

수직 동심 환형관 내의 난류혼합대류 현상에 관한 직접수치모사

전용준* · 배중헌** · 유정열†

(2008년 12월 29일 접수, 2009년 6월 24일 수정, 2009년 7월 28일 심사완료)

Direct Numerical Simulation of Turbulent Mixed Convection in Heated Vertical Annulus

Yong Joon Jun, Joong Hun Bae and Jung Yul Yoo

Key Words: DNS(직접수치모사), Turbulent Mixed Convection(난류혼합대류), Buoyancy Influence (부력효과), Vertical Annulus(수직환형관)

Abstract

Turbulent mixed convection in heated vertical annulus is investigated using Direct Numerical Simulation (DNS) technique. The objective of this study is to find out the effect of buoyancy on turbulent mixed convection in heated vertical annulus. Downward and upward flows with bulk Reynolds number 8500, based on hydraulic diameter and mean velocity, have been simulated to investigate turbulent mixed convection by gradually increasing the effect of buoyancy. With increased heat flux, heat transfer coefficient first decreases and then increases in the upward flow due to the effect of buoyancy, but it gradually increases in downward flow. The mean velocity and temperature profiles can not be explained by the wall log laws due to the effect of buoyancy, too. All simulation results are in good quantitative agreement with existing numerical results and in good qualitative agreement with existing experimental results.

1. 서 론

채널 내부의 혼합대류는 압력구배에만 의존하는 강제대류와 채널 벽면에서 열전달이 존재할 경우 밀도 차이에 의한 자연대류가 동시에 일어나는 현상을 말한다. 환형관 내부의 난류혼합대류는 원자로, 열교환기, 태양열 발전과 같은 많은

공학적인 응용분야에서 마주치고 있다.⁽¹⁾ 또한 환형관 내부의 난류유동은 안쪽 벽과 바깥쪽 벽에서 서로 다른 속도와 난류량 분포를 가지는 두 개의 경계층이 존재하는데, 반경비가 클 경우에는 파이프 유동과 유사하고 반경비가 작을 경우 채널 유동에 가까운 양상을 띠고 있으므로 이에 대한 연구는 일반적인 난류혼합대류 현상을 이해하는데 도움이 될 것이다.

열전달이 있는 수직관을 흐르는 유동에서 부력의 영향은 유동방향에 크게 의존하는데 유동방향이 부력의 방향과 같을 경우 상승유동이라고 하고 반대일 경우 하강유동이라고 한다. 채널 내부의 난류 혼합대류에 관한 과거의 연구들은 대부분 실험적으로 이루어졌는데 하강유동의 경우에는 열전달계수가 벽면에서의 열유속이 커짐에 따라 점진적으로 증가하는 반면 상승유동의 경우 열전달계수가 저하되었다가 다시 증가하는 현상

[이 논문은 대한기계학회 2008년도 추계학술대회 (2008. 11. 5.-7. 용평리조트) 발표논문임]

* 회원, 서울대학교 대학원 기계항공공학부

** 회원, University of California, Los Angeles, U.S.A.

† 책임저자, 회원, 서울대학교 기계항공공학부

E-mail : jyyoo@snu.ac.kr

TEL : (02)880-7112 FAX : (02)883-0179

에 관한 연구가 주로 이루어졌다.^(2,3)

환형관내 유동현상에 관한 연구로서 Nouri 등⁽⁴⁾과 Escudier 등⁽⁵⁾은 LDV를 이용하여 반경비가 0.5인 환형관 내부의 뉴턴유체와 비뉴턴 유체유동에 대한 실험을 각각 수행하였으며 Chung 등⁽⁶⁾은 직접수치모사를 통해 반경비에 따른 난류유동특성에 대해 관찰하고 Nouri 등⁽⁴⁾의 실험 결과와 비교하였다.

최근에 들어서 환형관내 난류혼합대류 현상에 대한 연구가 활발히 이루어졌는데, Xu⁽⁷⁾는 반경비 0.515의 수직 환형관의 안쪽 벽에서의 일정 열유속 조건에서 LDA를 이용하여 속도와 난류량, 누셀수 등을 측정하였으며, Kang 등⁽⁸⁾과 Zarate 등⁽⁹⁾은 비교적 높은 레이놀즈 수의 환형관 유동을 $k-\epsilon$ 난류모델을 이용하여 수치해석 하고 LDV를 이용하여 직접 측정함으로써 결과를 비교하였다. 한편 아직까지 환형관 내부에서 물의 난류혼합대류에 대한 직접수치모사결과를 실험결과와 정량적으로 비교한 사례는 보고되지 않고 있다.

따라서 본 연구는 비교적 낮은 레이놀즈수 ($Re_b=8500$)를 가지는 난류혼합대류를 직접수치모사함으로써 환형관 내부의 난류 통계량을 확보하고 동일한 조건에서 수행된 수치해석⁽⁶⁾ 및 실험 결과⁽⁷⁾와 비교하여 수치해석의 신뢰도를 검증하고 난류 혼합대류 유동 및 열전달에 대한 이해를 증진시키고자 한다.

2. 수치해석방법

2.1 지배방정식

수치해석에 사용된 지배방정식은 연속방정식과 비압축성 Navier-Stokes 방정식, 그리고 에너지 방정식이며 다음과 같다.

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} u_j u_i = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{Re_\delta} \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \mp \frac{Gr_q}{Re_\delta^2} \phi \delta_{ia} \tag{2}$$

$$\frac{\partial \phi}{\partial \tau} + \frac{\partial}{\partial x_j} u_j \phi =$$

$$\frac{1}{Re_\delta Pr} \frac{\partial^2 \phi}{\partial x_j \partial x_j} + \frac{2}{Re_\delta Pr} u_i \delta_{ia} \tag{3}$$

지배방정식은 텐서형식으로 표시되었지만 실제 계산은 실린더 좌표계에서 수행하였다. 특성길이 $\delta=(R_2-R_1)/2$ 는 채널 높이의 절반으로 환형관의 수력직경 D_h 의 1/4이다. $Re_\delta=U_b \delta/\nu$ 는 특성길이 δ 로 정의된 레이놀즈수, $Gr_q=g\beta q_w \delta^4/k\nu^2$ 는 그라스프수, $Bo=256Gr_q/(4Re_\delta)^{3.425}Pr^{0.8}$ 는 부력과 중력의 관계를 나타내는 버이언시수를 나타낸다.

식 (2)에서 우변의 마지막 항은 부력 항을 나타내며 (-)부호일 경우에 상승유동을 (+)부호일 경우에 하강유동에 해당되며 유동방향 성분 ($i = 1$)만 존재한다.

모든 변수들은 평균속도 U_b 와 특성길이 δ 로 무차원화 되었으며, 식 (3)의 $\phi=(T_w - \bar{t})/(q_w \delta/k)$ 는 무차원화된 온도이다.

수력직경에 대한 레이놀즈수는 8500, 작동유체는 물($Pr = 6.9$)을 사용하였다.

2.2 계산 영역 및 경계조건

계산 영역은 Fig. 1에 나타난 것과 같다.

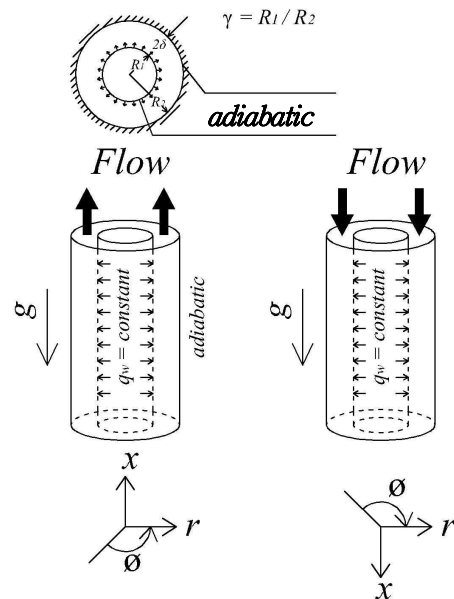


Fig. 1 Schematic diagram of vertical annular pipe

Table 1 Summary of the grid resolution between preceding and present studies

	Chung et al. (2002)	Present study
$r \times \phi \times x$	$28 \times 0.5\pi\delta \times 18\delta$	$28 \times 0.5\pi\delta \times 5\pi\delta$
Grid	(65, 128, 192)	(128, 128, 128)
L_x^+	2605	2219.67
L_{ϕ}^+	454.5	247.87
$L_{\phi 0}^+$	909.25	458.14
Δx^+	13.6	17.34
$(R_1 \Delta \phi)^+$	3.55	3.87
$(R_2 \Delta \phi)^+$	7.10	7.16
Δr_i^+	0.24	0.11
Δr_o^+	0.24	0.1
Δr_{max}^+	12.29	6.1

반경 비 γ 는 실험결과와의 비교를 위하여 실험 조건과 동일한 0.515인 경우에 대해 계산을 수행하였다. 경계조건으로는 축 방향과 원주방향으로 주기적인 조건이 부여되었으며, 양쪽 벽면에서의 속도는 점착조건이 부여되었다.

열 경계 조건은 안쪽 벽에서 일정 열 유속 조건, 바깥쪽 벽에서는 단열조건이 주어졌다. 압력 조건은 Neumann 조건이 부여되었다.

Table 1에 격자 정밀도를 선행연구와 비교하였다. N1, N2, N3는 각각 반경방향, 원주방향, 축 방향의 격자수를 나타내며, 축 방향과 원주방향으로는 균일 격자계, 반경방향으로는 hyperbolic tangent 함수를 이용한 불균일 격자를 채택하였다.^(1,6)

2.3 수치적 방법

본 연구에서는 식 (1) - (3)이 2차 공간정확도를 가지도록 이산화한 후 Fractional step method를 이용하여 수치적분하였다. 압력항은 셀의 중앙에서 속도항은 셀의 경계면에서 정의되었다. 또한 효율적인 계산을 위해 Akselvoll과 Moin⁽¹⁰⁾에 의해 제안된 시간차분법을 채택하였다. 이 방법은 이산화된 운동량방정식의 하나의 성분만이 비선형이기 때문에 계산을 단순화 시킨다. 외재적으로 처리된 식은 3차 정확도를 가지는 Runge - Kutta 방법을 사용하여 계산하였고, 내재적으로 처리된 식은 Crank - Nicolson 방법을 사용하여 계산하였다.⁽¹⁾

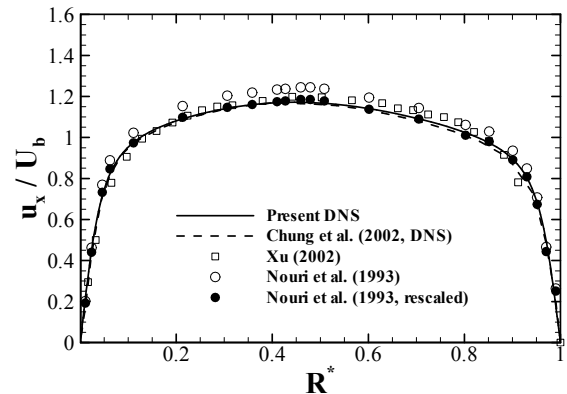


Fig. 2 Mean velocity profiles for forced convection

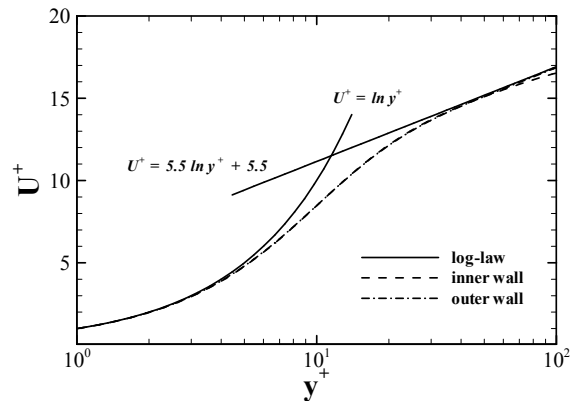


Fig. 3 Mean velocity profiles compared with the law of the wall

3. 결과 및 토의

3.1 유동특성

Fig. 2는 해석의 신뢰성 검증을 위하여 강제대류 현상에 대한 동일한 조건에서의 기존의 실험 및 DNS 결과와 비교하였다. 선행 DNS 연구결과와 거의 일치하였으나 실험 결과와는 약간의 오차가 있는 것을 확인하였다. 우선, Nouri 등⁽⁴⁾의 실험결과에서 전체적인 속도분포가 큰 것은 무차원화 된 속도분포의 적분 값이 1을 만족하지 않는 수학적 오류를 범하고 있기 때문에 이를 재구성 하였을 경우에 본 연구와 매우 잘 일치하였다. 그리고 Xu⁽⁷⁾의 연구결과와의 비교에서는 벽면 근처에서 약간의 오차를 보이고 있는데, 이보다는 Fig. 3에서처럼 벽좌표계에서 벽법칙을 잘 만족하는 것을 확인함으로써 본 연구에서 사용된 수치해석 방법의 신뢰성을 입증하였다.

Table 2는 본 연구에서 사용된 부력조건을 제시하였다.

Table 2 Flow and heat transfer conditions

Case	$Bo \times 10^6$	Case	$Bo \times 10^6$
UP1	1.8	DW1	-1.8
UP2	5.5	DW2	-5.5
UP3	9.0	DW3	-9.0
UP4	13.0	DW4	-13.0

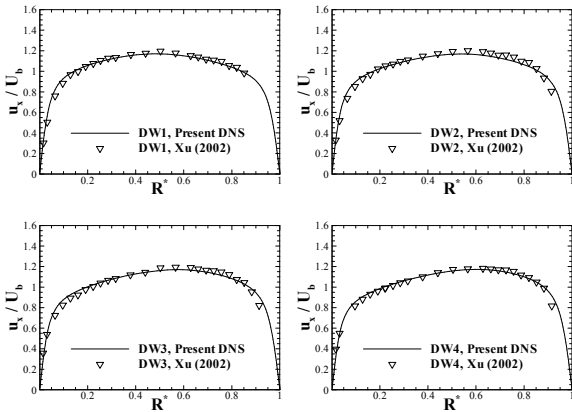


Fig. 4 Mean velocity profiles in downward heated flow

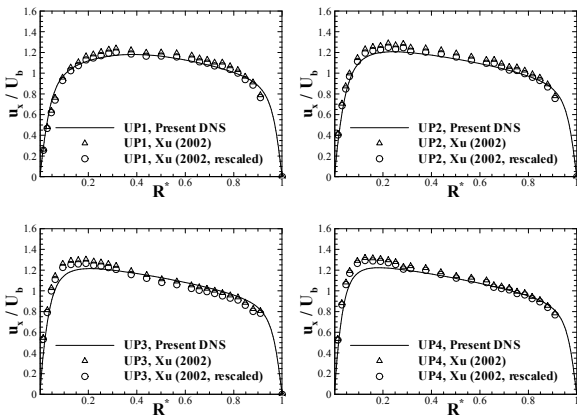
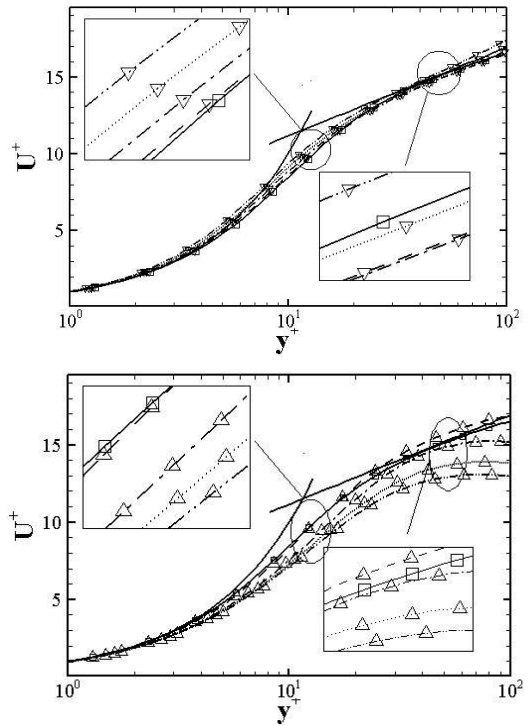


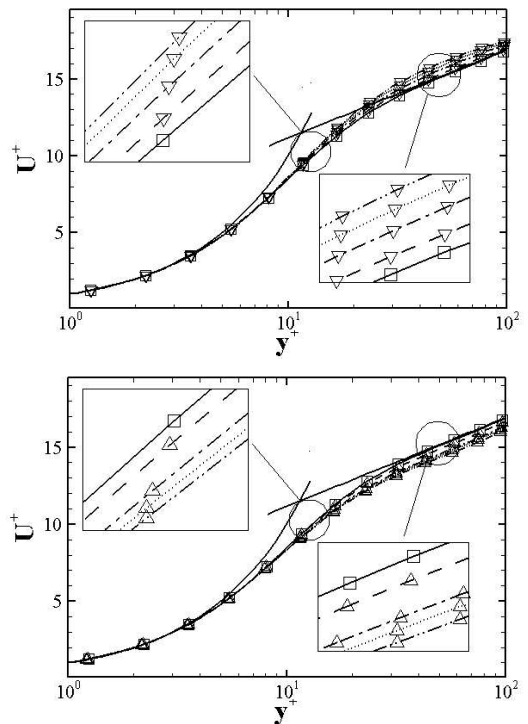
Fig. 5 Mean velocity profiles in upward heated flow

Fig. 4 와 Fig. 5 는 부력의 영향에 따른 속도분포를 동일한 조건에서 수행된 Xu⁽⁷⁾의 실험결과와 비교한 것이다.

강제대류와 하강유동의 경우 실험결과와 수치 해석 결과가 거의 일치하는 것을 알 수 있다. 그러나 상승유동의 경우, Nouri 등⁽⁴⁾의 선행연구와 같이 Xu⁽⁷⁾의 실험결과도 무차원화 된 속도의 적분 값이 1보다 크게 나타나는 것을 확인하였다. 이는 앞서 밝힌바와 같이 평균속도로 무차원화 하는 과정에서 생긴 오차로 보이며 이를 고려하여 데이터를 재구성 하였을 경우에는 본 연구의 DNS 결과와 거의 일치하는 것을 알 수 있다.



(a) inner wall



(b) outer wall

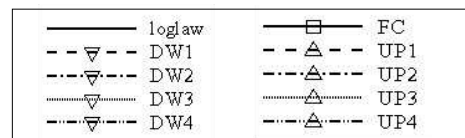


Fig. 6 Mean velocity profiles in wall coordinates

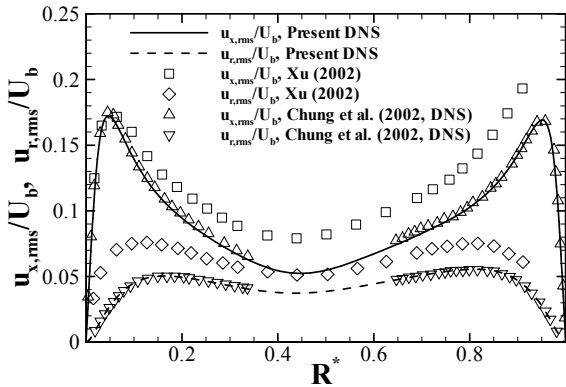


Fig. 7 Velocity fluctuations in forced convection

Fig. 6 은 벽좌표계로 나타낸 속도분포이다. 부력의 영향이 커짐에 따라 속도분포는 더 이상 벽법칙을 만족하지 않는 것을 확인하였다. 같은 조건에서 상승유동에 비해 하강유동은 부력에 크게 영향을 받지 않는 것으로 나타났다. 또한 안쪽 벽에서의 상승 유동의 경우 열전달이 증가함에 따라 속도 분포가 점진적으로 감소하지 않고 초기에는 증가하였다가 다시 감소하는 것을 보였다.

3.2 난류강도

Fig. 7 은 강제대류에서 유동방향과 반경방향 속도 섭동량의 RMS 값을 선행연구 결과와 비교하였는데 매우 잘 일치함을 알 수 있다. 그러나 실험 결과와는 정성적으로는 유사한 결과를 보였지만 정량적인 오차가 있는데 이는 레이저를 이용해서 측정하는 LDA의 경우 물과 같이 온도에 따라 굴절률이 변하는 매체를 사용할 경우 빛의 방향이 더 이상 직선이 되지 않기 때문에 섭동량이 커진 것으로 판단된다.^(11,12) 또한 유동이 난류일 경우 섭동량 측정에서 LDA 기법은 Hot - Wire Anemometry 기법보다 노이즈에 크게 민감하며 이를 보정하는 것이 필요한데,⁽¹³⁾ 이 과정에서 생긴 정량적인 오차로 판단된다.

Fig. 8과 Fig. 9는 하향유동과 상향유동의 속도 섭동량을 실험결과와 비교한 것으로 역시 정성적으로는 잘 일치하지만 정량적인 오차를 보였다. 속도 섭동은 상향유동일 경우 열전달이 증가할수록 안쪽벽에서의 섭동값이 크게 감소하며 반경방향의 속도섭동의 최대값은 완전히 바깥쪽 벽으로 이동하였다.

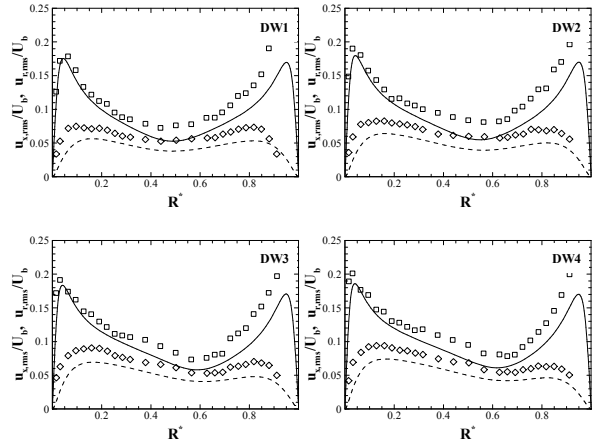


Fig. 8 Velocity fluctuations in downward heated flow

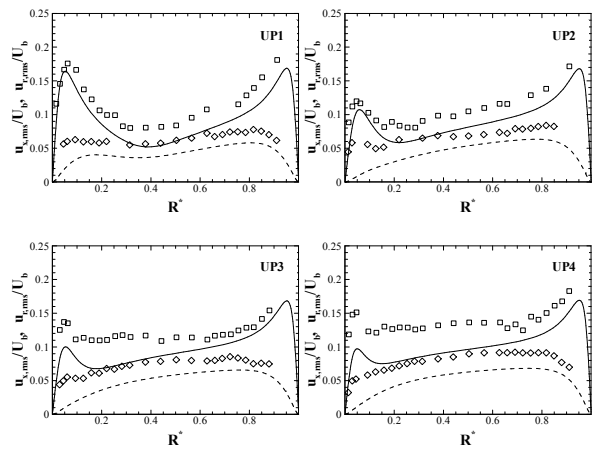


Fig. 9 Velocity fluctuations in upward heated flow

Fig. 10, Fig. 11 은 부력에 따른 레이놀즈 응력 분포를 나타낸 것이다. 정량적인 오차는 앞서 말한 속도 섭동을 구하는 과정에서 생긴 오차로 보이지만 정성적으로는 유사한 결과를 보인다. 열전달이 증가함에 따라 레이놀즈 응력이 0이 되는 위치는 하강유동일 경우에는 바깥쪽 벽으로 이동하고 상승유동일 경우에는 안쪽 벽으로 이동하였으며 실험 결과와 거의 일치하고 있다. 레이놀즈 응력의 크기는 하강유동에서는 안쪽벽에서 크게 증가하고 있지만 상승유동에서는 거의 0에 가깝게 감소하는 것을 확인하였다.

3.3 열전달계수

Fig. 12 은 Xu의 실험결과⁽⁷⁾와 본 연구에서 얻어진 누셀수의 비를 나타낸다.

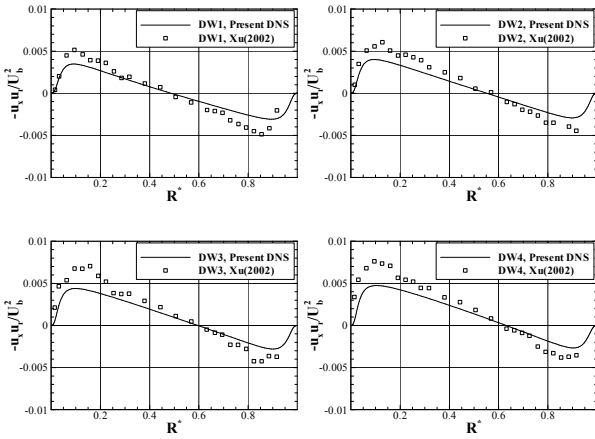


Fig. 10 Reynolds shear stress in downward heated flow

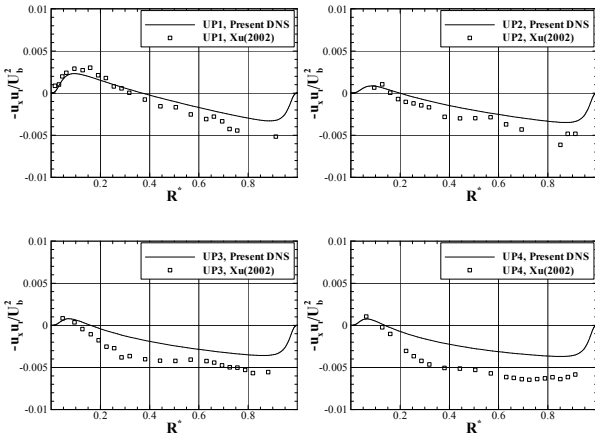


Fig. 11 Reynolds shear stress in upward heated flow

본 연구에서 수행한 부력조건에서 누셀수에 대한 수치해석 결과는 실험결과와 거의 일치하는 것을 알 수 있으며 기존의 연구결과와 같이 하향유동의 경우 부력의 영향이 커질수록 누셀수가 지속적으로 증가하지만, 상승유동의 경우 부력의 영향이 커짐에 따라 누셀수가 감소하였다가 다시 증가하는 현상 역시 확인할 수 있었다.

3.4 순간 와류장

Fig. 13과 Fig. 14는 순간 와류장을 3차원으로 도시한 것이다. 하향유동의 경우에는 부력의 영향이 증가함에 따라 안쪽 벽에서의 와류강도가 점진적으로 강해지며 바깥쪽 벽에서는 변화가 거의 없는 것을 알 수 있다. 그에 반해 상향유동의 경우에는 부력의 영향이 미치는 초기에는 와류장이 거의 사라졌다가 부력의 영향이 일정범위이상 증가하면 다시 와류장이 증가하는 것을 알 수 있다.

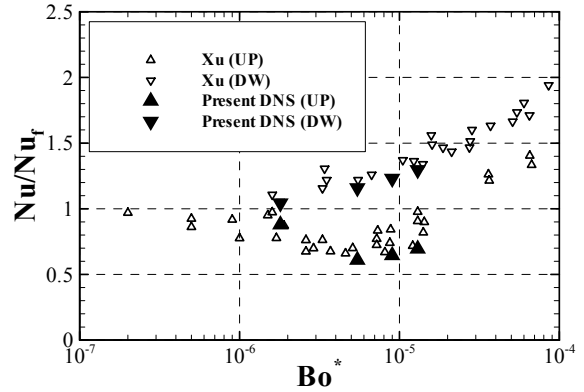


Fig. 12 Nusselt number ratio

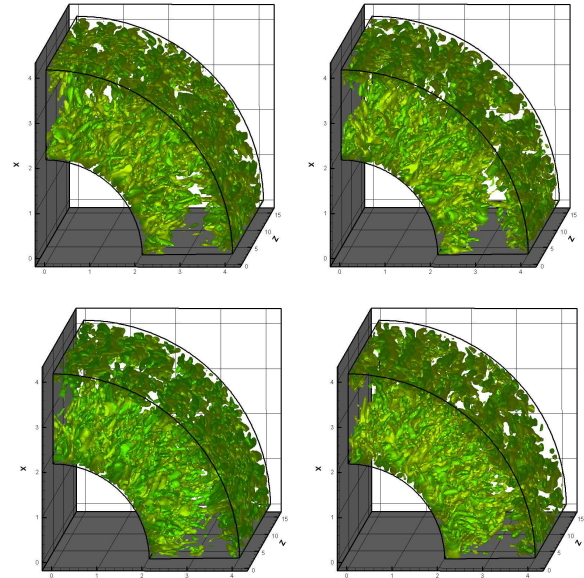


Fig. 13 Instantaneous vorticity fields in downward heated flow

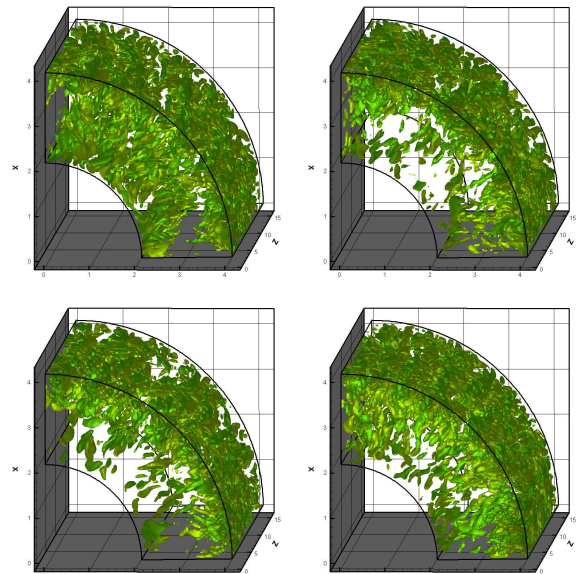


Fig. 14 Instantaneous vorticity fields in upward heated flow

4. 결 론

우선 수치해석 결과의 신뢰성 검증을 위해 강제대류의 수치해석 결과를 선행연구⁽⁶⁾와 비교하여 일치하는 결과를 얻었으며, 혼합대류의 결과는 실험결과⁽⁷⁾와 정량적인 오차는 있었으나 정성적으로 매우 잘 일치하는 것을 확인하였다. 이는 LDA기법이 가진 불안요소와 평균속도를 구하는 과정에서 생긴 오차에 기인하는 것으로 보인다. 열전달 계수를 비교한 결과 역시 기존의 실험 결과와 거의 일치하는 것을 확인하여 수치해석기법의 신뢰성을 확인하였다.

하향유동의 경우 부력의 영향이 증가할수록 속도섭동과 열전달계수와 벽근처에서의 와류강도가 점진적으로 증가하였지만 상향유동의 경우 부력이 증가하는 초기단계에는 속도섭동과 열전달계수, 와류강도가 크게 감소하였다가 부력의 영향이 일정범위 이상 증가하면 다시 증가하는 특징을 보였다.

또한 Xu의 선행연구에서는 부력의 영향에 따른 유동특성과 열전달 특성의 변화경향을 실험으로 측정하여 결과의 노이즈가 크고 후처리에서 생긴 질량보존 불만족에 의해 모든 실험결과들에 오차가 있었지만 본 연구결과에서는 수치해석 결과가 선행연구와 정성적으로 잘 일치하면서 질량보존을 만족하여 신뢰성있는 결과를 얻었다고 할 수 있다.

후 기

본 연구는 한미 I-NERI 국제 공동과제의 일부로서, 한국과학기술기획평가원(KISTEP)의 재정적인 지원과 또한 마이크로 열시스템 연구센터의 지원하에 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Yoo, J. W., Yoo, J. Y. and Choi, H. C., 2003, "Direct Numerical Simulation of Heated Vertical Air Flows in Fully Developed Turbulent Mixed Convection," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 46, No. 9, pp. 1613~1627.
- (2) Jackson, J. D., Cotton, M. A., Axcell, B. P., 1989, "Studies of Mixed Convection in Vertical Tubes," *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 10, No. 1, pp. 2~15.
- (3) Parlatan, Y., Todreas, N. E. and Driscoll, M. J., 1996, "Buoyancy and Property Variation Effects in Turbulent Mixed Convection of Water in Vertical Tubes," *J. Heat Transfer*, Vol. 118, No. 2, pp. 381~387
- (4) Nouri, J. M., Umur, H. and Whitelaw, J. H., 1993, "Flow of Newtonian and Non-Newtonian Fluids in Concentric and Eccentric Annuli," *J. of Fluid Mech.*, Vol. 253, pp. 617~641.
- (5) Escudier, M. P., Gouldson, I. W. and Jones, D. M., 1995, "Flow of Shear-thinning Fluids in a Concentric Annulus," *Exp. in Fluids*, Vol. 18, pp. 225~238.
- (6) Chung, S. Y., Rhee, G. H. and Sung, H. J., 2002, "Direct Numerical Simulation Of Turbulent Concentric Annular Pipe Flow. Part 1: Flow Field," *Int. J. Heat Fluid Flow*, Vol. 23, pp. 426~440.
- (7) Xu, Z., 2002, "Study of the Influences of Buoyancy on Turbulent Flow and Heat Transfer in a Vertical Passage of Annular Cross-section," *Ph. D. Thesis*, University of Manchester.
- (8) Kang, S., Patil, B., Zarate, J. A. and Roy, R. P., 2001, "Isothermal and Heated Turbulent Upflow in a Vertical Annular Channel - Part I. Experimental Measurements," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 1171~1184.
- (9) Zarate, J. A., Roy, R. P. and Laporta, A., 2001, "Isothermal and Heated Turbulent Upflow in a Vertical Annular Channel - Part II. Numerical Simulations," *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 44, pp. 1185~1199.
- (10) Akselvoll, K. and Moin, P., 1995, "Large Eddy Simulation of Turbulent Confined Coannular Jets and Turbulent Flow Over a Backward Facing Step," *Mech. Eng. Dept. Report TF-63*, Stanford University.
- (11) Buchhave, P., George, W. K. and Lumley, J. L., 1979, "The Measurement of Turbulence with the Laser-Doppler Anemometer," *Annual Review of Fluid Mechanics*, Vol. 11, pp. 443~503.
- (12) Shen, Y., Xia, K. Q. and Tong, P., 1995,

"Measured Local-Velocity Fluctuations in Turbulent Convection," *Phys. Rev. Lett.*, Vol. 75, No. 3, pp. 437-440.

(13) van Maanen, H. R. E., 1999, "Retrieval of

Turbulence and Turbulence Properties from Randomly Sampled Laser-Doppler Anemometry Data with Noise," Ph. D. Thesis, Technische Universiteit Delft.