

บทที่ 3

วิธีดำเนินงานวิจัย

วิธีการดำเนินงานของงานวิจัย มีขั้นตอนการออกแบบ สร้าง ทดสอบ เก็บข้อมูล วิเคราะห์และวิจารณ์ดังต่อไปนี้

3.1) ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

การดำเนินงานของงานวิจัยแบ่งออกเป็น 3 ขั้นตอน คือ

ขั้นตอนที่ 1

การออกแบบและสร้างระบบทำความเย็นแบบดูดซึม มีขั้นตอนดังแสดงในรูปที่ 3.1 โดยเนื้อหาและรายละเอียดแสดงในบทที่ 3 หัวข้อ 3.2 การออกแบบและสร้าง (Desing and Construction)

ขั้นตอนที่ 2

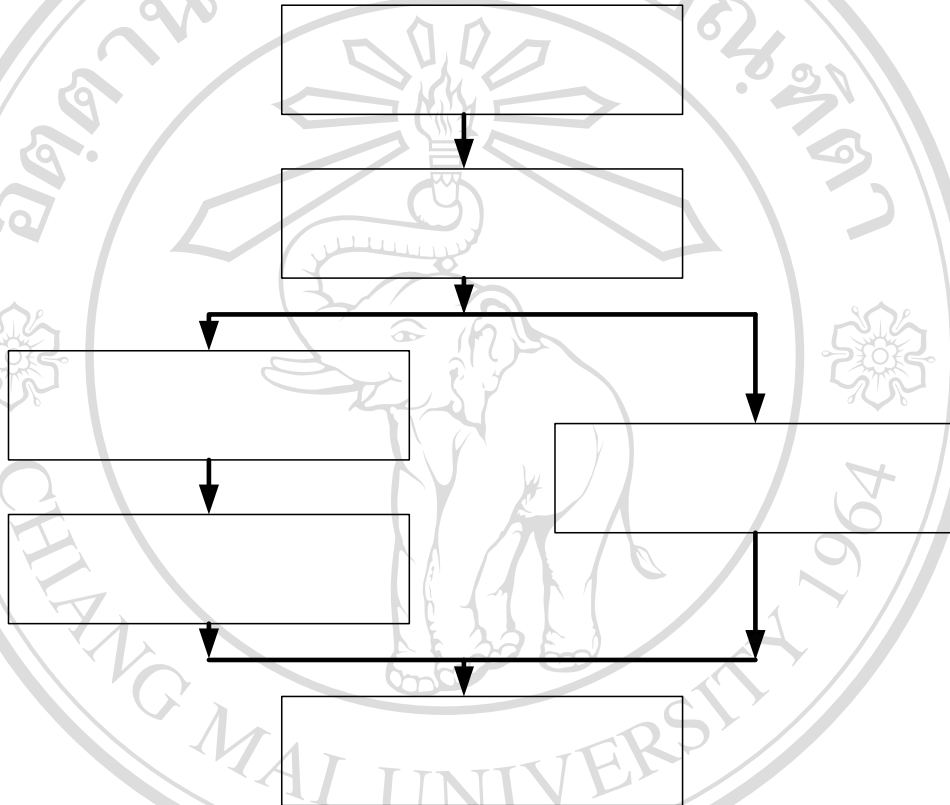
ทดสอบการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมและเก็บข้อมูลการทดสอบ พร้อมประเมินศักยภาพของระบบเพื่อเป็นแนวทางในการปรับปรุงการออกแบบและสร้างระบบทำความเย็นแบบดูดซึม โดยมีเนื้อหาและรายละเอียดแสดงในบทที่ 3 หัวข้อ 3.3 การทดสอบและเก็บข้อมูล

ขั้นตอนที่ 3

สรุปผลการทดสอบและเก็บข้อมูลที่ได้จากขั้นตอนที่ 2 และวิเคราะห์ผลการเปรียบเทียบ เพื่อศึกษาปัญหาที่เกิดขึ้นกับการออกแบบและสร้างระบบทำความเย็นแบบดูดซึม พร้อมทั้งหาแนวทางแก้ไขปรับปรุงระบบดังกล่าว ให้มีประสิทธิภาพการทำงานสูงสุด เหมาะสำหรับการนำไอเสียจากการเผาไหม้เชื้อเพลิงก๊าซชีวภาพของเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า มาเป็นแหล่งพลังงาน ให้แก่ระบบทำความเย็นต่อไป

3.2) การออกแบบและสร้าง (Design and Construction)

การออกแบบและสร้างของงานวิจัยแบ่งออกเป็น 3 ส่วนหลัก คือ การออกแบบทางความร้อน การออกแบบลักษณะทางกายภาพของอุปกรณ์ และการออกแบบทางไฟฟ้า (ระบบควบคุม) ดังแสดงขั้นตอนดังรูปที่ 3.1



ขั้นตอนการ
ระบบทำค

รูปที่ 3.1 ขั้นตอนการออกแบบและสร้างระบบทำความเย็นแบบดูดซึม

3.2.1) การออกแบบทางความร้อน (Thermal Design)

ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ใช้ไอเสียเป็นแหล่งพลังงานของงานวิจัย มีเงื่อนไขเริ่มต้นของงานดังกล่าวดังต่อไปนี้

ก) เงื่อนไขเริ่มต้นการออกแบบ

- อุณหภูมิไอเสียที่เข้าสู่ระบบมีค่าประมาณ
- อัตราการไหลเชิงปริมาตรของไอเสียมีค่าประมาณ

450 $^{\circ}\text{C}$
0.1 m^3/s

(Thermal Design)

กำหนด

- ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมขนาดความสามารณมีค่าประมาณ 4 TR
- อุณหภูมิภายในห้องเย็นมีค่าประมาณ 4 °C

เงื่อนไขเริ่มต้นการออกแบบของงานวิจัย มาจากการตรวจวัดไอเสียของเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า ณ ฟาร์มหมูแห่งหนึ่งในจังหวัดเชียงใหม่ก่อนดำเนินงานวิจัย และได้ผลการตรวจวัดคือ ไอเสียมีอุณหภูมิและอัตราการไหลเชิงปริมาตรประมาณ $450\text{ }^{\circ}\text{C}$ และ $0.1\text{ m}^3/\text{s}$ ตามลำดับ ซึ่งการตรวจวัดและผลการตรวจวัดดังกล่าวแสดงดังรูปที่ 3.2 และตารางที่ 3.1ตามลำดับ



รูปที่ 3.2 การตรวจวัดไอเสียของเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า

โดยรายละเอียดขั้นตอนการคำนวณและประเมินผลการตรวจวัดไอเสียของเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า รวมทั้งรายละเอียดอุปกรณ์การวัดสามารถดูได้ใน ภาคผนวก ก. และ ภาคผนวก ข.

ตารางที่ 3.1 ผลการตรวจวัดไอเสียของเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า

Results of Heat flow		
Heat flow	kW	%
Q เชื้อเพลิงก๊าซ	512.5	100
Q กระแสไฟฟ้า	68.0	13.36

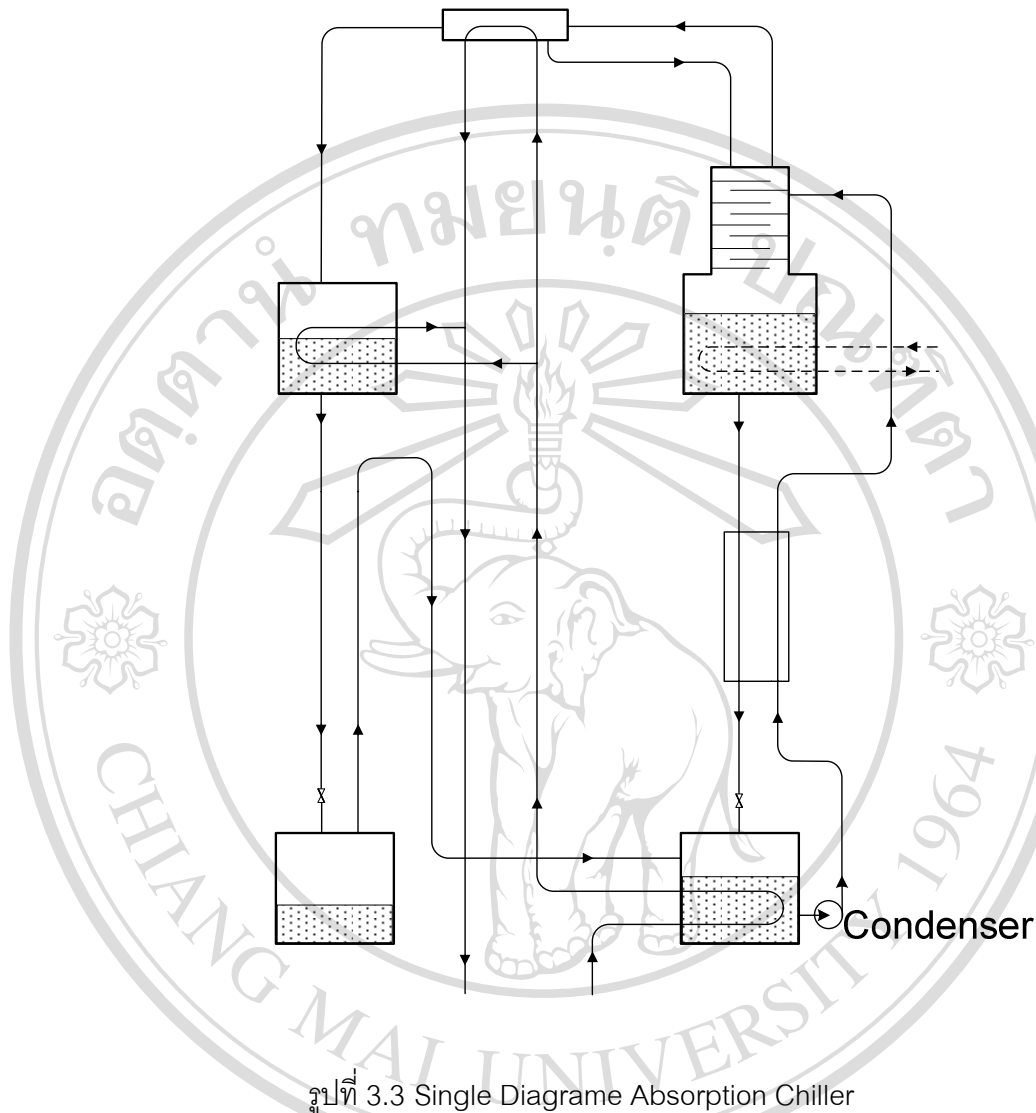
Results of Heat flow		
Heat flow	kW	%
$Q_{\text{ไอลเสีย}}$	87.4	17.05
$Q_{\text{น้ำระบายความร้อน}}$	148.5	28.89
$Q_{\text{อื่นๆ}}$	208.6	40.70

จากผลการตรวจวัดพบว่าปริมาณความร้อนจากไอเสียของเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้ามีค่าประมาณ 87.4 kW และคิด Safety factor เท่ากับ 0.5 สำหรับการใช้งานกับเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้าเครื่องอื่นๆ ดังนั้นปริมาณพลังงานความร้อนเข้าสู่ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมมีค่าประมาณ 40 kW

จากรายงานฉบับสมบูรณ์ โครงการพัฒนาแหล่งน้ำพุร้อนแม่จัน จังหวัดเชียงราย (สถาบันวิจัยและพัฒนาพลังงาน มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2548) ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ออกแบบและสร้างภายในประเทศไทยนั้นมีค่า COP ประมาณ 0.38 ดังนั้นเพื่อให้สอดคล้องกับงานวิจัยและเทคโนโลยีที่มีในประเทศไทย งานวิจัยในครั้งนี้จึงเลือกค่า COP เท่ากับ 0.4 ในการออกแบบและสร้างระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ทำให้ปริมาณความร้อนที่ระบบสามารถทำได้เมื่อมีปริมาณพลังงานความร้อนเข้าสู่ระบบประมาณ 40 kW คือ 16 kW หรือ 4.55 TR ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงเลือกค่าความสามารถทำความเย็นของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมในการออกแบบ คือ 4 TR และห้องเย็นโดยทั่วไปมีอุณหภูมิการใช้งานอยู่ที่ประมาณ 4 °C

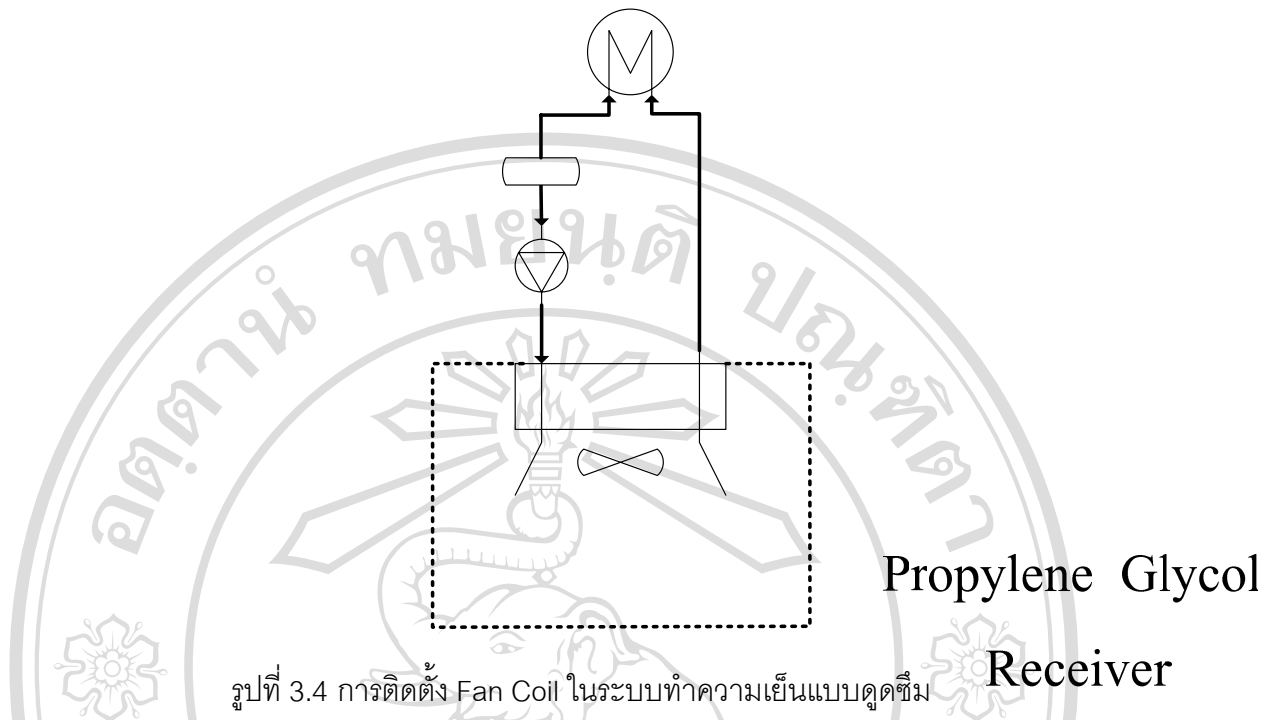
ข) ระดับแรงดันสารทำงานในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม

การหาระดับแรงดันสารทำงานในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ทั้งด้านสูง (High pressure) และด้านต่ำ (Low pressure) สามารถหาได้จากความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิและความดันของสารทำงานในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม



รูปที่ 3.3 Single Diagramme Absorption Chiller

จากรูปที่ 3.3 เป็นวงจรการทำงานพื้นฐานของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม มี Evaporator เป็นอุปกรณ์ระบายความร้อนออกจากห้องเย็น แต่ในงานวิจัยนี้คำนึงถึงความปลอดภัยในการใช้งานห้องเย็น อาจเกิดการรั่วไหลของแอมโมเนียและปนเข้ากับสิ่งของที่ทำการแช่เย็น ดังนั้นจึงเพิ่มอุปกรณ์ Fancoil เพื่อติดตั้งในห้องเย็น และใช้สารละลาย Polyene Glycol-Water ความเข้มข้นประมาณ 25% วิ่งผ่าน Evaporator และ Fancoil เพื่อถ่ายเทความร้อนดังแสดงในรูปที่ 3.4



ความดันสารทำงานด้านต่ำของระบบหาได้จาก Evaporator ที่ทราบอุณหภูมิจากเงื่อนไขเริ่มต้นการออกแบบ ว่าต้องการอุณหภูมิภายในห้องเย็นประมาณ 4°C ทำให้อุณหภูมิของสารละลาย Propylene Glycol-Water มีค่าประมาณ 0°C ดังนั้นอุณหภูมิที่ Evaporator จึงมีค่าประมาณ -5°C

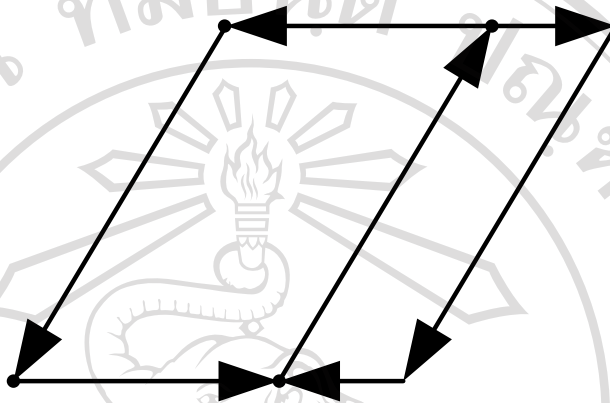
จากคุณสมบัติของสารทำงานที่ Evaporator คือ สารละลายแอมโมเนีย-น้ำ ความเข้มข้นประมาณ 99% และความดันสัมบูรณ์ที่จุดนี้มีค่าประมาณ 3.7 Bar หรือ ประมาณ 2.7 Bar (Gage) (พิจารณาแสดงในรูปที่ 3.6 และ National Institute of Standards and Technology, 2000)

จากรูปที่ 3.3 ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมใช้น้ำเป็นตัวระบายความร้อน ซึ่งจากมาตรฐาน (ชัชวาล ตันชกิตติ, 2544) อุณหภูมิ Condenser ที่ระบายด้วยน้ำมีค่าเท่ากับ 40°C และอุณหภูมิดังกล่าวของสารทำงานมีความดันสัมบูรณ์ประมาณ 15.6 Bar (พิจารณาแสดงในรูปที่ 3.6 และ National Institute of Standards and Technology, 2000)

ค) อุณหภูมิและความเข้มข้นของสารทำงาน

การกำหนดอุณหภูมิและความเข้มข้นของสารทำงานในระบบ พิจารณาจากอุปกรณ์หลักในระบบ คือ Generator Condenser Evaporator และ Absorber ซึ่งขั้นตอนดังกล่าวอาศัย P-T-X Diagram ของสารละลาย Ammonia-Water

การเคลื่อนที่ของสารละลาย Ammonia-Water ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม บน P-T-X Diagram ณ ตำแหน่งอุปกรณ์หลักทั้ง 4 อุปกรณ์ มีลักษณะดังในรูปที่ 3.5 (Keith E. Herold, ReinHard Rademacher and Sanford A. Klein, 1996)



รูปที่ 3.5 การเคลื่อนที่ของสารละลาย Ammonia-Water บน P-T-X Diagram

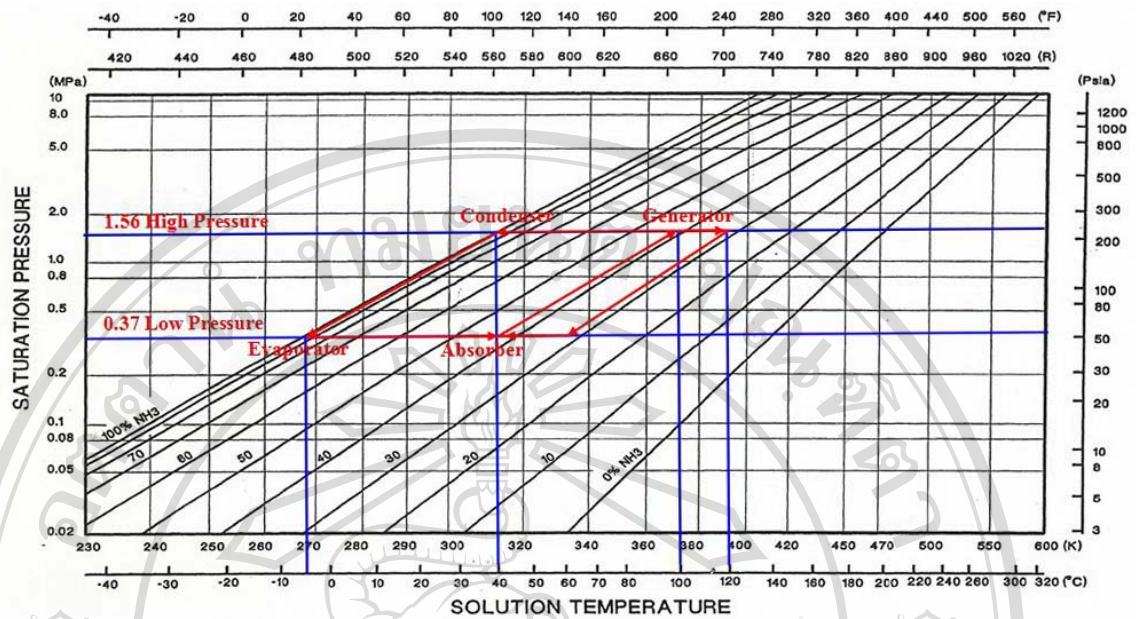
การกำหนดอุณหภูมิและความเข้มข้นของสารละลาย Ammonia-Water ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม อาศัยลักษณะการเคลื่อนที่ของสารทำงาน ณ ตำแหน่งอุปกรณ์หลัก และเงื่อนไขเริ่มต้นการออกแบบดังที่ได้กล่าวมาแล้วในเบื้องต้น มาพิจารณาร่วมกันบน P-T-X Diagram ทำให้สามารถกำหนดอุณหภูมิและความเข้มข้นของสารทำงาน ณ ตำแหน่งอุปกรณ์หลักดังรูปที่ 3.6 และรูปที่ 3.7

Condens

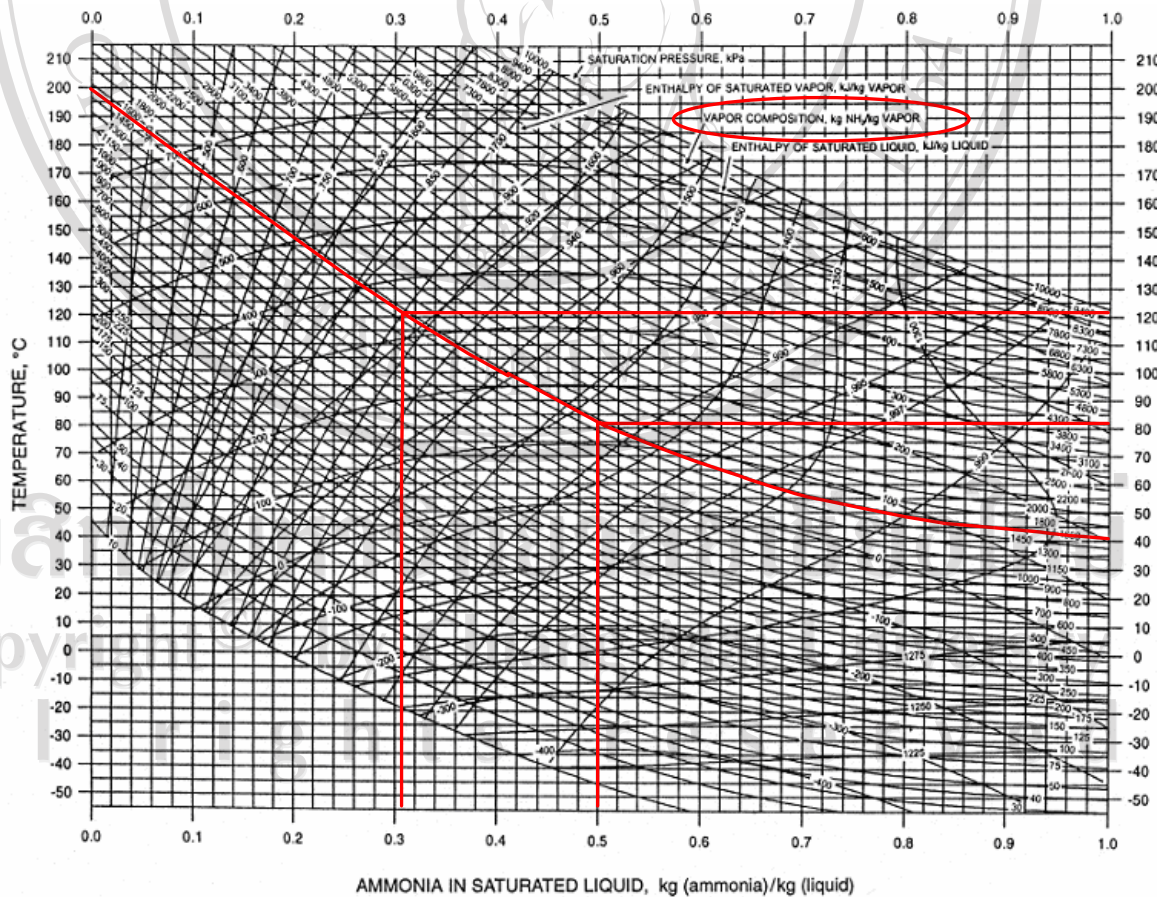
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Evaporator

A



รูปที่ 3.6 P-T-X Diagram ของสารละลาย Ammonia-Water



รูปที่ 3.7 P-T-X Diagram ของสารละลาย Ammonia- Water (Vapour)

1.56 kPa High Pressure

จากรูปที่ 3.6 และรูปที่ 3.7 ได้อุณหภูมิและความเข้มข้นสารละลาย Ammonia-Water ของอุปกรณ์หลักต่างๆ ดังต่อไปนี้

• อุณหภูมิ Generator	=	100	[°C]
• อุณหภูมิ Condenser	=	40	[°C]
• อุณหภูมิ Absorber	=	40	[°C]
• อุณหภูมิ Evaporator	=	-5	[°C]
• ความเข้มข้นระหว่าง Absorber-Generator	≈	0.43	
• ความเข้มข้นระหว่าง Generator- Absorber	≈	0.31	
• ความเข้มข้นระหว่าง Condenser-Evaporator	≈	0.99	
• ความเข้มข้นระหว่าง Analyzer-Rectifier	≈	0.95	
• ความเข้มข้นระหว่าง Liquid Reflux	≈	0.5	

ง) Heat Recovery

จากรูปที่ 3.3 วงจรพื้นฐานระบบทำความเย็นแบบดูดซึม สามารถปรับปรุงระบบให้มีประสิทธิภาพเพิ่มมากขึ้น โดยการทำ Heat Recovery วิธีการดังกล่าว คือ การนำความร้อนจากอุปกรณ์ที่ต้องการระบายความร้อนออกสู่สิ่งแวดล้อม มาถ่ายเทให้แก่อุปกรณ์ที่ต้องการรับความร้อน

การนำวิธี Heat Recovery มาใช้ในงานวิจัยนี้มีด้วยกันทั้งหมด 3 ส่วน ดังแสดงรายละเอียดในตารางที่ 3.2 (Keith E. Herold, ReinHard Rademacher and Sanford A. Klein, 1996)

ตารางที่ 3.2 Heat Recovery

อุปกรณ์	COP เพิ่มขึ้น	ระบายความร้อน	รับความร้อน
1. Economizer	11%	Condenser	Evaporator
2. Rectifier	5%	Analyzer	Absorber
3. Analyzer	7%	Generator (liquid)	Generator (vapour)

อุปกรณ์ในตารางที่ 3.2 เมื่อติดตั้งในระบบทำความเย็นแบบดูดซึมร่วมกับอุปกรณ์อื่นๆ แล้ว มีลักษณะวงจรการทำงานแสดงดังรูปที่ 3.8

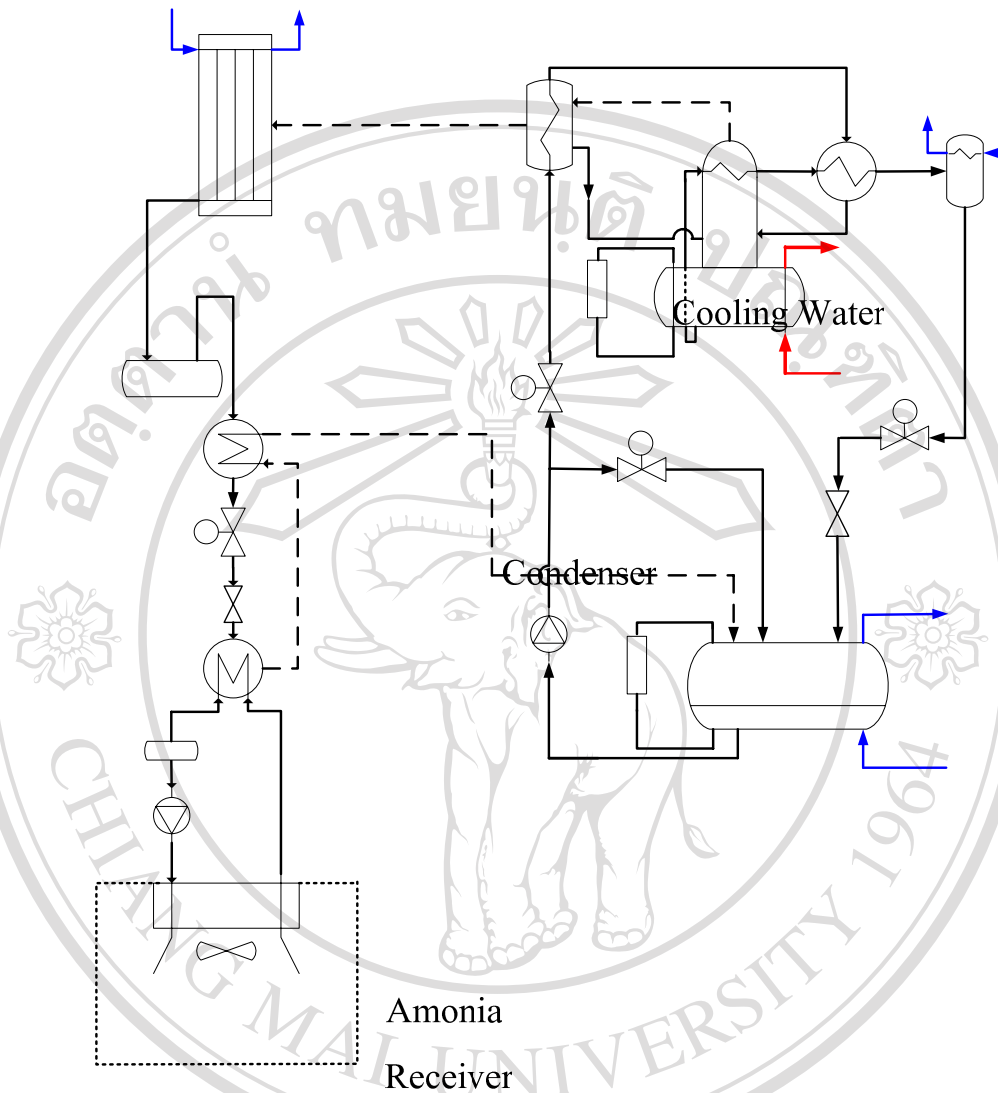
จ) อุปกรณ์อื่นๆ

อุปกรณ์อื่นๆ ที่เพิ่มเติมจากวงจรพื้นฐานระบบทำความเย็นแบบดูดซึ่ดแสดงในรูปที่ 3.3 เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของระบบ มีรายละเอียดดังตารางที่ 3.3

ตารางที่ 3.3 อุปกรณ์อื่นๆ ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึ่ด

อุปกรณ์	รายละเอียด	จำนวน
1. Sub cool	ระบายความร้อนให้แก่สารทำงานก่อนเข้าสู่ Absorber เพื่อให้เกิดการดูดซึ่ดที่เหมาะสม	1
2. Solinoid valve	ควบคุมทิศทางการไหลของสารทำงานให้ถูกต้องตามสภาวะการทำงาน	4
3. Level Switch	ควบคุมปริมาณสารทำงานให้เหมาะสมกับสภาวะการทำงาน	2

เมื่อนำอุปกรณ์ในตารางที่ 3.3 ประกอบร่วมกับอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึ่ดแบบพื้นฐาน วงจรการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซึ่ดในงานวิจัยนี้ มีลักษณะแสดงได้ดังรูปที่ 3.8



รูปที่ 3.8 วงจรการทำงานระบบทำความเย็นแบบดูดซึมในงานวิจัย

Solnoid Valve

รายละเอียดอุปกรณ์ภายในระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่แสดงในรูปที่ 3.8 มีดังนี้

- Generator ทำหน้าที่รับความร้อนจากภายนอกเพื่อเป็นแหล่งพลังงานให้แก่ระบบ
- Analyzer ทำหน้าที่กลั่นแอมโมเนียให้มีความบริสุทธิ์มากยิ่งขึ้น
- Rectifier ทำหน้าที่ควบแน่นแอมโมเนียไปกับแอมโมเนียเพื่อให้สารทำความเย็นที่เข้าไปใน Condenser มีความเข้มข้นแอมโมเนียมากที่สุด
- Condenser ทำหน้าที่ควบแน่นแอมโมเนียให้มีสถานะเป็นของเหลว

Solution Pur

Propylene Glycol

Receiver

- Evaporator ทำหน้าที่ดึงความร้อนออกจากพรอพิลีนไกลคอล
- Economizer ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำงานเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพระบบ
- Absorber ทำหน้าที่ดูดซึมแอมโมเนียให้รวมตัวกับสารละลายความเข้มข้นแอมโมเนียต่ำ
- Solution Pump ทำหน้าที่เพิ่มความดันให้กับสารละลายความเข้มข้นแอมโมเนียสูงและไหลเวียนสารทำงานให้เคลื่อนที่ภายในระบบ
- Solution Heat Exchanger ทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำงานเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพให้แก่อุปกรณ์
- Sub Cool ทำหน้าที่ระบายความร้อนสารทำงานก่อนเข้าสู่ Absorber
- TEV ทำหน้าที่ลดความดันของแอมโมเนียก่อนเข้าสู่ Evaporator
- PRV ทำหน้าที่ลดความดันของสารละลายความเข้มข้นแอมโมเนียต่ำก่อนเข้าสู่ Absorber

จ) เงื่อนไขอื่นๆ ในการออกแบบ

ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมในงานวิจัยนี้ ใช้สารทำความเย็นเป็นสารละลาย Ammonia- Water ทำงานร่วมกับสารละลาย Polyethylene Glycol-Water มีแหล่งพลังงาน คือ ใต้เสียที่เกิดจากการเผาไหม้ของเชื้อเพลิงก๊าซชีวภาพ ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมเป็นชนิด Single Effect Ammonia-Water Absorption Chiller สาเหตุในการเลือกใช้ระบบ Absorption ชนิด Single Effect Ammonia-Water Absorption Chiller และใช้สารทำงานคือ สารละลาย Ammonia-Water ทำงานร่วมกับสารละลาย Polyethylene Glycol-Water นั้นมีเหตุผลหลัก 3 ข้อ ดังนี้คือ

- อุณหภูมิภายในห้องเย็นที่ต้องการคือ 4°C ดังนั้นคู่สารทำความเย็นที่สามารถทำความเย็นในระบบ Absorption ให้ลดได้ถึงนั้นคือสารละลาย Ammonia-Water
- Single Effect Absorption Chiller มีความสามารถในการทำความเย็นอยู่ในช่วงอุณหภูมิของการทำงานที่ -5°C ถึง 25°C และเมื่อเปรียบเทียบกับ Double Effect Absorption Chiller ที่มีช่วงอุณหภูมิของการทำงานที่ -25°C

ถึง 0°C ซึ่งจะเห็นได้ว่า Single Effect Absorption Chiller มีช่วงอุณหภูมิการทำงานที่เหมาะสมกว่า

- ภายในห้องเย็นต้องมีความปลอดภัย เพราะเป็นส่วนที่ใช้เก็บพืชผลทางการเกษตรหรือเนื้อสัตว์ต่างๆ ดังนั้นสารทำความเย็นที่ผ่านเข้าไปในห้องเย็นนั้นต้องไม่เป็นสารเคมีที่มีพิษ ถ้ามีการรั่วไหลต้องไม่บ่มเปื้อนกับผลิตภัณฑ์ การนำสารละลาย Propylene Glycol-Water มาประยุกต์ร่วมกับวงจรทำความเย็นแบบดูดซึมจึงมีความเหมาะสมสำหรับงานวิจัยนี้

รายละเอียดการออกแบบและคำนวณทางความร้อนของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมในรูปที่ 3.8 แสดงใน ภาคผนวก ก. ซึ่งการคำนวณดังกล่าวได้สรุปและแสดงในตารางที่ 3.4 และตารางที่ 3.5

ตารางที่ 3.4 ขนาดอุปกรณ์ต่างๆ ใน Absorption Chiller

Element	Capacity (kW)
Generator	29.63
Rectifier	2.64
Condenser	13.37
Economizer	0.95
Evaporator	15.45
Fancoil	14.07
Absorber	21.53
Sub Cool	1.71
Solution Heat Exchanger	6.22
Solution Pump	0.11

ตารางที่ 3.5 สถานะการทำงาน ณ จุดต่างๆ ของ Absorption Chiller

Point *	Ammonia-Water mass fraction (X)	Glycol-Water mass fraction (X)	Mass flow rate (kg / s)	Temperature ($^{\circ}C$)	Enthalpy (kJ / kg)
1	0.99	-	0.01	70.00	1 749.57
2	0.99	-	0.01	40.00	522.08
3	0.99	-	0.01	40.00	522.08
4	0.99	-	0.01	22.00	435.13
5	0.99	-	0.01	-3.22	435.13
6	-	0.25	0.68	0.00	-
7	-	0.25	0.68	0.00	-
8	-	0.25	0.68	5.00	-
9	0.99	-	0.01	-5.00	1 599.82
10	0.99	-	0.01	13.00	1 643.04
11	0.43	-	0.06	40.00	79.46
12	0.31	-	0.05	63.00	171.19
13	0.43	-	0.06	40.00	79.46
14	0.43	-	0.06	40.18	81.26
15	0.43	-	0.06	49.45	124.04
16	0.50	-	0.00	80.00	293.37
17	0.95	-	0.01	100.00	1 853.29
18	0.31	-	0.05	120.00	437.30
19	0.31	-	0.05	93.00	330.08
20	0.43	-	0.06	70.97	224.74
21	0.31	-	0.05	66.87	205.42
22	0.31	-	0.05	62.79	171.19

หมายเหตุ * จุดตำแหน่งแสดงสถานะในรูปที่ 3.8

3.2.2) การออกแบบทางกายภาพ (Physical Design and Construction)

ขั้นตอนการออกแบบลักษณะทางกายภาพ คือ การนำผลการออกแบบทางความร้อนมาคำนวณต่อเพื่อหาขนาดทางกายภาพของอุปกรณ์ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม โดยรายละเอียดการคำนวณแสดงใน ภาคผนวก ข. ซึ่งผลการคำนวณดังกล่าวสรุปได้ดังตารางที่ 3.6 และแบบแปลนทางวิศวกรรมของอุปกรณ์ดังกล่าวแสดงใน ภาคผนวก ค.

ตารางที่ 3.6 รายละเอียดอุปกรณ์ต่างๆ ใน Absorption Chiller

อุปกรณ์	ลักษณะ	วัสดุ	ความสามารถ
Generator	Flooded Shell and Tube Heat exchanger (Ammonia-Water to Exhausted gas)	Carbon Steel "SS 400"	• $U_0 = 129.51 (W/m-K)$ • $A = 1.44 (m^2)$ • $LMTD = 158.38 (K)$
Analyzer	Steel Column	Carbon Steel "SS 400"	• Ammonia 99.95 %
Rectifier	Shell and Tube Heat Exchanger (Ammonia to Ammonia-Water Solution)	Carbon Steel "SS 400"	• $U_0 = 221.19 (W/m-K)$ • $A = 0.26 (m^2)$ • $LMTD = 44.97 (K)$
Condenser	Shell and Tube Heat Exchanger (Ammonia to Cold water)	Carbon Steel "SS 400"	• $U_0 = 362.28 (W/m-K)$ • $A = 2.09 (m^2)$ • $LMTD = 17.64 (K)$
Economizer	Shell and Tube Heat Exchanger (Liquid Ammonia to Vapor Ammonia)	Carbon Steel "SS 400"	• $U_0 = 26.05 (W/m-K)$ • $A = 1.68 (m^2)$ • $LMTD = 21.61 (K)$
Evaporator	Shell and Tube Heat Exchanger (Ammonia to Propylene Glycol)	Carbon Steel "SS 400"	• $U_0 = 1135.45 (W/m-K)$

ตารางที่ 3.6 (ต่อ) รายละเอียดอุปกรณ์ต่างๆ ใน Absorption Chiller

อุปกรณ์	ลักษณะ	วัสดุ	ความสามารถ
			• $A = 2.27 (m^2)$ • $LMTD = 5.98 (K)$
Fan Coil	Fined Coil Heat Exchanger (Air to Propylene Glycol)	Tube (Copper) Fin (Aluminium)	• $U_0 = 42.98 (W/m-K)$ • $A = 31.5 (m^2)$ • $LMTD = 10.67 (K)$
Absorber	Shell and Tube Heat Exchanger (Ammonia to Ammonia-Water Solution)	Carbon Steel "SS 400"	• $U_0 = 445.23 (W/m-K)$ • $A = 3.17 (m^2)$ • $LMTD = 15.27 (K)$
Solution Heat Exchanger	Shell and Tube Heat Exchanger (Strong Solution to Weak Solution)	Carbon Steel "SS 400"	• $U_0 = 253.10 (W/m-K)$ • $A = 1.25 (m^2)$ • $LMTD = 19.63 (K)$
Sub Cool	Shell and Tube Heat Exchanger (Weak Solution to Water)	Carbon Steel "SS 400"	• $U_0 = 410.24 (W/m-K)$ • $A = 0.14 (m^2)$ • $LMTD = 30.33 (K)$
Ammonia Receiver	Horizontal steel tank	Carbon Steel "SS 400"	• ความจุ $0.45 (m^3)$
Solution Receiver	Horizontal steel tank	Carbon Steel "SS 400"	• ความจุ $0.45 (m^3)$

ตารางที่ 3.6 (ต่อ) รายละเอียดอุปกรณ์ต่างๆ ใน Absorption Chiller

อุปกรณ์	ลักษณะ	วัสดุ	ความสามารถ
Solution Pump	Vertical Multistage Centrifugal Pumps	Stainless Steel	- อัตราการไหล 1.2-4.2 (m^3/hr) - ความดันทำงาน 350-1800 (kPa) - กำลังขับ 2.2 (kW)
Cooled Water Pump	Centrifugal pump	Stainless steel	- อัตราการไหล 110 (m^3/hr) - กำลังขับ 1.5 (kW)
Chilled Pump	Centrifugal pump	Stainless steel	- อัตราการไหล 40 (m^3/hr) - กำลังขับ 0.6 (kW)
Cooling Tower	Air cooled water chiller (ACWC) Counter flow	Fiber Glass Reinforce	10 (TR) - อุณหภูมิเข้า/ออก 37/32 ($^{\circ}C$) - อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม 27 ($^{\circ}C$)
PRV	Thermostatic Expansion Valve	Stainless steel	4 (TR) - อุณหภูมิใช้งาน -20 ถึง +30 ($^{\circ}C$)
Expansion Valve	Thermostatic Expansion Valve	Stainless steel	4 (TR) - อุณหภูมิใช้งาน -20 ถึง +30 ($^{\circ}C$)

3.2.3) การออกแบบระบบควบคุม (Control System Design)

การออกแบบวงจรควบคุมการทำงานทางไฟฟ้าของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม แสดงดังรูปที่ 3.9 รายละเอียดเพิ่มเติมแสดงใน ภาคผนวก ค.

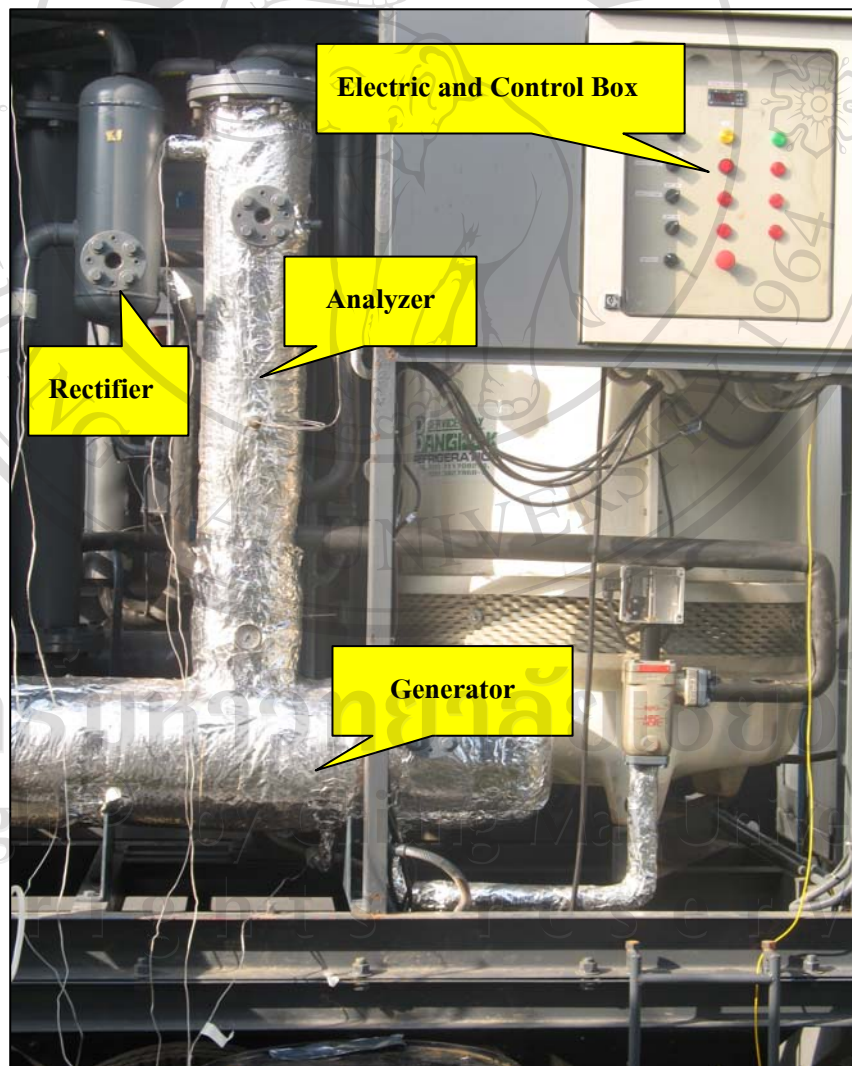


รูปที่ 3.9 Wiring Diagram Absorption Chiller

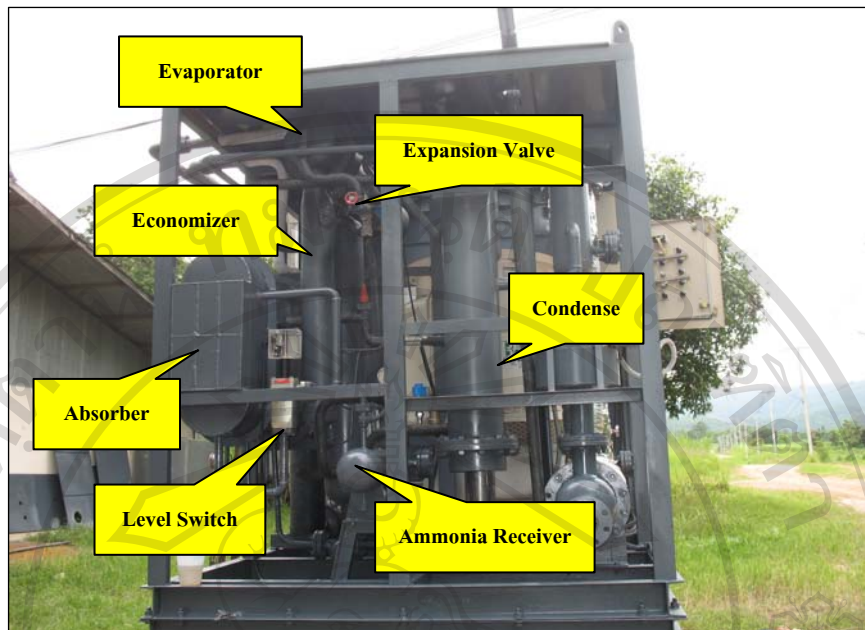
3.2.4) การประกอบระบบ (Assembly)

การประกอบระบบ คือ การนำอุปกรณ์ของระบบทำความเย็นแบบดูดซึมที่ได้ทำการออกแบบและสร้างเป็นที่แล้วเสร็จ ทั้งในส่วนอุปกรณ์ย่อยระบบทำความเย็น ห้องเย็น รวมทั้งระบบควบคุม มาประกอบรวมกัน โดยทั้งอุปกรณ์ทั้งหมดถูกประกอบรวมกันบนชุดหัวลากที่สามารถเคลื่อนย้ายได้ เพื่อจุดประสงค์หลักในการเคลื่อนย้ายไปทดสอบกับเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้าในฟาร์มหมูได้อย่างสะดวก

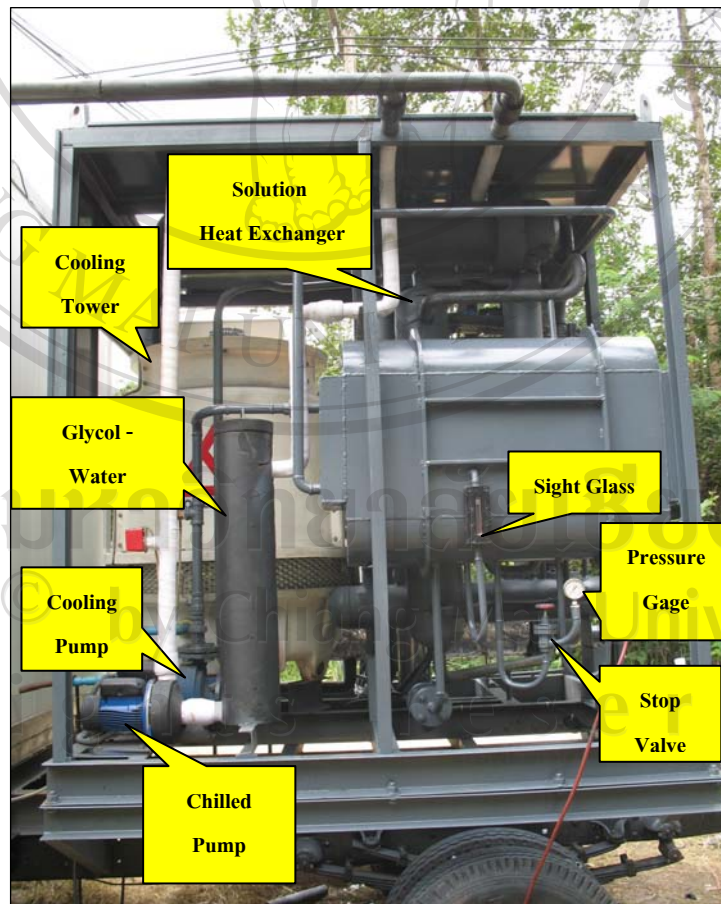
ระบบเมื่อทำการประกอบแล้วเสร็จต่อไปจะเรียกว่า ชุดสาธิตห้องเย็นเคลื่อนที่ เพื่อความสะดวกในการเรียกชุดอุปกรณ์ทั้งหมด อุปกรณ์เมื่อประกอบแล้วเสร็จแสดงดังรูปที่ 3.10 ถึงรูปที่ 3.14



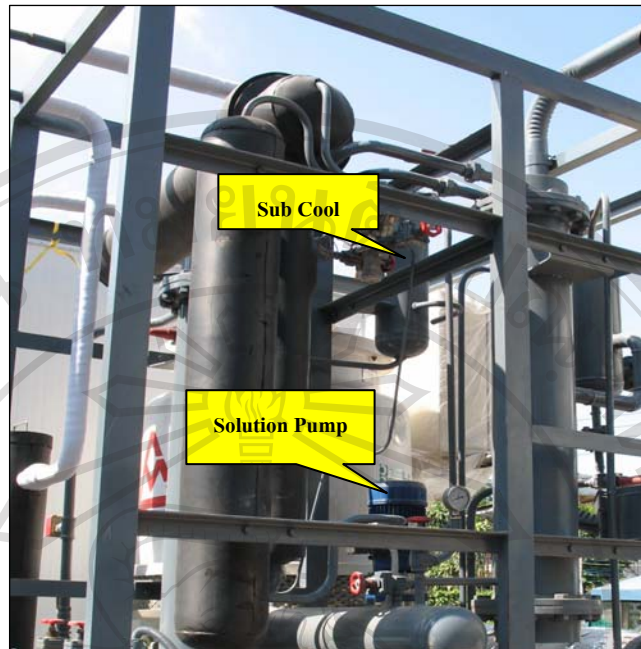
รูปที่ 3.10 ภาพด้านข้าง (ฝั่งระบบควบคุม) ระบบทำความเย็นแบบดูดซึม



รูปที่ 3.11 ภาพด้านหลังระบบทำความเย็นแบบดูดซึม



รูปที่ 3.12 ภาพด้านข้าง (ฝั่ง Absorber) ระบบทำความเย็นแบบดูดซึม



รูปที่ 3.13 Solution Pump และ Sub Cool



ก) Fan Coil



ข) ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมและห้องเย็น

รูปที่ 3.14 ชุดสร้างห้องเย็นเคลื่อนที่

3.3) การทดสอบและเก็บข้อมูล

การทดสอบและเก็บข้อมูลมีจุดประสงค์เพื่อหาประสิทธิภาพ และทดสอบการทำงานอย่างต่อเนื่องของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม โดยการดำเนินงานทดสอบของงานวิจัยมีข้อจำกัดเรื่องระยะเวลาที่มีอย่างจำกัดหลังได้รับการอนุญาตจากเจ้าของฟาร์มหมู เรื่องข้อจำกัดการต่อร่วมกันระหว่างเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้าและระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ซึ่งการต่อร่วมกันดังกล่าวห้ามทำการถอดหรือเกาะชิ้นส่วนต่างๆ ของเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้าเด็ดขาด (อยู่ระหว่างประกัน) และการทดสอบหากมีแนวโน้มว่าอาจก่อให้เกิดความเสียหายแก่เครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า ต้องทำการหยุดการทดสอบต่างๆ ทันทีไม่ว่ากรณีใดๆ

จากข้อจำกัดในหลายๆ ด้านดังที่ได้กล่าวมาแล้ว ทำให้การทดสอบของงานวิจัยไม่สามารถเปลี่ยนแปลงค่าตัวแปรต้นของการทดสอบได้หลากหลาย ซึ่งงานวิจัยได้กำหนดตัวแปรต้นของการทดสอบ 2 ตัวแปร คือ อุณหภูมิไอเสียเข้าระบบทำความเย็นแบบดูดซึม และอัตราการไหลเชิงปริมาตรของไอเสีย ส่วนค่าต่างๆ ที่วัดได้จากการทดสอบถือเป็นตัวแปรตาม โดยขั้นตอนการทดสอบของงานวิจัยมีรายละเอียดการดำเนินงานดังต่อไปนี้

3.3.1) การวางแผนเก็บข้อมูล

1. กำหนดตัวแปรที่ต้องการวัด ความถี่ และเครื่องมือที่ใช้ในการเก็บข้อมูล ซึ่งการทดสอบดังกล่าวมีตำแหน่งการวัดอุณหภูมิ และรายละเอียดแสดงดังตารางที่ 3.7

ตารางที่ 3.7 ตำแหน่งการวัดอุณหภูมิ

ตัวแปรที่ต้องการวัด (อุณหภูมิ)	ตำแหน่งที่วัด*	ความถี่	เครื่องมือที่ใช้
1. อากาศหน้า Fan Coil	หมายเลข 1	ทุก 15 นาที ต่อเนื่อง 8 ชั่วโมง	1. Computer 
2. ไอเสียก่อนเข้า Generator	หมายเลข 2		
3. ไอเสียหลังออก Generator	หมายเลข 3		
4. สารละลายแอมโมเนีย-น้ำ หลังออก Analyzer	หมายเลข 4		
5. แอมโมเนียก่อนเข้า Condenser	หมายเลข 5		
6. แอมโมเนียหลังออก Condenser	หมายเลข 6		
7. แอมโมเนียก่อนเข้า Evaporator	หมายเลข 7		
8. แอมโมเนียหลังออก Evaporator	หมายเลข 8		

ตัวแปรที่ต้องการวัด (อุณหภูมิ)	ตำแหน่งที่วัด*	ความถี่	เครื่องมือที่ใช้
9. สารละลายไครคอล-น้ำ ก่อนเข้า Evaporator	หมายเลข 9		2. Data Logger 
10. สารละลายไครคอล-น้ำ หลัง ออก Evaporator	หมายเลข 10		
11. แอมโมเนียเข้า Absorber	หมายเลข 11		
12. สารละลายแอมโมเนีย-น้ำ ก่อน เข้า Absorber	หมายเลข 12		3. Thermo Couple 
13. สารละลายแอมโมเนีย-น้ำ หลัง ออก Absorber	หมายเลข 13		
14. น้ำระบายความร้อนก่อนเข้า Absorber	หมายเลข 14		

หมายเหตุ

* หมายเลขแสดงตำแหน่งในรูปที่ 3.15

2. กำหนดตัวแปรทางไฟฟ้าที่ต้องการวัด ความถี่ และเครื่องมือที่ใช้ในการเก็บข้อมูล ซึ่งรายละเอียดการทดสอบดังกล่าวแสดงดังตารางที่ 3.8

ตารางที่ 3.8 ตัวแปรทางไฟฟ้าที่ต้องการวัด

ตัวแปรที่ต้องการวัด	ตำแหน่งที่วัด	ความถี่	เครื่องมือที่ใช้
1. กำลังไฟฟ้า (P_{Elec})			
2. กระแสไฟฟ้า (I_{Elec})	แหล่งจ่ายไฟ		Micro Vp 
3. แรงดันไฟฟ้า (V_{Elec})	เข้าระบบทำ	ทุก 1 นาที	
4. เพาเวอร์แฟคเตอร์ ($P.F$)	ความเย็นแบบ	ต่อเนื่อง 1 ชั่วโมง	
5. ความถี่ไฟฟ้า (f)	ดูดซึม		
6. พลังงานไฟฟ้า (W_{Elec})			

3. ออกแบบและสร้าง Pilot Tube วัด Velocity Pressure ที่เกิดขึ้นในการติดตั้งระบบทำความเย็นแบบดูดซึ่มดังแสดงรายละเอียดในตารางที่ 3.9

ตารางที่ 3.9 ตัวแปรจากการวัดโดย Pilot Tube

ตัวแปรที่ต้องการวัด	ตำแหน่งที่วัด	ความถี่	เครื่องมือที่ใช้
ความดันเนื่องจากความเร็ว (Velocity Pressure)	ท่อน้ำไอ เสียก่อนเข้า ระบบทำความ เย็นแบบดูดซึม	1 ครั้งต่อ การ ทดสอบ 8 ชั่วโมง	Pilot Tube 

4. ศึกษาพฤติกรรมการทำงานของเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า ผ่านทาง Display แสดงสถานะการทำงาน และกำหนดตัวแปรที่สามารถบ่งชี้การเปลี่ยนแปลงภายในของเครื่องยนต์ดังกล่าวได้ เช่น อุณหภูมิการทำงานของระบบ โดยตัวแปรต่างๆ แสดงรายละเอียดดังตารางที่ 3.10

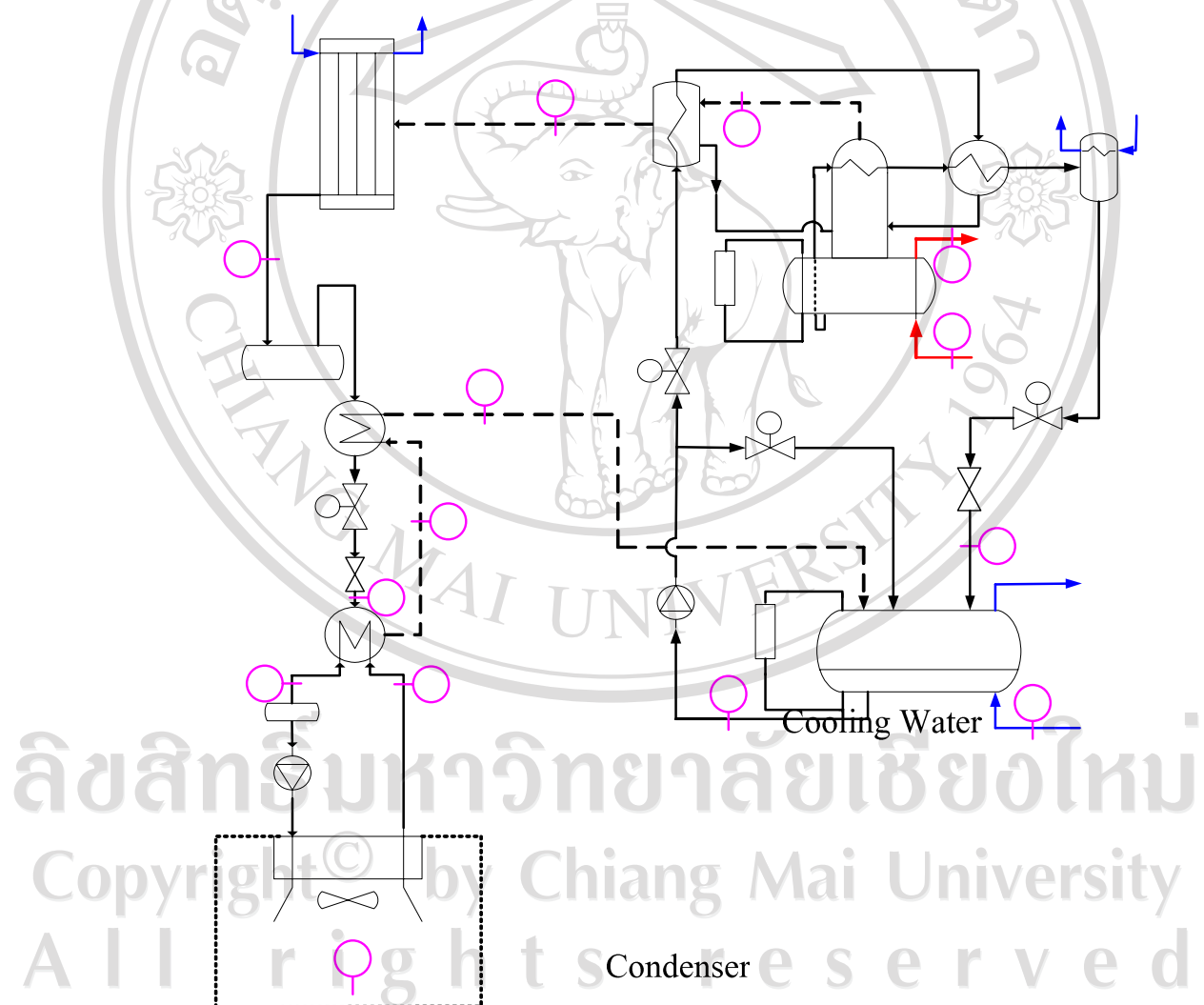
ตารางที่ 3.10 ตัวแปรจากการวัดโดย Pilot Tube

ตัวแปรที่ต้องการวัด	ตำแหน่งที่วัด	ความถี่
1. ปริมาณพลังงานไฟฟ้าในแบตเตอรี่	Display แสดง สถานะทำงานของ เครื่องยนต์ผลิต กระแสไฟฟ้า 	ทุก 1 ชั่วโมง ต่อเนื่อง 8 ชั่วโมง
2. จำนวนรอบของเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า		
3. ความดันภายในเครื่องยนต์		
4. อุณหภูมิภายในเครื่องยนต์		
5. แรงดันไฟฟ้าที่ผลิตได้		
6. กระแสไฟฟ้าที่ผลิตได้		
7. ความถี่ของแรงดันไฟฟ้าที่ผลิตได้		

3.3.2) ขั้นตอนการทดสอบและเก็บข้อมูล

การทดสอบการทำงานและเก็บข้อมูลมีขั้นตอนดังต่อไปนี้

1. เดินระบบท่อน้ำไอเสีย เชื่อมต่อระหว่างระบบทำความเย็นแบบดูดซึมกับเครื่องยนต์ผลิตกระแสไฟฟ้า พร้อมติดตั้ง Pilot Tube ดังรายละเอียดในตารางที่ 3.9
2. ติดตั้ง Data Logger และ Thermocouple เข้ากับ Computer เพื่อวัดอุณหภูมิ ตามจุดต่างๆ ตาม
3. รูปที่ 3.15 และรายละเอียดในตารางที่ 3.7 เป็นเวลา 3 วัน วันละ 8 ชั่วโมง ทุกๆ 15 นาที



รูปที่ 3.15 ตำแหน่งการติดตั้ง Thermocouple ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม

4. ติดตั้งอุปกรณ์การวัดข้อมูลไฟฟ้า (Micro Vip) ณ แหล่งจ่ายไฟฟ้าที่ต่อเข้ากับระบบทำความเย็นแบบดูดซึมดังรายละเอียดในตารางที่ 3.8 การเก็บผลทางไฟฟ้าใช้เวลา 3 วัน วันละ 1 ชั่วโมง ทุกๆ 1 นาที
5. เปิดสวิตช์เริ่มการทำงานของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม และเริ่มบันทึกผลการทดสอบต่างๆ ตามที่ได้วางแผนดำเนินงานไว้

3.3.3) การวิเคราะห์ประสิทธิภาพของระบบทำความเย็นแบบดูดซึม

1. อัตราการไหลเชิงปริมาตรของไอเสีย ($\dot{m}_{V,Exhaust}$) มีหน่วยเป็น (m^3/s) คำนวณจาก Velocity Pressure มีหน่วยเป็น ($cm.-Water$)
2. ปริมาณความร้อนจากไอเสีย ($\dot{Q}_{Exhaust}$) มีหน่วยเป็น (kW) คำนวณจาก อัตราการไหลเชิงปริมาตรของไอเสีย ($\dot{m}_{V,Exhaust}$) มีหน่วยเป็น (m^3/s) คูณด้วยความแตกต่างของ Enthalpy ไอเสียเข้าและออกกระบบทำความเย็นแบบดูดซึม ($h_{i,Exhaust} - h_{o,Exhaust}$) มีหน่วยเป็น ($kcal/m^3$)
3. อัตราการถ่ายเทความร้อนของห้องเย็น ($\dot{Q}_{Fancoil}$) มีหน่วยเป็น (kW) คำนวณจาก อัตราการไหล ($\dot{m}_{Glycol-Water}$) มีหน่วยเป็น (kg/s) คูณด้วยความจุความร้อนจำเพาะ ($Cp_{Glycol-Water}$) มีหน่วยเป็น ($kJ/kg-K$) และคูณด้วยความแตกต่างอุณหภูมิเข้าและออกของสารละลาย Propylene Glycol-Water ($t_{i,Glycol-Water} - t_{o,Glycol-Water}$) มีหน่วยเป็น (K)
4. ความเข้มข้นสารละลาย Ammonia-Water ณ ตำแหน่งต่างๆ ในระบบ คำนวณจาก อุณหภูมิและระดับความดันของสารทำงาน ณ จุดทางเดินสารทำงาน
5. พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม (W_{Elec}) มีหน่วยเป็น (kW)
6. สัมประสิทธิ์การทำความเย็น (COP) คำนวณจาก อัตราการถ่ายเทความร้อนของ Evaporator ($\dot{Q}_{Evap}$) มีหน่วย (kW) ส่วนด้วยผลรวมของ ปริมาณความร้อนจากไอเสียที่ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมได้รับ ($\dot{Q}_{Exhaust}$) มีหน่วยเป็น (kW) และปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ระบบทำความเย็นแบบดูดซึมใช้งาน (W_{Elec}) มีหน่วยเป็น (kW)
7. ประสิทธิภาพ (CHP) ของระบบ Combined Heat and Power (CHP) คำนวณจาก ปริมาณพลังงานความร้อนที่นำกลับมาใช้ประโยชน์ (H) มีหน่วยเป็น (kW) ส่วนด้วย

ผลรวมของ ปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ (E) มีหน่วยเป็น (kW) และปริมาณเชื้อเพลิงในกระบวนการแปรรูปพลังงาน (F) มีหน่วยเป็น (kW)

8. ผลกระทบจากระบบทำความเย็นแบบดูดซึมในระบบ Combined Heat and Power (CHP)
9. การควบคุมปริมาณสารทำงานในระบบทำความเย็นแบบดูดซึม โดยใช้ระบบควบคุมปริมาณการหมุนเวียนสารทำงาน

3.3.4) การวิเคราะห์เศรษฐศาสตร์

1. การวิเคราะห์มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Cost, NPC)