

บทที่ 4

ผลการทดสอบและวิจารณ์

ผลการทดสอบของงานวิจัยมีวัตถุประสงค์ เพื่อประเมินประสิทธิภาพจากการออกแบบ และสร้างระบบทำความเย็นแบบดูดซึม พร้อมทั้งวิเคราะห์ผลทางด้านเศรษฐศาสตร์ ซึ่งรายละเอียดการทดสอบและวิจารณ์มีดังต่อไปนี้

4.1) ผลการทดสอบและประเมินประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม

ผลการทดสอบต่างๆ ของงานวิจัยสามารถนำไปประเมินประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมได้ โดยมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

4.1.1) อัตราการไหลเชิงปริมาตรของไอเสีย

ผลการทดสอบวัดความดันเนื่องจากความเร็ว (Velocity Pressure) ที่เกิดขึ้นกับ Pilot Tube พบว่า ผลการวัดทั้ง 3 วันมีค่าใกล้เคียงกัน คือ เฉลี่ย $0.50 \text{ cm} - \text{Water}$ หรือเฉลี่ย $1.009 \text{ cm} - \text{Air}$ แสดงดังรูปที่ 4.1

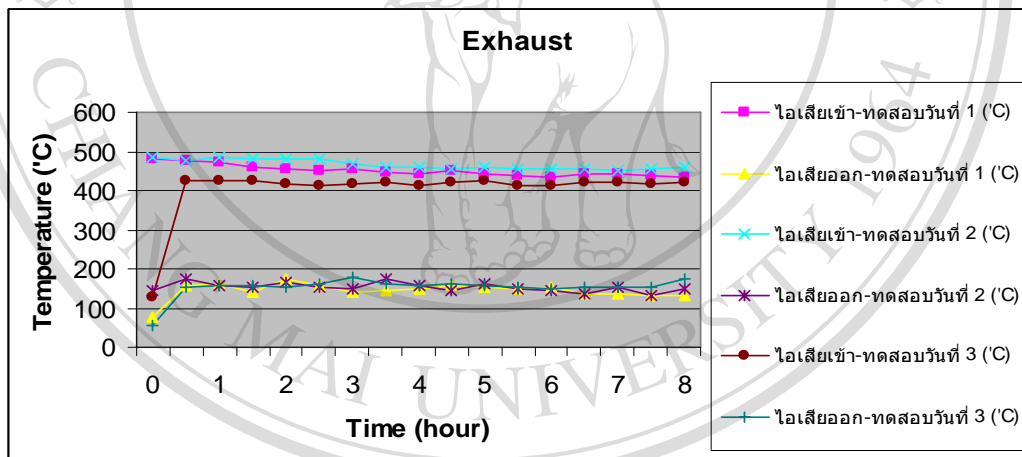


รูปที่ 4.1 Velocity Pressure

จากผลการทดสอบดังรูปที่ 4.1 คำนวณได้ว่า อัตราการไหลเชิงปริมาตรของไอเสียที่เกิดจากเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า ($\dot{m}_{V,Exhaust}$) มีค่าเฉลี่ย $0.11 \text{ m}^3/\text{s}$ ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับเงื่อนไขเริ่มต้นของการออกแบบที่กำหนดไว้ที่ $0.1 \text{ m}^3/\text{s}$ เป็นผลดีต่อการทดสอบและประเมินประสิทธิภาพระบบทำความเย็นแบบดูดซึมต่อไป

4.1.2) ปริมาณความร้อนจากไอเสีย

ปริมาณความร้อนจากไอเสีย ($\dot{Q}_{Exhaust}$) คำนวณได้จาก อัตราการไหลเชิงปริมาตรของไอเสีย ($\dot{m}_{V,Exhaust}$) และความแตกต่าง Enthalpy ($h_{i,Exhaust} - h_{o,Exhaust}$) ที่อุณหภูมิไอเสียเฉลี่ยเข้า ($T_{i,Exhaust}$) และออก ($T_{o,Exhaust}$) ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมในการทดสอบแต่ละวัน โดยแสดงผลการทดสอบวัดอุณหภูมิในรูปที่ 4.2 และภาคผนวก ง. การคำนวณค่า Enthalpy ของไอเสียแสดงวิธีการคำนวณใน ภาคผนวก จ.



รูปที่ 4.2 อุณหภูมิเข้าและออกระบบทำความเย็นแบบดูดซึม

ผลการคำนวณปริมาณความร้อนจากไอเสียของเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า ที่นำมาใช้ประโยชน์เป็นแหล่งพลังงานหลักของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม แสดงรายละเอียดในตารางที่

ตารางที่ 4.1 การคำนวณปริมาณความร้อนจากไอเสีย

คุณสมบัติ	ทดสอบ วันที่ 1	ทดสอบ วันที่ 2	ทดสอบ วันที่ 3	เฉลี่ย
$T_{i,Exhaust} (^{\circ}C)$	448.98	464.81	419.53	444.44
$T_{o,Exhaust} (^{\circ}C)$	148.00	153.35	158.08	153.14
$h_{i,Exhaust} (kcal / m^3)^*$	142.34	147.81	132.17	140.78
$h_{o,Exhaust} (kcal / m^3)^*$	40.51	42.29	43.85	42.22
$h_{i,Exhaust} - h_{o,Exhaust} (kcal / m^3)$	101.83	105.52	88.32	98.56
$\dot{m}_{V,Exhaust} (m^3 / s)$	0.11	0.11	0.11	0.11
$\dot{Q}_{Exhaust} (kW)$	48.62	50.38	42.17	47.05

หมายเหตุ * การคำนวณค่า Enthalpy ของไอเสีย (JICA, 2003)

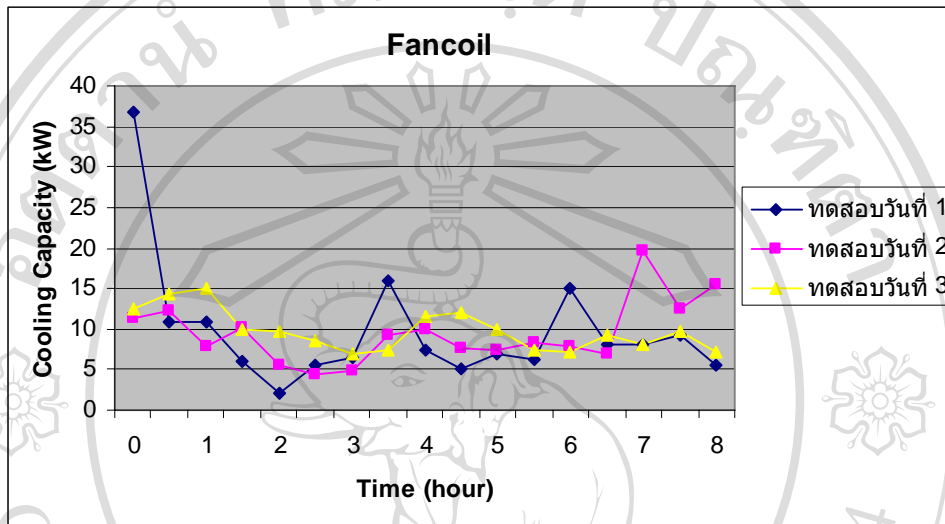
จากผลในตารางที่ 4.1 จะเห็นว่าอุณหภูมิเข้าและออกของไอเสียมีค่าใกล้เคียงกับเงื่อนไขเริ่มต้นการคำนวณ ซึ่งได้กำหนดไว้ $450^{\circ}C$ และ $150^{\circ}C$ ตามลำดับ ดังนั้นถือได้ว่า Generator มีการถ่ายเทความร้อนเป็นไปตามการออกแบบและสร้าง สามารถนำความร้อนทิ้งมาใช้ประโยชน์ได้อย่างเต็มที่ โดยปกติระบบ Heat Recovery ต้องการอุณหภูมิความร้อนทิ้งที่เหลือจากการใช้งานที่ประมาณ $150^{\circ}C$ เพราะถ้าหากน้อยไปกว่านี้จะเกิดสนิมที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นได้

4.1.3) อัตราการถ่ายเทความร้อนของห้องเย็น

อัตราการถ่ายเทความร้อนของห้องเย็น ($\dot{Q}_{Fancoil}$) คำนวณจาก อัตราการไหล ($\dot{m}_{Glycol-Water}$) ความจุความร้อนจำเพาะ ($Cp_{Glycol-Water}$) และความแตกต่างอุณหภูมิเข้าและออกของสารละลาย Polyethylene Glycol-Water ($t_{i,Glycol-Water} - t_{o,Glycol-Water}$) ซึ่งผลการทดสอบวัดอุณหภูมิ (คิดค่าเฉลี่ยตั้งแต่เวลาที่อุณหภูมิสารละลาย Polyethylene Glycol-Water ออกจากระบบทำความเย็นแบบดูดซึมมีค่าน้อยกว่า $10^{\circ}C$) แสดงรายละเอียดใน ภาคผนวก ง.

ผลการทดสอบพบว่าอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนของห้องเย็นมีแนวโน้มลดลง ดังแสดงในรูปที่ 4.3 และจากผลในตารางที่ 4.2 พบว่าอุณหภูมิของสารละลาย Polyethylene Glycol-Water ที่เข้าและออกระบบทำความเย็นแบบดูดซึมมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ $5.25^{\circ}C$ และ $3.60^{\circ}C$

ตามลำดับ ซึ่งอุณหภูมิขาออกดังกล่าวมีค่าสูงกว่าอุณหภูมิอากาศภายในห้องเย็น เนื่องจากตำแหน่งจุดวัดอุณหภูมิอยู่นอกห้องเย็น จึงทำให้ความร้อนจากสิ่งแวดล้อมมีผลต่อค่าที่วัดได้ โดยความแตกต่างกันระหว่างอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมและอุณหภูมิของสารละลาย Polyene Glycol-Water มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 25°C



รูปที่ 4.3 กราฟการถ่ายเทความร้อนของห้องเย็น

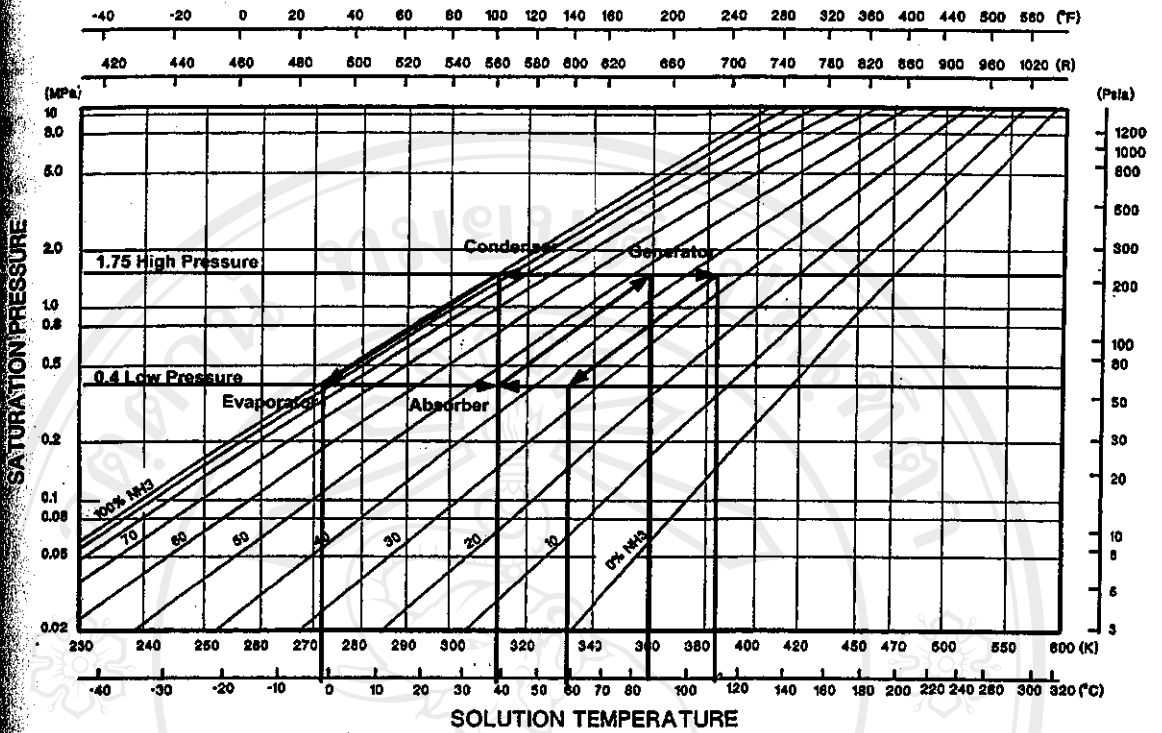
ในการทดสอบของงานวิจัยใช้ห้องเย็นที่ไม่มี Load (ห้องเปล่า) ซึ่งจากผลการทดสอบพบว่าอากาศภายในห้องเย็นมีค่าอุณหภูมิค่อนข้างคงที่ สูงกว่าอุณหภูมิของสารละลาย Polyene Glycol-Water ที่ออกจากระบบทำความเย็นแบบดูดซึมและเข้าสู่ห้องเย็นเพียงเล็กน้อย หรือประมาณ 4°C ที่ภาระความร้อนของห้องเย็น 8.96 kW

ตารางที่ 4.2 การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนของห้องเย็น

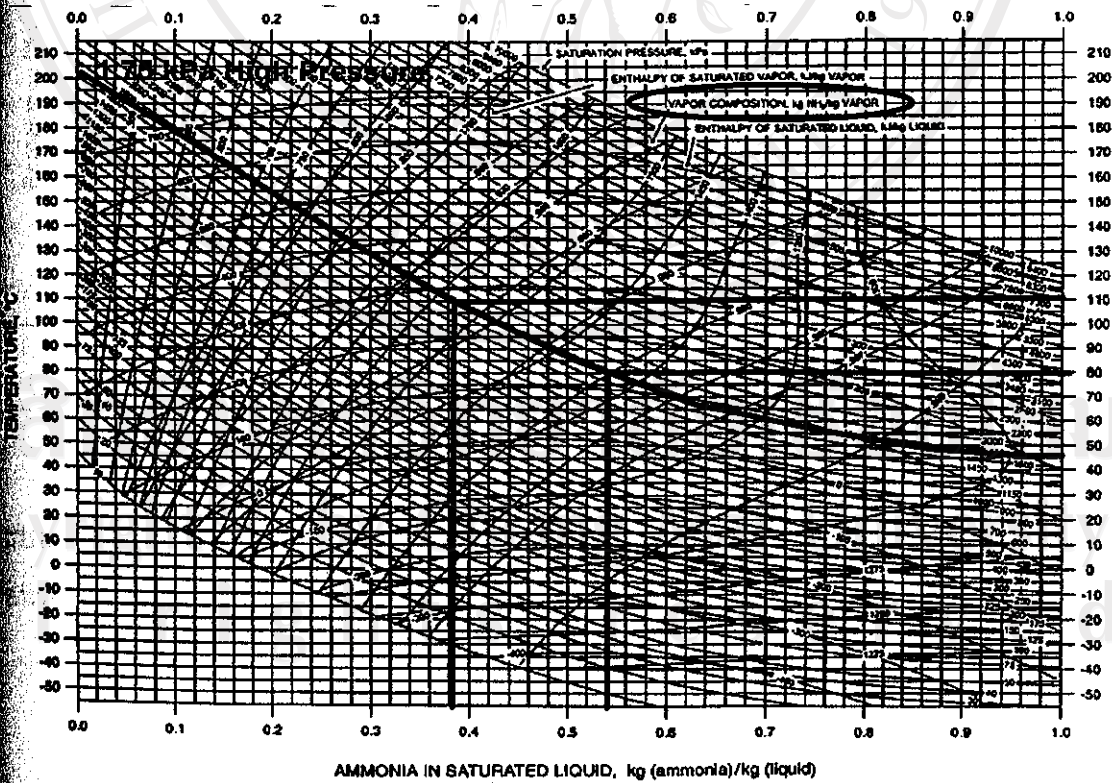
คุณสมบัติ	ทดสอบวันที่ 1	ทดสอบวันที่ 2	ทดสอบวันที่ 3	เฉลี่ย
$t_{i,Glycol-Water}$ ($^{\circ}\text{C}$)	4.52	4.87	6.35	5.25
$t_{o,Glycol-Water}$ ($^{\circ}\text{C}$)	2.99	3.18	4.64	3.60
$Cp_{Glycol-Water}$ (kJ/kg-K)	3.96	3.96	3.96	3.96
$\dot{m}_{Glycol-Water}$ *	(litre/min)	80.00	80.00	80.00
	(kg/s)	1.37	1.37	1.37
$\dot{Q}_{Fancoil}$ (kW)	8.33	9.24	9.36	8.96

หมายเหตุ

* จากคุณสมบัติของปั๊มแสดงในภาคผนวก ฉ.



รูปที่ 4.4 แผนภูมิ P-T-X ของสารละลาย Ammonia-Water จากข้อมูลการทดสอบ

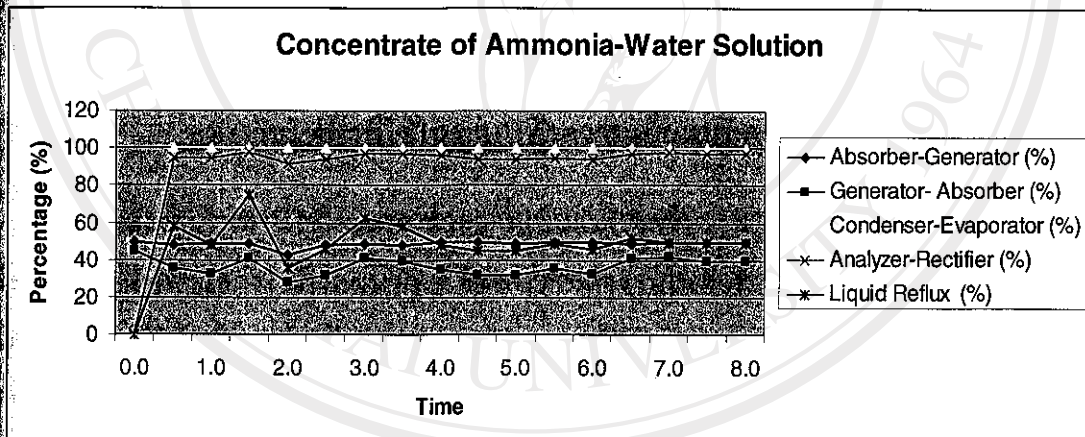


รูปที่ 4.5 แผนภูมิ P-T-X ของสารละลาย Ammonia-Water (Vapour) จากข้อมูลการทดสอบ

ปริมาณความเข้มข้นสารละลาย Ammonia-Water ของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ในรูปที่ 4.4 และรูปที่ 4.5 มีความแตกต่างจากค่าการออกแบบ อันเป็นผลมาจากระดับแรงดันสารทำงานในระบบและอุณหภูมิสารทำงาน ณ จุดต่างๆ เปลี่ยนแปลงไป ซึ่งสรุปได้ดังตารางที่ 4.4 และรูปที่ 4.6

ตารางที่ 4.4 การเปรียบเทียบผลความเข้มข้นเฉลี่ยสารละลาย Ammonia-Water

สารละลาย Ammonia-Water	ผลจากการทดสอบ	ค่าการออกแบบ
Absorber-Generator (%)	0.46	0.43
Generator- Absorber (%)	0.34	0.31
Condenser-Evaporator (%)	0.99	0.99
Analyzer-Rectifier (%)	0.95	0.95
Liquid Reflux (%)	0.54	0.50



รูปที่ 4.6 ปริมาณความเข้มข้นแต่ละช่วงเวลา (ผลการทดสอบวันที่ 1)

ผลในตารางที่ 4.4 ร่วมกับผลทดสอบวัดอุณหภูมิ ณ จุดทางเดินสารทำงานแต่ละจุดในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม เมื่อนำมาวิเคราะห์ร่วมกันสามารถประเมินอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึมได้ดังตารางที่ 4.5

ตารางที่ 4.5 การเปรียบเทียบขนาดความสามารถการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์ต่างๆ

อุปกรณ์ระบบทำความเย็นแบบดูดซึม	ผลการออกแบบ	ผลการทดสอบ	สัดส่วน
Generator (kW)	29.63	25.24	85.18%
Rectifier (kW)	2.64	2.36	89.39%
Condenser (kW)	13.37	12.20	91.25%
Economizer (kW)	0.95	0.70	73.68%
Evaporator (kW)	15.45	13.53	87.57%
Fancoil (kW)	14.07	8.96	63.68%
Absorber (kW)	21.53	19.78	91.87%
Subcool (kW)	1.71	1.00	58.48%
Solution Heat Exchanger (kW)	6.22	5.21	83.76%
Solution Pump (kW)	0.11	0.11	100.00%

หมายเหตุ * ผลจากการทดสอบ/ผลการออกแบบ

4.1.5) พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม

พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม (W_{Elec}) ได้จากผลการวัดและเก็บข้อมูลทางไฟฟ้าแสดงในภาคผนวก จ. ซึ่งพบว่าพลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้มีค่าเฉลี่ย 4.11 kWh โดยอุปกรณ์ที่ใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมประกอบด้วย ปั๊มสารละลาย Ammonia-Water ปั๊มสารละลาย Polyene Glycol-Water ปั๊มน้ำ Cooling Tower มอเตอร์พัดลมกระจายลมของ Fancoil และมอเตอร์ระบายความร้อนของ Cooling Tower โดยผลเฉลี่ยการทดสอบทางไฟฟ้าแสดงดังตารางที่ 4.6

ตารางที่ 4.6 ผลการทดสอบทางไฟฟ้า

ตัวแปรทางไฟฟ้า	ทดสอบวันที่ 1	ทดสอบวันที่ 2	ทดสอบวันที่ 3	เฉลี่ย
P_{Elec} (kW)	4.37	4.18	4.00	4.18
I_{Elec} (A)	20.84	20.41	19.08	20.11
V_{Elec} (V)	233.98	235.68	234.25	234.64
$P.F$ (-)	0.91	0.86	0.91	0.90

การทดสอบทางไฟฟ้า	ทดสอบวันที่ 1	ทดสอบวันที่ 2	ทดสอบวันที่ 3	เฉลี่ย
f_s (Hz)	50.00	50.00	50.00	50.00
W_{Elec} (kWh)	4.30	4.11	3.94	4.11

หากเปรียบเทียบการใช้พลังงานไฟฟ้ากับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ ที่ขนาดคอมมูเนชันสามารถทำความเย็นเท่ากันนั้น พบว่าระบบทำความเย็นแบบดูดซึมและแบบอัดไอใช้กำลังไฟฟ้า 4.18 และ 6.5 kW ตามลำดับ ซึ่งระบบทำความเย็นแบบดูดซึมสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้ 32.31% เมื่อเทียบกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

เมื่อพิจารณาการใช้กำลังไฟฟ้าของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ออกแบบและสร้างโดยแยกปริมาณการใช้พลังงานออกเป็นรายอุปกรณ์ พบว่าปริมาณการใช้กำลังไฟฟ้าของอุปกรณ์ไฟฟ้าแต่ละชิ้น สามารถแสดงได้ดังตารางที่ 4.7

ตารางที่ 4.7 ปริมาณการใช้กำลังไฟฟ้าของอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม

อุปกรณ์	ปริมาณกำลังไฟฟ้าสูงสุด (kW)	สัดส่วน (%)
1. Solution Pump	2.2	44.44
2. Cooled Water Pump	1.5	30.30
3. Chilled Pump	0.6	12.12
4. Cooling Tower	0.2	4.04
5. Fancoil	0.45	9.09
รวม	4.95	100.00

จากตารางที่ 4.7 กำลังไฟฟ้าที่แสดงเป็นค่ากำลังไฟฟ้าสูงสุดของแต่ละอุปกรณ์ และจากผลการทดสอบทางไฟฟ้า (ภาคผนวก ค) พบว่าปริมาณกำลังไฟฟ้าที่ใช้จริงของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมมีค่าเฉลี่ย 4.18 kW หรือ 84.44% ของกำลังไฟฟ้าสูงสุด ซึ่งค่าดังกล่าวอาจมีการเปลี่ยนแปลงเพิ่มขึ้น/ลดลงได้ตามปริมาณภาระความเย็นในห้องเย็น และอื่นๆ ดังนั้นการประมาณค่าการใช้กำลังไฟฟ้าของระบบความเย็นแบบดูดซึม ควรใช้กำลังไฟฟ้าสูงสุดของอุปกรณ์ไฟฟ้ารวมทั้งระบบ

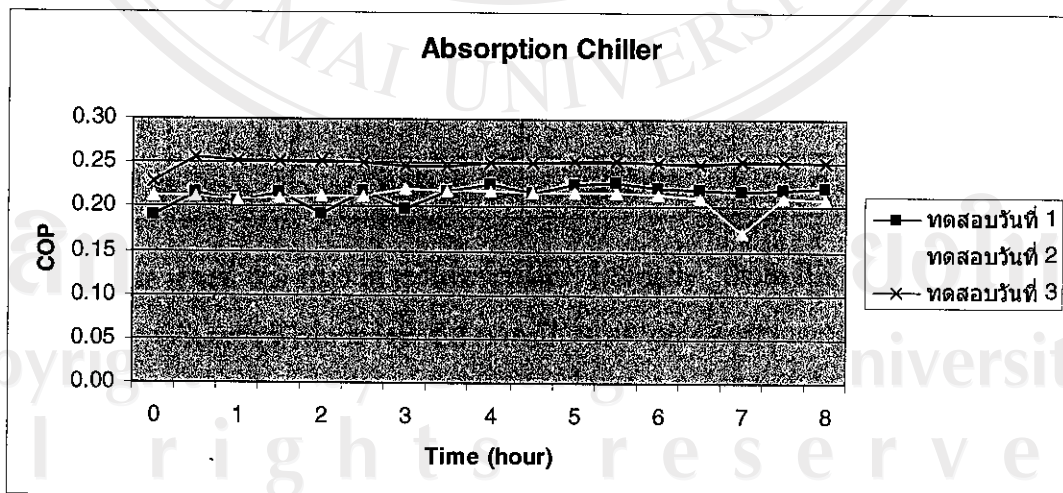
จากค่ากำลังไฟฟ้าสูงสุดของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม 4.95 kW สามารถสรุปได้ว่าระบบทำความเย็นแบบดูดซึมมีการใช้กำลังไฟฟ้าเฉลี่ย 1.24 kW/TR น้อยกว่าระบบทำความเย็นแบบอัดไอที่มีค่าเฉลี่ยดังกล่าว 1.86 kW/TR

4.1.6) สัมประสิทธิ์การทำความเย็น (COP)

สัมประสิทธิ์การทำความเย็น (COP) ของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ทำการศึกษา คำนวณจาก อัตราการถ่ายเทความร้อนของ Evaporator (\dot{Q}_{Evap}) ปริมาณความร้อนจากไอเสียที่ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมได้รับ ($\dot{Q}_{Exhaust}$) และปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมใช้งาน (P_{Elec}) ซึ่งจากผลการทดสอบ (คิดค่าเฉลี่ยตั้งแต่เวลาที่อุณหภูมิสารละลาย Popylene Glycol-Water ออกจากระบบทำความเย็นแบบดูดซึมมีค่าน้อยกว่า $10^{\circ}C$) เมื่อนำมาคำนวณสัมประสิทธิ์การทำความเย็น (COP) แล้วมีรายละเอียดดังตารางที่ 4.8 และรูปที่ 4.7

ตารางที่ 4.8 ผลการทดสอบ (ค่าเฉลี่ย) และคำนวณ COP

คุณสมบัติ	ทดสอบวันที่ 1	ทดสอบวันที่ 2	ทดสอบวันที่ 3	เฉลี่ย
$t_{i,Evap}$ ($^{\circ}C$)	3.06	4.81	11.36	6.41
$t_{o,Evap}$ ($^{\circ}C$)	-3.24	-0.84	2.54	-0.51
\dot{Q}_{Evap} (kW)	12.31	13.84	14.50	13.53
$\dot{Q}_{Exhaust}$ (kW)	48.62	50.38	42.17	47.05
P_{Elec} (kW)	4.37	4.18	4.00	4.18
COP (-)	0.23	0.25	0.31	0.26



รูปที่ 4.7 ค่า COP ของ Absorption Chiller

จากตารางที่ 4.8 พบว่าระบบทำความเย็นแบบดูดซึมมีความสามารถทำความเย็นของ Evaporator เฉลี่ย 13.53 kW หรือ 3.85 TR ณ อุณหภูมิสารทำงานที่ Evaporator $-0.51 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ซึ่งค่าดังกล่าวใกล้เคียงกับค่าเริ่มต้นการออกแบบ (ความสามารถทำความเย็น 14.07 kW หรือ 4 TR อุณหภูมิสารทำงานที่ Evaporator $4 \text{ }^{\circ}\text{C}$) กอปรกับผลการทดสอบของวันที่ 2 ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมมีความสามารถทำความเย็นมากกว่า 4 TR ณ อุณหภูมิสารทำงานที่ Evaporator $2.54 \text{ }^{\circ}\text{C}$ จึงสรุปในเบื้องต้นได้ว่า ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ได้ออกแบบและสร้างของงานวิจัย มีความสามารถทำความเย็นมากกว่า 4 TR ณ อุณหภูมิสารทำงานที่ Evaporator ต่ำกว่า $4 \text{ }^{\circ}\text{C}$

จากผลการวิเคราะห์ข้างต้น หากพิจารณาช่วงที่ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมเข้าสู่ Steady State หรือช่วงเวลาที่ระบบมีอัตราการดึงภาระความร้อนออกจากห้องเย็นคงที่ (ช่วงที่มีอัตราการดึงภาระความร้อนคงที่) ซึ่งจากผลการทดสอบในช่วง Steady State มีผลการวิเคราะห์แสดงดังตารางที่ 4.9

ตารางที่ 4.9 ผลการทดสอบ (Steady State) และคำนวณ COP

คุณสมบัติ	ทดสอบวันที่ 1	ทดสอบวันที่ 2	ทดสอบวันที่ 3	เฉลี่ย
$t_{i,Evap} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	2.77	2.02	10.49	5.09
$t_{o,Evap} \text{ (}^{\circ}\text{C)}$	-3.04	-5.41	1.82	-2.21
$\dot{Q}_{Evap} \text{ (kW)}$	11.62	13.29	13.84	12.89
$\dot{Q}_{Exhaust} \text{ (kW)}$	48.62	50.38	42.17	47.05
$P_{Elec} \text{ (kW)}$	4.37	4.18	4.00	4.18
COP (-)	0.22	0.24	0.30	0.25

จากตารางที่ 4.9 พบว่าการวิเคราะห์ในช่วง Steady State มีค่า COP ของระบบไม่แตกต่างจากการวิเคราะห์ในตารางที่ 4.8 มากนัก (ผลการทดสอบช่วงเวลาตั้งแต่อุณหภูมิของสารละลาย Polyene Glycol-Water ออกจากระบบทำความเย็นแบบดูดซึมมีค่าน้อยกว่า $10 \text{ }^{\circ}\text{C}$) หรือกล่าวได้ว่า การทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมในช่วงเวลาต่างๆ ไม่ว่าจะเป็นช่วงเริ่มต้น ขณะที่ระบบเริ่มดึงภาระความร้อนออกจากห้องเย็นพร้อมกับลดอุณหภูมิภายในห้องเย็นควบคู่กันไป หรือช่วงที่ระบบมีการดึงภาระความร้อนออกจากห้องเย็นคงที่ และรักษาอุณหภูมิภายในห้องเย็นให้คงที่ควบคู่กันไปในั้น ระบบมีค่า COP ค่อนข้างคงที่ ดังนั้นจึงสรุปได้ว่า

COP ของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 0.25 โดยใช้ผลการวิเคราะห์ขณะระบบเข้าสู่ Steady State เป็นจุดอ้างอิง

ค่า COP ในขณะระบบเข้าสู่ Steady State เป็นการคำนวณค่าจาก อัตราการถ่ายเทความร้อนของ Evaporator (\dot{Q}_{Evap}) ที่ใช้ประโยชน์ในการทำความเย็น ส่วนด้วย อัตราการถ่ายเทความร้อนของไอเสียและพลังงานไฟฟ้าที่ป้อนให้แก่ระบบ ($\dot{Q}_{Exhaust}$ และ P_{Elec}) ซึ่งกรณีดังกล่าว นำปริมาณความร้อนจากไอเสียมาวิเคราะห์หาค่า COP ด้วย แต่หากพิจารณาในเงื่อนไขที่ว่า ไอเสียดังกล่าวได้มาโดยไม่มีมูลค่าการใช้จ่ายแล้ว จะทำให้ค่า COP ของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมเพิ่มเป็น 3.08 (ไม่คิดอัตราการถ่ายเทความร้อนของไอเสีย) สามารถแข่งขันกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอได้ โดยระบบดังกล่าวมีค่า COP เท่ากับ 2.65 (D-Kuhle Thailand Company, 2006)

สัมประสิทธิ์การทำความเย็น (COP) ของงานวิจัยมีค่าเฉลี่ย 0.25 ในขณะระบบเข้าสู่ Steady State ซึ่งค่อนข้างน้อยเมื่อเทียบกับค่า COP ของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมในงานวิจัยอื่นๆ ที่เคยมีการศึกษาหรือเฉลี่ย 0.6 (Riffat, S.B. and Qiu Guoquan., 2004) สาเหตุดังกล่าวมาจาก Solution Pump ที่ใช้ในงานวิจัยมีความสามารถการหมุนเวียนสารละลายที่สูง หรือประมาณ 20-70 litre/min สร้างความดันสูงสุดได้ประมาณ 25 Bar โดยผลจากการคำนวณระบบทำความเย็นแบบดูดซึมต้องการอัตราการไหลเพียง 0.27 litre/min และเห็นได้ว่าสูงกว่าความต้องการเกือบ 10 เท่า ส่งผลให้ปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ของ Solution Pump ในงานวิจัยมีค่าสูงตามไปด้วย

ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึมใช้ Solution Pump เป็นอุปกรณ์สร้างแรงดันและหมุนเวียนสารทำงานในระบบ และสารทำงานดังกล่าว คือ สารละลาย Ammonia-Water โดยธรรมชาติของ Ammonia ถือเป็นสารพิษ กัดกร่อนวัสดุที่ทำมาจากทองแดง ทองเหลือง ดังนั้นการหา Solution Pump ที่สามารถสร้างแรงดันที่เหมาะสมแก่ระบบ และทนต่อการกัดกร่อนนั้นหาได้ยาก ในงานวิจัยนี้จึงพิจารณาระดับแรงดันที่ Solution Pump สร้างได้เป็นอันดับแรก จากนั้นจึงพิจารณาถึงอัตราการไหลของ Solution Pump การพิจารณาดังกล่าวมีเหตุผล คือ แรงดันในระบบทำความเย็นแบบดูดซึมหากมีระดับไม่ถึงตามที่ต้องการ การแก้ไขทางวิศวกรรมไม่สามารถทำได้ต้องเปลี่ยน Solution Pump เพียงอย่างเดียว แต่ในกรณีปริมาณสารทำงานหมุนเวียนมากเกินไป สามารถแก้ไขทางวิศวกรรมได้โดยการเพิ่มทางเดินท่อ Bypass หรือวิธีการอื่นๆ ได้

หากพิจารณาเพิ่มเติม โดยการเปลี่ยนกำลังไฟฟ้าของ Solution Pump ที่ใช้ในงานวิจัย มีขนาดตามผลการออกแบบหรือ 0.11 kW จะทำให้ค่า COP ของระบบเพิ่มขึ้นเป็น 0.26 ซึ่งมี การเปลี่ยนแปลงน้อยมาก เนื่องจากพลังงานที่ป้อนให้แก่ระบบส่วนใหญ่มาจากพลังงานความร้อนของไอเสีย ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงปริมาณพลังงานไฟฟ้าจึงมีผลต่อค่า COP ของระบบน้อย

4.1.7) ประสิทธิภาพของระบบ Combined Heat and Power (CHP)

ประสิทธิภาพ (CHP) ของระบบ Combined Heat and Power (CHP) พิจารณาจาก ปริมาณพลังงานความร้อนที่สามารถนำกลับมาใช้ประโยชน์ (H) ปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ (E) และปริมาณเชื้อเพลิงในกระบวนการแปรรูปพลังงาน (F)

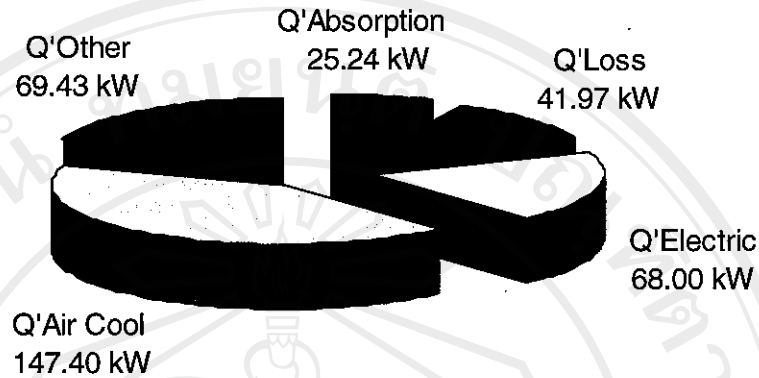
การทดสอบการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม เมื่อนำระบบเข้าติดตั้งร่วมกับ เครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า ในระบบ CHP ซึ่งจากเดิมสามารถใช้ประโยชน์จากการผลิต กระแสไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว การเพิ่มประสิทธิภาพระบบ CHP โดยการนำพลังงานความร้อน จากไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซชีวภาพของเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า กลับมาใช้ ประโยชน์ มีผลการทดสอบ คือ ระบบ CHP มีประสิทธิภาพเท่ากับ 26.49% จากเดิมมี ประสิทธิภาพเท่ากับ 19.32% ดังแสดงรายละเอียดการประเมินในตารางที่ 4.10

ตารางที่ 4.10 การประเมินประสิทธิภาพระบบ CHP

รายละเอียด	ผลิตกระแสไฟฟ้าอย่างเดียว	ระบบ CHP
E (kW)	68	68
F (kW)	332.68	332.68
H (kW)	0	25.24
CHP (%)	19.32	26.49

ระบบ CHP มีปริมาณพลังงานในส่วนต่างๆ แสดงดังรูปที่ 4.8 ซึ่งผลดังกล่าวมาจากผล การตรวจวัดปริมาณไอเสียก่อนทำการศึกษารายละเอียดใน ภาคผนวก ฐ. ร่วมกับผลการ ทดสอบหาประสิทธิภาพระบบทำความเย็นแบบดูดซึม รายละเอียดแสดงใน ภาคผนวก ฎ.

Absorption CHP



รูปที่ 4.8 แสดงปริมาณพลังงานส่วนต่างๆ ในระบบ CHP (ระบบทำความเย็นแบบดูดซึม)

4.1.8) ผลกระทบของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมในระบบความร้อนร่วม

ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมกับการประยุกต์ในระบบความร้อนร่วม Combined Heat and Power (CHP) ในเบื้องต้นพบว่าสามารถช่วยเพิ่มประสิทธิภาพของระบบความร้อนร่วมได้ แต่สิ่งที่ควรพิจารณาประกอบการใช้งาน คือ ผลกระทบต่อเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า โดยส่วนมากเจ้าของฟาร์มหมูกังวลในเรื่อง Back Pressure ที่อาจจะเกิดกับเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า ดังนั้นการวิจัยจึงพิจารณาผลกระทบที่อาจเกิดขึ้นในระบบความร้อนร่วมประกอบการศึกษาดังนี้

จากผลการจัดบันทึกที่แสดงในภาคผนวก ญ. พบว่าสภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้าขนาด 109 kW ในขณะที่ต่อร่วมกับระบบทำความเย็นแบบดูดซึม มีการทำงานปกติไม่เกิด Back Pressure โดยพิจารณาจาก 2 ตัวแปรหลัก คือ ความดันและอุณหภูมิของเครื่องยนต์ ซึ่งมีค่าไม่แตกต่างในกรณีไม่มีการต่อไอเสียไปใช้งาน โดยผลการเปรียบเทียบดังกล่าวแสดงในตารางที่ 4.11

rights reserved

ตารางที่ 4.11 สภาวะการทำงานของเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า

รายละเอียด	ปกติ	ทดสอบวันที่ 1	ทดสอบวันที่ 2	ทดสอบวันที่ 3
แปดเตอร์รี (A)	26.67	26.67	27.00	26.67
รอบ (rpm)	1 505	1 505	1 505	1 504
ความดันของเครื่องยนต์ (PSI)	56.78	56.67	56.44	56.44
อุณหภูมิของเครื่องยนต์ ($^{\circ}F$)	193.89	194.00	194.33	195.67
แรงดันไฟฟ้าที่ผลิตได้ (V)	397.22	397.33	397.00	396.56
ความถี่ไฟฟ้าที่ผลิตได้ (Hz)	50.20	50.20	50.20	50.20
กระแสไฟฟ้าที่ผลิตได้ (A)	104.11	88.33	100.44	101.11

4.1.9) การควบคุมปริมาณสารทำงานในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม

ระบบควบคุมปริมาณการหมุนเวียนสารทำงานในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม คือ เครื่องมือที่ใช้ในการควบคุมทิศทางและปริมาณสารทำงานของระบบให้เป็นไปอย่างต่อเนื่อง ป้องกันปัญหาสารทำงานท่วมอุปกรณ์ รวมถึงปัญหาต่างๆ ที่เคยเกิดขึ้นกับงานวิจัยที่ผ่านมา

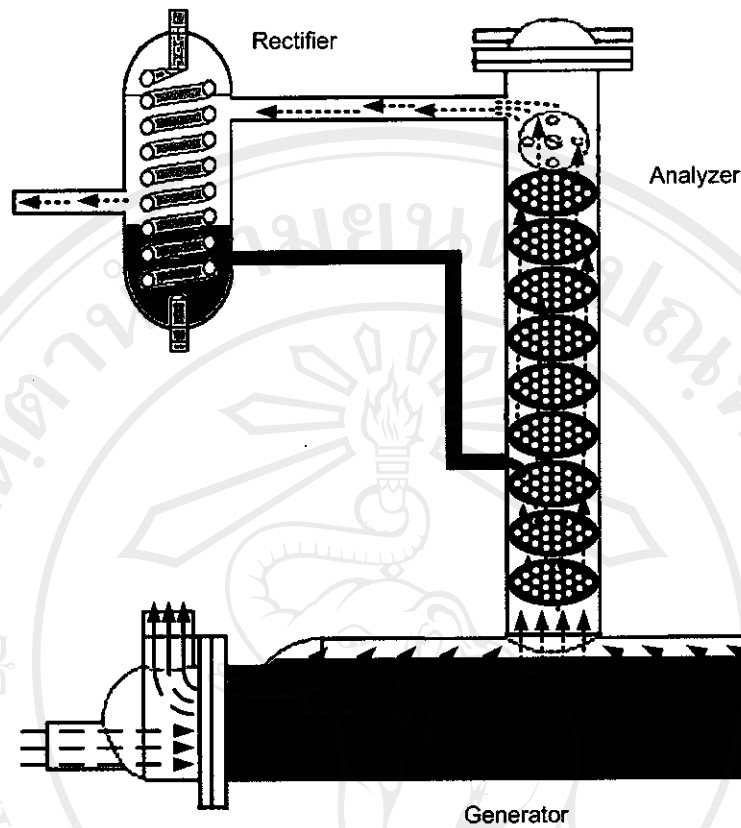
การศึกษางานวิจัยที่ผ่านมา พบว่าปัญหาหลักในการเดินเครื่องระบบทำความเย็นแบบดูดซึม คือ การท่วมของสารทำงานที่ Generator ไปจนถึง Analyzer และ Rectifier ตามลำดับ รวมทั้งปัญหาความเข้มข้นของสารละลาย Ammonia-Water ที่ไปยัง Condenser และ Evaporator บริสุทธิ์ไม่เพียงพอ ทำให้ระบบไม่สามารถทำงานได้อย่างต่อเนื่อง

ดังนั้นการออกแบบและสร้างระบบควบคุมปริมาณการหมุนเวียนสารทำงานของงานวิจัยนี้ จึงมุ่งแก้ปัญหาการควบคุมปริมาณการหมุนเวียนสารทำงานในจุดต่างๆ ให้มีการทำงานอย่างเหมาะสมตามสภาวะการทำงานของแต่ละอุปกรณ์

การท่วมของสารทำงานในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม แก้ไขโดยใช้วิธี Bypass สารทำงานที่มีปริมาณมากเกินความต้องการกลับเข้าสู่ Solution receiver โดยเพิ่มท่อ Bypass หลัง Solution Pump และใช้การวัดระดับปริมาณสารทำงานเหลวที่ Generator และ Absorber โดย Float Switches สำหรับสารทำความเย็นโดยเฉพาะ รวมทั้งใช้ Solinoid Valves ควบคุมทิศทางการไหลของสารทำงานในระบบ และมุ่งแก้ปัญหาความเข้มข้นสารละลายที่ไปยัง Condenser และ Evaporator บริสุทธิ์ไม่เพียงพอ โดยออกแบบให้ Analyzer และ Rectifier มีประสิทธิภาพการกลั่นตัวมากยิ่งขึ้น

ปัญหาปริมาณสารทำงานกลั่นตัวได้น้อย เนื่องจากปริมาณความร้อนที่เข้าสู่ Generator ไม่เพียงพอต่อความต้องการขั้นต่ำของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ทำให้สารทำงานที่ระเหยจาก Generator เข้าสู่ Analyzer Rectifier และ Condenser ตามลำดับนั้น มีปริมาณสารทำงานในสถานะก๊าซน้อยตามไปด้วย ส่งผลให้เกิดปัญหาเรื่องการกลั่นตัวของสารทำงาน (ปริมาณสารทำงานในสถานะก๊าซน้อย ความดันของสารทำงานน้อย ไม่สามารถกลั่นตัวได้ที่อุณหภูมิของน้ำระบายความร้อน ณ ตำแหน่ง Condenser) ดังนั้นการแก้ไขจึงใช้ระบบควบคุมที่มี Pressure Switches เป็นตัววัดความดันของสารทำงาน ณ ตำแหน่ง Condenser จะทำหน้าที่ส่งสัญญาณไปยัง Solinoid Valves ให้ปิดกั้นทางเดินสารทำงานในสถานะของเหลว ที่จะไปยัง Evaporator จนกระทั่งมีปริมาณสารทำงานเพียงพอต่อการกลั่น ณ ตำแหน่ง Condenser

ปัญหาความเข้มข้นสารละลาย Ammonia-Water มีความบริสุทธิ์ของ Ammonia ไม่เพียงพอต่อ การแก้ไขของงานวิจัยคือ ออกแบบ Analyzer ให้มีจำนวนชั้นของหอกลิ้นมากขึ้น ซึ่งจากการออกแบบจำนวนชั้นของหอกลิ้น คือ 4 ชั้น (Keith E. Herold, ReinHard Rademacher and Sanford A. Klein, 1996) เพิ่มเป็น 9 ชั้นโดยภาพ Single sketch แสดงสถานะการทำงานของสารทำงานในอุปกรณ์ดังกล่าว ที่ใช้ในการปัญหาของงานวิจัยแสดงดังรูปที่ 4.9 และจากนั้นทำให้สารละลาย Ammonia-Water บริสุทธิ์มากขึ้น โดยการควบแน่นให้น้ำกลั่นตัวออกจากสารละลายดังกล่าวโดย Rectifier อีกครั้ง ซึ่ง Rectifier ใช้สารละลาย



รูปที่ 4.9 Single Sketch สภาวะการทำงานของสารทำงาน

การออกแบบและสร้างระบบควบคุมปริมาณสารทำงานในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม มีผลการทดสอบที่สามารถชี้วัดได้อย่างมีประสิทธิภาพ คือ การเดินเครื่องระบบทำความเย็นแบบดูดซึมได้อย่างต่อเนื่อง ไม่เกิดการท่วมของสารทำงานในระบบ และมีการจ่ายสารทำงานไปยัง Evaporator อย่างต่อเนื่อง ซึ่งจากการทดสอบ 3 วัน วันละ 8 ชั่วโมงต่อเนื่อง ผลที่ได้พบว่าระบบทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ ไม่เกิดการท่วมของสารทำงาน ณ ตำแหน่งของ Generator รวมทั้ง Analyzer และ Rectifier รวมทั้งมีการจ่ายสารทำงานเข้าสู่ Evaporator เพื่อระบายความร้อนจาก Fancoil อย่างต่อเนื่อง รายละเอียดผลการทดสอบเพิ่มเติมแสดงใน ภาคผนวก ง.

4.2) ผลการวิเคราะห์เศรษฐศาสตร์

การวิเคราะห์ด้านเศรษฐศาสตร์โดยเปรียบเทียบกันระหว่าง ห้องเย็นระบบทำความเย็นแบบดูดซึมกับห้องเย็นระบบทำความเย็นแบบอัดไอ เป็นข้อมูลอีกชนิดหนึ่งที่สามารถใช้ประกอบการตัดสินใจของเจ้าของกิจการและผู้สนใจได้เป็นอย่างดี เพราะหากประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมดีเพียงใดก็ตาม แต่หากมีการลงทุนสูงก็ไม่เหมาะที่จะนำมาใช้งาน

ซึ่งในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาความคุ้มค่าทางด้านเศรษฐศาสตร์ของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมด้วย

ในการประเมินทางเศรษฐศาสตร์นี้ได้ใช้ข้อมูลเกี่ยวกับเงินลงทุนเบื้องต้นของระบบ โดยพิจารณาจากราคาวัสดุ ค่าแรงในการสร้างพร้อมติดตั้ง ค่าใช้จ่ายในการใช้งาน ค่าซ่อมบำรุงและค่าใช้จ่ายอื่นๆ โดยมีเงื่อนไขในการพิจารณาดังต่อไปนี้

1. เงินลงทุนเบื้องต้นของระบบพิจารณาจากค่าอุปกรณ์ ค่าแรงพร้อมติดตั้ง แสดงดังตารางที่ 4.12
2. อัตราดอกเบี้ยเงินกู้ลูกค้ารายย่อยขั้นต่ำ (Minimum Retail Rate, MRR) กำหนด 7.375% ต่อปี (ธนาคารกรุงไทย เมษายน, 2551)
3. ค่าดำเนินงานและบำรุงรักษาระบบทำความเย็นกำหนดให้เป็น 10% ของเงินลงทุนเริ่มต้น
4. มูลค่าซากของระบบทำความเย็นเมื่อหมดอายุการใช้งานแล้วเป็น 10% ของเงินลงทุนเริ่มต้น
5. อายุการใช้งานของระบบทำความเย็น 10 ปี
6. ต้นทุนของพลังงานจากไฟฟ้ากำหนดเป็น 2.978 บาท/กิโลวัตต์-ชั่วโมง มีอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าเกิน 400 กิโลวัตต์-ชั่วโมง/เดือน (การไฟฟ้าส่วนภูมิภาค เมษายน, 2551)
7. ระยะเวลาการทำงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน และทำงาน 30 วันต่อเดือน และอุปกรณ์ไฟฟ้าทำงาน 80% ของพิกัดปริมาณการใช้ไฟฟ้าสูงสุด
8. ภาษีที่ใช้ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึมได้มาโดยไม่มีค่าใช้จ่ายใดๆ

ตารางที่ 4.12 ข้อมูลเงินลงทุนเบื้องต้นการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์

รายละเอียด	ระบบทำความเย็น	
	แบบดูดซึม [♦]	แบบอัดไอ [♥]
ความสามารถการทำความร้อน (TR)	4.00	4.00
ราคาแบบทำความเย็นพร้อมติดตั้ง (Bath)	650 000	365 000
ปริมาณกำลังไฟฟ้าสูงสุด (kW)	4.95	7.45

หมายเหตุ

[♦] Advanve Thermal Solution, 2549

[♥] D-Kuhle (Thailand) Co., Ltd, 2549

4.2.1) การวิเคราะห์มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Cost, NPC)

จากสมการมูลค่าปัจจุบันสุทธิค่าใช้จ่ายต่างๆ ของระบบทำความเย็นทั้งสองชนิด ประกอบด้วย ที่แสดงดังสมการที่ 4.1 ถึง สมการที่ 4.3 สามารถสรุปการวิเคราะห์ได้ดังตารางที่

13

$$NPC = p + (M_{Elec} C_{Elec} + OM)(USPWF) - S(SPPWF) \quad \text{สมการที่ 4.1}$$

$$USPWF = [(1+i)^n - 1] / [i(1+i)^n] \quad \text{สมการที่ 4.2}$$

$$SPPWF = 1 / [(1+i)^n] \quad \text{สมการที่ 4.3}$$

i	คือ	อัตราดอกเบี้ยต่อปี	(%)
n	คือ	อายุการใช้งานระบบทำความเย็น	(Year)
$USPWF$	คือ	Uniform-series present worth factor (-)	
$SPPWF$	คือ	Single payment present worth factor (-)	
p	คือ	ราคาของระบบทำความเย็น	(Bath)
M_{Elec}	คือ	ปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้า	(kWh/Year)
C_{Elec}	คือ	ราคาค่าไฟฟ้าต่อหน่วย	(Bath/kWh)
OM	คือ	ค่าดำเนินงานและบำรุงรักษารายปี	(Bath/Year)
S	คือ	มูลค่าซากของระบบทำความเย็น	(Bath)
NPC	คือ	มูลค่าปัจจุบันสุทธิ	(Bath)

ตารางที่ 4.13 การวิเคราะห์มูลค่าปัจจุบันสุทธิ

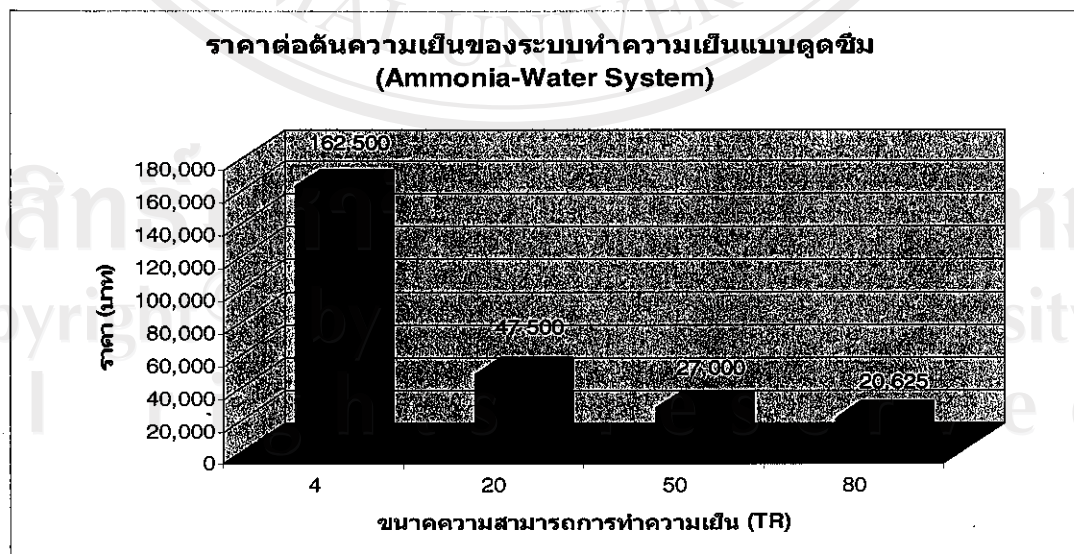
รายละเอียด	ระบบทำความเย็นแบบดูดซึม	ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ
i (%)	7.375	7.375
n (Year)	10	10
P (Bath)	650 000	365 000
M_{Elec} (kWh/Year)	35 640	53 640
C_{Elec} (Bath/kWh)	2.98	2.98
OM (Bath/Month)	65 000	36 500
S (Bath)	65 000	36 500
$USPWF$	6.90	6.90
$SPPWF$	0.49	0.49
NPC (Bath)	1 799 518	1 701 812

การวิเคราะห์มูลค่าปัจจุบันสุทธิของระบบทำความเย็นทั้งสองชนิด เป็นการรวบรวมค่าใช้จ่ายทั้งหมดมาเป็นมูลค่าปัจจุบัน ซึ่งพบว่าค่าใช้จ่ายของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม มีมูลค่าปัจจุบันสุทธิสูงกว่าระบบทำความเย็นแบบอัดไอ 97 706 บาท ที่ขนาดความสามารถทำความเย็น 4 TR และในตารางที่ 4.14 แสดงการเปรียบเทียบมูลค่าปัจจุบันสุทธิเมื่อเปลี่ยนแปลงขนาดระบบทำความเย็นแบบดูดซึม โดยแนวโน้มจากการวิเคราะห์แสดงในรูปที่ 4.11

การวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ดังที่ได้กล่าวมา ห้องเย็นระบบทำความเย็นแบบอัดไรมีปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้ามากกว่าประมาณ 1.5 เท่า เมื่อเทียบกับระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ซึ่งในการประเมินคิดค่าไฟฟ้าที่ 2.978 Bath/kWh แต่ในอนาคตค่าพลังงานไฟฟ้ามีแนวโน้มสูงขึ้น และการลงทุนติดตั้งระบบทำความเย็นแบบดูดซึมจะคุ้มค่าการลงทุนมากกว่าระบบทำความเย็นแบบอัดไอ ต่อเมื่อราคาพลังงานไฟฟ้ามีราคาเท่ากับ 3.8 Bath/kWh โดยใช้หลักการวิเคราะห์มูลค่าปัจจุบันสุทธิ

ในปัจจุบันระบบทำความเย็นแบบดูดซึมยังไม่เป็นที่นิยมใช้อย่างแพร่หลาย เมื่อเปรียบเทียบกับระบบทำความเย็นแบบอัดไอ สาเหตุมาจากในอดีตระบบทำความเย็นแบบอัดไอรับแหล่งพลังงานจากไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว ทำให้มีความสะดวกสบายต่อการใช้งาน อีกทั้งพลังงานไฟฟ้าถือว่ามีระดับปริมาณเพียงพอต่อการใช้งานและมีราคาถูก ทำให้ระบบทำความเย็น

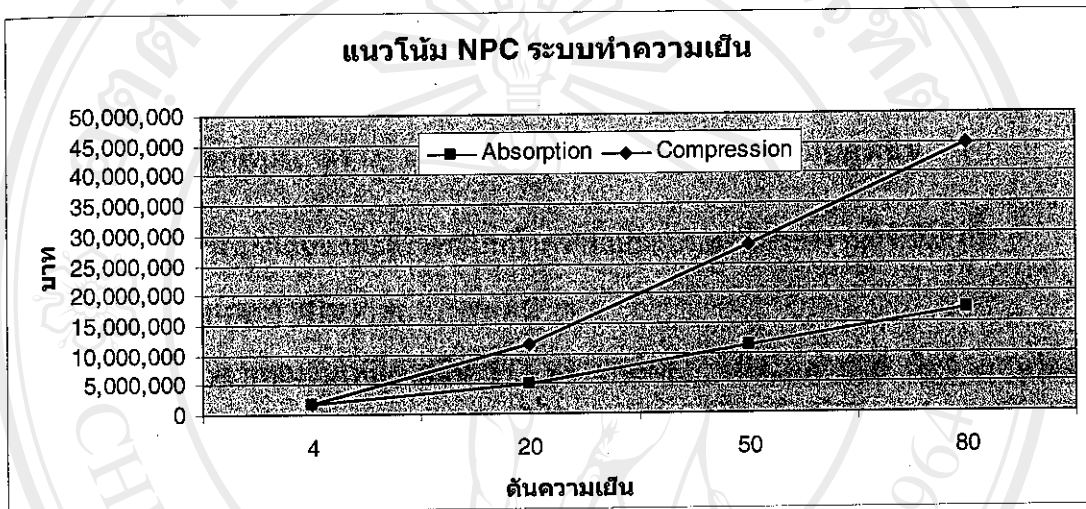
แบบดูดซึมไม่ค่อยได้รับความนิยมมากนัก ต่อมาเมื่อทั่วโลกประสบภาวะวิกฤตด้านพลังงานหลายฝ่ายจึงหันมาให้ความสำคัญต่อการใช้พลังงานไฟฟ้ามากขึ้น เทคโนโลยีต่างๆ ที่เคยถูกคิดค้นไว้ในอดีตได้รับความสนใจและนำมาพัฒนาเพื่อใช้งานอย่างจริงจังอีกครั้ง รวมทั้งระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่มีการใช้พลังงานไฟฟ้าน้อย และให้ประสิทธิภาพการทำความเย็นไม่ต่างจากระบบทำความเย็นแบบอัดไอ แต่ราคาของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมในปัจจุบันมีราคาค่อนข้างสูง ยังมีระบบขนาดเล็กราคาก็จะสูงตามรูปร่างที่เล็กนั้นไปด้วย อีกทั้งในระดับความสามารถการทำความเย็นที่ต่ำกว่า 10 TR อุปกรณ์ภายในระบบทำความเย็นแบบดูดซึมต้องออกแบบและสร้างขึ้นใหม่ทั้งหมดไม่สามารถหาซื้อได้ตามท้องตลาด ทำให้ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมมีราคาต่อตันความเย็นที่ค่อนข้างสูง แต่ถ้าระดับความสามารถการทำความเย็นมากขึ้น (มากกว่า 20 TR) ราคาต่อตันความเย็นจะลดลง ดังสังเกตได้จากปัจจุบันมีหลายบริษัท ได้ทำการผลิตระบบทำความเย็นแบบดูดซึมแบบชุดออกมาจำหน่ายทำให้ราคาถูกลง ซึ่งในรูปที่ 4.10 แสดงการเปรียบเทียบราคาต่อตันความเย็นของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่มีจำหน่ายในปัจจุบัน (Advance Thermal Solution, 2549) และเห็นได้ว่าระบบทำความเย็นแบบดูดซึม เมื่อระดับความสามารถการทำความเย็นมากขึ้นจะส่งผลทำให้ราคาต่อตันความเย็นจะลดลง ดังนั้นหากมีปริมาณความร้อนมากพอสำหรับป้อนเป็นแหล่งพลังงานให้แก่ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมขนาดใหญ่ๆ การใช้ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมดังกล่าวจะมีความคุ้มค่าทางเศรษฐศาสตร์มากยิ่งขึ้น ตัวอย่างที่เห็นได้อย่างชัดเจนคือ สนามบินสุวรรณภูมิมีการใช้ระบบปรับอากาศแบบดูดซึม (Absorption Chiller) เป็นต้น



รูปที่ 4.10 ราคาต่อตันความเย็นของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม

ตารางที่ 4.14 การวิเคราะห์มูลค่าปัจจุบันสุทธิระบบทำความเย็นแบบดูดซึม

Capacity (TR)	P (Bath)	OM (Bath / Year)	S (Bath)	M _{Elec} (Bath / Year)	SPPWF (-)	USPWF (-)	NPC (Bath)
4	650 000	65 000	65 000	106 136	0.49	6.90	1 799 518
20	950 000	95 000	95 000	530 680	0.49	6.90	5 222 703
50	1 350 000	135 000	135 000	1 326 699	0.49	6.90	11 374 470
80	1 650 000	165 000	165 000	2 122 718	0.49	6.90	17 362 112



รูปที่ 4.11 แนวโน้มมูลค่าปัจจุบันสุทธิเมื่อขนาดความสามารถการทำความเย็นเพิ่มขึ้น