



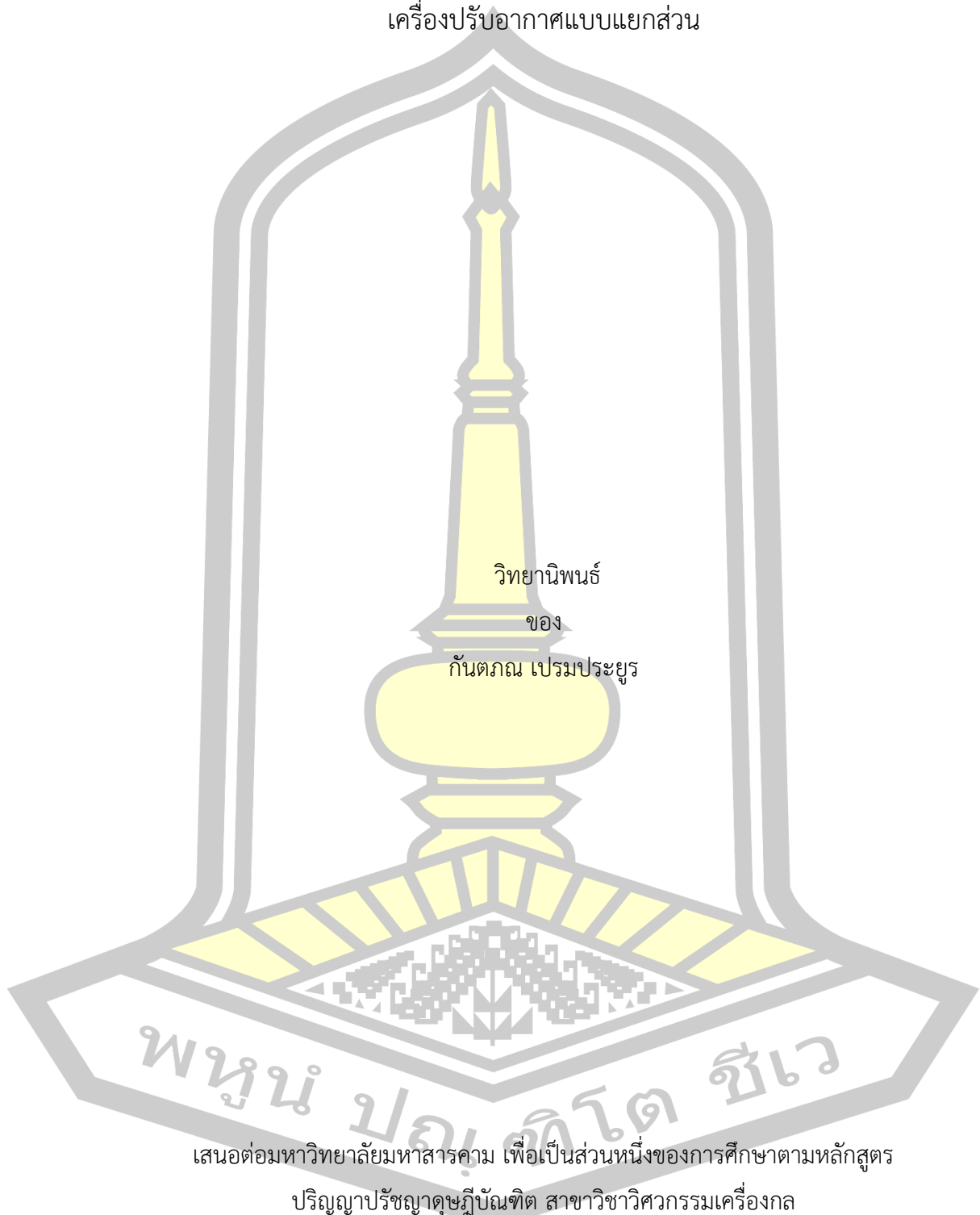
การประยุกต์ใช้ต่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนที่มีอิทธิพลต่อสมรรถนะของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

วิทยานิพนธ์
ของ
กัญตถณ เปรมประยูร

เสนอต่อมหาวิทยาลัยมหาสารคาม เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาปรัชญาดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
กันยายน 2561

สงวนลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยมหาสารคาม

การประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนที่มีอิทธิพลต่อสมรรถนะของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน



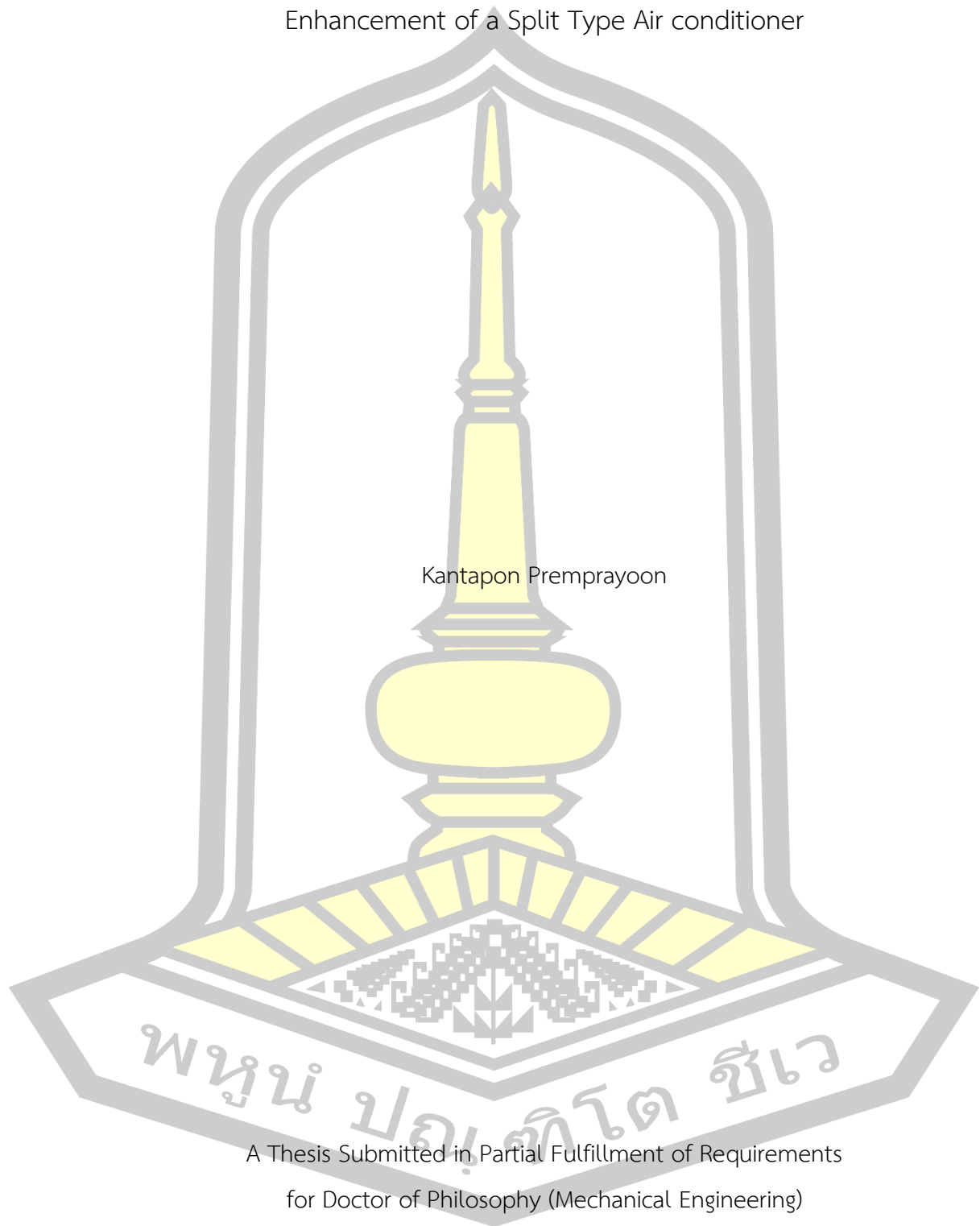
เสนอต่อมหาวิทยาลัยมหาสารคาม เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร

ปริญญาปรัชญาดุษฎีบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

กันยายน 2561

สงวนลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยมหาสารคาม

Application of Flat Thermosyphon Heat Pipes Affecting on Performance
Enhancement of a Split Type Air conditioner



Kantapon Premprayoon

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of Requirements
for Doctor of Philosophy (Mechanical Engineering)

September 2018

Copyright of Mahasarakham University



คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ได้พิจารณาวิทยานิพนธ์ของนายกันตภณ เปรมประยูร
แล้วเห็นสมควรรับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญา ปรัชญาดุชะฎิบัณฑิต สาขาวิชา
วิศวกรรมเครื่องกล ของมหาวิทยาลัยมหาสารคาม

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

ประธานกรรมการ

(ผศ. ดร. วสันต์ ศรีเมือง)

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก

(รศ. ดร. บพิศ บุปผาโชติ)

อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม

(ศ. ดร. สัมพันธ์ ฤทธิเดช)

กรรมการ

(ผศ. ดร. ธีรพัฒน์ ชมภูคำ)

กรรมการ

(ผศ. ดร. เกียรติสิน กาญจนวนิชกุล)

กรรมการ

(ผศ. ดร. ธวัชชัย คุณะโคตร)

มหาวิทยาลัยอนุมัติให้รับวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญา ปรัชญาดุชะฎิบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ของมหาวิทยาลัยมหาสารคาม

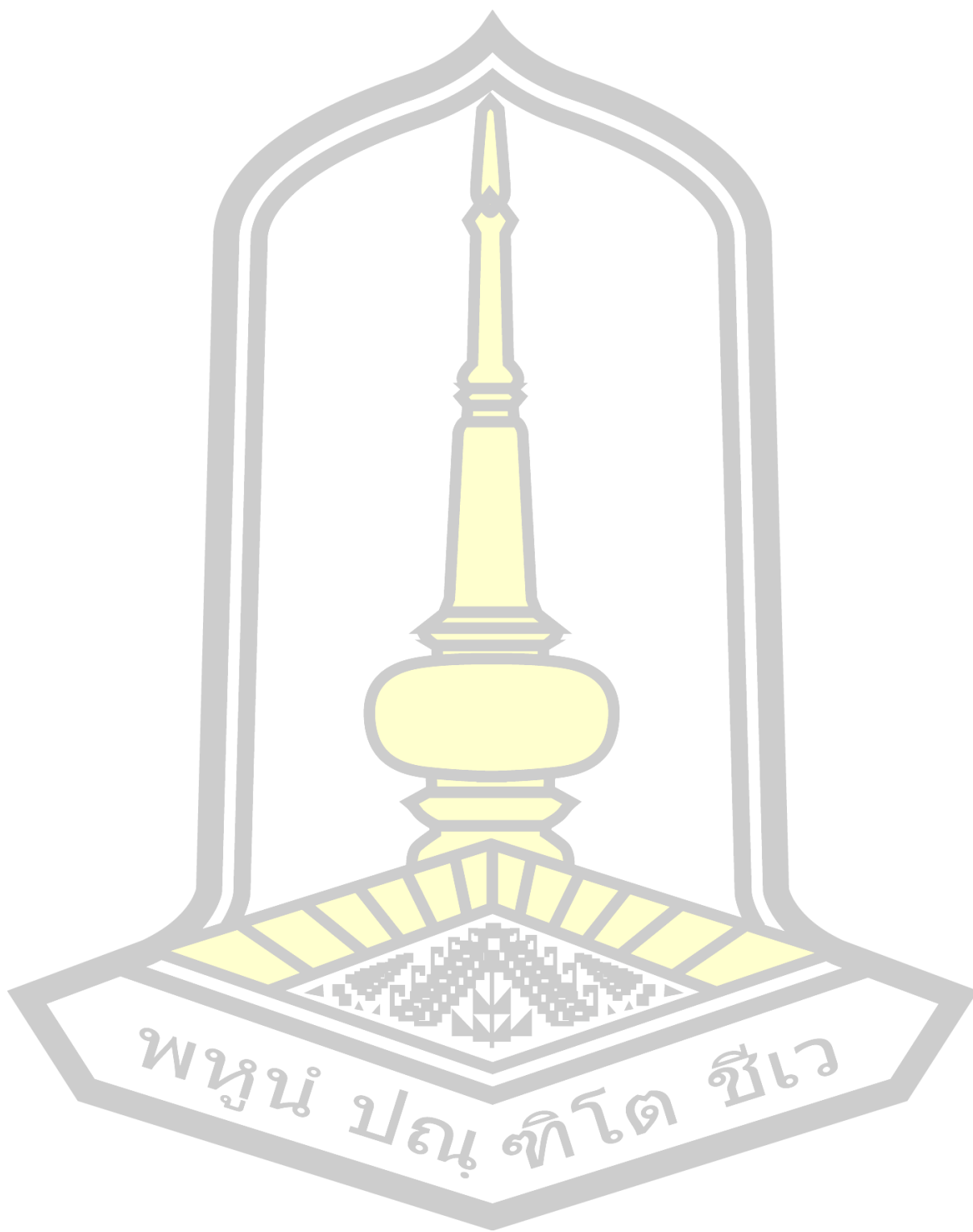
(รศ. ดร. อนงค์ฤทธิ์ แข็งแรง)

คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

(ผศ. ดร. กริสน์ ชัยมูล)

คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

วัน.....เดือน.....ปี.....



พหุ ประยูร ทิต สีวะ

ชื่อเรื่อง การประยุกต์ใช้ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซโฟนชนิดแบนที่มีอิทธิพลต่อ
สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

ผู้วิจัย กันตภณ เปรมประยูร

อาจารย์ที่ปรึกษา รองศาสตราจารย์ ดร. บพิตร บุบผิโชติ

ศาสตราจารย์ ดร. สัมพันธ์ ฤทธิเดช

ปริญญา ปรัชญาดุสิตบัณฑิต **สาขาวิชา** วิศวกรรมเครื่องกล

มหาวิทยาลัย มหาวิทยาลัยมหาสารคาม **ปีการศึกษา** 2561

บทคัดย่อ

ในปัจจุบันเทคโนโลยีท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซโฟนแบน ได้ถูกนำไปใช้งานในรูปแบบต่างๆ และกำลังเป็นที่แพร่หลายมากขึ้น เมื่อนำไปใช้ประกอบกับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศ โดยให้ชุดหนึ่งอยู่หน้าคอยล์ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของอากาศลง และอีกชุดหนึ่งอยู่หลังคอยล์ จะเพิ่มอุณหภูมิอากาศให้สูงกลับขึ้นมา คอยล์เย็นจะถ่ายเทความชื้นได้มากขึ้น ผลที่ได้ยังสามารถนำความเย็นที่เกินความต้องการกลับมาใช้ใหม่ การวิจัยครั้งนี้เป็นการศึกษาเพื่อออกแบบ, สร้าง ทดสอบ เปรียบเทียบปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้า, การถ่ายเทความร้อน, สมรรถนะ, ผลทางเศรษฐศาสตร์ ระหว่างก่อนและหลังติดตั้งอุปกรณ์ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซโฟนชนิดแบนเข้ากับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12,000 บีทียู ใช้สารทำงานในการทดลอง 3 ชนิดประกอบด้วย R134a, R22 และ R410a ที่ความเร็วลม 1.5, 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที อุณหภูมิการออกแบบภายในห้อง คือ 25 องศาเซลเซียส

ผลจากการออกแบบ พบว่า ระบบปรับอากาศจะมีค่าความร้อนสัมผัส 1.40 กิโลวัตต์และความร้อนแฝง 1.295 กิโลจูลต่อวินาที ที่ความต้องการความร้อนสำหรับใช้รีฮีตเท่ากับ 423 จูลต่อวินาที จากการใช้สมการสหสัมพันธ์ของตัวแปรไร้มิติ เพื่อทำนายความร้อนทางทฤษฎีเท่ากับ 431.2 จูลต่อวินาที ทำให้ได้อุปกรณ์ที่มีขนาดของความยาวส่วนทำระเหย ส่วนควบแน่น และส่วนกันความร้อน คือ 200 150 และ 200 มิลลิเมตร ตามลำดับ จากผลการทดสอบ พบว่า อุปกรณ์ที่บรรจุมสารทำงาน R134a ความเร็วลมผ่านคอยล์เย็น 2.5 เมตรต่อวินาที มีอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะสูงสุดคือ 0.97 กิโลกรัมต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง เพิ่มขึ้นร้อยละ 38.57 อัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะและค่าประสิทธิผลทางความร้อนสูงสุดคือ 97.32 กิโลวัตต์ต่อตารางเมตร และ 0.32 ตามลำดับ สัมประสิทธิ์สมรรถนะเท่ากับ 1.90 มีค่าเพิ่มขึ้นร้อยละ 21.97 อัตราส่วนประสิทธิภาพ 6.47 เพิ่มขึ้นร้อยละ 21.39 และการใช้พลังงานเท่ากับ 1.62 กิโลวัตต์-ชั่วโมง ลดลงร้อยละ 5.8 ผล

การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ ยังพบว่า มีระยะเวลาคืนทุน 1.06 ปี อัตราการคืนทุนภายในโครงการ ร้อยละ 94.7 และประหยัดไฟฟ้าได้ 702.72 บาทต่อปี สำหรับการเปรียบเทียบค่าเฉลี่ยของการ ทดสอบทางสถิติของข้อมูลความเร็วลม และชนิดของสารทำงานที่บรรจุในอุปกรณ์ทำความร้อน มีผล ต่อค่าสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ อย่างมีนัยสำคัญทางสถิติ ($p < 0.05$) โดยที่ ระดับความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที สารทำงาน R134a ทำให้สัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะมีค่าสูงสุด และมากกว่าสิ่งทดลองอื่น

คำสำคัญ : ทำความร้อน, เครื่องปรับอากาศ, ประสิทธิภาพเชิงสมรรถนะ, อัตราส่วนประสิทธิภาพ, อัตราการคืนทุนภายใน



TITLE	Application of Flat Thermosyphon Heat Pipes Affecting on Performance Enhancement of a Split Type Air conditioner		
AUTHOR	Kantapon Premprayoon		
ADVISORS	Associate Professor Bopit Bubphachot , Ph.D. Professor Sampan Rittidech , Ph.D.		
DEGREE	Doctor of Philosophy	MAJOR	Mechanical Engineering
UNIVERSITY	Maharakham University	YEAR	2018

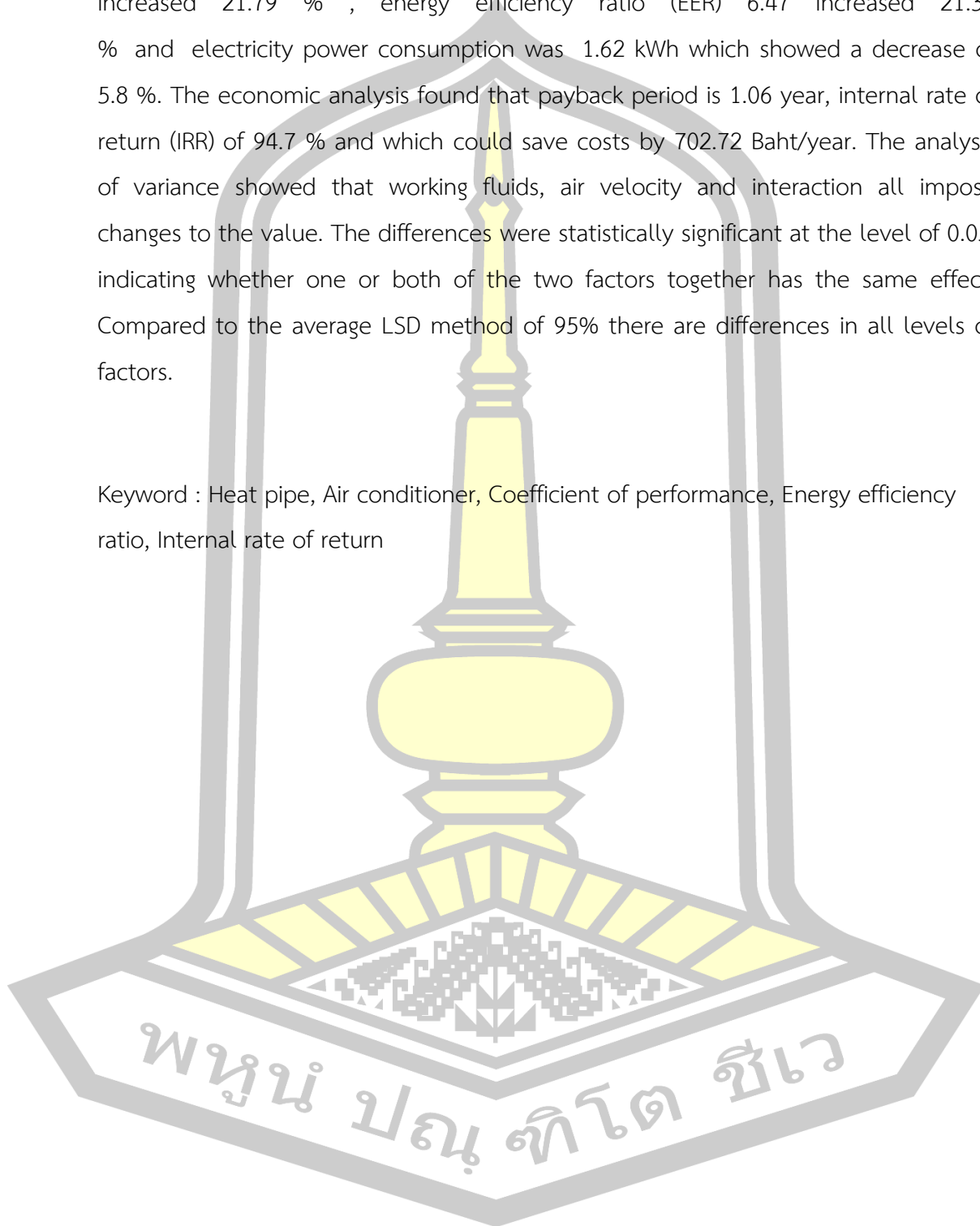
ABSTRACT

The vertical flat thermosyphon (VFT) technology has been used in various forms and is becoming more prevalent. They are used in conjunction with cooling coils in air conditioning units. The front side of the coil acts to reduce the temperature of the air, and the rear side coil acts to increase high temperature. The cooling coils capability to condense the moisture will increase. The result is cooler than to recycle. This research project is to study the design, construct and compare the heat transfer rate, energy consumption, economic and statistical analysis, between before and after installation of closed loop oscillating heat pipe with check valves into cooling coils of split type air conditioner size of 12,000 BTU. The working fluids used in the experiment consists of three types. R134a, R22 and R410a. Air velocity was 1.5, 2.0 and 2.5 m/s The indoor design temperature was 25 °C

The result of the design found that the air conditioning system sensible heat was 1.40 kJ/s and latent heat was 1.295 kJ/s. The demand for re-heat was 423 J/s. The regression equations was used in this experiment to predict theory heat transfer rate of dimensionless parameters was 431.2 J/s. Therefore lengths of the evaporator, the condenser and the adiabatic were 200, 150 and 200 mm respectively. The experiment found that the working fluids of R-410a at air velocity was 2.5 m/s the highest specific moisture condensation rate was 0.97 kg/kWh which increased 38.57 %, the specific heat transfer rate and thermal efficiency

97.32 kW/m² and 0.32 respectively, coefficient of performance (COP) was 1.90 increased 21.79 % , energy efficiency ratio (EER) 6.47 increased 21.39 % and electricity power consumption was 1.62 kWh which showed a decrease of 5.8 %. The economic analysis found that payback period is 1.06 year, internal rate of return (IRR) of 94.7 % and which could save costs by 702.72 Baht/year. The analysis of variance showed that working fluids, air velocity and interaction all impose changes to the value. The differences were statistically significant at the level of 0.05, indicating whether one or both of the two factors together has the same effect. Compared to the average LSD method of 95% there are differences in all levels of factors.

Keyword : Heat pipe, Air conditioner, Coefficient of performance, Energy efficiency ratio, Internal rate of return



กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ครั้งนี้สำเร็จได้ด้วยความช่วยเหลือจากท่าน ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.วสันต์ ศรีเมือง ประธานกรรมการ (ผู้ทรงคุณวุฒิ) ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธีรพัฒน์ ชมภูคำ กรรมการควบคุมวิทยานิพนธ์ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ธวัฒน์ชัย คุณะโคตร กรรมการควบคุมวิทยานิพนธ์ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.เกียรติสิน กาญจนวนิชกุล กรรมการควบคุมวิทยานิพนธ์ รองศาสตราจารย์ ดร.บพิศ บุปผโชติ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลักและศาสตราจารย์ ดร.สัมพันธ์ ฤทธิเดช อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ร่วม ที่กรุณาบ่มเพาะความขยันให้เกิดขึ้นกับผู้ทำวิทยานิพนธ์ โดยให้ความรู้ คำแนะนำ อย่างเอาใจใส่ในทุกๆ ขั้นตอนของการทำวิทยานิพนธ์ ทั้งการทดลอง การเขียนวิทยานิพนธ์ ตลอดจนการแก้ไขปัญหาต่างๆ จนทำให้วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี ขอกราบขอบพระคุณท่าน สอบวิทยานิพนธ์ และท่านผู้ทรงคุณวุฒิ ในการสอบวิทยานิพนธ์ ตลอดจนการสนวนวิชาการความรู้ต่างๆ แนะนำการแก้ไขปัญหาต่างๆ และประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ในด้านต่างๆ

ขอขอบพระคุณ ทนุอุดหนุนการวิจัยสำหรับนิสิตระดับบัณฑิตศึกษา (ปริญญาเอก)งบประมาณเงินรายได้ ประจำปีงบประมาณ พ.ศ. 2560 มหาวิทยาลัยมหาสารคาม ผู้ให้ทุนสนับสนุนงานวิจัย

ขอขอบคุณพี่นิสิตปริญญาเอก นิสิตปริญญาโท สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ตลอดจนเพื่อนและน้อง ๆ นิสิตปริญญาตรีทุกท่าน รวมไปถึงเจ้าหน้าที่ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล ที่ให้กำลังใจ ความช่วยเหลือด้านเครื่องมืออุปกรณ์ในการทดลอง

สุดท้ายนี้ขอขอบพระคุณบิดา มารดาและครอบครัว ที่คอยให้การสนับสนุนเป็นกำลังใจสำคัญในการศึกษามาโดยตลอด ตลอดจนผู้ที่ไม่ได้สามารถกล่าวนามได้ทั้งหมดที่ให้กำลังใจและให้ความช่วยเหลือด้วยความเต็มใจอย่างยิ่ง ประโยชน์และคุณความดีจากงานวิจัยทั้งหมดนี้ ผู้ทำวิทยานิพนธ์ขอมอบเป็นเครื่องบูชาพระคุณบิดา มารดา ครู อาจารย์ ที่มีส่วนให้ชีวิตและปัญญาแก่ผู้ทำวิทยานิพนธ์จนประสบผลสำเร็จ ผู้ทำวิทยานิพนธ์ขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง ณ โอกาสนี้

พูนุ ปรณ ทิโต ชีเว กันตถณ เปรมประยูร

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	ฉ
กิตติกรรมประกาศ.....	ช
สารบัญ.....	ฌ
สารบัญตาราง.....	ฉ
สารบัญภาพประกอบ.....	ท
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 ความมุ่งหมายของการวิจัย.....	4
1.3 ขอบเขตของการวิจัย.....	5
1.4 ความสำคัญของการวิจัย.....	5
บทที่ 2 ปรีทัศน์เอกสารข้อมูล.....	7
2.1 ทฤษฎีเกี่ยวกับระบบทำความเย็น (Refrigeration).....	7
2.2 ทฤษฎีเกี่ยวกับท่อความร้อน (Heat Pipe).....	23
2.3 การประเมินค่าทางเศรษฐศาสตร์.....	37
2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	38
บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย.....	41
3.1 การออกแบบอุปกรณ์ท่อความร้อนแบบ VFT ติดตั้งกับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน.....	41
3.2 การสร้างอุปกรณ์ท่อความร้อนแบบ VFT และการติดตั้งอุปกรณ์สำหรับการใช้ในการทดสอบ	43
3.3 อุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้ในการทดสอบ.....	49

3.4 การติดตั้งอุปกรณ์ทดสอบและวิเคราะห์ผล.....	51
3.5 การวิเคราะห์ผลทางเศรษฐศาสตร์ของอุปกรณ์.....	53
บทที่ 4 ผลการวิจัยและอภิปรายผล	55
4.1 ผลการศึกษาการออกแบบและสร้างอุปกรณ์ต่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนเข้ากับคอยล์เย็นใน เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน	55
4.2 ผลการศึกษาวิเคราะห์ปริมาณการถ่ายเทความร้อน และสมรรถนะระหว่างก่อน และหลังติดตั้งอุปกรณ์ต่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนเข้ากับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน.....	56
4.3 ผลการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์จากการติดตั้งอุปกรณ์ต่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน เข้ากับคอยล์เย็นใน เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน	70
4.4 การวิเคราะห์ผลทางสถิติข้อมูลของความเร็วลม และสารทำงานที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ.....	72
บทที่ 5 บทสรุป.....	73
5.1 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	73
5.2 สรุปผล.....	73
5.3 อภิปรายผล	74
5.4 ข้อเสนอแนะ	75
บรรณานุกรม.....	78
ภาคผนวก.....	80
ภาคผนวก ก ตัวอย่างการคำนวณ.....	81
ภาคผนวก ข ตารางบันทึกผลการทดลอง.....	95
ภาคผนวก ค ตารางแสดงคุณสมบัติของสารทำงาน	120
ภาคผนวก ง อักษรย่อและสัญลักษณ์.....	126
ประวัติผู้เขียน.....	130

สารบัญตาราง

	หน้า
ตาราง 1 สารทำความเย็นที่ใช้กันแพร่หลาย	21
ตาราง 2 ผลการเปรียบเทียบค่าเฉลี่ยสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะที่ระดับความเร็วลม และชนิดของสารทำงานที่แตกต่างกัน	72
ตาราง 3 รายการวัสดุและเงินในการลงทุน	91
ตาราง 4 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นก่อนติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่อุณหภูมิ 25°C ความเร็วลม 1.5 m/s	96
ตาราง 5 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นก่อนติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่อุณหภูมิ 25°C ความเร็วลม 2.0 m/s	97
ตาราง 6 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นก่อนติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่อุณหภูมิ 25°C ความเร็วลม 2.5 m/s	98
ตาราง 7 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-22 และความเร็วลม 1.5 m/s	99
ตาราง 8 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-22 และความเร็วลม 2.0 m/s	100
ตาราง 9 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-22 และความเร็วลม 2.5 m/s	101
ตาราง 10 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-134a และความเร็วลม 1.5 m/s	102

ตาราง 11 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-134a และ ความเร็วลม 2.0 m/s	103
ตาราง 12 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-134a และ ความเร็วลม 2.5 m/s	104
ตาราง 13 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-410a และ ความเร็วลม 1.5 m/s	105
ตาราง 14 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-410a และ ความเร็วลม 2.0 m/s	106
ตาราง 15 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-410a และความเร็ว ลม 2.5 m/s	107
ตาราง 16 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าก่อนติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของแบบ แยกส่วน ที่ อุณหภูมิ 25°C ความเร็วลม 1.5 m/s	108
ตาราง 17 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าก่อนติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ อุณหภูมิ 25°C ความเร็วลม 2.0 m/s	109
ตาราง 18 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าก่อนติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ อุณหภูมิ 25°C ความเร็วลม 2.5 m/s	110
ตาราง 19 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-22 ความเร็วลม 1.5 m/s	111
ตาราง 20 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-22 ความเร็วลม 2.0 m/s	112

ตาราง 21 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-22 ความเร็วลม 2.5 m/s.....	113
ตาราง 22 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-134a ความเร็ว ลม 1.5 m/s.....	114
ตาราง 23 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-134a ความเร็ว ลม 2.0 m/s.....	115
ตาราง 24 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-134a ความเร็ว ลม 2.5 m/s.....	116
ตาราง 25 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-410a ความเร็ว ลม 1.5 m/s.....	117
ตาราง 26 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-410a ความเร็ว ลม 2.0 m/s.....	118
ตาราง 27 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็น ของ เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-410a ความเร็ว ลม 2.5 m/s.....	119
ตาราง 28 คุณสมบัติของ R-134a.....	121
ตาราง 29 คุณสมบัติของ R-22.....	123



สารบัญภาพประกอบ

	หน้า
ภาพประกอบ 1 มูลค่าการนำเข้าพลังงาน	1
ภาพประกอบ 2 (ก) ลักษณะเทอร์โมไซฟอนแบบธรรมดาและ (ข) ลักษณะเทอร์โมไซฟอนแบบแบน (ค) หน้าตัดของ CT และ FT.....	2
ภาพประกอบ 3 หลักการทำงานของการทำงานทำความเย็น	8
ภาพประกอบ 4 แผนภาพอุปกรณ์ของระบบการทำงานทำความเย็นแบบอัดไอ.....	9
ภาพประกอบ 5 แผนภาพ T-s และ P-h ของวัฏจักรการทำงานทำความเย็นแบบอัดไอ.....	9
ภาพประกอบ 6 อีแวปโปเรเตอร์ชนิดแห้งแบบท่อและฟินประกอบอยู่ในชุดเดียวกัน	13
ภาพประกอบ 7 คอมเพรสเซอร์แบบปิด หรือเฮอริเมติกคอมเพรสเซอร์	15
ภาพประกอบ 8 คอนเดนเซอร์แบบมีขดท่อทองแดงและฟินอยู่ในชุดเดียวกัน.....	16
ภาพประกอบ 9 ลักษณะโดยทั่วไปของท่อแคปิลารี.....	18
ภาพประกอบ 10 ลักษณะรูปร่างของเทอร์โมสแตติกเอ็กซ์แพนชันวาล์ว.....	19
ภาพประกอบ 11 ภาพตัดและส่วนประกอบของเทอร์โมสแตติกเอ็กซ์แพนชันวาล์ว	20
ภาพประกอบ 12 แรงดันที่มีผลในการเปิด-ปิด ของเทอร์โมสแตติกเอ็กซ์แพนชันวาล์ว	20
ภาพประกอบ 13 ลักษณะส่วนประกอบของเทอร์โมไซฟอน	24
ภาพประกอบ 14 แสดงลักษณะหน้าตัดของเทอร์โมไซฟอนแบบแบน	25
ภาพประกอบ 15 หลักการถ่ายเทความร้อนของ VFT.....	27
ภาพประกอบ 16 วงจรไฟฟ้าสมมูลสำหรับหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของ VFT	28
ภาพประกอบ 17 แบบในการบีบท่อทองแดง (ก) ระยะ $y = 6.6$ mm (ข) ระยะ $y = 4.6$ mm (ค) ระยะ $y = 2.6$ mm.....	42
ภาพประกอบ 18 แบบจำลองอุปกรณ์ท่อความร้อนแบบ VFT.....	43
ภาพประกอบ 19 ลักษณะท่อทองแดงที่ตัดแล้ว.....	44
ภาพประกอบ 20 ลักษณะแม่พิมพ์	44

ภาพประกอบ 21 การบีบท่อทองแดงในแม่พิมพ์ด้วยเครื่องไฮดรอลิกส์.....	45
ภาพประกอบ 22 การตัดท่อทองแดง	45
ภาพประกอบ 23 ท่อทองแดงที่เชื่อมปิดด้านปลายแล้ว	45
ภาพประกอบ 24 การเติมสารทำงาน	46
ภาพประกอบ 25 แผงคอยล์เย็น.....	47
ภาพประกอบ 26 แผงคอยล์ร้อน	47
ภาพประกอบ 27 การติดตั้งอุปกรณ์ท่อความร้อนแบบ VFT กับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน.....	48
ภาพประกอบ 28 ห้องทดสอบอุปกรณ์ท่อความร้อนแบบ VFT เข้ากับคอยล์เย็นในของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน.....	48
ภาพประกอบ 29 สายเทอร์โมคัปเปิลชนิด k	49
ภาพประกอบ 30 เครื่องบันทึกข้อมูล (Data Logger).....	49
ภาพประกอบ 31 ลักษณะของเครื่องวัดความเร็วลม แบบ Static Pitot Tube.....	50
ภาพประกอบ 32 เครื่องชั่งน้ำหนักแบบดิจิตอล.....	50
ภาพประกอบ 33 เครื่องสั่นโมเลกุลน้ำ	51
ภาพประกอบ 34 การติดตั้งชุดอุปกรณ์ท่อความร้อนแบบ VFT เข้ากับเครื่องมือวัด	52
ภาพประกอบ 35 ตำแหน่งการวัดค่าอุณหภูมิในการทดลอง	52
ภาพประกอบ 36 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมและอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะที่มีอุปกรณ์ท่อความร้อนขนาดหน้าตัดแตกต่างกัน.....	57
ภาพประกอบ 37 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมและอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะทั้งก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่สารทำงานแตกต่างกัน	58
ภาพประกอบ 38 ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะทั้งก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่ความเร็วลมแตกต่างกัน	59
ภาพประกอบ 39 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมและอัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะของอุปกรณ์ที่สารทำงานแตกต่างกัน.....	60

ภาพประกอบ 40 ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและอัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะของอุปกรณ์ที่ความเร็วลมแตกต่างกัน	61
ภาพประกอบ 41 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมและค่าประสิทธิผลทางความร้อนของอุปกรณ์ที่สารทำงานแตกต่างกัน	62
ภาพประกอบ 42 ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและค่าประสิทธิผลทางความร้อนของอุปกรณ์ที่ความเร็วลมแตกต่างกัน	63
ภาพประกอบ 43 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศก่อนหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่สารทำงานแตกต่างกัน	64
ภาพประกอบ 44 ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศก่อนหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่ความเร็วลมแตกต่างกัน	65
ภาพประกอบ 45 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมและค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานก่อนหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่สารทำงานแตกต่างกัน	66
ภาพประกอบ 46 ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานก่อนหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่ความเร็วลมต่างกัน	67
ภาพประกอบ 47 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมและปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมของระบบปรับอากาศก่อนหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่สารทำงานแตกต่างกัน	68
ภาพประกอบ 48 ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมของระบบปรับอากาศก่อนหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่ความเร็วลมแตกต่างกัน	69
ภาพประกอบ 49 ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและระยะเวลาการคืนทุนจากการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน	70
ภาพประกอบ 50 ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและอัตราการคืนทุนภายในจากการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน	71

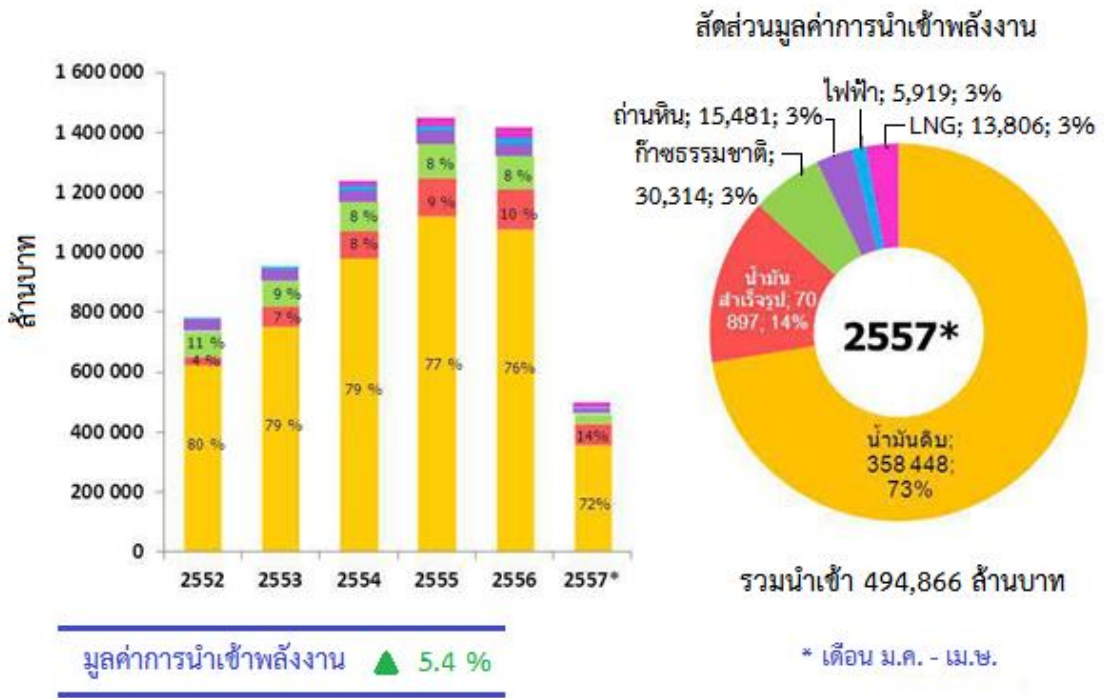


บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ประเทศไทยเป็นประเทศที่กำลังพัฒนา และมีความต้องการใช้พลังงานเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ แต่แหล่งพลังงานและเชื้อเพลิงภายในประเทศมีอยู่ในปริมาณที่จำกัด เพื่อให้เพียงพอต่อความต้องการใช้พลังงานของประเทศ การนำเข้าแหล่งพลังงานจากภายนอกประเทศจึงมีอัตราการนำเข้าค่อนข้างสูง และผลกระทบจากราคาพลังงานที่นำเข้าเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลาจึงส่งผลกระทบต่อสถานะเศรษฐกิจโดยตรง



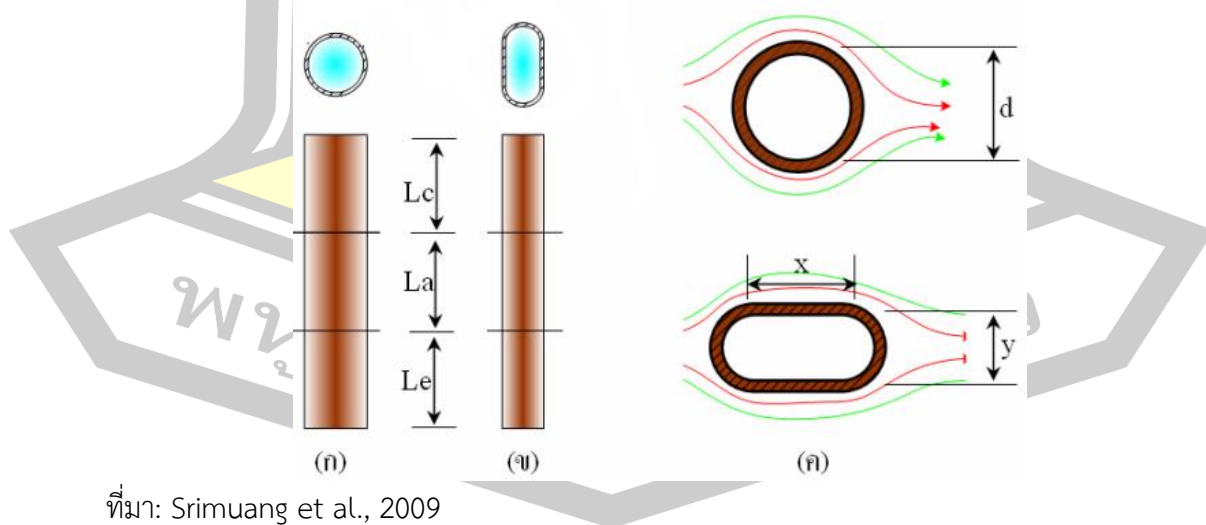
ที่มา: สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน กระทรวงพลังงาน, 2557.

ภาพประกอบ 1 มูลค่าการนำเข้าพลังงาน

ปัจจุบันประเทศไทยมีการใช้เครื่องปรับอากาศเป็นจำนวนมาก ไม่ว่าจะเป็นอาคารบ้านเรือน อาคารสำนักงานของรัฐบาลและเอกชน หรือตามโรงงานอุตสาหกรรมต่างๆ

เครื่องปรับอากาศเป็นระบบที่ใช้พลังงานในปริมาณที่มากเมื่อเปรียบเทียบกับปริมาณการใช้พลังงานในระบบอื่นๆ ภายในอาคารดังนั้นในยุคปัจจุบันการอนุรักษ์พลังงานกลายเป็นสิ่งสำคัญมากขึ้นเมื่อราคาของเชื้อเพลิงมีค่าเพิ่มขึ้นและการสำรองพลังงานที่ลดลง ท่อความร้อนได้พิสูจน์แล้วว่าเป็นเครื่องมือที่มีประสิทธิภาพ โดยเฉพาะอย่างยิ่งในการใช้งานที่เกี่ยวข้องกับการอนุรักษ์พลังงาน (สัมพันธ์ ฤทธิเดช, 2553) เพื่อช่วยลดการพึ่งพาการนำเข้าแหล่งพลังงานจากต่างประเทศ

ปัจจุบันได้ค้นพบว่า เทอร์โมไซฟอนแบบแบน (Flate Thermosyphon, FT) มีสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าเทอร์โมไซฟอนแบบธรรมดา (Conventional Thermosyphon, CT) โดยส่วนประกอบของ CT กับ FT แตกต่างกันที่หน้าตัดของท่อเท่านั้น (Srimuang et al, 2009) ท่อความร้อนเป็นอุปกรณ์อย่างหนึ่งที่สามารถนำมาใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ โดยอาศัยกระบวนการระเหยและควบแน่นของสารทำงาน และอาศัยแรงโน้มถ่วงของโลกช่วยดึงเอาของเหลวควบแน่นจากปลายที่เย็นกลับมาสู่ปลายที่ร้อน ท่อเทอร์โมไซฟอน (Thermosyphon) ประกอบด้วย 3 ส่วน คือ ส่วนที่รับความร้อนเรียกว่า ส่วนทำระเหย (Evaporator section) รับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนแล้วทำให้สารทำงานที่อยู่ภายในระเหยกลายเป็นไอ ส่วนอะเดียเบติก (Adiabatic section) เป็นส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อนซึ่งบางทีอาจจะมีหรือไม่มีส่วนนี้ก็ได้อีก และส่วนคายความร้อนหรือเรียกว่าส่วนควบแน่น (Condenser section) เป็นส่วนที่สารทำงานคายความร้อนให้แก่แหล่งรับความร้อนแล้วกลั่นตัวเป็นของเหลว ส่วนสารทำงานนั้นทำหน้าที่เป็นตัวกลางในการรับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนแล้วระเหยเป็นไอไปยังส่วนควบแน่นเพื่อคายความร้อนออกแล้วกลั่นตัวเป็นของเหลวกลับมายังส่วนระเหยอีกครั้ง



ที่มา: Srimuang et al., 2009

ภาพประกอบ 2 (ก) ลักษณะเทอร์โมไซฟอนแบบธรรมดาและ (ข) ลักษณะเทอร์โมไซฟอนแบบแบน
(ค) หน้าตัดของ CT และ FT

จากการศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนตั้งตรง (Vertical Flat Thermosyphon, VFT) แสดงให้เห็นว่าค่าพารามิเตอร์ไร้มิติมีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของ VFT คือ $\frac{Le}{Rh}$, Bo, Ja, Pr, $\frac{\rho_v}{\rho_l}$ และ Ku ทั้งนี้ พลังค์ความร้อนของ VFT ในแนวตั้งสามารถหาค่าได้จากความสัมพันธ์ตามสมการสหสัมพันธ์ ซึ่งมีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน $\pm 25\%$ (Rittidech, S. and Srimuang, 2010)

$$Ku = 0.0144 \left[Bo^4 \left(\frac{Le}{4Rh} \right)^{0.9} Ja^{1.8} Pr^2 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1.8} \right]^{0.130} \quad (1)$$

ได้มีการศึกษาผลกระทบของหน้าตัด ที่อัตราส่วนเติมสารทำงาน และอัตราการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนที่ได้รับความร้อนแตกต่างกัน หน้าตัดของเทอร์โมไซฟอนที่ถูกนำมาทดสอบ มีสองแบบ คือ หน้าตัดกลมและหน้าตัดแบน ผลการวิจัยพบว่า FTPCT ที่ผนังของส่วนระเหยมีอุณหภูมิเฉลี่ยที่สูงกว่า CTPCT (Amatachaya et al., 2010) ได้มีการศึกษาพื้นผิวภายในท่อความร้อนของเทอร์โมไซฟอนหน้าตัดแบนด้วยกระบวนการอะโนไดซ์เซชันพบว่าอัตราส่วนและมุมเอียงต่างมีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอน ความต้านทานความร้อนรวมของเทอร์โมไซฟอนที่ใช้กระบวนการอะโนไดซ์เซชันลดลงถึง 20 % เมื่อเปรียบเทียบกับเทอร์โมไซฟอนที่ไม่ใช้กระบวนการอะโนไดซ์เซชัน การเพิ่มประสิทธิภาพสูงสุดของค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นของเทอร์โมไซฟอนที่ใช้กระบวนการอะโนไดซ์เซชัน 90 % และ 27 % ตามลำดับ (Renjith et al., 2015)

ในระบบปรับอากาศจะควบคุมความชื้นด้วยคอยล์เย็นโดยการดึงความชื้นออกจากอากาศ เมื่ออากาศภายนอกที่ร้อนขึ้นผ่านคอยล์เย็นก็จะคายความร้อนสัมผัสทำให้อุณหภูมิต่ำลง ถ้าคอยล์เย็นมีอุณหภูมิต่ำกว่าจุดกลั่นตัวของไอน้ำ ไอน้ำบางส่วนจะคายความร้อนแฝงพร้อมทั้งควบแน่นเป็นหยดน้ำ ในกรณีนี้อากาศที่ผ่านการดึงความชื้นออกแล้วจะเย็นจัดไม่เหมาะสมที่จะส่งผ่านเข้าไปยังพื้นที่ทำงานได้จึงต้องใช้ขดลวดไฟฟ้าหรือท่อแก๊สร้อนทำให้อุณหภูมิสูงขึ้นกว่าเดิม เพื่อให้ได้อากาศที่อุณหภูมิสบาย ทำให้ต้องใช้พลังงานสูงเพื่อทำให้อากาศเย็นและร้อนในภายหลัง ในกรณีออกแบบติดตั้งระบบปรับอากาศ ใหม่โดยใช้อุปกรณ์ท่อความร้อน ในการลดความชื้นก็จะช่วยให้ลดขนาดคอยล์เย็นลงได้ เนื่องจากภาระการทำความเย็นที่ลดลงจากการลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าคอยล์ให้ลดลงด้วยอุปกรณ์ท่อความร้อน ได้มีการศึกษาการประยุกต์ใช้อุปกรณ์ท่อความร้อนชนิดสั้นวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับ (CLOHP/CV) เพื่อเพิ่มสมรรถนะในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนและเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศแบบธรรมดาผลที่ได้แสดงให้เห็นว่าภาระการทำความเย็นใหม่ได้

เพิ่มขึ้น 3.6 % หลังให้ค่าสูงสุด 14.9 % , 17.6 % สำหรับ COP และ EER ตามลำดับ ค่าสูงสุดของฟลักซ์ความร้อนเป็น 5.19 KW/m² ซึ่งใช้ R134a เป็นสารทำงาน (Supirattanakul et al., 2011)

เมื่อนำอุปกรณ์ทำความร้อนไปใช้ร่วมกับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศ โดยให้ส่วนรับความร้อนอยู่ก่อนหน้าคอยล์ และส่วนคายความร้อนอยู่หลังคอยล์ ส่วนที่อยู่หน้าคอยล์จะทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าคอยล์ให้ลดลงและส่วนที่อยู่หลังคอยล์จะเพิ่มอุณหภูมิอากาศหลังคอยล์ให้สูงกลับขึ้นมา เท่ากับที่ลดลงไป ผลที่ได้รับก็คือคอยล์เย็นจะถ่ายเทความร้อนออกจากอากาศได้มากขึ้น และอากาศที่ผ่านคอยล์เย็นจะแห้งมากขึ้นผลที่ได้ยังสามารถนำความเย็นที่เกินความต้องการกลับมาใช้ใหม่ ดังนั้นอุปกรณ์ทำความร้อนนี้จึงเหมาะสมเป็นอย่างยิ่ง สำหรับห้องที่ต้องการประหยัดพลังงานและความชื้นต่ำ เช่น โรงงานอิเล็กทรอนิกส์ ศูนย์คอมพิวเตอร์ โรงงานยา โรงงานอาหาร โรงพยาบาล ห้องผ่าตัด ห้องสมุด โดยไม่ต้องใช้วิธีลดอุณหภูมิลงต่ำ และการให้ความร้อนซ้ำ ซึ่งเป็นวิธีที่สิ้นเปลืองพลังงานเป็นอย่างมาก

ปัจจุบันเครื่องปรับอากาศแบบเดิมยังคงใช้กันอยู่เป็นจำนวนมากตามอาคารสำนักงานของรัฐบาลและเอกชน อาคารบ้านเรือน และในโรงงานอุตสาหกรรมต่างๆ จากการศึกษาพบว่ายังไม่มีงานวิจัยใดที่ได้ศึกษาเกี่ยวกับการสร้างอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนสำหรับเพิ่มสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงได้มุ่งเน้นศึกษาและประยุกต์ใช้อุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนสำหรับเพิ่มสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบเดิมให้มีประสิทธิภาพเท่ากับเครื่องปรับอากาศแบบใหม่ เนื่องจากเครื่องปรับอากาศแบบใหม่มีราคาสูงมาก ถ้าเราสามารถพัฒนาอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนติดตั้งในคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบเดิมให้มีประสิทธิภาพเท่ากับเครื่องปรับอากาศแบบใหม่ได้ จะช่วยลดการสิ้นเปลืองพลังงาน และลดต้นทุนในการติดตั้งเครื่องปรับอากาศแบบใหม่ ข้อดีของอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนมีน้ำหนักเบา ติดตั้งได้ง่าย สะดวกในการดูแลบำรุงรักษา และซ่อมแซมง่าย เพราะไม่มีชิ้นส่วนกลไกที่เคลื่อนไหว สามารถถอดเปลี่ยนได้ที่ละท่อ และต้นทุนในการสร้างอุปกรณ์ทำความร้อนใช้เงินลงทุนน้อย

1.2 ความมุ่งหมายของการวิจัย

1.2.1 เพื่อออกแบบสร้างและทดสอบ อุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนตั้งตรง (Vertical Flat Thermosyphon, VFT) ติดตั้งกับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

1.2.2 เพื่อศึกษาเปรียบเทียบ ปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้า การถ่ายเทความร้อน และสมรรถนะระหว่างไม่มีการติดตั้งและมีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนตั้งตรง (VFT) กับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

1.2.3 วิเคราะห์ผลทางเศรษฐศาสตร์ ระหว่างไม่มีการติดตั้งและมีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนตั้งตรง (VFT) กับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

1.2.4 วิเคราะห์ผลทางสถิติของอัตราการถ่ายเทความร้อน ความชื้น และพลังงานที่ได้จากการทดลอง

1.3 ขอบเขตของการวิจัย

1.3.1 ตัวแปรต้น (ตัวแปรอิสระ)

1.3.1.1 ขนาดทำความร้อนเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน (ความแบน) เท่ากับ 6.6, 4.6 และ 2.6 mm (Srimuang et al., 2009)

1.3.1.2 สารทำงานคือ R-22, R-134a และ R-410a

1.3.1.3 อุณหภูมิการปรับอากาศคือ 20, 25 และ 27°C

1.3.1.4 ความเร็วลมที่ผ่านคอยล์เย็นคือ 1.5, 2.0 และ 2.5 m/s

1.3.2 ตัวแปรตาม

1.3.2.1 ปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ

1.3.2.2 สัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ

1.3.2.3 อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ

1.3.2.4 อัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะของอุปกรณ์ทำความร้อน

1.3.2.5 ค่าประสิทธิผลทางความร้อนของอุปกรณ์ทำความร้อน

1.3.3 ตัวแปรควบคุม

1.3.3.1 ทดสอบกับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12,000 บีทียู

1.3.3.2 ความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน ส่วนควบแน่น คือ 200, 150 และ 200 mm ตามลำดับ

1.3.3.3 ปริมาณการเติมสารทำงาน คือ 50 % ของปริมาตรส่วนทำระเหย

1.3.3.4 ห้องทดลองขนาด 3x4 m ที่สภาวะอากาศแวดล้อมของจังหวัดมหาสารคาม

1.4 ความสำคัญของการวิจัย

1.4.1 ได้อุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนตั้งตรง (VFT) ติดตั้งกับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

1.4.2 ทราบปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้า การลดความชื้น การถ่ายเทความร้อน และสมรรถนะระหว่างไม่มีการติดตั้งและมีการติดตั้งอุปกรณ์ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนตั้งตรง (VFT) กับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

1.4.3 ทราบต้นทุน ค่าใช้จ่าย จุดคุ้มทุน เมื่อนำอุปกรณ์ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนตั้งตรง (VFT) ติดตั้งกับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

1.4.4 ทราบผลทางสถิติของอัตราการถ่ายเทความร้อน ความชื้น และพลังงานที่ได้จากการทดลอง



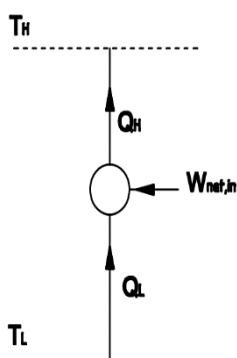
ปริทัศน์เอกสารข้อมูล

งานวิทยานิพนธ์นี้มีวัตถุประสงค์เพื่อออกแบบและสร้างอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนสำหรับช่วยดูดซับความร้อนภายในห้องก่อนผ่านเข้าแผงคอยล์เย็นและดึงเอาความเย็นหลังออกจากแผงคอยล์เย็นกลับมาช่วยดูดซับความร้อนภายในห้องก่อนผ่านเข้าแผงคอยล์เย็นอีกครั้ง เพื่อช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน โดยมี ทฤษฎี และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ดังนี้

2.1 ทฤษฎีเกี่ยวกับระบบทำความเย็น (Refrigeration)

การทำความเย็นมีวัตถุประสงค์ในการระบายความร้อนออกจากส่วนที่ต้องการทำความเย็นให้มีอุณหภูมิต่ำกว่าภายนอก ทำให้เกิดความแตกต่างของอุณหภูมิ ระหว่างส่วนที่ต้องการทำความเย็นกับภายนอก ซึ่งหมายถึงการรักษาอุณหภูมิของสิ่งที่ต้องการทำความเย็นให้ต่ำกว่าอุณหภูมิของบรรยากาศโดยรอบนั่นเอง ระบบทำความเย็นที่ใช้ในการทำงานจริงทุกระบบจะทำการรักษาอุณหภูมิให้ต่ำ โดยการนำเอาความร้อนออกจากสิ่งที่ต้องการทำให้เย็น ขณะที่อุณหภูมิต่ำ และนำเอาความร้อนออกทิ้งขณะที่มีอุณหภูมิสูง โดยอาศัยสารตัวกลาง (น้ำยาสารทำความเย็น) เป็นตัวกลางในการนำความร้อน

วัฏจักรการทำความเย็นโดยทั่วไปมีหลักการในการรับความร้อน (Q_L) จากแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำ (T_L) และถ่ายเทปล่อยความร้อน (Q_H) สู่แหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิสูง (T_H) โดยต้องมีการใส่งานเข้าไปในระบบเพื่อให้เครื่องทำความเย็นสามารถทำงานได้ อุปกรณ์หรือวัฏจักรที่เรียกว่าเครื่องทำความเย็น (Refrigerator) ข้างต้นนี้ ถูกนำไปใช้งานโดยมีจุดมุ่งหมายเพื่อก่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนออกจากห้องเย็นดังนั้นปริมาณความร้อน Q_L ถือเป็นประโยชน์ในการใช้งาน



ที่มา: อัครเดช สิ้นสุภัก, 2543.

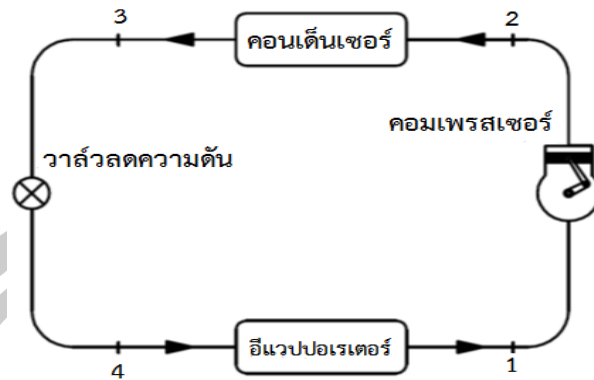
ภาพประกอบ 3 หลักการทำงานของการทำงานทำความเย็น

วัฏจักรการทำงานทำความเย็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายมี 2 วัฏจักรด้วยกันคือ วัฏจักรการทำงานทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Refrigeration Cycle) และวัฏจักรการทำงานทำความเย็นแบบดูดซึม (Absorption Refrigeration Cycle) แต่ระบบที่มีความสำคัญที่สุดและมีการใช้กันอย่างกว้างขวางที่สุดคือ ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ ซึ่งจะใช้สารตัวกลางการทำงานอยู่ในวงจรปิด หมุนเวียนไปมาในระบบ ตัวกลางในการทำงานนี้มิได้มากมายหลายชนิด โดยในปัจจุบันเป็นสารประกอบไฮโดรคาร์บอน ซึ่งมีความเหมาะสมในการใช้งานแล้วแต่ลักษณะงานที่แตกต่างกัน

สำหรับในงานวิจัยนี้จะกล่าวถึงเฉพาะวัฏจักรการทำงานทำความเย็นแบบอัดไอเท่านั้น เพราะเป็นหลักการที่จะนำมาใช้กับอุปกรณ์ทำความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับ เพื่อเพิ่มสมรรถนะเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน โดยอาศัยสารทำงานที่สามารถเปลี่ยนสถานะเป็นไอและเป็นของเหลวกลับไปมา และตัวพาความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนไปสู่แหล่งรับความร้อนซึ่งเป็นของไหลเย็น

2.1.1 วัฏจักรการทำงานทำความเย็นแบบอัดไอ (Refrigeration Vapor Compression Cycle)

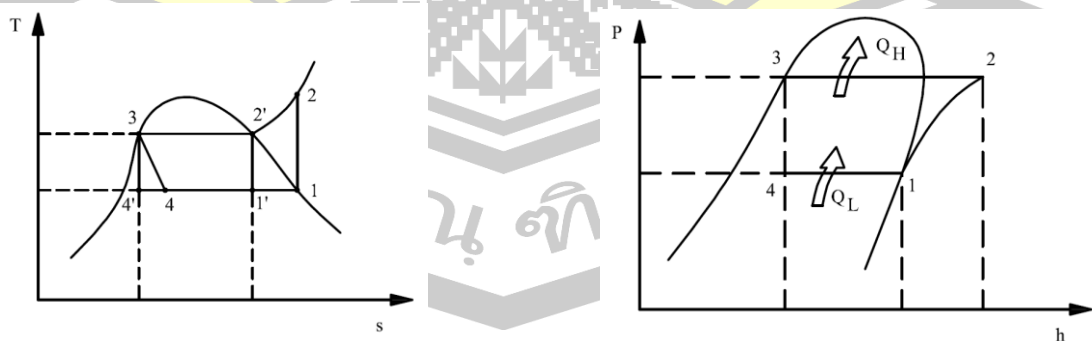
ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ นับว่าเป็นระบบที่มีความสำคัญที่สุดในบรรดาระบบทำความเย็นด้วยกัน ระบบดังกล่าวนี้ใช้ได้ตั้งแต่เครื่องทำความเย็นชนิดเล็ก เช่น ตู้เย็นหรือเครื่องปรับอากาศ ที่ใช้ในบ้านเรือน จนถึงเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่ที่ใช้ในอุตสาหกรรม หลักการทำงานของการทำงานทำความเย็นแบบอัดไอ คือ ทำให้น้ำยาสารทำความเย็น ซึ่งมีหน้าที่เป็นสารตัวกลางที่รับและถ่ายเทความร้อน เปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอเพื่อดูดซึมความร้อนเข้าสู่ตัวมันเอง ขณะที่มีความดันและอุณหภูมิต่ำ หลังจากนั้นจะเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวอีกครั้งขณะที่มีความดันและอุณหภูมิสูง โดยการคายความร้อนออกจากตัวมันเอง



ที่มา: อัครเดช สิ้นธุภัก, 2543.

ภาพประกอบ 4 แผนภาพอุณหภูมิต่ำของระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ

ภาพประกอบ 4 เป็นแผนภาพอุณหภูมิต่ำและวงจรถ่ายความร้อน เมื่อน้ำยาสารทำความเย็นในสถานะของเหลวระเหยตัวกลายเป็นไออิ่มตัวหมดที่สภาวะ 1 จะเข้าคอมเพรสเซอร์ (Compressor) และถูกอัดตัวแบบไอเซนโทรปิก จนกระทั่งถึงความดันในคอนเดนเซอร์ (Condenser) ที่สภาวะ 2 ทำให้ได้น้ำยาสารทำความเย็นสภาพไอร้อนยวดยิ่งและมีอุณหภูมิสูง คือมีอุณหภูมิสูงกว่าสิ่งแวดล้อมภายนอก จากนั้นไอน้ำยาความดันสูงจะเข้าคอนเดนเซอร์ เพื่อถ่ายเทความร้อนทิ้งสู่สิ่งแวดล้อมและควบแน่นเป็นของเหลวอิ่มตัวที่สภาวะ 3 และออกจากคอนเดนเซอร์ที่สภาวะ 3 นี้ ของเหลวที่ออกจากคอนเดนเซอร์เป็นของเหลวความดันสูง จึงถูกทรอตลงผ่านวาล์วลดความดัน (Expansion Valve) ซึ่งจะทำให้ทั้งความดันและอุณหภูมิของน้ำยาสารทำความเย็นลดต่ำลง โดยเฉพาะอุณหภูมิของน้ำยาเหลวนั้นจะต่ำกว่าอุณหภูมิต่ำในส่วนที่ต้องการทำให้เย็น เมื่อน้ำยาเข้าอีแวปอเรเตอร์ (Evaporator) ที่สภาวะ 4 ในสภาพของผสมที่มีคุณภาพไอต่ำ น้ำยาจะดึงความร้อนจากส่วนที่ต้องการทำให้เย็น ทำให้น้ำยาระเหยตัวกลายเป็นไออิ่มตัวหมดที่สภาวะ 1 และถูกดูดกลับเข้าคอมเพรสเซอร์อีกครั้ง



ที่มา: อัครเดช สิ้นธุภัก, 2543.

ภาพประกอบ 5 แผนภาพ T-s และ P-h ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ

ซึ่งประกอบด้วยกระบวนการหลัก 4 กระบวนการดังนี้

กระบวนการ 1-2 หมายถึงกระบวนการอัดตัวแบบไอเซนทรอปิก (Isentropic Process, $s_1 = s_2$) ในคอมเพรสเซอร์ซึ่งเป็นกระบวนการอัดตัวของของไหล โดยไอของของไหลความดันต่ำจะไหลเข้าเครื่องอัดไอหรือคอมเพรสเซอร์เพื่อเพิ่มความดัน

กระบวนการ 2-3 หมายถึง กระบวนการถ่ายเทความร้อนที่อุณหภูมิคงที่ (Isothermal Process) ซึ่งเป็นกระบวนการระบายความร้อนออกจากของไหลซึ่งเกิดขึ้นในคอนเดนเซอร์ โดยของไหลทำงาน (Working Fluid) เมื่อออกจากคอนเดนเซอร์จะกลายเป็นของเหลวอิ่มตัว

กระบวนการ 3-4 หมายถึง กระบวนการทรอตติง (Irreversible Throttling Process) ในวาล์วลดความดัน ซึ่งเป็นกระบวนการขยายตัวเพื่อลดความดัน โดยของไหลทำงานผ่านวาล์วขยายตัว (Expansion Valve) หรือท่อแคปิลารี

กระบวนการ 4-1 หมายถึง กระบวนการรับความร้อนจากบริเวณที่ทำให้เย็นภายใต้ความดันที่ (Isothermal Process) ในอีแวปอเรเตอร์ ซึ่งเป็นกระบวนการสุดท้ายเมื่อของไหลทำงานได้รับความร้อนจากภายนอกจนกลายเป็นไออิ่มตัว ทำให้อากาศภายนอกมีอุณหภูมิต่ำลงซึ่งกระบวนการนี้จะเกิดในอีแวปอเรเตอร์

จากแผนภาพ P-h ในภาพประกอบ 2.3 สามารถสังเกตได้จากจุดที่ 1 อยู่บนเส้นไออิ่มตัวพอดีส่วนจุดที่ 2 อยู่ในเขตไอร้อนยิ่งยวด แต่มีการคายความร้อนกลับมาที่เส้นไออิ่มตัว แล้วเริ่มควบแน่นจนไปอยู่ที่เส้นของเหลวอิ่มตัวคือจุดที่ 3 พอดี อาจจะมีการคายความร้อนได้ดีที่ จุดที่ 3 นี้ ก็จะเลยไปอยู่ในเขตที่เรียกว่า ของเหลวจืด (Subcool liquid) ซึ่งอุณหภูมิก็จะต่ำกว่าที่เคยเป็นที่จุดที่ 3 เดิม ผลของการลดความดันที่ ทรอตติงวาล์ว (throttling Valve) ซึ่งเป็นกระบวนการที่ไม่ย้อนกลับ สิ้นสุดกระบวนการก็ตกอยู่ในเขตสองสถานะคือเป็นไอเปียก ดังนั้นการให้จุดที่ 3 ยืดไปอยู่ในของเหลวจืด (Subcool liquid) มาก ๆ ก็ยิ่งมีประโยชน์เพราะจุดที่ 4 เลื่อนไปทางขวามือมากขึ้นด้วย ทำให้ค่าการทำความเย็นมากขึ้น

2.1.2 การคำนวณปริมาณพลังงานและ COP ของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

ตัวแปรที่สามารถแสดงถึงคุณลักษณะของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ เรียกว่า ค่าสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP) ซึ่งเป็นค่าสัมประสิทธิ์แห่งสมรรถนะของระบบทำความเย็นใดๆ ซึ่งเป็นตัวบ่งชี้ถึงความสามารถของระบบทำความเย็น ที่ทำหน้าที่ได้ตามวัตถุประสงค์ โดยเทียบกับความพยายามที่ให้ระบบนั้นได้ทำหน้าที่นั้น ๆ ซึ่งมีใช่เป็นประสิทธิภาพที่อยู่ในเครื่องจักรกล ในแง่ของสัดส่วนระหว่างผลลัพธ์ที่ได้จากระบบต่อสิ่งที่ป้อนให้ระบบ แต่ก็มีมีความคล้ายกันที่การนำมาใช้เปรียบเทียบเป็นสัดส่วนกันนั้นจำเป็นต้องมีหน่วยที่เหมือนกันในแง่ COP ในระบบทำความเย็นนั้นจะเป็นสัดส่วนระหว่างค่าความเย็นที่สามารถได้เป็น

ประโยชน์ขึ้นมา สำหรับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ ค่าความเย็นที่ได้เป็นประโยชน์ในงานวิจัยนี้คือ ค่าความเย็นที่อีแวปอเรเตอร์ ต่อด้วยงานสุทธิที่ต้องป้อนให้แก่ระบบ ที่มีหน่วยเหมือนกันแล้ว ค่า COP จะเป็นค่าที่ไร้หน่วย ค่า COP ยิ่งสูงยิ่งดี เป็นสิ่งที่ต้องการในระบบทำความเย็น แต่จะให้ค่าสูงมากน้อย นั้นขึ้นอยู่กับความสมบูรณ์ของระบบ

ผลการทำความเย็นของวัฏจักรอัดไอ โดยอาศัยกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ สำหรับปริมาณควบคุมกับอีแวปอเรเตอร์ โดยไม่คิดงานและไม่มีการเปลี่ยนแปลงของพลังงานจลน์ และพลังงานศักย์

$$Q_L = h_1 - h_4 \quad (2.1)$$

งานที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ โดยอาศัยกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ สำหรับปริมาณควบคุมกับคอมเพรสเซอร์ โดยไม่มีความร้อนและไม่คิดการเปลี่ยนแปลงของพลังงานจลน์และพลังงานศักย์

$$W_{net} = h_2 - h_1 \quad (2.2)$$

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายทิ้ง โดยอาศัยกฎข้อที่หนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ สำหรับปริมาณควบคุมกับคอนเดนเซอร์ ทำการพิจารณาเช่นเดียวกันกับอีแวปอเรเตอร์

$$Q_H = h_2 - h_3 \quad (2.3)$$

สำหรับกระบวนการทrottle (Throttling) สามารถแสดงความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$h_3 = h_4 \quad (2.4)$$

สัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ (COP) สามารถแสดงความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$COP = \frac{\text{ปริมาณความร้อนที่ได้รับจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ}}{\text{ปริมาณของงานสุทธิที่ให้กับระบบ}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{Q_L}{W_{net}} \quad (2.5)$$

เมื่อ Q_L = ปริมาณความร้อนที่ได้รับจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ, kJ/kg

Q_H = ปริมาณความร้อนที่ได้รับจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูง, kJ/kg

W_{net} = ปริมาณของงานสุทธิที่ให้กับระบบ, kJ/kg

h_1 = ค่าเอนทาลปีของน้ำยาสารทำความเย็นที่สภาวะ 1, kJ/kg

h_2 = ค่าเอนทาลปีของน้ำยาสารทำความเย็นที่สภาวะ 2, kJ/kg

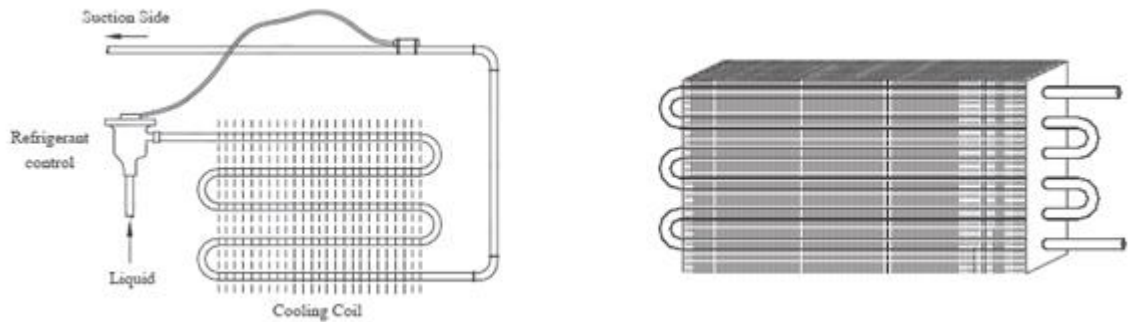
h_3 = ค่าเอนทาลปีของน้ำยาสารทำความเย็นที่สภาวะ 3, kJ/kg

h_4 = ค่าเอนทาลปีของน้ำยาสารทำความเย็นที่สภาวะ 4, kJ/kg

2.1.3 อุปกรณ์หลักของเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ

เครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ ประกอบด้วยอุปกรณ์หลักที่สำคัญดังนี้

2.1.3.1 อีแวปโปเรเตอร์ (Evaporator) หรือที่นิยมเรียกอีกชื่อว่าคอลล์เย็น ทำหน้าที่ดูดซับปริมาณความร้อนจากบริเวณที่ต้องการทำความเย็น ขณะที่น้ำยาสารทำความเย็น ภายในระบบ มีการระเหยเปลี่ยนสถานะสถานะเป็นไอดูดซับปริมาณความร้อนผ่านผิวท่อทางเดินน้ำยาสารทำความเย็นเข้าไปภายในระบบ ดังนั้นความร้อนในสิ่งที่ต้องการทำความเย็นจะเกิดการถ่ายเทให้กับน้ำยาสารทำความเย็น เป็นผลให้น้ำยาสารทำความเย็นภายในอีแวปโปเรเตอร์มีอุณหภูมิสูงขึ้นเกินกว่าจุดเดือดของน้ำยา และเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ ทำให้อุณหภูมิโดยรอบอีแวปโปเรเตอร์ลดลง นอกจากนี้อากาศชื้นที่อีแวปโปเรเตอร์จะเกิดการควบแน่นกลั่นตัวกลายเป็นหยดน้ำ ซึ่งในระหว่างกระบวนการกลั่นตัวนั้นความดันคงที่ จะมีการควบแน่นกลั่นตัวภายในหยดน้ำ ซึ่งในระหว่างกระบวนการกลั่นตัวนั้นความดันคงที่ จะมีการดึงเอาความร้อนและความชื้นออกมาจากอากาศที่ไหลผ่านอีแวปโปเรเตอร์ อีแวปโปเรเตอร์ โดยทั่วไปแบ่งออกเป็น 2 ชนิด ได้แก่อีแวปโปเรเตอร์ ชนิดเปียก ซึ่งภายในบรรจุด้วยน้ำที่ยังเป็นของเหลวอยู่เต็ม ระดับของน้ำยาควบคุมด้วยลูกกลอย หรืออุปกรณ์ควบคุมด้วยลูกกลอย หรืออุปกรณ์ควบคุมอย่างอื่น โดยอีแวปโปเรเตอร์ชนิดนี้จะมีขนาดใหญ่มากและใช้ปริมาณน้ำยามาก ส่วนอีแวปโปเรเตอร์ชนิดแห้ง จะมีความแตกต่างจากชนิดเปียกในด้านลักษณะของน้ำยาที่เข้าสู่อีแวปโปเรเตอร์ ในอีแวปโปเรเตอร์ชนิดแห้งน้ำยาจะเข้ามาโดยผ่านลิ้นลดความดัน ทำให้น้ำยากลายเป็นละอองในปริมาณที่เหมาะสมกับการใช้งาน อีแวปโปเรเตอร์ชนิดแห้งนี้ ดังภาพประกอบ 6 นิยมใช้กันอย่างมากในงานการทำความเย็นทั่วไป



ที่มา: สุรพล พฤษพานิช, 2549.

ภาพประกอบ 6 อีแวปเปอเรเตอร์ชนิดแห้งแบบท่อและฟินประกอบอยู่ในชุดเดียวกัน

กระบวนการทำความเย็น สามารถพิจารณาได้ว่าในระหว่างกระบวนการความดันคงที่ มีทั้งการดึงความชื้นและความร้อนออก โดยที่ไม่มีงานป้อนให้หรือรับจากระบบ ซึ่งตามหลักการสมดุลพลังงานสามารถแสดงความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$Q^e = m^{ae} C^{p,a} (T^{e,i} - T^{e,o}) + m^{ae} (\omega_{e,i} - \omega_{e,o}) h^{i,g} \quad (2.6)$$

เมื่อ Q^e = ปริมาณหรืออัตราการทำความเย็นของอีแวปเปอเรเตอร์, kW

m^{ae} = อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่ผ่านอีแวปเปอเรเตอร์, kg/s

$C^{p,a}$ = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศที่ผ่าน อีแวปเปอเรเตอร์, kJ/kg-K

$T^{e,i}$ = อุณหภูมิของอากาศที่เข้า อีแวปเปอเรเตอร์, °C

$T^{e,o}$ = อุณหภูมิของอากาศที่ออกจาก อีแวปเปอเรเตอร์, °C

$\omega_{e,i}$ = อัตราส่วนความชื้นที่เข้าอีแวปเปอเรเตอร์, kg^{enter} / kg^{dryair}

$\omega_{e,o}$ = อัตราส่วนความชื้นที่ออกจากอีแวปเปอเรเตอร์, kg^{enter} / kg^{dryair}

h^{fg} = ค่าความร้อนแฝงที่ใช้ในการระเหยน้ำจากวัสดุ, kJ/kg

โดยอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ (Air Mass Flow Rate, m_a) ในแต่ละค่าสามารถทำได้โดยคำนวณจากความเร็วลมเฉลี่ยที่วัดได้ กับพื้นที่หน้าตัดที่อากาศไหลผ่าน ซึ่งสามารถแสดงความสัมพันธ์ได้ดังนี้

$$m_a = \rho Av \quad (2.7)$$

เมื่อ ρ = ค่าความหนาแน่นของอากาศที่อุณหภูมินั้น ๆ, kg/m^3

A = พื้นที่หน้าตัดที่อากาศไหลผ่าน, m^2

V = ความเร็วลมเฉลี่ย, m/s

ขณะที่ความร้อนแฝงที่ใช้ในการระเหยน้ำจากอากาศโดยการแลกเปลี่ยนสถานะของการทำความเย็น จากของเหลวให้กลายเป็นไอที่อุณหภูมิและความดันคงที่

$$h_{fg} = 2,502 - \frac{2.386(T_{c,i} - T_{c,0})}{2} \quad (2.8)$$

2.1.3.2. คอมเพรสเซอร์ (Compressor) เป็นหัวใจสำคัญของระบบเครื่องทำความเย็น ทำหน้าที่ดูดและอัดน้ำยาสารทำความเย็นในสถานะที่เป็นไอในอีแวปอเรเตอร์ โดยดูดไอที่มีอุณหภูมิต่ำและความดันต่ำจากอีแวปอเรเตอร์ และอัดให้มีความดันสูง ซึ่งขณะเดียวกันอุณหภูมิของไอน้ำยาก็สูงขึ้นด้วย เมื่อได้ไอความดันสูง จนถึงจุดที่ไอน้ำพร้อมจะควบแน่นเป็นของเหลว จึงจะให้ผ่านไปยังคอนเดนเซอร์ เพื่อระบายความร้อนออก และทำให้ไอน้ำยาเหล่านี้กลั่นตัวเป็นน้ำยาเหลวอีกครั้ง การอัดไอน้ำยาดังกล่าวจะอัดจนกระทั่งอุณหภูมิของไอน้ำยาสูงกว่าอุณหภูมิของอากาศที่ใช้ระบายคอนเดนเซอร์ คอมเพรสเซอร์ที่ทำงานอย่างมีประสิทธิภาพ ต้องทำงานโดยมีการสูญเสียความดันจากการรั่วของแก๊สและใช้กำลังงานในการขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์น้อยที่สุด

คอมเพรสเซอร์ที่มีใช้งานอยู่ในปัจจุบัน สามารถทำการแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิด ได้แก่ คอมเพรสเซอร์แบบเปิด (Open Type Compressor) เป็นแบบที่คอมเพรสเซอร์แยกกันอยู่กับตัวขับ (Motor) โดยสายพานหรือตัวต่อเชื่อมระหว่างเพลลาของมอเตอร์และเพลลาข้อเหวี่ยงของคอมเพรสเซอร์ ตัวอย่างคอมเพรสเซอร์แบบนี้ได้แก่ ระบบเครื่องทำความเย็นแบบใหญ่ ๆ หรือระบบห้องเย็น ส่วนอีกชนิดหนึ่งคือ คอมเพรสเซอร์แบบปิด (Close Type Compressor) เป็นแบบที่ตัวคอมเพรสเซอร์ และตัวมอเตอร์รวมอยู่ในเปลือก (Case) โลหะเดียวกัน และเป็นแบบเชื่อมปิดสนิท แต่จะมีท่อไหลออกมา 3 ทางคือ ทางดูด ทางอัด และท่อเติมน้ำยาสารทำความเย็น และอีกด้านหนึ่งของคอมเพรสเซอร์แบบนี้จะมีขั้วหลัก (Terminal) ที่จะต่อสายไฟจากภายนอกเข้าไปในมอเตอร์ 3 ขั้ว

หลัก คือ ขั้วขดสตาร์ท (S) ขั้วหลักขดรัน (R) และขั้วหลักคอมมอน (C) คอมเพรสเซอร์แบบนี้จึงมักถูกเรียกว่า คอมเพรสเซอร์แบบเฮอร์เมติก (Hermetic Compressor)



ที่มา: สุรพล พฤษพานิช, 2549.

ภาพประกอบ 7 คอมเพรสเซอร์แบบปิด หรือเฮอร์เมติกคอมเพรสเซอร์

ลักษณะดังแสดงในภาพประกอบ 7 มีข้อดีคือ ไม่ต้องมีซิลที่เพลลา การรั่วของน้ำมันยาเป็นไปได้ยาก การหล่อลื่นทำได้สะดวก และขณะทำงานมีเสียงดังน้อย เพราะทุกอย่างอยู่ในเปลือกโลหะที่ปิดสนิท คอมเพรสเซอร์จะให้กำลังงานทางกล และไฟฟ้าเปลี่ยนไปเป็นพลังงานที่ให้กับน้ำยาสารทำความเย็น เมื่อมีการถ่ายเทความร้อนออกจากน้ำยาสารทำความเย็น และไม่มีการสูญเสียความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อม ดังนั้น งานสุทธิที่ต้องป้อนให้กับคอมเพรสเซอร์ ในการวัดค่าจริงมีค่าเท่ากับ

$$P_{\text{compressor}} = IV (\cos \theta) \quad (2.9)$$

เมื่อ $P_{\text{compressor}}$ = กำลังงานที่ต้องป้อนให้กับคอมเพรสเซอร์, Watts

I = ค่ากระแสไฟฟ้า, Amp

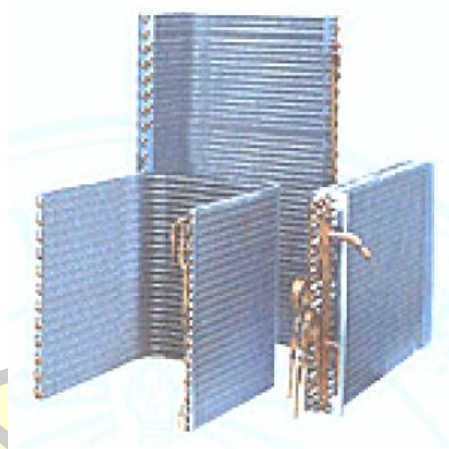
V = ค่าแรงดันไฟฟ้า, Volt

$\cos \theta$ = Power Factor

2.1.3.3 คอนเดนเซอร์ (Condenser) หรือที่นิยมเรียกอีกชื่อว่าคอยล์ร้อน เป็นอุปกรณ์เครื่องทำความเย็นอีกชิ้นหนึ่งที่ประกอบด้วย ท่อทองแดงขดขนานไปมา และมีฟินแทรกผ่านเชื่อมติดไว้กับท่อทองแดง คอนเดนเซอร์มีหน้าที่ทำให้น้ำยาสารทำความเย็นในสถานะที่เป็นไอ เกิด

การกลั่นตัวเป็นของเหลวด้วยการระบายความร้อนออกจากรังสีการแผ่รังสีความร้อนนั้น กล่าวคือน้ำยา สารทำความเย็นในสถานไอออนอุณหภูมิสูง ความดันสูง ซึ่งถูกอัดส่งมาจากคอมเพรสเซอร์ เมื่อถูกระบาย ความร้อนแผ่ออกจะกลั่นตัวเป็นของเหลว แต่ยังคงมีความดันและอุณหภูมิสูงอยู่ เช่นเดียวกัน คอนเดนเซอร์ ยังทำหน้าที่เพิ่มอุณหภูมิให้กับอากาศที่เคลื่อนที่ผ่านอีกด้วย คอนเดนเซอร์ทุกตัวจะมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อน มากน้อยขึ้นอยู่กับวัสดุที่ใช้สร้างจำนวนพื้นผิวที่จะถ่ายเทความร้อน และกำลังของลมที่ผ่าน โดยปกติกำลังลมที่มาตรฐานสำหรับเครื่องขนาด 0.5 – 2.0 ตันความ เย็น มีค่าประมาณ 400 – 500 CFM

การจำแนกชนิดของคอนเดนเซอร์โดยทั่วไป แบ่งตามลักษณะตามการระบาย ความร้อน ซึ่งสามารถแบ่งได้เป็น 2 ชนิด คือ คอนเดนเซอร์ชนิดระบายความร้อนด้วยน้ำ และ คอนเดนเซอร์ชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ ซึ่งการเลือกชนิดและขนาดของคอนเดนเซอร์ต้อง คำนึงถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของผิวโลหะที่ใช้ทำคอนเดนเซอร์ ความสามารถในการ ถ่ายเทความร้อนของผิวโลหะที่ใช้ทำคอนเดนเซอร์ ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของตัวกลาง ที่จะใช้ระบายความร้อน และอุณหภูมิของสารทำความเย็นกับอุณหภูมิของสารตัวกลางที่จะใช้ระบาย ความร้อน



ที่มา: สุรพล พฤษพานิช, 2549.

ภาพประกอบ 8 คอนเดนเซอร์แบบมีขีดท่อทองแดงและฟินอยู่ในชุดเดียวกัน

การหาปริมาณหรืออัตราความร้อนที่เกิดจากคอนเดนเซอร์ หลังจากการเคลื่อนที่ ของน้ำยา สารทำความเย็นถูกคอมเพรสเซอร์อัดเป็นไอความดันสูง และเคลื่อนที่มายังคอนเดนเซอร์ซึ่ง ในระหว่างกระบวนการความดันคงที่และมีการเพิ่มความดันร้อน แต่ไม่มีการเพิ่มหรือดึงความชื้นออก ดังนั้นจากหลักการสมดุลพลังงานจะได้ปริมาณความร้อนที่เกิดจากคอนเดนเซอร์ เขียนเป็นสมการได้ ดังนี้

$$Q^C = m^{a,c} C^{p,a} (T^{c,o} - T^{c,i}) \quad (2.10)$$

เมื่อ Q^C = ปริมาณหรืออัตราการทำความร้อนของคอนเดนเซอร์, kW

$C^{p,a}$ = ค่าความจุความร้อนจำเพาะของอากาศที่ผ่านคอนเดนเซอร์, kJ/kg-
°C

$T^{c,i}$ = อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศที่ผ่านคอนเดนเซอร์, kg/s

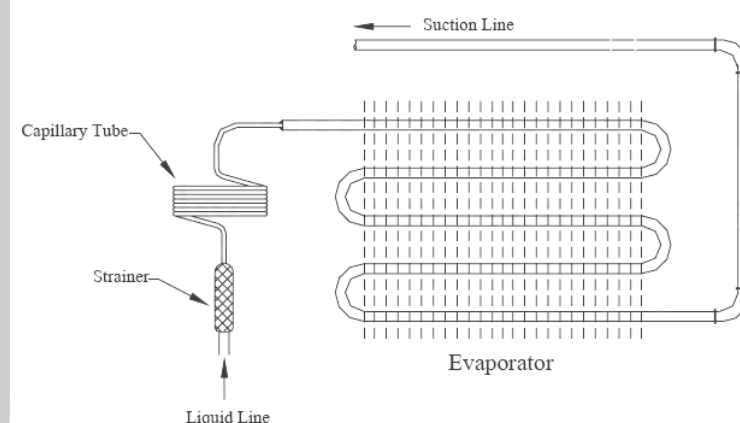
$T^{c,o}$ = อุณหภูมิอากาศหลังจากออกจากคอนเดนเซอร์, °C

2.1.3.4 อุปกรณ์ควบคุมการไหลของน้ำยาสารทำความเย็น (Refrigerant Flow Control) หรือลิ้นลดความดัน เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ควบคุมการไหลของน้ำยาสารทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นก่อนที่จะผ่านเข้าไปยังอีแวปอเรเตอร์ โดยจะทำการลดความดันของน้ำยาสารทำความเย็นให้มีความดันต่ำลงจนสามารถเดือดเปลี่ยนสถานะเป็นไอได้ที่อุณหภูมิต่ำๆ ในอีแวปอเรเตอร์ (ชัยสวัสดิ์ เทียนวิบูลย์, 2543) และยังทำหน้าที่เป็นตัวแบ่งความดันของระบบเป็นด้านความดันสูงและด้านความต่ำอีกด้วย หลักการเบื้องต้นที่คล้ายกันของอุปกรณ์ควบคุมการไหลของน้ำยาสารทำความเย็น คือ ควบคุมปริมาณน้ำยาสารทำความเย็น เมื่ออุณหภูมิและความดันเปลี่ยน และควบคุมปริมาณสารทำความเย็นให้สม่ำเสมอ เมื่อมีโหลดเพิ่มขึ้นหรือลดลง อย่างเหมาะสม

อุปกรณ์ควบคุมการไหลของน้ำยาสารทำความเย็นที่นิยมใช้งานทั่วไปมี 2 ชนิด คือแบบท่อแคปิลลารีและแบบเทอร์โมสแตติกเอ็กซ์แพนชันวาล์วดังนี้

1) ท่อแคปิลลารี (Capillary Tube) หรือที่มักเรียกกันอีกชื่อว่า รีดิวซ์ (Reduce) เป็นท่อที่ทำด้วยทองแดง ท่อแคปิลลารีเป็นตัวควบคุมสารทำความเย็นที่นิยมใช้กันมากสำหรับควบคุมปริมาณ และความดันของน้ำยาสารทำความเย็นที่จะฉีดเข้าไปในอีแวปอเรเตอร์ โดยท่อแคปิลลารีจะต่ออยู่ระหว่างคอนเดนเซอร์กับอีแวปอเรเตอร์ เนื่องจากท่อแคปิลลารีมีขนาดเล็กจึงทำให้เกิดการเสียดทานขึ้น ขณะที่น้ำยาสารทำความเย็นที่เป็นของเหลวไหลผ่านท่อแคปิลลารี ทำให้เกิดการจำกัดความดันของสารทำความเย็น หรือลดแรงดันของน้ำยาสารทำความเย็นที่จะเข้าอีแวปอเรเตอร์ และควบคุมปริมาณน้ำยาสารทำความเย็นที่จะไหลเข้าอีแวปอเรเตอร์ การทำงานของท่อแคปิลลารีแตกต่างจากลิ้นลดความดันแบบอื่น ๆ คือท่อแคปิลลารีจะยอมให้น้ำยาสารทำความเย็นไหลผ่านตลอดเวลา ที่ความดันของน้ำยาสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์สูงกว่าความดันของน้ำยาในอีแวปอเรเตอร์ ท่อแคปิลลารีเป็นลิ้นลดความดันที่มีราคาถูก แต่จะใช้งานได้กับระบบการทำงานที่มีความเย็นที่มีขนาดเล็กเท่านั้น เนื่องจากไม่สามารถทำอุณหภูมิให้ต่ำลงมาก ได้ และท่อแคปิลลารียังมี

ข้อเสียในการใช้งานดังนี้ (ประพันธ์ ศิริพลัปลา, 2546) ท่อแคปพิลารี ไม่สามารถทำการปรับปริมาณน้ำยาสารทำความเย็นที่เข้าไปในอีแวปอเรเตอร์ ให้มากน้อยตามความต้องการ เมื่อต้องการทำความเย็นให้มีอุณหภูมิขึ้นหรือลงต้องควบคุมโดยวิธีเปิด - ปิดเครื่อง การเติมน้ำยาสารทำความเย็นเข้าระบบต้องเติมให้พอดี มากหรือน้อยไปไม่ได้ ขนาดของท่อแคปพิลารี ต้องพอดีกับความต้องการของโหลดที่อีแวปอเรเตอร์ ในการต่อเชื่อมท่อน้ำยากับท่อแคปพิลารี ต้องทำการดูดไล่น้ำหรือความชื้นออกให้หมด มิฉะนั้นไอน้ำจะไปแข็งตัว ที่บริเวณรอยต่อระหว่างท่อแคปพิลารีกับอีแวปอเรเตอร์ซึ่งเรียกว่าตันความชื้น ภายในระบบต้องมีความสะอาด ไม่มีผงหรือเศษโลหะ ดังนั้นเครื่องที่ใช้ท่อแคปพิลารีจึงมักใช้คอมเพรสเซอร์แบบฮอร์เมติก และมีตะแกรงฟง (Strainer) หรือ ฟิวเดอร์ไดร์เออร์ (Filter Drier) หากต้องการปรับความยาวท่อแคปพิลารี เนื่องจากมีความยาวมากหรือสั้นเกินไป จำเป็นต้องปล่อยน้ำยาสารทำความเย็นออก แล้วติดตั้งใหม่ดังนั้นการออกแบบระบบความเย็นที่ใช้ท่อแคปพิลารีนี้ จึงต้องมีระบบควบคุมการทำงานของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ด้วย

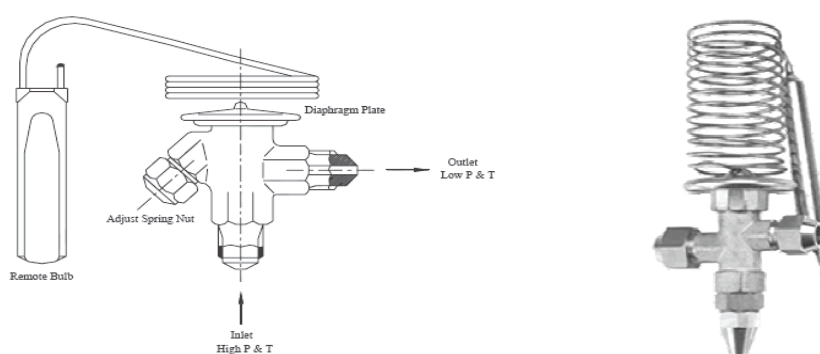


ที่มา: สุรพล พลฤษพานิช, 2549.

ภาพประกอบ 9 ลักษณะโดยทั่วไปของท่อแคปพิลารี

2) เทอร์โมสแตติกเอกซ์แพนชันวาล์ว (Thermostatic Expansion Valve) เป็นลิ้นลดความดันที่อาศัยการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในอีแวปอเรเตอร์ ทำให้ความดันภายในตัววาล์วเปลี่ยนแปลง เป็นผลทำให้ลิ้นสามารถเปิด- ปิด และสามารถฉีดน้ำยาสารทำความเย็นได้ละเอียด เป็นฝอยมากกว่าแบบท่อแคปพิลารี สำหรับเทอร์โมสแตติกเอกซ์แพนชันวาล์วนี้ อัตราการไหลของน้ำยาสารทำความเย็นที่จะเข้าไปยังอีแวปอเรเตอร์ จะขึ้นอยู่กับแรงดันน้ำยาสารทำความเย็นทางดูดและอุณหภูมิตรงทางออกของอีแวปอเรเตอร์ วาล์วจะเปิดกว้างให้น้ำยาสารทำความเย็นเข้าไปในอีแวปอเรเตอร์มากหากอีแวปอเรเตอร์มีอุณหภูมิสูง และน้ำยาสารทำความเย็นจะค่อย ๆ ฉีด

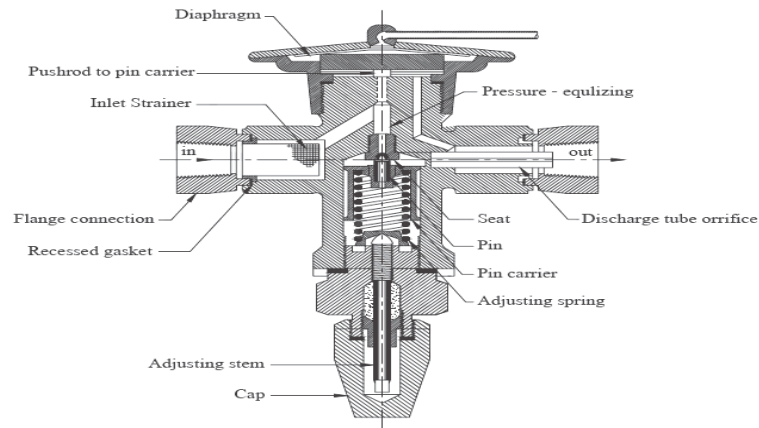
น้อยลง ในกรณีทีอี่แวปอเรเตอร์มีอุณหภูมิต่ำลง และน้ำยาสารทำความเย็นจะค่อย ๆ ฉีดน้อยลง ในกรณีทีอี่แวปอเรเตอร์มีปริมาณน้ำยาสารทำความเย็นเข้าไปเต็มที และเกิดการระเหยทีอี่แวปอเรเตอร์ เทอร์โมสแตติกเอ็กซ์แพนชันวาล์ว มีส่วนประกอบหลักๆ คือลิ้นเปิดปิด (Needle Valve) เบาะลิ้น (Scat) แผ่นไดอะแฟรม (Diaphragm Plate) มีสปริงซึ่งปรับได้ รีโมทบัลล์ (Remote Bulb) สำหรับตรวจสอบค่าอุณหภูมิออกของอี่แวปอเรเตอร์ และตะแกรงทางต่อเข้า ดังเช่นในภาพประกอบ 10 แสดงลักษณะรูปร่างของเทอร์โมสแตติกเอ็กซ์แพนชันวาล์ว



ที่มา: สุรพล พุกขพานิช, 2549.

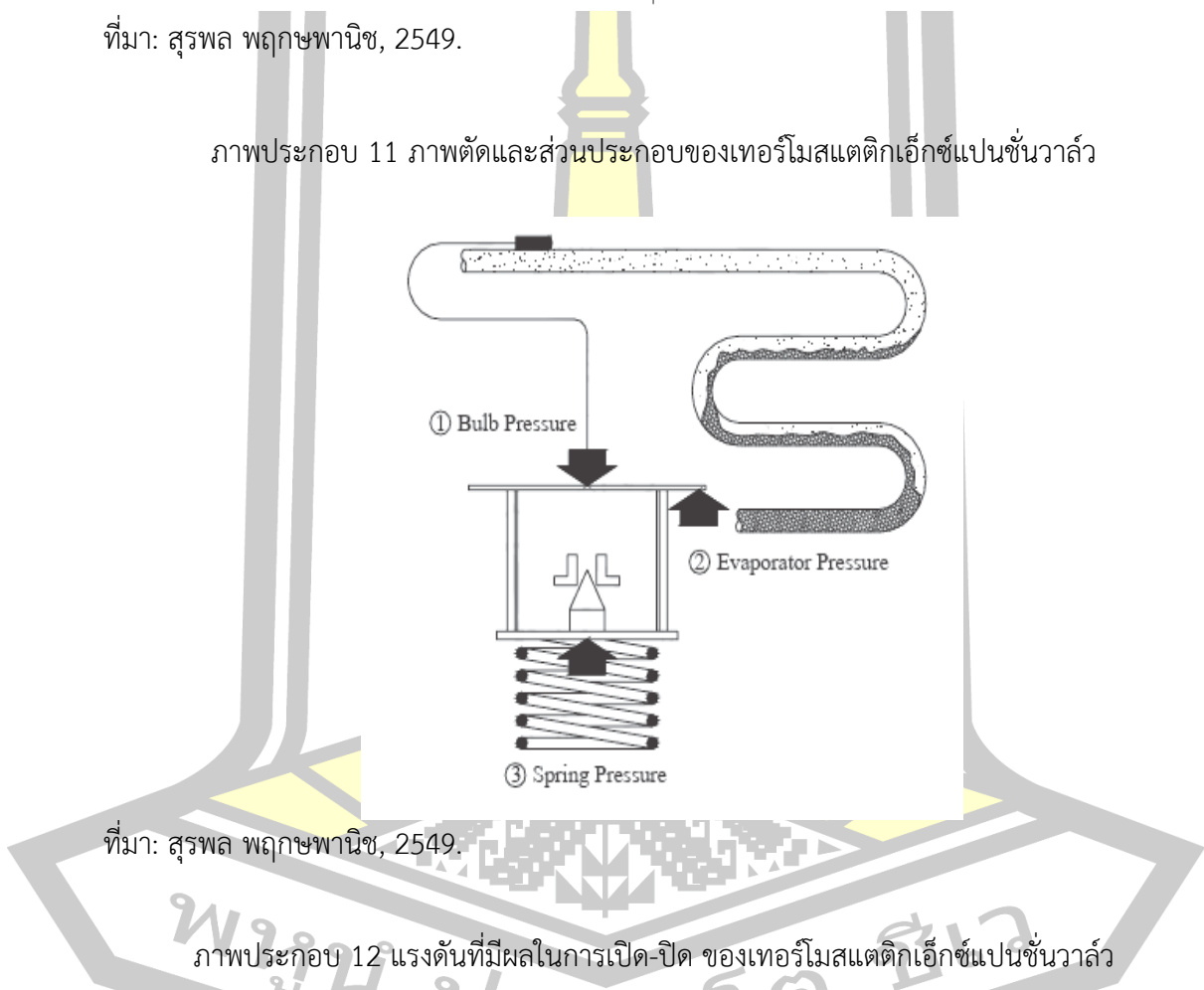
ภาพประกอบ 10 ลักษณะรูปร่างของเทอร์โมสแตติกเอ็กซ์แพนชันวาล์ว

หลักการทำงานของเทอร์โมสแตติกเอ็กซ์แพนชันวาล์ว จะทำงานโดยอาศัยแรงดัน 3 ชนิดคือ แรงดันของน้ำยาสารทำความเย็นในกระเปาะ (Bulb Pressure) ซึ่งเป็นแรงที่เกิดจากการขยายตัว และหดตัวของน้ำยาสารทำความเย็นในกระเปาะเมื่อค่าอุณหภูมิในกระเปาะเปลี่ยนไป และแรงดันนี้จะเป็นแรงทำให้วาล์วเปิด แรงดันต่อมา คือ แรงดันของน้ำยาสารทำความเย็นภายในตัวอี่แวปอเรเตอร์ (Evaporator Pressure) แรงดันนี้จะเป็นแรงดันให้วาล์วปิด และแรงดันสุดท้ายคือ แรงดันสปริง (Spring Pressure) แรงดันนี้สามารถปรับแต่งให้มากน้อยได้ และจะดันให้วาล์วปิดเช่นเดียวกัน ดังภาพประกอบ 11



ที่มา: สุรพล พฤษพานิช, 2549.

ภาพประกอบ 11 ภาพตัดและส่วนประกอบของเทอร์โมสแตติกเอ็กซ์แพนชันวาล์ว



ที่มา: สุรพล พฤษพานิช, 2549.

ภาพประกอบ 12 แรงดันที่มีผลในการเปิด-ปิด ของเทอร์โมสแตติกเอ็กซ์แพนชันวาล์ว

ล้นลดความดันแบบเทอร์โมสแตติกเอ็กซ์แพนชันวาล์ว สามารถปรับการทำงานให้มีอุณหภูมิหรือค่าความดัน ของน้ำยาสารทำความเย็นที่ค่าต่างๆได้โดยปรับความแข็งอ่อนของสปริงภายในตัววาล์ว ดังนั้น การเลือกใช้อุปกรณ์ควบคุมการไหลของน้ำยาสารทำความเย็น กับระบบของเครื่องทำความเย็นนั้น ขึ้นอยู่กับความเหมาะสมหลายประการเช่น เครื่องทำความเย็นที่ใช้

กับงานที่ต้องการความเปลี่ยนแปลงของค่าปริมาณความร้อนที่คิดเป็นภาระโหลดที่มีการเปลี่ยนแปลงน้อย เช่นระบบปรับอากาศขนาดเล็ก ควรจะใช้แบบที่แคปิลารี เป็นต้น

2.1.4 นํ้ายาสารทำความเย็น (Refrigerant)

สารทำความเย็น คือ สารตัวกลางสำหรับถ่ายเทความร้อน โดยการดูดซึมความร้อนเข้าสู่ตัวเอง ที่อุณหภูมิต่ำและความดันต่ำ และถ่ายเทความร้อนออกที่อุณหภูมิและความดันสูง นํ้ายาสารทำความเย็นทั้งหมดไม่ว่าเป็นสารชนิดใด จะมีรหัสประจำซึ่งขึ้นต้นด้วยตัวอักษรภาษาอังกฤษ คืออักษร R และสามารถทำการแบ่งชนิดของนํ้ายาสารทำความเย็นออกเป็น 3 ชนิดคือ ชนิดไม่ระคายเคืองและไม่ติดไฟ ชนิดติดไฟ และชนิดไม่ระคายเคือง ตาราง 1 แสดงตัวอย่างนํ้ายาสารทำความเย็นในแต่ละชนิด ที่มีความนิยมใช้กันมาก

ตาราง 1 สารทำความเย็นที่ใช้กันแพร่หลาย

Number	Type of Compound and Chemical name	Chemical Formulary	Molecular Weight
R-717	Ammonia	NH ₃	17.03
R-12	Dichlorodifluoromethane	CF ₂ Cl ₂	120.92
R-11	Trichlorofluoromethane	CFCl ₂	102.9
R-22	Chlorodifluoromethane	CHF ₂ Cl	86.5
R-502	Dichlorotrifluoroethane		111.63
R-134a	Tetrafluoroethane	CH ₂ FCF ₃	102.03
R-123	Dichlorotrifluoroethane	CHCl ₂ CF ₃	152.93
R-410A	Puron EcoFluor Genetron	-	72.6
R-32	Difluoromethane	CH ₂ F ₃	52.02
R-1234yf	Tetrafluoropropene	CF ₃ CF=CH ₂	44.0
R-600a	Isobutene	C ₄ H ₁₀	58.13

ที่มา: ศรีทธา อภรณ์รัตน์, 2557.

คุณสมบัติที่ต้องการสำหรับสารทำความเย็นที่ดีมีดังต่อไปนี้

1) ให้ความดันในอีแวปอเรเตอร์มีค่าสูงกว่าความดันบรรยากาศ ทั้งนี้เพื่อจะป้องกันไม่ให้อากาศเล็ดลอดเข้าสู่ระบบทำความเย็น

2) ไม่ทำให้ความดัน ในคอยล์ร้อนมีค่าสูงเกินไป เพื่อจะทำให้สามารถใช้วัสดุที่มีน้ำหนักเบาสร้างอีแวปอเรเตอร์ได้

3) มีอุณหภูมิวิกฤติ (Critical Point) สูงกว่าอุณหภูมิในคอนเดนเซอร์

4) มีอุณหภูมิแข็งตัวต่ำกว่าอุณหภูมิในอีแวปอเรเตอร์

5) มีราคาถูก

6) มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอสูงเพราะจะทำให้ใช้เครื่องทำความเย็นที่มีขนาดเล็กกลงได้

7) ควรเป็นก๊าซเฉื่อย ซึ่งไม่ทำปฏิกิริยากับวัสดุที่ใช้สร้างระบบทำความเย็น

8) ไม่ควรเป็นสื่อไฟฟ้า เพราะสารทำความเย็นจะสัมผัสกับขดลวดไฟฟ้าของมอเตอร์

9) มีค่าสัมประสิทธิ์การนำและการพาความร้อนสูง เพื่อจะได้ลดพื้นที่ของการถ่ายเท

ความร้อน

10) มีความสามารถในการผสมน้ำมันหล่อลื่นได้ดี

11) ไม่มีความเป็นพิษ

12) ไม่ผสมกับน้ำ

13) ไม่ติดไฟง่าย

14) ตรวจพบได้ง่าย เพื่อจะได้สะดวกในการตรวจหาการรั่วของน้ำยาสารทำความ

เย็น

2.1.5 ค่าสมรรถนะต่างๆ ของระบบควบคุมสภาวะอากาศห้อง

ค่าสมรรถนะต่างๆ ของระบบควบคุมสภาวะอากาศห้อง มีดังนี้

2.1.5.1 ปริมาณความเย็นจากคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศ

$$Q_{\text{coolingcoil}} = \dot{m}(h_{ea} - h_{ia}) \quad (2.11)$$

เมื่อ \dot{m} = อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ ($\text{kg}_{\text{dryair}}/\text{s}$)

h_{ea} = ค่าเอนทาลปีจำเพาะของอากาศออกจากคอยล์เย็น
($\text{J}/\text{kg}_{\text{dryair}}$)

h_{ia} = ค่าเอนทาลปีจำเพาะของอากาศก่อนเข้าคอยล์เย็น
($\text{J}/\text{kg}_{\text{dryair}}$)

2.1.5.2 ค่าความร้อนแฝงที่นำออกจากห้องควบคุมสภาวะอากาศในรูปของน้ำกลั่นตัวจากคอยล์เย็น

$$Q_{\text{latent heat removal}} = \dot{m}_{CD} h_{fg,CD} \quad (2.12)$$

เมื่อ \dot{m}_{CD} = อัตราการกลั่นตัวเชิงมวล ของน้ำกลั่นตัวจากคอยล์เย็น

$h_{fg,CD}$ = ค่าความร้อนแฝงที่ออกมาของการกลั่นตัวเป็นน้ำที่อุณหภูมิน้ำกลั่นตัวนั้น

2.1.5.3 ค่าอัตราการควบคุมของความชื้นจำเพาะ เป็นค่าที่แสดงปริมาณความชื้นเปลืองพลังงานในการลดความชื้น ซึ่งมีความสัมพันธ์ดังนี้

$$SMCR = \frac{\dot{m}_{a,e} (\omega_{e,i} - \omega_{e,o}) \times 3,600}{\dot{W}_{net}} \quad (2.13)$$

2.1.5.4 ค่าสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ

$$COP = \frac{Q_{\text{coolingcoil}}}{P_{\text{compressor}} (W_{elec})} \quad (2.14)$$

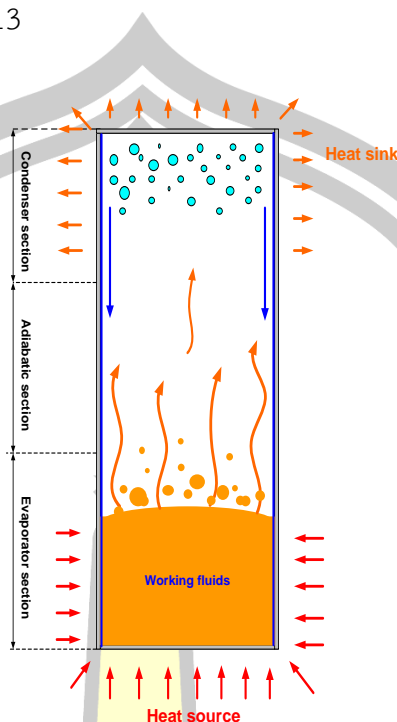
2.1.5.5 อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ

$$EER = \frac{Q_{\text{coolingcoil}} (BTU/hr)}{P_{A/C \text{ unit}} (W_{ele})} \quad (2.15)$$

2.2 ทฤษฎีเกี่ยวกับท่อความร้อน (Heat Pipe)

ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนเป็นอุปกรณ์อย่างหนึ่งที่น่ามาประยุกต์ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งเทอร์โมไซฟอนสามารถส่งผ่านความร้อนได้สูงมากโดยอาศัยกระบวนการระเหย การควบแน่นของสารทำงานและแรงโน้มถ่วงของโลก ในการดึงเอาของเหลวควบแน่นจาก

ปลายที่เย็นกลับมาสู่ปลายที่ร้อน ลักษณะทั่วไปเป็นท่อปลายปิดสองข้างมีส่วนประกอบและหลักการทำงานดังแสดงในภาพประกอบ 13



ภาพประกอบ 13 ลักษณะส่วนประกอบของเทอร์โมไซฟอน

ส่วนประกอบที่สำคัญของเทอร์โมไซฟอน ซึ่งมีสองส่วนคือท่อบรรจุ (Container) และ สารทำงาน (Working fluid) ซึ่งท่อบรรจุ จะแบ่งออกเป็นสามส่วนสำคัญ ดังนี้

- 1) ส่วนทำระเหย (Evaporator section) เป็นส่วนที่สารทำงานได้รับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนและระเหยกลายเป็นไอ
- 2) ส่วนกันความร้อน (Adiabatic section) เป็นส่วนที่ไม่มีการถ่ายเทความร้อน ซึ่งในส่วนนี้อาจจะมีหรือไม่มีก็ได้
- 3) ส่วนคายความร้อนหรือส่วนควบแน่น (Condenser section) เป็นส่วนที่สารทำงานคายความร้อนให้กับแหล่งรับความร้อนแล้วสารทำงานกลับตัวเป็นของเหลว

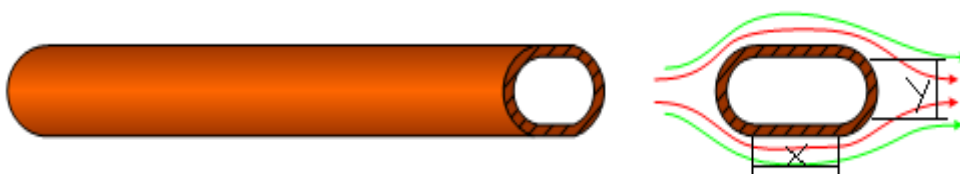
ส่วนประกอบที่เป็นสารทำงานนั้น มีหน้าที่เป็นตัวกลางในการรับความร้อนจากส่วนทำระเหยและไปคายความร้อนที่ส่วนควบแน่น โดยสารทำงานที่ควบแน่นนี้ไหลกลับสู่ส่วนทำระเหยโดยอาศัยแรงดึงดูดของโลก เนื่องจากการทำงานของเทอร์โมไซฟอนอาศัยความร้อนแฝงในสารทำงาน ทำให้เทอร์โมไซฟอนมีค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนสูงถึงประมาณ 200 เท่าของโลหะทองแดงในมิติที่เท่ากัน และสามารถส่งผ่านความร้อนได้ที่ความแตกต่างของส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นเพียงเล็กน้อยที่อุณหภูมิต่ำ (ถนัด เกษประดิษฐ์, 2548)

หลักการทำงานคือ ความร้อนจากส่วนทำระเหยจะทำให้สารทำงานซึ่งมีสถานะเป็นของเหลวอิมตัวเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอและลอยขึ้นสู่ด้านบนไปยังส่วนควบแน่นซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าเกิดการควบแน่นและไหลกลับสู่ส่วนทำระเหยด้วยแรงโน้มถ่วง เนื่องจากความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของสารทำงานมีค่าสูงมาก ดังนั้นสารทำงานจึงสามารถถ่ายเทความร้อนจากปลายด้านหนึ่งไปสู่อีกด้านหนึ่งได้ โดยที่อุณหภูมิระหว่างส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นแตกต่างกันเพียงเล็กน้อยความสามารถในการส่งผ่านความร้อนของท่อความร้อนนั้น ขึ้นอยู่กับหลายปัจจัยด้วยกันเช่น ขนาดท่อ ชนิดของท่อ ลักษณะการติดตั้ง ชนิดของสารทำงาน อุณหภูมิของแหล่งความร้อนและมุมแนวตั้ง

ข้อดีของเทอร์โมไซฟอนที่แตกต่างจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั่วไป คือ

- 1) ไม่ต้องใช้พลังงานเสริมในการทำงาน
- 2) อุณหภูมิในการใช้งานมีช่วงกว้าง และสามารถทำงานได้แม้ว่าระหว่างอุณหภูมิแหล่งให้ความร้อนกับแหล่งรับความร้อนต่างกันไม่มากนักซึ่งขึ้นอยู่กับทางเลือกสารทำงานที่เหมาะสม
- 3) มีค่าฟลักซ์ในการถ่ายเทความร้อนสูง
- 4) ปัญหาในการบำรุงรักษามีน้อยเพราะไม่มีส่วนเคลื่อนไหว

ปัจจุบันได้ค้นพบเทอร์โมไซฟอนแบบใหม่ที่เรียกว่า เทอร์โมไซฟอนชนิดแบน (Flate Thermosyphon, FT) ซึ่งมีสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าเทอร์โมไซฟอนแบบธรรมดา (Conventional Thermosyphon, CT) เพราะว่าเทอร์โมไซฟอนแบบหน้าตัดกลมขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 8.6 มิลลิเมตร มีค่าฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 20.3 kW/m^2 และเทอร์โมไซฟอนแบบหน้าตัดแบนมีค่าฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 32.5 kW/m^2 ลักษณะของเทอร์โมไซฟอนแบบแบนแสดงดังภาพประกอบที่ 14



ที่มา: Srimuang et al., 2009.

ภาพประกอบ 14 แสดงลักษณะหน้าตัดของเทอร์โมไซฟอนแบบแบน

2.2.1 พื้นฐานทางคณิตศาสตร์ที่ใช้ในการคำนวณสำหรับเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน

พิจารณาเชิงทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับลักษณะทางกายภาพของเทอร์โมไซฟอน เช่น การหาพื้นที่หน้าตัด เส้นสัมผัสเปียก และรัศมีไฮดรอลิกส์ ในกรณีที่ท่อความร้อนแบบ VFT (แสดงดังภาพ

ประกอบ 14) พื้นที่หน้าตัดสามารถหาได้จากพื้นที่ของครึ่งวงกลม 2 รูป รวมกับพื้นที่สี่เหลี่ยม ซึ่งเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$A_{cr} = \frac{\pi y^2}{4} + (xy) \quad (2.16)$$

เส้นสัมผัสเป็ยหาได้จากสมการ

$$Wp = \pi y + 2x \quad (2.17)$$

รัศมีไฮดรอลิกส์หาได้จากสมการ

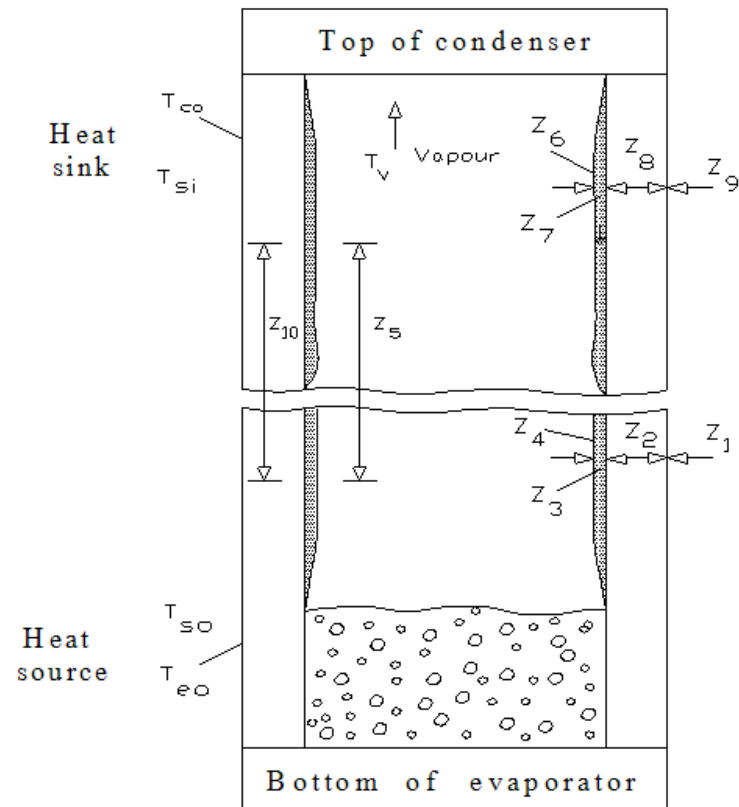
$$R_h = \frac{A_{cr}}{\pi y + 2x} \quad (2.18)$$

สำหรับพื้นที่การถ่ายเทความร้อน ซึ่งหมายถึงพื้นที่ของผิวของเทอร์โมไซฟอนบริเวณส่วนทำระเหยหรือพื้นที่ของผิวบริเวณส่วนควบแน่น ซึ่งพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสามารถหาได้จากสมการข้างล่างนี้

$$A_{sur} = (\pi y + 2x)L_e \quad (2.19)$$

2.2.2 หลักการถ่ายเทความร้อนของ VFT

หลักการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอน คือ เมื่อความร้อนจากภายนอกถ่ายเทเข้าสู่ส่วนทำระเหย จะทำให้สารทำงานที่บรรจุอยู่ในส่วนทำระเหยซึ่งมีสภาวะเป็นของเหลวเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ และลอยขึ้นสู่ด้านบนผ่านส่วนกันความร้อนไปยังส่วนควบแน่นซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่า ทำให้ไอดังกล่าวเกิดการควบแน่น (เนื่องจากสูญเสียความร้อน) และไหลกลับสู่ส่วนทำระเหยด้วยแรงโน้มถ่วง ดังนั้นสารทำงานใน VFT จึงทำหน้าที่รับเอาความร้อนจากส่วนทำระเหยเพื่อส่งถ่ายไปยังส่วนควบแน่น ดังนั้นการใช้ VFT จะต้องให้ส่วนทำระเหยอยู่ด้านล่างเสมอ สำหรับการถ่ายเทความร้อนของ VFT สามารถคำนวณหาได้โดยใช้วงจรไฟฟ้าสมมูลดังต่อไปนี้



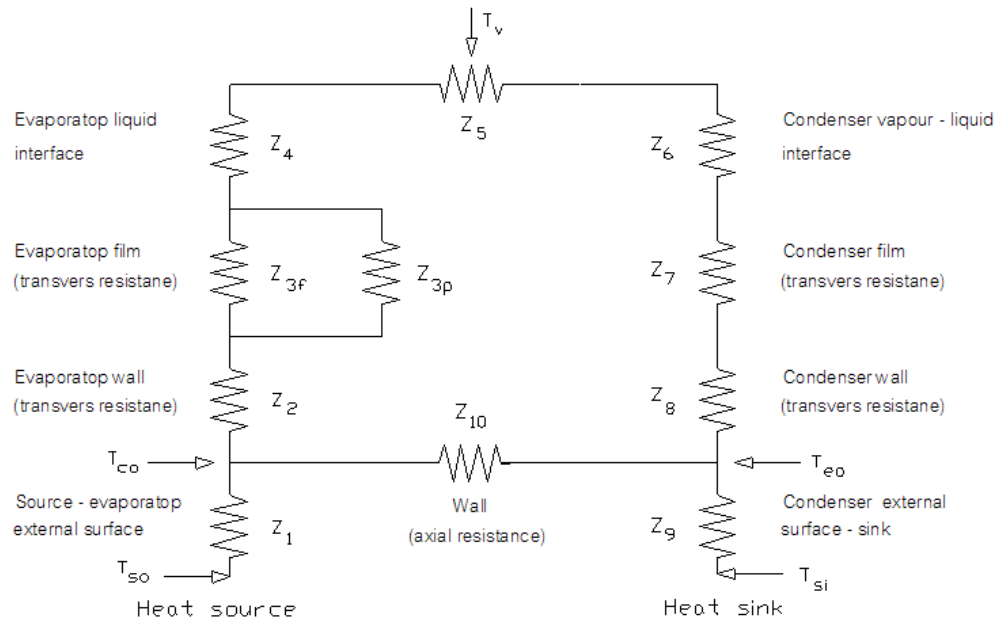
ภาพประกอบ 15 หลักการถ่ายเทความร้อนของ VFT

จากภาพประกอบที่ 16 แสดงวงจรไฟฟ้าสมมูลสำหรับหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนซึ่งสามารถคำนวณหาได้โดย
จาก

$$Q_{\text{theoretical}} = \frac{\Delta T}{Z_{\text{total}}}$$

(2.20)

พหุ ประถม ศึกษาศาสตร์



ภาพประกอบ 16 วงจรไฟฟ้าสมมูลสำหรับหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของ VFT

เมื่อ $Q_{\text{theoretical}}$ คืออัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดในทางทฤษฎี, Z_{total} คือค่าความต้านทานความร้อนรวมในวงจรไฟฟ้าสมมูล และ ΔT คือค่าความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างส่วนระเหยกับส่วนควบแน่น โดยที่

$$\Delta T_{\text{ln}} = \frac{(T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{out}}) - (T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{in}})}{\ln \frac{(T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{out}})}{(T_{h,\text{out}} - T_{c,\text{in}})}} \quad (2.21)$$

$$Z_{\text{total}} = Z_1 + [(Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5 + Z_6 + Z_7 + Z_8)^{-1} + (Z_{10})^{-1}]^{-1} + Z_9 \quad (2.22)$$

เมื่อ Z_1 คือค่าความต้านทานความร้อนจากการพาความร้อนที่ผิวภายนอกของท่อความร้อนส่วนระเหย, Z_2 คือค่าความต้านทานความร้อนจากการนำความร้อนที่ผนังท่อของท่อความร้อนส่วนระเหย, Z_3 คือค่าความต้านทานความร้อนจากการเดือดของสารทำงานภายในท่อของส่วนระเหย, Z_4 คือค่าความต้านทานความร้อนที่เกิดขึ้นที่ผิวสัมผัสระหว่างของเหลวและไอสารทำงานภายในท่อของท่อส่วนระเหยไปยังท่อของท่อส่วนควบแน่น, Z_5 คือค่าความต้านทานความร้อนที่เกิดจากความดัน

ตกเนื่องจากการไหลของไอสารทำงานภายในท่อของท่อส่วนระเหยไปยังท่อของท่อส่วนควบแน่น, Z_6 คือค่าความต้านทานความร้อนที่เกิดขึ้นที่ผิวสัมผัสระหว่างของเหลวและไอสารทำงานภายในท่อของท่อส่วนควบแน่น, Z_7 คือค่าความต้านทานความร้อนจากการควบแน่นของสารทำงานภายในท่อของท่อส่วนควบแน่น, Z_8 คือค่าความต้านทานความร้อนจากการนำความร้อนที่ผนังท่อของท่อส่วนควบแน่น, Z_9 คือค่าความต้านทานความร้อนจากการพาความร้อนที่ผิวภายนอกของท่อส่วนควบแน่น และ Z_{10} คือค่าความต้านทานความร้อนจากการนำความร้อนที่ผนังท่อในแนวตามยาวจากท่อส่วนระเหยถึงท่อส่วนควบแน่น ในทางปฏิบัติค่า Z_4 และ Z_6 มีค่าน้อยมากจะตัดทิ้ง และถ้าค่า Z_5 มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับค่าของ Z_3 และ Z_7 ก็จะไม่ตัดทิ้ง และถ้า $Z_{total} > 20$ ความต้านทาน Z_{10} ก็จะตัดทิ้งได้ ดังนั้นจากวงจรไฟฟ้าสมมูลค่า Z ต่างๆ สามารถหาได้ดังนี้

$$Z_1 = \frac{1}{h_{co} s_{co}} \quad (2.23)$$

$$Z_9 = \frac{1}{h_{co} s_{co}} \quad (2.24)$$

$$Z_2 = \frac{\ln(R_{n,o} / R_{n,i})}{2\pi L_c k} \quad (2.25)$$

$$Z_8 = \frac{\ln(R_{h,o} / R_{h,i})}{2\pi L_c k} \quad (2.26)$$

สำหรับ Z_3 และ Z_7 สามารถหาได้ดังนี้ เมื่อค่าของ Z_3 แยกเป็น 2 กรณี คือ

$$Z_{3F} = \frac{CQ^{\frac{1}{3}}}{(4R_{h,i})^{\frac{4}{3}} g^{1/3} Le \Phi_2^{4/3}} \quad (2.27)$$

เมื่อ ค่า C ของ VFT จะได้ $C = \frac{1}{4} \left(\frac{3}{4}\right) \left(\frac{3}{4}\right)^{\frac{4}{3}} = 0.235$ และค่า Φ_2 โดยใช้อุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างสารทำงานที่ไซเป็นแหล่งความร้อนสูงที่ไหลเข้าและออกจากส่วนทำระเหย $(T_{hi} + T_{ho})/2$

$$Z_{3p} = \frac{1}{\Phi_3 g^{0.2} Q^{0.4} (\pi 4 R_n L_c)^{0.6}} \quad (2.28)$$

ในกรณีที่ใช้น้ำเป็นสารทำงานที่เติมในท่อเทอร์โมไซฟอน ค่าของ Φ_3 สามารถหาได้จาก $\Phi_3 = ((0.32 \rho_l^{0.65} K^{0.3} C_{p,l}^{0.7}) / (\rho_v^{0.25} L^{0.4} \mu_l^{0.1})) (P_v / P_a)^{0.23}$ ซึ่งค่าคุณสมบัติต่างๆ ที่ใช้ในการคำนวณในสมการนี้สามารถเปิดได้จากตาราง โดยใช้คุณสมบัติเดียวกันกับการหาค่า Φ_2 และให้ค่า $P_a = 1.013 \times 10^5 \text{ N/m}^2$

$$Z_7 = \frac{CQ^{1/3}}{(4R_h)^{4/3} g^{1/3} L_c \Phi_2^{4/3}} \quad (2.29)$$

เมื่อค่า C ใช้เช่นเดียวกับ Z_{3f} แต่อุณหภูมิที่จะใช้ไปเปิดหาค่า Φ_2 ในตารางนั้นจะใช้อุณหภูมิของสารทำงานที่ใช้เป็นแหล่งความร้อนสูงที่ไหลเข้าส่วนควบแน่น

2.2.3 ตัวแปรไร้มิติที่เกี่ยวกับเทอร์โมไซฟอน

ตัวแปรไร้มิติ คือ กลุ่มของตัวแปรที่ไม่มีหน่วย ที่ได้จากการหาความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรต่าง ๆ ที่กำลังสนใจ โดยทั่วไปตัวแปรไร้มิติที่เกี่ยวกับเทอร์โมไซฟอนแบ่งออกได้ 2 ลักษณะ กล่าวคือ ลักษณะที่เกี่ยวกับทางกายภาพของเทอร์โมไซฟอน เช่น ความสั้นหรือยาว หน้าตัดท่อ (ใหญ่หรือเล็ก) ซึ่งกลุ่มของตัวแปรไร้มิติที่เกี่ยวกับทางกายภาพของเทอร์โมไซฟอน ได้แก่ อัตราส่วนสันทัด ส่วนอีกลักษณะเป็นกลุ่มของตัวแปรไร้มิติที่เกี่ยวกับคุณสมบัติของสารทำงานภายในเทอร์โมไซฟอน เช่น ความหนาแน่น ความหนืด ฯลฯ ซึ่งรายละเอียดของกลุ่มของตัวแปรไร้มิติที่สำคัญมีดังนี้

2.2.3.1 อัตราส่วนสันทัด (Aspect ratio, AR) เป็นอัตราส่วนระหว่างความยาวส่วนทำระเหยกับขนาดสี่เท้าของรัศมีไฮดรอลิกของเทอร์โมไซฟอนหน้าตัดแบน ซึ่งจะเป็นการศึกษาถึงคุณสมบัติทางกายภาพของชุดแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีต่อปรากฏการณ์การถ่ายเทความร้อนของ VFT ซึ่งสามารถนิยามได้ดังนี้

$$AR = \frac{L_e}{4R_h} \quad (2.30)$$

โดยจะทำให้ทราบถึงขนาดของ VFT ซึ่งจะเป็นส่วนสำคัญในการนำไปประยุกต์ใช้งาน โดยที่ VFT จะแบ่งออกเป็น 3 ส่วนด้วยกันคือ ส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อนและส่วน

ควบแน่น ถ้าค่าอัตราส่วนสนทนต์มีค่าน้อย VFT จะมีขนาดเล็กและสั้น ซึ่งการเดือดที่เกิดขึ้นภายในเทอร์โมไซฟอนจะเป็นการเดือดแบบแอ่ง (Pool boiling) การเดือดแบบนี้จะทำให้ฟองไอน้ำลักษณะเป็นฟอง เล็ก ๆ จำนวนมากจากลักษณะฟองไอที่เกิดขึ้นและรูปร่างของเทอร์โมไซฟอนที่อ้วนเตี้ย จะทำให้ฟองไอน้ำเล็กๆ จำนวนมากสามารถเคลื่อนที่จากส่วนทำระเหยไปสู่ส่วนควบแน่นได้อย่างรวดเร็ว ดังนั้นจึงทำให้เทอร์โมไซฟอนมีการส่งถ่ายความร้อนได้ดีขึ้น ในทางกลับกันถ้าอัตราส่วนสนทนต์มีค่ามาก VFT จะมีลักษณะผอม ซึ่งการเดือดที่เกิดขึ้นภายใน VFT จะเป็นการเดือดแบบที่เกิดอยู่ในช่องแคบซึ่งการเดือดแบบนี้ จะทำให้ฟองไอน้ำลักษณะเป็นแบบรูวงแหวนยาวจากลักษณะของฟองไอที่เกิดขึ้นและรูปร่างของ VFT ที่ผอมและสูงจะทำให้ฟองไอที่มีขนาดยาวนี้ จะมีการเคลื่อนที่จากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่นได้ช้าลง หากฟองไอน้ำมีความยาวขึ้นไปจนถึงปากทางเข้าส่วนทำระเหยก็จะทำให้ของเหลวที่กลั่นตัวมาจากส่วนควบแน่น ไม่สามารถไหลกลับลงมายังส่วนทำระเหยได้ ดังนั้นจึงทำให้เทอร์โมไซฟอนไม่สามารถที่จะถ่ายเทความร้อนได้หรือมีการถ่ายเทความร้อนได้ลดลง

สำหรับกลุ่มของตัวแปรที่เกี่ยวกับคุณสมบัติของสารทำงานภายใน VFT โดยพิจารณาความสัมพันธ์ระหว่างคุณสมบัติต่าง ๆ ที่กำลังสนใจ โดยกลุ่มของตัวแปรเหล่านี้ใช้อธิบายปรากฏการณ์ต่างๆ ที่เกิดขึ้นในขณะที่ท่อความร้อนทำงาน ซึ่งตัวแปรไร้มิติที่ใช้ในการศึกษา VFT นี้จะแบ่งเป็นตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับการไหล 2 สถานะ (ของเหลวและไอ) และการเดือดของสารทำงานภายใน VFT ที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของ VFT ซึ่งตัวแปรไร้มิติที่สำคัญที่มีรายละเอียดดังนี้

2.2.3.2 ปรากฏการณ์การเดือด

ปรากฏการณ์การเดือดนี้เกี่ยวข้องกับตัวแปรไร้มิติ 2 ตัว คือบอนนัมเบอร์ (Bond Number, Bo) และคูทาเทลัดเซนมเบอร์ (Kutateladze Number, Ku) ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

1) บอนนัมเบอร์ (Bond Number, Bo) เป็นอัตราส่วนของแรงลอยตัวต่อแรงตึงผิวของของไหลใดๆ สำหรับเทอร์โมไซฟอนแบบ FT สามารถนิยามได้ดังนี้

$$Bo = 4R_h \left[g \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\sigma} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.31)$$

จากสมการ 2.31 ด้านบนก็คือแรงลอยตัวเนื่องจากความแตกต่างของความหนาแน่น เป็นปรากฏการณ์ที่ฟองอากาศที่เกิดจากการเดือด ซึ่งมีความหนาแน่นต่ำกว่าของเหลวฟองไอน้ำจึงพยายามที่จะลอยขึ้นไปสู่ผิวด้านบนของของเหลวในแอ่ง ส่วนด้านล่างก็คือแรงตึงผิวของของเหลว เป็นปรากฏการณ์ที่ของเหลวพยายามดึงฟองอากาศไม่ให้หลุดลอยไป ถ้าหากค่า Bo

มากกว่า 1 แสดงว่ามีการเดือดเกิดขึ้น และถ้าหาก Bo สูงมาก แสดงว่าเกิดการเดือดขึ้นอย่างรุนแรง และในทางตรงข้ามถ้า ค่า Bo ต่ำกว่า 1 แสดงว่าจะไม่มีเกิดการเดือดเกิดขึ้น

2) คูทาเทลัดเซนมเบอร์ (Kutateladze Number, Ku) เป็นอัตราส่วนของค่าฟลักซ์ การถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นและได้จากทดลองต่อค่าการถ่ายเทความร้อนวิกฤตของสารทำงานภายใน VFT สามารถนิยามได้ดังนี้

$$Ku = 0.0144 \left[\left(\frac{L_e}{4R_h} \right)^{0.9} Bo^4 Ja^{1.8} Pr^2 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1.8} \right]^{0.130} \quad (2.32)$$

และ

$$Ku = \frac{q}{\rho_v h_{fg} \left[\sigma \cdot g \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v^2} \right) \right]^{\frac{1}{4}}} \quad (2.33)$$

จากสมการ (2.33) ด้านบนของสมการคือ ค่าฟลักซ์การถ่ายเทความร้อนของ VFT ที่ถ่ายเทได้ในขณะนั้น ด้านล่างของสมการคือ ค่าการถ่ายเทความร้อนวิกฤตของของไหลขณะนั้น ที่สามารถทำได้ ถ้าหากค่าตัวเลขของคูทาเทลัดเซนมเบอร์ แสดงว่าเกิดการเดือดและฟองของไอจะรวมตัวกันขึ้นกลายเป็นฟิล์มของไอที่ผนังอย่างรวดเร็ว จะทำให้การถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวท่อ กับของเหลวลดลงอย่างรวดเร็ว จึงเกิดการสะสมความร้อนในผนัง ทำให้อุณหภูมิของผนังเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วและร้อนจัดจนเกิดการไหม้ ที่ภายในแอ่งของเหลว พฤติกรรมอย่างนี้จะเกิดขึ้นที่ส่วนทำระเหยเมื่อมีอัตราความร้อนสูง และจะเกิดขึ้นที่ส่วนควบแน่นเมื่อมีอัตราความร้อนสูงสุด ในทางตรงข้ามถ้าหากค่าตัวเลขคูทาเทลัดเซนมเบอร์ ปกติการไหม้จะไม่เกิดขึ้นทั้งที่ส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่น

2.2.3.3 ปราบกฏการณ์การไหลสวนทางของไอและของเหลว

ปราบกฏการณ์นี้เกี่ยวข้องกับตัวแปรไร้มิติ 2 ตัว คือ เวเบอร์นัมเบอร์ (Weber Number, We) และ ฟรูดส์นัมเบอร์ (Froude Number, Fr) ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

1) เวเบอร์นัมเบอร์ (Weber Number, We) เป็นอัตราส่วนของแรงเฉื่อยต่อแรงตึงผิวของของเหลวใด ๆ และได้เพิ่มความสัมพันธ์ของความร้อนสัมผัสกับความร้อนแฝงเข้าไปด้วย สำหรับเทอร์โมไซฟอนแบบ VFT สามารถนิยามได้ดังนี้

$$We = \frac{Q_m^2}{\rho_v h_{fg}^2 (4R_h)^2 \sigma} \quad (2.34)$$

จากสมการ (2.34) ด้านบนก็คือแรงเฉื่อยเนื่องจากการเคลื่อนที่ของไอของเหลวที่กำลังไหลขึ้นไปสู่ส่วนควบแน่น ด้านล่างก็คือแรงเนื่องจากความตึงผิวของของเหลวที่พยายามดึงไม่ให้ของเหลวที่ควบแน่นที่กำลังไหลลงสู่แอ่งของเหลวในส่วนทำระเหยหลุดลอยไปกับไอของเหลวที่ไหลสวนทางขึ้นมาถ้าหากว่าค่าของ We มาก แสดงว่าของเหลวที่ควบแน่นที่กำลังไหลลงสู่แอ่งของเหลวในส่วนทำระเหย จะหลุดลอยไปกับไอของเหลวได้ และจะทำให้เกิดการไหม้ (Burn Out) ที่ผิวของส่วนทำระเหย ในทางตรงข้ามถ้าหากค่าของ We น้อย แสดงว่าของเหลวที่ควบแน่นที่กำลังไหลลงสู่แอ่งของเหลวในส่วนทำระเหย จะไม่มีการหลุดลอยไปกับไอของของเหลว

2) ฟรูดส์นัมเบอร์ (Froude Number, Fr) เป็นอัตราส่วนของแรงเฉื่อยต่อแรงเนื่องจากน้ำหนักของของเหลวใด ๆ และได้เพิ่มความสัมพันธ์ของความร้อนสัมผัสกับความร้อนแฝงเข้าไปด้วย สำหรับเทอร์โมไซฟอนแบบ VFT สามารถอธิบายได้ดังนี้

$$Fr = \frac{Q_m^2}{\rho_v^2 h_{fg}^2 (4R_h)^5 g} \quad (2.35)$$

จากสมการ (2.35) ด้านบนก็คือแรงเฉื่อยเนื่องจากการเคลื่อนที่ของไอของเหลวที่กำลังไหลขึ้นไปสู่ส่วนควบแน่น สำหรับด้านล่างของสมการก็คือแรงเนื่องจากน้ำหนักของของเหลวที่ควบแน่นที่กำลังไหลลงส่วนทำระเหย เพื่อไม่ให้ของเหลวที่ควบแน่นที่ไหลลงมาไหลกลับไปสู่ส่วนควบแน่นตามแรงที่เกิดจากการเคลื่อนที่ของไอของเหลวที่ไหลสวนทางขึ้นมา

2.2.3.4 ปราบการณการพาความร้อน

ตัวแปรไร้มิติที่เกี่ยวกับปราบการณการพาความร้อน ได้แก่ แพลนตันนัมเบอร์ (Prandtl Number, Pr) ซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่างค่าการสะสมความร้อนของของเหลวต่อค่าการนำความร้อนของก้อนของเหลว สามารถนิยามได้ดังนี้

$$Pr = \frac{\mu_l C_{p,l}}{K_l} \quad (2.36)$$

จากสมการ (2.36) ด้านบนคือปรากฏการณ์การถ่ายเทความร้อนจากก้อนของเหลวไปสู่ฟองไอ เมื่อให้ความร้อนแก่เทอร์โมไซฟอน สารทำงานภายในท่อที่มีสถานะเป็นของเหลวซึ่งมีค่าความจุความร้อนสูงกว่าจะถ่ายเทความร้อนให้แก่สารทำงานที่มีสถานะเป็นไอ ซึ่งจะทำให้เกิดการสะสมความร้อนขึ้นภายในก้อนฟองไอที่ซึ่งทำหน้าที่นำพาเอาความร้อนจากส่วนทำระเหยไปยังส่วนควบแน่น สำหรับด้านล่างของสมการคือค่าความร้อนที่ก้อนของเหลวสามารถถ่ายเทได้ในขณะนั้น ถ้าหากค่า Pr มีค่ามาก แสดงว่าเกิดการสะสมความร้อนขึ้นในฟองไอ ทำให้สามารถถ่ายเทความร้อนได้เพิ่มขึ้น จึงส่งผลให้ค่าฟลักซ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น ในขณะที่ค่า Pr มีค่าน้อยแสดงว่าก้อนของเหลวมีการสะสมความร้อนขึ้น แต่ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของก้อนของเหลวในขณะนั้นมีค่าลดลง จึงทำให้ค่าฟลักซ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลงด้วย

2.2.3.5 ปรากฏการณ์การระเหยของสารทำงาน

ตัวแปรไร้มิติที่เกี่ยวข้องกับปรากฏการณ์การระเหยของสารทำงาน ได้แก่ จากคอบนัมเบอร์ (Jacob Number, Ja) ซึ่งเป็นอัตราส่วนของค่าความจุความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอต่อค่าความจุความร้อน ณ สภาวะที่เป็นของเหลว สามารถนิยามได้ดังนี้

$$Ja = \frac{h_{fg}}{C_{p,l} T_v} \quad (2.37)$$

จากสมการ (2.37) ด้านบนคือความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ ซึ่งเป็นปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นเมื่อให้ความร้อนแก่เทอร์โมไซฟอนที่ส่วนทำระเหย สารทำงานภายในท่อเมื่อได้รับความร้อนก็จะเกิดการเดือด ส่วนด้านล่างของสมการคือความร้อนสัมผัสของฟิล์มของเหลวที่ได้รับ ซึ่งจะเป็นปรากฏการณ์ที่เกิดขึ้นเมื่อก้อนฟองไอและก้อนของเหลวที่ทำหน้าที่พาความร้อนจากส่วนทำระเหยไปถ่ายเทยังส่วนควบแน่นที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า เมื่อก้อนฟองไอและก้อนของเหลวถูกระบายความร้อนออก (ด้วยน้ำเย็น) ก็จะเกิดการควบแน่นกลายเป็นของเหลวและไหลลงสู่ส่วนทำระเหย ในขณะที่ก้อนฟองไอและก้อนของเหลวทำหน้าที่พาเอาความร้อนขึ้นไปถ่ายเทยังส่วนควบแน่นนั้น ก้อนฟองไอและก้อนของเหลวบางส่วนก็จะถ่ายเทความร้อนให้กับฟิล์มของเหลวที่ผนังท่อบางส่วน เมื่อเวลาผ่านไปก็จะเกิดการสะสมความร้อนขึ้นระหว่างฟิล์มของเหลวที่ผนังท่อ ก้อนฟองไอและก้อนของเหลวที่นำพาเอาความร้อนไปถ่ายเทที่ส่วนควบแน่นจะมีอุณหภูมิเท่ากันก็จะเกิดการหอบเอาฟิล์มของเหลวที่ผนังท่อบางส่วนขึ้นไปยังส่วนควบแน่นด้วยซึ่งจะทำให้ฟิล์มของเหลวที่ผนังท่อบางส่วนลงทำให้ของเหลวที่จะไหลลงสู่ส่วนทำระเหยลดลง ทำให้ค่าฟลักซ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง ในขณะที่ถ้าฟิล์มของเหลวที่ผนังท่อไม่เกิดการสะสมความร้อน ก้อนฟองไอและก้อนของเหลวก็จะทำให้มีฟิล์ม

ของเหลวที่จะไหลลงสู่ส่วนทำระเหยมีปริมาณเพิ่มขึ้นจะส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนมีค่าฟลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้น

2.2.3.6 อัตราส่วนของความหนาแน่น (Density ratio, DR)

อัตราส่วนของความหนาแน่น หมายถึง อัตราส่วนของความหนาแน่นของฟองไอล่อต่อความหนาแน่นของของเหลว ซึ่งเขียนสมการได้ดังนี้

$$DR = \frac{\rho_v}{\rho_l} \quad (2.38)$$

จากสมการ (2.38) จะใช้เป็นตัวบ่งชี้อัตราส่วนของความหนาแน่นฟองไอล่และความหนาแน่นของของเหลวที่ความดันการทำงานของสารทำงานภายในเทอร์โมไซฟอนที่ทำการทดลองที่อุณหภูมิการทำงานต่างๆ เช่นที่การทดลองที่อุณหภูมิการทำงานสูงๆ มากเท่าไรอัตราส่วนของความหนาแน่นของฟองไอล่ต่ออัตราส่วนของความหนาแน่นของๆ เหลวจะยิ่งมากขึ้นนั้นก็แสดงว่าความหนาแน่นของฟองไอล่ภายในท่อที่มีปริมาณมากกว่าของเหลวการถ่ายเทความร้อนจะมีปริมาณมากกว่าการถ่ายเทความร้อนที่อัตราส่วนน้อย ๆ หรือที่สภาวะการทำงานที่อุณหภูมิการทำงานต่ำ ๆ

2.2.4 การวิเคราะห์ชุดแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ VFT โดยวิธี Effectiveness – NTU

สำหรับวิธีการวิเคราะห์ชุดแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยวิธี Effectiveness-NTU Method นั้นขั้นแรกจะต้องทำการหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งสามารถหาได้จาก

2.2.4.1 อุณหภูมิแตกต่างกันมากที่สุดเท่าที่จะเป็นไปได้ (ΔT_{\max}) คือผลต่างของอุณหภูมิสูงสุดกับต่ำสุด ของอุปกรณ์ ($T_{h,in} - T_{c,in}$)

2.2.4.2 หาค่า Heat capacity rate ($C = m C_p$) ค่าน้อยที่สุด ซึ่งอาจจะเป็นไปได้ทั้งของไหลเย็นหรือของไหลร้อนก็ได้

อัตราการถ่ายเทรับความร้อนมากที่สุด Q_{\max} ก็จะสามารถหาจากสมการ

$$C_c = m_c C_{pc}, \quad C_h = m_h C_{ph}$$

กรณี $C_c < C_h$

$$Q_{\max} = C_c (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.39)$$

กรณี $C_h < C_c$

$$Q_{\max} = C_h (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.40)$$

หรืออาจจะเขียนใหม่ได้เป็น

$$Q_{\max} = C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.41)$$

โดยที่ $C_{\min} = C_c$ หรือ C_h ก็ได้ ซึ่งขึ้นอยู่กับค่าไหนมีค่าน้อยกว่าก็จะเป็นค่า

นั้น

กำหนดให้ Effectiveness: ε คืออัตราส่วนของปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้จริง ต่อปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้มากที่สุด ($0 \leq \varepsilon \leq 1$)

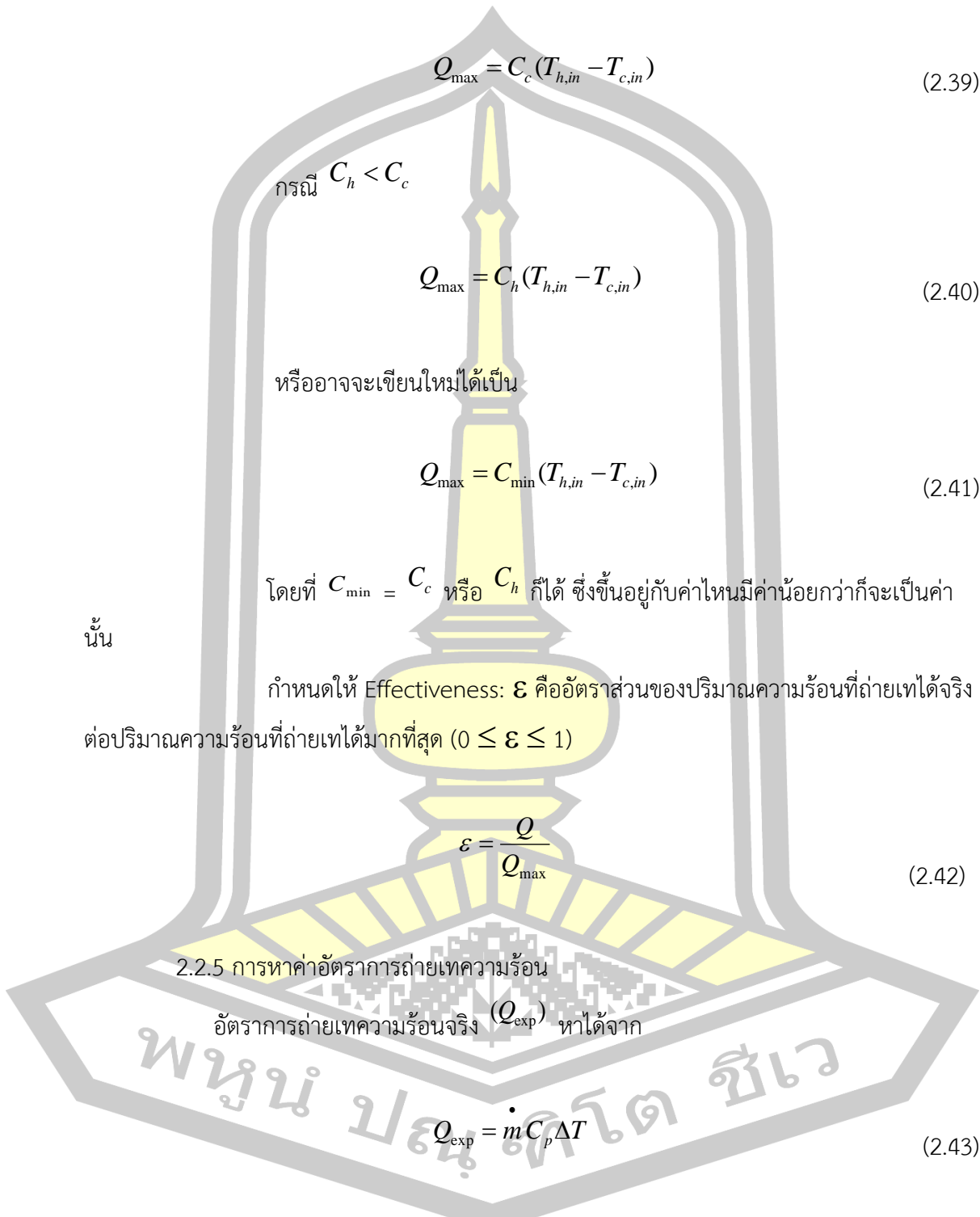
$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{\max}} \quad (2.42)$$

2.2.5 การหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน

อัตราการถ่ายเทความร้อนจริง (Q_{exp}) หาได้จาก

$$Q_{\text{exp}} = \dot{m} C_p \Delta T \quad (2.43)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด (Q_{\max}) หาได้จาก



$$Q_{\max} = C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.44)$$

2.2.6 การหาค่าประสิทธิผล (Effectiveness)

ค่าประสิทธิผลของชุดแลกเปลี่ยนความร้อน VFT คำนวณจากสมการ

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{exp}}}{Q_{\max}} \quad (2.45)$$

หรือ

$$\varepsilon = \frac{\dot{m} C_p \Delta T}{C_{\min} (T_{h,in} - T_{c,in})}$$

2.2.7 การเลือกสารทำงาน

ในการเติมสารทำงาน สิ่งแรกที่ต้องพิจารณา คือ การเลือกสารทำงาน โดยจะพิจารณาได้จากช่วงอุณหภูมิใช้งาน (Useful range) ของสารทำงานแต่ละตัว ซึ่งถ้าอุณหภูมิของส่วนระเหยและส่วนควบแน่นอยู่ในช่วงอุณหภูมิใช้งานของสารใด ก็สามารถใช้สารนั้นเป็นของไหลได้ ซึ่งในการเลือกสารทำงาน จะต้องทำการตรวจสอบการเสียหายอาจเกิดขึ้นได้จากความดันของสารทำงาน ถ้าความดันของสารทำงานทำให้เกิดแรงดันภายในท่อสูงกว่าความแข็งแรงของท่อเทอร์โมไซฟอนจะรับได้ก็จะทำให้ท่อเกิดการเสียหาย

2.3 การประเมินค่าทางเศรษฐศาสตร์

การประเมินค่าทางเศรษฐศาสตร์ในทางวิศวกรรมมีความสำคัญมาก เนื่องจากผลการวิเคราะห์ที่ได้จะต้องใช้ประกอบเป็นเกณฑ์ตัดสินว่าจะคุ้มค่ากับการลงทุนหรือไม่ (ไพบูลย์ แยมเพ็ญ, 2546) สำหรับการศึกษาครั้งนี้ จะเป็นการประเมินค่าต้นทุนต่อหน่วยไฟฟ้าที่ประหยัดได้ภายหลังจากการติดตั้งอุปกรณ์โดยใช้วิธีการประเมินค่าใช้จ่ายรายปี (Annual Cost) ซึ่งค่าใช้จ่ายรายปี เป็นวิธีการคิดค่าใช้จ่ายหรือเงินลงทุนเทียบเท่ารายปีของระบบ สามารถวิเคราะห์การลงทุนของโครงการโดยเปลี่ยนค่าใช้จ่ายต่าง ๆ เช่น เงินลงทุนครั้งแรก ค่าดำเนินการ และค่าบำรุงรักษา ค่าเสื่อมราคาให้มาอยู่ในรูปแบบค่าใช้จ่ายรายปี ซึ่งสามารถคำนวณได้ดังต่อไปนี้

$$CC = P(CRF) + MO \quad (2.46)$$

โดยที่

$$CRF = \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \quad (2.47)$$

สำหรับการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ จะต้องคำนึงถึงมูลค่าเงินในแต่ละช่วงเวลาด้วย เนื่องจากจะมีค่าไม่เท่ากันตลอดเวลาซึ่งจะขึ้นอยู่กับอัตราดอกเบี้ย (Interest Rate) หรืออัตราส่วนลด (Discount Rate) ดังนั้นวิธีนี้ใช้ในการคำนวณจำนวนปีที่คุ้มทุนของการติดตั้งอุปกรณ์ โดยจุดคุ้มทุนจะเกิดขึ้นเมื่อรายรับมีค่าเท่ากับรายจ่ายในการดำเนินงาน ตามสมการที่ (2.48)

$$A_E = P \times \left[\frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (2.48)$$

เมื่อ	CC	คือ	ค่าใช้จ่ายรายปี (บาท)
	CRF	คือ	Capital Recovery Factor
	MO	คือ	ค่าบำรุงรักษาเครื่องจักรและค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน (บาท)
	P	คือ	จำนวนเงินลงทุนขั้นต้น (บาท)
	A_E	คือ	ผลตอบแทนสุทธิรายปี (บาท)
	i	คือ	อัตราดอกเบี้ยเงินกู้รายปี (บาท)
	n	คือ	อายุการใช้งาน (ปี)

2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Srimuang et al. (2009) ศึกษาเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแบบหน้าตัดแบน ปัจจัยเรื่องอัตราส่วนการเติมสารทำงาน รัศมีไฮดรอลิกส์ ชนิดสารทำงาน และอัตราส่วนสนทัด ที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแบบหน้าตัดแบนได้ถูกนำมาศึกษา จากการทดลองพบว่า อัตราส่วนการเติมสารทำงานและรัศมีไฮดรอลิกส์ที่มีผลต่อค่าพลาซิกการถ่ายเทความร้อน และอัตราส่วนสนทัดของเทอร์โมไซฟอนแบบหน้าตัดแบนเพิ่มขึ้นขณะที่ค่าพลาซิกการถ่ายเทความร้อนจะลดลง นอกจากนี้พบว่าการใช้สารทำงาน R123 แทนที่น้ำและเอทานอล จะมีผลทำให้ค่าพลาซิกการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น

Rittidech and Srimuang (2010) ศึกษาเกี่ยวกับผลของการลดพื้นที่หน้าตัดที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแบบหน้าตัดแบน ซึ่งเทอร์โมไซฟอนแบบหน้าตัดแบน

ที่ใช้ในการทดลองนี้จะใช้ท่อทองแดงที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 8.6 มิลลิเมตร พื้นที่หน้าตัดของท่อถูกทำให้ลดลงโดยแม่พิมพ์ ซึ่งทำให้มีความหนาเท่ากับ 6.6 4.6 และ 2.6 มิลลิเมตร ส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่นจะมีขนาดความยาวคงที่เท่ากับ 0.13 0.23 และ 0.33 เมตร ตามลำดับ และมีการใช้ R123 เอทานอล และน้ำเป็นสารทำงาน ซึ่งมีอัตราการเต็มสารทำงาน 20% 40% 60% และ 80% ของปริมาตรทั้งหมด ส่วนทำระเหยจะถูกทำให้ร้อนด้วยน้ำร้อน ในขณะที่ส่วนควบแน่นจะถูกหล่อเย็นด้วยน้ำเย็น เมื่อระบบทำงานถึงจุดที่อัตราการไหลที่เหมาะสม อุณหภูมิของน้ำเย็นจะถูกบันทึกเพื่อใช้คำนวณอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแบบหน้าตัดแบน นอกจากนี้ความสัมพันธ์ของการลดพื้นที่หน้าตัดจะถูกวิเคราะห์ ความสัมพันธ์ของการลดพื้นที่หน้าตัดเพื่อใช้ในการทำนายอัตราการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแบบหน้าตัดแบนจะถูกสร้างขึ้น

Amatachaya and Srimuang (2010) ศึกษาผลของพื้นที่หน้าตัดรูปทรงเรขาคณิต อัตราส่วนการเต็มสารทำงาน และอัตราส่วนสันตัดของประสิทธิภาพทางความร้อนของเทอร์โมไซฟอนที่ได้รับความร้อนซึ่งมีหลายระดับ ลักษณะหน้าตัดของท่อเทอร์โมไซฟอนแบบทรงกลมและแบบแบนได้ถูกนำมาใช้ศึกษา พื้นที่หน้าตัดทั้งสองรูปทรงถูกบรรจุด้วยน้ำกลั่นในอัตราส่วนต่างกัน มีอัตราส่วนสันตัดต่างกันและได้รับความร้อนหลายระดับ ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าเทอร์โมไซฟอนแบบแบนระบบปิดสองสถานะมีค่าอุณหภูมิเฉลี่ยของผนังในส่วนทำระเหยสูงกว่าเทอร์โมไซฟอนแบบตั้งเดิมระบบปิดสองสถานะ ค่าความร้อนที่สูงสุดมีผลต่อค่าฟลักซ์การถ่ายเทความร้อนอย่างมีนัยสำคัญ ในแต่ละอัตราส่วนการเต็มสารทำงานและความยาวส่วนทำระเหย นอกจากนี้พบว่าค่าฟลักซ์การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามค่าอัตราส่วนสันตัดและค่าความร้อนที่ได้รับและจะลดลงเล็กน้อยเมื่ออัตราส่วนสันตัดมากที่สุด

Renjith et al. (2015) ศึกษาประสิทธิภาพทางความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนแบบแบนที่มีและไม่มีพื้นผิวภายในแบบรูพรุน กระบวนการอะโนไดซ์เซชันถูกนำมาใช้ในการเตรียมพื้นผิวภายในของท่อเทอร์โมไซฟอน ท่อเทอร์โมไซฟอนที่ถูกเตรียมและไม่ถูกเตรียมจากกระบวนการอะโนไดซ์เซชันจะถูกบรรจุด้วยอะซิโตนและทดสอบโดยการให้ความร้อนในช่วง 50-300 วัตต์ การทดลองถูกออกแบบมาเพื่อทดสอบท่อเทอร์โมไซฟอนที่ถูกเตรียมและไม่ถูกเตรียมจากกระบวนการอะโนไดซ์เซชันที่มุมมองคาของท่อ (0 45 และ 90) และมีอัตราการเต็มสารทำงาน (40% 60% และ 100%) ที่ต่างๆ กัน จากผลการทดลองพบว่าอัตราส่วนการเต็มสารทำงาน มุมมองคาของท่อมีผลต่อประสิทธิภาพของท่อเทอร์โมไซฟอนอย่างมีนัยสำคัญ ความต้านทานความร้อนทั้งหมดของท่อเทอร์โมไซฟอนที่ถูกเตรียมจากกระบวนการอะโนไดซ์เซชันจะลดลงประมาณ 20% เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเทอร์โมไซฟอนที่ไม่ถูกเตรียมจากกระบวนการอะโนไดซ์เซชัน ความหนาแน่นของรูที่พื้นผิวของท่อเทอร์โมไซฟอนที่ไม่ถูกเตรียมจากกระบวนการอะโนไดซ์เซชันจะเพิ่มขึ้นประมาณ 90% ของท่อเทอร์โมไซฟอนที่ไม่ถูกเตรียมจากกระบวนการอะโนไดซ์เซชัน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในส่วนทำระเหยและส่วน

ควบแน่นของท่อเทอร์โมไซฟอนที่ถูกเตรียมจากระบบการอะโนไดซ์เซชันจะเพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเทอร์โมไซฟอนที่ไม่ถูกเตรียมจากระบบการอะโนไดซ์เซชัน การเพิ่มขึ้นสูงสุดของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นของท่อเทอร์โมไซฟอนที่ถูกเตรียมจากระบบการอะโนไดซ์เซชันมีค่าเท่ากับ 9% และ 20% ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเทอร์โมไซฟอนที่ไม่ถูกเตรียมจากระบบการอะโนไดซ์เซชัน ที่ใช้ค่าฟลักซ์การถ่ายเทความร้อนคงที่เท่ากับ 49 kW/m^2 เมื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพของท่อเทอร์โมไซฟอนที่ถูกเตรียมจากระบบการอะโนไดซ์เซชันแบบท่อแบนและท่อทรงกระบอก ท่อเทอร์โมไซฟอนแบบแบนมีประสิทธิภาพดีกว่าแบบทรงกระบอก สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นของท่อเทอร์โมไซฟอนแบบแบนสูงขึ้นถึง 69% และ 56% ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบกับท่อเทอร์โมไซฟอนแบบทรงกระบอกเมื่อใช้ค่าฟลักซ์การถ่ายเทความร้อนคงที่ คือ 50 kW/m^2

Supirattanakul et al. (2011) เพื่อศึกษาชนิดของสารทำความเย็นของท่อความร้อนชนิดสั้นวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับ ที่มีผลต่อการใช้พลังงานในระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน ในการศึกษาทดลองนี้ท่อความร้อนชนิดสั้นวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับถูกสร้างจากท่อทองแดงที่มีเส้นผ่านศูนย์กลาง 2.03 มิลลิเมตร สารทำงานชนิด R134a R22 และ R502 ถูกนำมาทดสอบเป็นสารทำงานกับท่อความร้อนชนิดสั้นวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับ โดยมีการควบคุมอุณหภูมิของระบบให้อยู่ในช่วง $20-27^\circ\text{C}$ และมีความชื้นสัมพัทธ์ 50% เมื่อเปรียบเทียบระหว่างระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ติดตั้งท่อความร้อนชนิดสั้นวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับ และระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนแบบดั้งเดิมพบว่าระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ติดตั้งท่อความร้อนชนิดสั้นวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับมีการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 3.6% และยังให้ค่า COP และ EER สูงสุดเท่ากับ 14.9% และ 17.6% ตามลำดับ พบว่าเมื่อใช้ R134a เป็นสารทำงาน ระบบจะมีค่าความร้อนจำเพาะเท่ากับ 5.19 Kw/m^2 ผลที่ได้จากการศึกษาในครั้งนี้ถูกนำมาใช้เป็นแนวทางเพื่อปรับปรุงสมรรถนะของระบบปรับอากาศในอาคารให้ดีขึ้นซึ่งจะส่งผลช่วยลดการใช้พลังงาน

Xiao et al. (1997) ศึกษาการประยุกต์ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนเพื่อควบคุมความชื้นสัมพัทธ์ในระบบปรับอากาศ การควบคุมความชื้นสัมพัทธ์ในระบบปรับอากาศมีความสำคัญต่อการรักษาคุณภาพอากาศในที่ร่ม อย่างไรก็ตามเงื่อนไขของการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ คือ ต้องควบคุมความชื้นสัมพัทธ์ในการนำความร้อนกลับมาใช้ใหม่ที่คอยล์สำหรับการปรับปรุงประสิทธิภาพของพลังงานโดยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน ภายใต้การศึกษาโดยใช้ Hilton Air-Conditioning Laboratory Unit in RMIT โดยทำการศึกษาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ผลสรุปประสิทธิภาพของอุณหภูมิ การนำพลังงานกลับมาใช้ใหม่และการควบคุมความชื้นของอากาศ จากการทดลองพบว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนสามารถใช้แทนคอยล์ความร้อนทั่วๆ ไปได้และสามารถประหยัดพลังงานได้

บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

เพื่อให้การดำเนินงานออกแบบและทดสอบอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบบตั้งตรง (Vertical Flat Thermosyphon, VFT) สำหรับเพิ่มสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน เป็นไปอย่างถูกต้องและประสบผลสำเร็จ จำเป็นอย่างยิ่งที่จะต้องทราบถึง แผนการดำเนินการ ตัวแปรสำหรับการทดสอบ วิธีการทดสอบและการวิเคราะห์ผลการทดสอบ ดังนั้นผู้วิจัยได้กำหนดวิธีดำเนินการวิจัยโดยได้แบ่งขั้นตอนการทดสอบออกเป็น 5 ขั้นตอน ซึ่งจะอธิบายในรายละเอียดดังนี้

- 3.1 การออกแบบอุปกรณ์ทำความร้อนแบบ VFT ติดตั้งกับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน
- 3.2 การสร้างอุปกรณ์ทำความร้อนแบบ VFT และการติดตั้งอุปกรณ์สำหรับใช้ในการทดสอบ
- 3.3 อุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้ในการทดสอบ
- 3.4 การติดตั้งอุปกรณ์ทดสอบและวิเคราะห์ผล
- 3.5 การวิเคราะห์ผลทางเศรษฐศาสตร์ของอุปกรณ์

3.1 การออกแบบอุปกรณ์ทำความร้อนแบบ VFT ติดตั้งกับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

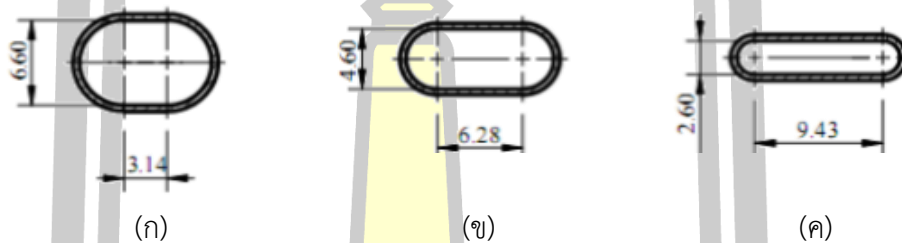
การออกแบบอุปกรณ์ทำความร้อนแบบ VFT นั้น ควรคำนึงถึงค่าของอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่ผิวให้ความร้อน (q) และมุมที่ VFT ทำงานดีที่สุดคือมุม 90°C จากงานวิจัย (Srimuang et al, 2009) สำหรับการคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของชุดระบายความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน จากกลุ่มตัวแปรไร้มิติต่างๆ เช่น Bo , Fr , Ja , Pr , We , $\frac{\rho_v}{\rho_l}$ และ $\frac{Le}{4Rh}$ มีเงื่อนไขในการออกแบบโดยใช้ สมการสหสัมพันธ์ ของ (Rittidech and Srimuang, 2010) ซึ่งมีค่าเบี่ยงเบนมาตรฐาน $\pm 25\%$

$$Ku = 0.0144 \left[Bo^4 \left(\frac{Le}{4Rh} \right)^{0.9} Ja^{1.8} Pr^2 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1.8} \right]^{0.130}$$

ขั้นตอนในการออกแบบ มีดังต่อไปนี้

3.1.1 คำนวณหาค่าความร้อนที่ต้องการของระบบปรับอากาศ โดยการหาค่าความร้อนสัมผัส และความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นจากเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน จากนั้นนำค่าความร้อนสัมผัส มาเป็นค่ากำหนดในการออกแบบอุปกรณ์ให้ได้ค่าความร้อนในเกณฑ์ที่ต้องการ

3.1.2 การเลือกขนาดท่อ, เขียนแบบ และกำหนดขนาดความแบนของหน้าตัดท่อเพื่อใช้ในการทดสอบ โดยในการทดสอบครั้งนี้ได้เลือกท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 8.6 mm หน้า 0.46 mm มาทำการบีบในแม่พิมพ์เพื่อลดพื้นที่หน้าตัดท่อทองแดงให้ได้ตามลักษณะที่คำนวณไว้ โดยกำหนดเป็นความหนาที่บีบ (Pressed Thickness, y) แสดงดังภาพประกอบ 17



ที่มา: วสันต์ ศรีเมือง, 2552.

ภาพประกอบ 17 แบบในการบีบท่อทองแดง (ก) ระยะ $y = 6.6$ mm (ข) ระยะ $y = 4.6$ mm (ค) ระยะ $y = 2.6$ mm

3.1.3 การเลือกความยาวส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น เพื่อที่จะให้ได้ค่าการถ่ายเทความร้อนสูงสุดนั้น การเลือกความยาวส่วนต่าง ๆ และจำนวนท่อ เป็นสิ่งที่ต้องพิจารณาควคู่กันไป เนื่องจากทั้งความยาว และจำนวนท่อ มีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อน ทั้งนี้ยังต้องคำนึงถึงความเป็นไปได้ที่เหมาะสมในการสร้างและสอดคล้องกับขนาดของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนด้วย

3.1.4 การเลือกจำนวนท่อ สามารถคำนวณหาจำนวนท่อได้จากสมการข้างล่างนี้

$$N = \frac{Q_{reheat}}{Q_c}$$

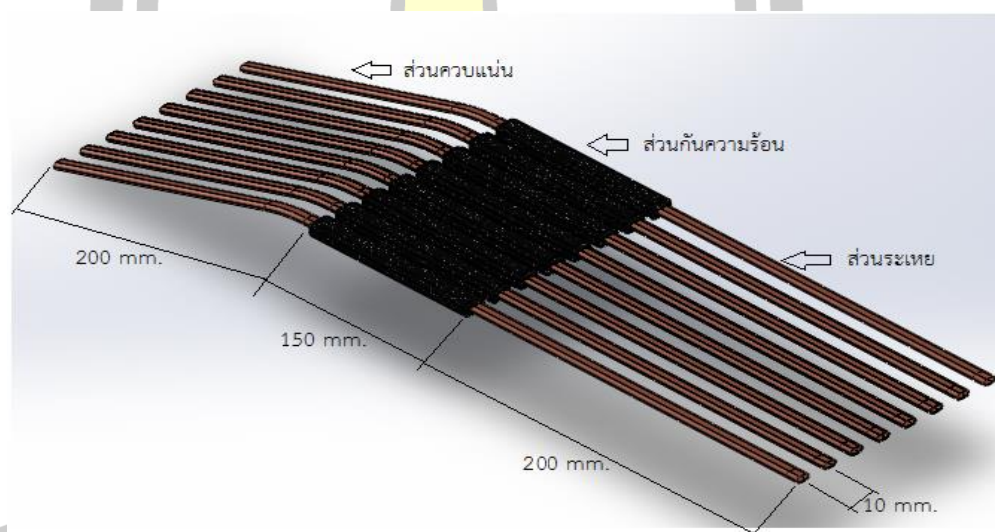
เมื่อ Q_{reheat} คือ ค่าความร้อนที่ต้องการใช้ในการ reheat

Q_c คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อท่อ

3.1.5 การเลือกสารทำงาน

เลือกสารทำงานที่เหมาะสม ซึ่งสารทำงานที่ใช้กับท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนแต่ละชนิด มีช่วงอุณหภูมิในการทำงานที่แตกต่างกัน ดังนั้นการเลือกสารทำงานที่จะใช้กับท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนจึงต้องคำนึงถึงช่วงอุณหภูมิที่จะนำไปใช้งานว่าอยู่ในช่วงอุณหภูมิใช้งานของสารใด

การออกแบบควรพิจารณารูปแบบและขนาดของส่วนต่างๆ ของอุปกรณ์ท่อความร้อนที่จะสร้างขึ้น รวมทั้งลักษณะการจัดวางตำแหน่งท่อ จากการออกแบบจะได้อุปกรณ์ท่อความร้อนแบบ VFT ทำจากท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 8.6 mm และขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 9.04 mm ประกอบด้วย 3 ส่วน คือ ส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น ความยาวทั้งหมดของท่อความร้อนแบบ VFT เท่ากับ 550 mm จำนวน 8 ท่อ แต่ละท่อมีระยะห่างกัน 10 mm ซึ่งส่วนทำระเหยมีความยาว 200 mm ส่วนกันความร้อนมีความยาว 150 mm หุ้มด้วยฉนวนกันความร้อนสีดำและ ส่วนควบแน่นมีความยาว 200 mm แสดงดังภาพประกอบ 18



ภาพประกอบ 18 แบบจำลองอุปกรณ์ท่อความร้อนแบบ VFT

3.2 การสร้างอุปกรณ์ท่อความร้อนแบบ VFT และการติดตั้งอุปกรณ์สำหรับการทดสอบ

สำหรับการสร้างอุปกรณ์ท่อความร้อนแบบ VFT ควรคำนึงถึงความสะดวกในการซ่อมบำรุงและงบประมาณในการสร้าง เพื่อให้ราคาต้นทุนในการสร้างอุปกรณ์ท่อความร้อนแบบ VFT มีราคาถูกที่สุด รวมทั้งควรมีอัตราการสูญเสียความร้อนน้อยที่สุดด้วย โดยมีขั้นตอนดังนี้

3.2.1 เตรียมท่อทองแดงขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 8.6 mm หนา 0.46 mm จำนวน 72 ท่อ แต่ละท่อมีความยาว เท่ากับ 550 mm



ภาพประกอบ 19 ลักษณะท่อทองแดงที่ตัดแล้ว

3.2.2 นำท่อทองแดงที่เตรียมไว้ไปป้อนในแม่พิมพ์ที่สร้างขึ้นตามขนาดหน้าตัดที่ออกแบบไว้เพื่อให้ได้ขนาดความแบนที่ต้องการคือ $y = 6.6, 4.6$ และ 2.6 mm



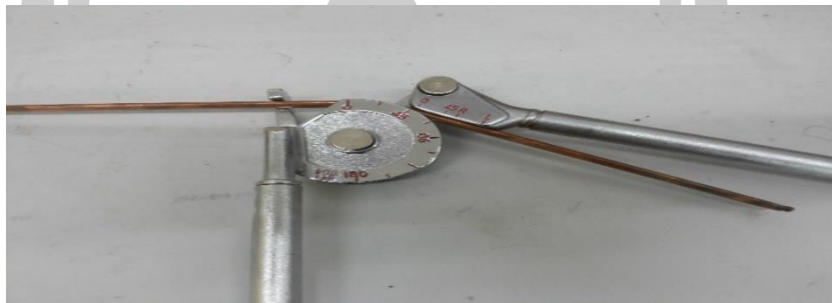
ภาพประกอบ 20 ลักษณะแม่พิมพ์

3.2.3 นำแม่พิมพ์วางบนแท่นเครื่องไฮดรอลิกส์และทำการป้อนท่อทองแดงในแม่พิมพ์ ให้ได้ขนาดหน้าตัด $y = 6.6$ mm จำนวน 24 ท่อ ขนาดหน้าตัด $y = 4.6$ mm จำนวน 24 ท่อ และขนาดหน้าตัด $y = 2.6$ mm จำนวน 24 ท่อ



ภาพประกอบ 21 การบีบท่อทองแดงในแม่พิมพ์ด้วยเครื่องไฮดรอลิกส์

3.2.4 นำท่อทองแดงที่ถูกบีบตามขนาดหน้าตัดเรียบร้อยแล้วไปตัดโค้งงอ 45 องศา



ภาพประกอบ 22 การตัดท่อทองแดง

3.2.5 นำท่อทองแดงที่ถูกบีบให้มีขนาดหน้าตัดตามที่ต้องการและตัดโค้งงอ 45 องศา มาเชื่อมปิดด้านปลายทั้งสองข้าง



ภาพประกอบ 23 ท่อทองแดงที่เชื่อมปิดด้านปลายแล้ว

3.2.6 เติมสารทำงานในอุปกรณ์ทำความร้อนแบบ VFT

บรรจุสารทำงานเข้าในอุปกรณ์ทำความร้อนแบบ VFT โดยใช้ชุดเติมสารทำงาน ซึ่งประกอบด้วย ชุดเติมสาร ป้อนสุญญากาศ และเกจวัดความดัน วิธีการเติมสารทำงาน นำอุปกรณ์ทำความร้อนแบบ VFT ประกอบเข้ากับชุดเติมสาร จากนั้นเปิดป้อนสุญญากาศเพื่อดูดอากาศภายในทำความร้อน VFT ออกจนภายในทำความร้อนเป็นสุญญากาศ สังเกตดูได้จากเกจวัดความดัน แล้วเติมสารทำงานที่อัตราการเติมสาร 50 เปอร์เซ็นต์ ของปริมาตรส่วนทำระเหย จะได้อุปกรณ์ทำความร้อนแบบ VFT ที่เติมสารทำงานเรียบร้อยตามปริมาณที่ต้องการ



ภาพประกอบ 24 การเติมสารทำงาน

จะได้อุปกรณ์ทำความร้อนแบบ VFT โดยแบ่งตามขนาดหน้าตัดและสารทำงาน ได้ดังนี้

ขนาดหน้าตัด $y = 6.6 \text{ mm}$ เติมสารทำงาน R-22 จำนวน 8 ท่อ, เติมสารทำงาน R-134a จำนวน 8 ท่อ และเติมสารทำงาน R-410a จำนวน 8 ท่อ

ขนาดหน้าตัด $y = 4.6 \text{ mm}$ เติมสารทำงาน R-22 จำนวน 8 ท่อ, เติมสารทำงาน R-134a จำนวน 8 ท่อ และเติมสารทำงาน R-410a จำนวน 8 ท่อ และ

ขนาดหน้าตัด $y = 2.6 \text{ mm}$ เติมสารทำงาน R-22 จำนวน 8 ท่อ, เติมสารทำงาน R-134a จำนวน 8 ท่อ และเติมสารทำงาน R-410a จำนวน 8 ท่อ

3.2.7 เตรียมเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนยี่ห้อ California ขนาด 12,000 บีทียู ปีที่
ผลิต 02-04-10



ภาพประกอบ 25 แผงคอยล์เย็น



ภาพประกอบ 26 แผงคอยล์ร้อน

3.2.8 ติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อนแบบ VFT เข้ากับคอยล์เย็นในของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน



ภาพประกอบ 27 การติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อนแบบ VFT กับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

3.2.9 ห้องที่ใช้ในการทดสอบอุปกรณ์ทำความร้อนแบบ VFT ติดตั้งกับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน โดยมีขนาด 3x4 m



ภาพประกอบ 28 ห้องทดสอบอุปกรณ์ทำความร้อนแบบ VFT เข้ากับคอยล์เย็นในของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

3.3 อุปกรณ์และเครื่องมือที่ใช้ในการทดสอบ

ในการวิจัยครั้งนี้ผู้วิจัยใช้อุปกรณ์และเครื่องมือในการทดสอบ ดังนี้

3.3.1 สายเทอร์โมคัปเปิล Type K (Thermocouple) สายเทอร์โมคัปเปิลที่ใช้ในการทดลอง เป็นชนิด TYPE K



ภาพประกอบ 29 สายเทอร์โมคัปเปิลชนิด k

3.3.2 เครื่องบันทึกข้อมูล (Data logger) เป็นเครื่องมือที่ใช้อ่านอุณหภูมิจากสายเทอร์โมคัปเปิล เครื่องบันทึกข้อมูลที่ใช้ในการทดสอบคือ เครื่องบันทึกข้อมูลยี่ห้อ HIOKI รุ่น 8422-01 Memory Hilogger 20 ช่อง มีช่วงการวัดอุณหภูมิ -100 ถึง 2000 °C ความแม่นยำ ± 0.2 % ดังแสดงในภาพประกอบ 30



ภาพประกอบ 30 เครื่องบันทึกข้อมูล (Data Logger)

3.3.3 เครื่องวัดความชื้นสัมพัทธ์และความเร็วลมที่ใช้เป็นแบบ Pitot Tube Probes (0635.2045) ยี่ห้อ Testo รุ่น 445 ความแม่นยำ $\pm 0.05\%$ ดังแสดงภาพประกอบ 31



ภาพประกอบ 31 ลักษณะของเครื่องวัดความเร็วลม แบบ Static Pitot Tube

3.3.4 เครื่องชั่งน้ำหนักแบบดิจิตอล ยี่ห้อ Zepper รุ่น PS-1001 ทศนิยม 2 ตำแหน่ง ความสามารถในการชั่ง 0.01-1,500 g ซึ่งนำมาใช้ชั่งปริมาณน้ำที่ควบแน่นจากคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ดังแสดงภาพประกอบ 32



ภาพประกอบ 32 เครื่องชั่งน้ำหนักแบบดิจิตอล

3.3.5 เครื่องสั่นโมเลกุลน้ำ เพื่อสร้างความชื้นในระบบ Model EI-48 220 V เป็นเครื่องที่ทำงานโดยอาศัยแรงสั่นสะเทือนเหนี่ยวนำเสียง ทำให้โมเลกุลของน้ำมีการสั่นสะเทือนและเกิดหมอกไอน้ำหรือความชื้นขึ้นในระบบโดยไม่ทำให้อุณหภูมิของระบบสูงขึ้น ดังแสดงภาพประกอบ 33



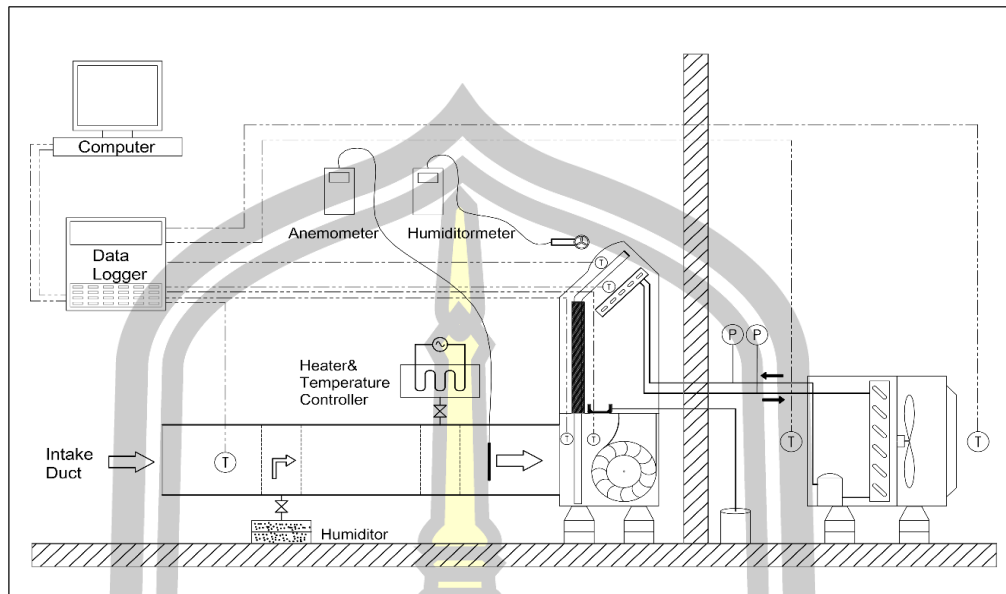
ภาพประกอบ 33 เครื่องส่งโมเลกุลน้ำ

3.4 การติดตั้งอุปกรณ์ทดสอบและวิเคราะห์ผล

3.4.1 การติดตั้งอุปกรณ์ทดสอบ

สำหรับการติดตั้งอุปกรณ์ทดสอบนั้นทำที่ห้องทดสอบที่ได้สร้างขึ้นขนาด 3x4 m และมีชุดควบคุมสภาวะอากาศเช่น ชุดกำเนิดความชื้นไอน้ำโดยใช้หลักการส่งโมเลกุลของน้ำ ชุดควบคุมอุณหภูมิก่อนเข้าเครื่องปรับอากาศ ตลอดจนติดตั้งเครื่องมือวัดเข้ากับชุดอุปกรณ์ต่อความร้อนแบบ VFT วัดและบันทึกค่าความเร็วลม อุณหภูมิก่อนและหลังผ่านอุปกรณ์ต่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนที่ส่วนทำระเหย ก่อนเข้าคอยล์เย็น แฉงคอยล์เย็น หลังออกจากคอยล์เย็น ก่อนและหลังผ่านอุปกรณ์ต่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนที่ส่วนควบแน่น อุณหภูมิที่ส่วนควบแน่น อุณหภูมิที่ส่วนกันความร้อน อุณหภูมิที่ส่วนทำระเหย อุณหภูมิภายในห้อง ปริมาณการใช้ไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ ปริมาณการใช้ไฟฟ้าที่พัดลมคอนเดนเซอร์ ปริมาณการใช้ไฟฟ้าที่พัดลมอีวาपोเรเตอร์ ปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวม ปริมาณความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้อง ปริมาณความชื้นสัมพัทธ์ก่อนเข้าคอยล์เย็น ปริมาณความชื้นสัมพัทธ์หลังออกจากคอยล์เย็น

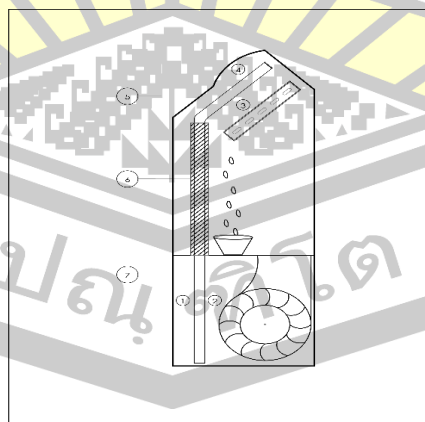
พหุ ประถมศึกษา ชีวะ



ภาพประกอบ 34 การติดตั้งชุดอุปกรณ์ทำความร้อนแบบ VFT เข้ากับเครื่องมื่อวัด

3.4.2 ขั้นตอนการศึกษา การทดลอง และวิธีการวิจัย โดยการทดลองลดความชื้นในอากาศ ด้วยเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนเพื่อเปรียบเทียบทั้งก่อนและหลัง ที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ทำความร้อนแบบ VFT เข้ากับคอยล์เย็น มีขั้นตอนการทดสอบดังนี้

- 1) เปิดการทำงานของแอร์โดยใช้เวลาในการทดลองแต่ละครั้งเป็นเวลา 8 ชั่วโมง
- 2) วัดและบันทึกผลอุณหภูมิ กระเปาะเปียก-แห้งของอากาศ ที่ตำแหน่งต่างๆ ทั้ง 7 จุด ตามภาพประกอบ 35 ทั้งก่อนและหลังเข้าอุปกรณ์ในระบบแอร์ ทุกๆ 15 นาที จนสิ้นสุดการทดลองในแต่ละครั้ง



ภาพประกอบ 35 ตำแหน่งการวัดค่าอุณหภูมิในการทดลอง

แสดงตำแหน่งการติดตั้งเครื่องมือวัดอุณหภูมิ ตามภาพประกอบ 35

ตำแหน่งที่ 1 อุณหภูมิอากาศเข้าก่อนสัมผัสส่วนทำระเหย

ตำแหน่งที่ 2 อุณหภูมิอากาศเข้าหลังสัมผัสส่วนทำระเหย

ตำแหน่งที่ 3 อุณหภูมิอากาศออกก่อนสัมผัสส่วนควบแน่น

ตำแหน่งที่ 4 อุณหภูมิอากาศออกหลังสัมผัสส่วนควบแน่น

ตำแหน่งที่ 5 อุณหภูมิที่ความร้อนส่วนควบแน่น

ตำแหน่งที่ 6 อุณหภูมิที่ความร้อนส่วนกันความร้อน

ตำแหน่งที่ 7 อุณหภูมิที่ความร้อนส่วนทำระเหย

3) วัดและบันทึกความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศทุกๆ 15 นาที จนสิ้นสุดการทดลองในแต่ละครั้ง

4) วัดและบันทึกความเร็วอากาศที่ตำแหน่งต่างๆ ทุกๆ 15 นาที จนสิ้นสุดการทดลองในแต่ละครั้ง

5) วัดและบันทึกค่าพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ ที่ คอมเพรสเซอร์ พัดลมคอนเด็นเซอร์ และ พัดลมคอยล์เย็น ทุกๆ 15 นาที จนสิ้นสุดการทดลองในแต่ละครั้ง

6) วัดและบันทึกมวลของน้ำที่ควบแน่นจากอากาศขึ้นที่คอยล์เย็น ทุกๆ 15 นาที จนสิ้นสุดการทดลองในแต่ละครั้ง

7) วัดและบันทึกค่าความดันจากเกจวัดทั้ง 4 จุด ของสารทำความเย็นในเครื่องปรับอากาศ ทุกๆ 15 นาที จนสิ้นสุดการทดลองในแต่ละครั้ง

3.4.3 การวิเคราะห์ผลความเร็วลม ชนิดสารทำงาน และอุณหภูมิปรับตั้ง ที่มีผลต่อการใช้พลังงาน หลังจากที่ได้ค่าอุณหภูมิ ความชื้น และค่าปริมาณไฟฟ้า ความดันของระบบทำความเย็น และปริมาณน้ำควบแน่นที่คอยล์เย็น จากการทดสอบแล้ว ก็นำข้อมูลที่ได้อ่านค่าจากนั้นนำผลการคำนวณมาพล็อตกราฟ เพื่อพิจารณาหาความสัมพันธ์กับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ อัตราส่วนความสามารถในการลดความชื้น จากนั้นพิจารณาความสัมพันธ์โดยการสังเกตลักษณะการกระจายตัวและแนวโน้มของข้อมูล และนำผลจากการพิจารณามาทำการสรุปผลต่อไป

3.5 การวิเคราะห์ผลทางเศรษฐศาสตร์ของอุปกรณ์

นำค่าใช้จ่ายจากการสร้างทั้งค่าอุปกรณ์ ค่าแรง มาคำนวณหาต้นทุนที่เกิดขึ้น การศึกษาครั้งนี้ จะเป็นการประเมินค่าต้นทุนต่อหน่วยไฟฟ้าที่ประหยัดได้ภายหลังจากการติดตั้งอุปกรณ์โดยใช้วิธีการประเมินค่าใช้จ่ายรายปี (Annual Cost) ซึ่งค่าใช้จ่ายรายปี ที่พิจารณาจะประกอบไปด้วยเงิน

ลงทุนรายปี (Investment Cost) ค่าดำเนินการและบำรุงรักษา (Operating and Maintenance Cost) และค่าพลังงาน (Energy Cost) จากนั้นนำไปข้อมูลที่ได้อธิบายวิเคราะห์หาจุดคุ้มทุน เมื่อนำอุปกรณ์ที่ความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ติดตั้งแล้วกลับเข้ากับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน การประเมินค่าทางเศรษฐศาสตร์ในทางวิศวกรรม มีความสำคัญมาก เนื่องจากผลการวิเคราะห์ที่ได้จะต้องใช้ประกอบเป็นเกณฑ์ตัดสินว่าจะคุ้มค่ากับการลงทุนหรือไม่ สำหรับการศึกษาคำนี้จะคำนึงถึงมูลค่าเงินในแต่ละช่วงเวลาด้วยเนื่องจากจะมีค่าไม่เท่ากันตลอดเวลาซึ่งขึ้นอยู่กับอัตราดอกเบี้ย (Interest Rate) หรืออัตราส่วนลด (Discount Rate) ดังนั้นในการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์จะต้องทำการปรับมูลค่าของเงินต่างเวลา ให้เป็นมูลค่าของเงินในปัจจุบัน



บทที่ 4

ผลการวิจัยและอภิปรายผล

งานวิจัยนี้มีความมุ่งหมายเพื่อออกแบบ สร้าง และทดสอบในการประยุกต์ใช้ท่อมความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนเข้ากับคอยล์เย็น ในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน การวิเคราะห์ข้อมูลในการดำเนินการวิจัยนี้แบ่งออกเป็น 4 ส่วน ดังนี้

4.1 ผลการศึกษาการออกแบบและสร้างอุปกรณ์ท่อมความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนเข้ากับคอยล์เย็นใน เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

4.2 ผลการวิเคราะห์ปริมาณการถ่ายเทความร้อน และสมรรถนะระหว่างก่อน และหลังติดตั้งอุปกรณ์ท่อมความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนเข้ากับคอยล์เย็นใน เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

4.3 ผลการวิเคราะห์ผลทางเศรษฐศาสตร์จากการติดตั้งอุปกรณ์ท่อมความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนเข้ากับคอยล์เย็นใน เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

4.4 การวิเคราะห์ผลทางสถิติข้อมูลของความเร็วลม และสารทำงานที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ

4.1 ผลการศึกษาการออกแบบและสร้างอุปกรณ์ท่อมความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนเข้ากับคอยล์เย็นใน เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

ในการทดลองทำการควบคุมอุณหภูมิอากาศ ก่อนผ่านเข้าเครื่องปรับอากาศ โดยชุดควบคุมอุณหภูมิ เพื่อจะควบคุมอุณหภูมิของห้องทดสอบให้ได้ตามที่ต้องการ ที่อุณหภูมิ 25 องศาเซลเซียส ความเร็วลมที่ผ่านแผงคอยล์เย็น 3 ค่า คือ 1.5 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที และควบคุมความชื้นโดยใช้เครื่องกำเนิดความชื้นโดยอาศัยหลักการสันโมเลกุลของน้ำจนกลายเป็นไอ โดยทดสอบในห้องที่ออกแบบให้เหมือนห้องทำงานของสำนักงาน จากนั้นรอรจนกระทั่งระบบเข้าสู่สภาวะคงตัว คืออุณหภูมิไม่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา เริ่มบันทึกค่าอุณหภูมิ โดยอ่านจากเครื่องมือวัดค่าต่างๆ ซึ่งค่าที่ทำการบันทึกคือ อุณหภูมิเข้า อุณหภูมิที่ส่วนควบแน่น ส่วนระเหย, และส่วนแอเดียเบติก ของอุปกรณ์ท่อมความร้อน อุณหภูมิก่อนปะทะคอยล์เย็น อุณหภูมิหลังออกจากคอยล์เย็น ทุกตำแหน่งวัดอย่างละ 3 จุด และทำการหาค่าเฉลี่ย วัดปริมาณน้ำที่ควบแน่น วัดปริมาณไฟฟ้าที่ใช้ ความดันของสารทำความเย็นภายในเครื่องปรับอากาศทั้ง 4 จุด จากนั้นทำการเปลี่ยนสารทำงานภายในท่อมความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน ทั้ง 3 สารทำงาน คือ R-134a, R-22 และ R-410a ทำการทดสอบ

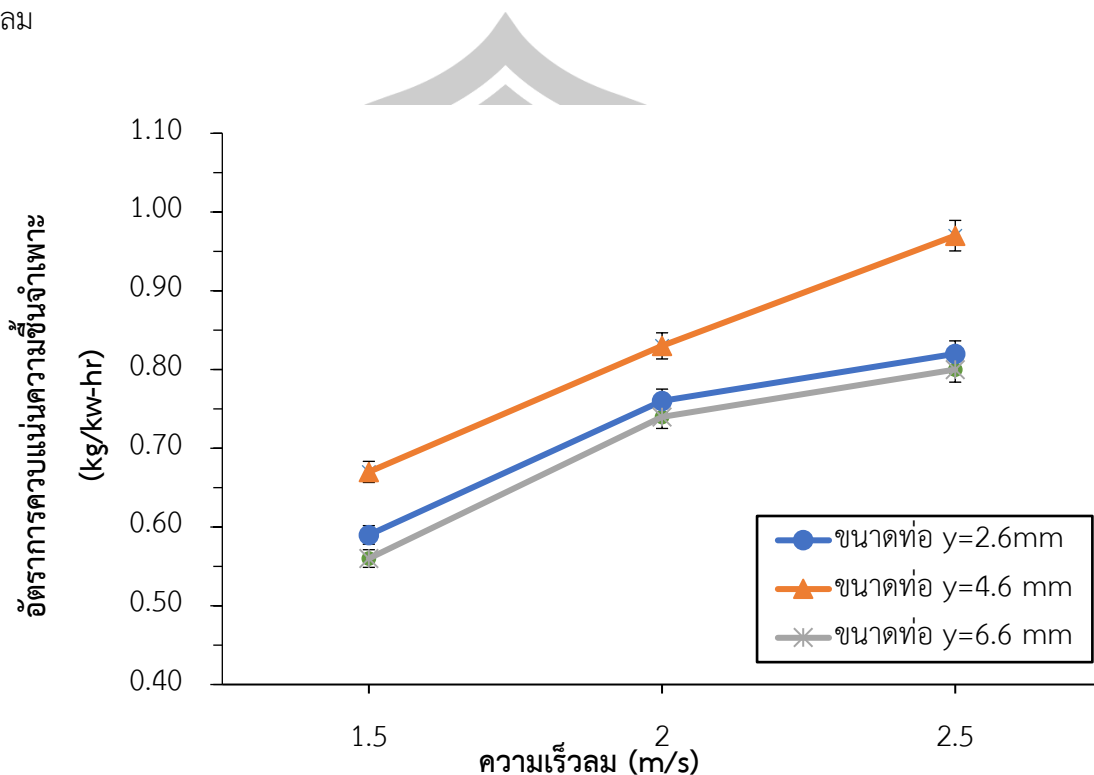
3 ชั่วโมง แล้วนำข้อมูลมาหาค่าของ สัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะ อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน ปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้า อัตราการถ่ายเทความร้อน (Q) ความร้อนสัมผัส (Q_{SH}) และความร้อนแฝง (Q_{LH})

ผลที่ได้จากการคำนวณและออกแบบ จากอุณหภูมิก่อการออกแบบภายนอกและภายในห้องเท่ากับ 34 องศาเซลเซียส และ 25 องศาเซลเซียส ตามลำดับ จะมีค่าความร้อนสัมผัส 1.40 กิโลจูลต่อวินาที และ ความร้อนแฝง 1.295 กิโลจูลต่อวินาที ซึ่งถ้าหากเราออกแบบให้อุปกรณ์มีการรีฮีตเพื่อลดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ออกจากคอยล์เย็น และผลที่ได้จากการรีฮีตคือการจะได้ปริศอากาศที่ก่อนเข้าคอยล์เย็น ซึ่งช่วยให้อุณหภูมิแตกต่างคอยล์เย็นลดลง ส่งผลให้คอมเพรสเซอร์ทำงานได้ประสิทธิภาพสูงขึ้น มีการตัดต่อไฟฟ้าที่สั้นลง โดยการคำนวณค่าความต้องการความร้อนที่ใช้สำหรับการรีฮีต ให้กับแอร์ขนาด 12,000 บีทียู พบว่า มีค่าความต้องการความร้อนอยู่ที่ 423 จูลต่อวินาที จึงสามารถนำไปออกแบบเพื่อสร้าง VFT ให้ได้ขนาดความร้อนที่เหมาะสมกับค่าที่ได้ออกแบบข้างต้น

4.2 ผลการศึกษาวิเคราะห์ปริมาณการถ่ายเทความร้อน และสมรรถนะระหว่างก่อน และหลังติดตั้งอุปกรณ์ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนเข้ากับคอยล์เย็นในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

จากภาพประกอบ 36 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมที่ผ่านคอยล์เย็นและอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะ เพื่อเปรียบเทียบการทำงานของอุปกรณ์ท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนที่มีขนาดหน้าตัดต่างกันทั้ง 3 ขนาด โดยทำการทดลองที่อุณหภูมิ 25 องศาเซลเซียส ใช้สารทำงาน R-134a จากการทดลองพบว่า ขนาดหน้าตัดระยะ $y=2.6$ ระยะ $x=9.46$ มิลลิเมตร มีอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะจะอยู่ที่ 0.59 0.76 และ 0.82 กิโลกรัมต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง ที่ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 1.5 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที ตามลำดับ ขนาดหน้าตัดระยะ $y=4.6$ ระยะ $x=6.28$ มิลลิเมตร มีอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะจะอยู่ที่ 0.67 0.83 และ 0.97 กิโลกรัมต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง ที่ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 1.5 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที ตามลำดับ และขนาดหน้าตัดระยะ $y=6.6$ ระยะ $x=3.14$ มิลลิเมตร มีอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะจะอยู่ที่ 0.56 0.74 และ 0.80 กิโลกรัมต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง ที่ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 1.5 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที ตามลำดับ จากกราฟสรุปได้ว่า อุปกรณ์ท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนที่มีขนาดหน้าตัดระยะ $y=4.6$ ระยะ $x=6.28$ มิลลิเมตร มีอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะสูงสุด คือ 0.97 กิโลกรัมต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง และอุปกรณ์ท่อความร้อนเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน ที่มีขนาดหน้าตัดระยะ $y=6.6$ ระยะ $x=3.14$ มิลลิเมตร มีอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะ

ต่ำสุด คือ 0.56 กิโลกรัมต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง และอัตราการควบแน่นความชื้นจะเพิ่มขึ้นตามความเร็วลม

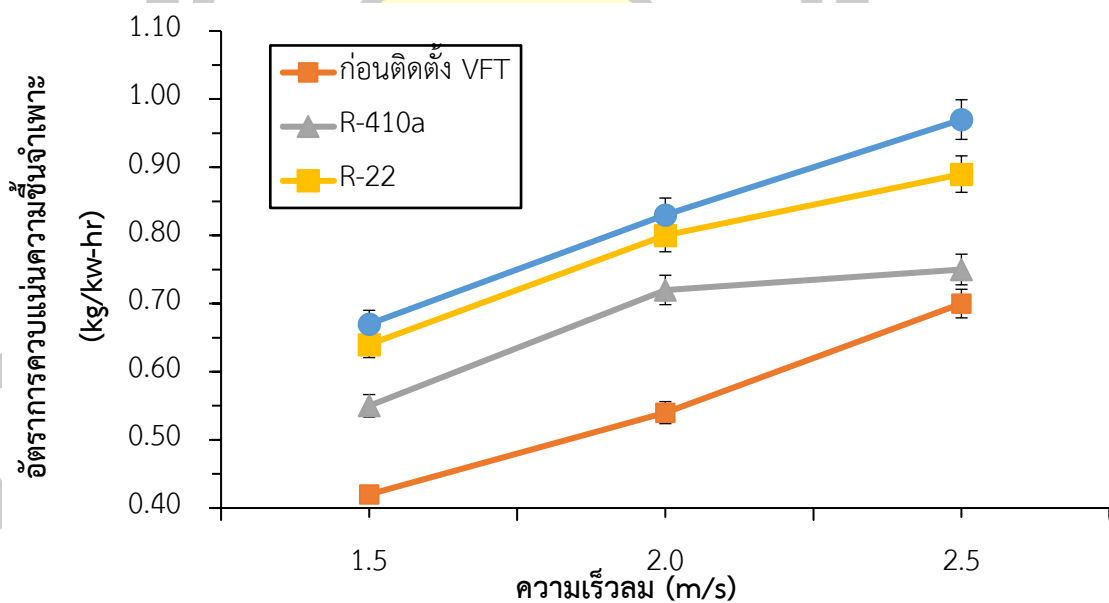


ภาพประกอบ 36 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมและอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะที่มีอุปกรณ์ทำความร้อนขนาดหน้าตัดแตกต่างกัน

ผลการทดลองกรณี VTF มีขนาดหน้าตัดระยะ y=4.6 ระยะ x=6.28 มิลลิเมตร ที่อุณหภูมิ 25°C

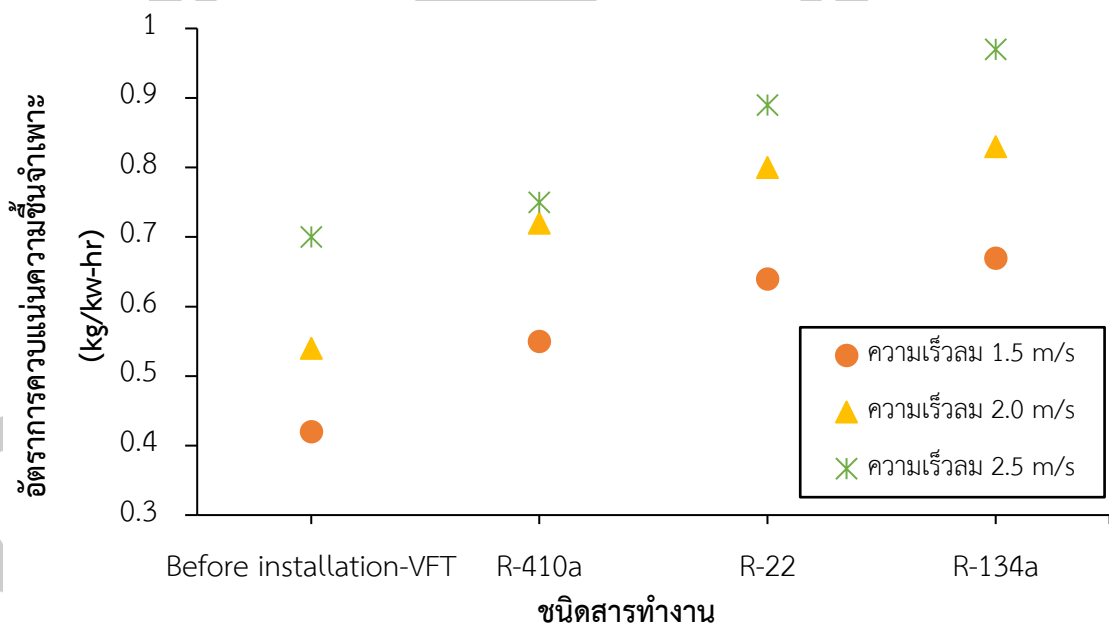
จากภาพประกอบ 37 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมที่ผ่านคอยล์เย็นและอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะทั้งก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์เมื่อเปลี่ยนสารทำงานภายในแตกต่างกัน จากผลการทดลอง เมื่ออากาศจากภายในห้องทดสอบที่อุณหภูมิสูงต้องการจะควบคุมอุณหภูมิให้เย็นลง อากาศที่ร้อนและชื้นจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับแผงคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศทำให้อุณหภูมิลดลงเมื่อถึงจุดน้ำค้าง อากาศจะควบแน่นกลายเป็นหยดน้ำ จากเดิมก่อนติดตั้งอุปกรณ์ อัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะจะอยู่ที่ 0.42 0.44 และ 0.70 กิโลกรัมต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง ที่ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 1.5 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที ตามลำดับ และเมื่อติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อนเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนที่แผงคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศตลอดจนเปรียบเทียบสารทำงานภายในที่แตกต่างกัน คือ สารทำความเย็น R-134a, R-22 และ R-410a พบว่า อุปกรณ์ที่ใช้สารทำความเย็น R-134a ให้อัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะสูงสุดคือ

0.97 กิโลกรัมต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง ที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที หรือมีค่าเพิ่มขึ้นจากก่อนติดตั้งอุปกรณ์ เฉลี่ยเท่ากับร้อยละ 38.57 และสารทำงานที่ให้ค่ารองลงมาคือ สารทำความเย็น R-22 ในทุกระดับของความเร็วลม และต่ำสุดที่สารทำงาน R-410a เท่ากับ 0.55 กิโลกรัมต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง ที่ระดับความเร็วลม 1.5 เมตรต่อวินาที ทั้งนี้เนื่องมาจากหลังการติดตั้งอุปกรณ์ เมื่ออากาศอุณหภูมิสูงผ่านส่วนระเหยจะได้รับความร้อนทำให้สารทำงานภายในระเหยเป็นไอลอยขึ้นอีกด้านที่เรียกว่าส่วนควบแน่นแล้วคายความร้อนออก ที่ส่วนระเหยนี้อากาศร้อนก็จะถ่ายเทความร้อนให้แก่อุปกรณ์อากาศที่ผ่านไปยิ่งคอยล์เย็นจึงมีอุณหภูมิลดลงกว่าปกติ ทำให้คอยล์เย็นทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพเนื่องจากไอน้ำกลั่นตัวได้มาก อุณหภูมิของอากาศที่ผ่านคอยล์เย็นจะเย็นกว่าเครื่องปรับอากาศทั่วไปสามารถใช้ในการลดความชื้นในระบบปรับอากาศ ในขณะที่ส่วนระเหยส่วนแรกรับพลังงานจากลมร้อน สารทำงานภายในอุปกรณ์จะระเหยและพาความร้อนที่ได้รับจากอากาศร้อนนั้นไปยังอุปกรณ์ส่วนที่สองหรือส่วนควบแน่น เมื่ออากาศจากคอยล์เย็นผ่านอุปกรณ์ส่วนที่สอง ก็จะได้รับความร้อนจากอุปกรณ์ส่วนนี้ ทำให้อากาศที่ผ่านระบบมีอุณหภูมิที่พอเหมาะ เมื่อเปรียบเทียบกับระบบเดิม การติดตั้งอุปกรณ์ที่ทำความร้อนนี้จึงสามารถลดความชื้นของอากาศ โดยไม่ต้องใช้พลังงานในการลดอุณหภูมิอากาศให้เย็นกว่าปกติเพื่อดึงความชื้น และไม่ต้องใช้ไฟฟ้าหรือพลังงานความร้อนในการเพิ่มอุณหภูมิของอากาศ ให้เป็นไปตามที่ต้องการ



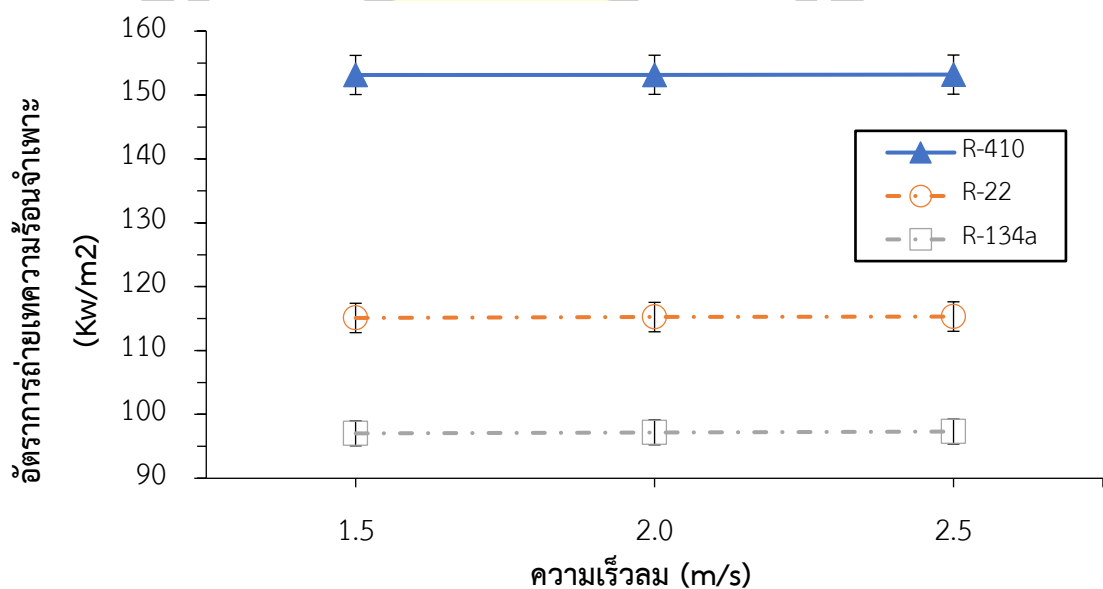
ภาพประกอบ 37 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมและอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะทั้งก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่สารทำงานแตกต่างกัน

จากภาพประกอบ 38 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะทั้งก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่ความเร็วลมแตกต่างกัน จากผลการทดลอง เมื่อระดับความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็นเพิ่มสูงขึ้น จะมีผลทำให้อัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะสูงตามไปด้วย และพบว่าที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที อุปกรณ์ที่ใช้สารทำความเย็น R-134a ทำให้อัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะสูงสุดคือ 0.97 กิโลกรัมต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง หรือมีค่าเพิ่มขึ้นจากก่อนติดตั้งอุปกรณ์ เฉลี่ยเท่ากับร้อยละ 38.57 และความเร็วลม 2.0 เมตรต่อวินาที ให้ค่าอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะรองลงมาคือ ในทุกสารทำงาน และต่ำสุดที่ระดับความเร็วลม 1.5 เมตรต่อวินาที ที่สารทำงาน R-22 และ R-410a มีค่าใกล้เคียงกันเท่ากับ 0.64 และ 0.55 กิโลกรัมต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง ตามลำดับ จากผลการทดลองนี้ทำให้ทราบถึงความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็นจะมีผลต่อการควบแน่นของอากาศชื้น เพราะการควบคุมความชื้นในระบบปรับอากาศโดยทั่วไปจะใช้คอยล์เย็นเพื่อทำหน้าที่ในการดึงความชื้นออกจากอากาศ โดยอากาศภายนอกที่ร้อนขึ้นถ้ามีความเร็วลมสูงเมื่อผ่านคอยล์เย็นก็จะคายความร้อนสัมผัสได้มากกว่าความเร็วลมต่ำ ทำให้อุณหภูมิอากาศและความชื้นมีค่าต่ำลง ถ้าคอยล์เย็นมีอุณหภูมิต่ำกว่าจุดกลั่นตัวของไอน้ำในอากาศ ไอน้ำบางส่วนจะคายความร้อนแฝง พร้อมทั้งควบแน่นเป็นหยดน้ำ



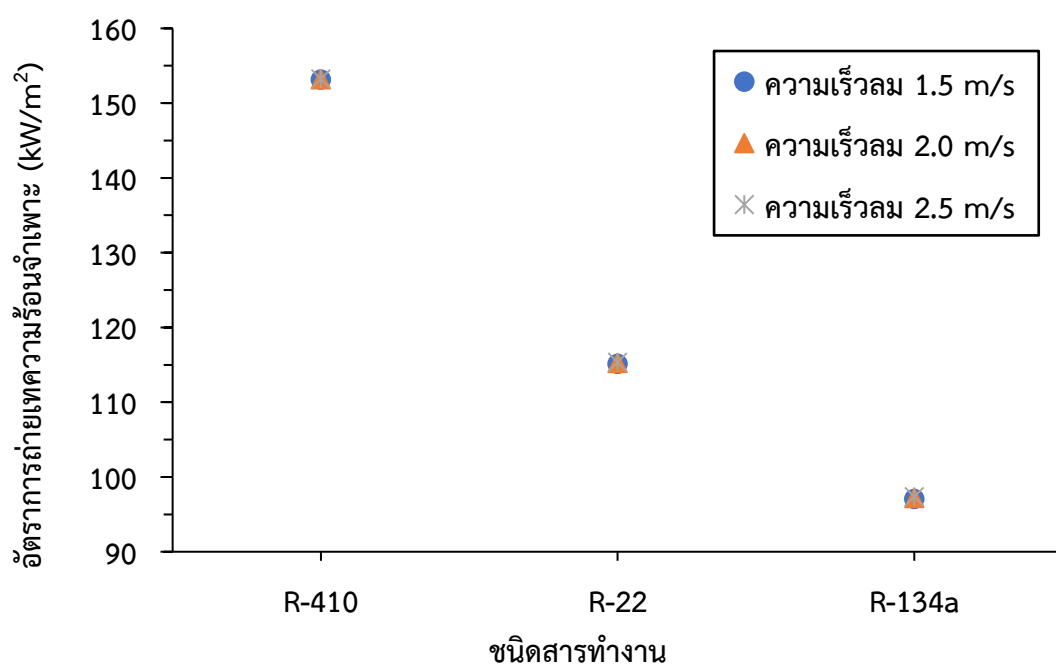
ภาพประกอบ 38 ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะทั้งก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่ความเร็วลมแตกต่างกัน

จากภาพประกอบ 39 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมที่ผ่านคอยล์เย็น และอัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะทั้งก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์เมื่อเปลี่ยนสารทำงานภายในแตกต่างกัน จากผลการทดลอง พบว่า สารทำงาน R-410a ที่ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 1.5 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที จะมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะ เท่ากับ 153.04 153.17 และ 153.28 กิโลวัตต์ต่อตารางเมตร ตามลำดับ และมีค่าสูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับสารทำงานที่ใช้ในการทดสอบทั้งหมด และรองลงมาคือ R-22 และ R-134a ตามลำดับ เมื่อทำการเปลี่ยนสารทำงานเป็น R-22 ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 1.5 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที จะมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะ เท่ากับ 115.10 115.24 และ 115.32 กิโลวัตต์ต่อตารางเมตร ตามลำดับ เมื่อทำการเปลี่ยนสารทำงานเป็น R-134a ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 1.5 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที จะมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะ เท่ากับ 97.0 97.2 และ 97.32 กิโลวัตต์ต่อตารางเมตร ตามลำดับ จากผลการทดลองจะเห็นว่าถ้าสารทำงานมีค่าของความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอเพิ่มมากขึ้น เมื่อความเร็วลมที่ผ่านแผงคอยล์เย็นเท่ากันจะทำให้มีผลต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนทำให้ได้ค่าที่มีแนวโน้มต่ำลง ที่เป็นเช่นนี้เกิดจากสารทำงานที่มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอต่ำ ๆ จะมีผลทำให้สารทำงานนั้นเดือดได้เร็วขึ้น และส่งถ่ายความร้อนไปยังส่วนควบแน่นด้านบนของท่อความร้อนได้ดีขึ้น



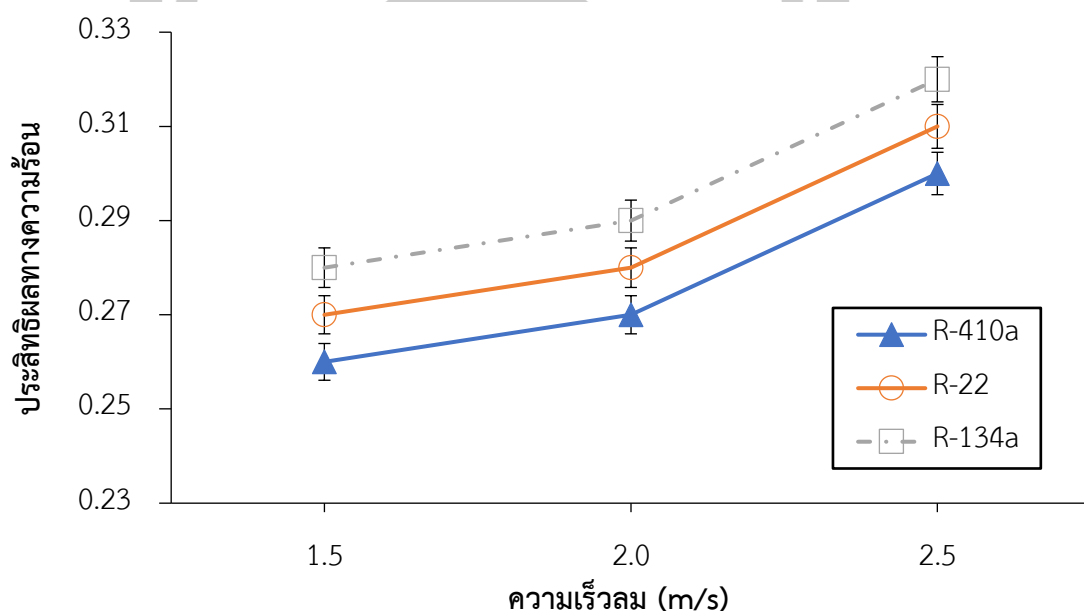
ภาพประกอบ 39 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมและอัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะของอุปกรณ์ที่สารทำงานแตกต่างกัน

จากภาพประกอบ 40 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและอัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่ความเร็วลมแตกต่างกันจากผลการทดลอง พบว่า ที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที อุปกรณ์ที่ใช้สารทำความเย็น R-410a ให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะสูงสุดคือ 153.28 กิโลวัตต์ต่อตารางเมตร และความเร็วลม 2.0 เมตรต่อวินาที ให้อัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะรองลงมาคือ ในทุกสารทำงาน และต่ำสุดที่ระดับความเร็วลม 1.5 เมตรต่อวินาที ที่สารทำงาน R-134a มีค่าเท่ากับ 97.0 กิโลวัตต์ต่อตารางเมตร จากผลการทดลองนี้ทำให้ทราบถึงความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็นจะมีผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะ โดยอากาศภายนอกที่ร้อนขึ้นถ้ามีความเร็วลมสูง เมื่อผ่านอุปกรณ์ก็จะคายความร้อนสัมผัสได้มากกว่าความเร็วลมต่ำ ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะเพิ่มขึ้น และจากผลการทดลองจะเห็นได้ว่าถ้าสารทำงานมีค่าของความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอเพิ่มมากขึ้น เมื่อความเร็วลมที่ผ่านแผงคอยล์เย็นเท่ากันจะทำให้มีผลต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะทำให้ได้ค่าที่มีแนวโน้มต่ำลง ที่เป็นเช่นนี้เกิดจากสารทำงานที่มีค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอต่ำ ๆ จะมีผลทำให้สารทำงานนั้นเดือดได้เร็วขึ้น และส่งถ่ายความร้อนไปยังส่วนควบแน่นด้านบนของท่อความร้อนได้ดีขึ้น



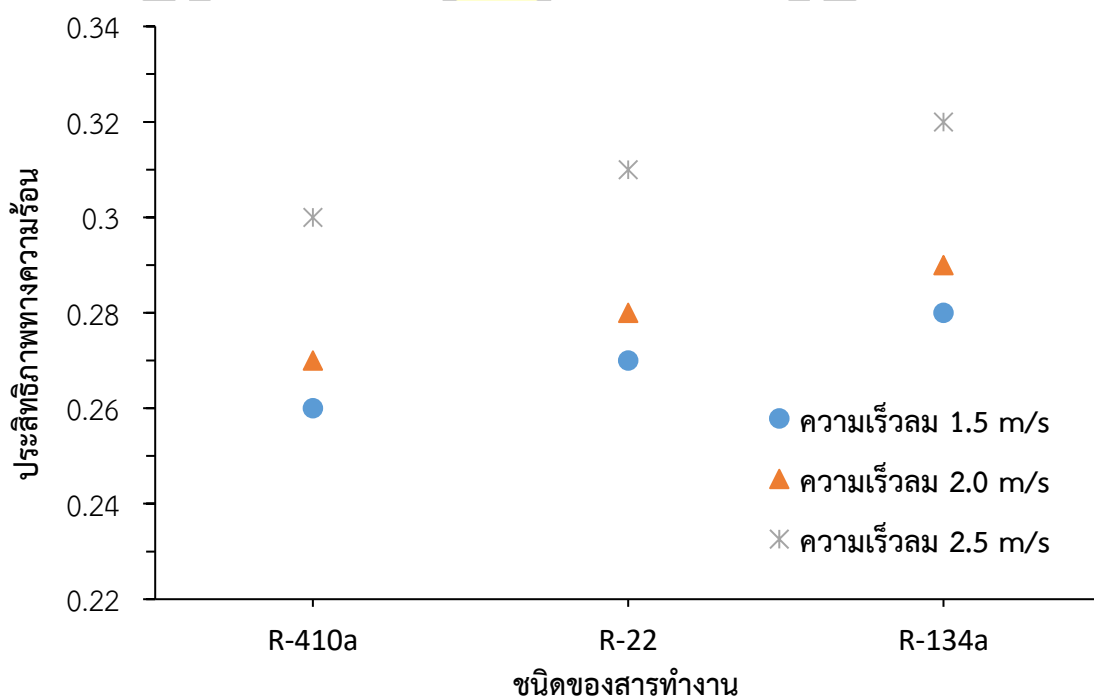
ภาพประกอบ 40 ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและอัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะของอุปกรณ์ที่ความเร็วลมแตกต่างกัน

จากภาพประกอบ 41 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมที่ผ่านคอยล์เย็น และค่าประสิทธิผลทางความร้อนหลังการติดตั้งอุปกรณ์เมื่อเปลี่ยนสารทำงานภายในแตกต่างกัน จากผลการทดลอง พบว่า สารทำงาน R-134a ที่ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 1.5, 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที จะมีค่าประสิทธิผลทางความร้อน เท่ากับ 0.28 0.29 และ 0.32 ตามลำดับ และมีค่าสูงที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับสารทำงานที่ใช้ในการทดสอบทั้งหมด และรองลงมาคือ R-22 และ R-410 ตามลำดับ เมื่อทำการเปลี่ยนสารทำงานเป็น R-22 ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 1.5, 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที จะมีค่าประสิทธิผลทางความร้อน เท่ากับ 0.27 0.28 และ 0.31 ตามลำดับ เมื่อทำการเปลี่ยนสารทำงานเป็น R-410a ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 1.5 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที จะมีค่าประสิทธิผลทางความร้อน เท่ากับ 0.26 0.27 และ 0.30 ตามลำดับ จากผลการทดลองที่ได้จะเห็นว่า ชนิดของสารทำงานที่บรรจุในอุปกรณ์ทำความร้อนมีผลต่อการเปลี่ยนแปลงค่าประสิทธิผล ซึ่งสารทำงานทั้ง 3 ชนิด ที่เลือกมาใช้ในการทดสอบมีอุณหภูมิทำงานอยู่ในช่วงที่ทำการทดสอบทั้งหมด แต่สารทำงานทั้ง 3 ชนิดมีค่าความร้อนแฝงที่แตกต่างกัน โดยสารทำงาน R-410a จะมีค่าความร้อนแฝงสูงที่สุด และเป็นผลให้มีความสามารถในการส่งถ่ายความร้อนได้มากมีผลให้ค่าประสิทธิผลสูงตามไปด้วย



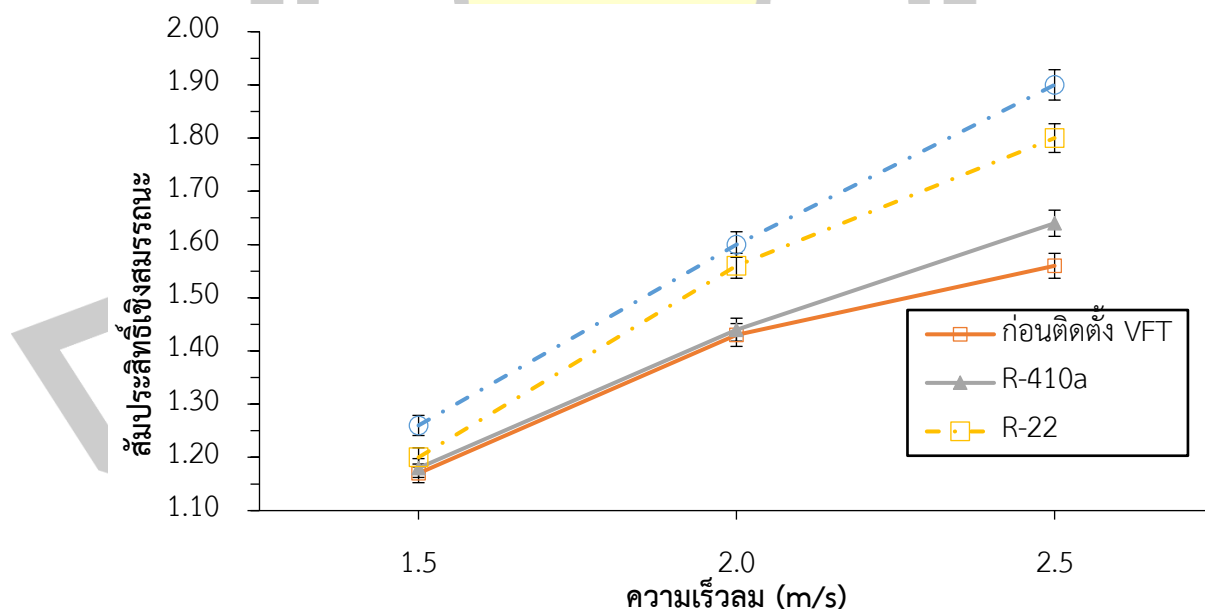
ภาพประกอบ 41 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมและค่าประสิทธิผลทางความร้อนของอุปกรณ์ที่สารทำงานแตกต่างกัน

จากภาพประกอบ 42 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและค่าประสิทธิผลทางความร้อนหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่ความเร็วลมแตกต่างกันจากผลการทดลอง พบว่า ที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที อุปกรณ์ที่ใช้สารทำความเย็น R-134a ให้ค่าประสิทธิผลทางความร้อนสูงสุดคือ 0.32 และความเร็วลม 2.0 เมตรต่อวินาที ให้ค่าประสิทธิผลทางความร้อนรองลงมาคือ ในทุกสารทำงาน และต่ำสุดที่ระดับความเร็วลม 1.5 เมตรต่อวินาที ที่สารทำงาน R-410a มีค่าเท่ากับ 0.26 จากผลการทดลองนี้ทำให้ทราบถึงความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็นจะมีผลต่อค่าประสิทธิผลทางความร้อน โดยอากาศภายนอกที่ร้อนขึ้นถ้ามีความเร็วลมสูง เมื่อผ่านอุปกรณ์ก็จะคายความร้อนสัมผัสได้มากกว่าความเร็วลมต่ำทำให้ค่าประสิทธิผลทางความร้อนเพิ่มขึ้น ที่เป็นเช่นนี้เพราะ เมื่อความเร็วลมสูงจะทำให้อุณหภูมิส่วนทำระเหยของท่อความร้อนได้รับความร้อนเพิ่มมากขึ้น และถ่ายเทความร้อนไปยังส่วนควบแน่นเพิ่มมากขึ้นค่าของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะสูงขึ้น และเนื่องจากค่าประสิทธิผลเกิดจากอัตราส่วนของ การถ่ายเทร้อนที่ได้ต่อการถ่ายเทความร้อนสูงสุด เมื่ออัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้นจึงส่งผลให้ค่าประสิทธิผลเพิ่มมากขึ้นตามไปด้วย



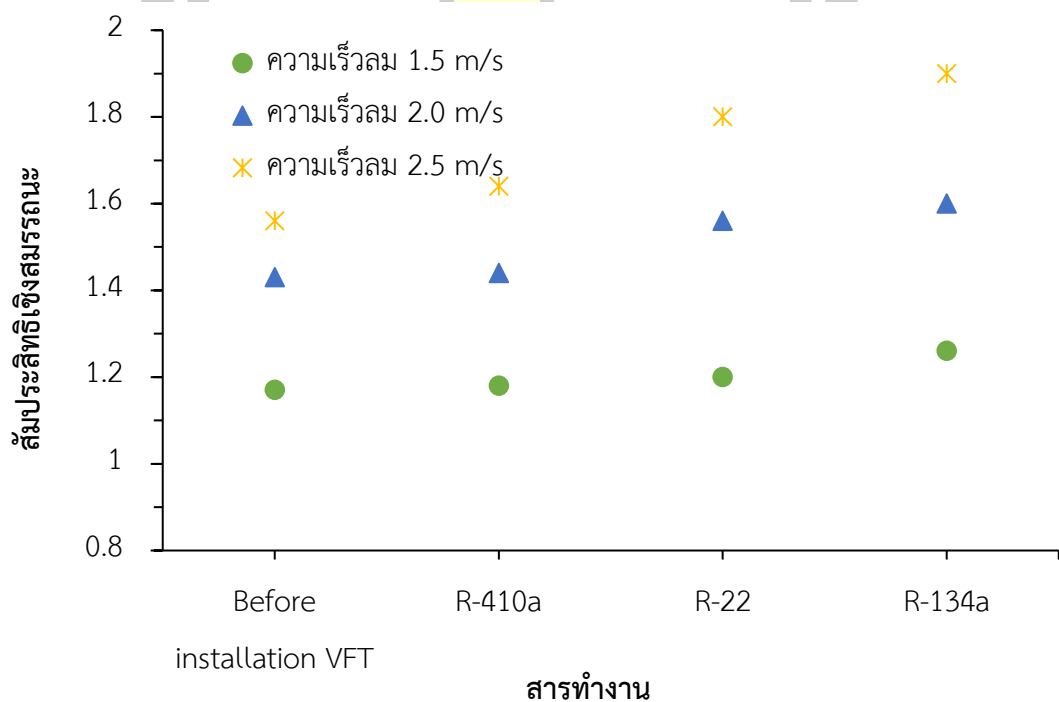
ภาพประกอบ 42 ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและค่าประสิทธิผลทางความร้อนของอุปกรณ์ที่ความเร็วลมแตกต่างกัน

จากภาพประกอบ 43 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมที่ผ่านคอยล์เย็นและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศทั้งก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์เมื่อเปลี่ยนสารทำงานภายในแตกต่างกัน จากผลการทดลองเดิมก่อนติดตั้งอุปกรณ์ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะจะอยู่ที่ 1.17 1.43 และ 1.56 ที่ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 1.5 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที ตามลำดับ และเมื่อติดตั้งอุปกรณ์ที่แผงคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศ ตลอดจนเปรียบเทียบสารทำงานภายในที่แตกต่างกัน คือ สารทำความเย็น R-134a R-22 และ R-410a พบว่า อุปกรณ์ที่ใช้สารทำความเย็น R-134a ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงสุดคือ 1.90 ที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที หรือมีค่าเพิ่มขึ้นจากก่อนติดตั้งอุปกรณ์ เฉลี่ยเท่ากับร้อยละ 21.79 และสารทำงานที่ให้ค่ารองลงมาคือ R-22 ต่ำสุดที่สารทำงาน R-410a เท่ากับ 1.18 ที่ระดับความเร็วลม 1.5 เมตรต่อวินาที ทั้งนี้เนื่องมาจากหลังการติดตั้งอุปกรณ์ท่อความร้อน มีการแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นการทำความเย็นเบื้องต้น ทำให้อากาศมีอุณหภูมิลดลงก่อนที่ลมจะเข้าคอยล์เย็น ส่งผลให้คอมเพรสเซอร์ทำงานสั้นลง หรือกล่าวได้ว่าคอมเพรสเซอร์หยุดการทำงานได้นานขึ้น ความสิ้นเปลืองกระแสไฟฟ้าที่ใช้กับคอมเพรสเซอร์ก็มีค่าลดลง งานที่ต้องให้กับเครื่องปรับอากาศก็ลดลงจึงส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศมีค่าเพิ่มขึ้นไปด้วย เพราะค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเป็นค่าที่แสดงประสิทธิภาพการทำความเย็นที่แผงคอยล์เย็นหรือกล่าวได้ว่า เป็นอัตราส่วนระหว่างปริมาณความร้อนที่สารทำความเย็นดูดซับไว้ที่แผงคอยล์เย็น ที่ได้ต่อกำลังงานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์



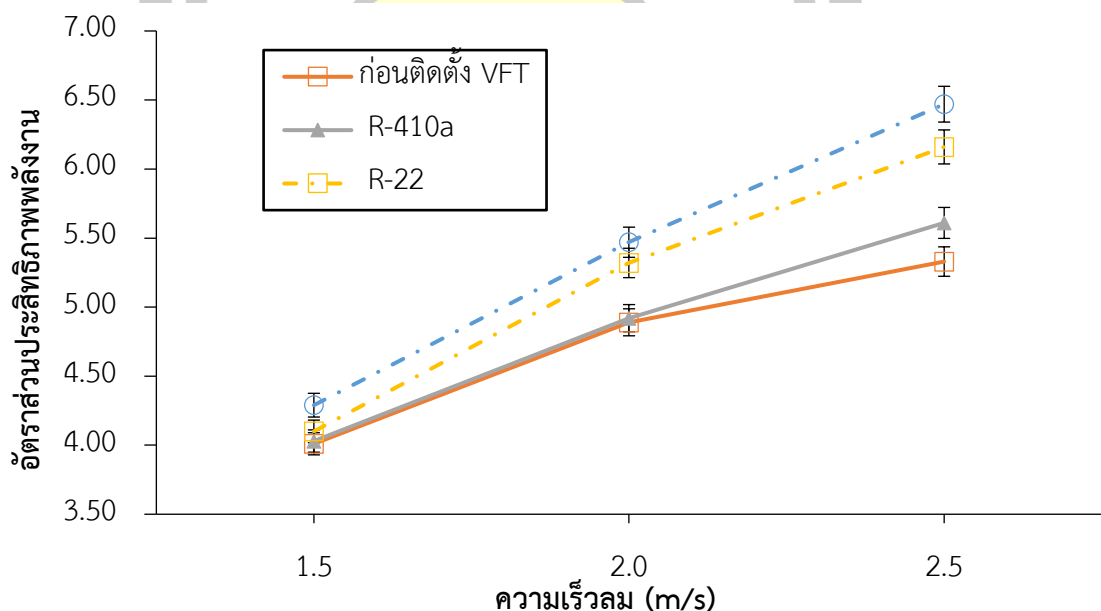
ภาพประกอบ 43 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศก่อนหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่สารทำงานแตกต่างกัน

จากภาพประกอบ 44 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศทั้งก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่ความเร็วลมแตกต่างกัน จากผลการทดลองจากเดิมก่อนติดตั้งอุปกรณ์ ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 1.5, 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที จะมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเท่ากับ 1.17 1.43 และ 1.56 ตามลำดับ และเมื่อติดตั้งอุปกรณ์ท่ความร้อน VFT ที่แผงคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศ ตลอดจนเปรียบเทียบสารทำงานภายในที่แตกต่างกัน คือ สารทำความเย็น R-134a R-22 และ R-410a พบว่าอุปกรณ์ที่ใช้สารทำความเย็น R-134a ที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที จะให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงในทุกชนิดของสารทำงาน และมีค่าสูงสุดคือ 1.90 หรือมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อได้ติดตั้งอุปกรณ์แล้ว เฉลี่ยเท่ากับร้อยละ 21.39 และสารทำงานที่ให้ค่ารองลงมาคือ สารทำความเย็น R-22 ในทุกระดับของความเร็วลม และต่ำสุดที่สารทำงาน R-410a เท่ากับ 1.18 ที่ระดับความเร็วลม 1.5 เมตรต่อวินาที และพบว่าอัตราความเร็วลมที่ผ่านแผงคอยล์เย็นจะมีผลกับสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศไปในทิศทางเดียวกัน กล่าวคือ เมื่อ ความเร็วลมที่ผ่านแผงคอยล์เย็นเพิ่มสูงขึ้นสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศก็มีค่าเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย



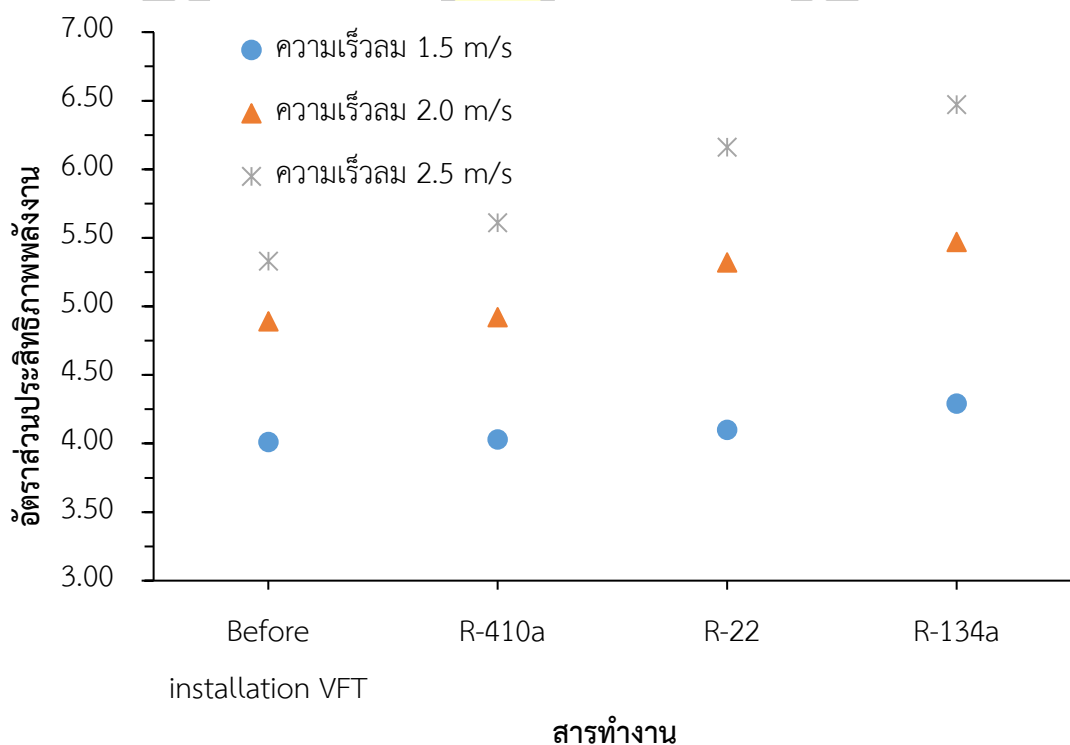
ภาพประกอบ 44 ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศก่อนหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่ความเร็วลมแตกต่างกัน

จากภาพประกอบ 45 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมที่ผ่านคอยล์เย็นและค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของระบบปรับอากาศทั้งก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์เมื่อเปลี่ยนสารทำงานภายในแตกต่างกัน จากผลการทดลอง จากเดิมก่อนติดตั้งอุปกรณ์ ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานจะอยู่ที่ 4.01 4.89 และ 5.35 ที่ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 1.5 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที ตามลำดับ และเมื่อติดตั้งอุปกรณ์ท่อความร้อน VFT ที่แผงคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศ ตลอดจนเปรียบเทียบสารทำงานภายในที่แตกต่างกัน คือ สารทำความเย็น R-134a R-22 และ R-410a พบว่าอุปกรณ์ที่ใช้สารทำความเย็น R-134a ให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานสูงสุดคือ 6.47 ที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที หรือมีค่าเพิ่มขึ้นหลังจากที่ได้ติดตั้งอุปกรณ์แล้ว เฉลี่ยเท่ากับร้อยละ 21.39 เปอร์เซ็นต์ และสารทำงานที่ให้ค่ารองลงมาคือ สารทำความเย็น R-22 ในทุกระดับของความเร็วลม และต่ำสุดที่สารทำงาน R-410a เท่ากับ 4.03 ที่ระดับความเร็วลม 1.5 เมตรต่อวินาที ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ เป็นสิ่งที่บ่งบอกและเปรียบเทียบความสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องปรับอากาศ และพบว่าสารทำงานที่บรรจุภายในอุปกรณ์มีผลต่ออัตราส่วนประสิทธิภาพการให้ความเย็นของระบบปรับอากาศ โดยสารทำงาน R-134a ให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการให้ความเย็นสูงสุด ส่วน สารทำงาน R-410a ให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการให้ความเย็นที่ใกล้เคียงกับก่อนติดตั้งอุปกรณ์



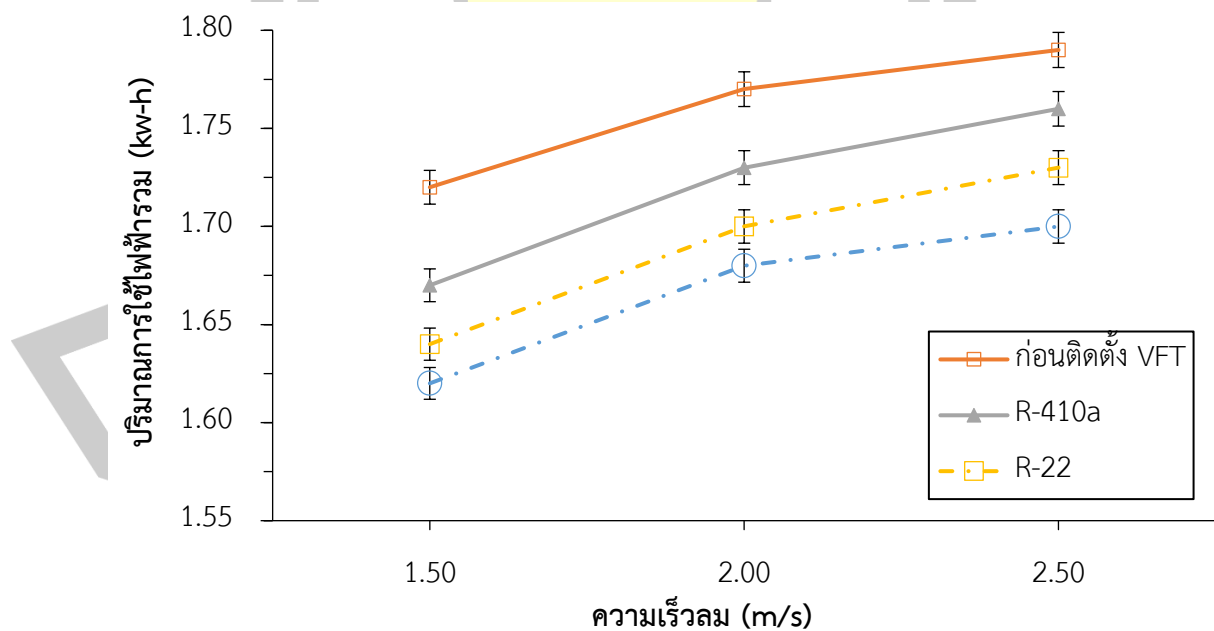
ภาพประกอบ 45 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมและค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานก่อนหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่สารทำงานแตกต่างกัน

จากภาพประกอบ 46 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของระบบปรับอากาศทั้งก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่ความเร็วลมแตกต่างกัน จากผลการทดลอง จากเดิมก่อนติดตั้งอุปกรณ์ ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 1.5, 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที จะมีค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเท่ากับ 3.67 4.78 และ 5.59 ตามลำดับ และเมื่อติดตั้งอุปกรณ์ที่ความร้อนเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนที่แผงคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศ ตลอดจนเปรียบเทียบสารทำงานในที่แตกต่างกัน คือ สารทำความเย็น R-134a R-22 และ R-410a พบว่าที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที จะให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานสูงในทุกชนิดของสารทำงาน และมีค่าสูงสุดคือ 6.47 หรือมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อได้ติดตั้งอุปกรณ์แล้ว เฉลี่ยเท่ากับ 21.39 % และสารทำงานที่ให้ค่ารองลงมาคือ สารทำความเย็น R-22 ในทุกระดับของความเร็วลม และต่ำสุดที่สารทำงาน R-410a เท่ากับ 4.03 ที่ระดับความเร็วลม 1.5 เมตรต่อวินาที และพบว่าอัตราความเร็วลมที่ผ่านแผงคอยล์เย็นจะมีผลกับค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของระบบปรับอากาศไปในทิศทางเดียวกันกล่าวคือ เมื่อความเร็วลมที่ผ่านแผงคอยล์เย็นเพิ่มสูงขึ้นอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของระบบปรับอากาศก็มีค่าเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย



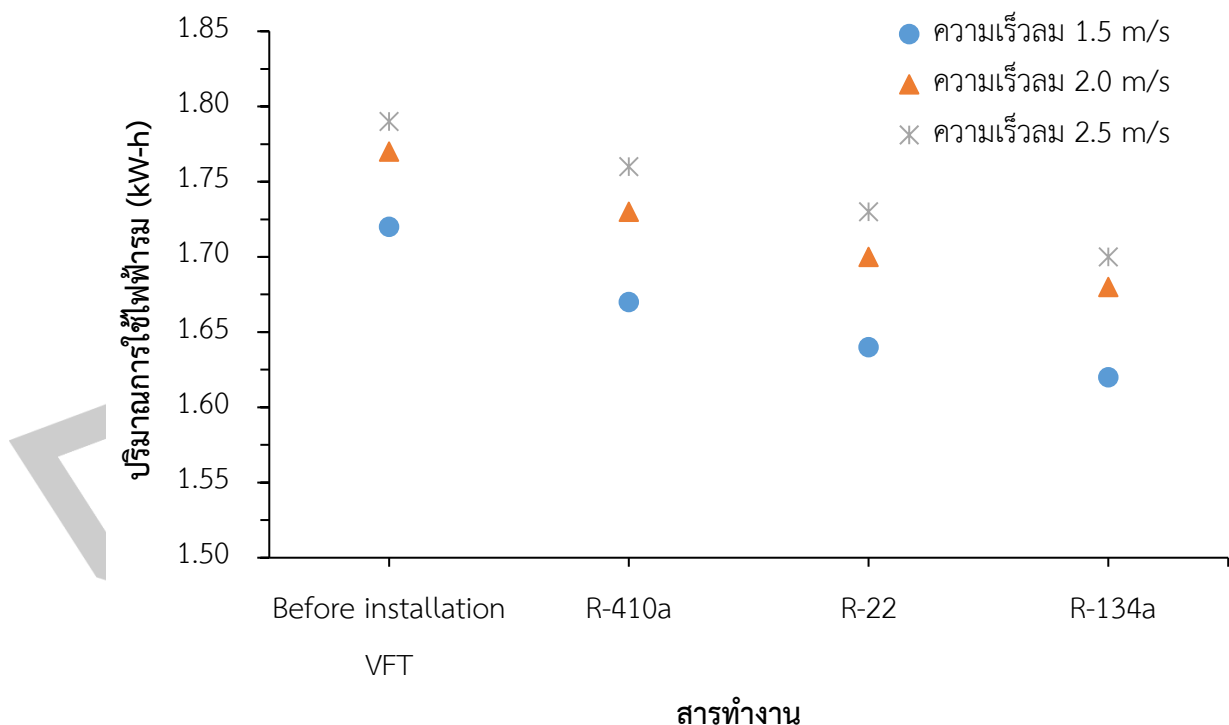
ภาพประกอบ 46 ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานก่อนหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่ความเร็วลมต่างกัน

จากภาพประกอบ 47 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมที่ผ่านคอยล์เย็นและค่าปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมของระบบปรับอากาศทั้งก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์เมื่อเปลี่ยนสารทำงานภายในแตกต่างกัน จากผลการทดลอง จากเดิมก่อนติดตั้งอุปกรณ์ ค่าปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมอยู่ที่ 1.72 1.77 และ 1.79 กิโลวัตต์-ชั่วโมง ที่ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 1.5 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที ตามลำดับ และเมื่อติดตั้งอุปกรณ์ท่อความร้อน VFT ที่แผงคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศ ตลอดจนเปรียบเทียบสารทำงานภายในที่แตกต่างกัน คือ สารทำความเย็น R-134a R-22 และ R-410a พบว่า อุปกรณ์ที่ใช้สารทำความเย็น R-134a ให้ค่าปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมต่ำสุดคือ 1.62 กิโลวัตต์-ชั่วโมง ที่ความเร็วลม 1.5 เมตรต่อวินาที หรือมีค่าปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมลดลงหลังจากที่ได้ติดตั้งอุปกรณ์แล้ว เฉลี่ยเท่ากับ 0.10 กิโลวัตต์-ชั่วโมง หรือคิดเป็นร้อยละ 5.8 และสารทำงานที่ให้ค่าปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมมากขึ้นและมีแนวโน้มใกล้เคียงกันคือ สารทำความเย็น R-22 และ R-410a ในทุกระดับของความเร็วลม และมีค่าสูงสุด เท่ากับ 1.76 กิโลวัตต์ ที่ระดับความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที ทั้งนี้เนื่องจากปริมาณการใช้ไฟฟ้าหลักของอุปกรณ์ในเครื่องปรับอากาศ คือ คอมเพรสเซอร์ หากคอมเพรสเซอร์มีการทำงานอย่างต่อเนื่องหรือกล่าวอีกนัย คือ มีการตัดต่อการทำงานที่บ่อย จะส่งผลให้เครื่องปรับอากาศมีการใช้ปริมาณการใช้ไฟฟ้าที่สูง โดยสังเกตได้จากผลการทดลองในภาพประกอบ 47 และจะสอดคล้องกับข้อมูลการทดลองที่ผ่านมาในภาพประกอบ 45 และ 43



ภาพประกอบ 47 ความสัมพันธ์ระหว่างความเร็วลมและปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมของระบบปรับอากาศก่อนหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่สารทำงานแตกต่างกัน

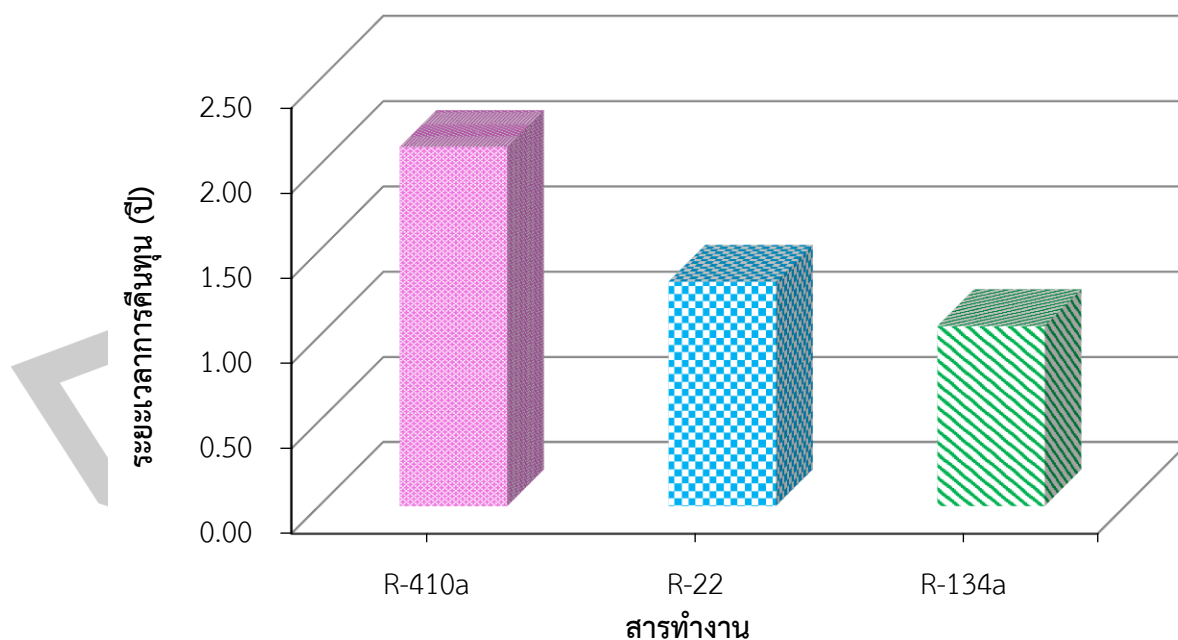
จากภาพประกอบ 48 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมของระบบปรับอากาศทั้งก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่ความเร็วลมแตกต่างกัน จากผลการทดลองจากเดิมก่อนติดตั้งอุปกรณ์ ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 1.5 2.0 และ 2.5 เมตรต่อวินาที จะมีค่าปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมเท่ากับ 1.72 1.77 และ 1.79 กิโลวัตต์-ชั่วโมง ตามลำดับ และเมื่อติดตั้งอุปกรณ์ที่ความแบบเทอร์โมไฮฟอนชนิดแบนที่แผงคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศ ตลอดจนเปรียบเทียบสารทำงานภายในที่แตกต่างกัน คือ สารทำความเย็น R-134a R-22 และ R-410a พบว่าที่ความเร็วลม 1.5 เมตรต่อวินาที จะให้ค่าปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมต่ำสุดในทุกชนิดของสารทำงาน และมีค่าต่ำสุดคือ 1.62 กิโลวัตต์-ชั่วโมง หรือมีค่าลดลงเฉลี่ยเท่ากับ 0.10 กิโลวัตต์-ชั่วโมง หรือคิดเป็น 5.8 เปอร์เซ็นต์ และสารทำงานที่ให้ค่าปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมมากขึ้นและมีแนวโน้มใกล้เคียงกันคือ สารทำความเย็น R-22 และ R-410a ในทุกระดับของความเร็วลม และมีค่าสูงสุด เท่ากับ 1.79 กิโลวัตต์-ชั่วโมง ที่ระดับความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที และพบว่าอัตราความเร็วลมที่ผ่านแผงคอยล์เย็นจะมีผลกับค่าปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมของระบบปรับอากาศไปในทิศทางเดียวกันกล่าวคือ เมื่อความเร็วลมที่ผ่านแผงคอยล์เย็นเพิ่มสูงขึ้นปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมของระบบปรับอากาศก็มีค่าเพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย



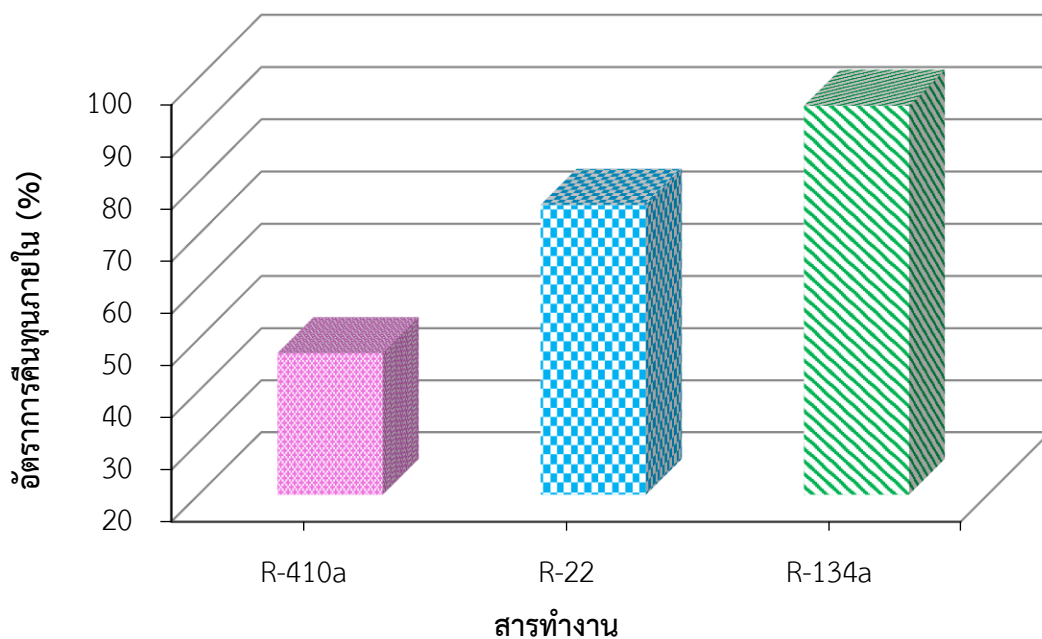
ภาพประกอบ 48 ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมของระบบปรับอากาศก่อนหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่ความเร็วลมแตกต่างกัน

4.3 ผลการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์จากการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน เข้ากับคอยล์เย็นใน เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

จากภาพประกอบ 49 และ 50 อุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน แบบที่บรรจุก๊าซทำงาน R-134a สามารถประหยัดพลังงานได้เฉลี่ย 0.10 กิโลวัตต์ มีการประหยัดต่ออายุการใช้งานของอุปกรณ์ 28,402.16 บาท/ปี ระยะเวลาคืนทุน 1 ปี 1 เดือน และอัตราการคืนทุนภายในโครงการ 94.7 เปอร์เซ็นต์ , แบบที่บรรจุก๊าซทำงาน R-22 สามารถประหยัดพลังงานได้เฉลี่ย 0.08 กิโลวัตต์ มีการประหยัดต่ออายุการใช้งานของอุปกรณ์ 22,721.08 บาท/ปี ระยะเวลาคืนทุน 1 ปี 4 เดือน และอัตราการคืนทุนภายในโครงการ 75.7 เปอร์เซ็นต์ และแบบที่บรรจุก๊าซทำงาน R-410a สามารถประหยัดพลังงานได้เฉลี่ย 0.05 กิโลวัตต์ มีการประหยัดต่ออายุการใช้งานของอุปกรณ์ 14,201.08 บาท/ปี ระยะเวลาคืนทุน 2 ปี 4 เดือน และอัตราการคืนทุนภายในโครงการ 47.3 เปอร์เซ็นต์ ในการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อนมีอัตราการคืนทุนภายในโครงการ พิจารณาทั้ง 3 รูปแบบ มีค่ามากกว่าอัตราดอกเบี้ยธนาคาร กล่าวคือ มากกว่า 13 เปอร์เซ็นต์ แสดงว่าทั้ง 3 แบบ น่าลงทุน แต่แบบที่บรรจุก๊าซทำงาน R-134a จะมีความเหมาะสมแก่การลงทุนมากที่สุด เพราะมีอัตราผลตอบแทนภายในมากที่สุด



ภาพประกอบ 49 ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและระยะเวลาการคืนทุนจากการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน



ภาพประกอบ 50 ความสัมพันธ์ระหว่างสารทำงานและอัตราการคืนทุนภายในจากการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน

ดังนั้นจะสามารถกล่าวโดยสรุปจากผลการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ได้ว่า เมื่อใช้อุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน แบบที่บรรจุสารทำงาน R-134a แล้วจะสามารถประหยัดเงินค่าไฟฟ้าได้เฉลี่ยปีละประมาณ 702.72 บาท มากกว่าแบบอื่น จากผลการทดสอบจะเห็นได้ว่า อุปกรณ์ทำความร้อนแบบที่บรรจุสารทำงาน R-134a มีความเหมาะสมมากกว่าแบบอื่น สำหรับการใช้งานในระบบควบคุมสภาวะอากาศห้องที่มีขนาดการทำความเย็น 12,000 บีทียู เพราะมีการประหยัดพลังงานมากกว่า ประหยัดเงินได้มากกว่า และค่าสมรรถนะต่างๆ ของระบบ คือ ปริมาณความเย็นของคอยล์เย็น ค่าสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะ และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน จะมีค่าเพิ่มขึ้นมากกว่าเดิม แม้ว่าปริมาณความร้อนแฝงที่นำออกจากห้อง ค่าอัตราส่วนการลดความชื้น และค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าในสัดส่วนที่ใกล้เคียงกันก็ตาม การใช้อุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนเข้ากับแผงคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนสามารถควบคุมสภาวะอากาศ เป็นการช่วยประหยัดพลังงานของเครื่องปรับอากาศทางอ้อม กล่าวคือ จะมีทั้งการให้ความเย็นกับอากาศก่อนเข้าคอยล์เย็น ช่วยให้คอมเพรสเซอร์ทำงานน้อยลงมีการหยุดทำงานนานขึ้น จากนั้นมีการลดความชื้นของอากาศเมื่อออกจากคอยล์เย็นช่วยให้ไม่ต้องใช้ขดลวดความร้อนมาใช้ในการลดความชื้นของเครื่องปรับอากาศ และเมื่อพิจารณาโดยรวมทั้งระบบแล้วอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนนี้สามารถประหยัดพลังงานได้เมื่อเปรียบเทียบกับระบบที่ไม่ได้ติดตั้ง

4.4 การวิเคราะห์ผลทางสถิติข้อมูลของความเร็วลม และสารทำงานที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ

จากตาราง 2 แสดงผลการสำหรับการเปรียบเทียบค่าเฉลี่ยของการทดสอบทางสถิติของข้อมูลความเร็วลมที่ผ่านแผงคอยล์เย็น และชนิดของสารทำงานที่บรรจุในอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนมีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ จากข้อมูลการทดลองพบว่า มีอิทธิพลร่วมระหว่าง ความเร็วลมและชนิดของสารทำงานต่อค่าสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ อย่างมีนัยสำคัญทางสถิติ ($p < 0.05$) โดยที่ระดับความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที สารทำงาน R-134a ทำให้สัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะมีค่าสูงสุดและมากกว่าสิ่งทดลองอื่นๆ

ตาราง 2 ผลการเปรียบเทียบค่าเฉลี่ยสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะที่ระดับความเร็วลม และชนิดของสารทำงานที่แตกต่างกัน

Source	Type III Sum of Squares	df	Mean Square	F	P
Corrected Model	4.530	11	.412	3.669	.000
Intercept	193.350	1	193.350	1722.403	.000
V	3.290	2	1.645	14.654	.000
W	1.106	3	.369	3.284	.021
V * W	.135	6	.022	.200	.977
Error	43.106	384			
Total	240.987	396			
Corrected Total	47.637	395			

บทที่ 5

บทสรุป

5.1 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

5.1.1 เพื่อออกแบบสร้าง และทดสอบอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน เข้ากับคอยล์เย็นใน เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

5.1.2 เพื่อศึกษาเปรียบเทียบปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้า การถ่ายเทความร้อน และ สมรรถนะระหว่างก่อน และที่หลังติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนเข้ากับ คอยล์เย็นใน เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

5.1.3 วิเคราะห์ผลทางเศรษฐศาสตร์ก่อน และหลังการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อนแบบสั้น วงรอบที่ติดตั้งแล้ววกลับเข้ากับคอยล์เย็นใน เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

5.1.4 วิเคราะห์ผลทางสถิติของอัตราการถ่ายเทความร้อนความชื้น และพลังงานที่ได้จาก การทดลอง

5.2 สรุปผล

ผลจากการออกแบบ อุณหภูมิการออกแบบภายนอกและภายในห้องเท่ากับ 34 องศาเซลเซียส และ 25 องศาเซลเซียส ตามลำดับ จะมีค่าความร้อนสัมผัส 1.40 กิโลจูลต่อวินาที และ ความร้อนแฝง 1.295 กิโลจูลต่อวินาที ถ้าหากออกแบบให้อุปกรณ์มีการรีฮีตเพื่อลดความชื้นสัมพัทธ์ ของอากาศที่ออกจากคอยล์เย็น โดยการคำนวณค่าความต้องการความร้อนที่ใช้สำหรับการรีฮีต ให้กับ แอร์ขนาด 12,000 บีทียู ซึ่งมีค่าความต้องการความร้อนอยู่ที่ 423 จูลต่อวินาที และจากการใช้สมการ สหสัมพันธ์ของตัวแปรไร้มิติ เพื่อทำนายคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนหน้าตัด แบบตั้งตรง (VFT) จากนั้นนำไปแทนค่าในสมการ คูทาเทล์สเซ่ นัมเบอร์ จะได้ ปริมาณความร้อนต่อ ตารางเมตร และได้ค่าความร้อนทางทฤษฎีเท่ากับ 515 จูลต่อวินาที หากเมื่อพิจารณาร่วมกับความ คลาดเคลื่อนจากสมการความถดถอยของตัวแปรไร้มิติ อีก 20 เปอร์เซ็นต์ พบว่ามีค่าเท่ากับ 412 จูล ต่อวินาที ซึ่งมีค่ามากกว่าค่าความต้องการความร้อนที่ใช้ในการรีฮีต ดังนั้นอุปกรณ์ที่ได้ออกแบบไว้ ดังกล่าวข้างต้นจึงมีความเหมาะสมที่จะนำไปสร้าง

สำหรับอัตราการควบแน่นความชื้นจำเพาะทั้งก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์เมื่อเปลี่ยน สารทำงานภายในแตกต่างกัน จากผลการทดลอง พบว่า อุปกรณ์ที่ใช้สารทำงาน R-134a ให้อัตราการ

ควบแน่นความชื้นจำเพาะสูงสุดคือ 0.83 กิโลกรัมต่อกิโลวัตต์-ชั่วโมง ที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที หรือมีค่าเพิ่มขึ้นจากก่อนติดตั้งอุปกรณ์ เฉลี่ยเท่ากับ 18.57 เปอร์เซ็นต์

อัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะ และค่าประสิทธิผลทางความร้อนหลังการติดตั้งอุปกรณ์ เมื่อเปลี่ยนสารทำงานภายในแตกต่างกัน จากผลการทดลอง พบว่า สารทำงาน R-134a ที่ความเร็วลมผ่านแผงคอยล์เย็น 2.5 เมตรต่อวินาที จะมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะ และค่าประสิทธิผลทางความร้อนสูงสุด เท่ากับ 97.12 กิโลวัตต์ต่อตารางเมตร และ 0.32 ตามลำดับ

97.12 kW/m² และ 0.32 ตามลำดับ สัมประสิทธิ์สมรรถนะเท่ากับ 1.76 มีค่าเพิ่มขึ้น 7.31 เปอร์เซ็นต์, อัตราส่วนประสิทธิภาพ 5.99 เพิ่มขึ้น 7.15 เปอร์เซ็นต์ และการใช้พลังงานเท่ากับ 1.62 kWh ลดลง 0.10 เปอร์เซ็นต์ ผลการวิเคราะห์ทาง

สัมประสิทธิ์สมรรถนะ อัตราส่วนประสิทธิภาพ และการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศทั้งก่อนและหลังการติดตั้งอุปกรณ์ จากเดิมก่อนติดตั้งอุปกรณ์ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ, อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน และปริมาณการใช้ไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศ จะอยู่ที่ 1.64, 5.59 และ 1.78 กิโลวัตต์-ชั่วโมง ตามลำดับ ที่ความเร็วลมผ่านคอยล์เย็น 2.5 เมตรต่อวินาที และเมื่อติดตั้งอุปกรณ์ท่อบรรจุสารทำความเย็นแบบเทอร์โมโฟนอนชนิดแบนที่แผงคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศ พบว่า อุปกรณ์ที่ใช้สารทำความเย็น R-134a ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ, อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน และปริมาณการใช้ไฟฟ้าคือ 1.76 มีค่าเพิ่มขึ้น 7.31 เปอร์เซ็นต์, 5.99 เพิ่มขึ้น 7.15 เปอร์เซ็นต์ และ 1.62 กิโลวัตต์-ชั่วโมง ลดลง 0.10 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ ที่ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที

ผลการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ เมื่อใช้อุปกรณ์ท่อบรรจุสารทำความเย็นแบบเทอร์โมโฟนอนชนิดแบน แบบที่บรรจุสารทำงาน R-134a มีระยะเวลาคืนทุน 1 ปี 1 เดือน และอัตราการคืนทุนภายในโครงการ 94.7 เปอร์เซ็นต์ แล้วจะสามารถประหยัดเงินค่าไฟฟ้าได้เฉลี่ยปีละประมาณ 702.72 บาท ซึ่งมีความเหมาะสมมากกว่าทั้ง 2 แบบ สำหรับการใช้งานในระบบควบคุมสภาวะอากาศห้องที่มีขนาดการทำความเย็น 12,000 บีทียู เพราะมีการประหยัดพลังงานมากกว่า ประหยัดเงินได้มากกว่า และค่าสมรรถนะต่างๆ ของระบบมีค่าเพิ่มขึ้น

5.3 อภิปรายผล

ผลจากการออกแบบต้องการให้อุปกรณ์มีการรีฮีตเพื่อลดความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ออกจากคอยล์เย็น และผลที่ได้จากการรีฮีตคือการได้พรีคูอากาศที่ก่อนเข้าคอยล์เย็น ซึ่งช่วยให้อุณหภูมิแตกต่างกันลดลง ส่งผลให้คอมเพรสเซอร์ทำงานสั้นลง ได้ประสิทธิภาพสูงขึ้น จากการใช้สมการสหสัมพันธ์ของตัวแปรไร้มิติ เพื่อคำนวณหาปริมาณความร้อนต่อตารางเมตร และค่าความร้อนทางทฤษฎี หากเมื่อพิจารณาพร้อมกับความคลาดเคลื่อนจากสมการสมการสหสัมพันธ์ของตัวแปรไร้มิติ

ยังคงมีค่ามากกว่าค่าความต้องการความร้อนที่ใช้ในการรีฮีต ดังนั้นอุปกรณ์ที่ได้ออกแบบไว้ดังกล่าวข้างต้นจึงมีความเหมาะสมที่จะนำไปสร้างได้

สำหรับอัตราการควบคุมความชื้นจำเพาะหลังการติดตั้งอุปกรณ์ที่มีค่าสูงสุดและมีความเหมาะสม คือ สารทำงาน R-134a ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที ในการลดความชื้น โดยจะสามารถใช้ประโยชน์ทั้งส่วนระเหย และส่วนควบแน่นของอุปกรณ์ทำความร้อนนี้ สามารถลดความชื้นของอากาศ ไม่ต้องใช้พลังงานในการลดอุณหภูมิให้เย็นกว่าปกติเพื่อดึงความชื้น และไม่ต้องใช้ไฟฟ้าในการเพิ่มอุณหภูมิ เพื่อควบคุมความชื้นให้เป็นไปตามที่ต้องการ

อัตราการถ่ายเทความร้อนจำเพาะ และค่าประสิทธิผลทางความร้อนหลังการติดตั้ง มีค่าสูงและเหมาะสมที่สุด ที่เงื่อนไขสารทำงาน R-134a ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที ซึ่งสารทำงานดังกล่าวมีค่าของความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอน้อย ทำให้มีผลต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน และค่าประสิทธิผลทางความร้อนมีค่ามากขึ้น

สัมประสิทธิ์สมรรถนะ, อัตราส่วนประสิทธิภาพ และการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศหลังการติดตั้งอุปกรณ์มีค่าเพิ่มขึ้น 7.31, 7.15 และลดลง 0.10 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับที่เงื่อนไขสารทำงาน R-134a ความเร็วลม 2.5 เมตรต่อวินาที ทั้งนี้เนื่องมาจากหลังติดตั้ง มีการทำความเย็นเบื้องต้นที่ส่วนระเหยของอุปกรณ์ทำความร้อน ส่งผลให้อากาศอุณหภูมิลดลงก่อนที่จะเข้าสู่คอยล์เย็น ทำให้คอมเพรสเซอร์ทำงานสั้นลง หรือหยุดการทำงานนานขึ้น กระแสไฟฟ้าที่ใช้ก็มีค่าลดลง งานที่ต้องให้กับเครื่องปรับอากาศก็ลดลง

ผลการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ หลังการติดตั้งอุปกรณ์แบบที่บรรจุสารทำงาน R-134a มีระยะเวลาคืนทุน 1 ปี 1 เดือน อัตราการคืนทุนภายในโครงการ 94.7 เปอร์เซ็นต์ และประหยัดไฟฟ้าได้ 702.72 บาทต่อปี ซึ่งมีความเหมาะสมมากกว่าทั้ง 2 แบบ สำหรับการใช้งานในระบบควบคุมสภาวะอากาศห้องที่มีขนาดการทำความเย็น 12,000 บีทียู ประหยัดพลังงานและเงินได้มากกว่า และค่าสมรรถนะต่างๆ ของเครื่องปรับอากาศ จะมีค่าเพิ่มขึ้นมากกว่าเดิม แม้ว่าปริมาณความร้อนแฝงที่นำออกจากห้อง ค่าอัตราส่วนการลดความชื้น และค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าในสัดส่วนที่ใกล้เคียงกันก็ตาม

5.4 ข้อเสนอแนะ

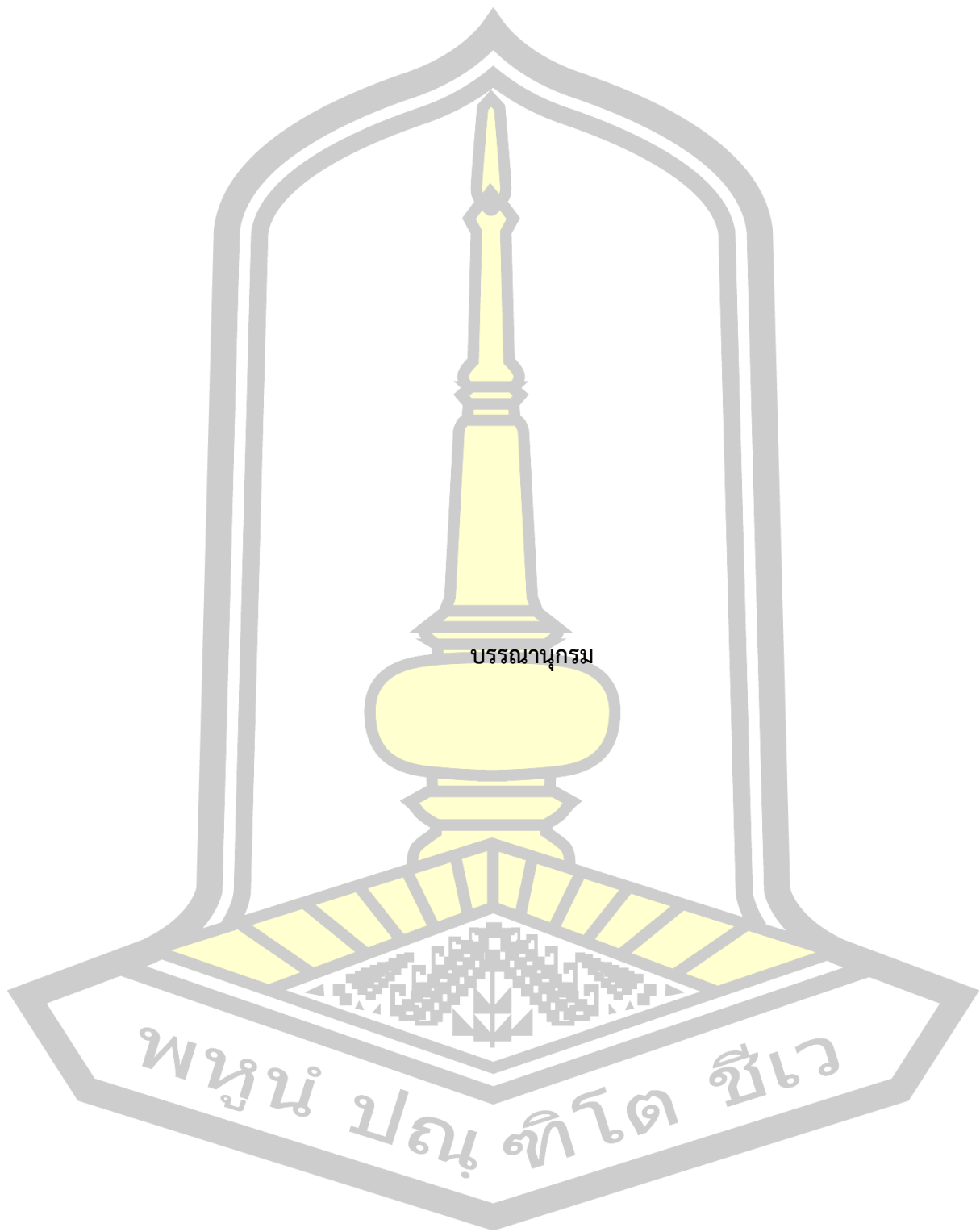
5.4.1 จากการทดลองวัสดุที่ใช้สร้างทำมาจากท่อทองแดงมีพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ยังน้อย ควรมีการศึกษาเพิ่มเติมเกี่ยวกับการติดตั้ง เพื่อเพิ่มพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าว

5.4.2 การทดลองในการวิจัยนี้มีการกำหนดขอบเขตการศึกษาเกี่ยวกับเครื่องปรับอากาศขนาด 12,000 บีทียู ควรมีการศึกษาเกี่ยวกับเครื่องปรับอากาศขนาดอื่นๆ เพื่อศึกษาผลที่เกิดขึ้น

5.4.3 ควรมีการทดลองเปลี่ยนสารทำงานอื่น ๆ ที่มีคุณสมบัติที่ดีเพื่อประสิทธิภาพของอุปกรณ์ต่อความร้อนชนิดนี้จะดีขึ้น เช่น การใช้สารทำงานกลุ่มสารทำงานนาโน เป็นต้น

5.4.4 จากการศึกษาครั้งนี้ อุปกรณ์สามารถทำงานได้จริงและทดสอบกับเครื่องปรับอากาศที่มีการใช้งานจริงโดยไม่ต้องดัดแปลงเครื่องปรับอากาศ ดังนั้นควรมีการพัฒนาและต่อยอดเพื่อใช้อุตสาหกรรมหรือเชิงพาณิชย์ในอนาคต



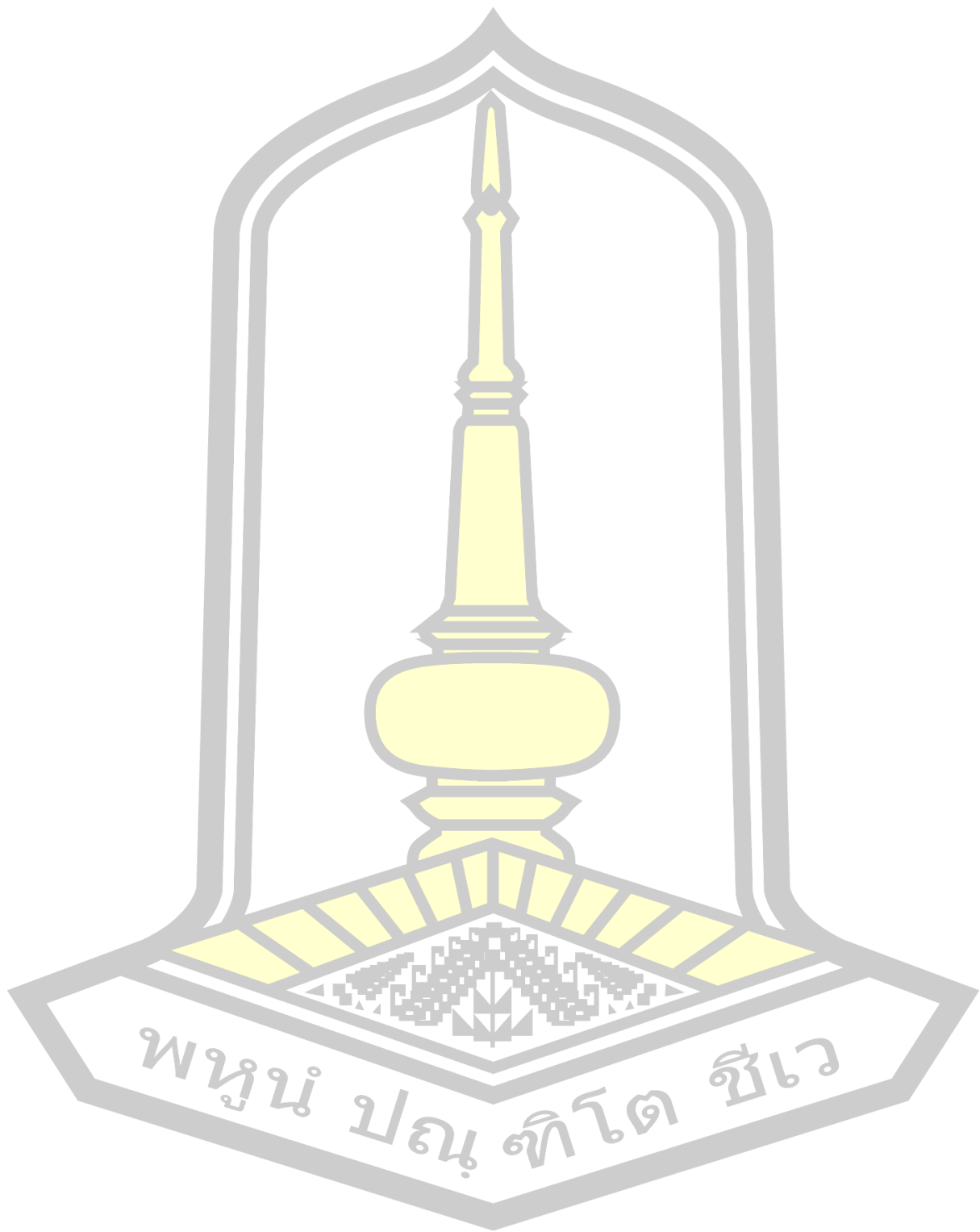


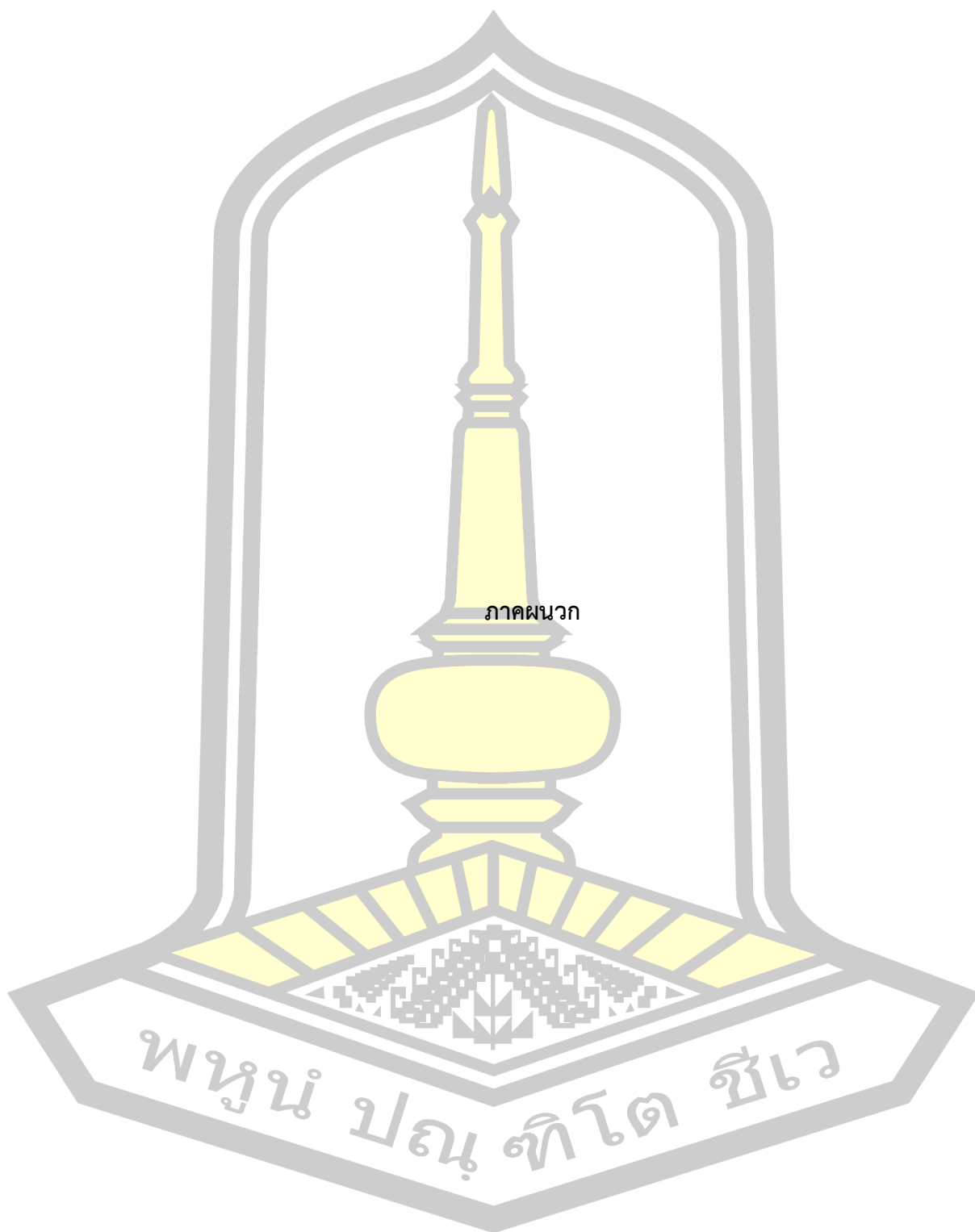
บรรณานุกรม

พหุบัณฑิตยาลัย

บรรณานุกรม

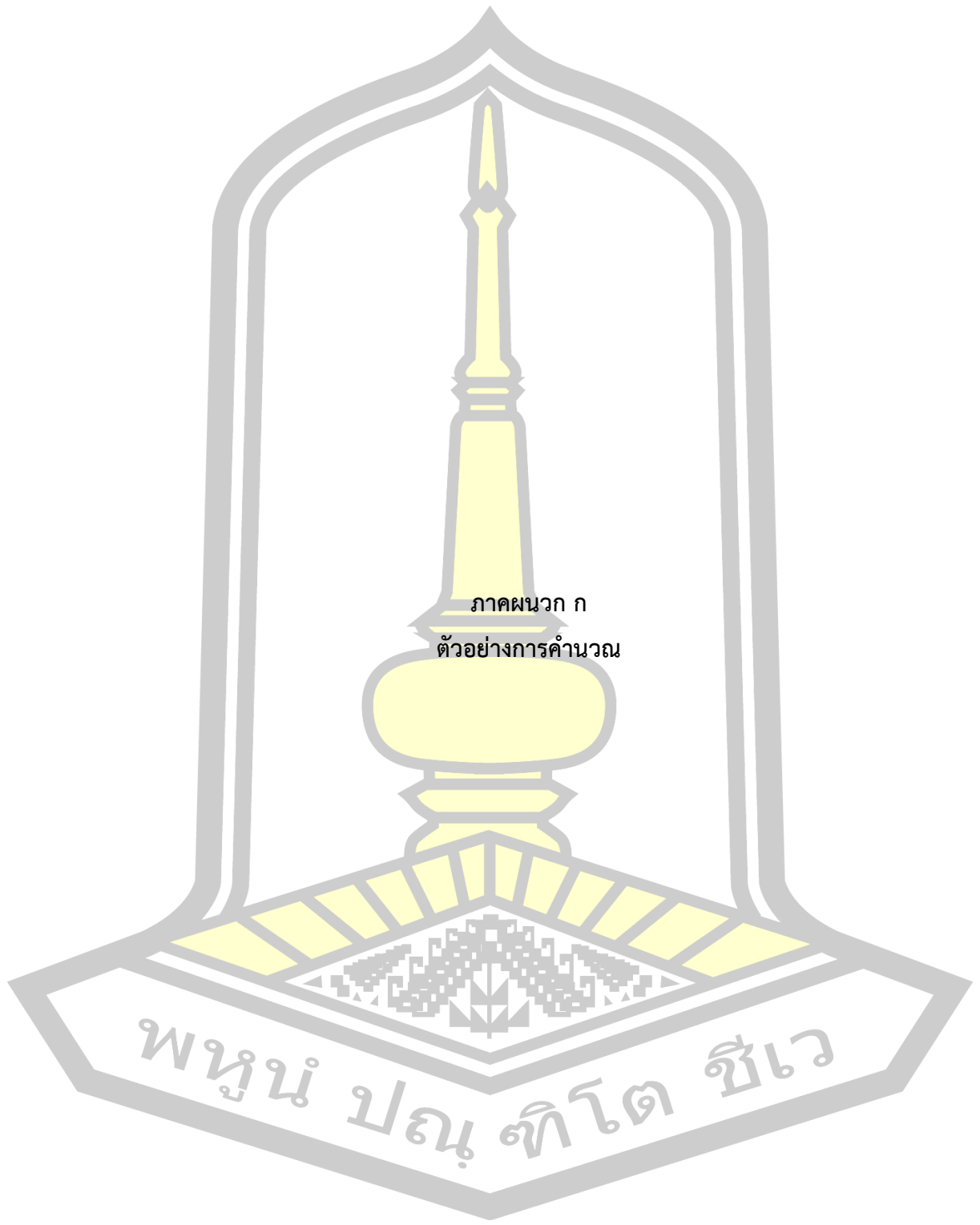
- Amatachaya, P. and Srimuang, W. (2010). Comparative heat transfer characteristics of a flat two-phase closed thermosyphon (FTPCT) and a conventional two-phase closed thermosyphon (CTPCT). *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37, 293–298.
- Renjith, R., Selladurai, V., Ponkarthik, K. and B. S. A. (2015). Effect of anodization on the heat transfer performance of flat thermosyphon. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 68, 574–581.
- Rittidech, S. and Srimuang, W. (2010). Correlation to predict heat-transfer characteristics of a vertical flat thermosyphon (VFT) at normal operating conditions. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53, 5984–5987.
- Srimuang, W. Rittidech, S. and Bubphachot, B. (2009). Heat transfer characteristics of a vertical flat thermosyphon (VFT). *J. Mech. Sci. Technol.*, 6, 2548–2554.
- Supirattanakul, P., Rittidech, P. and Bubphachot, B. (2011). Application of a closed-loop oscillating heat pipe with check valves (CLOHP/CV) on performance enhancement in air conditioning system. *Energy and Buildings*, 43, 1531–1535.
- Xiao, P., Peter, J. and Aliakbar, A. (1997). Application of heat pipe heat exchangers to humidity control in air-conditioning systems. *Applied Thermal Engineering*, 17, 561–568.
- ชัยสวัสดิ์ เทียนวิบูลย์. (2543). การทำความเย็นและปรับอากาศ (13 พิมพ์ครั้งที่). กรุงเทพฯ: วีวรรณ.
- ถนัด เกษประดิษฐ์. (2548). เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน. สืบค้น 6 มกราคม 2018, จาก <http://teenet.chiangmai.ac.th/emac/jouenal/2002/16/04.php>
- ประพันธ์ ศิริพลัปลา. (2546). การปรับอากาศ (3 พิมพ์ครั้งที่). เชียงใหม่: มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.
- ไพบุลย์ แยมเพื่อน. (2546). เศรษฐศาสตร์วิศวกรรม (13 พิมพ์ครั้งที่). กรุงเทพฯ: ซีเอ็ด ยูเคชั่น.
- ศรัทธา อารณรัตน์. (2557). ทฤษฎีระบบเครื่องทำความเย็น. กรุงเทพฯ: จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย.
- สัมพันธ์ ฤทธิเดช. (2553). เทคโนโลยีทำความเย็น. มหาสารคาม: มหาวิทยาลัยมหาสารคาม.
- สุรพล พฤกษ์พานิช. (2549). การปรับอากาศ (3 พิมพ์ครั้งที่). กรุงเทพฯ: ฟิสิกส์เซ็นเตอร์.
- อัครเดช สินธุภัก. (2543). การปรับอากาศ (5 พิมพ์ครั้งที่). กรุงเทพฯ: สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.





ภาคผนวก

พหุณฺ์ ปณฺุ ทิโต ชีเว



ภาคผนวก ก
ตัวอย่างการคำนวณ

พหุ ประยูร จุฬาลงกรณ์

การออกแบบและประมาณค่าความร้อนของระบบปรับอากาศ

1. สภาวะอากาศออกแบบภายนอก

$$T_{db} = 34 \text{ }^{\circ}\text{C}, T_{wb} = 30 \text{ }^{\circ}\text{C}, \phi = 75 \text{ \%RH}, \omega = 25.5 \times 10^{-3} \text{ kg moisture / kg dry air},$$

$$v = 0.906 \text{ m}^3/\text{kg} \quad h = 100 \text{ kJ/kg}$$

2. สภาวะอากาศออกแบบภายใน

$$T_{db} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}, T_{wb} = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}, \phi = 50 \text{ \%RH}, \omega = 10.0 \times 10^{-3} \text{ kg moisture / kg dry air},$$

$$v = 0.858 \text{ m}^3/\text{kg}, \quad h = 55 \text{ kJ/kg}$$

3. สภาวะอากาศออกจากคอยล์เย็น

$$T_{db} = 13 \text{ }^{\circ}\text{C}, T_{wb} = 12.5 \text{ }^{\circ}\text{C}, \phi = 94 \text{ \%RH}, \omega = 8.8 \times 10^{-3} \text{ kg moisture / kg dry air}$$

$$h = 36 \text{ kJ/kg}$$

4. ปริมาณอากาศหมุนเวียนก่อนเข้าคอยล์เย็น

$$295 \text{ m}^3/\text{hr}, 245 \text{ m}^3/\text{hr}, 200 \text{ m}^3/\text{hr}$$

เลือกใช้ที่ปริมาณลมสูงสุด $\dot{V}_{total} = \frac{295}{3600} = 0.082 \text{ m}^3/\text{s}$

5. ปริมาณอากาศจากภายนอกโดยพัดลมดูดอากาศ

$$\dot{V}_{oa} = 50 \text{ cfm} = \frac{50 \times 0.027}{60} = 0.0225 \text{ m}^3/\text{s}$$

6. ปริมาณอากาศหมุนเวียนภายในห้อง

$$\dot{V}_{ra} = 0.082 - 0.0225 = 0.0595 \text{ m}^3/\text{s}$$

7. อุณหภูมิผสม $t_{ma} = \frac{\dot{V}_{ra} t_{ra} + \dot{V}_{oa} t_{oa}}{\dot{V}_{total}} = \frac{(0.0595 \times 25) + (0.0225 \times 34)}{0.082}$

$$= 27.47 \text{ } ^\circ\text{C}$$

8. มวลอากาศที่ไหลผ่านคอยล์เย็น

$$\dot{m}_a = \rho VA = \rho \dot{V}_{total} = 1.177 \times 0.082$$

$$= 0.0965 \text{ kg/s}$$

9. ปริมาณความร้อนสัมผัส (Sensible Heat)

$$Q_{SH} = \dot{m}_a c_p (T_{ei} - T_{eo}) = 0.0965 \times 1.005 (300.47 - 286)$$

$$= 1.40 \text{ kJ/s}$$

10. ปริมาณความร้อนแฝง (Latent Heat)

$$\text{เมื่อ } h_{fg} = 2502 - 2.386 \frac{(T_{ei} - T_{eo})}{2} = 2502 - 2.386 \frac{(300.47 - 286)}{2}$$

$$= 2484.73 \text{ kJ/kg}$$

แทนค่า

$$Q_{LH} = \dot{m}_a h_{fg} (\omega_{ei} - \omega_{eo}) = 0.0965 \times 2484.73 (14.2 \times 10^{-3} - 8.8 \times 10^{-3})$$

$$= 1.295 \text{ kJ/s}$$

11. ปริมาณความร้อนรวม $Q_{total} = Q_{SH} + Q_{LH}$

$$= 1.40 + 1.295$$

$$= 2.695 \text{ kJ/s}$$

$$\text{SHR} = \frac{Q_{SH}}{Q_{total}} = \frac{1.40}{2.695}$$

$$= 0.52$$

12. หากพิจารณาให้อากาศหลังจากออกจากคอยล์เย็นมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น (Reheat) เพื่อลดปริมาณความชื้นสัมพัทธ์ให้เหลือประมาณ 70% RH ก่อนไปผสมกับอากาศภายในห้อง จะทำให้ความร้อนสัมผัส (Sensible heat) ลดลง โดยที่ความร้อนแฝง (Latent heat) ยังคงที่ และจะได้อุณหภูมิ Reheat = $T_{\text{reheat}} = 17.6^\circ\text{C db}$

จะได้ว่า ความร้อนสัมผัส (Sensible heat) ที่ลดลงจากการ Reheat คือ

$$Q'_{SH} = \dot{m}_a c_p (T_{ei} - T'_{eo}) = 0.0965 \times 1.005 (300.47 - 290.6) = 0.977 \text{ kJ/s}$$

13. หากมีการลดอุณหภูมิก่อนเข้าคอยล์เย็น (Pre-cool) โดยพิจารณาว่าไม่มีการสูญเสียเกิดขึ้นในระบบ จะได้ว่า

$$= 17.6 - 13$$

$$= 4.6^\circ\text{C db}$$

$$\text{จะได้อุณหภูมิ Pre-cool} = T_{\text{pre-cool}} = 27.47 - 4.6 = 22.87^\circ\text{C db}$$

จะทำให้ความร้อนสัมผัส (Sensible heat) ลดลงมากขึ้นอีกดังนี้

$$Q''_{SH} = \dot{m}_a c_p (T'_{ei} - T'_{eo}) = 0.0965 \times 1.005 (295.87 - 290.6) = 0.511 \text{ kJ/s}$$

$$Q''_{\text{total}} = 0.511 + 1.295 = 1.806 \text{ kJ/s}$$

จะได้

$$Q_{\text{total}} \text{ ที่ลดลงเมื่อติดตั้งอุปกรณ์} = \frac{2.695 - 1.806}{2.695} \times 100 = 32.98\%$$

14. ปริมาณความร้อนที่ต้องใช้ในการ Reheat พิจารณาจาก

$$\begin{aligned}
 Q_{reheat} &= Q_{SH} - Q'_{SH} \\
 &= 1.40 - 0.977 \\
 &= 0.423 \text{ kJ/s} \\
 &= 423 \text{ J/s}
 \end{aligned}$$

ตัวอย่างการคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นผิวท่อ

1.2.5 การคำนวณหาค่าการถ่ายเทความร้อนจากตัวแปรไร้มิติ คือ $Le/4Rh$, Bo , Ja , Pr และ ρ_v/ρ_l สำหรับการออกแบบอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนติดตั้งในคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน โดยใช้สมการสหสัมพันธ์ (Rittidech and Srimuang, 2010) ซึ่งมีสมการ ดังนี้

$$Ku = 0.0144 \left[Bo^4 \left(\frac{Le}{4Rh} \right)^{0.9} Ja^{1.8} Pr^2 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1.8} \right]^{0.1302}$$

$$Ku = \frac{q}{\rho_v h_{fg} \left[\sigma g \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v^2} \right) \right]^{\frac{1}{4}}}$$

แสดงการคำนวณหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำงาน R-134a ที่อุณหภูมิทำงาน 23.5 °C ดังนั้นจะทำการหาค่าของตัวแปรไร้มิติเพื่อนำมาหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ ในสมการของ Ku แล้วจึงทำการหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนติดตั้งในคอยล์เย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน

จากคุณสมบัติของสารทำงาน R-134a ที่อุณหภูมิทำงาน 23.5 °C จะได้

$$\begin{aligned}
 \rho_l &= 1213.8 \text{ kg/m}^3, & \rho_v &= 30.43 \text{ kg/m}^3, & \sigma &= 8.515 \times 10^{-3} \text{ N/m} \\
 K &= 82.85 \times 10^{-3} \text{ W/(m K)} & h_{fg} &= 179780 \text{ J/kg}, & Cp_l &= 1416 \text{ J/(kg. K)}, \\
 \mu &= 217.95 \times 10^{-6} \text{ kg/m s}
 \end{aligned}$$

หาเส้นรอบรูป

$$\begin{aligned} W_p &= \pi y + 2x \\ &= (\pi \times 4.6) + (2 \times 6.26) \\ &= 27.0132 \text{ mm} \end{aligned}$$

หาค่าพื้นที่หน้าตัด

$$A_{cr} = \frac{\pi y^2}{4} + (xy)$$

กำหนดให้

$$\text{ระยะ } x = 6.28 \text{ mm}$$

$$\text{ระยะ } y = 4.6 \text{ mm}$$

จะได้

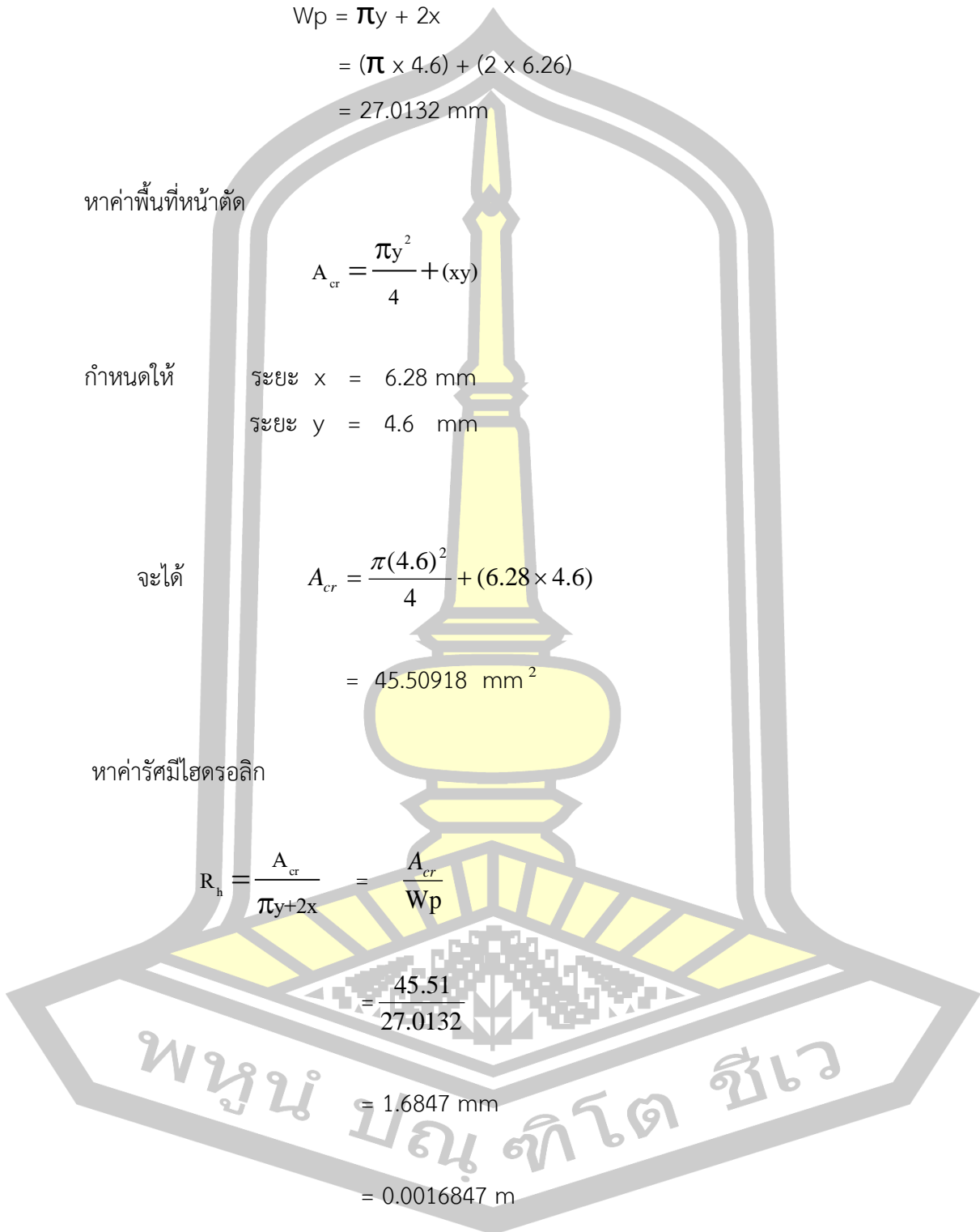
$$\begin{aligned} A_{cr} &= \frac{\pi(4.6)^2}{4} + (6.28 \times 4.6) \\ &= 45.50918 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

หาค่ารัศมีไฮดรอลิก

$$R_h = \frac{A_{cr}}{\pi y + 2x} = \frac{A_{cr}}{W_p}$$

$$= \frac{45.51}{27.0132}$$

$$\begin{aligned} &= 1.6847 \text{ mm} \\ &= 0.0016847 \text{ m} \end{aligned}$$



หาค่าตัวเลขบอนนัมเบอร์ (Bond Number, Bo)

จาก
$$Bo = \left[4R_h \left[g \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\sigma} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \right]$$

เมื่อ R_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ, m

g คือ แรงโน้มถ่วงของโลก, m/s^2

ρ_l คือ ความหนาแน่นของของเหลว, kg/m^3

ρ_v คือ ความหนาแน่นของไอ, kg/m^3

σ คือ แรงตึงผิว, N/m

จะได้
$$Bo = \left[(4 \times 0.0016847) \left[9.81 \left(\frac{1213.8 - 30.43}{8.515 \times 10^{-3}} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \right]$$

= 7.8683

หาค่าจacobนัมเบอร์ (Jacob Number, Ja)

จาก
$$Ja = \frac{h_{fg}}{Cp_l T_v}$$

เมื่อ h_{fg} คือ ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ, J/kg

Cp_l คือ ความร้อนจำเพาะของของเหลวที่ความดันคงที่, J/kg.k

T_v คือ อุณหภูมิทำงานของสารทำงาน, °C

จะได้
$$Ja = \frac{179780}{(1416 \times 296.5)}$$

= 0.4282

หาค่าเพลนตันน์มเบอร์ (Prandtl Number, Pr)

จาก
$$Pr = \frac{\mu_l C_{p_l}}{K_l}$$

เมื่อ μ_l คือ ความหนืดของของเหลว, kg/m.s

C_{p_l} คือ ความร้อนจำเพาะของของเหลวที่ความดันคงที่, J/kg.k

K_l คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของเหลว, W/m.K

จะได้
$$Pr = \frac{(217.95 \times 10^{-6}) \times 1416}{82.85 \times 10^{-3}}$$

$$= 3.7250$$

หาคูหาเทล์ดเซนมเบอร์ (Kutateladze Number, Ku)

กำหนดให้ ค่าความยาวของส่วนทำระเหยที่ $Le = 0.20$ m

เพราะฉะนั้น แทนค่าตัวแปรไว้มีติลงในสมการ จะได้ค่า Ku ดังนี้

$$Ku = 0.0144 \left[Bo^4 \left(\frac{Le}{4Rh} \right)^{0.9} Ja^{1.8} Pr^2 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1.8} \right]^{0.130}$$

$$Ku = 0.0144 \left[7.8683^4 \left(\frac{0.20}{4 \times 0.0016847} \right)^{0.9} 0.4282^{1.8} 3.7250^2 \left(\frac{30.43}{1213.8} \right)^{1.8} \right]^{0.130}$$

$$= 0.030493096$$

หาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่

แทนค่า Ku ลงในสมการ จะได้

$$q = 0.0144 \left[Bo^4 \left(\frac{Le}{4Rh} \right)^{0.9} Ja^{1.8} Pr^2 \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{1.8} \right]^{0.130} \times \left[\rho_v h_{fg} \left[\sigma g \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v^2} \right) \right]^{\frac{1}{4}} \right]$$

$$q = 0.0144 \left[7.8683^4 \left(\frac{0.20}{4 \times 0.0016847} \right)^{0.9} 0.4282^{1.8} 3.7250^2 \left(\frac{30.43}{1213.8} \right)^{1.8} \right]^{0.130}$$

$$\times \left[30.43(179780) \left[(8.515 \times 10^{-3}) \times 9.81 \left(\frac{1213.8 - 30.43}{30.43^2} \right) \right]^{\frac{1}{4}} \right]$$

$$= 95,353.67351 \text{ W / m}^2$$

หาพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อน

$$A_{sur} = (\pi y + 2x)Le$$

กำหนดให้

ความยาวของส่วนควบแน่น $Le = 0.2 \text{ m}$

ระยะ $x = 0.00628 \text{ m}$

ระยะ $y = 0.0046 \text{ m}$

จะได้

$$A_{sur} = [(\pi \times 0.00628) + (2 \times 0.0046)]0.2$$

$$= 0.005402 \text{ m}^2$$

ดังนั้นเมื่อทราบค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่และพื้นที่ในการรับความร้อนที่ส่วนควบแน่นแล้วก็จะสามารถหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นผิวท่อ ได้ดังนี้

หาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของ VFT (กรณี 1 ท่อ)

จาก $Q_{VFT} = q \times A_{sur}$

เมื่อ q คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่, W/m^2

A_{sur} คือ พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อน, m^2

จะได้
$$\begin{aligned} Q_{VFT} &= 95,353.67351 \times 0.005402 \\ &= 515.1615 \text{ W.} \\ &\approx 515 \text{ J/s} \end{aligned}$$

เมื่อพิจารณาร่วมกับความคลาดเคลื่อนจากสมการ 20 % ค่าต่ำสุดที่จะเกิดขึ้น

$$\begin{aligned} &= 515 - (515 \times 0.20) \\ &= 412 \text{ J/s} \end{aligned}$$

ดังนั้น ท่อความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนจำนวน 1 ท่อ สามารถถ่ายเทความร้อนได้ต่ำสุด เท่ากับ 412 J/s

หาจำนวนท่อ

จาก
$$N = \frac{Q_{reheat}}{Q_{VFT}}$$

เมื่อ Q_{reheat} คือ ปริมาณความร้อนที่ต้องการใช้ในการ Reheat

Q_{VFT} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อท่อ

จะได้
$$\begin{aligned} N &= \frac{423}{412} \\ &= 1.02 \text{ ท่อ} \\ &\approx 1 \text{ ท่อ} \end{aligned}$$

พูน บณู ทิโต ชีเว

ตัวอย่างการคำนวณผลทางเศรษฐศาสตร์

สำหรับการวิเคราะห์เชิงเศรษฐศาสตร์ในที่นี้ จะไม่พิจารณาถึงผลจาก ภาษีเงินได้ (Income tax) และเงินเฟ้อ (Inflation) ของอุปกรณ์ทำความร้อนแบบสั่นวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับเข้ากับคอยล์เย็นใน เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน และมูลค่าหรือราคาของอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนที่ใช้ในการวิเคราะห์ก็จะไม่รวมถึงค่าติดตั้ง ค่าซ่อมบำรุง และค่าซ่อมแซมกรณีเกิดการรั่วของสารทำงาน ข้อมูลจากการสร้างอุปกรณ์ แสดงรายละเอียดดังตารางแสดงรายการวัสดุ

ตาราง 3 รายการวัสดุและเงินในการลงทุน

รายการวัสดุ	จำนวนหน่วย	ราคาต่อหน่วย	จำนวนเงิน (บาท)
1. ท่อทองแดงเส้นผ่าศูนย์กลาง 8.6 มม.	75 เมตร	100	7,500
2. ฉนวนกันความร้อน	20 เมตร	50	1,000
4. สารทำงาน R22	10 kg.	500	5,000
4. สารทำงาน R134a	10 kg.	600	6,000
4. สารทำงาน R410a	10 kg.	700	7,000
รวม	-	-	30,000

กำหนดให้

- มูลค่าหรือราคาปัจจุบันของอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน = 30,000 บาท
- อายุการทำงานของอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน = 15 ปี (คิดจากอายุการใช้งานของเครื่องปรับอากาศ)
- ค่าไฟฟ้าต่อหน่วย = 3.05 บาทต่อหน่วย (การไฟฟ้าส่วนภูมิภาค)
- อัตราดอกเบี้ยแบบทบต้น = 13% ต่อปี (ธนาคารแห่งประเทศไทย)
- การทำงานของเครื่องปรับอากาศ 8 ชั่วโมงต่อวัน, 6 วันต่อสัปดาห์, 2,304 ชั่วโมงต่อปี

$$\text{มูลค่าอนาคต} = P(1+i)^n$$

เมื่อ P = มูลค่าปัจจุบันที่มีการจ่ายครั้งเดียว = 30,000 บาท

i = อัตราดอกเบี้ยแบบทบต้น = 13% ต่อปี

n = จำนวนปี = 15 ปี

ดังนั้น มูลค่าอนาคตของอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนที่อายุการทำงาน 15 ปี [10] มีค่าเท่ากับ

$$= 30,000(1+0.13)^{15} = 187,628.1 \text{ บาท}$$

- ก่อนการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน เครื่องปรับอากาศ ใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย = 1.72 kW-hr

- จากการใช้อุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนสารทำงาน R-22 สามารถประหยัดพลังงานได้เฉลี่ย = 0.08 kW-hr

- จากการใช้อุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนสารทำงาน R-410a สามารถประหยัดพลังงานได้เฉลี่ย = 0.05 kW-hr

- จากการใช้อุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบนสารทำงาน R-134a สามารถประหยัดพลังงานได้เฉลี่ย = 0.1 kW-hr

ดังนั้น

- ปริมาณเงินที่ใช้สำหรับเครื่องปรับอากาศต่อปีก่อนการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อนจะเท่ากับ $2.48 \text{ kW-hr} \times 3.05 \text{ บาทต่อหน่วย} \times 2,304 \text{ ชั่วโมงต่อปี} = 12,086.78 \text{ บาท/ปี}$

- เงินที่สามารถประหยัดได้ต่อปีแบบที่บรรจุสารทำงาน R-22 จะเท่ากับ $0.08 \text{ kW-hr} \times 3.05 \text{ บาทต่อหน่วย} \times 2,304 \text{ ชั่วโมงต่อปี} = 562.18 \text{ บาท/ปี}$

- เงินที่สามารถประหยัดได้ต่อปีแบบที่บรรจุสารทำงาน R-410a จะเท่ากับ $0.05 \text{ kW-hr} \times 3.05 \text{ บาทต่อหน่วย} \times 2,304 \text{ ชั่วโมงต่อปี} = 351.36 \text{ บาท/ปี}$

- เงินที่สามารถประหยัดได้ต่อปีแบบที่บรรจุสารทำงาน R-134a จะเท่ากับ $0.1 \text{ kW-hr} \times 3.05 \text{ บาทต่อหน่วย} \times 2,304 \text{ ชั่วโมงต่อปี} = 702.72 \text{ บาท/ปี}$

$$\text{จาก มูลค่าอนาคต} = \frac{A}{i}[(1+i)^n - 1]$$

เมื่อ A = มูลค่าปัจจุบันของเงินรายปีที่เท่ากัน (R-22 = 562.18 บาท/ปี , R-410a = 351.36 บาท/ปี และ R-134a = 702.72 บาท/ปี)

i = อัตราดอกเบี้ยแบบทบต้น = 13% ต่อปี

n = จำนวนปี = 15 ปี

- มูลค่าการประหยัดต่ออายุการใช้งานของอุปกรณ์ แบบที่บรรจุสารทำงาน R-22

$$= \frac{562.18}{0.13}[(1+0.13)^{15} - 1] = 22,721.73 \text{ บาท/ปี}$$

- มูลค่าการประหยัดต่ออายุการใช้งานของอุปกรณ์ แบบที่บรรจุสารทำงาน R-410a

$$= \frac{351.36}{0.13}[(1+0.13)^{15} - 1] = 14,201.08 \text{ บาท/ปี}$$

- มูลค่าการประหยัดต่ออายุการใช้งานของอุปกรณ์ แบบที่บรรจุสารทำงาน R-134a

$$= \frac{702.72}{0.13}[(1+0.13)^{15} - 1] = 28,402.16 \text{ บาท/ปี}$$

ระยะเวลาคืนทุน (payback period)

สามารถคำนวณได้จาก

$$\text{- แบบที่บรรจุสารทำงาน R-22} = \frac{30,000}{22,721.73} = 1.32 \text{ ปี หรือประมาณ 1 ปี 4 เดือน}$$

$$\text{- แบบที่บรรจุสารทำงาน R-410a} = \frac{30,000}{14,201.08} = 2.11 \text{ ปี หรือประมาณ 2 ปี 2 เดือน}$$

$$\text{- แบบที่บรรจุสารทำงาน R-134a} = \frac{30,000}{28,402.16} = 1.06 \text{ ปี หรือประมาณ 1 ปี 1 เดือน}$$

อัตราการคืนทุนภายใน (Internal rate of return , IRR)

ซึ่งเป็นการพิจารณา ค่าอัตราดอกเบี้ย ที่ทำให้มูลค่าของตอบแทนที่อัตราดอกเบี้ยนั้น มีมูลค่าเท่ากับมูลค่าของการลงทุนพอดี และโดยทั่วไปแล้วโครงการที่สมควรได้รับพิจารณาสนับสนุนให้มีการลงทุนนั้น IRR ควรมีค่าสูงกว่าอัตราดอกเบี้ยที่ได้รับจากธนาคาร สามารถคำนวณได้จาก

$$\sum_{n=1}^N \frac{NCF_n}{(1+i^*)^n} - TIC = 0$$

$$\text{- แบบที่บรรจุงสารทำงาน R-22} = \frac{22,721.73}{i} [(1+i)^{15} - 1] - 30,000(1+i)^{15} = 0$$

$$i = 0.7573 = 75.73\%$$

$$\text{- แบบที่บรรจุงสารทำงาน R-410a} = \frac{14,201.08}{i} [(1+i)^{15} - 1] - 30,000(1+i)^{15} = 0$$

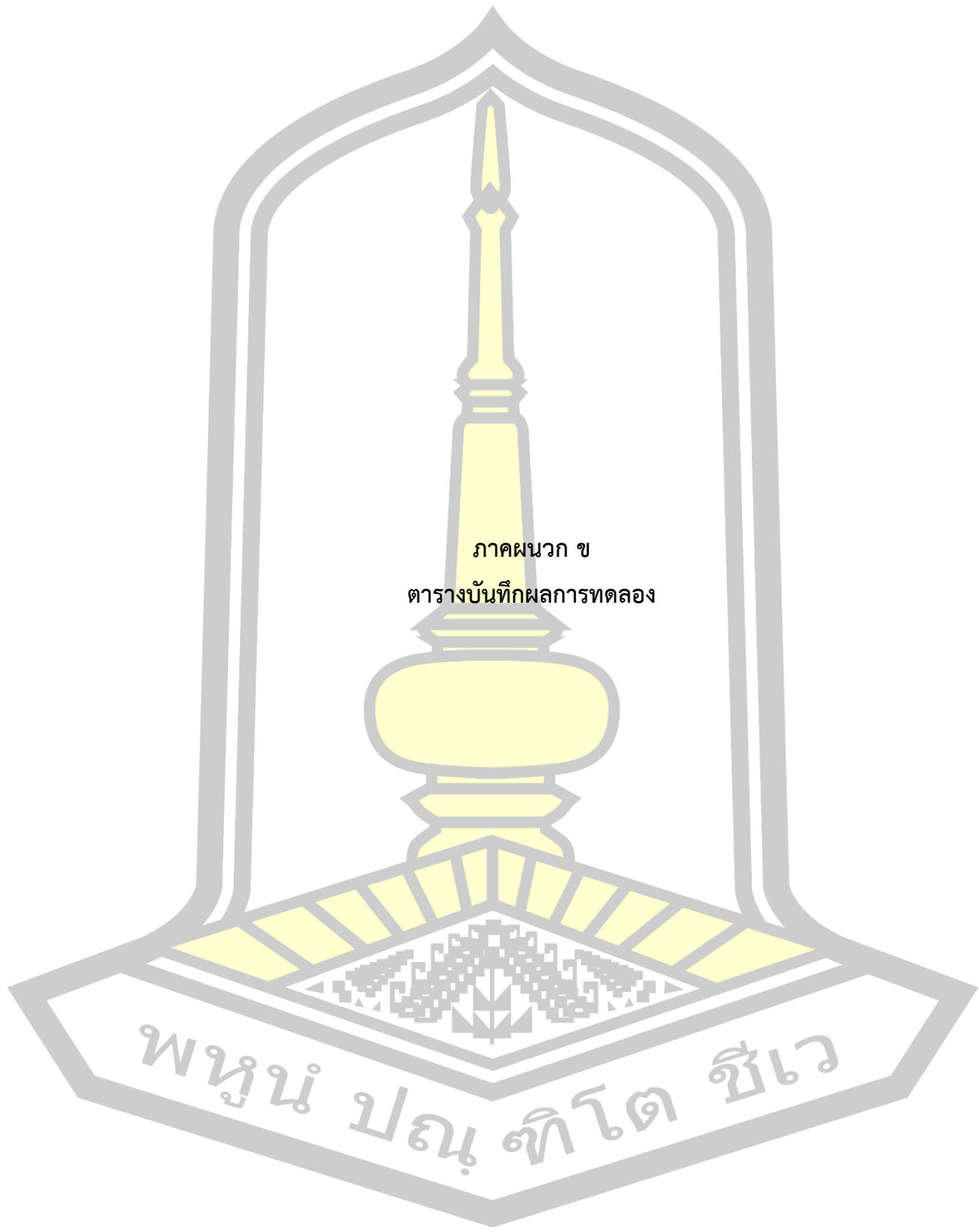
$$i = 0.4733 = 47.33\%$$

$$\text{- แบบที่บรรจุงสารทำงาน R-134a} = \frac{28,402.16}{i} [(1+i)^{15} - 1] - 30,000(1+i)^{15} = 0$$

$$i = 0.947 = 94.7\%$$

ดังนั้นเมื่อใช้อุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน แบบที่บรรจุงสารทำงาน R-134a แล้วจะสามารถประหยัดเงินค่าไฟฟ้าได้เฉลี่ยปีละประมาณ 702.72 บาท มากกว่าแบบอื่น จากผลการทดสอบจะเห็นได้ว่า อุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน แบบที่บรรจุงสารทำงาน R-134a มีความเหมาะสมมากกว่าแบบอื่น สำหรับการใช้งานในระบบควบคุมสภาวะอากาศห้องที่มีขนาดการทำความเย็น 12,000 บีทียู เพราะมีการประหยัดพลังงานมากกว่า ประหยัดเงินได้มากกว่า และค่าสมรรถนะต่างๆ ของระบบ คือ ปริมาณความเย็นของคอยล์เย็น ค่าสัมประสิทธิ์เชิงสมรรถนะ และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน จะมีค่าเพิ่มขึ้นมากกว่าเดิม แม้ว่าปริมาณความร้อนแฝงที่นำออกจากห้อง ค่าอัตราส่วนการลดความชื้น และค่าสัดส่วนการลดความชื้นจะมีค่าในสัดส่วนที่ใกล้เคียงกันก็ตาม

และจะเห็นว่าการใช้อุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน ในระบบควบคุมสภาวะอากาศเป็นการช่วยประหยัดพลังงานของเครื่องปรับอากาศทางอ้อม กล่าวคือ จะมีทั้งการให้ความเย็นกับอากาศก่อนเข้าคอยล์เย็น(Pre-cool) ช่วยให้คอมเพรสเซอร์ทำงานน้อยลงมีการหยุดทำงานนานขึ้น จากนั้นมีการลดความชื้นของอากาศเมื่อออกจากคอยล์เย็น(Re-heat) ช่วยให้ไม่ต้องใช้ขดลวดความร้อนมาใช้ในการลดความชื้นของเครื่องปรับอากาศ และเมื่อพิจารณาโดยรวมทั้งระบบแล้วอุปกรณ์ทำความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนชนิดแบน นี้สามารถประหยัดพลังงานได้เมื่อเปรียบเทียบกับระบบที่ไม่ได้ติดตั้ง



ภาคผนวก ข
ตารางบันทึกผลการทดลอง

พหุ ประทีป ชัยเว

ตาราง 4 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นก่อนติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่อุณหภูมิ 25°C ความเร็วลม 1.5 m/s

Time	Outdoor		Point 1		Point 4	
	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)
8:00	30.60	62.80	25.40	78.60	15.00	99.90
8:15	31.40	63.40	25.20	81.20	15.50	99.90
8:30	31.70	66.70	25.10	79.50	13.00	99.80
8:45	32.50	57.70	25.20	73.90	12.30	99.60
9:00	32.60	61.80	25.20	74.60	13.40	98.90
9:15	33.70	57.50	25.00	72.40	12.00	97.20
9:30	33.40	63.00	25.30	68.20	12.30	96.20
9:45	33.60	62.50	25.50	71.70	13.80	99.20
10:00	34.20	57.90	25.80	70.70	14.30	99.90
10:15	34.60	54.40	25.00	68.30	15.10	99.90
10:30	34.60	56.00	25.50	66.40	15.30	99.80
10:45	34.90	54.10	25.90	65.70	15.40	99.10
11:00	35.70	53.20	25.20	64.80	13.60	99.90
11:15	35.90	55.40	25.00	67.50	14.90	99.70
11:30	37.80	55.80	25.70	63.50	14.00	99.30
11:45	36.90	61.90	25.90	66.20	15.30	98.20
12:00	37.60	57.70	25.50	65.20	16.10	99.60
12:15	38.60	56.80	25.30	64.40	16.40	99.30
12:30	38.50	61.30	25.00	61.00	15.10	99.80
12:45	38.80	58.50	25.50	63.40	14.80	99.70
13:00	38.60	57.80	25.30	60.20	15.00	99.20
13:15	39.00	58.10	25.30	59.40	15.60	97.70
13:30	39.60	52.70	25.50	64.00	15.90	99.40
13:45	38.60	55.40	25.60	59.30	15.10	99.80
14:00	39.40	45.20	25.80	55.40	14.80	98.70
14:15	39.20	49.60	25.10	61.10	15.10	98.70
14:30	38.40	51.30	25.20	57.70	14.30	99.50
14:45	38.20	50.20	25.30	58.40	13.60	99.70
15:00	38.20	48.80	25.10	62.30	13.60	99.80
15:15	37.70	46.10	25.20	58.30	13.90	99.50
15:30	37.10	50.30	25.40	62.70	13.30	97.80
15:45	37.10	56.80	25.30	62.60	13.30	99.20
16:00	37.50	51.10	25.00	64.70	15.80	99.90

ตาราง 5 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นก่อนติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่อุณหภูมิ 25°C ความเร็วลม 2.0 m/s

Time	Outdoor		Point 1		Point 4	
	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)
8:00	30.50	63.30	25.10	71.90	13.20	99.40
8:15	30.70	61.00	25.00	70.40	11.70	98.60
8:30	31.00	64.30	25.00	71.10	12.30	97.60
8:45	31.70	55.90	24.90	67.80	12.70	99.30
9:00	32.10	64.50	25.80	67.70	11.70	99.60
9:15	33.40	59.00	25.60	62.30	13.80	99.50
9:30	33.20	58.20	24.90	60.00	13.70	99.40
9:45	33.30	64.10	25.00	65.90	13.80	95.50
10:00	33.70	60.30	25.40	63.70	14.30	99.60
10:15	34.30	55.80	25.00	58.80	13.90	99.50
10:30	34.90	54.60	25.10	58.30	15.00	99.80
10:45	35.90	54.90	25.30	62.20	15.80	99.50
11:00	35.90	62.90	25.40	65.00	15.20	95.70
11:15	36.20	64.80	25.80	70.00	15.20	99.80
11:30	37.30	63.20	25.70	69.90	14.70	98.40
11:45	37.40	64.90	24.90	66.50	14.80	95.10
12:00	39.70	63.60	24.90	65.80	15.30	95.90
12:15	37.80	60.40	25.10	66.00	15.30	98.60
12:30	37.40	66.50	25.00	65.90	15.10	99.20
12:45	38.50	65.00	25.80	65.40	15.40	99.50
13:00	39.30	64.90	24.90	66.10	15.40	99.80
13:15	38.40	66.00	25.70	67.90	15.40	94.20
13:30	40.20	59.90	25.00	65.60	15.70	99.10
13:45	41.50	62.60	25.30	64.30	15.70	98.70
14:00	39.60	63.50	25.20	66.10	15.80	97.00
14:15	38.10	64.20	25.40	65.00	14.10	99.30
14:30	38.40	66.50	25.50	63.80	14.40	99.40
14:45	39.60	64.00	24.90	68.70	15.90	98.70
15:00	39.00	65.30	25.70	66.00	15.40	99.60
15:15	39.30	63.90	25.40	62.40	14.60	98.00
15:30	38.10	66.40	25.20	68.10	15.10	99.20
15:45	37.50	65.50	25.10	67.40	15.00	99.10
16:00	37.50	61.20	25.10	65.40	15.10	98.60

ตาราง 6 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นก่อนติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่อุณหภูมิ 25°C ความเร็วลม 2.5 m/s

Time	Outdoor		Point 1		Point 4	
	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)
8:00	31.60	59.30	25.20	74.30	14.90	99.40
8:15	32.00	65.00	25.40	71.90	15.20	99.60
8:30	33.30	65.30	25.50	73.90	15.70	99.00
8:45	34.90	61.20	24.60	73.40	13.20	98.50
9:00	34.20	64.10	24.70	71.60	12.90	97.30
9:15	34.80	58.30	25.40	70.00	12.80	95.00
9:30	34.90	54.60	24.70	73.10	13.10	99.60
9:45	35.40	50.40	24.80	73.20	13.30	98.80
10:00	35.50	61.00	25.40	68.70	13.90	99.60
10:15	36.40	60.00	24.70	71.20	13.70	89.60
10:30	35.40	57.70	25.20	66.60	14.40	98.10
10:45	37.40	57.50	25.20	66.60	14.20	97.50
11:00	38.70	54.50	24.90	65.70	14.60	99.00
11:15	38.90	57.10	25.30	63.70	14.70	99.90
11:30	38.30	61.70	25.30	62.90	14.60	99.00
11:45	41.40	54.90	25.20	60.90	14.80	99.40
12:00	40.20	57.90	25.00	61.90	14.90	98.70
12:15	39.80	51.90	25.20	59.80	14.90	99.10
12:30	40.10	57.80	25.50	57.80	15.30	94.00
12:45	41.50	56.40	24.80	59.80	15.30	99.20
13:00	41.80	55.20	25.10	60.80	14.90	99.90
13:15	39.40	56.40	25.30	59.90	14.40	99.80
13:30	40.90	48.20	25.30	67.00	15.90	98.60
13:45	41.10	52.90	25.20	64.50	15.60	99.90
14:00	41.70	49.70	25.10	64.90	16.80	99.30
14:15	39.10	53.30	25.30	65.80	16.30	99.50
14:30	38.40	56.20	25.50	57.20	15.60	99.40
14:45	39.60	51.80	25.00	67.70	16.10	99.30
15:00	39.00	50.90	25.50	64.40	16.60	99.20
15:15	39.30	51.10	25.20	59.20	15.80	99.70
15:30	38.10	57.00	24.80	62.20	16.30	99.20
15:45	37.50	53.10	24.70	62.10	15.20	99.70
16:00	37.50	53.60	25.00	61.90	15.30	94.00

ตาราง 7 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-22
และความเร็วลม 1.5 m/s

Time	Outdoor		Point 1		Point 2		Point 3		Point 4	
	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)
8:00	28.00	84.50	25.80	57.71	23.70	63.19	11.30	98.18	15.80	85.34
8:15	28.40	81.00	25.30	60.65	23.80	63.00	11.30	99.85	16.00	84.61
8:30	30.00	74.70	24.70	61.45	23.80	63.24	10.80	99.47	16.00	83.20
8:45	29.00	78.40	24.10	58.45	23.70	59.11	11.70	99.46	15.10	82.10
9:00	29.30	78.50	25.30	51.76	23.10	66.85	11.80	98.38	13.20	84.22
9:15	29.60	76.60	25.00	56.35	23.80	64.21	11.10	99.05	14.30	84.19
9:30	29.30	80.60	25.30	51.71	23.80	57.05	12.10	99.32	16.00	81.74
9:45	30.30	72.90	24.30	63.56	22.20	69.16	11.30	98.18	15.80	85.34
10:00	29.90	79.50	24.70	57.65	22.80	74.66	13.60	99.73	15.40	81.75
10:15	30.30	74.90	25.00	53.97	23.70	54.90	11.00	99.50	14.10	82.06
10:30	31.90	71.20	25.60	52.65	23.40	64.88	11.40	99.35	14.80	81.66
10:45	30.50	76.30	25.30	52.22	23.20	65.44	11.90	96.78	14.20	80.19
11:00	30.20	74.80	25.00	54.75	23.40	69.71	12.30	98.90	13.20	79.25
11:15	31.70	69.20	25.30	53.02	22.60	67.46	12.80	99.16	14.20	79.25
11:30	33.30	65.80	24.40	54.52	21.50	67.42	11.60	98.44	14.30	80.28
11:45	31.40	69.00	25.70	53.28	23.10	64.40	11.20	96.82	13.60	77.68
12:00	31.90	66.80	25.20	51.73	22.30	65.55	12.40	98.53	13.30	77.96
12:15	32.90	61.50	25.60	49.79	22.80	64.33	10.90	97.34	13.20	79.28
12:30	33.00	63.90	25.10	49.83	22.10	62.88	10.30	98.98	13.80	75.97
12:45	34.20	59.50	24.60	48.20	21.80	61.76	10.10	98.12	14.60	74.93
13:00	34.80	55.60	24.90	48.87	21.80	61.76	10.10	98.21	14.50	75.75
13:15	34.20	56.20	24.90	48.46	22.10	61.22	10.00	99.01	14.70	81.04
13:30	35.40	57.10	25.10	48.97	22.20	61.32	11.10	99.05	14.70	80.89
13:45	34.20	59.50	25.50	50.29	22.60	60.89	11.00	98.09	15.20	78.30
14:00	34.30	54.70	25.50	49.12	23.10	58.99	11.00	99.03	15.30	79.31
14:15	33.20	61.10	25.10	49.45	22.60	58.48	12.30	99.47	14.70	78.89
14:30	31.90	65.60	24.30	53.52	22.00	57.85	11.50	97.29	13.90	79.03
14:45	32.30	64.00	26.00	52.04	23.50	63.33	11.50	98.33	13.70	77.79
15:00	32.30	62.80	25.30	55.08	22.80	62.70	11.30	99.47	12.80	79.86
15:15	30.40	64.50	25.20	55.04	23.30	63.95	11.20	98.16	12.70	83.66
15:30	28.40	67.70	25.00	62.64	24.70	63.45	10.20	98.74	16.90	78.62
15:45	26.10	80.80	24.80	64.18	23.70	60.09	10.20	99.57	17.20	79.94
16:00	26.10	83.90	24.60	58.15	23.40	58.26	10.70	99.82	17.00	86.07

ตาราง 8 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-22
และความเร็วลม 2.0 m/s

Time	Outdoor		Point 1		Point 2		Point 3		Point 4	
	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)
8:00	29.90	74.70	25.30	51.25	22.60	61.07	12.00	99.57	15.20	83.05
8:15	29.90	74.70	25.40	51.86	22.70	70.05	11.90	97.34	15.20	82.27
8:30	31.60	63.50	25.40	57.26	22.70	62.36	11.00	97.17	15.70	81.86
8:45	31.10	66.90	25.30	57.69	23.60	56.84	11.10	97.56	15.90	81.40
9:00	31.70	66.70	25.20	55.61	23.50	60.76	13.30	97.42	16.00	83.11
9:15	31.60	63.50	25.50	58.34	22.80	71.44	12.20	98.07	16.10	83.94
9:30	31.80	64.30	25.20	54.53	22.50	67.53	12.40	99.82	15.70	81.86
9:45	31.50	65.90	24.80	55.59	22.10	64.60	11.10	98.31	15.30	80.62
10:00	33.10	58.20	25.20	56.47	23.10	57.54	11.00	99.09	15.30	82.62
10:15	32.50	60.60	25.60	57.00	22.90	64.08	11.50	97.35	15.10	82.21
10:30	33.10	60.40	25.80	55.08	23.10	63.11	11.50	99.35	15.20	80.52
10:45	33.60	58.50	25.70	54.99	23.00	68.01	11.50	98.35	15.00	81.23
11:00	34.30	56.90	25.40	54.72	22.70	67.73	11.10	98.97	14.60	80.86
11:15	34.50	53.20	25.30	51.04	22.60	58.08	11.30	97.14	14.50	81.67
11:30	35.00	61.20	25.10	55.15	22.40	68.16	11.30	98.59	14.20	82.31
11:45	33.80	59.80	25.30	53.22	22.60	66.19	11.10	99.91	14.50	78.96
12:00	35.90	51.80	25.10	51.63	22.40	64.56	10.80	99.61	14.10	79.47
12:15	33.70	56.40	24.60	53.25	21.90	66.21	11.60	99.40	13.90	79.27
12:30	35.90	47.80	24.10	54.21	21.40	65.17	10.20	99.00	13.50	78.86
12:45	36.60	54.90	25.00	51.53	22.30	64.45	10.80	97.64	14.20	77.75
13:00	36.20	48.10	25.30	52.52	22.60	65.48	11.10	98.97	14.40	80.67
13:15	34.50	53.20	25.00	52.23	22.30	64.17	10.80	99.70	14.20	79.56
13:30	38.30	46.10	25.40	52.62	22.70	65.58	11.30	98.15	14.50	79.86
13:45	35.00	48.50	25.50	52.72	22.80	65.68	11.20	99.07	14.50	79.86
14:00	37.10	45.00	25.00	53.64	22.30	63.61	10.80	98.77	14.30	78.76
14:15	37.70	37.50	25.20	52.43	22.50	65.38	11.10	97.95	14.50	78.06
14:30	36.40	45.80	25.00	54.35	22.30	67.14	11.10	98.97	14.30	80.57
14:45	36.10	48.50	24.40	52.34	21.70	65.27	10.50	99.32	13.60	79.89
15:00	36.40	44.90	25.20	53.83	22.50	66.81	11.30	97.14	14.60	79.96
15:15	37.20	40.50	24.90	59.34	22.20	62.20	11.70	99.56	14.90	78.47
15:30	35.90	45.40	25.60	50.20	22.90	58.20	11.70	97.56	15.00	79.45
15:45	35.70	45.20	25.40	53.11	22.80	60.11	11.50	98.35	14.70	80.05
16:00	35.50	43.50	24.40	50.50	21.70	59.47	10.70	97.53	13.90	80.19

ตาราง 9 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-22
และความเร็วลม 2.5 m/s

Time	Outdoor		Point 1		Point 2		Point 3		Point 4	
	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)
8:00	28.40	81.00	25.80	56.44	22.90	66.22	12.00	97.85	15.50	79.65
8:15	28.40	80.30	25.50	56.05	22.60	72.23	13.10	99.31	15.30	77.61
8:30	29.80	75.30	25.90	56.61	23.00	67.52	13.40	98.99	16.40	84.79
8:45	29.10	79.10	25.90	56.29	23.00	67.65	13.50	99.09	16.00	83.67
9:00	29.80	75.30	24.80	52.50	22.30	54.51	10.10	99.92	14.50	85.15
9:15	31.10	70.10	25.60	50.15	22.70	56.51	10.00	99.79	14.70	83.45
9:30	30.80	69.30	25.80	53.03	22.90	57.97	10.60	99.46	14.90	84.55
9:45	30.40	72.30	25.30	53.95	22.40	60.86	10.10	97.01	14.50	82.34
10:00	30.60	74.40	25.70	49.65	21.00	59.45	10.20	99.03	14.70	82.53
10:15	31.10	71.40	25.70	53.28	22.80	57.38	10.10	99.92	14.60	84.30
10:30	32.20	66.40	26.10	53.05	21.20	66.83	10.50	98.35	15.00	82.80
10:45	31.50	67.80	24.80	50.62	21.90	62.36	12.00	99.85	15.50	79.65
11:00	30.50	70.40	24.30	51.70	21.40	62.45	10.60	97.60	15.20	81.16
11:15	30.80	71.80	25.60	53.80	22.70	59.83	9.50	98.53	13.50	83.31
11:30	33.30	67.60	25.10	51.98	22.20	56.89	9.50	97.27	13.90	81.77
11:45	34.70	65.00	25.50	51.26	22.60	59.46	10.60	99.48	14.20	81.12
12:00	33.90	61.60	25.50	54.12	22.60	62.96	10.40	98.58	14.50	81.41
12:15	33.40	70.70	24.40	60.29	21.50	73.00	12.60	99.58	16.00	75.78
12:30	35.40	57.10	24.50	58.37	21.60	68.09	12.10	99.97	15.70	78.08
12:45	33.50	67.20	25.00	56.53	22.10	63.04	11.20	99.88	15.90	79.16
13:00	35.30	63.10	25.50	54.60	22.60	64.56	12.20	98.65	16.10	77.62
13:15	35.30	60.90	25.80	48.58	22.90	74.30	14.50	99.34	17.10	73.61
13:30	34.50	58.10	25.30	50.31	22.40	72.05	13.50	99.52	16.50	77.17
13:45	33.60	60.20	25.00	48.60	22.10	62.29	11.00	98.05	14.60	78.87
14:00	34.60	59.80	24.70	49.80	21.80	67.52	10.90	99.06	15.30	80.36
14:15	33.80	57.60	25.00	55.44	22.10	64.07	11.80	99.70	15.90	75.68
14:30	34.00	56.60	24.30	58.71	21.40	66.39	10.40	99.41	15.00	78.25
14:45	33.80	57.60	25.70	48.92	20.80	64.58	9.90	99.80	14.30	79.36
15:00	32.60	58.30	25.20	50.96	22.30	59.71	9.20	99.91	13.80	79.78
15:15	32.30	61.60	25.50	49.86	22.60	59.46	10.50	99.11	13.30	83.19
15:30	33.60	55.80	25.20	52.42	22.30	68.22	12.10	99.68	12.60	83.45
15:45	33.30	56.60	25.70	49.41	22.80	55.93	9.80	99.68	14.40	77.62
16:00	34.20	52.50	25.30	50.24	22.40	55.80	9.50	97.27	14.20	78.33

ตาราง 10 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-
134a และความเร็วลม 1.5 m/s

Time	Outdoor		Point 1		Point 2		Point 3		Point 4	
	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)
8:00	28.40	79.60	25.10	59.47	21.80	68.91	11.90	99.85	15.70	78.99
8:15	29.20	91.20	25.90	57.37	22.80	70.23	11.10	99.69	12.60	81.13
8:30	30.40	89.70	25.40	57.41	22.40	70.03	11.00	99.00	16.00	80.08
8:45	30.80	84.50	25.60	51.48	22.80	68.65	11.30	99.11	13.00	80.15
9:00	30.20	75.00	25.20	56.54	22.20	69.12	9.00	99.08	12.50	87.56
9:15	31.80	87.50	25.40	49.60	22.50	69.28	8.90	99.93	13.00	85.34
9:30	31.20	82.70	24.80	60.86	21.80	66.49	12.90	98.90	17.00	80.88
9:45	31.10	79.10	25.00	57.11	21.60	65.57	12.70	98.00	16.70	79.99
10:00	32.10	80.60	25.40	48.83	22.30	66.00	8.50	99.13	11.50	89.60
10:15	30.90	67.40	25.10	54.13	21.90	64.17	8.10	99.23	11.30	88.74
10:30	30.70	74.40	25.70	39.44	22.00	62.66	11.60	99.73	12.50	80.68
10:45	30.70	74.40	24.90	39.54	21.30	62.16	9.60	99.09	12.70	80.35
11:00	30.80	68.00	25.90	49.14	22.40	63.71	9.60	98.36	10.50	77.10
11:15	31.80	64.90	25.30	46.54	21.70	59.31	9.00	99.89	10.30	75.21
11:30	30.70	69.20	25.10	54.66	21.40	59.08	8.80	99.18	13.40	88.61
11:45	30.10	77.50	25.50	54.01	22.00	61.10	9.90	99.90	14.50	72.35
12:00	30.10	76.10	25.20	43.47	21.90	61.02	11.60	98.86	14.00	77.07
12:15	30.70	73.80	25.90	54.48	22.70	65.46	8.10	99.46	14.20	78.06
12:30	30.10	78.20	25.30	55.79	22.40	66.85	8.20	98.14	12.80	84.16
12:45	32.80	65.50	25.00	54.88	22.10	68.27	10.30	99.00	17.10	83.52
13:00	31.00	72.60	24.80	57.19	22.00	68.21	10.30	98.00	16.90	84.34
13:15	32.10	65.70	25.00	57.26	22.20	69.12	10.60	99.12	17.30	82.71
13:30	32.80	62.60	24.80	56.39	21.90	68.16	8.60	99.61	13.70	81.18
13:45	30.10	76.10	25.00	52.52	22.10	66.67	9.90	97.87	15.30	83.78
14:00	30.70	73.80	25.50	51.21	22.30	65.21	12.60	99.00	17.20	78.28
14:15	30.10	78.20	25.00	53.07	22.00	66.61	9.20	99.40	12.60	78.30
14:30	32.80	65.50	25.00	59.68	22.10	67.47	9.90	98.86	15.00	89.01
14:45	31.00	72.60	25.70	55.17	22.60	67.75	12.00	99.00	16.60	77.60
15:00	32.10	65.70	25.40	57.41	22.30	68.38	8.50	99.23	12.90	85.86
15:15	32.80	62.60	24.80	48.19	21.30	63.76	12.30	99.00	14.70	79.85
15:30	32.30	92.00	25.60	52.03	22.30	62.86	8.40	99.59	11.50	86.74
15:45	32.90	73.30	25.50	45.16	22.10	61.95	10.20	98.00	16.00	74.86
16:00	30.40	71.00	24.50	53.74	21.00	61.14	10.00	99.84	15.80	73.11

ตาราง 11 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-
134a และความเร็วลม 2.0 m/s

Time	Outdoor		Point 1		Point 2		Point 3		Point 4	
	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)
8:00	29.60	67.84	25.10	62.33	22.00	68.85	11.20	97.90	16.50	89.18
8:15	30.40	64.53	25.50	61.87	22.20	69.76	11.20	99.39	16.30	85.28
8:30	30.30	66.37	25.60	62.68	22.20	71.30	11.20	98.55	16.00	87.89
8:45	31.00	64.33	25.60	61.94	22.30	69.84	12.40	99.36	15.90	87.08
9:00	31.40	62.16	25.40	63.29	22.30	68.32	12.50	98.76	16.10	85.28
9:15	31.80	61.25	24.40	65.06	22.20	69.00	11.60	99.98	15.80	85.28
9:30	31.70	61.77	25.20	55.89	22.60	67.05	11.00	99.85	15.90	86.28
9:45	31.10	66.89	25.40	59.06	22.10	68.17	11.00	99.72	15.60	82.28
10:00	32.30	66.42	25.20	59.66	22.00	67.33	11.40	99.41	15.40	82.97
10:15	32.00	63.80	24.90	55.95	21.50	67.70	10.00	98.02	15.00	85.26
10:30	32.60	62.42	25.20	60.17	20.90	68.00	10.00	99.52	14.50	80.49
10:45	31.50	67.78	25.10	49.28	20.80	64.01	8.90	99.01	13.40	76.13
11:00	30.80	68.00	25.30	50.18	21.10	63.51	9.40	99.74	13.60	75.49
11:15	31.80	64.90	25.20	48.40	21.30	62.18	10.10	98.15	13.60	73.49
11:30	30.70	69.20	25.20	48.68	20.90	61.79	9.00	99.86	13.20	78.82
11:45	30.10	77.50	25.40	47.50	21.00	61.89	9.00	99.75	13.30	78.86
12:00	33.30	58.30	25.30	47.40	20.90	61.79	9.10	99.94	13.40	74.30
12:15	33.20	59.90	25.20	46.60	20.90	60.27	9.90	98.34	13.20	76.96
12:30	34.20	56.80	25.60	47.71	21.20	62.08	9.10	98.18	14.20	76.27
12:45	36.80	48.10	24.90	47.34	21.70	60.31	9.30	99.34	14.10	74.65
13:00	34.10	68.11	25.40	46.66	21.50	61.61	9.40	99.95	13.90	77.27
13:15	34.40	65.94	25.40	46.66	21.60	60.22	9.50	99.81	13.80	79.97
13:30	35.40	61.49	25.30	47.23	21.50	60.12	10.50	98.81	14.20	76.27
13:45	34.80	62.76	25.50	45.31	21.50	59.37	9.20	99.80	13.60	76.22
14:00	35.70	66.13	25.40	45.31	21.50	59.37	9.50	99.53	13.60	73.49
14:15	36.00	63.53	25.20	46.60	20.90	59.51	9.20	99.50	13.10	74.14
14:30	34.50	65.42	25.00	46.38	20.70	59.31	8.40	99.31	12.90	74.96
14:45	33.70	59.74	24.60	64.13	21.50	75.55	10.40	98.55	15.90	84.46
15:00	34.90	61.71	25.10	68.41	22.00	75.06	11.20	99.70	16.20	85.48
15:15	32.60	66.01	25.40	66.34	22.20	77.54	12.60	99.04	15.80	86.30
15:30	34.70	56.08	25.40	64.34	22.30	76.02	11.10	97.10	16.90	84.65
15:45	35.80	47.72	24.90	63.86	21.80	74.94	11.10	98.21	17.20	87.29
16:00	32.90	61.46	24.60	68.92	21.50	74.75	11.40	99.36	16.90	87.28

ตาราง 12 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-
134a และความเร็วลม 2.5 m/s

Time	Outdoor		Point 1		Point 2		Point 3		Point 4	
	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)
8:00	26.50	87.90	25.50	59.68	23.50	65.61	12.00	99.29	16.80	84.11
8:15	26.80	86.40	24.80	62.61	23.60	61.79	10.40	97.94	16.90	84.29
8:30	27.10	82.00	25.00	61.07	23.60	61.50	10.60	99.83	17.30	81.00
8:45	28.40	75.30	25.20	61.39	23.50	83.37	13.30	99.12	15.80	84.00
9:00	27.50	80.60	24.80	64.00	23.00	63.54	10.30	99.26	16.40	83.04
9:15	27.80	78.60	25.30	61.58	23.40	76.89	13.00	99.89	17.90	86.39
9:30	27.70	79.30	25.40	62.16	23.20	74.72	10.40	99.52	16.90	87.22
9:45	28.00	78.70	24.90	61.26	22.60	66.37	10.10	97.78	16.70	83.87
10:00	29.60	69.20	25.80	57.35	22.60	75.11	13.10	99.36	16.90	87.61
10:15	30.10	68.80	25.70	60.16	23.50	85.10	12.70	99.00	14.80	97.60
10:30	30.10	69.50	25.70	63.72	23.20	82.38	12.80	97.11	15.50	94.88
10:45	30.20	68.20	25.00	56.11	22.90	58.28	9.90	99.90	16.50	83.78
11:00	29.80	72.60	25.30	60.03	23.00	59.17	9.90	97.67	16.80	77.67
11:15	29.70	71.20	25.80	53.08	23.10	66.70	10.30	98.95	15.40	79.20
11:30	29.40	73.70	24.50	53.97	21.60	64.78	8.70	98.83	16.20	78.28
11:45	32.50	64.70	24.90	54.54	21.50	64.13	9.00	98.08	14.40	76.63
12:00	29.20	73.00	24.50	52.00	21.60	64.67	8.70	99.76	13.90	77.17
12:15	30.20	68.90	24.70	54.39	21.50	64.13	9.00	98.08	14.80	81.63
12:30	30.00	68.10	24.40	50.44	20.60	64.49	8.40	99.61	12.90	76.99
12:45	30.90	69.30	24.70	49.26	21.40	66.45	8.70	98.83	13.70	78.95
13:00	30.70	67.90	25.10	48.91	21.00	66.51	9.00	99.91	14.30	82.01
13:15	30.30	67.70	24.50	50.53	20.50	65.34	8.30	99.44	12.80	77.84
13:30	32.00	66.80	24.90	50.17	21.50	64.67	8.70	98.69	13.80	77.17
13:45	33.00	69.30	25.40	48.48	21.20	64.61	9.10	98.88	14.00	77.11
14:00	34.30	55.20	25.70	47.36	21.40	65.83	10.40	99.94	13.70	78.33
14:15	32.50	56.00	25.20	48.30	21.30	62.20	8.80	99.54	13.60	74.70
14:30	31.00	64.30	25.30	47.68	21.50	63.35	9.00	99.76	13.80	75.85
14:45	30.80	62.90	25.50	46.47	21.50	63.56	10.00	99.91	13.80	76.06
15:00	31.40	64.60	25.50	43.09	22.20	64.98	9.80	99.67	13.50	77.48
15:15	32.00	59.60	25.20	46.18	20.60	66.85	9.70	99.62	12.90	77.35
15:30	31.80	64.30	25.20	44.09	20.40	68.01	9.40	98.33	12.70	77.51
15:45	30.70	67.30	25.00	44.58	20.20	61.62	8.20	99.30	12.50	74.12
16:00	31.70	61.20	24.90	45.18	20.20	59.76	8.20	99.34	12.50	75.26

ตาราง 13 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-410a
และความเร็วลม 1.5 m/s

Time	Outdoor		Point 1		Point 2		Point 3		Point 4	
	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)
8:00	27.80	84.50	26.10	50.54	24.20	60.24	12.00	95.56	14.20	86.64
8:15	27.30	79.10	25.20	61.20	24.30	61.02	13.80	99.87	14.70	83.90
8:30	30.30	62.60	24.10	59.06	21.20	79.64	13.10	99.13	13.90	83.76
8:45	29.00	74.20	25.90	53.23	23.30	79.03	11.70	99.21	14.70	84.69
9:00	28.20	78.80	24.80	58.27	23.00	78.07	11.40	99.50	15.00	82.15
9:15	28.10	77.30	25.20	61.48	22.90	74.93	12.80	99.55	14.50	84.22
9:30	28.60	76.80	24.70	53.59	22.30	69.12	12.90	99.19	15.00	79.26
9:45	30.00	69.40	25.60	46.67	22.50	57.61	10.90	99.00	13.20	80.83
10:00	29.10	75.60	24.90	61.23	22.80	72.57	11.00	99.85	13.80	93.07
10:15	30.30	68.90	24.80	48.14	22.70	70.23	10.10	91.94	15.20	78.45
10:30	29.80	74.00	24.90	49.91	22.40	64.74	11.20	99.28	15.50	79.35
10:45	30.10	72.80	25.60	50.81	22.30	79.07	11.00	99.01	16.20	78.74
11:00	31.50	64.70	24.90	44.49	20.80	61.49	9.30	97.80	13.00	79.44
11:15	31.00	70.70	25.20	44.86	21.10	61.84	9.60	99.17	13.30	84.08
11:30	32.30	67.60	24.10	64.29	22.30	67.61	9.00	98.77	15.00	82.33
11:45	32.60	66.00	25.10	49.12	21.00	57.96	9.10	99.33	13.00	81.63
12:00	32.20	66.40	25.60	47.33	21.90	61.25	9.20	99.67	14.10	82.60
12:15	31.20	65.70	25.70	55.56	20.60	57.45	11.70	93.66	15.10	76.35
12:30	31.50	72.20	25.80	39.17	21.00	61.71	12.20	99.06	13.70	80.63
12:45	31.50	67.80	25.70	50.56	20.70	57.58	12.90	97.56	14.80	78.14
13:00	34.10	62.30	25.70	44.82	21.80	60.40	12.10	99.62	13.90	81.37
13:15	32.30	69.50	25.50	47.38	21.30	56.85	9.40	99.06	13.10	79.54
13:30	31.00	69.40	25.20	49.32	21.20	55.99	9.20	97.74	13.10	76.30
13:45	32.30	71.40	25.80	48.60	21.70	58.08	9.70	99.23	13.60	81.09
14:00	31.70	67.90	24.10	56.14	22.30	58.80	10.20	99.50	14.10	80.50
14:15	32.40	64.70	24.40	57.15	22.50	59.03	10.00	97.35	14.30	81.72
14:30	32.10	65.70	24.60	51.66	22.50	58.32	9.20	99.65	14.40	81.81
14:45	32.90	60.30	25.40	45.77	22.90	67.38	11.20	99.19	15.50	72.12
15:00	32.00	64.40	24.80	51.14	22.60	64.94	9.90	91.41	15.50	78.74
15:15	32.90	61.50	26.40	56.90	24.00	69.15	12.10	94.33	15.40	79.19
15:30	36.70	44.70	24.60	58.06	23.30	69.43	12.90	99.08	14.20	80.10
15:45	31.80	66.10	25.60	52.14	23.50	70.17	10.40	94.13	14.50	76.78
16:00	32.40	62.90	26.20	53.99	23.70	66.73	11.80	99.54	14.90	81.94

ตาราง 14 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-
410a และความเร็วลม 2.0 m/s

Time	Outdoor		Point 1		Point 2		Point 3		Point 4	
	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)
8:00	26.80	85.70	25.30	57.83	23.40	78.86	12.10	99.64	15.70	91.02
8:15	27.80	84.50	25.20	65.00	22.90	79.74	12.70	98.55	14.80	91.94
8:30	25.60	90.90	27.00	55.63	24.10	87.32	11.10	98.74	15.60	88.56
8:45	26.30	85.50	25.00	45.91	21.70	70.46	9.90	99.47	13.20	79.12
9:00	27.10	82.00	25.20	46.36	21.90	63.80	9.30	97.73	12.40	83.70
9:15	28.30	76.70	24.70	51.18	22.10	65.46	9.30	98.97	14.20	79.26
9:30	29.60	67.80	24.10	53.83	21.60	68.90	9.70	98.73	13.20	80.23
9:45	29.10	70.20	24.90	48.97	22.20	63.58	9.70	99.80	13.00	81.08
10:00	30.50	62.10	25.30	46.36	21.60	68.20	9.90	99.73	13.20	81.35
10:15	31.60	57.50	25.40	47.30	21.60	67.50	10.00	99.82	13.20	82.48
10:30	30.20	67.60	24.60	52.31	21.90	67.23	10.10	99.91	13.50	79.55
10:45	30.30	66.40	24.60	51.67	21.90	67.23	10.00	97.06	14.10	81.49
11:00	31.20	62.00	24.90	50.85	22.20	65.61	10.10	99.14	13.40	80.52
11:15	33.30	55.50	24.90	50.85	22.10	66.15	10.10	99.00	13.50	80.65
11:30	35.20	55.40	25.00	49.75	22.20	64.93	10.10	99.14	13.50	81.76
11:45	35.50	56.70	24.80	51.97	22.20	64.93	10.30	99.31	13.60	81.90
12:00	32.50	72.10	25.40	50.99	22.50	66.05	10.60	98.34	14.10	79.31
12:15	32.30	71.40	25.30	50.22	22.50	64.70	10.50	99.05	13.80	81.07
12:30	32.60	69.70	25.60	50.06	22.60	66.19	10.70	98.63	14.10	81.47
12:45	33.80	66.20	25.40	49.75	22.50	64.70	10.50	97.47	13.80	83.26
13:00	33.50	64.80	25.80	48.54	22.80	64.48	10.50	97.47	14.10	80.39
13:15	32.90	64.40	25.30	49.60	22.50	63.37	10.20	99.00	13.70	77.65
13:30	33.30	67.60	25.70	48.99	22.70	65.00	10.50	97.47	13.90	83.39
13:45	32.90	68.00	26.20	48.56	23.20	65.41	11.00	97.87	14.40	80.80
14:00	32.70	61.90	26.60	46.82	23.50	64.19	10.60	99.27	14.90	78.33
14:15	31.70	63.60	25.90	49.30	23.20	64.10	10.80	97.71	14.10	81.47
14:30	32.60	57.20	26.00	47.65	23.00	64.11	10.80	99.31	14.20	80.53
14:45	31.70	61.20	25.60	48.22	22.70	63.01	10.50	99.05	13.70	82.03
15:00	31.30	61.50	25.50	48.68	22.60	63.52	9.30	99.08	13.80	81.07
15:15	31.40	60.30	25.30	48.36	22.40	63.21	9.10	99.14	13.50	81.76
15:30	33.30	51.10	25.00	49.12	22.30	63.06	9.30	98.59	13.50	78.45
15:45	31.60	58.10	25.00	47.26	22.20	62.91	9.30	99.59	13.30	81.49
16:00	31.40	58.60	24.60	48.48	21.80	62.28	9.60	98.21	13.10	78.97

ตาราง 15 ผลการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-410a
และความเร็วลม 2.5 m/s

Time	Outdoor		Point 1		Point 2		Point 3		Point 4	
	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)	(°Cdb)	(%RH)
8:00	27.60	83.60	25.20	50.23	23.40	72.23	11.40	99.39	15.90	86.39
8:15	26.80	85.70	25.10	47.40	21.70	74.31	12.00	99.40	16.20	75.40
8:30	27.80	84.50	25.90	54.03	23.90	81.79	10.20	97.36	15.60	83.36
8:45	32.00	58.40	25.90	55.31	22.40	70.02	11.00	97.24	15.90	83.24
9:00	29.20	73.00	25.10	48.76	23.10	72.81	9.00	98.40	14.70	79.40
9:15	27.60	83.60	24.60	53.58	23.40	72.23	11.40	99.39	17.20	76.39
9:30	28.40	80.30	25.00	53.23	23.10	68.98	8.30	96.35	16.70	72.35
9:45	29.00	74.90	24.80	55.37	23.30	67.62	14.10	98.12	15.90	78.12
10:00	28.50	78.90	25.20	50.76	23.10	70.50	7.80	98.92	16.50	79.92
10:15	31.10	64.40	25.30	49.70	22.80	64.23	11.50	97.73	13.90	83.73
10:30	29.20	73.60	25.50	54.71	23.10	68.98	8.60	99.03	16.20	78.03
10:45	29.90	74.00	25.50	54.07	23.00	62.92	11.30	99.45	15.90	85.45
11:00	31.40	62.80	25.80	43.25	23.20	63.82	11.00	98.35	11.70	86.35
11:15	32.30	59.80	24.80	52.25	23.80	65.05	11.00	99.30	12.00	86.30
11:30	30.00	74.70	25.90	52.15	23.80	65.05	8.10	99.20	13.70	87.20
11:45	30.20	76.90	25.70	44.37	23.60	64.16	7.80	96.31	13.70	82.31
12:00	30.80	71.80	25.30	53.39	23.50	61.89	8.00	99.56	13.80	81.56
12:15	30.80	71.20	25.20	51.62	23.40	63.26	8.00	99.40	13.80	77.40
12:30	32.30	65.20	25.50	44.46	23.30	67.54	11.90	96.74	11.80	82.74
12:45	31.80	70.50	25.30	46.15	23.30	67.54	12.20	97.66	11.50	83.66
13:00	36.00	46.90	25.70	50.49	22.60	65.24	12.00	98.40	12.60	84.40
13:15	31.40	71.50	25.20	50.00	22.60	57.41	8.20	99.32	11.80	86.32
13:30	31.10	66.90	25.60	45.39	20.60	66.98	8.20	98.29	11.80	84.29
13:45	31.00	70.70	25.10	50.96	22.00	56.79	7.90	99.21	12.30	83.21
14:00	32.90	59.10	25.50	49.22	21.10	59.85	8.20	99.91	12.80	83.91
14:15	32.90	58.60	25.80	46.70	20.60	62.21	10.30	98.34	13.00	82.34
14:30	31.10	70.10	25.90	49.05	23.10	62.27	10.30	98.36	13.10	79.36
14:45	31.60	63.50	25.50	47.62	20.00	60.70	10.20	99.41	12.20	78.41
15:00	31.10	70.10	25.40	47.08	22.70	64.15	10.10	99.45	14.20	78.45
15:15	32.60	66.00	25.20	43.76	23.00	62.92	10.10	98.45	14.10	81.45
15:30	32.30	65.80	25.90	51.52	21.20	65.18	11.20	97.32	13.90	83.32
15:45	31.50	67.80	25.90	46.66	19.80	68.91	11.20	99.59	13.80	82.59
16:00	33.30	60.60	25.50	50.88	22.70	68.17	12.00	97.64	15.60	83.64

ตาราง 16 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าก่อนติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของแบบ
แยกส่วน ที่ อุณหภูมิ 25°C ความเร็วลม 1.5 m/s

Time	Enthalpy of air (kJ/kg)		Power (W)
	Point 1	Point 4	
8:00	66.46	41.98	2.00
8:15	67.13	43.39	2.00
8:30	65.88	36.59	2.50
8:45	63.29	34.76	2.50
9:00	63.66	37.41	2.50
9:15	61.84	33.47	1.50
9:30	60.61	33.98	2.50
9:45	63.12	38.54	2.50
10:00	63.57	40.06	2.50
10:15	59.72	42.26	2.50
10:30	60.29	42.79	1.50
10:45	61.17	42.88	3.00
11:00	58.52	38.18	3.00
11:15	59.31	41.65	3.00
11:30	59.35	39.09	2.00
11:45	61.44	42.35	2.50
12:00	59.65	45.02	2.50
12:15	58.61	45.81	2.50
12:30	55.95	42.23	3.00
12:45	58.69	41.37	3.00
13:00	56.41	41.79	3.00
13:15	55.99	43.05	2.50
13:30	59.01	44.39	2.50
13:45	56.80	42.23	2.50
14:00	55.28	41.10	3.00
14:15	56.29	41.93	3.00
14:30	54.82	39.95	3.00
14:45	55.46	38.13	2.50
15:00	56.92	38.16	2.50
15:15	55.13	38.88	2.50
15:30	58.02	36.88	2.00
15:45	57.67	37.22	2.00
16:00	57.86	44.25	2.00

ตาราง 17 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าก่อนติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ อุณหภูมิ 25°C ความเร็วลม 2.0 m/s

Time	Enthalpy of air (kJ/kg)		Power (W)
	Point 1	Point 4	
8:00	61.91	37.01	2.50
8:15	60.81	33.05	2.50
8:30	61.17	34.30	2.50
8:45	59.15	35.70	2.00
9:00	61.94	33.26	3.00
9:15	58.41	38.61	3.00
9:30	55.15	38.32	2.00
9:45	58.48	37.60	1.50
10:00	58.55	39.98	1.50
10:15	54.82	38.88	2.00
10:30	54.85	41.95	2.00
10:45	57.46	44.13	2.00
11:00	59.24	41.38	3.00
11:15	63.19	42.51	3.00
11:30	62.81	40.75	3.00
11:45	58.48	40.13	3.50
12:00	58.12	41.71	3.50
12:15	58.84	42.46	2.50
12:30	58.48	42.07	2.50
12:45	60.69	42.99	2.50
13:00	58.28	43.08	2.50
13:15	61.73	41.50	2.00
13:30	58.32	43.73	2.00
13:45	58.56	43.61	2.00
14:00	59.20	43.41	2.00
14:15	59.24	39.36	3.50
14:30	58.90	40.20	3.50
14:45	59.61	44.18	3.00
15:00	60.70	43.02	3.00
15:15	57.86	40.37	2.00
15:30	60.24	42.07	2.00
15:45	59.57	41.76	3.00
16:00	58.53	41.90	2.00

ตาราง 18 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าก่อนติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ อุณหภูมิ 25°C ความเร็วลม 2.5 m/s

Time	Enthalpy of air (kJ/kg)		Power (W)
	Point 1	Point 4	
8:00	63.50	41.57	2.50
8:15	62.89	42.46	2.50
8:30	64.30	43.70	2.50
8:45	61.05	36.79	3.00
9:00	60.46	35.74	3.00
9:15	61.89	34.94	1.50
9:30	61.22	36.80	1.50
9:45	61.60	37.12	2.00
10:00	61.20	38.90	2.00
10:15	60.26	35.87	2.50
10:30	59.46	39.86	2.50
10:45	59.46	39.16	2.50
11:00	58.07	40.64	2.50
11:15	58.24	41.15	3.00
11:30	57.82	40.64	3.00
11:45	56.48	41.29	3.00
12:00	56.42	41.38	2.50
12:15	55.91	41.49	3.00
12:30	55.72	41.18	3.00
12:45	54.76	42.63	3.00
13:00	56.14	41.70	3.00
13:15	56.25	40.30	2.50
13:30	59.98	44.16	3.00
13:45	58.36	43.67	3.00
14:00	58.27	46.99	3.00
14:15	59.35	45.58	2.00
14:30	55.40	43.53	3.00
14:45	59.41	44.94	3.00
15:00	59.22	46.37	3.00
15:15	55.60	44.19	2.00
15:30	55.98	45.49	2.00
15:45	55.64	42.49	2.00
16:00	56.42	41.18	2.50

ตาราง 19 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-22
ความเร็วลม 1.5 m/s

Time	Enthalpy of air (kJ/kg)				Power (W)
	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4	
8:00	56.53	53.31	31.99	40.05	1.50
8:15	56.64	53.50	32.34	40.36	1.00
8:30	55.32	53.61	31.06	39.95	1.50
8:45	52.15	51.37	33.23	37.37	1.00
9:00	52.00	53.30	33.24	33.34	1.50
9:15	53.56	54.08	31.69	35.96	1.50
9:30	51.97	50.66	34.19	39.52	2.00
9:45	55.21	51.75	31.99	40.05	2.00
10:00	53.40	55.96	38.14	38.02	1.50
10:15	52.34	49.38	31.54	34.93	2.00
10:30	53.26	53.25	32.48	36.52	2.00
10:45	52.23	52.94	33.13	34.69	2.00
11:00	52.74	55.51	34.60	32.14	1.50
11:15	52.65	52.14	35.92	34.45	1.50
11:30	51.03	49.06	32.77	34.95	1.00
11:45	53.87	52.18	31.46	32.67	2.00
12:00	51.72	50.46	34.76	32.06	2.00
12:15	51.74	51.31	30.86	32.15	1.50
12:30	50.48	48.77	29.78	32.69	2.00
12:45	48.40	47.50	29.15	34.25	2.00
13:00	49.48	47.50	29.16	34.24	1.50
13:15	49.27	48.06	29.09	36.10	2.00
13:30	50.03	48.36	31.69	36.07	1.50
13:45	51.74	49.24	31.25	36.57	1.50
14:00	51.13	49.71	31.44	37.09	2.00
14:15	50.28	48.17	34.73	35.53	2.00
14:30	50.27	46.36	32.28	33.69	1.50
14:45	54.01	52.81	32.50	32.92	2.00
15:00	53.73	50.58	32.26	31.38	2.00
15:15	53.43	52.54	31.74	32.05	1.50
15:30	56.80	56.33	29.50	40.89	1.00
15:45	56.99	51.84	29.66	42.07	1.50
16:00	53.37	50.17	30.89	43.46	1.00

ตาราง 20 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-22
ความเร็วลม 2.0 m/s

Time	Enthalpy of air (kJ/kg)				Power (W)
	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4	
8:00	51.73	49.31	34.00	37.88	1.00
8:15	52.31	53.59	33.26	37.66	2.00
8:30	55.15	50.15	31.06	38.80	1.50
8:45	55.09	50.03	31.37	39.17	1.50
9:00	53.73	51.60	36.79	39.92	1.00
9:15	56.00	54.51	34.16	40.42	2.00
9:30	53.17	51.89	35.06	38.80	2.00
9:45	52.63	49.51	31.53	37.45	1.50
10:00	54.18	49.05	31.46	38.01	2.00
10:15	55.58	51.47	32.29	37.40	2.00
10:30	55.11	51.59	32.72	37.18	1.50
10:45	54.78	53.54	32.51	36.89	2.00
11:00	53.81	52.55	31.67	35.82	2.00
11:15	51.62	47.99	31.76	35.79	1.00
11:30	53.22	51.89	32.07	35.24	2.00
11:45	52.76	51.58	31.87	35.08	2.00
12:00	51.40	50.31	31.09	34.27	2.00
12:15	50.92	49.65	32.97	33.75	1.50
12:30	50.09	47.86	29.55	32.73	1.50
12:45	51.09	49.99	30.68	34.06	2.00
13:00	52.39	51.27	31.67	35.29	2.00
13:15	51.45	49.86	31.10	34.53	1.50
13:30	52.71	51.59	31.98	35.31	2.00
13:45	53.03	51.92	31.93	35.31	2.00
14:00	52.17	49.62	30.91	34.55	1.50
14:15	52.08	50.94	31.46	34.84	2.00
14:30	52.53	51.16	31.67	35.02	2.00
14:45	49.95	48.71	30.32	33.21	1.50
15:00	52.80	51.58	31.76	35.58	2.00
15:15	54.81	48.74	33.26	35.90	2.00
15:30	51.96	48.83	32.82	36.40	1.00
15:45	52.97	49.42	32.51	35.84	1.50
16:00	49.04	46.28	30.42	33.98	1.00

ตาราง 21 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-22
ความเร็วลม 2.5 m/s

Time	Enthalpy of air (kJ/kg)				Power (W)
	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4	
8:00	55.84	52.45	33.62	37.68	2.00
8:15	54.79	54.27	36.73	36.62	2.00
8:30	56.22	53.32	37.43	41.46	1.50
8:45	56.05	53.38	37.72	40.09	1.50
9:00	51.07	45.68	29.50	36.71	1.00
9:15	51.93	47.55	29.24	36.75	1.50
9:30	54.00	48.72	30.58	37.54	1.50
9:45	53.14	48.69	28.93	35.97	2.00
10:00	51.93	44.51	29.56	36.50	2.00
10:15	53.87	48.20	29.50	36.73	1.50
10:30	54.83	48.00	30.12	37.31	2.00
10:45	50.12	48.02	34.06	37.68	1.00
11:00	49.38	46.75	30.20	37.36	2.00
11:15	53.87	49.03	27.85	33.82	2.00
11:30	51.59	46.45	27.62	34.39	1.50
11:45	52.26	48.60	30.58	34.93	1.50
12:00	53.77	50.15	29.93	35.72	2.00
12:15	53.88	51.37	35.51	37.79	2.00
12:30	53.21	49.61	34.34	37.72	2.00
12:45	53.65	48.84	32.10	38.52	1.50
13:00	54.02	50.86	34.29	38.57	1.50
13:15	51.61	56.10	40.45	39.83	2.00
13:30	51.24	53.60	37.82	39.43	2.00
13:45	49.60	48.52	31.24	35.29	1.50
14:00	49.45	49.93	31.21	37.38	2.00
14:15	53.09	49.28	33.53	37.52	2.00
14:30	52.82	48.36	30.10	36.08	2.00
14:45	51.54	46.05	29.01	34.71	1.50
15:00	51.32	47.93	27.43	33.65	2.00
15:15	51.52	48.60	30.27	33.32	1.50
15:30	52.08	51.63	34.27	31.77	2.00
15:45	51.80	47.55	28.76	34.49	1.50
16:00	51.20	46.48	27.62	34.21	1.50

ตาราง 22 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-134a
ความเร็วลม 1.5 m/s

Time	Enthalpy of air (kJ/kg)				Power (W)
	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4	
8:00	55.45	50.51	33.81	37.98	1.50
8:15	56.63	53.96	31.82	31.23	1.00
8:30	55.23	52.71	31.44	39.04	1.50
8:45	52.64	53.25	32.18	31.90	1.50
9:00	54.22	51.74	26.83	32.48	1.50
9:15	51.13	52.67	26.76	33.14	1.00
9:30	55.30	49.49	36.12	41.84	2.00
9:45	53.95	48.56	35.40	40.79	2.00
10:00	50.72	50.66	25.73	30.62	1.00
10:15	52.69	48.78	24.88	29.98	2.00
10:30	46.50	48.41	33.05	30.90	1.50
10:45	44.76	46.37	28.19	31.28	1.50
11:00	52.17	49.94	28.05	25.85	2.00
11:15	49.28	46.22	26.98	25.07	2.00
11:30	52.96	45.36	26.40	34.89	1.00
11:45	53.71	47.74	29.03	33.34	1.50
12:00	47.45	47.45	32.86	33.43	2.00
12:15	55.06	51.54	24.92	34.14	2.00
12:30	54.10	51.31	24.91	32.39	1.50
12:45	52.81	51.08	29.78	42.93	2.00
13:00	53.44	50.78	29.59	42.65	2.00
13:15	54.03	51.74	30.51	43.21	1.50
13:30	53.03	50.47	26.04	33.77	2.00
13:45	51.60	50.40	28.64	38.33	2.00
14:00	52.23	50.32	35.38	41.55	1.50
14:15	51.88	50.09	27.34	30.58	1.50
14:30	55.27	50.74	28.83	39.00	2.00
14:45	54.88	52.27	33.87	39.81	2.00
15:00	55.23	51.70	25.75	33.03	1.50
15:15	48.89	47.02	34.62	35.79	1.50
15:30	52.93	49.30	25.59	30.00	1.50
15:45	49.05	48.37	29.35	37.52	1.00
16:00	50.90	45.19	29.25	36.54	1.50

ตาราง 23 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-134a
ความเร็วลม 2.0 m/s

Time	Enthalpy of air (kJ/kg)				Power (W)
	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4	
8:00	56.93	51.05	31.69	43.04	1.00
8:15	57.88	52.01	32.00	41.34	1.50
8:30	58.61	52.68	31.82	41.31	1.50
8:45	58.21	52.33	34.95	40.81	1.50
9:00	58.33	51.67	35.07	40.82	2.00
9:15	56.25	51.68	33.10	40.03	2.00
9:30	53.87	51.96	31.61	40.58	1.00
9:45	56.10	51.04	31.59	38.67	1.50
10:00	55.84	50.40	32.49	38.36	1.50
10:15	53.08	49.17	28.90	37.98	1.00
10:30	56.10	47.67	29.19	35.48	2.00
10:45	50.19	45.82	26.60	31.84	2.00
11:00	51.17	46.40	27.85	32.13	1.50
11:15	49.99	46.37	29.15	31.63	2.00
11:30	50.14	45.20	26.97	32.04	2.00
11:45	50.03	45.49	26.95	32.27	1.50
12:00	49.72	45.20	27.21	31.39	2.00
12:15	49.06	44.59	28.73	31.59	2.00
12:30	50.64	46.08	26.89	33.68	1.50
12:45	48.70	46.63	27.55	33.04	2.00
13:00	49.59	46.66	27.89	33.25	2.00
13:15	49.59	46.34	28.09	33.70	1.50
13:30	49.64	46.04	30.21	33.68	2.00
13:45	49.13	45.74	27.41	32.31	2.00
14:00	48.88	45.74	28.04	31.63	1.50
14:15	49.06	44.29	27.36	30.69	2.00
14:30	48.46	43.72	25.55	30.45	2.00
14:45	56.38	52.43	29.93	40.06	1.50
15:00	60.09	53.71	32.07	41.14	2.00
15:15	59.95	55.39	35.39	40.33	2.00
15:30	58.89	55.03	31.28	42.75	1.50
15:45	57.13	53.06	31.51	44.39	1.00
16:00	58.78	52.10	32.48	43.56	1.50

ตาราง 24 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-134a
ความเร็วลม 2.5 m/s

Time	Enthalpy of air (kJ/kg)				Power (W)
	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4	
8:00	56.71	53.88	33.94	42.31	1.50
8:15	56.20	52.36	29.81	42.63	1.50
8:30	55.99	52.23	30.66	42.67	1.50
8:45	56.74	62.26	37.20	39.67	2.00
9:00	56.90	51.51	29.84	40.93	2.00
9:15	57.13	58.88	36.61	46.06	1.00
9:30	57.74	57.23	30.12	43.54	1.50
9:45	55.79	51.66	29.08	41.97	1.50
10:00	56.34	55.55	36.74	43.66	1.00
10:15	57.56	63.09	35.63	40.80	2.00
10:30	59.47	60.79	35.44	41.97	2.00
10:45	53.44	48.86	29.03	41.42	1.00
11:00	56.32	49.52	28.60	40.34	2.00
11:15	54.03	53.23	29.77	37.30	2.00
11:30	51.02	48.24	26.12	39.01	1.00
11:45	52.37	47.70	26.65	34.23	2.00
12:00	50.04	48.19	26.29	33.22	2.00
12:15	51.75	47.70	26.65	36.51	1.50
12:30	49.02	45.50	25.60	30.93	2.00
12:45	49.18	48.39	26.12	33.21	2.00
13:00	50.01	47.34	26.98	35.40	1.00
13:15	49.31	45.56	25.35	30.91	2.00
13:30	50.14	47.92	26.10	32.99	2.00
13:45	50.54	47.10	27.02	33.44	1.50
14:00	50.71	48.13	30.20	33.06	2.00
14:15	49.94	46.39	26.47	31.93	2.00
14:30	49.87	47.38	26.95	32.66	1.50
14:45	49.74	47.46	29.26	32.72	2.00
15:00	47.96	49.94	28.76	32.39	2.00
15:15	48.85	46.42	28.52	31.02	1.50
15:30	47.77	46.34	27.59	30.61	2.00
15:45	47.54	43.38	25.11	29.40	2.00
16:00	47.61	42.67	25.11	29.66	1.50

ตาราง 25 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-410a
ความเร็วลม 1.5 m/s

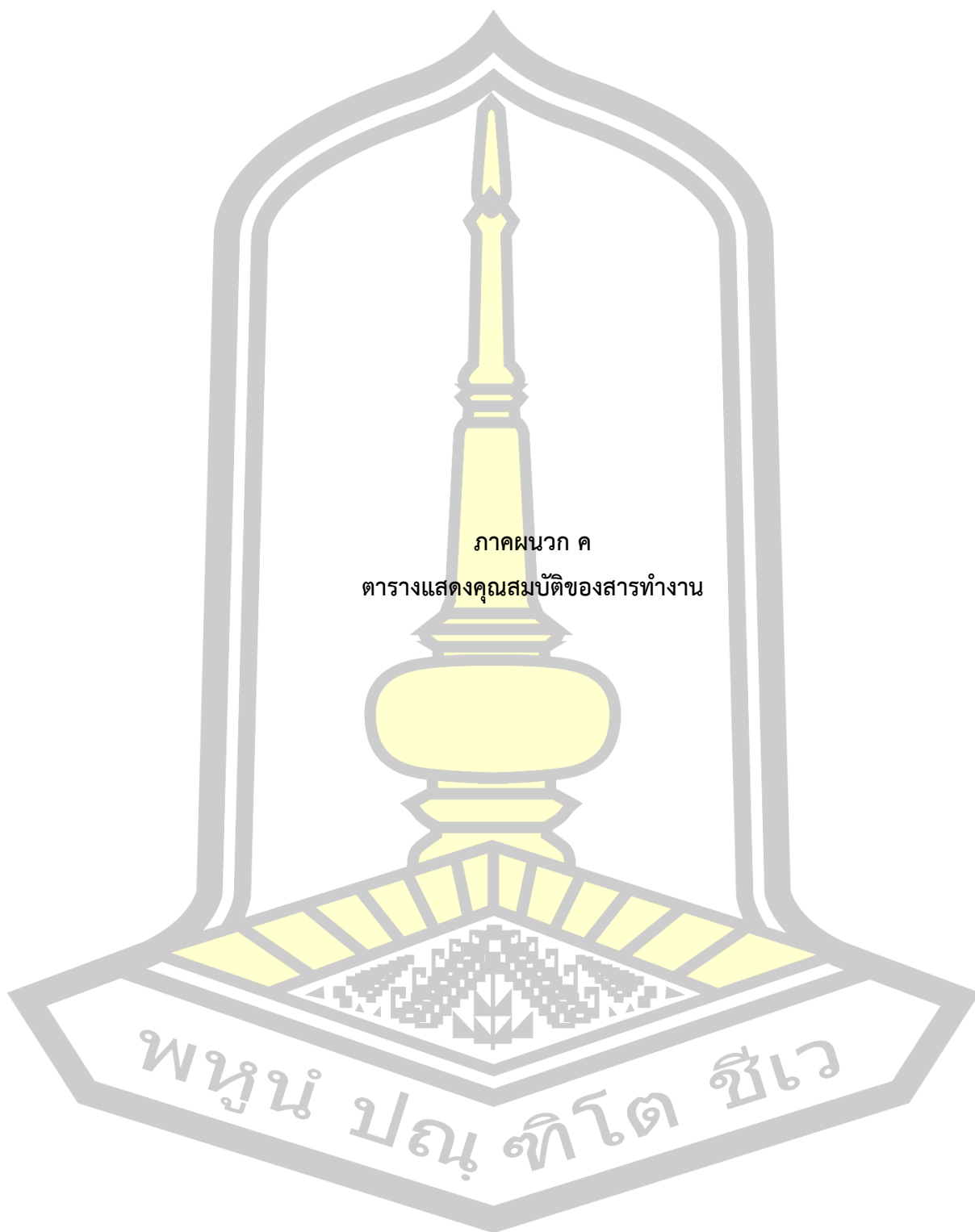
Time	Enthalpy of air (kJ/kg)				Power (W)
	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4	
8:00	53.46	53.29	33.11	36.35	1.50
8:15	56.64	53.96	38.70	36.87	1.50
8:30	52.44	53.22	36.69	34.89	2.00
8:45	54.38	59.56	33.18	37.08	1.00
9:00	53.99	58.14	32.51	37.14	1.50
9:15	56.78	56.39	36.01	36.46	2.00
9:30	51.35	52.02	36.19	36.35	1.00
9:45	50.09	47.53	31.20	32.52	1.50
10:00	55.78	55.02	31.62	36.99	1.50
10:15	48.87	53.67	27.94	36.61	1.00
10:30	50.01	50.38	31.98	37.59	1.50
10:45	52.28	56.37	31.44	39.15	1.50
11:00	47.26	44.83	27.27	31.74	2.00
11:15	48.17	45.73	28.20	33.54	2.00
11:30	54.98	51.36	26.78	37.19	2.00
11:45	50.11	43.92	27.10	32.26	1.50
12:00	50.44	47.55	27.39	35.07	2.00
12:15	55.09	42.75	31.97	35.80	2.00
12:30	46.58	45.42	34.38	33.63	1.50
12:45	52.41	43.04	35.80	35.57	2.00
13:00	49.35	46.93	34.26	34.28	2.00
13:15	50.22	44.21	27.73	31.99	1.50
13:30	50.47	43.62	27.03	31.21	2.00
13:45	51.62	45.70	28.44	33.51	1.50
14:00	51.02	47.53	29.65	34.53	2.00
14:15	52.33	48.15	28.77	35.32	2.00
14:30	50.13	47.84	27.38	35.59	1.50
14:45	49.12	52.97	31.96	35.56	2.00
15:00	50.38	51.03	27.39	37.42	2.00
15:15	57.82	57.05	33.07	37.30	1.50
15:30	53.33	55.08	36.16	34.67	2.00
15:45	52.99	56.03	29.05	34.50	1.50
16:00	55.63	54.99	33.50	36.83	1.00

ตาราง 26 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็นของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-410a
ความเร็วลม 2.0 m/s

Time	Enthalpy of air (kJ/kg)				Power (W)
	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4	
8:00	55.17	59.80	34.26	41.42	1.50
8:15	58.62	58.58	35.52	39.28	2.00
8:30	58.84	66.29	31.62	40.45	2.00
8:45	48.22	50.88	28.95	32.11	1.00
9:00	48.94	48.63	27.25	31.37	2.00
9:15	50.14	49.88	27.48	34.45	2.00
9:30	49.90	49.95	28.35	32.38	1.50
9:45	49.53	49.34	28.55	32.12	1.50
10:00	49.18	49.66	29.00	32.65	1.00
10:15	49.92	49.37	29.25	32.92	1.50
10:30	50.45	50.08	29.50	32.90	1.50
10:45	50.13	50.08	28.71	34.79	2.00
11:00	50.49	50.22	29.35	32.91	2.00
11:15	50.49	50.17	29.32	33.17	1.50
11:30	50.18	49.92	29.35	33.44	2.00
11:45	50.80	49.92	29.84	33.71	2.00
12:00	51.86	51.24	30.35	34.23	1.50
12:15	51.19	50.65	30.26	33.97	2.00
12:30	51.89	51.58	30.65	34.78	2.00
12:45	51.21	50.65	29.94	34.52	1.50
13:00	51.59	51.38	29.94	34.51	2.00
13:15	50.87	50.06	29.55	32.89	2.00
13:30	51.58	51.33	29.94	34.79	2.00
13:45	52.64	52.93	31.20	35.32	1.50
14:00	52.70	53.21	30.54	35.86	2.00
14:15	52.26	52.33	30.70	34.78	2.00
14:30	51.62	51.77	31.03	34.78	1.50
14:45	50.91	50.44	30.26	33.98	2.00
15:00	50.90	50.40	27.51	33.97	2.00
15:15	50.22	49.72	27.07	33.44	1.50
15:30	49.86	49.38	27.41	32.63	2.00
15:45	48.91	49.05	27.60	32.91	1.00
16:00	48.54	47.72	28.02	31.85	1.50

ตาราง 27 ผลการวัดค่าเอนทาลปีและกระแสไฟฟ้าหลังติดตั้งอุปกรณ์ VFT เข้ากับคอยล์เย็น ของ
เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ขนาดหน้าตัด $y=4.6$ อุณหภูมิ 25°C สารทำงาน R-410a
ความเร็วลม 2.5 m/s

Time	Enthalpy of air (kJ/kg)				Power (W)
	Point 1	Point 2	Point 3	Point 4	
8:00	50.94	56.69	32.49	40.61	2.00
8:15	49.23	52.50	33.96	38.17	2.00
8:30	54.82	62.88	29.23	38.97	1.50
8:45	55.51	52.70	31.07	39.70	2.00
9:00	49.93	56.04	26.71	35.67	2.00
9:15	51.09	56.69	32.49	40.96	1.00
9:30	51.96	54.28	24.82	38.47	1.50
9:45	52.52	54.24	39.06	38.22	1.50
10:00	51.22	54.98	24.18	40.26	1.00
10:15	50.92	51.27	32.37	34.88	1.50
10:30	54.08	54.28	25.94	38.94	2.00
10:45	53.74	51.23	32.25	40.34	2.00
11:00	48.76	52.20	31.30	30.37	1.50
11:15	50.94	54.48	31.50	31.04	2.00
11:30	53.80	54.48	24.87	35.27	2.00
11:45	49.12	53.48	23.74	34.05	1.50
12:00	52.85	52.13	24.72	34.10	2.00
12:15	51.66	52.50	24.69	33.05	2.00
12:30	48.68	54.20	33.12	29.81	1.50
12:45	49.08	54.20	34.07	29.34	2.00
13:00	52.38	51.16	33.74	31.99	2.00
13:15	50.82	47.69	25.11	30.59	2.00
13:30	49.41	46.47	24.93	30.15	1.50
13:45	51.06	45.91	24.44	31.03	2.00
14:00	51.18	44.93	25.21	32.34	2.00
14:15	50.60	44.61	29.65	32.43	1.50
14:30	52.12	51.20	29.66	31.94	2.00
14:45	50.34	42.54	29.63	29.72	2.00
15:00	49.81	50.95	29.41	34.24	1.50
15:15	47.60	51.23	29.21	34.78	2.00
15:30	53.46	47.33	31.56	34.78	2.00
15:45	50.83	45.10	32.04	34.35	1.50
16:00	52.06	52.75	33.57	39.05	1.50



ภาคผนวก ค
ตารางแสดงคุณสมบัติของสารทำงาน

พหุบัน ปณุ ทิโต ชีเว

ตาราง 28 คุณสมบัติของ R-134a

Temp* C	Pressure Mpa	Density kg/m Liquid	Volume m/kg Vapor	Enthalpy kJ/kg		Entropy KJ/(kg.K)		Specific Heat Cp KJ/ (kg.k)		Surface Tension
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	
-103.30a	0.00039	1591.2	35.263	71.89	335.07	0.4143	1.9638	1.147	0.585	28.15
-100.00	0.00056	1581.9	25.039	75.71	337.00	0.4366	1.9456	1.168	0.592	27.56
-90.00	0.00153	1553.9	9.7191	87.59	342.94	0.5032	1.8975	1.201	0.614	25.81
-80.00	0.00369	1526.2	4.2504	99.65	349.03	0.5674	1.8585	1.211	0.637	24.11
-70.00	0.00801	1498.6	2.0528	111.78	355.23	0.6286	1.8269	1.215	0.660	22.44
-60.00	0.01594	1471.0	1.0770	123.95	361.51	0.6871	1.8016	1.220	0.685	20.81
-50.00	0.02948	1443.1	0.60560	136.21	367.83	0.7432	1.7812	1.229	0.712	19.22
-40.00	0.05122	1414.8	0.36095	148.57	374.16	0.7973	1.7649	1.243	0.740	17.66
-30.00	0.08436	1385.9	0.22596	161.10	380.45	0.8498	1.7519	1.260	0.771	16.13
-28.00	0.09268	1380.0	0.20682	163.62	381.70	0.8601	1.7497	1.264	0.778	15.83
-26.07b	0.10132	1374.3	0.19016	166.07	382.90	0.8701	1.7476	1.268	0.784	15.54
-26.00	0.10164	1374.1	0.18961	166.16	382.94	0.8704	1.7476	1.268	0.785	15.53
-24.00	0.11127	1368.2	0.17410	168.70	384.19	0.8806	1.7455	1.273	0.791	15.23
-22.00	0.12160	1362.2	0.16010	171.26	385.43	0.8908	1.7436	1.277	0.798	14.93
-20.00	0.13368	1356.2	0.14744	173.82	386.66	0.9009	1.7417	1.282	0.805	14.63
-18.00	0.14454	1350.2	0.13597	176.39	387.89	0.9110	1.7399	1.286	0.812	14.33
-16.00	0.15721	1344.1	0.12556	178.97	389.11	0.9211	1.7383	1.291	0.820	14.04
-14.00	0.17074	1338.0	0.11610	181.56	390.33	0.9311	1.7367	1.296	0.827	13.74
-12.00	0.18516	1331.8	0.10749	184.16	391.55	0.9410	1.7351	1.301	0.835	13.45
-10.00	0.20052	1325.6	0.09963	186.78	392.75	0.9509	1.7337	1.306	0.842	13.16
-8.00	0.21684	1319.3	0.09246	189.40	393.95	0.9608	1.7323	1.312	0.850	12.87
-6.00	0.23418	1313.0	0.08591	192.03	395.15	0.9707	1.7310	1.317	0.858	12.58
-4.00	0.25257	1306.6	0.07991	194.68	396.33	0.9805	1.7297	1.323	0.865	12.29
-2.00	0.27206	1300.6	0.07440	197.33	397.51	0.9903	1.7285	1.329	0.875	12.00
0.00	0.29269	1293.7	0.06935	200.00	398.68	1.0000	1.7274	1.335	0.883	11.71
2.00	0.31450	1287.1	0.06470	202.68	399.84	1.0097	1.7263	1.341	0.892	11.43
4.00	0.33755	1280.5	0.06042	205.37	401.00	1.0194	1.7252	1.347	0.901	11.14
6.00	0.36186	1273.8	0.05648	208.08	402.14	1.0291	1.7242	1.353	0.910	10.86
8.00	0.38749	1267.0	0.05284	210.80	403.27	1.0387	1.7233	1.360	0.920	10.58
10.00	0.41449	1260.2	0.04948	213.53	404.40	1.0483	1.7224	1.367	0.930	10.30
12.00	0.44289	1253.3	0.04636	216.27	405.51	1.0579	1.7215	1.374	0.939	10.02
14.00	0.47276	1246.3	0.04348	219.03	406.61	1.0674	1.7207	1.381	0.950	9.74
16.00	0.50413	1239.3	0.04081	221.80	407.70	1.0770	1.7199	1.388	0.960	9.47
18.00	0.53706	1232.1	0.03833	224.59	408.78	1.0865	1.7191	1.396	0.971	9.19

ตาราง 28 คุณสมบัติของ R-134a (ต่อ)

Temp* C	Pressure Mpa	Density kg/m Liquid	Volume m/kg Vapor	Enthalpy kJ/kg		Entropy KJ/(kg.K)		Specific Heat Cp KJ/ (kg.K)		Surface Tension
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	
20.00	0.57159	1224.9	0.03603	227.40	409.84	1.0960	1.7183	1.404	0.982	8.92
22.00	0.60777	1217.5	0.03388	230.21	410.89	1.1055	1.7176	1.412	0.994	8.65
24.00	0.64566	1210.1	0.03189	233.05	411.93	1.1149	1.7169	1.420	1.006	8.35
26.00	0.68531	1202.6	0.03003	135.90	412.95	1.1244	1.7162	1.429	1.018	8.11
28.00	0.72676	1194.9	0.02829	238.77	413.95	1.1338	1.7155	1.438	1.031	7.84
30.00	0.77008	1187.2	0.02667	241.65	414.94	1.1432	1.7149	1.447	1.044	7.57
32.00	0.81530	1179.3	0.02516	244.55	415.90	1.1527	1.7142	1.457	1.058	7.31
34.00	0.86250	1171.3	0.02374	247.47	416.85	1.1621	1.7135	1.467	1.073	7.05
36.00	0.91172	1163.2	0.02241	250.41	417.78	1.1715	1.7129	1.478	1.088	6.78
38.00	0.96301	1154.9	0.02116	253.37	418.69	1.1809	1.7122	1.489	1.104	6.52
40.00	1.0165	1146.5	0.01999	256.35	419.58	1.1903	1.7115	1.500	1.120	6.27
42.00	1.0721	1137.9	0.01890	259.35	420.44	1.1997	1.7108	1.513	1.138	6.01
44.00	1.1300	1129.2	0.01786	262.38	421.28	1.2091	1.7101	1.525	1.156	5.76
46.00	1.1901	1120.3	0.01689	265.42	422.09	1.2185	1.7094	1.539	1.175	5.51
48.00	1.2527	1111.3	0.01598	268.49	422.88	1.2279	1.7086	1.553	1.196	5.26
50.00	1.3177	1102.0	0.01511	271.59	423.63	1.2373	1.7078	1.569	1.218	5.01
52.00	1.3852	1092.6	0.01430	274.71	424.35	1.2468	1.7070	1.585	1.241	4.76
54.00	1.4553	1082.9	0.01353	277.86	425.03	1.2562	1.7061	1.602	1.266	4.52
56.00	1.5280	1073.0	0.01280	281.04	425.68	1.2657	1.7051	1.621	1.293	4.28
58.00	1.6033	1062.8	0.01212	284.25	426.29	1.2752	1.7041	1.641	1.322	4.04
60.00	1.6815	1052.4	0.01146	287.49	426.86	1.2847	1.7031	1.663	1.354	3.81
62.00	1.7625	1041.7	0.01085	290.77	427.37	1.2943	1.7019	1.686	1.388	3.57
64.00	1.8464	1030.7	0.01026	294.08	427.84	1.3039	1.7007	1.712	1.426	3.34
66.00	1.9334	1019.4	0.00970	297.44	428.25	1.3136	1.6993	1.740	1.468	3.12
68.00	2.0234	1007.7	0.00917	300.84	428.61	1.3234	1.6979	1.772	1.515	2.89
70.00	2.1165	995.6	0.00867	304.29	428.89	1.3332	1.6963	1.806	1.567	2.67
72.00	2.2130	983.1	0.00818	307.79	429.10	1.3430	1.6945	1.846	1.626	2.46
74.00	2.3127	970.0	0.00772	311.34	429.23	1.3530	1.6926	1.890	1.693	2.24
76.00	2.4159	956.5	0.00728	314.96	429.27	1.3631	1.6905	1.941	1.770	2.03
78.00	2.5227	942.3	0.00686	318.65	429.20	1.3733	1.6881	2.000	1.861	1.83
80.00	2.6331	927.4	0.00646	322.41	429.02	1.3837	1.6855	2.069	1.967	1.63
85.00	2.9259	886.2	0.00550	332.27	427.91	1.4105	1.6775	2.313	2.348	1.15
90.00	3.2445	836.9	0.00461	343.01	425.48	1.4392	1.6663	2.766	3.064	0.72
95.00	3.5916	771.6	0.00374	355.43	420.60	1.4720	1.6490	3.961	4.942	0.33
100.00	3.9721	616.7	0.00265	374.02	407.08	1.5207	1.6093	-	-	0.03
101.03c	4.0560	513.3	0.00195	389.79	389.79	1.5593	1.5593	∞	∞	0

ตาราง 29 คุณสมบัติของ R-22

t, °C	P,kPa	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/kg.K		Specific volume, L/kg	
		h _f	h _g	s _f	s _g	v _f	v _g
-60	37.48	134.763	379.114	0.73254	1.87886	0.68208	537.152
-55	49.47	139.830	381.529	0.75599	1.86389	0.68856	414.827
-50	64.39	144.959	383.921	0.77919	1.85000	0.69526	324.557
-45	82.71	150.153	386.282	0.80216	1.83708	0.70219	256.990
-40	104.95	155.414	388.609	0.82490	1.82504	0.70936	205.745
-35	131.68	160.742	390.896	0.84743	1.81380	0.71680	166.400
-30	163.48	166.140	393.138	0.86976	1.80329	0.72452	135.844
-28	177.76	168.318	394.021	0.87864	1.79927	0.72769	125.563
-26	192.99	170.507	394.896	0.88748	1.79535	0.73092	116.214
-24	209.22	172.708	395.762	0.89630	1.79152	0.73420	107.701
-22	226.48	174.919	396.619	0.90509	1.78779	0.73753	99.9362
-20	244.83	177.142	397.467	0.91386	1.78415	0.74091	92.8432
-18	264.29	179.376	398.305	0.92259	1.78059	0.74436	86.3546
-16	284.93	181.622	399.133	0.93129	1.77711	0.74786	80.4103
-14	306.78	183.878	399.951	0.93997	1.77371	0.75143	74.9572
-12	329.89	186.147	400.759	0.94862	1.77039	0.75506	69.9478
-10	354.30	188.426	401.555	0.95725	1.76713	0.75876	65.3399
-9	367.01	189.571	401.949	0.96155	1.76553	0.76063	63.1746
-8	380.06	190.718	402.341	0.06585	1.76394	0.76253	61.0958
-7	393.47	191.868	402.729	0.97014	1.76237	0.76444	59.0996
-6	407.23	193.021	403.114	0.97442	1.76082	0.76636	57.1820
-5	421.35	194.176	403.496	0.97870	1.75928	0.76831	55.3394
-4	435.84	195.335	403.876	0.98297	1.75775	0.77028	53.5682
-3	450.70	196.497	404.252	0.98724	1.75624	0.77226	51.8653
-2	465.94	197.662	404.626	0.99150	1.75475	0.77427	50.2274
-1	481.57	198.828	404.994	0.99575	1.75326	0.77629	48.6517
0	497.59	200.00	405.361	1.00000	1.75279	0.77834	47.1354
1	514.01	201.174	405.724	1.00424	1.75034	0.78041	45.6757
2	530.83	202.351	406.084	1.00848	1.74889	0.78249	44.2702
3	548.06	203.530	406.440	1.01271	1.74746	0.78460	42.9166
4	565.71	204.713	406.793	1.01694	1.74604	0.78673	41.6124
5	583.78	205.899	407.143	1.02116	1.74463	0.78889	40.3556

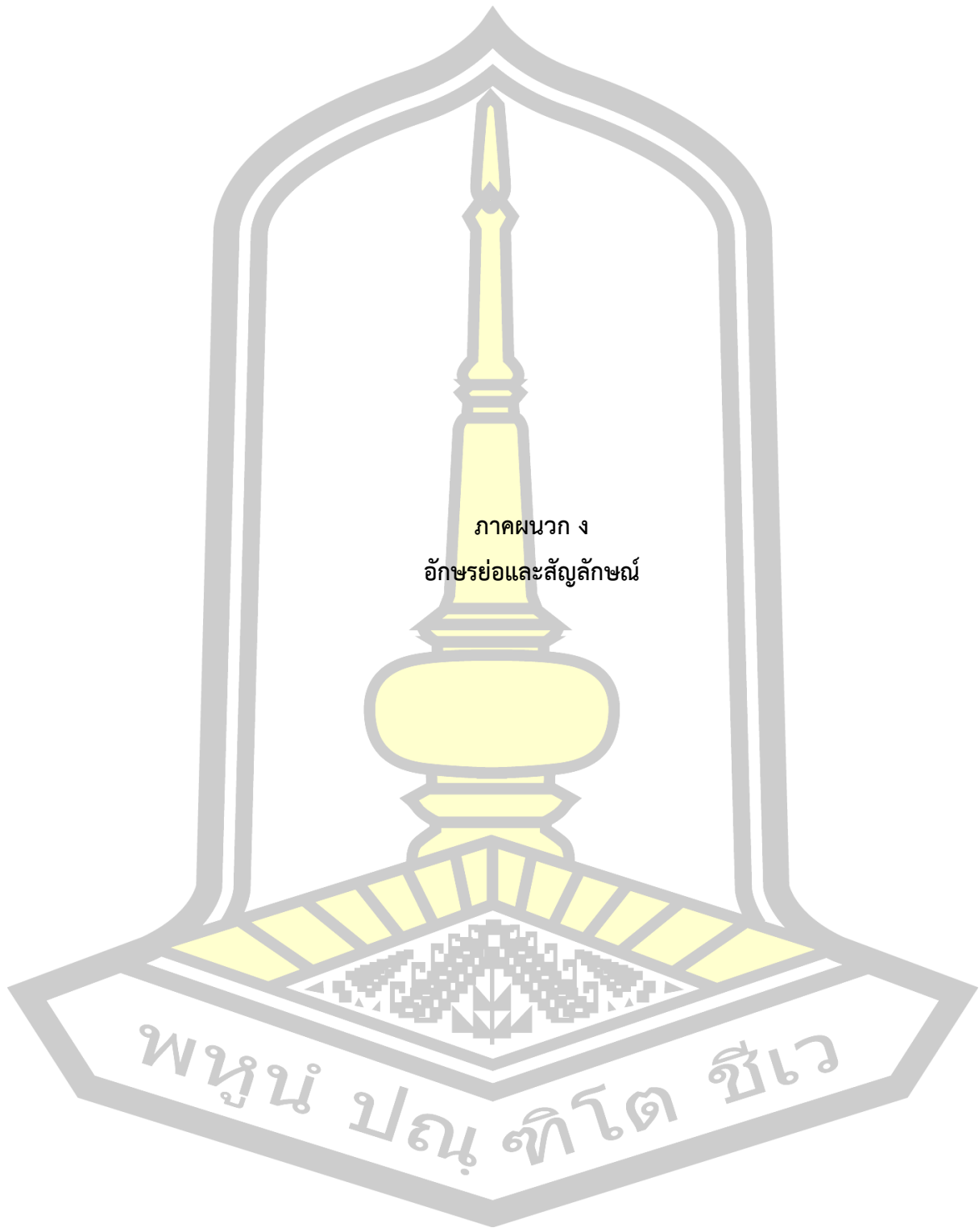
ตาราง 29 คุณสมบัติของ R-22 (ต่อ)

t, °C	P,kPa	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/kg.K		Specific volume, L/kg	
		h _f	h _g	s _f	s _g	v _f	v _g
6	602.28	207.089	407.489	1.02537	1.74324	0.79107	39.1441
7	621.22	208.281	407.831	1.02958	1.74185	0.79327	37.9759
8	640.59	209.477	408.169	1.03379	1.74047	0.79549	36.8493
9	660.42	210.675	408.504	1.03799	1.73911	0.79775	35.7624
10	680.70	211.877	408.835	1.04218	1.73775	0.80002	34.7136
11	701.44	213.083	409.162	1.04637	1.73640	0.80232	33.7013
12	722.65	214.291	409.485	1.05056	1.73506	0.80465	32.7239
13	744.33	215.503	409.804	1.05474	1.73373	0.80701	31.7801
14	766.50	216.719	410.119	1.05892	1.73241	0.80939	30.8683
15	789.15	217.937	410.430	1.06309	1.73109	0.81180	29.9874
16	812.29	219.160	410.736	1.06726	1.72978	0.81424	29.1361
17	835.93	220.386	411.038	1.07142	1.72848	0.81671	28.3131
18	860.08	221.615	411.336	1.07559	1.72719	0.81922	27.5173
19	884.75	222.848	411.629	1.07974	1.72590	0.82175	26.7477
20	909.93	224.084	411.918	1.08390	1.72462	0.82431	26.0032
21	935.64	225.324	412.202	1.08805	1.72334	0.82691	25.2829
22	961.89	226.568	412.481	1.09220	1.72206	0.82954	24.5857
23	988.67	227.816	412.755	1.09634	1.72080	0.83221	23.9107
24	1016.0	229.068	413.025	1.10048	1.71953	0.83491	23.2572
25	1043.9	230.324	413.289	1.10462	1.71827	0.83765	22.6242
26	1072.3	231.583	413.548	1.10876	1.71701	0.84043	22.0111
27	1101.4	232.847	413.802	1.11290	1.71576	0.84324	21.4169
28	1130.9	234.115	414.050	1.11703	1.71450	0.84610	20.8411
29	1161.1	235.387	414.293	1.12116	1.71325	0.84899	20.2829
30	1191.9	236.664	414.530	1.12530	1.71200	0.85193	19.7417
31	1223.2	237.944	414.762	1.12943	1.71075	0.85491	19.2168
32	1255.2	239.230	414.987	1.13355	1.70950	0.85793	18.7076
33	1287.8	240.520	415.207	1.13768	1.70826	0.86101	18.2135
34	1321.0	241.814	415.420	1.14181	1.70701	0.86412	17.7341
35	1354.8	243.114	415.627	1.14594	1.70576	0.86729	17.2686
36	1389.2	244.418	415.828	1.15007	1.70450	0.87051	16.8168
37	1424.3	245.727	416.021	1.15420	1.70325	0.87378	16.3779
38	1460.1	247.041	416.208	1.15833	1.70199	0.87710	15.9517
39	1496.5	248.361	416.388	1.16246	1.70073	0.88048	15.5375
40	1533.5	249.686	416.561	1.16659	1.69946	0.88392	15.1351
41	1571.2	251.016	416.726	1.17073	1.69819	0.88741	14.7439

ตาราง 29 คุณสมบัติของ R-22 (ต่อ)

t, °C	P,kPa	Enthalpy, kJ/kg		Entropy, kJ/kg.K		Specific volume, L/kg	
		h _f	h _g	s _f	s _g	v _f	v _g
42	1609.6	252.352	416.883	1.17486	1.69692	0.89097	14.3636
43	1648.7	253.694	417.033	1.17900	1.69564	0.89459	13.9938
44	1688.5	255.042	417.174	1.18315	1.69435	0.89828	13.6341
45	1729.0	256.396	417.308	1.18730	1.69305	0.90203	13.2841
46	1770.2	257.756	417.432	1.19145	1.69174	0.90586	12.9436
47	1812.1	259.123	417.548	1.19560	1.69043	0.90976	12.6122
48	1854.8	260.497	417.655	1.19977	1.68911	0.91374	12.2895
49	1898.2	261.877	417.752	1.20393	1.68777	0.91779	11.9753
50	1942.3	263.264	417.838	1.20811	1.68643	0.92193	11.6693
52	2032.8	266.062	417.983	1.21648	1.68370	0.93047	11.0806
54	2126.5	268.891	418.083	1.22489	1.68091	0.93939	10.5214
56	2223.2	271.754	418.137	1.23333	1.67805	0.94872	9.98952
58	2323.2	274.654	418.141	1.24183	1.67511	0.95850	9.48319
60	2426.6	277.594	418.089	1.25038	1.67208	0.96878	9.00062
62	2533.3	280.577	417.976	1.25899	1.66895	0.97960	8.54016
64	2643.5	283.607	417.802	1.26768	1.66570	0.99104	8.10023
66	2757.3	286.690	417.553	1.27647	1.66231	1.00317	7.67934
68	2874.7	289.832	417.226	1.28535	1.65876	1.01608	7.27605
70	2995.9	293.038	416.809	1.29436	1.65504	1.02987	6.88899
75	3316.1	301.399	415.299	1.31758	1.64472	1.06916	5.98334
80	3662.3	310.424	412.898	1.34223	1.63239	1.11810	5.14862
85	4036.8	320.505	409.101	1.36936	1.61673	1.18328	4.35815
90	4442.5	332.616	402.653	1.40155	1.59440	1.28230	3.56440
95	4883.5	351.767	386.708	1.45222	1.54712	1.52064	2.55133





ภาคผนวก ง
อักษรย่อและสัญลักษณ์

พหุจน์ ปณฺ ทิโต ชีเว

อักษรย่อและสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
$\frac{L_e}{4R_h}$	อัตราส่วนสนทัด	-
$\frac{\rho_v}{\rho_l}$	อัตราส่วนของความหนาแน่นของฟองไอน้ำต่อความหนาแน่นของของเหลว	-
Fr	ฟรูดนัมเบอร์ $Fr = \frac{Q_m^2}{\rho_v^2 h_{fg}^2 (4R_h)^3 \sigma}$	-
Bo	บอนด์นัมเบอร์ $Bo = (4R_h) \left[g \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\sigma} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$	-
Ku	คูทาเทลาเซนัมเบอร์ $Ku = \frac{q}{\rho_v h_{fg} \left[\sigma g \left(\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_l^2} \right) \right]^{\frac{1}{4}}}$	-
We	เวเบอร์นัมเบอร์ $We = \frac{Q_m^2}{\rho_v h_{fg}^2 (4R_h)^3 \sigma}$	-
Pr	แพรรตันนัมเบอร์ $Pr = \frac{\mu_l C_{p_l}}{K_l}$	-
ϵ	ประสิทธิภาพทางความร้อน	-
Ja	จาคอบนัมเบอร์ $Ja = \frac{h_{fg}}{C_{p_l} T_v}$	-
μ	ความหนืด	Pa.s
ρ	ความหนาแน่น	Kg/m ³
σ	แรงตึงผิว	N/m
C	ความจุความร้อน	kW/K
Re	เรย์โนลด์นัมเบอร์	-
Nu	นัสซิลส์นัมเบอร์	-
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน	kW/m ² °C
x	ระยะ x	mm
S	พื้นที่ผิว	m ²
k	สัมประสิทธิ์การนำความร้อน	W/m.K
C _p	ค่าความร้อนจำเพาะของสาร	J/kg.K
m	อัตราการไหลเชิงมวล	Kg/s

อักษรย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
T_{in}	อุณหภูมิขาเข้าที่ส่วนควบแน่น	K
T_{out}	อุณหภูมิขาออกที่ส่วนควบแน่น	K
T_e	อุณหภูมิที่ส่วนทำระเหย	$^{\circ}\text{C}$
T_c	อุณหภูมิที่ส่วนควบแน่น	$^{\circ}\text{C}$
ΔT	$T_e - T_c$	$^{\circ}\text{C}$
d	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อกลม	mm
Q	ค่าการถ่ายเทความร้อน	W
q	ค่าฟลักซ์ของการถ่ายเทความร้อน	W/m^2
TR, Z	ค่าความต้านทานความร้อน	$^{\circ}\text{C}/\text{W}$
g	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง	m/s^2
R_h	รัศมีไฮดรอลิก	mm
h_{fg}	ความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอ	J/kg
V	ความเร็ว	m/s
\dot{V}	อัตราการไหลเชิงปริมาตร	cm^3/min
L	ความยาว	m
L_e	ความยาวส่วนทำระเหย	mm
L_a	ความยาวส่วนทำความร้อน	mm
L_c	ความยาวส่วนควบแน่น	mm
W_p	เส้นสัมผัสเปียก	mm
DR	อัตราส่วนความหนาแน่น	-
AR	อัตราส่วนสนทัด	-
y	ค่าความแบนของหน้าตัดท่อ, ระยะ y	mm
s	ระยะทาง	mm

พหุ ประถมศึกษา

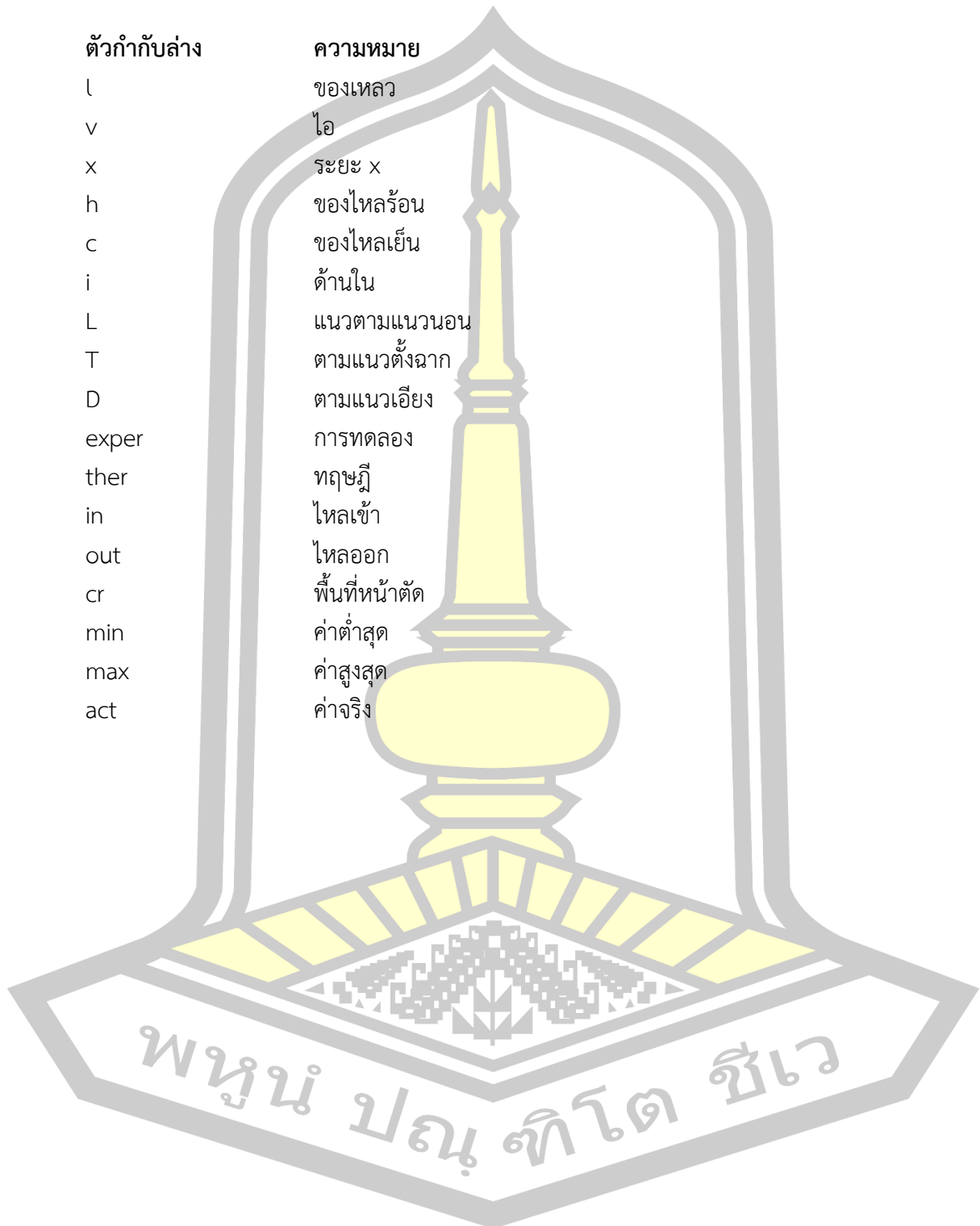
อักษรย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

ตัวกำกับล่าง

l
v
x
h
c
i
L
T
D
exper
ther
in
out
cr
min
max
act

ความหมาย

ของเหลว
ไอ
ระยะ x
ของไหลร้อน
ของไหลเย็น
ด้านใน
แนวตามแนวนอน
ตามแนวตั้งฉาก
ตามแนวเอียง
การทดลอง
ทฤษฎี
ไหลเข้า
ไหลออก
พื้นที่หน้าตัด
ค่าต่ำสุด
ค่าสูงสุด
ค่าจริง



ประวัติผู้เขียน

ชื่อ	นายกันตภณ เปรมประยูร
วันเกิด	วันที่ 16 กรกฎาคม พ.ศ. 2518
สถานที่เกิด	จังหวัดหนองบัวลำภู
สถานที่อยู่ปัจจุบัน	บ้านเลขที่ 97 หมู่ที่ 7 ตำบลโนนสัง อำเภอโนนสัง จังหวัดหนองบัวลำภู รหัสไปรษณีย์ 39140
ประวัติการศึกษา	พ.ศ. 2539 ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง (ปวส.) แผนกช่างยนต์ มหาวิทยาลัยราชภัฏนครราชสีมา (วิทยาเขตภาคตะวันออกเฉียงเหนือ) พ.ศ. 2551 ปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วศ.บ.) สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล (พลังงาน) มหาวิทยาลัยมหาสารคาม พ.ศ. 2554 ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วศ.ม.) สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยมหาสารคาม พ.ศ. 2561 ปริญญาปรัชญาดุษฎีบัณฑิต (ปร.ด.) สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยมหาสารคาม

พูนัน ปณฺ ทิโต ชีเว