

การศึกษารูปแบบการถ่ายเทความร้อนเข้าสู่ตู้อบพลังงานแสงอาทิตย์โดย วิธีการทางไฟไนต์

สำหรับการประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 28

เอกรินทร์ แสงธรรมรัตน์¹ , โชคชัย จุฑะโกสสิทธิ์กานนท์¹ , นรภัทร เทพสุภรังษิกุล

¹ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหิดล 25/25 พุทธมณฑล นครปฐม 73170

*ติดต่อ: ekarins2002@hotmail.com , 081-343-2554

บทคัดย่อ

การศึกษานี้มีจุดประสงค์เพื่อเปรียบเทียบความแม่นยำของการทำนายความร้อนที่เข้าสู่ตู้อบพลังงานแสงอาทิตย์โดยเทคนิควิธีการคำนวณทางไฟไนต์ เปรียบเทียบกับผลการวัดจริง โดยในการทดลองได้ออกแบบและสร้างตู้อบจำลองด้วยผนังไม้อัด โดยทาสีดำรอบด้าน และวางกระจกรับแสงไว้ที่ด้านบนของตู้อบ โดยตู้อบพลังงานแสงอาทิตย์มีขนาด กว้าง 0.6 เมตร ยาว 0.4 เมตร และ สูง 0.2 เมตร และได้ทำการติดตั้งเซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิภายในตำแหน่งต่างๆของตู้อบ จากนั้นได้ทำการพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อใช้ในการคำนวณเปรียบเทียบเพื่อหาระดับค่าความน่าเชื่อถือ ของผลการวัดจริงกับการคำนวณ โดยได้ทำการเก็บข้อมูลที่ติดตั้งของอาคารพลังงาน สถาบันเทคโนโลยีแห่งเอเชีย อำเภอ คลองหลวง ปทุมธานี เป็นเวลา 10 วัน และ ที่ติดตั้งของอาคารอำนวยการ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหิดล ศาลายา เป็นเวลา 7 วัน จากนั้นได้ทำการเปรียบเทียบผลการวัดข้อมูลจริง กับผลการคำนวณทางไฟไนต์พบว่า ผลการคำนวณมีความเชื่อมั่นเฉลี่ยอยู่ที่อยู่ที่ 97% โดยในแต่ละทิศของผนังมีระดับความแม่นยำของการคำนวณอยู่ที่ 88% สำหรับกระจก 98% สำหรับพื้นตู้ 93% สำหรับผนังทิศตะวันออก 96% สำหรับผนังทิศใต้ 98% สำหรับผนังทิศตะวันตก 97% สำหรับผนังทิศเหนือ และ 97% สำหรับอุณหภูมิอากาศภายในตู้อบ ตามลำดับ

คำหลัก: การคำนวณความร้อน, Heat Transfer, Finite Difference, Solar Heater, Heat Gain calculation

Abstract

This research study an experimental and numerical investigation on the temperature distribution in a rectangular enclosure bounded with solid wall sized 0.6x0.4x0.2m . This research have developed the computer program in order to determine the temperature profile in the closed enclosure by using finite different method. The research parameter can be classified to external factor (solar radiation, sky radiation and environmental convection heat transfer) and internal factor (conduction heat transfer , internal convection heat transfer and internal wall radiation). The data collection from the experiment has been collected every 5 minutes 24 hours a day for 1 week. The comparison between computer program and the experimental data have been analyzed by using statistical method. The result found that the

ETM-86

correlation coefficient between experiment and calculation during day time is 94% and during night time is 89%

Keywords: Temperature Profile, Heat Transfer, Finite Different, Form Factor, Solar Radiation

1. บทนำ

โดยทั่วไปแล้วการนำพลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ไปใช้งาน อุปกรณ์กักเก็บความร้อนโดยมากจะมีรูปทรงเป็นกล่องสี่เหลี่ยม เช่น เครื่อง Solar Cooker หรือ อุปกรณ์ให้ความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์อื่นๆ [1,4]. ดังนั้นที่ผ่านมาจึงได้มีการพัฒนาโมเดลทางคณิตศาสตร์จำนวนมากเพื่อทำนายปริมาณความร้อนที่เข้าสู่อุปกรณ์ให้ความร้อนจากพลังงานแสงอาทิตย์นี้ ซึ่งนักวิจัยได้ทำการทดสอบอุปกรณ์ให้ความร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ไปพร้อมกับการพัฒนาสมการทางคณิตศาสตร์ [2,3]. ความร้อนที่ถ่ายเทภายในอุปกรณ์ให้ความร้อนมีอยู่ 3 ประเภทด้วยกันคือ การนำความร้อน การพาความร้อนและการแผ่รังสีความร้อน [3,8] โดยที่ผ่านมามีการศึกษาการแผ่รังสีความร้อนภายในตู้อบพลังงานแสงอาทิตย์ในลักษณะเดียวกันกับการประยุกต์ระบบการให้ความเย็นจากการแผ่รังสี (Radiant cooling) [5] ดังนั้นในการศึกษานี้จะเน้นที่กระบวนการแผ่รังสีความร้อนที่มีผลกระทบต่อการกระจายตัวของอุณหภูมิภายในตู้อบ โดยอาศัยเทคนิคการแผ่รังสีความร้อนในการคำนวณ. การวิจัยนี้จะใช้หลักการประยุกต์กระบวนการคำนวณโดยวิธี Finite Different ในการคำนวณร่วมด้วยวิธีการแก้ปัญหาหลายตัวแปรโดยใช้เทคนิค Newton Raphson calculation method [9] เพื่อใช้ในการแก้ปัญหาหาค่า temperature profile ในตู้อบ และมีการกำหนด boundary condition ของการทดลองนี้โดยมี numerical solution boundary condition เป็นไปตาม สมการสมดุลพลังงาน ตั้งแต่ภายนอกผนังเข้ามาจนถึงอุณหภูมิภายในตู้อบ และ Experimental Boundary condition เป็น สิ่งแวดล้อมภายนอกเช่นอุณหภูมิ พลังงานแสงอาทิตย์ ความเร็วลม ทิศทางตำแหน่งที่ตั้งและขนาดของ อุปกรณ์

2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 การติดตั้งอุปกรณ์

อุปกรณ์ตู้อบพลังงานแสงอาทิตย์ที่ได้สร้างขึ้นเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยมประกอบด้วยกรอบเป็นไม้ทาสีดำเพื่อลดการสูญเสียพลังงานความร้อนจากการแผ่รังสีและเพื่อเพิ่มการดูดซับความร้อนที่ด้านในตู้อบ[7] และส่วนรับพลังงานแสงอาทิตย์เป็นกระจกอยู่ด้านบนของตู้ ดังรูปที่ 1 โดยตู้อบพลังงานแสงอาทิตย์มีขนาดกว้าง 0.6 เมตร ยาว 0.4 เมตร และ สูง 0.2 เมตร



รูปที่ 1 แสดงการติดตั้งและลักษณะของตู้อบพลังงานแสงอาทิตย์

2.2 การติดตั้งและกระบวนการทดลอง

อุปกรณ์ทดลองชุดนี้ได้ทำการติดตั้งที่ Energy Park สถาบันเทคโนโลยีแห่งเอเชีย จังหวัดปทุมธานี (ละติจูดที่ 13.5 และ ลองจิจูดที่ 101.25) ระหว่างช่วงเดือน มกราคม ทดลองเป็นระยะเวลาทั้งสิ้น 7 วันต่อเนื่อง การทดลองจะทำการเก็บค่าอุณหภูมิทั้ง 6 จุด โดยใช้อุปกรณ์เทอร์โมคัปเปิ้ล ชนิด K ทำการติดตั้งที่ กระจก ที่พื้นตู้ด้านใน ผนังด้านในและด้านนอกที่ใต้ ผนังด้านในทิศตะวันออก และ กลางตู้อบเพื่อวัดอุณหภูมิอากาศ จากนั้นการวัดสภาวะแวดล้อมภายนอกใช้ Pyranometer ในการวัดพลังงานจาก

ETM-86

แสงอาทิตย์ทั้ง 5 ทิศทางประกอบด้วย แนวนระดับ ทิศเหนือ ทิศใต้ ทิศตะวันออก และ ทิศตะวันตก , Thermometer ในการวัดอุณหภูมิ Anemometer ในการวัดความเร็วลม และ Pyrgeometer ในการวัดพลังงานคลื่นรังสียาวจากดวงอาทิตย์ ตามลำดับ

3. การคำนวณหาตำแหน่งดวงอาทิตย์

การคำนวณหาตำแหน่งของดวงอาทิตย์สามารถอธิบายได้จากสมการ การหามุมเงย(altitude angle) และการหามุมแนวระนาบ(azimuth angle) ของดวงอาทิตย์ โดยที่มุมเงยจะบ่งบอกถึงมุมที่ตำแหน่งของดวงอาทิตย์กระทบกับพื้นผิวในทิศทางแนวนอน ขึ้นกับความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปร คือ องศาละจิจูด มุมเอียง(declination angle) , มุมองศาชั่วโมงดวงอาทิตย์(Solar hour angle) . ในขณะที่มุม azimuth angle จะบ่งบอกถึงมุมที่ดวงอาทิตย์กระทำกับพื้นผิวในทิศทางแนวระนาบ ซึ่งขึ้นกับความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปร คือ องศาละจิจูด มุมเอียง(declination angle) , มุมองศาชั่วโมงดวงอาทิตย์(Solar hour angle เช่นเดียวกับกับ altitude angle Equation of Time : The equation of time จะอธิบายถึงความแตกต่างระหว่างเวลาจากดวงอาทิตย์กับเวลาจากนาฬิกาดังแสดงในสมการที่ 1

$$E_t = 9.87 \cdot \sin(2 \cdot \beta) - 7.53 \cdot \cos(\beta) - 1.5 \cdot \sin(\beta) \quad (1)$$

$$\beta = \frac{360}{365} \cdot (J_d - 81) \quad (2)$$

Solar time(t) and Hour angle(ω) :

$$\text{solartime} = \frac{1}{60} \cdot (60 \cdot \text{Localtime} - 4 \cdot (L_{st} - L_{ac}) + E_t) \quad (3)$$

$$\omega = 15 \cdot (t - 12) \quad (4)$$

Declination angle(δ) : Declination angle หรือมุมเอียงหมายถึงมุมที่ทำมุมระหว่างตำแหน่งศูนย์กลางของดวงอาทิตย์กับตำแหน่งศูนย์กลางของโลก ตาม

ทิศทางของเส้นแกนกลางของโลกที่มุมละจิจูดที่ 0 องศา โดยสามารถอธิบายได้ดังแสดงในสมการที่ (5)

$$\delta = 23.45 \cdot \sin\left(\frac{360}{365} \cdot (284 + J_d)\right) \quad (5)$$

Solar altitude angle(α) สามารถอธิบายได้ดังแสดงในสมการที่ (6)

$$\alpha = \sin^{-1}(\sin(\phi) \cdot \sin(\delta) + \cos(\phi) \cdot \cos(\delta) \cdot \cos(\omega)) \quad (6)$$

เช่นเดียวกับกับ Solar azimuth angle(γ_s) สามารถอธิบายได้ดังในสมการที่ (7)

$$\gamma_s = \sin^{-1}\left(\frac{\sin(\omega) \cdot \cos(\delta)}{\cos(\alpha)}\right) \quad (7)$$

Zenith angle(θ_z) : Zenith angle หมายถึงมุมตกกระทบของดวงอาทิตย์ในแนวระดับ สามารถอธิบายได้ดังในสมการที่ (8),

$$\theta_z = 90 - \alpha \quad (8)$$

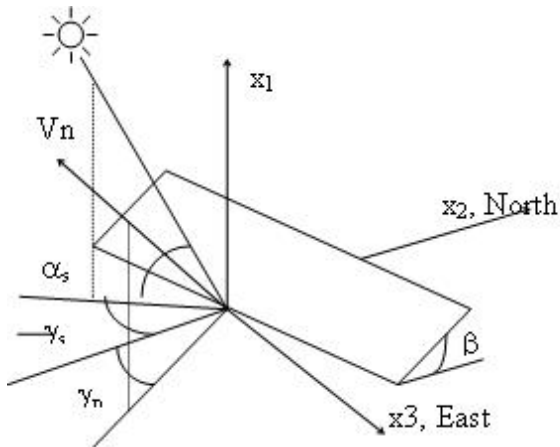
Incident angle(θ) : the incident angle หมายถึงมุมระหว่างทิศทางของดวงอาทิตย์กระทำกับแนวพื้นผิวที่รับแสงดังแสดงในรูปที่ 2 solar vector and plane vector สามารถอธิบายได้ดังในสมการที่ (9)

$$\text{Solar Vector}(V_s) = \begin{bmatrix} \sin(\alpha) \\ -\cos(\alpha) \cdot \sin(\gamma_s) \\ -\cos(\alpha) \cdot \cos(\gamma_s) \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\text{Plane Vector}(V_p) = \begin{bmatrix} \cos(\beta) \\ -\sin(\beta) \cdot \sin(\gamma_p) \\ -\sin(\beta) \cdot \cos(\gamma_p) \end{bmatrix} \quad (10)$$

ETM-86

$$\text{Incident Angle}(\theta) = \cos^{-1}[\vec{V}_s \cdot \vec{V}_p] \quad (11)$$



รูปที่ 2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างมุมตกกระทบและทิศทางของผิวสัมผัส

จากรูปที่ 2 ให้แกน x_1 เป็นแกนในแนวตั้ง x_2 เป็นแกนที่หันไปทางทิศเหนือ และ แกน x_3 เป็นแกนที่หันไปทางทิศตะวันออก ตัวแปรในรูปที่ 2 สามารถเขียนอธิบายได้ดังนี้

β = มุมระหว่างผนังกับพื้นผิวแนวระนาบ

α = มุมเงย (Altitude angle) ของดวงอาทิตย์ในแนวระดับ

γ_s = มุมเอียง (Azimuth angle) ของดวงอาทิตย์ที่อ้างอิงมุมจากทิศใต้ ในแนวระนาบ

γ_n = มุมระหว่างแนวตั้งฉากของผนังกับทิศใต้ในแนวระนาบ

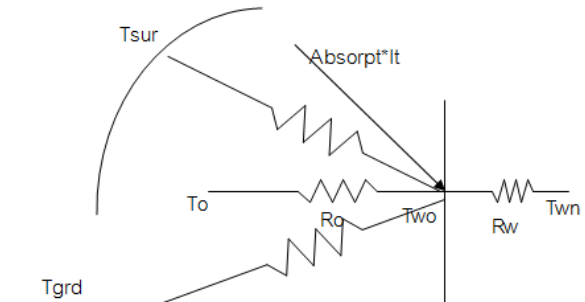
V_n = Normal Vector ของผิวสัมผัสของผนัง

4. สมการสมดุลพลังงาน

ในการศึกษานี้ได้ทำการประยุกต์หลักการของเทคนิคการแก้ปัญหาแบบ Finite Different ควบคู่กับการแก้สมการหลายตัวแปรแบบ Newton Raphson Method ในการแก้สมการที่มีตัวแปรอุณหภูมิจำนวนมากในแต่ละ Node ของส่วนที่พิจารณา [9] สำหรับการคำนวณความร้อนที่เข้าสู่ผนังได้แบ่งออกเป็น 3 Node ดังนี้ Node ภายนอก(External node) Node ส่วนกลางผนัง(layer node), และ Node ภายในผนัง(internal node)

4.1 ตำแหน่งผนังภายนอก(External node)

ผนังภายนอกเป็นส่วนที่สัมผัสกับดวงอาทิตย์หรือสิ่งแวดล้อมภายนอกโดยตรง การถ่ายเทความร้อนในส่วนนี้สามารถแสดงได้ดังในภาพที่ 3 ซึ่งสามารถเขียนสมการสมดุลพลังงาน และ Boundary Condition ได้ดังแสดงในสมการที่ (12) – (15)



รูปที่ 3 การถ่ายเทความร้อนจากผนังภายนอก

จากรูปที่ 3 แสดงถึงภาพการถ่ายเทความร้อนจากสิ่งแวดล้อมภายนอกผนังจากการพาความร้อนจากอากาศภายนอก และการแผ่รังสีความร้อนจากดวงอาทิตย์และวัตถุภายนอก เข้าสู่ผนังที่จุดพิจารณา และความร้อนที่เข้ามาจะถูกถ่ายเทต่อไปโดยการนำความร้อน ซึ่งสามารถอธิบายได้จากสมการ energy balance equation ดังนี้

$$E_{in} - E_{out} = E_{st} \quad (12)$$

Energy balance ของตำแหน่งนี้คือ

$$\left[\alpha_{ab} \cdot I_t + FF_{sur-w} \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_{surr}^4 - T_{wo}^4) + FF_{grd-w} \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_{grd}^4 - T_{wo}^4) + h_{co} \cdot (T_o - T_{wo}) \right] = \left[\frac{T_{wo} - T_{wn}}{R_w} \right] \quad (13)$$

$$I_t = I_b \cdot \cos(\theta) + 0.5 \cdot (1 + \cos(\beta)) \cdot I_d + 0.5 \cdot \rho_g \cdot I_g \cdot (1 - \cos(\beta)) \quad (14)$$

เมื่อ

α_{ab} = ความสามารถในการดูดความร้อนของผนัง (Absorptivity)

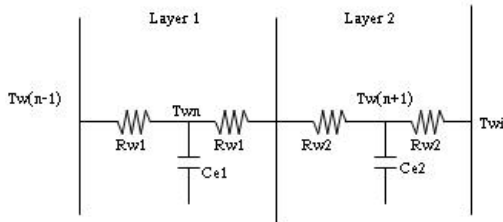
I_t = พลังงานความร้อนจากดวงอาทิตย์ที่กระทำกับผนังที่พิจารณา (Solar Radiation, W/m^2)

ETM-86

- I_b = พลังงานความร้อนตรงจากดวงอาทิตย์ที่กระทำกับผนังที่พิจารณา (Beam Solar Radiation, W/m^2)
- FF = สัดส่วนของการมองเห็นที่แหล่งกำเนิดมองไปยังแหล่งรับแสง (Form Factor)
- ε = ความสามารถในการแผ่รังสีความร้อนของผนัง (Emissivity)
- σ = Boltzmann Constant (5.67×10^{-8})
- T_{surr} = อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม ($^{\circ}C$)
- T_{wo} = อุณหภูมิผนังภายนอก ($^{\circ}C$)
- T_{grd} = อุณหภูมิพื้นดิน ($^{\circ}C$)
- T_{wn} = อุณหภูมิผนังภายใน ($^{\circ}C$)

4.2 ตำแหน่งภายในผนัง (Wall layer)

ผลของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิใน Node ที่อยู่ก่อนหน้ามีผลต่อการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิใน Node ถัดมาเนื่องจากผลของปรากฏการณ์การนำความร้อน ดังแสดง Boundary Condition ในรูปที่ 4



รูปที่ 4 การถ่ายเทความร้อนระหว่างผนัง

จุดที่พิจารณาแทนด้วยจุด T_{wn} เมื่ออุณหภูมิของแต่ละ Node ไม่เท่ากัน การนำความร้อนจะเกิดขึ้นในทันที ในสภาวะการถ่ายเทความร้อนแบบพลวัต ความจุความร้อนของผนังจะทำการกักเก็บความร้อนก่อนจะมีการส่งผ่านไปทันที ในสภาวะนี้สามารถเขียนสมการอธิบายได้ดังในสมการที่ (15)

$$\left(\frac{T_{w(n-1)} - T_{wn}}{R_{w1}} \right) - \left(\frac{T_{wn} - T_{w(n+1)}}{R_{w1} + R_{w2}} \right) = C_{e1} \cdot \left(\frac{T_{wn}^P - T_{wn}^{P-1}}{dt} \right) \quad (15)$$

เมื่อ

T_{wn} = อุณหภูมิของผนังในโนหนดที่พิจารณา ($^{\circ}C$)

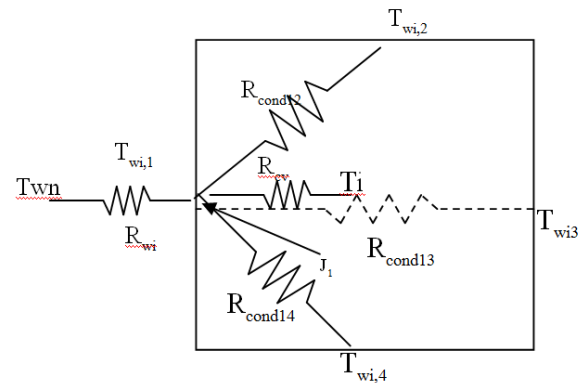
$T_{w(n-1)}$ = อุณหภูมิของผนังในโนหนดก่อนหน้าที่พิจารณา ($^{\circ}C$)

$T_{w(n-1)}$ = อุณหภูมิของผนังในโนหนดถัดไป ($^{\circ}C$)

C_{ei} = มวล x ความจุจำเพาะของอากาศ (kJ/C)

4.3 ตำแหน่งภายในผนัง

ในสำหรับตำแหน่งนี้ การถ่ายเทความร้อนมี 3 รูปแบบด้วยกันคือ การนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสีความร้อนระหว่างผนังด้านต่างๆ ที่มองเห็นกัน จากนั้นพลังงานความร้อนที่ตำแหน่งนี้จะถูกส่งถ่ายไปยังอุณหภูมิของอากาศในตู้อบอีกหนหนึ่ง โดยการพาความร้อน สามารถเขียนภาพแสดงการถ่ายเทความร้อนได้ดังแสดง Boundary Condition ในรูปที่ 5 และสามารถอธิบายได้ในสมการที่ (16)



รูปที่ 5 แสดงการถ่ายเทความร้อนของตำแหน่งผนังภายในตู้อบ

$$\left(\frac{T_{wi} - T_i}{R_c} \right) + \frac{\varepsilon_i}{\rho_i} \cdot (\sigma \cdot T_{wi}^4 - J_i) + \sum_{j=1}^{TotalSide} \left(\frac{T_{wi} - T_{wj}}{R_{cond,i,j}} \right) \quad (16)$$

$$+ \left(\frac{T_{wi} - T_i}{R_{cond,i,air}} \right) - \alpha_i \cdot q_{sw} - \left(\frac{T_{wn} - T_{wi}}{R_{wi}} \right) = 0$$

เมื่อการแผ่รังสีความร้อนสามารถอธิบายได้ดังสมการที่ (17)

$$\sigma \cdot T_i^4 + \sum_{j=1}^{No.Of.Side} \left(\frac{\rho_i \cdot F_{ij}}{\varepsilon_i} \right) \cdot J_j - \left(\frac{1}{\varepsilon_i} \right) \cdot J_i = 0 \quad Eq.(17)$$

เมื่อ

โดยที่ Form factor (F_{ij}) หมายถึง สัดส่วนของการมองเห็นที่แหล่งกำเนิดมองไปยังแหล่งรับแสง [6]

ETM-86

$$F_{1-2} = \frac{1}{\pi A_1} \iint \left(\frac{\cos \theta \cos \xi}{D^2} \right) dA_1 dA_2 \quad (18)$$

4.4 การถ่ายเทความร้อนผ่านกระจก

นับเป็นปัจจัยสำคัญเรื่องหนึ่งของการถ่ายเทความร้อนในต้อบ เนื่องจากเป็นสัดส่วนที่รับแสงตรงจากดวงอาทิตย์พร้อมกับ การกักเก็บพลังงานความร้อนในต้อบพลังงานแสงอาทิตย์

การคำนวณการถ่ายเทความร้อนผ่านกระจก สามารถแบ่งประเภทการแผ่รังสีที่ได้รับออก ได้เป็นสองส่วนหลักๆด้วยกันคือ การแผ่รังสีความร้อนจากคลื่นสั้นและ การแผ่รังสีความร้อนจากคลื่นยาว. สำหรับการแผ่รังสีความร้อนจากคลื่นยาว กระจกจะถูกพิจารณาเป็นเสมือนผนังโปร่งใส ซึ่งการคำนวณจะเป็นรูปแบบเดียวกับผนังทึบ ขณะที่คลื่นสั้น ความร้อนที่ได้รับจะขึ้นกับการแผ่รังสีจากดวงอาทิตย์ solar radiation (I_t) และการส่องผ่านของกระจก transmission of window ดังแสดงในสมการที่ (19) ,

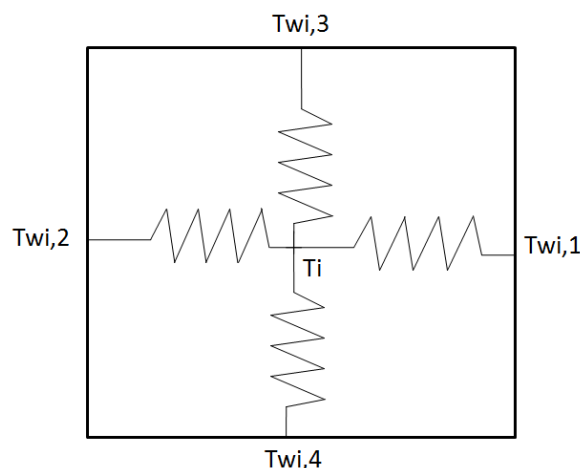
$$Q_{sw} = \tau \cdot I_t \quad (19)$$

Total heat gain from window = short wave radiation + long wave radiation (20)

เมื่อ τ = ความสามารถในการส่งผ่านของความร้อนของกระจก

4.5 การถ่ายเทความร้อนสู่อากาศกลางต้อบ

ตัวแปรสุดท้ายของการถ่ายเทความร้อนคือ อุณหภูมิของอากาศที่อยู่ภายในต้อบ (T_i) เป็นปัจจัยจากผลของการแผ่รังสีความร้อน และการพาความร้อนจากผนังทุกด้านของต้อบพลังงานแสงอาทิตย์ สามารถแสดงรูปแบบการถ่ายเทความร้อนได้ดังแสดง Boundary Condition ในรูปที่ 6 และสามารถอธิบายการถ่ายเทความร้อนได้ดังสมการที่ (21)



รูปที่ 6 แสดงการถ่ายเทความร้อนจากผนังภายในต้อบสู่อุณหภูมิภายในต้อบ

$$\sum_{s=1}^{wallside} \left(\frac{T_{wi,s} - T_i}{R_c} \right) = (\rho A V) C_{p,air} \cdot \left(\frac{T_i^P - T_i^{P-1}}{dt} \right) \quad (21)$$

เมื่อ T_i = อุณหภูมิอากาศภายในต้อบ

$T_{wi,n}$ = ผนังภายในต้อบ

R_c = ความต้านทานความร้อน ($m^2 C/W$)

T^P = อุณหภูมิของจุดที่พิจารณา ณ เวลาปัจจุบัน ($^{\circ}C$)

T^{P-1} = อุณหภูมิของจุดที่พิจารณา ณ เวลาก่อนหน้า ($^{\circ}C$)

4.6 Methodology for Temperature calculation

สมการการคำนวณความร้อนในต้อบดังแสดงในสมการที่ (13)-(21) ล้วนเป็นสมการ non-linear equations ที่จำเป็นต้องมีการแก้ปัญหาโดยเทคนิค newton raphson method เนื่องจากมีสมการและมีตัวแปรจำนวนมาก การคำนวณจึงต้องทำการจัดชุดของกลุ่มตัวแปรดังนี้คือ กลุ่มตัวแปรของผนังต้อบภายนอก กลุ่มตัวแปรอุณหภูมิภายในของต้อบ และกลุ่มตัวแปรผนังในต้อบโดยมีขั้นตอนการ Setup สมการดังนี้

ขั้นตอนที่ 1: จัดรูปสมการให้อยู่ในกลุ่มของ Function ตามตำแหน่งของต้อบ

Node ภายนอก

ETM-86

$$f_1(T_{wo}, T_{wn}) = \alpha_{ab} \cdot I_t + FF_{sur-W} \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{surr}^4 - T_{wo}^4) + FF_{grd-W} \cdot \varepsilon \cdot \sigma \cdot (T_{grd}^4 - T_{wo}^4) + h_{co} \cdot (T_o - T_{wo}) - \left[\frac{T_{wo} - T_{wn}}{R_w} \right] = 0$$

(22)

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \frac{\partial f_1}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \frac{\partial f_2}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_3}{\partial x_1} & \frac{\partial f_3}{\partial x_2} & \frac{\partial f_3}{\partial x_3} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_{1,t} - x_{1,c} \\ x_{2,t} - x_{2,c} \\ x_{3,t} - x_{3,c} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{bmatrix} \quad (27)$$

Node ระหว่างผนัง

$$f_2(T_{w(n-1)}, T_{wn}, T_{w(n+1)}) = \left(\frac{T_{w(n-1)} - T_{wn}}{R_{w1}} \right) - \left(\frac{T_{wn} - T_{w(n+1)}}{R_{w1} + R_{w2}} \right) - Ce_i \cdot \left(\frac{T_{wn}^P - T_{wn}^{P-1}}{dt} \right) = 0$$

(23)

$$\begin{bmatrix} a_{110} & 0 & 0 & 0 & a_{111} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_{210} & 0 & 0 & 0 & a_{211} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{310} & 0 & 0 & 0 & a_{311} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{410} & 0 & 0 & 0 & a_{411} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ a_{120} & 0 & 0 & 0 & a_{121} & 0 & 0 & 0 & a_{124} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & a_{220} & 0 & 0 & 0 & a_{221} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & a_{320} & 0 & 0 & 0 & a_{321} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{420} & 0 & 0 & 0 & a_{421} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & a_{131} & 0 & 0 & 0 & a_{132} & a_{133} & a_{134} & a_{141} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{231} & a_{232} & a_{233} & 0 & a_{241} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{331} & a_{332} & a_{333} & 0 & 0 & a_{341} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{431} & a_{432} & a_{433} & a_{441} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{151} & a_{152} & a_{153} & a_{154} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{251} & a_{252} & a_{253} & a_{254} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{351} & a_{352} & a_{353} & a_{354} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{451} & a_{452} & a_{453} & a_{454} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & a_{161} & a_{162} & a_{163} & a_{164} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta T_{1,wo} \\ \Delta T_{2,wo} \\ \Delta T_{3,wo} \\ \Delta T_{4,wo} \\ \Delta T_{1,wn} \\ \Delta T_{2,wn} \\ \Delta T_{3,wn} \\ \Delta T_{4,wn} \\ \Delta T_{1,wo} \\ \Delta T_{2,wo} \\ \Delta T_{3,wo} \\ \Delta T_{4,wo} \\ \Delta T_{1,wn} \\ \Delta T_{2,wn} \\ \Delta T_{3,wn} \\ \Delta T_{4,wn} \\ \Delta T_1 \\ \Delta T_2 \\ \Delta T_3 \\ \Delta T_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{1,wo} \\ f_{2,wo} \\ f_{3,wo} \\ f_{4,wo} \\ f_{1,wn} \\ f_{2,wn} \\ f_{3,wn} \\ f_{4,wn} \\ f_{1,wo} \\ f_{2,wo} \\ f_{3,wo} \\ f_{4,wo} \\ f_{1,wn} \\ f_{2,wn} \\ f_{3,wn} \\ f_{4,wn} \\ \Delta T_1 \\ \Delta T_2 \\ \Delta T_3 \\ \Delta T_4 \end{bmatrix} \quad (28)$$

Node ผนังภายในตู้อบ

$$f_3(T_{wn}, T_{wi,1}, T_{wi,2}, \dots, T_{wi,n}) = \left(\frac{T_{wi} - T_i}{R_c} \right) + \sum_{j=1}^{no. of side} F_{ij} \cdot q_{r(i,j)} - \alpha_i \cdot \frac{E_i}{efficacy} - \left(\frac{T_{wn} - T_{wi}}{R_{wi}} \right) = 0 \quad (24)$$

Node อากาศในตู้อบ

$$f_4(T_{w(n)}, T_i) = \sum_{s=1}^{wallside} \left(\frac{T_{wi,s} - T_i}{R_c} \right) - (\rho AV) C_{p,air} \cdot \left(\frac{T_i^P - T_i^{P-1}}{dt} \right) = 0 \quad (25)$$

ขั้นตอนที่ 2: สมมติค่าอุณหภูมิเริ่มต้นในการคำนวณ (T และ ΔT)

ขั้นตอนที่ 3: คำนวณค่า f_1, f_2, f_3, f_4 โดยอาศัยค่าสมมติจากขั้นที่ 2 ($T=25$)

ขั้นตอนที่ 4: คำนวณค่า partial derivatives ของ ทุกๆ functions และทุกตัวแปร โดยใช้ค่าสมมติจากขั้นตอนที่ 2, ดังแสดงในสมการที่ (26)

$$\frac{\Delta f(T_1, T_2, T_3)}{\Delta T_1} = \frac{f(T_1 + \Delta T_1, T_2, T_3) - f(T_1, T_2, T_3)}{\Delta T_1} \quad (26)$$

ขั้นตอนที่ 5: จัดเตรียมสมการการคำนวณให้อยู่ในรูปแบบ matrix ในแบบฟอร์มของ the Taylor series expansion format ดังแสดงในสมการที่ (27) และ (28)

เมื่อ $a_{i,j,k}$: i = side i^{th} , j = equation j^{th}

for example,

$$a_{110} = \frac{\Delta f_1(T_{1,wo}, T_{1,wn})}{\Delta T_{1,wo}} = \frac{f(T_{1,wo} + \Delta T_{1,wo}, T_{1,wn}) - f(T_{1,wo}, T_{1,wn})}{\Delta T_{1,wo}}$$

5. การเปรียบเทียบผล

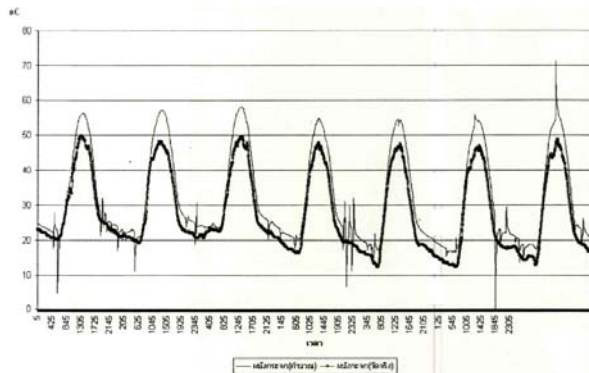
ในการเปรียบเทียบผลการวัดจริงการคำนวณโดยใช้สซโปรแกรมคอมพิวเตอร์จะทำการเปรียบเทียบหาความเชื่อมั่นโดยวิธี Pearson Correlation (Rxy) [10] ดังแสดงในสมการที่ (29)

$$r_{xy} = \frac{N \sum XY - \sum X \sum Y}{\sqrt{(N \sum X^2 - (\sum X)^2) \cdot (N \sum Y^2 - (\sum Y)^2)}} \quad (29)$$

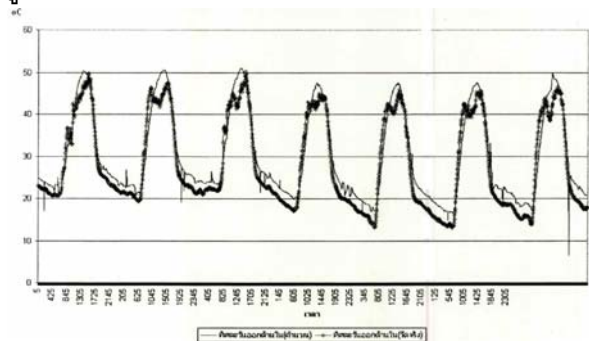
5.1 ผลการทดลอง

การทดลองเปรียบเทียบระหว่างผลการวัดข้อมูลจริงและการคำนวณโดยใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ได้เขียนจากสมการที่ได้พัฒนาขึ้นเพื่อวัดหาความแม่นยำของวิธีการ การเก็บข้อมูลโดยใช้ Data logger ตามจุดที่ต้องการจะทำการวัดเปรียบเทียบ โดยที่ผลการเปรียบเทียบผลเป็นไปตามรูปที่ 7 – 12

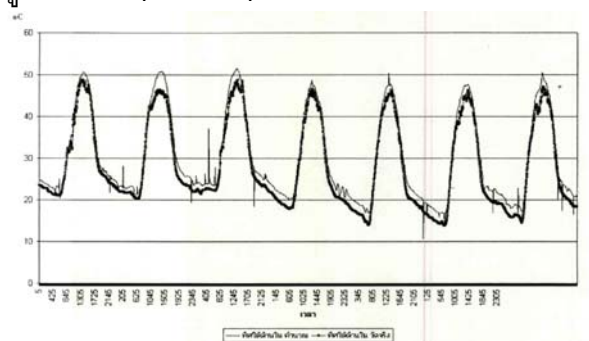
ETM-86



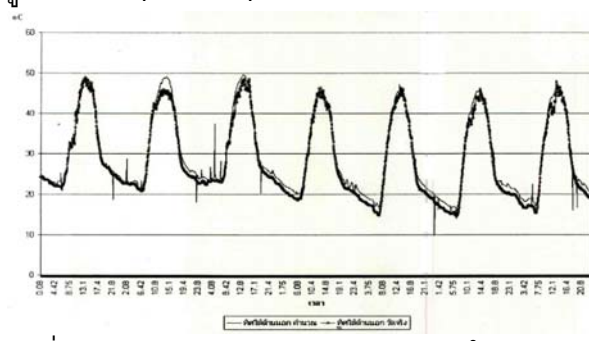
รูปที่ 7 temperature profile ของเพดานกระจก



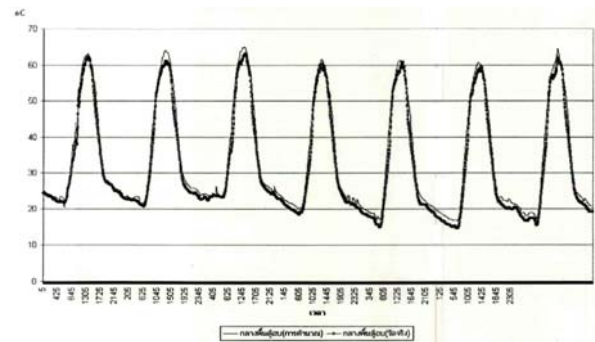
รูปที่ 8 Temperature profile ของ ผนังทิศตะวันตก



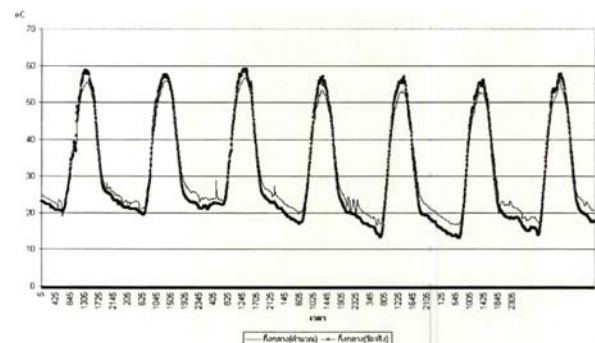
รูปที่ 9 Temperature profile ของ ผนังทิศใต้ด้านใน



รูปที่ 10 Temperature profile ของ ผนังทิศใต้ด้านนอก



รูปที่ 11 temperature profile ของพื้นตู้อบด้านใน กระจก



รูปที่ 12 temperature profile ของอากาศภายในตู้อบ

ในการเปรียบเทียบผลการวัดกับการทดลองได้ประยุกต์ใช้ Pearson correlation และ correlation coefficient เพื่อยืนยันผลและหาค่าความสัมพันธ์ระหว่างโมเดลที่ได้พัฒนาขึ้นกับ ผลการวัดจริง. จากข้อมูลที่ได้แสดงในรูปที่ 7-12 พบว่า ค่าเปรียบเทียบระหว่างการวัดและการคำนวณที่ได้ในตอนกลางวันมีความแม่นยำสูงกว่าตอนกลางคืน ดังนั้นในการสรุปผลนี้จะทำการแยกความเชื่อมั่นออกมาเป็น 2 ช่วงด้วยกันคือ ช่วงเวลากลางวันและช่วงเวลากลางคืน ผลการเปรียบเทียบเป็นไปตามตารางที่ 1

ETM-86

ตารางที่ 1 แสดงค่า Correlation coefficient (R^2) ที่จุดต่างๆของผนัง และ อุณหภูมิอากาศภายใน

ตำแหน่ง	กลางวัน	กลางคืน	เฉลี่ย
Glass Cover	98.65%	78.79%	88.72%
พื้นตู้อบด้านใน	99.27%	98.14%	98.70%
ภายในผนังทิศใต้	99.30%	94.64%	96.97%
ภายนอกผนังทิศใต้	99.22%	94.73%	96.98%
ภายในผนังทิศตะวันตก	93.46%	93.15%	93.30%
อากาศภายในตู้อบ	99.41%	95.96%	97.68%

6. สรุปผลการทดลอง

จากผลการทดลอง พบว่าค่าความแม่นยำของสมการที่ได้พัฒนาขึ้นเท่ากับ 94% ในช่วงเวลากลางวัน และ 89% ในช่วงเวลากลางคืน

สาเหตุเป็นเพราะในช่วงเวลากลางวันมีปัจจัยของพลังงานแสงอาทิตย์เป็นตัวหลักในการทำให้อุณหภูมิภายในตู้อบมีค่าสูงขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับสมมติฐานของสมการ ที่มีปัจจัยจากพลังงานแสงอาทิตย์เป็นตัวแปรหลักที่ทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในตู้อบ ในขณะที่ในตอนกลางคืน พลังงานแสงอาทิตย์ไม่มี (มีเพียงแต่รังสีคลื่นยาวจากท้องฟ้าเท่านั้น) ดังนั้นในช่วงกลางคืนจะมีแค่ปัจจัยจากอุณหภูมิจากสิ่งแวดล้อมเท่านั้นที่ทำให้เกิดการถ่ายเทความร้อนหรือกล่าวได้ว่าในช่วงกลางคืนเป็นช่วงของการคายความร้อนจากตู้อบพลังงาน ทำให้ค่าที่คำนวณได้จึงมีความคลาดเคลื่อนมากกว่าในตอนกลางวัน

งานวิจัยนี้สามารถนำหลักการไปประยุกต์ใช้ได้กับการพัฒนา เครื่องอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์ประเภทอื่นๆ รวมถึงเครื่องอุ่นอาหารพลังงานแสงอาทิตย์ได้เช่นเดียวกัน แต่อย่างไรก็ดีในโมเดลการ

คำนวณนี้ถึงแม้จะมีผลที่ค่อนข้างแม่นยำ แต่ต้องใช้เวลาในการคำนวณมาก ซึ่งขึ้นกับความละเอียดของ Nodeที่ต้องการทราบค่าจากสมการ

สำหรับงานวิจัยต่อเนื่อง ผู้วิจัยขอเสนอแนะว่าควรจะมีการพัฒนารูปแบบการหาค่าพลังงานความร้อนที่เข้าสู่ตู้อบพลังงานแสงอาทิตย์ในวิธีอื่นๆเช่นที่ใช้เวลาน้อยลงและให้ความแม่นยำมากขึ้นและใช้งานได้ง่ายมากขึ้น เช่นการใช้ Computer graphic เข้ามาช่วยในการคำนวณหาค่า

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] A.A. El-Sebaei, A. Ibrahim (2005). Experimental testing of a box-type solar cooker using the standard procedure of cooking power, *Renewable Energy* , vol.30, March 2005, pp. 1861 – 1871
- [2] Abdeslam Chebihi, Ki-Hong Byun , Jin Wen , Theodore F. Smith (2006) , Radiant Cooling of an enclosure, *Energy Conversion and Management*, Vol 47, June 2005, pp.229-252
- [3] Subodh Kumar (2004) , Natural convective heat transfer in trapezoidal enclosure of box-type solar cooker, *Renewable Energy*, Vol 29, May 2003, pp.211-222
- [4] Subodh Kumar (2004), Thermal performance study of box type solar cooker from heating characteristic curves, *Energy Conversion and Management*, Vol 45, June 2004, pp.127-139
- [5] Prapapong V., Surapong Chirarattananon (2006) , An experimental investigation of application of radiant cooling in hot humid climate, *Energy and Buildings*, Vol. 38, June 2005 ,pp. 273-285
- [6] P.J. Coelho, J. M. Goncalves , M.G. Carvalho, D.N. Trivic (1997), Modelling of radiative heat transfer in enclosures with obstacles, *Heat and Mass Transfer*, Vol 41, Nov. 1998, pp. 745-756

ETM-86

- [7] Soronronnarit S., W. Subannapong, J. Tiansuwan (1990) ,Study of bare and glass cover flat plate solar air heaters, *RERIC International Journal*, Vol. 12, pp.11-19
- [8] Charman, A.J. (1989), Heat Transfer, New York, Wiley
- [9] W.F.Stoecker (1989). Design of thermal system, 3rd edition, McGraw Hill.
- [10] Jay L. Devore (2004), Probability and Statistics for engineering and the sciences, Thomson Brooks/Cole