เอกสารอ้างอิง

1. กลุ่มวิทยาลัยครูภาคตะวันตก กรมการฝึกหัดครู กระทรวงศึกษาธิการ, การศึกษากล้วยตากโดยตู้อบแห้งแสงอาทิตย์ แบบมีแผงรับรังสีแยก, 2523
2. กองวิเคราะอาหารกรมวิทยาศาสตร์การแพทย์ กระทรวงสาธารณสุข วารสารอาหารและยา , มิถุนายน 2523
3. กองวิทยาศาสตร์ชีวภาพ กรมวิทยาศาสตร์ กระทรวงอุตสาหกรรม การตากแห้งโดยใช้ตู้อบแสงแดด , ข่าวกรมวิทยาศาสตร์ กระทรวงอุตสาหกรรม ฉบับที่ 90, 2522
4. ปรีดา วิบูลย์สวัสดิ์ , สมเกียรติ โอภาสเกียรติกุล. สมรรถนะของกล่องอบแห้งด้วยแสงอาทิตย์ การประชุมวิชาการครั้งที่ 2 เรื่อง พลังงานหมุนเวียนและการประยุกต์ สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น) และสถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า วิทยาเขตธนบุรี, 2523
5. โกวิท พัววิไล, การศึกษาการใช้พลังงานแสงอาทิตย์ในกระบวนการอบข้าวเปลือก วิทยานิพนธ์ปริญญามหาบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล บัณฑิตวิทยาลัย จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2523
6. B.E.Cole Appel, R.D. Haberstroh Colorado State University, Performance of Air Cooled Flat Plate Collectors, Solar Collector Volume 2.
7. R.H.B.Exell, A Simple solar Rice Dryer, Sunworld, Vol4,No6,1980
8. มานิจ ทองประเสริฐ , สมศรี จงรุ่งเรือง , พลังงานแสงอาทิตย์ ทฤษฎีและการใช้ประโยชน์ทางความร้อน , 2524
9. Kays,W.M. And A.L. London, Compact Heat Exchangers, Second Edition, McGraw-Hill Book Co. 1955-1964
10. Dropkin D. And E. Somers Cales, Heat Transfer By Natural Convection in Liquids Confined by Two Parallel Plates, Journal of Heat Transfer, February 1965

11. Everett D. Howe, Principle of Drying and Evapolating , Sunworld Volume 4, Number 6, 1980

12. John A. Duffie, William A. Beckman , Solar Energy Thermal Processes, John Willey & Sons, New York 1974

13. Robert H.B. Exell and Sommai Kornsakoo, Solar Rice Dryer, Sunworld , Vol 3, No 3, 1979

14. Spalding D.B. Convection Mass Transfer, Edward Arnold, 1963

15. Peter J. Lunde, Solar Thermal Engineering , John Willey & Sons New York, 1980

16. Anthony J. Traquin, Leland T. Blank, Engineering Economy McGraw-Hill, Inc. 1976

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ก.

ตัวอย่างการคำนวณ

กล่าวถึงรายละเอียดในการคำนวณหาค่าต่างๆ จากข้อมูลที่ได้จากการอบกล้วยในวันที่ 22 กุมภาพันธ์ 2526

น้ำหนักเริ่มแรกของกล้วยก่อนเข้าตู้อบ = 7.24 kg

น้ำหนักสุดท้ายของกล้วยเมื่ออบเสร็จ = 4.01 kg

ดังนั้นน้ำหนักของน้ำที่ระเหยออกจากกล้วย = 7.24-4.01 kg

= 3.23 kg

เวลาที่เริ่มอบกล้วย 9.45 น. ในวันที่ 22 กุมภาพันธ์ 2526

เวลาที่อบเสร็จ 05.20 น. ในวันที่ 23 กุมภาพันธ์ 2526

ระยะเวลาในการอบกล้วยทั้งหมด = 19 ชั่วโมง 35 นาที

<u>การหาอัตราการใช้พลังงานความร้อนในการอบกล้วย</u>

พลังงานที่ใช้ในการอบกล้วย ได้มาจากแผงรับแสงอาทิตย์และขดลวดไฟฟ้า

ตัวอย่างการหาอัตราการใช้พลังงานความร้อนในช่วงเวลา 12.00-12.30น.

เวลา 12.00 น. อ่านค่าพลังงานแสงอาทิตย์จากเครื่องบันทึกได้ 4.8 mV.

และอ่าน kW-hr. Meter ได้ 42.37 หน่วย

เวลา 12.30 น. อ่านค่าพลังงานแสงอาทิตย์จากเครื่องบันทึกได้ 5.0 mV.

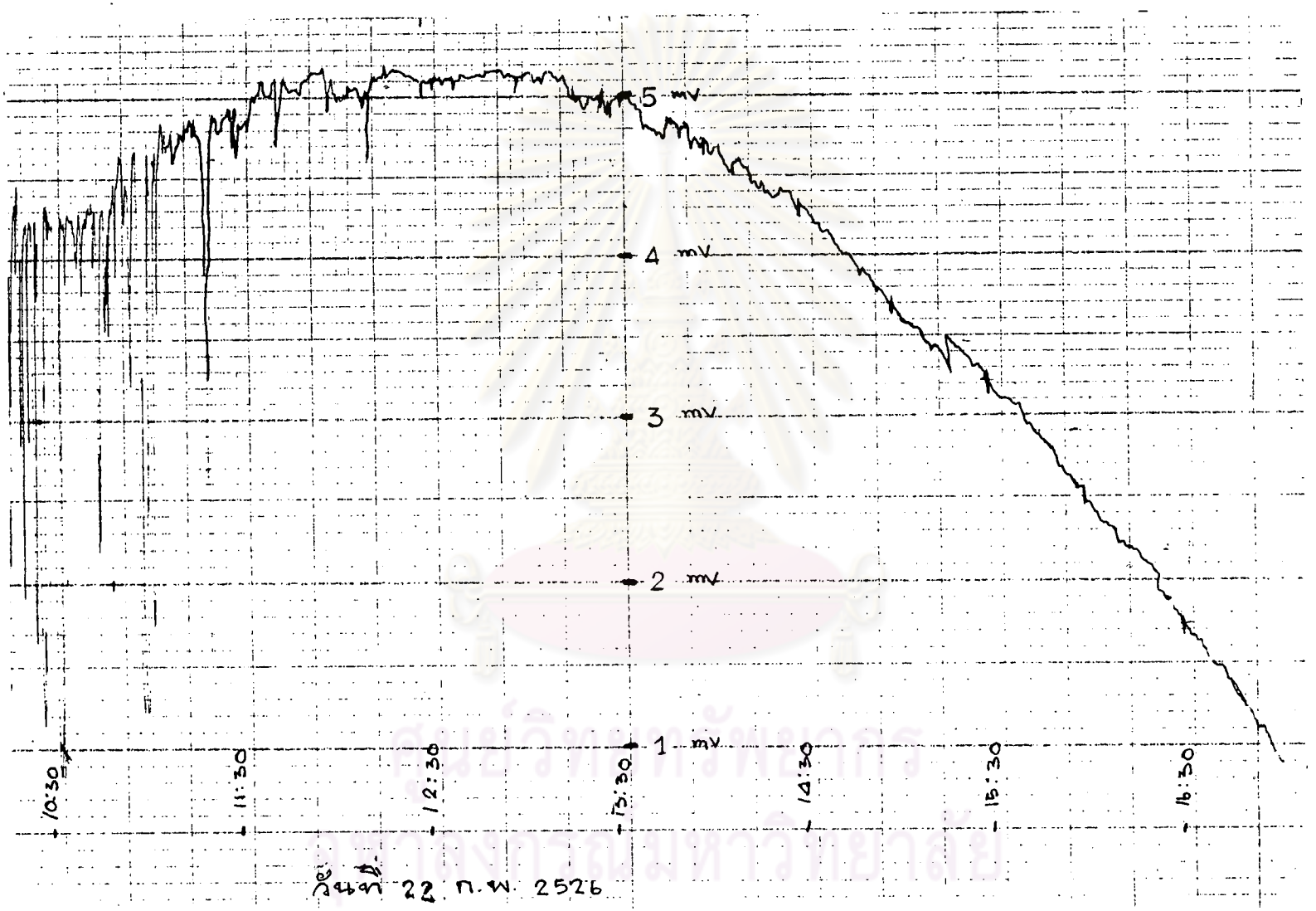
และอ่าน kW-hr. Meter ได้ 42.40 หน่วย

แปลงเป็นค่าพลังงานความร้อน โดยการใช้ค่าคงที่ของไพราโนมิเตอร์

คือ 6 mV. = 1 cal / cm^2. min

จากการทดสอบหาประสิทธิภาพการทำงานของไพราโนมิเตอร์ พบว่าค่าที่อ่านได้จะน้อยกว่าค่าจริงอยู่ 25 %

ในช่วงเวลาระหว่าง 12.00 น. ถึง 12.30 น. พลังงานแสงอาทิตย์มีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 4.9 mV.



รูปที่ 18 แสดงความเข้มของแสงอาทิตย์ ในวันที่ 22 กพ. 2526 ตั้งแต่เวลา 10.30 - 16.30 น.

ค่าความเข้มของพลังงานแสงอาทิตย์ต่อพื้นที่ 1 ตารางเมตร

$$= \frac{4.9 \times 1.25 \times 10000 \times 4.184}{6 \times 60}$$

$$= 711 \quad W/m^2$$

พื้นที่ของแผงรับแสงอาทิตย์ = 4125 ตารางเซนติเมตร

จากการทดสอบหาประสิทธิภาพของแผงรับแสงอาทิตย์ดังรายละเอียดในภาคผนวก ค. สรุปว่า ถ้าแผงรับแสงอาทิตย์ ทำงานในระดับอุณหภูมิ 50°c จะมีประสิทธิภาพประมาณ 60 %

ดังนั้นปริมาณความร้อนที่นำไปใช้จริง = $711 \times 0.4125 \times 0.6$

= 175.97 watts

ในช่วงเวลา 12.00 น. ถึง 12.30 น. จะได้พลังงานความร้อน

$$= \frac{175.97 \times 30 \times 60}{1000}$$

= 316 kJ

ในช่วงเวลาดังกล่าวใช้พลังงานไฟฟ้า = 42.40-42.37

= 0.03 kW-hr.

= 0.03×3600 kJ

= 108 kJ

รวมพลังงานทั้งหมดระหว่างเวลา 12.00 น. ถึง 12.30 น.

= 316 + 108 kJ

= 424 kJ

พลังงานที่ใช้ทั้งหมดตั้งแต่เวลา 9.45 น. ถึง 5.20 น.

เป็นพลังงานแสงอาทิตย์ = 3406 kJ

เป็นพลังงานไฟฟ้า = 19944 kJ

รวมพลังงานที่ใช้ทั้งหมด = 3406 + 19944 kJ

= 23350 kJ

อัตราการใช้พลังงานในการระเหยน้ำออกจากกล้วย $= \frac{23350}{3.23}$

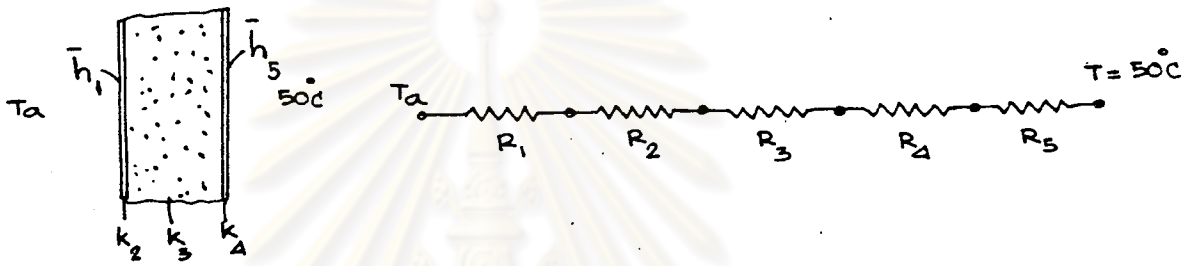
= 7229 kJ/kg

<u>การหาพลังงานที่สูญเสียจากตู้อบให้กับบรรยากาศรอบๆ</u>

ผนังของตู้อบกล้วยเป็นแผ่นเหล็กชุบสังกะสีหนา 0.5 มม. มีฉนวนอยู่ตรงกลาง ภายนอกหุ้มด้วยแผ่นเหล็กชุบสังกะสีหนา 0.5 มม. ตัวตู้อบกว้าง 0.4 ม. ยาว 1.5 ม. สูง 0.3 ม. พื้นที่ของผนังตู้อบและห่อ อากาศ 3.25 m^2. อุณหภูมิภายในตู้อบ = 50 °C

ส.ป.ส.การนำความร้อนของแผ่นเหล็กชุบสังกะสี = 45 W/m °C

ส.ป.ส.การนำความร้อนของยิบซั่มบอร์ด = 17.6 W/m °C



การไหลของอากาศร้อนภายในตู้อบเป็นแบบ Laminar Flow

ดังนั้น จะหาสปส.การพาความร้อนภายในตู้อบ ($\bar{h}$) ได้จากสูตร

$$\frac{\bar{h} \cdot D}{k} = 4.36$$

D = Equivalent Diameter = $\frac{4 \cdot A}{P}$

A = พื้นที่หน้าตัดของตู้อบ ตามทางเดินของอากาศ 0.12 m^2

P = เส้นรอบรูปของผนังตู้อบ ตามทางเดินของอากาศ 1.4 m.

$$D = \frac{4 \times 0.12}{1.4}$$

$$= 0.34 \text{ m.}$$

k = ส.ป.ส.การนำความร้อนของอากาศ = 0.0292 W/m °C

ดังนั้น $\bar{h}_5 = \frac{4.36 \times 0.0292}{0.34}$

$$= 0.374 \text{ W/m}^2 \text{°C}$$

ความเร็วลมที่ พัดผ่านตู้อบ = 3 m/s

ส.ป.ส.การหาความร้อนอันเกิดจากลม

$$\bar{h} = 5.7 + 3.8(v)$$

$$\bar{h}_1 = 5.7 + 3.8(3) = 17.1 \quad W/m^2\,^\circ C$$

จากอัตราการสูญเสียความร้อน

$$Q = \frac{T_i - T_a}{\sum_{n=1}^{5} R_n}$$

$$R_1 = \frac{1}{h_1 \cdot A}$$

$$R_1 = \frac{1}{17.1 \times 3.25} = 0.018 \quad ^\circ C/W$$

$$R_2 = R_4 = \frac{l_2}{k_2 \cdot A} = \frac{5 \times 10^{-4}}{45 \times 3.25} = 3.42 \times 10^{-6} \quad ^\circ C/W$$

$$R_3 = \frac{l_3}{k_3 \cdot A} = \frac{9 \times 10^{-3}}{17.6 \times 3.25} = 1.57 \times 10^{-4} \quad ^\circ C/W$$

$$R_5 = \frac{1}{h_5 \cdot A} = \frac{1}{0.374 \times 3.25} = 0.823 \quad ^\circ C/W$$

$$Q = \frac{T_i - T_a}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5}$$

$$= \frac{T_i - T_a}{0.834} \quad W.$$

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภายในเวลา 12.00 น. ถึง 12.30 น. อุณหภูมิของบรรยากาศนอกตู้อบเท่ากับ 33.8 c

$$Q_{loss} = \frac{50 - 33.8}{0.841}$$

$$= 19.26 \quad \text{watts}$$

ภายในเวลาดังกล่าว ซึ่งเป็นเวลา 30 นาที พลังงานความร้อนที่สูญเสียให้กับบรรยากาศมีค่า

$$= \frac{19.26 \times 30 \times 60}{1000}$$

$$= 34.67 \quad \text{kJ}$$

การอบกล้วยในครั้งนี้ ใช้พลังงานความร้อนทั้งสิ้น

จากพลังงานไฟฟ้า = 19944 kJ

จากพลังงานแสงอาทิตย์ = 3406 kJ

รวมทั้งสิ้น = 23350 kJ

พลังงานความร้อนที่สูญเสียให้กับบรรยากาศทั้งหมด

= 1677 kJ

จากน้ำหนักน้ำที่ระเหยออกจากกล้วย = 3.23 kg

ดังนั้น อัตราการใช้พลังงานความร้อนต่อน้ำหนักน้ำที่ระเหยออกจากกล้วย

$$= \frac{23350}{3.23}$$

$$= 7229 \quad \text{kJ/kg}$$

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ข.

การหาขนาดแผงรับแสงอาทิตย์

จากการคำนวณหาพื้นที่ของแผงรับแสงอาทิตย์ในบทสรุปนั้น จะต้องใช้แผงรับแสงอาทิตย์ที่มีพื้นที่ 24 ตารางเมตรจึงจะได้พลังงานความร้อนพอเพียงกับการใช้อบกล้วยในเวลา 6 ชั่วโมงจากขนาดความกว้างของโครงหลังคาอาคารส่วนใหญ่ จะกว้างไม่เกิน 6 เมตร เพื่อความเหมาะสมจึงกำหนดให้แผงรับแสงมีความยาว 4 เมตร และมีความกว้าง 6 เมตร ดังนั้นแผงรับแสงอาทิตย์จะประกอบด้วยแผงย่อย ซึ่งมีขนาดกว้าง 1 เมตร ยาว 2 เมตร ต่อกันจำนวน 12 แผง ดังรูปที่

สำหรับขนาดความสูงของช่องอากาศที่อยู่ใต้แผ่นดูดนั้น การกำหนดขนาดจะต้องคำนึงถึงปัญหา 2 ประการ ประการแรกต้องคำนึงถึงอัตราการถ่ายเทความร้อนจากแผ่นดูดสู่อากาศที่ไหลผ่านแผงให้มีค่าสูงสุด ประการที่สอง ต้องคำนึงถึง — Pressure drop ที่เกิดขึ้น โดยให้มีค่าน้อยที่สุด เพราะถ้า Pressure drop มีค่ามาก จะต้องเสียพลังงานในการหมุนพัดลมมากขึ้นด้วย

ถ้าต้องการให้อัตราการถ่ายเทความร้อนจากแผ่นดูดให้กับอากาศที่ไหลผ่านแผงให้มีค่าสูง จะต้องทำให้การไหลของอากาศเป็นแบบ ปั่นป่วน (Turbulent Flow) โดยการกำหนดช่องอากาศให้แคบ ๆ ยิ่งให้ปั่นป่วนมากขึ้นเท่าใด การเกิด — Pressure drop จะมีมากขึ้นเท่านั้น ทำให้ต้องเสียพลังงานในการหมุนพัดลมมากขึ้น ดังนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องหาขนาดความกว้างของช่องอากาศที่เหมาะสมที่สุด โดยคำนึงถึงราคาของพลังงานที่ได้ให้ถูกที่สุด ดังมีรายละเอียดดังนี้

จากความกว้างของแผงรับแสงอาทิตย์ = 6 m.

ความยาวของแผงรับแสงอาทิตย์ = 4 m.

สมมุติให้ช่องอากาศมีความสูง = y cm.

ดังนั้น พื้นที่หน้าตัดของช่องอากาศ = $6 \times y/100$ $m.^2$

= $0.06y$ $m.^2$

จากปริมาณการไหลของอากาศที่ผ่านแผง = 68.6 $m.^3$/min

= 1.1433 $m.^3$/sec

ความเร็วของอากาศที่ไหลผ่านแผง = $\frac{\text{ปริมาณการไหลของอากาศ}}{\text{พื้นที่หน้าตัด}}$

= $\frac{1.1433}{0.06y}$ m./sec

สมมุติให้ความกว้างของช่องอากาศ = 2 ซม.

ดังนั้น ความเร็วของอากาศที่ไหลผ่านแผง = $\frac{1.1433}{0.06 \times 2}$ m/sec

= 9.527 m/sec

ต้องตรวจดูว่าการไหลนี้เป็นการไหลแบบปั่นป่วนหรือไม่ โดยการหาค่าเรย์โนลด์ นัมเบอร์ (Reynold number), Re ถ้าค่า Re สูงกว่า 10,000 การไหลจะเป็นแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow)

จาก $Re = \frac{V.D}{\nu}$

เมื่อ

V = ความเร็วของอากาศ m/s

ν = Static Viscosity ของอากาศอุณหภูมิ 50 °C มีค่า = 1.71×10^{-5} m^2/sec

D = Equivalent Diameter

= $\frac{4.Ax}{P}$

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

เมื่อ

Ax = พื้นที่หน้าตัดของช่องอากาศ m^2

P = เส้นรอบรูปของช่องอากาศ m

ถ้าช่องอากาศสูง 2 ซม. , Ax. จะมีค่าเท่ากับ $6 \times 0.02 = 0.12$ เมตร^2

$P = (6 \times 2) + (0.02 \times 2) = 12.04$ เมตร

$$D = \frac{4 \times 0.12}{12.04}$$

$$= 0.0398 \quad m$$

$$Re = \frac{11.433 \times 0.0398}{1.71 \times 10^{-5}}$$

$$= 26610$$

การหา ส.ป.ส. การพาความร้อนจากผนังแผ่นตกให้กับอากาศที่ไหลผ่าน จะหาได้จากความสัมพันธ์ระหว่าง Nusselt number ($\bar{h}.D/k$) , Reynold number (Re) , Prandtl number (Pr)

$$\frac{\bar{h}.D}{k} = 0.023(Re)^{0.8}(Pr)^{1/3}$$

เมื่อ $\frac{\bar{h}.D}{k}$ = Nusselt number

k = ส.ป.ส. การนำความร้อนของอากาศ

= 0.0292 W/m.°C

Pr = Prandtl number

= $c.\mu/k$ สำหรับอากาศอุณหภูมิ 50 °C จะมีค่าเท่ากับ 0.73

ดังนั้น ส.ป.ส การพาความร้อน ($\bar{h}$)

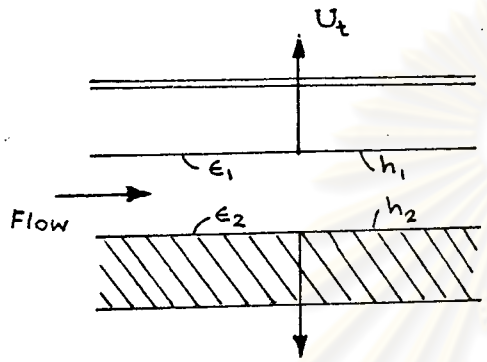
$$= \frac{k}{D} 0.023 (Re)^{0.8}(Pr)^{1/3}$$

สำหรับช่องอากาศกว้าง 2 ซม. อัตราการหาความร้อนมีค่าเท่ากับ

$$\bar{h} = \frac{0.0292}{0.0398} \times 0.023\,(26610)^{0.8}(0.73)^{1/3}$$

$$= 52.6 \quad W/m^2\,^\circ C$$

<u>การหาพลังงานที่ได้จากแผงรับแสงอาทิตย์</u> (12)



$$U_L = U_t + U_b$$

$$F' = \frac{1}{1 + \dfrac{U_L}{\bar{h}_r + \dfrac{1}{\frac{1}{h_2} + \frac{1}{h_r}}}}$$

$$\bar{h}_r = \frac{6.(T_1^2 + T_2^2)(T_1 + T_2)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$$

เมื่อ

F' = Collector Efficientcy Factor

U_L = อัตราการสูญเสียความร้อนจากแผงสู่บรรยากาศ

U_t = อัตราการสูญเสียความร้อนจากแผ่นกระจกผ่านแผ่นปิดบนสู่บรรยากาศ

U_b = อัตราการสูญเสียความร้อนจากแผ่นกระจกผ่านฉนวนด้านล่าง

$U_b = \frac{k}{L}$

เมื่อ

k = การนำความร้อนของฉนวน

สำหรับใยแก้ว = 0.036 $W/m\,^\circ C$

L = ความหนาของฉนวน = 2.5 cm

$$U_b = \frac{0.036}{2.5 \times 10^{-2}}$$

$$= 1.44 \quad W/m^2\,^\circ C$$

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

$$U_t = \left(\frac{1}{\bar{h}_{p-c} + \bar{h}_{r,p-c}} + \frac{1}{\bar{h}_w + \bar{h}_{r,c-s}} \right)$$

เมื่อ

$\bar{h}_{p-c}$ = อัตราการพาความร้อนระหว่างแผ่นดูดกับแผ่นปิดบน

$$= \left[1-0.0016 \left(\bar{T} - 10 \right)\right] 1.14 \left(\Delta T\right)^{0.31} / \, l^{0.07} \qquad (12)$$

T = อุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างแผ่นดูดกับแผ่นปิดบน

ΔT = อุณหภูมิแตกต่างระหว่างแผ่นดูดกับแผ่นปิดบน

อุณหภูมิของแผ่นดูดเฉลี่ยประมาณ (T_1) = 55 °C = 328 K

สมมุติอุณหภูมิของแผ่นปิดบน (T_2) = 40 °C = 313 K

$$T = \frac{55+40}{2} = 47.5 \ ^\circ C$$

$$\Delta T = 55 - 40 = 15 \ ^\circ C$$

l = ระยะห่างระหว่างแผ่นปิดบนกับแผ่นดูด = 5 ซม.

$$\bar{h}_{p-c} = \left[1 - 0.0018 \left(47.5 - 10\right)\right] \frac{1.14 \left(15\right)^{0.31}}{\left(5\right)^{0.07}}$$

$$= 2.20 \quad W/m^2 \, ^\circ C$$

$\bar{h}_{r,p-c}$ = อัตราการแผ่รังสีความร้อนระหว่างแผ่นดูดกับแผ่นปิดบน

$$= \frac{6.\left(T_1^2 + T_2^2 \right) \left(T_1 + T_2 \right)}{\frac{1}{\epsilon_1} + \frac{1}{\epsilon_2} - 1}$$

ϵ_1 = การปล่อยรังสีออกของแผ่นดูด = 0.95

ϵ_2 = การปล่อยรังสีออกของกระจก = 0.879

$$\bar{h}_{r,p-c} = \frac{5.6697 \times 10^{-8} \left(328^2 + 313^2\right) \left(328 + 313\right)}{\frac{1}{0.95} + \frac{1}{0.879} - 1}$$

$$= 6.276 \quad W/m^2 \, ^\circ C$$

$\bar{h}_w$ = อัตราการสูญเสียความร้อนอันเกิดจากลมพัดผ่านแผ่นปิดบน

= $5.7 + 3.8\ V$

V = ความเร็วของลมที่พัดผ่าน = 3 m/s

$\bar{h}_w$ = $5.7 + 3.8(3)$

= 17.1 $W/m^2\,^\circ C$

$\bar{h}_{r,c-s}$ = อัตราการแผ่รังสีความร้อนระหว่างแผ่นปิดบนกับบรรยากาศล้อมรอบ

= $\epsilon_2 \sigma (T_c^2 + T_s^2)(T_c + T_s)$

เมื่อ T_c = อุณหภูมิของกระจก = $40\,^\circ C$ = 313 K

T_s = อุณหภูมิบรรยากาศ = $34\,^\circ C$ = 307 K

σ = Stefan- Boltzmann Constant = $5.669 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$

$\bar{h}_{r,c-s}$ = $0.879(5.669 \times 10^{-8})(313^2 + 307^2)(313 + 307)$

= 2.912 $W/m^2\,^\circ C$

$$U_t = \frac{1}{2.2 + 6.276} + \frac{1}{17.1 + 2.912}$$

= 5.95 $W/m^2\,^\circ C$

U_L = $U_t + U_b$

= $5.95 + 1.44$

= 7.39 $W/m^2\,^\circ C$

ตรวจสอบอุณหภูมิของกระจกที่สมมุติว่ามีอุณหภูมิ = $40\,^\circ C$ นั้นถูกต้องหรือไม่

$$T_c = T_p - \frac{U_t (T_p - T_a)}{h_{p-c} + h_{r,p-c}}$$

$$= 55 - \frac{7.39\ (55 - 34)}{2.2 + 6.276}$$

= $40.25\,^\circ C$

แสดงว่า อุณหภูมิของกระจกที่สมมุติว่ามีค่า $40\,^\circ C$ นั้นถูกต้อง

จาก
$$F' = \frac{1}{1 + \frac{U_L}{\bar{h}_1 + \frac{1}{\frac{1}{\bar{h}_2} + \frac{1}{\bar{h}_r}}}}$$

เพื่อความสะดวกจึงให้ $\bar{h}_1 = \bar{h}_2$

สมมุติให้ช่องอากาศสูง 2 cm แล้ว

$$F' = \frac{1}{1 + \frac{7.39}{52.6 + \frac{1}{\frac{1}{52.6} + \frac{1}{6.276}}}}$$

$$= 0.887$$

จากปริมาณพลังงานความร้อนที่ได้จากแผงรับแสงอาทิตย์ (Q_u) มีค่าเท่ากับ

$$Q_u = A_c \cdot F_r \cdot \left[H.R. \tau\alpha - U_L (T_{f,i} - T_a) \right]$$

เมื่อ

A_c = พื้นที่ของแผงรับแสงอาทิตย์ = 20 m^2

H R. = ความเข้มของแสงอาทิตย์ = 500 W/m^2

$\tau\alpha$ = อัตราการปล่อยให้แสงผ่านแผ่นปิดบน = 0.88

$T_{f,i}$ = อุณหภูมิขาเข้าของอากาศที่ผ่านแผง = 40 $^\circ C$

T_a = อุณหภูมิบรรยากาศ = 34 $^\circ C$

F_r = The collector heat removal factor

$$= (G.c_p/U_L) \left[1 - e^{-(U_L.F/ G.c_p)} \right]$$

G = อัตราการไหลของอากาศต่อหน่วยพื้นที่แผง

= 224.93 $kg/hr.m^2$

c_p = ความร้อนจำเพาะของอากาศ = 1.16 $kJ/kg\,^\circ C$

U_L = 7.39 $W/m^2\,^\circ C$ = 26.6 $kJ/kg\,^\circ C$

สำหรับ ความกว้างของช่องอากาศ 2 ซม.

$$F_r = \left[\frac{224.93 \times 1.10}{26.6}\right] 1 - e^{-\left(\frac{26.6 \times 0.887}{224.93 \times 1.18}\right)}$$

$$= 0.846$$

ดังนั้น $$Q_u = 20 \times 0.846 \left[500(0.88) - 7.39(40 - 34)\right]$$

$$= 6694 \quad W$$

$$= 6.694 \quad kW$$

การหาอัตราการใช้พลังงานในรูปการหมุนพัดลม

$$\text{Pressure drop } (\Delta h) = \frac{f.w^2.L.P}{2.g.\rho.\rho_m.A_x^3}$$

เมื่อ f = สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน

ค่าของ R_e มากกว่า 10,000

$$f = 0.0014 + \frac{0.125}{(R_e)^{0.32}}$$

w = ปริมาณการไหลของอากาศโดยน้ำหนัก = 1.25 kg/s

L = ความยาวของแผงรับแสง = 4 เมตร

P = เส้นรอบรูปของช่องอากาศ

ρ = ความหนาแน่นของอากาศ = 1.093 kg/m^3

ρ_m = ความหนาแน่นของน้ำ = 1000 kg/m^3

A_x = พื้นที่หน้าตัดของช่องอากาศ

สำหรับความสูงของช่องอากาศ = 2 ซม.

$$f = 0.0014 + \frac{0.125}{(26610)^{0.32}}$$

$$= 6.19 \times 10^{-3}$$

$$\Delta h = \frac{(0.19 \times 10^{-3})\ (1.25)^2 \times 4 \times 10.04}{2 \times 9.81 \times 1.093 \times 1000 \times (0.10)^3}$$

$$= 0.01916 \quad \text{m.}$$

$$= 19.16 \quad \text{mm.}$$

กำลังในการหมุนพัดลม (work) $= w_v \cdot \Delta h \cdot \rho_m$ (15)

w_v = อัตราการไหลของอากาศโดยปริมาตร = 1.1433 m^3/s

ρ_m = ความหนาแน่นของน้ำ = 1000 kg/m^3

สำหรับช่องอากาศกว้าง 2 ซม.

$$\text{work} = 1.1433\ m^3/s \cdot \left(\frac{19.16\ m.}{1000} \right) 1000\ kg/m^3 \left[\frac{9.81\ W}{kg.m/s} \right]$$

$$= 214.97 \quad W$$

สมมุติให้ ประสิทธิภาพของมอเตอร์ที่หมุนพัดลม = 70 %

$$\text{พลังงานที่ใช้จริง} = \frac{214.97}{0.7}$$

$$= 307.1 \quad W.$$

<u>การหาราคาของพลังงานที่ได้ จากพลังงานแสงอาทิตย์</u>

พื้นที่แผงรับแสงอาทิตย์	24	ตารางเมตร
ราคาแผงรับแสงอาทิตย์ตารางเมตรละ	2,000	บาท
ราคาแผงรับแสงอาทิตย์	= 2,000 X 24	
	= 48,000	บาท
ราคาพัดลมและมอเตอร์	4,000	บาท
ราคาท่ออากาศหุ้มฉนวน	3,000	บาท
ค่าบำรุงรักษาปีละ	1,000	บาท
ค่าแรงงานในการบำรุงรักษาปีละ	1,000	บาท
ประเมินอายุการใช้งาน	10	ปี
ดอกเบี้ยเงินกู้	15	%

ค่ากระแสไฟฟ้าหน่วยละ 2 บาท

ในเวลา 1 ปี อบกล้วยได้ 120 ครั้ง

ในการอบกล้วยแต่ละครั้ง จะใช้พลังงานจากแสงอาทิตย์เป็นเวลา 12 ชม.

ในเวลา 1 ปี จะใช้พลังงานจากแสงอาทิตย์ทั้งหมด = 120 × 12

= 1440 ชม.

ในเวลา 1 ปี จะต้องเสียค่ากระแสไฟฟ้าในการหมุนมอเตอร์หมุนพัดลม

= จำนวน kW × 1440 × 2 บาท

ค่าใช้จ่ายของแผงรับแสงอาทิตย์ต่อปี = จำนวนเงินที่ลงทุน (CRF, 15%, 10) + ค่าบำรุงรักษา + ค่าแรงในการบำรุงรักษา + ค่าไฟฟ้า

(CRF, 15%, 10) = แฟคเตอร์สำหรับเทียบค่าการลงทุนเป็นรายปี โดยคิดอัตราดอกเบี้ย 15 % และอายุการใช้งาน 10 ปี

= 0.19925

ถ้าช่องอากาศกว้าง 2 ชม.

ค่ากระแสไฟฟ้าในการหมุนมอเตอร์ = $\frac{307.1 \times 1440 \times 2}{1000}$

= 884.4 บาท

ค่าใช้จ่ายรายปี = (48,000 + 4000 + 3000) 0.19925 + 1000 + 1000 + 884.4

= 12249 บาท

พลังงานที่ได้จากแผงต่อปี = จำนวน kW × จำนวนชม. ที่ทำงานใน 1 ปี

= $\frac{6694 \times 1440}{1000}$

= 9639 kW-hr

$$\text{ราคาของพลังงาน} = \frac{\text{ค่าใช้จ่าย}}{\text{จำนวนพลังงานที่ได้}}$$

$$= \frac{12249}{9639}$$

$$= 1.27 \quad \text{บาท ต่อ kW-hr}$$

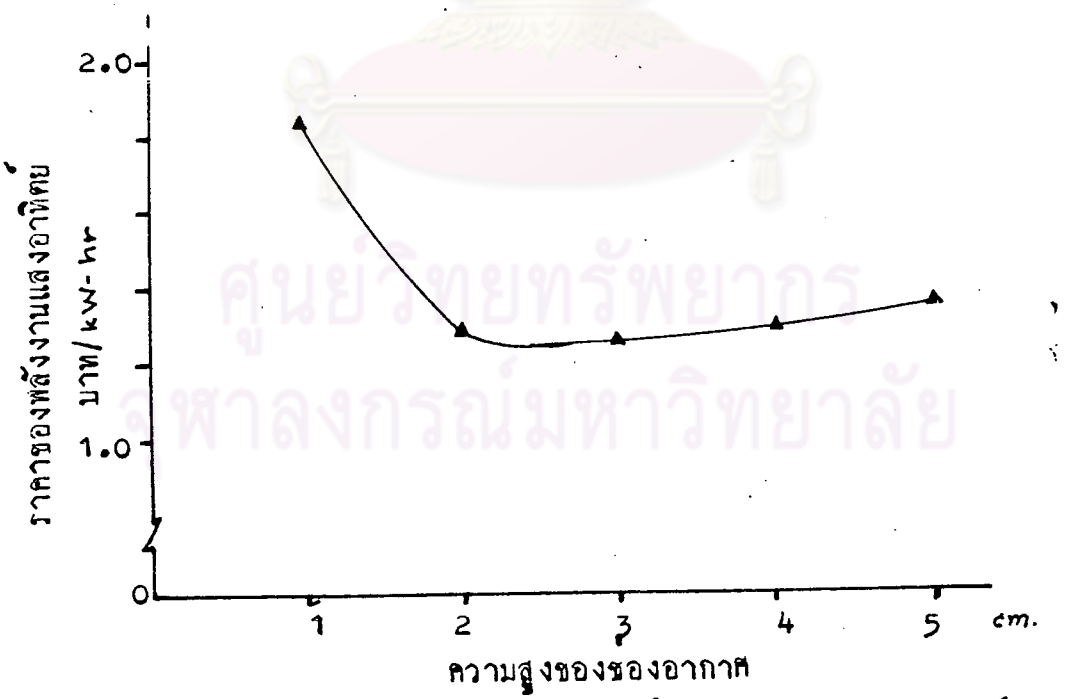
เปลี่ยนขนาดความสูงของช่องอากาศ ให้มีค่า 1,2,3,4 และ 5 ซม. คำนวนหาข้อมูลต่าง ๆ แล้วบรรจุไว้ในตารางที่ 24

นำราคาของพลังงานกับความสูงของช่องอากาศ มา plot เป็นกราฟรูปที่ 12

จากกราฟรูปที่ 12 แสดงให้เห็นว่า เมื่อความสูงของช่องอากาศมีค่าเท่ากับ 2.5 ซม. จะมีราคาของพลังงานต่ำที่สุดคือ 1.25 บาทต่อ kW-hr

ดังนั้น ขนาดของแผงรับแสงที่เหมาะสมจะมีค่าดังนี้

แผงกว้าง 5 เมตร ยาว 4 เมตร ความสูงของช่องอากาศเท่ากับ 2.5 ซม. ระยะห่างระหว่างแผ่นดูดกับแผ่นปิดบน 5 ซม. ฉนวนด้านล่างหนา 1 ซม.



กราฟที่ 12 แสดงราคาของพลังงานที่ได้จากพลังงานแสงอาทิตย์ เมื่อเปลี่ยนความสูงของช่องอากาศ ให้มีขนาดต่างๆกัน

ตารางที่ 24

ตารางแสดงข้อมูลต่างๆ เมื่อเปลี่ยนความกว้างของช่องอากาศจาก 1 ซม.ถึง 5 ซม.

ความกว้างของช่องอากาศ	1 cm	2 cm	3 cm	4 cm	5 cm
A m^2	0.06	0.12	0.18	0.24	0.30
P m	12.02	12.04	12.06	12.08	12.10
D m	0.0199	0.039	0.059	0.079	0.099
V m/s	22.866	9.53	7.622	5.716	4.570
Re	26610	26610	26298	26407	26457
h W/m^2 C	105.35	52.6	35.2	26.37	21.08
F'	0.937	0.887	0.845	0.81	0.770
F_r	0.891	0.846	0.807	0.77	0.730
Q_u watts	7051	6694	6386	6093	5776
$f \times 10^3$	6.19	6.19	6.21	6.2	6.20
Δh mm. water	152.37	19.16	5.71	2.4	1.23
work watts	2451	307.1	91.51	38.63	19.71
ค่ากระแสไฟ บาท	7059	884.4	263.5	111.25	56.76
พลังงานที่ได้ทั้งหมด	10153	9639	9195	8773	8317
ค่าใช้จ่ายรายปี บาท	18432	12249	11628	11476	11421
ราคาของพลังงาน บาท / kW-hr	1.81	1.27	1.26	1.31	1.37

ภาคผนวก ค

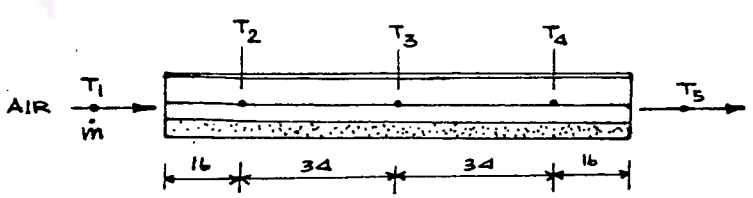
การหาประสิทธิภาพของแผงรับแสงอาทิตย์

ในการออกแบบเครื่องอบกล้วยพลังงานไฟฟ้าควบแสงอาทิตย์นั้น แผงรับแสงอาทิตย์แบบแผ่นเป็นอุปกรณ์ที่สำคัญอย่างหนึ่ง ดังนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องทราบถึงประสิทธิภาพของแผงรับแสงอาทิตย์นี้ว่ามีค่าสูงเพียงใด ในระดับของอุณหภูมิที่เหมาะสมกับการอบกล้วย จากการประมวลผลการทดลอง ของนักวิจัยอื่นๆ พบว่ามีค่าประมาณ 50% ในระดับอุณหภูมิที่ 50°C ดังนั้นเมื่อสร้างแผงรับแสงอาทิตย์แบบแผ่นโดยใช้อากาศเป็นของไหลทำงานขนาดจำลองแล้ว จึงจำเป็นที่ต้องทดสอบหาประสิทธิภาพที่แท้จริงของแผงนี้อีกครั้งหนึ่ง

ข้อมูลที่ต้องบันทึกในการหาประสิทธิภาพของแผงรับแสงอาทิตย์แบบแผ่น โดยใช้อากาศเป็นของไหลทำงานมีดังนี้

1	อุณหภูมิขาเข้าของอากาศที่จะผ่านแผงรับแสง	T_1
2	อุณหภูมิขาออกของอากาศที่ออกจากแผง	T_5
3	อุณหภูมิของแผ่นรูด 3 ตำแหน่ง	T_2 , T_3 , T_4
4	ปริมาณการไหลของอากาศที่ผ่านแผง	$\dot{m}$
5	อุณหภูมิบรรยากาศที่ล้อมรอบแผง	T_a
6	ความเข้มของแสงอาทิตย์ในขณะทดลอง	H.R

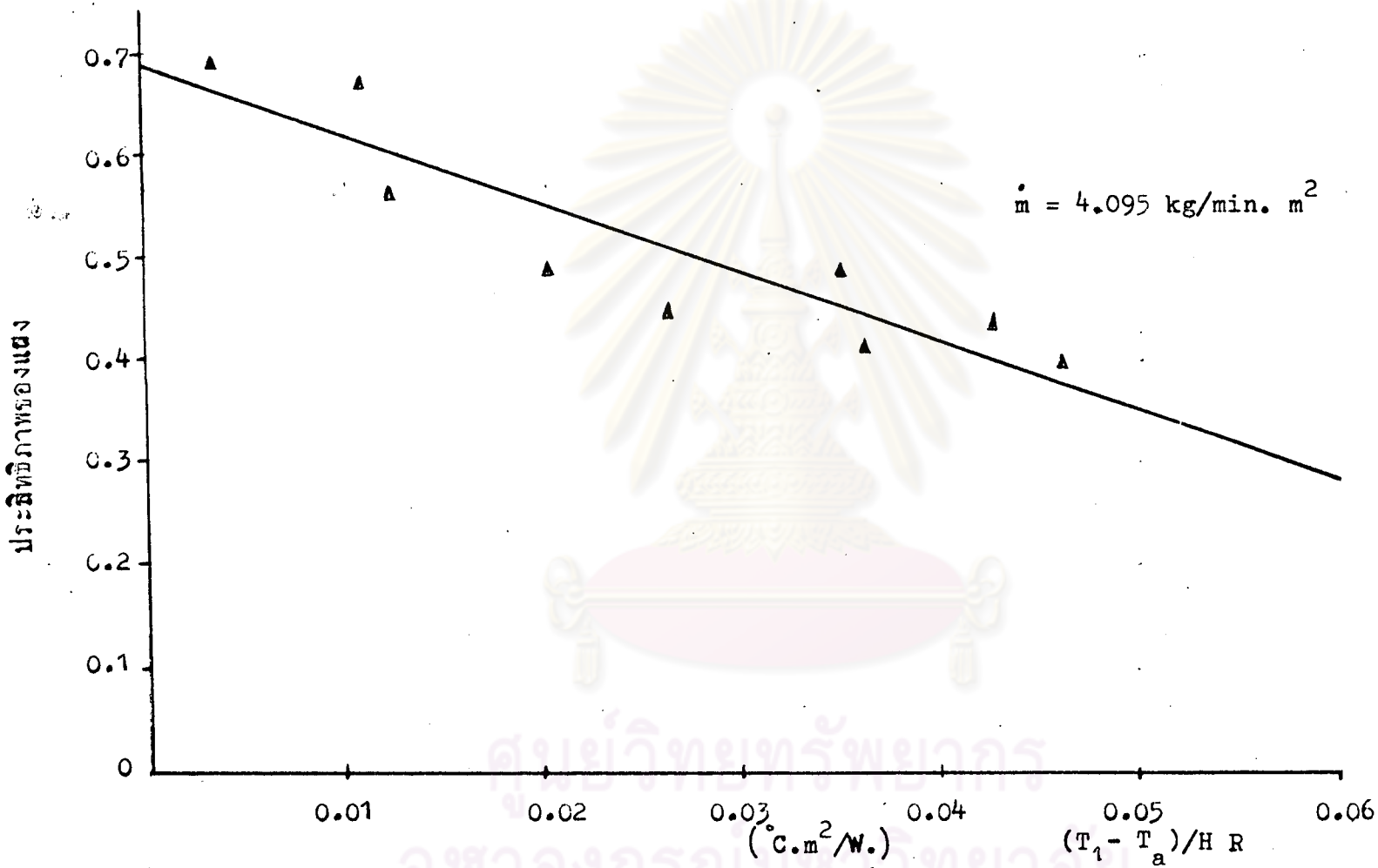
ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



ตารางที่ 25

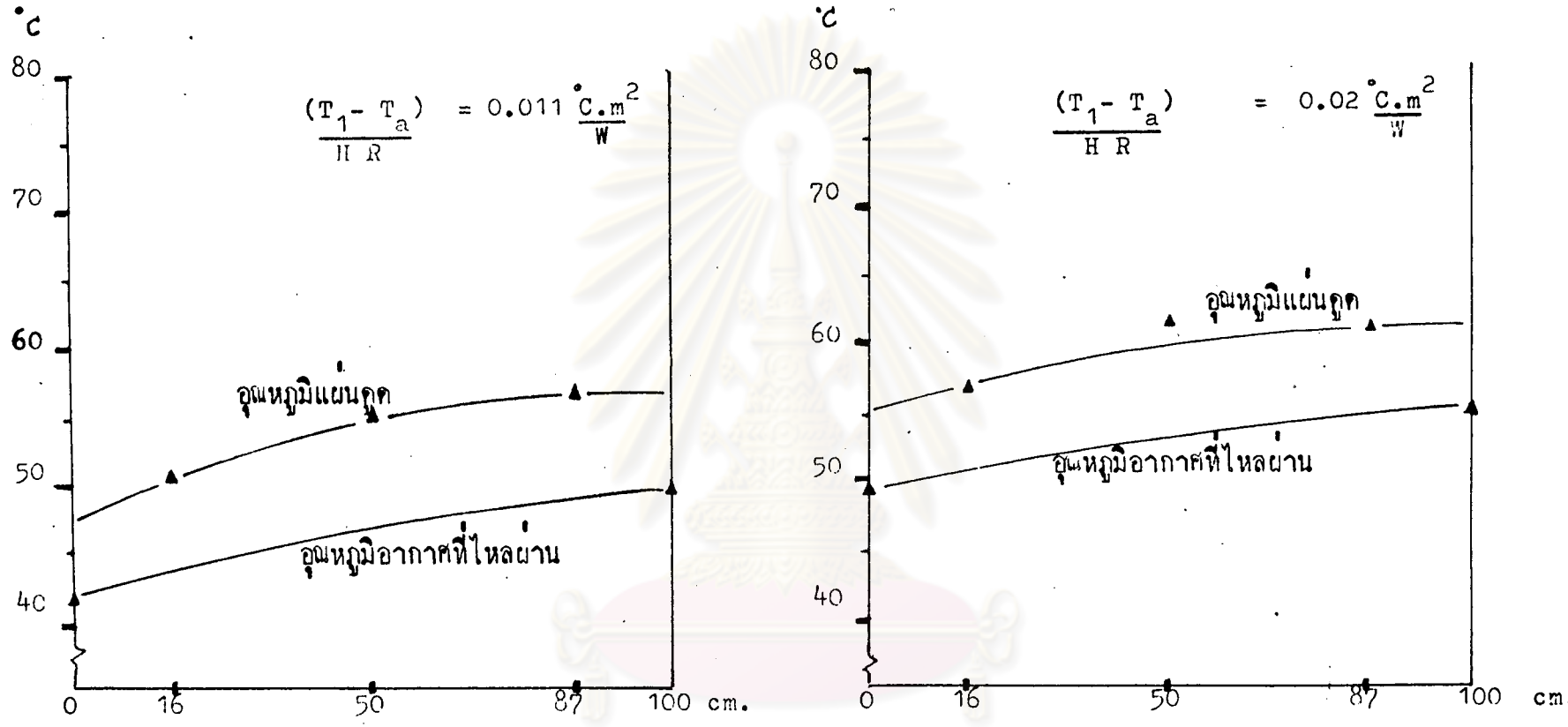
แสดงข้อมูล จากการทดสอบหาประสิทธิภาพของแผงรับแสงอาทิตย์แบบแผ่น โดยใช้อากาศเป็นของไหล-ทำงาน อัตราการไหลของอากาศ 4.095 $kg/min.m^2$

T_1 °C	T_2 °C	T_3 °C	T_4 °C	T_5 °C	T_a °C	$\bar{h}_1$ kJ/kg	$\bar{h}_5$ kJ/kg	Q watts	H R W/m^2	H.R.A watts	η	$(T_1 - T_a)$ / H.R $°C.m^2/W$
35.4	44.8	51.0	53.0	42.8	32.6	308.4	315.8	173.09	729.14	250.04	0.692	0.0038
41.9	50.3	55.1	56.0	49.8	33.5	315.0	322.9	184.78	794.53	272.36	0.678	0.0110
44.0	51.2	56.2	57.1	50.6	33.8	317.1	323.6	152.27	794.53	272.36	0.559	0.0120
49.4	57.2	61.8	61.2	55.2	33.0	322.5	328.3	135.66	807.55	276.83	0.490	0.020
55.3	62.0	66.6	65.5	60.6	34.3	328.3	333.7	124.90	807.55	276.83	0.451	0.026
62.1	69.5	75.1	73.1	68.0	34.1	335.2	341.1	138.00	807.55	276.83	0.498	0.035
64.4	70.1	76.0	74.3	69.4	35.0	337.5	342.4	114.85	807.55	276.83	0.415	0.036
68.8	75.1	80.4	79.0	74.0	35.7	341.9	347.1	121.63	781.50	267.90	0.454	0.042
71.8	77.7	82.9	80.8	76.4	35.9	344.8	349.5	108.06	781.50	267.90	0.403	0.046



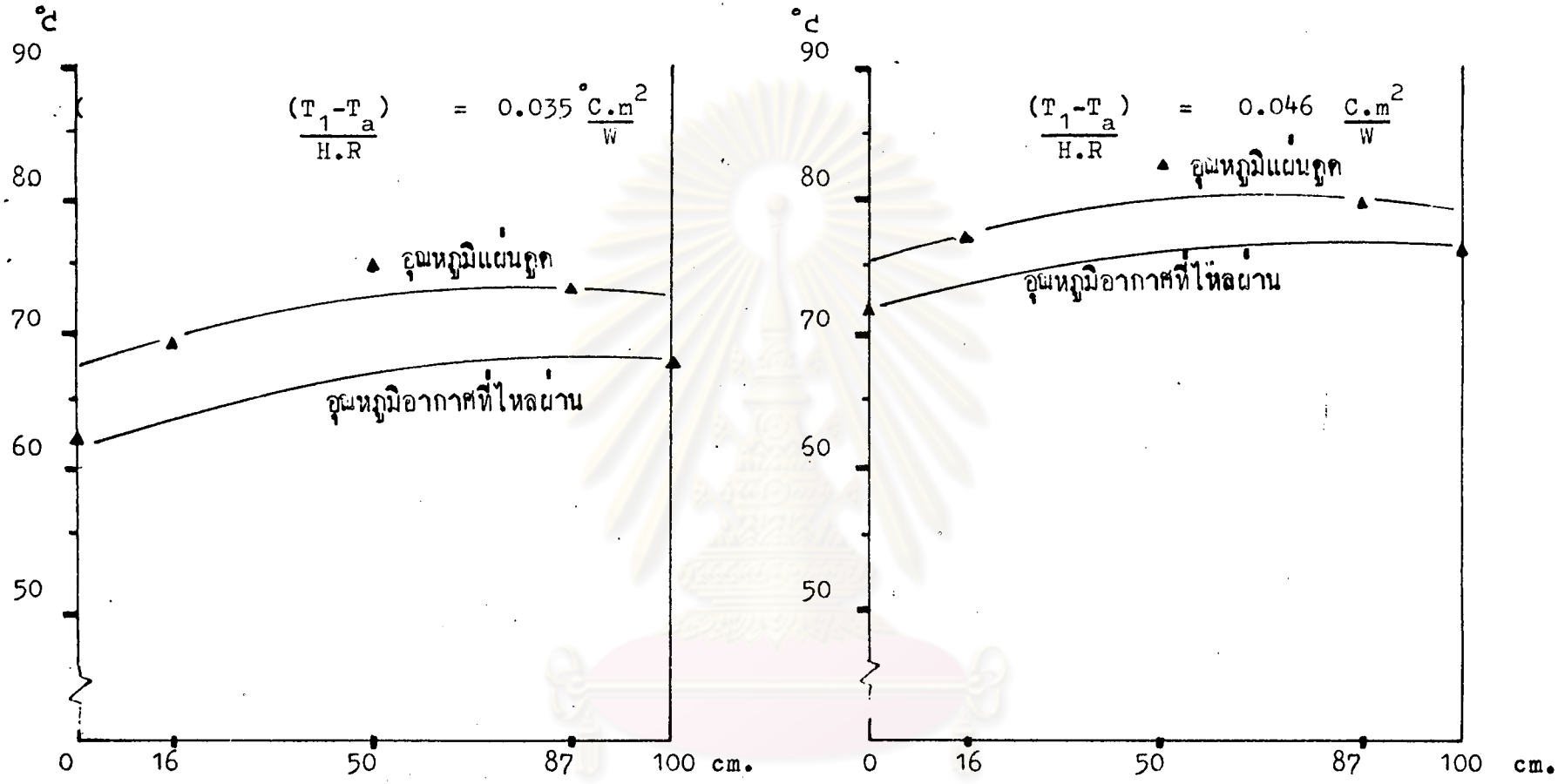
<u>กราฟที่</u> 13 แสดงประสิทธิภาพของแผงรับแสงอาทิตย์ กระจกชั้นเดียว แผ่นดูดสีดำ

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



<u>กราฟที่</u> 14,15 แสดงอุณหภูมิของแผ่นดูด และอากาศที่ไหลผ่านแผ่นดูด ตามความยาวของแผงรับแสงอาทิตย์
อัตราการไหลของอากาศ 4.095 kg/min.m^2

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



<u>กราฟที่</u> 16,17 แสดงอุณหภูมิของแผ่นดูด และอากาศที่ไหลผ่านแผ่นดูด ตามความยาวของแผงรับแสงอาทิตย์
อัตราการไหลของอากาศ 4.095 kg/min.m^2

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ประวัติผู้เขียน

นาย นิมิตร บัวเล็ก เกิดวันที่ 23 กรกฎาคม 2500 เกิดที่ จังหวัด นนทบุรี จบการศึกษาวิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต เกียรตินิยมอันดับสอง จาก สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้า วิทยาเขต พระนครเหนือ เมื่อ พ.ศ. 2523

ศูนย์วิทยทรัพยากร
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย