

연료전지 자동차의 물탱크 해빙과정에 대한 수치해석적 연구

김 학 구, 정 시 영[†], 허 남 건^{*}, 임 태 원^{**}, 박 용 선^{**}
 서강대학교 대학원, ^{*}서강대학교 기계공학과, ^{**}현대자동차 연료전지자동차 개발팀

Numerical Analysis of Melting Process in a Water Tank for Fuel-cell Vehicles

Hark-Koo Kim, Siyoung Jeong[†], Nahmkeon Hur^{*}, Taewon Lim^{**}, Yong-Sun Park^{**}
 Graduate school, Sogang University, Seoul 121-742, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Sogang University, Seoul 121-742, Korea

^{**}Corporate Research & Development Division, Hyundai-Kia Motors, Yongin 446-912, Korea

(Received September 12, 2006; revision received July 20, 2007)

ABSTRACT: Good cold start characteristics are essential for satisfactory operation of fuel cell vehicles. In this study, the melting process has been numerically investigated for a water tank used in fuel cell vehicles. The 2-D model of the tank containing ice and plate heaters was assumed and the unsteady melting process of the ice was calculated. The enthalpy method was used for the description of the melting process, and a FVM code was used to solve the problem. The feasibility study compared with other experiment showed that the developed program was able to describe the melting process well. From the numerical analysis carried out for different wall temperatures of the pate heaters, some important design factors could be found such as local overheating and pressurization in the tank.

Key words: Fuel cell vehicles(연료전지 자동차), Cold start(냉시동), Melting(용해), Enthalpy method(엔탈피 방법), Phase change(상변화)

기 호 설 명

\bar{b} : 체적력 [N/kg]
 C : 비열 [J/kg · K]
 f_l : 액상 분율
 f_s : 고상 분율
 h : 엔탈피 [J/kg]
 k : 열전도율 [W/m · K]
 L : 용해 잠열 [J/kg]
 m : 질량 [kg]

p : 압력 [Pa]
 Q : 열전달량 [J]
 S : 표면적 [m²]
 T : 온도 [°C]
 t : 시간 [s]
 V : 부피 [m³]
 \bar{V} : 속도 벡터 [m/s]

그리스 문자

β : 열팽창계수 [1/K]
 μ : 점성계수 [kg/m · s]
 ρ : 밀도 [kg/m³]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-2-705-8633; fax: +82-2-712-0799

E-mail address: syjeong@sogang.ac.kr

하첨자

<i>ave</i>	: 평균
<i>f</i>	: 계산종료상태
<i>i</i>	: 계산초기상태
<i>l</i>	: 액체
<i>m</i>	: 녹는점
<i>melt</i>	: 용해
<i>s</i>	: 고체
<i>w</i>	: 물

1. 서 론

연료전지 자동차의 상용화와 보급 활성화를 위해서는 냉시동(cold start)성을 개선하는 것이 필수적이다. 냉시동에 있어서 중요한 점은 신속성과 에너지 효율성인데 연료전지 자동차의 냉시동성에 관련된 중요한 것 중 하나가 동절기의 물탱크 해빙기술이다.

현재 연료전지 자동차에서는 증류수를 수소 및 공기의 가습에 사용하고 또한 연료전지 스택의 냉각수로 사용한다. 이러한 경우, 동절기에 주변 온도가 영하로 내려가면 시스템이 정지되어있는 상태에서는 가습수와 냉각수를 저장하는 물탱크 안의 물이 얼게 되어 시동이 불가능해진다. 많은 연구자들이 연료전지 자동차의 냉시동 성능을 개선하기 위하여 노력하고 있지만 아직 효율적이고 신뢰성 있는 방안이 확보되지 못한 상태이며 이에 대한 연구가 절실히 요구되고 있다.

현재 사용되고 있는 일반적인 물탱크 해빙시스템은 시동 시에 물탱크 내에 내장되어 있는 전기 히터를 가열하여 얼음을 녹이는 방식이다. 전기 히터가 가열되면 주변의 얼음이 용해되기 시작한다. 얼음은 열전도도가 높지 않으므로 물탱크와 히터의 설계가 부적절하게 되어 있는 경우, 용해 과정에서 물의 온도가 증가하여 탱크에 압력이 과도하게 가해질 염려가 있다. 특히 연료전지 자동차의 물탱크 해빙은 3~5분 이내에 상당히 급격한 상태변화가 이루어지므로 부분적인 과열의 염려가 크다.

이러한 배경에서 본 논문에서는 일정한 벽면 온도를 갖는 판형 전기히터가 장착된 물탱크에 대하여 해빙과정의 특성 및 시스템에 필요한 설계 변수를 수치해석을 통해 제시하고자 한다. 일반적으로 전기히터의 경우 일정 열유속 조건을

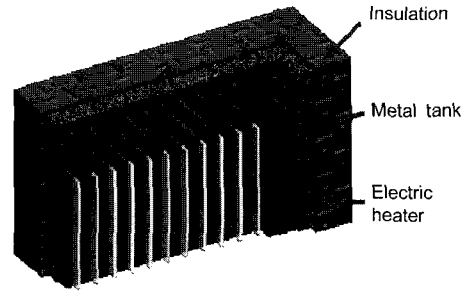


Fig. 1 Shape of a water tank.

주는 것이 타당하나 본 연구에서는 얼음과 전기 히터가 열평형을 이룬 상태라고 가정하여 계산을 수행하였다. 향후 열유속 조건에 대한 연구가 추가적으로 이루어 질 것이며 본 논문에서는 일정한 온도일 때의 용해 특성에 대하여 논하였다.

2. 해빙 과정의 수치해석 방법

2.1 물탱크 해석 모델

본 연구에서는 Fig. 1과 같이 단열재가 부착된 직육면체의 금속용기 내부에 다수의 판형 히터가 설치된 물탱크를 가정하여 해석을 수행하였다.

히터는 물에 잠겨 있는 형태를 지니고 있으며, 해석모델은 물탱크와 단열재 등을 제외한 전기 히터와 얼음만 존재하고, 단열이 잘 이루어진 일정한 공간 내에서 용해가 일어난다는 가정 하에 이루어졌다. 아울러 본 연구에서는 2차원 형상에 대하여 수치해석을 수행하였다.

2.2 수치해석 방법

상변화 문제를 해석하는 방법은 이동 격자계와 고정 격자계로 나눌 수 있는데 본 연구에서는 고정 격자계를 이용한 엔탈피 방법을 이용하였다.⁽¹⁻⁵⁾ 이 방법은 잠열의 효과를 통해 상경계에서의 열 흐름을 고려할 수 있고, 그 위치는 액상 분율 등의 형태로 결정할 수 있다. 고정 격자계의 장점은 상경계의 형상이 복잡한 경우에도 용이하고, 그 위치를 추적할 필요가 없어서 격자의 재생성도 필요하지 않다는 것이다. 또한 액체와 고체 모두 같은 지배 방정식을 사용하기 때문에 프로그램에 적용하기도 비교적 쉬운 편이다.

해석 프로그램은 현재 서강대에서 개발 중인

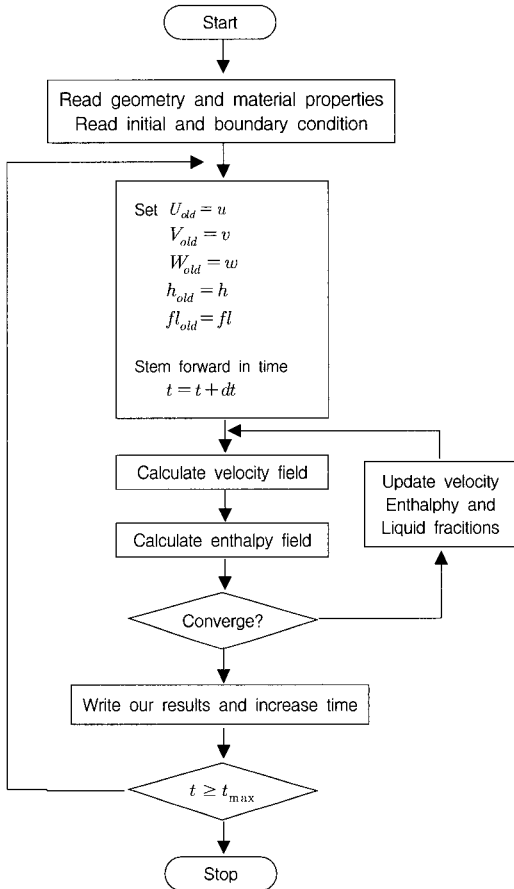


Fig. 2 Flow chart of the enthalpy method applied.

Turbo-3D를 사용하였고, 전처리와 후처리는 Star-CD⁽⁶⁾를 이용하여 수행하였다. Turbo-3D는 일반 비직교 좌표계를 사용하는 3차원 전산유체역학 프로그램으로 3D 경계고착좌표계를 사용하는 Navier-Stokes 방정식 해석 프로그램이다. 엔탈피 방법을 Turbo-3D에 적용한 알고리즘이 Fig. 2에 나타나 있다.

사용된 연속방정식과 운동방정식, 그리고 에너지 방정식은 식(1), 식(2), 식(3)과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{V}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial (\rho \bar{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{V} \bar{V}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\mu \nabla \bar{V}) + \rho \bar{b} \quad (2)$$

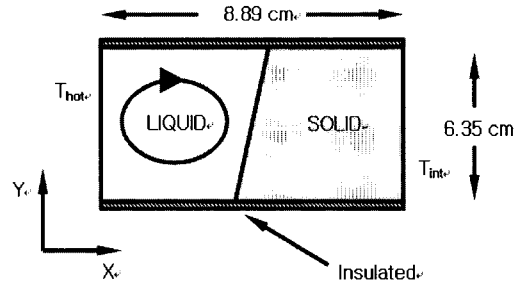


Fig. 3 Problem domain after onset of melting.

$$\frac{\partial (\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \bar{V} h) = \nabla \cdot \left(\frac{k}{C_l} \nabla h \right) + \frac{C_l - C_s}{C_l} \frac{\partial}{\partial t} (f_s \rho h) + L \frac{\partial}{\partial t} (f_s \rho) \quad (3)$$

밀도를 제외한 물성치는 온도 변화에 관계없이 일정한 것으로 가정하였으며, 부력에 의한 자연 대류 영향의 계산을 위하여 밀도를 온도만의 함수로 가정하는 Boussinesque 근사를 이용하였다.

고정 격자계 방법에 의한 상변화 계산 시 가장 핵심적인 내용은 미소체적내의 액상과 고상의 체적분율 f_l 의 변화량 계산으로서, 이는 현열(sensible enthalpy)의 전달에 의하여 시간 t 에서의 $(f_l)_k$ 가 $t + \Delta t$ 에서의 $(f_l)_{k+1}$ 로 변화하는 양을 계산하는 것이다. 본 연구에서는 Voller에 의해 제시된 New source scheme⁽⁵⁾을 수정한 식(4)를 사용하였다.

$$(f_l)_{k+1} = (f_l)_k + \frac{\sum a_m h_m + \rho \delta V (h_p)_k}{\rho L \delta V} \quad (4)$$

$$\begin{cases} \text{if } (f_l)_{k+1} < 0, f_l = 0 \\ \text{if } (f_l)_{k+1} > 0, f_l = 1 \end{cases}$$

여기서 $(h_p)_k$ 는 시간 t 에서의 미소체적 P의 엔탈피, a_m 과 h_m 은 미소체적 P의 선형화 대수방정식 계수와 미소체적 P에 인접한 미소체적의 엔탈피를 나타내고 δV 는 미소체적 P의 체적을 나타낸다.

2.3 수치해석의 타당성 검증

제안된 수치해석 방법의 검증을 위해서 사각

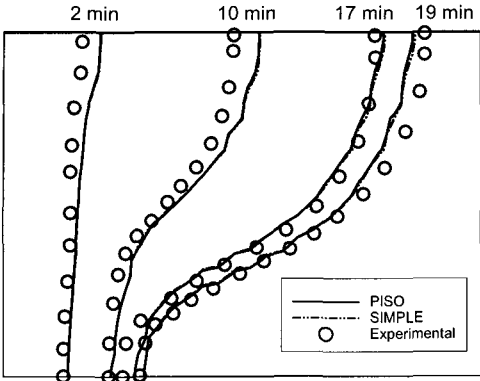


Fig. 4 Comparison of melt fronts calculated by Turbo-3D and experimental result for the 2-D melting of gallium.

공동(rectangular cavity)에서 한쪽 벽면의 높은 온도로 인한 순수 갈륨의 용해 문제를 2차원적으로 수치해석을 수행하였다. 순수 갈륨은 상변화가 상온과 유사한 29.78 °C에서 등온과정으로 진행되어서, 상경계면을 실험적으로 추적하기 용이하고 실험치도 풍부하다. 본 연구에서는 Gau et al.의 실험 결과⁽⁷⁾와 비교를 통해서 수치해석 결과를 비교하였다. Fig. 3은 계산영역과 경계조건을 보여준다. T_{hot} 은 38 °C, T_{int} 는 28.3 °C로 Gau et al.의 실험 조건과 동일하다. 갈륨의 물성치는 전체 온도장의 범위가 10 °C 정도(28.3~38 °C) 이기 때문에 그 범위가 작아서 32 °C일 때의 물성치로 일정하다고 가정되었고, Table 1에 정리되어있다. Fig. 4에서 PISO 알고리즘⁽⁸⁻⁹⁾을 사용하였을 때와

Table 1 Physical properties of pure Gallium

Density (liquid), ρ [kg/m ³]	6093
Reference density, ρ_{ref} [kg/m ³]	6095
Reference temperature, T_{ref} [°C]	29.78
Volumetric thermal expansion coefficient of liquid, β [1/K]	$1.2 \cdot 10^{-4}$
Thermal conductivity, k [W/m]	32.0
Melting point, T_m [°C]	29.78
Latent heat of fusion, L [J/kg]	80160
Specific heat capacity, C [J/kg · K]	381.5
Dynamic viscosity, μ [kg/m · s]	$1.81 \cdot 10^{-3}$
Prandtl number, Pr	$2.16 \cdot 10^{-2}$

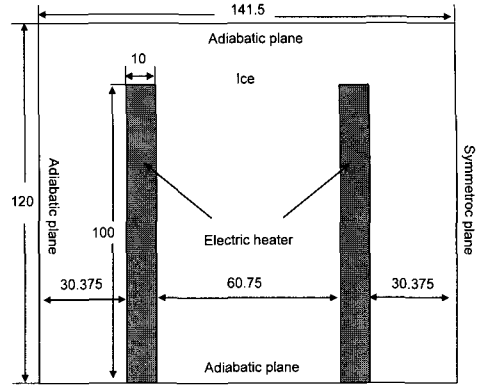


Fig. 5 2-D model for calculation.

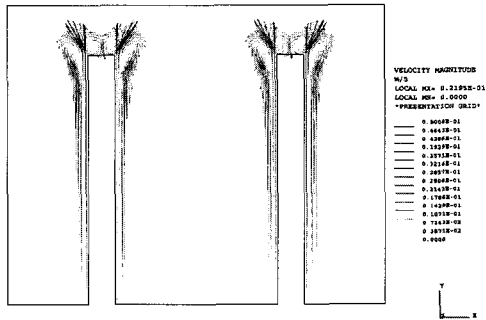
SIMPLE 알고리즘⁽¹⁰⁾을 사용하였을 때의 시간에 따른 상경계면을 실험 치와 함께 나타내었다.

PISO 알고리즘을 사용하였을 때와 SIMPLE 알고리즘을 사용하였을 때의 상경계면의 위치는 거의 차이가 없다. 실험값과 수치해석 값의 오차는 평균 6%로서, 이 결과로부터 본 연구에서 제안한 수치해석의 기법이 높은 신뢰성을 갖는 것을 알 수 있다. Fig. 4의 결과를 보면 수치해석 결과는 곡선이 약간의 굴곡을 나타내는데 이러한 현상은 엔탈피 방법의 특성으로 타 수치해석 결과에서도 이러한 현상이 나타난다.

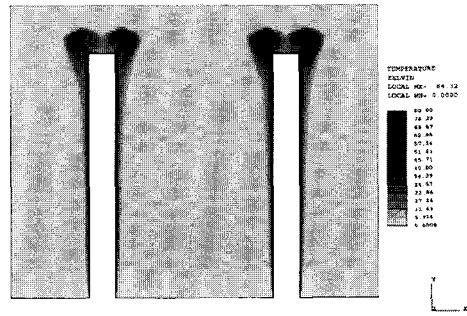
2.4 해석모델의 Geometry 및 경계조건

Fig. 5는 Fig. 1의 판형 전기 히터 두 개 및 코너부분을 포함한 2-D 모델이다. 가로 141.5 mm 높이 120 mm의 격자가 얼음이고, 가로 10 mm, 높이 100 mm의 격자가 전기히터이다. 총 24,960 개의 cell이 계산에 사용되었고, 열원(heat source)과 얼음사이의 계산 격자(매우 얇은 3개의 층)에는 초기에 녹아있는 물이 존재한다고 가정하였다. 이는 해석 프로그램의 특성상 완전한 고체에서 용해되는 해석은 불가능하고 최소한의 유체영역이 존재하여야 해석이 가능하기 때문에 초기에 용해 특성에 지장을 주지 않는 최소한의 범위에서 녹아 있는 물의 존재를 가정하였다. 초기 녹아있는 물의 양은 전체 얼음 부피의 0.46%, 시간 간격은 0.01 sec이고, 총 30,000번 반복계산(5 min)을 수행하였다.

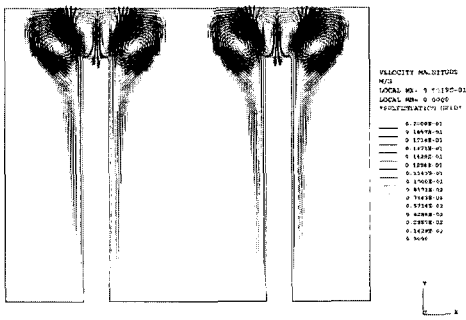
경계조건은 2-D 해석모델이므로 시스템 전면과 후면은 우측면(벽면이 아님)과 같이 대칭면이



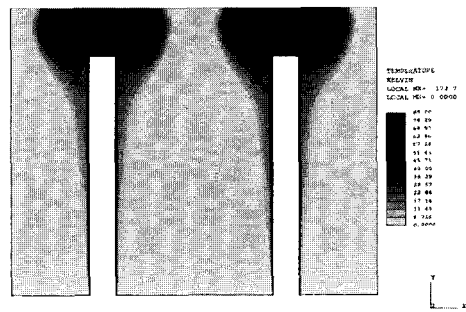
(a) T = 100 °C



(a) T = 100 °C



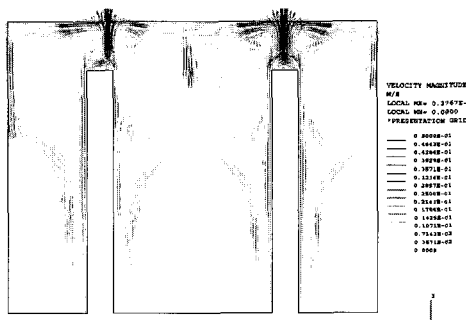
(b) T = 250 °C



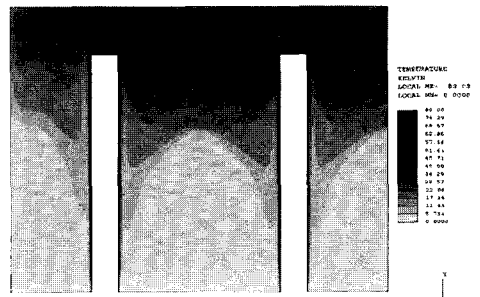
(b) T = 250 °C

Fig. 6 Velocity profile after 1minute.

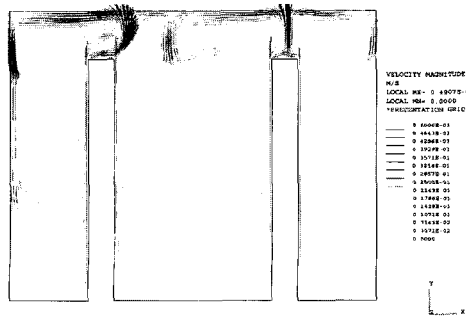
Fig. 8 Temperature contour after 1minute.



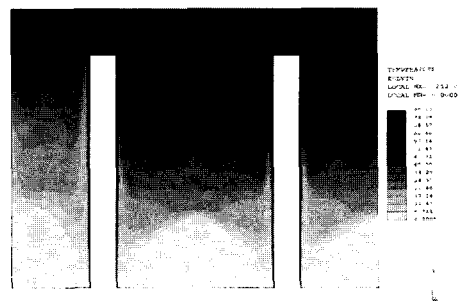
(a) T = 100 °C



(a) T = 100 °C



(b) T = 250 °C



(b) T = 250 °C

Fig. 7 Velocity profile after 5 minutes.

Fig. 9 Temperature contour after 5 minutes.

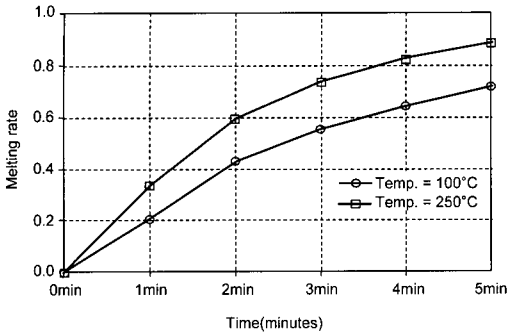


Fig. 10 Volumetric melting rate of the ice as functions of time.

고, 나머지는 단열벽면 조건이다. 표면온도는 100, 150, 200, 250 °C에 대하여 해석을 실시하고 그 중 100°C와 250 °C에 대한 결과를 나타내었다.

3. 수치해석 결과

히터로부터 얼음으로의 열전달은 초기에는 전도가 주를 이루지만, 용해가 시작됨과 동시에 온도차에 따른 밀도의 변화와 이로 인한 대류가 해빙과정의 중요한 요소가 된다. 고온의 히터 벽면으로부터의 열전달에 의해 벽면 주변에 해빙된 물의 온도가 급상승하게 되고, 밀도차가 급격히 증가하면서 구동력(driving force)이 크게 작용하며, 이 부분에서는 Fig. 6에 보이는 바와 같이 대류 현상에 의해 다른 부분에 비하여 상대적으로 빠른 속도를 갖는 속도장을 형성한다. 반면에 얼음과의 비정상 경계면에서는 Fig. 6, Fig. 7에서와 같이 오히려 속도가 감소하고 있음을 확인할 수 있다. 이와 같은 대류열전달로 인하여 일정한 방향으로 용해가 이루어지는 것이 아니라, 속도가 빠른 곳에서 주로 열전달이 잘 일어나게 되어 얼음의 상부에서는 용해가 잘 이뤄지지만, 바닥면에서는 얼음이 녹는데 상당한 시간이 소요됨을 알 수 있다. 즉 상부에서는 고온의 유체가 모이고 이를 통한 활발한 대류 현상에 의하여 상부 얼음이 고온의 유체와 접하기 때문에 용해가 잘 이루어진다. 특히 해빙과정 초기에는 판형 히터의 벽면과 윗면이 교차하는 지점에서 강한 재순환 영역이 형성되며 그 지점부터 용해가 확산되어 간다. 그리고 벽면의 온도가 높아질수록 유동은 활발해지고 해빙도 촉진되는 것을 알 수 있

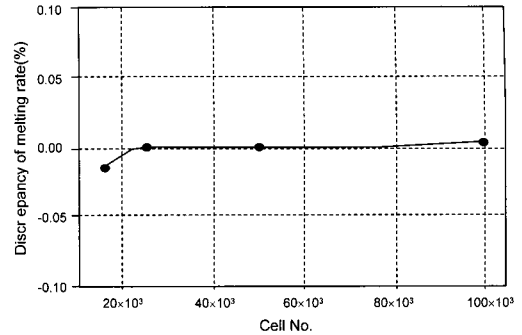


Fig. 11 Mesh density test for melting rate with 2-D computational domain.

다.

Fig. 8은 벽면 온도가 100 °C와 250 °C인 경우에 대하여 용해가 시작된 후 1분이 경과된 시점에서의 온도 분포를 보여준다. 벽면 온도가 높으면 용해된 부분도 많고 용해된 물의 온도도 높은 것을 알 수 있다. 히터 벽면과 접한 부분 이외의 영역에서는 히터 상부 부분에서 재순환하는 부분이 가장 높은 온도를 나타내는데 100 °C의 경우에는 약 40 °C, 250 °C의 경우에는 약 60 °C의 최고 온도를 보였다. Fig. 9는 용해가 시작된 후 5분이 경과된 시점에서의 온도 분포를 나타낸다. 용해가 많이 진행되어 아래쪽에 산봉우리 모양으로 얼음이 남아있는 것을 알 수 있다. 1분과 5분 경과 후 결과를 비교해보면, 용해량이 시간에 따라 비례적으로 증가하는 것이 아니고 고온부가 차지하는 영역이 상대적으로 늘어나는 것을 알 수 있다. 벽면 온도가 100 °C인 경우 상부의 물의 온도는 30 °C 정도인 반면, 벽면 온도가 250 °C인 경우 상부의 물의 온도는 80 °C 정도에 달한다.

벽면 온도가 100 °C인 경우 1분과 5분경과 후 용해된 물의 평균온도는 각각 26 °C, 23 °C를 나타내었다. 반면에 벽면 온도가 250 °C인 경우 1분과 5분경과 후 용해된 물의 평균온도는 각각 40 °C, 56 °C를 나타내었다. 이처럼 용해과정이 진행되면서 물의 온도는 250°C의 경우처럼 증가할 수도 있고, 100 °C 경우처럼 감소할 수도 있다. 용해과정에 관한 에너지 밸런스를 식(5)로 나타낼 수 있다.

$$\Delta Q = \Delta m_{melt} L + \Delta m_{melt} C(T_{ave,f} - T_0) + m_w C(T_{ave,f} - T_{ave,i}) \quad (5)$$

식(5)에서 T_0 는 초기 얼음의 온도, 즉 0°C 를 의미한다. 우변의 첫 번째 항은 얼음이 녹을 때 사용되는 잠열에 의한 열전달량을 나타내며, 나머지 항들은 얼음으로부터 용해된 물과 이미 녹아있는 물에서 현열에 의한 열전달량을 나타낸다. 이로부터 벽면온도 조건 등에 따라 평균온도 T_{ave} 의 값이 시간이 지날수록 증가하거나($T_{ave,f} > T_{ave,i}$) 감소하는($T_{ave,f} < T_{ave,i}$) 경우가 발생할 수 있다는 것을 알 수 있다. 평균온도와 마찬가지로 상부온도도 감소(100°C 의 경우 $40 \rightarrow 30^\circ\text{C}$)하거나 증가할 수 있다(250°C 의 경우 $60 \rightarrow 80^\circ\text{C}$). 탱크 내의 압력은 물의 상부 온도에 따른 증기압의 영향을 받게 될 것으로 예상되는데 히터 표면온도가 높아지는 경우 탱크 내부 압력이 크게 증가하게 될 염려가 있다.

Fig. 10에는 벽면 온도가 100°C 와 250°C 인 경우, 시간에 따른 용해율을 나타내었다. 벽면 온도가 250°C 인 경우에는 100°C 인 경우 보다 25%정도 용해율이 크며 5분경과 후에는 각각 전체 부피의 90%, 70%의 용해가 이루어진다.

Fig. 11은 계산 격자수가 수치해석 결과에 미치는 영향을 나타낸다. 계산격자의 개수를 2배와 4배로 늘렸을 때 수치해석 용해량 변화는 0.003%로 거의 차이가 없었고, 상대적으로 2/3 모델의 경우 -0.015%로 계산 결과와 차이가 없었다. 그러나 1/2 모델과 1/4 모델의 경우 계산 자체가 발산하였다. 이 경우에는 국부적인 급격한 온도 변화에 의해 에너지 방정식과 운동량 방정식 사이의 coupling이 원활하게 이뤄지지 않아 계산 자체가 불가능 하였다. 이 결과로부터 본 연구에서 사용한 cell 개수는 적절한 것임을 확인할 수 있었다.

4. 결 론

판형 히터 벽면의 온도를 일정하게 유지한 조건에서 물탱크의 용해과정에 대한 수치해석을 통하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 물탱크의 용해과정은 초기에는 열전도가 주를 이루지만 대류 열전달이 해빙과정의 중요한 요소가 된다. 특히 히터 벽면에서의 급격한 온도차에 의한 구동력(driving force)과 얼음과 물의 비정상경계면에서의 속도 감소가 용해형상을 결

정짓는 중요한 요소이다.

(2) 국부적인 고온 현상과 이로 인한 국부적인 구동력(driving force)에 의한 대류 열전달이 주를 이루면서 용해과정이 진행된다. 시간이 경과함에 따라 용해에 사용된 열량은 감소하는 것을 확인할 수 있다.

(3) 본 연구에서 가정된 판형히터에서는 벽면의 온도가 250°C 인 경우에 용해 과정이 5분 경과한 후 물탱크의 상부 수온이 80°C 이상에 도달하였다. 상부 수온이 80°C 에 도달하게 되면 이에 해당하는 포화 증기압은 0.47 bar이다. 밀폐된 물탱크 내에서 작용하게 되는 압력은 향후 설계하는 데 있어 중요한 설계 변수 중 하나가 될 수 있다. 이처럼 히터의 벽면온도가 증가함에 따라 용해과정에서 물의 부분적 과열과 탱크에 압력이 과도하게 가해질 염려가 있으므로 적절한 온도 이내로 히터 표면 온도를 제한하고 히터의 표면적을 증가시키는 방향으로 설계가 이루어져야 한다.

후 기

본 연구는 현대·기아 자동차 연구개발 총괄 본부 연료전지개발팀의 연구비 및 2004년도 서강대학교 교내연구비지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Lacrox, M. and Voller, V.R., 1990, Finite difference solutions of solidification phase change problem: transformed versus fixed grids, Numerical Heat transfer, Part B, Vol. 17, pp. 25-41.
2. Morgan, K., 1981, A numerical analysis of freezing and melting with convection, Comp. Methods Appl. Eng., Vol. 28, pp. 275-284.
3. Voller, V.R. and Prakash, C., 1987, A fixed grid numerical modeling methodology for convection/diffusion mushy region phase change problems, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 30, pp. 1709-1719.
4. Brent, A.D., Voller, V.R. and Reid, K.J., 1988, Enthalpy-Porosity technique for modeling convection-diffusion phase change: App-

- lication to the melting of a pure metal, Numerical Heat Transfer, Vol. 13-1, pp. 295-318.
5. Voller, V.R., 1990, Fast implicit finite-difference method for the analysis of phase change problems, Numerical Heat Transfer, Part B, Vol. 17, pp. 155-169.
 6. Pro-Star, version 3.24.000, CD Adapco Group
 7. Gau, C. and Viskanta, R., 1986, Melting and solidification of a pure metal on a vertical wall, J. Heat Transfer, Vol. 108, pp. 174-181.
 8. Issa, R. I., 1985, Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting, J. Computational Physics, Vol. 62, pp. 40-65.
 9. Oliveira, P. J. and Issa, R. I., 2001, An improved PISO algorithm for the computation of buoyancy-driven flows, Numerical Heat Transfer, Part B, Vol. 40-6, pp. 473-493.
 10. Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill, New York