

การวิเคราะห์สมรรถนะเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้ว
สุญญากาศที่ใช้เทอร์โมไซฟอนและเตาเผาไหม้แกลบ
(Performance Analysis of Hybrid Water Heater of Evacuated Glass Tube
Thermosyphon Solar Collector and Rice Husk Combustion Furnace)

ชัยวัฒน์ วรรณโกษิตย์, ปิยะนันท์ เจริญสุวรรณ

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร อ.เมือง จ.พิษณุโลก 65000

Tel.: +66-5596-4215; E-mail: w_chaiwat@hotmail.com

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาแบบจำลองสมรรถนะทางความร้อนของเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศและเตาเผาไหม้แกลบ โดยค่ารังสีแสงอาทิตย์และอุณหภูมิ อากาศที่ใช้ในการจำลองระบบเป็นของจังหวัดพิษณุโลก ตั้งแต่เวลา 7:00–17:00 น. ระบบสามารถแบ่งออกเป็น 2 ส่วน คือ ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศ และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอนที่มีแหล่งความร้อนจากก๊าซร้อนที่ได้จากเตาเผาไหม้แกลบแบบไซโคลน โดยที่ท่อแก้วสุญญากาศของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์เป็นท่อแก้ว 2 ชั้น ทำจาก Borosilicate มีเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกและภายในเป็น 58 และ 47 มิลลิเมตร ตามลำดับ ภายในบรรจุเทอร์โมไซฟอนทำจากท่อทองแดงขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง 6/8 นิ้ว สารทำงานที่ใช้เป็น R134a ที่อัตราส่วนการเติม 70 % ของปริมาตรส่วนทำระเหย ในส่วนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน อุณหภูมิก๊าซร้อนที่ใช้ในการจำลองระบบมีค่าคงที่ที่ 150°C และมีอัตราการไหลคงที่ 50 ลูกบาศก์เมตรต่อนาที เทอร์โมไซฟอนมีการจัดเรียงแนวท่อแบบเหลี่ยมที่ใช้ในระบบแลกเปลี่ยนความร้อนทำจากเหล็กสแตนเลสขนาด 1 นิ้ว และใช้น้ำกลั่นเป็นสารทำงานที่อัตราส่วนการเติม 50 % ของปริมาตรส่วนทำระเหย การวิเคราะห์ผลทั้งหมดจะสามารถจำลองระบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมที่มีความเหมาะสมที่สุดทั้งทางด้านสมรรถนะทางความร้อนและเชิงเศรษฐศาสตร์ ซึ่งสามารถผลิตน้ำร้อนที่ทางออกได้อุณหภูมิสูงสุดเป็น 83.4°C , 81.8°C และ 80.3°C ในช่วงฤดูร้อน ฤดูหนาว และ ฤดูฝน ตามลำดับ และมีประสิทธิภาพเฉลี่ยตลอดการทำงานของระบบ ประมาณ 21 เปอร์เซ็นต์ เหมือนกันทั้ง 3 ฤดู โดยมีอัตราการไหลของน้ำอยู่ที่ 1 ลูกบาศก์เมตรต่อวัน

คำหลัก: เครื่องทำน้ำร้อนแบบผสม , ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศ, เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเทอร์โมไซฟอน, เตาเผาไหม้แกลบ

Abstract

The thermal performance modeling of hybrid water heater of evacuated glass tube solar collector and rice husk combustion furnace was studied in this research. The solar global radiation and ambient air temperature data used in the system modeling belongs Phitsanulok province from 7:00 a.m. to 5:00 p.m.

The system can be divided into two parts, i.e. the evacuated glass tube solar collector and the thermosyphon heat exchanger with using hot flue gas of rice husk combustion in cyclone furnace as a heat source. The evacuated glass tube is a coaxial double-layer tube made of Borosilicate. It's outside diameter and inside diameter are 58 and 47 mm respectively. The inside cavity of evacuated glass tube holes thermosyphon which is made of copper tube with 6/8 inch nominal diameter and filled with R134a at the filling ratio of 70% of evaporator volume. For latter, the hot gas temperature used in the heat exchanger modeling is constant at 150°C and the flow rate is 50 m³/min. The heat exchanger is consisted of array of thermosyphon with staggered arrangement which is made of stainless steel tube with 1 inch nominal diameter and filled with distilled water at 50% filling ratio of evaporator volume. From all result analysis, the hybrid water heater system with optimum design of both thermal performance and economic can be simulated and generate the hot water with the flow rate 1 m³/day at the maximum temperatures of 83.4°C, 81.8°C and 80.3°C in summer, winter and rainy season respectively. The average efficiency of hybrid system is about 21% in all seasons.

Keywords: hybrid water heater, evacuated glass tube solar collector, thermosyphon heat exchanger, rice husk combustion furnace

1. บทนำ

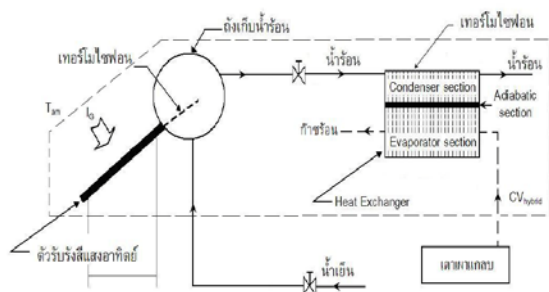
พลังงานแสงอาทิตย์เป็นพลังงานหมุนเวียนอย่างหนึ่งสามารถนำมาเป็นแหล่งพลังงานทดแทนได้ โดยเฉพาะประเทศไทยที่มีรังสีแสงอาทิตย์ค่อนข้างสูงเกือบตลอดทั้งปี จึงมีศักยภาพเพียงพอที่จะนำพลังงานแสงอาทิตย์มาใช้เป็นประโยชน์ได้ เช่น การผลิตน้ำร้อน [1] พลังงานแสงอาทิตย์ในรูปความร้อนจะมีอุปกรณ์หลักในการเปลี่ยนรังสีแสงอาทิตย์ให้เป็นพลังงานความร้อน คือ ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ (Solar Collector) [2] ถึงแม้ว่าตัวรับรังสีแสงอาทิตย์มีหลายประเภท แต่เพื่อต้องการให้เครื่องทำน้ำร้อนนั้นมีประสิทธิภาพเพิ่มมากขึ้นและอุณหภูมิที่สูงขึ้น จึงนำตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศมาประยุกต์ใช้ในการผลิตน้ำร้อน และการนำความร้อนจากตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศไปใช้ประโยชน์นั้นสามารถทำได้หลายวิธี อาทิเช่น การใช้เทอร์โมไซฟอน (Thermosyphon) ซึ่งเทอร์โมไซฟอนมี 2 แบบคือ แบบเปิดและแบบปิดสองสถานะ เทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ (Two-Phase Closed Thermosyphon) มีการส่งถ่ายความร้อนได้มากกว่าเทอร์โมไซฟอนแบบเปิด เพราะว่าเทอร์โมไซฟอนแบบ

ปิดสองสถานะจะถ่ายเทความร้อนแฝง (Latent Heat) ขณะที่เทอร์โมไซฟอนแบบเปิดจะถ่ายเทความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) ซึ่งตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศ ที่ใช้ท่อเทอร์โมไซฟอนได้ มีการศึกษาวิจัยและพัฒนาอย่างต่อเนื่อง ไม่ว่าจะเป็นการศึกษาศาสตร์ทำงานที่ใช้ในท่อเทอร์โมไซฟอนแบบเปิด [3-5] จากงานวิจัย จะสรุปได้ว่า ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศและเทอร์โมไซฟอนแบบเปิดที่ใช้ก๊าซเป็นสารทำงานมีประสิทธิภาพต่ำกว่าอย่างมากเมื่อเปรียบเทียบกับใช้น้ำเป็นสารทำงาน แต่ในงานวิจัยของ Morrison G.L., Budihardjo I. และ Behnia M., [6] พบว่า ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศเทอร์โมไซฟอนแบบเปิดที่ใช้น้ำเป็นสารทำงาน ท่อแก้วสุญญากาศจะแตกเนื่องน้ำมีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิอย่างรวดเร็วภายในท่อแก้วสุญญากาศและน้ำไม่สามารถไหลไปจนสุดปลายท่อแก้วสุญญากาศได้ จึงมีการพัฒนานำสารทำความเย็นมาประยุกต์ใช้ในท่อเทอร์โมไซฟอนแบบปิด โดย Mehmet Esen และ Hikmet Esen [7] ได้ศึกษาการทดลองหาสมรรถนะทางความร้อนของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศชนิดท่อ

เทอร์โมไซฟอน แบบปิดสองสถานะ โดยใช้สารทำความเย็นที่แตกต่างกัน คือ R-134a, R407C และ R410A ภายใต้การทดลองที่เงื่อนไขสภาวะสิ่งแวดล้อมเดียวกัน พบว่า สมรรถนะที่ดีที่สุดได้จากสารทำความเย็น R410A แต่สมรรถนะของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ที่ใช้สารทำความเย็น R410A ไม่แตกต่างจากสารทำความเย็น R-134a มากและราคาของสารทำความเย็น R-134a ต่ำกว่า R410A มาก ดังนั้นในงานวิจัยนี้จึงพิจารณาใช้สารทำความเย็น R-134a เป็นสารทำงานในตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศเทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ

อย่างไรก็ตาม รังสีแสงอาทิตย์ไม่สม่ำเสมอตลอดทั้งวันและไม่สามารถนำมาใช้ได้ในเวลาากลางคืน จึงมีการคิดค้นหาแหล่งพลังงานเสริมให้กับตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ เพื่อให้ที่จะให้สามารถใช้ประโยชน์ในการผลิตน้ำร้อนได้สูงสุด พลังงานที่นำมาเป็นแหล่งเสริมให้กับตัวรับรังสีแสงอาทิตย์นั้น เช่น ฮีตเตอร์เสริม (Auxiliary Heater) [8] และก๊าซ LPG [9]

จากงานวิจัยที่ผ่านมาสรุปได้ว่า ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ได้มีการพัฒนาอย่างต่อเนื่องไม่ว่ากรณีตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ไม่เพียงพอ ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงมีแนวคิดในใช้พลังงานชีวมวลจากแกลบ มาเป็นแหล่งพลังงานเสริมให้ เครื่องทำน้ำร้อน เนื่องจากประเทศไทยประกอบอาชีพทางเกษตรกรรมเป็นหลัก โดยเฉพาะ จังหวัดพิษณุโลกที่อยู่บริเวณภาคเหนือตอนล่างและจังหวัดบริเวณใกล้เคียงมีการทำนาตลอดทั้งปีไม่ว่าจะเป็นนาปีและนาปรัง จึงทำให้มีแกลบเป็นผลผลิตที่เหลือจากการปลูกข้าวจำนวนมาก การนำแกลบมาเป็นแหล่งพลังงานเสริมนั้นทำได้โดยการนำแกลบมาเผาเป็นเชื้อเพลิง ซึ่งจะใช้เตาเผาไหม้แบบไซโคลนในการเผาไหม้แกลบเพื่อให้ได้ก๊าซร้อนมาเป็นแหล่งความร้อนที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้ได้อุณหภูมิน้ำร้อนตามต้องการสามารถเขียนแผนผังระบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมได้ดังรูปที่ 1



รูปที่ 1 แสดงระบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสม

2. ทฤษฎี

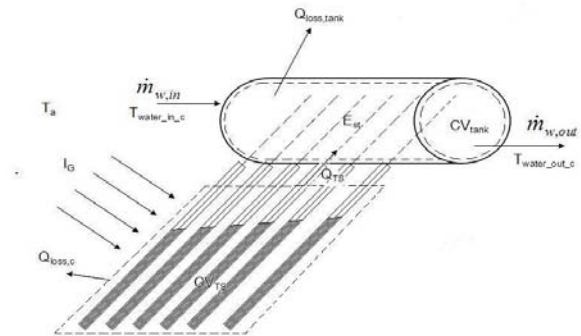
2.1 ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์

ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ใช้เทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ [10] เมื่อพิจารณาตามสมดุลพลังงานที่ท่อแก้วสุญญากาศจากรูปที่ 2 จะได้

$$Q_{Global} - Q_{loss,c} = Q_{TS} \quad (1)$$

หรือ

$$I_G \tau_G \alpha_G A_c - Q_{loss,c} = \frac{\Delta T}{Z}$$



รูปที่ 2 แสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์เทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะ

เมื่อ Q_{Global} คือ รังสีแสงอาทิตย์ทั้งหมดที่สะสมในตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ (W)

I_G คือ ความเข้มของแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบบนพื้นผิวตัวรับรังสี, (W/m²)

τ_G คือ ความสามารถในการส่งผ่านที่ผิวท่อแก้ว
 α_G คือ ความสามารถในการดูดซับของพื้นผิวดูดซับ

A_c คือ พื้นที่ผิวของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์, (m²)

$Q_{loss,c}$ คือ อัตราการสูญเสียความร้อนจากการพาความร้อนและการแผ่รังสีจากตัวรับรังสีแสงอาทิตย์, (W)

Q_{TS} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนแบบปิดสองสถานะเป็นความสัมพันธ์ของความต้านทานความร้อนทั้งหมด (Z) และผลต่างอุณหภูมิ

ระหว่างแหล่งผลิตความร้อนกับแหล่งระบายความร้อน
(ΔT)

เมื่อพิจารณาตามสมดุลมวลและสมดุลพลังงานที่
ถึงเก็บน้ำร้อนจากรูปที่ 2 จะได้

$$\dot{m}_{w,in} = \dot{m}_{w,out} = \dot{m}_w \quad (2)$$

$$(Q_{TS} + \dot{m}_w c_{p,w} T_{water_in_c}) - \quad (3)$$

$$(Q_{loss,tank} + \dot{m}_w c_{p,w} T_{water_out_c}) = M_w c_{p,w} \Delta T_w / \Delta t$$

เมื่อ \dot{m}_w คือ อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำ, (kg/s)

$c_{p,w}$ คือ ความจุความร้อนจำเพาะของน้ำ, (J/kg-
°C)

$T_{water_in_c}$ คือ อุณหภูมิน้ำที่ทางเข้าถังเก็บน้ำ
ร้อน, (°C)

$T_{water_out_c}$ คือ อุณหภูมิน้ำที่ทางออกถังเก็บน้ำ
ร้อน, (°C)

M_w คือ มวลของน้ำภายในถังเก็บน้ำร้อน, (kg)

ΔT_w คือ ผลต่างของอุณหภูมิน้ำในถังเก็บ, (°C)

Δt คือ ระยะเวลาที่สะสมความร้อน, (s)

$Q_{loss,tank}$ คือ อัตราการสูญเสียความร้อนจาก น้ำ
ร้อนในถังเก็บ, (W)

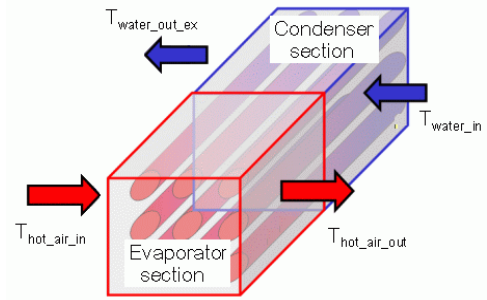
ประสิทธิภาพของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์แบบท่อ
แก้วสุญญากาศเป็น

$$\eta_{collector} = \frac{\dot{m}_w c_{p,w} (T_{water_out_c} - T_{water_in_c})}{A_c I_G} \quad (4)$$

2.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่อาศัยการแลกเปลี่ยน
เปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลในท่อและของไหล
ภายนอกท่อ ดังรูปที่ 3 เมื่อพิจารณาอัตราการถ่ายเท
ความร้อนทั้งหมดด้วยวิธี Log-mean temperature
difference [11] ในส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นจะ
ได้

$$Q = h_{fluid} N \pi D_{syphon_ex} L \Delta T_{lm} \quad (5)$$



รูปที่ 3 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ
เทอร์โมไซฟอน

โดยที่ ΔT_{lm} หาได้จาก

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_s - T_{\infty 1}) - (T_s - T_{\infty 2})}{\ln[(T_s - T_{\infty 1}) / (T_s - T_{\infty 2})]} \quad (6)$$

เมื่อ Q คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวท่อ
กับของไหลที่ส่วนทำระเหยหรือส่วนควบแน่น, (W)

T_s คือ อุณหภูมิผิวท่อที่ส่วนทำระเหยหรือส่วน
ควบแน่น, (°C)

$T_{\infty 1}, T_{\infty 2}$ คือ อุณหภูมิของไหลที่ไหลเข้ากลุ่มท่อ
และไหลออกกลุ่มท่อ ตามลำดับ, (°C)

h_{fluid} คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของ
ไหล, (W/m² - °C)

D_{syphon_ex} คือ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง ภายนอก
ท่อสแตนเลส, (m)

L คือ ความยาวท่อส่วนทำระเหยหรือส่วน
ควบแน่น, (m)

N คือ จำนวนท่อทั้งหมด หาได้จาก

$$N = N_T N_L \quad (7)$$

N_T คือ จำนวนท่อในทิศขวางแนวการไหลใน 1 แถว

N_L คือ จำนวนท่อในทิศตามแนวการไหลใน 1 แถว
พิจารณาอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านท่อเทอร์
โมไซฟอนจะได้

$$Q_{syphon_ex} = \frac{T_{s,evap} - T_{s,cond}}{Z_{tot}} \quad (8)$$

โดยที่ $T_{s,evap}$ คือ อุณหภูมิผิวท่อที่ส่วนทำระเหย, (°C)

$T_{s,cond}$ คือ อุณหภูมิผิวท่อที่ส่วนควบแน่น, (°C)

Z_{tot} คือ ตัวต้านทานความร้อนรวมของเทอร์โมไซฟอน, ($^{\circ}C/W$)

ดัชนีที่ใช้บ่งบอกสมรรถนะที่นิยมคือค่าประสิทธิผล (Effectiveness) ซึ่งสามารถคำนวณได้จาก

$$\varepsilon_{exchanger} = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (11)$$

$$Q_{max} = (\dot{m} c_p)_{min} \Delta T_{max} \quad (12)$$

โดยที่ $\varepsilon_{exchanger}$ คือ ประสิทธิภาพ

Q คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน, (W)

Q_{max} คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด, (W)

$(\dot{m} c_p)_{min}$ คือ ผลคูณของอัตราการไหลเชิงมวลกับความจุความร้อนจำเพาะของของไหลที่มีค่าน้อย, ($J/s - ^{\circ}C$)

ΔT_{max} คือ ผลต่างของอุณหภูมิระหว่างของไหลร้อนกับของไหลเย็นที่ทางเข้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน, ($^{\circ}C$)

2.3 เครื่องทำน้ำร้อนแบบผสม

พิจารณาประสิทธิภาพของระบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมของตัวรับแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ใช้เทอร์โมไซฟอนและเตาเผาไหม้แกลบ จากปริมาตรควบคุมในรูปที่ 1 จะได้ดังนี้

$$\eta_{Hybrid} = \frac{\dot{m}_w c_{p,w} (T_{water_out_ex} - T_{water_in_c})}{(A_c I_G) + (M_{rice} LHV_{rice} \eta_{furnace})} \quad (13)$$

เมื่อ $T_{water_out_ex}$ คือ อุณหภูมิน้ำที่ทางออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน, ($^{\circ}C$)

M_{rice} คือ มวลของแกลบที่ใช้เผาไหม้, (kg)

LHV_{rice} คือ ค่าความร้อนต่ำของแกลบ, (J/kg)

$\eta_{furnace}$ คือ ประสิทธิภาพเตาเผาแกลบแบบไซโคลน

3. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

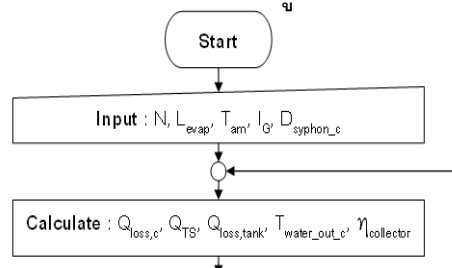
เพื่อสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมที่เหมาะสมที่สุด จึงพิจารณา

ระบบแยกออกเป็น 2 ส่วนคือ ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หลังจากนั้นจึงทำการวิเคราะห์ระบบรวม โดยกำหนดเงื่อนไขเบื้องต้นในการจำลองระบบได้ดังนี้

- ค่ารังสีแสงอาทิตย์และอุณหภูมิอากาศที่ใช้เป็นของจังหวัดพิษณุโลกตั้งแต่ เดือนกุมภาพันธ์ 2551 ถึงเดือนกุมภาพันธ์ 2552 โดยจะเฉลี่ยแบ่งตามฤดูกาลคือ ฤดูฝน ฤดูร้อน และฤดูหนาว [12]
- ช่วงเวลาการทำงานตั้งแต่ 7:00–17:00 น.
- อัตราการไหลของน้ำร้อนที่เข้าถึงเก็บน้ำร้อนของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์และที่ทางเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็น 0.03 kg/s หรือประมาณ 1 ลูกบาศก์เมตรต่อวัน
- อัตราการป้อนแกลบใน เตาเผาแกลบแบบไซโคลนเป็น 20 กิโลกรัมต่อชั่วโมง อัตราการไหลของก๊าซร้อนเป็น 50 ลูกบาศก์เมตรต่อนาที และ พิจารณาประสิทธิภาพเตาเผาแกลบแบบไซโคลนที่ 50 เปอร์เซ็นต์ [13]
- ค่าความร้อนต่ำของแกลบคือ 13,517 kJ/kg [13]

3.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์

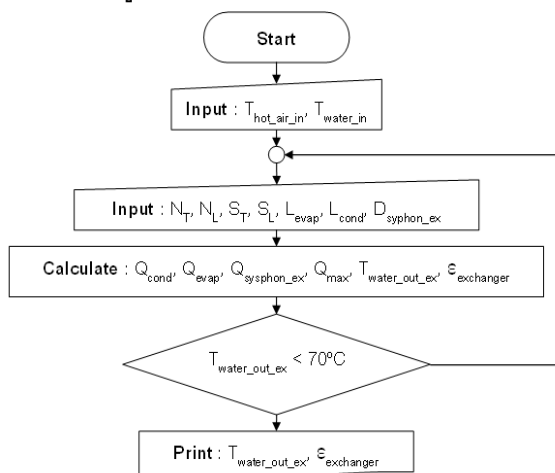
แบบจำลองตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ประกอบด้วย ท่อแก้ว สุญญากาศ เป็นท่อแก้วแบบ 2 ชั้น ทำจาก Borosilicate มีความสามารถในการดูดซับและการแผ่เป็น 92 และ 8 เปอร์เซ็นต์ มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกและภายในเป็น 58 มิลลิเมตร และ 47 มิลลิเมตร ตามลำดับ ความยาวส่วนควบแน่น 0.25 เมตร และส่วนที่ไม่มีการส่งถ่ายพลังงานความร้อนยาว 0.24 เมตร ท่อเทอร์โมไซฟอนทำจากท่อทองแดงเส้นผ่าศูนย์กลาง 6/8 นิ้ว และสารทำงานที่ใช้ในเทอร์โมไซฟอนเป็น R-134 ที่อัตราส่วนการเติม 70 เปอร์เซ็นต์ ของปริมาตรส่วนที่ระเหย ตัวแปรที่ทำการศึกษาคือ ความยาวส่วนที่ระเหย จำนวนท่อแก้วสุญญากาศที่สามารถผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิสูงกว่า $40^{\circ}C$ และประสิทธิภาพสูงสุด สามารถเขียนแผนผังการทำงานของโปรแกรมดัง รูปที่ 4



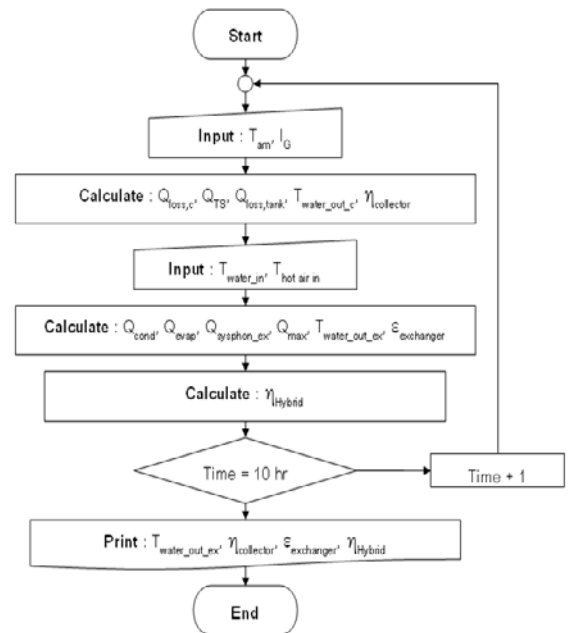
รูปที่ 4 แผนผังการทำงานของโปรแกรม ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์

3.2 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

แบบจำลองอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วย ท่อเทอร์โมไซฟอนจะทำจากท่อสแตนเลส (Stainless Steel) AISI 304 มีเส้นผ่าศูนย์กลาง 1 นิ้ว โดยกำหนดให้ความยาวท่อรวมทั้งหมดให้เป็น 1, 1.2 และ 1.5 เมตร และมีการจัดเรียงแนวท่อแบบเหลื่อม (Staggered) อุณหภูมิก๊าซร้อนจากการเผาไหม้แลกเปลี่ยนที่ส่วนทำระเหยที่ 150°C ตลอดการทำงานของระบบ ส่วนน้ำเย็นเข้าที่ส่วนควบแน่นที่ 25°C ตลอดการทำงานระบบเช่นกัน กำหนดให้ส่วนที่ไม่มีการส่งถ่ายพลังงานความร้อนยาว 0.05 เมตร ตัวแปรที่ทำการศึกษาคือ ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางท่อสแตนเลส ความยาวส่วนทำระเหย ความยาวส่วนควบแน่น จำนวนแถวในทิศทาง (N_T) และตามแนวการไหล (N_L) ระยะห่างระหว่างท่อที่วัดตามแนวทิศการไหล (S_L) และระยะห่างระหว่างท่อที่วัดตามแนวตั้งฉากกับทิศการไหล (S_T) ที่สามารถผลิตน้ำร้อนที่อุณหภูมิสูงกว่า 70°C ประสิทธิภาพสูงสุดและมีราคาต่ำ สามารถเขียนแผนผังการทำงานของโปรแกรมดังรูปที่ 5



รูปที่ 5 แผนผังการทำงานของโปรแกรมอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเทอร์โมไซฟอน
รูปที่ 6 แผนผังการทำงานของโปรแกรมเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสม



3.3 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เครื่องทำน้ำร้อนแบบผสม

แบบจำลองเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมของตัวรับแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ใช้เทอร์โมไซฟอนและเตาเผาไหม้แลกเปลี่ยน จะอาศัยข้อมูลที่ได้จากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่มีระบบเหมาะสมมาใช้ในการจำลองเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสม เพื่อศึกษาประสิทธิภาพ และอุณหภูมิน้ำร้อนที่ทางออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนของแต่ละฤดูกาลที่ได้จากระบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมสามารถเขียนแผนผังการทำงานของโปรแกรมดังรูปที่ 6

ตารางที่ 1 แสดงค่าที่เหมาะสมของ ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

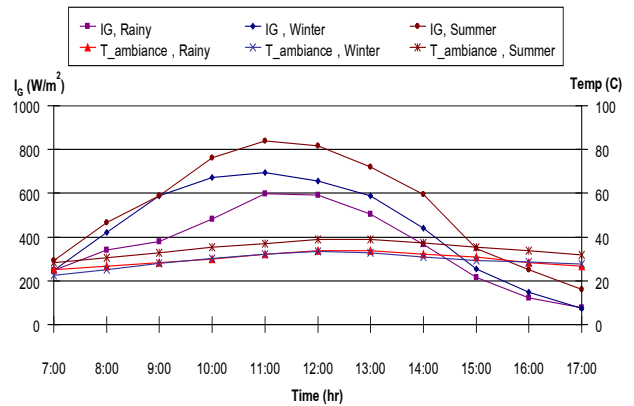
รายการ	รายละเอียด
--------	------------

ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์	
- จำนวนท่อแก้วสุญญากาศ	15 ท่อ
- เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกและภายในท่อแก้วสุญญากาศ	58 และ 47 มิลลิเมตร
- วัสดุท่อเทอร์โมไซฟอน	ทองแดง
- เส้นผ่าศูนย์กลางท่อเทอร์โมไซฟอน	6/8 นิ้ว
- ความยาวส่วนทำระเหย	1.5 เมตร
- ความยาวส่วนควบแน่น	0.25 เมตร
- ความยาวส่วนที่ไม่มีการส่งถ่ายความร้อน	0.24 เมตร
- สารทำงานในเทอร์โมไซฟอน	R-134a
- อัตราส่วนการเติมสารทำงาน	70 %
- ราคาต้นทุน	29,700 บาท
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	
- จำนวนแถวในทิศขวางการไหล	8 แถว
- จำนวนแถวในทิศตามแนวการไหล	6 แถว
- ระยะห่างระหว่างท่อที่วัดตามแนวทิศการไหล	0.06 เมตร
- ระยะห่างระหว่างท่อวัดตามแนวตั้งฉากกับทิศการไหล	0.06 เมตร
- วัสดุท่อเทอร์โมไซฟอน	สแตนเลส 304
- เส้นผ่าศูนย์กลางท่อเทอร์โมไซฟอน	1 นิ้ว
- ความยาวท่อรวม	1.5 เมตร
- ความยาวส่วนทำระเหย	0.6 เมตร
- ความยาวส่วนควบแน่น	0.85 เมตร
- ความยาวส่วนที่ไม่มีการส่งถ่ายความร้อน	0.05 เมตร
- สารทำงานในเทอร์โมไซฟอน	น้ำกลั่น
- อัตราส่วนการเติมสารทำงาน	50 %
- ราคาต้นทุน	22,400 บาท

4. ผลและการวิเคราะห์

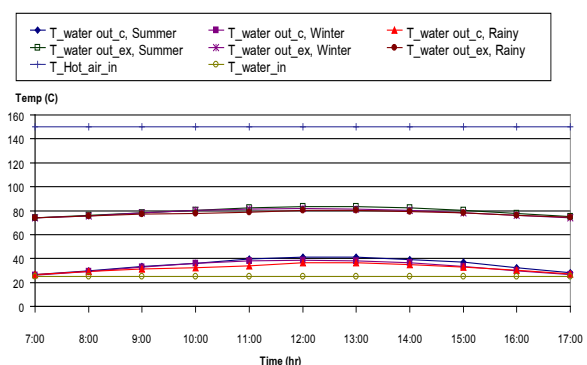
4.1 ผลแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เครื่องทำน้ำร้อนแบบผสม

ในการจำลองระบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมจะได้ค่าที่เหมาะสมของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแสดงได้ดังในตารางที่ 1 จากข้อมูลในตารางจะทำการจำลองระบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสม โดยอาศัยข้อมูลอุณหภูมิอากาศและค่ารังสีแสงอาทิตย์เฉลี่ยของทั้ง 3 ฤดู ในรูปที่ 7

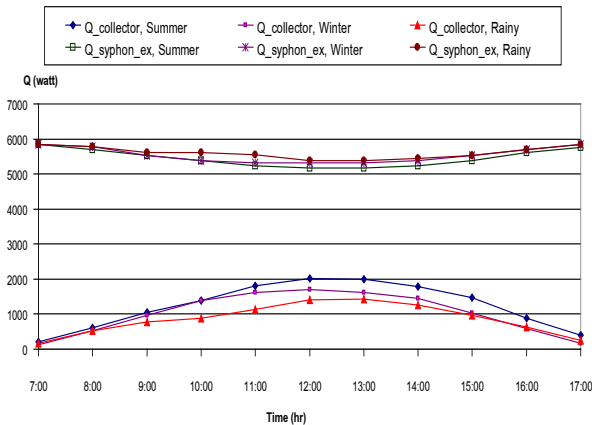


รูปที่ 7 แสดง อุณหภูมิรังสีแวดล้อมและค่ารังสีแสงอาทิตย์เฉลี่ยเฉลี่ยทั้ง 3 ฤดู

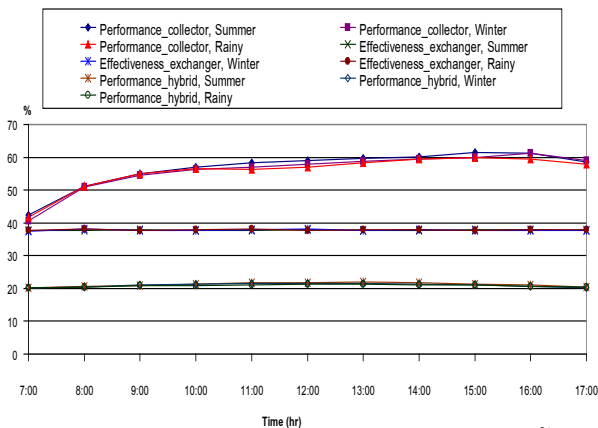
รูปที่ 8 แสดงอุณหภูมิหน้าที่ทางออก เครื่องทำน้ำร้อนแบบผสม พบว่า ในช่วงเริ่มต้นการทำงานของอุณหภูมิหน้าที่ทางออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นและสูงสุดที่ 83.4°C, 81.8°C และ 80.32°C ตามช่วงของฤดูร้อน ฤดูหนาว และฤดูฝนตามลำดับ ในเวลา 12:00 น. หลังจากนั้นอุณหภูมิเริ่มลดลงในช่วงเวลาต่อมา ในรูปที่ 9 แสดงค่าความร้อนของระบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสม เห็นว่า ในช่วงเช้าและช่วงเย็นของการทำงานของระบบ เครื่องทำน้ำร้อนแบบผสม ค่าความร้อนจากตัวรับรังสีแสงอาทิตย์มีค่าต่ำจึงทำให้ต้องการความร้อนจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสูง ซึ่งในช่วงเวลา 12:00 น. ค่าความร้อนของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์สูงสุด ที่ 2021.4, 1700.5 และ 1414.6 วัตต์ ในฤดูร้อน ฤดูหนาว และฤดูฝนตามลำดับ ทำให้ต้องการความร้อนจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่ำที่สุด โดยฤดูฝนต้องการความร้อนจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมากที่สุด รองลงมาในฤดูหนาว และฤดูร้อนนั้นคือที่ 5381.1, 5324.9 และ 5162.2 วัตต์ ตามลำดับ



รูปที่ 8 แสดงอุณหภูมิหน้าที่ทางออก เครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมของทั้ง 3 ฤดู



รูปที่ 9 แสดงค่าความร้อนของ ระบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมของ 3 ฤดู



รูปที่ 10 แสดงประสิทธิภาพของระบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมของ 3 ฤดู

รูปที่ 10 แสดงประสิทธิภาพของระบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสม จากรูปพบว่า ช่วงเริ่มต้นการทำงาน ประสิทธิภาพของตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ของทั้ง 3 ฤดู มีค่าต่ำและเริ่มเพิ่มขึ้นจนเริ่มมีประสิทธิภาพคงที่ในช่วงเวลา 13:00 น. ที่ประมาณ 60 เปอร์เซ็นต์ ของทั้ง 3 ฤดู ส่วนในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนตั้งแต่เริ่มต้นการทำงานจนกระทั่งจบการทำงานของระบบ ประสิทธิภาพคงที่ตลอดการทำงานประมาณ 37 เปอร์เซ็นต์ เหมือนกันทั้ง 3 ฤดู และประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมตลอดการทำงานของระบบ ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมไม่แตกต่างกันมาก ซึ่งมีประสิทธิภาพประมาณ 21 เปอร์เซ็นต์และจากรูปประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมสูงสุดในช่วงเวลา 12:00 น. เหมือนกัน

ทั้ง 3 ฤดู เนื่องจากว่าประสิทธิภาพของระบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมนั้นมีประสิทธิภาพที่ต่ำ เนื่องจากความร้อนที่ระบบได้รับจากการเผาไหม้แก๊สที่อัตราการป้อนนั้นมีความสูงมากกว่าความร้อนสูงสุดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมาก จึงส่งผลให้ประสิทธิภาพของระบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมต่ำ แนวทางการปรับปรุงควรจะหาอัตราการป้อนแก๊สที่เหมาะสมเพื่อให้ได้พลังงานความร้อนที่เหมาะสมกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจะทำให้ระบบเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมใช้พลังงานความร้อนจากการเผาไหม้แก๊สได้สูงสุดและลดต้นทุนการผลิตได้

5. สรุป

จากผลการศึกษาจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของเครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมของตัวรับแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ใช้เทอร์โมไซฟอนและก๊าซร้อนเตาเผาไหม้แก๊ส สรุปได้ว่า

- เครื่องทำน้ำร้อนแบบผสมของตัวรับแสงอาทิตย์แบบท่อแก้วสุญญากาศที่ใช้เทอร์โมไซฟอนและก๊าซร้อนเตาเผาไหม้แก๊ส สามารถผลิตน้ำร้อนที่ทางออกได้อุณหภูมิสูงสุดเป็น 83.4°C, 81.8°C และ 80.3°C ในช่วงฤดูร้อน ฤดูหนาว และฤดูฝน ตามลำดับและมีประสิทธิภาพเฉลี่ยตลอดการทำงานของระบบ ประมาณ 21 เปอร์เซ็นต์ เหมือนกันทั้ง 3 ฤดู
- ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ สามารถผลิตอุณหภูมิน้ำร้อนสูงสุดได้ที่ 41.1°C, 38.5°C และ 36.4°C ของฤดูร้อน ฤดูหนาว และฤดูฝน ตามลำดับที่เวลา 12:00 น. และมีประสิทธิภาพเฉลี่ยตลอดการทำงานของระบบเป็น 56.7, 55.9 และ 55.7 เปอร์เซ็นต์ ของฤดูร้อน ฤดูหนาว และฤดูฝน ตามลำดับ
- อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีค่าประสิทธิภาพคงที่ตลอดการทำงานของระบบประมาณ 37 เปอร์เซ็นต์

6. เอกสารอ้างอิง

[1] สุรัชย์ สถิตคุณารัตน์, (2550). พลังงานฟรีๆ จากแสงอาทิตย์, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้า

ธนบุรี , [ระบบออนไลน์] , แหล่งที่มา
<http://www.vcharkarn.com>

[2] ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ , การใช้พลังงาน
แสงอาทิตย์ในรูปความร้อนที่อุณหภูมิต่ำ, คณะ
วิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่.

[3] Yong Kim and Taebeom Seo, (2006). Thermal
performances comparisons of the glass
evacuated tube solar collectors with shapes of
absorber tube, *Renewable Energy*, vol. 32(5),
April 2007, pp. 772 - 795.

[4] X.R. Zhang and H. Yamaguchi, (2006). An
experimental study on evacuated tube solar
collector using supercritical CO₂, *Applied Thermal
Engineering*, vol. 28(10), July 2008, pp.
1225 - 1233.

[5] M. Li and L.L. Wang, (2006). Investigation of
evacuated tube heated by solar trough
concentrating system, *Energy Conversion and
Management*, vol. 47(20), December 2006, pp.
3591-3601.

[6] Morrison G.L., Budihardjo I. and Behnia M.,
(2004). Water-In-Glass Evacuated Tube Solar
Water Heaters, *Solar Energy*, vol. 76(1-3),
January-March 2004, pp. 135-140.

[7] Mehmet Esen and Hikmet Esen, (2005).
Experimental investigation of a two - phase
closed thermosyphon solar water heater, *Solar
Energy*, vol. 79(5), November 2005, pp. 459-468.

[8] F. Assilzadeh (2005). Simulation and
optimization of a LiBr solar absorption cooling
system with evacuated tube collectors,
Renewable Energy, vol. 30(8), July 2005, pp.
1143-1159.

[9] พีระพงษ์ ถ้าอุทก และคณะ (2548). การศึกษา
สมรรถนะระบบดูดซับทำความร้อนและความเย็นโดย
ใช้พลังงานแสงอาทิตย์, *การประชุมวิชาการเครือข่าย
วิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 19, จังหวัด
ภูเก็ต*

[10] ESDU, (1981). *Performance of Two-Phase
Closed Thermosyphon*, Engineering Sciences
Data Unit, London.

[11] Webb, R.L. (1993). *Principles of enhanced
heat transfer*, John Wiley & Sons, New York.

[12] กรมอุตุนิยมวิทยา , [ระบบออนไลน์] ,
แหล่งที่มา <http://www.tmd.go.th>

[13] วิบูลย์ เทพนนท์, เวียง อากรชี่ และพุทธิพันธ์
จารุวัฒน์ (2548). วิจัยและพัฒนาเตาเผาแก๊บสำหรับ
เครื่องลดความชื้นลำไยทั้งเปลือก, *การประชุมวิชาการ
พืชสวนแห่งชาติ ครั้งที่ 5, โรงแรมเวลคัมจอมเทียนบีช
พัทยา จังหวัด ชลบุรี*