<응용논문> DOI http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2015.39.7.625 ISSN 1226-4881(Print)
2288-5324(Online)

축열조 내 패킹 모듈의 방열 성능에 대한 수치해석

이용태* · 정재동*† · 박형준**
* 세종대학교 기계공학부, **장한기술(주) 연구소

A Numerical Study on the Discharging Performance of a Packing Module in a Thermal Storage Tank

Yong Tae Lee*, Jae Dong Chung*† and Hyoung Joon Park**
* Department of Mechanical Engineering, Sejong Univ.,
** Research & Development Center, Janghan Engineers.

(Received March 17, 2015 ; Revised April 19, 2015 ; Accepted May 3, 2015)

Key Words: Discharging Performance(방열성능), Enthalpy Method(엔탈피방법), Flow Rate(유량), PCM(상변화물질), Thermal Storage Density(축열 밀도)

초록: 이번 연구는 패킹 모듈로 채워진 축열조의 방열 성능을 수치해석 하였다. 해석에는 PCM의 상변화 현상을 계산하기 위해 엔탈피-공극률 방법을 이용하였다. 이 방법을 통해서 방열 시 축열조 상부로부터 열전달유체가 흐를 때 모듈에서의 녹는 현상을 계산하였다. 축열조 디자인에 모듈 배치, 모듈 수 등의 다양한 인자가 있지만, 본 해석에서는 유량의 변화에 따라 나타나는 축열조 출구온도, 전체 PCM의 시간에 따른 녹은 양 및 축열밀도를 확인하였다. 결과적으로 유량이 증가할수록 출구온도가 높게 형성되었으며, 전체 PCM이 녹는데 필요한 시간이 짧아지고 축열 밀도 역시 증가하여 목표치의 93% 수준에 도달하는 것으로 나타났다.

Abstract: In this study, a numerical analysis on the discharging performance of a thermal storage tank completely filled with packing modules is investigated. The enthalpy-porosity method is adopted to analyze phase change phenomenon. Using this method, the melting process of a packing module in the thermal storage tank was studied as the HTF (heat transfer fluid) flows down from the top of the tank at the discharging mode . There are some design factors such as the module arrangement and the number of modules, but this study focuses on the effects of varying the flow rate of the HTF on the outlet temperature of the HTF, molten fraction, and thermal storage density. As the flow rate increases, the outlet temperature of the HTF gets higher and the total melting time of the PCM decreases. Additionally, the thermal storage density is increased so that it reaches about 93% for the desired value.

- 기호설명 -

A : 유체입구영역 (m^2)
C : 공극률 상수(kg/m^3s)
c_p : 비열(J/kg)
g : 중력가속도(m/s^2)
h : 현열엔탈피(J/kg)
H : 비엔탈피(J/kg)
k : 열전도계수(W/mK)
L : 잠열(J/kg)
$\dot{m}$: 질량유량(kg/s)
p : 압력(Pa)
Q : 축열량(kJ)
S : 생성항
t : 시간(s)
T : 온도(℃)

† Corresponding Author, jdchung@sejong.ac.kr
© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

U : 속도벡터(m/s)
V : 속도(m/s)

그리스문자

ρ : 밀도(kg/m^3)
μ : 점성계수(kg/ms)
β : 열확산계수(1/K)
λ : 액체체적분률

하첨자

i : 초기
m : 녹는점
ref : 기준값
s : 고상
l : 액상
$inlet$: 입구
$outlet$: 출구
f : 열전달유체

1. 서 론

여름철 과도한 냉방부하로 인하여 해가 지날수록 전력난에 대한 문제가 대두되고 있다. 전력부하 개선을 위하여 대형 건물이나 관공서 및 연구소 등에는 주간 냉방부하에 소요되는 전력 감소를 위해 축열 설비를 갖추도록 건축물 관련 법규에서 의무사항으로 규정하고 있다. 축열 설비 중에는 물의 현열을 이용해서 열을 저장하는 수축열 시스템과 잠열재의 상변화 시 발생하는 큰 잠열에너지를 이용하는 잠열축열 시스템 등이 있다. 이 중에서 설비의 공간적 이점과 큰 축열량을 이유로 잠열축열 시스템이 많이 사용되고 있다. 잠열축열에서는 축열재의 상변화 시 발생하는 에너지를 이용하기 때문에 이 에너지를 효율적으로 사용하기 위해서는 상변화를 정확하게 해석하는 것이 중요하다. 이런 중요성으로 인하여 상변화 현상을 해석하기 위해서 다양한 실험적, 수치적 연구들이 진행되어왔다.[1~4]

Lee 등[5]은 축열조 내 구형 캡슐의 방열 시 발생하는 상변화를 해석함에 있어서 기존 연구들에서 간과하였던 캡슐 물질의 열전도 영향을 분석하였다. Hong 등[6]은 구형 캡슐 안의 PCM이 녹을 때 잠열재의 고상과 액상의 밀도 차이에 의해서 발생되는 contact melting 현상의 엄밀해를 적용할 수 있는 한계범위에 대한 연구를 진행하였다. 하지만 이들의 수치해석에서는 축열조 내의 구형 캡슐을 상·하로의 주기성을 이용하여 하나의 unit-cell에 대해서만 상변화 현상을 계산하였다. 실제 시스템 가동을 고려했을 때 열전달유체를 흘려보내는 유량 혹은 유속의 크기가 크지 않기 때문에 큰 축열조 내에서 상하로 높게 쌓여진 캡슐들이 서로 같은 경계조건을 부여 받는다는 가정에는 무리가 있다. 즉 축열조 높이에 따라 상변화 현상의 차이가 나타나는데 이를 대표할 수 있는 하나의 캡슐로만 축열조 전체의 방열 성능 평가를 하는 것은 큰 오류를 범할 수 있다.

이러한 이유로 보다 정확한 계산을 위해 Xia 등[7]의 경우는 축열조 내에 구형 캡슐이 무작위로 쌓였을 때(staggered arrangement)와 규칙성 있게(aligned arrangement) packed bed 형식으로 쌓였을 시의 상변화 현상을 축열조 전체에 대해 적절한 변환식을 사용하여 2차원 수치모델로 비교 계산하였다. 이를 통해 방열 시 PCM이 쌓여진 높이에 따라서 나타나는 차이를 분석하였고, 추가적으로 캡슐 물질이나 두께가 미치는 영향을 해석하였으나 결과 분석 인자가 온도에만 국한되었다.

유사하게 작은 축열조의 전체 규모에 대해서 Wu 등[8]은 ice-on-coil 형식 축열 시스템의 방열 성능에 미치는 몇 가지 요인들을 분석하였다. 요인들로는 열전달유체의 입구온도, 유량, 관직경의 변화를 통해서 이 인자들이 열전달유체의 출구온도와 전체 녹은 양 그리고 축열량에 미치는 영향을 연구하였다. 하지만 해석에 있어 관 바깥 부분에서 PCM이 녹으며 발생되는 자연대류의 영향을 경험식에 따른 유효열전달계수 (Effective thermal conductivity)를 도입해 계산하여 실제 발생하는 현상과 다를 수 있는 문제가 있다.

본 연구에서는 많은 기존 연구들에서의 해석 대상이 되었던 체적 대비 표면적이 큰 구형 캡슐이나 ice-on-coil 형태가 아닌 상대적으로 제작이 쉬운 팩으로 동봉된 형태를 새롭게 해석한다. 이러한 형태는 국내 J사에서 제공받은 것이며 축열조 내에 잠열팩을 용이하게 쌓기 위해 고안된 장치인 패킹 모듈 (여러 잠열팩들을 하나의 모듈 안에 고정)을 해석 대상으로 삼는다.

이번 연구는 축열밀도 25 kwh/m^{3}를 목표로 축열 시스템을 구축하는 연구의 일환으로 이루어졌

Table 1 Thermophysical properties of n-tetradecane

Properties	Conditions
Density, ρ	760 kg/m^3
Dynamic viscosity, μ	0.0025 Pa·s
Specific heat, c_p	2070 J/kg
Thermal conductivity, k	0.15 W/m·K
Latent heat of fusion, L	223560 J/kg
Thermal expansion coefficient, β	0.00091 1/K

다. 유량, 축열모듈의 형상, 모듈 배치 등의 여러 설계인자 중에서 목표로 하는 축열밀도를 구현하고자 다른 인자를 고정한 상태에서 유량의 변화에 따른 방열 성능에 대한 수치해석을 수행하였다. 해석의 정확성을 높이기 위해서 하나의 unit-cell보다는 축열조 전체 패킹 모듈에 대해서 적절한 수치모델로 해석을 실시하였다.

2. 수치해석

2.1 해석모델

본 연구에서는 Fig. 1에 나타난 축열 시스템의 개략도에서 방열 시 축열조 내부에서 발생하는 상변화 현상을 수치해석한다. 해석 대상은 패킹 모듈을 축열조 전체에 쌓았을 때를 고려한다. Fig. 2에 보이는 것처럼 가로, 세로, 높이가 각각 (6m×2m×4m)인 축열조 내부를 가로, 세로, 높이가 (248mm×310mm×340mm)인 모듈이 꽉 채워져 1632개로 쌓여 있다. 모듈의 구성은 잠열팩을 지지하기 위한 평판과 잠열팩 8개로 구성이 되어 있다. 수직형 모듈을 축열조 높이 방향으로 쌓았을 시 12개가 쌓이며 모듈 간에 떨어진 간격은 없다고 가정한다. 전체적 해석을 위해서 모듈의 대칭성을 이용해 Fig. 2에서의 가장 우측과 같이 간략한 수치모델을 선정하였다. 간략화된 수치 모델은 모듈 하나에 대해 x 방향으로 42mm (평판이 양쪽 각각 1 mm, PCM 두께 30 mm), y 방향으로 310 mm (PCM 길이 245 mm)이다. 잠열재를 둘러싼 폴리머 팩의 두께가 0.1 mm로 매우 얇기 때문에 해석에서는 팩의 열전도 영향은 고려하지 않았다. 해석에 사용된 PCM은 n-tetradecane (C14H30)이며 물성치는 Table 1에 정리되었다. 열전달유체로는 물이 사용되었고 잠열팩을 지지하기 위해 사용된 평판의 물질은 ABS가 사용되었다. 모듈 12개 층에 대해서 열전달유체, PCM, 평판을 전부 포함해 약 20만 개의 격자가 사용되었

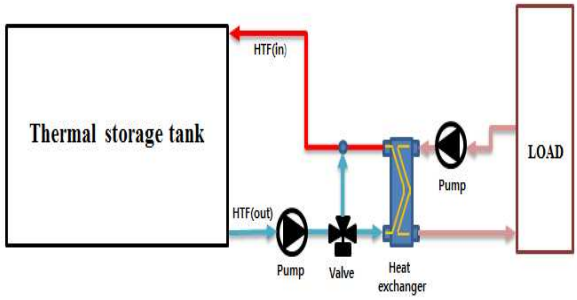

Fig. 1 Schematic diagram of a latent heat storage system

고, 시간 간격은 5s를 사용하였다. 실제 방열 10시간을 계산하였을 때 계산시간은 Intel(R) Core-(TM) i7-3700 CPU인 개인 컴퓨터를 이용해 39시간이 소요되었으며, 해석에는 상용 프로그램인 STAR-CCM+ v7.04가 사용되었다.

2.2 지배방정식

1) 열전달유체 지배방정식

열전달유체는 비압축성이며 Newtonian 유체의 특성을 갖는다. 유체는 축열조 상단부에서 하단부로 흐르는 강제대류의 형태이며 2차원 비정상 상태 지배방정식은 다음과 같다.

Continuity :

$$\nabla U = 0 \tag{1}$$

Momentum :

$$\rho \frac{DU}{Dt} = -\nabla p + \mu \nabla^2 U \tag{2}$$

Energy :

$$\rho c_p \frac{DT}{Dt} = k \nabla^2 T \tag{3}$$

2) 축열팩 지배방정식

열전달유체로부터 열이 전도되어 팩 내부에 PCM의 상변화가 일어날 때 고상과 액상의 밀도 차이를 고려하여 고상이 가라앉는 현상을 해석하는 것은 계산 부하가 크다. 이러한 이유로 모듈 전체 해석에서는 고상 PCM이 고정된 상태로써 가라앉지 않는다는 가정 하에 팩 내부에서 발생하는 자연대류 영향을 고려하였다. 즉,

- 고상과 액상은 등방성이며 균질한 상태로써 물성치는 일정하다.
- 상변화에 따른 고상과 액상의 밀도 차이를 무

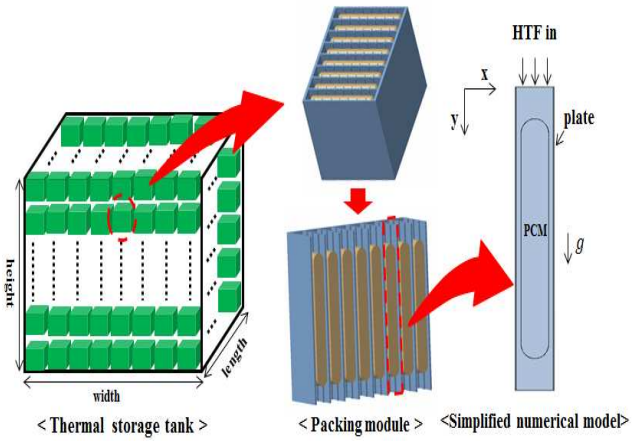

Fig. 2 Schematic diagram of numerical model for the present packing module

시하여 고상이 가라앉으면서 발생되는 부력의 영향을 Boussinesq 근사로 대체한다.

위의 가정들에 따른 2차원 비정상상태 지배방정식은 다음과 같다.

Continuity :

$$\nabla U = 0 \tag{4}$$

Momentum :

$$\rho\frac{DU}{Dt} = -\nabla p + \mu\nabla^2 U + \rho g\beta(T - T_{ref}) + S \tag{5}$$

Energy :

$$\rho\frac{DH}{Dt} = k\nabla^2 T \tag{6}$$

$$H = h + \triangle H \tag{7}$$

엔탈피 방법의 경우는 에너지 방정식에서의 온도 항을 엔탈피로 대체함으로써 상변화 시 발생하는 잠열 생성항을 처리하는 방법이다. 비엔탈피는 현열 엔탈피 $h = h_{ref} + \int_{T_{ref}}^{T} c_p dT$와, 잠열항인 $\triangle H = \lambda L$로 구성되며 잠열항의 경우 다음의 관계식을 따른다.[1]

$$\lambda = \begin{cases} \dfrac{\triangle H}{L} = 0 & \text{if } T < T_s \\ \dfrac{\triangle H}{L} = \dfrac{T - T_s}{T_l - T_s} & \text{if } T_s < T < T_l \\ \dfrac{\triangle H}{L} = 1 & \text{if } T > T_l \end{cases} \tag{8}$$

운동량 방정식에서의 생성항 $S = C(1-\lambda)^2/\lambda^3 \cdot U$이다. 이는 물리적으로 고체 상태에서는 액체체적분률 λ가 0이기 때문에 S의 값이 무한대의 값으로 커져 유동을 완전히 죽이는 역할을 한다. 즉 고상에서의 속도를 0으로 만드는 역할이며, 액체 영역인 λ=1일 때는 S가 0이 되어 유동의 흐름에 저항을 주지 않는 것을 의미한다. C는 mushy zone과 관련한 수로 10^6을 사용하였으며 $T_l - T_s$는 매우 작은 임의의 값 0.002℃를 사용하였다.

3) 평판 지배방정식

Energy :

$$\rho c_p\frac{DT}{Dt} = k\nabla^2 T \tag{9}$$

4) 방열성능 평가지표

식 (10)으로 정의된 축열밀도로 방열성능 평가를 수행하였다.

$$\text{축열밀도} = \frac{Q}{V} = \frac{\text{축열량}(kJ)}{\text{축열조 체적}(m^3)} \tag{10}$$

$$Q = \int_0^t \dot{m} c_f (T_{f,inlet} - T_{f,outlet}) dt \tag{11}$$

$$= \int_0^t \rho_f A V_f c_f (T_{f,inlet} - T_{f,outlet}) dt$$

2.3 초기조건 및 경계조건

PCM, 열전달유체 및 평판 모두 초기온도(T_i)는 3℃를 유지하고 있다. $t > 0$ 이후로 11℃의 열전달유체가 유입되고 중력 방향에 따라 아래로 흐르게 된다. 전도된 열에 의해서 고체 상태의 PCM이 녹는점(T_m) 6℃를 넘어서면 상변화가 발생한다. 속도의 경우에는 모두 초기에 정지된 상태이며 각각의 경계면과 벽면에서는 no-slip 조건이 적용된다.

3. 결과 및 고찰

3.1 출구온도

전체 방열 10시간에 대해서 유량의 차이에 따른 열전달유체의 출구온도를 비교하여 Fig. 3에 나타내었다. 상변화 온도인 6℃까지는 현열변화만이 있으므로, 4개의 유량에 따른 온도분포들이 상변화 온도 6℃까지는 빠르게 도달한다. 이후 PCM의 방열효과로 출구온도는 느리게 상승한다. 특히 250 LPM (liter/min)의 경우 축열조 출구에

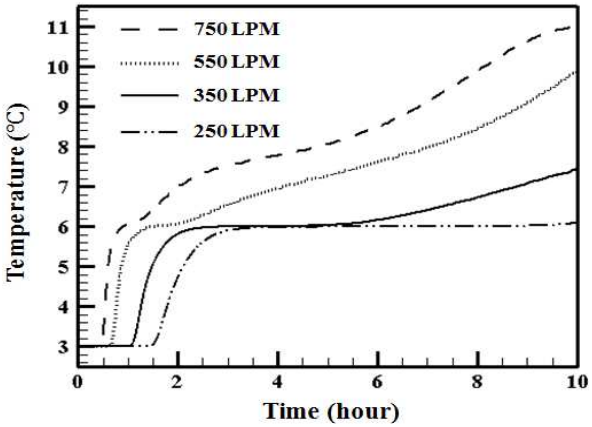

Fig. 3 Outlet temperature of thermal storage tank for flow rates of 250, 350, 550 and 750 LPM

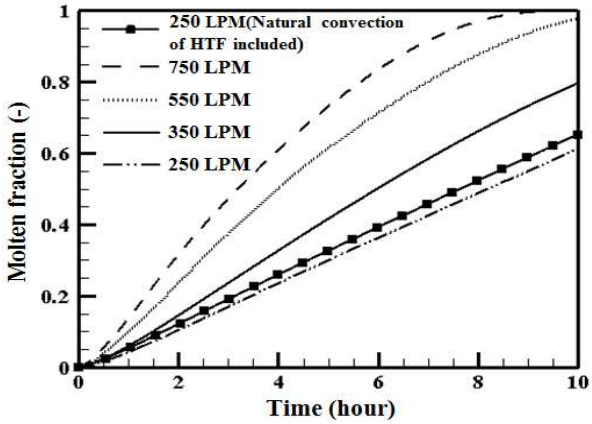

Fig. 4 Total molten fraction of PCM for flow rates of 250, 350, 550 and 750 LPM

가까운 하단부 모듈들이 아직 완전히 방열이 이루어지지 않은 상태로 출구온도가 거의 상변화 온도에 가까운 것을 확인할 수 있다. 유량이 350 LPM 이상이 되면, 최종 10시간에서의 출구온도가 7℃ 이상을 형성하고 있다. 현 연구에서는 건물 부하 온도 기준을 7℃를 목표로 하는데 출구온도가 7℃이상으로 상승하게 되면 열전달유체의 온도를 바로 열교환기에서 이용하지 못하고 별도로 냉동기를 가동하여 부하온도에 부합하게 만들어야하는 단점이 있다. 이러한 점에도 불구하고 축열조 출구에서의 현열이 2~3℃정도 상승하는 것은 시스템 가동에서 수용 가능한 범위로 인식되고 있다. 750 LPM의 경우를 살펴보면, 최종 출구온도가 대략 입구온도에 도달하는 것을 알 수 있다. 기존 연구에서도 언급되었듯,[3] 출구온도가 입구온도와 같아지는 시간을 방열이 종료되는 시점으로 간주한다. 이러한 특징에 따라서 해당 유

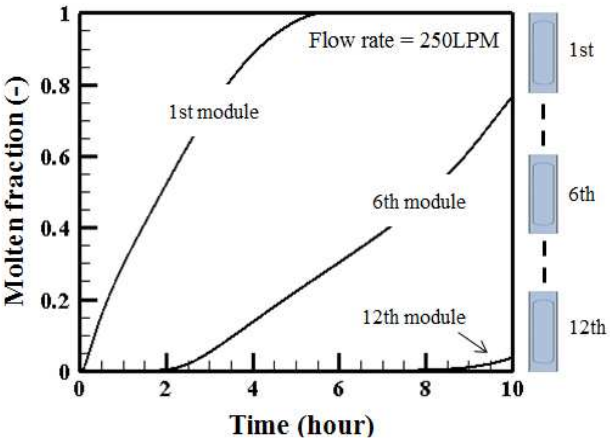

Fig. 5 Molten fractions at different positions of each packing module

량으로의 가동을 했을 시 최종 10시간 이내로 방열이 종료됨을 짐작할 수 있다. 위의 결과로부터 유량이 증가하게 되면 열전달유체와 PCM 사이의 열전달이 빠르게 진행돼 최종 출구온도가 입구온도와 같아지는 시간이 짧아지게 된다.

3.2 시간에 따른 녹은 양

Fig. 4는 전체 모듈 12개 층에 대해 시간에 따른 PCM의 녹은 양을 비교한 것이다. 앞서 확인한 온도분포에서의 경향과 비교해보면, 750 LPM의 경우 출구온도가 입구온도와 유사하게 형성되었다는 점으로부터 짐작하였듯이 9시간 정도에 전체적인 PCM이 전부 녹은 것을 확인할 수 있다. 방열 10시간에 대해서는 1시간가량 빠르게 녹기 때문에 해당 유량은 어느 정도 과도한 가동조건으로 볼 수 있다. 550 LPM의 경우에는 대략 95%정도 녹은 것으로 나타나는데 실제 시스템 가동 시에 IPF (ice packing factor)의 기준으로 PCM의 상변화가 축·방열동안 95%이상 일어나는 것은 충분히 효율적인 것으로 판단한다. 하지만 250 LPM의 경우에는 거의 10시간동안 전체 PCM의 60% 가량 밖에 녹지 않은 것을 볼 수 있다. 앞서 출구온도가 6℃를 형성하는데서 확인하였듯이 아직도 고체 상태로 남아 있는 PCM이 많이 존재하여 상변화가 지속적으로 일어나는 것을 알 수 있다. 이처럼 250 LPM으로의 가동은 PCM의 잠열 에너지를 이용하는 입장에서 효율적이지 못하다. 참고적으로 실제 열전달유체에서 발생하는 유동의 자연대류와 강제대류의 비율을 Reynolds 수와 Grashof 수로 계산하였을 때, 본 연구 모델

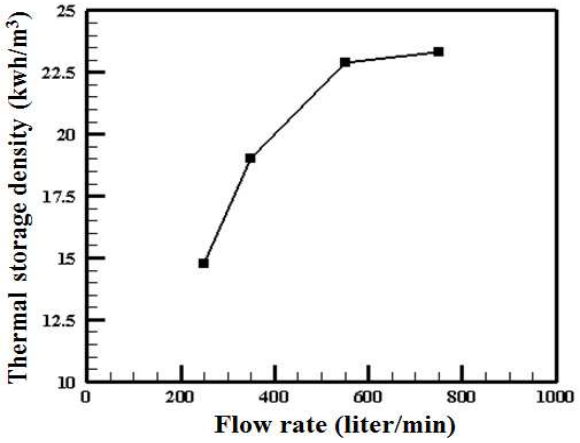

Fig. 6 Thermal storage density for flow rates of 250, 350, 550 and 750 LPM

에서는 자연대류의 비율이 큰 결과로 해석 시에 열전달유체의 자연대류 영향도 고려하여야 한다. 이러한 영향력은 위의 그래프에서 가장 유량이 작은 250LPM에 대해서 결과를 나타내었고, 유량이 증가하게 되면 강제대류의 영향이 강해지기 때문에 전체적으로 해석함에 있어서는 계산의 안정성을 위하여 강제대류에 의한 열전달유체의 유동만을 고려하였다. 시간에 따른 녹은 양을 살펴본 결과 방열 시 PCM의 잠열 에너지를 100% 활용하기 위해서는 유량을 550LPM 이상으로 시스템을 가동하는 것이 적절할 것으로 예상된다.

3.3 높이(모듈 위치)에 따른 방열량

축열조 높이에 따라서 가장 상단부, 중간, 그리고 가장 하단부에 위치한 모듈의 시간에 따른 녹은 양을 Fig. 5에 비교하였다. 여기서 유량은 250 LPM으로 고정하여 비교한다. Fig. 4에서 유량 250 LPM의 경우 총 10시간에 대해 60% 가량 밖에 녹지 않았는데, 이는 그림에서 보이듯이 12번째 모듈을 포함해 하단부에 위치한 PCM이 거의 녹지 않았기 때문에 나타나는 결과이다. 유량이 작기 때문에 축열조 상단부의 모듈만으로 이미 열전달유체는 상변화온도에 가깝게 되어 축열조 하단부에서의 모듈은 방열이 일어나지 않는 것이다. 유량이 증가한 경우, 350 LPM의 유량에서는 가장 상단부는 5시간 이내로 녹는 반면 12번째는 10시간동안 32%정도만 녹는 것으로 나타났다. 유량이 보다 증가한 550 LPM과 750 LPM의 경우에는 각각 위치에 따라서 녹는 시간이 첫 번째 모듈의 경우 유사하게 4~5시간 이내로 나타났지만, 축열조 하단부의 경우는 최종적으로 83%와 100%가 녹아 위치에 따른 녹는 속도의 차이가 줄어들었다. 이처럼 축열조 전체에 대해서 상·하로 PCM의 상변화 속도의 차이가 크게 나타나기 때문에 기존의 주기성에 따른 가정으로 unit-cell 하나로만 방열 성능을 평가하는 것은 큰 무리가 있으며 왜곡된 결과를 초래할 수 있다. 이러한 왜곡은 유량의 크기가 작을수록 더욱 심각해진다.

3.4 축열밀도

Fig. 6에서는 본 연구의 목표인 축열밀도 25 kwh/m^{3}에 대해 각 유량별 도달수준을 나타내었다. 열전달유체의 출구온도나 시간에 따른 녹은 양의 결과와 유사하게 축열 밀도의 경우도 250 LPM의 결과는 목표치인 25 kwh/m^{3}의 59%정도 밖에 도달하지 못하는 것으로 나타났다. 축열조 하단부에 녹지 않은 모듈이 많기 때문에 축열밀도의 체적에는 영향을 미치지만 방열이 계속해서 진행 중으로써 축열량 Q의 증가에는 영향력이 미미하기 때문이다. 결과적으로 모듈수가 과다하게 설계된 경우로서, 축열조 수직방향으로 12개보다 작은 모듈이 쌓이면 목표 축열밀도를 달성할 여지를 가지고 있음을 알 수 있다. 350 LPM의 경우에는 축열밀도가 커져서 목표치의 76%에 도달한다. 550 LPM과 750 LPM은 각각 목표치에 91.6%와 93.2%의 도달 수준을 보이는데 유량이 200 LPM 증가하였음에도 축열밀도 측면에서 큰 증가폭을 보이지 않는다. 이러한 이유는 Fig. 3, Fig. 4에서 확인할 수 있듯이 방열이 사실상 종료됐기 때문이다. 즉 두 유량의 경우 방열 10시간에 대해 상변화가 다 진행되어 출구온도와 입구온도의 차이가 작아지므로 유량의 차이가 축열량 Q의 크기에 미치는 영향력이 작아지는 것이다. 이러한 결과 750 LPM 이상으로 유량을 증가시키는 것은 축열밀도의 큰 증가를 가져오지 못하고 펌프를 무리하게 가동시킬 뿐 경제적으로 비효율적인 가동으로 볼 수 있다.

수치해석을 통해 확인한 축열밀도 수치가 목표치의 93%정도로서, 추가적인 축열밀도 향상은 축열모듈의 형상이나 모듈 배치 등의 설계인자를 통하여 구현할 수 있을 것으로 기대한다. 또한, 현재 모델에서는 PCM이 고·액상의 밀도변화를 고려하지 않은 해석으로 contact melting을 고려한 해석에서는 보다 큰 축열밀도가 예측될 것이다.

4. 결 론

본 연구에서는 축열조 내에 패킹 모듈이 수직으로 12개 층이 쌓였을 때 유량에 따른 방열 성능에 대하여 확인하였다. 이에 따른 결과들은 다음과 같다.

(1) 유량이 증가할수록 열전달유체의 출구온도 가상승한다. 다른 조건, 예를 들면 별도의 냉동기 가동여부 등에 따라 적정 유량을 결정할 수 있다.

(2) 유량 250 ~ 350 LPM의 경우 전체 12개 PCM 모듈의 60~80%정도 밖에 녹지 않아 잠열 에너지를 이용하는데 비효율적이다.

(3) 유량이 작은 범위에서는 축열조 상·하단부의 PCM이 녹는 속도 차이가 크기 때문에 주기성을 이용하여 하나의 unit-cell만을 해석하는 것은 무리가 있다.

(4) 250, 350, 550, 750 LPM의 유량에 따른 축열밀도는 목표치 25 kwh/m^{3}대비 각각 59%, 76%, 91.6%와 93.2%이다. 750 LPM 이상으로 유량을 증가시키는 것은 축열밀도의 큰 증가를 가져오지 못하고 펌프를 무리하게 가동시켜 경제적으로 비효율적이다.

(5) 수치해석 결과 축열밀도는 목표치의 93%정도로서, 추가적인 축열밀도 향상은 축열모듈의 형상이나 모듈 배치 등의 설계인자를 통하여 구현할 수 있을 것으로 기대한다.

후 기

본 연구는 산업통상자원부 에너지기술평가원의 지원으로 수행되었으며, 이에 감사드립니다.(No. 20132010101780)

참고문헌
(References)

(1) Brent, A. D., Voller, V. R. and Reid, K. J., 1988, "The Enthalpy-porosity Technique for Modeling Convection-diffusion Phase Change: Application to the Modeling of a Pure Metal," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 13, No. 3, pp. 297~318.

(2) Chung, J. D., Lee, J. S. and Yoo, H. S., 1997, "Thermal Instability during the Melting Process in an Isothermally Heated Horizontal Cylinder," *Int. J. Heat Mass Transfer,* Vol. 40, No. 16, pp. 3899~3907.

(3) Bedecarrats, J. P., Strub, F., Falcon, B. and Dumas, J. P., 1996, "Phase-change Thermal Energy Storage Using Spherical Capsules: Performance of a Test Plant," *Int. J. Refrig,* Vol. 19, No. 3, pp. 187~196.

(4) Lee, S. R., Lee, K. H., Choi, B. Y. and Han, S. H., 2001, "Modelling of Thermal Discharge Performance for Ice-on-coil Type Ice-Storage Tank," *Proceedings of the KSME 2001 Annual Meeting,* pp 280~285.

(5) Lee, Y. T., Hong, S. W. and Chung, J. D., 2014, "Effects of Capsule Conduction and Capsule Outside Convection on the Thermal Storage Performance of Encapsulated Thermal Storage Tanks," *Solar Energy,* Vol. 110, pp. 56~63.

(6) Hong, S. W., Lee, Y. T. and Chung, J. D., 2015, "Restrictions on the Analytic Approach of Unconstrained Melting Inside a Spherical Capsule," *Journal of Mechanical Science and Technology,* submitted.

(7) Xia, L., Zhang, P. and Wang, R. Z., 2010, "Numerical Heat Transfer Analysis of the Packed Bed Latent Heat Storage System Based on an Effective Packed Bed Model," *Energy,* Vol.35, pp. 2022~2032.

(8) Wu, S., Fang, G. and Chen, Z., 2012, "Discharging Characteristics Modeling of Cool Thermal Energy Storage System with Coil Pipes Using n-tetradecane as Phase Change Material," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 37, pp. 336~343.