◀ 論　文 ▶

有限熱傳導率의 隔板을 갖는 垂直矩形 密閉空間에서의 自然對流에 關한 數値的 硏究

A Computational Study of Natural Convection in Vertical Rectangular Enclosures with Partiton Plates of Finite Thermal Conductivity

朴　萬　興* · 李　在　憲**
(Park, Man Heung) (Lee, Jae Heon)

ABSTRACT

A theoretical study by numerical method has been performed on the natural convection of an air contained in enclosures. The enclosures have rectangular cross section with one vertical wall heated and the other cooled, and with two horizontal partition plates of finite thermal conductivity.

Steady two-dimensional flow was assumed.

The computation was executed by means of the Implicit Alternating Direction (I·A·D) finite-difference method.

Two partition plates of Aluminium whose thickness were 0.05mm was employed in computation.

Isothemals, streamlines, local Nusselt numbers and mean Nusselt numbers were obtained for various Grashof numbers and aspect ratio and these results were compared with those in the case of the enclosure with two horizontal insulated plates.

From the present results, the heat transfer in the case of partition plates was greater than that in the case of insulation.

This study suggests a method to measure the overall heat-transfer of coefficient in double walls which supported by partition plates for insulative construction.

記　號　說　明

C_p　Specific heat

D　Width of enclosure

g　Acceleration due to gravity

G_r　Grashof number ($g\beta(\theta_2-\theta_1)D^3/\nu^2$)

h　Local heat tranfer coefficient

k　Thermal conductivity of fluid

k_s　Thermal conductivity of partition plates

*　正會員 漢陽大學校 大學院

**　正會員 漢陽大學校 工科大學

L Height of enclosure

L/D Aspect ratio

Nu_D Local Nusselt number(hD/k)

$\overline{Nu}$ Mean value of Nusselt number

P Dimensionless pressure($P'D/\rho\nu^2$)

P_r Prandtl number($\mu C_p/k$)

Q_A Total heat transfer in the case of partion plates

Q_B Total heat transfer in the case of insulation

R Ratio of enclosure height to its width(L/D)

R_a Rayleigh number($G_r \times P_r$)

t′ Dimensionless thickness of partition plates(d/D)

T Dimensionless temperature$\{(\theta-\theta_o)/(\theta_h-\theta_c)\}$

U Dimensionless velocity in the X direction(uD/ν)

V Dimensionless velocity in the Y direction(vD/ν)

X Dimensionless vertical coordinate(x/D)

Y Dimensionless horizontal coordinate(y/D)

θ Temperature

θ_c Temperature of cold plate

θ_h Temperature of hot plate

ν Kinematic viscosity

μ Viscosity

ρ Density

β Volume coefficient of thermal expansion

τ Dimensionless time($t\nu/D^2$)

1. 緖 論

最近 有限體積의 密閉空間에 關한 自然對流現象에 대한 硏究가 實驗的 또는 理論的으로 점차 重要한 硏究課題로 되고 있다. 특히 熱貯藏槽, 電子設備의 冷却裝置, 각종 燃料탱크, 室內氣流, duct 內部 및 太陽熱 集熱器등에서 應用될 수 있다.

Buchberg等[1]은 太陽熱 集熱板 設計에 적용할 수 있는 自然對流 熱傳達 現象을 硏究하였고 Arnold等[2], Schinkel 等[3], Meyer等[4]은 Rayleigh數, 傾斜角, 縱橫比등을 變化시키면서 局所熱傳達係數와 平均熱傳達係數를 구함으로서 直四角形 密閉空間에서의 自然對流熱傳達 現象을 實驗的으로 硏究하였다.

Wilkes等[5], Newell等[6], Reddy 等[7]은 Rayleigh數, 縱橫比, Prandtl數에 따른 自然對流熱傳達 現象에 대한 硏究를 數値的으로 행하였으며 특히 Samuels等[8]은 밑면이 加熱되는 경우의 自然對流에서의 流動領域에 대한 數値的 硏究를 하였다.

Hart[9], Ozoe等[10]은 密閉空間에서의 自然對流現象을 理論的으로 解析하고 流動의 種類를 實驗的으로 區分하였으며 Randall等[11], Linthost等[12], Simpkins等[13]은 縱橫比, 傾斜角, Rayleigh數에 따른 流動의 形態를 實驗的으로 硏究하였다.

Bejan等[14][15]은 縱橫比가 1보다 훨씬 작은 水平密閉空間에서 理論的으로 熱傳達機構를 說明하고 Rayleigh數가 무시되는 領域, 中間領域, 境界層領域의 3가지 model로 구별하였다.

Nansteel等[16]은 密閉空間 內部에 수직한 隔板이 있는 경우에 대한 流動흐름과 溫度分布를 實驗的으로 硏究하였으며 Sernas等[17]은 縱橫比가 1보다 작은 경우에, 한경우는 一定한 溫度가 유지되는 板, 다른한경우는 polyurethane foam rubber로 되어 있는 서로 다른 境界條件

을 갖는 密閉空間에서 自然對流 特性을 干涉計로 조사하였다.

Edwards 等〔18〕, Ozoe 等〔19〕은 直四角形 斷面을 갖는 三次元 自然對流熱傳達 現象을 解析하였다.

Ostrach〔20〕, Bejan〔21〕은 지금까지의 密閉空間에서의 自然對流에 관한 탁월한 槪觀을 하였다.

本 硏究에서는 密閉空間內의 流體가 空氣일때 縱橫比(L/D)가 1, 2 및 3인 경우에 대하여 垂直인 한面이 均一加熱되고 다른 한面은 均一冷却되며 水平인 有限한 熱傳導率을 갖는 二個의 平行 隔板에 의해 이루어진 密閉된 空間에 대한 自然對流 熱傳達現象을 數値的으로 解析하였다.

이는 建築斷熱用 二重壁의 內部空間에 保强用 隔板이 있는경우 二重壁의 熱通過率을 추정하는데 應用될 수 있다.

이 密閉空間에서의 自然對流 現象을 數値的으로 硏究하여 定常狀態에서 Grashof 數 및 縱橫比의 變化에 따르는 等溫線과 流線을 구하고 冷却面과 加熱面에서의 局所 Nusselt 數와 이때의 平均 Nusselt 數를 구하였다. 또한 本 結果를 兩側面이 完全히 斷熱된 密閉空間內에서의 自然對流熱傳達 現象과 比較하였다.

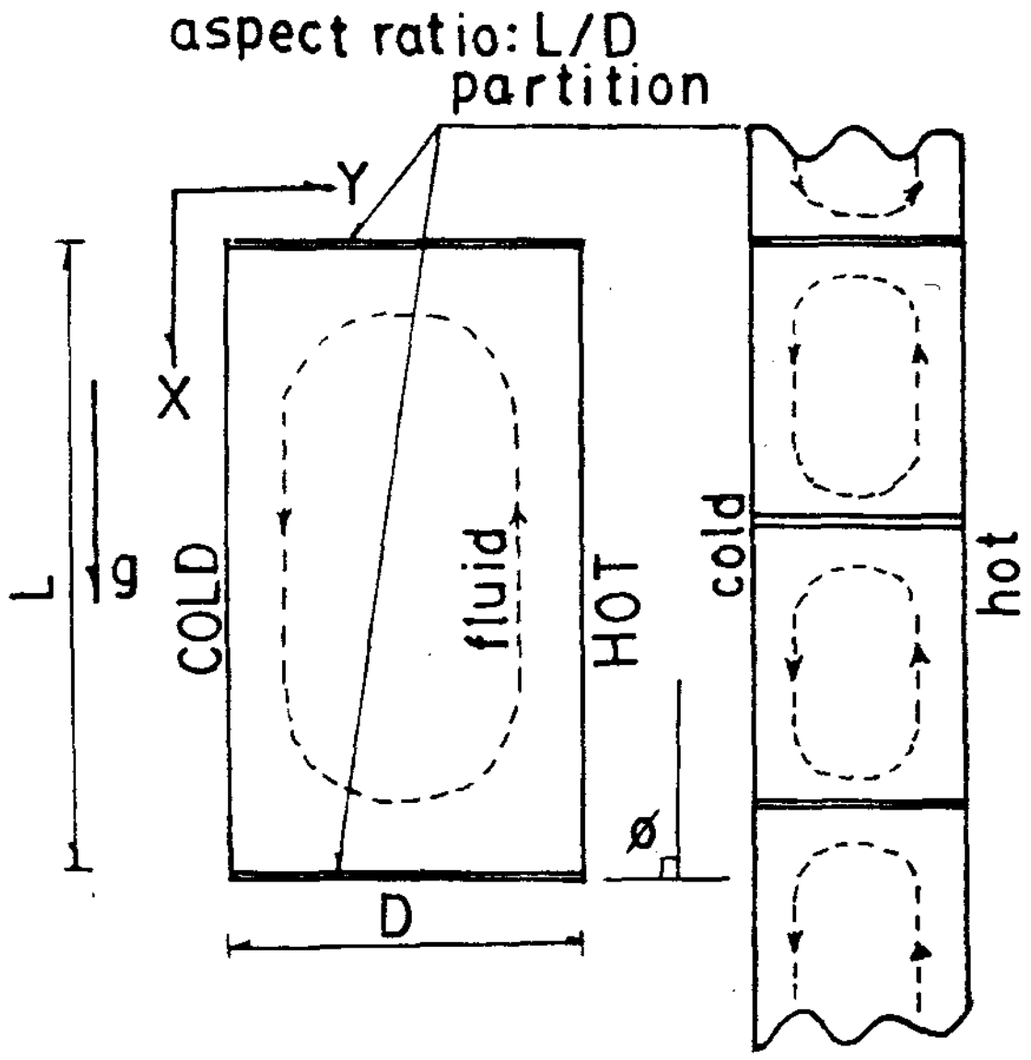

Fig. 1 Schematic diagram of rectangular region.

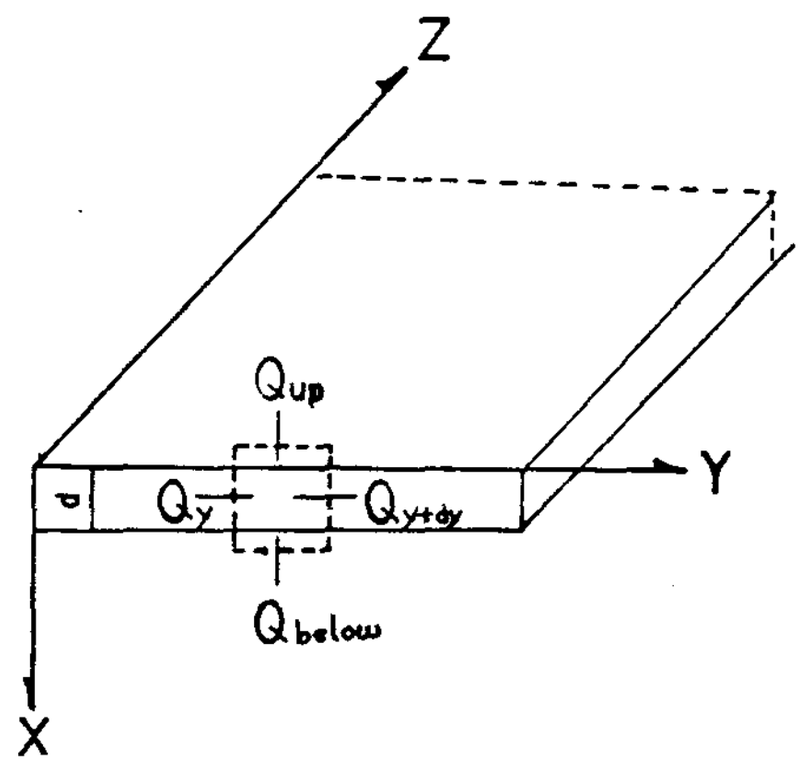

Fig. 2 Boundary condition of partition plates.

2. 理論解析

實際的인 物理的 現象을 記述하는 完全한 方程式을 二次元 定常狀態, Boussinesg Approximation, 一定物性値, 消散效果 無視등의 假定을 使用하여 單純化시킨다.

隔板을 通하여 加熱面에서 冷却面으로 熱傳導가 일어나며 아울러 隔板과 密閉空間內 流體사이에서 熱傳達이 行해지는 境界條件을 갖는 系에 대한 槪略的 그림은 Fig.〔1〕이고 隔板에서의 境界條件은 Fig.〔2〕와 같다.

密閉空間에서의 自然對流에 대한 無次元 支配方程式 및 境界條件은 다음式과 같다.

i) 連續方程式

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots ①$$

ii) 運動量方程式

$$\frac{\partial U}{\partial \tau} + U\frac{\partial U}{\partial X} + V\frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{G_r}{2}\sin\phi \cdot T$$

$$-\frac{\partial P}{\partial X} + \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2}\right) \cdots\cdots\cdots\cdots ②$$

$$\frac{\partial V}{\partial \tau} + U\frac{\partial V}{\partial X} + V\frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{G_r}{2}\cos\phi \cdot T$$

$$-\frac{\partial P}{\partial Y}+\left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 V}{\partial Y^2}\right) \quad \cdots\cdots ③$$

iii) 에너지 方程式

$$\frac{\partial T}{\partial \tau}+U\frac{\partial T}{\partial X}+V\frac{\partial T}{\partial Y}$$

$$=\frac{1}{P_r}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial X^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial Y^2}\right) \quad \cdots\cdots ④$$

iv) 初期條件 및 境界條件

$\tau=0$; $0\leqq X\leqq R \quad 0\leqq Y\leqq 1$: $\cdots\cdots ⑤$

$U=V=0 \quad T=0$

$\tau>0$; $X=0,\ X=R$:

$U=V=0$

$$k_s\circ t'\circ\frac{\partial^2 T}{\partial Y^2}=k\frac{\partial T}{\partial X}\Big|_{up}$$

$$k\frac{\partial T}{\partial X}\Big|_{below}$$

$Y=0$: $U=V=0 \quad T=-1$ $\cdots ⑥$

$Y=1$: $U=V=0 \quad T=1$

위의 支配方程式을 Implicit Alternating Direction(I·A·D)〔22〕方法으로 有限差分化 시키고 Successive Over-Relaxation (S·O·R)을 適用하여 數値解析을 하였다。

3。結果 및 考察

隔板을 通하여 熱傳達이 일어나는 경우에 數値計算에 利用된 隔板은 Aluminium이며 그 두께는 0.705로 計算하였다。

두께는 0.05 mm이다。 內部의 流體는 空氣로써 Pr = 0.705로 計算하였다。

計算의 正確性을 檢證하기 위하여 兩側面이 斷熱인 경우 Grashof 數 = 20,000, L/D=3.0 일때를 本 研究 結果와 Wilkes 等〔5〕의 結果의 比較를 Fig.〔3〕에 보여준다。

이 比較에서 두개의 結果는 比較的 잘 一致하였다. Fig.〔4〕와 〔5〕는 Grashof 數 = 20000, L/D = 2.0 일때 兩側面이 斷熱인 경우 및 隔板

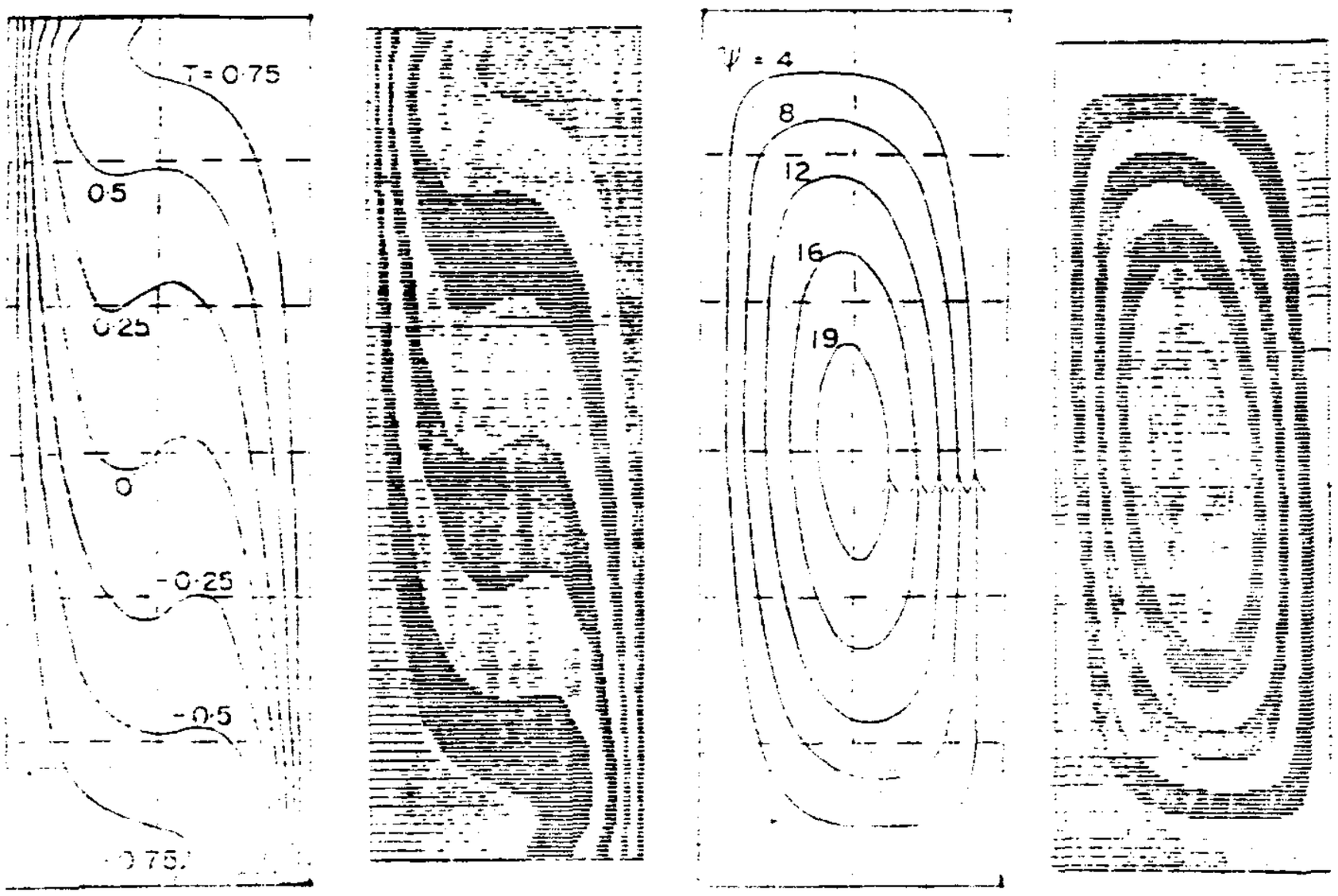

Fig. 3 Comparison of isothermals and streamlines between Wilkes and present study (Gr = 20,000 , L/D = 3.0)

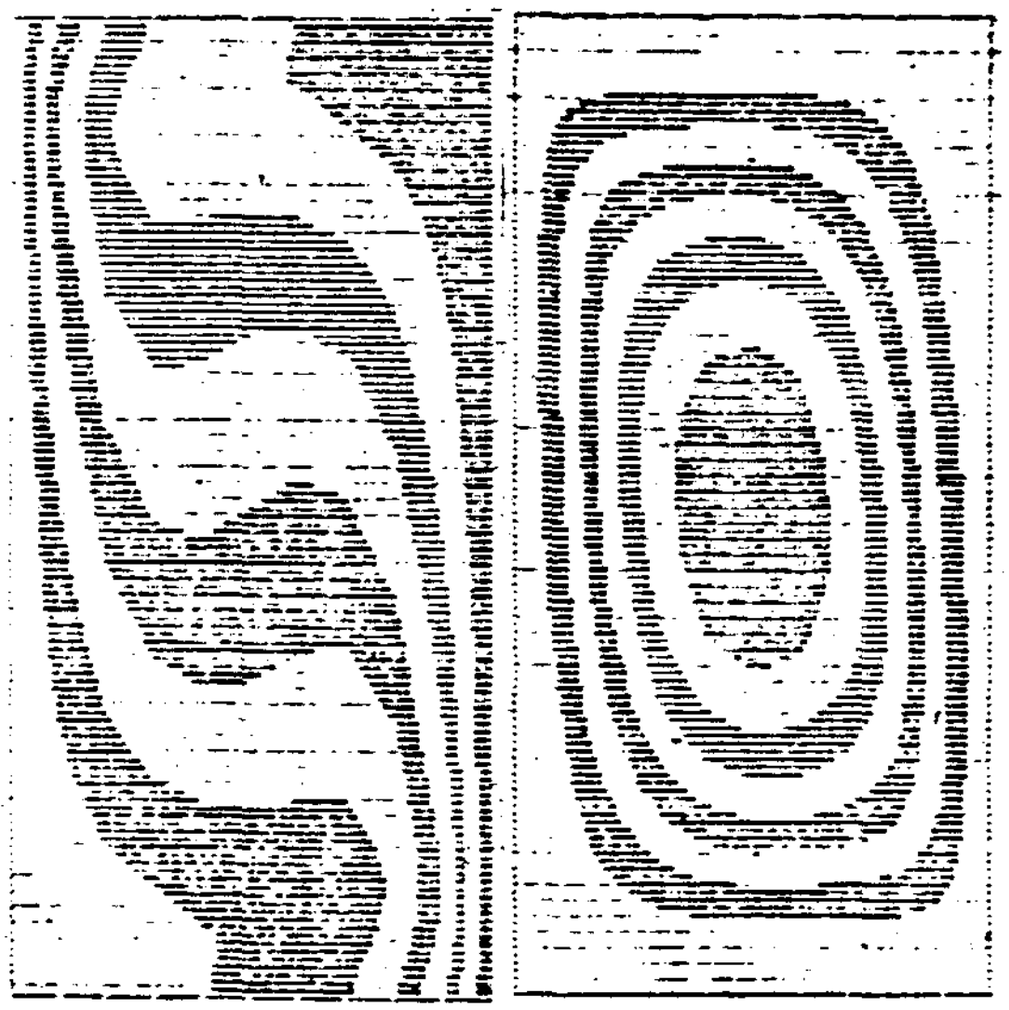

Fig. 4 Study state isothermals and streamlines in the case of insulation
(Gr = 20,000 , L/D=2.0)

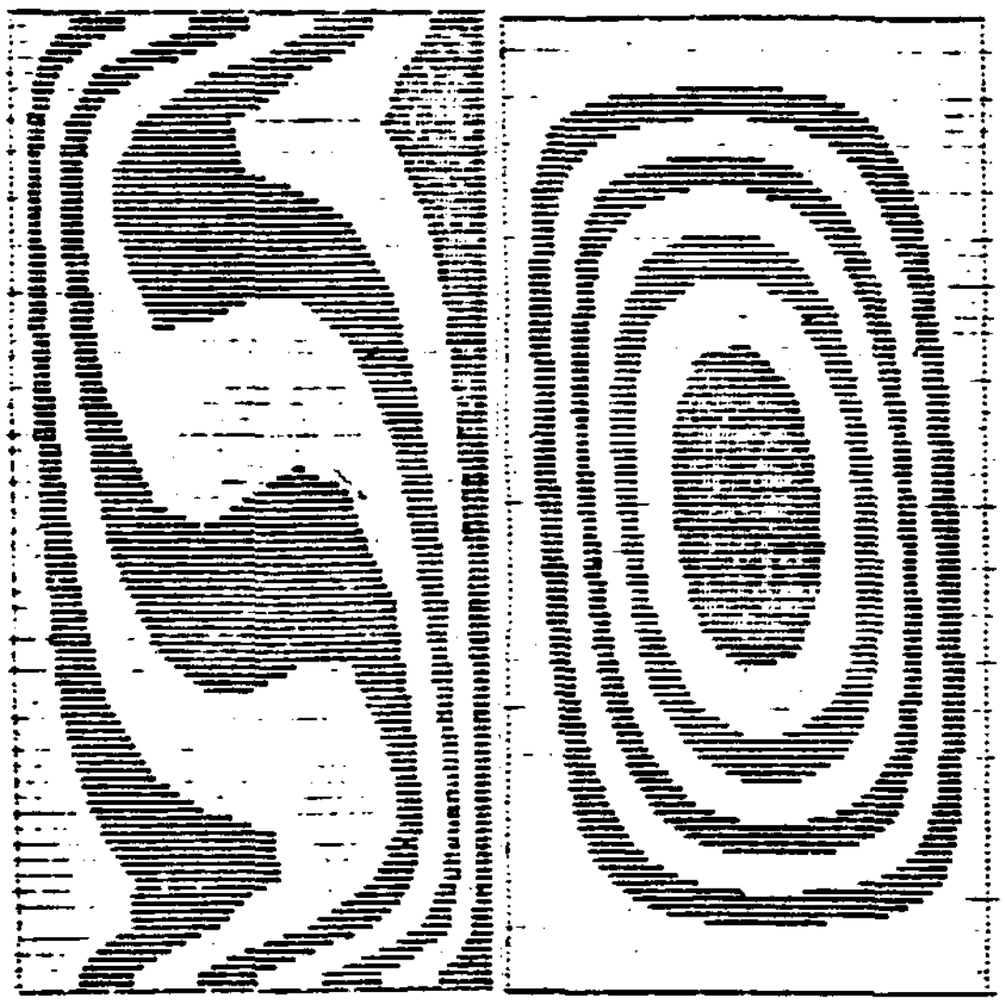

Fig. 5 Study state isothermals and streamlines in the case of partition plates
(Gr = 20,000 , L/D=2.0)

에서 熱傳達이 있는 경우의 等温線 및 流線의 分布를 나타낸다.

兩側面이 斷熱인 경우에는 密閉空間의 中心에 대해 點對稱으로 나타나며 隔板에서 熱傳達이 일어나는 경우에는 上下隔板에서 熱傳達 特性이 다르므로 等温線 및 流線이 對稱으로 나타나지 않는다.

Fig.[6]은 Grashof 數 = 50,000, L/D=3.0 일때 隔板에서 熱傳達이 있는 경우와 斷熱인 경우에 加熱面과 冷却面의 局所 Nusselt 數의 比較를 보여준다.

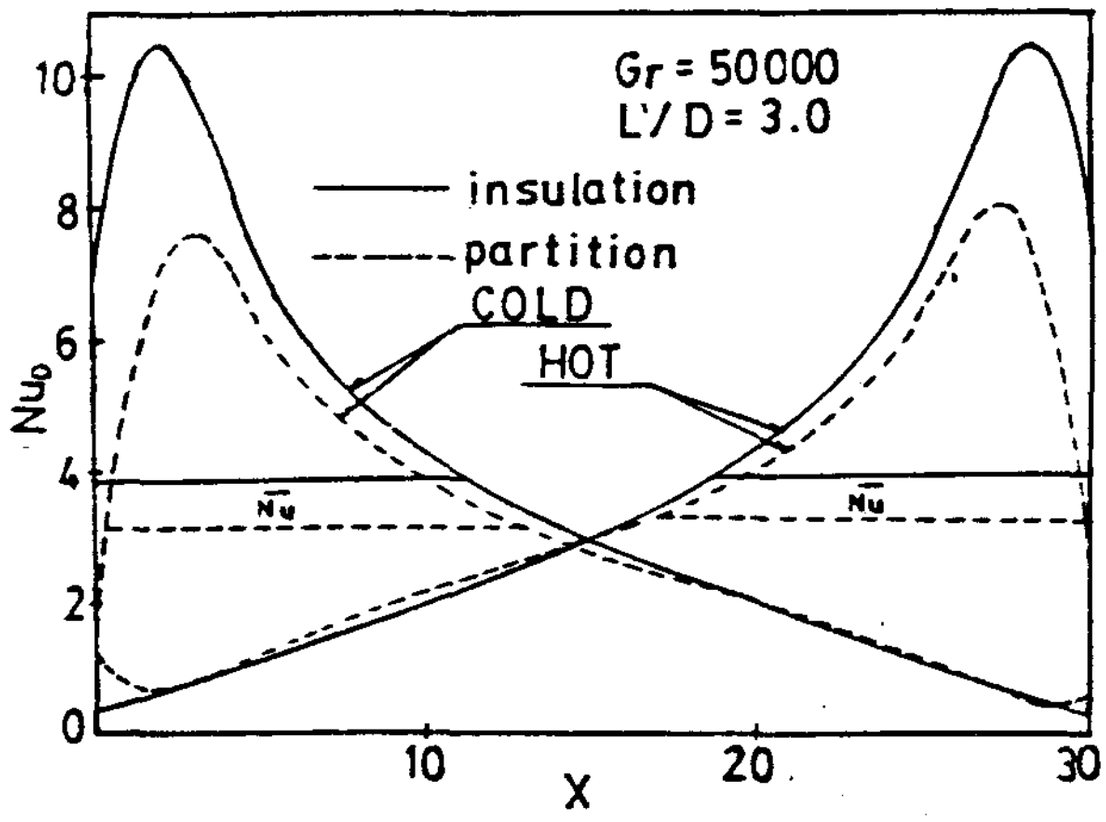

Fig. 6 Comparison of local Nusselt number between partition plates and insulation
(Gr = 50,000 , L/D=3.0)

두경우 공히 温度差가 심한 加熱面 下部와 冷却面 上部에서 局所 Nusselt 數가 最大가 되었으며 斷熱인 경우에는 加熱面으로부터 冷却面으로 熱量이 모두 傳達되므로 서로 對稱으로 나타나며 양쪽面의 平均 Nusselt 數가 같다. 그러나 隔板에서 熱傳達이 있는 경우에는 加熱面에서의 平均 Nusselt 數가 더 크게 나타난다. 이것은 加熱面의 熱量이 冷却面으로 傳達되는 동안 一部分의 熱量은 隔板으로도 傳達되기 때문이다.

Fig.[7]은 隔板을 통하여 熱傳達이 일어나는 경우에 대해 L/D=2.0 Grashof 數가 10,000 , 30,000 및 50,000으로 증가할때의 局所 Nusselt 數이다.

Grashof 數가 증가함에 따라 局所 Nusselt

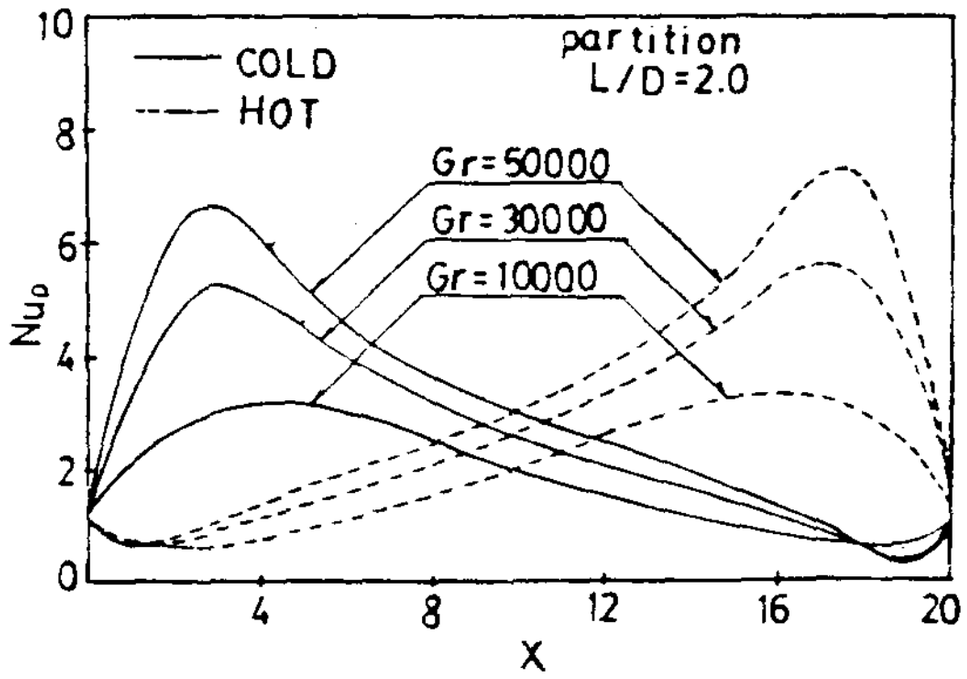

Fig. 7 Comparsion of local Nusselt number between hot and cold plates in the case of partition plates (L/D=2.0 , Gr=10,000 , 30,000 , 50,000)

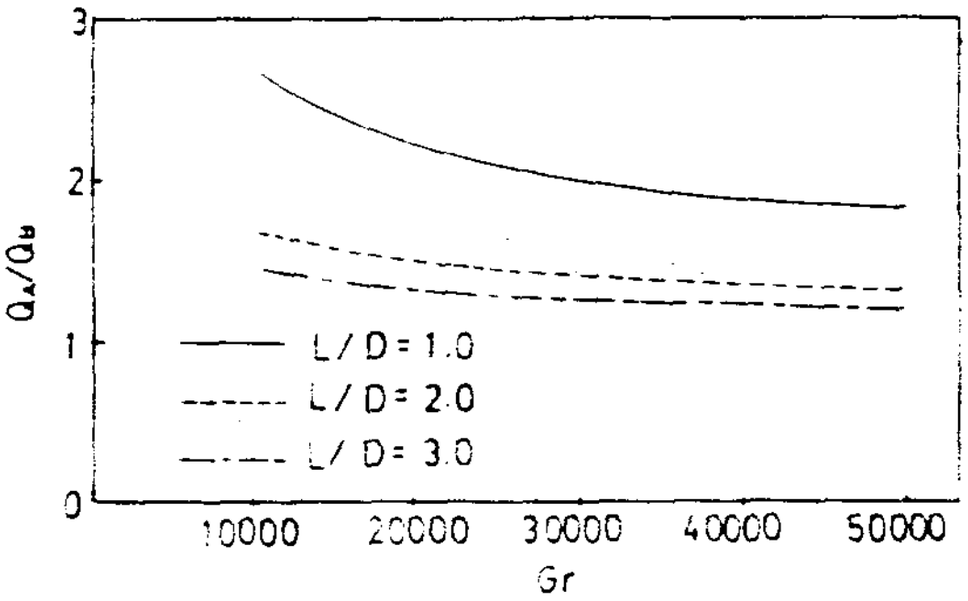

Fig. 8 The ratio of total heat transfer rates between in the case of insulation and partition plates

數가 증가하나 加熱面 上部와 冷却面 下部에서 反轉(inversion)이 생긴다. 이것은 隔板의 熱傳達 影響에 의한 것으로 생각된다.

Fig.[8]은 3가지 縱橫比(L/D)의 경우에 Grashof 數에 따르는 隔板에서 熱傳達이 있는 경우와 側面이 斷熱인 경우의 總熱傳達量을 비교한 結果이다.

斷熱과 隔板의 두 境遇에서 總熱傳達量은, 隔板을 通하여 熱傳達이 일어나는 境遇에서는隔板을 통하여 일어나는 熱傳達量을 고려해 주어야 한다.

그림에서 兩側面이 斷熱된 경우보다 隔板이있는 경우의 總熱傳達量이 1.2~2.7배 정도 크게 나타난다.

이것은 流體에 의해서만 熱傳達이 있는경우보다 熱傳導率이 훨씬큰 隔板이 추가된 경우의 總熱傳達이 크다고 예측한 것에 합당한 것이다.

또 縱橫比(L/D)의 減小에 따라 두 경우의 總熱傳達量 차이가 크게 나타난다. 이것은 같은 길이에서 縱橫比가 작아지면 隔板의 數가 增加하여 隔板을 通하는 熱傳達量이 많아지므로總熱傳達量의 차이가 크게 난다고 할 수 있다. 또한 Grashof 數가 增加하면 自然對流 순환이 빠르게 되어 隔板 양쪽 流體間의 温度차이가 적게 되므로 隔板 양쪽 流體에서의 熱傳達이 減少하게 되고 따라서 Grashof 數의 增加에 따라 總熱傳達量의 차이가 적게 된다고 判斷된다.

4. 結 論

密閉空間內의 流體가 空氣(P_r=0.705) 일때 傾斜角이 90° 이며 有限熱傳導率을 갖는 隔板을 通하여 熱傳達이 일어나는 경우의 數値解析에서 다음과 같은 結論을 얻었다.

1) 隔板을 通한 熱傳導와 隔板과 密閉空間內 流體사이에서 熱傳達이 일어나는 경우에 隔板의 温度分布는 거의 線型的으로 나타난다. 그러므로 隔板에서는 加熱面으로 부터 冷却面까지의 温度分布를 線型的으로 假定할 수 있다.

2) 保强用 隔板이 있는 建築斷熱用 二重壁의 熱通過率을 數値的으로 決定할 수 있는 方法이 제시되었다.

附記 : 本 研究는 韓國科學財團의 定着研究費에의하여 이루어 졌으며 재단측에 감사를 표한다.

參 考 文 獻

1. H.Buchberg, I. Catton and D.K. Edwards, Natural Convection in Enclosed Spaces-A Riview of Application to Solar Energy Collection, J. Heat Transfer,98C May (1976)
2. J.N. Arnold, I. Catton and D.K. Edwards, Experiment Investigation of Natural Convection in Inclined Rectangular Regions of Differing Aspect Ratio. J. Heat Transfer, pp.67 - 71 Feb. (1967)
3. W.M.M. Schinkel and C. J. Hoogendoorn, An Interferometer Study of the Local Heat Transfer by Natural Convection in Inclined Airfilled Enclosures. Proceeding Sixth international Heat Transfer Conference TORONTO (1978)
4. B.A. Meyer, J.W. Mitchell and M.M. El-Wakil, Natural Convection Heat Transfer in Moderate Aspect Ratio Enclosure, J.Heat Transfer, Vol. 101 Nov.(1979)
5. J.O. Wilkes and S.W. Churchill, The Finite Difference Computation of Natural Convection in a Rectangular Enclosure, A.I.Ch.E J.,Vol.12 (1966)
6. M.E. Newell and F.W.Schmidt, Heat Transfer by Laminar Natural Convection within Rectangular Enclosures, J. Heat Transfer, Feb.(1970)
7. J.N. Reddy and Aklo Satake, A Comparison of a Penalty Finite Element Model with the Stream Function-Vorticity Model of Natural Convection in Enclosures, J. Heat Transfer, Vol. 102 Nov. (1980)
8. M.R. Samuels and S.W. Churchill, Stability of a Fluid in a Rectangular Region Heated from Below, A.I.Ch·E. Vol. 13 pp.77～85.(1967)
9. J.E. Hart, Stability of Flow in a Differentially Heated Inclined Box. J.Fluid Mech., Vol.47, pp.547～576. (1971)
10. M. Ozoe, H. Sayama and S.W. Churchill, Natural Convection in an Inclined Rectangular Channel at Various Aspect Ratio and Angle-Experiment Measurements, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 18, pp. 1425 ～ 1431.(1975)
11. K.R. Randall, J.W. Mitchell and M.M. El-Wakil, Natural Convection Heat Transfer Characteristics of Flat Plate Enclosures, Trans.ASME Vol. 101 Feb.(1979)
12. S.J. Linthost, W.M.M. Schinkel and C.J.Hoogendoorn, Flow Structure with Natural Convection in Inclined Air-Filled Enclosures, J. Heat Transfer, Vol. 108 Aug.(1981)
13. P.G. Simpkins and T.D. Dudderar, Convection in Rectangular Cavities with Differentially Heated End Walls, J. Fluid Mech., Vol. 110 pp. 433～456(1981)
14. A. Bejan and C.L. Tien, Natural Convection in a Horizontal Porous Medium Subjected to an End-to-End Temperature Difference, J. Heat

Transfer, Vol. 100 May (1978)

15. A. Bejan and C.L. Tien, Laminar Natural Convection Heat Transfer in a Horizontal Cavity with Different End Temperature, J. Heat Transfer, Vol. 100 Nov. (1978)
16. M.W. Nansteel and R. Greif, Natural Convection in Undivided and Partially Divided Rectangular Enclosures, J. Heat Transfer, Vol. 103 Nov. (1981)
17. V. Sernas and E.I. Lee, Heat Transfer in Air Enclosures of Aspect Ratio Less than One, J. Heat Transfer, Vol. 103 Nov. (1981)
18. D.K. Edwards, J.N. Arnold and P. S. Wu, Correlations for Natural Convection through High L/D Rectangular Cells, J. Heat Transfer, Vol. 101 Nov. (1979)
19. H. Ozoe, K. Yamamoto and S.W. Churchill, Three-Dimensional Numerical Analysis of Natural Convection in an Inclined Channel with a Square Cross Section, A.I.Ch.E, Vol. 25 No. 4 July (1979)
20. S. Ostrach, Advances in Heat Transfer, Vol. 8 pp. 161~227, Pergamon Press (1972)
21. A. Bejan, A Synthesis of Analytical Results for Natural Convection Heat Transfer across Rectangular Enclosures, Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 23 pp. 723~726 (1980)
22. B. Canahan, H.A. Luter and J. O. Wilkes, Applied Numerical Methods. p. 143 Willey.