# THIẾT KẾ CHẾ TẠO BỒN TÍCH TRỮ LẠNH VẬN HÀNH KẾT HỢP HỆ THỐNG ĐIỀU HÒA KHÔNG KHÍ WATER CHILLER

# DESIGN AND FABRICATION OF COLD THERMAL ENERGY STORAGE TANK TO OPERATE IN WATER CHILLER AIR-CONDITIONING SYSTEM

**Trần Thanh Huy, Nguyễn Xuân Viên, Đoàn Minh Hùng**
*Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh, Việt Nam*

*Ngày toà soạn nhận bài 16/4/2020, ngày phản biện đánh giá 26/4/2020, ngày chấp nhận đăng 8/5/2020.*

## TÓM TẮT

*Bài báo này trình bày nghiên cứu thiết kế chế tạo bồn tích trữ lạnh để vận hành kết hợp với hệ thống điều hòa không khí Water Chiller công suất 360.000 BTU/h. Chất tải lạnh và chất trữ lạnh được sử dụng cho bồn tích trữ lạnh là nước. Vật liệu chế tạo thiết bị trao đổi nhiệt cho bồn tích trữ là nhựa PVC. Trong bài báo này, các thông số vận hành của hệ thống tích trữ lạnh được thể hiện dựa trên quá trình nghiên cứu thực nghiệm. Các kết quả chỉ ra nhiệt độ bồn tích trữ khi nạp tải, nhiệt độ chất tải lạnh và chất trữ lạnh khi thực hiện quá trình xả tải và thời gian xả tải. Các kết quả cũng chỉ ra hiệu quả trao đổi nhiệt của dàn trao đổi nhiệt bên trong bồn tích trữ lạnh, độ chênh nhiệt độ chất tải lạnh vào và ra khỏi dàn trao đổi luôn duy trì từ 3 đến 4 ºC. Thiết kế này phù hợp để sử dụng hệ thống tích trữ lạnh trong các ứng dụng làm mát.*

***Từ khóa:*** *Tích trữ lạnh; Water chiller, Điều hòa không khí; Thiết bị trao đổi nhiệt; Tiết kiệm năng lượng.*

## ABSTRACT

*This paper presents a study on the design and fabrication of cold thermal energy storage tank to operate in Water Chiller air-conditioning system with cooling capacity of 360.000 BTU/h. Water is used as the heat transfer fluids in cold storage tank. The polyvinyl chloride pipe (PVC) is used to fabricate the heat exchanger. In this work, the investigation of system properties is based on an experimental study. The results indicate the operation properties such as the cold storage tank temperature in load-charging, heat transfer fluids temperature in load-discharging, load-discharging time. In addition, the results also show the heat transfer efficiency of heat exchanger in the cold thermal energy storage tank is acceptable. The temperature difference of the inlet and outlet heat transfer fluid in heat exchanger is maintained from 3 to 4 ºC. This is a suitable design for use cold thermal storage system in cooling applications.*

***Keywords:*** *Cold Energy Storage; Water chiller; Heat exchanger; Energy saving; Air-conditioning.*

## 1. TỔNG QUAN

Hiện nay, công nghệ tích trữ lạnh được chú trọng nghiên cứu để ứng dụng trong các hệ thống điều hòa không khí. PGS.TS. Nguyễn Thế Bảo và cộng sự đã nghiên cứu và tính toán thiết kế bồn tích trữ với năng suất tích trữ lạnh 4000 kW/h [1] và thời gian tích trữ lạnh là 10 giờ dựa trên nguyên lý dạng băng tan nước chảy trong ống và sử dụng chất chuyển đổi pha (PCM) là Glycol. Bên cạnh đó tác giả còn đi sâu vào phân tích chi phí tiết kiệm việc sử dụng cộng nghệ tích trữ lạnh. Nghiên cứu này phù hợp việc ứng dụng cho các tòa nhà ở Việt Nam nhằm góp phần vào tiết kiệm điện và chi phí vận hành. Vy [2] đã nghiên cứu đánh giá tiềm năng ứng dụng công nghệ tích trữ lạnh cho các hệ thống điều hòa không khí của nước ta với

mục đích nâng cao hiệu quả sử dụng để tiết kiệm năng lượng. Bên cạnh đó, luận văn đề cập đến phương pháp tính toán thiết kế bồn tích trữ lạnh và so sánh những lợi ích khi sử dụng hệ thống tích trữ lạnh với hệ thống không sử dung tích trữ lạnh. Nêu ra điều kiện phát triển công nghệ tích trữ lạnh ở nước ta còn mới mẻ đồng thời cũng chỉ ra hướng sử dụng điều hòa không khí cho từng hộ gia đình ở nước ta. Hương [3] đã nghiên cứu đánh giá tiềm năng và tính toán thiết bị cho công nghệ tích trữ lạnh để ứng dụng hệ thống Water Chiller tại sân bay Đà Nẵng. Bên cạnh đó, bài báo này tập trung đến việc ứng dụng và nêu lên tầm quan trọng của tích trữ lạnh trong hệ thống điều hòa không khí. Việc đánh giá và so sánh chi phí ứng dụng công nghệ tích trữ lạnh trong hệ thống điều hòa không khí ở nước ta được chỉ ra. Tác giả cũng đã chỉ ra được nguyên nhân chưa thương mại hóa công nghệ tích trữ lạnh ở nước ta, nguyên nhân chính là chi phí đầu tư cho công nghệ này quá cao so với điều kiện kinh tế ở nước ta.

Wen-Shing Lee và các cộng sự [4] đã nghiên cứu trữ băng cho hệ thống điều hòa không khí tại một văn phòng tòa nhà. Kết quả chỉ ra rằng, với các tham số thích hợp, thuật toán dòng hạt có thể có hiệu quả áp dụng cho việc tối ưu hóa hệ thống điều hòa không khí tích trữ băng. Ngoài ra, năng lượng tối ưu có thể thu được từ bể trữ đá cho hệ thống. Kết quả nghiên cứu còn chỉ ra rằng việc tối ưu hóa các dòng hạt áp dụng hiệu quả đối với việc sử dụng hệ thống điều hòa không khí kết hợp công nghệ tích trữ lạnh, và xem xét các yếu tố hạn chế ở các hệ thống khác, vấn đề tiêu thụ năng lượng đồng thời đề cập đến việc phát thải khí $CO_2$. Chengchu Yan và các cộng sự [5] đã phát triển một hệ thống lưu trữ phức hợp kết hợp lưu trữ băng theo mùa bằng ống nung nhiệt với một hệ thống lưu trữ nước lạnh. Hệ thống chứa đá theo mùa sẽ tự động trữ năng lượng lạnh ở dạng băng vào mùa đông. Vào mùa hè, băng bảo quản sẽ được trích xuất để làm mát, và sau đó băng tan được sử dụng như một phương tiện làm lạnh để trữ nước ướp lạnh. Nghiên cứu được thiết kế và ứng dụng trong một tòa nhà ở Bắc Kinh. Các kết quả cho thấy sự kết hợp thích hợp của hai loại tích trữ lạnh có thể cải thiện đáng kể khả năng ứng dụng kho dự trữ lạnh theo mùa và giảm chi phí vòng đời của một hệ thống làm lạnh lên tới 40%.

Benjamin và các cộng sự [6] đã giới thiệu một hệ thống tích trữ kết hợp giữa tích trữ băng theo mùa. Hệ thống tích trữ lạnh vào mùa đông ở dạng băng. Vào mùa hè, băng được bảo quản được trích xuất để làm lạnh và sau đó băng tan được sử dụng như một phương tiện làm lạnh để trữ nước trữ lạnh. A Lopez-Navarro cùng các cộng sự [7] đã thể hiện đường cong enthalpy, nhiệt độ và mật độ cụ thể được đo cho các chất parafin. Hiệu suất của bể đã được phân tích dựa trên các chất biến đổi pha, hiệu quả, phần phản ứng và tổng lượng nhiệt truyền của bể. Kết quả cho thấy có thể đạt đến 78% công suất tối đa trong vòng 4 giờ. Hiệu quả hoạt động chủ yếu được kiểm soát bởi nhiệt độ cung cấp và ảnh hưởng của tốc độ dòng chảy gần như không đáng kể. E. Oró và các cộng sự [8] đã nghiên cứu và xem xét tính năng của vật liệu chuyển đổi pha (PCM), sự đóng kín, làm tăng truyền nhiệt, và ảnh hưởng của tích trữ lạnh trong chất lượng thực phẩm. Hơn 88 mẫu vật liệu có thể được sử dụng làm chất biến đổi pha và khoảng 40 chất biến đổi pha có sẵn tính thương mại. Nhiều ứng dụng của chất biến đổi pha ở nhiệt độ thấp có thể được tìm thấy, chẳng hạn như, trữ đá.

H.S. Bao và các cộng sự [9] đã nghiên cứu một hệ thống làm lạnh hấp thụ nhiệt. Mangan clorua và amoni clorua đã được sử dụng như là muối nhiệt độ cao và muối nhiệt

độ thấp tương ứng và ammoniac đã được sử dụng như phản ứng khí. Kết quả hoạt động về hiệu quả hoạt động (COP) và năng suất lạnh riêng (SCP) được đánh giá ở nhiệt độ nguồn nhiệt khác nhau (140 đến 170 °C) và nhiệt độ làm lạnh (-15 đến 5 °C). COP thu được ở các điều kiện này dao động từ 0,20 đến 0,31, trong khi năng suất lạnh riêng (SCP) dao động từ 87 đến 125 W trên mỗi kilogram MnCl, tùy thuộc vào công việc, điều kiện và loại hình sử dụng. Tadafumi và cộng sự [10] đã nghiên cứu vật liệu lưu trữ tạo thành đá bột có thể duy trì được dung tích lớn cho nhiệt độ làm việc. Chất rắn kết hợp trên các bề mặt truyền nhiệt hình thành một lớp chịu nhiệt và giảm đáng kể tỷ lệ lưu trữ. Do đó, điều quan trọng để tránh sự kết tinh của một lớp rắn dày trên bề mặt để thực hiện hiệu quả quá trình tích trữ năng lượng. Tetra-n-butyl amoni bromua (TBAB) clathrat hydrate có các tính chất của một vật liệu lưu trữ hiệu quả. Lucio Melone và cộngsự [11] đã sử dụng nguyên liệu vật liệu thay đổi pha (PCM) để thiết kế tích trữ lạnh. Các vật liệu thu được cho thấy khả năng duy trì nhiệt độ bên trong trong một khoảng thời gian gấp 10 lần khi so sánh với một vật liệu cellulose tương tự có độ dày 2 cm. Kết quả thí nghiệm đã được đánh giá bằng cách xem xét các tham số nhiệt vật liệu như đồng nhất.

Nuno Vitorino và các cộng sự [12] đã nghiên cứu dung dịch ngậm nước của graphite hình dạng ổn định bằng việc bổ sung collagen như vật liệu biến đổi pha cho trữ lạnh với tính dẫn nhiệt tăng lên. Độ dẫn nhiệt tăng gấp đôi bằng cách thêm khoảng 20% trọng lượng graphite. Phản ứng thoáng qua từ -10°C đến nhiệt độ phòng cho thấy sự thay đổi pha vẫn xảy ra ở khoảng 0°C, như được xác nhận bằng cách theo dõi nhiệt độ tại trung tâm của một tế bào hình trụ.

Trong nghiên cứu này, hệ thống bồn tích trữ lạnh được thiết kế và chế tạo để vận hành kết hợp với hệ thống điều hòa không khí Water Chiller công suất 360.000 BTU/h. Hệ thống điều hòa không khí Water Chiller và bồn tích trữ lạnh được đặt tại Xưởng Nhiệt Lạnh, Khoa Cơ khí Động lực, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh. Các nghiên cứu thực nghiệm được thực hiện nhằm đánh giá hiệu quả hoạt động của bồn tích trích lạnh, từ đó có thể phát triển mô hình hệ thống cho các ứng dụng trong lĩnh vực điều hòa không khí và các lĩnh vực khác.

## 2. CƠ SỞ LÝ THUYẾT

### 2.1 Lý thuyết tính toán

Việc tính toán lý thuyết để đưa ra cơ sở thiết kế được thực hiện dựa trên các phương trình sau [13,14]:

$$Q=L\times k_L\times \Delta t \quad (1)$$

Trong đó:

Q– Phụ tải lạnh cho bồn tích trữ, W

$k_L$ - Hệ số truyền nhiệt W/m.K

Δt– Độ chênh lệch nhiệt độ trung bình logarit

Hệ số tỏa nhiệt của chất tải lạnh chảy bên trong ống là $\propto_1$:

Hệ số tỏa nhiệt của chất tải lạnh chảy trong ống là $\propto_1$ được xác định như sau:

Nhiệt độ trung bình là:

$$t_{TB} = 0.5\ (t'' + t') \quad (2)$$

Với nhiệt độ này, tra bảng thông số vậy lý chất lỏng bão hòa tìm được:

$$\rho_1,\ C_{p1},\lambda_1,\ v_1\ ;\ \mathrm{Pr}_1 = \frac{v_1}{a} = \frac{\mu C_{p1}}{\lambda_1}$$

(Trong đó $a = \frac{\lambda_1}{\rho 1\times C_{p1}}$)

Lưu lượng chất tải lạnh cần làm lạnh qua bình bốc hơi với $\Delta t_0 = 5^0$C

$$G_{\mathrm{Pr.Gly}} = \frac{Q}{C_{p1}\times \Delta t_0} \quad (3)$$

Chất tải lạnh chuyển động trong ống và đi vào bồn tích trữ lạnh được phân thành 9 nhánh, do đó lưu lượng trong một nhánh là:

$$G_1 = z\,\frac{\pi d_1^2}{4} \times \omega_1 \times \rho_1 \quad (4)$$

$$\omega_1 = \frac{4\,G_1}{z.\pi.d_1^2.\rho_{n1}} \quad (5)$$

$$Re_{f1} = \frac{\omega_1 \times d_1}{\nu_1} \quad (6)$$

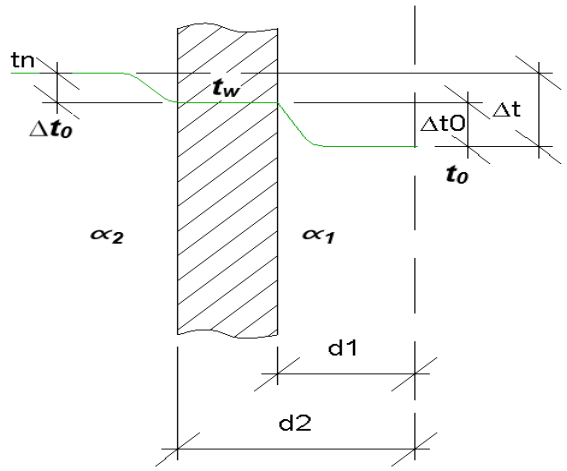
Nếu $Re_{f1} > 1 \times 10^4$, chất lỏng chuyển động rối trong ống, theo công thức tính được:

$$Nu_{f1} = 0.021 \times (Re_{f1})^{0.8} \times (Pr_{r1})^{0.43} \times A \times \varepsilon_l \times \varepsilon_R \quad (7)$$

Khi giả thuyết chiều dài của một nhánh ống L lớn hơn 50d thì có hệ số $\varepsilon_l$=1. Ở đây vì phần uống cong của ống nhỏ so với toàn bộ chiều dài ống nằm ngang nên hệ số $\varepsilon_R$ = 1, A = 1.

$$\alpha_1 = Nu_{f1} \times \frac{\lambda_1}{d_1} \quad (8)$$

Hệ số trao đổi nhiệt của nước bên ngoài ống $\propto_2$: quá trình trao đổi nhiệt qua vách được thể hiện ở hình 1. Tính hệ số tỏa nhiệt của chất tích trữ lạnh bên ngoài ống là $\propto_2$ như sau:




***Hình 1.*** *Sơ đồ truyền nhiệt qua vách trụ*

$$T_m = 0.5 \times (t_{w2} + t_{f2}) \quad (9)$$

$$\Delta t = t_{w2} - t_{f2}$$

Với nhiệt độ $T_m$, tra bảng thông số vậy lý của chất tích trữ lạnh trên đường bão hòa có được:

$$\rho_2;\ C_{p2};\ \lambda_2,\ \nu_2,\ Pr_2$$

Theo tiêu chuẩn Grashoft tính được:

$$Gr_2 = \frac{g.\beta_2.d_2^3\Delta t}{\nu_{water}^2} \quad (10)$$

Với $\beta_2$ - hệ số giản nở nhiệt, 1/độ), tra theo bảng thông số vật lý của nước trên đường bảo hòa.

$$Ra_2 = (Gr_2.Pr_2) \quad (11)$$

$$Nu_2 = C.Ra_2^n \quad (12)$$

Với $Ra_2$, tra bảng 10.1 [13] tìm được C, và n.

$$Nu_2 = C.Ra_2^n \quad (13)$$

$$\alpha_2 = Nu_2 \times \frac{\lambda_2}{d_2} \quad (14)$$

Hệ số truyền nhiệt:

$$k_L = \frac{1}{\frac{1}{\pi.d_1.\alpha_1} + \frac{1}{2\pi.\lambda}\ln\frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\pi.d_2.\alpha_2}} \quad (15)$$

Tính độ chênh lệch nhiệt độ trung bình.

Theo tài liệu [13], độ chênh nhiệt độ trung bình được tính bởi công thức:

Tính độ chênh nhiệt độ trung bình:

$$\Delta t = \frac{\Delta t' - \Delta t''}{\ln\frac{\Delta t'}{\Delta t''}}$$

$$\Delta t' = t_1' - t_2'$$

$$\Delta t'' = t_1'' - t_2'$$

Tổng chiều dài ống trao đổi nhiệt là:

$$L = \frac{Q}{k_L \times \Delta t} \quad (16)$$

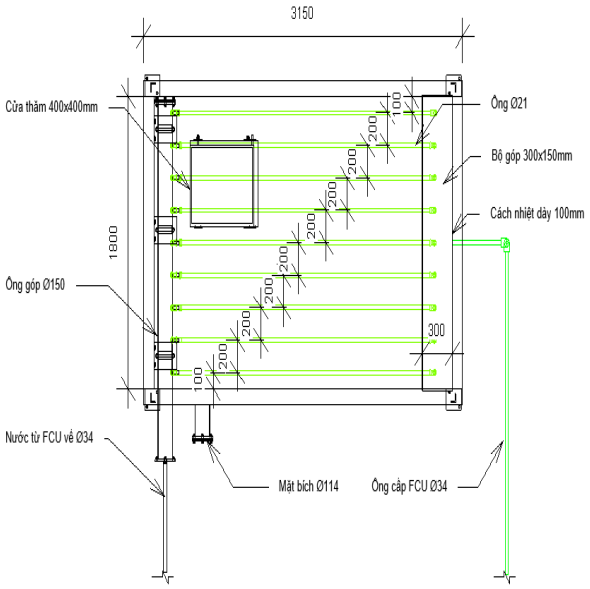
Tính số ống trong dàn:

Chọn chiều dài mỗi ống $L_n$.

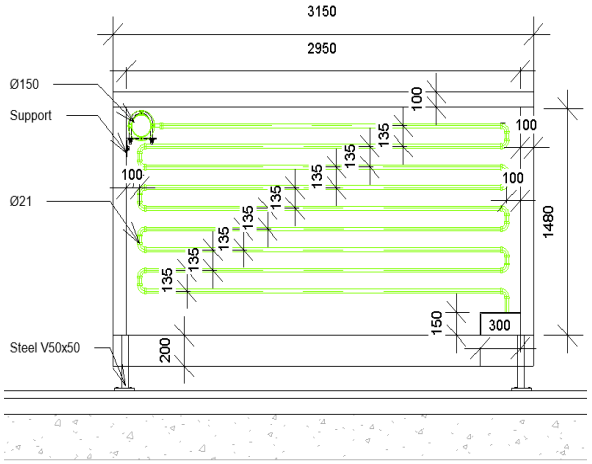
$$n = \frac{L}{L_n} \quad (17)$$

## 2.2 Thiết kế và chế tạo bồn tích trữ lạnh

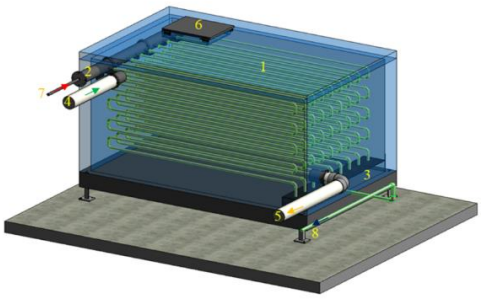
Hệ thống bồn tích trữ lạnh được thiết kế với kích thước tương ứng là chiều dài × chiều rộng × chiều cao: 2950mm × 1800mm × 1480mm. Bên trong bồn tích trữ lạnh được bố trí một dàn trao đổi nhiệt có cấu tạo gồm 81 ống nhựa PVC chia làm 9 hàng ống, mỗi hàng có 9 ống. Các hàng ống này được kết nối với bộ góp trên ở đầu vào và bộ góp dưới ở đầu ra. Bộ góp trên có đường kính là 150mm, chiều dài là 1480mm, được dùng để phân bố đều lưu lượng chất tải lạnh từ dàn FCU về đi vào dàn trao đổi nhiệt trong bồn tích trữ lạnh. Bộ góp dưới có kích thước 300mm × 150mm × 1480mm được dùng để tập trung chất tải lạnh sau khi thực hiện quá trình trao đổi nhiệt ở dàn trao đổi nhiệt và được bơm đi để phân phối đến các dàn FCU. Bồn tích trữ lạnh được bọc cách nhiệt bằng vật liệu bông thủy tinh và xốp. Chiều dày lớp cách nhiệt cho vách bồn là 100mm, chiều dày lớp cách nhiệt của đáy bồn là 200mm. Hình 2 và 3 thể hiện sơ đồ thiết kế của bồn và dàn trao đổi nhiệt theo phương hình chiếu bằng và chiếu cạnh. Mô hình thiết kế 3D của hệ thống tích trữ lạnh được thể hiện ở hình 4.




***Hình 2.*** *Sơ đồ thiết kế của bộ trao đổi nhiệt (hình chiếu bằng)*




***Hình 3.*** *Sơ đồ thiết kế của bộ trao đổi nhiệt (hình chiếu cạnh)*



*1-Dàn trao đổi nhiệt; 2-Bộ góp trên; 3-Bộ góp dưới; 4-Ống dẫn chất trữ lạnh từ bình bay hơi về; 5-Ống dẫn chất trữ lạnh từ bồn tích trữ tới bình bay hơi; 6-Nắp bồn; 7-Ống dẫn chất tải lạnh từ FCU về bộ góp trên; 8-Ống dẫn chất tải lạnh từ bộ góp dưới đến các FCU.*

***Hình 4.*** *Mô hình thiết kế 3D bồn tích trữ lạnh*

Dựa trên cơ sở nghiên cứu tính toán thiết kế bồn tích trữ lạnh, bồn tích trữ được chế tạo có kích thước là chiều dài × chiều rộng × chiều cao: 2950 mm × 1800 mm × 1480 mm. Bồn tích trữ được gia công bằng vật liệu sắt dày 1,2 mm, kết cấu bồn tích trữ bao gồm: Khung bồn gia công bằng thép V50 × 50 × 5 mm nhằm gia cố kiên cố cho vách bồn, ống góp vật liệu bằng sắt đường kính 150 mm, bộ góp dưới có kích thước 300 mm × 150 mm × 1480 mm  nơi góp nước về trước khi được bơm hút và bơm phân phối đến các FCU. Bố trí kết cấu bao che cho bồn với chiều dày cách

nhiệt ở các vách là 100 mm, cách nhiệt đáy bồn có chiều dày là 200 mm, vật liệu cách nhiệt là bông thủy tinh và xốp PE-OPP. Lớp cách nhiệt được cố định bằng khung thép U65mm và lớp tôn cách nhiệt bao bọc ở ngoài cùng. Bộ trao đổi nhiệt được đặt trong bồn dựa trên kích thước đã nghiên cứu, tính toán và thiết kế, vật liệu chế tạo bộ trao đổi nhiệt là nhựa PVC có đường kính 21 mm. Bộ trao đổi nhiệt gồm 9 hàng ống ngang và 9 hàng ống dọc được bố trí cách nhau 135 mm theo phương đứng tính từ tâm ống, bố trí cách nhau 200 mm theo phương ngang tính từ tâm ống. Các hàng ống được kết nối với bộ góp trên ở đầu vào và kết nối với bộ góp dưới ở đầu ra. Các đường ống được cố định bằng phương pháp treo kẽm. Bảng 1 thể hiện các thông số kích thước hình học của bồn tích trữ lạnh. Cách bố trí bộ trao đổi nhiệt bên trong bồn tích trữ lạnh được thể hiện ở hình 5. Hình 6 thể hiện hệ thống bồn tích trữ lạnh được chế tạo hoàn chỉnh và lắp đặt tại xưởng Nhiệt, Trường đại học Sư phạm Kỹ thuật TP.HCM.

***Bảng 1.*** *Thông số hình học của bồn tích trữ*

| Thông số hình học | Kích thước |
|---|---|
| Chiều dài (L) | 2950 mm |
| Chiều rộng (W) | 1800 mm |
| Chiều cao (H) | 1780 mm |
| Đường kính ống nhựa PVC (d) | 21.4 mm |
| Chiều dài ống trao đổi nhiệt | 2500 mm |
| Khoảng cách ống theo phương ngang | 200 mm |
| Khoảng cách ống theo phương đứng | 135 mm |
| Đường kính bộ góp trên | 150mm |
| Kích thước bộ góp dưới | 300×150×1800 mm |
| Chiều dày lớp cách nhiệt vách | 100 mm |
| Chiều dày lớp cách nhiệt đáy | 200 mm |

*1-Vách bồn; 2-Dàn ống trao đổi nhiệt; 3-Ống góp; Nắp bồn; 5-Vách cách nhiệt.*

***Hình 5.*** *Hình ảnh bố trí bộ trao đổi nhiệt bồn tích trữ lạnh*

***Hình 6.*** *Hệ thống bồn tích trữ lạnh sau khi được chế tạo và lắp đặt.*

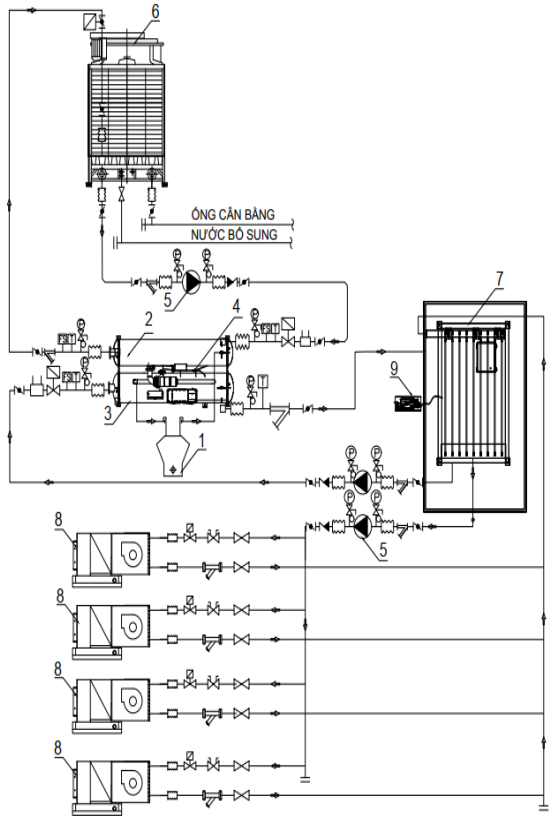
## 3. THIẾT LẬP MÔ HÌNH THÍ NGHIỆM

Mô hình thí nghiệm hệ thống điều hòa không khí Water Chiller ứng dụng công nghệ tích trữ lạnh bao gồm cụm Water Chiller và bồn tích trữ lạnh. Quá trình thực nghiệm được chia làm hai bước:

- Bước 1: vận hành hệ thống water chiller để thực hiện quá trình nạp tải.
- Bước hai: dừng chế độ vận hành hệ thống water chiller, tiến hành vận hành hệ thống tích trữ lạnh.

Trong nghiên cứu này, mô hình thực nghiệm sử dụng nước làm chất trữ lạnh và chất

tải lạnh. Hệ thống Water Chiller được vận hành để làm lạnh chất trữ lạnh ở nhiệt độ 4 ºC. Trong quá trình vận hành hệ thống water chiller, tiến hành bố trí các cảm biến nhiệt độ để xác định sự thay đổi nhiệt độ chất trữ lạnh theo thời gian. Sau khi đạt nhiệt độ trữ lạnh, hệ thống water chiller được dừng hoạt động, tiến hành vận hành hệ thống tích trữ lạnh. Vận hành bơm để cấp nước lạnh từ bồn tích trữ đến các FCU trong phòng. Lắp đặt các cảm biến nhiệt để xác định nhiệt độ chất trữ lạnh trong bồn, nhiệt độ chất tải lạnh ra khỏi bộ góp dưới đến các FCU, nhiệt độ từ FCU về bộ góp trên, nhiệt độ phòng. Đồng thời theo dõi công suất điện tiêu thụ khi vận hành hệ thống. Sơ đồ bố trí hệ thống thực nghiệm được thể hiện ở hình 7.



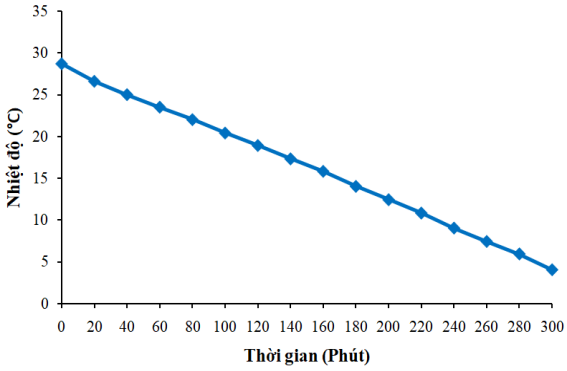

*1-Máy nén; 2-Bình ngưng tụ; 3- Bình bay hơi; 4- Van tiết lưu; 5-Bơm nước lạnh; 6-Tháp giải nhiệt; 7- Bồn tích trữ lạnh; 8-FCU (Fan Coil Unit); 9-Các cảm biến nhiệt.*

***Hình 7.*** *Sơ đồ bố trí hệ thống thực nghiệm*

## 4. KẾT QUẢ VÀ THẢO LUẬN

### 4.1 Sự thay đổi nhiệt độ chất trữ lạnh trong quá trình nạp tải

Khi vận hành hệ thống điều hòa không khí water chiller kết hợp bồn tích trữ lạnh, nước được bơm vào bồn tích trữ lạnh. Hình 8 thể hiện sự thay đổi nhiệt độ chất trữ lạnh theo thời gian. Kết quả chỉ ra rằng nhiệt độ lúc khởi động đo được là 29 ºC. Sau khi quá trình nạp lạnh diễn ra 20 phút, nhiệt độ giảm từ 29 ºC xuống 26,3 ºC, năng lượng tích trữ trong bồn tăng dần. Sau 80 phút vận hành hệ thống, nhiệt độ chất trữ lạnh giảm xuống tương ứng với thời gian trên là 22,5 ºC. Thực nghiệm khảo sát quá trình tích trữ lạnh cho thấy nhiệt độ có xu hướng giảm dần ổn định theo thời gian do quá trình trao đổi nhiệt trong bồn tích trữ lạnh diễn ra ổn định, và kết cấu bao che cho bồn tích trữ đảm bảo tránh tổn thất nhiệt ra môi trường. Kết quả sau 300 phút vận hành hệ thống, bồn tích trữ lạnh tích trữ với chất trữ lạnh đạt được nhiệt độ tích trữ là 4 ºC. Mức nhiệt độ giảm trung bình là 1,0 ºC/12 phút.

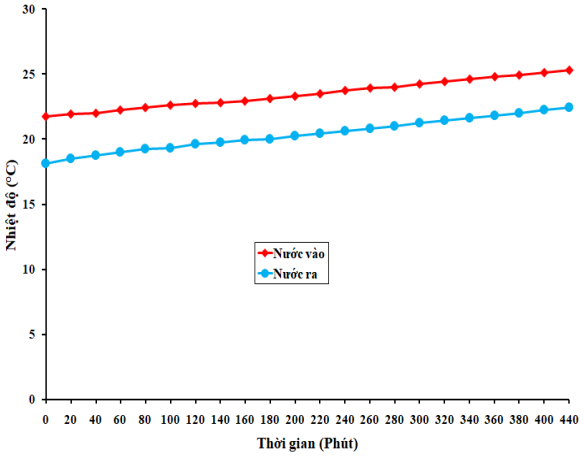



***Hình 8.*** *Sự thay đổi nhiệt độ chất trữ lạnh khi thực hiện quá trình nạp tải*

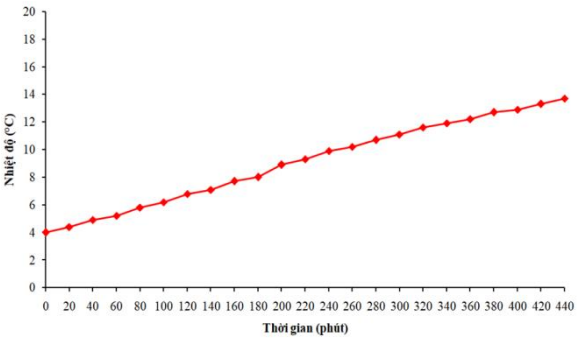
### 4.2 Sự thay đổi nhiệt độ chất tải lạnh khi thực hiện quá trình xả tải

Hình 9 thể hiện sự thay đổi nhiệt độ chất tải lạnh vào và ra khỏi dàn trao đổi nhiệt khi thực hiện quá trình xả tải. Nhiệt độ chất tải lạnh trước khi vận hành là 21,7 ºC và 18,1 ºC tương ứng ở vị trí đầu vào bộ góp trên và đầu ra bộ góp dưới, do trong quá trình nạp tải

lượng chất tải lạnh ở trong dàn trao đổi nhiệt và hai bộ góp đã thực hiện quá trình trao đổi nhiệt làm cho nhiệt độ chất tải lạnh giảm xuống. Sau thời gian xả tải 20 phút, nhiệt độ chất tải lạnh vào và ra dàn trao đổi nhiệt có xu hướng tăng nhẹ trở lại, nhiệt độ chất tải lạnh ra khỏi bộ góp dưới là 18,5 ºC, nhiệt độ chất tải lạnh từ FCU về bộ góp trên là 21,9 ºC. Điều này chỉ ra rằng độ chênh nhiệt độ chất tải lạnh vào và ra FCU là 3,4 ºC, chất tải lạnh đi vào các FCU và thực hiện quá trình trao đổi nhiệt làm cho nhiệt độ chất tải lạnh tăng lên. Tương tự, sau 220 phút thực hiện quá trình xả tải, nhiệt độ chất tải lạnh ra khỏi bộ góp dưới là 20,4 ºC, nhiệt độ chất tải lạnh từ FCU về bộ góp trên là 23,5 ºC. Độ chênh nhiệt độ chất tải lạnh vào và ra FCU là 3,1 ºC. Sau 440 phút, nhiệt độ chất tải lạnh ra khỏi bộ góp dưới là 22,4 ºC, nhiệt độ chất tải lạnh từ FCU về bộ góp trên là 25,3 ºC. Độ chênh nhiệt độ chất tải lạnh vào và ra FCU là 2,9 ºC. Độ chênh nhiệt độ có xu hướng giảm xuống so với thời gian đầu, điều này xảy ra là do nhiệt độ chất tích trữ lạnh trong bồn đã tăng lên khi thực hiện quá trình xả tải. Như thể hiện ở hình 10, tại thời điểm bắt đầu xả tải, nhiệt độ chất trữ lạnh là 4 ºC. Tại thời điểm 440 phút, nhiệt độ chất trữ lạnh là 13,7 ºC tương ứng với nhiệt độ chất tải lạnh vào và ra dàn trao đổi nhiệt là 22,4 ºC và 25,3 º C tại cùng thời điểm.




***Hình 9.*** *Sự thay đổi nhiệt độ chất tải lạnh khi thực hiện quá trình xả tải*

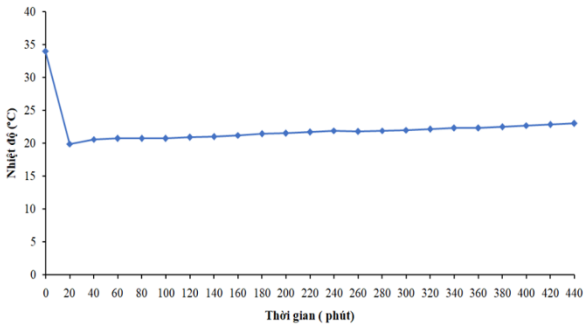



***Hình 10.*** *Sự thay đổi nhiệt độ chất trữ lạnh khi thực hiện quá trình xả tải*

### 4.3 Sự thay đổi nhiệt độ không khí ra khỏi FCU khi thực hiện quá trình xả tải

Sau quá trình tích trữ lạnh trong 5 giờ, quá trình xả tải được thực hiện. Chất tải lạnh được bơm đẩy qua dàn trao đổi nhiệt để thực hiện quá trình trao đổi nhiệt, giảm nhiệt độ. Chất tải lạnh có nhiệt độ thấp sẽ được phân phối đến 4 FCU có tổng công suất lạnh 25 kW đặt trong không gian 400 $m^2$.

Khi bắt đầu thực hiện quá trình xả tải, nhiệt độ phòng là 34 ºC. Sau 20 phút, nhiệt độ không khí ra khỏi FCU là 20 ºC, nhiệt độ phòng giảm xuống 28 ºC. Tại thời điểm sau 40 phút, nhiệt độ không khí ra khỏi FCU là 21 ºC, nhiệt độ phòng giảm xuống 24 ºC. Sau quá trình vận hành xả tải 440 phút, nhiệt độ không khí ra khỏi FCU có tăng nhẹ và duy trì ở nhiệt độ 23 ºC, nhiệt độ phòng là 26 ºC, nhiệt độ phòng luôn có xu hướng ổn định. Sự thay đổi nhiệt độ không khí ra khỏi FCU được thể hiện ở hình 11.




***Hình 11.*** *Sự thay đổi nhiệt độ không khí ra khỏi FCU khi thực hiện quá trình xả tải*

## 5. KẾT LUẬN

Hệ thống bồn tích trữ lạnh được thiết kế và chế tạo dựa trên sự kế thừa những nghiên cứu, phân tích đánh giá trong và ngoài nước về công nghệ tích trữ lạnh ứng dụng trong hệ thống điều hòa không khí Water Chiller. Hệ thống đã được đưa vào vận hành thử nghiệm và thu được một số kết quả cụ thể như sau:

- Nghiên cứu đã chỉ ra các giá trị về nhiệt độ khi vận hành hệ thống tích trữ lạnh như: nhiệt độ tích trữ, nhiệt độ chất tải lạnh và chất trữ lạnh khi xả tải, thời gian xả tải.

- Quá trình trao đổi nhiệt hiệu quả của của dàn trao đổi nhiệt bên trong bồn tích trữ lạnh. Độ chênh nhiệt độ chất tải lạnh vào và ra khỏi dàn trao đổi nhiệt $\Delta t$=3-4 ºC.

- Việc bố trí cách nhiệt cho bồn tích trữ ảnh hưởng lớn đến khả năng tích trữ lạnh, sau 72 giờ không vận hành nhiệt độ bồn chỉ tăng 3,1 ºC từ 13,7 ºC lên 16,8 ºC. Điều này chỉ ra rằng hiệu quả cách nhiệt tốt trong điều kiện nhiệt độ môi trường cao.

Trong nghiên cứu này, bồn tích trữ lạnh được thiết kế để vận hành kết hợp với hệ thống điều hòa không khí Water chiller, hệ thống kết hợp này chỉ sử dụng một vòng tuần hoàn môi chất qua bình bay hơi, không sử dụng thêm dàn lạnh trực tiếp trong bồn tích trữ nhằm tiết kiệm chi phí. Ống nhựa PVC có giá thấp hơn ống đồng rất nhiều nên giảm chi phí chế tạo, lắp đặt một cách đáng kể. Hơn thế nữa, trong những nghiên cứu tiếp theo, bồn tích trữ sẽ được nghiên cứu, vận hành ở dạng tích trữ băng và có sử dụng chất biến đổi pha. Nên việc sử dụng ống nhựa PVC là phù hợp với yêu cầu kinh tế và kỹ thuật.

**Bảng ký hiệu và đơn vị**

| Ký hiệu | | Đơn vị |
|---|---|---|
| Q | Năng suất lạnh bồn tích trữ | kW |
| k | Hệ số truyền nhiệt | W/$m$.K |
| $\Delta t$ | Độ chênh nhiệt độ trung bình logarit | ºC |
| $\alpha$ | Hệ số tỏa nhiệt | W/m$^2$.K |
| $\rho$ | Khối lượng riêng | kg/m$^3$ |
| $\nu$ | Hệ số nhớt động học | m$^2$/s |
| $\lambda$ | Hệ số dẫn nhiệt | W/m.K |
| $C_p$ | Nhiệt dung riêng đẳng áp | kJ/kg.K |
| G | Lưu lượng khối lượng | kg/s |
| d | Đường kính ống | mm |
| L | Chiều dài ống | mm |
| $\omega$ | Vận tốc chất tải lạnh | m/s |
| z | Số nhánh ống | |
| n | Số ống | |
| Re | Hệ số Reynold | |
| Ra | Hệ số Rayleigh | |
| Nu | Hệ số Nusselt | |
| Pr | Hệ số Prandtl | |
| Gr | Hệ số Grashof | |

## LỜI CẢM ƠN

Nhóm tác giả xin chân thành cảm ơn Bộ Giáo Dục và Đào Tạo đã hỗ trợ tài chính cho nghiên cứu này (Mã dự án: B2019-SPK-02; Hợp đồng số: 02/HĐKHCN). Bên cạnh đó, nhóm tác giả cũng xin gửi lời cảm ơn đến quý Thầy, Cô ở Bộ môn Công nghệ Nhiệt-Lạnh, Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP. Hồ Chí Minh đã hỗ trợ, tư vấn cho nghiên cứu này.

## TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] TS. Nguyễn Thế Bảo. Nghiên cứu khả năng dùng công nghệ tích trữ lạnh dạng băng tan chảy bên ngoài ống trong các hệ thống điều hòa không khí trung tâm, Tạp chí phát triển KH&CN, Tập 10, số 2 - 2007.

[2] Vy NTT. Nghiên cứu tiết kiệm năng lượng bằng bồn tích trữ lạnh. Luận văn thạc sỹ, đại học Đà Nẵng, 2011.

[3] Hương LTV. Nghiên cứu thiết kế thiết bị tích trữ lạnh cho hệ thống điều hoà không khí Water Chiller sân bay Đà Nẵng. Luận văn thạc sỹ, đại học Đà Nẵng, 2014.

[4] Wen-Shing Lee, Yi–Ting Chen, Ting-Hau Wu. Optimization for ice-storage air conditioning system using particle swarm algorithm. Applied Energy. 86, pp.1589-1595, 2009.

[5] Chengchu Yan, Wenxing Shi, Xianting Li, Yang Zhao. Optimal design and application of a compound cold storage system combining seasonal ice storage and chilled water storage. Applied Energy. 171, pp.1-11, 2016.

[6] Benjamin L. Ruddell, Francisco Salamanca, Alex Mahalov. Reducing a semiarid city's peak electrical demand using distributed cold thermal energy storage. Applied Energy. 134, pp.35-44, 2014.

[7] A. López-Navarro, J. Biosca-Taronger, J.M. Corberán, C. Peñalosa, A. Lázaro, P. Dolado, J. Payá. Performance characterization of a PCM storage tank. Applied Energy. 119, pp.151-162, 2014.

[8] E. Oró, A. de Gracia, A. Castell, M.M. Farid, L.F. Cabeza. Review on phase change materials (PCMs) for cold thermal energy storage applications. Applied Energy. 99, pp.513-533, 2012.

[9] H.S. Bao, R.Z. Wang, R.G. Oliveira, T.X. Li. Resorption system for cold storage and long-distance refrigeration. Applied Energy. 93, pp.479-487, 2012.

[10] Tadafumi Daitoku, Yoshio Utaka. Separation characteristics of clathrate hydrates from a cooling plate for efficient cold energy storage. Applied Energy. 87, pp.2682-2689, 2010.

[11] Lucio Melone, Lina Altomare, Alberto Cigada, Luigi De Nardo. Phase change material cellulosic composites for the cold storage of perishable products: From material preparation to computational evaluation. Applied Energy. 89, pp.339-346, 2012.

[12] Nuno Vitorino, João C.C. Abrantes, Jorge Ribeiro Frade. Gelled graphite/gelatin composites for latent heat cold storage. Applied Energy 104, pp.890-897, 2013.

[13] PGS.TS Bù Hải. Tính toán thiết kế thiết bị trao đổi nhiệt, Nhà xuất bản khoa học kỹ thuật, 2015.

[14] PGS.TS. Hoàng Đình Tín. Truyền nhiệt và tính toán thiết bị trao đổi nhiệt. Nhà xuất bản Đại học Quốc gia, 2001.

***Tác giả chịu trách nhiệm bài viết:***
TS. Nguyễn Xuân Viên
Trường Đại học Sư phạm Kỹ thuật TP.HCM
Email: viennx@hcmute.edu.vn