

〈論 文〉

## 열성층유동장에 놓인 원주후류의 특성에 대한 연구(1)

김경천\* · 정양범\*\* · 김상기\*\*\*

(1993년 9월 7일 접수)

### A Study on the Characteristics of Cylinder Wake Placed in Thermally Stratified Flow ( I )

Kyung Chun Kim, Yang Beom Jung and Sang Ki Kim

**Key Words :** Stratified Flow(성층유동), Cylinder Wake(원주후류), Turbulent Mixing(난류혼합), Wake Half Width(후류 반폭치), Strouhal Number(Strouhal수)

#### Abstract

The effects of thermal stratification on the flow of a stratified fluid past a circular cylinder were examined in a wind tunnel. In order to produce strong thermal stratifications, a compact heat exchanger type variable electric heater is employed. Linear temperature gradient of up to 250°C/m can be well sustained. The velocity and temperature profiles in the cylinder wake with a strong thermal gradient of 200°C/m were measured and the smoke wire flow visualization method was used to investigate the wake characteristics. It is found that the temperature field affects as an active contaminant, so that the mean velocity and temperature profiles can not sustain their symmetricity about the wake centerline when such a strong thermal gradient is superimposed. It is evident that the turbulent mixing in the upper half section is stronger than that of the lower half of the wake in a stably stratified flow.

#### 기 호 설 명

$C(\tau)$ : 자기상관계수	$St$ : Strouhal수
$D$ : 원주직경 (mm)	$T_m$ : 시간평균온도
$\dot{E}$ : 에너지전달율	$T_o$ : 대표온도
$f$ : 와류유출 주파수	$T(z)$ : 수직방향에 대한 온도분포
$l_o$ : 후류 반폭치	$\rho$ : 공기의 밀도
$N$ : Brunt-Väisälä frequency	$x, y, z$ : 직교좌표계
$Re$ : 레이놀즈수	$\tau$ : 지연시간
$U_m$ : 유동방향 시간평균속도	
$u_o$ : 최대 국소속도결손	
$U_o$ : 유동의 대표속도	
$U_{is}$ : 시험부에서의 평균유속	

#### 1. 서 론

성층화된 유체의 유동현상은 지구물리 및 공학적으로 빈번히 등장하는 기본 현상이다. 특히 대기나 해양의 소규모 전달현상이나 환경오염문제 등을 다룰때, 매우 강력한 부력장에서 난류의 진행과정이

\*정회원, 부산대학교 생산기계공학과

\*\*정회원, 부산대학교 생산기계공학과 대학원

\*\*\*삼성항공주식회사

어떠한가에 대한 이해는 필수적 과제이나 현재로서는 이러한 강한 성층유체 속에서의 난류유동의 유체역학적 거동이나 스칼라 수송의 특성이 명확히 알려져 있지 않은 상태이다.<sup>(1)</sup> 성층유체에 대한 대표적인 예로서 대기경계층 내의 오염물질의 확산을 들 수 있으며, 대기경계층은 온도성층에 따라 안정, 불안정 및 중립층으로 형성된다. 이러한 대기의 열성층이 실제 대기확산에 있어서 가장 중요한 역할을 하고 있으며, 발생 가능한 위험한 환경문제는 이같은 대기의 열성층의 영향이 직접적인 원인이라고 볼 수 있다. 중립상태의 대기는 실제 대기에서 아주 강풍이 불 때가 아니면 잘 나타나지 않지만 부력의 영향이 배제되어 있어서 이론적 접근이 비교적 용이하므로 확산모델의 개발에서는 최대 관심사로 되어 있다. 불안정한 대기에서는 확산이 아주 잘 일어나서 대기오염 측면에서 불 때 다른 상태에 비해 오염물질의 농도가 낮으므로 부차적인 문제로 간주할 수 있다. 보통 중립층이나 불안정 열성층의 경우에는 확산이 빨리 진행되므로 비교적 환경피해가 덜하지만, 안정된 대기에서는 지상에서 수직방향으로의 유동이 제한되고 수평방향의 확산계수도 대단히 적으며 중력파에 의해 수직방향으로의 오염물질의 이동이 가능하므로 심각한 공해 문제를 유발시킬 수 있다.<sup>(2,3)</sup> 뿐만 아니라 중요하지만 비교적 연구가 미흡한 또 다른 문제는 혼합층의 효과에 관한 문제이다.

그 동안 성층유체의 유동특성에 대한 실험은 주로 소금물의 농도차를 이용한 수동실험이 대부분이었으며,<sup>(5)</sup> 난류량들의 측정이 비교적 용이한 기체가 열 방식은 매우 드물다.<sup>(6)</sup> 1981년 Tavoularis와 Corrsin은  $9.5\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{m}$ 의 매우 약한 균일 열성층내의 균일 전단류에서 생성되는 난류 메카니즘을 실험적으로 연구한 바 있으며,<sup>(7)</sup> 극히 최근에 Lienhard와 Van Atta(1990)는  $200\text{ }^{\circ}\text{C}/\text{m}$ 의 균일 열성층조건에서 Grid 후류의 난류소산과정을 측정하여 J.F.M.에 발표한 바 있다.<sup>(8)</sup> Lin과 Pao<sup>(9)</sup>는 원주후류를 지나는 성층유동에 대해 연구하였으며, Boyer 등<sup>(10)</sup>은 광범위한 내부 Froude수와 Reynolds수에 대해 수평원주를 지나는 선형적으로 성층화된 유체의 균일 유동에 대한 연구를 하였다. 그러나 이전의 연구들이 성층유체속에 놓인 원주후류의 구조에 대한 많은 정성적 결과들을 보여줌에도 불구하고, 균질유동에 대한 연구와 비교해 보면 수행해야 할 많은 일들이 남아있다.

따라서 본 연구에서는 성층유동에 대한 풍동 시뮬레이션을 체계적으로 수행하기 위하여 먼저 전력 전자소자(TRIAC)로 제어되는 수십개의 막대형 전기저항 히터와 핀을 이용한 컴팩트 열교환기 형태의 온도구배 발생기를 이용하여 풍동속의 유동을 임의의 형상으로 성층화시킬 수 있는 강한 열성층 풍동을 설계 및 제작하고, 원주가 안정된 선형온도구배를 지닌 유동속에 놓여 있을 때 난류후류의 시간평균 유동특성을 실험을 통하여 분석하고 그것에 대한 열성층 효과를 규명하고자 한다. 또한 앞으로 성층유동에 대한 측정기법을 발전시켜 각종 난류량(속도 및 온도 난류강도, 열유속 등)을 정량적으로 해석하기 위한 실험을 수행하고자 한다.

## 2. 열성층 풍동의 설계 및 제작

### 2.1 풍동 주요부의 설계

일반적으로 풍동설계의 주요점은 시험부에서 요구되는 속도범위 내에서의 정상 균일유동을 형성시키는 것이다. 시험부에서의 속도범위가 정해지면 풍동 각 부분의 압력손실을 고려하여 송풍기를 선정하게 된다. 풍동의 전체길이는 실험실의 크기와 시험부의 길이에 의해 좌우되며, 특히 확산부의 경우 풍동의 길이에 따라 확산각도가 달라지므로 설계에 더욱 신경을 써야 한다. 본 연구에서는 부가적으로 시험부에서 임의의 온도구배를 형성시키기 위해 Fin-Rod형 컴팩트 열교환기를 설계하여 정체실과 수축부의 사이에 장착하였다.

Fig. 1은 본 설계에 의해 제작된 열성층 풍동의 개략도로서 풍동의 전체길이는 시험부를 포함하여 약  $6.75\text{ m}$ 이고 폭은  $0.8\text{ m}$ 이다. 공기는 원심식 다익송풍기에 의해 주위로부터 풍동으로 흡입되어 광각확산부와 정체실을 거치며, 균일한 속도형상을 유지하면서 유동을 국소적으로 가열하는 전기가열식 열교환기와 속도 전단류 감쇄장치로 흘러간다. 계속해서 유동은 단면 수축비가 약  $2.7:1$ 인 2차원 수축부를 거치는데, 수축부는 입구에서의 온도차를 유지하면서 수직높이가 감소함으로써 열성층화를 더욱 증가시킨다. 수축부를 거친 공기는 시험부를 거쳐 주위로 배출된다.

#### 2.1.1 광각확산부 및 수축부의 설계

광각확산부의 설계는 가장 널리 쓰이고 있는 방법인 Mehta<sup>(12)</sup>의 방법에 따라 설계하였으며, 단면

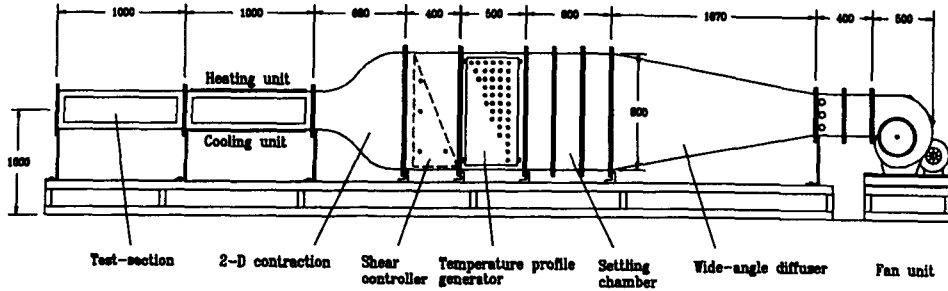


Fig. 1 Schematic diagram of the thermally stratified wind tunnel

적의 급격한 변화로 인해 발생하는 경계층 제어를 위하여 확산부 입구와 출구에 mesh 16의 스크린을 각각 설치하였다. 광각확산부의 면적비는 약 8.3 정도이며 등가원추각은  $10^\circ$ 이다.

수축부의 설계는 수직방향의 열성층화를 증가시키며, 열성층화의 2차원성을 유지시키고 넓은 열성층화된 영역의 확보와 제작의 용이 등을 고려하여 2차원 수축부로 설계하였으며, 수축비는 약 2.7 : 1이다. 설계법은 최근 사용된 Tulapurkara와 Bhal-la<sup>(13)</sup>의 연구결과에서 가장 타당하다고 입증된 Morel<sup>(14)</sup>의 방법을 사용하였다.

### 2.1.2 온도구배 발생기의 설계 및 제작

온도구배 발생기는 수직방향의 열적 성층화를 위한 Fin-Rod형 컴팩트 열교환기로서 Lienhard와 Van Atta<sup>(6)</sup>가 사용했던 방법과 유사하게 설계하였다. 온도구배 발생기의 설계에 있어서는 열교환기의 상세치수, Fin의 재료, 전기히터봉의 형태, 요구동력, 조립공정 그리고 작동문제 등을 고려하여야 하며, 또한 요구되는 작동속도, 평균속도형상, 온도구배, 온도형상 등을 동시에 만족시킬 수 있어야 한다. 온도분포 형성은 Fin과 히터봉의 대류 열전달을 기초로 이루어진다.

우선 요구동력은 실험실에서 공급할 수 있는 동력의 한계와 요구되는 온도구배 및 온도형상을 고려하여 계산되어야 한다. 온도형상을  $T(z)$ , 시험부의 평균유속을  $u_{is}$ 라 하면, 초기의 균일온도  $T_o$ 에서의 시험부의 단면에 부가되는 에너지전달률은 다음 식과 같다.

$$\dot{E} = c_p U_{is} W \int_0^H \rho(z) (T(z) - T_o) dz \quad (1)$$

여기서,  $W$ 와  $H$ 는 시험부의 폭과 높이를 나타내며,  $\rho(z)$ 는 밀도형상을 나타낸다. 공기를 이상

기체라 가정하고 압력이 단면에 대해 균일하다고 하면, 이상기체 방정식은

$$\rho_o T_o = \rho(z) T(z) \quad (2)$$

이 되며, 따라서

$$\rho(z) (T(z) - T_o) = \rho_o T_o \left(1 - \frac{T_o}{T(z)}\right) \quad (3)$$

이 된다. 여기서, 선형 온도형상이라 가정하면

$$T(z) = T_o + (\Delta T/H) z \quad (4)$$

이며, 따라서

$$\rho(z) (T(z) - T_o) = \frac{z}{(T_o H / \Delta T) + z} \quad (5)$$

이다. 위의 식을 식(1)에 넣고 적분하면 시험부에서의 선형 온도형상에 대한 전체 요구동력 식은 다음과 같이 된다.

$$\dot{E} = \rho_o c_p U_{is} T_o H W \left[1 - \frac{T_o}{\Delta T} \ln\left(1 + \frac{\Delta T}{T_o}\right)\right] \quad (6)$$

Table 1은 열교환기의 상부와 하부의 온도차  $\Delta T$ 가  $80^\circ\text{C}$ 이고 시험부에서의 속도가 각각 2 m/s, 5 m/s일 때의 열교환기의 각 라인에 대한 히터의 용량 계산결과를 나타낸다. 여기서  $N_r$ 은 각 라인에 설치된 히터봉의 개수를 나타내며,  $\Delta T = 80^\circ\text{C}$ 는 Brunt-Väisälä frequency가 약 2.8이 되는 값이다. 본 연구에서의 설계는 속도가 2 m/s인 경우에 대해 수행되었으며 각 히터봉의 용량은 제작의 용이한 점과 여유용량을 감안하여 700 W로 선정하였다. Fig. 2와 Fig. 3은 온도구배 발생기 내부의 핀과 히터봉의 구성을 나타낸다.

풍동속에 설치되는 열교환기형의 전열기에는 700 W 스테인레스 전기히터봉 45개와 102장의 삼각형 황동 Fin들로 구성된다. 각각의 전기히터봉은 가열길이 800 mm, 외경 8 mm이며 최고 작동온도는

약 800°C이다. 온도구배 발생기는 자체 제작한 온도 제어장치에 의해 각층당 정밀한 제어를 할 수 있으며, 1~3m/s 범위의 균일한 평균속도에서 최대 250°C/m 정도의 선형 온도 성층화를 만들 수 있도록 설계하였다. 원하는 온도분포의 실현을 위해 트라이악(Triac)회로와 정밀 볼륨의 조합으로 구성된 온도 제어회로를 제작하였으며, 이것은 범용 전열기 제어회로를 개조한 것으로서 온도구배 발생기의 각층당 한개의 회로카드를 만들어 온도제어부에 조합되어 설치된다. Fig. 4의 (a)는 열교환기의 막대 전열기에 대한 온도 제어회로를 나타내며, (b)는 시험부 위면의 판히터(plate heater)의 정온유지를 위한 SSR 회로를 나타낸다. 후자의 경우는 Feedback control loop가 형성되어 있으므로 임의의 온도를 미리 Setting 해줄 수 있다. 온도구배 발생기는 역삼각형 형태의 핀과 히터봉들로 구성되어 있으므로 수직방향으로의 마찰손실이 달라짐으로써 시험부에서의 속도형상을 전단류 형태로 만든다. 이것을 방지하기 위해 수축부와 온도구배 발생기 사이에 전단류 감쇄장치를 설계하여 장착하

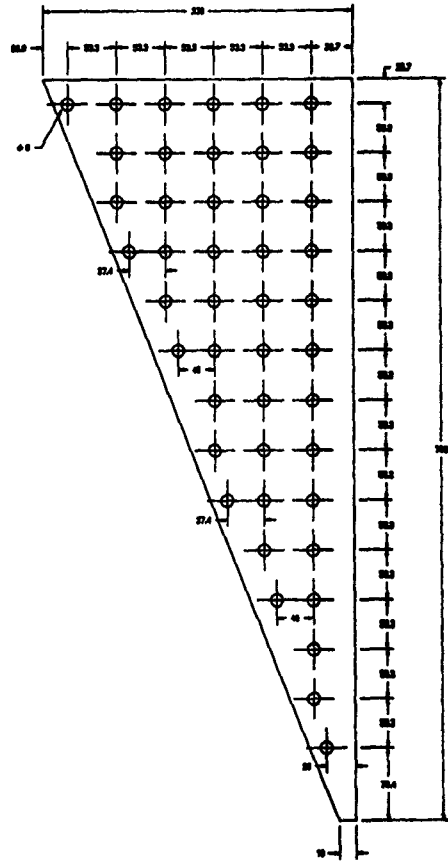


Fig. 2 Details of the heater fin

Table 1 Power map for the heater

		U <sub>ts</sub> =2 m/sec		U <sub>ts</sub> =5 m/sec	
Line	N <sub>r</sub>	E[kW]	E/N <sub>r</sub>	E[kW]	E/N <sub>r</sub>
1	6	3.1	0.5	7.7	1.3
2	5	2.9	0.6	7.2	1.4
3	5	2.7	0.5	6.6	1.3
4	5	2.4	0.5	6.1	1.2
5	4	2.2	0.6	5.5	1.4
6	4	2.0	0.5	5.0	1.2
7	3	1.8	0.6	4.5	1.4
8	3	1.6	0.5	3.9	1.3
9	3	1.4	0.5	3.4	1.1
10	2	1.1	0.5	2.9	1.4
11	2	0.9	0.5	2.3	1.1
12	1	0.7	0.7	1.9	1.9
13	1	0.5	0.5	1.2	1.2
14	1	0.3	0.3	0.7	1.7
		23.6		58.7	

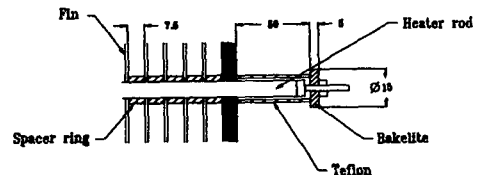
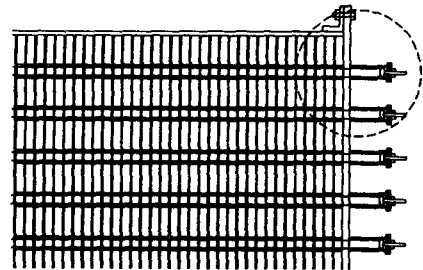


Fig. 3 Details of the heat exchanger type heater

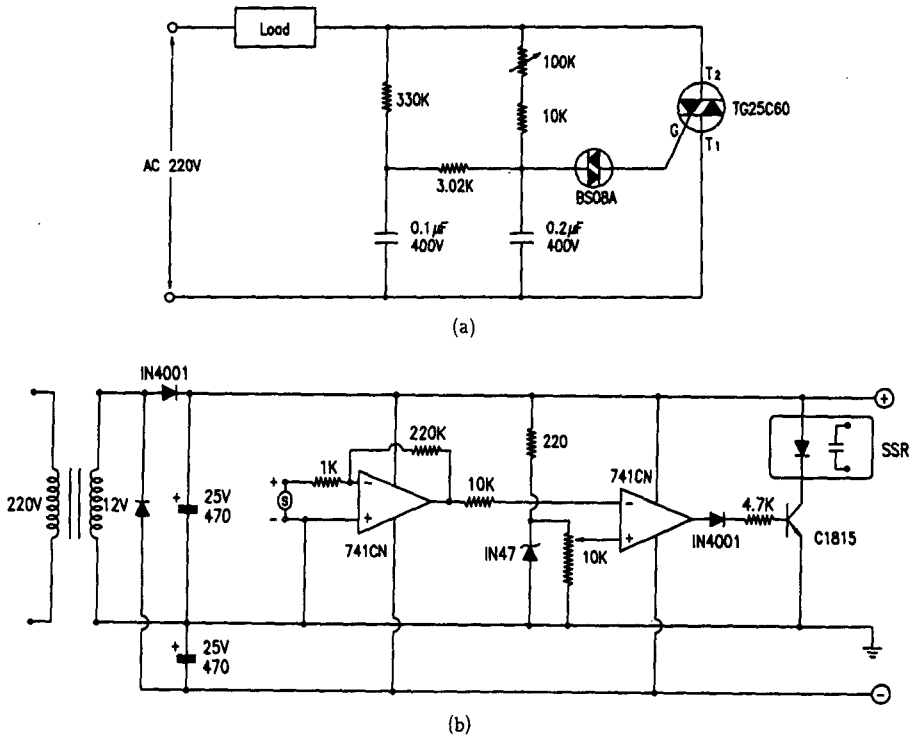


Fig. 4 (a) TRIAC controller circuit  
(b) Test section upper wall temperature controller circuit using a SSR

였다. 이것은 온도구배 발생기를 뒤집어 놓은 형태로서 열전도율이 작은 두께 0.76 mm의 합석판 100장과 직경 8mm의 봉 4개 및 7.5 mm Spacer ring으로 구성된다.

2.1.3 시험구간의 설계

시험부의 크기는 0.3(H)×0.8(W)×2.0(L)m로 정하였으며 최대유속은 5 m/s, 수력직경을 기준으로 한 레이놀즈수는  $0.2 \times 10^6$ 가 되도록 설계 하였다. 또한 상류의 온도구배 제어부로부터 야기된 난류성분을 줄이기 위해 40 mesh 스크린을 시험구간 입구에 설치하였으며, 지속적인 온도형상의 유지와 보다 큰 온도차의 형성을 위해 측정부의 위면에는 히터판의 조합에 의한 가열장치를 아래면에는 냉각수 순환장치를 설치하였다.

2.2 제작된 열성층 풍동의 성능검사

2.2.1 성능검사방법

열성층 풍동의 성능검사는 Pitot tube와 열전대

배열(thermocouple array)에 의해 평균속도 및 평균 온도분포에 대해 수행되었다. Fig. 5는 성능검사에 사용된 시험부와 계측장치의 계통도를 나타내고 있다.

시험부를 지나는 공기는 직경이 약 4 mm인 타원형 Pitot tube와 디지털 마이크로미터(Furness 사, Model MCD-FC004)를 이용하여 팬터의 회전수에 따른 풍속과 시험부 단면의 평균속도분포를 측정하였으며, 그 다음 온도구배 발생기를 가동시킨 후 열전대 배열을 이용하여 단면의 온도구배를 측정하였다. 열전대 배열은 시험부 단면의 수직 온도분포를 측정하기 위한 것으로서, 최대두께 15 mm의 익형으로 된 아크릴 몸체와 23개의 T형 열전대 및 직경 4 mm의 절연관의 조합으로 구성되며 각 열전대 사이의 간격은 12.5 mm이다. 열전대로부터의 전기신호는 Digistrip 4S PLUS 다채널 온도 측정장치를 통해 온도값으로 변환되며, 컴퓨터와 온라인으로 하여 화면에 동시에 디스플레이 되도록하여 온도분포상태를 눈으로 확인하면서 임의로 온도분포형상을 조절할 수 있도록 하였다.

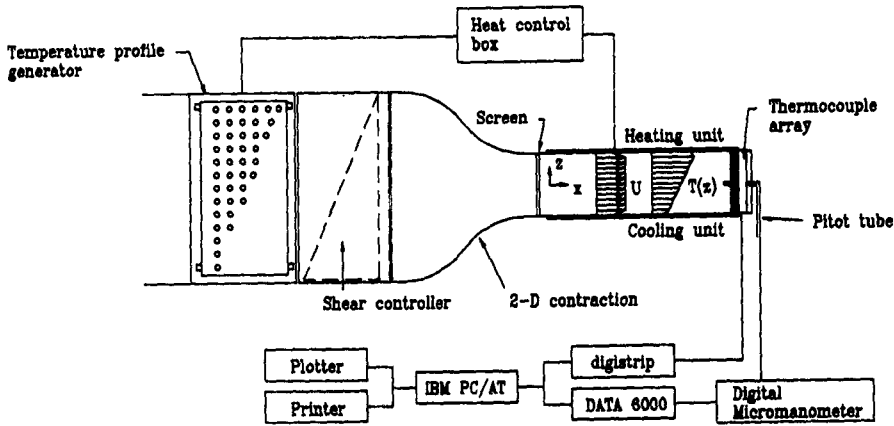


Fig. 5 Schematic diagram for testing the wind tunnel

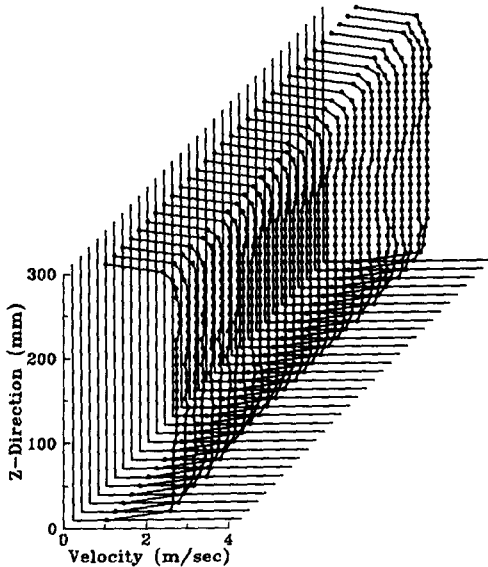


Fig. 6 Distribution of mean velocity( $X=900$  mm,  $U=2.0$  m/sec)

2.2.2 속도분포의 균일성

풍동의 속도 교정은 수축부의 출구로부터  $X=900$  mm 위치의 단면에서, 수직방향으로 15 mm 간격으로, 수평방향으로 25 mm 간격으로 수행되었으며, 단면에서 측정점의 총 개수는 840개이다.

Fig. 6은 단면 중앙부 속도가 2 m/sec일 때의 평균 속도분포를 보여주고 있으며, 보는 바와 같이 단면의 아래와 위 각 50 mm를 제외하고는 약 3% 이내의 2차원 균일 유동장을 형성한다.

Fig. 7의 평균 속도분포는 수축부와 온도구배 발

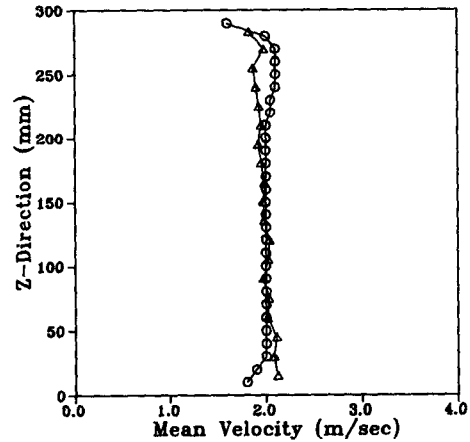


Fig. 7 Mean velocity profiles;  $\Delta$ , without shear controller,  $\circ$ , with shear controller

생기 사이에 전단류 감쇄장치를 장착한 경우와 그렇지 않은 경우의 비교를 나타낸다. 전단류 감쇄장치는 유동이 삼각형 채널형태의 열교환기를 거치면서 불균일한 마찰손실에 의해 전단류가 되는 것을 억제하기 위한 것으로서, 그림에서 보는 바와 같이 균일한 속도분포로 바꿀 수 있었다.

2.2.3 온도분포의 균일성 및 재현성

온도분포의 선형화작업은 히터가동 후 약 20분 정도의 셋팅시간과 그 후 약 40분 정도의 안정기를 필요로 하며, 수회 재실험시 거의 같은 온도형상을 재현할 수 있었다.

Fig. 8은 속도가 2 m/sec일 때의 수축부 출구로

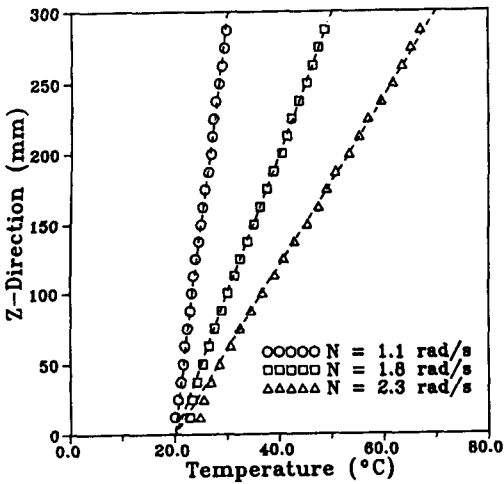


Fig. 8 Typical linear temperature profiles( $X=900$  mm,  $U=2.0$  m/sec)

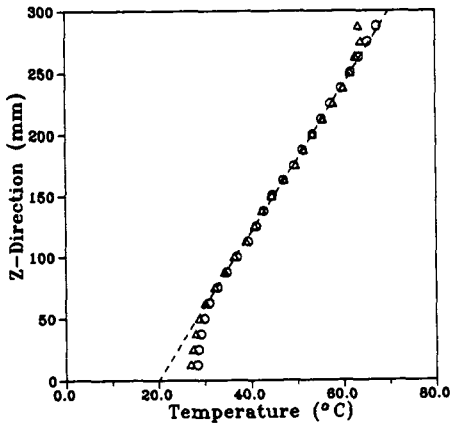


Fig. 9 Distribution of mean temperature( $X=900$  mm,  $U=2.0$  m/sec)  $\Delta$ , without heating upper plate of test-section,  $\circ$ , with heating upper plate of test-section

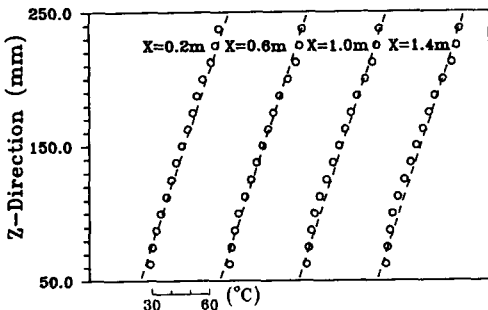


Fig. 10 Distribution of mean temperature along the X-direction

부터  $X=900$  mm 위치의 단면에서의 선형화된 온도분포를 나타낸다. 온도 선형화작업은  $N=1.1, 1.8, 2.3 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$ 의 세 경우에 대해 수행되었으며, 여기서,  $N$ 은 Brunt-Väisälä frequency ( $= (g/T_0 \cdot dT/dz)^{1/2}$ )이다.

그림에서 보는 바와 같이 온도구배가 커질수록 시험부 상부와 하부의 벽근처에서 편평해지려는 경향을 볼 수 있으며, 이 때 단면의 아래와 위 각각 50 mm를 제외한 영역에 대해 선형 평균온도는  $0.5^\circ\text{C}$  이내의 균일성을 보여주고 있다.

Fig. 9에서  $\Delta$ 는 속도 2 m/sec,  $X=900$  mm의 단면에 대한 시험부 위면의 가열장치를 가동하지 않았을 경우의 온도분포를 나타내며,  $\circ$ 는 같은 조건에서 가열장치를 가동하였을 경우의 온도분포를 나타낸다. 이 때 시험부 위면의 온도는 약  $80^\circ\text{C}$ 로 유지하였으며, 보는 바와 같이 가열장치를 가동한 경우 가동하지 않은 경우에 비해 시험부 위면 근처에서 더욱 우수한 선형형상을 생성시킬 수 있음을 볼 수 있다.

Fig. 10은 단면 중앙부 속도가 2 m/s일 때의 유동방향  $X$ 에 따른 수직방향의 평균 온도분포를 나타내고 있으며, 비교적 균일온도장이 유지되고있음을 볼 수 있다.

### 3. 실린더 후류에 대한 실험

#### 3.1 실험개요

본 실험에서는 앞서 제작한 열성층 풍동을 이용하여 균일 열성층류 속에 놓인 원주의 후류 시간평균 유동특성에 대해 연구하였다. Fig. 11은 열성층 풍동의 시험부와 유동의 개념도를 나타낸다. 실험에 사용한 원주의 직경은 4 mm, 7 mm이며 이때 폐쇄비는 1.3%, 2.3%이다. 열성층이 없을 경우의 자유흐름 속도는 2.1 m/sec, 흐름방향 및 수직방향의 난류강도는 모두 1.5% 정도이며, 이때 Reynolds 수는 실린더 직경(7 mm)을 기준으로 하여 약 970 정도이다. 실험은 유동가시화 및 원주후류의 시간평균 속도장과 온도장을 측정하여 그 특성을 조사하였다.

#### 3.2 측정 및 데이터처리

유동가시화를 위해 Smoke-wire 기법을 사용하였으며, 직경 4 mm인 스테인레스 원주를 이용하여 유동의 성층화 상태가 중립(neutral), 안정(stable),

불안정(unstable)인 세 경우에 대해 수행하였다. 평균속도 및 온도장의 측정에는 X형 Hot-wire 프로브(DANTEC-P61)와 T형 열전대(copper-constantan thermocouple)을 원주와 평행하게 조합하여 측정하였으며, 두 센서의 간격은 0.5 mm로 하였다. 이때 열성층화된 유동장에서 열선을 이용하여 속도장을 측정하기 위해서는 속도에 대해서 뿐만 아니라 온도에 대해서도 교정(calibration)을 하여야 하며, Fig. 12는 열선의 속도와 온도에 대

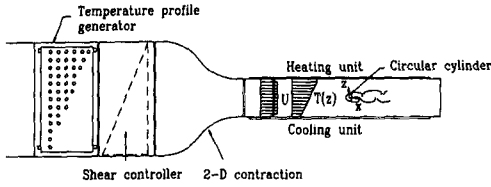


Fig. 11 Schematic of the experimental set up

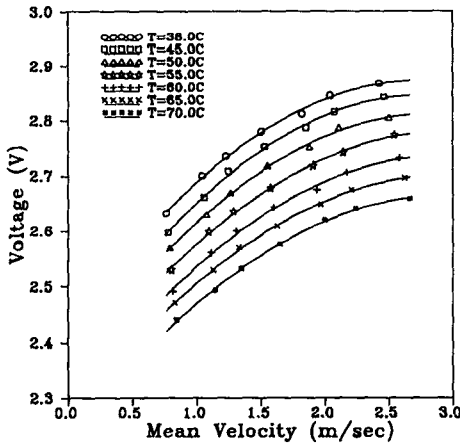


Fig. 12 Relation between bridge output voltage and velocity for flow temperature variation

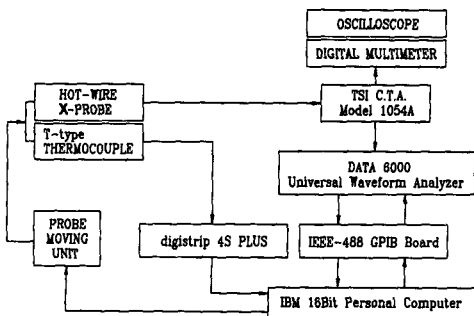


Fig. 13 Block diagram of measuring and data processing system

한 Look-up table 방식의 교정결과를 나타낸다. Fig. 13에는 각 센서로부터 얻어진 속도와 온도의 측정 및 신호처리 계통도를 보인다. 열선으로부터의 신호는 정온 열선풍속계(TSI 2-CH system Model 1054A)에 의해 검출되어 D6000 범용 파형 분석기(Data Precision사의 Model 601 universal waveform analyzer) 내의 연산기를 통하여 디지털 신호로 전환된 뒤 GPIB 카드로 D6000과 연결된 컴퓨터의 하드디스크에 저장된다. 저장된 전압 값은 교정작업에서 얻은 상수들을 이용하여 실제의 속도값으로 환산된다. 또한 열전대로부터의 신호는 digistrip 4S PLUS 다채널 온도측정장치에 의해 온도값으로 변환되어 컴퓨터에 저장된다. 속도신호의 경우 각 지점에 대해 자료의 추출간격은 100  $\mu$ s 이고 일회당 4096개씩의 자료를 10번씩 측정하여 Ensemble 평균을 취하였으며, 온도신호의 경우는 10개의 평균온도값을 다시 Ensemble 평균하였다. 측정신호의 분석은 오프라인 프로그램에 의해 수행하였다.

#### 4. 실험결과 및 고찰

##### 4.1 와류유출 주파수 특성

Fig. 14는 열성층이 있는 경우(200 $^{\circ}$ C/m)와 없는 경우에 대하여 자기상관계수를 비교하였으며, Fig. 15는 Power spectra를 비교하였다. 그림에서 알 수 있듯이 와류유출 주파수( $f$ )는 열성층의 유.무에 대하여 각각 65 Hz, 59 Hz로서 성층유동의 경우 와류유출의 빈도가 증가하지만 이때의 Strouhal 수( $St$ )는 각각 0.182, 0.197로 성층유동에서의 와류유출이 상대적으로 감소함을 알 수 있다. 이

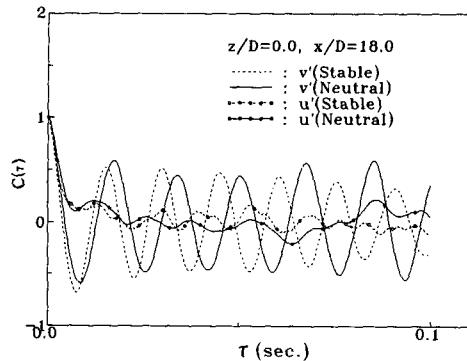


Fig. 14 Comparison of autocorrelation coefficients



결과는 같은 팬속도에서 실험을 하였기 때문에 성층유동의 경우 온도상승으로 인하여 증가되는 속도가 와류유출 주파수의 증가보다 상대적으로 더 크기 때문이며, Ohya와 Nakamura<sup>(11)</sup>는 밀도성층풍동에서 이미 그러한 경향을 발견하였다. 또한 성층화가 없는 경우 Strouhal수가 이전의 연구에서보다 작은 것은 자유흐름에서의 난류강도가 1.5% 정도로 존재하고 있기 때문이라고 판단된다.

4.2 평균유동장의 특성

Fig. 16은 평균속도 2 m/s에서 직경 4 mm 원주의 후류에 대한 유동가시화의 결과를 나타낸다. 유

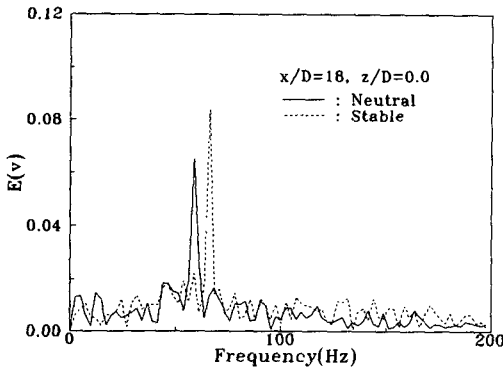
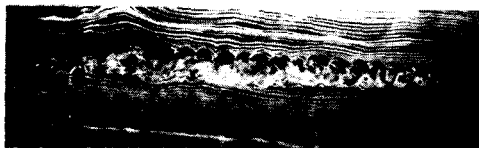
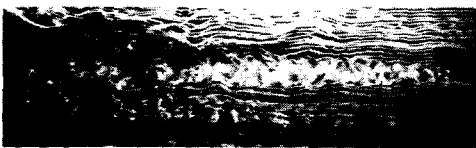


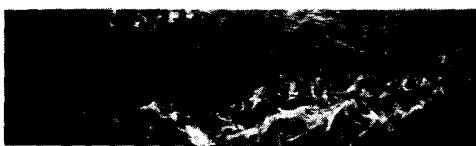
Fig. 15 Comparison of power spectra



(a)  $\Delta T = 167 \text{ }^\circ\text{C/m}$ ,  $U_0 = 2.0 \text{ m/sec}$



(b)  $\Delta T = 0 \text{ }^\circ\text{C/m}$ ,  $U_0 = 2.0 \text{ m/sec}$



(c)  $\Delta T = -167 \text{ }^\circ\text{C/m}$ ,  $U_0 = 2.0 \text{ m/sec}$

Fig. 16 Wake patterns of a circular cylinder

동의 성층화상태가 안정(stable)인 경우 열성층이 없는 경우와 비교하여 수직방향의 난류 확산이 억제되어 원주로부터 멀리까지 와열을 유지하고 있음을 볼수 있으며, 불안정(unstable)인 경우 거대한 난류구조가 형성되면서 와열을 급격히 흐뜨리는 현상이 관찰된다.

Fig. 17은 성층화가 있을 때와 없을 때에 대한 원주후류의 평균속도장의 비교를 나타낸다. 이 두 경우의 실험은 같은 팬속도에서 수행되었으며, 성층유동의 경우 유체의 온도가 변함으로 인한 팽창 효과에 기인하여 원주 접근유동의 균일속도 형상은 그 모양과 크기가 변한다. 성층화가 없는 상태(neutral)인 경우 평균속도 형상은 후류중심에 대해 대칭이나 유동이 안정적으로 성층화된 상태(stable)인 경우 평균속도 형상에서의 가장 두드러진 특성은 후류중심에 대해 비대칭 현상을 보이고 있으며, 후류중심으로부터 위쪽에서의 속도결손면적이 아래의 것보다 더 넓음을 볼수 있다. 이것은 후류 중심으로부터 아래, 위 사이에 서로 다른 유입거동(entrainment behavior)이 존재하는 것으로 생각된다. 즉, 위부분에서는 높은 온도로 인해 공기의 밀도가 작아져 가벼운 공기가 유입되는 반면, 아래부분에서는 더 무거운 공기가 유입되므로 위부분에 비해 그 유입량이 작아지는 결과로 사료된다.

난류후류의 자기보존(self-preserving) 유동영역에서는 속도와 길이에 대한 척도량들( $u_0, l_0$ )은 단지 유동의 원점으로부터의 거리에 의존한다. 운동방정식과 항력의 관계로부터 결정된 특수 관계식은 다음과 같다.

$$u_0 \sim (x - x_0)^{-1/2} \tag{7}$$

$$l_0 \sim (x - x_0)^{1/2} \tag{8}$$

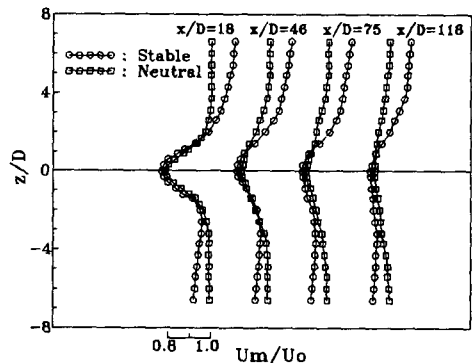


Fig. 17 Mean velocity profiles

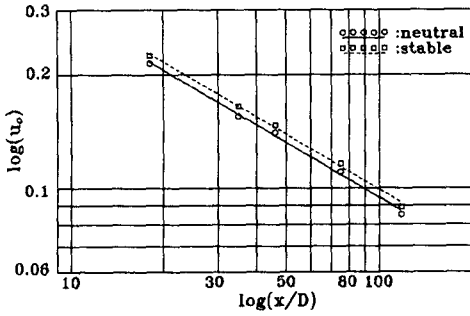


Fig. 18 Velocity defect variations

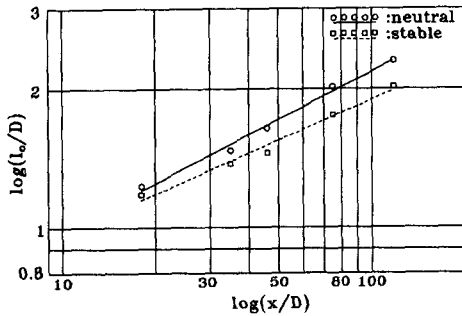


Fig. 19 Wake half width variations

Fig. 18과 Fig. 19에는 유동방향에 따른 최대속도 결손  $u_0$ 와 후류반폭  $l_0$ 의 변화가 나타나 있다. 성층유동의 경우 비대칭적인 속도형상에 기인하여, 반폭은 후류의 중심선으로부터 위반폭과 아래반폭을 평균하였으며, 중립(neutral)유동에 대한 결과도 또한 비교를 위해 나타내었다. 두 경우에 대한 최대 속도결손의 감소율은 자기보존 유동영역의 감소율에 해당하는  $-1/2$ 과는 차이가 나지만 거의 선형으로 감소하였다. 그러나 안정적으로 성층화된 후류에 대한 최대 속도결손의 크기는 중립유동에 대한 것보다 더 크게 나타났다. 또한 중립상태의 후류폭의 확산율(spreading rate) 변화는  $1/2$ 의 경사에 가깝지만, 안정된 성층유동의 경우 비교적 근점후류에서는 후류의 성장이 중립유동에서의 것과 비슷하나, 하류로 갈수록 후류반폭이 작아져 수직방향의 성장이 열성층화에 의해 억제됨을 볼 수 있다. 이러한 거동형상은 유동의 가시화를 통하여 잘 관찰할 수 있었다.

Fig. 20은 성층유동의 경우 원주후류의 평균온도 분포를 나타내고 있다. 그림에서 보듯이 원주의 근점후류에서는 와류중심부에서의 강한 난류가 유체를 잘 혼합하여 거의 Isothermal core를 형성한다.

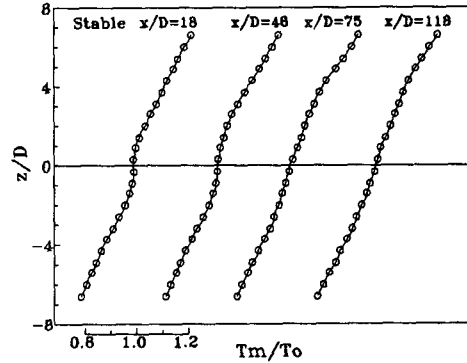


Fig. 20 Mean temperature profiles

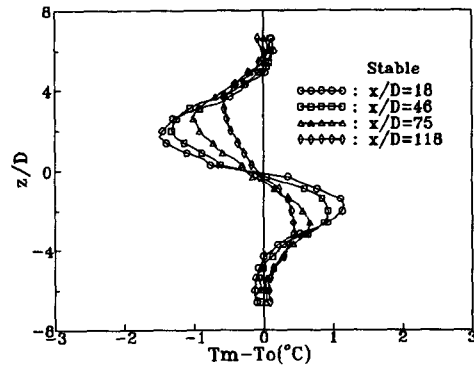


Fig. 21 Mean temperature defects

그러나 비교적 먼 후류에서는 S형상의 온도분포가 약해지면서 중심선에 대해 그 대칭성을 유지할 수가 없게되며, 이 현상은 속도형상에서와 같은 양상으로 설명될 수 있다.

Fig. 21은 유동방향의 여러위치에 대한 열결손(thermal deficit) 형상을 나타낸다. 첫번째 측정지점에서 후류의 위와 아래에서의 최대 결손값은 거의 같지만 후류가 유동방향으로 점차 발전함에 따라, 접근유동에서의 선형구배로부터의 온도결손은 후류의 아래가 위에서 보다 작아진다. 이것은 열결손의 형상이 거의 점대칭 S곡선을 나타내는 수동적 성층유동장(passively stratified field)에서의 후류의 결과와는 매우 다르다. 이 현상은 열와류의 확산 또한 안정된 성층화에 의해 억제되고 있음을 볼 수 있다.

## 5. 결론

컴팩트 열교환기 형식의 전기 전열기와 TRIAC

소자를 이용한 전력제어로 매우 안정되고 우수한 선형 온도분포를 임의의 형상으로 재현할 수 있는 강력한 열성층 풍동을 설계 및 제작하였다. 성능검사에서 균일한 속도분포와 각종 선형 온도분포의 생성 및 그 재현성을 확인하였으며, 앞으로 대기 오염확산 모델의 개발 등 각종 응용연구에 유용하게 사용될 수 있을 것이다.

균일 성층유동에서의 2차원 원주후류에 대한 정량적인 실험이 열성층 풍동에서 이루어졌다. 교정된 열선 프로브와 열전대 프로브를 사용하여 온도구배가 있을 때와 없을 때에 대한 원주후류에서의 평균속도와 평균온도 형상을 측정·분석 하였으며, 이 결과 유동의 온도구배가 'Active contaminant'로서 작용함이 발견되었다. 즉 강한 온도구배가 주어졌을 때 평균속도와 평균온도 형상이 후류중심에 대한 대칭성을 유지하지 못함을 볼 수 있으며, 이것은 안정적으로 성층화된 유동에 있어서 와류의 위부분에서의 난류혼합이 아래부분보다 더 강함을 의미한다. 또한 안정화 성층유동에서 후류의 수직방향 성장은 근접후류의 경우 성층이 없을 경우와 큰 차이를 보이지 않지만, 먼 후류로 갈수록 수직방향의 확산이 억제되어 후류폭이 축소함을 알 수 있다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 첨단유체공학연구원 센터(AFERC)의 지원에 의하여 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사사를 드립니다.

## 참고문헌

- (1) Poreh, M. and Cermak, J. E., 1984, "Wind Tunnel Simulation of Diffusion in a Convective Boundary Layer," *Boundary Layer Meteorology*, Vol. 30, pp. 431~455.
- (2) Cermak, J. E. and Arya, S. P. S., 1969, "Problems of Atmospheric Shear Flow and Their Laboratory Simulation," *Boundary-Layer Meteorology*, pp. 40~60.
- (3) Cermak, J. E., 1975, "Applications of Fluid Mechanics to Wind Engineering-A Freeman Scholar Lecture," *Journal of Fluid Engineering*, ASME, Vol. 97, pp. 1~30.
- (4) Hunt, J. C. R. and Fernholz, H., 1975, "Wind Tunnel Simulation of the Atmospheric Boundary Layer ; A Report on Euromech 50," *J. Fluid Mechanics*, Vol. 70, pp. 543~559.
- (5) Stillinger, D. C., Head, M.J., Helland, K. N. and Van Atta, C. W., 1983, "A Closed-Loop Gravity Driven Water Channel for Density-Stratified Shear Flows," *J. Fluid Mech.*, Vol. 131, pp. 73~89.
- (6) Lienhard, V, J. H. and Atta, C. W., Van 1988, "Thermally Stratifying a Wind Tunnel for Buoyancy Influenced Flows," *Exp. in Fluids*, Vol. 7, pp. 542~546.
- (7) Tavoularis, S. and Corrsin, S., 1981, "Experiments in Nearly Homogeneous Turbulent Shear Flow with a Uniform Mean Temperature Gradient," Part 1 and 2., *J. Fluid Mech.*, Vol. 104, pp. 311~367.
- (8) Lienhard, V, J. H. and Van Atta, C. W., 1990, "The Decay of Turbulence in Thermally Stratified Flow," *J. Fluid Mech.*, Vol. 210, pp. 57~112.
- (9) Lin, J. T. and Pao, Y. H., 1979, "Wakes in Stratified Fluids," *Ann. Rev. Fluid Mech.*, Vol. 11, pp. 317~338.
- (10) Boyer, D. L., Davies, P.A., Fernando, H. J. S. and Zhang, X., 1989, "Linearly Stratified Flow past a Horizontal Circular Cylinder," *Phil. Trans. R. Soc. London Ser. A*, Vol. 328, pp. 501~528.
- (11) Ohya, Y. and Nakamura, Y., 1990, "Near Wakes of a Circular Cylinder in Stratified Flows," *Phys. Fluids A*, Vol. 2, pp. 481~483.
- (12) Mehta, R. D., 1977, "The Aerodynamic Design of Blower Tunnels with Wide-Angle Diffusers," *Progress in Aeronautical Sciences*, Vol. 18, pp. 59~120.
- (13) Tulapurkara, E. G. and Bhalla, V. V. K., 1988, "Experimental Investigation of Morel's Method for Wind Tunnel Contractions," *ASME J. Fluid Eng.*, Vol. 110, pp. 45~47.
- (14) Morel, T., 1977, "Design of Two-Dimensional Wind Tunnel Contraction," *ASME J. Fluid Eng.*, Vol. 99, pp. 371~378.