

〈論 文〉

진동하는 외부 실린더에 의해 유발되는 비정상 압력의 실험적 고찰

심 우 건*

(1994년 6월 24일 접수)

Experimental Investigation of Unsteady Pressure Generated by Oscillating Outer Cylinder

W. G. Sim

Key Words : Rocking Motion(흔들림운동), Lateral Translation Motion(가로 병진운동) Unsteady Pressure(비정상 압력), Piezoelectric Pressure Transducer(압전 압력변환기), Power Spectrum(파워 스펙트럼)

Abstract

Experiments have been performed to test the analytical tools developed concurrently for the motion-related unsteady pressure in annular passages. The outer cylindrical body was oscillated by a shaker in either rocking motion about a hinge-point or lateral translation motion. In the equilibrium configuration the two bodies are either concentric or eccentric, in the plane of oscillation or normal to it. The unsteady pressure generated by the oscillatory motion with low amplitudes(displacement/radius) was measured on wall of the fixed inner cylinder at various axial and azimuthal locations. The unsteady pressure were compared with theoretical predictions, and agreement was found to be within 10%. Experiments have been shown that the effect of flow velocity on the unsteady pressure is minimal and the pressure increases more or less with oscillatory motion, for low flow velocities($Re \approx 2\ 900$).

1. 서 론

환상류에 놓인 원형 구조물의 유체유발진동에 관한 연구는 지난 20년간 구조물의 안정성과 관련하여 상당한 관심의 대상이 되어 왔다.^(1~4) 원자력 발전소에 사용되는 구조물 혹은 부품들은 유체유발력에 의하여 진동하게 되고 이로 인하여 때로는 파괴되기도 한다. 유체유발진동문제는 큰 진폭의 진동방지와 작은 진폭의 진동에 의한 피로방지 및 유

체와 구조물간의 진동기구의 이해에 초점을 두고 연구가 진행되고 있다. 유체유발력은 진동과 관련한 비정상 압력과 유체에 의한 전단응력을 고려하여 예측할 수 있으며 이로부터 구조물의 안정성을 검토할 수 있다.⁽⁵⁾ 이와 같은 유체유발진동 기구는 충분히 높은 유속 즉 임계유속에서 좌굴(buckling) 혹은 플러터링(fluttering)에 의하여 안정성을 잃는다. 일반적으로 좌굴과 플러터링은 각각 유체에 의한 탄성력과 감쇠력에 관련되어 물리적으로 설명된다. 현재까지 환상류에 의한 유체유발진동 기구는 안정성 검토 측면에서 상당히 진척되었으나 복잡한 형상에 대한 이론적 연구는 아직 미진한 상태이다.

*정회원, 한국원자력연구소

복잡한 형상, 즉 단면적이 일정하지 않거나 편심인 경우에 적용할 수 있는 일반적인 해석적 모델의 개발에 많은 연구가 수행되고 있으며 특히 수치해석적 방법에 의해 접근하려는 노력이 활발하다. 최근 환상류에 놓인 진동하는 실린더에 작용하는 유체유발력을 계산하기 위하여 스펙트럼 배치방법에 근거한 수치해석적 모델⁽⁶⁻⁸⁾이 개발되었다. 이론적 모델의 개발과 병행하여 실험적 연구를 수행하는 것은 이론적 모델을 검증하는 의미에서는 물론 이론적 모델에 사용할 수 있는 실험치를 제공하기 위하여 필요하다. 이로부터 해석적 모델의 개발이 어려운 분야의 접근이 가능하게 된다.

실험치를 이용한 이론적 모델을 개발하여 환상류에 의하여 힌지점에 대한 강제진동을 하는 실린더의 안정성이 Hobson과 Spurr^(9,10)에 의하여 검토되었다. 이 모델은 포텐셜이론을 근거하여 개발되었으며 추후 유체의 점성효과가 어림적으로 추가되었다. 이론적으로 예측한 비정상 압력을 검증하기 위하여 최근 실험적 연구가 병행되었다.⁽¹¹⁾ 축방향의 난류(axial-turbulent flow)를 동반하는 동심인 덕트내에서 힌지점에 대하여 강제진동을 하는 내부 실린더에 의하여 생성되는 비정상 압력이 진동체의 표면에서 측정되었다. 난류의 효과를 고려하기 위하여 7층근의 법칙을 사용하였으며 비정상 유동장의 해석에도 동일한 법칙을 사용하여 낮은 진동수의 경우 이론치와 오차를 보였다. 이는 낮은 진동수로 실린더가 진동할 때, 원주방향 유속의 폭(amplitude of the circumferential flow velocity)의 구배가 포물선 형태로서 난류인 경우의 형태와 차이가 있기 때문이다. 일반적으로 매우 좁은 환 사이에 흐르는 축류에 의한 실린더의 안정성은 낮은 유속에서도 않으며 편심인 경우에는 유동장 해석은 더욱 복잡하여진다.^(7,12)

본 실험은 내부 실린더를 고정하고 외부 실린더를 셰이커에 의하여 진동시키면서 내부 실린더의 표면에 작용하는 비정상 압력을 측정하였다. 이를 위하여 내부 실린더에 압전 압력변환기(piezoelectric pressure transducer)를 축방향에 대하여 일정한 간격으로 장착하였다. 일반적으로 진동에 의하여 유발되는 비정상 압력의 반경방향의 변화는 좁은 환의 경우 매우 작다.⁽⁷⁾ 기존의 실험장치와 비교하여 본 실험장치는, 첫째, 고정된 내부 실린더에 대하여 편심인 외부 실린더가 편심축면에서 혹은 편심축에 수직인 면에서 진동할 수 있고,

둘째, 축류의 유속을 조정하여 비교적 낮은 유속을 얻을 수 있고, 셋째, 힌지점에 대한 강제진동(rocking motion) 혹은 가로 병진진동(lateral translation motion)을 줄수 있는 장점이 있다. 여기서, 가로 병진운동은 두 실린더가 평행을 유지하며 축 방향의 유동에 대하여 횡단운동을 함을 나타낸다.

2. 실험장치

실험장치는 진동체와 접한 중앙 측정부위와 상하류 부분으로 구성되어 있으며 압력 측정기는 측정부위에 설치하였다. 측정부위의 길이, L 는 965 mm 이고 내부 실린더와 외부 실린더의 반경은 각각 $a=44.5$ mm와 $b=53.8$ mm 이다. 상하류 부분에서의 내부 실린더의 길이는 1000 mm이며 일정 단면적의 내부 실린더(길이 500 mm)는 양단을 포물선 모양(ogive)으로 설계하여 유체의 점성과 관련된 박리와 와류의 효과를 최소화 하였으며 벌집 모양의 그물과 체를 상하류에 설치하여 측정부위에서 안정된 정상류(uniform steady flow)를 얻을 수 있었다. Fig. 1(a)에 보였듯이 측정부위에서 외부 실린더는 셰이커에 의하여 진동하며 내부 실린더 전체와 진동부위를 제외한 외부 실린더의 상하측은 고정되어 있다.

비정상 압력은 내부 실린더에 축방향의 길이에 따라 ($X=x/L=0.342, 0.421, 0.5, 0.578, 0.667$) 장착한 압전 압력 변환기(PCB 112A23; 감도 7.25 ± 1.45 mV/KPa, 해상도 6.89 Pa, 측정범위 344.7 KPa)를 사용하여 측정하였다. (Fig. 1(b) 참조.) 측정부위에서 편심축면에 대한 방위각, θ ,에 따라 압력을 측정할 수 있도록 내부 실린더는 임의로 회전하게 설계하였다. 편심의 정도는 내부 실린더의 상하측에 설치한 나사 조정장치에 의하여 조절할 수 있다.

외부 실린더의 고정부와 진동부사이에는 상대운동이 존재하며 상대운동의 효과를 줄이기 위하여 Fig. 2와 같은 여러가지 모양의 플랜지가 설계되었다. 고정부와 진동부사이에서의 누설을 방지하기 위하여 플랜지사이에 스펀지를 끼워 실험하였으나, Fig. 2(a), 높은 진동수($f > 45$ Hz)로 진동할 때 스펀지의 변형에 따른 탄성에 의하여 원하는 조화운동을 얻을 수 없었다. 따라서 높은 진동수의 경우 흔들림 진동에 의하여 고정된 플랜지와 진동하는

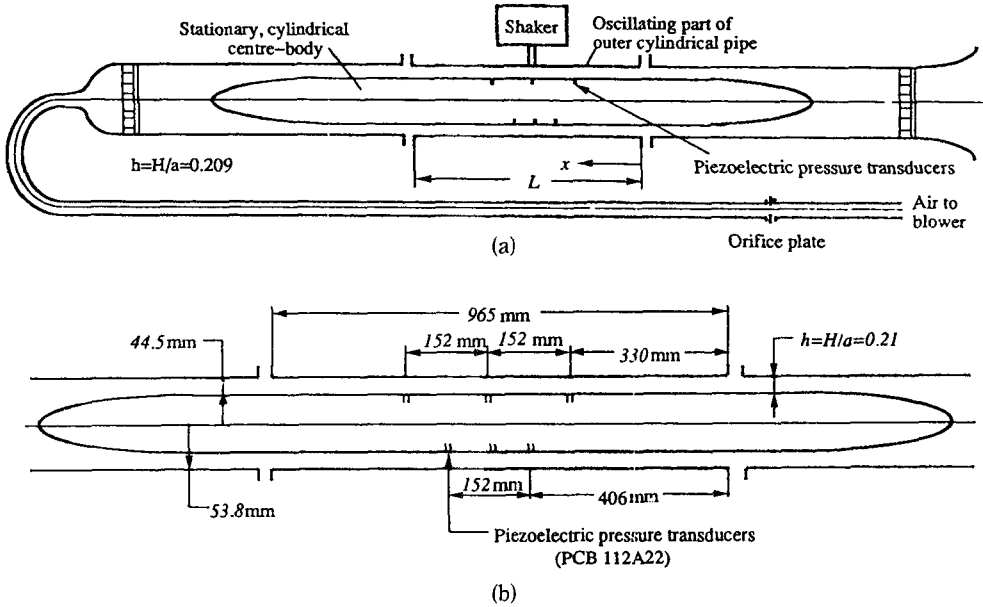


Fig. 1 Schematic diagram of (a) the experimental apparatus and (b) the central portion of the apparatus

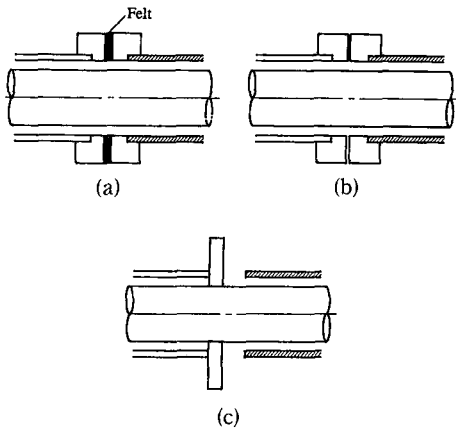


Fig. 2 Sealing Arrangements between the moving and stationary parts of the outer pipe : (a) felt rings between flanges; (b) close-fitting flanges; (c) flange with lubricated rubbing contact (for zero axial flow only)

플랜지가 접촉하지 않는 범위내에서 플랜지의 두께를 넓히고 플랜지사이의 간격을 줄이어 누설량을 최소화하였으며, (Fig. 2(b)) 측정부위 상하류에서 유량을 측정하여 누설량이 아주 작음을 확인하였다. 축방향의 유량이 없고 외부 실린더가 병진운동을 할 때에는 Fig. 2(c)의 플랜지를 사용하였으며

실린더와 고정 플랜지사이의 마찰을 줄이기 위하여 그리스를 사용하였다.

셰이커(몸체 B&K 4801 ; 헤드 B&K 4812)에 의하여 진동하는 외부 실린더의 조화운동은 셰이커의 밑바닥에 설치된 가속도계(B&K 4381)와 가진 제어장치(B&K 1047) 및 출력증폭기(B&K 2707)를 사용하여 피드백 제어를 할 수 있다. 출력증폭기는 셰이커가 적절하게 구동할 수 있도록 동력을 조정하며 제어장치는 셰이커 진동부위의 진폭과 진동수를 조정한다. 가속도계의 신호는 부하 증폭기(B&K 2624)에 보내지며 부하 증폭기로부터의 두개의 출력은 각각 셰이커의 피드백 제어신호와 스펙트럼 분석기의 입력신호로서 사용된다. 힌지점에 대하여 흔들림 진동을 할 때 힌지점의 위치는 $X=0.237$ 이며 셰이커는 $X=0.815$ 에서 연결되었고 힌지점에 대하여 떨림을 방지하고 순수한 흔들림 운동을 하기 위하여 가연성의 박판을 이음쇠로 사용하였다. 따라서 가연성 이음쇠는 축방향에 대하여 충분히 유연하고 진동방향과 진동면에 수직한 방향에 대하여서는 충분한 강성을 갖도록 설계하였다. 병진운동의 경우 진동체 무게의 평형을 유지하기 위하여 진동체의 중심에서 한쌍의 강체 이음쇠를 사용하여 셰이커의 운동을 진동체에 전달하였다.

압력변환기와 가속도계의 신호를 탐지하기 위해

여 복수회로계수형 스펙트럼 분석기(hewlett-packard 3582A FFT analyzer)를 사용하였으며 신호처리 구성도를 Fig. 3에 보였다. 양신호의 진폭과 상변위는 각각 파워 스펙트럼(power spectrum)과 상호 스펙트럼(cross spectrum)으로부터 구할 수 있다. 압력변환기의 신호는 가속도계의 입력신호에 비하여 비교적 작기 때문에 10배 증폭하여 스펙트럼 분석기에 입력되었다. 이 분석기를 사용하여 실험이 수행된 진동수 범위, 20~70 Hz, 에서 정확한 신호를 탐지할 수 있었고 불필요한 잡음(noise)을 측정신호로부터 적절하게 분리하여 측정할 수 있었다.

본 실험장치는 유체의 누설에 의한 주위환경의 문제점을 줄이고 장치를 단순화하기 위하여 공기를 사용하였으며 비교적 작은 유속의 축방향의 정상유동(steady-axial flow)을 얻기 위하여 진공청소기를 사용하였다. 청소기에서 발생하는 소음을 제거하기 위하여 필터(high pass filter; $f > 100$ Hz)를 청소기 흡입관에 설치하여 실험 진동수 범위에서의 잡음을 제거하였다. 유량을 제어하기 위하여 바이패스 장치를 청소기 흡입관쪽에 설치하였으며 유량 및 유속은 충분히 발달된 유동장에 설치된 상업용 오리피스를 사용하여 측정하였다. 오리피스에 의한 압력손실은 알콜 액주계(lambrecht alcohol manometer)로 측정하였으며 이로부터 유량 및 레이놀즈수를 계산할 수 있다.

본 실험장치를 사용하여 진동수, 진동의 폭, 편심량 및 정상류의 유량을 변화시키며 진동에 의해 발생하는 비정상 압력(unsteady pressure)를 측정할 수 있다. 또한 실험장치의 중앙부위를 개조하여 추후 현지점과 압력 측정점을 변화시킬 수 있다. 진동의 진동수와 진폭은 셰이커의 동특성과 측정장치의 특성(진동체 무게 등)에 의하여 제한성이 있으나 본 측정범위내에서는 별다른 어려움이 없었다. 본 실험의 결과를 이론적 결과와 비교 검토하기 위하여 진동의 진폭은 환의 간격에 비하여 작은 범위(진폭/환간격 < 0.15) 내에서 실험하였다. 일반적으로 계가 안정성을 잃는 임계유속을 예측하기 위한 이론적 모델은 진동의 진폭이 작다는 가정하에

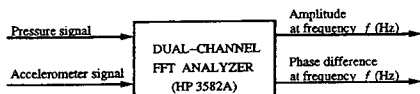


Fig. 3 Diagram showing signal processing utilized

서 선형적으로 해석된다.

측정기의 동정특성을 규명하고 신호를 정확하게 획득하기 위하여 적절한 보정작업(calibration)을 예비실험 과정에서 수행하였다. 기준 압력변환기(reference pressure transducer)는 고감도의 압력변환기(PCB 106B; 감도 43.51 mV/KPa, 해상도 0.69 Pa)를 Fig. 4의 보정장치에 실제 측정에 사용한 압력변환기를 함께 설치하여 보정작업을 수행하였다. 압력보정장치는 플렉시유리 실린더로서 두개의 옥내 구멍을 포함한 한쪽 단은 고정되었으며 다른 단은 고무막과 두개의 작은 직경의 원판으로 구성되어 셰이커에 연결하여 원하는 진동을 할 수 있다. 기준 압력변환기는 플러시(flush installation) 형태의 옥내구멍에 장착하였으며 측정에 사용한 압력변환기는 내부 실린더에 설치된 실제모양(recessed installation)의 옥내구멍에 장착하였다. 가속도계는 보정가진장치(B&K 4294)를 사용하여 실제 측정에 이용된 배선 및 배치로서 보정작업을 수행하였다.

각각의 실험에서 측정된 물리적 변수는 비정상 압력, 진동수, 진동의 진폭(변위)과 정상류의 유속으로서 이와 같은 측정을 위하여 여섯개의 압전 압력변환기와, 각각 하나의 가속도계, 알콜 액주계 및 스펙트럼 분석기를 사용하였다. 이미 논의 하였던 스펙트럼 분석기의 입력신호로서 압력과 진동 변위의 신호가 사용되었으며 이로부터 압력의 진폭과 변위에 대한 상위각을 측정할 수 있다. 압력의 신호는 유체에 의한 부가질량 및 탄성력과 관련된

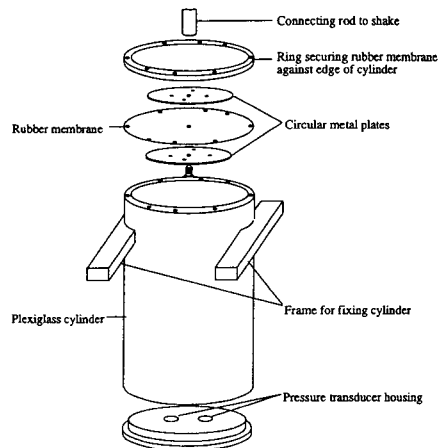


Fig. 4 Schematic diagram of the chamber used for pressure transducer calibration

실수부와 감쇠력과 관련된 허수부로 구분되며 상위 작은 실수부와 허수부의 비로 표시된다.⁽¹¹⁾

3. 실험결과 및 비교

본 실험은 정체유체(quiescent fluid) 혹은 축방향의 환상류(axial-annular flow)에 놓인 외부 실린더가 가로병진운동 혹은 힌지점에 대한 흔들림 운동을 할 때 내부 실린더에 작용하는 비정상 압력을 측정하였다. 이 때 두 실린더의 편심의 양은 조절되며 비정상 압력은 방위각과 축방향에 따라 여러가지 위치에서 측정하였다. 일반적으로 매우 높은 진동 레이놀즈수($Re_s = \omega a^2 / \nu > 15,000$)의 경우 압력에 미치는 점성효과는 무시할 수 있다. 본 실험이 수행된 진동 레이놀즈수의 범위는 $29,500 < Re_s < 56,860$ 으로서 실험결과는 스펙트럼 방법에 근거한 포텐셜 이론⁽⁷⁾의 결과와 비교하였다. 본 실험이 수행된 범위(b/a & Re_s)에서 유체에 의한 부가질량은 감쇠력과 탄성에 비해 상당히 크며⁽⁸⁾ 2차원 해석에 의하여 부가질량을 예측할 수 있다. 측정부위에서 유속, U은 2.2 m/s 이며 상응 레이놀즈수, $Re = 2U(b-a)/\nu$ 는 2,900이다. 여기서 2차원 해석은 축방향의 유동은 무시하고 비정상 압력을 진동의 변위만 고려하여 구한 해석을 뜻한다.

축 방향의 정상유동이 없고 외부 실린더가 셰이커에 연결된 진동점에서 1 mm 의 진폭으로 힌지점에 대하여 흔들림 운동을 할 때, 예비실험으로서 비정상 압력을 중심위치($S=0.5$)에서 측정하였다. Fig. 5에 진동수, f (Hz), 에 대한 비정상 압력,

p^* (Pa), 을 보였으며 2차원 포텐셜 이론의 결과와 비교하였다. 이론치와 실험치는 잘 일치하고 있으며 이는 예측한 바와 같이 3차원 효과가 매우 작음을 알 수 있다. 두 플랜지 사이에서의 누설을 방지하기 위하여 스펀지를 삽입하였으며 비교적 높은 진동수의 경우 이론치와 차이가 있음을 보인다. 이는 이미 언급한 바와 같이 스펀지의 변형에 의한 부정확한 진동의 결과라고 예상된다. 낮은 진동수에서의 차이는 비교적 작은 측정신호에 비해 잡음의 신호가 상대적으로 크기 때문이다.

본 실험에 사용한 압전 압력변환기는 기존의 차압 압력측정기⁽¹¹⁾와 비교하여 측정 압력은 압력차가 아닌 신호로서 측정압력을 진동수와 방위각의 변수로서 표시할 수 있다. 따라서 일반적으로 사용

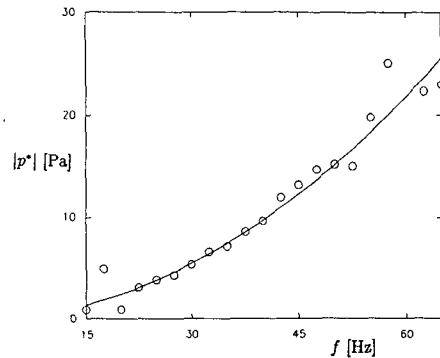


Fig. 5 Unsteady pressure measurements $X=1/2$ versus oscillatory frequency f , in rocking motion for a concentric arrangement with felt rings between flanges

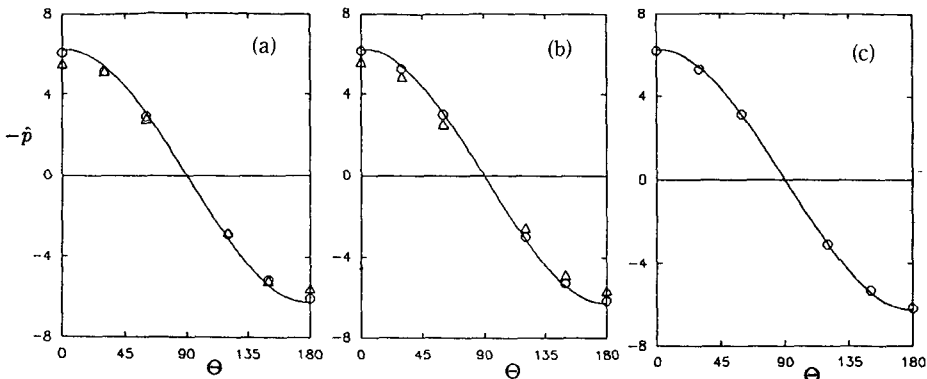


Fig. 6 Unsteady dimensionless pressure versus the azimuthal angle θ , in translational motion for a concentric arrangement. Oscillating frequency; (a) $f=41.6$ Hz; (b) $f=52.0$ Hz; (c) $f=66.4$ Hz. —, potential flow theory; \circ , experimental results without axial flow; \triangle , experimental results with axial flow $Re \approx 2,900$

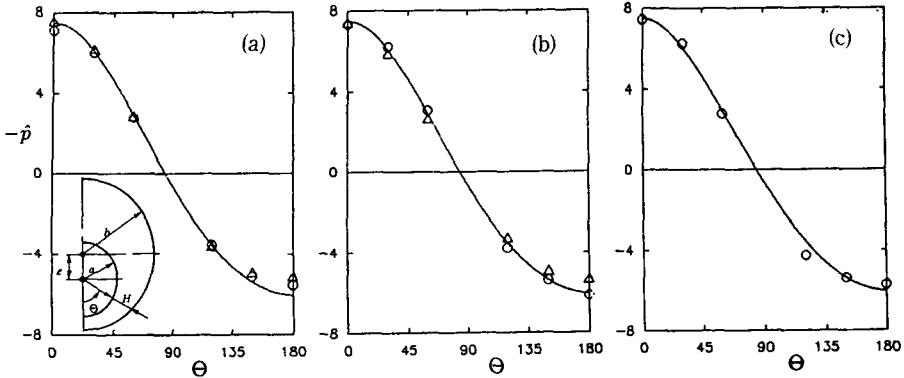


Fig. 7 Unsteady dimensionless pressure versus the azimuthal angle Θ , in translational motion for an eccentric arrangement with oscillation in the plane of eccentricity; nondimensional eccentric $e/(b-a)=0.5$. Oscillating frequency: (a) $f=41.6$ Hz; (b) $f=52.0$ Hz; (c) $f=66.4$ Hz. —, potential flow theory; \circ , experimental results without axial flow; \triangle , experimental results with axial flow $Re \approx 2,900$

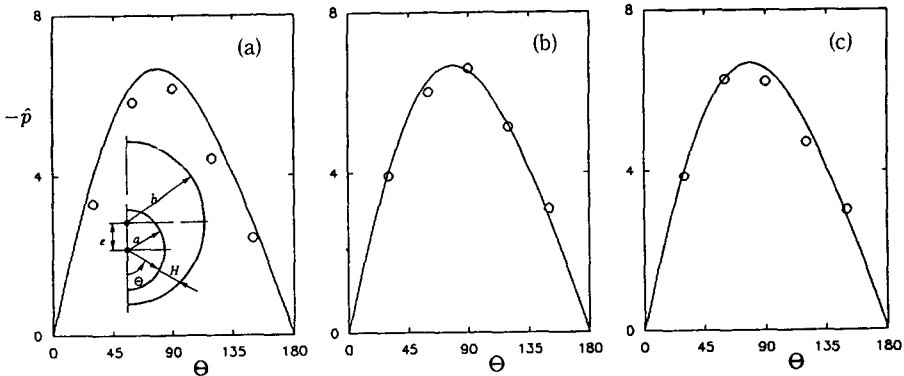


Fig. 8 Unsteady dimensionless pressure versus the azimuthal angle Θ , in translational motion for an eccentric arrangement with oscillation normal to the plane of eccentricity; nondimensional eccentric $e/(b-a)=0.5$. Oscillating frequency: (a) $f=41.6$ Hz; (b) $f=52.0$ Hz; (c) $f=66.4$ Hz. —, potential flow theory; \circ , experimental results without axial flow

하는 무차원 압력을 병진운동과 흔들림운동의 경우에 대하여 각각 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\begin{aligned} \bar{p}(r, \Theta, t) &= \frac{p^*(r, \Theta, t)}{\rho \omega^2 a^2 \varepsilon} \\ \bar{p}(x, r, \Theta, t) &= \frac{p^*(x, r, \Theta, t)}{\rho \omega^2 a^2 \varepsilon^{1/2}} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서, ε 는 내부 실린더의 반경에 대하여 무차원화 된 진동변위의 진폭을 나타내며 아래첨자 1/2는 중앙점 $X=1/2$ 에 대한 변수임을 표시한다. 측정된 압력은 스펙트럼 분석기를 사용하여 진폭의 크기와 진동 변위에 대한 상위각으로 나타낼 수 있다.

환내에 정상유체(steady flow)가 흐르고 외부 실

린더가 동심 혹은 편심축면에서 가로 병진운동을 할 때 내부 실린더 표면에서의 무차원 압력은 방위 각, Θ ,에 따라 Fig. 6(동심)과 Fig. 7(편심)에 보였으며 스펙트럼 배치방법에 근거한 포텐셜 이론의 결과와 비교하였다. 정체유체를 내포한 외부 실린더가 편심축면에 수직한 방향으로 가로 병진운동을 할 때의 결과는 Fig. 8에 보였다. 두 실린더가 편심일 때 편심의 정도, $e/(b-a)$,는 0.5이다. 셰이커에 의하여 주어진 진동의 진폭은 41.6, 52와 66.4 Hz에서 각각 1, 0.5와 0.3 mm로서 셰이커에 부가되는 동적하중을 적절하게 조정하였다. 축 방향에 따라 설치한 압력변환기로부터 얻은 무차원

압력의 최대 차이는 0.4로서 신호의 불확실성을 배재할 수 있었다. 병진운동의 실험을 통한 중요 관찰 결과는 다음과 같다.

(1) 동심 혹은 편심축면에서 진동할 때 압력구배는 진동 축에 대하여 대칭(symmetric)이며 편심축면에 수직으로 진동할 때 편심축면에 대하여 비대칭(skew-symmetric)이다.

(2) 측정 압력은 진동수에 따라 증가하나 식(1)에 정의한 무차원 압력은 진동수에 대하여 거의 영향을 받지 않는다.

(3) 가로 병진운동을 할 때 환내에 흐르는 낮은 정상유동에 의한 비정상 압력에 미치는 효과는 무

시할 수 있다.

(4) 실험결과와 포텐셜이론의 결과와 잘 일치하고 있으며 비교적 높은 진동 레이놀즈수의 경우 점성효과를 무시할 수 있다.

동심인 환내에 정체유체 혹은 정상유체가 흐르고 외부 실린더가 힌지점에 대하여 흔들림운동을 할 때 축방향에 따른 압력변화를 Fig. 9에 보였다. 또한 포텐셜이론에 근거하여 정체유체내에서 진동의 진폭에 대하여 선형적으로 구한 2차원 해석의 이론적 결과와 비교 검토하였다. 셰이커에 연결된 진동점의 진폭과 진동수는 Fig. 9(a)의 경우 1 mm, 34.4 Hz 이며 Fig. 9(b)의 경우 0.75 mm, 42.6 Hz 이다. 힌지점에 대한 흔들림운동을 할 때 얻은 중요 실험결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 비정상 압력은 비교적 힌지점으로부터의 거리 즉 진동폭에 비례하며 높은 진동수의 경우, Fig. 9(b), 그 선형성이 더 좋음을 알 수 있다.

(2) 정체유체와 정상류의 실험으로부터 얻은 압력신호는 거의 차이가 없으며 따라서 비교적 낮은 유속에 의한 영향은 무시할 수 있다.

(3) 실험결과와 포텐셜이론의 결과와 비교적 잘 일치하고 있으나 진동체 양단에서 고정체에 대한 불연속성 혹은 작은 압력 신호에 대한 잡음의 영향으로 양단에서 약간의 차이를 보이고 있다.

본 실험결과에 진동의 변위에 대한 압력의 상위각(phase angle)은 보이지 않았으며 이는 정상류의 효과를 고려한 상위각은 이론적으로 실험범위 특히 높은 진동 레이놀즈수에서 매우 작기 때문이다. 또한 스펙트럼 분석기를 통하여 얻은 압력신호의 허수부는 실수부에 비하여 매우 작음을 확인하였다. 일반적으로 허수부는 유체의 점성과 Coriolis 효과를 포함한 유체의 감쇠력으로 표시된다.

4. 결 론

본 실험은 최근 유체유발진동과 관련하여 개발된 스펙트럼 배치방법에 의한 해석적 모델을 실험적으로 입증하기 위하여 수행되었으며 비정상 압력을 측정하여 이론적 결과와 비교하였다. 동심 혹은 편심으로 위치한 두 실린더 사이에 정체유체 혹은 축방향의 정상유동이 있을 때 셰이커를 사용하여 외부 실린더에 가로 병진운동 혹은 힌지점에 대하여 흔들림 운동을 부과하였다. 특히 편심인 경우 편심축면 방향으로 혹은 편심축면에 수직방향으로 외부

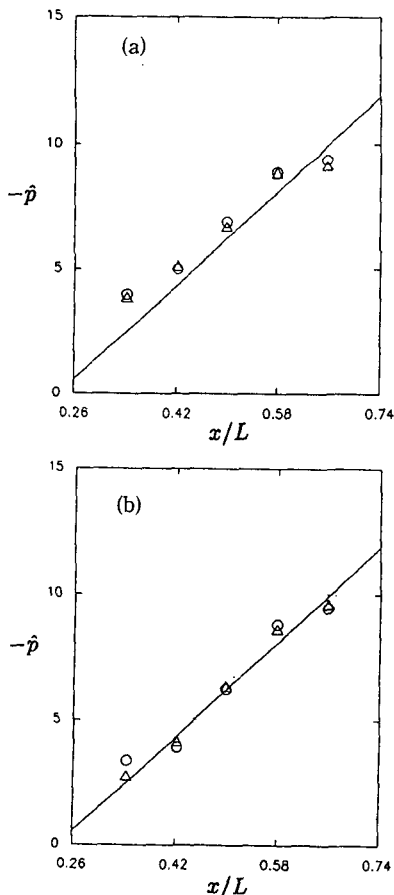


Fig. 9 Unsteady dimensionless pressure versus position along the centre-body in rocking motion for frequencies of oscillation (a) $f=34.4$ Hz ($Re_s=29,460$) and (b) $f=42.6$ Hz ($Re_s=36,480$). —, potential flow theory; \circ , experimental results without axial flow; \triangle , experimental results with axial flow $Re \approx 2,900$

실린더를 진동시킬 수 있다. 실린더의 작은 진폭의 진동에 의하여 발생하는 비정상 압력을 내부 실린더의 표면에서 측정하였으며 스펙트럼 분석기를 사용하여 분석하였다. 실험에 사용된 유체는 공기로서 흡입형 진공펌프를 사용하여 비교적 낮은 유속의 축방향 유동을 얻을 수 있었다.

포텐셜 이론을 근거한 해석적 모델의 결과는 실험결과와 비교하여 비교적 잘 일치하며 차이는 10% 정도의 범위내에 있음을 보였다. 실험이 수행된 비교적 낮은 평균유속에 의하여 압력에 미치는 영향이 매우 작음을 알 수 있었으며 압력은 진동폭에 대략적으로 비례함을 알 수 있다. 이는 포텐셜 유체에 의한 부가질량은 주로 기하학적 형상에 의존하며 유체에 의한 감쇠력이 작기 때문이다. 본 실험방법을 통하여 이론적으로 구한 비정상 압력을 편리하고 신빙성 있게 검증할 수 있었다. 일반적으로 알려진 비정상 압력으로부터 진동체에 작용하는 유체유발력을 비교적 쉽게 계산할 수 있으며 이로부터 구조물의 안정성을 검토할 수 있다.

본 실험을 통하여 강조하고 싶은 것은 진동체 양단, 즉 진동체와 고정체의 불연속성에 의한 효과로서 진동체 양단부에서 실험결과와 이론결과에 차이가 있음을 보였다. 또한 압력신호의 허수부가가 실수부에 비하여 매우 작아 점성에 의한 감쇠력을 보일 수 없었다. 좀 더 정확히 유체유발진동 기구를 이해하고 안정성을 검토하기 위하여 추후 불연속성 형상, 즉 단면적의 축소 확대부에 대한 해석적 모델을 개발하고 점성유체를 사용한 실험을 통하여 검증해야 함을 느낄 수 있었다.

참고문헌

- (1) Fritz, R. J., 1970, "The Effect of an Annular Fluid on the Vibration of a Long Rotor, Part 1-Theory and Part 2-Test," *Journal of Basic Engineering*, ASME, Series D, Vol. 92(4), pp. 923~937.
- (2) Yeh, T. T. and Chen, S. S., 1978, "The Effect of Fluid Viscosity on Coupled Tube/Fluid Vibrations," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 59(3), pp. 453~467.
- (3) Mulcahy, T. M., 1980, "Fluid Forces on Rods Vibrating in Finite Length Annular Regions," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 47, pp. 234~240.
- (4) Brenneman, B. and Au-Yang M.K., 1992, "Fluid-Structure Dynamics with a Modal Hybrid Method," *ASME Transaction, Journal Pressure Vessel Technology*, Vol. 114, pp. 133~138.
- (5) Paidoussis, M. P., Mateescu, D. and Sim, W.-G., 1990, "Dynamics and Stability of a Flexible Cylinder in a Narrow Coaxial Cylindrical Duct Subjected to Annular Flow," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 57, pp. 232~240.
- (6) Mateescu, D., Paidoussis, M.P. and Sim, W.-G., 1994a, "A Spectral Collocation Method for Confined Unsteady Flows with Oscillating Boundaries," *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 8, pp. 157~181.
- (7) Mateescu, D., Paidoussis, M.P. and Sim, W.-G., 1994b, "Spectral Solutions for Unsteady Annular Flows between Eccentric Cylinders Induced by Transverse Oscillations," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 177, pp.635-649.
- (8) Sim, W.-G. and Cho, Y. C., 1993, "Study of Unsteady Fluid-dynamic Forces Acting on a Flexible Cylinder in a Concentric Annulus," *KSME Journal*, Vol. 7(2), pp. 144~157.
- (9) Spurr, A. and Hobson, D. E., 1984, "Forced on the Vibrating Centrebody of an Annular Diffuser," *In Proceedings Symposium on Flow-induced Vibrations*, New Orleans, Vol. 4, pp. 41~52.
- (10) Hobson, D. E., 1982, "Fluid-elastic Instabilities Caused by Flow in an Annulus," *In Proceedings of BNES 3rd International Conference on Vibration in Nuclear Plant*, Keswick, U. K., pp. 440~463.
- (11) Mateescu, D., Paidoussis, M. P. and Belanger, F., 1989, "A Theoretical Model Compared with Experiments for the Unsteady Pressure on a Cylinder Oscillating in a Turbulent Annular Flows," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 135(3), pp. 487~498.
- (12) Yang, C.-I. and Moran, T. J., 1979, "Finite-Element Solution of Added Mass and Damping of Oscillation Rods in Viscous Fluid," *Journal Applied Mechanics*, Vol. 46, pp. 519~523.