

잠열 축열 모듈의 원형핀 튜브 적용에 따른 열전달 특성 분석

고지운* · 송태환* · 백종현* · 김정열* · 오승진*†

Analysis of Heat Transfer Characteristics in a Latent Heat Storage Module Using Circular-Finned Tubes

Ji-Woon Ko*, TaeHwan Song*, JongHyeon Peck*, Jeong-Yeol Kim*, SeungJin Oh*†

Key Words : Heat transfer(열전달), Overall heat transfer coefficient(총괄열전달계수), Phase Change Material(상변화물질 PCM), PCM module(PCM 모듈), Thermal energy storage(축열)

ABSTRACT

This study investigates the heat transfer characteristics of a latent heat storage module equipped with circular-finned tubes to enhance thermal energy storage performance. The module incorporates circular fins to effectively increase heat transfer area, thereby enhancing the heat exchange efficiency between the heat transfer fluid (HTF) and phase change material (PCM). For this research, Barium Hydroxide Octahydrate (BHO), an inorganic PCM with a phase change temperature of approximately 78°C, was selected for its suitable thermal properties. To assess the module's performance comprehensively, we constructed a dedicated experimental apparatus that enabled quantitative analysis of both heat charging and discharging characteristics under controlled conditions. The experimental results showed an average heat discharge of 1.027 kWh and thermal utilization efficiency of 79.25%. The overall heat transfer coefficient varied significantly with PCM phase states, showing the highest values in liquid state (0.257~0.863 kW/m²·K), followed by latent phase (0.025~0.072 kW/m²·K), and solid state (0.015~0.044 kW/m²·K). The outside heat transfer coefficient was calculated as 0.033~0.162 kW/m²·K in the latent phase and 0.018~0.064 kW/m²·K in the solid phase. Statistical analysis revealed that HTF flow rate significantly influences the overall heat transfer coefficient across all PCM states, while the effect of HTF inlet temperature was found to be minimal. Through this study, essential heat transfer data required for latent heat thermal storage module design were obtained, and it is determined that the design of latent heat thermal storage modules should consider the phase-dependent heat transfer characteristics of PCM.

기호설명

A	: 열전달면적 [m ²]	Nu	: 누셀트수 [-]
c_p	: 정압비열 [kJ/kg·K]	Pr	: 프란틀수 [-]
D	: 직경 [mm]	\dot{Q}	: 열전달률 [kW]
f	: 마찰계수 [-]	Q	: 열량 [kJ]
h	: 열전달계수 [kW/m ² ·K]	Re	: 레이놀즈수 [-]
k	: 열전도도 [W/m·K]	T	: 온도 [°C]
L	: 전열관 길이 [mm]	U	: 총괄열전달계수 [kW/m ² ·K]
\dot{m}	: 질량유량 [kg/s]	V	: 체적 [m ³]
N	: 개수 [ea]	y	: 높이 [mm]

* 한국생산기술연구원(Korea Institute of Industrial Technology)

† 교신저자, E-mail : ohs8680@kitech.re.kr

그리스문자

- δ : 두께 [mm]
- ΔT_m : 대수평균온도차 [K]

하첨자

- acc* : 누적
- c* : 축열
- d* : 방열
- ext* : 외부
- fin* : 핀
- HTF* : 열매체
- i* : 입구, 내측
- int* : 유회
- o* : 출구, 외측
- PCM* : 상변화물질
- shell* : 셸
- tube* : 전열관

1. 서 론

전 세계적으로 기후 변화 대응과 에너지 안보 확보의 중요성이 커짐에 따라, 탄소중립을 지향하는 에너지 시스템으로의 전환이 진행되고 있다. 이에 따라 태양광 및 풍력 등 재생 에너지원의 보급이 급격히 증가하고 있으며, 국제에너지기구(IEA)는 2030년까지 전 세계 재생에너지 설치 용량이 2023년 대비 약 90% 이상 증가할 것으로 전망하였다. 이러한 흐름에 발맞추어, 국내에서도 탄소중립 목표 달성과 안정적인 에너지 공급을 위한 중장기 정책 방향으로 “제11차 전력수급기본계획(2024~2038년)”이 수립되었다. 해당 계획에서는 원자력 및 재생에너지를 포함한 무탄소 전원의 확대를 핵심으로 설정하고 있으며, 신재생에너지 설비 용량을 2023년 기준 31.4 GW에서 2038년까지 125.9 GW로 확대하여 전체 발전 설비의 약 47%를 차지하도록 하는 목표가 포함되어 있다.⁽¹⁾ 그러나 이와 같은 전력수급 구조 개편은 새로운 기술적 과제를 수반한다. 특히 재생에너지는 발전량이 기상 조건이나 시간대에 따라 크게 달라지기 때문에 에너지 수요와 공급 사이의 시간적 불일치를 해소할 수 있는 보완 기술이 필요하고, 간헐적으로 생산되는 에너지를 안정적으로 활용하기 위해서는 일정기간 동안 에너지를 저장하였다가 필요 시 공급할 수 있는 시스템의 도입이 필수적이다.⁽²⁻³⁾

이러한 요구에 활용될 수 있는 기술 중 하나인 P2H(Power-to-Heat)는 재생에너지의 잉여 전력을 열에너지로 변환하여 저장함으로써 전력망의 부하를 완화하고 재생에너지 활용 효율을 높일 수 있는 효과적인 에너지 변환 방식으로 주목받고 있다. 이에 P2H기술을 통해 생산된 열에너지를 효과적으로 활용하기 위해서는 이를 저장하는 열에너지 저장(Thermal

Energy Storage, TES) 기술이 필수적으로 연계되어야 하고, 저장 방식에 따라 현열식(Sensible heat), 잠열식(Latent heat), 열화학식(Chemical heat)으로 구분된다. 이 중 잠열 열에너지 저장(Latent Heat Thermal Energy Storage, LHTES)은 상변화물질(Phase Change Material, PCM)이 거의 일정한 온도에서 용해 및 응고하며 잠열을 활용하는 방식으로, 현열 저장에 비해 단위 부피당 에너지 밀도가 높고 운전 온도의 안정성을 확보하는 데 유리하다.

LHTES는 축열 과정에서는 고온의 열매체(Heat Transfer Fluid, HTF)가 고체 상태의 PCM에 열을 전달하여 용해시키고, 방열 과정에서는 액체 상태의 PCM이 저온의 HTF로 열을 방출하며 다시 고체로 응고하는 원리를 기반으로 한다.⁽⁴⁾ 그러나 PCM은 열전도율이 낮아 이상적으로 열에너지를 축열 및 방열하는 것이 어렵기 때문에 다양한 분야에서의 응용이 제한된다. 이러한 문제를 해결하기 위해 다양한 형상의 핀을 삽입하거나 나노 입자 및 다공성 매체 사용 등을 이용한 여러 방법이 연구되고 있으며, 이 중 핀을 활용한 PCM 열교환 모듈은 구조가 단순하여 제작이 용이하고 비용이 저렴할 뿐만 아니라, 높은 내구성과 신뢰성을 갖추고 있어 가장 효과적인 방법 중 하나로 알려져 있다.⁽⁵⁻⁶⁾ Agyenim et al.⁽⁷⁾은 다양한 핀 구조에 대한 실험을 통해 핀이 없는 평활관 대비 열전달률을 크게 향상시킬 수 있음을 보고하였으며, 핀의 형상과 배열이 성능에 미치는 영향에 대하여 보고한바 있다. 또한, Esapour et al.⁽⁸⁾은 수치해석을 통해 핀 구조가 상변화 경계면의 이동을 촉진하고 시스템의 응답속도를 획기적으로 개선함을 입증하였다.

그러나 기존 연구들은 대부분 파라핀(paraffin) 등 유기계 PCM에 초점을 맞추고 있는 반면, 무기염 수화물 기반의 무기계 PCM에 대한 연구는 상대적으로 부족한 실정이다. 무기계 PCM은 높은 잠열 용량, 우수한 열전도 특성, 그리고 가격 경쟁력 등 여러 이점을 지니고 있음에도 불구하고, 과냉각(supercooling), 상분리(phase segregation), 부식성(corrosiveness)과 같은 고유한 물리·화학적 한계로 인해 실용화에는 제약이 따른다.⁽⁸⁻⁹⁾ 이러한 기술적 장벽을 극복하고 무기계 PCM의 응용 가능성을 넓히기 위해서는, 신뢰성 있는 실험 데이터를 바탕으로 한 정밀한 열특성 분석과 이를 반영한 시스템 설계에 대한 체계적인 연구가 필수적이다.

본 연구에서는 HTF와 PCM간의 열전달 면적을 확대하고 열교환 효율을 향상시키기 위해 원형 핀 튜브를 적용한 잠열 축열 모듈을 설계·제작하였으며, 무기계 PCM인 수산화바륨 8수화물(Barium Hydroxide Octahydrate, BHO)을 사용하였다. 또한, 해당 모듈의 축열 및 방열 특성을 정량적으로 분석하기 위해 실험장치를 구축하여 방열 조건 및 PCM의 상변화 상태(액체, 잠열구간, 고체)에 따른 열전달 특성을 파악하고, 이를 바탕으로 총괄열전달계수 및 외측 열전달계수를 산출하여 열전달 성능을 평가하였다.

2. 잠열 축열 모듈 열전달 실험

2.1 잠열 축열 모듈

본 연구에서 제작된 잠열 축열 모듈은 기존 연구 결과와 열전달 상관식을 바탕으로, 약 1 kWh급의 열에너지 저장을 목표로 설계되었다. 해당 모듈은 셸-튜브(Shell-and-Tube) 형 열교환기 구조를 가지며 내부의 원형 핀이 설치된 전열관을 외부 셸이 감싸는 형태로 구성된다.

Fig. 1 및 Table 1에 잠열 축열 모듈의 도면, 제작 사진 및 상세 치수를 각각 나타내었다. 전열관은 외경 48.6 mm, 내경 44.0 mm, 두께 2.3 mm, 총 길이 1,450 mm로 구성되어 있

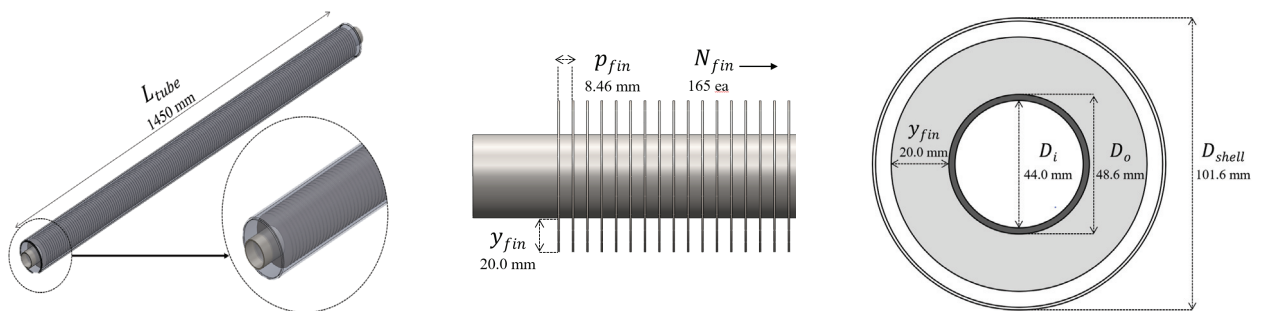
으며, 외측에는 열전달 성능 향상을 위해 SUS316 재질의 원형 핀 165개가 억지끼움 방식으로 설치되어 있다. 핀의 높이 및 간격(pitch)은 각각 20.0 mm 및 8.46 mm이고, 전열관을 감싸는 셸의 외경은 101.6 mm이다. 셸과 핀 튜브 사이의 핀 튜브 전열관을 제외한 내부 유효체적은 0.0076 m³이며, 해당 공간에 PCM을 13.17 kg 충전하였다. Table 2는 해당 PCM의 물성치이고, 상변화 온도는 약 78°C로 고온의 열에너지 저장에 적합하며, 단위 질량당 잠열량은 265~280 kJ/kg으로 일반적인 유기물 계열 PCM에 비해 상당히 높은 에너지 저장 밀도를 가지고 있다. 고체 및 액체 상태의 비열은 1.14~2.61 kJ/kg·K 수준으로 확인되어 상변화 전후의 현열 저장 특성도 우수한 것으로 알려져 있다.⁽¹⁰⁾

Table 1 Specifications of latent heat thermal storage module

Item	Specification	
Tube side	Tube material	SUS304 [-]
	Fin material	SUS316 [-]
	Outer diameter, D_o	48.6 [mm]
	Inner diameter, D_i	44.0 [mm]
	Tube thickness, δ_{tube}	2.3 [mm]
	Tube length, L_{tube}	1,450 [mm]
	Number of tubes, N_{tube}	1 [ea]
	Fin height, y_{fin}	20.0 [mm]
	Fin pitch, p_{fin}	8.46 [mm]
	Number of fins, N_{fin}	165 [-]
	Heat transfer area, A_o	0.2214 [m ²]
	Shell side	Shell diameter, D_{shell}
External volume, V_{ext}		0.0118 [m ³]
Effective internal volume, V_{int}		0.0076 [m ³]

2.2 실험장치 및 조건

Fig. 2는 잠열 축열 모듈의 열전달 특성을 파악하기 위해 제작된 실험장치의 개략도이다. 본 실험장치는 잠열 축열 모듈의 축열 및 방열 과정에서 나타나는 열전달 특성을 정량적으로 평가하고 분석하기 위한 목적으로 제작되었다. HTF의 온도 조건을 정밀하게 모사하고 제어하기 위하여 고온 및 저온용 항온수조와 관형 열교환기를 설치하였으며, 잠열 축열 모듈에 순환되는 HTF의 유량은 인버터 펌프와 체적유량계를 통해 조절하였다. 또한 HTF의 입구 및 출구 온도는 각각 설치된 온도센서를 통해 측정하였다. 모듈 내부에 충전된 PCM의 온도 분포와 상변화 거동을 상세히 관찰·분석하기 위해, 모듈의 가로 길이를 5등분한 각 지점의 중앙부에 열전대를 설치하였다. 열전대는 셸 내부의 전열관의 원형핀과 핀 사이 끝단부에 삽입하여 배치하였다.



(a) Design drawing including a cross-sectional view and dimensions



(b) Photograph of the manufactured module

Fig. 1 Latent heat thermal storage module: PCM injected mass 13.17 kg

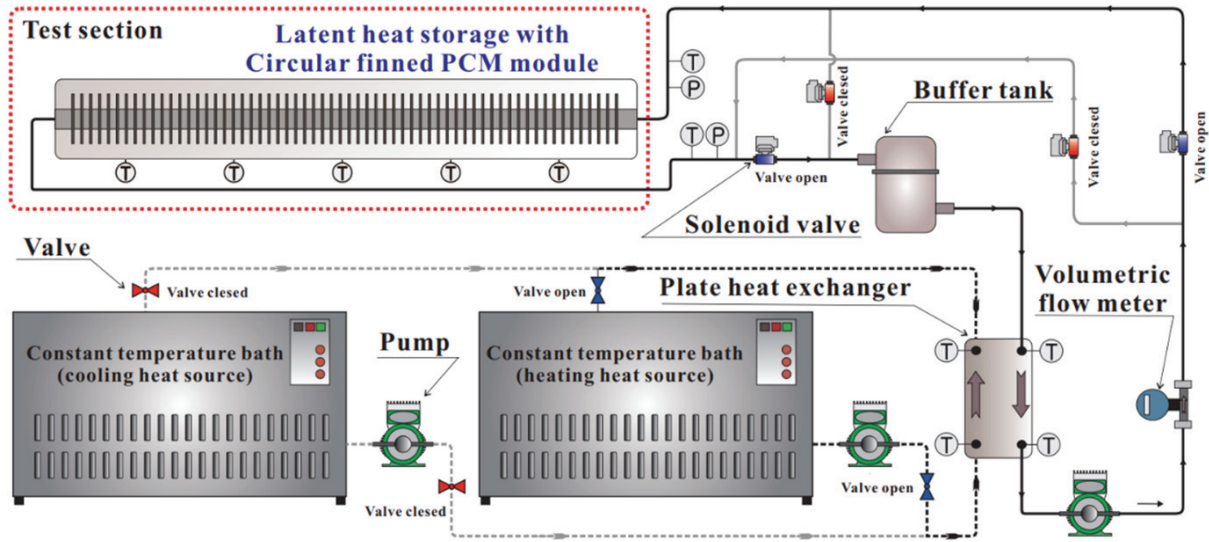


Fig. 2 Schematic diagram of experimental setup

Table 2 Thermophysical properties of Barium Hydroxide Octahydrate(BHO)^(10~11)

Property	Value
Phase change temperature	≈78 [°C]
Latent heat capacity	265~280 [kJ/kg]
Solid specific heat capacity	1.14~2.11 (for 25~78.5°C) [kJ/kg·K]
Liquid specific heat capacity	2.56~2.61 (for 78.5~150°C) [kJ/kg·K]
Density	2.18 [kg/l]

Table 3 Experimental conditions

No.	HTF inlet temperature, $T_{HTF,i}$		HTF flow rate, \dot{m}_{HTF}
	Charging [°C]	Discharging [°C]	
1	90	20	10
2		30	15
3		40	20
4		50	25

이와 같이 다양한 위치에서 측정되는 모든 센서의 신호들은 데이터 수집 장치를 통해 실시간으로 모니터링 및 저장되며, 열전달 특성 평가와 성능 분석을 위한 기초 데이터로 활용된다.

실험조건은 축열과 방열이라는 두 가지 주요 과정으로 구분하여 수행하였으며, 각 과정에서의 운전조건들은 실제 축열 시스템의 다양한 운용 조건을 고려하여 Table 3에 나타난 바와 같다. HTF의 입구온도 조건을 축열 시에는 90°C로 고정하였고, 방열 시 입구온도의 영향을 알아보기 위하여 20~50°C 범위로 선정하고 관내측 유속에 의한 축열 및 방

열 특성을 알아보기 위하여 HTF의 유량은 10~25 L/min 범위에서 특성시험을 수행하였다.

3. 실험데이터 처리식

본 연구에서는 실험 결과를 바탕으로 축열 및 방열 과정의 열전달 특성을 정량적으로 분석하기 위해 식 (1)의 각각 축열 및 방열 시 HTF 열전달률 \dot{Q}_c 및 \dot{Q}_d 을 기준으로 결과를 도출하였다.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{HTF} c_{p,HTF} (T_{HTF,o} - T_{HTF,i})$$

또는

$$\dot{Q}_d = \dot{m}_{HTF} c_{p,HTF} (T_{HTF,i} - T_{HTF,o})$$
(1)

식 (2)에 나타난 누적 열량 $Q_{c,acc}$ 및 $Q_{d,acc}$ 는 각각 축열 및 방열이 시작된 시점 t_0 부터 종료된 시점 t_j 까지의 열전달률을 적분하여 계산하였으며, 축열 및 방열 과정에서의 열 이용효율 ε_{ff} 을 정량적으로 평가하기 위하여 식 (3)을 사용하였다. 그리고 시간당 열량 $Q_{c,hr}$ 및 $Q_{d,hr}$ 는 누적 열량을 기준으로 시간(1시간 = 3,600초)당 열량으로 환산한 것으로 단위는 kWh이고, 식 (4)를 이용하여 산출하였다.

$$Q_{c,acc} = \int_{t_0}^{t_j} \dot{Q}_c dt \quad \text{또는} \quad Q_{d,acc} = \int_{t_0}^{t_j} \dot{Q}_d dt$$
(2)

$$\varepsilon_{ff} = \frac{Q_{d,acc}}{Q_{c,acc}} \times 100(\%)$$
(3)

$$Q_{c,hr} = \frac{1}{3600} \int_{t_0}^{t_j} \dot{Q}_c dt \quad \text{or} \quad Q_{d,hr} = \frac{1}{3600} \int_{t_0}^{t_j} \dot{Q}_d dt$$
(4)

총괄열전달계수 U_o 는 잠열 축열모듈의 내부 핀 튜브 전 열관의 외측 열전달면적 A_o 와 대수평균온도차 ΔT_{lm} 의 함수로서 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다. 여기서, 대수평균온도차는 식 (6)을 이용하여 구할 수 있다.

$$U_o = \frac{\dot{Q}_d}{A_o \Delta T_{lm}} \quad (5)$$

$$\Delta T_{lm} = \left[\frac{(T_{PCM} - T_{HTF,o}) - (T_{PCM} - T_{HTF,i})}{\ln(T_{PCM} - T_{HTF,o}) / T_{PCM} - T_{HTF,i}} \right] \quad (6)$$

관외측 열전달계수 h_o 는 식 (7)과 같이 총괄열전달계수 U_o , 관내측 열전달계수 h_i 와 관 벽을 통한 전도 열저항의 상호관계로부터 도출된다. 관내측 열전달계수는 식 (8)에 제시된 관계식을 이용하여 구하였으며, 이때 관내측 Nu_{HTF} 는 식 (9)의 Petukhov 상관식을 통해 계산하였다. 여기서 마찰계수 f 는 잠열 축열 모듈 내부의 마찰계수로 완전 발달된 난류유동에 대한 단일 상관식인 식 (10)을 통해 산출되었다.⁽¹²⁾

$$h_o = \left[\frac{1}{U_o} - \frac{A_o}{A_i} \frac{1}{h_i} - \frac{A_o \ln(D_o/D_i)}{2\pi k_{tube} L} \right]^{-1} \quad (7)$$

$$h_i = \frac{Nu_{HTF}}{d_i} \quad (8)$$

$$Nu_{HTF} = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re_{HTF} Pr_{HTF}}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{1/2} (Pr_{HTF}^{2/3} - 1)} \quad (9)$$

$$f = (0.790 \ln Re_{HTF} - 1.64)^{-2} \quad 3000 \leq Re_{HTF} \leq 2 \times 10^4 \quad (10)$$

4. 결과 및 고찰

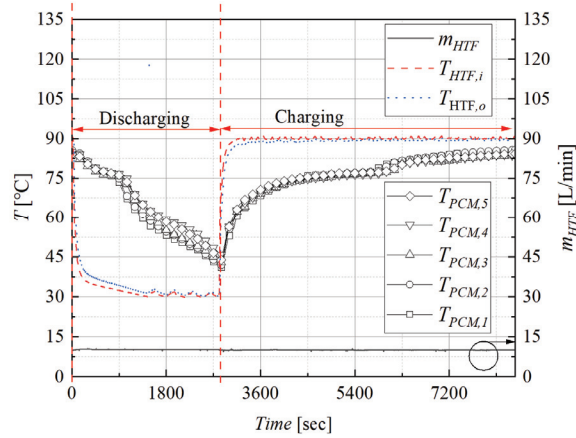
4.1 잠열 축열 모듈 축·방열 열전달 특성

Fig. 3은 잠열 축열 모듈의 성능시험 결과 중, HTF의 유량이 10 L/min이고 축열 온도는 90°C, 방열 온도는 30°C일 때 PCM의 온도 및 유량 변화를 나타낸 그래프이다. 실험은 Fig. 3(a)과 같이 방열을 먼저 진행한 후, 축열을 수행하는 순서로 진행되었다. 방열 구간의 종료 시점은 PCM의 온도가 약 45°C에 도달하는 지점으로 설정하였다. 단, HTF의 입구 온도가 50°C인 경우에는 PCM 온도가 55°C에 도달하는 시점을 종료 기준으로 삼았다. 이후 진행된 축열 구간은 PCM의 온도가 85°C에 도달할 때까지 진행되었으며, 축열 종료 기준은 모든 조건에서 동일하게 적용하였다. 해당 실험 조건에서 방열에는 총 47분이 소요되었고, 축열에는 약

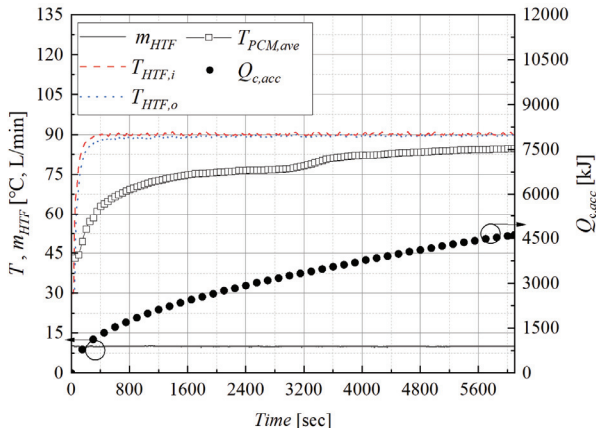
105분이 소요되었다. Fig. 3(b)와 Fig. 3(c)는 각각 축열 및 방열 과정에서의 PCM의 평균온도, HTF의 입출구 온도, 유량, 누적열량의 변화를 시간에 따라 나타낸 그래프이다. 축열 과정에서는 HTF가 열을 공급하며 PCM에 열을 전달한다. 이때 PCM의 평균 온도는 시간에 따라 점진적으로 상승하였다. 특히 PCM이 고체 상태일 때는 온도 상승 속도가 상대적으로 빠르게 나타났으며, 이후 상변화 구간에 진입하면 잠열 흡수로 인해 온도 상승이 완만해지는 특성이 관찰되었다. 상변화가 완료된 이후에는 다시 온도 상승이 비교적 빠르게 진행되었고, 전반적으로 HTF 입구 및 출구 온도 차이는 일정하게 유지되었다. 이러한 온도 변화 양상에 따라 누적 축열량은 시간에 비례하여 선형적으로 증가하였다. 반면, 방열 과정에서는 고온 상태의 PCM이 HTF로 열을 방출하면서 평균 온도가 감소하였다. 상변화 구간에 진입한 이후에는 잠열 중심의 열 방출이 이루어지면서 PCM의 평균 온도 감소 속도는 다소 완만해졌고, 상변화가 완료된 시점부터는 현열 방출만 이루어지므로 온도 감소 속도가 다시 빨라졌다. 또한 HTF 입·출구 온도 차이는 시간이 지남에 따라 점차 감소하였으며, 이에 따라 누적 방열량의 증가 속도는 축열 과정에 비해 완만하게 나타났다. 누적 방열량은 3,330 kJ로, 축열량 4,665 kJ에 비해 다소 적은 값을 나타냈다. 열 이용효율 분석 결과, HTF 입구온도 30°C, 유량 10 L/min 조건에서의 효율은 71.37%로, 방열 종료시점을 45°C로 설정한 실험 조건 중 가장 낮은 값을 나타냈다. 동일한 방열 종료시점 조건에서 효율은 최대 89.97%, 평균 79.25%로 산출되었다. 이러한 효율 저하는 PCM이 완전히 고체 상태로 전환되기 전에 실험이 종료되어 일부 잠열이 방출되지 못한 데 기인하며, 여기에 시스템 열손실 등 부가적인 요인(방열 종료 기준온도)도 전체 방열량 감소에 영향을 미친 것으로 판단된다.

Fig. 4(a)는 HTF의 유량 및 입구온도에 따른 방열량을 나타낸 그래프이며, HTF의 입구온도가 50°C를 제외한 조건에서는 평균적으로 1.027 kWh의 방열량을 보였으며, 열매체 입구온도가 50°C일 때는 평균 0.859 kWh로 산출되어 상대적으로 낮은 값을 나타냈다. 이는 방열 종료 시점의 온도 설정이 총 방열량에 직접적인 영향을 미치며, 실제 시스템 운영 시 목표 온도 선정이 에너지 회수를 최적화에 중요한 요소임을 보여준다. Fig. 4(b)는 PCM의 상변화 상태와 HTF의 유량에 따른 평균 총괄열전달계수를 나타낸 결과이다. 분석 결과, PCM이 액체 상태일 때 총괄열전달계수가 가장 높게 나타났으며, 잠열구간과 고체 상태에서는 총괄열전달계수가 급격하게 감소하는 특성을 보였다. 그리고 HTF의 유량이 증가함에 따라 총괄열전달계수도 상승하는 경향을 보였으나, HTF의 유량이 15 L/min 이상부터는 증가 폭이 급격히 둔화되는 양상이 관찰되었다. 이러한 경향은 액체, 잠열 및 고체구간 모두에서 공통적으로 나타났다. 따라서

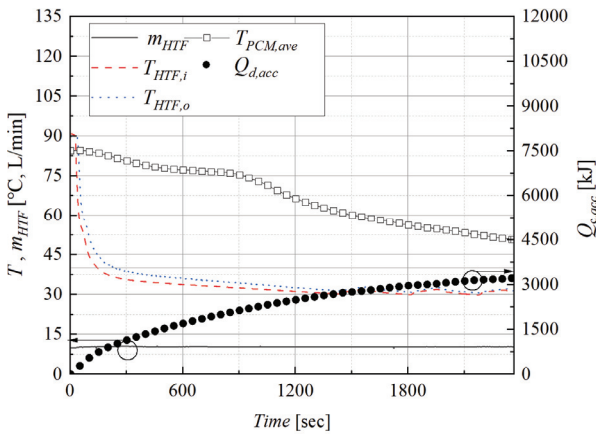
잠열 축열 모듈의 원형핀 튜브 적용에 따른 열전달 특성 분석



(a) Temperature and flow rate profiles during heat charging and discharging process(at \dot{m}_{HTF} : 10 L/min, $T_{HTF,i,c}$: 90°C, $T_{HTF,i,d}$: 30°C)



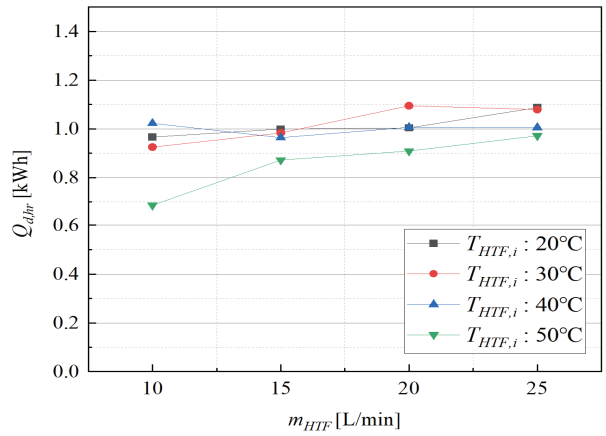
(b) Heat charging process(at \dot{m}_{HTF} : 10 L/min, $T_{HTF,i}$: 90°C)



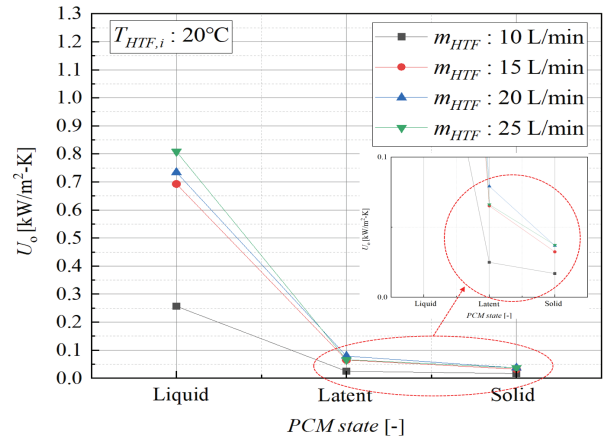
(c) Heat discharging process(at \dot{m}_{HTF} : 10 L/min, $T_{HTF,i}$: 30°C)

Fig. 3 Heat transfer characteristics during charging and discharging of the latent heat thermal storage module

HTF의 유량을 세분화하여 추가 실험을 수행할 필요는 있으나 본 실험조건 범위에서 HTF의 유량이 일정 수준 이상으로 증가하더라도 총괄열전달계수의 향상 폭은 커지지 않는 것으로 나타났다. 따라서 잠열 축열 시스템 운전을 위한



(a) Heat transfer rate(discharging case)



(b) Overall heat transfer coefficient(at $T_{HTF,i}$: 20°C)

Fig. 4 Heat transfer rate and overall heat transfer coefficient of a latent heat storage module

HTF의 최적 설계 유량을 제시함으로써 에너지 소비 대비 열전달 효율을 최적화할 수 있을 것으로 판단되며, Table 4는 전체 방열조건에 따른 시간당 열전달률, 열 이용효율 및 PCM 상태별 평균 총괄열전달계수를 나타낸 표이다.

본 연구에서는 PCM 상태에 따른 외측 열전달계수 분석을 위해 실험설정 온도구간에서 존재하는 액상, 상전이 및 고상에서의 열용량 비율을 열물성값을 기준으로 계산하였다. 방열 과정에서 PCM의 온도가 85°C에서 45°C로 감소하는 구간 중 액상 구간의 열용량 비율은 상대적으로 짧은 온도구간으로 인해 4.44%로 나타났으며, 이는 잠열구간(72.94%)과 고체구간(22.62%)에 비해 현저히 낮은 값이다. 이러한 결과는 액상 구간이 전체 방열특성에 미치는 영향이 제한적임을 의미하며, 따라서 설계 최적화 시 잠열구간과 고체구간을 우선적으로 고려해야 할 것으로 판단되었다. 따라서 본 연구에서는 잠열구간과 고체구간에서의 평균 외측 열전달계수를 산출하였으며, Fig. 5에 관내측 레이놀즈수 및 HTF 입구온도에 따른 외측 열전달계수를 나타내었다. Fig. 5(a)에 나타낸 잠열구간에서 외측 열전달계수는 0.033~0.162

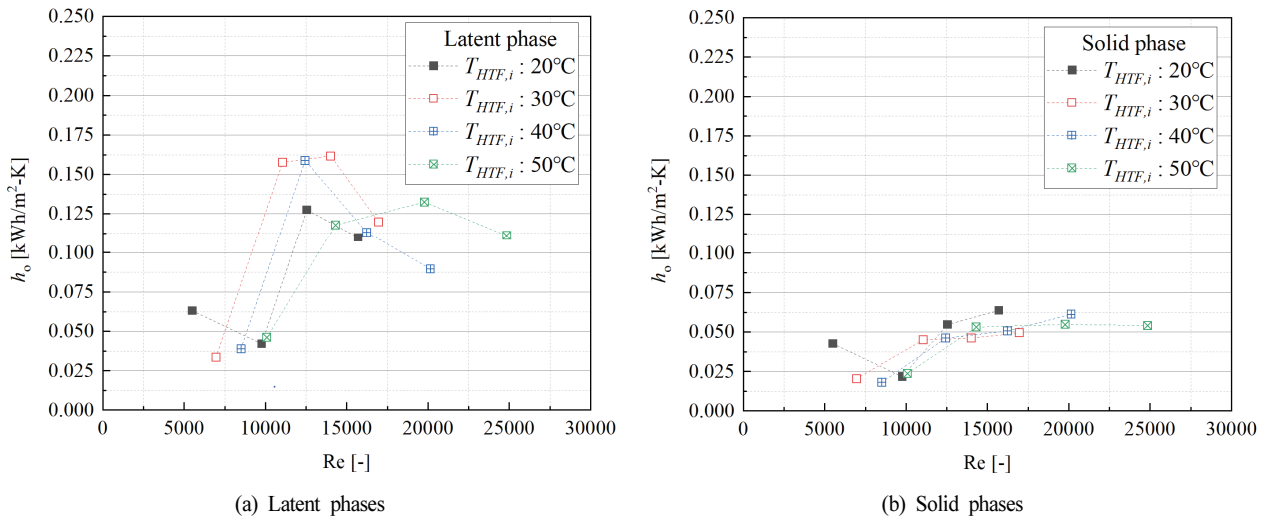


Fig. 5 Outside heat transfer coefficient of a latent heat storage module

Table 4 Heat transfer rate and overall heat transfer coefficient during discharge process

No	\dot{m}_{HTF}	$T_{HTF,i}$	$Q_{c,hr}$	ε_{ff}	$U_{o,liquid}$	$U_{o,latent}$	$U_{o,solid}$
	L/min	°C			Liquid	Latent	Solid
					kW/m ² -K	kW/m ² -K	kW/m ² -K
1	10	20	0.966	74.54	0.285	0.034	0.027
2	10	30	0.925	71.37	0.257	0.025	0.017
3	10	40	1.023	78.90	0.320	0.027	0.015
4	10	50	0.686	52.93	0.409	0.031	0.019
5	15	20	0.999	77.08	0.395	0.030	0.018
6	15	30	0.983	75.85	0.693	0.065	0.032
7	15	40	1.166	89.97	0.763	0.067	0.033
8	15	50	0.872	67.26	0.603	0.060	0.037
9	20	20	0.992	76.52	0.863	0.063	0.038
10	20	30	1.095	84.47	0.795	0.072	0.034
11	20	40	1.006	77.62	0.395	0.062	0.037
12	20	50	0.909	70.12	0.675	0.070	0.040
13	25	20	1.087	83.87	0.670	0.062	0.044
14	25	30	1.079	83.26	0.808	0.066	0.037
15	25	40	1.006	77.59	0.489	0.057	0.044
16	25	50	0.971	74.92	0.803	0.067	0.041

kW/m² · K로 산출되었으며, 관내측 레이놀즈수가 증가함에 따라 외측 열전달계수가 상승 후 $Re_{HTF} \approx 13,000$ 부근에서 최댓값에 도달한 뒤 감소하는 경향이 나타났다. 이는 잠열 구간에서 관내측 레이놀즈수가 일정 수준 이상으로 증가할 경우, 외부 전열관 표면 근처의 PCM 층이 빠르게 상변화한다. 이는 전열관 표면과 PCM 층 사이의 자연대류에 의한 열전달 구배가 전도에 의한 열전달의 영향이 상대적으로 커지기 때문에 외측 열전달계수가 감소하는 것으로 판단된다. Fig. 5(b)는 고체구간에서의 외측 열전달계수를 나타내고 있고, 실험범위에서 0.018~0.064 kW/m² · K로 잠열구간 대

비 평균 56.4% 낮은 수준을 보이고 있다. 이는 고체구간에서의 열전달이 주로 전도에 지배적이기 때문으로 판단된다.

4.2 PCM 상태별 총괄열전달계수에 대한 HTF의 유량 및 입구온도 영향 분석

앞서 분석한 잠열 축열 모듈의 축·방열 열전달 특성 결과를 바탕으로 방열 조건(HTF의 유량 및 입구온도)이 총괄 열전달계수에 미치는 영향을 분석하기 위해 상용 통계 분석 프로그램인 Minitab(Release 14)을 사용하였다. 총괄열전달

잠열 축열 모듈의 원형핀 튜브 적용에 따른 열전달 특성 분석

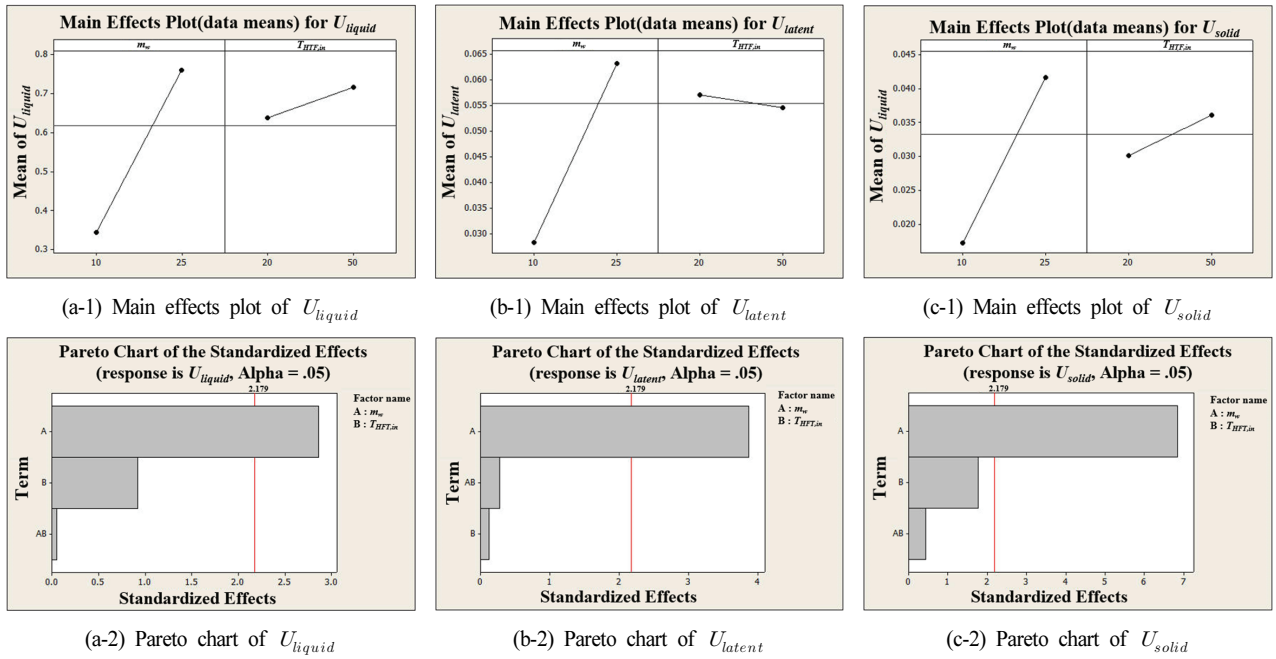


Fig. 6 Main effects and pareto charts of overall heat transfer coefficient for different PCM states

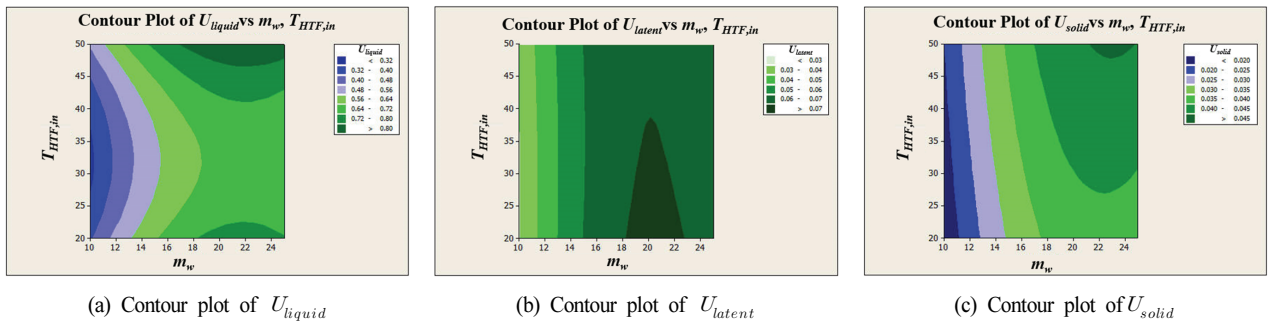


Fig. 7 Contour plots of overall heat transfer coefficient according to PCM phase state

계수는 열에너지 저장 시스템의 성능을 정량적으로 평가할 수 있는 지표이며, 해당 분석을 통해 총괄열전달계수에 영향을 미치는 주요 인자를 파악할 수 있다. Fig. 6은 인자에 따른 반응값들의 파레토차트(Pareto chart) 및 주효과도(Main effects plot)를 나타낸 그래프이다. 여기서 주효과도는 각인자의 수준 변화에 따라 반응값이 평균적으로 어떻게 달라지는지를 시각적으로 보여주는 그래프이며, 파레토 차트는 각 인자의 통계적 유의성을 나타내며, 막대그래프가 클수록 주요한 인자로 정의할 수 있다. 두 그래프는 반드시 함께 해석되어야 하며, 주효과도에서 기울기가 크더라도 상호작용(interaction)에 따라 왜곡될 수 있기 때문에 파레토 차트를 통해 통계적 유의성을 함께 확인하는 것이 필수적이다. Fig. 6은 PCM이 액체, 잠열구간, 고체 상태에 있을 때의 총괄열전달계수에 대한 주효과도(a-1, b-1, c-1) 및 파레토차트(a-2, b-2, c-2)를 나타낸 그래프이다. 전체적으로 HTF의 유량이 증가할수록 세 가지 상태 모두에서 총괄

열전달계수가 증가하는 경향을 나타내었다. 반면, HTF의 입구온도는 통계적으로 총괄열전달계수에 미치는 영향이 미미한 것으로 분석되었으며, 파레토 차트에서도 동일한 경향을 확인할 수 있다. 이는 HTF 유량이 총괄열전달계수에 영향을 미치는 관내측 무차원수들의 열전달을 촉진시키기 때문인 것으로 사료된다. 해당 시험범위에서 유량이 변함에 따른 액체구간에서의 총괄열전달계수의 범위는 $0.257 \sim 0.863 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ 로 나타났으며, 잠열구간에서는 $0.025 \sim 0.072 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ 고체구간에서는 $0.015 \sim 0.044 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$ 로 산출되었다. Fig. 7에 나타낸 PCM 상태별 총괄열전달계수의 등고선도(contour plot)에서도 앞서 언급한(주효과도 및 파레토차트) 경향과 동일하게 HTF의 유량이 증가함에 따라 총괄열전달계수가 전반적으로 증가하는 것으로 나타났으며, HTF 입구온도에 따른 영향은 상대적으로 미미한 것으로 나타났다. 본 실험을 통해, 잠열 축열 모듈은 상변화 과정을 통해 효과적인 축열 및 방열이 가능함을 확인하였

다. 특히 PCM의 상변화 특성을 활용하여 열에너지를 안정적으로 저장하고 방출할 수 있었으며, 이는 에너지 저장 시스템으로서의 실용성을 입증하는 결과로 판단된다. 따라서 향후 잠열 축열 모듈의 설계 시에는 PCM의 상태별 열전달 특성과 함께 HTF의 유량 조건을 종합적으로 고려할 필요가 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 원형핀 튜브를 적용한 잠열 축열 모듈을 제작하고, 열매체 유량 및 입구온도 변화에 따른 PCM의 상태별 열전달 특성을 알아보기 위한 실험을 수행하였으며, 도출된 총괄열전달계수 데이터를 바탕으로 통계적 분석을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 잠열 축열 모듈의 방열량은 HTF 입구온도 50°C인 조건을 제외하고 0.925~1.116 kWh 범위로 측정되었으며, 평균 방열량과 이용효율은 각각 1.027 kWh, 79.25%로 나타났다.
- 2) 방열 종료 시점의 PCM의 온도가 55°C인 조건에서는 평균 방열량이 낮게 나타났으며, 이는 PCM의 상변화가 완료되지 않아 일부 잠열이 방출되지 않았기 때문으로 추정되며, 목표 온도 설정값이 에너지 회수를 저감에 영향을 있음을 알 수 있었다.
- 3) HTF 유량은 PCM의 상태에 관계없이 총괄열전달계수에 유의미한 영향을 미치는 주요 인자로 나타났다. 반면, HTF 입구온도는 상변화 구간을 제외한 대부분의 조건에서 상대적으로 유의하지 않은 것으로 분석되었다.
- 4) 총괄열전달계수는 PCM의 상변화 상태에 따라 액체 > 잠열구간 > 고체 순으로 높은 값을 나타냈으며, PCM이 액체 상태일 때 최대 0.863 kW/m²·K, 고체 상태에서는 최소 0.015 kW/m²·K로 도출되었다. 이를 통해 PCM의 상태에 따른 열전달 특성의 차이를 확인하였다.
- 5) 방열과정에서 PCM 상태별 열용량 특성 분석 결과, 액체구간의 열용량 비율은 4.44%로 잠열·고체구간 대비 현저히 낮았다. 잠열구간과 고체구간의 외측 열전달계수는 각각 0.033~0.162 kW/m²·K 및 0.018~0.064 kW/m²·K로, 고체구간은 잠열구간 대비 평균 56.4% 낮았다. 따라서 잠열 축열 모듈 설계 시 이 두 구간의 특성을 우선적으로 고려해야 할 것으로 판단된다.
- 6) 따라서 본 연구를 통해 향후 잠열 축열 모듈 설계 시, PCM의 상태별 열전달 특성과 HTF의 운전조건을 고려한 설계가 필요할 것으로 판단되며, 도출된 실험결과는 축열 및 방열 최적화의 중요한 기초 데이터로 활용될 것으로 기대한다.

후 기

이 논문은 정부(과학기술정보통신부)의 재원으로 국가과학기술연구회의 지원을 받아 수행된 연구임(CRC23031-000) 또한, 2022년 산업통산자원부 재생에너지 잉여전력 부문간 연계(섹터커플링)기술개발사업의 재원으로 재생에너지 출력제한(Curtailment)을 이용한 P2H 기술개발 연구사업(과제번호 : 20226210100050)의 지원을 받아 수행한 연구 과제임.

References

- (1) Ministry of Trade, Industry and Energy, 2025, "The 11th Basic Plan for Long-term Electricity Supply and Demand (2024-2038)," Public Notice No. 2025-169, MOTIE, Sejong, Republic of Korea, pp. 1-82.
- (2) Wang, W., and Xie, X., 2024, "Flexible Heat and Power Load Control of Heating Units Based on Energy Demand-Supply Balance," SSRN Electronic Journal, SSRN 4940421, pp. 1-25.
- (3) Kauko, H., Braekken, A., and Askeland, M., 2024, "Flexibility through Power-to-Heat in Local Integrated Energy Systems with Renewable Electricity Generation and Seasonal Thermal Energy Storage," Energy, Vol. 313, Article No. 134017, pp. 1-15.
- (4) Farid, M. M., Khudhair, A. M., Razack, S. A. K., and Al-Hallaj, S., 2004, "A Review on Phase Change Energy Storage: Materials and Applications," Energy Conversion and Management, Vol. 45, No. 9-10, pp. 1597-1615.
- (5) Sharma, A., Tyagi, V. V., Chen, C. R., and Buddhi, D., 2009, "Review on Thermal Energy Storage with Phase Change Materials and Applications," Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 13, No. 2, pp. 318-345.
- (6) Jegadheeswaran, S., and Pohekar, S. D., 2009, "Performance Enhancement in Latent Heat Thermal Storage System: A Review," Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 13, No. 9, pp. 2225-2244.
- (7) Agyenim, F., Hewitt, N., Eames, P., and Smyth, M., 2010, "A Review of Materials, Heat Transfer and Phase Change Problem Formulation for Latent Heat Thermal Energy Storage Systems (LHTESS)," Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 14, No. 2, pp. 615-628.
- (8) Chueh, C.-C., and Hung, S.-C., 2024, "Numerical Investigation of Melting of a Phase-Change Material in H-type Shell Tubes," Applied Thermal Engineering, Vol. 236, Article No. 121470.
- (9) Kumar, N., Ness, R. V., Chavez, R., Jr., Banerjee, D., Muley, A., and Stoia, M., 2021, "Experimental Analysis of Salt Hydrate Latent Heat Thermal Energy Storage System with Porous Aluminum Fabric and Salt Hydrate as Phase Change Material with Enhanced Stability and Supercooling," Journal of Energy

- Resources Technology, Vol. 143, No. 4, Article No. 041801.
- (10) Wang, Q., Wang, J., Chen, Y., and Zhao, C. Y., 2019, "Experimental Investigation of Barium Hydroxide Octahydrate as Latent Heat Storage Materials," *Solar Energy*, Vol. 177, pp. 99–107.
- (11) Kenisarin, M., and Mahkamov, K., 2016, "Salt Hydrates as Latent Heat Storage Materials: Thermophysical Properties and Costs," *Solar Energy Materials and Solar Cells*, Vol. 145, pp. 255–286.
- (12) Incropera, F. P., and DeWitt, D. P., 2003, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Vol. 5, John Wiley & Sons, New York, pp. 550–553.