

〈論 文〉

2상 횡유동을 받는 튜브군의 유체탄성 불안정성

김범식* · 장효환**

(1991년 5월 27일 접수)

Fluid-Elastic Instability of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow

Beom Shig Kim and Hwo Whan Chang

Key Words : Two-Phase Cross-Flow(2상 횡유동), Void Fraction(보이드율) Fluidelastic Instability(유체탄성 불안정성), Bubbly Flow(기포유동) Intermittent Flow(간헐적 유동), Coherence Function(기여도 함수) Flow Regime(유동영역도)

Abstract

Two-phase cross-flow exists in many shell-tube heat exchangers such as condensers, reboilers and nuclear steam generators. To avoid problems due to excessive vibration, information on vibration excitation in two-phase cross-flow is required. Fluid-elastic instability is discussed in this paper. Four tube bundle configurations were subjected to increasing flow up to the onset of fluid-elastic instability. The tests were done on bundles with one flexible tube surrounded by rigid tubes. The fluid-elastic instability behavior is different for intermittent flows than for bubbly flows. For bubbly flows, the observed instabilities satisfy the relationship $V/fd = K(2\pi\zeta m/\rho d^2)^{0.5}$ in which the minimum instability factor K was found to be 2.3 for bundles of $p/d=1.22$. The lowest critical velocities for fluid-elastic instability were experienced with parallel-triangular tube bundles. For intermittent flow, the observed instabilities did not follow the foregoing relationship. Significantly lower flow velocities were required for instability.

기호설명

A	: 유동 면적 (m^2)	Q	: 체적유량 (m^3/s)
d	: 튜브 직경 (m)	$S(f)$: Power spectral density 함수 ($N^2 \cdot s/m^2$)
d_e	: 최소 유동면적의 등가직경 (m)	U_g	: 무차원 가스속도
f	: 튜브진동수 (Hz)	V	: 유속 (m/s)
g	: 중력가속도 (m/s^2)	W	: 양쪽면 튜브간의 거리 (m)
K	: 유체탄성 불안정성 상수	X	: Martinelli 인자
L	: 튜브길이 (m)	ε_g	: 보이드율
\dot{m}	: 질량유동률 ($kg/s \cdot m^2$)	ρ	: 균질의 유체밀도 (kg/m^3)
m	: 단위 길이당 튜브질량 (kg/m)	μ	: 동점성계수 ($N \cdot s/m^2$)
n	: 질량-감쇠 인자 지수	ζ	: 감쇠비 (%)
p	: 튜브피치, 튜브 인접간의 거리 (m)	γ_{12}	: 기여도 함수

*정회원, 한국원자력연구소 원자로기계설계실

**정회원, 고려대학교 기계공학과

하첨자

Sc : 임계속도

- h : 유체동력학적
- r : 기준 갭 유체인자
- ∞ : 자유흐름
- g : 공기 상태
- l : 유체 상태
- t : 튜브

1. 서 론

대부분의 셀-튜브형의 열교환기(콘덴서, 증기발생기, 재생보일러 등)에 존재하는 2상 횡유동(two-phase cross-flow)은 튜브손상을 야기시키는 주된 원인이며, 또한 2상 유동의 튜브 가진력은 단상 유동(single phase)의 가진력 보다 큰 것으로 밝혀졌다⁽¹⁾. 열교환기의 성능은 관내를 흐르는 유속을 증가시킴으로써 높일 수 있지만, 유속의 증가는 튜브에 과도한 유동관련 진동(flow-induced vibration)을 유발하여 튜브손상을 초래 한다. 그러므로 튜브손상을 사전에 방지하기 위해서는 열교환기의 설계단계에서 철저한 진동해석이 수행되어야 하는데, 이때 2상 횡유동에서의 정확한 진동 메카니즘의 파악과 충분한 진동 데이터가 요구된다.

2상 횡유동을 받는 열교환기 튜브군의 진동연구는 1980년대 부터 시작되었다. 2상 유체로 증기-물 혼합물 대신에 공기-물 혼합물을 사용하여 Pettigrew와 Gorman⁽²⁾은 튜브군 일부분에 횡유동을 받는 튜브의 불안정성에 관해, Heilker와 Vincent⁽³⁾는 제한된 조건이지만 증기발생기를 모의한 튜브배열과 유동조건에서 튜브군의 불안정성에 관해, 그리고 Remy⁽⁴⁾는 다마디(multi-span)로 구성된 콘덴서 튜브군의 불안정성을 고찰하였다. 또한 공기-물 혼합물을 사용하여 Nakamura등⁽⁵⁾은 정사각형 배열의 튜브군에 대해, 그리고 Hara⁽⁶⁾는 단일 원통에 대한 랜덤 가진력을 측정하였다. Axisa 등⁽⁷⁾은 처음으로 2상 유동으로 증기-물 혼합물을 사용하여 인접한 튜브간의 거리 대 직경비(pitch to diameter; p/d)가 1.44인 튜브 배열에 대한 유체탄성 불안정성 상수를 측정하여 공기-물 혼합물에서의 거로가와 비교하였다.

본 연구는 2상 횡유동을 받는 튜브군의 진동 메카니즘을 규명하기 위한 실험계획의 일환으로 실시된 실험으로부터 튜브군의 유체탄성 불안정성 상수에 관해 고찰하였다. 실험은 먼저 $p/d=1.47$ 및 1.32 튜브군에 대해 수행되었는데, 이들 튜브군의

결과는 참고문헌⁽¹⁷⁾에 발표하였다. 본 논문은 후속 실험으로 수행된 $p/d=1.22$ 인 튜브군을 사용하여 유체탄성 불안정성 상수를 고찰한 참고문헌⁽¹⁷⁾의 후속논문이다. 실험은 액체상태로부터 99% 보이 드울(void fraction)까지 변화된 2상 유동에서 튜브가 유체탄성 불안정성 상태에 도달할 때까지 점진적으로 증가하였다. 실험결과는 $p/d=1.32$ 및 1.47 튜브군의 유체탄성 불안정성 결과들과 종합·비교되었다. 본 논문에서 고찰한 4가지 튜브군의 배열형상은 다음과 같다:

- $p/d=1.22$; 정삼각형(Δ), 평행삼각형(\triangleleft), 마름모(\diamond), 정사각형(\square)

2. 실험시설 및 2상 유동조건

2.1 실험장치

2상 유체를 모의하기 위해 증기-물 혼합물 대신에 공기-물 혼합물을 사용하였다. 증기-물 혼합물

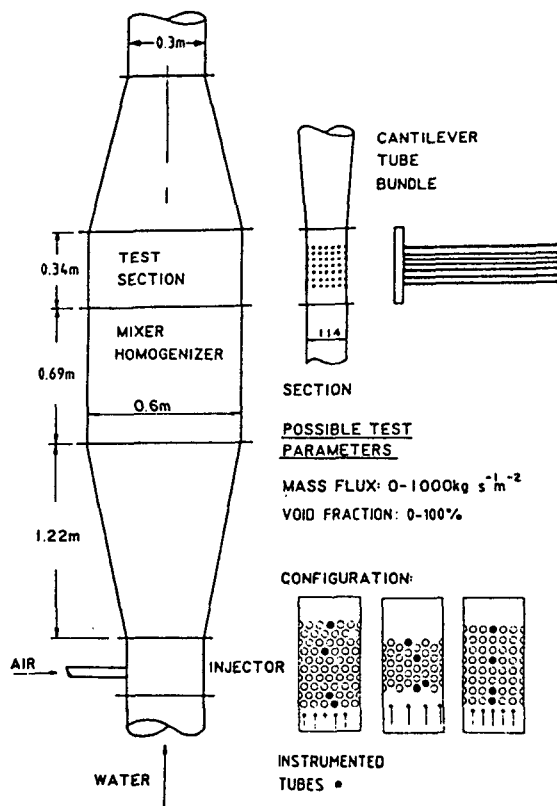


Fig. 1 Sketch of test section and bundle configuration showing location of instrumented tubes

Table 1 Tube bundles parameters and configurations

Test series	Bundle configuration	p/d	p (mm)	W (mm)	A_r (m ²)	Number of tube rows
<i>M</i>	Parallel-triangular	1.22	15.88	109.99	0.0120	12
<i>N</i>	Normal-triangular	1.22	15.88	111.13	0.0121	8
<i>D</i>	Normal-square	1.22	15.88	111.10	0.0120	8
<i>P</i>	Rotated-square	1.22	15.88	111.30	0.0121	8

에서의 실험은 실험조건을 일정하게 유지하기가 어렵고 또한 경제적으로도 비용이 많이 든다. 반면에 공기-물 혼합물은 증기-물 혼합물 보다 잡음(noise)이 더 많아 난류관련 가진력이 더 커서 튜브동특성에 더 보수적인 결과를 나타내는 것으로 밝혀졌다⁽⁸⁾.

실험은 0.3m³/sec의 물과 0.5m³/sec의 공기를 수용할 수 있는 실험시설에서 수행되었다. 실험시설은 원심펌프, 열교환기, 유량조절밸브, 유량측정기, 실험대, 공기공급계통 및 관련 배관으로 구성되어 있고 상온, 상압에서 운전되었다. 실험대 하단에는 유입되는 공기가 물에 균일하게 섞이도록 공기-물 혼합기(mixer homogenizer)를 부착하였

다. Fig. 1은 실험대의 개략도로서 단면적인 114.3×600mm인 사각형 단면이다. 실험대의 벽면효과를 줄이고 유동면적을 일정하게 유지시키기 위해 실험대 양면에는 반쪽 튜브를 부착하였다.

2.2 튜브모델 및 측정장비

실험에 사용된 튜브군의 배열형상은 정사각형, 평행삼각형, 마름모 및 정삼각형 형상으로 각 튜브군의 형상에 대한 인자가 Table 1에 수록되어 있다. 작은 유동면적에서 실제와 동일한 열교환기의 튜브진동수를 모의하고 명확한 지지 조건을 만들기 위해 외팔보(고정-자유) 형태의 튜브군이 사용되었다. Fig. 2는 외팔보 형태의 정삼각형 배열 튜브모

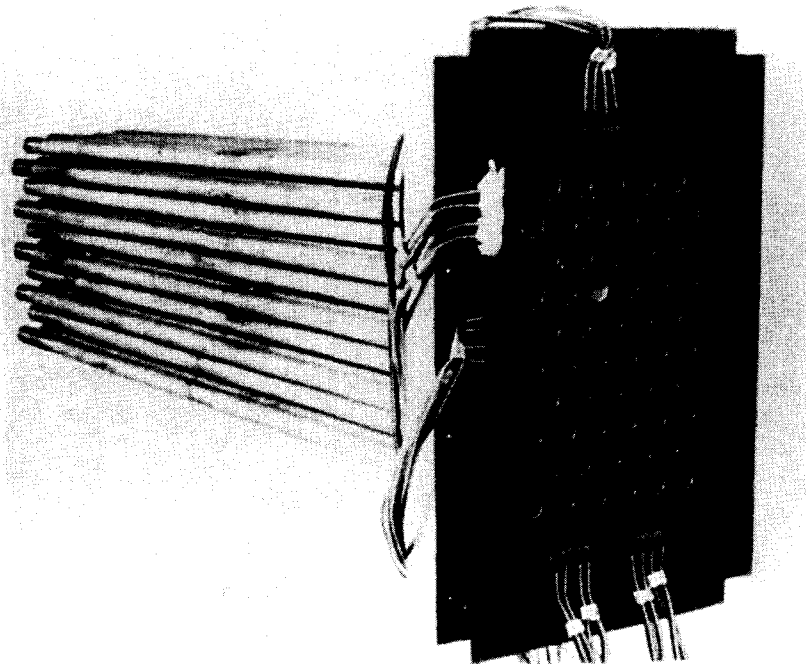


Fig. 2 Normal triangular tube bundle showing several strain gage instrumented tubes and lead wires

넬이다. 튜브의 재질은 스텐리스강으로 길이 600 mm, 직경 13mm, 두께 1.07mm이었고, 공기중에서 튜브의 고유진동수는 약 33Hz로서 전형적인 열교 환기 튜브진동수와 동일하였다. 인접한 튜브간의 거리인 튜브피치는 $p/d=1.22$ 인 경우 15.88mm이었다.

실험은 두가지 지지조건을 갖는 튜브군, 즉 튜브군의 한쪽 끝단이 자유로운 외팔보 튜브군(all tubes flexible)과 튜브군 중앙에 위치한 튜브 한개를 제외한 모든 튜브를 구속하여 고정-단순 지지조건으로 바뀐 고정 튜브군(one flexible tube)에 대해서 수행하였다. 고정 튜브군은 중앙의 튜브 이외의 모든 튜브 자유단에 플라스틱 마개를 씌워서 튜브를 고정하였다. 먼저 외팔보 튜브군을 사용하여 튜브에 유체탄성 불안정성을 야기시키는 유속을 측정하였고, 다음에 고정 튜브군을 사용하여 튜브의 감쇠값을 측정하였다. 참고문헌⁽⁹⁾에서 자세히 기술하였듯이, 2상 유동에서 외팔보 튜브군의 감쇠값은 인접한 튜브들간의 유체동력학적 커플링 때문에 중간 보이드율($\epsilon_g=50\sim 75\%$)에서 최대 7.0%에 달하는 현실성이 없는 큰 값을 나타냈다. 그러므로 현실적으로 타당한 튜브의 감쇠값을 얻기 위해서 고정 튜브군을 사용하였으며, 이때 중간 보이드율에서 최대 4.0%의 감쇠값을 나타냈다.

튜브의 거동은 유동방향(drag direction)과 유동에 수직방향(lift direction)모두에서 측정하였다. Fig. 2에서 볼 수 있듯이 2축 스트레인 게이지를 튜브군 상류쪽 두번째 열, 중앙열 및 하류쪽 끝열에 위치한 선정된 튜브의 내부벽면에 설치하였다. 또한 인접한 튜브간에 작용하는 유체동력학적 커플링 현상을 고찰하기 위해 $p/d=1.22$ 인 정삼각형 튜브군의 중앙에 위치한 튜브 세개에도 2축 스트레인 게이지를 설치하였다. 스트레인 게이지로 부터 나온 진동신호는 테이프 레코더, RMS미터, 스택 트럼 분석기 및 컴퓨터 등의 측정기기를 사용하여 기록 및 분석 되었다.

2.3 2상 유동인자 정의

튜브군 사이를 흐르는 유체의 성질(property)은 2상 유동속에서 튜브의 동특성을 파악하는데 중요한 인자이다. 2상 유체의 성질들은 실험대 내에서 시간과 위치에 따라서 변하지만 본 실험에서는 밀도, 질량유동률(mass flux), 보이드율 등의 2상 유체성질이 균질(homogeneous)하다고 가정하였

다. 균질한 보이드율, ϵ_g ,은 공기와 물의 체적유량으로 부터 다음과 같이 계산된다.

$$\epsilon_g = \frac{Q_g}{Q_g + Q_l} \tag{1}$$

보이드율을 사용하여 자유흐름(free stream)에서의 밀도, ρ , 속도, V_∞ , 및 질량 유동률, \dot{m}_∞ , 을 표시하면 다음과 같다.

$$\rho = \rho_l(1 - \epsilon_g) + \rho_g \epsilon_g \tag{2}$$

$$V_\infty = \frac{(\rho_l Q_l + \rho_g Q_g)}{\rho \cdot A_\infty} = \frac{Q_l + Q_g}{A_\infty} \tag{3}$$

$$\dot{m}_\infty = \rho \cdot V_\infty \tag{4}$$

튜브군의 배열형상에 관계없이 실험자료 분석시 사용되는 기준 갭 속도(reference gap velocity), V_r , 기준 갭 질량유동률, \dot{m}_r , 및 기준 유동면적, A_r ,은 다음과 같다.

$$V_r = V_\infty \left(\frac{p}{p-d} \right) \tag{5}$$

$$\dot{m}_r = \dot{m}_\infty \left(\frac{p}{p-d} \right) = \rho \cdot V_r \tag{6}$$

$$A_r = A_\infty \left(\frac{p-d}{p} \right) = W \cdot L \left(\frac{p-d}{p} \right) \tag{7}$$

2.4 유동영역(Flow Regime)

2상 유동에서 실험유량의 유동영역은 튜브의 동특성에 중요한 영향을 미친다. 실험유량의 유동영

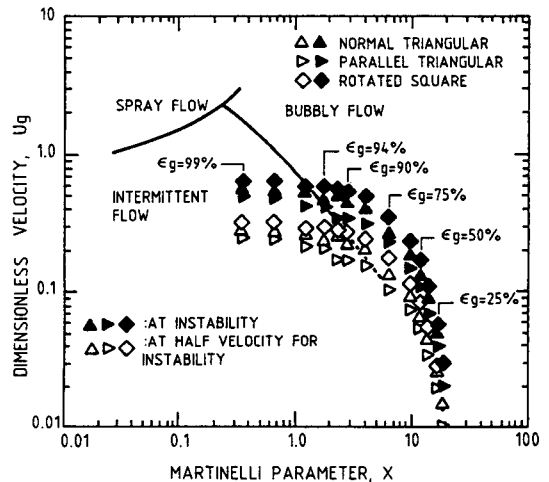


Fig. 3 Flow regime map for several bundle configurations at the flow conditions for fluid-elastic instability and for damping measurements ; $p/d=1.22$ tube bundles

역도 (flow regime map)는 각각의 보이드율에서 Whalley⁽¹⁰⁾ 방법을 사용하여 만들어졌다. Fig. 3은 $p/d=1.22$ 인 튜브군들의 유동영역도로서 Martinelli인자, X , 와 무차원 가스속도, U_g ,로 유체 탄성 불안정성을 야기시키는 유속과 이 유속의 1/2에서 고찰되었다. Martinelli인자, X , 와 무차원 가스속도, U_g ,는 다음과 같이 정의된다.

$$X = \left(\frac{1 - \epsilon_g}{\epsilon_g} \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_g} \right)^{0.4} \cdot \left(\frac{\mu_l}{\mu_g} \right)^{0.1} \quad (8)$$

$$U_g = \frac{\dot{m}_g}{[d_{eg} \cdot \rho_g (\rho_l - \rho_g)]^{0.5}} \quad (9)$$

여기서, d_e 는 최소 유동면적의 등가직경으로서 $d_e \approx 2(p-d)$ 이고, g 는 중력가속도이다.

Fig. 3에서 볼 수 있듯이, 보이드율 80~90% 이하에서 실험유량은 주로 기포유동 (bubbly flow) 영역에 위치한 반면에 보이드율 80~90% 이상에서는 간헐적 유동 (intermittent flow) 영역에 위치했다. 이같은 현상은 실험하는 동안 육안관찰 및 사진촬영을 통해서도 확인되었다. 보이드율 25%, 50%, 75%, 90% 및 97% 에서 촬영한 유동영역은 수직으로 흐르는 2상 유체의 변동 (fluctuating) 성질 때문에 선명하지 않았다. 각각의 보이드율에서의

사진결과와 육안관찰로부터 Fig. 4와 같은 도시적인 유동형태를 관찰하였다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이, 2상 혼합물(공기-물)은 유선 (stream line)을 형성하며 튜브 사이를 통과하는 반면에 주로 액체 (물)는 튜브의 상부 및 하부 구역에 정체하고 있음을 알 수 있었다. 이와같은 현상은 보이드율이 낮을수록 뚜렷했고, 보이드율 90% 이상에서 유동영역은 2상 혼합물과 액체 사이에 주기적인 변동현상이 발생하여 유로 (flow path)가 거의 형성되지 않았다.

3. 진동응답거동

3.1 진동응답치

실험은 각각의 보이드율에서 질량유동률을 변화시키면서 수행하였다. 보이드율은 5~99% (특히 90% 이상)에서 변화시켰으며, 질량유동률은 일정한 보이드율에서 튜브에 유체탄성 불안정성 현상이 일어날 때까지 증가하였다. 진동응답치는 RMS미터를 사용하여 유동방향과 유동의 수직방향에서 측정하였다.

Fig. 5는 일정한 보이드율에서 질량유동률의 증가에 따른 튜브 응답스펙트럼인데, 튜브의 진폭은 저유량에서 점진적으로 증가하다가 임의 유량에 도달하면 갑자기 커지는 현상을 보였다. 유체탄성 불안정성 현상을 일으키는 유량에서 튜브의 스펙트럼은 폭이 매우 좁은 peak을 나타냈다. 이것은 유체탄성 불안정성 현상의 특성으로서 튜브의 감쇠값이 갑자기 작아짐을 뜻한다. Fig. 5에서 볼 수 있듯이, 유동방향의 스펙트럼에서 저주파수 ($\approx 4.0\text{Hz}$ 이하)의 진폭이 상당히 크게 나왔다. 이같은 현상은 중간 보이드율 ($\epsilon_g=50\sim 90\%$)의 고유량과 90% 이상의 보이드율에서 현저했는데, 이것은 수직인 2상 유동실험시설에서 종종 나타나는 현상으로 유동의 흐름이 불연속 현상을 주기적으로 나타내어서 실험시설을 가진 하는 현상 (jogging phenomena)이다. 진동응답치 측정시 이같은 현상은 high-pass 필터를 사용하여 제거하였다.

Fig. 6은 $p/d=1.22$ 인 튜브군의 진동응답치이다. 저유량에서 튜브거동은 주로 난류유동에 의해 가진되어서 튜브의 진동방향(유동방향과 유동의 수직방향)에 관계없이 비슷한 진폭을 나타냈다. 그러나 유체탄성 불안정성 현상이 시작되는 유량에서 튜브 진폭은 유동의 수직방향에서 더 크게 나왔다.

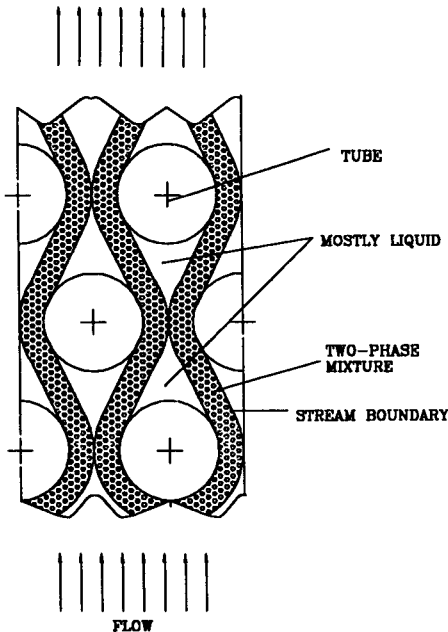


Fig. 4 Typical flow pattern : two-phase mixture streaming through tube bundle

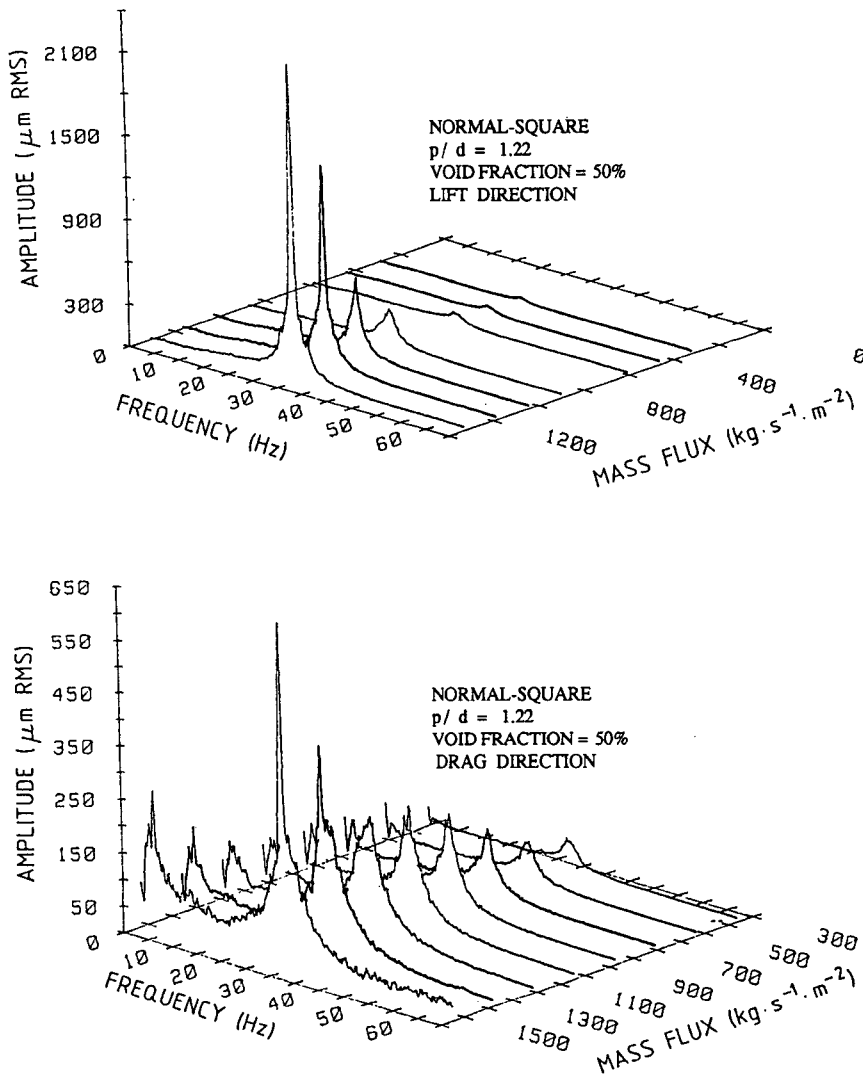


Fig. 5 Vibration response spectra for increasing mass flux including fluid-elastic instability conditions

3.2 지지조건에 따른 진동응답 비교

튜브군의 지지조건에 따른 튜브의 진동응답치를 측정하였다. Fig. 7는 외팔보 튜브군과 고정 튜브군의 응답치 비교이다. 대체로 저유량에서 튜브진폭은 지지조건에 관계없이 거의 일정하였는데, 이것은 튜브에 작용하는 랜덤 가진력이 인접한 튜브의 거동으로부터 거의 영향을 받지 않음을 의미한다. 반면에 유체탄성 불안정성 현상은 고정 튜브군의 튜브가 외팔보 튜브군의 튜브보다 훨씬 높은 유량에서 발생하였다. Fig. 7에서와 같이 단상유동($\epsilon_g = 0\%$)에서 유체탄성 불안정성에 도달하는 질

량유동률은 두가지 지지조건 of 튜브군에서 거의 동일한 값을 보인 반면에 보이드율이 증가함에 따라서 고정 튜브군은 외팔보 튜브군보다 훨씬 높은 유량에서 발생했다. 일례로써, 96% 보이드율에서 유체탄성 불안정성에 도달하는 고정 튜브군의 유량은 외팔보 튜브군 보다 2배 이상 높았다. 그러므로 본 논문에서는 더 보수적인 실험결과를 얻기 위해 외팔보 튜브군을 사용하여 2상 횡유동에서 유체탄성 불안정성을 야기하는 유량을 측정하였다.

이같은 현상은 아직까지 잘 밝혀지지 않은 현상인데, 단상유동(물)에서 Gorman⁽¹¹⁾, Lever와

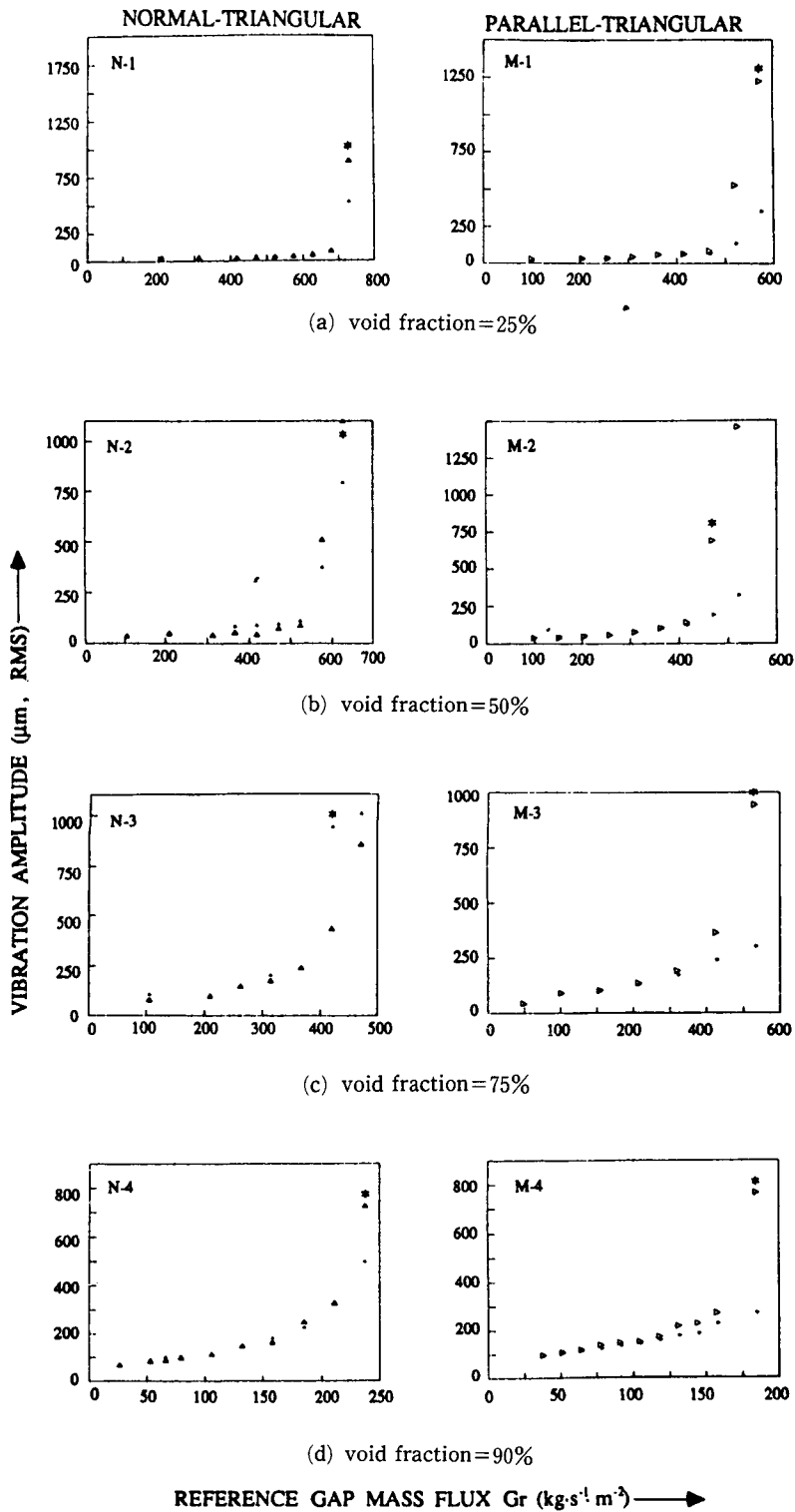


Fig. 6 Typical vibration response curves of $p/d = 1.22$ -stars : instability threshold ; large symbols : vibration in lift direction ; small symbols : vibration in drag direction

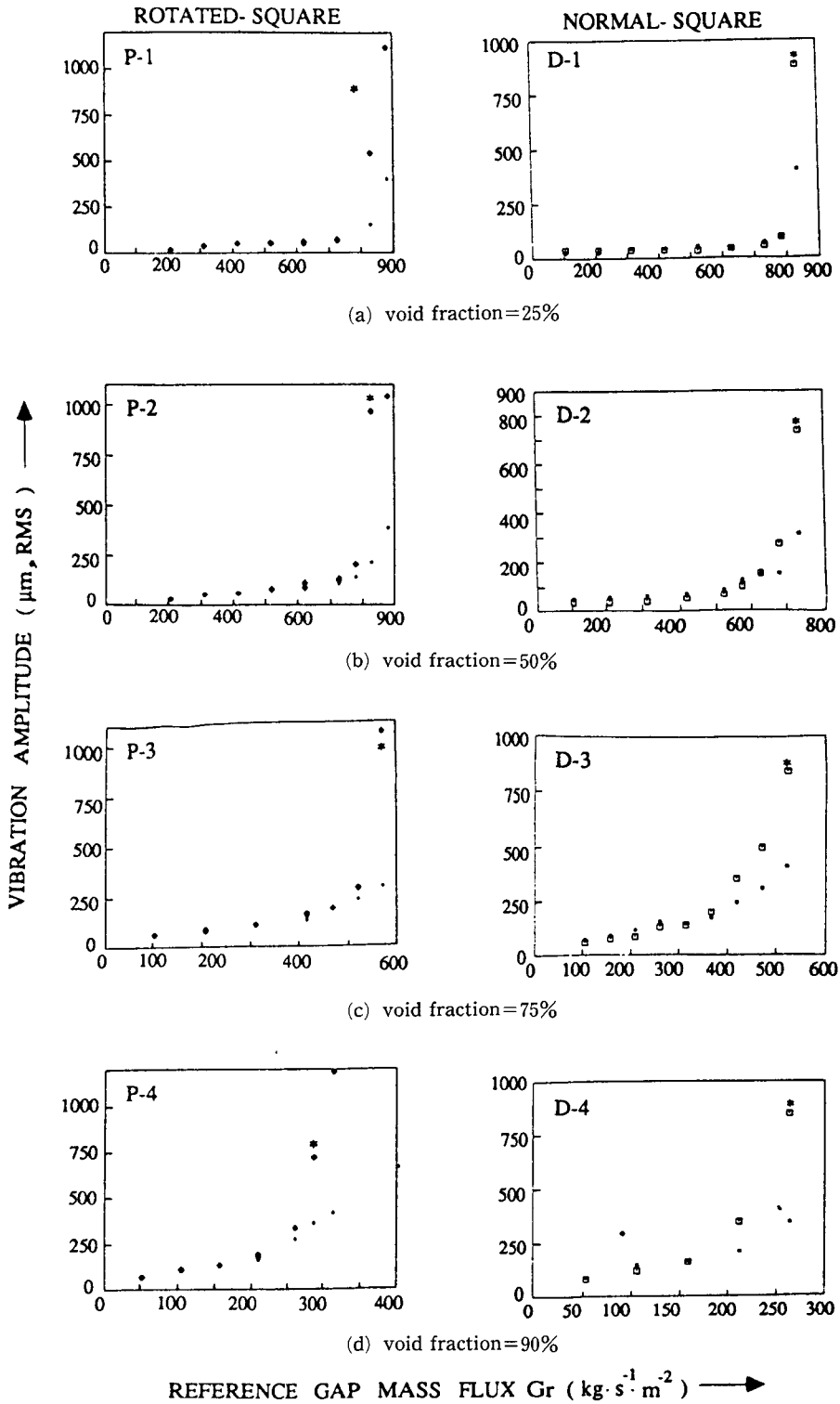


Fig. 6 Typical vibration response curves of $p/d=1.22$ -stars : instability threshold ; large symbols : vibration in lift direction ; small symbols : vibration in drag direction(continuous)

Weaver⁽¹²⁾는 인접한 튜브들의 거동은 튜브의 유체 탄성 불안정성에 영향을 미치지 않는다고 한 반면에 Price와 Paidoussis⁽¹³⁾는 고정 튜브군과 외팔보 튜브군의 유체탄성 불안정성 거동은 현저하게 상이하다고 했다. 이처럼 위의 현상이 2상 유동에 국한

되는 거동인지 또는 유체탄성 불안정성 메카니즘의 고유한(generic) 거동인지 더 연구되어야 한다.

3.3 인접튜브의 유체동력학적 커플링

인접해 있는 두 튜브사이의 유체동력학적 커플링

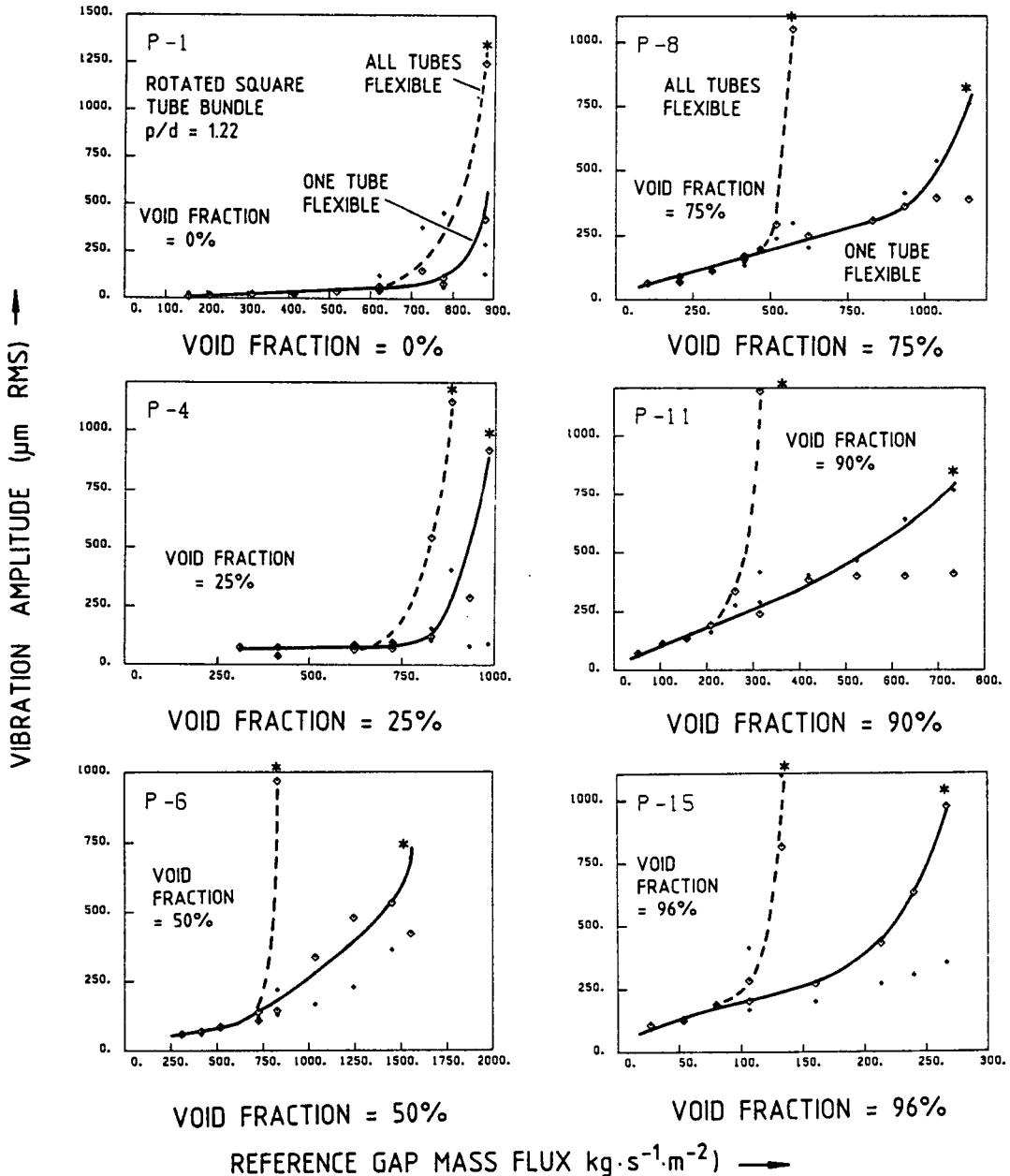


Fig. 7 Vibration response : comparison between flexible tube bundle and one flexible tube surrounded by rigid tubes for rotatedsquare tube bundle, $p/d=1.22$ —stars : instability ; large symbols : lift direction ; small symbols : drag direction

특성을 조사하기 위해 기여도 함수(coherence function)를 측정하였다. 유체동력학적 커플링 현상을 증대시킬 수 있도록 $p/d=1.22$ 인 정상각형 튜브군이 사용되었다. 기여도함수는 유동 방향과 유동의 수직방향에서 나란히(side-by-side) 위치한 두 튜브와 한열 뒤(one-behind-the other) 위치한 두 튜브사이에서 측정하였다. 기여도 함수, $\gamma_{12}(f)$, 는 다음과 같이 정의된다.

$$\gamma_{12}(f) = |S_{12}(f)|^2 / [S_{11}(f) \cdot S_{22}(f)] \quad (10)$$

여기서 $S_{12}(f)$ 는 cross-power spectral density 함수이고, $S_{11}(f)$ 와 $S_{22}(f)$ 는 각각 튜브 1과 튜브 2의 auto-power spectral density 함수이다.

기여도함수는 질량유동률비(mass flux ratio ; \dot{m}_r / \dot{m}_{rc}) 0.2, 0.5, 0.8 및 1.0에서 측정하였는데, 여기서 질량유동률비란 기준 값 질량유동률을 유체

탄성 불안정성을 일으키는 임계질량유동률로 나눈 값이다. 여기에 언급된 기여도함수 결과는 튜브의 주요 응답주파수에서의 값이다. Fig. 8은 일정 보이드율에서 질량유동률비에 따른 기여도함수 값이다. 질량유동비 0.8 이하에서 기여도함수 값은 모든 보이드율에서 비슷하게 0.4이하로써 낮았으나, 단상유동(물)에서의 기여도함수 값은 모든 질량유동률비에서 2상 유동에서의 것 보다 상대적으로 매우 컸다. 이것은 인접한 튜브간의 유체동력학적 커플링이 2상 유동에서 보다 단상유동에서 강함을 의미한다. 튜브의 진동방향에 따른 기여도 함수값은 차이없이 비슷한 경향을 보였다.

Fig. 8에서 볼수 있듯이, 질량유동률비 1.0, 즉 유체탄성 불안정성 상태에서, 에서 기여도 함수값은 보이드율이 증가함에 따라 감소하는 현상을 보였다. 특히 85% 이상의 보이드율에서 기여도 함수값은

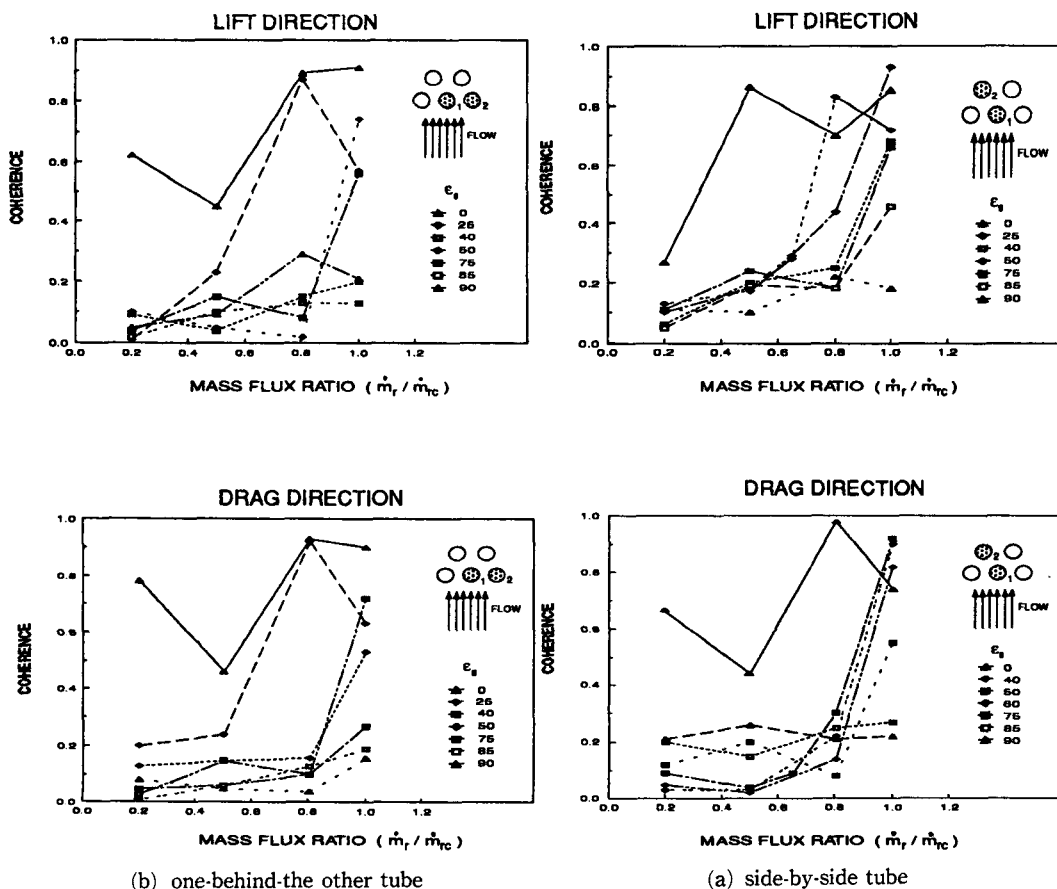


Fig. 8 Coherence between the response of adjacent tube for normal triangular tube bundle of $p/d=1.22$

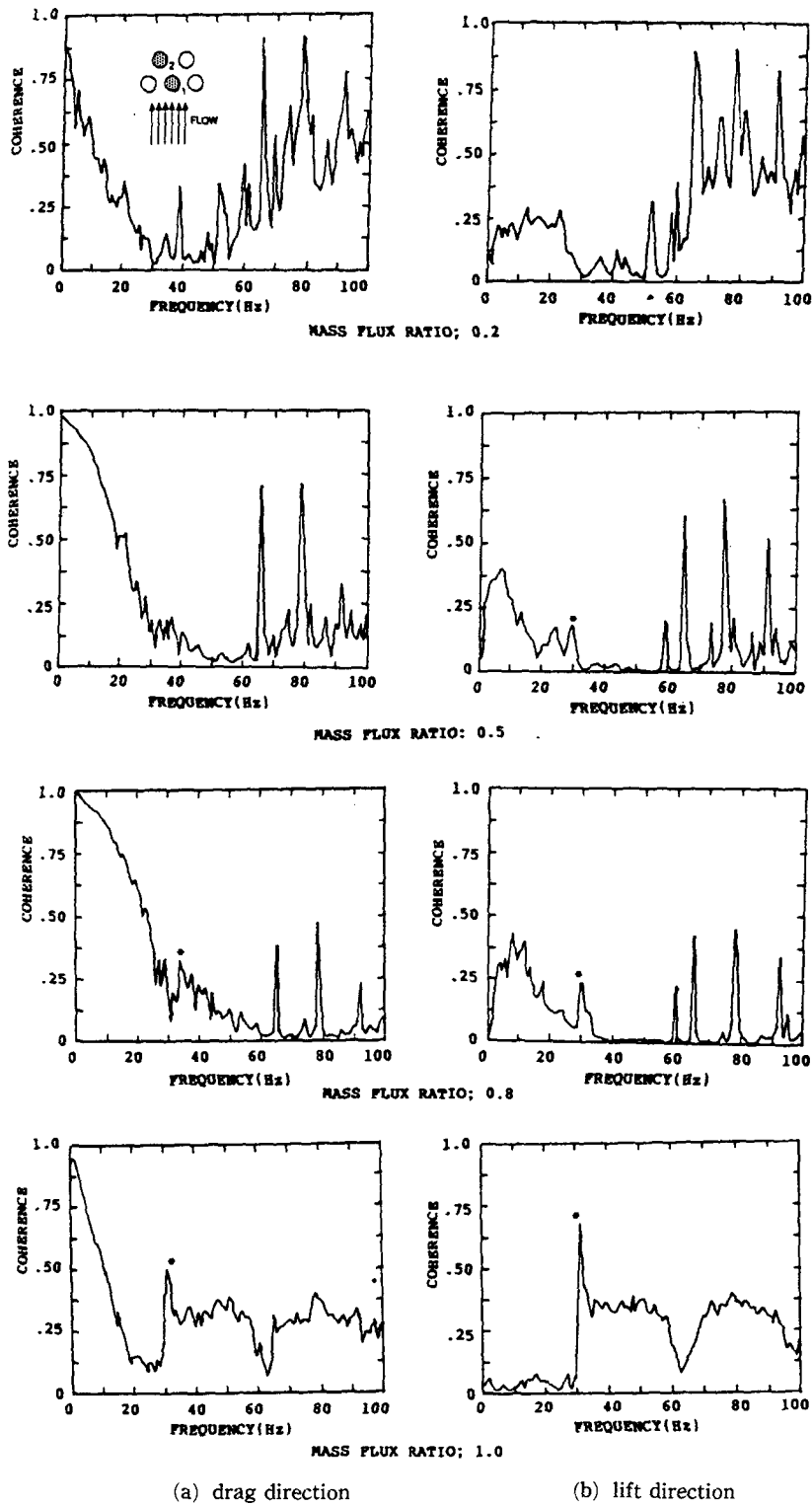


Fig. 9 Typical coherence spectrum of adjacent tube for normal tube bundle of $p/d=1.22$ at void fraction 75% - * : main response frequency of the tube

급격히 감소하여 0.2 이하였다. 일정한 보이드율에서 기여도함수는 질량유동률비가 증가할 수록 증가하여 질량유동률비 1.0에서 최대값을 나타냈다. Fig. 9는 보이드율 75% 에서의 질량유동률비에 따른 기여도함수 스펙트럼이다. 이상과 같은 현상은 튜브의 유체탄성 불안정성을 설명하는데 중요한데, 왜 이런 현상이 나타났는지 명확하지는 않지만 아마도 간헐적 유동의 고유한 특성인 듯하다.

4. 유체탄성 불안정성

4.1 유체탄성 불안정성 메카니즘

튜브군 내의 한 튜브의 유체동력학적 힘은 그 튜브를 에워싸고 있는 인접한 튜브들의 거동에 의해 영향을 받는다. 이같은 현상은 유체동력학적 힘과 튜브거동 사이에 상호연관 작용이 튜브변위 및 동위상에 비례하는 유체동력학적 힘성분을 유발할 때 가능하다. 유체탄성 불안정성 현상은 한 주기운동 동안에 튜브의 감쇠에 의해 소모된 에너지 보다 튜브가 유체로부터 흡수한 에너지가 더 커질때 일어난다.

Connors⁽¹⁴⁾는 무차원 유속, V_r/fd , 과 무차원 질량-감쇠, $2\pi\zeta m/\rho d^2$, 항으로 유체탄성 불안정성을 다음과 같이 수식화 했다. 튜브 전장에 걸쳐서 일정 유량을 받고 있는 튜브군의 경우,

$$V_r/fd = K(2\pi\zeta m/\rho d^2)^n \tag{11}$$

여기서 V_r 은 기준 겹 유속으로써 질량유동률을 2상 혼합물의 균질한 밀도로 나눈 값이고, f 는 유

체중 튜브의 고유진동수, m 은 수력학적 질량이 추가된 단위 길이당 튜브질량, 그리고 ζ 는 유체중 튜브의 감쇠비이다. n 은 지수로써 약 0.5로 알려졌다⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾. 겹 유속(V_r) 또는 겹 질량유동률(\dot{m}_r), 고유진동수(f) 및 튜브의 감쇠비(ζ) 등은 유동실험으로부터 구할 수 있으므로 식 (11)로부터 유체탄성 불안정성 상수, K ,를 구할 수 있다. 이론적으로 유체탄성 불안정성 현상이 일어날 때 튜브의 진폭은 매우 커져야 하지만, 실제적으로 유체탄성 불안정성 현상이 일어날 때의 임계유속(V_{rc}) 또는 임계질량유동률(\dot{m}_{rc})은 항상 잘 정의되지 않는다. 이것은 2상 유동의 비선형성과 2상 유동의 성질에 기인하는 현상이다. Fig. 6은 실험된 튜브군들의 진동응답커브인데, 대부분의 경우에 유체탄성 불안정성이 일어나는 유량이 잘 정의(예; $N-1$, $M-4$, $P-2$, $D-1$ 등) 되지만 그렇지 않은 경우(예; $N-4$, $M-2$, $D-3$ 등)도 있었다. 그러므로 본 연구에서는 튜브진폭이 $750\mu\text{m}$ (양단 고정 튜브의 경우에 $250\mu\text{m}$ 에 해당함) 이상일 때의 유량을 유체탄성 불안정성이 시작되는 질량유동률로 잡았다. 이것은 대부분의 열교환기에서 튜브지지대 구멍과 튜브 외경사이의 간극이 $330\mu\text{m}$ 이므로 튜브가 튜브 지지대 내벽에 충돌을 피할 수 있는 진폭이다. Fig. 6에는 튜브진폭이 $750\mu\text{m}$ 이상이 될 때를 별표(*)로 표시하였으며, 이때의 질량유동률이 유체탄성 불안정성 상수를 계산시 사용되었다.

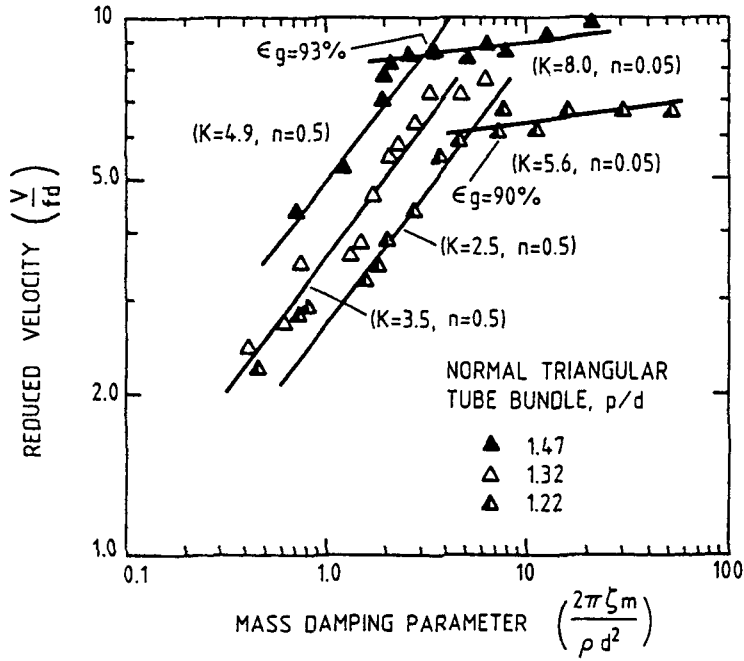
4.2 유체탄성 불안정성 결과

Table 2에는 $p/d=1.22$ 인 튜브 배열형상에 따른

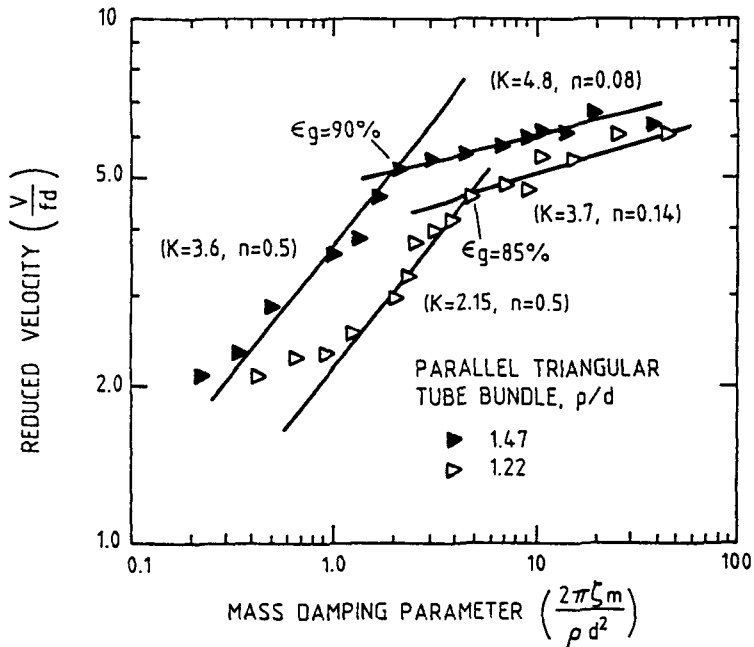
Table 2 Summary of test conditions and results for damping in rigid bundles and fluid-elastic instability in flexible bundles

TEST No.	ϵ_g (%)	\dot{m}_r (kg.s ⁻¹ .m ⁻²)	f (Hz)	ζ (%)	ρ (kg.m ⁻³)	V_{rc} (m/s)	m (kg/m)	V_{rc}/fd	$\frac{2\pi\zeta m}{\rho d^2}$	K	
Normal-	N-3	5	677.9	24.9	2.0	950	0.71	0.58	2.20	0.46	3.25
Triangular	N-5	15	782.4	25.3	3.0	850	0.92	0.56	2.80	0.73	3.26
$p/d=1.22$	N-7	25	730.4	26.1	3.2	750	0.97	0.53	2.87	0.82	3.16
	N-9	40	678.4	27.1	5.2	600	1.13	0.49	3.21	1.59	2.54
	N-11	50	626.7	28.1	5.4	501	1.25	0.46	3.43	1.82	2.54
	N-13	60	574.7	28.7	4.9	401	1.43	0.44	3.84	2.00	2.72
	N-15	75	419.0	29.5	4.8	201	1.67	0.41	4.35	2.73	2.63
	N-17	80	419.7	29.8	4.8	151	2.09	0.41	5.45	3.70	2.83
	N-19	85	341.4	29.8	4.7	151	2.26	0.41	5.84	4.69	2.70
	N-21	90	237.4	29.8	4.9	101	2.35	0.41	6.06	7.23	2.26
	N-23	92	211.7	30.1	4.3	81	2.61	0.40	6.67	7.77	2.39

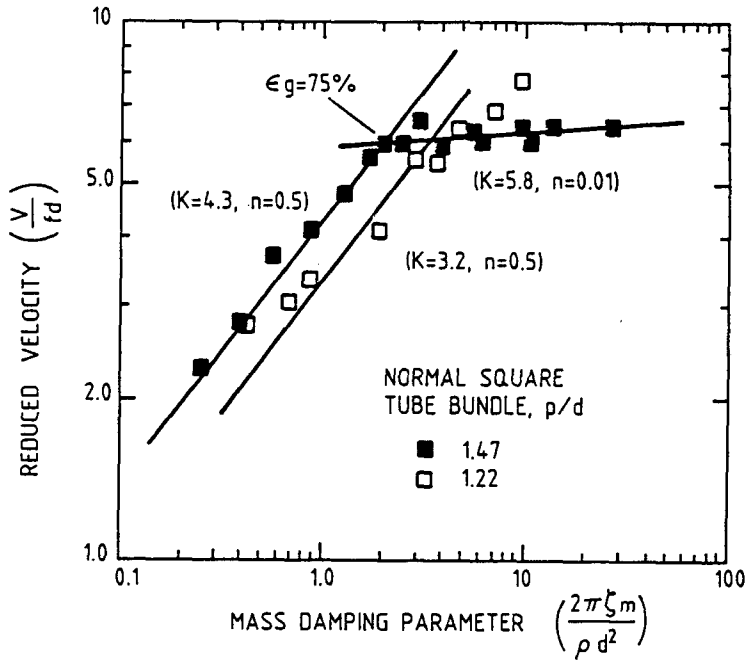
	N-25	94	146.3	30.1	4.7	61	2.39	0.40	6.12	11.35	1.82
	N-27	96	107.5	30.1	4.5	41	2.61	0.40	6.68	15.97	1.67
	N-29	98	55.5	30.2	4.3	21	2.62	0.39	6.68	29.51	1.23
	N-31	99	29.4	30.4	4.0	11	2.63	0.39	6.65	51.88	0.92
Parallel-Triangular $p/d=1.22$	M-1	5	635.7	24.7	1.8	950	0.67	0.59	2.08	0.41	3.27
	M-2	15	631.1	25.1	2.6	850	0.74	0.57	2.27	0.65	2.82
	M-3	25	578.7	25.7	3.4	750	0.77	0.54	2.31	0.92	2.41
	M-4	40	520.0	26.3	3.8	600	0.87	0.52	2.53	1.22	2.29
	M-5	50	526.6	27.2	5.5	501	1.05	0.49	2.97	1.99	2.11
	M-6	60	474.3	28.2	5.4	401	1.18	0.45	3.23	2.27	2.14
	M-7	70	422.2	28.9	4.7	301	1.40	0.43	3.74	2.50	2.36
	M-8	75	369.8	28.6	4.8	251	1.47	0.44	3.96	3.10	2.25
	M-9	80	317.5	29.4	4.8	201	1.58	0.42	4.13	3.72	2.14
	M-10	85	264.8	29.3	4.6	151	1.75	0.42	4.60	4.69	2.12
	M-11	90	186.2	29.4	4.5	101	1.84	0.42	4.82	6.89	1.84
	M-12	92	146.2	29.3	4.7	81	1.80	0.42	4.73	9.01	1.58
	M-13	94	128.8	29.7	4.2	61	2.11	0.41	5.46	10.35	1.70
	M-14	96	86.8	29.9	4.1	41	2.11	0.40	5.43	15.05	1.40
	M-15	98	50.3	30.3	3.5	21	2.38	0.39	6.03	24.36	1.22
	M-16	99	26.7	30.5	3.4	11	2.39	0.39	6.02	43.19	0.92
Normal-Square $p/d=1.22$	D-7	5	834.3	24.8	1.9	950	0.88	0.59	2.72	0.43	4.13
	D-11	15	834.5	25.2	2.8	850	0.98	0.57	3.00	0.69	3.60
	D-15	25	834.7	25.9	3.3	750	1.11	0.54	3.30	0.87	3.54
	D-19	50	731.1	27.7	5.4	501	1.46	0.47	4.06	1.89	2.95
	D-23	75	523.9	29.1	4.6	251	2.09	0.43	5.53	2.91	3.24
	D-27	80	419.7	29.5	4.8	201	2.09	0.41	5.45	3.70	2.83
	D-31	85	368.1	29.6	4.6	151	2.44	0.41	6.34	4.70	2.93
	D-35	90	264.3	29.6	4.7	101	2.61	0.41	6.80	7.07	2.56
D-39	93	212.7	29.8	4.5	71	2.99	0.41	7.73	9.61	2.49	
Rotated-Square $p/d=1.22$	P-2	5	733.6	25.6	1.9	950	0.77	0.55	2.32	0.41	3.60
	P-3	15	733.8	26.0	2.1	850	0.86	0.53	2.55	0.48	3.69
	P-4	25	825.9	26.4	3.1	750	1.10	0.52	3.21	0.79	3.61
	P-5	40	825.9	27.7	4.4	600	1.38	0.47	3.82	1.26	3.40
	P-6	50	826.6	29.3	4.9	501	1.65	0.42	4.34	1.53	3.50
	P-7	60	735.1	29.8	4.1	401	1.83	0.41	4.74	1.55	3.81
	P-8	75	569.6	30.6	3.4	251	2.27	0.38	5.71	1.92	4.12
	P-9	80	519.1	30.9	3.3	201	2.58	0.38	6.43	2.28	4.26
	P-10	85	416.3	31.1	3.2	151	2.76	0.37	6.82	2.90	4.00
	P-11	90	286.9	31.3	2.6	101	2.84	0.37	6.98	3.51	3.72
	P-12	92	235.6	31.3	2.6	81	2.90	0.37	7.14	4.34	3.43
	P-13	94	184.0	31.4	2.5	61	3.01	0.36	7.37	5.48	3.15
	P-14	95	158.3	31.5	2.2	51	3.10	0.36	7.56	5.83	3.13
	P-15	96	119.5	31.4	2.4	41	2.90	0.36	7.11	7.81	2.54
	P-16	97	93.8	31.4	2.4	31	3.01	0.36	7.37	10.41	2.29
	P-17	98	65.6	31.4	2.1	21	3.10	0.36	7.59	13.33	2.08
	P-18	99	34.6	31.5	2.1	11	3.09	0.36	7.55	24.82	1.52



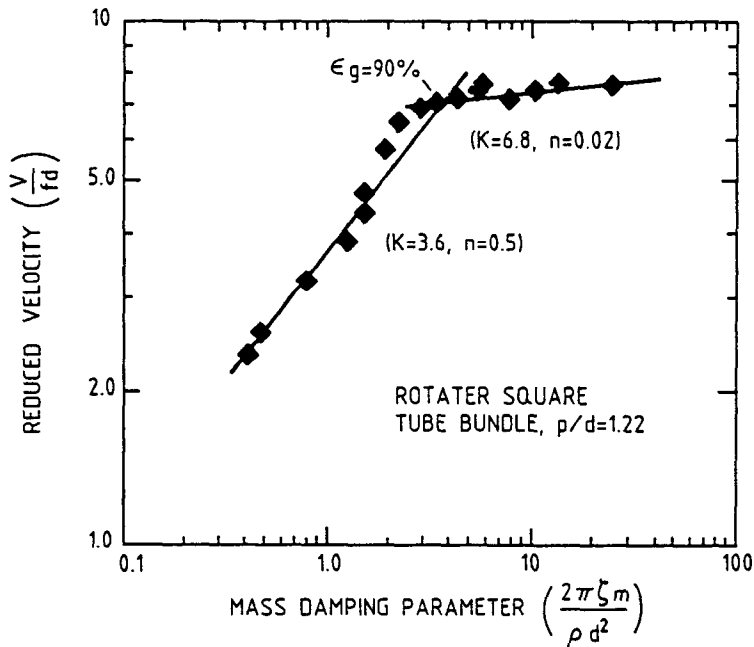
(a) normal triangular tube bundle



(b) parallel triangular tube bundle

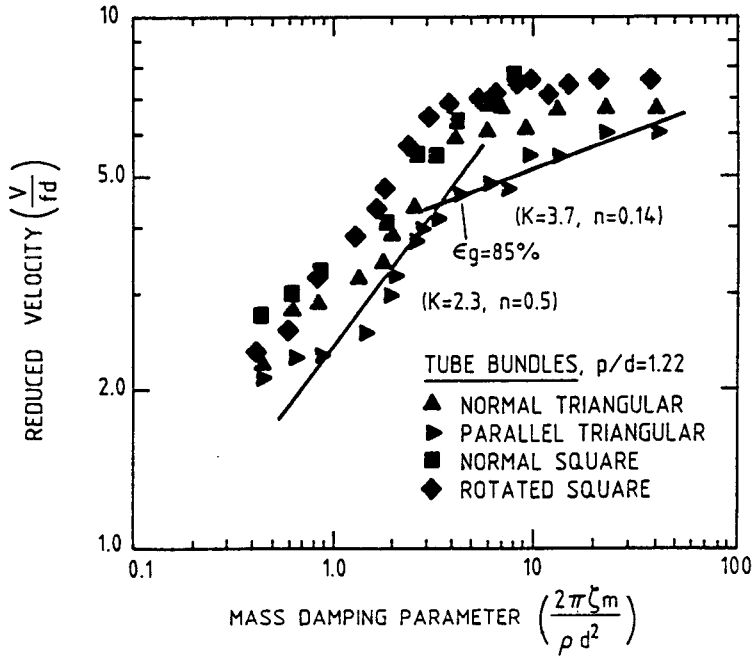


(c) normal square tube bundle

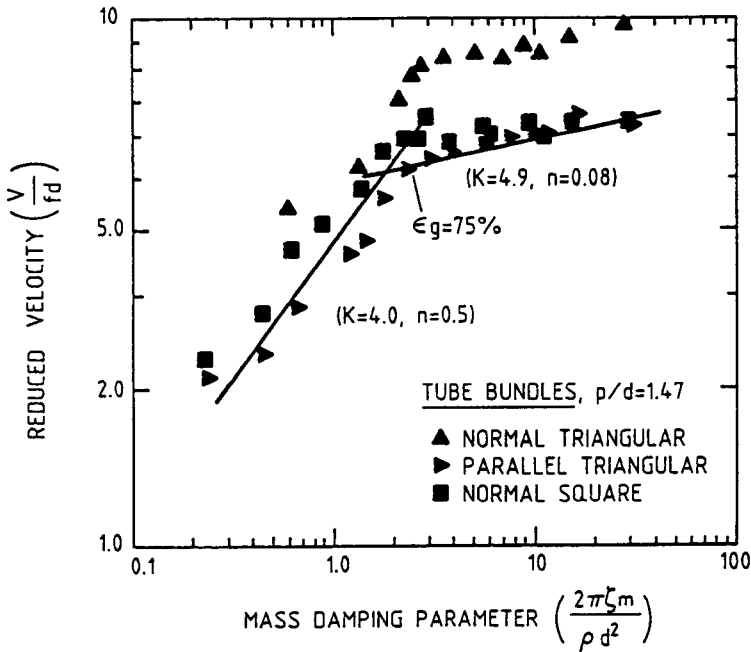


(d) rotated square tube bundle

Fig. 10 Fluid-elastic instability results in two-phase cross-flow effect of p/d



(a) $p/d=1.22$



(b) $p/d=1.47$

Fig. 11 Fluid-elastic instability of tube bundles of $p/d=1.22$ and $p/d=1.47$

4가지 튜브군에 대한 무차원 항 V_{rc}/fd 와 $2\pi\zeta m/\rho d^2$ 의 계산값과 튜브의 감쇠값을 비롯한 모든 유도인자가 기술되어 있다. 여기에 언급된 유체탄성 불안정성 상수, K ,는 $n=0.5$ 일때의 값이며 K 값 계산시 사용된 튜브의 감쇠값은 고정-단순 지지조건을 갖는 튜브군에서 유체탄성 불안정성 현상을 일으키는 임계유량의 1/2 유량부근에서 측정하였다. 2상 횡유동에서 튜브군들의 감쇠값은 참고문헌⁽⁹⁾에 자세히 기술되어 있다. 튜브피치 대 직경비 (p/d)가 튜브군의 유체탄성 불안정성 상수에 미치는 영향을 고찰하기 위해서 참고문헌⁽¹⁷⁾에서 $p/d=1.32$ 및 1.47 튜브군의 K 값을 인용하였다.

Fig. 10 및 Fig. 11은 p/d 및 튜브군 배열형상에 따른 유체탄성 불안정성 결과인데, 대체로 두 영역으로 구분되고 있다. 보이드율 80~90% 근처에서 식 (11)의 $2\pi\zeta m/\rho d^2$ 의 n 값이 크게 변하여 보이드율 80~90% 이하 및 이상에서 각각 0.5 및 0.1 이하로 나타났다. 이같은 현상은 보이드율에 따른 유동영역도의 변화에 기인하는 것으로 예상되는데, Fig. 3에서 볼 수 있듯이 보이드율 80~90%영역은 실험유량이 기포유동에서 간헐적 유동으로 바뀌는 천이구역이다. 보이드율 80~90% 이하의 기포유동에서 유체탄성 메카니즘은 $n=0.5$ 인 식 (11)을 만족하는 반면에 간헐적 유동에서의 거동은 아주 상이했는데, 이것은 이전에 관찰되지 않은 현상이다. Pettigrew와 Gorman⁽¹⁾ 및 Axisa 등⁽⁷⁾도 보이드율 90% 이상에서 실험을 수행하였지만 그들의 실험은 간헐적 유동영역에서는 수행되지 않았다. 이처럼 2상 횡유동에서 유동영역은 유동관련 진동해석시 매우 중요한 고려사항이다.

동일형상의 튜브군에서 유체탄성 불안정성 현상은 p/d 가 작을수록 낮은 질량유동률에서 발생했다. 이것은 p/d 가 작을수록 유체탄성 불안정성을 일으키는 데 필요한 인접한 튜브간의 유체동역학적 커플링 현상이 증가하기 때문이다. 특히 Fig. 10(a)는 p/d 가 다른 3가지 정삼각형 튜브군이 유체탄성 불안정성에 미치는 영향을 보이고 있다. 유체탄성 불안정성 상수, K ,는 $p/d=1.47$, 1.32 및 1.22 일때 각각 약 4.9, 3.5 및 2.5로써 다음과 같이 무차원 유로폭, $(p-d)/d$,에 밀접한 관련이 있었다.

$$K \propto (p-d)/d \quad (12)$$

또는 $K_{(1.47)}/K_{(1.32)}=4.9/3.5 \approx 0.47/0.32 \approx 1.4$

$$K_{(1.32)}/K_{(1.22)}=3.5/2.5 \approx 0.32/0.22 \approx 1.4$$

이같은 관계는 단상유동 보다 2상 유동에서 더 밀접한 것 같으며 평행삼각형 및 정사각형 튜브군에서도 비슷한 비례관계가 존재했다.

Fig. 11에서 볼 수 있듯이, p/d 가 동일한 튜브군에서 평행삼각형 튜브군이 제일 낮은 유속에서 유체탄성 불안정성현상에 도달했다. 이같은 현상은 $p/d=1.22$ 및 1.47 튜브군 모두에서도 동일한 결과를 얻었는데, 이에 대한 이유는 분명하지 않지만 실험시 관찰된 것에 근거하면 평행삼각형 튜브군의 유로가 정삼각형, 정사각형 및 마름모 사각형 튜브군 보다 더 뚜렷이 형성되었다. 그렇지만 현실적으로 튜브군의 형상에 따른 설계상 이점은 거의 없다고 할 수 있는데, 이것은 열교환기 설계시 모든 튜브군의 형상이 한 열교환기 내의 튜브 배열에서 가능하기 때문이다. 그러므로 열교환기 설계시 유동관련 진동에 의해 야기되는 튜브손상을 방지하기 위해서는 튜브군의 형상에 관계없이 제일 작은 유체탄성 불안정성 상수를 사용해야 한다.

5. 결 론

2상 횡유동을 모의한 공기-물 혼합물에서 $p/d=1.22$ 인 삼각형 및 사각형 형상의 열교환기 튜브군 4가지에 대해 유체탄성 불안정성을 고찰하였다. 기포유동과 간헐적 유동영역에 걸쳐서 외팔보 튜브군과 고정 튜브군을 가지고 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 유체탄성 불안정성 거동은 실험유량의 유동영역, 즉 기포유동과 간헐적 유동에 따라서 매우 상이했다.

(2) 고정 튜브군은 외팔보 튜브군 보다 훨씬 높은 유속에서 유체탄성 불안정성이 시작되었다.

(3) 유체탄성 불안정성하에서 인접한 튜브간의 유체동력학적 커플링 현상을 나타내는 기여도 합수는 보이드율이 증가함에 따라 급격히 감소하였다.

(4) 기포유동 영역에서 유체탄성 불안정성은 $V_r/fd=K(2\pi\zeta m/\rho d^2)^{0.5}$ 관계식을 만족했다.

(5) 기포유동 영역에서 $p/d=1.22$ 튜브군의 경우에 유체탄성 불안정성 상수 K 는 2.3이었다.

(6) 유체탄성 불안정성 상수는 무차원 유로폭, $(p-d)/d$,에 대체로 비례했다. 즉, $K \propto (p-d)/d$.

(7) 동일한 p/d 의 튜브군에서 유체탄성 불안정

성 상수는 튜브군의 형상에 따라 큰 차이가 없었다.

(8) 유체탄성 불안정성을 일으키는 최소 임계유속은 평행삼각형 튜브군에서 발생했다.

(9) 간헐적 유동영역에서 유체탄성 불안정성은 Connors 수식(식 (11))을 따르지 않으며, 매우 낮은 유속에서 유체탄성 불안정성이 일어났다.

후 기

본 연구를 수행하는데 많은 조언을 해주신 캐나다 Chalk River Nuclear Laboratories 의 M.J. Pettigrew와 J.H. Tromp께 깊이 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Taylor, C.E., Pettigrew, M.J., Axisa, F. and Villard, B., 1986, "Experimental Determination of Single and Two-Phase Cross Flow-Induced Forces," Flow-Induced Vibration, ASME PVP Vol. 104, pp. 31~39.
- (2) Pettigrew, M.J. and Gorman, D.J., 1973, "Experimental Studies on Flow-Induced Vibration to Support Steam Generator Design, Part III : Vibration of Small Tube Bundles in Liquid and Two-Phase Cross-Flow," Paper No. 424, International Symposium on Vibration Problems in Industry, Keswick, U.K.
- (3) Heilker, W.J. and Vincent, R.Q., 1981, "Vibration in Nuclear Heat Exchangers Due to Liquid and Two-Phase Flow," ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 103, pp. 358~366.
- (4) Remy, R.M., 1982, "Flow-Induced Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow," Paper 1.9, Proceedings of 3rd Conference on Vibration in Nuclear Plants, Vol. 1, Keswick, U.K, pp. 135~160.
- (5) Nakamura, T., Kanazawa, H. and Sakata, K., 1982, "An Experimental Study on Exciting Force by Two-Phase Cross-Flow, Flow-Induced Vibration of Circular Cylinder Structures", ASME PVP Vol.63, pp. 19~29.
- (6) Hara, F., 1982, "Two-Phase Cross-Flow-Induced Forces Acting on a Circular Cylinder, Flow-Induced Vibration of Circular Cylindrical Structures," ASME PVP Vol.63, pp.9~17.
- (7) Axisa, F., Villard, B., Gibert, R.J., Hetsront, G. and Sundhetmer, P., 1984, "Vibration of Tube Bundles Subjected to Air-Water and Steam-Water Cross-Flow : Preliminary Results on Fluidelastic Instability," Proceedings of ASME, Vol. 2, pp. 269~284, New Orleans.
- (8) Axisa, F., Boheas, M.A. and Villard, B., 1985, "Vibration of Tube Bundles Subjected to Steam-Water Cross-Flow : A Comparative Study of Square and Triangular Arrays," Paper B1/2, 8th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, Brussels.
- (9) 김범식, 손갑현, 김병구, 1989, "2상 횡유동을 받는 튜브집합체의 추가질량과 감쇠", 대한기계학회논문집 제13권 제6호, pp. 1128~1146.
- (10) Whalley, P.B., 1985, "Flow Pattern Maps for the Shell-Side of Shell and Tube Heat Exchangers," HTFS Handbook Sheet TM3.
- (11) Gorman, D.J., 1977, "Experimental Study of Peripheral Problems Related to Liquid Flow Induced Vibration Heat Exchangers and Steam Generators," Paper F6/2, Trans. of 4th International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, San Francisco, Calif., U.S. A.
- (12) Lever, J.H. and Weaver, D.S., 1982, "A Theoretical Model for Fluid-Elastic Instability in Heat Exchanger Tube Bundles," ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 104, pp. 147~158.
- (13) Price, S.K. and Paidoussis, M.P., 1986, "A Constrained-Mode Analysis of the Fluidelastic Instability of Double Row of Flexible Circular Cylinders Subject to Cross-Flow : A Theoretical Investigation of System Parameters," Journal of Sound and Vibration, Vol. 105(1), pp. 121~142.
- (14) Connors, H.J., 1970, "Fluidelastic Vibration of Tube Arrays Excited by Cross-Flow," Proceedings of the Symposium on Flow-Induced Vibration in Heat Exchangers, pp. 42~56, ASME Winter Annual Meeting, New York, U.S. A.

- (15) Pettigrew, M.J., 1981, "Flow-Induced Vibration Phenomena in Nuclear Power Station Components," *Power Industry Research*, Vol. 1, pp. 97 ~ 133.
- (16) Weaver, D.S., and Fitzpatrick, J.A., 1987, "A Review of Flow-Induced Vibrations in Heat Exchangers," Paper A1, Proceedings, International Conference on Flow-Induced Vibrations, Bowness-on-Windermere, England, pp. 1~17.
- (17) Pettigrew, M.J., Tromp, J.H., Taylor, C.E. and Kim, B.S., 1989, "Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow : Part 2-Fluid-Elastic Instability," *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 111, pp. 478~487.