

บทที่ 2

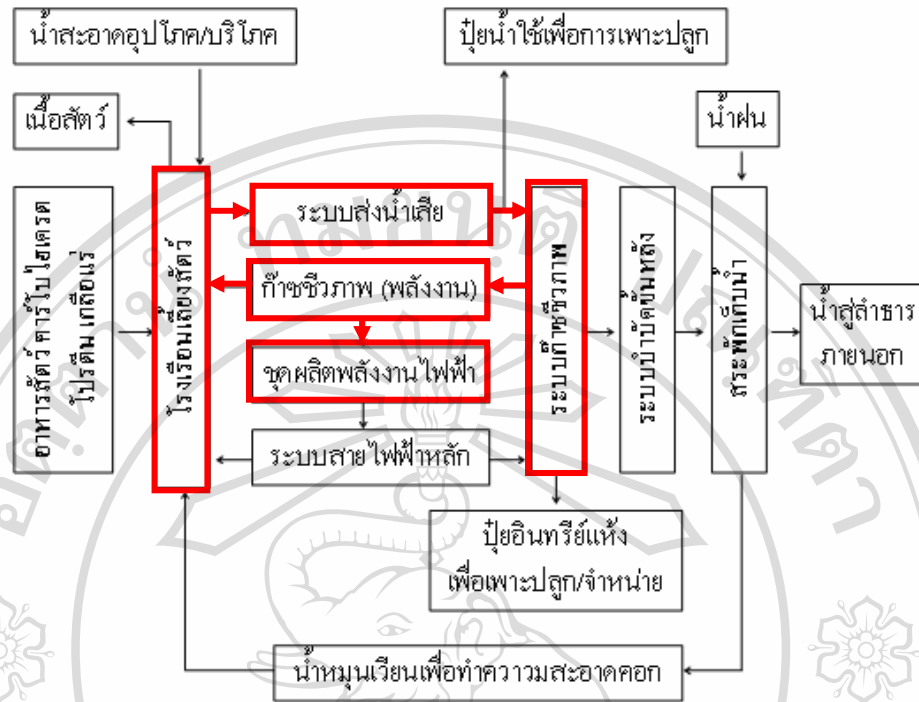
หลักการและทฤษฎี

หลักการและทฤษฎีหลักที่เกี่ยวข้องกับงานวิจัยมีทั้งหมด 6 ส่วนคือ ระบบก๊าซชีวภาพ ระบบทำความเย็นแบบดูดซึม (Absorption Chiller) ประสิทธิภาพระบบความร้อนร่วม (Combined Heat and Power, CHP) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและวงจรทางไฟฟ้า

2.1) ทฤษฎีพื้นฐาน

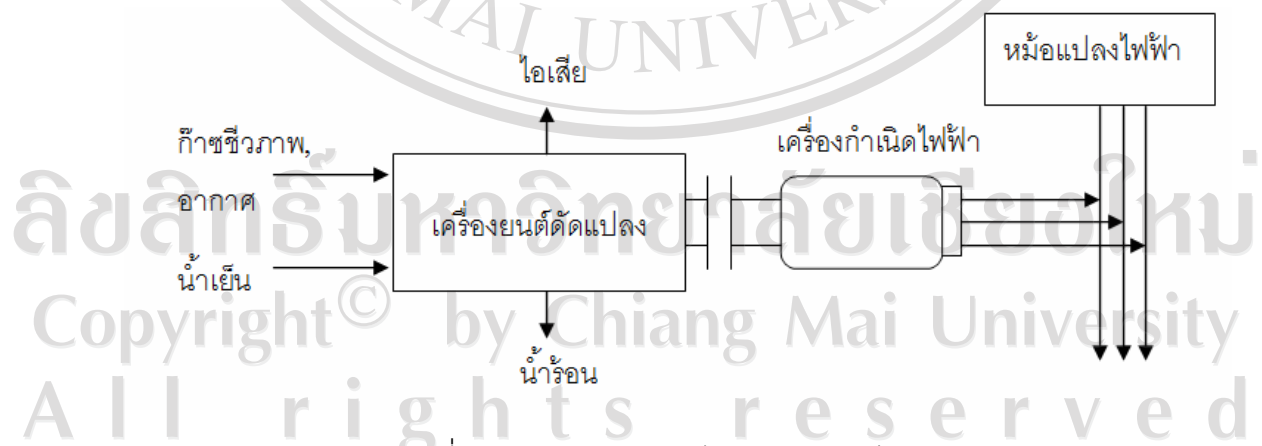
2.1.1) ระบบก๊าซชีวภาพ

ระบบผลิตก๊าซชีวภาพสำหรับฟาร์มสุกรจะเริ่มจากน้ำทิ้งและมูลสุกรจากคอก จะไหลตามรางลงสู่บ่อเติมแล้วเข้าสู่บ่อหมักช้า ของเสียที่ผ่านการหมักจะดันและถูกดึงออกที่บ่อระบายผ่านเข้าชุดกรอง ซึ่งน้ำที่ผ่านการกรองแล้วจะส่งเข้าบ่อหมักเร็ว เมื่อผ่านการบำบัดแล้วจะปล่อยลงสระพัก เพื่อหมุนเวียนน้ำกลับมาใช้อีกครั้งดังแสดงในรูปที่ 2.1 ส่วนก๊าซชีวภาพที่เกิดจากบ่อหมักช้าและบ่อหมักเร็วจะถูกส่งเข้าระบบผลิตไฟฟ้าเพื่อนำไปจ่ายให้กับภาระในฟาร์มหรือส่งขายให้การไฟฟ้า



รูปที่ 2.1 วงจรการจัดการน้ำและทรัพยากรในฟาร์มที่มีระบบก๊าซชีวภาพ

สำหรับระบบผลิตไฟฟ้าในฟาร์มจะใช้เครื่องยนต์ดัดแปลง (อาจใช้เครื่องเบนซินหรือดีเซลก็ได้) เป็นอุปกรณ์ต้นกำลัง โดยใช้ก๊าซชีวภาพเป็นเชื้อเพลิง แล้วส่งผ่านกำลังสู่เครื่องกำเนิดไฟฟ้าเพื่อผลิตไฟฟ้าดังรูปที่ 2.2



รูปที่ 2.2 กระบวนการผลิตไฟฟ้าจากก๊าซชีวภาพ

การคำนวณหาปริมาณก๊าซชีวภาพที่ผลิตได้ต่อวัน

ปริมาณก๊าซชีวภาพที่ผลิตได้ต่อวัน (G) สูงสุด ขึ้นอยู่กับปริมาณสารหรือของแข็งที่เป็นตัวการในการผลิตก๊าซชีวภาพต่อวัน (Volatile Solid, VS) และอัตราการเกิดก๊าซจำเพาะ จะขึ้นกับค่าอัตราการเกิดก๊าซ และค่าสัมประสิทธิ์ ($f_{T,RT}$) ดังสมการที่ 2.1

$$G = (VS \times \text{อัตราการเกิดก๊าซจำเพาะ}) / 1\,000 \quad (m^3 / day) \quad \text{สมการที่ 2.1}$$

$$VS = \text{น้ำหนักสุกรยืนคอก} \times VS_A \quad (kg / day) \quad \text{สมการที่ 2.2}$$

$$\text{อัตราการเกิดก๊าซจำเพาะ} = \text{อัตราการเกิดก๊าซ} \times f_{T,RT} \quad (litre / kg - VS) \quad \text{สมการที่ 2.3}$$

- โดย
- น้ำหนักสุกรยืนคอก คือ สุกรยืนคอกทั้งหมดที่เป็นตัวการปล่อยปริมาณสารหรือของแข็งที่ทำให้เกิดก๊าซชีวภาพ, (kg / day)
 - VS_A คือค่าเฉลี่ยของปริมาณของของแข็งที่ระเหยได้ของสุกรแสดงดังตารางที่ 2.1
 - อัตราการเกิดก๊าซจำเพาะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ และระยะเวลาในการย่อยสลาย
 - อัตราการเกิดก๊าซ คือ ค่าเฉลี่ยปริมาณก๊าซชีวภาพที่ผลิตได้แสดงในตารางที่ 2.2, ($litre / kg - VS$)
 - $f_{T,RT}$ คือ ตัวคูณเพื่อคำนวณหาปริมาณก๊าซชีวภาพที่ผลิตได้ซึ่งเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิในการย่อยสลาย และระยะเวลาในการย่อยสลาย (ดังแสดงในรูปที่ 2.3)

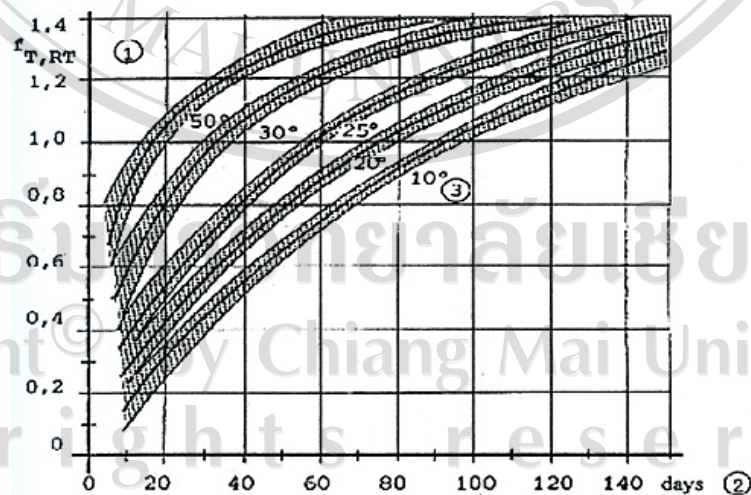
ตารางที่ 2.1 ค่าเฉลี่ยของปริมาณของของแข็งที่ระเหยได้ของสัตว์แต่ละชนิด

ชนิดของสัตว์	ปริมาณของแข็งที่ระเหยได้ (VS_A)	
	%ของแข็งทั้งหมด	%น้ำหนักตัวต่อวัน
หมู	82.4	0.57
ไก่	72.8	1.22
แกะ	84.7	0.91
วัวเนื้อ	82.8	0.65
วัวนม	80.3	0.72

ตารางที่ 2.2 ค่าเฉลี่ยของปริมาณก๊าซชีวภาพที่ผลิตได้

Substrate	Gas-yield range (l/kg VS ¹)	Average Gas-yield (l/kg VS ¹)
Pig manure	340 - 550	450
Cow manure	150 - 350	250
Poultry manure	310 - 620	460
Horse manure	200 - 350	250
Sheep manure	100 - 310	200
Stable manure	175 - 320	225
Grain straw	180 - 320	250
Corn straw	350 - 480	410
Rice straw	170 - 280	220
Grass	280 - 550	410
Elephant grass	330 - 560	445
Bagasse	140 - 190	160
Vegetable residue	300 - 400	350
Water hyacinth	300 - 350	325
Algae	380 - 550	460
Sewage sludge	310 - 640	450

หมายเหตุ ¹ Fed volatile-solid



รูปที่ 2.3 ค่า $f_{T,RT}$ ซึ่งเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิและระยะเวลาในการย่อยสลาย

การคำนวณค่าความร้อนที่ได้รับจากก๊าซชีวภาพ

ค่าความร้อนของก๊าซชีวภาพจะขึ้นกับสัดส่วนโดยปริมาตรของก๊าซมีเทนในก๊าซชีวภาพ ความดันรวม และอุณหภูมิในถังหมัก โดยค่าความร้อนของก๊าซชีวภาพสามารถหาได้จากสมการที่ 2.4

$$HU_{biogas} = \%CH_4 \text{ in biogas} \times Q_{biogas} \times \rho_{CH_4} \times Hu_{CH_4} \quad \text{สมการที่ 2.4}$$

เมื่อ HU_{biogas} คือ ปริมาณความร้อนที่ได้รับจากก๊าซชีวภาพ, (kJ/hr)

HU_{CH_4} คือ ค่าความร้อนของก๊าซมีเทน, (kJ/kg)

$\%CH_4 \text{ in biogas}$ คือ สัดส่วนโดยปริมาตรของก๊าซมีเทนในก๊าซชีวภาพหาจากสมการที่ 2.5

Q_{biogas} คือ อัตราการไหลของก๊าซชีวภาพ, (m^3/hr) หาได้จากสมการที่ 2.6

ρ_{CH_4} คือ ความหนาแน่นของก๊าซมีเทน, (kg/m^3) หาได้จากสมการที่ 2.7

$$\%CH_4 \text{ in biogas} = 100\% - \%CO_2 \text{ in biogas} \quad \text{สมการที่ 2.5}$$

เมื่อ $\%CO_2 \text{ in biogas}$ คือ สัดส่วนโดยปริมาตรของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ในก๊าซชีวภาพ

$$Q_{biogas} = 3600VA \quad \text{สมการที่ 2.6}$$

$$\rho_{CH_4} = \frac{\rho_{CH_4, std} \times P_{act} \times T_{std}}{P_{std} \times T_{act}} \quad \text{สมการที่ 2.7}$$

$$P_{act} = P_t - P' \quad \text{สมการที่ 2.8}$$

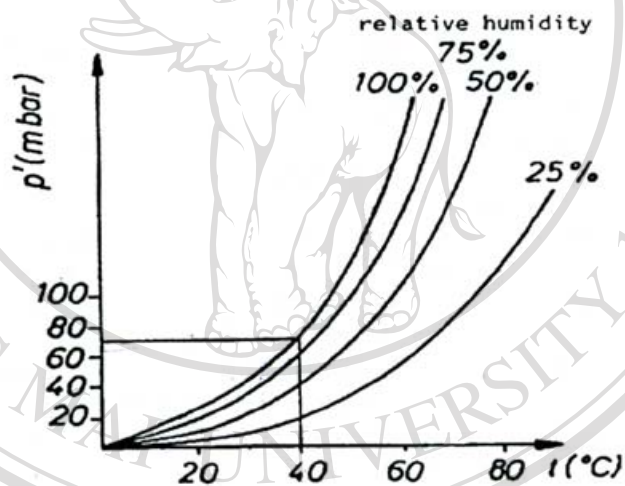
เมื่อ V คือ ความเร็วการไหลของก๊าซชีวภาพ, (m/s)

A คือ พื้นที่หน้าตัดของท่อส่งก๊าซชีวภาพ, (m^2)

$\rho_{CH_4, std}$ คือ ความหนาแน่นของก๊าซมีเทนในภาวะมาตรฐาน $(1 \text{ Bar}, 0^\circ C)$, (kg/m^3)

$\rho_{CO_2, std}$ คือ ความหนาแน่นของก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ในภาวะมาตรฐาน $(1 \text{ Bar}, 0^\circ C)$, (kg/m^3)

T_{act}	คือ ค่าอุณหภูมิของก๊าซชีวภาพที่แท้จริง , ($^{\circ}C$)
T_{std}	คือ ค่าอุณหภูมิที่สภาวะมาตรฐาน (1 Bar, $0^{\circ}C$), ($^{\circ}C$)
P_{act}	คือ ค่าความดันของก๊าซชีวภาพที่แท้จริงหาได้จากสมการที่ 2.8, (mbar)
P_{std}	คือ ค่าความดันที่สภาวะมาตรฐาน (1 Bar, $0^{\circ}C$), (mbar)
P_r	คือ ค่าความดันของก๊าซชีวภาพในบ่อหมักก๊าซ,
P'	(mbar) คือ ค่าแก้แสดงในรูปที่ 2.4, (mbar)



รูปที่ 2.4 ค่าแก้สำหรับความดัน (P') เพื่อใช้ในสมการที่ 2.8

2.1.2) ระบบทำความเย็นแบบดูดซึม (Absorption Chiller)

วัฏจักรการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก 5 ตัว ดังแสดงรายละเอียดในรูปที่ 2.5 คือ

- ก. อีแวปอเรเตอร์ ทำหน้าที่ดึงความร้อนออกจากห้องเย็น
- ข. คอนเดนเซอร์ ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกสู่สภาวะภายนอก
- ค. เจเนอเรเตอร์ ทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อนจากแหล่งพลังงานความร้อน ทำให้สารทำความเย็นกลายสถานะเป็นไอ
- ง. แอบซอร์เบอร์ ทำหน้าที่ดูดซึมสารทำความเย็นในสถานะไอ ที่ไหลออกมาจากอีแวปอเรเตอร์ให้กลายเป็นของเหลวในรูปของสารละลาย
- จ. ปั๊มสารเคมี ทำหน้าที่หมุนเวียนสารทำความเย็น และสร้างความดันให้แก่ระบบ

สำหรับวัฏจักรการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ที่นิยมใช้กันโดยทั่วไปนั้นมีอยู่ 2 ประเภท คือ

- ก. ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมโดยใช้สารละลายแอมโมเนีย-น้ำ (Ammonia-Water) จะใช้แอมโมเนียเป็นสารทำความเย็นและน้ำเป็นตัวดูดซึม ระบบนี้เหมาะกับระบบทำความเย็นที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า 0°C หรือใกล้เคียง (-30°C ถึง 10°C)
- ข. ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมโดยใช้สารละลายน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ (Water-Lithiumbromide) จะใช้น้ำเป็นสารทำความเย็น และลิเทียมโบรไมด์เป็นตัวดูดซึม ระบบนี้เหมาะกับระบบทำความเย็น เพื่อการปรับอากาศโดยทั่วไป (10°C ถึง 25°C)

วัฏจักรของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมนั้น มีลักษณะคล้ายกับวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอน้ำยาทำความเย็นโดยทั่วไป กล่าวคือมีคอนเดนเซอร์ อีแวปอเรเตอร์ และใช้น้ำยาทำความเย็นคือแอมโมเนีย ซึ่งสามารถกลายเป็นไอได้ที่ความดันต่ำภายในตัวอีแวปอเรเตอร์

ข้อแตกต่างหลักระหว่างวัฏจักรทำความเย็นแบบดูดซึมกับวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ มีอยู่ 2 ประการคือ

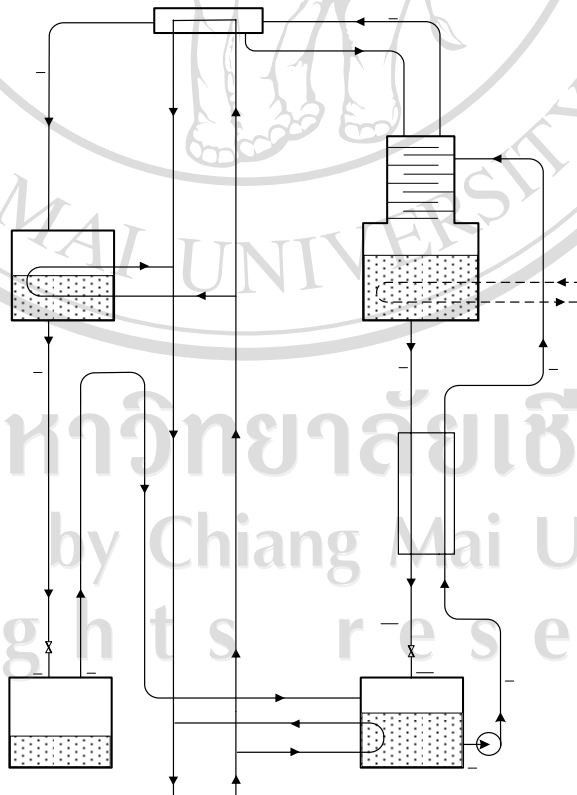
- ก. จะใช้ตัวเจเนอเรเตอร์และตัวแอบซอร์เบอร์ทำหน้าที่ให้สารทำความเย็นในสถานะไอไหลในวัฏจักรแทนการใช้เครื่องอัดไอในวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอโดยทั่วไป

- ข. พลังงานที่ใช้ในตัวเจนเนอเรเตอร์และตัวแอบซอร์เบอร์จะอยู่ในรูปของพลังงานความร้อน ต่างจากเครื่องอัดไอที่ต้องใช้พลังงานกลในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

เห็นได้ว่าวัฏจักรการทำความเย็นแบบดูดซึมต้องการพลังงานในรูปแบบพลังงานความร้อน จึงมีความเหมาะสมที่จะใช้กับแหล่งพลังงานความร้อนเช่นพลังงานแสงอาทิตย์ ความร้อนเหลือทิ้งหรือพลังงานความร้อนใต้พิภพ เป็นต้น

ระบบการทำความเย็นแบบดูดซึมโดยสารละลายแอมโมเนีย-น้ำ

ระบบการทำความเย็นโดยใช้สารละลายแอมโมเนีย-น้ำ นั้นเป็นระบบทำความเย็นที่เหมาะสมกับห้องเย็น หรือการทำความเย็นที่มีอุณหภูมิใกล้เคียงหรือต่ำกว่า 0°C แต่เนื่องจากน้ำซึ่งเป็นตัวดูดซับละลายในระบบดังกล่าวเป็นสารที่สามารถกลายเป็นไอได้ เมื่อสารละลายได้รับความร้อนภายในตัวเจนเนอเรเตอร์ (Generator) แล้วจะทำให้ทั้งแอมโมเนียและน้ำกลายเป็นไอ จึงจำเป็นต้องมีอุปกรณ์ที่เพิ่มขึ้นมาคือ อนุไลเซอร์ (Analyzer) และเรกติไฟเออร์ (Rectifier) ที่จะเป็นตัวดักไอน้ำที่ออกจากตัวเจนเนอเรเตอร์ (Generator) โดยทำให้ไอน้ำดังกล่าวควบแน่นแล้วไหลกลับเข้ามายังตัวเจนเนอเรเตอร์ (Generator)



รูปที่ 2.5 วัฏจักรการทำความเย็นแบบดูดซึม

พิจารณาจากรูปที่ 2.5 ไอเสียอุณหภูมิสูงเข้าสู่เจนเนอเรเตอร์ (Generator) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนกับสารละลายแอมโมเนีย-น้ำ แอมโมเนียที่มีจุดเดือดต่ำกว่าน้ำจะระเหยกลายเป็นไอแอมโมเนียไหลออกจากตัวเจนเนอเรเตอร์ (Generator) แต่ไอแอมโมเนียที่ระเหยออกไปนั้นมือน้ำบางส่วนปะปนไปด้วย (95% แอมโมเนีย) แต่ระบบต้องการแอมโมเนียที่มีความบริสุทธิ์มากที่สุดเพื่อใช้เป็นสารทำความเย็น ดังนั้นจึงต้องมีนาไลเซอร์ (Analyzer) เพื่อแยกไอแอมโมเนียออกจากไอน้ำ ไอแอมโมเนียที่ได้ (จุดที่ 1) ยังคงมีไอน้ำปนอยู่อีกเล็กน้อย (99.5% แอมโมเนีย) จะไหลเข้าไปยังตัวเรกติไฟเออร์ (Rectifier) ซึ่งไอน้ำและแอมโมเนียบางส่วนจะควบแน่นแล้วไหลกลับไปยังเจนเนอเรเตอร์ (Generator) ซึ่งทำให้ได้ไอแอมโมเนียที่มีความบริสุทธิ์เกือบ 100% ไอแอมโมเนียส่วนที่เหลือ (จุดที่ 2) จะไหลไปยังคอนเดนเซอร์ (Condenser) แล้วควบแน่นกลายเป็นแอมโมเนียเหลว (จุดที่ 3) จากนั้นจะไหลผ่านวาล์วลดความดัน (Expansion Valve, จุดที่ 4) เข้าไปในตัวอีแวปอเรเตอร์ (Evaporator) ซึ่งแอมโมเนียเหลวจะรับความร้อนจากห้องเย็นซึ่งมากพอที่จะทำให้แอมโมเนียเหลวกลายเป็นไอแอมโมเนีย (จุดที่ 5) แล้วไหลเข้าไปยังตัวแอบซอร์เบอร์ (Absorber) ซึ่งไอแอมโมเนียดังกล่าวจะถูกดูดซึมรวมกับสารละลายความเข้มข้นแอมโมเนียต่ำที่กลับมาจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ทำให้กลายเป็นสารละลายความเข้มข้นแอมโมเนียสูง สารละลายดังกล่าวที่มีความเข้มข้นแอมโมเนียสูง (จุดที่ 6) จะถูกส่งไปยังไอน้ำเจนเนอเรเตอร์ (Generator) ด้วยปั๊มสารละลาย (Solution Pump) โดยผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger, จุดที่ 7) และภายในตัวเจนเนอเรเตอร์ (Generator) เนื่องจากแอมโมเนียในสารละลายระเหยกลายเป็นไอทำให้เหลือสารละลายความเข้มข้นแอมโมเนียต่ำ ซึ่งสารละลายดังกล่าวจะถูกส่งกลับมายังตัวแอบซอร์เบอร์ (Absorber, จุดที่ 9) โดยถ่ายเทความร้อนให้กับสารละลายเข้มข้นสูงในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger, จุดที่ 10) จากนั้นจะผ่านวาล์วลดความดัน (Pressure reducing Valve, จุดที่ 11) แล้วไหลเข้าไปยังตัวแอบซอร์เบอร์ (Absorber) เพื่อดูดซึมไอแอมโมเนียต่อไป

จากรูปที่ 2.5 การวิเคราะห์ระบบดังกล่าวในรูปแบบสมดุลเชิงมวลและสมดุลพลังงานของอุปกรณ์ในระบบต่างๆ ได้ดังต่อไปนี้

- สมดุลเชิงมวลสารทำความเย็น (Refrigerant)

$$m_{ref}^{\bullet} = m_5^{\bullet} \quad \text{สมการที่ 2.9}$$

เมื่อ $m_{ref}^{\bullet}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น, (kg / s)

$m_5^{\bullet}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นจุดที่ 5, (kg / s)

- เวกตีไฟเออร์ (Rectifier)

สมดุลเชิงมวลที่เวกตีไฟเออร์

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_{reflux} \quad \text{สมการที่ 2.10}$$

เมื่อ $\dot{m}_1$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นจุดที่ 1, (kg / s)

$\dot{m}_2$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นจุดที่ 2, (kg / s)

$\dot{m}_{reflux}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน Reflux, (kg / s)

สมดุลเชิงมวลของแอมโมเนียที่เวกตีไฟเออร์

$$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 x_2 + \dot{m}_{reflux} x_{reflux} \quad \text{สมการที่ 2.11}$$

เมื่อ x_1 คือ อัตราส่วนโดยน้ำหนักของแอมโมเนียจุดที่ 1, (%)

x_2 คือ อัตราส่วนโดยน้ำหนักของแอมโมเนียจุดที่ 2, (%)

x_{reflux} คือ อัตราส่วนโดยน้ำหนักของแอมโมเนียที่ Reflux, (%)

สมดุลพลังงานที่เวกตีไฟเออร์

$$Q_{rec} = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_2 h_2 - \dot{m}_{reflux} h_{reflux} \quad \text{สมการที่ 2.12}$$

เมื่อ Q_{rec} คือ ปริมาณพลังงานความร้อนที่เวกตีไฟเออร์, (kW)

h_1 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นจุดที่ 1, (kJ/kg)

h_2 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นจุดที่ 2, (kJ/kg)

h_{reflux} คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ Reflux, (kJ/kg)

- เจนเนอเรเตอร์ (Generator)

สมดุลเชิงมวลที่เจนเนอเรเตอร์

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_{reflux} = \dot{m}_1 + \dot{m}_9 \quad \text{สมการที่ 2.13}$$

เมื่อ $\dot{m}_8$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นจุดที่ 8, (kg / s)

$\dot{m}_9$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นจุดที่ 9, (kg / s)

สมดุลเชิงมวลของแอมโมเนียที่เจนเนอเรเตอร์

$$\dot{m}_8 x_8 + \dot{m}_{reflux} x_{reflux} = \dot{m}_1 x_1 + \dot{m}_9 x_9 \quad \text{สมการที่ 2.14}$$

เมื่อ x_8 คือ อัตราส่วนโดยน้ำหนักของแอมโมเนียจุดที่ 8, (%)

x_9 คือ อัตราส่วนโดยน้ำหนักของแอมโมเนียจุดที่ 9, (%)

สมดุลพลังงานที่เจนเนอเรเตอร์

$$Q_{gen} = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_9 h_9 - \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_{reflux} x_{reflux} \quad \text{สมการที่ 2.15}$$

เมื่อ Q_{gen} คือ ปริมาณพลังงานความร้อนที่เจนเนอเรเตอร์, (kW)

h_8 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นจุดที่ 8, (kJ/kg)

h_9 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นจุดที่ 9, (kJ/kg)

- คอนเดนเซอร์ (Condenser)

สมดุลเชิงมวลที่คอนเดนเซอร์

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 \quad \text{สมการที่ 2.16}$$

เมื่อ $\dot{m}_3$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นจุดที่ 3, (kg / s)

สมดุลพลังงานที่คอนเดนเซอร์

$$Q_{con} = \dot{m}_2(h_2 - h_3) \quad \text{สมการที่ 2.17}$$

เมื่อ Q_{con} คือ ปริมาณพลังงานความร้อนที่คอนเดนเซอร์, (kW)

h_3 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นจุดที่ 3, (kJ/kg)

- อีวาโปเรเตอร์ (Evaporator)

สมดุลเชิงมวลที่อีวาโปเรเตอร์

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 \quad \text{สมการที่ 2.18}$$

เมื่อ $\dot{m}_4$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นจุดที่ 4, (kg / s)

สมดุลพลังงานที่อีวาโปเรเตอร์

$$Q_{evap} = \dot{m}_4(h_5 - h_4) \quad \text{สมการที่ 2.19}$$

เมื่อ Q_{evap} คือ ปริมาณพลังงานความร้อนที่อีวาโปเรเตอร์, (kW)

h_4 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นจุดที่ 4, (kJ/kg)

h_5 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นจุดที่ 5, (kJ/kg)

- แอ็บซอร์เบอร์ (Absorber)

สมดุลเชิงมวลที่แอ็บซอร์เบอร์

$$\dot{m}_5 + \dot{m}_{11} = \dot{m}_6 \quad \text{สมการที่ 2.20}$$

เมื่อ $\dot{m}_6$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นจุดที่ 6, (kg / s)

$\dot{m}_{11}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นจุดที่ 11, (kg / s)

สมดุลพลังงานที่แอ็บซอร์เบอร์

$$Q_{ab} = \dot{m}_5 h_5 + \dot{m}_{11} h_{11} - \dot{m}_6 h_6 \quad \text{สมการที่ 2.21}$$

เมื่อ Q_{ab} คือ ปริมาณพลังงานความร้อนที่แอ็บซอร์เบอร์, (kW)

h_6 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นจุดที่ 6, (kJ/kg)

h_{11} คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นจุดที่ 11, (kJ/kg)

- เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger)

สมดุลเชิงมวลที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10} \quad \text{สมการที่ 2.22}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad \text{สมการที่ 2.23}$$

เมื่อ $\dot{m}_7$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นจุดที่ 7, (kg / s)

$\dot{m}_8$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นจุดที่ 8, (kg / s)

$\dot{m}_9$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นจุดที่ 9, (kg / s)

$\dot{m}_{10}$ คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นจุดที่ 10, (kg / s)

สมดุลพลังงานที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

$$Q_{HX} = UA\Delta T_{ln} \quad \text{สมการที่ 2.24}$$

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_9 - T_8) - (T_{10} - T_7)}{\ln[(T_9 - T_8)/(T_{10} - T_7)]} \quad \text{สมการที่ 2.25}$$

เมื่อ Q_{HX} คือ ปริมาณความร้อนที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, (kW)

U คือ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, (kcal / m² · hr · °C)

A คือ พื้นที่ถ่ายเทความร้อน, (m²)

ΔT_{ln} คือ Logarithmic Mean Temperature Difference, (°C)

T_7 คือ อุณหภูมิของสารทำงานจุดที่ 7, (°C)

T_8 คือ อุณหภูมิของสารทำงานจุดที่ 8, (°C)

T_9 คือ อุณหภูมิของสารทำงานจุดที่ 9, (°C)

T_{10} คือ อุณหภูมิของสารทำงานจุดที่ 10, (°C)

- วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)

สมดุลเชิงมวลที่วาล์วลดความดัน

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad \text{สมการที่ 2.26}$$

สมดุลพลังงานที่วาล์วลดความดัน

$$h_3 = h_4 \quad \text{สมการที่ 2.27}$$

- วาล์วลดความดัน (Pressure Reducing Valve)

สมดุลเชิงมวลที่วาล์วลดความดัน

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_{11}$$

สมการที่ 2.28

สมดุลพลังงานที่วาล์วลดความดัน

$$h_{10} = h_{11}$$

สมการที่ 2.29

เมื่อ h_{10} คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นจุดที่ 10, (kJ/kg)

- ปั๊มสารละลาย (Solution Pump)

สมดุลเชิงมวลที่ปั๊มสารละลาย

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$$

สมการที่ 2.30

สมดุลพลังงานที่ปั๊มสารละลาย

$$W_{\text{pump}} = \dot{m}_6(h_7 - h_6)$$

สมการที่ 2.31

เมื่อ W_{pump} คือ งานที่ป้อนให้แก่ปั๊มสารละลาย, (kW)เมื่อ h_7 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นจุดที่ 7, (kJ/kg)

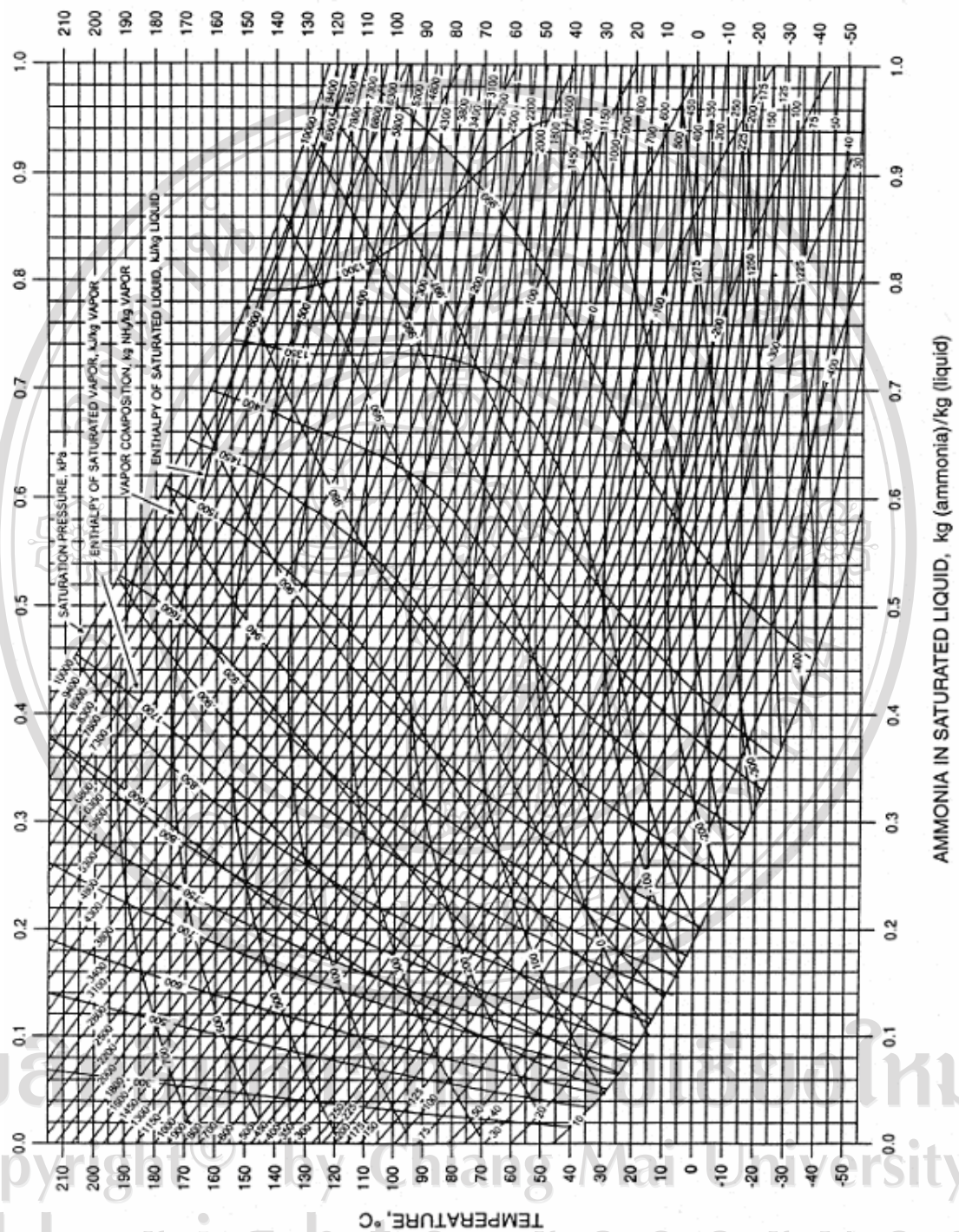
- สัมประสิทธิ์การทำความเย็น (COP)

$$COP = \frac{Q_{\text{evap}}}{Q_{\text{gen}} + W_{\text{pump}} + W_{\text{cooling water}}}$$

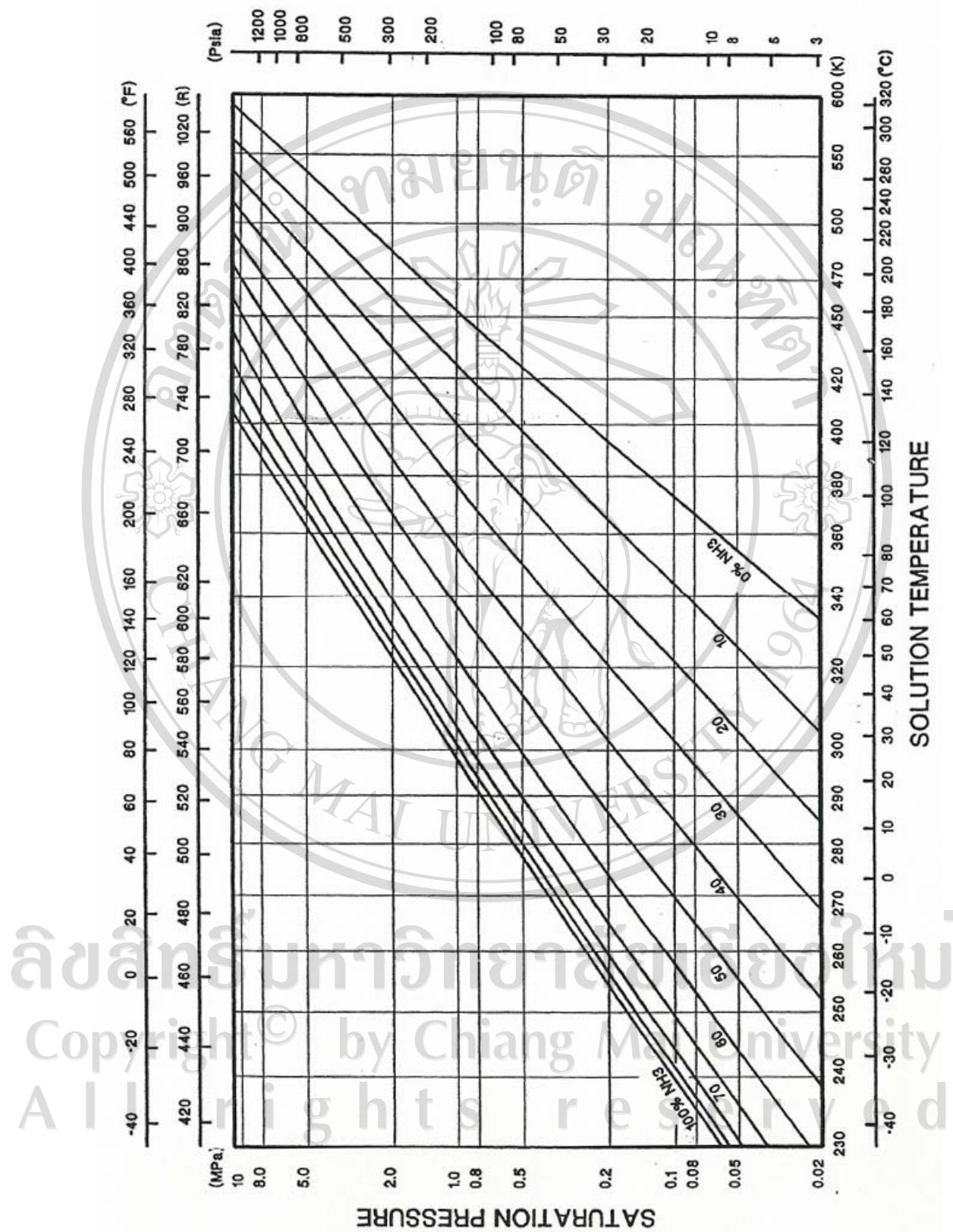
สมการที่ 2.32

เมื่อ $W_{\text{cooling water}}$ คือ งานที่ป้อนให้แก่ปั๊มน้ำระบายความร้อน, (kW)

โดยคุณสมบัติของสารละลายแอมโมเนีย-น้ำ ในระบบทำความเย็นแบบดูดซับนั้น สามารถหาได้จากแผนภูมิความสัมพันธ์ของความดันความดัน-อุณหภูมิ-ความเข้มข้น ดังแสดงในรูปที่ 2.6 และรูปที่ 2.7



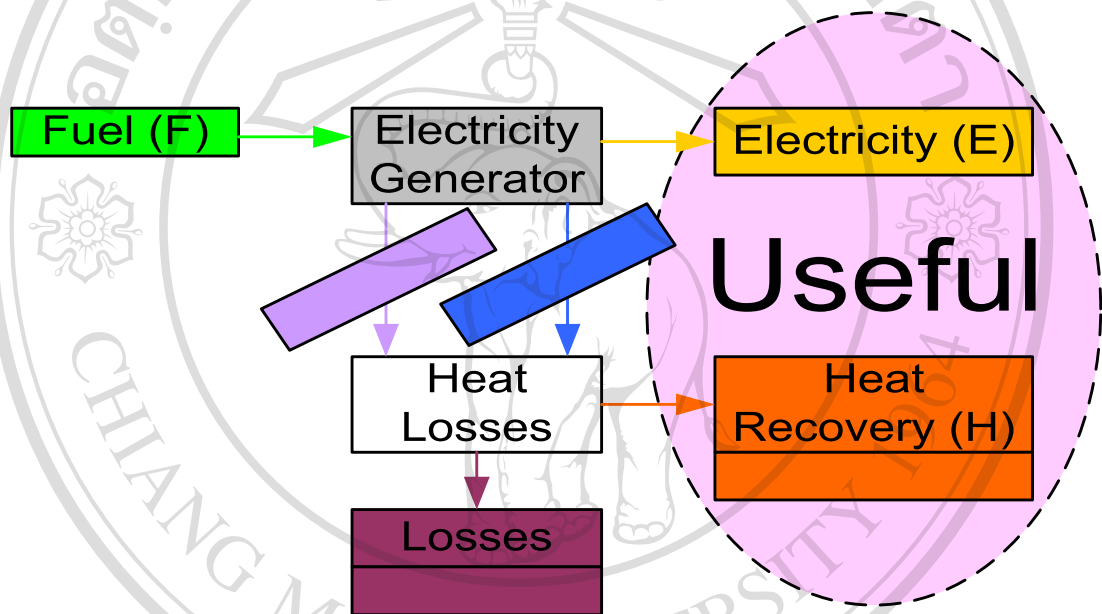
รูปที่ 2.6 แผนภูมิความสัมพันธ์ P-T-X สารละลาย Ammonia-Water แบบที่ 1



รูปที่ 2.7 แผนภูมิความสัมพันธ์ P-T-X สารละลาย Ammonia-Water แบบที่ 2

2.1.3) ประสิทธิภาพระบบความร้อนร่วม (Combined Heat and Power, CHP)

เครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้าจากเดิมสามารถใช้ประโยชน์ได้จากการผลิตกระแสไฟฟ้าเพียงอย่างเดียว แต่หากพิจารณาเครื่องยนต์ดังกล่าวโดยละเอียดจะพบว่า มีไอเสียที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซชีวภาพของเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้าที่มีศักยภาพสามารถนำมาใช้ประโยชน์ได้ ดังนั้นหากมีการนำพลังงานความร้อนจากไอเสียดังกล่าวมาใช้งานจะทำให้ประสิทธิภาพการใช้พลังงานเพิ่มมากขึ้น ซึ่งระบบลักษณะนี้เรียกว่า ระบบความร้อนร่วม (Combined Heat and Power) และระบบดังกล่าวแสดงกระบวนการทำงานในรูปที่ 2.8



รูปที่ 2.8 กระบวนการในระบบ CHP

จากรูปที่ 2.8 สามารถคำนวณหาประสิทธิภาพของระบบ Combined Heat and Power (CHP) ได้ดังสมการที่ 2.33

$$CHP = (H + E) / F \quad \text{สมการที่ 2.33}$$

โดย	CHP	คือ	ประสิทธิภาพโดยรวมของระบบ CHP, (%)
	H	คือ	ปริมาณพลังงานความร้อนที่นำกลับมาใช้, (kW)
	E	คือ	ปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้, (kW)
	F	คือ	ปริมาณเชื้อเพลิงในกระบวนการแปรรูปพลังงาน, (kW)

Water Cooling

2.1.4) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทำหน้าที่ถ่ายเทความร้อน สามารถแบ่งแยกได้ตามลักษณะการใช้ ลักษณะการไหลของสารทำงาน และการสัมผัสกันของสารทำงาน ซึ่งการแบ่งประเภทอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนตามลักษณะการไหลสามารถแบ่งได้เป็น 5 แบบด้วยกันดังแสดงในรูปที่ 2.9

ก. การไหลแบบสวนทางกัน (Counter Flow)

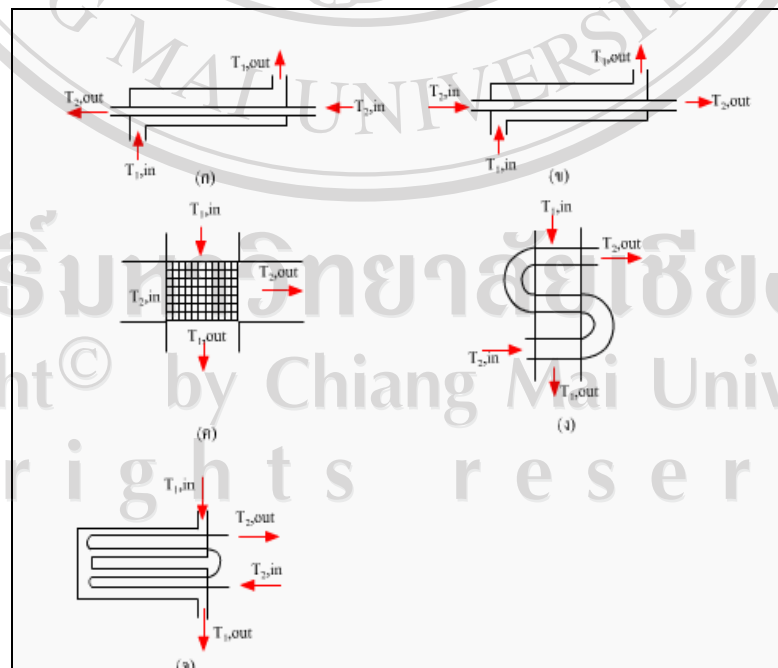
ดังรูปที่ 2.9 (ก) ของไหลสองชนิดจะไหลสวนกัน แต่ทิศทางการไหลจะตรงข้าม ซึ่งเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ให้ประสิทธิภาพสูงประเภทหนึ่ง

ข. การไหลแบบขนานหรือไหลตามกัน (Parallel Flow)

ดังรูปที่ 2.9 (ข) ของไหลสองชนิดจะไหลตามกันและมีทิศทางการไหลทางเดียวกัน และมีประสิทธิภาพต่ำกว่าแบบไหลสวนทางกัน

ค. การไหลแบบข้ามหรือไหลตั้งฉาก (Cross Flow)

ดังรูปที่ 2.9 (ค) ของไหลสองชนิดจะไหลตัดกันหรือไหลตั้งฉากซึ่งกันและกัน ถึงแม้ว่าจะมีประสิทธิภาพต่ำกว่าแบบไหลสวนทางกันแต่ก็มีการใช้งานอย่างแพร่หลาย เนื่องจากเป็นการง่ายในการออกแบบให้ของไหลไหลเข้าสู่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เช่น หม้อน้ำในรถยนต์ เป็นต้น



รูปที่ 2.9 ประเภทของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ง. การไหลแบบสวนทางและการไหลแบบไหลข้ามหรือไหลตั้งฉาก (Cross-Counter Flow)

ดังรูปที่ 2.9 (ง) การจัดรูปแบบการไหลลักษณะนี้ เนื่องจากการง่ายในการออกแบบโครงสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และเมื่อจำนวนช่องทางไหลผ่านเพิ่มขึ้นจะทำให้ประสิทธิภาพใกล้เคียงกับแบบการไหลสวนทางกัน

จ. การไหลแบบ Shell and Tube หลายกัลป์ (Multipass Shell and Tube Flow)

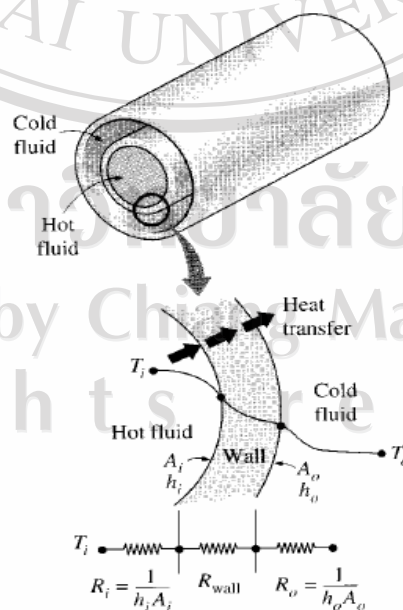
ดังรูปที่ 2.9 (จ) เนื่องจากการง่ายในการออกแบบโครงสร้าง จึงปรับปรุงให้มีหลาย Shell และหลาย Tube ตามจุดประสงค์การใช้งาน

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall Heat Transfer Coefficient)

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมในการแลกเปลี่ยนความร้อนของของไหลสองชนิด เท่ากับอัตราการถ่ายเทความร้อนต่อผลต่างของอุณหภูมิระหว่างของไหลทั้งสอง และพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อน คือ

$$U = \frac{\dot{Q}}{A\Delta T} \quad \text{สมการที่ 2.34}$$

เมื่อ	U	คือ	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, $(W/m^2 - ^\circ C)$
	$\dot{Q}$	คือ	อัตราการถ่ายเทความร้อน, (W)
	A	คือ	พื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อน, (m^2)
	ΔT	คือ	ผลต่างของอุณหภูมิระหว่างของไหลทั้งสอง $(T_i - T_o)$, $(^\circ C)$



รูปที่ 2.10 การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลสองชนิด

และการอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างแหล่งความร้อนสองแหล่งในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สามารถพิจารณาผลของค่าความต้านทานความร้อนทั้งหมดจะได้

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_t} \quad \text{สมการที่ 2.35}$$

เมื่อ R_t คือ ค่าความต้านทานความร้อน, ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)

หรือวิธีการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลและพื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อนแสดงดังสมการที่ 2.36

$$\dot{Q} = \bar{h} A (T_w - T_{\infty}) \quad \text{สมการที่ 2.3}$$

เมื่อ $\bar{h}$ คือ ค่าความต้านทานความร้อน ($h_o - h_i$), ($^{\circ}\text{C}/\text{W}$)

ดังนั้นค่าความต้านทานความร้อน สามารถทำได้โดยการเปรียบเทียบกับสมการที่ 2.37 จะได้

$$R_t = \frac{1}{hA} \quad \text{สมการที่ 2.37}$$

หน่วยของค่าความต้านทานความร้อน คือ $^{\circ}\text{C}/\text{W}$ ชนิดของความต้านทานความร้อนมีอยู่ 2 ชนิด อาจอธิบายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในกรณีของแข็งกันอยู่ระหว่างของไหลสองชนิด ค่าความแตกต่างดังกล่าวเป็นค่าความต้านทานความร้อนของผนัง R_w และความต้านทานความร้อนที่ผิวของของไหล 2 ชนิด จะมีส่วนร่วมกับการพาความร้อนโดยจะใช้แทนด้วย R_i และ R_o ในกรณีสารทำงานเป็นสารที่ไม่บริสุทธิ์ ดังนั้นเมื่อระยะเวลาการใช้งานนานๆ ผลของความไม่บริสุทธิ์ อาจทำให้เกิดชั้นของตะกอนที่บริเวณผนังของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขึ้น จะส่งผลให้เกิดความต้านทานความร้อนขึ้นคือ R_{f1} และ R_{f2} ดังนั้นอัตราความร้อนที่ถ่ายเทระหว่างของไหลสองชนิดในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถหาได้โดย

$$\dot{Q} = \frac{T_i - T_o}{R_i + R_{f1} + R_w + R_{f2} + R_o} \quad \text{สมการที่ 2.38}$$

เมื่อ T_i และ T_o คือ อุณหภูมิของของไหลแต่ละชนิด ค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนหาจากสมการที่ 2.38 โดยแสดงในเทอมของความต้านทานความร้อนของของไหลทั้งสองชนิด คือ

$$UA = \frac{1}{R_i + R_{f1} + R_w + R_{f2} + R_o}$$

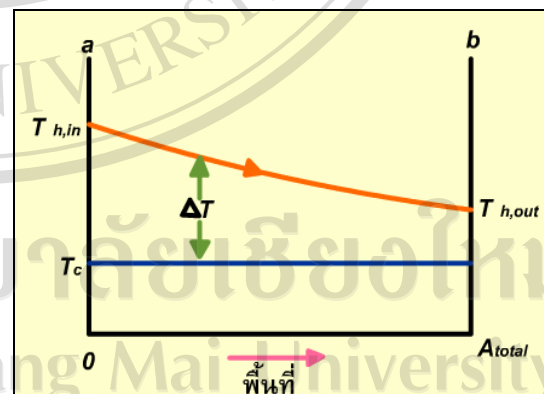
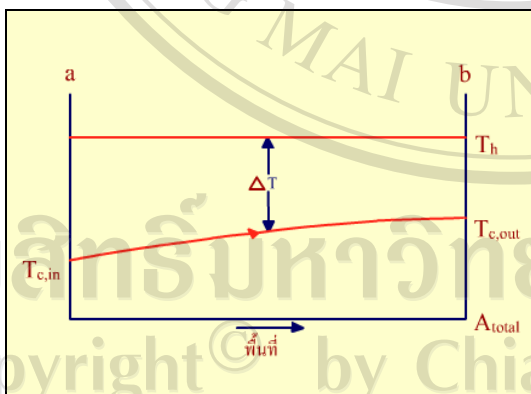
$$= \frac{1}{\sum R_t}$$

สมการที่ 2.39

ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (LMTD Methods)

ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เราต้องคำนวณหาพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ต้องการ และตัวแปรอื่น ๆ ที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เช่น จำนวนท่อ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ ความยาวของท่อ และชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

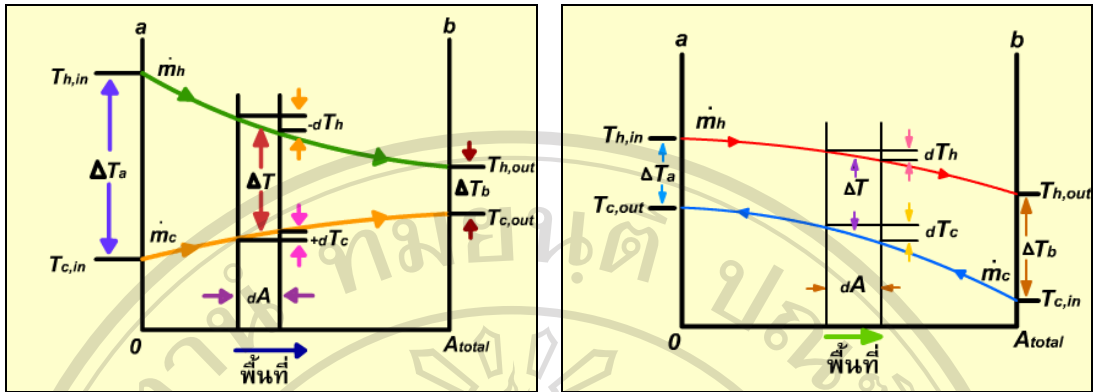
การทำนายสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จะมากกว่าสิ่งที่เกิดขึ้นจริง ในทางปฏิบัติ อุณหภูมิของของไหลต่าง ๆ ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นปกติแล้วจะมีค่าไม่คงที่ แต่จะแปรค่าจากจุดหนึ่งไปจุดหนึ่งเมื่อมีความร้อนไหลจากของไหลที่ร้อนไปของไหลที่เย็นกว่า ดังนั้นถึงแม้ว่าความต้านทานความร้อนตามทางของไหลจะมีค่าคงที่ก็ตาม อัตราการถ่ายเทความร้อนจะแปรค่าตามเส้นการไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งนี้เพราะอัตราการถ่ายเทความร้อนจะแปรค่าตามความแตกต่างของอุณหภูมิของไหลร้อนและของไหลเย็นแต่ละพื้นที่หน้าตัด ดังรูปที่ 2.11 และรูปที่ 2.12 ระยะห่างระหว่างเส้นกราฟทั้งสองจะเป็นความแตกต่างของอุณหภูมิ ΔT ระหว่างของไหลทั้งสอง



ก) แบบควบแน่นกลายเป็นของเหลว

ข) แบบระเหยกลายเป็นไอ

รูปที่ 2.11 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลี่ยนสถานะ



ก) แบบไหลทางเดียวกัน

ข) แบบไหลสวนทางกัน

รูปที่ 2.12 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดไม่เปลี่ยนสถานะ

ในการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่าง ๆ ล้วนแต่ต้องหาโดยการอินทิเกรตจากอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ไหลผ่านพื้นที่ dA ซึ่งเป็นพื้นที่เล็ก ๆ ให้ทั่วพื้นที่ A ที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนตลอดความยาวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนดังสมการที่ 2.40

$$dq = U dA \Delta T$$

สมการที่ 2.40

จากสมการดังกล่าวนี้ ถ้าหากสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U มีค่าคงที่ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ และมีฉนวนหุ้มตัวเรือนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (ไม่มีการถ่ายเทความร้อนเข้าออกจากสิ่งแวดล้อม) แล้วสามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนรวมได้จากการอินทิเกรตสมการที่ 2.40 ที่ใช้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลสวนทางกันและแบบไหลทางเดียวกันได้โดยง่าย และจากสมการสมดุลพลังงานระหว่างของไหลร้อนกับของไหลเย็นบนพื้นที่ ซึ่งเป็นพื้นที่เล็ก ๆ อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ถ่ายเทจากของไหลร้อนไปยังของไหลเย็น จะเท่ากับอัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของของไหลร้อน และเท่ากับอัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของของไหลเย็นที่ไหลผ่านท่อที่มีพื้นที่ เล็ก ๆ นั้น โดยให้ $T_h - T_c = \Delta T$ จะได้ว่า

$$q = UA \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a - \Delta T_b)} \quad \text{สมการที่ 2.41}$$

ในที่นี้ตัวห้อย a และ b หมายถึง ปลายของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทางด้านที่ของไหลร้อนไหลเข้าและไหลออกดังรูปที่ 2.12 แต่เพื่อความสะดวกจะนำเอาความแตกต่างประสิทธิ

ผล ของอุณหภูมิ ซึ่งใช้ ΔT เป็นสัญลักษณ์ใช้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด ซึ่งจะทำให้มีสมการเป็น

$$q = UA\Delta T \quad \text{สมการที่ 2.42}$$

เมื่อนำสมการที่ 2.41 ไปเปรียบกับสมการที่ 2.42 จะเห็นได้ว่า ΔT หรือความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (LMTD) ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งแบบไหลทางเดียวกันและไหลสวนทางกัน มีค่าดังแสดงในสมการที่ 2.43 และค่า LMTD นี้สามารถนำไปใช้กับกรณีที่อุณหภูมิของไหลชนิดหนึ่งมีค่าคงที่ดังแสดงในรูปที่ 2.11 ได้อีกด้วย

$$\Delta T = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a - \Delta T_b)} \quad \text{สมการที่ 2.43}$$

2.1.5) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบ่งเป็น 2 ส่วน คือ การการถ่ายเทความร้อนที่ผิวภายในท่อและภายนอกท่อ ซึ่งการถ่ายเทความร้อนดังกล่าวพิจารณาได้จากค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ดังรายละเอียดต่อไปนี้

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิวภายในท่อ

การถ่ายเทความร้อนที่ผิวภายในท่อของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนได้จากสมการที่ 2.44 ถึงสมการที่ 2.46 (รายละเอียดเพิ่มเติมใน ภาคผนวก ต.) ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนจะขึ้นกับ Pr (Prandtl Number) Re (Reynold Number) และ Nu (Nusselt Number) แสดงดังสมการที่ 2.45 และสมการที่ 2.46 (Sadik Kakaç and Hongtan Liu, 2002)

$$h_i = 0.05R_e^{0.8} P_r^{1/3} K / d_i \quad \text{สมการที่ 2.44}$$

$$h_i = \frac{NuK}{d_i} \quad \text{สมการที่ 2.45}$$

$$h_i = 0.35R_e^{0.55} P_r^{1/3} \left[\frac{\mu_B}{\mu_w} \right]^{0.14} K / d_i \quad \text{สมการที่ 2.46}$$

ค่า Viscosity ของสารทำงานในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ณ อุณหภูมิเฉลี่ย (Bulk Temperature, μ_B) และอุณหภูมิของผิวท่อ (Wall Temperature, μ_w) มีค่าใกล้เคียงกันทำให้ค่า $\frac{\mu_B}{\mu_w} \approx 1$ ทำให้สามารถลดรูปได้ดังสมการที่ 2.47

$$h_i = 0.35R_e^{0.55} P_r^{1/3} K / d_i \quad \text{สมการที่ 2.47}$$

$$\text{โดย } Re = \frac{Gd_i}{\mu} = \frac{\rho V d_i}{\mu} \quad \text{สมการที่ 2.48}$$

$$Pr = \frac{C_p \mu}{K} \quad \text{สมการที่ 2.49}$$

$$Nu = \frac{h_i d_i}{K} \quad \text{สมการที่ 2.50}$$

เมื่อ h_i คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ, ($W / m^2 - K$)

G คือ ความเร็วมวลของของไหล, ($kg / m^2 - s$)

d_i	คือ	เส้นผ่าศูนย์กลางของท่อทรงกระบอก, (m)
μ	คือ	Kinematic Viscosity, ($N - s / m^2$)
ρ	คือ	ความหนาแน่นของของไหล, (kg / m^3)
V	คือ	ความเร็วของของไหล, (m / s)
C_p	คือ	ค่าความร้อนจำเพาะของของไหล, ($kJ / kg - K$)
K	คือ	สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของของไหลเมื่อผ่านวัตถุที่มีการถ่ายเทความร้อน, ($W / m - K$)

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิวภายนอกท่อ

การถ่ายเทความร้อนที่ผิวภายนอกของอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม แยกได้เป็น 2 ชนิด คือ แบบ Free หรือ Natural Convection และแบบ Forced Convection

แบบ Free Convection คือ การที่ความร้อนถ่ายเทโดยของไหลสัมผัสกับผิวนอกของวัตถุมีความหนาแน่นต่างกัน และแรงหนืดของของไหลตลอดจนการแพร่ความร้อน (Thermal Diffusion) ค่านี้จะมีค่าน้อยเมื่อเทียบกับค่าที่ได้โดย Forced Convection ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนนี้ยังสามารถแยกได้เป็นอีก 2 ชนิดคือ แบบ Turbulence และ Laminar ซึ่งในการแยกว่าเป็นชนิดใดก็โดยพิจารณาค่า Gr (Grashof Number) และ Pr (Prandtl Number)

แบบ Forced Convection คือ การที่ความร้อนถ่ายเทจากของไหลผ่านผิวนอกของวัตถุ โดยมีแรงผลักดันกระทำต่อของไหลนั้น เมื่อของไหลไหลผ่านผิวของวัตถุความเร็วของของไหลที่ติดกับผิวจะมีค่าเป็นศูนย์ และมีค่าเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ตามแนวตั้งฉากกับผิว จนกระทั่งมีความเร็วเท่ากับความเร็วของ Free Stream ค่าสัมประสิทธิ์นี้ก็จะขึ้นอยู่กับความเร็วของของไหล ซึ่งสามารถแยกได้เป็น 2 แบบเช่นกัน คือ Laminar และ Turbulence ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแบบ Laminar คือ ค่าที่ได้เมื่อของไหลมีค่า Reynold Number ต่ำกว่า 5×10^5 เมื่อไหลผ่านแผ่นเรียบ และมีค่าต่ำกว่า 2 100 เมื่อไหลภายในท่อ ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนทั้งสองแบบหาได้จากสมการ 2.51 และสมการที่ 2.52 (Sadik Kakaç and Hongtan Liu, 2002)

$$h_o = 0.05 R_e^{0.8} P_r^{1/3} K / d_o \quad \text{สมการที่ 2.51}$$

$$h_o = 0.35 R_e^{0.55} P_r^{1/3} K / d_o \quad \text{สมการที่ 2.52}$$

โดย $Re = \frac{Gd_o}{\mu} = \frac{\rho V d_o}{\mu}$ สมการที่ 2.53

$Nu = \frac{h_o d_o}{K}$ สมการที่ 2.56

เมื่อ h_o คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกท่อ, ($W / m^2 - K$)
 d_o คือ เส้นผ่าศูนย์กลางของท่อทรงกระบอก, (m)

โดยการเลือกใช้สมการต่างๆ เพื่อคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ทั้งภายในท่อและภายนอกท่อของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม แสดงรายละเอียดในตารางที่ 2.3

ตารางที่ 2.3 สมการคำนวณสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของ Absorption Chiller

อุปกรณ์	ในท่อ (h_i)	นอกท่อ (h_o)
1. Generator	$0.05R_e^{0.8} P_r^{1/3} K / d_i$	$0.05R_e^{0.8} P_r^{1/3} K / d_o$
2. Rectifier	$0.35R_e^{0.55} P_r^{1/3} K / d_i$	$0.35R_e^{0.55} P_r^{1/3} K / d_o$
3. Condenser	$0.35R_e^{0.55} P_r^{1/3} K / d_i$	$0.05R_e^{0.8} P_r^{1/3} K / d_o$
4. Economizer	$\frac{NuK}{d_i}$	$0.35R_e^{0.55} P_r^{1/3} K / d_o$
5. Evaporator	$0.05R_e^{0.8} P_r^{1/3} K / d_i$	$0.35R_e^{0.55} P_r^{1/3} K / d_o$
6. Absorber	$0.35R_e^{0.55} P_r^{1/3} K / d_i$	$0.35R_e^{0.55} P_r^{1/3} K / d_o$
7. Solution Heat Exchanger	$\frac{NuK}{d_i}$	$0.35R_e^{0.55} P_r^{1/3} K / d_o$
8. Subcool	$0.35R_e^{0.55} P_r^{1/3} K / d_i$	$0.35R_e^{0.55} P_r^{1/3} K / d_o$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall Heat Transfer Coefficient)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U_o , $W / m^2 - K$) ของท่อเรียบ (รูปทรงกระบอก) หาได้จากสมการที่ 2.44

$$U_o = \left[\frac{d_o}{h_i d_i} + \frac{d_o / n(d_o / d_i)}{2k} + \frac{1}{h_o} \right]^{-1} \quad \text{สมการที่ 2.46}$$

2.1.6) วงจรทางไฟฟ้า

โดยทั่วไปวงจรควบคุมทางไฟฟ้ามักแบ่งวงจรออกเป็น 2 แบบ คือ ไวริ่งไดอะแกรม และไลน์หรือแลตเตอร์ไดอะแกรม

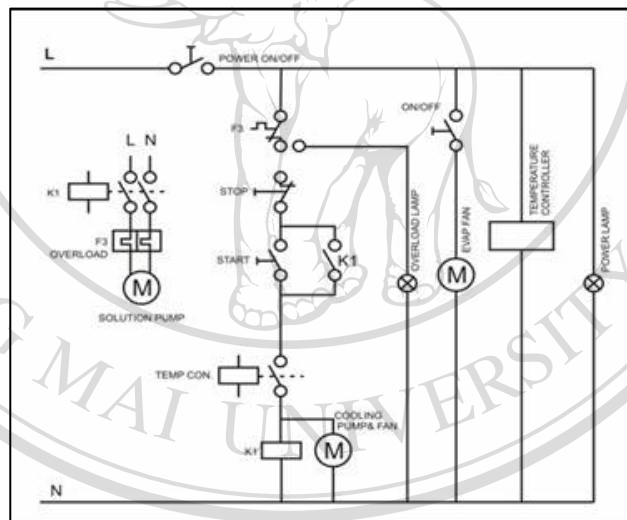
ไวริ่งไดอะแกรม

ไวริ่งไดอะแกรมเป็นไดอะแกรมที่รวมวงจรกำลังและวงจรควบคุมไว้ในวงจรเดียวกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.13

รูปที่ 2.13 ไวริ่งไดอะแกรม

ไลน์หรือแลตเตอร์ไดอะแกรม

ไลน์หรือแลตเตอร์ไดอะแกรม เป็นไดอะแกรมที่แยกวงจรควบคุมออกมาจากไวริ่งไดอะแกรม คือแสดงเฉพาะวงจรควบคุมแต่เพียงอย่างเดียว ดังแสดงในรูปที่ 2.14



รูปที่ 2.14 ไลน์หรือแลตเตอร์ไดอะแกรม

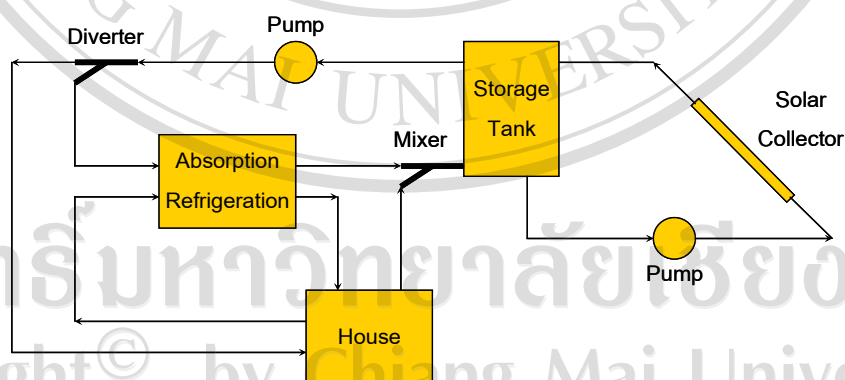
2.2) ข้อมูลจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Ameri and Hejazi. (2004) ได้ทำการศึกษาการปรับปรุงระบบผลิตไฟฟ้าแบบใช้กังหันแก๊สของโรงไฟฟ้าในคาบาสาร์ (Chabahar) ประเทศอิหร่าน โดยใช้ระบบการทำความเย็นแบบดูดซึม (Absorption Chiller System) ที่ใช้พลังงานส่วนหนึ่งจากความร้อนทิ้งของก๊าซร้อนทิ้งในกระบวนการผลิตไฟฟ้าแบบกังหันแก๊ส โดยความร้อนจะถูกนำไปผลิตไอน้ำก่อนที่จะเข้าสู่ระบบทำความเย็นแบบดูดซึม เพื่อทำให้อากาศเย็นก่อนเข้าสู่กังหันแก๊ส ผลจากการปรับปรุงระบบการ

2.2) ข้อมูลจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Ameri and Hejazi. (2004) ได้ทำการศึกษาการปรับปรุงระบบผลิตไฟฟ้าแบบใช้กังหันแก๊สของโรงไฟฟ้าในคาบาสาร์ (Chabahar) ประเทศอิหร่าน โดยใช้ระบบการทำความเย็นแบบดูดซึม (Absorption Chiller System) ที่ใช้พลังงานส่วนหนึ่งจากความร้อนทิ้งของก๊าซร้อนทิ้งในกระบวนการผลิตไฟฟ้าแบบกังหันแก๊ส โดยความร้อนจะถูกนำไปผลิตไอน้ำก่อนที่จะเข้าสู่ระบบทำความเย็นแบบดูดซึม เพื่อให้อากาศเย็นก่อนเข้าสู่กังหันแก๊ส ผลจากการปรับปรุงระบบการผลิตไฟฟ้าขนาด 100 MW ซึ่งสามารถเพิ่มผลผลิตได้ 11% โดยผลิตไฟฟ้าได้มากขึ้น 14 000 MW · hr / yr และจากการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์มีผลตอบแทน IRR เท่ากับ 23.4 % และคืนทุนในระยะเวลา 4.2 ปี

Florides, G.A. et al. (2002) ได้ทำการสร้างแบบจำลองของระบบการทำความเย็นแบบดูดซึมที่มีตัวเก็บรังสีอาทิตย์ (Solar Collector) เป็นแหล่งให้พลังงานร่วมกับน้ำร้อนจากหม้อต้มน้ำ (Boiler) ในกรณีพลังงานไม่เพียงพอ ซึ่งต้องการกำลังงานในการทำความเย็น 11 kW ดังแสดงในรูปที่ 2.15 เพื่อทำการออกแบบให้เหมาะสมที่สุดในการทำความเย็น (17 600 MW · hr / yr) แก่ห้องปรับอากาศขนาด 14 m x 14 m x 3 m โดยจะพิจารณาในแต่ละส่วนประกอบของระบบ คือ ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ ถังเก็บ และ ชุดทำความเย็นแบบดูดซึม และในการวิจัยจะได้ระบบที่ดีที่สุด ดังนี้



รูปที่ 2.15 วิถีการทำงานของการระบบทำความเย็นแบบดูดซึมร่วมกับการใช้ Solar Collector

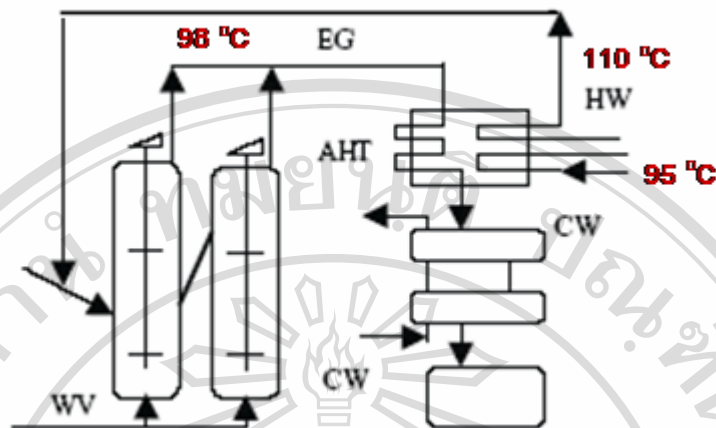
1. จากการทดลองใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ ชนิด พื้นที่ และการวางในมุมเอียงแบบต่างๆ ระหว่างอุณหภูมิ 25 °C - 30 °C ได้ผลที่ดีที่สุดเป็นชนิดผิวโค้งพาราโบลา มีพื้นที่รับแสง 15 m² โดยวางทำมุมเอียง 30 °C กับพื้น

2. จากการทดลองใช้ขนาดต่างๆ ของถังเก็บ เพื่อรักษาอุณหภูมิของน้ำให้เกิน 85°C จะได้ความจุเหมาะสมที่ 600 litre
3. สำหรับการทดลองในระบบดูดซึมผลที่ได้จะมีการใช้กำลังงานที่ Generator 15 kW และมีค่า COP ของระบบมีค่าเท่ากับ 0.74

จากผลการวิจัยของ Florides, G.A. et al. จะเห็นได้ว่ามีสองระบบใหญ่ๆ ที่มีการลงทุนสูง คือ ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมและระบบผลิตน้ำร้อนของตัวเก็บรังสีอาทิตย์

Riffat, S.B. and Qiu Guoquan. (2004) ได้ทำการเปรียบเทียบระบบปรับอากาศ 3 แบบ คือแบบอัดไอ (Vapour compression, VCAC), แบบดูดซึม (Absorption, AAC) และแบบเทอร์โมอิเล็กทริก (Thermoelectric, TEAC) ได้ผลการวิจัยคือ แบบ VCAC ให้ค่า COP สูงที่สุด ซึ่งมีค่าเท่ากับ 2.6-3.0 แบบ AAC มีค่า COP เท่ากับ 0.6-0.7 และแบบ TEAC มีค่า COP น้อยที่สุดคือ 0.38-0.45 สำหรับการใช้พลังงานในระบบเพื่อขับปั๊มและพัดลม แบบ AAC จะใช้พลังงานน้อยที่สุด (1.80-5.40 kW) ส่วนแบบ VCAC และแบบ TEAC จะใช้พลังงานมากกว่า (750-1 670 kW และ 36-1 459 kW ตามลำดับ) เมื่อคิดที่ภาระในการทำความเย็นเท่ากัน ในส่วนของค่าใช้จ่ายเกี่ยวกับการลงทุนสำหรับอุปกรณ์และการติดตั้ง แบบ TEAC จะแพงที่สุด และ VCAC ถูกที่สุด แต่ค่าใช้จ่ายในการใช้งานของทั้งสองแบบจะสูงมาก ส่วนแบบ AAC จะมีค่าใช้จ่ายในส่วนนี้น้อยที่สุด และในเรื่องของมลภาวะต่อสิ่งแวดล้อม ถึงแม้แบบ VCAC จะให้ค่า COP สูงมากแต่ก็ทำให้เกิดมลภาวะทำลายโอโซนและมลภาวะทางเสียงมากที่สุด และแบบ TEAC จะกระทบต่อสิ่งแวดล้อมน้อยที่สุด

Xuehu Ma et al. (2003) ได้ทำการประยุกต์ใช้ตัวแปลงความร้อนแบบดูดซึม (Absorption heat transformer, AHT) ในการดึงความร้อนทิ้งที่ถูกปล่อยมาในรูปของของผสมระหว่างไอน้ำกับไอระเหยของสารอินทรีย์ ที่อุณหภูมิ 98°C จากโรงสังเคราะห์ยาง (Synthetic Rubber Plant) โดยนำไปให้ความร้อนแก่น้ำแล้วป้อนกลับเข้าไปยังกระบวนการสังเคราะห์ยางอีกครั้ง เพื่อใช้เป็นแหล่งความร้อนเสริม ดังแสดงในรูปที่ 2.16

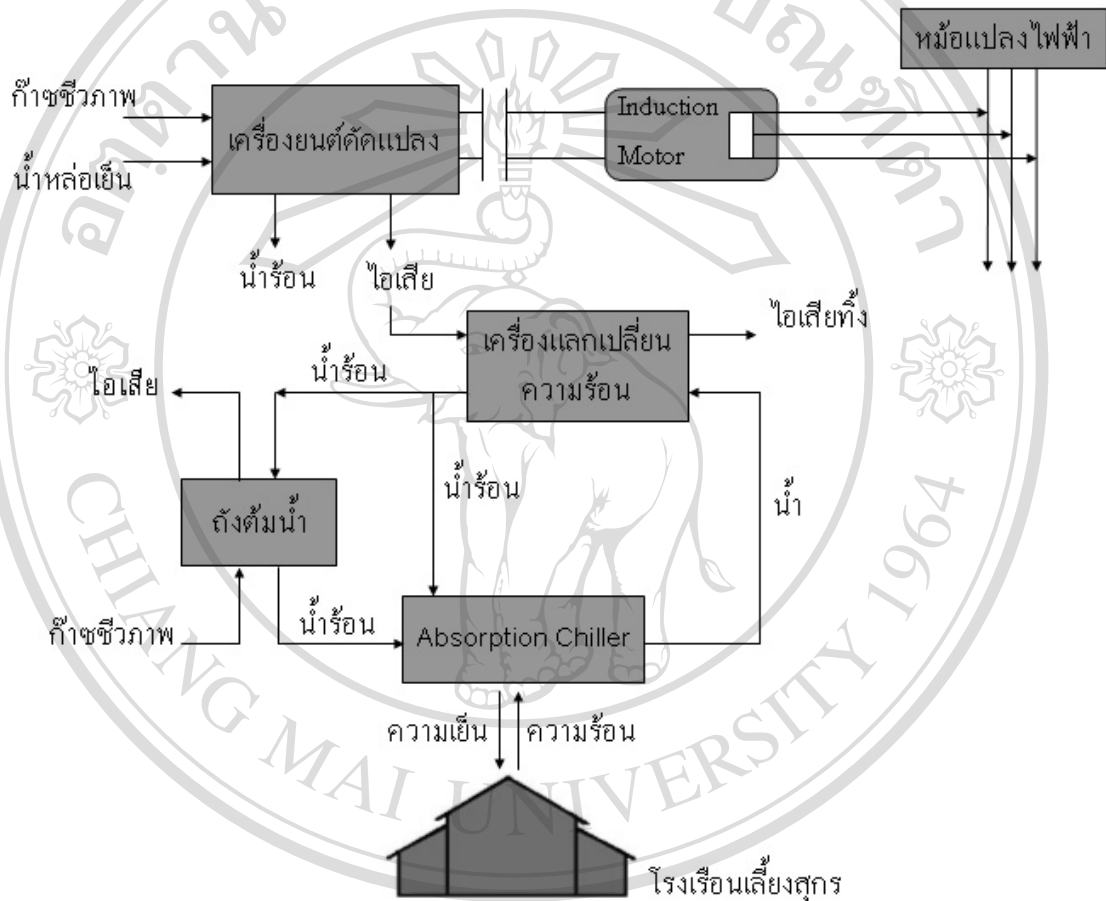


รูปที่ 2.16 การดึงความร้อนทิ้งมาใช้ประโยชน์กับระบบ AHT

ในแบบจำลองของงานวิจัยจะมีการพิจารณาสมดุลพลังงาน (Energy balance) ของส่วนประกอบต่างๆ ของ AHT โดยอาศัยค่าอุณหภูมิ ความดัน และอัตราการไหลของสารทำงานที่สภาวะต่างๆ และผลจากการทดลองพบว่าสามารถเพิ่มอุณหภูมิของน้ำจาก 95°C เป็น 110°C ทำให้ประหยัดไอน้ำ และลดค่าใช้จ่ายลงได้ถึง 3.48 ล้านบาทต่อปี โดยระบบมีค่า COP เฉลี่ย 0.47 และจากการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์พบว่าระบบมีระยะเวลาคืนทุนประมาณ 2 ปี

ณรงค์ฤทธิ์ มูลเจริญ. (2548) ทำการประเมินความคุ้มค่าและความเหมาะสมทางทฤษฎีของการนำเอาความร้อนทิ้งจากไอเสียของกระบวนการผลิตไฟฟ้าจากก๊าซชีวภาพในฟาร์มสุกร มาใช้ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ใช้คู่สารทำงานเป็น Water-Lithium bromide เทียบกับกรณีที่ไม่มีการเก็บคืนความร้อนทิ้งมาใช้ประโยชน์ดังแสดงในรูปที่ 2.17 โดยการคิดค่าใช้จ่ายต่างๆ ในการเลี้ยงสุกรและผลของการเจริญเติบโตของสุกรจากการเลี้ยงในโรงเรือนแบบดูดซึม ได้อาศัยข้อมูลจากการเลี้ยงสุกรในโรงเรือนแบบระเหย ซึ่งเป็นการเลี้ยงในสภาวะที่มีการปรับอากาศที่อุณหภูมิเดียวกัน ผลการวิจัยพบว่าการเลี้ยงสุกรในโรงเรือนมาตรฐาน 1 000 ตัว ใช้ขนาดของเครื่องทำความเย็นแบบดูดซึมที่เหมาะสม คือ 120 TR สำหรับปริมาณไอเสียที่เพียงพอต่อการให้พลังงานในการทำความเย็นแบบดูดซึม โดยก๊าซชีวภาพดังกล่าวต้องมีปริมาณไม่ต่ำกว่า 8 100 m^3/day หรือ 2 678 kW ในการป้อนให้แก่เครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า หรือเลี้ยงสุกรไม่ต่ำกว่า 58 500 ตัว ส่วนกรณีการะในการทำความเย็นมากกว่าปกติจะมีการเผาก๊าซชีวภาพให้ความร้อนเสริม และฟาร์มสุกรที่ไม่จำเป็นต้องมีระบบให้ความร้อนเสริมต้องเลี้ยงสุกรตั้งแต่ 106 500 ตัวขึ้นไป

สำหรับประสิทธิภาพของการใช้พลังงานกรณีที่ไม่มี การเก็บคืนความร้อนทิ้งมาใช้ ประโยชน์ ระบบผลิตไฟฟ้าก๊าซชีวภาพมีประสิทธิภาพเพียง 16.9 % แต่ในกรณีที่มีการเก็บคืน ความร้อน ประสิทธิภาพของการใช้พลังงานเพิ่มขึ้นเป็น 24.8 % และจากการประเมินความคุ้มค่า ทางเศรษฐศาสตร์ พบว่างานวิจัยจะให้อัตราผลตอบแทนจากการลงทุน 29.34 % และมีระยะเวลาดังทุน 3.47 ปี

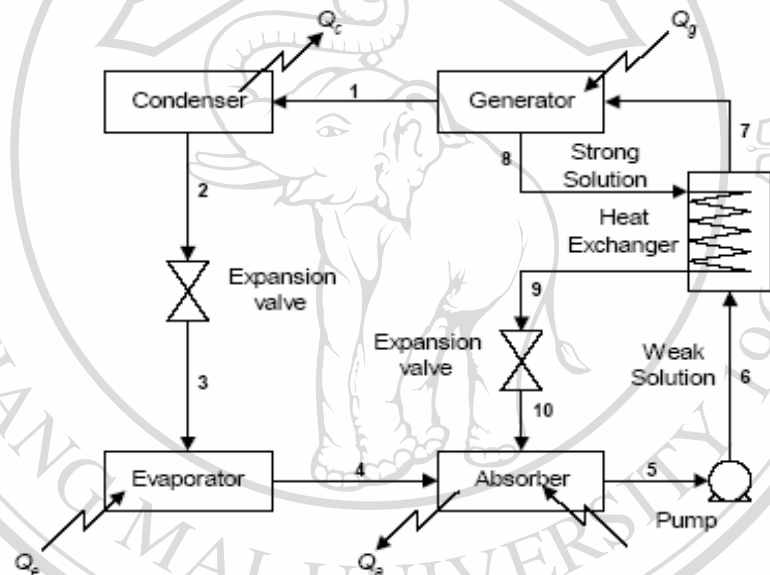


รูปที่ 2.17 แบบจำลองในงานวิจัย ณรงค์ฤทธิ์ มูลเจริญ. (2548)

ณรงค์ฤทธิ์ มูลเจริญ นำผลจากงานวิจัยที่เกี่ยวข้องของ Riffat and Guoquan ในการเลือกใช้ระบบปรับอากาศแบบดูดซึม (Absorption Cooling System) มาใช้ในการทำความเย็นแก่โรงเรือน เนื่องจากระบบนี้มีค่าใช้จ่ายในการเดินเครื่องและบำรุงรักษาค่อนข้างต่ำกว่าระบบอื่น ทั้งยังมีผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมต่ำ และเสี่ยงไม่ก่อให้เกิดความรำคาญแก่ผู้กรในโรงเรือน และจากผลงานวิจัยของ Florides and Xuehu ทำให้พบว่าในการนำเอาความร้อนทิ้งจากไอเสียมาเป็นแหล่งพลังงานป้อนให้แก่เครื่องผลิตความเย็น/ความร้อนแบบดูดซึมนั้นมีความเป็นไปได้ เนื่องจากให้ผลช่วยลดและประหยัดค่าใช้จ่ายด้านการใช้พลังงาน เช่นเดียวกับผลงานวิจัยของ

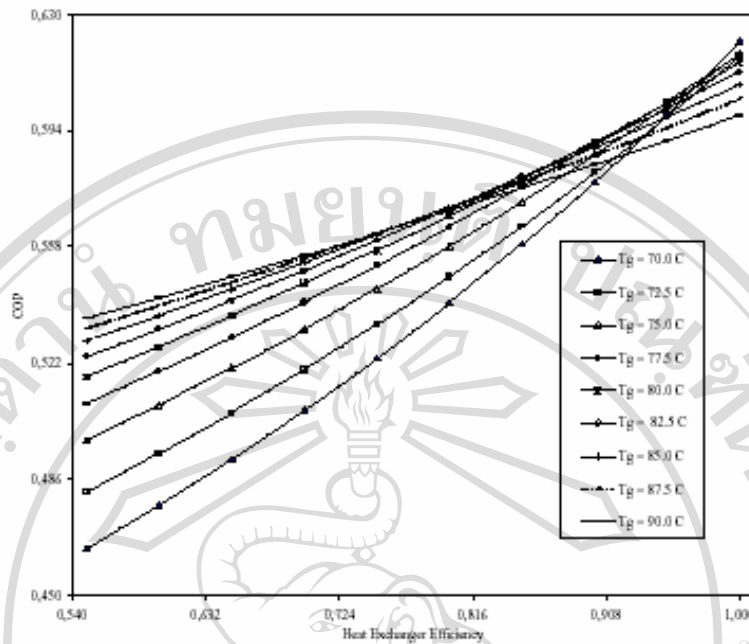
Ameri and Hejazi ที่นำเอาความร้อนทิ้งไปปรับปรุงกระบวนการผลิตทำให้มีผลผลิตเพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตามการศึกษาของ ณรงค์ฤทธิ์ เป็นเพียงการศึกษาทางทฤษฎีเท่านั้น

Antonio J. Bula et al. (2000) ทำการศึกษาผลอุณหภูมิของ Generator และ ประสิทธิภาพของ Heat Exchanger ที่มีต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะทำความเย็น (COP) ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่มีแหล่งพลังงานจากแสงอาทิตย์ (Solar Absorption Refrigeration System) โดยระบบที่ใช้ในการศึกษาแสดงดังรูปที่ 2.18 งานวิจัยดังกล่าวทำการศึกษาอิทธิพลของ ประสิทธิภาพ Heat Exchanger และอุณหภูมิ Generator มีผลต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะทำความเย็น (COP) ของ Solar Absorption Refrigeration System

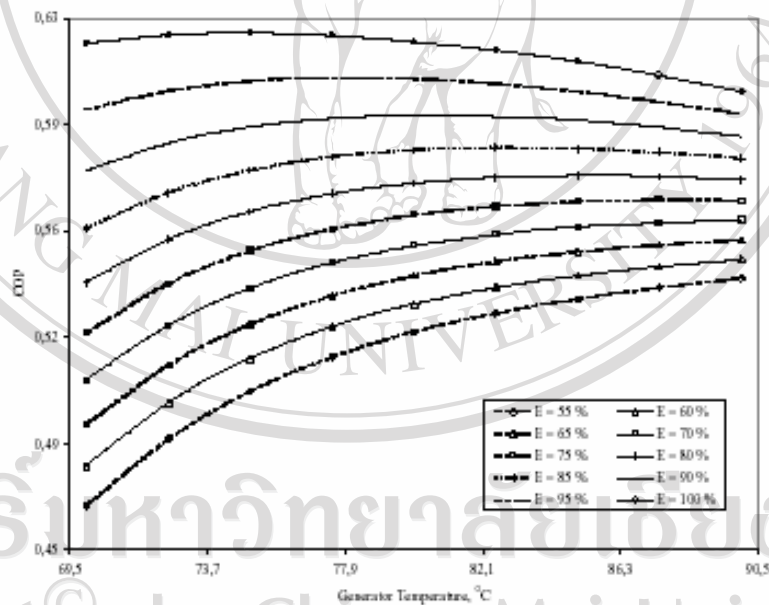


รูปที่ 2.18 แสดงวัฏจักรการทำความเย็นของ Solar Absorption Refrigeration System

ผลงานวิจัยสามารถแสดงได้ดังรูปที่ 2.19 และรูปที่ 2.20 และจากกราฟทั้งสองสรุปได้ว่าประสิทธิภาพ Heat Exchanger มีผลต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะทำความเย็น (COP) ของระบบ Solar Absorption Refrigeration System มากกว่าอุณหภูมิ Generator



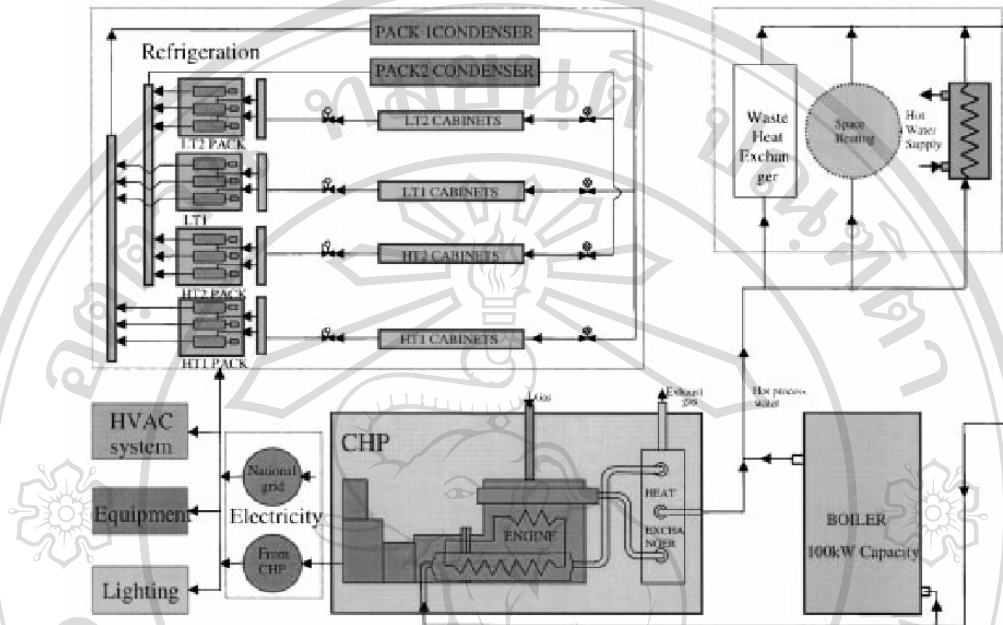
รูปที่ 2.19 ผลของประสิทธิภาพ Heat Exchanger ต่อ COP ของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม



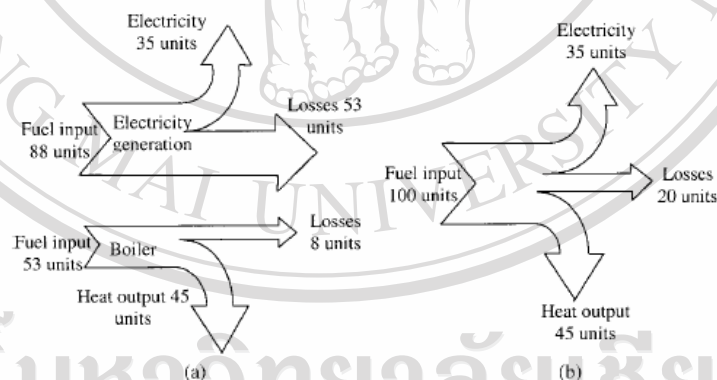
รูปที่ 2.20 ผลของอุณหภูมิ Generator ต่อ COP ของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม

G.G. Maidment et al. (1999) ทำการศึกษาระบบ CHP และระบบ Absorption Chiller ที่ใช้ร่วมกันในซูเปอร์มาร์เก็ตดังแสดงในรูปที่ 2.21 และในรูปที่ 2.22 (a) ซึ่งแสดงถึงปริมาณความร้อนสูญเสียในการใช้เชื้อเพลิงผลิตไฟฟ้าและผลิตไอน้ำโดยใช้หม้อไอน้ำ เมื่อนำ

ระบบ CHP มาใช้ในรูปที่ 2.22 (b) เห็นได้ว่าปริมาณความร้อนสูญเสียลดลงเหลือน้อยมากเมื่อเทียบกับรูปที่ 2.22 (a)



รูปที่ 2.21 การนำระบบ CHP และ Absorption Chiller มาใช้ร่วมกันในซูเปอร์มาร์เก็ต

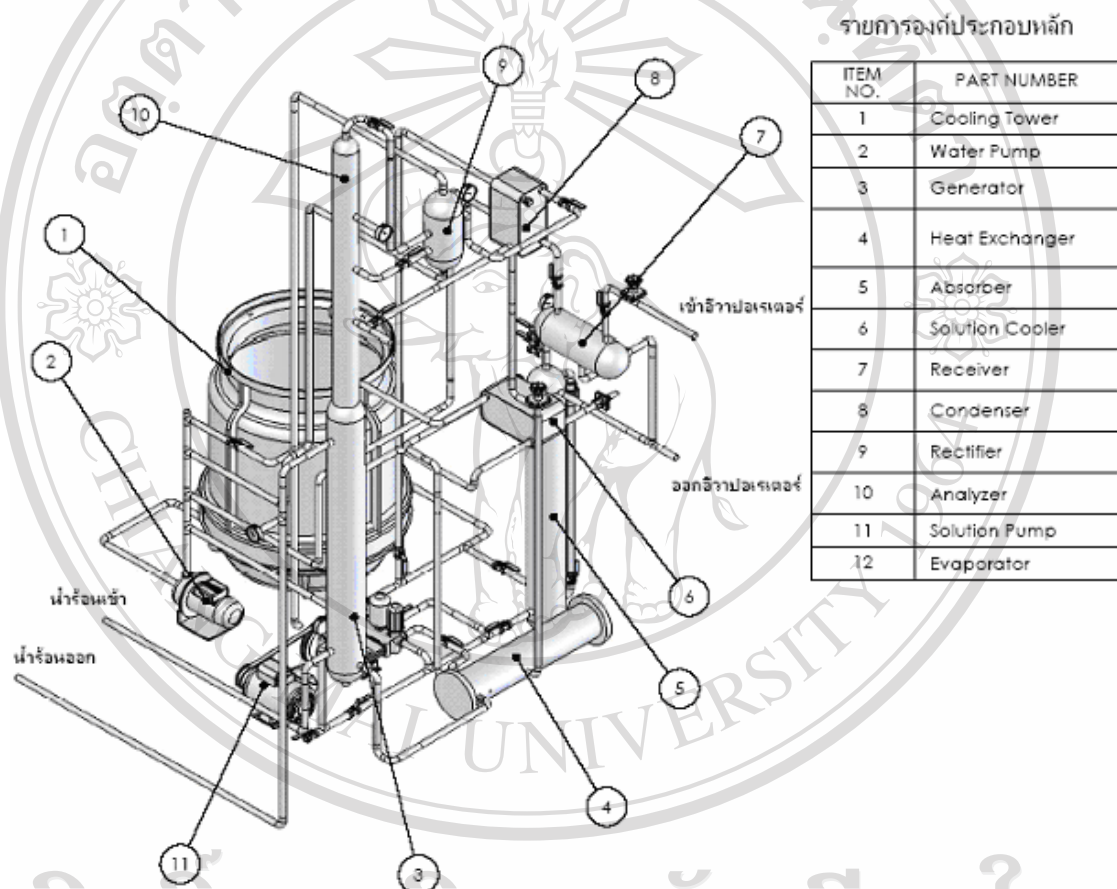


รูปที่ 2.22 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพ

จากผลงานวิจัยพบว่าเมื่อนำ Absorption Chiller มาใช้ในซูเปอร์มาร์เก็ตที่อุณหภูมิน้ำเย็นใช้งานประมาณ -10°C สามารถลดการใช้พลังงานของซูเปอร์มาร์เก็ตลงได้ประมาณ 20% เมื่อเทียบกับการออกแบบซูเปอร์มาร์เก็ตโดยทั่วไป และมีระยะเวลาคืนทุนประมาณ 5 ปีจากการลงทุนนำระบบ CHP และ Absorption Chiller มาใช้ร่วมกันในซูเปอร์มาร์เก็ต

รายงานฉบับสมบูรณ์ โครงการพัฒนาแหล่งน้ำพุร้อนแม่จัน จังหวัดเชียงราย (สถาบันวิจัยและพัฒนาพลังงาน มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2548) ทำการศึกษาห้องเย็นระบบทำ

ความเย็นแบบดูดซึม ที่มีแหล่งพลังงานความร้อนหลักจากน้ำพุร้อน จากผลการศึกษาพบว่า ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ใช้มีขนาดความสามารถทำความเย็น 2.5 TR อุณหภูมิภายใน ห้องเย็น 4 °C ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ใช้เป็นชนิด Single-State Absorption Chiller แสดงดังรูปที่ 2.23 ใช้สารละลายแอมโมเนียความเข้มข้นสูง เป็นสารทำงานในการดึงความร้อน ออกจากห้องเย็น และใช้พลังงานความร้อน 28 kW จากน้ำพุร้อนอุณหภูมิ 93 °C ระบบมีค่า COP เท่ากับ 0.38



รูปที่ 2.23 ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ใช้พลังงานความร้อนจากน้ำพุร้อน

2.3) สรุปข้อมูลที่เกี่ยวข้อง

1. จาก Ameri and Hejazi. (2004) ผลการศึกษาปรับปรุงระบบผลิตไฟฟ้าแบบใช้กังหันแก๊สของโรงไฟฟ้าในคาบาสาร์ (Chababar) ประเทศอิหร่าน โดยใช้ระบบการทำความเย็นแบบดูดซึม (Absorption Chiller System) ที่ใช้พลังงานส่วนหนึ่งจากการเก็บคืนความร้อนจากก๊าซร้อนทิ้งในกระบวนการผลิตไฟฟ้าแบบกังหันแก๊ส สามารถเพิ่มประสิทธิภาพระบบได้ 11% และจากการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์ พบว่าคืนทุนในระยะเวลา 4.2 ปี

2. จาก Florides, G.A. et al. (2002) ผลการสร้างแบบจำลองของระบบการทำความเย็นแบบดูดซึมที่มีตัวเก็บรับสีกาอาทิตย์ (Solar Collector) เป็นแหล่งให้พลังงานร่วมกับน้ำร้อนจากหม้อต้มน้ำ (Boiler) ในกรณีพลังงานไม่เพียงพอ ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมผลต้องการพลังงานความร้อนใช้งานที่ Generator 15 kW และมีค่า COP ของระบบมีค่าเท่ากับ 0.74
3. จาก ณรงค์ฤทธิ์ มูลเจริญ. (2548) ผลการประเมินความคุ้มค่าและความเหมาะสมทางทฤษฎีของการนำเอาความร้อนทั้งจากไอเสียของกระบวนการผลิตไฟฟ้าจากก๊าซชีวมวลในฟาร์มสุกร มาใช้ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ใช้คู่สารทำงานเป็น Water-Lithium bromide เทียบกับกรณีที่ไม่มีการเก็บคืนความร้อนทั้งมาใช้ประโยชน์ ประสิทธิภาพกรณีที่ไม่มี การเก็บคืนความร้อนทั้งมาใช้ประโยชน์ มีค่า 16.9% แต่ในกรณีที่มีการเก็บคืนความร้อน มีค่าเพิ่มขึ้นเป็น 24.8% และจากการประเมินทางเศรษฐศาสตร์ พบว่ามีระยะเวลาคืนทุน 3.47 ปี
4. จาก Antonio J. Bula et al. (2000) ผลการศึกษาผลอุณหภูมิของ Generator และประสิทธิภาพของ Heat Exchanger ที่มีต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะทำความเย็น (COP) ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่มีแหล่งพลังงานจากแสงอาทิตย์ ประสิทธิภาพ Heat Exchanger มีผลต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะทำความเย็น (COP) ของระบบ Solar Absorption Refrigeration System มากกว่าอุณหภูมิ Generator
5. จาก G.G. Maidment et al. (1999) ผลการศึกษาระบบ CHP และระบบ Absorption Chiller ที่ใช้ร่วมกันในซูเปอร์มาร์เก็ต สามารถลดการใช้พลังงานของซูเปอร์มาร์เก็ตลงได้ประมาณ 20% เมื่อเทียบกับการออกแบบซูเปอร์มาร์เก็ตโดยทั่วไป และมีระยะเวลาคืนทุนประมาณ 5 ปีจากการลงทุนนำระบบ CHP และ Absorption Chiller มาใช้ร่วมกันในซูเปอร์มาร์เก็ต
6. จากรายงานฉบับสมบูรณ์ โครงการพัฒนาแหล่งน้ำพุร้อนแม่จัน จังหวัดเชียงราย (สถาบันวิจัยและพัฒนาพลังงาน มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2548) ผลการศึกษาห้องเย็นระบบทำความเย็นแบบดูดซึมขนาด 2.5 TR ได้อุณหภูมิภายในห้องเย็น 4 °C ใช้พลังงานความร้อน 28 kW จากน้ำพุร้อนอุณหภูมิ 93 °C และระบบมีค่า COP เท่ากับ 0.38

2.4) แนวทางการพัฒนาต่อ

จากข้อมูลงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง ทำให้ทราบจุดเด่นของงานวิจัยแต่ละชิ้น ซึ่งสามารถสรุปเป็นแนวทางการพัฒนาต่อได้ดังนี้

1. ควรศึกษาวิเคราะห์ผลด้านเศรษฐศาสตร์ของงานทางวิศวกรรมในงานวิจัยควบคุมไปด้วย เพื่อให้สามารถเป็นแนวทางการตัดสินใจเบื้องต้นแก่ผู้ประกอบการ หรือผู้ที่สนใจได้
2. ควรศึกษาวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบ CHP เมื่อนำระบบทำความเย็นแบบดูดซึมมาใช้ในระบบดังกล่าว เพื่อให้สามารถสรุปได้ว่าการนำไอเสียจากเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า กลับมาใช้ประโยชน์มีความเหมาะสมต่อการใช้งานจริงหรือไม่
3. ในการออกแบบ สร้าง และเลือกชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ควรคำนึงถึงประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่จะมีผลต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะทำความเย็น (COP)