

**การลดการใช้พลังงานไฟฟ้าในห้องปรับอากาศโดยใช้สารดูดความชื้นร่วมกับ
แผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ผลิตไฟฟ้าร่วมความร้อนควบคู่กับการใช้ความร้อนทิ้งของระบบปรับอากาศ**

Condenser Heat Recovery with a PV/T Air Heating Collector to Regenerate Desiccant

For Reducing Energy Use of an Air Conditioning Room

ยอด สุขะมงคล

ภาควิชาวิศวกรรมพลังงาน คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยรามคำแหง กทม. 10240

โทร. 02-310-8571 E-mail: yod_skm@yahoo.com

บทคัดย่อ

การศึกษานี้เป็นการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ในการคาดเดาสมรรถนะและประสิทธิภาพของระบบผลิตไฟฟ้าร่วมความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์ (PV/T) โดยใช้ความร้อนที่ผลิตได้จากแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ร่วมกับความร้อนทิ้งจากระบบปรับอากาศเพื่อลดการใช้พลังงานไฟฟ้าในห้องปรับอากาศ สมการคณิตศาสตร์ของแต่ละส่วนประกอบจะถูกพัฒนาและตรวจสอบความถูกต้องในการทำนายค่าตัวแปรต่างๆ โดยการเปรียบเทียบค่าต่างๆ เหล่านั้นกับค่าที่วัดได้จากการทำการทดลองกับระบบที่ทำการติดตั้งจริงในสถานะแวดล้อม สถานะภูมิอากาศ และสถานะการทำงานเดียวกัน ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์แบบ PV/T สามารถผลิตอากาศร้อนที่ 53 °C ซึ่งมีความชื้นสัมพัทธ์ 23% และสามารถผลิตพลังงานไฟฟ้าได้ 8.16 MJ ทำให้ประสิทธิภาพของแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์นี้มีค่าสูงถึง 65% นอกจากนี้การนำอากาศร้อนที่ผลิตได้จากแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์แบบ PV/T มาใช้ร่วมกับความร้อนทิ้งจากระบบปรับอากาศในการทำให้สารดูดความชื้นคายน้ำเพื่อนำกลับไปใช้ในการดูดความชื้นในห้องปรับอากาศได้ใหม่นั้นสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศได้ประมาณ 18%

Abstract

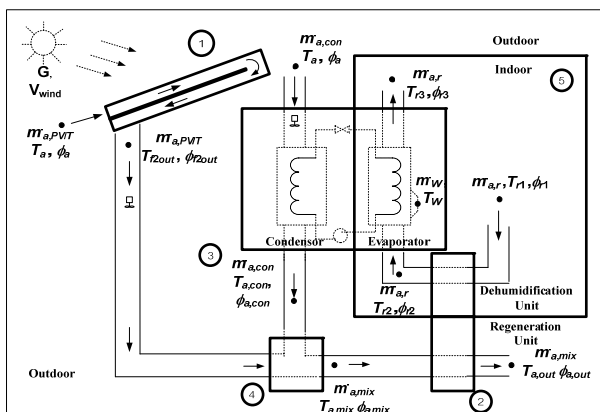
This paper presents the development of a simulation model for predicting the performance of a hybrid PV/T air heating system incorporating with the wasted heat recovered from

the condenser for regenerating desiccant in an air conditioned room under the tropical climate conditions. Mathematical equations for modeling the performance of the main system components are developed based on the balances of mass and energy. After the system model is completed, an experimental setup has been established to investigate its validity. Comparisons show that the simulated results agree satisfactorily with those observed from the experiments. The investigation also shows that, based on the experimental setup used in this study, the thermal energy from PV/T collector can produce dry air as high as 53°C and 23%RH while the 8.16-MJ electrical energy is generated. Its total efficiency is high up to 65%. In addition, the use of a hybrid PV/T air heater incorporated with the heat recovered from the condenser to regenerate the desiccant for dehumidification can save the energy consumption of the A/C system approximately 18%.

1. บทนำ

ในประเทศที่มีสภาพภูมิอากาศร้อนชื้นอย่างประเทศไทย การใช้พลังงานไฟฟ้าในบ้านเรือนจะถูกใช้สำหรับระบบปรับอากาศถึง 70% ของการใช้พลังงานไฟฟ้าทั้งหมด [1] เพื่อรักษาสภาพสบาย(Comfort Zone) โดยเครื่องปรับอากาศจะนำความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) และความร้อนแฝง (Latent Heat) ออกจากภายในห้องไปทิ้งที่บรรยากาศภายนอก ในการลดความชื้นในอากาศนั้นเราสามารถใช้อุณหภูมิ

ความชื้นได้ ซึ่งจะส่งผลให้ปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศลดลง แต่เมื่อสารดูดความชื้นอิ่มตัวและไม่สามารถดูดความชื้นได้อีก จึงจำเป็นต้องให้ความร้อนกับสารดูดความชื้นเพื่อให้คายน้ำออกจนแห้งแล้วจึงนำกลับมาใช้ได้อีก [2] โดยสามารถใช้ความร้อนเหลือทิ้งจากระบบปรับอากาศร่วมกับความร้อนที่ผลิตได้จากแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์แบบผลิตไฟฟ้าร่วมความร้อน (PV/T) ได้ ส่วนประกอบหลักของแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ชนิดนี้คือแผงเซลล์แสงอาทิตย์ที่ถูกติดตั้งอยู่บนแผ่นรับความร้อน ดังนั้นจึงสามารถผลิตพลังงานไฟฟ้าและพลังงานความร้อนได้ในเวลาเดียวกัน [3] นอกจากนี้ การที่เซลล์แสงอาทิตย์คายความร้อนให้กับแผงรับความร้อนนั้นทำให้เซลล์แสงอาทิตย์มีอุณหภูมิเย็นลงส่งผลให้ประสิทธิภาพในการผลิตไฟฟ้ามีค่าเพิ่มขึ้น [4]



รูปที่ 1 ส่วนประกอบหลักของระบบฯ

ส่วนประกอบของระบบแสดงในรูปที่ 1 ประกอบไปด้วย 1) แผงรับพลังงานแสงอาทิตย์แบบ PV/T 2) ระบบลดความชื้น และ คายความชื้นของสารดูดความชื้น 3) ระบบปรับอากาศ 4) ระบบรวมอากาศ และ 5) ห้องปรับอากาศ

วัตถุประสงค์ของการศึกษานี้ คือ การพิสูจน์ความถูกต้องของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบฯ โดยเปรียบเทียบผลการทำนายกับผลการทดลองของระบบที่ถูกติดตั้งจริงภายใต้สภาวะแวดล้อม สภาวะภูมิอากาศและสภาวะการทำงานเดียวกัน ตัวชี้วัดสมรรถนะของระบบฯ เช่น ปริมาณพลังงานไฟฟ้าที่ลดลงของระบบฯ พลังงานความร้อนและพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์

ของอากาศ และค่าตัวแปรอื่น ๆ ได้ถูกเปรียบเทียบ อธิบายและอภิปรายอยู่ในบทความนี้ ผลที่ได้จากการทดลองจะเป็นเครื่องพิสูจน์ความถูกต้องแม่นยำในการทำนายสมรรถนะและประสิทธิภาพของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของทั้งระบบ

2. แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบฯ

ในการศึกษาวิจัยครั้งนี้ได้ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบฯ ที่ถูกพัฒนาขึ้นโดย Sukamongkol et al. [5] ในการทำนายค่าสมรรถนะของระบบ ฯ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์นี้ประกอบด้วย 5 ส่วนประกอบ หลักดังนี้

2.1 แบบจำลองฯ ของแผงรับแสงอาทิตย์

ลักษณะทางกายภาพของแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์แบบผลิตไฟฟ้าร่วมความร้อนที่อากาศสามารถไหลผ่านได้สองช่วงได้แสดงไว้ในรูปที่ 2 [6] สมดุลพลังงานของส่วนประกอบต่าง ๆ ของแผงฯ สามารถเขียนได้อยู่ในรูปของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนได้ดังนี้ [7]

สำหรับกระจก (g),

$$m_g C_g (dT_g/dt) = \alpha_g G A_g - A_g F_{g \rightarrow sky} \sigma (\epsilon_g T_g^4 - \epsilon_{sky} T_{sky}^4) - A_g h_{c,g \rightarrow a} (T_g - T_a) - A_g h_{c,g \rightarrow fl} (T_g - T_{fl}) + A_g h_{r,p \rightarrow g} (T_p - T_g) \quad (1)$$

สำหรับอากาศที่ไหลในช่วงบน (fl),

$$m_a C_a (dT_{fl}/dt) = A_g h_{c,g \rightarrow fl} (T_g - T_{fl}) + A_p h_{c,p \rightarrow fl} (T_p - T_{fl}) - \dot{m}_{a,PV/T} C_a (T_{flout} - T_{flin}) \quad (2)$$

สำหรับแผ่นรับรังสีอาทิตย์ (p),

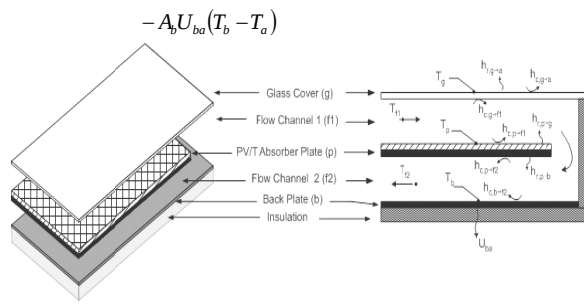
$$(m_p C_p) (dT_p/dt) = \alpha_s \tau_g G A_p - A_p h_{r,p \rightarrow g} (T_p - T_g) - A_p h_{c,p \rightarrow fl} (T_p - T_{fl}) - A_p h_{c,p \rightarrow f2} (T_p - T_{f2}) - A_p h_{r,p \rightarrow b} (T_p - T_b) - \eta_s \tau_g G A_p \quad (3)$$

สำหรับอากาศที่ไหลในช่วงล่าง (f2),

$$m_a C_a (dT_{f2}/dt) = A_p h_{c,p \rightarrow f2} (T_p - T_{f2}) - A_b h_{c,b \rightarrow f2} (T_b - T_{f2}) - \dot{m}_{a,PV/T} C_a (T_{f2out} - T_{f2in}) \quad (4)$$

สำหรับแผ่นหลังด้านล่าง (b),

$$m_b C_b (dT_b/dt) = A_p h_{r,p \rightarrow b} (T_p - T_b) - A_b h_{c,b \rightarrow f2} (T_b - T_{f2}) \quad (5)$$



(ก) ส่วนประกอบหลังของแผง (ข) ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของส่วนประกอบต่างๆ

รูปที่ 2 แผงรับพลังงานแสงอาทิตย์แบบ PV/T

นอกจากนั้นประสิทธิภาพเฉลี่ยของแผงในแต่ละวันสามารถหาได้จากสมการ [8]:

$$\eta_{PV/T} = \eta_{th} + \eta_s = \left(\int Q_{th} dt + \int P_{elec} dt \right) / \left(A_g \int G dt \right) \quad (6)$$

เมื่อ $Q_{th} = m_a C_a (T_{f2out} - T_{f1in})$ และ $P_{elec} = \eta_s \tau_g G A_p$.

2.2 แบบจำลองของกระบวนการลดความชื้นและกระบวนการนำกลับมาใช้ใหม่ของสารดูดความชื้น

2.2.1. กระบวนการลดความชื้น

เมื่ออากาศในห้องไหลเวียนผ่านระบบดูดความชื้น ซึ่งมีซิลิกาเจลเป็นสารดูดความชื้น จะมีการถ่ายเทพลังงานความร้อนในสารดูดความชื้นโดยการพาความร้อนสู่อากาศที่ไหลเวียนและความร้อนในการดูดความชื้นตามสมการ [9]

$$m_D (C_D + m_{wD} C_w) (dT_D / dt) = h_{c,D \rightarrow as} A_D (T_D - \bar{T}_r) + R_d h_s \quad (7)$$

สำหรับอุณหภูมิอากาศที่ไหลเวียนนั้นจะได้รับพลังงานความร้อนจากสารดูดความชื้นและจากกระบวนการดูดไอน้ำตามสมการ

$$\begin{aligned} \dot{m}_{a,r1} \left[C_a + \left(C_w + \frac{dh_v}{dT_{r1}} \right) \omega_{r1} \right] (T_{r2} - T_{r1}) \\ = h_{c,D \rightarrow as} A_D (T_D - \bar{T}_r) + R_d C_w (T_D - \bar{T}_r) \end{aligned} \quad (8)$$

อัตราการดูดความชื้น R_d เป็นการถ่ายเทมวลของไอน้ำในอากาศและในสารดูดความชื้นซึ่งสามารถเขียนสมการได้

$$R_d = (h_{m,D \rightarrow as} A_D / R_w) (P_{w,as} / T_{r1} - P_{w,D} / T_D) \quad (9)$$

2.2.2. กระบวนการคายความชื้นเพื่อนำกลับมาใช้ใหม่ของสารดูดความชื้น

สามารถใช้สมการเดียวกันกับกระบวนการลดความชื้นต่างกันตรงที่สภาวะอากาศขาเข้าและขาออกคืออากาศขาเข้าจะเป็นอากาศร้อนที่ได้จากระบบรวมอากาศ สำหรับสภาวะขาออกจะเป็นอากาศที่รับไอน้ำจากกระบวนการคายความชื้นของสารดูดความชื้นและถูกปล่อยทิ้งไปยังบรรยากาศภายนอก

2.3 แบบจำลองของห้องปรับอากาศ

สภาวะนำสบายในห้องสามารถควบคุมได้โดยนำความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงที่เรียกว่าภาระการทำความเย็นออกจากภายในห้องไปทิ้งไว้ในบรรยากาศภายนอก ดังนั้นแบบจำลองของห้องพักสามารถเขียนเป็นสมการได้ว่า [10]

$$\dot{Q}_{cooling} = \dot{Q}_{wall} + \dot{Q}_{window} + \dot{Q}_{roof} + \dot{Q}_{internal} + \dot{Q}_{infil,si} + \dot{Q}_{infil,la} \quad (10)$$

ความร้อนผ่านผนังทึบของอาคารจะมีการคำนวณที่ซับซ้อนขึ้น เพราะรังสีความร้อนจากดวงอาทิตย์จะเพิ่มความร้อนให้แก่ผนังภายนอกก่อน ผลจะทำให้อุณหภูมิของพื้นผิวสูงขึ้นและรู้จักกันในนาม sol-air temperature และเป็นการเพิ่มค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิภายในกับ ภายนอก ทำให้เกิดการไหลของอากาศจากข้างนอกไปยังข้างในที่ยื่นกว่า เพื่อที่จะแยกความร้อนจากการรับแสงโดยอ้อมออกจากความร้อนอันเนื่องจากอากาศภายนอก ดังนั้น sol-air ที่มีความร้อนมากกว่าอากาศภายนอกเท่านั้นที่จะนำมาคำนวณ ดังนั้นพลังงานความร้อนที่ผ่านทางผนัง กระฉก และหลังคา สามารถเขียนเป็นสมการได้ว่า [11]

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{wall} &= A_{wall} U_{wall} (T_{so} - T_{r1}), \\ \dot{Q}_{win} &= A_{win} U_g (T_{so} - T_{r1}) + SC \cdot G, \\ \dot{Q}_{roof} &= A_{roof} U_{roof} (T_{so} - T_{r1}) \end{aligned} \quad (11)$$

ส่วนค่า sol-air temperature สามารถหาได้จาก

$$T_{so} = T_a + (\alpha_{wall} G / h_{so}) \quad (12)$$

ความร้อนจากการที่อากาศไหลเข้าหรือออกจากอาคาร อาจเกิดจากการรั่วไหลผ่านช่องว่างของเปลือกอาคาร

(Infiltration) หรือโดยการเปิดประตู หน้าต่างโดยตรง จะ
คำนวณจาก

$$\dot{Q}_{infil,si} = 0.33nV_{room}(T_a - T_{r1}) \text{ และ } \dot{Q}_{infil,la} = 0.8nV_{room}(\omega_a - \omega_{r1}) \quad (13)$$

2.4 แบบจำลองของระบบปรับอากาศ

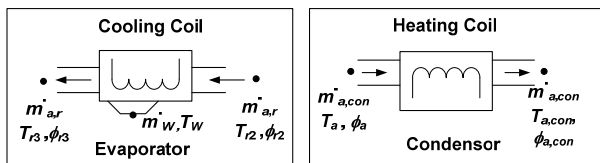
รูปที่ 3 แสดงกระบวนการของระบบปรับอากาศซึ่งสามารถ
เขียนเป็นสมการคณิตศาสตร์ได้โดยอาศัยกฎทรงมวลและกฎ
การอนุรักษ์พลังงานในสภาวะคงตัว (Steady State) ในส่วน
ของอีแวปอเรเตอร์จะเขียนเป็นสมการได้ว่า [12]

$$\text{สำหรับมวลอากาศแห้ง: } \dot{m}_{a,r2} = \dot{m}_{a,r3} \quad (14)$$

$$\text{สำหรับมวลน้ำ: } \dot{m}_{a,r2}\omega_{r2} = \dot{m}_{a,r3}\omega_{r3} + \dot{m}_w \quad (15)$$

สำหรับสมดุลพลังงาน:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{a,r3}h_{r3} + \dot{m}_w h_w - \dot{m}_{a,r2}h_{r2} \quad (16)$$



รูปที่ 3 กระบวนการทำความเย็นที่อีแวปอเรเตอร์และ
กระบวนการคายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศ

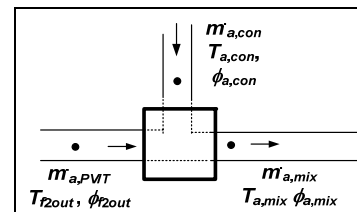
เพื่อลดความซับซ้อนในการคำนวณในแบบจำลองฯ จึง
ตั้งสมมติฐานว่าพลังงานความร้อนที่สูญเสียในระบบทำความ
เย็นมีค่าน้อยมากและไม่นำมาคิดรวมในสมการ ดังนั้นสมการ
พลังงานความร้อนที่ที่คอนเดนเซอร์จึงเขียนได้ว่า [13]:

$$\dot{Q}_{con} = \dot{Q}_{evap} + \dot{W}_{com} \quad (17)$$

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ของระบบ คำนวณได้จาก

$$COP = \dot{Q}_{evap} / \dot{W}_{com} \quad (18)$$

ในส่วนสภาวะอากาศที่ไหลผ่านคอนเดนเซอร์นั้น
สามารถใช้กฎทรงมวลและกฎการอนุรักษ์พลังงานในเขียน
เป็นสมการได้เช่นเดียวกับสมการของอีแวปอเรเตอร์ด้านบน



รูปที่ 4 ระบบรวมอากาศร้อน

2.5. แบบจำลองคณิตศาสตร์ของระบบรวมอากาศ

ระบบรวมอากาศเป็นการรวมอากาศร้อนที่ผลิตได้จากแผงรับ
แสงอาทิตย์และอากาศร้อนที่รับความร้อนทั้งจากคอนเดน
เซอร์ตามรูปที่ 4 จากการที่ได้นำจำนวนกันความร้อนมาห่อหุ้ม
ระบบรวมอากาศทำให้พลังงานความร้อนสูญเสียให้กับ
บรรยากาศภายนอกน้อยมาก จึงสามารถกล่าวได้ว่า ระบบรวม
อากาศนี้อยู่ในสภาวะอะไดบาติก จากกฎทรงมวลและกฎการ
อนุรักษ์พลังงานสามารถเขียนสมการของอากาศร้อนที่ผสม
กันแล้วได้ว่า [12]

$$\text{สำหรับมวลอากาศแห้ง: } \dot{m}_{a,PV/T} + \dot{m}_{a,con} = \dot{m}_{a,mix} \quad (19)$$

สำหรับมวลน้ำ:

$$\omega_{a,PV/T}\dot{m}_{a,PV/T} + \omega_{a,con}\dot{m}_{a,con} = \omega_{a,mix}\dot{m}_{a,mix} \quad (20)$$

สำหรับสมดุลพลังงาน:

$$\dot{m}_{a,PV/T}h_{a,PV/T} + \dot{m}_{a,con}h_{a,con} = \dot{m}_{a,mix}h_{a,mix} \quad (21)$$

จากความสัมพันธ์ของสมการทั้งสาม จะสามารถหาค่า $h_{a,mix}$
และ $\omega_{a,mix}$ ได้จาก

$$\frac{\dot{m}_{a,PV/T}}{\dot{m}_{a,con}} = \frac{\omega_{a,con} - \omega_{a,mix}}{\omega_{a,mix} - \omega_{a,PV/T}} = \frac{h_{a,con} - h_{a,mix}}{h_{a,mix} - h_{a,PV/T}} \quad (22)$$

ค่าคงที่ที่ใช้ในสมการข้างบน จำเป็นต้องทราบค่า
ก่อนที่จะนำไปใช้ในแบบจำลองคณิตศาสตร์ ค่าบางค่า เช่น

ค่าการดูดความร้อน, ค่าความหนาแน่น, ค่าการส่งผ่านความร้อนของวัสดุต่าง ๆ สามารถหาได้จากการวัดความกว้างความยาว ความสูงของส่วนประกอบนั้นๆ ส่วนคุณสมบัติของโซล่าเซลล์และสารดูดความร้อนเป็นค่าคุณสมบัติที่ได้จากผู้ผลิต ส่วนค่าสัมประสิทธิ์ความจุความร้อน (Heat Capacity) ค่าสัมประสิทธิ์การแผ่รังสี การพาความร้อน และการดูดซับพลังงานแสงอาทิตย์ในแบบจำลองฯ แสงรับพลังงานแสงอาทิตย์และแบบจำลองฯ ของสารดูดความร้อนสามารถหาได้จากสมการและการทดลองที่เผยแพร่โดย Sukamongkol et.

ร้อนของวัสดุเป็นค่ามาตรฐานที่ใช้โดยทั่วไป ค่าพื้นที่และ al. [5,8], Techajunta et. al. [9] และ Duffie et. al. [14] ซึ่งค่าคงที่ต่าง ๆ เหล่านี้แสดงอยู่ในตารางที่ 1

3. ขั้นตอนการทดลองเพื่อพิสูจน์แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

3.1. การติดตั้งห้องทดลอง

ห้องทดลองในการศึกษาวิจัยนี้ที่แสดงอยู่ในรูปที่ 5 เป็นห้องปรับอากาศ ขนาด 3.6x3.6x2.4 เมตร มีฉนวนกันความร้อนที่ฝ้าเพดาน ผนังเป็นฉนวนกันความร้อนประกบกันมีฉนวนอยู่ภายใน เครื่องปรับอากาศที่ใช้มีขนาด 18,000 BTU มีค่า ERR 10.5 และอุณหภูมิภายในห้องถูกควบคุมไว้ที่ 25 องศา

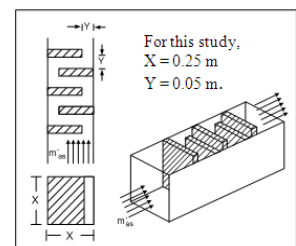
ตารางที่ 1: ค่าสัมประสิทธิ์ที่มีค่าคงที่ซึ่งใช้ในแบบจำลองฯ

Parameters	Values	Unit	Remarks	Parameters	Values	Unit	Remarks
Dimension (W x L x Thickness)				Specific heat C_g	837	J/kg·K	
Glass Cover	0.95 x 2.35 x 0.004	m ³		C_f	1.007	J/kg·K	
PV/T Absorber Plate	0.95 x 2.15 x 0.003	m ³		C_b	903	J/kg·K	
Back Metal Plate	0.95 x 2.35 x 0.001	m ³		Emissivity ϵ_g	0.88		
Insulator	0.95 x 2.35 x 0.040	m ³		ϵ_p	0.82		
Room	2.40 x 3.60 x 3.60	m ³		Viscosity, μ_a	1.562x10 ⁻³	m ² /s	
Area: A_{wall}	2.4x3.6	m ²		Overall heat loss coefficient U_{ba}	0.9	W/m ² ·K	
A_{window}	0.6x1.2	m ²		U_{wall}	4	W/m ² ·K	Calculated from
A_{roof}	3.6x3.6	m ²		U_g	5.9	W/m ² ·K	$U = k/L$
Density ρ_g	2515	kg/m ³		U_{roof}	3.6	W/m ² ·K	
ρ_f	1.184	kg/m ³		Solar absorptivity of wall α_{wall}	0.3		
ρ_b	7,870	kg/m ³		Shading coefficient SC	0.5		
Mass m_g	22.458	kg		Efficiency of solar cell at reference temperature, η_0	9	%	
m_f	0.261	kg		Temperature coefficient of solar cell, γ	0.0015	K ⁻¹	
m_b	24.382	kg		Effective Thermal capacity, $m_p C_p$	9,950	J/K	
Mass flow rate of the air	0.01	kg/s		Overall absorbtivity of PV/T absorber plate coefficient, α_s	0.816		

ภาระการทำความเย็นภายในห้องประกอบด้วยคน 2 คนซึ่งมีค่าความร้อนสัมผัส 140 วัตต์และค่าความร้อนแฝง 70 วัตต์ ตั้งแต่เวลา 8:00-16:00 น. มีโหลดฟลูออเรสเซนต์ขนาด 36 วัตต์ 4 หลอด และมีโทรทัศน์ 50 วัตต์ 1 เครื่องเปิดตั้งแต่เวลา 18:00-6:00 น. จากมาตรฐาน ASHRAE อัตราการไหลของอากาศในห้องสำหรับคน 2 คนมีค่า 60% ของ one air change ต่อชั่วโมง ระบบลดความร้อน ประกอบด้วย แผงดูดความร้อน 5 แผงเรียงสับหว่างกันตามรูปที่ 6 แผงแต่ละแผงทำมาจากมุ้งลวดเหล็กประกบกันโดยบรรจุสารดูดความร้อนไว้ตรงกลาง



รูปที่ 5 ห้องทดลอง



รูปที่ 6 การเรียงแผงดูดความร้อนในระบบลดความร้อน

ภายนอกห้องทดลองแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ประกอบด้วย แผงเซลล์แสงอาทิตย์ 3 แผงผนึกติดไว้บนแผ่นรับความร้อนและมีช่องให้อากาศไหลผ่านด้านบนและไหลย้อนกลับทางด้านล่างดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 3 แผงฯ มีขนาด

กว้าง 0.95 ม. ยาว 2.35 ม. และหนา 0.25 ม. โดยช่องไหลของอากาศมีความลึก 0.1 ม. แผงรับพลังงานแสงอาทิตย์นี้จะถูกติดตั้งไว้ใกล้กับห้องทดลองโดยไม่ให้อุณหภูมิของแผงฯ เย็นเกินไป 15 องศาเซลเซียสกับพื้นระนาบและหันหน้าไปทางทิศใต้เพื่อให้ได้รับพลังงานแสงอาทิตย์เฉลี่ยต่อวันมากที่สุดตามที่แสดงไว้ในรูปที่ 7



รูปที่ 7 แผงรับพลังงานแสงอาทิตย์แบบผลิตไฟฟ้าร่วมกับอากาศร้อน

3.2 ขั้นตอนการทดลอง

การทดลองของระบบนี้เป็นการทดลองภายใต้สภาวะภูมิอากาศแบบร้อนชื้น โดยทดสอบทั้งในห้องและนอกห้องทดลองเป็นระยะเวลา 3 วัน ตัวแปรสภาพภูมิอากาศเช่น ความเข้มแสงอาทิตย์, สภาพภูมิอากาศ, ความชื้นสัมพัทธ์, และความเร็วลมจะถูกวัดโดยใช้พารามิเตอร์, เทอร์โมคอปเปอร์, เครื่องวัดความชื้นสัมพัทธ์และเครื่องวัดความเร็วลมตามลำดับ ค่าเหล่านี้ใช้เป็นค่าอินพุตของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบทั้งหมด

ส่วนพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้จากแผงรับแสงอาทิตย์และพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในระบบปรับอากาศ จะถูกวัดโดยใช้โวลต์มิเตอร์ และ แอมป์แอมมิเตอร์ นอกจากนั้นยังใช้เทอร์โมคอปเปอร์และเครื่องวัดความชื้นสัมพัทธ์ ในการวัดอุณหภูมิของส่วนต่างๆ ในระบบ และวัดความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศของแต่ละส่วนตามลำดับ สัญญาณของค่าที่วัดได้จากเครื่องมือวัดทั้งหมดนี้จะถูกเชื่อมต่อเข้ากับเครื่องเก็บข้อมูลซึ่งตั้งโปรแกรมไว้ให้เก็บข้อมูลทุก ๆ 5 นาที

ก่อนเริ่มการทดลอง อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศในห้องทดลองมีค่าใกล้เคียงกับค่าของอากาศภายนอกและสารดูดความชื้นถูกทำให้แห้งสนิทก่อน ขณะเริ่มการทดลองทำการปิดประตูและหน้าต่างทุกบานแล้วเปิดเครื่องปรับอากาศ อากาศในห้องจะไหลเข้าสู่ระบบดูด

ความชื้นทำให้ปริมาณไอน้ำในอากาศลดลงและอากาศที่แห้งลงนี้ได้ไหลต่อไปยังระบบปรับอากาศเพื่อทำให้อากาศเย็นลง อากาศที่แห้งและเย็นจะไหลออกจากเครื่องปรับอากาศมาผสมกับอากาศในห้องจึงทำให้อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศในห้องลดลง ค่าต่าง ๆ ที่วัดภายในห้องประกอบด้วย อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศ ซึ่งจะเป็ค่าเริ่มต้นของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในส่วนของกระบวนการลดความชื้นห้องพักและระบบปรับอากาศ เพื่อลดความซับซ้อนในการคำนวณของแบบจำลองฯ ผลกระทบของการเปิด-ปิดประตู และค่าความจุความร้อนของห้องรวมถึงส่วนประกอบต่าง ๆ ของห้องจึงไม่นำมาคิดรวมในสมการ

สำหรับการดำเนินการภายนอกห้องทดลอง อากาศภายนอกจะถูกดูดให้ไหลผ่าน คอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศเพื่อทำการระบายความร้อนทิ้งจึงทำให้อากาศร้อนขึ้น ซึ่งจะถูกนำไปผสมกับอากาศร้อนที่ผลิตได้จากแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ที่ระบบรวมอากาศ อากาศร้อนที่ผสมแล้วนี้จะถูกส่งต่อไปยังกระบวนการคายน้ำของสารดูดความชื้นเพื่อที่จะทำให้แห้งและนำกลับมาใช้ใหม่ได้

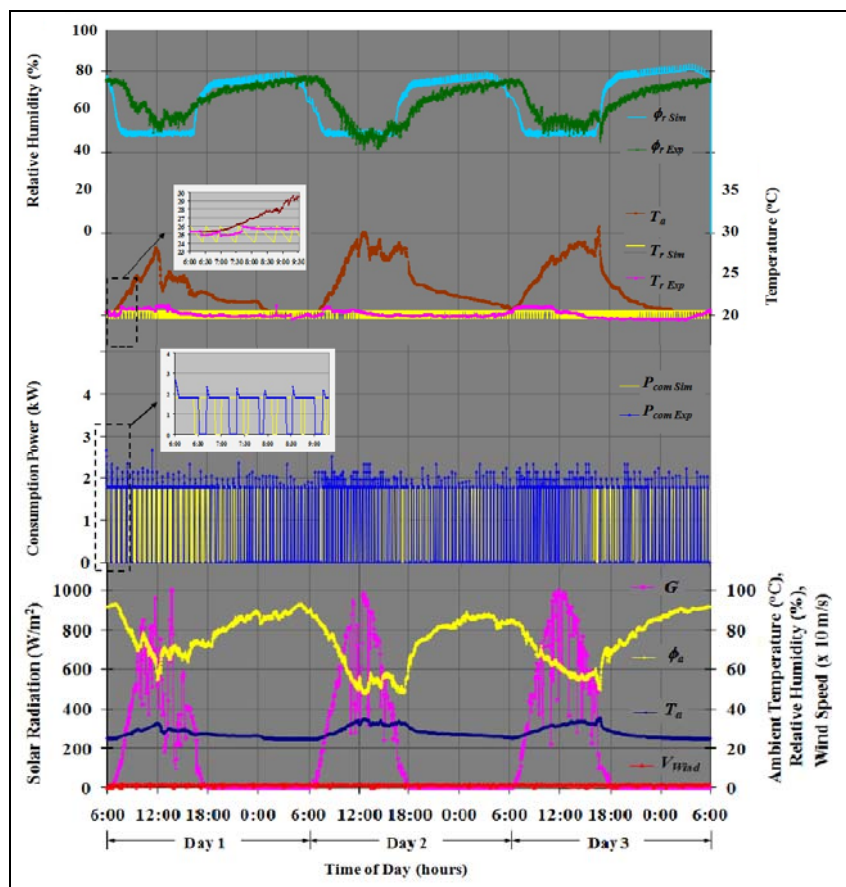
4. ผลการทดลอง และผลการอภิปรายการทดลอง

กราฟในรูปที่ 8 แสดงค่า ความเข้มแสงอาทิตย์, ความเร็วลม, อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศตลอดการทดลองซึ่งเป็นค่าอินพุตของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ รูปที่ 8 ยังแสดงการเปรียบเทียบค่าพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในระบบปรับอากาศ อุณหภูมิ T_r และความชื้นสัมพัทธ์ ϕ_r ของอากาศในห้องที่ได้จากการทำนายของแบบจำลองฯ โดยจะเห็นว่าเมื่อเริ่มการทดลองอุณหภูมิของอากาศในห้องมีค่าเท่ากับอุณหภูมิอากาศภายนอก ($T_r = T_a$) ทำให้ระบบปรับอากาศต้องการพลังงานไฟฟ้าอย่างมากและต่อเนื่องในการลดอุณหภูมิของห้องให้เข้าสู่ช่วงอุณหภูมิที่ตั้งไว้ประมาณ 24-26 องศาเซลเซียสซึ่งการทำงานช่วงนี้ว่าช่วงเริ่มต้น (Initial State) หลังจากนั้นระบบปรับอากาศจะทำงานในช่วงสภาวะคงตัว (Steady State) ซึ่งคอมเพรสเซอร์จะทำงานเปิด-ปิดโดยอัตโนมัติเพื่อรักษาอุณหภูมิให้อยู่ในช่วงที่ต้องการ พลังงานไฟฟ้าที่ได้จากการทำนายและการวัดมีค่า

ใกล้เคียงกันมาก ส่วนที่ต่างกันเกิดขึ้นเพราะค่าที่ทำนายเป็น ในขณะที่ค่าที่ได้จากการวัดที่สูงกว่าอาจเกิดจากการกระชากของกระแสไฟฟ้าของคอมพิวเตอร์ในจังหวะเริ่มทำงาน ถึงแม้ว่ากราฟทั้งสองจะมีการเหลื่อมล้ำกันอยู่แต่ผลรวมของการใช้พลังงานไฟฟ้าจากการคำนวณและการวัด มีค่าแตกต่างกันเพียง 12% ตามตารางที่ 2

ระหว่างช่วงสภาวะคงตัวนั้น กราฟของค่าอุณหภูมิของอากาศในห้องที่ได้จากการทำนาย จะเป็นรูปฟันปลาซึ่งจะอยู่ในช่วง 24-26 องศา แต่ค่าที่ได้จากการทดลองนั้นแสดงให้เห็นว่าอุณหภูมิของห้องค่อนข้างคงที่ ที่ 25 องศา ส่วนความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศในห้องนั้นเราไม่สามารถควบคุมได้ และจะแปรเปลี่ยนไปตามอุณหภูมิ ดังนั้นเมื่อการคำนวณอุณหภูมิของอากาศในห้องแตกต่างจากผลที่ได้จากการวัดก็จะทำให้ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศในห้องแตกต่างกันตามไปด้วย ความคลาดเคลื่อนนี้อาจเป็นเพราะสมมุติฐานที่ว่ามวลของ

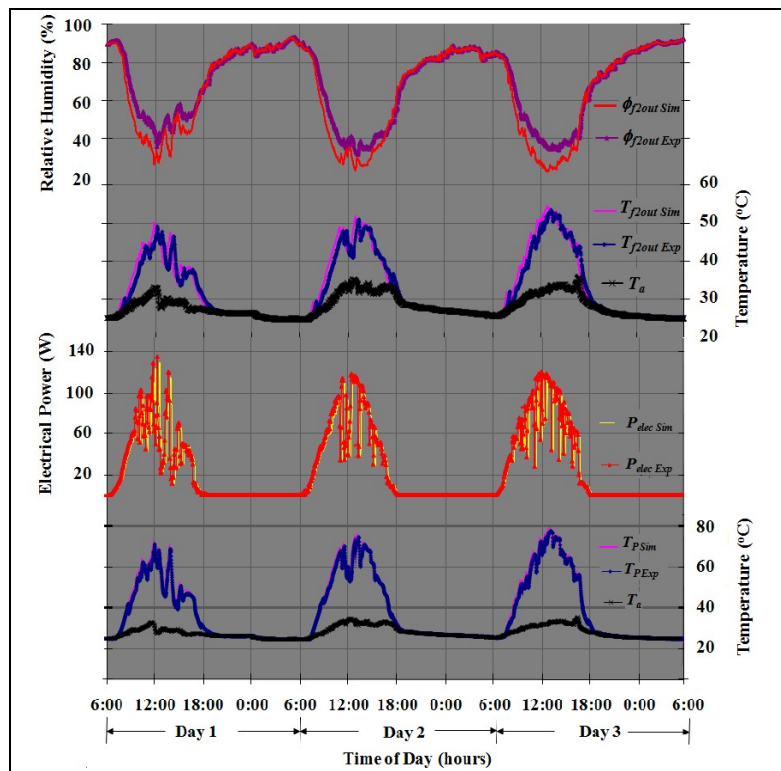
ค่าเฉลี่ยที่ได้จากช่วงสภาวะสมดุลซึ่งมีค่าเท่ากับ 1,800 วัตต์อากาศในห้องรวมเป็นหนึ่งเดียวกันทั้งหมดและการประเมินค่าความจุความร้อนของอากาศในห้องมีค่าต่ำกว่าความเป็นจริง นอกจากนั้นอาจเป็นเพราะการติดตั้งเซ็นเซอร์ในการวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ที่ได้ถูกติดตั้งไว้กึ่งกลางห้องทดลองซึ่งถูกตั้งสมมุติฐานว่าค่าที่วัดได้นั้นเป็นค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศภายในห้องทั้งหมด ซึ่งการวัดนี้อาจจะไม่สะท้อนหรือตอบสนองกับอุณหภูมิจริงของทุกๆจุดในห้องได้ ดังนั้นค่า T_r ที่ได้อาจมีความผันผวนและอยู่ในช่วง 25 องศาเซลเซียส ในขณะที่ค่าที่ได้จากการทำนายจะมีค่าขึ้น-ลงตามที่แสดงในกราฟ ถึงแม้ว่าแบบจำลองฯ ไม่สามารถทำนายค่า T_r ได้แม่นยำแต่ค่าเฉลี่ยของอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ที่แบบจำลองฯ คำนวณได้นั้นมีค่าใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากการทดลอง



รูปที่ 8 ค่าสภาวะภูมิอากาศ และการเปรียบเทียบผลจากการทำนายและผลการทดลองของค่าปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศ รวมทั้ง อุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศในห้องทดลอง

รูปที่ 9 แสดงกราฟการเปรียบเทียบของอุณหภูมิของแผงรับแสงอาทิตย์, พลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้, อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศร้อนที่ผลิตได้จากแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ ความผันผวนขึ้น-ลงในกราฟที่เกิดขึ้นเป็นผลมาจากค่าความเข้มแสงอาทิตย์ที่เปลี่ยนอยู่ตลอดเวลา ค่าอุณหภูมิที่ได้จากการคำนวณค่อนข้างใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากการวัดในการทดลอง ยกเว้นในช่วงเวลาที่มีค่าความเข้มแสงอาทิตย์สูง ซึ่งเป็นผลมาจากการประเมินค่าสัมประสิทธิ์การดูดพลังงานแสงอาทิตย์ของแผงฯมีค่ามากเกินไป หรือการประเมินค่าสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อน ระหว่างอากาศและแผงรับแสงอาทิตย์มีค่าน้อยเกินไป ดังนั้นจึงทำให้ค่าอุณหภูมิแผงที่ได้จากการคำนวณ มีค่าสูงกว่าค่าที่ได้จากการทดลองในขณะที่มีความเข้มแสงอาทิตย์มีค่าสูง นอกจากนั้นประสิทธิภาพของเซลล์แสงอาทิตย์ยังแปรผกผันกับอุณหภูมิของแผงฯ ฉะนั้นข้อผิดพลาดในการคำนวณพลังงานไฟฟ้าที่ผลิตได้ก็

เป็นผลมาจากการคำนวณอุณหภูมิแผงที่คลาดเคลื่อนอย่างที่ได้กล่าวมาแล้ว อุณหภูมิแผงที่สูงจะทำให้ผลิตพลังงานไฟฟ้าได้น้อยลงผลการเปรียบเทียบที่ได้มานี้คล้ายคลึงกับผลการศึกษาของ Sukamongkol et.al. [8] กราฟอุณหภูมิของอากาศร้อนที่ผลิตได้เป็นรูปแบบเดียวกันกับกราฟของอุณหภูมิแผงเพราะอากาศได้รับความร้อนที่ส่งผ่านมาจากแผงรับแสงอาทิตย์โดยตรงคือการแผ่รังสีความร้อนและการพาความร้อน ดังนั้นการคำนวณที่คลาดเคลื่อนของอุณหภูมิแผงรับแสงอาทิตย์ก็จะส่งผลถึงการคลาดเคลื่อนในการคำนวณของอุณหภูมิของอากาศร้อน กล่าวคืออุณหภูมิที่ได้จากการคำนวณจะสูงกว่าค่าที่ได้จากการทดลอง อย่างไรก็ตามกราฟของอุณหภูมิกาศนี้สอดคล้องกับผลที่ได้จากการศึกษาของ Sopian et. al. และ Garg et.al. [6, 7] นอกจากนี้จะเห็นได้ว่าค่าความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่ผลิตได้ในเวลากลางวันแบบจำลองคณิตศาสตร์คำนวณค่าได้ต่ำกว่าการทดลอง



รูปที่ 9 การเปรียบเทียบผลจากการทำนายและผลการทดลองของค่าอุณหภูมิของแผงรับแสงอาทิตย์ ค่าพลังงานไฟฟ้าที่แผงฯผลิตได้ รวมทั้งอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศร้อนที่แผงผลิตได้

ตารางที่ 2: การเปรียบเทียบผลจากการทำนายและผลการทดลองของค่าพลังงานต่างๆที่เกิดขึ้นในระบบฯ

Day	Time	A/C Energy Use, P_{com}		Adsorbed Water by Desiccant in Dehumidification Unit (m_{WD})				Calculated A/C Energy Use (without Desiccant Dehumidification Unit)		Energy Saving	
		Exp	Sim	Exp		Sim		Exp	Sim	Exp	Sim
		(MJ)	(MJ)	(kg)	(MJ)	(kg)	(MJ)	(MJ)	(MJ)	(%)	(%)
1	6:00-18:00	80.98	81.64	7.64	18.71	5.04	12.35	99.68	93.98	18.77	13.14
	18:00-6:00	46.85	38.79	5.79	14.19	5.07	12.42	61.04	51.21	23.24	24.25
2	6:00-18:00	105.57	93.40	8.13	19.92	6.99	17.13	125.48	110.54	15.87	15.50
	18:00-6:00	47.20	41.77	5.55	13.60	4.98	12.20	60.81	53.97	22.37	22.61
3	6:00-18:00	104.37	97.79	9.05	22.17	6.61	16.20	126.53	113.99	17.52	14.21
	18:00-6:00	46.78	43.73	4.84	11.85	4.72	11.58	58.63	55.31	20.21	20.93
TOTAL		431.75	397.13	40.99	100.43	33.42	81.88	532.18	479.00	18.87	17.09

ประมาณ 10-15% ซึ่งสามารถอธิบายได้จากความจริงที่ว่า ความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศแปรผกผันกับอุณหภูมิอากาศ ดังนั้นความคลาดเคลื่อนของอุณหภูมิอากาศจะส่งผลให้เกิดความผิดพลาดในการคาดเดาความชื้นสัมพัทธ์ด้วย

ตารางที่ 2 แสดงค่าพลังงานต่างๆของระบบที่ศึกษา วิจัยที่ได้จากแบบจำลองเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทดลองจริง การทำนายค่าพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในระบบปรับอากาศ จะมีค่า 432.75 เมกกะจูลซึ่งมีค่าน้อยกว่าผลการทดลองอยู่ประมาณ 30 เมกกะจูลหรือ 7% ความแตกต่างนี้เป็นผลมาจากการทำนายระยะเวลาการทำงานเปิด-ปิดของคอมเพรสเซอร์ที่ได้อภิปรายไว้แล้วข้างต้นซึ่งยังส่งผลต่อการทำนายค่าความร้อนทิ้งที่มีค่าน้อยกว่าการทดลองประมาณ 100 เมกกะจูลหรือ 8.71%อีกด้วย ในตารางที่ 2 นี้ยังแสดงถึงปริมาณน้ำที่กระบวนการลดความชื้นสามารถดูดสะสมได้ตลอดระยะเวลาการทดลองซึ่งสามารถเปลี่ยนเป็นหน่วยพลังงานได้โดยการนำปริมาณน้ำ (kg) คูณด้วย 2450 kJ/kg ที่เป็นค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอของน้ำที่อุณหภูมิ 25 องศาเซลเซียส จะได้พลังงานในการลดความชื้น 100.43 เมกกะจูลและ 81.88 เมกกะจูลตามลำดับ ถ้ากระบวนการลดความชื้นนี้ไม่ได้ถูกติดตั้งในห้องปรับอากาศ ระบบปรับอากาศในห้องจะต้องใช้พลังงานไฟฟ้าเพิ่มขึ้นเพื่อใช้ลดความชื้นควบคู่กับการลดอุณหภูมิอากาศในห้องซึ่งจะมีค่าการใช้พลังงานเพิ่มขึ้นเป็น 532.18 เมกกะจูลและ 479 เมกกะจูลตามลำดับ เพราะฉะนั้นระบบที่ทำการศึกษานี้สามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าในห้องปรับอากาศได้ประมาณ 18% ตามที่ได้แสดงไว้ในคอลัมน์สุดท้ายของตาราง

5. สรุปผลการศึกษาวิจัย

จากผลการทดลองสามารถสรุปได้ว่า แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบฯที่ถูกพัฒนาขึ้นมีความสามารถในการทำนายสมรรถนะและประสิทธิภาพของระบบฯได้ถูกต้องอยู่ในระดับที่น่าพอใจ ถึงแม้ว่าการทำงานการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศในแต่ละวันจะมีความคลาดเคลื่อนไปบ้างแต่ผลรวมของการใช้พลังงานทั้งหมดมีค่าใกล้เคียงกันซึ่งอาจเป็นผลมาจากความผิดพลาดในการทำนายค่าตัวแปรต่างๆที่ใช้ในแบบจำลองที่ทำนายอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศภายในห้อง รวมถึงการทำนายระยะเวลาในการทำงานเปิด-ปิดของคอมเพรสเซอร์ในระบบปรับอากาศด้วย ในส่วนของแผงรับแสงอาทิตย์ผลิตไฟฟ้าร่วมความร้อนนั้นแบบจำลองก็สามารถทำนายค่าพลังงานไฟฟ้าและความร้อนที่แผงฯสามารถผลิตได้ได้อย่างแม่นยำแต่ถ้าปรับปรุงการหาค่าสัมประสิทธิ์การดูดความร้อนของแผงฯและค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างแผงฯกับอากาศให้ถูกต้องขึ้น การทำนายค่าต่างๆของแบบจำลองก็จะแม่นยำมากขึ้นความคลาดเคลื่อนก็จะลดลง

นอกจากนี้ แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบฯยังสามารถทำนายการลดการใช้พลังงานไฟฟ้าของระบบปรับอากาศได้ประมาณ 18% ซึ่งมีค่าใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากการทดลอง จากผลการทดลองและการทำนายทั้งหมดทำให้สามารถกล่าวได้ว่า ระบบผลิตไฟฟ้าร่วมความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์โดยใช้อากาศร้อนที่ผลิตได้จากแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ร่วมกับความร้อนทั้งจากระบบปรับอากาศเพื่อลดการใช้พลังงานไฟฟ้าในห้องปรับอากาศนี้มี

ความเป็นไปได้ที่จะนำมาติดตั้งและใช้ได้จริงในที่อยู่อาศัยในสภาพภูมิอากาศแบบร้อนชื้นอย่างประเทศไทย

นิยามตัวแปรที่ใช้ในบทความ

A = Area (m^2), C = Specific heat ($J/kg \ K$), COP = Coefficient of performance, D_{w-as} = Binary mass diffusion, F = View Factor, G = Solar Irradiance (W/m^2), h = Heat Transfer Coefficient (W/m^2K), m = Mass (kg), $\dot{m}$ = Mass flow rate (kg/s), n = infiltration rate (%), P = Pressure (Pa), Q = amount of thermal energy (MJ), $\dot{Q}$ = Rate of thermal energy (W), R_d = adsorption rate (kg/s), T = Temperature (K), $\bar{T}$ = Average temperature (K), t = Time (s), U = Overall heat loss coefficient (W/m^2K), V = air velocity (m/s), W = amount of work done (MJ), and $\dot{W}$ = rate of total work done (W).

อักษรกรีก: α = absorptance, σ = Stephan-Boltzmann constant, τ = transmittance, η = efficiency, ε = emissivity, ω = absolute humidity, ϕ = relative humidity, and h = enthalpy.

ตัวห้อย: a = ambient, as = air stream, b = back plate, c or $conv$ = convective, com = compressor, con = condenser, D = desiccant, $elec$ = electrical, $evap$ = evaporator, $f1$ = working fluid (air) at channel 1, $f2$ = working fluid (air) at channel 2, g = glass cover, in = input, $infil$ = infiltration, ins = insulation, la = latent heat, mix = mixing unit, out = output, p = absorber plate, r or $room$ = room, rad = radiative, S = solar cell, si = sensible heat, sky = sky, so = sol-air, $store$ = stored by, th = thermal, u = useful energy, v = water vapor, W = water, $wall$ = wall, win = window, $wind$ = wind, 1 = first state, 2 = second state, 3 = third state, $\rightarrow$ = to.

เอกสารอ้างอิง

[1] NEPO (1999), National Energy Policy Office of Thailand, *Electricity Consumption for the Whole Country*, Thailand.

[2] S. M. Lu, R. J. Shyu, W. J. Yan, and T. W. Chung (1995), Development and Experimental Validation of Two Novel Solar Desiccant Dehumidification-Regeneration Systems, *Renewable Energy*, Vol. 20, No 8 pp.751-757.

[3] S.A. Kalogirou and Y. Tripanagnostopoulos (2007), Photovoltaic thermal (PV/T) collectors: A review, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 27, Issues 2-3, pp. 275-286.

[4] M. A. Green (1985), *Solar Cells: Operating Principles, Technology, and System Application*, Prentice-Hall, USA.

[5] Y. Sukamongkol, S. Chungpaibulpatana, B. Limeechokchai and P. Sripadungtham (2008), Simulation of a Hybrid Photovoltaic-Thermal (PV-Th) Air Heating System for Regenerating Desiccant Gel in an Air Conditioning Room, *Asian Journal of Energy & Environment*, Vol 9, Issue 3 and 4, pp. 129-160

[6] K. Sopian, H.T. Liu, S. Kakac, and T.N. Veziroglu (2000), Performance of a Double Pass Photovoltaic Thermal Solar Collector Suitable for Solar Drying System, *Energy Conversion and Management*, Vol.41 pp.353-365.

[7] H.P. Garg and R. S. Adhikari (1999), System Performance Studies on a Photovoltaic/ Thermal (PV/T) Air Heating Collector, *Renewable Energy*, Vol 16 pp 725-730.

[8] Y. Sukamongkol, S. Chungpaibulpatana and W. Ongsakul (2002), A Simulation Model for Predicting the Performance of a Solar Photovoltaic System with Alternating Current Loads, *Renewable Energy*, Vol 27, pp. 237-258.

[9] S. Techajunta, S. Chirattananon, and R.H.B. Exell (1999), Experiments in a Solar Simulator on Solid Desiccant Regeneration and Air Dehumidification for Air Conditioning in a Tropical Humid Climate, *Renewable Energy*, 17, pp 549-568.

[10] J. F. Kreider, P.S. Curtiss, and A. Rabl (2002), *Heating and Cooling of Building*, McGraw-Hill 2nd Ed., NY, USA.

- [11] CIBSE (1999), *Consice Handbook*, The Chartered Institution of Building Services Engineer, Inc. USA.
- [12] Y.A. Cengel and M.A. Bales (1994), *Thermodynamics*, McGraw-Hill, 2Ed., NY., USA.
- [13] W.P. Jones (2001), *Air Conditioning Engineering*, Betterworth-Heinemann 5th Ed., UK.
- [14] J A. Duffie and W. A. Beckman (1991), *Solar Engineering of Thermal Processes*, John Wiley & Sons 2nd Ed., USA.