

열원을 가지고 상부가 개방된 사각공간내의 유동에 대한 수치해석

배강열* · 배철환* · 정효민** · 정한식**

A Numerical Analysis in Top Opening Rectangular with a heating source

K. Y. Bae, C. W. Bae, H. M. Jeong and H. S. Chung

Key Words: Numerical Analysis(수치해석), Heating Source(열원), Low Reynolds Number Turbulence Model(저 레이놀즈 수 난류 모델), Rayleigh Number(레이레이 수)

Abstract

This study represents numerical analysis in top opening rectangular with a heating source. The governing equations were solved by a finite volume method, a SIMPLE algorithm was adopted to solve a pressure term. The top boundary with free surface was calculated by energy balance condition. As the results of simulations, the magnitudes of the velocity vectors and isotherms were very small at the lower space of a heating source. The mean Nusselt numbers are increased proportionally to the Grashof number, the heat transfer at $Y/H=0.25$ was greater than other positions.

기호설명

a : grid a space regulation coefficient
 b_0, b_1 : function coefficients
 g : gravity acceleration[m/s²]
 Gr : Grashof number
 H : vertical length[m]
 k : turbulent energy[m²/s²]
 L : horizontal wall length[m]
 \overline{Nu} : mean Nusselt number
 T : temperature[°C]
 T_h : heat source temperature[°C]
 T_c : cooled wall temperature[°C]
 U : X direction velocity[m/s]
 V : Y direction velocity[m/s]

Greek letters

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/m³]

1. 서론

열원을 갖는 공간내의 열전달 문제는 많은 산업 분야에 응용되고 있다. 이러한 열원이 존재하는 공간내의 열전달 연구는 전자장비의 방열제어, 태양열 집열판, 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 제기되고 있으며 실제 난류 자연대류로 해석한 많은 연구들을 찾을 수 있다.⁽¹⁾⁻⁽⁸⁾ 또한, 내부의 유체

* 경상대학교 대학원

** 경상대학교 수송기계공학부, 해양산업연구소

가 공기가 아닌 물등의 액체를 사용한 수치해석도 함께 진행되고 있다. 그러나 대부분의 연구는 완전하게 밀폐되어 있는 사각공간에서의 연구이다. 이에 본 연구자들은 완전히 밀폐된 공간이 아닌 상부가 개방되어 있는 경우에 대하여 수치해석을 행하였다. 본 연구에서 사용되고 있는 수치해석모델은 Launder and Sharma가 제안한 레이놀즈수 모델(이하 LS모델)을 사용하고 있으며, 이 모델은 선행연구자들에 의하여 벽면에서의 열 및 유체유동의 타당성이 입증된바 있다.^{(9)~(10)}

작동유체가 물 중에서의 프로그램 검증을 위해서는 작동유체가 공기 중 일 때 Cheesewright의 실험결과와 비교적 잘 일치하는 LS모델을 도입하였으며, Ozeo의 실험결과와 비교를 하였다.^{(11)~(14)}

Fig. 1은 실험결과와 수치해석결과를 비교하기 위한 모델의 개략도를 나타낸 것이다. 정사각형의 밀폐공간내의 작동유체는 물이며, 왼쪽의 벽면은 가열벽면이고 오른쪽 벽면은 냉각벽면이다. 또한 상·하부의 벽면의 단열벽면의 경계조건을 가지고 있다.

Fig. 2는 중앙하부단면에서의 Y방향의 속도 분포를 비교한 것이다. 단면의 벽면에서 비교적 실험치와 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 3은 중앙상부단면에서의 Y방향의 속도 분포를 비교한 것이다. 단면의 중앙부에서는 실험치보다 작은 값을 나타내고 있지만 벽면

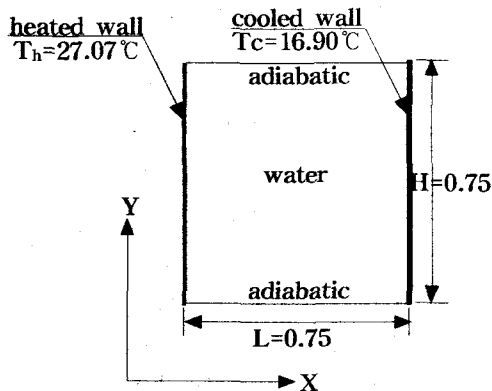


Fig. 1 Schematic diagram of comparison model: by Ozeo⁽¹⁴⁾

에서의 하부단면에서와 마찬가지로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

따라서, 본 연구자들은 LS모델을 이용하여 상부가 개방된 사각공간에서 열원의 이동에 대하여 최적의 열전달효과를 낼 수 있는 열원의 위치에 대하여 연구하고 일반 산업현장에서의 적용을 목적으로 하고 있다.

2. 수치해석

2.1 지배방정식

수치해석기법으로는 작동유체가 물중에서의 검증을 통해 비교적 잘 일치하는 LS모델을 사용하였으며, 기본 지배 방정식은 아래와 같다.

연속방정식

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

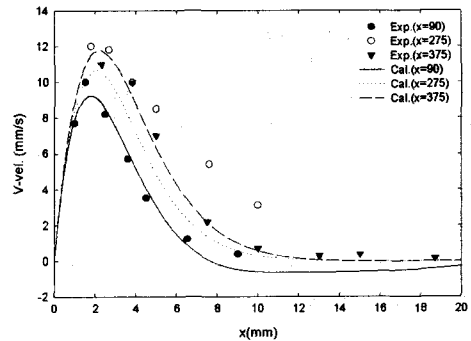


Fig. 2 Comparisons of V-velocity at the several lower sections.

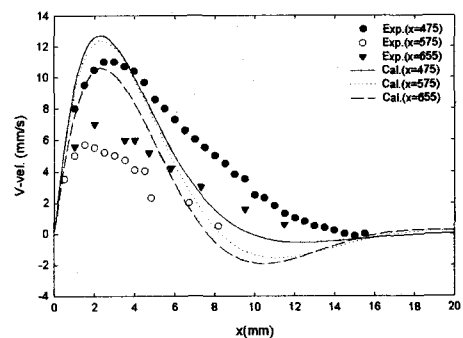


Fig. 3 Comparisons of V-velocity at the several upper sections.

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

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

난류에너지 방정식

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

(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.

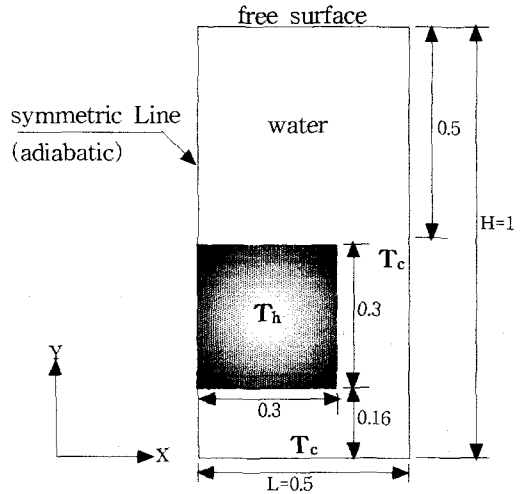
$$C_1 = 1.44, \quad C_2 = 1.92, \quad \sigma_\epsilon = 1.3, \\ \sigma_k = 1.0, \quad C_\mu = 0.09, \quad \sigma_t = 0.7 \quad (6)$$

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

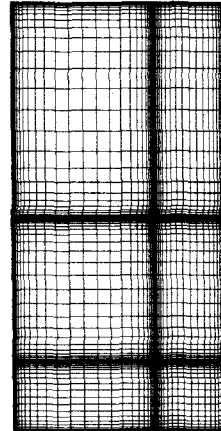
난류에너지 방정식의 마지막항은 벽면 근처의 점성영역에 의한 생성항을 나타내고, 난류에너지 소산 방정식의 마지막항은 벽면 근처에서 난류 운동에너지를 실효치에 근접시키기 위한 부가항을 각각 의미하고 있다.

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

계산격자는 열원 근처와 벽 근처에서 물리적인 현상을 자세히 알아보려고 좀더 조밀하게 배치시



(a) Schematic diagram for dimensionless unit.



(b) Grid system

Fig. 4 Schematic diagram and grid system of numerical model.

키기 위해서 다음의 식(8)에 의하여 부등간격의 격자로 하였다.

$$X_i = X_{\max} \left[-0.5 \tanh \left\{ a \left(2 \frac{i}{n-1} \right) / \tanh(-a) + 0.5 \right\} \right] \quad (8)$$

여기서 n은 X축 방향의 격자수, i는 격자의 좌표, a는 격자 간격을 조정하는 계수이다.

2.2 수치해석모델

Table.1 Properties of work fluid at 15°C.

Work Fluid	ρ [kg/m ³]	μ [kg/m · sec]	Prandtl Nu.	β [K-1]
Water	997.4	9.8×10^{-4}	0.9	2.12×10^{-4}

Fig. 4는 수치해석을 위한 모델의 개략도와 grid system을 도시한 것이다. 해석모델의 길이는 모두 H=1을 기준으로 한 무차원 길이의 비이다. 무차원 길이가 L×H=0.5×1의 장방형의 모델이며,

무차원 길이가 가로×세로=0.3×0.3의 가열원이 사각공간의 내부에 위치한다. 대칭선(symmetric line)을 중심으로 하여 절반의 영역만을 수치해석을 행하였다. 경계조건으로 하부벽면과 우측벽면은 일정한 온도(Tc=15°C)로 냉각이 되고 있으며, 좌측의 벽면은 단열면을 취하여 대칭성을 유지시켰다.

상부벽면의 대기와 접촉을 하고 있으므로 열전달적인 측면에서 에너지 평형법칙을 이용하여 경계 벽면조건을 처리하였다. 그리고 가열원은 일정한

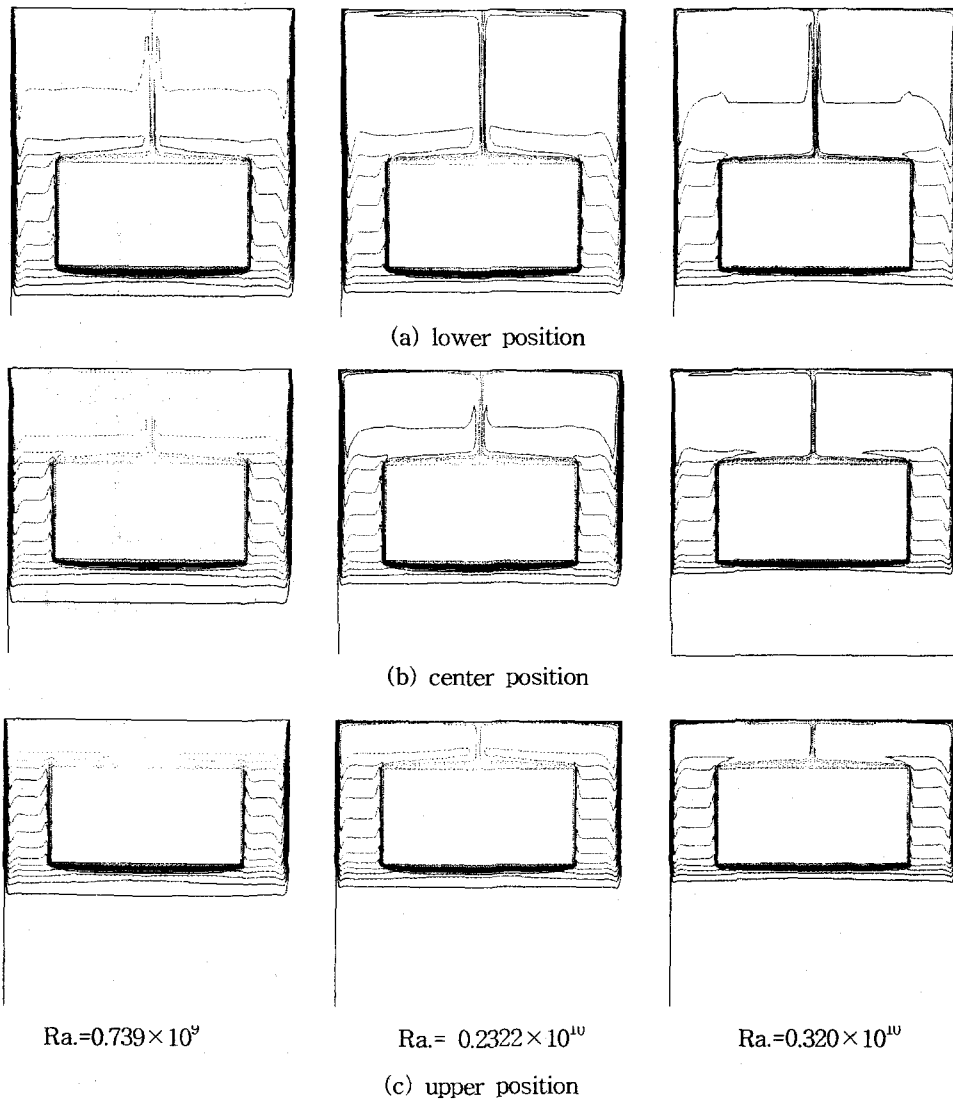


Fig. 5 Isotherms distributions at Ra. Nu. =0.739×10⁹, 0.222×10¹⁰ and 0.320×10¹⁰ on each case.

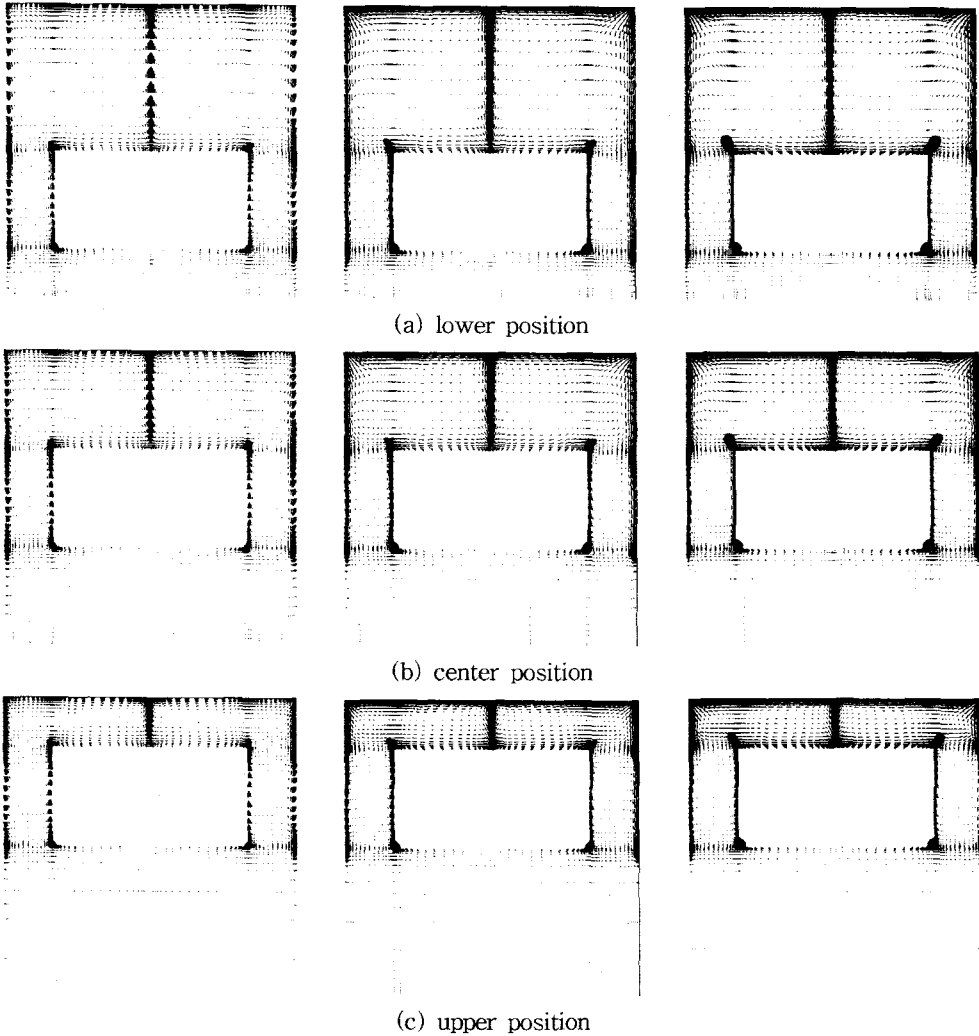


Fig. 6 Velocity vector distributions at $Ra, Nu. = 0.739 \times 10^9, 0.222 \times 10^{10}$ and 0.320×10^{10} on each case.

온도($T_h=80^\circ\text{C}$)로 가열되고 있다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 5는 열원의 이동과 Rayleigh수의 변화에 따른 등온선의 분포를 도시한 그림이다. Rayleigh수가 커질수록 등온선의 분포가 가열원으로부터 상부쪽으로 고른 등온선 분포를 보이고 있음을 알 수 있다. 이것은 무차원길이의 비가 증가할수록 자연대류의 공간이 확대되므로 열 전달이 더욱더 촉진된 결과이다. Rayleigh수가 감소할

수록 등온선의 분포는 Rayleigh수가 커질때와는 반대의 현상을 보이고 있으며, 가열원으로 부터의 열전달이 둔화됨으로 전체적으로 고른 온도분포보다는 상부의 벽면쪽으로 치우치는 현상을 발견할 수 있다. 또한 가열원의 하부쪽은 열원에 의한 영향이 매우 작다.

Fig. 6은 열원의 이동과 Rayleigh수의 변화에 따른 속도벡터를 도시한 그림이다. Rayleigh수가 큰 경우에는 가열원의 벽면의 근처에서 속도벡터가 크고 밀집하는 현상을 볼 수가 있다. 따라서 Rayleigh수가 작은 경우보다는 큰 경우가 더욱더

열전달이 촉진됨을 알 수가 있다. 속도벡터의 경우도 등온선의 경우와 마찬가지로 가열원의 하부 쪽은 열원에 의한 영향이 매우 작음을 알 수 있었다.

Fig. 7은 L/H=0.3인 단면에서의 U방향의 속도분포를 여러 가지 Rayleigh수에 대하여 나타낸 것이다. 속도벡터가 0인 부분이 가열원이 위치하는 곳이다. 가열원이 이동함에 따라 가열원의 아래쪽에서의 속도벡터는 거의 0에 가까우며, 세 경우 모두 가열원의 바로 아래부분에서는 속도분포의 변화가 심하게 나타나는 것을 볼 수 있다. Rayleigh수가 증가할수록 벽면에서의 속의 크기가 커지므로 열전달이 촉진됨을 알 수가 있다. 그러나 가열원의 바로 위쪽에서는 Rayleigh수가 증가할수록 속도가 작아지는 것을 볼 수가 있다. Fig. 8은 가열원을 이동시켰을 때 Grashof수에 대하여 방정식(9)에 의한 평균 Nusselt수에 대한

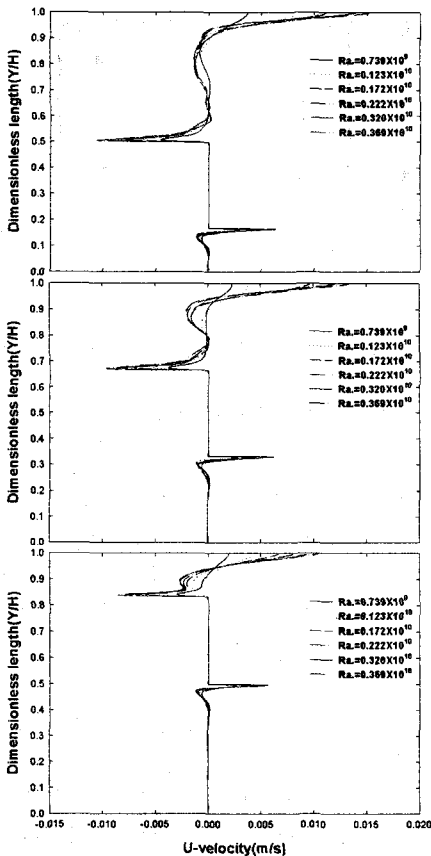


Fig. 7 U-velocity distributions at L/H=0.3

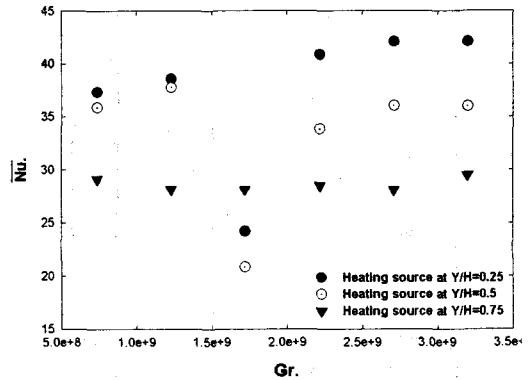


Fig. 8 Distributions of mean nusselt vs. grashof number for various heating positions.

변화를 나타낸 것이다.

$$\overline{Nu} = \frac{1}{H} \int Nu \cdot dy \quad (9)$$

평균 Nusselt수의 분포는 가열원이 하부에 위치할 때가 제일 높으며, 가열원이 상부에 위치할 때가 제일 낮다. 가열원이 하부에 있을 때 평균 Nusselt수가 가장 높은 이유는 열전달이 일어날 수 있는 공간이 가장 넓으므로 열전달이 촉진되었기 때문이다.

4. 결론

1. Rayleigh수가 증가함에 따라 가열원으로부터 상부쪽으로 미치는 등온선은 고른 분포를 보인다.
2. Rayleigh수가 증가함에 따라 속도벡터가 커짐으로 상부쪽으로 열 전달이 활발하게 일어난다.
3. 가열원의 하부쪽은 가열원에 의한 영향이 매우 작다.
4. 오른쪽 수직벽면에서의 평균 Nusselt수의 분포는 가열원이 하부에 있을 때가 가장 높다.
5. 사각공간에서 전체적으로 고른 열전달효과를 얻기 위해서는 무차원 수인 Rayleigh수를 크게 하는 것이 좋다.

후기

본 연구는 해양수산부 수산특정과정의 연구비 지원과 2000년도 두뇌한국 21사업에 의하여 연구된 결과이며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

(1) 이철재, 정효민, 정한식, 1998, "가열벽과 냉각벽을 갖는 사각공간내의 난류자연대류수치 해석," 공기조화 냉동공학회논문집 pp.26~31

(2) 이진호, 김무현, 모정하, 1990, "단열 및 등은 수평 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 Density 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

(12) 김광추, 박만홍, 이종원, 1996, "간접액체냉각 방식을 이용한 열원이 부착된 채널내의 혼합대류 열전달", 대한기계학회 춘계학술대회논문집, pp.536~540

(13) 이재현, 김석현, 정종화, 박만홍, 1992, "재부발열유체를 가진 정사각 밀폐공간에서의 난류자연대류", 대한기계학회논문집, 제16권, 제1호, pp.112~121

(14) 尾添 紡之, 家久 邦彦, 大川 康信, "對向する加熱・冷却鉛直側壁を持つ正方形領域内の水の自然對流測定", 第5回 生産技術研究所 NST-Symposium 講演概要集