

〈기술 논문〉

## 유리용융로에서 자유표면 열유속과 좌우벽면 온도차에 의한 자연대류

임광옥\* · 이관수\*\*

(1996년 6월 11일 접수)

### Natural Convection Induced by Free Surface Heat Flux and Temperature Difference between Left and Right Walls in Glass Melting Furnace

Kwang-Ok Lim and Kwan-Soo Lee

**Key Words :** Natural Convection(자연대류), Free Surface(자유표면), Heat Flux(열유속), Isothermal Walls(등온벽), Glass Melting Furnace(유리용융로)

#### Abstract

A numerical study on natural convection induced by free surface heat flux and cold left and hot right walls in glass melting furnaces has been performed. A function of heat flux derived from the combustion environments of actual glass melting furnace is applied to thermal boundary condition at free surface. Fundamentally there exist two flow cells in cavity (left counterclockwise one and right clockwise one). The effects of heat flux and Rayleigh number are investigated through two-dimensional steady-state assumption. The convection strength of two flow cells increases with increasing heat flux. As Rayleigh number increases, convection strength of flow cell located in left region continuously increases. In the mean time the strength of flow cell in right region increases and then decreases. Critical Rayleigh number in which two flow cells take place above and below show linear dependence on the free surface heat flux. To maintain the traditional flow pattern (left and right flow cells) in glass melting furnace, Rayleigh number is recommended to be below  $10^6$ .

#### 기 호 설 명

$A$	: 종횡비, $L/H$	$Nu_y$	: 국소 Nusselt 수
$f(x)$	: 정규화된 열유속 함수	$P$	: 압력
$g$	: 중력가속도 ( $m/s^2$ )	$Pr$	: Prandtl 수
$H$	: 사각공간의 높이 (m)	$p$	: 무차원 압력
$k_e$	: 유효 열전도계수 ( $W/m \cdot K$ )	$Q(x)$	: 열유속 함수 ( $W/m^2$ )
$L$	: 사각공간의 길이 (m)	$q(x)$	: 무차원 열유속 함수
$n$	: 다항식 지수	$Ra$	: Rayleigh 수, $g\beta H^3(T_H - T_C)/\alpha\nu$
$Nu$	: 평균 Nusselt 수	$Ra_{CR}$	: 임계 Rayleigh 수
		$R$	: 열유속비/종횡비 매개변수
		$T$	: 온도 ( $^{\circ}C$ )
		$T_C, T_H$	: 저온, 고온벽 온도 ( $^{\circ}C$ )

\*회원, 삼성코닝(주) 연구소

\*\*회원, 한양대학교 기계공학과

$\Delta T$	: 온도차, $(T_H - T_C)$
$U, u$	: $x$ 방향 속도, 무차원 속도
$V, v$	: $y$ 방향 속도, 무차원 속도
$X, x$	: $x$ 방향 좌표, 무차원 좌표
$Y, y$	: $y$ 방향 좌표, 무차원 좌표

## 그리스문자

$\alpha$	: 열확산계수 ( $m^2/s$ )
$\beta$	: 체적 팽창계수
$\theta$	: 무차원 온도, $(T - T_C)/(T_H - T_C)$
$\nu$	: 동점성계수 ( $m^2/s$ )
$\rho$	: 밀도 ( $Kg/m^3$ )
$\phi$	: 무차원 유량함수

## 하첨자

$C$	: 저온
$CR$	: 임계치
$H$	: 고온
$max$	: 최대치
$min$	: 최소치
$T$	: 총합

## 1. 서 론

고화질 TV와 같은 특질유리 (special glass)의 용융로에서 자연대류의 이해나 제어방법은 제품의 품질, 생산성 측면에서 매우 핵심적인 요소이다. 유리용융로의 경우에 자연대류의 발생기구는 가열방식에 따라 크게 두 가지로 구분된다. 첫째는 용융조내에 설치된 전극봉에 의한 Joule열로써 자연대류를 발생시키는 것이고, 둘째는 용융조 상부공간에서 화석연료의 연소로 유리를 자유표면을 직접 가열하여 자연대류를 발생시킨다. 그러나 에너지 비용 측면 및 용융로의 크기에 대한 제한성등으로 전자의 전극봉 방식보다는 후자의 연소방식에 의한 직접가열 방식이 일반적으로 사용된다. 이와 같은 제어방법을 열유체적인 관점에서 볼 때에 사각공간에서의 자연대류 문제로 귀착된다.

밀폐된 정사각공간에서의 서로 다른 등온 수직벽에 의한 자연대류와 관련된 연구를 살펴보면, Davis와 Jones<sup>(1)</sup>는 Ra수가  $10^3$ 에서  $10^6$ 까지의 해를

구하여 층류유동의 수치해에 대한 비교기준으로 제시하였으며, Kublbeck 등<sup>(2)</sup>은 수직벽 근처에서의 격자집중 함수를 좌표변환으로 이용하여 자연대류의 시간변화를 분석하였다. Shyy와 Chen<sup>(3,4)</sup>은 물질의 상변화 유무에 따라 Ra수와 Pr수의 영향을 조사하였고, Ranganathan과 Viskanta<sup>(5)</sup>는 작동유체의 농도확산을 동반한 자연대류를 연구하였다. 이들 연구에서 공통적인 특징은 공기와 같이 Pr수가 작을 때에는 정사각공간내의 전체영역에서 단일 유동셀을 형성하나, 물과 같이 Pr수가 클 때에는 단일 유동셀 내부(사각공간의 중앙영역)에 두 개의 재순환 유동이 존재한다고 하였다. 또한 개방된 사각공간에서 표면장력이 자연대류에 미치는 영향에 관한 연구<sup>(6-9)</sup>도 있었다.

본 연구에서 관심을 갖고 있는 실제의 유리용융로에 관한 연구로는 Ungan과 Viskanta<sup>(10)</sup>가 유리용융로의 3차원 수학적 모델을 제시하여 연소모델과 자연대류의 유동모델의 연계로 자유표면의 열적 경계조건에 관한 해결방법을 제시하였으나 현재의 컴퓨터 환경에서는 실용적이지 못하다. 그래서 대부분의 경우에 Jian<sup>(11)</sup>과 Horvath<sup>(12)</sup>의 연구에서 처럼 자유표면의 온도 경계조건을 소수의 분할된 등온면으로 처리하고 있다. 그러나 자유표면의 온도실측, 버너별 연료 사용량 및 운전경험에서 볼 때에 자유표면의 온도는 용융로의 길이방향으로 삼각함수적으로 분포하는 것으로 알려져 있다.<sup>(13-16)</sup>

따라서 본 연구에서는 유리용융로 연소실의 버너별 이론발열량 분포와 자유표면의 삼각함수적 온도 분포에 착안하여 기하학적 종횡비가 1:5인 직사각형 개방공간에서 서로 다른 등온 수직벽과 자유표면 열유속이 층류 자연대류에 미치는 영향을 수치적으로 분석하고, 제인자(열유속 분포형태 및 크기, 등온벽간의 온도차)의 영향을 조사하였다.

## 2. 수학적 모델

본 연구에서 채택한 물리적 모형의 형상 및 공간 좌표계는 Fig. 1과 같으며, 기하학적 종횡비 ( $A = L/H$ )가 큰 사각공간내에 고온의 유리가 채워져 있다. 자유표면에서는 불균일한 열유속이 가해지고, 바닥은 단열되어 있으며, 양 측벽은 서로 다른 등온벽으로 구성되어 있다.

이때의 유리용융로내에는 두 가지 요인에 의한 자연대류의 혼합현상이 나타난다. 첫째는 열유속이

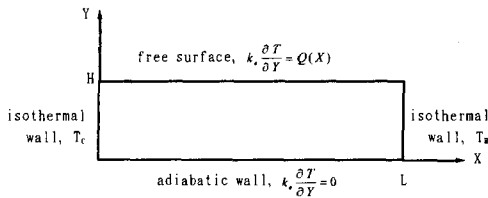


Fig. 1 Schematic diagram of the computational domain and spatial coordinates

영(zero)인 상태에서 좌우의 서로 다른 등온 수직 벽에 의하여 반시계 방향의 단일 유동셀이 형성되며, 둘째는 좌우벽의 온도가 같을 때에 자유표면에서의 불균일 열유속에 따라 여러 개의 유동셀이 형성된다. 즉, 등온벽간의 온도차( $\Delta T = T_H - T_C$ )와 열유속( $Q(X)$ )에 의한 자연대류가 동시에 작용하며 상대적인 비율에 따라 유동은 달라지므로 본 연구의 중요한 인자가 된다. 따라서 본 연구의 해석을 위하여 도입된 가정은 다음과 같다.

- (1) 유동은 2차원 정상상태이다.
  - (2) 부력항의 밀도변화는 Boussinesq 근사를 따른다.
  - (3) 색상유리의 광학적 두께는 매우 크므로 Rosseland 확산이론<sup>(17)</sup>에 의한 유효 열전도계수 (effective thermal conductivity)를 사용하여 복사 열전달 효과를 대신한다.
  - (4) 그 이외의 물성치는 온도와 무관하다.
  - (5) 자유표면은 편평하고, 표면장력의 영향은 무시한다.
- 이상의 가정을 기초로 한 무차원 지배방정식은 다음과 같다.

● 연속방정식

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{1}$$

● 운동량방정식

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \tag{2}$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \text{Pr} \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + \text{Pr} Ra \theta \tag{3}$$

● 에너지방정식

$$u \frac{\partial \theta}{\partial x} + v \frac{\partial \theta}{\partial y} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \tag{4}$$

식 (1)~(4)에서 사용된 무차원 수는 다음과 같다.

$$x = \frac{X}{H}, \quad y = \frac{Y}{H}, \quad u = \frac{HU}{\alpha}, \quad v = \frac{HV}{\alpha}$$

$$p = \frac{PH^2}{\rho \alpha^2}$$

$$\theta = \frac{T - T_C}{T_H - T_C}, \quad A = \frac{L}{H}, \quad \text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}$$

$$Ra = \frac{g\beta H^3 (T_H - T_C)}{\alpha \nu} \tag{5}$$

이에 대한 경계조건은 아래와 같다.

$$x=0; \quad u=v=0, \quad \theta=0$$

$$x=A; \quad u=v=0, \quad \theta=1$$

$$y=0; \quad u=v=0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial y} = 0$$

$$y=L; \quad \frac{\partial u}{\partial y} = v=0, \quad \frac{\partial \theta}{\partial y} = q(x) \tag{6}$$

여기서,  $q(x)$ 는 자유표면에 작용하는 열유속으로 다음과 같이 정의된다.

유리용융로 연소실의 버너별 연료 발열량 및 운전경험으로부터 자유표면에서의 유리물의 온도는 길이방향으로 삼각함수와 유사한 형태를 나타내므로 열유속의 함수형태를 다음과 같이 가정할 수가 있다.<sup>(13-16)</sup>

$$q(x) = R \cdot f(x) \tag{7a}$$

$$R = \frac{1}{A} \frac{\int_0^L Q(X) dX}{k_e \frac{(T_H - T_C)}{L} H}$$

$$f(x) = \frac{(1 - \frac{x}{A})^n \sin \pi (1 - \frac{x}{A})}{\int_0^A (1 - \frac{x}{A})^n \sin \pi (1 - \frac{x}{A}) dx}$$

$$n = 0, 1, 2, 3, \dots \tag{7b}$$

여기서,  $A$ 는 종횡비, 다항식의 지수  $n$ 은 열유속의 편중상태를 나타내는 척도이며,  $Q(X)$ 는 자유표면의 열유속이다.  $R$ 은 종횡비와 수평방향의 전도열량에 대한 자유표면을 통한 총합열량과의 비로 구성되며 본 연구의 중요한 매개변수이다.

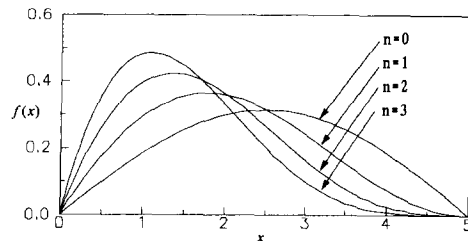


Fig. 2 Distributions of heat flux for various index n

Fig. 2는 식 (7b)의 정규화된 열유속의 분포함수  $f(x)$ 를 지수  $n$ 에 따라 나타낸 것으로서 지수  $n$ 이 "0"이면 열유속이 좌우 대칭적으로 분포하고, 지수  $n$ 이 증가할 수록  $x=0$ 인 쪽으로 열유속이 편중되어 분포한다.

### 3. 수치해석

유리용융로내의 2차원 층류 자연대류 열전달을 수치해석하기 위하여, 경계조건을 포함한 식 (1)~(4) 및 식 (6)을 유한체적법으로 이산화 시켰다. 격자계는  $100 \times 25$ 의 비균일 격자로 엇갈린 격자계를 사용하였다. 운동량방정식의 압력항은 SIMPLER 알고리즘<sup>(18)</sup>으로 처리하였고, 이산화방정식은 선순법으로 반복계산하였다.

특히 Pr수가 큰 유동에서는 에너지방정식의 대류항 처리시 상류항의 고려가 수렴 및 안정성에 중요하므로 에너지방정식은 QUICK scheme을, 운동량방정식은 Power-law scheme을 사용하였다. 해의 반복계산시 하항이완계수를 사용하였으며 속도에는 0.1, 압력 및 온도에는 0.8을 사용하였다. 수렴조건으로는 무차원 질량보존 오차와 총입력 에너지에 대한 에너지 균형 오차가 각각  $10^{-6}$ ,  $10^{-5}$ 범위내에 들어올 때까지 반복계산하였다.

### 4. 결과 및 고찰

이 연구에서의 수치계산을 위하여 종횡비(A)는 5, 프란틀 수(Pr)는  $10^2$ 으로 두었다. TV 브라운관용 유리용융로의 설계 및 운전에서 중요인자인 등온벽간의 온도차를 Ra수 계산시에 특성온도로 취한 경우에  $Ra \approx 3,500 \Delta T$  ( $\Delta T$ 는  $T_H - T_C$ 로서  $^{\circ}C$ 의 단위를 가짐)가 된다. 즉 등온벽간의 온도차는 자연대류에서 매우 중요한 Ra수와 물리적으로 같은 의미를 갖는다.

용융로에서 실제 용융현상이 주로 저온벽 근처에서 발생하므로 용융로에서의 열전달 특성을 규명하기 위해서는 저온벽에서의 Nusselt수 계산이 필요하다. 무차원 변수를 사용하여 저온벽에서의 국소 및 평균 Nu수는 다음과 같이 정의한다.

$$Nu_y = \frac{\partial \theta}{\partial x}, \quad Nu = \int_0^1 \frac{\partial \theta}{\partial x} dy$$

전통적인 유리용융로에서는 좌우로 위치한 두 개

의 주 유동셀이 형성되며, 이 유동셀들은 유리 제조공정에서 주된 청징기능을 수행한다. 용융로에서의 유동특성은 형성되는 유동셀의 대류강도(각 유동셀의 무차원 최대 유량함수,  $\phi_{max}$ )로 판단할 수가 있고 무차원 속도를 이용하여 다음과 같이 정의된다.

$$u = \frac{\partial \phi}{\partial y}, \quad v = -\frac{\partial \phi}{\partial x}$$

#### 4.1 열유속 분포의 영향

유리용융로에서 용융을 위한 열에너지의 공급은 연소버너의 운전시 원료투입구가 위치한 저온벽 쪽으로 집중하여 가열하며 열유속은 식 (7)과 Fig. 2에서 처럼 지수  $n$ 이 증가할수록 저온벽 쪽으로 편중된다.

Fig. 3~5는 Ra수가  $10^4$ 이고 R의 크기가 15일 때 식 (7b)의 다항식 지수  $n$ 이 0에서 3까지 변할 때의 유선 및 등온선, 자유표면의 온도분포, 바닥면의 온도분포 변화를 각각 나타낸 것이다. Fig. 3에서 보면 열유속이 저온벽 쪽으로 편중될수록 좌측 유동셀의 면적 및 대류강도가 점차 감소하는 반면에 우측 유동셀의 면적 및 대류강도는 점차 증가함을 알 수가 있다. 이것은 열유속이 저온벽 쪽으로 집중됨으로써 좌측영역의 온도가 상대적으로 상승하여 좌우 영역간의 온도차가 감소하고, 이로 인한 등온벽간의 온도차에 의한 대류현상이 약해지기 때문이다. 등온선은 좌우 벽근처에서 집중되어 급격한 온도구배가 발생하며, 상부 자유표면 근처에서는 온도의 성층화 현상이 뚜렷하다. 지수  $n$ 이 "0"일 때에는 등온선이 비교적 좌우 대칭적으로 분포하지만, 지수  $n$ 이 증가할수록 대칭성은 사라지며 좌측 상부 영역에서 등온선이 더욱 밀집함을 보

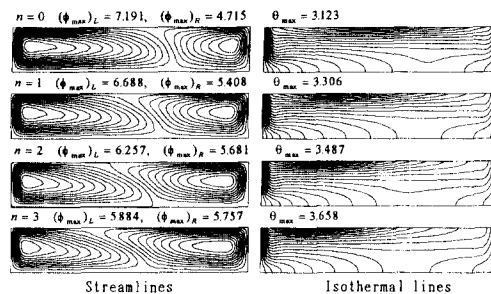


Fig. 3 Streamlines and isothermal lines according to index n

여준다.

Fig. 4에서 나타난 자유표면의 온도분포는 가해진 열유속의 분포형태와 거의 유사한 형태로 분포하고 있다. 유리용융로 전체에서 최대온도점은 열유속이 가해지는 자유표면에 위치하며, 열유속이 저온벽 쪽으로 편중될수록 최대온도는 더욱 커짐을 알 수 있다.

Fig. 5는 열유속의 분포변화에 따른 바닥면의 온도분포로, 자유표면에서 열유속의 변화가 매우 심함에도 불구하고 바닥면의 온도변화는 매우 적다. 이것은 작동유체의 Pr수가 매우 커서 자유표면에서 받은 열에너지의 전달이 확산보다는 대류에 의존하기 때문이다.

4.2 열유속 크기의 영향

Fig. 6~8은  $n=2$ ,  $Ra=10^4$ 일 때에 자유표면에 가해지는 열유속의 크기가 0~25로 변할 때 유동셀의 대류강도, 저온벽의 국소 Nu수, 자유표면의 최대온도를 각각 나타낸 것이다.

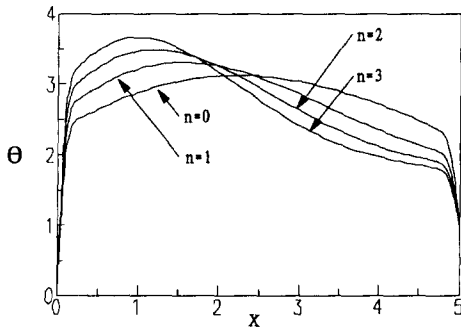


Fig. 4 Temperature profiles at free surface for various index n

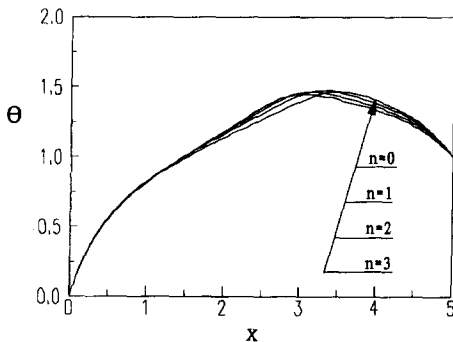


Fig. 5 Temperature profiles at bottom surface for various index n

Fig. 6에서는  $R=0$ 일 때는 우측셀의 대류강도가 "0"이고 좌우 등온 수직벽간의 온도차만에 의한 반시계 방향의 단일 유동셀이 형성된다. 열유속의 크기가 점차 증가하면 좌측 유동셀의 대류강도는 서서히 증가하지만, 우측셀의 대류강도는 매우 급격하게 증가한다. 이것은 우측셀이 열유속에 의하여 형성됨을 의미한다. 열유속의 크기가 증가함에 따

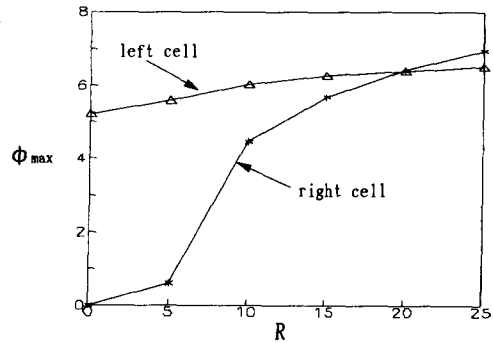


Fig. 6 Maximum values of stream function in the left and the right flow cells

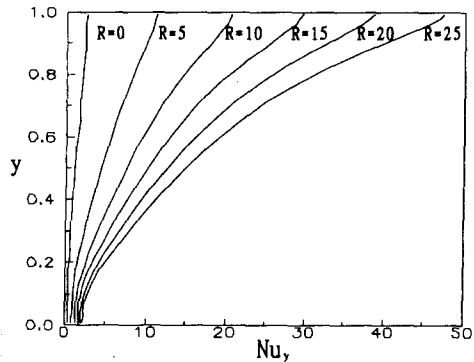


Fig. 7 Local Nusselt number on the cold wall

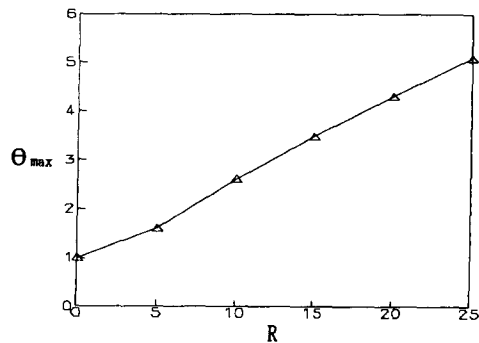


Fig. 8 Maximum temperature vs the magnitudes of free surface heat flux

라 두 유동셀의 대류강도는 모두 증가하지만, 좌 유동셀이 차지하는 면적은 편의상 그림에 나타내지는 않았지만 좌측셀의 경우에는 감소하고 우측셀은 커진다.

Fig. 7에서 저온벽의 국소 Nu수는 저온벽의 하부보다는 자유표면이 있는 상부에서 Nu수가 크게 분포한다. 이는 반시계 방향으로 형성된 유동셀에 의하여 자유표면에서 유입된 열에너지가 저온벽의 상부에서 하부로 전달되기 때문이다. 또한 열유속의 크기가 증가할 수록 국소 Nu수도 증가한다.

Fig. 8에서는 유리용융로에서 자유표면상의 최대온도가 열유속의 크기에 선형적으로 비례하여 증가함을 알 수가 있다. 최대온도가 너무 높으면 용융로내의 온도편차가 심해지고 고온으로 인한 다른 문제점을 야기할 수가 있으므로 그 온도가 적정수준을 넘어서는 안된다.

4.3 Ra수의 영향(등온벽간의 온도차 영향)

Fig. 9~11는  $n=2, R=15$ 일 때에 Ra수가  $10^3$ 에서  $10^5$ 까지 변할 때에 최대온도, 유선 및 등온선 분포, 유동셀의 대류강도를 나타낸 것이다.

Fig. 9에서 Ra수의 증가에 따라 무차원 최대온도 ( $(T_{max} - T_c)/(T_H - T_H)$ )는 서서히 감소한다. 이는 Ra수의 증가에 따라 유동셀의 대류강도가 커져서 대류에 의한 열전달이 활발해지기 때문이다.

Fig. 10에서 Ra수가 작을 때에는 두개의 유동셀이 좌우로 형성되지만, Ra수가  $10^5$ 정도가 되면 유동셀이 상하로 배치된다. 이러한 상하로 분포한 유동셀 형태에서는 좌측 상단부에서 투입된 원료가 좌측벽과 바닥면을 접한 좌측 유동셀의 유동경로를 따라서 우측 하단부에 설치되는 출구로 바로 나가

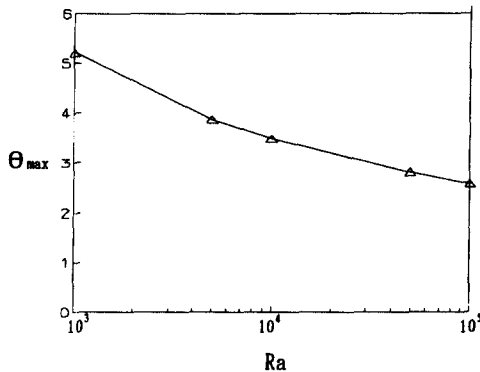


Fig. 9 Maximum temperature vs Ra number

게 됨으로써 용융에 필요한 충분한 열이력(temperature-time history)을 갖지 못하므로 바람직하지 못하다. 바닥면에서의 최대온도 위치는 Ra수의 증가에 따라 점차 우측으로 이동하며, 이 위치가 바닥면의 우측 끝점에 도달하면 두 유동셀이 상하로 형성하게 된다.

Fig. 11에서 Ra수가 커질 수록 좌측 유동셀의 대류강도는 증가하나, 우측 유동셀의 대류강도는 증가하다가 다시 감소하는 경향을 보인다. 이것은 자유표면의 열유속보다는 Ra수가 자연대류의 지배적인 인자가 되기 때문이다. 그러나 Ra수가 큰 경우에도 열유속을 매우 크게하면 우측 유동셀의 대류강도가 계속 증가할 수는 있지만, 이 경우에 유동장 전체의 온도편차가 더욱 심해지고 측벽을 통한 열손실도 증가한다.

본 연구에서 임계 수(critical Rayleigh number,  $Ra_{CR}$ )는 주어진 열유속 크기에서 유동셀의 형태가 좌우에서 상하로 형성되는 때의 값으로 정의하며,

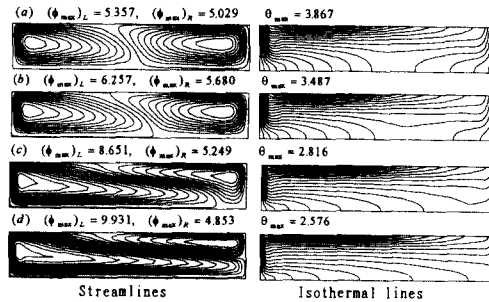


Fig. 10 Streamlines and isothermal lines according to Rayleigh number (a)  $Ra = 5 \times 10^3$ , (b)  $Ra = 1 \times 10^4$ , (c)  $Ra = 5 \times 10^4$ , (d)  $Ra = 1 \times 10^5$

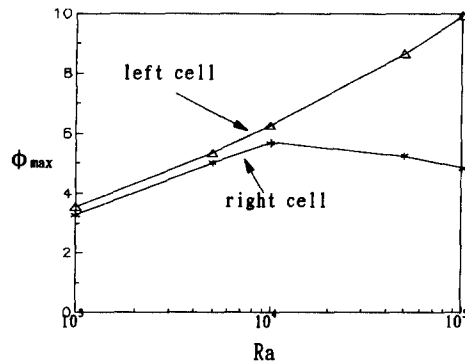


Fig. 11 Maximum stream function of the left and the right flow cells vs Ra number

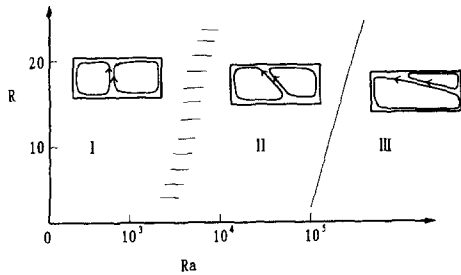


Fig. 12 Flow regimes identified by heat flux and Ray number I : Heat flux flow, II : Combined flow, III : Isothermal walls flow

기준은 바닥면의 무차원 최고온도가 고온벽의 무차원 온도보다 낮아지는 순간이며, 이의 계산은 고온벽 직전의 바닥 격자점 온도가 1.0이 되는  $R$ 과  $Ra$ 의 관계로부터 구할 수가 있다. 바닥면중의 좌표 (4.992, 0) 지점의 무차원 온도가 1.0이 되는 열유속과 임계  $Ra$ 수의 관계를 구하였을 때 열유속의 증가에 따라 임계  $Ra$ 수는 거의 선형적으로 증가한다. 이를 최소자승법 (least square method)을 사용하여 다음과 같이 표현할 수가 있다.

$$Ra_{cr} = -19545.4 + 5662.3R \quad (8)$$

이상에서 살펴본 등온벽간의 온도차와 자유표면 열유속에 의한 자연대류의 수치적 연구로 두 유동셀의 대류강도 및 등온선 분포를 고려하면 Fig. 12에서 처럼  $Ra$ 수가  $10^4$  미만일 때에는 열유속이 지배적인 자연대류 (flow regime I)가 되고, 좌우로 형성된 두 유동셀은 거의 수직으로 형성된다.  $Ra$ 수가  $10^4 - 10^5$ 영역에서는 두 유동셀이 좌우로 형성되지만 그 경계면은 경사면을 이룬다 (flow regime II).  $Ra$ 수가  $10^5$  이상에서는 두 유동셀이 상하로 형성되면서 등온벽간의 온도차가 지배적인 자연대류가 (flow regime III)가 된다.

## 5. 결론

유리용융로내에서 열유속과 등온벽에 의한 자연대류를 수치적으로 연구하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 다항식과 삼각함수의 조합에 의한 열유속 함수를 사용하여, 실제 유리용융로에서의 연소실 조건을 다양하게 고려할 수 있게 하였고, 계산된 용융유리의 자유표면 온도분포도 실제와 거의 유사한

결과를 얻을 수 있었다.

(2) 형성된 두개의 유동셀중에서, 저온벽쪽의 좌측 유동셀은 등온벽간의 온도차에 의하여 지배를 받는 반면에, 고온벽쪽의 우측 유동셀은 자유표면에 가해지는 열유속에 의하여 지배된다.

(3) 열유속의 증가에 따라서는 두 유동셀의 대류강도가 모두 증가하였지만,  $Ra$ 수의 증가에 따라서는 좌측셀의 대류강도는 계속 증가하지만 우측셀의 경우에는 증가후 다시 감소한다.

(4) 저온벽의 국소  $Nu$ 수는 벽의 하부에서 상부로 갈 수록 급격히 증가한다.

(5) 두 유동셀의 형태가 상하로 형성되는 임계  $Ra$ 수는 열유속의 증가에 따라 거의 선형적으로 증가한다.

(6) 두 유동셀이 좌우로 형성되는 전통적인 유리용융로에서는  $Ra$ 수가  $10^5$ 을 넘지 않도록 등온벽의 열적인 설계를 하여야 한다.

## 참고문헌

- (1) Vahl Davis, G. and Jones, I. P., 1983, "Natural Convection in a Square Cavity : A Comparison Exercise," *Int. J. Numer. Meth. Fluids*, Vol. 3, pp. 227-248
- (2) Kublbeck, K., Merker, G. P. and Straub, J., 1980, "Advanced Numerical Computation of Two-Dimensional Time-Dependent free Convection in Cavities," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 23, pp. 203-217.
- (3) Shyy, W. and Chen, M. H., 1990, "Steady-State Natural Convection With Phase Change," *Int. Heat Mass Transfer*, Vol. 3, pp. 2545~2563.
- (4) Shyy, W. and Chen, M. H., 1990, "Effect of Prandtl Number on Buoyancy-Induced Transport Processes with and without Phase Change," *Int. Heat Mass Transfer*, Vol. 3, pp. 2565~2578
- (5) Ranganathan, P. and Viskanta, R., 1988, "Natural Convection in a Square Cavity due to Combined Driving Forces," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 14, pp. 35~39
- (6) Bergman, T. and Ramadhyani, S., 1986, "Combined Buoyancy and Thermocapillary driven Convection in Open Square Cavities," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 9, pp. 441~451

- (7) Bergman, T. and Keller, J. R., 1988, "Combined Buoyancy, Surface Tension Flow in Liquid Metals," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 13, pp. 49~63
- (8) Song, T. H., 1991, "Comparision of Buoyancy and Surface Tension in a Square Cavity," *KSME Journal*, Vol. 5, No. 1, pp. 10~15
- (9) Hadid, H. B. and Roux, B., 1989, "Buoyancy- and Thermocapillary-Driven Flow in a Shallow Open Cavity : Unsteady Flow Regimes," *Journal of Crystal Growth*, Vol. 97, pp. 217~225
- (10) Jian, W. and Zhihao, Z., 1992, "Investigation into Glass Tank Geometries by Means of a Mathematical Model," *Glastech Ber.*, Vol. 65, No. 1, pp. 1~8
- (11) Ungan, A. and Viskanta, R., 1987, "Three-Dimensional Numerical Modeling of Circulation and Geat Transfer in a Glass Melting Tank Part. 2 Sample Simulation," *Glastech Ber.*, Vol. 60, No. 4, pp. 115~124
- (12) Horvath, Z. and Hilbig, G., 1988, "Mathematical Model for Fuel-Heated Glass Melting Tanks," *Glastech Ber.*, Vol. 61, No. 10, pp. 277~282
- (13) Wright, S. and Rawson, H., 1973, "Calculation of Natural Convection in a Rectangular Cell Containing Glass With Specified Temperatures on the Boundaries," *Glass Technology*, Vol. 14, No. 2, pp. 42~49
- (14) Burley, D. M., Moulton, A. and Rawson, H., 1978, "Application of the Finite Element Method to Calculate Flow Patterns in Glass Tank Furnaces," *Glass Technology*, Vol. 19, No. 4, pp. 86~91
- (15) Mase, H. and Oda, K., 1980, "Mathematical Model of Glass Tank Furnace with Batch Melting Process," *J. of Non-Crystalline Solids*, pp. 807~812
- (16) Moulton, A., 1982, "Two and Three Dimensional Mathematical Models of Glass Tank Furnaces," *Glass Technology*, Vol. 23, No. 2, pp. 106~112
- (17) Siegel, R. and Howell, J. R., 1981, *Thermal Radiation Heat Transfer*, McGraw-Hill, New York
- (18) Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York