

원형 이중관 내에서 PIV 기법을 이용한 선회유동에 관한 실험적 연구

장 태 현[†]

(원고접수일 : 2003년 5월 9일, 심사완료일 : 2003년 6월 19일)

An Experimental Study on Swirling Flow in a Cylindrical Annuli by Using PIV Technique

Tae-Hyun Chang[†]

Key words : Annuli, swirl angle, concave tube, convex tube

Abstract

An experimental investigation was performed to study the characteristics of turbulent swirling flow in an axisymmetric annuli. The swirl angle measurements were performed by flow visualization technique using smoke and dye liquid along the test tube.

Using the Particle Image Velocimetry method, this study found the time-mean velocity distribution and turbulent intensity with swirl for $Re = 20,000, 30,000, 50,000,$ and $70,000$ along longitudinal sections and the results appear to be physically reasonable.

Nomenclature

A : Cross Section area of the test tube[m²]
C_p : Specific Heat at Constant Pressure. [kJ/kg K]
D : (do-di) [mm].
d_o : The annulus concave diameter[mm].
d_i : The annulus convex diameter[mm].
f : Friction factor for fully-developed flow.
f_s : Friction factor for swirl flow.
L : Axial distance between the exit of

the swirl chamber and the inlet of test section tube.

P : Fluid Pressure[Pa]

P_o : Atmospheric Pressure[Pa]

Pr : Prandtl number.

P_s : Static Pressure[Pa]

P_v : Total Pressure[Pa]

Re : Reynolds number, $\frac{UD}{\nu}$.

R_i : Radius of the convex tube [mm]

R_o : Radius of the concave tube [mm].

T : Local air temperature[°C]

X : Axial coordinates[mm]

[†] 책임저자(경남대학교 기계자동차공학부) E-mail : changtae@kyungnam.ac.kr, T : 055)249-2613

y : Radial position[mm]
 U : Averaged axial velocity [m/s].

Greek Symbols

ρ : Density[kg/m³]
 ν : Kinetic viscosity[m²/s]
 τ_w : Wall shear stress[N/m²]
 θ : Swirl angle[°]

1. 서 론

이중관 내의 유동은 산업현장에서 급수가열기, 해수와 냉각수의 열교환기, 관형 열교환기, 사이클론 그리고 모터와 발전기의 회전자 및 스테이터 등의 냉각에 폭넓게 사용되고 있으며 많은 연구자들의 관심이 되어왔다.

이 유동에 대한 초기연구로는 1948년 Rothfus⁽¹⁾가 공기를 유체로 하여 관 마찰계수와 속도분포를 구하였고 이듬해에 난류강도와 레이놀즈 스트레스 등을 구하였다.

Brighton등⁽²⁾은 1964년 물을 사용하여 $Re = 46,000 \sim 327,000$ 범위에서 피토관(Pitot tube)과 열선풍속계를 이용하여 평균속도, 난류강도 및 레이놀즈 스트레스(Reynolds stress)등을 구하였다.

Alan Quarmby⁽³⁾는 반경비(Ro/Ri)가 2.88~9.37에서 물을 유체로 하여 $Re = 6000 \sim 9,000$ 에서 관 마찰계수와 속도분포를 피토관과 열선풍속계를 이용하여 측정하였다.

Tuft 등⁽⁴⁾은 이중구형에서 물을 이용하여 $Re = 41 \sim 465$ 에서 유한 차분법과 실험적인 방법으로 Nusselt수를 구하였고, Molki등⁽⁵⁾은 내부관(convex tube)이 회전하는 상태에서 공기를 유체로 하여 $Re = 500 \sim 1,250$ 에서 나프타렌 승화기법을 이용하여 Nusselt수를 구하였다. 2000년대에 들어와서 Garimella 등⁽⁶⁾이 나선형의 흡이 있는 수평이중관에서 물을 유체로 하여 $Re = 310 \sim 1000$ 에서 관 마찰계수를 구하고 LMTD(Log-Mean Temperature Difference)기법을

이용하여 Nusselts 수를 구하고, 관 마찰계수가 난류유동에서 층류보다 10 배정도 높게 나타나고 Nusselts 수는 4~20배 정도 크게 나타남을 발표한 바 있다.

이중관에서 선회유동에 관한 연구로는 Chigier 등⁽⁷⁾, Scott등⁽⁸⁾, Milar⁽⁹⁾, Clayton등⁽¹⁰⁾ 그리고 Reddy 등⁽¹¹⁾이 속도분포와 압력손실을 실험을 통하여 측정또는 수치해석방법으로 연구하였다.

이 분야의 국내의 연구로는 김경천과 안수환 등^(12~15)이 표면이 거치른 사각형 이중동심관 내에서 유동의 난류구조 및 열전달 특성을 $Pr = 0.72$ 인 경우에 대하여 연구하여 거칠기가 전체 효율적인 면에서 열전달률을 향상시킨다고 보고하였다.

이중관인 경우는 양 벽 근처에서 열선풍속계나 LDV등으로 난동성분을 측정하기에는 어려움이 있다. 이와 같은 경우는 PIV(Particle Image Velocimetry) 기법을 이용하는 것이 바람직하다고 본다.

따라서 본 연구에서는 공기를 유체로 하여 수평동심이중관의 반경비 $Ro/Ri = 3.0$ 에서 스모크와 염색액을 이용하여 가시화 실험을 통하여 선회유동의 특성을 규명하고, 물에서 2차원 PIV 기법을 이용하여 $Re = 20,000 \sim 80,000$ 에서 선회유동의 시간평균 속도벡터, 축방향속도 그리고 난동성분 등을 구하였다.

2. 실험장치

Fig.1 은 본 연구에 사용된 실험장치의 구성도이다. 테스트 튜브는 같은 크기로 두 종류를 제작하였다. 즉, 가시화실험용 테스트 튜브와 유동 실험용이다. 가시화 실험용 테스트 튜브는 내경 150mm, 길이 3,000mm의 아크릴관과 외경 50mm, 길이 4,000mm의 스테인레스튜브로 제작하였고, 유동 실험용은 테스터 튜브 입구에 선회발생기를 설치하여 이중관, multi-pitot tube, 급수탱크 및 순환펌프(5 HP*220V)에 연결하여 폐회로를 만들어 실험하였다. 테스트 튜브를 이중동심관으로 만들기 위하여 튜브의 양 끝에 3개의

플렌지를 사용하였다. 즉, 외부관(concave tube)용 플렌지, 내부관(convex tube)용 플렌지 그리고 상대튜브용 플렌지를 사용하고 선회발생기 측은 발생기의 입구 플렌지가 내부관을 고정시키도록 제작하였다.

이렇게 하여 테스트 튜브를 이중동심 관으로 만들 수 있었다.

Multi-pitot tube를 제작한 회사(Taurus Controls Ltd)는 비 선회유동에서만 피토관을 검정하고 선회유동에 대해서는 검정한 결과가 없으므로 테스트 튜브 앞에 정류장치(honey comb)를 설치하여 선회유동에도 사용할 수 있도록 하였다. 또한, 각 Re수에 대하여 테스트 튜브 내를 유동하는 유체의 정압을 측정할 수 있도록 내부관에 정압공을 만들고 1.5mm의 동관을 연결하여 테스트 튜브 외부에서 정압을 측정할 수 있도록 제작하였다. 비 선회유동을 실험한 경우에는 선회 발생기 및 와류실(swirl chamber)을 분리시키고 직경이 동일한 관(guider tube)을 설치하였다. Fig. 2는 테스트 튜브, 선회발생기 및 multi-pitot tube를 도식적으로 나타낸 것이다.

5° 간격으로 8개소에서 외부로부터 내부로 접선 방향(tangential direction)으로 직경 3.0mm 의 구멍을 뚫어 제작하였다.

선회강도를 조절하기 위하여 선회실(swirl chamber)내에서 선회발생기를 이동하여 선회강도(swirl intensity)를 조절할 수 있도록 설계하였다.

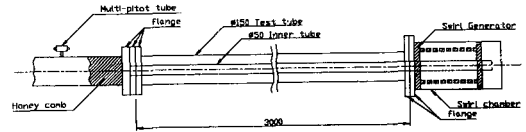


Fig. 2 Schematic Diagram of the Test Tube

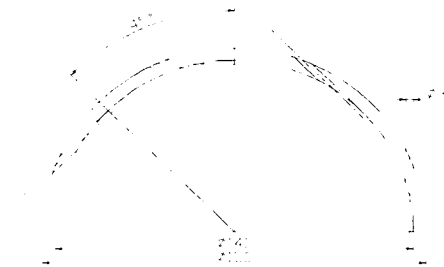
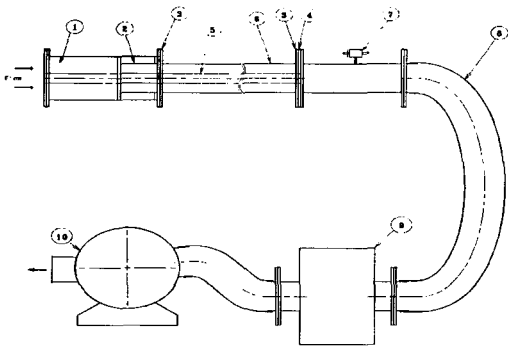


Fig. 3 Cross section view through the swirl generator



① Swirl chamber	② Swirl generator
③ Teflon flange(for concave tube)	④ Teflon flange (for convex tube)
⑤ Convex tube (PVC tube)	⑥ Test tube (Concave, Copper)
⑦ Multi pitot tube(TORBAR 301)	⑧ Flexible hose
⑨ Air chamber(φ600×H1,000mm)	⑩ Recirculation Pump(220V,5HP)

Fig. 1 Experimental Apparatus for Swirling Flow

Fig. 3은 선회 발생기의 단면을 나타낸 것이다. 선회발생기는 외경 166.0mm의 아크릴 관에 4

2.1 실험방법

본 연구에 사용된 광원은 공냉식 500mW Ar-ion 레이저를 이용했다. 광원의 이동을 용이하게 하기 위해 광케이블로 빛을 이동시킬 수 있는 LLSP(Laser Light Sheet Probe)를 사용하였다. 또한 이 LLSP는 레이저 층의 두께를 약 1mm 정도로 조절을 할 수도 있다. 광케이블의 길이는 약 10m이다. 펄스화 된 광원을 얻기 위해서 AOM (Acoustic Optical Modulator)를 사용했다. 유동장의 획득을 위해서 1초에 30장의 이미지를 획득할 수 있는 Panasonic 사의 CCD (Charge Couple Device) 카메라 (WV3P310)를 사용했다. 영상의 기록을 위해 디지털 레코더를 사용하였고, 그리고 획득된 이미지를 컴퓨터로

0에서 255단계의 gray 레벨로 전송하는 DT3155 (640×480 pixel) 보드를 사용했다. 실험에 사용된 입자(particle)는 나일론12(120 μ m)이다.

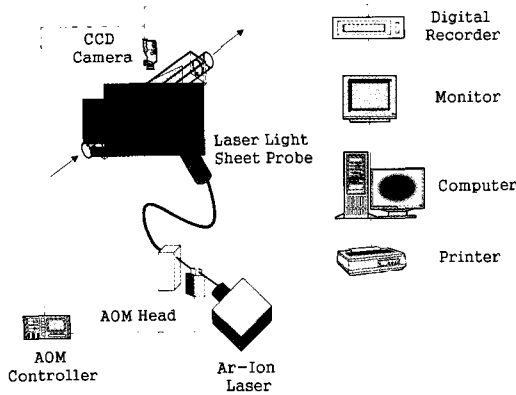


Fig. 4 Schematic arrangement of the PIV system

작업유체는 구하기 쉬운 수도 물(city water)을 사용했고 실험당시의 온도는 21 $^{\circ}$ C였다. Fig. 4는 PIV 장치의 전체 시스템을 나타낸 것이다.

3. 실험 결과 고찰

3.1 선회각(Swirl Angle)

선회유동의 특징을 알기 위하여 스모그와 염색액을 사용하여 가시화 실험을 하였다.

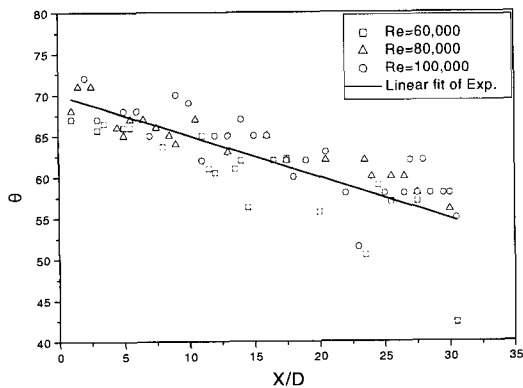


Fig. 5 Comparisons of swirl angle for Re = 60,000, 80,000 and 100,000 at L/D = 0.

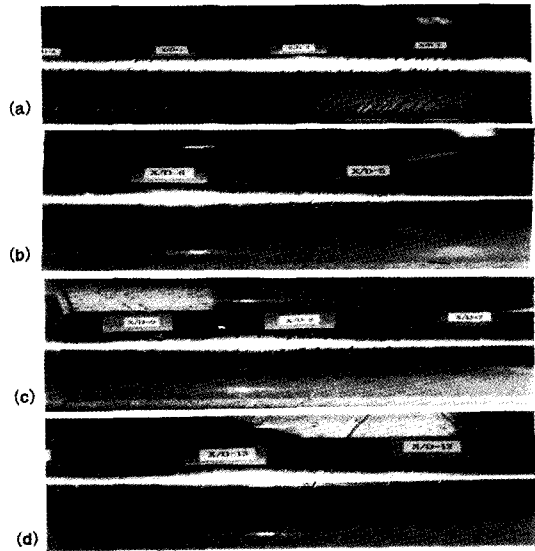


Fig. 6 Swirl Angle Distributions along the Test Tube by using Smoke for Re = 60,000 at L/D = 0, (a) X/D = 1~3, (b) X/D = 5~6, (c) X/D = 7~9 and (d) X/D = 12~13.

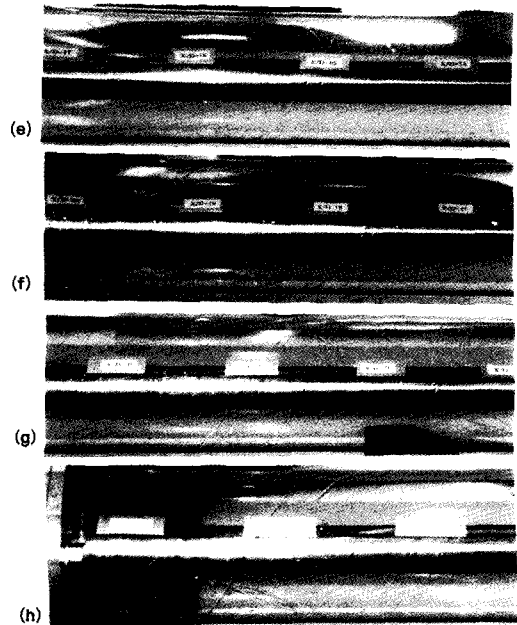


Fig. 7 Swirl Angle Distributions along the Test Tube by using Smoke for Re = 60,000 at L/D = 0, (e) X/D = 14~16, (f) (a) X/D = 18~20, (g) X/D = 24~26 and (h) X/D = 28~30.

스모그를 이용한 가시화 실험에서는 독일의 SAFEX사의 스모그 발생기 Model F2001를 사용하였다. 먼저 $Re = 60,000, 80,000$ 그리고 $100,000$ 에서 공기 중에 스모그를 와류실(swirl chamber) 내에 주입시켜 테스트 튜브내를 유동시켰다. 스모그의 발생온도는 약 $40^{\circ}C$ 정도이고 실내온도는 $15^{\circ}C$ 였다. 스모그가 테스트 튜브에 유입되면서 $15^{\circ}C$ 정도의 관벽을 통과하면서 약 $40^{\circ}C$ 의 스모그는 응축하여 Fig. 6 과 Fig. 7 과 같은 유선을 형성하였다. 이 결과를 투명한 필름(Transparency film)를 이용하여 관 외부에 감아서 각 위치(X/D)에서 선회 각을 측정하였다.

또한, Fig. 8, 9, 10과 같이 염색액(빨강, 파랑,

초록색 잉크)을 주입하여 측정하고자 하는 위치에서 선회각을 측정하였다. 이 둘 두 결과로부터 식(1)에서와 같은 선회 각에 대한 식을 얻었다.

이 선회각은 $Re, L/D$ 및 X/D 의 함수로 주어졌고, 이 식의 결과를 Fig. 5에서 실험 결과와 비교하였다.

$$\theta = 64.285 + (7.216 \times 10^{-5})Re - 0.633(L/D) - 0.504(X/D) \quad (1)$$

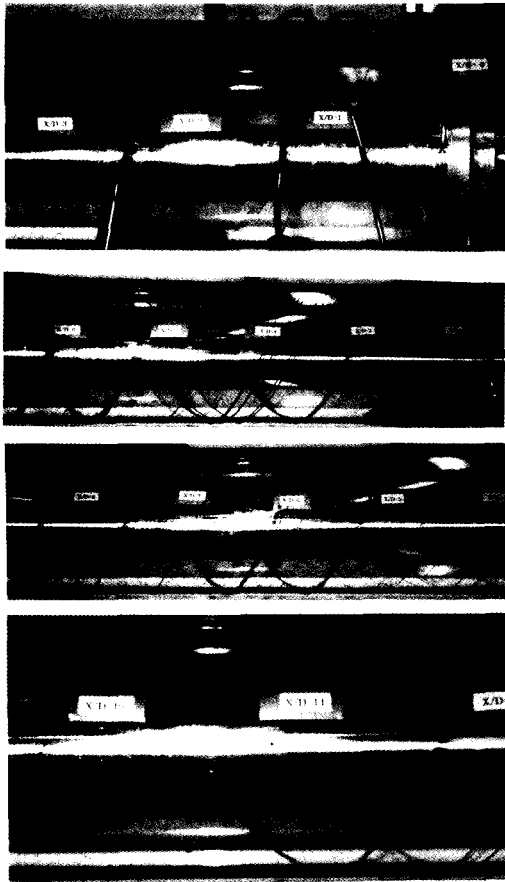


Fig. 8 Swirl Angle Distributions along the Test Tube by using Dye Liquid for $Re = 80,000$ at $L/D = 4$ and $X/D = 1 \sim 15$.

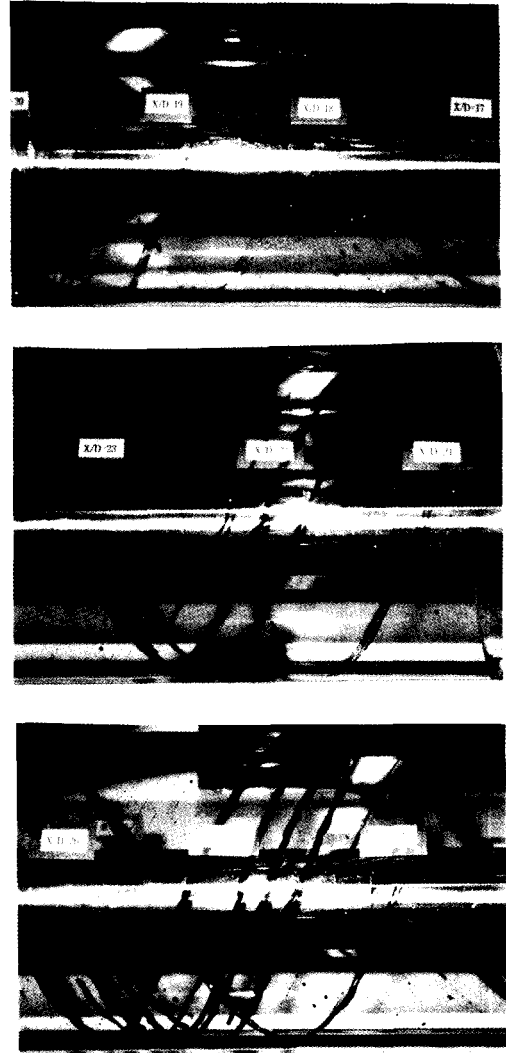


Fig. 9 Swirl Angle Distributions along the Test Tube by using Dye Liquid for $Re = 80,000$ at $L/D = 4$ and $X/D = 17 \sim 26$.

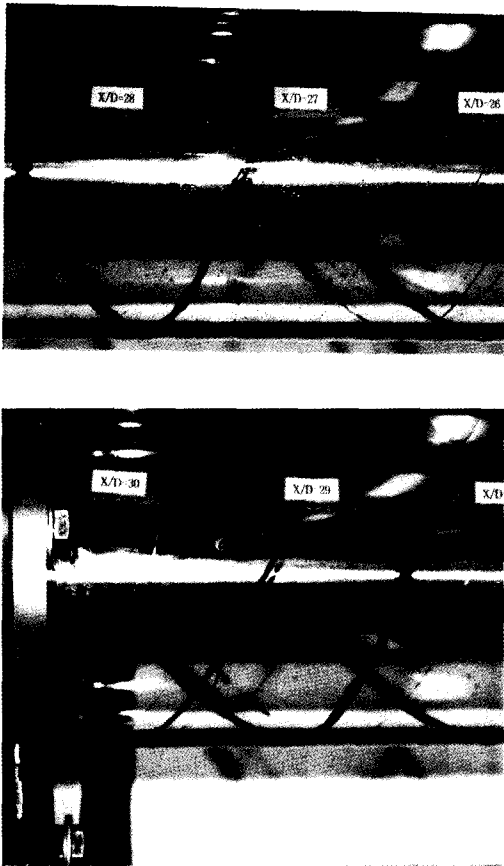


Fig. 10 Swirl Angle Distributions along the Test Tube by using Dye Liquid for $Re = 80,000$ at $L/D = 4$ and $X/D = 26 \sim 30$.

3.2 축 방향속도 분포

Fig. 11은 $Re=20,000$ 에서 시간평균 속도벡터를 나타낸 것이다. 테스트 튜브입구 부근의 내벽 (convex tube) 근처에서는 음의 속도벡터를 나타내고 테스트튜브를 따라가면서 선회는 점차 소멸되어 가는 현상을 나타내고 있다. 외벽(concave tube) 근처, $y/(R-r) = 0.8$ 에서는 등속도벡터를 나타낸다. 튜브 외벽 근처에서는 강한 속도벡터를 보이고 있다. 그리고 관을 따라가면서 점차 소멸되는 결과를 나타내었다. 이 현상은 선회유동에서 접선방향 속도성분이 테스트튜브를 따라가면서 소멸되는 결과로 생각된다.

Fig. 13은 Fig. 11의 속도벡터로부터 계산한

축 방향속도를 $Re = 20,000$ 에서 $X/(D-d) = 3, 5.5, 8, 13, 15.5, 18, 23$ 그리고 25에서 나타낸 것이고,내고, Fig. 14는 $Re = 40,000$ 에서 축방향속도를 나타낸 것이다.

지금까지 발표된 연구 결과와는 달리 내벽 (convex tube) 근처에서 음의 속도 분포를 보이고 있다. 이 현상은 $X/(D-d) = 3 \sim 23$ 까지 계속되었다. 지금까지 열선풍속계나 LDV를 사용한 경우는 내벽근처에서 정확히 음의 속도를 측정하기가 어려웠다. 그리고 $y/(R-r) = 0.75$ 근처에서 축방향 속도분포는 하나의 등속점을 이루고, $y/(R-r) = 0.9$ 근처에서 최고 값을 나타내다 감소하였다.

이와 같은 현상은 수평 원통관에서 선회유동의 축방향속도 분포와 유사하나 속도 구배가 완만하게 나타났다. 이것은 유동이 양 벽을 지나면서 접선방향 속도가 빠르게 소멸하는 것으로 생각된다.

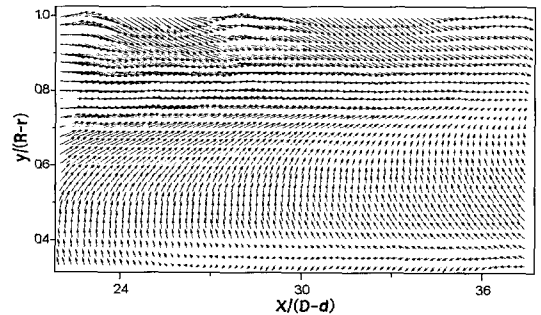


Fig. 11 Time Mean Velocity Vector with Swirl along the Test Tube for $Re = 20,000$

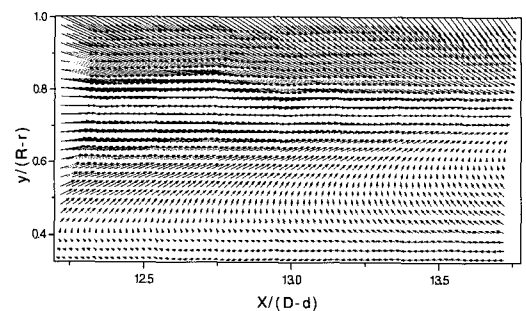


Fig. 12 Time Mean Velocity Vector with Swirl along the Test Tube for $Re = 40,000$

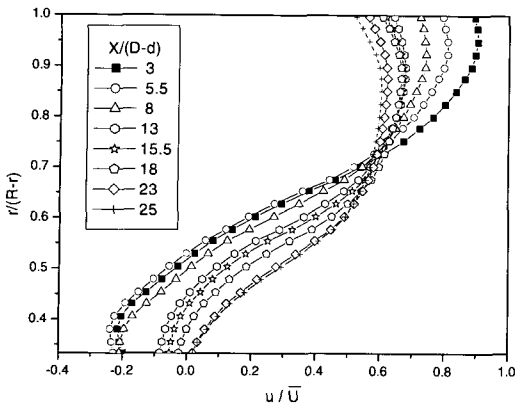


Fig. 13 Time Mean Axial Velocity Profiles with Swirl along the Test Tube for Re=20,000

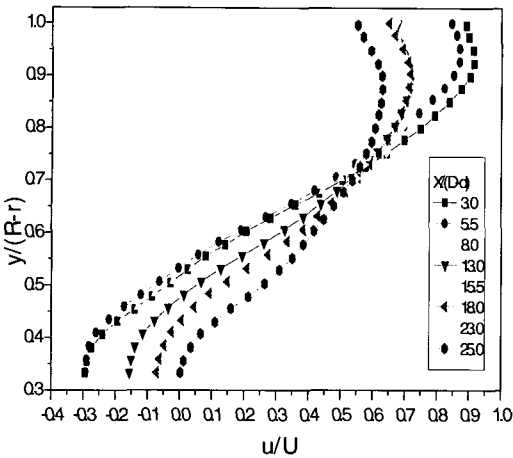


Fig. 14 Time Mean Axial Velocity Profiles with Swirl along the Test Tube for Re = 40,000

3.3 난류강도 분포

Fig. 15는 Fig. 11의 속도벡터로부터 계산한 축방향 난류강도를 Re=20,000에서 나타낸 것이다. 이 값은 테스트 튜브의 내벽근처와 $y/(R-r) = 0.8 \sim 0.9$ 까지 최소 값을 나타내고 있다. 이 영역에서 속도벡터나 축방향속도는 등속도를 나타내었다.

내벽근처에서는 이 영역이 재순환 구역이된다. 그러나 테스트 튜브입구의 외벽 근처에서는 최대 값을 나타내고 있다. 이것은 강한 접선방향속도 성분이 관벽에 충돌하는 원인으로 생각된다.

Fig. 16은 Re=40,000에서 축방향 난류강도를 나타낸다.

Re=40,000에서도 축방향 난류강도는 Re=20,000에서와 같이 유사한 현상을 나타내었으나 서나 외벽(concave wall)과 $y/(R-r) = 0.5 \sim 0.75$ 에서 Re=20,000에서 보다 강한 난류강도를 나타내었다. 이것은 Re 수 증가에 기인된 것으로 생각된다.

Fig. 17은 Re = 20,000에서 반경방향 난류강도를 나타낸 것이다. 축 방향보다 외벽근처에서 강한 상태를 나타내고있다. 특이한 현상은 $y/(R-r) = 0.4 \sim 0.6$ 에서 최소 값을 나타내고있다. 즉, 이 영역에서 축방향 난류강도가 최대값을 나타내었다.

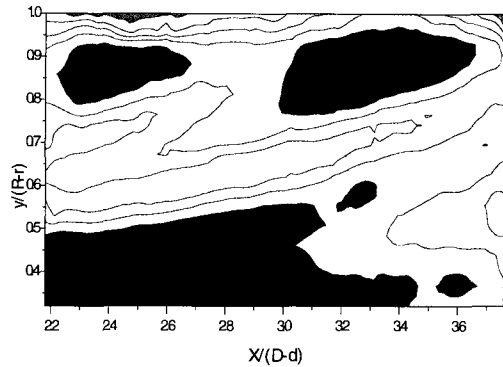


Fig. 15 Contours of Axial Turbulent Intensity along the Test Tube with Swirl for Re=20,000.

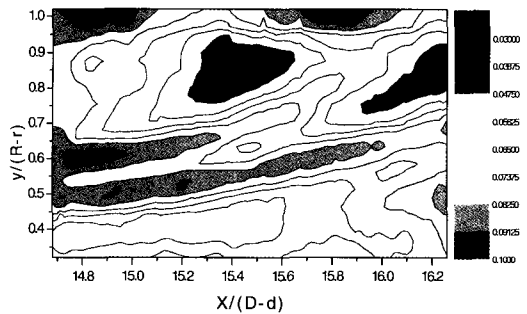


Fig. 16 Turbulent Intensity(u) of Re=40,000 at X/(D-d)=15.5

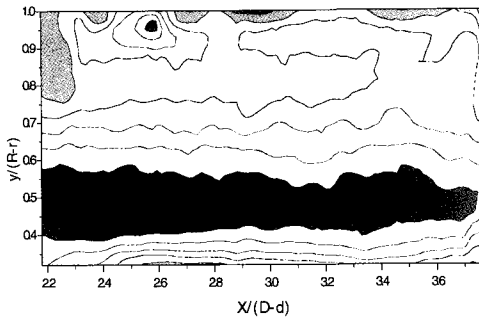


Fig. 17 Contours of Radial Turbulent Intensity along the Test Tube with Swirl for Re = 20,000.

4. 결 론

동심 수평이중 관에서 공기와 물을 사용하여 선회유동의 가시화실험 및 PIV 기법을 이용하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 가시화 실험에서 선회각(swirl angle)은 다음식을 얻었다.

$$\theta = 64.285 + (7.216 \times 10^{-5})Re - 0.633(L/D) - 0.504(X/D)$$

2. 관내벽(convex tube) 근처에서 음의 속도 벡터 및 음의 축 방향속도를 구하였다.

3. 축 방향속도 분포는 테스트 튜브를 따라 하나의 등속점이 존재하고 이 영역에서 속도 벡터 또한 등속도를 나타내었다.

4. 축방향 난류강도는 접선방향속도의 영향으로 외벽근처에서 최고값을 나타내고 $y/(R-r)=0.8 \sim 0.9$ 의 등속도 영역에서는 최소 값을 나타내었다.

또한, 반경방향난류강도는 $y/(R-r)=0.4 \sim 0.6$ 에서 최고값을 나타내었다.

후 기

본 연구는 경남대학교 2003학년도 학술논문 게재 연구비로 이루어졌습니다.

References

[1] Rothfus R. R., Velocity Distribution

and Fluid Friction in Concentric Annuli, PhD thesis, Carnegie Institute of Technology, 1948.

[2] Brighton J. A. and J. B., Jones., "Fully Developed Turbulent Flow in Annuli", J. of Basic Engineering, pp. 835-843, 1964.

[3] Alan Quarmby. "An Experimental Study of Turbulent Flow Through Concentric Annuli", Int. J. Mech. Sci. Vol.9, pp.205-221, 1967.

[4] Tuft D.B. and Brandt H., "Forced - Convection Heat Transfer in a Spherical Annulus Heat Exchange", J. of Heat Transfer, Vol. 104, pp.670-677, 1990.

[5] Molki M., Astill K. N. and Leal E., "Convective Heat-mass Transfer in Temperature Region of a Concentric Annulus having a Rotating inner Cylinder", Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol. 11, No.2, 1990.

[6] Garimella S. and Chritensen R. N., "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of Spirally Flute Annuli : Part II - Heat Transfer", J. of Heat, Transfer Vol. 117, pp. 55~68, 1995.

[7] Chighier A. N. and Beer J. M., "Velocity and Static - Pressure Distributions in Swirling Air Jets Issuing From Annular and Divergent Nozzle", ASME, J. of Basic Engineering, pp. 788~796, 1964.

[8] Scott C. J. and Raske D. R., "Turbulent Viscosities for Swirling Flow in a Stationary Annulus", ASME J. of Fluid Engineering, pp., 557~566, 1973.

[9] Milar D. A., "A Calculation of Laminar and Turbulent Swirling Flows in a Cylindrical Annuli", ASME, Winter Annual Meeting New York Dec. PP.89-98, 1979.

- [10] Clayton B. R., and Morsi Y. S. M., "Determination of Principal Characteristics of Turbulent Swirling Flow Along Annuli", Int. J. Heat & Fluid Flow Vol.6, No.1, pp. 31-41, 1985.
- [11] Reddy P. M., Kind R. J. and Sjolander S. AA., "Computation of Turbulent Swirling Flow in an Annular Duct", Num. Method in Laminar and Turbulent Flow pp. 470-480, 1987.
- [12] Soo Whan Ahan, Yoon Pyo Lee and Kyung Chun Kim, "Turbulent Fluid Flow and Heat Transfer in Concentric Annuli with Square - Ribbed Surface Roughness", J. of KSME(B), Vol. 17, No. 5, pp. 1297 - 1303, 1993.
- [13] Kyung Chun Kim, Soo Whan Ahan and Byeong Gyu Lee, "Turbulent Structure in Flow in Concentric Annuli with Rough Outer Wall", J. of KSME(B), Vol. 18, No. 9, pp. 2443 - 2453, 1994.
- [14] Kyung Chun Kim, Soo Whan Ahan and Yang Beom Jung, "Effect of Surface Roughness on Turbulent Concentric Annular Flows", J. of KSME(B), Vol. 19, No. 7, pp. 1749 - 1757, 1995.
- [15] Soo Whan Ahan, "Friction Factors for Flow in Concentric Annuli with Roughened Wall", J. of KSME(B), Vol. 23, No. 5, pp. 587 - 592, 1999.

저 자 소 개



장태현 (張泰鉉)

1942년 2월생. 1969년 동아대학교 기계공학과 졸업. 1971년 동아대학교 대학원 기계공학과 졸업(석사). 1991년 12월 University of Wales(Swansea, U.K.) 대학원 기계공학과 졸업(Ph.D), 2001년 5월 제6차 ASV6(Asian Symposium on Visualization) 조직위원장 역임, 현재 경남대학교 기계자동차공학부 교수