

## 정4각단면덕트의 입구영역에서 난류맥동유동의 압력분포, 전단응력분포와 관마찰계수에 관한 연구(I)

- 실험해석 -

박길문\* · 조병기\*\* · 고영하\*\* · 봉태근\*\*\*

A Study on Pressure Distribution, Wall Shear Stress and Friction Factor  
of Developing Turbulent *Pulsating* Flows in a Square Duct( I )

- Experimental Analysis -

G. M. Park · B. K. Cho · Y. H. Koh · T. G. Bong

**Key words** : Turbulent pulsating Flows(난류맥동유동), Entrance length(입구길이), Pressure distribution(압력분포), Wall shear stress distribution(전단응력분포), Friction Factor(관마찰계수)

### Abstract

In the present study, the pressure distribution, wall shear stress distribution and friction factor of developing turbulent pulsating flows are investigated theoretically and experimentally in the entrance region of a square duct. The pressure distribution for turbulent pulsating flows are in good agreement with the theoretical values. The time - averaged pressure gradients of the turbulent pulsating flows show the same tendency as those of turbulent steady flows as the time - averaged Reynolds number ( $Re_{ta}$ ) increase. Mean shear stresses in the turbulent pulsating flow increase more in the inlet flow region than in the fully developed flow region and approach to almost constant value in the fully developed flow region. In the turbulent pulsating flow, the friction factor of the quasi - steady state flow ( $\lambda_{q, tu}$ ) follow friction factor's law in turbulent steady flow. The entrance length of the turbulent pulsating flow is not influenced by the time - averaged Reynolds number ( $Re_{ta}$ ) and it is about 40 times as large as the hydraulic diameter.

\* 정회원, 조선대학교

\*\* 정회원, 조선대학교 병설 공업전문대학

\*\*\* 정회원, 목포해양대학교

기호설명

1. 서 론

- $A_1$  : Velocity amplitude ratio  
(=  $|U_{m,os,1}|/U_{m,ta}$ )
  - $A_p$  : Piston stroke of oscillator(mm)
  - $a$  : Duct half-width(mm)
  - $b$  : Duct half-width(mm)
  - $D_h$  : Hydraulic diameter(=  $4ab/2(a+b)$ )  
(mm)
  - $f$  : Frequency of oscillation(Hz)
  - $L_e$  : Entrance length(mm)
  - $P$  : Pressure( $N/m^2$ )
  - $Re$  : Reynolds number
  - $t$  : Time(s)
  - $U, V, W$  : Velocity component along x-, y-, z-axis respectively(m/s)
  - $x, y, z$  : Cartesian coordinates of test section
  - $x'$  : Dimensionless x-axis(=  $vx/abu_m$ )
  - $y'$  : Dimensionless y-axis(=  $y/a$ )
  - $z'$  : Dimensionless z-axis(=  $z/b$ )
  - $\nu$  : Molecular kinematic viscosity( $m^2/s$ )
  - $\rho$  : Density( $Kg/m^3$ )
  - $\tau$  : Shear stress( $N/m^2$ )
  - $\omega$  : Angular frequency of oscillation  
(rad/s)
  - $\omega^-$  : Dimensionless angular frequency  
 $[(D_h/2)\sqrt{(\omega/\nu)}]$
  - $\omega'$  : Dimensionless angular frequency  
 $[(D_h/2)^2\sqrt{(\omega/\nu)}]$
  - : Mean value
- 첨 자
- os : Oscillatory component
  - ps : Pulsating component
  - rms : Root mean square value
  - ta : Instantaneous time-averaged value of a period

산업현장에서 유체기계에 연결된 관로망의 최적설계는 고도의 정밀화와 고성능화를 요구하게 되고, 덕트내의 유체유동이 대부분 비정상유동을 이루고 있으므로 덕트내의 비정상유동의 유동특성에 관한 연구의 필요성이 절실히 요구된다.

펌프 및 송풍기의 시동과 정지시 연결된 관로에서의 유체유동, 왕복동기관의 배기관 유동, 유압관로에서 파동현상에 의한 맥동유동, 동물의 혈액 순환계통의 혈액유동 등은 모두 비정상유동인 맥동유동이 발생한다. 그리고 왕복동기관에 연결된 배기관로에서 비정상유동특성에 대한 유동해석은 배기계통의 최적설계뿐만 아니라 왕복동기관의 성능과 효율을 향상시키는데 중요한 기초자료가 된다. 그리고 의공학분야에서 심장에 연결된 혈액유동<sup>1,2)</sup>과 순환기계통의 맥동유동<sup>3,4)</sup>에 대한 유체역학적 해석에 응용자료가 된다. 또한 이러한 비정상유동의 난류맥동유동에 대한 유동해석은 유체기계의 설계에 기초자료가 될 뿐만 아니라, 공조덕트설비, 열교환기, 가스터어빈, 압축기, 제트엔진 및 로케트의 맥동연소와 맥동제트 등의 유동해석을 하는데 아주 중요하게 응용된다.<sup>5~9)</sup>

지금까지의 비정상유동에 대한 연구<sup>10~17)</sup>는 발달영역이 무시되는 관로 또는 완전히 발달된 유동영역에 국한되어 있어, 발달되고 있는 유동영역에 대한 유동해석 연구가 요구되고 있다.

본 연구에서는 정4각단면덕트내의 입구영역에서 난류맥동유동 (Turbulent pulsating flows)의 유동특성을 이론 및 실험적으로 규명하기 위하여, 이론적 방법으로는 덕트 입구영역에서의 난류맥동유동에 대한 운동량방정식을 Fourier 급수전개식을 이용하여 압력과 전단응력 및 관마찰계수에 대한 기초식을 얻었고, 실험적인 방법으로는 덕트의 크기가 가로×세로가 40mm×40mm이고, 길이가 4000mm인 정사각단면덕트의 입구영역에서 송풍기에 의한 공기흡입유동으로 난류정상유동을 얻고, 스카치-요크형 가진기 (Scotch-yoke type oscillator)에 의하여 난류진동유동을 발생시켜 이들 두 개의 유동을 합성시켜 발생한 난류맥동유동에 대하여 열선유속계의 열선신호로 부터 얻어진

속도와 고감도 압력변환기를 이용하여 무차원 축 방향에 따른 압력분포를 얻어서 이들 실험자료로부터 진단응력과 관마찰계수를 계산한 실험결과와 이론결과를 비교검토하여 유동특성을 규명하였다.

### 2. 기본방정식

난류맥동유동은 유동형태와 마찰손실을 해석하는데 기본방정식으로서 다음과 같은 간략한 운동방정식을 이용하였다.<sup>18)~20)</sup>

$$\rho \frac{d\bar{u}_m}{dt} + \frac{4}{d_h} \bar{\tau}_w = \frac{\Delta \bar{P}}{l} \quad (1)$$

이들의 관성항과 점성항 및 압력항을 Fourier 급수전개시켜서 실험자료와 비교했을 때 기본과만을 얻어도 5%의 오차를 벗어나지 않으므로 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\frac{\Delta \bar{P}}{l} = \frac{\Delta \bar{P}_{ta}}{l} + \frac{|\Delta \bar{P}_{os,1}|}{l} \cos\left\{\omega t + \angle\left(\frac{\Delta \bar{P}_{os,1}}{l}\right)\right\} \quad (2)$$

$$\bar{u}_m = \bar{u}_{m,ta} + |\bar{u}_{m,os,1}| \cos\{\omega t + \angle(\bar{u}_{m,os,1})\} \quad (3)$$

$$\bar{\tau}_w = \bar{\tau}_{w,ta} + |\bar{\tau}_{w,os,1}| \cos\{\omega t + \angle(\bar{\tau}_{w,os,1})\} \quad (4)$$

식(2), (3), (4)를 식(1)에 대입하여 시간평균성분과 진동성분으로 나누어 정리하면 다음과 같다.

$$\frac{\Delta \bar{P}_{ta}}{l} = \frac{4}{D_h} \bar{\tau}_{w,ta} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} & -\rho\omega |\bar{u}_{m,os,1}| \sin\{\omega t + \angle(\bar{u}_{m,os,1})\} \\ & + \frac{4}{D_h} |\bar{\tau}_{w,os,1}| \cos\{\omega t + \angle(\bar{\tau}_{w,os,1})\} \\ & = \frac{|\Delta \bar{P}_{os,1}|}{l} \cos\left\{\omega t + \angle\left(\frac{\Delta \bar{P}_{os,1}}{l}\right)\right\} \quad (6) \end{aligned}$$

압력구배가 임의의 축방향위치에서 준정상상태로 변화한다면 식(2)에서  $\Delta \bar{P}/l = -d\bar{P}/dx$ 이므로 x에 대하여 적분하면 다음과 같다.

$$-\bar{P} = \frac{\Delta \bar{P}_{ta}}{l} x + \frac{|\Delta \bar{P}_{os,1}|}{l} \cos\left\{\omega t + \angle\left(\frac{\Delta \bar{P}_{os,1}}{l}\right)\right\} x + C \quad (7)$$

여기서 경계조건은

$$x=x^* \text{일때 } \bar{P} = \bar{P}^* \quad (8)$$

이들의 경계조건을 적용함으로써 적분상수 C를 구하고 식(7)에 대입하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \bar{P} = \bar{P}^* + \Delta \frac{\bar{P}_{ta}}{l} + \frac{|\Delta \bar{P}_{os,1}|}{l} \\ \cos\left\{\omega t + \angle\left(\frac{\Delta \bar{P}_{os,1}}{l}\right)\right\} (x^* - x) \quad (9) \end{aligned}$$

완전발달된 영역에서의 압력을  $\bar{P}^*$ 라고 했을 때, 임의의 위치에서의 압력은 다음과 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} \bar{P} = \bar{P}^* + \bar{P}_{ta} - \bar{P}_{ta}^* + |\bar{P}_{os,1}| \cos\{\omega t + \angle(\bar{P}_{os,1})\} \\ - |\bar{P}_{os,1}^*| \cos\{\omega t + \angle(\bar{P}_{os,1}^*)\} \quad (10) \end{aligned}$$

그러므로 식(9)와 식(10)을 비교하면 시간평균 압력과 압력진폭 및 압력위상각이 다음과 같이 얻어진다.

$$\bar{P}_{ta} = \bar{P}_{ta}^* + \frac{\Delta \bar{P}_{ta}}{l} (x^* - x) \quad (11)$$

$$|\bar{P}_{os,1}| = \sqrt{a_2'^2 + b_2'^2} \quad (12)$$

$$\angle(\bar{P}_{os,1}) = \tan^{-1}\left\{\frac{b_2'}{a_2'}\right\} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} a_2' = |\bar{P}_{os,1}^*| \cos\{\angle(\bar{P}_{os,1}^*)\} \\ + \frac{|\bar{P}_{os,1}|}{l} (x^* - x) \cos\left\{\angle\left(\frac{\Delta \bar{P}_{os,1}}{l}\right)\right\} \quad (14) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} b_2' = |\bar{P}_{os,1}^*| \sin\{\angle(\bar{P}_{os,1}^*)\} \\ + \frac{|\bar{P}_{os,1}|}{l} (x^* - x) \sin\left\{\angle\left(\frac{\Delta \bar{P}_{os,1}}{l}\right)\right\} \quad (15) \end{aligned}$$

한 사이클에서 임의의 순간이 난류 준정상상태로 간주될 수 있다면 난류맥동유동에 대한 벽면전단응력은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\bar{\tau}_{w,pu} = \lambda_{q,tu} \cdot \rho \bar{u}_m^2 / 8 \quad (16)$$

여기서  $\lambda_{q,tu}$ 는 준정상상태의 관마찰계수이다.

Park<sup>21)</sup>이 제시한 난류맥동유동에 대한 관마찰계수는 다음과 같다.

$$\lambda_{q, \tau} = a_1 / Re^{b_1} \quad (Re = \bar{u}_m \cdot D_h / \nu) \quad (17)$$

여기서  $a_1 = 0.4159$  이고  $b_1 = 0.2805$ 이다. 식(3)에서  $\langle \bar{U}_{m, os, 1} \rangle$ 을 0으로 놓은 식과 식(17)을 식(16)에 대입하면 다음과 같은 난류맥동유동에서 준정상상태의 벽면전단응력을 구할 수 있다.

$$\bar{\tau}_w = \frac{\rho}{8} \left\{ a_1 \left( \frac{\nu}{D_h} \right)^{b_1} \right\} (\bar{u}_{m, ta} + |\bar{u}_{m, os, 1}| \cos \omega t)^{2-b_1} \quad (18)$$

역류가 일어나지 않을 경우는  $\bar{U}_{m, ta} > |\bar{U}_{m, os, 1}|$  보다 항상 크므로 이들의 속도진폭비  $A_1$ 의 부등식은 다음과 같다.

$$A_1 = \frac{|\bar{u}_{m, os, 1}|}{\bar{U}_{m, ta}} < 1 \quad (19)$$

이들 조건에서 식(18)은 다음과 같이 재정리 하였다.

$$\bar{\tau}_w = \frac{\rho a_1}{8} \left( \frac{\nu}{D_h} \right)^{b_1} \bar{u}_{m, ta}^{2-b_1} (1 + A_1 \cos \omega t)^{2-b_1} \quad (20)$$

### 3. 실험

#### 3.1 실험장치

난류맥동유동의 유동특성에 대한 실험을 하기

위하여 설치된 실험장치의 개략도를 Fig. 1에 도시하였다. 본 실험장치의 주요부는 시험덕트, 스카치-요크형 가진기, 정류상자 및 관로, 송풍기 등으로 구성되어 있고, 송풍기에 의하여 흡입되는 공기는 시험덕트의 입구에 설치된 유입관(Bell mouth)를 통하여 원활하고 균일하게 유입되어 시험덕트의 입구부를 통하여 정류상자 및 송풍기를 거쳐 송출된다.

시험덕트는 횡단면의 가로×세로가 40mm×40mm이고 길이가 4000mm인 매끄러운 아크릴로 제작되었으며, Fig. 2에 나타난 것처럼 전단응력 분포를 얻기 위한 속도 측정을 위하여 열선유속계의 열선센서를 삽입할 수 있도록 직경 5.4mm의 구멍을 덕트 윗면 중심선상 ( $Y'=0$ )에서 입구로부터 덕트 축방향을 따라 덕트 무차원 축방향위치가  $x/D_h = 0 - 100$  사이에  $5D_h (=200\text{mm})$ 의 등간격으로 20개 지점에 구멍을 뚫었다. 그리고 고감도 압력변환기로 압력측정을 위하여 시험덕트의 양측면에 축방향 위치 ( $x/D_h$ )가 0에서 60까지도  $2.5D_h$ 의 등간격으로 직경 1mm의 정압공을 7개 지점에 뚫었고,  $x/D_h$ 가 60부터 100까지는  $5D_h$ 의 등간격으로 직경 1mm의 정압공을 7개 지점에 뚫어서 압력분포를 측정하였다.

맥동유동은 정상유동과 진동유동의 합성으로 이루어진 유동이므로 진동유동은 스카치-요크형 가진기(Scotch-yoke type oscillator)에 연결된 변속모터의 회전수 변화에 의하여 진동유동의 각

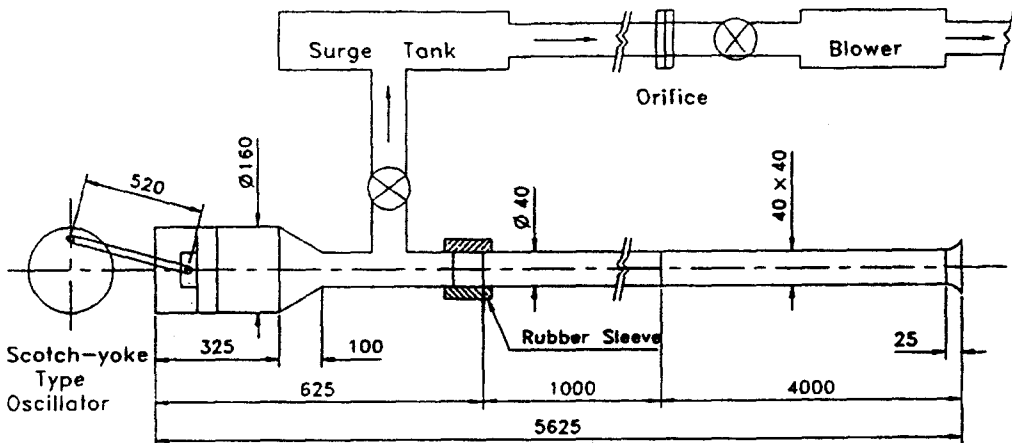


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

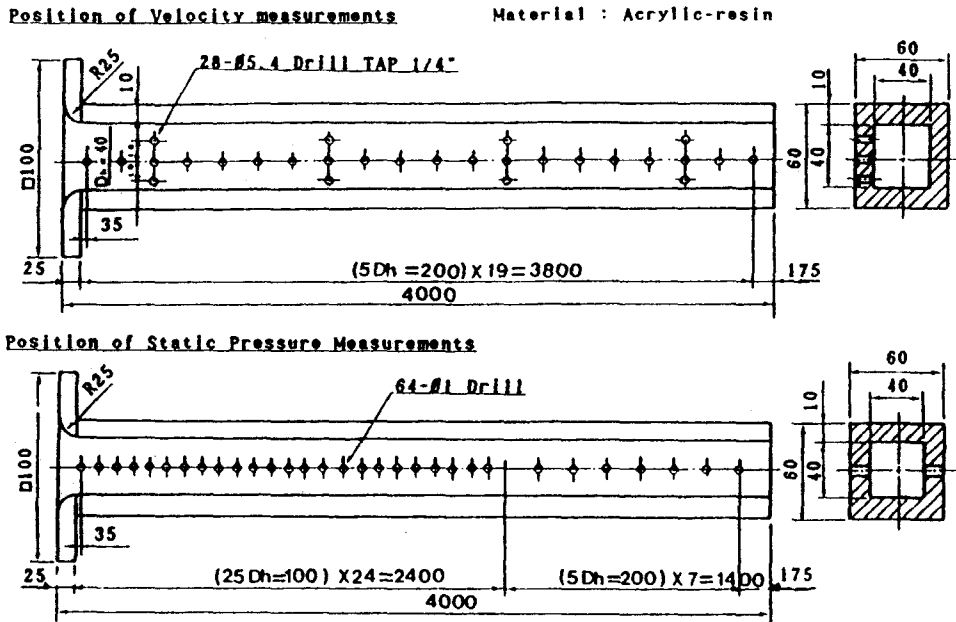


Fig. 2 Positions of velocity and static pressure measurements

진동수 변화를 조절할 수 있도록하고, 가진기에 연결된 회전원판의 중심으로 부터 위치변화에 따라 피스톤진폭의 변화를 조절할 수 있도록 제작하여, 회전원판의 주위에 12개의 등간격으로 구멍을 뚫고 여기에 투광기와 수광기를 설치하여 1주기당 12개의 시간표시가 될 수 있도록 위상표시기를 설치하였다.

### 3. 2 실험방법

난류맥동유동은 난류정상유동과 난류진동유동이 합성되어 이루어진 유동으로서 정상유동은 송풍기에 의하여 시험덕트에 흡입유동으로 주어지고, 진동유동은 스킨치-요크형 가진기에 의하여 발생시켰다. 정상유동의 유속조절은 서어지 탱크와 송풍기 사이에 설치한 유량제어밸브로 조절하였다. 맥동유동의 주파수( $f$ )는 피스톤 진폭( $A_p$ )에 의하여 조절하였다.

난류맥동유동에 대한 압력분포는 고감도 압력 변환기를 증폭기에 연결한 후 컴퓨터에서 50주기씩 200주기를 분석하여 각위상에 따른 값을 Fourier 급수전개시켜서 각위상에 따른 시간평균

Table 1 Experimental conditions for developing turbulent pulsating flows

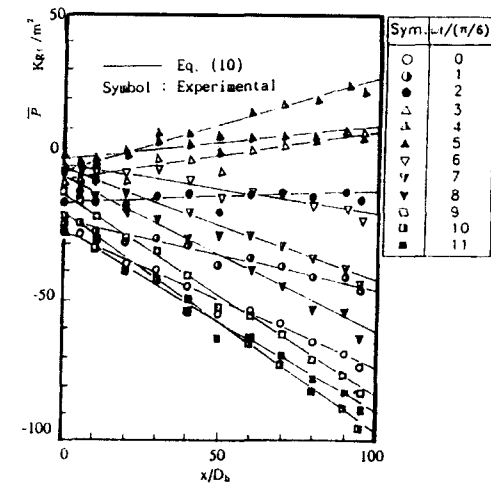
$x/D_h$	$f$ (Hz)	$\omega^-$	$A_p$ (mm)	$Re_{os}$	$Re_{ta}$	$A_1$
5	2.08	18.79	50	20000	33200	0.6
			115	46900	66400	0.7
10	2.08	18.79	50	20000	33200	0.6
			115	46900	66400	0.7
20	2.08	18.79	50	20000	33200	0.6
			115	46900	66400	0.7
30	2.08	18.79	50	20000	33200	0.6
			115	46900	66400	0.7
40	2.08	18.79	50	20000	33200	0.6
			115	46900	66400	0.7
50	2.08	18.79	50	20000	33200	0.6
			115	46900	66400	0.7
60	2.08	18.79	50	20000	33200	0.6
			115	46900	66400	0.7
90	2.08	18.79	50	20000	33200	0.6
			115	46900	66400	0.7

압력, 압력진폭등을 얻었고, 전단응력분포는 열선 유속계에서 얻어진 속도값을 이용하여 계산하였다. 이들의 실험조건은 Table. 1에 나타내었다.

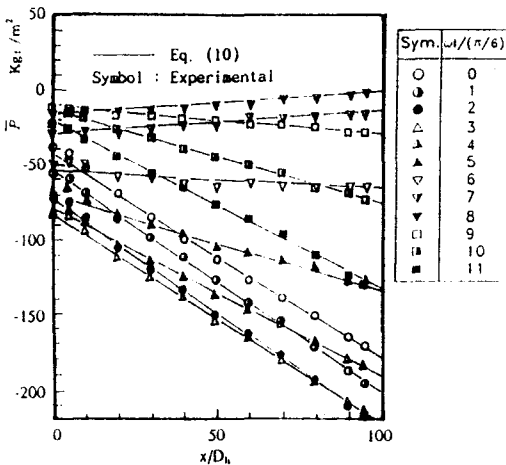
### 4. 결과 및 고찰

#### 4.1 압력분포

고감도 압력변환기를 이용하여 각위상에 따른 난류맥동유동의 압력분포의 변화를 시간평균레이놀즈수로 증가시켜 가면서 얻었는데, 이들의 분포를 Fig. 3에 나타내었다. 이들의 분포가 각위상에 따라 난류정상유동의 압력분포에서처럼 선형적인 분포를 보이고 있음을 알 수 있고 또한 이론식



(a)  $Re_{ta} = 33200$  and  $Re_{os} = 20000$



(b)  $Re_{ta} = 66400$  and  $Re_{os} = 46900$

Fig. 3 Pressure distribution for turbulent pulsation flow

(10)과 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다. Fig. 4는 발달하는 난류맥동유동의 시간평균압력분포를 시간평균레이놀즈수는 증가시켜 가면서 실선으로 나타낸 난류정상유동의 분포와 비교하였는데 이들의 분포는 거의 잘 일치하고 있으므로 본 실험조건에서는 이들의 분포가 준정상상태로 간주될 수 있음을 의미하게 된다. Fig. 5는 난류맥동유동의 시간평균레이놀즈수의 증가에 따른 압력진폭을 입구에서 부터 축방향에 따라 표시하였는데, 이들의 분포는 거의 선형적인 분포를 이루었고, 아주 적은 오차를 보이는 입구 부분은 제외하고 거의 모든 축방향 위치에서 식(12)와 거의 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있었다.

#### 4.2 벽면전단응력분포

정4각덕트의 입구영역에서 난류맥동유동의 벽면전단응력분포는 가속위상과 감속위상으로 분류하여 Fig. 6에 나타냈는데, x축은 각위상을 나타내고 있고,  $\omega t/(\pi/6) = 6 \sim 12$ 는 가속위상을,  $\omega t/(\pi/6) = 0 \sim 6$ 은 감속위상을 의미하는데, 이들의 벽면전

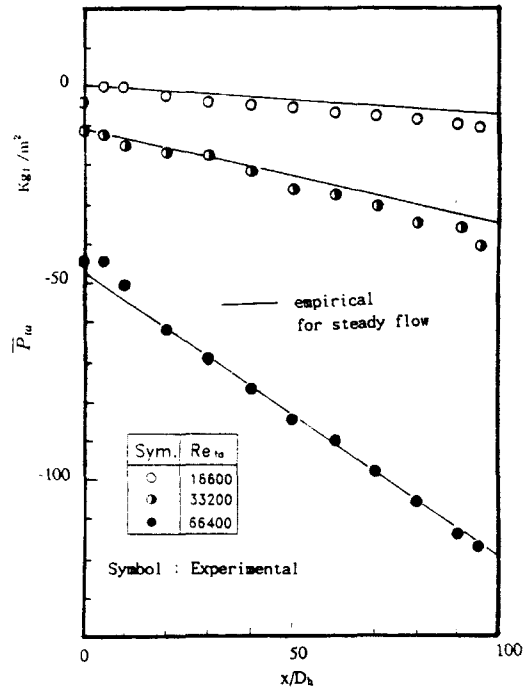


Fig. 4 Time averaged pressure distributions

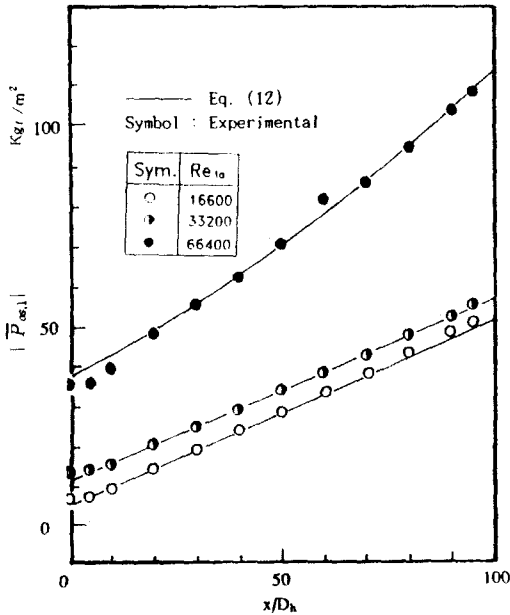


Fig. 5 Distributions of fundamental wave of for turbulent pulsating flow pressure amplitude for turbulent pulsating flow

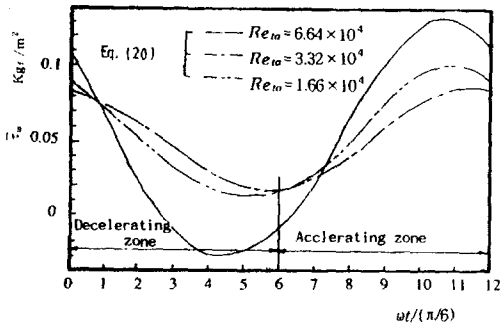


Fig. 6 Shear stress distributions of theoretical equation (20) in turbulent pulsating flow

단응력위상이 횡단면 평균속도의 증가에 의해서 진행되고 전단응력의 음과 양의 방향이 횡단면 평균속도의 방향과 일치함을 식(20)에서 알 수 있었고, Fig. 7은 난류맥동유동의 전단응력분포중에서 시간평균레이놀즈수가 66400이고 진동유동레이놀즈수가 46900인 가장 대표적인 경우를 무차원 축방향 위치의 변화에 따라 나타낸 것인데, 덕트의 유체유동이 하류방향으로 진행함에 따라 점차적으로 감소하여 덕트의 무차원 축방향 위치가 40인 부근부터 변화가 없음을 알 수 있었다. 이것은 이

지점부터는 완전 발달된 유동이 형성됨을 의미한다. 그리고, 그림에서 좌측부분은 가속위상의 전단응력분포값을 나타내고, 우측부분은 감속위상을 나타내고 있는데 감속위상에서의 전단응력분포값이 가속영역에서의 값보다 약간 크게 나타났고, 무차원 축방향 위치가 5인 지점에서 아주 큰 전단응력분포값을 나타내고 있는데, 이것은 입구의 영향과 경계층의 영향으로 slug와 puff의 출현으로 인한 이유로 사료된다.

### 4.3 관마찰계수

Fig. 8은 시간평균레이놀즈수가 33200이고 진동유동레이놀즈수가 20000인 경우에 난류맥동유동의 순간관마찰계수와 준정상상태의 관마찰계수 분포를 비교하였는데, 이들의 분포는 각위상에 따라 거의 잘 일치하고 있음을 확인할 수 있었다. 순간관마찰계수,  $\lambda_w(t)$ 는 식(16)에서 계산되었고, 준정상상태의 관마찰계수  $\lambda_{q,t}$ 는 난류맥동유동의 횡단면 평균속도와 레이놀즈수를 계산한 후에 식(17)에서 얻었다. 이것으로 부터 난류맥동유동의 준정상상태 마찰계수는 난류정상유동의 마찰계수 법칙을 따르고 있음을 알 수 있었다.

Fig. 9는 시간평균레이놀즈수가 66400이고 진동유동레이놀즈수가 46900인 경우의 난류맥동유동에 대하여 순간관마찰계수를 준정상상태의 관마찰계수로 나눈 값을 각위상별로 나타내고 이들의 분포를 Fourier급수전개한 값과 비교하였는데, 순간관마찰계수가 준정상상태의 관마찰계수보다 가속위상에서는 약간 크게 감속위상에서는 약간 작게 나타나는 경향을 알 수 있었다.

### 4.4 입구길이

난류맥동유동에서 덕트입구로 부터 유체유동이 덕트 무차원 축방향의 하류 방향으로 진행함에 따라 덕트 벽면의 점성력으로 인하여 경계층이 발달하게 되고 덕트 횡방향과 축방향 속도분포가 점점 발달하여 덕트 무차원 축방향의 임의의 위치에 도달하게 되면 속도분포의 변화와 전단응력분포의 변화가 거의 없어지면서 일정하게 되는데, 이 지점에서 부터의 유동을 완전 발달된 난류맥동유동 (fully developed turbulent pulsating flow)이라

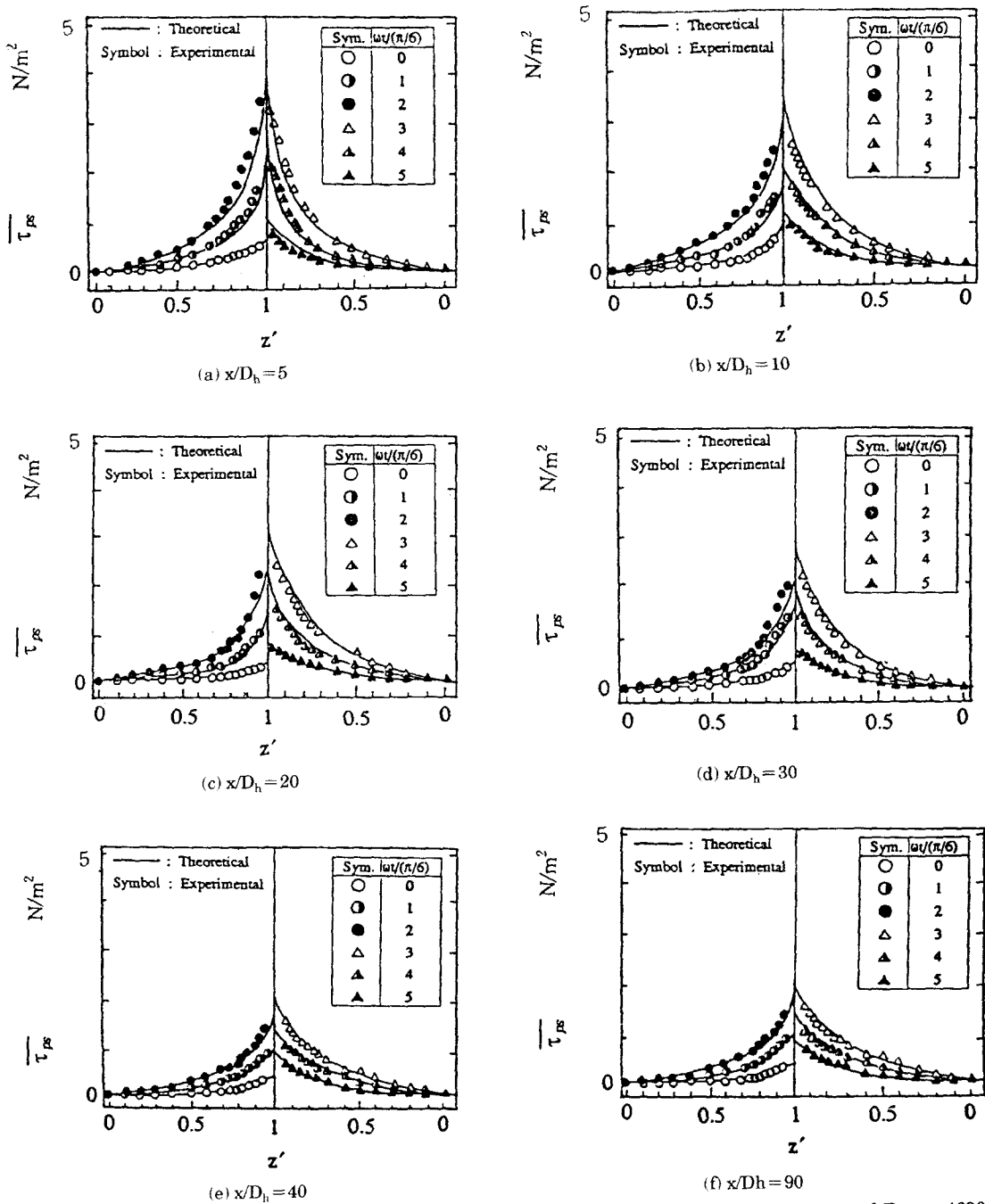


Fig. 7 Shear stress distributions for developing turbulent pulsating flow at  $Re_{\tau}=66400$  and  $Re_{\omega}=46900$

고 하였다.

입구영역에서 전단응력분포는 덕트의 무차원 축방향위치가 하류쪽으로 진행됨에 따라 유동이

발달하여 점진적으로 감소하다가 어느 지점으로 부터는 거의 변화가 없어지는데 이 지점까지를 입구길이라고 하여 덕트의 무차원 축방향위치로 표시



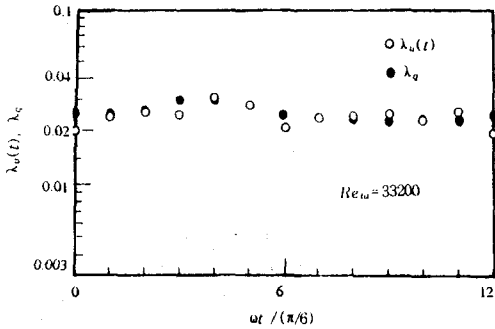


Fig. 8 Comparison instantaneous friction factor

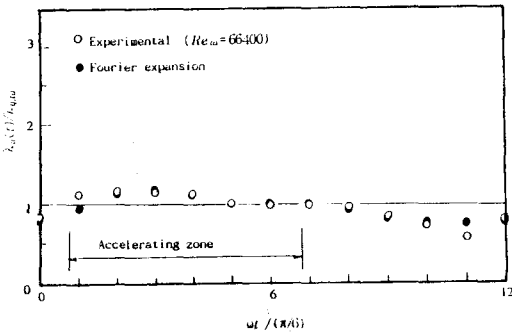


Fig. 9 Distributions of instantaneous friction factor with quasi-steady friction factor for divided by quasi-steady friction factor of turbulent pulsating flow turbulent pulsating flow

하였다.

난류맥동유동의 입구길이는 난류맥동유동의 시간평균레이놀즈수의 변화에 거의 영향을 받고 있지 않음을 이들의 실험결과를 고찰함으로써 확인할 수 있었고, 전단응력분포가 거의 변화되지 않는 덕트의 무차원 축방향 위치는 수력직경의 약 40배 부근임을 알 수 있었다.

### 5. 결 론

정4각덕트의 입구영역에서 난류맥동유동의 압력분포와 전단응력분포 및 관마찰계수에 대한 이론 및 실험결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 난류맥동유동의 압력분포는 난류정상유동의 분포와 마찬가지로 각위상에 따라 선형적인 분포

를 이루었고, 이들의 분포가 이론식에 잘 일치하였다.

(2) 난류맥동유동의 벽면전단응력분포는 감속위상에서의 분포가 가속위상보다 약간 크게 나타난다.

(3) 난류맥동유동에서 준정상상태의 관마찰계수는 난류정상유동의 마찰계수법칙을 따르고, 가속위상에서는 순간관마찰계수가 준정상상태의 관마찰계수보다 약간 크게 나타나고, 감속위상에서는 순간관마찰계수가 준정상상태의 관마찰계수보다 약간 작게 나타난다.

(4) 난류맥동유동의 입구길이는 난류맥동유동의 시간평균레이놀즈수의 변화에 거의 영향을 받지 않으며 전단응력분포가 거의 변화되지 않는 무차원 축방향위치는 수력직경의 약 40배 부근이었다.

### 참고문헌

- Mizushima, T., Maruyana, T., and Hirasawa, H., 1974, "Structure of the Turbulence in Pulsating Pipe Flows", *J. of Chemical Eng. of Japan*, pp. 210 ~ 216.
- Shemer, L. and Wynanski, I., and Kit, E., 1985, "Pulsating Flow in a Pipe", *J. Fluid Mech.*, Vol. 153, pp. 313 ~ 337.
- Baird, M. H. I., Round, G. F., and Cardenas, J. N., 1971, "Friction Factors in Pulsed Turbulent Flow", *The Canadian J. of Chemical Eng.*, Vol. 49, pp. 220 ~ 223.
- Oppenheim, A. K. and Chilton, E. G., 1955, "Pulsating Flow Measurements - A Literature Survey", *Trans. of the ASME*, pp. 231 ~ 248.
- Kirmse, R. E., 1978, "Investigation of Pulsating Turbulent Pipe Flow", *J. of Fluids Eng.*, pp. 1 - 7.
- Shemer, L. and Kit, E., 1984, "An Experimental Investigation of the Quasisteady Turbulent Pulsating Flow in a Tube", *Phys. Fluids*, Vol. 27, No. 1, pp. 72 ~ 76.
- Mizushima, T., Maruyana, T., and Shiozaki, Y., 1973, "Pulsating Turbulent Flow in a Tube", *J. of Chemical Eng. of Japan*, Vol. 6, pp. 487 ~ 494.
- Ahmed, S. and Brundrett, E., 1971, "Turbulent

- Flow in Non - circular Ducts ; Part 1 Mean Flow Properties in the Developing Region of a Square Duct", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 14, pp. 365 ~ 375.
- 9) Melling, A. and Whitelaw, J. H., 1976, "Turbulent Flow in a Rectangular Duct", *J. Fluid Mech.*, Vol. 78, Part 2, pp. 289 ~ 315.
  - 10) Gessner, F. B. and Emery, A. F., 1981, "The Numerical Prediction of Developing Turbulent Flow in Rectangular Duct", *J. of Fluids Eng.*, Vol. 103, pp. 445 ~ 455.
  - 11) Gessner, F.B., Po, J.K. and Emery, A.F., 1977, "Measurements of Developing Turbulent Flows in a Square Duct", *Univ. of Washington*, pp. 119 ~ 136.
  - 12) Hussain, K. F. and Reynolds, W. C., 1975, "Measurements in Fully Developed Turbulent Channel Flow", *J. of Fluids Eng.*, pp. 568 ~ 580.
  - 13) Iguchi, M. and Ohmi, M., 1983, "Turbulent accelerating and Decelerating Pipe Flows in Quasi - steady Motion", *Osaka Univ.*, Vol. 33, No. 1696, pp. 97 ~ 106.
  - 14) Iguchi, M. and Ohmi, M., 1983, "Unsteady Frictional Losses in Decelerating Turbulent Pipe Flows", *Osaka Univ.*, Vol. 33, No. 1728, pp. 349 ~ 358.
  - 15) Klein, A., 1955, "Review : Turbulent Developing Pipe Flow", *J. of Fluids Eng.*, Vol. 1247, pp. 1~ 19.
  - 16) Koh, Y. H., 1992, "A Study on Turbulent Characteristics of Developing Turbulent Steady and Unsteady Flows in the Entrance Region of a Square Duct", *Ph. D. Thesis, Chosun Univ.*
  - 17) Yoo, Y. T., 1990, "A Study on Flow Characteristics of Developing Transitional Steady, Oscillatory, and Pulsating Flows in the Entrance Region of a Square Duct", *Ph. D. Thesis, Chosun Univ.*
  - 18) Ohmi, M. and Iguchi, M., 1980, "Flow Pattern and Frictional Losses in Pulsating Pipe Flow ; Part 3 General Representation of Turbulent Frictional Losses", *Bul. of the JSME*, Vol. 23, No. 186, pp. 2029 ~ 2036.
  - 19) Ohmi, M. and Iguchi, M., 1981, "Flow Pattern and Frictional Losses in Pulsating Pipe Flow ; Part 4 General Representation of Turbulent Frictional Losses", *Bul. of the JSME*, Vol. 24, No. 187, pp. 67~74.
  - 20) Ohmi, M. and Iguchi, M., 1981, "Flow Pattern and Frictional Losses in Pulsating Pipe Flow ; Part 7 Wall Shear Stress in a Turbulent Flow", *Bul. of the JSME*, Vol. 24, No. 196, pp. 1764 ~ 1771.
  - 21) Park, G. M., 1987, "Flow Characteristics of Developing Laminar Unsteady Flow in a Square Duct", *Ph. D. Thesis, Korea Univ.*