

## 히트파이프를 사용한 태양열 축열시스템의 성능모사 및 해석

정의국\*, 부준홍\*\*, 김종규\*\*\*, 강용혁\*\*\*\*

\*한국에너지기술연구원 신재생에너지연구본부(egjung@kier.re.kr),

\*\*한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부(jhboo@kau.ac.kr)

\*\*\*한국에너지기술연구원 신재생에너지연구본부(rnokim@kier.re.kr),

\*\*\*\*한국에너지기술연구원 신재생에너지연구본부(yhkang@kier.re.kr)

### Performance Simulation and Analysis of the Solar Thermal Storage System Using Heat Pipe

Jung, Eui-Guk\*, Boo, Joon-Hong\*\*, Kim, Jong-Kyu\*\*\*, Kang, Yong-Heack\*\*\*\*

\*New and Renewable Energy Research Division, Korea Institute of Energy Research(egjung@kier.re.kr)

\*\*School of Aerospace and Mechanical Engineering, Korea Aerospace University(jhboo@kau.ac.kr)

\*\*\*New and Renewable Energy Research Division, Korea Institute of Energy  
Research(rnokim@kier.re.kr)

\*\*\*\*New and Renewable Energy Research Division, Korea Institute of Energy  
Research(yhkang@kier.re.kr)

#### Abstract

---

Mathematical modeling and performance simulation results were shown for the solar thermal storage system which used heat pipe. The thermal storage system was composed of thermal storage tank and charging/discharging heat exchanger with one by the heat pipes. Heat pipe heat exchanger was attached to system, and could carry out charging and discharging to thermal storage tank at the same time. Height of the thermal storage tank was 600 mm, and that of the charging/discharging heat exchanger was 400 mm. Length of the heat pipe was the same as the total height of thermal storage system, and outer and inner diameter were 25.4 mm(O.D.) and 21.4 mm(I.D.) respectively. Diameter of the circular was 43 mm(O.D.), and fin geometries were considered as the design parameters. High temperature phase change material(PCM),  $\text{KNO}_3$  and low temperature PCM,  $\text{LiNO}_3$  were charged to storage tank to adjust working temperature. Total size of thermal storage system able to get heat capacity more than 500 kW was calculated and the results were shown in this study. Number of heat pipe was required more than maximum 500, and total length of thermal storage system was calculated to the more than maximum 3 m at various condition.

Keywords : 축열시스템(Thermal storage system), 상변화물질(Phase change material), 모사(Simulation), 성능해석(Performance analysis), 히트파이프 열교환기(Heat pipe heat exchanger)

---

## 1. 서 론

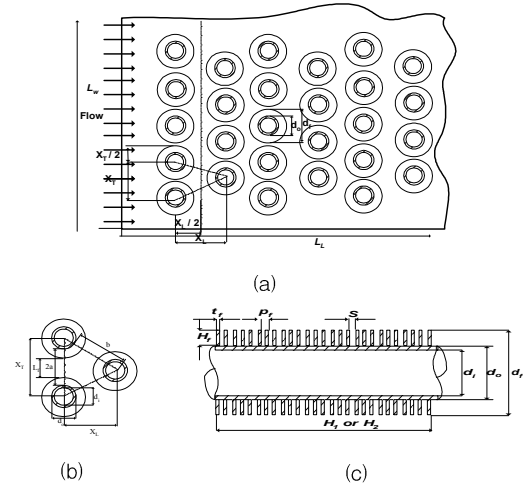
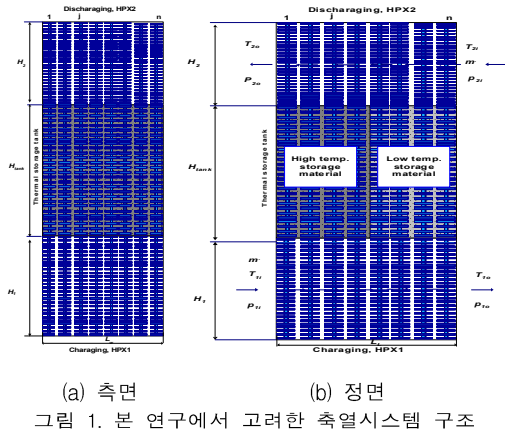
태양에너지는 시간에 의존하는 에너지 자원이며 광범위한 응용성을 갖는다. 정해진 시간에 요구하는 에너지를 산업현장에 공급하여야 한다. 태양열 에너지를 효과적으로 관리하고 보급하기 위해서 집열, 이송 및 저장 등 보급과정에 관련된 구성요소들의 설계 방법에 관련한 연구가 동시에 이루어지고 있다. 이들 구성요소들 중에 태양열 축열시스템은 열을 저장하여 필요한 시간에 효과적으로 보급하기 위해 구성되는 필수적인 요소이다. 1920년대 초에 축열시스템의 설계개념이 소개<sup>1)</sup>되고 그 이후에 축열성능을 향상시킬 수 있는 방법 및 축열과정의 해석에 관련한 연구가 다수 진행되어 왔다. 통상적으로 알려진 축열방법은 현열축열과 상변화 물질(PCM)을 활용한 축열방법이 있다. 현열축열은 축열물질의 열용담성이 우수하지만 주로 비열에 의해 열이 저장됨으로 상변화 잠열을 이용한 축열방법에 비해 상대적으로 낮은 축열성능을 가진다. 이를 극복하기 위한 방법으로 유체내부에 금속으로 제작된 다공성 물질을 넣어 물질의 비열을 높이는 방법<sup>1-3)</sup>, 축열탱크 내부에 금속섬유를 적층하는 방법<sup>4)</sup>을 사용하여 축열성능을 향상을 향상시키기 위한 연구가 진행되었다. 상변화 물질을 축열탱크에 넣어 열을 저장하는 방법은 대량의 상변화 잠열을 활용하므로 많은 열을 저장할 수 있는 장점을 가진다. 통상적으로 알려진 상변화 물질의 열전도도가  $5 \text{ W/m}\cdot\text{C}$  이하로서 물질이 고체상태일 때 열전달이 느리게 진행되어 상변화에 도달하는 시간이 상대적으로 길어지므로 많은 축열시간이 요구된다. 축열탱크에 열을 전달하는 방법은 통상적으로 강제순환 방법이 광범위하게 적용되었으며<sup>1-5)</sup>, 히트파이프를 활용한 열교환 방법<sup>6)</sup>이 적용되기도 하였다. 상변화 축열시스템을 설계하고 해석하기 위해서 열교환부와 축열부를 열적으로 연결하고 축열부의 천이거동을

상세하게 예측할 필요가 있다. 현재까지 축열시스템의 구조에 맞추어 적절하게 열전달 현상을 고려한 해석기법들이 개발되어 왔다.<sup>1-6)</sup> 축열시스템에서 축열탱크 내부에 열교환 구조나 축열물질에 따라서 구분하면 나선형 열교환 튜부가 설치된 구조의 해석 및 실험적 연구<sup>2)</sup>, 히트파이프에 의한 열교환 방법이 적용된 구조에 대한 해석 및 실험적 접근<sup>5)</sup>, 축열탱크 내부에 탄소섬유가 적층된 구조의 수학적 모델 개발 및 실험적 검증<sup>3)</sup>, 금속 및 실리카 조각을 축열물질에 혼합한 모델에 대한 해석 및 실험<sup>2)</sup>, 환이 부착된 히트파이프 열교환 방법이 적용된 구조에서의 응고 및 용해 경계면 모델링에 관한 연구<sup>6)</sup>가 진행되었다.

본 연구에서는 축열탱크 내부에서 히트파이프를 사용하여 열교환 과정을 수행하며 축열탱크, 축열 및 방열 열교환부가 일체형인 축열시스템의 설계 및 성능해석에 관한 내용을 취급하였다. 고온 축열물질( $\text{KNO}_3$ )과 저온축열물질( $\text{LiNO}_3$ )을 선정하고 작동온도 범위에 따라 적절하게 적용 될 수 있도록 하였다. 일정한 입구 및 출구 조건에서 요구하는 열전달 및 저장성능을 얻을 수 있는 축열시스템의 크기를 예측하는 내용을 설계 및 해석의 목적으로 하였다.

## 2. 히트파이프 축열시스템의 수학적 모델링

본 연구에서 고려한 축열시스템의 구조를 그림 1.에 보이고 있다. 축열시스템은 축열 열교환부(그림 1.의 하단), 축열탱크(그림 1.의 중앙) 및 방열 열교환부(그림 1.의 상부)로 구성하고 환형 환을 부착한 히트파이프가 이들을 서로 연결하여 일체형으로 구성하였다. 축열시에 고온의 스팀과 같은 열전달 매체가 축열 열교환부를 통과하고 히트파이프를 통하여 축열탱크 내부에 충전된 축열물질에 열이 저장된다. 방열시에 축열물질에 저장된 열이 히트파이프(그림 1.의 상단)를 통



하여 방열열교환기를 통과하는 열전달 매체에 열을 전달하는 구조이다. 이 구조는 축열부와 열교환부를 따로 분리하지 않고 동일한 공간에 배치할 수 있는 장점을 가진다. 그림 2.에 히트파이프 열교환부의 형상을 나타내었다. 히트파이프를 60°엇갈림 배열을 갖도록 관군으로 구성하였다. 그림 2.에 보인 바와 같이 스팀과 같은 열전달 매체가 히트파이프 열교환기 내부에 유입하였을 때, 흰을 부착한 히트파이프의 관군을 따라 흐르게 된다. 이때 흰을 장착한 히트파이프에서 파이프의 면적은 식(1)로 나타낸다.

$$A_p(j) = \pi d_o (L_e - \delta D_f L_e) N_p + 2(L_L L_W - \frac{\pi d_o^2}{4} N_p) \quad (1)$$

환형 흰의 면적은 식(2)로 나타낸다.

$$A_f(j) = \left( \frac{2\pi(d_f^2 - d_o^2)}{4} + \pi d_f \delta \right) D_f L_p N_p \quad (2)$$

$$V_T(j) = \left[ \frac{\pi}{4} N_p (d_o^2 L + D_f L_e \delta d_f^2) \right] \quad (3)$$

히트파이프 관군의 열전달 해석을 위해 유체와 흰을 포함한 파이프 표면 사이 열전달 계수를 결정할 때, j-factor(또는 colburn j)를

그림 2. 히트파이프 열교환부: (a) 유동 및 계산영역, (b) 환형 흰이 부착된 관군의 단위, (c) 환형 흰이 부착된 히트파이프

사용하며, 이에 대한 경험식은 문헌<sup>1)</sup>에 따라 식(4)로 나타내었고, 이 식은 Briggs and Young(1963)식으로 알려져 있다.

$$j = 0.134 R_d^{-0.319} \left( \frac{s}{L_f} \right)^{0.2} \left( \frac{s}{\delta} \right)^{0.11} \quad (4)$$

$$h_o = St G c_p \quad (5)$$

여기서,  $St = \frac{j}{pr^{2/3}}$ 이다.

관군의 수력저항은 식(6)로 나타낸다.

$$D_h = \frac{4\sigma}{\alpha} \quad (6)$$

여기서,  $\alpha = \frac{A_T(j)}{V(j)}$ ,  $\sigma = \frac{A_o}{A_{fr}}$ 이다.

히트파이프의 내부 열저항은 다음과 같이 정의한다. 확장표면 및 히트파이프 외벽 표면과 증기사이의 열저항은 식(7)으로 나타낸다.

$$R_{co}(j) = \frac{1}{h_o \eta_o A_T(j)} \quad (7)$$

확장표면의 총합효율은 식(8)로 나타낸다.

$$\eta_o(j) = 1 - \frac{A_f}{A_T(j)}(1 - \eta_f) \quad (8)$$

환의 효율은

$$\eta_f = \begin{cases} \frac{\tanh\Phi}{\Phi} & \Phi \leq 0.6 + 2.257(r)^{-0.445} \\ \zeta(mL_f)^{-c} & \Phi > 0.6 + 2.257(r)^{-0.445} \end{cases} \quad (9)$$

여기서,  $r = \frac{d_f}{d_o}$ ,  $\zeta = (r)^{-0.246}$ ,  $\Phi = mL_f(r)^n$ ,  
 $n = \exp(0.13mL_f - 1.3863)$ ,  $m = \left(\frac{2h}{k_f\delta}\right)^{1/2}$

히트파이프 관 벽의 열저항은 식(10)로 나타낸다.

$$R_{ew}(j) = \frac{\ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2k_w L_p N_p} \quad (10)$$

히트파이프의 워 구조물 영역의 열저항은 식(11)로 나타낸다.

$$R_{ewick}(j) = \frac{\ln\left(\frac{d_{wo}}{d_{wi}}\right)}{2k_{weff} L_p N_p} \quad (11)$$

여기서,  $k_{weff}$ 는 유열전도도로서 증발부 영역( $\frac{k_w [2k_w + k_v - 2\phi(k_w - k_v)]}{2k_w + k_v + \phi(k_w - k_v)}$ )와 응축부 영역(에 각각 적용한다. 히트파이프 내부 열저항은 식(12)로 나타낸다.

$$R_{ei}(j) = \frac{1}{h_i \pi d_i L_p N_p} \quad (12)$$

히트파이프는 증발부와 응축부가 거의 등온상태로 작동한다고 가정하면 히트파이프 표면온도는 고체상태와 액체상태인 축열물질에 대하여 정의할 수 있다. 상변화 물질이 고체상태일 때 식(13)로 표현하며 액체상태

일 때 식(14)으로 나타낸다. 식(13)와 식(14)은 열교환부와 축열부 사이에 에너지 보존에 의해 유도되었다.

$$T_p(j) = \frac{\frac{k_{ffe} A_T}{X_T} T_{pcm} + T_f(h_o A_T(j)\eta - 1/R_{total})}{k_{ffe} A_T(j) + h_o A_T(j)\eta - 1/R_{total}} \quad (13)$$

$$T_p(j) = \frac{T_f(h_o A_T(j)\eta - 1/R_{total}) + T_{pcm} \left(\frac{k_{ffe} A_T(j)}{X_T} + h_{pcm} A_T(j)\eta\right)}{h_o A_T(j)\eta + \frac{k_{ffe} A_T(j)}{X_T} + h_{pcm} A_T(j)\eta - 1/R_{total}} \quad (14)$$

여기서  $k_{ffe}$ 는 축열물질과 환의 유효열전도도( $k_{ffe} = \Phi k_s + (1 - \Phi)k_f$ )이며, 축열탱크 내부의 전체적에 대하여 환을 포함한 히트파이프 체적을 통하여 중공도를 고려하였다.

열매체에서 관군에 전달한 총 열전달량은 식(15)로 나타낸다.

$$Q_f = h_o \eta_o A_t (T_f(j) - T_p(j)) \quad (15)$$

다음 열(row)로 들어가는 유체의 온도는 식(16)과 같다.

$$T_f(j+1) = T(j) - \frac{Q_f}{m c_p} \quad (16)$$

한 열을 통과할 때 압력강하에 관한 식은 식(17)로 나타내었다.

$$\Delta p(j) = \frac{G^2 v_i}{2} \left[ (1 + \sigma^2) \left( \frac{v_o}{v_i} - 1 \right) + f \frac{\alpha V(j)}{\sigma A_{fr}} \frac{v_m}{v_i} \right] \quad (17)$$

축열탱크에 저장되는 총열전달량은 식(18)로 나타낸다.

$$M_{pcm} c_{pcm} \Phi \frac{dT_{pcm}}{dt} = \dot{q}_{latent} + \dot{q}_{sensible} + \dot{q}_{cond} + \dot{q}_{convcc} - UA(T_{pcm} - T_{amb}) \quad (18)$$

축열물질에 전달되는 전체열전달량은 잠열

항, 현열항, 전도항 및 대류항이 포함되어 있으며, 축열탱크 표면과 주위와의 열손실항이 포함되어 있다. 식(19)의 우측항에서 축열물질로 전달되는 열전달량 중 잠열에 의해 전달되는 열량이 전체 95%이상을 차지하므로 잠열을 식(19)으로 나타낼 수 있다.

$$q_{latent}(j) = \frac{T_f(j) - T_{pcm}(j)}{R_{total}} \approx \dot{m}_{fcp}(T(j) - T(j+1)) \approx \dot{m}_{pcm} h_{fg} \quad (19)$$

상변화 물질에 의해 흡수되는 현열량은 식(20)로 나타낸다.

$$q_{sensible} = \dot{m}_{melt} (\bar{T}_w - T_{pcm}) \quad (20)$$

히트파이프 표면에서 축열물질로 전달되는 열전달량은

$$q_{cond} = k_{pcm} H_s W_s \frac{T_p(j) - T_{pcm}}{X_L/2} \quad (21)$$

축열물질이 액체상태일 때 대류에 의해 히트파이프 표면에서 축열물질로 전달되는 열전달량은

$$q_{conv} = h_{pcm} A_T(j) (T_p(j) - T_{pcm}(j)) \quad (22)$$

축열물질이 용해되는 상변화 질량유량은 식(23)으로 나타낸다.

$$\dot{m}_{melt} = \frac{q_{latent}}{h_{fg}} \quad (23)$$

### 3. 계산결과

본 연구에서 축열탱크 영역의 온도를 축열물질이 상변화 하는 일정한 온도로 지정하여 열교환부 영역에 한정하여 계산을 수행하였

다. 고온 축열물질( $KNO_3$ )과 저온 축열물질( $LiNO_3$ )에 대한 기본적인 물성치를 표 1에 정리하였다. 축열열교환기 입구에 체적유량 6 ton/h를 가지는 고온증기가  $395^\circ C$ 와 2.7 mPa로 유입되며  $265^\circ C$ 와 2.56 mPa로 되어 출구로 빠져나가는 조건으로 설정하였다. 방열열교환기의 입구조건은  $224^\circ C$ 와 2.5 mPa로 들어가며  $320^\circ C$ , 2.36 mPa로 빠져 나가는 조건으로 설정하였다. 이 조건에서 요구하는 열전달량은 500 kW이상이 되어야 한다. 이 조건들을 만족하는 열교환기의 전체 크기를 예측하였다.

그림 3.에서 그림 5. 까지 3 가지 환 높이에 따른 열교환기 각 열의 온도분포를 나타내었다. 온도의 급격한 강하가 발생하는 열을 기준으로 그림의 좌측영역이 고온 축열물질이며 우측영역이 저온 축열물질로 설정하였다. 환 높이를 12.07에서 25.4 mm까지 증가시키면 환의 높이가 증가하여 환 면적이 증가하지만 열교환기 폭 방향으로 배치되는 히트파이프 수가 감소하여 조건을 만족하는 열수가 증가한다. 환 높이가 12.07일 때 요구하는 열수는 47열이며 25.4 mm일 때 70 열로 계

표. 1 축열물질의 기본 물성치

용융염	용융온도 °C	열전도율 W/m·°C	잠열 kJ/kg	비열 kJ/kg·°C
$KNO_3$	334	0.5	150	0.95
$LiNO_3$	253	0.5	26.7	1.23

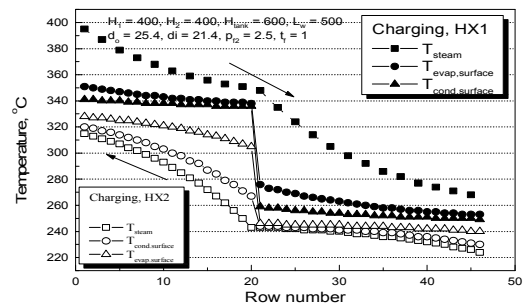


그림 3. 열교환기 각 열의 온도분포( $H_i = 12.07$  mm)

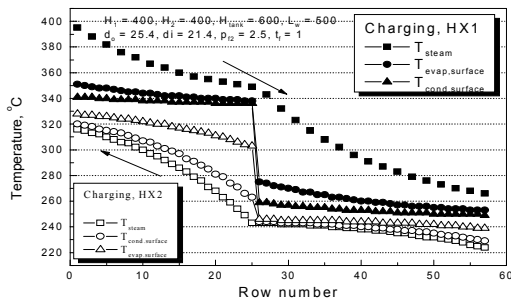


그림 4. 열교환기 각 열의 온도분포( $H_f = 19.05$  mm)

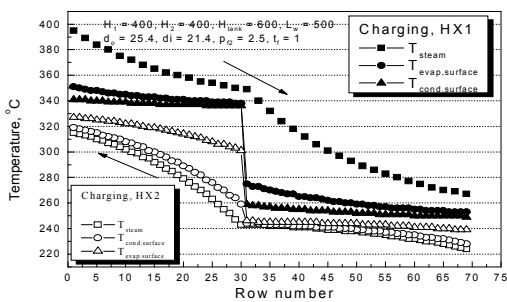


그림 5. 열교환기 각 열의 온도분포( $H_f = 25.4$  mm)

산 되었다. 흰 높이가 12.07일 때 고온축열 물질이 차지하는 영역은 20열, 19.05 mm일 때 25열 그리고 25.4 mm일 때 30열로 나타났다.

그림 6.은 설정조건에서 계산한 전체열전달량을 나타내었다. 전체계산 영역에서 축열 모드에서 열전달량은 512 kW, 방열모드에서 422 kW으로 입·출구에서 요구한 조건을 만족하였다.

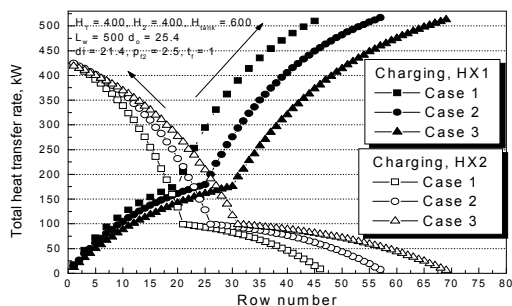


그림 6. 설정조건에서의 열전달량

#### 4. 결론

본 연구에서 히트파이프를 열교환 기기로 사용하여 태양열 축열시스템의 해석모델 개발을 위한 기초이론을 구성하였으며, 열교환 부 계산결과 정의된 기하학적 형상과 입·출구 조건에서 흰의 높이 변화에 따른 축열시스템의 크기를 예측하였다. 계산범위에서 요구되는 히트파이프 열수는 최대 70열 이며 만족하는 열수는 최소 46열로 나타났다. 축열모드에서 열전달량은 512 kW, 방열모드에서 열전달량은 422 kW로서 요구조건을 만족하였다.

#### 참고 문헌

1. John, A. D., William, A. B., Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons, 1980, pp. 326-349.
2. Kousksou, T., Strub, F., Lasvignottes, J. C., Jamil, A., Be'de'carrats, J. P., Second Law Analysis of Latent Thermal Storage for Solar System, Solar Energy Material and Solar Cells, 2007, pp. 1275-1281.
3. Mawire, A., Mcpherson, M., Experimental and Simulated temperature Distribution of An Oil-Pebble Bed Thermal Energy Storage System with a Variable Heat Source, Applied Thermal Engineering, 2009, Vol. 29, pp. 1086-1095.
4. Koichi, N., Hirofumi, T., Akito, Y., Seiichi, N., Yuichi, H., Jun F., Extension of Heat Transfer Area Using Carbon Fiber Cloths in Latent Heat Thermal Energy Storage Tanks, 2008, Vol. 47. pp. 879-885.