

SIMULATION MODEL OF ADSORPTION REFRIGERATION SYSTEM USING RENEWABLE ENERGY

Tham Boi Chau, Duong Xuan Quang*

Vietnam Maritime University

ARTICLE INFO	ABSTRACT
Received: 06/01/2021 Revised: 12/3/2021 Published: 04/5/2021	The paper introduces an alternative refrigeration system using the silica-gel/water pair driven by industrial waste heat or renewable energy sources such as solar energy. Based on a thermodynamic simulation of an adsorption cooling system, the relation of the system efficiency and the temperature of the heat sources was conducted. The results showed that the temperature of supply heat source for the system should be stable at around 80 °C, and the cold heat source should be about 30 °C. With a given operating condition, the chilled water outlet temperature was about 10 °C, the specific cooling capacity (SCP) was about 268.2 W/kg silica gel, and the coefficient of performance (COP) was about 0.45.
KEYWORDS Air conditioning Adsorption cooling Renewable energy Simulation COP	

MÔ PHỎNG HỆ THỐNG LÀM LẠNH HẤP PHỤ SỬ DỤNG NĂNG LƯỢNG TÁI TẠO

Thẩm Bội Châu, Dương Xuân Quang*

Trường Đại học Hàng hải Việt Nam

THÔNG TIN BÀI BÁO	TÓM TẮT
Ngày nhận bài: 06/01/2021 Ngày hoàn thiện: 12/3/2021 Ngày đăng: 04/5/2021	Bài báo giới thiệu mô hình một hệ thống làm lạnh thay thế có thể vận hành được bởi nguồn nhiệt thải công nghiệp hoặc các nguồn năng lượng tái tạo như năng lượng mặt trời. Dựa trên việc mô phỏng nhiệt động lực học một hệ thống làm lạnh hấp phụ sử dụng cặp công chất silica gel/nước nghiên cứu đã chỉ ra sự phụ thuộc của hiệu suất công tác vào nhiệt độ của nguồn nhiệt cấp. Kết quả nghiên cứu đã chỉ ra rằng, nguồn nhiệt cung cấp cho hệ thống hoạt động cần được đảm bảo ổn định ở nhiệt độ khoảng 80 °C, nhiệt độ nguồn lạnh khoảng 30 °C. Ở điều kiện hoạt động như vậy, nhiệt độ trung bình của nước lạnh tạo ra đạt khoảng 10 °C, công suất làm lạnh đơn vị (SCP) đạt khoảng 268,2 W/kg silica gel, và hệ số làm lạnh (COP) đạt khoảng 0,45.
TỪ KHÓA Điều hòa không khí Làm lạnh hấp phụ Năng lượng tái tạo Mô phỏng COP	

DOI: <https://doi.org/10.34238/tnu-jst.3886>

* Corresponding author. Email: duongxuanquang@vimaru.edu.vn

1. Giới thiệu

Năng lượng và môi trường là những yếu tố liên quan đến nhau xuyên suốt mọi hoạt động của chúng ta trên trái đất. Vấn đề này đang là chủ đề quan trọng và phổ biến trong lĩnh vực nghiên cứu năng lượng ngày nay. Theo thống kê, tổng mức tiêu thụ năng lượng trên thế giới dự kiến sẽ tăng 71% từ năm 2003 đến năm 2030. Ở Việt Nam, tốc độ tăng trưởng tiêu thụ điện hơn 12% mỗi năm, vì thế vào năm 2025, tổng công suất tiêu thụ điện ở nước ta sẽ phải tăng 1,5 lần công suất hiện tại. Lượng năng lượng tiêu thụ cho làm lạnh chiếm 30% tổng lượng điện tiêu thụ trên thế giới và 32% ở Việt Nam [1].

Máy lạnh và điều hòa không khí đóng vai trò quan trọng trong xã hội công nghiệp hiện đại, chúng mang lại sự thoải mái cho cuộc sống con người. Tuy nhiên, các hệ thống này lại được cho là nguyên nhân của việc phát thải các loại khí nhà kính, cũng như tham gia vào việc làm giảm tầng ozone trực tiếp hoặc gián tiếp.

Công nghệ làm lạnh hấp phụ khí - rắn (solid adsorption) là sự thay thế an toàn cho máy lạnh nén hơi hiện nay. Công nghệ này không sử dụng các chất khí gây hiệu ứng nhà kính và sử dụng các nguồn năng lượng tái tạo nhiệt độ thấp như nhiệt thải của các hệ thống công nghiệp hoặc năng lượng mặt trời [2]. Ưu thế và sự phát triển của chu trình hấp phụ được nghiên cứu rộng rãi bởi Meunier [3], Saha và Kashiwagi [4]. Nhiều cặp chất hấp phụ đã được sử dụng trong các hệ thống làm lạnh/bơm nhiệt hấp phụ [5]–[10]. Tuy nhiên, rất ít cặp công chất có thể được sử dụng phù hợp nguồn nhiệt thải chất lượng thấp, đặc biệt là các nguồn nhiệt thải có nhiệt độ thấp hơn 100 °C.

Trong [11], [12], các tác giả đã trình bày kết quả nghiên cứu về chu trình hấp phụ sử dụng cặp vật liệu silica gel/nước với nhiệt độ nguồn nhiệt cấp 80 °C và nguồn nhiệt thải 30 °C.

Để có thể sử dụng các nguồn nhiệt có nhiệt độ thấp hơn (khoảng 50 °C), các hệ thống làm lạnh hấp phụ 2 cấp và 3 cấp đã được phát triển và giới thiệu trong [4], [13], [14]. Tuy nhiên, các hệ thống này có hiệu suất tương đối thấp, đây chính là lý do mà các hệ thống này hiện chưa được thương mại hóa và ứng dụng trong thực tế. Nhằm khắc phục những hạn chế nêu trên, Pons và Poyelle [15] đã phát triển một chu trình hoàn khối (mass recovery) cho máy lạnh hấp phụ hai bầu. Những nghiên cứu sau đó cho thấy rằng máy lạnh hấp phụ làm việc với chu trình hoàn khối đã cải thiện đáng kể hiệu quả làm lạnh, nhất là khi nguồn nhiệt cấp có nhiệt độ tương đối thấp [16], [17].

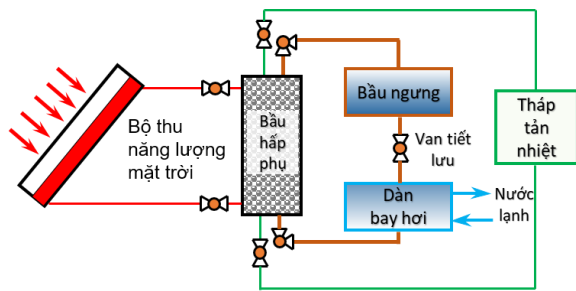
Bài báo này tập trung vào việc mô phỏng và nghiên cứu ảnh hưởng của nhiệt độ nguồn nhiệt cấp đến hiệu suất của hệ thống lạnh hấp phụ sử dụng năng lượng mặt trời trong điều kiện khí hậu ở Việt Nam.

2. Phân tích nhiệt động lực học hệ thống

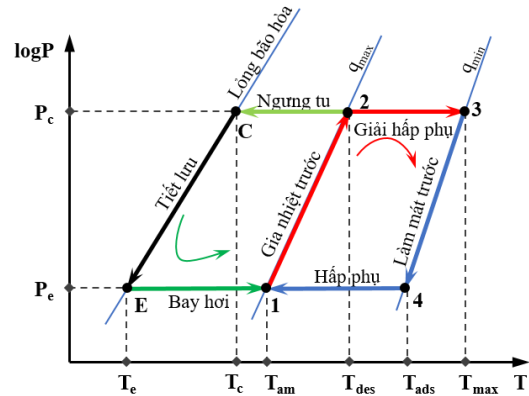
2.1. Nguyên lý hoạt động của hệ thống làm lạnh hấp phụ

Sơ đồ nguyên lý hệ thống làm lạnh hấp phụ sử dụng năng lượng mặt trời được trình bày trong Hình 1. Hệ thống cơ bản này gồm có bốn thành phần chính: bầu ngưng, dàn bay hơi, buồng hấp phụ chứa đầy chất hấp phụ và van tiết lưu. Chu trình nhiệt động lực học của hệ thống được hoàn thành bởi bốn quá trình liên tiếp: (i) gia nhiệt trước, (ii) giải hấp phụ, (iii) làm mát trước và (iv) hấp phụ. Sự phụ thuộc của áp suất công chất lạnh vào nhiệt độ trong chu trình làm lạnh được thể hiện trên Hình 2. Trong quá trình gia nhiệt trước (quá trình 1-2), buồng hấp phụ được cách ly với bầu ngưng và dàn bay hơi. Nước nóng từ bộ thu năng lượng mặt trời tuần hoàn qua bầu hấp phụ làm cho hơi nước thoát ra khỏi chất hấp phụ, áp suất trong đó tăng lên. Khi áp suất trong bầu hấp phụ vượt quá áp suất trong bầu ngưng (P_c), van thông giữa bầu hấp phụ và bầu ngưng mở ra, hơi công chất làm lạnh từ bầu hấp phụ sẽ đi sang bầu ngưng và quá trình giải hấp phụ bắt đầu (quá trình 2-3). Trong khoảng thời gian đã được đặt trước cho quá trình giải hấp phụ, áp suất trong bầu hấp phụ được duy trì gần như không đổi. Khi quá trình giải hấp phụ kết thúc, van thông giữa bầu hấp phụ và bầu ngưng sẽ đóng lại. Lúc này trong bầu hấp phụ sẽ diễn ra quá trình làm mát trước (quá trình 3-4). Nước nóng từ bộ thu năng lượng mặt trời ngừng tuần hoàn qua bầu hấp phụ, thay vào

đó là vòng tuần hoàn của nước làm mát từ tháp tản nhiệt. Nhiệt độ trong bầu hấp phụ giảm xuống, làm giảm áp suất trong đó tới áp suất của dàn bay hơi (P_e). Lúc này van thông giữa bầu hấp phụ và dàn bay hơi mở ra, hơi công chất làm lạnh được sinh ra trong dàn bay hơi đi vào bầu hấp phụ bắt đầu quá trình hấp phụ (quá trình 4-1). Trong quá trình hấp phụ, buồng hấp phụ được làm mát liên tục bởi nước làm mát. Một chu kỳ công tác được hoàn thành khi quá trình hấp phụ kết thúc.



Hình 1. Sơ đồ nguyên lý hệ thống làm mát hấp phụ sử dụng năng lượng mặt trời



Hình 2. Đồ thị $\log P$ - T của chu trình làm lạnh hấp phụ

Hơi công chất làm lạnh từ bầu hấp phụ đi sang bầu ngưng sẽ được ngưng tụ thông qua quá trình nhả nhiệt cho nước làm mát bầu ngưng. Công chất làm lạnh lỏng từ bầu ngưng qua van tiết lưu giãn nở làm cho áp suất và nhiệt độ của công chất giảm xuống (quá trình tiết lưu C-E). Công chất làm lạnh đi vào dàn bay hơi nhận nhiệt của nước lạnh thông qua quá trình bay hơi, lượng hơi này sẽ được hấp phụ bởi chất hấp phụ trong bầu hấp phụ như được mô tả trong quá trình hấp phụ (4-1).

2.2. Mô hình toán

Mô hình toán học của hệ thống làm lạnh hấp phụ được xây dựng dựa trên cân bằng năng lượng và khối lượng của hệ.

Giả sử nhiệt độ, áp suất và nồng độ hấp phụ trong bầu hấp phụ là đồng nhất. Phương trình cân bằng năng lượng cho bầu hấp phụ được biểu diễn theo công thức:

$$\frac{d}{dt} \left\{ (W_M C_{pM} + W_s C_s + W_s q C_{r,v}) T_{bed} \right\} = Q_{st} W_s \frac{dq}{dt} + \delta W_s C_{r,v} \frac{dq}{dt} (T_{eva} - T_{bed}) + \dot{m}_f C_f (T_{bed,in} - T_{bed,out}) \quad (1)$$

$$T_{bed,out} = T_{bed} + (T_{bed,in} - T_{bed}) \exp \left(\frac{-UA_{bed}}{\dot{m}_f C_f} \right) \quad (2)$$

Trong đó, $\delta = 0$ hoặc $\delta = 1$ khi bầu hấp phụ làm việc trong quá trình giải hấp phụ và hấp phụ.

Giả sử tương tự đối với thiết bị ngưng tụ, ta có phương trình cân bằng nhiệt của thiết bị bay hơi như sau:

$$\frac{d}{dt} \left\{ (W_{con,M} C_{con,M} + W_{con,r} C_{r,l}) T_{con} \right\} = -L W_{con} \frac{dq_d}{dt} + W_s C_{r,v} \frac{dq_d}{dt} (T_{con} - T_{bed}) + \dot{m}_{f,con} C_f (T_{con,in} - T_{con,out}) \quad (3)$$

$$T_{con,out} = T_{con} + (T_{con,in} - T_{con}) \exp\left(\frac{-UA_{con}}{\dot{m}_{f,con} C_f}\right) \quad (4)$$

Coi nhiệt độ và áp suất đồng nhất trong toàn bộ dàn bay hơi, cân bằng năng lượng của dàn bay hơi có thể được biểu diễn bằng các phương trình sau:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left\{ (W_{eva,M} C_{eva,M} + W_{eva,r} C_{r,l}) T_{eva} \right\} = \\ -L W_{con} \frac{dq_a}{dt} + W_s C_{r,v} \frac{dq_d}{dt} (T_{eva} - T_{con}) \\ + \dot{m}_{f,chill} C_f (T_{chill,in} - T_{chill,out}) \end{aligned} \quad (5)$$

$$T_{chill,out} = T_{eva} + (T_{chill,in} - T_{eva}) \exp\left(\frac{-UA_{eva}}{\dot{m}_{f,chill} C_f}\right) \quad (6)$$

Cân bằng khối lượng môi chất làm lạnh bên trong thiết bị bay hơi có thể được đánh giá bằng biểu thức sau:

$$\frac{dW_{evap,r}}{dt} = -W_s \left(\frac{dq_a}{dt} + \frac{dq_d}{dt} \right) \quad (7)$$

Tốc độ hấp phụ được xác định theo công thức: $\frac{dq}{dt} = kasp(q^* - q)$ (8)

Trong đó:
$$\left. \begin{aligned} kasp &= D_s \exp(-Ea / (RT)) \\ D_s &= 15D_{s0} / R_p^2 \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Cân bằng khối lượng hơi hấp phụ được xác định bởi phương trình (B-S-K) như sau:

$$q^* = AA \cdot \left(\frac{P_s(T_v)}{P_s(T_b)} \right)^{BB} \quad (10)$$

Trong đó:
$$\begin{aligned} AA &= A_0 + A_1 T + A_2 T^2 + A_3 T^3 \\ BB &= B_0 + B_1 T + B_2 T^2 + B_3 T^3 \end{aligned} \quad (11)$$

Áp suất bão hòa tính theo công thức Antonie và các hệ số A_i và B_i được trình bày trong [11].

2.3 Hiệu suất của hệ thống

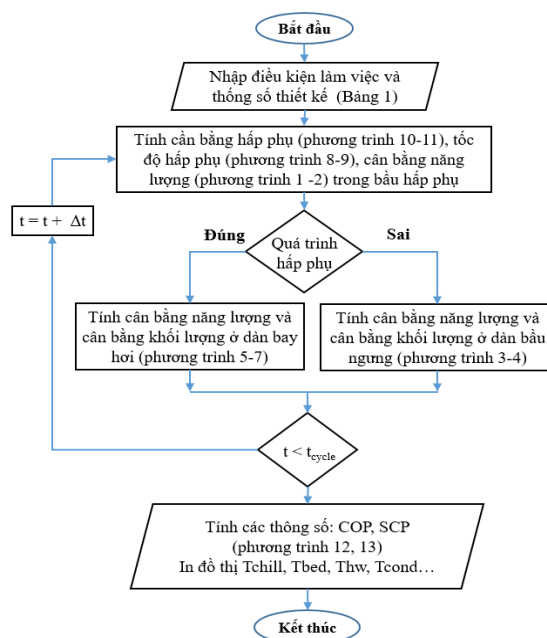
Quá trình công tác của hệ thống làm lạnh hấp phụ được đánh giá bởi hai thông số quan trọng là công suất làm lạnh riêng (SCP) tính bằng W/kg và hệ số công tác (COP). Các thông số này được xác định thông qua các phương trình (12) và (13) dưới đây. Cũng cần lưu ý rằng thành phần công suất tiêu thụ cho bơm nước nóng, bơm nước làm mát và bơm nước lạnh là nhỏ và như vậy các thành phần này đã được bỏ qua trong phương trình cân bằng năng lượng.

$$SCP = \frac{\int_0^t (\dot{m}_{chill} C_{p_{chill}}) (T_{chill,in} - T_{chill,out}) dt}{M_s t_{cycle}} \quad (12)$$

$$COP = \frac{\int_0^t (\dot{m}_{chill} C_{p_{chill}}) (T_{chill,in} - T_{chill,out}) dt}{\int_0^t (\dot{m}_{hw} C_{p_w}) (T_{hw,in} - T_{hw,out}) dt} \quad (13)$$

Tổ hợp các phương trình (1) - (13) hình thành mô hình toán học của hệ thống làm lạnh hấp phụ đã được mô tả ở trên. Nghiệm của hệ phương trình này chính là các thông số nhiệt động lực

học của hệ thống. Hệ phương trình vi phân này có thể được giải bằng các bộ giải phương trình khác nhau tùy theo gói phần mềm được sử dụng tương ứng với các điều kiện biên và điều kiện ban đầu xác định. Trong bài báo này, các tác giả sử dụng phần mềm Matlab để giải hệ phương trình này theo trình tự được trình bày trên lưu đồ thuật toán Hình 3.



Hình 3. Lưu đồ thuật toán mô phỏng hệ thống làm lạnh hấp phụ

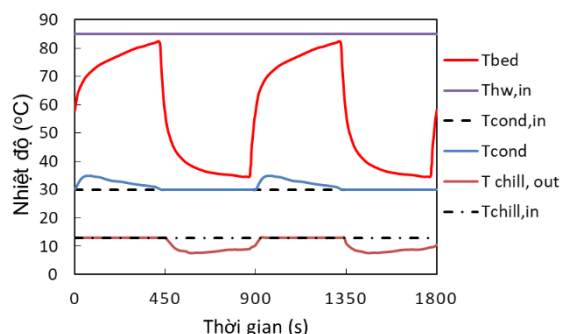
3. Kết quả và thảo luận

Bảng 1. Thông số thiết kế và điều kiện làm việc của hệ thống

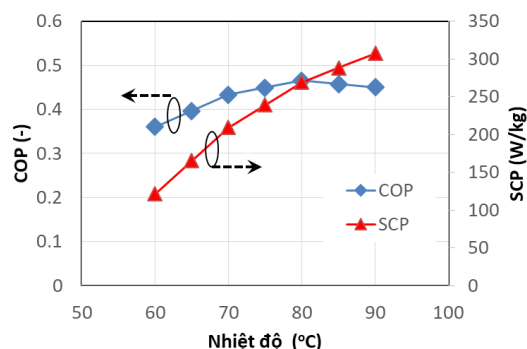
Tham số	Tên gọi	Giá trị
A_{bed}	Diện tích trao đổi nhiệt của bầu hấp phụ	2,46 m ²
U_{bed}	Hệ số trao đổi nhiệt bầu hấp phụ	1724,1 W/m ² K
W_M	Khối lượng thiết bị trao đổi nhiệt	51,2 kg
A_{eva}	Diện tích dàn bay hơi	1,91 m ²
U_{eva}	Hệ số trao đổi nhiệt dàn bay hơi	2557,54 W/m ² K
W_{eva}	Khối lượng dàn bay hơi	12,45 kg
A_{con}	Diện tích bầu ngưng	3,73 W/m ² K
U_{con}	Hệ số trao đổi nhiệt bầu ngưng	4115,23 W/m ² K
W_{con}	Khối lượng bầu ngưng	24,28 kg
m_w	Lưu lượng nước nóng/ làm mát	1,3 kg/s
W_{sg}	Khối lượng silica gel trong bầu hấp phụ	47 kg
$W_{w,eva}$	Khối lượng nước ban đầu trong dàn bay hơi	50 kg
m_{chill}	Lưu lượng nước lạnh	0,7 kg/s
R_p	Bán kính hạt Silica gel	0,35×10 ⁻³ m
T_{cw}	Nhiệt độ nước làm mát	30 °C
T_{hw}	Nhiệt độ nước nóng	(60 ~ 90) °C
$T_{ch,in}$	Nhiệt độ nước lạnh	14 °C
t_{cycle}	Chu kỳ làm việc	900 s

Để đơn giản hóa mô hình nghiên cứu đặt giả thiết như sau: nước nóng thu được từ bộ thu năng lượng mặt trời được chứa trong bình nước nóng có dung tích đủ lớn nên có thể giả sử nhiệt độ của nguồn nóng là ổn định. Với các thông số thiết kế được cho trong Bảng 1, các trường nhiệt độ tại cửa ra của nước nóng, nước làm mát và nước lạnh của hệ thống làm lạnh này đã được tính

toán và thể hiện trên Hình 4.



Hình 4. Nhiệt độ tại cửa ra của công chất và buồng hấp phụ theo thời gian



Hình 5. COP và SCP của hệ thống theo nhiệt độ nguồn nhiệt

Từ số liệu Hình 4 cho thấy, trong điều kiện hoạt động ổn định, nhiệt độ trung bình của nước lạnh tạo ra từ dàn bay hơi trong chu trình là khoảng 10 °C ứng với các điều kiện làm việc đã cho. Công suất làm lạnh riêng SCP đạt khoảng 268,2 W/kg silica gel và hệ số công tác COP là khoảng 0,45.

Công suất làm lạnh riêng SCP và hệ số công tác COP phụ thuộc rất mạnh vào nhiệt độ của nguồn nhiệt cấp. Kết quả các giá trị SCP và COP khi thay đổi nhiệt độ của nguồn nhiệt cấp từ 60 °C đến 90 °C với điều kiện cố định nhiệt độ đầu vào của nước làm mát và nước lạnh, được thể hiện trên Hình 5. Từ đồ thị cho thấy, giá trị của SCP tăng tuyến tính từ 121,28 lên 307,27 W/kg silica gel khi tăng nhiệt độ nguồn nhiệt cấp từ 60 đến 90 °C còn đạt giá trị cao nhất trong khoảng 75 đến 90 °C. Điều này hoàn toàn phù hợp với giá trị đề xuất ban đầu cho nhiệt độ nguồn nhiệt cấp là 80 °C.

4. Kết luận

Bài báo trình bày về đặc điểm cấu trúc, nguyên lý làm việc của hệ thống làm lạnh hấp phụ - một hệ thống làm lạnh thay thế tiềm năng, đang nhận được sự quan tâm của các nhà nghiên cứu trong lĩnh vực năng lượng. Nghiên cứu đã thực hiện mô phỏng nhiệt động lực học cho một hệ thống làm lạnh hấp phụ với cặp công chất hấp phụ silica gel – hơi nước, với nguồn nhiệt cấp có nhiệt độ nằm trong khoảng từ 60 đến 90 °C. Kết quả cho thấy, công suất làm lạnh riêng tăng cùng với nhiệt độ nguồn nhiệt cấp, còn hệ số công tác COP sẽ đạt giá trị lớn nhất (khoảng 0,45) ở nhiệt độ nguồn nhiệt cấp xung quanh giá trị 80 °C.

Nhiệt độ trung bình của nước lạnh tạo ra đạt khoảng 10 °C ứng với các điều kiện làm việc đã cho. Ở nhiệt độ này phù hợp với nhiệt độ của các dàn lạnh của hệ thống điều hòa không khí thông thường hiện nay. Từ đó có thể kết luận hệ thống làm lạnh hấp phụ hoàn toàn phù hợp với điều kiện khí hậu ở Việt Nam.

Kết quả bài báo này có thể sử dụng để tham khảo khi thiết kế, chế tạo các hệ thống làm lạnh hấp phụ sử dụng các nguồn nhiệt thải công nghiệp và năng lượng mặt trời.

Lời cảm ơn

Nghiên cứu này được tài trợ bởi Trường Đại học Hàng hải Việt Nam trong đề tài mã số: DT20-21.37

DANH MỤC KÝ HIỆU

Ký hiệu	Đơn vị	Tên gọi
A_{bed}	m^2	Diện tích trao đổi nhiệt của bầu hấp phụ
U_{bed}	W/m^2K	Hệ số trao đổi nhiệt bầu hấp phụ
W_M	kg	Khối lượng thiết bị trao đổi nhiệt
A_{eva}	m^2	Diện tích dàn bay hơi
U_{eva}	W/m^2K	Hệ số trao đổi nhiệt dàn bay hơi

Ký hiệu	Đơn vị	Tên gọi
$W_{eva,M}$	kg	Khối lượng dần bay hơi
A_{con}	W/m ² K	Diện tích bầu ngưng
U_{con}	W/m ² K	Hệ số trao đổi nhiệt bầu ngưng
$W_{con,M}$	kg	Khối lượng bầu ngưng
m_w	kg/s	Lưu lượng nước nóng/ làm mát
$W_{w,eva}$	kg	Khối lượng nước ban đầu trong dần bay hơi
m_{chill}	kg/s	Lưu lượng nước lạnh
C_f	J/kgK	Nhiệt dung riêng của nước
$C_{f,chill}$	J/kgK	Nhiệt dung riêng của nước lạnh
Cr_v	J/kgK	Nhiệt dung riêng của hơi nước
Cp_M	J/kgK	Nhiệt dung riêng của thiết bị trao đổi nhiệt
Cs	J/kgK	Nhiệt dung riêng của Silica gel
h_{fg}	J/kg	Nhiệt ẩn hóa hơi của nước
Q_{st}	J/kg	Nhiệt hấp phụ
R	J/kgK	Hằng số khí
E_a	J/kg	Năng lượng kích hoạt
D_{so}	m ² /s	Hệ số khuếch tán
L	kJ/kg	Nhiệt ẩn hóa hơi
R_p	m	Bán kính hạt Silica gel
T_{cw}	°C	Nhiệt độ nước làm mát
T_{hw}	°C	Nhiệt độ nước nóng
$T_{ch,in}$	°C	Nhiệt độ nước lạnh
t_{cycle}	s	Chu kì làm việc
T_{bed}	°C	Nhiệt độ bầu hấp phụ
T_{cond}	°C	Nhiệt độ bầu ngưng
T_{eva}	°C	Nhiệt độ dần bay hơi

TÀI LIỆU THAM KHẢO/ REFERENCES

- [1] Vietnam Electricity (EVN), “Annual Report,” 2018. [Online]. Available: [https://www.evn.com.vn/userfile/User/tcdl/files/2019/8/EVNAnnualReport2018\(1\).pdf](https://www.evn.com.vn/userfile/User/tcdl/files/2019/8/EVNAnnualReport2018(1).pdf). [Accessed Jan. 12, 2021].
- [2] R. Wang and R. Oliveira, “Adsorption refrigeration—An efficient way to make good use of waste heat and solar energy☆,” *Prog. Energy Combust. Sci.*, vol. 32, no. 4, pp. 424-458, 2006, doi: 10.1016/j.pecs.2006.01.002.
- [3] F. Meunier, “Solid sorption heat powered cycles for cooling and heat pumping applications,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 18, no. 9-10, pp. 715-729, Sep. 1998, doi: 10.1016/S1359-4311(97)00122-1.
- [4] B. B. Saha, E. C. Boelman, and T. Kashiwagi, “Computational analysis of an advanced adsorption-refrigeration cycle,” *Energy*, vol. 20, no. 10, pp. 983-994, Oct. 1995, doi: 10.1016/0360-5442(95)00047-K.
- [5] K. E. N’Tsoukpoe, H. Liu, N. Le Pierrès, and L. Luo, “A review on long-term sorption solar energy storage,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 13, no. 9, pp. 2385-2396, Dec. 2009, doi: 10.1016/j.rser.2009.05.008.
- [6] P. Goyal, P. Baredar, A. Mittal, and A. R. Siddiqui, “Adsorption refrigeration technology - An overview of theory and its solar energy applications,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 53, pp. 1389-1410, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2015.09.027.
- [7] E. Hastürk, S. J. Ernst, and C. Janiak, “Recent advances in adsorption heat transformation focusing on the development of adsorbent materials,” *Current Opinion in Chemical Engineering*, vol. 24, pp. 26-36, 2019, doi: 10.1016/j.coche.2018.12.011.
- [8] A. Sapienza, G. Gullì, L. Calabrese, V. Palomba, A. Frazzica, V. Brancato, D. La Rosa, S. Vasta, A. Freni, and L. Bonaccorsi, “An innovative adsorptive chiller prototype based on 3 hybrid coated/granular adsorbers,” *Appl. Energy*, vol. 179, pp. 929-938, Oct. 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.07.056.
- [9] G. Engel, “Sorption thermal energy storage: Hybrid coating/granules adsorber design and hybrid TCM/PCM operation,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 184, pp. 466-474, 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.04.001.

- 10.1016/j.enconman.2019.01.071.
- [10] X. Q. Duong, N. V. Cao, W. S. Lee, and J. D. Chung, "Module integration in an adsorption cooling system," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 155, pp. 508-514, 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.03.152.
- [11] B. B. Saha, E. C. Boelman, and T. Kashiwagi, "Computer simulation of a silica gel-water adsorption refrigeration cycle - the influence of operating conditions on cooling output and COP," *ASHRAE Transactions*, vol. 101, no. Pt 2, pp. 348-357, 1995.
- [12] H. T. Chua, K. C. Ng, A. Malek, T. Kashiwagi, A. Akisawa, and B. B. Saha, "Modeling the performance of two-bed, silica gel-water adsorption chillers," *Int. J. Refrig.*, vol. 22, no. 3, pp. 194-204, 1999, doi: 10.1016/S0140-7007(98)00063-2.
- [13] B. B. Saha, S. Koyama, T. Kashiwagi, A. Akisawa, K. C. Ng, and H. T. Chua, "Waste heat driven dual-mode, multi-stage, multi-bed regenerative adsorption system," *Int. J. Refrig.*, vol. 26, no. 7, pp. 749-757, Nov. 2003, doi: 10.1016/S0140-7007(03)00074-4.
- [14] B. B. Saha, A. Akisawa, and T. Kashiwagi, "Solar/waste heat driven two-stage adsorption chiller: the prototype," *Renew. Energy*, vol. 23, no. 1, pp. 93-101, May 2001, doi: 10.1016/S0960-1481(00)00107-5.
- [15] M. J. Pons and F. Poyelle, "Adsorptive machines with advanced cycles for heat pumping or cooling applications," *Int. J. Refrig.*, vol. 22, no. 1, pp. 27-37, 1999, doi: 10.1016/S0140-7007(97)00042-X.
- [16] Q. Pan, R. Wang, N. Vorayos, and T. Kiatsiriroat, "A novel adsorption heat pump cycle: Cascaded mass recovery cycle," *Int. J. Refrig.*, vol. 95, pp. 21-27, 2018, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.08.004.
- [17] X. Q. Duong, N. V. Cao, S. W. Hong, S. H. Ahn, and J. D. Chung, "Numerical Study on the Combined Heat and Mass Recovery Adsorption Cooling Cycle," *Energy Technol.*, vol. 6, no. 2, pp. 296-305, 2018, doi: 10.1002/ente.201700417.