

偏心된 入口를 갖는 急擴大管에서의 난류 旋回流動과 熱傳達에 관한 研究*

권기린**

A Study of the Turbulent Swirling Flow and Heat Transfer of an Abrupt Expansion Tube with an Eccentric Inlet Section

Ki-Rin Kwon**

ABSTRACT

An experimental study of decaying swirl air flow has been obtained by tangential inlet in an abrupt expansion tube. Experiments were carried out for the turbulent swirling flow and heat transfer characteristics of an eccentric expansion in a circular tube with a constant heat flux. The uniform heat flux condition was imposed to the downstream of an eccentric expansion by using an electrically heated tube and the flow upstream of the expansion was unheated and fully developed. Experimental data are presented for local axial velocities and local heat transfer rates in the tube downstream of an abrupt 3:1 expansion. Air was used as the working fluid. In the upstream tube, the Reynolds number was varied from 60,000 to 100,000 and swirl number range (based on the swirl geometry, i.e. L/d ratio) in which the experiments were conducted was $L/d = 0, 5$. The results obtained are summarized as follows.

- 1) Fully development region showed from $x/d=16$ to downstream in case of non swirl flow but $x/d=24$ on the swirl flow.
- 2) A ratio of friction factors(f_s/f) of the test tube inlet were increased 600~1400% than that of value for fully developed flow.
- 3) The wall temperature and the bulk temperature showed high when Reynolds numbers was small and swirl intensity was increased.
- 4) The location of the maximum Nu/Nu_{DB} showed at the point of 4 step heights, for $Re=60,000$.
- 5) It was found that the swirl flow behaviors depend on the swirl intensity along the test tube.

Key words : Swirl Generator, Ricirculation Zone, Friction Factor, Wall Temperature, Bulk Temperature, Swirl Chamber, Heat Transfer Coefficient, Step Height

* 이 논문은 1997년도 제주대학교 발전기금 국외파견연구 지원계획에 의하여 연구되었음.

** 제주대학교 기계공학과

Dept. of Mechanical Eng., Cheju Nat'l Univ.

1. 서론

커다란 Energy 파동을 겪은 이후 Energy 절약의 일환

으로 각종 열기관 및 열교환기의 성능을 증진시키기 위하여 많은 노력이 법체계적으로 경주되어 오고 있다. 또한, 각종 연소시스템 (보일러, 내연기관, 공업용 爐)의 연소실 및 열교환기에서는 연소효율 및 전열효율을 높이기 위해 입구 형상을 다양화(급 확대, 경사, 편심등등) 하거나, 유동에 선회를 일으켜 난류 유동의 강도를 높여 주고 있다.

특히, 급 확대 원관을 통한 난류유동과 열전달은 산업적 용도에 있어 널리 사용되고 있으며 중요한 특징을 가지고 있다.¹⁾⁻³⁾ 이들은 화력발전소에 있어서 많은 기술적요소에 기초가 되며 즉 열교환기, 응축기, 보일러와 그 밖에 터빈날개와 발전기의 로우터와 같은 동력발생기구의 내부 냉각통로등에서 언급이 되고 있다. 아울러 선회유동은 여러분야에서 다양하게 사용되어 왔고 여기에 따라 많은 연구⁴⁾⁻⁶⁾가 이루어져 왔는데 이를 크게 나누면 ①유동구조의 현상을 관찰하기 위한 방법으로서의 사용 ②선회연소실내에서의 혼합비 향상과 화염안정을 얻기 위한 방법으로서의 사용 ③열교환기등에서의 열전달향상을 증진시키기 위한 방법으로서의 사용으로 나타난다. 이러한 선회유동이 경제성이라는 관점에서 급 확대 원관내의 유체유동에 접목이 되면서 유동장에 새로운 형태를 더할 수 있었다.⁷⁾⁻⁹⁾ 급 확대 원관내의 유동장과 이와 관련된 Nu수와 같은 변수는 측정이 가능하지만 선회유동과 관련 있는 복잡한 현상을 좀더 이해할 수 있도록 자료를 제공함은 난류유동의 예상모델 개발과 평가에 있어 중요한 정보적 가치가 있다. 따라서, 급 확대 원관내 유체유동과 열전달에 관한 좀더 진보된 정보를 제공해주는 것은 매우 실질적이며 중요한 연구로 사료되어 진다. 따라서 본 연구에서는 편심된 입구를 갖는 수평 원통 확대관내에서 접선방향 입구조건으로 선회유동을 부가하여 유체유동 및 열전달 특성을 실험적으로 연구하였으며, 나아가 각종 열교환기의 성능향상 및 보일러, 내연기관, 공업용 爐의 연소실의 화염안정 및 열시스템설계에 유용한 최적설계 자료를 얻고자 하였다.

II. 실험장치 및 실험방법

2.1. 실험 장치

Photo.1과 Photo. 2는 본연구에 사용한 유체유동 및 열전달 실험장치의 전체적인 윤곽을 나타내고 있다.



Photo. 1 Overall photo view of experimental apparatus for fluid flow.



Photo. 2 Overall photo view of experimental apparatus for heat transfer.

선회유동을 발생시키기 위하여 본연구에서는 접선방향 입구조건(tangential inlet condition)으로 선회유동을 발생시키는 방법을 사용하였다. 선회발생기의 구조는 Fig.1에 나타내었으며 내경 $\phi 140$ mm 아크릴 원통관의 측면에 원주방향으로 $\phi 3.2$ mm 구멍을 길이방향으로 28개 가공하고 원주방향 45° 간격으로 동일하게 작업하였다.

선회발생기 외부표면의 구멍은 전부 224개이며 구멍의 중심과 중심사이의 거리는 4 mm 이다.

입구부분에서는 선회유동을 발생시키기 위하여 와류실(swirl chamber)를 부착할 수 있도록 플랜지를 이용하였으며 전체적으로 시험관은 상류부분(upstream),

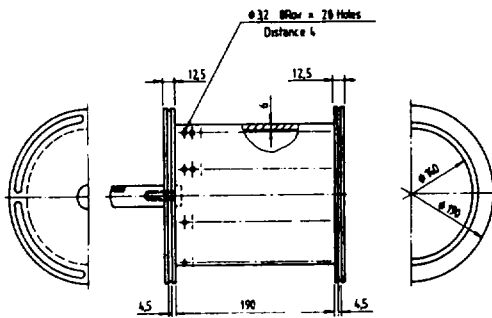


Fig. 1 Swirl generator arrangement.

하류부분(downstream)으로 구성되고 벽면온도와 체적 온도 측정 위치는 상류에서부터 16지점을 선택하였다. 시험관 전체에 균일가열(uniform heating)을 위하여 $\phi 2.5\text{mm}$ 의 heating coil을 4가닥 연결하여 직접가열 방식을 택하였으며 이때의 전류는 6.50(A) 전압은 240(V)로 가열량은 1.56(KW)이다. 관의 외부에는 두께 50mm의 유리 섬유로 덮고 다시 비닐 테이프를 감아서 열량손실을 최대한 억제하였다.

유동장내의 체적온도(bulk temperature)를 얻기 위해 과벽에 $\phi 3\text{mm}$ 의 구멍을 뚫고 $\phi 3 \times L40\text{mm}$ 의 스테인레스관을 끼워 접착제(devcon epoxy)로 고정하였으며 벽면온도 측정을 위하여 관단면의 위(top), 아래(bottom), 안쪽(in), 바깥쪽(out) 4곳과 16지점의 전부 64개 연결대(thermocouple : K-type)을 온도 기록계(Data Logger : HR2500)에 연결하였다.

Re수 결정을 위하여 시험관 끝에는 멀티 피토관(TORBAR 301)을 설치하고 관내의 유동은 송풍기를 이용하여 흡입식으로 하였다. 선회유동의 강도조절은 와류실(swirl chamber)내의 선회 발생기 위치와 과내경의 비(L/d)를 이용하였다.

2.2. 실험 방법

2.2.1. 유체유동 실험방법

시험관 끝부분에 멀티피토관(multi-pitot tube : TORBAR 301)을 설치하고 피토관을 이용하여 보정곡선(calibration curve)을 구하였다. 멀티피토관은 평균유속의 측정에 사용되며 압력과 유량에 대한 관계식은 다음과 같다.

$$DP = \left[\frac{Q}{K \cdot A \cdot \sqrt{\rho \cdot 1.451}} \right]^2 \quad (1)$$

여기서 DP는 멀티피토관 출구압력, Q는 유량, K는 Torbar계수를 나타내고 있다.

Re수가 60,000, 100,000의 경우에 입구에서의 비선회유동, 강선회유동(L/d=0), 약선회유동(L/d=5)의 변화로 전부 12회 조건으로 유체유동에 관한 실험을 행하였으며 실험조건을 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Experimental conditions

Flow	Flow type	Reynolds number	Remarks
1	Unswirled	60,000	Straight pipe
2		100,000	
3	High Swirl	60,000	Swirl chamber length L/d=0
4		100,000	
5	Low Swirl	60,000	Swirl chamber length L/d=5
6		100,000	

멀티 피토관의 보정곡선(Calibration curve)을 구하면 Re수의 평균속도값이 압력으로 환산되므로 이를 이용해 송풍기를 조절 가동하여 필요한 Re수를 구할 수 있다.

따라서, 미압계(inclined manometer)를 시험관 끝에 있는 Multi pitot tube(Torbar 301)에 연결하고, 송풍기를 가동시켜 유동장 내의 흐름이 안정된 후에 upstream tube에서 피토우 튜브를 이용하여 선회유동과 비선회유동의 보정곡선(calibration curve)을 각각 Fig. 2 와 같이 구하였다.

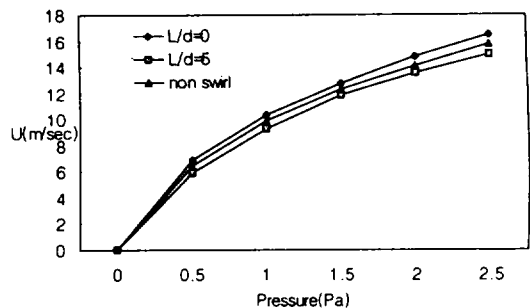


Fig. 2 Multi-pitot tube calibration curve for swirl.

여기서 평균속도값(U)은 Re수로 환산되므로, 이를 이용해 송풍기 회전수를 조절하여 마노메타에서 압력값으로 맞추면 필요한 Re수를 구할수 있다.

유속 측정과 마찬가지로 방법으로 Re수와 흡입조건을 조절하여 유동을 안정시킨후 downstream tube의 벽면 각 측정위치에서 마노메터를 이용하여 정압을 측정하고, upstream tube의 기준정압과 비교하여 압력계수를 아래와 같이 구하였다.

$$f = \frac{\Delta P}{\gamma} / \frac{L}{D} \frac{U^2}{2g} \quad (2)$$

2.2.2. 열전달 실험방법

시험관 전체에 AC전원 (7.5A×240V=1.75 kW)을 가하여 균일한 열유속을 이루고 Re수와 유동의 조건은 유체유동실험의 경우와 마찬가지로 하였고, Re수가 60,000, Re=100,000의 경우에 입구에서의 Non swirl, swirl(L/d=0), Swirl(L/d=5)의 변화로 전부 12회 조건으로 실험을 행하였다.

벽면온도(wall temperature)는 전부 64곳에서 구하고 체적온도(bulk temperature)는 각 단면을 4등분으로 나누어 17지점에서의 측정값을 한 부분의 평균값으로 하였다. 유체의 국소온도(local flow temperature)는 다음식과 상호 비교하였다.

$$(T_{ij})_i = \frac{1}{7A} \sum_{j=1}^7 (T_{ij}) dA \quad (3)$$

벽면온도와 체적온도를 구하면 국소 대류 열전달계수(local heat transfer coefficient)와 평균열전달 계수(average local heat transfer coefficient)는 다음식으로 구한다.

$$q_{ij} = \dot{m} C_p \sum_{j=1}^7 Tb_j \quad (4)$$

$$h_{ij} = \frac{q_{ij}}{[(Tw)_{ij} - (Tb)_j]} \quad (5)$$

$$\bar{h}_i = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 \frac{q_{ij}}{[(Tw)_{ij} - (Tb)_j]} = \frac{1}{4} \sum_{j=1}^4 [h_{ij}] \quad (6)$$

대류열전달계수 h_i , 또는 \bar{h}_i 를 이용하여 nusselt수를 다음식으로 구하였다.

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (7)$$

한편, 관내면이 매끄러운 유동장에서 유동이 완전발달 되었을 때의 적용식인 Dittus-Boelter의 방정식을 이용하여 Nu_{DB} 를 산출하였다.

$$Nu_{DB} = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (8)$$

III. 실험결과 및 고찰

3.1. 유체유동

3.1.1. 유동장에서의 축방향 속도분포

Fig.3과 Fig. 4는 비선회 난류유동일 때 Re수 변화(Re=60,000, Re=100,000)에 따른 축방향 속도분포를 upstream tube에서의 평균속도로 나누어 무차원화 한 실험결과이다. 그림에서 나타난 바와 같이, 각각의 Re수에서 y/R 단면에 대한 속도구배의 크기는 약간의 차이는 있지만, 편심 급확대관 입구부 즉, x/d=1~4 일 때, 가장 큰 값을 나타냈고, 축 방향으로 진행될수록 급격히 감소하여 x/d=24지점부터는 거의 일정한 형태로 완전발달영역을 보여주고 있다. 또한, 속도구배의 폭은 편심관 입구중심부인 y/R=0.2~0.8을 중심으로 x/d=1지점에서 가장 좁고, 축 방향으로 진행될수록 상하부 관벽을 향하여 넓게 퍼져 있으며 x/d=24 지점부터는 거의 일직선을 나타내고 있다. 한편, 재순환 구조를 살펴보면 상부관벽에서는 x/d=1 지점, 하부관벽에서는 x/d=2~4 지점에서 부(-)의 속도분포를 나타내고 있어 편심 급확대관의 기하학적 특징에 따른 강한 재순환 영역이 존재함을 알 수 있다.

즉, downstream tube의 상류 부근의 속도분포는 급확대 유동입구가 근접한 상부 관벽쪽에서 부(-)의 속도 구배로 재순환 영역이 존재하고, 유동입구가 떨어진 하부 관벽에서는 y/R=1.4인 지점을 기점으로 하여 0의 속도 구배를 나타내어 유동이 정체현상을 보

이고 있다. 반면, downstream tube의 하류 부근의 속도분포는 상부관벽에서는 정(+)의 속도구배, 하부관벽쪽에서는 부(-)의 속도구배로 재순환 영역이 서로 다르게 나타나고 있음을 알 수 있다.

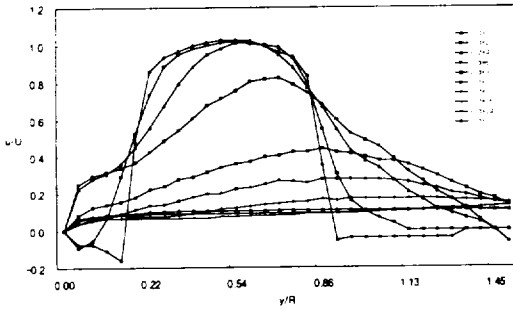


Fig. 3 Axial velocity profiles in an eccentric abrupt pipe expansion with non swirl for $Re=60,000$.

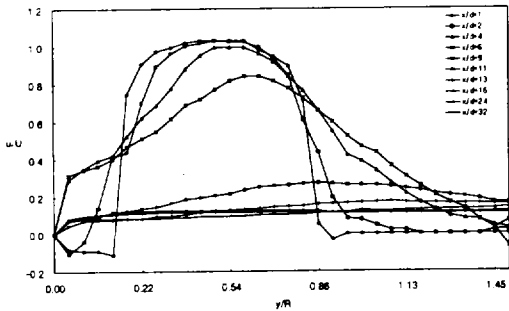


Fig. 4 Axial velocity profiles in an eccentric abrupt pipe expansion with non swirl for $Re=100,000$.

따라서, 유동장 전체를 볼 때 $x/d=16$ 지점부터 유동이 서서히 재발달 하기 시작하여 $x/d=24$ 지점에서 downstream tube쪽으로 완전 발달 영역임을 보여주고 있다. Fig. 5와 Fig. 6은 $Re=60,000$ 상태에서의 선회 유동일 때 축방향 속도분포를 무차원화하여 나타낸 결과이다. 두 그림에서 보듯이 선회 유동의 속도분포는 비선회 유동일 때와는 전혀 다른 구조로 더욱 복잡하게 이루어지고, 선회 강도의 크기에 의해서도 다소 상이한 형태를 나타내고 있음을 알 수 있다. 비선회 유동에서는 관벽에서만 재순환 영역이 존재하나, 선회 유동에서는 관벽뿐만 아니라 급확대 중심근처에서도 강한 역방향속도(Reversal velocity)가 존재

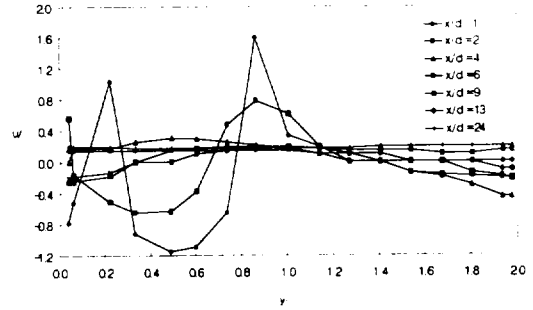


Fig. 5 Axial velocity profiles in an eccentric abrupt pipe expansion with swirl at $L/d=0$ for $Re=60,000$.

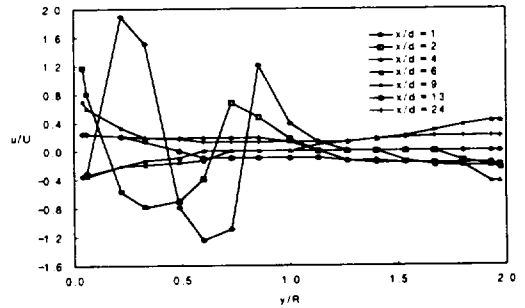


Fig. 6 Axial velocity profiles in an eccentric abrupt pipe expansion with swirl at $L/d=5$ for $Re=60,000$.

함을 알 수 있다. 그리고, 선회 유동에서는 x/d 가 작을수록 속도구배가 크게 생기며, $x/d=1$ 인 지점에서의 속도구배는 강선회($L/d=0$)일 때 $y/R=0.9$ 에서, 약선회($L/d=5$)일 때는 $y/R=0.3$ 지점에서 가장 큰 값을 보여주고 있다. 또한, 편심 급확대관의 기하학적 특징에 따라 상하부 관벽에 각각 재순환 영역이 존재하나, 그 양상은 다르며 불규칙적이다. 유동이 어느 정도 진행된 하류부 즉, $x/d=4$ 지점에서 $x/d=13$ 지점까지는 유동입구 중심부로부터 하부관벽 방향에 걸쳐 유동이 정체 현상을 보여주고 있어 재부착 현상이 일어나고 있음을 알 수 있다. 또한, 이 속도분포는 시험관을 따라감에 따라 소멸되어 음의 축방향속도역시 비스윙 유동의 속도분포와 유사해짐을 볼 수 있다. 그리고, $x/d=13$ 지점에서는 y/R 전 구간에 걸쳐 속도구배가 거의 일정하므로 완전 발달 영역이 시작되

고 있음 알 수 있다.

3.1.2. 관마찰계수(Friction factor)

유체의 입자가 유동관을 따라 흐를 때 관벽에서의 마찰에 의해 압력의 손실을 일으키고, 이것은 유체수송 동력을 증가시키는 원인이 되기도 하므로, 유체역학에서 중요한 문제중의 하나이기도 하다. 특히 스월 유동에서는 관 벽근처에서 접선방향 속도(Tangential velocity)가 축방향 속도(Axial velocity)에 비하여 그 비가 비스월유동(Non-swirl flow)에 비해 아주 크므로 연구의 관심이 되어왔다.

본 연구에서는 $Re = 60,000 \sim 100,000$ 에서 스월발생기의 위치($L/d=0, 5$)를 변경시키면서 관마찰 손실계수의 변화를 비스월유동의 것과 Fig. 7과 Fig. 8에서 비교하였다.

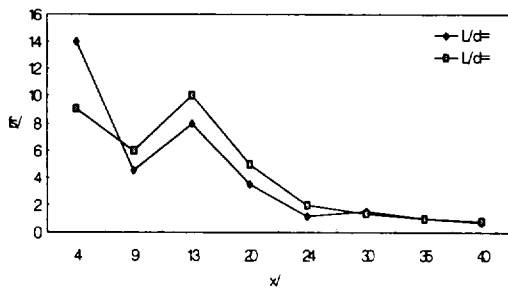


Fig. 7 Distributions of f_s/f for $Re=60,000$ with swirl.

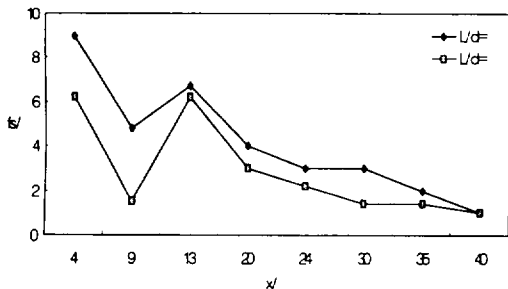


Fig. 8 Distributions of f_s/f for $Re=100,000$ with swirl.

또한 관마찰손실계수 비 f_s/f 는 관입구에서는 600%~1400%까지 증가하나 스월유동이 소멸됨에 따라 감소하여 시험관 끝에서는 완전발달된 비스월유동의 값과 같아지는 특징을 나타내었다. 이와같이 시험관 입

구로부터 $x/d=13$ 까지는 매우 불규칙한 형태를 보이는데, 이는 재순환, 재부착의 영향에 기인하는 것으로 여겨진다.

이와함께 마찰계수는 스월유동의 세기와 시험관의 입구로부터의 거리(x/d)에 따라서 변하여 관 끝에 가서는 f_s/f 가 1이 됨을 알 수 있다. 그리고 관입구에서의 마찰계수는 Fig. 8에서 보는바와 같이 비스월유동의 경우가 스월유동보다는 더 작게 나타남을 아울러 알 수 있다.

3.2. 열전달

3.2.1. 관벽온도와 체적온도

균일한 열발생을 가지는 원형 단면관을 통한 내부 유동에서 두꺼운 벽의 외부가 단열되었다면 평균 대류 열전달계수에 영향을 미치는 요인들로 벽면온도와 체적온도를 들 수 있다. 이러한 온도를 측정하여 온도 분포를 도시하는 것에서 열전달의 기본적 특성을 구할 수 있다.

Fig. 9는 유동형태가 비선회일 때 Re 수 변화에 따른 관벽온도(T_w)를 측정한 결과를 도시한 것이다. 관벽온도는 Re 수가 작을수록 높게 나타나고 있으며, $x/d=6$ 지점까지는 비교적 일정한 값을 보이다가 $x/d=16$ 지점 이후는 포물선형으로 서서히 증가함을 보여주고 있다. Fig. 10은 $Re=60,000$ 에서 선회유동일 경우 선회강도를 달리하였을 때 관벽온도를 비선회유동의 경우와 비교할 수 있도록 도시한 것이다. 선회유동의 관벽온도는 선회 강도가 클수록 큰값을 나타내며 비선회 유동과는 달리 급확대관 입구에서부터 포물선 형으로 증가하고 있음을 알 수 있다. 이러한 실험결과는 상류부에서 가열된 유체의 체적온도(T_b)가 하류부쪽 관벽에 영향을 미치기 때문이며 유체의 유동속도와 밀접한 관계가 있다고 사료된다. Fig. 11은 비선회 유동일 때 각각의 Re 수에 따른 체적온도(T_b)를 나타내고 있는데, 재순환 유동이 강하게 일어나는 $x/d=4 \sim 9$ 지점에서 최소값을 형성하며, $x/d=16$ 이후 완전 발달영역에서는 직선적으로 증가함을 보여주고 있다. 또한, Fig. 12은 선회유동일 경우의 체적온도로 비선회 유동과 유사한 형태가 나타나고 있으며, 체적온도의 분포는 관벽온도와 마찬가지로 Re 수가 작고 선회가 강할수록 큰 값이 나타나고 있다.

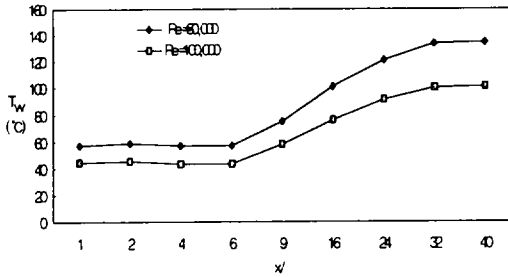


Fig. 9 Distribution of wall temperature profiles along the test tube with non swirl.

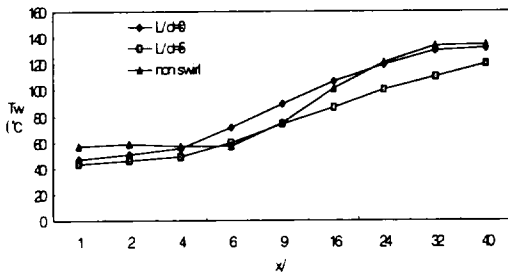


Fig. 10 Distribution of wall temperature profiles along the test tube with swirl for $Re=60,000$.

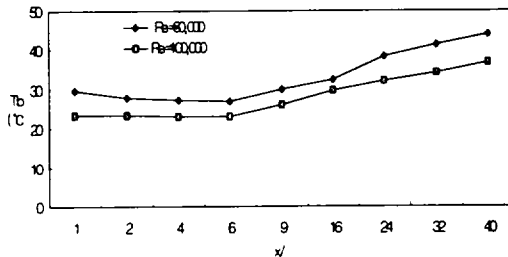


Fig. 11 Distribution of bulk temperature profiles along the test tube with non swirl.

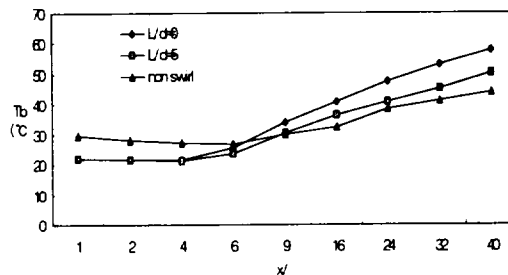


Fig. 12 Distribution of bulk temperature profiles along the test tube with swirl for $Re=60,000$.

3.2.3. 열전달계수

시험관의 벽면온도와 체적온도로부터 Nu수를 계산하여 이를 다시 Dittus-Bolter식과 무차원시켜 시험관 전체에서의 Nu/Nu_{DB} 를 Fig. 13, Fig. 14에 도시하였다. 비선회 유동의 경우 열전달계수는 Re수의 크기와 비례함을 알 수 있고 시험관 상류부 쪽에서는 난류유동의 영향으로 하류지역보다 비교적 큰 값을 나타내며 $x/d=6$ 지점에서 최대치를 보이고 다시 감소하고 있는 것은 $x/d=6$ 지점에서 최대 열전달이 일어나고 있음을 보여주는 것이다.

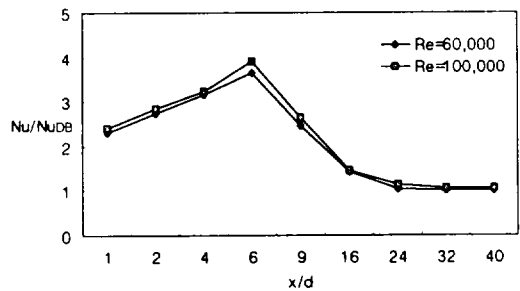


Fig. 13 Distribution of Nu/Nu_{DB} along the test tube with non swirl.

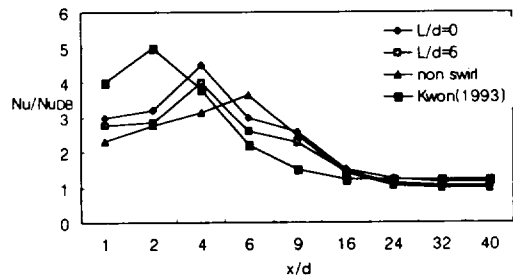


Fig. 14 Distribution of Nu/Nu_{DB} along the test tube with swirl for $Re=60,000$.

선회유동의 경우에는 관입구 부근에서 최대 열전달 계수값을 보이며 선회강도의 크기와 비례함을 알 수 있고, 비선회 유동의 경우보다 전체적으로 높게 나타나고 있어 열전달이 전반적으로 향상되고 있음을 보여주고 있다. 아울러 선회강도가 클수록 최대 열전달 계수가 관입구쪽으로 이동함을 알 수 있다.

IV. 결 론

본 연구는 입구가 편심인 급확대관에서 선회유동에 따른 열전달 특성을 실험적 방법으로 연구하였다. 시험관내의 유동조건은 $Re=60,000$, $Re=100,000$ 경우의 비선회유동과 $Re=60,000$ 에서의 선회유동($L/d=0.5$)으로 구분, 비교 실험을 하였으며 종합적으로 다음과 같은 결과를 얻었다.

1) 비선회유동일 때 시험관의 하부관벽 부근에 $x/d=2\sim 4$. 상부관벽 부근에서는 $x/d=1$ 지점에 재순환 영역이 존재하였으며, 반면 선회 유동 일때는 관벽부근 뿐만 아니라, 유동상류 중앙에 강한 재순환 영역이 존재하였음을 확인하였다.

2) 재부착 길이는 시험관의 구조적 특성상 매우 불규칙하게 나타났으며, 완전발달 영역은 비선회유동의 경우 $x/d=16$ 지점부터 나타났으나, 선회유동의 경우는 $x/d=24$ 지점부터 나타났다.

3) 관마찰계수 비(f_s/f)는 시험관 입구에서는 6~14 배로 증가하나, 스윙유동이 소멸됨에 따라 감소하여 시험관 끝부분에서는 1에 접근 하였다.

4) 관벽온도(T_w)와 체적온도(T_b)는 Re 수가 작고, 선회 강도가 클수록 높게 나타났다.

5) 열전달 계수(Nu/Nu_{DB})는 Re 수가 크고 선회강도가 클수록 높게 나타났으며, 최대값은 4 스텝 높이에서 나타났다.

기호설명

A : Area of test tube [m^2]
 d : Inside diameter of the upstream tube [m]
 D : Inside diameter of the downstream tube [m]
 f : Friction factor for fully-developed flow
 f_s : Friction factor for swirl flow
 H : Step height
 h : Heat transfer coefficient [$W/(m^2.k)$]
 k : Thermal conductivity [$W/(m.k)$]
 L : Distance along the swirl chamber [m]
 L/d : Intensity of swirling flow
 m : Mass flow rate [Kg/s]

P : Pressure [Pa]
 P_d : Dynamic pressure [Pa]
 P_s : Static pressure [Pa]
 P_t : Total pressure [Pa]
 q : Heat flux [W/m^2]
 r : Radius of the upstream tube [m]
 R : Radius of the down stream tube [m]
 T : Local temperature [$^{\circ}C$]
 T_b : Bulk temperature [$^{\circ}C$]
 T_w : Wall temperature [$^{\circ}C$]
 u : Local velocity of the downstream tube [m/s]
 U : Mean axial velocity of the upstream tube [m/s]
 x : Axial distance from expansion face [m]
 y : Distance from the wall of downstream tube [m]
 ρ : Density [Kg/m^3]
 ν : Kinematic viscosity [m^2/s]
 Re : Reynolds number [$= UD/\nu$]
 Nu : Nusselt number [$= hD/k$]
 Nu_{DB} : Nusselt number for Dittus-Boelter equation [$= 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$]
 Pr : Prandtl number [$= Cp\mu/h$]

참 고 문 헌

- 1) Zemanick, P. P. and Dougall, R. S., 1970. ASME Trans., "Local heat transfer downstream of abrupt circular channel expansion", J. of Heat Transfer, Vol.92, pp.53-60.
- 2) Baughn, J. W., Hoffman, M. A., Takahashi, R. K. and Launder, B. E., 1984. ASME Trans., "Local Heat Transfer Downstream of an Abrupt Expansion in a Circular Channel With Constant Wall Heat Flux", J. of Heat Transfer Vol.106, pp.789-796.
- 3) Chaturvedi, M.C., 1963. "Flow characteristics of axisymmetric expansions", ASCE, J. Hydraulics

- Kev. Vol. 89. pp.61-92.
- 4) Hay N. and West P. D., 1975. "Heat Transfer in Free Swirling Flow in a Pipe". ASME Trans., J. of Heat Transfer. Vol.97. pp.411-416.
 - 5) Zaherzadeh, N. H. and Jagadish, B. S., 1975. "Heat transfer in decaying swirl flows", Int. J. of Heat and Mass Transfer 18. p.941.
 - 6) Sparrow, E. M. and Chaboki, A., 1984. "Swirl-Affected Turbulent fluid flow and Heat Transfer in a Circular Tube". ASME Trans., J. of Heat Transfer. Vol.106. pp.766-773.
 - 7) Habib, M. A. and McEligot, D. M., 1981. "Turbulent Heat Transfer in a Swirl Flow downstream of an Abrupt Pipe Expansion". Proc. of the 7th Int. Heat Transfer Conf., Washington, D.C. pp.159-165.
 - 8) Sultanian, B. K., 1984. "Numerical Modeling of Turbulent Swirling Flow Downstream of an Abrupt Pipe Expansion". Ph. D. Dissertantion. Arizona State University.
 - 9) Dellenback, P. A., 1986. "Heat Transfer and velocity measurements in swirling flow through an abrupt axisymmetric expansion". Ph. D. Thesis. Arizona State University, Tempe.
 - 10) 권기린, 이상배, 장태현, 김상윤., 1993. "균일 열 플럭스가 있는 급팽창 확대관에서 난류선회 유동에 관한 연구", 대한기계학회 '93년도 추계학술대회 논문집(Ⅱ), pp.211-215.
 - 11) 권기린, 허종철., 1996. "급확대관내에서 난류선회 유동의 열전달에 관한 연구", 한국해양공학회지 제10권 제3호, pp.138-152.