

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานศึกษาที่เกี่ยวข้อง

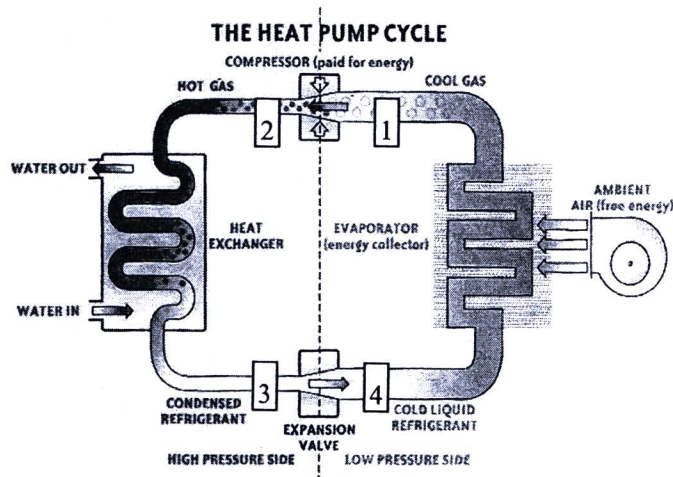
2.1 ปัมความร้อน

ปัมความร้อนเป็นระบบที่มีวัฏจักรการทำงานทางเทอร์โมไดนามิกส์ ที่รู้จักกันว่า Carnot Cycle ซึ่งดึงความร้อนจากแหล่งความร้อนแล้วนำไปถ่ายเทในบริเวณที่ต้องการความร้อน หรือกล่าวง่ายๆ ได้ก็คือการปัมความร้อนจากจุดหนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งนั่นเอง วัฏจักรการทำงานของปัมความร้อนมีลักษณะเช่นเดียวกับระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ (Mechanical Wapour Compression System) ต่างกันเพียงแต่ปัมความร้อนจะเลือกใช้ประโยชน์จากด้านความร้อนเป็นหลักและควบคุมอุณหภูมิด้านความร้อนทางด้านความเย็น ซึ่งส่วนประกอบการทำงานหลักของปัมความร้อน ประกอบด้วย 4 อุปกรณ์หลักดังนี้ (รูปที่ 2.1)

1. อีวาพอเรเตอร์ ทำหน้าที่ดึงความร้อนจากภายนอกเข้าสู่วงจรปัมความร้อน โดยสารทำงานที่ความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิภายนอกจะดึงความร้อนจากภายนอกและเปลี่ยนสถานะเป็นไอ
2. คอมเพรสเซอร์ ทำหน้าที่เพิ่มความดันและสารทำงานในสถานะไอที่อุณหภูมิต่ำให้มีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้นกว่าภายนอกและส่งต่อไปที่คอนเดนเซอร์
3. คอนเดนเซอร์ ทำหน้าที่ระบายความร้อนจากสารทำงานที่ความดันและอุณหภูมิสูงกว่าภายนอกทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวที่ความดันสูงไหลต่อไปยังเอ็กซ์แพนชันวาล์ว
4. วาวล์ขยายตัว ทำหน้าที่ลดความดันของสารทำงานเพื่อป้อนให้กับอีวาพอเรเตอร์

2.1.1 หลักการทำงานของปัมความร้อน

หลักการทำงานของเครื่องปัมความร้อนนั้นคือ การดึงเอาความร้อนจากที่แหล่งความร้อนอุณหภูมิต่ำ (โดยทั่วไปคือบรรยากาศรอบนอกอาคาร) ถ่ายเทไปสู่ที่ที่ต้องการทำความร้อน โดยผ่านตัวกลางคือ สารทำงาน (Refrigerant) ซึ่งจะมีลักษณะการทำงานคล้ายกับระบบปรับอากาศแต่จะแตกต่างกันที่มีวัตถุประสงค์การใช้งานที่ระบบปรับอากาศที่ต้องการทำความเย็นในห้องแต่ระบบปัมความร้อนจะมุ่งเน้นที่การทำความร้อน



รูปที่ 2.1 ระบบปั๊มความร้อน

ที่มา : <http://se-ed.net/siam2cool/knowledge/knowledge2.htm>

หลักการทำงานของปั๊มความร้อน ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนจากอากาศแหล่งที่มีอุณหภูมิสูงและแหล่งอุณหภูมิต่ำ โดยใช้สารทำความเย็นเป็นสารทำงานนั้นจะมีลักษณะเช่นเดียวกันกับวัฏจักรการอัดไอเบื้องต้น เริ่มจากคอมเพรสเซอร์ดูดสารทำความเย็นซึ่งอยู่ในสถานะที่เป็นไอที่จุด 1 และถูกอัดเพื่อให้ความดันสูงขึ้นตามกระบวนการไอเซนโทรปิก (Isentropic Process) ที่จุด 2 แล้วไอสารทำความเย็นที่มีความดันสูงและอุณหภูมิสูงจะถูกส่งไปยังคอนเดนเซอร์เพื่อระบายความร้อนให้แก่ น้ำ (Q_c) โดยกระบวนการความดันคงที่ (Isentropic Process) ทำให้สารทำความเย็นควบแน่นกลายเป็นของเหลวที่มีความดันสูงที่จุดที่ 3 จากนั้นสารทำความเย็นจะไหลผ่านอุปกรณ์ลดความดัน (Expansion Valve) ซึ่งเรียกว่ากระบวนการลดความดันโดยอาศัยความเสียดทาน โดยไม่มีการถ่ายเทความร้อน (Throttling Process or Constant Enthalpy) ออกมาที่จุด 4 สารทำความเย็นบางส่วนจะเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ โดยดูดความร้อนจากของเหลวที่เหลืออยู่ให้เย็นลงซึ่งไอจะเย็นลงด้วย ไอผสมของเหลวซึ่งเย็นนี้จะไหลเข้าเครื่องระเหย (evaporator) และดูดความร้อน (Q_e) จากสิ่งแวดล้อมที่ความดันคงที่ (Isentropic Process) จนกลายเป็นไปหมดที่จุด 1 แล้วเริ่มวัฏจักรใหม่อีกครั้ง

โดยทั่วไปแล้วการวัดประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศสามารถวัดได้จากค่าสมรรถนะการทำงาน COP (Coefficient Of Performance) และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพทางพลังงานของเครื่องทำน้ำร้อน โดยมีรายละเอียดดังนี้

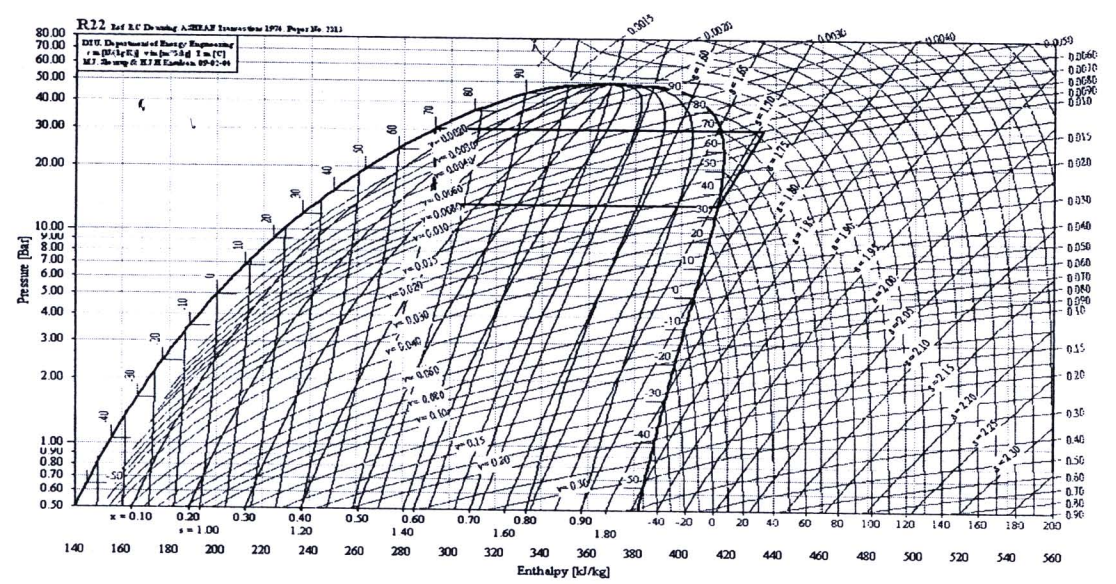
สัมประสิทธิ์ในการทำงาน (Coefficient Of Performance : COP) เป็นค่าที่แสดงประสิทธิภาพของวัฏจักรการทำความร้อนคืออัตราส่วนระหว่างพลังงานที่เครื่องสามารถทำความร้อนได้ต่อพลังงาน

ที่ต้องใช้ (พลังงานไฟฟ้า) และค่า COP จะมีค่ามากกว่า 1 เนื่องจากเครื่องทำความร้อนนั้นทำหน้าที่เป็นปั๊มสำหรับถ่ายเทความร้อน ดังนั้นความสามารถทำความร้อนจึงต้องมากกว่างานที่ทำในเครื่องอัด ซึ่งมีรายละเอียดสมการดังนี้

$$\text{COP}_h = Q_c / (Q_c - Q_E) \tag{2.1}$$

เมื่อ Q_c = ค่าปริมาณความร้อนที่สามารถผลิตได้ (kW)

Q_E = อัตราความร้อนที่ถ่ายเทความร้อนที่อีวาเพอเรเตอร์ (kW)



รูปที่ 2.2 P-h Diagram ของสารทำงาน R-22

จากรูปที่ 2.2 ได้แสดงความสัมพันธ์ระหว่างแรงดัน (pressure) และเอนทาลปี (Enthalpy) หรือความร้อน (Heat Content) แกนตั้งบนแผนภาพ P-H จะเป็นแกนของความดันคงที่ (Constant pressure) และแกนนอนจะเป็นแกนของเอนทาลปี เส้นของเหลวอิ่มตัว (Saturated Liquid) เป็นเส้นที่สร้างมาจากแรงดันและเอนทาลปีของเหลวอิ่มตัวคือเส้นที่สารทำความเย็นจะเป็นของเหลว เส้นไออิ่มตัว (Saturated Vapor) เป็นเส้นที่สร้างมาจากความดันและเอนทาลปีของไออิ่มตัวคือเส้นที่สารทำความเย็นจะเป็นแก๊ส โดยค่าตัวแปรที่ใช้ในการคำนวณสมการที่ 2.1 สามารถหาได้จาก P-h Diagram ได้ดังนี้

$$Q_c = m_r (h_2 - h_3) \tag{2.2}$$

เมื่อ m_r = มวลของสารทำความเย็น (kg/s)

h_2 = เอนทาลปีที่จุด 2 ในรูปที่ 2.2 (kJ/kg)

h_3 = เอนทาลปีที่จุด 3 ในรูปที่ 2.2 (kJ/kg)

$$\begin{aligned}
 W_{\text{Comp.}} &= m_r (h_2 - h_1) & (2.3) \\
 \text{เมื่อ } W_{\text{Comp.}} &= \text{ปริมาณการใช้พลังงานที่คอมเพรสเซอร์} & (\text{kW}) \\
 h_1 &= \text{เอนทาลปีที่จุด 1 ในรูปที่ 2.2} & (\text{kJ/kg}) \\
 Q_E &= m_r (h_1 - h_4) & (2.4) \\
 \text{เมื่อ } h_4 &= \text{เอนทาลปีที่จุด 4 ในรูปที่ 2.2} & (\text{kJ/kg})
 \end{aligned}$$

อัตราส่วนประสิทธิภาพทางพลังงานของเครื่องทำน้ำร้อน (Energy Efficiency Ratio , EER) หาได้จากอัตราส่วนของพลังงานความร้อนที่ใช้ประโยชน์ต่อพลังงานไฟฟ้ารวมที่ใช้

$$EER = m_w \times C_{p,w} \times (T_o - T_i) / P_T$$

โดย EER = อัตราส่วนประสิทธิภาพทางพลังงานของเครื่องทำน้ำร้อน (kW_{th}/kW_e)

m_w = อัตราการไหลของน้ำ (kg/s)

$C_{p,w}$ = ความจุความร้อนจำเพาะของน้ำมีค่าเท่ากับ 4.184 kJ/kg.K

T_o = อุณหภูมิน้ำร้อนที่ออกจากถังเก็บน้ำร้อน (K)

T_i = อุณหภูมิน้ำป้อนที่เข้าสู่ถังเก็บน้ำร้อน (K)

P_T = พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ทั้งหมดของเครื่องทำน้ำร้อน (kW)

2.1.2 ประเภทของปั๊มความร้อน

ปัจจุบันปั๊มความร้อนที่ใช้งานโดยทั่วไปนั้น สามารถแบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ เครื่องปั๊มความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรม (Industrial Heat Pump) และเครื่องปั๊มความร้อนในที่พักอาศัยและอาคารพาณิชย์ (Building Heat Pump) โดยมีรายละเอียดดังนี้

1) เครื่องปั๊มความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรม (Industrial Heat Pump) ปั๊มความร้อนแต่ละชนิดนั้นมีลักษณะการใช้งานที่แตกต่างกัน ดังนั้นความเหมาะสมในด้านต่างๆ จึงมีความแตกต่างกัน โดยเครื่องปั๊มความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมแต่ละประเภทมีดังนี้

- Mechanical Vapor Recompression System (MVRs)

แบ่งได้เป็นปั๊มความร้อนแบบเปิดและกึ่งเปิด แบบเปิดนั้นไอน้ำของสารทำงานจะถูกอัดจนความดันสูงและอุณหภูมิสูงและควบแน่นเมื่อคายความร้อนออก โดยสารทำงานสัมผัสโดยตรงกับแหล่งความร้อนและแหล่งปล่อยความร้อน แบบกึ่งเปิดนั้นความร้อนจากไอน้ำจะถ่ายเทให้กับกระบวนการผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนบริเวณแหล่งความร้อนหรือแหล่งปล่อยความร้อนปกติแล้วสมรรถนะการทำงานของปั๊มความร้อนชนิดนี้จะค่อนข้างสูง ซึ่งดูได้จากค่า COP: Coefficient Of Performance (COP) ที่มีค่าระหว่าง 10-30 ส่วนการทำงานของปั๊มความร้อนชนิดนี้จะได้รับความร้อนมาจากแหล่งความร้อนอุณหภูมิ 70-80 °C และทำความร้อนได้สูงถึง 110-150 °C และบางกรณีอาจสูงถึง 200 °C มักจะใช้น้ำเป็นสารทำงาน

- Closed Cycle Compression Heat Pumps

ปั๊มความร้อนแบบปิดคือการที่สารทำงานอยู่ในระบบปิด กล่าวคือแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งในอีแวปอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์สารทำงานจำกัดอุณหภูมิความร้อนที่ได้ 120°C

- Absorption Heat Pump (Type I)

ปั๊มความร้อนแบบนี้ไม่มีการใช้งานในอุตสาหกรรมมากนัก มักใช้เพื่องาน Heat Recovery อุณหภูมิที่จะได้ออกมาประมาณ 100°C และทำอุณหภูมิสูงขึ้นมาได้ 65°C (Lift of) ค่า COP อยู่ระหว่าง 1.2 - 1.4 แต่ปั๊มความร้อนใหม่ๆให้อุณหภูมิได้สูงถึง 260°C ในกรณีที่เป็ปั๊มความร้อนรุ่นใหม่

- Heat transformers (Type II)

จะมีส่วนประกอบเหมือนกับแบบ Absorption Heat Pump สามารถนำความร้อนทิ้งที่เหลือใช้ที่อุณหภูมิต่ำ (ระหว่างระดับความร้อนของสภาพแวดล้อม) มาใช้กับระบบนี้ได้ โดยไม่ต้องใช้พลังงานจากภายนอก ความร้อนระดับกลางจะถูกส่งให้อีแวปอเรเตอร์และเจนเนอเรเตอร์ ความร้อนส่วนที่ใช้ประโยชน์ได้ก็จะส่งต่อไปยังแอสซอร์บเบอร์ ในปัจจุบันใช้น้ำและลิเทียมโบรไมด์เป็นสารทำงานคู่กัน อุณหภูมิที่ได้จากระบบนี้จะสูงถึง 150°C และทำอุณหภูมิสูงขึ้นได้ 50°C (Lift of) มีค่า COP ระหว่าง 0.45-0.48

- Reversed Brayton-cycled Heat pumps

ใช้หลักการในการ recover ของ solvents จากแก๊สในกระบวนการผลิต อากาศที่มี solvents จะถูกอัด แล้วขยายตัวอากาศเย็น(จากการขยายตัว)แล้ว solvents ก็จะควบแน่นและวนในกระบวนการนี้ซ้ำอีกครั้ง การขยายตัวและการวนกลับที่กล่าวมาจะเกิดในกังหันซึ่งขับเคลื่อนเพรสเซอร์

2) เครื่องปั๊มความร้อนที่ใช้ในอาคารพาณิชย์ (Building Heat Pump)

อาคารขนาดใหญ่โดยเฉพาะอาคารประเภทโรงพยาบาลและโรงแรมนั้นจะมีระบบทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนหลากหลายชนิด ทั้งนี้สามารถแบ่งออกมาเป็นแต่ละประเภทดังนี้

- Heating Only

เป็นแบบที่ใช้งานโดยเน้นภาคความร้อนเป็นหลักโดยจะทำความร้อนให้แก่ น้ำหรืออากาศ

- Heating and cooling

เป็นแบบที่ง่ายที่สุดคือ Reversible air heat pump ซึ่งในอาคารใหญ่ๆ มักจะใช้วงจรน้ำ (Water Loop: Hydronic) เป็นตัวส่งถ่ายความร้อนและความเย็น จึงสามารถทำได้พร้อมกัน

- Integrated System

คือการทำทั้งความร้อนและความเย็นและทำให้กับน้ำหรืออากาศรวมทั้งมีการนำไอร้อนกลับมาใช้งาน ถ้าเป็นการทำน้ำร้อนให้น้ำก็ทำได้แค่ De-superheating หรือ Condenser heating

- Water Only

มักใช้อากาศภายนอกเป็นแหล่งความร้อนแต่หากมีความร้อนจากแหล่งอื่นที่สูงกว่าก็ใช้ได้เช่นกัน ในกรณีที่ยึดการใช้งานด้านใดด้านหนึ่งเป็นหลักก็จะเรียกว่าเป็นแบบ Montvale แต่ถ้าต้องการทั้งสองด้านก็จะเป็นแบบ Bivalent ในกรณี Bivalent ขนาดฮีทปั๊มจะมีขนาดเป็น 20-60% ของภาระสูงสุด ซึ่งจะรองรับความต้องการได้ถึง 50-95% ของความต้องการตลอดปี แต่ในช่วงพีคโหลดอาจต้องใช้ความร้อนจากแก๊สหรือบอยเลอร์ช่วย ในอาคารขนาดใหญ่อาจต้องร่วมกับ Cogeneration System

2.1.3 การหาขนาดปั๊มความร้อน

การหาขนาดปั๊มความร้อนขึ้นอยู่กับอุณหภูมิน้ำร้อนและอุณหภูมิน้ำทางเข้า ตลอดจนปริมาณน้ำร้อนที่ต้องการใช้สูงสุดในแต่ละวัน ดังสมการที่ 2.1

$$H_C = [m_D \times 0.001163 \times (T_2 - T_1)] / h \quad (2.1)$$

เมื่อ H_C = ขนาดเครื่องปั๊มความร้อน (kW)

m_D = ปริมาณน้ำร้อนที่ต้องการ (L/day)

T_1 = อุณหภูมิน้ำใช้งาน ($^{\circ}\text{C}$)

T_2 = อุณหภูมิน้ำเข้า ($^{\circ}\text{C}$)

h = ระยะเวลาการทำงาน (ชั่วโมง)

2.1.4 การหาขนาดเครื่องสูบน้ำร้อนหมุนเวียน

ปริมาณของน้ำร้อนที่จำเป็นต้องหมุนเวียน (ปริมาณน้ำร้อนที่สูบน้ำหมุนเวียนโดยอาศัยเครื่องสูบน้ำหมุนเวียน) หาได้ด้วยการพิจารณาการสูญเสียความร้อนจากท่อและเครื่องจักรอุปกรณ์ และความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างท่อจ่ายและท่อไหลกลับจากปริมาณน้ำที่หาได้นี้ ความดันที่สูญเสียไปในเส้นท่อก็หาได้ ถ้าการสูญเสียความดันนี้มากกว่าหัวหมุนเวียนที่อยู่ตามธรรมชาติ ค่าแตกต่างนี้จะต้องได้มาจากเครื่องสูบน้ำหมุนเวียน การสูญเสียความดันเนื่องจากแรงเสียดทานที่เครื่องสูบน้ำต้องชนะนี้ คำนวณได้จากเส้นทางการหมุนเวียนที่ยาวที่สุด ไม่มีความจำเป็นที่ต้องคำนวณการสูญเสียความดันเนื่องจากแรงเสียดทานในท่อแยกต่างๆ สามารถหาได้จากสมการที่ 2.2

$$W = Q / \Delta T \times 60 \quad (2.2)$$

เมื่อ W = อัตราการหมุนเวียนของน้ำ (L/min)

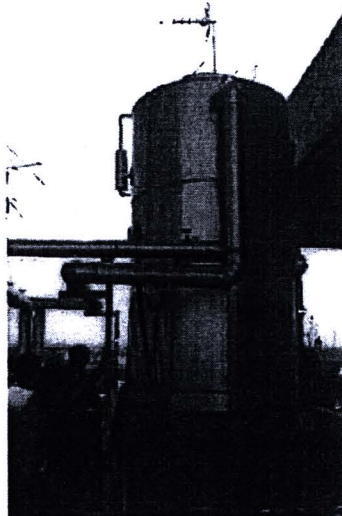
Q = ความร้อนที่สูญเสียไปทางท่อและเครื่องจักรอุปกรณ์ ต่อชั่วโมง (kcal/hr)

ΔT = ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของน้ำร้อนในท่อจ่ายและท่อไหลกลับ ($^{\circ}\text{C}$)
(มีค่าประมาณ 10°C ในกรณีของการหมุนเวียนตามธรรมชาติ และ 5°C สำหรับการหมุนเวียนโดยใช้เครื่องสูบ)

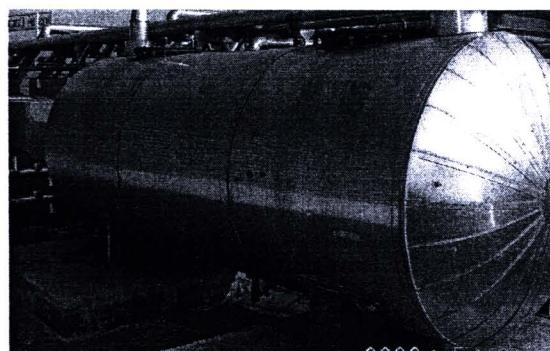
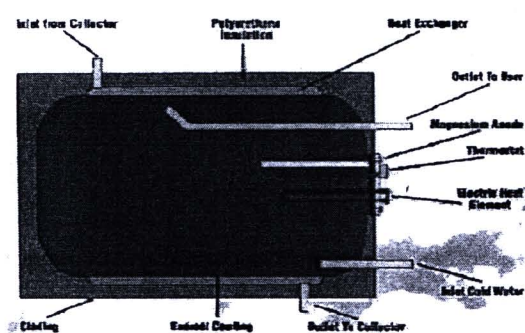
2.1.5 การหาขนาดถังกักเก็บน้ำร้อน

ถังกักเก็บน้ำร้อนที่ได้จากเครื่องทำน้ำร้อนเพื่อเตรียมพร้อมสำหรับนำไปใช้งานส่วนใหญ่นิยมใช้ถังสแตนเลส เนื่องจากมีความแข็งแรง ทนทาน ทนแรงดันได้สูง ไม่เป็นสนิมและทำความสะอาดได้ง่าย แต่อาจจะมีราคาแพง การหาขนาดถังกักเก็บน้ำร้อนจะหาได้จากปริมาณที่ต้องการสำรองน้ำสูงสุดดังสมการที่ 2.3 และลักษณะถังกักเก็บน้ำร้อนมี 2 คือ ถังแบบแนวตั้งและแบบแนวนอน

$$\text{ขนาดความจุของถังกักเก็บน้ำร้อน} = m/0.7 \quad (2.3)$$



รูปที่ 2.3 ถังเก็บน้ำร้อนแบบแนวตั้ง

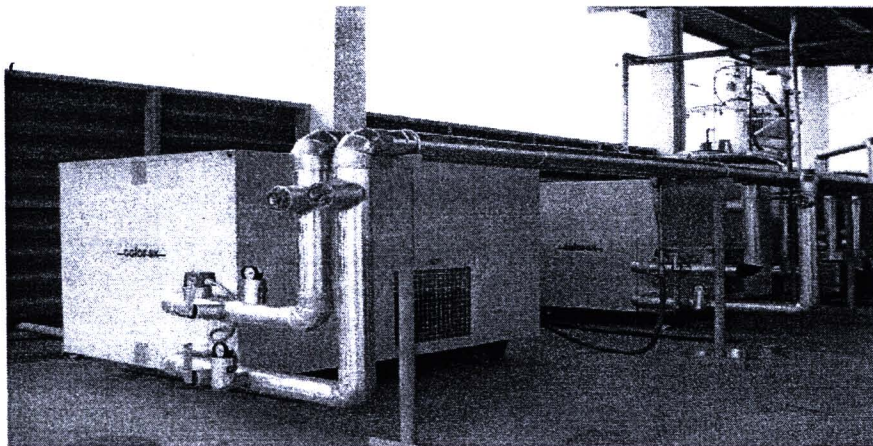


รูปที่ 2.4 ถังเก็บน้ำร้อนแบบแนวนอน

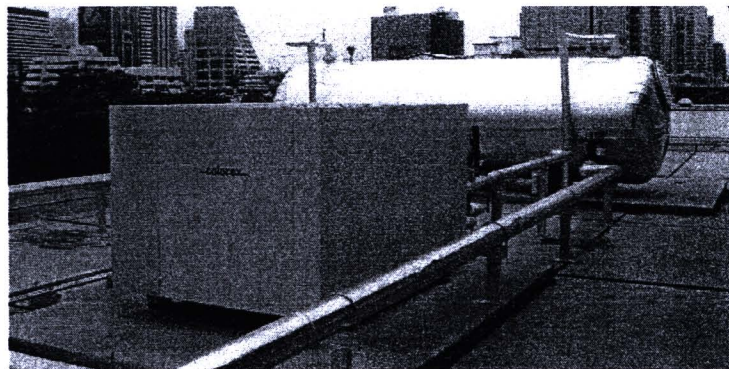


2.1.6 ท่อน้ำร้อน

ท่อน้ำร้อนสำหรับระบบผลิตน้ำร้อนจะใช้ท่อประปา Galvanize steel pipe หรือท่อเหล็กชุบสังกะสีเนื่องจากมีความแข็งแรงทนทาน ทนแรงดันน้ำได้สูง ติดตั้งได้ภายในและภายนอกอาคาร สำหรับการหาขนาดท่อน้ำร้อนสามารถหาได้จากไดอะแกรมอัตราการไหลและ Head loss ภายในท่อ Galvanize steel pipe โดยใช้อัตราการไหลของน้ำร้อน (m) เป็นค่าในการหาและอัตราการไหลในท่อควรมีความเร็วอยู่ที่ 1.2 – 3 m/s ถ้าความเร็วในท่อสูงเกินไปจะทำให้เกิดเสียงดังและเกิด Pressure Drop เนื่องจากแรงเสียดทานภายในท่อ



รูปที่ 2.5 การติดตั้งปั๊มความร้อนพร้อมอุปกรณ์ประกอบการติดตั้ง



รูปที่ 2.6 การติดตั้งปั๊มความร้อนต่อเชื่อมระบบเข้ากับถังเก็บน้ำร้อน



2.2 มาตรฐาน หลักเกณฑ์ และวิธีการออกแบบด้านพลังงานระบบวิศวกรรมอาคารตามกฎหมาย

พระราชบัญญัติการส่งเสริมและอนุรักษ์พลังงานฉบับที่ 2 (ปี 2550) ได้ประกาศใช้พระราชกฤษฎีกากำหนดอาคารควบคุมและกฎกระทรวงซึ่งมีข้อกำหนดรายละเอียดมาตรฐานของแต่ละระบบเพื่อให้เกิดการอนุรักษ์พลังงานในอาคารควบคุม ซึ่งมีข้อกำหนดดังนี้ (ที่มา : พระราชบัญญัติการส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงานฉบับที่ 2 (พ.ศ. 2550))

2.2.1 ระบบกรอบอาคาร

ก. ค่าการถ่ายเทความร้อนรวมของอาคาร

(1) ค่าการถ่ายเทความร้อนรวมของผนังด้านนอกของอาคารในส่วนที่มีการปรับอากาศในแต่ละประเภทของอาคารต้องมีค่าไม่เกินดังตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 ค่าการถ่ายเทความร้อนรวมของผนังด้านนอกอาคาร

ประเภทอาคาร	ค่าการถ่ายเทความร้อนรวมของผนังด้านนอกของอาคาร (W/m ²)
(ก) สถานศึกษา สำนักงาน	50
(ข) โรงมหรสพ ศูนย์การค้า สถานบริการ ห้างสรรพสินค้า อาคารชุมนุมคน	40
(ค) โรงแรม สถานพยาบาล อาคารชุด	30

ค่าการถ่ายเทความร้อนรวมของผนังด้านนอกของอาคารในส่วนที่มีการปรับอากาศให้คำนวณจากค่าเฉลี่ยที่ถ่วงน้ำหนักของค่าการถ่ายเทความร้อนรวมของผนังด้านนอกของอาคารแต่ละด้านรวมกัน

(2) ค่าการถ่ายเทความร้อนรวมของหลังคาอาคารในส่วนที่มีการปรับอากาศในแต่ละประเภทของอาคารต้องมีค่าไม่เกินดังตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.2 ค่าการถ่ายเทความร้อนรวมของหลังคาอาคาร

ประเภทอาคาร	ค่าการถ่ายเทความร้อนรวมของหลังคา ของอาคาร (W/m ²)
(ก) สถานศึกษา สำนักงาน	15
(ข) โรงมหรสพ ศูนย์การค้า สถานบริการ ห้างสรรพสินค้า อาคารชุมนุมคน	12
(ค) โรงแรม สถานพยาบาล อาคารชุด	10

(3) อาคารที่มีการใช้งานพื้นที่หลายลักษณะ พื้นที่แต่ละส่วนต้องใช้ข้อกำหนดของระบบกรอบอาคารตามลักษณะการใช้งานของพื้นที่แต่ละส่วนนั้น

2.2.2 ระบบไฟฟ้าแสงสว่าง

การใช้ไฟฟ้าส่องสว่างภายในอาคาร โดยไม่รวมพื้นที่จอดรถ

(1) การใช้ไฟฟ้าส่องสว่างภายในอาคาร ต้องให้ได้ระดับความส่องสว่างสำหรับงานแต่ละประเภทอย่างเพียงพอ และเป็นไปตามกฎหมายว่าด้วยการควบคุมอาคารหรือกฎหมายเฉพาะว่าด้วยการนั้นกำหนด

(2) อุปกรณ์ไฟฟ้าสำหรับใช้ส่องสว่างภายในอาคารต้องใช้กำลังไฟฟ้าในแต่ละประเภทของอาคารมีค่าไม่เกินดังตารางที่ 2.3

ตารางที่ 2.3 ค่ากำลังไฟฟ้าส่องสว่างต่อพื้นที่ใช้งาน

ประเภทอาคาร	ค่ากำลังไฟฟ้าส่องสว่างต่อพื้นที่ใช้งาน (W/m ²)
(ก) สถานศึกษา สำนักงาน	14
(ข) โรงมหรสพ ศูนย์การค้า สถานบริการ ห้างสรรพสินค้า อาคารชุมนุมคน	18
(ค) โรงแรม สถานพยาบาล อาคารชุด	12

(3) อาคารที่มีการใช้งานพื้นที่หลายลักษณะ พื้นที่แต่ละส่วนต้องใช้ค่าในตารางตามลักษณะการใช้งานของพื้นที่ส่วนนั้น

2.2.3 ระบบปรับอากาศ

ระบบปรับอากาศ ประเภทและขนาดต่าง ๆ ของระบบปรับอากาศที่ติดตั้งภายในอาคาร ต้องมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะขั้นต่ำ ค่าประสิทธิภาพการให้ความเย็นและค่าพลังไฟฟ้าต่อตัน ความเย็น เป็นไปตามที่รัฐมนตรีประกาศกำหนด ดังนี้

ตารางที่ 2.4 ค่าประสิทธิภาพการให้ความเย็นและค่าพลังไฟฟ้าต่อตันความเย็นเครื่องปรับอากาศ ขนาดใหญ่

ประเภทเครื่องทำน้ำเย็น		พิกัดเครื่อง (TON _{RE})	ค่าพลังงานไฟฟ้า (kW/TON)
การระบายความร้อน	ประเภทเครื่องอัด		
อากาศ	ทุกชนิด	< 300	1.33
		> 300	1.31
น้ำ	ลูกสูบ	ทุกขนาด	1.24
	โรตารี สกรู สกรอลล์	< 150	0.89
		> 150	0.78
	แรงเหวี่ยง	< 500	0.76
		> 500	0.62

ตารางที่ 2.5 ค่าประสิทธิภาพการให้ความเย็นเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก

เครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก		
ขนาด (วัตต์)	COP	EER
< 12,000	3.22	11

2.2.4 ระบบผลิตน้ำร้อน

อุปกรณ์ผลิตน้ำร้อนที่ติดตั้งภายในอาคารต้องมีค่าประสิทธิภาพขั้นต่ำและค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะขั้นต่ำดังตารางที่ 2.6 และ 2.7

ตารางที่ 2.6 หม้อไอน้ำและหม้อต้มน้ำร้อน

ประเภท	ค่าประสิทธิภาพขั้นต่ำ (ร้อยละ)
(ก) หม้อไอน้ำที่ใช้น้ำมันเป็นเชื้อเพลิง (oil fired steam boiler)	85
(ข) หม้อต้มน้ำร้อนที่ใช้น้ำมันเป็นเชื้อเพลิง (oil fired hot water boiler)	80
(ค) หม้อไอน้ำที่ใช้แก๊สเป็นเชื้อเพลิง (gas fired steam boiler)	80
(ง) หม้อต้มน้ำร้อนที่ใช้แก๊สเป็นเชื้อเพลิง (gas fired hot water boiler)	80

ตารางที่ 2.7 เครื่องทำน้ำร้อนชนิดฮีตปั๊มแบบใช้อากาศเป็นแหล่งพลังงาน

ภาระพิกัด				ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ขั้นต่ำ
ลักษณะการ ออกแบบ	อุณหภูมิ ^{น้ำ} เข้า	อุณหภูมิ ^{น้ำ} ออก	อุณหภูมิอากาศ	
	องศาเซลเซียส			
(ก) แบบที่ 1	30	50	30	
(ข) แบบที่ 2	30	60	30	3.0

2.3 การวิเคราะห์ทางการเงิน

ความรู้ทางด้านเศรษฐศาสตร์นั้น ได้ถูกนำมาเป็นตัวช่วยในการตัดสินใจพิจารณาว่าระบบใดให้ผลตอบแทนคุ้มค่าต่อการลงทุนมากที่สุดหรือมีค่าใช้จ่ายน้อยที่สุด โดยมีระยะเวลาคืนทุนเร็วที่สุดจากการศึกษางานวิจัยและโครงการด้านเศรษฐศาสตร์ทำให้ทราบถึงหลักเกณฑ์ที่ใช้เปรียบเทียบของโครงการจะเน้นถึงผลตอบแทนที่รับโดยรวมทั้งนี้สามารถแบ่งเป็น 2 ประเภท

1. เกณฑ์การตัดสินใจเพื่อการลงทุนแบบไม่ต้องปรับค่าของเวลาเป็นเกณฑ์การตัดสินใจสำหรับโครงการลงทุนต่ำ ระยะสั้นไม่เกิน 1 ปี หรือเป็นโครงการที่ต้องการตรวจสอบอย่างคร่าวๆ

2. เกณฑ์การตัดสินใจเพื่อการลงทุนแบบปรับค่าของเวลาเป็นเกณฑ์การตัดสินใจสำหรับระยะเวลามากกว่า 1 ปี ผลประโยชน์และต้นทุนของโครงการจะเกิดขึ้นในระยะเวลาต่าง ๆ กันตลอดอายุของโครงการ โดยทั่วไปสมการของโครงการแบ่งเป็น 3 ประเภทโดยมีรายละเอียดของสมการดังต่อไปนี้

1) มูลค่าปัจจุบันสุทธิ (Net Present Value : NPV) คือจำนวนผลประโยชน์สุทธิที่ได้รับตลอดระยะเวลาโครงการที่ได้ปรับค่าของเวลาแล้ว ซึ่งอาจจะมีค่าเป็นศูนย์บวกหรือลบ ขึ้นอยู่กับมูลค่าปัจจุบันของผลประโยชน์รวม(Present Value Benefit : PVB)หักออกด้วยมูลค่าปัจจุบันของต้นทุนรวม (Present Value Cost : PVC) ของโครงการนั้น โดยมีหลักเกณฑ์การตัดสินใจที่ยอมรับโครงการคือต้องค่า NPV มากกว่าศูนย์ แสดงว่าจำนวนผลประโยชน์สุทธินั้นมีค่าเป็นบวก จะถือว่าโครงการนั้นคุ้มค่าต่อการลงทุน

NPV

= PVB – PVC

(2.5)

เมื่อ

NPV

= มูลค่าปัจจุบันสุทธิ

PVB

= ผลรวมมูลค่าปัจจุบันของผลประโยชน์

PVC

= ผลรวมมูลค่าปัจจุบันของต้นทุน

หรือ

NPV

= $\sum_{t=1}^n [(B_t - C_t) / (1 + i)^t]$; t = 1 ถึง n

(2.6)

เมื่อ

n

= อายุของโครงการ (ปี)

t

= ระยะเวลาของโครงการ (ปี) เมื่อ t = 1,2,...,n

B_t

= ผลประโยชน์ของโครงการในปีที่ t

C_t

= ต้นทุนของโครงการในปีที่ t

2) อัตราส่วนผลประโยชน์ต่อต้นทุน (Benefit Cost Ratio : BCR) คือมูลค่าปัจจุบันของผลประโยชน์ตลอดอายุของโครงการหารด้วยมูลค่าปัจจุบันของต้นทุนรวมทั้งหมดตลอดอายุของโครงการ โดยมีเกณฑ์การตัดสินใจยอมรับคือ BCR ต้องมากกว่าหนึ่งจึงถือว่าโครงการนั้นคุ้มค่าต่อการลงทุนแต่ยังมีข้อจำกัดบางประการ คือ โครงการใหญ่ที่มีผลตอบแทนสูงและยอมมีค่าใช้จ่ายสูง ดังนั้นแม้ BCR จะมีค่ามากกว่าหนึ่งแต่อาจจะเกินไม่มาก ทั้งนี้โครงการนี้อาจจะมีรายได้ทั้งหมดมากกว่าโครงการอื่นที่เล็กกว่าแต่มีค่า BCR สูงกว่าก็เป็นได้ กรณีเช่นนี้อาจทำให้การตัดสินใจผิดพลาดจึงควรมีการใช้เกณฑ์การตัดสินใจอย่างอื่นประกอบด้วย

BCR = PVB / PVC

(2.7)

$BCR = \sum_{t=1}^n \{ [B_t / (1 + i)^t] / [C_t / (1 + i)^t] \}$; t = 1 ถึง n

(2.8)

3) อัตราผลตอบแทนภายในของโครงการ (Internal Rate of Return : IRR) คือผลตอบแทนของเงินลงทุนตลอดอายุโครงการเป็นร้อยละ หรืออัตราคิดลดที่ทำให้มูลค่าปัจจุบันสุทธิของโครงการเท่ากับศูนย์ เกณฑ์การตัดสินใจลักษณะนี้มีความคล้ายคลึงกับการหาค่า NPV โดยเปลี่ยนจากอัตราดอกเบี้ย i มาเป็นอัตราคิดลด r โดยอัตราผลตอบแทนนั้นแบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ Financial Internal Rate of Return และ Economic Internal Rate of Return

3.1 ผลตอบแทนทางการเงินภายในโครงการ (Financial Internal Rate of Return ; FIRR) สำหรับวิเคราะห์โครงการทางการเงินเพื่อนำมาเปรียบเทียบกับค่าเสียโอกาสของทุนหรืออัตราดอกเบี้ยของเงินกู้ยืม ถ้า FIRR มีค่ามากกว่าอัตราดอกเบี้ยของเงินกู้ยืม ถือว่าโครงการนั้นคุ้มค่าต่อการลงทุน

3.2 ผลตอบแทนทางด้านเศรษฐศาสตร์ภายในโครงการ (Economic Internal Rate of Return ; EIRR) ใช้สำหรับวิเคราะห์โครงการทางเศรษฐกิจเพื่อนำมาเปรียบเทียบกับค่าเสียโอกาสของทรัพยากรที่นำมาใช้ในโครงการหรืออัตราดอกเบี้ยที่แท้จริงของสังคม ถ้า EIRR มีค่ามากกว่าอัตราดอกเบี้ยที่แท้จริงของสังคม ถือว่าโครงการนั้นคุ้มค่าต่อการลงทุน

$$0 = \sum_{t=1}^n [(B_t - C_t) / (1 + r)^t] ; t = 1 \text{ ถึง } n \quad (2.9)$$

เมื่อ r = อัตราคิดลดหรืออัตราดอกเบี้ยที่ทำให้ NPV เท่ากับ 0
 i = อัตราดอกเบี้ย

หมายเหตุ เกณฑ์การตัดสินใจที่ยอมรับโครงการก็คือค่า r มีค่ามากกว่าค่าเสียโอกาสของทุนหรืออัตราดอกเบี้ยเฉพาะและค่า r ในที่นี้ก็คือค่า IRR นั่นเอง

2.4 งานศึกษาที่เกี่ยวข้อง

ปั๊มความร้อน (Heat Pump) เป็นชุดอุปกรณ์ทำความร้อนที่ใช้คอมเพรสเซอร์ในการดึงความร้อนจากแหล่งความร้อนหรือบรรยากาศภายนอกที่มีอุณหภูมิปกติมาอัดให้มีความดันสูงขึ้น อุณหภูมิสูงขึ้นและถ่ายเทความร้อนให้แก่แหล่งระบายความร้อน ซึ่งในปัจจุบันนี้นิยมนำมาทำน้ำร้อนใช้ภายในอาคารและอุตสาหกรรม

กรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงาน (2550) ได้มีการสนับสนุนให้มีการใช้ปั๊มความร้อนโดยการให้ความรู้เกี่ยวกับเทคโนโลยีการประยุกต์ใช้ปั๊มความร้อนภายใต้โครงการพัฒนาประสิทธิภาพการใช้พลังงานในภาคอุตสาหกรรมและธุรกิจ ในหัวข้อเทคโนโลยีพลังงานเชิงลึกเพื่อให้หันมาใช้ปั๊มความร้อนแทนเชื้อเพลิงชนิดอื่นๆ ซึ่งมีข้อมูลระบุว่าปั๊มความร้อนเป็นเทคโนโลยีที่มีประสิทธิภาพด้านพลังงานสูงสำหรับการทำความร้อนในช่วงอุณหภูมิร้อนไม่เกิน 60 องศาเซลเซียสซึ่งเป็นช่วงที่ปั๊มความร้อนทำงานที่มีประสิทธิภาพสูง กว่าช่วง 80 – 90 °C ได้แก่ การผลิตน้ำร้อนสำหรับกระบวนการผลิตในโรงงานอุตสาหกรรมหรือในอาคาร รวมทั้งการอบแห้งเพื่อไล่ความชื้นในผลิตภัณฑ์ต่างๆ ทั้งนี้ค่าใช้จ่ายของการติดตั้งระบบปั๊มความร้อนแบบวงจรปิดจะอยู่ระหว่าง 12,000 – 28,000 บาทต่อกิโลวัตต์ความร้อนหรือ 3,500,000 - 8,200,000 บาทต่อ MMBtu

จากข้อมูลที่ทางกรมพัฒนาพลังงานทดแทนและอนุรักษ์พลังงานได้รวบรวมมานั้นพบว่าปั๊มความร้อนเป็นเทคโนโลยีที่มีประสิทธิภาพสูงและสามารถนำไปประยุกต์ใช้งานได้จริงใน

อาคารและโรงงานอุตสาหกรรม นอกจากนี้ ชีรภัทร์ อนุชาติ (2549) จากวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมพลังงาน มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ได้เสนอแนวทางในการพัฒนาระบบทำน้ำร้อนในสถานประกอบการโดยทำการศึกษาการเลือกขนาดระบบทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์ร่วมกับปั๊มความร้อนสำหรับการใช้งานในโรงแรมในประเทศไทย โดยใช้ข้อมูลการใช้ทำน้ำร้อนจากกรณีศึกษาโรงแรมตัวอย่าง จังหวัดเชียงใหม่ ซึ่งจากผลการวิเคราะห์ทางด้านการประหยัดพลังงานและความคุ้มค่าทางการเงินในการลงทุนนั้น พบว่าเมื่อเปรียบเทียบระหว่างการผลิตน้ำร้อนจากการผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ร่วมกับปั๊มความร้อนนั้นนั้น สามารถเกิดผลประโยชน์ได้มากกว่าใช้ปั๊มความร้อนเพียงอย่างเดียว ซึ่งจากการศึกษานี้จะเห็นได้ว่าปั๊มความร้อนนอกจากจะสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้มากแล้ว หากผู้ประกอบการต้องการที่จะลงทุนดัดแปลงให้มีประสิทธิภาพประหยัดพลังงานเพิ่มมากขึ้นจากการเลือกใช้การทำน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ร่วมด้วยก็สามารถทำได้โดยติดตั้งเพิ่มเติมจากปั๊มความร้อนเดิมที่มีอยู่ได้โดยไม่ต้องดัดแปลงมากนัก

พัชร จันทนบุปผา (2536) ได้ทำการศึกษาการใช้ปั๊มความร้อนเพื่อเพิ่มคุณภาพพลังงานความร้อน โดยการประเมินสมรรถนะของระบบเปรียบเทียบระหว่างการใช้สารทำงาน 2 ชนิด คือ R-22 และ KCD – 9430 อัตราส่วนผสม R-22/R152a/R114 30:23:47 และศึกษาผลของความเข้มข้นของ R-22 ที่มีผลต่อสมรรถนะของระบบ

ในช่วงต่อมาปั๊มความร้อนก็เริ่มเข้ามามีบทบาทในงานด้านอุตสาหกรรมในการใช้เป็นอุปกรณ์ผลิตความร้อนเพื่อช่วยในการอบแห้งผลิตภัณฑ์ต่างๆ และได้มีการศึกษาเกี่ยวกับสมรรถนะและการปรับปรุงให้ปั๊มความร้อนสามารถทำงานได้มีประสิทธิภาพมากยิ่งขึ้น

จุฑามาศ ภควตบริรักษ์ ได้ทำการศึกษาสมรรถนะของปั๊มความร้อนซึ่งทำงานร่วมกับสารดูดความชื้นชนิดแข็งเพื่อใช้ในกระบวนการอบแห้งโดยสารดูดความชื้นที่ใช้ก็คือซิลิกาเจลจัดเรียงตัวแบบแผ่นสลับ วางขวางทางไหลของอากาศที่เข้าสู่กระบวนการอบแห้ง เพื่อลดความชื้นของอากาศตัวแปรที่ทำการศึกษาได้แก่ ขนาดและจำนวนแผ่นสารดูดความชื้นที่ใช้ อุณหภูมิความเร็วลมและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่เข้าสู่กระบวนการ ในการศึกษาได้ทำการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของกระบวนการดูดซับความชื้น กระบวนการไล่ความชื้นของสารดูดความชื้นและระบบปั๊มความร้อน

การประเมินสมรรถนะของระบบที่สภาวะการทำงานต่างๆของระบบเมื่อใช้ R-22 เป็นสารทำงาน ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบจะมีค่าอยู่ระหว่าง 1.91-3.85 และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบเมื่อใช้ KCD – 9430 เป็นสารทำงานจะมีค่าอยู่ระหว่าง 1.54-2.69 ดังนั้นการเพิ่มคุณภาพพลังงานความร้อนสามารถเพิ่มอุณหภูมิโดยนำที่ออกจากคอนเดนเซอร์มี

อุณหภูมิสูงขึ้น 8-10 °C จึงสามารถสรุปได้ว่าการใช้สารทำงานผสมในระบบปั๊มความร้อนสามารถเพิ่มคุณภาพความร้อนให้แก่ระบบได้มากกว่าใช้สารเดี่ยว

ในการวิจัยได้สร้างชุดทดสอบโดยใช้สารดูดความชื้นทำงานร่วมกับระบบปั๊มความร้อนเพื่อใช้กระบวนการอบแห้ง ระบบปั๊มความร้อนที่ใช้เป็นแบบอัดไอ ใช้สารทำงานคือ R-134a ทำการควบคุมความเร็วรอบการหมุนของคอมเพรสเซอร์ในช่วง 100 - 2500 rpm. สภาพอากาศที่เข้าสู่กระบวนการถูกควบคุมให้อยู่ในช่วง 20-40 °C ความชื้นสัมพัทธ์ 50-80% ความเร็วลม 1-3 m/s ทำการศึกษาระบบที่มีโครงสร้าง 2 ลักษณะ คือ แบบ A และแบบ B ในระบบ A นั้นไอน้ำจะถูกแยกจากอากาศโดยการกลั่นตัวที่อีวาเพอเรเตอร์ จากนั้นจะได้อากาศเย็นไปรับความร้อนที่คอนเดนเซอร์ จะได้อากาศที่เข้าสู่ห้องอบแห้งที่มีความชื้นต่ำ ในระบบ B อากาศจากภายนอกจะได้รับความร้อนจากคอนเดนเซอร์และฮีตเตอร์เท่านั้น ก่อนที่จะเข้าสู่ห้องอบแห้งและอีวาเพอเรเตอร์จะดึงความร้อนและลดความชื้นสัมพัทธ์จากอากาศร้อนที่ออกจากห้องอบแห้ง

พบว่าผลจากแบบจำลองมีค่าใช้เคียงกับผลการทดลองอยู่ในช่วงประมาณ 10% จึงใช้แบบจำลองดังกล่าวในการทำนายค่าการประหยัดพลังงาน จากการวิจัยพบว่าการใช้สารดูดความชื้นทำงานร่วมกับปั๊มความร้อน โครงสร้างแบบ B ที่ใช้ในการวิจัย ส่งผลให้สามารถใช้พลังงานโดยรวมได้ต่ำลง โดยทำการสับเปลี่ยนสารดูดความชื้นทุกๆ 30 นาที จากการวิเคราะห์ทางเศรษฐศาสตร์เมื่อใช้งานที่เวลา 6,000 hr/year ที่อัตราการอบแห้ง 1.5 kg/hr พบว่าสามารถประหยัดค่าใช้จ่ายได้สูงสุด 18,000-25,000 Bath/year ค่าอัตราการคืนทุน (IRR) 78-114% ระยะเวลาการคืนทุน 0.9-1.3 ปี

นอกจากปั๊มความร้อนจะสามารถประยุกต์ใช้กับงานด้านการลดความชื้นและการอบแห้งได้แล้ว ยังสามารถนำมาประยุกต์ใช้ในการผลิตน้ำร้อนได้อีกด้วย โดยได้มีการศึกษาการนำปั๊มความร้อนมาเสริมสมรรถนะด้วยวิธีการต่างๆ เพื่อการประหยัดพลังงานอีกด้วย

สรรพวรธ วิทยาศัย (2543) ได้เลือกใช้ปั๊มความร้อนเสริมสำหรับระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ในจังหวัดเชียงใหม่ โดยใช้สมการทางคณิตศาสตร์มาจำลองการทำงานของระบบเพื่อศึกษาถึงระยะเวลาการคืนทุนของระบบ โดยทำการปรับเปลี่ยนขนาดของปั๊มความร้อน ชนิดสารทำงานในปั๊มความร้อน ชนิดของตัวเก็บรังสีอาทิตย์ ขนาดตัวเก็บรังสีแสงอาทิตย์กรณีภาระของระบบคงที่ และไม่คงที่ เปรียบเทียบกับระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ทั่วไป

พบว่าระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ที่ใช้ปั๊มความร้อนเสริมจะให้ระยะเวลาคืนทุนที่สั้นกว่าระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ทั่วไปเมื่อระบบมีอัตราความต้องการความร้อนมากกว่า 10 MJ/hr ที่ทำงานต่อเนื่อง 12 hr ในเวลากลางวัน และ 24 hr/day เช่นระบบที่มีอัตราความต้องการความร้อน 15 MJ/hr แบบต่อเนื่อง 12 hr ในเวลากลางวัน ระบบใช้ปั๊มความร้อนขนาด 830 W สารทำงาน



R- 134a และใช้ตัวเก็บรังสีแบบแผ่นราบกระจกชั้นเดียวขนาด 6.6 m^2 ที่มีถังเก็บสะสมพลังงานขนาด 200 ลิตรจะเป็นระบบที่เหมาะสมที่สุดโดยจะมีระยะเวลาการคืนทุน 3.8 ปี

ส่วนการทำงานแบบภาระไม่คงที่ในช่วงเช้าและบ่ายที่มีระยะเวลาการทำงานรวม 3 และ 5 hr/day ตามลำดับ ระบบผลิตน้ำร้อนดวงแสงอาทิตย์ทั่วไปจะมีความเหมาะสมสำหรับการใช้งานมากกว่าระบบที่ใช้ปั๊มความร้อนเสริม โดยมีระยะเวลาการคืนทุนมากกว่า 5 ปี เช่นระบบที่มีอัตราความต้องการความร้อน 25 MJ/hr ที่เวลาทำงานรวม 3 ชั่วโมง และ 5 ชั่วโมง พบว่าการใช้ระบบผลิตน้ำร้อนแสงอาทิตย์ทั่วไปที่มีตัวเก็บรังสีอาทิตย์แบบแผ่นราบกระจกชั้นเดียวขนาด 6.6 m^2 และ 8.8 m^2 ถึงเก็บสะสมพลังงานขนาด 600 และ 1,000 ลิตร จะให้ระยะเวลาการคืนทุนเท่ากับ 6.6 ปี และ 5.8 ปี ตามลำดับ

อาทิตย์ ไชยอรันท์ (2543) ทำการศึกษาวิธีการทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อน โดยได้ออกแบบสร้างและประเมินสมรรถนะของเครื่องต้นแบบสำหรับทำน้ำร้อนโดยใช้ปั๊มความร้อน เครื่องทำน้ำร้อนต้องมีขนาดกระทัดรัด ติดตั้งและเคลื่อนย้ายได้ง่าย สะดวกต่อการใช้งานและบำรุงรักษา สามารถใช้ได้กับบ้านพักอาศัยขนาด 3-4 คน ถังเก็บน้ำร้อนที่ใช้มีขนาด 100 ลิตร ระบบปั๊มความร้อนใช้ R-22 เป็นสารทำงาน เครื่องอัดไอน้ำขนาด 1.39 kW เครื่องทำระเหยขนาด 3.51 kW เครื่องควบแน่นขนาด 4.46 kW ทั้งนี้ได้ผลการทดลองหาประสิทธิภาพของเครื่องทำน้ำร้อนโดยทดสอบเหมือนกับการใช้งานจริง โดยเปิดน้ำร้อนใช้งานอย่างต่อเนื่อง แบ่งเป็น 2 ช่วง ช่วงละ 150 ลิตร ตอนเวลา 07.00 น. และ 16.00 น. อัตราการไหลของน้ำร้อน 2.5 ลิตร/ต่อนาที อุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำที่ปล่อยออกมาเท่ากับ 50.5°C พลังงานไฟฟ้ารวมเฉลี่ย เท่ากับ 3.89 kWh สัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยของปั๊มความร้อน เท่ากับ 3.25 อัตราส่วนประสิทธิภาพทางพลังงานเฉลี่ยใน 1 วันของเครื่องทำน้ำร้อน เท่ากับ $2.02 \text{ kW}_{\text{th}}/\text{kW}_e$ เครื่องทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนจะสามารถประหยัดพลังงานไฟฟ้ามากกว่าเครื่องทำน้ำร้อนด้วยไฟฟ้าประมาณ 2 เท่า แต่ราคาของเครื่องทำน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนจะสูงกว่าเครื่องทำน้ำร้อนด้วยไฟฟ้าอย่างมาก จากการประเมินค่าใช้จ่ายพบว่า ต้นทุนรวมของน้ำร้อนต่อหน่วยความร้อนที่ผลิตได้ 4.46 บาท/kW โดยแบ่งออกเป็นค่าใช้จ่ายในการก่อสร้างเครื่อง 55 % ค่าใช้จ่ายด้านพลังงานไฟฟ้า 33 % ค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุงรักษา 12 %

ต่อมาศรัทธ อุปคำ (2543) ได้ทำการศึกษาสมรรถนะระบบทำน้ำร้อนแสงอาทิตย์ร่วมกับปั๊มความร้อนสำหรับอาคารที่อยู่อาศัย โดยได้ทำการศึกษาถึงสมรรถนะการทำน้ำร้อนจากตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ร่วมกับฮีตเตอร์ไฟฟ้าแล้วนำมาเปรียบเทียบกับแบบจำลองทางคณิตศาสตร์โดยใช้ตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ขนาด 2 ตารางเมตร ถังเก็บน้ำร้อนขนาด 100 ลิตร อัตราการไหลของน้ำป้อนและน้ำหมุนเวียนในตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ 2.5 L/min ใช้สารทำความเย็น R-134a เป็นสารตัวกลาง

ของระบบปั๊มความร้อน เพื่อใช้ได้อุณหภูมิน้ำร้อนใช้งาน $40-60^{\circ}\text{C}$ ใช้สำหรับอาคารที่อยู่อาศัย ภายใต้ภูมิอากาศของจังหวัดเชียงใหม่

ผลจากการทดลองและการคำนวณจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ได้ผลเป็นไปตามกัน แบบจำลองทางคณิตศาสตร์จึงถูกนำไปวิเคราะห์ระบบทำน้ำร้อนจากตัวรับรังสีแสงอาทิตย์ ร่วมกับฮีตเตอร์ไฟฟ้าและปั๊มความร้อนตลอดปี แต่ได้มีการเสริมฮีตเตอร์ไฟฟ้าเสริมที่ทางออกของระบบทั้งสองเพื่อรักษาระดับอุณหภูมิน้ำร้อนที่ใช้งานให้มีความคงที่ที่ 40°C , 50°C และ 60°C ที่อุณหภูมิ 40°C ระบบทำน้ำร้อนร่วมกับปั๊มความร้อนใช้พลังงานไฟฟ้า 13.522 kWh ส่วนระบบที่ร่วมกับฮีตเตอร์ไฟฟ้าใช้พลังงานใช้พลังงาน 11.81 kWh อุณหภูมิน้ำร้อนใช้งาน 50°C ระบบร่วมกับปั๊มความร้อนใช้พลังงานไฟฟ้า 29.90 kWh ส่วนระบบที่ร่วมกับฮีตเตอร์ไฟฟ้าใช้พลังงาน 37.25 kWh และที่อุณหภูมิน้ำร้อนใช้งาน 60°C ระบบร่วมกับปั๊มความร้อนใช้พลังงานไฟฟ้า 51.14 kWh ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปั๊มความร้อนอยู่ระหว่าง 1.75 และ 3.27 ส่วนระบบที่ร่วมกับฮีตเตอร์ไฟฟ้าใช้พลังงาน 58.90 kWh ในการวิเคราะห์เปรียบเทียบเชิงเศรษฐศาสตร์จะได้ระยะเวลาในการคืนทุนเมื่ออุณหภูมิน้ำร้อนใช้งานเกิน 50°C ประมาณ 2.5 ปีหรือต่ำกว่า

นอกจากการใช้ปั๊มความร้อนในเสริมระบบการผลิตน้ำร้อนแล้วยังมีการประยุกต์การทำความร้อนจากความร้อนทิ้งของระบบปรับอากาศเนื่องจากหลักการทำงานของปั๊มความร้อนนั้นก็มีลักษณะเช่นเดียวกันกับการทำงานของระบบปรับอากาศเพียงแต่ปั๊มความร้อนนั้นนำประโยชน์ด้านความร้อนมาใช้

ปณต วิไลพล (2543) ได้ทำการศึกษานำพลังงานความร้อนทิ้งจากอุปกรณ์ควบแน่นของระบบปรับอากาศสำหรับผลิตน้ำร้อนโดยปั๊มความร้อน โดยการศึกษาได้ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของปั๊มความร้อน ซึ่งใช้สาร R-22 เป็นสารทำงาน ซึ่งแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของปั๊มความร้อนที่สร้างขึ้นจากสมการความสัมพันธ์ทางอุณหพลศาสตร์ของอุปกรณ์ปั๊มความร้อนและสมการความสัมพันธ์ของสถานะของ R-22 ซึ่งแบบจำลองดังกล่าวได้ถูกนำมาใช้ในการจำลองสถานการณ์โดยใช้ข้อมูลสภาพของน้ำหล่อเย็นของระบบปรับอากาศซึ่งเป็นข้อมูลป้อนเข้าแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของปั๊มความร้อนเป็นข้อมูลที่จัดเก็บจริงจากสถานที่ทำการวิจัยซึ่งเป็นโรงแรมขนาด 320 ห้อง ระยะเวลา 1 ปี

ผลจากการจำลองสถานการณ์การผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนขนาด 3,736 kW โดยใช้แหล่งพลังงานความร้อนจากน้ำหล่อเย็นของโรงแรมดังกล่าวพบว่า อุณหภูมิของน้ำร้อนที่ผลิตได้มีค่าระหว่าง $45.2 - 47.3^{\circ}\text{C}$ และมีอัตราการผลิตน้ำร้อนเท่ากับ 40 kg/s ซึ่งเพียงพอกับความต้องการใช้น้ำร้อนในโรงแรมขนาด 320 ห้อง และระบบผลิตน้ำร้อนโดยปั๊มความร้อนมีสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะระหว่าง 3.286-3.406

การวิเคราะห์ผลทางเศรษฐศาสตร์ของการผลิตน้ำร้อนด้วยปั๊มความร้อนโดยใช้พลังงานความร้อนจากน้ำหล่อเย็นและใช้พลังงานในการทำงาน เปรียบเทียบกับการผลิตน้ำร้อนด้วยหม้อไอน้ำซึ่งใช้น้ำมันตาเป็นเชื้อเพลิงนั้น การวิเคราะห์จะใช้ข้อมูลปริมาณความต้องการน้ำร้อนของโรงแรมดังกล่าวซึ่งเป็นข้อมูลจากกาเก็บข้อมูลจริง ตลอดระยะเวลา 1 ปี เป็นมูลค่าที่กำหนดอัตราการผลิตน้ำร้อนของทั้ง 2 ระบบ ซึ่งการวิเคราะห์จะแยกเป็น 2 กรณี คือ การวิเคราะห์อัตราผลตอบแทนของการลงทุนของการเปลี่ยนระบบผลิตน้ำร้อนจากการผลิตด้วยหม้อไอน้ำมาเป็นการผลิตน้ำร้อนโดยปั๊มความร้อน เมื่อไม่คิดมูลค่าซากของหม้อไอน้ำ พบว่าอัตราผลตอบแทนของการลงทุนมีค่า 16.00% และการวิเคราะห์อัตราผลตอบแทนของการลงทุนใหม่ในการผลิตน้ำร้อนโดยปั๊มความร้อนปั๊มความร้อนเปรียบเทียบกับการผลิตน้ำร้อนด้วยหม้อไอน้ำ ซึ่งต้องมีการซื้ออุปกรณ์ใหม่ทั้งสองระบบ พบว่าอัตราผลตอบแทนของการลงทุนมีค่าเท่ากับ 17.02 %

ดังนั้นจะเห็นได้ว่าปั๊มความร้อนสามารถประยุกต์ใช้งานได้ทั้งในอาคารและอุตสาหกรรม และค่าพลังงานที่ใช้ต่ำกว่าระบบการผลิตความร้อนจากระบบอื่น อย่างไรก็ตามในการผลิตความร้อนของปั๊มความร้อนนั้นยังไม่ใช่ที่แพร่หลาย ดังนั้นจึงต้องมีการส่งเสริมให้นำปั๊มความร้อนมาใช้ประโยชน์เพื่อลดการใช้พลังงานในองค์กรและระดับมหภาคต่อไป