

일정 열유속 조건의 판형 히터에 의한 해빙과정의 수치해석

김 학 구*, 정 시 영†, 허 남 건, 임 태 원*, 박 용 선*
 서강대학교 기계공학과, *현대자동차 연료전지자동차 개발팀

Numerical Analysis of the Melting Process of Ice Using Plate Heaters with Constant Heat Flux

Hark-Koo Kim*, Siyoung Jeong†, Nahmkeon Hur, Taewon Lim*, Yong-Sun Park*
 Department of Mechanical Engineering, Sogang University, Seoul 121-742, Korea
 *Corporate Research & Development Division, Hyundai-Kia Motors, Yongin 446-912, Korea

(Received September 22, 2006; revision received December 7, 2006)

ABSTRACT: One of the cold start problems of a FCV is the freezing of the water in the water tank when a FCV is not in operation and the surrounding temperature drops below 0°C. The ice in the tank should be melted as quickly as possible for a satisfactory operation of fuel cell vehicles. In this study, the melting process for the constant heat fluxes of the plate heaters was numerically calculated in the 2-D model of the tank and plate heaters. The enthalpy method and FVM code was used for this analysis. The changes of the temperature with heat fluxes and the heat transfer area could be investigated. The energy balance error was found to increase with the heat flux. From this numerical analysis, the proper heat flux value and some important design factors relating local overheating and pressurization of the water tank could be examined.

Key words: Fuel cell vehicle(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]
 L : 용해 잠열 [J/kg]
 p : 압력 [Pa]
 S : 표면적 [m²]
 T_m : 녹는점 [°C]
 t : 시간 [s]

V : 부피 [m³]
 \bar{V} : 속도 벡터 [m/s]
 RE : 상대 오차 [%]
 ΔU : 내부에너지 변화량 [J]
 Q_{in} : 열전달량 [J]

그리스 문자

α : 열확산 계수 [m²/s]
 μ : 점성계수 [kg/m·s]
 ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

l : 액체
 s : 고체

† Corresponding author

Tel.: +82-2-705-8633; fax: +82-2-712-0799
 E-mail address: syjeong@sogang.ac.kr

1. 서 론

현재 연료전지 자동차에서는 증류수를 수소 및 공기 가습에 사용하고 또한 연료전지 스택의 냉각수로 사용한다. 동절기에 연료전지 자동차가 정지 상태에 있을 경우 주변온도가 영하로 내려가게 되면, 이를 저장하는 물탱크 안의 물이 얼게 되어 시동이 불가능해진다. 이러한 경우 탱크 내의 얼음을 신속히 녹이는 것이 중요하다.

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

따라서 물탱크 용해과정에 대한 연구가 필요하며 이에 선행연구로 일정 온도 조건하에서의 용해과정을 해석하고⁽¹⁾ 결과를 Gau et al.의 실험 결과⁽²⁾와 비교하였다. 이를 통해 수치해석 방법의 시간적 효율성과 적용의 타당성을 검증할 수 있었다.

그러나 실제 히터 운전에서는 히터 표면이 일정한 온도로 유지되는 상황이 생기는 것이 아니라 전류를 공급함에 따라 일정한 열 유속이 공급되게 된다. 그러므로 실제 히터 설계에 있어서 일정 열 유속 조건에 대한 해석이 필요하게 된다. 이러한 배경에서 본 논문에서는 판형 전기히터 표면에 일정 열 유속을 주어 일정 가열량에 따른 용해량과 해빙과정 특성 및 시스템 제작에 필요한 설계 변수를 제시하고자 한다. 그리고 물탱크 내의 부분적 과열을 억제하기 위하여 열전달 면적을 증가시키는 경우에 대해서도 물탱크 해빙 특성을 고찰하였다.

2. 해빙 과정의 수치해석 방법

2.1 물탱크 해석 모델

본 연구에서도 일정 온도 조건 물탱크 해석 모델⁽¹⁾과 동일하게 Fig. 1에 나타난 물탱크를 가정하여 수치해석을 수행하였다. 물탱크는 직육면체 금속 용기 내부에 다수의 전기히터가 수직방향으로 설

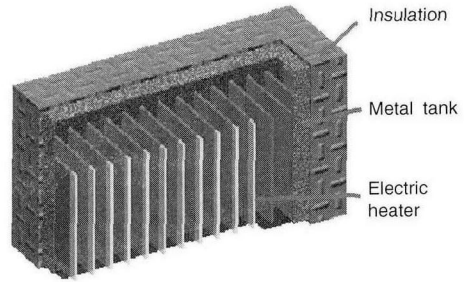


Fig. 1 Shape of a water tank.

치된 형상이며 외부에는 단열재가 부착되어 있다. 판형 히터를 제외한 물의 부피가 최소 요구량을 충족시킬 수 있도록 판형 히터를 배치하였고, 판형 히터는 물에 잠겨 있는 형태를 지니고 있다. 수치해석에 있어서는 물탱크와 단열재 등을 제외한 전기 히터와 얼음만 존재하고, 단열이 잘 이루어진 일정한 공간 내에서 용해가 일어난다는 가정을 하였다. 기본 모델에서는 16개의 판형히터를 가정하였으며 표면적을 늘린 모델에서는 기본 모델의 두 배인 32개를 가정하였다. 계산 격자수를 줄이기 위하여 수치해석 기본 모델에서는 가장자리에 위치한 전기히터 두 개를 대상으로 하였다. 전기히터 표면적을 증가시킨 비교 해석 모델에서는 동일한 공간 내에 판형히터가 4개 설치된 것을 가정하였다.

2.2 수치해석 방법

본 연구의 수치해석에서는 실험결과와 비교를 통해 타당성이 검증된 고정 격자계를 이용한 엔탈피 방법을 이용하였다.⁽³⁻⁷⁾ 이 방법은 잠열 효과를 통해 상경계에서의 열 흐름을 고려할 수 있고, 그 위치는 액상 분율 등의 형태로 결정할 수 있다. 고정 격자계의 장점은 상경계 형상이 복잡한 경우에도 용이하고, 그 위치를 추적할 필요가 없어서 격자 재생성도 필요하지 않다는 것이다. 또한 액체와 고체 모두 같은 지배 방정식을 사용하기 때문에 프로그램에 적용하기도 비교적 쉬운 편이다.

다상 상변화를 지원하는 상용해석프로그램이 많지 않기 때문에, 본 연구에서는 현재 서강대 CFD 연구실에서 개발 중인 NUFLEX를 사용하였고,⁽⁸⁾ 전처리와 후처리는 STAR-CD⁽⁹⁾를 이용하였다. 온

도 계산의 경우 엔탈피 방법을 이용하여 해빙과정을 이산화 하였다. NUFLEX는 일반 비직교 좌표계를 사용하는 3차원 전산유체역학 프로그램으로 3D 경계고착좌표계를 사용하는 Navier-Stokes 방정식 해석 프로그램으로 엔탈피 방정식을 NUFLEX에 적용하였다. 사용된 연속방정식과 운동방정식, 그리고 에너지 방정식은 식(1), 식(2), 식(3)과 같다.

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

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

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

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

고정 격자계 방법에 의한 상변화 계산 시 가장 핵심적인 내용은 미소체적내의 액상과 고상 체적분율 f_l 의 변화량 계산이다. 이는 현열(sensible enthalpy) 전달에 의하여 시간 t 에서의 $(f_l)_k$ 가 시간 $t + \Delta t$ 에서의 $(f_l)_{k+1}$ 로 변화하는 양을 계산하는 것이다. 본 연구에서는 Voller에 의해 제시된 New source scheme⁽¹⁰⁾을 수정한 식(4)를 사용하였다.

$$\begin{aligned} (f_l)_{k+1} = (f_l)_k + \frac{\sum a_m h_m + \rho \delta V (h_p)_k}{\rho L \delta V} \\ \begin{cases} \text{if } (f_l)_{k+1} < 0, f_l = 0 \\ \text{if } (f_l)_{k+1} > 0, f_l = 1 \end{cases} \end{aligned} \tag{4}$$

여기서 $(h_p)_k$, a_m , h_m 그리고 δV 는 각각 시간 t 에서 미소체적 P 의 엔탈피, 선형화 대수방정식 계수, 인접한 미소체적 엔탈피 및 체적을 나타낸다.

2.3 해석모델의 형상 및 경계조건

Fig. 2는 Fig. 1에 나타낸 물탱크 가장자리 부분의 판형 전기 히터를 포함한 2-D 수치해석 모델이며, 가로 141.5mm 높이 120mm의 격자가 열

음으로 설정되어 있다. 앞서 언급하였듯이, 전열 면적에 따른 해빙 특성을 살펴보기 위해 동일한 얼음량에 대하여 (a)에서는 가로 10mm, 높이 100mm의 2개를 해석 대상으로 택하였고 (b)에서는 가로 5mm, 높이 100mm의 히터 4개에 대하여 해석을 수행하였다. 두 가지 경우 모두 총 24,960개의 셀이 계산에 사용되었으며, 열원(heat source)과 얼음 사이의 층에는 초기에 녹아있는 물이 존재한다고 가정하였다. 이는 해석 프로그램의 특성상 완전한 고체에서 용해되는 해석이 불가능하고 최소한의 유체영역이 존재하여야 해석이 가능하기 때문에 초기에 용해 특성에 지장을 주지 않는 최소한의 범위에서 녹아있는 물의 존재를 가정하였다. 초기 녹아있는 물의 양은 전체 얼음 부피의 0.46%이다. 시간간격은 0.01 sec이다. 계산

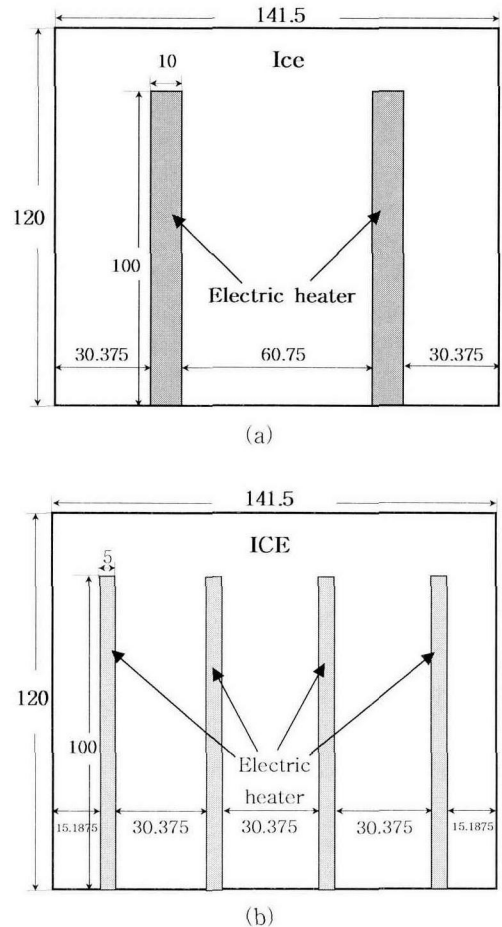


Fig. 2 2-D meshes for calculation.

Table 1 Heat input conditions

Total heat input (kW)	No. of heaters = 16		No. of heaters = 32	
	Heat input (W)	Heat flux (W/m^2)	Heat input (W)	Heat flux (W/m^2)
5	312.5	21,900	156.25	11,300
10	625.0	43,800	312.5	22,500
15	937.5	65,700	468.75	33,800
20	1250.0	87,500	625.0	45,000

은 총 30,000 iteration(5 min)을 수행하였으며 경계조건은 2-D 해석모델이므로 전면과 후면은 우측 벽면과 같이 대칭경계이고, 나머지는 단열조건이다. 물탱크 전체 가열량은 5, 10, 15, 20 kW에 대하여 해석을 실시하였으며, 각 가열량에 따른 열 유속은 Table 1과 같다.

3. 수치해석 결과

3.1 열 유속과 시간에 따른 변화

일정 온도조건에서 해빙과정⁽¹⁾과 마찬가지로 히터로부터 얼음으로의 열전달은 초기에는 전도가 주를 이루지만, 용해가 시작함과 동시에 온도차에 따른 밀도의 변화와 이로 인한 대류가 해빙과정의 중요한 요소가 된다. 히터에 작용하는 열 유속이 증가함에 따라 벽면 주변의 해빙된 물의 온도가 급상승하게 되고 밀도차가 급격히 증가하면서 구동력(driving force)이 크게 작용하며 속도가 급격히 증가한다. 반면에 얼음과의 비정상 경계면에서는 일정온도 조건에서와 마찬가지로 오히려 속도가 감소하고 있음을 Fig. 3, Fig. 4에 나타낸 속도 분포 그림에서 확인할 수 있다. 이와 같은 대류열전달로 인하여 일정한 방향으로 용해가 이루어지는 것이 아니라, Fig. 3, Fig. 4에서와 같이 대류 속도가 빠른 곳에서 주로 열전달이 잘 일어나게 되어 히터의 상부에서는 용해가 잘 이루어지지만, 바닥 면에서는 얼음이 녹는 데 상당한 시간이 소요됨을 알 수 있다. 일정 온도 조건 하에서의 용해과정과 마찬가지로 관형 히터의 벽면과 윗면이 교차하는 지점에서 강한 재순환 영역이 형성되며 해빙 초기에 녹아가는 현상을 발견할 수 있다. 그러나 일정 온도조건 하에

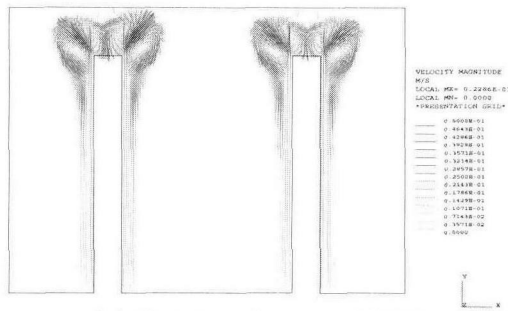
서 용해과정과 다른 점이 있다면, 일정한 열전달이 지속적으로 이루어짐으로써 시간에 따라 비례적으로 용해량이 증가하고 있고, 가열량에 따른 용해량 역시 비례적으로 늘어나고 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 5는 열 유속이 10 kW와 20 kW인 경우에 대하여 1분이 경과한 시점에서 온도 분포를 보여준다. 일정 온도 조건에서의 결과와 마찬가지로, 열 유속이 클수록 용해된 부분도 많고 용해된 물의 온도도 높은 것을 알 수 있다. 또한 히터 벽면과 접한 부분 이외의 영역에서는 히터 상부 부분에서 재순환하는 부분이 가장 높은 온도를 나타내는데 10 kW의 경우에는 약 35 °C, 20 kW의 경우에는 약 50 °C의 최고 온도를 보였다.

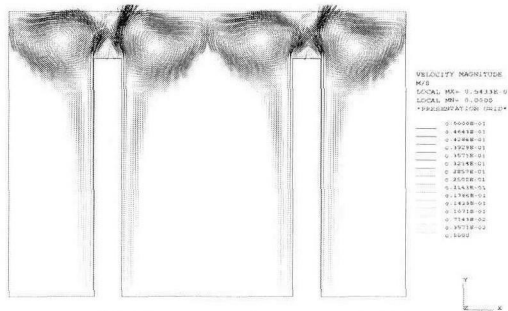
Fig. 6은 용해가 시작된 후 5분이 경과된 시점에서의 온도 분포를 나타낸다. 일정 온도 조건에서와 마찬가지로 용해가 많이 진행되어 아래쪽 얼음이 Fig. 5에 비해 적게 남아있는 것을 알 수 있다. 일정 온도 조건에서의 결과와 비교해보면, 10 kW일 때의 온도 분포가 벽면 온도가 100 °C일 때의 것과 비슷한 분포를 보임을 알 수 있다. 마찬가지로 20 kW일 때의 것은 250 °C일 때의 분포와 비슷하지만 아래쪽에 얼음이 남아있는 양은 더 적다는 것을 알 수 있다. 20 kW에서 5분 후의 온도 분포를 보면 공기와 접하게 되는 탱크 최상부의 온도는 약 80 °C 정도인 것을 알 수 있다. 1분과 5분 경과 후 결과를 비교해 보면, 일정 온도 조건에서와 같이 고온부가 차지하는 영역이 상대적으로 늘어나는 것을 알 수 있다. 10 kW인 경우 상부 물의 온도는 40 °C인 반면, 20 kW로 가열하는 경우에는 온도가 80 °C 정도인 것을 알 수 있다. 탱크 내의 압력은 물의 상부 온도에 따른 증기압의 영향을 받게 될 것으로 예상되는데 이처럼 높은 열 유속으로 열량이 투입되는 경우 내부 압력이 수증기압에 따라 증가하게 될 염려가 있다. 이러한 시간에 따른 용해율을 Fig. 7에 나타내었다.

3.2 전열 면적 증가의 효과

Fig. 8은 같은 20 kW의 열량에 대하여 히터 두께를 반으로 줄여 기존 히터의 개수를 두 배로 하여 일정 부피에 대한 전열면적을 늘린 계산 결과를 기존 것과 비교한 것이다. 히터 개수와 전열

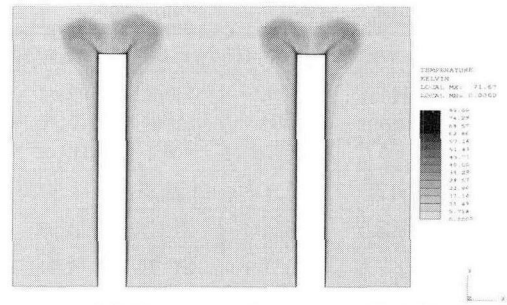


(a) Heat transfer rate = 10 kW

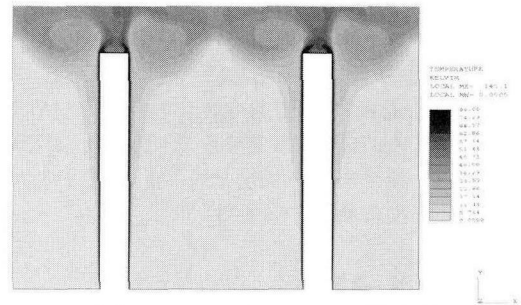


(b) Heat transfer rate = 20 kW

Fig. 3 Velocity profile after 1minute.

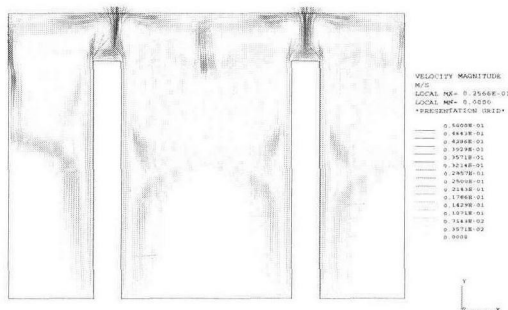


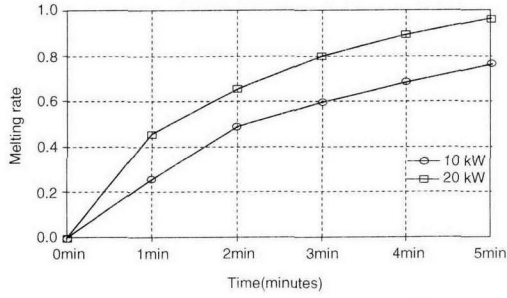
(a) Heat transfer rate = 10 kW



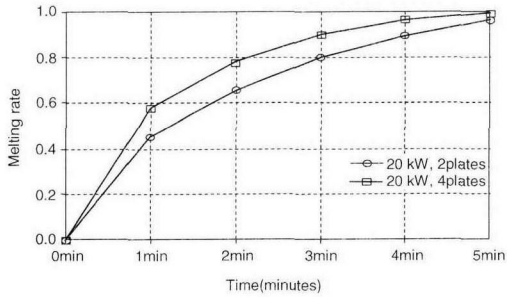
(b) Heat transfer rate = 20 kW

Fig. 5 Temperature profile after 1minute.





(a) 2 plate heaters (87.5 kW/m²)



(b) 4 plate heaters (45 kW/m²)

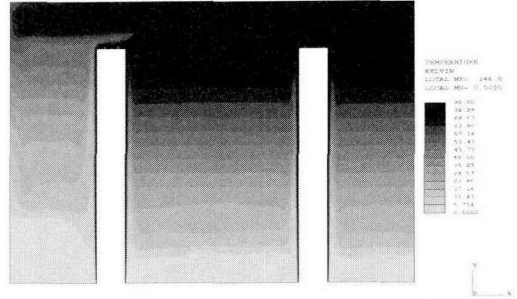
Fig. 7 Volumetric melting rate of the ice as functions of time.

면적을 증가시키면, 국부적인 온도 상승 폭이 줄어들며, 히터 벽면으로의 해빙과정을 활발하게 함으로서 같은 시간동안 보다 많은 양의 얼음을 해빙시키고 있음을 확인할 수 있다. 전열 면적을 증가시키면 5분 후 상부의 온도가 대략 80 °C 근처에서 50 °C 정도로 감소되므로 국부적인 과열 상태를 피하면서 해빙과정을 진행시킬 수 있다.

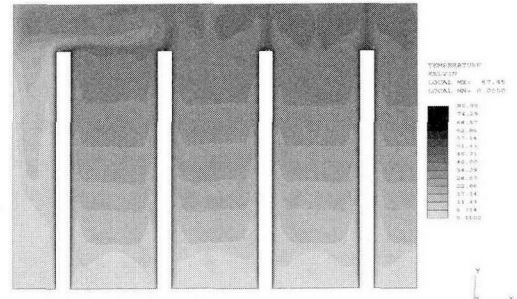
3.3 오차분석

일정 열 유속 조건에서의 수치해석 결과는 검사 체적에 대하여 열역학 제1법칙을 적용하여 에너지 평형을 검증할 수 있다. 검사체적에 가해진 열량(열전달율×시간)이 검사체적의 내부 에너지와 일치하여야 하므로 이를 비교하여 에너지 평형의 오차를 구할 수 있다. 에너지 평형에서 상대 오차를 다음과 같이 정의하여 결과를 비교하였다.

$$RE = \frac{\Delta U - Q_m}{Q_m} \times 100 (\%) \quad (5)$$



(a) 2 plate heaters (87.5 kW/m²)



(b) 4 plate heaters (45 kW/m²)

Fig. 8 Effect of heat transfer area on the melting process.

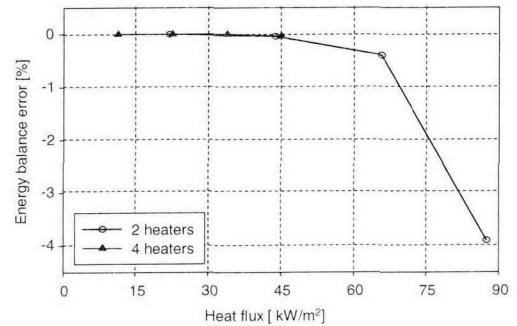


Fig. 9 Effect of heat flux on the energy balance error.

Fig. 9에서 볼 수 있듯이 동일한 열전달율에서는 열 유속이 높은 경우(히터 2개)가 열 유속이 작은 경우(히터 4개)보다 에너지 평형 오차가 큰 것으로 나타났다. 히터가 4개인 경우는 열 유속이 증가해도 에너지 평형 오차가 무시할 정도(0.5% 이내)이었으나, 히터가 2개인 경우는 열유속이 87.5 kW/m²에서 -3.9%의 상당히 큰 값을 나타냈다. 이러한 결과로부터 열 유속이 증가함에 따라

운동 방정식과 에너지 평형식의 coupling에서 오차가 급격히 커짐을 알 수 있으며 본 연구의 결과로서는 열 유속이 대략 70 kW/m^2 이하로 유지되어야 1% 이내의 에너지 평형 오차를 확보할 수 있음을 알 수 있다.

4. 결 론

판형 히터 표면 열 유속을 일정하게 유지한 조건에서 물탱크의 용해과정에 대한 수치해석을 통하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 일정 열 유속 조건으로 진행되는 해빙과정에서는 부력에 의한 유동에 의해 히터 상부 쪽에 강한 재순환 영역이 생기면서 먼저 녹기 시작한다. 열 유속이 큰 경우(87.5 kW/m^2), 5분 후의 물탱크 상부 온도는 80°C 정도까지 상승하므로 이에 의한 증기압을 고려하여 탱크를 설계하여야 한다.

(2) 열전달 면적을 늘려 열 유속을 줄인 경우 동일한 가열량에 대해서 국부적인 온도 상승을 크게 낮출 수 있으므로 히터 설계 시 가능하면 넓은 전열 면적을 확보하여야 한다.

(3) 본 연구에 사용된 수치해석 방법에서 에너지 평형 오차는 열 유속에 따라 증가하는 것을 알 수 있으며 열 유속을 약 70 kW/m^2 이하로 유지해야 1% 이내의 에너지 평형 오차를 확보할 수 있었다.

후 기

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

참고문헌

1. Kim, H. K., Jeong, S. Y., Hur, N. K., Lim, T. W. and Park, Y. S., 2007, Numerical analysis of melting process in a water tank for fuel cell vehicles, *to be published*.
2. Gau, C. and Viskanta, R., 1986, Melting and solidification of a pure metal on a vertical

3. wall, J. Heat Transfer, Vol. 108, pp. 174-181.
3. 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.
4. Morgan, K., 1981, A numerical analysis of freezing and melting with convection, Comp. Methods Appl. Eng, Vol. 28, pp. 275-284.
5. 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.
6. Brent, A. D., Voller, V. R. and Reid, K. J., 1988, Enthalpy-Porosity technique for modeling convection-diffusion phase change: Application to the melting of a pure metal, Numerical Heat Transfer, Vol. 13-1, pp. 295-318.
7. 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.
8. Won, C. S. and Hur, N. K., 2004, A study on the development of general purpose program for the analysis of various 3-D heat/fluid flow, The third national congress on fluids engineering, pp. 73-76.
9. Pro-Star, version 3.24.000, CD Adapco Group.
10. Voller, V. R. and Swaminathan, C. R., 1991, General Source-based method for solidification phase change, Numerical Heat Transfer, Part B, Vol. 19, pp. 175-189.
11. Issa, R. I., 1985, Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting, J. Computational Physics, Vol. 62, pp. 40-65.
12. 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.
13. Patankar, S. V., 1980, Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill, New York.