

〈논 문〉 SAE NO. 96370063

상변화물질을 이용한 자동차용 열저장 시스템의 성능을 위한 수치 해석

Numerical Analysis on the Performance for Automobile Heat Storage System Using Phase Change Material

이관수*, 김혁제**, 백창인**, 송영길***, 한창섭****, 김동진****
K.S.Lee, H.J.Kim, C.I.Baek, Y.K.Song, C.S.Han, D.J.Kim

ABSTRACT

In this study, the performance of an automobile heat storage system using PCM is numerically simulated. For the analysis of system performance, The phase-change of the PCM and the transient forced convective heat transfer for the HTF are considered simultaneously as a conjugate problem. The phase-change behavior is effectively analyzed using a concept of thermal resistance. From the correlations of phase change rate and heat transfer due to the variations of flow rate of HTF around PCM, the automobile heat storage system performance is predicted. The present results may be used as the fundamental information for the design of automobile heat storage system.

주요기술용어 : PCM(Phase Change materials : 상변화물질), HTF(Heat Transfer Fluid : 열전달 유체), Latent Heat(잠열), Heat Storage System(열저장 시스템)

기 호 설 명

<p>c : 비열[J/kg°C]</p> <p>c_l : 액상의 비열[J/kg°C]</p> <p>c_s : 고상의 비열[J/kg°C]</p> <p>C_{st} : c_s/c_l</p>	<p>D : 관의 내부 지름[m]</p> <p>D_H : 수력지름[m]</p> <p>D_{out} : 식 (2)에서 구한 유로의 지름[m]</p> <p>h : 열전달 계수[W/m²°C]</p> <p>k : 열전도 계수[W/m²°C]</p> <p>K : 무차원 열전도 계수, k/k_l</p> <p>K_{st} : k_s/k_l</p> <p>l : 관의 길이[m]</p> <p>L : 잠열[J/kg]</p> <p>p : 압력[N/m²]</p>
--	--

* 한양대학교 기계공학과

** 한양대학교 기계공학과 대학원

*** 정회원, 한국 자동차부품 종합 기술연구소

**** (주)만도기계 아산연구소

- p_o : 유로 입구 압력[N/m²]
- P : 무차원 압력, $(p - p_o)/\rho_i U_o^2$
- Pi : 관 간격[m]
- Pr_f : 유체의 Prandtl 수, ν_i/α_i
- q : 열전달량[W]
- q_o : $\rho_w c_w U_o(T_m^o - T_{in}^o)\Delta x \Delta \tau$ [W]
- q'' : 관 벽에서의 열유속[W/m²]
- Q : 무차원 열전달량, q/q_o
- Q_t : PCM에 저장된 잠열[W]
- Q_s : 현열량[W]
- Q_t : 저장된 총 열량[W]
- r_i : 관의 내부 반지름, $D/2$ [m]
- r_w : 관의 외부 반지름[m]
- r_o : $D_{out}/2$ [m]
- R_{inf} : 중심으로부터 상변화면까지의 무차원 거리
- R_o : r_o 의 무차원 길이, r_o/D_H
- Re_f : 유체의 Reynolds 수, $U_o D_H/\nu_i$
- s : 상변화 거리[m]
- S : 무차원 상변화 거리, s/D_H
- St : Stefan 수, $c_i(T_m^o - T_{in}^o)/L$
- T^o : 온도[°C]
- T_{in}^o : 입구 온도[°C]
- T_m^o : 용융 온도[°C]
- T : 무차원 온도, $(T^o - T_m^o)/(T_m^o - T_{in}^o)$
- t : 시간[sec]
- U_o : 입구 속도[m/sec]
- u, v : x 및 r 방향 속도[m/sec]
- U, V : 무차원 속도, $u/U_o, v/U_o$
- x, r : 원통좌표계 성분
- X, R : 무차원 좌표계 성분, $x/D_H, r/D_H$

그리스 문자

- α : 열확산 계수[m²/sec]
- ν : 동점성 계수[m²/sec]
- ρ : 밀도[kg/m³]
- τ : 무차원 시간, $U_o t/D_H$

상첨자

- o : 유차원 온도

하첨자

- f : 열전달 유체
- i : 초기 상태 또는 관의 내부 반경
- in : 입구
- inf : 상변화면
- l : 액상의 PCM 또는 잠열
- out : 시스템의 바깥 지름
- p : 상변화 물질
- s : 고상의 PCM
- w : 관의 바깥 반경

1. 서 론

최근에 에너지와 환경에 대한 관심이 증대됨에 따라 상변화물질(PCM)을 이용한 열저장 시스템이 태양 에너지를 이용한 축열조뿐만 아니라, 자동차의 냉각수를 활용한 열전지(heat battery) 등에 이르기까지 다양하게 응용되고 있다. 이 연구에서 해석 대상으로 삼은 자동차용 열전지는 엔진의 폐열을 축적하고, 효과적인 단열로 열을 PCM내에 저장하였다가, 추운 겨울 시동 초기에 빠른 시간 내에 열을 방출할 수 있도록 하는 장치이다. 이 장치는 수초 내에 차안의 객실과 창유리에 순간적으로 뜨거운 공기를 불어 넣어 차의 난방과 차창의 제상 문제를 짧은 시간 내에 해결하여 줄뿐만 아니라, 일산화 탄소와 미연 탄화수소 등과 같은 공해 물질을 최대 50%까지 줄일 수 있는 것으로 알려져 있다. 그러나 자동차용 열전지는 강제 대류가 결합된 비정상 상변화 문제이므로, PCM내의 상변화면이 시간에 따라 변하고 비선형성이 매우 강하기 때문에 수치적인 해석이 매우 어렵다. 이러한 이유로 인하여 실제 시스템 설계에 적용할 만한 자료는 매우 부족한 실정이다.

열저장 시스템의 상변화 해석에 대한 대표적인 수치 해석법은 고정격자법(fixed space method)과 가변격자법(variable space method)이 있다.¹⁾ 전자는 온도장을 쉽게 구할 수 있고 비선형성을 가진 상경계면에서의 에너지 평형식을 풀 필요가 없으며 쉽게 다차원으로 확장할 수 있는 장점을

가진 반면, 상변화 온도 범위가 작을 때 지배 방정식이 심각한 비선형성을 가진다는 결점이 있다. 후자의 방법은 잠열전달을 이동 경계 조건으로 취급한 것으로 상변화면의 추적에 용이하다는 장점이 있으나, 시간에 따른 온도 변화가 얼마간의 진동을 갖는다는 결점이 있다.

강제 대류와 상변화를 동시에 고려한 기존의 해석법들은 상변화 구간의 수치 해석이 매우 복잡하여 과도한 컴퓨터 계산시간을 요구하고 있다. 따라서 이 연구에서는 이러한 수치 해석상의 복잡성과 비능률성을 피하기 위해 상변화 해석시 열저항 개념을 도입하여 수식을 간략화함으로써 상변화를 효과적으로 모사할 수 있는 수치 해석 방법을 채택하였다. 이 수치 해석 방법을 적용하여 PCM 주위를 흐르는 유체의 유량 변화가 상변화 및 열전달에 미치는 영향을 조사하고, 상변화량 및 열전달량을 예측할 수 있는 수식을 유도

함으로써 자동차용 축열 시스템의 설계에 적용할 수 있는 기초적 자료를 제공하고자 한다.

2. 이론 해석

2.1 문제의 설정

이 연구에서 선택한 자동차용 열전지는 Fig.1 (a)에서 나타낸 것과 같이 PCM으로 채워진 관다발과 그 주위를 열전달 유체가 흐르는 구조로 되어 있다. 엇갈린 삼각 배열 방식의 관다발 전체에 대한 수치 해석은 형상의 복잡성 때문에 컴퓨터의 과도한 기억 용량과 계산 시간을 요구하므로, Fig.1(b)와 같이 유로 면적을 등가 시켜 하나의 관을 해석 모델로 삼았다. 경계가 정육각형으로 나타나는 해석 영역을 Fig.1(b)와 같이 동일 면적의 원형 경계를 갖는 해석 영역으로 등가 시킴으로써 수치 해석상의 편의를 도모하였다.^{2)~4)} 여기에서 해석 영역의 바깥 등가 지름(D_{out})은 아래의 식과 같이 구할 수 있다.

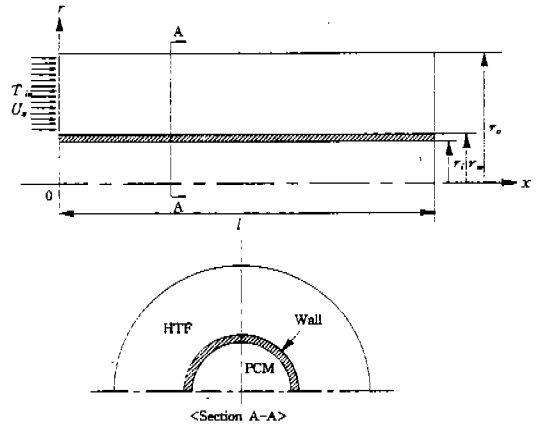
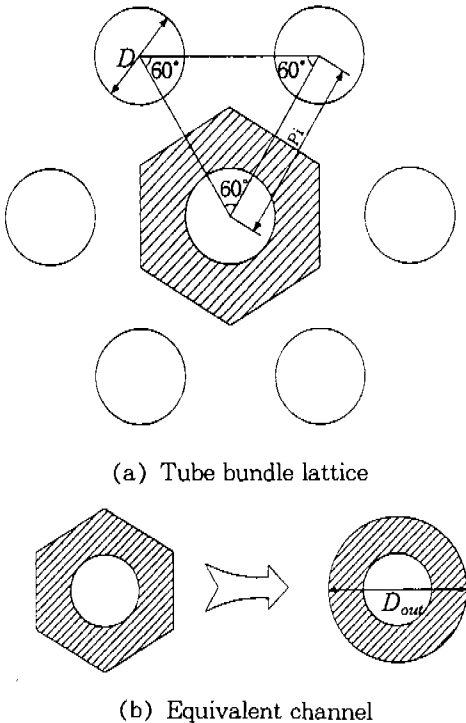


Fig.2 Schematic diagram of heat storage unit

Table 1 The specifications of the heat storage unit

Variables	r_i	r_w	P_i	r_o	l	D_H
Dimension(mm)	6.35	6.5	19.05	10.24	270	17.78

Fig.1 The tube bundles with triangular lattice and equivalent channel

$$2\left(\frac{\sqrt{3}}{4}Pi^2 - \frac{\pi}{8}D^2\right) = \frac{\pi}{4}(D_{out}^2 - D^2) \quad (1)$$

일반적으로 열교환기에서 관사이의 간격(pitch) Pi 는 TEMA의 규격에 의해 $1.25D \sim 1.5D$ 의 크기를 가지므로 하나의 관 주위로 흐를 수 있는 유로의 지름 D_{out} 은 식 (1)로부터 다음과 같다.

$$D_{out} = \sqrt{\frac{2\sqrt{3}}{\pi}} Pi \approx 1.05 Pi \approx 1.313D \sim 1.575D \quad (2a)$$

그리고 수력 지름 D_H 는 다음과 같다.

$$D_H = \frac{D_{out}^2 - D^2}{D} \quad (2b)$$

이 연구에서는 이러한 등가의 가정을 이용하여 Fig.2에서 나타낸 것과 같이 하나의 관과 그 주위를 흐르는 열전달 유체, 즉 냉각수를 해석 영역으로 삼아 관 내부의 상변화 및 그 주위 유동의 열전달 현상에 대한 수치 해석을 하였다.

따라서 관의 지름을 0.5인치라 할 때, Fig.2로 나타낸 해석 영역의 기하학적 형상의 크기는 식 (2)에 근거하여 Table 1과 같다.

2.2 지배 방정식

자동차용 열전지의 열 및 유동 특성을 조사하기 위하여, 다음과 같은 가정을 도입하였다.

- ① 열전달 유체는 2차원, 비정상, 비압축성 층류 유동이다.
- ② 모든 열 물성치는 온도와 관계없이 일정하다.
- ③ 열전달 유체는 입구에서 등속 유동이고, 부력에 의한 영향은 무시한다.
- ④ 각 상에서 PCM의 물성치는 일정하게 유지된다.
- ⑤ PCM내에서 x 방향의 열전달은 무시한다.

가정 ①에서 시간에 따라 x 및 r 방향으로 온도가 변하므로 비정상으로 가정하였고, 열전달 유체는 점도가 높은 에틸렌글리콜 수용액을 사용하였기 때문에 층류로 가정하였다. 그리고 가정 ⑤는 PCM의 상변화시 x 방향의 열전달은 r 방향

에 비하여 매우 작기 때문에, PCM내에서는 r 방향의 1차원 열전도를 고려하였다. 이 연구에서 사용된 무차원 지배 방정식들은 열전달 유체와 관 벽에 대해 다음과 같다.

열전달 유체(HTF)

〈연속 방정식〉

$$\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R}(RV) + \frac{\partial U}{\partial X} = 0 \quad (3)$$

〈운동량 방정식〉

1. R-방향

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + V \frac{\partial V}{\partial R} + U \frac{\partial V}{\partial X} = -\frac{\partial P}{\partial R} + \frac{1}{Re_f} \left[\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial V}{\partial R} \right) - \frac{V}{R^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} \right] \quad (4a)$$

2. X-방향

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + V \frac{\partial U}{\partial R} + U \frac{\partial U}{\partial X} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{Re_f} \left[\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial U}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} \right] \quad (4b)$$

〈에너지 방정식〉

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} + V \frac{\partial T}{\partial R} + U \frac{\partial T}{\partial X} = \frac{1}{Re_f Pr_f} \left[\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial T}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial X^2} \right] \quad (5a)$$

관 벽

〈에너지 방정식〉

$$\frac{\partial T}{\partial \tau} = \frac{1}{A} \frac{\alpha_w}{\alpha_f} \frac{1}{Re_f Pr_f} \left[\frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial T}{\partial R} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial X^2} \right] + \frac{1}{A} \frac{\alpha_w}{\alpha_f} \frac{1}{Re_f Pr_f} T \quad (5b)$$

여기서,

$$A = -\Delta R(R_i + \Delta R/2) \left[\frac{k_w}{k_s} \ln\left(\frac{R_i}{R_i - S}\right) + \ln\left(\frac{R_i + \Delta R/2}{R_i}\right) \right]$$

이다. 앞의 무차원 지배 방정식을 유도하기 위해 도입된 무차원화 변수는 다음과 같다.

$$R = \frac{r}{D_H}, \quad X = \frac{x}{D_H}, \quad U = \frac{u}{U_o}, \quad V = \frac{v}{U_o}$$

$$Re_f = \frac{U_o D_H}{\nu_f}, \quad T = \frac{T^o - T^o_m}{T^o_m - T^o_{in}}$$

$$\tau = \frac{U_o t}{D_H}, \quad Q = \frac{q}{q_o}$$

$$P = \frac{p - p_o}{\rho_f U_o^2}, \quad K = \frac{k}{k_i}, \quad Pr_f = \frac{\nu_f}{\alpha_f}, \quad S = \frac{s}{D_H}$$

식 (5b)의 에너지 방정식의 생성항은 상변화 시 일어나는 잠열로 인한 열전달량을 PCM과 접한 관 벽에서 열유속 경계 조건으로 처리할 때 나타나는 항이다.

2.3 상변화 해석

Fig.3은 관내부의 PCM의 상변화에 의한 열전달을 고려하기 위해서 임의의 위치 x 에서 r 방향으로 존재하는 열저항을 나타낸 것이다. 응고된 PCM부분의 열저항과 관 벽의 첫 번째 격자점까

지의 열저항은 다음과 같다.

$$R_1 = \frac{\ln\left(\frac{r_i}{r_i - s}\right)}{k_s \Delta x} \tag{6a}$$

$$R_2 = \frac{\ln\left(\frac{r_i + \Delta r/2}{r_i}\right)}{k_w \Delta x} \tag{6b}$$

임의의 각 위치에서 PCM과 관 벽사이에서의 열전달이 r 방향으로만 존재한다고 할 때 이러한 열저항의 설정은 가능하다. 따라서 PCM과 관벽의 처음 격자점사이의 열전달은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$q = \frac{T^o_m - T^o_b}{R_1 + R_2} \tag{7}$$

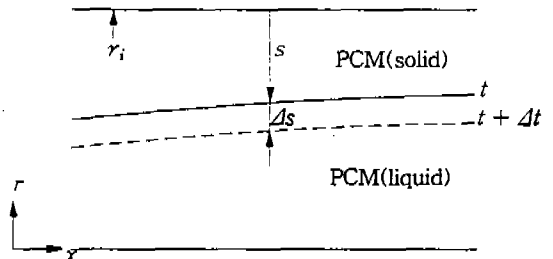


Fig.4 Heat released by latent heat during Δt

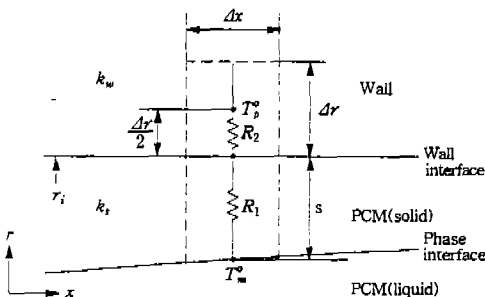


Fig.3 Thermal resistance through PCM-wall interface

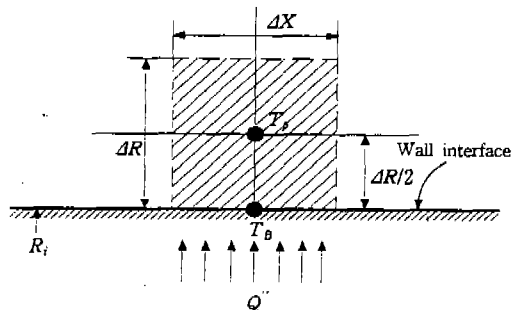


Fig.5 The first control volume near the tube wall boundary

윗 식을 무차원화하면 다음과 같이 된다.

$$Q = \frac{\alpha_w}{\alpha_f Re_f Pr_f} \frac{1}{T_p} \frac{\Delta R \left[\frac{k_w}{k_i} \ln \left(\frac{R_i}{R_i - S} \right) + \ln \left(\frac{R_i + \Delta R/2}{R_i} \right) \right]}{\quad} \quad (8)$$

Fig.4에서 알 수 있듯이 PCM내에서 잠열만 고려할 경우, 시간 Δt 동안 응고에 의해 발생하는 열은 식(7)에서 구한 전도율과 같은 양으로써 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$q = \rho_s L \frac{\Delta s}{\Delta t} (r_i - s) \Delta x \quad (9)$$

식 (9)로부터 임의의 시간 간격 동안 상변화량을 구할 수 있으며, 이를 무차원화하면 다음과 같이 된다.

$$\Delta S = St \frac{\rho_w C_w Q \Delta R}{\rho_s c_s R_i - S} \Delta \tau \quad (10)$$

식 (7)~(10)을 이용하여 PCM의 응고 잠열에 의한 관 벽에서의 무차원 열유속은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q'' = \frac{Q}{R_i \Delta X} \quad (11)$$

식 (11)의 열유속 계산으로 PCM의 상변화에 의한 열전달은 Fig.5와 같이 관 벽면에서 열유속 경계 조건으로 처리한다.

2.4 초기 조건 및 경계 조건

위의 무차원화 지배 방정식을 풀기 위한 무차원화된 초기 조건과 경계 조건은 전체 해석 범위, $0 \leq X \leq l/D_H$ 과 $R_i \leq R \leq R_o$ 에 대해 다음과 같다.

1. 초기 조건 ($\tau=0$)

$$T = T_i = 0.0, U = V = 0 \quad (\text{전 영역}) \quad (12)$$

초기 상태는 PCM이 용융되어 열을 저장하고 있어 전체 시스템이 잘 단열된 상태로 용융 온도 (78°C)로 유지되고 있다.

2. 경계 조건 ($\tau > 0$)

i) 입구 ($X=0, R_w < R < R_o$)

$$U = 1, T = -1, V = 0 \quad (13)$$

ii) 열전달유체의 대칭 조건

$$(R = R_o, 0 < X < \frac{l}{D_H})$$

$$\frac{\partial T}{\partial R} = 0, \quad \frac{\partial U}{\partial R} = 0, \quad \frac{\partial V}{\partial R} = 0 \quad (14)$$

iii) 관의 내부 벽면 ($R = R_i, 0 < X < \frac{l}{D_H}$)

$$Q'' = \frac{Q}{R_i \Delta X} \Big|_{R=R_i} \quad (15)$$

iv) 벽과 유체의 경계 ($R = R_w, 0 < X < \frac{l}{D_H}$)

$$k_w \frac{\partial T}{\partial R} \Big|_{R=R_w} = k_f \frac{\partial T}{\partial R} \Big|_{R=R_w^+} = \frac{2k_w k_f}{k_w + k_f} \frac{\partial T}{\partial R} \Big|_{R=R_w} \quad (16)$$

v) 출구 ($X = \frac{l}{D_H}, R_i < R < R_o$)

$$\frac{\partial T}{\partial X} = 0, P = P_{atm} \quad (17)$$

해석 영역의 외부 원형 경계면에 대한 속도 및 온도 경계 조건은 필요 구매조건으로 처리하고, 벽의 경계면에서는 PCM의 상변화 해석을 고려할

때 나타나는 열유속 경계 조건을 주었다. 또한 벽과 열전달 유체의 경계에서는 열전도 계수에 대해 Patankar⁵⁾가 제안한 조화 평균(harmonic mean)을 사용하여 온도를 계산하였고, 속도에 대해서는 점착조건을 주었다. 그리고, 열전달 유체의 출구 속도는 알지 못하므로 속도 경계 조건 대신 출구 압력을 대기압으로 가정하여 출구 경계조건을 처리하였다.

3. 수치 해석 방법 및 타당성 검증

3.1 수치 해석 방법

이 연구에서는 열전달 유체 및 관 벽의 지배방정식을 Patankar⁵⁾에 의해 제안된 유한체적법을 사용하여 이산화 하였고, SIMPLE 알고리즘을 적용하였다.

또한 상변화물질의 잠열에 의한 열전달은 관 벽에서 열유속으로 계산함으로써, 이 열유속 경계 조건을 첫 번째 검사 체적에서 생성함으로 처리하였다. 특히 PCM의 상변화 해석시 잠열은 R방향의 1차원 전도에 의한 열유속으로 가정함으로써, 상변화물질 부분을 수치 해석 범위에 포함하지 않았다. 이로 인하여 기존의 상변화 해석 방법을 이용하여 상변화물질을 포함한 전 해석 영역에 대해 수치 해석한 결과에 비하여, 이 연구는 훨씬 적은 기억 용량이 소요되었으며, 계산 시간도 약 5배 정도가 감소하는 잇점이 있었다. 또한 이 연구는 상변화 해석시 고려해야 하는 비선형항을 다룰 필요가 없기 때문에, 각 시간 단계에서의 수렴 횟수도 약 1/2~1/3로 감소하였

다. 이 수치 해석에서 격자는 91×15를 사용하였고, 이 격자에 대해 적절한 무차원 시간 간격을 약 5~10으로 설정하여 수치 해석하였다. 이때 해의 수렴을 증가시키기 위해 하향 이완 계수를 속도, 압력 및 온도에 대해 각각 0.3, 0.3, 0.4를 사용하였다. 그리고 종속변수(ϕ)가 각 시간 단계에서 다음 조건을 만족하면 해는 수렴한 것으로 간주하였다.

$$\left| \frac{\phi^{k+1} - \phi^k}{\phi^{k+1}} \right| < 10^{-5} \quad (18)$$

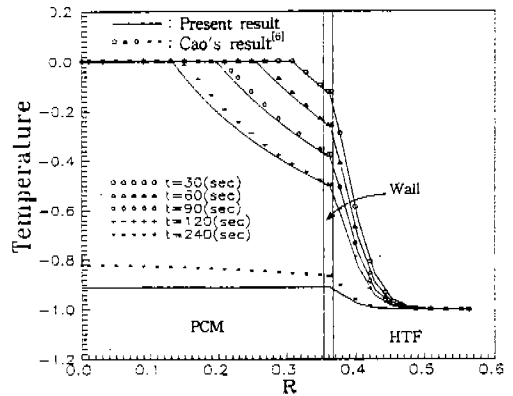


Fig.6 Radial temperature distribution at $X = //2D_H$ for different times

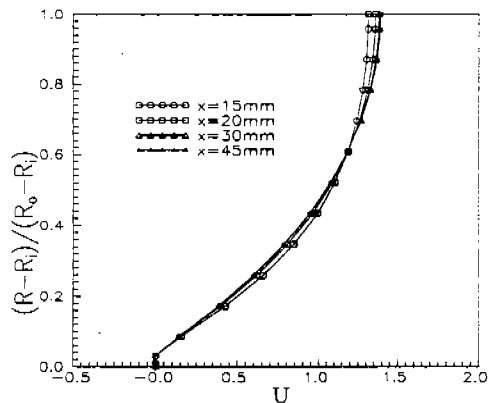


Fig.7 The velocity distribution for HTF at $t=30\text{sec}$ for $U_0=0.07\text{m/s}$

Table 2 Parameters used in this study

Variables	Values
α_i/α_f	6.152
α_w/α_f	1033.87
k_f/k_w	0.000996
k_i/k_w	0.00326
Pr_r	69.63
St	0.2869
Re_r	164.4, 328.8, 493.2

3.2 타당성 검증

이 연구에서 사용된 열전달 유체는 자동차용 냉각수로 주로 이용되는 50% 에틸렌글리콜 수용액을, 관은 순수한 구리를, 상변화 물질(PCM)은 $BaOH_2 \cdot 8(H_2O)$ 를 사용하였다. 수치 해석에 사용된 각 변수는 Table 2와 같이 주어진다.

이러한 수치 해석상의 장점을 가진 이 연구의 정확성은 Cao^{6)~8)} 등이 제안한 온도 기초 평형 열용량법을 적용하여 구한 R방향 온도 분포와 이 연구의 결과를 비교한 Fig.6을 통해서 알 수 있다. 관 벽 및 열전달 유체에서는 Cao 등의 결

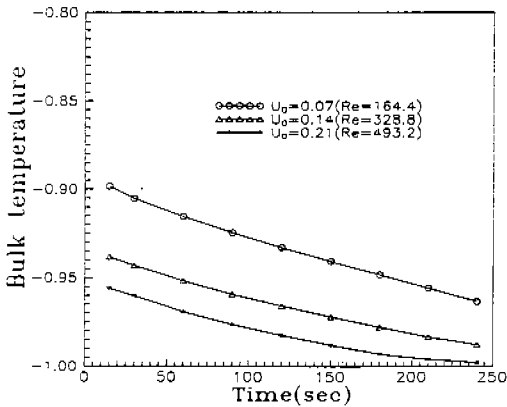


Fig.8 The bulk temperature at the outlet for different times

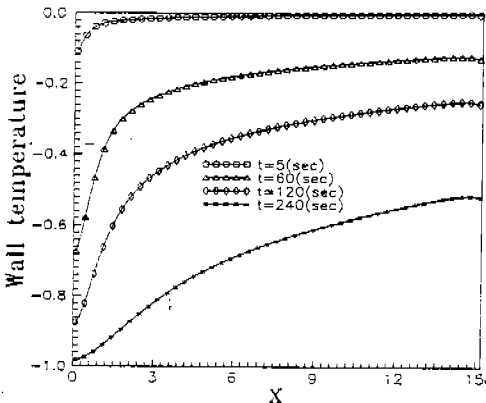


Fig.9 The tube wall temperature distribution with time for $U_0=0.07$ m/s

과와 거의 일치하나 상변화물질 부분에서는 약간의 오차가 발생하였다. 이러한 오차는 PCM내의 열전달을 1차원적으로 가정함에 따라 발생하였고, 또한 상변화 완료 후의 현열 전달을 무시함으로써 그 후 시간 증가에 따라 더 큰 오차가 발생한 것으로 여겨진다. 그러나 이 연구에서는 제인자들의 변화에 따른, 자동차용 열전지의 열전달 유체의 열전달 및 유동 특성을 조사하는데 중점을 두었다.

4. 결과 및 고찰

축열전지의 열전달 현상을 조사하기 위하여 이 연구에서 개발된 수치 해석 프로그램을 사용하여 Table 1에 제시된 치수를 기본 형상으로 상변화 및 열유동을 해석하였다. 이 연구에서는 상변화를 통한 자동차용 축열기의 열성능 해석을 위하여 유량의 변화에 따른 상변화량 및 열전달 특성에 대해 조사하였다.

Fig.7은 열전달 유체의 속도 분포를 나타낸 것으로 시간이 30초일 때, X방향에 대해 입구 근처에서의 속도 분포를 보여 주고 있다. 이 그림에서 알 수 있듯이 열전달 유체는 입구($x=0$)의 동속에서 X방향으로 진행됨에 따라 약 $x=30$ mm정도의 부분부터는 유동이 완전 발달 형태로 나아감을 보여 준다. 이와 같이 유동이 입구에서 조금만 진행하여도 완전 발달하는 것은 유로가 매우 좁고, 열전달 유체의 Pr 수가 5보다 크기 때문인 것으로 사료된다.⁹⁾

자동차용 열전지에서 열전달 유체의 입구 온도에 대한 출구 체적 온도의 변화는 열전지의 성능을 결정하는 매우 중요한 변수이다. 출구 체적 온도는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$T_b = \frac{\sum_j U_j T_j R_j \Delta Y_j}{\sum_j U_j R_j \Delta Y_j} \tag{19}$$

Fig.8에서 열전달 유체의 출구 체적 온도는 시간이 경과함에 따라 감소한다. 이는 상변화에 의한 PCM 부분의 열저항 증가에 의해 PCM의 잠

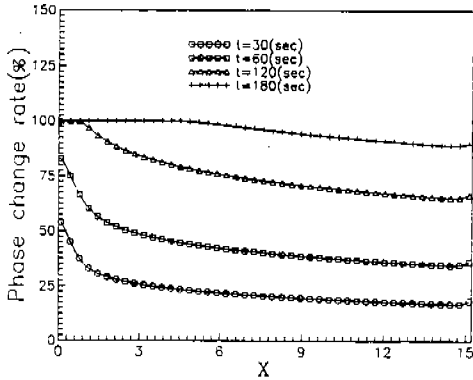


Fig.10 The solidification rate along X with time for $U_0=0.07\text{m/s}$

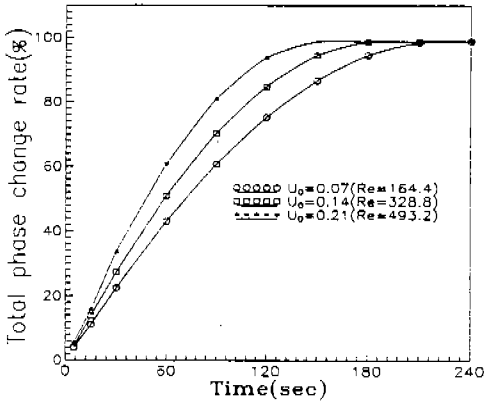


Fig.11 The average solidification rate with time

열이 열전달 유체로 전달되는 양이 감소하였기 때문이다. 낮은 Reynolds 수일 때 출구의 체적 온도가 높은 것은 입구 속도가 작을수록 유량이 적어진 열전달 유체가 PCM을 통과하면서 접촉되는 시간이 더 길어지기 때문이다. Reynolds 수가 큰 경우에는 비록 PCM으로부터 많은 양의 열이 전달되더라도 열전달 유체의 유량 증가로 인한 열용량의 증가가 공급되는 열전달 양보다 상대적으로 더욱 커지기 때문이다.

Fig.9는 관벽의 온도 분포를 나타낸 것으로 시간이 진행함에 따라 관 입구에서부터 온도가 떨어지기 시작하여 출구 쪽으로 전파되고 있다. 이러한 사실로부터 PCM의 응고는 입구에서 출구

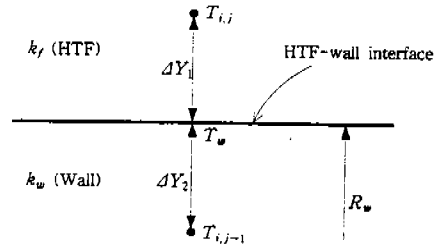


Fig.12 The nodes near the tube wall

로 진행되리라는 것을 알 수 있다. 또, 각 시간에 대해서 입구 부분에서 관 벽의 온도 구배가 급격한데 반해 출구 부분에서는 그 변화 폭이 완만해짐을 알 수 있다. 이는 열적으로 덜 발달된 입구 영역에서는 낮은 온도의 열전달 유체와 관 벽 사이에 활발한 열전달이 이루어지는 반면, 출구로 나아갈수록 열경계층이 더욱 성장하여 출구 부분에서는 상대적으로 그 강도가 약해짐에 원인이 있다. 그리고 PCM의 응고에 의한 잠열 전달량은 시간이 지남에 따라 감소하고, 또 출구 부분보다 입구 부분에서 더 감소하므로 관 벽의 온도 구배는 시간이 지날수록 전체적으로 거의 일정하게 된다.

Fig.10은 시간에 따른 응고율 분포를 X방향에 대해서 나타낸 것이다. 응고율은 전체적으로 입구에서 가장 크고 출구 쪽으로 갈수록 작아진다. 실제로 본 해석에서 약 109초 경과 후에 입구의 PCM은 완전히 응고한다는 것을 확인할 수 있었다. 열적으로 발달이 되지 않은 입구 영역은 열전달이 활발한 부분이므로, 입구 영역에서 PCM은 열전달 유체에 많은 열을 방출하여 높은 응고율을 보인 후 서서히 감소하여 열적으로 완전히 발달된 나머지 부분에서는 출구 쪽으로 갈수록 응고율은 거의 일정하다.

Fig.11은 시간에 따른 PCM의 총 응고율을 계산한 것이다. 열전달유체의 Reynolds 수가 클수록 응고율이 크다는 것을 알 수 있다. 열전달 유체 각각의 입구 속도 0.07m/s, 0.14m/s, 0.21m/s에 대하여 약 210초, 180초, 150초 경과 후에 PCM은 완전히 응고된다. 상변화가 시작되어 시간이 경과함에 따라 응고율의 증가 속도가 줄

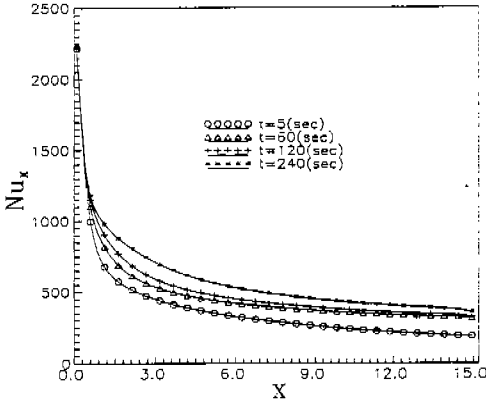


Fig.13 The local Nusselt number at the wall interface with time for $U_0=0.07\text{m/s}$

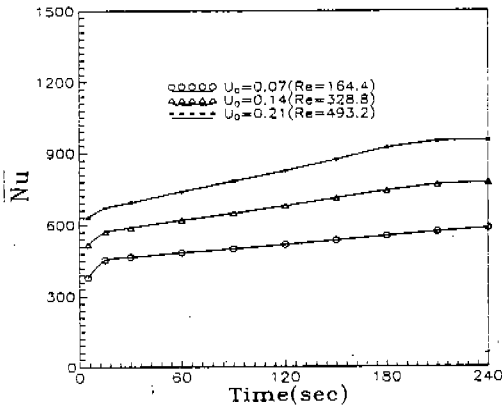


Fig.14 The average Nusselt number at the wall interface with time

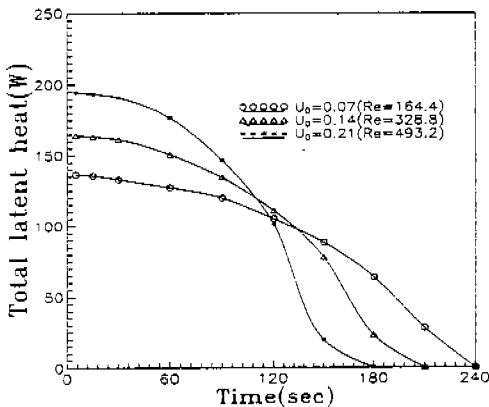


Fig.15 The total latent heat transferred to HTF with time

어드는 경향을 보이고 있다. 이는 원통 관내의 상변화 물질이 외부에서 내부로 상변화가 진행되므로, 이미 응고된 부분의 PCM은 열저항으로 작용하여 그 열저항은 시간이 지남에 따라 증가할 뿐만아니라, 상경계면의 면적이 줄어들어 잠열 전달의 양이 그만큼 줄어들기 때문이다.

Fig.11에 나타난 결과로부터 총 응고율을 시간과 Reynolds 수의 함수로 나타내면 다음과 같다.

$$\text{Solidification rate (\%)} = 0.2297\text{Re}^{0.288}t^{0.888} \quad (20)$$

식 (20)에서 시간의 범위는 각 Reynolds수에 따라 PCM이 완전히 응고될 때까지의 시간이고, 이때 최대 오차는 약 15% 내외이다.

Fig.12는 벽면에서의 열유속을 계산하기 위해 벽면 근처에서의 격자점을 나타낸 것으로, 벽면에서의 에너지 평형을 고려하여 벽면에서의 국소 Nusselt 수를 구하면 다음과 같다.

$$Nu_{DH,x} = \frac{hD_{H,x}}{k_f} = \frac{1}{\Delta Y_1} \frac{T_w - T_{i,j}}{T_w - T_b} \quad (21)$$

식 (21)의 국소 Nu 수를 이용하면 평균 Nu 수는 아래와 같이 주어진다.

$$\overline{Nu_{DH}} = \frac{1}{l/D_H} \int_0^{l/D_H} Nu_{DH,x} dX \quad (22)$$

Fig.13은 식 (21)에서 구한 국소 Nu 수를 시간에 따라 나타낸 것이다. 벽면과 열전달 유체사이 열전달이 활발한 입구에서 큰 Nu 수를 가지다가 급격히 감소하여 출구에 가까워질수록 거의 일정하게 유지되고 있다. 이러한 현상은 열적 입구 영역에서 열경계층이 충분히 성장하지 않아서 $T_{i,j} \approx T_b$ 라고 할 수 있지만, 출구 부분은 열경계층이 충분히 성장하여 $T_{i,j} > T_b$ 가 되므로 일어나게 된다.

Fig.14는 식 (22)에서 구한 벽면에서의 시간에 따른 평균 Nu 수를 나타낸 것이다. 각각의

경우, 평균 Nu 수는 응고가 시작되는 초기의 짧은 시간 동안 급격한 변화를 보인 후 서서히 증가한다. PCM의 잠열이 관 벽을 통해 열전달 유체에 전달됨으로써, 시간이 지날수록 관의 표면 온도는 낮아진다. 따라서 일정한 입구 온도로 유입되는 열전달 유체와 온도가 낮아진 관 벽사이에는 열경계층의 발달이 느려져 열적 입구 영역이 길어지게 된다. 이러한 이유로 평균 Nu 수는 시간이 증가할수록 커지게 된다. 초기 Nu 수의 급격한 변화는 전 구간에 걸쳐 응고에 의한 잠열의 발생이 일어날 때까지의 기간에 발생하며, 응고 완료시 잠열은 발생하지 않기 때문에 Nu 수는 더 이상 증가하지 않게 된다.

따라서 Fig.14로부터 평균 Nu 수를 시간과 Reynolds 수의 함수로 나타내면 다음과 같고, 이때 최대 오차는 약 5% 내외이다.

$$\overline{Nu_{D_H}} = 37.8856 Re^{0.418} t^{0.105} \quad (23)$$

자동차용 축열 시스템에서 낮은 온도로 유입되는 열전달 유체가 시스템을 통과하면서 받은 열전달량은 PCM의 상변화에 의한 잠열과 원열에 의한 열전달량의 합이 된다.

$$\begin{aligned} Q_i &= Q_s + Q_r \\ &= 2\pi D_H^3 \rho_F c_F (T_m - T_{in}) \int_0^{R_i} \int_0^{L/D_H} (T_i - T_r) R dR dX / t \\ &\quad + \pi D_H^3 \rho_P L \int_0^{L/D_H} (R_{in}^2 - R_w^2) dX / t \end{aligned} \quad (24)$$

그러나 이 연구에서는 PCM내의 현열에 의한 열전달량은 잠열에 비해 무시할 정도로 작아서 열전달 유체에 전달된 총 열전달량은 식 (24)에서 정의한 잠열량으로 하였다.

Fig.15는 각 유량에 대해 PCM으로부터 열전달 유체에 전달된 열전달량의 분포를 시간에 따라 나타낸 것이다. 유량이 많을수록 초기에는 열전달 유체에 많은 열을 공급하지만, 시간이 지나면서 그 양은 급속히 감소하고 있다. PCM내에

저장된 총 에너지는 모든 경우에 같은 양이지만, 그 에너지를 방출하는 시간에 따라 자동차용 열전지의 성능을 평가할 수 있다. 실제로 PCM내에 저장된 총 에너지는 17.5kJ이고, 1분 경과 후에 입구 속도 0.07m/s, 0.14m/s, 0.21m/s에 대해서 총 열저장량의 각각 45.6%, 52.1%, 64.1%를 방출하게 된다. 자동차용 열전지에서는 짧은 시간 내에 그 저장된 열을 방출하도록 설계해야 하므로, 유량이 될 수 있는 데로 최대가 되도록 고려하여 초기에 급속한 열방출이 일어나게 해야 한다.

5. 결 론

상변화 물질을 이용한 자동차용 열저장 시스템의 성능 해석을 위하여 비정상 강제 대류를 하는 열전달 유체의 열 및 유동 해석과 상변화물질의 상변화 해석을 함으로써 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- 1) 이 연구에서 설정한 단위 형상의 각 조건에 대해 약 3분~4분 사이에 상변화는 완성된다.
- 2) PCM의 응고율은 입구 부분에서 매우 크고 그 외의 부분은 거의 일정하며, Reynolds 수가 클수록 빨리 응고한다.
- 3) 벽면에서의 국소 Nu 수는 입구에서 가장 크고, 출구에서는 거의 일정하다. 그리고 평균 Nu 수는 Reynolds 수 및 시간에 비례한다.
- 4) PCM으로부터 열전달 유체에 전달된 총 열전달량은 유량이 많을수록 초기에 급속히 방열하므로, 자동차용 열전지에 유리하다고 할 수 있다.

후 기

본 연구는 공업기반기술 개발사업(과제명: 자동차용 축열 시스템의 개발)의 연구비 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Özisik, M. N. 1993, "Heat Conduction", Wiley Interscience Publication, 2nd ed., pp. 392~435
2. Lacroix, M., 1992, "Study of The Heat Transfer Behavior of A Latent Heat Thermal Energy Storage Unit With A Finned Tube", Int. J. Heat Mass Transfer. Vol. 25, No. 1, pp. 137~147
3. 전문현, 노희천, 장순홍, 손갑현, 1989, "핵기 계공학", 한국 원자력 학회, pp. 71~73
4. Lamarsh, J. R., 1984, "Introduction to Nuclear Engineering", Addison-Wesley Publishing Company, 2nd edition, pp. 365~370
5. Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Mc Graw-Hill, New York
6. Cao, Y. and Faghri, A., 1991, "Performance Characteristics of a Thermal Energy Storage Module;a Transient PCM/Forced Convection Conjugate Analysis", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34, No. 1, pp. 93~101
7. Sparrow, E. M., Patankar, S. V. and Ramadhyani, S., 1977, "Analysis of Melting in the Presence of Natural Convection in the Melt Region", J. Heat Transfer, Vol. 99, pp. 520~526
8. Morgan, K., 1981, "A Numerical Analysis of Freezing and melting With Convection", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 28, No. 3, pp. 275~284
9. Kays, W. M., and Crawford, M. E., 1993, "Convective Heat and Mass Transfer", Mc-Graw-Hill international editions, 3rd edition, pp. 126~134