

碩士學位論文

入口가 偏心인 急擴大管에서 旋回流動의
熱傳達 特性에 關한 實驗的 研究

濟州大學校 大學院

機械工學科



제주대학교 중앙도서관
JEJU NATIONAL UNIVERSITY LIBRARY

高 完 燦

1998年 6月

入口가 偏心인 急擴大管에서 旋回流動의
熱傳達 特性에 關한 實驗的 研究

指導教授 權 麒 麟

高 完 燦

이 論文을 工學 碩士學位 論文으로 提出함.

1998年 6月

高完燦의 工學碩士學位 論文을 認准함.

審査委員長 _____

委 員 _____

委 員 _____

濟州大學校 大學院

1998年 6月

An Experimental Study of the Swirling Flow and
Heat Transfer Characteristics of an Abrupt
Expansion Tube with an Eccentric Inlet

Wan - Chan Ko

(Supervised by professor Ki - Rin Kwon)



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT OF
THE REQUIREMENTS FOR THE DEGREE OF
MASTER OF ENGINEERING

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
GRADUATE SCHOOL
CHEJU NATIONAL UNIVERSITY

1998. 6

목 차

List of Tables	ii
List of Figures	ii
List of Photos	iv
Nomenclature	v
Summary	vii
I. 서 론	1
II. 실험장치 및 방법	4
2-1. 실험장치	4
2-2. 실험방법	10
2-2-1. 축방향 유속 및 압력 측정방법	10
2-2-2. 열전달 실험방법	11
III. 실험결과 및 고찰	15
3-1. 유체유동	15
3-1-1. 유동장에서의 축방향 속도분포	15
3-1-2. 압력계수	22
3-2. 열전달	25
3-2-1. 관벽온도 및 체적온도	25
3-2-2. 온도구배	30
3-2-3. 열전달계수	36
IV. 결 론	39
V. 참고문헌	40

List of Tables

Table 1	Velocity measurement position of fluid flow	14
Table 2	Vertical measurement position of test tube	14
Table 3	Temperature measurement position of heat transfer	14

List of Figures

Fig. 1	Schematic diagram of experimental apparatus for fluid flow	6
Fig. 2	Schematic diagram of experimental apparatus for heat transfer	7
Fig. 3	Schematic diagram of an abrupt expansion tube with an eccentric inlet	8
Fig. 4	Schematic diagram of the swirl generator	8
Fig. 5	A cross section of the swirl generator	9
Fig. 6	Position of swirl generator in the chamber	9
Fig. 7	Multi-pitot tube calibration curve for non swirl	13
Fig. 8	Multi-pitot tube calibration curve for swirl	13
Fig. 9	Axial velocity profiles in an abrupt expansion tube with an eccentric inlet for non swirl at $Re=4 \times 10^4$	17

Fig. 21	Comparison of $(T_w - T)/(T_w - T_a)$ with each section of test tube for non swirl at $Re=6 \times 10^4$	32
Fig. 22	Comparison of $(T_w - T)/(T_w - T_a)$ with each section of test tube for non swirl at $Re=10 \times 10^4$	33
Fig. 23	Comparison of $(T_w - T)/(T_w - T_a)$ with each section of test tube for swirl ($L/d=0$) at $Re=4 \times 10^4$	34
Fig. 24	Comparison of $(T_w - T)/(T_w - T_a)$ with each section of test tube for swirl ($L/d=10$) at $Re=4 \times 10^4$	35
Fig. 25	Distribution of Nu/Nu_{DB} along the test tube with non swirl	37
Fig. 26	Distribution of Nu/Nu_{DB} along the test tube with swirl for $Re=4 \times 10^4$	38



List of Photos

Photo 1	Overall photo view of experimental apparatus for fluid flow	6
Photo 2	Overall photo view of experimental apparatus for heat transfer	7

Nomenclature

- A : Area of test tube [m^2]
- C_p : Pressure coefficient or specific heat [$\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$]
- d : Inside diameter of the upstream tube [m]
- D : Inside diameter of the downstream tube [m]
- f : Friction factor
- H : Step height [$(D-d)/2$]
- h : Heat transfer coefficient [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$]
- k : Thermal conductivity [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$]
- L : Distance along the swirl chamber [m]
- L/d : Intensity of swirling flow
- \dot{m} : Mass flow rate [kg/s]
- P : Pressure [Pa]
- P_d : Dynamic pressure [Pa]
- P_s : Static pressure [Pa]
- P_t : Total pressure [Pa]
- P_{ref} : Reference 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 [$^\circ\text{C}$]
- T_b : Bulk temperature [$^\circ\text{C}$]

- T_w : Wall temperature [°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]

Greek Symbols

- ρ : Density [kg/m³]
 μ : Viscosity [N · s/m²]
 ν : Kinematic viscosity [m²/s]

Dimensionless Number

- Re : Reynolds number [= UD/ν]
 Nu : Nusselt number [= hD/k]
 Nu_{DB} : Nusselt number for Dittus-Boelter equation [= $0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$]
 Pr : Prandtl number [= $C_p \mu / h$]

SUMMARY

Experiments were carried out for the turbulent swirling flow and heat transfer characteristics of an abrupt expansion tube with an eccentric inlet on 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 4×10^4 to 10×10^4 and swirl number range (based on the swirl geometry, i.e., L/d ratio) in which the experiments were conducted was $L/d = 0, 10$. The results obtained are summarized as follows.

- 1) Fully development region showed from $x/d=22$ to downstream in case of non swirl flow but $x/d=30$ on the swirl flow.
- 2) The wall temperature and the bulk temperature showed high when Reynolds numbers was small and swirl intensity was increased.
- 3) The location of the maximum Nu/Nu_{DB} showed at the point of 4 step hight, for $Re=4 \times 10^4$

I. 서 론

원관에서의 유체유동은 입구의 기하학적 조건에 따라 유동형태가 매우 복잡하게 나타난다. 특히, 급확대 관을 통한 난류유동과 열전달은 중요한 특징을 갖고 있어 산업적으로 널리 응용되어 왔으며, 많은 관심의 대상이 되어 왔다.

Boelter등[1948]은 관로내에 있어서 박리되고 재부착된 유동에서의 공기의 열전달 계수에 관한 실험적 연구결과 재부착점 부근에서의 최대 열전달 계수는 충분히 발달된 유동에서의 값이 약 4배 임을 보고한 바 있다.

그 이후, 급확대된 원관내 유동에서는 박리로 인한 난류 운동에너지의 증가로 완전 발달된 원관내 유동에 비해 관내 입구영역 특히 재부착 영역에서 열전달 계수가 크게 증가된다고 알려져 왔다. 급확대관내의 난류유동을 지배하는 것은 큰 난류강도 이지만, 또 하나의 특징은 낮은 평균유속에도 재순환 영역이 존재하는 것이다. 재순환 영역은 급팽창 부근의 자유 전단층과 하류부 재부착점 중간에 형성되어 매우 복잡한 유동구조를 가지며, 가스 터빈 연소실과 같은 유동장에서 공기와 연료의 혼합을 촉진시켜 화염의 안정과 열효율을 향상시킨다.

그 동안 열교환기등의 최적화 설계와 에너지의 효율적 이용측면에서 대류 열전달 계수를 향상시킬 수 있는 방법들이 여러 방면으로 제시되어 왔는데 예를 들면, 인공조도의 활용, 열전달면에 나선형 표면의 제작 또는와이어 코일을 만들거나 핀(Fin)을 이용하는 것으로 이런 방법들은 전열면을 증가시킴으로써 열전달 향상을 도모하였다.

그러나 이러한 열접촉면의 확대와는 다른 방법으로 제시 할 수 있는 것이 유동에 선회를 일으켜 난류의 강도를 높여 주는 것이다. 자연 현상에서 발견되는 선회유동은 소용돌이와 회오리바람이 있으며 산업분야에 응용된 것으로는 와류 증폭기와 반응기, 사이클론 분리기, 익형의 와류발산, 농업용 살포기, 열교환기와 제트펌프 등으로 광범위하게 이용되고 있다. 이러한 선회유동은 열전달의 향상이라는 관점에서 급확대관내의 유체유동에 접목되면서 유동장에 새로운 형태를 더 할 수 있었다.

급확대관내의 난류 선회유동은 일반적인 수평관로의 유동보다 큰 난류강도와 복잡한 재순환 구조를 가진다. 이러한 선회류는 박리류와 선회류가 혼합된 유동으로서 박리와 선회로 인한 난류에너지의 증가로 선회가 없는 원관 유동에 비해 입구영역에서 열전달 계수의 증가가 매우 크다고 알려져 있다. 그러므로 이러한 선회류는 화력발전소의 각종 열교환기, 가스터빈 기관의 덤프형 연소기와 고체연료 램 제트 연소기등과 같은 장치의 고부하 안정연소와 연소효율 증대 및 열전달 촉진 등에 널리 응용되고 있으며 관련된 연구도 활발히 진행되고 있다.

선회난류에 관한 실험은 주로 자유분류(Free jet)나 직관내의 유동장에 대해 수행되었다. Whitelaw와 Ribeiro등[1980]은 선회분류에 관한 실험을 수행하였으며, 원관내의 선회류에 관해서는 So등[1984]과 Kitoh[1991]에 의한 실험이 보고되고 있다. 특히, Kitoh의 실험은 선회강도가 커질 경우 유동 중심부에서 발생하는 재순환 영역(recirculation zone)이 직경의 40배 이상의 하류까지 확장될 수 있음을 보여주고 있다.

최근에는 급팽창되는 관내의 선회류에 대해 Delenback등[1987]이 유동장 및 열전달에 대한 실험 결과를 발표하였고, Habib와 McEligot[1982] 그리고

Sultanian[1984]은 수치해석에 의한 연구결과를 보고하였다.

이와 같은 연구에도 불구하고 급확대관내 선회류의 복잡한 유동특성들 즉 급확대로 인한 유동의 불안정성, 코너 부근에서 발생하는 와동(Vortex) 및 재순환 영역의 형성, 그리고 반경방향의 큰 속도구배와 높은 난류에너지 생성율등의 메카니즘은 아직 명확하게 밝혀지지 않고 있다. 뿐만아니라 내연기관 연소실의 흡기팽창과 같이 입구가 편심인 급확대관에서 선회유동의 열전달 특성에 관한 연구자료는 아직 찾아보기 어렵다.

따라서 본 연구에서는 투명한 아크릴관 및 동관을 이용하여 편심 급확대관 구조의 유체유동 및 열전달 실험장치를 만들어 선회 난류유동의 속도성분 거동을 관찰하고 동일한 유동장에 균일한 열유속을 주었을 때 형성되는 열전달 특성을 파악하고자 하였다. 여기서 얻어진 결과는 각종 열기기의 연소현상 해석과 설계에 유익한 자료가 될 것이다.



II. 실험장치 및 방법

2-1. 실험장치

본 연구에 사용한 유체유동 및 열전달 실험장치의 전체적인 개략도가 Fig 1 과 Fig 2에 제시되었으며 Photo 1과 Photo 2 는 그 사진이다. 본 유체 열전달 실험장치 구성은 편심 원형 단면의 급확대관, 회전수 조절이 가능한 흡입 송풍기, 유동장의 입구조건을 결정할 수 있는 선회발생기, 측정용 계측기로 나눌 수 있으며, 이를 구체적으로 설명하면 다음과 같다.

우선, 유체거동 실험에 사용된 급확대관의 Upstream tube는 직경 50mm, 길이 900mm의 투명 아크릴 관을 사용하였으며, 길이 800mm지점에 Reynolds 측정 구멍($\Phi 3.5$ mm)을 뚫었다. 시험관(Downstream tube)은 직경 150mm, 길이 2200mm의 투명 아크릴 관을 사용하였고, 길이 방향으로 유속과 압력 측정용 구멍($\Phi 7.0$ mm)을 여러 개 가공하였다. Upstream tube와 Downstream tube의 급확대관 연결은 각 tube의 중심선이 일치하지 않고 편심되도록 프랜지 단면을 가공하여 Fig.3과 같이 제작하였다.

또한, Downstream tube 끝에는 평균유속 측정용 Multi-Pitot tube (Torbar 301)설치를 위한 직경 150 mm의 Steel pipe를 연장 설치하였으며 선회 유동에서 축방향 성분의 역류에 의한 평균속도 측정의 오차를 방지하기 위하여 벌집(Honey-comb)을 설치함으로써 쉽게 평균속도를 얻을 수 있도록 하였다.

열전달 실험을 위한 급확대관은 직경 150 mm, 길이 3000mm의 동관을 이용하여 Downstream tube를 제작하였고 이 시험관에 균일가열(Uniform heating)을 위하여 길이 80m의 Heating coil($\Phi 2.5$ mm)을 균일한 간격(17.5mm)으로 감

았다. 그리고 Heating coil 로부터 발열되는 열량의 외부 손실 방지를 위하여 두께 50mm의 글라스 울(Glass wool)로 시험관 외부를 보온하여 균일한 열플럭스가 형성되도록 하였다.

흡입 송풍기는 220V 10HP의 가변 Motor와 RPM Regulator를 장착하여 유속과 공기유량을 제어함으로써 적절한 난류 유동장을 만들 수 있었다.

또한, 유동의 접선방향 입구 조건을 변화시키기 위하여 Fig. 4와 같이 아크릴로 제작된 선회발생기(Swirl generator)를 이용하였다. 선회발생기 구조는 Fig. 5와 같이 외부 표면에 22.5° 간격으로 $\varnothing 3.47\text{mm}$ 의 구멍을 접선 방향으로 뚫고 각각의 단면에는 8열의 구멍들이 원주위를 따라 45° 로 균일하게 분포되어 있다. 또 각각의 원 주위에는 모두 28개의 구멍이 원관을 따라 축방향으로 전개되어 있고, 중심과 중심 사이의 거리는 4mm로 되어있다.

와류실(Swirl chamber)은 스월강도를 조절하기 위하여 선회발생기(Swirl generator)를 축 방향으로 이동시킬 수 있도록 Fig. 6과 같이 설계하였고 와류실 사이에는 공기의 누입 방지를 위한 직경 3mm의 Rubber ring을 조립하였다.

측정용 계측기로는 Reynolds수 측정과 유체거동 실험을 위해서 Multi-pitot tube(Tobar 301)와 Inclined manometer 그리고 Pitot tube를 사용하였으며 열전달 특성실험을 위해서는 K-type 열전대와 PC가 추가 사용되었다.

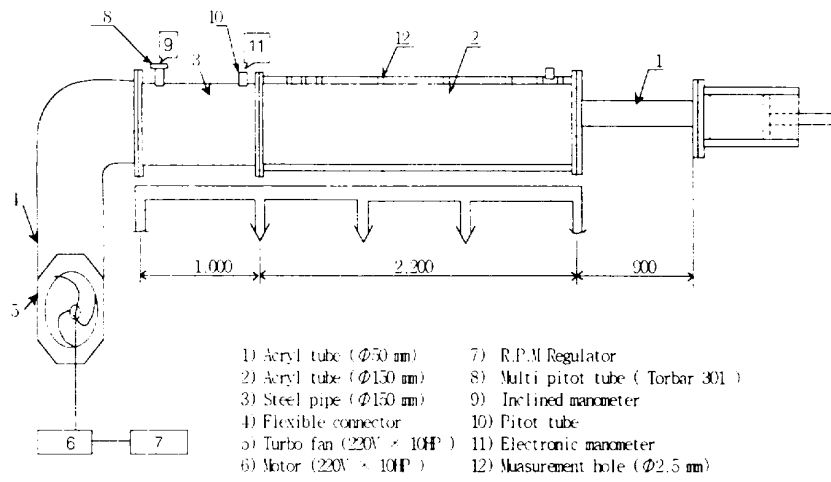


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus for fluid flow

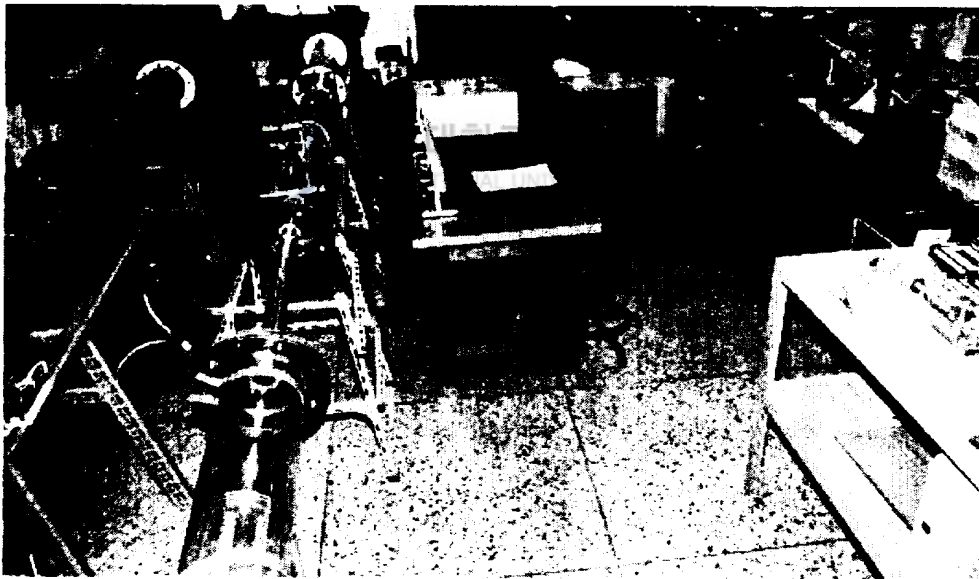


Photo 1 Overall photo view of experimental apparatus for fluid flow

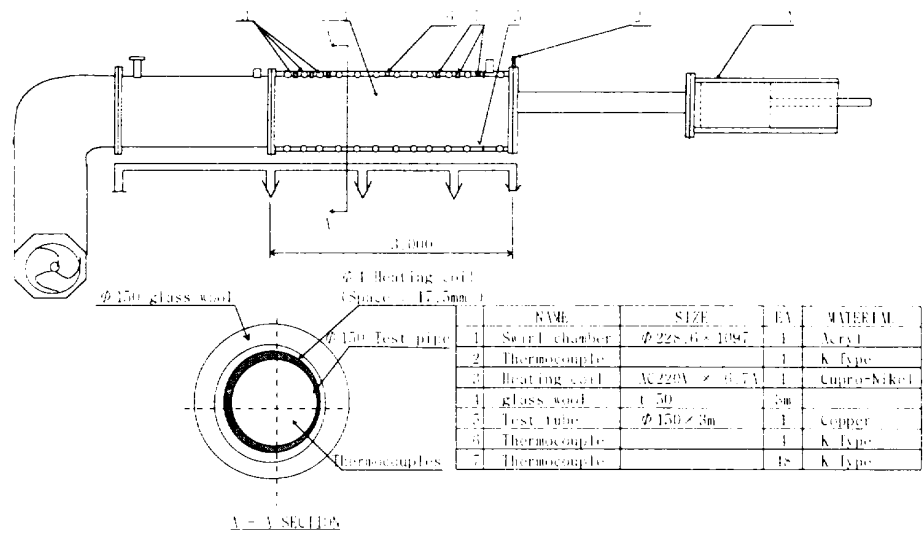


Fig. 2 Schematic diagram of experimental for heat transfer

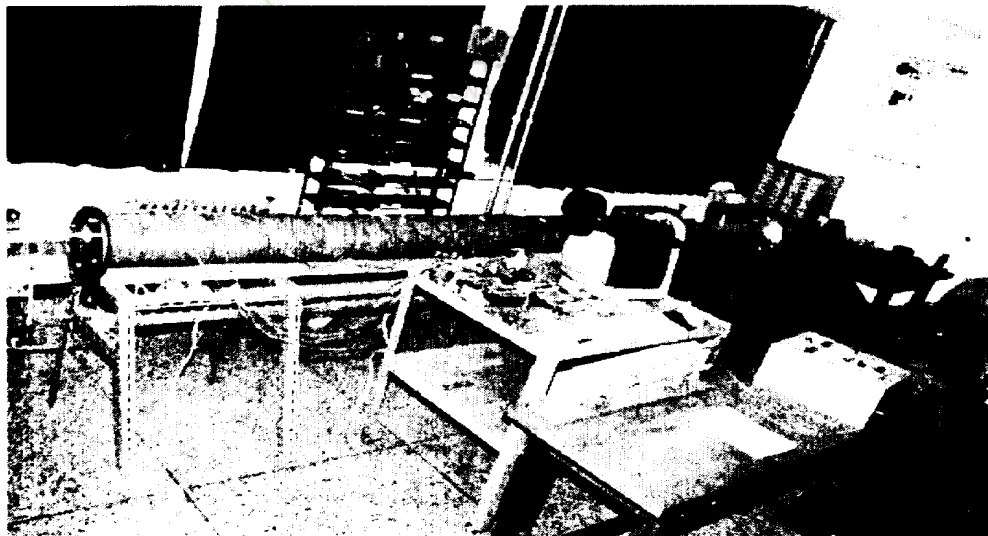


Photo 2 Overall photo view of experimental apparatus for heat transfer

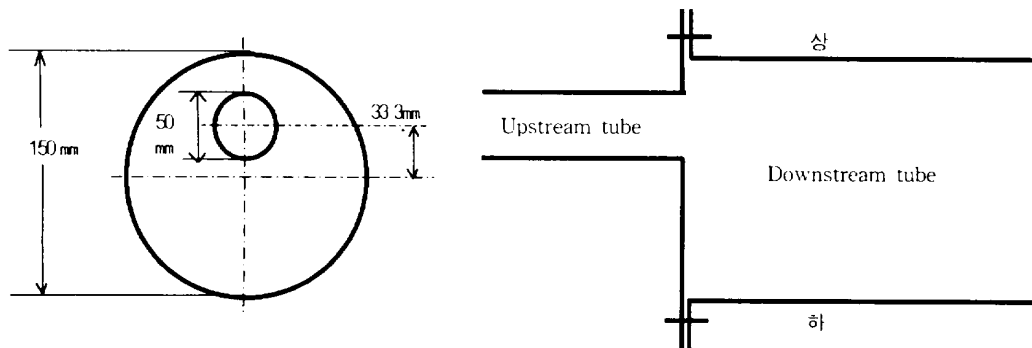


Fig. 3 Schematic diagram of an abrupt expansion tube with an eccentric inlet

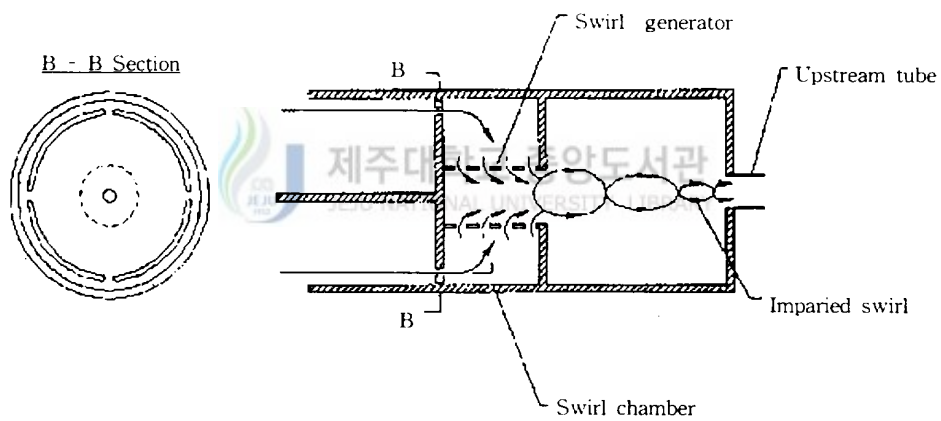
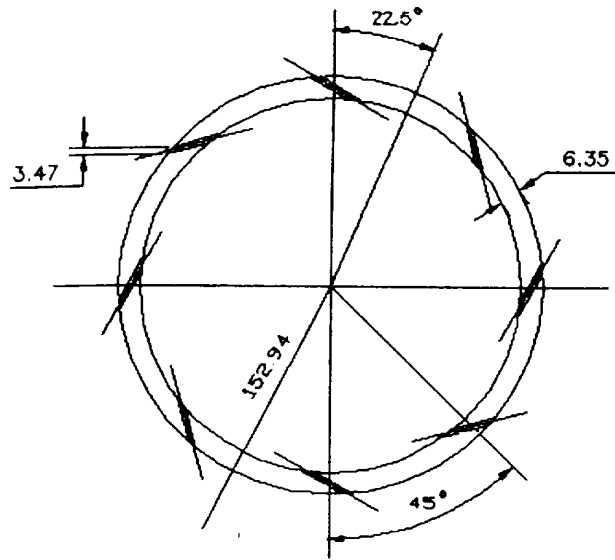


Fig. 4 Schematic diagram of the swirl generator



(All dimensions are in mm)

Fig. 5 A cross section of the swirl generator

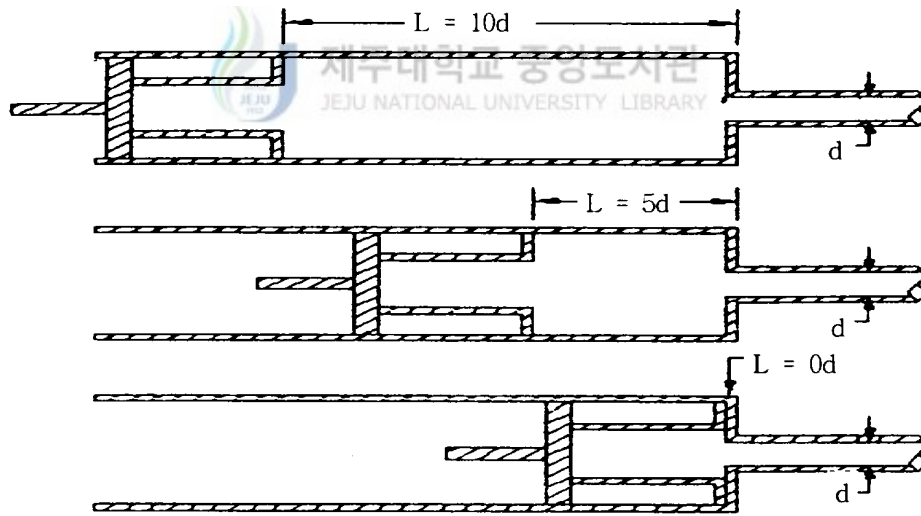


Fig. 6 Position of generation in the chamber

2-2. 실험방법

2-2-1. 축방향 유속 및 압력 측정방법

우선 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 평균 유속의 보정곡선(Calibration curve)을 Fig. 7, Fig. 8과 같이 구하였다. 여기서 평균속도 값(U)은 Re수로 환산되므로, 이를 이용해 송풍기 회전수를 조절하여 마노메타에서 압력값으로 맞추면 필요한 Re수를 구할수 있다.

비선형 유체유동 실험은 $Re=4 \times 10^4$, 6×10^4 , 10×10^4 에서 시행되었고 선형유동 일 경우는 일정한 Re수 즉 $Re=4 \times 10^4$ 에서의 강선회($L/d=0$)와 약선회($L/d=10$)로 구분하여 비교 실험하였다. 축방향 유속(Axial velocity profiles) 측정방법은 Table 1과 같이 Downstream tube 상부에서 축방향으로 전개된 8개의 측정 Hole 위치에서 Table 2와 같이 상부 관벽에서 하부 관벽까지 Pitot tube를 수직 이동시키면서 국소 동압을 측정하고 식(1)에 의하여 유속을 구하였다.

$$u = 1.291\sqrt{P_d} \quad (1)$$

(여기서, $P_d = P_t - P_s$)

유속 측정과 마찬가지로 방법으로 Re수와 흡입조건을 조절하여 유동을 안정시킨 후 Downstream tube의 벽면 각 측정위치에서 마노메터를 이용하여 정압을 측정하고, Upstream tube의 기준 정압과 비교하여 식(2)로부터 압력 계수를 구하였다.

$$C_p = \frac{P - P_{ref}}{0.5 \rho U^2} \quad (2)$$

2-2-2. 열전달 실험방법

전 항에서와 같은 방법으로 송풍기를 가동시켜 시험하고자 하는 Re수의 유동장을 형성시킨 후 동관(Copper tube)의 외벽에 감겨있는 Heating coil에 전원(AC 220V, 6.7A)을 공급하여 균일한 열 플럭스가 되도록 하였다.

그런 다음, Table 3과 같이 시험관 각 측정위치에서 열전대(K-Type)를 삽입하여 상부 관벽에서 하부 관벽에 이르기까지 Table 2와 같이 일정한 간격으로 시험관 내부를 흐르는 유체의 온도를 측정하여 식(3)으로부터 체적온도(T_b)를 구하였다.

$$T_b = \frac{\int_0^{r_o} \rho 2\pi dr C_p T}{\int_0^{r_o} \rho 2\pi dr C_p} \quad (3)$$

또한, 관벽온도(T_w)는 체적온도(T_b) 측정위치와 동일한 위치 외벽에 포설된 3개의 열전대로부터 측정된 값을 평균하여 구하였다. 측정 계산된 유체의 체적온도(T_b)와 관벽온도(T_w)로부터 식(4)를 이용하여 열유속(dq)을 구하였으며 두 측정점간의 대류 열전달 계수(h)는 식 (5)로부터 산출하였다.

$$\begin{aligned} dq &= \dot{m} \cdot C_p \cdot dT_b \\ q &= h \cdot (2\pi r) dx \cdot (T_w - T_b)_{mean} \end{aligned} \quad (4)$$

$$h = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot dT_b}{2\pi r \cdot dx \cdot (T_w - T_b)_{mean}} \quad (5)$$

그리고 이 대류 열전달 계수(h)와 체적온도 (T_b)에 따른 열전도율을 찾아 식(6)으로부터 Nusselt수를 구하였다.

$$Nu = \frac{hD}{k} \quad (6)$$

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

$$Nu_{DB} = 0.023 Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (7)$$



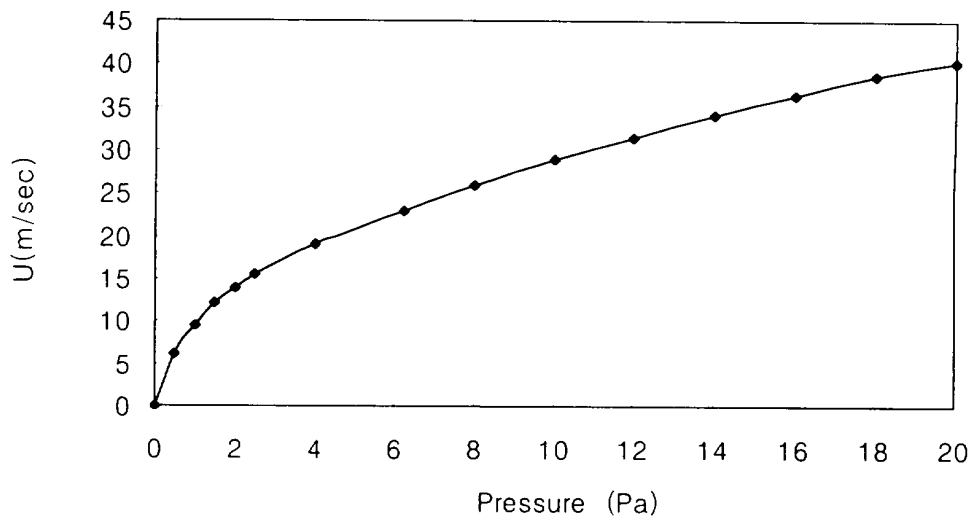


Fig. 7 Multi-pitot tube calibration curve for non swirl

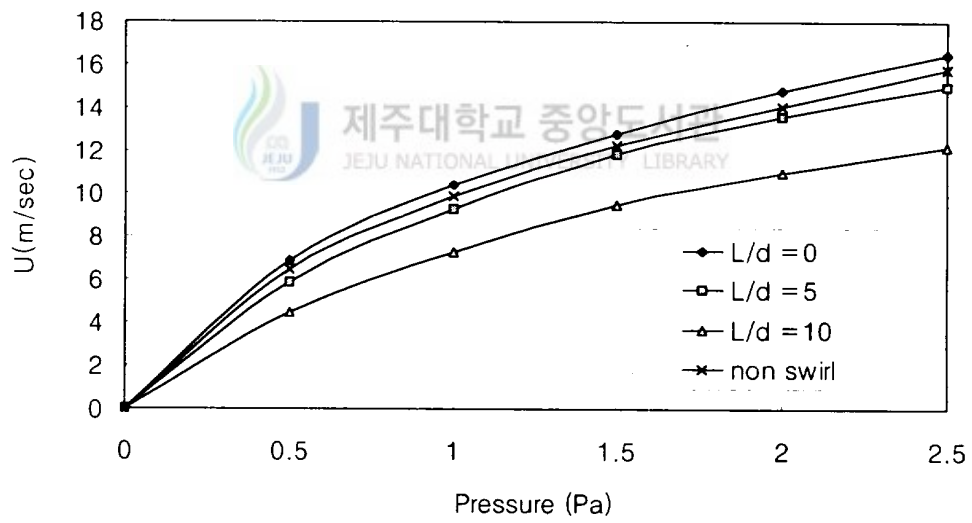


Fig. 8 Multi-pitot tube calibration curve for swirl

Table 1 Velocity measurement position of fluid flow

구 분	1	2	3	4	5	6	7	8	비고
측정위치(x/d)	1	2	4	6	9	15	22	30	d=50 mm
팽창면에서의 거리(mm)	50	100	200	300	450	750	1100	1500	

Table 2 Vertical measurement position of test tube

구 분	1	2	3	4	5	6	7	8	9
측정위치(y/R)	0.03	0.07	0.2	0.33	0.47	0.6	0.73	0.87	1.0
상벽에서의 거리(mm)	2	5	15	25	35	45	55	65	75 (중심)
구 분	10	11	12	13	14	15	16	17	비고
측정위치(y/R)	1.13	1.27	1.4	1.53	1.67	1.8	1.93	1.97	R=75 mm
상벽에서의 거리(mm)	85	95	105	115	125	135	145	148	

Table 3 Temperature measurement position of heat transfer

구 분	1	2	3	4	5	6	7	8	9
측정위치(x/d)	1	2	4	9	16	24	32	40	48
팽창면에서의 거리(mm)	50	100	200	450	800	1200	1600	2000	2400

Ⅲ. 실험결과 및 고찰

3-1. 유체 유동

3-1-1. 유동장에서의 축방향 속도분포

Fig. 9, 10, 11은 비선회 난류 유동일 때 Re수 변화 ($Re=4 \times 10^4$, 6×10^4 , 10×10^4)에 따른 축 방향 속도분포를 Upstream tube에서의 평균속도로 나누어 무차원화 한 결과이다. 그림에서 나타난 바와 같이 각각의 Re수에서 y/R 단면에 대한 속도구배의 크기는 약간의 차이는 있지만 편심 급확대관 입구부 즉 $x/d=1 \sim 4$ 일 때 가장 큰 값을 나타냈고 축 방향으로 진행될수록 급격히 감소하여 $x/d=22$ 지점부터는 거의 일정한 형태로 완전발달 영역을 보여주고 있다. 또한 속도구배의 폭은 편심 관입구 중심부인 $y/R=0.4 \sim 0.6$ 을 중심으로 $x/d=1$ 지점에서 가장 좁고, 축 방향으로 진행될수록 상하부 관벽을 향하여 넓게 퍼져 있으며 $x/d=15$ 지점부터는 거의 일직선을 나타내고 있다.

한편, 재순환 구조를 살펴보면 상부 관벽에서는 $x/d=1 \sim 2$ 지점, 하부 관벽에서는 $x/d=6 \sim 9$ 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 속도구배로 재순환 영역이 존재하고 유동입구가 떨어진 하부 관벽에서는 $y/R=1.2$ 인 지점을 기점으로 하여 0의 속도구배를 나타내어 유동이 정체현상을 보이고 있다.

반면, Downstream tube의 하류 부근의 속도분포는 상부 관벽에서는 정

(+)의 속도구배 하부 관벽쪽에서는 부(-)의 속도구배로 재순환 영역이 서로 다르게 나타나고 있음을 알 수 있다. 따라서 유동장 전체를 볼 때 $x/d=15$ 지점부터 유동이 서서히 재발달 하기 시작하여 $x/d=22$ 지점에서 Downstream tube 쪽으로 완전 발달 영역임을 보여주고 있다.

Fig. 12와 Fig. 13은 $Re=4 \times 10^4$ 상태에서의 선회 유동일 때 축방향 속도 분포를 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 중심부에서 더욱 강한 재순환 영역이 존재함을 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 약 선회($L/d=10$)일때는 $y/R=0.3$ 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 $x/d=15$ 지점까지는 유동입구 중심부로부터 하부 관벽 방향에 걸쳐 유동이 정체 현상을 보여주고 있으나 재부착 길이는 명확하게 알 수 없다. 그리고 $x/d=22$ 지점에서는 y/R 전 구간에 걸쳐 속도구배가 거의 일정함으로 완전 발달 영역이 시작되고 있음을 알 수 있다.

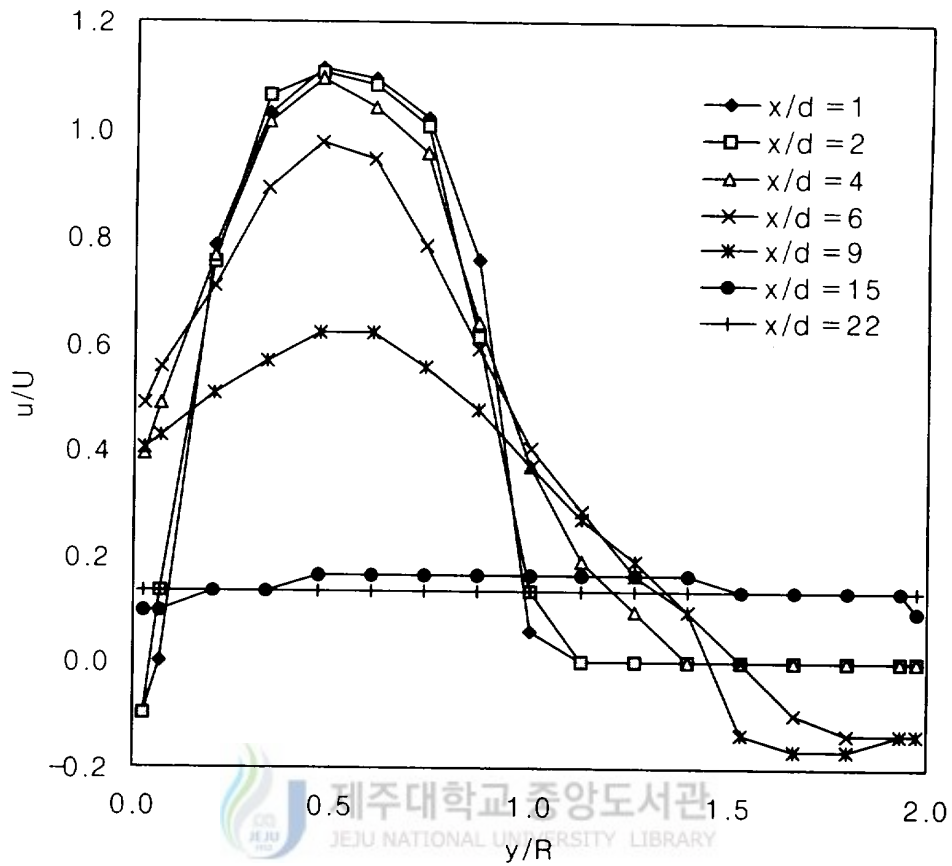


Fig. 9 Axial velocity profiles in an abrupt expansion tube with an eccentric inlet for non swirl at $Re=4 \times 10^4$

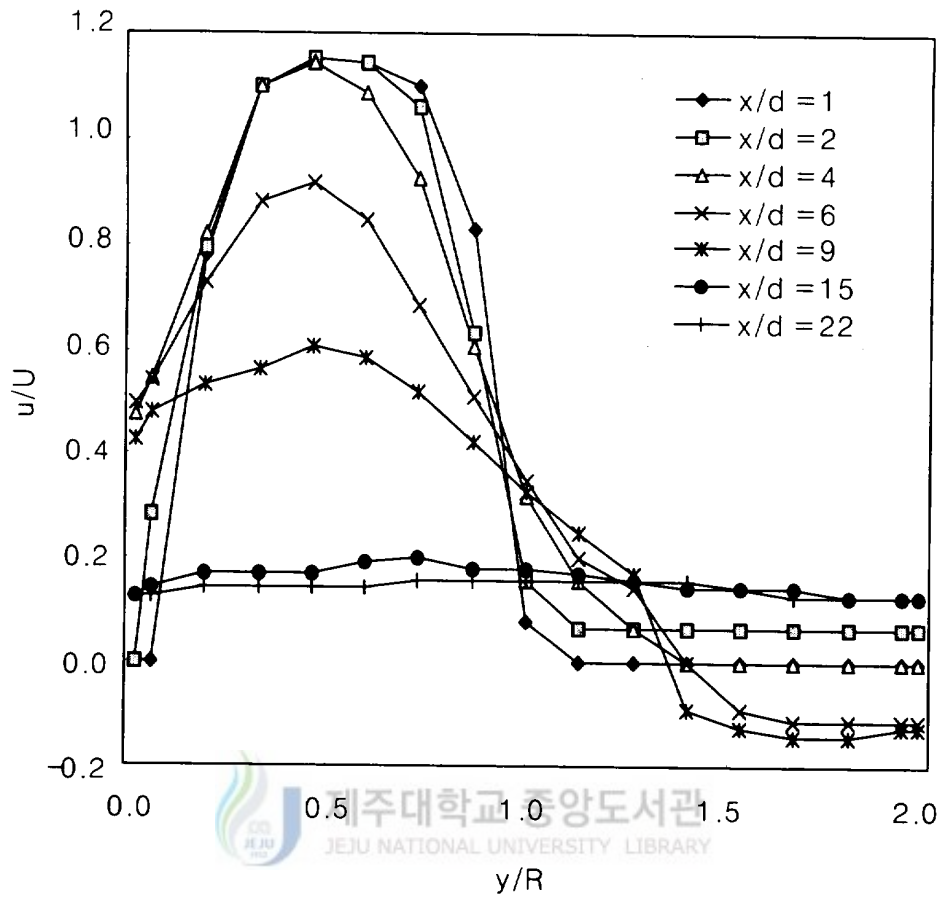


Fig. 10 Axial velocity profiles in an abrupt expansion tube with an eccentric inlet for non swirl at $Re=6 \times 10^4$

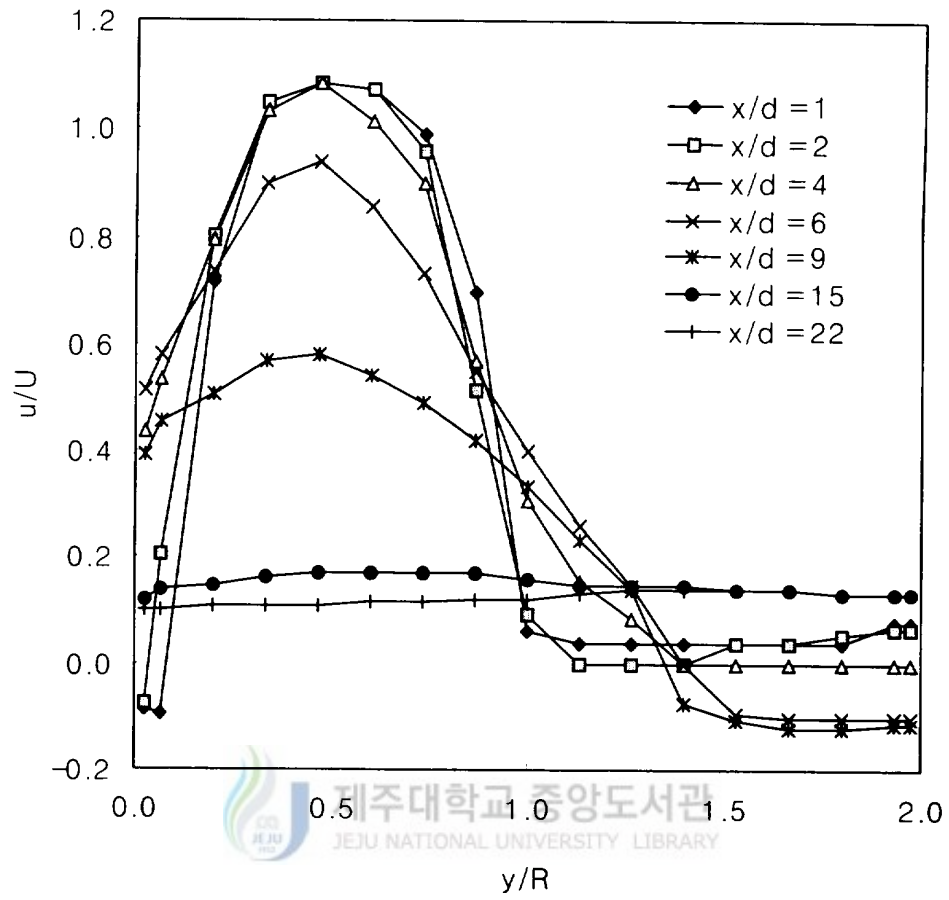


Fig. 11 Axial velocity profiles in an abrupt expansion tube with an eccentric inlet for non swirl at $Re=10 \times 10^4$

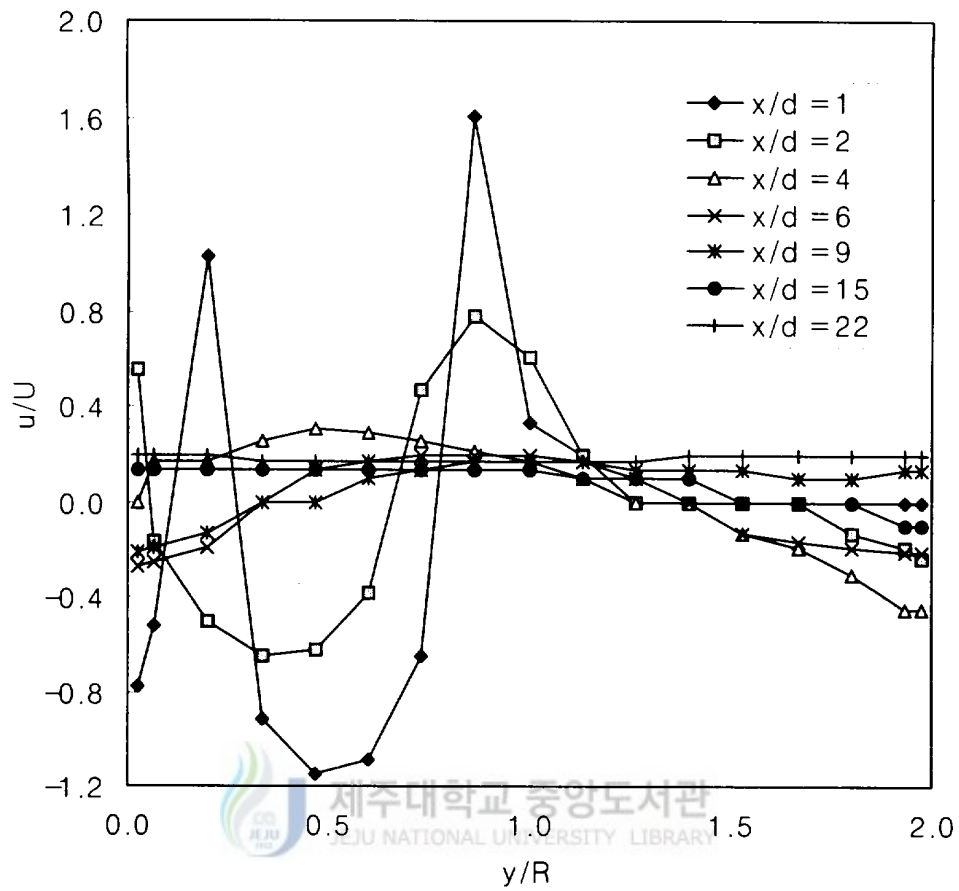


Fig. 12 Axial velocity profiles in an abrupt expansion tube with an eccentric inlet for swirl at $L/d=0$ for $Re=4 \times 10^4$

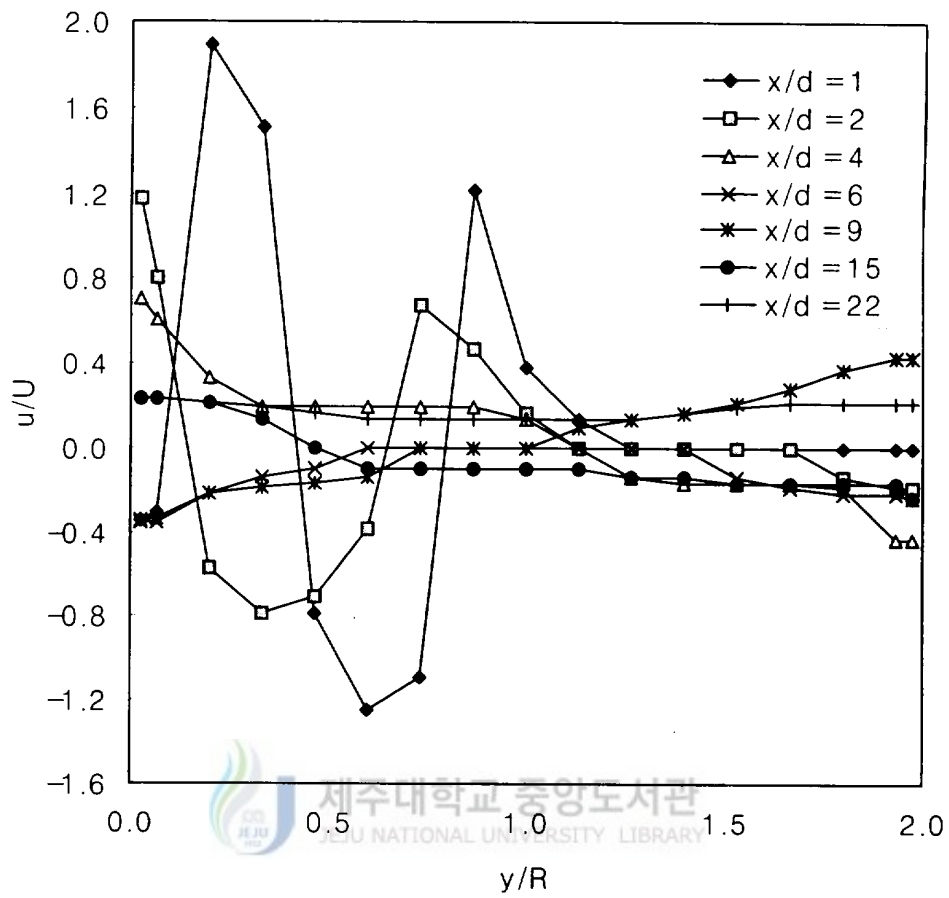


Fig. 13 Axial velocity profiles in an abrupt expansion tube with an eccentric inlet for swirl at $L/d=10$ for $Re=4 \times 10^4$

3-1-2. 압력 계수

압력은 소요동력과 밀접한 관계를 가지므로 압력계수의 분포는 열유체 기기의 설계에 있어 기초사항이 된다. Fig. 14는 비선회 유동일 때 Re수 변화에 따른 Downstream tube의 축방향 각 지점에서의 압력계수 변화를 나타낸 것이다. 팽창 면으로부터 $x/d=6$ 지점을 기점으로 상류부에서는 순압력 구배가 발생하고 하류부에서는 역압력 구배가 나타남을 보여 주고 있다. 그리고 유동이 완전 발달하기 시작하는 $x/d=15$ 지점 이후에는 거의 일정한 값을 보이고 있다. 이러한 압력구배 현상은 Upstream tube의 압력을 기준으로 볼 때 상류측은 재순환 영역이 존재하기 때문으로 판단된다.

Fig. 15는 선회 유동일 경우 $Re=4 \times 10^4$ 에서의 압력계수 분포이다. 그림에서 보듯이 선회유동의 경우는 비선회 유동과는 달리 Downstream tube 전 구간에 걸쳐 순압력 구배를 나타내고 있다. 이는 선회 발생기에 의한 흡입 유동의 장애로 인하여 Upstream tube의 기준압력이 Downstream tube의 압력에 비하여 작기 때문으로 판단된다.

또한, 강선회 유동($L/d=0$)에서는 $x/d=4$ 지점에서 최소 압력구배를 보이다가 $x/d=15$ 지점부터 하류쪽으로 거의 일정한 값을 보이고 있으며 약선회 유동($L/d=10$)일때는 $x/d=9$ 지점에서 최소압력 구배를 보이고 $x/d=22$ 지점에서부터 일정한 압력구배를 나타나는 것으로 볼 때 재순환 영역과 완전 발달영역 구분이 유동속도 분포와 일치함을 알 수가 있다.

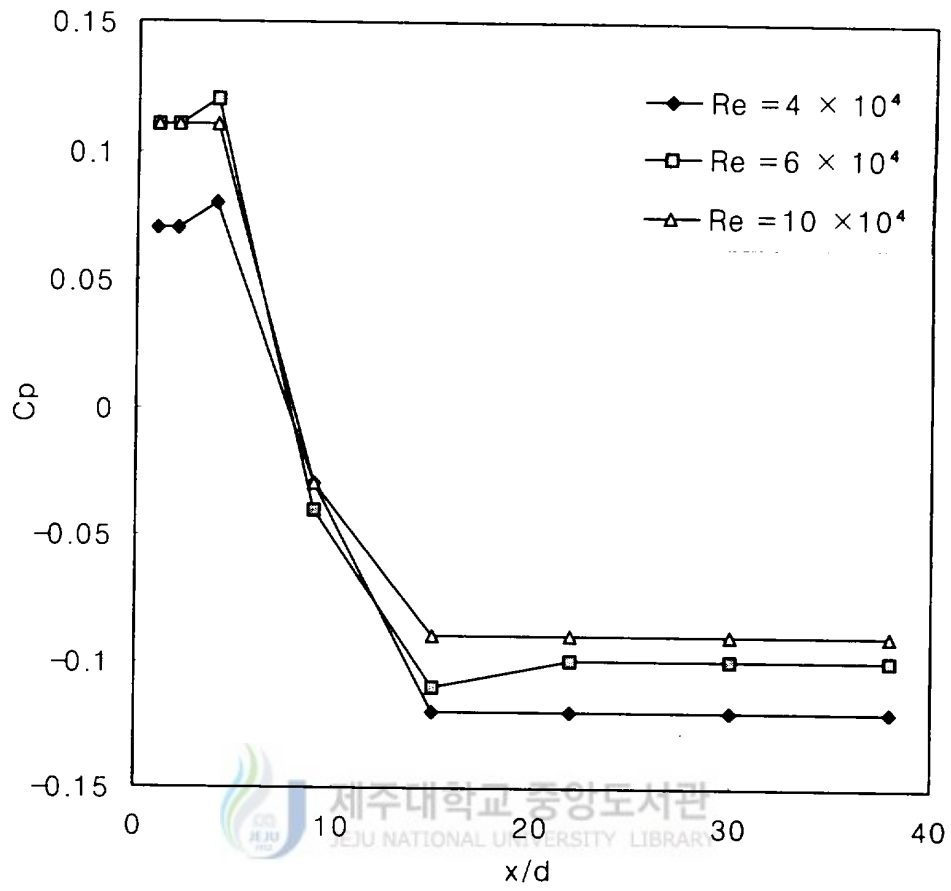


Fig. 14 Pressure coefficient profiles along the test tube with non swirl

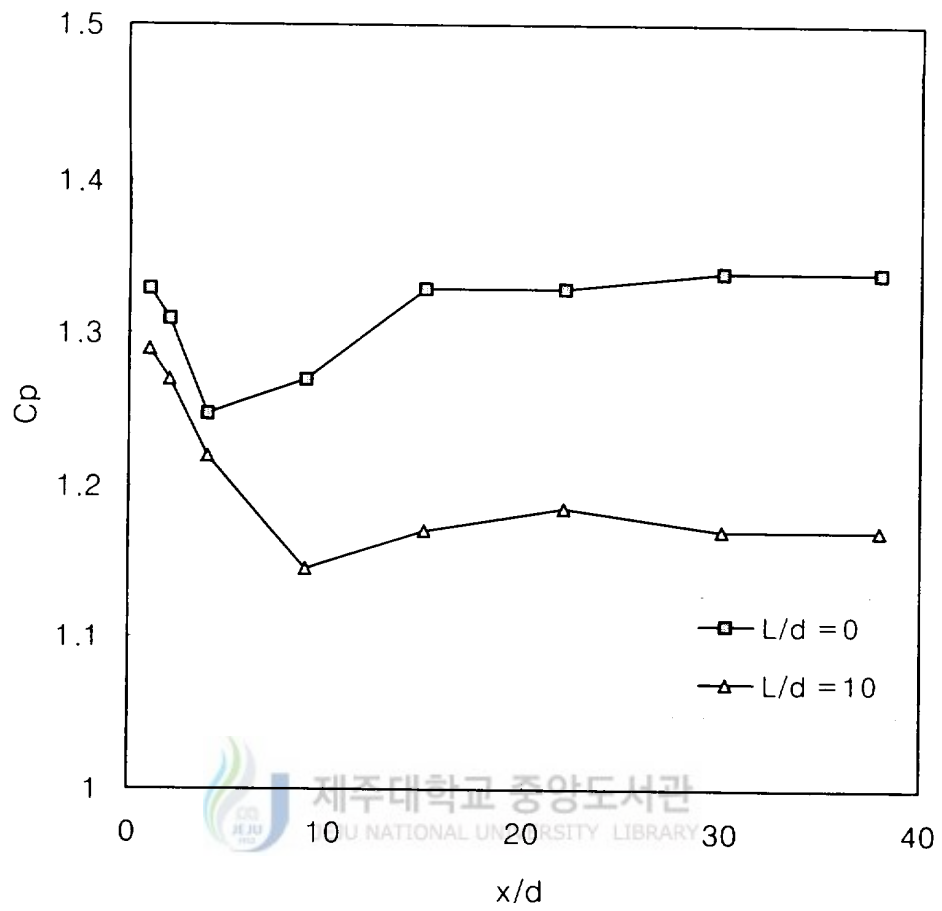


Fig. 15 Pressure coefficient profiles along the test tube with swirl for $Re=4 \times 10^4$

3-2 열 전달

3-2-1. 관벽온도 및 체적온도

균일한 열발생을 가지는 원형단면 관을 통한 내부 유동에서 두꺼운 벽의 외부가 단열 되었다면 평균 대류 열전달 계수에 영향을 미치는 요인들로 벽면온도와 체적온도를 들 수 있다. 이러한 온도를 측정하여 온도 분포를 도시하면 열전달의 기본적 특성을 알 수 있다고 본다.

Fig. 16은 유동형태가 비선회일 때 Re수 변화에 따른 관벽온도(T_w)를 측정한 결과를 도시한 것이다. 관벽온도는 Re수가 작을수록 높게 나타나고 있으며 $x/d=9$ 지점까지는 비교적 일정한 값을 보이다가 $x/d=16$ 지점 이후는 포물선형으로 서서히 증가 함을 보여주고 있다.

Fig. 17은 $Re=4 \times 10^4$ 에서 선회유동일 경우 선회강도를 달리하였을 때 관벽온도를 비선회 유동의 경우와 비교할 수 있도록 도시한 것이다. 선회유동의 관벽온도는 선회 강도가 클수록 큰 값을 나타내며 비선회 유동과는 달리 급확대관 입구에서부터 포물선형으로 증가하고 있음을 알 수 있다. 이러한 실험결과는 상류부에서 가열된 유체의 체적온도(T_b)가 하류쪽 관벽에 영향을 미치기 때문이며 유체의 유동속도와 밀접한 관계가 있다고 사료된다.

Fig. 18은 비선회 유동일 때 각각의 Re수에 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. 19는 선회유동일 경우의 체적온도로 비선회 유동과 유사한 형태가 나타나고 있으며 체적온도의 분포는 관벽온도와 마찬가지로 Re수가 작고 선회가 강할수록 큰 값이 나타나고 있다.

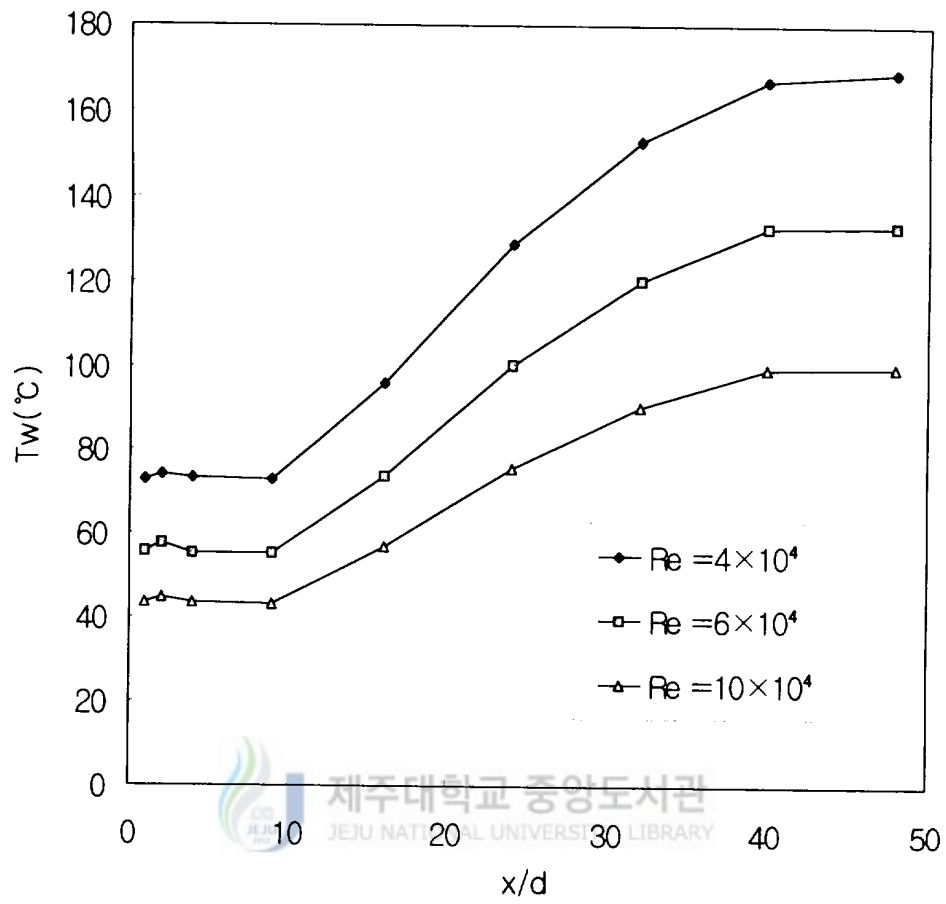


Fig. 16 Distribution of wall temperature profiles along the test tube with non swirl

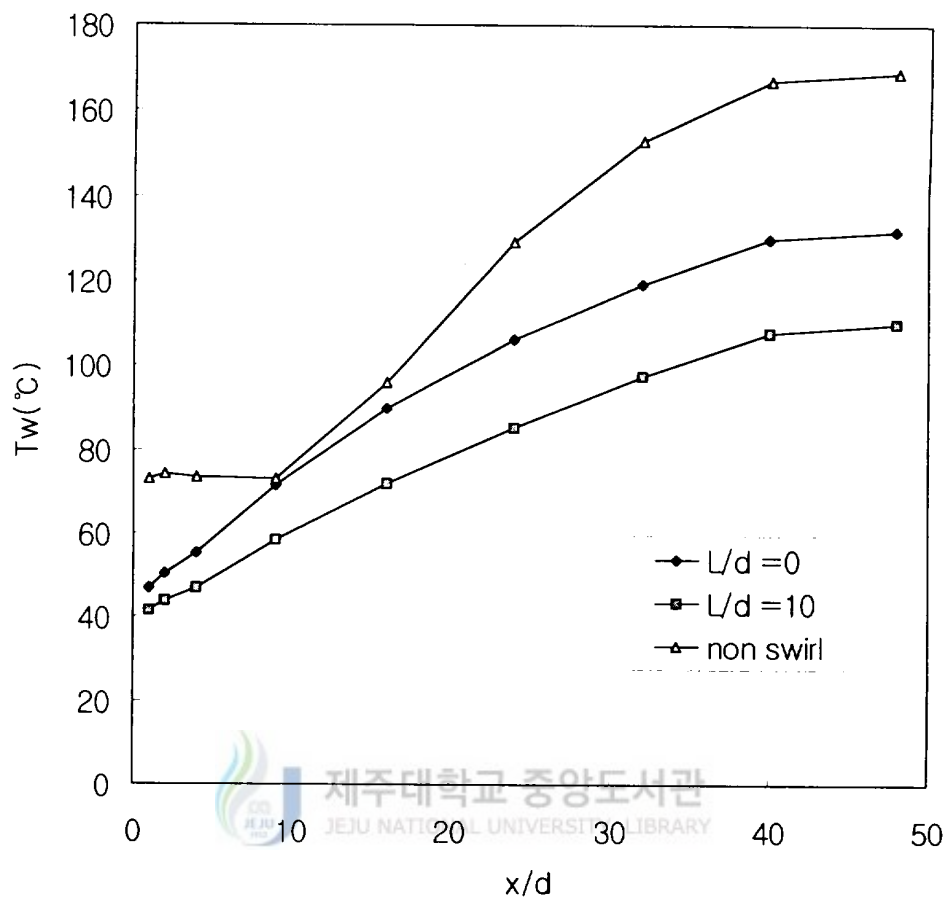


Fig. 17 Distribution of wall temperature profiles along the test tube with swirl for $Re=4 \times 10^4$

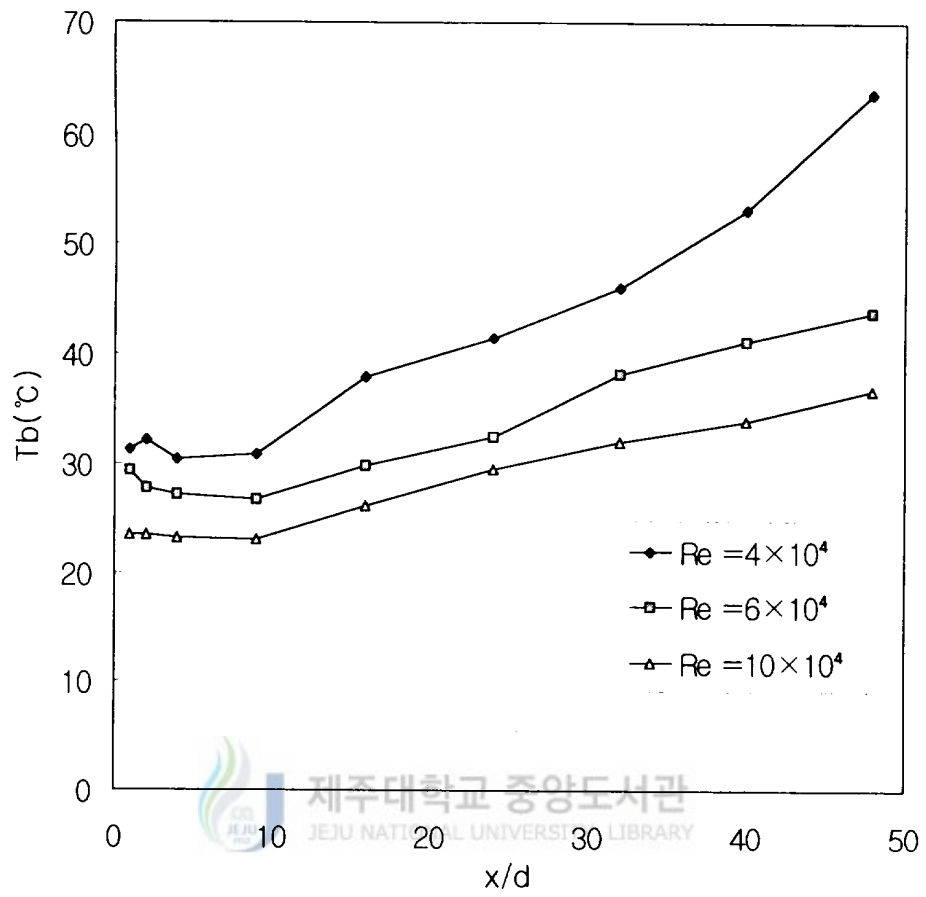


Fig. 18 Distribution of bulk temperature profiles along the test tube with non swirl

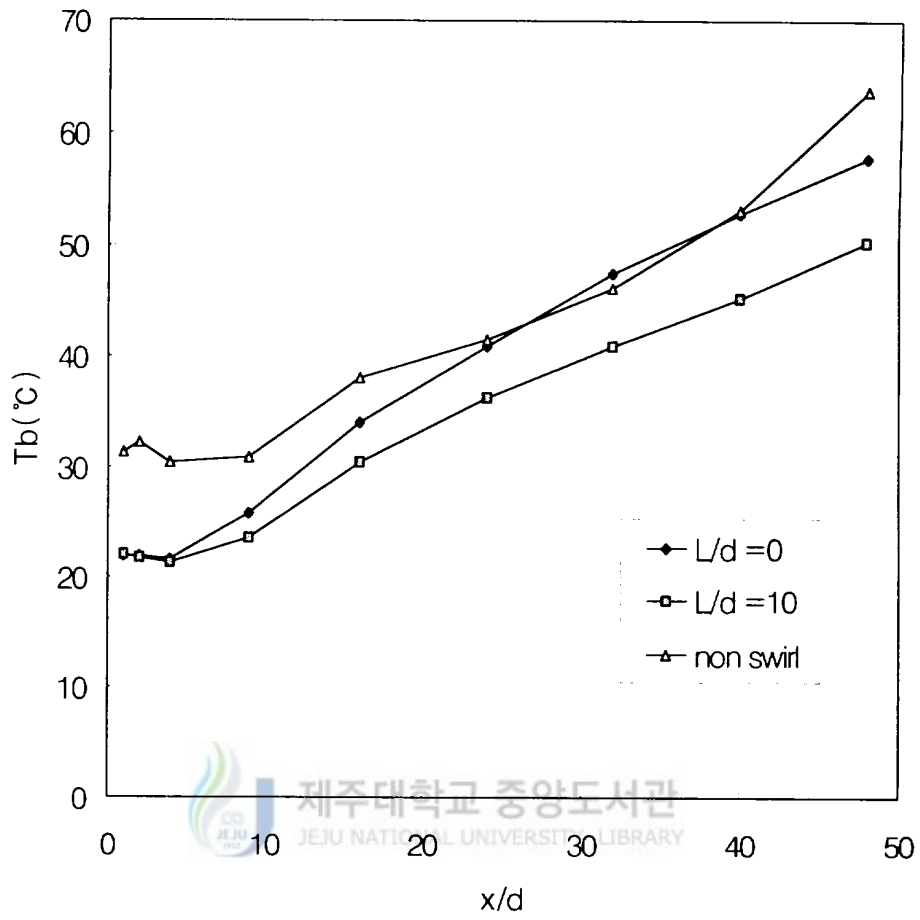


Fig. 19 Distribution of bulk temperature profiles along the test tube with swirl for $Re=4 \times 10^4$

3-2-2. 온도 구배

시험관내 유동장에서 측정된 유체온도는 벽면온도에 대해 대기온도와의 비로서 무차원하여 온도구배 $[(T_w-T)/(T_w-T_a)]$ 를 나타내었다. 이를 이용하여 편심 급확대관 내에서의 온도분포를 알 수 있으며 온도구배의 분포 상태는 시험관내 유동특성에 의해 나타난다.

Fig. 20은 비선회 유동이고 $Re=4 \times 10^4$ 의 경우 입구가 편심된 급확대관내의 단면에서 상부 관벽으로부터 하부 관벽까지 유체의 온도구배를 도시한 것이다. 그림에서 보듯이 시험관의 상류에서는 재순환 영역의 존재로 하류부보다 온도구배가 급격한 분포를 보이고 있다. 즉 입구가 편심 급확대관의 구조적인 특성상 시험관 상부 관벽 근처에서는 급격한 온도구배를 하부 관벽 근처에서는 완만한 온도구배를 보여주고 있다.

또한, 시험관의 중심인 $y/R=0.9$ 인 지점에서 상류와 하류의 온도구배가 서로 교차하고 있어 속도분포와 유사한 양상을 보여주고 있다. Fig. 21과 Fig. 22는 비선회 유동일 때 $Re=6 \times 10^4$, $Re=10 \times 10^4$ 경우의 온도구배로서 Fig. 20과 유사한 형태를 보이고 있다.

Fig. 23과 Fig. 24는 선회유동으로서 $Re=4 \times 10^4$ 에서 각각 강선회($L/d=0$)와 약선회($L/d=10$) 경우의 온도구배를 도시한 것이다. 이 경우 시험관 선단에서는 상부 관벽에서 편심 중심부까지는 급격히 증가하다가 흡입 중심부 이후는 거의 일정한 온도 구배를 보이고 있고 하단부에서는 중심부 이후 완만히 감소하는 형태로 비선회 유동의 경우보다 시험관내의 온도분포가 비교적 고르게 나타나고 있다.

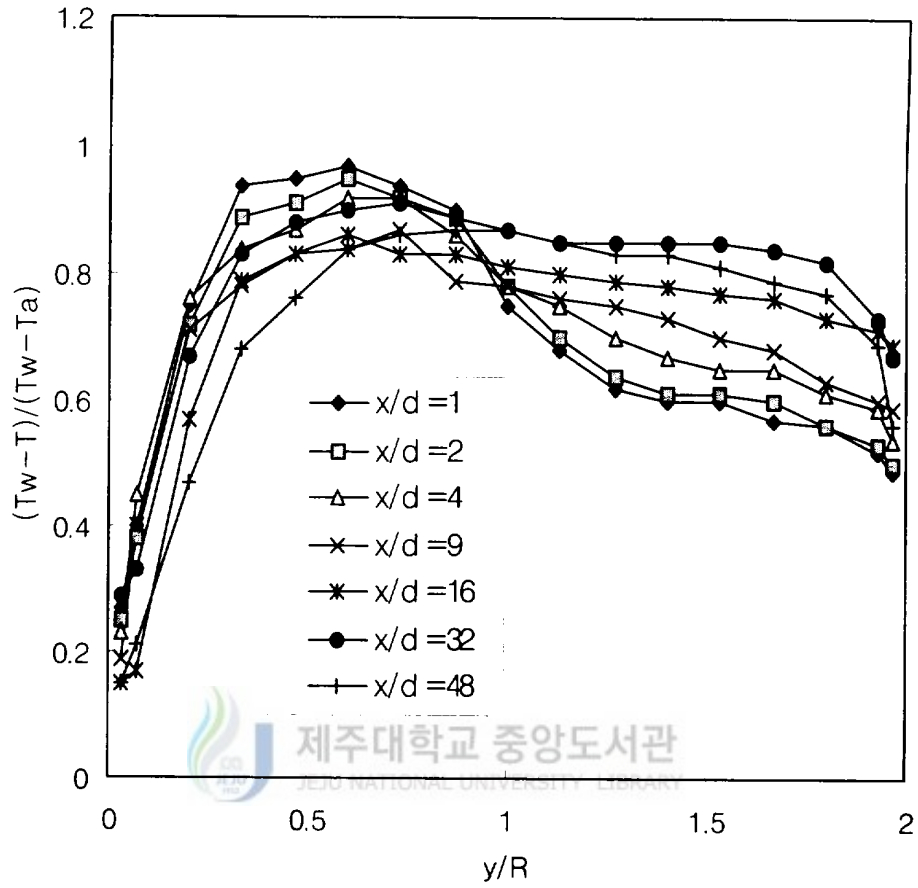


Fig. 20 Comparison of $(T_w - T)/(T_w - T_a)$ with each section of test tube for non swirl at $Re = 4 \times 10^4$

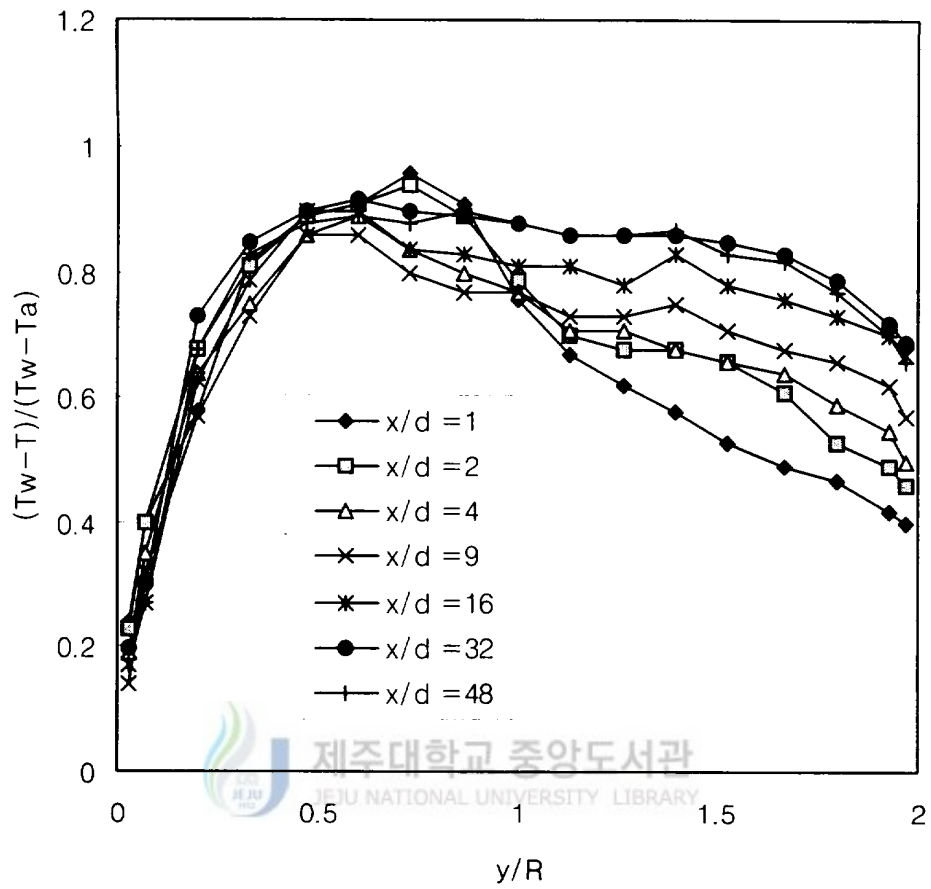


Fig. 21 Comparison of $(T_w - T)/(T_w - T_a)$ with each section of test tube for non swirl at $Re = 6 \times 10^4$

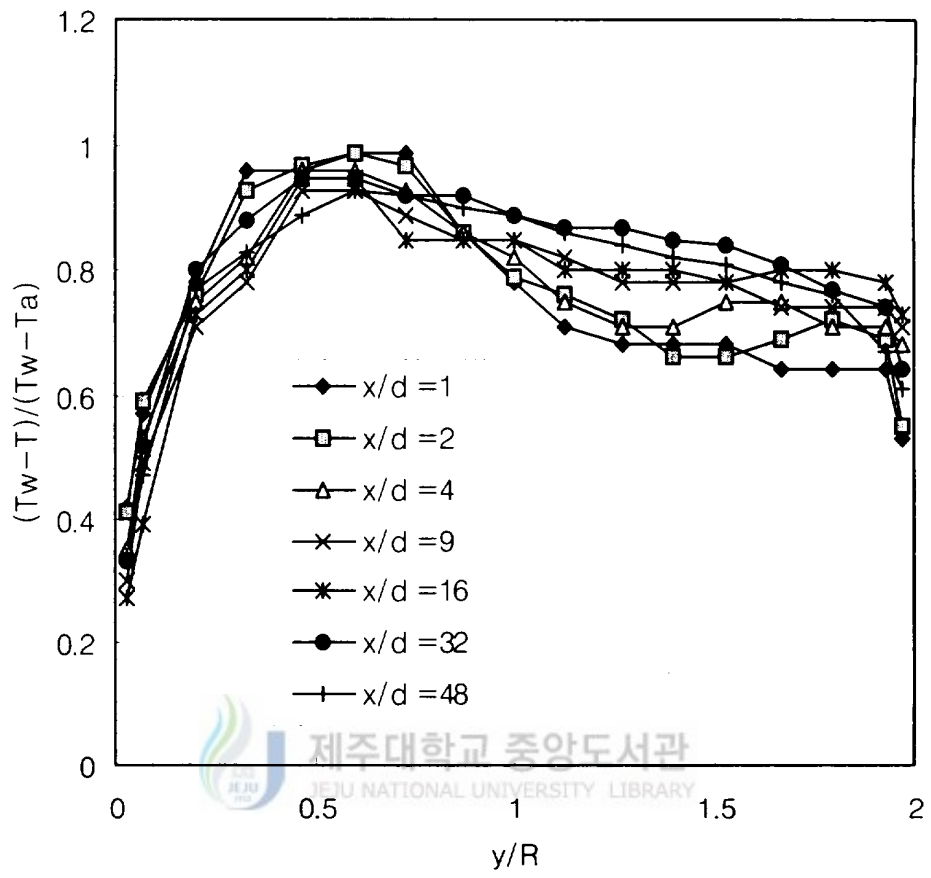


Fig. 22 Comparison of $(T_w - T)/(T_w - T_a)$ with each section of test tube for non swirl at $Re = 10 \times 10^4$

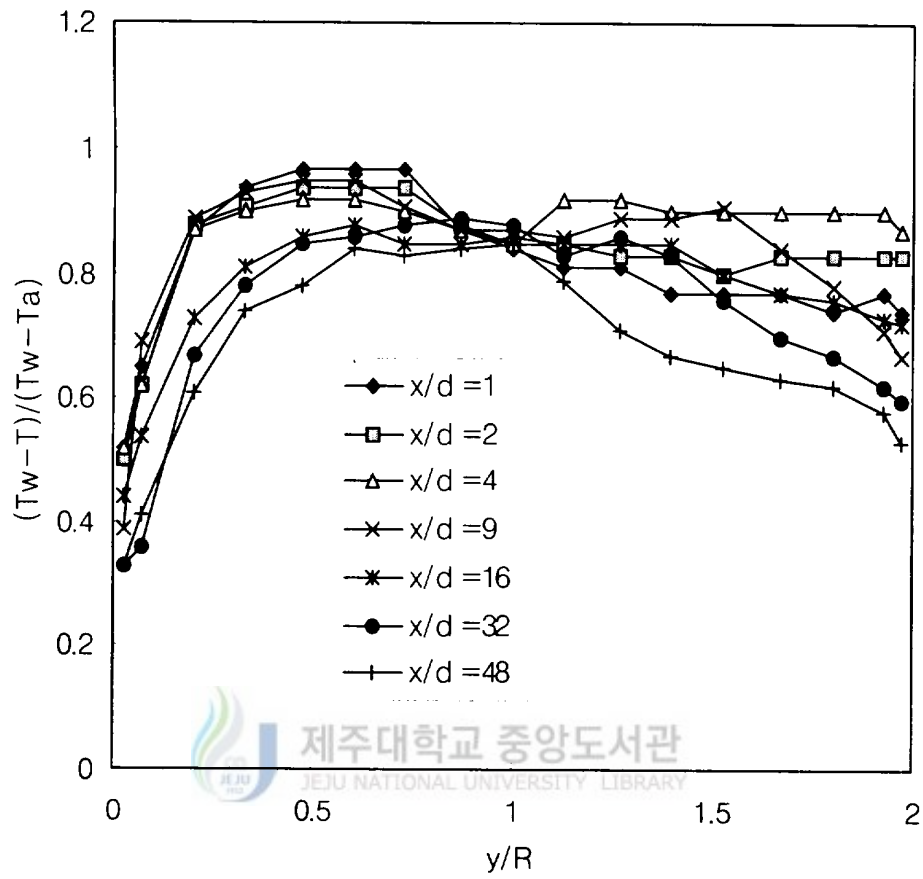


Fig. 23 Comparison of $(T_w - T)/(T_w - T_a)$ with each section of test tube for swirl ($L/d=0$) at $Re=4 \times 10^4$

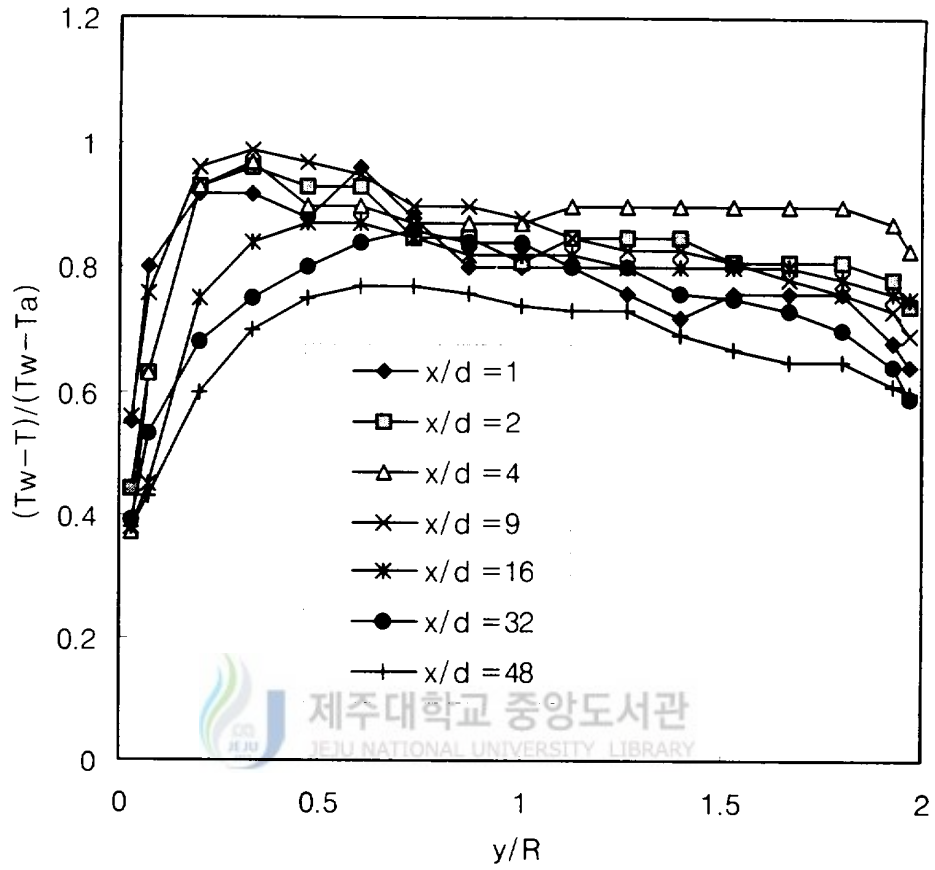


Fig. 24 Comparison of $(T_w - T)/(T_w - T_a)$ with each section of test tube for swirl ($L/d=10$) at $Re=4 \times 10^4$

3-2-3. 열전달 계수

시험관의 벽면온도와 체적온도로부터 Nu수를 계산하여 이를 다시 Dittus-Boelter식과 무차원시켜 시험관 전체에서의 Nu/Nu_{DB} 를 Fig.25와 Fig. 26에 도시하였다.

비선회 유동의 경우 열전달 계수는 Re수의 크기와 비례함을 알 수 있고 시험관 상류부에서는 급확대 유동의 영향으로 하류부보다 비교적 큰 값을 나타내며 $x/d=9$ 지점에서 가장 높은 값으로 최대 열전달이 일어나고 있는 지점임을 알 수 있다.

반면, 선회유동의 경우에는 보다 상류지역인 $x/d=4$ 지점에서 최대 열전달 계수 값을 보였으나 Kwon등(1993)이 실험한 중앙 급확대관(급확대비 3:1, Swirl $L/d=0$, $Re=6 \times 10^4$)의 열전달 계수 최대값 위치인 $x/d=2$ 지점에 비해서는 하류 지역으로 멀어져 재부착 길이가 다소 길어졌음을 알 수 있다.

또한, 선회강도의 크기와 비례함을 알 수 있고 비선회 유동의 경우보다 전체적으로 높게 나타나고 있어 열전달이 전반적으로 향상되고 있음을 보여 주고 있다.

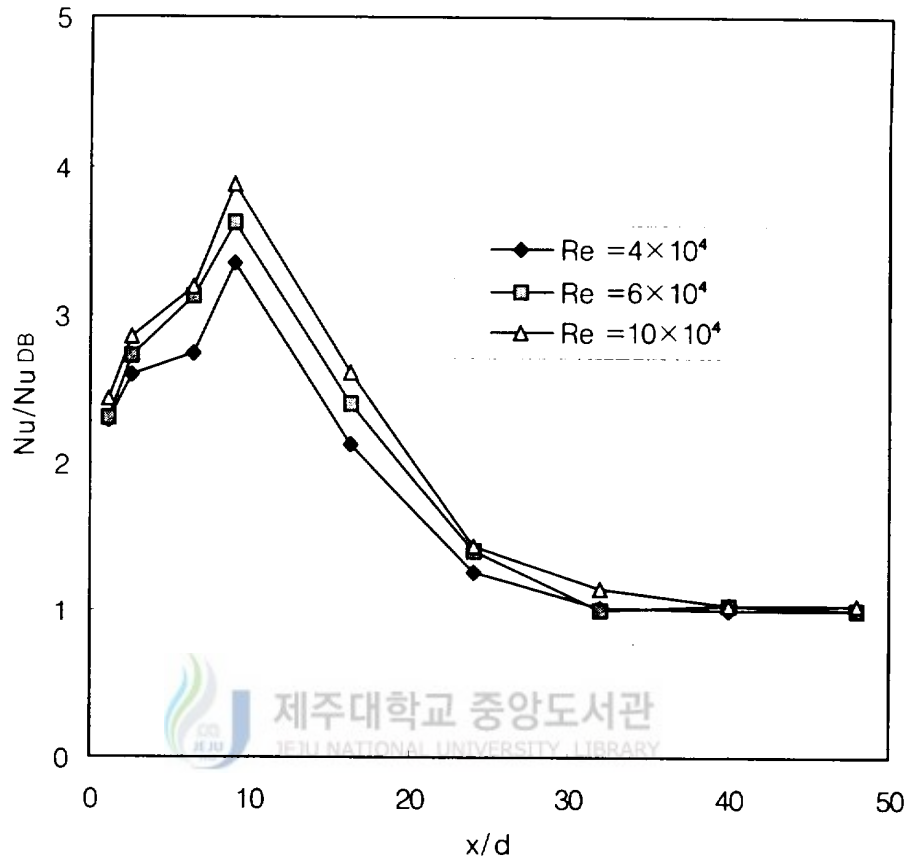


Fig. 25 Distribution of Nu/Nu_{DB} along the test tube with non swirl

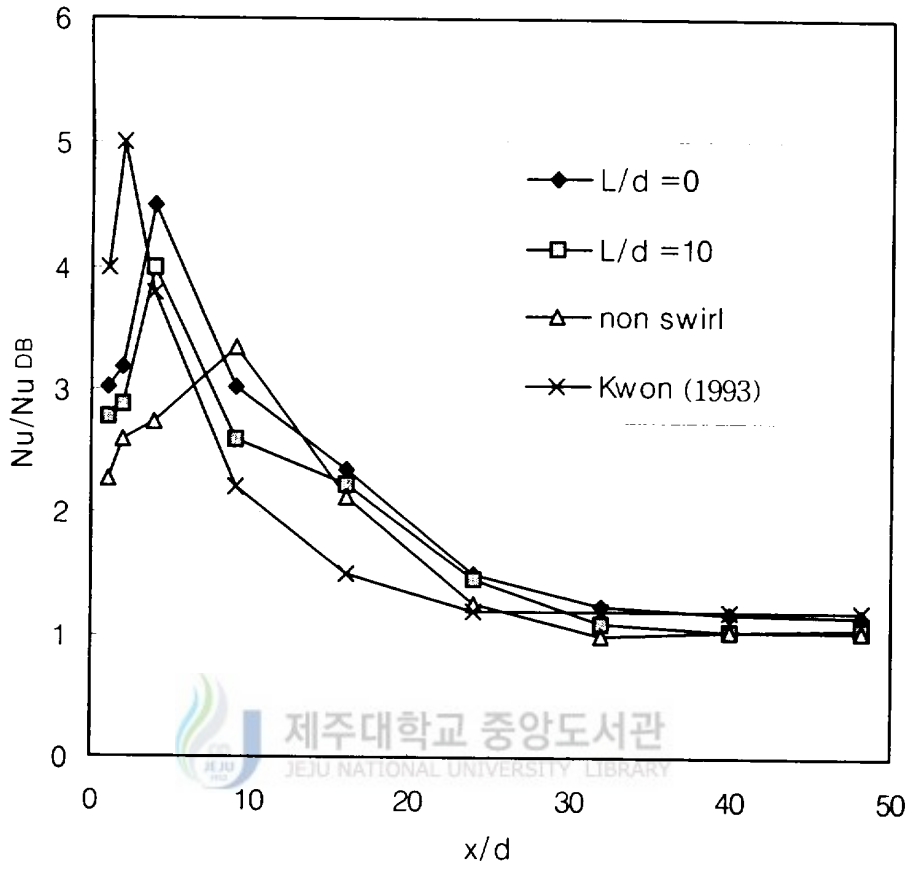


Fig. 26 Distribution of Nu/Nu_{DB} along the test tube with swirl for $Re=4 \times 10^4$

IV. 결 론

본 연구는 입구가 편심인 급확대관에서 선회유동에 따른 열전달 특성을 실험적 방법으로 연구하였다. 시험관내의 유동조건은 $Re=4 \times 10^4$, 6×10^4 , 10×10^4 경우의 비선회 유동과 $Re=4 \times 10^4$ 에서의 선회유동($L/d=0, 10$)으로 구분, 비교 실험을 하였으며 종합적으로 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 비선회 유동일 때 시험관의 하부 관벽 부근 $x/d=6 \sim 9$, 상부 관벽 부근에서는 $x/d=1 \sim 2$ 지점에 재순환 영역이 존재하였으며 반면 선회 유동일 때는 관벽부근 뿐만 아니라 유동상류 중앙에 강한 재순환 영역이 존재하였음을 확인하였다.
- 2) 재부착 길이는 시험관의 구조적 특성상 매우 불규칙하게 나타났으며 완전발달 영역은 비선회 유동의 경우 $x/d=22$ 지점부터 나타났으나 선회 유동의 경우는 $x/d=30$ 지점부터 나타났다.
- 3) 압력계수(C_p)는 비선회 유동의 경우 $x/d=9$ 지점을 기준으로 상류부에서는 순압력 구배를 하류부에서는 역압력 구배를 보였고 선회유동의 경우는 전 유동지역에 걸쳐 순압력 구배를 보였다.
- 4) 관벽온도(T_w)와 체적온도(T_b)는 Re 수가 작고, 선회 강도가 클수록 높게 나타났다.
- 5) 온도구배 $[(T_w - T)/(T_w - T_a)]$ 는 비선회 유동일 때 상부 관벽과 하부 관벽 부근에서의 온도차가 크게 나타났으나 선회 유동에서는 온도차가 작고 시험관내에서의 온도 분포가 비교적 고르게 나타났다.
- 6) 열전달 계수(Nu/Nu_{DB})는 Re 수가 크고 선회강도가 클수록 높게 나타났으며 최대 값은 선회유동의 경우 4 스텝 높이에서 나타났다.

V. 참고 문헌

1. Back, L.H. and E.J. Roschke, 1972, "Shear-Layer Flow Regimes and Wave Instabilities and Reattachment Lengths Downstream of an Abrupt Circular Channel Expansion" , Trans. ASME, J. Appl. Mech. Vol. 39, pp. 67-68
2. Baughn, J.W., Hoffman M.A. Takahashi R.K. and B.E. Launder, 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. Boelter, L.M.K., Young, G. and H.W. Iversen, 1948, "An Investigation of Aircraft Heaters XXVII - Distribution of Heat Transfer Rate in the Entrance Section of a Circular Tube" , NACA-TN-1451
4. Chang, T.H., 1989, "Measurement of Air Velocity Using a Slanted Hot Wire" , Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 1, pp. 21-31
5. Chang, T.H., 1991, "An Investigation of Turbulent Swirling Flow with Heat Transfer" , Ph. D. Thesis, Univ. of Wales, Swansea, U.K.
6. 장태현, 권기린, Medwell, J.O., 1991, "수평 원통관 내에서 선회유동의 수치 계산" , 대한기계학회 '91년도 추계 학술대회 논문집, pp. 483-486
7. 장태현, 권순석, 1988, "An Experimental and Numerical Study of Turbulent Swirling Including Heat Transfer (Part I. Isothermal Results)" , Proc. of KSME, pp. 195-199

8. Clayton, B.R. and Y.S.M. Morsi, 1984, "Determination of Principal Characteristics of Turbulent Swirling Flow along Annuli", *Int. J. Heat & Fluid Flow*, Vol. 5, pp. 195-203
9. Dellenback, P.A., Metzger D.E. and G.P. Neitzel, 1987, "Heat Transfer to Turbulent Swirling Flow through a Sudden Axisymmetric Expansion", *ASME J. of Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 613-620
10. Ede, A.J., Hislop, C.I. and R. Morris, 1956, "Effect on the Local Heat Transfer Coefficient in a Pipe of an Abrupt Disturbance of the Fluid Flow : Abrupt Convergence and Divergence of Diameter Ratio 2:1", *Proc. Inst. Mech. Engrs. London*, Vol. 170, pp. 1113-1126
11. Ede, A.J., 1961, "The heat-transfer coefficient for flow in a pipe", *Int. J. Heat and Mass Tran.*, Vol. 4, pp. 105-110
12. Escudier, M.P. and J.J. Keller, 1985, "Recirculation in Swirling Flow : A Manifestation of Vortex Breakdown", *AIAA J.* Vol. 23, pp. 111-116
13. Garkusha, A.V. and S.I. Kucherenko, 1980, "Investigation of Swirling Flow in a Circular Channel with Sudden Expansion", *Fluid Dynamics* 15, pp. 766-771
14. Grass, G. 1956, "Heat Transfer to Gases in Turbulent Flow in Entrance Region of Pipe" (in German), *Allgem. Warme tech.*, 7(2), pp. 58-64
15. Habib, M.A. and D.M. McEligot, 1982, "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.
16. Hallett, W.L. and R. Gunther, 1984, "Flow and Mixing in Swirling Flow in a Sudden Expansion", the Canadian J. of Chemical Engineering, Vol. 62, pp. 149-155
 17. Hay N. and P.D. West, 1975, "Heat Transfer in Free Swirling Flow in a Pipe", ASME Trans., J. of Heat Transfer, Vol. 97, pp. 411-416
 18. Kitoh, O., 1991, "Experimental Study of Turbulent Swirling Flow in a Straight Pipe", J. of Fluid Mech., Vol. 225, pp. 445-479
 19. Krall, K.M. and E.M. Sparrow, 1966, "Turbulent Heat Transfer in the Separated, Reattached, and Redevelopment Regions of a Circular Tube", ASME Trans., J. of Heat Transfer, Vol. 88, No. 1, Series c, Feb. pp. 131-136
 20. 권기린, 1995, "급확대관에서의 난류선회유동의 열전달에 관한 연구", 경남대학교 대학원 박사학위 논문
 21. 권기린, 이상배, 장태현, 김상윤, 1993, "균일 열 플럭스가 있는 급팽창 확대관 에서 난류선회 유동에 관한 연구", 대한기계학회 '93년도 추계학술대회 논문집(II), pp. 211-215
 22. 이상배, 1996, "원형 단면 180° 곡관에서 선회 유동의 열전달 특성에 관한 실험적 연구", 경남대학교 대학원 박사학위 논문
 23. Lilley D.G., 1973, "Prediction of Inert Turbulent Swirl Flows", AIAA J., Vol. 11, pp. 955-960
 24. Lipstein, N.J., 1962, "Low Velocity Sudden Expansion Pipe Flow" ASHRAE J. Vol. 4, pp. 43-47

-
25. 이용주, 김광용, 조용철, 1992, "Prediction of Turbulent Heat Transfer Downstream of a Sudden Axisymmetric Expansion" , Proceeding of the 2nd JSME-KSME Thermal Engineering Conference, Vol. 1, pp. 53-58
 26. Pollard, A., 1980, "Entrance and Diameter Effects on the Laminar Flow in Sudden Expansions" , ASME, New York, In Momentum and Heat Transfer Processes in Recirculation Flows, pp. 21-26
 27. So, R.M., Ahmed, S.A., and H.C. Mongia, 1984, "An Experimental Investigation of Gas Jets in Confined Swirling Air Flow" , NASA CR-3832
 28. Sparrow, E.M. and A. Chaboki, 1984, "Swirl-Affected Turbulent fluid flow and Heat Transfer in a Circular tube" , ASME Trans., J. of Heat Transfer, Vol. 106, pp. 766-773
 29. Sultanian, B.K., 1984, "Numerical Modeling of Turbulent Swirling Flow Downstream of an Abrupt Pipe Expansion" , Ph. D. Dissertation, Arizona State University
 30. Syred, N. and J.M. Beer, 1974, "Combustion in Swirling Flows : A Review" , Comb. Flame, Vol. 23, pp. 143-201
 31. Whitelaw, J.H. and M.M. Ribeiro, 1980, "Coaxial Jets with and without Swirl" , J. of Fluid Mech., Vol. 96, pp. 769-795

감사의 글

본 논문이 완성되기까지 세심한 지도와 가르침을 주신 권기린 지도교수님께 진심으로 감사를 드립니다.

또한 본 논문의 심사과정에서 잘못된 부분의 수정과 보완에 많은 조언을 해주신 현명택 교수님과 허종철 교수님께 깊은 감사를 드리며, 학위과정동안 많은 격려와 가르침을 주신 기계공학과와 모든 교수님들께도 감사를 드립니다.

아울러 그동안 깊은 배려와 관심을 보여 주셨던 김종식 부장님을 비롯한 직장 동료들에게 감사의 마음을 전하며, 특히 바쁜 일과중에도 논문편집에 많은 시간과 정성을 쏟아준 김종만, 김명관씨에게 더없이 고마움을 표합니다.

끝으로 오늘이 있기까지 헌신적인 보살핌으로 나와 형제들을 키워준 어머니의 은혜에 감사드리며, 어렵고 힘들 때 용기를 잃지 않게 내조해준 아내, 그리고 착하고 총명한 경화, 영섭이와 이 기쁨을 나누고 싶습니다.

1998. 6

고 완 찬