

열원을 가지는 사각밀폐공간내의 자연대류에 관한 연구

배강열* · 이종섭* · 정효민** · 정한식**

A Study on Natural Convection in a Rectangular Enclosure with a Heating Source

Kang Youl Bae*, Chung Sop Yi*,
Hyo Min Jeong**, Han Shik Chung**

Key Words: Heating Source(가열원), Symmetric Line(대칭선), Nusselt Number(누셀수), Grashof Number(그라스호프수)

Abstract

Study on natural convection in a rectangular enclosure with a heating point has been studied by numerical and experimental methods. The governing equations were solved by a finite volume method, and for pressure term was used a SIMPLE algorithm. The parameters considered for numerical study are positions and surface temperature of a heating point i.e. $Y/H=0.25, 0.5, 0.75$ and $11^{\circ}\text{C} \leq \Delta T \leq 59^{\circ}\text{C}$. The results of isotherms and velocity vectors have been represented for various parameters. Based on the numerical data, the mean Nusselt number in the space can be expressed as a function of Grashof number.

기호설명

a : grid a space regulation coefficient
 b_0, b_1 : function coefficients
 g : gravity acceleration [m/s^2]
 Gr : Grashof number
 H : vertical length [m]
 k : turbulent energy [m^2/s^2]
 L : horizontal wall length [m]
 Nu : local Nusselt number
 \overline{Nu} : mean Nusselt number

Pr : Prandtl number
 T : temperature [$^{\circ}\text{C}$]
 T_h : heat source temperature [$^{\circ}\text{C}$]
 T_c : cooled wall temperature [$^{\circ}\text{C}$]
 U : X direction velocity [m/s]
 V : Y direction velocity [m/s]

Greek letter

β : thermal expansion coefficient [K^{-1}]
 δ_{ij} : Kronecker delta
 ϵ : turbulent energy dissipation rate
 μ_t : turbulent eddy viscosity [kg/ms]
 ρ : density [kg/m^3]

* 경상대학교 대학원

** 경상대학교 수송기계공학부

1. 서론

열원을 갖는 공간내의 열전달 문제는 많은 산업분야에 응용되고 있다. 이러한 열원이 존재하는 공간내의 열전달 연구는 전자장비의 방열제어, 태양열 집열관, 축열, 선박의 열설비, 원자로 등의 기본 설계시에 중요한 요소로서 전체 성능을 좌우하기도 한다. 또한 근래에 와서는 공간내의 온도차의 존재와 공간내의 다양한 장애물의 설치 등으로 난류 자연대류로의 연구의 필요성이 제기 되고 있으며 실제 난류 자연대류로 해석한 많은 연구들을 찾을 수 있다.⁽¹⁾⁻⁽⁶⁾ 따라서, 밀폐되어 있는 실내공간의 난류자연대류의 유체유동에 대해서 여러 가지의 모델을 통한 많은 수치해석이 이루어졌다. 이러한

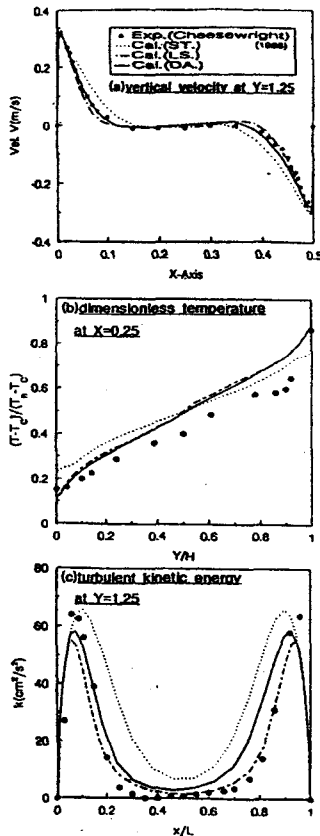


Fig.1 Comparison of several turbulent models and Cheesewright's experimental results (1986) for $L \times H = 0.5 \times 2.5(m)$ into rectangular enclosure.

많은 난류자연대류의 모델은 내부의 온도차에 기인한 속도장형성의 예측이 중요하며 선행연구자에 의해 저 레이놀즈수 모델이 타당한 계산결과를 가져온다는 것은 이미 알려져 있으며,⁽⁷⁾⁻⁽⁹⁾ 본 연구자들은 최적의 저 레이놀즈수모델을 선택하기 위하여 기존의 실험결과와의 비교검토를 행하였다. Fig. 1은 Cheesewright의 실험 모델과 선행연구자들에 의한 저 레이놀즈모델과의 결과를 비교한 것이다. $Y=1.25m$ 에서 수직 속도 분포와, $X=0.25m$ 에서 무차원 온도 분포 그리고 $Y=1.25m$ 에서 난류 운동에너지의 분포 특성을 각각 나타내고 있다.

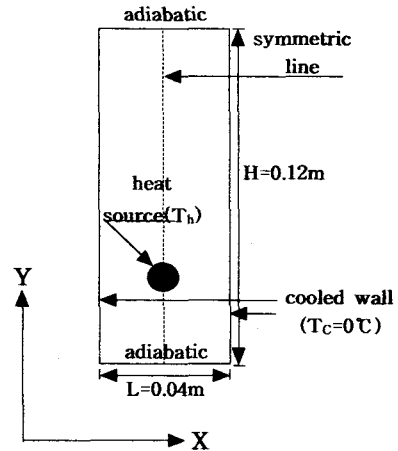


Fig.2 Schematic diagram for rectangular enclosure geometry with a heat source point.

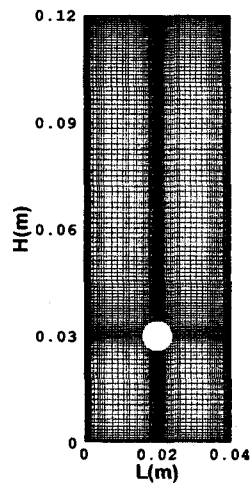


Fig.3 Grid generation system.

ST의 경우에는 대체로 벽면 부근에서 실험치에 대하여 과대한 속도와 온도 분포를 나타내고 있으며 난류 운동에너지도 높게 평가됨을 알 수 있어서 벽면 경계조건의 선택과 기하학적 연상의 적용에 상당한 고려가 있어야 함을 알 수 있다. 그러나 LS모델과 DA모델은 벽면 근처뿐만 아니라 단면 전체에서 실험치를 비교적 잘 재현하고 있으며, 특히 LS의 경우 벽면 근처에서 실험치에 잘 접근하고 난류 운동 에너지도 잘 재현하고 있음을 알 수 있었다. 이 결과 Launder and Sharma가 제안한 저 레이놀즈수 모델(이하 LS모델)에 의한 실험결과가 Cheesewright의 실험결과와 매우 잘 일치함을 알 수 있었다.⁽¹⁰⁾⁻⁽¹¹⁾

본 연구에서는 저 레이놀즈수 모델을 이용한 수치 해석과 실험과의 결과를 비교 검토하여 수치해석의 타당성을 검증하고자 한다.

2. 연구방법

2.1 수치해석

수치해석모델의 형상은 Fig. 2와 같으며, X방향의 폭이 L=0.04m이고 Y방향의 높이는 H=0.12m인 장방향이다. 열원을 L=0.02m의 위치에서 Y방향으로 등 간격(0.03m)으로 이동을 하였으며, 상하벽면은 단열면이고, 좌우벽면은 일정한 온도(Tc=0°C)로 냉각되고 있다. 수치해석기법으로는 LS모델을 사용하였으며, 기본 지배 방정식은 아래와 같다.

연속방정식

$$\frac{\partial U_i}{\partial X_i} = 0 \quad (1)$$

운동량방정식

$$\frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial X_j} = -\frac{\partial P}{\partial X_i} + \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\mu \left(\frac{\partial U_i}{\partial X_j} + \frac{\partial U_j}{\partial X_i} \right) \right] - \frac{\partial}{\partial X_j} [\rho \overline{u_i u_j}] + \delta_{ij} \rho g \beta \Delta T \quad (2)$$

에너지 방정식

$$\frac{\partial(\rho U_i T)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{\sigma_t} \right) \frac{\partial T}{\partial X_j} \right] \quad (3)$$

난류에너지 방정식

$$\frac{\partial(\rho U_j k)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_k} + \mu \right) \frac{\partial k}{\partial X_j} \right] + G - \rho \epsilon + B - 2\mu \left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial X_j} \right)^2 \quad (4)$$

난류에너지 소산 방정식

$$\frac{\partial(\rho U_j \epsilon)}{\partial X_j} = \frac{\partial}{\partial X_j} \left[\left(\frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} + \mu \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial X_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G+B) - C_{2\epsilon} f_2 \frac{\rho \epsilon^2}{k} + 2 \frac{\mu \mu_t}{\rho} \left(\frac{\partial^2 U_i}{\partial X_i \partial X_k} \right)^2 \quad (5)$$

위의 방정식에서 사용한 함수 및 모델정수는 다음과 같다.

$$C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, \sigma_\epsilon = 1.3, \sigma_k = 1.0, C_\mu = 0.09, \sigma_t = 0.7 \quad (6)$$

$$f_2 = 1 - 0.3 \exp(-R_{et}^2) \quad (7)$$

난류에너지 방정식의 마지막항은 벽면 근처의 점성영역에 의한 생성항을 나타내고, 난류에너지 소산 방정식의 마지막항은 벽면 근처에서 난류 운동 에너지를 실험치에 근접시키기 위한 부가항을 각각 의미하고 있다.

이상의 주어진 방정식으로부터 각각의 변수를 구하기 위하여 유한체적법(Finite Volume Method)을 채택하였으며, 압력항의 계산은 SIMPLE알고리

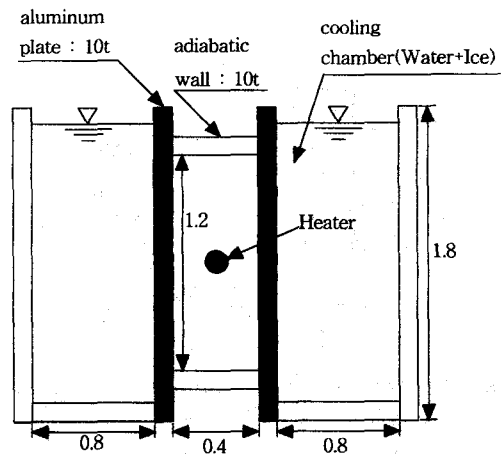


Fig.4 Experimental apparatus of rectangular enclosure with a heating source.

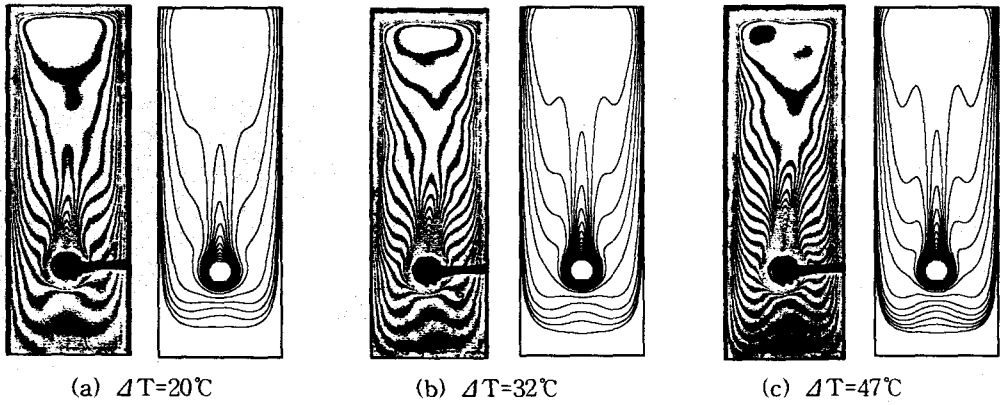


Fig.7 Comparison with experimental and numerical isotherms for various ΔT (lower position)

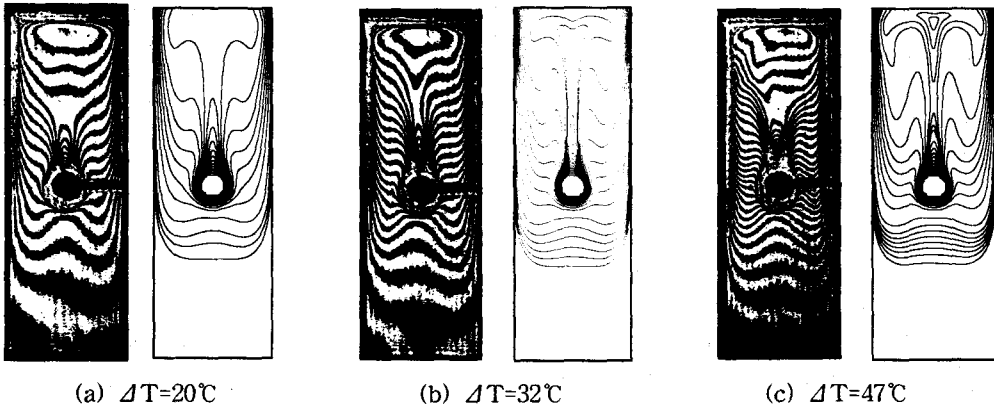


Fig.8 Comparison with experimental and numerical isotherms for various ΔT (center position)

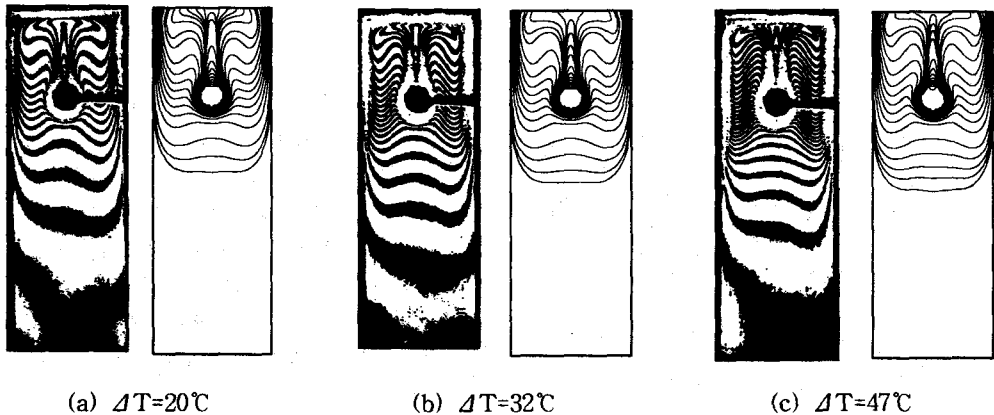
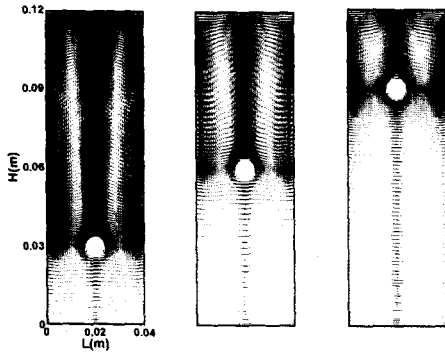


Fig.9 Comparison with experimental and numerical isotherms for various ΔT (upper position)

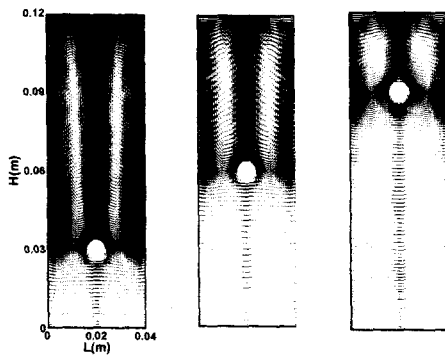
속도벡터를 표시한 것이다. 앞의 등온선분포에서 보였던것과 마찬가지로 가열원의 아래쪽에는 속도벡터의 분포가 매우 작으며, 가열원이 상부로 이동

을 할수록 가열원과 벽면쪽으로 밀집하는 현상을 발견할 수가 있다. 그리고 벽면과 가열원의 사이의 속도벡터가 나타나지 않는 부분은 공기가 가열이



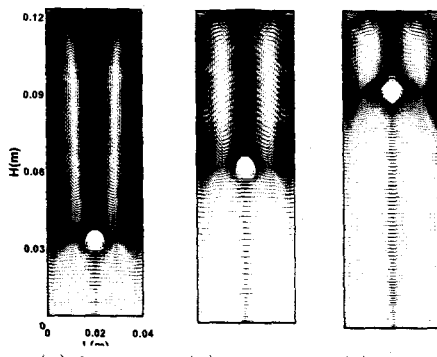
(a) lower (b) center (c) upper

Fig.10 Velocity vector on various positions at $\Delta T=20^\circ\text{C}$.



(a) lower (b) center (c) upper

Fig.11 Velocity vector on various positions at $\Delta T=32^\circ\text{C}$.

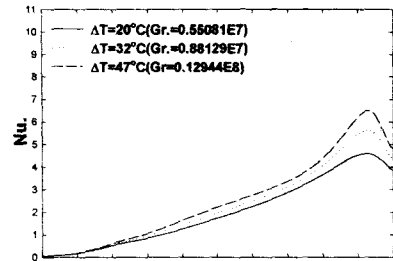


(a) lower (b) center (c) upper

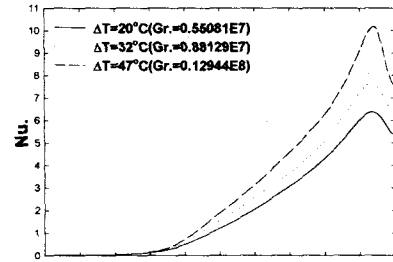
Fig.12 Velocity vector on various positions at $\Delta T=47^\circ\text{C}$.

되면서 부력에 의해 위로 상승할 때 대류의 현상을 보이고 있기 때문이다.

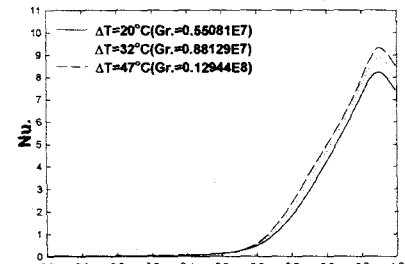
Fig. 11은 $\Delta T=32^\circ\text{C}$ 일 경우에 대한 속도벡터의 분



(a) lower



(b) center



(c) upper

Fig.13 Nusselt number distributions on vertical wall for various heating positions.

포를 나타낸 것이다. $\Delta T=20^\circ\text{C}$ 일 때보다 속도벡터가 더욱더 크게 나타나고 있음을 알 수가 있으며, 가열원이 상부로 이동을 할수록 $\Delta T=20^\circ\text{C}$ 의 경우와 마찬가지로 벽면과 가열원쪽으로 속도벡터가 밀집하는 현상을 볼 수가 있다.

Fig. 12는 $\Delta T=47^\circ\text{C}$ 일 경우에 대한 속도벡터의 분포를 나타낸 것이다. $\Delta T=20^\circ\text{C}$ 와 $\Delta T=32^\circ\text{C}$ 에서 보였던 것과 정성적으로는 유사한 현상을 보여주고 있으나 상부 벽근처에서 상대적으로 높은 속도 분포가 나타난다.

Fig. 13은 가열원의 위치에 따라서 오른쪽 수직벽면에서의 무 차원길이에 대한 누셀수의 분포이다. 가열원의 아래쪽에는 누셀수가 매우 작게 나타나고 있으며, 가열원의 위쪽으로 갈수록 누셀수가 높

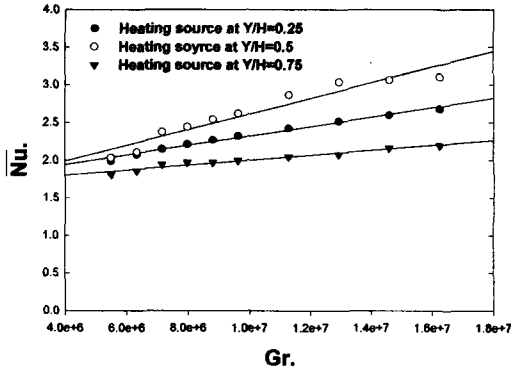


Fig.14 Distributions of Nusselt number vs. Grashof number with each positions.

게 나타남을 알 수가 있다. 즉, 사각밀폐공간에서의 열전달은 가열원을 중심으로 상부쪽으로 더욱 활발한 열전달이 일어나고 있음을 알 수 있다. 이는 가열원은 상부쪽의 대류를 촉진한 결과이다. 누셀수가 수직길이에 대하여 상승을 하다가 Y/H≃0.9에서 갑자기 감소를 하는 변곡점을 발견할 수가 있다. 이것은 속도벡터의 분포에서 보면 상부의 코너부분에서는 속도의 반전으로 상대적으로 낮은 열전달효과가 나타남을 알 수 있다.

Fig.14는 가열원의 위치에 따른 Grashof수에 대한 평균 Nusselt수의 분포를 나타낸 것이다. 일반적으로 열전달이 촉진되어 높은 Nusselt수 분포를 보이고 있으며 가열원이 중앙에 위치함이 높은 평균 Nusselt수분포를 보여 준다. 이는 상부쪽에서는 가열공간이 작으므로 대류 열전달이 억제된 결과이며, 하부쪽에서는 상대적으로 가열공간이 확대되므로 온도차가 작아진 결과이다. 또한 각 위치에 따른 평균Nusselt와 Grashof수와와의 상관식은 아래의 식(9)와 같다.

at lower position

$$\overline{Nu} = 1.6895 + 6.2924 \times 10^{-8} Gr.$$

at center position

$$\overline{Nu} = 1.5704 + 1.0411 \times 10^{-8} Gr.$$

at upper position

$$\overline{Nu} = 1.6725 + 3.2642 \times 10^{-8} Gr. \quad (9)$$

4. 결론

1. 수치해석과 실험의 등온선분포는 정성적으로 일치하였으며, 온도가 증가할수록 보다 조밀한 등온선분포를 나타내었다.
2. 가열원을 중심으로 아래쪽은 등온선분포와 속도벡터의 영향이 매우 작음을 알 수 있다.
3. 누셀수가 수직벽면을 따라서 증가를 하다가 Y/H≃0.9에서 감소를 하는 변곡점을 발견할 수가 있었다.
4. 벽면에서의 평균 Nusselt수는 가열원이 중앙에 위치 할 때가 가장높은 분포를 보여준다.
5. Gr수에 대한 평균Nusselt수의 상관식을 도출하였다.

후 기

본 연구는 경상대학교 해양산업연구소의 연구비 지원에 의하여 연구한 내용이며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 이철재, 정효민, 정한식, 1998, "가열벽과 냉각벽을 갖는 사각공간내의 난류자연대류 수치해석," 공기조화 냉동공학회논문집 pp.26~31
- (2) 이진호, 김무현, 모정하, 1990, "단열 및 등온수평 경계조건을 갖는 직각 밀폐용기내 공기의 자연대류 열전달," 대한기계학회논문집 제14권 제1호 pp.207~213
- (3) 강덕홍, 김우승, 이관수, 1995, "저레이놀즈수 모델을 사용한 2차원 자연대류 난류현상에 대한 수치적 연구," 대한기계학회논문집 제19권 제3호 pp.741~750
- (4) Suhas V. Patankar, 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow"
- (5) 정한식, 정효민, 김경근, 노승탁, 1999, "멤브레인형 LNG수송선 코파담내의 난류 자연대류," 대한기계학회집 B권, 제23권 제2호 pp.281~287
- (6) R. Cheesewright, K. J. King, and S. Ziai, 1986, "Experimental data of the Validation of Computer Codes for the Prediction of Two Dimensional Buoyancy Cavity Flow," Significant Questions in Buoyancy Affected Enclosure or

Cavity Flows, ASME-HTD, pp.75~81

- (7) 김태규, 성형진, 1993, "부력에 의한 난류 열대류의 혼성 난류모델," 대한기계학회논문집, 제17권 제8호, pp.129~147
- (8) 서호택, 이득수, 윤순현, 부정숙, 1998, "다양한 $k-\epsilon$ 난류모델과 Upwind기법에 의한 단이진 벽면분류에 대한 수치해석," 대한기계학회 추계학술대회논문집 B, pp.828~835
- (9) Kumar. K, 1983, "Mathematical Modeling of Natural Convection in Fire-a State of the Art Review of the Field Modeling of Variable Den-sity Turbulent Flow," Fire and Materials., Vol.103 pp.456~460
- (10) 이철재, 정효민, 정한식, 김경근, 1998, "열원을 갖는 사각 밀폐공간에서의 자연대류에 관한 연구", 대한기계학회논문집 B pp.417~421
- (11) W. Shyy and M. M. Rao, 1993, "Simulation of Transient Natural Convection Around an Enclosed Vertical Channel", Journal of Transfer, the ASME, vol.115, pp.946-954