

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

แผงรับรังสีแสงอาทิตย์

สำหรับการสมดุลพลังงานความร้อนของแผงรับแสงอาทิตย์ ณ เวลาใดๆสามารถอธิบายได้ตามสมการต่อไปนี้

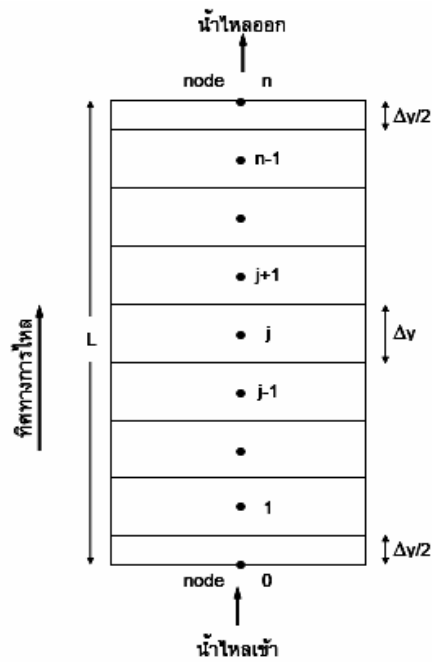
$$Q_c = Q_a - Q_{c-a} - Q_{flow}$$

หรือ

$$M_c C_p \left(\frac{\partial T_c}{\partial t} \right) = (\tau\alpha)_e A_c I_T - U_L A_c (T_c - T_a) - L_c m C_p \left(\frac{\partial T_c}{\partial y} \right) \quad (2.1)$$

โดยที่ Q_c คือพลังงานความร้อนสะสมในแผงรับแสงอาทิตย์ (W), Q_a คือพลังงานแสงอาทิตย์ที่ตกกระทบบนแผงรับแสงอาทิตย์ (W), Q_{c-a} คือพลังงานความร้อนที่สูญเสียออกจากแผงรับแสงอาทิตย์ (W), Q_{flow} คือพลังงานความร้อนที่ถูกพาไปกับการไหลของน้ำร้อน (W), M_c คือมวลของน้ำในแผงรับแสงอาทิตย์ (kg), C_p คือความจุของความร้อนของน้ำที่ความดันคงที่ ($\text{kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$), T_c คืออุณหภูมิน้ำในแผงรับแสงอาทิตย์, $(\tau\alpha)_e$ คือผลคูณประสิทธิภาพของการส่งผ่าน-ดูดซับแสงอาทิตย์ของแผงรับแสงอาทิตย์, A_c คือพื้นที่รับแสงของแผงรับแสงอาทิตย์ (m^2), I_T คือค่าความเข้มแสงอาทิตย์ (W/m^2), U_L คือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของแผงรับแสงอาทิตย์ ($\text{W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$), T_a คืออุณหภูมิอากาศแวดล้อม ($^\circ\text{C}$), L_c คือความยาวของแผงรับแสงอาทิตย์ (m) และ m คืออัตราการไหลของน้ำในแผงรับแสงอาทิตย์ (kg/s)

จากรูปแบบของ partial differential ดังสมการที่ (2.1) สามารถใช้วิธีของ finite difference ในการแก้หาผลเฉลย โดยการแบ่งแผงรับแสงอาทิตย์ออกเป็นส่วนย่อยๆ จำนวน n ส่วน ดังแสดงในภาพ 1



ภาพ 1 ไดอะแกรมแสดงการแบ่งส่วนของแผงรับแสงอาทิตย์

ดังนั้นสมการของอุณหภูมิสุดท้ายของน้ำในแผงรับแสงอาทิตย์ของชั้นส่วนที่ j^{th} ในช่วงเวลา Δt จะได้ว่า

$$T_{c_j}^{t+\Delta t} = T_{c_j}^t + \frac{\Delta t}{M_c C_p} \left\{ (\tau\alpha)_e A_c I_T^t - U_L^t A_c (T_{c_j}^t - T_a^t) - (L/\Delta y) m^t A_c (T_{c_j}^t - T_{c_{j-1}}^t) \right\} \quad (2.2)$$

โดยที่ $T_{c_j}^{t+\Delta t}$ คืออุณหภูมิของน้ำในแผงรับแสงอาทิตย์ ณ เวลา $t + \Delta t$ ($^{\circ}\text{C}$), $T_{c_j}^t$ คืออุณหภูมิของน้ำในแผงรับแสงอาทิตย์ ณ เวลา t ($^{\circ}\text{C}$), C_p คือความจุความร้อนของน้ำ ที่ความดันคงที่ ณ เวลา t ($\text{kJ/kg } ^{\circ}\text{C}$), T_a^t คืออุณหภูมิอากาศ ณ เวลา t ($^{\circ}\text{C}$), I_T^t คือค่าความเข้มแสงอาทิตย์ ณ เวลา t (W/m^2), U_L^t คือสัมประสิทธิ์

การถ่ายเทความร้อนรวมของแผงรับแสงอาทิตย์ ณ เวลา t (W/m^2 $^{\circ}\text{C}$), T_a^t คืออุณหภูมิอากาศแวดล้อม ณ เวลา t ($^{\circ}\text{C}$) และ m^t คืออัตราการไหลของน้ำในแผงรับแสงอาทิตย์ ณ เวลา t (kg/s)

สำหรับชั้นส่วนที่ 1 ถึง และ $n-1$, $\Delta y_j = \Delta y$ และชั้นส่วนที่ 0 กับชั้นส่วนที่ n , $\Delta y_j = \Delta y/2$ และสำหรับ อุณหภูมิของชั้นส่วนที่ 0 กับชั้นส่วนที่ n จะได้ว่า $T_{c_{j-1}}$ คืออุณหภูมิทางเข้าแผงรับแสงอาทิตย์ ($^{\circ}\text{C}$), T_i และ T_{c_j} คืออุณหภูมิทางออกแผงรับแสงอาทิตย์ ($^{\circ}\text{C}$), T_o ตามลำดับ ดังนั้นพลังงานความร้อนเป็นประโยชน์ที่ได้จากแผงรับแสงอาทิตย์ ณ เวลา t คือ

$$Q_u^t = m^t C_p^t (T_o^t - T_i^t) \quad (2.3)$$

โดยที่อัตราการใช้พลังงานตามธรรมชาติของน้ำ ณ เวลา t สามารถคำนวณได้จากสมการ (G.Y. Saunier et.al, 1985)

$$m^t = \frac{\omega A_c}{C_p^t} (T_{cm}^t - T_i^t)^{1/2} \quad (2.4)$$

โดยที่ ω คือค่าคงที่เฉลี่ย = 2.5625 (W/m² °C^{3/2}), T_{cm}^t คืออุณหภูมิเฉลี่ยของแผงรับแสงอาทิตย์ ณ เวลา t (°C)

สัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อน

สัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนรวมของแผงรับแสงอาทิตย์สามารถหาได้จาก

$$U_L = U_t + U_b \quad (2.5)$$

เมื่อ U_t คือการสูญเสียความร้อนจากแผงรับแสงอาทิตย์สู่ทางด้านบน (W/m²·°C), ซึ่งสามารถหาได้จากสมการ (Duffie and Beckman, 1991)

$$U = \left[\frac{N}{\frac{C}{T_c^*} \left(\frac{T_c^* - T_a^*}{N + f} \right)^e} + \frac{1}{h_v} \right]^{-1} + \frac{\sigma (T_c^* + T_a^*) (T_c^{*2} + T_a^{*2})}{(\varepsilon_c + 0.00591 N h_v)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.133 \varepsilon_c - N}{\varepsilon_g}} \quad (2.6)$$

โดยที่ N คือจำนวนแผ่นกระจกครอบ, T_c^* คืออุณหภูมิสัมบูรณ์ของแผ่นดูดซับรังสี T_a^* คืออุณหภูมิสัมบูรณ์ของบรรยากาศ (K), ε_g คือสัมประสิทธิ์การปล่อยรังสีของกระจก, ε_c คือค่าการปล่อยรังสีความร้อนของแผ่นดูดซับรังสีแสงอาทิตย์, σ คือค่าคงที่สเตฟานโบลต์ซมานน์ (Stefan-Boltzman's constant = 5.67 × 10⁻⁸ W/m²·K⁴) และ h_{wind} คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างแผ่นกระจกกับอากาศภายนอกเนื่องจากลมสามารถหาได้จากสมการ (McAdams, 1954)

$$h_{wind} = 5.7 + 3.8 v_{wind} \quad (2.7)$$

โดยที่ v_{wind} คือความเร็วลม (m/s) $e = 0.43(1 - 100/T_p^*)$, $f = (1 + 0.089 h_v - 0.1166 h_v \varepsilon_p)(1 - 100/T_p^*)$,

$f = (1 + 0.089h_v \varepsilon_p)(1 + 0.07866N)$ และ $C = 520(1 - 0.000051\theta^2)$ สำหรับ $0^\circ\text{C} < \theta < 70^\circ\text{C}$ ซึ่ง θ คือมุมเอียงของแผงรับแสงอาทิตย์

สัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนผ่านฉนวนด้านหลังของแผงรับแสงอาทิตย์หาได้จาก

$$U_b = \frac{k_b}{L_b} \quad (2.8)$$

โดยที่ k_b คือค่าการนำความร้อนของฉนวน ($\text{W/m}\cdot^\circ\text{C}$) และ L_b คือความหนาของแผ่นฉนวน (m)

สำหรับสัมประสิทธิ์การสูญเสียความร้อนของถังสะสมน้ำร้อน จะสามารถหาได้จาก

$$U_s = \frac{k_s}{L_s} \quad (2.9)$$

เมื่อ k_s คือค่าการนำความร้อนของฉนวนหุ้มถังสะสมน้ำร้อน ($\text{W/m}\cdot^\circ\text{C}$) และ L_s คือความหนาของฉนวนหุ้มถังสะสมน้ำร้อน (m)

สมรรถนะของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์

ประสิทธิภาพของแผงรับแสงอาทิตย์ ณ เวลาใดๆ สามารถหาได้จาก

$$\eta_c^t = \frac{m^t C_p^t (T_o^t - T_i^t)}{A_c I_T^t} \quad (2.10)$$

พลังงานความร้อนที่เครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์สามารถผลิตและเก็บสะสมไว้ได้ภายในช่วงเวลาใดๆ สามารถคำนวณได้จากสมการต่อไปนี้

$$Q_u = M_s C_p (T_{s2} - T_{s1}) \quad (2.11)$$

โดยที่ T_{s1} คืออุณหภูมิเริ่มต้นของน้ำในถังสะสมน้ำร้อน ($^\circ\text{C}$) และ T_{s2} คืออุณหภูมิสุดท้ายของน้ำในถังสะสมน้ำร้อน ($^\circ\text{C}$)

ประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ ณ ช่วงเวลา Δt ใดๆ สามารถหาได้จาก

$$\eta_c = \frac{M_s C_p (T_{s2} - T_{s1})}{A_c I_T \Delta t} \quad (2.12)$$

ตัวประกอบการนำความร้อนมาใช้ (Heat Removed Factor) สำหรับท่อคดเคี้ยว

ตัวรับรังสีแบบมีท่อที่คดเคี้ยวหรือเซอร์เพนไทน์ (serpentine) เป็นท่อเดี่ยววางคดไปมาบนหรือใต้แผ่นดูดรังสี ดังนั้นการกระจายของอุณหภูมิบนแผ่นดูดรังสีระหว่างท่อแต่ละท่อจึงมีแนวโน้มที่สูงขึ้นการวิเคราะห์ทางทฤษฎีสำหรับตัวรับรังสีแบบเซอร์เพนไทน์โดยวิธีของ Abdel & Khalik ทำได้ดังนี้ พิจารณาแผ่นดูดรังสีที่มีความหนา (δ) สภาพการนำความร้อน (k) เส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (D_i) เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก (D) แต่ละส่วนของท่อที่เป็นแนวตรง (segment) แทนด้วยเลขกำกับ $1, 2, \dots, N$ ท่อแต่ละส่วนมีความยาว (L) และวางห่างกัน (W) ท่อส่วนที่ 1 และ N วางห่างจากขอบของแผ่นดูดรังสีเป็นระยะ $W/2$

สมมติเกรเดียนท์ของอุณหภูมิในแนวแกน Y ของท่อ Segment i มีค่าน้อยเมื่อเทียบกับแนวแกน X โดยมีค่าเท่ากับ T_{bi} และไม่มีเกรเดียนท์ของอุณหภูมิในแนวแกน Z ดังนั้นการกระจายของอุณหภูมิต่อแผ่นดูดรังสีจึงมีเฉพาะในแนวแกน X สมการสมดุลทางความร้อนบนแผ่นดูดรังสีและ Boundary condition ในแต่ละ Segment เขียนได้ดังนี้

$$\frac{d^2 \psi_i}{d\xi^2} - n^2 \psi_i = 0 \quad (0 \leq i \leq N) \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned} \text{ที่} \quad \xi_i = 0 \quad \psi_i &= 1 \\ \text{และ} \quad \xi_i = 1 \quad \psi_i &= \theta_{i+1} / \theta_i \quad (1 \leq i \leq N-1) \end{aligned} \quad (2.14)$$

เมื่อ

$$\psi_i = \frac{\theta_{i+1}}{\theta_i} = \frac{T_i - T_a - (S/U_L)}{T_{bi} - T_a - (S/U_L)} \quad (2.15a)$$

$$\xi_i = \frac{x - [(i-1)W + (W+D)/2]}{W-D} \quad (2.15b)$$

$$n^2 = \frac{U_L (W-D)^2}{k\delta} \quad (2.15c)$$

สมการที่ (2.13) เมื่อ $i = 1$ หมายถึง บริเวณตั้งแต่ขอบของแผ่นดัดโค้งที่ $(X = 0)$ ถึง Segment 1 และกรณี $i = N$ หมายถึงบริเวณอีกขอบหนึ่งของแผ่นดัดโค้งที่ในกรณีวิเคราะห์จะสมมุติให้อยู่ในสภาวะคงตัว (steady state) โดยที่ Segment I ในระยะ y ที่คงที่ให้ q_i^+ และ q_i^- เป็นอัตราการไหลของความร้อนในทิศทาง X^+ และ X^- ตามลำดับ ดังนั้น

$$q_i^+ = \frac{k\delta\theta_{i-1}}{(W-D)} \frac{d\psi_{i-1}}{d\xi_{i-1}} \Big|_{\xi_{i-1}=1} = 1 \quad (2.16a)$$

$$q_i^- = -\frac{k\delta\theta_i}{(W-D)} \frac{d\psi_i}{d\xi_i} \Big|_{\xi_i=0} = 0 \quad (2.16b)$$

สมการที่ (2.13) และ Boundary condition แก่สมการหาค่า ψ_i และแทนลงในสมการ (2.16) ได้เป็น

$$q_i^+ = K(\theta_{i-1} - \theta_i \cosh n) \quad (2 \leq i \leq N) \quad (2.17a)$$

$$q_i^- = K(\theta_{i+1} - \theta_i \cosh n) \quad (1 \leq i \leq N-1) \quad (2.17b)$$

เมื่อ

$$K = k\delta n / [(W-D) \sinh n]$$

ดังนั้นอัตราการไหลของความร้อนรวมต่อหน่วยความยาวผ่าน Segment i มีค่า

$$\begin{aligned} q_i &= q_i^+ + q_i^- \\ &= K[(\theta_{i+1} - 2\theta_i \cosh n + \theta_{i-1}) - (\theta_{i+1}\delta_{iN} - \theta_i(\delta_{i1} + \delta_{iN}) + \theta_{i-1}\delta_{i1})] \end{aligned} \quad (2.18)$$

เมื่อ

δ_{ij} เป็น Kronecker delta function โดย

$$\delta_{ij} = 1 \quad \text{เมื่อ } i = j$$

$$\delta_{ij} = 0 \quad \text{เมื่อ } i \neq j$$

พลังงานที่นำไปใช้ประโยชน์ใน Segment i ต่อหน่วยความยาวในทิศทางการไหลของของไหลมีค่า

$$q_{ui} = q_i - DU_L \theta_i \quad (2.19)$$

เมื่อ

$-DU_L \theta_i$ เป็นพลังงานที่สะสมใน Segment i ต่อหน่วยเวลาและต่อหน่วยความยาว พลังงานที่นำไปใช้ประโยชน์จะส่งความร้อนผ่านไปยังของเหลวภายในท่อ โดยผ่านผนังและบริเวณรอยต่อของท่อ กับแผ่นดูตรงสี่ ซึ่งสามารถเขียนเป็นสมการถ่ายโอนความร้อนได้ดังนี้

$$q_{ui} = \frac{T_{bi} - T_{fi}}{R} \quad (2.20)$$

เมื่อ

R คือผลรวมของความต้านทานการถ่ายโอนความร้อนบริเวณรอยต่อและการพาความร้อน
 T_{fi} คืออุณหภูมิของของเหลวใน Segment i

สมการ (2.20) เขียนเป็นสมการตัวแปรไร้หน่วยได้ดังนี้

$$\theta_i = \theta_{fi} + Rq_{ui} \quad (2.21)$$

$$\text{เมื่อ } \theta_{fi} = T_{fi} - T_a - (S/U_L)$$

แทนค่าสมการ (2.21) ลงในสมการ 2.18 และ 2.19 จะได้สมการเมตริก

$$q_u = K(\delta - KRT)^{-1} \theta_f \Gamma \quad (2.22)$$

เมื่อ q_u และ θ_f เป็น $(N \times 1)$ เวกเตอร์ ซึ่งมี q_{ui} และ θ_{fi} เป็น element δ เป็น $(N \times N)$ unit matrix และ Γ เป็น $(N \times N)$ unit matrix ซึ่งมี element เป็น

$$\Gamma_{ij} = (\nu + \delta_{ii} + \delta_{iN})\delta_{ij} + \delta_{ij+1} + \delta_{ij-1}$$

$$\text{เมื่อ } \nu = -2 \cosh n - (DU_L / K) \quad (\nu < -2)$$

การหาการกระจายอุณหภูมิของของไหล

อุณหภูมิของของไหลใน Segment i (T_{fi}) สามารถอธิบายได้ในรูปของสมการดิฟเฟอเรนเชียล

$$mC_p \frac{dT_{fi}}{dY} + (-1)^i q_{ui} = 0 \quad (1 \leq i \leq N) \quad (2.23)$$

เมื่อ

C_p คือ ความร้อนจำเพาะของการไหล (kJ/kg °C)

m คือ อัตราการไหลของของไหล (kg/s)

แทนค่า q_{ui} จากสมการ(2.22) ลงใน (2.23) ได้สมการเมตริก ดังนี้

$$\frac{d\phi}{d\eta} + \frac{KL}{mC_p} \varepsilon (\delta - KR\Gamma)^{-1} \Gamma \phi = 0 \quad (2.24)$$

เมื่อ

$$\phi = (1/\theta_{fi})_{\eta=0} \theta_f$$

$$\eta = Y/L$$

$$\varepsilon = (-1)^i \delta_{ij}$$

และมี Boundary conditions เป็น

$$\eta = 0 ; \quad \phi_i = 1 \quad (2.25)$$

$$\eta = 0 ; \quad \phi_{i+1} = \lambda \phi_i \quad (i = \text{even}) \quad (2.26)$$

$$\eta = 1 ; \quad \phi_{i+1} = \lambda \phi_i \quad (i = \text{odd}) \quad (2.27)$$

$$\lambda \equiv \exp \left[-\frac{DU_L W}{mC_p (1 + RDU_L)} \right]$$

สมการ (2.26) กับ (2.27) เป็นผลจากการแก้สมการดิฟเฟอเรนเชียล ซึ่งบอกถึงการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของไหลตรงปลาย Segment i และ $i + 1$ ในทางปฏิบัติโดยทั่วไปถือว่า มีค่าใกล้เคียง หมายความว่า T_{fi} และ T_{fi-1} มีค่าเท่ากันตรงรอยต่อของ Segment

การคำนวณหา factor การนำความร้อนมาใช้(FR)

Abdel Khalik ได้วิเคราะห์ในกรณี I ช่องอ และ Zhang & Lavan ได้คำตอบของแบบ 3 และ 4 ช่องอในแบบ 1 ช่องอ Zhang & Lavan ได้แสดงให้เห็นว่า FR จากสมการ (2.28) อยู่ในเทอมของพารามิเตอร์ไร้มิติทั้ง 3 คือ F_1, F_2, F_3 (พารามิเตอร์ F_4, F_5 และ F_6 เป็นฟังก์ชันของ F_2 เท่านั้น)

$$FR = F_1 F_3 F_5 \left\{ \frac{2F_4}{F_6 \exp[-(1-F_2^2)^{1/2} / F_3] + F_5} - 1 \right\} \quad (2.28)$$

เมื่อ

$$F_1 = \frac{K}{U_L W} \frac{KR(1+\gamma)^2 - 1 - \gamma - KR}{[KR(1+\gamma) - 1]^2 - (KR)^2} \quad (2.29a)$$

$$F_2 = \frac{1}{KR(1+\gamma)^2 - 1 - \gamma - KR} \quad (2.29b)$$

$$F_3 = \frac{mC_p}{F_1 U_L A_c}; \quad A_c = NWL \quad \text{โดยที่ } F_3 > 1 \quad (2.29c)$$

$$F_4 = \left(\frac{1 - F_2^2}{F_2^2} \right)^{1/2} \quad (2.29d)$$

$$F_5 = \frac{1}{F_2} + F_4 - 1 \quad (2.29e)$$

และ

$$F_6 = 1 - \frac{1}{F_2} + F_4 \quad (2.29f)$$

$$K = \frac{(k\delta U_L)^{1/2}}{\sinh[(W-D)(U_L/k\delta)^{1/2}]} \quad (2.29g)$$

$$\gamma = -2 \cosh[(W-D)(U_L/k\delta)^{1/2}] - \frac{DU_L}{K} \quad (2.29h)$$

$$R = \frac{1}{C_b} + \frac{1}{\pi D_i h_{fi}} \quad (2.29i)$$

เมื่อ

C_b คือ ค่าการนำความร้อนตรงรอยต่อระหว่างแผ่นดูตริงสี่กับท่อ (W/mK)

D คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกท่อ (m)

D_i คือ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ (m)

h_{fi} คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายในท่อ ($W/m^2 K$)

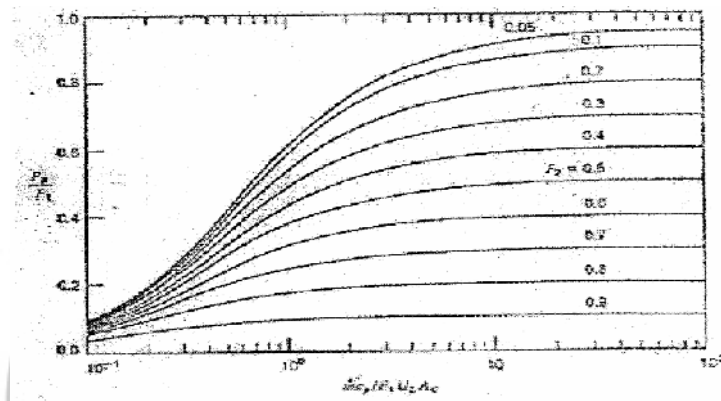
K คือ สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของแผ่นคูดริงส์ ($W/m^2 K$)

W คือ ระยะห่างระหว่างท่อ (m)

δ คือ ความหนาของแผ่นคูดริงส์ (m)

Zhang & Lavan ชี้ให้เห็นว่าสมการ (2.28) ใช้ได้กับข้ออหลายตัว ถ้า $\frac{mC_p}{F_1 U_L A_c}$ มีค่ามากกว่า 1.0

หรือสามารถหาได้จากภาพ 2



ภาพ 2 ความสัมพันธ์ระหว่าง F_2/F_1 กับ $m/C_p / A_c U_L F_1$ กรณีการขดท่อแบบอนุกรม [20]

ทฤษฎีการสมดุลพลังงานสำหรับของไหลในท่อ

เนื่องจากการไหลในท่อ มีขอบเขตที่แน่นอนจึงสามารถใช้สมดุลของพลังงานหาอัตราการถ่ายโอนความร้อน โดยทั่วไปแล้วพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของของไหลจะมีค่าเปลี่ยนแปลงไปด้วย แต่การเปลี่ยนแปลงของพลังงานทั้งสองจะน้อยมากจึงไม่นำมาคิด อัตราการถ่ายโอนความร้อนเป็นดังสมการ

$$Q = mC_p \Delta T \quad (2.30)$$

เมื่อ

C_p คือ ความร้อนจำเพาะของของไหล ($J/kg K$)

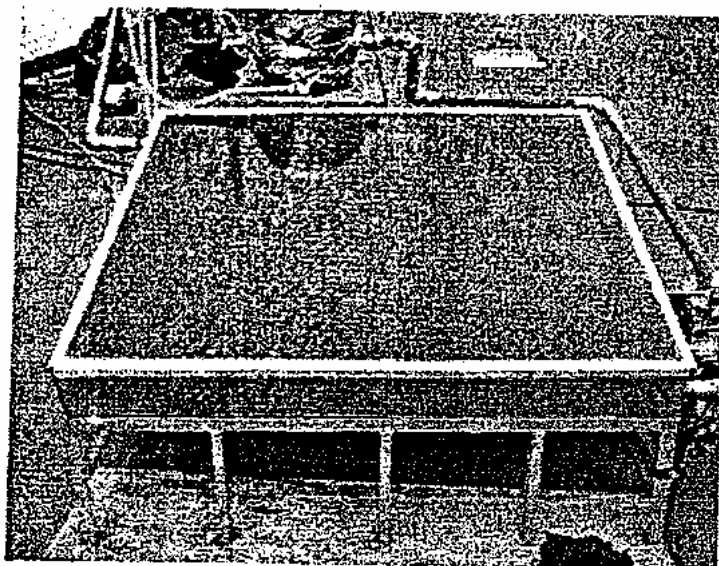
m คือ อัตราการไหล (kg/s)

Q คือ การถ่ายโอนความร้อน (J/s)

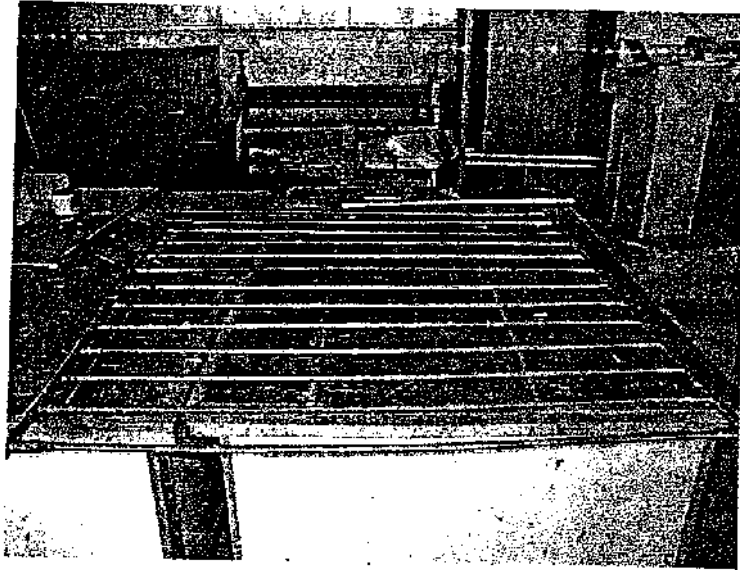
ΔT คือ ความแตกต่างอุณหภูมิของของไหลระหว่างขาเข้าและขาออกจากท่อ (K)

งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

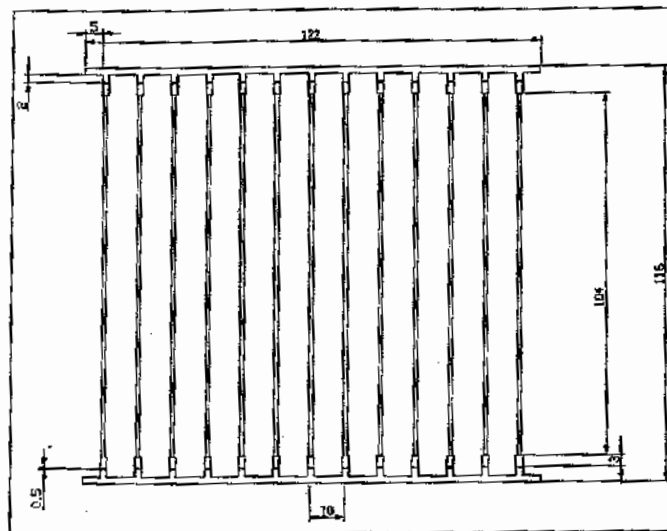
นายจักรพันธ์ พิรักษาและนายซังเซ็ง เลียงจินดาถาวร ได้ทำการออกแบบเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ชนิดแผ่นราบแบบหมุนเวียนน้ำตามธรรมชาติโดยแผงรับแสงอาทิตย์ทำด้วยแผ่นทองแดงหนา 1.0 mm และท่อน้ำในแผงเป็นท่อทองแดงขนาด 12.7 mm พันด้วยสีดำด้านรวมพื้นที่รับแสง $1.2 \times 1.4 \text{ m}^2$ ปิดด้วยกระจกชั้นเดียวหนา 5.0 ลิตร หุ้มด้วยฉนวนหนา 38.1 mm จากการทดลองพบว่า ความเข้มแสงมากกว่า 700 W/m^2 ประสิทธิภาพของแผงขณะใด ๆ อยู่ระหว่าง 8.7 – 81.7 % และการเพิ่มอุณหภูมิของน้ำในถังมีสมการความสัมพันธ์เป็น $\Delta T_w = 0.4043H^3 - 19.185H^2 + 305.64H - 1594.5$ เมื่อ H เป็นค่ารังสีรวมรายวันในแนวระดับในหน่วยของ $\text{MJ/m}^2 - \text{day}$



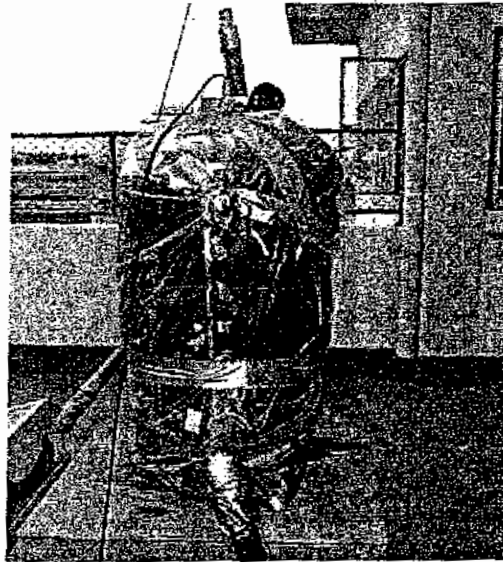
ภาพ 3 ขนาดภายนอกของแผง $1400 \times 1200 \times 180 \text{ mm}^3$ กระจกปิดด้านบน (glass cover) 5 mm



ภาพ 4 ท่อทองแดงขนาด 12.7 mm ของแผงรับแสง

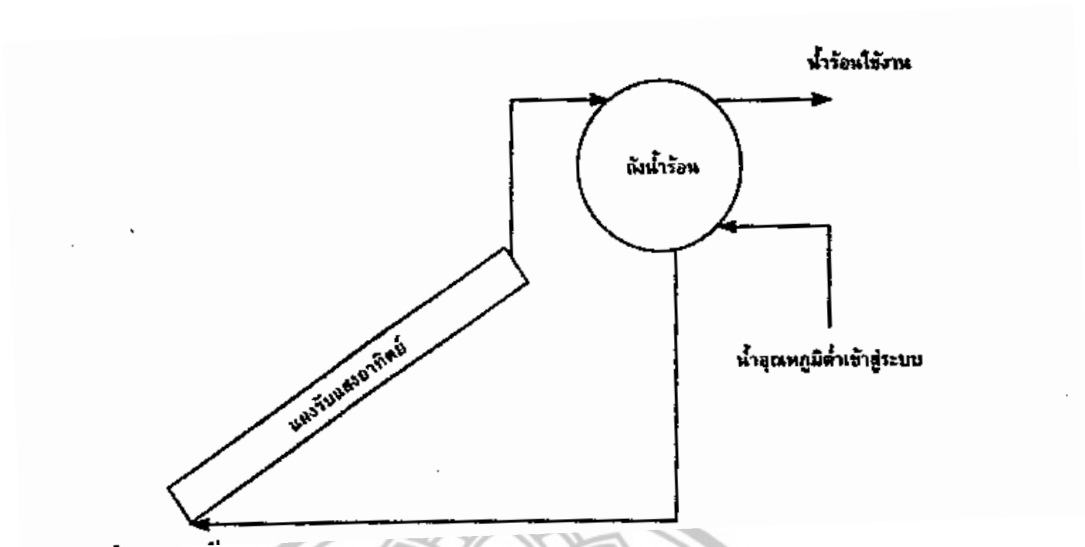


ภาพ 5 แผนผัง การวางท่อทองแดงของแผงรับแสง

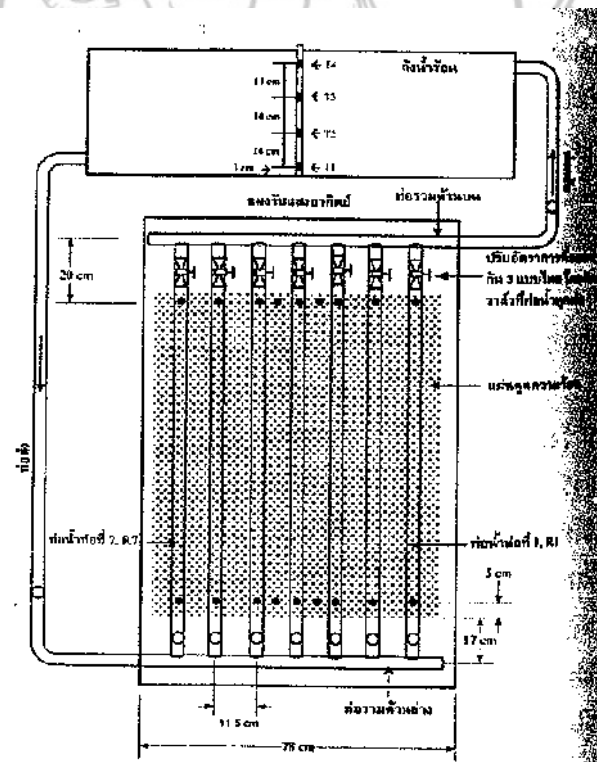


ภาพ 6 ถังเก็บน้ำ (storage tank) เป็นถังทนแรงดันสแตนเลสสำเร็จขนาด 50 ลิตร ความสูง 640 mm หุ้มด้วยฉนวนใยแก้วหนา 25.4 mm

นายพิสิษฐ์ เตชะรุ่งไพศาล และคณะได้ทำการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบถังวางในแนวนอนโดยการลดอัตราการไหลของน้ำในท่อ น้ำบางท่อในแผงรับแสงอาทิตย์ เนื่องจากสมรรถนะของเครื่องทำน้ำร้อนขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ได้รับ ความร้อนจากรังสีแสงอาทิตย์ (Solar radiation) ทำให้แผ่นดูดซับความร้อน (Absorber plate) ร้อนขึ้นส่งผลไปยังอุณหภูมิของน้ำในท่อที่อยู่ในแผงรับแสงอาทิตย์ การลดอัตราการไหลของน้ำในท่อภายในแผงรับแสงอาทิตย์จะทำให้ น้ำเคลื่อนตัวช้าลง ดังนั้นน้ำจะได้รับความร้อนจากรังสีแสงอาทิตย์เพิ่มขึ้น การออกแบบการทดลองเพื่อวิเคราะห์ผลทำได้โดยการติดตั้งวาล์วเปิด-ปิดที่ท่อ น้ำใกล้ท่อรวมด้านบน (Top header) ภายในแผงรับพลังงานแสงอาทิตย์ เพื่อปรับอัตราการไหลของน้ำโดยได้มีการปรับการไหล 3 รูปแบบ แบบที่ 1 เปิดวาล์ว 100% ทุกท่อ แบบที่ 2 เปิดวาล์ว 50% ทุกท่อ แบบที่ 3 เปิดวาล์วสลับระหว่าง 100% และ 50% พบว่า สมรรถนะของระบบต่ำสุดอยู่ที่ 17.71% สำหรับการทดลองในแบบที่ 1 และสูงสุดอยู่ที่ 35.07% สำหรับการทดลองในแบบที่ 3

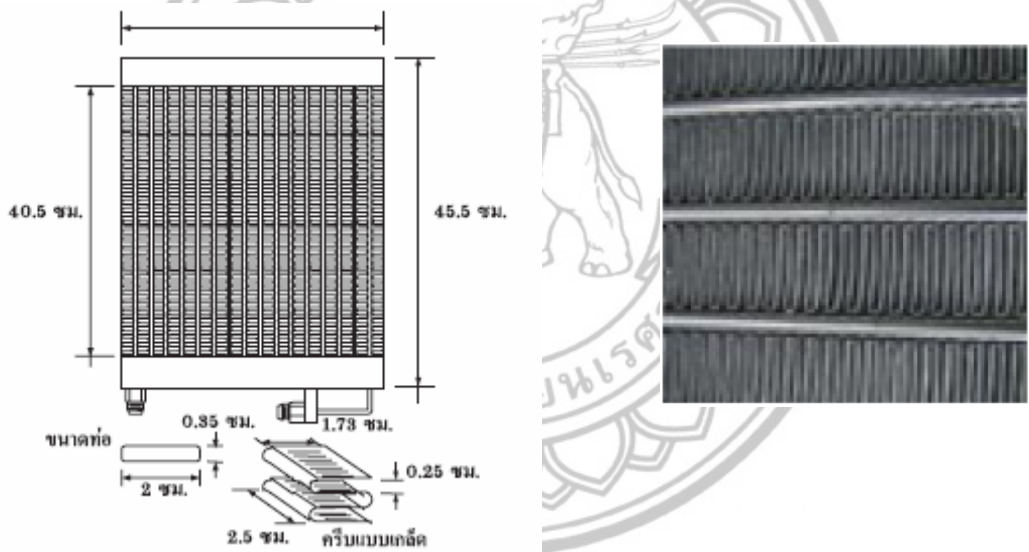


ภาพ 7 เครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์แบบการหมุนเวียนของน้ำตามธรรมชาติ (Domestic solar water heater with natural circulation)

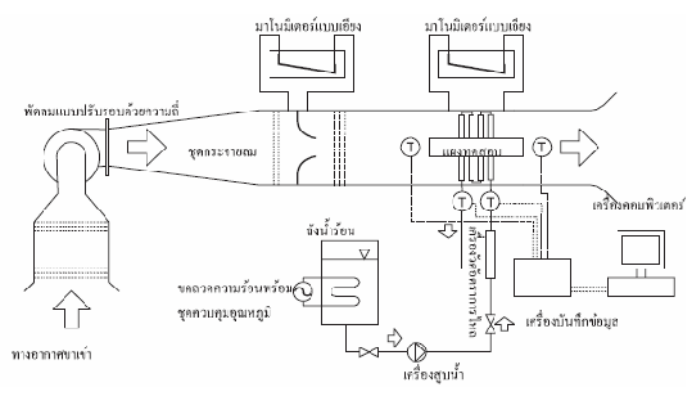


ภาพ 8 แผนผังการเตรียมชุดทดลอง

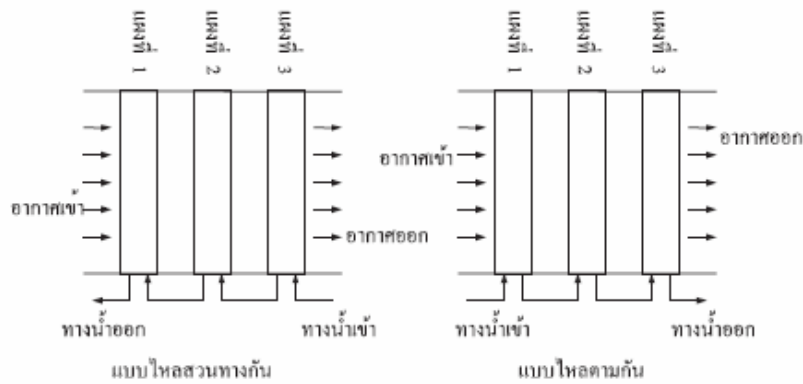
นายขวัญชัย ไกรทองและนายอดิพงษ์ นันทพันธ์ ได้ศึกษาการประยุกต์ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามขวางดัดแปลงจากคอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์กรณีศึกษาการดึงความร้อนทั้งจากน้ำร้อนมาใช้อุ่นอากาศ โดยอุปกรณ์ดังกล่าวได้ถูกนำมาประยุกต์ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำร้อนที่อุณหภูมิประมาณ 65 °C กับอากาศที่อุณหภูมิห้อง พารามิเตอร์ที่ใช้ในการศึกษาครั้งนี้ได้แก่ อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศซึ่งอยู่ในช่วง 0.1 และ 0.4 กก./วินาที จำนวนคอนเดนเซอร์ 1-3ชุด และทิศทางการไหลของน้ำร้อนและอากาศสองแบบ คือ แบบไหลสวนทางและไหลตามกัน จากการศึกษาพบว่า ค่าประสิทธิผลของการแลกเปลี่ยนความร้อนอยู่ระหว่าง 0.4 และ 0.9 ซึ่งขึ้นอยู่กับอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ จำนวนคอนเดนเซอร์ และทิศทางการไหลของน้ำและอากาศ และนอกจากนี้ในงานวิจัยนี้ได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ประเมินค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งพบว่าเป็นแบบจำลองที่พัฒนาขึ้นสามารถทำนายผลการทดลองได้ทั้งหมดในช่วง $\pm 10\%$



ภาพ 9 ก) ขนาดของคอนเดนเซอร์ที่ทดสอบ ข) ลักษณะของคอนเดนเซอร์ที่ทดสอบ

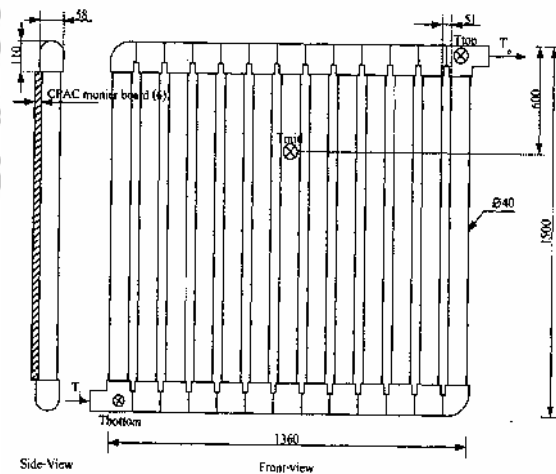


ภาพ 10 ลักษณะของอุปกรณ์การวิจัย



ภาพ 11 ลักษณะทิศทางการไหลของน้ำและอากาศ

Jongjit และคณะได้ทำการศึกษาเครื่องทำน้ำร้อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์ใช้ตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบคอนกรีตโดย Chaurasia ได้นำท่ออลูมิเนียมมาวางเรียงกันในแนวนอนยาว 1.72 เมตร จำนวน 10 ท่อน แล้วนำมาหล่อด้วยซีเมนต์ลักษณะที่ทำเสร็จเหมือนกับแผงรับรังสีอาทิตย์ทำทั้งหมด 2 แผง แต่ทาสีต่างกัน คือสีดำจะร้อนเร็วกว่าและอุณหภูมิสูงกว่าสีขาวสีขาว แผงดังกล่าวมีหลักการทำงานคล้ายกับแผงรับรังสีอาทิตย์ แต่ต่างกันที่รังสีจะตกกระทบโดยตรงไม่ต้องผ่านกระจกฝ้าตัวรับรังสีอาทิตย์ จากหลักการดังกล่าวสามารถผลิตน้ำร้อนได้เช่นกัน



ภาพ 12 เครื่องทำน้ำร้อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์อย่างง่ายและตำแหน่งการวัด อุณหภูมิ

เมธิญ จันทรสา และคณะได้ทำการศึกษาศักยภาพของเครื่องทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ในประเทศไทย จากการทดสอบและประเมินศักยภาพทั้งปีของเครื่องทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์ในประเทศไทย พบว่าเครื่องทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์นี้สามารถให้ความร้อนปริมาณ 150

ลิตรต่อวันที่อุณหภูมิสูงสุดที่ 60 °C โดยที่เครื่องทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์นี้สามารถกักน้ำร้อนไว้ประมาณ 55 °C จนถึงเช้าวันรุ่งขึ้น ประสิทธิภาพโดยเฉลี่ยของเครื่องทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์นี้ในประเทศไทยประมาณ 46.7% ผลิตพลังงานได้ 6,258 MJ/ปี เพื่อทดแทนพลังงานไฟฟ้า โดยคิดเป็นพลังงานทดแทนที่ผลิตได้เท่ากับ 5,633 บาทต่อปี หรือ 2,608 บาทต่อตร.ม.แฉง (ประสิทธิภาพฮีตเตอร์ไฟฟ้าอยู่ที่ประมาณร้อยละ 0.9 และอัตราค่าไฟฟ้าเฉลี่ย 3 บาทต่อ kWh_e)

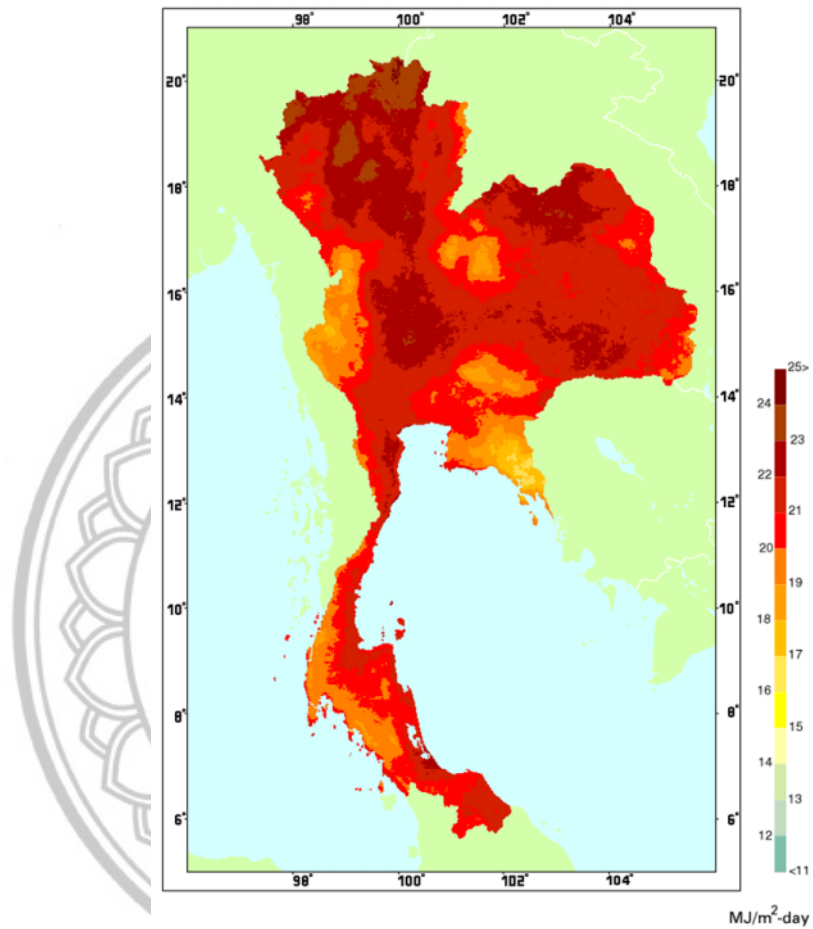


ภาพ 13 เครื่องทำน้ำร้อนด้วยพลังงานแสงอาทิตย์แบบ กฟผ ที่ใช้ในการศึกษา
ผลิตโดย กฟผ ที่มีพื้นที่รับแสง 2.16 m² ความจุของถังสะสมน้ำร้อน 150 ลิตร

ศักยภาพของพลังงานแสงอาทิตย์ในประเทศไทย

ประเทศไทยตั้งอยู่ในบริเวณใกล้เส้นศูนย์สูตรได้รับพลังงานแสงค่อนข้างสูงตลอดปี ดังแสดงในรูปที่ 12 ซึ่งจะเห็นว่า รังสีรวมรายวันมีการเปลี่ยนแปลงไม่มากนักตลอดปี โดยมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 18.2 MJ / m²-day ถึงแม้ในช่วงฤดูฝน (พฤษภาคม-ตุลาคม) ค่ารังสีรวมยังคงอยู่ในระดับปานกลาง (15-18 MJ / m²-day) สำหรับปริมาณพลังงานแสงอาทิตย์ในภาคอื่นๆ ซึ่งพิจารณาจากแผนที่พลังงานแสงอาทิตย์ พบว่ามีค่าค่อนข้างสูงเช่นกัน จากการพิจารณาข้อมูลเหล่านี้ จะพบว่า

พลังงานแสงอาทิตย์มีศักยภาพค่อนข้างสูง ในการนำมาใช้เป็นแหล่งกำเนิดพลังงานความร้อน สำหรับเครื่องอบแห้งผลิตผลการเกษตร



ภาพ 14 แผนที่ศักยภาพพลังงานแสงอาทิตย์ตลอดปี