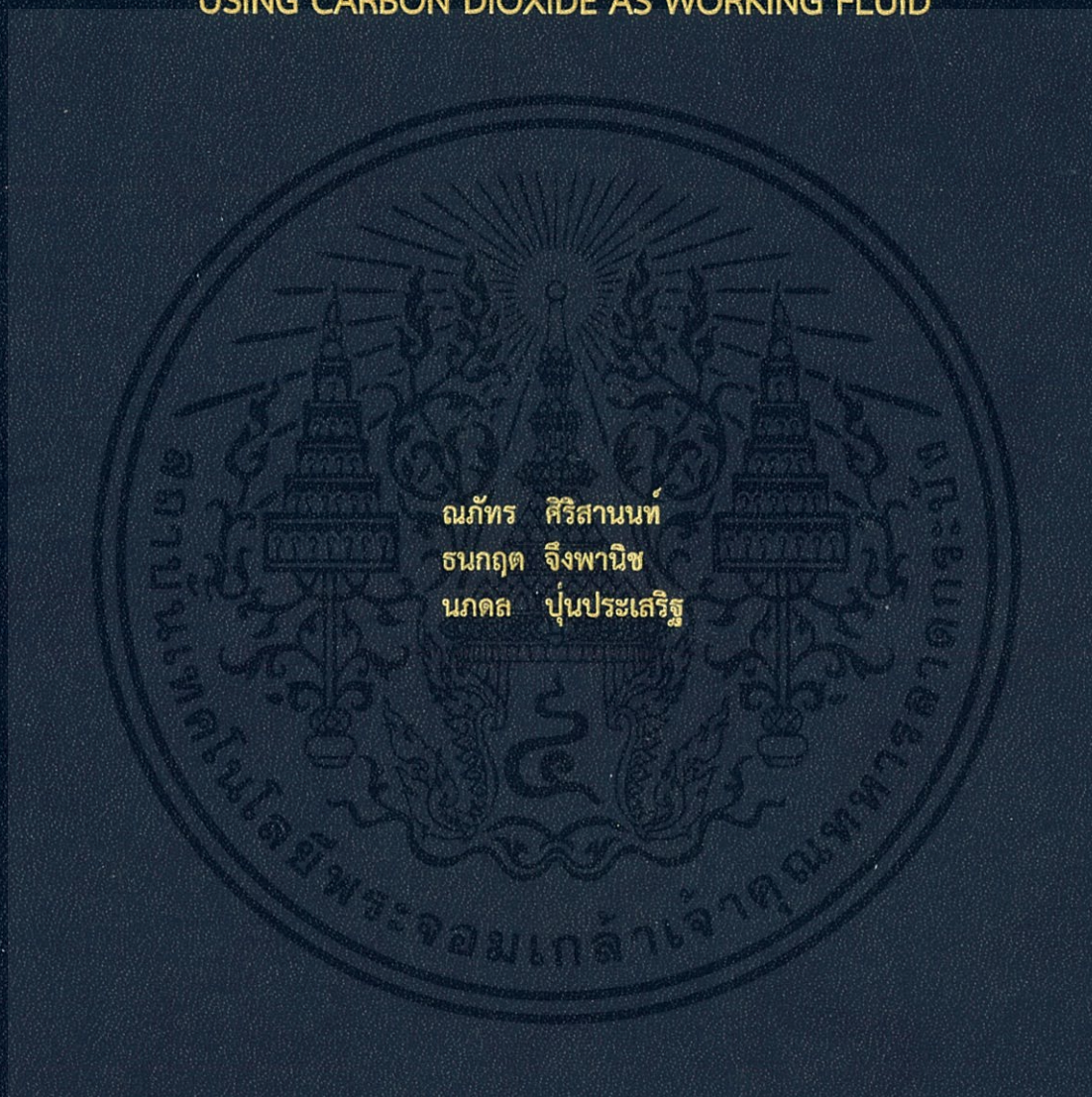


การศึกษาผลการทดลองสมรรถนะของปั๊มความร้อนโดยใช้ R-134a เป็นสารทำงานและการจำลองสมรรถนะโดยใช้คาร์บอนไดออกไซด์เป็นสารทำงาน

STUDY OF HEAT PUMP'S TESTING PERFORMANCE USING R-134A AS WORKING FLUID AND SIMULATION OF HEAT PUMP'S PERFORMANCE USING CARBON DIOXIDE AS WORKING FLUID



ณภัทร ศิริसानนท์
ธนภุต จิงพานิช
นภคต ปุ่นประเสริฐ

ปริญญาานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2559

การศึกษาผลการทดลองสมรรถนะของปั๊มความร้อนโดยใช้ R-134a เป็นสารทำงานและการจำลองสมรรถนะโดยใช้คาร์บอนไดออกไซด์เป็นสารทำงาน

STUDY OF HEAT PUMP'S TESTING PERFORMANCE USING R-134A AS WORKING FLUID AND SIMULATION OF HEAT PUMP'S PERFORMANCE USING CARBON DIOXIDE AS WORKING FLUID



ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

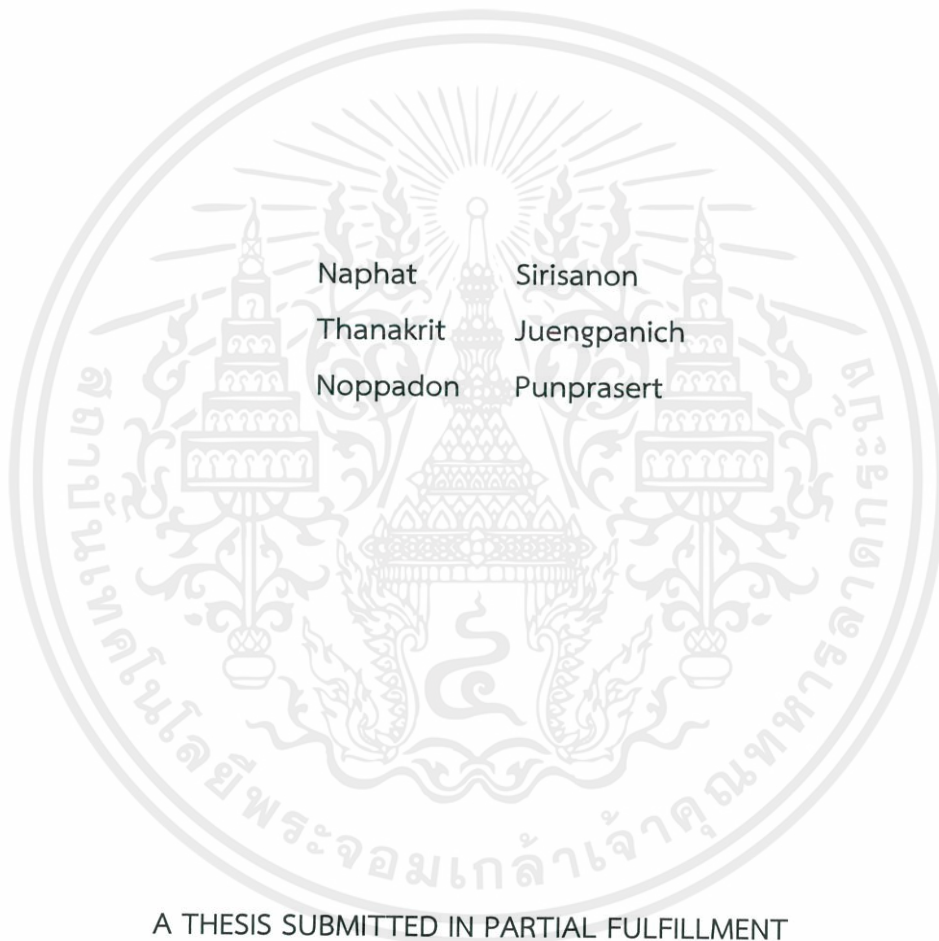
คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2559

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

STUDY OF HEAT PUMP'S TESTING PERFORMANCE USING R-134A AS
WORKING FLUID AND SIMULATION OF HEAT PUMP'S PERFORMANCE
USING CARBON DIOXIDE AS WORKING FLUID



Naphat Sirisanon
Thanakrit Juengpanich
Noppadon Punprasert

A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF
BACHELOR OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

2016

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2559

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาผลการทดลองสมรรถนะของปั๊มความร้อนโดยใช้ R-134a เป็นสารทำงานและการจำลองสมรรถนะโดยใช้คาร์บอนไดออกไซด์เป็นสารทำงาน
Study of Heat Pump's Testing Performance Using R-134a as Working Fluid and Simulation of Heat Pump's Performance Using Carbon Dioxide as Working Fluid

ผู้จัดทำ

- 1.นายณภัทร ศิริसानนท์ รหัสประจำตัว 56010359
- 2.นายธนกฤต จีงพานิช รหัสประจำตัว 56010503
- 3.นายณกมล ปุ่นประเสริฐ รหัสประจำตัว 56010642



อาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาานิพนธ์

(รศ.ดร.จำลอง ปราบแก้ว)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาผลการทดลองสมรรถนะของปั๊มความร้อนโดยใช้ R-134a เป็นสารทำงานและการ
จำลองสมรรถนะโดยใช้คาร์บอนไดออกไซด์เป็นสารทำงาน

นายณภัทร ศิริसानนท์ 56010359
นายธนกฤต จิงพานิช 56010503
นายนภดล ปุ่นประเสริฐ 56010642
รศ.ดร.จำลอง ปราบแก้ว อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2559

บทคัดย่อ

ในปัจจุบันพลังงานเป็นสิ่งจำเป็นสำหรับสังคมมนุษย์ แต่ขณะเดียวกันพลังงานกลับหาได้ยากขึ้น ปั๊มความร้อนเป็นวิธีหนึ่งที่สามารถใช้ในการผลิตพลังงานความร้อนเพื่อใช้ในการต้มน้ำ โดยปั๊มความร้อนมีอัตราการใช้พลังงานน้อยกว่าการใช้ฮีตเตอร์ไฟฟ้า เพราะมีการนำพลังงานความร้อนจากสิ่งแวดล้อมมาใช้ จึงสามารถช่วยลดการใช้พลังงานได้ แต่ในขณะเดียวกันสารทำงานที่ใช้ทั่วไปในระบบปั๊มความร้อนเช่น ฟรีออน กลับเป็นหนึ่งในตัวการของการเกิดภาวะโลกร้อน คาร์บอนไดออกไซด์จึงมีความน่าสนใจในการนำมาใช้เป็นสารทำงาน โครงการนี้ ได้เริ่มต้นศึกษาการออกแบบระบบปั๊มความร้อนที่ใช้สารทำงานเป็น R-134a และศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้คาร์บอนไดออกไซด์เป็นสารทำงาน โดยได้ทำการคำนวณเพื่อหาขนาดของอุปกรณ์ต่างๆที่เหมาะสม และทำการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำงานกับน้ำที่คอนเดนเซอร์ ด้วยโปรแกรม Solidworks Flow Simulation โดยกำหนดค่าความดันขาเข้าของสารทำงาน R-134a ไว้ที่ 10, 15, 20 และ 25 Bar และได้จำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนของคาร์บอนไดออกไซด์กับน้ำ ที่ความดันขาเข้า 70, 75, 80, 85, 90, 95 และ 100 Bar จากนั้นทำการออกแบบระบบปั๊มความร้อนที่ใช้ R-134a เป็นสารทำงาน ซึ่งคอนเดนเซอร์มีขนาดกบแบบที่ใช้ในการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการทดลองได้ปรับค่าของสารทำงานโดยการเติมสารทำงานให้มีความดันก่อนทำงานที่ 4, 5.5 และ 7 Bar และมีความดันที่สภาวะสุดท้ายของการทดลองที่ 10, 15, และ 20 Bar ตามลำดับ ซึ่งหลังการทดลองสามารถคำนวณหาค่าอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยมีค่า 1.046, 1.535, และ 4.535 kW ตามลำดับ และสามารถคำนวณค่า COP ของระบบได้ โดยมีค่า 1.061, 1.264, และ 2.657 ตามลำดับ เมื่อเปรียบเทียบผลการทดลองกับผลการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนพบว่าที่ความดันก่อนทำงาน 7 Bar ปั๊มความร้อนให้ค่าอัตราการและเปลี่ยนความร้อนที่ใกล้เคียงกับการจำลอง และเมื่อเปรียบเทียบอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำงาน R-134a กับคาร์บอนไดออกไซด์ พบว่าคาร์บอนไดออกไซด์ให้ค่าอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่สูงกว่าที่อุณหภูมิทางเข้าเดียวกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

STUDY OF HEAT PUMP'S TESTING PERFORMANCE USING R-134A AS WORKING FLUID AND
SIMULATION OF HEAT PUMP'S PERFORMANCE USING CARBON DIOXIDE AS WORKING FLUID

Naphat Sirisanon 56010359
Thanakrit Juengpanich 56010503
Noppadon Punprasert 56010642
Assoc.Prof.Dr.Chamlong Prabkaew Adviser
Year 2016

ABSTRACT

In the present day, energy is necessary for human but is also running out. Heat pump is the alternative way to produce thermal energy to boil water which heat pump has the lower rate of energy consumption than electrical heater because the environment's thermal energy is brought in so heat pump can reduce the energy consumption. Meanwhile, the general working fluid in heat pump such as Freon is consider to be the factor of global warming so Carbon Dioxide is introduced to be used as working fluid. This project studies about developing heat pump using R-134a as working fluid and study of using Carbon Dioxide as working fluid which the calculation to find the proper size of devices and the simulation of heat transfer between the working fluid and water using SOLIDWORK FLOW SIMULATION is brought up. In the R-134a simulation part, the inlet pressure of R-134a is set as 10, 15, 20 and 25 bar. In the Carbon Dioxide simulation part, the inlet pressure of Carbon Dioxide is set as 70, 75, 80, 85, 90, 95 and 100 bar. Next step, the design of heat pump using R-134a as working fluid is brought up which the size of condenser in the design is similar to the size of condenser in the simulation. In the test, the working fluid is adjusted by filling the working fluid to have pre-operating pressure as 4.0, 5.5 and 7 bar and to have final operating pressure as 10, 15 and 20 bar respectively. The COP of heat pump is 1.061, 1.264 and 2.657 respectively. As the result from the comparison in the test of heat pump and in the simulation, 7 bar pre-operating pressure gives heat transfer rate near the heat transfer rate in the simulation. When comparing the heat transfer rate of R-134a and Carbon Dioxide found that Carbon Dioxide give higher rate of heat transfer than R-134a at the same inlet temperature.

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาโทเล่มนี้สำเร็จได้ด้วยความกรุณาและความช่วยเหลือจาก รศ.ดร.จำลอง ปราบแก้ว ที่ได้กรุณาให้คำปรึกษาที่เป็นประโยชน์แก่คณะผู้จัดทำปริญญาโท คณะอาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลที่ได้ให้ความรู้ ซึ่งสามารถนำมาประยุกต์ใช้ในการทำปริญญาโทเล่มนี้ให้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี ขอขอบคุณ คุณแพททริก เฉลิมชัย ชัยวุฒิ และคุณ บุญชัย โมรา จากบริษัท Electromatik EG ที่ได้มอบคอมพิวเตอร์ รวมทั้งคำปรึกษาในการออกแบบ และคุณ ชีระ เชื้อบุญ ที่มอบฮิวาปอเรเตอร์ ตลอดจนความรู้เกี่ยวกับระบบปั๊มความร้อน การออกแบบระบบ และการติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆ

ขอขอบพระคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลที่คอยเอื้อเฟื้อสถานที่ในการทำปริญญาโทเล่มนี้ ขอขอบคุณเจ้าหน้าที่ประจำห้องอุปกรณ์เครื่องมือ คณะเพื่อนทุกคนที่คอยให้ความช่วยเหลือคำแนะนำและกำลังใจในการทำงาน สดท้ายขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา และครอบครัวอันเป็นที่เคารพรักรัก ที่ให้การสนับสนุนในทุกๆด้านอันหาที่เปรียบมิได้ ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสุดประมาณ และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

นายณภัทร ศิริสานนท์
นายธนกฤต จิ่งพานิช
นายนภดล ปุ่นประเสริฐ

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญรูป.....	VII
สารบัญตาราง.....	IX
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ที่มาและความสำคัญ	1
1.2 วัตถุประสงค์.....	1
1.3 ขอบเขตงานวิจัย.....	2
1.4 วิธีการดำเนินงาน	2
บทที่ 2 ทฤษฎี และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	3
2.1 ระบบปั๊มความร้อน.....	3
2.2 ส่วนประกอบของปั๊มความร้อน.....	5
2.2.1 Compressor.....	5
2.2.2 Condenser.....	6
2.2.3 Expansion Valve.....	7
2.2.4 Evaporator.....	8
2.2.5 อุปกรณ์อื่นๆของระบบปั๊มความร้อน	10
2.3 สารทำงาน.....	10
2.3.1 R-134a	11
2.3.2 คาร์บอนไดออกไซด์.....	11
2.4 การถ่ายเทความร้อน	12

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.4.1 การนำความร้อน (Conduction)	13
2.4.2 การพาความร้อน (Convection).....	15
2.4.3 การรวมการพาและนำความร้อน และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน.....	19
2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	20
บทที่ 3 การจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบปั๊มความร้อน	22
3.1 พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ	22
3.1.1 แบบจำลองการไหลแบบราบเรียบ.....	23
3.1.2 แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน.....	24
3.2 การคำนวณขนาดอุปกรณ์.....	27
3.2.1 คอมเพรสเซอร์	27
3.2.2 คอนเดนเซอร์	28
3.3 การจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อน	33
3.3.1 การสร้างรูปทรง และขั้นตอนการคำนวณ.....	34
3.3.2 ผลการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อน	36
บทที่ 4 การออกแบบปั๊มความร้อน และการทดลอง	37
4.1. อุปกรณ์การทดลอง.....	37
4.1.1. Compressor.....	37
4.1.2. Condenser.....	40
4.1.3. Evaporator และ Expansion Valve.....	40
4.1.4. ท่อสารทำงาน	41
4.1.5. Pressure Gauge และ Pressure Switch.....	42
4.2 การออกแบบโครงสร้าง และการจัดวางอุปกรณ์ของระบบปั๊มความร้อน	42
4.2.1 โครงสร้างของระบบปั๊มความร้อน.....	42
4.2.2 ตำแหน่งการจัดวางอุปกรณ์ต่างๆ	43
4.2.4 วงจรไฟฟ้าควบคุมการทำงานคอมเพรสเซอร์.....	44

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.3 วัสดุที่ใช้ในการทดลองระบบปั๊มความร้อน.....	45
4.3 วิธีการทดลอง.....	45
4.4 ผลการทดลอง.....	46
บทที่ 5 สรุปผลการทดลอง.....	49
5.1 สรุปผลการจากการทดลองกับปั๊มความร้อน.....	49
5.2 เปรียบเทียบผลการทดลองกับผลการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อน.....	51
5.3 สรุปผลการศึกษาการใช้คาร์บอนไดออกไซด์เป็นสารทำงาน.....	52
5.4 ข้อเสนอแนะ.....	52
บรรณานุกรม.....	53
ภาคผนวก.....	54



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

หน้า

รูปที่ 2.1 วงจรการทำงานของระบบปั๊มความร้อน	3
รูปที่ 2.2 วัฏจักรการทำงานของระบบปั๊มความร้อน	4
รูปที่ 2.3 กราฟเปรียบเทียบอัตราการใช้พลังงานและมลพิษของปั๊มความร้อนและหม้อต้มน้ำ	4
รูปที่ 2.4 คอนเดนเซอร์แบบ Shell and Tube	6
รูปที่ 2.5 Condenser แบบ Spiral.....	6
รูปที่ 2.6 Condenser แบบ Shell and Coil.....	7
รูปที่ 2.7 Capillary Tube.....	7
รูปที่ 2.8 Thermostatic Expansion Valve	8
รูปที่ 2.9 Evaporator แบบ Bare Tube.....	8
รูปที่ 2.10 Evaporator แบบ Plate.....	9
รูปที่ 2.11 Evaporator แบบ Finned Tube.....	9
รูปที่ 2.12 ตัวอย่างการถ่ายเทความร้อน	12
รูปที่ 2.13 การถ่ายเทความร้อนในท่อทรงกระบอกชั้นเดียว	14
รูปที่ 2.14 การถ่ายเทความร้อนในท่อทรงกระบอกหลายชั้น	15
รูปที่ 2.15 การเกิด Velocity boundary layer บนแผ่นราบ.....	18
รูปที่ 2.16 การเกิด Thermal boundary layer บนแผ่นราบ	18
รูปที่ 2.17 การถ่ายเทความร้อนด้วยการนำและการพาของวัตถุผนังราบ และวัตถุทรงกระบอกกลวง.....	19
รูปที่ 3.1 ชั้นของการถ่ายเทความร้อน	28
รูปที่ 3.2 ลำดับการถ่ายเทความร้อน	29
รูปที่ 3.3 Thermal Resistance.....	30
รูปที่ 3.4 ขั้นตอนการทำงานของโปรแกรม	33
รูปที่ 3.5 รูปทรงถังที่ใช้ในการจำลอง	34
รูปที่ 3.6 การกำหนดค่าต่างๆของการจำลอง	35

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 3.7 การคำนวณของโปรแกรม Solidworks Flow Simulation.....	35
รูปที่4.1 คอมเพรสเซอร์ก่อนการซ่อม.....	37
รูปที่4.2 (ก) การผ่าฝากรอบคอมเพรสเซอร์ (ข) คอมเพรสเซอร์ที่ผ่าฝากรอบออกแล้ว (ค) การทดสอบการทำงาน (ง) ชิ้นส่วนต่างๆของคอมเพรสเซอร์ที่ถูกถอดออกมา.....	38
รูปที่4.3 คอมเพรสเซอร์ที่ติดหน้าแปลนแล้ว.....	39
รูปที่4.4 (ก) ถังที่ใช้เป็น Hot Water Tank (ข) ถัง และชุดท่อภายใน	40
รูปที่4.5 Evaporator.....	41
รูปที่4.6 Expansion Valve	41
รูปที่4.7 Pressure Gauge.....	42
รูปที่4.8 ตำแหน่งจัดวางอุปกรณ์ต่างๆ.....	42
รูปที่4.9 แผนภาพระบบปั๊มความร้อน	43
รูปที่4.10 ตำแหน่งของอุปกรณ์ต่างๆในระบบปั๊มความร้อน	43
รูปที่4.11 แผนภาพวงจรไฟฟ้าควบคุมการทำงานคอมเพรสเซอร์	44
รูปที่4.12 ถังสารทำงาน R-134a.....	45
รูปที่ 5.1 อุณหภูมิของน้ำในถังเทียบกับเวลา ที่ความดันก่อนทำงาน 4 Bar.....	49
รูปที่ 5.2 อุณหภูมิของน้ำในถังเทียบกับเวลา ที่ความดันก่อนทำงาน 5.5 Bar.....	49
รูปที่ 5.3 อุณหภูมิของน้ำในถังเทียบกับเวลา ที่ความดันก่อนทำงาน 7 Bar.....	50
รูปที่ 5.4 ค่าสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพ เทียบกับความดันก่อนทำงาน	50
รูปที่ 5.5 เปรียบเทียบอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างการจำลองและการทดลอง	51

สารบัญตาราง

หน้า

ตารางที่ 2.1 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของของไหลชนิดต่างๆ	16
ตารางที่ 3.1 ผลการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อน ระหว่างสารทำงาน R-134a และน้ำ	36
ตารางที่ 3.2 ผลการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างคาร์บอนไดออกไซด์ และน้ำ	36
ตารางที่ 4.1 ผลการทดลองที่ความดันก่อนทำงาน 4 Bar ความดันขาเข้า Hot Water Tank 10 Bar....	47
ตารางที่ 4.2 ผลการทดลองที่ความดันก่อนทำงาน 5.5 Bar ความดันขาเข้า Hot Water Tank 15 Bar.	47
ตารางที่ 4.3 ผลการทดลองที่ความดันก่อนทำงาน 7 Bar ความดันขาเข้า Hot Water Tank 20 Bar....	48



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ที่มาและความสำคัญ

ในปัจจุบัน พลังงานเป็นสิ่งจำเป็นอย่างมากกับสังคมมนุษย์ ทั้งในภาคอุตสาหกรรม ภาคครัวเรือน การคมนาคม หรือการสร้างแสงสว่าง แต่ในขณะเดียวกัน พลังงานกลับหา และสร้างได้ยากขึ้น ทั้งจาก เชื้อเพลิงฟอสซิล เช่น น้ำมัน และถ่านหินที่เหลือน้อยลงทุกวัน หรือพลังงานทดแทน อย่างลม และ แสงอาทิตย์ยังไม่สามารถผลิตพลังงานได้เพียงพอต่อความต้องการ นอกจากนี้ กระแสตื่นตัวในเรื่องของ การอนุรักษ์สิ่งแวดล้อม และการลดผลกระทบของภาวะเรือนกระจก ถูกพูดถึงมากขึ้นหลังจากมีการลงนามในพิธีสารมอลดีออลในปี พ.ศ. 2530 และพิธีสารเกียวโตในปี พ.ศ. 2540 เพื่อลดปริมาณการปลดปล่อยแก๊สเรือนกระจกออกสู่ชั้นบรรยากาศ ประเทศไทยเองได้มีความพยายามอย่างหนักทั้งจากภาครัฐ และเอกชนเพื่อลดทั้งการใช้พลังงานจากเชื้อเพลิงฟอสซิล เพิ่มพลังงานทางเลือก และการลดการปลดปล่อยแก๊สเรือนกระจกที่ทำลายชั้นบรรยากาศ

วิธีการผลิตพลังงานความร้อนเพื่อใช้ในการต้มน้ำทั้งในภาคอุตสาหกรรม และครัวเรือนในปัจจุบัน สามารถทำได้หลายวิธี เช่น การใช้ฮีทเตอร์ไฟฟ้า หรือการต้มน้ำด้วยเชื้อเพลิงอย่างถ่านหิน แก๊ส และน้ำมัน ซึ่งการต้มน้ำด้วยวิธีเหล่านี้มีความสิ้นเปลืองพลังงาน เนื่องจากมีประสิทธิภาพต่ำ มีความสูญเสียพลังงานมาก และในกรณีของการต้มน้ำด้วยเชื้อเพลิงยังสร้างมลพิษจากกรเผาไหม้อีกด้วย บั้มความร้อน หรือ Heat Pump เป็นระบบการสร้างความร้อนซึ่งใช้หลักการคล้ายระบบทำความเย็นแบบอัดไอ โดยการอัดสารทำงานในสถานะแก๊สให้มีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้น แล้วถ่ายเทพลังงานความร้อนจากสารทำงานไปสู่ น้ำ ระบบบั้มความร้อนเป็นระบบที่มีประสิทธิภาพสูง ใช้พลังงานไฟฟ้าต่ำ เนื่องจากมีการดึงเอาพลังงานความร้อนจากสิ่งแวดล้อมมาใช้ร่วมด้วย ทำให้ใช้พลังงานไฟฟ้าน้อยกว่าเมื่อเปรียบเทียบกับการใช้ฮีทเตอร์ไฟฟ้า

โดยทั่วไปในระบบบั้มความร้อนส่วนใหญ่จะใช้สารทำงานเป็นสารจำพวก CFCs (R12), HCFCs (R22) หรือ HFCs (R134a) ซึ่งสารจำพวกนี้สร้างผลกระทบต่อชั้นบรรยากาศ หากมีการหลุดรอดออกไปจะไปทำลายชั้นโอโซน ก่อให้เกิดการเกิดภาวะเรือนกระจก คาร์บอนไดออกไซด์จึงมีความน่าสนใจในการนำมาใช้งานในระบบบั้มความร้อน เนื่องจากมีค่าการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่าสารทำงานประเภท CFCs, HCFCs และ HFCs ช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนของระบบ และยังเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมเนื่องจากมีค่าดัชนีการทำลายชั้นบรรยากาศ (GWP) น้อยกว่า HFCs ซึ่งนิยมใช้ที่สุดในปัจจุบันถึง 2,000 เท่า

1.2 วัตถุประสงค์

1. ศึกษาสมรรถนะของบั้มความร้อนที่ใช้ R-134a เป็นสารทำงาน โดยวิธีการทดลอง
2. ศึกษาความสามารถในการใช้คาร์บอนไดออกไซด์เป็นสารทำงาน ในระบบบั้มความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.3 ขอบเขตงานวิจัย

1. ออกแบบระบบปั๊มความร้อนที่ใช้ R-134a เป็นสารทำงาน ให้สามารถต้มน้ำให้มีอุณหภูมิสูงถึง 50 – 70°C โดยใช้คอมเพรสเซอร์ที่มีกำลัง 1-5 kW
2. ศึกษาความสามารถของการนำคาร์บอนไดออกไซด์มาใช้เป็นสารทำงาน และเปรียบเทียบกับ R-134a โดยการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อน

1.4 วิธีการดำเนินงาน

1. ศึกษาระบบการทำงานและทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับปั๊มความร้อน และคุณสมบัติของสารทำงาน
2. วิเคราะห์ปัจจัยที่เกี่ยวข้องในการทำงานของระบบปั๊มความร้อน
3. คำนวณค่าต่างๆในระบบปั๊มความร้อน เช่น การถ่ายเทความร้อน ความดันในระบบ วัสดุที่ใช้ในระบบ และพลังงานที่ใช้ในระบบ
4. ออกแบบรูปทรงของ Gas Cooler และชุดทดลอง
5. คำนวณ และจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนของขดลวดใน Gas Cooler ในตัวแปรที่ต่างกัน ทั้งความดัน และอุณหภูมิขาเข้า โดยใช้โปรแกรม Solidworks Flow Simulation
6. สร้างชุดทดลอง และทำการทดลอง
7. เปรียบเทียบผลการทดลอง กับการจำลอง และการคำนวณ
8. บันทึกผลการทดลองและสรุปผลการทดลอง

บทที่ 2

ทฤษฎี และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

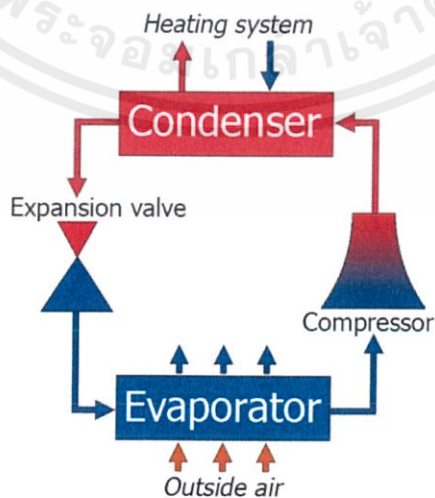
2.1 ระบบปั๊มความร้อน

ระบบปั๊มความร้อน หรือ Heat Pump เป็นระบบทำความร้อนที่ใช้หลักการถ่ายเทความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ (Heat Source) ไปปล่อยยังแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูง (Heat Sink) โดยมีสารทำงานซึ่งเป็นของไหลทำหน้าที่เป็นตัวกลางถ่ายเทความร้อนระหว่างแหล่งความร้อนทั้งสองแหล่ง

ปั๊มความร้อน เกิดขึ้นจากแนวคิดของ William Cullen ในปี ค.ศ. 1748 แต่ได้ถูกสร้างขึ้นจริงๆ ในช่วง 1855-1857 โดย Peter von Rittinger และไม่กี่ปีต่อมาโดย Robert C. Webber ซึ่งได้พัฒนา ระบบปั๊มความร้อนขึ้นโดยบังเอิญ เนื่องจากมือของเขาได้รับบาดเจ็บจากความร้อนของเครื่องแช่แข็ง จึงได้ตัดแปลงเอาความร้อนจากบริเวณนั้นไปสร้างหม้อต้มน้ำ

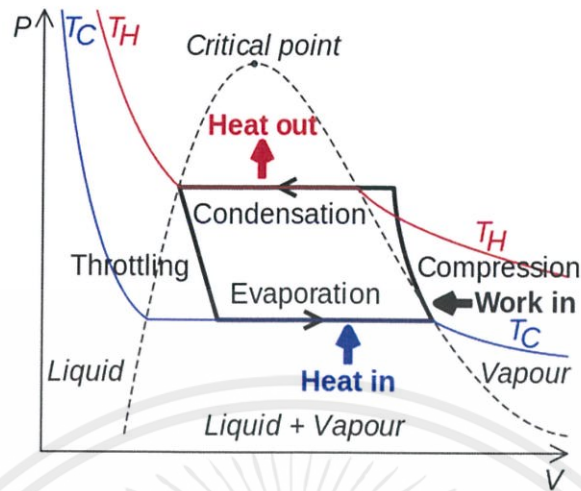
ปั๊มความร้อนมีอุปกรณ์การทำงานหลักเหมือนกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ ซึ่งประกอบด้วย

1. Compressor หรือเครื่องอัด ทำหน้าที่อัดสารทำความเย็นในสถานะแก๊สให้มีความดัน และอุณหภูมิเพิ่มขึ้น
2. Condenser เครื่องควบแน่น มีหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนจากสารทำงานเพื่อนำไปใช้ และทำให้สารทำงานเปลี่ยนสถานะจากแก๊สเป็นของเหลว
3. Expansion Valve หรือวาล์วขยายตัว ทำหน้าที่ลดความดันของสารทำงานในสถานะของเหลว
4. Evaporator หรือเครื่องระเหย ทำหน้าที่ดูดเอาพลังงานความร้อนจากสิ่งแวดล้อมเข้ามาในระบบ ทำให้สารทำงานเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นแก๊ส



รูปที่ 2.1 วงจรการทำงานของระบบปั๊มความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับบริการเชิงงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

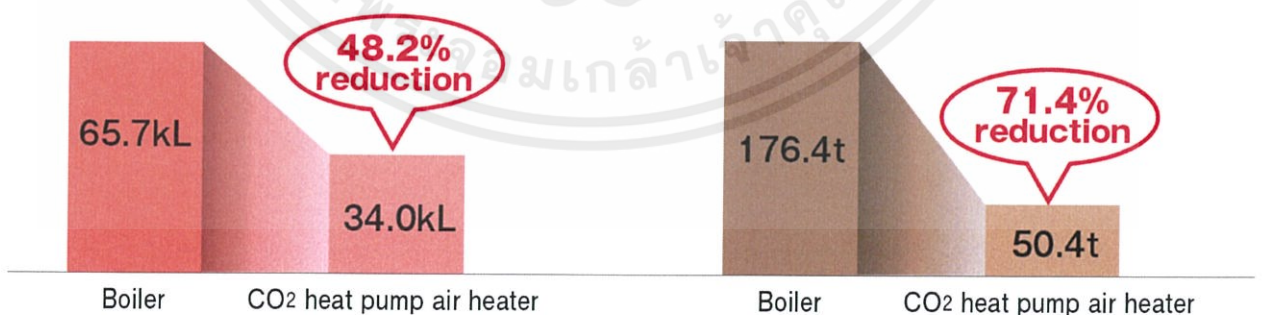


รูปที่ 2.2 วัฏจักรการทำงานของระบบปั๊มความร้อน

เนื่องจากปั๊มความร้อน มีการดูดซับพลังงานความร้อนจากสิ่งแวดล้อม จึงมีความต้องการพลังงานไฟฟ้าเพียงที่ใช้งานกับคอมเพรสเซอร์ ด้วยเหตุนี้ ปั๊มความร้อนจึงใช้พลังงานไฟฟ้าเพียง 1 ใน 4 ของฮีตเตอร์ไฟฟ้า เมื่อให้พลังงานความร้อนเท่ากัน ในขณะที่เดียวกันปั๊มความร้อนมีการปลดปล่อยแก๊สเรือนกระจกออกสู่ชั้นบรรยากาศโลกน้อยกว่าการเผาไหม้ของเชื้อเพลิง เช่น น้ำมัน ถ่านหิน ฯลฯ ดังนั้นปั๊มความร้อนจึงเป็นมิตรต่อสิ่งแวดล้อมมากกว่า

Energy reduction 31.7kL/Yr

CO₂ emission reduction 126.0t/Yr.



รูปที่ 2.3 กราฟเปรียบเทียบอัตราการใช้พลังงานและมลพิษของปั๊มความร้อนและหม้อต้มน้ำ

ในปัจจุบัน ปั๊มความร้อนถูกงานร่วมกับระบบปรับอากาศภายในบ้านของประเทศในแถบสแกนดิเนเวีย ซึ่งสามารถสร้างความร้อนในช่วงฤดูหนาว และในช่วงฤดูร้อน สามารถปรับการทำงานให้ทำเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความเย็นได้ ส่วนในญี่ปุ่นมีการวิจัยเพื่อใช้ปั๊มความร้อนกับเครื่องกวนน้ำอัตโนมัติที่มีทั้งตู้แช่เย็น และตู้น้ำร้อน ระบบปั๊มความร้อนสามารถค่า Coefficient of performance ได้จากสมการ

$$\text{COP} = \frac{\Delta Q_{\text{Heat}}}{\Delta A} \quad (2.1)$$

เมื่อ ΔQ_{Heat} คือ ผลรวมของพลังงานความร้อนที่ถ่ายเทไปสู่ Heat Sink

ΔA คือ พลังงานไฟฟ้าที่จ่ายให้แก่คอมเพรสเซอร์

2.2 ส่วนประกอบของปั๊มความร้อน

2.2.1 คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

คอมเพรสเซอร์มีหน้าที่เพิ่มความดันของสารทำงานในสถานะแก๊ส โดยคอมเพรสเซอร์จะดูดเอาสารทำงานที่มีความดัน และอุณหภูมิต่ำ จากอีวาपोเรเตอร์ เข้าทางท่อทางเข้า จากนั้นจะอัดสารทำงานจนมีความดัน และอุณหภูมิสูงขึ้น จากนั้นปล่อยสารทำงานไปยังคอนเดนเซอร์เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนต่อไป คอมเพรสเซอร์ที่นิยมใช้ในระบบปั๊มความร้อนมีดังนี้

1. แบบลูกสูบ (Piston Compressor) ทำงานโดยหมุนเพลลาข้อเหวี่ยงเพื่อไปผลักลูกสูบให้ทำการดูด และอัดสารทำงาน โดยทั่วไปจะมี 2 สูบขึ้นไปคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบบมีประสิทธิภาพสูง สามารถทำการซ่อมแซมได้ง่าย แต่การอัดอาจขาดความต่อเนื่องได้

2. แบบสกรู (Screw Compressor) ทำงานโดยใช้สกรู 2 ตัว ทำการรีดสารทำงานผ่านสันเกลียวจนความดันเพิ่มขึ้นคอมเพรสเซอร์แบบสกรูจำเป็นต้องใช้น้ำมันหล่อลื่นอยู่ตลอดเวลา จึงจำเป็นต้องติดตัวแยกน้ำมันที่ทางออกด้วย

3. แบบกันหอย (Scroll Compressor) ประกอบด้วย กันหอย 2 ชั้น ชั้นหนึ่งติดอยู่กับที่ ส่วนอีกชั้นหนึ่งจะทำการหมุนในลักษณะการหมุนเยื้องศูนย์กลาง โดยจะดูดสารทำงานจากด้านนอก แล้วอัดเข้าสู่แกนกลาง คอมเพรสเซอร์แบบกันหอยได้รับความนิยมในปัจจุบัน เพราะมีความสันเสือน้อย ทำงานได้ราบรื่น คอมเพรสเซอร์สามารถหาประสิทธิภาพได้จากสมการ

$$\eta_c = \frac{\text{Isentropic Work}}{\text{Actual Work}} = \frac{W_s}{W_a} \cong \frac{h_{2s}-h_1}{h_{2a}-h_1} \quad (2.2)$$

เมื่อ

h_1 คือ Enthalpy ที่สภาวะเริ่มต้น

h_{2s} คือ Enthalpy ที่สภาวะสุดท้ายของกระบวนการไอเซนทรอปิก

h_{2a} คือ Enthalpy ที่สภาวะสุดท้ายของกระบวนการจริง

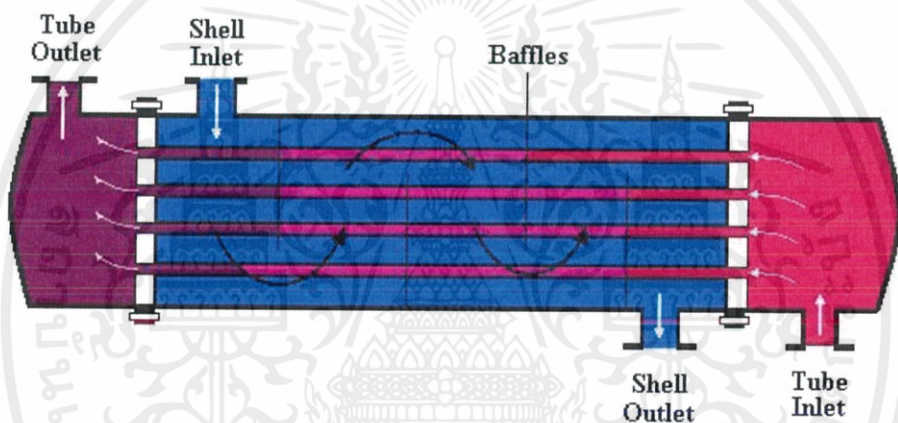
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.2 คอนเดนเซอร์ (Condenser)

คอนเดนเซอร์ หรือเครื่องควบแน่น เป็นอุปกรณ์ที่ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำงาน เพื่อนำความร้อนนั้นไปใช้งาน สารทำงานในสถานะแก๊สจะเข้ามาถึงคอนเดนเซอร์จากนั้นการถ่ายเทความร้อนจะทำให้สารทำงานเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว และมีอุณหภูมิลดลง

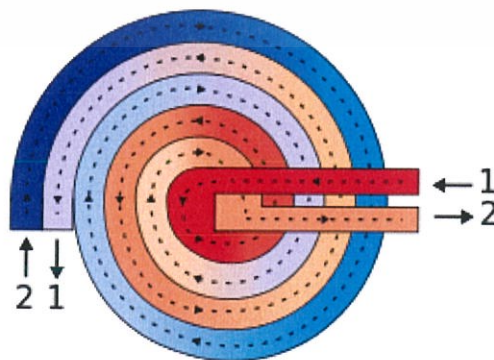
โดยทั่วไปคอนเดนเซอร์สามารถแบ่ง 2 ประเภทคือ แบบใช้อากาศ และแบบน้ำ ซึ่งแบบน้ำเป็นประเภทที่ใช้ในการออกแบบปั๊มความร้อนนี้ คอนเดนเซอร์แบบน้ำ สามารถแบ่งได้หลายประเภท ดังนี้

1. แบบเปลือก และท่อ (Shell and Tube) มีลักษณะเป็นถังทรงกระบอก มีท่อทางเข้าและทางออก ภายในมีท่อสารทำงานที่วางตามแนวยาว จำนวนมาก สารทำงานจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำที่อยู่ในถัง คอนเดนเซอร์แบบ Shell and Tube เป็นแบบที่นิยมใช้กันมากที่สุด เนื่องจากทนต่อแรงดันได้สูง ง่ายในการติดตั้ง



รูปที่ 2.4 คอนเดนเซอร์แบบ Shell and Tube

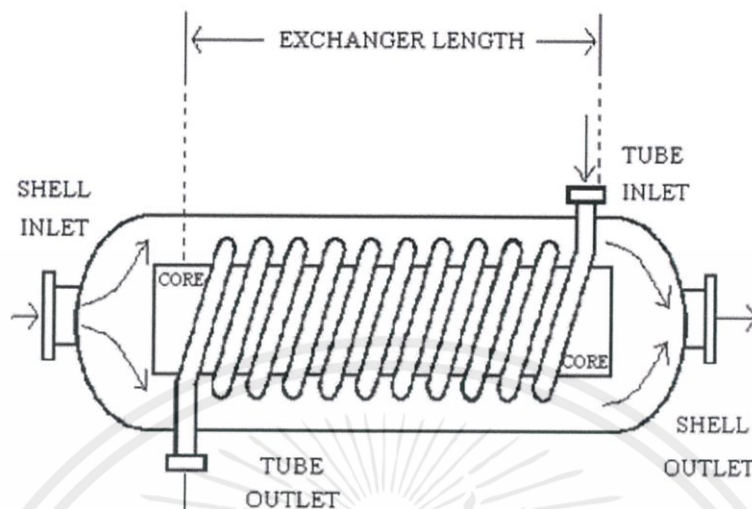
2. แบบหมุนวน (Spiral) มีลักษณะเป็นท่อ 2 อัน ขดเป็นรูปก้นหอยซ้อนกัน โดยสารทำงานและน้ำจะมีการไหลสวนทางกัน (Counter Flow) คอนเดนเซอร์แบบนี้เหมาะกับระบบที่น้ำมีการไหลด้วยความเร็วสูง และสามารถทำความสะอาดได้ง่าย



รูปที่ 2.5 Condenser แบบ Spiral

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น เมื่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. แบบท่อหมุนวน (Shell and Coil) มีลักษณะคล้ายคอนเดนเซอร์ แบบ Shell and tube แต่ที่ด้านในจะขดเป็นวงกลม อาจมีท่อเดียวหรือหลายท่อ ข้อดีคือ มีความดันตกน้อย

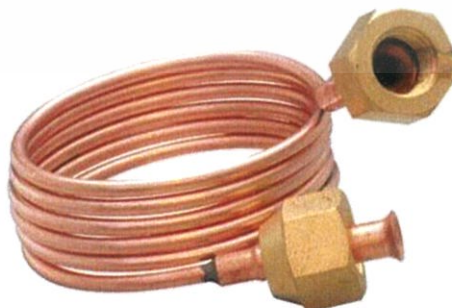


รูปที่ 2.6 Condenser แบบ Shell and Coil

2.2.3 วาล์วขยายตัว (Expansion Valve)

เป็นอุปกรณ์มีหน้าที่ลดความดันของสารทำงานในสถานะของเหลว ทำให้สารทำงานมีความดันและอุณหภูมิลดลง นอกจากนี้ยังเป็นตัวควบคุมอัตราการไหลของสารทำงานก่อนเข้าไปยังอีวาपोเรเตอร์อีกด้วย โดยทั่วไป วาล์วขยายตัวที่นิยมใช้ในระบบปั๊มความร้อนมี 2 ชนิด คือ

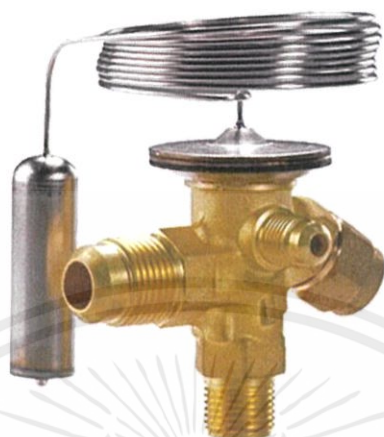
1. ท่อคาปิลารี (Capillary) Tube เป็นวาล์วขยายตัว แบบง่ายที่สุด มีลักษณะเป็นท่อขนาดเล็ก มีความยาว 0.5 – 3 เมตร และเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.5 – 2.5 มม. เนื่องจากท่อกี้นี้มีขนาดเล็กมาก สารทำงานจะมีความดันต่ำลง จนเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว นอกจากนั้นยังสามารถจำกัดปริมาณสารทำงานที่จะเข้าไปยังอีวาपोเรเตอร์อีกด้วย ข้อดีของ Capillary tube คือ ราคาถูกหาง่าย แต่ต้องใช้กับระบบที่ภาระงานคงที่



รูปที่ 2.7 Capillary Tube

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. วาล์วขยายตัวแบบเทอร์โมสแตติก (Thermostatic Expansion Valve, TEV) เป็นวาล์วที่มีการควบคุมการทำงานโดยกระเปาะที่ถูกติดตั้งอยู่ที่ปลายของอีวาพอเรเตอร์โดยการควบคุมสปริงให้เปิดตามภาระการทำงานของระบบ ดังนั้น TEV จึงเหมาะกับระบบที่มีภาระเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลา



รูปที่ 2.8 Thermostatic Expansion Valve

2.2.4 อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator)

หรือเรียกว่าเครื่องระเหย เป็นอุปกรณ์ทำให้ที่แลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำงาน ทำให้สารทำงานในสถานะของเหลว เปลี่ยนสถานะเป็นแก๊ส โดยการดูดความร้อนจากสิ่งแวดล้อมเข้าไปอีวาพอเรเตอร์ที่นิยมใช้ในปัจจุบัน คือ

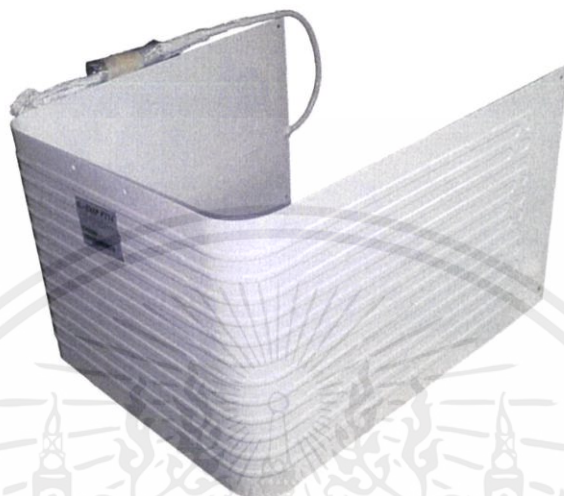
1. แบบท่อเปลือย (Bare Tube) เป็นท่อเรียบยาวทรงกลม ทำจากเหล็ก หรือทองแดง มักตัดให้มีรูปร่างซิกแซ็ก หรือกลับไปกลับมา ส่วนใหญ่จะใช้กับการทำความเย็นในน้ำเล่นในระบบ Chiller ข้อดีคือทำได้ง่าย ราคาถูก แต่มีพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนน้อย ทำให้ไม่นิยมใช้กับระบบที่แลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศ



รูปที่ 2.9 Evaporator แบบ Bare Tube

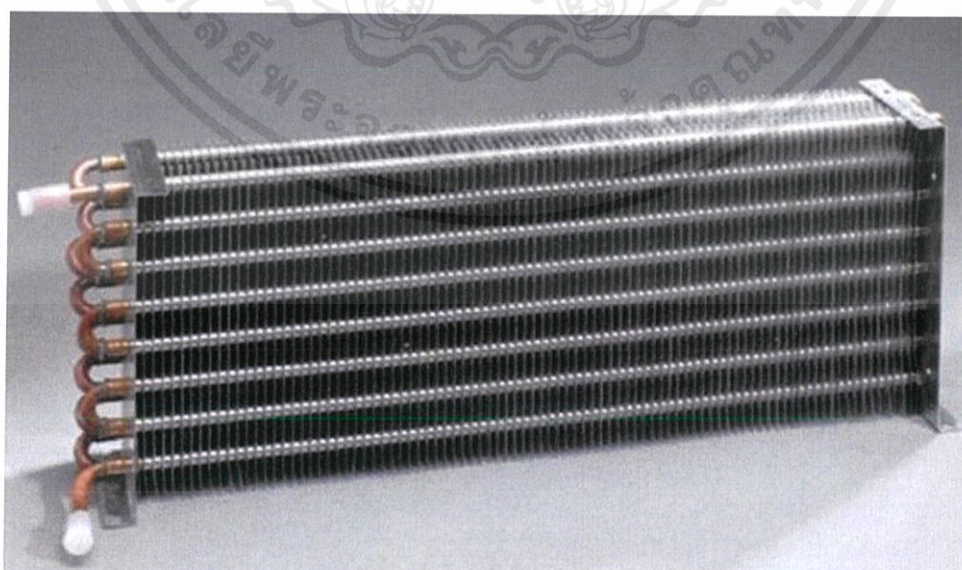
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมออนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. แบบแผ่นท่อ (Plate) ใช้โลหะ 2 แผ่นประกบกัน แผ่นหนึ่งเรียบ ส่วนอีกแผ่นทำการขึ้นรูปให้เป็นร่องนูน เพื่อให้สารทำงานไหลอยู่ใน อีวาพอเรเตอร์แบบนี้นิยมใช้กันในตู้เย็นภายในบ้าน สามารถทำความสะอาดได้ง่าย



รูปที่ 2.10 Evaporator แบบ Plate

3. แบบท่อครีบ (Finned Tube) มีลักษณะคล้ายแบบ Bare Tube แต่ได้เพิ่มครีบเข้ามาเพื่อช่วยเพิ่มพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้ประสิทธิภาพมากขึ้น ส่วนใหญ่ทำจากทองแดงหรืออลูมิเนียม เป็นแบบที่นิยมใช้ในระบบปรับอากาศ หรือห้องเย็นขนาดใหญ่



รูปที่ 2. 11 Evaporator แบบ Finned Tube

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2.5 อุปกรณ์อื่นๆของระบบปั๊มความร้อน

1. อุปกรณ์แยกน้ำยาเหลว (Accumulator)

ถูกติดตั้งอยู่ระหว่าง อีวาपोเรเตอร์ และ คอมเพรสเซอร์ ทำหน้าที่แยกสารทำงานที่ยังไม่ระเหยเป็นไอไม่ให้เข้าไปยังคอมเพรสเซอร์ ลักษณะเป็นถังทรงกระบอกมีท่อเข้า และออก สารทำงานเหลวจะไหลเข้าไปใน Accumulator จากนั้นจะระเหยเป็นไอและไหลออกทางท่อออกที่อยู่ด้านบน

2. ถังพักสารทำงาน (Receiver tank)

ติดตั้งอยู่ระหว่างคอนเดนเซอร์ และ วาล์วขยายตัว เป็นอุปกรณ์พักสารทำงานในสถานะแก๊สให้กลั่นตัวเป็นของเหลวทั้งหมด ก่อนไหลเข้าสู่ วาล์วขยายตัว

3. อุปกรณ์กรองสารทำงาน (Filter Drier)

ติดตั้งอยู่ก่อนเข้า Receiver tank มีหน้าที่ดูดความชื้นที่ยังหลงเหลือในระบบ ไม่ให้ไปอุดตันที่ วาล์วขยายตัว

4. อุปกรณ์แยกน้ำมัน (Oil Separator)

ติดตั้งอยู่ที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์ก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ช่วยแยกน้ำมันที่อาจติดมาจากสารทำงานไม่ให้เข้าไปในระบบ ซึ่งอาจสร้างความเสียหายให้กับระบบได้

2.3 สารทำงาน

สารทำงาน (Working Fluid) เป็นของไหลที่ไหลอยู่ภายในระบบปั๊มความร้อน เป็นตัวกลางในการถ่ายเทพลังงานความร้อน จากแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูง ไปยังแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ สารทำงานในปัจจุบันถูกแบ่งออกเป็น 4 ประเภท คือ

1. อินออร์แกนิก คอมพาวด์ (Inorganic Compounds) เป็นสารทำความเย็น ได้แก่ แอมโมเนีย คาร์บอนไดออกไซด์ และน้ำ
2. ไฮโดรคาร์บอน (Hydro carbons) เป็นสารทำความเย็นประเภท มีเทน (Methane) อีเทน (Ethane) โพรเพน (Propane) ซึ่งใช้เป็นสารทำความเย็นได้ แต่มีปัญหาเกี่ยวกับความปลอดภัย จึงใช้ในอุตสาหกรรมปิโตรเคมี
3. ส่วนผสมอะซีโอโทรปิก (Azeotropic mixture) เป็นส่วนผสมของสารทำความเย็นที่แตกต่างกัน แต่มารวมกันเป็นสารทำความเย็นชนิดเดียวกัน
4. ฮาโลจีเนตคาร์ไบด์ (Halogenated carbide) เป็นสารทำความเย็นที่นำมาใช้ในเครื่องทำความเย็นในปัจจุบัน คือ Fluorinated hydrocarbon of methane series ซึ่งเรียกว่า สารทำความเย็น หรือ ฟรีออน สารทำความเย็นนี้มีส่วนผสมระหว่าง ฟลูออรีน , คลอรีน และ มีเทน ตามสัดส่วนต่าง ๆ โดยจำแนกเป็นเบอร์เช่น R-12 , R-22 , R-500

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.3.1 สารทำงานชนิด R-134a

R-134a เป็นสารทำงานประเภท HFCs มีชื่อทางวิทยาศาสตร์ คือ Tetrafluoroethane (CH_2FCF_3)

R-134a เป็นสารทำงานที่นิยมใช้ทั่วไปในปัจจุบัน โดยส่วนใหญ่ถูกใช้ในระบบปรับอากาศรถยนต์ ตู้เย็น และระบบ Chiller R-134a เป็นสารที่ถูกพัฒนาขึ้นมาเพื่อ ใช้แทน R-12 โดย R-134a มีคุณสมบัติใกล้เคียง R-12 แต่มีผลกระทบต่อการทำลายชั้นบรรยากาศน้อยกว่า

R-134a มีคุณสมบัติทั่วไปคือ มีจุดเดือดที่ -26.2°C และจุดเยือกแข็งที่ -96.6°C มีอุณหภูมิ และความดันวิกฤต ที่ 101.1°C และ $4,066.6\text{ kPa}$ ค่าความร้อนของการกลายเป็นไอที่ 215 kJ/kg นอกจากนี้ R-134a ยังเป็นแก๊สไม่มีสี ไม่มีกลิ่น ไม่ติดไฟ และยังไม่เป็นพิษต่อสิ่งมีชีวิตอีกด้วย

2.3.2 คาร์บอนไดออกไซด์ (Carbon Dioxide)

คาร์บอนไดออกไซด์ (Carbon dioxide, CO_2) เป็นสารประกอบของคาร์บอน 1 อะตอม และ ออกซิเจน 2 อะตอม มีสถานะเป็นแก๊สที่อุณหภูมิและความดัน แก๊สนี้มีอยู่ในชั้นบรรยากาศประมาณ 0.033% โดยปริมาตร คาร์บอนไดออกไซด์ เป็นแก๊สไม่มีสี ไม่มีกลิ่น สามารถเกิดขึ้นในธรรมชาติจากการ ระเบิดของภูเขาไฟ บ่อน้ำพุร้อน ปฏิกิริยาเคมีเช่นการเผาไหม้ ของเสียการหายใจของสิ่งมีชีวิต แต่ใน ขณะเดียวกัน ก็เป็นวัตถุอันตรายในกระบวนการสังเคราะห์ด้วยแสงของพืช ซึ่งในการศึกษาเกี่ยวกับปั๊ม ความร้อน มักเรียกแทน คาร์บอนไดออกไซด์ ว่า R744

ในปัจจุบันคาร์บอนไดออกไซด์ ถูกใช้ประโยชน์อย่างกว้างขวางในวงการอุตสาหกรรม เช่นการทำ น้ำแข็งแห้งเพื่อแช่แข็ง การทำความสะอาดบอร์ดอิเล็กทรอนิกส์ การไล่ออกซิเจนในการเชื่อม เป็นวัสดุของ สารดับเพลิง การผสมในเครื่องตีพิมพ์ และเป็นส่วนผสมในการทำผงหลวง ส่วนในอุตสาหกรรมทำความ เย็น และปั๊มความร้อน คาร์บอนไดออกไซด์ เป็นสารทำงานชนิดแรกๆที่มีการใช้งาน แต่ภายหลังมีการ คิดค้นสารทำงานประเภท CFCs และ HFCs การใช้คาร์บอนไดออกไซด์เป็นสารทำงานได้ลดน้อยลง จน กระทั่งมีการค้นพบว่าสารทำงานประเภท CFCs และ HFCs มีผลเสียต่อการทำลายชั้นบรรยากาศโลก โดยสารจำพวก HFCs มีค่าดัชนีการทำลายชั้นบรรยากาศ(GWO) มากกว่า คาร์บอนไดออกไซด์ ถึง 1,300 – 3,500 เท่า คาร์บอนไดออกไซด์จึงได้เริ่มถูกนำกลับมาใช้ใหม่

คาร์บอนไดออกไซด์มีคุณสมบัติที่แตกต่างจากสารทำงานชนิดอื่น คือ มีความดันวิกฤตสูง (7.39 MPa) และมีอุณหภูมิวิกฤตต่ำ (31.1°C) ดังนั้นในการใช้สารทำงานเป็นคาร์บอนไดออกไซด์ สารทำงานจะ ถูกใช้งานในสภาวะ Supercritical ซึ่งจะทำงานตามวัฏจักรแบบ Transcritical Cycle ข้อดีของการใช้ คาร์บอนไดออกไซด์ เป็นสารทำงานในระบบปั๊มความร้อน คือ มีความดันตกคร่อมที่เกิดในท่อและ heat exchanger ต่ำ มีค่า Refrigeration capacity สูง เนื่องจาก Volumetric cooling capacity สูง ทำให้มี ผลดีต่อความจุของคอมเพรสเซอร์ และขนาดของ heat exchanger และงานท่อ มีอัตราส่วนกำลังอัดต่ำ นำไปสู่ประสิทธิภาพ Isentropic ของคอมเพรสเซอร์ ที่สูง ความเป็นพิษต่ำและไม่ติดไฟ ไม่มีคุณสมบัติกัด

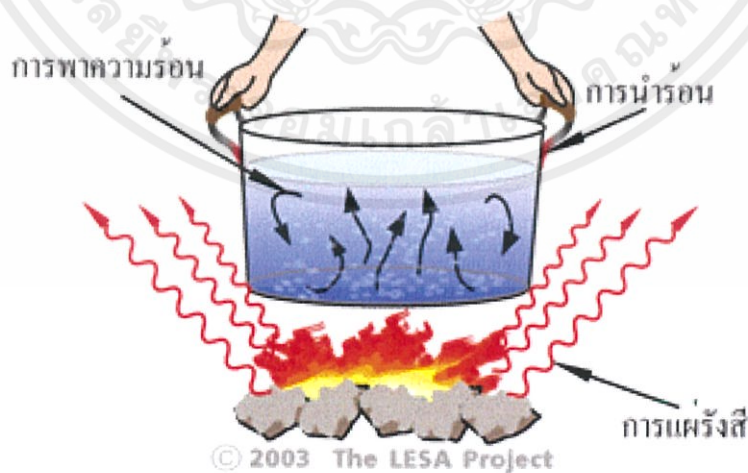
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กร่อนวัสดุส่วนใหญ่ สามารถเข้ากันได้กับคอมเพรสเซอร์ ที่ใช้สารหล่อลื่นแบบ oil return และมีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมต่ำกว่าสารทำงานอื่นๆ

2.4 การถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer)

พลังงานความร้อนสามารถถ่ายเทจากสสารหนึ่งไปยังอีกสสารหนึ่งได้ โดยมีสื่อกลางหรือไม่มีก็ได้ ซึ่งเราสามารถแบ่งกลไกการถ่ายเทความร้อนออกได้เป็น 3 ประเภทคือ ดังนี้

1. การนำความร้อน (Conduction) เป็นการถ่ายเทความร้อนจากโมเลกุลหนึ่งไปสู่อีกโมเลกุลหนึ่งที่อยู่ติดกัน จากโมเลกุลที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่มอเลกุลที่มีอุณหภูมิต่ำ ยกตัวอย่างเช่น หากเราจับทัพพีในหม้อหุงข้าว ความร้อนจะเคลื่อนที่ผ่านทัพพีมายังมือของเรา ทำให้เรารู้สึกร้อน โดยเราสามารถจำแนกได้ว่า โลหะเป็นตัวนำความร้อนที่ดี อโลหะและอากาศเป็นตัวนำความร้อนที่เลว
2. การพาความร้อน (Convection) เป็นการถ่ายเทความร้อนด้วยการเคลื่อนที่ของสสาร ซึ่งมีสถานะเป็นของเหลวหรือแก๊ส ส่วนของแข็งมีการถ่ายเทความร้อนด้วยการนำความร้อนและการแผ่รังสีเท่านั้น การพาความร้อนส่วนมากมักเกิดขึ้นในบรรยากาศและมหาสมุทรรวมทั้งแมกมาและโลหะเหลวภายในโลก รวมถึงการไหลของสารภายในท่อที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน เป็นต้น
3. การแผ่รังสี (Radiation) เป็นการถ่ายเทความร้อนออกรอบตัวทุกทิศทาง โดยไม่ต้องอาศัยตัวกลางในการส่งถ่ายพลังงานดังเช่นการนำความร้อนและการพาความร้อน การแผ่รังสีจึงสามารถถ่ายเทความร้อนผ่านอวกาศได้ โดยวัตถุทุกชนิดที่มีอุณหภูมิสูงกว่า -273°C หรือ 0 K ย่อมมีการการแผ่รังสี วัตถุที่มีอุณหภูมิสูงแผ่รังสีคลื่นสั้น วัตถุที่มีอุณหภูมิต่ำแผ่รังสีคลื่นยาวตามกฎของวีน (Wien's Law)



รูปที่ 2.12 ตัวอย่างการถ่ายเทความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สภาวะคงที่และสภาวะไม่คงที่ (Steady state and Unsteady state)

1. สภาวะคงที่ (Steady State) หมายความว่า อุณหภูมิที่จุด ๆ หนึ่ง ในวัตถุไม่เปลี่ยนแปลงกับเวลา สภาวะสม่ำเสมอจะเกิดขึ้นในกรณีที่วัตถุได้รับการถ่ายเทความร้อนมาเป็นเวลานานพอสมควร จนอุณหภูมิในวัตถุไม่เปลี่ยนแปลง ไม่ว่าเราจะถ่ายเทความร้อน ไม่ว่าเราจะถ่ายเทความร้อนให้วัตถุไปอีกนานเท่าใด
2. สภาวะไม่คงที่ (Unsteady state or Transient state) หมายความว่า อุณหภูมิที่จุด ๆ หนึ่ง ในวัตถุยังเปลี่ยนแปลงอยู่ เมื่อเวลาเปลี่ยนไปสภาวะไม่สม่ำเสมอเกิดขึ้นเมื่อตอนที่เราริเริ่มถ่ายเทความร้อนให้แก่วัตถุ อุณหภูมิของวัตถุยังไม่คงที่ ยังคงเปลี่ยนแปลงเมื่อเวลาเปลี่ยนไป

2.4.1 การนำความร้อน (Conduction)

กฎของฟูรีเยร์ (Fourier's law of conduction) จากที่ได้กล่าวมาแล้วว่าการนำความร้อน คือ การที่ความร้อนถ่ายเทผ่านสสารโดยที่สสารไม่เกิดการเคลื่อนที่พาความร้อนนั้นไปแต่ความร้อนไหลผ่านสสารนั่นเอง โดยสมการแสดงพฤติกรรมของการนำความร้อนนั้นได้ถูกนำเสนอโดยฟูรีเยร์ และถูกรู้จักกันในนาม กฎข้อที่ 1 ของฟูรีเยร์สำหรับการนำความร้อน โดยกฎของฟูรีเยร์ สามารถอธิบายได้ดังนี้ พลิกซ์ของความร้อนที่การถ่ายเท ณ ตำแหน่งหนึ่งๆ จะเป็นปฏิภาคตรงกับค่าลบของเกรเดียนต์ของอุณหภูมิ ณ ตำแหน่งที่เกิดการถ่ายเทความร้อนนั้น และสามารถเขียนเป็นสมการการนำความร้อนในแนวแกนเดียวได้ดังต่อไปนี้

$$q = -kA \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.3)$$

เมื่อ q คือ ความร้อนที่เกิดการถ่ายเท มีหน่วยเป็น วัตต์

A คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อน มีหน่วยเป็น ตารางเมตร

k คือ ค่าการนำความร้อน (Conductivity) ปกติมีหน่วยเป็น วัตต์ต่อเมตรต่อเคลวิน

$\partial T / \partial x$ คือ เกรเดียนต์ของอุณหภูมิในแนวแกน x มีหน่วยเป็น เคลวินต่อเมตร

ค่าการนำความร้อน k เป็นคุณสมบัติอย่างหนึ่งของวัตถุ การนำความร้อนเป็นการถ่ายเทพลังงานจากอนุภาคที่มีพลังงานสูงไปยังอนุภาคที่มีพลังงานต่ำกว่า สามารถเกิดขึ้นได้ทั้งในของเหลว ของแข็ง และแก๊ส ค่าการนำความร้อนที่อุณหภูมิต่ำๆ ของแก๊สไม่สามารถหาได้จากการวิเคราะห์ ดังนั้นข้อมูลเกี่ยวกับการนำความร้อนส่วนใหญ่ของวัสดุจึงได้มาจากการวัดและการทดสอบ โดยทั่วไปแล้วค่าการนำความร้อนของวัตถุจะแปรตามอุณหภูมิ แต่การนำไปใช้งานในด้านการปฏิบัตินั้นส่วนใหญ่แล้วจะใช้ค่าการนำความร้อนคงที่ที่หาจากอุณหภูมิเฉลี่ย สารที่มีความสามารถในการนำความร้อนสูง เช่น โลหะ จะมีค่า k สูง ส่วนสารที่มีความสามารถในการนำความร้อนต่ำ เช่น สารอโลหะ ก็จะมีค่า k ต่ำ ค่า k จึงเป็นคุณสมบัติประจำตัวของสารที่สำคัญมากในการศึกษาถึงการเคลื่อนที่ของความร้อนในสารนั้น สามารถเปรียบเทียบความสามารถ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต

ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการนำความร้อนของสารต่าง ๆ โดยการเปรียบเทียบ จากค่า k ของสารเหล่านั้น โดยสารที่มีค่า k สูง จะเรียกว่า สารตัวนำ (Conductor) และสารที่มีค่า k ต่ำ จะเรียกว่า ฉนวน (Insulator)

การนำความร้อนในทรงกระบอกกลวง (Conduction in hollow cylinder)

สำหรับการนำความร้อนมิติเดียวที่สภาวะ Steady state วัสดุที่มี k และ A คงที่ และไม่มีความร้อนเกิดขึ้น การกระจายของอุณหภูมิภายในผนังวัตถุทรงกระบอกกลวง สามารถเขียนสมการได้ดังนี้ จะใช้ Fourier's law ในการอธิบาย ดังสมการ

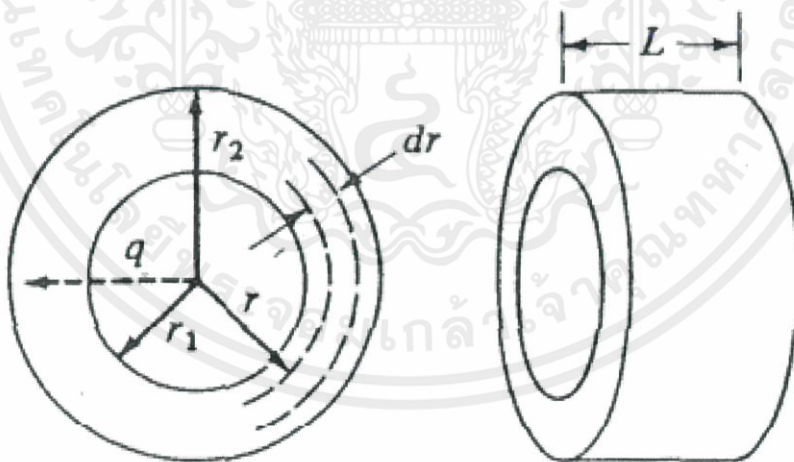
$$q_{\text{cond,cyl}} = -kA_r \frac{dT}{dr} \quad (2.4)$$

เมื่อ $A_r = 2\pi rL$

Boundary condition ; $T = T_i$ ที่ $r = r_i$ และ $T = T_o$ ที่ $r = r_o$

โดย T_i เป็นอุณหภูมิของผิวด้านใน และ T_o เป็นอุณหภูมิของผิวด้านนอก อินทิเกรตสมการ พร้อมใส่เงื่อนไขขอบเขต จะได้เป็น

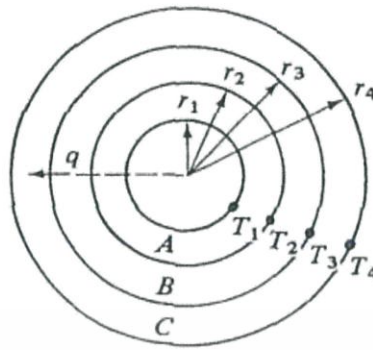
$$q_{\text{cond,cyl}} = 2\pi Lk \frac{T_1 - T_2}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} = \frac{T_1 - T_2}{R_{\text{cyl}}} \quad (2.5)$$



รูปที่ 2.13 การถ่ายเทความร้อนในท่อทรงกระบอกชั้นเดียว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทรงกระบอกหลายชั้น (Multilayer cylinder)



รูปที่ 2.14 การถ่ายเทความร้อนในท่อทรงกระบอกหลายชั้น

$$q = \frac{(T_1 - T_2)}{(r_2 - r_1)/(k_A A_{A,lm})} = \frac{(T_2 - T_3)}{(r_3 - r_2)/(k_B A_{B,lm})} = \frac{(T_3 - T_4)}{(r_4 - r_3)/(k_C A_{C,lm})} \quad (2.6)$$

$$q_{\text{cond,wall}} = \frac{(T_1 - T_4)}{\frac{r_2 - r_1}{k_A A_{A,lm}} + \frac{r_3 - r_2}{k_B A_{B,lm}} + \frac{r_4 - r_3}{k_C A_{C,lm}}} \quad (2.7)$$

เมื่อ $A_{lm} = \frac{A_n - A_{n-1}}{\ln \frac{A_n}{A_{n-1}}}$

2.4.2 การพาความร้อน (Convection)

การถ่ายเทความร้อนโดยการพาประกอบด้วยกลไก 2 อย่าง คือ พลังงานเกิดการถ่ายเทอันมีผลเนื่องมาจากการเคลื่อนที่หรือการแพร่แบบสุ่มของโมเลกุล และผลเนื่องมาจากการเคลื่อนที่ของของไหล การถ่ายเทลักษณะนี้เกิดขึ้นได้ เช่น ในระบบที่มีเกรเดียนต์อุณหภูมิจะมีการถ่ายเทความร้อนได้ และเนื่องจากโมเลกุลในกลุ่มของไหลจะมีการเคลื่อนที่แบบสุ่มอยู่ด้วย ดังนั้นการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดที่เกิดขึ้นจึงเกิดขึ้นเนื่องจากการเคลื่อนที่แบบสุ่มของโมเลกุลและการเคลื่อนที่ของของไหลส่วนใหญ่ การถ่ายเทความร้อนโดยการพา แบ่งออกได้เป็น 2 ลักษณะคือ

1. การพาความร้อนแบบอิสระ (Free convection) คือการเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างผิวของแข็งและของไหล โดยที่ไม่มีกลไกใด ๆ ที่ทำให้ของไหลเคลื่อนที่ แต่ของไหลที่อยู่ใกล้กับผิวของของแข็งก็อาจเคลื่อนที่ได้โดยแรงลอยตัวของของไหลเอง แรงลอยตัวนี้เกิดจากความแตกต่างของความหนาแน่นของของไหล เมื่อเกิดความแตกต่างของอุณหภูมิในชั้นของของไหลขึ้น
2. การพาความร้อนแบบบังคับ (Force convection) หรือ การพาความร้อนแบบธรรมชาติ (Natural convection) คือ การเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างผิวของแข็งและของไหล โดยที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ของไหลถูกบังคับให้เคลื่อนที่ไปสัมผัสกับผิวของของแข็งโดยกลไกภายนอก เช่น พัดลม หรือ เครื่องสูบน้ำ

การพาความร้อนขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของของไหล เช่น dynamic viscosity, thermal conductivity, density, specific heat, และ fluid velocity. นอกจากนี้ยังขึ้นอยู่กับ รูปร่าง ความขรุขระของพื้นผิว และ ชนิดของการไหล type of fluid flow (such as being streamlined or turbulent) นิวตัน (Newton) ได้เสนอสมการสำหรับคำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพา ดังนี้
Newton's law of cooling

$$q = hA_s(T_h - T_c) \quad (2.8)$$

เมื่อ h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (heat transfer coefficient) มีหน่วยเป็น $W/m^2 K$
 A_s คือ พื้นที่การถ่ายเทความร้อน มีหน่วยเป็น m^2
 T_h คือ คืออุณหภูมิที่ร้อนกว่า (ของของไหล หรือพื้นผิวของของแข็ง)
 T_c คือ คืออุณหภูมิที่เย็นกว่า (ของของไหล หรือพื้นผิวของของแข็ง)

ตารางที่ 2.1 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยของของไหลชนิดต่างๆ

ประเภทการพาความร้อน และชนิดการไหล	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย ($W/(m^2 \cdot K)$)
การพาความร้อนแบบอิสระ, อากาศ	5 - 25
การพาความร้อนแบบอิสระ, น้ำ	20 - 100
การพาความร้อนแบบบังคับ, อากาศ	10 - 200
การพาความร้อนแบบบังคับ, น้ำ	50 - 10,000
น้ำกำลังเดือด	3,000 - 100,000
ไอน้ำกำลังกลั่นตัว	5,000 - 100,000

กลไกการพาความร้อน (Physical mechanism of convection)

ในการศึกษาเรื่องการพาความร้อนใช้ตัวแปรไร้มิติ Nusselt Number (Nu) แสดงความสัมพันธ์ของค่า h และ k ได้ดังสมการ

$$Nu = \frac{hL_c}{k} \quad (2.9)$$

เมื่อ L_c คือ Characteristic length (m)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

k คือ Thermal conductivity of fluid (W/mK)

โดย ค่า Nusselt number ที่สูง แสดงถึงการพาความร้อนที่มาก $Nu = 1$ แสดงถึงการถ่ายเทความร้อนของชั้นของไหลเป็นการนำความร้อนเท่านั้น (pure conduction)

การเปลี่ยนแปลงจากการไหลแบบราบเรียบเป็นแบบปั่นป่วนเกิดขึ้นจากรูปร่าง, ความขรุขระ, ความเร็ว, อุณหภูมิผิว และ ชนิดของของไหล ช่วงการไหลขึ้นอยู่กับสัดส่วนของแรงเนื่องจากความเฉื่อยต่อแรงเนื่องจากความหนืด (Reynolds number, Re)

$$Re = \frac{\rho V D}{\mu_{\text{internal}}} = \frac{\rho V L_c}{\mu_{\text{external}}} \quad (2.10)$$

เมื่อ V คือ ความเร็วของของไหล (m/s)

D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ (m)

μ คือ ความหนืดสัมบูรณ์ (Pa.s)

L_c คือ Characteristic length of the geometry (m)

โดย Internal Flow จะมีช่วงการแบ่งประเภทการไหลที่ Re มากกว่า 10,000 เป็นการไหลปั่นป่วน และ External Flow จะมีช่วงการแบ่งประเภทการไหลที่ Re อยู่ระหว่าง 10,000 ถึง 3,000,000 จะเป็นการไหลปั่นป่วน

Convection Boundary Layer

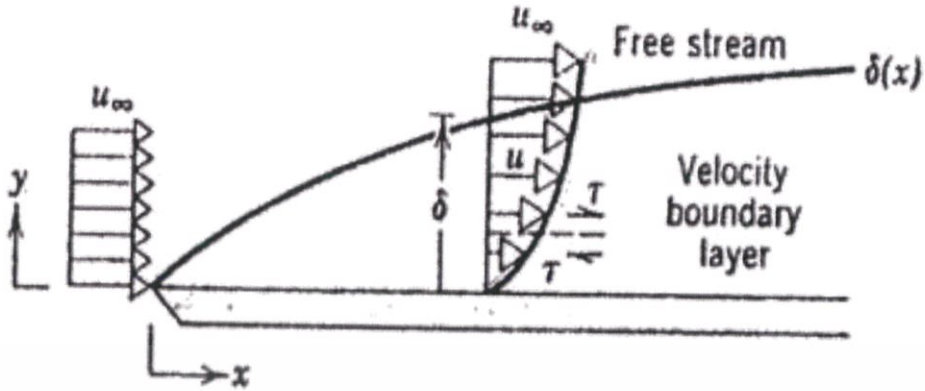
Boundary Layer บนพื้นผิวมีผลอย่างมากต่อการพาความร้อน Boundary Layers ที่มีความสำคัญต่อการพาความร้อน คือ Velocity Boundary Layer และ Thermal Boundary Layer

Velocity Boundary Layer พิจารณาการไหลผ่านแผ่นราบในรูปความหนืดจะทำให้อนุภาคของไหลบริเวณพื้นผิวของแผ่นราบเกาะติดกับแผ่นและมีความเร็วเป็นศูนย์ อนุภาคเหล่านี้จะหน่วงให้ของไหลที่อยู่ใกล้ติดกันไหลช้าลง สภาพการไหลจะเป็นเช่นนี้จนกระทั่งที่ระยะ $X = \delta$ ซึ่งของไหลแทบจะไม่ถูกหน่วงให้ไหลช้าลงเลย

การหน่วงการไหลของของไหลทำให้เกิดความเค้นเฉือน (Shear Stress, τ) ขึ้นระหว่างชั้นของไหล และระหว่างพื้นผิวกับของไหลชั้นที่ติดพื้นผิว โดยที่ความเค้นเฉือนมีทิศทางขนานกับทิศทางการไหล

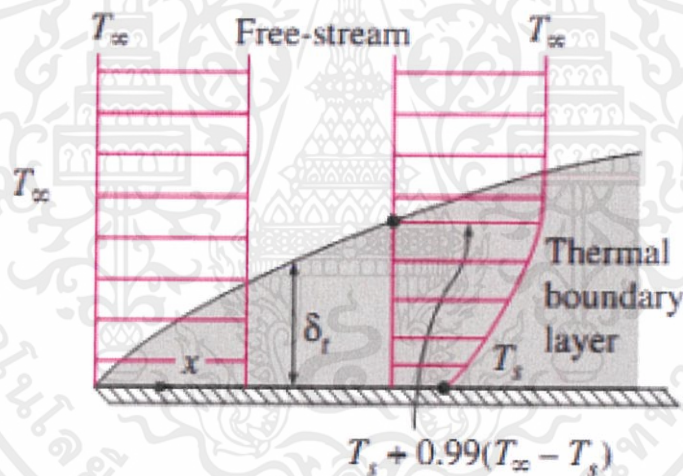
ความเร็วแกน X ของของไหลจะค่อยๆเพิ่มขึ้นตามระยะ Y โดยจะเพิ่มจากศูนย์ที่พื้นผิวจนกระทั่งเข้าใกล้ค่า U_∞ ที่ δ ชั้นที่ของไหลมีความเร็วเปลี่ยนแปลงดังกล่าว เรียกว่า “ชั้นขอบเขตการไหล (Boundary Layer)”

Subscript ∞ ใช้สำหรับแทนค่าต่างๆ ในการไหลนอก Boundary Layer ส่วนค่า δ มีชื่อเรียกว่า “Boundary Layer Thickness”



รูปที่ 2.15 การเกิด Velocity boundary layer บนแผ่นราบ

Thermal Boundary Layer ถ้าอุณหภูมิของไหลแตกต่างจากอุณหภูมิของพื้นผิวก็จะเกิดย่านที่เรียกว่า “Thermal Boundary Layer” พิจารณากรณีการไหลผ่านแผ่นราบ ดังรูปที่ 2.16



รูปที่ 2.16 การเกิด Thermal boundary layer บนแผ่นราบ

เมื่อของไหลไหลผ่านแผ่นราบ อุณหภูมิของไหลที่อยู่ติดกับแผ่นจะมีอุณหภูมิเท่ากับผิวของแผ่น อุณหภูมิเหล่านี้จะส่งถ่ายพลังงานกับชั้นของไหลในชั้นติดกัน ทำให้เกิดความแตกต่างของอุณหภูมิ (Temperature gradient) ในของไหล ย่านของไหลที่มีอุณหภูมิต่างกันนี้ เรียกว่า “Thermal boundary layer” ค่า δ_t จะมีค่าเพิ่มขึ้นตามระยะ x เนื่องจากของไหลชั้นที่ติดกับแผ่น ($y=0$) ไม่มีการไหล การถ่ายเทความร้อนที่บริเวณดังกล่าวจึงเป็นลักษณะการนำความร้อน

หมายเหตุ

1. สำหรับการไหลผ่านพื้นผิวใดๆ จะมี velocity boundary layer เกิดขึ้นเสมอ ส่วน thermal boundary layer จะเกิดขึ้นก็ต่อเมื่ออุณหภูมิของพื้นผิวแตกต่างกับ T_∞ เท่านั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ในหลายกรณีอาจจะมี boundary layer ทั้งสองชนิดเกิดขึ้นด้วยกัน แต่ตามปกติแล้ว boundary layer ทั้งสองมักจะมีขนาดต่างกัน ($\delta \neq \delta_t$) ที่ตำแหน่ง x เดียวกัน

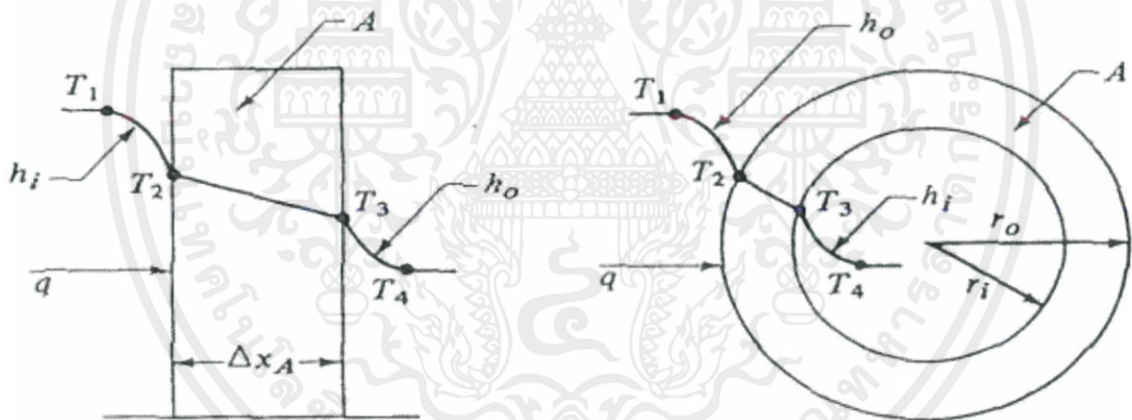
ทั้ง Velocity boundary layer และ Thermal boundary layer มีผลต่ออัตราการพาความร้อน ผลของทั้งสองตัวแปรนี้แสดงในรูปของ Prandtl number (Pr)

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{k} \quad (2.11)$$

เมื่อ v คือ ความหนืดจลน์ (m^2/s)

α คือ ค่าการแพร่ความร้อน (m^2/s)

2.4.3 การรวมการพาและนำความร้อน และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 2.17 การถ่ายเทความร้อนด้วยการนำและการพาของวัตถุผนังราบ และวัตถุทรงกระบอกกลวง

ความร้อนจะเคลื่อนที่จากของไหลมาสู่ผนังของวัตถุโดยการพาความร้อน และเคลื่อนที่ผ่านผนังแต่ละชั้น โดยการนำความร้อน แล้วเคลื่อนที่จากผิวของผนังชั้นสุดท้ายไปสู่ของไหลโดยการพาความร้อน หากว่าการถ่ายเทความร้อนมีสภาวะสม่ำเสมอ อัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนผ่านผิวของผนังและผนังแต่ละชั้นย่อมมีค่าเท่ากันในการคำนวณค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อน ระหว่างของไหลและผนังนั้นจะต้องใช้สมการสำหรับการพาความร้อน เมื่อผนังมีพื้นที่ A มีอุณหภูมิ T_w และของไหลมีอุณหภูมิ T_f อธิบายด้วยสมการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$q = h_i A (T_1 - T_2) = \frac{k_A A_{lm} (T_2 - T_3)}{r_0 - r_i} = h_o A (T_3 - T_4) \quad (2.12)$$

$$q = \frac{T_1 - T_4}{\frac{1}{h_i A_{lm}} + \frac{r_0 - r_i}{k_A A_{lm}} + \frac{1}{h_o A}} = \frac{T_1 - T_4}{\Sigma R} \quad (2.13)$$

$$q = U A \Delta T_{overall} \quad (2.14)$$

เมื่อ $\Delta T_{overall} = T_1 - T_4$

$$q = U_i A_i \Delta T_{overall} = U_o A_o \Delta T_{overall} = \frac{\Delta T_{overall}}{\Sigma R} \quad (2.15)$$

2.5 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Lorentzen (1994) ริเริ่มการนำคาร์บอนไดออกไซด์กลับมาใช้เป็นสารทำงานในระบบปั๊มความร้อน และการทำความเย็น โดยการนำการทำงานแบบวัฏจักร Transcritical Cycle มาใช้งานกับระบบปั๊มความร้อนที่ใช้ Counter-flow Heat Exchanger เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำงาน คือ คาร์บอนไดออกไซด์ กับน้ำ

Petter Nekså (1998) ออกแบบ และทดสอบปั๊มความร้อนขนาด 50 kW ซึ่งใช้คาร์บอนไดออกไซด์เป็นสารทำงาน โดยพบว่าระบบมีค่า COP อยู่ในช่วง 3.0-4.3 เมื่อกำหนดให้ตม้มีงานมีอุณหภูมิถึง 60°C โดยมีอุณหภูมิที่ อีวาปอเรเตอร์ อยู่ในช่วง -20 ถึง 0°C และเมื่อทดลองตม้มีงานมีอุณหภูมิถึง 80°C โดยกำหนดให้มี อุณหภูมิที่ อีวาปอเรเตอร์ อยู่ที่ 0°C พบว่ามีค่า COP ที่ 3.6 นอกจากนี้ ยังได้ทำการทดลองเปรียบเทียบกับสารทำงานประเภทอื่น คือ R22, R290, R407C, R410A และ R134a พบว่า คาร์บอนไดออกไซด์ หรือ R744 มีค่าอัตราส่วนความดันของระบบระหว่าง อีวาปอเรเตอร์ และคอนเดนเซอร์ต่ำกว่าสารอื่น ทำให้คาร์บอนไดออกไซด์มีค่าประสิทธิภาพ และ COP สูงกว่า

Jorn Stene (2004) ออกแบบ และทดสอบปั๊มความร้อน ขนาด 6.5 kW สำหรับใช้ภายในครัวเรือน โดยเป็นการทำงานร่วมกัน ระหว่างการให้ความร้อนอากาศ และการตม้มีงาน โดยใช้คอมเพรสเซอร์แบบ Rolling piston และใช้ อีวาปอเรเตอร์ แบบ Counter-Flow ซึ่งกำหนดให้ทำงานที่อุณหภูมิ -5°C ในทุกๆ การทดลอง โดยระบบสามารถทำความร้อนอากาศได้ในช่วงอุณหภูมิระหว่าง 28 - 40°C และได้อุณหภูมิของน้ำที่ตม้มีงานในช่วง 60 - 85°C โดยระบบมีค่า COP อยู่ในช่วง 3-3.8 ขึ้นอยู่กับความดันของสารทำงาน โดยความดันที่ให้ค่า COP ดีที่สุดคือ การทำงานที่ความดัน 90 Bar และเมื่อทำงานแบบรวมระบบจะมีประสิทธิภาพสูงกว่าการทำงานแยกทั้ง 2 ระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Carmen Isabella Krau, Dietmar Kuhn, Thomas Schulenberg (2008) ศึกษาคุณสมบัติของการถ่ายเทความร้อนของน้ำและคาร์บอนไดออกไซด์ในสภาวะยิ่งยวด โดยได้มีการออกแบบการทดลองเพื่อระบุปรากฏการณ์การถ่ายเทความร้อน โดนแนวคิดในการออกแบบคือออกแบบแทนการทดลองเพื่อตรวจสอบการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นใน boundary layer โดยอุปกรณ์ที่ใช้ในชุดการทดลองต้องเป็นอุปกรณ์ที่ปลอดภัย มีการติดตั้งที่ถูกต้อง และเหมาะสมกับวิธีการวัดผล

Anabela Duarte Carvalho (2015) ศึกษาประโยชน์ที่ได้รับจากการใช้ระบบปั๊มความร้อนชนิด ground source สำหรับการปรับอากาศในอาคาร ซึ่งจะเน้นไปที่การเพิ่มประสิทธิภาพทางด้านพลังงาน การเพิ่มการใช้พลังงานทดแทน และการลดการปล่อยก๊าซทำลายชั้นบรรยากาศของโลก พบว่าการทำความเย็นในช่วงหน้าร้อนมีค่า COP เท่ากับ 6.4 และการทำความร้อนในช่วงหน้าหนาวมีค่า COP เท่ากับ 5.4 ด้านการประหยัดพลังงานจะสามารถประหยัดได้ประมาณ 34 %



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนในระบบปั๊มความร้อน

3.1 พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ (Computational Fluid Dynamics, CFD) เป็นการใช้คอมพิวเตอร์สำหรับวิเคราะห์ปัญหาทางด้านพลศาสตร์ของไหล (Fluid Dynamics) โดยมีพื้นฐานในการพิจารณาของไหลที่มีความต่อเนื่องให้อยู่ในรูปของลักษณะเป็นช่วงโดยอาศัยคอมพิวเตอร์ วิธีการส่วนใหญ่ที่มักจะใช้กันก็คือการแบ่งช่วงของโดเมนปริภูมิ (Spatial Domain) ให้เป็นเซลล์เล็กๆ เพื่อก่อให้เกิดโครงตาข่ายเชิงปริมาตร (Volume Mesh) หรือกริด (Grid) แล้วใช้อัลกอริธึม (Algorithm) ที่เหมาะสมในการแก้สมการของการเคลื่อนที่ซึ่งเป็นสมการออยเลอร์ (Euler Equation) สำหรับการไหลแบบไม่หนืด (Inviscid Flow) และสมการนาเวียร์-สโตกส์ (Navier-Stokes Equation) สำหรับการไหลแบบหนืด (Viscid Flow) นอกจากนี้โครงข่ายอาจจะมีลักษณะรูปทรงแบบไม่มีโครงสร้างที่แน่นอน (Unstructured Mesh) เช่น มีลักษณะเป็นสามเหลี่ยมใน 2 มิติ หรือมีลักษณะเป็นรูปทรงปิรามิดใน 3 มิติ หรืออาจจะมีลักษณะรูปทรงแบบมีโครงสร้างแน่นอน (Structured Mesh) ก็ได้ หลักการทำงานของพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ สามารถแบ่งออกได้เป็น 3 ส่วนดังนี้

1. Pre-Processing เป็นขั้นตอนการกำหนดโดเมนการไหลที่ต้องการทำการวิเคราะห์ ทำการสร้างแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์ของวัสดุที่ต้องการวิเคราะห์ และทำการแบ่งโดเมนดังกล่าวออกเป็นส่วนย่อย โดยอาจแบ่งเป็นตารางย่อยๆ (Mesh) หรือ เอลิเมนต์เล็กๆ (Element) โดยเส้นตารางเหล่านี้จะตัดกันที่จุดต่อ (Node) ที่เป็นตำแหน่งที่เราจะคำนวณหาผลลัพธ์ของการไหลอันได้แก่ ความเร็ว ความดัน และอุณหภูมิ เป็นต้น การแบ่งโดเมนของการไหลออกเป็นเอลิเมนต์ที่มีขนาดเล็กหรือตารางที่มีความถี่มากเกินไป จะทำให้เพิ่มจำนวนจุดต่อที่ประกอบด้วยตัวไม่รู้ค่า (Unknown) มากขึ้นตามไปด้วย อันจะเป็นผลต่อเนื่องต่อเวลาที่ใช้ในการคำนวณและปริมาณหน่วยความจำของคอมพิวเตอร์ที่จำเป็นต้องใช้ อย่างไรก็ตามผลลัพธ์ที่ได้ก็จะมีความแม่นยำสูงขึ้น ซึ่งผู้วิเคราะห์จะต้องเป็นผู้ตัดสินใจถึงความเหมาะสมก่อนการคำนวณ และจึงกำหนดคุณสมบัติของของไหล คุณสมบัติของเงื่อนไขขอบเขต (Boundary conditions) และเงื่อนไขเริ่มต้น (Initial conditions) สำหรับปัญหานั้นตามลำดับ

2. Solve-Processing เป็นขั้นตอนในการแก้ปัญหาคำนวณโดยใช้การคำนวณด้วยวิธีเชิงตัวเลข มี 4 แบบ คือ Finite difference method, Finite element method, Finite volume method และ Spectral method โดยรูปแบบพื้นฐานของการแก้ปัญหา มีขั้นตอนดังนี้

1. ประมาณค่าตัวแปรที่ไม่ทราบค่าด้วย SIMPLE algorithm (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations)
2. เปลี่ยนสมการเชิงอนุพันธ์ย่อย (Partial difference equation) ให้เป็นสมการพีชคณิตด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข หรือเรียกว่าวิธี Discretization methods
3. แก้สมการพีชคณิต

3. Post-Processing เป็นการแสดงผลลัพธ์ที่ได้จากการวิเคราะห์ โดยทั่วไปจะประกอบด้วยความเร็วย่อยในทิศแกนต่างๆ ความดันและอุณหภูมิ ที่ตำแหน่งใดๆ ในโดเมนการไหลนั้น ผลลัพธ์ที่คำนวณได้เหล่านี้โดยปกติจะมีจำนวนมากขึ้นอยู่กับจำนวนจุดต่อ (Node) และแสดงอยู่ในรูปของตัวเลข ซึ่งไม่สะดวกต่อการแปรข้อมูลที่ได้จากการคำนวณเพื่ออธิบายปรากฏการณ์การไหลที่เกิดขึ้น ดังนั้นโดยทั่วไปมักจะแสดงผลลัพธ์เหล่านี้ในรูปกราฟิก เช่น การพล็อตเวกเตอร์ การพล็อตด้วยเส้นชั้น (Contour line) หรือเส้นทางเดินของอนุภาค (Streamline) เป็นต้น

3.1.1 แบบจำลองการไหลแบบราบเรียบ

สำหรับการไหลของของไหลที่มีความหนืด เป็นการไหลที่รวมผลที่เกิดจากการกระจายตัวและปรากฏการณ์ที่เกิดจากความหนืด โดยสมการควบคุม (Governing Equations) ที่นำมาใช้ในการคำนวณการไหลของของไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) ที่มีความหนืด (Viscous flow) ที่ใช้สำหรับกรณีการไหลอยู่ในสภาวะคงตัว (Steady state) ของไหลอัดตัวไม่ได้ (Incompressible fluid) และในการจำลองปรากฏการณ์การไหลไม่มีการถ่ายเทความร้อนหรือพลังงานเข้ามาเกี่ยวข้องคือสมการอนุรักษ์มวลหรือสมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation) และสมการอนุรักษ์โมเมนตัม (Momentum Equation) เมื่อนำสมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation) และสมการโมเมนตัม (Momentum Equation) มาพิจารณาการไหลแบบ 3 มิติ และนำมาเขียนในรูปแบบอนุรักษ์ (Conservation form) สามารถเขียนได้ดังนี้

สมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation) หรือสมการอนุรักษ์มวล (Conservation of Mass)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = 0 \quad (3.1)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หรือ

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \quad (3.2)$$

เมื่อ V คือเวกเตอร์ความเร็วในระบบพิกัดฉาก 3 มิติ และ $V = u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{k}$ โดยที่ \hat{i}, \hat{j} และ \hat{k} คือเวกเตอร์หนึ่งหน่วย (Unit vector) ตามแนวแกน x, y และ z ตามลำดับ

สมการโมเมนตัม (Momentum Equation)

$$\text{X component : } \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u V) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \quad (3.3)$$

$$\text{Y component : } \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v V) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \quad (3.4)$$

$$\text{Z component : } \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w V) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + S_{Mz} \quad (3.5)$$

3.1.2 แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน

สำหรับสมการการเคลื่อนที่ของของไหลแบบปั่นป่วน จะประกอบไปด้วยสมการความต่อเนื่องหรือสมการอนุรักษ์มวล และสมการโมเมนตัม เช่นเดียวกับการไหลแบบราบเรียบ แต่แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วนมีความซับซ้อนกว่า เนื่องจากการพิจารณาในรูปของค่าเฉลี่ยและค่าการสั่น (Fluctuation) ของการไหลแบบปั่นป่วน จึงได้นำวิธี Reynold-averaged Navier-Stokes มาใช้กับสมการการเคลื่อนที่เพื่อแปลงชุดสมการการไหลให้อยู่ในรูปของค่าเฉลี่ย รวมทั้งใช้แบบจำลองความปั่นป่วน (Turbulence Model) มาช่วยในการคำนวณ

Reynolds-averaged Navier-Stokes equations (RANS)

เป็นเทคนิคที่ใช้ในการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลสำหรับระบบที่มีการไหลแบบปั่นป่วน โดยจะทำการคำนวณความปั่นป่วนทั้งหมด โดยใช้แบบจำลองความปั่นป่วน และปรับปรุงรูปแบบสมการนาเวียร์-สโตกส์เดิมโดยการแยกตัวแปรที่เกิดจากการไหล เช่น ความเร็ว (u) ออกเป็น 2 ส่วน คือ ส่วนเป็นค่าเฉลี่ย และส่วนที่เป็นค่าเปลี่ยนแปลงเนื่องจากความปั่นป่วนที่เกิดขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$u(X,t) = \bar{u}(X) + \acute{u}(X,t) \quad (3.6)$$

สมการ Reynolds-averaged Navier-Stokes สำหรับการไหลแบบอัดตัวไม่ได้ แบบปั่นป่วนสามารถแสดงในรูปเวกเตอร์ได้

$$-\frac{1}{\rho} \nabla P + \nu \nabla^2 V + \nabla \cdot (\tau_{ij,turbulent}) = (V \cdot \nabla) V \quad (3.7)$$

เมื่อ $\tau_{ij,turbulent}$ แทนผลที่เกิดจากความเปลี่ยนแปลงเนื่องจากความปั่นป่วน (Specific stress tensor)

และ $\tau_{ij,turbulent}$ บนโคออร์ดิเนต x, y, z สามารถแสดงได้ดังนี้

$$\tau_{ij,turbulent} = - \begin{bmatrix} \overline{\acute{u}^2} & \overline{\acute{u}\acute{v}} & \overline{\acute{u}\acute{w}} \\ \overline{\acute{u}\acute{v}} & \overline{\acute{v}^2} & \overline{\acute{v}\acute{w}} \\ \overline{\acute{u}\acute{w}} & \overline{\acute{v}\acute{w}} & \overline{\acute{w}^2} \end{bmatrix} \quad (3.8)$$

แบบจำลองความปั่นป่วน (Turbulent Model) เป็นแบบจำลองที่ช่วยในการคำนวณสมการความต่อเนื่องหรือสมการอนุพันธ์มวล สมการโมเมนตัม และสมการ Reynolds-averaged Navier-Stokes (RANS) ในระบบที่มีการไหลแบบปั่นป่วน เช่น $k - \epsilon$ Model ซึ่งประกอบไปด้วย transport equation 2 สมการ โดยจะต้องหาคำตอบของสมการดังกล่าวไปพร้อมๆ กับการแก้สมการอนุพันธ์มวลและสมการอนุพันธ์โมเมนตัม โดยตัวแปรที่เพิ่มขึ้นมาจะประกอบไปด้วย k คือ turbulent kinetic energy และ ϵ คือ turbulent dissipation rate สำหรับโครงการนี้ได้เลือกใช้แบบจำลอง Realizable $k - \epsilon$ Model ซึ่งได้พัฒนาและปรับปรุงโดย T.H. Shih, W.W. Liou, A. Shabbir, Z. Yang และ J. Zhu (1995) มาใช้ในการหาคำตอบ

Realizable $k - \epsilon$ Model

แบบจำลองความปั่นป่วนชนิด $k - \epsilon$ Model ในปัจจุบันมีอยู่ 3 แบบ คือ Standard, RNG และ Realizable โดยที่แต่ละแบบจะมีสมการ Turbulent Kinetic Energy Equation (k) เหมือนกัน แต่ต่างกันตรงที่สมการ Dissipation Rate Equation (ϵ) ซึ่งในแต่ละแบบจะมีการกำหนดตัวแปรและค่าคงที่ที่แตกต่างกันไป โดยในหัวข้อนี้จะพูดถึง Realizable $k - \epsilon$ Model

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (Turbulent Kinetic Energy Equation)

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k \mu_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M - S_k \quad (3.9)$$

สมการอัตราการแพร่ของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน (dissipation Rate Equation)

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon \mu_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{v \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b S_\varepsilon \quad (3.10)$$

เมื่อ k คือ พลังงานจลน์ของความปั่นป่วน

ε คือ อัตราการแพร่ของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วน

G_k คือ ค่าการแพร่ของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วนเนื่องจากความเร็วเฉลี่ยเกรเดียนต์ หาได้จาก $-\rho \bar{u}_i \bar{u}_j \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$

G_b คือ ค่าการแพร่ของพลังงานจลน์ของความปั่นป่วนเนื่องจากการลอยตัว หาได้จาก $\beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i}$

Pr_t คือ Prandtl Number ของพลังงานความปั่นป่วน = 0.85

β คือ สัมประสิทธิ์การขยายตัวทางความร้อน

$$C_1 = \max \left[0.43 \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad (3.11)$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad (3.12)$$

$$S \equiv \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}} \quad (3.13)$$

โดยที่ eddy Viscosity (μ_t) สามารถเขียนได้เป็น $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{U^* k}{\varepsilon}} \quad (3.14)$$

$$U^* \equiv \sqrt{S_{ij} S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij} \tilde{\Omega}_{ij}} \quad (3.15)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk} \omega_k \quad (3.17)$$

$$\Omega_{ij} = \bar{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk} \omega_k \quad (3.18)$$

$$A_s = \sqrt{6} \cos \phi \quad (3.19)$$

$$W = \frac{S_{ij} S_{jk} S_{ki}}{\tilde{S}^3} \quad (3.20)$$

$$\tilde{S} = \sqrt{S_{ij} S_{ij}} \quad (3.21)$$

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (3.22)$$

เมื่อ Ω_{ij} คือ Mean rate of rotation tensor

ε_{ijk} คือ Alternating tensor

และค่าคงที่ต่างๆ ภายในสมการมีค่าดังนี้

$$A_0 = 4.04, C_{1\varepsilon} = 1.44, C_2 = 1.9, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.2$$

3.2 การคำนวณขนาดอุปกรณ์

3.2.1 คอมเพรสเซอร์

เบื้องต้นได้รับ คอมเพรสเซอร์ จากบริษัท Electromatik EG เป็นคอมเพรสเซอร์เก่าที่ไม่ทราบรุ่นและขนาด หลังจากทำการซ่อม, เปลี่ยนอุปกรณ์ที่เสียหาย และทดสอบการใช้งาน ทำให้ทราบดังนี้

รุ่น : Tecumseh ขนาด 1.865 kW (2.5 แรงม้า)

ชนิด : ลูกสูบ

กระแสไฟฟ้าที่ใช้ : 10 A

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

พิจารณา P-h diagram ของสารทำงานที่ใช้แบบ Ideal vapor compression cycle

Energy Balance

ที่ อีวาปอเรเตอร์

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_R (h_2 - h_1) \quad (3.23)$$

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{Q}_e \quad (3.24)$$

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{Q}_{\text{total}}}{h_1 - h_4} \quad (3.25)$$

และที่ คอมเพรสเซอร์

$$\dot{W}_{\text{in}} = \dot{m}_R (h_3 - h_2) \quad (3.26)$$

3.2.2 คอนเดนเซอร์

ที่ condenser

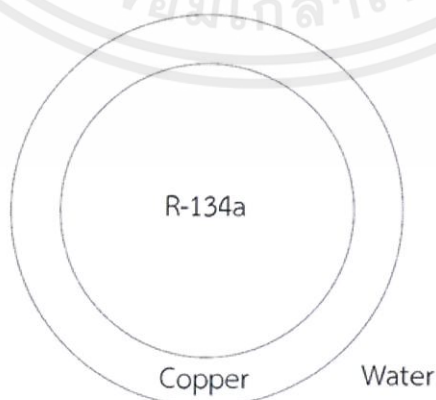
$$\dot{Q}_c = \dot{m}_R (h_4 - h_3) \quad (3.27)$$

หรือ

$$\dot{Q}_{\text{condenser}} = \dot{Q}_c + \dot{W}_{\text{in}} \quad (3.28)$$

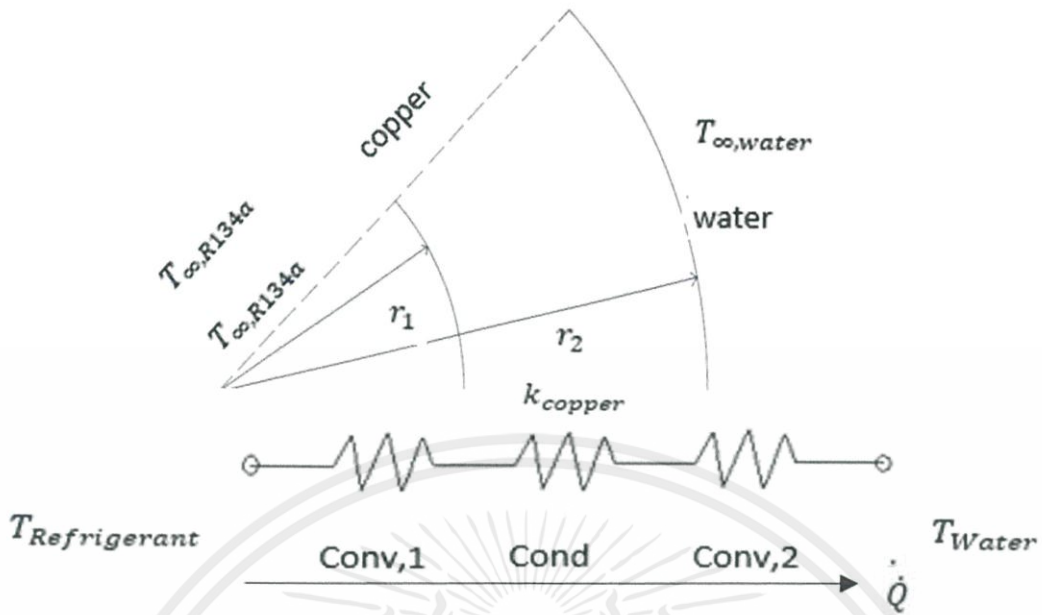
3.2.3 คำนวณพื้นที่การถ่ายเทความร้อนของท่อทองแดงในถังน้ำ

จากสมการ $\dot{Q}_T = UA\Delta T$ (3.29)



รูปที่ 3.1 ชั้นของการถ่ายเทความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.2 ลำดับการถ่ายเทความร้อน

และหาค่า UA จากการพิจารณาการถ่ายเทความร้อนผ่านพื้นผิวทรงกระบอกแบบหลายมิติ ได้ดังนี้

$$\frac{1}{UA} = R_{\text{total}} \quad (3.30)$$

$$R_{\text{total}} = R_{\text{conv},1} + R_{\text{cond},1} + R_{\text{conv},2} \quad (3.31)$$

$$R_{\text{total}} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k_1} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.32)$$

โดยพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนของทรงกระบอกต้องพิจารณาแบบ log mean area คือ

$$A_{lm,1} = \frac{A_2 - A_1}{\ln\frac{A_2}{A_1}} = \frac{2\pi L(r_2 - r_1)}{\ln\frac{r_2}{r_1}} \quad (3.33)$$

เมื่อนำความสัมพันธ์นี้ไปแทนกลับเข้าไปในสมการ จะได้

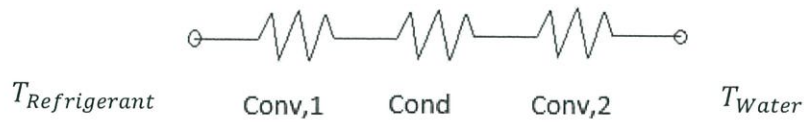
$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{r_2 - r_1}{k_1 A_{lm,1}} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.34)$$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\Delta r_{\text{copper}}}{k_{\text{copper}} A_{lm,\text{copper}}} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.35)$$

โดย Δr = ความหนาของวัสดุ (m)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เราทราบ Boundary condition 2 จุดคือ



รูปที่ 3.3 Thermal Resistance

เนื่องจากค่า \dot{Q} จะมีค่าคงที่ตลอดการถ่ายเท จะทำให้สามารถพิจารณาในการถ่ายเทความร้อนที่แย่งที่สุด ซึ่งมี ΔT ที่น้อยที่สุด โดย $\Delta T_{min} = T_R - T_W$ จะได้สมการดังนี้

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\Delta r_{copper}}{k_{copper} A_{lm,copper}} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.36)$$

โดย $A_i \approx A_{lm,copper} \approx A_o$ จะได้ว่า

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{A} \left(\frac{1}{h_{refrigerant}} + \frac{\Delta r_{copper}}{k_{copper}} + \frac{1}{h_{water}} \right) \quad (3.37)$$

กำหนดให้เทอมของ

$$\frac{1}{h_{refrigerant}} + \frac{\Delta r_{copper}}{k_{copper}} + \frac{1}{h_{water}} = R' \quad (3.38)$$

จัดรูปได้

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{A} R' \quad (3.39)$$

นำสมการ (3.39) กลับเข้าไปแทนใน (3.29) จะได้

$$\dot{Q}_T = \frac{A}{R'} \Delta T_{min} \quad (3.40)$$

ดังนั้นจะสามารถหาพื้นที่ของการถ่ายเทความร้อนได้จาก

$$A = \frac{\dot{Q}_T R'}{\Delta T_{min}} \quad (3.41)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

และจะสามารถหาความยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนได้จาก

$$L = \frac{A}{D_{\text{pipe}}} \quad (3.42)$$

การคำนวณหาพื้นที่ของการถ่ายเทความร้อนของขดท่อทองแดงในถังน้ำ และความยาวของขดท่อทองแดงในถังน้ำ

$$\text{จาก } \dot{Q}_{\text{total}} = UA\Delta T$$

โดยพิจารณาการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังทรงกระบอกหลายมิติดังนี้

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\Delta r_{\text{copper}}}{k_{\text{copper}} A_{\text{lm,copper}}} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.43)$$

เมื่อ Δr คือ Thickness of material (m)

จะได้ Boundary condition 2 จุด

เนื่องจากค่า \dot{Q} จะมีค่าคงที่ตลอดการถ่ายเทความร้อน จะทำให้สามารถพิจารณา ในกรณีที่มีการถ่ายเทความร้อนที่แย่งที่สุดซึ่งมี ΔT ที่น้อยที่สุด โดย $\Delta T_{\text{min}} = T_R - T_W$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{\text{refrigerant}} A_{\text{refrigerant}}} + \frac{\Delta r_{\text{copper}}}{k_{\text{copper}} A_{\text{lm,copper}}} + \frac{1}{h_{\text{water}} A_{\text{water}}} \quad (3.44)$$

โดย $A_{\text{refrigerant}} \approx A_{\text{copper}} \approx A_{\text{water}}$ จะได้ว่า

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{A} \left(\frac{1}{h_{\text{refrigerant}}} + \frac{\Delta r_{\text{copper}}}{k_{\text{copper}}} + \frac{1}{h_{\text{water}}} \right) \quad (3.45)$$

โดยจาก overall heat transfer coefficient table จะได้ heat transfer coefficient between water and refrigerant มีค่าอยู่ระหว่าง $75 - 150 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{F}}$ โดยจะเลือกค่า $75 \frac{\text{Btu}}{\text{hr}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{F}}$ หรือเท่ากับ $425.87 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{A} \left(\frac{1}{425.87 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\cdot\text{K}}} + \frac{0.0017 \text{ m}}{401 \frac{\text{W}}{\text{m}\cdot\text{K}}} \right)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานั้น เมื่อพิมพ์หน้าไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{A} \left(0.002352 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}} \right)$$

นำไปแทนในสมการ $\dot{Q}_{\text{total}} = UA\Delta T$ จะได้ว่า

$$2330.3 \text{ W} = \frac{A}{0.002352 \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}} (70-27) \text{ K}$$

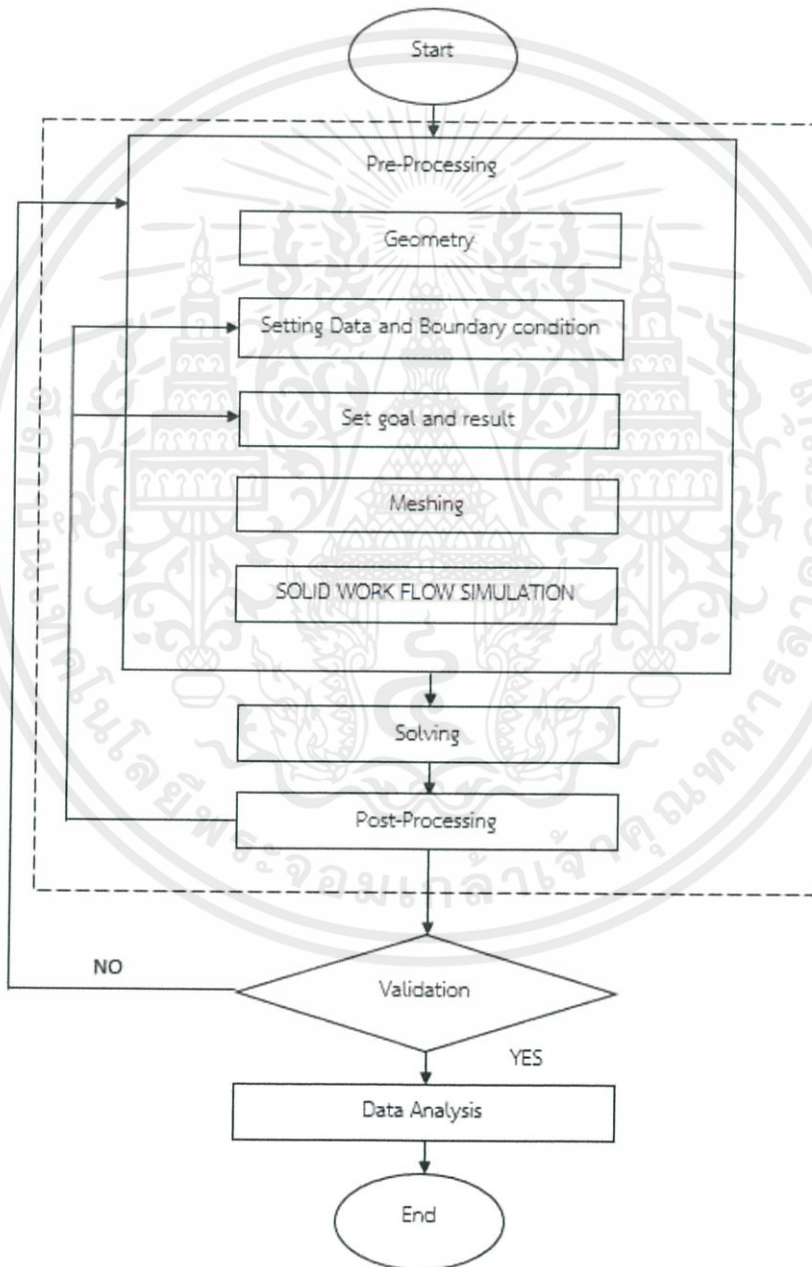
$$A = 0.1275 \text{ m}^2$$

และจะสามารถหาความยาวของท่อแลกเปลี่ยนความร้อนได้จาก

$$L = \frac{A}{D \text{ copper pipe}} = \frac{0.1275 \text{ m}^2}{0.009375 \text{ m}} = 13.60 \text{ m}$$

3.3 การจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อน

การจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อน ใช้โปรแกรม Solidworks Flow simulation โดยกำหนดขนาดของรูปทรงที่ใช้ในการจำลอง แล้วสร้างกริดเพื่อใช้ในการแบ่งโดเมนของการไหล และการถ่ายเทความร้อนออกเป็นตารางเล็กๆ เรียกว่าเอลิเมนต์ เพื่อให้สามารถใช้ฟังก์ชันง่ายๆ สำหรับแทนลักษณะการไหลได้ ซึ่งฟังก์ชันดังกล่าว จะถูกแทนลงไปในสมการคณิตศาสตร์ แล้วแก้ด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลข โดยมีหลักการทำงานดังแสดงในรูปที่ 3.4

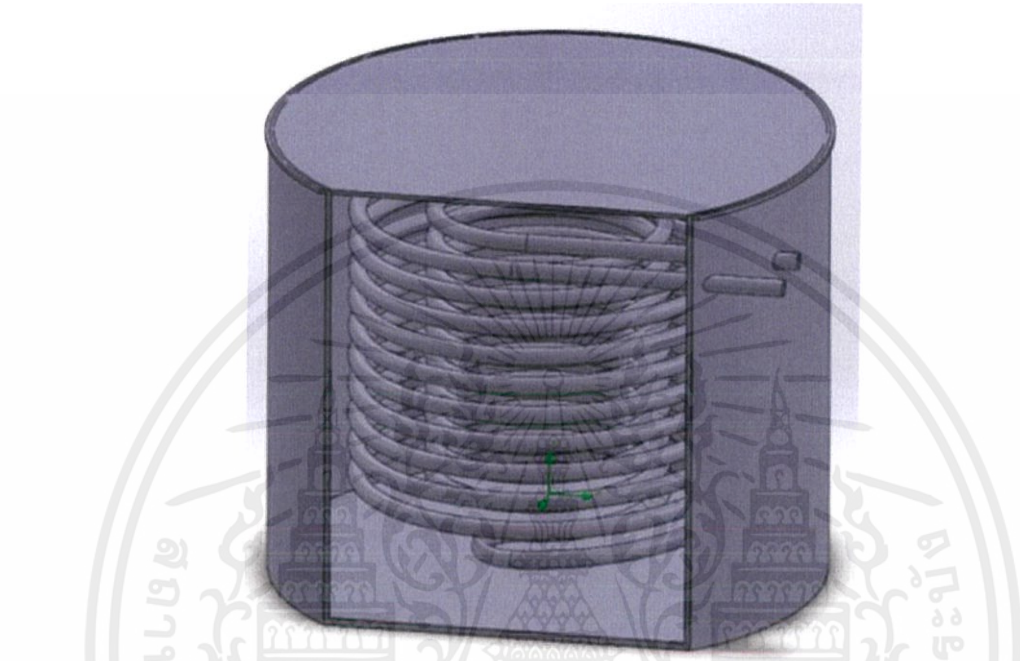


รูปที่ 3.4 ขั้นตอนการทำงานของโปรแกรม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3.1 การสร้างรูปทรง และขั้นตอนการคำนวณ

การสร้างรูปทรงที่ใช้ในการคำนวณ ทำด้วยโปรแกรม Solidworks โดยมีลักษณะเป็นถังทรงกระบอก มีท่อขดอยู่ภายใน โดยท่อมีความยาว และขนาดตามที่ได้คำนวณมาแล้ว และถังมีขนาดเดียวกับถังที่ใช้ในการทดลอง

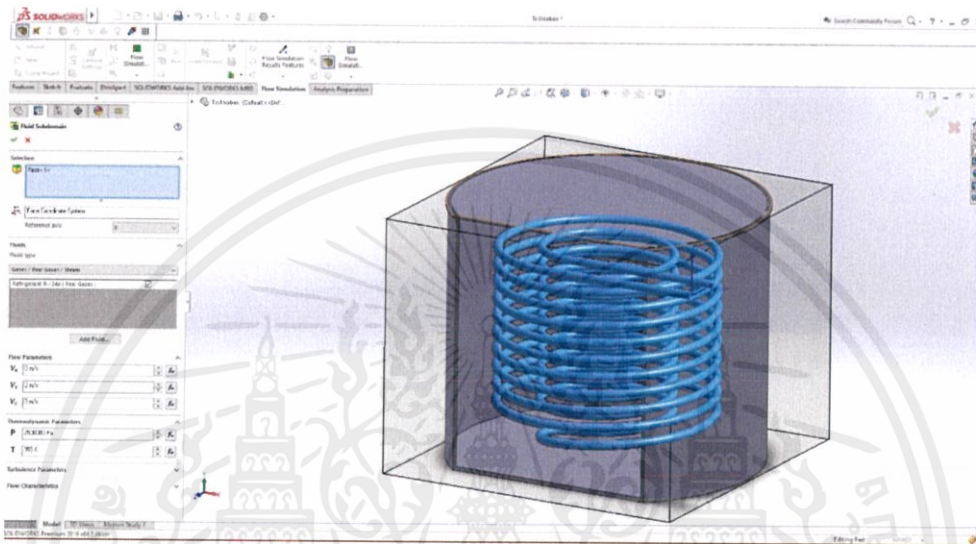


รูปที่ 3.5 รูปทรงถังที่ใช้ในการจำลอง

จากนั้นนำรูปที่ได้ออกแบบมา เข้าโปรแกรม Solidworks Flow Simulation ทำการเลือกวิธีการคำนวณ กำหนดขนาดกริดที่ใช้ในการคำนวณ และกำหนดค่าต่างๆซึ่งในการจำลองได้กำหนดตัวแปรควบคุมไว้ดังนี้

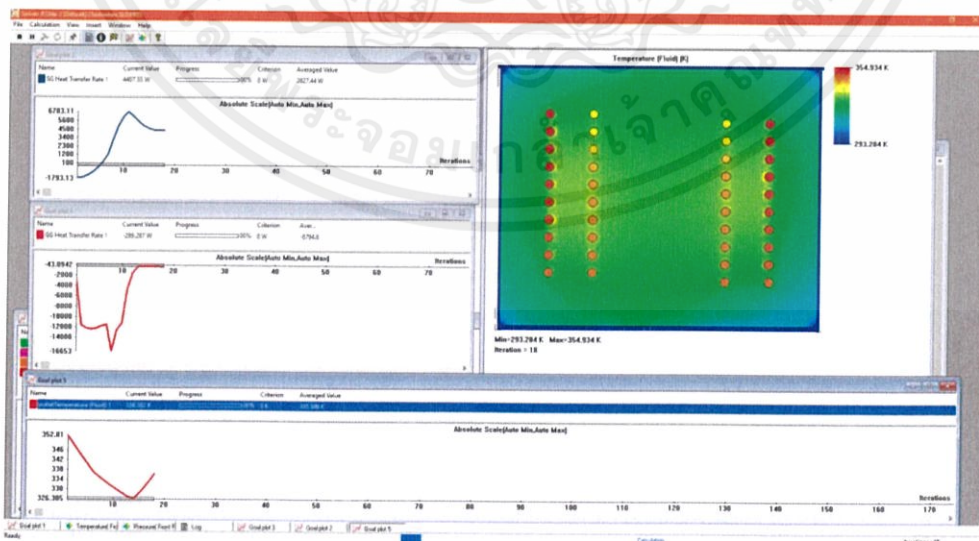
- ท่อทองแดงความหนามาตรฐาน ขนาด 3/8 นิ้ว
- ถังสแตนเลส เกรด 302 ขนาด 30 x 36 cm
- อุณหภูมิของน้ำในถัง 293.2 K
- อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 293.2 K
- ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของถังและน้ำ 100 W/m² K

เมื่อกำหนดตัวแปรควบคุมแล้ว ได้ใส่ค่าในแต่ละกรณีที่จะทำการทดลอง โดยการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนของ R-134a และน้ำ กำหนดให้มีอุณหภูมิของ R-134a อยู่ในช่วง 335 – 350 K และมีความดันในช่วง 10 – 25 Bar ส่วนในการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนของคาร์บอนไดออกไซด์ และน้ำกำหนดให้มีอุณหภูมิของคาร์บอนไดออกไซด์อยู่ในช่วง 335 – 380 K และมีความดันในช่วง 70 – 100 Bar



รูปที่ 3.6 การกำหนดค่าต่างๆของการจำลอง

จากนั้นทำการกำหนดผลลัพธ์ที่ต้องการ คือ อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผนังท่อ และ อุณหภูมิทางออกของสารทำงาน กำหนดความละเอียดของการคำนวณ และระยะห่างของแต่ละเอลิเมนต์ ไว้ที่ 0.0009 m จากนั้นทำการคำนวณ



รูปที่ 3.7 การคำนวณของโปรแกรม Solidworks Flow Simulation

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3.2 ผลการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อน

จากการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำงาน R-134a และน้ำ ได้ผลตามตารางที่

3.1

ตารางที่ 3.1 ผลการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อน ระหว่างสารทำงาน R-134a และน้ำ

Inlet Temperature (K)	Inlet pressure (bar)	Heat transfer rate (kW)	Outlet temperature (K)
335	10	3.03	292.01
340	15	3.68	316.57
347	20	4.74	319.78
355	25	6.78	326.39

การจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างคาร์บอนไดออกไซด์ และน้ำ ได้ผลตามตารางที่ 3.2

ตารางที่ 3.2 ผลการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างคาร์บอนไดออกไซด์ และน้ำ

Inlet Temperature (K)	Inlet pressure (bar)	Heat transfer rate (kW)	Outlet temperature (K)
335	70	4.46	313.43
343	75	5.94	322.58
350	80	7.24	329.25
358	85	8.58	334.99
365	90	9.81	339.36
373	95	11.13	344.13
380	100	12.31	348.12

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

การออกแบบปั๊มความร้อน และการทดลอง

4.1. อุปกรณ์การทดลอง

4.1.1. Compressor

ในระบบปั๊มความร้อนจะใช้คอมเพรสเซอร์เพื่อทำการอัดสารทำงานให้มีอุณหภูมิ และความดัน เพื่อไปแลกเปลี่ยนความร้อนที่ถังน้ำร้อน ทำให้น้ำมีความร้อนเพิ่มขึ้น โดยได้รับคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ ชนิด Hermetic Type ที่มีขนาด 2.5 HP จากบริษัท Electromatik EG ดังแสดงในรูปที่ 4.1 เป็นอุปกรณ์เก่าที่ไม่ทราบรุ่น และผู้ผลิต ซึ่งในเบื้องต้นคอมเพรสเซอร์ไม่สามารถใช้งานได้ จึงนำมาซ่อมบำรุงให้ใช้งานได้ โดยมีการทำงานดังนี้



รูปที่ 4.1 คอมเพรสเซอร์ก่อนการซ่อม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. ทำการผ่าฝาครอบของคอมเพรสเซอร์ออก จากนั้นทำการถอดแยกชิ้นส่วนภายในเพื่อทำความสะอาดอุปกรณ์ และเปลี่ยนชิ้นส่วนที่เสียหายให้กลับมาใช้งานได้



(ก)



(ข)



(ค)

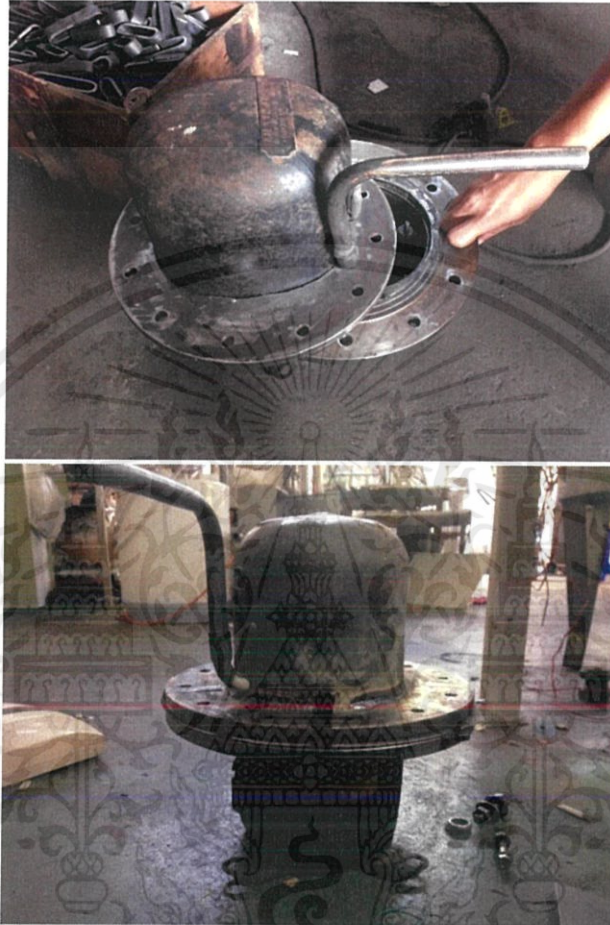


(ง)

รูปที่ 4.2 (ก) การผ่าฝาครอบคอมเพรสเซอร์ (ข) คอมเพรสเซอร์ที่ผ่าฝาครอบออกแล้ว (ค) การทดสอบการทำงาน (ง) ชิ้นส่วนต่างๆของคอมเพรสเซอร์ที่ถูกถอดออกมา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ทำการคำนวณขนาดหน้าแปลน และเชื่อมหน้าแปลนเข้ากับฝาครอบเพื่อทำให้ฝาครอบกลับมาปิดอุปกรณ์ และทำให้คอมเพรสเซอร์กลับมาทำงานได้



รูปที่4.3 คอมเพรสเซอร์ที่ติดหน้าแปลนแล้ว

3. ทดสอบการใช้คอมเพรสเซอร์พบว่าสามารถทำงานได้ปกติ

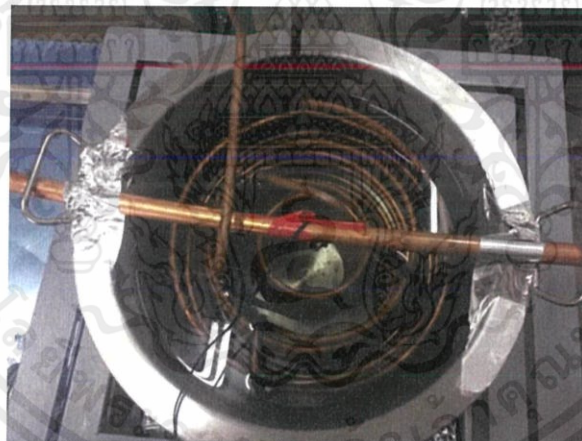
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1.2. Condenser

ในการออกแบบจะเรียกคอนเดนเซอร์ ว่า Hot Water Tank โดยมีลักษณะเป็นถังที่มีท่อสารทำงานขดอยู่ภายในเพื่อใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำงานที่ออกจากคอมเพรสเซอร์กับน้ำ ทำให้น้ำมีอุณหภูมิสูงขึ้น โดยใช้ถังสแตนเลส ของ Zebra Brand ขนาด 36x36 cm มาใช้ในการทำการทดลอง



(ก)



(ข)

รูปที่4.4 (ก) ถังที่ใช้เป็น Hot Water Tank (ข) ถัง และขดท่อภายใน

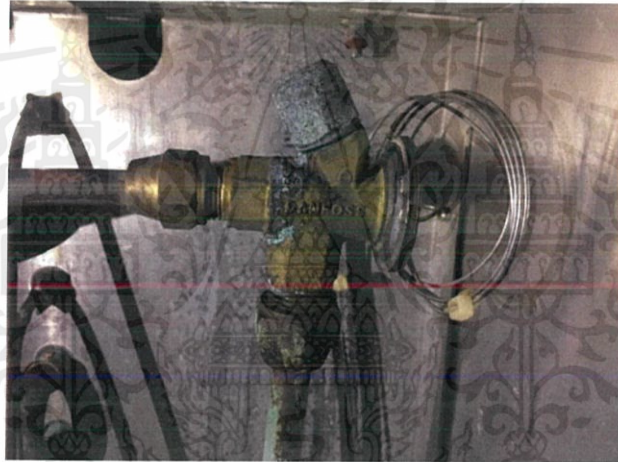
4.1.3. Evaporator และ Expansion Valve

เลือกใช้ฮีววาปอเรเตอร์ แบบท่อครีป และมี วาล์วขยายตัวแบบเทอร์โมสแตติก ของ Danfoss ติดมากับตัวอุปกรณ์ โดยมีขนาดการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุด 1,800 W และมีพัดลมที่ใช้ระบายความเย็น มีขนาด 1,460 RPM จำนวน 2 ตัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่4.5 Evaporator



รูปที่4.6 Expansion Valve

4.1.4. ท่อสารทำงาน

ใช้ท่อทองแดงความหนามาตรฐานทั่วไปที่ใช้ในระบบทำความเย็น และระบบปรับอากาศ โดยใช้ท่อ 2 ขนาดคือ 3/8 นิ้ว และ 6/8 นิ้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1.5. Pressure Gauge และ Pressure Switch

ติดตั้งเกจความดัน สำหรับสารทำงาน R-134a จำนวน 2 ตัว ที่ด้านร้อน และด้านเย็น โดยด้านร้อนสามารถวัดความดันได้ในย่าน 0 - 38 Bar ส่วนด้านเย็นสามารถวัดได้ในย่าน -1 - 18 Bar และได้ติดตั้ง สวิตช์ความดันไว้ที่ด้านร้อน เพื่อเป็นอุปกรณ์ควบคุมความปลอดภัย โดยสวิตช์จะตัดการทำงานของคอมเพรสเซอร์เมื่อมีความดันเกินค่าที่ตั้งไว้ ซึ่งได้ออกแบบให้ตั้งไว้ที่ 20 Bar

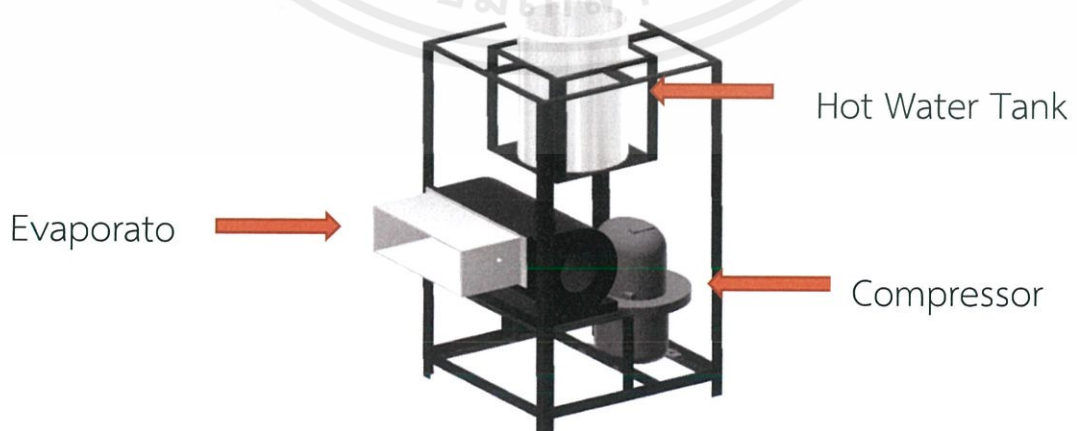


รูปที่ 4.7 Pressure Gauge

4.2 การออกแบบโครงสร้าง และการจัดวางอุปกรณ์ของระบบปั๊มความร้อน

4.2.1 โครงสร้างของระบบปั๊มความร้อน

การออกแบบ และตำแหน่งการจัดวางอุปกรณ์ต่างๆ ของปั๊มความร้อน เป็นดังรูปที่ 4.8

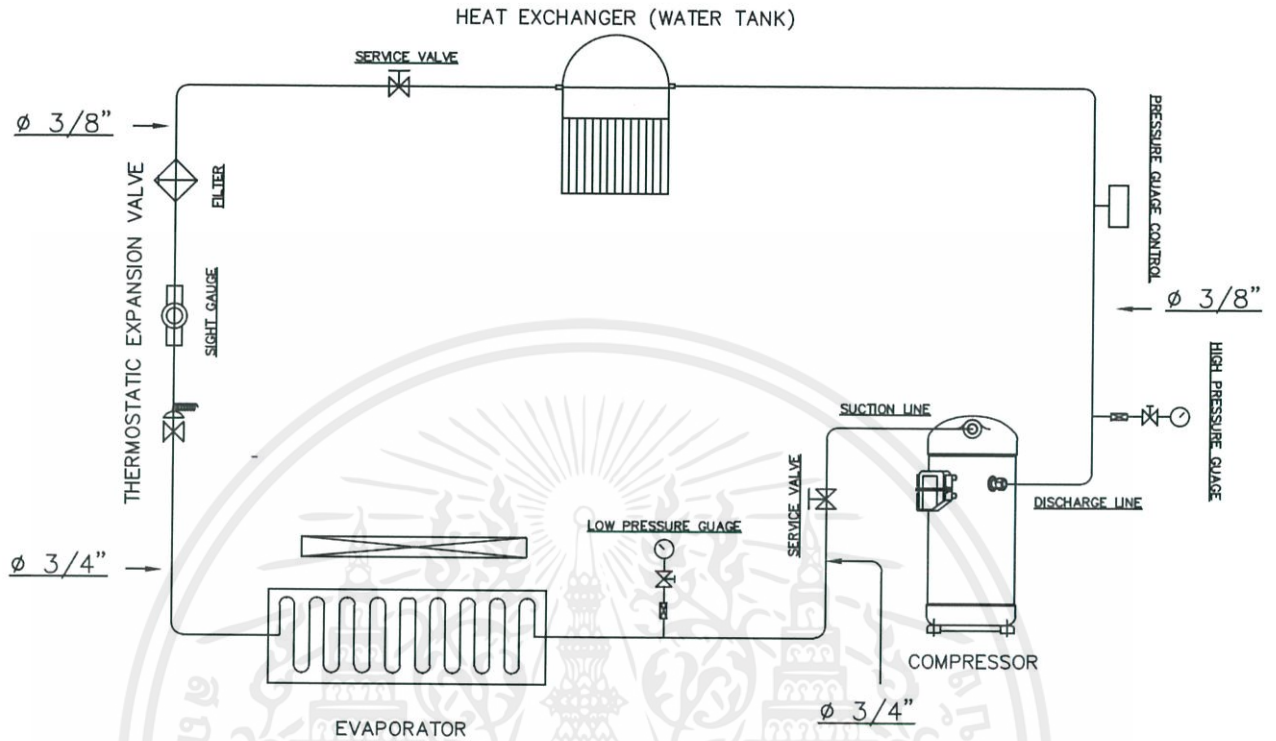


รูปที่ 4.8 ตำแหน่งจัดวางอุปกรณ์ต่างๆ

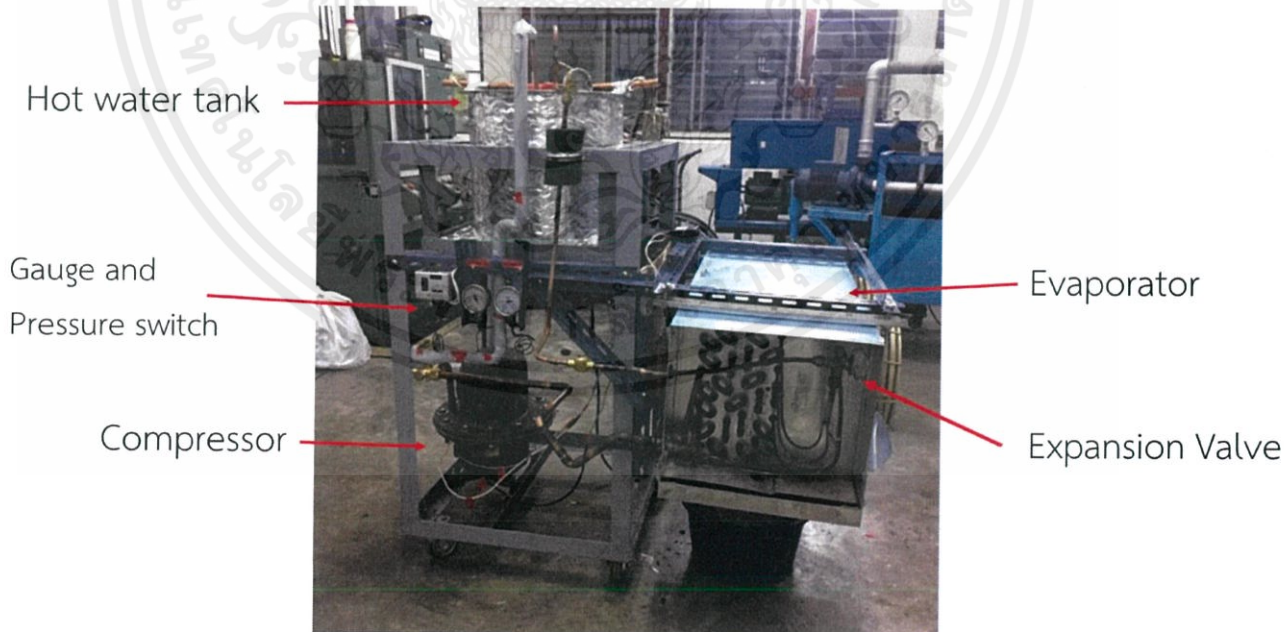
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.2 ตำแหน่งการจัดวางอุปกรณ์ต่างๆ

แผนภาพระบบปั๊มความร้อนและตำแหน่งการจัดวางอุปกรณ์ต่าง เป็นดังรูปที่ 4.10



รูปที่ 4.9 แผนภาพระบบปั๊มความร้อน



รูปที่ 4.10 ตำแหน่งของอุปกรณ์ต่างๆในระบบปั๊มความร้อน

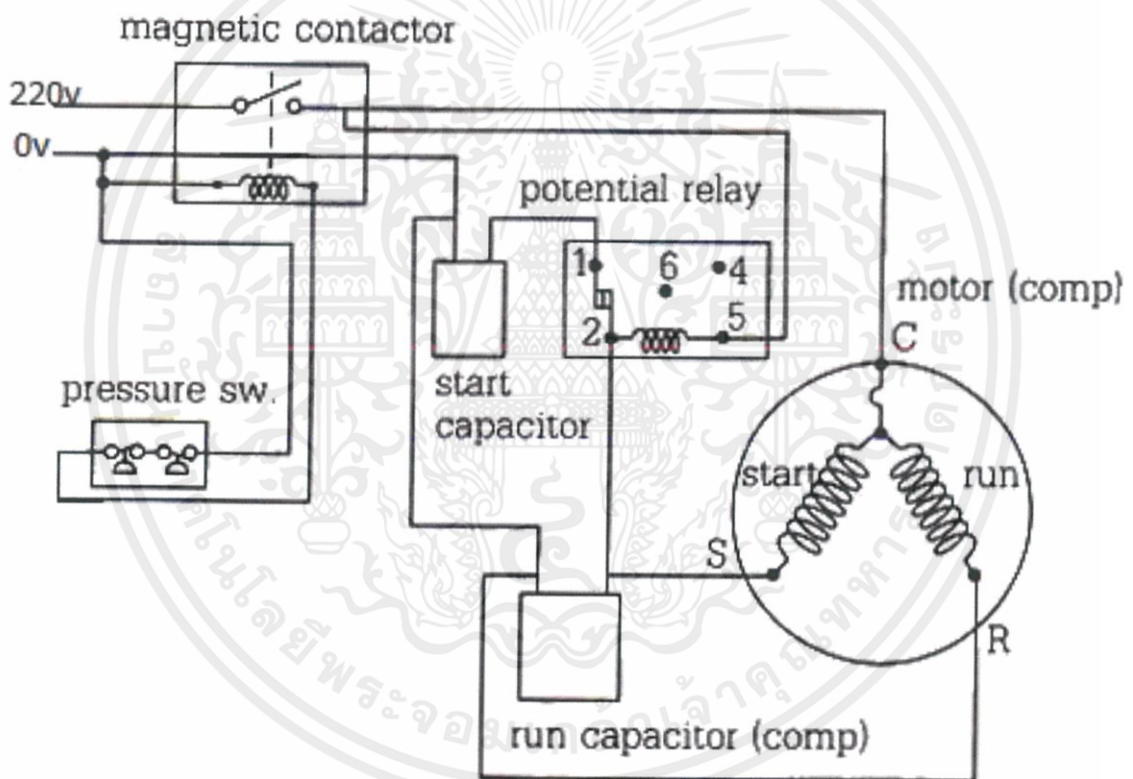
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.4 วงจรไฟฟ้าควบคุมการทำงานของคอมเพรสเซอร์

ในการทำงานของคอมเพรสเซอร์จำเป็นต้องมีวงจรไฟฟ้าเพื่อควบคุมการทำงาน และช่วยในการเดินมอเตอร์ในขณะเริ่มทำงาน โดยมีอุปกรณ์ต่างๆดังนี้

1. Magnetic Contactor
2. Pressure Switch
3. Potential Relay
4. Start Capacitor
5. Run Capacitor

โดยวงจรไฟฟ้าที่ควบคุมการทำงานของคอมเพรสเซอร์มีแผนภาพดังรูปที่ 4.11



รูปที่ 4.11 แผนภาพวงจรไฟฟ้าควบคุมการทำงานของคอมเพรสเซอร์

4.2.3 วัสดุที่ใช้ในการทดลองระบบปั๊มความร้อน

ในการออกแบบระบบปั๊มความร้อน ได้ใช้สารทำงานเป็นสาร R-134a โดยทำการแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำใน Hot Water Tank

1. สารทำงาน R-134a เป็นสารทำงานทั่วไปที่นิยมใช้ในระบบปรับอากาศของรถยนต์ มีคุณสมบัติทั่วไปคล้ายสารทำงาน R-12 แต่มีผลกระทบต่อชั้นบรรยากาศน้อยกว่า บรรจุนับถึงความดันสี่ฟ้า



รูปที่ 4.12 ถังสารทำงาน R-134a

2. น้ำ ใช้เป็นตัวรับความร้อนที่คอนเดนเซอร์ของระบบปั๊มความร้อน เมื่อน้ำมีอุณหภูมิสูงขึ้นสามารถนำไปใช้งานได้

4.3 วิธีการทดลอง

การทดลองการทำงานของระบบปั๊มความร้อน และการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำงานกับน้ำมีขั้นตอนดังนี้

1. ประกอบอุปกรณ์ทั้งหมดเข้าด้วยกัน และทำการตรวจสอบรอยรั่วด้วยการอัดไนโตรเจน
2. Vacuum ระบบเพื่อดูดเอาอากาศภายในออกมา ทำให้ภายในระบบมีภาวะเป็นสุญญากาศ
3. เติมสารทำงานเข้าไปในระบบ โดยควบคุมให้มีความดันเท่ากันทั้ง 2 ด้านของระบบ โดยในการทดลองนี้ได้ควบคุมความดันของสารทำงานในระบบก่อนการทำงาน ไว้ที่ 4, 5.5 และ 7 Bar
4. ทำการทดลอง และบันทึกค่าต่างๆ เช่น อุณหภูมิ ความดัน และกระแสไฟฟ้าที่เข้าคอมเพรสเซอร์
5. ทำการทดลองซ้ำอีก 2 ครั้ง เพื่อให้ได้ค่าที่เที่ยงตรง
6. ทำการเปลี่ยนความดัน และทำการทดลอง
7. นำผลการทดลองมาเปรียบเทียบ และสรุปผลการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4 ผลการทดลอง

จากการทดลองระบบปั๊มความร้อนที่ได้ออกแบบ และประกอบขึ้นมา สามารถวัดค่าอุณหภูมิของน้ำทั้งก่อน และที่สภาวะสุดท้ายของการทดลอง โดยสามารถนำอุณหภูมิที่ได้มาหาค่าการถ่ายเทความร้อนจากสารทำงานไปสู่น้ำได้โดยใช้สมการ

$$\dot{Q} = \frac{mc_p \Delta T}{t} \quad (4.1)$$

เมื่อ \dot{Q} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อน (W)

m คือ มวลของน้ำในถัง (kg)

c_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ มีค่าเท่ากับ 4187 J/kg·K

ΔT คือ ผลต่างอุณหภูมิของน้ำก่อน และที่สภาวะสุดท้ายของการทดลอง (K)

t คือ เวลาในการทดลอง (s)

และสามารถวัดค่ากำลังไฟฟ้าที่ใช้งานของคอมเพรสเซอร์ ได้จากสมการ

$$P = VI \cos \phi \quad (4.2)$$

เมื่อ P คือ กำลังไฟฟ้า (W)

V คือ ความต่างศักย์ไฟฟ้า มีค่าเท่ากับ 220 V

I คือ ค่ากระแสไฟฟ้า (A)

$\cos \phi$ คือ ค่าตัวประกอบกำลังไฟฟ้า (Power Factor) มีค่าเท่ากับ 0.8

จากนั้นสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP) ซึ่งใช้บ่งบอกประสิทธิภาพของระบบปั๊มความร้อนได้จากสมการ

$$COP = \frac{\text{อัตราการถ่ายเทความร้อน}}{\text{กำลังไฟฟ้าที่ใช้}} = \frac{\dot{Q}}{P} \quad (4.3)$$

ตารางที่ 4.1 ผลการทดลองที่ความดันก่อนทำงาน 4 Bar ความดันขาเข้า Hot Water Tank 10 Bar

การทดลองครั้งที่	อุณหภูมิน้ำเริ่มต้น (°C)	อุณหภูมิน้ำที่ สถานะสุดท้าย (°C)	ผลต่างอุณหภูมิ (°C)	ค่ากระแสไฟฟ้า (A)
1	27	41	14	5.6
2	27	41	14	5.6
3	27	43	16	5.6
		เฉลี่ย	15	5.6

เวลาที่ใช้ในการทดลอง 30 นาที

จากการทดลองสามารถหาค่าการถ่ายเทความร้อน และกำลังไฟฟ้าได้ ดังนี้

$$Q = 1.046 \text{ kW}$$

$$P = 0.986 \text{ kW}$$

ดังนั้นระบบปั๊มความร้อนที่ความดันก่อนทำงาน 4 Bar มีค่า COP = 1.061

ตารางที่ 4.2 ผลการทดลองที่ความดันก่อนทำงาน 5.5 Bar ความดันขาเข้า Hot Water Tank 15 Bar

การทดลองครั้งที่	อุณหภูมิน้ำเริ่มต้น (°C)	อุณหภูมิน้ำที่ สถานะสุดท้าย (°C)	ผลต่างอุณหภูมิ (°C)	ค่ากระแสไฟฟ้า (A)
1	27	49	22	6.9
2	27	48	21	6.9
3	27	50	23	6.9
		เฉลี่ย	22	6.9

เวลาที่ใช้ในการทดลอง 30 นาที

จากการทดลองสามารถหาค่าการถ่ายเทความร้อน และกำลังไฟฟ้าได้ ดังนี้

$$Q = 1.535 \text{ kW}$$

$$P = 1.214 \text{ kW}$$

ดังนั้นระบบปั๊มความร้อนที่ความดันก่อนทำงาน 5.5 Bar มีค่า COP = 1.264

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.3 ผลการทดลองที่ความดันก่อนทำงาน 7 Bar ความดันขาเข้า Hot Water Tank 20 Bar

การทดลองครั้งที่	อุณหภูมิน้ำเริ่มต้น (°C)	อุณหภูมิน้ำที่ สถานะสุดท้าย (°C)	ผลต่างอุณหภูมิ (°C)	ค่ากระแสไฟฟ้า (A)
1	30	57	27	9.7
2	30	55	25	9.7
3	30	56	26	9.7
		เฉลี่ย	26	9.7

เมื่อทำการทดลองไป 12 นาที สวิตซ์ความดันทำงาน ทำให้ระบบหยุดทำงาน

จากการทดลองสามารถหาค่าการถ่ายเทความร้อน และกำลังไฟฟ้าได้ ดังนี้

$$Q = 4.535 \text{ kW}$$

$$P = 1.707 \text{ kW}$$

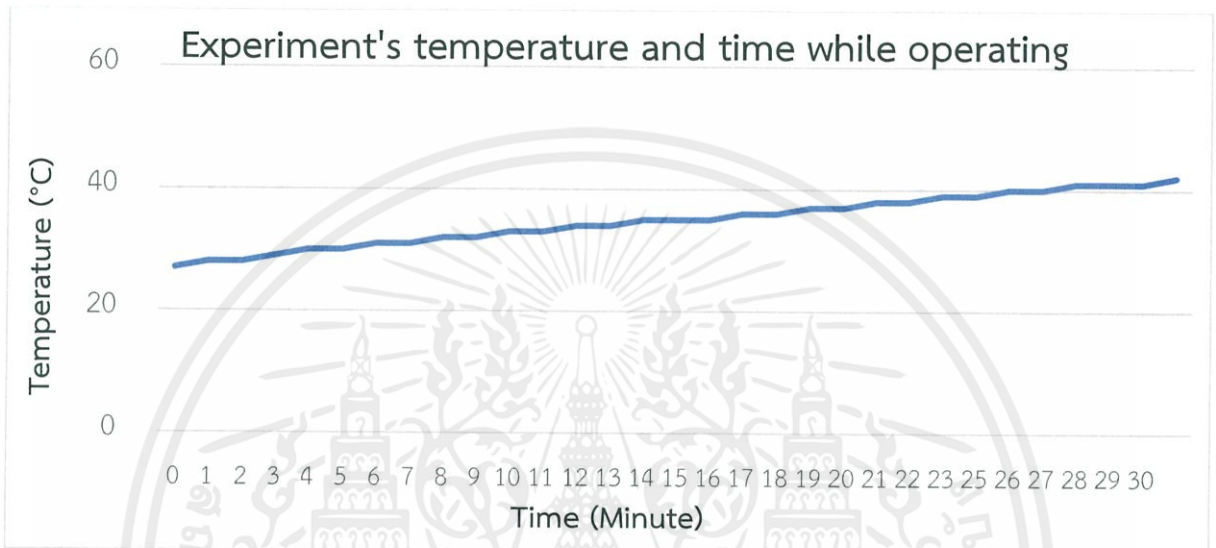
ดังนั้นระบบปั๊มความร้อนที่ความดันก่อนทำงาน 7 Bar มีค่า COP = 2.657

บทที่ 5

สรุปผลการทดลอง

5.1 สรุปผลการจากการทดลองกับปั๊มความร้อน

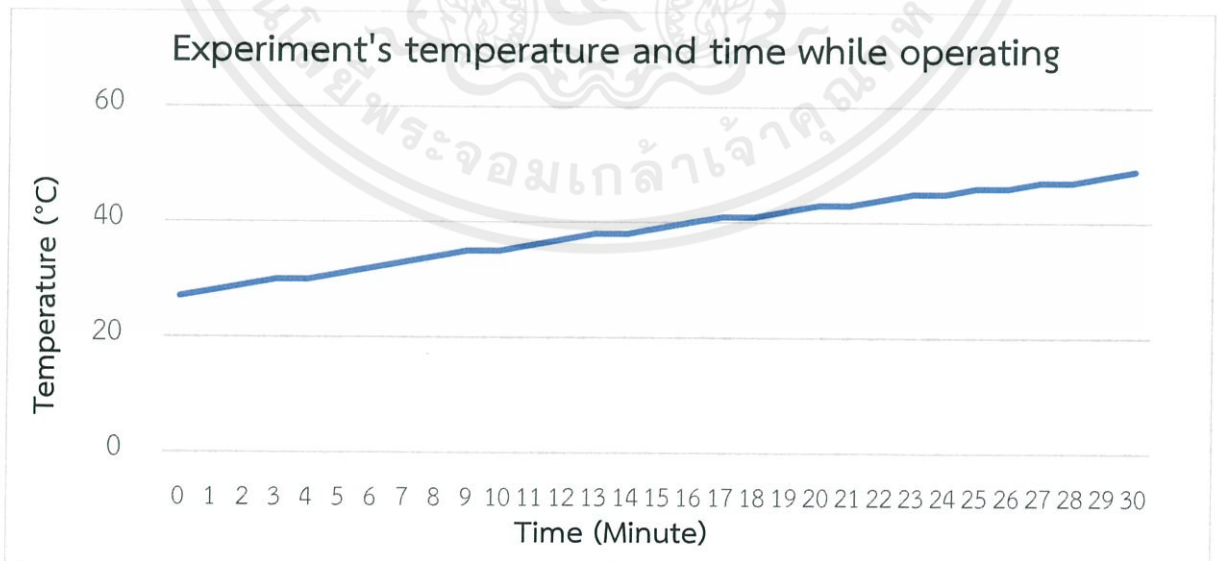
จากการทดลองที่ความดันก่อนทำงาน 4 Bar เมื่อนำอุณหภูมิน้ำในถังเทียบกับเวลาจะเป็นดังรูปที่ 5.1



รูปที่ 5.1 อุณหภูมิของน้ำในถังเทียบกับเวลา ที่ความดันก่อนทำงาน 4 Bar

จากกราฟจะเห็นว่าเมื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเป็นเวลา 30 นาทีจะทำให้ น้ำมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น 15°C

จากการทดลองที่ความดันก่อนทำงาน 5.5 Bar เมื่อนำอุณหภูมิน้ำในถังเทียบกับเวลาจะเป็นดังรูปที่ 5.2

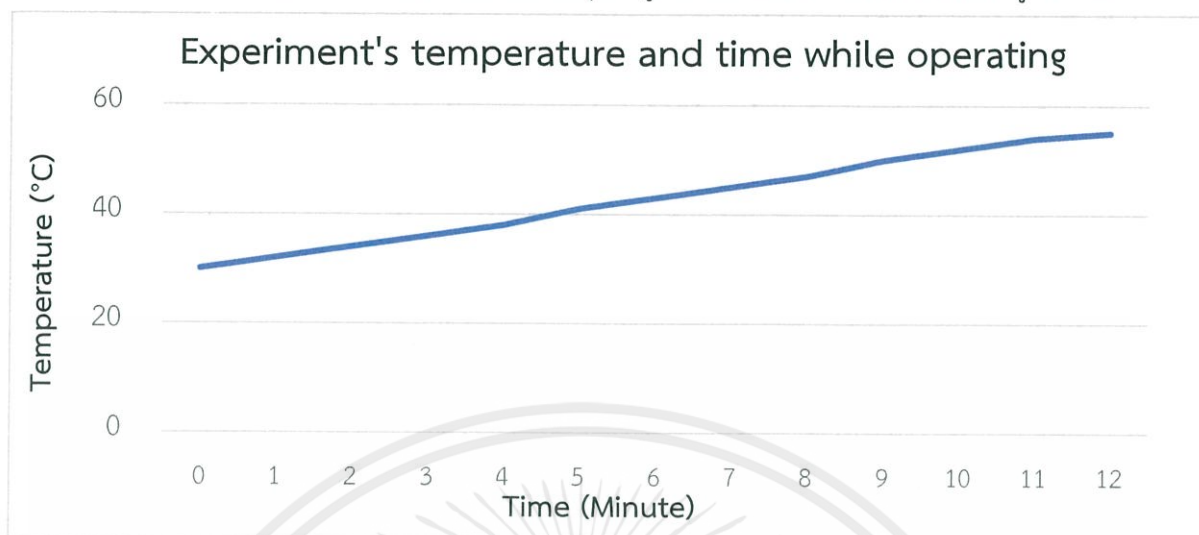


รูปที่ 5.2 อุณหภูมิของน้ำในถังเทียบกับเวลา ที่ความดันก่อนทำงาน 5.5 Bar

จากกราฟจะเห็นว่าเมื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเป็นเวลา 30 นาทีจะทำให้ น้ำมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น 22°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นชอบที่จะใช้เอกสารนี้ในการค้าไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

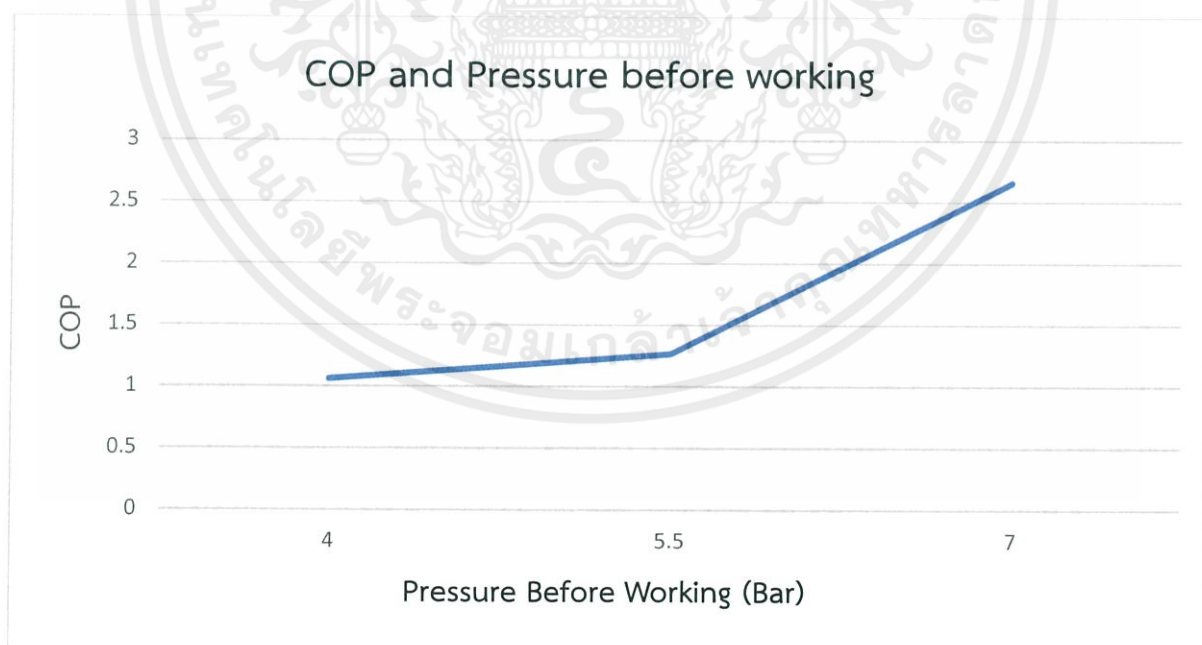
จากการทดลองที่ความดันก่อนทำงาน 7 Bar เมื่อนำอุณหภูมิน้ำในถังเทียบกับเวลาจะเป็นดังรูปที่ 5.3.



รูปที่ 5.3 อุณหภูมิของน้ำในถังเทียบกับเวลา ที่ความดันก่อนทำงาน 7 Bar

จากกราฟจะเห็นว่าเมื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำเป็นเวลา 12 นาทีจะทำให้ น้ำมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น 25°C

จากการทดลองพบว่า เมื่อเติมสารทำงานเข้าไปในระบบปั๊มความร้อน ที่ความดันก่อนทำงาน 4 และ 5.5 Bar แล้วทำการทดลอง ระบบปั๊มความร้อนจะมีค่า COP ที่ใกล้เคียงกันมาก แต่เมื่อเติมสารทำงานที่ความดันก่อนทำงาน 7 Bar ระบบปั๊มความร้อนกลับมามีค่า COP ที่สูงขึ้นมาก ดังแสดงในรูปที่ 5.4



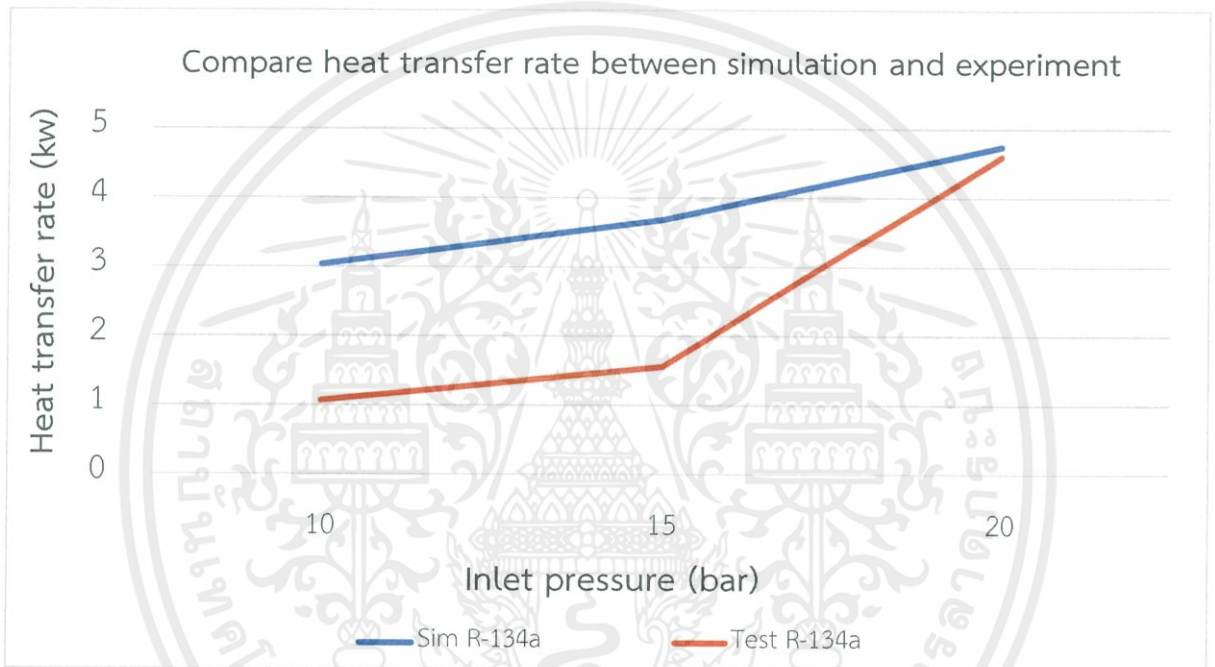
รูปที่ 5.4 ค่าสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพ เทียบกับความดันก่อนทำงาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 5.4 อาจสามารถสรุปได้ว่า การเพิ่มสารทำงานเข้าระบบปั๊มความร้อนที่ความดันก่อนทำงาน 4 และ 5.5 Bar ระบบปั๊มความร้อนอาจไม่สามารถทำงานได้เต็มประสิทธิภาพ เนื่องจากมีสารทำงานไม่พอในระบบ ทำให้มีอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ต่ำ นำไปสู่ค่าสัมประสิทธิ์ประสิทธิภาพที่ต่ำ

5.2 เปรียบเทียบผลการทดลองกับผลการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อน

เมื่อนำผลการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยโปรแกรม Solidworks Flow Simulation เปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลองด้วยปั๊มความร้อน ที่ความดันสุดท้ายเดียวกัน ได้ผลตามรูปที่ 5.5



รูปที่ 5.5 เปรียบเทียบอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างการจำลองและการทดลอง

จากรูปที่ 5.5 เมื่อเปรียบเทียบผลการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อน กับค่าที่บันทึกได้จากการทดลอง พบว่า การทดลองที่ความดันสุดท้าย 10 และ 15 Bar อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าแตกต่างจากการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนมาก โดยมีค่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างที่ 96.26 และ 81.13 % ตามลำดับ แต่ในการทดลองที่ความดันสุดท้าย 20 Bar อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าใกล้เคียงกันมาก โดยมีค่าเปอร์เซ็นต์ความแตกต่างเพียง 3.20 % ซึ่งสามารถสรุปได้ว่า ในการทำงานจริงของระบบปั๊มความร้อน การเพิ่มสารทำงานน้อยเกินไป จะทำให้ระบบไม่สามารถทำงานได้เต็มที่ อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนจึงมีค่าแตกต่างกันมาก แต่หากเติมน้ำยาเข้าไปเพียงพอ ระบบสามารถให้ค่าอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใกล้เคียงกัน

5.3 สรุปผลการศึกษาการใช้คาร์บอนไดออกไซด์เป็นสารทำงาน

จากผลการทดลองหาอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำงานทั้ง 2 ชนิด คือ ระหว่างคาร์บอนไดออกไซด์กับน้ำ และ ระหว่าง R-134a กับน้ำ โดยใช้โปรแกรม Solidworks Flow Simulation พบว่า อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของคาร์บอนไดออกไซด์จะมีค่าที่สูงกว่าอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของ R-134a ที่อุณหภูมิทางเข้าเดียวกัน เพราะว่าคาร์บอนไดออกไซด์มีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากกว่า R-134a อยู่ 60 - 70 % แต่เพราะการทำงานในความดันที่สูง ทำให้การสร้างระบบจริงทำได้ยาก เนื่องจากเหตุผลทางด้านความปลอดภัย การสร้างระบบปั๊มความร้อนที่ใช้คาร์บอนไดออกไซด์จึงยังไม่สามารถทำได้

5.4 ข้อเสนอแนะ

ระบบปั๊มความร้อน เป็นระบบหนึ่งที่สามารถสร้างพลังงานความร้อนได้ โดยมีอัตราการใช้พลังงานน้อยกว่าการใช้ฮีทเตอร์ไฟฟ้า นอกจากนี้ปั๊มความร้อนยังสามารถประยุกต์การใช้งานร่วมกับระบบปรับอากาศ ซึ่งให้ความเย็นภายในอาคาร และใช้ความร้อนเพื่อต้มน้ำเพื่อการอุปโภคได้ จะยังเป็นการใช้พลังงานอย่างคุ้มค่าที่สุด เพราะสามารถใช้ประโยชน์ได้ทั้งจากด้านร้อน และด้านเย็นของระบบ และคาร์บอนไดออกไซด์สามารถใช้เป็นสารทำงานได้ เพราะให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่าสารทำงานทั่วไป แต่การทำงานในอุณหภูมิที่สูง ทำให้การออกแบบอุปกรณ์ชนิดพิเศษที่สามารถใช้งานได้เป็นสิ่งจำเป็น

บรรณานุกรม

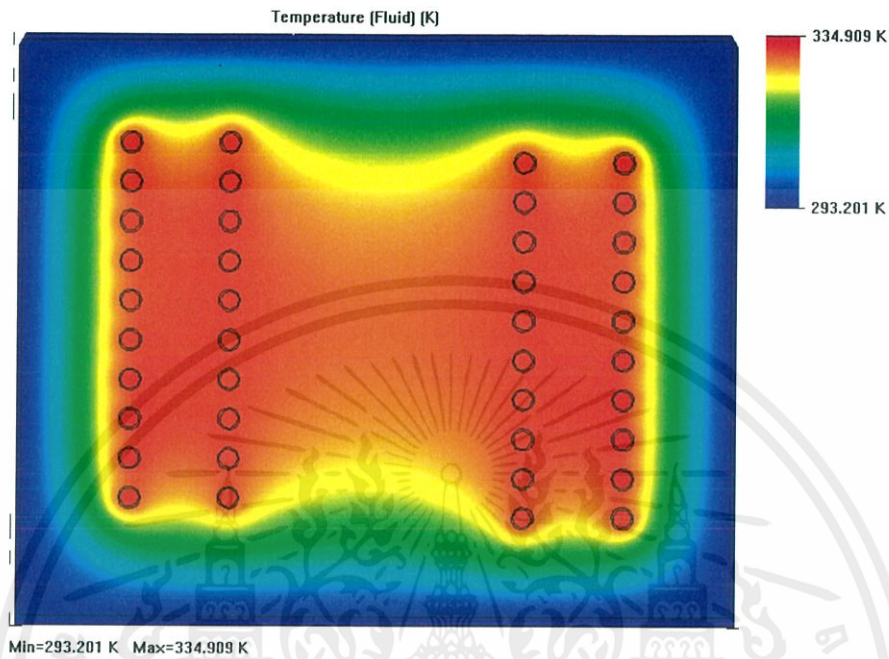
- [1] Yunus A. Cengel , Afshin J. G (2015). Heat and Mass Transfer Fundamentals & Applications Fifth Edition in SI Units
- [2] Takashi Yatabe (2005). Heat Pump Illustrated.
- [3] McQuiston ,Parker ,Spitler (2005). Heating Ventilating, And Air Conditioning Analysis and Design.
- [4] M.Theodore ,Gresh (1991). Compressor Performance (Selection, Operation, and Testing of Axial and Centrifugal Compressors.
- [5] Jørn Stene (2004). Residential CO₂ Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating, Norwegian University of Science and Technology.
- [6] Heinz P. Bloch (2006). Compressor and Modern Process Application
- [7] Petter Neksa (1999). CO₂ heat pump systems, SINTEF Energy Research, Refrigeration and Air Conditioning.
- [8] Wilbert F. Stoecker And Jerold W.Jones, Refrigeration And Air Conditioning, Second Edition, Mcgraw-Hill International Edition
- [9] Takashi Yatabe, HEAT PUMP เทคโนโลยีเพื่อการประหยัดพลังงาน และลดภาวะโลกร้อน, ผู้แปล:ดร.อรณพ เรืองวิเศษ
- [10] ผศ.ชูชัย ต.ศิริวัฒนา, การทำความเย็นและการปรับอากาศ
- [11] R.S. Khurmi Paperback, s. Chard, A Textbook of Refrigeration and Air Conditioning
- [12] John Matsson, An Introduction to SOLIDWORKS Flow Simulation 2016



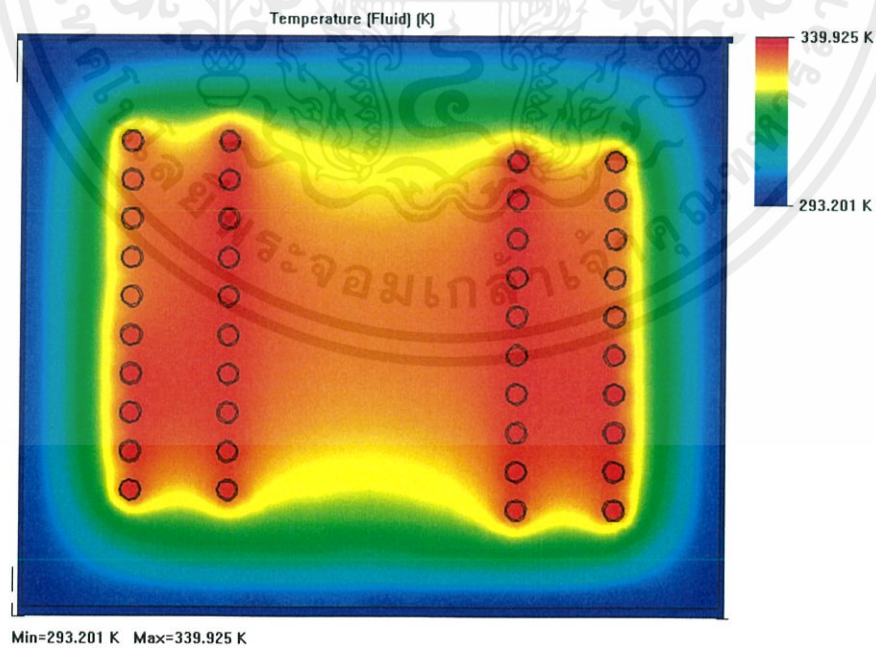
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก

การกระจายตัวของอุณหภูมิของสารทำงาน R-134a และน้ำ ที่อุณหภูมิทางเข้า 335 K ความดัน 10 Bar

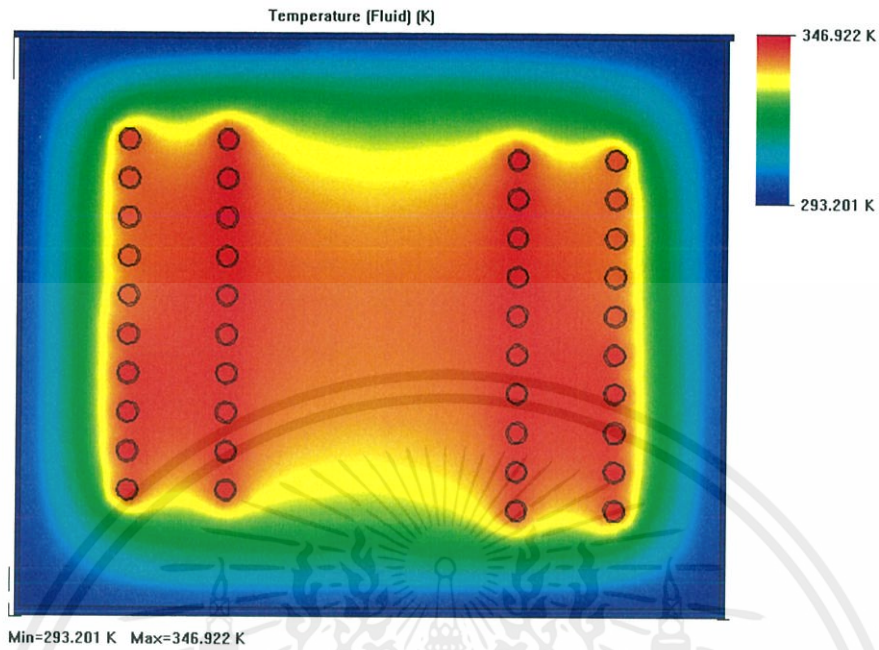


การกระจายตัวของอุณหภูมิของสารทำงาน R-134a และน้ำ ที่อุณหภูมิทางเข้า 340 K ความดัน 15 Bar

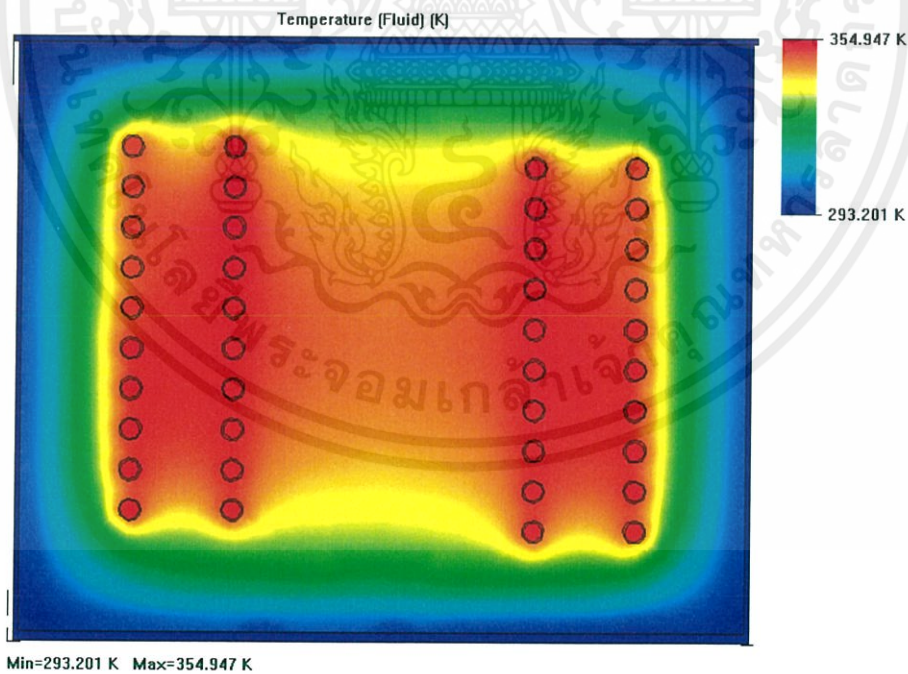


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การกระจายตัวของอุณหภูมิของสารทำงาน R-134a และน้ำ ที่อุณหภูมิทางเข้า 347 K ความดัน 20 Bar



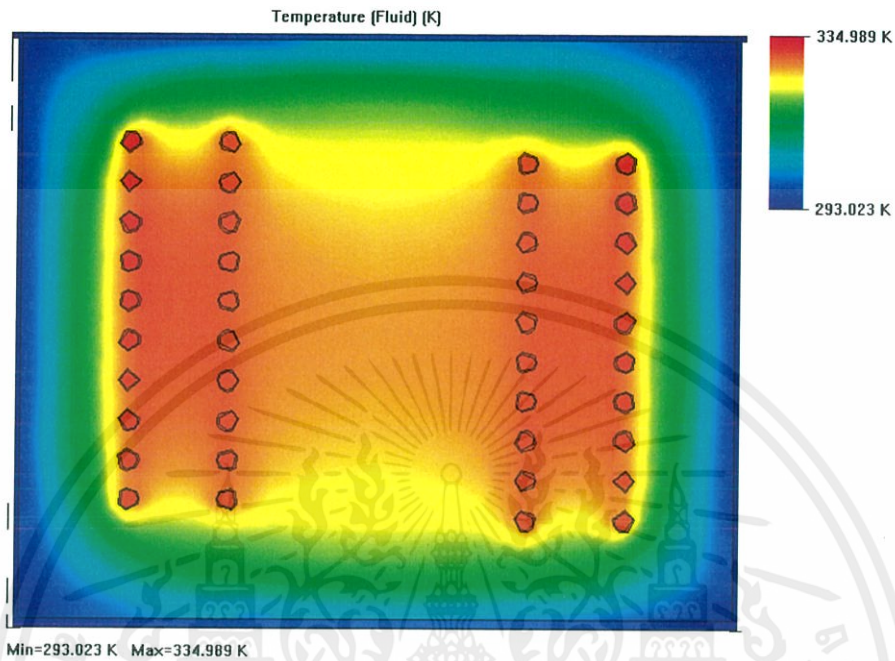
การกระจายตัวของอุณหภูมิของสารทำงาน R-134a และน้ำ ที่อุณหภูมิทางเข้า 355 K ความดัน 25 Bar



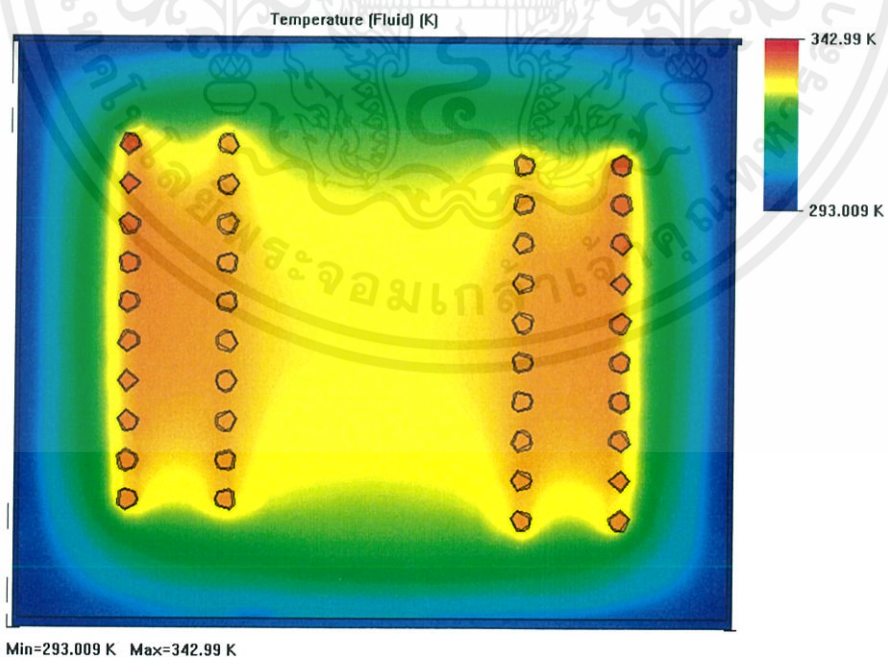
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข

การกระจายตัวของอุณหภูมิของคาร์บอนไดออกไซด์ และน้ำ ที่อุณหภูมิทางเข้า 335 K ความดัน 70 Bar

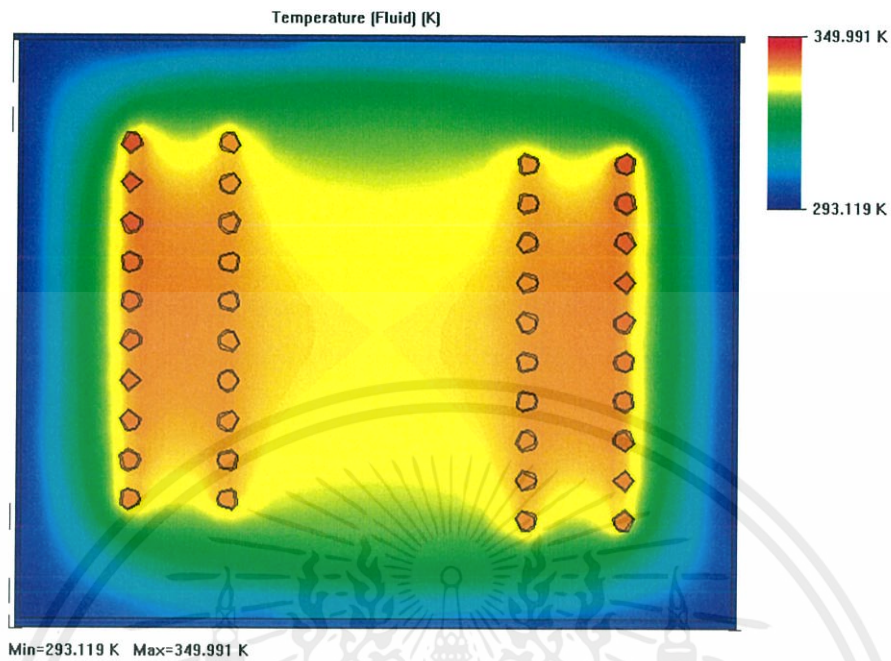


การกระจายตัวของอุณหภูมิของคาร์บอนไดออกไซด์ และน้ำ ที่อุณหภูมิทางเข้า 343 K ความดัน 75 Bar

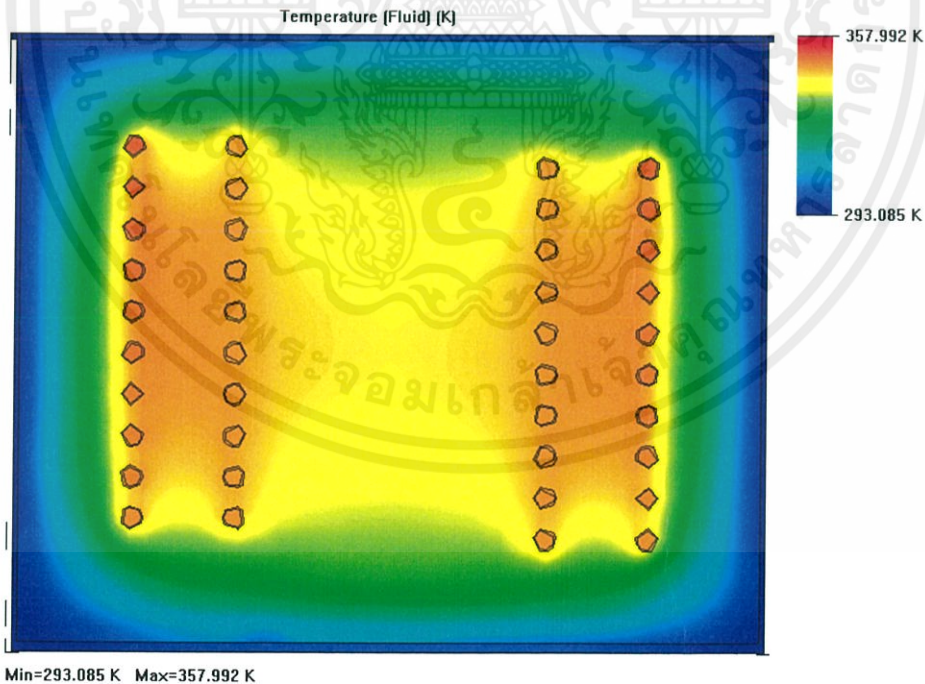


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การกระจายตัวของอุณหภูมิของคาร์บอนไดออกไซด์ และน้ำ ที่อุณหภูมิทางเข้า 350 K ความดัน 80 Bar

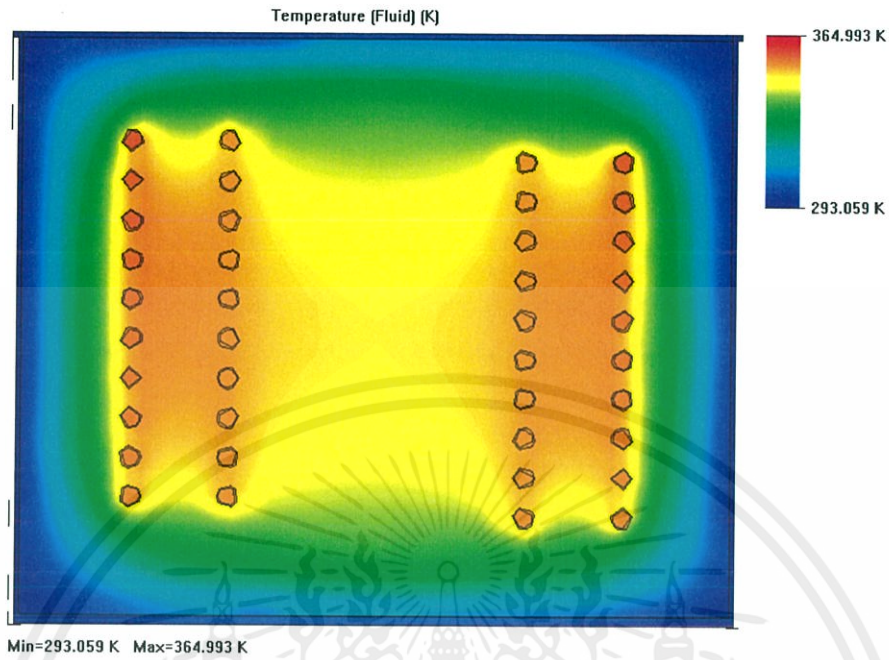


การกระจายตัวของอุณหภูมิของคาร์บอนไดออกไซด์ และน้ำ ที่อุณหภูมิทางเข้า 358 K ความดัน 85 Bar

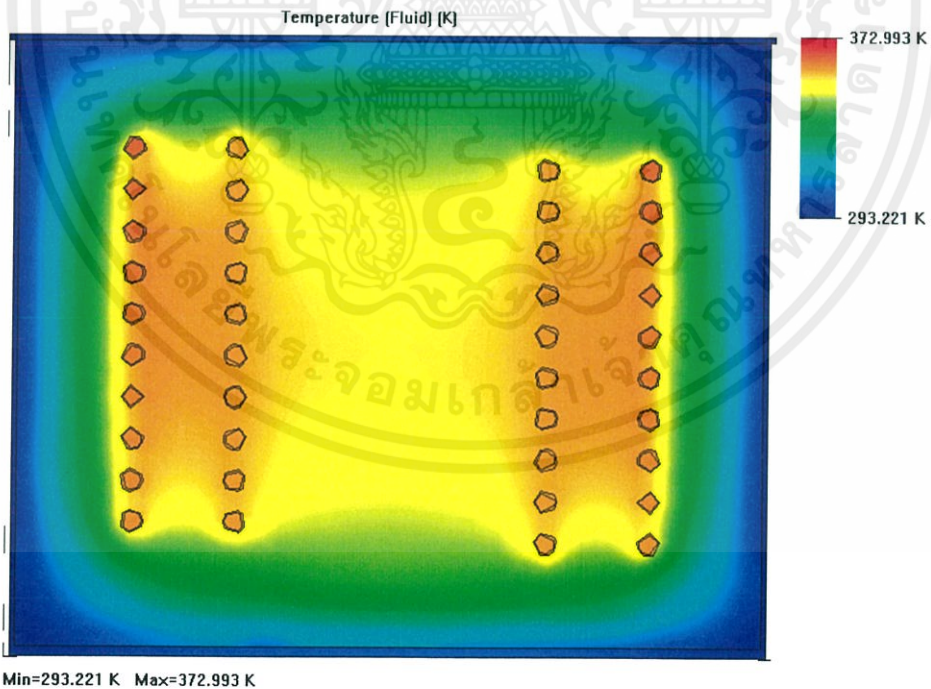


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การกระจายตัวของอุณหภูมิของคาร์บอนไดออกไซด์ และน้ำ ที่อุณหภูมิทางเข้า 365 K ความดัน 90 Bar

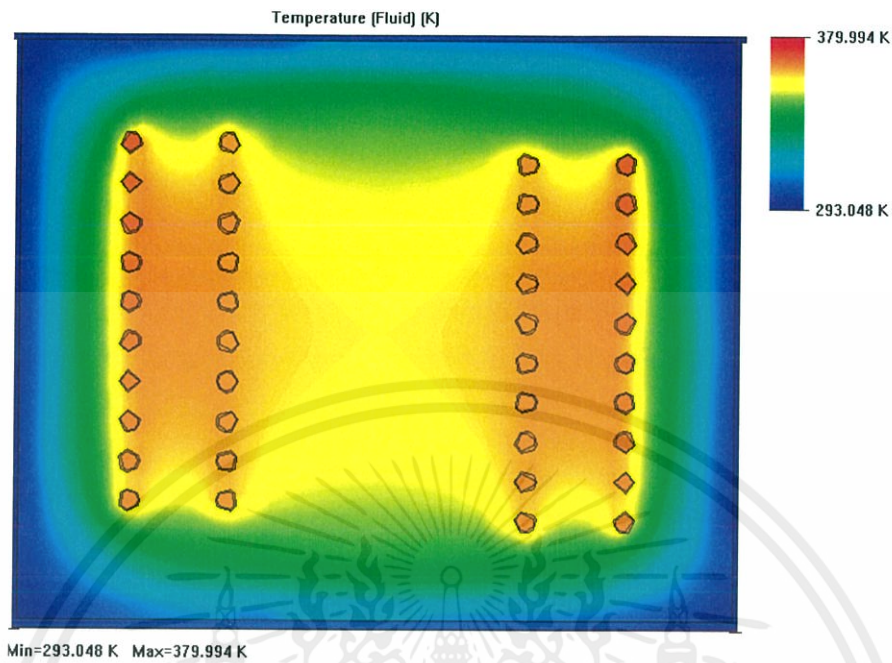


การกระจายตัวของอุณหภูมิของคาร์บอนไดออกไซด์ และน้ำ ที่อุณหภูมิทางเข้า 373 K ความดัน 95 Bar



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การกระจายตัวของอุณหภูมิของคาร์บอนไดออกไซด์ และน้ำ ที่อุณหภูมิทางเข้า 380 K ความดัน 100 Bar



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ค

ตารางบันทึกผลการทดลองปั๊มความร้อนที่ความดันก่อนทำงาน 4 Bar ครั้งที่ 1

Time (min)	High Side Pressure (Bar)	Low Side Pressure (Bar)	Water Temperature (°C)	Current (A)
0	10	0.1	27	5.2
1	10	0.25	28	5.3
2	9.5	0.25	28	5.2
3	9.5	0.25	29	5.3
4	9.8	0.25	30	5.3
5	9.9	0.25	30	5.3
6	10.1	0.4	31	5.3
7	10.1	0.5	31	5.3
8	10.2	0.5	32	5.4
9	10	0.25	32	5.4
10	10.2	0.3	33	5.4
11	10.3	0.5	33	5.4
12	10.9	0.5	33	5.3
13	11	0.5	34	5.4
14	10.9	0.5	34	5.5
15	11	0.5	34	5.5
16	11.1	0.5	35	5.5
17	11.1	0.5	35	5.4
18	11.3	0.5	35	5.4
19	11.6	0.5	36	5.4
20	11.6	0.5	37	5.4
21	11.6	0.5	38	5.4
22	11.7	0.5	38	5.5
23	11.9	0.5	39	5.5
24	11.9	0.5	39	5.6
25	12	0.5	40	5.6
26	12.3	0.5	40	5.6
27	12.3	0.5	40	5.6
28	12.4	0.5	41	5.6
29	12.5	0.5	41	5.6
30	12.6	0.5	41	5.6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางบันทึกผลการทดลองปั๊มความร้อนที่ความดันก่อนทำงาน 4 Bar ครั้งที่ 2

Time (min)	High Side Pressure (Bar)	Low Side Pressure (Bar)	Water Temperature (°C)	Current (A)
0	10	0.1	27	5.2
1	10	0.25	28	5.2
2	9.4	0.25	28	5.3
3	9.5	0.25	29	5.3
4	10	0.25	30	5.3
5	10	0.25	30	5.3
6	10.1	0.4	31	5.2
7	10.2	0.5	31	5.3
8	10.2	0.5	32	5.3
9	10	0.25	32	5.3
10	10.2	0.3	33	5.3
11	10.4	0.5	33	5.3
12	11	0.5	34	5.3
13	11	0.5	34	5.3
14	11	0.5	35	5.3
15	11	0.5	35	5.3
16	11.2	0.5	35	5.3
17	11.2	0.5	36	5.3
18	11.5	0.5	36	5.4
19	11.8	0.5	37	5.4
20	11.8	0.5	37	5.4
21	11.8	0.5	37	5.4
22	11.8	0.5	37	5.5
23	12	0.5	38	5.4
24	12	0.5	38	5.5
25	12.1	0.5	39	5.5
26	12.5	0.5	39	5.5
27	12.5	0.5	40	5.5
28	12.5	0.5	40	5.6
29	12.5	0.5	40	5.6
30	12.7	0.5	41	5.6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางบันทึกผลการทดลองปั๊มความร้อนที่ความดันก่อนทำงาน 4 Bar ครั้งที่ 3

Time (min)	High Side Pressure (Bar)	Low Side Pressure (Bar)	Water Temperature (°C)	Current (A)
0	10	0.1	27	5.2
1	10	0.25	28	5.2
2	9.6	0.25	28	5.2
3	9.6	0.25	29	5.2
4	10.2	0.25	30	5.3
5	10.2	0.25	30	5.3
6	10.4	0.4	31	5.3
7	10.4	0.5	31	5.3
8	10.3	0.5	32	5.4
9	10.1	0.25	32	5.3
10	10.3	0.3	33	5.4
11	10.5	0.5	33	5.4
12	11.2	0.5	34	5.3
13	11	0.5	34	5.4
14	11.2	0.5	35	5.5
15	11.2	0.5	36	5.5
16	11.3	0.5	36	5.5
17	11.3	0.5	37	5.4
18	11.7	0.5	37	5.4
19	12	0.5	37	5.5
20	12	0.5	37	5.4
21	12	0.5	38	5.4
22	12.2	0.5	39	5.5
23	12.3	0.5	40	5.5
24	12.3	0.5	40	5.6
25	12.5	0.5	41	5.6
26	12.7	0.5	41	5.6
27	12.7	0.5	42	5.5
28	12.7	0.5	42	5.5
29	12.8	0.5	42	5.6
30	13.1	0.5	43	5.6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางบันทึกผลการทดลองปั๊มความร้อนที่ความดันก่อนทำงาน 5.5 Bar ครั้งที่ 1

Time (min)	High Side Pressure (Bar)	Low Side Pressure (Bar)	Water Temperature (°C)	Current (A)
0	9.5	0.5	27	6.5
1	9.5	0.5	28	6.7
2	10	0.5	29	7
3	10.2	0.6	30	6.9
4	10.3	0.6	30	6.8
5	10.5	0.5	31	6.6
6	10.4	0.5	32	6.6
7	10.8	0.6	33	6.6
8	10.9	0.5	34	6.7
9	11.2	0.5	35	6.8
10	11.4	0.6	35	6.5
11	11.8	0.6	36	6.6
12	11.8	0.7	37	6.6
13	11.9	0.6	38	6.7
14	12.2	0.7	38	6.8
15	12.4	0.6	39	6.7
16	12.8	0.7	40	6.8
17	12.8	0.7	41	6.7
18	13	0.7	41	6.7
19	13.1	0.7	42	6.7
20	13.2	0.8	42	6.9
21	13.3	0.7	43	6.8
22	13.6	0.8	44	6.8
23	13.8	0.8	44	6.9
24	14	0.8	45	6.9
25	14.2	0.9	45	6.8
26	14.4	0.8	46	6.8
27	14.5	0.9	47	6.8
28	14.6	0.9	47	6.9
29	14.9	0.9	48	6.9
30	15	0.9	49	6.9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางบันทึกผลการทดลองปั๊มความร้อนที่ความดันก่อนทำงาน 5.5 Bar ครั้งที่ 2

Time (min)	High Side Pressure (Bar)	Low Side Pressure (Bar)	Water Temperature (°C)	Current (A)
0	9.5	0.5	27	6.5
1	9.5	0.5	28	6.7
2	10	0.5	29	7
3	10.2	0.5	29	6.9
4	10.3	0.6	30	6.8
5	10.5	0.5	30	6.6
6	10.5	0.6	31	6.6
7	10.8	0.6	32	6.6
8	11	0.5	33	6.7
9	11.1	0.5	34	6.8
10	11.5	0.6	35	6.5
11	11.7	0.7	35	6.6
12	12	0.6	36	6.6
13	12	0.6	38	6.7
14	12.2	0.7	38	6.8
15	12.5	0.6	39	6.8
16	12.8	0.6	39	6.8
17	12.9	0.7	40	6.7
18	13	0.7	41	6.7
19	13	0.7	41	6.7
20	13.2	0.7	42	6.9
21	13.4	0.7	42	6.8
22	13.6	0.8	44	6.8
23	13.9	0.8	44	6.9
24	14.1	0.9	45	6.9
25	14.2	0.8	45	6.8
26	14.4	0.9	46	6.8
27	14.5	0.9	46	6.8
28	14.6	0.9	47	6.9
29	14.9	0.9	47	6.9
30	15	0.9	48	6.9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางบันทึกผลการทดลองปั๊มความร้อนที่ความดันก่อนทำงาน 5.5 Bar ครั้งที่ 3

Time (min)	High Side Pressure (Bar)	Low Side Pressure (Bar)	Water Temperature (°C)	Current (A)
0	9.5	0.5	27	6.5
1	9.5	0.5	28	6.7
2	10	0.6	30	7
3	10.2	0.5	31	6.9
4	11.4	0.6	31	6.8
5	10.5	0.6	32	6.6
6	11.6	0.5	33	6.6
7	10.8	0.6	34	6.6
8	11	0.5	35	6.8
9	11.2	0.5	36	6.8
10	11.5	0.6	36	6.6
11	11.8	0.7	37	6.6
12	11.9	0.6	38	6.6
13	12.3	0.6	38	6.7
14	12.4	0.7	39	6.7
15	12.7	0.6	40	6.8
16	12.8	0.7	41	6.8
17	12.9	0.7	42	6.7
18	13	0.7	42	6.7
19	13.1	0.7	43	6.7
20	13.2	0.8	44	6.9
21	13.6	0.7	44	6.8
22	13.8	0.7	45	6.7
23	14	0.8	46	6.9
24	14	0.8	46	6.9
25	14.2	0.8	47	6.8
26	14.4	0.9	47	6.8
27	14.6	0.8	48	6.8
28	14.8	0.9	48	6.9
29	14.9	0.9	49	6.9
30	15	0.9	50	6.9

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางบันทึกผลการทดลองปั๊มความร้อนที่ความดันก่อนทำงาน 7 Bar ครั้งที่ 1

Time (min)	High Side Pressure (Bar)	Low Side Pressure (Bar)	Water Temperature (°C)	Current (A)
0	12	1.5	30	9.2
1	12.3	1.6	32	9
2	12.7	1.7	33	9
3	13.4	1.8	35	9.1
4	14.1	1.9	37	9.2
5	14.7	1.9	39	9.3
6	15.3	2	41	9.4
7	16	2	44	9.5
8	16.7	2.1	46	9.5
9	17.5	2.1	49	9.7
10	18	2.2	52	9.6
11	19.8	2.2	54	9.7
12	19.6	2.3	56	9.7

ตารางบันทึกผลการทดลองปั๊มความร้อนที่ความดันก่อนทำงาน 7 Bar ครั้งที่ 2

Time (min)	High Side Pressure (Bar)	Low Side Pressure (Bar)	Water Temperature (°C)	Current (A)
0	12	1.5	30	9.2
1	12	1.5	31	9
2	12.3	1.6	34	9
3	13.2	1.8	36	9.1
4	13.9	2	38	9.2
5	14.7	2	41	9.3
6	15.1	2	43	9.4
7	15.9	2.1	45	9.5
8	16.7	2.1	47	9.5
9	17.5	2.1	50	9.6
10	18.2	2.2	51	9.7
11	18.9	2.2	53	9.7
12	19.7	2.2	55	9.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางบันทึกผลการทดลองปั๊มความร้อนที่ความดันก่อนทำงาน 7 Bar ครั้งที่ 3

Time (min)	High Side Pressure (Bar)	Low Side Pressure (Bar)	Water Temperature (°C)	Current (A)
0	12	1.5	30	9.2
1	12	1.6	33	9
2	12.5	1.7	35	9
3	13.1	1.8	37	9.1
4	14	1.8	40	9.2
5	14.8	1.9	43	9.3
6	15	2	45	9.4
7	16.2	2	47	9.6
8	17	2.1	49	9.5
9	17.6	2.2	51	9.6
10	18.2	2.2	53	9.6
11	19	2.3	55	9.7
12	19.5	2.4	57	9.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาผลการทดลองสมรรถนะของปั๊มความร้อนโดยใช้ R-134a เป็นสารทำงานและการ
จำลองสมรรถนะโดยใช้คาร์บอนไดออกไซด์เป็นสารทำงาน

Study of Heat Pump's Testing Performance Using R-134a as Working Fluid and
Simulation of Heat Pump's Performance Using Carbon Dioxide as Working Fluid

นายณภัทร ศิริसानนท์ รหัส 56010359 , นายธนภุต จิงพานิช รหัส 56010503

และนายณภดล ปุ่นประเสริฐ รหัส 56010642

อาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาโท

(รศ.ดร.จำลอง ปรานแก้ว)

บทคัดย่อ

ระบบปั๊มความร้อนที่ใช้อยู่ภายในประเทศไทยในปัจจุบัน ส่วนใหญ่ใช้สารทำงานเป็นฟรอน ซึ่งสารเหล่านี้มีผลกระทบต่อบรรยากาศโลก ดังนั้นโครงการนี้จึงต้องการพัฒนาระบบปั๊มความร้อนที่ใช้คาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) เป็นสารทำงาน สำหรับใช้ในภาคอุตสาหกรรม และครัวเรือน เพื่อลดผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมให้น้อยที่สุด โครงการนี้ได้นำเสนอการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน เพื่อหาค่าอุณหภูมิทางออกของสารทำงาน และค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน โดยใช้การวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม Solidworks โดยได้มีการกำหนดความดัน และอุณหภูมิให้แตกต่างกัน สารทำงานที่ใช้ในการวิเคราะห์เป็นคาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂) และ R134a จากนั้นได้ได้ออกแบบชุดทดลอง และทำการทดลองด้วย R134a เพื่อเปรียบเทียบผลที่ได้จากการวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม Solidworks

คำหลัก : ปั๊มความร้อน, คาร์บอนไดออกไซด์ (CO₂), Transcritical cycle

Abstract

Nowadays , most of heatpump in Thailand have been using Freon as refrigerant. Due to Freon has the effect on the environment of earth. Consequently , this project want to develop heat pump system using Carbondioxide as refrigerant to be used in industry and household along with concerning about reducing the effect on the environment of earth. This project presents the analysis of heat transfer , exit temperature and pressure of refrigerant by using SOLIDWORKS program and builds the experiment using R-134a as working fluid . Therefore , different pressure and temperature has been defined and the working fluid that is used for analysis is Carbondioxide and R-134a. Then , the result from the experiment that is tested by R-134a is compared with the result from the analysis from SOLIDWORKS program

Keywords : Heat Pump, Carbon dioxide (CO₂), Transcritical cycle

1. บทนำ

1.1 ที่มา และความสำคัญ

ประเทศไทยในปัจจุบัน ยังไม่มีการพัฒนาระบบปั๊มความร้อนไว้ใช้เองสำหรับวงการอุตสาหกรรม

ภายในประเทศ ซึ่งการนำเข้าจากต่างประเทศมาใช้งาน เป็นการลงทุนที่มีค่าใช้จ่ายสูง และระบบปั๊มความร้อนทั่วไปจะใช้สารทำงานเป็นสารจำพวกฟรอน ซึ่งสารเหล่านี้เป็นสารเรือนกระจก สร้างผลเสียต่อสิ่งแวดล้อม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จึงมีการนำสาร CO₂ มาเป็นสารทำงานและสามารถพัฒนาระบบปั๊มความร้อนที่ทำให้มีอุณหภูมิด้านความร้อนสูงพอที่จะนำมาใช้งานในวงการอุตสาหกรรมได้ และจะทำให้ได้ผลพลอยได้ทางด้านความเย็นที่จะนำไปใช้ประโยชน์ได้ในอุณหภูมิที่ต่ำ

จากการศึกษาเกี่ยวกับระบบปั๊มความร้อน ที่ใช้ CO₂ เป็นสารทำงาน พบว่าเริ่มมีการใช้ CO₂ เป็นสารทำงานสำหรับระบบปั๊มความร้อนในปี 1994 โดย Gustav Lorentzen ซึ่งได้นำระบบนี้มาใช้ในภาคครัวเรือน โดยใช้การทำงานเป็นวัฏจักรแบบ Transcritical Cycle ต่อมา Petter Neksa ได้ทำการออกแบบปั๊มความร้อน และได้ลองทำการเปรียบเทียบประสิทธิภาพระหว่าง Freon และ CO₂ พบว่า CO₂ ให้ค่า COP มากกว่า และอยู่ในช่วง 3.0 – 4.3 ซึ่งระบบปั๊มความร้อนที่ใช้ CO₂ เป็นสารทำงาน ซึ่งสร้างขึ้นภายหลังมักมีค่า COP อยู่ในช่วงนี้ จากนั้น Jørn Stene ได้ทำการพัฒนาระบบปั๊มความร้อนสำหรับใช้ในครัวเรือนโดยพัฒนาให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น 50-80 %

งานวิจัยนี้มุ่งวิจัยเพื่อพัฒนาระบบปั๊มความร้อนโดยใช้สาร CO₂ เป็นสารทำงาน โดยพัฒนาให้มีประสิทธิภาพสูง เมื่อเทียบกับระบบทำความร้อนแบบอื่นๆ เช่น ฮีทเตอร์ไฟฟ้า หรือการต้มด้วยแก๊สหรือน้ำมัน มีอุณหภูมิน้ำร้อนที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้ มีความปลอดภัยในการใช้งาน และสิ่งแวดล้อม

1.2 จุดมุ่งหมายและวัตถุประสงค์

1. ศึกษาสมรรถนะของปั๊มความร้อนที่ใช้ R-134a เป็นสารทำงาน โดยวิธีการทดลอง
2. ศึกษาความสามารถในการใช้คาร์บอนไดออกไซด์เป็นสารทำงาน ในระบบปั๊มความร้อน

1.3 ขอบเขตการศึกษา

1. ออกแบบระบบปั๊มความร้อนที่ใช้ R-134a เป็นสารทำงาน ให้สามารถต้มน้ำให้มีอุณหภูมิสูงถึง 50 – 70°C โดยใช้คอมเพรสเซอร์ที่มีกำลัง 1-5 kW

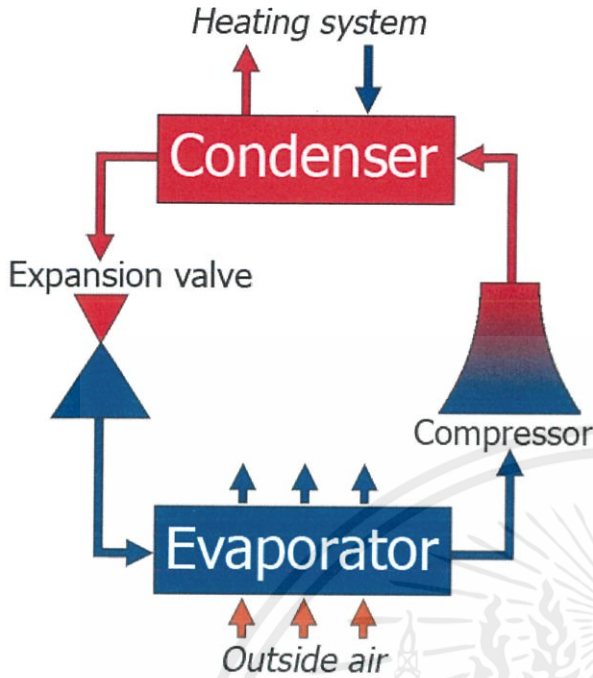
2. ศึกษาความสามารถของการนำคาร์บอนไดออกไซด์มาใช้เป็นสารทำงาน และเปรียบเทียบกับ R-134a โดยการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อน

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

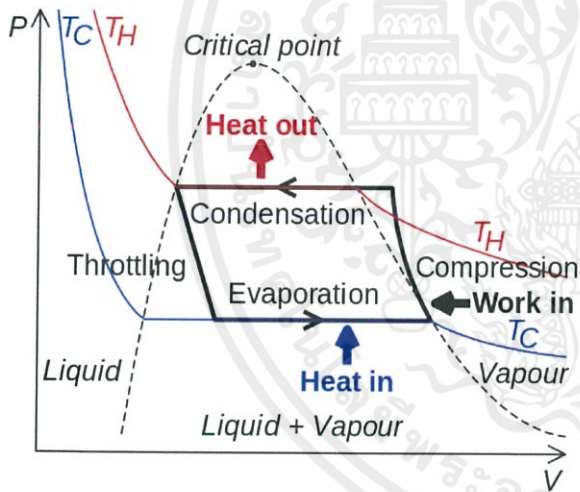
1. ปั๊มความร้อน (Heat Pump)

ปั๊มความร้อน เป็นระบบทำความร้อนที่มีหลักการทำงานตรงข้ามกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor-Compression Refrigeration) คือ การนำความร้อนจากแหล่งความร้อน (Heat Source) ไปปล่อยยังแหล่งรับความร้อน (Heat Sink) โดยมีสารทำงานเป็นตัวกลาง ซึ่งในที่นี้ใช้ CO₂ เป็นสารทำงาน

ปั๊มความร้อน มีอุปกรณ์การทำงานหลัก 4 ชนิด เหมือนกับ ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ คือ Compressor มีหน้าที่อัดสารทำงาน ด้วยกระบวนการ Isentropic เพื่อเพิ่มความดัน และอุณหภูมิ ของสารทำงานในสถานะแก๊ส ซึ่ง Compressor ส่วนใหญ่ที่ใช้จะเป็นแบบ Positive Displacement เครื่องควบแน่น หรือ Condenser ทำหน้าที่ปลดปล่อยความร้อนของสารทำงาน ออกไปใช้งาน โดยสารทำงานในสถานะแก๊ส จะมีอุณหภูมิลดลง และควบแน่นเป็นสถานะของเหลว ในสถานะ Isobaric Expansion Valve ทำหน้าที่ลดความดันของสารทำงานในสถานะของเหลว ซึ่งจะทำให้สารทำงาน มีอุณหภูมิลดลง Expansion Valve มีการทำงานแบบ Isentropic เครื่องระเหย หรือ Evaporator มีหน้าที่รับความร้อนจากภายนอกเข้ามาในสารทำงาน ในสถานะ Isobaric สารทำงานในสถานะของเหลว จะได้รับความร้อน และระเหยเป็นสถานะแก๊ส



รูปที่ 1 วัฏจักรการทำงานของปั๊มความร้อน



รูปที่ 2 P-V Diagram ของระบบปั๊มความร้อน

ประสิทธิภาพของ heat pump
Co-efficient of performance

$$COP = \frac{\text{Heat Output}}{\text{Power Input}} \quad (1)$$

2. คาร์บอนไดออกไซด์ (Carbondioxide)

คาร์บอนไดออกไซด์ เป็นแก๊สไม่มีสี ไม่มีกลิ่น ที่พบได้ทั่วไปในบรรยากาศโลก เกิดจากการรวมตัวกันของ

อะตอมออกซิเจน 1 อะตอม และคาร์บอน 2 อะตอม เชื่อมกันด้วยพันธะคู่ มีสูตรทางเคมีคือ CO₂ คาร์บอนไดออกไซด์ สามารถเกิดขึ้นในธรรมชาติจากการระเบิดของภูเขาไฟ บ่อน้ำพุร้อน ปฏิกริยาเคมีเช่นการเผาไหม้ ของเสียการหายใจของสิ่งมีชีวิต แต่ในขณะเดียวกันก็เป็นวัตถุดิบสำคัญในกระบวนการสังเคราะห์ด้วยแสงของพืช ในการศึกษาเกี่ยวกับปั๊มความร้อน มักเรียกแทนคาร์บอนไดออกไซด์ ว่า R744 ซึ่งมีคุณสมบัติที่น่าสนใจคือ มีความดันวิกฤตสูง (7.39 MPa) และมีอุณหภูมิวิกฤตต่ำ (31.1°C) นอกจากนี้คาร์บอนไดออกไซด์ยังมีผลกระทบต่อการทำลายชั้นบรรยากาศน้อยเมื่อเทียบกับสารทำงานอื่นๆ ที่นิยมใช้กันในกระบวนการอัดไอ

ข้อดีของการใช้ CO₂ เป็นสารทำงานในระบบปั๊มความร้อน คือ มีความดันตกคร่อมที่เกิดในท่อและ heat exchanger ต่ำ มีค่า Refrigeration capacity สูง เนื่องจาก Volumetric cooling capacity สูง ทำให้มีผลดีต่อความจุของ compressor และขนาดของ heat exchanger และงานท่อ มีอัตราส่วนกำลังอัดต่ำนำไปสู่ประสิทธิภาพ Isentropic ของ Compressor ที่สูง ความเป็นพิษต่ำและไม่ติดไฟ ไม่มีคุณสมบัติกัดกร่อนวัสดุส่วนใหญ่ สามารถเข้ากันได้กับ Compressor ที่ใช้สารหล่อลื่นแบบ oil return และมีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมต่ำ แต่ในขณะเดียวการใช้ CO₂ เป็นสารทำงานก็มีข้อจำกัดคือ ระบบ R744 มีความซับซ้อน นำไปสู่ค่าใช้จ่ายในส่วนประกอบ และการติดตั้ง ซึ่งระบบการทำงานแบบ Transcritical Cycle ที่ใช้กับการทำงานของ CO₂ ไม่เหมาะสมกับบริเวณที่มีอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมสูงที่ซึ่งระบบจะทำงานเหนือจุดวิกฤตเสมอเพราะจะทำให้กระบวนการของ Transcritical Cycle ไม่มีประสิทธิภาพ นอกจากนี้ระบบต้องการ Compressor ชนิดพิเศษ เพราะต้องการความดันสูง และความดันที่สูงของ CO₂ ทำให้ต้องมีการออกแบบระบบและชิ้นส่วนที่เกี่ยวข้องเป็นพิเศษ



116.3 pm

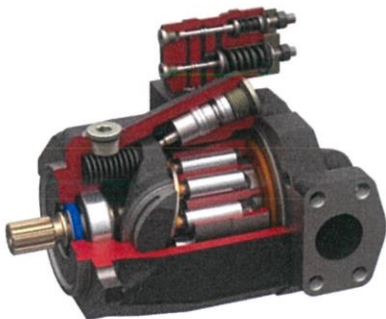
รูปที่ 3 โครงสร้างโมเลกุลของ CO₂

3. คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

Compressor เป็นหนึ่งในอุปกรณ์หลัก สำหรับระบบปั๊มความร้อน มีหน้าที่อัดสารทำงานในสถานะแก๊ส ให้มีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้นก่อนเข้า condenser เพื่อนำความร้อนมาใช้งาน compressor ที่เหมาะกับการทำงานของระบบปั๊มความร้อน เป็นแบบ Positive Displacement ซึ่งใช้การลดปริมาตร เพื่อเพิ่มความดันของสารทำงาน โดย Compressor ที่มีคุณสมบัติเหมาะสมกับ CO₂ คือ แบบ Piston หรือแบบลูกสูบ ซึ่งในความดันที่สูง แบบ Scroll หรือแบบกันหอย ที่ให้อัตราการไหลสูง และทำงานได้เงียบ และแบบ Screw ซึ่งสามารถทำงานที่ช่วงความดันที่กว้าง



รูปที่ 4 ตัวอย่าง Scroll Compressor



รูปที่ 5 ตัวอย่าง Piston Compressor

ประสิทธิภาพของ Compressor สามารถหาได้จากสมการ

$$\eta_c = \frac{\text{Isentropic Work}}{\text{Actual Work}} = \frac{W_s}{W_a} \cong \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (2)$$

เมื่อ

h_1 คือ enthalpy ที่สภาวะเริ่มต้น

h_{2s} คือ enthalpy ที่สภาวะสุดท้ายของกระบวนการไอเซนโทรปิก

h_{2a} คือ enthalpy ที่สภาวะสุดท้ายของกระบวนการจริง

4. เครื่องควบแน่น (Condenser)

ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำงาน เพื่อให้เราสามารถนำความร้อนซึ่งถูกอัดมาจากคอมเพรสเซอร์ในสภาพที่มีอุณหภูมิและความดันสูงไปใช้ได้ และทำให้สารทำงานมีอุณหภูมิลดลงและมีสถานะบางส่วนเริ่มเป็นของเหลว

เครื่องระเหย สามารถนำความร้อนไปใช้งานได้หลายแบบ ทั้งการต้มน้ำ และทำความร้อนให้อากาศ สูตรที่เกี่ยวข้องกับการออกแบบและเลือกใช้คอนเดนเซอร์

1. ภาระของคอนเดนเซอร์

สำหรับคอมเพรสเซอร์แบบเปิด

- ภาระคอนเดนเซอร์ = ขนาดของเครื่องทำความเย็น (บีทียู/ชั่วโมง) + BHP × 2545 (บีทียู/ชั่วโมง)

สำหรับของคอนเดนเซอร์ แบบปิด

- ภาระของคอนเดนเซอร์ = ขนาดของเครื่องทำความเย็น (บีทียู/ชั่วโมง) + kW × 3413 (บีทียู/ชั่วโมง)

2. ความสามารถในการทำงาน

$$Q = A \cdot U \cdot D \left[\frac{\text{Btu}}{\text{h}} \right] \quad (3)$$

เมื่อ A = พื้นที่การระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษา U = สัมประสิทธิ์ของการส่งผ่านความร้อนของผนัง การค้า

ไม่ว่ากรณีใด ๆ ทั้งสิ้น ออกทั้งหมดนี้ให้เปล่า และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

D = อุณหภูมิแตกต่างโดยเฉลี่ยระหว่างสารทำ
 ความเย็นและอุณหภูมิของสารทำงาน
 3. ปริมาณของสารหล่อเย็นที่ใช้ในคอนเดนเซอร์

$$\dot{m} = \frac{Q_c}{c \cdot \Delta t} \quad (4)$$

เมื่อ

\dot{m} = อัตราการไหลโดยมวลของสารทำงาน

Q_c = ภาระของคอนเดนเซอร์

c = ความร้อนจำเพาะของสารตัวกลาง

Δt = อุณหภูมิสารตัวกลางที่เพิ่มขึ้น

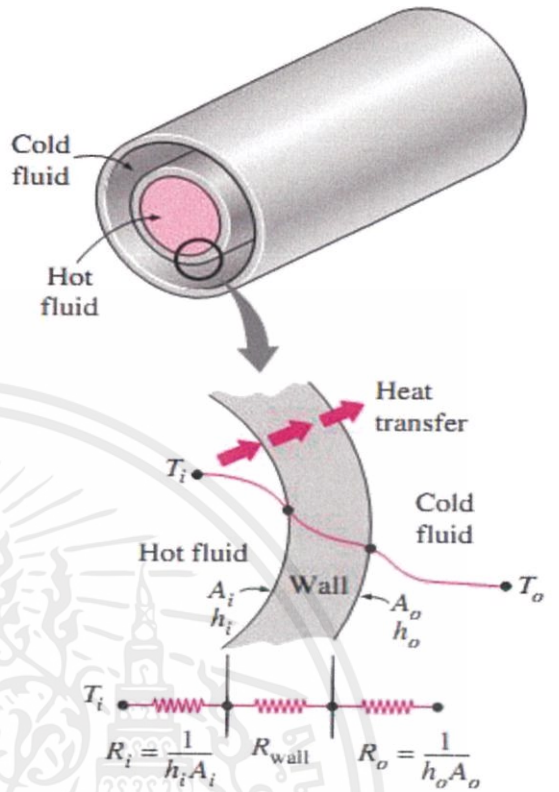
5. การคำนวณการไหล

เราจะใช้สมการของ แบร์นูลลี มาคำนวณหาใน
 เรื่องของการไหลที่มีแรงดันเพื่อหาพลังงาน และแรงที่จะ
 กระทำต่อท่อ

$$\frac{1}{2} m_1 v_1^2 + m_1 g h_1 + P_1 = \frac{1}{2} m_2 v_2^2 + m_2 g h_2 + P_2 \quad (5)$$

6. สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (The overall heat transfer coefficient)

เรื่องที่สำคัญเป็นอันดับแรกในการวิเคราะห์
 อุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกับ เซลล์ในเชิง
 ความร้อนก็คือการหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน
 รวมระหว่างของ ไหลสองชนิด นั้นได้นิยามความหมาย
 ของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของไหล
 ที่มีอุณหภูมิเป็น T_h กับของไหลเย็นที่มีอุณหภูมิเป็น T_c
 ที่กันโดยผนังที่บดด้วยสมการ



รูปที่ 6 ภาพจำลองการถ่ายเทความร้อนในท่อ

เรื่องที่สำคัญเป็นอันดับแรกในการวิเคราะห์
 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกับ เซลล์ในเชิง
 ความร้อนก็คือการหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน
 รวมระหว่างของ ไหลสองชนิด นั้นได้นิยามความหมาย
 ของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของไหล
 ที่มีอุณหภูมิเป็น T_h กับของไหลเย็นที่มีอุณหภูมิเป็น T_c
 ที่กันโดยผนังที่บดด้วยสมการ (6)

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U A \Delta T \quad (6)$$

$$R = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o \quad (7)$$

7. Fouling Factor

เมื่อใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไประยะหนึ่ง
 สิ่งสกปรกจากของไหลจะเริ่มจับติดกับผิวของโลหะ ทำให้
 อัตราการถ่ายเทความร้อนจากผิวของโลหะต่ำลง ดังนั้น

หากทำการคำนวณออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน
 โดยไม่ได้คำนึงถึงค่าของความต้านทานอันเนื่องมาจากสิ่ง

สกปรกเหล่านี้ที่ผนังของโลหะ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะไม่สามารถถ่ายเทความร้อนตามที่ได้ทำนายไว้ด้วยเหตุนี้ การคำนึงถึงผลเสียของสิ่งสกปรกที่เกาะติดผิวของโลหะไว้ล่วงหน้าจึงเป็นสิ่งสำคัญอย่างยิ่ง ปริมาณที่บ่งบอกถึงสิ่งสกปรกเหล่านี้ เรียกว่า Fouling Factor (Rf) หมายถึง ค่าความต้านทานอันเกิดจากสิ่งสกปรกที่ผนัง (m²K/W) ซึ่งสามารถหาได้จากสมการ

$$R_f = \frac{1}{U_f} - \frac{1}{U} \quad (8)$$

เมื่อ

R_f คือ Fouling Factor

U_f คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อที่มีสิ่งสกปรกเกาะ

U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของท่อสะอาด

8. ค่าสัมประสิทธิ์ความปลอดภัย (Factor of safety)

คือค่าสัมประสิทธิ์ความปลอดภัย หรือส่วนใหญ่ มักเรียกว่า Safety Factor (SF) คือความแข็งแรงของระบบเท่าใดที่ระบบสามารถรับได้มากกว่าที่รับได้ปกติสำหรับภาระนั้นๆ โดยมีสูตรการคำนวณดังนี้

$$\text{Factor of Safety} = \frac{\text{Ultimate Stress}}{\text{Working Stress}} \quad (9)$$

9. วาล์วขยายตัว (Expansion Valve)

Expansion Valve เป็นอุปกรณ์หนึ่งในระบบ Heat Pump มีหน้าที่ลดความดันของสารทำงานในสถานะของเหลว ซึ่งจะทำให้สารทำงานมีอุณหภูมิ และความดันลดลงก่อนเข้า Evaporator นอกจากนี้ Expansion Valve ยังมีหน้าที่ควบคุมอัตราการไหลของสารทำงาน ก่อนเข้า Evaporator เพื่อให้มีปริมาณสารทำงานที่เหมาะสมไม่มากหรือน้อยเกินไป



รูปที่ 7 วาล์วลดความดัน แบบ Thermostatic

10. เครื่องระเหย (Evaporator)

เครื่องระเหย เป็นอุปกรณ์พื้นฐานอุปกรณ์หนึ่งของระบบปั๊มความร้อน มีหน้าที่เปลี่ยนสถานะของสารทำงานจากสถานะของเหลว เป็นสถานะแก๊ส โดยการระเหยของสารทำงาน จะดึงเอาพลังงานจากภายนอกเข้ามาในระบบ Evaporator สามารถแบ่งได้เป็น 3 ประเภทคือ

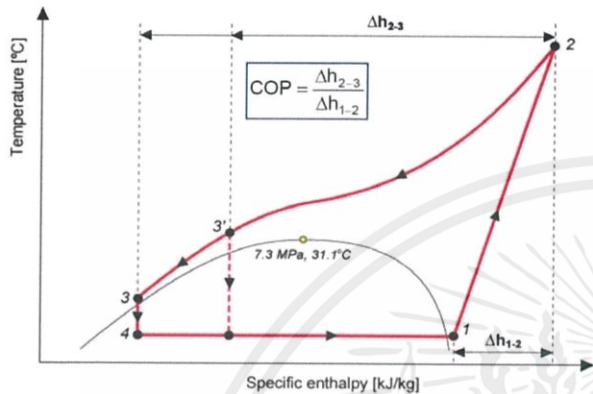
1. Bare tube Evaporator หรือแบบท่อเปลือย มักทำด้วยเหล็กหรือทองแดง ท่อแบบเปลือยจะเหมาะกับระบบที่มีขนาดใหญ่ และมี Ammonia หรือ R717 เป็นสารทำงาน
2. Plate surface Evaporators หรือแบบแผ่นท่อ สร้างโดยเอาโลหะแผ่นแบนมาอัดขึ้นรูปอาจเป็นแผ่นเดียวหรือทั้งสองแผ่นแล้วเชื่อมประกบกันให้เป็นท่อที่สารทำงานสามารถไหลผ่านได้
3. Fined Evaporator หรือแบบท่อครีป เป็นระบบที่พัฒนาจากแบบท่อเปลือย โดยการเพิกครีปภายนอก ซึ่งจะช่วยเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อน

11. Transcritical Cycle

Transcritical Cycle เป็นวัฏจักรการทำงานแบบหนึ่งซึ่งสารทำงานจะอยู่ทั้งในสถานะ Subcritical และ Supercritical โดยระบบ Transcritical Cycle มักจะถูกใช้ในกรณีที่มีสารทำงานเป็น CO₂ เนื่องจาก CO₂ ต้องการความดันในการทำงานที่สูง และลดความดันมาจนต่ำ เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการทำงาน ระบบนี้ถูกคิดค้น

โดย Gustav Lorentzen ดังนั้นจึงหา Coefficient of performance ได้จากสมการ

$$COP_{LZ} = \frac{T_{2s} - T_3}{(T_{2s} - T_3) - T_0 \cdot \ln \frac{T_{2s}}{T_3}} \quad (10)$$



รูปที่ 8 P-h Diagram ของระบบ Transcritical Cycle

12. พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณด้วย

SOLIDWORKS Flow Simulation

พลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

(Computational Fluid Dynamic , CFD) ด้วย SOLIDWORKS Flow Simulation เป็นซอฟต์แวร์ที่ได้รับการพัฒนาให้เป็นโปรแกรมสำเร็จรูปโดยใช้คอมพิวเตอร์ ในการวิเคราะห์พฤติกรรมของของไหลในชิ้นงานต่าง ๆ โดยจะทำการสร้าง mesh หรือ cell ของชิ้นงานหรือระบบที่กำลังศึกษา และใช้ระเบียบวิธี Finite Volume และอาศัยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขในการแก้สมการ สมการนาเวียร์-สโตกส์ ร่วมกับใช้สมการอื่น ๆ ในการแก้ปัญหาไปพร้อม ๆ กัน ภายใต้เงื่อนไขเริ่มต้นและเงื่อนไขขอบเขต จากนั้นจึงทำการวิเคราะห์ผลและแสดงภาพของผลเฉลยที่ได้ในรูปแบบต่าง ๆ ตามต้องการ

เทคนิคพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณด้วย

SOLIDWORKS Flow Simulation จะทำการวิเคราะห์ชิ้นงานโดยการแก้สมการนาเวียร์-สโตกส์และในหลาย ๆ กรณีได้ใช้สมการอื่น ๆ มาร่วมในการแก้ปัญหาไปพร้อม ๆ โดยมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

1.กำหนดรูปทรงหรือสร้างโมเดลของปัญหาที่ต้องการศึกษา โดยใช้ซอฟต์แวร์ CAD

2.กำหนดสมการสำหรับการวิเคราะห์ เช่น สมการสำหรับการเคลื่อนที่, สมการเอนทัลปี, สมการการอนุรักษ์มวล, สมการโมเมนตัมและสมการพลังงาน เป็นต้น

3.การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต (Boundary Condition) เป็นค่าที่เกี่ยวข้องกับพฤติกรรมของของไหลและสมบัติ ณ ขอบเขตนั้น ๆ ของปัญหาที่ต้องการศึกษา

4.การกำหนดรูปแบบการวิเคราะห์ การแก้สมการโดยอาศัยระเบียบวิธีทำซ้ำ (Iteration) และการกำหนดการลู่เข้าหาผลเฉลย

5.การแบ่งชิ้นส่วนย่อยหรือ mesh ของชิ้นงาน

6.ทำการวิเคราะห์ผล

7.แสดงภาพและค่าต่าง ๆ ของผลเฉลยที่ได้

3. วิธีดำเนินงานวิจัย

1.ศึกษาระบบการทำงานและทฤษฎีที่เกี่ยวข้องกับปั๊ม ความร้อน และคุณสมบัติของสารทำงาน

2.วิเคราะห์ปัจจัยที่เกี่ยวข้องในการทำงานของระบบปั๊ม ความร้อน

3.คำนวณค่าต่างๆในระบบปั๊มความร้อน เช่น การถ่ายเทความร้อน ความดันในระบบ วัสดุที่ใช้ในระบบ และพลังงานที่ใช้ในระบบ

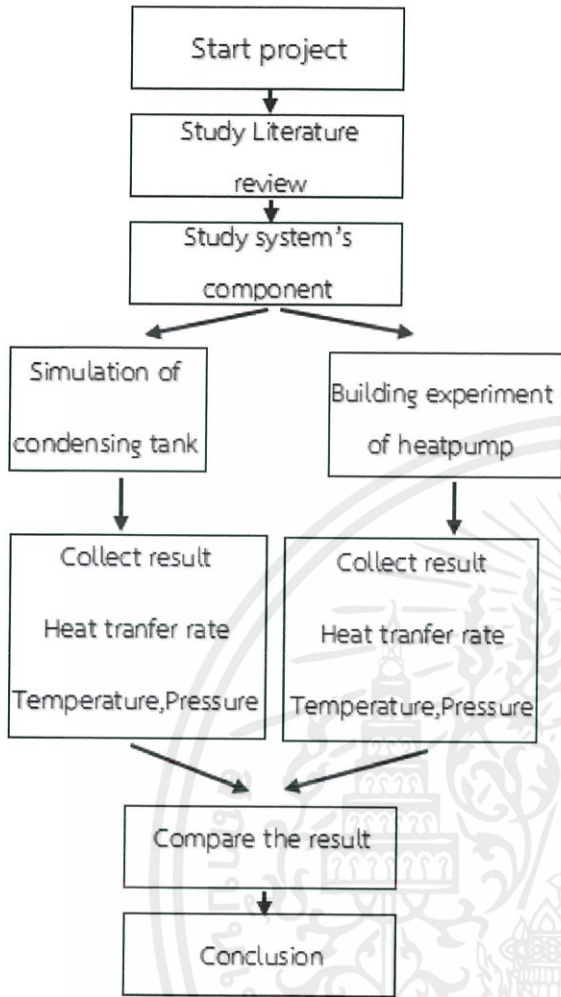
4.ออกแบบรูปทรงของ Gas Cooler และชุดทดลอง

5.คำนวณและจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนของชุดทดลองใน Gas Cooler ในตัวแปรที่ต่างกัน ทั้งขนาดท่อ จำนวนชุด และอุณหภูมิขาเข้า

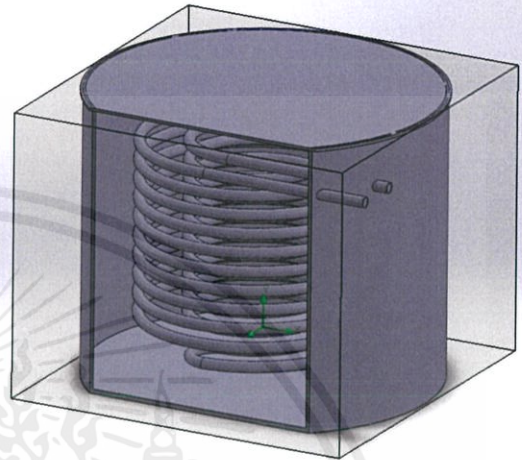
6.สร้างชุดทดลอง และทำการทดลองกับชุดทดลอง

7.เปรียบเทียบผลการทดลอง กับการจำลอง และการคำนวณ

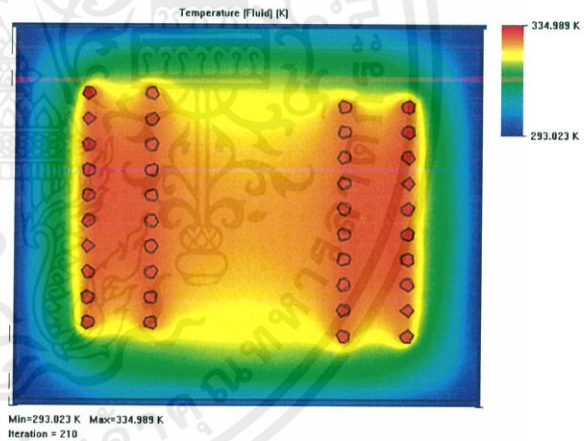
8.บันทึกผลการทดลองและสรุปผลการทดลอง



ทดลองได้กำหนดสภาวะแวดล้อมเท่ากันที่อุณหภูมิ 293 K ความดันบรรยากาศ และชดท่อและถังมีขนาดเท่ากันทั้งหมด



รูปที่ 9 รูปทรงระบบที่ใช้ในการจำลอง



รูปที่ 10 การถ่ายเทความร้อนจากสารทำงานไปยังน้ำ

3.1 ขอบเขตของการออกแบบ

ได้ทำการกำหนดขอบเขตต่างๆของการออกแบบไว้ดังนี้

- ใช้สาร HFCs R-134a เป็นสารทำงาน
- มีอุณหภูมิของน้ำที่ต้มได้ถึง 40-80°C
- ใช้ Compressor แบบ Piston ที่ให้ความดันสูง
- กำลังที่ป้อนให้ Compressor มีค่า 1-3 kW

4. การวิเคราะห์ด้วยโปรแกรม Solidworks

4.1 การจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อน

ใช้โปรแกรม Solidworks ในการจำลอง CFD ของการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำงานในท่อและน้ำ โดยทำการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำงานของชนิด คาร์บอนไดออกไซด์ หรือ R744 กับ HFCs R134a เพื่อนำผลมาเปรียบเทียบ ซึ่งในการ

จากการทำการลองการแลกเปลี่ยนความร้อนของระบบที่ใช้ คาร์บอนไดออกไซด์เป็นสารทำงาน ได้ผลดังตารางที่ 1

Inlet Temp (K)	Inlet pressure (bar)	Heat Transfer Rate (kW)	Outlet Temp (K)
335	70	4.46	313.43
343	75	5.94	322.58

350	80	7.24	329.25
358	85	8.58	334.99
365	90	9.81	339.36
373	95	11.13	344.13
380	100	12.31	348.12

ตารางที่ 1 ผลจากการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนของคาร์บอนไดออกไซด์

ผลจากการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนของระบบที่ใช้ R134a เป็นสารทำงาน ได้ผลดังตารางที่ 2

Inlet Temp (K)	inlet pressure (bar)	heat transfer rate (kW)	outlet temp (K)
335	10	3.03	292.01
340	15	3.68	316.57
347	20	4.74	319.78
355	25	6.78	326.39

ตารางที่ 2 ผลจากการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนของ R134a

4.2 การออกแบบ Gas Cooler

จากการศึกษาเกี่ยวกับ Gas Cooler แบบต่างๆ และวัสดุ พบว่ามี Gas Cooler ที่มีคุณสมบัติเหมาะสมกับการทำงาน คือ Gas Cooler แบบ Shell and coil เนื่องจากมีประสิทธิภาพสูง Pressure Drop ต่ำ ง่ายต่อการติดตั้ง ท่อที่ใช้ภายในเลือกใช้ท่อทองแดง เพราะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูง และสามารถตัดเป็นขดได้ง่าย ส่วนฉนวนเลือกใช้ใยแก้ว เพราะหาและติดตั้งได้ง่าย

5. การออกแบบชุดทดลอง

5.1 Compressor

การเลือกใช้ Compressor ได้รับ Compressor จากบริษัท Electromatic EG ซึ่งเป็น Compressor เก่าไม่ทราบรุ่น และผู้ผลิต ซึ่งในเบื้องต้น Compressor ไม่สามารถใช้งานได้ จึงได้ทำการผ่าฝาคกรอบ และทำความสะอาดชิ้นส่วนภายในใหม่ทั้งหมด



รูปที่ 11 compressor ที่ผ่าเอาฝาคกรอบออกแล้ว

จากนั้นได้ทำการทดลองการทำงาน ซึ่งจากการถอดประกอบ และศึกษา ได้ทราบว่า Compressor เครื่องนี้ เป็น Compressor แบบ 2 ลูกสูบ ใช้สารทำงานเป็น R22 มอเตอร์มีกำลัง 1.2 kW มีท่อ Suction ขนาด 6/8 นิ้ว และท่อ Discharge ขนาด 3/8 นิ้ว

5.2 สารทำงาน

เนื่องจากมีข้อจำกัดของอุปกรณ์ โดยเฉพาะ Compressor และ Expansion Valve ซึ่ง CO₂ จำเป็นต้องใช้อุปกรณ์เหล่านี้ที่พิเศษกว่าสารทำงานประเภทอื่น และอุปกรณ์เหล่านี้ไม่มีขายทั่วไปตามท้องตลาดในประเทศไทย ชุดทดลองจึงใช้สารทำงานที่มีอยู่ทั่วไป เพื่อให้ง่ายในการจัดหาอุปกรณ์ ซึ่งในที่นี้ได้ใช้สารทำงานเป็น R134a

5.3 ระบบท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชุดทดลองใช้ระบบท่อทองแดงความหนามาตรฐาน โดยใช้ท่อ 2 ขนาดคือ 3/8 นิ้วสำหรับด้านร้อน และ 6/8 นิ้วสำหรับด้านเย็น

5.4 Expansion Valve

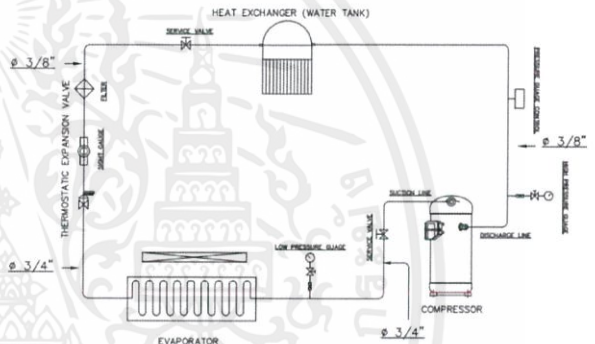
เลือกใช้ Expansion Valve แบบ Thermostatic เพราะเหมาะกับระบบที่มีการเปลี่ยนแปลงภาระสูง และอยู่ในช่วงกว้าง ทั้งยังมีประสิทธิภาพสูง



รูปที่ 12 Expansion Valve ที่ใช้



รูปที่ 13 Evaporator ที่ติดตั้งกับชุดทดลอง



รูปที่ 14 Diagram ของชุดทดลอง

5.5 Gas Cooler

Gas Cooler เลือกใช้แบบ Shell and Coil เนื่องจากมีประสิทธิภาพสูงสำหรับการต้มน้ำ มี Pressure Drop ต่ำ และง่ายต่อที่ติดตั้ง

5.6 Evaporator

ใช้ Evaporator แบบ Fined Tube หรือแบบท่อครีป และใช้พัดลมเป่าเพื่อเพิ่มการถ่ายเทความร้อนกับสิ่งแวดล้อม



รูปที่ 15 รูปของชุดทดลอง (ด้านหน้า)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้ สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 16 รูปของชุดทดลอง (ด้านหลัง)

- [5] Jørn Stene (2004). Residential CO₂ Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating, Norwegian University of Science and Technology.
- [6] Heinz P. Bloch (2006). Compressor and Modern Process Application
- [7] Petter Neksa (1999). CO₂ heat pump systems, SINTEF Energy Research, Refrigeration and Air Conditioning.

6. สรุปผลการดำเนินงาน

จากผลการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยโปรแกรม Solidworks พบว่า ระบบที่ใช้คาร์บอนไดออกไซด์เป็นสารทำงานจะให้ค่าการถ่ายเทความร้อนที่มากกว่าระบบที่ใช้ R134a เป็นสารทำงานที่อุณหภูมิเท่ากัน ซึ่งทำให้สามารถสรุปได้ว่าระบบที่ใช้คาร์บอนไดออกไซด์เป็นสารทำงานมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนที่สูงกว่า แต่การสร้างระบบที่ใช้คาร์บอนไดออกไซด์เป็นสารทำงาน ต้องอาศัยอุปกรณ์ที่ทนต่อแรงดันที่สูงของคาร์บอนไดออกไซด์ได้ เช่น Compressor ดังนั้นการออกแบบอุปกรณ์เพื่อมาใช้กับระบบเป็นเรื่องที่จำเป็น

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] Yunus A. Cengel , Afshin J. G (2015). Heat and Mass Transfer Fundamentals & Applications Fifth Edition in SI Units
- [2] Takashi Yatabe (2005). Heat Pump Illustrated.
- [3] McQuiston ,Parker ,Spitler (2005). Heating Ventilating, And Air Conditioning Analysis and Design.
- [4] M.Theodore ,Gresh (1991) . Compressor Performance (Selection, Operation, and Testing of Axial and Centrifugal Compressors.