



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์
โครงการวิจัยเรื่อง

การเพิ่มคุณภาพความร้อนแสงอาทิตย์อุณหภูมิต่ำ โดยใช้ปั๊มความร้อนแบบ
อัดไอและแบบดูดกลืนในรูปแบบคาสเคด

Upgrading of Low Temperature Solar Heat with Cascade Vapor
Compression and Absorption Heat Pumps

จัดทำโดย

๑. ศ.ดร.ทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์
๒. ดร.นัฐพร ไชยญาติ
๓. นางสาววาสนา คำโสภาส

สถาบันวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี

มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

โครงการนี้ได้รับทุนสนับสนุนจากงบประมาณแผ่นดิน

ประจำปีงบประมาณ ๒๕๕๕

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการวิจัยเรื่อง

การเพิ่มคุณภาพความร้อนแสงอาทิตย์อุณหภูมิต่ำ โดยใช้ปั๊มความร้อนแบบ
อัดไอและแบบดูดกลืนในรูปแบบคาสเคด

Upgrading of Low Temperature Solar Heat with Cascade Vapor
Compression and Absorption Heat Pumps

จัดทำโดย

๑. ศ.ดร.ทಂಗเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

๒. ดร.นัฐพร ไชยญาติ

๓. นางสาววาสนา คำไธมาส

สถาบันวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี

มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

โครงการนี้ได้รับทุนสนับสนุนจากงบประมาณแผ่นดิน

ประจำปีงบประมาณ ๒๕๕๕

คำนำ

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์โครงการวิจัยเรื่อง “การเพิ่มคุณภาพความร้อนแสงอาทิตย์ อุณหภูมิต่ำ โดยใช้ปั๊มความร้อนแบบอัดไอและแบบดูดกลืนในรูปแบบคาสเคด (Upgrading of Low Temperature Solar Heat with Cascade Vapor Compression and Absorption Heat Pumps)” เล่มนี้มีวัตถุประสงค์ในการศึกษาแนวทางการนำความร้อนอุณหภูมิต่ำจากพลังงานแสงอาทิตย์ มาเพิ่มคุณภาพให้สูงขึ้นโดยระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ ที่ทำงานร่วมกับระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนในรูปแบบคาสเคด ซึ่งระบบดังกล่าวสามารถนำมาทดแทนการผลิตความร้อนที่อุณหภูมิสูง เช่น การผลิตน้ำร้อนโดยหม้อไอน้ำใช้ในการซักผ้า ในโรงแรม โรงพยาบาล และในอุตสาหกรรม เป็นต้น โดยการนำพลังงานแสงอาทิตย์ที่เป็นพลังงานสะอาด มาใช้ในการผลิตความร้อนอุณหภูมิสูง ช่วยลดปัญหาด้านพลังงานและผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมที่เกิดจากการใช้พลังงานได้อีกด้วย ซึ่งคณะผู้จัดทำได้รวบรวมและเรียบเรียงเอกสารฉบับนี้ขึ้นมาเพื่อให้ง่ายต่อความเข้าใจของผู้ศึกษา

เอกสารฉบับนี้มีเนื้อหารวมทั้งหมด ๓ บทด้วยกัน อันประกอบด้วย บทที่ ๑ บทนำ ซึ่งกล่าวถึงที่มาและความสำคัญของโครงการฯ บทที่ ๒ กล่าวถึงทฤษฎีต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับการวิจัย บทที่ ๓ เป็นเนื้อหาการออกแบบและสร้างระบบในส่วนต่างๆ บทที่ ๔ กล่าวถึงผลที่ได้จากการทดสอบของระบบต่างๆ บทที่ ๕ เป็นการนำผลการทดสอบมาวิเคราะห์หาสมการสมรรถนะของระบบ และนำเสนอการดังกล่าวมาสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ บทที่ ๖ เป็นการวิเคราะห์ผลทางด้านเศรษฐศาสตร์ของการติดตั้งระบบร่วมในการผลิตน้ำร้อน และบทที่ ๗ สรุปผลการวิจัย

ทั้งนี้คณะผู้จัดทำหวังเป็นอย่างยิ่งว่าตำราเล่มนี้จะเป็นประโยชน์ต่อท่านผู้อ่านและผู้สนใจบ้าง หากมีข้อผิดพลาดประการใด คณะผู้จัดทำขออภัยไว้ ณ ที่นี้ด้วย

คณะผู้วิจัย

๑๔ กันยายน ๒๕๕๕

กิตติกรรมประกาศ

คณะผู้จัดทำขอขอบพระคุณสถาบันวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีมหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ที่ได้ให้ทุนสนับสนุนการวิจัยในครั้งนี้ และขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ที่ได้ให้ความอนุเคราะห์ด้านสถานที่ทำวิจัย และสิ่งอำนวยความสะดวกในการศึกษา

บทคัดย่อ

โครงการนี้มีวัตถุประสงค์ในการศึกษาแนวทางการนำความร้อนอุณหภูมิต่ำจากพลังงานแสงอาทิตย์ มาเพิ่มคุณภาพให้สูงขึ้นโดยระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ ที่ทำงานร่วมกับระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนในรูปแบบคาสเคด ซึ่งระบบดังกล่าวสามารถนำมามาทดแทนการผลิตความร้อนที่อุณหภูมิสูง เช่น การผลิตน้ำร้อนทดแทนหม้อไอน้ำใช้ในการซักผ้าในโรงแรม โรงพยาบาล และในอุตสาหกรรม เป็นต้น โดยการนำพลังงานแสงอาทิตย์ที่เป็นพลังงานสะอาดมาใช้ในการผลิตความร้อนอุณหภูมิต่ำ ช่วยลดปัญหาด้านพลังงานและผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมที่เกิดจากการใช้พลังงานได้อีกด้วย

การดำเนินงานของโครงการ ประกอบไปด้วย การออกแบบและสร้างระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar water heating system) ที่ใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ (Flat-plate solar collector) ขนาดพื้นที่รับแสง ๒ ตารางเมตร จำนวน ๑๐ แผงต่อร่วมกันแบบขนาน เพื่อผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิต่ำ ๔๐-๖๐ °C (ระบบสามารถเพิ่มอุณหภูมิได้ประมาณ ๒๐-๓๐ °C) และเก็บสะสมไว้ในถังเก็บน้ำร้อนขนาด ๑,๕๐๐ liter ก่อนที่จะจ่ายต่อไปยังปั๊มความร้อนแบบอัดไอขนาด ๑๐ kW จำนวน ๒ ชุด ที่ใช้สารทำงานในระบบ คือ R-๑๒๓ ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนเป็นน้ำร้อนอุณหภูมิต่ำ ๖๐-๘๐ °C (ระบบสามารถเพิ่มอุณหภูมิได้ประมาณ ๒๐ °C) และเก็บสะสมไว้ในถังเก็บน้ำร้อนขนาด ๒๐๐ liter โดยน้ำร้อนดังกล่าวจะถูกจ่ายให้แก่ระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนขนาด ๑๐ kW จำนวน ๑ ชุด เพื่อเพิ่มคุณภาพความร้อนให้แก่สารละลาย Glycol-water ความเข้มข้น ๔๐% โดยปริมาตรของ Glycol (การเพิ่มจุดเดือดของน้ำให้สูงขึ้นประมาณ ๑๒๐ °C) ให้มีอุณหภูมิ ๙๐-๑๑๐ °C (ระบบสามารถเพิ่มอุณหภูมิได้ประมาณ ๒๐-๓๐ °C) และเก็บสะสมความร้อนไว้ในถังเก็บขนาด ๒๐๐ liter ปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนใช้สารทำงานในระบบ คือ สารละลาย water-Lib

ผลการทดสอบจะถูกนำมาสร้างสมการทางคณิตศาสตร์แสดงความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้ทำนายพฤติกรรมการทำงานของระบบหรือสมการสมรรถนะ (Performance curve) ซึ่งสามารถนำไปใช้ประเมินสมรรถนะของระบบภายใต้สภาพการทำงานต่างๆ ได้ ผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลองดังกล่าว ได้แก่ ค่า EER อุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้ พบว่ามีความถูกต้องแม่นยำเมื่อนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดสอบจริง โดยระบบรวมสามารถเพิ่มอุณหภูมิได้สูงสุด ๑๑๕ °C

ในการประเมินผลทางด้านเศรษฐศาสตร์ เมื่อมีการการนำระบบที่พัฒนาขึ้นมา ไปใช้ในการผลิตน้ำร้อนร่วมกับหม้อไอน้ำ พบว่า ระบบดังกล่าวมีศักยภาพในการผลิตน้ำร้อนที่

อุณหภูมิสูง แต่มีความเหมาะสมในการผลิตน้ำร้อนบางส่วนร่วมกับหม้อไอน้ำ ไม่ควรใช้ผลิตน้ำร้อนทดแทนหม้อไอน้ำทั้งหมด ในการใช้ระบบร่วมผลิตน้ำร้อนปริมาณ ๕ Ton/day ร่วมกับหม้อไอน้ำผลิตไอน้ำ ๓๐ Ton/day สามารถประหยัดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานได้ ๒,๖๓/๕,๔๓๔ Baht/year มีระยะเวลาการคืนทุนประมาณ ๑ ปี ๒ เดือน ซึ่งเมื่อทดแทนหม้อไอน้ำ โดยเพิ่มอัตราการผลิตน้ำร้อนให้สูงขึ้นเป็น ๑๐-๓๕ Ton/day พบว่าแนวโน้มระยะเวลาการคืนทุนมีค่าสูงขึ้นเรื่อยๆ

ABSTRACT

The objective of this project is to study a method to upgrade a low temperature heat form solar energy by cascaded vapor compression heat pump/absorption heat pump. The modified system could be used to produce high temperature heat such as high temperature hot water with full replacement or partial support for boiler in hotel, hospital and other related industries. The input energy comes from solar energy which is clean and friendly to environment.

In this study, a solar water heating system was designed and constructed. The unit had ๑ units of flat-plate solar collectors (๑ unit = 1.๑ m²) each generated hot water at a temperature range of ๔๐-๖๐ °C (system could be increased temperature around ๖๐-๘๐ °C) and a storage tank of ๑๕๐๐ liter. After that these hot water temperature was upgraded by ๒ units of R-๑๓๓ vapor compression heat pumps each having a heating capacity of ๑ kW. Hot water at a higher temperature of around ๖๐-๘๐ °C (system could be increased temperature around ๘๐ °C) was produced and kept in a 1๐๐๐ liter hot water tank. Then a ๑ kW water-LiBr absorption heat pump upgraded the final hot water temperature to be around ๙๐-๑๐๐ °C (system could be increased temperature around ๖๐-๘๐ °C) kept in a 1๐๐๐ liter tank. Since the water temperature might be over the boiling point then glycol was mixed in the water with a concentration of around ๔๐%,

Mathematical correlations of the related parameters from the experimental data could be set up and these could be used to predict outputs of the studied system under various operating conditions. The final outputs such as the system COP and the final hot water temperature simulated by the models were found to be close with those of the experimental results.

From the economic results, the modified system was used to partially support a boiler for generating hot water at ๕ Ton/day compared up to fully support at ๘๕ Ton/day. For the partially support, the energy saving and the payback period for the modified system were around 1,๖๙๕,๔๙๔ Baht/year and ๑ year 1๒ months, respectively. The payback period was longer with the higher load of the system.

สารบัญ

คำนำ.....	ก
กิตติกรรมประกาศ.....	ข
บทคัดย่อ	ค
ABSTRACT.....	จ
สารบัญ	ฉ
สารบัญรูป	ณ
สารบัญตาราง	ญ
สัญลักษณ์และอักษรย่อ	ฎ
บทที่ ๑ บทนำ	๑
๑.๑ ความสำคัญและที่มาของปัญหาที่ทำการวิจัย	๑
๑.๒ วัตถุประสงค์ของโครงการ	๔
๑.๓ วิธีการดำเนินการวิจัย.....	๕
๑.๔ แผนการดำเนินงาน	๕
๑.๕ ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	๖

บทที่ ๒ ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	๓
๒.๑ การทบทวนวรรณกรรม/สารสนเทศ (Information) ที่เกี่ยวข้อง	๓
๒.๒ ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar Water Heating System)	๔
๒.๓ ป้อนความร้อนแบบอัดไอ (Vapor Compression Heat Pump)	๑๒
๒.๔ ป้อนความร้อนแบบดูดกลืน (Absorption Heat Transformer).....	๑๓
บทที่ ๓ การออกแบบและสร้าง	๑๔
๓.๑ การออกแบบระบบการทำงานร่วม.....	๑๙
๓.๒ ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar Water Heating System)	๒๑
๓.๓ ป้อนความร้อนแบบอัดไอ (Vapor Compression Heat Pump)	๒๓
๓.๔ ป้อนความร้อนแบบดูดกลืน (Absorption Heat Transformer).....	๒๕
บทที่ ๔ การทดสอบและผลการวิเคราะห์	๓๑
๔.๑ ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar Water Heating System)	๓๑
๔.๒ ป้อนความร้อนแบบอัดไอ (Vapor Compression Heat Pump)	๓๒
๔.๓ ป้อนความร้อนแบบดูดกลืน (Absorption Heat Transformer).....	๓๓
บทที่ ๕ การพัฒนาโมเดลและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์	๓๔
๕.๑ ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar Water Heating System)	๓๔
๕.๒ ป้อนความร้อนแบบอัดไอ (Vapor Compression Heat Pump)	๓๖
๕.๓ ป้อนความร้อนแบบดูดกลืน (Absorption Heat Transformer).....	๓๘

บทที่ ๖ การวิเคราะห์ด้านเศรษฐศาสตร์.....	๔๒
บทที่ ๗ สรุปผลการวิจัย	๔๓/
อ้างอิง	๔๘
ภาคผนวก.....	๕๐
ภาคผนวก ก. การประเมินด้านเศรษฐศาสตร์	๕๐
ภาคผนวก ข. ผลการเก็บข้อมูล.....	๕๕
ระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน.....	๕๕
ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์และระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ	๖๕
ระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ	๖๘

สารบัญรูป

รูปที่ ๑.๑ การใช้ปั๊มความร้อนแบบอัดไอในการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากตัวเก็บรังสีอาทิตย์ ๑	
รูปที่ ๑.๒ การใช้ตัวแปลงความร้อนแบบดูดกลืนในการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากตัวเก็บรังสี อาทิตย์.....	๒
รูปที่ ๑.๓ การใช้ปั๊มความร้อนแบบคาสเคด ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากระบบทำน้ำร้อน แสงอาทิตย์.....	๓
รูปที่ ๑.๔ ขั้นตอนการเพิ่มคุณภาพทางความร้อน	๔
รูปที่ ๒.๑ ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์	๕
รูปที่ ๒.๒ เส้นแสดงสมรรถนะของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ [๑๑]	๑๒
รูปที่ ๒.๓ หลักการทำงานของระบบปั๊มความร้อน	๑๒
รูปที่ ๒.๔ ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ.....	๑๓
รูปที่ ๒.๕ การขับเคลื่อนด้านความร้อนของ Heat transformer	๑๔
รูปที่ ๒.๖ ไดอะแกรมการทำงาน Heat transformer	๑๖
รูปที่ ๒.๗ PTX diagram of heat transformer (X ปริมาณสารทำงาน/ปริมาณสารละลาย)....	๑๖
รูปที่ ๓.๑ การใช้ปั๊มความร้อนแบบคาสเคด ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากระบบทำน้ำร้อน แสงอาทิตย์.....	๒๐
รูปที่ ๓.๒ ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์โดยตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ	๒๒
รูปที่ ๓.๓ ชุดให้ความร้อนเสริมกรณีไม่มีพลังงานแสงอาทิตย์	๒๒
รูปที่ ๓.๔ ถังเก็บสะสมน้ำร้อนขนาด ๑,๕๐๐ liter.....	๒๓
รูปที่ ๓.๕ ไดอะแกรมการทำงานของปั๊มความร้อนแบบอัดไอชั้นเดียว.....	๒๔
รูปที่ ๓.๖ ปั๊มความร้อนแบบอัดไอชั้นเดียว	๒๕
รูปที่ ๓.๗ ความร้อนแบบดูดกลืน	๒๘
รูปที่ ๓.๘ ปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนพร้อมชุดระบายความร้อน	๒๙
รูปที่ ๓.๙ ปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนและรายละเอียดอุปกรณ์ย่อย	๓๐
รูปที่ ๔.๑ ผลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์	๓๑
รูปที่ ๔.๒ สมการสมรรถนะของระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอชั้นเดียว	๓๒
รูปที่ ๔.๓ ผลของ $(T_{A,i} - T_E)/(T_{G,i} - T_C)$ ที่มีผลต่อ EER_{AHT}	๓๓
รูปที่ ๕.๑ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์	๓๕

รูปที่ ๕.๒ ผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำในถังเก็บน้ำร้อนของระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ของแบบจำลองคณิตศาสตร์และข้อมูลที่ได้จากการวัดจริง ในกรณีมีการดึงน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนไปใช้งานที่อัตราการไหล ๐.๓๔ l/s	๓๖
รูปที่ ๕.๓ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ.....	๓๗
รูปที่ ๕.๔ ผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้และ EER_{HP} ของระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอรหว่างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และข้อมูลที่ได้จากการวัดจริง ในกรณีมีการดึงน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนไปใช้งานที่อัตราการไหล ๐.๐๓๑ l/s	๓๘
รูปที่ ๕.๕ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน	๓๙
รูปที่ ๕.๖ ผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้และ EER_{AHT} ของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และข้อมูลที่ได้จากการวัดจริงของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน ในกรณีไม่มีการดึงน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนไปใช้งาน	๔๐
รูปที่ ๕.๗ ผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้และ EER_{AHT} ของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และข้อมูลที่ได้จากการวัดจริงของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน ในกรณีมีการดึงน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนไปใช้งานที่อัตราการไหล ๐.๐๒๔ l/s	๔๐
รูปที่ ๕.๘ ผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้และ EER_{SYSTEM} ของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และข้อมูลที่ได้จากการวัดจริงของระบบรวม.....	๔๑
รูปที่ ๖.๑ การผลิตไอน้ำโดยหม้อไอน้ำที่ ๓๕ Ton/day.....	๔๔
รูปที่ ๖.๒ การผลิตไอน้ำโดยหม้อไอน้ำที่ ๓๐ Ton/day และน้ำร้อนโดยระบบรวมที่ ๕ Ton/day	๔๔
รูปที่ ๖.๓ การเปรียบเทียบระยะคืนทุนจากการลงทุนติดตั้งระบบปั๊มความร้อนร่วมเพื่อผลิตน้ำร้อนร่วมกับหม้อไอน้ำในปริมาณต่างๆ	๔๖

สารบัญตาราง

ตารางที่ ๑.๑ ตารางเปรียบเทียบแผนงานวิจัยตามที่เสนอในโครงการกับงานวิจัยที่ได้ ดำเนินการไปแล้ว	๕
ตารางที่ ๒.๑ วันที่ตัวแทนของแต่ละเดือน [๙]	๙
ตารางที่ ๒.๒ ค่าคงที่ α_1 , α_2 , b_1 และ b_2 ของบางจังหวัดในประเทศไทย [๑๐]	๑๐
ตารางที่ ๓.๑ รายละเอียดอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์	๒๑
ตารางที่ ๓.๒ รายละเอียดอุปกรณ์ต่างๆ ของปั๊มความร้อนแบบอัดไอชั้นเดียวขนาด ๑๐ kW	๒๔
ตารางที่ ๓.๓ รายละเอียดอุปกรณ์ต่างๆ ของปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนขนาด ๑๐ kW	๒๕
ตารางที่ ๖.๑ อัตราการใช้เชื้อเพลิงของโรงพยาบาล	๔๒
ตารางที่ ๖.๒ ผลการประเมินทางด้านเศรษฐศาสตร์	๔๕

สัญลักษณ์และอักษรย่อ

อักษรย่อ

A	Area, (m ^๒)
C _p	Heat capacity, (kJ/kg•K)
COP	Coefficient of performance
FR	Flow ratio
GTL	Gross temperature lift (°C)
I _T	Solar radiation, (W/m ^๒)
m	Mass flow rate, (kg/s)
P	Pressure, (bar)
Q	Heat rate, (kW)
s	Entropy, (kJ/kg•K)
SC	Subcooling, (°C)
SH	Superheating, (°C)
t	Time, (s)
T	Temperature, (°C)
U	Overall heat transfer coefficient, (W/m ^๒ •K)
W	Work, (kW)
X	Concentrate, (%LiBr)

สัญลักษณ์

η	Efficiency, (%)
ε	Effectiveness, (%)
ρ	Density, (kg/m ^๓)

ตัวห้อย

A	Absorber
Aux	Auxiliary heat
act	Actual
amb	Ambient

bulk	Bulk temperature
C	Condenser
Coll	Solar collector
Comp	Compressor
CW	Cooling water
e	Super heat
E	Evaporator
G	Generator
H	High
HS	Heat source
HW	Hot water
HX	Heat exchanger
i	Inlet
L	Low
max	Maximum
min	Minimum
o	Outlet
S	Start
SC	Solar collector
ST	Storage tank
Sup	Supply
TXV	Thermostatic expansion valve
U	Stop using time
UF	Useful
UG	Upgraded

บทที่ ๑

บทนำ

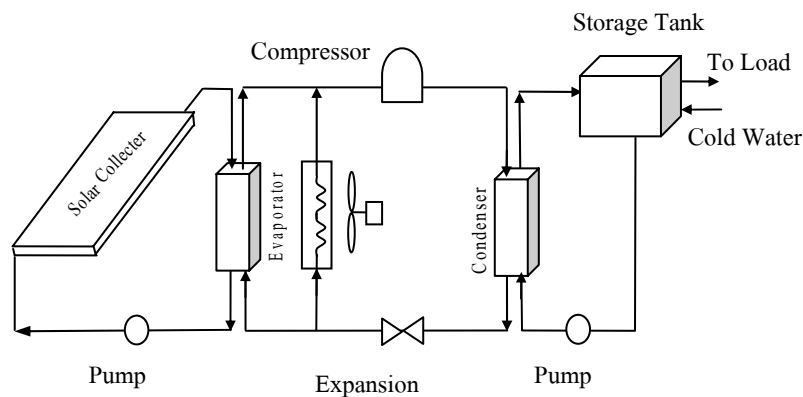
๑.๑ ความสำคัญและที่มาของปัญหาที่ทำการวิจัย

ประเทศไทย ได้รับพลังงานแสงอาทิตย์ในระดับที่สูง ตลอดทั้งปี แต่ประมาณ ๔๐-๕๐ % เป็นรังสีกระจาย ทำให้ไม่สามารถนำตัวเก็บรังสีแบบรวมแสง มาใช้ในเชิงพาณิชย์ ในการผลิตความร้อนที่อุณหภูมิสูง คงสามารถใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ และตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบท่อสุญญากาศ ซึ่งแบบแผ่นเรียบ อุณหภูมิที่สามารถผลิตได้มักอยู่ในช่วง ๕๐-๖๐ °C ส่วนในแบบหลัง ราคาค่อนข้างสูง

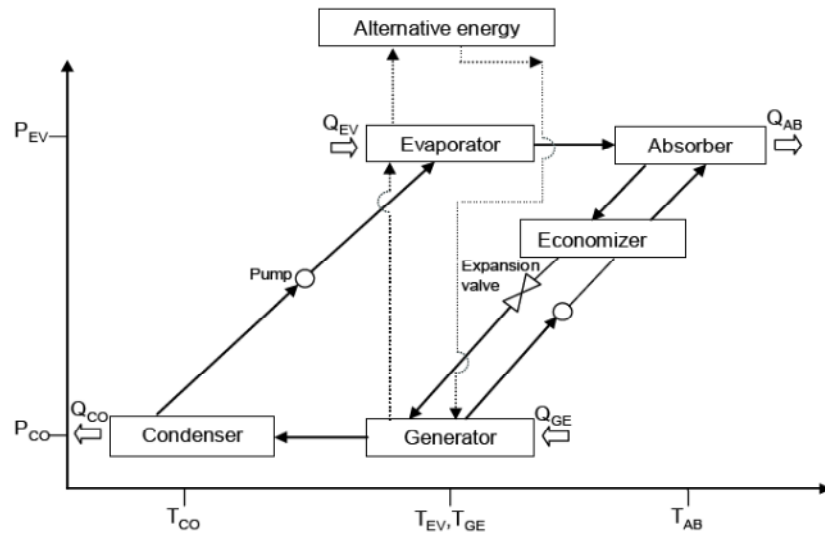
ตัวเก็บรังสีแบบแผ่นเรียบ สามารถนำมาผลิตความร้อนที่อุณหภูมิสูงได้โดยการใช้ปั๊มความร้อนมาเพิ่มคุณภาพ ปั๊มความร้อนอาจจะเป็นแบบอัดไอ หรือแบบดูดกลืนในรูปตัวแปลงความร้อน ดังแสดงในรูปที่ ๑.๑ และรูปที่ ๑.๒

รูปที่ ๑.๑ แสดงหลักการใช้ปั๊มความร้อนแบบอัดไอ ในการเพิ่มอุณหภูมิของความร้อนที่ได้จากตัวเก็บรังสีอาทิตย์ โดยความร้อนดังกล่าวที่อุณหภูมิต่ำจะถูกป้อนให้กับอีวาพอเรเตอร์ของปั๊มความร้อน และปั๊มความร้อนจะส่งผ่านความร้อนอุณหภูมิที่สูงขึ้นที่คอนเดนเซอร์

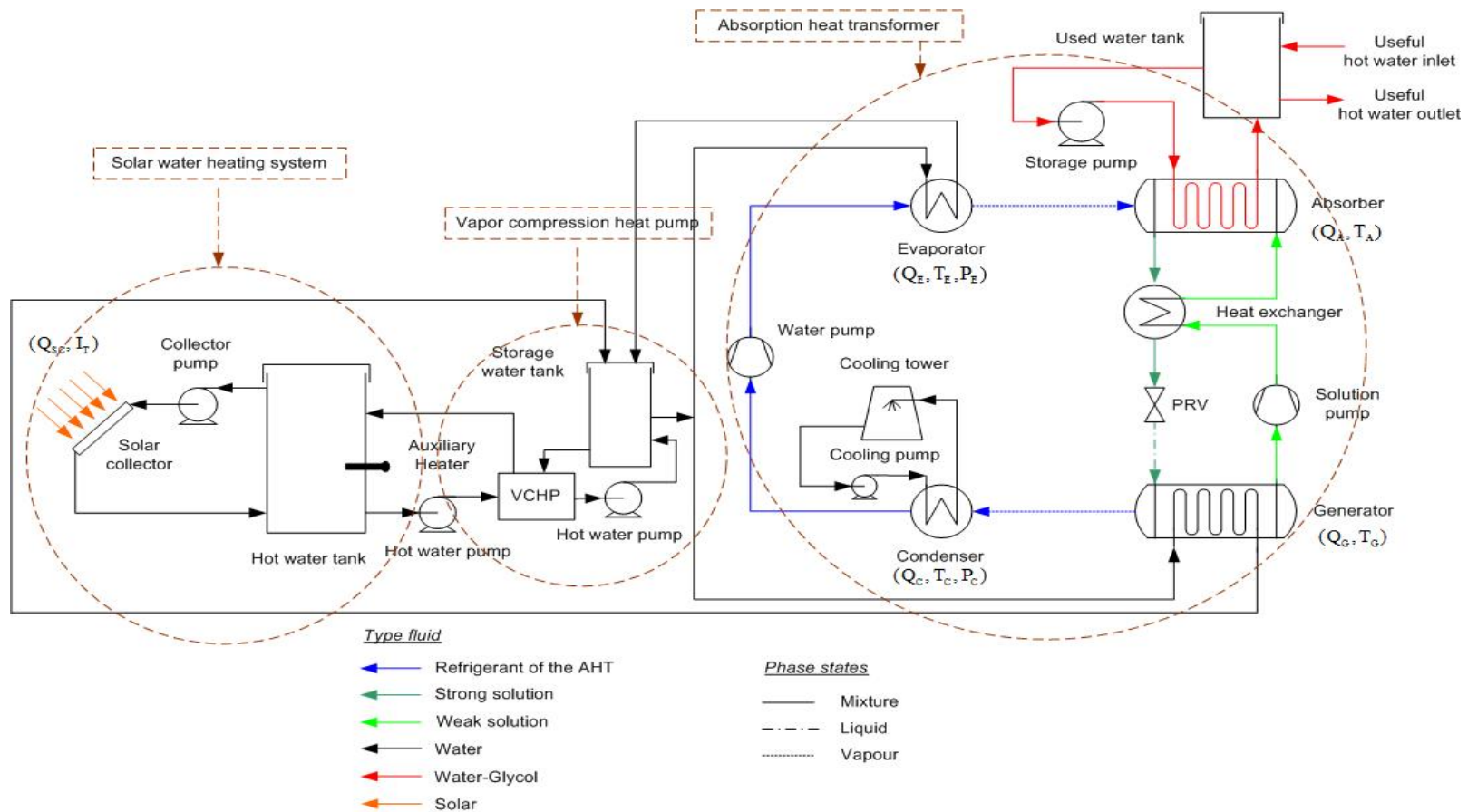
สำหรับรูปที่ ๑.๒ เป็นการใช้ตัวแปลงความร้อนแบบดูดกลืน ดึงความร้อนจากตัวเก็บรังสี ซึ่งมาให้ความร้อนที่อีวาพอเรเตอร์และเจเนเรเตอร์ ของตัวแปลงความร้อน ซึ่งจะได้ความร้อนที่อุณหภูมิสูงขึ้นเพื่อนำไปใช้งานที่แอปซอร์บเบอร์



รูปที่ ๑.๑ การใช้ปั๊มความร้อนแบบอัดไอในการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากตัวเก็บรังสีอาทิตย์

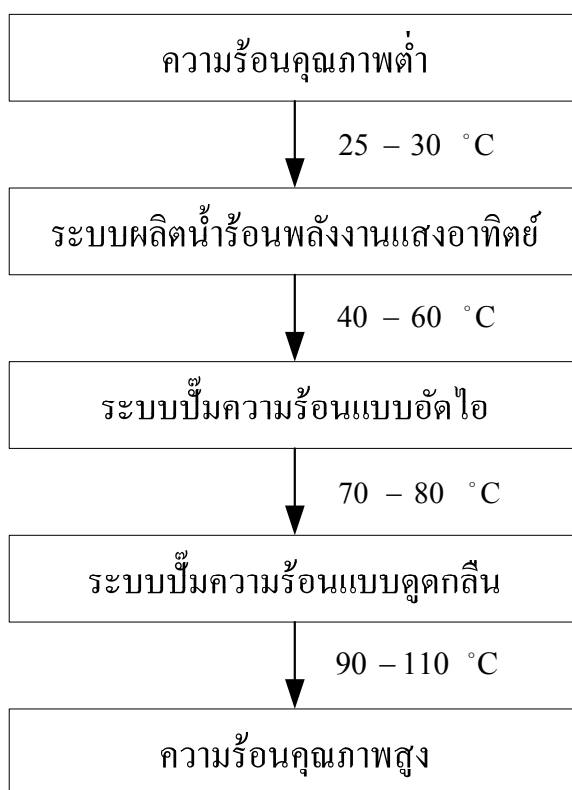


รูปที่ ๑.๒ การใช้ตัวแปลงความร้อนแบบดูดกลืนในการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากตัวเก็บรังสีอาทิตย์



รูปที่ ๑.๓ การใช้ปั๊มความร้อนแบบคาสเคด ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากระบบทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์

ปั๊มความร้อนแบบอัดไอสามารถเพิ่มคุณภาพความร้อน จากอุณหภูมิประมาณ ๔๐-๖๐ °C ซึ่งเป็นช่วงอุณหภูมิทำงานของตัวเก็บรังสีแบบแผ่นเรียบ มาที่อุณหภูมิ ๖๐-๘๐ °C โดยที่ค่า COP ยังมีค่าสูง ส่วนตัวแปลงความร้อน โดยเฉพาะที่ใช้คู่สาร water-LiBr สามารถนำมาใช้เพิ่มคุณภาพความร้อนที่ ๓๐-๘๐ °C มาที่ ๙๐-๑๑๐ °C ดังนั้นถ้าต้องการนำตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ มาผลิตความร้อนที่อุณหภูมิ ๙๐-๑๑๐ °C สามารถทำได้โดยใช้ปั๊มความร้อนแบบอัดไอและแบบดูดกลืนในรูปแบบคาสเคด มาใช้ในการเพิ่มคุณภาพ ดังแสดงในรูปที่ ๑.๔ เทคนิคดังกล่าวยังไม่มีรายงานผลการศึกษา จึงเป็นที่มาของงานวิจัยนี้ ซึ่งระบบดังกล่าวสามารถนำมาทดแทนการผลิตความร้อนที่อุณหภูมิสูง เช่นการผลิตน้ำร้อนโดยหม้อไอน้ำใช้ในการซักผ้า ในโรงแรม โรงพยาบาล และในอุตสาหกรรม เช่นอุตสาหกรรมอาหาร ซึ่งจะเป็นการนำพลังงานแสงอาทิตย์ ที่เป็นพลังงานสะอาด มาใช้ในการผลิตความร้อนอุณหภูมิสูง ช่วยลดปัญหาด้านพลังงาน และผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมที่เกิดจากการใช้พลังงาน



รูปที่ ๑.๔ ขั้นตอนการเพิ่มคุณภาพทางความร้อน

๑.๒ วัตถุประสงค์ของโครงการ

๑. เพื่อพัฒนาและสร้างต้นแบบปั๊มความร้อนแบบคาสเคด ที่เป็นปั๊มความร้อนแบบอัดไอ และปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ
๒. เพื่อพัฒนาโมเดล และแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบที่ศึกษา เพื่อใช้ในการเลือกขนาดพื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ ที่เหมาะสมกับปั๊มความร้อนแบบคาสเคด

๑.๓ วิธีการดำเนินการวิจัย

ระบบที่ศึกษามีลักษณะดังแสดงในรูปที่ ๑.๓ โดยในขั้นตอนแรกจะทำการพัฒนาและสร้างต้นแบบปั๊มความร้อนแบบคาสเคด ที่เป็นปั๊มความร้อนแบบอัดไอ และตัวแปลงความร้อนแบบดูดกลืน ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ เพื่อศึกษาสมรรถนะการทำงาน และจัดทำข้อมูลเพื่อใช้ในการพัฒนาแบบจำลองในส่วนที่สอง โดยตัวแปลงความร้อนจะใช้คู่สาร water-LiBr ความสามารถในการผลิตความร้อนที่อัตรา ๑๐ kW_{th} และปั๊มความร้อนแบบอัดไขนาดประมาณ ๒๐ kW_{th} เพื่อใช้ดึงความร้อนจากระบบทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์ ที่มีตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบขนาดพื้นที่รับรังสีประมาณ ๒๐ ตารางเมตร ในกรณีที่ระดับความเข้มข้นรังสีอาทิตย์ไม่เพียงพอ จะมีการให้ความร้อนเสริมที่ถึงน้ำ เพื่อรักษาอุณหภูมิไม่ให้เปลี่ยนแปลงมาก

ในส่วนที่สองจะเป็นการพัฒนาโมเดล และแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบที่ศึกษา เพื่อสามารถทำนายสมรรถนะและดัชนีต่างๆของระบบ รวมถึงการเลือกขนาดพื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ ที่เหมาะสมกับปั๊มความร้อนแบบคาสเคด ภายใต้ภูมิอากาศของจังหวัดเชียงใหม่ โดยพิจารณาจากต้นทุนพลังงานที่ผลิตได้

๑.๔ แผนการดำเนินงาน

ในการดำเนินโครงการฯ มีการวางแผนขั้นตอนและผลการดำเนินงานจริงดังแสดงในตารางที่

๑.๑

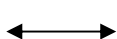
ตารางที่ ๑.๑ ตารางเปรียบเทียบแผนงานวิจัยตามที่เสนอในโครงการกับงานวิจัยที่ได้ดำเนินงานไปแล้ว

กิจกรรม	เดือน					
	๑-๒	๓-๔	๕-๖	๗-๘	๙-๑๐	๑๑-๑๒
๑. ออกแบบและสร้างชุดทดสอบ	←→					
๒. ประกอบ ติดตั้งและทดสอบระบบ		←→	←→			
๓. พัฒนาโมเดลทางคณิตศาสตร์ และเปรียบเทียบผลกับการทดสอบ				←→	←→	
๔. การเลือกขนาดตัวเก็บรังสีที่เหมาะสมกับปั๊มความร้อน				←→	←→	
๕. สรุปและเผยแพร่						←→

แผนงานวิจัยตามที่เสนอไว้



งานวิจัยที่ได้ดำเนินงานไปแล้ว



๑.๕ ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

๑.๕.๑ ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

๑. สามารถนำไปขยายผล โดยการขยายขนาดกำลังการผลิต ความร้อนอุณหภูมิในช่วง ๘๐-๑๑๐ °C เพื่อทดแทนการใช้หม้อต้มที่ใช้เชื้อเพลิงฟอสซิล ในโรงแรม โรงพยาบาล อุตสาหกรรมบางประเภท เช่นอุตสาหกรรมอาหาร
๒. งานวิจัยที่ได้สามารถนำไปเป็นหัวข้อวิทยานิพนธ์ และผลงานวิจัย สามารถนำไปเผยแพร่ ในการประชุมวิชาการ และวารสารทางวิชาการ
๓. สามารถเป็นชุดสาธิตเผยแพร่ อบรมแก่หน่วยงาน และผู้สนใจที่มีความต้องการความร้อน อุณหภูมิ ในช่วง ๘๐-๑๑๐ °C เพื่อทดแทนการใช้หม้อต้มที่ใช้เชื้อเพลิงฟอสซิล

๑.๕.๒ ประโยชน์ที่คาดว่าจะหน่วยงานจะได้รับ

๑. หน่วยงานภาครัฐ ในการกำหนดนโยบาย การเผยแพร่เทคโนโลยี
๒. หน่วยงานภาคเอกชน รวมถึงชุมชน สามารถนำเทคโนโลยีนี้ ไปใช้ในเพื่อให้ได้ความร้อน ในช่วงอุณหภูมิในช่วง ๘๐-๑๑๐ °C ทดแทนการใช้หม้อไอน้ำที่ใช้เชื้อเพลิงฟอสซิล

บทที่ ๒

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องในการเพิ่มคุณภาพความร้อนแสงอาทิตย์อุณหภูมิต่ำ โดยใช้ปั๊มความร้อนแบบอัดไอและแบบดูดกลืนในรูปแบบคาสเคด ประกอบไปด้วย ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar water heating system, SWHS) ระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ (Vapor compression heat pump, VCHP) และปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน (Absorption heat transformer, AHT) โดยรายละเอียดในส่วนต่างๆ มีดังต่อไปนี้

๒.๑ การทบทวนวรรณกรรม/สารสนเทศ (Information) ที่เกี่ยวข้อง

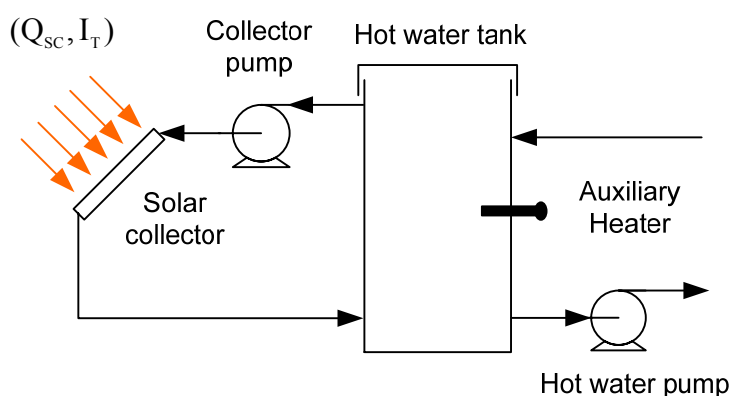
ปั๊มความร้อนสามารถนำมาใช้ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนของแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ เช่น ความร้อนทิ้ง หรือความร้อนที่ได้จากตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ เพื่อให้ได้ความร้อนที่อุณหภูมิสูงขึ้น Nuntaphan et al [๑] และ Chaichana [๒] ได้ใช้ปั๊มความร้อนแบบอัดไอ เพิ่มอุณหภูมิความร้อนที่ได้จากระบบทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์ ที่ใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ เพื่อผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิ ๕๐-๖๐°C โดยตัวเก็บรังสีอาทิตย์ ทำงานที่อุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมไม่มากนัก ทำให้สมรรถนะของตัวเก็บรังสีมีค่าสูง รวมถึง COP ของปั๊มความร้อนก็มีค่าสูง ประมาณ ๔-๕ โดยเทคนิคดังกล่าว ได้มีการสร้างระบบผลิตน้ำร้อน ขนาด ๘๐ kWth ที่โรงพยาบาลมหาราชนครเชียงใหม่ โดยใช้พลังงานไฟฟ้าเพียง ๒๐ kWe สรวิตและคณะ [๓] ใช้ปั๊มความร้อนแบบอัดไอที่ใช้สาร R๑๒๓ ผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิ ๘๐°C จากตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบที่ผลิตความร้อนที่อุณหภูมิ ๕๐-๖๐°C

ยังมีการใช้ปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน ที่เรียกว่าตัวแปลงความร้อน (Heat Transformer) ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนที่อุณหภูมิต่ำ Kiatsiriroat et al [๔] รายงานผลการคำนวณสมรรถนะตัวแปลงความร้อนที่ใช้ water-LiBr เป็นคู่สารทำงาน ในการเพิ่มคุณภาพความร้อน พบว่า AHT ค่า COP จะไม่เกิน ๐.๕ เนื่องจากมีความร้อนทิ้งสู่สิ่งแวดล้อมสูงที่คอนเดนเซอร์ และในกรณีที่ต้องการความร้อนอุณหภูมิสูงเกิน ๙๕°C อุณหภูมิที่เจเนเรเตอร์ควรสูงกว่า ๙๕°C Xuehu et al [๕] ทดสอบตัวแปลงความร้อนที่ใช้คู่สาร water-LiBr ในประเทศจีนในการดึงความร้อนทิ้งจากไอสารอินทรีย์ของโรงงานยางสังเคราะห์ ที่อุณหภูมิ ๙๘ °C มาใช้ในการผลิตน้ำร้อนที่ ๑๑๐ °C ในอัตรา ๕,๐๐๐ kW โดยมี COP เฉลี่ยที่ ๐.๔๗ Sotelo et al [๖] นำเสนอคู่สาร water-CarrolTM สำหรับตัวแปลงความร้อน พบว่าคู่สารดังกล่าวมีสมรรถนะสูงกว่า รวมถึงการเกิดการตกผลึกของเกลือต่ำกว่า คู่สาร water-LiBr Sozen [๗] และ Sencan et al [๘] แสดงการวิเคราะห์เอ็กซ์เซอร์จี(Exergy) ระบบตัวแปลงความร้อน

จากข้อมูลข้างต้นจะเห็นได้ว่า ป้อนความร้อนแบบอัดไอ สามารถนำมาใช้ในการเพิ่มอุณหภูมิ ความร้อนที่ได้จากตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ และเหมาะที่จะใช้งานที่อุณหภูมิ ไม่เกิน 40°C และ ตัวแปลงความร้อนสามารถผลิตความร้อนที่อุณหภูมิสูงขึ้นได้อีก ดังนั้นการใช้การเชื่อมต่อในลักษณะ คาสเคด (Cascading) กล่าวคือ ใช้ป้อนความร้อนแบบอัดไอ เชื่อมต่อกับตัวแปลงความร้อนแบบดูดกลืน มาใช้ในการเพิ่มคุณภาพความร้อน จากตัวเก็บรังสีแบบแผ่นเรียบ เพื่อผลิตความร้อนที่อุณหภูมิสูงตั้งแต่ 40°C จึงเป็นที่น่าสนใจ และเป็นที่มาของโครงการนี้ เทคนิคดังกล่าวสามารถทดแทนการใช้หม้อน้ำร้อน ที่ใช้เชื้อเพลิงฟอสซิล ในการผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิสูง ในโรงพยาบาล โรงแรม หรือ ในอุตสาหกรรมบาง ประเภท เช่นอุตสาหกรรมอาหาร ซึ่งจะเป็นการนำพลังงานสะอาด มาช่วยลดการใช้เชื้อเพลิงฟอสซิล จะ ช่วยลดผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมที่เกิดจากการเผาไหม้เชื้อเพลิง

๒.๒ ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar Water Heating System)

ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์มีลักษณะการทำงานดังแสดงในรูปที่ ๒.๑ โดยการ คำนวณต่างๆ ของระบบพลังงานแสงอาทิตย์มีขั้นตอนการคำนวณดังต่อไปนี้



รูปที่ ๒.๑ ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

- รังสีอาทิตย์ (Solar radiation)

เวลาที่ใช้ในการคำนวณของระบบพลังงานแสงอาทิตย์ คือ เวลาสุริยะ (Solar time) ซึ่งคำนวณ จากเวลาสากลและลองจิจูดของที่ตั้งระบบพลังงานแสงอาทิตย์ [๙]

$$\text{Solar time} - \text{Standard time} = 4(L_{\text{Std}} - L_{\text{Loc}}) + E \quad (๑)$$

เมื่อ

$$E = 9.87 \sin(2B) - 7.53 \cos B - 1.5 \sin B \quad (๒)$$

$$B = \frac{360(n-1)}{365} \quad (๓)$$

ค่ารังสีอาทิตย์รายวันบนระนาบแนวราบ (H_0) ที่ตกบนอกชั้นบรรยากาศโลก สามารถคำนวณได้ ดังนี้

$$H_o = \frac{24 \times 3600}{\pi} G_{sc} \left[1 + 0.033 \cos\left(\frac{360n}{365}\right) \right] \times \left[\cos\phi \cos\delta \sin\omega_s + \frac{2\pi\omega_s}{360} \sin\phi \sin\delta \right] \quad (๔)$$

เมื่อ

$$\delta = 23.45 \sin\left[\frac{360(284 + n)}{365}\right] \quad (๕)$$

$$\omega_s = \cos^{-1}\left[\frac{\sin\phi \sin\delta}{\cos\phi \cos\delta}\right] = \cos^{-1}(-\tan\phi \tan\delta) \quad (๖)$$

ค่ารังสีอาทิตย์กระจายรายวัน (H_d) ของประเทศไทย [๑๐] สามารถคำนวณได้จากค่ารังสีรวมรายวัน (H) และค่า H_o ดังนี้

$$\frac{H_d}{H_o} = -4.6408 + 26.5495\left(\frac{H}{H_o}\right) - 28.3422\left(\frac{H}{H_o}\right)^2 - 31.4546\left(\frac{H}{H_o}\right)^3 + 46.4421\left(\frac{H}{H_o}\right)^4 \quad (๗)$$

ดังนั้นค่ารังสีอาทิตย์ตรงรายวัน (H_b) สามารถคำนวณได้ดังสมการต่อไปนี้

$$H = H_b + H_d \quad (๘)$$

ในการคำนวณพฤติกรรมรังสีอาทิตย์จะกำหนดตัวแทนเดือนเพื่อใช้ในการคำนวณดังแสดงในตารางที่ ๑ [๗]

ตารางที่ ๒.๑ วันที่ตัวแทนของแต่ละเดือน [๗]

Month	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
Date of month	๑๓/	๑๖/	๑๖/	๑๕/	๑๕/	๑๑/	๑๓/	๑๖/	๑๕/	๑๕/	๑๕/	๑๐/
Julian date (n)	๑๓/	๔๓/	๗๕/	๑๐๕/	๑๓๕/	๑๖๒/	๑๙๔/	๒๒๒/	๒๕๔/	๒๘๔/	๓๑๔/	๓๔๔/

ค่ารังสีอาทิตย์รายชั่วโมง (I) สามารถคำนวณได้ดังสมการต่อไปนี้

$$\frac{I}{H} = \frac{\pi}{24} \times \frac{(a + b \cos\omega)(\cos\omega - \cos\omega_s)}{\sin\omega_s - \frac{2\pi\omega_s \cos\omega_s}{360}} \quad (๙)$$

เมื่อ

$$a = a_1 + a_2 \sin(\omega_s - 60^\circ) \quad (๑๐)$$

$$b = b_1 + b_2 \sin(\omega_s - 60^\circ) \quad (๑๑)$$

ค่าคงที่ a_1, a_2, b_1, b_2 ของประเทศไทยแสดงดังตารางที่ ๒

ตารางที่ ๒.๒ ค่าคงที่ a_1, a_2, b_1 และ b_2 ของบางจังหวัดในประเทศไทย [๑๐]

จังหวัด	a_1	a_2	b_1	b_2
เชียงใหม่	๐.๕๑๔	๐.๒๒๘	๐.๕๑๒	๐.๐๓๓
อุบลราชธานี	๐.๓๖๐	- ๐.๐๓๑	๐.๒๐๓	๐.๒๓๘
หาดใหญ่	๐.๓๐๓	- ๐.๑๒๔	๐.๔๑๓	๐.๐๐๓
กรุงเทพ	๐.๓๗๒	- ๐.๒๕๐	๐.๑๘๙	๐.๔๓๑

สำหรับค่ารังสีอาทิตย์กระจายรายชั่วโมง (I_d)

$$\frac{I_d}{H_d} = \frac{\pi}{24} \times \frac{\cos \omega - \cos \omega_s}{\sin \omega_s - \frac{2\pi \omega_s \cos \omega_s}{360}} \quad (๑๒)$$

ดังนั้นค่ารังสีอาทิตย์ตรงรายชั่วโมง (I_b) สามารถคำนวณจาก

$$I_b = I - I_d \quad (๑๓)$$

ค่ารังสีอาทิตย์ที่ตกกระทบระนาบเอียงรายชั่วโมง (I_t) สามารถคำนวณจาก

$$I_t = I_b R_b + I_d \frac{1 + \cos \beta}{2} \quad (๑๔)$$

ดังนั้นเมื่อรวมผลของการสะท้อนของพื้นสมการของ I_t จะเป็นดังต่อไปนี้

$$I_t = I_b R_b + I_d \frac{1 + \cos \beta}{2} + \rho_g (I_b + I_d) \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (๑๕)$$

เมื่อ

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (๑๖)$$

$$\cos \theta = \sin \delta \sin \phi \cos \beta - \sin \delta \cos \phi \sin \beta \cos \gamma + \cos \delta \cos \phi \cos \beta \cos \omega + \cos \delta \sin \phi \sin \beta \cos \gamma \cos \omega + \cos \delta \sin \beta \sin \gamma \sin \omega \quad (๑๗)$$

$$\cos \theta_z = \sin \delta \sin \phi + \cos \delta \cos \phi \cos \omega \quad (๑๘)$$

- ตัวเก็บรังสีอาทิตย์

$$Q_{SC} = \dot{m}_{SC} C_{p_{SC}} (T_{SC,o} - T_{SC,i}) \quad (๑๙)$$

$$Q_{SC} = F_R (\tau \alpha) I_t A_{SC} - F_R U_L A_{SC} (T_{SC,i} - T_a) \quad (๒๐)$$

สำหรับการนำตัวรับรังสีมาต่อกันแบบอนุกรม [๙]

$$(F_R (\tau \alpha))_{Series} = F_R (\tau \alpha) \left[\frac{1 - (1 - K)^N}{NK} \right] \quad (๒๑)$$

$$(F_R U_L)_{Series} = F_R U_L \left[\frac{1 - (1 - K)^N}{NK} \right] \quad (๒๒)$$

เมื่อ

$$K = \frac{A_{SC} (F_R U_L)_{Single\ unit}}{\dot{m}_{SC} C_{p_{SC}}} \quad (23)$$

- อัตราการใช้น้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อน

$$Q_{Sup} = \dot{m}_{Sup} C_{p_{bulk}} (T_{Sup,o} - T_{Sup,i}) \quad (24)$$

- อัตราการสูญเสียความร้อนของถังเก็บน้ำร้อน

$$Q_{Loss} = UA_{Tank} (T_{ls} - T_a) \quad (25)$$

- ถังเก็บน้ำร้อน

$$Q_{ST} = M_{ST} C_{p_{ST}} \left(\frac{T_{ST}^{t+\Delta t} - T_{ST}^t}{\Delta t} \right) \quad (26)$$

นำการคำนวณเชิงตัวเลขมาช่วยในการคำนวณได้ว่า

$$T_{ST}^{t+\Delta t} = T_{ST}^t + \frac{Q_{ST} \Delta t}{M_{ST} C_{p_{ST}}} \quad (27)$$

เมื่อมีการนำแหล่งความร้อนเสริมมาช่วยสมการที่ได้มีดังนี้

$$T_{ST}^{t+\Delta t} = T_{ST}^t + \frac{(Q_{SC} + Q_{Aux} - Q_{loss} - Q_{Sup}) \Delta t}{M_{ST} C_{p_{ST}}} \quad (28)$$

- สมรรถนะของตัวเก็บรังสี (Collector Performance)

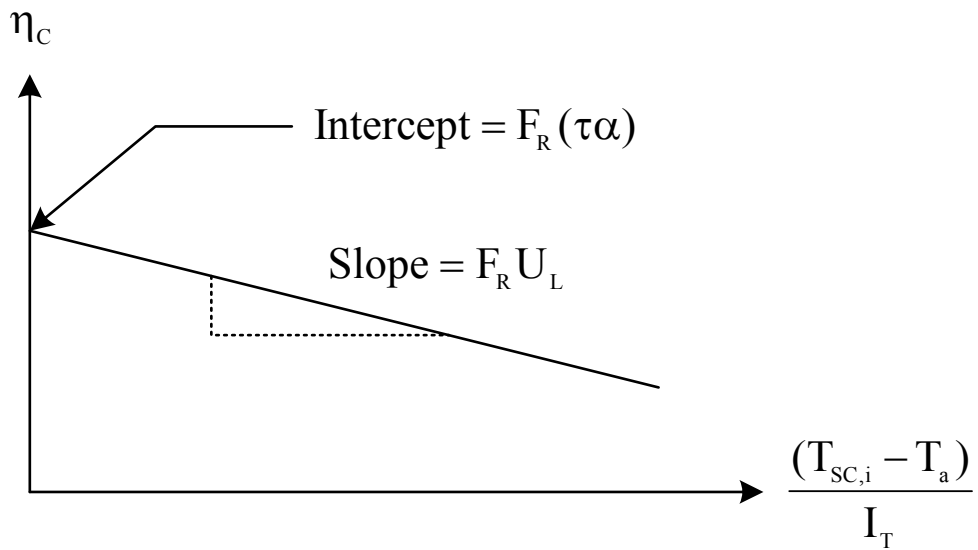
พิจารณาสมรรถนะของตัวเก็บรังสี (Collector Performance) คำนวณได้จากประสิทธิภาพตัวเก็บรังสีอาทิตย์ โดยกำหนดให้เป็นอัตราส่วนของความร้อนที่นำไปใช้ประโยชน์ในช่วงเวลาที่พิจารณา ต่อพลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบบนตัวเก็บรังสีในช่วงเวลานั้นๆ เขียนสมการได้ดังนี้ คือ

$$\eta_c = \frac{\int Q_{SC} dt}{A_c \int I_T dt} \quad (29)$$

ดังนั้นประสิทธิภาพตัวเก็บรังสีอาทิตย์ (Collector Efficiency, η_c) คำนวณได้จากสมการดังนี้

$$\eta_c = \frac{Q_{SC}}{A_c I_T} = F_R (\tau \alpha) - \frac{F_R U_L (T_{SC,i} - T_a)}{I_T} \quad (30)$$

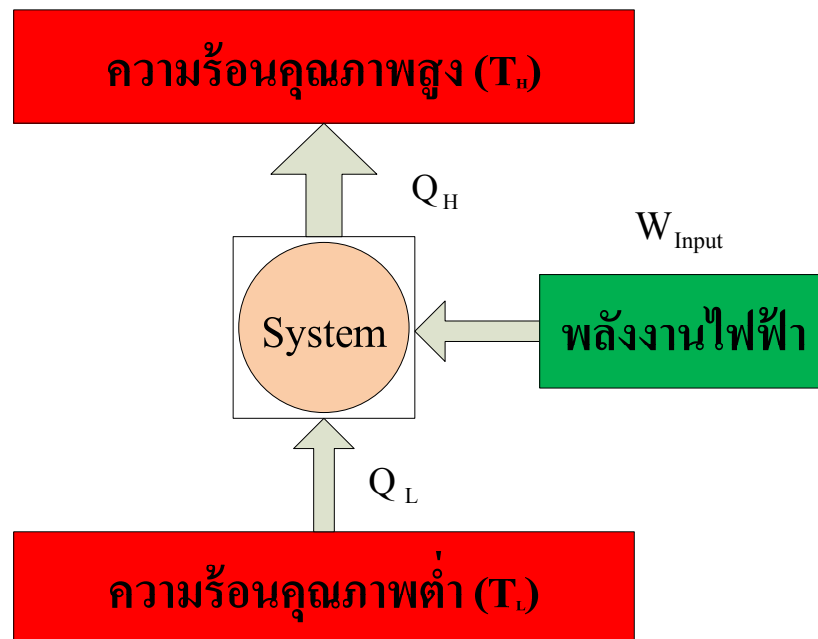
เมื่อเขียนกราฟความสัมพันธ์ระหว่าง η_c และ $(T_{SC,i} - T_a)/I_T$ จะได้สมการเส้นตรงดังแสดงในรูปที่ ๑ โดยที่ค่าความชันของเส้น คือ ค่า $-F_R U_L$ ส่วนค่าที่ตัดบนแกนประสิทธิภาพคือค่า $F_R (\tau \alpha)$ ซึ่งในทางปฏิบัติการสร้างเส้นสมรรถนะของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ จะกระทำเมื่อรังสีอาทิตย์ตกตั้งฉากกับตัวเก็บรังสีอาทิตย์ [๑๑]



รูปที่ ๒.๒ เส้นแสดงสมรรถนะของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ [๑๑]

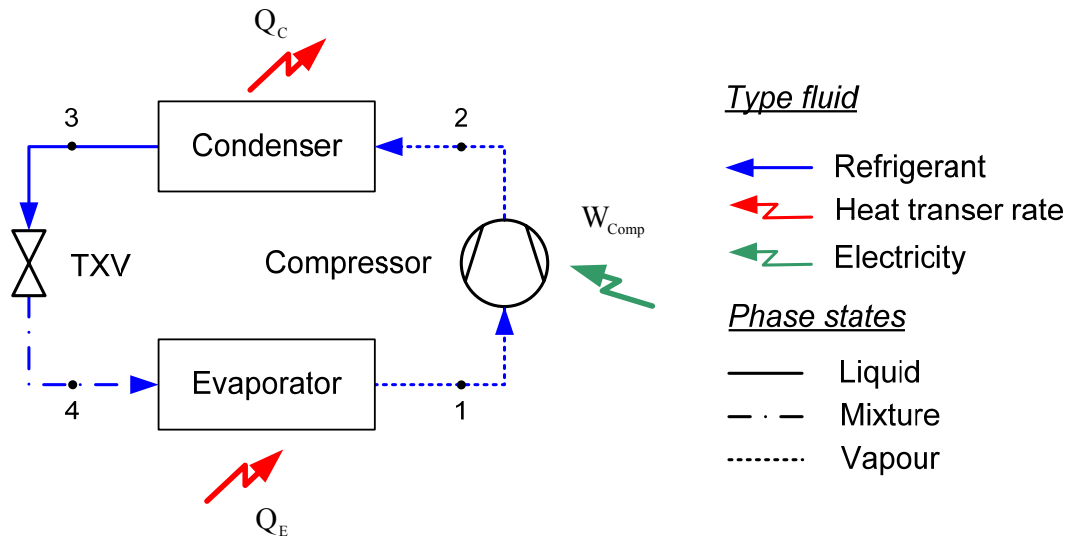
๒.๓ ปั๊มความร้อนแบบอัดไอ (Vapor Compression Heat Pump)

ปั๊มความร้อนมีหลักการทำงานดังแสดงในรูปที่ ๒.๓ คือ แหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำถูกปั๊มให้แก่ระบบปั๊มความร้อน โดยระบบดังกล่าวใช้พลังงานไฟฟ้าเป็นตัวขับเคลื่อน และได้ความร้อนอุณหภูมิสูงออกจากระบบ [๑๒]



รูปที่ ๒.๓ หลักการทำงานของระบบปั๊มความร้อน

ระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอมีลักษณะการทำงานดังแสดงในรูปที่ ๓ โดยการคำนวณต่างๆ ของระบบดังกล่าวมีดังต่อไปนี้



รูปที่ ๒.๔ ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

- อีแวปอเรเตอร์ (Evaporator)

$$Q_E = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (๓๑)$$

$$\dot{m}_r = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (๓๒)$$

- คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

$$W_{\text{Comp}} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (๓๓)$$

$$s_1 = s_2 \text{ (Isentropic process)} \quad (๓๔)$$

$$\eta_{\text{Comp}} = \frac{h'_2 - h_1}{h_2 - h_1} \quad (๓๕)$$

- คอนเดนเซอร์ (Condenser)

$$Q_C = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (๓๖)$$

- วาล์วลดความดัน (Expansion valve)

$$h_3 = h_4 \text{ (Throttling process)} \quad (๓๗)$$

- สัมประสิทธิ์การทำความเย็น (Coefficient of performance, COP)

$$\text{COP}_{\text{VCHP}} = \frac{Q_C}{W_{\text{Comp}}} \quad (๓๘)$$

๒.๔ ปัมความร้อนแบบดูดกลืน (Absorption Heat Transformer)

ปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน (Absorption heat pump) ใช้พลังงานความร้อนเป็นตัวขับเคลื่อนหลัก มีการใช้พลังงานไฟฟ้าร่วมด้วยเล็กน้อยและมีประสิทธิภาพค่อนข้างต่ำเมื่อเทียบกับระบบแรกหรือประมาณ ๐.๕ โดยปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนมี ๒ ประเภท คือ Type I Absorption

refrigerator/Absorption chiller และ Type II Absorption heat transformer [๑๓] โดยในโครงการฯ นี้จะทำการศึกษาเฉพาะ Absorption heat transformer

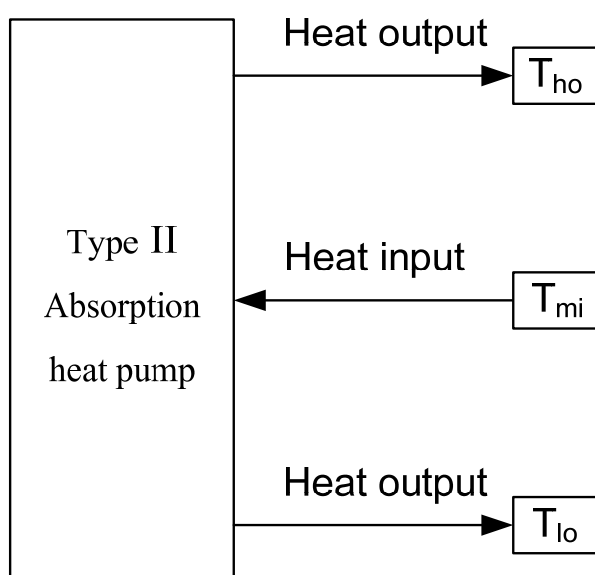
วัฏจักรการทำงานของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนมีสารทำงานที่นิยมใช้กันโดยทั่วไป ๒ ประเภทคู่สารทำงานดังต่อไปนี้

- ก. ระบบที่ใช้สารละลายแอมโมเนีย-น้ำ (Ammonia-Water) โดยใช้แอมโมเนียเป็นสารทำงาน และน้ำเป็นตัวดูดซึม
- ข. ระบบที่ใช้สารละลายน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ (Water-Lithiumbromide) โดยใช้ไอน้ำเป็นสารทำงานและลิเทียมโบรไมด์เป็นตัวดูดซึม

โดยโครงการฯ นี้เลือกใช้สารละลายน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์ ด้วยเหตุผลที่แอมโมเนียเป็นสารพิษ และเป็นอันตรายเมื่อเกิดการรั่วไหลของระบบ

ระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนหรือ Heat transformer มีการขับเคลื่อนทางความร้อนดังแสดงในรูปที่ ๒.๕ ความร้อนอุณหภูมิปานกลางเข้าสู่ระบบ และทำให้เกิดการคายความร้อนจากระบบที่อุณหภูมิสูง (Heating) พร้อมทั้งระบายความร้อนออกสู่ภายนอกที่อุณหภูมิต่ำ (Condensing) ซึ่งจะเห็นว่าระบบ Heat transformer สามารถใช้ประโยชน์ได้เฉพาะด้าน Heating เท่านั้น

การนำระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนมาใช้ประโยชน์ด้านความร้อน (Heating) โดยการเพิ่มคุณภาพความร้อนให้แก่ของไหล ซึ่งรับความร้อนจากแหล่งความร้อนที่ระดับอุณหภูมิปานกลางและจ่ายความร้อนออกไปที่อุณหภูมิสูง ซึ่งใช้พลังงานไฟฟ้าและพลังงานกลน้อยมากในการหมุนเวียนสารทำงานเมื่อเทียบกับปริมาณความร้อนที่ได้รับจากอุปกรณ์ดังกล่าว



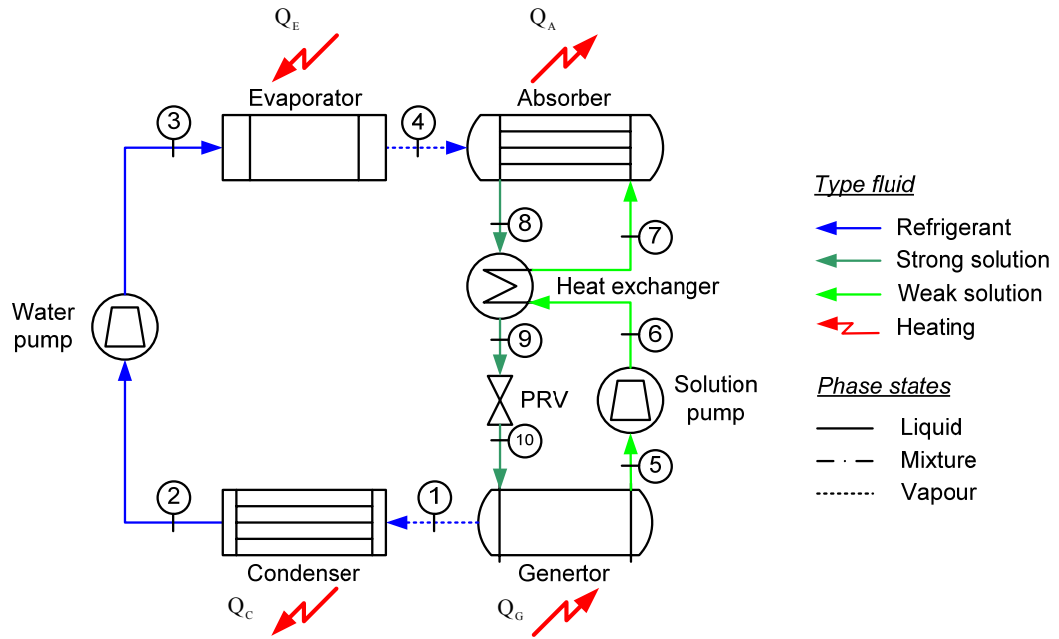
รูปที่ ๒.๕ การขับเคลื่อนด้านความร้อนของ Heat transformer

Heat transformer มีหลักการทำงานแสดงในรูปที่ ๒.๖ และรูปที่ ๒.๗ ดังนี้ คือ เจนเนอเรเตอร์ ได้รับความร้อนจากแหล่งความร้อนภายนอก และเมื่ออุณหภูมิของเจนเนอเรเตอร์สูงถึงระดับหนึ่ง สารละลายในเจนเนอเรเตอร์ที่มีสารทำงาน (Absorbate) จุดเดือดต่ำกว่าสารดูดกลืน (Absorbent) ก็ จะเปลี่ยนสถานะเป็นไอโดยแยกตัวออกจากสารดูดกลืนไปที่เครื่องควบแน่น (จุดที่ ๑) ที่ความดันต่ำ ส่วน สารละลายเมื่อสารทำงานระเหยไปแล้วทำให้มีความเข้มข้นของสารทำงานน้อยลง (จุดที่ ๕) แล้วถูกปั๊ม สารละลายเพิ่มความดันและหมุนเวียนไปยังแอบซอร์พเบอร์ (จุดที่ ๓) ที่ระดับความดันสูงผ่านอุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อน (จุดที่ ๖) ไอสารทำงานที่ไหลไปยังเครื่องควบแน่น เพื่อควบแน่นเป็นของเหลวที่ ความดันต่ำ (จุดที่ ๕) และถูกปั๊มสารทำงานเพิ่มความดันให้สูงขึ้น (จุดที่ ๒) และหมุนเวียนไปยังเครื่อง ทำระเหย เพื่อได้รับความร้อนและเปลี่ยนเป็นสารทำงานสถานะไอ (จุดที่ ๓) ที่ความดันสูงและไหลไปยัง แอบซอร์พเบอร์ เมื่อไอสารทำงานรวมตัวกับสารดูดกลืนที่ระดับความดันสูง ทำให้เกิดการคายความ ร้อนเนื่องจากการดูดกลืนสารทำงาน และความร้อนที่เกิดขึ้นสามารถนำไปใช้ให้ความร้อนใน กระบวนการผลิตที่อุณหภูมิสูงต่อไปได้ ส่วนสารละลายความเข้มข้นต่ำ (ความเข้มข้นสารทำงาน, จุดที่ ๓) จะถูกส่งผ่านวาล์วลดความดันไปยังเจนเนอเรเตอร์อีกครั้ง

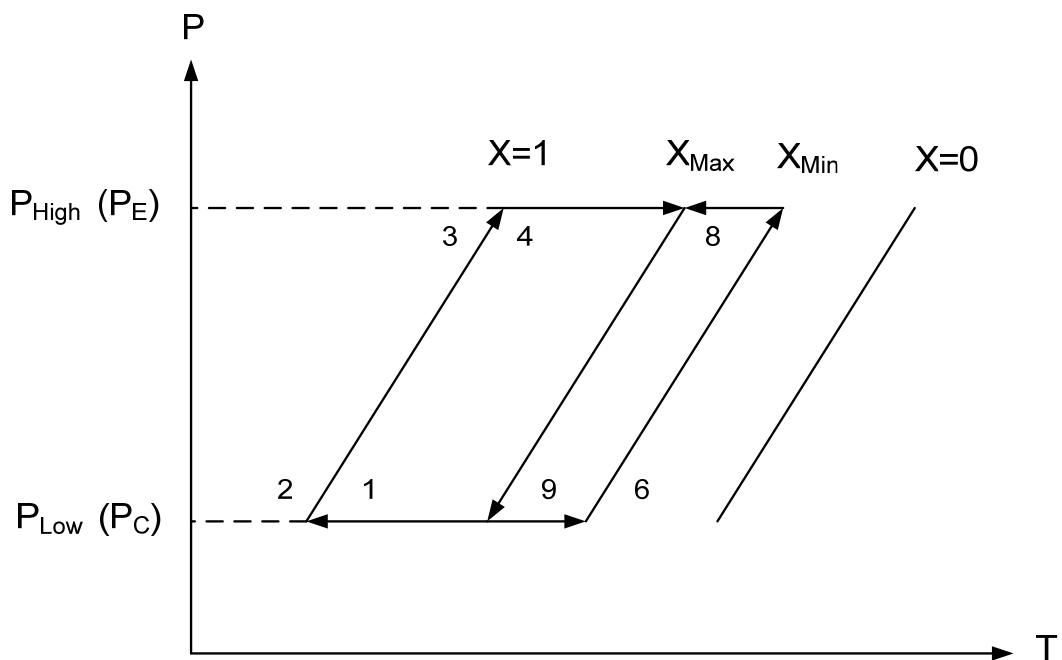
ความร้อนที่เกิดขึ้นที่แอบซอร์พเบอร์ เกิดจากการคายความร้อนของสารดูดกลืนเมื่อรวมกับไอ ของสารทำงาน และเกิดจากการคายความร้อนแฝงของการเปลี่ยนสถานะจากไอกลายเป็นของเหลว ของสารทำงาน ซึ่งจากความร้อนที่เกิดดังกล่าวภายใต้ความดันสูงทำให้มีอุณหภูมิสูงมากพอที่จะนำ ความร้อนที่เกิดขึ้นไปใช้ประโยชน์ โดยการเพิ่มอุณหภูมิให้กับของไหลให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นแล้วนำไปใช้ใน กระบวนการทางความร้อนต่อไป

Heat transformer สามารถเพิ่มคุณภาพให้แก่ความร้อนได้ และยังช่วยลดการใช้พลังงาน ล้นเปลือกและทรัพยากรธรรมชาติลงได้ รวมทั้งเมื่อเปรียบเทียบกับปั๊มความร้อนแบบอัดไอ จะพบว่า พลังงานไฟฟ้าที่ใช้น้อยกว่ามาก ในขณะที่ได้ปริมาณความร้อนออกมาเท่ากัน

ข้อเสียของ Heat transformer คือ ขนาดของอุปกรณ์ค่อนข้างใหญ่และมีราคาสูงเมื่อเทียบกับ ปั๊มความร้อนแบบอัดไอ



รูปที่ ๒.๖ ไดอะแกรมการทำงาน Heat transformer



รูปที่ ๒.๗ PTX diagram of heat transformer (X ปริมาณสารทำงาน/ปริมาณสารละลาย)

จากแผนภูมิรูปที่ ๒.๗ จะพบว่ามีการทำงานแบ่งเป็น ๒ ช่วงความดัน โดยที่แอบซอร์พเบอร์และเครื่องทำระเหยทำงานที่ความดันสูง ส่วนเจนเนอเรเตอร์และเครื่องควบแน่นทำงานที่ความดันต่ำ ซึ่งอุณหภูมิต่ำสุดอยู่ที่อุปกรณ์เครื่องควบแน่น (T_C) และอุณหภูมิสูงสุดอยู่ที่แอบซอร์พเบอร์ (T_A) โดยที่เจนเนอเรเตอร์ (T_G) จะมีอุณหภูมิลดลงมาจากแอบซอร์พเบอร์ ส่วนอุณหภูมิเครื่องทำระเหย (T_E) จะมีอุณหภูมิใกล้เคียงกับที่เจนเนอเรเตอร์

การวิเคราะห์สมการทางคณิตศาสตร์ของ Heat transformer ดังแสดงในรูปที่ ๒.๖ มีรายละเอียดของแต่ละอุปกรณ์ดังต่อไปนี้

- Generator

$$Q_G = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_5 h_5 - \dot{m}_{10} h_{10} \quad (๓๙)$$

$$\dot{m}_{10} = \dot{m}_1 + \dot{m}_5 \quad (๔๐)$$

$$\dot{m}_{10} X_{10} = \dot{m}_5 X_5, (X_1 = 0) \quad (๔๑)$$

เมื่อ

$$\dot{m}_5 = \frac{\dot{m}_1 X_{10}}{X_5 - X_{10}} \quad (๔๒)$$

$$\dot{m}_{10} = \frac{\dot{m}_1 X_5}{X_5 - X_{10}} \quad (๔๓)$$

- Condenser

$$Q_C = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_2) \quad (๔๔)$$

$$\dot{m}_{ref} = \dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3 = \dot{m}_4 \quad (๔๕)$$

- Pump and solution pump

$$W_P = (P_E - P_C) \frac{v_2 \dot{m}_2}{\eta_P} \quad (๔๖)$$

$$W_{SP} = (P_E - P_C) \frac{v_5 \dot{m}_5}{\eta_{SP}} \quad (๔๗)$$

$$h_2 \approx h_3 \quad (๔๘)$$

$$h_5 \approx h_6 \quad (๔๙)$$

- Evaporator

$$Q_E = \dot{m}_{ref} (h_4 - h_3) \quad (๕๐)$$

- Absorber

$$Q_A = \dot{m}_4 h_4 + \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_8 h_8 \quad (๕๑)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_4 + \dot{m}_7 \quad (๕๒)$$

$$\dot{m}_8 X_8 = \dot{m}_7 X_7 \quad (๕๓)$$

- Heat exchanger

$$Q_{HX} = \dot{m}_8 Cp_8 (T_8 - T_9) = \dot{m}_6 Cp_6 (T_7 - T_6) = \epsilon_{HX} (mCp)_{min} (T_8 - T_6) \quad (๕๔)$$

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 \quad (๕๕)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 \quad (๕๖)$$

- Expansion valve

$$h_9 = h_{10} \text{ (Throttling process)} \quad (๕๓)$$

- Flow ratio (FR)

$$FR = \frac{\dot{m}_5}{\dot{m}_{ref}} \quad (๕๔)$$

- Gross temperature lift (GTL)

$$GTL = T_8 - T_4 \quad (๕๕)$$

- Coefficient of performance (COP)

$$COP_{AHT} = \frac{Q_A}{Q_E + Q_G + W_P + W_{SP}} \quad (๖๐)$$

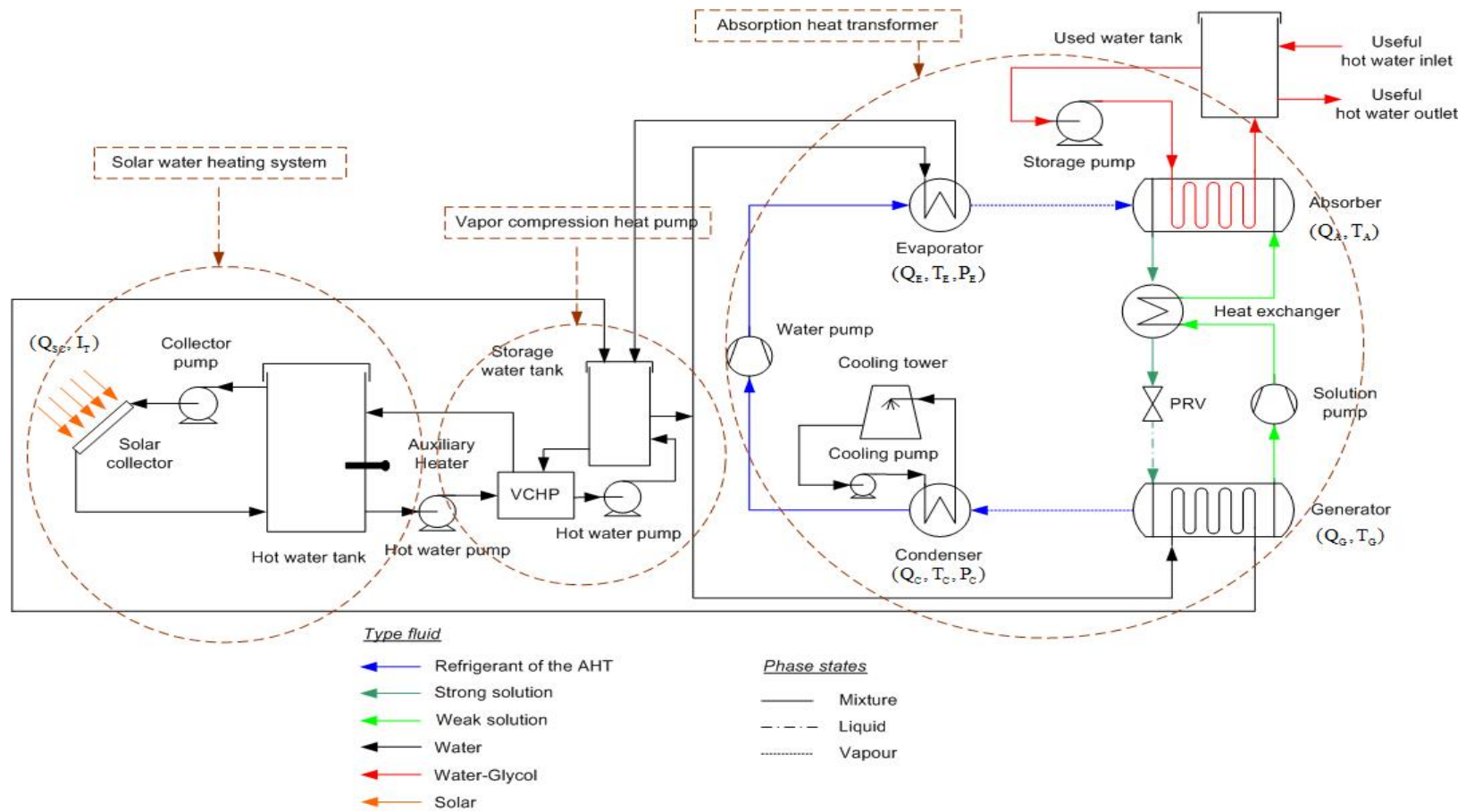
บทที่ ๓

การออกแบบและสร้าง

การดำเนินงานของโครงการที่เกิดขึ้น เป็นงานในส่วนการออกแบบและสร้างระบบในส่วนต่างๆ อันประกอบไปด้วย ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar water heating system) ระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ (Vapor compression heat pump, VCHP) และปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน (Absorption heat transformer, AHT) รวมถึงการทดสอบระบบต่างๆ ดังกล่าว เพื่อนำผลที่ได้จากการทดสอบมาวิเคราะห์หาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบ โดยรายละเอียดการดำเนินงานในส่วนต่างๆ มีดังต่อไปนี้

๓.๑ การออกแบบระบบการทำงานร่วม

การเพิ่มคุณภาพความร้อนแสงอาทิตย์อุณหภูมิต่ำ โดยใช้ปั๊มความร้อนแบบอัดไอและแบบดูดกลืนในรูปแบบคาสเคด มีวงจรการทำงานของระบบโดยรวมแสดงดังรูปที่ ๓.๑ เริ่มต้นการทำงานด้วยการผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิต่ำประมาณ ๔๐–๖๐ °C ด้วยระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบจำนวน ๑๐ แผง สามารถจ่ายปริมาณความร้อนได้ประมาณ ๒๐ kW_{th} จากนั้นจะถูกส่งต่อไปยังปั๊มความร้อนแบบอัดไอ (VCHP) ขนาดความสามารถการผลิตความร้อน ๑๐ kW_{th} จำนวน ๒ ชุด ซึ่งทำหน้าที่เพิ่มคุณภาพความร้อนมาที่อุณหภูมิ ๖๐–๘๐ °C และจ่ายความร้อนดังกล่าวให้แก่ปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน (AHT) ขนาดความสามารถการผลิตความร้อน ๑๐ kW_{th} ที่ใช้คู่สาร water–LiBr จะเป็นระบบสุดท้ายที่ทำหน้าที่เพิ่มคุณภาพความร้อนมาที่ ๙๐–๑๑๐ °C และระบบดังกล่าวสามารถนำมาทดแทนการผลิตความร้อนที่อุณหภูมิสูง เช่นการผลิตน้ำร้อนโดยหม้อไอน้ำใช้ในการซักผ้า ในโรงแรม โรงพยาบาล และในอุตสาหกรรม เช่นอุตสาหกรรมอาหาร เป็นการนำพลังงานแสงอาทิตย์ ที่เป็นพลังงานสะอาด มาใช้ในการผลิตความร้อนอุณหภูมิสูง ช่วยลดปัญหาด้านพลังงานและผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมที่เกิดจากการใช้พลังงานฟอสซิล



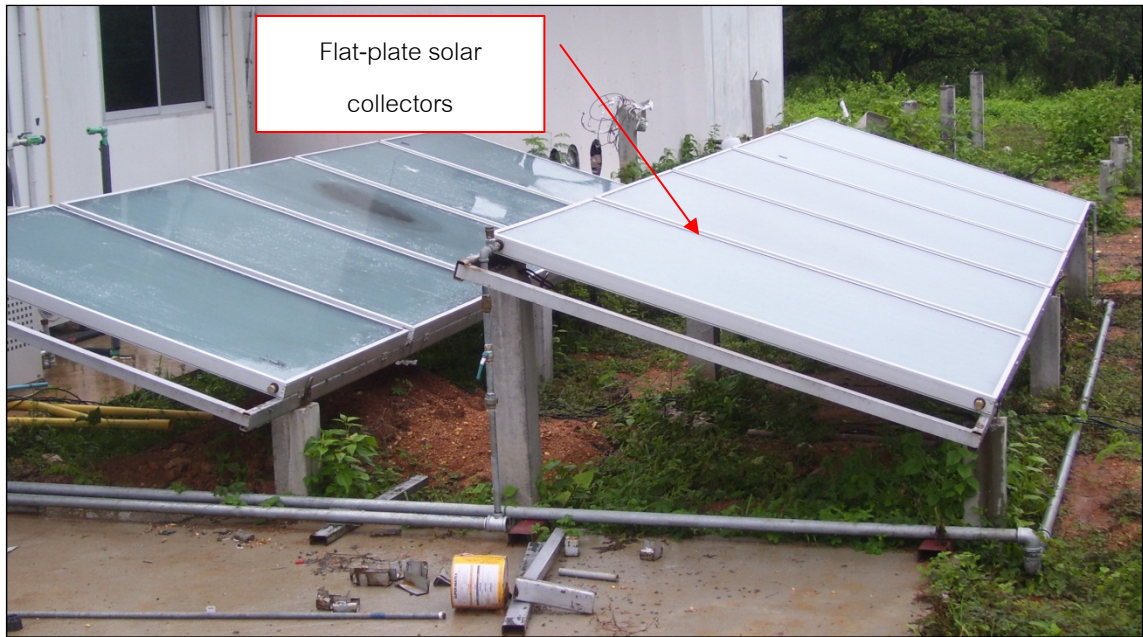
รูปที่ ๓.๑ การใช้ปั๊มความร้อนแบบคาสเคด ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนจากระบบทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์

๓.๒ ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar Water Heating System)

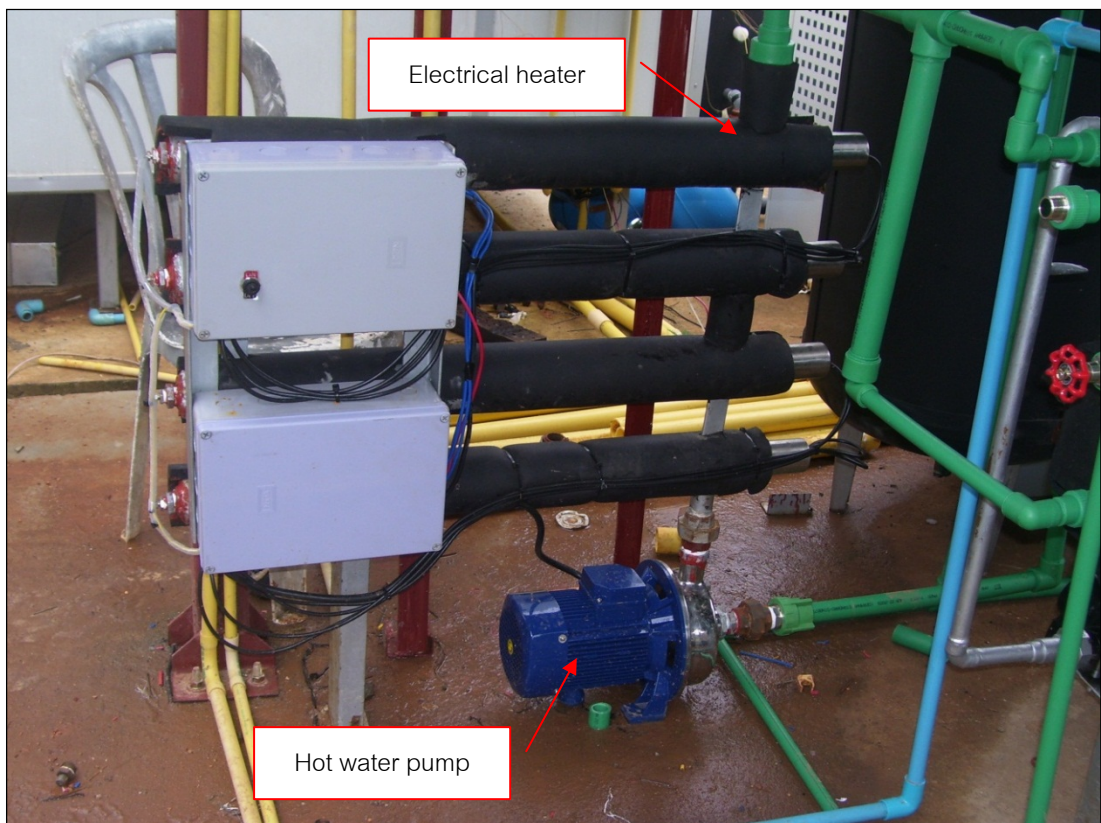
ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ทำหน้าที่รับพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ โดยใช้แผงรับรังสีอาทิตย์แบบเรียบ (Flat-plate solar collector) จำนวน ๑๐ แผงต่อแบบขนาน เพื่อผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิประมาณ ๔๐–๖๐ °C และเก็บสะสมไว้ในถังเก็บน้ำร้อนขนาด ๑,๕๐๐ liter ก่อนที่จะจ่ายต่อไปยังปั๊มความร้อนแบบอัดไอ โดยไดอะแกรมการทำงานของระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แสดงในรูปที่ ๓.๑ และรายละเอียดของอุปกรณ์ย่อยต่างๆ ในระบบแสดงในตารางที่ ๓.๑ และรูปที่ ๓.๒ ถึงรูปที่ ๓.๔

ตารางที่ ๓.๑ รายละเอียดอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

อุปกรณ์	ประเภท	คุณลักษณะ
๑. Solar collector	Flat-plate solar collector	- Area ๒.๓ m^๒/unit ๑๐ units $F_R(\tau\alpha) = ๐.๘๐๒$ $F_R U_L = ๑.๓๓ \text{ W/m}^{\frac{๒}{2}} \cdot \text{K}$
๒. Hot water tank	Vertical tank	- Capacity ๑๕๐๐ liter - Thickness of insulator ๑ in
๓. Double tube heater	Water heater	- Double tube heat exchanger - Capacity ๑ kW - Thickness of insulator ๐.๕ in



รูปที่ ๓.๒ ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์โดยตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ



รูปที่ ๓.๓ ชุดให้ความร้อนเสริมกรณีไม่มีพลังงานแสงอาทิตย์

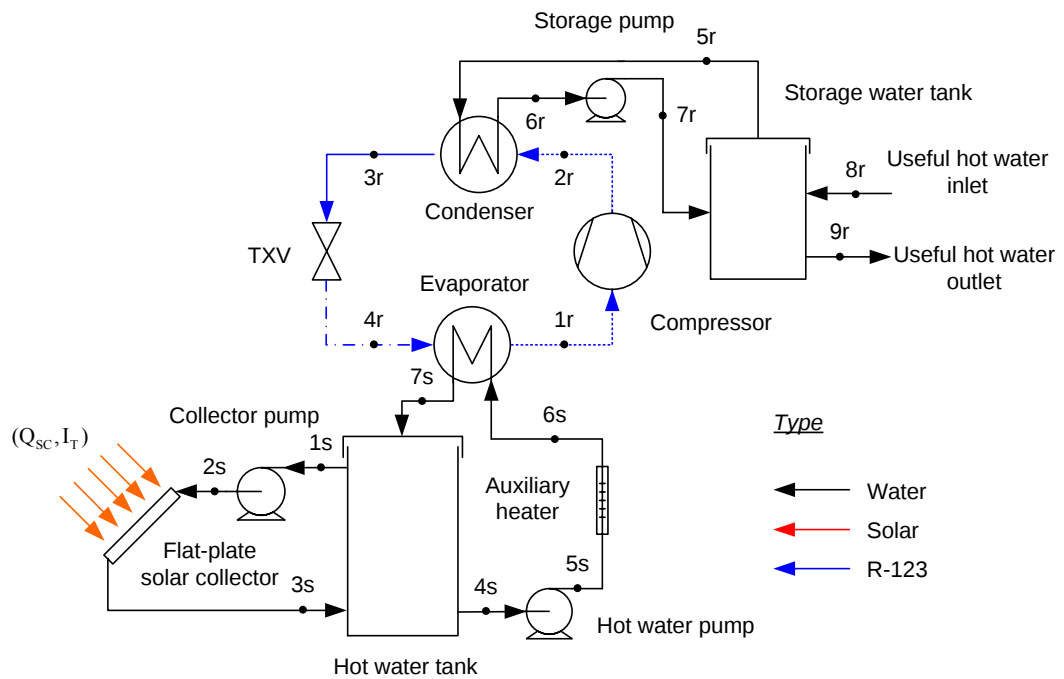


รูปที่ ๓.๔ ถังเก็บสะสมน้ำร้อนขนาด ๑,๕๐๐ liter

๓.๓ ปั๊มความร้อนแบบอัดไอ (Vapor Compression Heat Pump)

ปั๊มความร้อนแบบอัดไอทำหน้าที่เพิ่มคุณภาพความร้อนจากน้ำร้อนอุณหภูมิประมาณ ๔๐-๖๐ °C จากระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์มาที่ ๖๐-๘๐ °C โดยทางโครงการฯ ได้เลือกใช้ปั๊มความร้อนแบบอัดไอขั้นเดียว (Single-stage vapor compression heat pump) ขนาด ๑๐ kW จำนวน ๒ ชุด ใช้ R-๑๒๓ เป็นสารทำงานในระบบ [๑๔,๑๕] เพื่อผลิตน้ำร้อนและเก็บไว้ในถังน้ำร้อนขนาด ๒๐๐ liter ก่อนที่จะจ่ายต่อไปยังปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน

ระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอขั้นเดียวที่ทำงานร่วมกับระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์มีไดอะแกรมการทำงานของระบบแสดงดังรูปที่ ๓.๕ และรายละเอียดอุปกรณ์ย่อยต่างๆ ของปั๊มความร้อนแบบอัดไอขั้นเดียวแสดงในตารางที่ ๓.๒ และรูปที่ ๓.๖



รูปที่ ๓.๕ ไดอะแกรมการทำงานของปั๊มความร้อนแบบอัดไอชั้นเดียว

ตารางที่ ๓.๒ รายละเอียดอุปกรณ์ต่างๆ ของปั๊มความร้อนแบบอัดไอชั้นเดียวขนาด ๑๐ kW

อุปกรณ์	ประเภท	คุณลักษณะ
Compressor	Scroll compressor	Power input ๑๕๐ A Displacement volume ๑๒๓ม ^๓ /h
Evaporator	Plate heat exchanger	Capacity ๔๐๐ kW Area ๑๖๔ม ^๒
Condenser	Plate heat exchanger	Capacity ๑๐.๐๐ kW Area ๑๖๔ม ^๒
Expansion valve	Thermo static orifice ๐.๕	Capacity ๑๐.๐๐ kW Pressure ratio ๓.๐๐



รูปที่ ๓.๖ ป้อนความร้อนแบบอัดไอชั้นเดียว

๓.๔ ป้อนความร้อนแบบดูดกลืน (Absorption Heat Transformer)

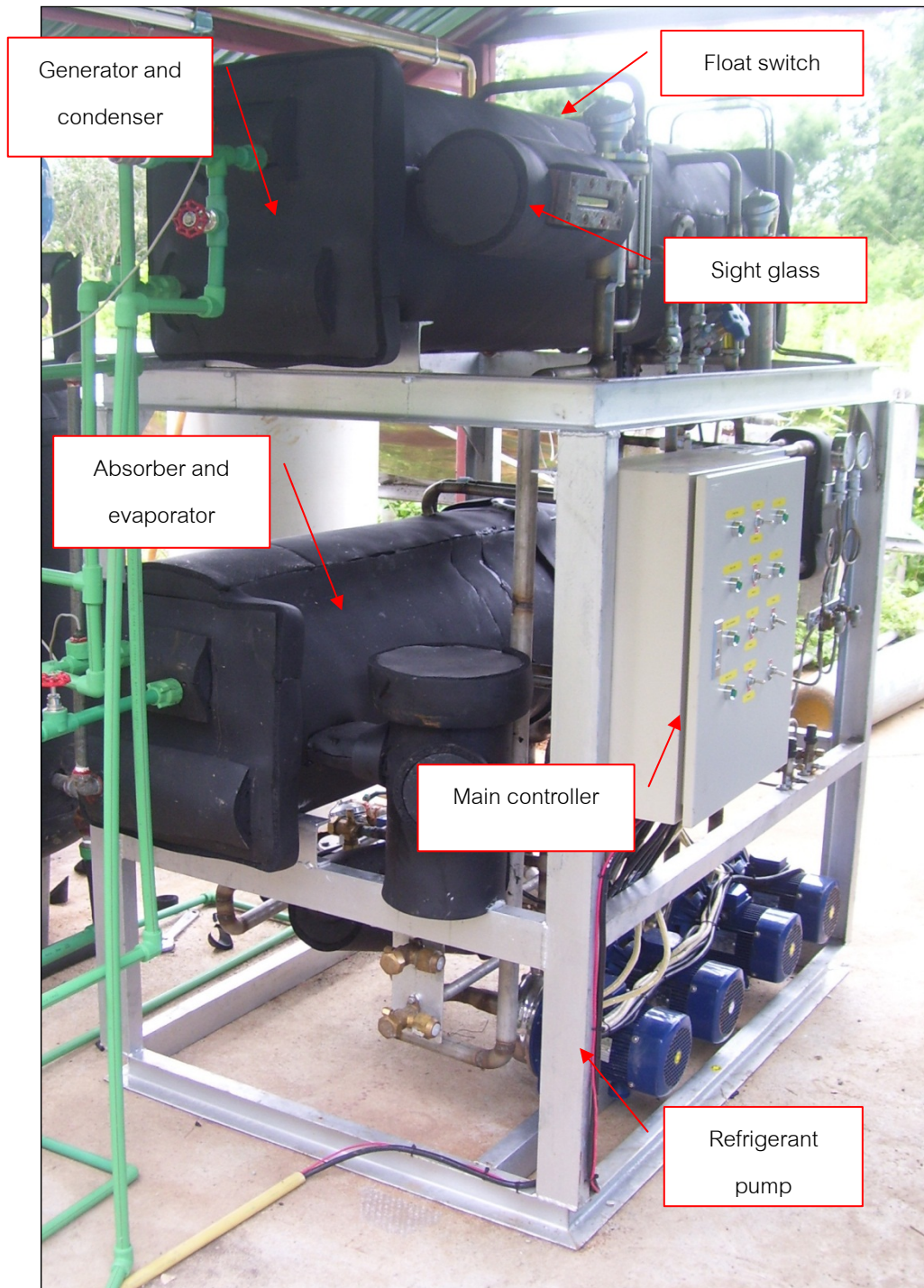
ป้อนความร้อนแบบดูดกลืนทำหน้าที่เพิ่มคุณภาพความร้อนจากน้ำร้อนอุณหภูมิประมาณ ๖๐–๘๐ °C จากระบบป้อนความร้อนแบบอัดไอน้ำที่ ๙๐–๑๑๐ °C เพื่อผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิสูง โดยป้อนความร้อนแบบดูดกลืนมีความสามารถการผลิตความร้อนประมาณ ๑๐ kW [๑๕] และใช้สารทำงานในระบบ คือ สารละลาย water–LiBr ซึ่งระบบดังกล่าวจะถ่ายเทความร้อนให้แก่สารละลาย Glycol–water ความเข้มข้น ๔๐% โดยปริมาตรของ Glycol (การเพิ่มจุดเดือดของน้ำให้สูงขึ้นประมาณ ๑๒๐ °C) และเก็บสะสมความร้อนไว้ในถังเก็บขนาด ๒๐๐ liter โดยไดอะแกรมการทำงานของป้อนความร้อนแบบดูดกลืนแสดงในรูปที่ ๓.๑ และรายละเอียดของอุปกรณ์ย่อยต่างๆ ในระบบแสดงในตารางที่ ๓.๓ และรูปที่ ๓.๗ ถึงรูปที่ ๓.๙

ตารางที่ ๓.๓ รายละเอียดอุปกรณ์ต่างๆ ของป้อนความร้อนแบบดูดกลืนขนาด ๑๐ kW

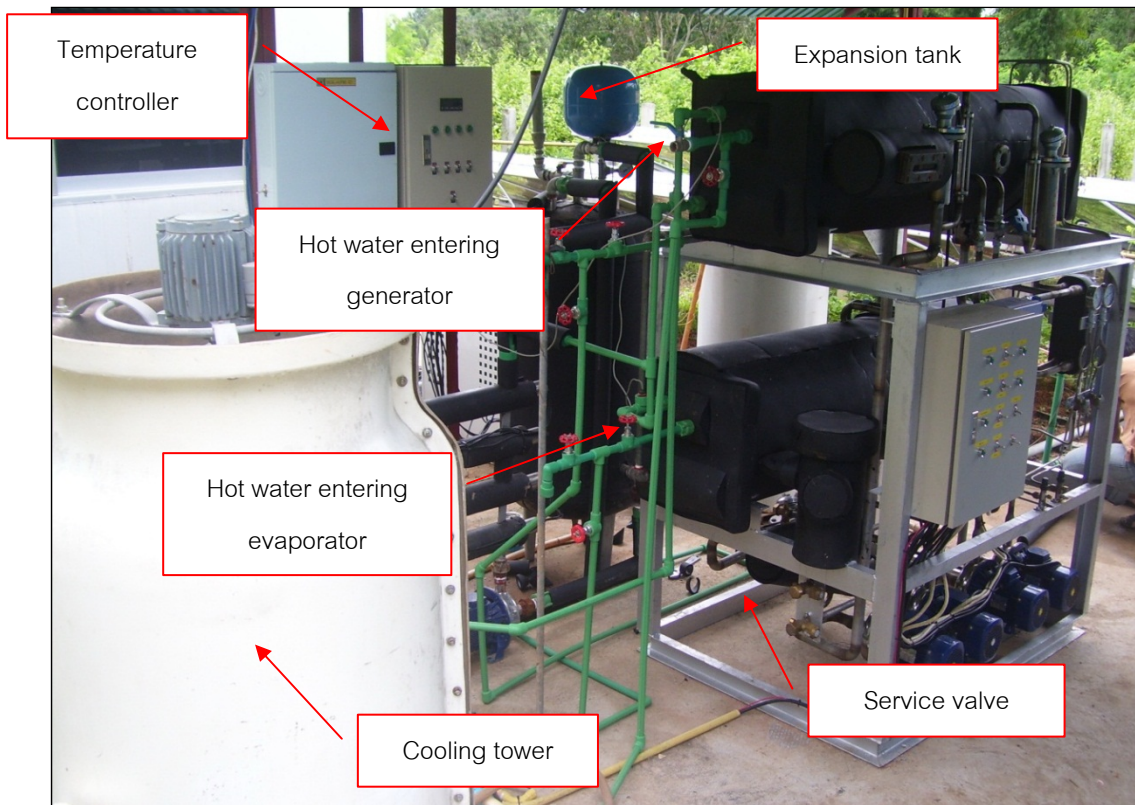
อุปกรณ์	ประเภท	คุณลักษณะ
๑. Generator	Flooded shell and tube heat exchanger	- Capacity ๑๑.๓ kW - Weak solution ๕๐ %LiBr - Strong solution ๕๕ %LiBr - Generator temperature ๘๕ °C

อุปกรณ์	ประเภท	คุณลักษณะ
		• Tube diameter ๔/๘ in • Number of Tube passes ๔ • Length ๑๒๔ m • Area ๑๐๒ m^๒
๒. Condenser	Shell and tube heat exchanger	• Capacity ๑๑.๖ kW • Condenser temperature ๕๕ °C • Tube diameter ๔/๘ in • Number of Tube passes ๒ • Length ๑๐๑ m • Area ๐.๕๒ m^๒
๓. Absorber	Flooded shell and tube heat exchanger	• Capacity ๑๑ kW • Weak solution ๕๐ %LiBr • Strong solution ๕๕ %LiBr • Absorber temperature ๑๑๕ °C • Tube diameter ๗/๘ in • Number of Tube passes ๖ • Length ๑๑๑ m • Area ๑.๕๕ m^๒
๔. Evaporator	Shell and tube heat exchanger	• Capacity ๑๑.๘ kW • Evaporator temperature ๘๕ °C • Tube diameter ๔/๘ in • Number of Tube passes ๙ • Length ๐.๙๕ m • Area ๑.๑๑ m^๒
๕. Pressure relief device	Orifice type	• Capacity ๑๑ kW • Pressure ratio ๖.๐๐
๖. Lithium bromide	–	• Main content ๕๐–๕๕%

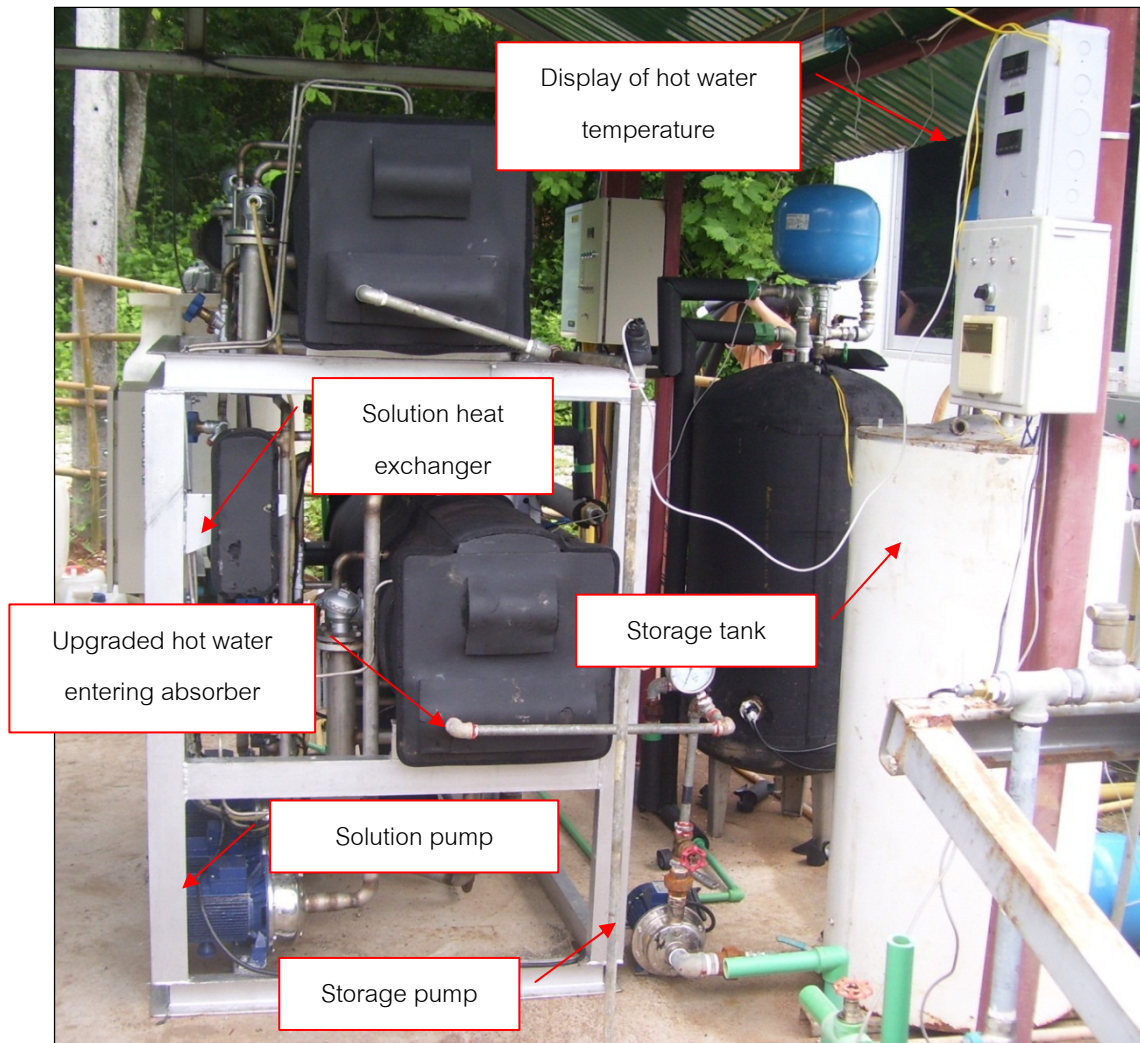
อุปกรณ์	ประเภท	คุณลักษณะ
		● Light yellow transparent liquid ● Chloride = ๐.๐๕% max ● Sulphate = ๐.๐๕% max ● Bromate = Non reaction ● Ca = ๐.๐๐๐๑% max ● Mg = ๐.๐๐๐๑% max ● Na = ๐.๐๓% max ● PH = ๙.๐-๑๐.๕ ● Lithium chromate = ๐.๒-๐.๓%
๙. Solution pump	Inline pump	● Flow rate ๐.๖-๓.๗ m^๓/h ● Maximum head ๖ m ● Maximum temperature ๑๐๐ °C ● Maximum pressure ๑๐ bar ● Capacity ๓๕ W ● Current ๐.๓๕ A ● Voltage ๒๓๐ V



รูปที่ ๓.๓/ ความร้อนแบบดูดกลืน



รูปที่ ๓.๘ ป้อนความร้อนแบบดูดกลืนพร้อมชุดระบายความร้อน



รูปที่ ๓.๙ ป้อนความร้อนแบบดูดกลืนและรายละเอียดอุปกรณ์ย่อย

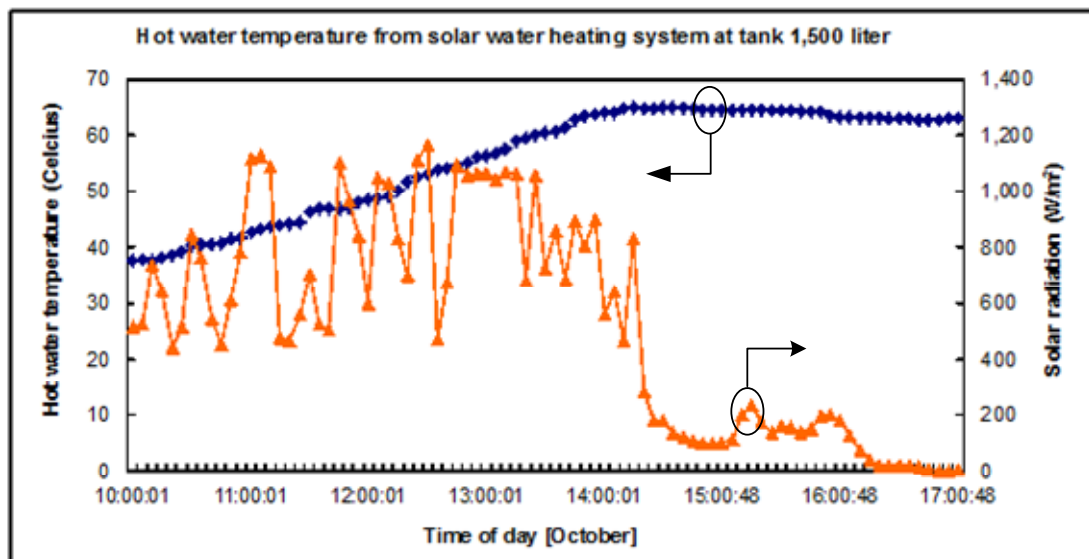
บทที่ ๔

การทดสอบและผลการวิเคราะห์

การทดสอบระบบในส่วนต่างๆ ได้มีการเก็บข้อมูลต่อเนื่องเป็นระยะเวลา ๑ เดือน (ดังแสดงตัวอย่างข้อมูลในภาคผนวก ข) เพื่อให้ผลการทดสอบที่ได้มีความถูกต้องแม่นยำมากที่สุด โดยผลการวิเคราะห์ข้อมูลการเพิ่มคุณภาพความร้อนแสงอาทิตย์อุณหภูมิต่ำ โดยใช้ปั๊มความร้อนแบบอัดไอและแบบดูดกลืนในรูปแบบคาสเคด มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

๔.๑ ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar Water Heating System)

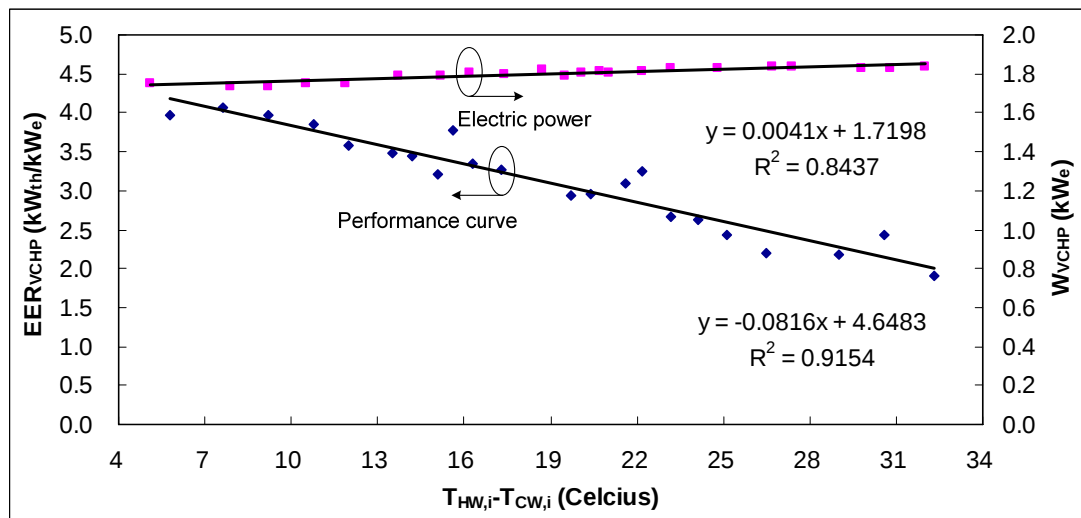
รูปที่ ๔.๑ แสดงผลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์จากตัวเก็บรังสีแบบเรียบ โดยไม่มีการนำน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนขนาด ๑,๕๐๐ liter ไปใช้งาน ซึ่งผลที่ได้พบว่า ในช่วงเช้าถึงช่วงกลางวัน (๑๐.๐๐ am – ๑๔.๐๐ pm) ที่มีค่าความเข้มรังสีอาทิตย์เพิ่มขึ้น อุณหภูมิน้ำในถังเก็บน้ำจะมีค่าสูงขึ้น และสามารถทำอุณหภูมิได้สูงสุดประมาณ ๖๐ °C และในช่วงบ่ายจนถึงช่วงเย็น (๑๔.๐๐ pm – ๑๗.๐๐ pm) เนื่องจากค่ารังสีอาทิตย์มีค่าสูงที่สุด และเมื่อค่ารังสีอาทิตย์ลดลง ส่งผลให้อุณหภูมิน้ำในถังเก็บน้ำจะลดลงเล็กน้อย เนื่องจากการสูญเสียความร้อนออกจากถังเก็บน้ำ



รูปที่ ๔.๑ ผลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

๔.๒ ปั๊มความร้อนแบบอัดไอ (Vapor Compression Heat Pump)

ผลการทดสอบระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอได้นำเสนอในรูปแบบ ความสัมพันธ์ระหว่างค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio, EER_{VCHP}) กับความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนอุณหภูมิสูงที่ผลิตได้จากระบบ และน้ำร้อนอุณหภูมิปานกลาง ($T_{HW,i} - T_{CW,i}$) ที่เป็นแหล่งพลังงานให้แก่ระบบ โดยผลการทดสอบของระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอชั้นเดียว แสดงความสัมพันธ์ในรูปแบบที่ ๔.๒ ทั้งนี้ระบบสามารถเพิ่มอุณหภูมิน้ำได้ประมาณ 20°C และสามารถผลิตน้ำร้อนได้อุณหภูมิสูงสุดประมาณ 40°C



รูปที่ ๔.๒ สมการสมรรถนะของระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอชั้นเดียว

รูปที่ ๔.๒ แสดงสมการสมรรถนะของปั๊มความร้อนแบบอัดไอชั้นเดียว สามารถนำเสนอได้ดังสมการที่ ๖๑ และอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบดังกล่าวในสมการที่ ๖๒

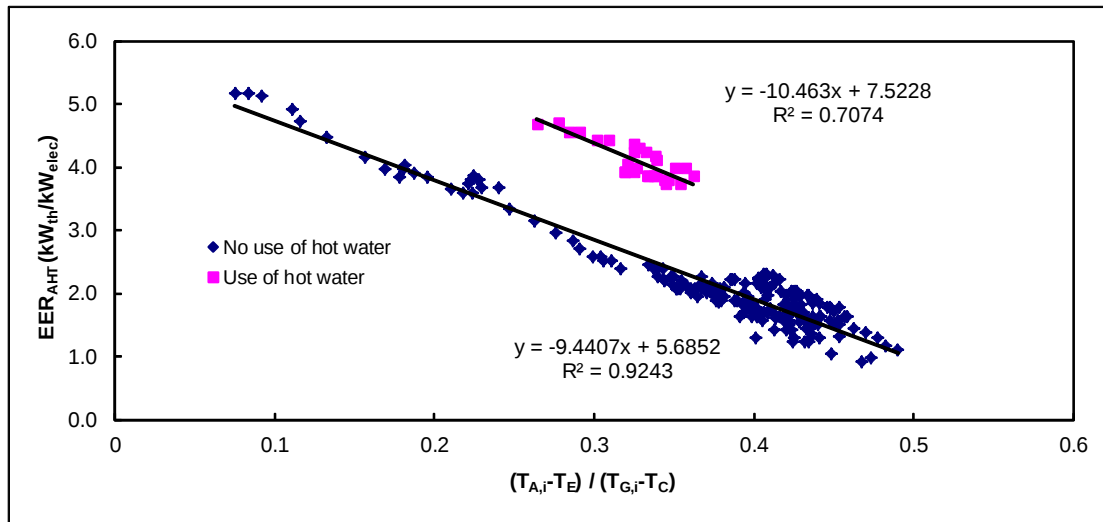
$$EER_{VCHP} = -0.0816(T_{HW,i} - T_{CW,i}) + 4.6483, \text{ (kW}_{th}\text{/kW}_e\text{)}, \quad (๖๑)$$

$$W_{VCHP} = 0.0041(T_{HW,i} - T_{CW,i}) + 1.7193, \text{ (kW}_e\text{)}. \quad (๖๒)$$

จากรูปที่ ๔.๒ จะเห็นว่าเมื่อมีอุณหภูมิแตกต่างกันมากขึ้น หมายถึงอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้มีอุณหภูมิสูงขึ้นเรื่อยๆ ส่งผลให้ต้องใช้พลังงานในการเพิ่มความดันให้แก่คอมเพรสเซอร์สูงขึ้นไปด้วยตามหลักของเทอร์โมไดนามิกส์ และทำให้ EER มีค่าลดลงตามไปด้วย

๔.๓ ป้อนความร้อนแบบดูดกลืน (Absorption Heat Transformer)

ผลการทดสอบป้อนความร้อนแบบดูดกลืนสามารถแสดงความสัมพันธ์ ระหว่างค่าอัตราส่วน ประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio, EER_{AHT}) กับผลอุณหภูมิของอุปกรณ์หลักในป้อนความร้อนแบบดูดกลืน $((T_{A,i} - T_E)/(T_{G,i} - T_C))$ ดังแสดงความสัมพันธ์ในรูปที่ ๔.๓ ทั้งนี้ระบบสามารถเพิ่ม อุณหภูมิน้ำได้ประมาณ ๒๐-๓๐ °C และสามารถผลิตน้ำร้อนได้อุณหภูมิสูงสุดประมาณ ๑๑๐ °C



รูปที่ ๔.๓ ผลของ $(T_{A,i} - T_E)/(T_{G,i} - T_C)$ ที่มีผลต่อ EER_{AHT}

จากรูปที่ ๔.๓ ความสัมพันธ์จากการทดลองของค่า EER_{AHT} ($\frac{\dot{Q}_A}{W_{elec}}$, kW_{th}/kW_{elec}) กับ $(T_{A,i} - T_E)/(T_{G,i} - T_C)$ สามารถแสดงได้ดังสมการที่ ๖๓ และ ๖๔

กรณีมีการดึงน้ำร้อนในถังน้ำไปใช้งาน:

$$EER_{AHT} = - 10.463(T_{A,i} - T_E)/(T_{G,i} - T_C) + 7.5228. \quad (๖๓)$$

กรณีไม่มีการดึงน้ำร้อนในถังน้ำไปใช้งาน:

$$EER_{AHT} = - 9.4407(T_{A,i} - T_E)/(T_{G,i} - T_C) + 5.6852. \quad (๖๔)$$

จากรูปที่ ๔.๓ ถ้าค่าอัตราส่วนอุณหภูมิข้างต้นมีค่าสูงขึ้น ค่าอัตราความร้อนที่ได้จากแอบซอร์พเบอร์จะน้อยลง เนื่องจากการระบายความร้อนออกจากแอบซอร์พเบอร์ทำได้น้อยลง กระบวนการ Absorption process ที่เป็นหัวใจหลักของการเพิ่มความร้อนของระบบป้อนความร้อนแบบดูดกลืนเกิดขึ้นได้น้อยลง ส่งผลให้ค่า EER ลดลงตามไปด้วย

บทที่ ๕

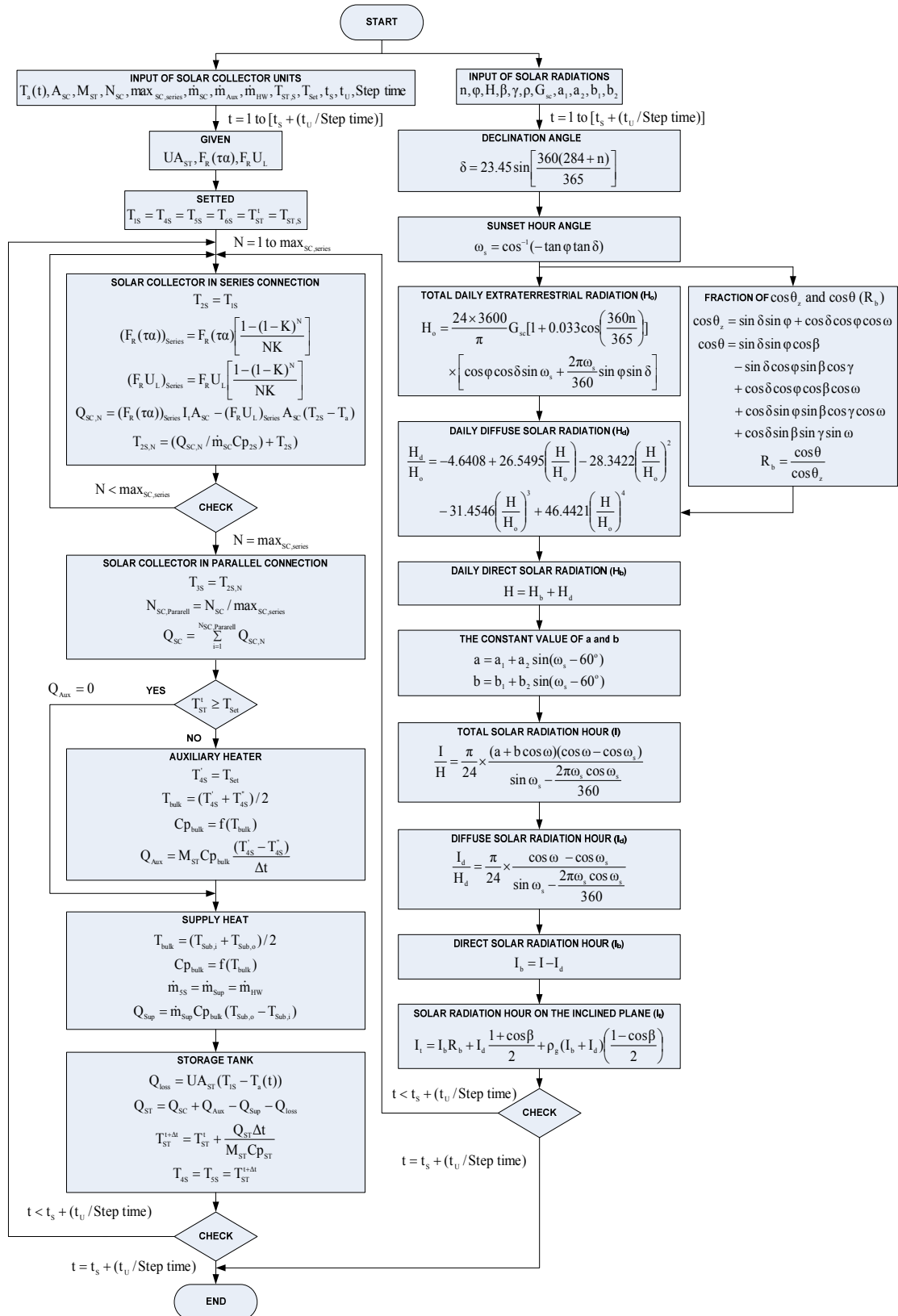
การพัฒนาโมเดลและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

การดำเนินงานในหัวข้อที่ผ่านมา คือ การนำผลการทดสอบของระบบในส่วนต่างๆ มาวิเคราะห์ เพื่อสร้างโมเดลทางคณิตศาสตร์แบบใหม่หรือสมการสมรรถนะ (Performance curve) ที่สามารถอธิบาย ลักษณะการทำงานของระบบได้อย่างถูกต้องแม่นยำ และสามารถลดความยุ่งยากซับซ้อนของการทำ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในรูปแบบเดิม โดยสมการสมรรถนะดังกล่าวสามารถนำมาสร้างแบบจำลอง ทางคณิตศาสตร์ของระบบในส่วนต่างๆ ได้ดังต่อไปนี้

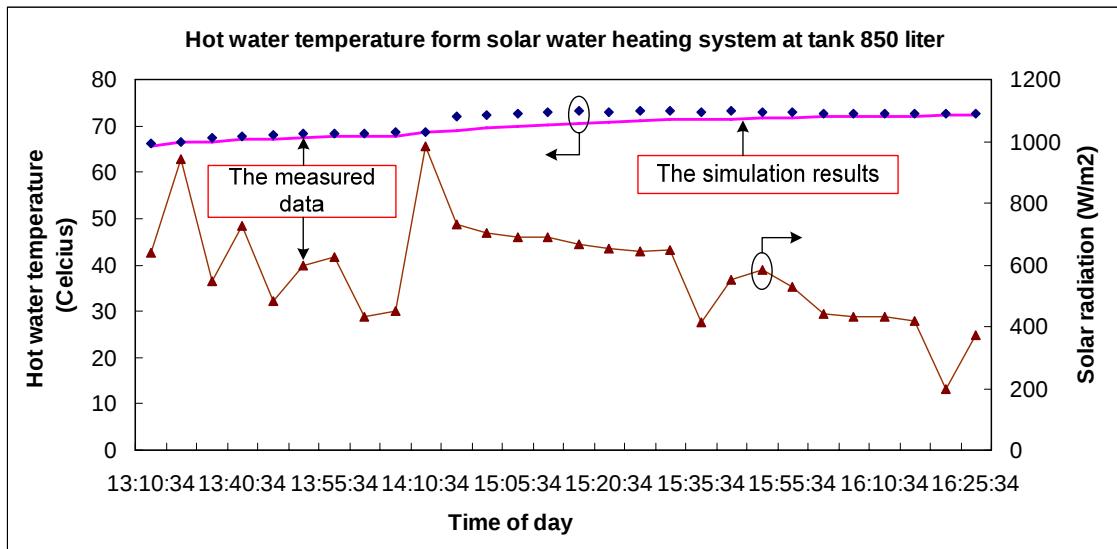
๕.๑ ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar Water Heating System)

ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์มีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แสดงดังรูปที่ ๕.๑ โดย ขั้นตอนการคำนวณจะรับอุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำในถังเก็บน้ำ ค่ารังสีอาทิตย์เฉลี่ยของแต่ละเดือน อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม จำนวนแผงรับรังสีอาทิตย์ ขนาดแผงรับรังสีอาทิตย์ อัตราการไหลของน้ำผ่านรังสี อาทิตย์ อัตราการไหลของน้ำที่นำไปใช้งาน รวมทั้งช่วงเวลาที่ต้องการคำนวณ

ซึ่งผลการคำนวณของแบบจำลองดังกล่าว เมื่อนำผลที่ได้ไปเปรียบเทียบกับข้อมูลที่ได้จากการ ทดสอบจริง พบว่าผลการเปรียบเทียบมีความใกล้เคียงกันดังแสดงในรูปที่ ๕.๒ โดยแบบจำลองสามารถ ทำนายอุณหภูมิน้ำในถังเก็บน้ำร้อนของระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ ที่ใช้แผงรับรังสีอาทิตย์ แบบเรียบต่อขนานกันและรับค่ารังสีอาทิตย์ของจังหวัดเชียงใหม่ในเดือนตุลาคม ได้อย่างถูกต้องแม่นยำ โดยผลการคำนวณที่ได้ของแบบจำลองระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ จะส่งข้อมูลต่อให้แก่ แบบจำลองระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอต่อไป



รูปที่ ๕.๑ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

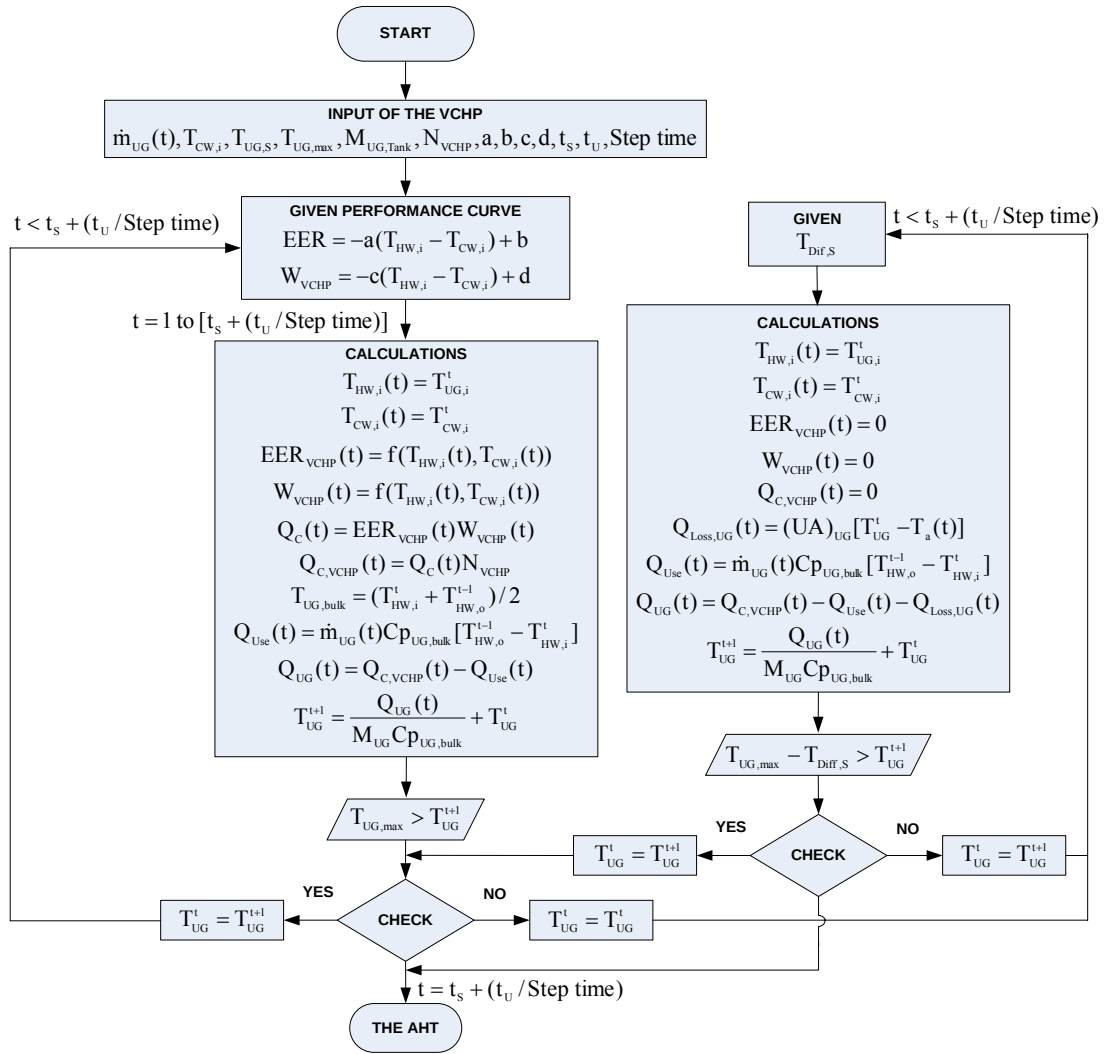


รูปที่ ๕.๒ ผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำในถังเก็บน้ำร้อนของระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ของแบบจำลองคณิตศาสตร์และข้อมูลที่ได้จากการวัดจริง ในกรณีมีการดึงน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนไปใช้งานที่อัตราการไหล ๐.๓๔ l/s

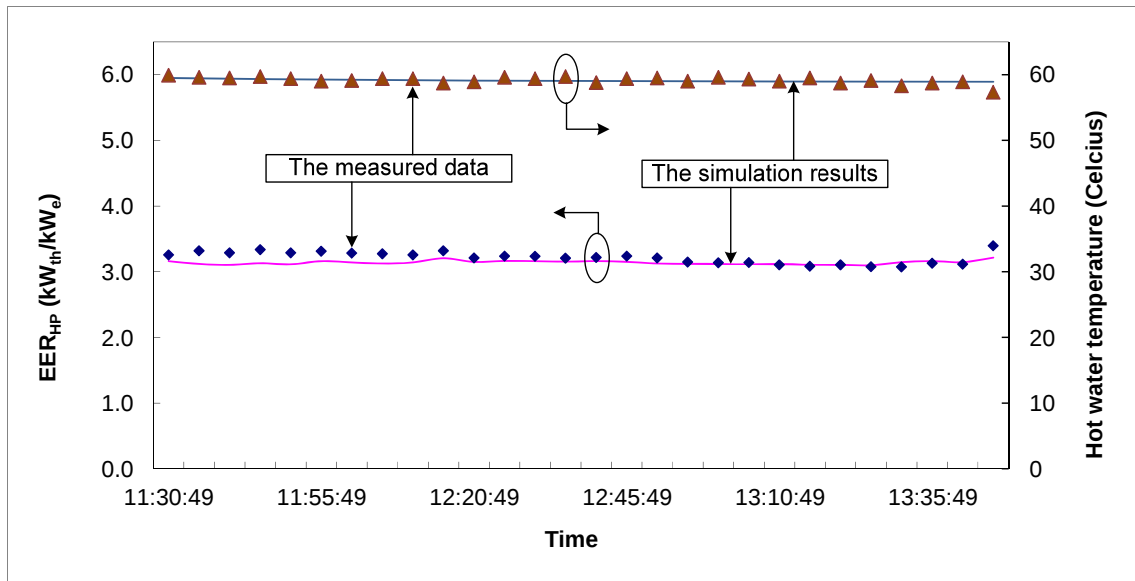
๕.๒ ปั๊มความร้อนแบบอัดไอ (Vapor Compression Heat Pump)

ระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไรมีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แสดงดังรูปที่ ๕.๓ โดยการคำนวณจะรับอุณหภูมิแหล่งพลังงานความร้อนของระบบ อุณหภูมิน้ำร้อนที่ต้องการผลิต อัตราการไหลของแหล่งพลังงานความร้อน อัตราการไหลของน้ำร้อนที่จะนำไปใช้งาน จำนวนระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ ขนาดถังเก็บน้ำร้อนที่ผลิตได้ ค่าคงที่สมการสมรรถนะของระบบที่ได้จากการทดสอบ รวมทั้งช่วงเวลาที่ต้องการคำนวณ

ซึ่งผลการคำนวณของแบบจำลองดังกล่าว เมื่อนำผลที่ได้ไปเปรียบเทียบกับข้อมูลที่ได้จากการทดสอบจริง พบว่าผลการเปรียบเทียบมีความใกล้เคียงกันดังในรูปที่ ๕.๔ โดยแบบจำลองสามารถทำนายอุณหภูมิน้ำที่ผลิตได้จากระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอและค่า EER_{HP} ได้อย่างถูกต้องแม่นยำ โดยแบบจำลองของระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไจะนำผลการคำนวณของแบบจำลองระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ มาคำนวณ และส่งผลที่ได้ให้แก่แบบจำลองระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนต่อไป



รูปที่ ๕.๓ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ



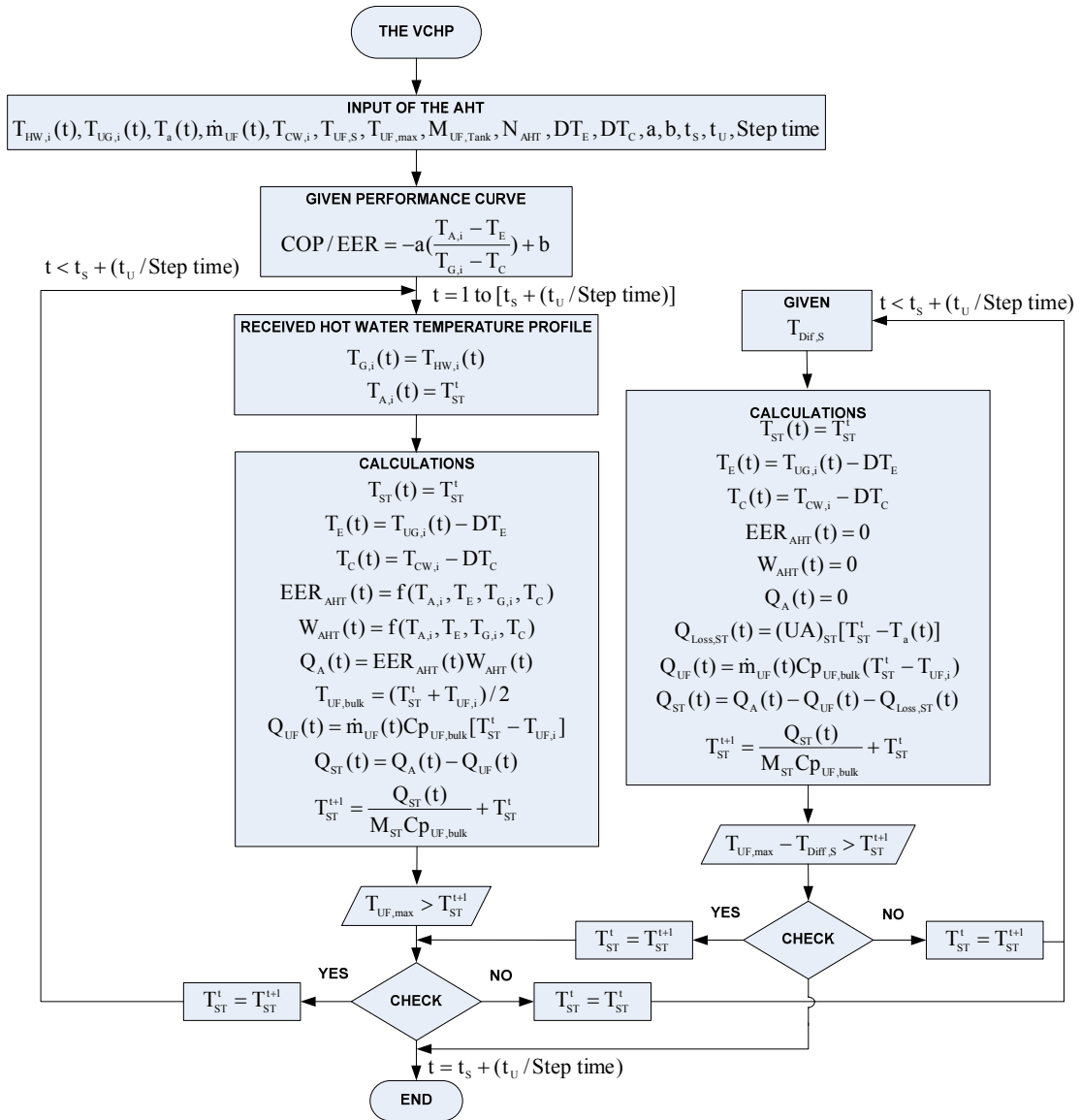
รูปที่ ๕.๔ ผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้และ EER_{HP} ของระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ ระหว่างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และข้อมูลที่ได้จากการวัดจริง ในกรณีมีการดึงน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนไปใช้งานที่อัตราการไหล ๐.๐๓๑ l/s

๕.๓ ปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน (Absorption Heat Transformer)

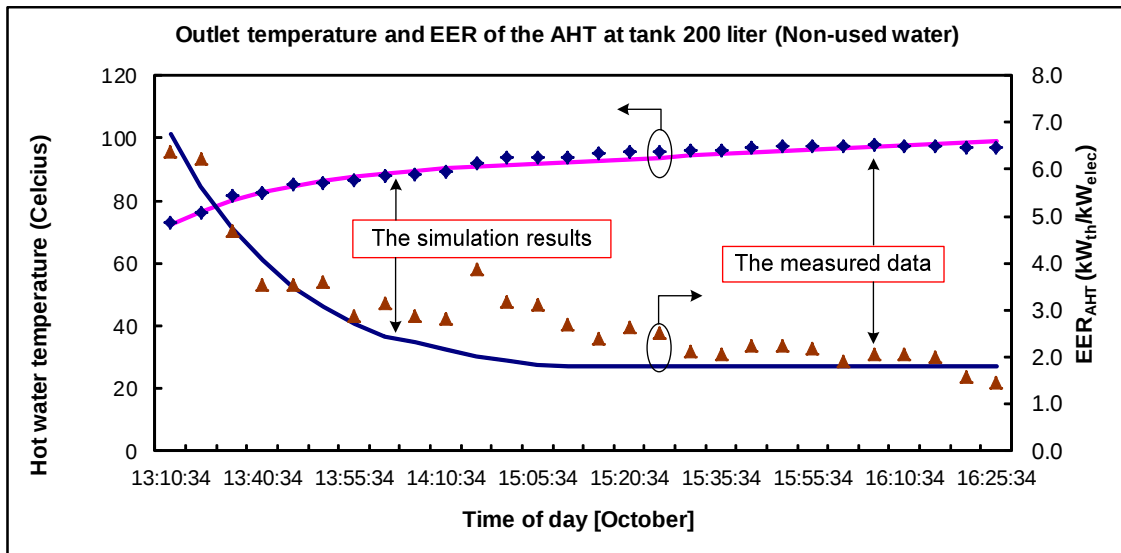
ระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนมีแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แสดงดังรูปที่ ๕.๕ โดยการคำนวณจะรับอุณหภูมิแหล่งพลังงานความร้อนของระบบ อุณหภูมิน้ำร้อนที่ต้องการผลิต อัตราการไหลของแหล่งพลังงานความร้อน อัตราการไหลของน้ำร้อนที่จะนำไปใช้งาน จำนวนระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน ขนาดถังเก็บน้ำร้อนที่ผลิตได้ ค่าคงที่สมการสมรรถนะของระบบที่ได้จากการทดสอบ รวมทั้งช่วงเวลาที่ต้องการคำนวณ

ซึ่งผลการคำนวณของแบบจำลองดังกล่าว เมื่อนำผลที่ได้ไปเปรียบเทียบกับข้อมูลที่ได้จากการทดสอบจริง พบว่าผลการเปรียบเทียบมีความใกล้เคียงกันดังแสดงในรูปที่ ๕.๖ และรูปที่ ๕.๗ โดยแบบจำลองสามารถทำนายอุณหภูมิน้ำที่ผลิตได้จากระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนและค่า EER_{AHT} ได้อย่างถูกต้องแม่นยำ โดยแบบจำลองของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนรับข้อมูลจากแบบจำลองระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอมาใช้ในการคำนวณ และค่าที่ได้จะเป็นผลการเพิ่มคุณภาพความร้อนแสงอาทิตย์อุณหภูมิต่ำ โดยใช้ปั๊มความร้อนแบบอัดไอและแบบดูดกลืนในรูปแบบคาสเคด

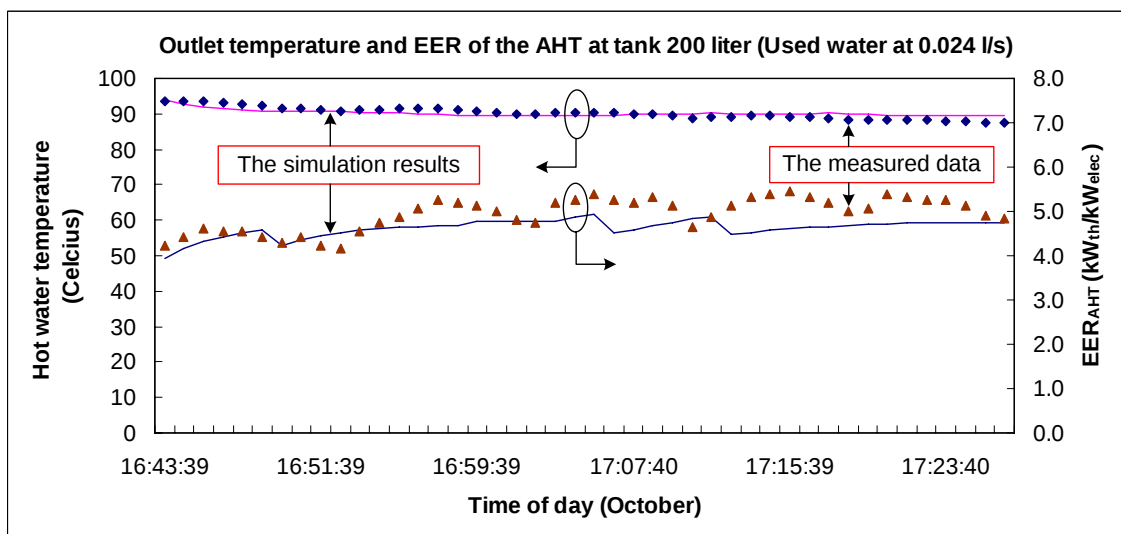
รูปที่ ๕.๘ แสดงผลการเปรียบเทียบค่า EER_{SYSTEM} ที่รวมค่าอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอและระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน ของผลการคำนวณจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับข้อมูลที่ได้จากการทดสอบจริง ทั้งนี้พบว่าค่าที่ได้มีความใกล้เคียงกัน และมีค่าลดลงเมื่อเทียบกับค่า EER_{AHT}



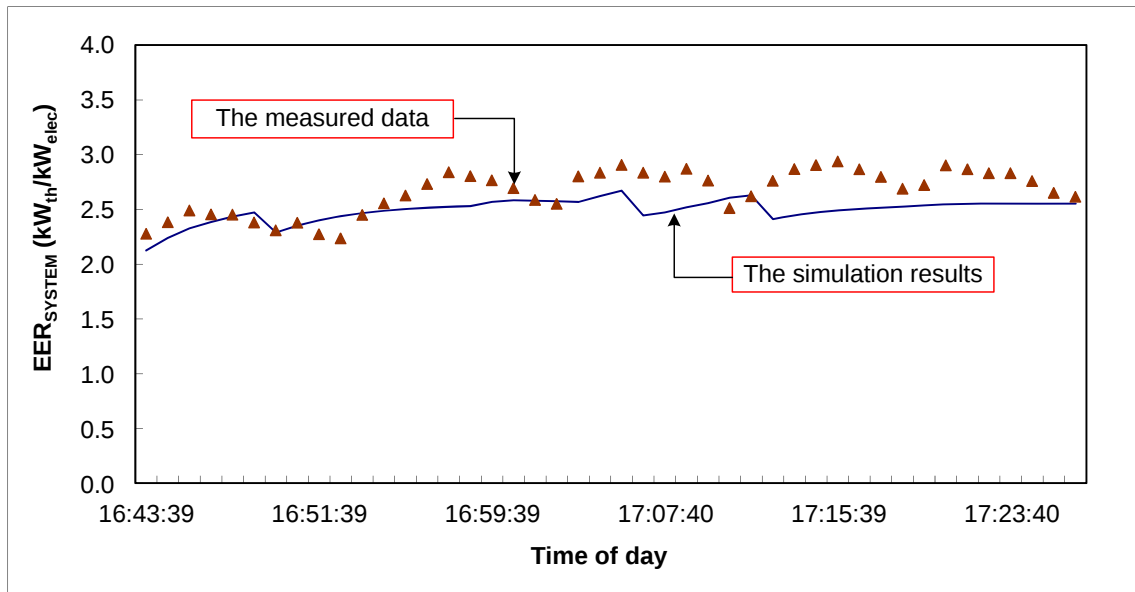
รูปที่ ๕.๕ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน



รูปที่ ๕.๖ ผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้และ EER_{AHT} ของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และข้อมูลที่ได้จากการวัดจริงของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน ในกรณีไม่มีการดึงน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนไปใช้งาน



รูปที่ ๕.๗ ผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้และ EER_{AHT} ของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และข้อมูลที่ได้จากการวัดจริงของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน ในกรณีมีการดึงน้ำร้อนในถังเก็บน้ำร้อนไปใช้งานที่อัตราการไหล ๐.๐๒๔ l/s



รูปที่ ๕.๘ ผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้และ EER_{SYSTEM} ของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ และข้อมูลที่ได้จากการวัดจริงของระบบรวม

บทที่ ๖

การวิเคราะห์ด้านเศรษฐศาสตร์

การวิเคราะห์ด้านเศรษฐศาสตร์เพื่อดูผลของการลงทุนเพิ่มคุณภาพความร้อนแสงอาทิตย์ อุณหภูมิต่ำ โดยใช้ปั๊มความร้อนแบบอัดไอและแบบดูดกลืนในรูปแบบคาสเคดนั้น ได้นำข้อมูลอัตราการ ใช้ปริมาณเชื้อเพลิงของโรงพยาบาลมหาราชนครเชียงใหม่ สำหรับการผลิตไอน้ำของหม้อไอน้ำ (Boiler) เพื่อใช้ในกระบวนการผลิตต่างๆ ของทางโรงพยาบาลมาทำการวิเคราะห์ [๑๖,๑๗] โดยการประเมิน ทางด้านเศรษฐศาสตร์มีเงื่อนไขดังต่อไปนี้

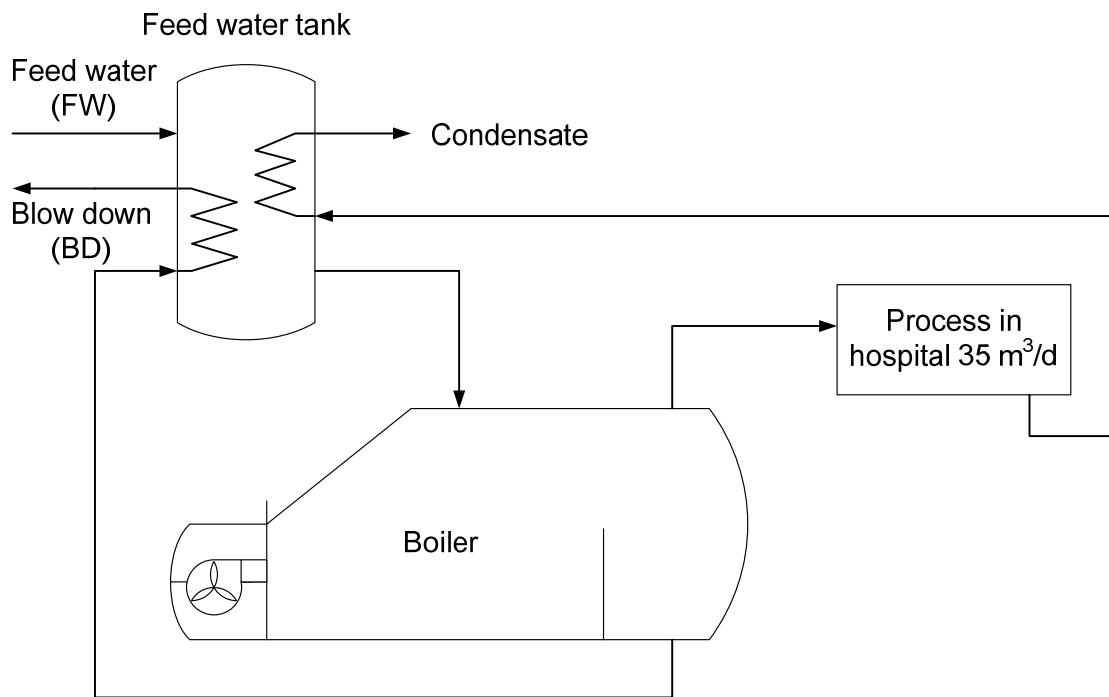
- ชั่วโมงการทำงาน ๑๒ h/d.
- อัตราการใช้เชื้อเพลิงของโรงพยาบาลก่อนการปรับปรุงแสดงดังตารางที่ ๖.๑
- อุณหภูมิน้ำเริ่มต้นในถังเก็บน้ำร้อนของระบบหลังการปรับปรุง ($T_{HW,S}$) มีค่า 30°C และอุณหภูมิ น้ำร้อนที่ต้องการผลิตสูงสุดมีค่า 85°C
- อัตราการผลิตไอน้ำของโรงพยาบาลก่อนการปรับปรุง คือ ๓๕,๐๐๐ l/d

ตารางที่ ๖.๑ อัตราการใช้เชื้อเพลิงของโรงพยาบาล

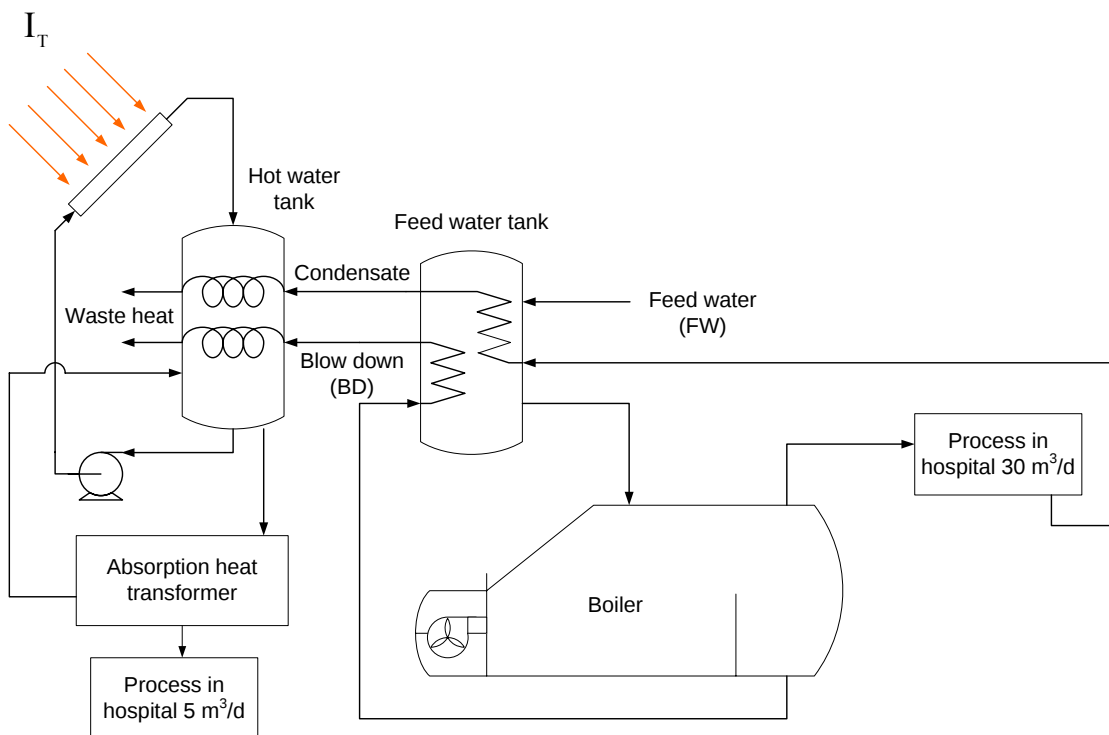
Date	Diesel (liter)	Heavy oil (liter)	Fraction of fuel (Diesel/Heavy oil)
๑	๓๐๐	๒,๕๐๐	๑๒.๐๐%
๒	๓๐๐	๒,๓๐๐	๑๓.๐๔%
๓	๓๐๐	๒,๐๐๐	๑๕.๐๐%
๔	๑๐๐	๒,๔๐๐	๔.๑๗%
๕	๓๐๐	๒,๒๐๐	๑๓.๖๔%
๖	๓๐๐	๓,๒๐๐	๙.๓๘%
๗	๔๐๐	๓,๐๐๐	๑๓.๓๓%
๘	๕๐๐	๒,๒๐๐	๒๒.๓/๓%
๙	๕๐๐	๒,๒๐๐	๒๒.๓/๓%
๑๐	๒๐๐	๒,๖๐๐	๗.๖๙%
๑๑	๓๐๐	๒,๖๐๐	๑๑.๕๔%
๑๒	๓๐๐	๒,๔๐๐	๑๒.๕๐%

Date	Diesel (liter)	Heavy oil (liter)	Fraction of fuel (Diesel/Heavy oil)
๑๓	๔๐๐	๓,๒๐๐	๑๒.๕๐%
๑๔	๒๐๐	๑,๖๐๐	๑๒.๕๐%
๑๕	๓๐๐	๓,๐๐๐	๑๐.๐๐%
๑๖	๓๐๐	๓,๐๐๐	๑๐.๐๐%
๑๗	๓๐๐	๒,๔๐๐	๑๒.๕๐%
๑๘	๒๐๐	๒,๒๐๐	๙.๐๙%
๑๙	๓๐๐	๒,๔๐๐	๒๙.๑๗%
๒๐	๒๐๐	๒,๖๐๐	๗.๖๙%
๒๑	๔๐๐	๒,๘๐๐	๑๔.๒๙%
๒๒	๕๐๐	๒,๕๐๐	๒๐.๐๐%
๒๓	๓๐๐	๒,๕๐๐	๑๒.๐๐%
๒๔	๓๐๐	๒,๔๐๐	๑๒.๕๐%
๒๕	๒๐๐	๒,๔๐๐	๘.๓๓%
๒๖	๒๐๐	๒,๘๐๐	๗.๑๔%
๒๗	๓๐๐	๓,๐๐๐	๑๐.๐๐%
๒๘	๔๐๐	๒,๖๐๐	๑๕.๓๘%
๒๙	๔๐๐	๒,๔๐๐	๑๖.๖๗%
๓๐	๒๐๐	๒,๐๐๐	๑๐.๐๐%
๓๑	๕๐๐	๒,๘๐๐	๑๗.๘๖%
Average (l/d)	๓๒๖	๒,๕๒๓	๑๓.๐๘%
			๒,๘๔๘
Total (l/m)	๑๐,๑๐๐	๗๘,๒๐๐	๘๘,๓๐๐

ตัวอย่างการคำนวณของแบบจำลองทางโครงการฯ เริ่มต้นเลือกใช้ระบบร่วมขนาดการผลิตความร้อน ๑๐ kW จำนวน ๒ ชุด สำหรับการผลิตน้ำร้อน ๕ Ton/day ที่อุณหภูมิ ๘๕ °C ร่วมกับการผลิตไอน้ำ ๓๐ Ton/day ของหม้อไอน้ำ โดยไดอะแกรมระบบก่อนปรับปรุงและระบบหลังปรับปรุงแสดงดังรูปที่ ๖.๑ และรูปที่ ๖.๒



รูปที่ ๖.๑ การผลิตไอน้ำโดยหม้อไอน้ำที่ ๓๕ Ton/day.



รูปที่ ๖.๒ การผลิตไอน้ำโดยหม้อไอน้ำที่ ๓๐ Ton/day และน้ำร้อนโดยระบบรวมที่ ๕ Ton/day

ผลการประเมินทางด้านเศรษฐศาสตร์มีรายละเอียดดังแสดงในตารางที่ ๕ และรายละเอียดการคำนวณแสดงในภาคผนวก

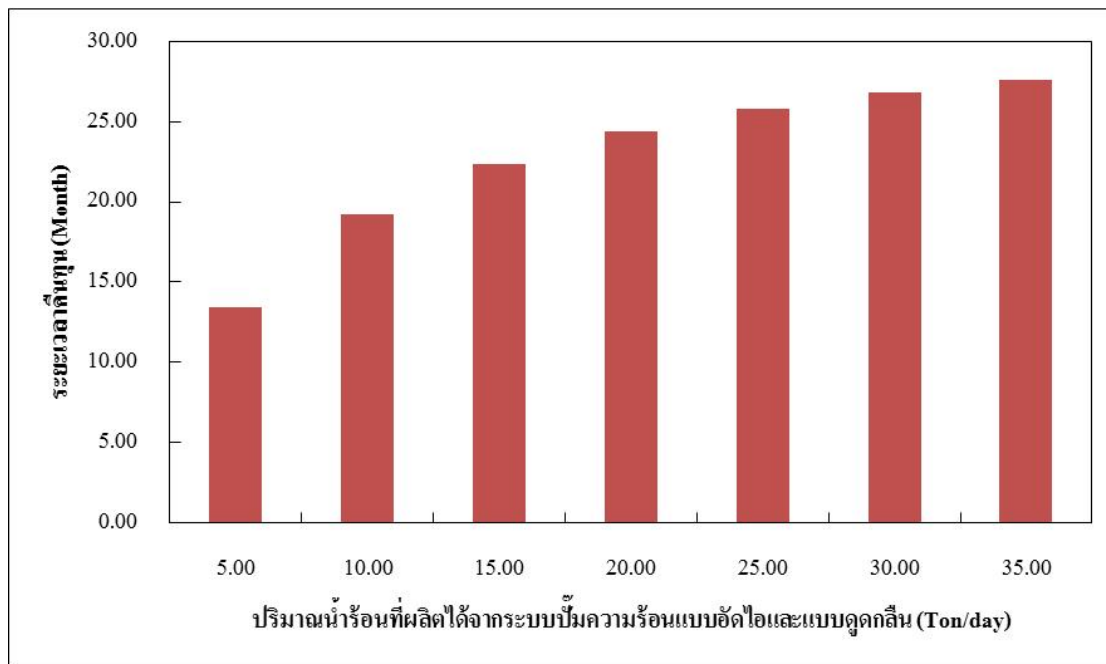
ตารางที่ ๖.๒ ผลการประเมินทางด้านเศรษฐศาสตร์

รายละเอียดของระบบ	ก่อนปรับปรุง	หลังปรับปรุง
ชั่วโมงการทำงาน (h/d)	๑๕	๑๕
• ๙.๐๐ – ๒๒.๐๐ (h/d)	๘	๘
• ๒๒.๐๐ – ๙.๐๐ (h/d)	๔	๔
ปริมาณน้ำมันเชื้อเพลิง		
• ดีเซล (l/d)	๓๓/๓	๓๑๖
• น้ำมันเตา (l/d)	๒,๔๓/๕	๒,๐๙๓
• รวม (l/d)	๒,๔๖๘	๒,๔๑๓
ค่าใช้จ่ายของเชื้อเพลิง (Baht/y)	๑๑,๓๐๖,๑๒๓	๘,๒๔๘,๙๙๐
ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้า [๑๘] (Baht/y)	๓๘,๔๓๓.๓๓	๓๘๐,๑๓๖.๐๙
ราคาแผงรับรังสีอาทิตย์แสงอาทิตย์ขนาด ๒.๓ ตารางเมตร [๓๖ units] (Baht)	–	๙๐๐,๐๐๐
ราคาปั๊มความร้อนแบบอัดไอขนาด ๒๐ kW [๒ units] (Baht)	–	๑,๐๐๐,๐๐๐
ราคาปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนขนาด ๑๐ kW (๒ units) (Baht)	–	๑,๐๐๐,๐๐๐
ระยะเวลาการคืนทุน (y)	๑.๑๒	

การผลการวิเคราะห์ด้านเศรษฐศาสตร์พบว่า ระบบการเพิ่มคุณภาพความร้อนแสงอาทิตย์อุณหภูมิต่ำ โดยใช้ปั๊มความร้อนแบบอัดไอและแบบดูดกลืนในรูปแบบคาสเคด เพื่อช่วยลดอัตราการใช้พลังงานเชื้อเพลิงของโรงพยาบาลมหาราชนครเชียงใหม่ มีความคุ้มค่าค่อนข้างสูง คือ มีระยะเวลาการคืนทุนประมาณ ๑ ปี ๒ เดือน

เพื่อศึกษาแนวโน้มของการผลิตน้ำร้อนในปริมาณที่สูงขึ้นเพื่อใช้ในโรงพยาบาล ที่อุณหภูมิน้ำร้อน ๘๕ °C อัตรา ๑๐,๐๐๐-๓๕,๐๐๐ l/d โดยใช้ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ ร่วมกับปั๊มความร้อนแบบอัดไอและแบบดูดกลืนในรูปแบบคาสเคด ผลการศึกษาพบว่า แนวโน้มของระยะการคืนทุนมีค่าสูงขึ้นเมื่อใช้ระบบรวมผลิตน้ำร้อนในปริมาณที่มากขึ้น เนื่องจากราคาของระบบเพิ่มสูงขึ้นมากกว่าค่าใช้จ่ายด้านพลังงานที่ประหยัดได้ เมื่อมีการเพิ่มอัตราการผลิตน้ำร้อนที่สูงขึ้น ดังแสดงในรูปที่

๖.๓



รูปที่ ๖.๓ การเปรียบเทียบระยะคืนทุนจากการลงทุนติดตั้งระบบปั๊มความร้อนร่วมเพื่อผลิตน้ำร้อนร่วมกับหม้อไอน้ำในปริมาณต่างๆ

บทที่ ๓

สรุปผลการวิจัย

การดำเนินงานของโครงการฯ ประกอบไปด้วย การออกแบบและสร้างระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ (Solar water heating system) ที่ใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ (Flat-plate solar collector) ขนาดพื้นที่รับแสง ๒ ตารางเมตร จำนวน ๑๐ แผงต่อร่วมกันแบบขนาน เพื่อผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิ ๔๐-๖๐ °C (ระบบสามารถเพิ่มอุณหภูมิได้ประมาณ ๒๐-๓๐ °C) และเก็บสะสมไว้ในถังเก็บน้ำร้อนขนาด ๑,๕๐๐ liter ก่อนที่จะจ่ายต่อไปยังปั๊มความร้อนแบบอัดไอขนาด ๑๐ kW จำนวน ๒ ชุด ที่ใช้สารทำงานในระบบ คือ R-๑๒๓ ในการเพิ่มคุณภาพความร้อนเป็นน้ำร้อนอุณหภูมิ ๖๐-๘๐ °C (ระบบสามารถเพิ่มอุณหภูมิได้ประมาณ ๒๐ °C) และเก็บสะสมไว้ในถังเก็บน้ำร้อนขนาด ๒๐๐ liter โดยน้ำร้อนดังกล่าวจะถูกจ่ายให้แก่ระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนขนาด ๑๐ kW จำนวน ๑ ชุด เพื่อเพิ่มคุณภาพความร้อนให้แก่สารละลาย Glycol-water ความเข้มข้น ๔๐% โดยปริมาตรของ Glycol (การเพิ่มจุดเดือดของน้ำให้สูงขึ้นประมาณ ๑๒๐ °C) ให้มีอุณหภูมิ ๙๐-๑๑๐ °C (ระบบสามารถเพิ่มอุณหภูมิได้ประมาณ ๒๐-๓๐ °C) และเก็บสะสมความร้อนไว้ในถังเก็บขนาด ๒๐๐ liter ปั๊มความร้อนแบบดูดกลืนใช้สารทำงานในระบบ คือ สารละลาย water-Lib

ผลการทดสอบจะถูกนำมาสร้างสมการทางคณิตศาสตร์แสดงความสัมพันธ์ของพารามิเตอร์ต่างๆ ที่ใช้ทำนายพฤติกรรมการทำงานของระบบหรือสมการสมรรถนะ (Performance curve) ซึ่งสามารถนำไปใช้ประเมินสมรรถนะของระบบภายใต้สภาพการทำงานต่างๆ ได้ ผลลัพธ์ที่ได้จากแบบจำลองดังกล่าว ได้แก่ค่า EER อุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้ พบว่ามีความถูกต้องแม่นยำเมื่อนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดสอบจริง ทั้งนี้

ในการประเมินผลทางด้านเศรษฐศาสตร์ เมื่อมีการการนำระบบที่พัฒนาขึ้นมา ไปใช้ในการผลิตน้ำร้อนร่วมกับหม้อไอน้ำ พบว่า ระบบดังกล่าวมีศักยภาพในการผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิสูง แต่มีความเหมาะสมในการผลิตน้ำร้อนบางส่วนร่วมกับหม้อไอน้ำ ไม่ควรในการใช้ผลิตน้ำร้อนทดแทนหม้อไอน้ำทั้งหมด ในการใช้ระบบร่วมผลิตน้ำร้อนปริมาณ ๕ Ton/d ร่วมกับหม้อไอน้ำผลิตไอน้ำ ๓๐ Ton/d สามารถประหยัดค่าใช้จ่ายด้านพลังงานได้ ๒,๖๗๕,๔๓๔ Baht/y มีระยะเวลาการคืนทุนประมาณ ๑ ปี ๒ เดือน ซึ่งเมื่อทดแทนหม้อไอน้ำ โดยเพิ่มอัตราการผลิตน้ำร้อนให้สูงขึ้นเป็น ๑๐-๓๕ Ton/d พบว่าแนวโน้มระยะเวลาการคืนทุนมีค่าสูงขึ้นเรื่อยๆ

เอกสารอ้างอิง

- [๑] Nuntaphan, A., Chansena, C. and Kiatsiriroat, T., Performance analysis of solar water heater combined with heatpump using refrigerant mixture, Applied Energy, vol. ๘๖, issue ๕, May ๒๐๐๙, pp. ๓/๔๘-๓/๕๖.
- [๒] Chaichana, C., Kiatsiriroat, T. and Nuntaphan, A., Comparison of conventional flat plate solar collector and solar boosted heat pump using unglazed collector for hot water production in small slaughter house, Heat Transfer Engineering, vol.๓๑(๕), ๒๐๑๐, pp. ๔๑๙-๔๒๙
- [๓] สรวิต สอนสารี, ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ และนัฐพร ไชยญาติ, การวิเคราะห์สมรรถนะปั๊มความร้อนเสริมพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ตัวเก็บรังสีแบบแผ่นเรียบ ในการผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิสูง, การประชุมวิชาการวิทยาศาสตร์ เกษตร วิศวกรรม และสิ่งแวดล้อม ครั้งที่ ๒, มหาวิทยาลัยพะเยา, สิงหาคม, ๒๕๕๓
- [๔] Kiatsiriroat, T, Bhattacharya, S.C., Wibulswas, P. Upgrading Heat by a Reversed Absorption Heat Pump. Applied Thermal Engineering, Vol ๒๕, pp ๑๓๕-๑๔๖, ๑๙๘๖.
- [๕] Xuehu, Ma, Jiabin, C, Songping Li, Qingyun, Sha, Aiming, L, Wei, Li, Jiayan, Z, Guojun, Z, Zhihao, F. Application of absorption heat transformer to recover waste heat from a synthetic rubber plant. Appl Therm Eng, Vol. ๒๕, pp.๓๙๓-๔๐๖, ๒๐๐๒.
- [๖] Sotelo, S.S, Romero, R.J. Improvement of Recovery Energy in the Absorption Heat Transformer Process Using Water-CarrolTM for Steam Generation. In: Proceeding of The ninth International Conference on Chemical & Process Engineering ๙, Italy, ๒๐๐๙
- [๗] Sozen, A. Effect of irreversibilities on Performance of an Absorption Heat Transformer Used to Increase Solar Pond's Temperature, Renewable Energy, Vol. ๒๙, pp. ๕๐๑-๕๑๕, ๒๐๐๓.
- [๘] Arzu, S, Kemal, A.Y, Soteris, A.K. Exergy Analysis of Lithium Bromide/Water Absorption System. Renewable Energy, Vol. ๓๐, pp. ๖๔๕-๖๕๓, ๒๐๐๕.
- [๙] Duffie, J.A. and Beckman, W.A. ๑๙๘๐. Solar engineering of thermal processes, English.
- [๑๐] Wongratanaphisan, T. Kiatsiriroat, T. and Vorayos, N. ๒๐๐๓. Solar ethanol distillation, Conf. Research Result Seminar on Renewable Energy. Thailand.
- [๑๑] ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์. (๒๕๓๙). การออกแบบระบบพลังงานความร้อน (หน้า ๑๑๓-๑๒๕), คณะพลังงานและวัสดุ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.
- [๑๒] American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. (ASHRAE). ๒๐๐๑. Refrigerants, Atlanta, America.

- [၈၈] Keith, E. Herold, R.R. and Sanford, A.K. ၁၉၈၁. Absorption Chillers and Heat Pumps, America.
- [၈၉] Chaiyat, N. and Chaichana, C. ၂၀၀၄. Conf. Drying Room from Geothermal Energy, In: Proceeding of Seminar on Heat and Mass Transfer in Thermal Equipments, ၁၁: ၁၈၈-၁၉၀.
- [၉၀] Chaiyat, N, and Kiatsiriroat, T. Experimental Study and a Simplified Model of a ၁၀ kWth Solar-Absorption Heat Transformer, Conf. Heat and Mass Transfer in Thermal Equipments, Thailand, ၁၀: ၁-၆.
- [၉၁] Burapha, M. and Kiatsiriroat, T. ၂၀၀၄. Simplified Model of Solar Water Heating with Heat Pump Assisted, The journal of industrial technology, ၂: ၁၆-၂၈.
- [၉၂] Chaiyat, N. and Kiatsiriroat, T. ၂၀၀၀. Recovering and Upgrading Waste Heat of Air-Conditioner by Combining R-၁၂၅ Vapor Compression Heat Pump, Conf. Heat and Mass Transfer in Thermal Equipments, Thailand, ၈: ၁-၆.
- [၉၃] Provincial Electricity Authority. ၂၀၁၀. The rate of electricity cost, Online, <http://www.peg.co.th/>, July.

ภาคผนวก

ภาคผนวก ก. การประเมินด้านเศรษฐศาสตร์

หม้อไอน้ำ (Boiler)

อุณหภูมิน้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ	๖๐	°C
ประสิทธิภาพหม้อไอน้ำ	๘๐	%
ความดันเกจขณะทำงาน	๕	kg/cm ^๒
ความดันสมบูรณ์ขณะทำงาน	๖	kg/cm ^๒
อุณหภูมิไอน้ำ	๔๓๑.๙๘	K
	๑๕๘.๘๓	°C
น้ำป้อนเข้าหม้อไอน้ำ (Feed water)		
ปริมาตร	๑๓๓/	m ^๓
ความนำไฟฟ้า (EC)	๒,๑๕๐	ms/cm
เชื้อเพลิง	๙,๓๙๐	liter
น้ำโบลดาวน์ (Blow down)		
ความนำไฟฟ้า (EC)	๑๑,๘๖๐	ms/cm
C.O.C (N)	๕.๕๒%	
Blow down	๑๘.๑๓	%
น้ำป้อน: โบลดาวน์	๑,๐๐๐ liter :	$\frac{๑,๐๐๐ \times ๑๘}{๑๐๐}$ l/m ^๓
		๑๘๑.๒๘ l/m ^๓
น้ำป้อน: ไอน้ำ	๑,๐๐๐ liter :	$\frac{๑,๐๐๐ \times ๘๔๘}{๑๐๐}$ l/m ^๓
		๘๑๘.๓๒ l/m ^๓
เอนทาลปีของน้ำอิ่มตัวที่ ๑๕๘.๘๓ °C และ ๖ kg/cm ^๒	๖๓/๐.๓๘	kJ/kg
เอนทาลปีของไอน้ำอิ่มตัวที่ ๑๕๘.๘๓ °C and ๖ kg/cm ^๒	๒,๓๕๖.๑๔	kJ/kg
เอนทาลปีของน้ำป้อนที่ ๖๐ °C	๒๕๑.๑๘	kJ/kg
ค่าความร้อนของการเผาไหม้น้ำมันเตา (Heavy oil)	๓๙,๓๓๔.๖๐	kJ/liter
ค่าความร้อนของการเผาไหม้น้ำมันดีเซล (Diesel)	๔๔,๘๐๐.๐๐	kJ/liter
สัดส่วนน้ำมันเตากับดีเซล (ตารางที่ ๖.๑)	๑๓.๐๘	%
ค่าความร้อน		

	$๑๘๑.๒๘ \times ๓/๐.๓๘ + ๘๑๘.๓๗ \times ๒,๓๕๖.๑๕ - ๑,๐๐๐ \times ๒๕๑.๑๘$	kJ/ton
	$๒,๑๒๖,๘๕๑.๕๕$	kJ/ton
	$๕๐๓,๙๘๙.๓๖$	cal/ton
ความต้องการปริมาณความร้อน	$\frac{๒,๑๒๖,๘๕๑.๕๕ \times ๑๐๐}{๘๐}$	kJ/ton
	$๒,๖๕๘,๕๖๔.๔๓$	kJ/ton
อัตราความต้องการดีเซล	$\frac{๒,๖๕๘,๕๖๔.๔๓ \times ๑๓.๐๘}{๔๔,๘๐๐.๐๐๒๐๐}$	liter/ton of steam
	๓.๓๖	liter/ton of steam
	$\frac{๓.๓๖}{(๑ - ๑๓.๐๘/๑๐๐)}$	liter/ton of FW
	๓.๔๘	liter/ton of FW
อัตราความต้องการน้ำมันเตา	$\frac{๒,๖๕๘,๕๖๔.๔๓ \times ๘๖.๙๒}{๓๙,๓๓๔.๖๐๒๐๐}$	liter/ton of FW
	๕๘.๑๐	liter/ton of steam
	$\frac{๕๘.๑๐}{(๑ - ๑๓.๐๘/๑๐๐)}$	liter/ton of FW
	$๓/๐.๙๖$	liter/ton of FW
อัตราความต้องการน้ำมันเชื้อเพลิง	$๓.๓๖ + ๕๘.๑๐$	liter/ton of steam
	๖๕.๔๖	liter/ton of steam
	$๓.๔๘ + ๓/๐.๙๖$	liter/ton of FW
	๘๐.๔๔	liter/ton of FW
ปริมาณการใช้น้ำมันของโรงพยาบาล	$๒,๘๔๘$	liter/d
ปริมาณน้ำป้อนต่อวัน	$\frac{๒,๘๔๘}{๘๐.๔๔}$	ton of FW/d
	๓๕.๔๐	ton of FW/d
ปริมาณโบลตาว์นต่อวัน	$\frac{๓๕.๔๐ \times ๑๘.๑๓}{๑๐๐}$	ton of BD/d
	๖.๔๒	ton of BD/d
ราคาน้ำมันเตา	๘	Baht/liter
ค่าน้ำมันเตาต่อวัน	$๒,๘๔๘ \times ๘ \times (๑ - \frac{๑๓.๐๘}{๑๐๐})$	Baht/d
	$๑๙,๘๐๔$	Baht/d
	$๑๙,๘๐๔ \times ๓๖๕$	Baht/y

	๓,๒๒๘,๕๐๖	Baht/y
ราคาดีเซล	๒๙.๙๙	Baht/liter
ค่าดีเซลต่อวัน	$๒,๘๔๘ \times ๒๙.๙๙ \times \frac{๑๓.๐๘}{๑๐๐}$	Baht/d
	๑๑,๑๓๒	Baht/d
	๑๑,๑๓๒ × ๓๖๕	Baht/y
	๔,๐๓๓/๓,๓/๑๓	Baht/y
ราคาน้ำมันเชื้อเพลิงต่อวัน	๑๑,๑๓๒ + ๑๙,๘๐๔	Baht/d
	๓๐,๙๓๖	Baht/d
	๓๐,๙๓๖ × ๓๖๕	Baht/y
	๑๑,๓๐๖,๑๒๓	Baht/y
จำนวนชั่วโมงทำงานต่อวัน	๑๒	h
อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าของชุดควบคุม	๐.๙๓๕	kW _e
อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าของพัดลม	๑.๔	kW _e
อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าของหม้อไอน้ำรวม	๑.๔ + ๐.๙๓๕	kW _e
	๒.๓๓๕	kW _e
	๒.๓๓๕ × ๑๕	kW _e
	๓๕.๐๓	kW _e
จำนวนวันทำงานต่อปี	๓๖๕	d/y
จำนวนหม้อไอน้ำ	๑.๐๐	Unit
ราคาหม้อไอน้ำ (๒.๕ Ton/h)	๑,๕๐๐,๐๐๐	Baht
ช่วงเวลาการทำงาน (๕:๐๐ – ๑๓:๐๐)		
๙.๐๐ – ๒๒.๐๐	๘	h
๒๒.๐๐ – ๙.๐๐	๔	h
ค่าไฟฟ้าต่อปี		
๙.๐๐ – ๒๒.๐๐	๒.๓๓๕ × ๘ × ๓๖๕	kW-h/y
	๖,๘๑๘.๒๐	kW-h/y
๒๒.๐๐ – ๙.๐๐	๒.๓๓๕ × ๔ × ๓๖๕	kW-h/y
	๓,๔๐๙.๑๐	kW-h/y
รวมทั้งหมด	๑๐,๒๒๗.๓๐	kW-h/y
อัตราค่าไฟฟ้า (Time of Use Rate: TOU)		
๙.๐๐ – ๒๒.๐๐	๒.๖๙๕	Baht/kW-h

๒๒.๐๐ - ๙.๐๐	๑.๑๙๑๔	Baht/kW-h
Ft (Update Jan-Apr ๒๐๑๒)	๐.๙๕๔๑	Baht/kW-h
ค่าความต้องการไฟฟ้าสูงสุด	๑๓๒.๙๓	Baht/kW-h
ค่าไฟฟ้าช่วง ๙.๐๐ - ๒๒.๐๐	๖,๔๑๘.๒๐X๒.๖๙๕	Baht/y
	๑๘,๓๓๕.๐๕	Baht/y
ค่าไฟฟ้าช่วง ๒๒.๐๐ - ๙.๐๐	๓,๔๐๙.๑๐X๑.๑๙๑๔	Baht/y
	๔,๐๖๑.๖๐	Baht/y
รวมค่าไฟฟ้า	๒๒,๔๓๖.๖๕	Baht/y
Ft (Update Jan-Apr ๒๐๑๒)	๑๐,๒๒๓.๓๐X๐.๙๕๔๑	Baht/y
	๙,๗๙๘.๓๘	Baht/y
ค่าความต้องการไฟฟ้าสูงสุด	๒.๓๓๕X๑๓๒.๙๓X๑๒	Baht/y
	๓,๓๒๔.๓๐	Baht/y
ค่าไฟฟ้า	๒๒,๔๓๖.๖๕ + ๙,๗๙๘.๓๘ + ๓,๓๒๔.๓๐	Baht/y
	๓๕,๕๖๐.๑๓	Baht/y
ภาษี ๓%	๓๕,๕๖๐.๑๓X๐.๐๓	Baht/y
	๒,๕๕๓.๒๑	Baht/y
ค่าไฟฟ้าทั้งหมด	๓๕,๕๖๐.๑๓ + ๒,๕๕๓.๒๑	Baht/y
	๓๘,๑๑๓.๓๓	Baht/y
ค่าพลังงานเชื้อเพลิงและไฟฟ้า	๑๑,๓๐๖,๑๒๓ + ๓๘,๑๑๓.๓๓	Baht/y
	๑๑,๓๔๔,๖๐๐.๓๙	Baht/y

ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ร่วมกับปั๊มความร้อนแบบอัดไอและแบบดูดกลืน

ปริมาณการใช้เชื้อเพลิงของโรงพยาบาล	๒,๔๑๓	liter/d
ปริมาณน้ำป้อนต่อวัน	$\frac{๒,๔๔๘}{๘๐.๔๔}$	ton of FW/d
	๓๐.๐๐	ton of FW/d
ปริมาณโบลตาว์นต่อวัน	$\frac{๓๐.๐๐X๑๘.๑๓}{๑๐๐}$	ton of BD/d
	๑.๔๔	ton of BD/d
ค่าน้ำมันเตา	$๒,๔๑๓X๘X(๑ - \frac{๑๓.๐๘}{๑๐๐})$	Baht/d
	๑๘,๐๖๕	Baht/d
	๑๘,๐๖๕X๓๖๕	Baht/y
	๖,๕๙๓,๓๔๓	Baht/y

ค่าน้ำมันดีเซล	$2,413 \times (1 - \frac{0.08}{0.00})$	Baht/d
	4,645	Baht/d
	4,645 x 365	Baht/y
	1,695,325	Baht/y
ค่าน้ำมันเชื้อเพลิงรวม	18,065 + 4,645	Baht/d
	22,710	Baht/d
	22,710 x 365	Baht/y
	8,298,150	Baht/y
ค่าพลังงานไฟฟ้าของระบบรวม	380,136.09	Baht/y
ค่าพลังงานเชื้อเพลิงและไฟฟ้า	8,298,150 + 380,136.09	Baht/y
	8,678,286.09	Baht/y
จำนวนระบบรวม	2	Units
ราคาระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอและดูดกลืน	2,000,000	Baht
ราคาแผงรับรังสีอาทิตย์แบบเรียบ	25,000	Baht/unit
จำนวนแผงรับรังสีอาทิตย์แบบเรียบ	36	units
ราคารวมแผงรับรังสีอาทิตย์แบบเรียบ	900,000	Baht
ค่าพลังงานที่ประหยัดได้	11,344,243.65 - 8,678,286.09	Baht/y
	2,665,957.56	Baht/y
ค่าบำรุงรักษาระบบรวมคิดที่ 3%	1,800,000 x 0.03	Baht/y
	54,000.00	Baht/y
ค่าใช้จ่ายที่ประหยัดได้ต่อปี	2,665,957.56 - 54,000.00	Baht/y
	2,611,957.56	Baht/y
ระยะเวลาคืนทุน (Pay back period)	$\frac{900,000 + 2,000,000}{2,611,957.56}$	y
	1.12 y or 13.44 m	

ภาคผนวก ข. ผลการเก็บข้อมูล

ระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน

- อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน
- อัตราการไหลของน้ำผ่านอุปกรณ์ต่างๆ
- ข้อมูลการวัดอุณหภูมิของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน (กรณีไม่มีการดึงน้ำร้อนในถังไปใช้งาน)
- ข้อมูลการวัดอุณหภูมิของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน (กรณีมีการดึงน้ำร้อนในถังไปใช้งาน)

ตาราง ข.๑ อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน

Time	T _{HW,i}	T _{CW,i}	T _{UG,o}	P _H	P _L	V _๑	V _๒	V _๓	I _๑	I _๒	I _๓	W _๑	W _๒	W _๓	W _{AHT}
	('C)	('C)	('C)	(cmHg)	(cmHg)	(V)	(V)	(V)	(A)	(A)	(A)	(kW)	(kW)	(kW)	(kW)
๐๓:๕๕:๐๐	๓/๕.๖	๒๕.๑	๕๕.๓	-๖๕	-๖๘	๒๒๒๑.๕	๒๒๒๑.๘	๒๒๒๓.๙	๕.๒๓	๕.๒๑	๕.๑๓	๐.๖๙๕	๐.๗/๗๙	๐.๗/๗๗	๒.๑๖๖
๐๓:๕๗:๐๐	๓/๕.๕	๒๕.๘	๖๑.๓	-๖๑	-๖๓	๒๒๒๑.๙	๒๒๑๑.๒	๒๒๒๓.๘	๕.๒๕	๕.๒๐	๕.๑๓	๐.๖๘๒	๐.๗/๒๕	๐.๗/๕๙	๒.๑๕๖
๐๔:๕๑:๐๐	๘๓.๖	๒๓.๐	๓/๓.๘	-๕๕	-๖๕	๒๒๒๕.๙	๒๒๒๒.๓	๒๒๒๒.๖	๕.๑๑	๕.๑๙	๕.๑๘	๐.๖๗๘	๐.๗/๐๘	๐.๗/๙๙	๒.๑๘๕
๐๔:๕๐:๐๐	๘๓.๐	๒๖.๖	๓/๖.๒	-๕๕	-๖๕	๒๒๒๕.๓	๒๒๒๒.๙	๒๒๒๒.๕	๕.๑๑	๕.๐๘	๕.๑๙	๐.๖๖๙	๐.๖๙๖	๐.๗/๕๗	๒.๑๑๒
๐๔:๕๓:๐๐	๘๓.๑	๒๖.๕	๓/๘.๐	-๕๒	-๖๕	๒๒๒๖.๓	๒๒๒๓.๓	๒๒๒๓.๐	๕.๐๙	๕.๐๓	๕.๑๗	๐.๖๖๕	๐.๖๖๗	๐.๖๙๐	๒.๐๒๒
๐๕:๐๓:๐๐	๓/๘.๖	๒๖.๕	๘๐.๒	-๕๑	-๖๕	๒๒๒๖.๓	๒๒๒๓.๘	๒๒๒๓.๓	๕.๑๕	๕.๑๑	๕.๑๑	๐.๖๘๒	๐.๖๙๕	๐.๖๘๘	๒.๐๖๕
๐๕:๑๘:๐๐	๓/๓.๙	๒๖.๖	๘๐.๙	-๕๐	-๖๕	๒๒๒๓.๕	๒๒๒๕.๓	๒๒๒๕.๓	๕.๑๕	๕.๐๙	๕.๑๕	๐.๖๘๕	๐.๖๗๘	๐.๗/๒๗	๒.๐๘๙
๐๕:๒๓:๐๐	๓/๓.๙	๒๖.๘	๘๒.๕	-๕๙	-๖๕	๒๒๒๓.๑	๒๒๒๕.๓	๒๒๒๕.๒	๓.๙๐	๓.๘๙	๕.๐๒	๐.๖๑๕	๐.๖๒๗	๐.๖๙๐	๑.๙๓๑
๐๕:๔๕:๐๐	๓/๘.๕	๒๖.๕	๘๓.๙	-๕๐	-๖๕	๒๒๒๓.๙	๒๒๒๕.๖	๒๒๒๕.๘	๕.๑๑	๕.๑๕	๕.๐๙	๐.๖๗๖	๐.๗/๐๒	๐.๗/๕๙	๒.๑๒๗
๐๕:๔๙:๐๐	๓/๘.๕	๒๖.๖	๘๕.๒	-๕๘	-๖๕	๒๒๒๖.๐	๒๒๒๒.๖	๒๒๒๒.๘	๕.๑๒	๕.๑๕	๕.๐๘	๐.๖๗๘	๐.๖๙๖	๐.๗/๒๕	๒.๐๙๙
๐๕:๕๙:๐๐	๓/๘.๕	๒๖.๘	๘๕.๒	-๕๘	-๖๕	๒๒๒๖.๓	๒๒๒๓.๘	๒๒๒๓.๓	๕.๑๕	๕.๐๕	๕.๐๓	๐.๖๗๕	๐.๖๘๐	๐.๗/๒๐	๒.๐๗๕
๐๖:๐๕:๐๐	๓/๘.๓	๒๖.๘	๘๕.๖	-๕๘	-๖๕	๒๒๒๖.๘	๒๒๒๓.๙	๒๒๒๓.๒	๕.๑๒	๕.๑๐	๕.๐๘	๐.๖๗๖	๐.๖๙๑	๐.๗/๒๒	๒.๐๙๙
Average	๓/๙.๑	๒๖.๓	-	-	-	๒๒๒๕.๘	๒๒๒๒.๕	๒๒๒๒.๖	๕.๑๓	๕.๑๐	๕.๑๑	๐.๖๗๗	๐.๖๙๒	๐.๗/๒๙	๒.๐๙๕

ตาราง ข.๒ อัตราการไหลของน้ำผ่านอุปกรณ์ต่างๆ

Hot water leaving a set of solar collector

Bigger volume

୩/୫.୩/୬	liter
---------	-------

Times	Volume of hot water	Record time	Volume flow rate			Density*	Mass flow rate
	(liter)	(s)	(liter/s)	(liter/min)	(m ^၅ /h)	(kg/m ^၅)	(kg/s)
၁	၈/၉.၈/၁	၁၁၈	၀.၇၉	၂၈.၀၉	၀.၈၂၂	၈၈၈.၀၉	၀.၇၉
၂	၈/၉.၈/၁	၁၁၈	၀.၇၉	၂၁.၈၈	၀.၈၂၂	၈၈၈.၀၉	၀.၇၉
၈	၈/၉.၈/၁	၁၈/၀	၀.၇၉	၂၁.၈၂၂	၀.၈၁	၈၈၈.၀၉	၀.၇၉
Average	၈/၉.၈/၁	၁၁၈.၀၀	၀.၇၉	၂၁.၈၈	၀.၈၂၂	၈၈၈.၀၉	၀.၇၉

Note :

* At water temperature around 20 Celcius

Hot water leaving the AHT evaporator

Bigger volume

ମ/ଫି.ମି/ଫି liter

Time	Volume of hot water	Record time	Volume flow rate			Density*	Mass flow rate
	(liter)	(s)	(liter/s)	(liter/min)	(m ³ /h)	(kg/m ³)	(kg/s)
୧	ମ/ଫି.ମି/ଫି	ମିନିଟ	୦.୧୦୦୦	୦.୬୦୦୦	୦.୬୦୦୦	୯୯୯.୯୯୯	୦.୬୦୦୦
୨	ମ/ଫି.ମି/ଫି	ମିନିଟ	୦.୧୦୦୦	୦.୬୦୦୦	୦.୬୦୦୦	୯୯୯.୯୯୯	୦.୬୦୦୦
୩	ମ/ଫି.ମି/ଫି	ମିନିଟ	୦.୧୦୦୦	୦.୬୦୦୦	୦.୬୦୦୦	୯୯୯.୯୯୯	୦.୬୦୦୦
Average	ମ/ଫି.ମି/ଫି	ମିନିଟ	୦.୧୦୦୦	୦.୬୦୦୦	୦.୬୦୦୦	୯୯୯.୯୯୯	୦.୬୦୦୦

Note : * at water temperature around ୯୦ Celcius

Hot water leaving the AHT generator

Bigger volume

ମ/ଫି.ମି/ଫି liter

Time	Volume of hot water	Record time	Volume flow rate			Density*	Mass flow rate
	(liter)	(s)	(liter/s)	(liter/min)	(m ³ /h)	(kg/m ³)	(kg/s)
୧	ମ/ଫି.ମି/ଫି	ମିନିଟ	୦.୧୦୦୦	୦.୬୦୦୦	୦.୬୦୦୦	୯୯୯.୯୯୯	୦.୬୦୦୦
୨	ମ/ଫି.ମି/ଫି	ମିନିଟ	୦.୧୦୦୦	୦.୬୦୦୦	୦.୬୦୦୦	୯୯୯.୯୯୯	୦.୬୦୦୦
୩	ମ/ଫି.ମି/ଫି	ମିନିଟ	୦.୧୦୦୦	୦.୬୦୦୦	୦.୬୦୦୦	୯୯୯.୯୯୯	୦.୬୦୦୦
Average	ମ/ଫି.ମି/ଫି	ମିନିଟ	୦.୧୦୦୦	୦.୬୦୦୦	୦.୬୦୦୦	୯୯୯.୯୯୯	୦.୬୦୦୦

Note : * at water temperature around ୯୦ Celcius

Hot water leaving the AHT condenser

Bigger volume

ମ/ଫି.ମ/ଫି liter

Time	Volume of hot water	Record time	Volume flow rate			Density*	Mass flow rate
	(liter)	(s)	(liter/s)	(liter/min)	(m ³ /h)	(kg/m ³)	(kg/s)
୧	ମ/ଫି.ମ/ଫି	୬୦	୧.୫୬୧୫	ମ/ଫି.ମ/ଫି	୫.୩୦୧୩	୯୯୫.୫୫	୧.୫୫୫୫
୨	ମ/ଫି.ମ/ଫି	୬୦	୧.୫୬୧୫	ମ/ଫି.ମ/ଫି	୫.୩୦୧୩	୯୯୫.୫୫	୧.୫୫୫୫
୩	ମ/ଫି.ମ/ଫି	୬୦	୧.୫୬୧୫	ମ/ଫି.ମ/ଫି	୫.୩୦୧୩	୯୯୫.୫୫	୧.୫୫୫୫
Average	ମ/ଫି.ମ/ଫି	୬୦.୦୦	୧.୫୬୧୫	ମ/ଫି.ମ/ଫି	୫.୩୦୧୩	୯୯୫.୫୫୬୬	୧.୫୫୫୫

Note : * at water temperature around ୫୦ Celcius

Hot water leaving the AHT absorber

Bigger volume

ମ/ଫି.ମ/ଫି liter

Time	Volume of hot water	Record time	Volume flow rate			Density*	Mass flow rate
	(liter)	(s)	(liter/s)	(liter/min)	(m ³ /h)	(kg/m ³)	(kg/s)
୧	ମ/ଫି.ମ/ଫି	୧୫୫	୦.୩୫୫୫	୨୧.୩୫୫୫	୦.୩୫୫୫	୯୯୫.୫୫	୦.୩୫୫୫
୨	ମ/ଫି.ମ/ଫି	୧୫୫	୦.୩୫୫୫	୨୧.୩୫୫୫	୦.୩୫୫୫	୯୯୫.୫୫	୦.୩୫୫୫
୩	ମ/ଫି.ମ/ଫି	୧୫୫	୦.୩୫୫୫	୨୧.୩୫୫୫	୦.୩୫୫୫	୯୯୫.୫୫	୦.୩୫୫୫
Average	ମ/ଫି.ମ/ଫି	୧୫୫.୦୦	୦.୩୫୫୫	୨୧.୩୫୫୫	୦.୩୫୫୫	୯୯୫.୫୫୫୫	୦.୩୫୫୫

Note : * at water temperature around ୯୫ Celcius

Volume of upgraded water in storage tank

Glycol–Water (୧୫୦/୩୦) ୧୦୦.୦୦ liter

Hot water leaving the storage tank

Bigger volume ୧୫.୫୦ liter

Time	Volume of hot water	Record time	Volume flow rate			Density*	Mass flow rate
	(liter)	(s)	(liter/s)	(liter/min)	(m ^୩ /h)	(kg/m ^୩)	(kg/s)
୧	୧୫.୫୦	୧୩୫୩	୦.୦୧୧୩	୦.୬୮୧୩	୦.୦୩୫୩	୯୯୯.୯୯୯	୦.୦୧୧୩
୨	୧୫.୫୦	୧୩୫୩	୦.୦୧୧୩	୦.୬୮୧୩	୦.୦୩୫୩	୯୯୯.୯୯୯	୦.୦୧୧୩
୩	୧୫.୫୦	୧୩୫୩	୦.୦୧୧୩	୦.୬୮୧୩	୦.୦୩୫୩	୯୯୯.୯୯୯	୦.୦୧୧୩
Average	୧୫.୫୦	୧୩୫୩.୦୦	୦.୦୧୧୩	୦.୬୮୧୩	୦.୦୩୫୩	୯୯୯.୯୯୯	୦.୦୧୧୩

Note : * at water temperature around ୫୫ Celcius

ตารางที่ ข.๓ ข้อมูลการวัดอุณหภูมิของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน (กรณีไม่มีการดึงน้ำร้อนในถังไปใช้งาน)

Unit : Celcius

Time	T _{GW,i}	T _{GW,o}	T _{EW,i}	T _{EW,o}	T _{CW,i}	T _{CW,o}	T _{UG,i}	T _{UG,o}	T _{ST}	T _{UF,i}	T _{UF,o}
๑๓:๔๕:๑๒	๓๑.๕๐	๖๐.๙๐	๓๑.๓๐	๕๖.๕๐	๒๖.๑๐	๒๓.๒๐	๕๙.๓๐	๖๓.๖๐	๖๕.๕๐	๓๘.๕๐	๕๐.๘๐
๑๓:๕๐:๑๒	๓๒.๖๐	๖๑.๖๐	๓๒.๙๐	๕๘.๕๐	๒๓.๐๐	๒๔.๕๐	๕๙.๓๐	๖๙.๕๐	๓๐.๓๐	๔๑.๑๐	๕๒.๐๐
๑๓:๕๕:๑๒	๓๓.๙๐	๖๒.๓๐	๓๔.๒๐	๖๐.๐๐	๒๓.๕๐	๒๙.๐๐	๖๓.๖๐	๓๑.๓๐	๓๒.๖๐	๔๒.๑๐	๕๑.๘๐
๑๔:๐๐:๑๒	๓๔.๕๐	๖๒.๕๐	๓๔.๖๐	๖๑.๙๐	๒๓.๒๐	๓๐.๑๐	๖๓.๕๐	๓๔.๐๐	๓๔.๕๐	๔๑.๙๐	๕๑.๑๐
๑๔:๐๕:๑๒	๓๕.๒๐	๖๓.๐๐	๓๕.๓๐	๖๓.๓๐	๒๓.๐๐	๒๙.๙๐	๖๘.๘๐	๓๕.๕๐	๓๓.๒๐	๔๒.๙๐	๕๑.๐๐
๑๔:๑๐:๑๒	๓๕.๓๐	๖๒.๖๐	๓๕.๘๐	๖๓.๕๐	๒๓.๓๐	๒๙.๘๐	๓๐.๙๐	๓๖.๕๐	๓๘.๖๐	๔๓.๙๐	๕๑.๑๐
๑๔:๑๕:๑๒	๓๕.๙๐	๖๒.๙๐	๓๖.๑๐	๖๔.๓๐	๒๓.๓๐	๒๙.๘๐	๓๓.๓๐	๓๘.๓๐	๔๐.๑๐	๔๕.๐๐	๕๐.๓๐
๑๔:๒๐:๑๒	๓๖.๓๐	๖๒.๘๐	๓๖.๕๐	๖๔.๕๐	๒๓.๒๐	๓๐.๒๐	๓๔.๒๐	๓๘.๘๐	๔๑.๘๐	๔๖.๖๐	๕๐.๘๐
๑๔:๒๕:๑๒	๓๖.๙๐	๖๓.๒๐	๓๓.๐๐	๖๕.๘๐	๒๓.๕๐	๓๐.๒๐	๓๕.๘๐	๔๐.๒๐	๔๒.๘๐	๔๓.๓๐	๕๐.๕๐
๑๔:๓๐:๑๒	๓๓.๑๐	๖๓.๓๐	๓๓.๓๐	๖๖.๙๐	๒๓.๒๐	๓๐.๑๐	๓๓.๑๐	๔๑.๓๐	๔๕.๒๐	๔๓.๑๐	๓๘.๒๐
๑๔:๓๕:๑๒	๓๓.๖๐	๖๓.๖๐	๓๓.๓๐	๖๘.๕๐	๒๓.๒๐	๓๐.๒๐	๓๓.๙๐	๔๑.๘๐	๔๕.๓๐	๔๖.๙๐	๓๘.๐๐
๑๔:๔๐:๑๒	๓๘.๒๐	๖๓.๙๐	๓๘.๓๐	๖๓.๑๐	๒๓.๐๐	๒๙.๓๐	๓๙.๒๐	๔๒.๕๐	๔๕.๙๐	๔๓.๒๐	๓๓.๒๐
๑๔:๔๕:๑๒	๓๘.๓๐	๖๔.๓๐	๓๘.๕๐	๖๙.๓๐	๒๓.๐๐	๒๙.๓๐	๔๐.๒๐	๔๓.๒๐	๔๖.๘๐	๔๓.๑๐	๓๓.๙๐
๑๔:๕๐:๑๒	๓๘.๕๐	๖๓.๕๐	๓๘.๖๐	๖๓.๐๐	๒๓.๒๐	๓๐.๓๐	๔๐.๖๐	๔๓.๖๐	๔๓.๑๐	๔๘.๙๐	๓๓.๒๐
๑๔:๕๕:๑๒	๓๘.๕๐	๖๓.๕๐	๓๘.๖๐	๖๘.๕๐	๒๓.๕๐	๓๐.๕๐	๔๑.๕๐	๔๔.๘๐	๔๓.๙๐	๔๙.๕๐	๓๘.๑๐
๑๕:๐๐:๑๒	๓๘.๘๐	๖๔.๑๐	๓๙.๐๐	๖๘.๓๐	๒๓.๕๐	๓๐.๕๐	๔๑.๙๐	๔๕.๑๐	๔๙.๐๐	๔๙.๓๐	๓๘.๖๐
๑๕:๐๕:๑๒	๓๘.๖๐	๖๔.๘๐	๓๘.๙๐	๓๐.๘๐	๒๖.๘๐	๒๙.๕๐	๔๒.๖๐	๔๕.๐๐	๔๙.๓๐	๔๙.๕๐	๓๕.๐๐
๑๕:๑๐:๑๒	๓๘.๕๐	๖๔.๕๐	๓๘.๕๐	๖๓.๕๐	๒๖.๓๐	๒๙.๓๐	๔๓.๓๐	๔๕.๕๐	๔๙.๕๐	๕๐.๓๐	๓๒.๓๐

ตารางที่ ข.๓ ข้อมูลการวัดอุณหภูมิของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน (กรณีไม่มีการดึงน้ำร้อนในถังไปใช้งาน, ต่อ)

Unit : Celcius

Time	T _{Gen,i,HX}	T _{Gen,o,HX}	T _{Ab,o,HX}	T _{amb}	T _{Gen}	T _{Cond}	T _{Ab}	T _{Evap}
๑๓:๔๕:๑๒	๕๘.๓๐	๖๕.๑๐	๖๒.๗๐	๓๖.๓๐	๖๑.๕๐	๓๑.๗๐	๗๓.๒๐	๕๕.๖๐
๑๓:๕๐:๑๒	๕๙.๐๐	๖๖.๘๐	๖๓.๘๐	๓๓.๖๐	๖๑.๙๐	๓๒.๒๐	๗๕.๑๐	๕๗.๓๐
๑๓:๕๕:๑๒	๕๙.๔๐	๖๗.๙๐	๖๔.๗๐	๓๔.๐๐	๖๒.๐๐	๓๒.๒๐	๗๗.๑๐	๕๘.๘๐
๑๔:๐๐:๑๒	๕๙.๕๐	๖๙.๒๐	๖๕.๒๐	๓๓.๐๐	๖๒.๓๐	๓๒.๓๐	๗๘.๓๐	๖๐.๒๐
๑๔:๐๕:๑๒	๕๙.๗๐	๖๙.๘๐	๖๕.๖๐	๓๔.๖๐	๖๑.๘๐	๓๖.๕๐	๗๙.๒๐	๖๐.๙๐
๑๔:๑๐:๑๒	๕๙.๒๐	๗๐.๓๐	๖๕.๕๐	๓๔.๗๐	๖๒.๒๐	๓๖.๒๐	๘๐.๖๐	๖๒.๑๐
๑๔:๑๕:๑๒	๕๙.๙๐	๗๑.๒๐	๖๖.๑๐	๓๔.๓๐	๖๒.๒๐	๓๗.๕๐	๘๐.๙๐	๖๒.๐๐
๑๔:๒๐:๑๒	๕๙.๘๐	๗๑.๔๐	๖๖.๓๐	๓๕.๑๐	๖๒.๗๐	๓๗.๐๐	๘๒.๓๐	๖๓.๕๐
๑๔:๒๕:๑๒	๖๐.๓๐	๗๒.๕๐	๖๗.๑๐	๓๒.๐๐	๖๓.๒๐	๓๖.๕๐	๘๓.๑๐	๖๔.๓๐
๑๔:๓๐:๑๒	๖๐.๖๐	๗๓.๒๐	๖๗.๕๐	๓๔.๕๐	๖๓.๖๐	๓๖.๐๐	๘๓.๕๐	๖๔.๕๐
๑๔:๓๕:๑๒	๖๑.๒๐	๗๓.๘๐	๖๘.๓๐	๓๒.๘๐	๖๔.๒๐	๓๕.๖๐	๘๔.๑๐	๖๕.๓๐
๑๔:๔๐:๑๒	๖๑.๖๐	๗๔.๒๐	๖๘.๗๐	๓๒.๑๐	๖๔.๗๐	๓๕.๒๐	๘๔.๗๐	๖๕.๐๐
๑๔:๔๕:๑๒	๖๒.๑๐	๗๔.๖๐	๖๙.๑๐	๓๒.๗๐	๖๔.๐๐	๓๕.๗๐	๘๔.๘๐	๖๕.๑๐
๑๔:๕๐:๑๒	๖๑.๔๐	๗๔.๘๐	๖๙.๑๐	๓๓.๗๐	๖๓.๗๐	๓๕.๕๐	๘๖.๓๐	๖๖.๓๐
๑๔:๕๕:๑๒	๖๑.๐๐	๗๕.๖๐	๖๙.๔๐	๓๔.๕๐	๖๔.๕๐	๓๕.๓๐	๘๖.๔๐	๖๖.๒๐
๑๕:๐๐:๑๒	๖๑.๗๐	๗๕.๙๐	๖๙.๘๐	๓๑.๗๐	๖๕.๒๐	๓๕.๐๐	๘๖.๑๐	๖๕.๕๐
๑๕:๐๕:๑๒	๖๒.๕๐	๗๕.๙๐	๗๐.๑๐	๓๒.๑๐	๖๔.๗๐	๓๔.๖๐	๘๖.๖๐	๖๖.๐๐

ตารางที่ ข.๔ ข้อมูลการวัดอุณหภูมิของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน (กรณีมีการดึงน้ำร้อนในถังไปใช้งาน)

Unit : Celcius

Time	TG _{HW,i}	TG _{HW,o}	TE _{HW,i}	TE _{HW,o}	TC _{CW,i}	TC _{CW,o}	TA _{UG,i}	TA _{UG,o}	T _{ST}	T _{UF,i}	T _{UF,o}
๑๕:๓๖:๕๕	๓๓.๙	๖๕.๕๐	๓๘.๑๐	๖๓.๘๐	๒๖.๕๐	๒๙.๕๐	๘๐.๙๐	๘๖.๖๐	๙๐.๒๐	๒๙.๙๐	๘๓.๓๐
๑๕:๓๗:๕๕	๓๓.๙	๖๕.๖๐	๓๘.๑๐	๖๓.๕๐	๒๖.๕๐	๒๙.๕๐	๘๐.๘๐	๘๖.๕๐	๙๐.๓๐	๒๙.๙๐	๘๓.๖๐
๑๕:๓๘:๕๕	๓๓.๙	๖๕.๓๐	๓๘.๑๐	๖๓.๓๐	๒๖.๕๐	๒๙.๓๐	๘๐.๓๐	๘๖.๕๐	๘๙.๕๐	๒๙.๙๐	๘๓.๕๐
๑๕:๓๙:๕๕	๓๓.๘	๖๕.๓๐	๓๘.๑๐	๖๓.๕๐	๒๖.๓๐	๒๙.๓๐	๘๐.๕๐	๘๖.๓๐	๘๙.๘๐	๓๐.๐๐	๘๓.๒๐
๑๕:๔๐:๕๕	๓๓.๘	๖๕.๓๐	๓๘.๐๐	๖๓.๓๐	๒๖.๓๐	๒๙.๒๐	๘๐.๓๐	๘๖.๒๐	๘๙.๑๐	๓๐.๑๐	๘๓.๒๐
๑๕:๔๑:๕๕	๓๓.๙	๖๕.๘๐	๓๘.๑๐	๖๓.๘๐	๒๖.๓๐	๒๙.๑๐	๘๐.๒๐	๘๖.๑๐	๙๐.๐๐	๓๐.๑๐	๘๓.๑๐
๑๕:๔๒:๕๕	๓๓.๙๐	๖๕.๘๐	๓๘.๑๐	๖๓.๖๐	๒๖.๒๐	๒๙.๐๐	๘๐.๑๐	๘๖.๐๐	๘๙.๓๐	๓๐.๑๐	๘๓.๐๐
๑๕:๔๓:๕๕	๓๓.๙๐	๖๕.๘๐	๓๘.๐๐	๖๓.๕๐	๒๖.๒๐	๒๙.๐๐	๓๙.๓๐	๘๕.๙๐	๘๙.๖๐	๓๐.๑๐	๘๒.๙๐
๑๕:๔๔:๕๕	๓๓.๓๐	๖๕.๘๐	๓๓.๙๐	๖๓.๒๐	๒๖.๑๐	๒๘.๙๐	๓๙.๖๐	๘๕.๓๐	๘๙.๕๐	๓๐.๑๐	๘๒.๙๐
๑๕:๔๕:๕๕	๓๓.๘๐	๖๕.๙๐	๓๘.๐๐	๖๓.๑๐	๒๖.๑๐	๒๘.๙๐	๓๙.๕๐	๘๕.๕๐	๘๙.๕๐	๓๐.๑๐	๘๒.๖๐
๑๕:๔๖:๕๕	๓๓.๘๐	๖๖.๐๐	๓๘.๐๐	๖๓.๒๐	๒๖.๒๐	๒๙.๐๐	๓๙.๓๐	๘๕.๓๐	๘๘.๙๐	๓๐.๓๐	๘๒.๘๐
๑๕:๔๗:๕๕	๓๓.๘๐	๖๖.๑๐	๓๘.๐๐	๖๓.๕๐	๒๖.๑๐	๒๘.๙๐	๓๙.๒๐	๘๕.๒๐	๙๐.๒๐	๓๑.๐๐	๘๓.๐๐
๑๕:๔๘:๕๕	๓๓.๘๐	๖๖.๑๐	๓๘.๐๐	๖๖.๕๐	๒๖.๑๐	๒๙.๑๐	๓๙.๑๐	๘๕.๐๐	๙๐.๑๐	๓๑.๑๐	๘๓.๐๐
๑๕:๔๙:๕๕	๓๓.๖๐	๖๕.๖๐	๓๓.๙๐	๖๖.๑๐	๒๖.๒๐	๒๙.๑๐	๓๘.๖๐	๘๕.๕๐	๘๙.๐๐	๓๑.๓๐	๘๒.๕๐
๑๕:๕๐:๕๕	๓๓.๕๐	๖๕.๖๐	๓๓.๘๐	๖๖.๕๐	๒๖.๒๐	๒๙.๑๐	๓๘.๖๐	๘๕.๓๐	๘๙.๕๐	๓๑.๒๐	๘๒.๓๐
๑๕:๕๑:๕๕	๓๓.๖๐	๖๕.๖๐	๓๓.๘๐	๖๖.๖๐	๒๖.๒๐	๒๙.๐๐	๓๘.๕๐	๘๕.๖๐	๘๙.๕๐	๓๑.๖๐	๘๒.๕๐
๑๕:๕๒:๕๕	๓๓.๕๐	๖๕.๖๐	๓๓.๘๐	๖๖.๕๐	๒๖.๒๐	๒๙.๐๐	๓๘.๓๐	๘๕.๖๐	๘๘.๓๐	๓๑.๒๐	๘๒.๓๐
๑๕:๕๓:๕๕	๓๓.๕๐	๖๕.๓๐	๓๓.๘๐	๖๖.๓๐	๒๖.๑๐	๒๙.๐๐	๓๘.๑๐	๘๕.๕๐	๘๙.๖๐	๓๑.๖๐	๘๒.๓๐

ตารางที่ ข.๔ ข้อมูลการวัดอุณหภูมิของระบบปั๊มความร้อนแบบดูดกลืน (กรณีมีการดึงน้ำร้อนในถังไปใช้งาน, ต่อ)

Time	T _{Gen,i,HX}	T _{Gen,o,HX}	T _{Ab,o,HX}	T _{amb}	T _{Gen}	T _{Cond}	T _{Ab}	T _{Evap}
๑๕:๓๖:๕๕	๖๒.๘๐	๗๘.๑๐	๗๒.๐๐	๒๙.๑๐	๖๕.๕๐	๓๖.๔๐	๘๘.๒๐	๖๖.๕๐
๑๕:๓๗:๕๕	๖๒.๙๐	๗๘.๑๐	๗๑.๙๐	๓๐.๙๐	๖๕.๗๐	๓๖.๓๐	๘๘.๒๐	๖๖.๓๐
๑๕:๓๘:๕๕	๖๒.๘๐	๗๘.๐๐	๗๑.๙๐	๓๐.๐๐	๖๕.๖๐	๓๖.๒๐	๘๘.๐๐	๖๖.๒๐
๑๕:๓๙:๕๕	๖๒.๙๐	๗๘.๐๐	๗๑.๘๐	๒๘.๖๐	๖๕.๗๐	๓๖.๐๐	๘๘.๐๐	๖๖.๒๐
๑๕:๔๐:๕๕	๖๓.๐๐	๗๗.๙๐	๗๑.๘๐	๓๐.๒๐	๖๕.๗๐	๓๕.๙๐	๘๗.๙๐	๖๖.๒๐
๑๕:๔๑:๕๕	๖๓.๑๐	๗๗.๙๐	๗๑.๘๐	๒๙.๖๐	๖๕.๗๐	๓๕.๗๐	๘๗.๘๐	๖๖.๐๐
๑๕:๔๒:๕๕	๖๓.๐๐	๗๗.๗๐	๗๑.๗๐	๒๙.๗๐	๖๕.๗๐	๓๕.๕๐	๘๗.๗๐	๖๖.๑๐
๑๕:๔๓:๕๕	๖๓.๑๐	๗๗.๗๐	๗๑.๘๐	๓๑.๔๐	๖๕.๘๐	๓๕.๔๐	๘๗.๕๐	๖๕.๘๐
๑๕:๔๔:๕๕	๖๒.๗๐	๗๗.๔๐	๗๑.๔๐	๒๙.๘๐	๖๕.๘๐	๓๕.๒๐	๘๗.๔๐	๖๕.๙๐
๑๕:๔๕:๕๕	๖๒.๖๐	๗๗.๓๐	๗๑.๔๐	๓๐.๘๐	๖๖.๓๐	๓๕.๕๐	๘๗.๕๐	๖๕.๘๐
๑๕:๔๖:๕๕	๖๒.๙๐	๗๗.๓๐	๗๑.๕๐	๒๙.๙๐	๖๗.๒๐	๓๖.๒๐	๘๘.๐๐	๖๕.๗๐
๑๕:๔๗:๕๕	๖๒.๙๐	๗๗.๓๐	๗๑.๔๐	๓๓.๗๐	๖๗.๒๐	๓๗.๗๐	๘๗.๘๐	๖๕.๕๐
๑๕:๔๘:๕๕	๖๓.๐๐	๗๗.๐๐	๗๑.๒๐	๓๕.๓๐	๖๖.๘๐	๓๘.๑๐	๘๗.๔๐	๖๔.๓๐
๑๕:๔๙:๕๕	๖๒.๕๐	๗๖.๖๐	๗๑.๐๐	๓๓.๗๐	๖๖.๙๐	๓๘.๐๐	๘๗.๕๐	๖๔.๕๐
๑๕:๕๐:๕๕	๖๒.๕๐	๗๖.๗๐	๗๑.๑๐	๒๙.๙๐	๖๗.๔๐	๓๘.๕๐	๘๗.๘๐	๖๔.๘๐
๑๕:๕๑:๕๕	๖๒.๘๐	๗๖.๘๐	๗๑.๑๐	๓๓.๑๐	๖๖.๗๐	๓๗.๗๐	๘๗.๕๐	๖๔.๘๐
๑๕:๕๒:๕๕	๖๒.๗๐	๗๖.๖๐	๗๑.๑๐	๓๑.๘๐	๖๗.๕๐	๓๘.๒๐	๘๗.๘๐	๖๔.๘๐
๑๕:๕๓:๕๕	๖๒.๘๐	๗๖.๗๐	๗๑.๐๐	๓๑.๔๐	๖๗.๕๐	๓๘.๑๐	๘๗.๗๐	๖๔.๙๐

ระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์และระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ

- อัตราการไหลของน้ำของระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์
- ข้อมูลการวัดอุณหภูมิของระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

ตารางที่ ข.๕ อัตราการไหลของน้ำของระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

Hot water leaving a set of solar collector

Bigger volume ๒๐.๐๐ gallon

๓/๕.๓/๑ liter

Times	Record time	Volume flow rate			Density*	Mass flow rate
	(s)	(liter/s)	(liter/min)	(m ^๓ /h)	(kg/m ^๓)	(kg/s)
๓/๑๒/๒๐๑๐	๑๖๘	๐.๔๕	๒๗.๐๕	๐.๘๑	๙๘๘.๐๕	๐.๔๕
๓/๑๒/๒๐๑๐	๑๖๙	๐.๔๕	๒๖.๘๘	๐.๘๑	๙๘๘.๐๕	๐.๔๕
๓/๑๒/๒๐๑๐	๑๗๐	๐.๔๕	๒๖.๗๒	๐.๘๑	๙๘๘.๐๕	๐.๔๕
Average	๑๖๙.๐๐	๐.๔๕	๒๖.๘๘	๐.๘๑	๙๘๘.๐๕	๐.๔๕

Note : * At water temperature around ๕๐ Celcius

ตารางที่ ข.๖ ข้อมูลการวัดอุณหภูมิของระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

Time	$T_{HW,Coll,i}$	$T_{HW,Coll,o}$	$T_{ST,Coll}$	I_T
	(°C)	(°C)	(°C)	(W/m ²)
๑๕:๐๐:๑๒	๖๐.๕๐	๖๔.๕๐	๖๑.๙๐	๑,๐๒๕.๖๙
๑๕:๐๕:๑๒	๖๑.๒๐	๖๔.๙๐	๖๒.๓๐	๑,๐๐๘.๒๘
๑๕:๑๐:๑๒	๖๑.๓๐	๖๕.๑๐	๖๓.๐๐	๙๘๔.๐๘
๑๕:๑๕:๑๒	๖๒.๓๐	๖๕.๑๐	๖๓.๒๐	๖๑๙.๕๓
๑๕:๒๐:๑๒	๖๒.๓๐	๖๖.๒๐	๖๓.๓๐	๖๕๐.๑๑
๑๕:๒๕:๑๒	๖๓.๓๐	๖๖.๓๐	๖๔.๒๐	๘๙๓.๘๘
๑๕:๓๐:๑๒	๖๓.๕๐	๖๔.๓๐	๖๔.๒๐	๕๕๔.๓๕
๑๕:๓๕:๑๒	๖๓.๙๐	๖๕.๖๐	๖๔.๘๐	๓๑๓.๓๘
๑๕:๔๐:๑๒	๖๔.๕๐	๖๖.๒๐	๖๕.๑๐	๕๐๖.๕๘
๑๕:๔๕:๑๒	๖๔.๖๐	๖๖.๓๐	๖๕.๕๐	๖๑๓.๔๑
๑๕:๕๐:๑๒	๖๕.๐๐	๖๖.๓๐	๖๕.๙๐	๓๑๔.๐๑
๑๕:๕๕:๑๒	๖๕.๑๐	๖๓.๖๐	๖๖.๐๐	๓๙๒.๙๙
๑๕:๐๐:๑๓	๖๕.๕๐	๖๓.๕๐	๖๖.๕๐	๔๕๓.๕๐
๑๕:๐๕:๑๓	๖๔.๘๐	๖๕.๑๐	๖๖.๒๐	๑๓๖.๙๔
๑๕:๑๐:๑๓	๖๓.๖๐	๖๓.๕๐	๖๕.๘๐	๑๐๔.๖๓
๑๕:๑๕:๑๓	๖๒.๔๐	๖๒.๐๐	๖๕.๖๐	๘๖.๘๔
๑๕:๒๐:๑๓	๖๑.๐๐	๖๐.๕๐	๖๕.๔๐	๘๒.๘๐
๑๕:๒๕:๑๓	๕๙.๘๐	๕๙.๔๐	๖๕.๒๐	๓๙.๔๑
๑๕:๓๐:๑๓	๕๙.๕๐	๕๙.๐๐	๖๕.๒๐	๓๙.๐๓
๑๕:๓๕:๑๓	๕๙.๓๐	๕๘.๘๐	๖๕.๒๐	๓๙.๒๕
๑๕:๔๐:๑๓	๕๙.๑๐	๕๘.๖๐	๖๕.๒๐	๖๘.๑๕

ระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ

- อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ
- อัตราการไหลของน้ำของระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ
- ข้อมูลการวัดอุณหภูมิของระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ

ตารางที่ ข.๗ อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ

Time	$T_{UG,i}$	$T_{CW,i}$	$T_{UG,i}-T_{CW,i}$	$P_{H,R-๑๒๓}$	$P_{L,R-๑๒๓}$	W_{VCHP}
	(°C)	(°C)	(PSI)	(PSI)	(PSI)	(kW)
๑๒:๒๑:๐๐	๕๒.๙	๒๕.๕	๒๗.๔	๕๔	๑๒	๒.๗/๒๑
๑๒:๔๓:๐๐	๕๓	๒๕	๓๒	๕๘	๑๒	๒.๗/๕๓
๑๓:๐๕:๐๐	๖๑.๔	๒๕.๗	๓๕.๗	๖๓	๑๓	๒.๗/๙๙
๑๓:๑๕:๐๐	๖๒.๙	๒๕.๘	๓๗.๑	๖๕	๑๓	๒.๗/๘๘
๑๓:๓๓:๐๐	๖๖.๒	๒๕.๘	๔๐.๔	๗๐	๑๓	๒.๘๖๔
๑๓:๔๓:๐๐	๖๗.๔	๒๖.๓	๔๑.๑	๗๒	๑๔	๒.๘๗๙
๑๔:๐๓:๐๐	๗๐.๘	๒๖	๔๔.๘	๗๗	๑๔	๒.๙๖๘
๑๔:๒๖:๐๐	๗๓.๑	๒๖.๓	๔๖.๘	๘๑	๑๔	๒.๙๗๖
๑๔:๔๘:๐๐	๗๕.๒	๒๖.๓	๔๘.๙	๘๔	๑๗	๒.๙๗๖
๑๕:๐๕:๐๐	๗๖.๗	๒๖.๕	๕๐.๒	๘๗	๑๗	๓.๐๓
๑๕:๒๕:๐๐	๗๘.๓	๒๖.๒	๕๒.๑	๙๐	๑๘	๓.๐๕๘
๑๕:๔๓:๐๐	๘๐.๒	๒๖.๒	๕๔	๙๔	๑๙	๓.๑
Average	—	๒๖	—	—	—	๒.๙๐๖

ตารางที่ ข.๘ อัตราการไหลของน้ำของระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ

Hot water leaving condenser

Bigger volume ๒๕.๔๕ liter

Times	Record time	Volume flow rate			Density*	Mass flow rate
	(s)	(liter/s)	(liter /min)	(m ^๓ /hr)	(kg/m ^๓)	(kg/s)
๑	๒๕	๑.๐๒	๖๑.๐๗	๑.๘๖	๙๘๓.๒๐	๑.๐๐
๒	๒๖	๐.๙๘	๕๘.๗๒	๑.๗๙	๙๘๓.๒๐	๐.๙๖
๒	๒๕	๑.๐๒	๖๑.๐๗	๑.๘๖	๙๘๓.๒๐	๑.๐๐
Average	๒๕.๓๓	๑.๐๐	๖๐.๒๙	๑.๘๓	๙๘๓.๒๐	๐.๙๙

Note : * At water temperature around ๖๐ celcius

Hot water leaving evaporator

Bigger volume ๒๕.๔๕ liter

Times	Record time	Volume flow rate			Density*	Mass flow rate
	(s)	(liter /s)	(liter /min)	(m ^๓ /hr)	(kg/m ^๓)	(kg/s)
๓/๑๑/๒๕๕๒	๓/๐	๐.๓๖	๒๑.๘๑	๐.๖๖	๙๙๒.๒๒	๐.๓๖
๔/๑๑/๒๕๕๒	๓/๐	๐.๓๖	๒๑.๘๑	๐.๖๖	๙๙๒.๒๒	๐.๓๖
๕/๑๑/๒๕๕๒	๓/๐	๐.๓๖	๒๑.๘๑	๐.๖๖	๙๙๒.๒๒	๐.๓๖
Average	๓/๐.๐๐	๐.๓๖	๒๑.๘๑	๐.๖๖	๙๙๒.๒๒	๐.๓๖

Note : * At water temperature around ๔๐ celcius

ตารางที่ ข.๙ ข้อมูลการวัดอุณหภูมิของระบบปั๊มความร้อนแบบอัดไอ

Time	T _{ref,Evap,o}	T _{ref,Comp,o}	T _{ref,Cond,o}	T _{ref,TXV,o}	T _{HW,Evap,i}	T _{HW,Evap,o}	T _{HW,Cond,i}	T _{HW,Cond,o}
	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)	(°C)
๑๕:๐๐:๑๒	๒๕.๓๐	๘๙.๘๐	๕๘.๐๐	๑๐.๑๐	๔๔.๒๐	๔๓.๐๐	๓๕.๓๐	๓๙.๓๐
๑๕:๐๕:๑๒	๒๕.๔๐	๙๐.๑๐	๕๘.๐๐	๙.๙๐	๔๔.๕๐	๔๒.๙๐	๓๕.๕๐	๓๙.๘๐
๑๕:๑๐:๑๒	๒๕.๐๐	๘๙.๘๐	๕๘.๑๐	๑๐.๐๐	๔๔.๓๐	๔๒.๙๐	๓๕.๓๐	๓๙.๙๐
๑๕:๑๕:๑๒	๒๕.๓๐	๙๐.๐๐	๕๘.๐๐	๑๐.๑๐	๔๔.๓๐	๔๒.๙๐	๓๖.๐๐	๔๐.๒๐
๑๕:๒๐:๑๒	๒๕.๒๐	๙๐.๓๐	๕๘.๒๐	๑๐.๑๐	๔๔.๕๐	๔๓.๐๐	๓๖.๑๐	๔๐.๔๐
๑๕:๒๕:๑๒	๒๕.๑๐	๙๐.๔๐	๕๘.๓๐	๑๐.๐๐	๔๔.๕๐	๔๓.๑๐	๓๖.๔๐	๔๐.๘๐
๑๕:๓๐:๑๒	๒๕.๐๐	๙๐.๓๐	๕๘.๒๐	๑๐.๑๐	๔๔.๖๐	๔๓.๐๐	๓๖.๐๐	๔๐.๖๐
๑๕:๓๕:๑๒	๒๕.๒๐	๙๐.๓๐	๕๘.๒๐	๑๐.๒๐	๔๔.๖๐	๔๓.๑๐	๓๖.๑๐	๔๐.๕๐
๑๕:๔๐:๑๒	๒๕.๓๐	๙๐.๐๐	๕๘.๓๐	๑๐.๑๐	๔๔.๓๐	๔๓.๒๐	๓๖.๒๐	๔๐.๖๐
๑๕:๔๕:๑๒	๒๕.๓๐	๙๐.๔๐	๕๘.๓๐	๑๐.๒๐	๔๔.๘๐	๔๓.๓๐	๓๖.๓๐	๔๐.๖๐
๑๕:๕๐:๑๒	๒๕.๖๐	๙๐.๔๐	๕๘.๔๐	๑๐.๒๐	๔๔.๘๐	๔๓.๕๐	๓๖.๔๐	๔๐.๘๐
๑๕:๕๕:๑๒	๒๕.๕๐	๙๐.๕๐	๕๘.๔๐	๑๐.๒๐	๔๔.๘๐	๔๓.๕๐	๓๖.๖๐	๔๐.๙๐
๑๕:๐๐:๑๓	๒๕.๔๐	๙๐.๓๐	๕๘.๔๐	๑๐.๑๐	๔๔.๘๐	๔๓.๔๐	๓๖.๘๐	๔๑.๐๐
๑๕:๐๕:๑๓	๒๕.๖๐	๙๐.๘๐	๕๘.๔๐	๑๐.๒๐	๔๔.๘๐	๔๓.๓๐	๓๖.๙๐	๔๑.๒๐
๑๕:๑๐:๑๓	๒๕.๓๐	๙๐.๘๐	๕๘.๕๐	๑๐.๒๐	๔๔.๘๐	๔๓.๓๐	๓๖.๘๐	๔๑.๔๐
๑๕:๑๕:๑๓	๒๕.๖๐	๙๐.๕๐	๕๘.๕๐	๑๐.๓๐	๔๔.๙๐	๔๓.๕๐	๓๗.๐๐	๔๑.๓๐
๑๕:๒๐:๑๓	๒๕.๒๐	๙๐.๘๐	๕๘.๕๐	๑๐.๓๐	๔๔.๙๐	๔๓.๓๐	๓๗.๐๐	๔๑.๕๐
๑๕:๒๕:๑๓	๒๕.๓๐	๙๐.๙๐	๕๘.๕๐	๑๐.๓๐	๔๔.๖๐	๔๓.๔๐	๓๗.๒๐	๔๑.๘๐
๑๕:๓๐:๑๓	๒๕.๓๐	๙๐.๘๐	๕๘.๖๐	๑๐.๒๐	๔๔.๑๐	๔๓.๕๐	๓๗.๓๐	๔๑.๓๐
๑๕:๓๕:๑๓	๒๕.๒๐	๙๐.๕๐	๕๘.๖๐	๑๐.๒๐	๔๔.๘๐	๔๓.๓๐	๓๗.๕๐	๔๑.๘๐
๑๕:๔๐:๑๓	๒๕.๖๐	๙๐.๖๐	๕๘.๖๐	๑๐.๓๐	๔๔.๙๐	๔๓.๕๐	๓๗.๓๐	๔๒.๑๐