

การออกแบบและสร้างฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบเพื่อการอุ่นอากาศจ่าย



บทคัดย่อและแฟ้มข้อมูลฉบับเต็มของวิทยานิพนธ์ตั้งแต่ปีการศึกษา 2554 ที่ให้บริการในคลังปัญญาจุฬาฯ (CUIR)
เป็นแฟ้มข้อมูลของนิสิตเจ้าของวิทยานิพนธ์ ที่ส่งผ่านทางบัณฑิตวิทยาลัย

The abstract and full text of theses from the academic year 2011 in Chulalongkorn University Intellectual Repository (CUIR)
are the thesis authors' files submitted through the University Graduate School.

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
ปีการศึกษา 2558
ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

DESIGN AND CONSTRUCTION OF VARIABLE SPEED HEAT PUMP FOR SUPPLY AIR REHEAT

Mr. Krittamuk Wongprasert



A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering Program in Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering

Chulalongkorn University

Academic Year 2015

Copyright of Chulalongkorn University

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การออกแบบและสร้างฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบเพื่อ
	การอุ่นอากาศจ่าย
โดย	นายกฤตมุข วงศ์ประเสริฐ
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก	ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ตุลย์ มณีวัฒนา

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้หัวข้อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วน
หนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

.....คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
(ศาสตราจารย์ ดร. บัณฑิต เอื้ออาภรณ์)

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.....ประธานกรรมการ
(รองศาสตราจารย์ ดร. จิตติน แดงเที่ยง)

.....อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ตุลย์ มณีวัฒนา)

.....กรรมการ
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์)

.....กรรมการภายนอกมหาวิทยาลัย
(ศาสตราจารย์ ดร. เวชพฤติ)

กฤตมุข วงศ์ประเสริฐ : การออกแบบและสร้างฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบเพื่อการอุ่นอากาศจ่าย (DESIGN AND CONSTRUCTION OF VARIABLE SPEED HEAT PUMP FOR SUPPLY AIR REHEAT) อ.ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์หลัก: ผศ. ดร. ตุลย์ มณีวัฒนา, 107 หน้า.

อากาศบริสุทธิ์ที่ถูกเติมให้กับห้องปรับอากาศ ในบางครั้งจำเป็นต้องปรับเปลี่ยนอุณหภูมิให้เหมาะสมโดยการทำให้อากาศอุ่นขึ้น แต่เดิมนั้นมักจะใช้ ขดลวดต้านทานไฟฟ้า คอยล์ไอน้ำหรือน้ำร้อน เป็นต้น ซึ่งไม่เป็นการประหยัดพลังงาน การอุ่นอากาศจ่ายที่มีประสิทธิภาพสูงกว่าและสามารถควบคุมได้ง่ายกว่ามักจะใช้ระบบฮีทปั๊ม

ปัจจุบันเทคโนโลยีในการปรับความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ได้รับการพัฒนาไปมาก การนำเอาเทคโนโลยีนี้มาใช้กับระบบฮีทปั๊มจะทำให้สามารถประหยัดพลังงานเพิ่มเติมได้ขึ้นอีก งานวิจัยนี้คือการออกแบบและสร้างฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบเพื่อการอุ่นอากาศจ่าย โดยอุปกรณ์หลักของเครื่องฮีทปั๊มนี้ ประกอบไปด้วย คอมเพรสเซอร์ชนิดปรับความเร็วรอบพร้อมชุดควบคุมแบบ BLDC Motor Drive คอยล์ระเหย (Evaporator) คอยล์ควบแน่น (Condenser) วาล์วปรับความดันแบบอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic Expansion Valve) ซึ่งคอมเพรสเซอร์จะถูกปรับความเร็วรอบให้สามารถสร้างความร้อนเพื่อใช้ในการอุ่นอากาศได้ตามที่ต้องการ ส่วนความเย็นที่ได้จากคอยล์ระเหยเป็นส่วนที่ไม่ได้จำกัดว่าจะต้องได้มากเพียงใด แต่สามารถช่วยในการลดอุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศจ่ายได้ในระดับหนึ่ง

หลังจากการทดสอบสมรรถนะของเครื่องดังกล่าว โดยอุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศขาเข้าเครื่องมีค่าเท่ากับ 9.4, 10.5 และ 11.7 °C พบว่าการใช้ระบบฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ สามารถประหยัดพลังงานได้มากกว่าการใช้ขดลวดต้านทานไฟฟ้าถึงร้อยละ 85.4, 87.6 และ 87.6 ตามลำดับ โดยข้อเสียของระบบนี้คือจะต้องใช้ชุดควบคุมแบบ BLDC Motor Drive ที่ยุ่งยากซับซ้อนและมีต้นทุนในการสร้างที่สูง

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ลายมือชื่อนิสิต

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

ลายมือชื่อ อ.ที่ปรึกษาหลัก

ปีการศึกษา 2558

5570114221 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORDS: HEAT PUMP / AIR REHEAT / VARIABLE SPEED COMPRESSOR / ELECTRONIC EXPANSION VALVE

KRITTAMUK WONGPRASERT: DESIGN AND CONSTRUCTION OF VARIABLE SPEED HEAT PUMP FOR SUPPLY AIR REHEAT. ADVISOR: ASST. PROF. TUL MANEWATTANA, 107 pp.

Fresh air is supplied to air conditioned space sometime needs to be reheated to suit room required conditions. In the past, electric heater, steam or hot water coil are mostly used for this purpose even though they are not energy efficient. Heat pump is a more favorable means to do this reheating with better control and more energy efficient.

Nowadays, variable speed compressors technology has been improved significantly. Applying this technology to heat pump for reheat could further improve energy efficiency of a system. This study focus on the design and construction of heat pump using variable speed compressor for supply air reheat. Main equipment of system are consisted of variable speed compressor with BLDC motor drive controller, evaporator coil, condenser coil and electronic expansion valve. Variable speed drive of a compressor will be controlled to generate heat at the condenser exactly as required by the supply air temperature. Cooling effect from evaporator is just a byproduct from heat pump. It is not a control parameter. However it can help bringing down the dew point of supply air a little further.

After the unit performance tested at dew point of inlet air is 9.4, 10.5 and 11.7 °C. Results show that the variable speed heat pump could energy save 85.4%, 87.6% and 87.6%, respectively compared with air electric heater. Disadvantage of this system is a more complex BLDC motor drive controller and high cost for construction.

Department: Mechanical Engineering Student's Signature

Field of Study: Mechanical Engineering Advisor's Signature

Academic Year: 2015

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จได้ด้วยความช่วยเหลือและคำแนะนำอย่างดียิ่งของ ผศ.ดร.ตุลย์ มณีวัฒนา อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ซึ่งท่านได้ให้ความรู้ อีกทั้งยังช่วยอบรมสั่งสอน ให้กำลังใจและช่วยผลักดันให้ผู้วิจัยสามารถทำงานวิจัยได้สำเร็จตามเป้าหมายด้วยดี ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอกราบขอบพระคุณ รศ.ดร.จิตติน แดงเที่ยง ประธานกรรมการ ผศ.ดร.สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์ และ ศาสตราจารย์ชานทวิ เวชพฤติ กรรมการ ที่ได้ให้คำแนะนำและถ่ายทอดความรู้ตลอดระยะเวลาในการทำงานวิจัยนี้ ซึ่งทำให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีความสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น

ขอขอบคุณบริษัท สยาม คอมเพรสเซอร์ อินดัสทรี จำกัด, บริษัท คาเรล (ประเทศไทย) จำกัด, บริษัท การ์นต์ เอ็นจิเนียริง จำกัด และ บริษัท เอ็มแอนด์อีทีมเวิร์ค จำกัด ที่มอบอุปกรณ์และทุนสนับสนุนตลอดงานวิจัย รวมทั้งภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ที่เอื้อเฟื้อสถานที่สำหรับการทดสอบ

สุดท้ายขอกราบขอบคุณบิดา มารดา และทุกคนในครอบครัว ที่คอยให้กำลังใจ ให้การสนับสนุนและช่วยเหลือในทุกๆด้านมาโดยตลอด จนผู้วิจัยสามารถทำวิจัยสำเร็จได้อย่างตั้งใจ

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย.....	ง
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	จ
กิตติกรรมประกาศ.....	ฉ
สารบัญ.....	ช
สารบัญตาราง.....	ญ
สารบัญภาพ	ฎ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ฒ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย	1
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....	1
1.4 ระเบียบขั้นตอนของงานวิจัย.....	2
1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	2
บทที่ 2 ปรีทัศน์วรรณกรรม	3
2.1 การศึกษาเกี่ยวกับระบบฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ.....	3
2.2 การศึกษาวิธีการทดสอบระบบฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ	11
บทที่ 3 ทฤษฎี.....	14
3.1 การอุ่นอากาศ (Air Reheat).....	14
3.2 ฮีทปั๊ม (Heat Pump)	16
3.3 เครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit)	19
บทที่ 4 การออกแบบและสร้างฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ	21
4.1 การออกแบบ	21

4.1.1 การคำนวณหาปริมาณความร้อนสำหรับการอุ่นอากาศ.....	21
4.1.2 การเลือกอุปกรณ์ภายในเครื่อง	23
1. คอยล์ระเหย (Evaporator Coil).....	24
2. คอยล์ควบแน่น (Condenser Coil).....	29
3. คอมเพรสเซอร์ชนิดปรับความเร็วรอบ (Variable Speed Compressor).....	34
4. ชุดควบคุมความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ (DC Inverter Compressor Drive)	35
5. วาล์วปรับแรงดันแบบอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic Expansion Valve)	35
4.1.3 การออกแบบฐานและโครงสร้าง.....	37
1. ฐานเครื่อง.....	37
2. โครงสร้าง	38
4.2 การสร้าง.....	40
4.2.1 การเชื่อมฐานและโครงสร้าง	40
4.2.2 การติดตั้งอุปกรณ์	42
4.2.3 การเชื่อมต่อทองแดง	44
4.2.4 การประกอบตู้ควบคุมและระบบไฟฟ้า.....	46
บทที่ 5 การทดสอบและผลการทดสอบ.....	51
5.1 การทดสอบ.....	51
5.1.1 สภาวะอากาศขาเข้าเครื่อง.....	54
5.1.2 การควบคุมความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์.....	55
5.1.2.1 การเชื่อมต่อสัญญาณกับชุดควบคุมความเร็วรอบ	55
5.1.2.2 การกำหนดความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์	58
5.1.3 การบันทึกข้อมูล	60
5.2 ผลการทดสอบสมรรถนะ.....	64

5.2.1. ความสามารถในการอุ่นอากาศ	64
5.2.2 ความสามารถในการลดอุณหภูมิจุดน้ำค้าง	66
5.2.3 การใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์	67
5.2.4 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)	68
บทที่ 6 สรุปผลและข้อเสนอแนะ	70
6.1 สรุปผล	70
6.1.1 ข้อดี	71
6.1.2 ข้อเสีย	71
6.2 ข้อเสนอแนะ	72
รายการอ้างอิง	73
ภาคผนวก ก ตารางแสดงผลการทดสอบ	75
ภาคผนวก ข ตัวอย่างรายการคำนวณ	83
ภาคผนวก ค รายละเอียดวัสดุและอุปกรณ์	88
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์	107

สารบัญตาราง

ตารางที่ 2.1 แสดงประสิทธิภาพตามฤดูกาลของระบบฮีทปั๊มทั้ง 2 ชนิด.....	3
ตารางที่ 2.2 แสดงรายละเอียดการออกแบบคอยล์ควบแน่น	9
ตารางที่ 2.3 รายงานข้อมูลสมรรถนะจากทางผู้ผลิต.....	12
ตารางที่ 4.1 ค่าพารามิเตอร์สภาวะการทำงานของคอยล์ระเหย	27
ตารางที่ 4.2 ค่าพารามิเตอร์สภาวะการทำงานของคอยล์ควบแน่น	32
ตารางที่ 4.3 รายละเอียดขนาดความยาวของเหล็กฉาก.....	37
ตารางที่ 4.4 รายละเอียดขนาดของแผ่นโฟม PID.....	39
ตารางที่ 5.1 แสดงสภาวะอากาศขาเข้าเครื่องที่จุด 1 (จุด CC) ของแต่ละชุดการทดสอบ.....	54
ตารางที่ 5.2 ค่าพารามิเตอร์ของการเชื่อมต่อสัญญาณ.....	56
ตารางที่ 5.3 ค่าพารามิเตอร์ของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์.....	58
ตารางที่ 6.1 ข้อมูลทางด้านเทคนิคเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ.....	70

สารบัญภาพ

รูปที่ 2.1 ค่า COP ที่สภาวะคงตัว (Steady-state) และสภาวะจริง (Actual) ในแต่ละอุณหภูมิอากาศ ของระบบฮีทปั๊มความเร็รรอบคงที่และความเร็รรอบปรับเปลี่ยนได้.....	4
รูปที่ 2.2 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก (Isentropic Efficiency) ของคอมเพรสเซอร์ทั้ง 3 ชนิด ตามความเร็รรอบที่สภาวะแรงดันทางด้านอัดเท่ากับ 15 bar.....	5
รูปที่ 2.3 กราฟแสดงค่า COP ทางด้านความเย็นของคอมเพรสเซอร์ชนิด Open-type Reciprocating ในแต่ละความเร็รรอบที่สภาวะแรงดันทางด้านอัดคงที่ (CHP) และปล่อยอิสระ (FHP)	5
รูปที่ 2.4 กราฟแสดงค่า COP ทางด้านความเย็นของคอมเพรสเซอร์ชนิด Open-type Rotary Vane ในแต่ละความเร็รรอบที่สภาวะแรงดันทางด้านอัดคงที่ (CHP) และปล่อยอิสระ (FHP)	6
รูปที่ 2.5 กราฟแสดงค่า COP ทางด้านความเย็นของคอมเพรสเซอร์ชนิด Semi-hermetic Reciprocating ในแต่ละความเร็รรอบที่สภาวะแรงดันทางด้านอัดคงที่ (CHP) และปล่อยอิสระ (FHP)	6
รูปที่ 2.6 แสดงภาพตัดของคอมเพรสเซอร์ Brushless DC Motor ชนิดโรตารี 2 ลูกสูบ.....	7
รูปที่ 2.7 การเปรียบเทียบระหว่างมอเตอร์ธรรมดา กับ Brushless DC ก) โครงสร้างมอเตอร์ และ ข) ขดลวดมอเตอร์.....	7
รูปที่ 2.8 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพโดยรวม และความเร็รรอบมอเตอร์ทั้ง 2 ชนิด	8
รูปที่ 2.9 แสดงแผนผังขั้นตอนการทำงานวิธีการคำนวณแบบ ISHED.....	9
รูปที่ 2.10 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณโหลดของคอยล์ควบแน่นกับจำนวนวงจรของสารทำความเย็นด้วยวิธีการเขียนโดยมือและการคำนวณโดยวิธี ISHED.....	10
รูปที่ 2.11 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณโหลดของคอยล์ระเหย กับจำนวนวงจรสารทำความเย็น ด้วยวิธีการเขียนโดยมือและการคำนวณโดยวิธี ISHED	11
รูปที่ 2.12 แสดงผลการสร้างวงจรโดยวิธี ISHED ก่อน ก) และหลัง ข) ทำการแก้ไขโดยมือ.....	11
รูปที่ 2.13 ก) Outdoor Unit และ ข) Indoor Unit ครอบด้วยกล่องหุ้มฉนวน	12
รูปที่ 2.14 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่า COP ทางด้านร้อนและอุณหภูมิอากาศภายนอก ในแต่ละระดับความเร็รรอบคอมเพรสเซอร์และพัดลม ก) Fujitsu : 12RLS และ ข) Mitsubishi : FE12NA ..	13

รูปที่ 2.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนกับอุณหภูมิอากาศภายนอก ที่สภาวะกำลังสูงสุดและข้อมูลของทางผู้ผลิต ก) Fujitsu : 12RLS และ ข) Mitsubishi : FE12NA	13
รูปที่ 3.1 วิธีการอุ่นอากาศด้วย ก) ขดลวดต้านทานไฟฟ้า ข) คอยล์ไอน้ำหรือคอยล์น้ำร้อน	14
รูปที่ 3.2 แผนภาพไซโครเมตริกของการอุ่นอากาศจ่ายในช่วง Part Load	15
รูปที่ 3.3 แผนภาพไซโครเมตริกของการอุ่นอากาศจ่ายในช่วง Full Load	15
รูปที่ 3.4 แผนภาพวัฏจักรของระบบฮีทปั๊ม	17
รูปที่ 3.5 รายละเอียดส่วนประกอบของเครื่องส่งลมเย็น	19
รูปที่ 4.1 แผนภาพไซโครเมตริกห้องปรับอากาศช่วงสภาวะ Full Load.....	21
รูปที่ 4.2 แผนภาพไซโครเมตริกห้องปรับอากาศช่วงสภาวะ Part Load.....	22
รูปที่ 4.3 แผนภาพ P-h ไดอะแกรมสารทำความเย็น R410A ที่สภาวะการทำงาน Full Load	23
รูปที่ 4.4 แผนภาพ P-h ไดอะแกรมสารทำความเย็น R410A ที่สภาวะการทำงาน Part Load	24
รูปที่ 4.5 การกำหนดข้อมูลของคอยล์ระเหย โดยโปรแกรม EVAP – COND 3.0	25
รูปที่ 4.6 ลักษณะวงจรรสารทำความเย็นของคอยล์ระเหย โดยโปรแกรม EVAP – COND 3.0	26
รูปที่ 4.7 การกำหนดค่าเพื่อจำลองสภาวะการทำงานของคอยล์ระเหย	27
รูปที่ 4.8 การคำนวณขนาดปริมาณภาระความร้อนของคอยล์ระเหย.....	28
รูปที่ 4.9 แสดงแบบคอยล์ระเหย.....	29
รูปที่ 4.10 การกำหนดข้อมูลของคอยล์ควบแน่น โดยโปรแกรม EVAP – COND 3.0.....	30
รูปที่ 4.11 ลักษณะวงจรรสารทำความเย็นของคอยล์ควบแน่น โดยโปรแกรม EVAP – COND 3.0... ..	31
รูปที่ 4.12 การกำหนดค่าเพื่อจำลองสภาวะการทำงานของคอยล์ควบแน่น	32
รูปที่ 4.13 การคำนวณขนาดปริมาณภาระความร้อนของคอยล์ควบแน่น	33
รูปที่ 4.14 แสดงแบบคอยล์ควบแน่น	34
รูปที่ 4.15 ก) คอมเพรสเซอร์ชนิดปรับความเร็วรอบ ข) ชุดควบคุมความเร็วรอบ.....	35
รูปที่ 4.16 ก) วาล์วปรับแรงดันแบบอิเล็กทรอนิกส์ ข) ชุดควบคุมวาล์วปรับแรงดัน	36
รูปที่ 4.17 แผนภาพไดอะแกรมเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ	36

รูปที่ 4.18	แบบฐานเครื่องฮีทปั๊ม.....	37
รูปที่ 4.19	รายละเอียดการตัดแผ่นโฟม PID.....	38
รูปที่ 4.20	แบบฐานและโครงสร้างเครื่องฮีทปั๊ม	39
รูปที่ 4.21	แสดงการเชื่อมเหล็กฉากในส่วนฐานของเครื่องฮีทปั๊ม.....	40
รูปที่ 4.22	แสดงการตัดเหล็กเพื่อเชื่อมเป็นฐานของเครื่องฮีทปั๊ม.....	41
รูปที่ 4.23	แสดงการตัดและประกอบแผ่นโฟม PID	41
รูปที่ 4.24	แสดงการยิงกาวซิลิโคนบริเวณรอยต่อของแผ่นโฟม PID	42
รูปที่ 4.25	แสดงการติดตั้งคอมเพรสเซอร์	42
รูปที่ 4.26	แสดงการติดตั้งพัดลม.....	43
รูปที่ 4.27	แสดงตำแหน่งคอยล์ควบแน่นและคอยล์ระเหย	43
รูปที่ 4.28	แสดงด้านหลังของเครื่อง พร้อมตัวปรับปริมาณลม.....	44
รูปที่ 4.29	แสดงการเดินท่อทองแดงเข้าหาอุปกรณ์ต่างๆ	45
รูปที่ 4.30	แสดงการเชื่อมท่อทองแดง	45
รูปที่ 4.31	เครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ	46
รูปที่ 4.32	อุปกรณ์ตัดกระแสไฟฟ้า (Circuit Breaker)	47
รูปที่ 4.33	Magnetic Contactor และ Thermal Overload Relays	47
รูปที่ 4.34	หม้อแปลงไฟฟ้า (Transformer).....	48
รูปที่ 4.35	DC Choke	48
รูปที่ 4.36	แผนภาพไดอะแกรมระบบไฟฟ้าควบคุมของเครื่องฮีทปั๊ม.....	49
รูปที่ 4.37	แสดงภายในตู้ควบคุมเครื่องฮีทปั๊ม	50
รูปที่ 4.38	แสดงภายนอกตู้ควบคุมเครื่องฮีทปั๊ม.....	50
รูปที่ 5.1	การทดสอบสมรรถนะเครื่องฮีทปั๊มที่ห้องแคลอรีมิเตอร์ฝั่งร้อน	51
รูปที่ 5.2	แบบไดอะแกรมการทดสอบสมรรถนะ ภายในห้องแคลอรีมิเตอร์ทางฝั่งร้อน.....	52
รูปที่ 5.3	แผนผังการทดสอบสมรรถนะเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ	53

รูปที่ 5.4 แสดงหน้าโปรแกรม Easy_Supervisor_Power+_v1.2.....	55
รูปที่ 5.5 หน้าต่างสำหรับการกำหนดค่าพารามิเตอร์คอมเพรสเซอร์.....	56
รูปที่ 5.6 แสดงสถานะการเชื่อมต่อระหว่างโปรแกรมกับชุดควบคุมความเร็วรอบ.....	57
รูปที่ 5.7 การกำหนดค่าพารามิเตอร์มอเตอร์.....	57
รูปที่ 5.8 แสดงการสั่งการทำงานคอมเพรสเซอร์	58
รูปที่ 5.9 แสดงสถานะคอมเพรสเซอร์ขณะทำการทดสอบเครื่องฮีทปั๊มที่ความเร็วรอบ 20 rps	59
รูปที่ 5.10 โปรแกรม ME Solution แสดงอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่จุด 1, 2 และ 3	60
รูปที่ 5.11 แสดงตำแหน่งการตรวจวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์	61
รูปที่ 5.12 เครื่องวัดความเร็วลม ชนิด Vane Probe.....	61
รูปที่ 5.13 แสดงการตรวจวัดแรงดันทางด้านร้อนและด้านเย็น.....	62
รูปที่ 5.14 แสดงการตรวจวัดอุณหภูมิทางด้านดูดและด้านจ่าย	63
รูปที่ 5.15 ชุดควบคุมวาล์วรับแรงดัน	63
รูปที่ 5.16 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศที่จุด 3 (จุด SA) กับความเร็วรอบ.....	64
รูปที่ 5.17 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนกับความเร็วรอบ.....	65
รูปที่ 5.18 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิจุดน้ำค้างที่ลดลงกับความเร็วรอบ	66
รูปที่ 5.19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้าคอมเพรสเซอร์และความเร็วรอบ	67
รูปที่ 5.20 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะและความเร็วรอบ	68

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
A	พื้นที่หน้าตัดอากาศขาเข้าเครื่อง	ft^2
CC	จุดสถานะของอากาศหลังผ่านคอยล์เย็นหลัก	-
COP	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ	-
COP_{RH}	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของการอุ่นอากาศ	-
DP_1	อุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศที่จุด 1 (จุด CC)	$^{\circ}C$
DP_2	อุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศที่จุด 2 (จุด EV)	$^{\circ}C$
DP_3	อุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศที่จุด 3 (จุด SA)	$^{\circ}C$
EER	อัตราส่วนประสิทธิภาพของพลังงาน	$(Btu/hr)/W$
EV	จุดสถานะของอากาศหลังผ่านคอยล์ระเหย	-
$h_{C,Sensible}$	ปริมาณความร้อนสัมผัสของคอยล์ควบแน่น	W
$h_{C,TH}$	ปริมาณความร้อนรวมของคอยล์ควบแน่น	W
$h_{E,Latent}$	ปริมาณความร้อนแฝงของคอยล์ระเหย	W
$h_{E,Sensible}$	ปริมาณความร้อนสัมผัสของคอยล์ระเหย	W
$h_{E,TH}$	ปริมาณความร้อนรวมของคอยล์ระเหย	W
H_1	ปริมาณความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่จุด 1 (จุด CC)	$\%RH$
H_2	ปริมาณความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่จุด 2 (จุด EV)	$\%RH$
H_3	ปริมาณความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่จุด 3 (จุด SA)	$\%RH$
kW_{RH}	ปริมาณความร้อนสำหรับการอุ่นอากาศ	kW
MA	จุดสถานะของอากาศผสม	-
Q	อัตราการไหลของอากาศ	cfm
Q_C	ปริมาณความร้อนของคอยล์ควบแน่น	W
Q_E	ปริมาณความเย็นของคอยล์ระเหย	W
RH	การอุ่นอากาศ	-
RM	จุดสถานะของห้องปรับอากาศ	-
SA	จุดสถานะของอากาศจ่าย	-
$SEER$	อัตราส่วนประสิทธิภาพของพลังงานตามฤดูกาล	$(Btu/hr)/W$

สัญลักษณ์	คำอธิบาย	หน่วย
T_1	อุณหภูมิของอากาศที่จุด 1 (จุด CC)	°C, °F
T_2	อุณหภูมิของอากาศที่จุด 2 (จุด EV)	°C, °F
T_3	อุณหภูมิของอากาศที่จุด 3 (จุด SA)	°C, °F
T_C	อุณหภูมิควบแน่น	°C, °F
T_E	อุณหภูมิระเหย	°C, °F
ΔT	ผลต่างของอุณหภูมิอากาศ	°C, °F
ΔT_{max}	ผลต่างของอุณหภูมิอากาศสูงสุด	°C, °F
ΔT_{min}	ผลต่างของอุณหภูมิอากาศต่ำสุด	°C, °F
v	ความเร็วอากาศ	ft/min
W	กำลังไฟฟ้า	W



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

อากาศบริสุทธิ์ที่ถูกเติมให้กับระบบปรับอากาศ ในบางครั้งจำเป็นจะต้องทำการปรับสภาวะให้เหมาะสม ก่อนที่จะจ่ายเข้าสู่พื้นที่ปรับอากาศด้วยวิธีการเพิ่มอุณหภูมิให้กับอากาศ โดยเรียกรูปแบบนี้ว่า “การอุ่นอากาศจ่าย” (Supply Air Reheat) ในอดีตการอุ่นอากาศจ่ายนี้จะใช้อุปกรณ์ผลิตความร้อนให้กับอากาศ ได้แก่ ขดลวดต้านทานไฟฟ้า คอยล์ไอน้ำ คอยล์น้ำร้อน ซึ่งไม่เป็นการประหยัดพลังงาน ปัจจุบันวิธีการที่ให้ประสิทธิภาพและสามารถช่วยในการประหยัดพลังงานได้มากกว่าก็คือระบบฮีทปั๊ม (Heat Pump) เพราะระบบฮีทปั๊มจะอาศัยหลักการของการถ่ายเทพลังงานจากแหล่งพลังงานที่มีอุณหภูมิต่ำ ไปยังแหล่งพลังงานที่มีอุณหภูมิสูงกว่า โดยอาศัยการถ่ายเทพลังงานผ่านสารทำงาน (Working Fluid) ซึ่งใช้พลังงานเพียง 1 ใน 4 ของการใช้ขดลวดต้านทานไฟฟ้า ถือว่าเป็นการได้เปรียบเชิงกลเป็นอย่างมาก

โดยงานวิจัยนี้จะทำการออกแบบและสร้างเครื่องฮีทปั๊มชนิดอากาศสู่อากาศ (Air-to-Air Heat Pump) เพื่อการอุ่นอากาศจ่าย โดยใช้คอมเพรสเซอร์ชนิดปรับเปลี่ยนความเร็วรอบ (Variable Speed Drive) พร้อมทั้งทดสอบหาประสิทธิภาพ แล้วนำข้อมูลที่ได้มาวิเคราะห์ เพื่อให้ทราบถึงข้อดีและข้อด้อยของระบบ เพื่อที่จะนำมาพัฒนาปรับปรุงระบบทั้งในด้านการออกแบบและการนำไปประยุกต์ใช้งานให้มีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้นในอนาคต

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1.2.1 ออกแบบและสร้างเครื่องฮีทปั๊มแบบปรับความเร็วรอบ โดยคอมเพรสเซอร์ชนิดปรับความเร็วรอบ

1.2.2 ทดสอบและหาประสิทธิภาพของเครื่องฮีทปั๊มแบบปรับความเร็วรอบเปรียบเทียบกับการใช้ขดลวดไฟฟ้า

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1.3.1 ศึกษาวิธีการอุ่นอากาศต่างๆ ของเครื่องเติมอากาศบริสุทธิ์ที่ใช้อุปกรณ์ต่างๆ ในการผลิตความร้อน

1.3.2 ออกแบบเครื่องฮีทปั๊มแบบปรับความเร็วรอบสำหรับการอุ่นอากาศจ่ายให้กับเครื่องเติมอากาศบริสุทธิ์ (Fresh Air Unit) โดยใช้คอมเพรสเซอร์ชนิดปรับความเร็วรอบ

1.3.3 สร้างเครื่องฮีทปั๊มแบบปรับความเร็วรอบพร้อมอุปกรณ์ชุดควบคุมทางไฟฟ้า

1.3.4 ทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องฮีทปั๊มแบบปรับความเร็วรอบ

1.4 ระเบียบขั้นตอนของงานวิจัย

1.4.1 ศึกษาประวัติความเป็นมาของวิธีการอุ่นอากาศด้วยระบบฮีทปั๊ม ที่ใช้งานกับเครื่องเติมอากาศบริสุทธิ์ รวมทั้งข้อดี ข้อเสีย เมื่อเปรียบเทียบกับวิธีการอุ่นอากาศด้วยวิธีการอื่นๆ

1.4.2 ศึกษาค้นคว้าข้อมูลของคอมเพรสเซอร์ชนิดปรับความเร็วรอบ (Variable Speed Compressor) พร้อมอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์

1.4.3 ศึกษาค้นคว้าข้อมูลของวาล์วปรับแรงดันแบบอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic Expansion Valve) พร้อมอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมการปรับลดแรงดันของวาล์ว

1.4.4 ออกแบบเครื่องฮีทปั๊มแบบปรับความเร็วรอบ พร้อมเลือกวัสดุและอุปกรณ์ที่จะใช้ในการสร้างเครื่องฮีทปั๊มแบบปรับความเร็วรอบ

1.4.5 สร้างเครื่องฮีทปั๊มแบบปรับความเร็วรอบตามที่ได้ทำการออกแบบ

1.4.6 ทดสอบประสิทธิภาพเครื่องฮีทปั๊มแบบปรับความเร็วรอบ

1.4.7 สรุปผลงานวิจัยและหาข้อเสนอแนะ

1.4.8 จัดทำรูปเล่มวิทยานิพนธ์

1.5 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.5.1 เกิดความรู้และความเข้าใจถึงประสิทธิภาพของเครื่องฮีทปั๊มแบบปรับความเร็วรอบที่ได้ทำการสร้างขึ้น

1.5.2 ทราบถึงข้อดีและข้อจำกัดของเครื่องเติมอากาศบริสุทธิ์ ที่ใช้ระบบฮีทปั๊มแบบปรับความเร็วรอบเข้าร่วมในการอุ่นอากาศ

1.5.3 สามารถนำองค์ความรู้ที่ได้จากการทดสอบประสิทธิภาพมาประยุกต์ใช้ในการออกแบบระบบฮีทปั๊มแบบปรับความเร็วรอบสำหรับการอุ่นอากาศจ่าย เพื่อการประหยัดพลังงานได้ในอนาคต

บทที่ 2 ปริทัศน์วรรณกรรม

งานศึกษาวิจัยในครั้งนี่คือการออกแบบและสร้างเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ เพื่อการอุ่นอากาศง่าย ดังนั้นผู้ทำวิจัยจึงจำเป็นต้องทราบเกี่ยวกับเทคโนโลยีเกี่ยวของคอมเพรสเซอร์ชนิดปรับความเร็วรอบ และวิธีการทดสอบของระบบฮีทปั๊ม เพื่อเป็นแนวทางในการออกแบบและสร้างเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบพร้อมการทดสอบสมรรถนะ ดังนั้นจึงแบ่งการทบทวนงานวิจัยที่เกี่ยวข้องออกเป็น 2 ส่วน คือ การศึกษาเกี่ยวกับระบบฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ และการศึกษาวิธีการทดสอบระบบฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ

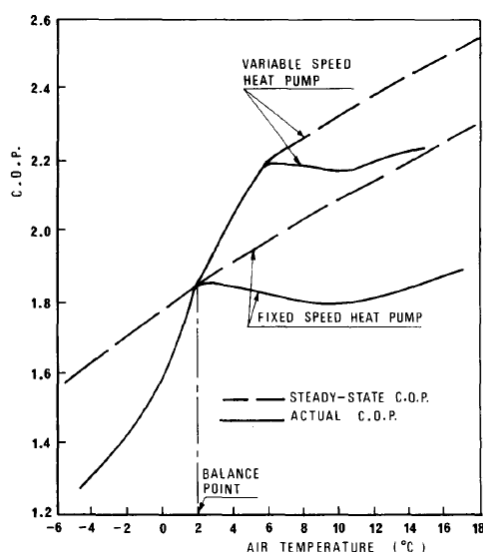
2.1 การศึกษาเกี่ยวกับระบบฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ

Tassou, Marquand และ Wilson (1983) [1] ได้ทำการศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบฮีทปั๊มสำหรับสร้างความร้อนให้กับบ้านพักอาศัย ระหว่างชนิดที่ควบคุมปริมาณโหลดและชนิดเปิด/ปิดธรรมดา โดยสมมติการทดสอบให้บ้านมีความร้อนสูญเสียเท่ากับ 7.59 kW ผลต่างระหว่างอุณหภูมิภายในและภายนอกบ้านมีค่าเท่ากับ 20 K และมีอุณหภูมิเฉลี่ยภายในเท่ากับ $19.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ โดยใช้ฐานข้อมูลสภาพอากาศฤดูหนาวในครอยดอน (Croydon) สำหรับการคำนวณ

ตารางที่ 2.1 แสดงประสิทธิภาพตามฤดูกาลของระบบฮีทปั๊มทั้ง 2 ชนิด

<i>Heat pump type</i>	<i>Fixed speed</i>	<i>Variable speed</i>
Seasonal output energy (kWh)	24 910	24 910
Seasonal input energy (kWh)	14 495	13 130
Seasonal steady-state c.o.p. (including supl. heat)	1.83	2.00
Actual seasonal c.o.p. (including supl. heat and cycling losses)	1.718	1.897
Cycling losses (per cent)	6.12	5.15

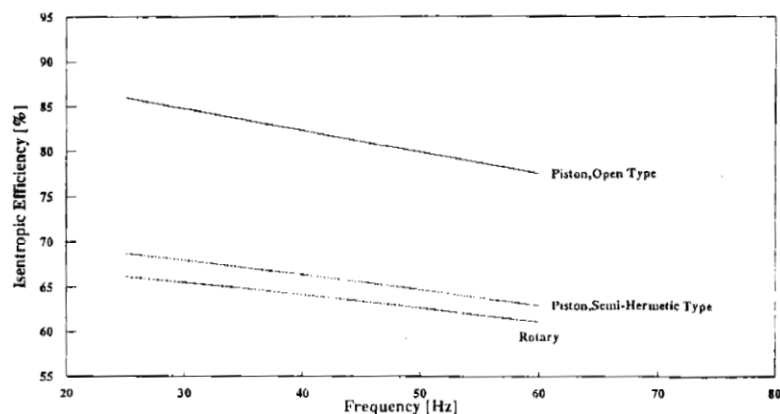
ผลการคำนวณประสิทธิภาพตามฤดูกาล (Seasonal Performance) ของฮีทปั๊มทั้ง 2 ชนิด ดังแสดงในตารางที่ 2.1 โดยค่า *COP* ของฮีทปั๊มชนิดความเร็วคงที่ ที่สภาวะคงตัว (Steady-state) และสภาวะจริง (Actual) มีค่าเท่ากับ 1.83 และ 1.718 ส่วนฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ มีค่าเท่ากับ 2.00 และ 1.897 คิดเป็นพลังงานสูญเสียในระบบฮีทปั๊มชนิดความเร็วรอบคงที่และชนิดปรับความเร็วรอบร้อยละ 6.12 และ 5.15 ตามลำดับ



รูปที่ 2.1 ค่า COP ที่สภาวะคงตัว (Steady-state) และสภาวะจริง (Actual) ในแต่ละอุณหภูมิอากาศของระบบฮีทปั๊มความเร็วรอบคงที่และความเร็วรอบปรับเปลี่ยนได้

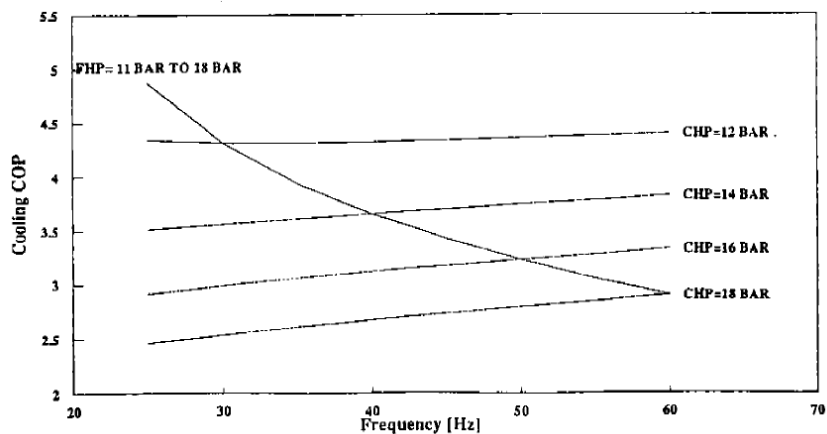
จากรูปที่ 2.1 พบว่าฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบมีความสามารถในการประหยัดพลังงานสูงกว่าระบบฮีทปั๊มชนิดความเร็วรอบคงที่ที่อยู่ร้อยละ 10 อีกทั้งยังสามารถทำให้เพิ่มขึ้นได้โดยการใช้ชุดควบคุม Microprocessor เข้าร่วม และเลือกใช้งานคอมเพรสเซอร์ที่มีช่วงทำงานของการปรับเปลี่ยนความเร็วรอบให้กว้างขึ้นกว่าเดิม

Tassou และ Qureshi (1994) [2] ได้ศึกษาและทำการทดสอบเกี่ยวกับคอมเพรสเซอร์ปรับความเร็วรอบชนิด Open-type Reciprocating, Open-type Rotary Vane และ Semi-hermetic Reciprocating เพื่อเป็นข้อมูลสำหรับการเลือกนำไปใช้งาน โดยทำการทดสอบที่สภาวะแรงดันทางด้านอัดคงที่ 15 *bar* ในช่วงความถี่ตั้งแต่ 25 ถึง 60 *Hz* ผลของประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก (Isentropic Efficiency) ดังแสดงในรูปที่ 2.2 พบว่าคอมเพรสเซอร์ปรับความเร็วรอบทั้ง 3 ชนิด จะมีประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกเพิ่มขึ้นเมื่อทำการลดความเร็วรอบ และแสดงให้เห็นว่าคอมเพรสเซอร์ชนิด Open-type Reciprocating มีประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกสูงที่สุด โดยมีค่าสูงกว่าคอมเพรสเซอร์ชนิด Open-type Rotary Vane และ Semi-hermetic Reciprocating อยู่ที่ประมาณร้อยละ 15

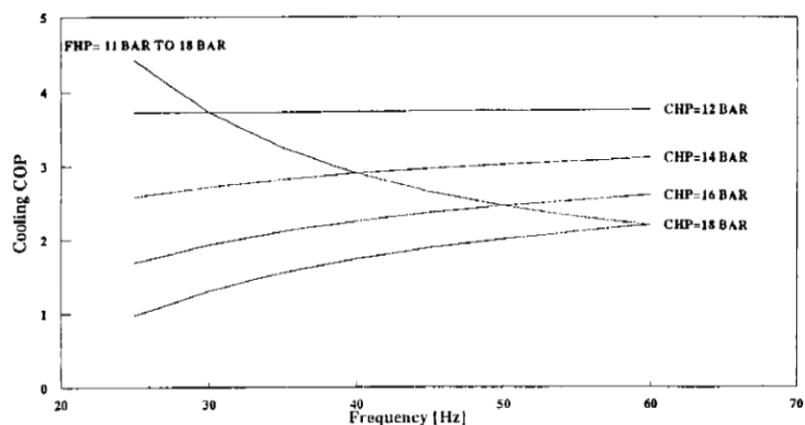


รูปที่ 2.2 กราฟแสดงการเปลี่ยนแปลงของประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก (Isentropic Efficiency) ของคอมเพรสเซอร์ทั้ง 3 ชนิด ตามความเร็วรอบที่สภาวะแรงดันทางด้านอัดเท่ากับ 15 bar

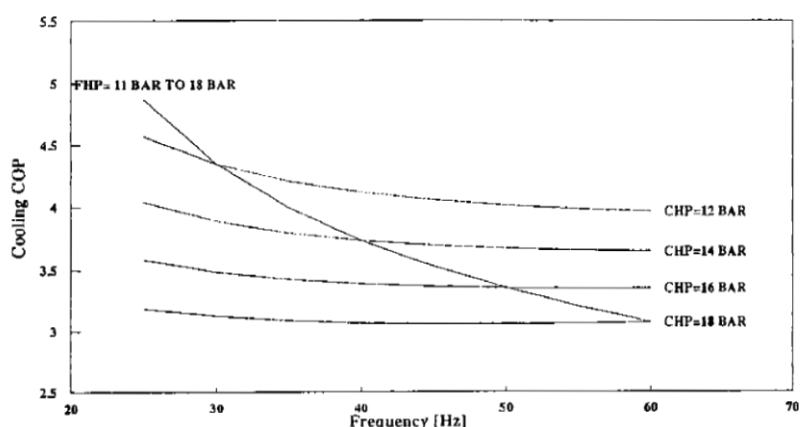
นอกจากนี้ยังได้ทำการทดสอบเพื่อหาค่า *COP* ของการทำความเย็น ภายใต้สภาวะแรงดันทางด้านอัดคงที่ (Constant Head Pressure, CHP) ได้แก่ 12, 14, 16 และ 18 *bar* และสภาวะแรงดันทางด้านอัดปล่อยอิสระ (Floating Head Pressure, FHP) ที่แรงดันตั้งแต่ 11 ถึง 18 *bar* ของคอมเพรสเซอร์ทั้ง 3 ชนิด ดังแสดงในรูปที่ 2.3, 2.4 และ 2.5 ตามลำดับ



รูปที่ 2.3 กราฟแสดงค่า COP ทางด้านความเย็นของคอมเพรสเซอร์ชนิด Open-type Reciprocating ในแต่ละความเร็วรอบที่สภาวะแรงดันทางด้านอัดคงที่ (CHP) และปล่อยอิสระ (FHP)



รูปที่ 2.4 กราฟแสดงค่า COP ทางด้านความเย็นของคอมเพรสเซอร์ชนิด Open-type Rotary Vane ในแต่ละความถี่รอบที่สภาวะแรงดันทางด้านอัดคงที่ (CHP) และปล่อยอิสระ (FHP)



รูปที่ 2.5 กราฟแสดงค่า COP ทางด้านความเย็นของคอมเพรสเซอร์ชนิด Semi-hermetic Reciprocating ในแต่ละความถี่รอบที่สภาวะแรงดันทางด้านอัดคงที่ (CHP) และปล่อยอิสระ (FHP)

จากการศึกษาค้นคว้าสามารถสรุปผลได้ดังนี้

1. สำหรับการทดสอบที่สภาวะแรงดันจ่ายคงที่ มีเพียงคอมเพรสเซอร์แบบ Semi-hermetic ที่แสดงให้เห็นว่ามีค่า *COP* เพิ่มขึ้นเมื่อทำการลดความเร็วรอบ ดังแสดงในรูปที่ 2.5 โดยอัตราการเพิ่มของค่า *COP* นั้นขึ้นอยู่กับแรงดันทางด้านอัดด้วย

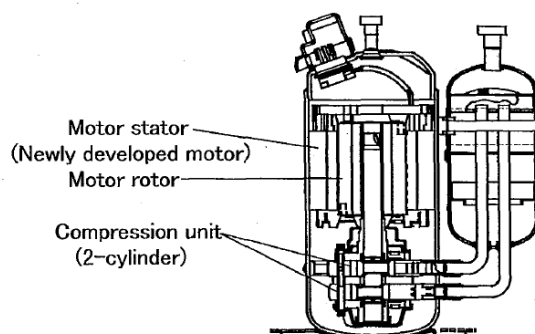
2. ที่ความเร็วต่ำกว่าค่าการออกแบบ คอมเพรสเซอร์แบบ Open-type Rotary Vane มีปัญหาเกี่ยวกับการลดลงของประสิทธิภาพเชิงปริมาตร โดยมีการรั่วซึมระหว่างลูกสูบและกระบอกสูบ ในขณะที่คอมเพรสเซอร์แบบ Semi-hermetic Reciprocating มีปัญหาเกี่ยวกับระบบหล่อเย็นของมอเตอร์และการเพิ่มของอุณหภูมิทางด้านดูด (Suction Temperature)

3. การทดสอบคอมเพรสเซอร์ทั้ง 3 แบบ ทำให้ทราบว่าค่า COP จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อทำการลดความเร็วรอบควบคู่ไปกับการลดแรงดันทางด้านจ่าย

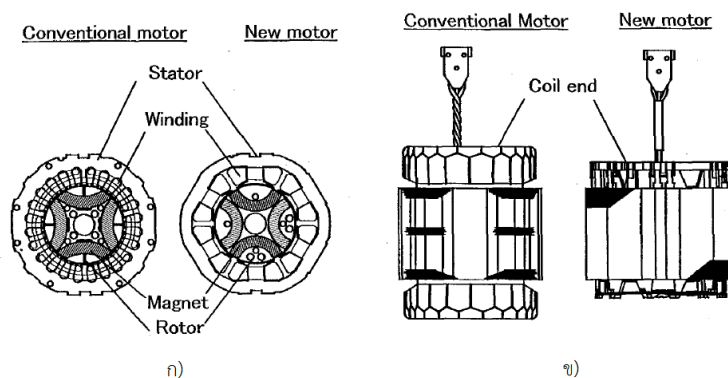
4. เพื่อประสิทธิภาพสูงสุด ระบบปรับความเร็วรอบไม่ควรทำงานที่สภาวะสูงสุด แต่ควรทำงานที่สภาวะ Part Load เพราะมีผลต่ออายุการใช้งานของระบบ

5. ประสิทธิภาพของมอเตอร์มีผลต่อค่า COP โดยรวมของระบบทำความเย็นที่ใช้ไฟฟ้า และในระบบปรับความเร็วรอบมอเตอร์ ดังนั้นควรใช้งานกับปริมาณโหลดที่มีการเปลี่ยนแปลงไม่มาก

Inaba, Futami, Kawamura, Fukagawa และ Imazawa (2000) [3] ได้ศึกษาและทำการพัฒนาคอมเพรสเซอร์ Brushless DC Motor ดังแสดงในรูปที่ 2.6 ให้มีประสิทธิภาพสูง และมีต้นทุนในการผลิตที่ต่ำ โดยมุ่งเน้นศึกษาในด้านการลดการใช้พลังงาน เนื่องจากคอมเพรสเซอร์นั้นเป็นอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานไฟฟ้ามากที่สุดในเครื่องปรับอากาศ ดังนั้นการพัฒนาคอมเพรสเซอร์ Brushless DC Motor ให้มีประสิทธิภาพสูงจะสามารถช่วยลดการใช้พลังงานได้มากยิ่งขึ้น อีกทั้งยังเป็นคอมเพรสเซอร์ที่ใช้กับสารทำความเย็นชนิด R410A ซึ่งมีความเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อม

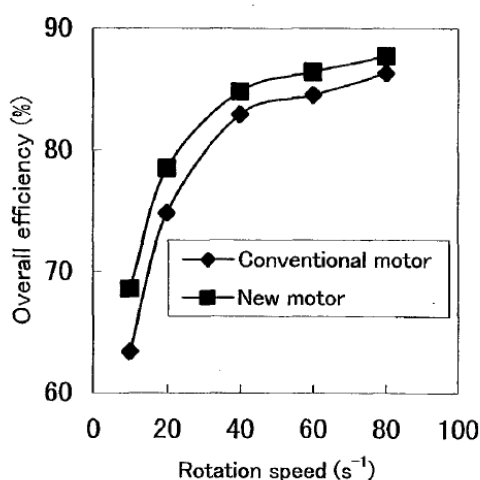


รูปที่ 2.6 แสดงภาพตัดของคอมเพรสเซอร์ Brushless DC Motor ชนิดโรตารี 2 ลูกสูบ



รูปที่ 2.7 การเปรียบเทียบระหว่างมอเตอร์ธรรมดา กับ Brushless DC ก) โครงสร้างมอเตอร์ และ ข) ขดลวดมอเตอร์

จากรูปที่ 2.7 ก) แสดงให้เห็นว่ามอเตอร์ธรรมดาที่มีจำนวนของช่องสเตเตอร์ถึง 24 ช่อง ส่วนมอเตอร์ Brushless DC มีเพียง 6 ช่อง ทำให้มีขนาดที่เล็กลงกว่าเดิมมาก โดยขนาดของมอเตอร์ Brushless DC ที่ได้มีขนาดเล็กกว่าของมอเตอร์ธรรมดาถึงร้อยละ 35 ดังแสดงในรูปที่ 2.7 ข) ทำให้สามารถลดการใช้วัตถุดิบ ต้นทุน และขั้นตอนความยุ่งยากในการผลิตลงได้

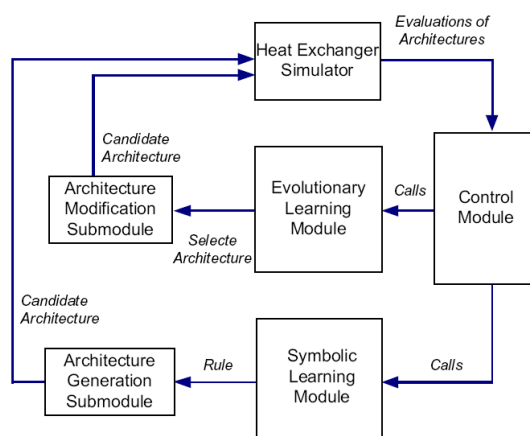


รูปที่ 2.8 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพโดยรวม และความเร็วมอเตอร์ทั้ง 2 ชนิด

จากรูปที่ 2.8 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพโดยรวม (Overall Efficiency) และความเร็วมอเตอร์ แสดงให้เห็นว่าประสิทธิภาพโดยรวมของมอเตอร์ Brushless DC มีประสิทธิภาพสูงกว่ามอเตอร์ธรรมดาทุกความเร็วมอเตอร์

จากการศึกษาและพัฒนามอเตอร์ในครั้งนี้ ทำให้ได้มอเตอร์ Brushless DC ที่สามารถใช้ได้กับคอมเพรสเซอร์โรตารีชนิด 1 และ 2 ลูกสูบ ซึ่งเป็นคอมเพรสเซอร์ที่ได้รับความนิยมและใช้กันทั่วไปตามที่פקอาศัย สามารถช่วยในเรื่องการลดการใช้พลังงานให้กับระบบปรับอากาศได้เป็นอย่างดี อีกทั้งยังเป็นการลดต้นทุนและขั้นตอนในการผลิตได้พร้อมๆกัน

Domanski และ Yashar (2007) [4] ได้ศึกษาวิธีการคำนวณเพื่อให้ได้คอยล์ควบแน่นชนิด Finned-tube ให้มีประสิทธิภาพสูงที่สุด โดยใช้โปรแกรม EVAP-COND 3.0 ด้วยการคำนวณแบบ ISHED (Intelligent System for Heat Exchanger Design) ซึ่งมีขั้นตอนการทำงานตามแผนผังดังแสดงในรูปที่ 2.9

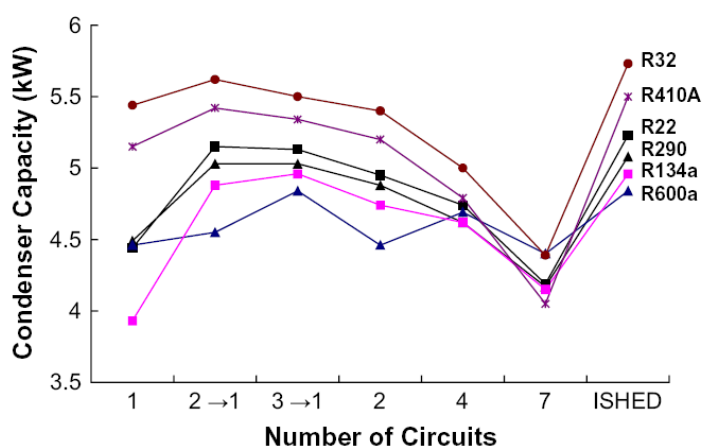


รูปที่ 2.9 แสดงแผนผังขั้นตอนการทำงานวิธีการคำนวณแบบ ISHED

สำหรับการศึกษาในครั้งนี้ได้กำหนดค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ของคอยล์ควบแน่นไว้ ดังแสดงในตารางที่ 2.2 โดยมีรายละเอียดดังนี้ ความสูง 14 นิ้ว, ความยาว 140 mm 7, ความลึก 2 แถว และข้อมูลของอากาศขาเข้าที่สภาวะ 35 °C, ความชื้นสัมพัทธ์ 50%, ความดันสถิตย์ 101.325 kPa และมีอัตราการไหลอากาศเท่ากับ 0.508 m³/s ที่ความเร็วเฉลี่ย 1.0 m/s โดยแบ่งการทดสอบตามการไหลของอากาศขาเข้าเป็น 2 แบบ คือแบบ Uniform และ Non-uniform

ตารางที่ 2.2 แสดงรายละเอียดการออกแบบคอยล์ควบแน่น

Number of depth rows	2
Number of tubes per row	14
Tube length (mm)	1407
Tube inside diameter (mm)	7.7
Tube outside diameter (mm)	8.3
Tube pitch (mm)	25.4
Tube depth row pitch (mm)	15.9
Tube inner surface	Smooth
Tube material thermal conductivity (kW m ⁻¹ K ⁻¹)	0.386
Fin thickness (mm)	0.11
Fin spacing (mm)	1.19
Fin type	Lanced
Fin material thermal conductivity (kW m ⁻¹ K ⁻¹)	0.222

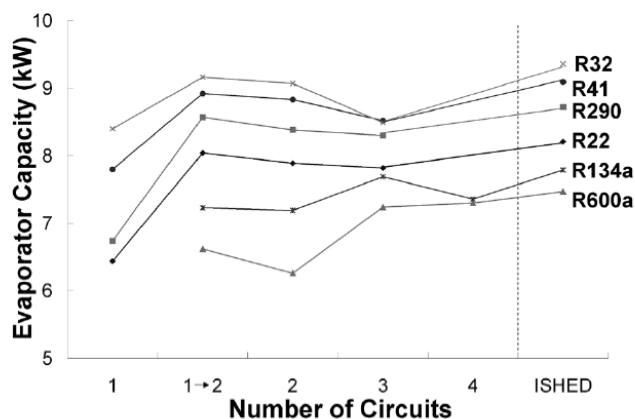


รูปที่ 2.10 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณโหลดของคอยล์ควบแน่นกับจำนวนวงจรของสารทำความเย็นด้วยวิธีการเขียนโดยมือและการคำนวณโดยวิธี ISHED

จากรูปที่ 2.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณโหลดของคอยล์ควบแน่นกับจำนวนวงจรของสารทำความเย็นด้วยวิธีการเขียนโดยมือและการคำนวณโดยวิธี ISHED ของสารทำความเย็น R32, R410A, R22, R290, R134A และ R600A

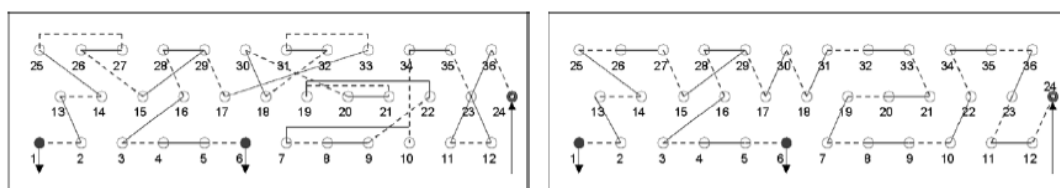
ผลจากการศึกษาพบว่า การสร้างวงจรสารทำความเย็นด้วยวิธีการคำนวณโดยวิธี ISHED ให้ผลลัพธ์ที่ดีกว่าวิธีการเขียนด้วยมือ สำหรับการไหลของอากาศแบบ Non-uniform และจากการทดสอบประสิทธิภาพโดยสารทำความเย็นชนิดต่างๆ พบว่าอัตราส่วนค่าปริมาณโหลดของคอยล์ควบแน่นที่ได้สูงสุด (R32) ต่อดีค่าต่ำสุด (R600A) มีค่าเท่ากับ 1.18

Domanski, Yashar และ Kaufman (2008) [5] ได้ศึกษาเกี่ยวกับการจำลองหาประสิทธิภาพของวงจรสารทำความเย็นของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Finned-tube โดยใช้โปรแกรม EVAP - COND 3.0 ด้วยวิธีการคำนวณแบบ ISHED (Intelligent System for Heat Exchanger Design) เพื่อให้ได้วงจรสารทำความเย็นที่ดีที่สุด มีความเหมาะสมกับชนิดของสารทำความเย็น สภาพอากาศ และคุณสมบัติของวัสดุที่ใช้



รูปที่ 2.11 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณโหลดของคอยล์ระเหย กับจำนวนวงจรสารทำความเย็น ด้วยวิธีการเขียนโดยมือและการคำนวณโดยวิธี ISHED

จากรูปที่ 2.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณโหลดของคอยล์ระเหยกับจำนวนวงจรของสารทำความเย็นด้วยวิธีการเขียนโดยมือและการคำนวณโดยวิธี ISHED ของสารทำความเย็น R32, R410A, R22, R290, R134A และ R600A



ก)

ข)

รูปที่ 2.12 แสดงผลการสร้างวงจรโดยวิธี ISHED ก่อน ก) และหลัง ข) ทำการแก้ไขโดยมือ

จากรูปที่ 2.12 ก) แสดงวงจรสารทำความเย็นของคอยล์ระเหยที่สร้างขึ้นโดยวิธี ISHED สำหรับภาระโหลดของอากาศแบบ Highly Non-uniform และในทำนองเดียวกัน ข) แสดงวงจรสารทำความเย็นหลังจากเขียนแก้ไขด้วยมือ โดยพบว่าปริมาณโหลดของคอยล์ที่ได้นั้นไม่เปลี่ยนแปลงไปจากเดิม

2.2 การศึกษาวิธีการทดสอบระบบฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ

Winkler (2011) [6] ได้ทำการทดสอบเครื่องฮีทปั๊มขนาดเล็กแบบแยกส่วน (Mini-split Heat Pump, MSHP) ดังแสดงในรูปที่ 2.13 จำนวน 2 ยี่ห้อ ได้แก่ “Fujitsu” รุ่น 12RLS และ “Mitsubishi” รุ่น FE12NA เพื่อเปรียบเทียบผลทดสอบกับข้อมูลสมรรถนะที่ได้จากทางผู้ผลิต ดังแสดงในตารางที่ 2.3 โดยทำการทดสอบที่สภาวะคงตัว (Steady-state) สภาวะความเร็วรอบต่ำสุด

และความสามารถในการละลายน้ำแข็ง สำหรับโหมดการทำความร้อน (Heating Mode) และความเย็น (Cooling Mode) ที่สภาวะของอุณหภูมิแตกต่างกันทั้งภายในและภายนอกอาคาร ในแต่ละความเร็วของคอมเพรสเซอร์และพัดลม



ก)



ข)

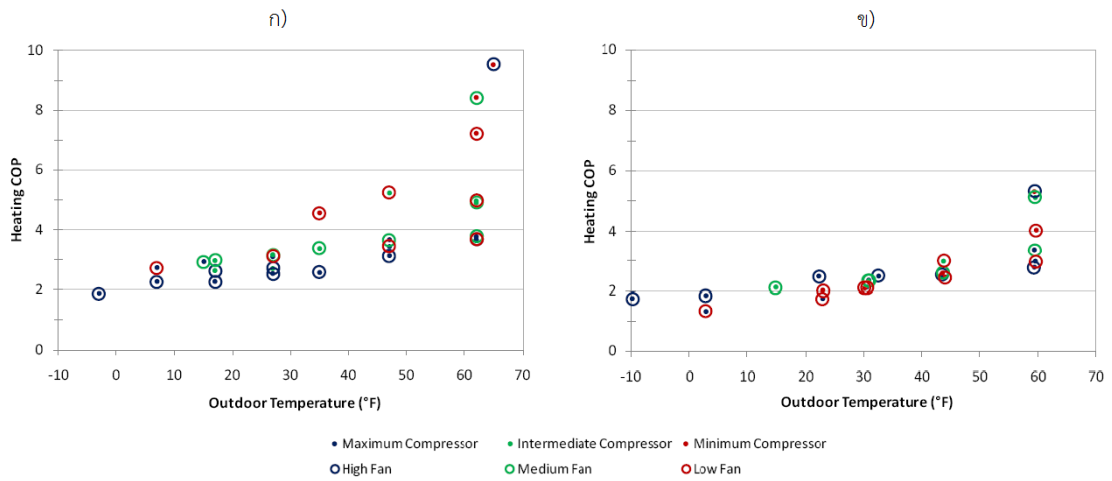
NREL/PIX 19345 (left), 19343 (right)
Credit: Howard Cheung/Herrick Labs

รูปที่ 2.13 ก) Outdoor Unit และ ข) Indoor Unit ครอบด้วยกล่องหุ้มฉนวน

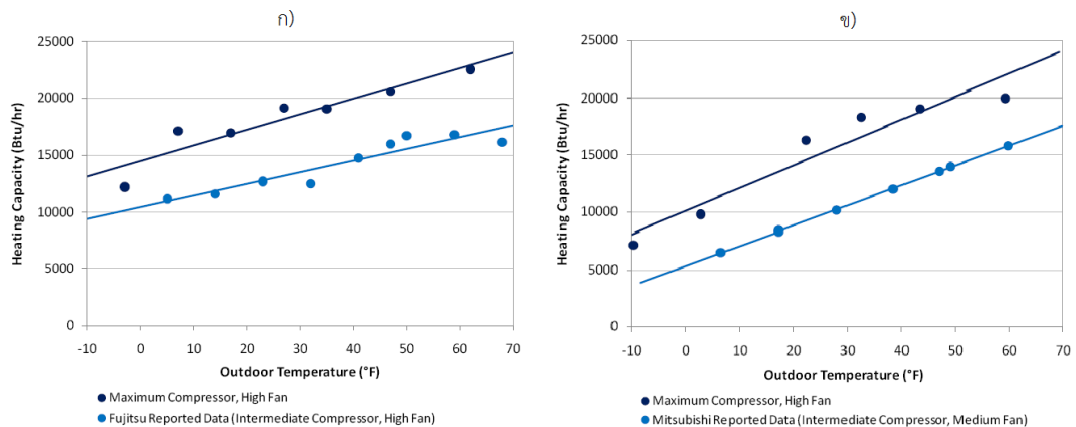
ตารางที่ 2.3 รายงานข้อมูลสมรรถนะจากผู้ผลิต

		Fujitsu 12RLS	Mitsubishi FE12NA
Outdoor Unit	–	ASU12RLS	MUZ-FE12NA
Indoor Unit	–	AOU12RLS	MSZ-FE12NA
Seasonal energy-efficiency ratio (SEER)	Btu/h-W	25	23
Heating seasonal performance factor (HSPF)	Btu/h-W	12	10.6
Rated cooling capacity	Btu/h	12,000	12,000
Cooling capacity range	Btu/h	3,800–14,500	2,800–12,000
Cooling energy efficiency ratio (EER)	Btu/h-W	14.46	12.9
Rated heating capacity	Btu/h	16,000	13,600
Heating capacity range	Btu/h	3,100–24,000	3,000–21,000
Heating coefficient of performance (COP)	–	3.9	4.2

ผลของค่า *COP* ทางด้านร้อน (Heating *COP*) เปรียบเทียบกับอุณหภูมิอากาศภายนอก (Outdoor Temperature) ในแต่ละระดับความเร็วคอมเพรสเซอร์และพัดลมของเครื่องฮีทปั๊มทั้ง 2 รุ่น ดังแสดงในรูปที่ 2.14



รูปที่ 2.14 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่า COP ทางด้านร้อนและอุณหภูมิอากาศภายนอก ในแต่ละระดับความเร็วคอมเพรสเซอร์และพัดลม ก) Fujitsu : 12RLS และ ข) Mitsubishi : FE12NA



รูปที่ 2.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนกับอุณหภูมิอากาศภายนอก ที่สภาวะกำลังสูงสุดและข้อมูลของทางผู้ผลิต ก) Fujitsu : 12RLS และ ข) Mitsubishi : FE12NA

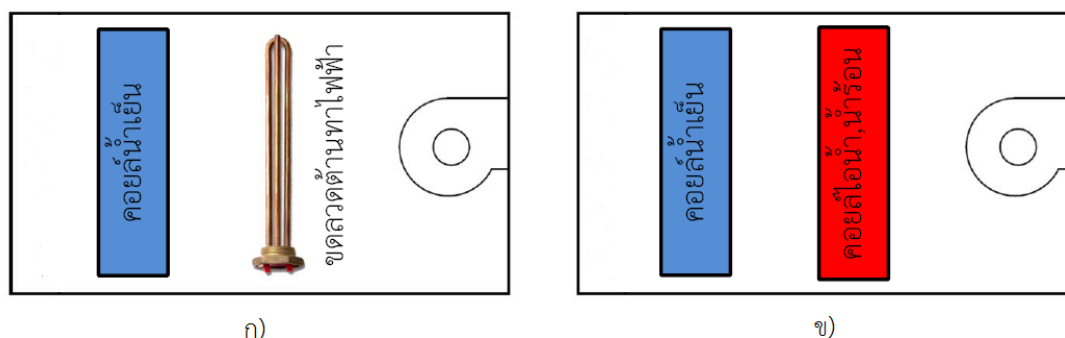
จากการศึกษาพบว่าข้อมูลที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะ มีความสอดคล้องกับรายงานข้อมูลของทางผู้ผลิต ดังแสดงในรูปที่ 2.15 และเมื่อนำมาเปรียบเทียบกับเครื่องปรับอากาศประสิทธิภาพสูงที่มีค่า SEER เท่ากับ 21 พบว่าค่า COP ที่การทำงานของคอมเพรสเซอร์ปานกลาง (Intermediate Loads) มีค่าใกล้เคียงกัน โดยอยู่ในช่วงระหว่าง -15% ถึง 8% และการควบคุมแบ่งพื้นที่ใช้งานสำหรับ MSHP ยังสามารถช่วยลดปริมาณการใช้ไฟฟ้าสูงสุด (Peak-Load) ให้แก่ระบบได้

บทที่ 3

ทฤษฎี

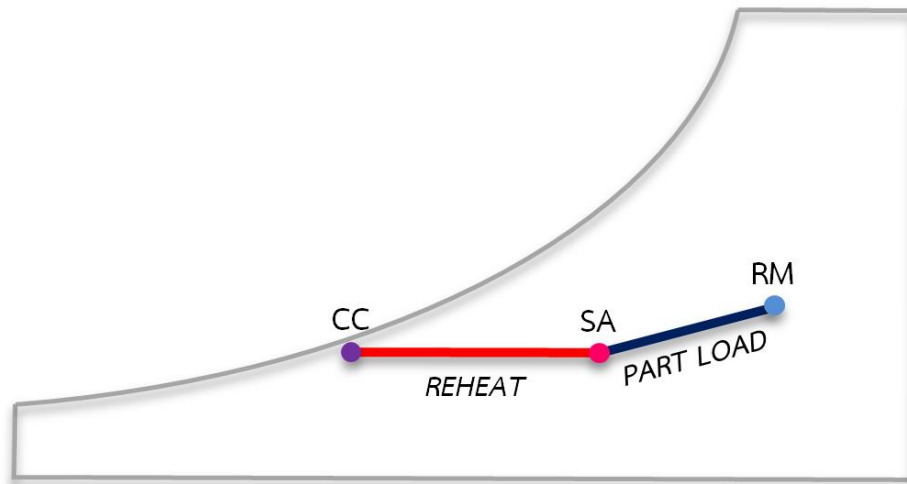
3.1 การอุ่นอากาศ (Air Reheat)

การอุ่นอากาศคือการเพิ่มอุณหภูมิให้กับอากาศจ่าย หลังจากที่ไหลผ่านคอยล์เย็นมาแล้ว โดยการใช้อุปกรณ์สร้างความร้อนเพื่อให้อากาศมีอุณหภูมิที่สูงขึ้น อาทิเช่น การใช้ขดลวดต้านทานไฟฟ้า (Electric Heater) การใช้คอยล์ไอน้ำ คอยล์น้ำร้อน หรือคอยล์สารทำความเย็น (Dx-Coil) เป็นต้น ดังแสดงในรูปที่ 3.1 โดยอุปกรณ์เหล่านี้จะถูกติดตั้งในตำแหน่งหลังจากที่อากาศไหลผ่านคอยล์เย็นมาแล้ว ไม่ว่าจะเป็นที่ด้านหน้าของคอยล์เย็นหรือในท่อลมจ่าย เพื่อเป็นการจำลองปริมาณโหลดความร้อนให้กับห้องปรับอากาศช่วง Part Load เนื่องจากในช่วงนี้ปริมาณโหลดความร้อนของห้องมีปริมาณไม่มาก ส่งผลให้อุณหภูมิของห้องลดต่ำลง ซึ่งมีสาเหตุมาจากการปรับลดอัตราการไหลของน้ำ โดยวาล์วควบคุม (Control Valve) ทำให้ความสามารถในการดึงความชื้นของคอยล์เย็นมีประสิทธิภาพที่ลดลง ส่งผลให้ปริมาณความชื้นสัมพัทธ์ของห้องปรับอากาศเพิ่มสูงขึ้น ดังนั้นหากต้องการควบคุมสถานะของห้องไม่ให้มีปริมาณความชื้นสัมพัทธ์ที่สูงจนเกินไป การอุ่นอากาศจึงมีความจำเป็นมากสำหรับกรณีนี้



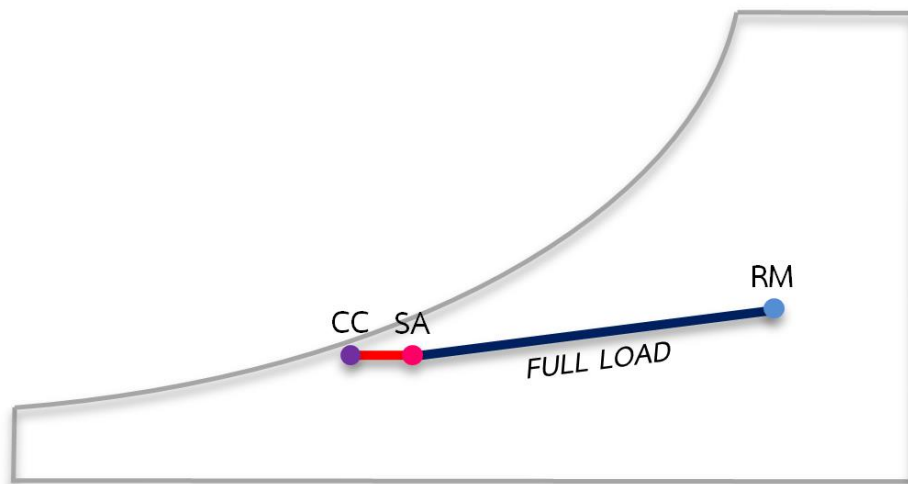
รูปที่ 3.1 วิธีการอุ่นอากาศด้วย ก) ขดลวดต้านทานไฟฟ้า ข) คอยล์ไอน้ำหรือคอยล์น้ำร้อน

สำหรับการอุ่นอากาศจ่ายในช่วง Part Load สามารถเขียนบนแผนภาพไซโครเมตริก ดังแสดงในรูปที่ 3.2 โดยอากาศที่ไหลออกจากคอยล์เย็นที่จุด CC จำเป็นต้องได้รับการอุ่นก่อนเพื่อให้มีอุณหภูมิที่สูงขึ้นตามเส้นสีแดงจนถึงจุด SA แล้วจ่ายไปยังห้องปรับอากาศ เพื่อรับเอาโหลดความร้อนของห้องตามเส้นสีน้ำเงิน โดยสถานะของห้องในที่นี้คือจุด RM



รูปที่ 3.2 แผนภาพไซโครเมตริกของการอุ่นอากาศจ่ายในช่วง Part Load

ส่วนห้องปรับอากาศในช่วง Full Load จากแผนภาพไซโครเมตริก ดังแสดงในรูปที่ 3.3 เนื่องจากปริมาณโหลดความร้อนของห้องปรับอากาศนั้นมีปริมาณมาก ดังนั้นการอุ่นอากาศจ่ายที่จุด SA จึงมีความจำเป็นน้อยมากในกรณีนี้ โดยความร้อนที่เกิดขึ้น ส่วนใหญ่จะมาจากความร้อนสูญเสียของระบบท่อส่งลมเย็น



รูปที่ 3.3 แผนภาพไซโครเมตริกของการอุ่นอากาศจ่ายในช่วง Full Load

สำหรับการอุ่นอากาศโดยทั่วไปนั้นมีหลากหลายวิธี โดยปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทให้กับอากาศนี้จัดอยู่ในประเภทความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) สามารถคำนวณหาได้จากสมการ (3.1)

$$kW_{RH} = \frac{1.1cfm\Delta T}{3.41 \times 1000} \quad (3.1)$$

เมื่อ kW_{RH} คือ ปริมาณความร้อนสำหรับการอุ่นอากาศ เป็น kW
 cfm คือ ปริมาณลม เป็น ft^3/min
 ΔT คือ ผลต่างระหว่างอุณหภูมิของอากาศก่อนและหลังทำการอุ่น เป็น $^{\circ}F$

จากสมการ (3.1) ทำให้สามารถคำนวณหาค่าของปริมาณความร้อนที่ต้องการ สำหรับการอุ่นอากาศที่ปริมาณลมนั้นๆ เพื่อใช้ในการเลือกอุปกรณ์ให้เพียงพอกับความต้องการและสามารถควบคุมสถานะของห้องปรับอากาศให้อยู่ในเกณฑ์มาตรฐานตามที่กำหนด

3.2 ฮีทปั๊ม (Heat Pump)

ฮีทปั๊มหรือเรียกอีกชื่อหนึ่งว่า “ปั๊มความร้อน” คือระบบที่อาศัยการถ่ายเทพลังงานความร้อนจากแหล่งอุณหภูมิต่ำไปยังแหล่งที่มีอุณหภูมิสูง โดยใช้หลักการทำงานแบบเดียวกับเครื่องทำความเย็นชนิดอัดไอ แต่จะเน้นใช้ประโยชน์ทางด้านความร้อนเป็นหลัก สามารถแบ่งตามลักษณะของแหล่งจ่ายพลังงานได้เป็น 3 ประเภท ได้แก่ แหล่งพลังงานจากอากาศ (Air Source) แหล่งพลังงานจากน้ำ (Water Source) และแหล่งพลังงานจากใต้พื้นดิน (Ground Source) ซึ่งแต่ละประเภทจะแตกต่างกันที่ลักษณะการรับและถ่ายเทพลังงานความร้อนโดยอาศัยตัวกลางที่แตกต่างกันออกไป แต่ลักษณะการทำงานของระบบโดยทั่วไปจะใช้พื้นฐานในรูปแบบเดียวกัน

3.1.1 อุปกรณ์หลัก

1) คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

เป็นอุปกรณ์สร้างแรงดันให้กับสารทำความเย็นซึ่งอยู่ในสถานะก๊าซ โดยสารทำความเย็นที่ไหลมาจากอุปกรณ์ระเหย (Evaporator) จะมีอุณหภูมิและแรงดันที่ต่ำ ไหลเข้าทางด้านดูด (Suction) ของคอมเพรสเซอร์ เพื่อทำการอัดสารทำความเย็นให้มีอุณหภูมิและแรงดันที่สูง ออกไปทางด้านจ่าย (Discharge) แล้วไหลต่อไปยังอุปกรณ์ควบแน่น (Condenser) ในลำดับถัดไป

2) อุปกรณ์ควบแน่น (Condenser)

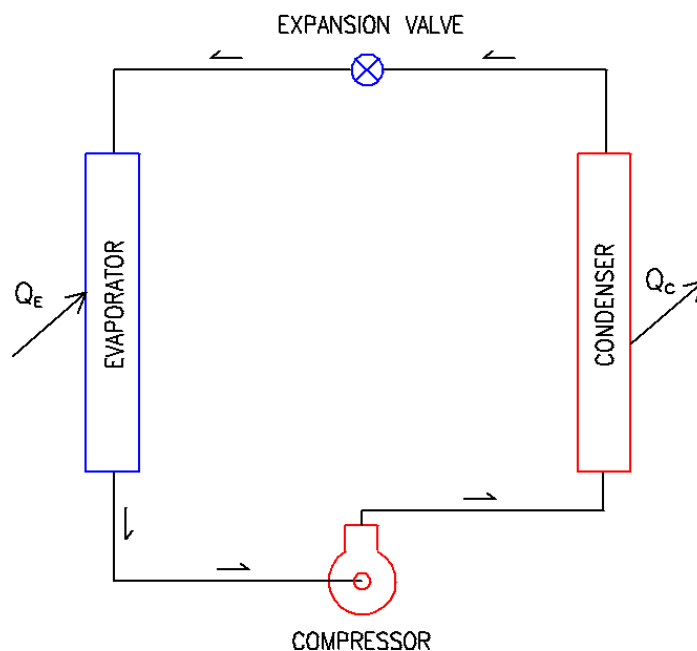
เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่ง ทำหน้าที่ในการควบแน่นสารทำความเย็นสถานะก๊าซให้กลั่นตัวเป็นของเหลว โดยอาศัยการคายพลังงานให้กับตัวกลางที่มาแลกเปลี่ยน เช่น น้ำ หรือ อากาศ ส่งผลให้สารทำความเย็นนี้เกิดการควบแน่น แล้วไหลต่อไปยังอุปกรณ์ปรับลดแรงดัน ในลำดับถัดไป

3) วาล์วปรับลดแรงดัน (Expansion Valve)

เป็นอุปกรณ์ปรับลดแรงดันให้กับสารทำความเย็น ที่ไหลมาจากอุปกรณ์ควบแน่น ซึ่งมีอุณหภูมิและแรงดันที่สูง ในสถานะของเหลวผสมกับก๊าซ โดยการปรับลดแรงดันอย่างฉับพลันนั้น จะส่งผลให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นลดต่ำลง เป็นไปตามคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ (Thermodynamics) ของสารทำความเย็น แต่ยังคงสถานะอยู่ในรูปของของเหลวผสมก๊าซเช่นเดิม

4) อุปกรณ์ระเหย (Evaporator)

เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่ง ทำหน้าที่ในการระเหยสารทำความเย็นจากสถานะของเหลวให้กลายเป็นก๊าซ โดยการรับพลังงานจากแหล่งจ่าย ผ่านตัวกลางในการแลกเปลี่ยน เช่น น้ำ หรือ อากาศ และเมื่อสารทำความเย็นได้รับพลังงานถึงจุดๆหนึ่ง ก็จะเกิดการระเหยเป็นก๊าซในที่สุด ก่อนไหลกลับไปยังคอมเพรสเซอร์



รูปที่ 3.4 แผนภาพวัฏจักรของระบบฮีทปั๊ม

จากรูปที่ 3.4 อุปกรณ์ทั้ง 4 ของระบบจะถูกเชื่อมต่อเข้าด้วยกันโดยท่อและมีสารทำความเย็นบรรจุอยู่ใน ทำหน้าที่ในการรับและถ่ายเทพลังงานจากแหล่งหนึ่งไปยังอีกแหล่งหนึ่งหมุนเวียนเป็นวัฏจักร

3.1.2 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient Of Performance, *COP*)

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ หรือที่เรียกกันว่า *COP* คืออัตราส่วนของปริมาณความร้อนหรือความเย็นต่อปริมาณการใช้พลังงาน ไม่มีหน่วยวัด จะต้องมีความมากกว่าหรือเท่ากับ 1 เสมอ ใช้สำหรับแสดงถึงความได้เปรียบทางด้านพลังงานของระบบอัดไอ โดยค่า *COP* ในการอุ่นอากาศสามารถคำนวณได้จากสมการ (3.2)

$$COP = \frac{kW_{RH}}{W} \quad (3.2)$$

เมื่อ <i>COP</i>	คือ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องฮีทปั๊ม (ในที่นี้คำนวณจากประสิทธิภาพในการอุ่นอากาศ) ไม่มีหน่วยวัด
kW_{RH}	คือ ปริมาณความร้อนในการอุ่นอากาศ เป็น <i>kW</i>
<i>W</i>	คือ ปริมาณไฟฟ้าที่จ่ายให้กับคอมเพรสเซอร์ เป็น <i>kW</i>

3.1.3 ค่า IPLV (Integrated Part Load Value) หรือ NPLV (Non-standard Part Load Value)

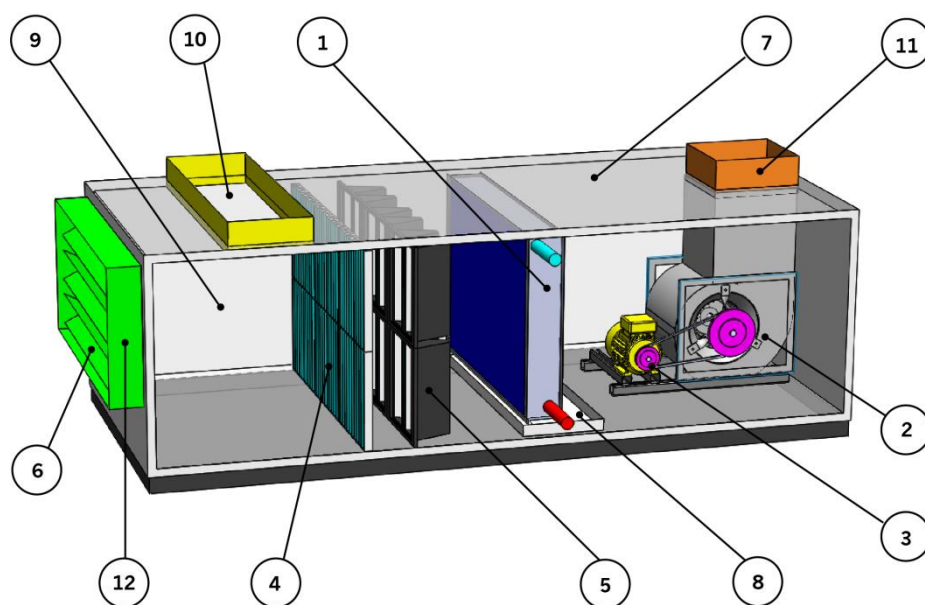
ค่า IPLV หรือ NPLV เป็นการคำนวณหาค่า *COP*, *EER* หรือ *kW/ton* ในช่วง Part Load โดยแบ่งอัตราส่วนน้ำหนักเป็น % การทำงาน ใช้สำหรับคำนวณประสิทธิภาพเครื่องทำน้ำเย็นและน้ำร้อน (Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages) ที่ทำงานด้วยระบบอัดไอ อ้างอิงตามมาตรฐานของ ANSI/AHRI Standard 550/590 - 2011 [7] สามารถคำนวณได้จากสมการ (3.3)

$$IPLV, NPLV = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D \quad (3.3)$$

เมื่อ <i>NPLV</i>	คือ ค่า <i>COP</i> ของระบบฮีทปั๊มในช่วง Part Load ไม่มีหน่วยวัด
<i>A</i>	คือ ค่า <i>COP</i> ของระบบฮีทปั๊มที่สภาวะโหลด 100% ไม่มีหน่วยวัด
<i>B</i>	คือ ค่า <i>COP</i> ของระบบฮีทปั๊มที่สภาวะโหลด 75% ไม่มีหน่วยวัด
<i>C</i>	คือ ค่า <i>COP</i> ของระบบฮีทปั๊มที่สภาวะโหลด 50% ไม่มีหน่วยวัด
<i>D</i>	คือ ค่า <i>COP</i> ของระบบฮีทปั๊มที่สภาวะโหลด 25% ไม่มีหน่วยวัด

3.3 เครื่องส่งลมเย็น (Air Handling Unit)

สำหรับพื้นที่ในเขตร้อน ดังเช่นประเทศไทย เครื่องส่งลมเย็นถูกใช้สำหรับการทำความเย็นให้กับอาคารหรือบริเวณพื้นที่ขนาดใหญ่ ตัวอย่างเช่น ห้างสรรพสินค้า โรงแรม โรงพยาบาล โรงงาน อุตสาหกรรม หรือแม้แต่อาคารสำนักงาน เพื่อการปรับหรือลดอุณหภูมิของอากาศให้เหมาะสมกับความต้องการในพื้นที่นั้นๆ สามารถแบ่งออกเป็น 2 ชนิด ได้แก่ ชนิดคอยล์น้ำ (Chilled Water Coil) และชนิดคอยล์สารทำความเย็น (Direct Expansion Coil, Dx-Coil) โดยทั้งสองชนิดนี้แตกต่างกันที่ชนิดของของไหลภายในคอยล์ ส่วนอุปกรณ์อื่นๆนอกจากนั้นเหมือนกันแทบทุกประการ โดยรูปร่างและส่วนประกอบของเครื่องส่งลมเย็น ดังแสดงในรูปที่ 3.5



รูปที่ 3.5 รายละเอียดส่วนประกอบของเครื่องส่งลมเย็น

- 1) คอยล์เย็น (Cooling Coil)
- 2) พัดลม (Blower)
- 3) มอเตอร์และสายพานขับพัดลม (Motor and Belt Drive)
- 4) แผ่นกรองอากาศขั้นต้น (Pre Filter)
- 5) แผ่นกรองอากาศขั้นที่สอง (Medium Filter)
- 6) ตัวปรับปริมาณลม (Volume Damper)
- 7) แผ่นฉนวนสำเร็จรูป (Sandwich Panel)

- 8) ถาดรองน้ำทิ้ง (Drain Pan)
- 9) ห้องผสมอากาศ (Mixing Chamber)
- 10) ช่องอากาศกลับ (Return Air)
- 11) ช่องอากาศจ่าย (Supply Air)
- 12) ช่องอากาศเติม (Fresh Air)

โดยที่เครื่องส่งลมเย็นนี้จะถูกติดตั้งอยู่บริเวณภายนอกพื้นที่ปรับอากาศ จะส่งและดึงอากาศผ่านท่อลม (Ductwork) ที่หุ้มด้วยฉนวนกันความร้อน เพื่อป้องกันความร้อนสูญเสียและการกลั่นตัวของหยดน้ำที่ผิวท่อ โดยเครื่องจะปรับสภาวะของห้องให้ได้สภาวะตามที่ต้องการ คล้ายกับเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กตามที่พักอาศัย แต่จะมีขนาดปริมาณการทำความเย็นที่มากกว่า



บทที่ 4

การออกแบบและสร้างฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ

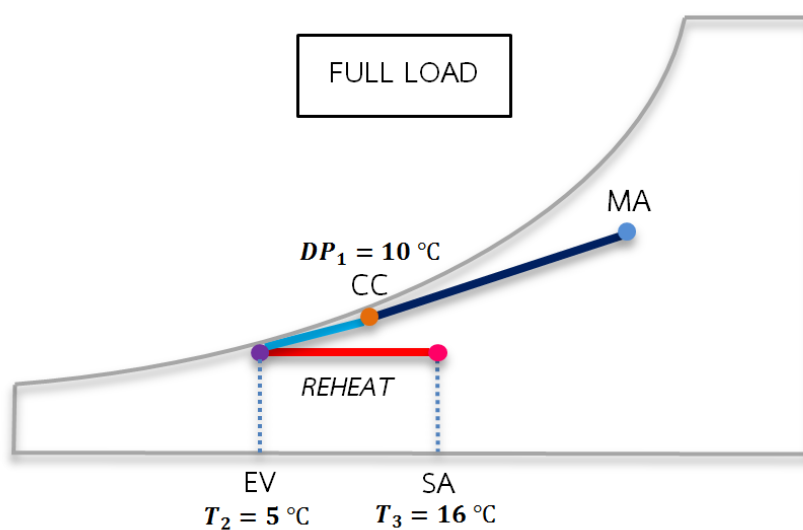
เครื่องฮีทปั๊มที่ทำการออกแบบและสร้างสำหรับงานวิจัยในครั้งนี้ เป็นชนิดที่ถ่ายเทความร้อนจากอากาศสู่อากาศ (Air - to - Air) โดยใช้คอมเพรสเซอร์ชนิดปรับความเร็วรอบ เพื่อปรับปริมาณภาระความร้อนในการอุ่นอากาศให้ได้ตามที่ต้องการ มีรายละเอียดการออกแบบและการสร้างดังต่อไปนี้

4.1 การออกแบบ

การออกแบบเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบเพื่อการอุ่นอากาศจ่ายนี้ สามารถแบ่งออกได้เป็น 2 ส่วน ได้แก่ การคำนวณหาปริมาณความร้อนสำหรับการอุ่นอากาศ และการเลือกอุปกรณ์ภายในเครื่อง โดยรายละเอียดของแต่ละส่วนมีดังนี้

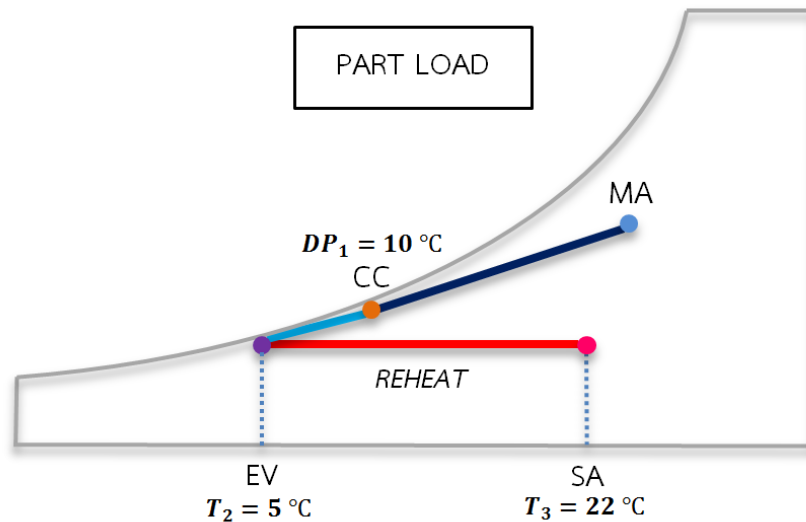
4.1.1 การคำนวณหาปริมาณความร้อนสำหรับการอุ่นอากาศ

โดยปกติคอยล์น้ำเย็นหลัก (Chilled Water Coil) ของเครื่องส่งลมเย็นจะจ่ายอากาศออกมาที่อุณหภูมิประมาณ $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ (ที่จุด CC) และอุณหภูมิของอากาศที่ต้องการหลังจากการอุ่นจะอยู่ราว $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ ขึ้นอยู่กับสภาวะปริมาณโหลด ช่วงสภาวะ Full Load ของห้องปรับอากาศ ความต้องการในการอุ่นอากาศจะมีต่ำ ดังนั้นอุณหภูมิที่จุด SA จะมีค่าประมาณ $16\text{ }^{\circ}\text{C}$ ดังแสดงในรูปที่ 4.1



รูปที่ 4.1 แผนภาพไซโครเมตริกห้องปรับอากาศช่วงสภาวะ Full Load

ส่วนในสถานะ Part Load ของห้องปรับอากาศ ความต้องการในการอุ่นอากาศจะมีสูง ดังนั้น อุณหภูมิที่จุด SA จะมีค่าประมาณ 22 °C ดังแสดงในรูปที่ 4.2



รูปที่ 4.2 แผนภาพไซโครเมตริกห้องปรับอากาศช่วงสถานะ Part Load

สำหรับงานวิจัยในครั้งนี้ ปริมาณอากาศจ่ายของเครื่องส่งลมเย็นมีค่าเท่ากับ 697.5 *cfm* [8] เนื่องจากเป็นปริมาณอากาศของอุปกรณ์พัดลมเดิมที่มีอยู่แล้ว โดยความต้องการในการอุ่นอากาศสูงสุด มีค่า ΔT_{max} เท่ากับ 12 °C (21.6 °F) จากสมการ (3.1) สามารถคำนวณหาปริมาณความร้อนสำหรับการอุ่นอากาศจ่ายสูงสุดคือ

$$kW_{RH} = \frac{1.1 \times 697.5 \times 21.6}{3.41 \times 1000} \quad (4.1)$$

$$= 4.86 \text{ kW}$$

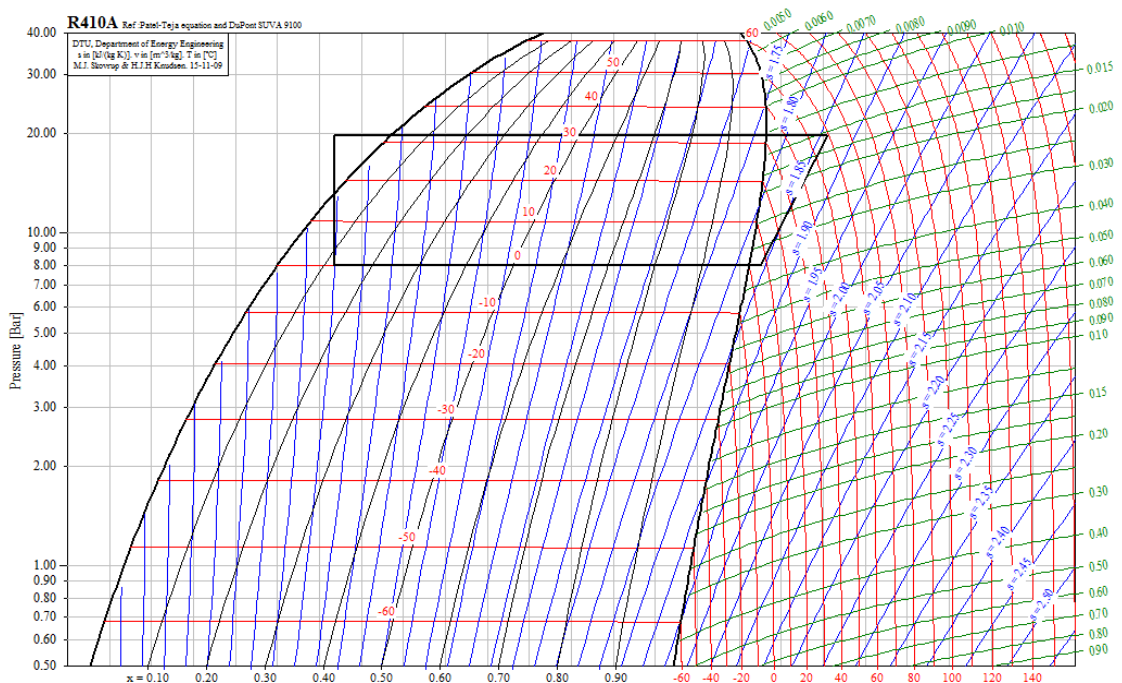
ส่วนความต้องการสำหรับการอุ่นอากาศต่ำสุด มีค่า ΔT_{min} เท่ากับ 6 °C (10.8 °F) จากสมการ (3.1) สามารถคำนวณหาปริมาณความร้อนสำหรับการอุ่นอากาศจ่ายต่ำสุดคือ

$$kW_{RH} = \frac{1.1 \times 697.5 \times 10.8}{3.41 \times 1000} \quad (4.2)$$

$$= 2.43 \text{ kW}$$

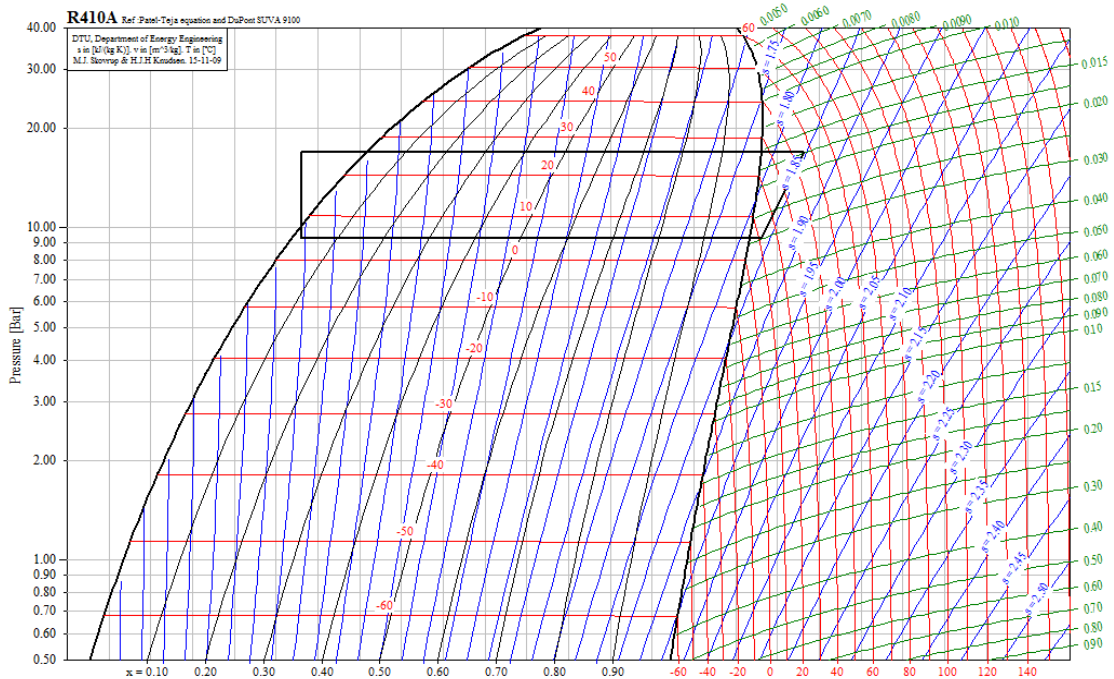
4.1.2 การเลือกอุปกรณ์ภายในเครื่อง

การเลือกอุปกรณ์ของระบบฮีทปั๊มสำหรับงานวิจัยในครั้งนี้ ก็เหมือนกับการเลือกอุปกรณ์ที่ใช้กับระบบเครื่องทำความเย็นและความร้อนทั่วไป กล่าวคือต้องพิจารณากำหนดอุณหภูมิและแรงดันของสารทำความเย็นบนแผนภาพ P-h ไดอะแกรมที่สภาวะ Full Load โดยใช้โปรแกรม Refrigeration Utilities [9] ดังแสดงในรูปที่ 4.3 ซึ่งเป็นแผนภาพ P-h ไดอะแกรมของสารทำความเย็น R410A กำหนดอุณหภูมิควบแน่นเท่ากับ 32 °C โดยแรงดันทางด้านร้อนจะมีค่าประมาณ 19.9 *bar* และกำหนดอุณหภูมิมระเหยเท่ากับ 0 °C เพื่อป้องกันการเกิดน้ำแข็งขึ้นที่คอยล์



รูปที่ 4.3 แผนภาพ P-h ไดอะแกรมสารทำความเย็น R410A ที่สภาวะการทำงาน Full Load

ส่วนระบบที่สภาวะ Part Load ดังแสดงในรูปที่ 4.4 กำหนดอุณหภูมิควบแน่นเท่ากับ 26 °C โดยแรงดันทางด้านร้อนจะมีค่าประมาณ 17.0 *bar* และกำหนดอุณหภูมิมระเหยเท่ากับ 5 °C ซึ่งมีแรงดันทางด้านเย็นจะมีค่าประมาณ 9.4 *bar*



รูปที่ 4.4 แผนภาพ P-h ไดอะแกรมสารทำความเย็น R410A ที่สภาวะการทำงาน Part Load

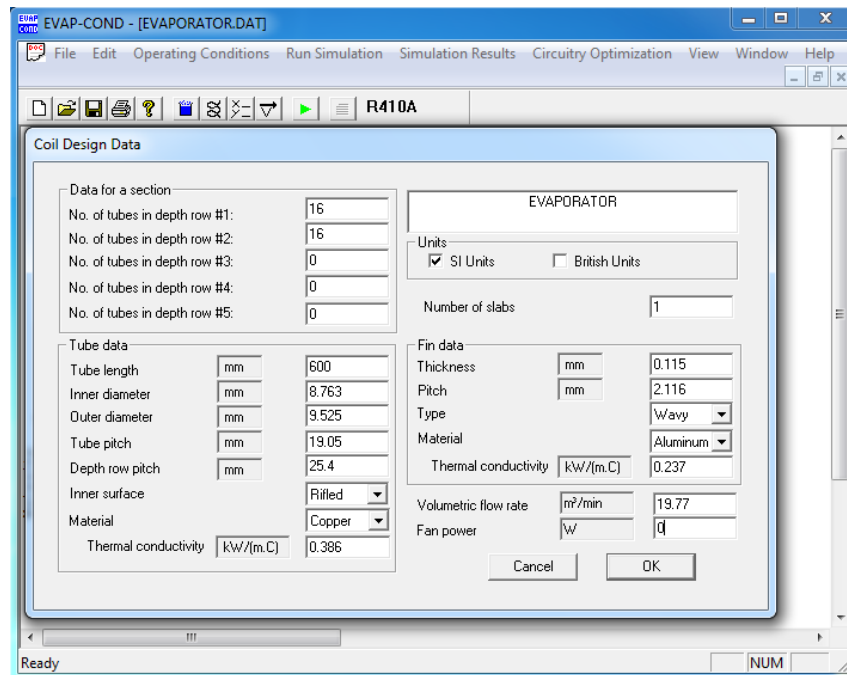
ต่อไปเป็นการเลือกอุปกรณ์ของระบบตามความเหมาะสม และสามารถใช้งานร่วมกันได้ตามที่ออกแบบไว้ข้างต้น โดยมีรายละเอียดดังนี้

1. คอยล์ระเหย (Evaporator Coil)

เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่ง ทำหน้าที่ระเหยสารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิและแรงดันต่ำอยู่ในสถานะของเหลวผสมกับก๊าซให้กลายเป็นก๊าซทั้งหมด โดยจะให้สารทำความเย็นจะไหลอยู่ภายในท่อทองแดงที่ติดด้วยแผ่นครีบอลูมิเนียม เพื่อรับเอาพลังงานความร้อนจากอากาศที่ไหลผ่าน แล้วระเหยกลายเป็นก๊าซ ไหลออกจากคอยล์ต่อไปยังคอมเพรสเซอร์ในลำดับถัดไป ขณะเดียวกันอากาศเมื่อถ่ายเทพลังงานความร้อนให้กับสารทำความเย็นแล้ว ก็จะมีอุณหภูมิจุดน้ำค้างลดต่ำลง ซึ่งถือเป็นผลพลอยได้ที่เกิดขึ้นจากกระบวนการ

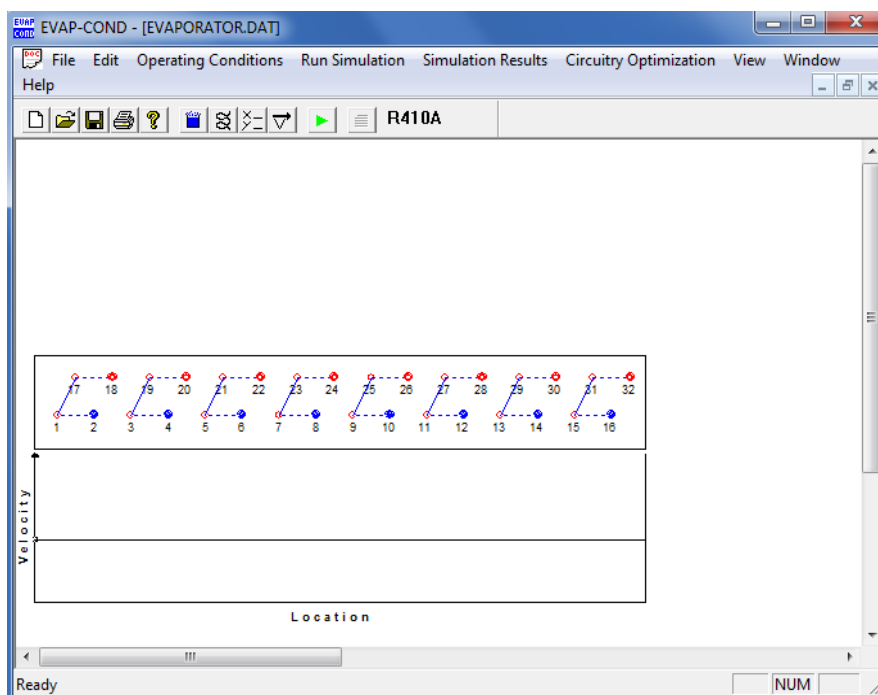
โดยการออกแบบเริ่มจากกำหนดอุณหภูมิระเหย (Evaporating Temperature, T_E) ของระบบ เนื่องจากอุณหภูมิของ T_E ต้องมีค่าต่ำกว่าอุณหภูมิอากาศจ่ายของเครื่องส่งลมเย็น (ต่ำกว่า 10 °C) แต่ก็ไม่ควรที่จะต่ำกว่าจุดเยือกแข็งของน้ำ เพื่อป้องกันไม่ให้คอยล์เกิดกลายเป็นน้ำแข็งในช่วง Full Load ของคอมเพรสเซอร์ ดังนั้น T_E ควรจะมีค่าอยู่ที่ประมาณ 5 °C ที่สภาวะ Part Load และ 0 °C ที่สภาวะ Full Load ดังนั้นคอยล์ระเหย จึง

ต้องออกแบบให้สามารถทำงานได้ในช่วงอุณหภูมิระหว่าง 0 ถึง 5 °C จากแผนภาพ P-h ไดอะแกรมที่สภาวะการทำงาน Full Load ดังแสดงในรูปที่ 4.3 ขนาดของคอยล์ที่ต้องการ จะมีค่าอยู่ที่ 3.88 kW ที่ T_E เท่ากับ 0 °C ซึ่งการออกแบบจะใช้โปรแกรม EVAP – COND 3.0 [10] ในการออกแบบ มีรายละเอียดและขั้นตอนดังต่อไปนี้



รูปที่ 4.5 การกำหนดข้อมูลของคอยล์ระเหย โดยโปรแกรม EVAP – COND 3.0

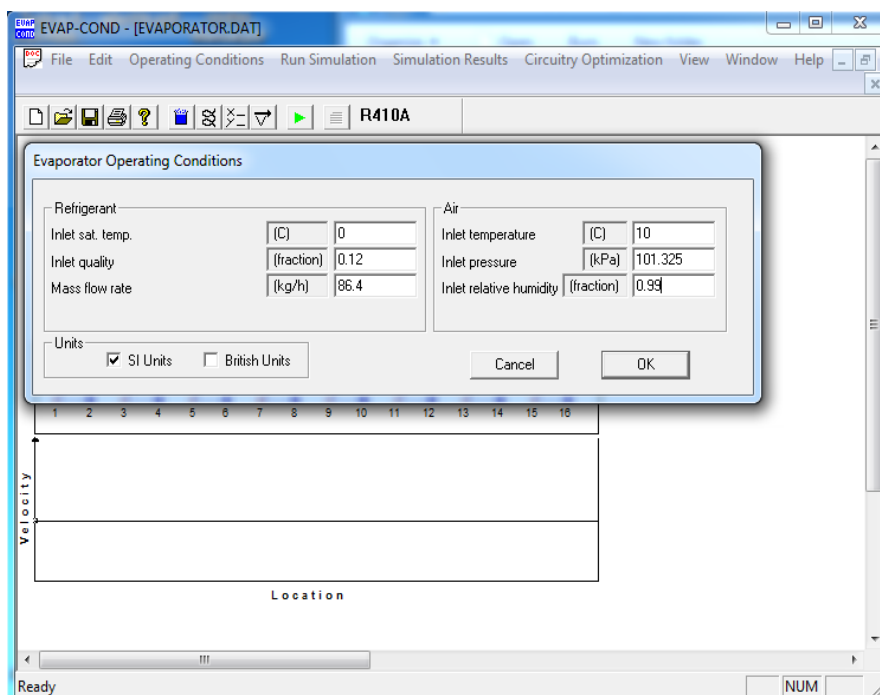
เมื่อเข้าสู่โปรแกรม เลือกที่คำสั่ง Edit เลือกรายการ Coil Design จะปรากฏหน้าจอของ Coil Design Data ดังแสดงในรูปที่ 4.5 จากนั้นทำการกำหนดข้อมูลต่างๆ โดยเริ่มจากการกำหนดจำนวนท่อ 16 เส้นต่อแถว รวมทั้งหมด 2 แถว ความยาวท่อ 600 mm ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในและภายนอก 8.763 และ 9.525 mm (เป็นขนาดมาตรฐานของท่อทองแดง 3/8 นิ้ว) ตามลำดับ ระยะห่างระหว่างแถว (Tube Pitch) 19.05 mm ระยะห่างท่อในแนวตั้ง (Depth Row Pitch) 25.40 mm พื้นผิวท่อภายในเป็นแบบมีร่อง (Rifled) มีค่าการนำความร้อนเท่ากับ 0.386 kW/m.°C ครีบอลูมิเนียมความหนา 0.115 mm ระยะห่างระหว่างครีบ 2.116 mm (12 ครีบต่อนิ้ว, FPI) ชนิดครีบเป็นแบบคลื่น (Wavy) มีค่าการนำความร้อนเท่ากับ 0.237 kW/m.°C ส่วนปริมาณการไหลอากาศมีค่าเท่ากับ 19.77 m³/min (697.5 cfm) และกำลังไฟฟ้าของพัดลมมีค่าเท่ากับ 0 W



รูปที่ 4.6 ลักษณะวงจรรสารทำความเย็นของคอยล์ระเหย โดยโปรแกรม EVAP – COND 3.0

เมื่อกำหนดข้อมูลในส่วนของ Coil Design เสร็จแล้วจะได้จำนวนและระยะของท่อตามที่กำหนด จากนั้นทำการเขียนวงจรรสารทำความเย็น โดยเขียนให้มีลักษณะสมมาตร เพื่อให้สารทำความเย็นไหลเข้าแต่ละวงจรรในปริมาณเท่าๆกัน สำหรับการออกแบบได้แบ่งวงจรรเป็น 8 วงจรร ดังแสดงในรูปที่ 4.6 จุดสีแดงคือท่อขาเข้าของแต่ละวงจรร ส่วนจุดสีน้ำเงินคือท่อขาออก โดยจะไหลออกมารวมกันที่ท่อหลัก (Header Tube) ส่วนด้านล่างคือทิศทางไหลของอากาศ โดยเป็นการไหลแบบสวนทิศทาง (Cross Flow) เพื่อให้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นและอากาศเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพ

จากนั้นเลือกชนิดของสารทำความเย็น โดยเลือกคำสั่ง Edit เลือกที่รายการ Refrigerant Selection ทำการกำหนดชนิดของสารทำความเย็นให้เป็น R410A



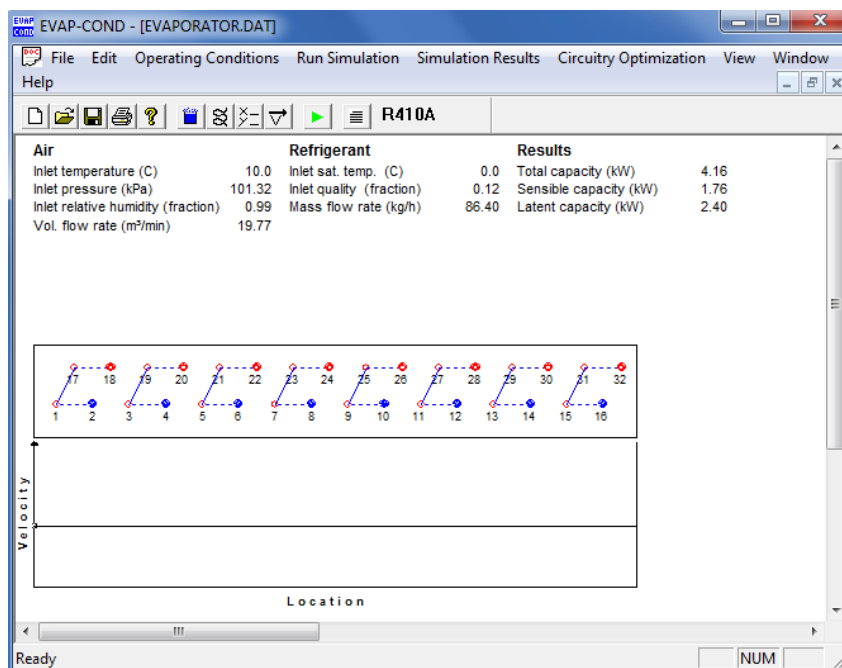
รูปที่ 4.7 การกำหนดค่าเพื่อจำลองสถานะการทำงานของคอยล์ระเหย
โดยโปรแกรม EVAP – COND 3.0

หลังจากที่กำหนดชนิดสารทำความเย็นแล้ว ต่อไปจะเป็นการกำหนดค่าเพื่อจำลองสถานะการทำงาน โดยเลือกที่คำสั่ง Operating Conditions เลือก Evaporator แล้วเลือกรายการ Inlet sat. temp. and quality จะปรากฏหน้าต่างของ Evaporator Operating Conditions ดังแสดงในรูปที่ 4.7 จากนั้นทำการกำหนดค่าต่างๆ ดังแสดงในตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 ค่าพารามิเตอร์สถานะการทำงานของคอยล์ระเหย

Refrigerant		
Inlet sat. temp.	°C	0
Inlet quality	fraction	0.12
Mass flow rate	<i>kg/hr</i>	86.4
Air		
Inlet temperature	°C	10
Inlet pressure	<i>kPA</i>	101.325
Inlet relative humidity	fraction	0.99

สุดท้ายเป็นการทดสอบสถานะจำลอง เพื่อหาความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของคอยล์หลังการออกแบบ โดยใช้คำสั่ง Run Simulation เลือกรายการ Execute แล้วกดปุ่ม Enter โดยผลการคำนวณปริมาณภาระความร้อนของคอยล์ ดังแสดงในรูปที่ 4.8

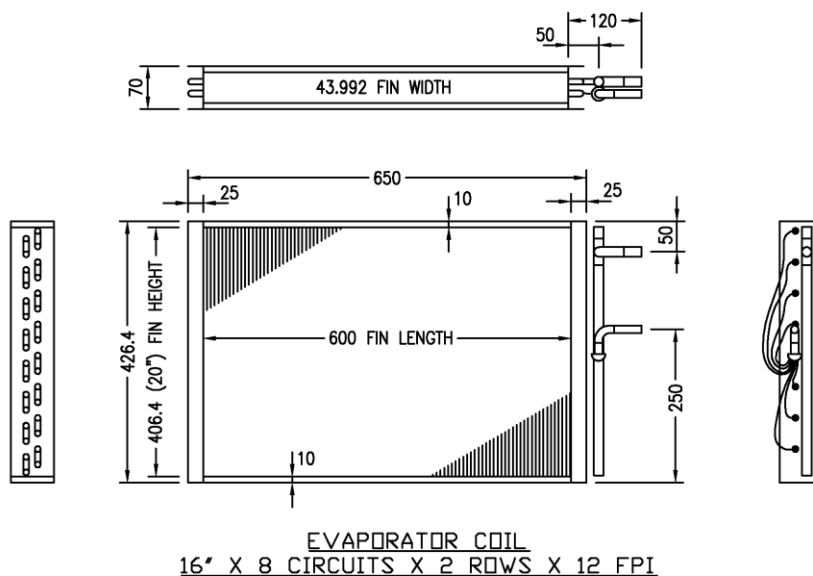


รูปที่ 4.8 การคำนวณขนาดปริมาณภาระความร้อนของคอยล์ระเหย

รูปที่ 4.8 แสดงผลลัพธ์การคำนวณจากโปรแกรม โดยคอยล์ระเหยมีความสามารถในการรับปริมาณความร้อนดังนี้

- 1) ปริมาณความร้อนรวม (Total Capacity) มีค่าเท่ากับ 4.16 kW
- 2) ปริมาณความร้อนสัมผัส (Sensible Capacity) มีค่าเท่ากับ 1.76 kW
- 3) ปริมาณความร้อนแฝง (Latent Capacity) มีค่าเท่ากับ 2.40 kW

จากการออกแบบด้วยโปรแกรม EVAP – COND ในข้างต้น ทำให้ได้คอยล์มีลักษณะดังแสดงในรูปที่ 4.9 โดยคอยล์เป็นชนิด Finned-tube ทำด้วยท่อทองแดงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 3/8 นิ้ว, กว้าง 24 นิ้ว, สูง 16 นิ้ว, ลีค 2 แถว มีค่า FPI เท่ากับ 12

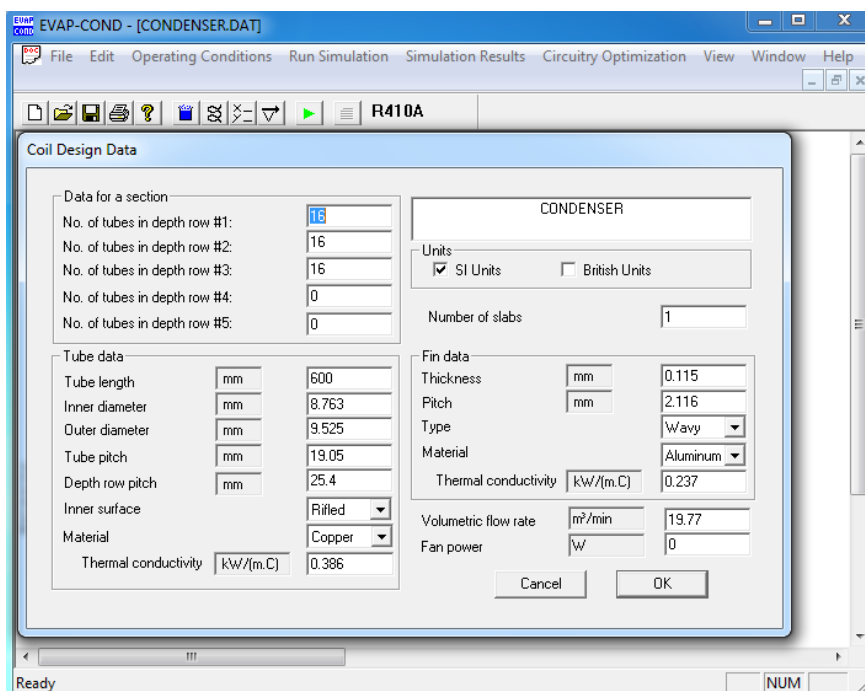


รูปที่ 4.9 แสดงแบบคอยล์ระเหย

2. คอยล์ควบแน่น (Condenser Coil)

เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่ง ทำหน้าที่ควบแน่นสารทำความเย็นที่อยู่ในสถานะก๊าซให้กลายเป็นของเหลว โดยสารทำความเย็นจะไหลอยู่ภายในท่อทองแดงที่ติดด้วยแผ่นครีบอลูมิเนียม แล้วถ่ายเทพลังงานความร้อนให้กับอากาศที่ไหลผ่าน และควบแน่นเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวผสมกับก๊าซ แล้วไหลต่อไปยังวาล์วปรับแรงดันในลำดับถัดไป ขณะเดียวกันอากาศเมื่อได้รับพลังงานความร้อนจากสารทำความเย็น ก็จะมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น โดยขั้นตอนนี้ถือเป็นวัตถุประสงค์หลักของงานวิจัยคือการอุ่นอากาศให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นตามที่ต้องการ

การออกแบบเริ่มจากกำหนดอุณหภูมิควบแน่น (Condensing Temperature, T_C) ของระบบ โดยอุณหภูมิอากาศจ่ายที่ต้องการมีค่าสูงสุดอยู่ที่ 22 °C ดังนั้นค่าของ T_C จึงต้องมีค่าสูงกว่าพอสมควร แต่ก็ไม่ควรสูงมากเกินไป ในทางปฏิบัตินิยมออกแบบให้ค่า T_C สูงกว่าอุณหภูมิอากาศที่ต้องการอยู่ราว 10 °C ดังนั้นในการออกแบบจึงกำหนดให้ T_C มีค่าเท่ากับ 32 °C ที่สภาวะ Full Load ของคอมเพรสเซอร์ จากการคำนวณในสมการ (4.1) คอยล์ควบแน่นที่ต้องการ จะต้องมีความสามารถในการคายความร้อนให้กับอากาศ ได้ไม่ต่ำกว่า 4.86 kW โดยการออกแบบจะใช้โปรแกรม EVAP – COND เช่นเดียวกับการออกแบบคอยล์ระเหย มีรายละเอียดและขั้นตอนดังต่อไปนี้

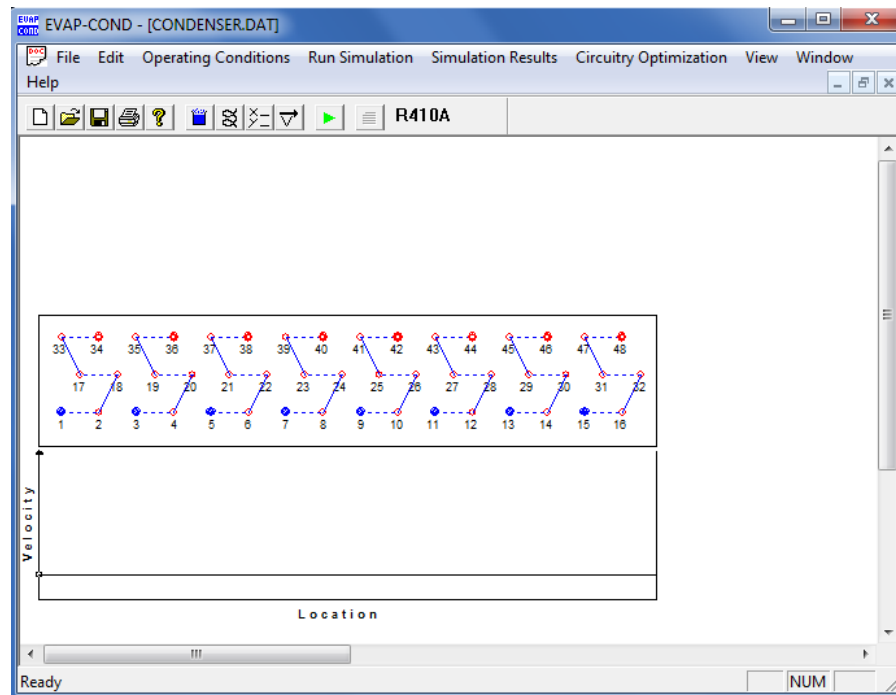


รูปที่ 4.10 การกำหนดข้อมูลของคอยล์ควบแน่น โดยโปรแกรม EVAP – COND 3.0

เมื่อเข้าสู่โปรแกรม เลือกที่คำสั่ง Edit เลือกรายการ Coil Design จะปรากฏหน้าจอของ Coil Design Data ดังแสดงในรูปที่ 4.10 จากนั้นทำการกำหนดข้อมูลต่างๆ โดยเริ่มจากการกำหนดจำนวนท่อ 16 เส้นต่อแถว รวมทั้งหมด 3 แถว ความยาวท่อ 600 mm ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายในและภายนอก 8.763 และ 9.525 mm (เป็นขนาดมาตรฐานของท่อแดง 3/8 นิ้ว) ตามลำดับ ระยะห่างระหว่างแถว (Tube Pitch) 19.05 mm ระยะห่างท่อในแนวตั้ง (Depth Row Pitch) 25.40 mm พื้นผิวท่อภายในเป็นแบบมีร่อง (Rifled) มีค่าการนำความร้อนเท่ากับ 0.386 kW/m.°C ครีบอลูมิเนียมความหนา 0.115 mm ระยะห่างระหว่างครีบ 2.116 mm (12 ครีบต่อนิ้ว, FPI) ชนิดครีบเป็นแบบคลื่น (Wavy) มีค่าการนำความร้อนเท่ากับ 0.237 kW/m.°C ส่วนปริมาณการไหลอากาศมีค่าเท่ากับ 19.77 m³/min (697.5 cfm) และกำลังไฟฟ้าของพัดลมมีค่าเท่ากับ 0 W

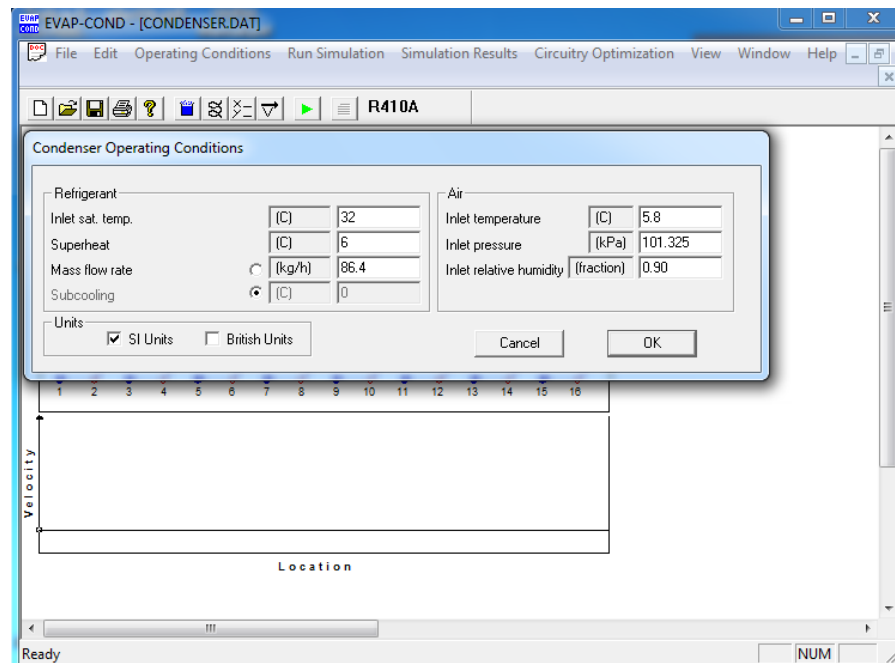
เมื่อกำหนดข้อมูลในส่วนของ Coil Design เสร็จแล้วจะได้จำนวนและระยะของท่อตามที่กำหนด จากนั้นทำการเขียนวงจรสารทำความเย็น โดยเขียนให้มีลักษณะสมมาตร เพื่อให้สารทำความเย็นไหลเข้าแต่ละวงจรในปริมาณเท่าๆกัน สำหรับการออกแบบได้แบ่งวงจรเป็น 8 วงจร ดังแสดงในรูปที่ 4.11 จุดสีแดงคือท่อขาเข้าของแต่ละวงจร ส่วนจุดสีน้ำเงินคือท่อขาออก โดยจะไหลออกมารวมกันที่ท่อหลัก (Header Tube) ส่วนด้านล่างคือ

ทิศทางการไหลของอากาศ โดยเป็นการไหลแบบสวนทิศทาง (Cross Flow) เพื่อให้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นและอากาศเป็นไปอย่างมีประสิทธิภาพ



รูปที่ 4.11 ลักษณะวงจรสารทำความเย็นของคอยล์ควบแน่น โดยโปรแกรม EVAP – COND 3.0

จากนั้นเลือกชนิดของสารทำความเย็น โดยเลือกคำสั่ง Edit เลือกที่รายการ Refrigerant Selection ทำการกำหนดชนิดของสารทำความเย็นให้เป็น R410A



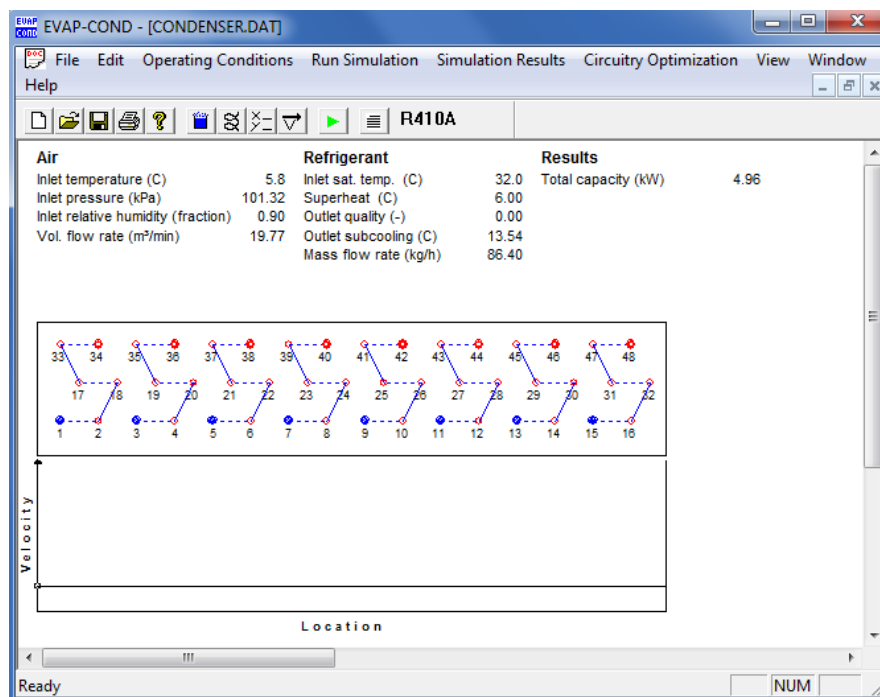
รูปที่ 4.12 การกำหนดค่าเพื่อจำลองสภาวะการทำงานของคอยล์ควบแน่น
โดยโปรแกรม EVAP – COND 3.0

หลังจากกำหนดชนิดสารทำความเย็นแล้ว ต่อไปจะเป็นการกำหนดค่าเพื่อจำลองสภาวะการทำงาน โดยเลือกที่คำสั่ง Operating Conditions เลือก Condenser เลือก Inlet sat. temp. and superheat จะปรากฏหน้าต่างของ Condenser Operating Conditions ดังแสดงในรูปที่ 4.12 จากนั้นทำการกำหนดค่าต่างๆ ดังแสดงในตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.2 ค่าพารามิเตอร์สภาวะการทำงานของคอยล์ควบแน่น

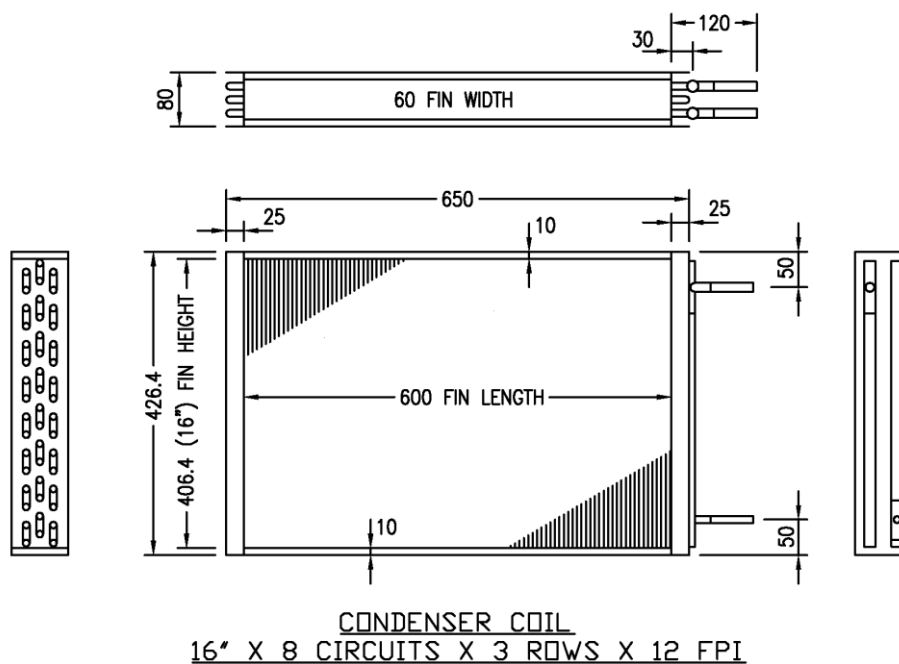
<u>Refrigerant</u>		
Inlet sat. temp.	°C	32
Superheat	°C	6
Mass flow rate	<i>kg/hr</i>	86.4
<u>Air</u>		
Inlet temperature	°C	5.8
Inlet pressure	<i>kPA</i>	101.325
Inlet relative humidity	fraction	0.90

สุดท้ายเป็นการทดสอบสถานะจำลอง เพื่อหาความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของคอยล์หลังการออกแบบ โดยใช้คำสั่ง Run Simulation เลือกรายการ Execute แล้วกดปุ่ม Enter โดยผลการคำนวณปริมาณภาระความร้อนของคอยล์ ดังแสดงในรูปที่ 4.13



รูปที่ 4.13 การคำนวณขนาดปริมาณภาระความร้อนของคอยล์ควบแน่น

รูปที่ 4.13 แสดงผลลัพธ์การคำนวณจากโปรแกรม โดยคอยล์ควบแน่นมีความสามารถในการคายความร้อนรวม (Total Capacity) เท่ากับ 4.96 kW จากการออกแบบด้วยโปรแกรม EVAP – COND ในข้างต้น ทำให้ได้คอยล์มีลักษณะ ดังแสดงในรูปที่ 4.14 โดยคอยล์เป็นชนิด Finned-tube ทำด้วยท่อทองแดงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 3/8 นิ้ว, กว้าง 24 นิ้ว, สูง 16 นิ้ว, ลีท 3 แถว มีค่า FPI เท่ากับ 12



รูปที่ 4.14 แสดงแบบคอยล์ควบแน่น

3. คอมเพรสเซอร์ชนิดปรับความเร็วรอบ (Variable Speed Compressor)

เป็นอุปกรณ์ที่ทำให้สารทำความเย็นในระบบเกิดการไหลเวียนเป็นวัฏจักร โดยการสร้างแรงดัน วิธีการคือ คอมเพรสเซอร์จะดูดสารทำความเย็นในสถานะก๊าซจากคอยล์ระเหย แล้วอัดสารทำความเย็นส่งไปยังคอยล์ควบแน่น ส่งผลให้เกิดการไหลเวียนของสารทำความเย็น และการถ่ายเทพลังงานความร้อนขึ้นในระบบ ผ่านคอยล์ระเหยและคอยล์ควบแน่น

จากการออกแบบที่สภาวะการทำงาน Full Load และ Part Load ของระบบฮีทปั๊ม โดยสมมติค่า Adiabatic Compression Efficiency มีค่าเท่ากับ 80% ทำให้ทราบว่าคอมเพรสเซอร์ที่ต้องการจะมีปริมาณการใช้ไฟฟ้าประมาณ 0.97 kW ที่สภาวะ Full Load และ 0.49 kW ที่สภาวะ Part Load และสามารถทำความเย็นและความร้อนได้ตามที่คอยล์ระเหยและคอยล์ควบแน่นต้องการ โดยพบว่าคอมเพรสเซอร์ ยี่ห้อ “มิตซูบิชิ อิเล็กทริกส์” รุ่น SNB172 FEKMT [11] ดังแสดงในรูปที่ 4.15 ก) มีความเหมาะสมที่จะนำมาใช้สำหรับงานวิจัยในครั้งนี้



รูปที่ 4.15 ก) คอมเพรสเซอร์ชนิดปรับความเร็วรอบ ข) ชุดควบคุมความเร็วรอบ

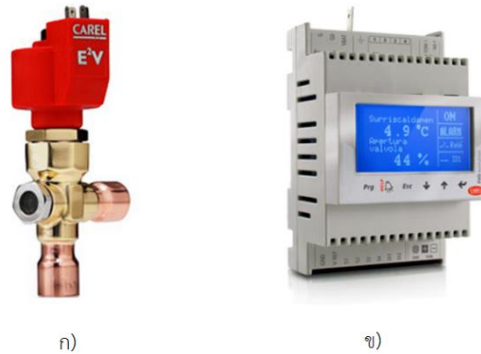
4. ชุดควบคุมความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ (DC Inverter Compressor Drive)

ชุดควบคุมความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์มอเตอร์กระแสตรง ยี่ห้อ คาเรล รุ่น PSD0022400 [12] ดังแสดงในรูปที่ 4.15 ข) โดยการทำงานของชุดควบคุมจะต้องเชื่อมต่อเข้ากับโปรแกรมภายในคอมพิวเตอร์ผ่านสายสัญญาณชนิด RS485 เพื่อรับคำสั่งความเร็วรอบจากโปรแกรม แล้วส่งสัญญาณสั่งการทำงานไปยังชุดควบคุมความเร็วรอบ เพื่อจ่ายไฟฟ้ากระแสตรง (DC Current) ให้กับคอมเพรสเซอร์ โดยในแต่ละความเร็วรอบนั้นกระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้กับคอมเพรสเซอร์ก็จะแตกต่างกันออกไป

5. วาล์วปรับแรงดันแบบอิเล็กทรอนิกส์ (Electronic Expansion Valve)

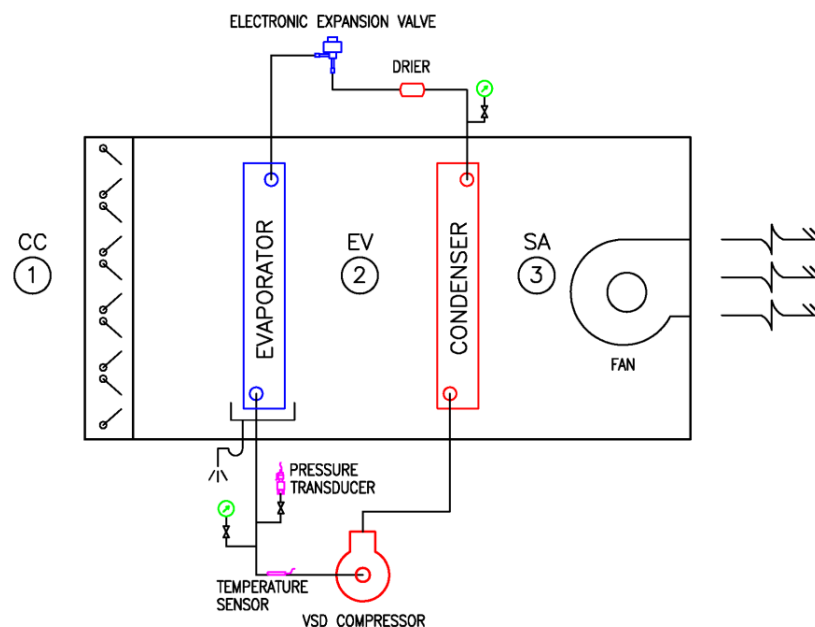
เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ควบคุมอัตราการไหลและแรงดันตกคร่อมในระบบ ให้มีความเหมาะสมกับปริมาณภาระความร้อนที่คอยล์ระเหยสามารถรับมาได้ โดยการเลือกนั้นจำเป็นต้องทราบอัตราการไหลสูงสุดและแรงดันตกคร่อมวาล์วที่สภาวะ Full Load ของคอมเพรสเซอร์ จากการคำนวณค่าอัตราการไหลสูงสุดของสารทำความเย็น R410A ผ่านวาล์วปรับแรงดันที่ความดันตกคร่อม 11.7 *bar* พบว่าวาล์วปรับแรงดันแบบอิเล็กทรอนิกส์ ยี่ห้อ คาเรล รุ่น E2V18SSF00 [13] ดังแสดงในรูปที่ 4.16 ก) มีความเหมาะสมกับการนำมาใช้งานเพราะสามารถรองรับปริมาณไหลตกทางความเย็นได้สูงถึง 11.8 *kW* ที่สภาวะ $T_C = 38\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $T_E = 4.4\text{ }^{\circ}\text{C}$

วาล์วปรับแรงดันจะควบคุมปริมาณการเปิดของวาล์ว โดยรับคำสั่งที่ประมวลผลแล้วจากชุดควบคุม สามารถใช้ได้กับสารทำความเย็นหลายชนิด เช่น R22, R134A, R404A, R407C, R410A, R744, R507A และ R417A เป็นต้น



รูปที่ 4.16 ก) วาล์วปรับแรงดันแบบอิเล็กทรอนิกส์ ข) ชุดควบคุมวาล์วปรับแรงดัน

ชุดควบคุมวาล์วปรับแรงดันที่เลือกใช้คือยี่ห้อ คาเรล รุ่น EVD0000E40 [14] ดังแสดงในรูปที่ 4.16 ข) ทำงานร่วมกับอุปกรณ์ตรวจวัดอุณหภูมิ (Temperature Sensor) รุ่น NTC060HF01 และอุปกรณ์ตรวจวัดแรงดัน (Pressure Transducer) รุ่น SPKT0043R0 โดยอุปกรณ์ทั้งสองจะติดตั้งอยู่บริเวณท่อทางด้านออกของคอยล์ระเหย (Suction Line) ตามแผนภาพไดอะแกรม ดังแสดงในรูปที่ 4.17 ซึ่งชุดควบคุมจะรับค่าอุณหภูมิและแรงดันของสารทำความเย็นที่จุดนี้มาประมวลผล แล้วส่งคำสั่งไปปรับปริมาณการเปิดและปิดของ สเตปมอเตอร์ เพื่อรักษาอุณหภูมิยวดยิ่ง (Superheat Temperature) ให้เป็นไปตามที่กำหนด



รูปที่ 4.17 แผนภาพไดอะแกรมเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ

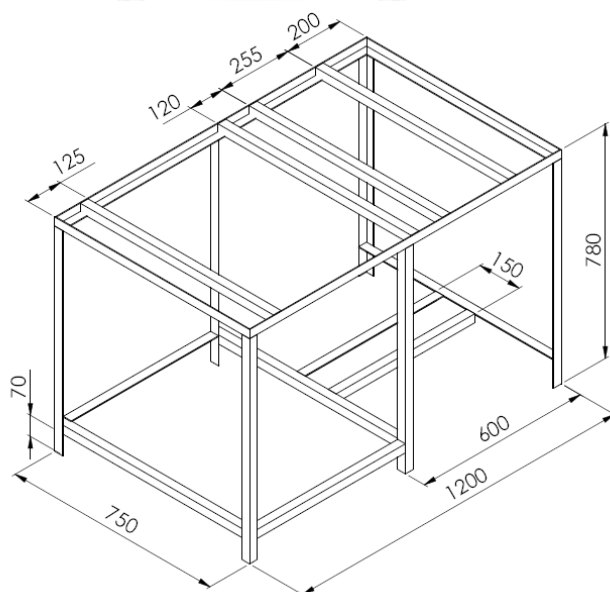
4.1.3 การออกแบบฐานและโครงสร้าง

1. ฐานเครื่อง

เป็นส่วนสำหรับรองรับน้ำหนัก และใช้สำหรับยึดอุปกรณ์ต่างๆ ให้มีความมั่นคงแข็งแรง ดังนั้นการออกแบบจึงเลือกใช้เหล็กฉากมาเป็นวัสดุสำหรับสร้างเป็นฐานเครื่อง ดังแสดงในรูปที่ 4.18 โดยรายละเอียดขนาดความยาวของเหล็กแต่ละชิ้น สามารถดูได้จากตารางที่ 4.3

ตารางที่ 4.3 รายละเอียดขนาดความยาวของเหล็กฉาก

ขนาดเหล็กฉาก (mm)	ความยาว (mm)	จำนวน (เส้น)	รายละเอียดเพิ่มเติม
30 x 30 x 3	1200	2	ตัดหัว-ท้าย ทำมุม 45 องศา
	750	2	ตัดหัว-ท้าย ทำมุม 45 องศา
	750	6	-
25 x 25 x 3	744	7	-
	570	2	-
	544	2	-

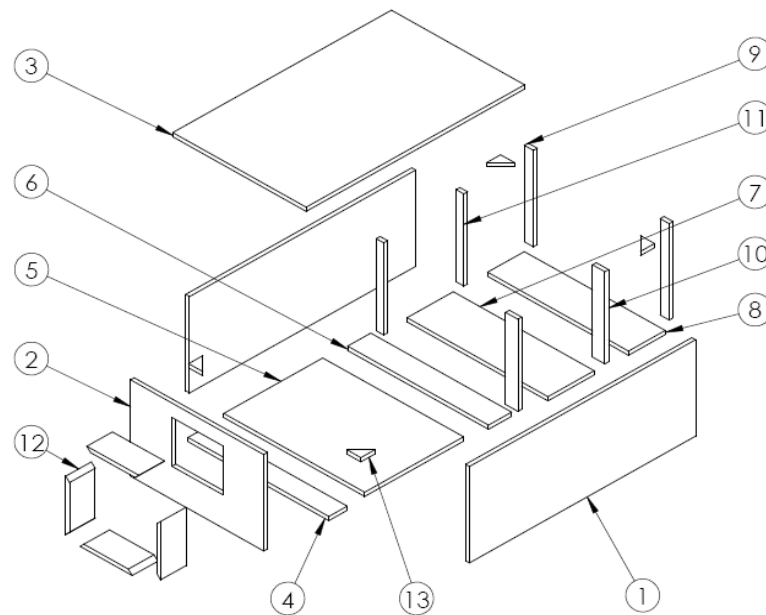


รูปที่ 4.18 แบบฐานเครื่องฮีทปั๊ม

2. โครงสร้าง

ตัวโครงสร้างของเครื่องฮีทปั๊มทางผู้จัดทำ ได้ทำการเลือกแผ่นท่อลมสำเร็จรูป (Pre Insulated Duct, PID) สำหรับประกอบเป็นโครงสร้าง เนื่องจากอากาศที่ไหลภายในเครื่องมีอุณหภูมิที่ค่อนข้างต่ำ ดังนั้นเพื่อเป็นป้องกันการกลั่นตัวของไอน้ำในอากาศที่บริเวณเครื่องวัสดุที่ใช้จึงจำเป็นต้องมีคุณสมบัติความเป็นฉนวนสูง มีค่าการนำความร้อนที่ค่อนข้างต่ำ จึงเลือกแผ่นโฟม PID ซึ่งเป็นโฟมชนิดโพลีไอโซไซยานูเรท (Polyisocyanurate) ใช้ในการประกอบท่อลม สามารถตัดประกอบขึ้นรูปเป็นกล่องโครงสร้างได้ง่าย อีกทั้งยังมีน้ำหนักเบาและสะดวกต่อการขนย้าย

สำหรับการออกแบบนั้นจะใช้แผ่นโฟม PID ตัดให้ได้ขนาดตามที่ออกแบบเพื่อนำไปประกอบเข้ากับตัวฐาน ดังแสดงในรูปที่ 4.19



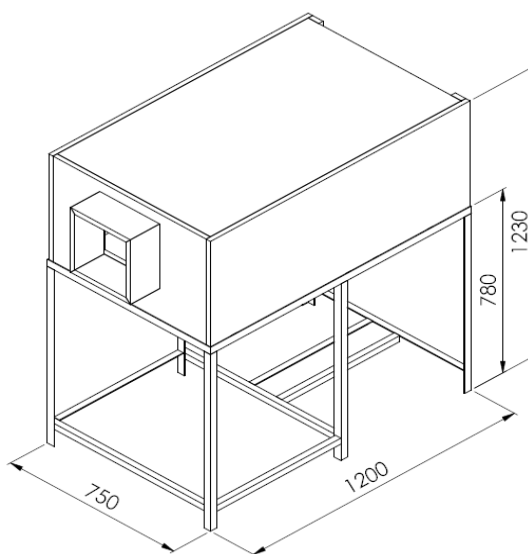
รูปที่ 4.19 รายละเอียดการตัดแผ่นโฟม PID

การตัดแผ่นโฟม PID ตามจำนวนที่ต้องการ เพื่อประกอบเป็นโครงสร้างของเครื่องฮีทปั๊มมีรายละเอียด ดังแสดงในตารางที่ 4.4

ตารางที่ 4.4 รายละเอียดขนาดของแผ่นโฟม PID

ชั้นที่	กว้าง x ยาว (mm)	จำนวน (แผ่น)	รายละเอียดเพิ่มเติม
1	455 x 1194	2	-
2	445 x 704	1	พร้อมเจาะรูขนาดเท่ากับปากของพัดลม
3	704 x 1154	1	-
4	97 x 745	1	-
5	522 x 745	1	-
6	122 x 745	1	-
7	244 x 745	1	-
8	194 x 745	1	-
9	48 x 435	2	-
10	65 x 435	2	-
11	40 x 435	2	-
12	135 x 275	4	ตัดหัว - ท้าย ทำมุม 45 องศา
13	สามเหลี่ยม 75 x 75	4	-

ขนาดของโครงสร้างเมื่อประกอบเข้ากับส่วนฐานของเครื่องฮีทปั๊มแล้วจะมีขนาดประมาณ 750 x 1200 x 1230 mm ดังแสดงในรูปที่ 4.20



รูปที่ 4.20 แบบฐานและโครงสร้างเครื่องฮีทปั๊ม

4.2 การสร้าง

ฐานของเครื่องฮีทปั๊มสร้างจากเหล็กฉากเชื่อมต่อเข้าด้วยกัน ส่วนผนังโครงสร้างนั้นทำจากแผ่นโฟม PID ซึ่งมีคุณสมบัติเป็นฉนวนกันความร้อนตัดทำเป็นแผ่นผนังของเครื่อง และเมื่อนำมาประกอบเข้าด้วยกันตามทีออกแบบเอาไว้จะมีขนาดความกว้าง x ความยาว x ความสูง เท่ากับ $750 \times 1200 \times 1230 \text{ mm}$

4.2.1 การเชื่อมฐานและโครงสร้าง

เริ่มต้นโดยการนำเหล็กฉากขนาด $30 \times 30 \times 3 \text{ mm}$ และ $25 \times 25 \times 3 \text{ mm}$ มาตัดให้ได้ความยาวต่างๆตามทีออกแบบ จากนั้นนำเหล็กฉากทั้งหมดมาเชื่อมต่อเข้าด้วยกันโดยวิธีการเชื่อมแบบไฟฟ้า โดยเติมลวดเชื่อมเหล็กเพื่อให้เนื้อเหล็กประสานติดกัน ดังแสดงในรูปที่ 4.21 และ 4.22



รูปที่ 4.21 แสดงการเชื่อมเหล็กฉากในส่วนฐานของเครื่องฮีทปั๊ม



รูปที่ 4.22 แสดงการตัดเหล็กเพื่อเชื่อมเป็นฐานของเครื่องฮีทปั๊ม

เมื่อเชื่อมเหล็กส่วนฐานของเครื่องเสร็จแล้ว จากนั้นทำการตัดแผ่นโฟม PID โดยใช้คัตเตอร์ เพื่อประกอบเป็นกล่องโครงสร้างตามทีออกแบบ แล้วประกอบติดเข้าด้วยกันโดยใช้กาวยาง จากนั้นยิงกาวซิลิโคนที่บริเวณรอยต่อต่างๆ เพื่อป้องกันการรั่วของอากาศ ดังแสดงในรูปที่ 4.23 และ 4.24



รูปที่ 4.23 แสดงการตัดและประกอบแผ่นโฟม PID



รูปที่ 4.24 แสดงการยิงกาวซิลิโคนบริเวณรอยต่อของแผ่นโฟม PID

4.2.2 การติดตั้งอุปกรณ์

เมื่อทำการเชื่อมฐานและประกอบโครงสร้างเรียบร้อยแล้ว ขั้นตอนต่อไปคือการนำอุปกรณ์ต่างๆ มายึดตามตำแหน่งที่กำหนดไว้ โดยมีรายละเอียดและขั้นตอนดังนี้

- 1) ติดตั้งคอมเพรสเซอร์ที่ตำแหน่งด้านล่างของฐานเครื่อง โดยการเจาะรูเพื่อยึดน็อตพร้อมใส่ยางรองป้องกันการสั่นสะเทือน ดังแสดงในรูปที่ 4.25



รูปที่ 4.25 แสดงการติดตั้งคอมเพรสเซอร์

2) ติดตั้งพัดลมในตำแหน่งระหว่างคานตัวที่ 2 และ 3 จากหน้าเครื่อง โดยให้พัดลมอยู่จุดกึ่งกลางของเครื่อง ดังแสดงในรูปที่ 4.26



รูปที่ 4.26 แสดงการติดตั้งพัดลม

3) ติดตั้งคอยล์ควบแน่นบนคานตัวที่ 4 และคอยล์ระเหยบนคานตัวที่ 5 โดยที่ด้านล่างของคอยล์ระเหย ติดตั้งถาดน้ำทิ้งขนาด $120 \times 690 \times 25 \text{ mm}$ พร้อมเจาะรูสำหรับท่อน้ำทิ้ง ดังแสดงในรูปที่ 4.27



รูปที่ 4.27 แสดงตำแหน่งคอยล์ควบแน่นและคอยล์ระเหย

4) ติดตั้งอุปกรณ์ปรับปริมาณลม (Volume Damper) ที่ตำแหน่งด้านหลังสุดของเครื่อง ดังแสดงในรูปที่ 4.28



รูปที่ 4.28 แสดงด้านหลังของเครื่อง พร้อมตัวปรับปริมาณลม

4.2.3 การเชื่อมต่อทองแดง

การเดินท่อของระบบฮีทปั๊มสามารถดูได้จากแผนภาพไดอะแกรม ดังแสดงในรูปที่ 4.17 โดยท่อทองแดงที่ใช้นั้น ได้แก่ ท่อม้วนขนาด 1/2 นิ้ว ใช้เป็นท่อทางด้านดูด (Suction Line) ขนาด 3/8 นิ้ว ใช้เป็นท่อทางด้านอัด (Discharge Line) และท่อของเหลว (Liquid Line) โดยทำการเดินท่อเชื่อมต่อกับอุปกรณ์ต่างๆ ตามที่ออกแบบ ด้วยการเชื่อมแบบแก๊ส พร้อมเติมลวดเชื่อมทองแดงเพื่อให้เนื้อทองแดงผสานเข้าด้วยกัน ดังแสดงในรูปที่ 4.29 และ 4.30



รูปที่ 4.29 แสดงการเดินท่อทองแดงเข้าหาอุปกรณ์ต่างๆ



รูปที่ 4.30 แสดงการเชื่อมท่อทองแดง

หลังจากการเชื่อมท่อทองแดงแล้วเสร็จ จะทำการทดสอบรอยรั่วโดยก๊าซไนโตรเจน (N_2) ที่แรงดันประมาณ 400 psi (28 *bar*) จากนั้นทำการหุ้มท่อด้วยฉนวนยางดำ (EPDM Closed Cell Foam Insulation) ให้กับท่อทองแดงเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนและการกลั่นตัวของหยดน้ำที่ผิวท่อ จากนั้นทำระบบให้เป็นสุญญากาศโดยใช้ปั๊มสุญญากาศ (Vacuum Pump) แล้วจึงเติมสารทำความเย็น R410A น้ำหนัก 2 *kg* เข้าสู่ระบบ เป็นอันเสร็จขั้นตอนของการประกอบทางกล โดยเครื่องซีทปั๊มที่ได้มีลักษณะรูปร่าง ดังแสดงในรูปที่ 4.31



รูปที่ 4.31 เครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ

4.2.4 การประกอบตู้ควบคุมและระบบไฟฟ้า

สำหรับตู้ควบคุมนั้นภายในประกอบไปด้วยอุปกรณ์ต่างๆ ดังต่อไปนี้

1. ชุดควบคุมความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ (DC Inverter Compressor Drive)

ทำหน้าที่ควบคุมความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ ยี่ห้อ คาเรล รุ่น PSD0022400 ดังแสดงในรูปที่ 4.15 ก) ถูกติดตั้งอยู่ในตู้ควบคุม จำนวน 1 ชุด

2. อุปกรณ์ตัดกระแสไฟฟ้า (Circuit Breaker)

ทำหน้าที่ตัดต่อกระแสไฟฟ้าระหว่างอุปกรณ์ ยี่ห้อ Schneider Electric ถูกติดตั้งอยู่ในตู้ควบคุม ดังแสดงในรูปที่ 4.32 จำนวน 3 ชุด มีรายละเอียดดังนี้

- 1) รุ่น IC60N 3 เฟส ขนาด 25 A ใช้กับชุดควบคุมความเร็วรอบ
- 2) รุ่น IC60N 1 เฟส ขนาด 16 A ใช้กับพัดลม
- 3) รุ่น IK60N 1 เฟส ขนาด 6 A ใช้กับชุดควบคุมวาล์วปรับแรงดัน

3. Magnetic Contactor

ทำหน้าที่เป็นหน้าสัมผัสสำหรับจ่ายกระแสไฟให้กับอุปกรณ์ไฟฟ้าต่างๆ ยี่ห้อ Schneider Electric ถูกติดตั้งอยู่ในตู้ควบคุม จำนวน 2 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 4.33 มีรายละเอียดดังนี้

- 1) รุ่น LC1 D09 ใช้กับชุดควบคุมความเร็วรอบและพัดลม
- 2) รุ่น LC1 D25 ใช้กับชุดควบคุมวาล์วปรับแรงดัน



รูปที่ 4.32 อุปกรณ์ตัดกระแสไฟฟ้า (Circuit Breaker)



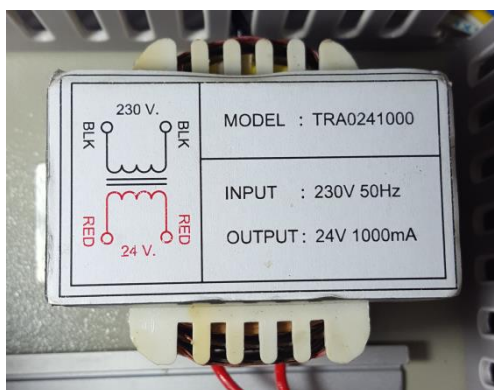
รูปที่ 4.33 Magnetic Contactor และ Thermal Overload Relays

4. Thermal Overload Relays

เป็นอุปกรณ์ป้องกันความเสียหายที่อาจเกิดขึ้นกับมอเตอร์ของพัดลม ติดตั้งอยู่กับ Magnetic Contactor ดังแสดงในรูปที่ 4.33 ยี่ห้อ Schneider Electric รุ่น LRD21 มีช่วงกระแสไฟฟ้าระหว่าง 1.2 ถึง 1.8 A ทำงานควบคู่กับ Magnetic Contactor โดยในกรณีที่มอเตอร์มีการใช้กระแสไฟฟ้าเกินกว่าค่าที่กำหนด อุปกรณ์ก็จะตัดการทำงานของ Magnetic Contactor ลง

5. หม้อแปลงไฟฟ้า (Transformer)

ทำหน้าที่แปลงกระแสไฟฟ้าสลับจาก 220 V ให้เป็น 24 V ขนาด 1000 mA ติดตั้งภายในตู้ควบคุม จำนวน 1 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 4.34 สำหรับจ่ายกระแสไฟฟ้า 24 V ให้กับชุดควบคุมวาล์วปรับแรงดัน



รูปที่ 4.34 หม้อแปลงไฟฟ้า (Transformer)

6. DC Choke

ทำหน้าที่ป้องกันการเปลี่ยนแปลงของกระแสไฟฟ้า ก่อนที่จะจ่ายกระแสไฟให้กับคอมเพรสเซอร์ มีขนาดเท่ากับ 1.6 mH / 30 A จำนวน 1 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 4.35 ต่อเข้ากับชุดควบคุมความเร็วรอบ



รูปที่ 4.35 DC Choke

7. อุปกรณ์ตรวจวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์

ทำหน้าที่ตรวจวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ ยี่ห้อ Aosong Electronics รุ่น AMD2302 [15] ติดตั้งอยู่ภายในเครื่องฮีทปั๊มที่จุด 1, 2 และ 3 ดังแสดงในรูปที่ 4.17 ต่อเข้ากับชุดแปลงสัญญาณ เพื่อส่งข้อมูลไปยังคอมพิวเตอร์

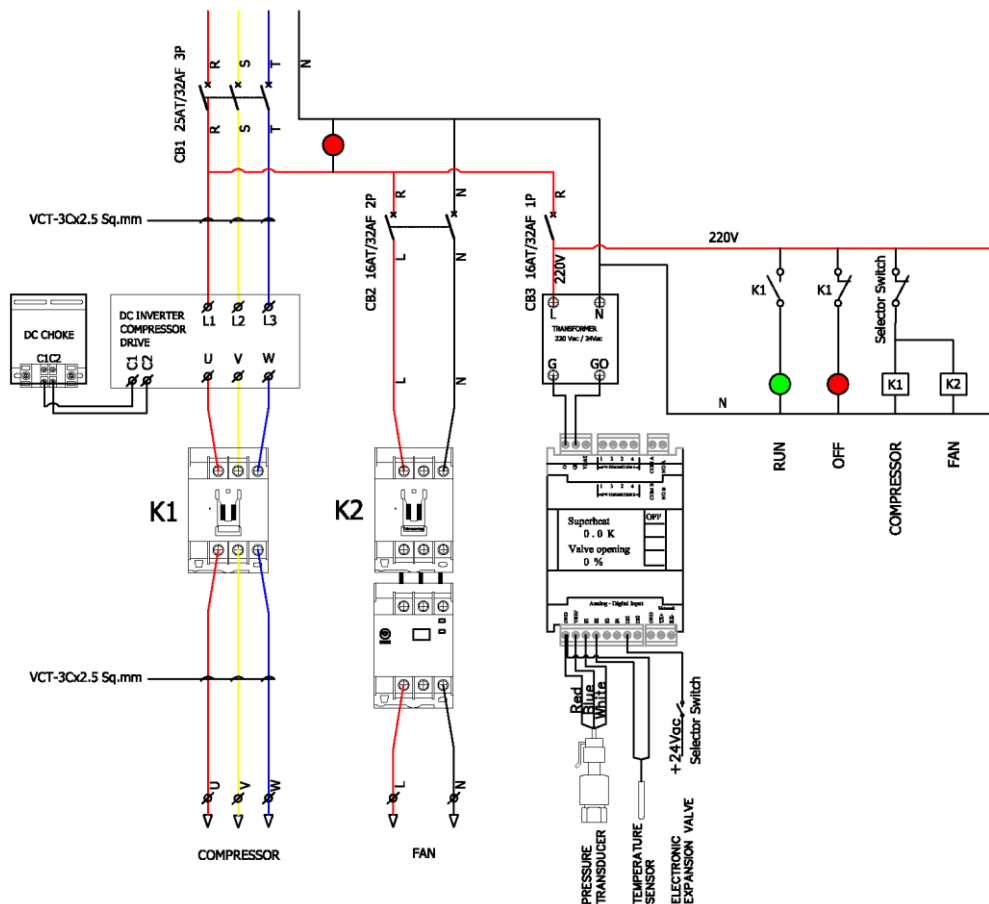
8. Selector Switch

ทำหน้าที่เป็นสวิตช์เปิดปิดอุปกรณ์ภายในเครื่อง โดยรุ่นที่ใช้เป็นชนิด 2 ตำแหน่ง ติดตั้งอยู่ทางด้านหน้าของตู้ควบคุม จำนวน 2 ตัว ดังแสดงในรูปที่ 4.38

9. หลอดไฟแสดงสถานะ (Pilot Lamp)

ทำหน้าที่แสดงสถานะของอุปกรณ์และการทำงานของเครื่อง ติดตั้งอยู่ทางด้านหน้าของตู้ควบคุม จำนวน 3 หลอด ดังแสดงรูปที่ 4.38 มีรายละเอียดดังนี้

- 1) สีแดง (Red) จำนวน 2 หลอด (แสดงสถานะไฟของตู้ควบคุม และ OFF)
- 2) สีเขียว (Green) จำนวน 1 หลอด (แสดงสถานะ Run)



รูปที่ 4.36 แผนภาพไดอะแกรมระบบไฟฟ้าควบคุมของเครื่องฮีทปั๊ม

อุปกรณ์ทั้งหมดถูกต่อเข้าด้วยกัน ตามแผนภาพไดอะแกรมระบบไฟฟ้าควบคุม ดังแสดงในรูปที่ 4.36 โดยประกอบรวมกันอยู่ภายในตู้ควบคุมขนาด 550 x 700 x 250 mm ดังแสดงในรูปที่ 4.37



รูปที่ 4.37 แสดงภายในตู้ควบคุมเครื่องฮีทปั๊ม



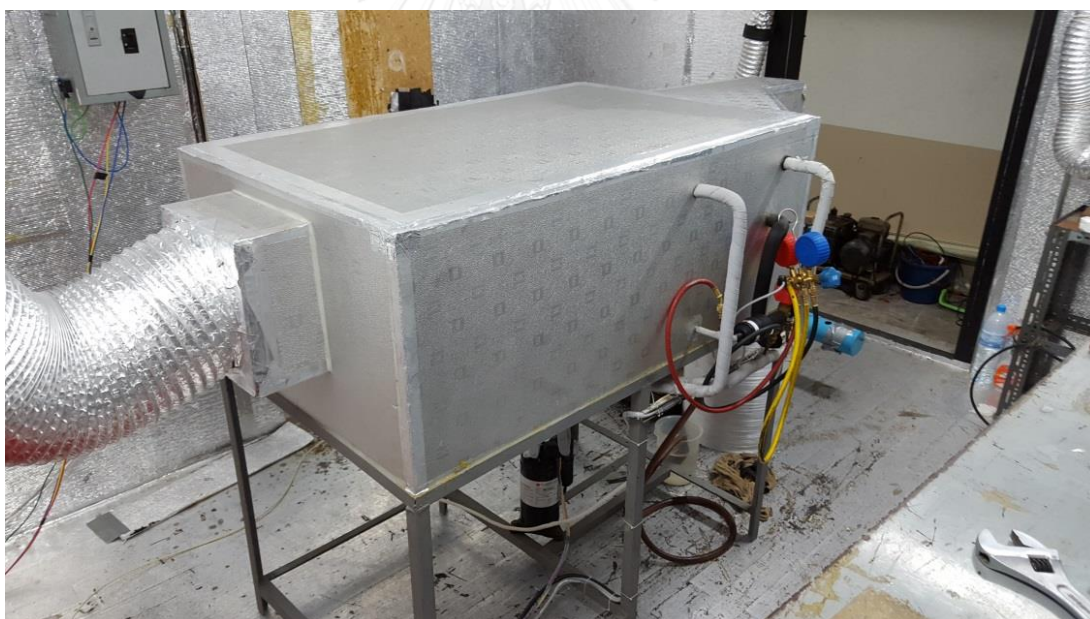
รูปที่ 4.38 แสดงภายนอกตู้ควบคุมเครื่องฮีทปั๊ม

บทที่ 5

การทดสอบและผลการทดสอบ

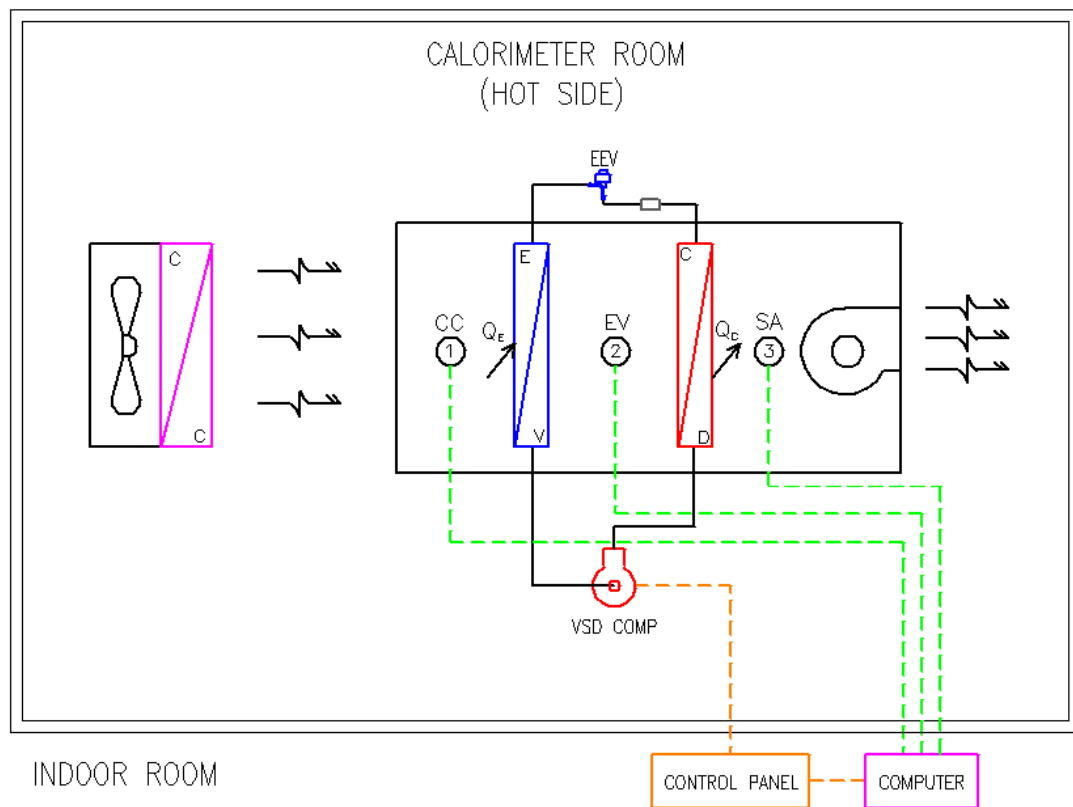
5.1 การทดสอบ

เครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบเพื่อการอุ่นอากาศถ่ายที่สร้างขึ้น ถูกออกแบบให้ทำงานในสภาวะที่อากาศขาเข้ามีอุณหภูมิต่ำและมีความชื้นสัมพัทธ์ที่ค่อนข้างสูง เพื่อจำลองสภาวะให้ใกล้เคียงกับอากาศที่ออกจากคอยล์เย็นของเครื่องส่งลมเย็น ซึ่งโดยทั่วไปจะมีอุณหภูมิจุดน้ำค้างประมาณ 8 ถึง 12 °C ดังนั้นสถานที่ที่จะใช้ในการทดสอบ จึงจำเป็นต้องมีความสามารถในการควบคุมสภาวะอากาศภายในห้อง ให้มีความใกล้เคียงกับอากาศที่ออกจากคอยล์เย็นให้มากที่สุด ทางผู้วิจัยจึงเลือกทำการทดสอบที่ห้องแคลอรีมิเตอร์ ตั้งอยู่ชั้น 3 ตึกโคลัมโบ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย เป็นสถานที่สำหรับการทดสอบหาสมรรถนะ โดยติดตั้งเครื่องฮีทปั๊มภายในห้องแคลอรีมิเตอร์ทางฝั่งร้อน ดังแสดงในรูปที่ 5.1

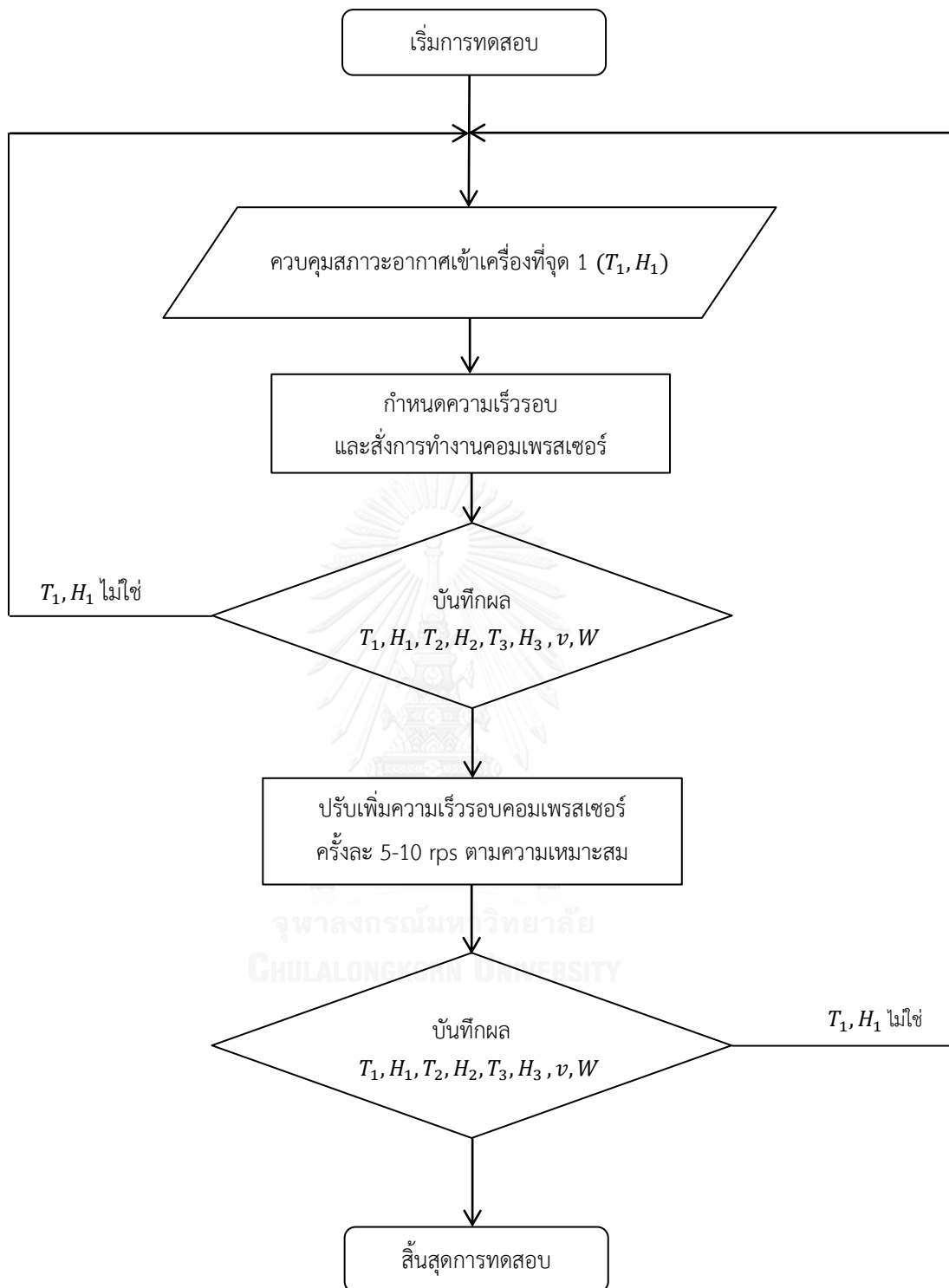


รูปที่ 5.1 การทดสอบสมรรถนะเครื่องฮีทปั๊มที่ห้องแคลอรีมิเตอร์ฝั่งร้อน

แบบไดอะแกรมห้องแคลอรีมิเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 5.2 โดยภายในจะมีคอยล์น้ำเย็น (Chilled Water Coil) สำหรับควบคุมอุณหภูมิภายในห้อง และมีพัดลมติดตั้งอยู่ทางด้านหลังของคอยล์เพื่อดึงอากาศภายในห้องให้ไหลผ่าน ซึ่งคอยล์จะรับน้ำเย็นอุณหภูมิประมาณ 6 ถึง 8 °C จากเครื่องทำน้ำเย็นชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air Cooled Chiller) ขนาดความเย็น 5 ตัน มีวาล์วควบคุมอัตโนมัติ (Motorized Valve) ทำหน้าที่ปรับอัตราการไหลของน้ำให้เหมาะสมกับปริมาณไหลของห้องทดสอบ เพื่อให้ห้องมีสภาวะอากาศตามที่กำหนด โดยเครื่องฮีทปั๊มจะดึงอากาศภายในห้องที่ถูกจำลองให้คล้ายคลึงกับสภาวะอากาศที่ออกจากเครื่องส่งลมเย็น ซึ่งในแต่ละชุดการทดสอบสภาวะอากาศขาเข้าที่จุด 1 (จุด CC) จะถูกควบคุมให้มีค่าคงที่ตลอดระยะเวลาการทดสอบ



รูปที่ 5.2 แบบไดอะแกรมการทดสอบสมรรถนะ ภายในห้องแคลอรีมิเตอร์ทางฝั่งร้อน



รูปที่ 5.3 แผนผังการทดสอบสมรรถนะเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ

จากรูปที่ 5.3 แสดงแผนผังขั้นตอนของการทดสอบเครื่องฮีทปั๊ม โดยค่า T_1 และ H_1 คือสภาวะอากาศขาเข้าเครื่อง ซึ่งมีผลต่อการทดสอบเป็นอย่างมาก โดยขณะทำการทดสอบจะต้องคอยควบคุมสภาวะให้อยู่ในช่วงที่กำหนด และในกรณีที่ค่า T_1 และ H_1 ไม่อยู่ในช่วงที่กำหนด จะต้องหยุดการทดสอบ แล้วปรับสภาวะให้อยู่ในเกณฑ์ก่อน จึงทำการทดสอบต่อไปได้

โดยวัตถุประสงค์ของการทดสอบก็เพื่อหาสมรรถนะของเครื่องฮีทปั๊ม ในแต่ละช่วงความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ ที่สภาวะอากาศขาเข้าต่างๆ โดยสมรรถนะที่ต้องการทราบนั้นประกอบไปด้วย

- 1) ความสามารถในการอุ่นอากาศของเครื่องฮีทปั๊ม
- 2) ความสามารถในการลดอุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศขาเข้าเครื่องฮีทปั๊ม
- 3) การใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องฮีทปั๊ม
- 4) ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของการอุ่นอากาศ (COP_{RH})
- 5) ผลประหยัดของเครื่องฮีทปั๊มเปรียบเทียบกับการใช้ขดลวดต้านทานไฟฟ้า

5.1.1 สภาวะอากาศขาเข้าเครื่อง

สภาวะอากาศขาเข้าเครื่องฮีทปั๊มที่จุด 1 (จุด CC) ดังแสดงในรูปที่ 5.2 ถือเป็นตัวแปรสำคัญในการทดสอบ เพื่อให้ทราบถึงสมรรถนะของเครื่องที่แท้จริง จึงจำเป็นต้องทำการควบคุมสภาวะของให้คงที่ หรือมีการเปลี่ยนแปลงน้อยที่สุดตลอดระยะเวลาการทดสอบ โดยการทดสอบแบ่งออกเป็น 3 ชุดการทดสอบ ดังแสดงในตารางที่ 5.1

ตารางที่ 5.1 แสดงสภาวะอากาศขาเข้าเครื่องที่จุด 1 (จุด CC) ของแต่ละชุดการทดสอบ

การทดสอบ ชุดที่	สภาวะอากาศขาเข้าเครื่องที่จุด 1 (จุด CC)		
	อุณหภูมิกระเปาะแห้ง, T_1 (°C)	ความชื้นสัมพัทธ์, H_1 (%RH)	อุณหภูมิจุดน้ำค้าง, DP_1 (°C)
1	13.0	78.2	9.4
2	14.0	78.5	10.5
3	15.0	80.1	11.7

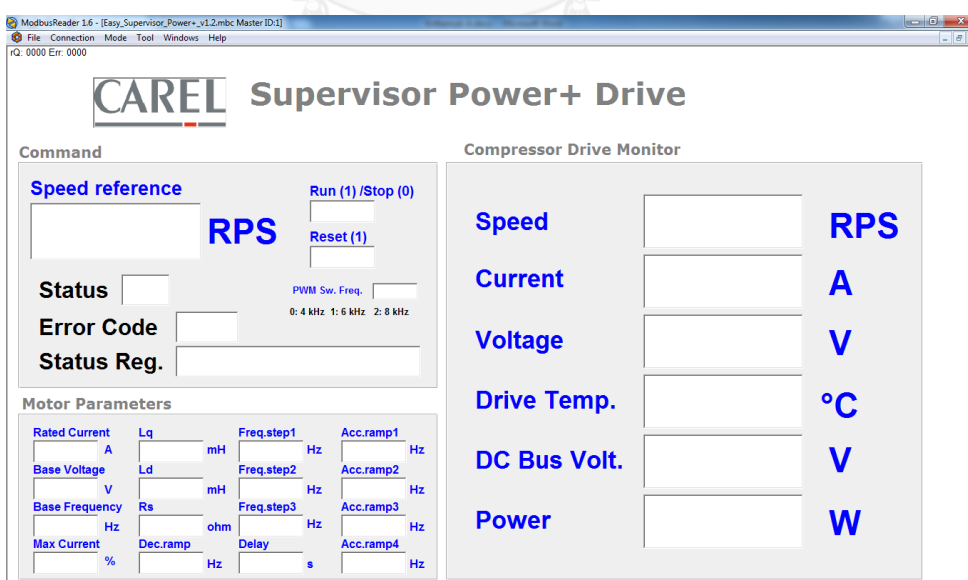
ส่วนการควบคุมความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ในการทดสอบนั้น จะทำการควบคุมและปรับความเร็วรอบผ่านโปรแกรม Easy_Supervisor_Power+_v1.2 โดยรายละเอียดการควบคุมและสั่งการจะอยู่ในหัวข้อถัดไป

5.1.2 การควบคุมความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์

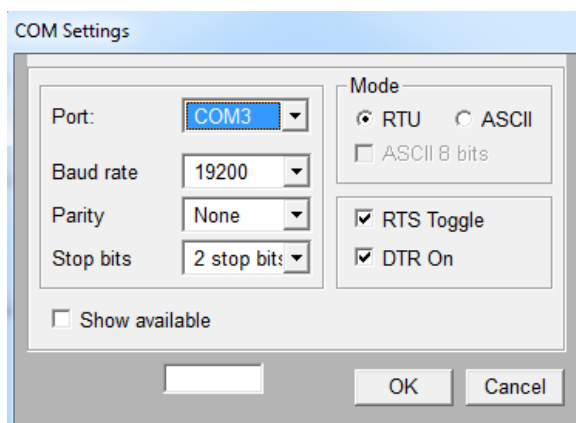
สำหรับการควบคุมความเร็วคอมเพรสเซอร์นั้น จะควบคุมและสั่งการผ่านทางโปรแกรม Easy_Supervisor_Power+_v1.2 โดยจะต้องทำการเชื่อมต่อโปรแกรมเข้ากับชุดควบคุมความเร็วรอบ เพื่อให้โปรแกรมสามารถสื่อสารและส่งคำสั่งไปยังชุดควบคุมความเร็วรอบได้ เริ่มต้นโดยการปิด Selector Switch ทั้งสองตัวที่อยู่ด้านหน้าของตู้ควบคุมให้อยู่ในตำแหน่ง ON โดยสวิตซ์ด้านบนเป็นการจ่ายไฟฟ้าให้กับชุดควบคุมความเร็วรอบและพัดลมพร้อมๆกัน ส่วนสวิตซ์ด้านล่างเป็นของชุดควบคุมวาล์วปรับแรงดัน ขั้นตอนการควบคุมประกอบไปด้วยขั้นตอนหลัก 2 ขั้นตอน ได้แก่ การเชื่อมต่อสัญญาณกับชุดควบคุมความเร็วรอบ และการกำหนดความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ มีรายละเอียดดังนี้

5.1.2.1 การเชื่อมต่อสัญญาณกับชุดควบคุมความเร็วรอบ

หลังจากจ่ายกระแสไฟฟ้าให้กับชุดควบคุมความเร็วรอบ ต่อไปจะทำการเชื่อมต่อสัญญาณคอมเพรสเซอร์เข้ากับโปรแกรม โดยขั้นตอนการเชื่อมต่อ เริ่มต้นจากการเข้าสู่โปรแกรมดังแสดงในรูปที่ 5.4 แล้วเลือกคำสั่ง Connection และเลือกรายการ COM Parameters... จากนั้นจะปรากฏหน้าต่างขึ้นมาบนโปรแกรม ดังแสดงในรูปที่ 5.5 แล้วทำการกำหนดค่าพารามิเตอร์ โดยการกดเลือกที่ลูกศรในแต่ละช่องเพื่อกำหนดค่า



รูปที่ 5.4 แสดงหน้าโปรแกรม Easy_Supervisor_Power+_v1.2



รูปที่ 5.5 หน้าต่างสำหรับการกำหนดค่าพารามิเตอร์คอมเพรสเซอร์

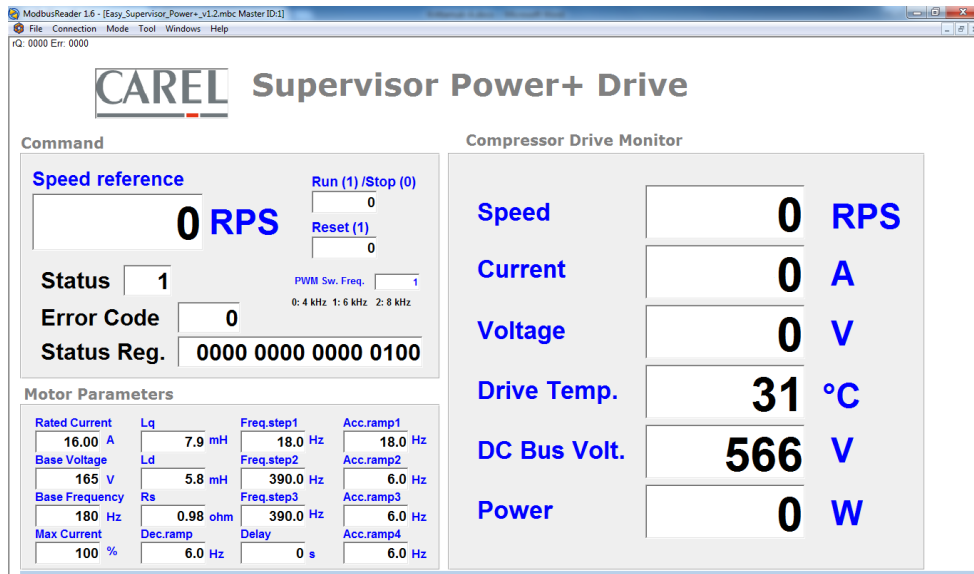
ค่าพารามิเตอร์ของคอมเพรสเซอร์ยี่ห้อ มิตซูบิชิ อิเล็กทริกส์ รุ่น SNB172FEKMT สำหรับใช้ในการกำหนด ดังแสดงในตารางที่ 5.2

ตารางที่ 5.2 ค่าพารามิเตอร์ของการเชื่อมต่อสัญญาณ

Port:	COM3
Baud rate	19200
Parity	None
Stop bits	2 stop bits

การกำหนดค่าของ Port: นั้นจะต้องกำหนดให้ตรงตามหมายเลขของช่องที่สาย USB ต่อเข้ากับคอมพิวเตอร์ วิธีการเรียกดูค่านั้นสามารถทำได้โดยการคลิกปุ่มขวาของเมาส์ที่ไอคอน My Computer เลือกรายการ Manage แล้วคำสั่งเลือก Device Manager และเลือก Universal Serial Bus Controllers เพื่อตรวจสอบหมายเลขของช่องที่สาย USB ถูกเชื่อมต่อ

หลังจากทำการกำหนดค่าต่างๆในรายการ COM Parameters... เสร็จแล้ว ต่อไปจะเป็นการเชื่อมต่อโปรแกรมเข้ากับชุดควบคุมความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ โดยเลือกที่รายการ Connection เลือกคำสั่ง Connect จากนั้นโปรแกรมจะทำการเชื่อมต่อเข้ากับชุดควบคุมความเร็วรอบพร้อมแสดงสถานะปัจจุบันบนหน้าโปรแกรม ดังแสดงในรูปที่ 5.6



รูปที่ 5.6 แสดงสถานะการเชื่อมต่อระหว่างโปรแกรมกับชุดควบคุมความเร็วรอบ

เมื่อโปรแกรมและชุดควบคุมความเร็วรอบเชื่อมต่อกัน ขั้นตอนต่อไปจะเป็นการกำหนดค่าพารามิเตอร์ของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ในกรอบของ Motor Parameters บนโปรแกรมที่มุมด้านล่างทางซ้ายมือ ดังแสดงในรูปที่ 5.7 เพื่อให้มีค่าตรงตามรุ่นของมอเตอร์ ซึ่งค่าต่าง ๆ นั้นเป็นค่าที่ได้จากทางผู้ผลิต สามารถดูได้จากตารางที่ 5.3 ส่วนวิธีการกำหนดค่านั้นทำโดยการกดเลือกที่ช่องว่างของค่าพารามิเตอร์ที่กำหนด แล้วจึงกรอกตัวเลขลงในช่องว่าง จากนั้นทำการบันทึกค่าด้วยการกดปุ่ม Enter

Motor Parameters

Rated Current	Lq	Freq.step1	Acc.ramp1
16.00 A	7.9 mH	0 Hz	0 Hz
Base Voltage	Ld	Freq.step2	Acc.ramp2
165 V	5.8 mH	0 Hz	0 Hz
Base Frequency	Rs	Freq.step3	Acc.ramp3
180 Hz	0.98 ohm	0 Hz	0 Hz
Max Current	Dec.ramp	Delay	Acc.ramp4
100 %	6.0 Hz	0 s	0 Hz

รูปที่ 5.7 การกำหนดค่าพารามิเตอร์มอเตอร์

ตารางที่ 5.3 ค่าพารามิเตอร์ของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์

Rate Current	16.00
Base Voltage	165
Base Frequency	180
Max Current	100
Lq	7.9
Ld	5.8
Rs	0.98
Dec.ramp	6.0

5.1.2.2 การกำหนดความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์

ก่อนที่จะสั่งคอมเพรสเซอร์ให้ทำงานนั้น ต้องตรวจสอบให้แน่ใจว่า ได้จ่ายกระแสไฟให้กับพัดลม ชุดควบคุมความเร็วรอบ และวาล์วปรับแรงดันแล้ว มิฉะนั้นระบบจะไม่สามารถทำการทดสอบเดินเครื่องได้ การจ่ายไฟฟ้าให้กับอุปกรณ์ทั้งสองนั้น สามารถทำได้โดยการบิดปุ่ม Selector Switch ที่ด้านหน้าตู้ควบคุม

หลังจากทำการเชื่อมต่อสัญญาณระหว่างโปรแกรมและชุดควบคุมความเร็วรอบแล้ว ขั้นตอนต่อไปจะเป็นการสั่งให้คอมเพรสเซอร์เริ่มทำงานตามความเร็วรอบที่กำหนด โดยการกรอกค่าความเร็วรอบที่ต้องการในกรอบของ Command ที่มุมซ้ายมือทางด้านบนของหน้าโปรแกรม ดังแสดงในรูปที่ 5.8

Command

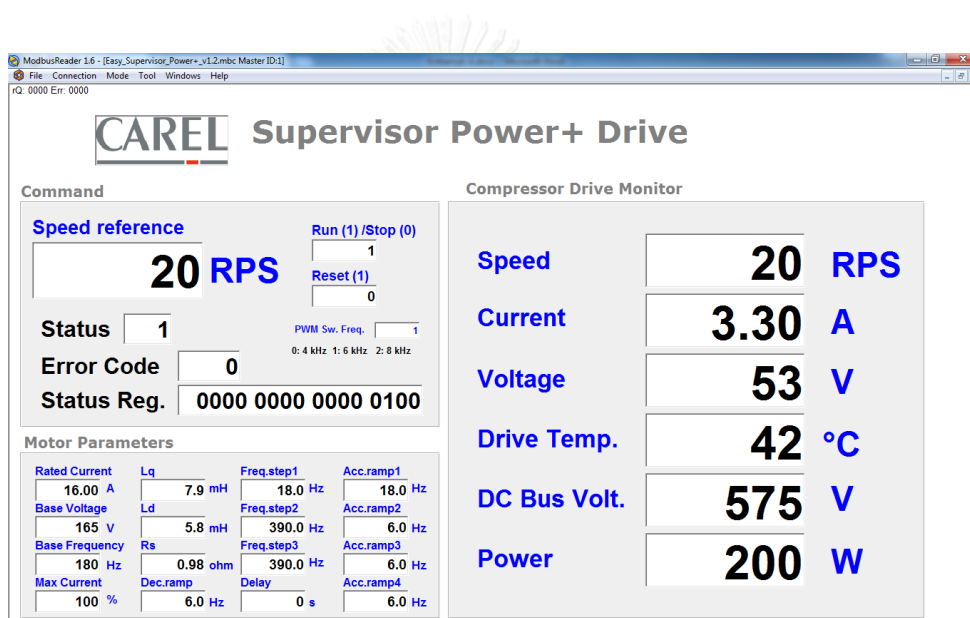
Speed reference	Run (1)/Stop (0)
20 RPS	<input type="checkbox"/> 1
Status <input type="checkbox"/> 1	Reset (1)
Error Code <input type="checkbox"/> 0	<input type="checkbox"/> 0
Status Reg. 0000 0000 0000 0100	PWM Sw. Freq. <input type="checkbox"/> 1
	0: 4 kHz 1: 6 kHz 2: 8 kHz

รูปที่ 5.8 แสดงการสั่งการทำงานคอมเพรสเซอร์

ขั้นตอนการกำหนดความเร็วรอบ และสั่งการทำงานของคอมเพรสเซอร์ มีรายละเอียดดังนี้

1) เริ่มต้นด้วยการกำหนดค่าความเร็วรอบที่ต้องการลงในช่อง Speed reference แล้วทำการบันทึกค่าด้วยการกดปุ่ม Enter (ค่าความเร็วรอบในช่วงเริ่มต้น ควรมีค่าอยู่ระหว่าง 15 ถึง 20 *rps* เพื่อเป็นการป้องกันความเสียหายให้ที่อาจเกิดกับคอมเพรสเซอร์)

2) การสั่งคอมเพรสเซอร์ให้เริ่มการทำงาน ทำโดยการใส่หมายเลข 1 ลงในช่อง Run(1)/Stop(0) แล้วกดปุ่ม Enter จากนั้นคอมเพรสเซอร์ก็จะเริ่มเร่งความเร็วรอบจนมีค่าเท่ากับความเร็วที่กำหนด พร้อมแสดงสถานะต่างๆในกรอบ Compressor Drive Monitor ดังแสดงในรูปที่ 5.9



รูปที่ 5.9 แสดงสถานะคอมเพรสเซอร์ขณะทำการทดสอบเครื่องฮีทปั๊มที่ความเร็วรอบ 20 *rps*

3) เมื่อต้องการปรับเปลี่ยนความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ สามารถทำการแก้ไขตัวเลขในช่อง Speed reference แล้วกดปุ่ม Enter (ค่าความเร็วรอบที่ปรับจากค่าเดิมนั้น ไม่ควรมีค่าเกินครึ่งละ 5 *rps* เนื่องจากเป็นข้อจำกัดของอัตราเร่งที่ทางผู้ผลิตกำหนดไว้ โดยระบุว่าการเพิ่มอัตราเร่งนั้น ไม่ควรมีค่าเกิน 5 *rps/s* ในช่วงความเร็วรอบระหว่าง 15 ถึง 80 *rps*)

4) การสั่งคอมเพรสเซอร์ให้หยุดการทำงาน ทำได้โดยการใส่หมายเลข 0 ลงในช่อง Run(1)/Stop(0) แล้วกดปุ่ม Enter

ในแต่ละชุดการทดสอบ จะทดสอบที่ความเร็วรอบตั้งแต่ 20 จนถึง 90 *rps* โดยทำการปรับเพิ่มครั้งละ 5 หรือ 10 *rps* ตามความเหมาะสม ข้อมูลที่ได้จากโปรแกรม เป็นข้อมูลสถานะคอมเพรสเซอร์แบบเวลาจริง (Real Time) อันได้แก่

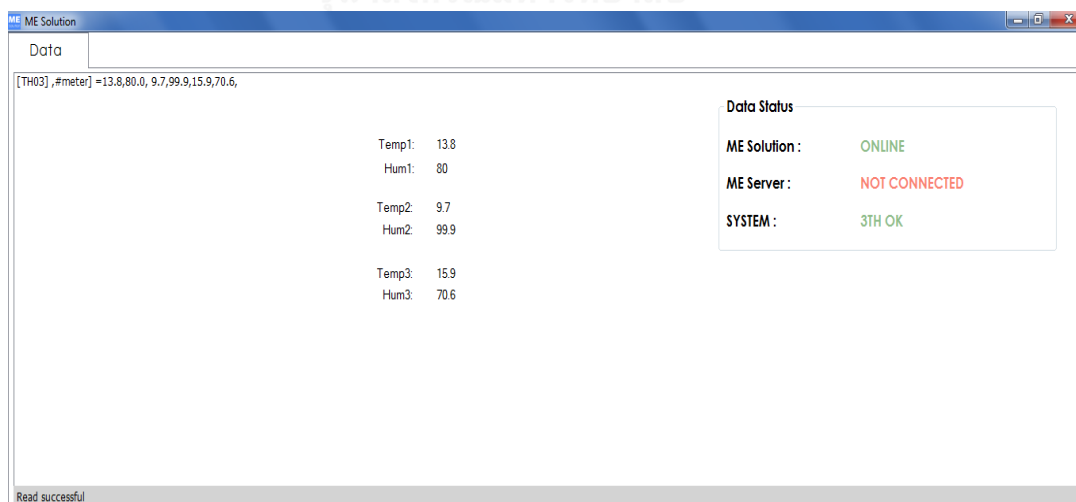
Speed	คือ ความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ เป็น <i>rps</i>
Current	คือ กระแสไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้ เป็น <i>A</i>
Voltage	คือ ความต่างศักย์ไฟฟ้า เป็น <i>V</i>
Drive Temp.	คือ อุณหภูมิความร้อนของ BLDC Driver เป็น $^{\circ}\text{C}$
DC Bus Volt.	คือ ความต่างศักย์ไฟฟ้ากระแสตรง เป็น <i>V</i>
Power	คือ พลังงานไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ใช้ในขณะนั้น เป็น <i>W</i>

5.1.3 การบันทึกข้อมูล

ข้อมูลจากการทดสอบจะถูกนำไปใช้ในการหาคำนวณประสิทธิภาพ และขีดความสามารถของเครื่องปั๊มตามวัตถุประสงค์ของงานวิจัย โดยข้อมูลที่บันทึกในช่วงการทดสอบนั้นแบ่งออกเป็น 8 ประเภทหลักๆ ได้ดังนี้

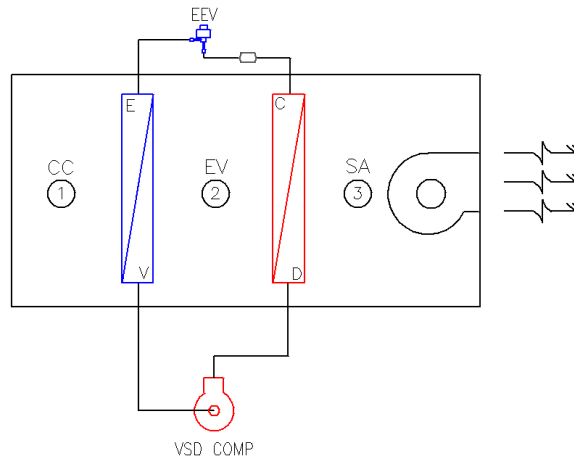
1) อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่จุด 1, 2 และ 3

การตรวจวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์จะใช้ Temperature and Humidity Sensor ยี่ห้อ Aosong Electronics รุ่น AMD2302 [15] ส่งสัญญาณดิจิทัล (1 Wire Bus) โดยแสดงข้อมูลผ่านทางโปรแกรมบนคอมพิวเตอร์ ดังแสดงในรูปที่ 5.10



รูปที่ 5.10 โปรแกรม ME Solution แสดงอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่จุด 1, 2 และ 3

อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่จุดต่างๆของเครื่องฮีทปั๊ม จะถูกใช้ในการคำนวณหาปริมาณความร้อนและความเย็นที่ได้ ในแต่ละความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ โดยรายละเอียดของแต่ละจุด ดังแสดงในรูปที่ 5.11



รูปที่ 5.11 แสดงตำแหน่งการตรวจวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์

- | | |
|-----------------------------|------------------------------------|
| จุด 1 หรือ CC (Temp1, Hum1) | คือ สภาวะอากาศขาเข้าเครื่องฮีทปั๊ม |
| จุด 2 หรือ EV (Temp2, Hum2) | คือ สภาวะอากาศหลังผ่านคอยล์ระเหย |
| จุด 3 หรือ SA (Temp3, Hum3) | คือ สภาวะอากาศขาออกเครื่องฮีทปั๊ม |

2) ความเร็วอากาศ

การตรวจวัดความเร็วอากาศ จะใช้เครื่องวัดความเร็วลม (Anemometer) ชนิด Vane Probe ยี่ห้อ CEM รุ่น DT-619 ดังแสดงในรูปที่ 5.12 โดยตรวจวัดความเร็วอากาศที่ตำแหน่งขาเข้าเครื่องฮีทปั๊ม ทั้งหมด 15 ตำแหน่ง แล้วคำนวณหาค่าเฉลี่ย



รูปที่ 5.12 เครื่องวัดความเร็วลม ชนิด Vane Probe

3) ความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์

เป็นตัวแปรที่ใช้ในการเปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องฮีทปั๊ม ในแต่ละชุดการทดสอบ โดยจะทำการกำหนดความเร็วรอบผ่านโปรแกรม Easy_Supervisor_Power+_v1.2

4) กำลังไฟฟ้าคอมเพรสเซอร์

กำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ขณะทำการทดสอบ สามารถบันทึกข้อมูลได้จากโปรแกรม Easy_Supervisor_Power+_v1.2 ดังแสดงในรูปที่ 5.9

5) แรงดันทางด้านร้อน (High Side) และด้านเย็น (Low Side)

การตรวจวัดแรงดันของสารทำความเย็นในระบบ จะใช้เกจวัดแรงดัน (Pressure Gauge) ต่อสายเข้ากับระบบทางด้านร้อนและด้านเย็น แล้วจึงทำการอ่านค่าที่ได้บนหน้าปัดของเกจวัดแรงดัน ดังแสดงในรูปที่ 5.13



รูปที่ 5.13 แสดงการตรวจวัดแรงดันทางด้านร้อนและด้านเย็น

6) อุณหภูมิทางด้านดูด (Suction) และด้านจ่าย (Discharge)

การตรวจวัดอุณหภูมิทางด้านดูดและด้านจ่ายของคอมเพรสเซอร์ จะใช้เครื่องตรวจวัดอุณหภูมิชนิด Thermocouple โดยการนำไปแตะที่ผิวของท่อทองแดง เพื่อทำการตรวจวัด ดังแสดงในรูปที่ 5.14



รูปที่ 5.14 แสดงการตรวจวัดอุณหภูมิทางด้านดูดและด้านจ่าย

7) อุณหภูมิยวดยิ่ง (Superheat Temperature)

สามารถบันทึกได้จากหน้าจอแสดงผลของชุดควบคุมวาล์วปรับแรงดัน สำหรับการออกแบบในครั้งนี้ได้กำหนดค่าของอุณหภูมิยวดยิ่งไว้เท่ากับ 6 K โดยโปรแกรมจะประมวลผลค่าที่ได้จากการตรวจวัดอุณหภูมิและแรงดันสารทำความเย็น ทางด้านออกคอยล์ระเหย แล้วแสดงค่าบนหน้าจอของชุดควบคุมวาล์วปรับแรงดัน ดังแสดงในรูปที่ 5.15

8) อัตราการเปิดวาล์วปรับแรงดัน (Valve Opening)

อัตราการเปิดของวาล์วนั้นขึ้นอยู่กับอุณหภูมิยวดยิ่งของระบบ โดยวาล์วจะปรับปริมาณการเปิดเพื่อรักษาอุณหภูมิยวดยิ่งให้ได้ตามที่ตั้งค่าเอาไว้ในชุดควบคุมวาล์ว สามารถอ่านค่าได้จากหน้าจอแสดงผลของชุดควบคุมวาล์วปรับแรงดัน ดังแสดงในรูปที่ 5.15

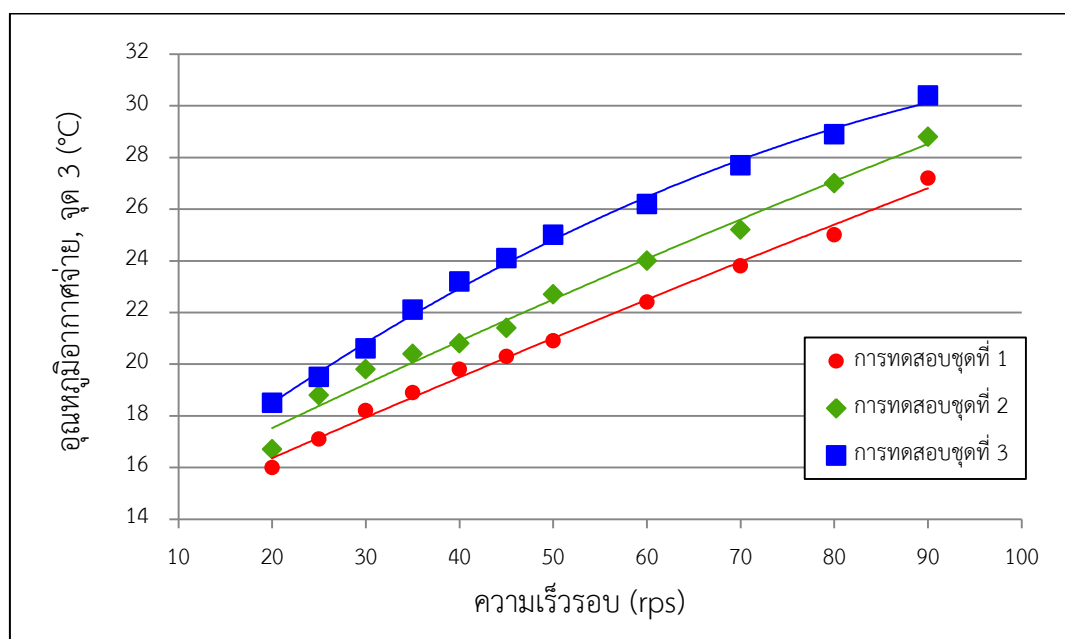


รูปที่ 5.15 ชุดควบคุมวาล์วปรับแรงดัน

5.2 ผลการทดสอบสมรรถนะ

ผลการทดสอบสมรรถนะเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ ของการทดสอบชุดที่ 1, 2 และ 3 ซึ่งมีสภาวะอากาศขาเข้าที่แตกต่างกัน แบ่งออกตามความสามารถในด้านต่างๆ ในแต่ละความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

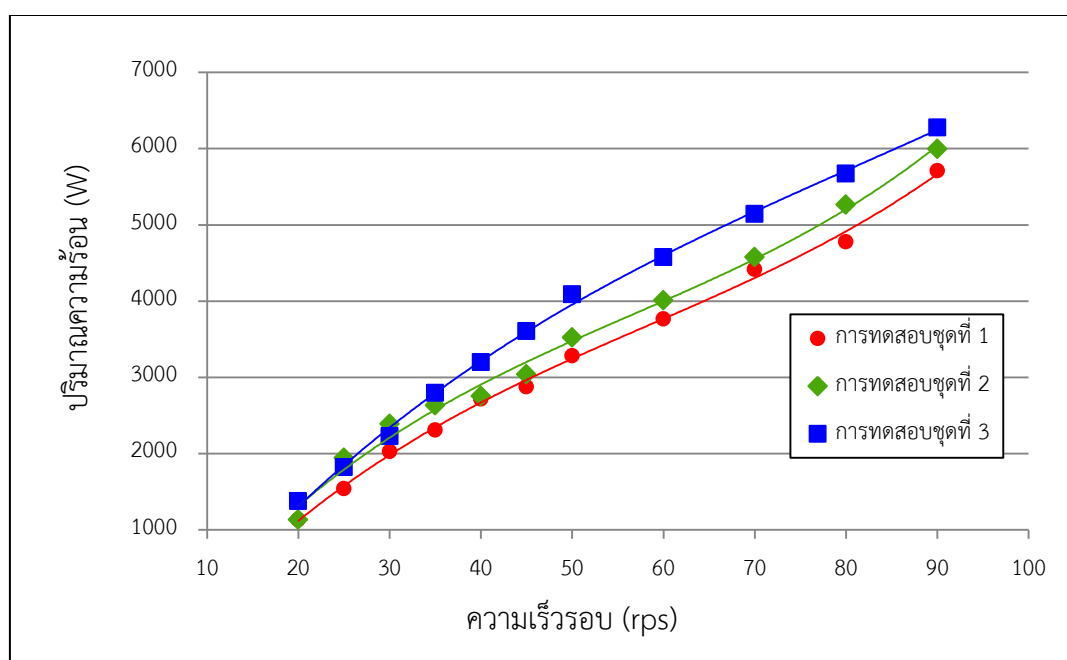
5.2.1. ความสามารถในการอุ่นอากาศ



รูปที่ 5.16 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิอากาศที่จุด 3 (จุด SA) กับความเร็วรอบ

จากรูปที่ 5.16 แสดงอุณหภูมิอากาศจ่ายของเครื่องฮีทปั๊มที่จุด 3 (จุด SA) เปรียบเทียบกับความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ ของการทดสอบชุดที่ 1, 2 และ 3 ซึ่งแต่ละชุดการทดสอบมีสภาวะอากาศขาเข้าเครื่องฮีทปั๊มที่แตกต่างกันออกไป ตามที่ได้กล่าวมาแล้วในหัวข้อ 5.1.1 จากเส้นกราฟจะเห็นว่า อุณหภูมิของอากาศจ่ายมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น เมื่อเพิ่มความเร็วรอบ โดยปกติแล้วอุณหภูมิของอากาศจ่ายที่ห้องปรับอากาศต้องการในช่วง Full Load นั้นจะอยู่ที่ประมาณ 16 °C และในช่วง Part Load ที่ประมาณ 22 °C สำหรับการทดสอบชุดที่ 1 ($DP_1 = 9.4$ °C) แทนด้วยเส้นกราฟสีแดง พบว่าที่ความเร็วรอบ 20 rps สามารถอุ่นอากาศได้อุณหภูมิเท่ากับ 16.0 °C และที่ความเร็วรอบ 60 rps สามารถอุ่นอากาศได้อุณหภูมิเท่ากับ 22.4 °C ส่วนการทดสอบชุดที่ 2 ($DP_1 = 10.5$ °C) แทนด้วยเส้นกราฟสีเขียว พบว่าที่ความเร็วรอบ 20 rps สามารถอุ่นอากาศได้อุณหภูมิเท่ากับ 16.7 °C และที่ความเร็วรอบ 50 rps สามารถอุ่นอากาศได้อุณหภูมิเท่ากับ 22.7 °C และในการทดสอบชุดที่

3 ($DP_1 = 11.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$) แทนด้วยเส้นกราฟสีน้ำเงิน พบว่าที่ความเร็วรอบ 20 *rps* สามารถอุ่นอากาศได้อุณหภูมิเท่ากับ $18.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ และที่ความเร็วรอบ 35 *rps* สามารถอุ่นอากาศได้อุณหภูมิเท่ากับ $22.1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ และยังสามารถอุ่นอากาศให้มีอุณหภูมิสูงกว่าค่าที่ต้องการได้โดยไม่เกิดปัญหาแก่เครื่องฮีทปั๊ม ซึ่งที่ความเร็วรอบ 90 *rps* ของการทดสอบชุดที่ 1, 2 และ 3 สามารถอุ่นอากาศให้มีอุณหภูมิได้ถึง 27.2, 28.8 และ $30.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ตามลำดับ

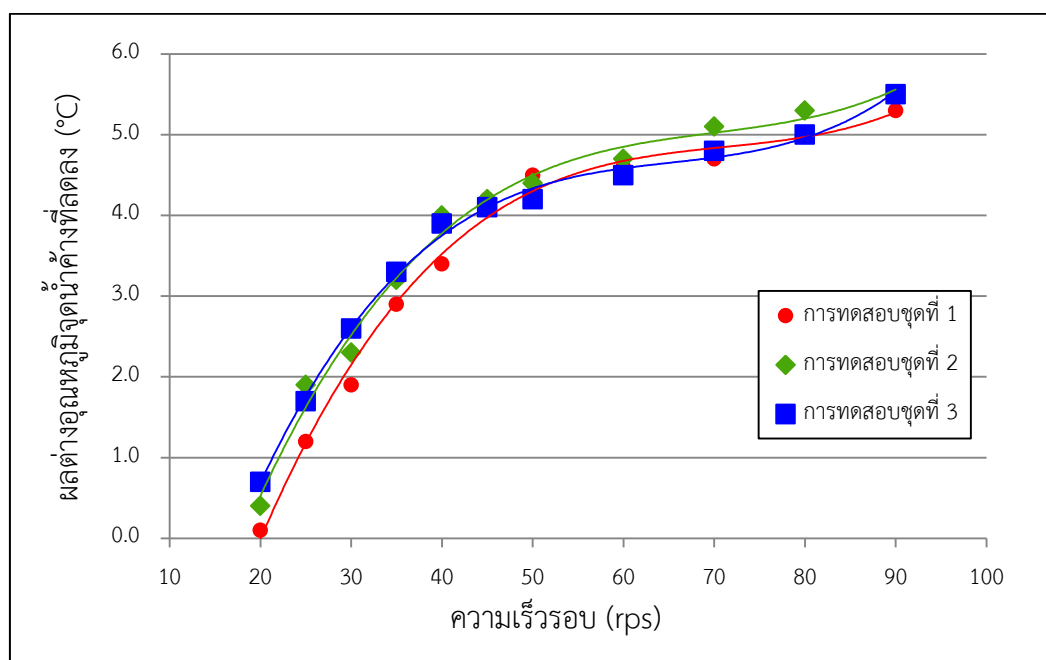


รูปที่ 5.17 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างปริมาณความร้อนกับความเร็วยรอบ

จากรูปที่ 5.17 แสดงปริมาณความร้อนที่ได้จากเครื่องฮีทปั๊มเปรียบเทียบกับความเร็วรอบของการทดสอบชุดที่ 1, 2 และ 3 ซึ่งแต่ละชุดการทดสอบมีสภาวะอากาศขาเข้าเครื่องฮีทปั๊มที่แตกต่างกันออกไป ตามที่ได้กล่าวมาแล้วในหัวข้อ 5.1.1 จากเส้นกราฟจะเห็นได้ว่า ปริมาณความร้อนที่ได้จากเครื่องจะมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น เมื่อเพิ่มความเร็วรอบ ซึ่งปริมาณความร้อนที่ได้นี้เป็นปริมาณความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) คำนวณจากสมการ (3.1) ที่อัตราการไหลอากาศเท่ากับ 697.5 cfm ใช้ผลต่างระหว่างอุณหภูมิอากาศขาเข้าและขาออกเครื่องในการคำนวณ โดยเส้นกราฟสีแดงของการทดสอบชุดที่ 1 สามารถผลิตปริมาณความร้อนได้น้อยที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับชุดที่ 2 และ 3 ในความเร็วรอบที่เท่ากัน โดยมีสาเหตุมาจากอุณหภูมิของอากาศขาเข้าเครื่องที่ต่ำกว่า ส่งผลให้ความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนของระบบมีค่าต่ำลงตามไปด้วย สำหรับการทดสอบชุดที่ 1 ($DP_1 = 9.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$) แทนด้วยเส้นกราฟสีแดง พบว่าที่ความเร็วรอบ 20 และ 90 *rps*

ปริมาณความร้อนที่ได้มีค่าเท่ากับ 1,134 และ 5,711 W ตามลำดับ ส่วนการทดสอบชุดที่ 2 ($DP_1 = 10.5\text{ }^{\circ}C$) แทนด้วยเส้นกราฟสีเขียว พบว่าที่ความเร็วรอบ 20 และ 90 rps ปริมาณความร้อนที่ได้มีค่าเท่ากับ 1,134 และ 5,995 W ตามลำดับ ส่วนในการทดสอบชุดที่ 3 ($DP_1 = 11.7\text{ }^{\circ}C$) แทนด้วยเส้นกราฟสีน้ำเงิน พบว่าที่ความเร็วรอบ 20 และ 90 rps ปริมาณความร้อนที่ได้มีค่าเท่ากับ 1,377 และ 6,278 W ตามลำดับ

5.2.2 ความสามารถในการลดอุณหภูมิจุดน้ำค้าง

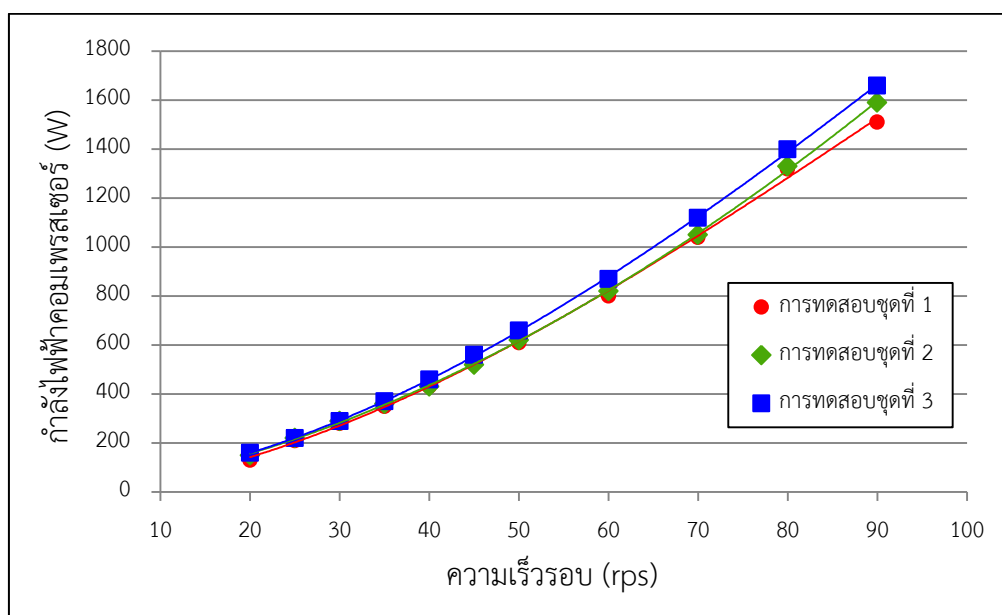


รูปที่ 5.18 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างผลต่างอุณหภูมิจุดน้ำค้างที่ลดลงกับความเร็วรอบ

จากรูปที่ 5.18 แสดงผลต่างอุณหภูมิจุดน้ำค้างที่เครื่องฮีทปั๊มสามารถลดลงได้เปรียบเทียบกับความเร็วรอบ ของการทดสอบชุดที่ 1, 2 และ 3 ซึ่งแต่ละการทดสอบมีสภาวะอากาศขาเข้าเครื่องฮีทปั๊มที่แตกต่างกันออกไป ตามที่ได้กล่าวมาแล้วในหัวข้อ 5.1.1 โดยผลของการลดอุณหภูมิจุดน้ำค้างให้ต่ำลงนั้นก็เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพให้การลดความชื้นให้แก่ระบบปรับอากาศ จากเส้นกราฟจะเห็นได้ว่าผลต่างอุณหภูมิจุดน้ำค้างจะมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น เมื่อเพิ่มความเร็วรอบ และเมื่อความเร็วรอบมีค่ามากกว่า 40 rps ขึ้นไป ความสามารถในการลดอุณหภูมิจุดน้ำค้างของเครื่องจะมีค่าลดลง เมื่อเปรียบเทียบกับความเร็วรอบในช่วง 20 ถึง 40 rps ซึ่งอาจมีสาเหตุมาจากขนาดของคอยล์ระเหยที่เล็กเกินไป ส่งผลให้ความสามารถในการลดอุณหภูมิต่ำลง เมื่อทดสอบที่ความเร็วรอบสูงๆ สำหรับการทดสอบชุดที่ 1 ($DP_1 = 9.4\text{ }^{\circ}C$) แทนด้วยเส้นกราฟสีแดง พบว่าที่ความเร็วรอบ 20 และ 90 rps

ผลต่างอุณหภูมิจุดน้ำค้างที่เครื่องสามารถทำได้มีค่าเท่ากับ 0.1 และ 5.3 °C ตามลำดับ ส่วนการทดสอบชุดที่ 2 ($DP_1 = 10.5$ °C) แทนด้วยเส้นกราฟสีเขียว พบว่าที่ความเร็วรอบ 20 และ 90 *rps* ผลต่างอุณหภูมิจุดน้ำค้างที่เครื่องสามารถทำได้มีค่าเท่ากับ 0.4 และ 5.5 °C ตามลำดับ ส่วนในการทดสอบชุดที่ 3 ($DP_1 = 11.7$ °C) แทนด้วยเส้นกราฟสีน้ำเงิน พบว่าที่ความเร็วรอบ 20 และ 90 *rps* ผลต่างอุณหภูมิจุดน้ำค้างที่เครื่องสามารถทำได้มีค่าเท่ากับ 0.7 และ 5.5 °C ตามลำดับ

5.2.3 การใช้พลังงานไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์

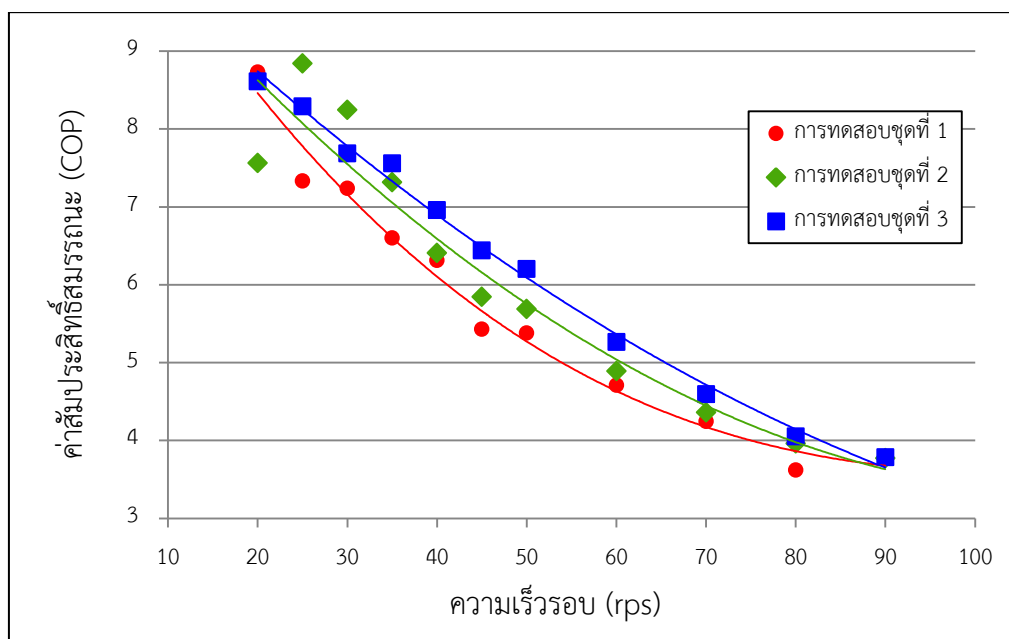


รูปที่ 5.19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างกำลังไฟฟ้คอมเพรสเซอร์และความเร็วรอบ

จากรูปที่ 5.19 แสดงผลกำลังไฟฟ้คอมเพรสเซอร์เปรียบเทียบกับความเร็วรอบ ของการทดสอบชุดที่ 1, 2 และ 3 ซึ่งแต่ละการทดสอบมีสภาวะอากาศขาเข้าเครื่องฮีทปั้มที่แตกต่างกันออกไป ตามที่ได้กล่าวมาแล้วในหัวข้อ 5.1.1 จากเส้นกราฟจะเห็นได้ว่า กำลังไฟฟ้คอมเพรสเซอร์จะมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น เมื่อเพิ่มความเร็วรอบ โดยการทดสอบชุดที่ 3 แทนด้วยเส้นกราฟสีน้ำเงิน มีค่าการใช้กำลังไฟฟ้สูงกว่าการทดสอบในชุดที่ 2 และ 1 ตามลำดับ ซึ่งมีสาเหตุมาจากอุณหภูมิอากาศขาเข้าเครื่องที่สูงกว่าการทดสอบชุดอื่นๆ ทำให้ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนของระบบทำได้ดีกว่า เป็นผลให้กำลังไฟฟ้ของคอมเพรสเซอร์สูงตามไปด้วย สำหรับการทดสอบชุดที่ 1 ($DP_1 = 9.4$ °C) แทนด้วยเส้นกราฟสีแดง พบว่าที่ความเร็วรอบ 20 และ 90 *rps* กำลังไฟฟ้คอมเพรสเซอร์มีค่าเท่ากับ 130 และ 1,510 *W* ตามลำดับ ส่วนการทดสอบชุดที่ 2 ($DP_1 = 10.5$ °C) แทนด้วยเส้นกราฟสีเขียว พบว่าที่ความเร็วรอบ 20 และ 90 *rps* กำลังไฟฟ้คอมเพรสเซอร์มีค่าเท่ากับ 150

และ 1,590 W ตามลำดับ ส่วนในการทดสอบชุดที่ 3 ($DP_1 = 11.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$) แทนด้วยเส้นกราฟสีน้ำเงิน พบว่าที่ความเร็วรอบ 20 และ 90 rps กำลังไฟฟ้าคอมเพรสเซอร์มีค่าเท่ากับ 160 และ 1,660 W ตามลำดับ

5.2.4 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)



รูปที่ 5.20 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะและความเร็วรอบ

จากรูปที่ 5.20 แสดงผลของค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเปรียบเทียบกับความเร็วรอบ ของการทดสอบชุดที่ 1, 2 และ 3 ซึ่งแต่ละการทดสอบมีสภาวะอากาศขาเข้าเครื่องฮีทปั๊มที่แตกต่างกันออกไป ตามที่ได้กล่าวมาแล้วในหัวข้อ 5.1.1 โดยค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสามารถคำนวณได้จากสมการ (3.2) จากเส้นกราฟจะเห็นได้ว่า ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะมีแนวโน้มที่ลดลง เมื่อเพิ่มความเร็วรอบ สำหรับการทดสอบชุดที่ 1 ($DP_1 = 9.4 \text{ }^{\circ}\text{C}$) แทนด้วยเส้นกราฟสีแดง พบว่าที่ความเร็วรอบ 20 และ 90 rps ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะมีค่าเท่ากับ 8.73 และ 3.78 ตามลำดับ ส่วนการทดสอบชุดที่ 2 ($DP_1 = 10.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$) แทนด้วยเส้นกราฟสีเขียว พบว่าที่ความเร็วรอบ 20 และ 90 rps ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะมีค่าเท่ากับ 7.58 และ 3.77 ตามลำดับ ส่วนในการทดสอบชุดที่ 3 ($DP_1 = 11.7 \text{ }^{\circ}\text{C}$) แทนด้วยเส้นกราฟสีน้ำเงิน พบว่าที่ความเร็วรอบ 20 rps และ 90 rps ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะมีค่าเท่ากับ 8.61 และ 3.78 ตามลำดับ

และเนื่องจากค่า *COP* มีการเปลี่ยนแปลงตามความเร็วรอบอยู่ตลอดเวลา ซึ่งโดยปกติการทำงานจริง ส่วนใหญ่มักจะอยู่ในช่วงของ Part Load ดังนั้นหากต้องการทราบถึงค่า *COP* เพื่อให้เป็นไปตามมาตรฐานแล้ว จะใช้วิธีการพิจารณาจากค่า IPLV (Integrated Part Load Value) หรือ NPLV (Non-standard Part Load Value) ซึ่งเป็นวิธีการคำนวณให้อัตราส่วนน้ำหนักเป็น % ของการทำงานในช่วง Part Load สามารถคำนวณได้จากสมการ (3.3) โดยในที่นี้จะใช้ค่า NPLV สำหรับการคำนวณเพราะถือว่าเครื่องฮีทปั๊มที่สร้างขึ้น เป็นเครื่องแบบไม่มาตรฐาน (Non-standard) จาก การคำนวณค่า NPLV ของการทดสอบชุดที่ 1, 2 และ 3 มีค่าเท่ากับ 6.86, 8.06 และ 8.07 ตามลำดับ



บทที่ 6

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผล

งานวิจัยนี้คือการออกแบบและสร้างเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ เพื่อการอุ่นอากาศจ่ายพร้อมการทดสอบสมรรถนะ เพื่อศึกษาถึงขีดความสามารถและความเป็นไปได้สำหรับการนำไปประยุกต์ใช้งานในการอุ่นอากาศจ่ายให้กับเครื่องส่งลมเย็น รวมทั้งศึกษาเกี่ยวกับข้อดีและข้อเสียของระบบ จากการออกแบบและสร้างเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ สามารถสรุปผลเป็นตารางข้อมูลทางด้านเทคนิค ดังแสดงในตารางที่ 6.1

ตารางที่ 6.1 ข้อมูลทางด้านเทคนิคเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ

การทดสอบชุดที่		1 ($DP_1=9.4\text{ }^{\circ}\text{C}$)	2 ($DP_1=10.5\text{ }^{\circ}\text{C}$)	3 ($DP_1=11.7\text{ }^{\circ}\text{C}$)
อุณหภูมิอากาศจ่าย	$^{\circ}\text{C}$	16.0 - 27.2	16.7 - 28.8	18.5 - 30.4
ปริมาณความร้อน	kW	1.14 - 5.72	1.14 - 6.00	1.38 - 6.28
ปริมาณความเย็น	kW	1.01 - 4.21	0.99 - 4.41	1.22 - 4.62
กำลังไฟฟ้าคอมเพรสเซอร์	kW	0.13 - 1.51	0.15 - 1.59	0.16 - 1.66
NPLV (ค่า COP ช่วง Part Load)		6.86	8.06	8.07
แหล่งจ่ายกระแสไฟฟ้า	V/Ph/Hz	380/3/50		
คอมเพรสเซอร์	ชนิด	Twin Rotary		
	สารทำความเย็น	R410A		
	ความเร็วรอบ	rps	15 - 130	
วัสดุโครงสร้างเครื่อง		แผ่นโฟม PID		
ขนาด (กว้าง x ยาว x สูง)	mm	750x1200x1230		
น้ำหนักเครื่อง (โดยประมาณ)	kg	60		
ขนาดท่อน้ำทิ้ง	Inch	1/2"		

หมายเหตุ : 1) ความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ที่ทำการทดสอบอยู่ในช่วง 20 - 90 rps
2) ปริมาณอากาศจ่ายของเครื่องมีค่าเท่ากับ 697.5 cfm

นอกจากข้อมูลที่ได้ในข้างต้นแล้ว จากการทดสอบสมรรถนะ ทำให้ทางผู้วิจัยทราบถึงข้อดี และข้อเสียของเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ โดยมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

6.1.1 ข้อดี

- 1) สามารถควบคุมอุณหภูมิอากาศจ่ายได้อย่างมีประสิทธิภาพและมีความแม่นยำสูง
- 2) สามารถลดอุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศจ่ายให้ต่ำกว่าที่คอยล์น้ำเย็นหลัก สามารถทำได้ ถือเป็น การเพิ่มประสิทธิภาพในการควบคุมความชื้นให้กับห้องปรับอากาศ
- 3) เมื่อนำค่า NPLV ของการทดสอบชุดที่ 1, 2 และ 3 มาพิจารณา จะพบว่าเครื่องฮีทปั๊ม สามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าได้มากถึงร้อยละ 85.4, 87.6 และ 87.6 ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบกับ การอุ่นอากาศโดยใช้ขดลวดต้านทานไฟฟ้า อ้างอิงการคำนวณจากค่า *COP* ของการอุ่นอากาศ
- 4) ลดการปล่อยความร้อนทิ้งสู่ภายนอก (Bypass Load) เมื่อเปรียบเทียบกับ การอุ่นอากาศ โดยระบบฮีทปั๊มชนิดความเร็วรอบคงที่ ในกรณีที่การอุ่นอากาศมีความต้องการลดลง
- 5) มีอายุการใช้งานที่ยาวนานกว่าขดลวดต้านทานไฟฟ้า เนื่องจากตัวขดลวดจะต้องสัมผัสกับ อากาศโดยตรงอยู่ตลอดเวลา เป็นสาเหตุทำให้ฝุ่นสามารถเกาะติดที่ขดลวดได้ง่าย ส่งผลต่อ ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน ทำให้ขดลวดเกิดความเสียหายและขาดในที่สุด ต่างจากระบบ ฮีทปั๊มที่ใช้คอยล์สารทำความเย็นในการแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งสามารถฉีคล้างทำความสะอาดได้ โดยง่าย

6.1.2 ข้อเสีย

- 1) มีต้นทุนในการออกแบบและสร้างเครื่องที่ค่อนข้างสูง เมื่อเปรียบเทียบกับ การใช้ขดลวดต้านทานไฟฟ้า
- 2) มีความยุ่งยากซับซ้อนในการออกแบบและการสร้าง เนื่องจากระบบใช้คอมเพรสเซอร์ชนิดปรับความเร็วรอบ จึงจำเป็นต้องมีชุดควบคุมความเร็วรอบ (Inverter Compressor Drive) และชุดควบคุมแบบ PLC (Programmable Logic Controller) คอยควบคุมสั่งการทำงาน เพื่อให้เครื่องสามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ
- 3) มีการใช้พื้นที่ในการติดตั้งเครื่องมากกว่าการติดตั้งขดลวดต้านทานไฟฟ้า เนื่องจากต้องติดตั้งคอยล์ควบแน่นและคอยล์ระเหยภายในเครื่องส่งลมเย็น และต้องการพื้นที่ภายนอกสำหรับวางชุดคอมเพรสเซอร์
- 4) การติดตั้งคอยล์ควบแน่นและคอยล์ระเหย อาจส่งผลต่อการลดลงของปริมาณอากาศจ่าย เนื่องจากเป็นการเพิ่มอุปสรรคที่กีดขวางการไหลของอากาศภายในเครื่องส่งลมเย็น แต่อาจแก้ไขปัญหานี้ ได้โดยการเปลี่ยนขนาดพูลเลย์ (Pulley) ที่พัดลม หรือมอเตอร์ เพื่อลดความเร็วรอบ

5) มีเสียงดังรบกวนขณะที่คอมเพรสเซอร์ทำงาน แต่เมื่อเครื่องฮีทปั๊มทำงานพร้อมกันกับเครื่องส่งลมเย็นแล้ว ถือว่ามีความดังของเสียงน้อยกว่ามาก

6.2 ข้อเสนอแนะ

1) การออกแบบคอยล์ระเหยและคอยล์ควบแน่น สำหรับเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ ควรออกแบบให้ขนาดคอยล์มีความสามารถเพียงพอต่อการถ่ายเทความร้อน ขณะคอมเพรสเซอร์ทำงานที่ความเร็วรอบสูง และไม่ควรรออกแบบให้มีจำนวนแถว (Row) หรือความถี่ของครีป (Fin Per Inch, FPI) มากจนเกินไป เพราะจะส่งผลต่อการลดลงของปริมาณอากาศจ่ายในเครื่องส่งลมเย็น

2) การเลือกใช้อุปกรณ์ในระบบฮีทปั๊ม ควรคำนึงถึงชนิดของสารทำความเย็นเป็นสำคัญ เนื่องจากสารทำความเย็นบางชนิด เช่น R32, R410A และ R407C เป็นต้น จะมีแรงดันที่สูง ดังนั้น อุปกรณ์ที่เลือกนำมาใช้จะต้องสามารถทนต่อแรงดัน และสามารถทำงานได้กับชนิดสารทำความเย็นที่เลือกใช้

3) การรับพลังงานความร้อนของคอยล์ระเหย จะรับจากอากาศที่ด้านหน้าของคอยล์เย็นหลัก ซึ่งอากาศบริเวณนี้มีอุณหภูมิค่อนข้างต่ำ ส่งผลให้อุณหภูมิระเหย (Evaporating Temperature, T_E) มีค่าต่ำตามไปด้วย ดังนั้นหากทำการย้ายตำแหน่งคอยล์ระเหยมาไว้ที่ตำแหน่งด้านหลังของคอยล์เย็นหลัก จะส่งผลให้อุณหภูมิระเหยมีค่าเพิ่มสูงขึ้น และทำให้ระบบฮีทปั๊มมีประสิทธิภาพสูงขึ้นตามไปด้วย อีกทั้งปริมาณไหลลดความเย็นที่ได้จากคอยล์ระเหยยังสามารถช่วยลดการใช้พลังงานของคอยล์เย็นหลักได้อีกด้วย

รายการอ้างอิง

- [1] S. A. Tassou, C. J. Marquand, and D. R. Wilson, "Comparison of the Performance of Capacity Controlled and Conventional On/Off Controlled Heat Pumps," *Applied Energy*, vol. 14, pp. 241-256, 1983.
- [2] S. A. Tassou and T. Q. Qureshi, "Investigation into Alternative Compressor Technologies for Variable Speed Refrigeration Applications," in *International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, 1994, pp. 298-304.
- [3] Y. Inaba, T. Futami, K. Kawamura, K. Fukagawa, and K. Imazawa, "Development of High-Efficiency and Low-Cost Brushless DC Motor for Compressor," in *International Compressor Engineering Conference*, Purdue University, 2000, pp. 554-562.
- [4] P. A. Domanski and D. Yashar, "Optimization of finned-tube condensers using an intelligent system," *International Journal of Refrigeration*, vol. 30, pp. 482-488, 2007.
- [5] P. A. Domanski, D. Yashar, and K. Kaufman, "Finned-Tube Heat Exchanger Simulation Program With Refrigerant Circuitry Optimization Capability," *International Conference Refrigeration Poznan*, 2008.
- [6] J. Winkler, "Laboratory Test Report for Fujitsu 12RLS and Mitsubishi FE12NA Mini-Split Heat Pumps," in *Building Technologies Program*, U.S. Department Of Energy, 2011.
- [7] ANSI/AHRI Standard 550/590 (I-P) with Addendum 3, "Performance Rating Of Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using the Vapor Compression Cycle," in *Section 5. Rating Requirements*, 2011, pp. 4-23.
- [8] Kruger Ventilation Industries (Thailand) Co., Ltd., (2014, 02 Oct). *FDA Series*. Available: http://www.krugerfan.com/brochure/Centrifugal/FDA_Series.pdf
- [9] M. J. Skovrup, "Refrigeration Utilities," in *Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark*, 2.85 ed, 2001.

- [10] P. A. Domanski and D. Yashar, "EVAP-COND Simulation models for finned-tube heat exchangers," in *National Institute of Standards and Technology*, 3.0 ed, 2008.
- [11] Siam Compressor Industry Co., Ltd., (2014, 15 Dec). *New DC inverter twin rotary SNB compressor (5/09 ed.)*. Available: <http://www.siamcompressor.com/eng/news/SNB130,SNB172.pdf>
- [12] Carel (Thailand) Co., Ltd., (2015, 18 Jan). *Power+ Speed Drive*. Available: <http://www.carel.com/product/power->
- [13] Carel (Thailand) Co., Ltd., (2015, 18 Jan). *E²V Smart Electronic Expansion Valve*. Available: <http://www.carel.com/product/e2v-smart>
- [14] Carel (Thailand) Co., Ltd., (2015, 18 Jan). *EVD Driver 2 for Electronic Expansion Valves*. Available: <http://www.carel.com/product/evd-evolution>
- [15] Aosong Electronics Co., Ltd., (2014, 20 Oct). *Digital Humidity and Temperature Sensor AM2302*. Available: <http://pdf.directindustry.com/pdf/aosong-electronics-co-ltd/humidity-sensor-transmitter-aosong/121567-472433.html>



ภาคผนวก ก

ตารางแสดงผลการทดสอบ

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย
CHULALONGKORN UNIVERSITY

ตารางที่ ก.1 ความเร็วอากาศขาเข้าเครื่องฮีทปั๊ม (การทดสอบชุดที่ 1)

ตำแหน่งที่	ความเร็วอากาศ (<i>fpm</i>)
1	1091
2	1022
3	1063
4	1050
5	1063
6	1045
7	1128
8	1124
9	1063
10	1026
11	999
12	1096
13	1151
14	1054
15	1013
ค่าเฉลี่ย	1065.9

ตารางที่ ก.2 ความเร็วอากาศขาเข้าเครื่องฮีทปั๊ม (การทดสอบชุดที่ 2)

ตำแหน่งที่	ความเร็วอากาศ (<i>fpm</i>)
1	1119
2	1040
3	1045
4	1036
5	1029
6	1070
7	1096
8	1105
9	1044

10	1050
11	989
12	1150
13	1140
14	1073
15	999
ค่าเฉลี่ย	1065.7

ตารางที่ ก.3 ความเร็วอากาศเข้าเครื่องฮีทปั๊ม (การทดสอบชุดที่ 3)

ตำแหน่งที่	ความเร็วอากาศ (<i>fpm</i>)
1	1124
2	1040
3	1048
4	1030
5	1034
6	1060
7	1098
8	1105
9	1044
10	1048
11	1002
12	1140
13	1140
14	1075
15	1008
ค่าเฉลี่ย	1066.4

ตารางที่ ก.4 ผลของอุณหภูมิต่ำ ความชื้นสัมพัทธ์ และอัตราส่วนความชื้นอากาศ (การทดสอบชุดที่ 1)

ความเร็ว รอบ (<i>rps</i>)	จุด 1 (จุด CC)		จุด 2 (จุด EV)		จุด 3 (จุด SA)	
	T_1 (°C)	H_1 (%RH)	T_2 (°C)	H_2 (%RH)	T_3 (°C)	H_3 (%RH)
20	13.2	78.8	9.6	99.9	16.0	64.9
25	13.3	78.3	8.4	99.9	17.1	56.1
30	13.2	78.2	7.6	99.9	18.2	49.6
35	13.2	78.3	6.6	99.9	18.9	44.0
40	13.1	77.7	5.9	99.9	19.8	39.7
45	13.2	77.4	5.2	99.9	20.3	37.4
50	12.8	79.3	4.8	99.9	20.9	35.0
60	13.1	78.5	4.9	99.9	22.4	32.2
70	12.9	78.8	4.6	99.9	23.8	29.2
80	13.2	77.5	4.4	99.9	25.0	26.8
90	13.1	77.3	4.0	99.9	27.2	24.0

ตารางที่ ก.5 ผลของอุณหภูมิต่ำ ความชื้นสัมพัทธ์ และอัตราส่วนความชื้นอากาศ (การทดสอบชุดที่ 2)

ความเร็ว รอบ (<i>rps</i>)	จุด 1 (จุด CC)		จุด 2 (จุด EV)		จุด 3 (จุด SA)	
	T_1 (°C)	H_1 (%RH)	T_2 (°C)	H_2 (%RH)	T_3 (°C)	H_3 (%RH)
20	13.9	80.8	10.3	99.9	16.7	66.8
25	14.0	80.2	8.8	99.9	18.8	52.5
30	13.9	80.3	8.3	99.9	19.8	48.0
35	13.9	79.5	7.2	99.9	20.4	42.1
40	14.0	78.8	6.4	99.9	20.8	39.4
45	13.9	78.9	6.1	99.9	21.4	36.9
50	14.0	78.7	6.0	99.9	22.7	34.1
60	14.1	78.5	5.8	99.9	24.0	30.5
70	13.9	79.7	5.4	99.9	25.2	28.4
80	14.0	79.4	5.2	99.9	27.0	25.1

90	14.0	78.3	4.8	99.9	28.8	22.0
----	------	------	-----	------	------	------

ตารางที่ ก.6 ผลของอุณหภูมิ ความชื้นสัมพัทธ์ และอัตราส่วนความชื้นอากาศ (การทดสอบชุดที่ 3)

ความเร็ว รอบ (<i>rps</i>)	จุด 1 (จุด CC)		จุด 2 (จุด EV)		จุด 3 (จุด SA)	
	T_1 (°C)	H_1 (%RH)	T_2 (°C)	H_2 (%RH)	T_3 (°C)	H_3 (%RH)
20	15.1	81.6	11.3	99.9	18.5	64.4
25	15.0	80.7	10.0	99.9	19.5	51.2
30	15.1	80.9	9.3	99.9	20.6	46.0
35	15.2	79.5	8.4	99.9	22.1	41.0
40	15.3	79.2	7.9	99.9	23.2	37.7
45	15.2	79.3	7.6	99.9	24.1	35.2
50	14.9	80.2	7.4	99.9	25.0	32.4
60	14.9	79.9	7.0	99.9	26.2	29.2
70	15.0	79.6	6.7	99.9	27.7	26.8
80	14.9	79.9	6.5	99.9	28.9	24.1

ตารางที่ ก.7 ข้อมูลคอมเพรสเซอร์และวาล์วปรับแรงดัน (การทดสอบชุดที่ 1)

ความเร็ว รอบ (<i>rps</i>)	คอมเพรสเซอร์					วาล์วปรับแรงดัน	
	ด้านร้อน		ด้านเย็น		กำลังไฟฟ้า (<i>W</i>)	อุณหภูมิ ยวดยิ่ง (°C)	อัตราการ เปิด(%)
	(<i>psi</i>)	Dis (°C)	(<i>psi</i>)	Suc (°C)			
20	180	30.0	110	9.5	130	7.2	70.4
25	190	30.0	102	6.2	210	5.9	71.5
30	190	32.0	102	6.5	280	6.2	72.7
35	200	34.0	100	5.6	350	5.9	74.6
40	200	37.0	98	5.2	430	6.0	77.7
45	210	39.0	96	4.4	530	5.8	75.6
50	220	41.0	92	3.8	610	6.3	76.3
60	230	45.0	88	2.6	800	6.2	78.8
70	240	49.0	80	-0.3	1040	5.8	80.8

80	250	53.0	76	-1.2	1320	5.8	82.3
90	260	49.0	66	-4.3	130	6.6	88.5

ตารางที่ ก.8 ข้อมูลคอมเพรสเซอร์และวาล์วปรับแรงดัน (การทดสอบชุดที่ 2)

ความเร็ว รอบ (<i>rps</i>)	คอมเพรสเซอร์					วาล์วปรับแรงดัน	
	ด้านร้อน		ด้านเย็น		กำลังไฟฟ้า (<i>W</i>)	อุณหภูมิ ยวดยิ่ง (°C)	อัตราการ เปิด(%)
	(<i>psi</i>)	Dis (°C)	(<i>psi</i>)	Suc (°C)			
20	170	31.0	112	13.6	150	10.7	67.1
25	185	33.0	110	8.7	220	6.4	71.9
30	197	34.0	108	8.8	290	6.8	75.8
35	202	35.0	104	7.3	360	6.4	80.8
40	204	37.0	100	6.0	430	6.3	84.6
45	205	38.0	98	4.9	520	5.8	86.3
50	217	40.0	96	4.5	620	5.9	85.2
60	230	45.0	92	3.6	820	6.1	87.2
70	240	48.0	86	1.6	1050	5.8	87.9
80	255	51.0	82	0.9	1330	6.5	86.7
90	270	58.0	78	-1.0	1590	5.9	87.9

ตารางที่ ก.9 ข้อมูลคอมเพรสเซอร์และวาล์วปรับแรงดัน (การทดสอบชุดที่ 3)

ความเร็ว รอบ (<i>rps</i>)	คอมเพรสเซอร์					วาล์วปรับแรงดัน	
	ด้านร้อน		ด้านเย็น		กำลังไฟฟ้า (<i>W</i>)	อุณหภูมิ ยวดยิ่ง (°C)	อัตราการ เปิด(%)
	(<i>psi</i>)	Dis (°C)	(<i>psi</i>)	Suc (°C)			
20	190	29.0	129	13.6	160	6.6	80.8
25	201	31.0	121	11.4	220	6.3	82.5
30	210	33.0	119	11.3	290	6.5	86.9
35	220	35.0	116	10.2	370	6.3	88.8
40	227	39.0	111	8.7	460	6.0	87.9
45	230	41.0	106	7.1	560	5.8	88.1
50	241	43.0	101	5.9	660	5.9	88.3

60	250	46.0	98	5.3	870	6.2	89.6
70	264	49.0	94	3.1	1120	5.5	86.9
80	275	55.0	88	2.5	1400	6.3	87.9
90	284	61.0	82	1.0	1660	6.6	89.2

ตารางที่ ก.10 ผลของปริมาณความร้อน ความเย็น กำลังไฟฟ้า และค่า COP (การทดสอบชุดที่ 1)

ความเร็วรอบ (rps)	ปริมาณความร้อน (W)	ปริมาณความเย็น (W)	กำลังไฟฟ้า (W)	COP_{RH}
20	1,135	1,005	130	8.73
25	1,540	1,330	210	7.33
30	2,026	1,746	280	7.24
35	2,310	1,960	350	6.60
40	2,715	2,285	430	6.31
45	2,878	2,348	530	5.43
50	3,283	2,673	610	5.38
60	3,769	2,969	800	4.71
70	4,418	3,378	1040	4.25
80	4,782	3,462	1320	3.62
90	5,715	4,205	130	3.78

ตารางที่ ก.11 ผลของปริมาณความร้อน ความเย็น กำลังไฟฟ้า และค่า COP (การทดสอบชุดที่ 2)

ความเร็วรอบ (rps)	ปริมาณความร้อน (W)	ปริมาณความเย็น (W)	กำลังไฟฟ้า (W)	COP_{RH}
20	1,135	985	150	7.57
25	1,945	1,725	220	8.84
30	2,391	2,101	290	8.25
35	2,634	2,274	360	7.32
40	2,756	2,326	430	6.41
45	3,040	2,520	520	5.85

50	3,526	2,906	620	5.69
60	4,012	3,192	820	4.89
70	4,580	3,530	1050	4.36
80	5,269	3,939	1330	3.96
90	5,998	4,408	1590	3.77

ตารางที่ ก.12 ผลของปริมาณความร้อน ความเย็น กำลังไฟฟ้า และค่า COP (การทดสอบชุดที่ 3)

ความเร็วรอบ (rps)	ปริมาณความร้อน (W)	ปริมาณความเย็น (W)	กำลังไฟฟ้า (W)	COP_{RH}
20	1,378	1,218	160	8.61
25	1,824	1,604	220	8.29
30	2,229	1,939	290	7.69
35	2,797	2,427	370	7.56
40	3,202	2,742	460	6.96
45	3,607	3,047	560	6.44
50	4,093	3,433	660	6.20
60	4,580	3,710	870	5.26
70	5,147	4,027	1120	4.60
80	5,674	4,274	1400	4.05
90	6,282	4,622	1660	3.78



ข.1 การคำนวณหาอัตราการไหลของอากาศ

การคำนวณหาอัตราการไหลของอากาศนั้นมามีวิธีการที่หลากหลาย โดยในที่นี้จะคำนวณจากความเร็วเฉลี่ยของอากาศที่ไหลเข้าเครื่องฮีทปั๊ม $v = 1065.9 \text{ ft/min}$ ดังแสดงในตาราง ก.1 และมีพื้นที่หน้าตัดด้านอากาศเข้าเครื่อง $A = 94.25 \text{ in}^2$ หรือ 0.6544 ft^2

$$Q = Av = (0.6544) \times (1065.9)$$

$$Q = 697.5 \text{ cfm}$$

ข.2 การคำนวณหาปริมาณความร้อนสำหรับการอุ่นอากาศ

การคำนวณหาปริมาณความร้อนสำหรับการอุ่นอากาศนั้น เป็นการคำนวณเพื่อหาปริมาณภาระความร้อนที่ทำให้อากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้นจากค่าหนึ่งไปยังอีกค่าหนึ่ง จัดอยู่ในประเภทความร้อนสัมผัส (Sensible Heat, $h_{H,Sensible}$) โดยคำนวณจากอัตราการไหลของอากาศที่ 697.5 cfm มีอุณหภูมิอากาศเริ่มต้นก่อนการอุ่น $T_2 = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ ($50 \text{ }^\circ\text{F}$) และอุณหภูมิหลังการอุ่น $T_3 = 22 \text{ }^\circ\text{C}$ ($71.6 \text{ }^\circ\text{F}$)

$$kW_{RH} \text{ หรือ } h_{H,Sensible} = \frac{1.1 \text{ cfm} \Delta T}{3.41 \times 1000} \quad (3.1)$$

$$kW_{RH} = \frac{1.1 \times 697.5 \times (71.6 - 50)}{3.41 \times 1000}$$

$$kW_{RH} = 4.86 \text{ kW}$$

และจากผลการทดสอบดังแสดงในตาราง ก.1 ที่ความเร็วรอบ 30 rps อุณหภูมิอากาศเข้าเครื่อง $T_1 = 13.2 \text{ }^\circ\text{C}$ ($55.8 \text{ }^\circ\text{F}$) และอุณหภูมิอากาศออกเครื่อง $T_3 = 18.2 \text{ }^\circ\text{C}$ ($64.8 \text{ }^\circ\text{F}$) สามารถคำนวณหา kW_{RH} ได้ดังนี้

$$kW_{RH} = \frac{1.1 \times 697.5 \times (64.8 - 55.8)}{3.41 \times 1000}$$

$$kW_{RH} = 2.03 \text{ kW}$$

ข.3 การคำนวณหาปริมาณความเย็นจากคอยล์ระเหย

การคำนวณหาปริมาณความเย็นจากคอยล์ระเหย $h_{E,TH}$ โดยในที่นี้เป็นการคำนวณหาความสามารถในการรับพลังงานความร้อนจากอากาศของระบบฮีทปั๊ม มีอัตราการไหลของอากาศเท่ากับ 697.5 cfm โดยพลังงานความร้อนที่ระบบรับผ่านคอยล์ระเหยนั้นประกอบไปด้วยความร้อน 2 ประเภท ได้แก่ ความร้อนสัมผัส (Sensible Heat, $h_{E,Sensible}$) โดยข้อมูลผลการทดสอบ ดังแสดงในตารางที่ ก.10 ที่ความเร็วรอบ 30 rps และจากความสัมพันธ์ทางด้านพลังงานของระบบฮีทปั๊มสามารถคำนวณปริมาณความเย็นจากคอยล์ระเหยได้ดังนี้

$$Q_E = Q_C - W$$

$$Q_E = 2.03 - 0.28$$

$$Q_E = 1.75 \text{ kW}$$

ข.4 การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของการอุ่นอากาศ

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะหรือที่เรียกว่าค่า COP ใช้บอกถึงความได้เปรียบทางกลของระบบทำความร้อน/เย็น โดยการคำนวณในที่นี้จะเป็นการคำนวณหาสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบฮีทปั๊มในการอุ่นอากาศ (COP_{RH}) จากผลการคำนวณของภาคผนวก ข.2 พลังงานความร้อนที่คอยล์ควบแน่นคายให้กับอากาศ $kW_{RH} = 2.03 \text{ kW}$ และจากตาราง ก.7 กำลังไฟฟ้าคอมเพรสเซอร์ $W = 0.28 \text{ kW}$ ที่ความเร็วรอบ 30 rps

$$COP_{RH} = \frac{kW_{RH}}{W} \quad (3.2)$$

$$COP_{RH} = \frac{(2.03)}{(0.28)}$$

$$COP_{RH} = 7.25$$

ข.6 การคำนวณหาค่า NPLV

การคำนวณหาค่า NPLV (Non-standard Part Load Value) เป็นวิธีการแบ่งอัตราส่วนการทำงานของระบบทำความร้อนและความเย็นแบบไม่มาตรฐาน (Non-standard) ในช่วง Part Load โดยใช้ค่า COP EER หรือ kW/ton ของระบบในแต่ละสภาวะการทำงานมาใช้ในการคำนวณ โดยค่า COP ที่สภาวะโหลดการทำงาน 100%, 75%, 50% และ 25% คือ $A = 4.89, B = 5.96, C = 7.26$ และ $D = 8.73$ ตามลำดับ

$$NPLV = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D \quad 3.3$$

$$NPLV = (0.01 \times 4.89) + (0.42 \times 5.96) + (0.45 \times 7.26) + (0.12 \times 8.73)$$

$$NPLV = 0.05 + 2.50 + 3.26 + 1.05 = 6.86$$

สำหรับสภาวะโหลดการทำงานนั้นจะใช้ค่า COP ของเครื่องในช่วงที่มีอุณหภูมิอากาศจ่าย (จุด 3 หรือ จุด SA) ตั้งแต่ 16 จนถึง 22 °C ดังแสดงในตารางที่ ข.1 โดยถือว่าอุณหภูมิอากาศในช่วงนี้มีความเหมาะสมแก่การจ่ายให้กับห้องปรับอากาศ ในกรณีที่ห้องมีสภาวะเป็น Part Load

ตารางที่ ข.1 ค่า COP ที่สภาวะโหลด 25%, 50%, 75% และ 100% ของการทดสอบชุดที่ 1

ความเร็วรอบ (rps)	อุณหภูมิอากาศจ่าย จุด 3 (°C)	COP	สภาวะโหลดการทำงาน
20	16.0	$D = 8.73$	25%
25	17.1	7.33	-
-	18.0	$C = 7.26$	50%
30	18.2	7.24	-
35	18.9	6.60	-
40	19.8	6.31	-
-	20.0	$B = 5.96$	75%
45	20.3	5.43	-
50	20.9	5.38	-
	22.0	$A = 4.89$	100%
60	22.4	4.71	-

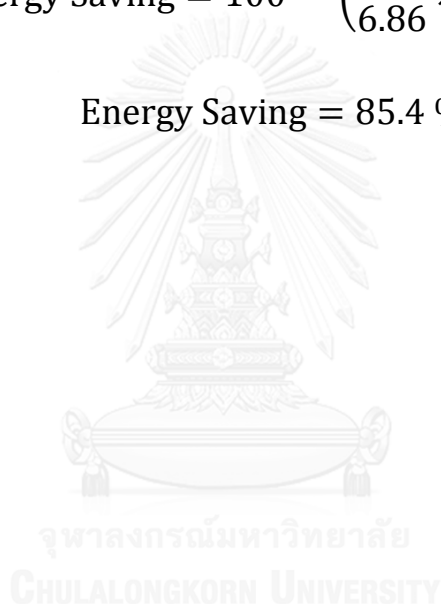
ข.7 การคำนวณผลประหยัดทางด้านพลังงาน

การคำนวณผลประหยัดทางด้านพลังงานของเครื่องฮีทปั๊มชนิดปรับความเร็วรอบ จากผลการคำนวณในภาคผนวก ข.6 ค่า $COP = 6.86$ (ค่า COP เฉลี่ยในช่วง Part Load) ทำการคำนวณเปรียบเทียบกับการใช้ขดลวดต้านทานไฟฟ้าที่มีประสิทธิภาพ 100% โดยที่เครื่องฮีทปั๊มจะใช้กำลังไฟฟ้าเพียง 1 ใน 6.86 ของพลังงานที่จ่ายให้กับขดลวดต้านทานไฟฟ้า

$$\text{Energy Saving} = 100 - \left(\frac{1}{COP} \times 100 \right) \% \quad 3.4$$

$$\text{Energy Saving} = 100 - \left(\frac{1}{6.86} \times 100 \right) \%$$

$$\text{Energy Saving} = 85.4 \%$$





คอมพรสเซอร์ชนิดปรับความเร็วรอบ SNB172 FEKMT

SCI NEWSLETTER edition 5/09



NEW DC inverter twin rotary SNB compressor

Siam Compressor Industry or SCI proudly presents the new advanced DC inverter twin rotary SNB compressor which is applying our unique motor winding technologies, Joint lap motor and Heat caulking fixing method (CASIMEL**) for internal parts.

** CASIMEL – Caulking Assembly Innovation by Mitsubishi Electric



Joint lap motor

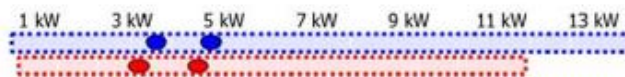
We have developed an ultra-high efficiency motor through application of our unique concentrated winding method and rare earth magnet. This motor significantly improves reliability

"Heat caulking fixing method" (CASIMEL)

We have adopted the heat caulking method (CASIMEL) for fixing internal parts instead of the former arc spot welding method. Therefore, high efficiency has been achieved by reducing the distortion of internal parts.

SNB Capacity

Cooling
Heating



Joint Lap Motor

CASIMEL



SCI NEWSLETTER edition 5/09



SIAM COMPRESSOR INDUSTRY
MITSUBISHI ELECTRIC GROUP

SNB Specification

Models	SNB130FGBMT	SNB172FEKMT
Weight (kgs.)	7.9	8.6
Oil Quantity (cc)	350	400

Performance at 60 rps

Capacity	3,630 W , 12,380 BTU/hr	4,830 W , 16,480 BTU/hr
Input	1,140 W , 5.4 Amps	1,560 W , 6.7 Amps
COP. (W/W)	3.18	3.10
EER. (Btu/(hr*w))	10.85	10.56

Conditions

Evaporating Temp.	5.0 °C
Condensing Temp.	52.0 °C
Return Gas Temp.	15.0 °C
Ambient Temp.	35.0 °C
Liquid Temp.	46.9 °C

**All of these advanced features are
resulting from our accessible market insight and
expert technology owned by Mitsubishi Electric.**



Energy Saving



High Performance



Environmental concern



ชุดควบคุมความเร็วรอบคอมเพรสเซอร์ PSD0022400

Power+
Speed drive

CAREL



ENG User manual



Integrated Control Solutions & Energy Savings

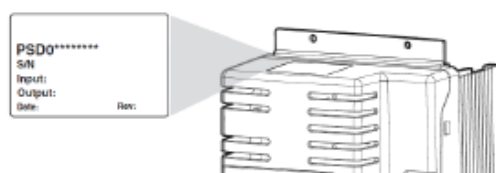
3 INSTALLATION

⚠ Important: avoid installing the drive in environments with the following characteristics:

- relative humidity higher than 90% or with condensation;
- strong vibrations or knocks;
- exposure to water sprays;
- exposure to aggressive and polluting atmospheres (e.g.: sulphur and ammonia fumes, saline mist, smoke) to avoid corrosion and/or oxidation;
- strong magnetic and/or radio frequency interference (thus avoid installation near transmitting antennae);
- exposure of the drive to direct sunlight and the elements in general.

3.1 Identification

Power+ is identified by a rating plate located on the top of the device, which describes the code, serial number, production date and revision number.



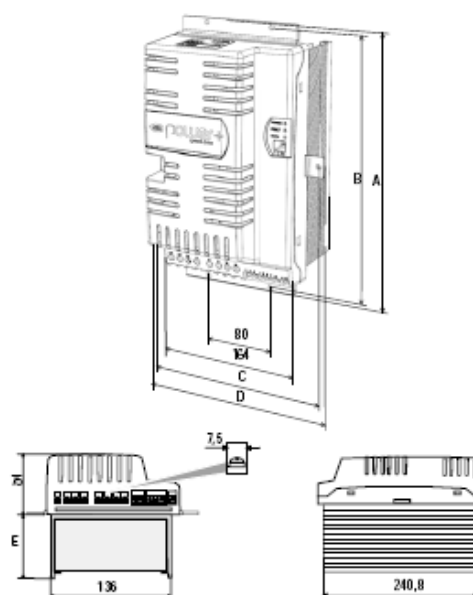
3.2 Structure



Ref	Description
A	Terminal block for power connections
B	Terminal block for control connections
C	Fastening brackets
D	Cooling fan
E	PE
F	Microswitches for setting the network address
G	Operating status LED
H	Terminal block for PFC coil connection or optional DC choke

3.3 Dimensions

The overall dimensions of the drive vary based on the size of the heat sink (size 1 and size 2) and the type of assembly (panel or with heat sink outside of the panel, see the paragraph on "Drilling and assembly"), as the position of the fastening brackets affects the total height. The side brackets are only needed for assembly with the heat sink outside of the panel. For single-phase models, the dimensions increase because the coil for power factor control circuit (PFC) also needs to be connected. For three-phase models space may also be required for a DC choke for limiting the power factor (PFC). All the brackets have a 5.5 mm diameter hole.



DIMENSIONS (mm)

Model / size	Assembly						
	Heat sink outside panel				In panel		
	E	A	B	C	D	A	B
PSD0*16200**/1a	77	298,2	289,2	192,3	202,3	279,3	269,3
PSD0*16200**/1a	77	298,2	289,2	192,3	202,3	279,3	269,3
PSD0*14600**/1	77	298,2	289,2	192,3	202,3	279,3	269,3
PSD0*22400**/2	107,9	298,2	289,2	192,3	202,3	279,3	269,3

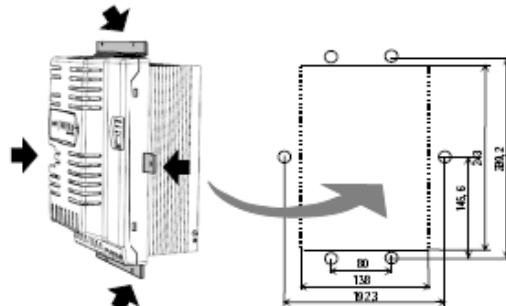
3.4 Drilling and assembly

For installation with the heat sink outside of the panel (Fig. 1), make a hole with dimensions of the dashed rectangle, where the heat sink will be fitted, and holes for fastening the brackets. These are inserted in the slots between the heat sink and the plastic cover. For panel installation (Fig. 2), only use the top and bottom brackets, which are inserted in the slots above and below the heat sink.

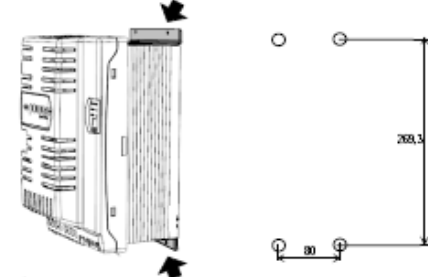
CAREL

ENG

Installation with heat sink outside of the panel (fig.1)



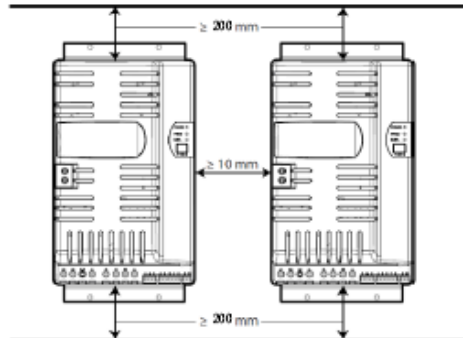
Panel installation (fig.2)



⚠ Important: in case of dismantling, do not grab the brackets, but rather the "solid" parts such as the heat sink and the plastic cover.

3.5 Cooling

All the Power+ are fitted with cooling fans. There must be sufficient air flow and air change inside the electrical panel. Refer to table 9.1 for maximum heat dissipation values.



➡ Note

- on single-phase models leave space to fit the PFC coil;
- on three-phase models space may be needed to fit a DC choke (see par. 3.8).

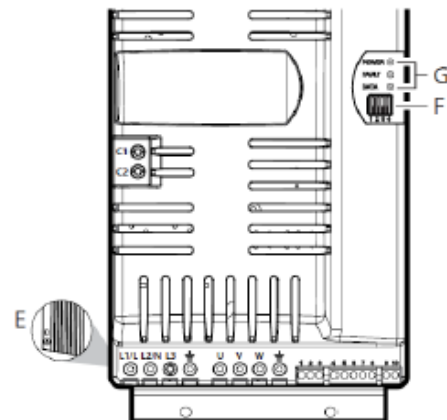
3.6 Electrical installation

Important:

⚠ before carrying out any maintenance work, disconnect the drive and the external control circuits from the power supply by moving the main system switch to "off". Once power has been disconnected from the drive, wait at least 5 minutes before disconnecting the electrical cables;

⚠ always make sure the motor has stopped completely. Motors that are still freely rotating may produce dangerous voltages at the Power+ terminals, even when this is disconnected from the power supply.

Description of the terminals



Ref.	Description										
L1/L, L2/N, L3 ⊕ earth connection (*)	Three-phase power supply input										
L, V, L2/N ⊕ earth connection (*)	Single-phase power supply input										
U, V, W ⊕ earth connection (*)	Motor output										
C1, C2	Terminals for connecting the PFC coil for single-phase drives or optional DC choke for three-phase drives										
1	0V										
2	RX+/TX+	RS 485/ModBus® connection									
3	RX-/TX-										
4	PTC Input										
5	24Vdc	Auxiliary voltage									
6	0V										
7	STCa	Safety Torque Off digital input (**)									
8	STCb										
9, 10	Relay output										
E	PE										
F	Microswitches for setting the network address										
G	Led	<table border="0"> <tr> <td>POWER</td> <td>=</td> <td>drive powered</td> </tr> <tr> <td>FAULT</td> <td>=</td> <td>active alarm</td> </tr> <tr> <td>DATA</td> <td>=</td> <td>communication active</td> </tr> </table>	POWER	=	drive powered	FAULT	=	active alarm	DATA	=	communication active
POWER	=	drive powered									
FAULT	=	active alarm									
DATA	=	communication active									

(*) The earth connections inside the drive are electrically connected together and to PE.

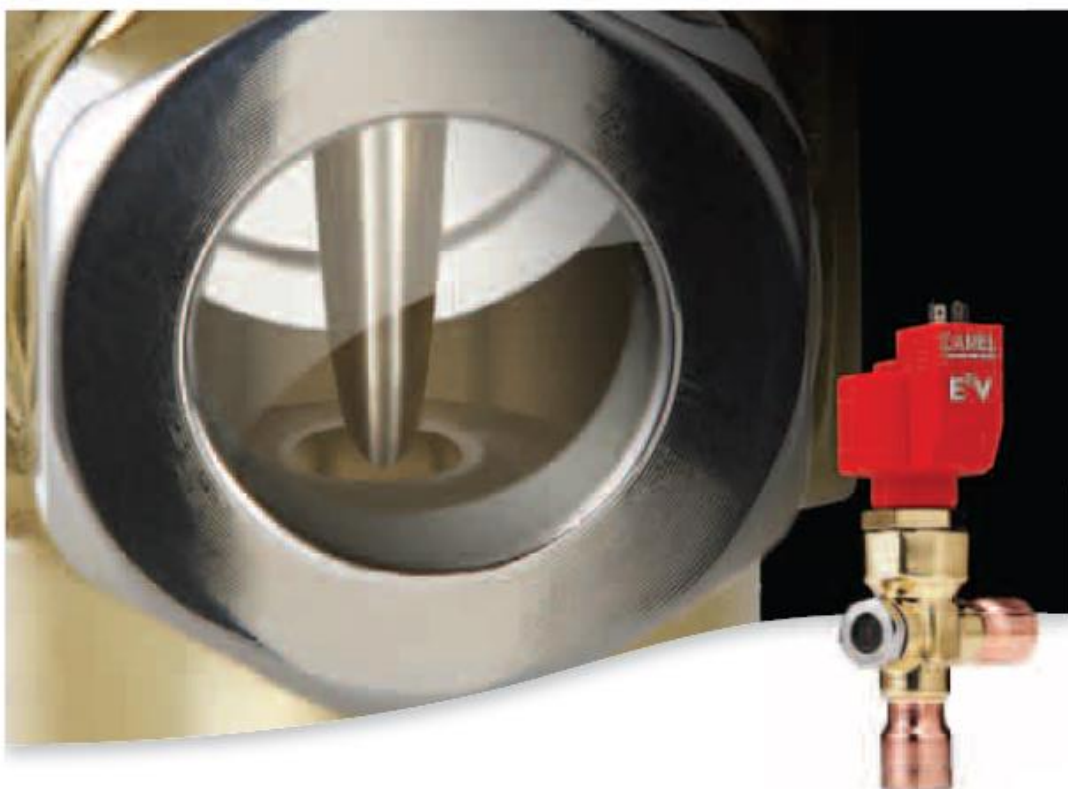
(**) To enable the drive for operation, apply a voltage of 24 Vac/Vdc to the Safety Torque Off digital input. The polarity is indifferent for direct current power supply.

วาล์วปรับแรงดันแบบอิเล็กทรอนิกส์ E2V18SSF00

CAREL



connectivity, monitoring and remote management systems
electronic expansion valves and drivers



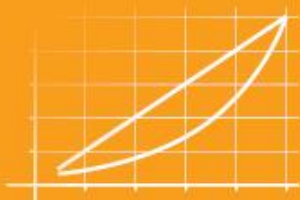
E²V smart
electronic expansion valve

carel.com

E²V smart - high technology for even more flexible operation

The CAREL E²V-smart series electronic expansion valves combine the renowned reliability of the CAREL E²V with the versatility of a removable cartridge, covering a range of cooling capacities from 1 kW to 40 kW.

- efficient control of refrigeration and air-conditioning units, over an extended range of applications;
- completely removable for extremely simple installation;
- high reliability and high quality materials;
- equipercentile profile: guarantees precise control even when operating at part load



Modulation of refrigerant flow guarantees a wide operating range, due to the combination of the fixed opening and the moving element with a travel of 15 mm driven by stepper motor.

The E²V-smart has been carefully designed down to the smallest detail, to guarantee high reliability, and ensures correct operation with fluid flow in both directions. This simplifies the refrigerant circuit for reverse-cycle operation and reduces installation costs. E²V-smart is made from modular components that are assembled during installation; this solution simplifies maintenance and inspection of the individual components.

CAREL products such as the EVD EVO, MPXPRO and pCO³ feature native support for valve control.



Easy installation and maintenance

The valve kinematic mechanism can be easily removed, simplifying welding by avoiding the risk of damage and allowing replacement if needed.



Perfect seal on closing

In the closed position the valve provides perfect sealing to refrigerant flow, thanks to the Teflon gasket on the actuator and the calibrated spring that presses this against the edge of the opening.



High reliability and high quality materials

The valve kinematic mechanism is made entirely from high quality materials. The construction without reduction gears means the mechanism is reliable and long-lasting, guaranteeing extended product life.

Components

Removable stator

Easy to install and no contact with the refrigerant.

Removable cartridge

Guarantees maximum flexibility in installation, thanks to the possibility to weld the valve body separately from the cartridge.

Teflon gasket

Guarantees perfect seal when valve closed

Built-in filter

Optional. Easy management of refrigerant filtering

Add-on sight glass

Optional. Shows the movement of the valve and the quality of expansion



- 1 threaded cap;
- 2 resin-bonded stepper motor with connector pins;
- 3 ring nut;
- 4 removable cartridge with kinematic mechanism and movement (control rod);
- 5 Teflon seal gasket;
- 6 Teflon gaskets;
- 7 body with fittings to be welded to the circuit pipework;
- 8 threaded sight glass with 2 o-rings (optional).

Technical specifications

CAREL EV-smart technical specifications

Compatibility	R22, R134a, R404A, R407C, R410A, R744, R507A, R417A
Maximum operating pressure (MOP)	up to 45 bars (653 psi)
Maximum operating press. diff. (MOPD)	35 bars (508 psi)
PED	Group 2, article 3, par. 3
Refrigerant temperature	-40T65 °C (-40T149 °F)
Room temperature	-30T50 °C (-22T122 °F)

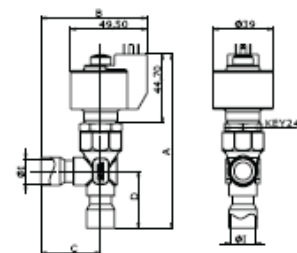
Contact CAREL INDUSTRIES for different operating conditions or alternative refrigerants

CAREL EV-smart stator

Phase current	450 mA
Control frequency	50 Hz (up to 150 Hz for emergency dosing)
Phase resistance (25 °C)	36 Ohm ± 100%
Index of protection	IP65 with EZVCON***, IP67 with E2VCAB***
Step angle	1.5°
Linear progress/step	0.03 mm (0.0012 inch)
Connections	4 wires (AWG 18/22)
Complete closing steps	550
Control steps	480

Dimensions

Type of valve	A mm (inch)	B mm (inch)	C mm (inch)	D mm (inch)	E mm (inch)
EZV***SFP**	109,8 (4.32)	65,7 (2.59)	35,7 (1.4)	34 (1.34)	12 (0.47)
EZV***SWF**	107,8 (4.24)	63,7 (2.51)	33,7 (1.33)	32 (1.26)	12,7 (1/2)
EZV***SSM**	112,8 (4.44)	68,7 (2.70)	38,7 (1.52)	37 (1.46)	16 (5/8)



Cooling capacity (kw)

AIR-CONDITIONING

condensing temp.= 38 °C, evaporation temp.= 4.4 °C

	R22	R134a	R404a	R410a	R407c	R507a
EzV05	1.7	1.3	1.2	2	1.7	1.2
EzV09	2.6	2	1.8	3.1	2.6	1.8
EzV11	4.5	3.5	3.3	5.4	4.7	3.2
EzV14	6.9	5.3	5	8.3	7.1	4.9
EzV18	9.9	7.6	7.1	11.8	10.1	6.9
EzV24	19.6	15.1	14.1	23.6	20.2	13.8
EzV30	31.2	23.9	22.3	37.5	32	21.8
EzV35	39.5	30.3	28.4	47.5	40.6	27.7

subcooling 1 °C

LT REFRIGERATION

condensing temp.= 40 °C, evaporation temp.= 40 °C

	R22	R134a	R404a	R410a	R407c	R507a
EzV05	2	1.4	1.3	2.3	1.9	1.2
EzV09	3	2.1	2	3.6	2.9	1.9
EzV11	5.3	3.8	3.5	6.4	5.2	3.4
EzV14	8.1	5.8	5.4	9.9	8	5.2
EzV18	11.5	8.2	7.6	14	11.3	7.4
EzV24	23	16.3	15.2	27.9	22.6	14.8
EzV30	36.4	25.9	24.1	44.2	35.9	23.4
EzV35	46.3	32.9	30.5	56.2	45.5	29.8

subcooling 5 °C

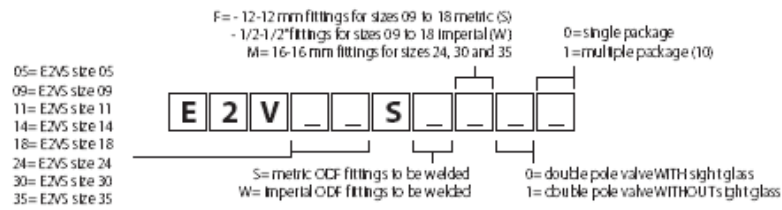
NT REFRIGERATION

condensing temp.= 40 °C, evaporation temp.= -15 °C

	R22	R134a	R404a	R410a	R407c	R507a
EzV05	1.9	1.4	1.4	2.3	2	1.3
EzV09	2.9	2.2	2.1	3.6	3	2
EzV11	5.2	3.9	3.7	6.4	5.3	3.6
EzV14	8	6	5.7	9.8	8	5.5
EzV18	11.4	8.5	8	13.9	11.5	7.8
EzV24	22.6	16.9	16	27.6	22.9	15.6
EzV30	35.8	26.7	25.5	43.7	36.3	24.8
EzV35	45.5	34	32.2	55.6	46.2	31.5

subcooling 5 °C

Codes



+ 30.00.05.N - 10 - 01.10.2010

CAREL INDUSTRIES near vs. the right to model by the features of the products without prior notice.

Headquarters ITALY	Sales organization	Affiliates
<p>CAREL INDUSTRIES HQs Via dell'Industria, 11 35020 Brugine - Padova (Italy) Tel. (+39) 0499 71661 1 Fax (+39) 0499 716600 carel@carel.com</p>	<p>CAREL Asia www.carel.com</p> <p>CAREL Australia www.carel.com.au</p> <p>CAREL China www.carel.china.com</p> <p>CAREL Deutschland www.carel.de</p> <p>CAREL France www.carelfrance.fr</p> <p>CAREL Iberica www.carel.es</p> <p>CAREL India www.carel.in</p>	<p>CAREL HVAC/R Korea www.carel.com</p> <p>CAREL Russia www.carel.russia.com</p> <p>CAREL South Africa www.carel.co.za</p> <p>CAREL Sud America www.carel.com.br</p> <p>CAREL U.K. www.carel.co.uk</p> <p>CAREL U.S.A. www.carelusa.com</p> <p>CAREL Czech & Slovakia www.carel.cz</p> <p>CAREL Korea (for retail market) www.carel.kr</p> <p>CAREL Ireland www.carel.com</p> <p>CAREL Thailand www.carel.co.th</p> <p>CAREL Turkey www.carel.com.tr</p>

All trademarks hereby referred are the property of their respective owners. CAREL has registered trademarks of CAREL INDUSTRIES in Italy and in other countries. © CAREL INDUSTRIES 2010. All rights reserved.

ชุดควบคุมวาล์วปรับแรงดัน EVD0000E40

EVD evolution twin

Driver for 2 electronic expansion valves

CAREL



ENG User manual

**LEGGI E CONSERVA
QUESTE ISTRUZIONI**
→ **READ AND SAVE
THESE INSTRUCTIONS** ←

**NO POWER
& SIGNAL
CABLES
TOGETHER**
READ CAREFULLY IN THE TEXT!

Integrated Control Solutions & Energy Savings

2. INSTALLATION

2.1 DIN rail assembly and dimensions

EVD evolution twin è fornito con connettori serigrafati per facilitare i collegamenti elettrici. Gli schermi dei due cavi valvola vanno collegati all'unico terminale tipo fast-on.

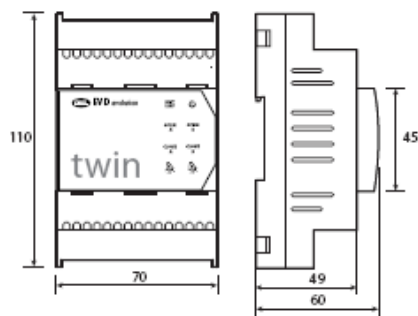


Fig. 2a

2.2 Description of the terminals

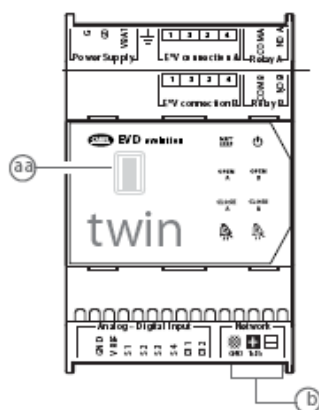


Fig. 2b

Terminal	Description
G/G0	Power supply
VBAT	Emergency power supply
⊥	Functional earth
1,3,2,4: EV connection A	Stepper motor power supply driver A
COM A, NO A	Alarm relay driver A
1,3,2,4: EV connection B	Stepper motor power supply driver B
COM B, NO B	Alarm relay driver B
GND	Signal ground
VREF	Power supply to active probes
S1	Probe 1 (pressure) or 4 to 20mA external signal
S2	Probe 2 (temperature) or 0 to 10V external signal
S3	Probe 3 (pressure) or 4 to 20mA external signal
S4	Probe 4 (temperature)
D1	Digital input 1
D2	Digital input 2
⊗	Terminal for iLAN, pLAN, RS485, ModBus® connection

⊗	Terminal for iLAN, pLAN, RS485, ModBus® connection
⊠	Terminal for pLAN, RS485, ModBus® connection
aa	service serial port (remove the cover for access)
b	serial port

Tab. 2a

2.3 Connection diagram - superheat control

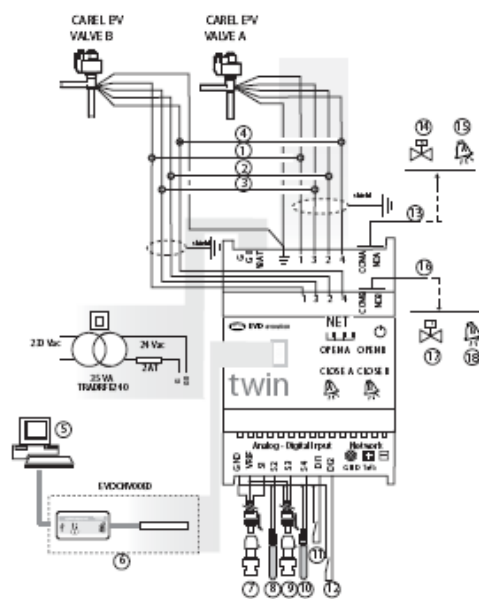


Fig. 2c

Key:

1	green
2	yellow
3	brown
4	white
5	personal computer for configuration
6	USB/iLAN converter
7	ratiometric pressure transducer - evaporation pressure driver A
8	NTC - suction temperature driver A
9	ratiometric pressure transducer - evaporation pressure driver B
10	NTC - suction temperature driver B
11	digital input 1 to enable control driver A
12	digital input 2 to enable control driver B
13	voltage-free contact driver A (up to 230V)
14	solenoid valve A
15	alarm signal A
16	voltage-free contact driver B (up to 230V)
17	solenoid valve B
18	alarm signal B



Note:

- connect the shield of the two valve cables to the same spade connector;
- the use of driver A for superheat control requires the use of the evaporation pressure probe S1 and the suction temperature probe S2, which will be fitted after the evaporator, and digital input 1 to enable control. As an alternative to digital input 1, control can be enabled via remote signal (iLAN, pLAN, RS485). For the positioning of the probes relating to other applications, see the chapter on "Control";
- the use of driver B for superheat control requires the use of the

"EVD Evolution TWIN" + 0300006EN - rel. 1.0 - 15.06.2009

พัดลม FDA180



FDA Series

DOUBLE INLET CENTRIFUGAL FAN with Forward Wheels



Kruger Ventilation Industries certifies that the FDA series : version S , C, T and X - model 200 to 1000 shown herein is licensed to bear the AMCA Seal. The ratings shown are based on tests and procedures performed in accordance with AMCA publication 211 and AMCA publication 311 and comply with the requirements of the AMCA Certified Ratings Program.



FDA Series

Double Inlet Forward Curved Centrifugal Fans

The FDA series is DIDW centrifugal fans with forward curved impellers. The fans are suitable for supply or extract applications in commercial, process and industrial HVAC systems. Sizes of this series are in accordance with AMCA standard 99-0098-76 R20.

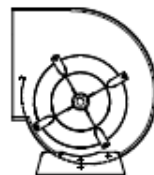
	Model 315 to 710	Model 800 to 1400
Type S-C	I	I
Type T	II	II
Type X	III	III

Type / Operating Limit

Each fan type has its maximum operating speed and power due to its mechanical design.

The operating limit of FDA series - fan type is design to meet the requirement of class I, II and III limit as defined in AMCA standard 99-2408-69.

The FDA series is available in type S, C, T and X.

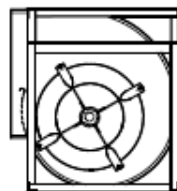


Type S

This type is supplied with mounting feet and can be mounted in three different orientations. The construction is mainly for OEM application which only subject to testing and approval.

Fan Size : 160 to 710
 Volume : 1000 to 50000 m³/h
 Total Pressure : up to 1400 Pa

Performance of 160 and 180 are not AMCA licensed.

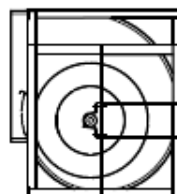


Type C

This type has a frame fitted on both sides of the fan which gives better strength and rigidity. It allows mounting in four different orientations.

Fan Size : 160 to 710
 Volume : 1000 to 50000 m³/h
 Total Pressure : up to 1400 Pa

Performance of 160 and 180 are not AMCA licensed.

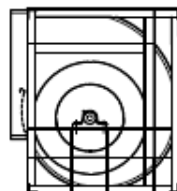


Type T

This type has a welded frame giving increased stiffness and rigidity required for higher operating performance.

Fan Size : 250 to 1400
 Volume : 2500 to 250 000 m³/h
 Total Pressure : up to 1600 Pa

Performance of 1120, 1250 & 1400 are not AMCA licensed.

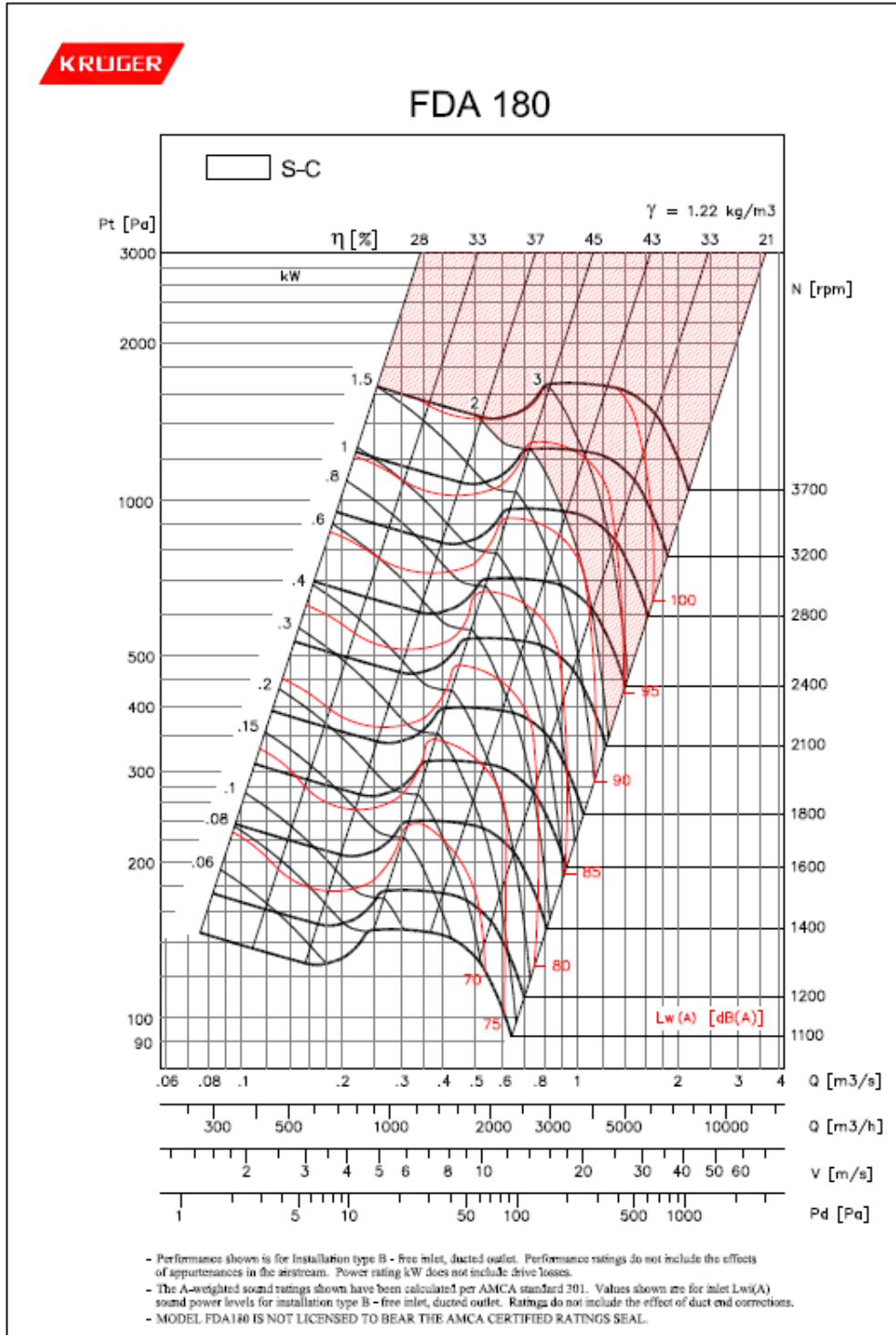


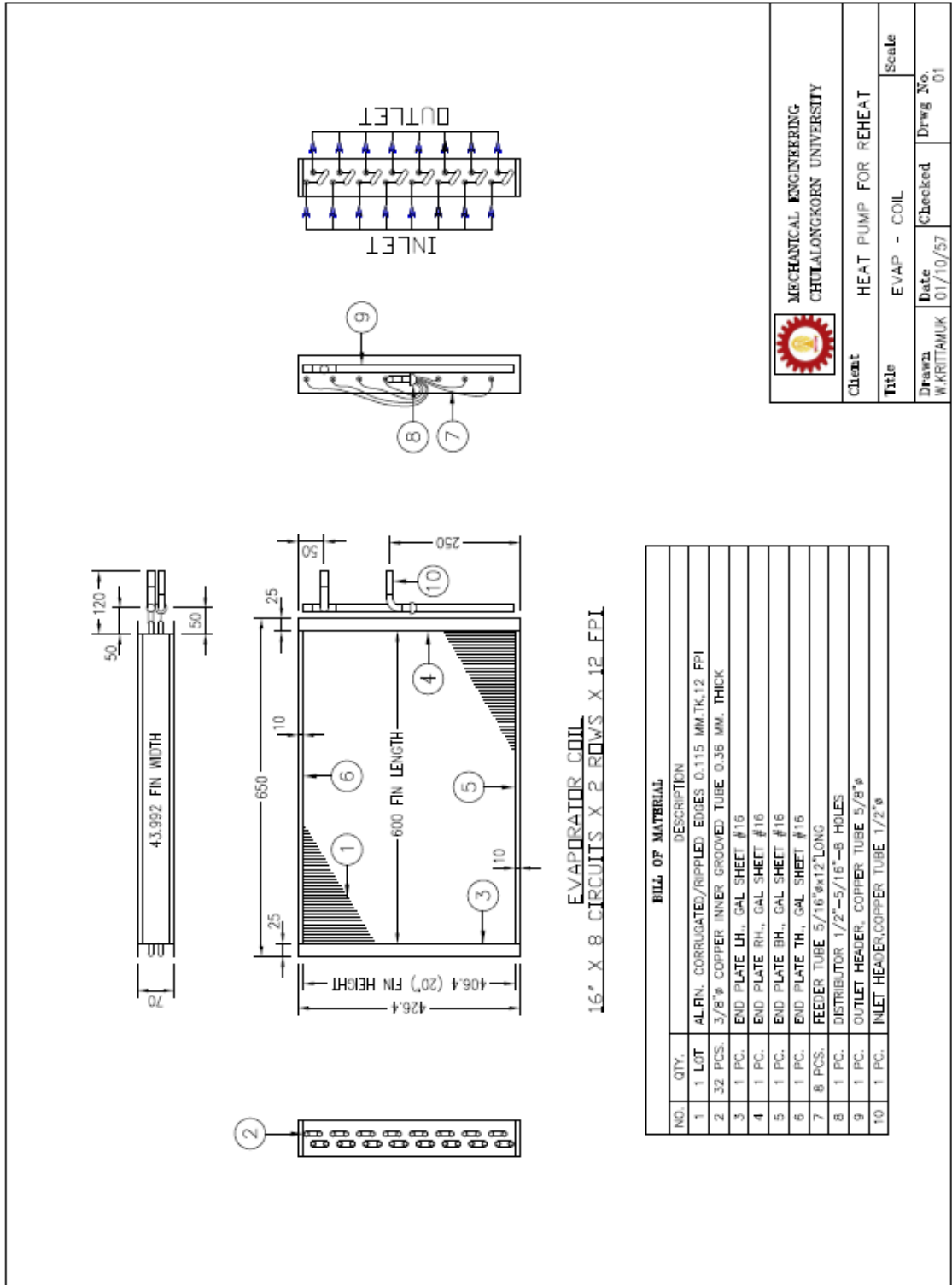
Type X

The structure is similar to type T but utilizes enhanced bearings to support higher dynamic load necessary for the increased performance.

Fan Size : 560 to 1400
 Volume : 1500 to 250 000 m³/h
 Total Pressure : up to 1800 Pa

Performance of 1120, 1250 & 1400 are not AMCA licensed.





อุปกรณ์ตรวจวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์อากาศ AM2302

AOSONG

Your specialist in innovating humidity & temperature sensors



Digital relative humidity & temperature sensor AM2302

1. Feature & Application:

- *High precision
- *Capacitive type
- *Full range temperature compensated
- *Relative humidity and temperature measurement
- *Calibrated digital signal
- *Outstanding long-term stability
- *Extra components not needed
- *Long transmission distance, up to 100 meters
- *Low power consumption
- *4 pins packaged and fully interchangeable

2. Description:

AM2302 output calibrated digital signal. It applies exclusive digital-signal-collecting-technique and humidity sensing technology, assuring its reliability and stability. Its sensing elements are connected with 8-bit single-chip computer.

Every sensor of this model is temperature compensated and calibrated in accurate calibration chamber and the calibration-coefficient is saved in type of programme in OTP memory, when the sensor is detecting, it will cite coefficient from memory.

Small size & low consumption & long transmission distance(100m) enable AM2302 to be suited in all kinds of harsh application occasions. Single-row packaged with four pins, making the connection very convenient.

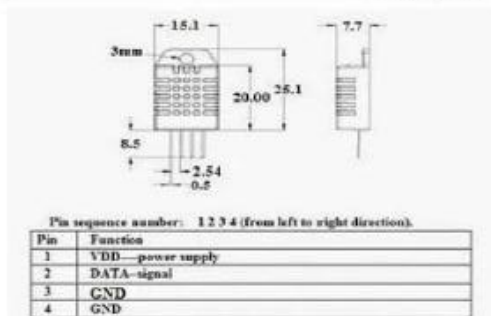
3. Technical Specification:

Model	AM2302
Power supply	3.3-5.5V DC
Output signal	digital signal via Aosong 1-wire bus
Sensing element	Polymer humidity capacitor
Operating range	humidity 0-100%RH; temperature -40~80Celsius
Accuracy	humidity +2%RH (Max +5%RH); temperature ± 0.5 Celsius
Resolution or sensitivity	humidity 0.1%RH; temperature 0.1Celsius
Repeatability	humidity ± 1 %RH; temperature ± 0.2 Celsius
Humidity hysteresis	± 0.3 %RH
Long-term Stability	± 0.5 %RH/year
Interchangeability	fully interchangeable

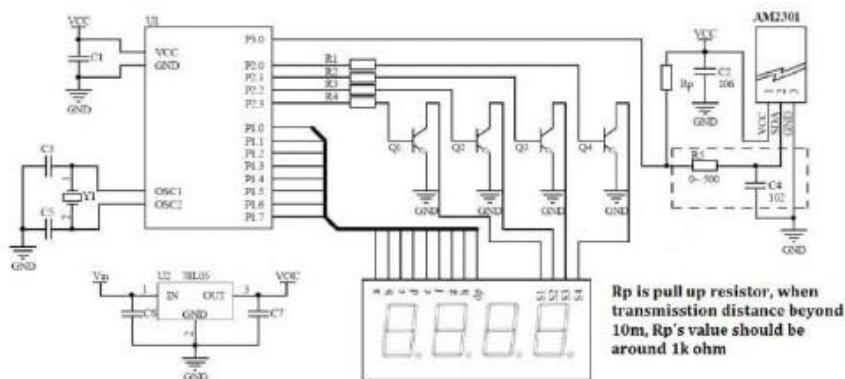
4. Dimensions: (unit—mm)

AOSONG

Your specialist in innovating humidity & temperature sensors



5. Electrical connection diagram:



6. Operating specifications:

(1) Power and Pins

Power's voltage should be 3.3-5.5V DC. When power is supplied to sensor, don't send any instruction to the sensor within one second to pass unstable status. One capacitor valued 100nF can be added between VDD and GND for wave filtering.

(2) Communication and signal

Aosong 1-wire bus is used for communication between MCU and AM2302. (Aosong 1-wire bus is specially designed by Aosong Electronics Co., Ltd. , it's different from Maxim/Dallas 1-wire bus, so it's incompatible with Dallas 1-wire bus.)

Illustration of Aosong 1-wire bus:

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

นายกฤตมุข วงศ์ประเสริฐ เกิดเมื่อวันที่ 1 สิงหาคม พ.ศ.2529 จังหวัดกรุงเทพมหานคร สำเร็จการศึกษาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต จากภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์ เมื่อปีการศึกษา 2552 และเข้าศึกษาต่อในหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัยในปีการศึกษา 2555

