บทที่ 3
การรวบรวมและการกักเก็บพลังงานจากแสงอาทิตย์

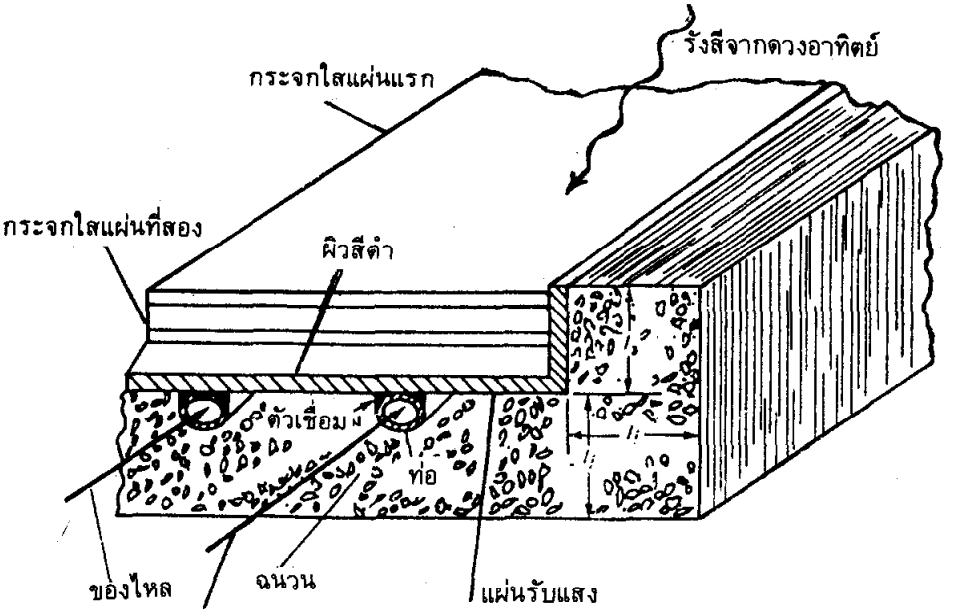
ในการออกแบบนำเอาพลังงานความร้อนจากดวงอาทิตย์มาใช้จำเป็นต้องมีตัวรับพลังงานแสงอาทิตย์ เราต้องทราบปริมาณความร้อนและประสิทธิภาพของตัวรับนี้เพื่อสามารถนำไปใช้งานต่าง ๆ ที่ต้องการได้ ลักษณะโดยทั่วไปของตัวรับแสงนี้มีลักษณะเป็นแผ่นสีเหลี่ยมผืนผ้าจึงเรียกกันทั่วไปว่าแผ่นรับแสงอาทิตย์ (flate-plate collector) โดยปรกติแล้วแผ่นรับแสงธรรมดาซึ่งเลือกผิวตัวดูดกลืนอย่างดีแล้วจะให้อุณหภูมิของของเหลวในแผ่นรับแสงสูงกว่าอุณหภูมิปรกติภายนอกไม่มากนัก อุณหภูมิอาจเป็น 340-360 K ในวันที่มีแสงแดดจ้า แต่ถ้าเราต้องการให้อุณหภูมิมาก ๆ เพื่อใช้ในงานบางอย่างเช่นผลิตไฟฟ้าต้องใช้อุณหภูมิมาก ๆ อาจถึง 3000 K ต้องอาศัยตัวรวมแสง (concentration collector) มาช่วย

ตัวที่สำคัญอีกอย่างซึ่งเป็นตัวกลางในการนำเอาพลังงานความร้อนที่ได้จากแผ่นรับแสงไปใช้คือตัวแลกเปลี่ยนความร้อน (heat exchanger) ซึ่งในตัวแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ของไหลทำงาน (working fluid) จะผ่านเข้ามาแล้วถ่ายเทความร้อนให้แก่ของไหลที่เย็นกว่าเพื่อนำเอาไปใช้งานต่อไป และส่วนที่สำคัญอีกอย่างในระบบพลังงานแสงอาทิตย์ ซึ่งอาจเป็นตัวเดียวกันกับตัวแลกเปลี่ยนความร้อนก็คือตัวกักเก็บความร้อน (heat storage) ซึ่งมีประโยชน์ในการเก็บความร้อนไว้ใช้ให้นานที่สุดเท่าที่จะทำได้โดยการพยายามให้มีการรั่วไหลและสูญเสียความร้อนในทุกส่วนให้น้อยที่สุด

3.1 แผ่นรับพลังงานแสงอาทิตย์

ตัวรับแสงอาทิตย์มีหลายแบบแล้วแต่ลักษณะการใช้งานและความต้องการให้

มีประสิทธิภาพสูง เช่นอาจทำเป็นตัวรับแสงและตัวรวมแสงในตัวก็ได้โดยทำเป็นรูปโค้งต่าง ๆ หรือผิวหน้าตัวดูดกลืนอาจมีแผ่นเล็ก ๆ กันรังสีสะท้อน ฯลฯ ในการศึกษาในหัวข้อนี้เราจะกล่าวถึงแผ่นรับแสงโดยทั่ว ๆ ไปมีตัวดูดกลืนผิวเรียบ มีกระจกใสปิดครอบกั้นลมและมีฉนวนกั้นการสูญเสียความร้อนด้านข้างและล่าง ใต้ผิวตัวดูดกลืนมีท่อบรรจุของไหลอาจเป็นก๊าซหรือของเหลวที่จะรับความร้อนไปใช้ดังรูปที่ 3-1



รูปที่ 3-1 แผ่นรับแสงอาทิตย์มีกระจกครอบ 2 ชั้น

3.1.1 สมดุลย์ของพลังงานในแผ่นรับแสง

ตัวรับแสงอาทิตย์แม้จะมีหลายแบบ หลายลักษณะ แต่การพิจารณาความสมดุลย์ของพลังงานความร้อนก็จะอยู่ในลักษณะเหมือนกันคือพิจารณาสัดส่วนของพลังงานที่ตกกระทบบนตัวดูดกลืนกับพลังงานความร้อนที่ของไหลในตัวรับแสงเอาไปใช้ได้มากน้อยแค่ไหน กรณีแผ่นรับแสงมีพื้นที่ A_c จะได้ความสมดุลย์ของพลังงานความร้อนเป็น

$$I A_c \bar{\tau}_s \alpha_s = q_u + q_{loss} + \frac{de}{dt}_c \qquad (3.1)$$

โดยที่ I_c = รังสีจากดวงอาทิตย์ที่ตกบนผิวแผ่นรับกระจกแผ่นบน

$\bar{\tau}_s$ = effective solar transmittance ของกระจกทั้งหมด

α_s = solar absorptance ของแผ่นผิวตัวดูดกลืน

q_u = อัตราการถ่ายเทความร้อนจากแผ่นตัวดูดกลืนไปยังของไหลในแผ่น

q_{loss} = อัตราการถ่ายเทความร้อน (หรือความร้อนที่สูญเสีย) จากตัวดูดกลืนไปให้สิ่งแวดล้อม

de_c/dt = อัตราของพลังงานภายใน (internal energy) ที่เก็บสะสมไว้ในแผ่นรับแสง

ประสิทธิภาพของแผ่นรับแสง η_c คืออัตราส่วนของพลังงานที่ถูกนำไปใช้ประโยชน์ต่อพลังงานแสงอาทิตย์ทั้งหมดที่ตกกระทบแผ่น นั่นคือ

$$\eta_c = \frac{q_u}{A_c I_c} \qquad (3.2)$$

ในทางปฏิบัติการวัดประสิทธิภาพต้องกระทำในช่วงเวลาหนึ่ง ๆ โดยมาตรฐานทั่วไปจะกระทำในช่วง 15 หรือ 20 นาที แต่ในบางกรณีอาจกระทำทั้งวันหรือมากกว่า ดังนั้นเราจะได้ค่าเฉลี่ยของประสิทธิภาพเป็น

$$\bar{\eta}_c = \frac{\int_0^t q_u \, dt}{\int_0^t A_c I_c \, dt} \qquad (3.3)$$

โดยที่ t หมายถึงช่วงเวลาที่ทำการทดลองวัดที่เราต้องการหาค่าเฉลี่ย

การคำนวณหาค่าประสิทธิภาพของตัวรับแสงอาทิตย์นี้จะให้ถูกต้องจริง ๆ ค่อนข้างยุ่งยากมากเพราะปรากฏการณ์ที่เกิดต้องใช้วิธีการถ่ายเทความร้อนแบบซับซ้อน แต่อย่างไรก็ตามเราพยายามให้มันง่ายขึ้นเป็นความสัมพันธ์เชิงเส้นที่ง่ายต่อการเอาไปใช้ และวิธีดังกล่าวนี้ยังสะดวกในการพิจารณาตัวประกอบต่าง ๆ ว่ามีผลต่อการรับแสงและการถ่ายเทความร้อนเอาไปใช้อย่างไร

3.1.2 การหาค่าอัตราการสูญเสียความร้อน (q_{loss})

ในการคำนวณหาค่าประสิทธิภาพทางความร้อนของแผ่นรับแสงอาทิตย์ เราจำเป็นต้องหาอัตราความร้อนที่ต้องสูญเสียไปเมื่อแผ่นรับแสงมีอุณหภูมิสูงกว่าสิ่งแวดล้อมซึ่งมี

อุณหภูมิ T_a ทั้งด้านบนและด้านล่างรอบ ๆ แผ่นรับแสง ตัวสำคัญในการคำนวณคือ heat loss conductance ของแผ่นรับแสง (U_c) ดังนั้นเมื่ออุณหภูมิเฉลี่ยของแผ่นรับแสงเป็น T_c เราสามารถหาค่า q_{loss} ในสมการ (3.1) ได้เป็น

$$q_{loss} = U_c A_c (T_c - T_a) \qquad (3.4)$$

ในการเอาสมการ (3.4) นี้ไปใช้ เราต้องคำนวณหาค่ารายละเอียดต่าง ๆ เสียก่อนเพราะ U_c นี้ไม่อาจกำหนดได้แน่นอน ถ้าไม่คำนวณหาตัวที่ต้องสูญเสียความร้อนต่าง ๆ เสียก่อน กรณีที่เราใช้แผ่นรับแสงที่มีกระจกใส่กั้น 2 ชั้นตามรูปที่ 3-1 เราสามารถเขียนวงจรความร้อนของทุกส่วนก่อนที่จะรวมเป็นค่า conductance ตัวเดียวกันได้ ดังรูปที่ 3-2ข ซึ่งมีรายละเอียดการพิจารณาดังต่อไปนี้

ในการหาสมการแสดงปรากฏการณ์ทางความร้อนดังกล่าวนี้ เพื่อความสะดวกเราจะสมมุติว่า

1. ตัวรับแสงมีคุณสมบัติการรับและการถ่ายเทความร้อนแบบสม่ำเสมอ (steady state) จากอุณหภูมิสูงสู่อุณหภูมิต่ำกว่า

2. เราละความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างผิวตัวดูดกลืนด้านบนและด้านล่าง

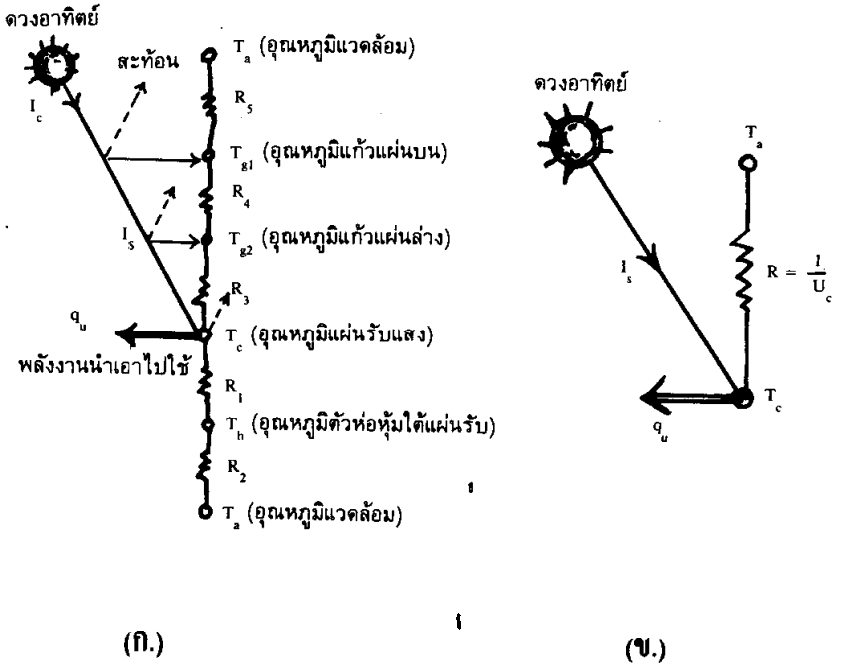
3. ความร้อนไหลในทิศทางเดียวผ่านกระจกตลอดจนผ่านตัวฉนวนด้านล่าง

4. ท่อเชื่อมท่อของไหลหัวท้ายตัวดูดกลืน (headers) กินพื้นที่น้อยบนตัวรับแสงและให้ของไหลไหลผ่านท่ออย่างสม่ำเสมอ

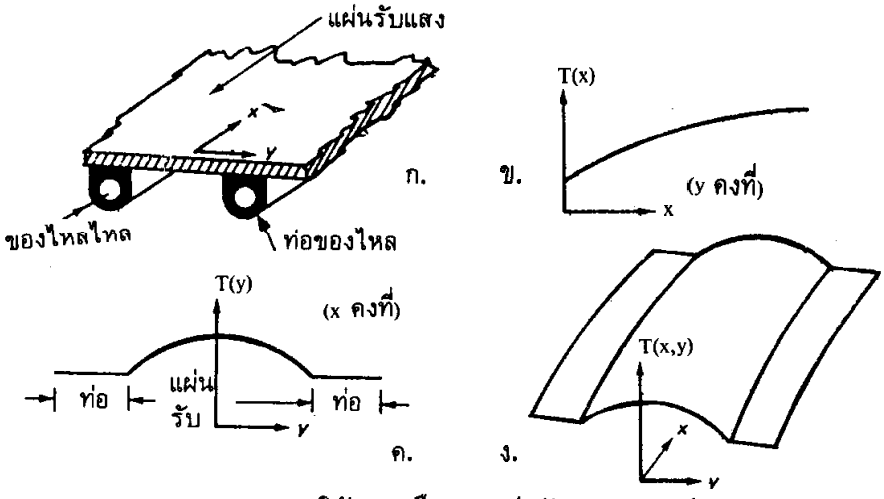
5. สมมุติท้องฟ้าเป็นแหล่งกำเนิดแสงแบบวัตถุดำให้การแผ่รังสีอินฟราเรดทั่วท้องฟ้าอุณหภูมิเท่ากัน, $\varepsilon_i = 1$ สำหรับท้องฟ้า

6. ปริมาณรังสีที่ตกกระทบบนแผ่นรับแสงมีค่าคงที่

พิจารณาแผ่นรับแสงดังรูปที่ 3-3 ที่ตำแหน่ง x,y ซึ่งนับจากจุดกึ่งกลางระหว่างท่อที่ปลายข้างหนึ่ง ให้อุณหภูมิ ณ ตำแหน่งนี้เป็น $T_c(x,y)$ สมมุติว่าตัวดูดกลืนได้พลังงานด้วยอัตรา $I_s \alpha_s$ ส่วนหนึ่งจะถูกถ่ายเทไปยังของไหลเพื่อเอาไปใช้ และส่วนหนึ่งจะสูญเสียไปให้แก่สิ่งแวดล้อม (อากาศ) ข้างนอกเมื่อ $T_c > T_a$



รูปที่ 3-2 วงจรความร้อนของแผ่นรับแสงอาทิตย์ (ก.) วงจรทั้งหมด (ข.) วงจรย่อโดยประมาณ ทั้งสองวงจรปริมาณแสงที่ถูกดูดกลืนไว้บนตัวรับมีค่า $\alpha_s I_s$ โดยที่ $I_s = \bar{\tau}_s I_c$



รูปที่ 3-3 การกระจายของอุณหภูมิตัวดูดกลืนของแผ่นรับแสง ก. แผ่นรับแสง ข. อุณหภูมิตามทิศทางของการไหลของของไหล ค. อุณหภูมิทิศตามขวางตามแกน y ง. อุณหภูมิในแผ่นตัวดูดกลืนในแนว (x,y)

ความร้อนที่สูญเสียไปส่วนหนึ่งจะผ่านทางด้านล่างผ่านตัวฉนวนที่กั้นไว้ โดยการนำ ($R_1 = l/k$) และโดยการพา ($R_2 = 1/h_{c, bottom}$) ถ้ามีการทำฉนวนที่กั้นไว้ดีเพียงพอจะทำให้การสูญเสียความร้อนเนื่องจากการพาน้อยกว่าการนำมาก ดังนั้นจะได้กรณีง่ายขึ้นเป็นว่า conductance เนื่องจากการสูญเสียด้านล่างเป็น

$$U_b = \frac{1}{R_1} = k_i/l_i \qquad (3.5)$$

โดยที่ k_i และ l_i คือสภาพการนำความร้อนและความหนาของฉนวนที่กั้นตามลำดับ

ยังมีการสูญเสียความร้อนด้านข้างของแผ่นรับแสงด้วย แต่การคำนวณด้านนี้ค่อนข้างยุ่งยากมาก อย่างไรก็ตามในการออกแบบตัวรับแสงที่ดีเขาจะให้พื้นที่ด้านข้างน้อยมากเมื่อเทียบกับพื้นที่รับแสงด้านหน้า แต่ก็มีการประมาณการสูญเสียนี้ไว้ว่าถ้าฉนวนที่กั้นรอบ ๆ ด้านข้างมีความหนาเช่นเดียวกับด้านหลังแล้ว การสูญเสียรอบด้านล่างและด้านข้างจะมีค่าประมาณ (จาก F. Kreith, 1976)

$$\text{'back loss} = \frac{A_c k_i}{l_i} (T_c - T_a) \left\{1 + \frac{2(l_3 + l_i)(l_1 + l_2)}{l_1 l_2}\right\} \qquad (3.6)$$

เมื่อ k_i = สภาพนำความร้อนของฉนวน

l_1, l_2 = ความกว้างและความยาวของแผ่นรับแสงตามลำดับ

l_3 = ความหนาของตัวแผ่นรับแสง

l_i = ความหนาของฉนวนด้านล่างและด้านข้าง

ค่าเหล่านี้ให้ดูรูปที่ 3-1 ประกอบ

ส่วนการสูญเสียความร้อนด้านบนของแผ่นรับแสงคำนวณโดยการหาค่า thermal resistance R_3, R_4 และ R_5 ตามรูปที่ 3-2ก.ความร้อนจะถ่ายเทระหว่างกระจกแผ่นแรกที่คลุมแผ่นรับแสง (T_{g1}) กับกระจำแผ่นที่สอง (T_{g2}) โดยการพาและการแผ่รังสีในรูปแบบขนาน

กัน ในทำนองเดียวกันแผ่นดูดกลืนแสง (T_c) และกระจกแผ่นที่สอง (T_{g2}) ก็จะมีการถ่ายเทความร้อนคล้ายกัน ดังนั้น อัตราการสูญเสียความร้อนต่อพื้นที่แผ่นรับระหว่างแผ่นดูดกลืนกับกระจกอันที่สองจึงมีค่า

$$q_{top\ loss(c,g2)} = A_c \bar{h}_{c2}(T_c - T_{g2}) + \frac{\sigma A_c (T_c^4 - T_{g2}^4)}{(1/\varepsilon_{p,i} + 1/\varepsilon_{g2,i} - 1)} \qquad (3.7)$$

เมื่อ h_{c2} = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพาระหว่างแผ่นตัวดูดกลืนกับกระจกแผ่นที่สอง

$\varepsilon_{p,i}$ = infrared emittance ของแผ่นดูดกลืน

$\varepsilon_{g2,i}$ = infrared emittance ของกระจกแผ่นที่สอง

ดังที่เคยกล่าวมาแล้วในบทที่ 2 เราจะทำให้สมการการแผ่รังสีอยู่ในรูปเชิงเส้นได้ ดังนั้น สมการ (3.7) จะเป็น

$$q_{top\ loss\ (c\ ,g2)} = (\bar{h}_{c2} + h_{r2})A_c(T_c - T_{g2}) = \frac{(T_c - T_{g2})}{R_3} A_c \qquad (3.8)$$

โดยที่

$$h_{r2} = \frac{\sigma(T_c + T_{g2})(T_c^2 + T_{g2}^2)}{(1/\varepsilon_{p,i} + 1/E_{g2,i} - 1)}$$

ดังนั้นในทำนองเดียวกัน อัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างกระจกทั้งสองจะได้

$$q_{top\ loss\ (g2\ ,g1\ )} = (\bar{h}_{c1} + h_{r1})A_c(T_{g2} - T_{g1}) = \left(\frac{T_{g2} - T_{g1}}{R_4}\right) A_c \qquad (3.9)$$

โดยที่

$$h_{cl} = \frac{\sigma(T_{g1} + T_{g2})(T_{g1}^2 + T_{g2}^2)}{(1/\varepsilon_{g1,i} + 1/\varepsilon_{g2,i} - 1)}$$

h_{cl} = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพาระหว่างกระจกใสทั้งสอง ค่า emittance ของกระจกทั้งสองจะมีค่าเหมือนกันถ้าเป็นวัสดุแบบเดียวกัน แต่บางกรณีต้องการประหยัดอาจใช้แผ่นพลาสติคเป็นแผ่นที่สองระหว่างแผ่นปิดบนและแผ่นดูดกลืน คุณสมบัติของการแผ่รังสีจึงเปลี่ยนไปไม่เหมือนกัน

สำหรับการสูญเสียความร้อนด้านบนสุดระหว่างกระจกแผ่นบนกับอากาศแวดล้อมก็มีรูปแบบคล้ายกับรูปแบบที่กล่าวมาแล้วทั้งสองแต่ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพา $h_{c,air}$ ใช้วิธีที่แตกต่างออกไป กล่าวคือถ้าอากาศอยู่นิ่งก็ใช้ความสัมพันธ์แบบการพาโดยอิสระ (free convection) แต่ถ้ามีลมพัดผ่านแผ่นรับแสงเราต้องใช้ความสัมพันธ์แบบการพาโดยมีแรงขับดันจากภายนอก (forced convection) ซึ่งรายละเอียดนี้อยู่ในตำราทั่วไปที่มีเรื่องวิธีการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพา ส่วนการแผ่รังสีความร้อนเกิดขึ้นระหว่างกระจกแผ่นบนและท้องฟ้าอุณหภูมิ T_{sky} และขณะเดียวกันก็เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนโดยการพาระหว่าง T_{g1} กับอากาศแวดล้อมอุณหภูมิ T_{air} เมื่อแผ่นรับแสงอยู่ในแนวระดับ เราจะได้ว่าการถ่ายเทความร้อนโดยการพาและการแผ่รังสีจะเป็น

$$q_{top\ loss(g2,air+sky)} = (h_{c,air} + h_{r,\infty})(T_{g1} - T_{air})A_c$$

$$= \frac{(T_{g1} - T_{air}).A_c}{R_5} \qquad (3.10)$$

โดยที่ $h_{r,\infty} = \varepsilon_{g1,i}\,\sigma(T_{g1} + T_{sky})(T_{g1}^2 + T_{sky}^2)\left\{\frac{T_{g1} - T_{sky}}{T_{g1} - T_{air}}\right\}$

ดังนั้นปริมาณความร้อนที่สูญเสียทั้งหมดก็เอาสัมการทั้งหลายเหล่านี้มารวมกัน และเราจะได้ conductance การสูญเสียความร้อนทั้งหมด U_c สำหรับแผ่นรับแสงที่มีกระจกปิด 2 ชั้น มีค่าเป็น

$$U_c = \frac{1}{(R_1 + R_2)} \quad \frac{1}{(R_3 + R_4 + R_5)} \qquad (3.11)$$

ค่า U_c ตามสมการ (3.11) ไม่สามารถเอาไปใช้ได้ทันทีในสมการ (3.4) เนื่องจากว่าอุณหภูมิของส่วนกระจกและตัวดูดกลืนมีค่าไม่เท่ากัน การใช้จึงต้องหาโดยวิธีละเอียดดังกล่าวมาแล้ว ดังนั้นในการนำเอาไปใช้ให้สะดวกยิ่งขึ้นได้มีผู้คำนวณประมาณค่า U_c สำหรับแผ่นรับแสงที่มีกระจกแบบเดียวกันไว้โดย H.C. Hottel, B.B. Woertz (1942) และ S.A. Klein (1975) โดยได้ประมาณค่าการสูญเสียบนของแผ่นรับแสงเป็น

$$q_{top\ loss} = \frac{(T_c - T_a) A_c}{N/[(C/T_c)\{(T_c - T_a)/(N + f)\}^{0.33} \quad 1 + 1/h_{c,\infty}}$$

$$+ \frac{\sigma(T_c^4 - T_a^4) A_c}{1/\{\varepsilon_{p,i} + 0.05N(1+\varepsilon_{p,i})\} + (2N+f-1)/\varepsilon_{g,i} - N} \qquad (3.12)$$

โดยที่

$f = (1 - 0.04\ h_{c,\infty} + 0.0005\ h_{c,\infty}^2)(1+0.091N)$

$C = 365.9\ (1 - 0.00883\ \beta + 0.00013\ \beta^2)$

N = จำนวนแผนกระจกคลุม

$h_{c,air} = 5.7 + 3.8\ V\ (m/sec)$

$\varepsilon_{g,i}$ = infrared emittance ของกระจก

ค่าของ $q_{top\ loss}$ ที่คำนวณจากสมการ (3.12) นี้จะมีค่าใกล้เคียงกับวิธีที่หาโดยละเอียดดังกล่าวมาแล้วจากการทดลองภายใต้เงื่อนไขดังนี้

$320\ K < T_c < 420\ K$

$260\ K < T_a < 310\ K$

$$0.1 < \varepsilon_{p,i} < 0.95$$

$$0 \leq v \leq 10 \text{ m/s}$$

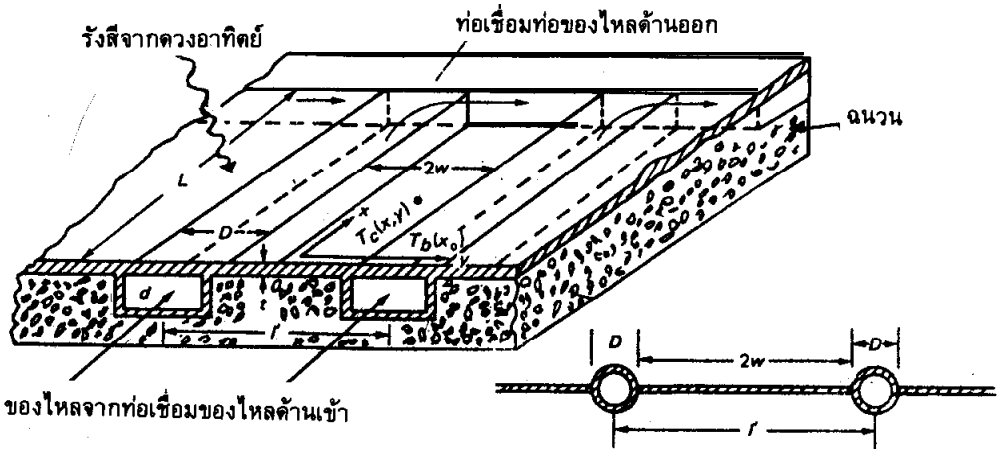
$$1 \leq N \leq 3$$

$$0 \leq \beta \leq 90$$

โดยจะได้ค่า the standard deviation ของความแตกต่างในค่า $U_c = q_{top\ loss}/A_c(T_c - T_a)$ มีค่า 0.14 $W/m^2.K$

3.1.3 การคำนวณหาอัตราการนำเอาพลังงานความร้อนไปใช้

การหาประสิทธิภาพของแผ่นรับแสงเราต้องทราบปริมาณความร้อนที่นำเอาไปใช้ประโยชน์ ถ้าเราละการเปลี่ยนแปลงภายนอกแผ่นรับแสง (transient effects) อัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ของไหลในท่อให้ไหลผ่านแผ่นรับแสงจะมีค่าขึ้นกับอุณหภูมิของตัวดูดกลืนซึ่งจะถ่ายเทโดยการพาให้แก่ของไหลกับอุณหภูมิของของไหลและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพาระหว่างตัวดูดกลืนและของไหลดังกล่าว พิจารณาแผ่นรับแสงตามรูปที่ 3-4 มีท่อระบายของไหลในแผ่นรับหน้าตัดเป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า รังสีจากดวงอาทิตย์ตกกระทบด้านบนแผ่นรับ รังสีส่วนหนึ่งจะตกลงท่อหลังจากผ่านกระจกและจะถ่ายเทความร้อนให้ของไหลโดยตรง รังสีที่เหลือส่วนใหญ่จะตกบนแผ่นดูดกลืนแล้วแผ่นดูดกลืนจะถ่ายเท



ความร้อน ให้ของไหลทีหลังอีกต่อ ความร้อนในแผ่นดูดกลืนจะเคลื่อนย้ายออกจากแผ่นไปตามขวางให้แก่ของไหลที่อยู่ในท่อซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่า ดังนั้นอุณหภูมิจึงมีค่าสูงสุดที่ตำแหน่งครึ่งหนึ่งของแผ่นดูดกลืนนับจากขอบท่อ แผ่นตัวดูดกลืนจะเป็นแผ่นติดต่อกันตลอดหน้าของตัวรับและเป็นรางรับ (fin) ของไหลด้วย ประสิทธิภาพของรางรับของไหล (η_f) ดังกล่าวคืออัตราส่วนของอัตราปริมาณความร้อนที่ไหลผ่านรางรับต่ออัตราของปริมาณความร้อนที่ไหลสู่รางรับ โดยพิจารณาว่ารางรับมีค่าสภาพการนำความร้อนเป็นอนันต์ นั่นหมายถึงรางรับมีอุณหภูมิเดียวกัน เราจะคำนวณหาค่าประสิทธิภาพดังกล่าวนี้

อัตราสูญเสียความร้อนจากส่วนของแผ่นรับแสงใด ๆ ที่ตำแหน่ง (x,y) ในรูปที่ 3-4 คือ

$$q\ (x,y) = U_c\ \{T_c(x,y) - T_a\}\quad dx\ dy \qquad (3,13)$$

โดยที่ T_c = อุณหภูมิของแผ่นดูดกลืนที่ตำแหน่งใด ๆ ($T_c > T_a$)

T_a = อุณหภูมิของอากาศแวดล้อม

U_c = ค่า conductance ทั้งหมดระหว่างแผ่นดูดกลืนและอากาศแวดล้อม

ค่าของ U_c นี้หาได้จากที่เคยได้กล่าวมาแล้ว สรุปอีกครั้งว่าค่านี้รวมการแผ่รังสีและการพาอย่างอิสระระหว่างแผ่นรับแสงคือมีการถ่ายเทความร้อนโดยการแผ่รังสีและการพาระหว่างแผ่นกระจกแผ่นบนกับสิ่งแวดล้อมและการนำผ่านตัวฉนวน

ถ้าเราไม่คิดการนำความร้อนในแนวแกน x แล้ว สมดุลย์แห่งความร้อนต่อความยาวในทิศทาง x ที่ตำแหน่งกำหนดให้ x_0 ในภาคตัดขวางของแผ่นรับจะอยู่ในรูป

$$\alpha_s I_s dy - U_c(T_c-T_a)dy + \{-kt\ \frac{dT_c}{dy}\Big|_{y,x_0}\} - \{-kt\ \frac{dT_c}{dy}\Big|_{y+dy}\} = 0$$

เมื่อ $I_s = I_c\ i_s$ (3.14)

ถ้าแผ่นมีความหนา t ตลอดและมีสภาพนำความร้อนไม่ขึ้นกับอุณหภูมิแล้ว เทอมสุดท้ายในสมการ (3.14) จะมีค่าของ

$$\left.\frac{dT_c}{dy}\right|_{y+dy,x_0} = \left.\frac{dT_c}{dy}\right|_{y,x_0} + \left\{\frac{d^2T_c}{dy^2}\right\}_{y,x_0}.dy$$

และสมการ (3.14) เขียนในรูปสมการดิฟเฟอเรนเทียลแบบ second-order ได้เป็น

$$\frac{d^2T_c}{dy^2} = \frac{U_c}{kt}\left\{T_c - \left(T_a + \frac{\alpha_s I_s}{U_c}\right)\right\} \qquad (3.15)$$

โดยมีเงื่อนไข (the boundary condition) สำหรับระบบดังกล่าวที่ตำแหน่ง x ที่กำหนดเป็น

1. ที่ตำแหน่งกึ่งกลางบนแผ่นดูดกลืนนับจากท่อมาจะมีอุณหภูมิสูงสุดหรือที่ $y = 0, \frac{dT_c}{dy} = 0$

2. ที่ท่ออุณหภูมิของแผ่นดูดกลืนหรือฐานรองรับของไหล (the fin-base temperature) จะมีอุณหภูมิเป็น $t_b(x_0)$ หรือที่ตำแหน่ง

$$y = w = (l' - D)/2,\ T_c = T_b(x_0)$$

ดังนั้นถ้าเราให้ $m^2 = U_c/kt$ และ $\phi = T_c - (T_a + \alpha_s I_s/U_c)$ สมการ (3.15) จะกลายเป็น

$$\frac{d^2\theta}{dy^2} = m^2\phi \qquad (3.16)$$

ซึ่งต้องสอดคล้องกับเงื่อนไข

$$\frac{d\phi}{dy} = 0 \quad \text{at } y = 0$$

$$\phi = T_b(x_0) - \left(T_a + \frac{\alpha_s I_s}{U_c}\right) \quad \text{at } y = w$$

ผลทั่วไป (solution) ของสมการ (3.16) คือ

$$\phi = C_1 \sin h\, my + C_2 \cos h\, my \qquad (3.17)$$

ค่าคงที่ C_1 และ C_2 หาได้จากการพิจารณาเงื่อนไขทั้งสองและเราจะได้

$$\frac{T_c - (T_a + \alpha_s I_s/U_c)}{T_b(x_0) - (T_a + \alpha_s I_s/U_c)} = \frac{\cos h\, my}{\cos h\, mw} \qquad (3.18)$$

จากสมการที่เราเคยได้มาแล้ว อัตราการถ่ายเทความร้อนจากส่วนหนึ่งของแผ่นรับแสงระหว่างท่อไปยังท่อคำนวณได้จากอุณหภูมิที่เปลี่ยนไปเมื่อตำแหน่งเปลี่ยนไปที่ตำแหน่งฐานรองรับ (the fin base) หรือ

$$q_{fin} = -kt \left.\frac{dT_c}{dy}\right|_{y=w}$$

$$= m \frac{1}{} [\alpha_s I_s - U_c \{T_b(x_0) - T_a\}] \tan h \quad mw \qquad (3.19)$$

เนื่องจากท่อติดกับรางรับทั้งสองข้าง ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนสู่ท่อทั้งหมด จึงเป็น 2 เท่านั้นคือ

$$q_{total}(x_0) = 2w[\alpha_s I_s - U_c \{T_b(x_0) - T_a\}] \frac{\tan h\ mw}{mw} \qquad (3.20)$$

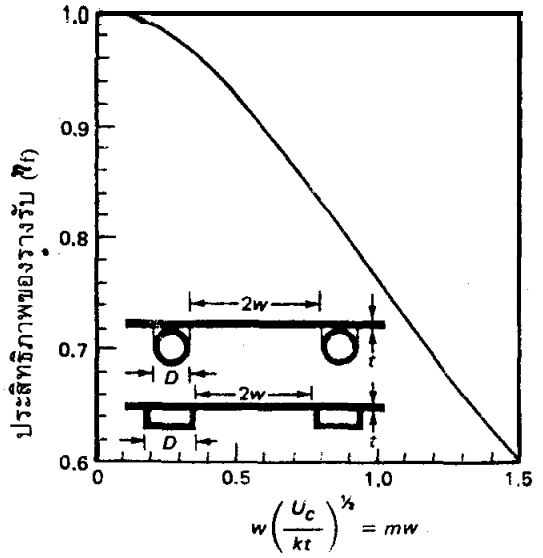
ถ้ารางรับทั้งหมด (the entire fin) มีอุณหภูมิเป็น $T_b(x)$ หมายถึงปรากฏการณ์ที่สอดคล้องกับแผ่นดังกล่าวมีค่าสภาพนำความร้อนเป็นอนันต์นั่นเอง อัตราการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเป็นค่าสูงสุด $q_{total,\ max}$ ดังได้กล่าวไว้แล้วก่อนหน้านี้ว่าอัตราส่วนของอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านรางรับต่ออัตราสูงสุดที่รางรับได้รับมาคือประสิทธิภาพของรางรับ (the fin efficiency) η_f ดังนั้นจากนิยามนี้สมการ (3.20) จึงเขียนได้เป็น

$$q_{total}(x_0) = 2w\eta_f[\alpha_s I_s - U_c \{T_b(x_0) - T_a\}] \qquad (3,21)$$

โดยที่

$$\eta_f = (\tan h\ mw)/mw$$

ค่าประสิทธิภาพนี้เมื่อนำไปเขียนกราฟจะเป็นฟังก์ชั่นกับ the dimensionless parameter $w(U_c/kt)^{1/2}$ ดังรูปที่ 3-5 เมื่อประสิทธิภาพของรางรับเข้าใกล้ 1 จะเป็นส่วนสูงสุดของปริมาณความร้อนจากแผ่นรับที่เข้าสู่รางรับที่พร้อมจะจ่ายให้แก่ของไหลต่อไป



รูปที่ 3-5 ประสิทธิภาพของรางรับสำหรับท่อนำของเหลวและแผ่นรับแสงอาทิตย์

ยังมีปริมาณความร้อนอีกส่วนหนึ่งที่จะไหลเข้าสู่รางรับ คือพลังงานส่วนที่ตกบนบริเวณเหนือท่อ อัตราของความร้อนที่นำไปใช้ให้ความร้อนแก่ของไหลจากบริเวณนี้มีค่า

$$q_{duct}(x_0) = D[\alpha_s I_s - U_c \{T_b(x_0) - T_a\}] \qquad (3.22)$$

ดังนั้นพลังงานความร้อนที่จะนำไปใช้ประโยชน์ต่อหน่วยความยาวในทิศทางการไหลจะกลายเป็น

$$q_u(x_0) = (D+2w\eta_f)[\alpha_s I_s - U_c \{T_b(x_0) - T_a\}] \qquad (3.23)$$

ความร้อนปริมาณ $q_u(x)$ นี้จะถ่ายเทแก่ของไหลในท่อ ถ้าเราคิดว่าค่าความต้านทานความร้อนของผนังโลหะของท่อใส่ของไหลมีค่าน้อยและไม่มีค่าความต้านทานสัมผัส (no contact resistance) ระหว่างท่อและแผ่นดูดกลืน อัตราความร้อนที่ไหลเข้าสู่ของไหลจะมีค่า

$$q_u(x_0) = 2(D+d)\bar{h}_{c,i}\{T_b(x_0) - T_f(x)\} \qquad (3,24)$$

ค่าความต้านทานสัมผัสจะมีบทบาทสำคัญมากในกรณีที่โรงงานจัดทำแผ่นรับแสงไม่ดีซึ่งท่อนำของไหลกับตัวดูดกลืนเชื่อมติดกันได้ไม่ดีในกรณีนี้ทำให้ที่กล่าวมาแล้วใช้ได้ไม่ดี

3.1.4 ตัวร่วมประสิทธิภาพของแผ่นรับแสง

(Collector efficiency factor)

เพื่อให้ได้ความสัมพันธ์ของพลังงานความร้อนที่นำเอาไปใช้ประโยชน์จากแผ่นรับแสงในเทอมของขนาดและคุณลักษณะของแผ่นรับ (physical parameters) ที่เราทราบค่า เราต้องขจัดอุณหภูมิของของไหล, อุณหภูมิของอากาศแวดล้อม และอุณหภูมิของแผ่นรับจากสมการ (3.23) และ (3.24) โดยการหาค่า $T_b(x_0)$ ในสมการ (3.24) แล้วแทนค่าลงในสมการ (3.23) จะได้

$$q_u(x_0) = l'F'[\alpha_s I_s - U_c \{T_f(x_0) - T_a\}] \qquad (3.25)$$

โดยที่ F′ เรียกว่าตัวร่วมสัมประสิทธิ์ของแผ่นรับแสง ซึ่งมีค่ากำหนดเป็น

$$F = \frac{1/U_c l}{1/\{U_c(D+2w\eta_f)\} + 1/\{\bar{h}_{c,i}(2D+2d)\}} \qquad (3.26)$$

คุณสมบัติทางฟิสิกส์ตัวส่วนในสมการ (3.26) คือความต้านทานความร้อนระหว่างของไหลและสิ่งแวดล้อม ในขณะที่ตัวเศษคือความต้านทานความร้อนระหว่างผิวแผ่นรับและอากาศแวดล้อม ค่าตัวร่วมสัมประสิทธิ์ของแผ่นรับแสง F′ ขึ้นกับ U_c, $\bar{h}_{c,i}$ และ η_f ขึ้นกับอุณหภูมิเพียงเล็กน้อยในทางปฏิบัติจึงถือว่าอุณหภูมิเป็นส่วนหนึ่งของตัวออกแบบ (design parameter) ก็พอ สำหรับค่าของ parameters ต่าง ๆ สำหรับการคำนวณหาค่า F′ สำหรับแผ่นรับแสง ดูจากตารางที่ 3.1

		U_c
กระจกปิดสองแผ่น	4 W/m² K	0.685 Btu/hr . ft² . °F
กระจกปิดแผ่นเดียว	8 W/m² K	1.37 Btu/hr . ft² . °F
		kl
แผ่นทองแดง (หนา 1 มม.)	0.4 W/K	41.5 Btu/hr . °F
แผ่นเหล็ก (หนา 1 มม.)	0.005 W/K	0.52 Btu/hr . °F
		$h_{c,i}$
น้ำไหลเป็นชั้นโดยแรงภายนอก	300 W/m² . K	52 Btu/hr . ft² . °F
น้ำไหลสับสนโดยแรงภายนอก	1500 W/m² . K	254 Btu/hr . ft² . °F
อากาศไหลสับสนโดยแรงภายนอก	100 W/m² . K	17.6 Btu/hr . ft² . °F

ตารางที่ 3.1 ค่า parameters สำหรับหาค่าตัวร่วมประสิทธิภาพของแผ่นรับแสง (F′)

ค่า F′ นี้จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อความหนาแน่นของแผ่นรับและสภาพนำความร้อนของแผ่นรับเพิ่มขึ้น แต่จะมีค่าลดลงเมื่อระยะระหว่างท่อของของไหลมีค่าเพิ่มขึ้นและถ้าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพาระหว่างผนังของท่อของไหลและของไหลมีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า F′ เพิ่มขึ้นด้วย แต่ถ้าค่า conductance ทั้งหมด U_c เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า F′ ลดลง

3.1.5 ตัวร่วมการเอาความร้อนจากแผ่นรับแสงไปใช้

(Collector heat-removal factor)

สมการ (3.25) เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ของไหลในตัวรับแสงที่ตำแหน่ง กำหนด x ไปตามแนวแผ่นรับตามรูปที่ 3-4 เป็นจุดที่กำหนดอุณหภูมิของของไหลดังกล่าวแล้ว กรณีแผ่นรับแสงจริง ๆ แล้วอุณหภูมิของของไหลจะมีค่าเพิ่มขึ้นในทิศของการไหลเนื่องจากได้รับความร้อนเข้ามาเรื่อย ๆ ดังนั้นเมื่อพิจารณาความสมดุลย์ในส่วนของท่อในทิศการไหล dx จะพิจารณาได้เป็น

$$\dot{m}\, c_p \left(T_f|_{x+dx} - T_f|_x\right) = q_u(x)\, dx \qquad (3.27)$$

แทนค่า $q_u(x)$ จากสมการ (3.25) และใช้ $T_f(x) + \frac{dT_f}{dx}(x).dx$ $\quad T_f|_{x+dx}$

ลงในสมการ (3.27) จะได้สมการดิฟเฟอเรนเทียล

$$\dot{m}\, c_p \frac{dT_f(x)}{dx} = \ell' F' [\alpha_s I_s - U_c \{T_f(x) - T_a\}]$$

แยกตัวแปรและจัดใหม่จะได้

$$\frac{dT_f(x)}{T_f(x) - T_a - \alpha_s I_s / U_c} = -\frac{\ell' F' U_c}{\dot{m}\, c_p} dx \qquad (3.28)$$

อินทิเกรทสมการ (3.28) ภายใต้ลิมิต $T_f(x) = T_{f,out}$ ที่ $x = L$ และ $T_f(x) = T_{f,in}$ ที่ $x = 0$ โดยสมมุติว่าค่า F′ และ U_c เป็นค่าคงที่จะได้

$$\left\{\frac{T_{f,out} - T_a - \alpha_s I_s / U_c}{T_{f,in} - T_a - \alpha_s I_s / U_c}\right\} = \exp - \left(\frac{U_c\, \ell' F' L}{\dot{m}\, c_p}\right) \qquad (3.29)$$

เมื่อเปรียบเทียบความเป็นไปได้กับแผ่นรับแสงจริง ๆ เพื่อให้ได้ความเหมาะสมที่สุดตามทฤษฎีเทอร์โมไดนามิคส์และเพื่อความสะดวกเรานิยามตัวร่วมการเอาความร้อนจากแผ่นรับแสงไปใช้ F_R คืออัตราส่วนของอัตราการถ่ายเทความร้อนให้แก่ของไหลที่ได้รับจริงต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุณหภูมิแตกต่างต่ำสุดระหว่างตัวดูดกลืนและสิ่งแวดล้อม ข้อจำกัดทางเทอร์โมไดนามิคส์ที่ทำให้ของไหลยังคงมีอุณหภูมิเท่ากับตอนเข้าสู่แผ่นรับก็คือเมื่อความเร็วของของไหลมีค่าสูงมาก ๆ ดังนั้นจากนิยามของ F_R เราจะได้

$$F_R = G\, c_p(T_{f,out} - T_{f,in})/\{\alpha_s I_s - U_c(T_{f,in} - T_a)\} \qquad (3.30)$$

เมื่อ G คืออัตราการไหลต่อหน่วยพื้นที่ของตัวรับแสง $\dot{m}/A_c$ เมื่อจัดสมการ (3.30) ใหม่จะได้

$$F_R = \frac{Gc_p}{U_c}\left[1 - \left\{\frac{\alpha_s I_s/U_c - (T_{f,out} - T_a)}{\alpha_s I_s/U_c - (T_{f,in} - T_a)}\right\}\right] \qquad (3.31)$$

เมื่อเปรียบเทียบกับสมการ (3.29) จะได้

$$F_R = \frac{GC_p}{U_c}\left\{1 - \exp\left(-U_c F'/G\, c_p\right)\right\} \qquad (3.32)$$

เมื่อสำรวจดูสมการเหล่านี้จะพบว่าค่า F_R จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลเพิ่มขึ้นและจะเข้าสู่ค่าจำกัดบน F' หรือตัวร่วมประสิทธิภาพของตัวรับแสง เมื่อเราดูตัวเศษขวามือสมการ (3.30) จะเห็นว่าเป็นค่า q_u ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนเพื่อเอาไปใช้คือ

$$q_u = A_c F_R\,\{\alpha_s I_s - U_c(T_{f,in} - T_a)\} \qquad (3.33)$$

เป็นสมการที่สะดวกในการออกแบบเพราะเราสามารถทราบค่าอุณหภูมิของของไหลที่เข้าสู่แผ่นรับแสงและสามารถกำหนดได้ด้วย

3.2 การรวบรวมพลังงานแสงอาทิตย์ให้ตกบนแผ่นรับ

อุปกรณ์ที่ใช้เพิ่มความเข้มหรือพลังงานแสงอาทิตย์ ให้ตกบนแผ่นรับ เราเรียกว่า ตัวรวมแสง (Concentrators) โดยอาศัยหลักการสะท้อนและการหักเหของแสงเมื่อตกกระทบบนสารใดแล้วให้ไปรวมกันบนแผ่นรับ

แผ่นรับแสงโดยทั่วไปมักจะแบ่งเป็น 3 ประเภทคือ 1.) แผ่นรับแสงที่ไม่ต้องมีตัวรวมแสงช่วยดังที่เราได้กล่าวมาแล้วซึ่งเป็นกลุ่มที่มีมากที่สุด และยังรวมพวกแผ่นรับแสงเพื่อนำความร้อนไปใช้ในบ่อน้ำพลังงานแสงอาทิตย์ (solar ponds) และเครื่องกลั่น (solar stills) พวกที่ 2.) ตัวรับแสงที่ออกแบบให้เกิดปริมาณความร้อนมากและอุณหภูมิสูงที่ตัวรับโดยอาศัยเครื่องมือให้เกิดการรวมแสงที่บริเวณที่รับแสงและยังมีการหมุนเครื่องมือไปตามตำแหน่งของดวงอาทิตย์ด้วย พวกที่ 3.) เป็นตัวรับแสงที่ต้องการให้เกิดปริมาณความร้อนและอุณหภูมิระดับปานกลางระหว่างพวกที่ 1.) และ 2.) ดังกล่าวแล้วโดยให้มีการเพิ่มปริมาณความร้อน (energy density) และอุณหภูมิประมาณ 2-10 เท่า และไม่จำเป็นต้องหมุนตัวรับแสงไปตามดวงอาทิตย์และไม่ต้องการอุปกรณ์รวมแสงตรงจุดโฟกัส (focusing devices) เหมือนกรณีที่ 2.)

ความเป็นมาของตัวรวมแสงนั้นมีมาก่อนแผ่นรับแสงอาทิตย์มาก ในสมัยโบราณคนรู้จักใช้กระจกหรือเลนส์รวมแสงทำด้วยควอทซ์ (quartz) เพื่อให้เกิดการเผาไหม้ซึ่งมีการค้นพบในแถบตะวันออกกลาง ในปี ค.ศ. 1695 มีการหลอมสารครั้งแรกที่เมืองฟลอเรนซ์ (Florence) ประเทศอิตาลีโดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์ ในศตวรรษที่ 18 Lavoisier ได้ใช้ตัวรวมแสงโดยใช้เลนส์ 2 อันเพื่อให้เกิดอุณหภูมิสูงในการทดลองของเขา ส่วนแผ่นรับแสง (flate-plate collector) มีการสร้างครั้งแรกในศตวรรษที่ 18 หลังจากนั้นก็มีการพัฒนาตัวรวมแสงขึ้นมาเพื่อใช้กับเครื่องจักรไอน้ำ

มีคำจำกัดความใช้อธิบายตัวรับแสงที่ใช้ตัวรวมแสง (concentrating collectors) คือคำว่าอัตราส่วนการเพิ่มปริมาณแสง (concentration ratio) ใช้สัญญลักษณ์ CR โดยหมายถึงอัตราส่วนของพื้นที่สุทธิที่แสงจะผ่านเข้ามาได้ (aperture area) ต่อพื้นที่ทั้งหมดที่การแผ่รังสีมารวมกัน (absorber area) พื้นที่ที่แสงมารวมกันหรือพื้นที่ดูดกลืนแสงดังกล่าวนี้ จะนำเอาความร้อนไปใช้และมีความร้อนบางส่วนสูญเสียให้แก่สิ่งแวดล้อม เนื่องจากตัวดูดกลืนในอุปกรณ์รวมแสงบางอย่างไม่ได้ถูกแสงเต็มที่เท่ากันบางตำราอาจแยกเป็นอัตราส่วนของความสว่าง (flux) และอัตราส่วนของพื้นที่ (geometric concentration ratio) สำหรับของเราจะพิจารณาเฉพาะอัตราส่วนของพื้นที่เพราะเห็นว่าสำคัญในการเอาไปใช้มากกว่าจะไม่พิจารณาว่าถูกแสงเท่ากันหรือไม่

3.2.1 เหตุผลที่ต้องใช้ตัวรับแบบมีการรวมแสง

มีเหตุผลใหญ่ ๆ 3 ข้อที่ต้องมีการรวมแสงคือ

1. เพื่อเพิ่มปริมาณความร้อนและอุณหภูมิแล้วแต่ระดับงานที่ต้องการ

2. เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพทางความร้อนโดยการลดพื้นที่การสูญเสียความร้อนเทียบกับพื้นที่รับแสง และยังจะลดผลที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงทางดินฟ้าอากาศ (transient effect) เมื่อพิจารณาว่ามวลที่รับความร้อนมีค่าน้อยกว่ามวลที่ใช้ในแผ่นรับแสงปรกติ

3. เพื่อลดค่าใช้จ่ายโดยการแทนตัวรับแสงธรรมดาราคาแพงด้วยการมาใช้ตัวสะท้อนและหักเหแสงราคาถูกกว่า

สำหรับแผ่นรับแสงมีการรวมแสงมาตรฐานทั่วไปจะให้อุณหภูมิสูงขึ้นขนาด 380 K ได้ the Carnot efficiency ของเครื่องจักรใช้ความร้อนที่ใช้ตัวรับแสงดังกล่าวประมาณ 20% ดังนั้นในการที่จะให้ผลการตอบแทนทางเศรษฐกิจการลงทุนสูงก็ต้องให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นโดยการพยายามให้อุณหภูมิของของไหลในแผ่นรับสูงขึ้นอีก ถ้าเราได้ 580 K ก็จะทำให้ประสิทธิภาพและการนำความร้อนเอาไปใช้ดังกล่าวเพิ่มขึ้นเป็นประมาณ 2 เท่า สำหรับประเทศสหรัฐอเมริกาแล้วอุตสาหกรรมที่ใช้ความร้อนต่ำ อุณหภูมิต่ำกว่า 100 °C มีประมาณ 5% ของอุตสาหกรรมที่ใช้พลังงานความร้อนจากแสงอาทิตย์ ดังนั้นการสร้างแผ่นรับแสงที่มีตัวรวมแสงเพื่อให้ได้พลังความร้อนมากและอุณหภูมิสูงขึ้นจึงจำเป็น

โดยปกติแล้วตัวรับแสงแบบมีตัวรวมแสงด้วยจะมีประสิทธิภาพสูงกว่าแผ่นรับแสงแบบธรรมดา ทั้งนี้เนื่องจากพื้นที่ที่ต้องการให้ร้อนมีการสูญเสียความร้อนน้อยเพราะมีพื้นที่น้อยกว่าพื้นที่ที่ปล่อยให้แสงผ่านเข้ามา ส่วนในแผ่นรับแสงธรรมดาพื้นที่ทั้งสองมีค่าเท่ากัน ความสมดุลย์ของพลังงานเพื่อแสดงหลักการดังกล่าวคือพิจารณาพลังงานที่นำเอาไปใช้ประโยชน์ของแผ่นรับแสง q_u มีค่า

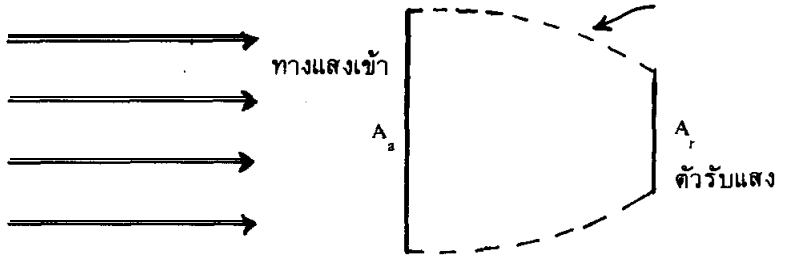
$$q_u = \eta_0 I_c A_a - U_c (T_c - T_a) A_r \qquad (3.34)$$

โดยที่ η_0 = ประสิทธิภาพทางแสง (optical efficiency) ของตัวรวมแสง

A_a = พื้นที่ทางเข้าของแสง (aperture area)

A_r = พื้นที่ของตัวดูดกลืน ให้ดูรูปที่ 3-6

ตัวอื่น ๆ ดังได้กล่าวมาแล้ว



รูปที่ 3-6 ลักษณะทั่วไปของแผ่นรับแสงที่มีตัวรวมแสง

ดังนั้นประสิทธิภาพของแผ่นรับแสงขณะใด ๆ มีค่า

$$\eta_c = \frac{q_u}{I_c A_a} \tag{3.35}$$

โดยการแทนค่า q_u จากสมการ (3.34) จะได้

$$\eta_c = \frac{\eta_0 I_c A_a - U_c(T_c - T_a)A_r}{I_c A_a}$$

$$= \eta_0 - \frac{U_c(T_c - T_a)}{I_c} \cdot \frac{1}{CR} \tag{3.36}$$

โดยอัตราส่วนการเพิ่มปริมาณแสง CR กำหนดเป็น

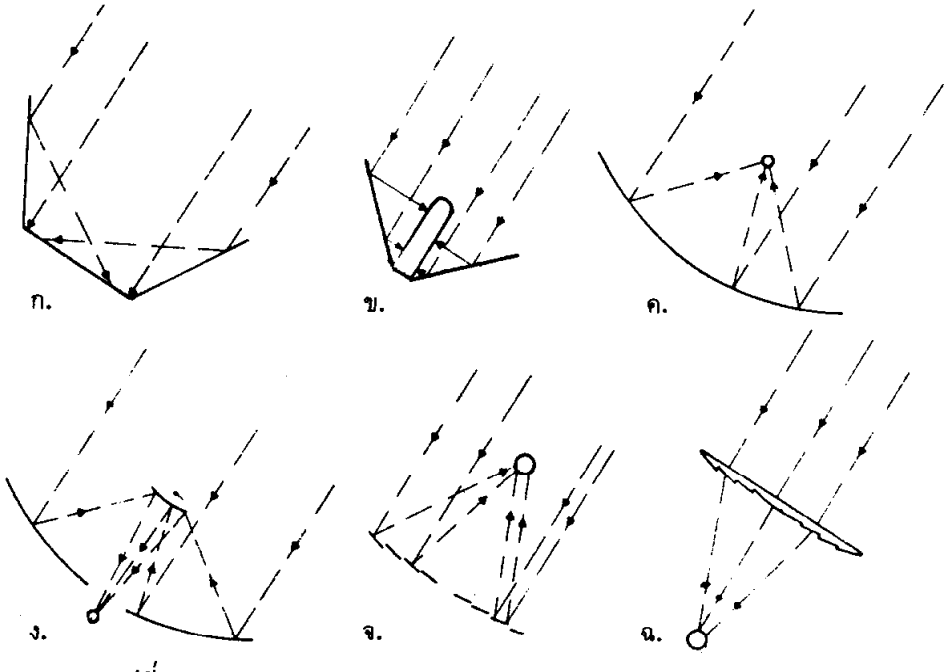
$$CR = A_a/A_r \tag{3.37}$$

สำหรับแผ่นรับแสงธรรมดา $CR \simeq 1$ แต่แผ่นรับแสงที่มีตัวรวมแสงจะมี $CR > 1$ จึงเป็นผลทำให้เทอมที่มีการสูญเสีย (เทอมที่ 2) ในสมการ (3.36) สำหรับแผ่นรับแสงที่มีตัวรวมแสงมีค่าน้อยกว่าแผ่นรับแสงธรรมดา ค่า U_c ในสมการ (3.36) นั้นกรณีตัวรวมแสงให้อุณหภูมิสูงมาก ๆ การสูญเสียความร้อนเนื่องจากการแผ่รังสีจะมีผลมากเพราะค่าที่หาจะไม่อยู่ใน

ลักษณะความสัมพันธ์เชิงเส้น แต่จะแปรผันกับ T^4 ความเสียเปรียบอย่างหนึ่งของตัวรับแสงแบบมีตัวรวมแสงคือมันจะเก็บการแผ่รังสีแบบแพร่กระจาย (diffuse radiation) ได้เฉพาะในส่วนที่ผ่านเข้ามาทางที่ให้แสงเข้ามาได้

3.2.2 ลักษณะตัวรับแสงมีตัวรวมแสงแบบต่าง ๆ

ระบบการทำให้เกิดการรวมแสงให้ตกบนตัวดูดกลืนมีหลายแบบให้ดูรูปที่ 3-7 ในรูป ก. แสดงตัวรับแผ่นแบนมีตัวสะท้อนแสงแบบแผ่นช่วยเพิ่มแสงบนตัวรับค่าอัตราส่วนการเพิ่มปริมาณแสง (CR) กรณีนี้ค่อนข้างต่ำได้ค่าสูงสุดน้อยกว่า 4 ตัวดูดกลืนจะดูดกลืนรังสีแบบแพร่กระจายบางส่วนที่ตกบนตัวสะท้อน K.G.T. Hollands ได้ศึกษาเรื่องนี้ไว้ (1971)



รูปที่ 3-7 ระบบการรวมแสงให้ตกบนตัวดูดกลืนแบบต่าง ๆ

รูป ข. เป็นขั้นต่อไปที่พัฒนาขึ้นมาเรียกว่า conical system คือตัวรับหรือดูดกลืนแสงมีลักษณะเป็นทรงกระบอก M.H. Cobble ได้ศึกษาเรื่องนี้ (1963) รูป ค. เป็นระบบพาราโบลิค (para-

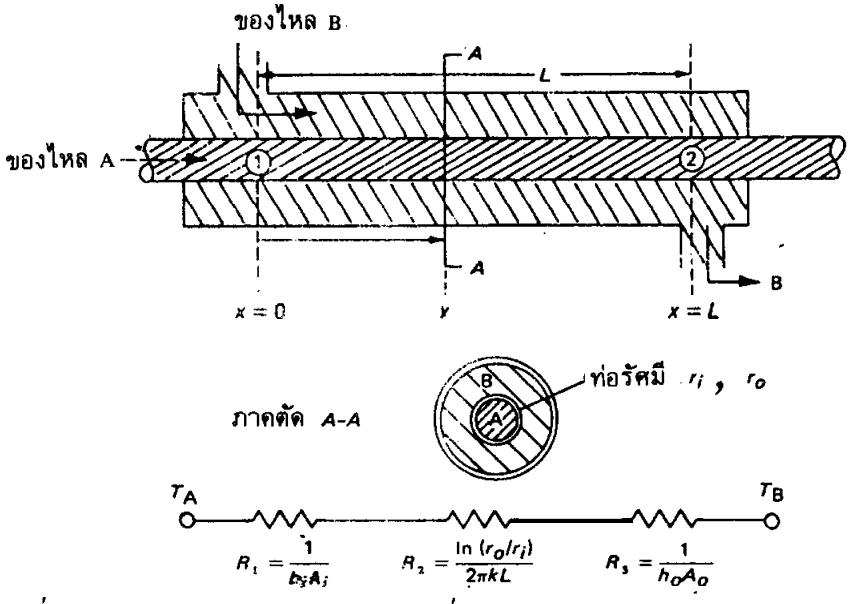
bolic system) ซึ่งให้อัตราส่วนการเพิ่มปริมาณแสงค่อนข้างสูง เป็นพื้นฐานการทำให้เกิดอุณหภูมิสูงเพื่อให้จุดรวมแสงไปอยู่ในตำแหน่งที่สะดวกในการใช้ขึ้น อย่างไรก็ตามอาจจัดให้อยู่ในลักษณะอื่นก็ได้เพื่อความสะดวก รูป จ. เป็นแบบตัวสะท้อนแสงของเฟรสเนล (Fresnel reflector) ใช้ตัวสะท้อนแสงแบบแผ่นหรือโค้งหลาย ๆ ชั้นเพื่อให้เกิดการสะท้อนการแผ่รังสีให้ตกไปยังตัวรับแสงอีกที ข้อได้เปรียบคือสามารถจัดหาตัวสะท้อนแบบนี้ได้ง่ายและจัดให้แต่ละส่วนสะท้อนแสงได้ถูกต้อง ข้อเสียก็คือสูญเสียพื้นที่ระหว่างแผ่นเมื่อเอามาเรียงกันตามระบบส่วนรูป ฉ. นั้นอาศัยหลักการหักเหแสงตามหลักของเฟรสเนล

ส่วนใหญ่แล้วระบบที่กล่าวมานี้จะได้ผลมากต่อการแผ่รังสีแบบเป็นลำ (beam radiation) ดังนั้นจึงมีการพยายามปรับตัวรับแสงให้ติดตามดวงอาทิตย์ กล่าวคือจะจัดให้ตัวรวมแสง ตัวรับแสงและทิศทางของลำแสงอยู่ในแนวเดียวกันจึงมีระบบการติดตามแสงขึ้นมา การเคลื่อนที่ไปทิศทางใดอย่างใดตามแสงอาทิตย์นั้นก็แล้วแต่ลักษณะและการใช้งานจากแผ่นรับแสง อาจเคลื่อนจากตะวันออกไปตะวันตก หรือจากเหนือไปใต้ก็แล้วแต่ อัตราที่ดวงอาทิตย์เคลื่อนที่ไปประมาณ 15 องศา ต่อชั่วโมง แต่บางระบบเพื่อความสะดวกและประหยัดอาจติดตั้งคงที่ โดยพยายามจัดทิศทางที่จะให้ได้รับแสงมากที่สุดในช่วงที่มีความต้องการเอาความร้อนมาใช้ ระบบการติดตามแสงนั้นถ้าแบ่งอย่างกว้าง ๆ จะได้ 2 แบบคือ แบบตามหาดวงอาทิตย์ (sun - seeking systems) และแบบตั้งโปรแกรมไว้ (programmed systems) แบบแรกนั้นต้องใช้ตัวตรวจจับคอยหาตำแหน่งให้ถูกต้องอยู่เสมอมีตัวบังคับและปรับระบบให้ตามดวงอาทิตย์ ส่วนแบบที่สองนั้นใช้ระบบตั้งไว้ว่าให้หมุนไปอย่างไร เช่น ให้หมุนไป 15 องศา ทุก ๆ ชั่วโมง ในทิศทางที่เราจัดไว้ว่าเหมาะที่สุด ระบบหลังนี้มีการตรวจสอบเป็นครั้งคราวเพื่อแก้ไขทิศทางให้ถูกต้อง บางการทดลองเขาใช้ทั้งสองระบบคู่กันไป

จากการทดลองพบว่าถ้าต้องการให้อุณหภูมิของระบบตัวดูดกลืนยิ่งมากก็ต้องให้ค่าอัตราการเพิ่มปริมาณแสง (CR) ยิ่งมีค่ามากและการเรียงตัวกับดวงอาทิตย์ต้องถูกต้องด้วย และอีกอย่างคุณสมบัติในการสะท้อนแสงหรือหักเหแสงของตัวรวมแสงก็ต้องดีด้วย

3.3 ตัวแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers)

ระบบพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ปริมาณความร้อนและอุณหภูมิสูงมักจะใช้ตัวแลกเปลี่ยนความร้อน ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนคืออุปกรณ์ที่ของไหลร้อนจากท่อหนึ่งมาถ่ายเทความร้อนให้แก่ของไหลในอีกท่อหนึ่งหรือจากบริเวณหนึ่งให้แก่อีกบริเวณหนึ่งโดยมีตัวกั้นไว้ไม่ให้ของไหลทั้งสองผสมกันได้ ตัวแลกเปลี่ยนร้อนแบบง่ายที่สุดคือแบบท่อซ้อน (double-pipe) ดังรูปที่ 3-8 เราจะพิจารณาท่อแบบนี้ก่อน



รูปที่ 3-8 ไดอะแกรมลักษณะท่อแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อน

ในระบบนี้ของไหล A ไหลผ่านท่ออันในซึ่งมีรัศมีท่อภายใน r_i และในรัศมีท่อภายนอก r_o ส่วนของไหล B ไหลผ่านท่อวงแหวนซึ่งอยู่ระหว่างพื้นที่ด้านนอกของท่อใน A_o และผิวด้านในของท่อนอก การหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของแต่ละส่วนพิจารณาตามแบบที่กล่าวมาแล้วในหัวข้อเรื่องการพาความร้อน ส่วนค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้งหมด U คำนวณจากวงจรความร้อนตามรูปที่ 3-8 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้งหมดนี้เราจะใช้พื้นที่ของตัวแลกเปลี่ยนที่สะดวกในการคำนวณ โดยปรกติจะใช้พื้นที่

ภายนอกของท่อใน $A_0 = 2\pi r_0 L$ ดังนั้น

$$U_0 A_0 = \frac{1}{1/h_i A_i + (\ln r_o/r_i)/2\pi KL + 1/h_o A_0}$$

และที่ภาคตัดขวางใด ๆ อัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลทั้งสองผ่านท่อ จะมีค่า

$$dq = U_0 dA_0 (T_A - T_B) = U_0 2\pi r_0 dx (T_A - T_B) \quad (3.39)$$

ในการหาค่า U_0 จะเป็นไปได้ง่ายเมื่อเราพิจารณาค่าความต้านทานความร้อนของส่วนหนึ่งส่วนใดของวงจรมีค่ามากกว่าอีก 2 ค่า เช่น ค่าความต้านทานความร้อนของผนังท่อ R_2 ในรูปที่ 3-8 ว่ามีค่าน้อยกว่าค่าความต้านทานโดยการพา R_1, R_3 และในบางครั้งใน 2 ตัวนี้มีตัวหนึ่งเด่นกว่าอีกตัวหนึ่งมากจนตัดอีกตัวหนึ่งออกไปได้

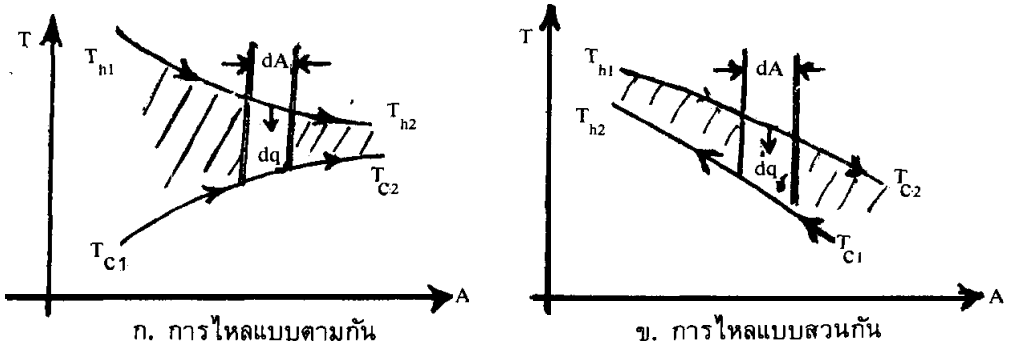
เมื่อตัวแลกเปลี่ยนความร้อนใช้ไปได้ระยะเวลาหนึ่งแล้ว ก็จะเกิดมีการเกาะติดของตะกอนหรือสนิมในท่อทั้งท่อในและท่อนอกจึงทำให้ค่าความต้านทานความร้อนเปลี่ยนไปจึงมีผลต่อสมการ (3.38) ผลอันนี้เรียกว่า "fouling" ดังนั้นค่าความต้านทานอันเกิดจากตะกอนหรือสนิมจึงต้องเอาไปพิจารณาร่วมในการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้งหมด U ด้วย ค่าความต้านทานอันเกิดจากการเกาะติดของตะกอนหรือสนิมนี้ บางทีเรียกว่า "fouling factor" วัดได้โดยการทดลองหาค่า U ตอนสะอาด และตอนสกปรกหลังจากใช้แล้วในตัวแลกเปลี่ยนดังนั้น

$$\text{the fouling factor} = R_f = \frac{1}{U \text{ สะอาด}} - \frac{1}{U \text{ สกปรก}} \quad (3.40)$$

ตารางที่ 3-2 แสดงค่า the fouling factors ของของไหลชนิดต่าง ๆ เป็นค่าโดยเฉลี่ย การจัดตัวแลกเปลี่ยนความร้อนตามรูปที่ 3-8 นั้นของไหลทั้งสองเข้าทางด้านเดียวกันของปลายด้านหนึ่งแล้วไหลขนานกันไปเรียกเป็นการไหลแบบตามกัน (parallel flow) ให้ดูรูปที่ 3-9 ก แสดงการกระจายของอุณหภูมิของของไหลในท่อทั้งสองเมื่อไหลตามกัน แต่ถ้าของไหลไหลสวนทางกันคือ ที่ปลายเดียวกันของไหลอันหนึ่งไหลเข้าอีกอันไหลออกเรียกการไหลแบบนี้ว่าการไหลแบบสวนทางกัน (counter flow) ให้ดูรูปที่ 3-9 ข ถ้าให้ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นแบบไหลสวนกันยาวมาก ๆ จะทำให้ได้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงสุด

ชนิดของของไหล	Fouling factor (m^2.K/W)
น้ำทะเล, อุณหภูมิต่ำกว่า 52°C	0.00009
สูงกว่า 52°C	0.0002
น้ำมันเชื้อเพลิง	0.0009
น้ำมันดเว็นชิง (quenching oil)	0.0007
ไอแอลกอฮอล์	0.00009
ไอน้ำ	0.00009
อากาศ (industrial air)	0.0004
ของเหลวในเครื่องทำความเย็น	0.0002

ตารางที่ 3-2 ค่าเฉลี่ยของ Fouling factor ของของไหลชนิดต่าง ๆ



ก. การไหลแบบตามกัน ข. การไหลแบบสวนกัน

รูปที่ 3-9 อุณหภูมิที่เปลี่ยนไปเมื่อความร้อนไหลผ่านผิวพื้นที่ท่อของตัวแลกเปลี่ยน,

T_h = *อุณหภูมิท่อร้อน,* T_c = *อุณหภูมิท่อเย็น*

มี 2 วิธีในการคำนวณหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนในตัวแลกเปลี่ยน วิธีแรกคือหาค่าอุณหภูมิแตกต่างเฉลี่ยระหว่างของไหลทั้งสอง ΔT_{mean} แล้วคำนวณตามสมการ

$$q = U A \Delta T_{mean} \tag{3.41}$$

โดยใช้วิธีการหาค่าความแตกต่างของอุณหภูมิโดยเฉลี่ยทางล็อก (logarithmic mean temperature difference, LMTD) สามารถคำนวณได้เมื่อทราบค่าอุณหภูมิเข้าและออกของของไหลทั้งสอง (F. Kreith, 1976) อีกวิธีการหนึ่งคือ the effective number of transfer unit หรือเรียกอย่างย่อว่า the effective-NTU หรือ ENTU ซึ่งดีกว่าแบบ LMTD เราจะศึกษาวิธีที่สองซึ่งเหมาะกว่าแบบแรกดังต่อไปนี้

เริ่มต้นเรานิยามค่า exchange effectiveness, ε โดยให้มีความหมายว่า

$$\varepsilon = \frac{\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนที่แท้จริง}}{\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนที่จะเป็นไปได้สูงสุด}} = \frac{q}{q_{max}} \tag{3.42}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่แท้จริงหาได้จากการคำนวณอัตราการสูญเสียพลังงานภายในของของไหลในท่อร้อนหรืออัตราการได้รับพลังงานเพิ่มเข้ามาของของไหลเย็นนั่นคือ

$$q = m_h c_{p,h}(T_{h,in} - T_{h,out}) = \dot{m}_c c_{p,c}(T_{c,out} - T_{c,in}) \tag{3.43}$$

โดยที่สัญญลักษณ์ h และ c แทนของไหลร้อนและเย็นตามลำดับ ส่วนอัตราการถ่ายเทความร้อนที่จะเป็นไปได้สูงสุดหาได้จากความแตกต่างของอุณหภูมิที่เป็นไปได้สูงสุดของของไหลร้อนและเย็นในตัวแลกเปลี่ยน อุณหภูมิแตกต่างสูงสุดที่เป็นไปได้คือความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของของไหลเข้าร้อนและเย็น ของไหลใดจะมีอุณหภูมิเปลี่ยนแปลงเข้าสู่ค่าสูงสุดนี้ได้ขึ้นอยู่กับอัตราความจุความร้อน $\dot{C} = \dot{m} c_p$ คืออัตราการไหลของมวลคูณความร้อนจำเพาะของของไหลที่ความกดดันคงที่ ตามทฤษฎีเทอร์โมไดนามิคส์ ความสมดุลย์ของพลังงานความร้อนแสดงถึงว่าพลังงานความร้อนที่หายไปจากของไหลหนึ่งจะรับโดยอีกของไหลหนึ่งถ้าหากไม่มีการสูญเสียความร้อนไปให้ที่อื่นอีก ของไหลที่มีค่า $\dot{C}$ น้อยกว่าเท่านั้นจึงจะเข้าสู่อุณหภูมิเปลี่ยนแปลงสูงสุดได้ ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดมีค่าได้จากการพิจารณาของไหลที่มีค่าอัตราความจุความร้อนต่ำสุดและอุณหภูมิก็เปลี่ยนสูงสุดตามสมการ

$$q_{max} = \dot{C}_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})$$

โดยที่ $\dot{C}_{min} = (\dot{m}c_p)_{min}$

ของไหลที่จะมีค่าอัตราความจุความร้อนต่ำสุด ($\dot{C}_{min}$) อาจเป็นของไหลร้อนหรือเย็นก็ได้ เมื่อใช้สัญญลักษณ์ $\in_h$ จะแสดงถึงค่า effectiveness เมื่อของไหลร้อนมีค่า $\dot{C}$ ต่ำสุด และตัว $\in_c$ จะแสดงถึงค่า effectiveness เมื่อของไหลเย็นมีค่า $\dot{C}$ ต่ำสุด ดังนั้นกรณีการไหลแบบตามกันเราจะได้

$$\varepsilon_h = \frac{\dot{C}_h(T_{h1} - T_{h2})}{\dot{C}_h(T_{h1} - T_{c1})} = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{h1} - T_{c1}} \qquad (3.45)$$

$$\varepsilon_c = \frac{\dot{C}_c(T_{c2} - T_{c1})}{\dot{C}_c(T_{h1} - T_{c1})} = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} \qquad (3.46)$$

โดยตัวที่ห้อย 1,2 แทนข้างซ้ายและขวาของตัวแลกเปลี่ยนตามรูปที่ 3-8 ในทำนองเดียวกันกรณีของไหลไหลสวนกันจะได้

$$\varepsilon_h = \frac{\dot{C}_h(T_{h1} - T_{h2})}{\dot{C}_h(T_{h1} - T_{c2})} = \frac{T_{h1} - T_{h2}}{T_{h1} - T_{c2}} \qquad (3.47)$$

$$\varepsilon_c = \frac{\dot{C}_c(T_{c1} - T_{c2})}{\dot{C}_c(T_{h1} - T_{c2})} = \frac{T_{c1} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c2}} \qquad (3.48)$$

ต่อไปเราจะหาสมการที่เกี่ยวพันธ์กับค่า effectiveness ดังกล่าวกรณีการไหลตามกันของของไหลทั้งสองในตัวแลกเปลี่ยนความร้อน ใช้สัญญลักษณ์ตามรูปที่ 3-8 อัตราการถ่ายเทความร้อนที่จุดใด ๆ กำหนดตามสมการ (3.39) ในรูป

$$dq = U_o(T_h - T_c)\,dA_o \qquad (3.49)$$

หรือตามสมการ (3.43) ในรูป

$$dq = \dot{C}_c dT_c = -C_h\,dT_h \qquad (3.50)$$

ดังนั้นเราสามารถเขียนเป็น

$$dT_c = dq/C_c \quad \text{และ} \quad dT_h = -dq/C_h$$

และดังนั้น

$$d(T_h - T_c) = -dq \left(\frac{1}{\dot{C}_c} + \frac{1}{C_h}\right) \tag{3.51}$$

แทนค่า dq จากสมการ (3.49) จะได้

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U_0 \left(\frac{1}{\dot{C}_h} + \frac{1}{\dot{C}_c}\right) dA_0 \tag{3.52}$$

สมการ (3.52) นี้สามารถเอามาอินทิเกรทระหว่างตำแหน่ง 1 และ 2 ในตัวแลกเปลี่ยนได้ผล

$$\ln \frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} = -\frac{U_0 A_0}{C_c}\left(1 + \frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_h}\right) \tag{3.53}$$

หรือ

$$\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} = \exp\left\{-\frac{U_0 A_0}{\dot{C}_c}\left(1 + \frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_h}\right)\right\} \tag{3.54}$$

ถ้าของไหลเย็นมีค่าอัตราความจุความร้อนต่ำสุด สมการ (3.53) ก็คือ ε เพื่อให้ได้สมการที่สะดวกในการใช้สำหรับ ε เราจะหารูปแบบใหม่ พิจารณาสมการ (3.43) จะได้อุณหภูมิตอนออกของของไหลร้อน T_{h2} จาก

$$\dot{C}_h(T_{h1} - T_{h2}) = \dot{C}_c(T_{c2} - T_{c1})$$

$$T_{h2} = T_{h1} + \frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_h}(T_{c1} - T_{c2}) \tag{3.55}$$

ดังนั้นสัดส่วนของอุณหภูมิ

$$\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} = \frac{T_{h1} + (\dot{C}_c/\dot{C}_h)(T_{c1} - T_{c2}) - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} \tag{'3.56}$$

ขวามือของสมการ (3.56) จะมีค่าสัมพันธ์กับ $\varepsilon_c = \varepsilon = \dfrac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}}$

กรณี $\dot{C}_c = \dot{C}_{min}$ ดังนั้นจะได้

$$\frac{T_{h2} - T_{c2}}{T_{h1} - T_{c1}} = 1 - (1 + \dot{C}_c/\dot{C}_h)\,\varepsilon_c \qquad (3.57)$$

ดังนั้นสมการ (3.54) เท่ากับสมการ (3.57) จะได้

$$\varepsilon = \varepsilon_c = [1-\exp\{ - \frac{U_0 A_0}{\dot{C}_c} (1+ \frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_h}) \}]/(1+ \frac{\dot{C}_c}{\dot{C}_h}) \qquad (3.58)$$

ในทำนองเดียวกันเราสามารถพิสูจน์ได้ว่าค่า effectiveness กรณีของไหลร้อน มีอัตราความจุความร้อนต่ำสุดเป็น

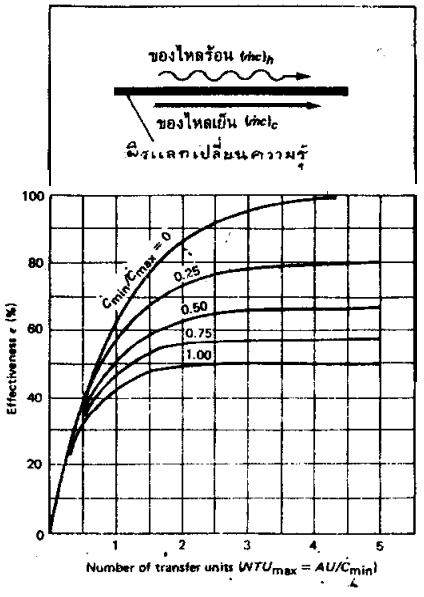
$$\varepsilon = \varepsilon_c = [1 - \exp\{- \frac{U_0 A_0}{\dot{C}_h} (1+ \frac{\dot{C}_h}{\dot{C}_c})\}]/(1+ \frac{\dot{C}_h}{\dot{C}_c}) \qquad (3.59)$$

สมการ 3.58 และ 3.59 สามารถเขียนให้อยู่ในรูปของ $\dot{C}_{max}$ และ $\dot{C}_{min}$ ในรูป

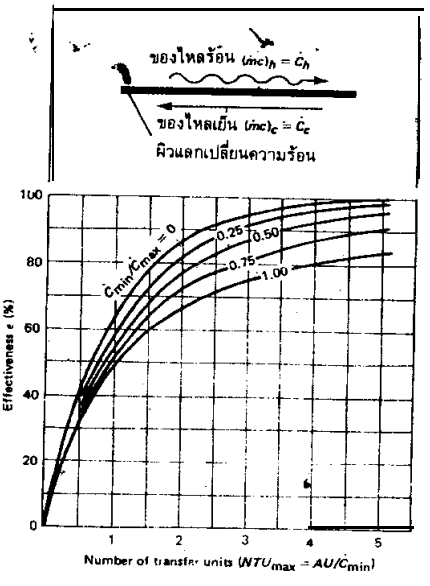
$$\varepsilon = \varepsilon_c = \varepsilon_h = [1-\exp\{- \frac{U_0 A_0}{\dot{C}_{min}} (1+ \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}})\}]/(1+ \frac{\dot{C}_{min}}{\dot{C}_{max}}) \qquad (3.60)$$

ตัวพารามิเตอร์ $U_0 A_0 / \dot{C}_{min}$ เรียกว่า number of transfer units (NTU) ซึ่งมีความสัมพันธ์กับขนาดของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนดังจะกล่าวต่อไปนี้

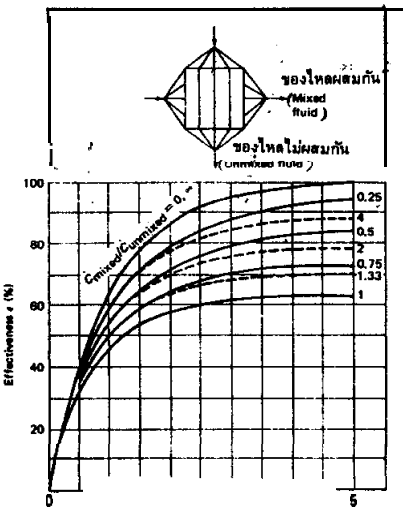
W.M. Kays และ A.L. London (1964) ได้คำนวณหาค่า effectiveness สำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อนรูปแบบต่าง ๆ ผลที่ได้ดูจากรูปที่ 3-10 ถึง 3-15 และตารางที่ 3-3 การจะนำเอาค่าต่าง ๆ จากรูปหรือตารางไปใช้ต้องสอดคล้องกับลักษณะของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนด้วย



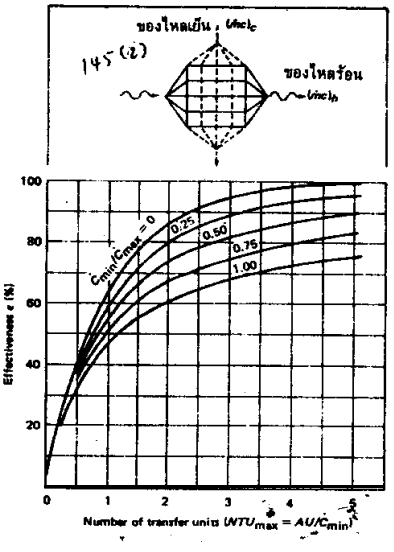
รูปที่ 3-10 ค่า effectiveness สำหรับตัวแลกเปลี่ยนแบบไหลตามกัน



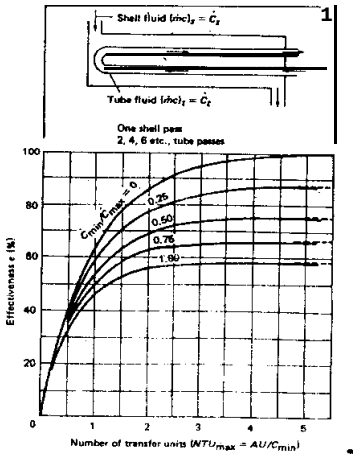
รูปที่ 3-11 ค่า effectiveness สำหรับตัวแลกเปลี่ยนแบบไหลสวนกัน



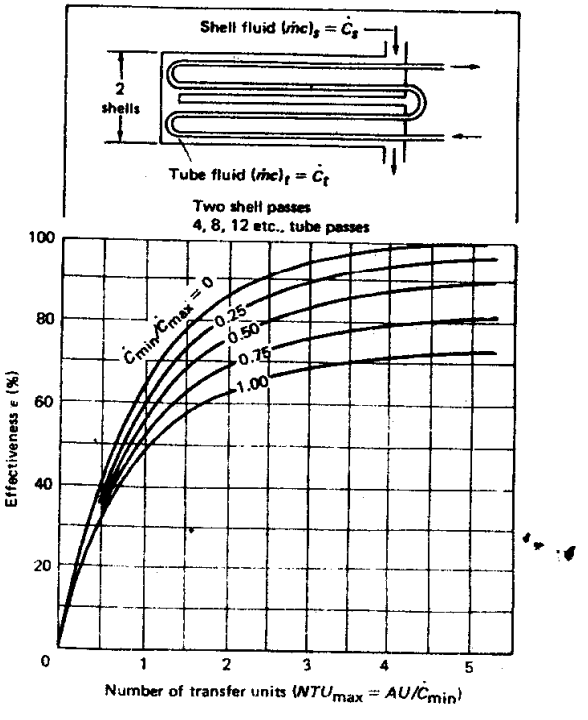
รูปที่ 3-12 ค่า effectiveness สำหรับตัวแลกเปลี่ยนแบบไหลขวางกันเมื่อของไหลชนิดหนึ่งผสมกัน



รูปที่ 3-13 ค่า effectiveness สำหรับตัวแลกเปลี่ยนแบบไหลขวางกัน เมื่อของไหลทั้งคู่ไม่มีแบบใดผสมกัน



รูปที่ 3-14 ค่า effectiveness สำหรับตัวแลกเปลี่ยนที่มีการไหลทั้งตามและสวนกัน (1-2 parallel-counter flow)



รูปที่ 3-15 ค่า effectiveness สำหรับตัวแลกเปลี่ยนแบบ 2-4 multipass counter flow

รูปแบบของการไหล	ความสัมพันธ์
ท่อคู่	
- การไหลแบบตามกัน	$\epsilon = \dfrac{1 - \exp[-N(1+C)]}{1+C}$
- การไหลแบบสวนกัน	$\epsilon = \dfrac{1-\exp[-N(1-C)]}{1-C\exp[-N(1-C)]}$
การไหลขวางกัน	
- ของไหลทั้งคู่ไม่ผสมกัน	$\epsilon = 1-\exp\left\{\dfrac{C}{n}[\exp(-NCn)-1]\right\}$, $n = N^{-0.22}$
- ของไหลทั้งคู่ผสมกัน	$\epsilon = \left[\dfrac{1}{1-\exp(-N)} + \dfrac{C}{1-\exp(-NC)}\dfrac{1}{N}\right]^{-1}$
C_{max} ผสม , C_{min} ไม่ผสม	$\epsilon = (1/C)\{1-\exp[C(1-e^{-N})]\}$
C_{max} ไม่ผสม , C_{min} ผสม	$\epsilon = 1-\exp\{(1/C)[1-\exp(-NC)]\}$
Shell and tube	
One shell pass, 2, 4, 6 tube passes	$\epsilon = 2\left\{1+c+(1+C^2)^{1/2}\dfrac{1+\exp[-N(1+C^2)^{1/2}]}{1-\exp[-N(1+C^2)^{1/2}]}\right\}^{-1}$

$$N = NTU = \frac{UA}{C_{min}} \qquad C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

ตารางที่ 3-3 ความสัมพันธ์ของค่า effectiveness สำหรับตัวแลกเปลี่ยนความร้อน

ตัวอย่างที่ 3.1

แผงรับแสงอาทิตย์มีพื้นที่ 10 m^2 สมมุติให้กำลังความร้อนได้ 6.3 kW ทำให้น้ำที่ออกจากแผงมีอุณหภูมิ 365 K และไหลด้วยอัตรา 0.9 kg/sec ระหว่างแผงรับแสงและตัวกักเก็บความร้อนมีตัวแลกเปลี่ยนความร้อนติดตั้งอยู่ ตัวแลกเปลี่ยนมีลักษณะแบบ shell และ tube น้ำร้อนจากแผงรับแสงจะถ่ายเทความร้อนให้แก่น้ำจากตัวกักเก็บที่ไหลเข้ามาในตัวแลกเปลี่ยนด้วยอัตรา 0.3 kg/sec ทำให้อุณหภูมิเปลี่ยนจาก 348 K เป็น 353 K ถ้าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้งหมดมีค่าประมาณ 400 $W/m^2.K$ ให้คำนวณหาพื้นที่ของตัวแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวเมื่อมีการไหลใน shell และ tube ตามรูปที่ 3-14 และให้คำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนเมื่อการแผ่รังสีจากดวงอาทิตย์มีค่าลดลงโดยมีอุณหภูมิของน้ำเข้าในแผงรับแสงลดลงเป็น 355 K

วิธีทำ

เริ่มต้นจากการหาอุณหภูมิขาออกจากท่อร้อน โดยอาศัยสมการแสดงความสมดุลย์แห่งความร้อน

$$q = \{\dot{m}c\ (T_1 - T_2)\}_h = \{\dot{m}c(T_2 - T_1)\}_C$$

เราเปิดตารางหาค่าความร้อนจำเพาะของน้ำในช่วงอุณหภูมิดังกล่าวโดยประมาณ แทนค่าอื่น ๆ ลงไปด้วยเพื่อหาค่าอุณหภูมิขาออกจากท่อร้อน T_2 จะได้

$$q = (0.9)(4203)(365\ K - T_2)\frac{W}{K} = (0.3)(4191)(5)W$$
$$= 6286\ W$$

ดังนั้น $T_2 = (365-1.67)K = 363.3\ K$ ดังนั้นค่า effectiveness โดยพิจารณาของไหลเย็น (กรณีไหลตามกัน) จะได้

$$\varepsilon_C = \frac{T_{C2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{C1}} = \frac{5}{17} = 0.294$$

สำหรับค่า $\dot{C}_{min}/\dot{C}_{max} = 0.33$ จากรูปที่ 3-14 จะได้

$$AU/C_{min} = 0.4$$

ดังนั้น

$$A = \frac{(0.4)(1260)\ m^2}{400} = 1.2\ m^2$$

และเมื่ออุณหภูมิของน้ำร้อนตอนเข้าแผงรับแสงตกลงเป็น 355 K จะได้อุณหภูมิของน้ำเย็นตอนออกมีค่า

$$T_{c2} = T_{C1} + \varepsilon(T_{h1} - T_{C1}) = 348K + 0.294(355-348)K$$

$$= 350.06\ K$$

และอัตราการถ่ายเทความร้อนในตัวแลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่า

$$(\dot{m}c)_c (T_{c2} - T_{c1}) = (0.3)(4191)(350.06-348)W$$
$$= 2590\ W$$

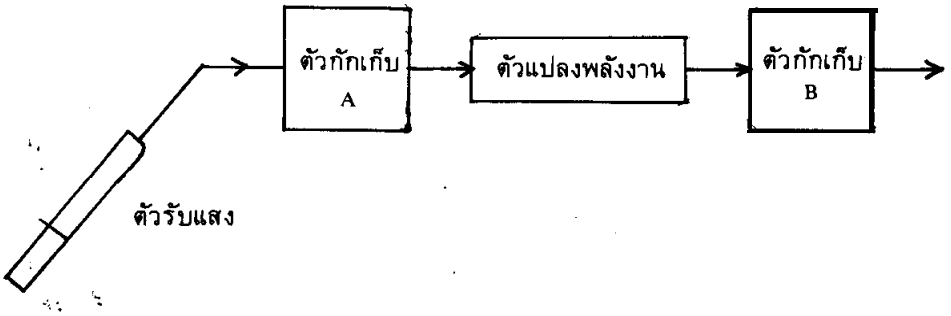
3.4 การกักเก็บความร้อน (Heat storage)

โดยปรกติในระบบพลังงานแสงอาทิตย์ที่ใช้ปริมาณความร้อนและอุณหภูมิสูงเพื่อเปลี่ยนพลังงานความร้อนไปเป็นพลังงานกลหรือพลังงานไฟฟ้ามักจะมีตัวแลกเปลี่ยนความร้อนและตัวกักเก็บความร้อนด้วย ลักษณะของตัวกักเก็บและมีตัวแลกเปลี่ยนความร้อนเชื่อมกันนั้นจะมีรูปแบบอย่างไรใหญ่เล็กแค่ไหนต้องพิจารณาถึงปริมาณความร้อนที่ต้องการกักเก็บและการเอาไปใช้ด้วย สิ่งที่จะลืมเสียไม่ได้คือการพิจารณาให้มีการสูญเสียความร้อนออกไปให้น้อยที่สุดทุกช่วงของระบบ แต่อย่างไรก็ตามยังมีระบบพลังงานแสงอาทิตย์ บางแบบที่ใช้ตัวรับแสงเป็นตัวกักเก็บความร้อนแล้วเอาไปใช้เลย เช่น ระบบทำเครื่องอบเมล็ดพืชโดยใช้อากาศเป็นของไหล การทำน้ำกลั่นแบบง่าย ระบบพลังงานแสงอาทิตย์บางแบบมีการกักเก็บพลังงานความร้อนไว้ใช้ตอนที่ไม่ได้รับพลังงานจากแสงอาทิตย์โดยตรง หรือเก็บไว้ตอนที่ยังไม่ต้องการใช้ เมื่อต้องการใช้ก็เปิดท่อของไหลดังกล่าวไปใช้เลยความแตกต่างของระบบที่มีตัวแลกเปลี่ยนและไม่มีตัวแลกเปลี่ยนก็คือระบบมีตัวแลกเปลี่ยนของไหลร้อนและเย็นไม่ได้สัมผัสกันโดยตรงคือไม่ได้ผสมกันโดยมีตัวแลกเปลี่ยนเป็นตัวกลางส่วนระบบไม่มีตัวแลกเปลี่ยนจะเอาของไหลนั้นไปใช้โดยตรง เช่น ระบบทำน้ำร้อนบางแบบแต่อย่างไรก็ตามมีระบบพลังงานแสงอาทิตย์บางแบบที่ไม่ได้แยกตัวกักเก็บความร้อนและตัวแลกเปลี่ยนออกจากกันโดยใช้ตัวกักเก็บความร้อนถ่ายเทความร้อนให้แก่ท่อของไหลที่ผ่านเข้ามาอีกที

สิ่งแรกที่เราจะพิจารณาเกี่ยวกับการกักเก็บความร้อนก็คือตัวกลางในการกักเก็บซึ่งอาจใช้ของแข็งหรือของเหลวเป็นตัวเก็บความร้อนที่มาจากแผ่นรับแสง ของแข็งบางอย่างจะดูดหรือคายความร้อนตามความสามารถในการจุความร้อนหรืออาจเปลี่ยนสถานะโดยการดูดความร้อนแฝงและกลับสู่รูปเดิมเมื่อคลายความร้อนออกมา หรือตัวกลางนั้นอาจอยู่ในรูป

ของสารเคมีซึ่งจะเกิดการดูดความร้อนไว้เพื่อให้เกิดปฏิกิริยาทางเคมีอันหนึ่งและจะคายออกเมื่อทำให้เกิดการย้อนกลับของปฏิกิริยา หรืออาจเป็นการกักเก็บไว้ในรูปของพลังงานศักย์ เช่นน้ำที่ถูกกักเก็บไว้ในที่สูง การเลือกตัวกลางดังกล่าวขึ้นอยู่กับธรรมชาติของแต่ละระบบด้วย เช่นระบบทำน้ำร้อนเพื่อความสะดวกและประหยัดก็ใช้น้ำตัวของมันเองเป็นตัวกักเก็บและมีท่อน้ำเย็นต่างหากเข้ามา ในระบบแลกเปลี่ยนโดยที่น้ำทั้งสองไม่ได้ผสมกัน กรณีที่ตัวรับแสงใช้ของไหลที่เป็นอากาศตัวกักเก็บมักใช้เป็นของแข็ง เช่น ใช้ก้อนกรวดในตัวแลกเปลี่ยนความร้อน ถ้าเป็นระบบ Photovoltaic หรือกรรมวิธีทาง Photochemical ก็ต้องใช้ตัวกักเก็บพลังงานทางเคมี หรืออาจเปลี่ยนเป็นการเก็บไว้ในรูปของพลังงานศักย์

มีการออกแบบว่าการกักเก็บพลังงานความร้อนนั้นควรจะอยู่ตำแหน่งใดของระบบพลังงานแสงอาทิตย์ เช่นในระบบที่เครื่องกลใช้ความร้อนแปลงพลังงานแสงอาทิตย์เป็นพลังงานไฟฟ้า ตัวกักเก็บอาจจะเป็นตัวกักเก็บความร้อน (thermal storage) ระหว่างแผ่นรับแสงและเครื่องกลหรืออาจเป็นการกักเก็บพลังงานกล (mechamical storage) ระหว่างเครื่องกลและตัวกำเนิดไฟฟ้า (generator) หรืออาจเป็นการกักเก็บทางเคมี (chemical storage) ในแบตเตอรี่ระหว่างตัวกำเนิดไฟฟ้าและตัวใช้ไฟฟ้า อีกตัวอย่างคือระบบทำความเย็นที่ใช้ระบบการดูดกลืน (absorption air conditioner) พลังงานความร้อนอาจเก็บไว้ระหว่างตัวรับแสงและตัวทำความเย็นหรืออาจเป็นการกักเก็บความเย็นหรือปริมาณความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิแวดล้อมที่รับมาจากตัวทำความเย็นเพื่อนำเอาไปใช้อีกที ตัวอย่างที่กล่าวมานี้เป็นทางเลือกว่าควรจะให้การกักเก็บอยู่ตอนใดดังรูปที่ 3-16



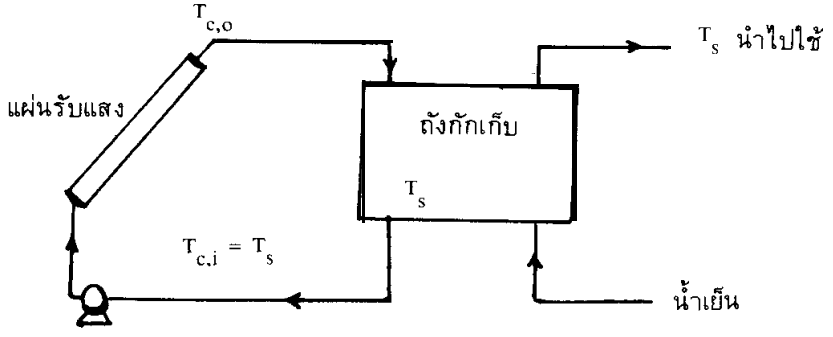
รูปที่ 3-16 ตำแหน่งที่จะวางตัวกักเก็บที่ A หรือ B ของระบบพลังงานแสงอาทิตย์

ทางเลือกสองทางตามรูปที่ 3-16 นี้จะทำให้ความจุความร้อนไม่เท่ากันตลอดทั้งราคาและผลอื่น ๆ ในการออกแบบไม่เท่ากัน โดยประมาณแล้วความจุที่ตำแหน่ง B จะมีค่าน้อยกว่าที่ตำแหน่ง A กล่าวคือถ้าตัวแปลงพลังงาน (converter) มีประสิทธิภาพ 25% ที่ B ก็จะเก็บพลังงานได้ 25% ของที่ A และที่ตำแหน่ง A มีข้อได้เปรียบอีกอย่างคือเราสามารถออกแบบให้ตัวแปลงทำงานได้ด้วยอัตราที่คงที่มากกว่า ทำให้ได้ตัวแปลงที่มีประสิทธิภาพและการทำงานที่สูงกว่าที่ให้ตัวกักเก็บอยู่ที่ตำแหน่ง B นอกจากนี้อุณหภูมิที่จะใช้ต่อระบบในช่วงต่าง ๆ แตกต่างกัน แต่อย่างไรก็ตามการจะเลือกใช้แบบใดขึ้นอยู่กับอุปกรณ์หรือพลังงานภายนอกที่จะช่วยต่อระบบด้วย

คุณลักษณะใหญ่ ๆ ของระบบการกักเก็บความร้อนที่ต้องคำนึงถึงคือ 1. ความจุความร้อนต่อหน่วยปริมาตรหรือน้ำหนัก 2. ช่วงของอุณหภูมิที่ใช้หมายถึงอุณหภูมิที่เข้าสู่หรือออกจากระบบ 3. ปริมาณความร้อนและอุณหภูมิเฉลี่ยเข้า-ออกระบบ 4. ลักษณะโครงสร้างของตัวกักเก็บตลอดจนระบบควบคุมและการป้องกันการสูญเสียความร้อน 5. สิ่งสุดท้ายที่จะลืมไม่ได้ก็คือราคา แต่อย่างไรก็ตามสิ่งที่จะมีแน่นอนในระบบที่มีการกักเก็บความร้อนแบบใด ๆ ก็คือการสูญเสียอุณหภูมิจากระดับอุณหภูมิเฉลี่ยจากแผ่นรับแสงในระหว่างการส่งผ่านไปจนเป็นอุณหภูมิที่นำเอาไปใช้ประโยชน์ คือถ้ามีการสูญเสียมากพลังงานความร้อนที่จะเหลือใช้เป็นประโยชน์ก็น้อย

ต่อไปนี้เราจะพิจารณาการกักเก็บความร้อนโดยใช้น้ำหรือตัวของมันเองในระบบการทำน้ำร้อนโดยไม่มีตัวกลางอื่นแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นการพิจารณากรณีที่ง่ายที่สุด น้ำราคาถูก หาง่ายและมีคุณลักษณะจุความร้อนได้ดี พลังงานที่เพิ่มเข้ามาและสูญเสียไปจากการกักเก็บแบบนี้เกิดขึ้นโดยการเคลื่อนที่ของตัวมันเองจึงทำให้ไม่มีการสูญเสียอุณหภูมิระหว่างของไหลที่เคลื่อนที่และตัวกลางเก็บความร้อนเพราะมันเป็นตัวเก็บความร้อนหรือตัวกลางเอง ถ้าออกแบบระบบนี้ให้ดีแล้วค่าใช้จ่ายด้านปั๊มจะน้อยเพราะน้ำเมื่อได้รับความร้อนจะหมุนเวียนได้เองตามธรรมชาติซึ่งระบบนี้มักใช้กันในครอบครัวหรือระบบการทำน้ำร้อนขนาดเล็ก หรืออาจมีปั๊มเป็นแรงขับดันภายนอกมาช่วยแก่การหมุนเวียน โดยมีเทอร์โมสแตท (thermostats) แบบควบคุมอุณหภูมิแตกต่างเป็นตัวควบคุมปั๊ม เราจะพิจารณาระบบที่ใช้

ปั๊มช่วยดังรูปที่ 3-17 เป็นตัวกักเก็บความร้อนแบบถังน้ำที่มีการหมุนเวียนของน้ำผ่านตัวรวบรวมแสงเพื่อรับพลังงานและผ่านไปใช้เพื่อลดพลังงานในตัวรวบรวมแสงหรือแผ่นรับแสงดังกล่าว



รูปที่ 3-17 ตัวกักเก็บแบบถังน้ำ น้ำร้อนเข้าและออกไปใช้ผ่านถังน้ำ

ความจุของการกักเก็บพลังงานของตัวกักเก็บแบบถังน้ำหรือของเหลวใด ๆ อันหนึ่งที่เกิดขึ้นในช่วงอุณหภูมิแตกต่างค่าหนึ่งมีค่าตามสมการ

$$q_s = (m c_p)_s (T_1 - T_2) \tag{3.61}$$

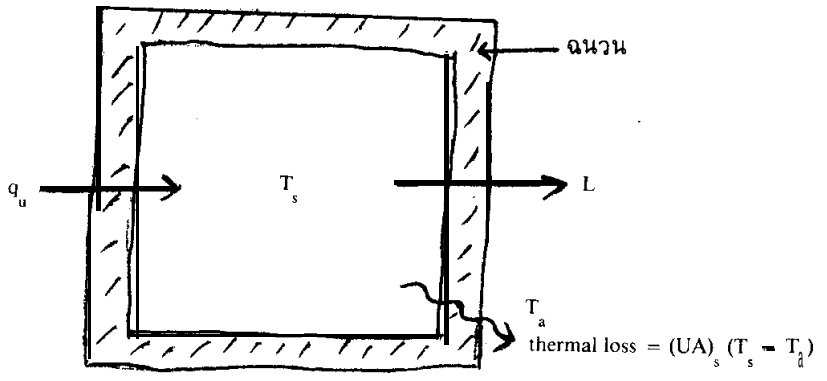
โดยที่ q_s คือความจุความร้อนทั้งหมดที่เกิดการหมุนเวียนในช่วงที่มีอุณหภูมิแตกต่าง T_1 และ T_2 โดยที่ m คือมวลของน้ำในตัวกักเก็บ อุณหภูมิในช่วงที่ทำให้เกิดการหมุนเวียนดังกล่าวนั้น จำกัดโดยอุณหภูมิที่ต้องการใช้และอุณหภูมิที่เข้าสู่การกักเก็บหรือในช่วงที่แตกต่างกันมากที่สุดที่เรากำหนดให้เป็นไปได้เพื่อประโยชน์ในการใช้

กรณีที่เราสมมุติว่าถังน้ำมีอุณหภูมิสม่ำเสมอบรรจุอยู่ ไม่แบ่งเป็นชั้น ๆ ของน้ำที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน (nonstratified tank) ดังรูปที่ 3-18 ความสมดุลย์ของพลังงานในถังจะได้

$$(mc_p)_s \frac{dT_s}{dt} = q_u - L - (UA)_s (T_s - T_a) \tag{3.62}$$

โดยที่ q_u = คืออัตราที่เพิ่มเข้ามาจากตัวรับแสง

L = คืออัตราที่เสียไปในการเอาไปใช้ (แก่ Load)



รูปที่ 3-18 การรับและการถ่ายเทความร้อนของตัวกักเก็บแบบถังน้ำที่มีอุณหภูมิในถังสม่ำเสมอ

จามสมการ (3.62) เราอาจแสดงความสมดุลย์ของพลังงานที่เกิดในถังกักเก็บอันหนึ่งซึ่งทำให้เราสามารถทำนายอุณหภูมิของมันที่เปลี่ยนแปลงไปกับเวลา เมื่อเราทราบปริมาณการเอาไปใช้ (Loads) และการเพิ่มเติมจากตัวรับแสงซึ่งเป็นฟังก์ชั่นขึ้นกับเวลา ส่วนค่า q_u ที่ขึ้นกับอุณหภูมิของตัวกักเก็บและแผ่นรับแสงเราละไว้ก่อน ดังนั้นสมการ (3.62) อาจเขียนได้ใหม่เป็น

$$\Delta T_s = T_{s,new} - T_{s,old} = \frac{\Delta t}{(mc_p)_s} \{q_u - L - (UA)_s (T_{s,old} - T_a)\}$$

ดังนั้น ถ้าเราทราบ $T_{s,old}$ และค่าอื่น ๆ ในเวลาเริ่มต้นของช่วงเวลาใด ๆ ของ Δt เราก็สามารถประมาณค่า $T_{s,new}$ เมื่อเวลาสิ้นสุดของช่วงเวลาดังกล่าวได้

สมการ (3.62) อาจเขียนเสียใหม่โดยให้มีอุณหภูมิและอัตราการไหลของแผ่นรับแสงและท่อนำไปใช้ โดยการละการสูญเสียอุณหภูมิของของไหลระหว่างถังกักเก็บและแผ่นรับแสง q_u จะเขียนได้เป็น

$$q_u = (\dot{m}c_p)_c (T_{c\,o} - T_s) \qquad (3.63)$$

โดยที่ $(\dot{m}c_p)$ คือผลคูณของอัตราการไหลและความร้อนจำเพาะของของไหลที่ผ่านแผ่นรับแสงหรือตัวรวบรวมแสงใด ๆ

$T_{c,o}$ คืออุณหภูมิของของไหลขณะออกจากตัวรวบรวมแสง

T_s คืออุณหภูมิของของไหลที่ออกจากตัวกักเก็บเข้าสู่ตัวรวบรวมแสง

อัตราการไหลผ่านตัวรวบรวมแสง $\dot{m}$ อาจคิดเป็นอัตราการไหลจริงผ่านตัวรวบรวมแสง ณ เวลาใด ๆ หรืออาจคิดเป็นอัตราที่ได้จากการปั๊มโดยเครื่องปั๊ม จากการพิจารณาดังกล่าวนี้สมการ (3.63) เขียนได้ใหม่เป็น

$$q_u = F(\dot{m}c_p)_C (T_{c,o} - T_s) \qquad (3.64)$$

โดยตัว F เป็นฟังก์ชั่นควบคุมซึ่งจะมีค่าเป็น 1 เมื่อเดินเครื่องปั๊มและจะมีค่าเป็นศูนย์เมื่อปิดปั๊ม จะเดินเครื่องปั๊มเมื่อ $T_{c,o} > T_s$ หรือเมื่อมีพลังงานพอที่จะเพิ่มสู่ตัวกักเก็บได้ ใช้ความเข้าใจดังกล่าวจะได้อัตราการไหลขณะเวลาใด ๆ เป็น $F\dot{m}$ แต่อย่างไรก็ตาม การหาค่า q_u นี้อาจคำนวณได้จากการพิจารณาตัวรวบรวมแสงอาทิตย์โดยตรง เช่นเดียวกันกับค่า L ก็ต้องพิจารณาจากอัตราความต้องการนำเอาความร้อนไปใช้

ΩΩΩΩΩΩΩΩΩΩΩΩΩΩΩ

แบบฝึกหัด

1. จงแสดงที่มาของสมการ (3.25)
2. ให้แสดงว่าจากสมการ (3.30)จัดเสียใหม่จะได้ (3.31)
3. ให้คำนวณหาตัวร่วมประสิทธิภาพของแผ่นรับแสง (F′) เมื่อแผ่นรับแสงนี้มีรางรับ (fins) และท่อนำของไหลดังที่กล่าวในบทนี้ สมมุติว่า U_c มีค่า 10 $W/m^2.K$) แผ่นตัวดูดกลืนแสงหนา 0.5 มิลลิเมตร ระยะห่างระหว่างจุดศูนย์กลางท่อหนึ่งไปยังจุดศูนย์กลางอีกท่อหนึ่งเป็น 10 เซนติเมตร สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนภายในท่อดังกล่าวซึ่งมีเส้นผ่าศูนย์กลาง 2 เซนติเมตร มีค่า 300 $W/m^2.K$ ก. เมื่อรางรับเป็นทองแดง ข. เมื่อรางรับเป็นอลูมินัม ค. เมื่อรางรับเป็นเหล็ก
4. ให้คำนวณหาตัวร่วมประสิทธิภาพของแผ่นรับ (F′) และตัวร่วมการเอาความร้อนจากแผ่นรับแสงไปใช้ (F_R) ซึ่งมีค่าสัมประสิทธิการสูญเสียความร้อนทั้งหมด 6 $W/m^2.K$ แผ่นรับแสงดังกล่าวประกอบด้วยรางรับและท่อนำของไหลทำด้วยอลูมินัม ระยะระหว่างศูนย์กลางท่อข้างเคียงมีค่า 15 เซนติเมตร ความหนาของรางรับมีค่า 0.5 เซนติเมตร เส้นผ่าศูนย์กลางท่อ 1.2 เซนติเมตร สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของของไหลในท่อมีค่า 1200 $W/m^2.K$ และมีค่า transmittance ของกระจกปิดจากการแผ่รังสีดวงอาทิตย์ 0.9 (ไม่ขึ้นกับทิศทาง) ค่า absorptance ของแผ่นดูดกลืนมีค่า 0.9 ขนาดของแผ่นรับแสงคือกว้าง 1 เมตร ยาว 3 เมตร อัตราที่น้ำไหลผ่านก็คือ 0.02 kg/sec และอุณหภูมิของน้ำมีค่า 350 K
5. จากโจทก์ข้อ 4 ให้หาประสิทธิภาพของแผ่นรับแสงดังกล่าว ในวันที่ 1 มีนาคม ที่กรุงเทพมหานคร สมมุติว่าวันนั้นระหว่างเวลา 13.00 น. - 14.00 น. มีแสงอาทิตย์ตกกระทบบนแผ่นรับแสงทั้งหมด 500 W/m^2 เมื่อแผ่นรับแสงดังกล่าวเอียงเป็นมุม 10 องศา หันหน้าไปทางทิศใต้ อุณหภูมิแวดล้อมแผ่นรับแสงมีค่า 290 K
6. ตัวแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell และ tube ดังรูปที่ 3-14 มีพื้นที่ 4.5 m^2 ใช้ถ่ายเทความร้อนให้แก่น้ำที่มีความดันสูงที่มีอุณหภูมิเริ่มต้น 290 K โดยใช้อากาศร้อนอุณหภูมิเริ่มต้น 400 K ถ้าอุณหภูมิของน้ำขาออกไม่เกิน 350 K เมื่ออัตราการไหลของอากาศเป็น - 0.5 kg/sec และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้งหมดมีค่า 300 $W/m^2.K$ ให้คำนวณหาอัตราการไหลของน้ำ