สัญญาเลขที่ R2557C082

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

การพัฒนาระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์

Development of Hot Air Emitted from Photovoltaic Solar to Assisted Heat Pump

คณะผู้ดำเนินงาน

ฉัตรชัย ศิริสัมพันธ์วงษ์

วิสุทธิ์ แช่มสะอาด

คงฤทธิ์ แม้นศิริ

ไพฑูรย์ เหล่าดี

รัฐพร เงินมีศรี

สำนักหอสมุด มหาวิทยาลัยนเรศวร
1 6931984
วันลงทะเบียน 18 [illegible] 2562
เลขทะเบียน .....
เลขเรียกหนังสือ 262
ศ2325
2558

สนับสนุนโดยกองทุนวิจัยมหาวิทยาลัยนเรศวร

กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยนี้ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจากมหาวิทยาลัยนเรศวร ประจำปีงบประมาณ 2557 คณะผู้ดำเนินงานวิจัยใคร่ขอขอบคุณอย่างยิ่ง ที่ให้งบประมาณสนับสนุนการวิจัยอย่างจริงจังและต่อเนื่องมาโดยตลอด ขอขอบคุณผู้บริหาร บุคลากร และเจ้าหน้าที่ของวิทยาลัยพลังงานทดแทนทุกท่าน ที่ได้ให้ความอนุเคราะห์ อำนวยความสะดวกและให้ความช่วยเหลือ ในการสนับสนุนข้อมูลและคำแนะนำที่เป็นประโยชน์ ส่งผลให้งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

คณะผู้วิจัย
มีนาคม 2558

ชื่อโครงการ การพัฒนาระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์

ชื่อผู้วิจัย
1. ฉัตรชัย ศิริสัมพันธ์วงษ์
2. วิสุทธิ์ แช่มสะอาด
3. คงฤทธิ์ แม้นศิริ
4. ไพฑูรย์ เหล่าดี
5. รัฐพร เงินมีศรี

หน่วยงานที่สังกัด
วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยนเรศวร
99 หมู่ 9 ถ.พิษณุโลก-นครสวรรค์ อ.เมือง จ.พิษณุโลก 65000
โทรศัพท์ 055-963182
โทรสาร 055-963182

ได้รับทุนอุดหนุนการวิจัยจาก งบประมาณรายได้มหาวิทยาลัยนเรศวร
ประจำปีงบประมาณ พ.ศ. 2557

จำนวนเงิน 180,000 บาท ระยะเวลา 1 ปี
ตั้งแต่วันที่ 1 เมษายน 2557 – 31 มีนาคม 2558

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้เป็นการพัฒนาระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์ โดยใช้แผงเซลล์แสงอาทิตย์ชนิด Amorphous silicon ต่ออนุกรมจำนวน 2 แผง กำลังผลิตไฟฟ้ารวม 80W แผงเซลล์แสงอาทิตย์ที่ใช้เป็นแบบ galss to glass มีขนาดพื้นที่รวมเท่ากับ 1.58 m^2 ด้านหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์ประกอบด้วยท่อน้ำทองแดงในการแลกเปลี่ยนความร้อน อัตราการไหลของน้ำที่ใช้ในการทดสอบเท่ากับ 0.032 kg/s ซึ่งน้ำร้อนที่ได้จากความร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์จะถูกนำไปเก็บไว้ในถังเก็บน้ำ เพื่อนำไปต่อเข้าระบบทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน จากการวิเคราะห์ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าของแผงเซลล์แสงอาทิตย์พบว่าระบบมีประสิทธิภาพเฉลี่ยเท่ากับ 6.04% และจากการที่อุณหภูมิของแผงเซลล์แสงอาทิตย์ลดลงทำให้ประสิทธิภาพในการผลิตไฟฟ้าสูงขึ้น 1.58% โดยน้ำร้อนที่ได้จากลมร้อนที่ระบายออกจากหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์สามารถทำให้อุณหภูมิน้ำสูงขึ้นเฉลี่ย 5˚C ซึ่งอุณหภูมิน้ำสูงสุดที่ระบบสามารถทำได้อยู่ที่ประมาณ 45˚C และผลจากการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน โดยควบคุมอุณหภูมิน้ำเข้าระบบปั๊มความร้อนที่อุณหภูมิ 30˚C และ 40˚C ซึ่งจากการทดสอบพบว่าอุณหภูมิน้ำที่ต่างกันจะมีผลต่ออัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของระบบ (EER) โดยที่น้ำอุณหภูมิ 40˚C จะมีค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานสูงกว่าน้ำอุณหภูมิ 30˚C และเมื่อคำนึงถึงอัตราความร้อนที่สามารถนำมาใช้ประโยชน์ได้ (Q_{Cond}) พบว่าน้ำเข้าระบบปั๊มความร้อนที่อุณหภูมิ 30˚C และ 40˚C ค่าอัตราความร้อนที่สามารถนำมาใช้ประโยชน์ได้อยู่ที่ประมาณ 1.40 kW และ 2.20 kW ตามลำดับ และได้ทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์สภาพการทำงานของระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์ พบว่าผลการจำลองทางคณิตศาสตร์มีค่าใกล้เคียงกับผลการทดสอบและเป็นไปในแนวเดียวกับผลที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะเชิงความร้อน ซึ่งสามารถนำไปวิเคราะห์เพื่อเปรียบเทียบกับสภาวะจริงในทางปฏิบัติได้

Title	Development of Hot Air Emitted from Photovoltaic Solar to Assisted Heat Pump
Research Staff	1. Chatchai Sirisamphanwong 2. Wisut Chamsa-ard 3. Konglit Mansiri 4. Paitoon Laodee 5. Rattaporn Ngoenmeesri
Institute Office	School of Renewable Energy Technology (SERT), Naresuan University, Phitsanulok 65000, Thailand Tel. 055-963182 Fax 055-963182
Budget	Naresuan University Fiscal year 2014
Amount	180,000 Baht, period 1 year, 1 April 2014 – 31 March 2015

Abstract

This research was a development of hot air emitted from back side of solar photovoltaic module to assisted heat pump. Two Amorphous silicon PV modules were seried and total capacity was 80 Watt. The glass to glass PV modules were used in this research with total area of 1.58m^2. Back side of PV module was copper tube which used for heat exchange. Water flow rate was tested at 0.032kg/s. Hot water from hot air emitted from solar PV were collected in a tank and connected to heat pump system. The electricity generation efficiency analysis shows that average efficiency was 6.04%. From a lower temperature of PV modules, the higher of electricity generation efficiency was found at 1.58%. Hot water from hot air emitted from solar PV increased temperature about 5°C. The highest temperature of water from the system was 30°C and 40°C. The test shows that different of water temperature affected the EER. At water temperature 40°C, EER was higher than water temperature at 30°C. Considering the Q_{Cond} of water input to heat pump at 30° C and 40°C, the Q_{Cond} was 1.40 kW and 2.20 kW, respectively.

The mathematical model of hot air emitted from back side of solar PV module to assisted heat pump were studied and showed that the mathematical model had similarly result as experiment and heat performance which can be use to comparative practical usage.

สารบัญ

บทที่ **หน้า**

บทที่ 4 ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล 29

4.1 การวิเคราะห์ผลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากลมร้อนใต้แผงเซลล์แสงอาทิตย์ 29

4.2 การวิเคราะห์ผลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน 34

4.1.1 กรณีอุณหภูมิน้ำถังที่ 1 มีอุณหภูมิ 30°C 34

4.1.2 กรณีอุณหภูมิน้ำถังที่ 1 มีอุณหภูมิ 40°C 35

4.2 ผลการจำลองสภาพการทำงานของระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน 36

4.2.1 สมการแบบจำลองค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน 36

4.2.2 การเปรียบเทียบสมรรถนะเชิงความร้อนระหว่างการทดสอบกับแบบจำลอง 37

บทที่ 5 สรุปผลการวิจัย 38

5.1 สรุปผลการวิจัย 38

5.2 ข้อเสนอแนะ 38

เอกสารอ้างอิง 40

ภาคผนวก ก : ผลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ 42

ภาคผนวก ข : ผลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน 49

ภาคผนวก ค : ผลงานตีพิมพ์ที่เกี่ยวข้องกับโครงการ 54

สารบัญตาราง

ตารางที่ **หน้า**

ตารางที่ 1 ข้อมูลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์.....43
ตารางที่ 2 ข้อมูลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์.....45
ตารางที่ 3 ข้อมูลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์.....47
ตารางที่ 4 ข้อมูลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อนเมื่อควบคุมอุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 ที่ 30°C..50
ตารางที่ 5 ข้อมูลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อนเมื่อควบคุมอุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 ที่ 40°C..52

สารบัญภาพ

รูปที่ **หน้า**

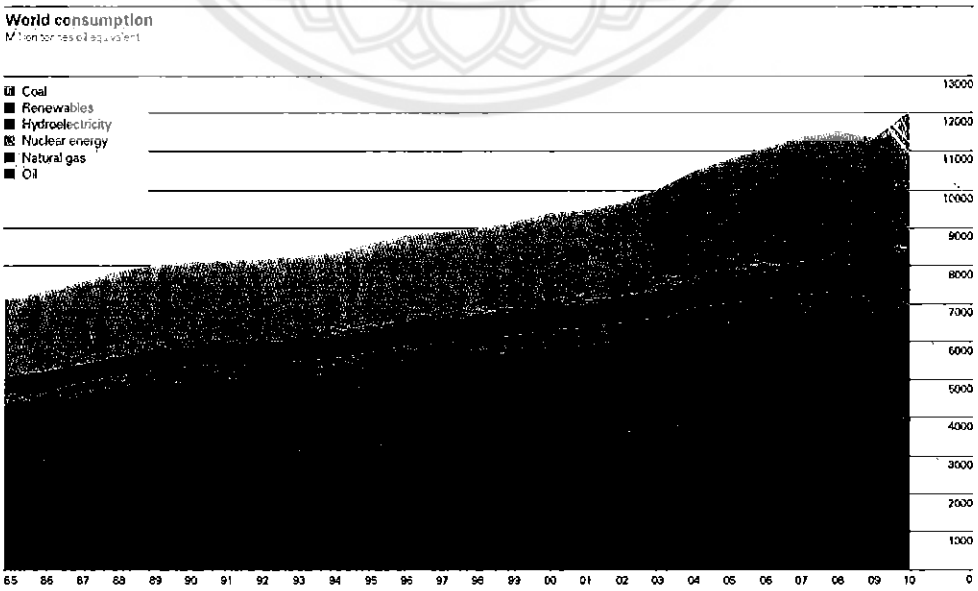
รูปที่ 26 ค่าความเข้มรังสีอาทิตย์และอุณหภูมิแวดล้อมเฉลี่ย วันที่ 21 ธันวาคม 2557 30
รูปที่ 27 อุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ วันที่ 21 ธันวาคม 2557 31
รูปที่ 28 ค่าความเข้มรังสีอาทิตย์และอุณหภูมิแวดล้อมเฉลี่ย วันที่ 22 ธันวาคม 2557 31
รูปที่ 29 อุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ วันที่ 22 ธันวาคม 2557 32
รูปที่ 30 สมรรถนะทางความร้อนของระบบผลิตน้ำร้อนที่ได้จากลมร้อน 32
รูปที่ 31 ค่าความเข้มรังสีอาทิตย์และอุณหภูมิแวดล้อมเฉลี่ย วันที่ 17 ธันวาคม 2557 33
รูปที่ 32 ค่าความเข้มรังสีอาทิตย์และอุณหภูมิแวดล้อมเฉลี่ย วันที่ 17 ธันวาคม 2557 33
รูปที่ 33 ความสัมพันธ์อุณหภูมิน้ำถังที่ 1 ($T_{S,1}$) และอุณหภูมิน้ำถังที่ 2 ($T_{S,2}$) ของระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน เมื่อควบคุมอุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 ที่ 30°C (วันที่ 24 ธันวาคม 2557) 34
รูปที่ 34 ความสัมพันธ์อุณหภูมิน้ำถังที่ 2 (T_{S2}), QCond และ EER ของระบบผลิตน้ำร้อน 35
รูปที่ 35 ความสัมพันธ์อุณหภูมิน้ำถังที่ 1 ($T_{S,1}$) และอุณหภูมิน้ำถังที่ 2 ($T_{S,2}$) ของระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน เมื่อควบคุมอุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 ที่ 40°C (วันที่ 26 ธันวาคม 2557) 35
รูปที่ 36 ความสัมพันธ์อุณหภูมิน้ำถังที่ 2 (TS2), QCond และ EER ของระบบผลิตน้ำร้อน 36
รูปที่ 37 การเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำ $T_{S,2}$, Q_{Cond} และ EER ที่ได้จากการทดลองเทียบกับ 37
รูปที่ 38 การเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำ $T_{S,2}$, Q_{Cond} และ EER ที่ได้จากการทดลองเทียบกับ 37

บทที่ 1

บทนำ

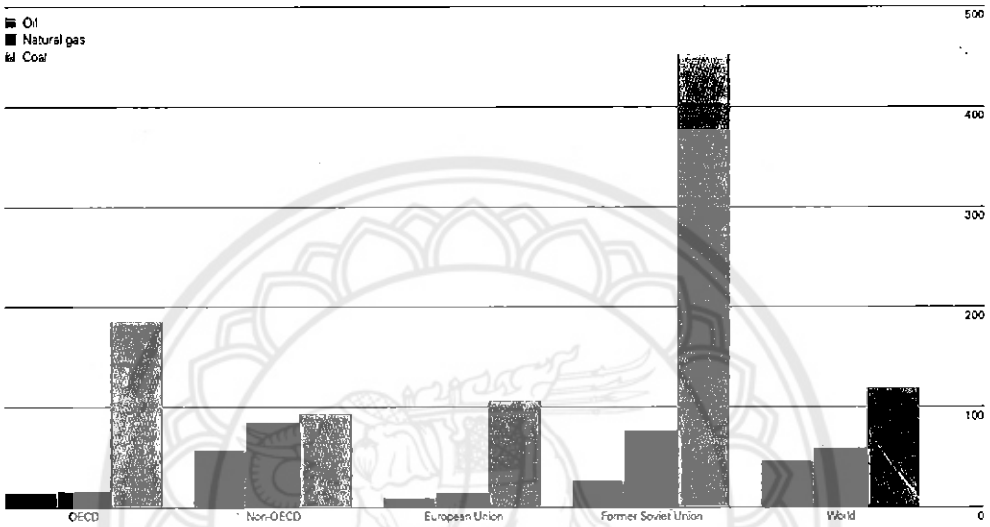
1.1 ความสำคัญและที่มาของงานวิจัย

จากสถานการณ์ของโลกที่ผ่านมาเกี่ยวกับเศรษฐกิจ ราคาน้ำมัน และการเพิ่มขึ้นของประชากรโลก โดยเฉพาะการเติบโตทางด้านเศรษฐกิจของประเทศจีนและอินเดีย ซึ่งมีผลกระทบอย่างรุนแรงทางด้านการใช้พลังงานจากเชื้อเพลิงฟอสซิลยังก่อให้เกิดมลพิษต่อสิ่งแวดล้อมและการปลดปล่อยก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ ทำให้เกิดปรากฏการณ์เรือนกระจก (Green House Effect) ผลกระทบที่ตามมาคือการเกิดปรากฏการณ์โลกร้อนหรือสภาวะโลกร้อน (Global Warming) สภาวะโลกร้อนเกิดจากก๊าซเรือนกระจก (Green House Gases) ในชั้นบรรยากาศมีปริมาณเพิ่มสูงขึ้นโดยเฉพาะก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์เป็นผลทำให้อุณหภูมิเฉลี่ยของผิวโลกและผืนมหาสมุทรสูงขึ้น ซึ่งมนุษย์มีส่วนเกี่ยวข้องในการทำให้เกิดขึ้นจากกิจวัตรประจำวัน เช่น การเผาไหม้เชื้อเพลิงจากถ่านหิน น้ำมัน และก๊าซธรรมชาติ การเผาไหม้ของเครื่องยนต์และการเติบโตทางด้านอุตสาหกรรม รวมทั้งการตัดไม้ทำลายป่าซึ่งเป็นแหล่งดูดซับก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ เป็นต้น โดยมีก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ และก๊าซเรือนกระจกอื่นๆ เป็นตัวการเก็บกักความร้อนจากแสงอาทิตย์ไว้ ไม่ให้คายออกไปสู่ชั้นบรรยากาศ ทำให้อุณหภูมิภายในโลกสูงขึ้น การที่โลกมีอุณหภูมิสูงขึ้น 2-3 องศาเซลเซียส จะส่งผลให้เกิดมหันตภัยต่างๆ ไม่ว่าจะเป็นการส่งผลให้เกิดพายุใหญ่ถี่ขึ้นและรุนแรงขึ้น ฝนไม่ตกตามฤดูกาล การละลายของธารน้ำแข็งในแถบกรีนแลนด์ละลายเพิ่มมากขึ้นโดยเฉพาะผืนน้ำแข็งบริเวณขั้วโลกเหนือและธารน้ำแข็งบนภูเขาทั้งหมดทั่วโลกละลายลงเรื่อยๆ อีกทั้งความแห้งแล้งอย่างรุนแรงและยาวนานในทวีปแอฟริกา สำหรับประเทศไทยนั้นก็ได้เกิดเหตุการณ์น้ำท่วมครั้งใหญ่ตลอด 5 ปีที่ผ่านมา ก่อให้เกิดความเสียหายต่อชีวิต ทรัพย์สินและพืชผลทางการเกษตรเป็นมูลค่ามหาศาล นอกจากปัญหาสภาวะอากาศโลกที่เปลี่ยนแปลงแล้ว ความต้องการพลังงานที่สูงมากทำให้พลังงานฟอสซิลสำรองของโลกลดน้อยลงและกำลังจะหมดไปในอนาคตอันใกล้นี้ ดังรูปที่ 1



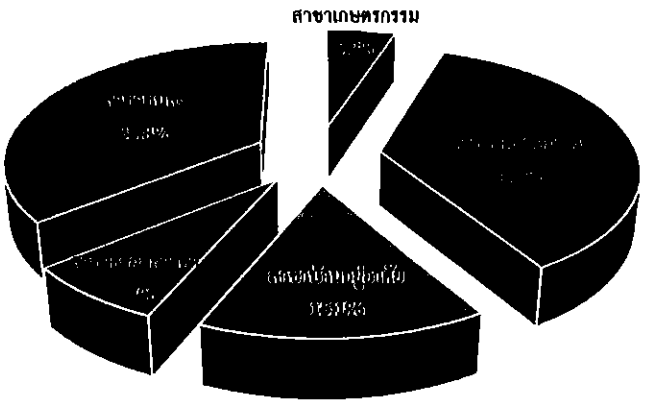
รูปที่ 1 การใช้พลังงานขั้นต้นของโลก [1]

จากรูปที่ 1 แสดงให้เห็นถึงแนวโน้มการเพิ่มขึ้นของการใช้พลังงานของโลก โดยในปี ค.ศ. 2010 มีอัตราการใช้พลังงานขั้นต้นของโลกเพิ่มขึ้น 5.6% และมีปริมาณกการใช้งานสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง ตามจำนวนประชากรที่เพิ่มขึ้น และการเจริญเติบโตทางเศรษฐกิจ พลังงานที่ใช้กันส่วนมากเป็นพลังงานที่ได้มาจากเชื้อเพลิงฟอสซิล (fossil fuel) ซึ่งอยู่ในรูปของ น้ำมัน ถ่านหิน ก๊าซธรรมชาติ ฯลฯ พลังงานเหล่านี้เป็นพลังงานที่ใช้แล้วหมดไปไม่สามารถนำกลับมาใช้ใหม่ได้ และปริมาณสำรองก็มีแนวโน้มลดลงตามความต้องการใช้พลังงานที่เพิ่มสูงขึ้น และจากข้อมูลพบว่าถ่านหินมีปริมาณสำรองมากที่สุด รองลงมาเป็นก๊าซธรรมชาติและน้ำมันมีปริมาณสำรองพลังงานน้อยที่สุดตามลำดับ ดังรูปที่ 2



รูปที่ 2 ปริมาณสำรองพลังงานของโลก [1]

ในสภาวการณ์ปัจจุบันไม่สามารถปฏิเสธได้ว่าพลังงานเป็นส่วนหนึ่งของการใช้ชีวิตประจำวัน ไม่ว่าจะเป็นการใช้น้ำมันในภาคการขนส่ง การใช้พลังงานความร้อน และการใช้พลังงานไฟฟ้าในกระบวนการอุตสาหกรรม ดังนั้นหากราคาพลังงานมีความผันผวน ก็จะส่งผลกระทบก่อให้เกิดค่าใช้จ่ายที่เพิ่มขึ้นทั้งในแง่ของการขนส่ง หรือแม้กระทั่งกระบวนการการผลิต ดังนั้นผู้บริโภคย่อมได้รับผลกระทบทั้งทางทางตรงและทางอ้อมอย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้ จากข้อมูลรายงานพลังงานของประเทศไทย 2555 (ที่มา: สถิติพลังงานของประเทศไทย (เบื้องต้น) กรมพัฒนาพลังงานทดแทน และอนุรักษ์พลังงาน กระทรวงพลังงาน) [2]



รูปที่ 3 การใช้พลังงานขั้นสุดท้ายแยกตามสาขาเศรษฐกิจ

จากข้อมูลการใช้พลังงานขั้นสุดท้ายโดยจำแนกตามสาขาเศรษฐกิจพบว่า สาขาอุตสาหรรมเป็นสาขาที่มีการใช้พลังงานมากที่สุด คิดเป็นร้อยละ 36.2 ของการใช้พลังงานขั้นสุดท้ายทั้งหมด รองลงมาได้แก่ สาขาขนส่ง บ้านอยู่อาศัย ธุรกิจการค้า และเกษตรกรรม คิดเป็นร้อยละ 35.8, 15.1, 7. และ 5.2 ตามลำดับ ซึ่งแสดงให้เห็นได้ว่าในอนาคตหากมีการใช้พลังงานที่มีอยู่อย่างจำกัด แบบไม่จำกัดย่อมส่งผลกระทบต่อผู้บริโภคอย่างหลีกเลี่ยงไม่ได้ จากแผนที่ศักยภาพพลังงานแสงอาทิตย์ของประเทศไทย (พ.ศ. 2542) (ที่มา: กรมพัฒนา และส่งเสริมพลังงานและคณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยศิลปากร)[4] พบว่าพื้นที่ส่วนใหญ่ของประเทศไทยได้รับรังสีอาทิตย์เฉลี่ยทั้งปี ในช่วง 18 – 19 MJ/m^2–day และจากการคำนวณปริมาณรังสีรวมรายวันเฉลี่ยต่อปีของพื้นที่ทั่วประเทศพบว่ามีค่าเท่ากับ 18.2 MJ/m^2–day จากข้อมูลข้างต้นแสดงให้เห็นว่าประเทศไทยเป็นประเทศที่มีศักยภาพพลังงานแสงอาทิตย์ค่อนข้างสูง แต่ทั้งนี้การประยุกต์ใช้พลังงานแสงอาทิตย์เพื่อนำมาผลิตเป็นพลังงานความร้อน หรือพลังงานไฟฟ้ายังไม่ค่อยได้รับความนิยมมากนัก ทั้งนี้อาจเนื่องมาจากราคาของอุปกรณ์ต่างๆ ที่ยังคงมีราคาค่อนข้างสูง และระบบยังคงไม่สามารถผลิตพลังงาน (พลังงานความร้อน และพลังงานไฟฟ้า) ได้ตามความต้องการของผู้ใช้งาน ดังนั้นหากมีระบบที่สามารถผลิตพลังงานความร้อน และพลังงานไฟฟ้าแบบผสมผสานที่ซึ่งสามารถผลิตได้ทั้งพลังงานความร้อน และพลังงานไฟฟ้าได้ในเวลาเดียวกัน (Hybrid) ก็จะเป็นการช่วยให้ระบบเป็นที่น่าสนใจมากยิ่งขึ้น

สำหรับงานวิจัยนี้จึงมีแนวความคิดที่จะทำการออกแบบ และพัฒนาระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากใต้แผงเซลล์แสงอาทิตย์ ที่ซึ่งทำหน้าที่เสมือนเครื่องทำระเหยของระบบปั๊มความร้อน (Photovoltaic Solar Assisted Heat Pump, PV-SAHP) มาเป็นแหล่งพลังงานความร้อนป้อนให้ปั๊มความร้อน โดยระบบดังกล่าวจะส่งผลให้อุณหภูมิของแผงเซลล์ลดลง ซึ่งจะส่งผลโดยตรงต่อประสิทธิภาพของเซลล์แสงอาทิตย์ให้สูงขึ้น อีกทั้งจะส่งผลให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะของปั๊มความร้อน (COPHP) เพิ่มสูงขึ้นตามไปด้วย ทั้งนี้งานวิจัยนี้จะช่วยให้เกิดการใช้พลังงานในรูปแบบของการผสมผสาน (Hybrid) ซึ่งจะทำให้ระบบเป็นที่น่าสนใจในการประยุกต์เพื่อที่จะนำไปใช้งานในกระบวนการต่างๆ มากยิ่งขึ้น อาทิกระบวนการอุตสาหกรรม ที่สามารถนำพลังงานมาใช้ทั้งในแง่การผลิตไฟฟ้าเพื่อใช้งาน และการผลิตพลังงานความร้อนเพื่อนำมาใช้ในกระบวนการต่างๆ ได้อีกด้วย

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1.2.1 เพื่อพัฒนา ออกแบบ และสร้างระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์

1.2.2 เพื่อศึกษาปัจจัยที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำงานของระบบ คือ ปริมาณรังสีอาทิตย์, อัตราการใช้น้ำผ่านเครื่องควบแน่น (Condenser) และอุณหภูมิน้ำร้อนที่ถูกดึงไปใช้งานผ่านเครื่องควบแน่น

1.2.3 เพื่อวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปั๊มความร้อน (COP_{HP}) และประสิทธิภาพเซลล์แสงอาทิตย์

1.3 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.3.1 ได้ระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์

1.3.2 ได้ผลประเมินปัจจัยที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำงานของระบบ ซึ่งประกอบด้วยปริมาณรังสีอาทิตย์ อัตราการใช้น้ำผ่านเครื่องควบแน่น (Condenser) และอุณหภูมิน้ำร้อนที่ถูกดึงไปใช้งานผ่านเครื่องควบแน่น

1.3.3 ได้ผลวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปั๊มความร้อน (COPHP) และประสิทธิภาพเซลล์แสงอาทิตย์

1.3.4 สามารถนำผลการศึกษาที่ได้มาใช้เป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่นำมาใช้ในการอนุรักษ์พลังงานภายในอาคาร

1.3.5 ได้ต้นแบบเพื่อนำไปใช้ในการเรียนการสอนในรายวิชาเทอร์โมไดนามิกส์ของวิทยาลัยฯ

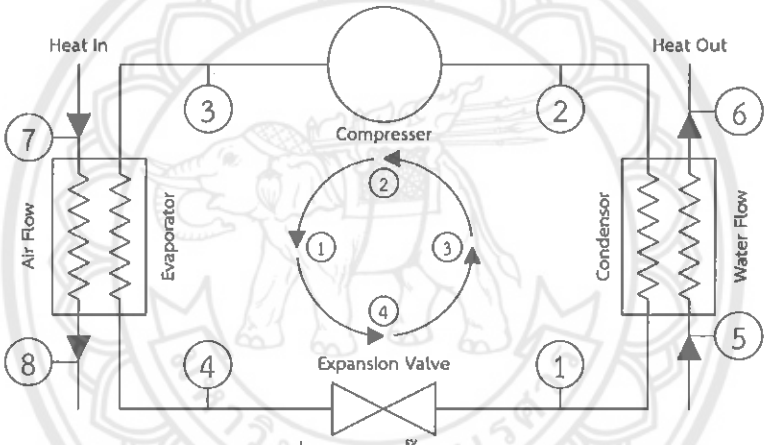
1.3.6 ได้ผลงานวิจัยสำหรับการนำเสนอในงานประชุมวิชาการในระดับประเทศ หรือต่างประเทศอย่างน้อย 1 ฉบับ ซึ่งภาคเอกชนสามารถนำไปพัฒนาสู่เชิงพาณิชย์ในอนาคต

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

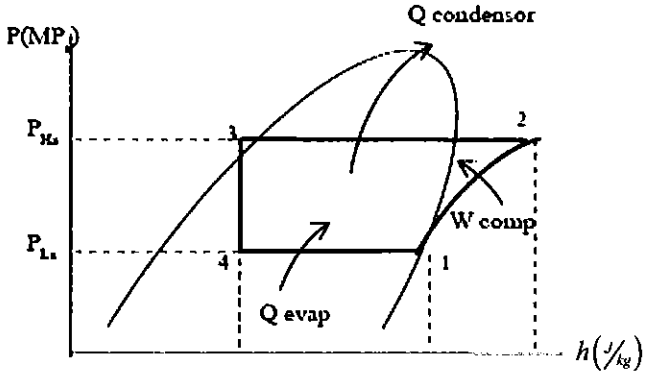
2.1 ระบบปั๊มความร้อน

ปั๊มความร้อนจะเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการดึงความร้อนจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำมาจ่ายให้แหล่งความร้อนอุณหภูมิสูง อุปกรณ์หลักประกอบด้วย เครื่องอัดไอ (Compressor) เครื่องควบแน่น (Condenser) วาล์วลดความดัน (Expansion valve) และเครื่องระเหย (Evaporator) ดังแสดงในรูป 4 ในวงจรการทำงานจะมีสารที่ระเหยง่ายรับความร้อนที่คอยล์เย็น แล้วเดือดกลายเป็นไอที่อุณหภูมิต่ำ ไอที่ได้จะถูกอัดตัวโดยอุปกรณ์อัดไอและไปควบแน่นที่คอยล์ร้อนจนกลายเป็นของเหลว จากนั้นจะลดความดันอย่างรวดเร็วผ่านวาล์วลดความดันจนมีอุณหภูมิต่ำมารับความร้อนที่คอยล์เย็นอีก ข้อดีของการใช้ปั๊มความร้อน คือ สามารถเพิ่มอุณหภูมิน้ำร้อนได้แม้ในเวลาไม่มีแสงแดด



รูปที่ 4 ระบบปั๊มความร้อน

วัฏจักรการทำงานของระบบปั๊มความร้อนประกอบด้วย 4 กระบวนการ คือ กระบวนการอัดไอ (Compressor Process) กระบวนการควบแน่น (Condensation Process) กระบวนการลดความดันในวาล์วขยายตัว (Throttling Process) กระบวนการทำระเหย (Evaporation Process) ซึ่งแสดงดังรูปที่ 5



รูปที่ 5 วัฏจักรการทำงานของปั๊มความร้อนใน P-h Diagram

กระบวนการอัดไอ 1 - 2 (Compressor Process) สารทำความเย็นที่ไหลออกจากเครื่องทำระเหยในสถานะอิ่มตัวที่ความดันและอุณหภูมิต่ำที่สภาวะที่ 1 ถูกเพิ่มความดันโดยการอัดตัวแบบไอเซนโทรปิคในคอมเพรสเซอร์ไปสู่สภาวะที่ 2 ซึ่งเป็นไอร้อนยวดยิ่ง ที่สภาวะนี้จะถูกทำให้เย็นลงในคอนเดนเซอร์ ดังนั้น กำลังงานที่ป้อนเข้าคอมเพรสเซอร์ สมมติว่าไม่มีการสูญเสียความร้อนจากตำแหน่งที่ 1 ถึงตำแหน่งที่ 2 สามารถหาได้จาก

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \tag{1}$$

กระบวนการควบแน่น 2 - 3 (Condensation Process) ความร้อนจากสารทำความเย็นจะถ่ายเทไปสู่อากาศที่ใช้ระบายความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ ซึ่งจะกระทำในสภาวะความดันคงที่ (P Constant) เมื่อสารทำความเย็นผ่านคอนเดนเซอร์จะอยู่ในสภาพของเหลวอิ่มตัว (สภาวะที่ 3) และจะถูกลดความดันขณะผ่านกระบวนการลดความดันในวาล์วขยายตัว ดังนั้น อัตราความร้อนที่ถ่ายเทออกจากคอนเดนเซอร์ คือ ตำแหน่งที่ 2 ถึงตำแหน่งที่ 3 สามารถหาได้จาก

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_r(h_2 - h_3) \tag{2}$$

กระบวนการลดความดันในวาล์วขยายตัว 3 - 4 (Throttling Process) เป็นการลดความดันของสารทำความเย็นจากสภาวะที่ 3 ไปสู่สภาวะที่ 4 โดยการกระทำในสภาวะเอนทัลปีคงที่ (h Constant) ซึ่งในกระบวนการนี้จะเป็นของผสมระหว่างสารทำความเย็นและไอของสารทำความเย็น สารทำความเย็นในสภาวะนี้มีความดันและอุณหภูมิต่ำและไหลเข้าสู่เครื่องทำระเหยเพื่อรับความร้อนจากบริเวณที่ต้องการทำความเย็น

กระบวนการทำระเหย 4 - 1 (Evaporation Process) ความร้อนจากอากาศจะถูกดูดเพื่อใช้ในการระเหยของของเหลวให้เป็นก๊าซพลังงานหรือความร้อน ซึ่งกระทำในสภาวะความดันคงที่ (P Constant) ดังนั้น อัตราความร้อนที่ถ่ายเทเข้าอีวาปอเรเตอร์ สามารถหาได้จาก

$$\dot{Q}_{Evap} = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \tag{3}$$

ดังที่ได้กล่าวมาแล้วข้างต้น ดังนั้นงานคอมเพรสเซอร์สามารถหาได้จากผลต่างของการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์และอีวาปอเรเตอร์ ดังนี้

$$\dot{W}_{Comp} = \dot{Q}_{Cond} - \dot{Q}_{Evap} \tag{4}$$

การคำนวณประสิทธิภาพเพื่อหาสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปั๊มความร้อน จะใช้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อน (Coefficient of Performance; COP) ที่ซึ่งเป็นอัตราส่วนของความร้อนที่ถ่ายเทออกจากเครื่องควบแน่นต่องานที่ให้แก่ปั๊มความร้อน โดยสามารถหาได้ดังนี้

$$COP_{hp} = \frac{\dot{Q}_{Cond}}{\dot{W}_{Comp}} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)} \tag{5}$$

สำหรับระบบปั๊มความร้อนที่ใช้น้ำเป็นตัวถ่ายเทความร้อนที่อีวาปอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ ดังรูปที่ 4 เมื่อมีน้ำหมุนเวียนในระบบเพื่อการระบายความร้อน ซึ่งอัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์ไปยังน้ำ คำนวณจาก

$$\dot{Q}_{Cond} = \dot{m}_w C_p \left(T_6 - T_5\right) \tag{6}$$

โดยค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อน (Coefficient of Performance; COP) ของปั๊มความร้อนจะหาได้จากอัตราความร้อนที่ถ่ายเทออกจากคอนเดนเซอร์ ต่อกำลังงานที่ป้อนเข้าคอมเพรสเซอร์ดังสมการ

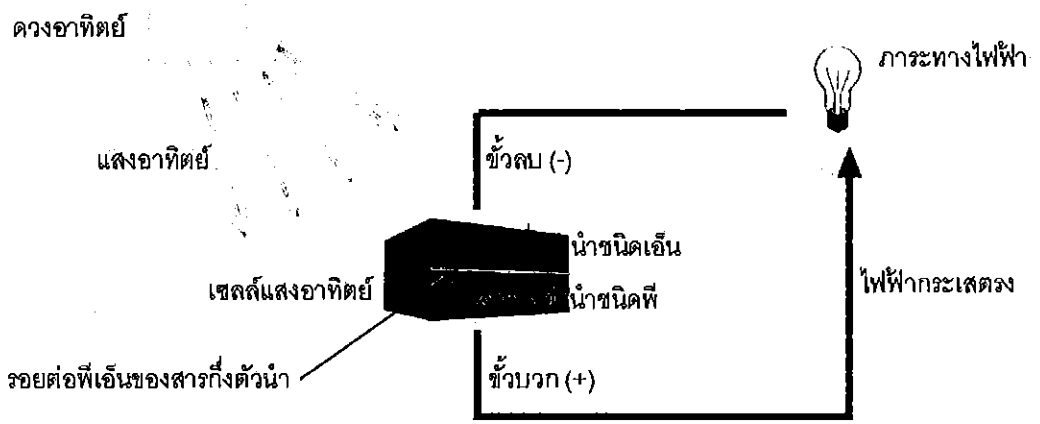
$$COP_{hp} = \frac{\dot{m}_w C_p \left(T_6 - T_5\right)}{\dot{W}_{Comp}} \tag{7}$$

อัตราส่วนประสิทธิภาพทางพลังงานของปั๊มความร้อน (Energy Efficiency Ratio; EER) หาได้จากอัตราส่วนของพลังงานความร้อนที่ใช้ประโยชน์ต่อพลังงานไฟฟ้ารวมทั้งหมดที่ใช้ในระบบ ดังนี้

$$EER = \frac{\dot{m}_w C_p \left(T_6 - T_5\right)}{P_{Elect}} \tag{8}$$

2.2 เซลล์แสงอาทิตย์

แหล่งพลังงานที่มีความสำคัญอีกแหล่งหนึ่งที่นำมาใช้กับรถไฟฟ้าในปัจจุบันก็คือพลังงานแสงอาทิตย์ โดยใช้แผงเซลล์แสงอาทิตย์ในการเปลี่ยนรูปพลังงาน ซึ่งเซลล์แสงอาทิตย์ คือ สารกึ่งตัวนำ (Semiconductor) ที่สามารถเปลี่ยนพลังงานจากแสงอาทิตย์ให้ไปเป็นไฟฟ้าได้ โดยไฟฟ้าที่ได้นั้นจะเป็นไฟฟ้ากระแสตรง เซลล์แสงอาทิตย์โดยทั่วไปประกอบไปด้วยรอยต่อของสารกึ่งตัวนำ ซึ่งส่วนใหญ่คือซิลิกอนที่มีคุณสมบัติแตกต่างกัน เรียกรอยต่อนี้ว่ารอยต่อพีเอ็น (P-N Junction) ทำหน้าที่สร้างสนามไฟฟ้าภายในเซลล์แสงอาทิตย์ เมื่อแสงอาทิตย์ตกกระทบเซลล์แสงอาทิตย์ จะเกิดพาหะทางไฟฟ้าขึ้นสองชนิดคือ อิเล็กตรอน (ประจุลบ) และ โฮล (ประจุบวก) สนามไฟฟ้าที่บริเวณรอยต่อพีเอ็นจะแยกอิเล็กตรอนที่เกิดขึ้นให้ไหลไปทางขั้วลบและ แยกโฮลให้ไหลไปทางขั้วบวก มีผลทำให้เกิดแรงดันไฟฟ้าแบบกระแสตรงขึ้นที่ขั้วทั้งสอง ดังนั้นเมื่อเราต่อขั้วดังกล่าวเข้ากับภาระทางไฟฟ้า (เครื่องใช้ไฟฟ้ากระแสตรง) ก็จะเกิดการไหลของกระแสไฟฟ้าขึ้นภายในวงจร ดังรูปที่ 6

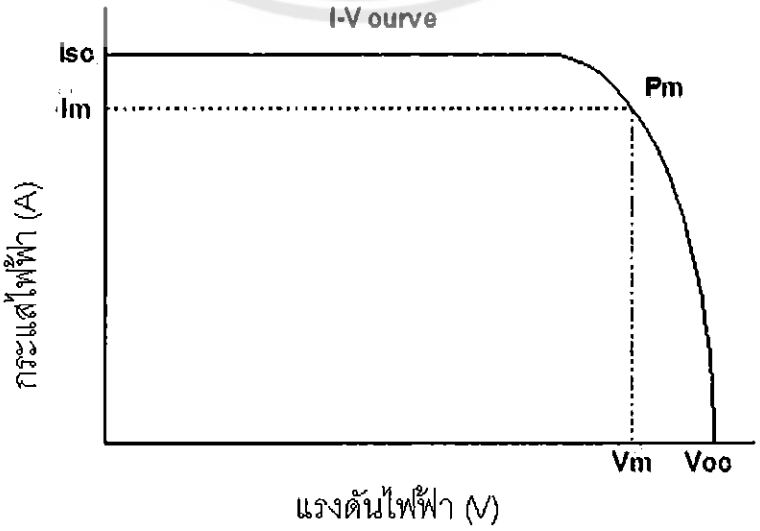


รูปที่ 6 ลักษณะทั่วไปและการทำงานของเซลล์แสงอาทิตย์

เซลล์แสงอาทิตย์โดยทั่วไปจะให้แรงดันไฟฟ้าประมาณ 0.5 โวลต์ ที่สภาวะวงจรเปิดและไม่มีภาระทางไฟฟ้า ส่วนค่ากระแสไฟฟ้าของเซลล์แสงอาทิตย์จะขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพและ ขนาดของเซลล์แสงอาทิตย์ (พื้นที่หน้าตัด) และยังขึ้นอยู่กับค่าความเข้มรังสีแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบบนพื้นผิวของเซลล์แสงอาทิตย์ ตัวอย่างเช่น เซลล์แสงอาทิตย์จากโรงงานขนาดพื้นที่หน้าตัด 160 ตารางเซนติเมตร จะสามารถผลิตไฟฟ้าได้สูงสุดประมาณ 2 วัตต์ ที่สภาวะความเข้มแสงอาทิตย์ประมาณ 1,000 วัตต์ต่อตารางเมตร และเมื่อความเข้มแสงอาทิตย์ลดต่ำลงเหลือประมาณ 400 วัตต์ต่อตารางเมตร เซลล์แสงอาทิตย์นี้ก็จะผลิตไฟฟ้าได้เพียงประมาณ 0.8 วัตต์ [4]

2.2.1 คุณสมบัติทางไฟฟ้าของแผงเซลล์แสงอาทิตย์

คุณสมบัติทางไฟฟ้าของแผงเซลล์แสงอาทิตย์สามารถอธิบายได้โดยใช้กราฟแสดงคุณสมบัติกระแส-แรงดันไฟฟ้าของแผงเซลล์แสงอาทิตย์ (IV-Curve) ลักษณะของ IV-Curve ไม่ว่าจะเป็นของเซลล์ (cell) โมดูล (module) แอร์เรย์ (array) จะมีลักษณะที่เดียวกัน ดังรูปที่ 7



รูปที่ 7 คุณสมบัติกระแสไฟฟ้าและแรงดันไฟฟ้าของเซลล์แสงอาทิตย์

- ค่ากระแสไฟฟ้าสูงสุด (I_m) คือค่ากระแสไฟฟ้าที่จุดกำลังไฟฟ้าสูงสุดของเซลล์แสงอาทิตย์ในขณะที่ต่ออยู่กับภาระทางไฟฟ้า
- ค่าแรงดันไฟฟ้าสูงสุด (V_m) คือค่าแรงดันไฟฟ้าที่จุดกำลังไฟฟ้าสูงสุดของเซลล์แสงอาทิตย์ในขณะที่ต่ออยู่กับภาระทางไฟฟ้า
- ค่ากระแสไฟฟ้าลัดวงจร (I_{sc}) คือค่ากระแสไฟฟ้าของเซลล์แสงอาทิตย์ในขณะที่เกิดการลัด วงจร
- ค่าแรงดันไฟฟ้าวงจรเปิด (V_{oc}) คือค่าแรงดันไฟฟ้าของเซลล์แสงอาทิตย์ในขณะที่ไม่มีภาระทางไฟฟ้า
- ค่ากำลังไฟฟ้าสูงสุด (P_m) คือค่ากำลังไฟฟ้าสูงสุดที่เซลล์แสงอาทิตย์จ่ายออกมาในขณะที่มีภาระทางไฟฟ้า
- ค่าฟิลล์แฟคเตอร์ (F.F) คือ ค่าอัตราส่วนของกำลังไฟฟ้าสูงสุดต่อผลคูณระหว่างค่ากระแสไฟฟ้าลัดวงจรกับแรงดันไฟฟ้าวงจรเปิดสามารถเขียนเป็นสมการได้ดังต่อไปนี้

$$F.F = \frac{P_m}{I_{sc} \times V_{oc}} = \frac{I_m \times V_m}{I_{sc} \times V_{oc}} \qquad (9)$$

เซลล์แสงอาทิตย์ที่ดีควรมีค่าฟิลล์แฟคเตอร์มากกว่า 0.7 ขึ้นไป เพื่อที่จะให้จุดทำงานมีค่าใกล้เคียงกับจุดกำลังไฟฟ้าสูงสุด

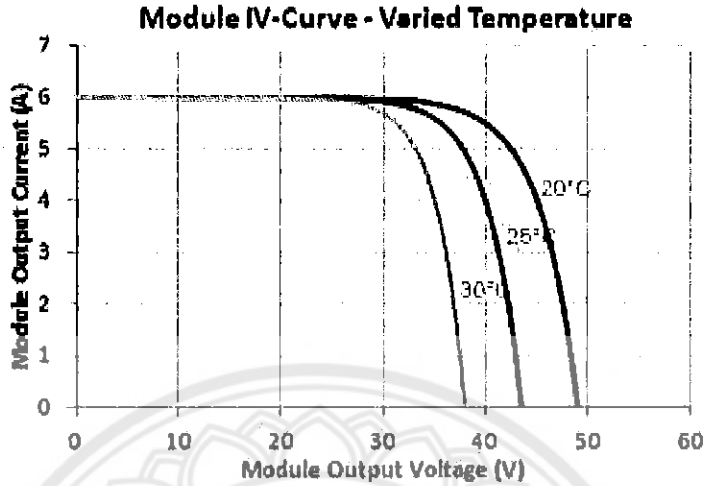
- ประสิทธิภาพสูงสุด (η_m) คือ ค่าอัตราส่วนกำลังไฟฟ้าสูงสุดต่อพลังงานที่ได้รับของแผงเซลล์แสงอาทิตย์ ซึ่งหาค่าได้จากสมการ

$$\eta_m = \left[\frac{P_m}{A_m G_T}\right] \times 100\% \qquad (10)$$

เมื่อ A_m คือ พื้นที่รับแสงของเซลล์แสงอาทิตย์ (m^2)
G_T คือ ค่าความเข้มรังสีดวงอาทิตย์ (W/m^2)

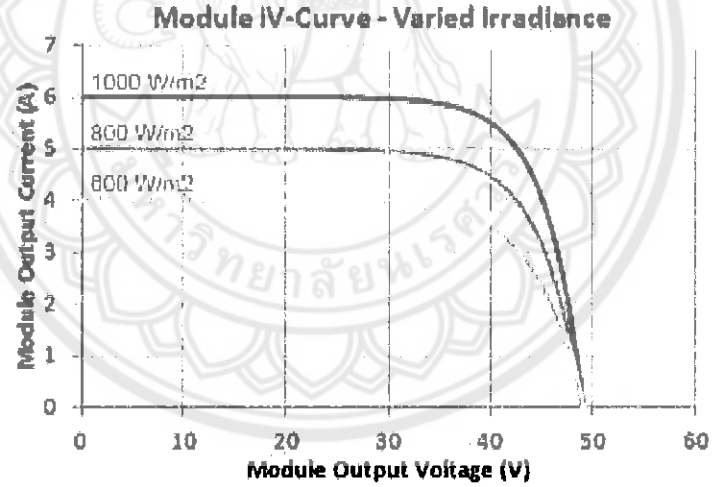
ในกรณีที่รูปกราฟ I-V Curve นี้เปลี่ยนแกนไปอยู่ใน Quadrant ที่สองหรือสี่ (ค่าแรงดันและกระแสไฟฟ้าเป็นลบ) จะหมายความว่าเกิดการสูญเสียกำลังไฟฟ้า ซึ่งสาเหตุอาจเกิดจากการที่เซลล์มีอุณหภูมิสูงมาก และใกล้ที่จะเสียหาย ดังนั้นจึงนิยมติดตั้ง Bypass Diode ไว้ที่แผงเซลล์เพื่อป้องกันการเกิดแรงดันไหลย้อนกลับเข้าเซลล์แสงอาทิตย์ โดยปกติการทดสอบคุณสมบัติทางไฟฟ้าของเซลล์แสงอาทิตย์เพื่อรับรองคุณภาพจะกระทำที่เงื่อนไขเฉพาะเรียกว่า Standard Testing Condition (STC) ซึ่งเงื่อนไขดังกล่าวการทดสอบเพื่อหาคุณสมบัติทางไฟฟ้าจะต้องทดสอบภายใต้เงื่อนไข ของค่าความเข้มรังสีดวงอาทิตย์ 1,000 W/m^2 ที่ค่ามวลอากาศ 1.5 และอุณหภูมิเซลล์ 25 °C สำหรับเซลล์แสงอาทิตย์แล้วจะมีลักษณะเฉพาะที่น่าสนใจคือ กระแสไฟฟ้าที่ผลิตได้จะเพิ่มขึ้นอย่างสม่ำเสมอเมื่อความเข้มรังสีดวงอาทิตย์เพิ่มขึ้น ซึ่งส่งผลต่อ I-V Curve ของเซลล์แสงอาทิตย์ที่สภาวะความเข้มรังสีดวงอาทิตย์คงที่ กับที่สภาวะอุณหภูมิแตกต่างกันแสดงดังรูป 8 และ 9 กำลังไฟฟ้าที่ผลิตได้ของเซลล์แสงอาทิตย์ชนิดซิลิกอนจะ

ตกลงเมื่ออุณหภูมิเซลล์สูงขึ้น ส่วนค่ากระแสนั้นจะเพิ่มขึ้นเล็กน้อย ในขณะที่ค่าแรงดันไฟฟ้าจะตกลงอย่างมาก ซึ่งโดยปกติกำลังไฟฟ้าจะตกลงไปประมาณ 0.4 – 0.6 %/°C



รูปที่ 8 I-V Curve กรณีเมื่อค่าความเข้มรังสีดวงอาทิตย์คงที่และอุณหภูมิเซลล์เพิ่มขึ้น

ที่มา : http://sargosis.com/articles/science/how-pv-modules-work/ calculating-the-iv-and-pv-curves-for-a-solar-module/

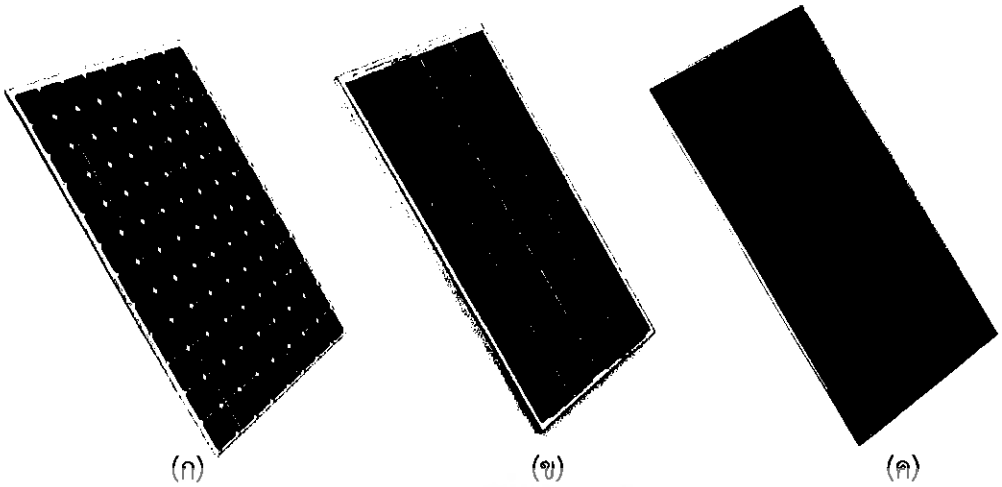


รูปที่ 9 I-V Curve กรณีเมื่ออุณหภูมิเซลล์คงที่และค่าความเข้มรังสีดวงอาทิตย์ลดลง

ที่มา : http://sargosis.com/articles/science/how-pv-modules-work/ calculating-the-iv-and-pv-curves-for-a-solar-module/

2.2.2 ประเภทของเซลล์แสงอาทิตย์

เซลล์แสงอาทิตย์สามารถจำแนกตามวัสดุที่นำมาผลิตเซลล์แสงอาทิตย์ได้ 2 ประเภท คือ เซลล์แสงอาทิตย์ที่ผลิตจากซิลิคอน (Silicon) กับเซลล์แสงอาทิตย์ที่ผลิตจากสารประกอบ โดยเซลล์แสงอาทิตย์ที่ผลิตจากซิลิคอน (Silicon) คือเซลล์แสงอาทิตย์ที่ผลิตมาจากธาตุซิลิคอนแบ่งตามลักษณะของรูปผลึกได้เป็น 3 รูปแบบ คือ แบบผลึกเดี่ยว (Single Crystalline) แบบผลึกผสม (Poly-Crystalline) และแบบอสัณฐาน (Amorphous) ซึ่งบางครั้งอาจเรียกว่า เซลล์แสงอาทิตย์แบบฟิล์มบาง (Thin Film Solar Cell) ดังรูปที่ 10



(ก) (ข) (ค)

รูปที่ 10 เซลล์แสงอาทิตย์ที่ทำมาจากซิลิคอน
(ก.แบบผลึกเดี่ยว ข.แบบผลึกผสม ค.แบบอสัณฐาน)

เซลล์แสงอาทิตย์ที่ผลิตจากสารประกอบ คือ เซลล์แสงอาทิตย์ที่นำธาตุตั้งแต่ 2 ชนิดขึ้นไปมาผลิตเป็นเซลล์แสงอาทิตย์ เช่น เซลล์แสงอาทิตย์ที่ผลิตมาจากสารประกอบแกลเลี่ยมอาเซไนด์ (GaAs) แคดเมียมเทลเลอไรด์ (CdTe) คอปเปอร์อินเดียมไดอาเซไนด์ (CIS) เซลล์แสงอาทิตย์ประเภทนี้ส่วนใหญ่มีประสิทธิภาพสูง แต่ข้อเสียของเซลล์ชนิดนี้คือ มีราคาแพง บางชนิดทำจากสารที่เป็นพิษต่อสิ่งแวดล้อม และมีปัญหาเรื่องอายุการใช้งาน

2.3 ทฤษฎีอุณหพลศาสตร์

ทฤษฎีอุณหพลศาสตร์ที่ใช้ในการถ่ายเทความร้อนประกอบด้วย การนำ การพา และการแผ่รังสีความร้อน ซึ่งจะมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

2.3.1 การนำความร้อน

การนำความร้อน คือ การเคลื่อนย้ายพลังงานจากขอบเขตที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่ขอบเขตที่มีอุณหภูมิต่ำ ดังนั้นเราสามารถกล่าวได้ว่า พลังงานคือการนำและอัตราการเคลื่อนย้ายความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ซึ่งเป็นสัดส่วนกับผลต่างขออุณหภูมิและ Fourier's law จะได้ว่า

$$q''_x = -k\frac{\partial T}{\partial X} \tag{11}$$

เมื่อ q''_x คือ ฟลักซ์ความร้อน (W/m^2)

$\frac{\partial T}{\partial X}$ คือ สัดส่วนผลต่างอุณหภูมิกับระยะทางการไหลของความร้อน

k คือ ค่าคงที่สภาพนำความร้อนของสสาร

เมื่ออุณหภูมิสามารถอธิบายแบบเชิงเส้นได้ จะสามารถเขียนผลต่างของอุณหภูมิได้ว่า

$$\frac{\partial T}{\partial X} = \frac{T_2 - T_1}{L} \tag{12}$$

โดยที่ฟลักซ์ของความร้อนคือ

$$q''_x = -k\frac{T_2 - T_1}{L} \tag{13}$$

และสามารถจัดรูปสมการใหม่ได้ว่า

$$q''_x = -k\frac{T_2 - T_1}{L} = k\frac{\Delta T}{L} \tag{14}$$

เมื่อฟลักซ์ความร้อนไหลผ่านพื้นที่หน้าตัดเท่ากับ A และหนาเท่ากับ L สมการของอัตราการส่งผ่านความร้อนสามารถเขียนได้ว่า

$$q_{cond} = q''_x \cdot A = kA\frac{\Delta T}{L} \tag{15}$$

โดยที่ q_{cond} แทนปริมาณความร้อนที่ได้จากการนำมีหน่วยเป็นวัตต์ (W)

2.3.2 การพาความร้อน

การพาความร้อนด้วยการไหลจากจุดหนึ่งไปสู่อีกจุดหนึ่ง เราเรียกว่ากระบวนการส่งผ่านความร้อนด้วยการพา ความเร็วของอากาศที่พัดผ่านแผ่นโลหะร้อนมีผลต่ออัตราการถ่ายโอนความร้อน เมื่อความร้อนไหลด้วยการนำในชั้นที่ความเร็วของของไหลเท่ากับศูนย์ เราจะกล่าวได้ว่าเป็นการส่งผ่านความร้อนด้วยการพา ซึ่งผลต่างของอุณหภูมิที่ชั้นี้จะขึ้นอยู่กับความเร็วของของไหล ยิ่งความเร็วของของไหลมีค่ามากขึ้นก็จะทำให้เกิดผลต่างของอุณหภูมิมากยิ่งขึ้น ผลเนื่องจากการพาทั้งหมดพิจารณาโดยใช้กฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's law of cooling)

$$q''_s = h(T_s - T_m) \tag{16}$$

และ $q_{conv} = Aq''_s$

จะได้ $$q_{conv} = hA(T_W - T_\infty) \tag{17}$$

เมื่อ q_{conv} แทนปริมาณความร้อนที่ได้จากการพามีหน่วยเป็นวัตต์ โดยที่อัตราการส่งผ่านความร้อนเป็นความสัมพันธ์ระหว่างพื้นที่ผิว A และผลต่างของอุณหภูมิที่พื้นผิวกับของไหลเมื่ h แทนสัมประสิทธิ์การพาความร้อน

2.3.3 การแผ่รังสีความร้อน

รังสีความร้อนคือการปลดปล่อยพลังงานของวัตถุที่มีขอบเขตของอุณหภูมิในช่วงหนึ่งๆ พลังงานของการแผ่รังสีเป็นการส่งด้วยคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า ในความเป็นจริงการส่งผ่านพลังงานด้วยการแผ่รังสีในสุญญากาศจะมีประสิทธิภาพมาก โดยที่ฟลักซ์สูงสุดของการแผ่รังสีจากพื้นผิวหาได้ด้วยสมการของ Stefan-Boltzmann คือ

$$q'' = \sigma T_s^4 \tag{18}$$

เมื่อ T_s แทนที่อุณหภูมิพื้นที่ผิวของวัตถุมีหน่วยเป็นเคลวิน (K) และ σ แทนค่าคงที่ของ Stefan-Boltzmann มีค่าเท่ากับ $5.67 \times 10^{-8}\ W/m^2 \cdot K^4$ โดยที่พื้นผิวนี้ถูกเรียกว่า ตัวแผ่รังสีจินตภาพหรือวัตถุดำ ดังนั้นฟลักซ์ความร้อนที่ปลดปล่อยออกมาจากพื้นผิวจริงจะมีค่าน้อยกว่าตัวแผ่รังสีจินตภาพเสมอและจะได้

$$q'' = \varepsilon_s \sigma T_s^4 \tag{19}$$

เมื่อ ε_s แทนคุณสมบัติการแผ่รังสีที่พื้นผิวของวัตถุ เรียกว่า ความสามารถในการปลดปล่อยพลังงาน คุณสมบัตินี้จะมีค่าอยู่ในช่วง $0 \leq \varepsilon_s \geq 1$ โดยที่อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างพื้นผิวของวัตถุกับบรรยากาศโดยรอบพื้นผิว จะแสดงให้เห็นได้ในรูปแบบต่อหน่วยพื้นที่ของพื้นผิววัตถุนั้นคือ

$$q'' = \frac{q_{rad}}{A_s} = \varepsilon_s \sigma (T_s^4 - T_{sur}^4) \tag{20}$$

โดยที่ q_{rad} แทนอัตราการแผ่รังสีความร้อนของพื้นผิวของวัตถุมีหน่วยเป็นวัตต์ A_s แทนพื้นที่ผิวของวัตถุมีหน่วยเป็นตารางเมตร (m^2) และ T_{sur} แทนอุณหภูมิของบรรยากาศโดยรอบมีหน่วยเป็นเคลวิน พื้นที่บรรยากาศโดยรอบไม่มีผลต่ออัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน จากสมการที่ 20 สามารถจัดรูปของสมการใหม่ได้เป็น

$$q_{rad} = \varepsilon_s \sigma A_s (T_s^4 - T_{sur}^4) \tag{21}$$

โดยที่คุณสมบัติของการแผ่รังสีความร้อนแสงอาทิตย์ของตัวกลางแต่ละชนิด จะมีค่าแตกต่างกันตามชนิดของตัวกลาง

2.4 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

สรรพวรรธ วิทยาศัย (2543). ศึกษาการเลือกใช้ปั๊มความร้อนเสริมสำหรับระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ในจังหวัดเชียงใหม่ สมการทางคณิตศาสตร์ถูกนำมาจำลองการทำงานของระบบเพื่อศึกษาถึงระยะเวลาการคืนทุนของระบบ โดยทำการปรับเปลี่ยนขนาดของปั๊มความร้อน ชนิดสารทำงานในปั๊มความร้อน ชนิดของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ และขนาดถังเก็บสะสมพลังงาน ปั๊มความร้อนจะถูกนำมาใช้เสริมระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์กรณีภาระของระบบคงที่ และไม่คงที่ เปรียบเทียบกับระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ทั่วไป

ผลการศึกษาพบว่า ระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ที่ใช้ปั๊มความร้อนเสริมจะให้ระยะเวลาคืนทุนที่สั้นกว่าระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ทั่วไปเมื่อระบบมีอัตราความต้องการความร้อนมากกว่า 10 MJ/hr ที่การทำงานแบบต่อเนื่อง 12 hr (กลางวัน) และ 24 hr/day เช่นระบบที่มีอัตราความต้องการความร้อน 15 MJ/hr แบบต่อเนื่อง 12 hr (กลางวัน) ระบบใช้ปั๊มความร้อนขนาด 830 W สารทำงาน R-134a และใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นราบกระจกชั้นเดียว ขนาด 6.6 m2 ที่มีถังเก็บสะสมพลังงานขนาด 200 L จะเป็นระบบที่เหมาะสมที่สุด โดยจะมีระยะเวลาคืนทุน 3.8 ปี

ส่วนการทำงานแบบภาระไม่คงที่ เช้า/บ่าย ที่มีระยะเวลาการทำงานรวม 3 และ 5 hr/day ระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ทั่วไปจะเหมาะสมสำหรับการใช้งานมากกว่าระบบที่ใช้ปั๊มความร้อนเสริม โดยมีระยะเวลาคืนทุนนานกว่า 5 ปี เช่นระบบที่มีอัตราความต้องการความร้อน 25 MJ/hr ที่เวลาการทำงานรวม 3 hr (6.00 – 7.00, 19.00 – 21.00 น) และ 5 hr (16.00 – 18.00, 19.00 – 22.00 น) พบว่าการใช้ระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ทั่วไปที่มีตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นราบกระจกชั้นเดียว ขนาด 6.6 และ 8.8 m2 ถังเก็บสะสมพลังงานขนาด 600 และ 1,000 L จะให้ระยะเวลาคืนทุน 6.6 และ 5.8 year ตามลำดับ

สรวิศ สอนสารี (2554). ศึกษาสมรรถนะของระบบปั๊มความร้อนเสริมพลังงานแสงอาทิตย์ เพื่อผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิสูง โดยในการศึกษาได้พัฒนาโมเดลอย่างง่าย เพื่อใช้ทำนายสมรรถนะการทำงานของระบบ ระบบประกอบด้วยตัวเก็บรังสีอาทิตย์ 10 ตัว ต่อขนานกัน ผลิตน้ำร้อนเก็บไว้ในถังขนาด 1,500 ลิตร เพื่อนำมาใช้หมุนเวียนในการถ่ายเทความร้อนให้กับปั๊มความร้อนที่ใช้สาร R-123 ขนาดความสามารถในการดึงความร้อน 5 kW โดยอีวาปอเรเตอร์ของระบบปั๊มความร้อนจะรับพลังงานความร้อนที่ได้จากแสงอาทิตย์ และจะถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำในถังขนาด 200 ลิตร ผ่านคอนเดนเซอร์

การทดลองได้ทำการทดสอบระบบเมื่อไม่มีภาระการใช้น้ำ และมีภาระการใช้น้ำที่อัตราการไหลต่างๆ พบว่า ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของทั้งสองกรณีจะลดลงเมื่ออุณหภูมิน้ำในถังน้ำถังที่ 2 เพิ่มขึ้น ที่ภาระการใช้น้ำที่มีอัตราการไหล 0.024 kg/s อุณหภูมิน้ำร้อนในถังจะมีอุณหภูมิค่อนข้างคงที่ประมาณ 80 °C และภาระการใช้น้ำที่อัตราการไหลที่ทำให้อุณหภูมิน้ำในถังลดลงจะส่งผลให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเพิ่มขึ้น ซึ่งผลที่ได้จากการทดสอบจะถูกนำมาเทียบกับแบบจำลองที่ได้ถูกพัฒนาขึ้น โดยจะพบว่า ผลที่ได้จากแบบจำลองการทำงานของระบบจะมีค่าใกล้เคียงกับผลที่ได้จากการทดลอง

แบบจำลองการทำงานที่ได้รับการพัฒนาแล้วจะถูกนำไปใช้ในการผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิใช้งานประมาณ 80 °C ในโรงงานอุตสาหกรรมขนาดเล็ก โดยมีปริมาณการใช้น้ำร้อนประมาณ 1,035 Liter/Day พบว่า พื้นที่ตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่มีความเหมาะสมที่สุด คือ 14.10 m2 (ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบต่อขนาน 6 ตัว) และขนาดถังน้ำร้อนถังที่ 1 และ 2 มีขนาด 800 และ 600 ลิตร ตามลำดับ ซึ่งจะมีผลตอบแทนในการลงทุนประมาณ 4.48% ของระยะเวลาคืนทุน 7.52 ปี เมื่อเทียบกับการผลิตน้ำร้อนด้วยขดลวดไฟฟ้า

ศุภชัย กีรติกาญจน์พงศ์ (2542). งานวิจัยนี้ทำการศึกษาสมรรถนะของระบบทำน้ำร้อนที่ใช้ฮีทปั๊มเสริมพลังงานแสงอาทิตย์ ตัวรับรังสีทำหน้าที่เป็นอีแวปปอเรเตอร์ สาร R-134a เป็นสารทำงาน และสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มาจำลองสถานการณ์ของระบบเพื่อทำนายค่าต่างๆ ของระบบทำน้ำร้อน มีค่ารังสีอาทิตย์ตกกระทบอยู่ในช่วง 490 – 700 W/m2 ความเร็วลมอยู่ในช่วง 1.4 – 3.3 m/s อัตราการไหลของสารทำงาน R-134a 0.003 kg/s อัตราการไหลของน้ำใช้งาน 0.02 kg/s เวลาทำการทดสอบ 10.00 – 15.00 น.

ผลการทดสอบพบว่า สัมประสิทธิ์สมรรถนะของฮีทปั๊มอยู่ในช่วง 2.36 – 4.29 ประสิทธิภาพตัวรับรังสีอยู่ในช่วง 54.64 – 75.12% และทำการเปรียบเทียบผลจากการทดลองกับผลจากการจำลองสถานการณ์ของระบบในเทอมประสิทธิภาพของตัวรับรังสี อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ตัวรับรังสี อัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์ สัมประสิทธิ์สมรรถนะของฮีทปั๊ม และประสิทธิภาพการทำน้ำร้อนของระบบ พบว่า มีค่าใกล้เคียงกัน และเมื่อจำลองการทำงานของระบบทำน้ำร้อนที่ใช้ฮีทปั๊มกรณีมีอุปกรณ์ความร้อนเสริมเทียบกับระบบทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ทั่วไป พบว่า ประสิทธิภาพตัวรับรังสีของทั้งสองระบบ และอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ตัวรับรังสีใกล้เคียงกัน อัตราพลังงานความร้อนเสริมของระบบทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ทั่วไปจะสูงกว่า ในส่วนอุณหภูมิน้ำร้อนก่อนผ่านอุปกรณ์ความร้อนเสริม และประสิทธิภาพการทำน้ำร้อนของระบบทำน้ำร้อนที่ใช้ฮีทปั๊มจะสูงกว่า

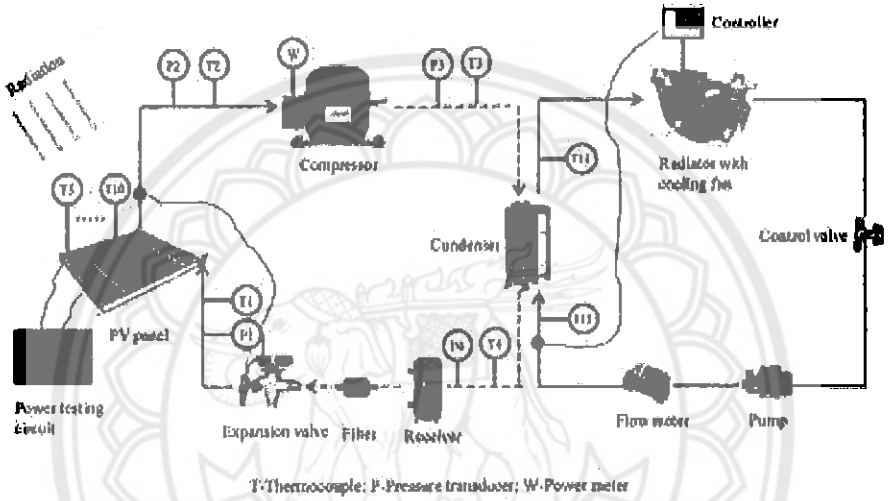
H.D. Fu et al. (2012) งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาระบบผลิตน้ำร้อนด้วยระบบปั๊มความร้อนเสริมพลังงานแสงอาทิตย์ โดยใช้ท่อความร้อนระบายความร้อนออกจากเซลล์แสงอาทิตย์ที่ซึ่งทำหน้าที่เสมือนเครื่องทำระเหย (Photovoltaic solar-assisted heat-pump/heat-pipe, PV-SAHP/HP) โดยการศึกษาได้กำหนดสภาวะออกเป็น 2 ส่วน คือ (1) ระบบผลิตน้ำร้อนจากท่อความร้อน และ (2) ระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อนเสริมพลังงานแสงอาทิตย์ฯ การศึกษาจะอยู่บนพื้นฐาน ปริมาณรังสีอาทิตย์ (Solar Radiation) และการทำงานของระบบที่ดีที่สุด ผลการศึกษาพบว่า (1) ระบบ PV-SAHP/HP กรณีระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อนเสริมพลังงานแสงอาทิตย์ฯ ประสิทธิภาพพลังงานเฉลี่ยเท่ากับ 61.1 – 82.1%, ประสิทธิภาพพลังงานสูงสุดที่เกิดขึ้น (Exergy Efficiency) เท่ากับ 8.3 – 9.1% และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) มีค่าเท่ากับ 4.01 เมื่อปริมาณรังสีอาทิตย์มีค่าสูง (2) ระบบ PV-SAHP/HP กรณีระบบผลิตน้ำร้อนจากท่อความร้อน ประสิทธิภาพพลังงานเฉลี่ยเท่ากับ 36.5 – 38.4% และประสิทธิภาพพลังงานสูงสุดที่เกิดขึ้น (Exergy Efficiency) เท่ากับ 7.4 – 7.8% เมื่อปริมาณรังสีอาทิตย์มีค่าสูง ทั้งนี้พลังงานที่ผลิตได้ (Energy Generation) และประสิทธิภาพพลังงานสูงสุดที่ผลิตออกมาของระบบจะมีค่าสูงสุดอยู่ที่ 28.9 และ 5.36 ตามลำดับ

Hongbing Chen et al. (2011) โดยทั่วไปการเปลี่ยนรูปพลังงานแสงอาทิตย์ไปเป็นพลังงานไฟฟ้าโดยใช้เทคโนโลยีเซลล์แสงอาทิตย์พบว่า ประสิทธิภาพของระบบจะลดลงเนื่องจากอุณหภูมิของแผงเซลล์แสงอาทิตย์เพิ่มสูงขึ้น สำหรับงานวิจัยนี้จึงมีแนวคิดที่จะเพิ่มประสิทธิภาพของแผงเซลล์แสงอาทิตย์โดยการนำเอาระบบมาผสมผสานกับปั๊มความร้อนเพื่อผลิตน้ำร้อนใช้งาน สำหรับงานวิจัยนี้ได้ใช้ R134a เป็นสารทำงานในระบบปั๊มความร้อน การศึกษาได้คำนึงถึง 3 ปัจจัยที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำงานของระบบ คือ ปริมาณรังสีอาทิตย์, อัตราการใช้น้ำผ่านเครื่องควบแน่น และอุณหภูมิน้ำร้อนที่ถูกดึงไปใช้งานผ่านเครื่องควบแน่น

ผลการศึกษาพบว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) เพิ่มขึ้น เมื่อปริมาณรังสีอาทิตย์เพิ่มขึ้น โดย COP มีค่าอยู่ระหว่าง 2.9 – 4.6 เมื่อปริมาณรังสีอาทิตย์มีค่าอยู่ระหว่าง 200 – 800 W/m2 อัตราการใช้น้ำผ่านเครื่องควบแน่นมีค่าคงที่เท่ากับ 2 L/min และอุณหภูมิน้ำร้อนที่ถูกดึงไปใช้งานผ่านเครื่องควบแน่น 35 °C ในส่วนของปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้จากเซลล์แสงอาทิตย์ และประสิทธิภาพของเซลล์แสงอาทิตย์เพิ่มสูงขึ้นเมื่อปริมาณรังสีอาทิตย์เพิ่มขึ้น โดยประสิทธิภาพของเซลล์แสงอาทิตย์จะเพิ่มสูงขึ้น 1.9% เมื่อเทียบกับแผงเซลล์แสงอาทิตย์ที่ไม่มีระบบระบายความร้อนด้านหลังแผง

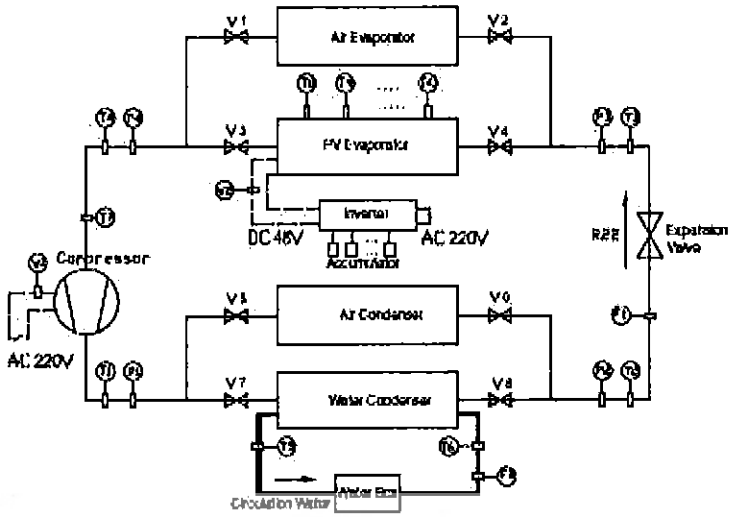
ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ลดลง เมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนที่ถูกดึงไปใช้งานผ่านเครื่องควบแน่นมีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น โดย COP มีค่าลดลงจาก 5.2 ลงไป 3.2 เมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนที่ถูกดึงไปใช้งานมีค่าเพิ่มขึ้นจาก 25 – 45 °C ที่ปริมาณรังสีอาทิตย์มีค่าประมาณ 600 W/m^2 และอัตราการใช้น้ำผ่านเครื่องควบแน่นมีค่าคงที่เท่ากับ 2 L/min ในส่วนปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ และประสิทธิภาพของเซลล์แสงอาทิตย์ไม่มีผลมากนัก

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ลดลง เมื่ออัตราการใช้น้ำผ่านเครื่องควบแน่นเพิ่มขึ้น โดย COP มีค่าลดลงจาก 6.7 ลงไป 2.8 เมื่ออัตราการใช้น้ำผ่านเครื่องควบแน่นเพิ่มขึ้นจาก 1 – 5 L/min ที่ปริมาณรังสีอาทิตย์มีค่าประมาณ 600 W/m2 และอุณหภูมิน้ำร้อนที่ถูกดึงไปใช้งานผ่านเครื่องควบแน่น 35 °C ในส่วนปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ และประสิทธิภาพของเซลล์แสงอาทิตย์ไม่มีผลมากนัก



รูปที่ 11 The schematic diagram of the hybrid PV panel-based heat pump system

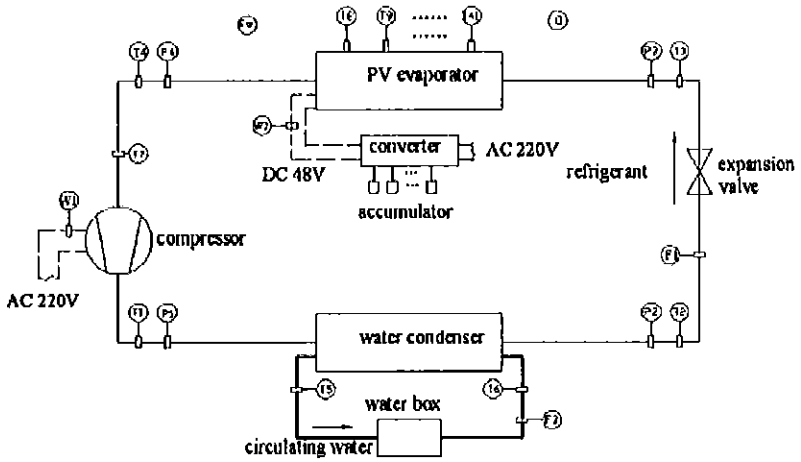
Jie Ji et al. (2009) งานวิจัยนี้ได้นำเสนอผลการศึกษาระบบผลิตน้ำร้อนด้วยระบบปั๊มความร้อนที่ใช้เซลล์แสงอาทิตย์ที่ติดตั้งท่อน้ำร้อนสำหรับทำหน้าที่เป็นเครื่องทำระเหย (Photovoltaic/Thermal Solar-Assisted Heat Pump, PV/T-SAHP) โดยได้ออกแบบตัวเก็บรังสีอาทิตย์ที่ติดตั้งเซลล์แสงอาทิตย์ไว้ด้านบนของท่อดูดกลืนความร้อน ที่ซึ่งระบบจะสามารถผลิตได้ทั้งพลังงานไฟฟ้า และพลังงานความร้อนได้ในเวลาเดียวกันได้เมื่อมีรังสีอาทิตย์ตกกระทบ ผลที่ได้จากการศึกษาได้จากการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลอง โดยตัวแปรสำคัญที่ได้ศึกษาแสดงดังนี้ ปริมาณรังสีอาทิตย์, อุณหภูมิแวดล้อม, สภาวะการทำงานของสารทำความเย็น, ความดัน, อุณหภูมิ, คุณภาพของไอ และเอลทัลปี ผลการศึกษาพบว่า ผลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มีค่าใกล้เคียงกับผลที่ได้จากการทดลอง ระบบจะสามารถผลิตไฟฟ้า และมีประสิทธิภาพทางความร้อนสูงเมื่อเทียบกับระบบแบบทั่วไป โดยประสิทธิภาพของเซลล์แสงอาทิตย์ และประสิทธิภาพเชิงความร้อนของระบบที่ได้จากการทดลองจะมีค่าเท่ากับ 12% และ 50% ตามลำดับ



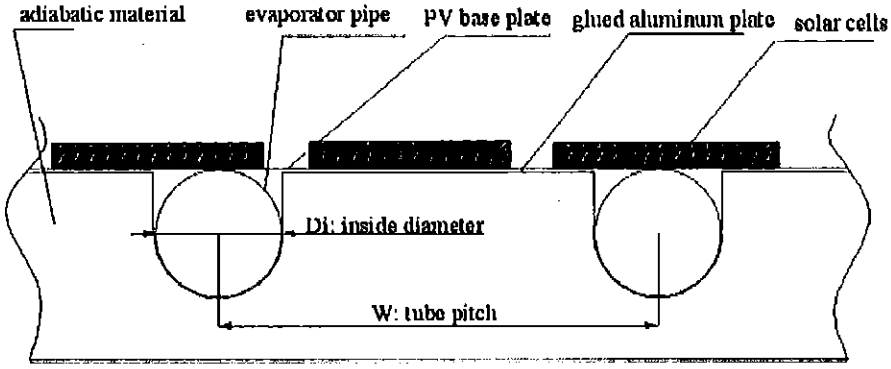
รูปที่ 12 Schematic diagram of the PV-SAHP experimental setup

Jie Ji et al. (2008) ได้ศึกษาระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้เซลล์แสงอาทิตย์ที่ระบายความร้อนด้วยท่อน้ำร้อน ซึ่งทำหน้าที่เสมือนเครื่องทำระเหยของระบบปั๊มความร้อน (Photovoltaic Solar Assisted Heat Pump, PV-SAHP) การศึกษาได้ทำการวิเคราะห์ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปั๊มความร้อน (COP) ผลการศึกษาพบว่า COP และประสิทธิภาพของเซลล์แสงอาทิตย์ของระบบ PV-SAHP จะมีค่าสูงกว่าระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนแบบทั่วไป ระบบจะมีค่า COP สูงสุดเท่ากับ 10.4 และมีค่าเฉลี่ยอยู่ที่ 5.4 โดยที่ค่าเฉลี่ยของประสิทธิภาพเซลล์แสงอาทิตย์จะมีค่าเท่ากับ 13.4% ทั้งนี้เมื่อคิดค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบโดยรวมระหว่างระบบผลิตไฟฟ้าด้วยเซลล์แสงอาทิตย์ และระบบผลิตความร้อนด้วยปั๊มความร้อน (Overall Coefficient of Performance, COPp/t) จะมีค่าเท่ากับ 16.1

Ji Jie et al. (2008) ได้ทำการศึกษาประสิทธิภาพเซลล์แสงอาทิตย์ (Photovoltaic) ที่ทำงานร่วมกับปั๊มความร้อน (Heat Pump) โดยการนำเอาท่อน้ำยา (สารทำความเย็น) มาติดตั้งบริเวณด้านหลังของเซลล์แสงอาทิตย์ ที่ซึ่งทำหน้าที่เสมือนเครื่องทำระเหย (Evaporator) ของระบบปั๊มความร้อน การศึกษาจะเป็นการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อนำมาเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลอง



รูปที่ 13 Outline schematic diagram of the experiment rig.



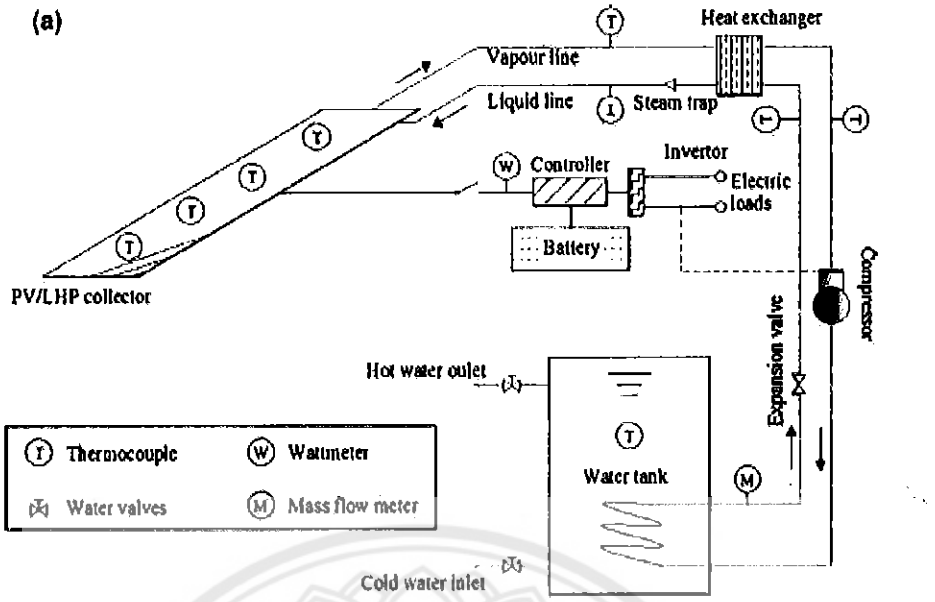
รูปที่ 14 Cross-section view of the PV evaporator panel (part plan)

ระบบปั๊มความร้อนเสริมระบบผลิตไฟฟ้าด้วยเซลล์แสงอาทิตย์ (PV-SAHP) ประกอบไปด้วยอุปกรณ์ดังนี้ (1) PV evaporator ใช้เซลล์แสงอาทิตย์แบบผลึกเดี่ยวที่มีขนาด 4.59 m2 (2) ปั๊มความร้อนขนาด 2.12 kW โดยผลที่ได้จากการศึกษาเมื่อวันที่ 29 ธันวาคม 2006 ช่วงเวลา 8.30 – 15.30 น. พบว่า

ปั๊มความร้อน พลังงานไฟฟ้าที่ถูกใช้มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 2.22 kWh โดยค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ของระบบอยู่ระหว่าง 3.8 – 8.4 ซึ่งเมื่อทำการเปรียบเทียบกับระบบปั๊มความร้อนที่ใช้ผลิตน้ำร้อนใช้ทั่วไปพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อนของระบบปั๊มความร้อนเสริมระบบผลิตไฟฟ้าด้วยเซลล์แสงอาทิตย์ (PV-SAHP) จะมีค่าสูงกว่า

ระบบผลิตไฟฟ้าด้วยเซลล์แสงอาทิตย์ สามารถผลิตพลังงานไฟฟ้ามีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 3.0 kWh (ซึ่งมีค่ามากกว่าพลังงานไฟฟ้าที่ระบบปั๊มความร้อนใช้งาน) โดยประสิทธิภาพของเซลล์แสงอาทิตย์จะมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 13.7% ซึ่งมีค่ามากกว่าเซลล์แสงอาทิตย์ที่ใช้ผลิตไฟฟ้าทั่วไป

Xingxing Zhang et al. (2012) งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาระบบผลิตน้ำร้อนร่วมกับระบบผลิตไฟฟ้าแบบเซลล์แสงอาทิตย์ (Solar Photovoltaic/loop-heat-pipe heat pump water heating system, PV/LHP) ในงานวิจัยได้ประยุกต์ใช้ท่อความร้อนซึ่งทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากเซลล์แสงอาทิตย์ โดยท่อความร้อนดังกล่าวจะทำหน้าที่เสมือนเครื่องทำระเหยของปั๊มความร้อน การศึกษาได้ทำการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลอง ผลการศึกษาพบว่าประสิทธิภาพไฟฟ้า, ความร้อน และประสิทธิภาพโดยรวมของระบบ PV/LHP ที่ได้จากการทดลองมีค่าเท่ากับ 10%, 40% และ 50% ตามลำดับ นอกจากนี้ผลที่ได้จากการศึกษายังพบอีกว่าระบบ PV/LHP เป็นระบบที่ช่วยเพิ่มอัตราส่วนในการเปลี่ยนรูปพลังงานทางด้านไฟฟ้าของเซลล์แสงอาทิตย์ และทางด้านความร้อนของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ โดยค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COPPV/T) โดยรวมของระบบมีค่าเท่ากับ 8.7 และพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้จากระบบเซลล์แสงอาทิตย์สามารถแบ่งออกเป็น 2 ส่วน (1) พลังงานไฟฟ้าที่ระบบใช้ 85% (2) ส่วนที่เหลือ 15% ของพลังงานทั้งหมดที่ผลิตได้สามารถนำไปใช้งานอื่นๆ ได้



รูปที่ 15 Schematics of a (a) experiment rig of the heat pump assisted PV/LHP solar water heating system

จากที่ได้กล่าวไปแล้วข้างต้นจะเห็นได้ว่างานวิจัยต่างๆ ที่ผ่านมาจะเป็นการศึกษา ออกแบบ และสร้างระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้เซลล์แสงอาทิตย์ที่ระบายความร้อนด้วยท่อน้ำร้อน ซึ่งทำหน้าที่เสมือนเครื่องทำระเหยของระบบปั๊มความร้อนเท่านั้น ยังไม่มีการศึกษา ออกแบบ และสร้างระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ที่มีความเหมาะสมกับสภาพภูมิอากาศของประเทศไทย ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงมีแนวความคิดที่จะนำเอาลมร้อนที่ระบายออกจากใต้แผงเซลล์แสงอาทิตย์มาเป็นแหล่งพลังงานป้อนให้กับระบบปั๊มความร้อน ที่ซึ่งจะเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพให้กับเซลล์แสงอาทิตย์ และยังได้แหล่งพลังงานมาป้อนให้กับระบบปั๊มความร้อนได้อีกด้วย ซึ่งจะก่อให้เกิดการใช้พลังงานในรูปแบบการผสมผสาน (Hybrid) จึงเป็นที่มาของโครงการวิจัย

บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

3.1 วิธีการดำเนินการวิจัย

โครงการวิจัยนี้เป็นการพัฒนาระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ โดยการดำเนินงานแบ่งออกเป็น 4 ช่วง มีรายละเอียดในการดำเนินโครงการดังนี้

ช่วงที่ 1 : ศึกษาและสร้างระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ โดยจะเป็นการศึกษาถึงผลงานวิจัยรวมถึงวรรณกรรมต่างๆ ที่ผ่านมา จากนั้นจะเป็นการรวบรวมข้อมูลไม่ว่าจะเป็นทฤษฎี ข้อดี / ข้อเสีย รวมถึงปัญหาในเชิงวิศวกรรมเพื่อที่จะนำมาปรับปรุงระบบฯ เมื่อได้ข้อมูลต่างๆ แล้วก็จะดำเนินการออกแบบ และสร้างระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ดังกล่าวต่อไป

ช่วงที่ 2 : ทดสอบการทำงาน / เก็บข้อมูล และวิเคราะห์ผลที่เกิดขึ้นในการดำเนินงานวิจัย และหาแนวทางแก้ไขปรับปรุงระบบให้มีความเหมาะสม

ช่วงที่ 3 : วิเคราะห์ปัจจัยที่ส่งผลต่อสมรรถนะการทำงานของระบบ คือ ปริมาณรังสีอาทิตย์, อัตราการใช้น้ำผ่านเครื่องควบแน่น (Condenser) และอุณหภูมิน้ำร้อนที่ถูกดึงไปใช้งานผ่านเครื่องควบแน่น เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปั๊มความร้อน (COPHP) และประสิทธิภาพเซลล์แสงอาทิตย์

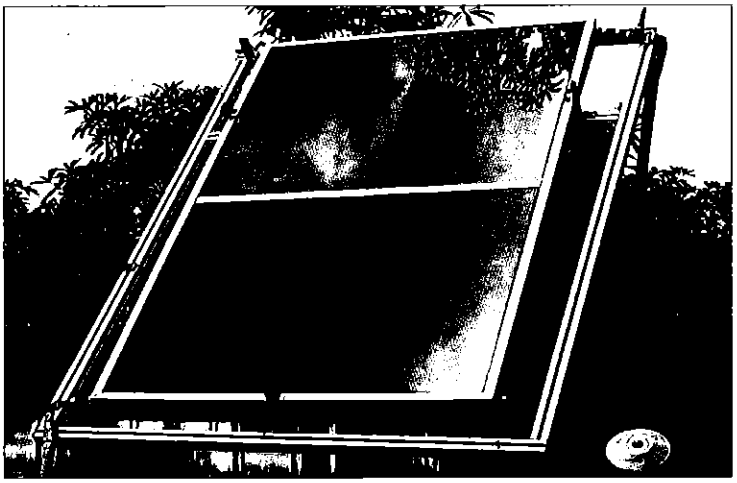
ช่วงที่ 4 : สรุปผลการวิจัยและจัดทำรายงาน

3.2 เครื่องมือและอุปกรณ์ที่ใช้ในงานวิจัย

3.2.1 ชุดทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนเสริมพลังงานแสงอาทิตย์ขนาดไม่น้อยกว่า 5kW ใช้สาร R-123 เป็นสารทำงานดังรูปที่ 16

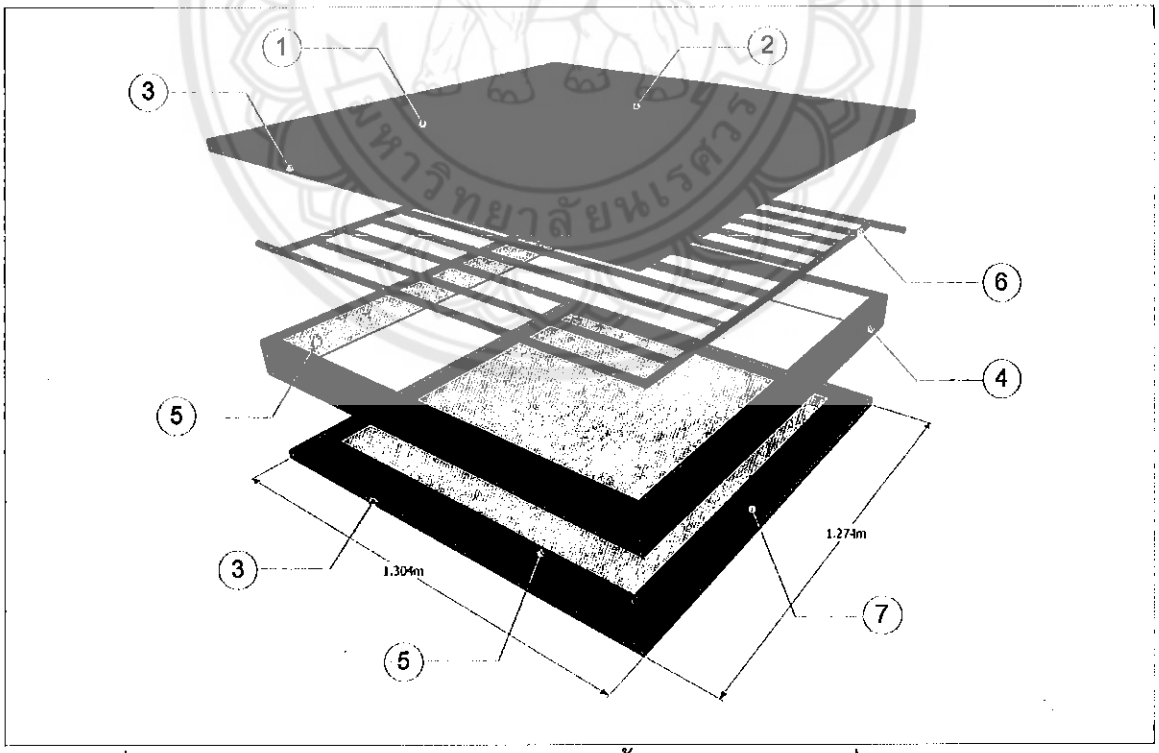
รูปที่ 16 ชุดทดสอบระบบปั๊มความร้อน

3.2.2 แผงเซลล์แสงอาทิตย์ชนิดอะมอร์ฟัส (Amorphous silicon) ยี่ห้อ BSC รุ่น BS40 ต่ออนุกรม จำนวน 2 แผง ขนาดกำลังผลิตไฟฟ้ารวม 80W แผงเซลล์แสงอาทิตย์เป็นแบบ galss to glass มีขนาดพื้นที่ของแผงเท่ากับ 1.58 m^2 ติดตั้ง ณ วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยนเรศวร ดังรูปที่ 17



รูปที่ 17 ชุดแผงเซลล์แสงอาทิตย์ชนิดอะมอร์ฟัส (Amorphous silicon) กำลังผลิตรวม 80 วัตต์

การออกแบบระบบผลิตน้ำร้อนโดยใช้ลมร้อนที่ระบายออกด้านหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์นั้นจะใช้แผงเซลล์แสงอาทิตย์ชนิด Amorphous แบบ Glass to Glass โดยอุปกรณ์ที่ใช้แลกเปลี่ยนระหว่างความร้อนใต้แผงเซลล์แสงอาทิตย์จะใช้ท่อทองแดงและใช้น้ำเป็นสารทำงานที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อน โดยในการออกแบบจะต้องให้แรงเสียดทานระหว่าผิวน้ำกับผนังท่อทองแดงให้มากและทำให้มีพื้นที่ผิวสัมผัสของท่อทองแดงมากขึ้นด้วย โดยรูปแบบและส่วนประกอบของระบบผลิตน้ำร้อนโดยใช้ลมร้อนที่ระบายออกด้านหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์แสดงดังรูปที่ 18



รูปที่ 18 รูปแบบและส่วนแระกอบของระบบผลิตน้ำร้อนโดยใช้ลมร้อนที่ระบายออกด้านหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์

ส่วนประกอบของระบบ

รายละเอียดส่วนประกอบของระบบผลิตน้ำร้อนโดยใช้ลมร้อนที่ระบายออกด้านหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์ มีดังนี้

1) แผงเซลล์แสงอาทิตย์ชนิดอะมอร์ฟัส (Amorphous silicon) ยี่ห้อ BSC รุ่น BS40 แบบ galss to glass จำนวน 2 แผง
2) ตัว T อลูมิเนียบมหนา 1.5 มม. ปิดรอยต่อระหว่างแผงเพื่อป้องกันการสูญเสียความร้อนออกระหว่างรอยต่อ
3) ฉากอลูมิเนียมขนาด 1" x 1" หนา 1.5 มม. ปิดขอบโดยรอบแผงเซล์แสงอาทิตย์กับกรอบอลูมิเนียมเพื่อความแข็งแรง
4) กรอบอลูมิเนียมหนา 2 มม. ขนาดความกว้าง 10 ซม. ตีเป็นกล่องสี่เหลี่ยมขนาด 1.27 x 1.30 ม.
5) ฉนวนป้องกันการสูญเสียความร้อนความหนา 1" กรุโดยรอบทั้งด้วยข้างและด้านล่างเพื่อป้องกันการสูญสียความร้อน
6) ท่อทองแดงหนา 1 มม. ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 15 มม. เป็นท่อลำเลียงน้ำ โดยให้ระยะห่างของท่อห่างกัน 10 ซม. โดยให้มีท่อน้ำเข้าและท่อน้ำออก
7) แผ่นไม้อัดหนา 10 มม. ปิดด้านหลังแผง

3.2.3 ถังเก็บน้ำร้อนที่ขนาดความจุ 200 ลิตร ทำหน้าที่เก็บน้ำร้อนอุณหภูมิสูงที่ได้จากปั๊มความร้อน ดังรูปที่ 19

รูปที่ 19 ถังน้ำเหล็กหุ้มฉนวนขนาด 200 ลิตร

3.2.4 ปั๊มน้ำขนาด 0.5 แรงม้า ใช้ไฟฟ้าขนาด 220 โวลต์ ความเร็วรอบของมอเตอร์ 2,850 รอบต่อนาที ทำหน้าที่ส่งน้ำจากถังเก็บน้ำร้อนเข้าคอนเดนเซอร์เพื่อผลิตน้ำร้อน ดังรูปที่ 20

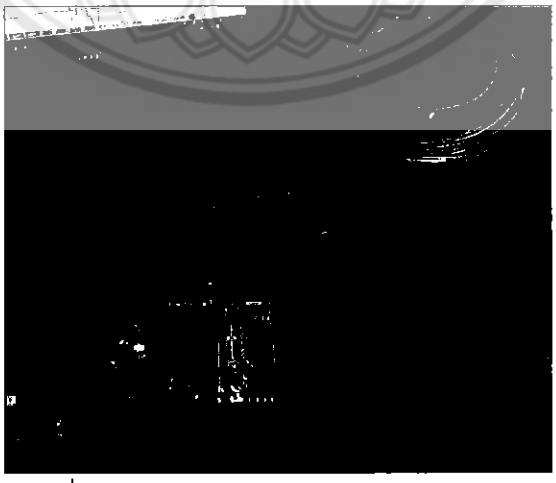
รูปที่ 20 ปั๊มน้ำหมุนเวียนระบบปั๊มความร้อน

3.2.5 คอมเพรสเซอร์แบบ Open Type Compressor ที่ใช้มอเตอร์ขับเคลื่อน มีขนาด 3 แรงม้า ใช้แรงเคลื่อนไฟฟ้า 380 โวลต์ กระแสไฟฟ้า 8.7 Amp ความเร็วรอบมอเตอร์ 1,420 รอบต่อนาที ใช้สาร R-123 เป็นสารทำงาน ทำหน้าที่ดูดและอัดสารตัวกลางให้มีความดันและอุณหภูมิสูง

3.2.6 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Plate Heat Exchanger เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นของระบบปั๊มความร้อนกับน้ำ ด้านอีวาปอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์

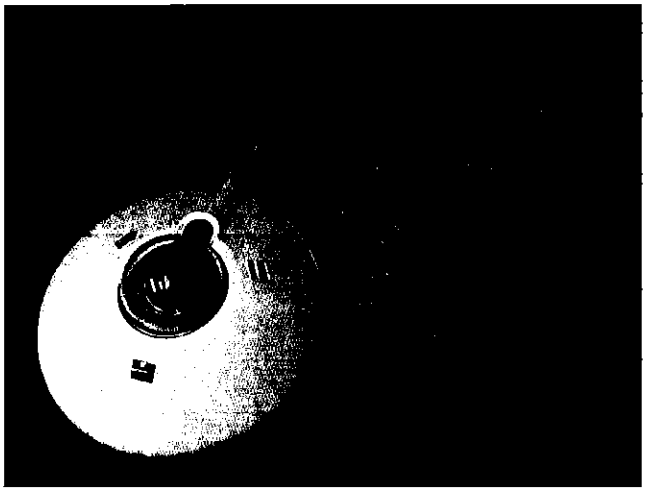
3.2.7 วาร์วลดแรงดัน (Expansion Valve) มีหน้าที่ลดแรงดันของสารทำความเย็นให้กลายเป็นไอที่อุณหภูมิต่ำ

3.2.8 เครื่องตรวจวัดและบันทึกข้อมูลอุณหภูมิแบบอัตโนมัติ ยี่ห้อ GRAPHTEC รุ่น GL-820 เพื่อใช้ในการเก็บข้อมูลสำหรับระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ โดยใช้เทอร์โมคัปเปิล Type K ขนาด 20 ช่องสัญญาณ ดังรูปที่ 21



รูปที่ 21 เครื่องตรวจวัดและบันทึกข้อมูลอุณหภูมิแบบอัตโนมัติ

3.2.9 อุปกรณ์วัดค่ารังสีอาทิตย์ (Pyranormeter) ยี่ห้อ KIPP & ZONEN CM11 มีค่า Sensitivity 8.62×10^{-6} V/Wm^{-2} ทำหน้าที่วัดปริมาณความเข้มรังสีอาทิตย์รังสีรวม หน่วยเป็น W/m^2 ดังรูปที่ 22

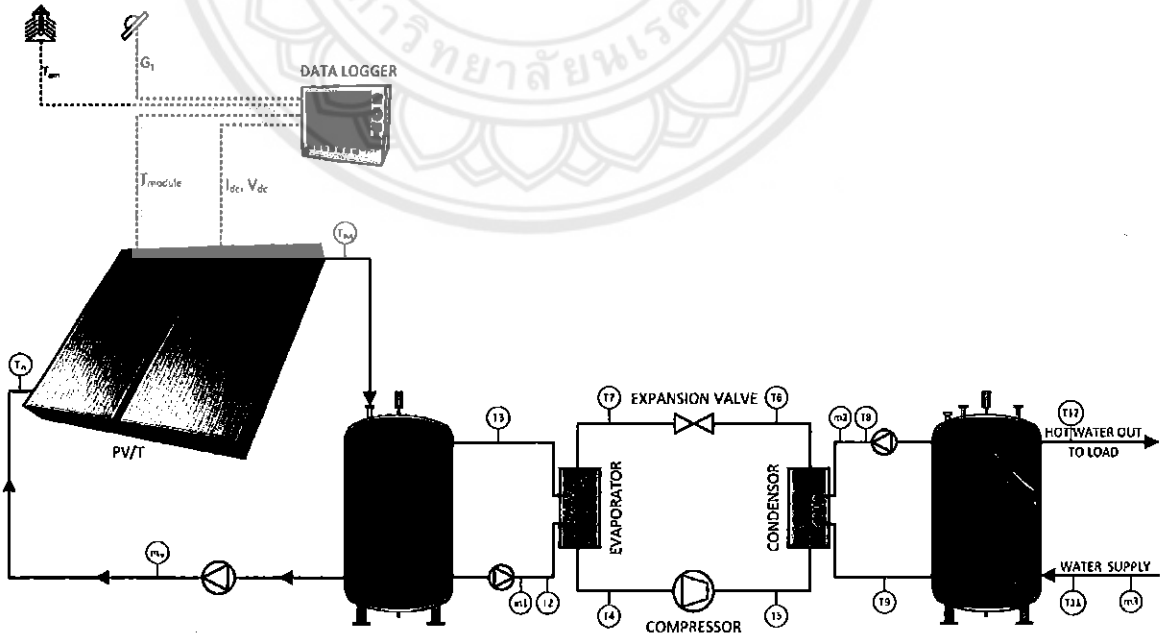


รูปที่ 22 อุปกรณ์วัดค่ารังสีอาทิตย์ (Pyranormeter)

3.2 วิธีดำเนินงานวิจัย

3.2.1 การทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์

เป็นการทดสอบการผลิตน้ำร้อนที่ได้จากการลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซล์แสงอาทิตย์ ทำการศึกษาทั้งในส่วนของการผลิตน้ำร้อนและการผลิตไฟฟ้าของแผงเซลล์แสงอาทิตย์ โดยทำการศึกษาตัวแปรต่างๆ เช่น ค่าความเข้มรังสีอาทิตย์ อุณหภูมิแวดล้อม อุณหภูมิแผงเซลล์แสงอาทิตย์ อุณหภูมิน้ำเข้า และอุณหภูมิน้ำออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ เพื่อนำมาใช้ในการวิเคราะห์ประสิทธิภาพทั้งทางด้านความร้อนและทางด้านไฟฟ้า โดยมีรูปแบบไดอะแกรมของระบบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ดังรูปที่ 23 โดยมีขั้นตอนในการทดลองดังนี้



รูปที่ 23 ผังแสดงไดอะแกรมของระบบผลิตน้ำร้อนด้วยลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์

ว ว
วท
ฉ2ว5
2554

1693984

25

1) ทำการศึกษาลักษณะในการผลิตไฟฟ้าของแผงเซลล์แสงอาทิตย์ โดยทำการติดตั้งระบบผลิตไฟฟ้าด้วยแผงเซลล์แสงอาทิตย์เข้ากับระบบผลิตน้ำร้อนด้วยลมร้อนจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ เปรียบเทียบกับระบบผลิตไฟฟ้าด้วยแผงเซลล์แสงอาทิตย์ โดยแผงเซลล์แสงอาทิตย์ทั้ง 2 ชุด ใช้แผงเซลล์แสงอาทิตย์ชนิดอะมอร์ฟัส (Amorphous silicon) ต่ออนุกรม จำนวน 2 แผง ขนาดกำลังผลิตไฟฟ้ารวม 80W โดยติดตั้งให้หันไปทางทิศใต้ที่มุมเอียง 16° ซึ่งการทดลองจะทำการตรวจวัด ณ ความเข้มรังสีอาทิตย์และอุณหภูมิแวดล้อมเดียวกันเพื่อวิเคราะห์และเปรียบเทียบกันทั้ง 2 ระบบ
2) ทำการทดสอบสมรรถนะในการผลิตไฟฟ้าและความร้อนของระบบผลิตไฟฟ้าด้วยเซลล์แสงอาทิตย์ โดยการให้น้ำไหลผ่านท่อทองแดงที่ติดตั้งอยู่หลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์ของระบบแล้วทำการบันทึกค่าความเข้มรังสีอาทิตย์ (G_t) อุณหภูมิแวดล้อม (T_{am}) อุณหภูมิแผงเซลล์แสงอาทิตย์ (T_{am}) อุณหภูมิน้ำเข้าแผง (T_{in_m}) อุณหภูมิน้ำออกจากแผง (T_{out_m}) และอัตราการไหลของน้ำ ($\dot{m}_m$)
3) นำค่าที่บันทึกได้มาวิเคราะห์เพื่อหาค่ากำลังไฟฟ้าที่แผงเซลล์แสงอาทิตย์ผลิตได้ ประสิทธิภาพของแผงเซลล์แสงอาทิตย์ อุณหภูมิน้ำที่ระบบสามารถทำได้ ประสิทธิภาพในการทำความร้อนของระบบผลิตน้ำร้อนด้วยลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์

3.2.2 การทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน

เป็นการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน เพื่อหาตัวแปรต่างๆ เช่น อุณหภูมิน้ำร้อน, อุณหภูมิสารทำงาน, อัตราการไหลของน้ำที่หมุนเวียนในระบบและกำลังไฟฟ้าที่ใช้ เพื่อนำมาใช้ในการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ โดยทำการติดตั้งอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดสอบระบบและเครื่องตรวจวัดที่จุดต่างๆ โดยมีขั้นตอนในการทดลองดังต่อไปนี้

1) เติมน้ำในถังเก็บน้ำร้อนของถังที่ 1 ขนาด 600 ลิตร และถังที่ 2 ขนาด 200 ลิตร โดยน้ำในถังที่ 1 โดยกำหนดอุณหภูมิน้ำเข้าตามความต้องการ (ที่อุณหภูมิ 30°C และ 40°C) ส่วนน้ำถังที่ 2 จะมีการแลกเปลี่ยนความร้อนกับคอนเดนเซอร์ของระบบปั๊มความร้อน
2) ทำการทดสอบสมรรถนะของระบบปั๊มความร้อนเพียงอย่างเดียว ในช่วงเวลา 10:00 – 13:00 น. โดยควบคุมอุณหภูมิของน้ำในถังที่ 1 ไว้ที่ 30°C โดยทำการบันทึกค่าอุณหภูมิที่จุดต่างๆ ทุก 5 นาที ประกอบด้วย อุณหภูมิน้ำในวัฏจักรถัง 1 (T_1, T_2 และ T_3) อุณหภูมิน้ำยาในวัฏจักรปั๊มความร้อน (T_4, T_5, T_6 และ T_7) อุณหภูมิน้ำในวัฏจักรของถัง 2 (T_8, T_9, T_{10}, T_{11} และ T_{12}) และบันทึกอัตราการไหลของน้ำ ($\dot{m}_1$, $\dot{m}_2$ และ $\dot{m}_3$)
3) เมื่ออุณหภูมิน้ำในถงที่ 2 มีค่าระมาณ 70°C ทำการทดสอบที่อัตราการใช้น้ำร้อนที่ทำให้ระบบอยู่ในสภาวะคงตัว (Steady State) จากนั้นจะทำการทดสอบอัตราการใช้น้ำร้อนที่มีอัตราการไหลสูงและต่ำกว่าอัตราการใช้น้ำร้อนที่ทำให้ระบบอยู่ในสภาวะคงตัว (Steady State)
4) ทำการทดลองเช่นเดียวกับข้อ (1) ถึงข้อ (3) แต่เปลี่ยนอุณหภูมิควบคุมในถังที่ 1 เป็น 40 ซึ่งอุณหภูมิน้ำในถังที่ 2 ที่ต้องการคือ 70°C

3.2.3 การวิเคราะห์สมการความสัมพันธ์ของค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER)

โดยทำการวิเคราะห์ผลของอุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 และผลต่างของอุณหภูมิน้ำทั้งสองถัง ($T_{S,2} - T_{S,1}$) โดยจะแสดงความสัมพันธ์ของค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ให้อยู่ในรูปของสมการโพลิโนเมียลกำลังสอง ซึ่งแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง อุณหภูมิน้ำร้อนในถังที่ 1 ($T_{S,1}$) และความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำทั้งสองถัง ($T_{S,2} - T_{S,1}$)

3.2.4 การพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์

การทำงานของระบบประกอบด้วย เมื่อแผงเซลล์แสงอาทิตย์รับค่ารังสีอาทิตย์จะทำการผลิตกระแสไฟฟ้ากระแสตรงเพื่อนำไปใช้งานให้กับเครื่องใช้ไฟฟ้าประเภทต่างๆ ซึ่งเมื่อแผงเซลล์แสงอาทิตย์ได้ตากแดดเป็นเวลานานแผงเซลล์แสงอาทิตย์จะสะสมความร้อนทำให้เกิดความร้อนใต้แผงเซลล์แสงอาทิตย์ โดยความร้อนที่ได้จากใต้แผงเซลล์แสงอาทิตย์จะถูดนำไปแลกเปลี่ยนกับความร้อนให้กับน้ำโดยผ่านท่อทองแดงซึ่งติดตั้งอยู่หลังแผง ซึ่งน้ำร้อนที่ได้มาจะถูกนำมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับอีวาปอเรเตอร์ (Evaporator) ซึ่งเป็นชุดแลกเปลี่ยนความร้อนของชุดปั๊มความร้อน สารทำงานเมื่อได้รับความร้อนจะเดือดกลายเป็นไอ จากนั้นจะถูกดูดเข้าคอมเหรสเซอร์ (Compressor) เพื่อเพิ่มอุณหภูมิและความดันให้สารทำงาน ความร้อนที่เกิดขึ้นจะถูกถ่ายเทออกที่คอนเดนเซอร์ (Condensor) ซึ่งเป็นชุดแลกเปลี่ยนความร้อนของชุดปั๊มความร้อน ให้กับน้ำเย็นที่มาแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อนำไปใช้งานต่อไป

โดยข้อมูลที่ได้จากสมการความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ จากหัวข้อ 3.2.3 ซึ่งมีผลต่อระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ เช่น ความร้อนใต้แผงเซลล์แสงอาทิตย์, อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน, อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อีวาปอเรเตอร์ คอนเดนเซอร์, อัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) และอุณหภูมิของน้ำร้อนในถังเก็บสะสมน้ำร้อน เป็นต้น แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบประกอบไปด้วย แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของแผงเซลล์แสงอาทิตย์ การถ่ายเทความร้อนที่ถัง 1 และถัง 2 โดยมีรายละเอียดดังนี้

1) การหาความสัมพันธ์ของประสิทธิภาพ

การทดสอบระบบปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์นั้น ต้องทำการตรวจวัดค่าพารามิเตอร์ที่สำคัญต่างๆ และทำการแปรค่าพารามิเตอร์ที่จำเป็นตามมาตรฐานที่เลือกใช้ในการทดสอบ โดยการหาความสัมพันธ์เป็นการนำข้อมูลของประสิทธิภาพทางความร้อนของระบบในส่วนของการผลิตน้ำร้อนที่แลกเปลี่ยนด้วยความร้อนที่ระบายออกจากหลังแผงให้กับค่าตัวแปร $(T_i-T_a)/G_t$ มาพล็อตกราฟเป็นสมการเส้นตรงตามมาตรฐานของ ASHRAE 93-77 [14] ซึ่งปกติแล้วจะใช้สมการของประสิทธิภาพความร้อนของแผงรับแสงอาทิตย์แบบแผ่นเรียบ ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้

$$GA_p(\tau\alpha)_n = \left[\dot{m}C_p(T_{out} - T_{in})\right] + \left[U_w A_p(T_p - T_a)\right] \qquad (22)$$

ซึ่งงานวิจยนี้เป็นการหาประสิทธิภาพของระบบ โดยเปลี่ยนจากการใช้อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ $\dot{m}$ เป็นมวลของน้ำ M แทนและเปลี่ยนจากการใช้อุณหภูมิเฉลี่ยน้ำเข้าแผง T_{in} และน้ำออกจากแผง T_{out} เป็นอุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำเริ่มต้นในถังเก็บน้ำร้อน T_i และน้ำสุดท้ายในถังเก็บน้ำร้อน T_f แทนจึงเขียนg เป็นสมการใหม่ได้ดังนี้

$$G_t A_p(\tau\alpha)_n = \left[MC_p\left(T_f - T_i\right)\right] + \left[U_t A_p\left(T_p - T_a\right)\right] \quad (23)$$

การหาพลังงานความร้อนของระบบ PV/T จากสมการข้างต้นจะได้

$$Q_{th} = G_t A_p(\tau\alpha)_n = \left[U_t A_p\left(T_p - T_a\right)\right] \quad (24)$$

ดังนั้น เมื่อหาประสิทธิภาพความร้อนของระบบ PV/Tจะได้สมการดังนี้

$$\eta_{th} = (\tau\alpha)_n - U_t \frac{(T_p - T_a)}{G_t} \quad (25)$$

ซึ่งตามมาตรฐานของ ASHRAE 93-77 แนะนำให้จัดรูปแบบของการทดสอบตัวรับรังสีอาทิตย์แบบแผ่นเรียบซึ่งแสดงสมรรถนะทางความร้อนในรูปสมการเส้นตรง โดยใช้ค่าแฟคเตอร์การดูดความร้อนของแผงรับแสงอาทิตย์ (Heat Removal Factor, F_R) เพื่อให้สามารถใช้อุณหภูมิของน้ำเริ่มต้นจากถังเก็บน้ำร้อนเข้าแผงแทนอุณหภูมิของแผ่นดูดซับความร้อนดังนี้

$$\eta_{th} = F_R(\tau\alpha)_n - F_R U_t \frac{(T_i - T_a)}{G_t} \quad (26)$$

2) การหาอัตราพลังงานความร้อนสะสมในถังน้ำร้อนถังที่ 1

อุณภูมิของน้ำในถังน้ำร้อนถังที่ 1 สามารถหาได้จากสมการสมดุลพลังงานทางความร้อนที่ถัง และเพื่อให้ง่ายต่อการพิจารณา กำหนดให้ถังเก็บสะสมมีอุณหภูมิสม่ำเสมอและไม่มีการแยกชั้นอุณหภูมิของน้ำ (Non – Stratified Tank) ดังนั้นอุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 คำนวณได้จาก

อัตราพลังงานความร้อนสะสมในถัง = อัตราพลังงานความร้อนที่ได้จากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ – อัตราพลังงานความร้อนที่ถ่ายเทให้กับอีวาปอเรเตอร์ – อัตราพลังงานความร้อนที่สูยเสียจากถังสะสม

หรือ $$(MC_p)_s\left(\frac{dT_s}{d_t}\right) = (\dot{Q}_{\underline{pv}} - \dot{Q}_{Evap} - \dot{Q}_{Loss}) \quad (27)$$

โดยที่ Q_{Evap} คำนวณได้จากสมการ (3)

Q_{Loss} มีค่าเท่ากับศูนย์ในกรณีไม่คิดความร้อนสูญเสียที่ถัง

จากสมการที่ 27 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในถังน้ำร้อนถังที่ 1 กรณีที่ไม่คิดความร้อนสูญเสียที่ถังสามารถจัดรูปแบบใหม่โดยวิธีการเชิงตัวเลข (Numerical Techniques) ในช่วงเวลาต่างๆ ซึ่งสามารถเขียนได้ดังนี้

หรือ $$T_{s,1}^{t+\Delta t} = T_{s,1}^{t} + \frac{\Delta t}{(MC_p)_s}[A_c[F_R(\tau\alpha)_e I_T - F_R U_L(T_{s,1} - T_{am})] - \dot{Q}_{Evap}] \quad (28)$$

3) การหาอัตราพลังงานความร้อนสะสมในถังน้ำร้อนถังที่ 2

อุณภูมิของน้ำในถังน้ำร้อนถังที่ 2 สามารถหาได้จากสมการสมดุลพลังงานทางความร้อนที่ถัง และเพื่อให้ง่ายต่อการพิจารณา กำหนดให้ถังเก็บสะสมมีอุณหภูมิสม่ำเสมอและไม่มีการแยกชั้นอุณหภูมิของน้ำ (Non – Stratified Tank) ดังนั้นอุณหภูมิน้ำในถังที่ 2 คำนวณได้จาก

อัตราพลังงานความร้อนสะสมในถัง = อัตราพลังงานความร้อนที่ได้จากคอนเดนเซอร์ – อัตราพลังงานความร้อนที่ถูกดึงออกไปใช้ประโยชน์ – อัตราพลังงานความร้อนที่สูยเสียจากถังสะสม

หรือ $$(MC_p)_s\left(\frac{dT_s}{d_t}\right) = (\dot{Q}_{Cond} - \dot{Q}_{Load} - \dot{Q}_{Loss}) \quad (29)$$

โดยที่ Q_{Cond} คำนวณได้จากสมการ (6)

Q_{Loss} มีค่าเท่ากับศูนย์ในกรณีไม่คิดความร้อนสูญเสียที่ถัง

จากสมการที่ 3.4 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในถังน้ำร้อนถังที่ 2 กรณีที่ไม่คิดความร้อนสูญเสียที่ถัง สามารถจัดรูปแบบใหม่โดยวิธีการเชิงตัวเลข (Numerical Techniques) ในช่วงเวลาต่างๆ ซึ่งสามารถเขียนได้ดังนี้

หรือ $$T_{s,2}^{t+\Delta t} = T_{s,2}^{t} + \frac{\Delta t}{(MC_p)_s}[(EER \times P_{Elect}) - \dot{m}_w C_p(T_{L,0} - T_{L,1})] \quad (30)$$

3.2.5 การจำลองสภาพการทำงานในการการผลิตน้ำร้อนโดยใช้ปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์

การตรวสอบความถูกต้องของแบบจำลอง จะทำการเปรียบเทียบผลการทดสอบกับผลการจำลองสภาพการทำงานของระบบที่เงื่อนไขเดียวกัน โดยจพิจารณาอุณหภูมิน้ำร้อนในถังน้ำร้อนที่ 1 ($T_{S,1}$) ถังที่ 2 ($T_{S,2}$) อัตราความร้อนที่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ (Q_{Cond}) และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) โดยเริ่มต้นจากการกำหมดข้อมูลที่จะป้อนเข้าระบบ จากนั้นข้อมูลที่กำหนดสามารถนำมาคำนวณในการจำลองสถานการณ์ตามขั้นตอนดังนี้ ที่เวลาเริ่มต้น (t=0) กำหนดอุณหภูมิของน้ำในถังทั้งสอง จากนั้นคำนวณหาอัตราความร้อนที่ได้จากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ได้จากความร้อนใต้แผงเซลล์แสงอาทิตย์ (Q_{Coll}) คอนเดนเซอร์ (Q_{Cond}) และอีวาปอเรเตอร์ (Q_{Evap}) นำค่าดังกล่าวไปคำนวณหาการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำในถังน้ำถังที่ 1 และถังที่ 2 ซึ่งจะทำให้ทราบอุณหภูมิของน้ำในถังที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา ($T_{s1}^{t+\Delta t}$ และ $T_{s2}^{t+\Delta t}$) โดยอุณหภูมิน้ำถังที่ 2 จะถูกตรวจสอบ (1) มีอุณหภูมิตามต้องการ (T_{set}) หรือไม่ ในกรณีที่อุณหภูมิน้ำถังที่ 2 ไม่ได้ตามที่ต้องการน้ำร้อนก็จะถูกเพิ่มอุณหภูมิด้วยระบบพลังงานความร้อนเสริม (ในกรณีที่มีภาระการใช้น้ำ) (2) มีอุณหภูมิสูงถึงอุณหภูมิที่ทำให้ระบบปั๊มความร้อนตัดการทำงาน (Tset) หรือไม่ จากนั้นระบบจะย้อนกลับไปคำนวณที่เวลา t=t+Δt

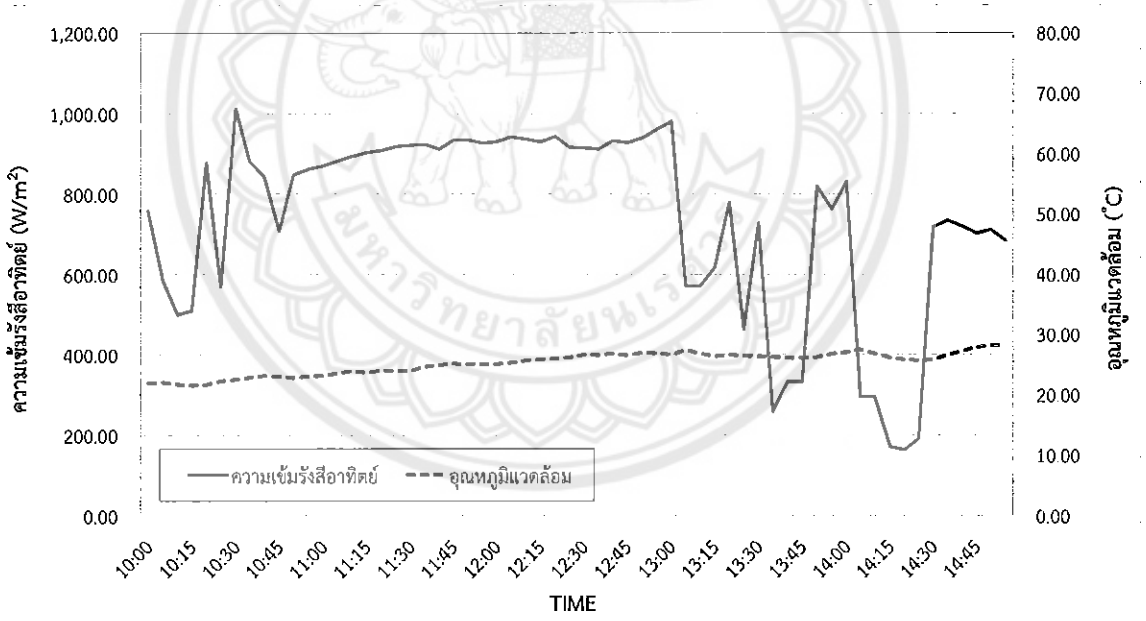
บทที่ 4

ผลการทดลองและการวิเคราะห์ผล

จากการทดสอบระบบทำน้ำร้อนจากปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ สามารถแสดงผลการทดสอบระบบได้ดังนี้

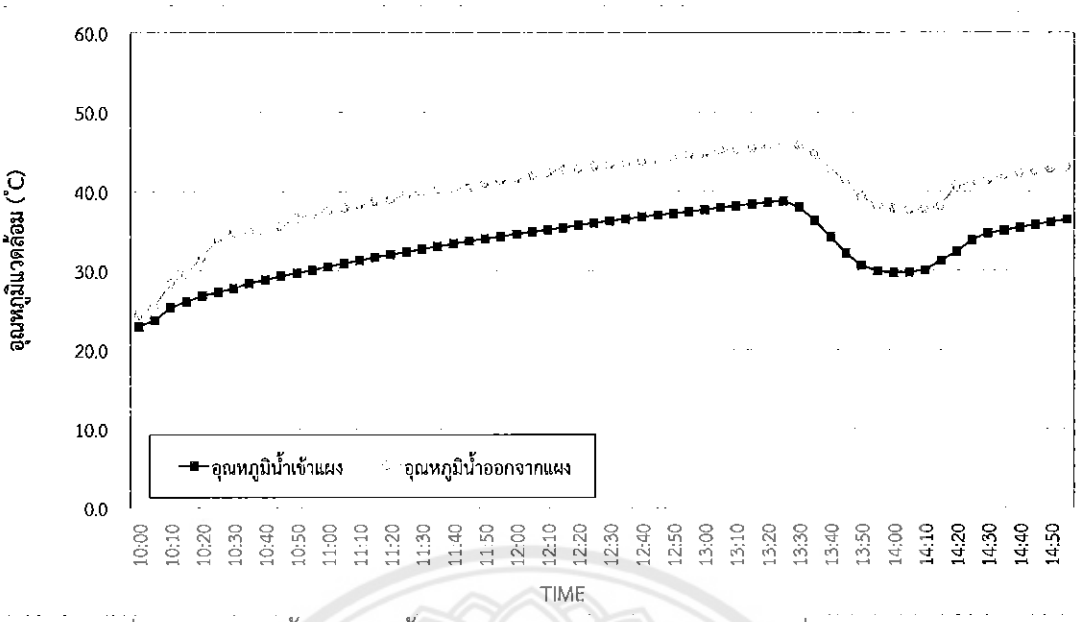
4.1 การวิเคราะห์ผลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากลมร้อนใต้แผงเซลล์แสงอาทิตย์

การทดสอบการผลิตน้ำร้อนที่ได้จากลมร้อนที่ระบายออกจากหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์ โดยแลกเปลี่ยนความร้อนจากท่อความร้อนเพื่อให้ได้น้ำร้อนนำมาเก็บไว้ในถังที่ 1 แล้วน้ำร้อนดังกล่าวจะถูกส่งเข้าระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน การทดสอบจะทำการเก็บข้อมูลค่าตัวแปรต่างๆ ที่ใช้ในการวิเคราะห์ผล การทดสอบการผลิตน้ำร้อนด้วยลมร้อนใต้แผงเซลล์แสงอาทิตย์ ณ วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยนเรศวร โดยอัตราการไหลของน้ำสำหรับการทดสอบนี้ใช้อัตราการไหลที่ 0.032 kg/s ซึ่งค่าความเข้มรังสีอาทิตย์และอุณหภูมิแวดล้อมวันที่ 20 ธันวาคม 2557 มีค่าความเข้มรังสีอาทิตย์เฉลี่ย 742 W/m^2 มีค่าสูงสุดเท่ากับ 1,013 W/m^2 และค่าอุณหภูมิแวดล้อมเฉลี่ยเท่ากับ 25.3˚C ดังรูปที่ 24



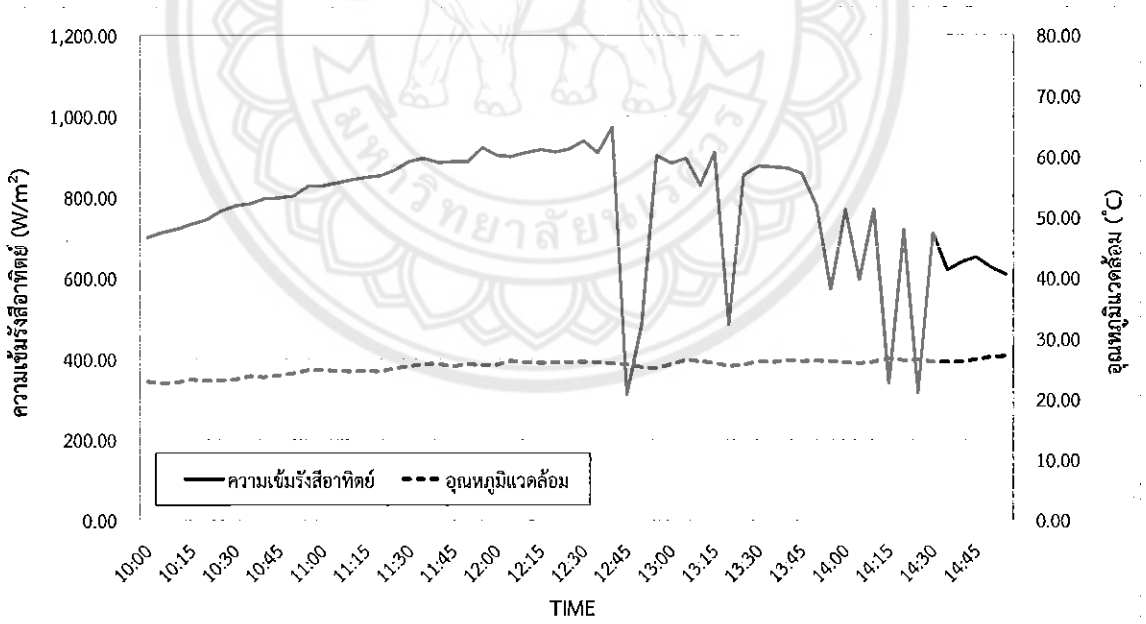
รูปที่ 24 ค่าความเข้มรังสีอาทิตย์และอุณหภูมิแวดล้อมเฉลี่ย วันที่ 20 ธันวาคม 2557

เมื่อทำการวัดค่าอุณหภูมิน้ำเข้าและอุณหภูมิน้ำออกที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนจากลมร้อนใต้แผงเซลล์แสงอาทิตย์ของวันที่ 20 ธันวาคม 2557 พบว่าอุณหภูมิน้ำเข้าหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์เริ่มต้นเท่ากับ 23˚C และอุณหภูมิน้ำออกจะมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นตามค่าปริมาณรังสีอาทิตย์ที่เพิ่มขึ้น โดยอุณหภูมิน้ำออกสูงสุดที่ผลิตได้มีค่าเท่ากับ 46˚C ซึ่งอุณหภูมิเฉลี่ยน้ำเข้าประมาณ 33˚C และอุณหภูมิเฉลี่ยน้ำร้อนที่ออกจากแผงเท่ากับ 40˚C ดังรูปที่ 25



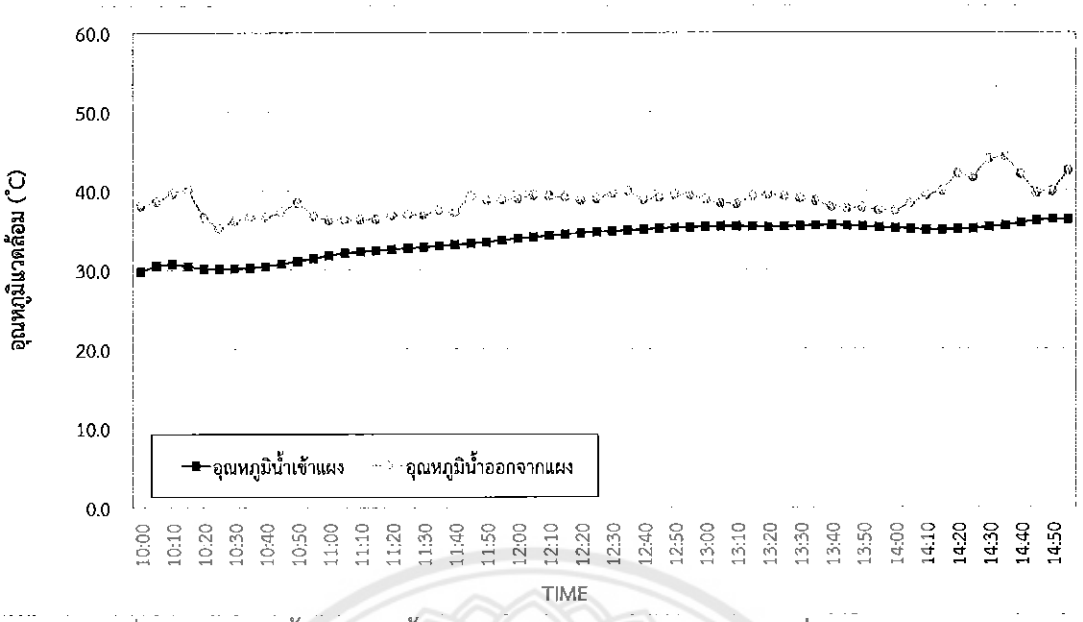
รูปที่ 25 อุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ วันที่ 20 ธันวาคม 2557

ทดสอบการผลิตน้ำร้อนที่ได้จากลมร้อนที่ระบายออกจากหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์ ณ วันที่ 21 ธันวาคม 2557 ค่าความเข้มรังสีอาทิตย์เฉลี่ย 777 W/m^2 โดยค่าความเข้มรังสีอาทิตย์สูงสุดเท่ากับ 972 W/m^2 และมีค่าอุณหภูมิแวดล้อมเฉลี่ยเท่ากับ 25.4°C แสดงดังรูปที่ 26



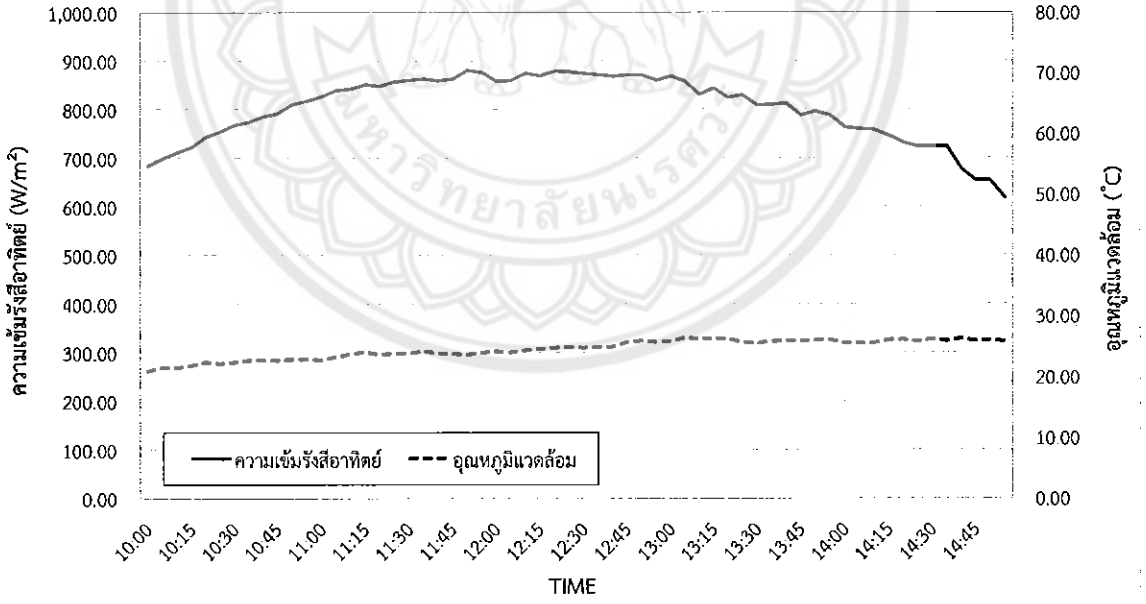
รูปที่ 26 ค่าความเข้มรังสีอาทิตย์และอุณหภูมิแวดล้อมเฉลี่ย วันที่ 21 ธันวาคม 2557

ค่าอุณหภูมิน้ำเข้าและอุณหภูมิน้ำออกที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนจากลมร้อนใต้แผงเซลล์แสงอาทิตย์ของวันที่ 21 ธันวาคม 2557 พบว่าอุณหภูมิน้ำเข้าหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์เริ่มต้นมีค่าประมาณ 30°C และอุณหภูมิน้ำออกจะมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นตามค่าปริมาณรังสีอาทิตย์ที่เพิ่มขึ้น โดยอุณหภูมิน้ำออกสูงสุดที่ผลิตได้มีค่าเท่ากับ 44°C ซึ่งอุณหภูมิเฉลี่ยน้ำเข้าประมาณ 34°C และอุณหภูมิเฉลี่ยน้ำร้อนที่ออกจากแผงเท่ากับ 39°C ดังรูปที่ 27



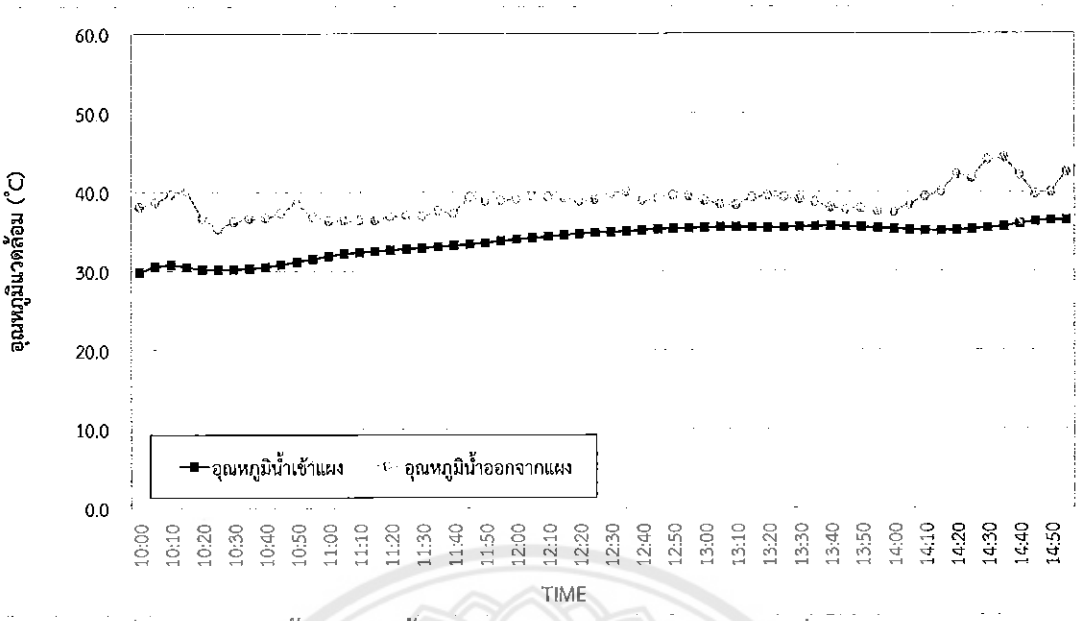
รูปที่ 27 อุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ วันที่ 21 ธันวาคม 2557

การทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนที่ได้จากลมร้อนที่ระบายออกจากหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์ ณ วันที่ 22 ธันวาคม 2557 ค่าความเข้มรังสีอาทิตย์เฉลี่ย 803 W/m^2 โดยค่าความเข้มรังสีอาทิตย์สูงสุดเท่ากับ 882 W/m^2 และมีค่าอุณหภูมิแวดล้อมเฉลี่ยเท่ากับ 24.5°C แสดงดังรูปที่ 28



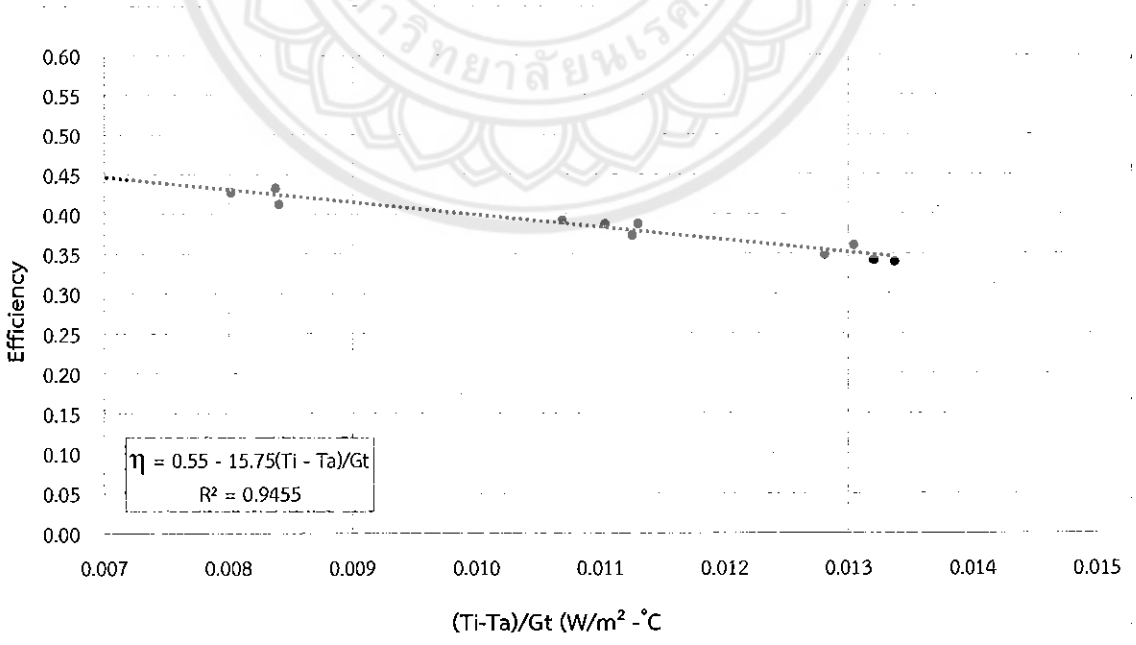
รูปที่ 28 ค่าความเข้มรังสีอาทิตย์และอุณหภูมิแวดล้อมเฉลี่ย วันที่ 22 ธันวาคม 2557

ค่าอุณหภูมิน้ำเข้าและอุณหภูมิน้ำออกที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนจากลมร้อนใต้แผงเซลล์แสงอาทิตย์ของวันที่ 22 ธันวาคม 2557 พบว่าอุณหภูมิน้ำเข้าหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์เริ่มต้นมีค่าประมาณ 32°C และอุณหภูมิน้ำออกจะมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้นตามค่าปริมาณรังสีอาทิตย์ที่เพิ่มขึ้น โดยอุณหภูมิน้ำออกสูงสุดที่ผลิตได้มีค่าเท่ากับ 43°C ซึ่งอุณหภูมิเฉลี่ยน้ำเข้าประมาณ 34°C และอุณหภูมิเฉลี่ยน้ำร้อนที่ออกจากแผงเท่ากับ 38°C ดังรูปที่ 29



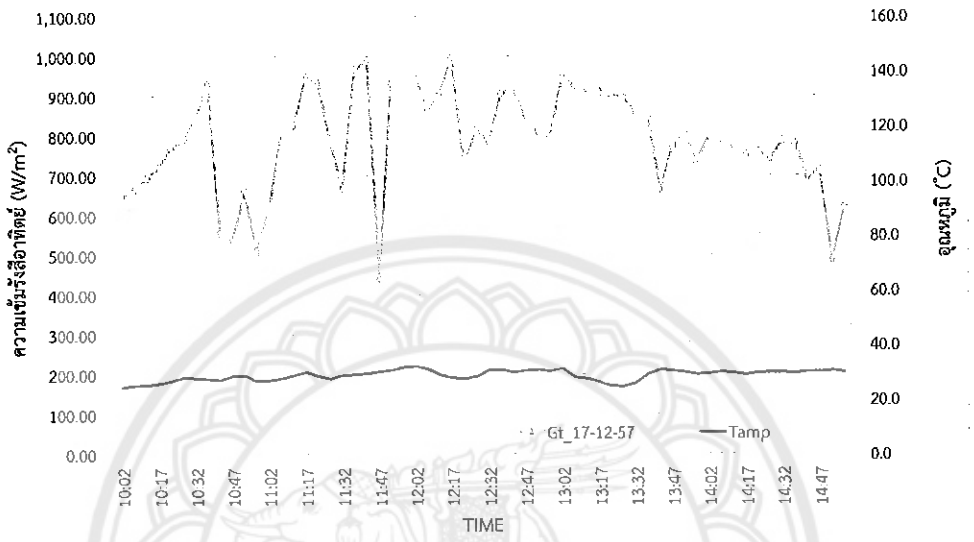
รูปที่ 29 อุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ วันที่ 22 ธันวาคม 2557

จากข้อมูลผลการทดสอบระบบพบว่าระบบผลิตน้ำร้อนจากลมร้อนหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์สามารถทำน้ำร้อนอุณหภูมิน้ำสูงสุดอยู่ที่ประมาณ 45°C และเมื่อทำการวิเคราะห์ค่าสมรรถนะทางความร้อนของระบบผลิตน้ำร้อนที่ได้จากลมร้อนที่ระบายออกจากหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์ ซึ่งผลจากการทดสอบหาสมรรถนะทางความร้อนของระบบ เพื่อหาค่า $F_R(\tau\alpha)_e$ และ F_RU_L โดยใช้วิธีวิเคราะห์การถดถอยเชิงเส้น (Linear Regression Analysis) จากผลการวิเคราะห์พบว่า $F_R(\tau\alpha)_e$ เท่ากับ 55% และ F_RU_L เท่ากับ 15.75 W/m^2-°C มีค่า R^2 เท่ากับ 0.9455 ดังรูปที่ 30



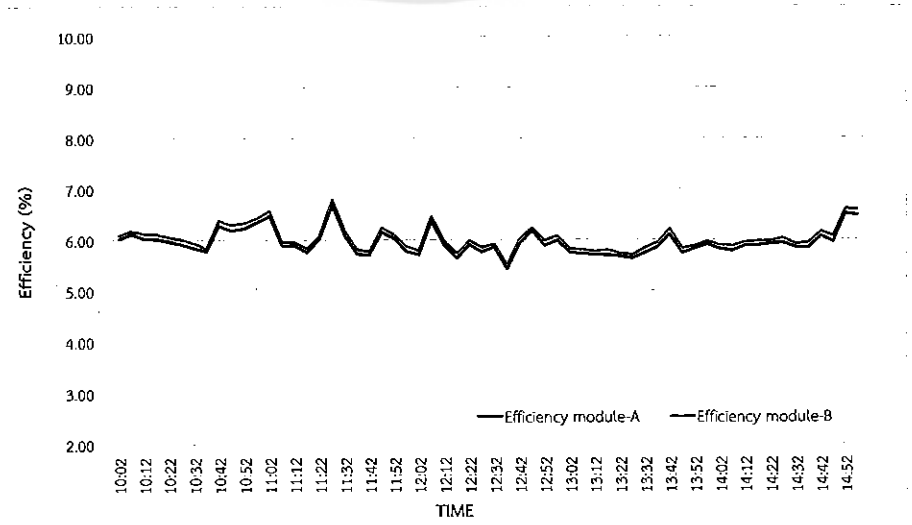
รูปที่ 30 สมรรถนะทางความร้อนของระบบผลิตน้ำร้อนที่ได้จากลมร้อน
ที่ระบายออกจากหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์

ทำการวิเคราะห์ประสิทธิภาพการทำงานและการผลิตไฟฟ้าโดยการเปรียบเทียบการผลิตไฟฟ้าด้วยแผงเซลล์แสงอาทิตย์ที่ได้มีการติดตั้งระบบผลิตน้ำร้อนด้วยลมร้อนใต้แผงซลล์แสงอาทิตย์ ซึ่งจากการทดสอบได้ทำการเก็บข้อมูลค่าทางไฟฟ้าและอุณหภูมิแผงเซลล์แสงอาทิตย์ ณ วันและเวลาดียวกัน เพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพของการผลิตไฟฟ้าของแผงเซลล์แสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนใต้แผงเทียบกับแผงเซลล์แสงอาทิตย์ที่ไม่ได้ติดตั้ง ซึ่งค่ารังสีอาทิตย์และอุณหภูมิแวดล้อมแสดงดังรูปที่ 31



รูปที่ 31 ค่าความเข้มรังสีอาทิตย์และอุณหภูมิแวดล้อมเฉลี่ย วันที่ 17 ธันวาคม 2557

จากข้อมูลจะพบว่าค่าความเข้มรังสีอาทิตย์เฉลี่ยเท่ากับ 788.72 W/m^2 โดยที่ค่าความเข้มรังสีอาทิตย์สูงสุดเท่ากับ 994 W/m^2 ซึ่งอุณหภูมิแวดล้อมณลี่ยตลอดทั้งวัน ณ วันที่ทำการทดสอบมีค่าเท่ากับ 28.8°C และเมื่อทำการวิเคราะห์ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าของแผงเซลล์แสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนใต้แผง (Module-B) เทียบกับแผงเซลล์แสงอาทิตย์ที่ไม่ได้ติดตั้งอุปกรณ์ (Module-A) พบว่าประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าของแผงเซลล์แสงอาทิตย์เพิ่มขึ้นเนื่องจากอุณหภูมิแผงเซลล์แสงอาทิตย์ลดลง ซึ่งประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าของแผงเซลล์แสงอาทิตย์เพิ่มขึ้นเฉลี่ย 1.58% ดังรูปที่ 32



รูปที่ 32 ค่าความเข้มรังสีอาทิตย์และอุณหภูมิแวดล้อมเฉลี่ย วันที่ 17 ธันวาคม 2557

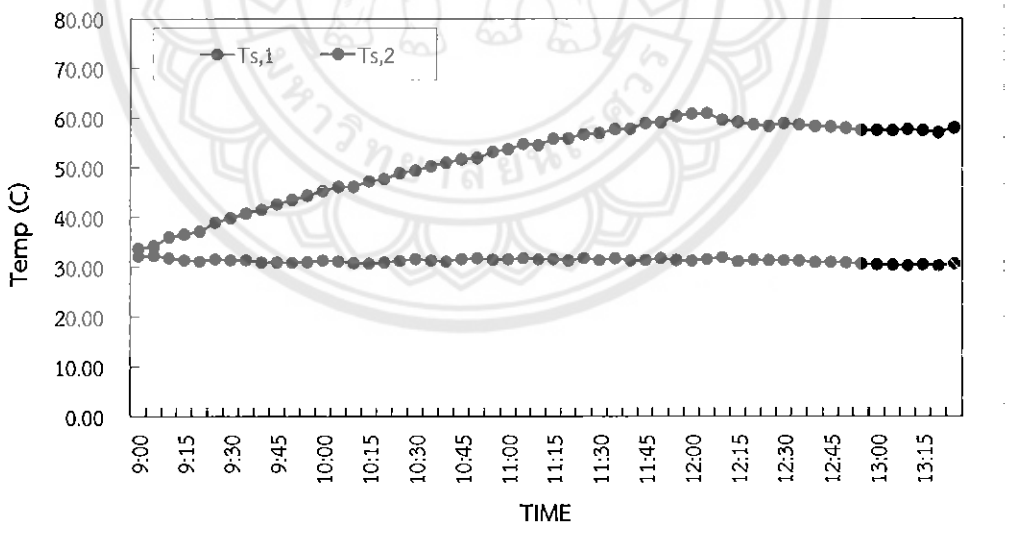
จากข้อมูลดังกล่าวพบว่าประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าของแผงเซลล์แสงอาทิตย์ที่ไม่ได้ติดตั้งอุปกรณ์ (Module-A) เฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 5.95% ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับแผงเซลล์แสงอาทิตย์ที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนใต้แผง (Module-B) เฉลี่ยเท่ากับ 6.04% ซึ่งสูงขึ้นเนื่องจากความร้อนที่เกิดขึ้นถูกถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำทำให้เป็นการลดอุณหภูมิของตัวแผงเซลล์แสงอาทิตย์ ส่งผลให้ประสิทธิภาพของแผงเซลล์แสงอาทิตย์มีประสิทธิภาพสูงขึ้น

4.2 การวิเคราะห์ผลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน

น้ำร้อนที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนจากลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์จะถูกนำมาเก็บสะสมไว้ในถังเก็บน้ำถังที่ 1 โดยการทดสอบจะกำหนดอุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 ให้มีอุณหภูมิเริ่มต้นให้มีค่าที่แตกต่างกัน โดยในการทดสอบจะทำการพิจารณาความสามารถในการเพิ่มอุณหภูมิของน้ำในถังและพิจารณาอัตราส่วนของประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ซึ่งรายละเอียดจากการทดสอบมีดังนี้

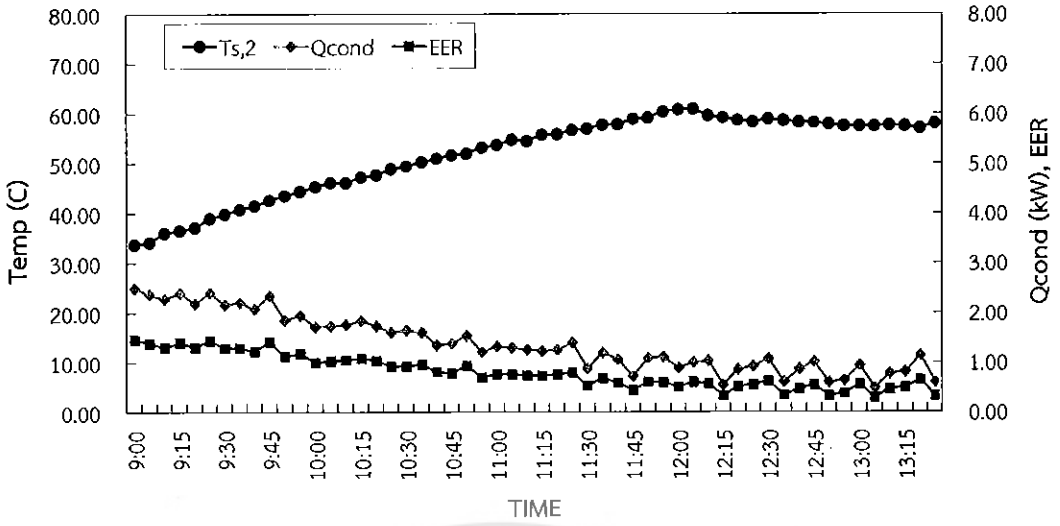
4.1.1 กรณีอุณหภูมิน้ำถังที่ 1 มีอุณหภูมิ 30˚C

จากการทดสอบได้กำหนดอุณหภูมิน้ำถังที่ 1 มีอุณหภูมิประมาณ 30% ผลการทดสอบพบว่าเมื่อไม่มีภาระการใช้น้ำ ระยะเวลาในการเพิ่มอุณหภูมิจากประมาณ 30˚C มาที่ 60˚C จะใช้เวลาในการเพิ่มอุณหภูมิประมาณ 3 ชั่วโมง และเมื่อมีภาระการใช้น้ำอุณหภูมิของน้ำในถังที่ผลิตได้จะไม่มีการเปลี่ยนแปลงมากนัก โดยจะมีการรักษาอุณหภูมิของน้ำในถังให้อยู่ที่ประมาณ 58˚C จากอุณหภูมิเริ่มต้นประมาณ 60˚C ดังรูปที่ 33



รูปที่ 33 ความสัมพันธ์อุณหภูมิน้ำถังที่ 1 ($T_{S,1}$) และอุณหภูมิน้ำถังที่ 2 ($T_{S,2}$) ของระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน เมื่อควบคุมอุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 ที่ 30˚C (วันที่ 24 ธันวาคม 2557)

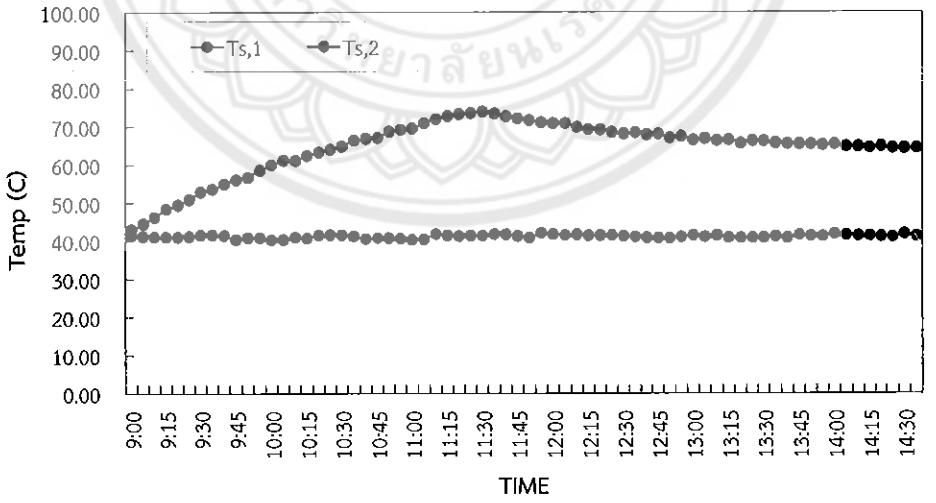
เมื่อพิจารณาค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานพบว่า ในช่วงแรกจะมีค่าเท่ากับ 1.46 kW_{th}/kW_{el} และลดลงตามอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้มาที่ประมาณ 0.6 kW_{th}/kW_{el} และอัตราความร้อนที่สามารถนำมาใช้ประโยชน์ได้ (Q_{Cond}) อยู่ที่ประมาณ 1.40 kW ดังรูปที่ 34



รูปที่ 34 ความสัมพันธ์อุณหภูมิน้ำถังที่ 2 (T_{S2}), QCond และ EER ของระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน เมื่อควบคุมอุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 ที่ 30°C (วันที่ 24 ธันวาคม 2557)

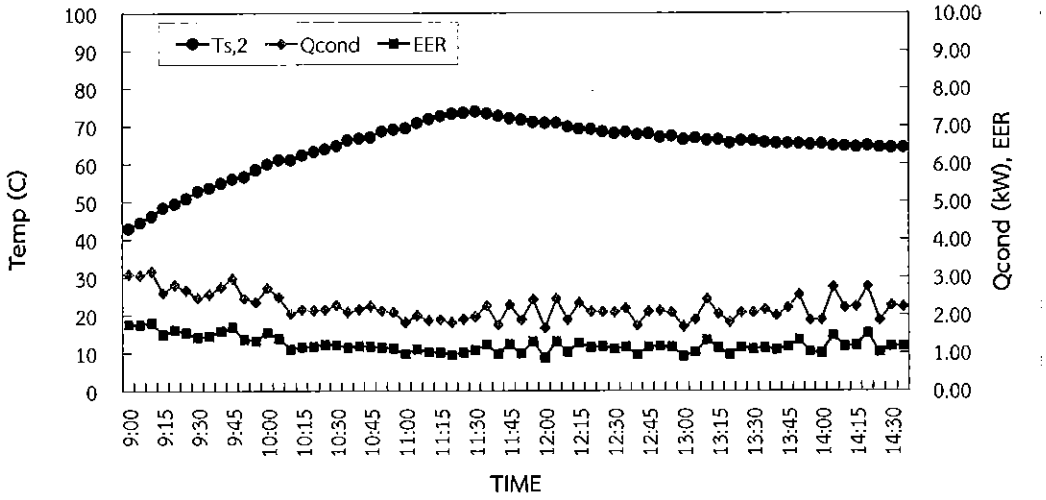
4.1.2 กรณีอุณหภูมิน้ำถังที่ 1 มีอุณหภูมิ 40°C

จากผลการทดสอบ เมื่ออุณหภูมิน้ำถังที่ 1 มีอุณหภูมิประมาณ 40% ผลการทดสอบพบว่าเมื่อไม่มีภาระการใช้น้ำ ระยะเวลาในการเพิ่มอุณหภูมิจากประมาณ 40°C มาที่ 73°C จะใช้เวลาในการเพิ่มอุณหภูมิประมาณ 2.5 ชั่วโมง และเมื่อมีภาระการใช้น้ำอุณหภูมิของน้ำในถังที่ผลิตได้จะไม่มีการเปลี่ยนแปลงมากนัก โดยจะมีการรักษาอุณหภูมิของน้ำในถังให้อยู่ที่ประมาณ 67°C จากอุณหภูมิเริ่มต้นประมาณ 73°C ดังรูปที่ 35



รูปที่ 35 ความสัมพันธ์อุณหภูมิน้ำถังที่ 1 ($T_{S,1}$) และอุณหภูมิน้ำถังที่ 2 ($T_{S,2}$) ของระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน เมื่อควบคุมอุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 ที่ 40°C (วันที่ 26 ธันวาคม 2557)

เมื่อพิจารณาค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานพบว่า ในช่วงแรกจะมีค่าเท่ากับ 1.76 kW_{th}/kW_{el} และลดลงตามอุณหภูมิน้ำร้อนที่ผลิตได้มาที่ประมาณ 1.10 kW_{th}/kW_{el} และอัตราความร้อนที่สามารถนำมาใช้ประโยชน์ได้ (Q_{Cond}) อยู่ทีประมาณ 2.20 kW ดังรูปที่ 36



รูปที่ 36 ความสัมพันธ์อุณหภูมิน้ำถังที่ 2 (TS2), QCond และ EER ของระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน เมื่อควบคุมอุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 ที่ 40°C (วันที่ 26 ธันวาคม 2557)

จากผลการทดสอบทั้งสองกรณีสามารถแสดงให้เห็นว่า ที่อุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 ต่างกันจะมีผลต่อความสามารถในการผลิตการผลิตความร้อนที่จะนำมาใช้ประโยชน์ และเมื่อความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำในถังน้ำร้อนทั้งสองถังเพิ่มสูงขึ้น กำลังงานที่ป้อนให้กับคอมเพรสเซอร์จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นทั้งนี้เนื่องมาจากอุณหภูมิของน้ำในถังเก็บสะสมน้ำร้อนที่เพิ่มสูงขึ้น ทำให้คอมเพรสเซอร์ต้องใช้กำลังงานในการอัดไอสารทำความเย็นเพิ่มมากขึ้น เพื่อทำให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่คอนเดนเซอร์สูงกว่าอุณหภูมิของน้ำในถัง

4.2 ผลการจำลองสภาพการทำงานของระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน

จากผลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนโดยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ เราสามารถทำนายอุณหภูมิของน้ำที่เพิ่มขึ้น ความสามารถในการผลิตความร้อนที่นำมาใช้ประโยชน์ (Q_{Cond}) และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) โดยมีรายละเอียดดังนี้

4.2.1 สมการแบบจำลองค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน

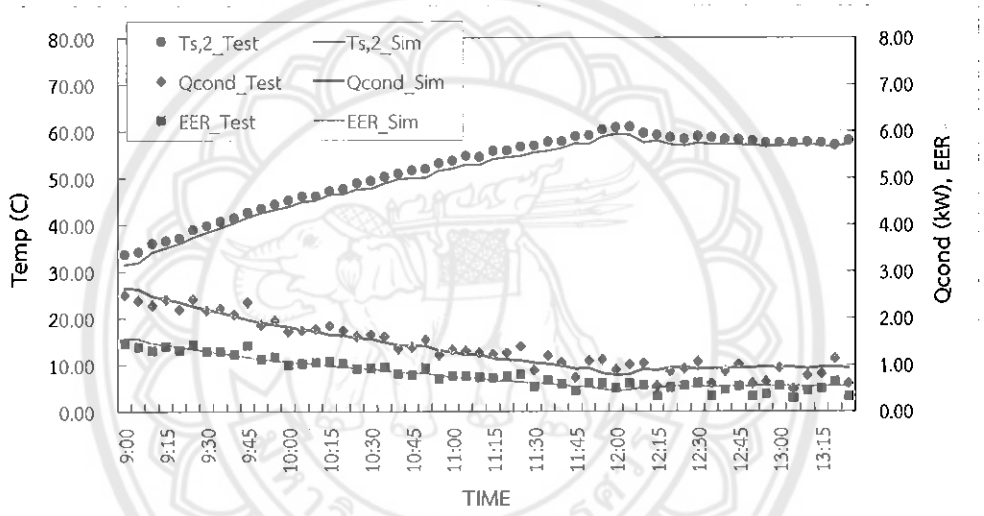
จากผลการทดสอบอุณหภูมิน้ำในถังน้ำร้อนถังที่ 1 ที่อุณหภูมิ 30 และ 40°C จะพบว่า เมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนถังที่ 1 ต่างกัน จะมีผลต่อความสามารถในการผลิตความร้อนที่จะสามารถนำมาใช้ประโยชน์ (Q_{Cond}) และเมื่อความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำในถังทั้งสองเพิ่มสูงขึ้น กำลังงานที่ป้อนให้กับคอมเพรสเซอร์จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น จากความสัมพันธ์ดังกล่าวสามารถแสดงให้อยู่ในรูปของ อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) พบว่า ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานจะแปรผันตามค่าผลต่างของอุณหภูมิน้ำในถังทั้งสอง ทั้งนี้อุณหภูมิน้ำร้อนถังที่ 1 เริ่มต้นต่างกันทำให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานที่ได้มีค่าต่างกัน ซึ่งเมื่อควบคุมอุณหภูมิน้ำร้อนในถังที่ 1 ที่ 30 และ 40°C ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) จะแปรผันตามค่าอุณหภูมิแตกต่างระหว่างอุณหภูมิน้ำในถังทั้งสองถัง โดยเมื่อผลต่างของอุณหภูมิน้ำร้อนในถังเก็บทั้งสอง ($T_{S,2} - T_{S,1}$) เพิ่มมากขึ้นจะทำให้อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ลดลง ซึ่งสามารถแสดงความสัมพันธ์ดังกล่าวได้ดังนี้

อุณหภูมิน้ำถังที่ 1 30˚C $EER = 1.621 - 0.0400(T_{S,2} - T_{S,1})$; $R^2 = 0.90$ (4.1)

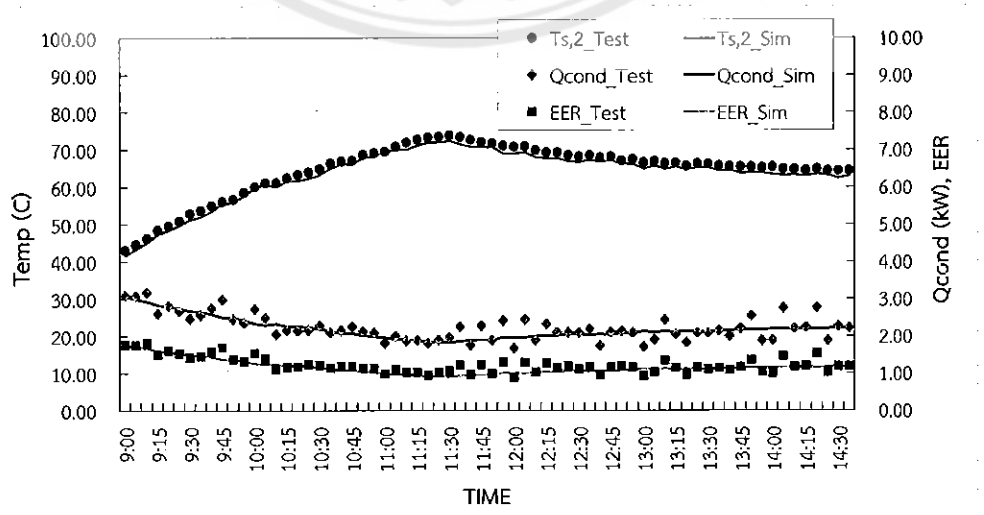
อุณหภูมิน้ำถังที่ 1 40˚C $EER = 1.796 - 0.0275(T_{S,2} - T_{S,1})$; $R^2 = 0.90$ (4.2)

4.2.2 การเปรียบเทียบสมรรถนะเชิงความร้อนระหว่างการทดสอบกับแบบจำลอง

จากการจำลองสภาพการทำงานของระบบ เพื่อทำนายอุณหภูมิของน้ำในถังเก็บน้ำทั้งสองถัง และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของปั๊มความร้อน ที่สภาวะเดียวกันกับการทดลอง ที่เงื่อนไขในการรักษาอุณหภูมิน้ำถังที่ 1 ที่ 30 และ 40˚C ซึ่งจากการเปรียบเทียบผลการจำลองทางคณิตศาสตร์และผลการทดลองพบว่าผลที่ได้จากการคำนวณมีค่าใกล้เคียงกับผลการทดสอบ และเป็นไปในแนวเดียวกับผลที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะเชิงความร้อน รูปที่ 37 – 38 โดยเป็นการแสดงอุณหภูมิของน้ำ $T_{S,2}$, Q_{Cond} และ EER ที่ได้จากการทดลองเทียบกับการคำนวณในแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ที่อุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำในถังที่ 1 ประมาณ 30 และ 40˚C มีรายละเอียดดังนี้



รูปที่ 37 การเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำ $T_{S,2}$, Q_{Cond} และ EER ที่ได้จากการทดลองเทียบกับการจำลองสภาพการทำงานที่อุณหภูมิน้ำถังที่ 1 ประมาณ 40˚C (วันที่ 24 ธันวาคม 2557)



รูปที่ 38 การเปรียบเทียบอุณหภูมิน้ำ $T_{S,2}$, Q_{Cond} และ EER ที่ได้จากการทดลองเทียบกับการจำลองสภาพการทำงานที่อุณหภูมิน้ำถังที่ 1 ประมาณ 40˚C (วันที่ 26 ธันวาคม 2557)

บทที่ 5

สรุปผลการวิจัย

5.1 สรุปผลการวิจัย

ผลจากการวิเคราะห์ระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ สามารถสรุปผลกรศึกษาได้ดังนี้

5.1.1 จากการศึกษาและทดสอบสมรรถนะของระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ โดยใช้แผงเซลล์แสงอาทิตย์ชนิด Amorphous silicon ยี่ห้อ BSC รุ่น BS40 จำนวน 2 แผง ขนาดกำลังผลิตไฟฟ้ารวม 80W แผงเซลล์แสงอาทิตย์เป็นแบบ galss to glass มีขนาดพื้นที่ของแผงเท่ากับ 1.58 m^2 อัตราการไหลของน้ำที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยลมร้อนที่ติดตั้งอยู่ดานหลังแผงเท่ากับ 0.032 kg/s จากการวิเคราะห์ประสิทธิภาพการผลิตไฟฟ้าของแผงเซลล์แสงอาทิตย์ของระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ มีประสิทธิภาพเฉลี่ยเท่ากับ 6.04% ซึ่งเมื่อเปรียบเทียบกับแผงเซลล์แสงอาทิตย์ชนิดเดียวกันที่ไม่ได้ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้านหลังแผงพบว่าแผงเซลล์แสงอาทิตย์ของระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์มีประสิทธิภาพสูงขึ้นเฉลี่ย 1.58%

5.1.2 ผลการทดสอบการผลิตน้ำร้อนระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์พบว่า ระบบสามารถทำให้อุณหภูมิน้ำสูงขึ้นเฉลี่ย 5°C โดยอุณหภูมิน้ำออกเฉลี่ยทั้งวันมีค่าเท่ากับ 39°C ที่อุณหภูมิน้ำเข้าเริ่มต้นที่ 33°C อุณหภูมิน้ำร้อนสูงสุดที่ระบบสามารถทำงานได้อยู่ที่ประมาณ 45°C และพิจารณาค่าสมรรถนะทางความร้อนของระบบผลิตน้ำร้อนที่ได้จากลมร้อนที่ระบายออกจากหลังแผงเซลล์แสงอาทิตย์ โดยใช้วิธีวิเคราะห์การถดถอยเชิงเส้น (Linear Regression Analysis) พบว่าค่า $F_R(\tau\alpha)_e$ เท่ากับ 55% และ F_RU_L เท่ากับ 15.75 W/m^2-°C มีค่า R^2 เท่ากับ 0.9455

5.1.3 ผลจากการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน เมื่อทำการควบคุมอุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 ให้คงที่ที่อุณหภูมิ 30°C และ 40°C ซึ่งจากการทดสอบพบว่าอุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 ต่างกันจะมีผลต่ออัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของระบบ (EER) อุณหภูมิ 40°C จะมีค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานสูงกว่าอุณหภูมิ 30°C และเมื่อคำนึงถึงอัตราความร้อนที่สามารถนำมาใช้ประโยชน์ได้ (Q_{Cond}) พบว่าที่น้ำอุณหภูมิ 30°C ค่าอัตราความร้อนที่สามารถนำมาใช้ประโยชน์ได้อยู่ที่ประมาณ 1.40 kW และที่น้ำอุณหภูมิ 40°C อัตราความร้อนที่สามารถนำมาใช้ประโยชน์ได้ (Q_{Cond}) อยู่ทีประมาณ 2.20 kW

5.1.4 จากการจำลองสภาพการทำงานของระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ พบว่าผลการจำลองทางคณิตศาสตร์เทียบกับผลที่ได้จากการทดลองมีค่าใกล้เคียงกับผลการทดสอบและเป็นไปในแนวเดียวกับผลที่ได้จากการทดสอบสมรรถนะเชิงความร้อนซึ่งสามารถนำไปวิเคราะห์เพื่อเปรียบเทียบกับสภาวะจริงในทางปฏิบัติได้

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 การออกแบบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ สามารถออกแบบระบบให้แผงเซลล์แสงอาทิตย์มีกำลังไฟฟ้าเพียงพอในการเอาไปใช้จ่ายให้กับอุปกรณ์ไฟฟ้าในระบบเพื่อเป็นการประหยัดไฟฟ้าและทำให้เกิดความคุ้มทุนมากยิ่งขึ้น

5.2.2 การใช้ระบบผลิตน้ำร้อนปั๊มความร้อนเสริมมาประยุกต์ใช้ร่วมกับระบบผลิตน้ำร้อนจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์นั้นเหมาะสำหรับใช้ในเวลากลางวัน ดังนั้นนเวลากลางคืนหรือเวลาที่มีค่าความเข้มรังสีอาทิตย์ต่ำ ควรมีการใช้งานร่วมกับแหล่งความร้อนเหลือทิ้งอื่นๆ ที่มีอุณหภูมิอยู่ในช่วง 40°C -60°C ได้

5.2.3 ในการใช้งานจริงควรมีการนำข้อมูลการใช้นำร้อนจริงมาใช้ร่วมในการออกแบบระบบเพื่อให้ระบบที่ออกแบบมีประสิทธิภาพและการทำงานตรงกับความต้องการ

เอกสารอ้างอิง

[1] BP. (2011). BP statistical review of world energy 2011. June 2011, from http://www.bp.com/statisticalreview

[2] สถิติพลังงานของประเทศไทย 2556. , กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน (พพ.) กระทรวงพลังงาน. กรุงทพฯ

[3] แผนที่ศักยภาพพลังงานแสงอาทิตย์ของประเทศไทย (พ.ศ. 2542), โดยกรมพัฒนา และส่งเสริมพลังงาน และคณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยศิลปากร.

[4] นิพนธ์ เกตุจ้อย. (2547). การบริหารจัดการโครงการบ้านพลังงานแสงอาทิตย์. ใน **เอกสารประกอบการฝึกอบรมการบริหารจัดการแบบยั่งยืนสำหรับโครงการบ้านพลังงานแสงอาทิตย์.** พิษณุโลก: วิทยาลัยพลังงานทดแทน มหาวิทยาลัยนเรศวร.

[5] สรรพวรรธ วิทยาศัย (2543). "การเลือกปั๊มความร้อนเสริมระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์", ปริญญาวิศวกรรมศาสาตรมหาบัณฑิต สายวิชาเทคโนโลยีการจัดการพลังงาน คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี 2543.

[6] สรวิศ สอนสารี (2554). "การวิเคราะห์สมรรถนะปั๊มความร้อนแบบอัดไอในการเพิ่มความร้อนที่ได้จากตัวเก็บรังสีอาทิตย์เพื่อผลิตน้ำร้อนอุณหภูมิสูง", วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมพลังงาน 2554.

[7] ศุภชัย กีรติกาญจน์พงศ์ (2542). "การวิเคราะห์ฮีทปั๊มเสริมพลังงานแสงอาทิตย์ในระบบทำน้ำร้อน", ปริญญาวิศวกรรมศาสตร์มหาบัณฑิต สายวิชาเทคโนโลโลยีอุณหภาพ คณะพลังงานและวัสดุ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี 2542.

[8] H.D. Fu, G. Pei, J. Ji, H. Long, T. Zhang and T.T. Chow (2012). "Experimental study of a photovoltaic solar-assisted heat-pump/heat-pipe system", Applied Thermal Engineering 40 (2012) 343-350.

[9] Hongbing Chen, Saffa B. Riffat and Yu Fu (2011). "Experimental study on a hybrid photovoltaic/heat pump system", Applied Thermal Engineering 31 (2011) 4132-4138.

[10] Jie Ji, Hanfeng He, Tintai Chow, Gang Pei, Wei He and Keliang Liu (2009). "Distributed dynamic modeling and experimental study of PV evaporator in a PV/T solar-assisted heat pump", International Journal of Heat and Mass Transfer 52 (2009) 1365-1373.

[11] Jie Ji, Gang Pei, Tin-tai Chow, Keliang Liu, Hanfeng He, Jianping Lu and Chongwei Han (2008). "Experimental study of photovoltaic solar assisted heat pump system", Solar Energy 82 (2008) 43-52.

[12] Ji Jie, Liu Keliang, Chow Tin-tai, Pei Gang, He Wei, He Hanfeng. "Performance analysis of a photovoltaic heat pump", Applied Energy 85 (2008) 680 – 693.

[13] Xingxing Zhang, Xudong Zhao, Jihuan Xu and Xiaotong Yu. "Characterization of a solar photovoltaic/loop-heat-pipe heat pump water heating system", Applied Energy xxx (2012) xxx-xxx.

ภาคผนวก ก

ผลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้ลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์

ตารางที่ 1 ข้อมูลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ (วันที่ 20 ธันวาคม 2557)

Date	Time	Gt (W/m^2)	Tam (°C)	Flow_Rate (kg/s)	Tin (°C)	Tout (°C)
20-12-57	10:00	758.0	21.9	0.039	22.9	24.4
20-12-57	10:05	584.5	22.0	0.038	23.8	25.5
20-12-57	10:10	500.3	21.7	0.040	25.3	28.3
20-12-57	10:15	509.6	21.5	0.038	26.1	29.5
20-12-57	10:20	876.7	21.7	0.039	26.8	31.7
20-12-57	10:25	570.2	22.3	0.039	27.3	33.8
20-12-57	10:30	1012.6	22.5	0.038	27.8	34.8
20-12-57	10:35	880.5	22.8	0.039	28.4	34.9
20-12-57	10:40	843.6	23.2	0.038	28.9	34.6
20-12-57	10:45	708.2	23.0	0.039	29.3	35.5
20-12-57	10:50	847.8	22.8	0.039	29.7	36.6
20-12-57	10:55	861.6	23.1	0.040	30.1	37.1
20-12-57	11:00	869.6	23.1	0.038	30.5	37.5
20-12-57	11:05	882.7	23.6	0.039	30.9	37.9
20-12-57	11:10	893.7	24.0	0.039	31.3	38.3
20-12-57	11:15	903.1	23.7	0.039	31.7	38.7
20-12-57	11:20	908.5	24.0	0.039	32.1	38.9
20-12-57	11:25	918.6	24.0	0.038	32.4	39.5
20-12-57	11:30	921.7	24.0	0.039	32.7	39.9
20-12-57	11:35	923.1	24.7	0.039	33.1	40.2
20-12-57	11:40	911.7	24.9	0.039	33.4	40.4
20-12-57	11:45	934.0	25.2	0.038	33.8	40.6
20-12-57	11:50	934.1	25.1	0.038	34.1	41.0
20-12-57	11:55	927.1	25.1	0.038	34.3	41.4
20-12-57	12:00	930.2	25.1	0.039	34.6	41.6
20-12-57	12:05	941.6	25.3	0.039	34.9	41.9
20-12-57	12:10	936.6	25.7	0.039	35.2	42.4
20-12-57	12:15	929.6	25.9	0.039	35.4	42.7
20-12-57	12:20	942.9	26.0	0.040	35.8	42.9
20-12-57	12:25	915.9	26.2	0.039	36.1	43.2
20-12-57	12:30	915.1	26.7	0.037	36.3	43.4
20-12-57	12:35	911.3	26.6	0.038	36.5	43.6
20-12-57	12:40	932.2	26.8	0.038	36.8	43.8

ตารางที่ 1 ข้อมูลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ (วันที่ 20 ธันวาคม 2557) (ต่อ)

Date	Time	Gt (W/m^2)	Tam (°C)	Flow_Rate (kg/s)	Tin (°C)	Tout (°C)
20-12-57	12:45	927.4	26.6	0.039	37.0	44.1
20-12-57	12:50	938.6	27.0	0.038	37.2	44.3
20-12-57	12:55	961.2	26.9	0.038	37.5	44.5
20-12-57	13:00	980.3	26.7	0.038	37.7	44.8
20-12-57	13:05	572.0	27.5	0.038	38.0	45.1
20-12-57	13:10	572.0	26.8	0.038	38.2	45.2
20-12-57	13:15	617.9	26.4	0.038	38.4	45.4
20-12-57	13:20	779.7	26.6	0.038	38.6	45.6
20-12-57	13:25	464.6	26.5	0.038	38.8	46.0
20-12-57	13:30	727.8	26.4	0.037	38.0	45.8
20-12-57	13:35	259.8	26.3	0.038	36.4	44.7
20-12-57	13:40	333.7	26.1	0.038	34.3	43.0
20-12-57	13:45	333.7	26.1	0.038	32.2	41.2
20-12-57	13:50	819.0	26.2	0.038	30.7	39.3
20-12-57	13:55	762.6	26.8	0.038	29.9	38.2
20-12-57	14:00	831.3	27.0	0.039	29.7	37.8
20-12-57	14:05	296.4	27.5	0.038	29.8	37.6
20-12-57	14:10	296.4	26.8	0.038	30.1	37.8
20-12-57	14:15	172.0	26.1	0.039	31.3	38.2
20-12-57	14:20	163.6	25.8	0.039	32.5	40.8
20-12-57	14:25	192.1	25.7	0.038	33.9	41.0
20-12-57	14:30	718.3	25.8	0.038	34.7	41.4
20-12-57	14:35	734.4	26.6	0.037	35.1	42.0
20-12-57	14:40	719.5	27.2	0.038	35.5	42.4
20-12-57	14:45	702.4	27.9	0.038	35.8	42.7
20-12-57	14:50	711.4	28.2	0.038	36.2	42.9
20-12-57	14:55	684.4	28.2	0.037	36.5	43.1

ตารางที่ 2 ข้อมูลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ (วันที่ 21 ธันวาคม 2557)

Date	Time	Gt (W/m^2)	Tam (°C)	Flow_Rate (kg/s)	Tin (°C)	Tout (°C)
21-12-57	10:00	699.3	22.8	0.040	29.9	38.0
21-12-57	10:05	712.2	22.6	0.037	30.6	38.6
21-12-57	10:10	720.5	22.7	0.037	30.8	39.6
21-12-57	10:15	732.8	23.2	0.037	30.5	40.1
21-12-57	10:20	743.7	23.0	0.038	30.2	36.6
21-12-57	10:25	765.0	23.1	0.037	30.2	35.2
21-12-57	10:30	778.6	23.2	0.037	30.2	36.2
21-12-57	10:35	783.1	23.8	0.038	30.3	36.6
21-12-57	10:40	795.4	23.6	0.037	30.5	36.6
21-12-57	10:45	797.8	23.9	0.037	30.8	37.3
21-12-57	10:50	802.7	24.2	0.038	31.2	38.4
21-12-57	10:55	826.9	24.8	0.037	31.5	36.8
21-12-57	11:00	827.2	24.8	0.038	31.9	36.3
21-12-57	11:05	834.6	24.6	0.038	32.2	36.3
21-12-57	11:10	842.4	24.6	0.038	32.4	36.4
21-12-57	11:15	848.3	24.6	0.037	32.5	36.4
21-12-57	11:20	852.3	24.6	0.038	32.7	36.9
21-12-57	11:25	866.4	25.1	0.038	32.8	37.0
21-12-57	11:30	888.3	25.5	0.038	32.9	37.0
21-12-57	11:35	895.7	25.8	0.038	33.1	37.6
21-12-57	11:40	885.3	25.8	0.038	33.3	37.2
21-12-57	11:45	886.9	25.4	0.038	33.4	39.3
21-12-57	11:50	887.4	25.8	0.038	33.6	38.8
21-12-57	11:55	922.1	25.6	0.039	33.8	38.9
21-12-57	12:00	903.0	25.7	0.038	34.0	39.0
21-12-57	12:05	899.8	26.3	0.039	34.2	39.4
21-12-57	12:10	910.2	26.1	0.037	34.4	39.3
21-12-57	12:15	916.9	26.0	0.037	34.6	39.2
21-12-57	12:20	911.4	26.1	0.037	34.7	38.8
21-12-57	12:25	918.6	26.1	0.038	34.9	39.0
21-12-57	12:30	937.8	26.1	0.038	34.9	39.6
21-12-57	12:35	909.3	26.1	0.037	35.0	40.0
21-12-57	12:40	971.9	25.9	0.038	35.2	38.9

ตารางที่ 2 ข้อมูลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ (วันที่ 21 ธันวาคม 2557) (ต่อ)

Date	Time	Gt (W/m^2)	Tam (°C)	Flow_Rate (kg/s)	Tin (°C)	Tout (°C)
21-12-57	12:45	311.2	25.7	0.038	35.3	39.2
21-12-57	12:50	484.0	25.3	0.038	35.3	39.5
21-12-57	12:55	901.8	25.1	0.038	35.4	39.5
21-12-57	13:00	883.0	25.7	0.038	35.5	38.9
21-12-57	13:05	895.7	26.4	0.039	35.6	38.4
21-12-57	13:10	828.5	26.2	0.037	35.6	38.3
21-12-57	13:15	910.5	25.9	0.037	35.5	39.3
21-12-57	13:20	484.8	25.4	0.037	35.5	39.5
21-12-57	13:25	853.6	25.6	0.037	35.5	39.3
21-12-57	13:30	875.6	26.2	0.038	35.6	39.0
21-12-57	13:35	873.7	26.1	0.037	35.6	38.7
21-12-57	13:40	870.3	26.4	0.037	35.7	38.0
21-12-57	13:45	857.5	26.2	0.038	35.6	37.7
21-12-57	13:50	780.7	26.3	0.038	35.5	37.9
21-12-57	13:55	571.9	26.2	0.038	35.4	37.5
21-12-57	14:00	768.9	26.1	0.037	35.3	37.4
21-12-57	14:05	595.8	25.8	0.038	35.2	38.3
21-12-57	14:10	769.4	26.1	0.038	35.1	39.3
21-12-57	14:15	339.2	26.6	0.038	35.1	40.0
21-12-57	14:20	718.1	26.3	0.037	35.1	42.1
21-12-57	14:25	315.5	26.4	0.038	35.2	41.7
21-12-57	14:30	710.3	26.1	0.038	35.4	44.0
21-12-57	14:35	620.2	26.1	0.037	35.6	44.3
21-12-57	14:40	639.8	26.1	0.038	36.0	42.1
21-12-57	14:45	650.6	26.5	0.038	36.3	39.7
21-12-57	14:50	626.5	26.9	0.038	36.4	39.9
21-12-57	14:55	608.6	27.1	0.038	36.4	42.5

ตารางที่ 3 ข้อมูลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนด้วยลมร้อนที่ระบายออกจากแผงเซลล์แสงอาทิตย์ (วันที่ 22 ธันวาคม 2557)

Date	Time	Gt (W/m^2)	Tam (°C)	Flow_Rate (kg/s)	Tin (°C)	Tout (°C)
22-12-57	10:00	684.7	20.9	0.037	31.7	36.3
22-12-57	10:05	699.1	21.5	0.037	31.9	36.2
22-12-57	10:10	711.8	21.4	0.036	32.1	35.7
22-12-57	10:15	722.7	21.8	0.036	32.2	35.4
22-12-57	10:20	744.4	22.4	0.039	32.3	35.3
22-12-57	10:25	755.0	22.1	0.038	32.4	35.4
22-12-57	10:30	768.5	22.3	0.038	32.5	35.7
22-12-57	10:35	774.5	22.6	0.039	32.6	35.7
22-12-57	10:40	785.9	22.7	0.039	32.6	35.6
22-12-57	10:45	792.6	22.6	0.037	32.7	35.6
22-12-57	10:50	810.8	22.8	0.037	32.8	35.7
22-12-57	10:55	817.9	22.8	0.037	32.8	35.9
22-12-57	11:00	827.5	22.7	0.037	32.9	35.7
22-12-57	11:05	840.0	23.2	0.037	32.9	36.1
22-12-57	11:10	843.1	23.7	0.038	33.0	36.9
22-12-57	11:15	851.9	24.0	0.039	33.1	37.0
22-12-57	11:20	848.2	23.6	0.038	33.2	37.1
22-12-57	11:25	857.5	23.8	0.037	33.3	38.2
22-12-57	11:30	860.9	23.8	0.037	33.4	40.2
22-12-57	11:35	863.3	24.1	0.037	33.6	38.7
22-12-57	11:40	860.3	23.9	0.038	33.9	38.7
22-12-57	11:45	863.7	23.7	0.038	34.1	38.5
22-12-57	11:50	881.6	23.6	0.039	34.3	39.2
22-12-57	11:55	876.8	23.9	0.037	34.4	39.2
22-12-57	12:00	859.3	24.1	0.037	34.5	39.0
22-12-57	12:05	860.5	24.0	0.037	34.7	40.1
22-12-57	12:10	875.4	24.3	0.038	34.8	42.6
22-12-57	12:15	870.4	24.5	0.039	35.1	40.1
22-12-57	12:20	879.6	24.7	0.039	37.2	41.1
22-12-57	12:25	878.6	24.9	0.039	35.0	42.6
22-12-57	12:30	875.0	24.7	0.040	33.7	40.6
22-12-57	12:35	872.2	24.8	0.037	33.2	38.8
22-12-57	12:40	869.1	24.9	0.036	32.9	37.7

ภาคผนวก ข

ผลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อน

ตารางที่ 4 ข้อมูลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อนเมื่อควบคุมอุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 ที่ 30°C

Date	TIME	Gt (W/m^2)	T_{am} (C)	$T_{evap,in}$	$T_{evap,out}$	$T_{cond,in}$	$T_{cond,out}$	Ts,1		Ts,2
								Ts1,1	Ts1,2	
12/24/2014	9:00	426.83	18.99	32.26	30.95	33.04	34.54	31.99	32.46	33.66
12/24/2014	9:05	406.83	19.01	31.50	30.09	34.14	35.64	31.96	32.66	34.15
12/24/2014	9:10	522.98	19.17	31.07	30.00	35.10	36.50	32.07	31.64	35.98
12/24/2014	9:15	425.87	19.45	31.55	30.31	36.90	38.10	31.59	31.28	36.52
12/24/2014	9:20	642.88	19.80	31.52	30.05	36.96	38.26	30.79	31.53	37.13
12/24/2014	9:25	414.95	20.26	31.03	31.04	38.32	39.12	31.61	31.68	38.92
12/24/2014	9:30	391.12	20.20	31.05	30.47	39.36	40.16	30.92	31.92	39.82
12/24/2014	9:35	385.60	20.17	30.58	30.64	40.25	41.25	31.00	31.83	40.74
12/24/2014	9:40	475.28	20.33	31.14	30.57	41.61	42.41	31.05	30.98	41.48
12/24/2014	9:45	878.50	20.71	30.80	29.52	41.73	42.03	31.11	30.86	42.59
12/24/2014	9:50	557.34	21.10	30.74	29.09	43.01	44.31	30.37	31.48	43.49
12/24/2014	9:55	524.01	21.55	30.85	29.83	44.03	45.33	30.52	31.64	44.37
12/24/2014	10:00	757.99	21.89	30.90	29.63	44.85	46.00	30.97	31.80	45.29
12/24/2014	10:05	584.47	22.02	30.85	29.94	45.52	46.52	30.87	31.60	46.14
12/24/2014	10:10	500.29	21.70	30.23	30.32	45.96	46.76	30.52	31.23	46.12
12/24/2014	10:15	509.60	21.53	30.62	29.87	47.14	47.94	30.21	31.30	47.22
12/24/2014	10:20	876.74	21.66	30.26	29.66	47.97	49.17	30.61	31.41	47.67
12/24/2014	10:25	570.20	22.28	30.76	30.03	48.69	49.69	31.23	31.33	48.87
12/24/2014	10:30	1,012.60	22.51	30.26	30.96	48.62	49.42	31.20	32.19	49.43
12/24/2014	10:35	880.51	22.84	30.93	30.24	49.97	50.67	31.04	31.76	50.27
12/24/2014	10:40	843.62	23.17	30.34	30.19	50.43	51.63	30.83	31.54	50.97
12/24/2014	10:45	708.20	23.04	31.12	30.13	51.46	52.36	31.12	32.23	51.66
12/24/2014	10:50	847.76	22.82	30.91	30.45	51.62	52.02	31.48	32.25	51.95
12/24/2014	10:55	861.61	23.08	31.05	29.50	51.84	52.94	31.54	31.55	53.16
12/24/2014	11:00	869.63	23.15	30.46	29.84	52.87	53.77	31.63	31.62	53.68
12/24/2014	11:05	882.66	23.58	31.47	30.89	53.28	53.98	31.50	32.16	54.74
12/24/2014	11:10	893.71	23.96	30.52	30.39	54.83	55.93	31.66	31.65	54.47
12/24/2014	11:15	903.14	23.73	31.18	30.22	54.32	55.22	31.69	31.66	55.76
12/24/2014	11:20	908.46	24.01	31.14	30.36	55.19	55.84	31.31	31.47	55.84
12/24/2014	11:25	918.64	23.99	30.92	30.89	56.08	56.48	31.56	32.22	56.66
12/24/2014	11:30	921.72	24.00	30.91	30.11	56.38	57.58	31.52	31.33	56.92
12/24/2014	11:35	923.10	24.73	30.85	29.90	56.66	57.16	31.51	32.20	57.73
12/24/2014	11:40	911.66	24.94	30.69	30.56	57.25	57.75	31.32	31.47	57.81
12/24/2014	11:45	934.04	25.19	30.31	29.73	58.36	59.56	30.93	31.99	58.92
12/24/2014	11:50	934.15	25.10	30.84	29.93	59.14	59.64	31.37	32.30	59.10

ตารางที่ 5 ข้อมูลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อนเมื่อควบคุมอุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 ที่ 40°C

Date	TIME	Gt (W/m^2)	T_{am} (C)	$T_{evap,in}$	$T_{evap,out}$	$T_{cond,in}$	$T_{cond,out}$	Ts,1		Ts,2
								Ts1,1	Ts1,2	
12/26/2014	9:00	504.13	20.45	41.07	39.38	42.84	44.74	41.09	41.85	42.99
12/26/2014	9:05	525.87	20.01	40.45	39.65	44.02	45.82	41.51	41.03	44.51
12/26/2014	9:10	543.07	20.16	40.32	39.41	46.32	48.22	41.26	41.10	46.18
12/26/2014	9:15	556.25	20.64	40.02	38.91	47.83	49.43	41.09	41.22	48.38
12/26/2014	9:20	577.99	20.81	40.19	39.67	49.36	51.16	40.83	41.38	49.44
12/26/2014	9:25	594.97	21.37	41.02	39.56	50.96	52.56	41.17	41.36	50.86
12/26/2014	9:30	613.34	21.95	40.73	39.55	51.85	53.45	41.67	41.67	52.85
12/26/2014	9:35	621.88	21.97	41.21	39.71	52.90	54.50	41.37	42.03	53.60
12/26/2014	9:40	635.27	22.04	41.46	40.23	54.24	55.84	41.16	41.98	54.92
12/26/2014	9:45	646.65	22.18	41.29	39.66	55.47	57.07	40.19	40.73	56.05
12/26/2014	9:50	667.80	22.44	40.99	39.62	56.78	58.38	40.72	41.18	56.62
12/26/2014	9:55	686.27	22.61	39.66	39.25	57.95	59.45	40.69	41.21	58.49
12/26/2014	10:00	699.27	22.84	40.13	38.57	58.75	60.35	40.30	40.50	59.98
12/26/2014	10:05	712.24	22.62	40.17	38.91	59.34	60.84	40.43	40.45	61.12
12/26/2014	10:10	720.54	22.74	40.49	39.12	60.61	61.81	40.90	41.29	61.10
12/26/2014	10:15	732.76	23.21	40.42	39.85	61.42	62.52	40.72	40.87	62.37
12/26/2014	10:20	743.66	23.00	40.17	40.06	62.91	63.71	41.36	41.82	63.26
12/26/2014	10:25	765.02	23.06	41.18	39.74	63.82	65.12	41.71	41.69	63.96
12/26/2014	10:30	778.60	23.23	40.37	39.73	64.58	66.08	41.27	42.08	64.80
12/26/2014	10:35	783.10	23.77	40.83	39.91	65.41	66.61	41.57	41.15	66.32
12/26/2014	10:40	795.36	23.63	40.44	40.52	66.37	67.07	40.45	40.83	66.81
12/26/2014	10:45	797.85	23.90	40.13	40.22	66.79	68.29	40.82	40.97	67.04
12/26/2014	10:50	802.70	24.23	40.60	39.23	67.82	69.12	40.74	41.10	68.68
12/26/2014	10:55	826.93	24.76	40.41	40.07	68.96	70.06	40.93	40.62	69.12
12/26/2014	11:00	827.16	24.79	40.40	39.47	69.14	70.04	40.12	40.62	69.48
12/26/2014	11:05	834.63	24.59	40.41	39.35	70.71	71.91	40.60	40.50	70.85
12/26/2014	11:10	842.37	24.56	41.39	40.66	71.20	71.80	41.48	42.39	71.92
12/26/2014	11:15	848.35	24.64	41.41	40.91	72.30	73.60	41.11	41.99	72.71
12/26/2014	11:20	852.30	24.56	41.43	40.89	72.55	73.25	41.13	41.61	73.25
12/26/2014	11:25	866.40	25.06	41.93	40.46	72.98	74.28	41.17	41.91	73.53
12/26/2014	11:30	888.31	25.45	41.44	41.17	74.16	74.56	41.02	41.93	73.85
12/26/2014	11:35	895.74	25.80	41.90	40.81	73.40	74.10	41.24	42.60	73.40
12/26/2014	11:40	885.30	25.82	41.75	40.54	72.35	73.85	41.81	41.85	72.67
12/26/2014	11:45	886.91	25.40	40.56	40.62	71.95	72.75	41.00	41.83	72.08
12/26/2014	11:50	887.39	25.76	40.62	40.01	71.75	72.95	40.92	41.01	71.68

ตารางที่ 5 ข้อมูลการทดสอบระบบผลิตน้ำร้อนจากปั๊มความร้อนเมื่อควบคุมอุณหภูมิน้ำในถังที่ 1 ที่ 40°C (ต่อ)

Date	TIME	Gt (W/m^2)	T_{am} (C)	$T_{evap,in}$	$T_{evap,out}$	$T_{cond,in}$	$T_{cond,out}$	Ts,1		Ts,2
								Ts1,1	Ts1,2	
12/26/2014	11:55	922.05	25.56	41.80	41.22	70.98	71.28	42.02	42.34	71.07
12/26/2014	12:00	902.95	25.68	41.06	40.84	69.93	71.13	41.83	41.91	70.81
12/26/2014	12:05	899.75	26.32	41.42	41.47	70.12	70.52	41.61	41.56	70.84
12/26/2014	12:10	910.23	26.08	42.23	40.53	70.22	71.42	41.25	42.41	69.84
12/26/2014	12:15	916.87	25.98	41.00	41.14	69.15	69.45	41.40	41.67	69.25
12/26/2014	12:20	911.41	26.06	40.95	39.93	68.53	69.83	41.20	41.86	69.21
12/26/2014	12:25	918.58	26.11	41.47	40.37	68.45	68.85	41.21	42.00	68.49
12/26/2014	12:30	937.77	26.14	41.34	40.07	68.09	69.39	40.87	41.94	68.09
12/26/2014	12:35	909.27	26.09	40.85	40.00	67.93	68.73	40.55	41.81	68.41
12/26/2014	12:40	971.89	25.86	40.43	39.72	67.19	68.79	41.10	40.87	67.82
12/26/2014	12:45	311.16	25.73	40.22	39.89	66.52	67.22	40.47	41.27	68.03
12/26/2014	12:50	484.03	25.27	41.05	39.60	66.80	68.00	40.77	40.86	67.04
12/26/2014	12:55	901.84	25.06	40.21	39.72	66.48	67.18	40.75	41.66	67.39
12/26/2014	13:00	882.97	25.72	41.05	40.18	65.81	67.51	41.03	42.17	66.47
12/26/2014	13:05	895.74	26.39	40.95	40.74	65.89	66.69	40.99	41.36	66.83
12/26/2014	13:10	828.50	26.22	40.91	40.56	65.98	66.78	40.81	42.25	66.31
12/26/2014	13:15	910.48	25.91	40.52	38.86	65.17	65.97	41.00	41.02	66.43
12/26/2014	13:20	484.78	25.44	40.68	38.92	65.72	67.42	40.38	41.45	65.56
12/26/2014	13:25	853.60	25.61	40.74	40.15	65.82	66.62	40.33	41.61	66.22
12/26/2014	13:30	875.59	26.20	40.20	39.01	65.27	66.67	40.62	41.29	66.18
12/26/2014	13:35	873.71	26.06	40.45	40.10	65.04	66.24	40.54	41.99	65.66
12/26/2014	13:40	870.34	26.35	40.67	39.33	65.06	65.96	40.82	40.97	65.46
12/26/2014	13:45	857.49	26.23	41.19	40.53	65.07	66.17	41.19	42.16	65.38
12/26/2014	13:50	780.67	26.32	40.84	41.24	64.97	65.57	41.21	41.70	65.35
12/26/2014	13:55	571.90	26.21	40.76	40.44	64.55	65.95	40.90	41.80	65.16
12/26/2014	14:00	768.91	26.05	40.95	40.72	64.02	65.62	41.47	42.44	65.36
12/26/2014	14:05	595.81	25.83	41.05	41.00	64.60	65.00	41.04	42.25	64.79
12/26/2014	14:10	769.41	26.11	41.12	40.67	64.35	65.20	40.81	42.17	64.71
12/26/2014	14:15	339.15	26.64	40.91	39.81	64.61	65.91	41.63	41.36	64.45
12/26/2014	14:20	718.14	26.35	40.01	40.47	64.12	64.42	40.81	41.78	64.80
12/26/2014	14:25	315.51	26.44	40.37	39.77	63.98	65.38	40.48	41.83	64.37
12/26/2014	14:30	710.33	26.12	40.92	40.47	64.26	65.26	41.64	42.29	64.29
12/26/2014	14:35	620.21	26.09	41.19	39.24	64.01	65.31	40.90	41.89	64.34

Available online at www.sciencedirect.com

ScienceDirect

Energy Procedia 56 (2014) 237 – 246

Energy Procedia

11th Eco-Energy and Materials Science and Engineering (11th EMSES)

Thermal Performance Testing of Heat Pipe Evacuated Tube with Compound Parabolic Concentrating Solar Collector by ISO 9806 - 1

Wisut Chamsa-ard[a], Sukruedee Sukchai[a], Sorawit Sonsaree[a], and Chatchai Sirisamphanwong[a] *

[a]*School of Renewable Energy Technology (SERT), Naresuan University, Phitsanulok 65000, Thailand*

Abstract

Solar collector is an important component of solar hot water system. The purpose of this research is design, fabricate and test thermal efficiency of the heat pipe evacuated tube with compound parabolic concentrating (CPC) solar collector. The advantage of this system is it produces hot water over a period of time without adjusting the direction of the CPC to track the sun. The thermal performance of solar collector is critically important for the end users in order to ensure the efficiency of the system. The testing of CPC according to ISO 9806 - 1 found that the thermal efficiency was equal to 78%. The heat loss coefficient of the solar collector a_1 and a_2 are equal to 3.55 and 0.06 W/m^2-°C respectively. The mathematical model was developed to determine the energy production base on solar radiation and ambient temperature data of Phitsanulok province. It was found that the monthly average energy of the CPC produced throughout the year is equal to 286.16 kWh or equal to 3,433.87 kWh/year.

© 2014 Elsevier Ltd. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/).
Peer-review under responsibility of COE of Sustainalble Energy System, Rajamangala University of Technology Thanyaburi (RMUTT)

Keywords: Solar Collector; Compound Parabolic Concentrator; ISO 9806 - 1

1. Introduction

The commonly used of solar energy technologies in the conversion of solar energy to thermal energy is solar collector. There are two types of solar collectors: (1) Flat plate solar collector, this type of collector has thermal efficiency of about 50 - 60% which appropriate for the moderate temperature (40 - 60 °C) applications. (2) Heat

* Corresponding author. Tel.: +66 5596 3180; fax: +66 5596 3180.
E-mail address: chatchai_siri@hotmail.com

1876-6102 © 2014 Elsevier Ltd. This is an open access article under the CC BY-NC-ND license (http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/3.0/).
Peer-review under responsibility of COE of Sustainalble Energy System, Rajamangala University of Technology Thanyaburi (RMUTT)
doi:10.1016/j.egypro.2014.07.154

pipe evacuated tube solar collector, this type of collector can produce higher water temperature than flat plate solar collector (>80 °C). The idea of this research is improving the thermal performance of heat pipe evacuated tube solar collector by integrated with compound parabolic concentrators (CPC). The advantage of this system is it produces hot water over a period of time without adjusting the direction of the CPC to track the sun. Wisut Chamsa-ard et al.[2] studied the effect of a compound parabolic concentrator (CPC) on thermal performance of an evacuated tube solar collector. The CPC was designed with acceptance half - angle (θ_c) 11.5°. The experiment was conducted with 3 different evacuated tube solar hot water systems. (a) Evacuated tube solar hot water systems with 7.76 cm.-height of CPC (b) Evacuated tube solar hot water systems with 4.25 cm.-height of CPC and (c) Evacuated tube solar hot water systems without CPC. The results showed that evacuated tube solar hot water systems with 7.76 cm.-height of CPC has the highest energy production (1,830 kJ) which rise up water temperature from 30 °C to 51.9 °C. Theeradet Cheewananthachai et al.[3] studied the distillation of ethanol using the compound parabolic concentrator with an area 2.1 m^2 (2 sets). The stainless steel parabolic curves reflect light to a 0.03 m-diameter receiver pipe. The experiment was set up by connect solar collectors in series connection. It was found that the outlet temperature of ethanol from the solar collector is up to 80 °C.

As the literature research above, it can be seen that compound parabolic concentrators can integrate with solar collector to improve thermal performance of the system. Therefore, the concept of this research is integrating the compound parabolic concentrators with heat pipe evacuated tube solar collector that available in the market and testing the thermal performance of the heat pipe evacuated tube with compound parabolic concentrating solar collector. The results from this research can be applied in various applications as appropriate.

Nomenclature

A_C	Aperture Area, (m^2)
BC	Parabolic Arcs (m)
CR	Concentration Ratio
C_P	Specific Heat (kJ/kg-K)
d	Pipe Diameter (m)
I_T	Solar Radiation (W/m^2)
$\dot{m}$	Water Flow Rate (kg/s)
Q_u	Energy Used (W)
r	Pipe Radius (m)
$F_R U_L$	Heat Loss Coefficient (W/m^2-K)
θ_C	Acceptance half Angle
$F_R(\tau\alpha)_e$	Solar Collector Absorber Coefficient
T_i	Water Temperature Input,°C
T_o	Water Temperature Output,°C

2. Theoretical Approach

2.1. Compound Parabolic Concentrator (CPC)

Compound parabolic concentrator (CPC) is a radiation concentrator of the fixed concentrator having moderate temperature (100 - 300 °C), with a solar radiation reflector intensifying more up to about 2 - 10 times without Sun tracker. The compound parabolic concentrator is a surface area reflecting solar radiation over a tracking concentrator. It can allow the model surface reflecting solar radiation. Therefore, it is not carefully required for shaping much as a solar tracking. Fig. 1. and 2. show the evacuated tube solar collector with a compound parabolic concentrator (CPC) and solar hot water system with heat pipe evacuated tube solar collector with a compound parabolic concentrator (CPC).

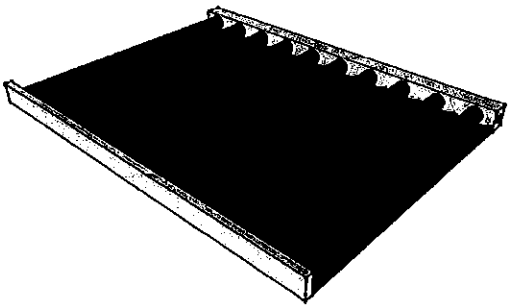


Fig.1. Evacuated tube solar collector
with compound parabolic concentrators (CPC)

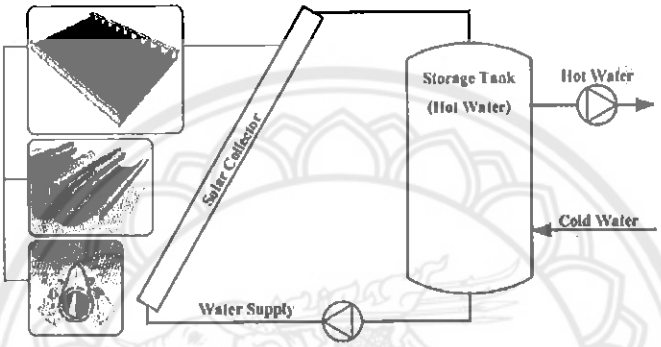


Fig. 2. Heat pipe evacuated tube solar hot water system
with compound parabolic concentrators (CPC)

Heat pipe evacuated tube with compound parabolic concentrating solar hot water system consists of a heat pipe evacuated tube solar collector, compound parabolic concentrator (CPC) and storage tank. The system is heated by solar radiation incident on the solar collector and transferred heat to the water. The water temperature is risen before being drawn to use.

The concentration ratio (CR) depending on the medium between the reflector area and acceptance half - angle can be expressed as:

$$CR_{2-Diamention} = \frac{n}{sin\theta_c} \tag{1}$$

The relationship of the total height of the CPC (H), focal length (f), acceptance half - angle (θ_c), circumference of the absorber (a) and tubular tube can be expressed as. [4]

Total height (H):

$$H = \frac{a}{2}\left(\frac{1}{2} + \frac{1}{\pi sin\theta_c} + \frac{1}{sin\theta_c tan\theta_c}\right) \tag{2}$$

Focal length (f) :

$$f = \frac{a}{r} \tag{3}$$

Equation of parabolic arcs (BC) :

$$BC = \beta\left(\frac{d}{2}\right) \qquad \beta \le \theta_c + \frac{\pi}{2} \tag{4a}$$

$$BC = \frac{\left(\frac{d}{2}\right)\left[\left(\beta + \theta_c + \frac{\pi}{2}\right) - cos(\beta - \theta_c)\right]}{1 + sin(\beta - \theta_c)} \qquad \theta_c + \frac{\pi}{2} \le \beta \le 3\frac{\pi}{2} - \theta_c \tag{4b}$$

3. Data Analysis

In theory, the solar collector testing can be carried out in several ways, which measure the critical parameters and variable parameters required by the selected test standard. Beside these parameters, there are some other components to be considered together such as the thickness of the absorber, a number and type of covers and the size of the rear-side and back-side insulator of the solar collector. When FR is a factor of absorbing heat used, the energy that can be utilized is.

$$Q_u = A_c F_R[S - U_L(T_i - T_a)] \tag{5}$$

Therefore, the instantaneous thermal efficiency can be obtained from

$$\eta_i = \frac{Q_u}{A_c G_T} = F_R(\tau\alpha)_e - \frac{F_R U_L(T_i - T_a)}{G_T} \tag{6}$$

$$\eta_i = F_R(\tau\alpha)_e - \frac{F_R U_L(T_i - T_a)}{G_T} \tag{7}$$

$$\eta_i = \frac{\dot{m}C_p(T_o - T_i)}{A_c G_T} \tag{8}$$

If F_R and U_L has slightly been changed during the $F_R(\tau\alpha)_e$ and $F_R U_L$ is a parameter used to describe how the collector works. $F_R(\tau\alpha)_e$ is indicator of absorbed energy and $F_R U_L$ is a term referring to the energy loss. If U_L, F_R and $(\tau\alpha)_e$ are constant, a graph of $F_R(\tau\alpha)_e$ with $\frac{(T_i - T_a)}{G_T}$ is linear y intercept at $F_R(\tau\alpha)_e$ and has a slope equal to $-F_R U_L$ for U_L, a function of temperature and wind speed and decreasing when the number of covers increasing, F_R slightly depends on temperature. In addition, there is a change of the ratio of direct radiation, diffuse radiation and reflected radiation from the ground. Information of the distributed temperature, wind speed, and angle of incidence changed. Although it is quite difficult, the prediction of the long-term performance can be determined from the intercept and slope.

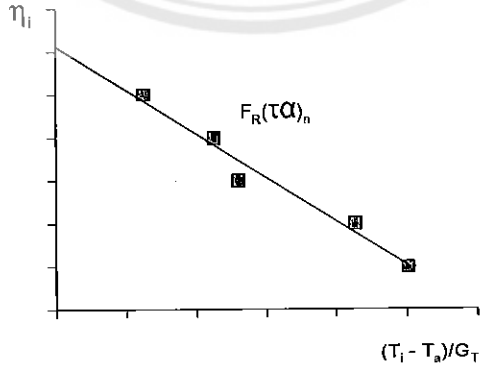


Fig. 3. The relationship between η_i with $(T_i - T_a)/G_T$

In case, the thermal performance of an evacuated tube solar collector is required. Its instantaneous thermal performance can be found from the equation.

$$\eta = \eta_0 - a_1 \cdot T_m^* - a_2 \cdot G_t \cdot T_m^{*2} \quad (9)$$

$$t_m = \frac{(t_i + t_o)}{2} \quad (10)$$

$$T_m^* = \frac{(t_m - t_a)}{G_t} \quad (11)$$

4. Methodology

The heat pipe evacuated tube with compound parabolic concentrating solar collector is tested by ISO standard 9806 – 1 to determine the collector performance. The results of the test are used to determine the energy production (Q_{coll}, Watt) of the CPC. The mathematical model was developed to determine the energy production base on solar radiation and ambient temperature data of Phitsanulok province. Specification of solar collector and testing methods can be shown as follows.

4.1. Specification of solar collector

- Type : Heat pipe evacuated tube with compound parabolic concentrating
- Size
  - Overall width : 1.80 m.
  - Overall length : 1.45 m.
  - Thickness : 0.08 m.
  - Aperture area : 2.61 m^2
- Evacuated tube : Outer diameter 47 mm.
  Inner diameter 37 mm.
- Acceptance half angle, θ_c [2] : 11.5°
- Angle at central pipe (β) [2] : 120°
- High (H) [2] : 7.76 cm. [2] Fig. 4.

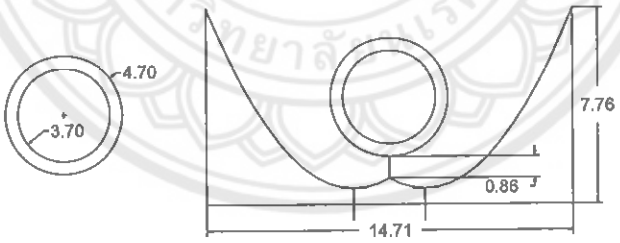


Fig. 4. Cross section of a heat pipe evacuated tube solar collector with compound parabolic concentrator

4.2. Solar collector testing method

Solar collector testing at School of Renewable Energy Technology (SERT), Naresuan University is the outdoor testing facility (Fig. 5. and 6.) to determine the thermal performance of the solar collector. In case of the collector is evacuated tube, the testing standard procedure by ISO 9806 - 1 are used to determine the collector performance which has required conditions as follow:

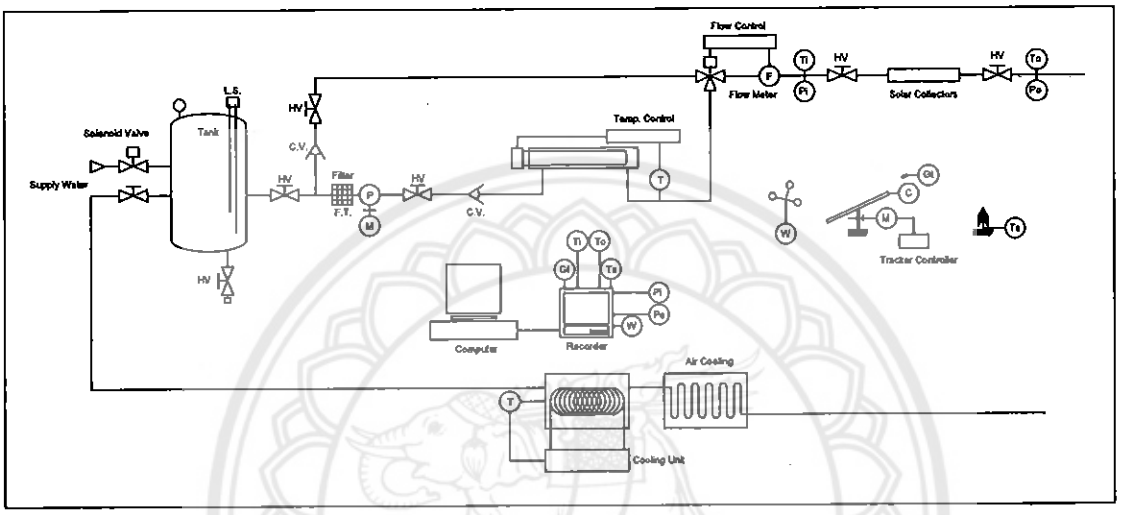
(1) The flow rate of the fluid is constantly equal to 0.02 kg/s per one square meter of solar collector area. (For this test, the flow rate is 0.05 kg/s)

(2) The total solar radiation is not less than 800 W/m^2.

(3) Ambient temperature does not exceed 30.0 °C. (For this test, the ambient air temperature is between 28.0 - 32.0 °C)

(4) Water temperature at the inlet is higher than the ambient air temperature. (For this test, the water temperature is between 30.0 - 50.0 °C)

Solar collector is cleaned before each test. Then start recording the ambient temperature (T_a), Input water temperature (T_i), Output temperature (T_o), Solar radiation (G_t) and water flow rate ($\dot{m}_w$). All data were collected between 10.00 am - 2.00 pm. This is a shot term testing to evaluate the thermal efficiency of the solar collector.



C: Solar Collector, C.V.: Check Valve, F: Flow Transducer, F.T.: Water Filter, Gt: Solar radiation on collector plane, HV: Hand Valve, L.S.: Level switch control, M: AC motor drive pump, P: Water pump, Pi: Pressure transducer inlet, Po: Pressure transducer outlet, T: Temperature heating control, Ta: Ambient temperature, Ti: Inlet temperature, To: Outlet temperature, W: Wind speed

Fig. 5. Diagram of solar collector test system

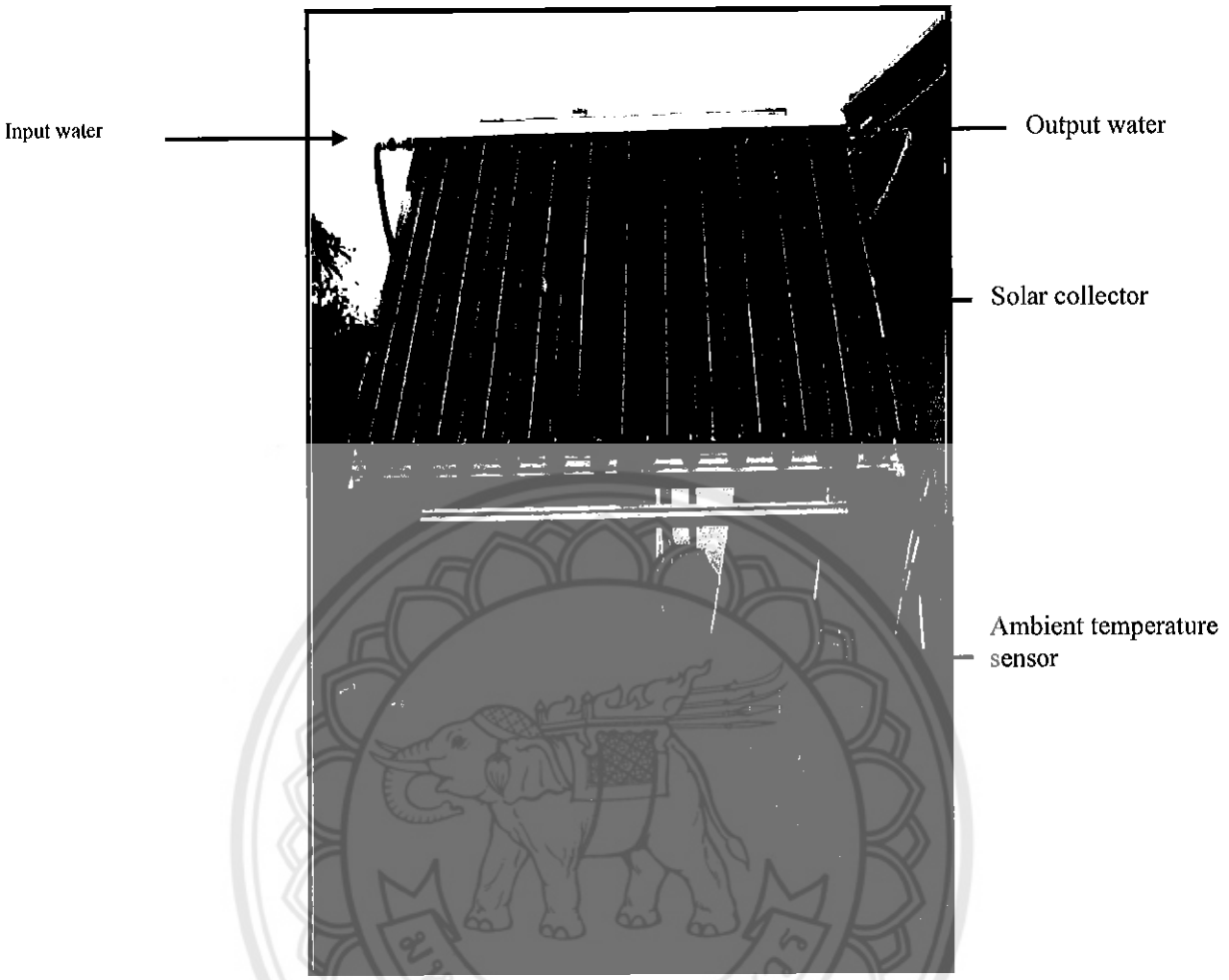


Fig. 6. The solar collector test system

The mathematical model was developed to determine the energy production base on solar radiation and ambient temperature data of Phitsanulok province (Table 1. and Fig. 7.)

Table 1. Average solar radiation and ambient temperature in each month of Phitsanulok, Thailand. [5]

Month	Solar radiation (kWh/m²/day)	Ait temperation (°C)
Jan	4.95	25.2
Feb	5.66	28.3
Mar	6.04	30.3
Apr	6.3	30.1
May	5.67	28.8
Jun	5.05	27.2
Jul	4.87	26.8
Aug	4.66	26.4
Sep	4.71	26.1
Oct	4.63	24.7
Nov	4.74	23.2
Dec	4.81	22.7

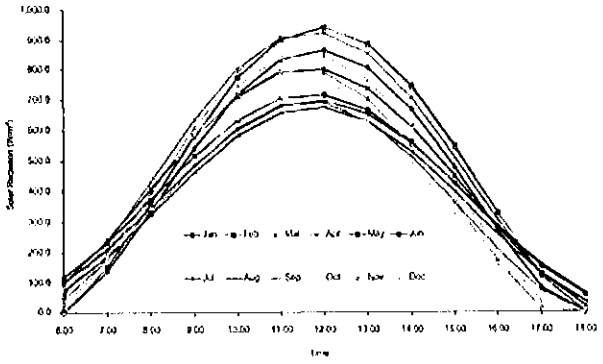


Fig. 7. Solar radiation (Watt/m^2) [5]

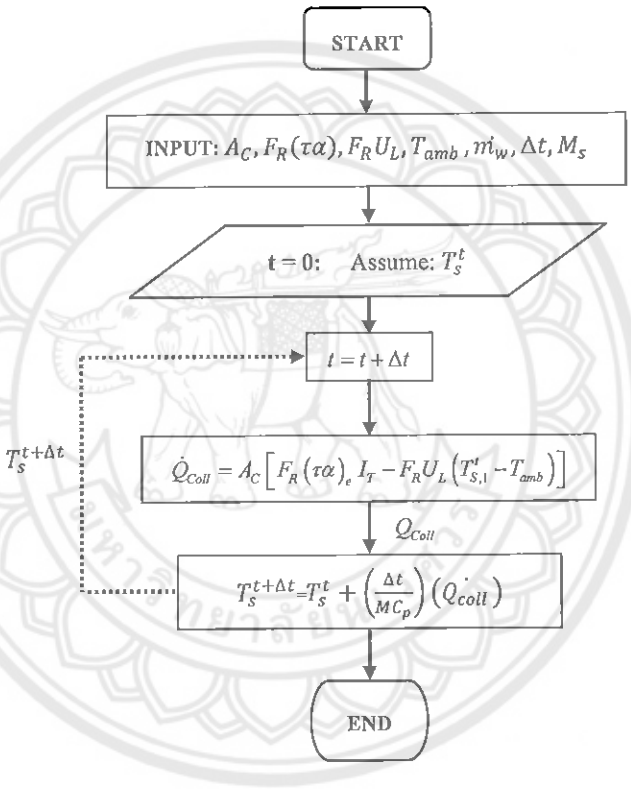


Fig. 8. Calculation Flow Chart

5. Result and Discussion

The result of thermal performance testing of heat pipe evacuated tube with compound parabolic concentrating solar collector according to ISO standard 9806 - 1 is shown in Fig. 9. The thermal efficiency, heat loss coefficient a_1 and heat loss coefficient a_2 of the CPC are equal to 78%, 3.55 and 0.0600 W/m^2-°C respectively.

The result from mathematical modelling to determine the energy production by using solar radiation and ambient temperature of Phitsanulok, Thailand is shown in Table 2. and Fig. 10. The result was found that the monthly average energy that produced by the CPC is equal to 286.16 kWh or equal to 3,433.87 kWh/year. The month which has the highest energy production is March (354.80 kWh) and the lowest is on September (240.67 kWh).

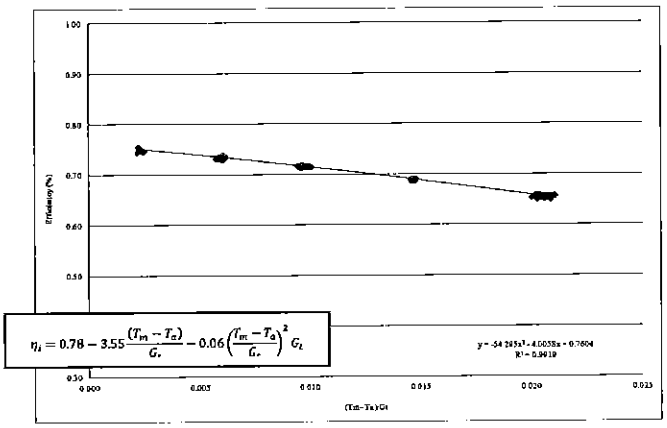


Fig. 9. Thermal performance of heat pipe evacuated tube solar collector with compound parabolic concentrator (CPC)

Table 2. The annual energy production of Phitsanulok, Thailand.

Month	Qcoll (kWh)
Jan	308.25
Feb	313.44
Mar	354.80
Apr	337.79
May	302.60
Jun	260.78
Jul	261.31
Aug	248.68
Sep	240.67
Oct	245.87
Nov	265.29
Dec	294.38
AVG.	286.16

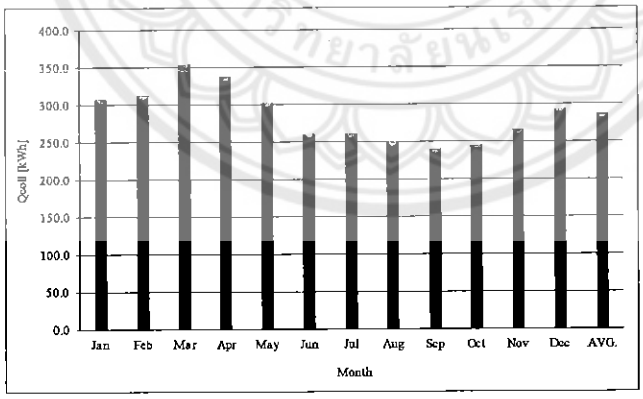


Fig. 10. The annual energy production of Phitsanulok, Thailand.

6. Conclusion

Thermal Performance Testing of Heat Pipe Evacuated Tube with Compound Parabolic Concentrating Solar Collector by ISO 9806 - 1was found that the thermal efficiency was equal to 78%. The heat loss coefficient of the solar collector a_1 and a_2 are equal to 3.55 and 0.06 W/m^2-°C respectively. The mathematical model was developed to determine the energy production base on solar radiation and ambient temperature data of Phitsanulok province. It was found that the monthly average energy of the CPC produced throughout the year is equal to 286.16 kWh or equal to 3,433.87 kWh/year.

7. Acknowledgements

The authors grateful to School of Renewable Energy Technology (SERT), Naresuan University for supporting of experimental equipments and instruments.

8. References

[1] Department of Alternative Energy Development and Efficiency, Ministry of Energy. Guidelines for the use of solar thermal energy systems in the industry; 2009.
[2] Wisut Chamsa-ard, Sorawit Sonsaree, Sukruedee Sukchai, Paitoon Laodee. Effect of compound parabolic solar concentrator on thermal performance of evacuated tube. Proceeding of the 1st Phayao Research Conference; 2012, p. 592 – 599
[3] Theeradet Cheewanaathachai, Samlee Lailuk. Ethanal distillation by compound parabolic concentrator (CPC). The 20th Conference of the Mechanical Engineering Network of Thailand; 2006.
[4] Orrawan Rewthong. Photovoltaic and solar thermal hybrid system using compound parabolic concentrator. A thesis in Master of Science, Faculty of School of Energy and Materials, King Mongkut's University of Technology Thonburi.
[5] NASA Surface meteorology and Energy - Choices.