

การศึกษาเชิงตัวแปรของสมรรถนะของเครื่องทำความเย็นแบบดูดซับที่เชื่อมกับ 4 แหล่งความร้อน

Sensibility Parametric Study for the Performance of an Adsorption Refrigeration System with four Heat Sources

สมชาย แซ่ฮ้อ

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์ อ.หาดใหญ่ จ.สงขลา 90112

โทร 0-7428-7223 โทรสาร 0-7421-2893 อีเมลล์ somchai@me.psu.ac.th

บทคัดย่อ

บทความนี้นำเสนอการวิเคราะห์สมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ (Adsorption) ที่เชื่อมกับ 4 แหล่งความร้อนโดยใช้วิธี finite time thermodynamic โดยแบ่งระบบการทำงานเป็นสองช่วง: ช่วงดูดซับ - ระเหย และ ช่วงคาย - ควบแน่น ซึ่งจากความคิดนี้สามารถพิจารณาว่าระบบนี้จะประกอบด้วย 2 วัฏจักรคือ วัฏจักรการทำความเย็นสำหรับช่วงดูดซับ - ระเหย และวัฏจักรการทำความร้อนสำหรับช่วงคาย - ควบแน่น โดยแต่ละวัฏจักรจะกำหนดค่าสัมประสิทธิ์ความย้อนกลับไม่ได้ I_a และ I_d ตามลำดับ ซึ่งนำไปสู่ความสัมพันธ์ระหว่างค่าที่เหมาะสมที่สุดของสัมประสิทธิ์สมรรถนะกับภาระการทำความเย็นสูงสุด

ผลจากการศึกษาเชิงตัวแปรได้เสนอถึงอิทธิพลของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนต่างๆ, ค่าเสมือนการนำความร้อนรวมของระบบ ที่มีผลกระทบต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ค่าภาระการทำความเย็นสูงสุด และเวลาของแต่ละช่วงวัฏจักร ซึ่งจะถูกนำไปใช้เพื่อออกแบบระบบและพัฒนาประสิทธิภาพของระบบต่อไป

Abstract

This is the finite time thermodynamic analysis for the performance of an adsorption refrigeration system with four heat sources. The system was derived into 2 zones of operations: an adsorption-evaporation phase and a desorption-condensation phase. The idea was to treat the entire system as a combined cycle of a two-heat-sources refrigerator for the adsorption-evaporation phase and another two-heat-sources heat engine for the desorption-condensation phase. Each of these irreversible engines was characterized by the irreversibility factors I_a and I_d respectively. An optimal relationship between the overall coefficient of performance and the maximum cooling load was obtained. The detailed parametric study has shown the influence

of the source/sink temperature, the equivalent thermal conductance on the overall coefficient of performance, the maximum cooling load and the time phase's optimum. The result would be applied for improvement of the overall system's performance.

1. บทนำ

ในปัจจุบันปัญหาโลกร้อนเป็นปัญหาสำคัญที่หลายฝ่ายให้ความสนใจที่จะแก้ปัญหา ส่วนหนึ่งของสาเหตุของปัญหามาจากปรากฏการณ์เรือนกระจกอันเนื่องมาจากการทำลายชั้นบรรยากาศของสาร CFC [1] ซึ่งเป็นองค์ประกอบของสารทำงานที่ใช้กันอย่างแพร่หลายในระบบทำความเย็น ประกอบกับเทคโนโลยีที่สามารถใช้พลังงานหมุนเวียน ก็ได้รับความสนใจเป็นอย่างยิ่ง ระบบการทำความเย็นแบบดูดซับเป็นอีกทางเลือกหนึ่งที่น่าสนใจ โดยระบบชนิดนี้ได้เกิดขึ้นเป็นครั้งแรกราวๆ ปี ค.ศ. 1909 และได้ใช้ในเชิงพาณิชย์ในปี ค.ศ. 1920 [2]. และได้พัฒนาจนถึงปัจจุบัน

เทคโนโลยีทำความเย็นชนิดนี้มีข้อดีหลายอย่าง ได้แก่

1. สามารถทำงานได้ด้วยแหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ (คล้ายกับระบบแบบดูดซับโดยใช้ของเหลว) ดังนั้นจึงสามารถที่จะประยุกต์ใช้กับแหล่งความร้อนเหลือใช้ที่ทิ้งออกไปโดยไม่ให้เกิดประโยชน์ หรือจะใช้กับเทคโนโลยีแสงอาทิตย์ก็ได้ เป็นต้น
2. สารทำงานที่ใช้ในระบบนี้ เป็นสารที่ไม่มีสารทำลายชั้นบรรยากาศ เช่นน้ำ เมทานอล หรือแอมโมเนีย เป็นต้น
3. ส่วนประกอบหลักในระบบนี้จะยึดตรงกันที่ไม่มีมีการเคลื่อนไหวจึงทำให้ง่ายต่อการบำรุงรักษา อีกทั้งยังสามารถใช้กับระบบที่มีการเคลื่อนไหว เช่นในพาหนะขนส่ง เป็นต้น [3,4]

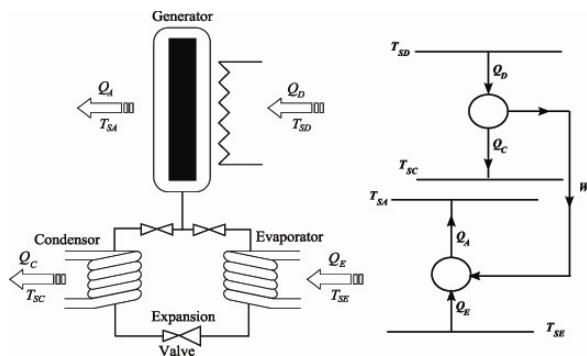
แต่อย่างไรก็ตามข้อเสียของระบบนี้ก็ไม่สามารถที่จะมองข้ามได้ ซึ่งได้แก่ค่าความเย็นที่ผลิตได้จะเป็นวัฏจักรที่ไม่ต่อเนื่อง (Non-continuous cycle), ประสิทธิภาพการทำความเย็นที่ไม่สูงมากและยังใช้เวลาต่อรอบวัฏจักรที่นาน [5]

ในบทความนี้เสนอการวิเคราะห์เชิงตัวแปร โดยที่ระบบการทำความเย็นแบบดูดซับจะถูกแบ่งเป็น 2 วัฏจักรย่อย คือวัฏจักรเครื่องทำความเย็น และวัฏจักรเครื่องทำความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์การย้อนกลับไม่ได้ของแต่ละวัฏจักรจะถูกนำมาประยุกต์ใช้กับกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ [6-9] ในกระบวนการวิเคราะห์จะใช้สมมติฐานต่อไปนี้เพื่อให้สะดวกต่อการพิจารณา

- ค่าคุณสมบัติทางกายภาพต่างๆ คงที่
- ระบบไม่มีการสูญเสียความร้อน

2. หลักการวิเคราะห์วัฏจักรทั้งระบบ

ผังภาพแสดงส่วนประกอบของระบบทำความเย็นแบบดูดซับได้แสดงไว้ในรูป 1 โดยจะแบ่งช่วงการทำงานเป็น 2 ส่วน โดยส่วนแรกเป็นช่วงของกระบวนการดูดซับ - ระเหย (adsorption - evaporation) โดยตัวดูดซับซึ่งอยู่ในเจเนอเรเตอร์ จะต่อกับเครื่องระเหยผ่านวาล์ว V_1 ความเย็นที่ผลิตได้จากการระเหยของสารทำความเย็นในเครื่องระเหย Q_E โดยมีแหล่งให้ความร้อนภายนอกอุณหภูมิ T_{SE} โดยทั่วไปจะเป็นบริเวณต้องการความเย็น ไอที่ระเหยจะถูกดูดโดยตัวดูดซับ ซึ่งจะให้ความร้อนจากการดูดซับ Q_A โดยความร้อนที่เกิดขึ้นนี้จะถูกถ่ายเทไปยังแหล่งรับความร้อนที่มีอุณหภูมิ T_{SA} (อุณหภูมิบรรยากาศ) เมื่อเสร็จสิ้นช่วงกระบวนการนี้วาล์ว V_1 จะถูกปิด



รูปที่ 1 ส่วนประกอบของระบบทำความเย็นแบบดูดซับ

ในส่วนที่ 2 คือช่วงของกระบวนการคาย - ควบแน่น (desorption - condensation) โดยสารดูดซับในเจเนอเรเตอร์จะไหลผ่านไปยังเครื่องควบแน่นโดยผ่านวาล์ว V_2 ความร้อน Q_D จะให้กับเจเนอเรเตอร์เพื่อให้สารดูดซับคายเอาไอของสารทำความเย็นออกมา โดยมีแหล่งให้ความร้อนภายนอกอุณหภูมิ T_{SD} ซึ่งเป็นแหล่งความร้อนอุณหภูมิสูงอาจได้จากความร้อนทิ้งในอุตสาหกรรม ไอของสารทำงานจะถูกคายออกมาไหลไปสูงเครื่องควบแน่น โดยความร้อนจากการควบแน่น Q_C จะถ่ายเทไปยังแหล่งรับความร้อนอุณหภูมิ T_{SC} ซึ่งมีอุณหภูมิใกล้เคียงกับบรรยากาศ จากการประยุกต์ใช้กฎข้อแรกของเทอร์โมไดนามิกส์ จะได้

$$Q_E - Q_A = Q_C - Q_D \quad (1)$$

ระบบจะถูกพิจารณาเป็นสองระบบย่อย ได้แก่เครื่องทำความเย็นแบบย้อนกลับไม่ได้ที่เชื่อมกับแหล่งความร้อน 2 แหล่งสำหรับ

กระบวนการดูดซับ - ระเหย และเครื่องทำความร้อนแบบย้อนกลับไม่ได้ที่เชื่อมกับแหล่งความร้อน 2 แหล่งสำหรับกระบวนการคาย - ควบแน่น สัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบย่อยที่เป็นเครื่องทำความเย็นคือ

$$\alpha = \frac{Q_E}{Q_E - Q_A} \quad (2)$$

และประสิทธิภาพของระบบย่อยที่เป็นเครื่องทำความร้อนคือ

$$\eta = \frac{Q_D - Q_C}{Q_D} \quad (3)$$

จากสมการข้างต้น ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบรวมสามารถเขียนได้จาก $\varepsilon = \eta \cdot \alpha$ หรือ

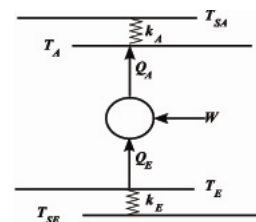
$$\varepsilon = \left[\frac{Q_D - Q_C}{Q_D} \right] \cdot \left[\frac{Q_E}{Q_E - Q_A} \right] \quad (4)$$

2.1 การวิเคราะห์วัฏจักรย้อนกลับไม่ได้ของเครื่องทำความเย็นที่มีแหล่งความร้อน 2 แหล่ง

รูป 2 แสดงการทำงานของเครื่องทำความเย็นที่เชื่อมกับ 2 แหล่งความร้อน ความร้อนที่ออกจากแหล่งความร้อนเพื่อที่จะเข้าสู่เครื่องระเหยคือ

$$Q_E = k_E (T_{SE} - T_E) t_{ev} \quad (5)$$

โดยที่ k_E คือค่าการนำความร้อนรวมในกระบวนการระเหย T_E คืออุณหภูมิของสารทำความเย็นในเครื่องระเหย และ t_{ev} คือเวลาที่เข้าไปในกระบวนการระเหย



รูปที่ 2 การทำงานของเครื่องทำความเย็นที่มีแหล่งความร้อน 2 แหล่ง

ในทำนองเดียวกันความร้อนที่ออกจากตัวดูดซับสามารถเขียนได้ดังนี้

$$Q_A = k_A (T_A - T_{SA}) t_{ads} \quad (6)$$

โดยที่ k_A คือค่าการนำความร้อนรวมในกระบวนการดูดซับ T_A คืออุณหภูมิของตัวสารดูดซับ และ t_{ads} คือเวลาที่เข้าไปในกระบวนการดูดซับ

จากกฎข้อแรกของเทอร์โมไดนามิกส์ จะได้ว่างานที่ใช้ขับเคลื่อนเครื่องทำความเย็นชนิดนี้คือ

$$W = k_E (T_{SE} - T_E) t_{ev} - k_A (T_A - T_{SA}) t_{ads} \quad (7)$$

และจากกฎข้อที่สองจะได้ว่าค่าเอนโทรปีที่ไม่เปลี่ยนแปลงของสารทำงานคือ

$$\Delta S = \frac{k_E (T_{SE} - T_E) t_{ev}}{T_E} - \frac{k_A (T_A - T_{SA}) t_{ads}}{I_a T_A} = 0 \quad (8)$$

โดยที่ I_a คือค่าสัมประสิทธิ์การย้อนกลับไม่ได้ภายในของระบบ [9] สำหรับช่วงกระบวนการดูดซับ - ระเหย พบว่าถ้า $I_a = 1$ ระบบนี้

ก็จะเป็นระบบที่ย้อนกลับได้ และถ้า $1/I_d < 1$ ระบบก็จะเป็นระบบที่ย้อนกลับไม่ได้

จากความสัมพันธ์ข้างต้น ค่าอุณหภูมิของสารทำงานภายในเครื่องระเหยจะเขียนขึ้นใหม่ได้

$$T_E = T_{SE} - \frac{Q_E}{k_E t_{ev}} \quad (9)$$

และอุณหภูมิของสารทำงานภายในตัวดูดซับคือ

$$T_A = \frac{T_{SA} \left(T_{SE} - \frac{Q_E}{k_E t_{ev}} \right)}{T_{SE} - Q_E \left(\frac{1}{k_E t_{ev}} + \frac{I_a}{k_A t_{ads}} \right)} \quad (10)$$

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบย่อยที่เป็นเครื่องทำความเย็นจะเขียนใหม่ได้คือ

$$\alpha = \left[\frac{Q_A}{Q_E} - 1 \right]^{-1} = \left[\frac{T_{SA} I_a}{T_{SE} - Q_E \left(\frac{1}{k_E t_{ev}} + \frac{I_a}{k_A t_{ads}} \right)} - 1 \right]^{-1} \quad (11)$$

โดยในช่วงเวลาที่ใช้ไปในกระบวนการระเหยจะเท่ากับเวลาที่ใช้ไปในกระบวนการดูดซับ $t_{ev} = t_{ads}$ และให้ $k_r = k_E + k_A$ เป็นผลรวมของค่าการนำความร้อนของทั้งสองส่วน ทำอนุพันธ์สมการ (11) เทียบกับ k_E และ k_A เพื่อหาค่าที่เหมาะสมที่สุดสำหรับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ จะได้

$$\frac{\partial \alpha}{\partial k_E} = 0 \quad \text{ได้} \quad \frac{k_r}{k_E} = 1 + \sqrt{I_a} \quad (12)$$

$$\frac{\partial \alpha}{\partial k_A} = 0 \quad \text{ได้} \quad \frac{k_r}{k_A} = 1 + \sqrt{\frac{1}{I_a}} \quad (13)$$

นำไปแทนค่าในสมการ (11) จะได้

$$\alpha = \left[\frac{T_{SA} I_a}{T_{SE} - \frac{Q_E}{K_{ads} t_{ads}}} - 1 \right]^{-1} \quad (14)$$

โดยที่
$$K_{ads} = \frac{k_E + k_A}{(1 + \sqrt{I_a})^2} \quad (15)$$

2.2 การวิเคราะห์วัฏจักรย้อนกลับไม่ได้ของเครื่องทำความร้อนที่เชื่อมติดกับ 2 แหล่งความร้อน

รูป 3 แสดงการทำงานของเครื่องทำความร้อนที่เชื่อมกับ 2 แหล่งความร้อน ความร้อนที่ถ่ายให้แก่ระบบในกระบวนการคายคือ

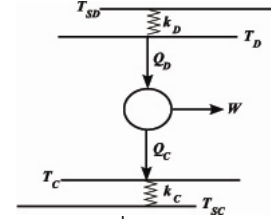
$$Q_D = k_D (T_{SD} - T_D) t_{des} \quad (16)$$

โดยที่ k_D คือค่าการนำความร้อนรวมของกระบวนการคาย T_D คืออุณหภูมิของสารทำความเย็นกระบวนการคาย และ t_{des} คือเวลาที่ใช้ไปในกระบวนการคาย

ในทำนองเดียวกันความร้อนที่ถ่ายเทออกจากกระบวนการควบแน่นคือ

$$Q_C = k_C (T_C - T_{SC}) t_{cond} \quad (17)$$

โดยที่ k_C คือค่าการนำความร้อนรวมในกระบวนการควบแน่น T_C คืออุณหภูมิของตัวสารทำงานในเครื่องควบแน่น และ t_{cond} คือเวลาที่ใช้ไปในกระบวนการควบแน่น



รูปที่ 3 การทำงานของเครื่องทำความร้อนที่มีแหล่งความร้อน 2 แหล่ง

จากกฎข้อแรกของเทอร์โมไดนามิกส์ จะได้ว่างานที่ใช้ขับเคลื่อนเครื่องทำความร้อนชนิดนี้คือ

$$W = k_C (T_{SC} - T_C) t_{cond} - k_D (T_D - T_{SD}) t_{des} \quad (18)$$

และจากกฎข้อที่สองจะได้ว่าค่าเอนโทรปีเปลี่ยนแปลงของสารทำงานคือ

$$\Delta S = \frac{k_C (T_{SC} - T_C) t_{cond}}{T_C} - \frac{k_D (T_D - T_{SD}) t_{des}}{I_d T_D} = 0 \quad (19)$$

โดยที่ I_d คือค่าสัมประสิทธิ์การย้อนกลับไม่ได้ภายในของระบบ [9] สำหรับช่วงกระบวนการคาย - ควบแน่น พบว่าถ้า $I_d = 1$ ระบบนี้ ก็จะเป็นระบบที่ย้อนกลับได้ และถ้า $1/I_d < 1$ ระบบก็จะเป็นระบบที่ย้อนกลับไม่ได้ (ระบบจริง)

จากความสัมพันธ์ข้างต้นอุณหภูมิของสารทำงานขณะเกิดกระบวนการคายคือ

$$T_D = T_{SD} - \frac{Q_D}{k_D t_{des}} \quad (20)$$

และอุณหภูมิของสารทำงานในเครื่องควบแน่นคือ

$$T_C = \frac{T_{SC} \left(T_{SD} - \frac{Q_D}{k_D t_{des}} \right)}{T_{SD} - Q_D \left(\frac{1}{k_D t_{des}} + \frac{I_d}{k_C t_{cond}} \right)} \quad (21)$$

ค่าสัมประสิทธิ์ภาพของระบบย่อยที่เป็นเครื่องทำความร้อนจะเขียนใหม่ได้คือ

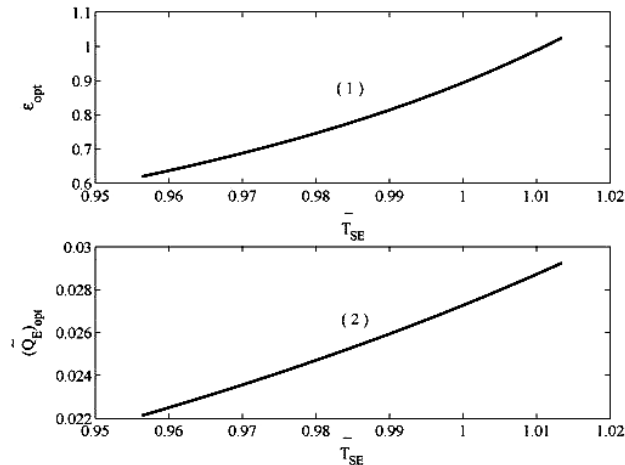
$$\eta = \left[1 - \frac{Q_C}{Q_D} \right] = 1 - \frac{T_{SC} I_d}{T_{SD} - Q_D \left(\frac{1}{k_D t_{des}} + \frac{I_d}{k_C t_{cond}} \right)} \quad (22)$$

โดยในช่วงเวลาที่ใช้ไปในกระบวนการควบแน่นจะเท่ากับเวลาที่ใช้ไปในกระบวนการคาย $t_{cond} = t_{des}$ และให้ $k_h = k_C + k_D$ เป็นผลรวมของค่าการนำความร้อนของทั้งสองส่วน ทำอนุพันธ์สมการ (22) เทียบกับ k_D และ k_C เพื่อหาค่าที่เหมาะสมที่สุดสำหรับประสิทธิภาพการทำความร้อน จะได้

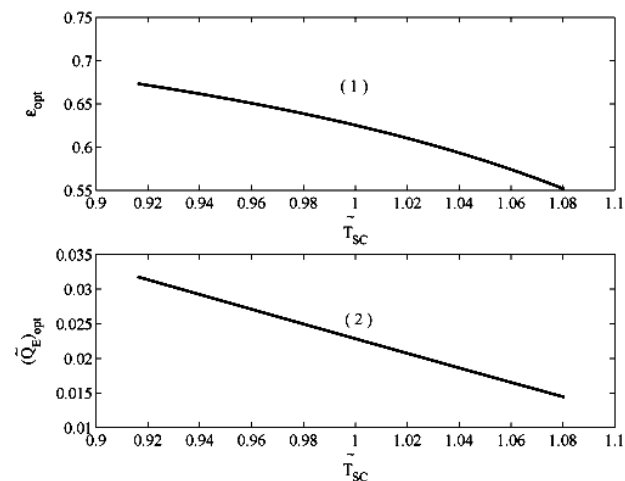
$$\frac{\partial \eta}{\partial k_D} = 0 \quad \text{ได้} \quad \frac{k_h}{k_D} = 1 + \sqrt{I_d} \quad (23)$$

3.2 ผลกระทบของอุณหภูมิของแหล่งความร้อน

ในส่วนนี้ได้ทำการแปรค่าอุณหภูมิของแหล่งความร้อนอื่น ๆ โดยแสดงในรูปอุณหภูมิไร้มิติ (เปรียบเทียบกับอุณหภูมิของแหล่งความร้อนในช่วงกระบวนการดูดซับ T_{SA} ซึ่งโดยทั่วไปจะเป็นอุณหภูมิบรรยากาศ)

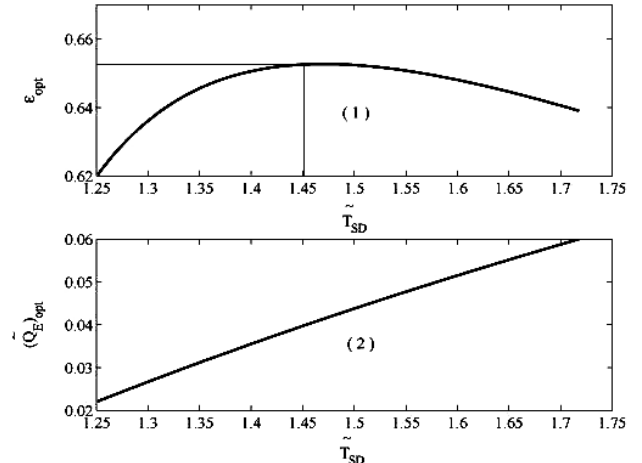


รูปที่ 6 ผลของการเปลี่ยนแปลง $\tilde{T}_{SE}$ ที่กระทบต่อ ε_{opt} (1) และ $(\tilde{Q}_E)_{opt}$ (2)



รูปที่ 7 ผลของการเปลี่ยนแปลง $\tilde{T}_{SC}$ ที่กระทบต่อ ε_{opt} (1) และ $(\tilde{Q}_E)_{opt}$ (2)

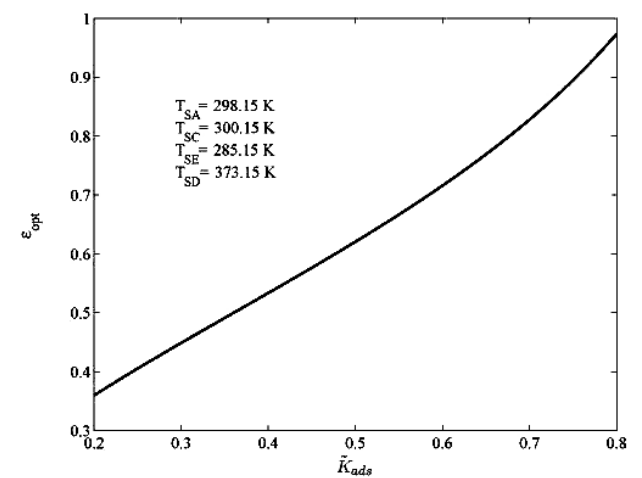
จากรูปที่ 6 และ 7 พบว่าระบบจะมีสมรรถนะที่ดีกว่าถ้ามีอุณหภูมิของแหล่งความร้อนที่เครื่องระเหย $\tilde{T}_{SE}$ สูง และมีอุณหภูมิของแหล่งรับความร้อนที่ออกจากเครื่องควบแน่น $\tilde{T}_{SC}$ ต่ำ โดยจะพบว่าแหล่งความร้อนที่รับความร้อนจากเครื่องควบแน่นควรมีค่าน้อยกว่า แหล่งความร้อนที่รับความร้อนจากกระบวนการดูดซับ แต่ในรูปที่ 8 พบว่าถ้าเพิ่มอุณหภูมิของแหล่งจ่ายความร้อนในกระบวนการคาย $\tilde{T}_{SD}$ จะส่งผลให้ค่าความเย็นสูงสุด $(\tilde{Q}_E)_{opt}$ ที่ได้สูงขึ้นแต่สัมประสิทธิ์สมรรถนะ ε_{opt} จะลดลงเมื่อผ่านค่าที่เหมาะสมที่สุด โดยจะได้ค่า $\tilde{T}_{SD}$ ที่ช่วง 1.45 เท่าของอุณหภูมิของแหล่งความร้อนในช่วงกระบวนการดูดซับ



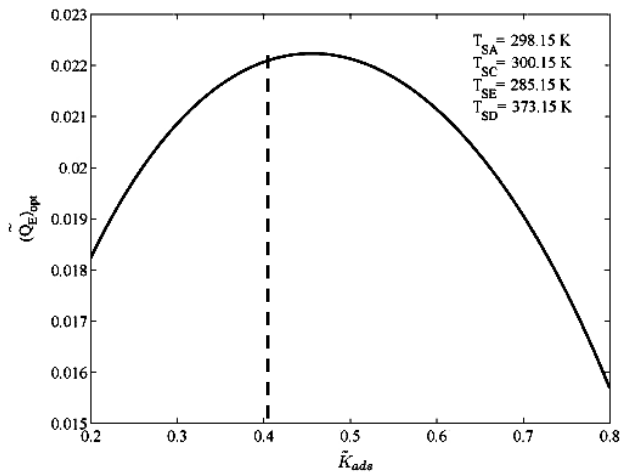
รูปที่ 8 ผลของการเปลี่ยนแปลง $\tilde{T}_{SD}$ ที่กระทบต่อ ε_{opt} (1) และ $(\tilde{Q}_E)_{opt}$ (2)

3.3 ผลกระทบของค่าการนำความร้อนเสมือน ของแต่ละช่วงการทำงาน

พบว่าเมื่อค่าการนำความร้อนเสมือนไร้มิติของช่วงกระบวนการดูดซับ-ระเหย $\tilde{K}_{ads}$ สูงขึ้น จะได้ค่าที่เหมาะสมที่สุดของสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ε_{opt} สูงขึ้นด้วย



รูปที่ 9 ผลของการเปลี่ยนแปลง $\tilde{K}_{ads}$ ที่กระทบต่อ ε_{opt}
แต่ค่าการทำความเย็นไร้มิติสูงสุด $(\tilde{Q}_E)_{opt}$ จะลดลงเมื่อค่า $\tilde{K}_{ads}$ มากกว่า 0.45 โดยประมาณ

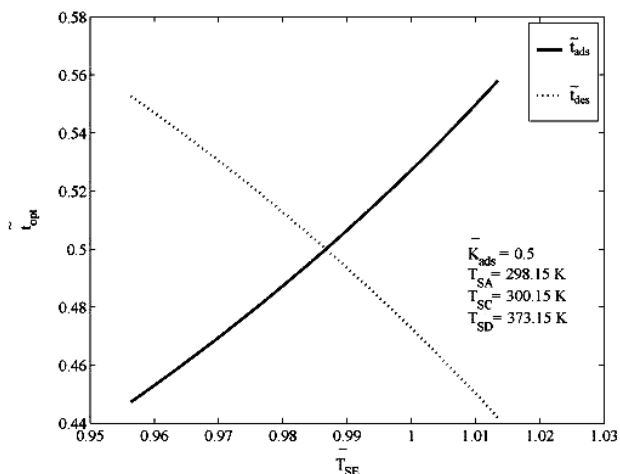


รูปที่ 10 ผลของการเปลี่ยนแปลง $\tilde{K}_{ads}$ ที่กระทบต่อ $(\tilde{Q}_E)_{opt}$

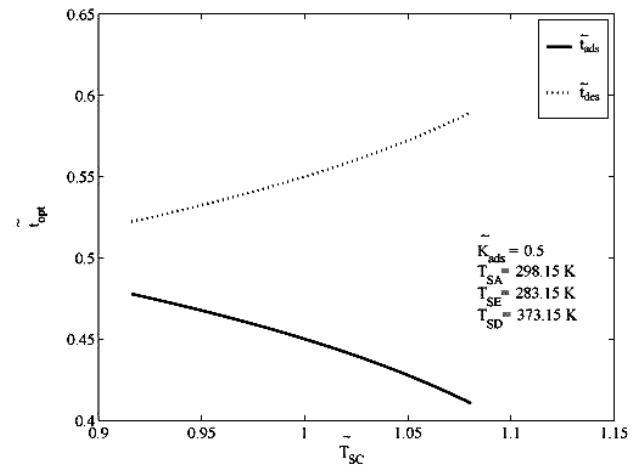
3.4 ผลกระทบของตัวแปรอื่นๆ ที่มีต่อเวลาของแต่ละช่วงการทำงาน

เนื่องจากระบบทำความเย็นชนิดนี้ความเย็นที่ได้จะไม่ต่อเนื่องอีกทั้งเวลาต่อวัฏจักรที่นาน ในส่วนนี้แสดงการวิเคราะห์ผลกระทบจากตัวแปรต่างๆ ที่มีต่อเวลาของแต่ละช่วงการทำงาน ช่วงเวลาที่ดียที่สุดของแต่ละวัฏจักรควรมีช่วงเวลาของกระบวนการดูดซับ-ระเหยเท่ากับกระบวนการคาย-ควบแน่นเพื่อที่จะให้การทำงานสามารถผลิตความเย็นแบบต่อเนื่องได้ (กรณีใช้ตัวดูด-คาย 2 ตัว)

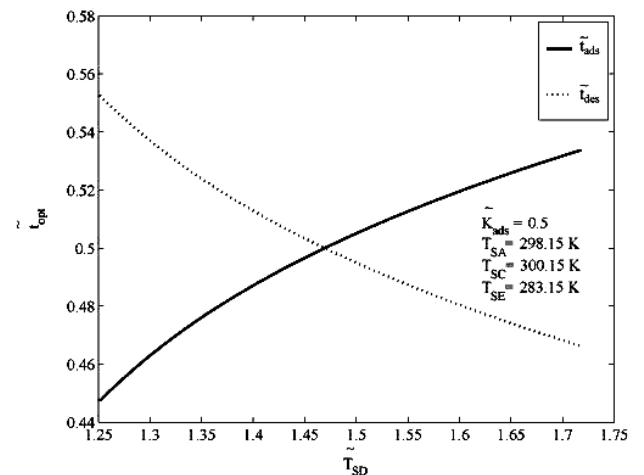
จากรูปที่ 11-13 พบว่าอุณหภูมิของแหล่งจ่ายและรับความร้อนที่ส่วนต่างๆ มีผลต่อเวลาที่ใช้ในแต่ละช่วง แต่ทั้งนี้ต้องคำนึงถึงประสิทธิภาพของระบบด้วย



รูปที่ 11 ผลของการเปลี่ยนแปลง $\tilde{T}_{SE}$ ที่กระทบต่อ $\tilde{t}_{opt}$



รูปที่ 12 ผลของการเปลี่ยนแปลง $\tilde{T}_{SC}$ ที่กระทบต่อ $\tilde{t}_{opt}$



รูปที่ 13 ผลของการเปลี่ยนแปลง $\tilde{T}_{SD}$ ที่กระทบต่อ $\tilde{t}_{opt}$

4. สรุป

จากการวิเคราะห์ตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับระบบการทำความเย็นแบบดูดซับ เราสามารถหาผลเฉลยซึ่งเป็นค่าที่เหมาะสมที่สุดของสัมประสิทธิ์สมรรถนะและค่าการทำความเย็นสูงสุดของระบบ ที่อุณหภูมิของสิ่งแวดล้อมกำหนดมา ซึ่งสามารถจะนำไปเป็นข้อกำหนดเบื้องต้นในการใช้เครื่องทำความเย็นชนิดนี้เพื่อที่จะให้ได้ประสิทธิภาพสูงสุด

เอกสารอ้างอิง

1. Stephan, K., Krauss, R., "Regulated CFCs and their alternatives. in: F. Meunier (Eds.)" In proceedings: of Solid Sorption Refrigeration Symposium, Ministère de la Recherche et de L'Espace, Paris, 1992, pp. 32-43.
2. Miller, EB. 1929. The Development of Silica Gel. Refrigerating Engineering. The American Society of Refrigerating Engineers.

3. Wang, W., Wang, R. Z., Xu, Y. X., Wu, J. Y. and Gui, Y. B. 1998. Investigation on adsorption refrigeration with a single adsorbent bed. *International journal of energy research*, Vol. 22, pp. 1157-1163
4. Dieng, A.O., Wang, R.Z. 2001. Literature review on solar adsorption technologies for ice-making and air conditioning purposes and recent developments in solar technology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 5, pp. 313-342
5. Ait-Taleb, L., 2002. Contribution à l'étude des machines à froid à sorption solide par bi-régénération en fonctionnement semi-continu., Thèse de Doctorat de l'Université Henri Poincaré NANCY 1.
6. Goktun, S. 1997. Optimal performance of an irreversible refrigerator with three heat sources (IRWTHS). *Energy*, Vol. 22, pp. 27-31.
7. Wu, C., Kiang, R.L., 1992. Finite-time thermodynamic analysis of a Carnot engine with internal irreversibility. *Energy*, Vol. 17, pp. 1173-1178.
8. Goktun, S., Ozkaynak, S., 1997. Optimum performance of a corrugated collector-driven, irreversible Carnot heat engine and absorption refrigerator. *Energy*, Vol. 22, pp. 481-485.
9. Goktun, S., Ozkaynak, S., Yavuz, H., 1993. Design parameters of a radiative heat engine. *Energy*, Vol. 18, pp. 651-655.