Recuperator)ซึ่งใช้ในการอุ่นอากาศด้วยแก๊สปล่อยทิ้งของระบบกังหันแก๊ส เตาเผาเหล็ก และระบบแยกแก๊ส-ของเหลว เป็นต้น ในหลายกรณีแก๊สตัวหนึ่งจะถูกอัดเพื่อเพิ่มความหนาแน่นในขณะที่แก๊สอีกตัวหนึ่งจะอยู่ที่ความดันและความหนาแน่นต่ำ ตามปกติแก๊สความหนาแน่นสูงจะถูกจัดให้ไหลในท่อ บางครั้งอาจจะมีการเสริมครีปภายในและภายนอกเพื่อเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

4. เครื่องควบแน่น หรือคอนเดนเซอร์ (Condenser) ของไหลที่ใช้ในการระบายความร้อนออกจากของไหลที่ควบแน่น หรือกลั่นตัวอาจจะเป็นของเหลวเช่นน้ำ หรือแก๊สเช่นอากาศ ก็ได้ ของไหลควบแน่นมักจะถูกจัดให้ไหลอยู่นอกท่อสำหรับในกรณีที่ระบายความร้อนด้วยของเหลว และในกรณีนี้ไม่มีความจำเป็นต้องเสริมครีปทั้งภายในและภายนอกของท่อ ส่วนในกรณีที่เป็นการระบายความร้อนด้วยแก๊ส ของไหลควบแน่นมักถูกจัดให้ไหลอยู่ในท่อและมักจะมีการเสริมครีปด้านนอก (ด้านแก๊ส) ของท่อ

5. เครื่องระเหย และหม้อไอน้ำ (Evaporator and Boiler) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในกลุ่มนี้อาจจะแบ่งออกเป็นกลุ่มย่อยได้ดังต่อไปนี้

5.1 ชนิดที่มีการเผาไหม้ แก๊สที่เกิดจากการสันดาปของเชื้อเพลิงฟอสซิล เช่น น้ำมัน ถ่านหินเป็นต้น ที่อุณหภูมิสูงภายใต้ความดันบรรยากาศ จะถูกใช้ในการผลิตไอน้ำที่ความดันสูงในระบบขนาดเล็ก แก๊สสันดาปมักจะไหลผ่านไปนอกท่อ (หม้อไอน้ำชนิดท่อไฟ) ส่วนในระบบที่ใหญ่ขึ้นน้ำและ/หรือไอน้ำมักจะไหลอยู่ในท่อและโดยทั่วไปจะเสริมครีบบนด้านนอกของท่อ

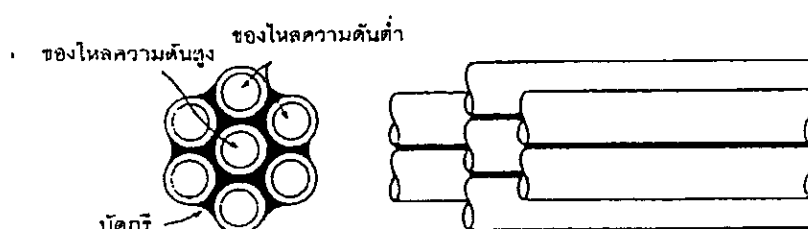
5.2 ชนิดที่ไม่มีการเผาไหม้ ครอบคลุมอุปกรณ์ต่าง ๆ อย่างกว้างขวางตั้งแต่อุณหภูมิสูงมาก เช่น เครื่องกำเนิดไอน้ำพลังงานนิวเคลียร์ จนถึงอุณหภูมิต่ำเช่น ในหอกลั่น เป็นต้น ในอุตสาหกรรมเคมีหรืออาหารอาจใช้ไอน้ำ หรือไฟฟ้าในการระเหยสารละลายหรือเคี่ยวแห้งเป็นต้น

3.3.2 การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเป็นท่อตามลักษณะโครงสร้าง

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเป็นท่ออาจจะจำแนกตามลักษณะโครงสร้างได้ดังต่อไปนี้

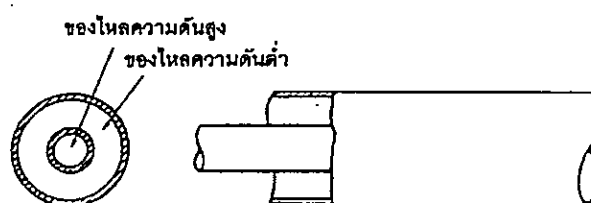
1. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเดียว นับว่าเป็นแบบที่มีโครงสร้างง่ายที่สุดกล่าวคือ ประกอบด้วยท่อเปลือยเพียงท่อเดียว เพื่อให้ของไหลไหลผ่าน และเกิดการถ่ายเทความร้อนกับสิ่งแวดล้อมรอบท่อ ระบบทำความร้อนอาคารเป็นจำนวนมากเป็นแบบนี้ ท่อให้ความร้อนจะถูกติดตั้งในแนวนอนที่ระดับพื้นและมีน้ำร้อนหรือไอน้ำไหลเวียนไปในท่อ ความร้อนจะถูกถ่ายเทให้แก่อากาศในห้องด้วยการพาโดยธรรมชาติ

2. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบมัดท่อ เป็นพัฒนาการมาจากแบบท่อเดียว ประกอบด้วยท่อหลายท่อมาเชื่อมเกาะกันด้วยวัสดุที่เป็นตัวนำความร้อนเพื่อให้มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลที่ไหลในท่อ ดังแสดงในภาพประกอบที่ 25 ในบางครั้งจะเป็นกลุ่มท่อล้อมรอบท่อศูนย์กลางหนึ่งท่อของไหลที่มีความหนาแน่นสูงจะไหลอยู่ในท่อศูนย์กลาง ส่วนของไหลความหนาแน่นต่ำจะไหลอยู่ในท่อโดยรอบ



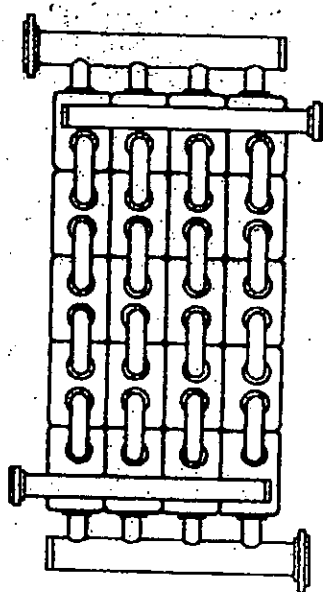
ภาพประกอบ 25 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบมัดท่อ
ที่มา: พงษ์ธร จริญญากรณ์. 2542: 49

3. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น ประกอบด้วยท่อสองท่อสวมซ้อนกัน ดังแสดงในภาพประกอบ 26 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้เคยได้รับความนิยมอย่างกว้างขวาง เนื่องจากมีราคาถูก ผลิตง่าย และมีความยืดหยุ่นสูงเพราะสามารถสร้างให้มีความยาวตามต้องการได้แทบทุกขนาดและมีขนาดท่อและวัสดุให้เลือกใช้ได้อย่างกว้างขวาง ข้อปฏิบัติทั่วไปจะให้ของไหลที่ความดันสูง อุณหภูมิสูง ความหนาแน่นสูง หรือความกักความร้อนสูงอยู่ในท่อชั้นใน ซึ่งจะประหยัดและปลอดภัยกว่า



ภาพประกอบ 26 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น
ที่มา: พงษ์ธร จริญญากรณ์. 2542 : 49

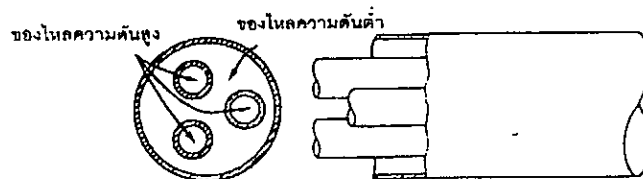
ในบางครั้งอาจนำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นมาต่อกันหลาย ๆ ชุด ดังแสดงในภาพประกอบ 26 ซึ่งในการต่ออาจจะต่อแบบขนาน หรืออนุกรมก็ได้ ในปัจจุบันนี้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ไม่ได้รับความนิยมมากเช่นในอดีตแล้ว ส่วนใหญ่จะถูกแทนที่โดยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่จะกล่าวถึงในหัวข้อต่อไป



ภาพประกอบ 27 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นหลายตัวต่อเข้าด้วยกันเป็นชุด
ที่มา: พงษ์ธร จรรย์ภากรณ์. 2542: 50

4. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ (Tube-and-Shell Heat Exchanger) ในบางครั้งเพื่อที่จะเพิ่มกำลังความจุ หรือเพื่อลดความยาวที่ต้องการลง เราอาจจะออกแบบให้มีท่อภายในมากกว่าหนึ่งท่อ ภายในท่อภายนอกขนาดใหญ่หนึ่งท่อ ดังแสดงในภาพประกอบ 28 รูปแบบเช่นนี้เองที่เป็นจุดเริ่มต้นนำไปสู่ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ ดังแสดงในภาพประกอบ 29 ดังจะกล่าวโดยละเอียดในลำดับต่อไป ซึ่งเป็นแบบที่มีการนำไปใช้งานอย่างกว้างขวางสำหรับการถ่ายเทความร้อนระหว่างของเหลว/ของเหลว ระหว่างของเหลว/ไอควบแน่น และระหว่างของเหลว/ของเหลวระเหย

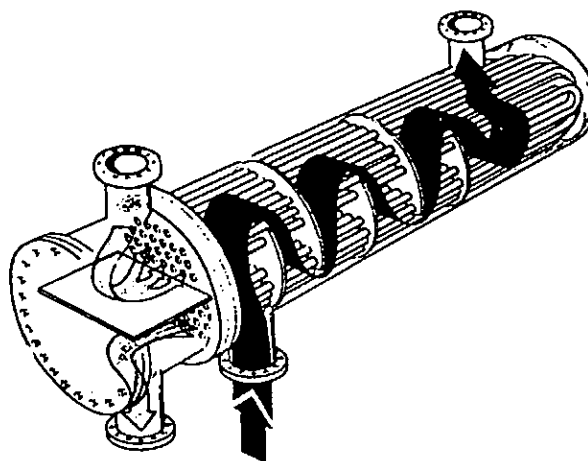
การมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ใช้งานอยู่เป็นจำนวนมาก ได้นำไปสู่มาตรฐานอุตสาหกรรมที่ได้รับการยอมรับโดยทั่วไป มาตรฐานที่เป็นที่รู้จักดีที่สุดได้แก่ TEMA Standard ของ Tubular Exchanger Manufacturers Association มาตรฐานนี้กล่าวถึงชื่อเรียกพื้นฐาน วิธีการจำแนก การออกแบบ การประกอบ และวัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์



ภาพประกอบ 28 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบมีท่อภายในหลายท่ออยู่ภายใต้ท่อชั้นนอกหนึ่งท่อ
ที่มา : พงษ์ธร จริญญากรณ์. 2542 : 51

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ประกอบด้วยส่วนประกอบหลักสี่ส่วนคือ

1. ส่วนปลายหน้า
2. ส่วนปลายหลัง
3. ชุดท่อ
4. ตัวเซลล์



ภาพประกอบ 29 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเซลล์
ที่มา : พงษ์ธร จริญญากรณ์. 2542 : 51

3.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีการใช้งาน ไม่กว้างขวางเท่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ แต่อุปกรณ์แบบนี้ก็ที่มีลักษณะสมบัติบางอย่างที่มีความเหมาะสมสำหรับการใช้งานในบางกรณี อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นเองสามารถจำแนกออกได้เป็น 4 กลุ่มใหญ่ ๆ คือ

1. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครงซึ่งอาจใช้เป็นทางเลือกแทนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์สำหรับงานที่มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างของเหลว/ของเหลวที่ดันต่ำและปานกลาง
2. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นม้วนซึ่งอาจใช้เป็นทางเลือกแทนอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์สำหรับงานที่ความดันต่ำและปานกลางเป็นแบบที่มีความเหมาะสมมากที่สุดที่ต้องการการบำรุงรักษาต่ำและสำหรับงานที่มีสิ่งแขวนลอยในของไหล
3. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นทำจากการประกบเข้าด้วยกันของแผ่นวัสดุที่ถูกพิมพ์ขึ้น

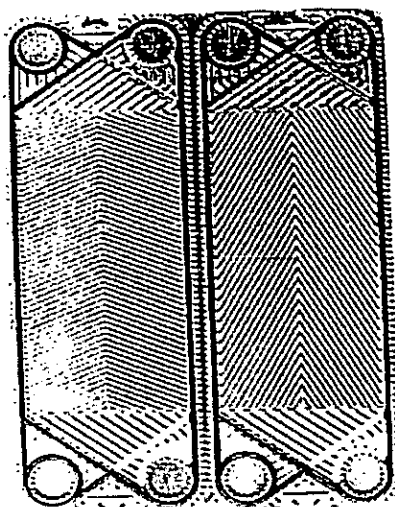
แล้วทำให้เกิดเป็นช่องทางการไหลหรือคอยล์ขึ้นแผ่นวัสดุอาจจะถูกพิมพ์บนทั้งสองแผ่น หรือพิมพ์เพียงแผ่นเดียวและอีกแผ่นหนึ่งเป็นแผ่นเรียบธรรมดาก็ได้

4. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเฟลต-ครีบทำจากการเชื่อมซ้อนกันของแผ่นวัสดุที่พิมพ์เป็นลูกฟูกทำให้เกิดเป็นพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนที่กะทัดรัดสำหรับกระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างแก๊ส/แก๊ส มักจะใช้ในเครื่องอุ่นอากาศเพื่อนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับคืนมาใช้งาน เป็นต้น

3.4.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง

3.4.1.1 โครงสร้าง

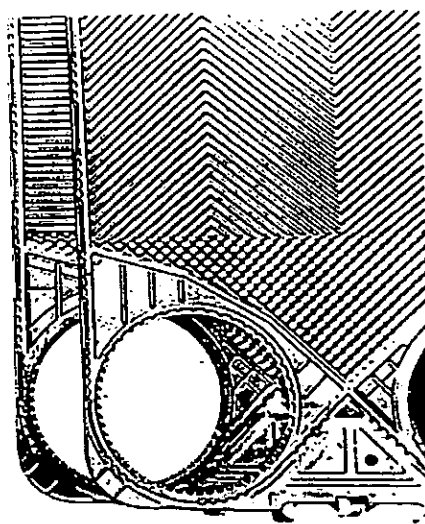
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ทำขึ้นจากการประกอบซ้อนเข้าด้วยกันของแผ่นโลหะพิมพ์ขึ้นรูปที่แสดงในภาพประกอบ 30 แกนบังคับจะเป็นตัวจัดให้แผ่นโลหะเหล่านี้อยู่ตรงกัน แผ่นโลหะเหล่านี้ถูกบีบอยู่ระหว่างแผ่นปิดท้าย โดยมีสลักเกลียวยาวเป็นตัวยึด ดังแสดงในภาพประกอบ 28 มีปะเก็นฝังอยู่ในร่องตามแนวขอบโดยรอบของแผ่นโลหะ เพื่อกักกันของไหลและบังคับทิศทางการไหล ช่องสำหรับเป็นทางเข้าและทางออกของไหลทั้งสองเกิดจากการเจาะเป็นรูที่มุมของแผ่นโลหะแต่ละแผ่น เมื่อแผ่นโลหะเหล่านี้ถูกประกอบเข้าด้วยกัน รูเจาะเหล่านี้จะอยู่ตรงกันทำให้เกิดเป็นท่อรวมเพื่อรวบรวมการไหลที่แผ่นโลหะทั้งหมด



ภาพประกอบ 30 แผ่นโลหะพิมพ์ขึ้นรูปสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นบนโครง
ที่มา: พงษ์ธร จรรย์ญารณ์. 2542 : 86

การไหลของไหลเกิดขึ้นในช่องทางการไหลเล็ก ๆ ที่อยู่ระหว่างแผ่นโลหะสลับกันระหว่างของไหลร้อนกับของไหลเย็น ดังนั้นของไหลร้อนที่ไหลอยู่ระหว่างแผ่นโลหะทั้งสองแผ่นจะมีของไหลเย็นประกบอยู่ทั้งสองฟาก และในทำนองเดียวกันสำหรับของไหลเย็น การกระจายของไหลร้อนและเย็นให้ไหลสลับกัน ทำได้โดยการเลือกเปิดปะเก็นที่แทรกอยู่ระหว่างแผ่นโลหะ ดังแสดงในรูปล่างของภาพประกอบ 30 การรวบปะปนกันของของไหลทั้งสองสามารถป้องกันได้ด้วยร่องรอยรั่วในปะเก็นใกล้กับช่องท่อรวม

กระบวนการไหลของของไหลที่พิมพ์อยู่บนแผ่นโลหะมีลักษณะแตกต่างกันได้หลายแบบ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับชนิดของของไหลและลักษณะการใช้งาน เป็นผลให้มีความยืดหยุ่นมากในการจัดความสัมพันธ์ระหว่าง



ภาพประกอบ 32 การใช้แผ่นโลหะที่พิมพ์ขึ้นรูปเป็นกระสวนต่างกัน
ที่มา: พงษ์ธร จรรย์ญากรณ์. 2542: 88

เมื่อเปรียบเทียบกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีข้อดีที่พอจะประมวล ได้ดังนี้

1. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นต้องการพื้นที่ถ่ายเทความร้อนเพียงหนึ่งในสามถึงกึ่งหนึ่งของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์เท่านั้นซึ่งช่วยให้สามารถลดค่าใช้จ่ายลงได้มาก พื้นที่ที่ลดลงไปนี้เป็นผลจากความปั่นป่วนของการไหลสูงเนื่องจากเส้นทางการไหลที่เป็นคลื่นระหว่างแผ่นโลหะ การเพิ่มขึ้นของประสิทธิภาพของอุปกรณ์อันเนื่องจากการไหลสวนทางที่แท้จริง และการลดลงของเฟาติง (เพียงหนึ่งในสิบถึงหนึ่งในสี่ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นโลหะ ระยะห่างที่ชิดมากของแผ่นโลหะที่อยู่ติดกันเทียบเคียงได้กับการใช้ท่อขนาดเล็ก ทำให้มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่สูง
2. ประหยัดเนื้อที่ติดตั้งอันเนื่องจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อนแบบแผ่นต้องการพื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนน้อยลงรวมทั้งต้องการพื้นที่ว่างโดยรอบเพื่อการถอดประกอบน้อย
3. การที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีประสิทธิภาพสูง อันเนื่องจากการไหลเป็นแบบไหลสวนที่แท้จริงทำให้เราสามารถใช้อยู่จากอุณหภูมิของของไหลให้ความร้อนที่มีอยู่อย่างจำกัดได้เต็มเม็ดเต็มหน่วยยิ่งขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งในระบบนำความร้อนปล่อยทิ้งกลับมาใช้
4. พิกัดทางความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นสามารถปรับเพิ่มหรือลดลงได้อย่างง่ายดายโดยการแปรเปลี่ยนจำนวนแผ่นโลหะลักษณะพิเศษอันนี้นับว่ามีประโยชน์มากโดยเฉพาะอย่างยิ่ง สำหรับ ระบบที่มีแนวโน้มที่จะมีการเปลี่ยนแปลงไหลบดในอนาคต
5. ประสิทธิภาพที่เพิ่มสูงขึ้นของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นจะทำให้อุณหภูมิที่เพิ่มสูงขึ้นของน้ำระบายความร้อนยิ่งสูงมากขึ้นช่วยลดปริมาณการไหลของของไหลที่ต้องการ ซึ่งจะนำไปสู่การประหยัดในส่วนของการทอาล์ว ปั๊มและค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน
6. ปริมาตรของเนื้อที่ว่างภายในของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นคิดเป็นเพียง 10 ถึง 20 เปอร์เซ็นต์ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่เท่าเทียมกัน ดังนั้นจึงมีของไหลในขบวนการผลิตอยู่ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนน้อยลงทำให้ควบคุมได้ดีขึ้น และตอบสนองได้รวดเร็ว

7. การลดลงของพื้นที่ที่ต้องการและปริมาตรของของไหลที่อยู่ภายในอุปกรณ์ มีส่วนช่วยลดมวลรวมอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นให้เหลือเพียงประมาณหนึ่งในหกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่เท่าเทียมกัน เป็นผลให้สามารถประหยัดค่าใช้จ่ายในการขนส่ง การติดตั้งและการสร้างฐานรากจากข้อดีที่มีอยู่อย่างมากมาย ดังกล่าวข้างต้นจึงออกเป็นเรื่องที่น่าสนใจที่มีงานใช้งานอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นไม่มากเท่าที่ควร สาเหตุหนึ่งน่าจะเกิดจากอุปนิสัยที่เป็นอนุรักษ์นิยมของตัววิศวกรเอง ซึ่งค่อนข้างจะคุ้นเคยกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ ประกอบกับมีผู้ผลิตอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์เป็นจำนวนมาก นอกจากนี้วิชาเรียนในมหาวิทยาลัยในด้านการถ่ายเทความร้อนจัดเวลา สำหรับสอนเรื่องอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจำกัดมาก และเวลาแทบทั้งหมดที่มีอยู่นี้ถูกใช้ไปในการเรียนการสอน รวมทั้งการฝึกหัดออกแบบเกี่ยวกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ เมื่อนักศึกษาเหล่านี้จบออกไปทำงานและต้องออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เขาจึงมักจะออกแบบตามแนวทางที่ได้เรียนมาในมหาวิทยาลัย

ปัจจุบันบริษัทผู้ผลิตหลักของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น เช่น APV และ Alfa-Laval ต่างก็มีโปรแกรมคอมพิวเตอร์การคำนวณ ซึ่งวิศวกรสามารถเข้าไปใช้ผ่านทางเครือข่ายคอมพิวเตอร์ได้เพื่อการออกแบบตั้งแต่ตอนต้นของโครงการ ในสถานะเศรษฐกิจที่ค่อนข้างผันผวนดังเช่นทุกวันนี้ อาจจะเป็นการยากที่จะให้ข้อสรุปทั่วไปเกี่ยวกับราคา นอกจากจะกล่าวได้แต่เพียงว่าคงไม่แตกต่างกันมากนักระหว่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์สำหรับที่ภาระงานเดียวกัน ในการเลือกใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงควรพิจารณาของทั้งสองเพื่อการเปรียบเทียบ

3.4.1.3 ข้อเสียของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีข้อเสียที่สำคัญเพียงประการเดียวคือ มีพื้นที่ที่จะต้องทำการซีลด้วยปะเก็นค่อนข้างมาก ตามปกติจะใช้วัสดุอีลาสโตเมอร์สำหรับงานเกือบทุกประเภท อย่างไรก็ตามอุณหภูมิและความดันสูงสุดจะถูกจำกัดไว้ที่ประมาณ 400 K และ 2.7 Mpa ตามลำดับ ปะเก็นที่เป็นไฮไดรอกซีอีลาสโตเมอร์อาจจะมีอุณหภูมิได้สูงถึง 600 K แต่ความดันที่สามารถใช้งานได้เหมาะสมถูกจำกัดอยู่ที่ประมาณ 1.8 Mpa ปัญหาที่เกิดจากการซีลด้วยปะเก็น (โดยเฉพาะอย่างยิ่งเมื่อนำมาใช้ซ้ำ ซึ่งเป็นสิ่งที่ผู้ผลิตไม่แนะนำอย่างยิ่ง) ในหมู่ผู้ใช้ถือว่าเป็นปัจจัยที่ก่อให้เกิดความยุ่งยากมากที่สุดในการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

3.5 หลักเกณฑ์การเลือกของไหลที่อยู่ในท่อ

ในการกำหนดว่าของไหลตัวใดควรจะอยู่ทางด้านท่อ ตัวใดควรจะอยู่ทางด้านเซลล์มีปัจจัยที่จะต้องพิจารณาหลายอย่างปัจจัยอย่างจะสวนทางกันหรือขัดแย้งกัน การเลือกจึงมักจะต้องทำการชั่งน้ำหนัก หรือประนีประนอมระหว่างปัจจัยเหล่านี้ ข้อควรพิจารณาหลักได้แก่

1. ความดัน ความหนาของผนัง (ซึ่งหมายถึงน้ำหนักและค่าใช้จ่ายของวัสดุที่จำเป็นในการเก็บความดันที่กำหนดให้จะแปรผันโดยตรงกับเส้นผ่านศูนย์กลาง ดังนั้นของไหลที่มีความดันสูงจึงควรให้อยู่ในท่อ
2. อุณหภูมิ ที่อุณหภูมิสูงความแข็งแรงของวัสดุจะลดลงทำให้ต้องใช้ผนังหนาขึ้น ดังนั้นผลกระทบในกรณีนี้จึงคล้ายคลึงกับความดัน และของไหลอุณหภูมิสูงควรจะอยู่ในท่อ นอกจากนี้ถ้าให้ของไหลอุณหภูมิสูงอยู่ในเซลล์ อาจจะต้องเสริมฉนวนหุ้มเซลล์เพื่อลดการสูญเสียความร้อน หรือเพื่อความปลอดภัย
3. ความกัดกร่อนของของไหล ของไหลที่กัดกร่อนจำเป็นจะต้องใช้วัสดุพิเศษ (ซึ่งแน่นอนว่าจะต้องมีราคาแพง) ถ้าของไหลเพียงตัวเดียวเท่านั้นที่กัดกร่อน การจัดให้ของไหลนั้นอยู่ภายในท่อ เราจะสามารถ

หลีกเลี่ยงความจำเป็นในการทำเซลล์ด้วยโลหะพิเศษที่มีราคาแพงได้ แต่ทำให้ของไหลก่ดกร่อนอยู่ทางด้านเซลล์ ทั้งเซลล์และท่อจะต้องทำด้วยวัสดุที่ทนต่อการกัดกร่อนได้

4. ความสะอาดของของไหล กระบวนการผลิตที่ความสะอาดของของไหลเป็นเรื่องสำคัญมาก ก็อาจจะต้องใช้วัสดุพิเศษในการสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในทำนองเดียวกันกับข้อ 3 การใช้วัสดุพิเศษในการทำท่ออย่างเดียวย่อมจะประหยัดกว่า การใช้วัสดุพิเศษทำทั้งท่อและเซลล์

5. อันตรายหรือราคาของของไหล ของไหลที่อาจจะเป็นพิษหรืออันตราย หรือที่มีราคาแพงควรอยู่ทางด้านท่อ เนื่องจากโอกาสที่ของไหลจะรั่วออกจากท่อจะน้อยกว่าการรั่วออกจากเซลล์

6. ความดันตก ความดันตกหรือการสูญเสียความดันภายในท่อสามารถคำนวณได้เที่ยงตรงกว่าในเซลล์ซึ่งค่าความดันตกที่คำนวณได้อาจจะมีคลาดเคลื่อนสูง อันเป็นผลจากความไม่แน่นอนของช่องว่างของการรั่วไหลทางด้านเซลล์ซึ่งเกิดขึ้นในการสร้าง ดังนั้นในของไหลที่ความดันตกมีความสำคัญมาก และจำเป็นจะต้องหาค่าให้ได้ถูกต้องที่สุด ควรให้ของไหลนั้นอยู่ในท่อ

7. ความหนืดของของไหล เพื่อให้การพาความร้อนระหว่างของไหลกับพื้นผิวของแข็งเช่น ผิวท่อหรือผิวเซลล์ เป็นไปอย่างดีที่สุด ของไหลควรจะไหลอย่างปั่นป่วน (Turbulent) ของไหลที่มีความหนืดสูง อาจไหลแบบราบเรียบ (Laminar) ถ้าให้ไหลอยู่ในท่อ แต่อาจจะไหลแบบปั่นป่วนก็ได้ ถ้าให้ไหลทางด้านเซลล์ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับช่องว่างระหว่างท่อ แต่ถ้านำเป็นการไหลแบบราบเรียบทั้งทางด้านท่อและทางด้านเซลล์ ก็ควรจะให้ของไหลที่หนืดอยู่ในท่อ ซึ่งการทำนายการถ่ายเทความร้อน และการกระจาย การไหลสามารถทำได้ด้วยความมั่นใจมากกว่า

8. อัตราการไหล โดยทั่วไปเรามักจะให้ของไหลที่มีอัตราไหลต่ำกว่าอยู่ทางด้านเซลล์ ทางด้านเซลล์จะเกิดการไหลแบบปั่นป่วนที่ค่าเรย์โนลด์ต่ำกว่าในท่อนอกจากนี้เราอาจจะหลีกเลี่ยงความซับซ้อนของโครงสร้างแบบหลายกลับได้ซึ่งนำไปสู่การปรับปรุงประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้ดียิ่งขึ้น

9. การทำความสะอาด พื้นผิวภายในของเซลล์และพื้นผิวภายนอกของท่อจะทำความสะอาดได้อย่างดีกว่าพื้นผิวภายในของท่อ ดังนั้น ของไหลที่สะอาดกว่าควรจะให้อยู่ทางด้านเซลล์

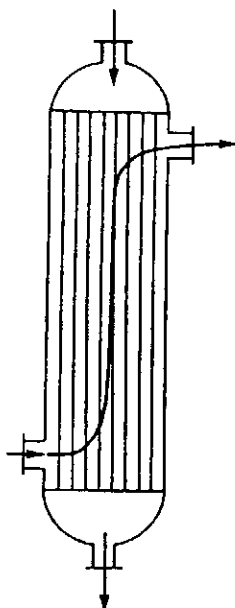
3.5.1 การจัดเส้นทางไหล

การจัดการเส้นทางไหลทั้งทางด้านท่อ และทางด้านเซลล์มีให้เลือกได้หลายรูปแบบ ในการเลือกจะต้องคำนึงถึงปัจจัยหลายอย่าง ส่วนใหญ่มักจะต้องการประนีประนอมกันระหว่างข้อดีข้อเสียของแต่ละรูปแบบ เพื่อให้ได้สิ่งที่เหมาะสมที่สุด ปัจจัยดังกล่าวได้แก่ความแตกต่างของอุณหภูมิของของไหลทั้งสอง (LMTD) ผลต่างอุณหภูมิเชิงลออเทคนิกและค่าใช้จ่ายในการผลิต, ความดันตก, ผลกระทบทางด้านความเสียหาย, และการเกิดคราบสกปรกบนพื้นผิวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การไหลสวนทางตามแนวแกนจัดว่าเป็นรูปลักษณะทางอุดมคติเมื่อพิจารณาในแง่ความร้อนของไหลทางด้านเซลล์จะไหลตามยาวไปบนท่อในทิศทางตรงข้ามกับการไหลของของไหลภายในท่อ ในการไหลแบบนี้ผลต่างอุณหภูมิของของไหลจะมีค่าต่ำสุด จึงสามารถบรรลุประสิทธิภาพทางความร้อนที่สูงมาก

การจัดการการไหลแบบท่อไหลกลับเดียวและเซลล์ไหลกลับเดียวที่แสดงในภาพประกอบ 33 ให้ผลใกล้เคียงกับทางอุดมคติ อย่างไรก็ตามนับว่าเป็นเรื่องยากที่จะทำให้มีการกระจายการไหลที่สม่ำเสมอทางด้านเซลล์ เพื่อที่จะปรับปรุงการทำงานให้ดีขึ้น จึงจัดให้มีแผ่นกั้นเพื่อช่วยในการนำทาง และควบคุมการไหลทางด้านเซลล์ ทำให้เกิดการไหลผ่านมัดท่อในทางที่เป็นผลดียิ่งขึ้น นอกจากนี้แผ่นกั้นยังทำหน้าที่การจัดระยะและรองรับท่ออีกด้วย ท่อจำเป็นจะต้องได้รับการรองรับทุก ๆ ระยะ 30 ถึง 40 เท่า ของเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ และการจัดระยะห่างของท่อให้สม่ำเสมอจะเป็นหลักประกันว่า การกระจายการไหลและ

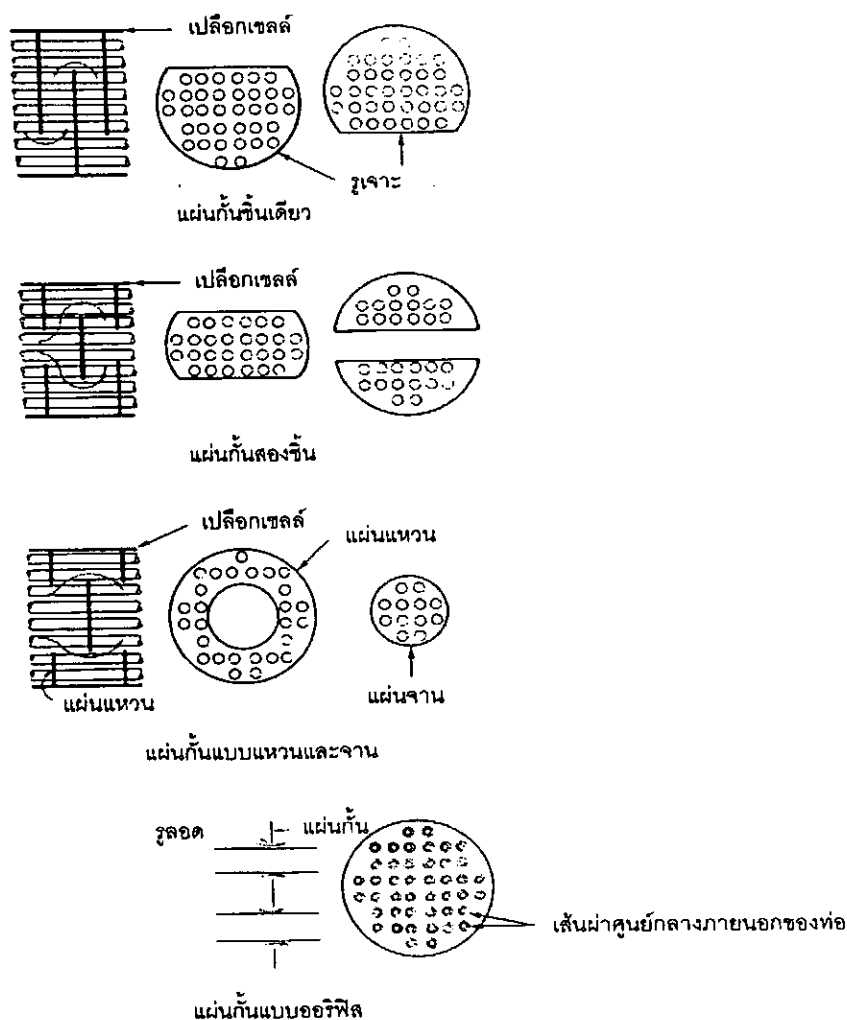
การถ่ายเทความร้อนในมัดท่อจะเป็นไปอย่างสมดุล กระสวนของรูนบนแผ่นกันสำหรับท่อควรจะเหมือนกับบนแผ่นยึดท่อ



ภาพประกอบ 33 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนกันท่อไหลกลับเดียวเซลล์ไหลกลับเดียวไม่มีแผ่นกัน ที่มา : พงษ์ธร จริญญากรณ์. 2542 : 60

แผ่นกัน (Baffle) แผ่นกันมีรูปแบบที่แตกต่างกันหลายรูปแบบ ภาพประกอบ 34 แสดงตัวอย่างแผ่นกันสี่แบบ ได้แก่แบบขึ้นเดียว แบบขึ้นคู่ แบบโดนัทกับแผ่นจาน และแบบบอร์ฟิต

แผ่นกันแบบขึ้นเดียวมีลักษณะเป็นแผ่นจานที่ถูกตัดออกไปส่วนหนึ่งตัวแปรของแผ่นกันแบบนี้ก็คือเปอร์เซ็นต์ของการตัด ซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่างความลึกของการตัดต่อเส้นผ่าศูนย์กลางของแผ่นกัน แผ่นกันแบบขึ้นเดียวจะถูกจัดวางในช่องโหว่ของการตัดของแผ่นกันที่อยู่ติดกันทำมุม 180 องศาต่อกัน ลักษณะเช่นนี้จะทำให้ของไหลทางด้านเซลล์ไหลลดเลี้ยวตั้งฉากกับท่อฉะนั้นการไหลผ่านท่อจึงกึ่งไหลขวางและกึ่งไหลตามแกน



ภาพประกอบ 34 ลักษณะของแผ่นกันที่ใช้ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
ที่มา : พงษ์ธร จริญญากรณ์. 2542 : 61

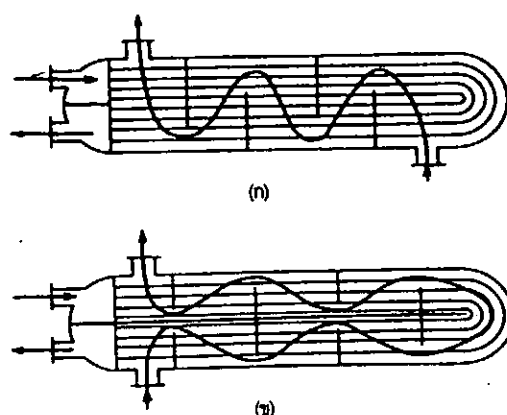
แผ่นกันแบบชั้นเดียวเป็นแบบที่พบแพร่หลายที่สุด แผ่นกันแบบนี้ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ดีสำหรับความดันตกและความสิ้นเปลืองกำลังค่าหนึ่ง แผ่นกันทุกแผ่นช่วยในการรองรับท่อ และระยะห่างตามยาวของแผ่นกันและควมลึกของการตัดสามารถแปรผันได้ในช่วงกว้าง เพื่อให้เหมาะกับภาระหน้าที่ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

แผ่นกันแบบชั้นคู่ หรืออาจจะเรียกว่าแบบเป็นแถบ มีลักษณะคล้ายคลึงกับแบบชั้นเดียวแต่มีข้อดีที่สามารถรองรับการไหลปริมาณมากได้ แผ่นกันที่อยู่ติดกันแผ่นหนึ่งเรียกว่า ส่วนศูนย์กลางซึ่งเป็นจานที่ถูกตัดส่วนบนกับส่วนล่างออกไป แผ่นถัดไปเรียกว่า ส่วนบนและล่างซึ่งเป็นจานที่ถูกตัดส่วนตรงกลางออกไป

แผ่นกันแบบโดนัทกับแผ่นจานประกอบด้วย แผ่นจานศูนย์กลางซึ่งมีเส้นผ่าศูนย์กลางโตกว่าครึ่งหนึ่งของเส้นผ่าศูนย์กลางของเซลล์เล็กน้อย และแผ่นถัดไปเป็นแผ่นจานที่มีเส้นผ่าศูนย์กลางเท่ากับเซลล์แต่มีรูตรงกลางของเซลล์เล็กน้อย แผ่นกันแบบนี้ สามารถแก้ไขปัญหามีของไหลบางส่วนไหลเลี้ยวผ่านมัดท่อตรงเช่นที่เกิดขึ้นกับแผ่นกันแบบชั้นเดียว อย่างไรก็ตามข้อเสียของแผ่นกันแบบนี้ก็คือ แท่งรองรับทั้งหมด

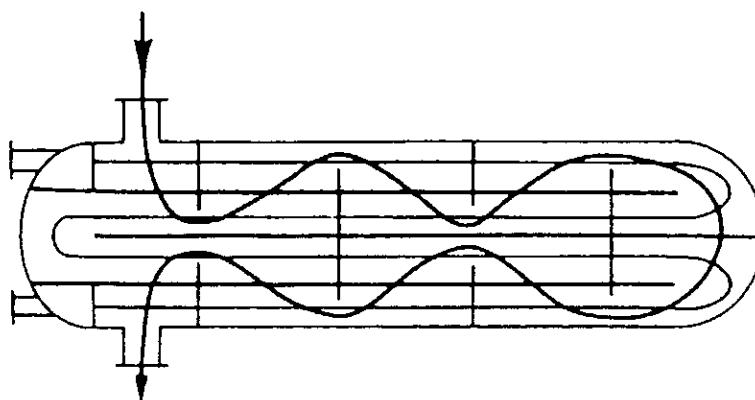
จะต้องอยู่ภายในมัดท่อ และการรองรับท่อรอบในเป็นการรองรับทางอ้อมโดยท่อที่อยู่คาบเกี่ยวทั้งโดนัทกับแผ่นจาน

แผ่นกันแบบออโรฟิต มีลักษณะเป็นแผ่นจานเต็มที่มีรูสอดท่อที่โตเกินขนาด ของไหลทางด้านเซลล์จะไหลผ่านแผ่นกันโดยทางช่องว่างระหว่างรูกับท่อ ความปั่นป่วนในการไหลจะมีส่วนช่วยให้การถ่ายเทความร้อนดีขึ้นเป็นแบบที่ไม่ค่อยใช้กันนัก เนื่องจากมีการค้นพบว่า เป็นแบบที่มีประสิทธิภาพด้อยกว่าแบบอื่น การทำความสะอาดทำได้ยากและไม่มีการรองรับท่อ เป็นเหตุให้อาจมีปัญหาการสั่นสะเทือนเกิดขึ้นได้



ภาพประกอบ 35 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อรูปตัว U ที่มีท่อไหลสองกลับและ (ก) เซลล์ไหลกลับทางเดียว, (ข) เซลล์ไหลสองกลับ
ที่มา : พงษ์ธร จริญญากรณ์. 2542 : 62

การไหลหลายกลับ นอกจากการจัดการการไหลอย่างง่ายที่มีท่อไหลกลับเดียว และเซลล์ไหลกลับเดียวพร้อมด้วยแผ่นกันช่วยรองรับแล้ว อาจจะจัดให้มีการไหลหลายกลับก็ได้ แบบที่ได้รับความนิยมมากแบบหนึ่งก็คือ มัดท่อตัว U ที่แสดงในภาพประกอบที่ 33 เป็นแบบท่อไหลสองกลับและเซลล์ไหลกลับเดียว (รูป ก) หรือเซลล์ไหลสองกลับ (รูป ข) มัดท่อตัว U พร้อมด้วยเซลล์ไหลสองกลับเทียบเคียงได้กับ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนไหลสวนกันแบบท่อไหลกลับเดียว และเซลล์ไหลกลับเดียวที่อ้วนสั้น แต่มีข้อดีกว่าคือ ข้อต่อของไหลทั้งหมดจะอยู่ที่ปลายข้อเดียวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้มีความกะทัดรัด และติดตั้งสะดวกมากอย่างไรก็ตาม จะต้องจัดให้มีพื้นที่ว่างมากพอสำหรับการชักมัดท่อออกมาทำความสะอาดได้

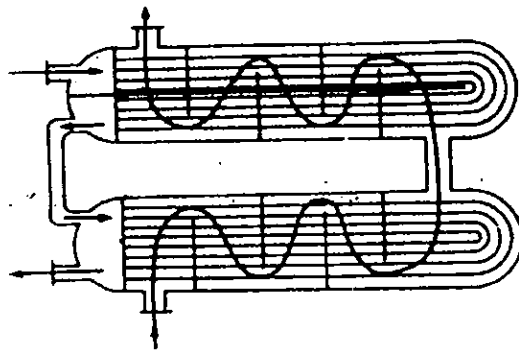


ภาพประกอบ 36 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีท่อไหลสี่กลับและเซลล์ไหลสองกลับ
ที่มา : พงษ์ธร จริญญากรณ์. 2542 : 63

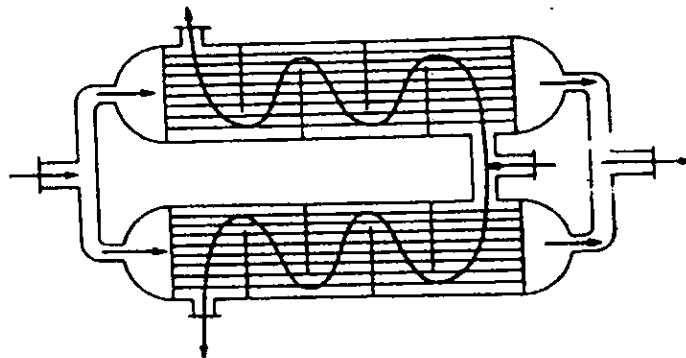
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่มีท่อไหลสี่กลับ และเซลล์ไหลสองกลับถูกแสดงอยู่ในภาพประกอบ 36 บางครั้งอาจจะมีการใช้ท่อมากกว่าสี่กลับเช่นหกหรือแปดกลับเป็นต้น อย่างไรก็ตามในกรณีนี้จะมีการแปรผันของอุณหภูมิสูงมากทำให้ประสิทธิภาพทางความร้อนน้อยกว่าการใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสองตัวต่อกันแบบอนุกรมหรือแบบขนาน หรือแบบท่อต่ออนุกรมแต่เซลล์ต่อขนาน ดังแสดงในภาพประกอบ 37

การไหลขวางอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนบางแบบ(โดยเฉพาะอย่างยิ่งเครื่องควบแน่นขนาดใหญ่) ของไหลทางด้านเซลล์จะไหลพาดขวางกับแผงท่อ ดังแสดงในภาพประกอบ 38 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีทางเข้าทางเดียวและทางออกทางเดียวสำหรับของไหลทางด้านเซลล์ จะมีแผ่นกั้นตามยาวอยู่ที่ทางเข้าและทางออกเพื่อช่วยในการกระจายการไหล เพิ่มเติมจากแผ่นกั้นรองรับท่อตามปกติ ในอีกทางเลือกหนึ่งในการช่วยให้มีการกระจายการไหลที่ดี ทำได้โดยการให้มีทางเข้าและทางออกหลายทาง (ภาพประกอบ 38 รูปล่าง)

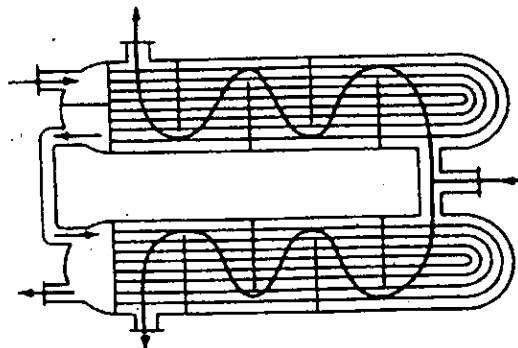
กระสวนของท่อ การจัดเรียงท่อสามารถทำได้ในหลายลักษณะ แต่มีเพียงสี่แบบที่ได้รับการยอมรับว่าเป็นแบบมาตรฐาน ดังแสดงในภาพประกอบ 39 กระสวนของรูปแผ่นยึดท่อที่สมนัยกับการจัดเรียงท่อดังกล่าวถูกแสดงอยู่ในภาพประกอบ 40 การจัดเรียงเป็นรูปสามเหลี่ยมด้านเท่าเป็นแบบที่แผ่นยึดท่อที่แข็งแรงที่สุด สำหรับพื้นที่ช่องทางการไหลที่กำหนดให้ ฉะนั้นจึงเป็นแบบที่มีความเหมาะสมสำหรับการใช้งานที่มีความแตกต่างความดันของไหลทางด้านท่อและทางด้านเซลล์สูง อย่างไรก็ตาม การจัดเรียงแบบสามเหลี่ยมด้านเท่าไม่สามารถทำความสะอาดพื้นผิวภายนอกท่อได้ง่ายเท่าแบบสี่เหลี่ยมจัตุรัส ฉะนั้นจึงไม่ใช่แบบที่ควรจะใช้ในกรณีที่ต้องมีการทำความสะอาดทางด้านเซลล์ด้วยวิธีทางกล



ทางด้านท่อและเซลล์ต่อแบบอนุกรม

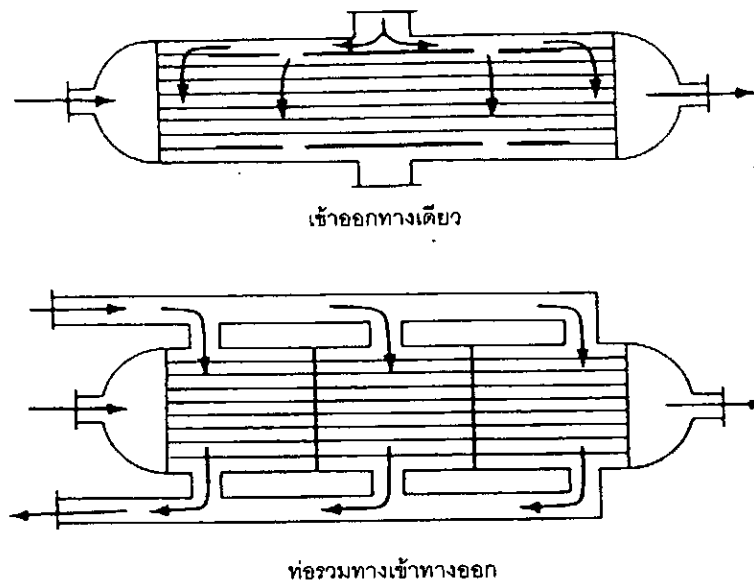


ทางด้านท่อและเซลล์ต่อแบบขนาน

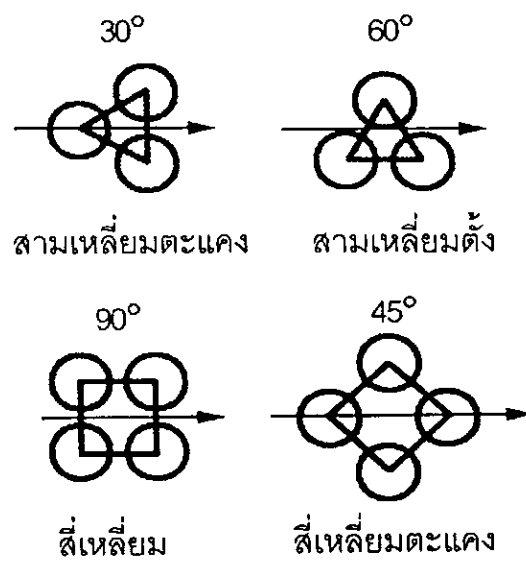


ทางด้านท่อต่ออนุกรม ทางด้านเซลล์ต่อขนาน

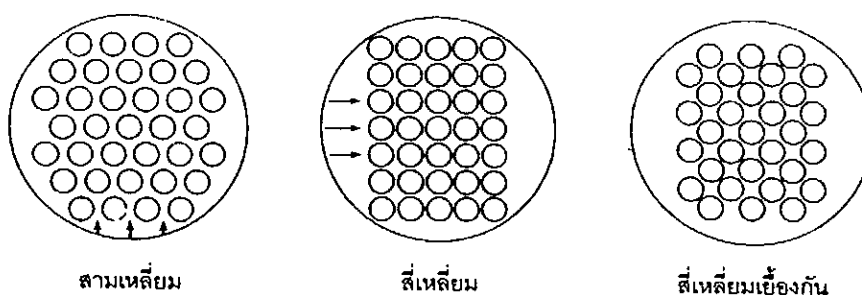
ภาพประกอบ 37 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่อกันแบบอนุกรม และขนาน
ที่มา : พงษ์ธร จริญญากรณ์. 2542 : 64



ภาพประกอบ 38 รูปแบบการจัดการไหลแบบไหลขวาง



ภาพประกอบ 39 กระบวนการจัดเรียงท่อแบบมาตรฐาน
ที่มา: พงษ์ธร จริญญากรณ์. 2542: 65



ภาพประกอบ 40 กระสวนของรูแผ่นยึดท่อที่สมนัยกับกระสวนการจัดเรียงท่อในภาพประกอบที่ 23
ที่มา : พงษ์ธร จริญญากรณ์. 2542 : 66

4 หลักการออกแบบทางความร้อน

การออกแบบอุปกรณ์แบบอุปกรณ์เปลี่ยนความร้อนอาจจะแบ่งภารกิจออกเป็นส่วนที่มีความสัมพันธ์กัน ได้แก่

1. การออกแบบทางความร้อน
2. การออกแบบทางกล

การออกแบบทางความร้อนจะเกี่ยวกับสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้หลักประกันว่า อุปกรณ์ที่ออกแบบมีพื้นที่ผิวเพียงพอสำหรับการทำหน้าที่ทางความร้อน งานในส่วนนี้รวมไปถึงการประเมินการเสื่อมถอยลงของสมรรถนะ ซึ่งมีแนวโน้มจะเกิดขึ้นในขณะใช้งาน อันเป็นผลจากเกาะสะสมของคราบสกปรกบนพื้นถ่ายเทความร้อน ผู้ทำหน้าที่ออกแบบทางความร้อนจะต้องพิจารณาถึงเทคนิค หรือวิธีการในการลดทอนผลกระทบจากการเกิดคราบสกปรกหรือเฟอลิง(Fouling)ด้วย

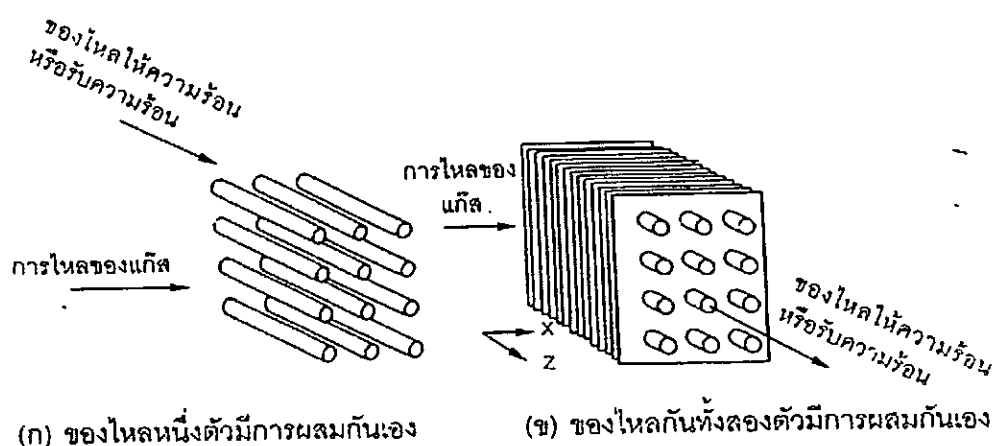
ผลกระทบในแง่ของการไหลก็นับว่ามีความสำคัญเช่นกัน การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลที่เคลื่อนที่ จะต้องเกี่ยวข้องกับความเร็วของของไหลเสมอ อันเป็นผลจากความหนืดของของไหล ผลของความหนืดดังกล่าวนี้จะปรากฏออกมาในรูปของการสูญเสียความดันจากทางเข้าถึงทางออก เพื่อที่จะเอาชนะความดันตกจากการสูญเสียความดันของไหลจะต้องถูกบีบหรืออัด ที่จะต้องใช้กำลังทางกลในการขับเคลื่อนซึ่งอาจจะได้จามอเตอร์ไฟฟ้าเครื่องยนต์ หรือจากแหล่งอื่นสำหรับแก๊สและไอซึ่งเป็นของไหลที่อัดได้นั้น ค่าใช้จ่ายในการบีบหรืออัดเพื่อขับเคลื่อนของไหลในบางกรณีอาจจะสูงกว่ามูลค่าของการถ่ายเทความร้อนเอง ดังนั้นในการออกแบบทางความร้อนจึงครอบคลุมไปถึงการจัดรูปทรงและรูปแบบ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อลดทอนการสูญเสียความดันให้เหลือน้อยที่สุดสำหรับภาระทางความร้อนที่ต้องการ

การออกแบบทางความร้อนจะต้องมุ่งให้บรรลุภารกิจทางความร้อนภายใต้ข้อจำกัดทางเศรษฐศาสตร์ซึ่งได้แก่ ราคาของอุปกรณ์ การขนส่งการติดตั้งการบำรุงรักษาและการเปลี่ยน นอกจากนี้จะต้องมีการชั่งน้ำหนักระหว่างการลดต้นทุนเริ่มต้น แต่ค่าใช้จ่ายในการดำเนินงานสูงภายใต้สภาวะที่พลังงานมีราคาสูงขึ้น เพื่อใช้ในการขับเคลื่อนและพัดลมเป็นต้น ผู้ออกแบบจะต้องตระหนักถึงการแจกแจงอุณหภูมิ ของของไหลภายในอุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อน แนวโน้มการเกิดการกัดกร่อนของวัสดุและของไหลต่างๆ ความเป็นไปได้ของการเกิดโพสิเมอร์ของสารออร์แกนิกบนพื้นผิวที่มีอุณหภูมิสูงเกินไป การตกตะกอนของ

เกลือในน้ำกร่อย และการเกาะสะสมของสารแขวนลอยในบริเวณที่มีความเร็วต่ำกรณีของไหลที่มีสิ่งแขวนลอย หรือของไหลที่มีสิ่งปนเปื้อน สูงมาก

นอกจากนี้การออกแบบทางความร้อนจะต้องคำนึงถึงปัจจัยทางด้านสิ่งแวดล้อมด้วย สาธารณชนเริ่มมีความห่วงใยต่อความร้อนปล่อยทิ้งจากโรงงานมากขึ้นไม่ว่าจะปล่อยทิ้งสู่แหล่งน้ำหรือบรรยากาศก็ตาม ผู้ออกแบบจะต้องให้ความสนใจปัญหาที่เกิดจากการปลดปล่อยสารการรั่วไหลออกสู่บรรยากาศและการรั่วซึมของของไหลชนิดหนึ่งไปสู่ของไหลอีกชนิดหนึ่ง จะต้องมีการคาดการณ์ถึงอุบัติเหตุที่อาจเกิดขึ้นเกี่ยวกับของไหลที่อันตราย และเตรียมมาตรการที่จะรับมือกับผลที่จะเกิดตามมา

สุขอนามัยและความปลอดภัยของคนทำงานอยู่กับอุปกรณ์นั้น ๆ หรือของสาธารณชนก็เป็นสิ่งที่ผู้ออกแบบทางความร้อนและต้องให้ความสำคัญอย่างยิ่งยวดเช่นกันไม่ว่าจะเป็นในขณะที่ทำงานตามปกติหรือในกรณีที่เกิดอุบัติเหตุก็ตาม



ภาพประกอบ 41 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการไหลของอากาศแบบผสมกัน (ตามภาพ 41ก)

และแบบไม่ผสมกัน (ตามภาพที่ 41ข)

ที่มา: พงษ์ธร จริญญากรณ์. 2542: 111

การออกแบบทางกลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเกี่ยวข้องกับการให้หลักประกันว่า อุปกรณ์นั้นมีความแข็งแรงเพียงพอที่จะทนต่อความดันออกแบบ และความดันเกินขีดที่อาจเกิดขึ้นได้ นอกจากนี้ยังเกี่ยวข้องกับซีลและรองลิ้น (Bearings) ผลกระทบจากการสั่น การกัดกร่อน วิธีการในการประกอบขึ้นรูป การเตรียมการเพื่อการเคลื่อนย้ายและติดตั้ง และวิธีการในการทำความสะอาดการบำรุงรักษาและการซ่อมแซมอุปกรณ์นี้

4.1 การกำหนดการไหล

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเกือบทั้งหมดทำงานในลักษณะที่ของไหลร้อน และของไหลเย็นซึ่งถูกกันแยกจากกันด้วยผนังร่วมจะทำการแลกเปลี่ยนความร้อนเกือบทั้งหมดทำการแลกเปลี่ยน ความร้อนด้วย

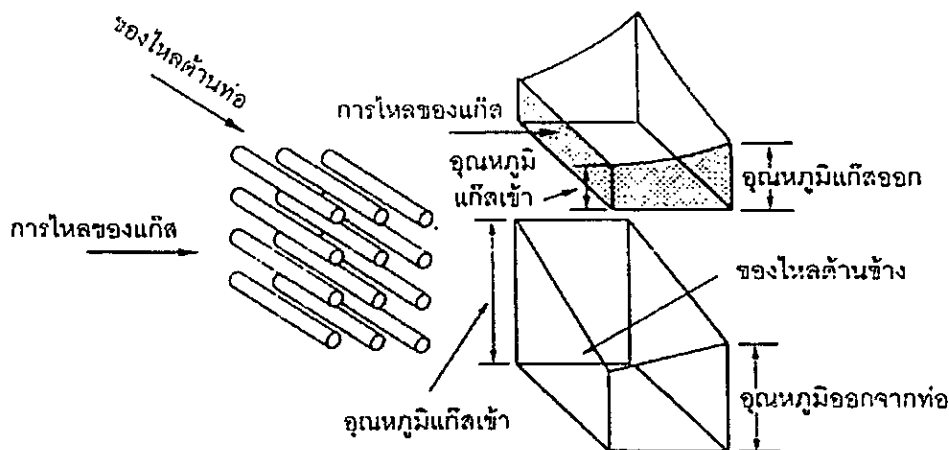
กลไกการพาพาความร้อน และการนำความร้อนร่วมกัน ประสิทธิภาพของการแลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นอยู่กับอย่างมากกับลักษณะการไหลที่เกิดขึ้นการไหลของของไหลมีทางเป็นไปได้สามลักษณะคือ

1. ของไหลทั้งสองมีแกนของการไหลร่วมกันเมื่อของไหลทั้งคู่ไหลไปในทิศทางเดียวกันเราเรียกว่า การไหลตามกันถ้าไหลไปในทิศทางตรงข้ามกันเราเรียกว่า การไหลสวนกัน
2. แกนของการไหลของของไหลทั้งสองตั้งฉากกันเราเรียกว่าการไหลขวาง
2. การไหลของของไหลทั้งสองมีทั้งในส่วนที่ไหลอยู่ในแกนเดียวกัน และส่วนที่ไหลขวางกันเราเรียกว่า การไหลประสม

4.1.1 การไหลแบบผสมกันและแบบไม่ผสมกัน

การไหลของของไหลยังแบ่งได้เป็นแบบผสมกันและแบบไม่ผสมกัน ภาพประกอบที่ 41 แสดงการไหลทั้งสองแบบในภาพประกอบที่ 41(ก) ของเหลวร้อนไหลอยู่ในท่อ ส่วนอากาศเย็นไหลผ่านไปบนท่อ เนื่องจากของเหลวไหลอยู่ในท่อจึงไม่เกิดการผสมกันนั่นคือ สิ่งที่เกิดขึ้นภายในท่อใดท่อหนึ่งจะได้รับผลกระทบน้อยมากจากสิ่งที่เกิดขึ้นในอื่น ๆ

ในกรณีที่ยกมานี้ท่อที่อยู่ต้นทางจะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าท่อที่อยู่ค่อยไปทางท้ายของกระแสน้ำไหลของอากาศ ทั้งนี้เนื่องจากอากาศที่ไหลผ่านจะมีอุณหภูมิต่ำที่สุดที่ต้นทาง ดังนั้นของเหลวที่ออกจากท่อต้นทางจะมีอุณหภูมิต่ำกว่าที่ออกจากท่อที่ค่อนข้างไปทางปลายทาง ถ้าท่อเหล่านี้ต่างก็ต่อเข้ากับท่อพักรวม รวมกันทางออกของเหลวทั้งหมดก็จะผสมกันและมีอุณหภูมิค่าเดียวในที่สุด



ภาพประกอบ 42 ลักษณะการแรงจูงอุณหภูมิสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขวาง
ที่มา : พงษ์ธร จรรย์ญกรณ. 2542 : 112

อากาศเย็นจะมีอุณหภูมิสูงขึ้นโดยลำดับในขณะที่ไหลผ่านแผงท่อ ดังนั้นจึงมีอุณหภูมิสูงเมื่อไปถึงท่อที่ปลายทาง ในทำนองเดียวกัน อุณหภูมิของของเหลวในท่อไม่ได้มีค่าคงที่ แต่จะลดลงอย่างต่อเนื่องจากทางเข้าไปทางออก ผลต่างอุณหภูมิระหว่างของเหลวร้อนทางด้านท่อกับอากาศเย็นจะมีค่าสูงสุดที่ทางเข้าและต่ำสุดทางออกของท่อ ความแตกต่างกันของผลต่างอุณหภูมินี้ ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนจาก

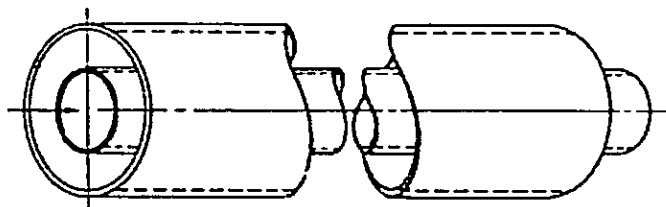
ของเหลวในสู่อากาศมีค่าสูงที่บริเวณทางเข้าของท่อ เป็นเหตุให้อุณหภูมิ ของอากาศเพิ่มขึ้นเร็วมาในส่วนนั้น ดังจะเห็นได้จากภาพการแจกแจง อุณหภูมิในภาพประกอบ 42

ถ้าท่อใช้เป็นท่อเปลี่ยยรรรดา(ไม่ติดครีบ)ดังแสดงในภาพประกอบ 41 (ก) อากาศที่ไหลผ่านไปบนท่อและผสมเข้าด้วยกัน ดังนั้นอุณหภูมิและสภาวะการไหลของอากาศที่ส่วนใดส่วนหนึ่งในแนวท่อ จะมีผลกระทบต่ออุณหภูมิและ การไหลที่ส่วนอื่นของแนวท่อ แนวโน้มจึงเป็นไปในทางที่จะสร้างสมดุลขึ้นในการไหล

เมื่อท่อที่ใช้ถูกติดตั้งด้วยครีบซึ่งเป็นแผ่นติดต่อกันดังแสดงในภาพประกอบ 41 (ข) อากาศที่ไหลผ่านจะไม่ผสมกันอากาศที่ไหล อยู่ในช่องระหว่างแผ่นครีบจะไหลผ่านแนวท่อ และได้รับความร้อนจากท่อที่สัมผัสโดยไม่เกี่ยวข้องผสมกับอากาศในช่องทางไหลอื่นๆ ผลก็คือการแจกแจงอุณหภูมิ ของอากาศจะยังไม่สม่ำเสมอมากกว่าที่แสดงในภาพประกอบ 42 นอกจากนี้การถ่ายเทความร้อนไปสู่อากาศจะมีค่าสูงกว่ามาก เนื่องจากมีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นจากครีบ

4.2 การแจกแจงอุณหภูมิ

การแจกแจงอุณหภูมิของของไหลสองตัวหรือมากกว่าผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นอยู่กับ การจัดการการไหลอย่างมาก เพื่อให้เข้าใจจุดนี้ชัดเจนขึ้น ขอให้พิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อคู่อย่างง่ายที่แสดงในภาพประกอบ 43 เราจะเรียกของไหลที่ไหลอยู่ในท่อว่า ของไหลด้านท่อ และแทน อุณหภูมิของมันด้วยตัว t ส่วนของไหลในช่องวงแหวนเรียกว่า ของไหลด้านเซลล์ และแทนอุณหภูมิของมัน ด้วยตัว T ในของไหลทั้งสองตัวอักษรห้อย 1 หมายถึงสภาวะด้วยเข้าและ 2 หมายถึงสถานะด้านออก



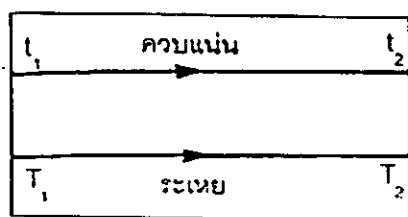
ภาพประกอบ 43 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่
ที่มา : พงษ์ธร จรรย์ภากรณ์. 2542 : 113

ในอุปกรณ์และสถานการณ์ที่ดูเหมือนจะเรียบง่ายมากนี้มีลักษณะการไหล ที่อาจจะเกิดขึ้นได้มากมายหลายแบบอย่างน่าทึ่ง ภาพประกอบ 44 เป็นตัวอย่างบางส่วนของ การแจกแจงอุณหภูมิอันอาจจะเกิดขึ้นได้ดังกล่าว

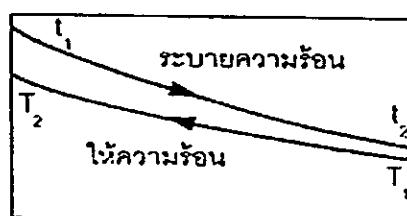
ความเป็นไปอันดับแรกที่จะพิจารณาถูกแสดงอยู่ในภาพประกอบ 44 (ก) เป็นกรณีที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้ของเหลวและของเหลวเย็นจะระเหยกลายเป็นไอ แม้ว่าการเดือดและการควบแน่นจะเป็นกระบวนการที่ค่อนข้างซับซ้อนแต่การแจกแจง อุณหภูมิ ที่เกี่ยวข้องกลับค่อนข้างง่าย นั่นคืออุณหภูมิมีค่าคงที่ตลอดกระบวนการดังกล่าว ผลต่างอุณหภูมิที่เป็นตัวขับเคลื่อนการถ่ายเทความร้อนคือ $\Delta T = t - T$ และมีค่าคงที่ทั้งระบบความเป็นไปได้ลำดับต่อไปได้แก่แบบที่แสดงในภาพประกอบ 44(ข) ซึ่งจะเกิดขึ้นไหลร้อนที่

เป็นไอเกิดการควบแน่นที่อุณหภูมิคงที่ t และความร้อนถูกถ่ายเทให้แก่การไหลเย็น ทำให้ของไหลเย็นมีอุณหภูมิขึ้นในขณะที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ผลต่างอุณหภูมิที่ตัวขับเคลื่อนการถ่ายเทความร้อนมีค่าไม่คงที่ กล่าวคือมีค่าแปรเปลี่ยนจาก $\Delta T_1 = t - T_1$ ที่ทางเข้าไปเป็น $\Delta T_2 = t - T_2$ ที่ทางออก

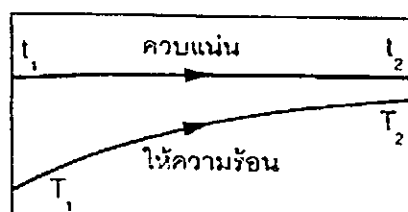
ภาพประกอบ 44(ค) แสดงอีกกรณีหนึ่งที่คล้ายกับกรณีที่แล้วกล่าวคือ มีของไหลหนึ่งตัวมีการเปลี่ยนสถานะในขณะที่เกิดการถ่ายเทความร้อน ในที่นี้ของไหลเย็นจะเกิดการระเหยที่อุณหภูมิคงที่ T ในขณะที่รับการถ่ายเทความร้อนจากของไหลร้อน ซึ่งจะมีอุณหภูมิลดลงในขณะที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในทำนองเดียวกันกับข้างต้น ผลต่างอุณหภูมิที่เป็นตัวขับเคลื่อนการถ่ายเทความร้อนมีค่ามีค่าแปรเปลี่ยนจาก $\Delta T_1 = t_1 - T$ ที่ทางเข้าไปเป็น $\Delta T_2 = t_2 - T$ ที่ทางออก



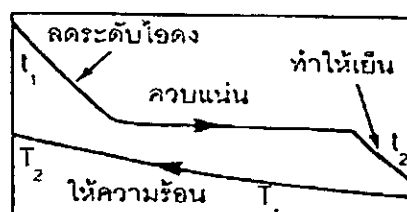
(ก) ของไหลเปลี่ยนสถานะทั้งคู่



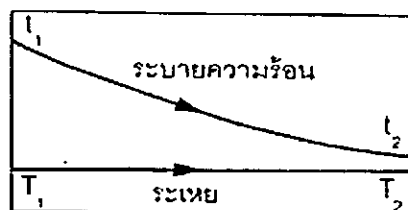
(จ) ไหลสวนกันไม่มีการเปลี่ยนสถานะ



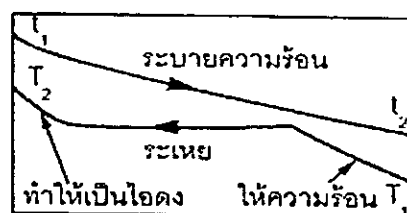
(ข) ของไหลเปลี่ยนสถานะหนึ่งตัว



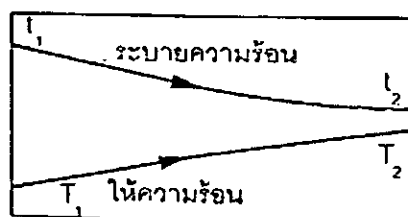
(ฉ) ของไหลเปลี่ยนสถานะหนึ่งตัว



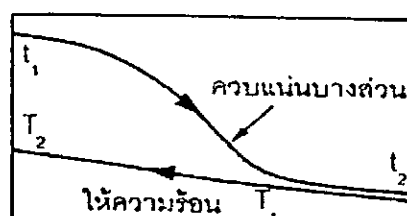
(ค) ของไหลเปลี่ยนสถานะหนึ่งตัว



(ช) ของไหลเปลี่ยนสถานะหนึ่งตัว



(ง) ไหลสวนกันไม่มีการเปลี่ยนสถานะ



(ฉ) มีส่วนประกอบที่ควบแน่นได้และควบแน่นไม่ได้

ภาพประกอบ 44 ลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่

ลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่ภายใต้สภาวะการไหลต่าง ๆ

ลักษณะการทำงานที่พบมากที่สุดทางปฏิบัติคือการทำงานของไหลทั้งสองไม่มีการเปลี่ยนสถานะ ดังนั้นจึงมีอุณหภูมิแปรเปลี่ยนอย่างต่อเนื่องทั้งคู่จากทางเข้าสู่ทางออกแบ่งย่อยออกได้เป็นสองกรณีคือ ของไหลทั้งสองไหลตามกันและไหลสวนกัน

ในกรณีที่ของไหลไหลตามกันถูกแสดงในภาพประกอบ 44 (ง) ในกรณีนี้ของไหลทั้งสองไหลเข้ามาจากด้านซ้ายและไหลออกไปทางด้านขวาของรูป ของไหลเย็นจะมีอุณหภูมิสูงขึ้น ส่วนของไหลร้อนจะมีอุณหภูมิต่ำลง ผลต่างอุณหภูมิที่เป็นตัวขับเคลื่อนการถ่ายเทความร้อนมีค่าเป็นค่าแปรเปลี่ยนจาก

$\Delta T_1 = t_1 - T_1$ ที่ทางเข้าไปเป็น $\Delta T_2 = t_2 - T_2$ ที่ทางออกอุณหภูมิทางออก T_2 ของของไหลเย็นไม่สามารถสูงกว่าอุณหภูมิทางออก t_2 ของของไหลร้อนได้ ไม่เช่นนั้นจะเกิดการขัดแย้งกับกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งบังคับว่าความร้อนไม่สามารถถ่ายเทที่อุณหภูมิต่ำไปสู่ที่อุณหภูมิสูงได้

ในกรณีพิเศษที่ของไหลทั้งสองเป็นของไหลชนิดเดียวกันเช่น น้ำแลมีอัตราไหลเท่ากันการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลทั้งสองจะเท่ากันกล่าวคือ $T_2 - T_1 = t_1 - t_2$ การถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่จะเป็นไปได้เกิดขึ้นเมื่อ $T_2 = t_2$ ของไหลทั้งสองจะมีอุณหภูมิเปลี่ยนแปลงไปเท่ากันซึ่งเท่ากับครึ่งหนึ่งของผลต่างอุณหภูมิทางเข้ากล่าวคือ

$$(T_2 - T_1)_{\max} = (t_1 - t_2)_{\max} = 0.5(t_1 - T_1)$$

ภาพประกอบ 44 (จ) แสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในกรณีที่ของไหลสวนในกรณีนี้ของไหลทั้งสองไหลในทิศทางตรงข้ามกัน ซึ่งมีข้อดีเหนือกว่าการไหลตามกันมาก จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิทางออก T_2 ของของไหลเย็นอาจจะมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิทางออก t_2 ของของไหลร้อนได้ โดยไม่ขัดกับกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ ผลต่างอุณหภูมิที่เป็นตัวขับเคลื่อนการถ่ายเทความร้อนมีค่าเป็นค่าแปรเปลี่ยนจาก

$\Delta T = t_1 - T_2$ ที่ปลายข้างหนึ่งไปเป็น $\Delta T = t_2 - T_1$ ที่ปลายอีกข้างหนึ่ง ถ้าของไหลทั้งสองเป็นของไหลชนิดเดียวกันมีอัตราไหลเท่ากันและคุณสมบัติของของไหลไม่เปลี่ยนแปลงตามอุณหภูมิ ผลต่างอุณหภูมิ $t - T$ จะมีค่าคงที่โดยตลอดจากปลายข้างหนึ่งไปสู่ปลายอีกข้างหนึ่ง

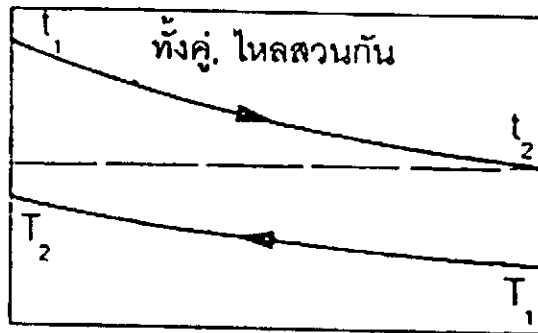
ในทางทฤษฎีมีความเป็นไปได้ ที่จะทำอุณหภูมิทางออกของของไหลตัวหนึ่งเข้าใกล้หรือ“เท่ากับ”อุณหภูมิทางเข้าของของไหลอีกตัวหนึ่งนั่นคือ $t_2 \rightarrow T_1$ และ $T_2 \rightarrow t_1$ ดังนั้นเราจึงสามารถได้การเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิของของไหลเย็นและการลดลงของอุณหภูมิของของไหลร้อน มีค่าเท่ากันและเท่ากับ

$t_1 - T_1$ ซึ่งเป็นสองเท่าของค่าสูงสุดที่เป็นไปได้ทางทฤษฎีสำหรับกรณีของการไหลตามกัน

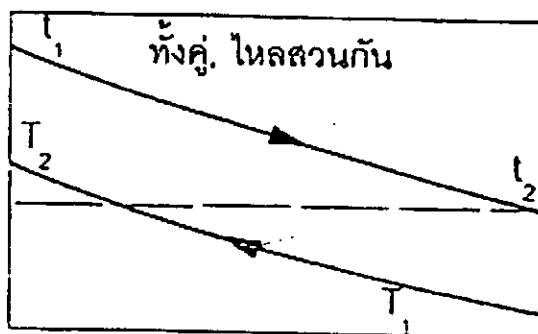
ข้อดีของการไหลสวนที่กล่าวถึงข้างต้น เมื่อเทียบกับการไหลตามกันเป็นข้อดีที่สำคัญอย่างปราศจากข้อเคลือบแคลงสงสัย ในการเปรียบเทียบการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสองตัวที่เหมือนกัน จะพิสูจน์ให้เห็นได้ว่ากำลังความจุทางความร้อนของตัวที่ทำงานแบบไหลสวนจะเป็นสองเท่าของตัวที่ทำงานแบบไหลตามกัน ดังนั้นถ้าสามารถทำให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องทำงานแบบไหลสวนเสมอ ไม่ควรให้ทำงานแบบไหลตามกัน

สภาวะการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่แสดงในภาพประกอบ 44 (ฉ) คล้ายกับภาพประกอบ 44 (ข) ในแง่ที่ว่าของไหลตัวหนึ่งเกิดการควบแน่นในขณะทำงาน แต่ในกรณีนี้มีสภาวะใกล้เคียงกับที่เกิดขึ้นจริงมากกว่า กล่าวคือของไหลที่ให้ความร้อนเข้าสู่อุปกรณ์ในสภาวะที่เป็นไอเอง ในขณะที่ให้ความร้อนแก่ของไหลอีกตัวหนึ่ง อุณหภูมิของมันจะลดลงจนกลายเป็นไออิ่มตัว และเกิดการควบแน่นที่อุณหภูมิคงที่ในขณะที่คายความร้อนออกไป ในที่สุดเมื่อควบแน่นเป็นของเหลวหมดแล้ว ก็อาจจะมีการคายความ

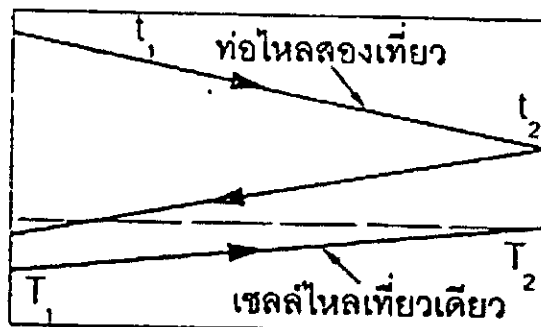
ร้อนต่อไปจนเป็นของเหลวอัดซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิอิ่มตัวและไหลออกจากอุปกรณ์ในรูปของของเหลวอัด การไหลอาจจะจัดให้ไหลสวนกันดังแสดงในรูปหรือให้ไหลตามกันก็ได้



(ก) อุณหภูมิไม่ตัดข้ามกัน



(ก) อุณหภูมิตัดข้ามกัน



ภาพประกอบ 45 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ไม่เกิดอุณหภูมิตัดข้าม(ภาพก)และที่เกิดอุณหภูมิตัดข้าม (ภาพขและ ค)

ที่มา : พงษ์ธร จริญญากรณ์. 2542 : 116

การทำงานของภาพประกอบ 44 (ข) เป็นไปในทางที่กลับกันกับภาพประกอบ 44 (ก) นั่นคือของไหลเย็นเข้าสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในสภาวะที่เป็นของเหลว(ของเหลวอัด)จากนั้นจะรับความร้อนและมีอุณหภูมิสูงขึ้นจนมีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิอิ่มตัวซึ่งการถ่ายเทความร้อนให้แก่ของเหลวต่อไปจะทำให้เกิดการระเหยขึ้นที่อุณหภูมิคงที่ จนกว่าของเหลวจะระเหยเป็นไออิ่มตัวจนหมด การให้ความร้อนต่อไปจะทำให้เกิดการระเหยขึ้นที่อุณหภูมิคงที่ จนกว่าของเหลวจะระเหยเป็นไออิ่มตัวจนหมด การให้ความร้อนต่อไปจะทำให้

ให้อิมมิตัวมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นจนสูงกว่าอุณหภูมิอิมิตัว นั่นคือกลายเป็นไอคงและออกจากอุปกรณ์ในสภาพที่เป็นไอคง

ในกรณีที่ของไหลร้อนประกอบด้วยทั้งไอที่ควบแน่นได้และก๊าซที่ไม่ควบแน่นการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิจะเป็นไปในรูปที่ค่อนข้างจะซับซ้อนดังแสดงเป็นลักษณะทั่วไปในภาพประกอบ 44 (ซ)

เราจะเห็นได้จากภาพประกอบ 44 (จ) ว่าในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนนั้นมีความเป็นไปได้ที่อุณหภูมิทางออก T_2 ของของไหลเย็นจะมีค่ามากกว่าอุณหภูมิออก t_2 ของของไหลร้อน ลักษณะเช่นนี้เราเรียกว่าอุณหภูมิตัดข้าม (Temperature Cross) ภาพประกอบ 45 แสดงลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่เกิดขึ้นในสามกรณีคือ

1 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อคู่โดยไม่เกิดอุณหภูมิตัดข้าม

2. เช่นเดียวกับข้อ 2 แต่เกิดอุณหภูมิตัดข้าม

3. การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์โดยมีการไหลในท่อสองเที่ยวและการไหลในเซลล์หนึ่งเที่ยว พร้อมทั้งเกิดอุณหภูมิตัดข้าม

การเกิดอุณหภูมิตัดข้ามมีความสำคัญในฐานะที่เป็นตัวบ่งบอกถึงผลต่างอุณหภูมิที่ค่อนข้างน้อย ดังนั้นเพื่อให้มีอัตราการถ่ายเทไม่ต่ำจนเกินไปเราจำเป็นต้องใช้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนค่อนข้างมากและ / หรือให้ของไหลไหลด้วยความเร็วสูงเพื่อเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ซึ่งจะทำให้เกิดการสูญเสียความดันสูงตามมา

จะเห็นได้อย่างชัดเจนจากภาพประกอบ 44 และ 45 ว่าผลต่างอุณหภูมิระหว่างของไหลร้อนกับของไหลเย็น น้อยครั้งที่จะมีค่าคงที่ดังเช่นที่แสดงในภาพประกอบ 44 (ก) โดยทั่วไปผลต่างอุณหภูมิจะแปรเปลี่ยนจากปลายข้างหนึ่งไปสู่ปลายอีกข้างหนึ่งของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ผลต่างอุณหภูมิต่ำสุดของของไหลเรียกว่าอุณหภูมิแอฟโพรช (Temperature Approach) หลักง่าย ๆ ที่มีประโยชน์เกี่ยวกับผลต่างอุณหภูมิและอุณหภูมิแอฟโพรช

1. อุณหภูมิแอฟโพรชควรมีค่าน้อย 5-7°C สำหรับระบบทำความเย็น บางครั้งอาจจะให้ค่าน้อยกว่านี้ก็ได้เช่น 3-5°C

2. ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทรีคูเพอเรเตอร์ควรให้อุณหภูมิแอฟโพรชมีค่าน้อย 20°C

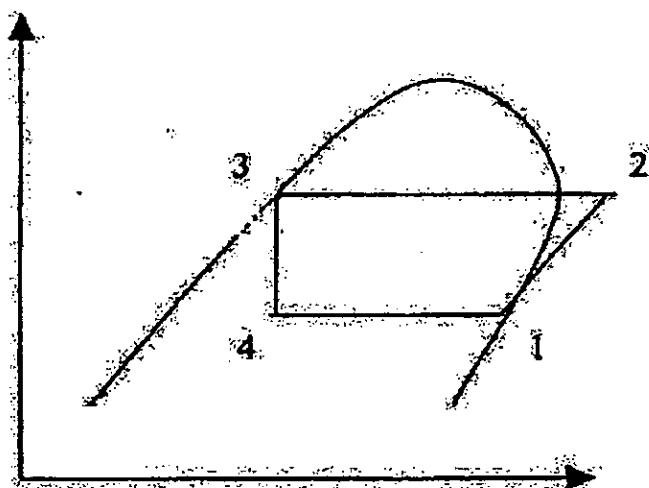
3. ที่ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย (MTD) ต่ำ (น้อยกว่า 40°C) น้ำระบายความร้อนควรมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นไม่เกิน 10°C ส่วนที่ผลต่างอุณหภูมิเฉลี่ย (MTD) สูง (มากกว่า 40°C) น้ำระบายความร้อนควรมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นในระหว่าง 10-20°C

4. อุณหภูมิทางออกของน้ำระบายความร้อนควรมีค่าไม่เกิน 50°C

5. อุณหภูมิทางเข้าของน้ำระบายความร้อนควรมีค่าสูงกว่าจุดเยือกแข็งของของไหลกระบวนการผลิต ไม่น้อยกว่า 5°C

6. ในระบบที่เกี่ยวข้องกับการให้ความร้อนและการเดือดควรหลีกเลี่ยงผลต่างอุณหภูมิที่สูงเกินขีด (>60°C)

4.3 การคำนวณค่าต่าง ๆ ในระบบทำความเย็น



ภาพประกอบ 46 P – h Diagram ของวัฏจักรทำความเย็นที่ประเมิน

4.3.1 หาอัตราการไหลของสารทำความเย็นต่อหนึ่งตัน

$$m_r = \frac{3.52 \text{ kg}}{h_1 - h_4} \text{ s}$$

4.3.2 หาอัตราการถ่ายเทความร้อนในเวลาหนึ่งชั่วโมง

$$Q_H = m_r (h_2 - h_3) \frac{\text{kJ}}{\text{hr}}$$

4.3.3 หาปริมาณน้ำร้อนที่ได้ภายในหนึ่งชั่วโมง

กำหนดประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน เท่ากับ 80% และกำหนดค่าความหนาแน่นของน้ำ เท่ากับ 1000 kg/m^3

4.4 การคำนวณค่าต่าง ๆ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

4.4.1 การหาขนาดอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

$$m_w = \frac{\eta \times Q_H}{C_{p,w} \Delta T} \frac{\text{kg}}{\text{hr}}$$

กำหนดการไหลของของไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบไหลสวนทาง (Counter Flow)
แสดงได้ดังแผนภาพ

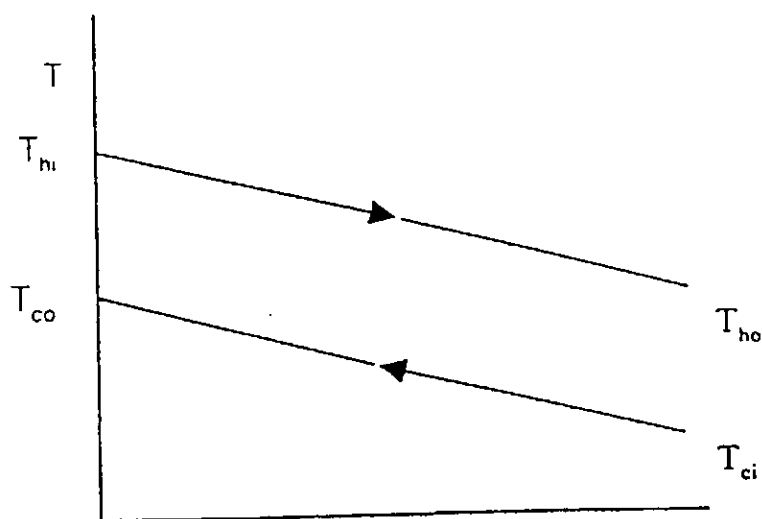
โดยมี

T_{hi} = อุณหภูมิของของไหลร้อนที่เข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

T_{ho} = อุณหภูมิของของไหลร้อนที่ออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

T_{ci} = อุณหภูมิของของไหลเย็นที่เข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

T_{co} = อุณหภูมิของของไหลเย็นที่ออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน



ภาพประกอบ 47 แผนภาพแสดงการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหล

ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เกี่ยวข้องกับของเหลวหรือมีการเปลี่ยนสถานะสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h จะมีค่าค่อนข้างสูงคือมีค่าระหว่าง 3000 ถึง 7000 ถึง 7000 $\text{W/m}^2\text{°C}$ ดังนั้นในการออกแบบจึงใช้ค่า $U = 5000 \text{ W/m}^2\text{°C}$ และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพ 80%

4.4.2 คำนวณค่า LMTD (Log Mean Temperature Different)

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

4.4.3 คำนวณหาพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อพื้นที่ผิวการแลกเปลี่ยนความร้อน

สะอาด

$$A = \frac{Q_H}{U \Delta T_{\ln}}$$

คำนวณหาพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อพื้นที่ผิวการแลกเปลี่ยนความร้อนมีเฟอ์ลิง (Fouling) โดยให้ $U_{\text{fouling}} = U_{\text{clean}} * 0.75$ ซึ่งเป็นค่าแนะนำจากหนังสือ Heat Exchanger Eeclection , Design and Construction E.A.D Saunder, P – 367

5. เอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

งานวิจัยมีส่วนสำคัญต่อการพัฒนาเครื่องมือและอุปกรณ์ขึ้นมาใช้ในประเทศ ซึ่งมีผู้วิจัยและพัฒนาขึ้นมาโดยอาศัยขั้นตอนการวิจัยและการพัฒนาในส่วนที่เกี่ยวข้องกับผู้วิจัยดังนี้

นายอนุวุฒิ สุพิชฌาย์ การปรับปรุงเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนระบายความร้อนด้วยอากาศ การปรับปรุงและทดสอบเครื่องปรับอากาศและกำลังไฟฟ้าที่ใช้เปรียบเทียบกับเครื่องปรับอากาศแบบธรรมดาที่ไม่มีการปรับปรุง

จากผลการทดสอบในห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ พบว่า เครื่องปรับอากาศที่ปรับปรุงโดยการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของคอนเดนเซอร์แบบธรรมดาที่ไม่มีการปรับปรุง เป็น 2.12 และ 1.25 เท่า มีประสิทธิภาพรวม (COP) ของเครื่องปรับอากาศสูงกว่าเครื่องปรับอากาศแบบธรรมดาที่ไม่มีการปรับปรุง 7.81% และ 6.59% ส่วนกำลังไฟฟ้าที่ใช้ต่ำกว่าเครื่องปรับอากาศแบบธรรมดาที่ไม่มีการปรับปรุง 2.46% และ 2.85%

เครื่องปรับอากาศที่ปรับปรุงแบบใช้วัสดุพิเศษเพื่อลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ มีประสิทธิภาพรวม (COP) ของเครื่องปรับอากาศสูงกว่าเครื่องปรับอากาศแบบธรรมดาที่ไม่มีการปรับปรุง 10.18% ส่วนกำลังไฟฟ้าที่ใช้ต่ำกว่าเครื่องปรับอากาศแบบธรรมดาที่ไม่มีการปรับปรุง 2.32%

แต่เครื่องปรับอากาศที่ปรับปรุงแบบใช้พัดลมตีน้ำและให้อากาศไหลกลับทางโดยเป่าอากาศเข้าคอนเดนเซอร์ ซึ่งแบบธรรมดาที่ไม่มีการปรับปรุงจะเป็นการดูดอากาศผ่านคอนเดนเซอร์จะมีประสิทธิภาพรวม (COP) ของเครื่องปรับอากาศต่ำกว่าเครื่องปรับอากาศแบบธรรมดาที่ไม่มีการปรับปรุง 14.82% และกำลังไฟฟ้าที่ใช้สูงกว่าเครื่องปรับอากาศแบบธรรมดาที่ไม่มีการปรับปรุง 0.29%

นายเรืองฤทธิ์ ลำมะยศ การปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศโดยการหล่อเย็นที่แผงระบายความร้อน งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาถึงวิธีการเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนโดยการนำเอาน้ำที่จากคอยล์เย็นมาฉีดให้เป็นละอองเพื่อช่วยในการระบายความร้อนออกจากแผงระบายความร้อนให้ได้มากขึ้นจากการศึกษาโดยใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12,500 Btu/h พบว่า เมื่อทำการฉีดละอองน้ำผสมกับอากาศหล่อเย็นเข้าไปที่แผงระบายความร้อน ในอัตราที่เท่ากับปริมาณน้ำที่ออกมาจากระบบเครื่องปรับอากาศ จะทำให้ความดันอัมตวในแผงระบายความร้อนลดลงโดยเฉลี่ย 103.43Kpa (15.02psi) หรือ 5.29% อุณหภูมิของอากาศหล่อเย็นที่แผงระบายความร้อนลดลงโดยเฉลี่ย 1.90 °C ซึ่งทำให้การระบายความร้อนที่แผงระบายความร้อนเพิ่มขึ้นโดยเฉลี่ย 4.69% ในขณะที่อัตราการทำความเย็นที่คอยล์เย็นเพิ่มขึ้น 4.80% ค่าCOPและEERเพิ่มขึ้น 8.99%ซึ่งเป็นผลให้อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงโดยเฉลี่ย 61.65 w. หรือ 3.94% จากผลการศึกษาทำให้สามารถประมาณได้ว่าหากใช้เครื่องปรับอากาศดังกล่าวในครัวเรือนจะทำให้สามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้ปีละ 88.78กิโลวัตต์-ชม./ปี นอกจากผลของการศึกษานี้ทำให้ พบว่า อุณหภูมิของอากาศหล่อเย็นที่ลดลง 1°Cทำให้สามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้ 2.19%

นายวีระวุฒิ อรุณวรรณ การปรับปรุงการระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์โดยใช้การระเหยของน้ำ วิทยานิพนธ์นี้เป็นการศึกษาการปรับปรุงการระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอชนิดแยกส่วน ขนาด 12,000 Btu/h โดยใช้ระบบทำความเย็นแบบระเหยที่ดัดแปลงมาจากระบบแบบน้ำหยดมาช่วยในการลดอุณหภูมิของอากาศ ก่อนไปดึงความร้อนออกที่คอนเดนเซอร์ แล้วทำการทดสอบสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุงได้แก่ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะกำลังไฟฟ้าที่ใช้ และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเพื่อเปรียบเทียบกับเครื่องปรับอากาศก่อนการปรับปรุง พบว่าเครื่องปรับอากาศหลัง

ปรับปรุงในช่วงเวลากลางวันโดยเฉลี่ยมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงกว่า 8.5% กำลังไฟฟ้าที่ใช้ลดลง 8.2% และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเพิ่มขึ้น 11.7% ส่วนในช่วงเวลากลางคืนโดยเฉลี่ยมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงกว่า 2.9% กำลังไฟฟ้าที่ใช้ลดลง 9.9% และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเพิ่มขึ้น 32.9% จากการวิเคราะห์ค่าในเชิงเศรษฐศาสตร์ พบว่ามีมูลค่าปัจจุบันสุทธิเท่ากับ 2,709.50 บาท อัตราผลตอบแทนภายในเท่ากับ 34.11% และมีระยะเวลาคืนทุนเท่ากับ 2.85 ปี

นายณัฐวุฒิ อภิมุขเดชาและคณะการผลิตน้ำร้อนจากความร้อนเหลือทิ้งของเครื่องปรับอากาศ เป็นโครงการผลิตน้ำร้อนเหลือทิ้งของเครื่องปรับอากาศที่จัดทำขึ้นเพื่อทำการออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับใช้ในการการผลิตน้ำร้อนโดยใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน 3 ชนิดคือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดคอยล์ แบบขดคอยล์ท่อแยกและแบบแผ่น ติดตั้งไปกับท่อสารทำความเย็นบริเวณทางออกของเครื่องอัดก่อนเข้าเครื่องควบแน่น เครื่องแลกเปลี่ยนแต่ละประเภทจะนำมาทำการทดลองในเวลากลางวันและกลางคืน

ป้อนนำถูกติดตั้งเข้ากับระบบเพื่อทำการหมุนเวียนน้ำผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นำข้อมูลผลการทดลองที่ได้มาทำการวิเคราะห์เพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้ง 3 ชนิด ซึ่งจะพบว่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดคอยล์ท่อทางแยกมีค่ามากที่สุด ส่งผลให้สมรรถนะของการทำความเย็น(COP) ของระบบปรับอากาศมากขึ้นด้วย

จากทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องข้างต้น ได้นำมาใช้ในการพัฒนาชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนโดยใช้ทฤษฎีการทำความเย็นของระบบทำความเย็นซึ่งเกี่ยวข้องกับระบบเครื่องปรับอากาศที่ใช้วิจัยเพราะส่วนประกอบของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนมี 2 ส่วนคือ ชุดระเหยและชุดควบแน่น โดยการปรับปรุงเพิ่มเติมท่อทางเดินน้ำยาทางด้านความดันสูงเพื่อช่วยให้มีการระบายความร้อนให้ได้มากที่สุดส่งผลให้การระบายความร้อนในชุดควบแน่นมีประสิทธิภาพช่วยให้เพิ่มความสามารถทำความเย็นด้วย สำหรับทฤษฎีที่มีความสำคัญและเกี่ยวข้องกับงานวิจัยอีกประการหนึ่งคือการคำนวณระบบต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นของระบบการทำความเย็น ประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศกำลังไฟฟ้าและการเปรียบเทียบการประหยัดพลังงานไฟฟ้า

ดังนั้นจึงได้นำหลักการและทฤษฎีทั้งหมดมาพัฒนาชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่น โดยการออกแบบเพิ่มความยาวท่อทางความดันสูงให้ไหลอยู่ภายในพลาสติก ที่ออกแบบเพื่อช่วยระบายความร้อนของแผงระบายความร้อน โดยใช้น้ำเป็นตัวกลางในการระบายความร้อนส่วนที่ออกแบบพัฒนาเพิ่มเติมซึ่งติดตั้งก่อนแผงระบายความร้อนเดิมแล้วดำเนินการทดลองทดสอบหาความสามารถนำความร้อนและการประหยัดพลังงานไฟฟ้า เพื่อเปรียบเทียบกับชุดควบแน่นที่ไม่ได้พัฒนา

บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

การดำเนินการวิจัยพัฒนาชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน ในการวิจัยครั้งนี้ผู้วิจัยจะดำเนินการวิจัยตามหัวข้อต่อไปนี้

1. ลักษณะของเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการวิจัย
2. การออกแบบและการสร้างชุดระบายความร้อนในการวิจัย
3. ลำดับขั้นตอนการวิจัย
4. การวิเคราะห์ข้อมูล

1. ลักษณะของเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการวิจัย

การวิจัยพัฒนาชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนโดยใช้เครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนตามรายละเอียดต่อไปนี้

- 1.1 ความสามารถทำความเย็น 12,000 Btu / hr.
- 1.2 ไฟฟ้าที่ใช้กับเครื่องปรับอากาศ 220 V/ 50 (V/ P /Hz)
- 1.3 กระแสไฟฟ้าที่ใช้กับชุดระเหย 0.40 Amp.ชุดควบแน่น 6.00 Amp.
- 1.4 สารทำความเย็น R 22
- 1.5 คอมเพรสเซอร์แบบโรตารี

2. การออกแบบและการสร้างชุดระบายความร้อนในการวิจัย

2.1 การสร้างชุดระบายความร้อนซึ่งประกอบด้วยรายละเอียดต่อไปนี้

2.1.1 ชุดโครงสร้างเป็นท่อพลาสติกสำหรับประกอบท่อสารทำความเย็นไว้ภายในชุดโครงสร้างเป็นท่อที่ให้น้ำซึ่งเป็นตัวกลางระบายความร้อนไหลผ่านตามภาพประกอบในภาคผนวก

2.1.2 ท่อสารทำความเย็นเป็นท่อทองแดงประกอบภายในชุดโครงสร้างเพื่อถ่ายเทความร้อนผ่านผนังท่อไปยังน้ำที่ไหลผ่านชุดโครงสร้างที่สร้างขึ้นตามภาพประกอบในภาคผนวก

2.2 สถานที่ในการวิจัย

ในการวิจัยพัฒนาครั้งนี้ผู้วิจัยได้ใช้สถานที่อาคารคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหิดล อำเภอบุพพมณฑล จังหวัดนครปฐม

2.3 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในการวิจัย

- 2.3.1 เครื่องวัดกระแสไฟฟ้า
- 2.3.2 เครื่องวัดอุณหภูมิ
- 2.3.3 เครื่องมือวัดความชื้น
- 2.3.4 เครื่องมือวัดความเร็วลม

2.3.5 เครื่องมือวัดความดัน

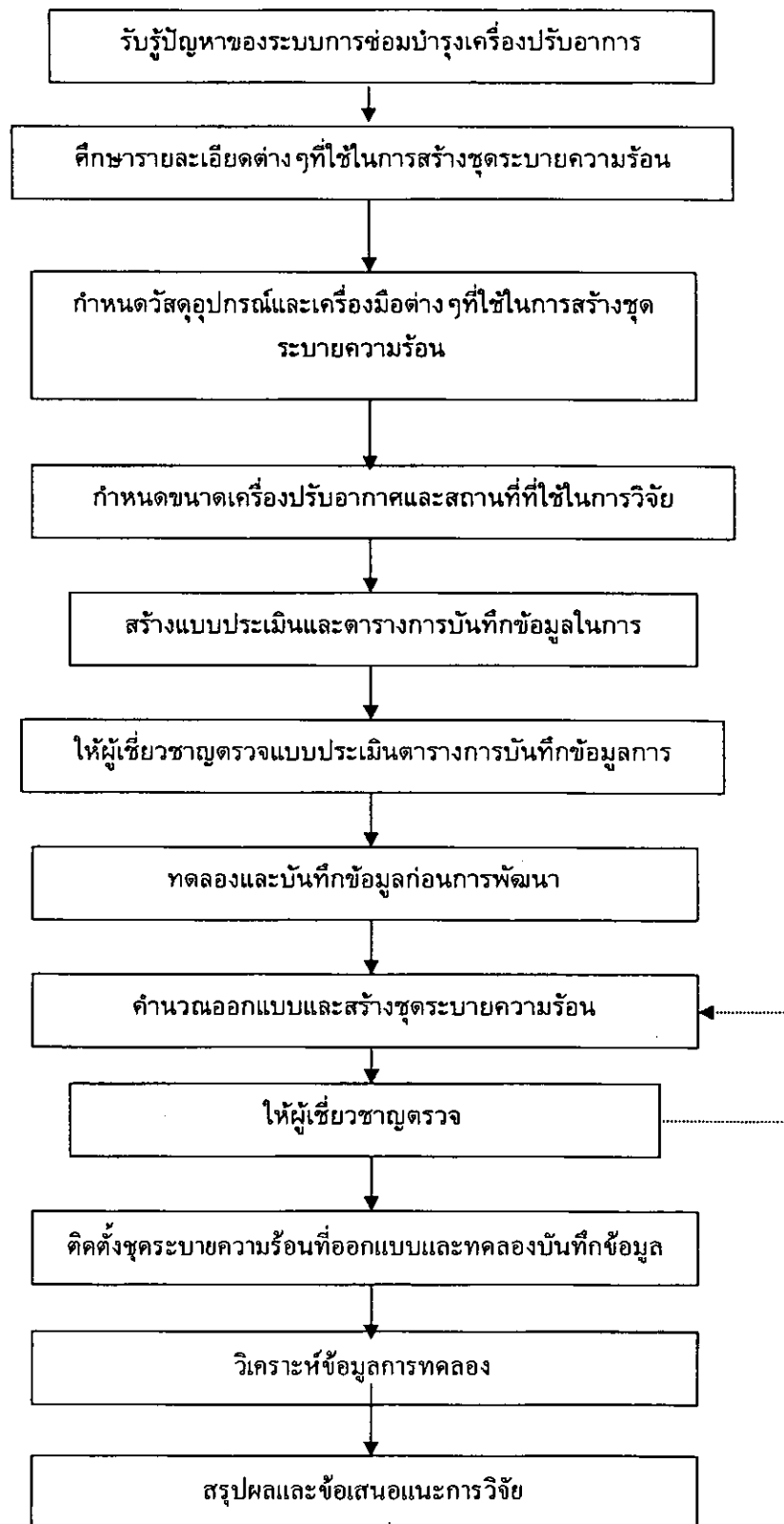
2.4 ตัวแปรที่ศึกษาของการพัฒนาชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนคือ

2.4.1 สัมประสิทธิ์สมรรถนะทำความเย็นคือ อัตราส่วนของปริมาณความเย็นที่ได้ปริมาณงานที่ให้กับระบบทำความเย็น

2.4.2 ประสิทธิภาพการให้ความเย็นคืออัตราส่วนของความสามารถในการให้ความเย็นต่อกำลังงานที่ใช้

3 ลำดับขั้นตอนการวิจัย

ในการวิจัยครั้งนี้ผู้วิจัยจะดำเนินการตามขั้นตอนต่อไปนี้



ภาพประกอบ 48 แสดงกรอบแนวคิดในการศึกษาค้นคว้า

3.1 พิจารณาปัญหาของระบบการซ่อมบำรุงเครื่องปรับอากาศ เนื่องจากผู้วิจัยรับผิดชอบในด้านการซ่อมบำรุงเครื่องปรับอากาศ จากปัญหาที่พบในการซ่อมบำรุงคือเครื่องปรับอากาศที่มีอายุการใช้งานมากกว่า 5 ปี มีปัญหาเรื่องความสามารถในการทำความเย็น หรือความสามารถทำความเย็นลดลง

3.2 ศึกษารายละเอียดต่างๆที่ใช้ในการออกแบบพัฒนาสร้างชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วนมีรายละเอียดดังนี้

3.2.1 ค้นคว้าทฤษฎีและหลักการจากเอกสารตำราและงานวิจัยต่างๆที่เกี่ยวกับเครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศ เกี่ยวกับด้านการถ่ายเทความร้อนและการอนุรักษ์พลังงาน

3.2.2 ศึกษาส่วนประกอบของชุดระบายความร้อนและอุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องมาประยุกต์ใช้ให้เหมาะสม

3.2.3 ศึกษาคุณสมบัติของส่วนประกอบและคำนวณออกแบบส่วนที่เกี่ยวข้องกับการระบายความร้อนของชุดระบายความร้อนที่ออกแบบ

3.3 เครื่องมือและวัสดุอุปกรณ์ปรกรณ์ในส่วนต่างๆที่ใช้ในงานวิจัยมีดังนี้

3.3.1 เครื่องวัดกระแสไฟฟ้า

3.3.2 เครื่องมือวัดอุณหภูมิ

3.3.3 เครื่องวัดความร้อน

3.3.4 เครื่องวัดความเร็วลม

3.3.5 เครื่องวัดความดัน

3.4 กำหนดขนาดเครื่องปรับอากาศและสถานที่ที่ใช้ในการวิจัย

3.4.1 ใช้เครื่องปรับอากาศขนาดความสามารถทำความเย็นสูงสุดเท่ากับ 12,000 BTU/hr จำนวน 1 เครื่อง

3.4.2 สถานที่ดำเนินงานวิจัยคือห้องปฏิบัติการภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยมหิดลอำเภอยะรัง จ.ฉะเชิงเทรา

3.5 การออกแบบส่วนประกอบต่างๆ ของชุดระบายความร้อน

3.5.1 ออกแบบโครงสร้างตัวชุดระบายความร้อนโดยใช้ท่อพลาสติก(P.V.C)ประกอบเป็นโครงสร้างเปลือกนอกตามแผนภาพประกอบในภาคผนวก

3.5.2 ออกแบบระบบท่อทองแดงสำหรับสารทำความเย็นไหลผ่านเพื่อระบายความร้อนซึ่งท่อทองแดงจะประกอบอยู่ด้านในตัวโครงสร้าง(ท่อ P.V.C)ตามแบบภาพประกอบในภาคผนวก

3.5.3 ออกแบบระบบการไหลของน้ำที่เป็นตัวกลางในการระบายความร้อนออกจากท่อทองแดงที่อยู่ภายในท่อ P.V.C ออกด้านบนของท่อ P.V.C ตามแบบภาพประกอบในภาคผนวก

3.6 การสร้างชุดระบายความร้อน เพื่อการวิจัยครั้งนี้ได้ดำเนินการสร้างส่วนประกอบต่างๆ มีลำดับดังนี้

3.6.1 สร้างชุดโครงสร้างจากท่อพลาสติกตามภาพประกอบในภาคผนวก

3.6.2 สร้างชุดท่อทางการไหลของน้ำระบายความร้อน ตามภาพประกอบในภาคผนวก

3.6.3 สร้างชุดท่อทองแดงแล้วประกอบเข้ากับชุดท่อพลาสติกตามภาพประกอบในภาคผนวก

3.7 ตรวจสอบสมรรถนะชุดระบายความร้อน โดยการสอบถามความคิดเห็นจากผู้เชี่ยวชาญตรวจสอบสมรรถนะมีรายละเอียดดังนี้

3.8. ศึกษาวิธีการข้อมูลและกำหนดตารางการบันทึกข้อมูลการทดลอง

3.8.1 สร้างตารางการบันทึกข้อมูลการทดลอง มีรายละเอียดดังนี้

3.8.1.1 ทึกอุณหภูมิและความชื้นชุดควบแน่น

3.8.1.2 ตารางบันทึกข้อมูลก่อนการพัฒนา

3.8.1.3 ตารางบันทึกข้อมูลหลังการพัฒนาแล้ว

3.8.2 นำแบบประเมินเสนอต่ออาจารย์ผู้ควบคุมปริญาานิพนธ์เพื่อตรวจสอบความถูกต้อง

3.8.3 ขอนหนังสือแต่งตั้งผู้เชี่ยวชาญในการตรวจตารางการบันทึกข้อมูลการทดลองจาก

บัณฑิตวิทยาลัย

3.9 วิธีการทดลอง

3.9.1 เครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการวิจัยขนาด 12,000 Btu/hr. ติดตั้งในห้องทดลองมีรายละเอียดเครื่องดังนี้

3.9.1.1 ชุดเครื่องควบแน่น ใช้ไฟฟ้า 220/1 50 V./Ph./Hz. เครื่องอัดใช้กระแสไฟฟ้า 6.0 Amp พัฒนาระบายความร้อนชุดควบแน่นใช้กระแสไฟฟ้า 0.4 Amp.

3.9.1. 2 ชุดเครื่องระเหยพัฒนาระบายความเย็นใช้ไฟฟ้า 220/1/50 V/Ph./Hz.15W. ใช้กระแสไฟฟ้า 0.1 Amp.

3.9.2 เครื่องมือที่ใช้วัดค่าบันทึกข้อมูลในการทดลอง (ดูภาพประกอบในภาคผนวก)

3.9.2.1 เครื่องมือวัดกระแสไฟฟ้า FLUKE 33 (True rms. clamp meter)
Current: 02 – 700 Amps. Rms. 1000 Amp.Peak John Fluke MFG. Co. ING.

3.9.2.2 เครื่องมือวัดแรงเคลื่อนไฟฟ้า Wavetek DM. 30XL.

3.9.2.3 เครื่องมือวัดอุณหภูมิ Testo Madein Germany Design No. 037332.

3.9.2.4 เครื่องมือวัดอุณหภูมิและความชื้น Hanna Instrument

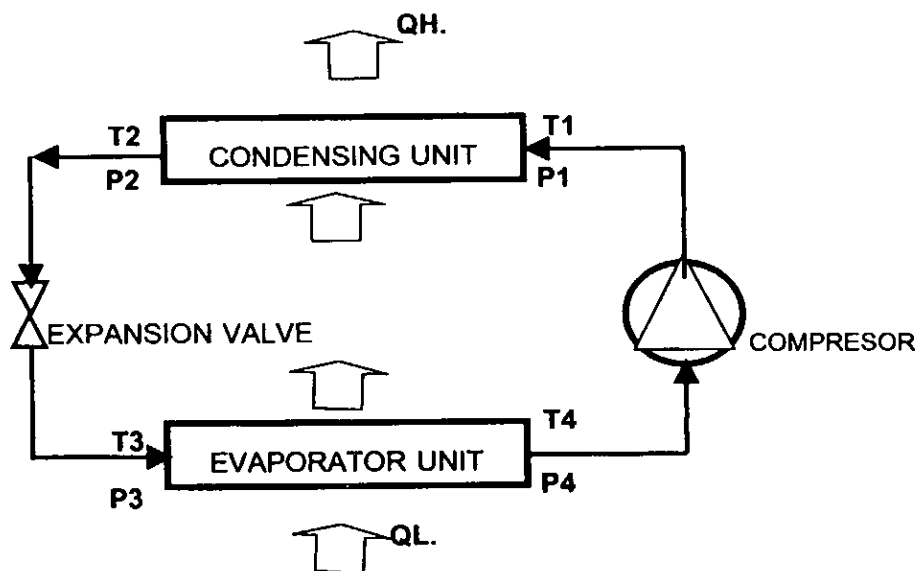
Thermohygrameter Range: RH % = 5 – 95 ° C = 0 – 60 ° F = 32 – 140

3.9.2.5 เครื่องมือวัดอุณหภูมิและความชื้น Digicon Model TH. – 02

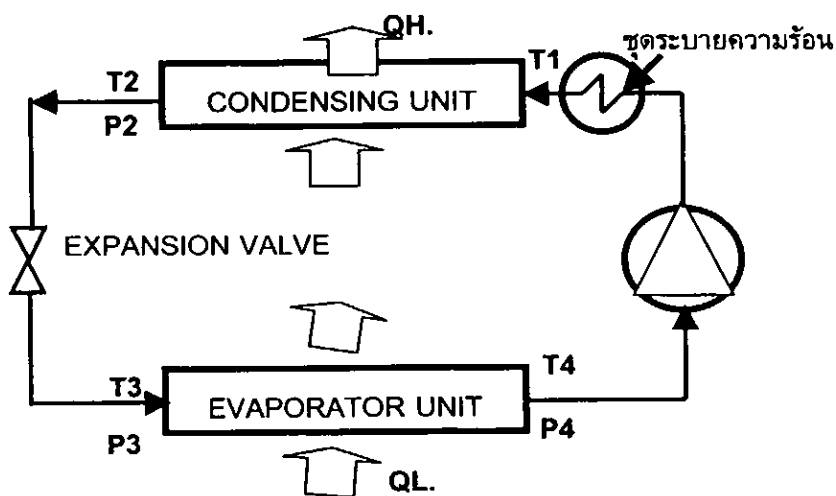
3.9.2.6 เครื่องมือวัดกระแสไฟฟ้า / แรงเคลื่อน / กำลังไฟฟ้า / ค่าเพาเวอร์แฟกเตอร์ EL.controlEnergy.

3.9.3 ขั้นตอนการทดลองและบันทึกข้อมูลก่อนการพัฒนา

3.9.3.1 เดินเครื่องปรับอากาศก่อนการบันทึกข้อมูลประมาณ 1 ชั่วโมง (ปรับอุปกรณ์ควบคุมอุณหภูมิห้องไว้ที่อุณหภูมิต่ำสุดเพื่อต้องการให้เครื่องปรับอากาศเดิน 100 %) โดยเดินเครื่องวันละ 8 ชั่วโมง จะเริ่มบันทึกข้อมูลในเวลา 09.00 น.ไปถึงเวลา 16.00น.ของทุกวัน การบันทึกข้อมูลใช้ตารางการบันทึกที่สร้างขึ้นและดำเนินการตรวจวัดตามสถานีต่าง ๆ ดังภาพประกอบ



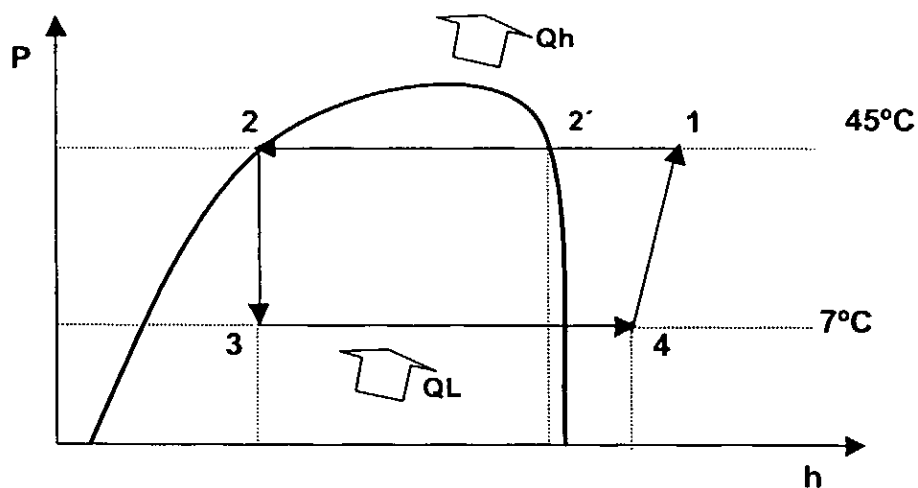
ภาพประกอบ 49 แสดงตำแหน่งการตรวจวัดค่าความดันและอุณหภูมิ



ภาพประกอบ 50 แสดงตำแหน่งการติดตั้งชุดระบายความร้อนเพิ่มเติมและจุดตรวจวัดค่าความดันและอุณหภูมิ

3.9.4 ออกแบบสร้างชุดระบายความร้อนที่ใช้ในการทดลองและติดตั้งบันทึกข้อมูลตามตารางที่ออกแบบไว้

3.9.4.1 คำนวณออกแบบโดยสมมุติฐานกำหนดให้เครื่องปรับอากาศที่ใช้กับ R-22 เป็นสารทำความเย็นโดยมีอุณหภูมิมาตรฐาน 45°C กับ 7°C ที่เครื่องควบแน่นและเครื่องระเหยตามลำดับเครื่องปรับอากาศ 1 ตัน = 120,00 BTU/hr. มีค่าประมาณ 3.517 kJ/s ดังภาพประกอบ



ภาพประกอบ 51 P – h Diagram ของวัฏจักรทำความเย็น

จาก P-h diagram ของ R-22 คำนวณหาปริมาณความร้อนจะได้

สภาวะที่ 1 เป็นจุดที่ออกจากเครื่องอัด

$$T_1 = 45^\circ\text{C} \quad P = 621.22 \text{ kPa} = 0.62122 \text{ Mpa}$$

$$T_4 = 12^\circ\text{C}, \quad h_4 = 411.59 \text{ kJ/kg}, \quad s = 1.75518 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$$

สภาวะที่ 2 $h_1 = 438.09 \text{ kJ/kg}$ $s = 1.75518 \text{ kJ/kg}^\circ\text{K}$

สภาวะที่ 3 $h_2 = h_3 = 256.38 \text{ kJ/kg}$

สภาวะที่ 2' $h_{2'} = 417.32 \text{ kJ/kg}$

คำนวณหาอัตราการไหลของสารทำความเย็นต่อหนึ่งตันความเย็น

$$\begin{aligned} \text{จากสมการ} \quad m_r &= \frac{3.517}{(h_4 - h_3)} \\ &= \frac{3.517}{(411.59 - 256.38)} \end{aligned}$$

$$\text{ดังนั้น } m_r = 0.023 \text{ kg/s}$$

การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนในเวลาหนึ่งชั่วโมง

$$\begin{aligned} Q_h &= m_r \cdot (h_1 - h_2) \\ &= 0.023 (438.09 - 256.38) \\ &= 181.71 \text{ kJ/hr.} \end{aligned}$$

$$Q_h = 4.180 \text{ kJ/s.}$$

ในช่วง Superheat ความร้อนที่จะต้องถ่ายเทออกเพิ่มเติม ในสภาวะที่ 1 และ 2' จะได้ค่าความร้อนดังนี้

$$Q_{h'} = m_r \cdot (h_1 - h_{2'})$$

$$= 0.023(438.09 - 417.32)$$

$$= 20.77 \text{ kJ/hr}$$

$$Qh' = 0.4778 \text{ kJ/s}$$

ดังนั้นได้ความร้อนที่จะต้องถ่ายเทเพิ่มเติมเพื่อการออกแบบเพิ่มที่ระบายความร้อน = 0.4778 kJ/s โดยจะต้องใช้น้ำ ทำความร้อนออกไป

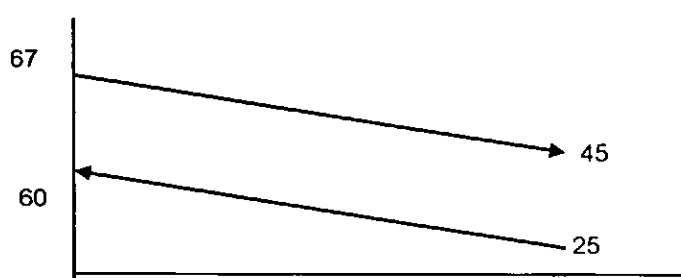
การออกแบบหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนหรือชุดระบายความร้อน โดยกำหนดการไหลของของไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นของไหลสวนทางกัน (Counter Flow) โดยมี

$$T_{ri} = 67^{\circ}\text{C}$$

$$T_{ro} = 45^{\circ}\text{C}$$

$$T_{wi} = 25^{\circ}\text{C}$$

$$T_{wo} = 60^{\circ}\text{C}$$



ภาพประกอบ 52 แผนภาพแสดงที่เปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหล

ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เกี่ยวข้องกับของเหลวหรือมีการเปลี่ยนแปลงสถานะสัมประสิทธิ์การพาความร้อน, h จะมีค่าค่อนข้างสูงคือ มีค่าระหว่าง 3000 ถึง 7000 $^{\circ}\text{C}$ ดังนั้นในการออกแบบจึงใช้ค่า $U = 5000$ $^{\circ}\text{C}$ และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพ 80%

การคำนวณค่า LMTD. (Log Mean Temperature Different)

$$\Delta T_{\ln} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)}$$

$$\frac{20 - 7}{\ln(20 / 7)} =$$

$$\text{ดังนั้น } \Delta T_{\ln} = 12.4^{\circ}\text{C}$$

คำนวณค่าพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน เมื่อพื้นผิวการแลกเปลี่ยนความร้อน (Clean)

$$Q = UA$$

$$\text{เมื่อ } Q = 0.5 \text{ kJ/s} = 500 \text{ W.}$$

การหาพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อพื้นผิวการแลกเปลี่ยนความร้อนมีเฟอูลิง (Fouling) โดยให้ $U\text{-fouling} = U\text{-clean} \times 0.75$ ดังนั้น

$$U = 5000 \times 0.75 = 3750 \text{ W/m}$$

$$d\ln = 12.4^{\circ}$$

$$A \frac{500}{3750 \times 12.4}$$

$$A = 0.01 \text{ m}^2$$

ท่อทองแดงที่ออกแบบให้ขนาดท่อ $\frac{1}{4}$ นิ้ว ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 0.4 mm และภายนอก 6 mm ดังนั้นผิวสัมผัสเพื่อระบายความร้อนใช้เส้นผ่าศูนย์กลาง 4 mm จะได้ ขนาดความยาวของท่อดังนี้

$$A = \pi DL$$

$$0.01 = \pi \times 0.004 \times L$$

$$L = 1.256 \text{ m.}$$

จากการคำนวณออกแบบหาขนาดพื้นผิวแลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ท่อ $\frac{1}{4}$ นิ้ว จะได้ความยาวท่อเท่ากับ 1.256 m ที่จะสร้างเพิ่มเติม

3.9.5 ขั้นตอนการสร้างประกอบชุดระบายความร้อนที่ออกแบบ

3.9.5.1 นำท่อทองแดงขนาด $\frac{1}{4}$ นิ้ว มาตัดขดบนท่อพลาสติกให้เป็นขดท่อเพื่อประกอบเข้ากับท่อน้ำ (ดูภาพประกอบในภาคผนวก)

3.9.5.2 นำชุดระบายความร้อนมาประกอบและติดตั้งเข้ากับวงจรระบบเครื่องปรับอากาศที่ใช้เก็บข้อมูลก่อนการพัฒนาในตำแหน่งหลังเครื่องอัดก่อนเข้าชุดควบแน่น (ดูภาพประกอบในภาคผนวก)

3.9.5.3 เชื่อมประกอบท่อทองแดง และ ตรวจรอยรั่วของระบบท่อทำความเย็น ทำสุญญากาศระบบและ เติมนสารทำความเย็นให้ได้ขนาดตามข้อกำหนดของระบบ

3.9.5.4 ต่อท่อน้ำเข้ากับเครื่องระบายความร้อนที่สร้างขึ้นแล้วเดินเครื่องเก็บข้อมูลหลังการพัฒนาโดยการวัดค่าต่าง ๆ ตามสถานีเดิม

3.9.5.4 ปรับอัตราการไหลของน้ำระบายความร้อนโดยใช้อัตราการไหลตั้งแต่ 1 ลิตร/นาที่ถึง 5 ลิตร/นาที่ แล้วบันทึกข้อมูลทุกวัน ตั้งแต่เวลา 9.00 น.- 16.00 น. ในทุกชั่วโมง

3.9.6 นำข้อมูลจากการบันทึกก่อนและหลังมาวิเคราะห์เปรียบเทียบผล ของค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ, กำลังไฟฟ้า และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ

3.9.7 สรุปผลนำเสนอและอภิปรายผล

4. การวิเคราะห์ข้อมูล

นำแบบทดสอบประเมินผลและตารางบันทึกข้อมูลก่อนการพัฒนาและหลังการพัฒนามาวิเคราะห์ผลจากการทดลองดังนี้

3.1 ความคิดเห็นของผู้เชี่ยวชาญด้านงานระบบปรับอากาศเกี่ยวกับลักษณะทางกายภาพทั่วไป ลักษณะการใช้งาน สมรรถนะและการบำรุงรักษาของชุดระบายความร้อน

3.1.1 นำคะแนนที่ได้มาคำนวณ

3.1.1.1 หาค่าเฉลี่ยเลขคณิต

3.1.1.2 หาส่วนเบี่ยงเบนมาตรฐาน

3.1.1.3 หาค่าสัมประสิทธิ์แห่งการกระจาย

3.1.2 กำหนดเกณฑ์ในการแปลความหมายของข้อมูลโดยเป็นค่าเฉลี่ยต่าง ๆ ดังนี้

ระดับการประเมิน	คะแนน
-----------------	-------

ดีมาก	5
ดี	4
พอใช้	3
ต้องปรับปรุง	2
ใช้ไม่ได้	1

3.1.3 กำหนดเกณฑ์ในการแปลความหมายทางด้านสมรรถนะ ดังต่อไปนี้

คะแนนเฉลี่ยระหว่าง	แปลความ
4.50 - 5.00	ดีมาก
3.50 - 4.49	ดี
2.50 - 3.49	พอใช้
1.50 - 2.49	ต้องแก้ไข
1.00 - 1.49	ใช้ไม่ได้

4.1.4 หาค่า $t = \frac{\bar{X} - U}{S / \sqrt{n}}$

เมื่อ $t = df = n-1$

$x =$ ค่าเฉลี่ยของประชากร

$s =$ ส่วนเบี่ยงเบนของกลุ่มมาตรฐานของกลุ่มตัวอย่าง

$n =$ จำนวนกลุ่มตัวอย่าง

4.1.5 นำเสนอผลงานวิเคราะห์ข้อมูล 2 แบบดังนี้

4.1.5.1 เสนอเป็นการบรรยายเกี่ยวกับสมรรถนะทั้ง 3 ด้านของชุดระบายความร้อน โดยตารางแปลความหมายเกี่ยวกับข้อมูลที่เป็นการประเมินหาสมรรถนะของชุดระบายความร้อนของผู้เชี่ยวชาญ

4.1.5.2 ส่วนของข้อมูลจากคำถามปลายเปิด แสดงความคิดเห็นอิสระโดยผู้วิจัยจะนำคำตอบและข้อเสนอแนะเพื่อรวบรวมและเรียงลำดับนำเสนอเป็นข้อจากข้อที่มีความดีของผู้ตอบมากที่สุดไปจนน้อยที่สุดตามลำดับ

4.2 การวิเคราะห์เปรียบเทียบข้อมูลจากการทดลองโดยใช้ข้อมูลจากตารางการบันทึกข้อมูลทั้งก่อนและหลังการพัฒนาชุดระบายความร้อนและการคำนวณค่าต่าง ๆ จากการทดลองดังนี้

- ตารางบันทึกข้อมูลก่อนการพัฒนา (ดูที่ภาคผนวก)
- ตารางบันทึกข้อมูลหลังการพัฒนา
- ตารางแสดงผลการวิเคราะห์ข้อมูล
- ตารางเปรียบเทียบผลก่อนและหลังการพัฒนาชุดระบายความร้อน

4.2.1 การคำนวณขีดความสามารถการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ (COP) จากสมการ

$$COP = \frac{h_4 - h_3}{h_1 - h_4}$$

4.2.2 การคำนวณหาค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ(EER) จากสมการ

$$EER = COP \times 3.142$$

4.2.3 การคำนวณกำลังไฟฟ้าที่ใช้กับเครื่องปรับอากาศ

4.2.3.1 สำหรับไฟฟ้า 1 เฟส

$$\text{กำลังไฟฟ้า (P)} = \text{VICOS } \Phi$$

4.2.3.2 สำหรับไฟฟ้า 3 เฟส

$$\text{กำลังไฟฟ้า (P)} = 1.732 \text{ VICOS } \Phi$$

เมื่อ I = กระแสไฟฟ้า V = แรงดันไฟฟ้า $\text{COS } \Phi$ = Power Factor

4.3 การวิเคราะห์ด้านเศรษฐศาสตร์

นำข้อมูลค่ากระแสไฟฟ้ามาคำนวณหาค่ากระแสไฟฟ้าที่ใช้กับเครื่องปรับอากาศโดยเปรียบเทียบค่ากระแสไฟฟ้าทั้งก่อนและหลังพัฒนาดังนี้

4.3.1 ประเมินค่ากระแสไฟฟ้าก่อนและหลังการพัฒนาจะได้โดยการคำนวณจากช่วงเวลาการเดินเครื่องปรับอากาศในช่วงแต่ละชั่วโมง ช่วง 8 ชั่วโมงต่อวัน ช่วง 20 วันต่อเดือนและ 12 เดือนต่อปี

4.3.2 ค่ากระแสไฟฟ้าคิดจากอัตราค่าไฟฟ้าประเภทที่พักอาศัย โดยคิดอัตราเริ่มต้นที่ 250 หน่วยในหน่วยละ 2.70 บาท

4.3.3 สูตรในการคำนวณค่ากระแสไฟฟ้า

$$\text{ค่ากระแสไฟฟ้า} = D \times H \times C \times F \times Pw \quad \text{บาทต่อปี}$$

เมื่อ D = จำนวนวันที่เดินเครื่อง (วัน)

H = จำนวนชั่วโมงการทำงาน (ชั่วโมงต่อวัน)

C = อัตราค่ากระแสไฟฟ้า (บาทต่อหน่วย)

F = ตัวประกอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศ

Pw = กำลังไฟฟ้ารวมของเครื่องปรับอากาศ (kWh)

บทที่ 4

ผลการวิเคราะห์ข้อมูล

ผู้วิจัยได้ดำเนินการวิจัยตามขั้นตอน ซึ่งประกอบด้วยการศึกษารายละเอียดต่าง ๆ ที่ใช้ในการออกแบบสร้างชุดระบายความร้อน กำหนดวัสดุต่าง ๆ กำหนดขนาดของเครื่องปรับอากาศและสถานที่ที่ใช้ในการทดลอง และสร้างตารางบันทึกข้อมูลในการทดลอง ทดลองและบันทึกข้อมูลก่อนและหลังการพัฒนาดังนั้น ผู้วิจัยจึงได้นำข้อมูล การทดลองและประเมินสมรรถนะ มาทำการวิเคราะห์ดังนี้

1 การหาสมรรถนะชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศ ชนิดแยกส่วนมีรายละเอียดดังนี้

1.1 ผลการวิเคราะห์ข้อมูลการประเมินสมรรถนะชุดระบายความร้อน

จากการประเมินสมรรถนะชุดระบายความร้อนจากผู้เชี่ยวชาญทางด้านระบบปรับอากาศจำนวน 5 ท่าน ผู้วิจัยได้ทำการประเมินสมรรถนะและได้แสดงผลการวิเคราะห์ดังนี้

1.1.1 การประเมินสมรรถนะชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน

ผลการวิเคราะห์สมรรถนะชุดระบายความร้อนด้านต่าง ๆ แสดงในตาราง

ตาราง 3 การวิเคราะห์หาสมรรถนะชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่น (N=5)

ด้านกายภาพของชุดระบายความร้อน	$\bar{x}$	SD	แปลความหมาย
มีขนาดกระทัดรัด	4.00	0.00	ดี
สามารถประกอบกับระบบเครื่องปรับอากาศได้ง่าย	4.20	0.45	ดี
มีความแข็งแรงทนต่อสภาวะอากาศภายนอกได้	4.00	0.00	ดี
ประกอบเข้ากับระบบแล้วมีความปลอดภัย	4.20	0.45	ดี
มีความแข็งแรงทนทานต่อความดันสูงได้	4.20	0.45	ดี
เฉลี่ยด้านกายภาพของชุดระบายความร้อน	4.12	0.27	ดี
ด้านการใช้งานของชุดระบายความร้อน			
สามารถใช้ระบายความร้อนกับเครื่องปรับอากาศได้	4.80	0.45	ดีมาก
สามารถนำไปใช้กับเครื่องปรับอากาศขนาดเดียวกัน	4.20	0.45	ดี
สามารถปรับอัตราการไหลของน้ำที่ระบายความร้อนได้	4.60	0.55	ดีมาก
สามารถช่วยลดเวลาการทำงานของเครื่องลงได้	4.00	0.00	ดี
สามารถช่วยประหยัดพลังงาน	4.20	0.45	ดี
เฉลี่ยด้านการใช้งานของชุดระบายความร้อน	4.36	0.30	ดี
ด้านการบำรุงรักษาชุดระบายความร้อน			
สามารถบำรุงรักษาล้างทำความสะอาดภายนอกได้	4.40	0.55	ดี
สามารถบำรุงรักษาล้างระบบระบบการไหลเวียนน้ำได้	4.40	0.77	ดี
ส่วนประกอบมีความแข็งแรงทนทาน	4.40	0.55	ดี
ชุดระบายความร้อนมีขนาดเล็กดูแลรักษาได้ง่าย	4.40	0.55	ดี
ส่วนประกอบเมื่อชำรุดประกอบขึ้นใหม่ได้ง่าย	4.20	0.45	ดี
เฉลี่ยด้านการบำรุงรักษาชุดระบายความร้อน	4.36	0.62	ดี
เฉลี่ยรวมทุกด้าน	4.28	0.36	ดี

จากตาราง 3 สมรรถนะโดยรวมของชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่น ด้านกายภาพ ด้านการใช้งาน และด้านการบำรุงรักษา ชุดระบายความร้อนอยู่ในระดับดี โดยมีค่าเฉลี่ย 4.28 โดยสามารถแยกวิเคราะห์สมรรถนะในแต่ละด้านได้ดังนี้

สมรรถนะด้านกายภาพชุดระบายความร้อนที่ออกแบบและสร้างขึ้นโดยภาพรวมแล้ว อยู่ในระดับดี โดยมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 4.12 และเมื่อวิเคราะห์เป็นรายข้อแล้วพบว่า ชุดมีขนาดกะทัดรัดอยู่ในเกณฑ์ดีมีค่าเฉลี่ย 4.20 ชุดระบายความร้อนสามารถประกอบกับระบบเครื่องปรับอากาศได้ง่ายอยู่ในเกณฑ์ดี มีค่าเฉลี่ย 4.20 ชุดมีความแข็งแรงทนต่อสภาวะอากาศภายนอกได้อยู่ในเกณฑ์ดี มีค่าเฉลี่ย 4.00 มีความแข็งแรงทนต่อความดันสูงได้อยู่ในเกณฑ์ดี มีค่าเฉลี่ย 4.20 และชุดระบายความร้อนเมื่อประกอบเข้ากับระบบ แล้วมีความปลอดภัยต่อการใช้งานอยู่ในเกณฑ์ดีมีค่าเฉลี่ย 4.20 ตามลำดับ

สมรรถนะด้านการใช้งานชุดระบายความร้อนที่ออกแบบและสร้างขึ้นโดยภาพรวมแล้ว อยู่ในเกณฑ์เฉลี่ย 4.36 และเมื่อวิเคราะห์เป็นรายข้อแล้วพบว่า โดยใช้ระบายความร้อนกับเครื่องปรับอากาศได้ดีมาก มี

ค่าเฉลี่ย 4.80 สามารถใช้กับเครื่องปรับอากาศขนาดเดียวกันอยู่ในเกณฑ์ดีมีค่าเฉลี่ย 4.20 สามารถปรับอัตราการไหลของน้ำที่ใช้ระบายความร้อนได้อยู่ในเกณฑ์ดีมาก มีค่าเฉลี่ย 4.60 สามารถช่วยลดเวลาการทำงานของเครื่องปรับอากาศลง อยู่ในเกณฑ์ดี มีค่าเฉลี่ย 4.00 และชุดระบายความร้อนช่วยประหยัดพลังงาน อยู่ในเกณฑ์ดี มีค่าเฉลี่ย 4.20 ตามลำดับ

สมรรถนะด้านการบำรุงรักษาชุดระบายความร้อนที่ออกแบบและสร้างขึ้นโดยภาพรวมแล้วอยู่ในระดับดี มีค่าเฉลี่ย 4.36 และเมื่อวิเคราะห์เป็นรายข้อแล้วพบว่า สามารถล้างทำความสะอาดภายนอกชุดได้อยู่ในเกณฑ์ดี มีค่าเฉลี่ย 4.40 บำรุงรักษาล้างระบบไหลเวียนน้ำได้อยู่ในเกณฑ์ดี มีค่าเฉลี่ย 4.40 ชุดระบายความร้อนมีความแข็งแรงทนทานอยู่ในเกณฑ์ดี มีค่าเฉลี่ย 4.40 ชุดระบายความร้อนมีขนาดเล็กดูแลได้ง่ายอยู่ในเกณฑ์ดี มีค่าเฉลี่ย 4.40 และส่วนประกอบเมื่อชำรุดประกอบขึ้นใหม่ได้อยู่ในเกณฑ์ดี มีค่าเฉลี่ย 4.20 ตามลำดับ

ตาราง 4 แสดงผลการประเมินสมรรถนะชุดระบายความร้อน

รายละเอียดสมรรถนะ	X	SD	t	Sig
1 ด้านกายภาพ	4.12	0.27	1.000	0.374
2 ด้านการใช้งาน	4.36	0.36	2.714	0.053
3 ด้านการบำรุงรักษา	4.36	0.62	1.292	0.266
รวม	4.28	0.36	1.723	0.160

HO = 4.00

จากตาราง 4 เมื่อทดสอบสมมติฐาน ค่าสมรรถนะของชุดระบายความร้อนไม่มีความแตกต่างอย่างมีปัจจัยสำคัญ คือ ยอมรับ Ho = 4.00 หมายความว่า สมรรถนะของชุดระบายความร้อนในด้านต่าง ๆ โดยรวมค่าเฉลี่ยอยู่ในเกณฑ์ดี จริง

1.1.2 ข้อเสนอแนะของผู้เชี่ยวชาญในสมรรถนะโดยรวมของชุดระบายความร้อน

สำหรับข้อมูลจากคำถามปลายเปิดเพื่อให้ผู้เชี่ยวชาญด้านระบบปรับอากาศแสดงความเห็นอย่างอิสระเกี่ยวกับสมรรถนะโดยรวมของชุดระบายความร้อน ผู้วิจัยได้รวบรวมข้อเสนอแนะของผู้เชี่ยวชาญและได้นำเสนอในตาราง ดังนี้

ตาราง 5 ข้อเสนอแนะของผู้เชี่ยวชาญด้านระบบปรับอากาศมีต่อสมรรถนะโดยรวมของชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่น

ข้อเสนอแนะ	จำนวนผู้เชี่ยวชาญที่ให้ข้อเสนอแนะ
1. ชุดระบายความร้อนเหมาะสำหรับเครื่องปรับอากาศที่ใช้มานานอายุงานมาก ๆ	3 คน
2. ชุดระบายความร้อนควรออกแบบให้มีขนาดใหญ่ที่เหมาะสมสำหรับไปใช้น้ำร้อนได้	3 คน
3. ชุดระบายความร้อนควรใช้น้ำไหลหมุนเวียนได้	2 คน
4. การประกอบชุดระบายความร้อนควรใช้แฟร้นัดเพื่อสะดวกกับการถอดประกอบ และควรใช้กับเครื่องที่มีระบบเก็บสารทำความเย็นได้ที่ชุดควบแน่น	2 คน
5. ชุดควบแน่นควรต่อท่อสำหรับทำความเย็น แยกเป็น 2 ส่วนเพื่อใช้งานได้ทั้ง 2 ระบบ	3 คน

จากตาราง 5 แสดงความคิดเห็นและข้อเสนอแนะของผู้เชี่ยวชาญเกี่ยวกับระบบปรับอากาศเกี่ยวกับระบบปรับอากาศ เกี่ยวกับสมรรถนะโดยรวมของชุดระบายความร้อน โดยให้ข้อเสนอแนะเกี่ยวกับการดำเนินการแนะนำไปพัฒนาใช้กับเครื่องปรับอากาศที่มีอายุนานมีผู้เสนอแนะจำนวน 3 คน ชุดระบายความร้อนควรออกแบบให้ใหญ่ขึ้นเหมาะสำหรับใช้ทำน้ำร้อนได้มีผู้เสนอแนะจำนวน 3 คน ชุดระบายความร้อนควรใช้น้ำไหลหมุนเวียนได้ มีผู้เสนอแนะ 2 คน การประกอบชุดระบายเข้ากับเครื่องปรับอากาศควรมีแฟร้นด์เพื่อสะดวกกับการถอดประกอบ และควรใช้กับเครื่องที่มีระบบกักเก็บสารทำความเย็นได้มีผู้เสนอแนะ 2 คน และที่ชุดควบแน่นควรต่อท่อสารทำความเย็นแยกเป็น 2 ส่วน เพื่อใช้งานได้ทั้ง 2 ระบบ มีผู้เสนอแนะ 3 คน

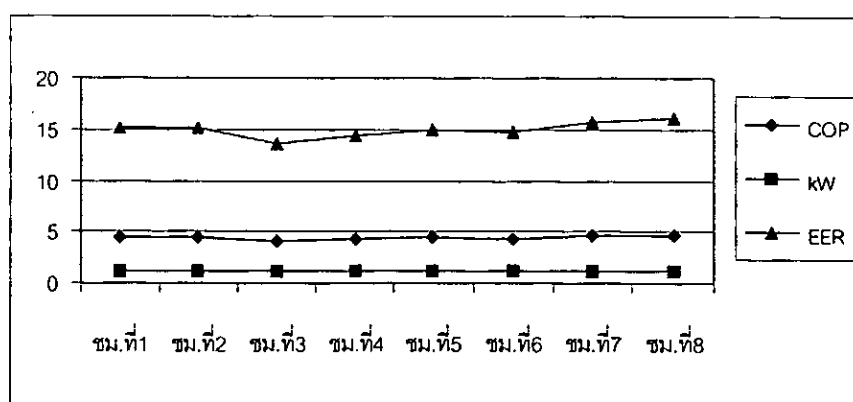
2. การหาสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ค่ากำลังไฟฟ้า และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศก่อนพัฒนา

2.1 ผลการวิเคราะห์ข้อมูลก่อนการพัฒนา

สำหรับผลการทดลองสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศก่อนการพัฒนา ที่ได้ทำการทดสอบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ กำลังไฟฟ้าที่ใช้และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศดังผลต่อไปนี้

ตาราง 6 แสดงผลค่าCOP/kW/EER ก่อนการพัฒนาครั้งที่1 (1 มีนาคม 2548)

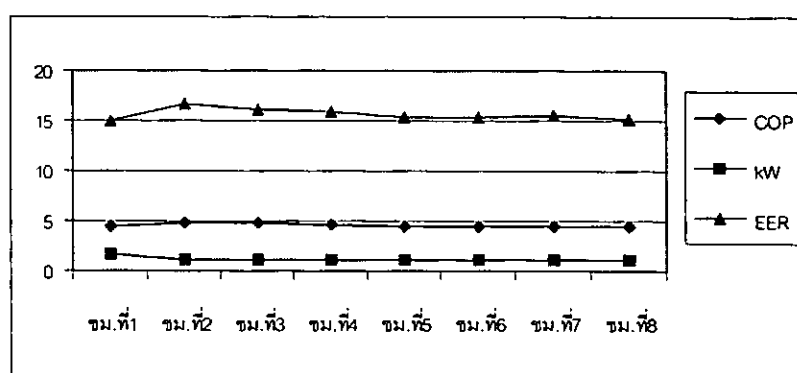
	ชม.ที่1	ชม.ที่2	ชม.ที่3	ชม.ที่4	ชม.ที่5	ชม.ที่6	ชม.ที่7	ชม.ที่8
COP	4.417	4.458	3.989	4.229	4.393	4.328	4.612	4.715
KW	1.08	1.12	1.15	1.15	1.15	1.15	1.15	1.12
EER	15.05	15.21	13.61	14.42	14.98	14.76	15.73	16.08



จากตารางที่ 6 การแสดงผลค่า Cop / kw / EER ก่อนการพัฒนาครั้งที่ 1 อันดับที่ 1 มีนาคม 2548 ได้ผลสรุปเป็นรายข้อดังนี้ ค่าสัมประสิทธิ์ความสามารถทำความเย็นสูงสุดได้ค่า Cop เท่ากับ 4.715 ค่าต่ำสุดได้ค่า Cop เท่ากับ 3.989 ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวม(KW) สูงสุดเฉลี่ยที่ 1.15kWh. ต่ำสุดได้เท่ากับ 1.08kWh. และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการทำความเย็น (EER) สูงสุดเท่ากับ 16.08 ต่ำสุดเท่ากับ 13.61 ตามลำดับ

ตาราง 7 แสดงผลค่าCOP/kW/EER ก่อนการพัฒนาครั้งที่2 (2 มีนาคม.2548)

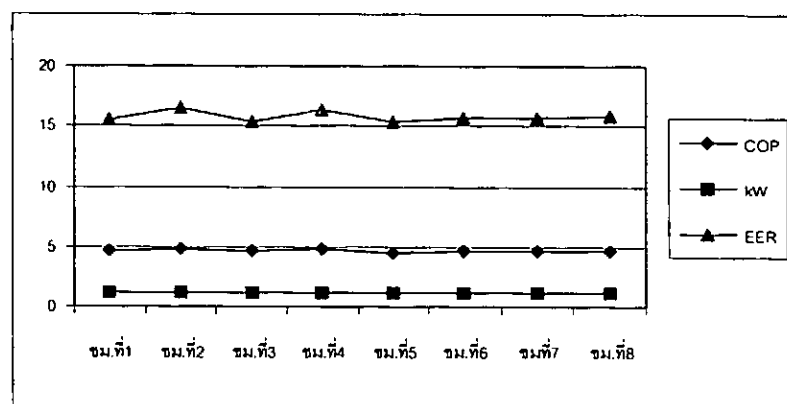
	ชม.ที่1	ชม.ที่2	ชม.ที่3	ชม.ที่4	ชม.ที่5	ชม.ที่6	ชม.ที่7	ชม.ที่8
COP	4.422	4.862	4.725	4.678	4.513	4.529	4.534	4.472
kW	1.69	1.10	1.17	1.14	1.15	1.13	1.15	1.13
EER	15.08	16.58	16.12	15.96	15.38	15.45	15.47	15.25



จากตาราง 7 แสดงผลค่า Cop / kw / EER ก่อนการพัฒนาครั้งที่ 2 วันที่ 2 มีนาคม 2548 ได้ผลสรุปเป็นรายข้อดังนี้ ค่าสัมประสิทธิ์ความสามารถทำความเย็น (Cop) ค่าสูงสุดมีค่าเท่ากับ 4.862 ค่า Cop ต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 4.422 การใช้พลังงานไฟฟ้ารวม (kw) สูงสุดมีค่าเท่ากับ 1.16 kwh ต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 1.10 kwh และค่าอัตราส่วน ประสิทธิภาพทำความเย็น (EER) สูงสุดเท่ากับ 16.58 และค่า EER ต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 15.08 ตามลำดับ

ตาราง 8 แสดงผลค่าCOP/kw/EER ก่อนการพัฒนาครั้งที่3 (3มีนาคม.2548)

	ชม.ที่1	ชม.ที่2	ชม.ที่3	ชม.ที่4	ชม.ที่5	ชม.ที่6	ชม.ที่7	ชม.ที่8
COP	4.576	4.837	4.565	4.789	4.53	4.621	4.614	4.63
kw	1.11	1.17	1.15	1.13	1.12	1.19	1.16	1.17
EER	15.61	16.5	15.37	16.34	15.45	15.76	15.74	15.79



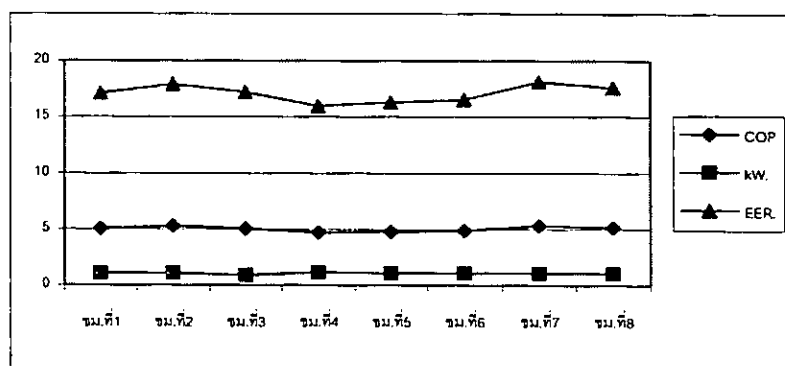
จากตาราง 8 แสดงผลค่า Cop / kw / EER ก่อนการพัฒนาครั้งที่ 3 วันที่ 3 มีนาคม 2548 ได้ผลสรุปเป็นรายข้อดังนี้ค่าสัมประสิทธิ์ความสามารถทำความเย็น (COP) สูงสุดมีค่าเท่ากับ 4.837 ค่า Cop ต่ำสุดมีค่าเท่ากับ 4.530 ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวม (kw) สูงสุดมีค่าเท่ากับ 1.19kWh. ค่า kw ต่ำสุดเท่ากับ 1.11kWh และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการทำความเย็น (EER) มีค่าสูงสุดเท่ากับ 16.50 ค่า EER ต่ำสุดเท่ากับ 15.37 ตามลำดับ

2.2 ผลการวิเคราะห์ข้อมูลหลังพัฒนา

สำหรับผลการทดลองสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศหลังการปรับปรุง ที่ได้ทำการทดสอบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ กำลังไฟฟ้าที่ใช้และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ ดังผลต่อไปนี้

ตาราง 9 แสดงผลค่าCOP/kw/EER หลังการพัฒนาครั้งที่1 (21มีนาคม.2548)

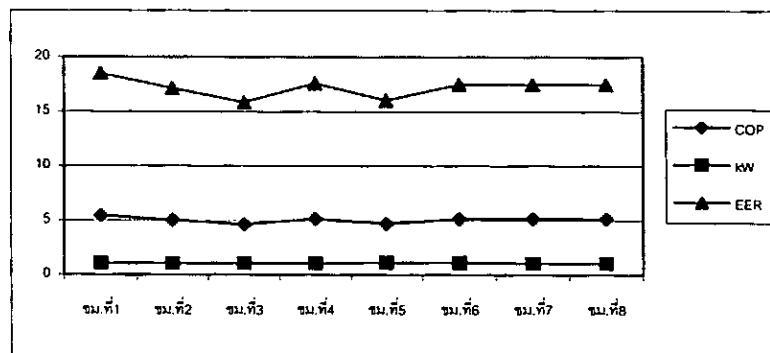
	ชม.ที่1	ชม.ที่2	ชม.ที่3	ชม.ที่4	ชม.ที่5	ชม.ที่6	ชม.ที่7	ชม.ที่8
COP	5.019	5.253	5.049	4.682	4.778	4.851	5.31	5.17
kw.	1.06	1.06	0.89	1.11	1.05	1.1	1.05	1.06
EER.	17.12	17.92	17.22	15.97	16.3	16.55	18.11	17.64



จากตาราง 9 แสดงผลค่า Cop / kw / EER หลังการพัฒนาครั้งที่ 1 วันที่ 21 มีนาคม 2548 ได้ผลสรุปเป็นรายข้อดังนี้ ค่าสัมประสิทธิ์ความสามารถทำความเย็น (Cop) สูงสุดเท่ากับ 5.310 ค่า Cop ต่ำสุดเท่ากับ 4.682 การใช้พลังงานไฟฟ้ารวม (kw) สูงสุดมีค่าเท่ากับ 1.11 kwh ต่ำสุดเท่ากับ 0.89 kwh และค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น (EER) สูงสุดเท่ากับ 18.11 ต่ำสุดเท่ากับ 15.97 ตามลำดับ

ตาราง 10 แสดงผลค่าCOP/kW/EER หลังการพัฒนาครั้งที่2 (24มีนาคม.2548)

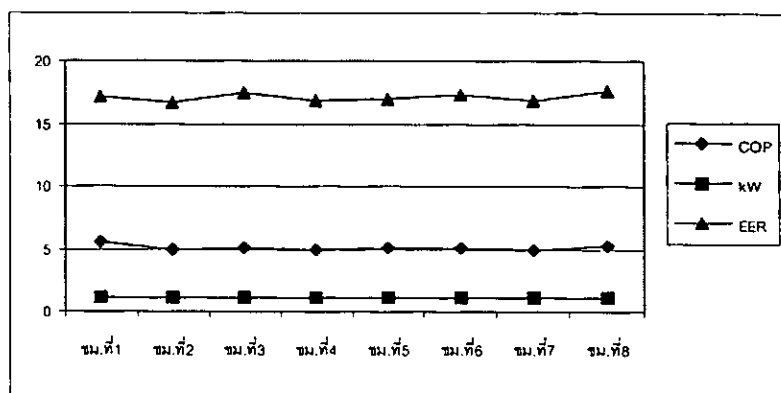
	ชม.ที่1	ชม.ที่2	ชม.ที่3	ชม.ที่4	ชม.ที่5	ชม.ที่6	ชม.ที่7	ชม.ที่8
COP	5.424	5.025	4.641	5.157	4.696	5.134	5.152	5.126
kW	1.03	1.06	1.05	1.06	1.09	1.10	1.07	1.07
EER	18.5	17.14	15.83	17.59	16.02	17.51	17.47	17.48



จากตาราง 10 แสดงค่า Cop / kw / EER หลังการพัฒนาครั้งที่ 2 วันที่ 24 มีนาคม 2548 ได้ผลสรุปเป็นรายข้อดังนี้ ค่าสัมประสิทธิ์ความสามารถทำความเย็น (COP) สูงสุดเท่ากับ 5.424 ต่ำสุดเท่ากับ 4.641 ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวม (kw) สูงสุดเท่ากับ 1.10 kwh ต่ำสุดเท่ากับ 1.03 kwh และค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น (EER) สูงสุด 18.50 ค่าต่ำสุดเท่ากับ 15.83 ตามลำดับ

ตาราง 11 แสดงผลค่าCOP/kw/EER หลังการพัฒนาครั้งที่3 (25มีนาคม.2548)

	ชม.ที่1	ชม.ที่2	ชม.ที่3	ชม.ที่4	ชม.ที่5	ชม.ที่6	ชม.ที่7	ชม.ที่8
COP	5.505	4.87	5.139	4.946	5.001	5.053	4.923	5.159
kW	1.04	1.06	1.10	1.11	1.08	1.07	1.04	1.07
EER	17.07	16.61	17.53	16.87	17.06	17.24	16.79	17.6



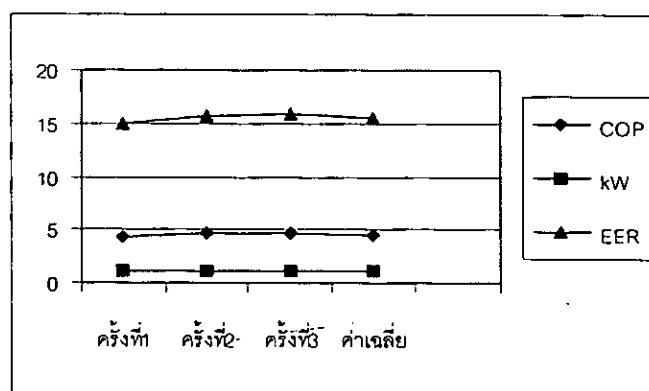
จากตาราง 11 แสดงค่า Cop / kw / EER หลังการพัฒนาครั้งที่ 3 วันที่ 25 มีนาคม 2548 ได้ผลสรุปเป็นรายข้อดังนี้ ค่าสัมประสิทธิ์ความสามารถทำความเย็น (COP) สูงสุดเท่ากับ 5.505 ต่ำสุดเท่ากับ 4.87 ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวม (kw) สูงสุดเท่ากับ 1.11 kwh ต่ำสุดเท่ากับ 1.04 kwh และค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น (EER) สูงสุด 18.78 ค่าต่ำสุดเท่ากับ 16.61 ตามลำดับ

2.4 ผลการวิเคราะห์ค่าเฉลี่ยก่อนและหลังการพัฒนา

การหาค่าเฉลี่ยสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น กำลังไฟฟ้าที่ใช้ และอัตราส่วนประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศก่อนและหลังพัฒนา ดังผลที่แสดง

ตาราง 12 แสดงค่าเฉลี่ยผลการทดลองค่า COP/kW/EER ก่อนการพัฒนา

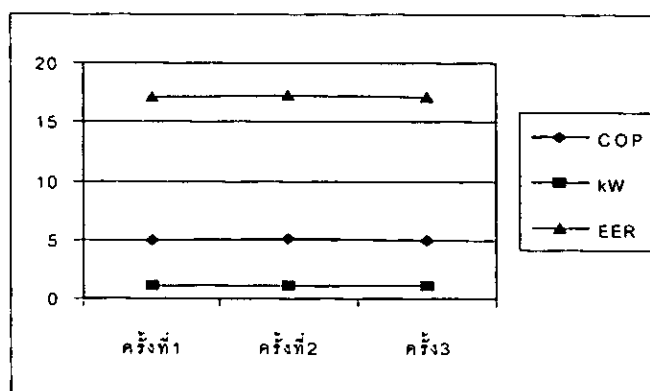
	ครั้งที่1	ครั้งที่2	ครั้งที่3	ค่าเฉลี่ย
COP	4.382	4.591	4.645	4.539
kW	1.13	1.13	1.15	1.13
EER	15.03	15.71	15.87	15.53



จากตาราง 12 การเปรียบเทียบค่า Cop เฉลี่ยก่อนและหลังพัฒนาเป็นค่าเฉลี่ยสัมประสิทธิ์ความสามารถทำความเย็น (COP) เฉลี่ย 3 ครั้ง ก่อนและหลังการพัฒนา ได้ผลการเปรียบเทียบดังนี้ ค่าก่อนการพัฒนาไว้ค่า เฉลี่ยเท่ากับ 4.539 และค่า Cop หลังการพัฒนาเฉลี่ยเท่ากับ 5.023 ตามลำดับ

ตาราง 13 แสดงค่าเฉลี่ยผลการทดลองค่า COP/kW/EER หลังการพัฒนา

	ครั้งที่1	ครั้งที่2	ครั้งที่3	ค่าเฉลี่ย
COP	5.014	5.044	5.012	5.023
kW	1.07	1.06	1.07	1.06
EER	17.15	17.24	17.14	17.17

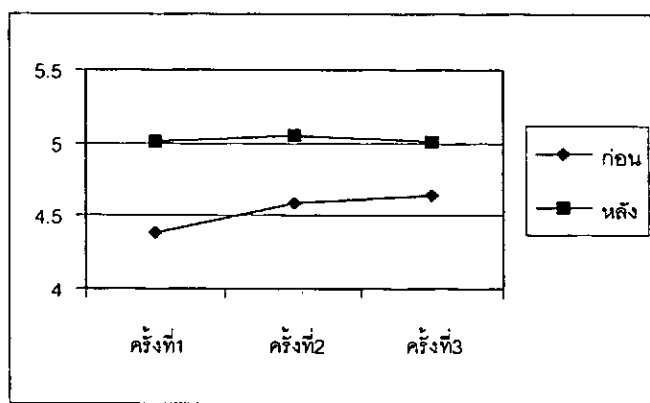


จากตาราง 13 การเปรียบเทียบค่า Kw เฉลี่ยก่อนและหลังพัฒนาเป็นค่าเฉลี่ย 3 ครั้ง ก่อนและหลังการพัฒนา ได้ผลการเปรียบเทียบดังนี้ ค่าก่อนการพัฒนาไว้ค่า เฉลี่ยเท่ากับ 1.13kWh และค่า Kw หลังการพัฒนาเฉลี่ยเท่ากับ 1.05 kwh ตามลำดับ

2.5 ผลการวิเคราะห์เปรียบเทียบค่าเฉลี่ยก่อนและหลังการพัฒนา

ตาราง 14 การเปรียบเทียบค่าCOP.เฉลี่ยก่อนและหลังพัฒนา(ค่าเฉลี่ย 3ครั้ง)

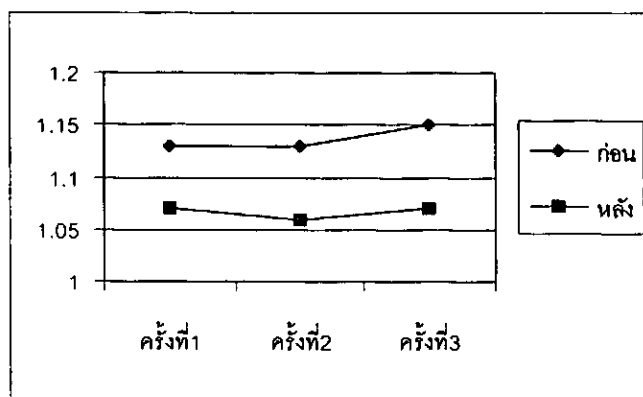
	ครั้งที่1	ครั้งที่2	ครั้งที่3	เฉลี่ย
ก่อน	4.382	4.591	4.645	4.539
หลัง	5.014	5.044	5.012	5.023
ผลต่าง	0.632	0.453	0.367	0.484



จากตาราง 14 การเปรียบเทียบผลค่าของ Cop ก่อนและหลังพัฒนาได้ค่าสัมประสิทธิ์ความสามารถ
 ทำความเย็น สูงขึ้นจาก 4.539 เป็น 5.023 สรุปผลค่า Cop สูงขึ้นกว่าเดิมคิดเป็นร้อยละ 11

ตาราง 15 การเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้า kW. ก่อนและหลังพัฒนา (ค่าเฉลี่ย 3 ครั้ง)

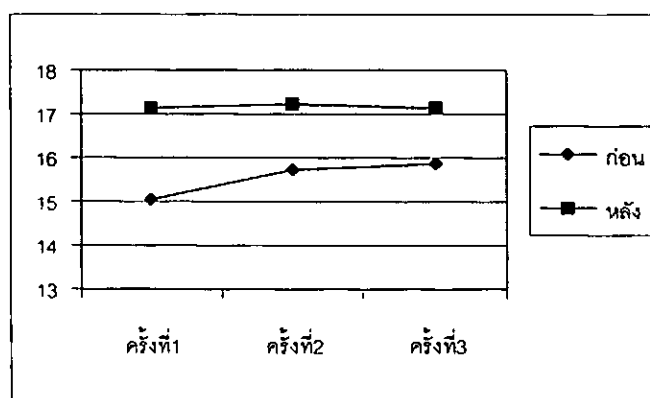
	ครั้งที่1	ครั้งที่2	ครั้งที่3	เฉลี่ย
ก่อน	1.13	1.13	1.15	1.13
หลัง	1.07	1.06	1.07	1.06
ผลต่าง	0.06	0.07	0.08	0.07



จากตาราง 15 การเปรียบเทียบผลค่าเฉลี่ยหา kW ก่อนและหลังการพัฒนา ได้ค่าพลังงานไฟฟ้าต่ำลงจาก 1.13 kwh เป็น 1.05 kwh สรุปผลค่า Kw ลดลงกว่าเดิมคิดเป็นร้อยละ 7

ตาราง 16 การเปรียบเทียบค่า EER(COPX3.412)ก่อนและหลังพัฒนา

	ครั้งที่1	ครั้งที่2	ครั้งที่3	เฉลี่ย
ก่อน	14.95	15.66	15.84	15.48
หลัง	17.10	17.19	17.01	17.12
ผลต่าง	2.15	1.53	1.2	1.64



จากตาราง 16 การเปรียบเทียบค่า EER เฉลี่ยก่อนและหลังพัฒนาเป็นค่าเฉลี่ยประสิทธิภาพการทำความเย็น เฉลี่ย 3 ครั้ง ได้ผลการเปรียบเทียบดังนี้ ค่า EER ก่อนการพัฒนาได้ค่าเฉลี่ยเท่ากับ 15.48 และค่า EER หลังการพัฒนามีค่าเท่ากับ 17.12 เพิ่มขึ้นคิดเป็นร้อยละ 10.

จากตารางและกราฟแสดงผลการทดลองเปรียบเทียบก่อนและหลังการพัฒนา โดยได้วิเคราะห์ผลดังต่อไปนี้

1. การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศก่อนการพัฒนาและหลังการพัฒนาตามตารางพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นก่อนการพัฒนามีค่า 4.359 และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นหลังการพัฒนาแล้วได้ค่า 5.023 ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะหลังพัฒนาสูงกว่าก่อนพัฒนาเท่ากับ 0.484 คิดเป็นร้อยละ 11 สรุปได้ว่าเมื่อติดตั้งชุดระบายความร้อนที่ออกแบบขึ้นทำให้สัมประสิทธิ์ สมรรถนะการทำความเย็นสูงขึ้น

2. การเปรียบเทียบค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมของเครื่องปรับอากาศก่อนและหลังพัฒนาตามตารางพบว่า ค่าการใช้พลังงานก่อนการพัฒนามีค่าเท่ากับ 1.13 kWh และค่าหลังการพัฒนามีค่าเท่ากับ 1.05 kWh ดังนั้นการใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงเท่ากับ 0.086 kWh คิดเป็นร้อยละ 7 สรุปได้ว่าเมื่อติดตั้งชุดระบายความร้อนที่ออกแบบขึ้นทำให้การใช้พลังงานไฟฟ้าลดลง

3. การเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น พบว่าเครื่องปรับอากาศหลังการพัฒนามีค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นก่อนการพัฒนาโดยค่าเฉลี่ยเท่ากับ 15.48 และค่าหลังการพัฒนามีค่าเท่ากับ 17.12 ดังนั้นค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นสูงขึ้นคิดเป็นร้อยละ 10 สรุปได้ว่าเมื่อติดตั้งชุดระบายความร้อนที่ออกแบบทำให้เครื่องปรับอากาศมีประสิทธิภาพสูงขึ้น

3. การวิเคราะห์ข้อมูลในเชิงเศรษฐศาสตร์

3.1 การประเมินค่ากระแสไฟฟ้า (พลังงานไฟฟ้า) พิจารณาที่การเปิดเครื่องปรับอากาศก่อนพัฒนาจะได้ค่าการใช้กระแสไฟฟ้า ช่วงเวลาการเปิดเครื่องกลางวัน 8 ชั่วโมงต่อวันและรวมในรอบ 1 ปี

3.2 การคำนวณค่ากระแสไฟฟ้าคิดจากอัตราค่าไฟฟ้าประเภทที่ 1 บ้านพักอาศัย คิดที่หน่วยละ 2.70 บาท

3.3 คำนวณค่ากระแสไฟฟ้าช่วงก่อนการพัฒนาครั้งที่ 3 โดยใช้ค่าพลังงานรวม (kw)เท่ากับ 1.15 kwh จะได้

3.3.1 ค่ากระแสไฟฟ้าใน 1 ชั่วโมง

$$\text{ค่ากระแสไฟฟ้า 1 ชั่วโมง} = 1 \times 2.70 \times 0.77 \times 1.15$$

$$\text{ดังนั้นใน 1 ชั่วโมงใช้กระแสไฟฟ้า} = 2.39 \text{ บาท}$$

3.3.2 ค่ากระแสไฟฟ้าใน 8 ชั่วโมงต่อวัน

$$\text{ค่ากระแสไฟฟ้า 8 ชั่วโมง} = 8 \times 2.39$$

$$\text{ดังนั้นใน 8 ชั่วโมงใช้กระแสไฟฟ้า} = 19.12 \text{ บาท}$$

3.3.3 ค่ากระแสไฟฟ้าใน 20 วันต่อเดือน

$$\text{ค่ากระแสไฟฟ้า 20 วัน} = 20 \times 19.12$$

$$\text{ดังนั้นใน 1 เดือนใช้กระแสไฟฟ้า} = 382.53 \text{ บาท}$$

3.3.4 ค่ากระแสไฟฟ้าใน 1 ปี

$$\text{ค่ากระแสไฟฟ้า 1 ปี} = 12 \times 382.53$$

$$\text{ดังนั้นใน 1 ปีใช้กระแสไฟฟ้า} = 4590.43 \text{ บาท}$$

3.4 คำนวณค่ากระแสไฟฟ้าช่วงกึ่งการพัฒนา ครั้งที่ 1 โดยใช้ค่าพลังงานรวม(kw)เท่ากับ 1.04 kwh จะได้

3.4.1 ค่ากระแสไฟฟ้าใน 1 ชั่วโมง

$$\text{ค่ากระแสไฟฟ้า 1 ชั่วโมง} = 1 \times 2.70 \times 0.77 \times 1.04$$

$$\text{ดังนั้นใน 1 ชั่วโมงใช้กระแสไฟฟ้า} = 2.16 \text{ บาท}$$

3.4.2 ค่ากระแสไฟฟ้าใน 8 ชั่วโมงต่อวัน

$$\text{ค่ากระแสไฟฟ้า 8 ชั่วโมง} = 8 \times 2.16$$

$$\text{ดังนั้นใน 8 ชั่วโมงใช้กระแสไฟฟ้า} = 17.26 \text{ บาท}$$

3.4.3 ค่ากระแสไฟฟ้าใน 20 วันต่อเดือน

$$\text{ค่ากระแสไฟฟ้า 20 วัน} = 20 \times 17.26$$

$$\text{ดังนั้นใน 1 เดือนใช้กระแสไฟฟ้า} = 345.94 \text{ บาท}$$

3.4.4 ค่ากระแสไฟฟ้าใน 1 ปี

$$\text{ค่ากระแสไฟฟ้า 1 ปี} = 12 \times 345.94$$

$$\text{ดังนั้นใน 1 ปีใช้กระแสไฟฟ้า} = 4151.34 \text{ บาท}$$

3.5 การเปรียบเทียบค่าพลังงานไฟฟ้าต่อปีต่อเครื่องก่อนและหลังการพัฒนาจะได้

$$\text{ค่ากระแสไฟฟ้าที่ลดลง} = \text{ค่ากระแสไฟฟ้าก่อน} - \text{ค่ากระแสไฟฟ้าหลัง}$$

$$= 4590.43 - 4151.34$$

$$\text{ดังนั้นค่ากระแสไฟฟ้าลดลง} = 439.09 \text{ บาท/ปี/เครื่อง}$$

3.6 สรุป การวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์ พบว่าการเปิดเครื่องปรับอากาศ 8 ชั่วโมงต่อวันในรอบ 1 ปี โดย ไม่หยุดเครื่อง ได้ค่าพลังงานไฟฟ้า จากการทดลองลดลง 439.09 บาทต่อปีต่อเครื่อง แสดงว่าเมื่อติดตั้งชุดระบายความร้อน ทำให้ช่วยลดค่าพลังงานไฟฟ้าคิดเป็นร้อยละ 9.5

บทที่ 5

สรุป อภิปรายผล และข้อเสนอแนะ

การวิจัยเพื่อพัฒนาชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน เพื่อทดลองหาค่าและเปรียบเทียบสมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศที่ได้พัฒนาขึ้นมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

ความมุ่งหมายของการวิจัย

1. ศึกษาพัฒนาชุดระบายความร้อนชุดควบแน่นของเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน
2. ศึกษาประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศที่พัฒนาแล้ว

ความสำคัญของการวิจัย

ได้ชุดควบแน่นของเครื่องปรับอากาศที่เพิ่มประสิทธิภาพการทำความเย็นและประหยัดพลังงาน

สมมุติฐานของการวิจัย

ชุดระบายความร้อนของเครื่องปรับอากาศที่พัฒนาขึ้นเมื่อนำไปติดตั้งทำให้เครื่องปรับอากาศมีประสิทธิภาพประหยัดได้ร้อยละ 5

วิธีการวิจัย

การวิจัยครั้งนี้ผู้วิจัยได้จัดแบ่งกระบวนการวิจัยออกเป็นขั้นตอนคือ

1. การหาข้อมูลมูลพื้นฐานและศึกษารายละเอียดต่างๆที่ใช้ในการวิจัยโดยศึกษาจากเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง เกี่ยวกับการออกแบบพัฒนาชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นเครื่องปรับอากาศเพื่อเตรียมการในการวิจัย

2. กำหนดรายละเอียดวัสดุอุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้ในการสร้างและทดลอง
3. กำหนดขนาดของเครื่องปรับอากาศและสถานที่ที่ใช้ในการวิจัย
4. สร้างตารางการบันทึกเก็บข้อมูลในการทดลอง
5. ดำเนินการทดลองและเก็บข้อมูลของเครื่องปรับอากาศก่อนการออกแบบพัฒนาและสร้างชุดระบายความร้อนขึ้น

6. วิเคราะห์ข้อมูลและคำนวณออกแบบชุดระบายความร้อนที่ใช้ในการพัฒนาชุดควบแน่นของเครื่องปรับอากาศที่ใช้ทดลอง
7. ให้ผู้เชี่ยวชาญตรวจสอบ
8. สร้างชุดระบายความร้อนที่ออกแบบและติดตั้งเข้ากับเครื่องปรับอากาศที่ใช้ทดลอง

9. ดำเนินการทดลองและเก็บข้อมูลของเครื่องปรับอากาศที่ออกแบบพัฒนาแล้ว

10. วิเคราะห์ข้อมูลจากการทดลองและสรุปผลการทดลอง

สรุปผลการวิจัย

1. การพัฒนาชุดระบายความร้อน โดยการออกแบบส่วนประกอบที่ช่วยระบายความร้อนของชุดควบแน่นและได้นำไปติดตั้งเข้ากับระบบปรับอากาศที่ใช้ในการทดลองดังรายละเอียดต่อไปนี้

1.1 การคำนวณค่าความร้อนที่ออกแบบเพื่อระบายความร้อนเพิ่มเติม

1.1.1 คำนวณออกแบบโดยกำหนดค่าจากเครื่องปรับอากาศที่ใช้สารทำความเย็น R-22 ที่อุณหภูมิการถ่ายเทความร้อนที่ชุดควบแน่นตามอุณหภูมิมาตรฐานของสารทำความเย็น R-22 ที่ 45°C กับที่ 7°C ที่ชุดระเหยของเครื่องปรับอากาศ โดยนำค่าความสามารถทำความเย็นที่ 1 ตันความเย็นหรือ 12,000 Btu/hr หรือเท่ากับ 3.517 kJ/s ไปคำนวณหาอัตราการไหลของสารทำความเย็น

1.1.2 พิจารณาจาก P-h Diagram ของวัฏจักรการทำความเย็นเพื่อคำนวณหาความร้อนที่จะต้องถ่ายเทความร้อนออกจากชุดควบแน่น โดยพิจารณาจากอุณหภูมิมาตรฐานที่กำหนดตามสถานะของสารทำความเย็นที่สถานะต่างๆ

ในสถานะที่ 1 เป็นจุดที่ออกจากเครื่องอัดไอ มีค่าเอนทาลปี 438.09 kJ/kg ที่สถานะที่ 2 เป็นจุดที่ออกจากชุดควบแน่นมีค่าเอนทาลปี 256.38 kJ/kg ที่สถานะที่ 3 เป็นสถานะของเหลวอิ่มตัวและลดความดันค่าเอนทาลปีจึงมีค่าเท่ากับในสถานะที่ 2 และในสถานะที่ 2' เป็นสถานะของการอัดไอเข้าสู่ชุดควบแน่น และเป็นสถานะที่เป็นขอบเขตของความสามารถระบายความร้อนได้ของชุดควบแน่นซึ่งจะนำมาพิจารณาหาค่าความร้อนที่จะต้องออกแบบเพื่อช่วยระบายความร้อนเพิ่มเติมในระหว่างสถานะที่ 1 ถึง 2' ซึ่งมีค่าเอนทาลปี 417.32 kJ/kg

1.1.3 คำนวณหาอัตราการไหลของสารทำความเย็นต่อหนึ่งตันความเย็น โดยนำค่าเอนทาลปีของแต่ละสถานะมาคำนวณจะได้ค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็นเท่ากับ 0.023 kg/s

1.1.4 คำนวณค่าความร้อนที่ชุดควบแน่นถ่ายเทความร้อนได้เท่ากับ 4.180 kJ/s

1.1.5 คำนวณหาความร้อนที่ระบายความร้อนที่สถานะที่ 1 ถึง 2' ได้ค่าความร้อนที่นำไปออกแบบเท่ากับ 0.4778 kJ/s หรือให้มีค่าออกแบบประมาณ 500 kW

1.2 ออกแบบหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนหรือชุดระบายความร้อนโดยการคำนวณหาค่าพื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนและกำหนดให้น้ำเป็นสารตัวกลางในการพาความร้อนมีรายละเอียดดังนี้

1.2.1 กำหนดให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบไหลสวนทางกันที่อุณหภูมิของสารทำความเย็นทางเข้าเท่ากับ 67°C ทางออกลดลงเหลือ 45°C และให้อุณหภูมิของน้ำที่ทางเข้าเท่ากับ 25°C ทางออกของน้ำที่ 60°C จะได้ค่าอุณหภูมิที่แตกต่างเท่ากับ 12.4°C

1.2.2 คำนวณหาพื้นที่ระบายความร้อนเพิ่มเติมจากการคำนวณที่ค่าความต้านทานเฟลลิง และได้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนหรือค่าพื้นที่ผิวเพิ่มเติมเท่ากับ 0.01 m^2 เพื่อที่จะระบายความร้อนที่คำนวณได้คือ 477 W. โดยให้ใช้ค่าเป็นจำนวนเต็มเท่ากับ 500 W.

1.2.3 กำหนดให้ใช้ท่อทองแดงเป็นท่อของสารทำความเย็นที่ขนาด $\frac{1}{4}$ นิ้วเพราะเป็นท่อที่ใช้กับชุดควบแน่นที่ใช้ทดลอง จะได้ขนาดความยาวท่อเท่ากับ 1.256 m.

1.3 นำท่อทองแดงที่ได้มาดัดขึ้นรูปให้เป็นขดวงกลมรอบแกนท่อพลาสติกขนาด 2 นิ้วจะได้ขดท่อทองแดงตามที่ออกแบบไว้ (ดูภาพประกอบในภาคผนวก ก)

1.4 ประกอบท่อทองแดงเข้ากับท่อพลาสติกที่ใช้เป็นท่อทางเดินของน้ำ ประกอบวาล์วทางน้ำเข้าและทางน้ำออก (ดูภาพประกอบในภาคผนวก ก)

2. การวิเคราะห์หาสมรรถนะของชุดระบายความร้อนจากผู้เชี่ยวชาญโดยภาพรวม อยู่ในเกณฑ์ดีซึ่งสอดคล้องกับสมมุติฐานและมีรายละเอียดดังนี้

2.1 การวิเคราะห์สมรรถนะทางกายภาพโดยรวมพบว่ามีสมรรถนะอยู่ในเกณฑ์ดี

2.2 การวิเคราะห์สมรรถนะด้านการใช้งานโดยรวมพบว่ามีสมรรถนะอยู่ในเกณฑ์ดี

2.3 การวิเคราะห์สมรรถนะด้านการบำรุงรักษาโดยรวมพบว่ามีสมรรถนะอยู่ในเกณฑ์ดี

2.4 การวิเคราะห์ข้อเสนอแนะของผู้เชี่ยวชาญด้านระบบปรับอากาศพบว่ามีข้อเสนอแนะบางข้อที่ผู้วิจัยควรให้ข้อมูลเพิ่มเติม

2.4.1 ชุดระบายความร้อนเหมาะสมสำหรับเครื่องปรับอากาศที่มีอายุการใช้งานมานาน

2.4.2 ชุดระบายความร้อนควรมีขนาดใหญ่ที่เหมาะสมสำหรับใช้ทำน้ำร้อนได้

2.4.3 ชุดระบายความร้อนควรใช้น้ำไหลหมุนเวียนได้

2.4.4 การประกอบชุดระบายความร้อนควรใช้แฟร้นิต เพื่อสะดวกกับการถอดประกอบ และควรใช้กับเครื่องที่มีระบบกักเก็บสารทำความเย็นได้ที่ชุดควบแน่น

2.4.5 ชุดควบแน่นควรต่อท่อสารทำความเย็นแยกเป็น 2 ส่วนเพื่อใช้งานได้ ทั้ง 2 ระบบ

3. สรุปผลจากการติดตั้งชุดระบายความร้อนกับเครื่องปรับอากาศดังรายละเอียดจากการทดลองและวิเคราะห์ข้อมูลดังนี้

3.1 การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศก่อนการพัฒนาและหลังการพัฒนาตามตารางพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นก่อนการพัฒนามีค่า 4.359 และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นหลังการพัฒนาแล้วได้ค่า 5.023 ดังนั้นค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะหลังพัฒนาสูงกว่าก่อนพัฒนาเท่ากับ 0.484 คิดเป็นร้อยละ 11 สรุปได้ว่าเมื่อติดตั้งชุดระบายความร้อนที่ออกแบบขึ้นทำให้สัมประสิทธิ์ สมรรถนะการทำความเย็นสูงขึ้น

3.2 การเปรียบเทียบค่าการใช้พลังงานไฟฟ้ารวมของเครื่องปรับอากาศก่อนและหลังพัฒนาตามตารางพบว่า ค่าการใช้พลังงานก่อนการพัฒนามีค่าเท่ากับ 1.13 kWh และค่าหลังการพัฒนามีค่าเท่ากับ 1.05 kWh ดังนั้นการใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงเท่ากับ 0.086 kWh คิดเป็นร้อยละ 7 สรุปได้ว่าเมื่อติดตั้งชุดระบายความร้อนที่ออกแบบขึ้นทำให้การใช้พลังงานไฟฟ้าลดลง

3.3 การเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น พบว่าเครื่องปรับอากาศหลังการพัฒนามีค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นก่อนการพัฒนาโดยค่าเฉลี่ยเท่ากับ 15.48 และค่าหลังการพัฒนามีค่าเท่ากับ 17.12 ดังนั้นค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นสูงขึ้นคิดเป็นร้อยละ 10 สรุปได้ว่าเมื่อติดตั้งชุดระบายความร้อนที่ออกแบบทำให้เครื่องปรับอากาศมีประสิทธิภาพสูงขึ้น

3.4 การวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์ พบว่าการเปิดเครื่องปรับอากาศ 8 ชั่วโมงต่อวันในรอบ 1 ปี โดย ไม่หยุดเครื่อง ได้ค่าพลังงานไฟฟ้า จากการทดลองลดลง 439.09 บาทต่อปีต่อเครื่อง แสดงว่าเมื่อติดตั้งชุดระบายความร้อน ทำให้ช่วยลดค่าพลังงานไฟฟ้าคิดเป็นร้อยละ 9.5

อภิปรายผล

จากสมมุติฐานตั้งไว้คือชุดระบายความร้อนของเครื่องปรับอากาศที่พัฒนาขึ้นเมื่อนำไปติดตั้งทำให้เครื่องปรับอากาศมีประสิทธิภาพสูงขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับผลการวิจัยที่ได้ศึกษาวิจัยในครั้งนี้ คือ

1. การออกแบบชุดระบายความร้อนเพื่อช่วยในการถ่ายเทความร้อนของชุดควบแน่นของเครื่องปรับอากาศในงานวิจัยซึ่งเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทดลองเป็นเครื่องปรับอากาศที่มีอายุการใช้งานมากกว่า 5 ปี ซึ่งประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนลดลงอันเนื่องมาจากผิวสัมผัสของท่อสารทำความเย็นจะหนาและสกปรก ซึ่งสอดคล้องกับทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนของ นักสิทธิ์ คุ้มณาชัย. (2533 : 421) คือเมื่อใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไประยะหนึ่ง สิ่งสกปรกของสารหรือของไหลจะจับติดกับผิวของโลหะ ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนจากผิวของโลหะต่ำลง ดังนั้นจึงต้องออกแบบเพื่อช่วยในการถ่ายเทความร้อนในชุดควบแน่น โดยการคำนวณค่าความร้อนที่เครื่องควบแน่นขนาด 1 ตันทำความเย็น เป็นการออกแบบเพื่อเพิ่มเติมในส่วนที่ค่าความสามารถถ่ายเทความร้อนลดลง เป็นการเพิ่มพื้นที่หรือความยาวท่อให้มีพื้นผิวในการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น กำหนดให้ออกแบบเป็นลักษณะท่อเดียวและให้การไหลสวนทางกันระหว่างสารทำความเย็นกับน้ำที่ใช้เป็นตัวกลางระบายความร้อน ซึ่งเรียกว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันซึ่งสอดคล้องกับทฤษฎีของ นักสิทธิ์ คุ้มณาชัย. (2533 : 407) คือประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอัตราส่วนระหว่างความร้อนที่ถ่ายเทจริง ๆ ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่อความร้อนที่แลกเปลี่ยนได้มากที่สุด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะถ่ายเทความร้อนได้มากที่สุดเมื่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบไหลสวนทางกัน อุณหภูมิของของไหลที่อุณหภูมิต่ำกว่า(น้ำ) จะมีอุณหภูมิสูงขึ้นและเข้าใกล้อุณหภูมิของของไหลที่ร้อนกว่าตอนเข้า (สารทำความเย็น) และความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่จะถ่ายเทได้มากที่สุดเมื่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้มีความยาวมากที่สุด เป็นผลทำให้ชุดควบแน่นของเครื่องปรับอากาศสามารถถ่ายเทความร้อนและลดอุณหภูมิการควบแน่นลง สอดคล้องกับทฤษฎีการวิเคราะห์การลดอุณหภูมิสารตัวกลางระบายความร้อนของชุดควบแน่นของ ญานวุฒิ สุพิชรากร.(2539:8) การลดอุณหภูมิอิมตัวของสารทำความเย็นจะทำให้สารทำความเย็นเหลวที่จะเข้าสู่ตัวลดความดัน ในขณะมีความร้อนใช้งาน (Enthapy) ต่ำเป็นเหตุให้ความสามารถในการทำความเย็นมีมากขึ้น และในเวลาเดียวกันกำลังไฟฟ้าที่ใช้ในเครื่องอัด (Compressor) ของเครื่องปรับอากาศจะลดลง กล่าวโดยสรุปคือหากทำให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นในชุดควบแน่นลดลงหมายถึง ความดันลดลงด้วยและประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศนั้นจะเพิ่มขึ้น โดยพิจารณาจากการเก็บข้อมูลและการวิเคราะห์ข้อมูลหลังจากการพัฒนาชุดระบายความร้อนแล้ว

2. ด้านสมรรถนะโดยรวมของชุดระบายความร้อน อยู่ในเกณฑ์ดีเป็นชุดระบายความร้อนมีขนาดกะทัดรัดสามารถประกอบเข้ากับเครื่องปรับอากาศได้ง่ายมีความแข็งแรงทนต่อสภาวะอากาศภายนอกได้ มีความปลอดภัยแข็งแรงทนต่อความดันสูงได้ การใช้งานสามารถใช้ระบายความร้อนของเครื่องปรับอากาศได้ดี ใช้กับเครื่องปรับอากาศขนาดเดียวกันได้ เมื่อติดตั้งแล้วสามารถปรับอัตราการไหลของน้ำที่ระบายความร้อนได้ ช่วยลดเวลาการทำงานของเครื่องได้และสามารถช่วยให้ประหยัดพลังงานได้ ชุดระบายความร้อนที่ออกแบบสามารถบำรุงรักษาได้ง่าย ทำความสะอาดภายนอกและภายในท่อทางเดินของน้ำได้ดี มีขนาดขนาดเล็กดูแลรักษาได้ง่ายและส่วนประกอบเมื่อชำรุดสามารถประกอบขึ้นใหม่ได้ง่าย

3. ผลจากการติดตั้งชุดระบายความร้อนเข้ากับเครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทดลองได้ผลการวิเคราะห์เปรียบเทียบข้อมูลทั้ง 3 ค่าคือ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะความสามารถทำความเย็น , การใช้พลังงานไฟฟ้าและประสิทธิภาพการทำความเย็น จากการออกแบบสร้างชุดระบายความร้อนโดยการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดหรือเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อนและใช้น้ำเป็นตัวกลางในการระบายความร้อน เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบการไหลสวนทาง ทำให้ชุดระบายความร้อนช่วยระบายความร้อนของชุดควบแน่นได้ดีขึ้น เป็นผลให้สารทำความเย็นลดอุณหภูมิและความดันลดลงสามารถทำความเย็นได้ดีขึ้นตามข้อมูลที่ได้วิเคราะห์ผล พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นสูงขึ้นคิดเป็นร้อยละ 11 การใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงร้อยละ 7 และเมื่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นสูงขึ้นทำให้ค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นสูงขึ้นด้วยคิดเป็นร้อยละ 10 ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยของ ญานวุฒิ สุพิษรางกูร. (2539) การปรับปรุงเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนระบายความร้อนด้วยอากาศเป็นการปรับปรุงโดยการเพิ่มพื้นที่หน้าตัดของชุดควบแน่น พบว่า มีค่าสัมประสิทธิ์การสามารถทำความเย็นหลังปรับปรุงสูงขึ้นร้อยละ 7.81 ที่ความยาวเท้าเพิ่ม 2.12 เท้าและสูงขึ้นร้อยละ 6.59 ที่ความยาวเป็น 1.25 เท้า กำลังไฟฟ้าลดลงร้อยละ 2.46 และร้อยละ 2.85 ตามลำดับ และสอดคล้องกับงานวิจัยของ เรืองฤทธิ์ ลำมะยศ. (2543) การปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศโดยการหล่อเย็นที่แผงระบายความร้อนด้วยน้ำทิ้งจากเครื่องระเหยเพื่อช่วยในการระบายความร้อนออกจากแผงระบายความร้อนได้มากขึ้นพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็นเพิ่มขึ้นร้อยละ 8.99 เป็นผลให้การใช้พลังงานลดลงร้อยละ 3.99

ดังนั้น ผลจากการติดตั้งชุดระบายความร้อนกับเครื่องปรับอากาศพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การทำความเย็นเพิ่มขึ้นร้อยละ 11 ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงร้อยละ 7 และประสิทธิภาพการทำความเย็นเพิ่มขึ้นร้อยละ 10 เมื่อนำข้อมูลมาวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์โดยวิเคราะห์จากข้อมูลเปรียบเทียบก่อนและหลังการพัฒนาชุดระบายความร้อนพบว่าค่าพลังงานไฟฟ้าลดลง 439.09 บาท/ปี/เครื่อง ประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้ร้อยละ 9.5

ข้อเสนอแนะ

จากผลการวิจัยขอเสนอแนะบางสิ่งบางอย่างเพื่อให้เกิดแนวคิดใหม่ ๆ เกี่ยวกับงานวิจัยที่อาจจะเกิดขึ้นต่อไป

1. จากการวิจัยชุดระบายความร้อนสิ่งที่ต้องปรับปรุงและประยุกต์มีดังนี้
 - 1.1 รูปแบบและขนาดชุดระบายความร้อนควรพัฒนาให้มีหลายรูปแบบและหลายขนาด
 - 1.2 ควรออกแบบชุดระบายความร้อนและประยุกต์ใช้กับเครื่องปรับอากาศที่มีอายุการใช้งานที่แตกต่างกัน
 - 1.3 อุณหภูมิของน้ำที่ใช้ระบายความร้อนควรที่จะสามารถปรับระดับอุณหภูมิให้ลดลงได้
 - 1.4 ควรให้มีการใช้เครื่องมือในการตรวจวัดและบันทึกข้อมูลที่มีความแม่นยำ
 - 1.5 สามารถนำไปติดตั้งกับเครื่องปรับอากาศสำหรับหน่วยงานได้
2. ข้อเสนอแนะเพื่อการวิจัยครั้งต่อไป
 - 2.1 ควรศึกษาเพิ่มเติมโดยนำน้ำควบแน่นจากชุดระเหยมาไหลผ่านชุดระบายความร้อน
 - 2.2 ควรศึกษาเพื่อนำน้ำร้อนจากระบบไปใช้ประโยชน์

บรรณานุกรม

บรรณานุกรม

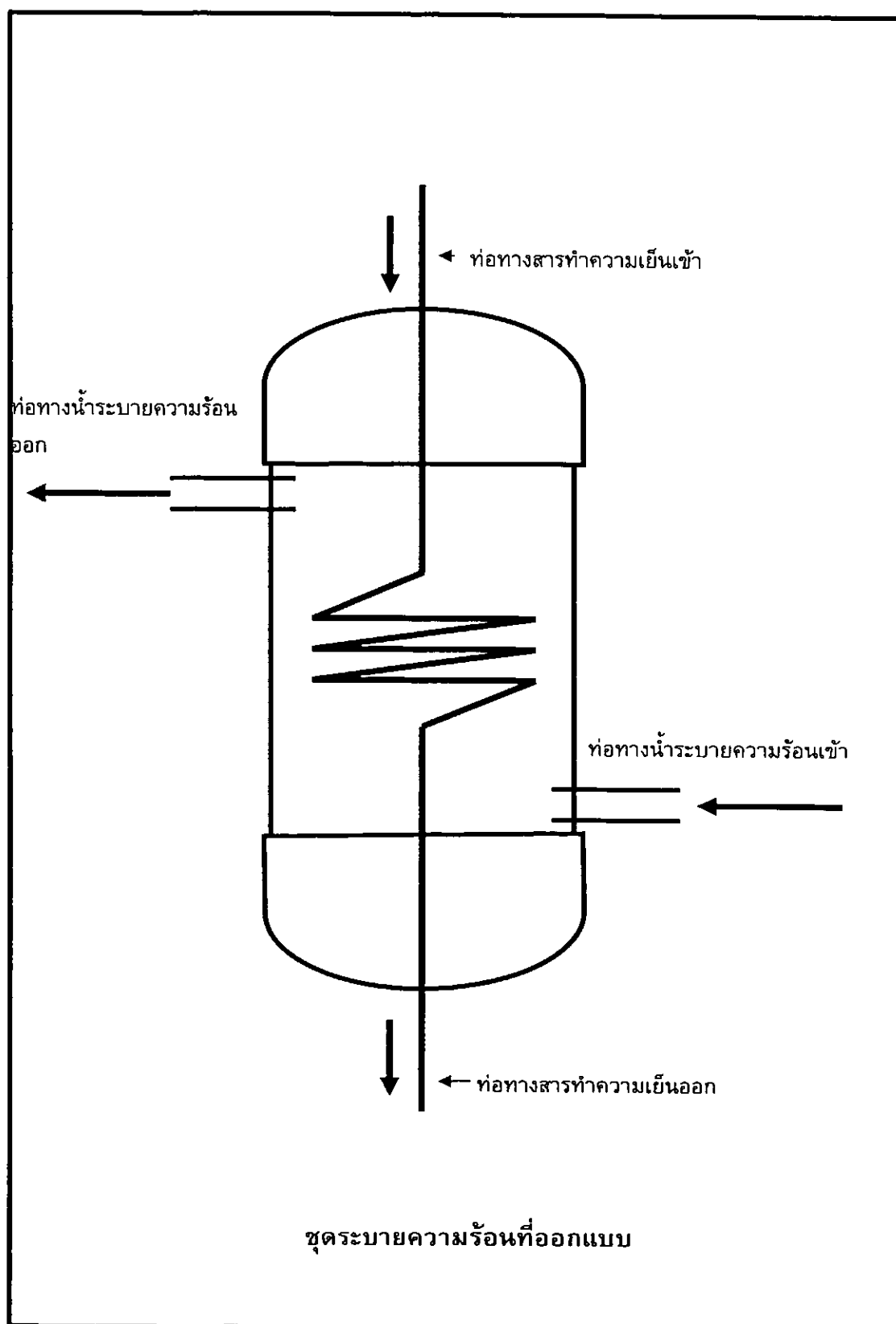
- กนกวรรณ รุจิรวณิช และคณะ.. (2542). การกำจัดCondensateด้วยตนเองในเครื่องปรับอากาศชนิด Window type. วิทยานิพนธ์ วศ.บ. กรุงเทพฯ : มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. ถ่ายเอกสาร
- กรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน. (2542). สำนักกำกับและอนุรักษ์พลังงานสงวนพลังงานเพื่ออนาคต. กรุงเทพฯ : ถ่ายเอกสาร
- กำพล ประทีปชัยกูร. (2543). การทำความเย็นและการปรับอากาศ. สงขลา : ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะ วิศวกรรมศาสตร์มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์
- จรวัย บุญยุคและคณะ. (2529). พลังงาน. กรุงเทพฯ : โรงพิมพ์จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
- ซัชพล ปิยธรรมกุล. (2541). การศึกษาความเป็นไปได้ทางเทคนิคและเศรษฐศาสตร์ของการใช้เครื่องปรับอากาศแบบส่วนกลางแทนการใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนของอาคารเรียนรวม 3, 4, 5 มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. วิทยานิพนธ์ วท.ม.(เทคโนโลยีพลังงาน) กรุงเทพฯ : บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ถ่ายเอกสาร
- ชัยสวัสดิ์ เทียนนิบูลย์. (2533). การทำความเย็นและปรับอากาศ กรุงเทพฯ : โรงพิมพ์ ก. วรรณ
- ญาณวุฒิ สุพิชญากูร. (2539). การปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (เครื่องกล) กรุงเทพฯ : บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ถ่ายเอกสาร
- ทัศนภรณ์ บุณยรัตพันธ์. (2543). การปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ. วิทยานิพนธ์ วท.ม. (เทคโนโลยีที่เหมาะสมเพื่อการพัฒนาทรัพยากร) กรุงเทพฯ : บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยมหิดล ถ่ายเอกสาร
- เทียบ เอื้อกิจ. (2539). การศึกษาสมรรถนะของระบบปรับอากาศรถยนต์ซึ่งใช้สารทำความเย็นผสม R22/R152a/R124. วิทยานิพนธ์ วศ.ด. (เทคโนโลยีพลังงาน) กรุงเทพฯ : บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัย เทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ถ่ายเอกสาร
- ธีระ ประสพศักดิ์. (2531). การวิเคราะห์พลังงานในโรงงานอุตสาหกรรมสิ่งทอ (ภาคปรับอากาศ) วิทยานิพนธ์ วศ.ม.(เทคโนโลยีพลังงาน) กรุงเทพฯ : บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. ถ่ายเอกสาร
- นักสิทธิ์ คูวัฒนาชัย. (2533). การถ่ายเทความร้อน. กรุงเทพฯ : ฟิสิกส์เซนเตอร์
- บริษัท ซีเอ็ดยูเคชั่น จำกัด. (2535). 30 เรื่องน่ารู้เทคนิคการปรับอากาศ. กรุงเทพฯ : บริษัท เอ็มแอนด์ อี จำกัด
- บรรพต ประภาศิริ. (2542). การประหยัดพลังงานของระบบปรับอากาศโดยการใช้ตัวควบคุมอุณหภูมิและการบำรุงรักษาเบื้องต้น. วิทยานิพนธ์ วท.ม. (เทคโนโลยีพลังงาน) กรุงเทพฯ : บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัย เทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. ถ่ายเอกสาร
- ประพันธ์ ศิริพลัปลา. (2526). การปรับสภาวะอากาศ. เชียงใหม่ : มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
- พงษ์ธร จริญญากรณ์. (2532). เทอร์โมไดนามิกส์. กรุงเทพฯ : คณะวิศวกรรมศาสตร์จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย. บริษัท ซีเอ็ดยูเคชั่น จำกัด

- ไพบูลย์ หงสพฤกษ์ และเฮอิโซโซโต.(2524).การปรับอากาศ. พิมพ์ครั้งที่ 2.กรุงเทพฯ: ศรีเมืองการพิมพ์.
มนตรี อึ้งเจริญ. (มป.ป.). การนำความร้อน. กรุงเทพฯ: ฟิสิกส์เซนเตอร์การพิมพ์
มันสิน ตันทุเลศม์. (2534). วิศวกรรมการประปา. กรุงเทพฯ: คณะวิศวกรรมศาสตร์
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
ราชบัณฑิตยสถาน. (2541). พจนานุกรมศัพท์ปรับอากาศอังกฤษ – ไทยฉบับราชบัณฑิตยสถาน.
กรุงเทพฯ: ราชบัณฑิตยสถาน
รังสิมา กาญจนสมบัติ. (2541). ผลกระทบของการดูดซับความร้อนและความชื้นของวัสดุภายในอาคารต่อ
ภาระการทำความเย็นของระบบปรับอากาศ. วิทยานิพนธ์ วท.ม.(เทคโนโลยีที่เหมาะสม)
กรุงเทพฯ : บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยมหิดล. ถ่ายเอกสาร
รัฐศักดิ์ พรหมมาศ. (2541). การประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนที่มีการบำรุงรักษา
อย่างสม่ำเสมอ. วิทยานิพนธ์ วท.ม. (เทคโนโลยีการจัดการพลังงาน) กรุงเทพฯ :บัณฑิตวิทยาลัย
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. ถ่ายเอกสาร
เรืองฤทธิ์ ลำมะยศ. (2543). การปรับปรุงประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศโดยการหล่อเย็นที่แผ่กระจาย
ความร้อน. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล) ขอนแก่น : มหาวิทยาลัยขอนแก่น.
ถ่ายเอกสาร
วัชร เพิ่มชาติ. (2541). การศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้ดินเป็นตัวระบายความร้อนทิ้งของเครื่องปรับอากาศในประเทศไทย. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. กรุงเทพฯ :บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยี
พระจอมเกล้าธนบุรี. ถ่ายเอกสาร
วรวิธ อึ้งภากรณ์. (2526). การออกแบบระบบท่อภายในอาคาร. กรุงเทพฯ: คณะวิศวกรรมศาสตร์
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
วิทยา ยงเจริญ และธนู วิบูลยานนท์. (2539). พื้นฐานการทำความเย็นและปรับอากาศภาคทฤษฎี.
พิมพ์ครั้งที่ 4 กรุงเทพฯ : สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี(ไทย-ญี่ปุ่น)
วารสารนโยบายพลังงาน. (2543). ฉบับที่ 49. กรุงเทพฯ :
วิรุฒ อรุณวรรณะ. (2543). การปรับปรุงการระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์โดยใช้การระเหยน้ำ.
วิทยานิพนธ์ วท.ม. กรุงเทพฯ : มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. ถ่ายเอกสาร
สนอง เอ็มเอ็ม. (2530). เครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศรถยนต์. กรุงเทพฯ : บริษัทอัมรินทร์
พรินเตอร์กรุณา จำกัด
สันติ เกื้อกูลกิจการ. (2529). การปรับปรุงEER.ของเครื่องปรับอากาศชนิดติดผนังห้อง. วิทยานิพนธ์
วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล) กรุงเทพฯ : มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. ถ่ายเอกสาร
สมคิด ไชยรัตน์. (2542). การควบคุมอุณหภูมิและความชื้นโดยใช้ความร้อนจากคอนเดนเซอร์ของเครื่อง
ปรับอากาศเพื่อการประหยัดพลังงาน. วิทยานิพนธ์ วศ.ม. กรุงเทพฯ : บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์
มหาวิทยาลัย.ถ่ายเอกสาร
สมศักดิ์ สุโมทยกุล. (2529). เครื่องทำความเย็นและปรับอากาศ. กรุงเทพฯ : บริษัท ซี เอ็ดดูเคชั่น จำกัด
(มหาชน)
สำนักกำกับและอนุรักษ์พลังงาน. (มป.ป.). คู่มือการอนุรักษ์พลังงานสำหรับเจ้าของอาคารควบคุมและโรงงาน
ควบคุม. กรุงเทพฯ : โรงพิมพ์มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์

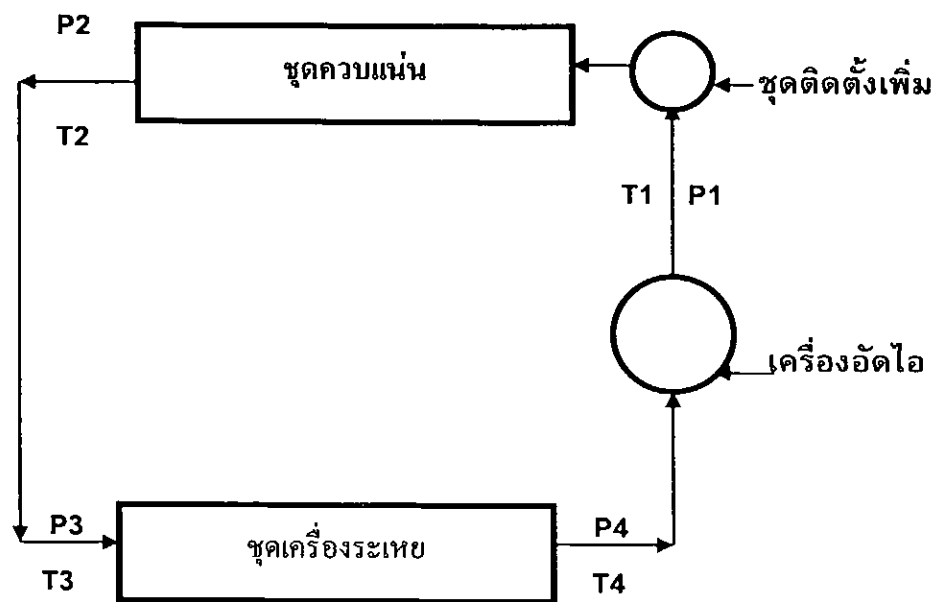
- สุดารัตน์ ปรีชาธนะสุกิจ. (2541). *การตรวจวัดพลังงานไฟฟ้าในวิทยาลัยเทคนิค. วิทยานิพนธ์ วท.ม.*
(เทคโนโลยีที่เหมาะสมเพื่อการพัฒนาทรัพยากร) กรุงเทพฯ :บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยมหิดล.
ถ่ายเอกสาร.
- สุนันท์ ศรีณนิตย์. (2538). *การถ่ายเทความร้อน*. กรุงเทพฯ : มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
- สุนันท์ ศรีณนิตย์. (2542). *กลศาสตร์ของไหล*. กรุงเทพฯ : สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น)
- สุรพล พฤษพานิช. (2529). *การปรับอากาศ*. กรุงเทพฯ : ฟิสิกส์เซนเตอร์การพิมพ์.
- Bayazitoglu, Y and Ozisk, M.N. (1988). *Elements of Heat Transfer*, singapore : Mc. Graw – Hill.
- Carrier Air Condition Company, (1965). *Hand Book of Air Conditioning System Design*, U.S.A :
Mc Graw – Hill.
- Dossat. Ronj. (1981). *Principles of Refrigeration*. 2.nded.Singapore : Johnwiley & Sons.
- Harris. C.N. (1983). *Modem Air Conditioning Practic*. 2.nded .U.S.A. : Mc.Graw –Hill.
- Stoecker. F.W. and Jones M.J. (1982). *Refrigeration and Air Conditioning*. Second Edition.
Singapore : Mc. Graw – Hill.

ภาคผนวก ก

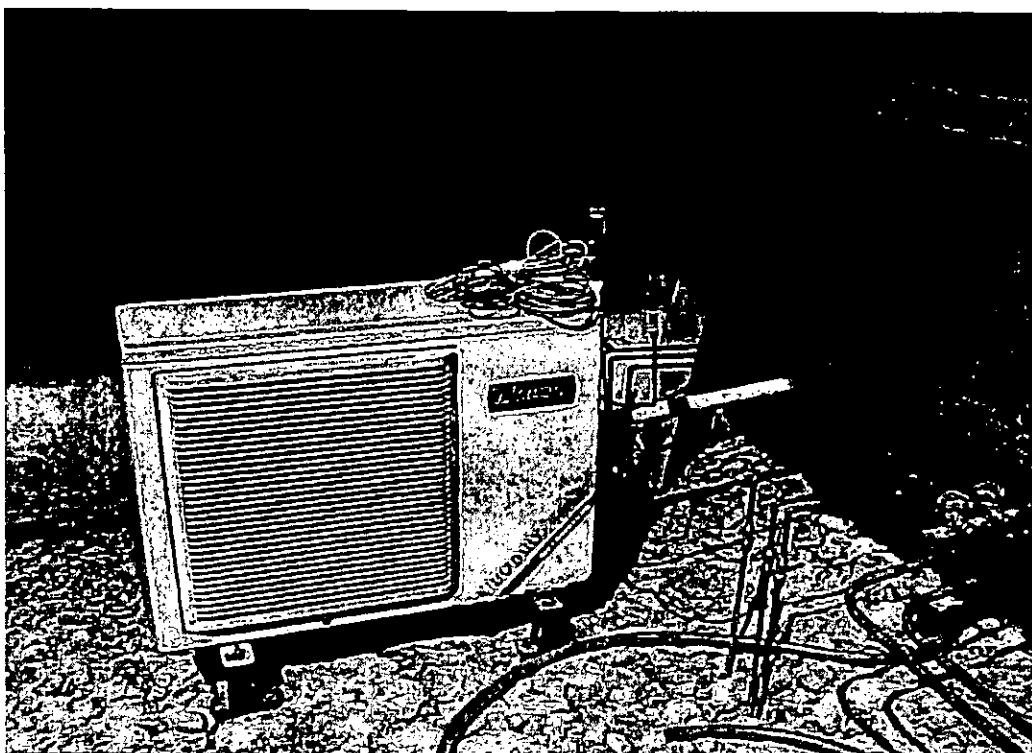
ภาพประกอบโครงสร้างชุดระบายความร้อนตำแหน่งการติดตั้ง
และการตรวจวัดค่าการทดลอง



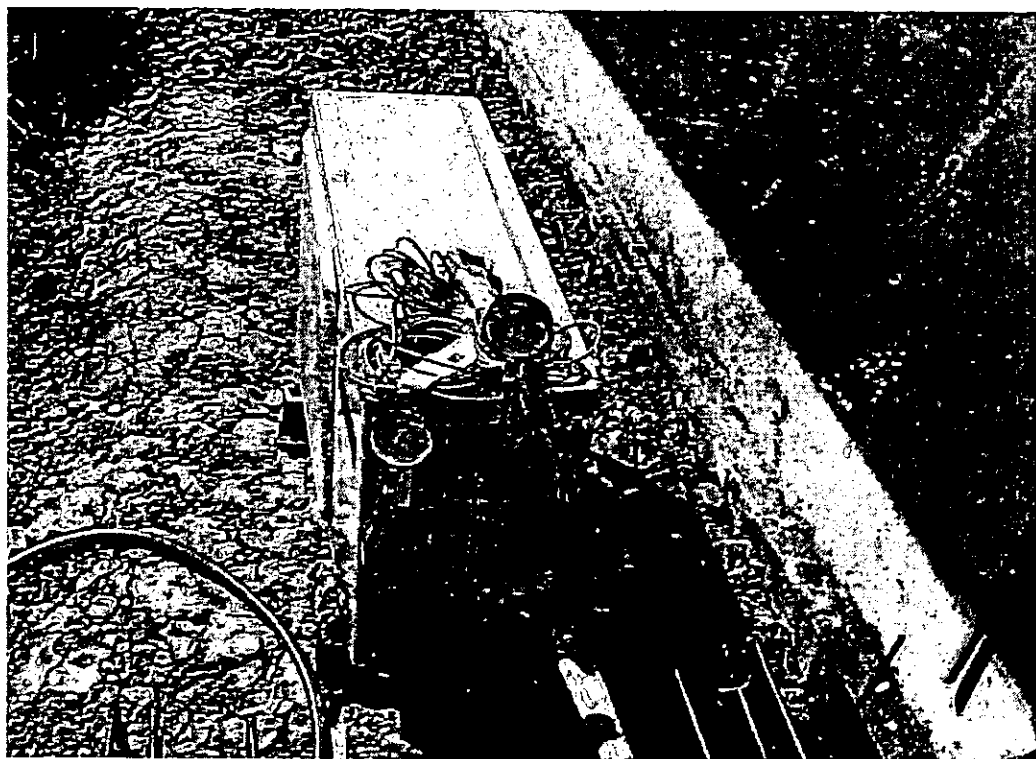
ภาพประกอบ 53 แบบชุดระบายความร้อน



ภาพประกอบ 54 วงจรระบบการทำความเย็นที่ติดตั้งชุดระบายความร้อน

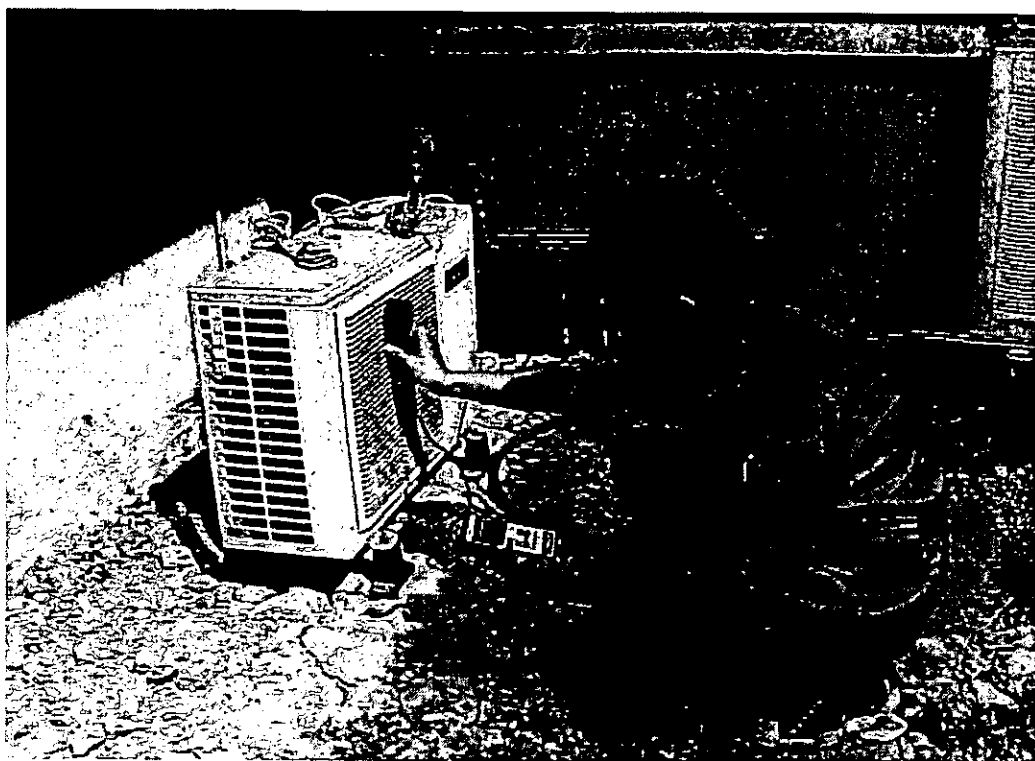


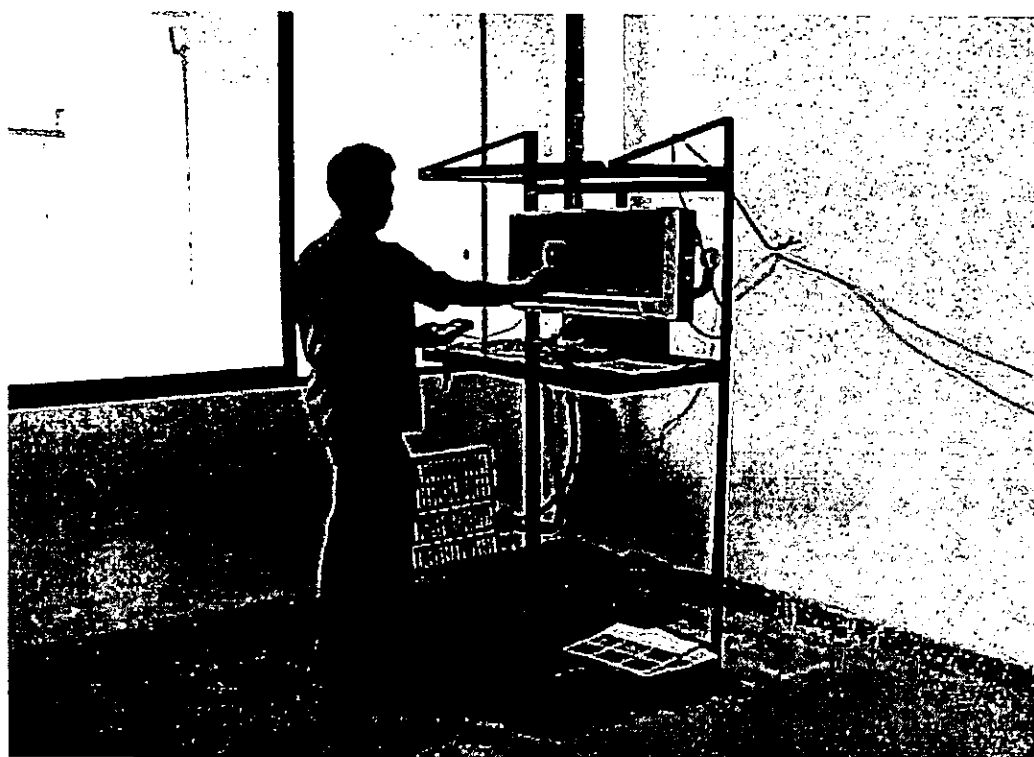
ภาพประกอบที่ 55 เครื่องปรับอากาศที่ใช้ในงานวิจัย





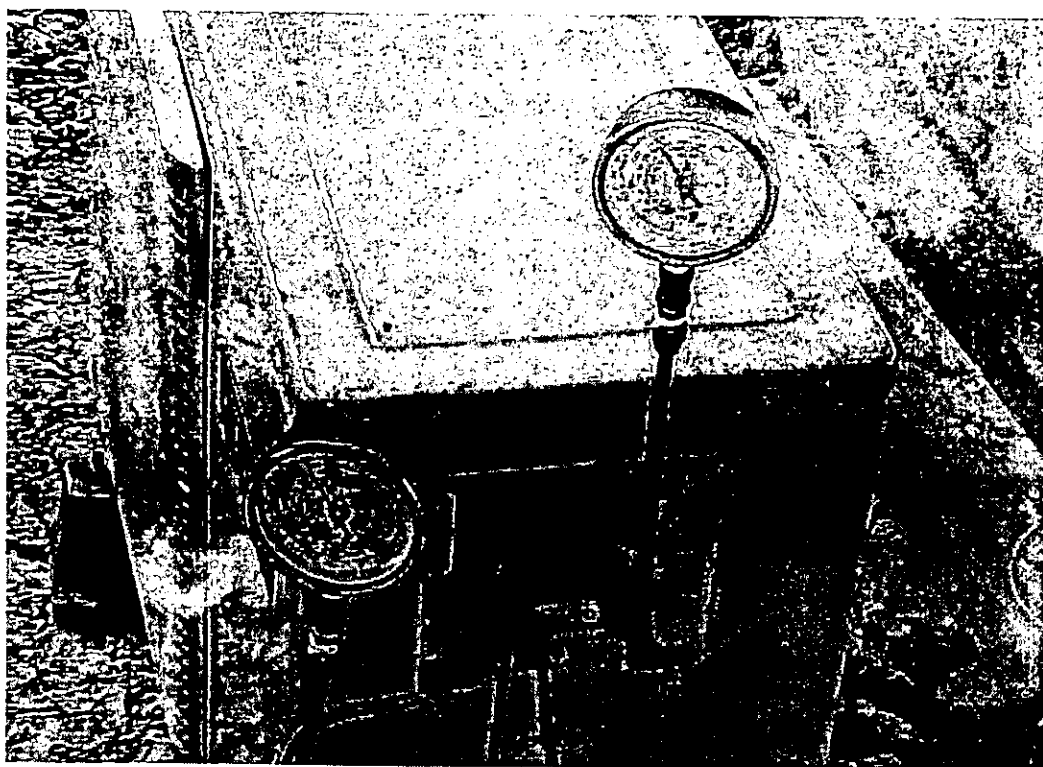
ภาพประกอบ 56 การตรวจวัดความเร็วลมของชุดความแน่น



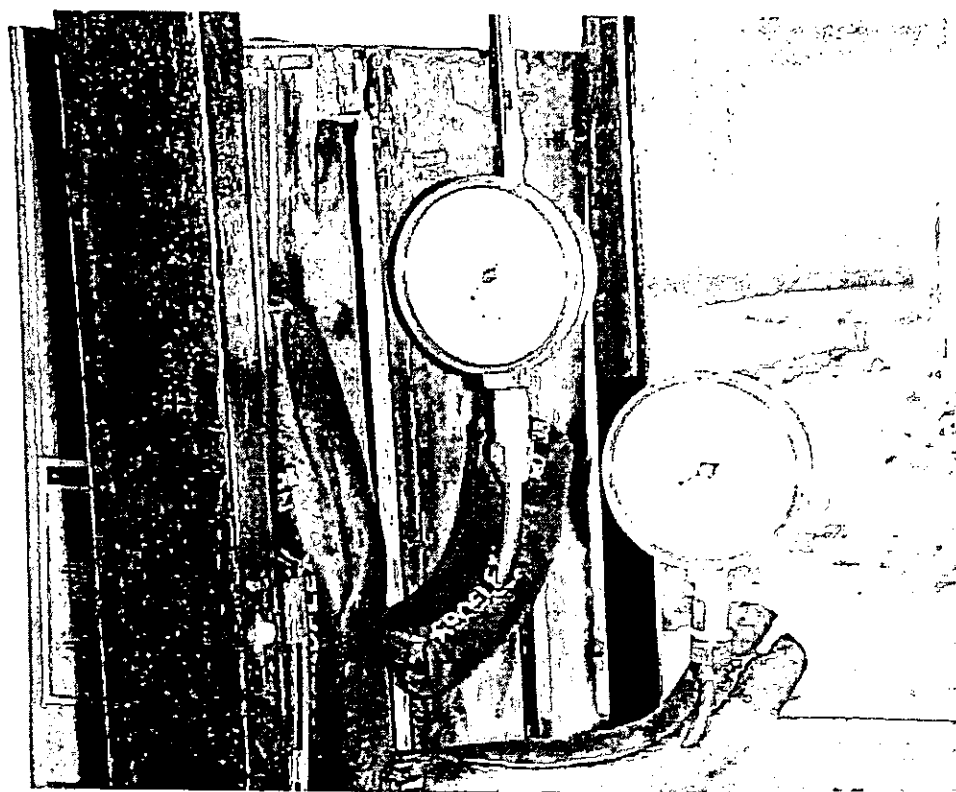


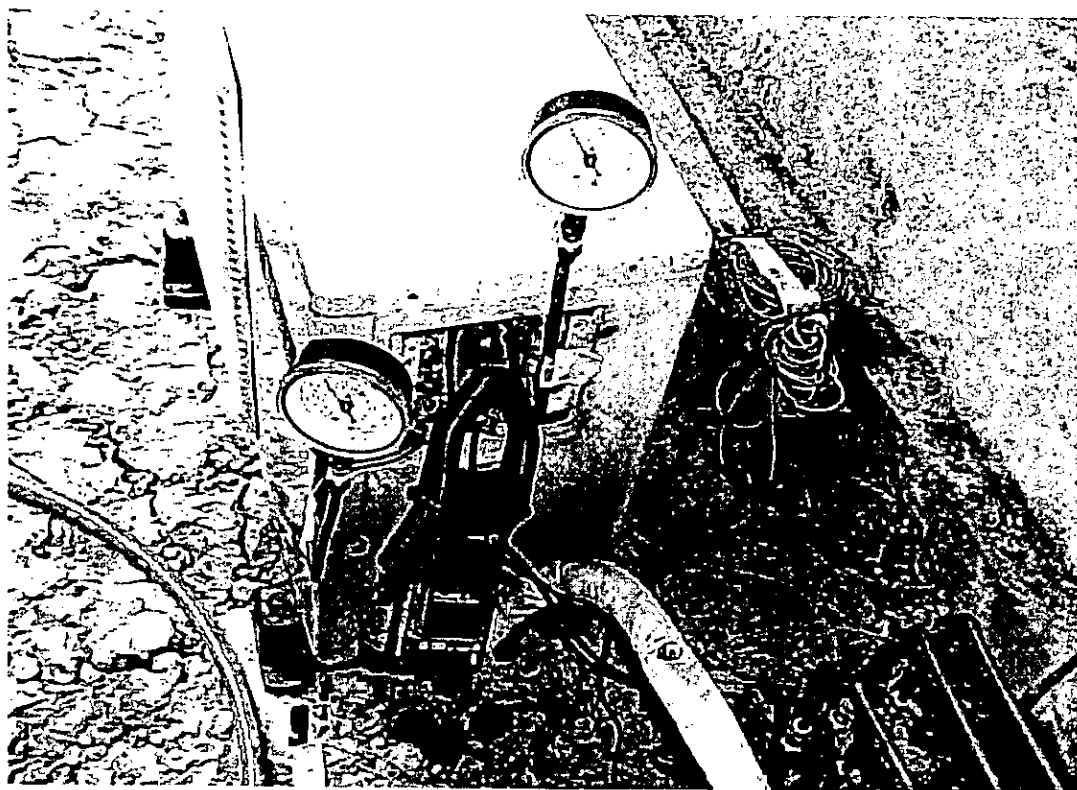
ภาพประกอบ 57 การตรวจวัดความเร็วลมของชุดระเหย



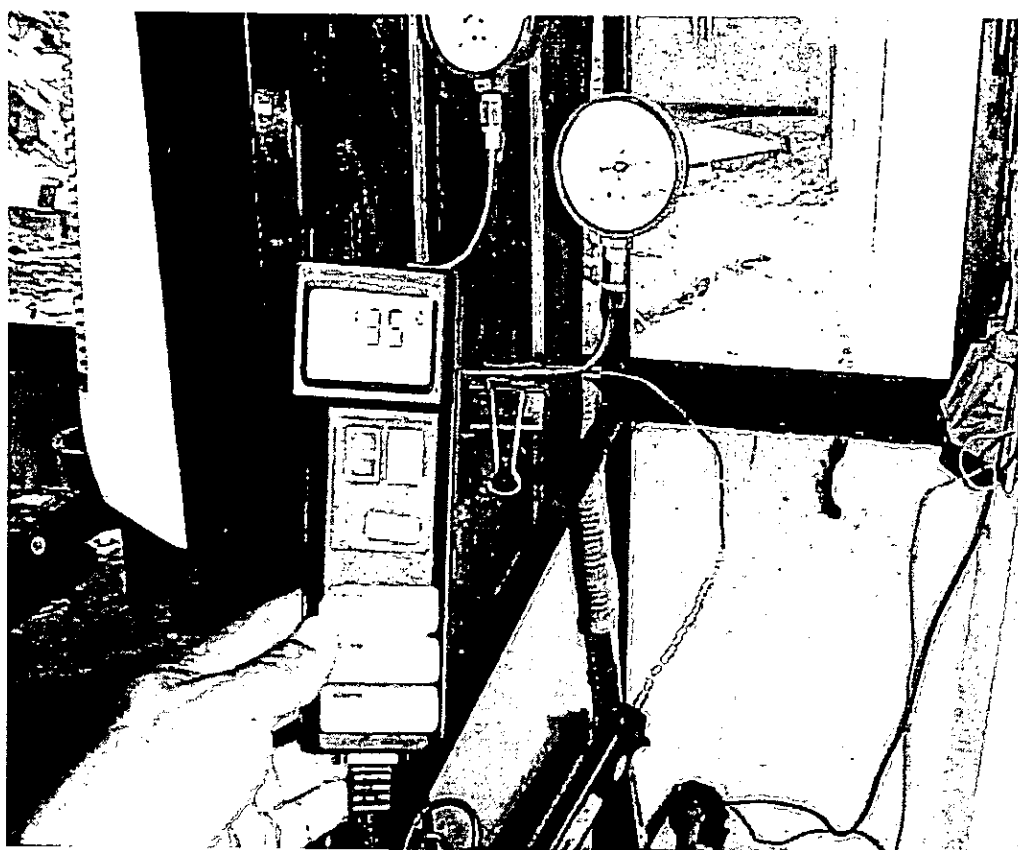


ภาพประกอบ 58 ตำแหน่งการตรวจวัดความดันของชุดควบแน่นและชุดระเหย

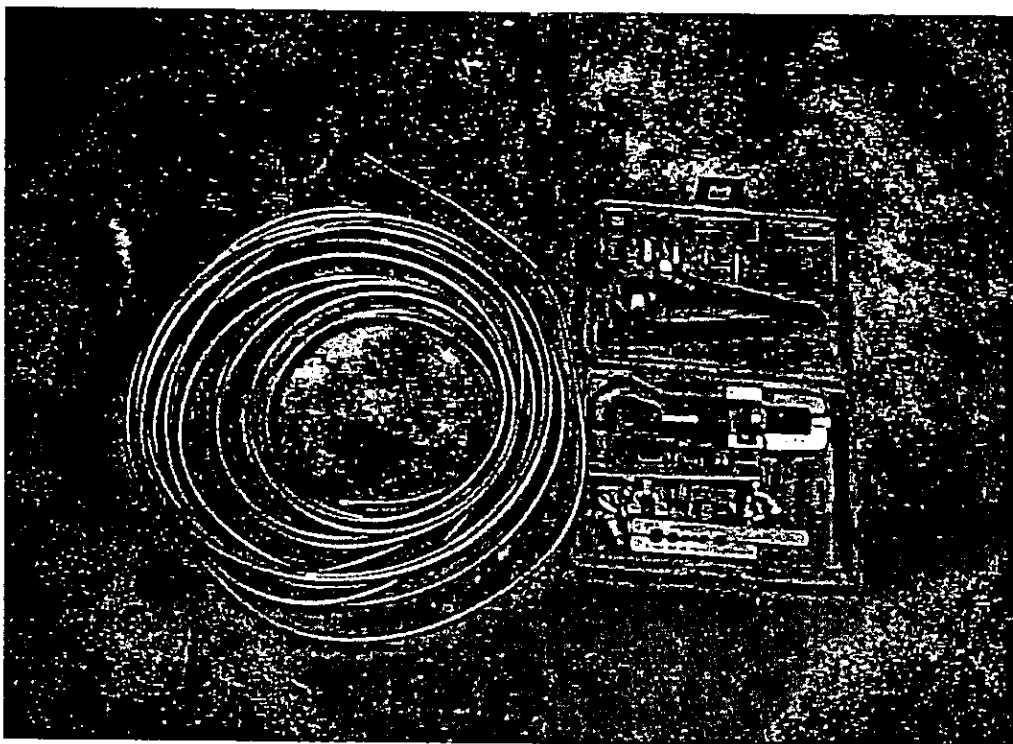




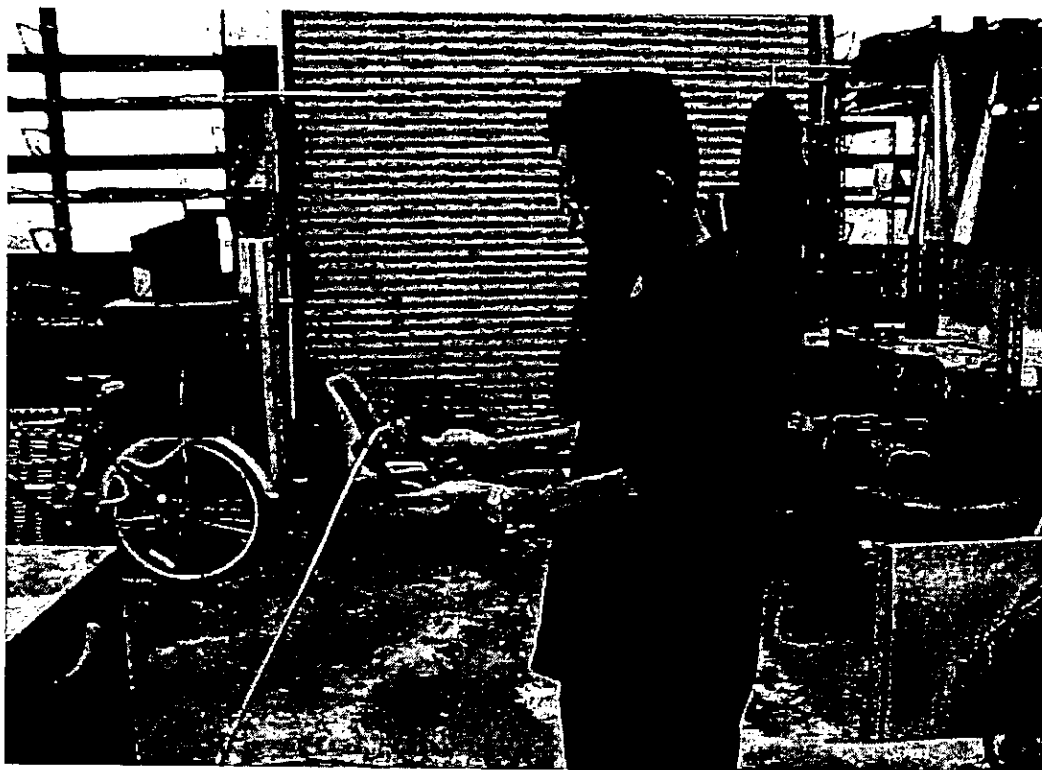
ภาพประกอบ 59 การตรวจวัดกระแสไฟฟ้าของชุดควบแน่น



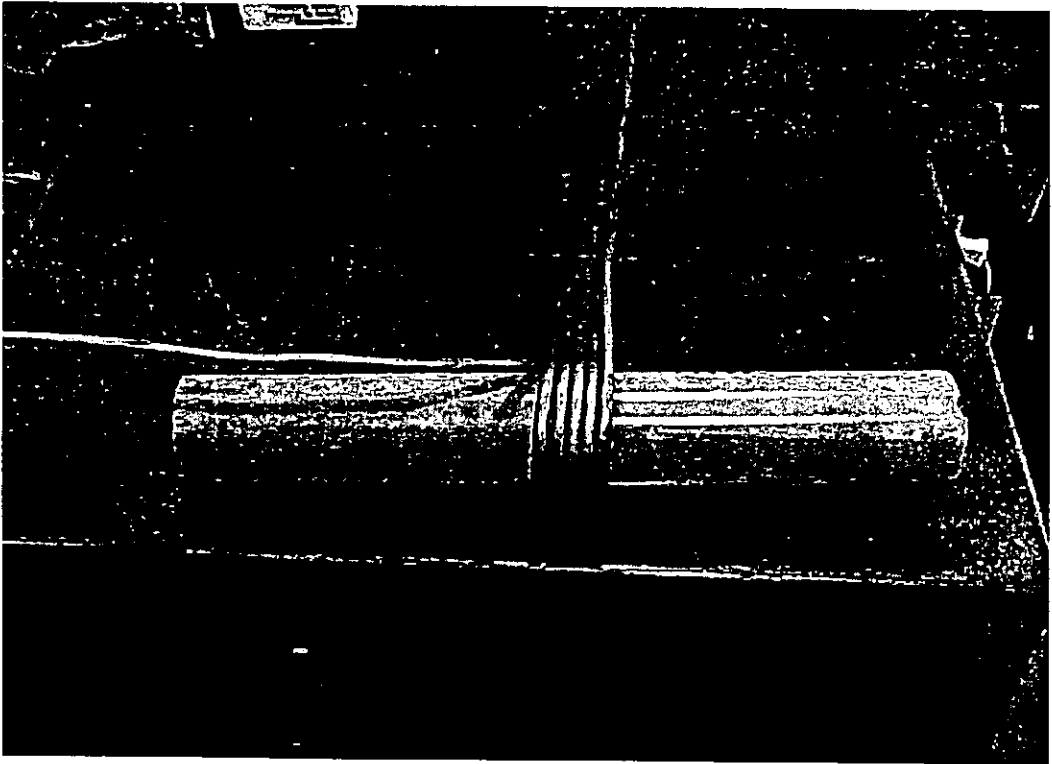
ภาพประกอบ 60 การตรวจวัดอุณหภูมิของชุดระเหย



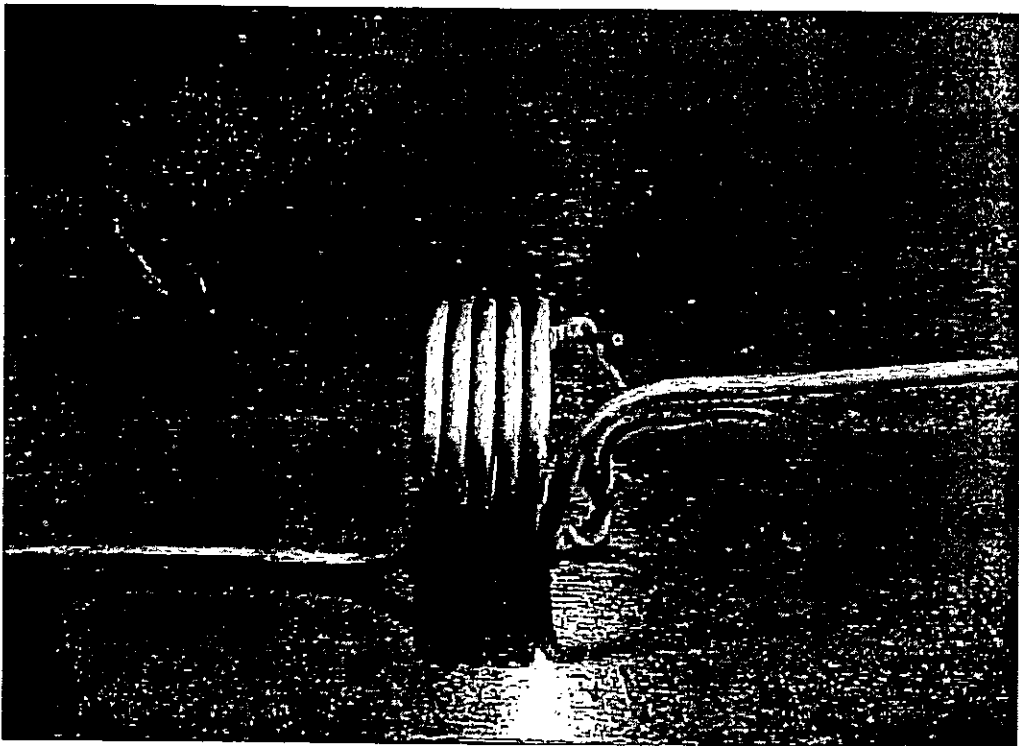
ภาพประกอบ 61 ชุดเครื่องมือตัด / ตัด / และบานท่อ

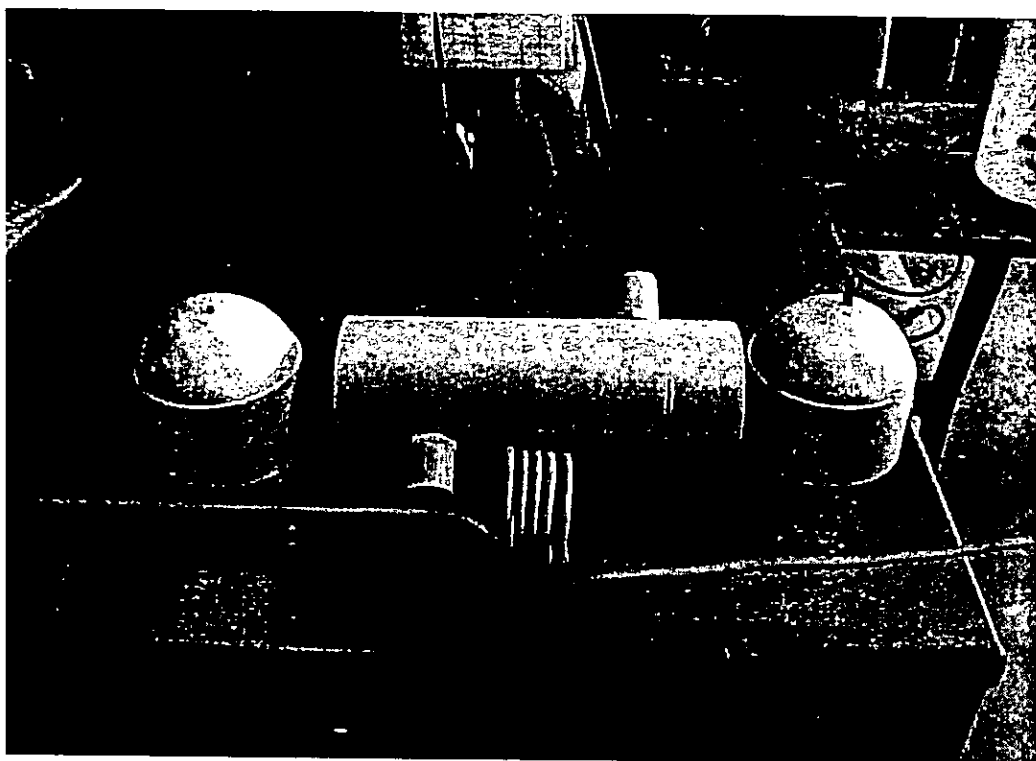


ภาพประกอบ 62 การตัดท่อ

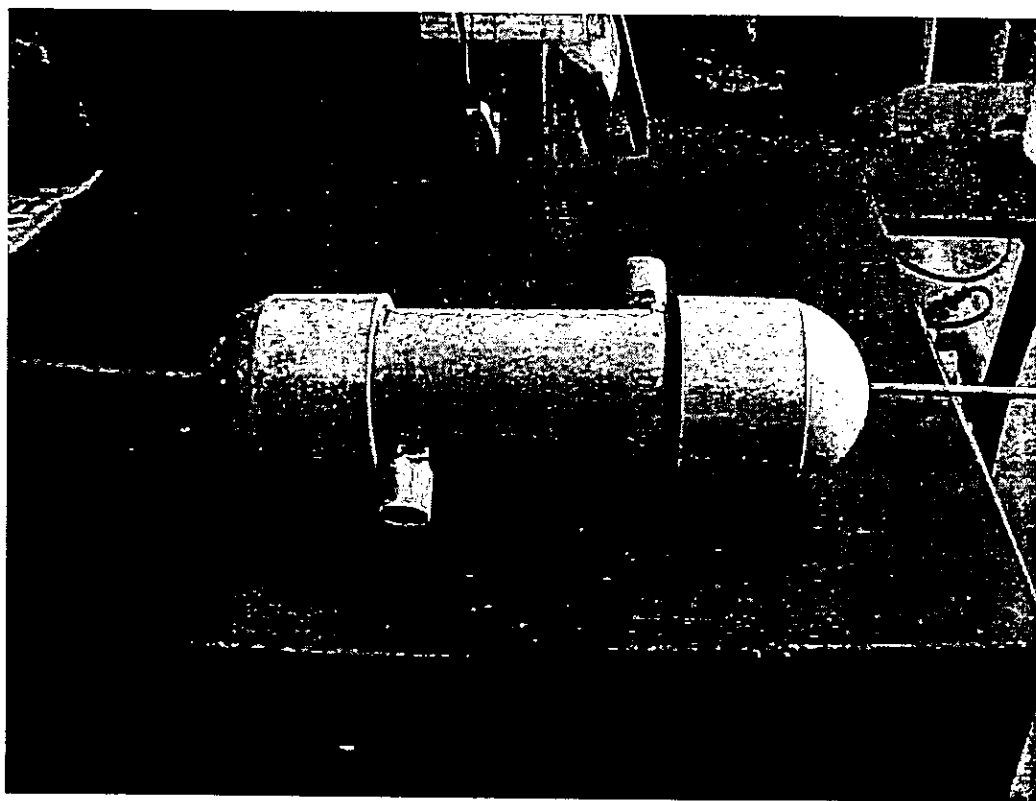


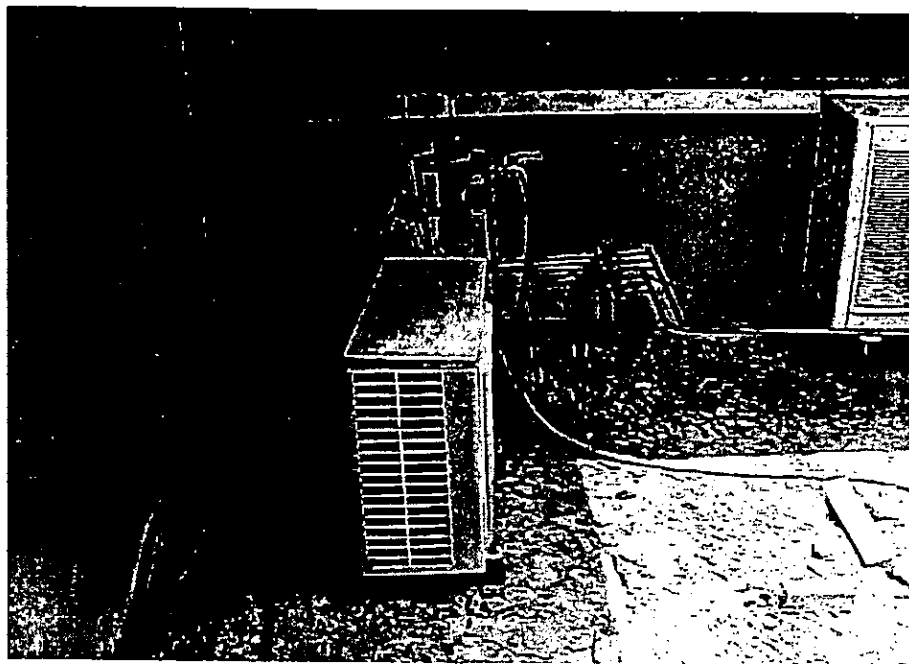
ภาพประกอบ 63 ท่อที่ขดบนท่อพลาสติก



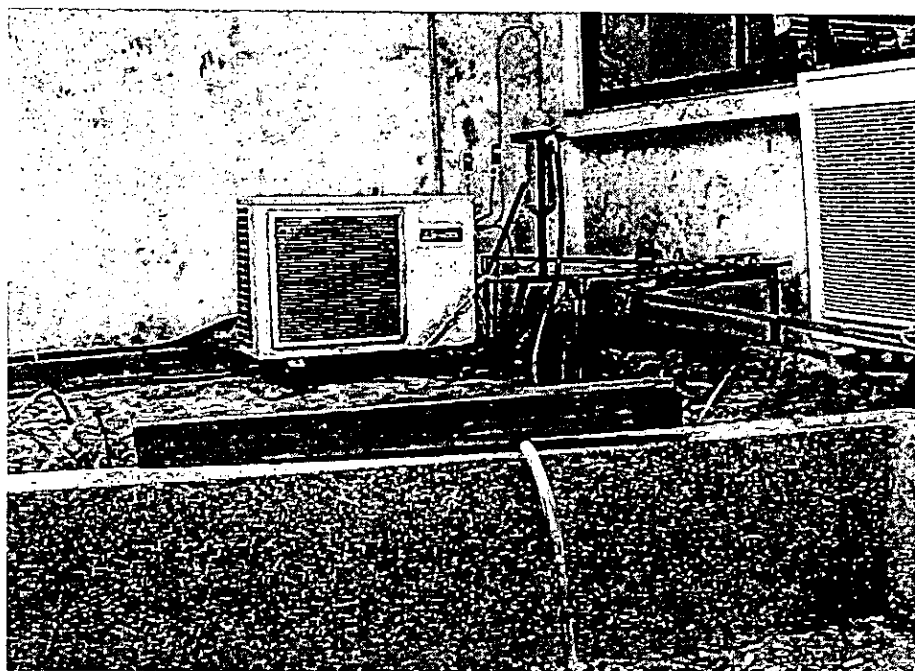


ภาพประกอบ 64 ส่วนประกอบชุดระบายความร้อน

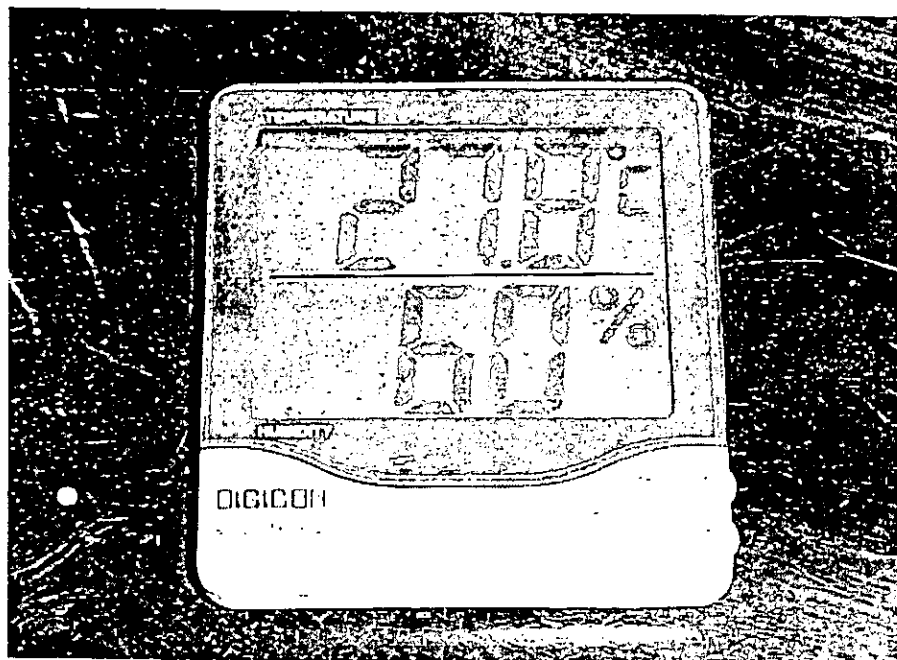




ภาพประกอบ 65 การประกอบชุดระบายความร้อนกับเครื่องปรับอากาศ

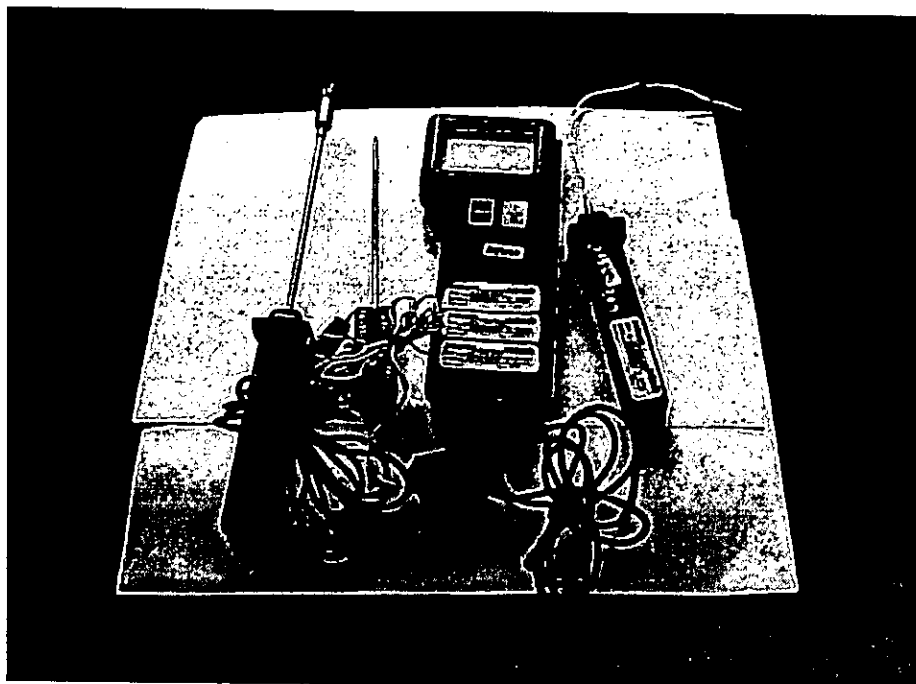


ภาคผนวก ข
ภาพประกอบเครื่องมือตรวจวัด

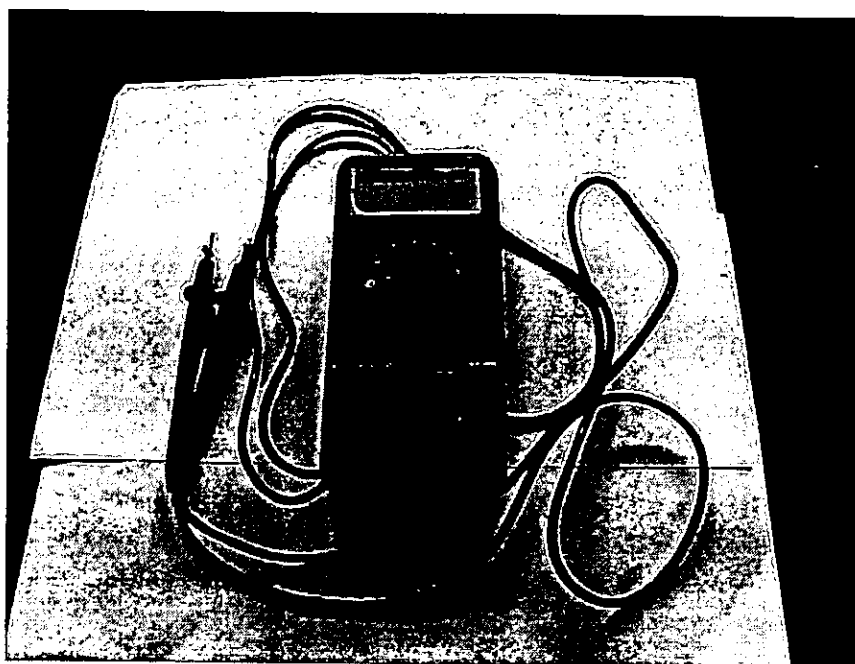


ภาพประกอบ 66 เครื่องมือวัดอุณหภูมิและความชื้น

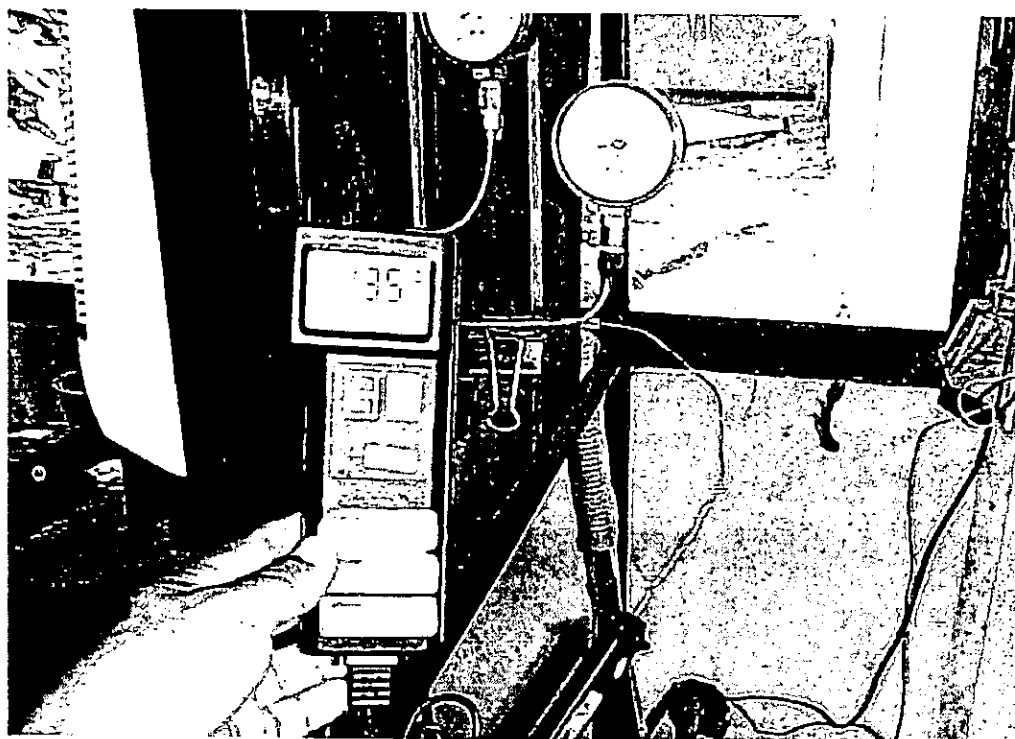




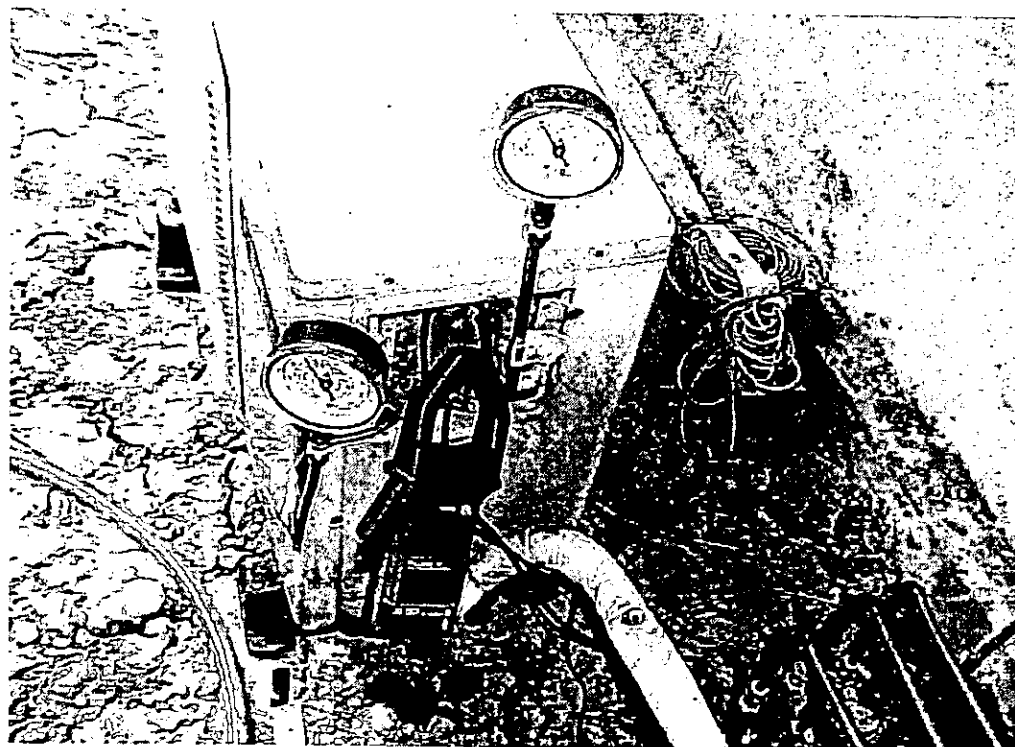
ภาพประกอบ 67 เครื่องมือวัดอุณหภูมิ



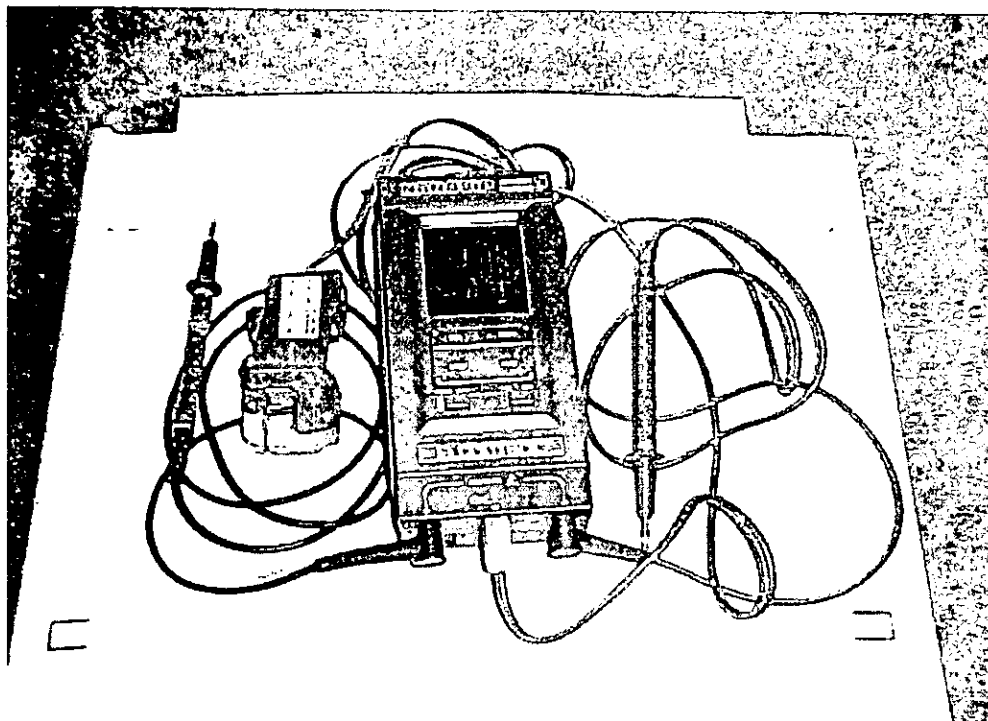
ภาพประกอบ 68 เครื่องมือวัดแรงเคลื่อนและกำลังไฟฟ้า



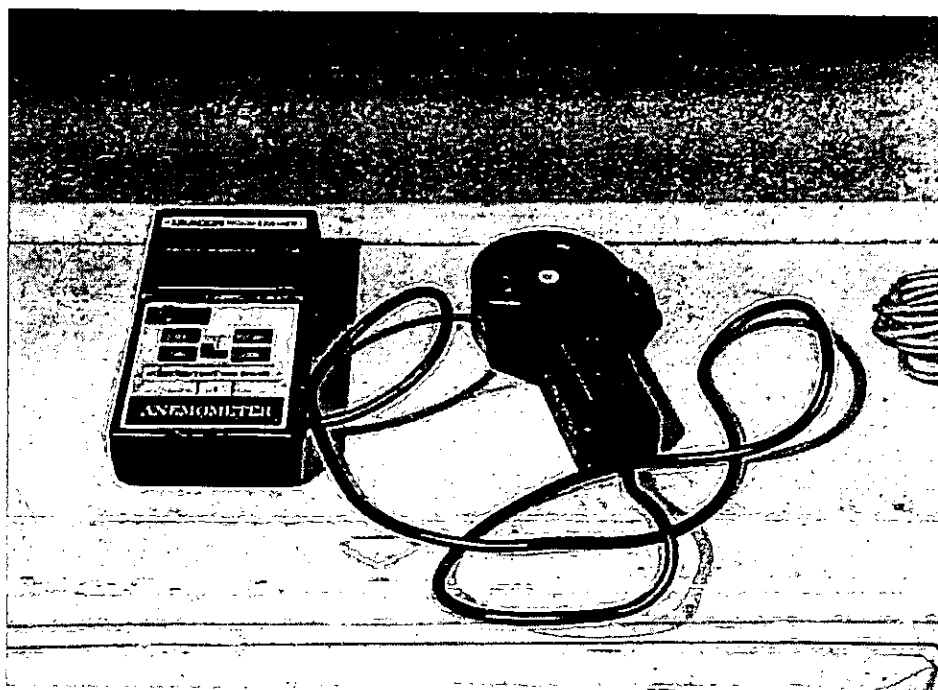
ภาพประกอบ 69 การวัดอุณหภูมิท่อสารทำความเย็น



ภาพประกอบ 70 การวัดกระแสไฟฟ้าชุดควบแน่น



ภาพประกอบ 71 เครื่องมือวัดกระแส / แรงเคลื่อน / กำลัง / และค่าเฟาเวอร์แฟกเตอร์ระบบไฟฟ้า



ภาพประกอบ 72 เครื่องมือวัดความเร็วลม

ภาคผนวก ค

แบบประเมินและตารางการเก็บข้อมูล

ตัวอย่างการคำนวณ และ ตารางแสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น R - 22

แบบประเมินชุดนี้เป็นแบบทดสอบจากความคิดเห็นของผู้เชี่ยวชาญ ด้านสมรรถนะ, การใช้งานและการบำรุงรักษาชุดระบายความร้อนของเครื่องควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน

- คำชี้แจง แบบประเมินชุดนี้แบ่งออกเป็น 4 ตอน
- ตอนที่ 1 วัตถุประสงค์ของแบบประเมิน
- ตอนที่ 2 ข้อมูลเกี่ยวกับสถานภาพของผู้เชี่ยวชาญ ประกอบไปด้วยคำถาม 5 ข้อ
- ตอนที่ 3 ความคิดเห็นของผู้เชี่ยวชาญด้านสมรรถนะ , การใช้งาน และการบำรุงรักษาของชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน จำนวน 15 ข้อ
1. ด้านกายภาพ 5 ข้อ
 2. ด้านการใช้งาน 5 ข้อ
 3. ด้านการบำรุงรักษา 5 ข้อ
- ตอนที่ 4 ความคิดเห็นอื่นๆและข้อเสนอแนะของผู้เชี่ยวชาญ

- ตอนที่ 1 วัตถุประสงค์ของการประเมิน
- แบบประเมินชุดนี้สร้างขึ้นเพื่อใช้เป็นเครื่องมือในการวิจัยซึ่งมีวัตถุประสงค์เพื่อสำรวจความคิดเห็น ของผู้เชี่ยวชาญ ด้านสมรรถนะการใช้งานและการบำรุงรักษา ซึ่งผู้วิจัยได้สร้างขึ้น
- ดังนั้นแบบประเมินนี้ จึงมีเนื้อหาครอบคลุมถึงสมรรถนะในด้านต่างๆ ของชุดระบายความร้อนทั้ง 3 ด้าน ดังนี้
1. ด้านกายภาพ
 2. ด้านการใช้งาน
 3. ด้านการบำรุงรักษา

ตอนที่ 2 ข้อมูลเกี่ยวกับสถานภาพของผู้เชี่ยวชาญ
กรุณาเขียนเครื่องหมาย ✓ ลงในกรอบ () หน้าข้อความที่ตรงกับความเป็นจริงและหรือ
เติมคำหรือข้อความลงในช่องว่าง

1. เพศ

() ชาย

() หญิง

2. อายุปี

3. ระดับการศึกษา

() ต่ำกว่าปริญญาตรี

() ปริญญาตรี

() สูงกว่าปริญญาตรี

4. ประสบการณ์ด้านงานระบบปรับอากาศ.....ปี

5. ตำแหน่งในหน่วยงาน

.....

.....

.....

.....

ตอนที่ 3. ความคิดเห็นของผู้เชี่ยวชาญด้านระบบปรับอากาศ เกี่ยวกับสมรรถนะของชุดระบาย
ความร้อน การใช้งานและการบำรุงรักษา

ข้อเสนอแนะในการตอบแบบประเมิน

1. แบบประเมินในตอนที่ 3 นี้มีทั้งหมด 15 ข้อ

2. โปรดเขียนเครื่องหมาย ✓ ลงในช่องมาตราส่วนประเมินค่า 5 ระดับ ตามความคิดเห็นของท่าน
หลังจากทดลองใช้ชุดระบายความร้อน

3. คำระดับคะแนนกำหนดไว้ดังนี้

5 หมายถึง ผลการประเมินในระดับดีมาก

4 หมายถึง ผลการประเมินในระดับดี

3 หมายถึง ผลการประเมินในระดับพอใช้

2 หมายถึง ผลการประเมินในระดับต้องปรับปรุง

1 หมายถึง ผลการประเมินในระดับใช้การไม่ได้

ข้อที่	หัวข้อรายละเอียด	ระดับการประเมิน				
		ดีมาก	ดี	พอใช้	ต้องปรับปรุง	ใช้ไม่ได้
1	ความคิดเห็นด้านกายภาพของชุดระบายความร้อน					
	1.1 ชุดระบายความร้อนมีขนาดกะทัดรัด					
	1.2 ชุดระบายความร้อนสามารถประกอบกับเครื่องปรับอากาศได้ง่าย					
	1.3 ชุดระบายความร้อนมีความแข็งแรงทนต่อสภาวะอากาศภายนอก					
	1.4 ชุดระบายความร้อนมีความแข็งแรงทนต่อความดันสูงได้					
	1.5 ชุดระบายความร้อนประกอบเข้ากับระบบแล้วมีความปลอดภัย					
2	ความคิดเห็นด้านการใช้งาน					
	2.1 สามารถช่วยระบายความร้อนกับเครื่องปรับอากาศได้					
	2.2 สามารถนำไปติดตั้งกับเครื่องปรับอากาศขนาดเดียวกัน					
	2.3 สามารถปรับระดับอัตราการไหลของน้ำได้					
	2.4 สามารถช่วยลดเวลาการทำงานของเครื่องควบแน่นได้					
	2.5 สามารถช่วยในการประหยัดพลังงานได้					
3	ความคิดเห็นด้านการบำรุงรักษา					
	3.1 สามารถล้างทำความสะอาดภายนอกได้					
	3.2 สามารถล้างระบบการไหลของน้ำภายในได้					
	3.4 ชุดระบายความร้อนมีขนาดเล็กดูแลรักษาได้ง่าย					
	3.5 ส่วนประกอบเมื่อชำรุดประกอบขึ้นใหม่					

ตอนที่ 4 ความคิดเห็นอื่นๆและข้อเสนอแนะของผู้เชี่ยวชาญ

4.1 ด้านกายภาพ.....

.....

.....

.....

.....

4.2 ด้านการใช้งาน.....

.....

.....

.....

.....

4.3 ด้านการบำรุงรักษา.....

.....

.....

.....

.....

4.4 อื่นๆ.....

.....

.....

.....

.....

ผู้เชี่ยวชาญ.....

(.....)

ตำแหน่ง.....

ประเมินเมื่อวันที่.....เดือน.....พ.ศ.....

ตาราง 18 การบันทึกข้อมูลก่อนการพัฒนาครั้งที่ 1 วันที่ทำการบันทึกข้อมูล 1 เดือน มีนาคม พ.ศ.2548

เวลา	สถานีวัดที่1		สถานีวัดที่2		สถานีวัดที่3		สถานีวัดที่4		สถานีวัดที่5				สถานีวัดที่6		สถานีวัดที่7		
	P1	T1	P2	T2	P3	T3	P4	T4	in		out		Ambient		Volt	Amp	CosØ
09.00น.	200	85.0	200	31.3	92	12.8	81	19.5	27.5	54	18.7	59	30.9	66	226.9	6.21	0.77
10.00	203	85.5	203	32.4	91	12.5	81	20.5	27.9	50	17.4	78	31.6	59	229.0	6.39	0.77
11.00	215	87.1	215	38.3	91	12.5	81	18.0	28.0	48	17.3	78	34.0	48	229.6	6.53	0.77
12.00	215	86.5	215	35.2	92	12.5	81	19.0	28.4	46	17.4	75	35.2	44	229.7	6.53	0.77
13.00	217	86.0	217	35.0	92	12.5	81	19.9	28.7	46	20.0	52	33.6	57	230.3	6.53	0.77
14.00	215	84.6	215	35.0	92	12.8	81	18.2	28.8	45	17.5	76	35.4	43	230.2	6.59	0.77
15.00	215	85.5	215	34.0	92	12.6	81	21.4	28.8	44	17.1	77	35.8	44	229.0	6.53	0.77
16.00	215	84.5	215	34.5	92	12.6	82	21.7	28.9	44	17.3	78	34.7	45	228.2	6.42	0.77

สถานีวัดที่ 1 ตำแหน่งออกจากเครื่องอัด

สถานีวัดที่ 2 ตำแหน่งเข้าอุปกรณ์ควบคุมสารถวามเย็น

สถานีวัดที่ 3 ตำแหน่งเข้าเครื่องระเหย

สถานีวัดที่ 4 ตำแหน่งออกจากเครื่องระเหย

สถานีวัดที่ 5 ตำแหน่งเครื่องระเหย

สถานีวัดที่ 6 ตำแหน่งอากาศภายนอก

สถานีวัดที่ 7 ตำแหน่งพลังงานทางเข้า

ตาราง 19 การบันทึกข้อมูลก่อนการพัฒนาครั้งที่ 2 วันที่ทำการบันทึกข้อมูล 2 เดือน มีนาคม พ.ศ. 2548

เวลา	สถานีวัดที่1		สถานีวัดที่2		สถานีวัดที่3		สถานีวัดที่4		in			out		Ambient		สถานีวัดที่6		สถานีวัดที่7
	P1	T1	P2	T2	P3	T3	P4	T4	T	RH	T	RH	T	RH	Volt	Amp	CosØ	
09.00น.	195	86.5	195	30.7	100	15.2	90	22.7	28.5	55	21.5	62	30.7	73	228.3	6.25	0.77	
10.00	200	81.5	200	31.5	98	15.6	89	21.8	28.2	52	19.5	80	31.5	66	228.6	6.35	0.77	
11.00	205	84.5	205	32.6	100	17.7	91	23.6	28.9	59	21.2	88	32.6	58	232.3	6.59	0.76	
12.00	210	85.0	210	33.1	99	16.2	90	23.2	28.4	52	19.9	77	34.0	53	230.8	6.43	0.77	
13.00	207	85.9	207	33.0	99	16.6	90	21.8	28.7	50	20.1	78	34.8	48	232.2	6.48	0.77	
14.00	210	85.1	210	33.7	101	16.7	91	22.3	28.9	49	20.8	78	35.1	45	229.4	6.43	0.77	
15.00	210	85.2	210	33.5	102	16.3	93	22.7	29.1	51	20.8	81	34.6	48	230.2	6.49	0.77	
16.00	210	85.3	210	33.4	102	16.2	93	23.7	29.1	52	21.0	82	34.6	48	229.0	6.42	0.77	

สถานีวัดที่ 1	ตำแหน่งออกจากเครื่องอัด	สถานีวัดที่ 4	ตำแหน่งออกจากเครื่องระเหย	สถานีวัดที่ 7	ตำแหน่งพลังงานทางเข้า
สถานีวัดที่ 2	ตำแหน่งเข้าอุปกรณ์ควบคุมสารความเย็น	สถานีวัดที่ 5	ตำแหน่งเครื่องระเหย		
สถานีวัดที่ 3	ตำแหน่งเข้าเครื่องระเหย	สถานีวัดที่ 6	ตำแหน่งอากาศภายนอก		

ตาราง 20 การบันทึกข้อมูลก่อนการพัฒนาครั้งที่ 3 วันที่ทำการบันทึกข้อมูล 3.เดือน มีนาคม พ.ศ. 2548

เวลา	สถานีวัดที่1		สถานีวัดที่2		สถานีวัดที่3		สถานีวัดที่4		สถานีวัดที่5			สถานีวัดที่6			สถานีวัดที่7		
	P1	T1	P2	T2	P3	T3	P4	T4	in			Out		Ambient			
									T	RH	T	RH	T	RH	Volt	Amp	CosØ
09.00น.	195	84.0	185	30.4	94	13.2	85	21.0	27.7	49	21.6	55	30.4	63	228.2	6.32	0.77
10.00	200	81.5	200	31.2	94	15.0	86	21.0	27.8	50	18.3	77	31.9	60	226.1	6.19	0.77
11.00	210	84.5	210	35.3	96	16.7	86	21.9	28.0	48	19.3	79	33.5	55	229.7	6.45	0.76
12.00	207	84.2	207	33.3	96	16.2	87	23.2	28.3	49	18.9	81	34.2	49	229.0	6.42	0.77
13.00	210	84.8	210	33.9	97	14.9	87	21.5	28.5	49	19.3	79	35.3	47	228.7	6.37	0.77
14.00	210	84.7	210	33.9	97	15.4	88	22.5	28.8	49	19.7	80	35.5	45	231.2	6.61	0.76
15.00	207	84.4	207	34.0	100	16.2	90	22.7	29.0	48	19.9	82	35.0	44	230.0	6.55	0.77
16.00	207	84.2	207	33.9	101	15.4	91	22.7	29.0	49	20.9	79	34.6	44	231.6	6.60	0.77

สถานีวัดที่ 1 ตำแหน่งออกจากเครื่องอัด

สถานีวัดที่ 2 ตำแหน่งเข้าอุปกรณ์ควบคุมสราความเย็น

สถานีวัดที่ 3 ตำแหน่งเข้าเครื่องระเหย

สถานีวัดที่ 4 ตำแหน่งออกจากเครื่องระเหย

สถานีวัดที่ 5 ตำแหน่งเครื่องระเหย

สถานีวัดที่ 6 ตำแหน่งอากาศภายนอก

สถานีวัดที่ 7 ตำแหน่งพลังงานทางเข้า

ตาราง 21 การบันทึกข้อมูลหลังการพัฒนาครั้งที่ 1 วันที่ทำการบันทึกข้อมูล 21 มีนาคม พ.ศ. 2548

เวลา	สถานีวัดที่ 1		สถานีวัดที่ 2		สถานีวัดที่ 3		สถานีวัดที่ 4		สถานีวัดที่ 5				สถานีวัดที่ 6			สถานีวัดที่ 7			สถานีวัดที่ 8	
	P1	T1	P2	T2	P3	T3	P4	T4	in		out		T	RH	Volt	Amp	cosφ	Tin	Tout	Q
									T	RH	T	RH								
09.00																				
10.00	200	39.6	200	34.0	84	10.7	75	23.8	29.2	62	22.0	85	32.0	62	225	5.99	0.79	31.3	44.1	L/m
11.00	200	42.9	200	33.5	83	10.4	74	22.8	29.2	57	21.1	83	33.2	56	227	5.07	0.78	31.3	44.3	L/m
12.00	200	40.5	200	34.6	83	13.4	75	22.8	29.4	62	21.3	83	34.9	51	227	6.31	0.78	31.3	42.6	L/m
13.00	200	42.3	200	34.0	83	11.0	74	23.8	29.5	54	21.3	84	35.3	49	222	5.85	0.81	31.3	41.6	L/m
14.00	207	43.5	207	34.5	82	11.7	75	23.7	29.8	53	21.5	83	35.6	46	229	6.17	0.78	31.2	36.9	L/m
15.00	205	40.2	205	35.5	86	14.2	78	24.9	30.3	56	23.8	76	35.1	46	227	5.96	0.78	31.2	39.7	L/m
16.00	205	42.0	205	35.8	88	13.2	80	23.8	30.3	55	23.0	77	35.0	46	228	6.00	0.78	31.2	40.3	L/m

สถานีวัดที่ 1 ตำแหน่งออกจากเครื่องอัด

สถานีวัดที่ 2 ตำแหน่งเข้าอุปกรณ์ควบคุมสารความเย็น

สถานีวัดที่ 3 ตำแหน่งเข้าเครื่องระเหย

สถานีวัดที่ 4 ตำแหน่งออกจากเครื่องระเหย

สถานีวัดที่ 5 ตำแหน่งเครื่องระเหย

สถานีวัดที่ 6 ตำแหน่งอากาศภายนอก

สถานีวัดที่ 7 ตำแหน่งพลังงานทางเข้า

สถานีวัดที่ 8 ตำแหน่งเข้า - ออกของน้ำ

ตาราง 22 การบันทึกข้อมูลหลังการพัฒนารั้วที่ 2 วันที่ทำการบันทึกข้อมูล 24 มีนาคม พ.ศ. 2548

เวลา	สถานีวัดที่ 1		สถานีวัดที่ 2		สถานีวัดที่ 3		สถานีวัดที่ 4		สถานีวัดที่ 5				สถานีวัดที่ 6		สถานีวัดที่ 7		สถานีวัดที่ 8			
	P1	T1	P2	T2	P3	T3	P4	T4	In		out		Ambient		Volt	Amp	cosø	Tin	Tout	Q
09.00	197	80.9	197	32.0	95	15.0	87	25.2	29.7	68	25.6	75	31.2	74	226	5.89	0.78	30.9	34.6	4L
10.00	200	82.8	200	32.7	94	14.4	85	23.7	29.0	59	22.8	83	32.3	65	228	6.04	0.77	30.9	34.6	
11.00	205	86.2	205	33.2	94	14.2	85	23.6	28.9	58	22.2	82	32.9	62	226	5.97	0.78	30.9	35.2	
12.00	207	82.2	207	33.9	93	13.6	85	24.1	29.1	56	22.0	83	34.3	56	226	5.97	0.79	30.9	35.6	
13.00	210	85.6	210	34.6	94	13.0	86	23.7	29.4	54	21.9	84	35.5	50	227	6.09	0.79	31.6	35.2	
14.00	207	82.5	207	34.7	93	13.7	84	23.9	29.6	54	22.2	84	35.6	46	229	6.18	0.78	31.6	36.0	
15.00	210	81.7	210	34.3	93	13.2	85	23.5	29.7	53	21.9	83	35.4	46	227	6.06	0.78	31.6	36.2	
16.00	210	82.5	210	34.3	93	13.9	84	23.9	29.8	53	22.0	83	35.3	45	227	6.02	0.79	31.6	35.6	

สถานีวัดที่ 1 ตำแหน่งออกจากเครื่องอัด

สถานีวัดที่ 2 ตำแหน่งเข้าอุปกรณ์ควบคุมสารความเย็น

สถานีวัดที่ 3 ตำแหน่งเข้าเครื่องระเหย

สถานีวัดที่ 4 ตำแหน่งออกจากเครื่องระเหย

สถานีวัดที่ 5 ตำแหน่งเครื่องระเหย

สถานีวัดที่ 6 ตำแหน่งอากาศภายนอก

สถานีวัดที่ 7 ตำแหน่งพลังงานทางเข้า

สถานีวัดที่ 8 ตำแหน่งเข้า – ออกของน้ำ

ตาราง 24 แสดงผลการเก็บข้อมูลและวิเคราะห์ข้อมูลก่อนการพัฒนา (ครั้งที่ 1) วันที่ 1 เดือน มีนาคม 2548

เวลา	h1 (kJ/kg)	h2 (kJ/kg)	h3 (kJ/kg)	h4 (kJ/kg)	Mw. L/min	Twi. (°C)	Two. (°C)	Qh. W.	QL W.	W.com. W.	W.net. Wh.	COP.	EER (COPX3.412)
09.00	456.87	238.06	238.06	416.48	-	-	-	4157	3390	767	1080	4.412	15.05
10.00	457.06	239.73	239.73	417.24	-	-	-	4129	3373	756	1120	4.458	15.21
11.00	457.46	247.42	247.42	415.36	-	-	-	3991	3191	800	1150	3.989	13.61
12.00	456.96	243.36	243.36	416.11	-	-	-	4058	3282	776	1150	4.229	14.42
13.00	456.33	243.10	243.10	416.79	-	-	-	4051	3300	751	1150	4.393	14.98
14.00	455.35	243.10	243.10	415.51	-	-	-	4033	3276	757	1150	4.328	14.76
15.00	456.11	241.80	241.80	417.92	-	-	-	4072	3346	726	1150	4.612	15.78
16.00	455.26	242.45	242.45	418.02	-	-	-	4043	3336	707	1120	4.715	16.08
เฉลี่ย	456.42	242.37	242.37	416.67	-	-	-	4066	3686	755	1130	4.382	14.95

ตาราง 25 แสดงผลการเก็บข้อมูลและวิเคราะห์ข้อมูลก่อนการพัฒนา (ครั้งที่2) วันที่ 2 เดือน มีนาคม 2548

เวลา	h1 (kJ/kg)	h2 (kJ/kg)	h3 (kJ/kg)	h4 (kJ/kg)	Mw. L/min	Two. (°C)	Qh. W.	QL. W.	W.com. W.	W.net. Wh.	COP.	EER (COPX3.412)
09.00	458.51	237.55	237.55	417.76	-	-	4198	3424	774	1090	4.422	15.08
10.00	453.94	238.57	238.57	417.20	-	-	4092	3394	698	1100	4.862	16.58
11.00	456.06	239.99	239.99	418.32	-	-	4105	3388	717	1170	4.725	16.12
12.00	456.08	240.64	240.64	418.14	-	-	4093	3372	721	1140	4.678	15.96
13.00	456.20	240.51	240.51	417.08	-	-	4098	3355	743	1150	4.513	15.39
14.00	456.17	241.41	241.41	417.33	-	-	4080	3342	738	1130	4.529	15.45
15.00	456.25	241.15	241.15	417.38	-	-	4086	3348	738	1150	4.534	15.47
16.00	456.34	241.02	241.02	416.99	-	-	4091	3343	748	1130	4.472	15.25
เฉลี่ย	456.19	240.10	240.10	417.52	-	-	4105	3370	734	1130	4.591	15.66

ตาราง 26 แสดงผลการเก็บข้อมูลและวิเคราะห์ข้อมูลก่อนการพัฒนา (ครั้งที่ 3) วันที่ 3 เดือน มีนาคม 2548

เวลา	h1 (kJ/kg)	h2 (kJ/kg)	h3 (kJ/kg)	h4 (kJ/kg)	Mw. L/min	Twl. (°C)	Two. (°C)	Qh. W.	QL. W.	W.com. W.	W.net. Wh.	COP.	EER (COPX3.412)
09.00	456.43	237.16	237.16	417.11	-	-	-	4166	3419	747	1110	4.576	15.61
10.00	453.94	238.19	238.19	416.98	-	-	-	4099	3397	702	1170	4.837	16.50
11.00	455.66	243.75	243.75	417.60	-	-	-	4026	3303	723	1150	4.565	15.37
12.00	455.61	240.89	240.89	418.52	-	-	-	4079	3375	704	1130	4.789	16.37
13.00	455.91	241.67	241.67	417.17	-	-	-	4070	3334	736	1120	4.530	15.45
14.00	455.83	241.67	241.67	417.84	-	-	-	4069	3347	722	1190	4.621	15.76
15.00	455.82	241.80	241.80	417.70	-	-	-	4068	3342	726	1160	4.614	15.74
16.00	455.65	241.67	241.67	417.64	-	-	-	4066	3343	723	1170	4.630	15.79
เฉลี่ย	455.60	240.85	240.85	417.57	-	-	-	4080	3357	722	1150	4.645	15.84

ตาราง 27 แสดงผลการเก็บข้อมูลและวิเคราะห์ข้อมูลหลังการพัฒนา(ครั้งที่1) วันที่ 21 เดือน มีนาคม 2548

เวลา	h1 (kJ/kg)	h2 (kJ/kg)	h3 (kJ/kg)	h4 (kJ/kg)	Mw. L/min	Tw. (°C)	Two. (°C)	Qh. W.	QL. W.	W.com. W.	W.net. Wh.	COP.	EER (COPX3.412)
09.00	453.32	240.51	240.51	417.96	1	31.3	44.2	4043	3371	672	1060	5.019	17.12
10.00	456.25	241.80	241.80	420.52	1	31.3	44.1	4074	3395	679	1060	5.253	17.92
11.00	455.42	241.80	241.80	420.11	1	31.3	44.3	4059	3388	671	1070	5.049	17.22
12.00	457.51	243.10	243.10	419.78	1	31.3	42.6	4074	3357	717	1110	4.682	15.97
13.00	457.92	241.80	241.80	420.52	1	31.3	41.6	4106	3395	711	1050	4.778	16.30
14.00	457.09	243.10	243.10	420.52	1	31.2	36.9	4065	3371	694	1100	4.851	16.55
15.00	454.56	244.41	244.41	421.26	1	31.2	39.7	3992	3360	632	1050	5.310	18.11
16.00	453.76	244.41	244.41	419.83	1	31.2	40.3	3977	3333	644	1060	5.170	17.64
เฉลี่ย	455.72	242.61	242.61	420.06	1	31.26	41.71	4049	3371	677	1040	5.014	17.10

ตาราง 28 แสดงผลการเก็บข้อมูลและวิเคราะห์ข้อมูลหลังการพัฒนา (ครั้งที่ 2) วันที่ 24 เดือน มีนาคม 2548

เวลา	h1 (kJ/kg)	h2 (kJ/kg)	h3 (kJ/kg)	h4 (kJ/kg)	Mw. L/min	Twi. (°C)	Two. (°C)	Qh.		Ql.	W.com.		W.net.	COP.	EER (COPX3.412)
								W.	Wh.		W.	Wh.			
09.00	453.64	239.22	239.22	420.26	4	30.90	34.6	4074	3439	635	1030	5.424	18.50		
10.00	454.78	240.12	240.12	419.15	4	30.90	34.9	4078	3401	677	1050	5.025	17.14		
11.00	457.49	240.77	240.77	419.07	4	30.90	35.2	4117	3388	729	1050	4.641	15.83		
12.00	453.92	240.67	241.67	419.45	4	30.90	35.6	4052	3378	674	1060	5.157	17.59		
13.00	456.59	242.58	242.58	419.02	4	31.60	35.2	4066	3352	714	1090	4.696	16.02		
14.00	454.17	242.71	242.71	419.42	4	31.60	36.0	4017	3357	660	1100	5.134	17.51		
15.00	453.29	242.32	242.32	419.00	4	31.60	36.2	4008	3357	651	1070	5.121	17.47		
16.00	453.97	242.32	242.32	419.42	4	31.60	35.9	4021	3365	656	1070	5.126	17.48		
เฉลี่ย	454.73	241.33	241.33	419.34	4	31.25	35.45	4054	3379	674	1060	5.044	17.19		

ตาราง 29 แสดงผลการเก็บข้อมูลและวิเคราะห์ข้อมูลหลังการพัฒนา (ครั้งที่ 3) วันที่ 25 เดือน มีนาคม 2548

เวลา	h1 (kJ/kg)	h2 (kJ/kg)	h3 (kJ/kg)	h4 (kJ/kg)	Mw. L/min	Twi. (°C)	Two. (°C)	Qh. W.	Ql. W.	W.com. W.	W.net. Wh.	COP.	EER (COPX3.412)
09.00	455.58	238.32	238.32	419.40	5	31.20	34.4	4128	3440	688	1040	5.005	17.07
10.00	455.99	237.68	237.68	418.80	5	31.20	35.0	4148	3441	707	1060	4.870	16.61
11.00	453.98	240.77	240.77	419.25	5	31.20	35.2	4051	3391	660	1100	5.139	17.53
12.00	455.95	241.02	241.02	419.80	5	31.20	35.3	4083	3397	686	1110	4.946	16.87
13.00	454.78	240.51	240.54	419.12	5	32.70	35.2	4071	3493	678	1080	5.001	17.06
14.00	454.63	239.09	239.09	419.02	5	32.70	35.3	4095	3418	677	1070	5.053	17.24
15.00	455.77	239.60	239.60	419.17	5	32.90	35.2	4107	3412	695	1040	4.923	16.79
16.00	453.35	238.83	238.83	418.52	5	32.90	35.2	4076	3414	662	1070	5.159	17.60
เฉลี่ย	455.00	239.47	239.47	419.13	5	32.00	35.10	4095	3426	681	1070	5.012	17.09

อัตราการไหลของสารทำความเย็น / ค่าความร้อน / ค่าพลังงาน ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และค่าประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ

ตัวอย่าง ของวันที่ 1 มีนาคม 2548 เวลา 15.00 น. (จากตารางการบันทึกข้อมูล)

P1=1582.4	T1=85.5	h1=456.11
P2=1582.4	T2=34.0	h2=241.80
P3=734.3	T3=12.6	h3=241.80
P4=658.5	T4=21.4	h4=417.92

อัตราการไหล R-22 $\dot{m}_r = 0.019 \text{ kg/s}$

$$\dot{Q}_h = \frac{3.517}{(417.92 - 241.80)} = \dot{m}_r(h_1 - h_2)$$

$$= 0.019 (456.11 - 241.80)$$

$$= 4072 \text{ W}$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r(h_1 - h_4)$$

$$= 0.019 (456.11 - 417.92)$$

$$= 725 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_h - \dot{W}_c$$

$$= 4072 - 725$$

$$= 3347 \text{ W}$$

$$\text{COP} = \frac{(417.92 - 241.80)}{(456.11 - 417.92)} \quad \text{EER} = 4.612 \times 3.412$$

$$\text{COP} = 4.612$$

$$\text{EER} = 15.73$$

การคำนวณหาอัตราการไหลของสารทำความเย็น / ค่าความร้อน / ค่าพลังงาน ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และค่าประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ

ตัวอย่าง ของวันที่ 25 มีนาคม 2548 เวลา 15.00 น. (จากตารางการบันทึกข้อมูล)

P1=1444.5	T1=83.2	h1=455.77
P2=1444.5	T2=32.3	h2=239.60
P3=727.4	T3=13	h3=239.60
P4=672.3	T4=23.4	h4=419.17

$$\text{อัตราการไหล R-22 } \dot{m}_r = \frac{3.517}{(419.17 - 239.60)} = 0.019 \text{ kg/s}$$

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_r(h_1 - h_2)$$

$$= 0.019 (455.77 - 239.60)$$

$$= 4107 \text{ W}$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r(h_1 - h_4)$$

$$= 0.019(455.77 - 419.17)$$

$$= 695 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_h - \dot{W}_c$$

$$= 4107.695$$

$$= 3412 \text{ W}$$

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{(419.17 - 239.60)}{(455.77 - 419.17)} \quad \text{EER} = 4.906 \times 3.412 \\ &= 4.906 \\ \text{EER} &= 16.73 \end{aligned}$$

สูตรการคำนวณหาค่าเอนทัลปี ของสารทำความเย็น R-22

1. ก่อนเข้าเครื่องอัด (Compressor)

$$h_4 = 443.24397 - 6.08661 \ln P_4 + 0.70432 T_4 - 0.00037 (T_4)^2$$

โดยที่ อุณหภูมิอยู่ที่ $-10 < T_4 < 40 \text{ C}$

ความดันอยู่ที่ $350 < P_4 < 550 \text{ kPa}$

2. ออกจากเครื่องอัด

$$h_1 = 435.68938 - 3.93376 \ln P_1 + 0.6843 T_1 + 0.00019 (T_1)^2$$

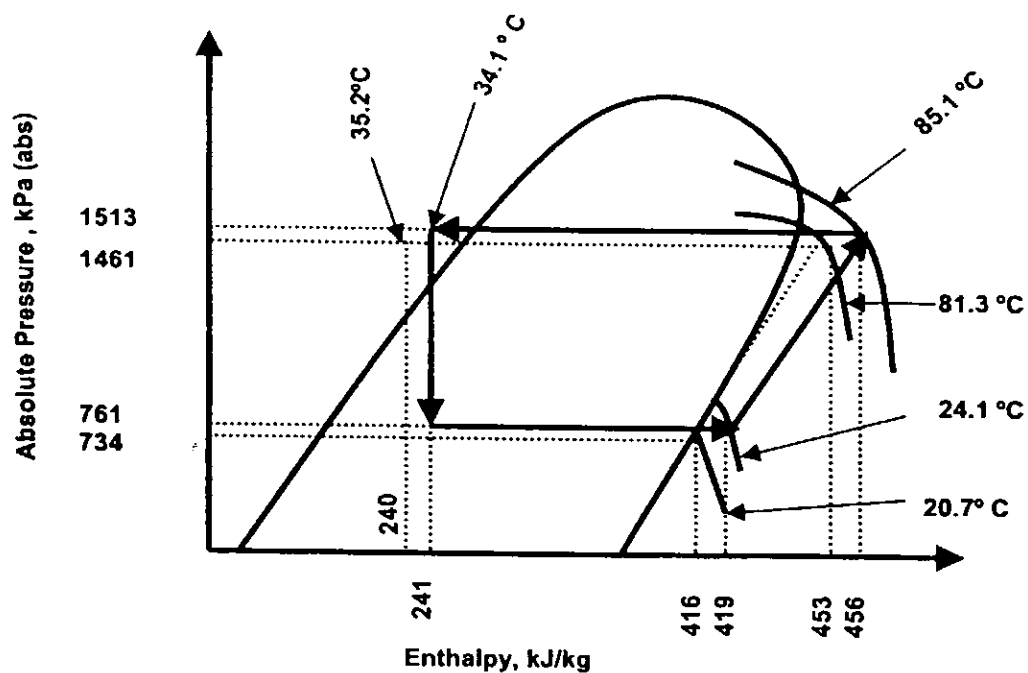
โดยที่ อุณหภูมิอยู่ที่ $40 < T_1 < 120 \text{ C}$

ความดันอยู่ที่ $1,400 < P_1 < 2,000 \text{ kPa}$

3. ออกจากชุดควบแน่น (Condenser)

$$h_2 = 0.00003 T_2^3 - 0.0002 T_2^2 + 1.2195 T_2 + 199.55$$

โดยที่อุณหภูมิอยู่ที่ $20 < T_2 < 60 \text{ C}$



ภาพประกอบ 73 แสดงผลวัฏจักรที่เปรียบเทียบเมื่อพัฒนาชุดระบายความร้อน

ตัวอย่างการคำนวณจากข้อมูลที่เปรียบเทียบระหว่างก่อนและหลังการพัฒนาชุดระบายความร้อน

ก่อนการพัฒนา

หลังการพัฒนา

$Q_h = 4293 \text{ W.}$	$Q_l = 3499 \text{ W.}$	$Q_h = 4051 \text{ W.}$	$Q_l = 3391 \text{ W.}$
$W_c = 794 \text{ W}$	$W_{net} = 1180 \text{ W.}$	$W_c = 660 \text{ W}$	$W_{net} = 1100 \text{ W.}$
$COP = 4.409$	$EER = 15.04$	$COP = 5.139$	$EER = 17.53$

ค่าพลังงานไฟฟ้า/ปี/เครื่อง

ก่อนพัฒนา = 4704 บาท / ปี / เครื่อง
 หลังพัฒนา = 4390 บาท / ปี / เครื่อง
 ประหยัดพลังงานได้ = 314 บาท / ปี / เครื่อง

ตาราง 30 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น R - 22 (สภาวะของผสม)

$t, ^\circ\text{C}$	Pressure P, kPa	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, $\text{kJ/kg} \cdot \text{K}$		Specific volume, L/kg	
		h_f	h_g	s_f	s_g	v_f	v_g
-40	129.64	158.085	328.147	0.83570	1.56512	0.68307	127.687
-30	197.86	167.883	333.027	0.87665	1.55583	0.69890	85.7699
-25	241.00	172.959	335.415	0.89719	1.55187	0.70733	71.1552
-20	291.01	178.149	337.762	0.91775	1.54826	0.71615	59.4614
-15	348.55	183.452	340.063	0.93833	1.54500	0.72538	50.0230
-10	414.30	188.864	342.313	0.95891	1.54203	0.73509	42.3423
-8	443.04	191.058	343.197	0.96714	1.54092	0.73911	39.6747
-6	473.26	193.269	344.071	0.97536	1.53985	0.74323	37.2074
-4	504.98	195.497	344.936	0.98358	1.53881	0.74743	34.9228
-2	538.26	197.740	345.791	0.99179	1.53780	0.75172	32.8049
0	573.13	200.000	346.634	1.00000	1.53683	0.75612	30.8393
1	591.18	201.136	347.052	1.00410	1.53635	0.75836	29.9095
2	609.65	202.275	347.467	1.00820	1.53588	0.76062	29.0131
3	628.54	203.419	347.879	1.01229	1.53542	0.76291	28.1485
4	647.86	204.566	348.288	1.01639	1.53496	0.76523	27.3145
5	667.61	205.717	348.693	1.02048	1.53451	0.76758	26.5097
6	687.80	206.872	349.096	1.02457	1.53406	0.76996	25.7330
7	708.43	208.031	349.496	1.02866	1.53362	0.77237	24.9831
8	729.51	209.193	349.892	1.03274	1.53318	0.77481	24.2589
9	751.05	210.359	350.285	1.03682	1.53275	0.77728	23.5593
10	773.05	211.529	350.675	1.04090	1.53232	0.77978	22.8835
11	795.52	212.703	351.062	1.04497	1.53190	0.78232	22.2303
12	818.46	213.880	351.444	1.04905	1.53147	0.78489	21.5989
13	841.87	215.061	351.824	1.05311	1.53106	0.78750	20.9883
14	865.78	216.245	352.199	1.05718	1.53064	0.79014	20.3979
15	890.17	217.433	352.571	1.06124	1.53023	0.79282	19.8266
16	915.06	218.624	352.939	1.06530	1.52982	0.79555	19.2739
17	940.45	219.820	353.303	1.06936	1.52941	0.79831	18.7389
18	966.35	221.018	353.663	1.07341	1.52900	0.80111	18.2210
19	992.76	222.220	354.019	1.07746	1.52859	0.80395	17.7194
20	1019.7	223.426	354.370	1.08151	1.52819	0.80684	17.2336
21	1047.1	224.635	354.717	1.08555	1.52778	0.80978	16.7630
22	1075.1	225.858	355.060	1.08959	1.52737	0.81276	16.3069
23	1103.7	227.064	355.398	1.09362	1.52697	0.81579	15.8649
24	1132.7	228.284	355.732	1.09766	1.52656	0.81887	15.4363
25	1162.3	229.506	356.061	1.10168	1.52615	0.82200	15.0207
26	1192.5	230.734	356.385	1.10571	1.52573	0.82518	14.6175
27	1223.2	231.964	356.703	1.10973	1.52532	0.82842	14.2263
28	1254.6	233.198	357.017	1.11375	1.52490	0.83171	13.8468
29	1286.4	234.436	357.325	1.11776	1.52448	0.83507	13.4783
30	1318.9	235.677	357.628	1.12177	1.52405	0.83848	13.1205
32	1385.6	238.170	358.216	1.12978	1.52318	0.84551	12.4356
34	1454.7	240.677	358.780	1.13778	1.52229	0.85282	11.7889
36	1526.2	243.200	359.318	1.14577	1.52137	0.86042	11.1778
38	1600.3	245.739	359.828	1.15375	1.52042	0.86834	10.5996
40	1677.0	248.295	360.309	1.16172	1.51943	0.87662	10.0521

ตาราง 31 แสดงคุณสมบัติของสารทำความเย็น R-22 (สภาวะไอตรง)

Saturation temperature, 20°C				Saturation temperature, 25°C			Saturation temperature, 30°C		
0	26.0032	411.918	1.7246						
5	26.7900	415.977	1.7383	22.6242	413.289	1.7183			
0	27.5542	419.991	1.7517	23.3389	417.487	1.7322	19.7417	414.530	1.7120
5	28.2989	423.970	1.7646	24.0306	421.627	1.7458	20.3962	418.881	1.7262
0	29.0264	427.922	1.7774	24.7027	425.721	1.7590	21.0272	423.159	1.7400
5	29.7389	431.852	1.7899	25.3575	429.779	1.7718	21.6381	427.378	1.7534
0	30.4379	435.766	1.8021	25.9974	433.807	1.7844	22.2316	431.549	1.7664
5	31.1250	439.668	1.8141	26.6239	437.813	1.7967	22.8101	435.683	1.7791
0	31.8012	443.561	1.8258	27.2386	441.801	1.8087	23.3733	439.787	1.7915
5	32.4678	447.450	1.8374	27.8427	445.777	1.8206	23.9288	443.867	1.8036
Saturation temperature, 32°C				Saturation temperature, 34°C			Saturation temperature, 36°C		
5	19.0907	417.648	1.7182	17.8590	416.325	1.7099			
0	19.7093	422.014	1.7322	18.4675	420.792	1.7243	17.2953	419.483	1.7162
5	20.3062	426.310	1.7458	19.0526	425.174	1.7382	17.8708	423.961	1.7304
0	20.8847	430.549	1.7591	19.6178	429.487	1.7517	18.4247	428.358	1.7442
5	21.4471	434.743	1.7719	20.1660	433.747	1.7647	18.9603	432.690	1.7575
0	21.9956	438.900	1.7845	20.6994	437.963	1.7775	19.4802	436.970	1.7704
5	22.5318	443.028	1.7968	21.2199	442.143	1.7899	19.9865	441.207	1.7830
0	23.0571	447.133	1.8089	21.7289	446.294	1.8021	20.4807	445.410	1.7954
5	23.5726	451.219	1.8207	22.2278	450.424	1.8141	20.9643	449.586	1.8074
0	24.0794	455.292	1.8323	22.7176	454.535	1.8258	21.4385	453.739	1.8193

ภาคผนวก ง.

หนังสือเชิญผู้เชี่ยวชาญและขอความร่วมมือ



ที่ ศธ 0519.12/3๐๖5

บัณฑิตวิทยาลัย
มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
สุขุมวิท 23 กรุงเทพฯ 10110

§ มีนาคม 2548

เรื่อง ขอเชิญเป็นผู้เชี่ยวชาญ

เรียน คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหิดล

สิ่งที่ส่งมาด้วย ตารางการบันทึกข้อมูลฯ

เนื่องด้วย นายศิริ พวงมาลัย นิสิตระดับปริญญาโท สาขาวิชาอุตสาหกรรมศึกษา มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ได้รับอนุมัติให้ทำปริญญานิพนธ์ เรื่อง “การพัฒนาชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน” โดยมี อาจารย์ไพรัช วงศ์ยุทธไกร และ อาจารย์โอภาส สุขหวาน เป็นคณะกรรมการควบคุมการทำปริญญานิพนธ์ ในการนี้ บัณฑิตวิทยาลัย ขอเรียนเชิญ ผู้ช่วยศาสตราจารย์บรรยงวุฒิ จุลละโพธิ ผู้ช่วยศาสตราจารย์พุทธชาติ เมฆทอง และ อาจารย์วรชาติ เศรษฐธรรม เป็นผู้เชี่ยวชาญตรวจตารางการบันทึกข้อมูลการทดลอง

จึงเรียนมาเพื่อขอความอนุเคราะห์ ได้โปรดพิจารณาให้ข้าราชการในสังกัดเป็นผู้เชี่ยวชาญตรวจตารางการบันทึกข้อมูลฯให้ นายศิริ พวงมาลัย และขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูง ณ โอกาสนี้

ขอแสดงความนับถือ

/s/

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ เพ็ญศิริ จีระเดชากุล)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

สำนักงานคณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

โทร. 02-664-1000 ต่อ 5731

หมายเหตุ : ต้องการสอบถามข้อมูลเพิ่มเติม กรุณาติดต่อ นิสิต โทรศัพท์ 02-4419340

ที่ ศธ 0519.12/3 ค.ว.ช



บัณฑิตวิทยาลัย

มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

สุขุมวิท 23 กรุงเทพฯ 10110

ร มีนาคม 2548

เรื่อง ขอความอนุเคราะห์เพื่อการวิจัย

เรียน คณะบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหิดล

สิ่งที่ส่งมาด้วย ตารางการบันทึกข้อมูลฯ

เนื่องด้วย นายศิริ พวงมาลัย นิสิตระดับปริญญาโท สาขาวิชาอุตสาหกรรมศึกษา มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ได้รับอนุมัติให้ทำปริญญานิพนธ์เรื่อง “การพัฒนาชุดระบายความร้อนของชุดควบแน่นสำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดแยกส่วน” โดยมี อาจารย์ไพรัช วงศ์ยุทธไกร และ อาจารย์โอภาส สุขหวาน เป็นคณะกรรมการควบคุมการทำปริญญานิพนธ์ ในกรณี นิสิตมีความจำเป็นต้องเก็บข้อมูลเพื่อการวิจัย โดยขอใช้ห้องปฏิบัติการภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล เพื่อใช้เครื่องปรับอากาศ จำนวน 1 เครื่อง ในห้องทดลองปฏิบัติการ ในระหว่างเดือนกุมภาพันธ์ - มีนาคม 2548

จึงเรียนมาเพื่อขอความอนุเคราะห์ ได้โปรดพิจารณาให้ นายศิริ พวงมาลัย ได้เก็บข้อมูลในการทำปริญญานิพนธ์ และขอขอบพระคุณเป็นอย่างสูง ณ โอกาสนี้

ขอแสดงความนับถือ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ เพ็ญจิต จีระเดชากุล)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

สำนักงานคณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

โทร. 02-664-1000 ต่อ 5731

หมายเหตุ : ต้องการสอบถามข้อมูลเพิ่มเติม กรุณาติดต่อ นิสิต โทรศัพท์ 02-4419340

ประวัติย่อผู้วิจัย

ประวัติย่อผู้วิจัย

ชื่อ	นายศิริ พวงมาลัย
วันเดือนปีเกิด	2 ธันวาคม 2497
สถานที่เกิด	อำเภอเมือง จังหวัดสุรินทร์.
สถานที่อยู่ปัจจุบัน	88/108 หมู่บ้านพฤษภา 4 ตำบลมหาสวัสดิ์ อำเภอพุทธมณฑล จังหวัดนครปฐม 73170
ตำแหน่งหน้าที่การงาน	นายช่างเทคนิค
สถานที่ทำงานปัจจุบัน	งานซ่อมบำรุง ศูนย์ศาลายา มหาวิทยาลัยมหิดล จังหวัดนครปฐม
ประวัติการศึกษา	
พ.ศ.2514	มัธยมศึกษาปีที่ 3 โรงเรียนสุรวิทยาคาร อำเภอเมือง จังหวัดสุรินทร์
พ.ศ.2518	ประกาศนียบัตรวิชาชีพ สาขาช่างยนต์ วิทยาลัยเทคนิคสุรินทร์ จังหวัดสุรินทร์.
พ.ศ.2538	ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาเทคนิคอุตสาหกรรม โรงเรียนเทคโนโลยีหมู่บ้านครู กรุงเทพมหานคร.
พ.ศ.2540	ครุศาสตรอุตสาหกรรมบัณฑิต (คอ.บ.) สาขาวิชาอุตสาหกรรม สถาบันเทคโนโลยีราชมงคล (เทเวศร์) กรุงเทพมหานคร
พ.ศ.2548	การศึกษามหาบัณฑิต (กศ.ม.) อุตสาหกรรมศึกษา มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ.