

대형석탄화력발전용 보일러 관군의 Anti-Noise Baffle 설치에 따른 음향공진

Acoustic resonance by Inserting Anti-noise Baffle in the Tube Bank of Boiler
of a Large Fossil Power Plant

방 경 보* · 김 철 흥**
Kyung Bo Bang, Cheol Hong Kim

Key Words: Vortex Shedding Frequency(와류주파수), Acoustic Natural Frequency(음향고유주파수), Dominant Frequency(탁월 주파수), Acoustic Resonance(음향공진), Damping Parameter(댐핑파라미터), Tube Bank(튜브군), Anti-Noise Baffle(배플), Sound Pressure Level(음압레벨)

ABSTRACT

This paper presents phenomena of vibration and noise due to acoustic resonance in tube bank of a large fossil power plant. The phenomena of acoustic resonance may arise when the vortex shedding frequency coincides with the acoustic natural frequency. In this system, dominant frequency of vibration and noise was 37.5Hz. The 3rd acoustic natural frequency calculated was 37.2 Hz. When the difference of vortex shedding frequency and acoustic natural frequency is within $\pm 20\%$, acoustic resonance could occur. If system is the state of acoustic resonance, vibration and noise become large. In order to prevent acoustic resonance, anti-noise baffle should be installed in the tube bank. In the case of installing baffle, we should consider the number of baffle and the effect of acoustic mode due to baffle extension length. To do this, we did acoustic mode analysis. After installing anti-noise baffle, acoustic resonance was disappeared and vibration magnitude and noise level was reduced dramatically.

기호설명

<i>S</i>	: Strouhal number, non-dimensional
<i>V</i>	: Flow velocity, [m/s]
<i>D</i>	: Tube diameter, [m]
<i>W</i>	: Width of duct cavity, [m]
<i>C</i>	: Speed of sound, [m/s]
<i>\Psi</i>	: Damping parameter, non-dimensional
<i>R_{cr}</i>	: Critical Reynolds number
<i>X_L</i>	: Longitudinal spacing/Tube diameter
<i>X_T</i>	: Transverse spacing/Tube diameter

1. 서 론

발전용 보일러에는 열교환(Heat Exchange)을 하기 위해 많은 튜브군(tube bank)이 설치되어 있다. 설치된 튜브내부에는 액체상태의 물이나 증기와 같은 저온상태의 유체가 흐르고 튜브외부에는 고온상태의 연소ガ스가 흐르게 되어 튜브내부 유체에 열을 공급하게 되며 열전달 효율을 증가시키기 위해 튜브배열, 튜브형상 등을 정하게 된다. 튜브와 수직방향으로 유동하는 연소ガ스는 튜브를 지나면서 튜브주변으로 와류(vortex)를 유발하게 된다. 와류주파수(Vortex

shedding frequency)가 튜브를 구성하고 지지하는 duct cavity 의 음향고유주파수(Acoustic Natural Frequency)와 일치할 경우 음향공진(Acoustic Resonance)을 유발하게 된다.

음향공진현상은 다양한 튜브형태와 배열을 가진 여러가지 열교환기에서 광범위하게 나타나는 현상이며 매우 큰 진동과 소음을 발생시켜 구조적인 파손이 일어나거나 과도한 소음 문제를 야기한다⁽¹⁾. 이와 같이 관군내의 튜브는 유동에 의해 항상 진동할 수 있는 환경에 있다. 따라서, 튜브손상과 운전안정성 확보를 위해서는 설계 단계에서 음향공진의 발생 여부를 예측, 평가하여 적절한 방지 대책을 세워야 시간적 경제적 손실을 방지할 수 있다.

본 연구에서는 보일러 튜브군에서 음향공진 발생 시 진동과 소음특성에 대한 현장 사례 소개와 음향공진을 방지하기 위한 대책으로 배플의 설치 개수 및 배플 설치길이를 제시, 배플 설치후의 진동 및 소음저감 효과를 나타내었다.

2. 진동 및 소음측정

당사에서 제작하고 납품한 보일러 Backpass의 튜브군에서 soot blowing 후 과도한 진동 490 μm , p-p 과 함께 소음 95.8 dB(A)이 발생하였다. 따라서 이러한 과대 진동과 소음원인을 규명하기 위하여 보

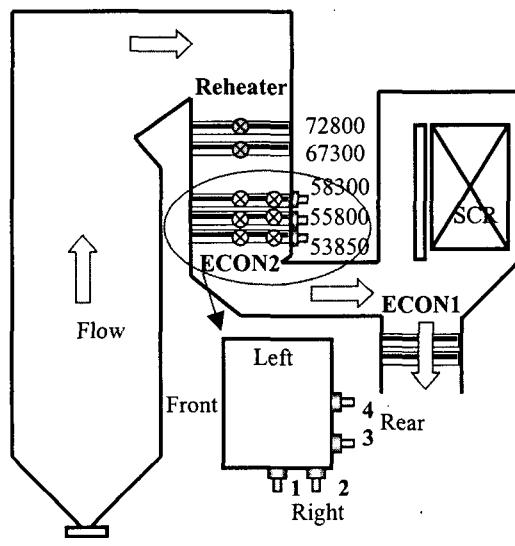
* 두산중공업 기술연구원

E-mail : bang@doosanheavy.com

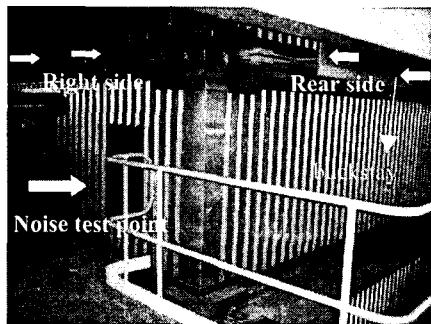
Tel : (055) 278-3721, Fax : (055) 278-8593

** 두산중공업 기술연구원

일러 부하를 600 MW에서 750 MW 까지 50 MW 씩 증가시키면서 진동과 소음측정을 수행하였다. 측정 위치는 Fig. 1 과 같이 하였다. 부하별 진동측정 위치는 Table1 과 같다. 소음측정위치는 ECON2 의 Center 부(Elevation: 55800)에서 측정하였다.



(a) Schematic diagram of test points



(b) Configure of test points

Fig. 1 Test points of vibration and noise

Table1 Test points by load

Load	Positions	Elev.	Test Points	
			Right	Rear
600 MW	Reheater	Upper	72800	1
		Lower	67300	1
650 MW	ECON2	Upper	58300	2
		Center	55800	2
		Lower	53850	2

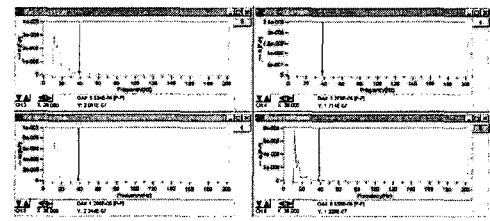
2.1 측정방법

진동 측정을 위해 Fig. 1(b)와 같이 보일러

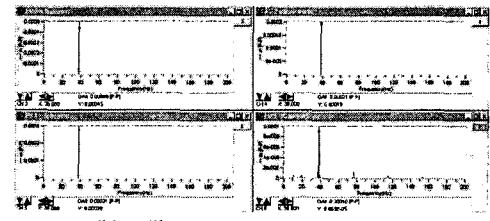
Backpass의 buckstay에 가속도계(accelerometer)를 부착하여 발생하는 진동을 변위(μm , p-p)로 변환, 측정 주파수 범위는 200 Hz로 설정하여 측정하였다. 측정위치는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 Reheater에서 각 elevation에서 1points, ECON2에서 각 elevation에서 4 points 씩 측정하였다. 측정에 사용된 실험장비는 신호분석기(Medallion), 가속도계(B&K4378), 신호증폭기(B&K2635)를 사용하였다.

2.2 진동측정결과

Fig. 2는 부하 600 MW와 750 MW에 대한 진동스펙트럼을 보여준다. 진동측정결과, 600 MW에서는 탁월주파수(Dominant Frequency)가 발생하지 않았으나, 650 MW 이상에서 탁월주파수 37.5 Hz가 발생하면서 진동 크기가 상대적으로 크게 증가하였다. 또한, 700 MW가 증가되면서 주파수는 38.0 Hz로서 약간 증가한 반면, 진동 크기는 최대 490 μm , p-p 까지 증가하였다. Fig. 2(b)의 주파수스펙트럼을 보면, 탁월주파수에 해당하는 성분의 진동크기가 전체 진동 크기의 대부분을 차지함을 알 수 있다.



(a) Vibration spectrum at 600 MW



(b) Vibration spectrum at 750 MW

Fig. 2 Vibration spectrum by load

Fig. 3은 ECON2의 Center부에서 발생된 부하별 진동크기를 그래프로 보여준다.

2.3 소음측정결과

Fig. 4는 부하별 소음스펙트럼을 보여준다. 그림에서 보는 바와 같이 부하 600 MW에서는 탁월주파수가 발생하지 않았으나 부하 650 MW에서 37.5 Hz에 대한 배수에 해당하는 조화(Harmonics) 성분이 나타났으며 부하 700 MW부터는 탁월주파

수는 38.0 Hz로 0.5 Hz가 증가하였다.

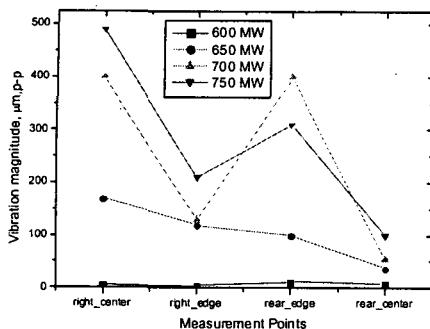


Fig. 3 Vibration magnitude by load at ECON2

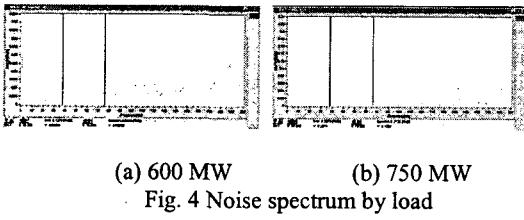


Fig. 4 Noise spectrum by load

Fig. 5는 부하별 소음크기를 보여준다. 소음크기는 750 MW에서 95.8 dB(A)로 증가하였다.

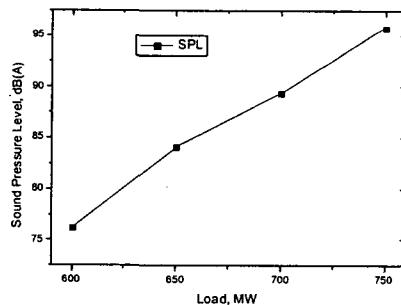


Fig. 5 Sound Pressure Level by load

상기와 같은 진동 및 소음측정 결과 및 분석을 통해, 상기의 현상은 관군을 형성하는 cavity의 음향고유주파수와 관군을 지나가는 유동의 와류주파수의 일치로 인해 발생하는 음향공진(Acoustic Resonance)의 전형적인 현상으로 판단되었다.

측정 Data를 살펴보면, 650 MW에서 37.5 Hz가 주성분이며 750 MW에서는 38.0 Hz로서 0.5 Hz가 증가하였다. 이는 ECON2의 가스온도가 650 MW에서는 358 °C로서 3 번째 음향고유주파수는 37.2 Hz이고 750 MW에서는 가스 온도가 376 °C로서 3 번째 음향고유주파수는 37.7 Hz로 0.5 Hz가 증가되는 것을 계산을 통해 알 수 있다. 이는 보일

러 부하증가로 인하여 가스온도가 상승(18 °C)한 만큼 음향고유주파수도 증가된 것이다.

보일러 부하가 증가되어 와류주파수가 음향고유주파수에 Lock-in 상태로 되기이기 때문에 턱월주파수는 거의 변하지 않고 와류에 의한 에너지만 증가하게 된다. 즉, 턱월주파수는 거의 고정되고 부하에 따라 진동과 소음크기는 증가되는 것으로 판단된다.

3. 음향공진 발생가능성 검토

3.1 Vortex shedding 주파수계산

Vortex shedding 주파수는 다음과 같은 수식을 통해 구할 수 있다.

$$f_{vs} = \frac{SV}{D} \quad (1)$$

여기서,

S : Strouhal number, Non-Dimensional

V : Velocity of flow, m/s

D : Tube diameter, m

식(1)을 이용하여 와류주파수를 계산하면, 40.20 Hz로 계산되었다.

3.2 음향고유주파수계산

음향고유주파수는 식(2)를 통해 구할 수 있다.

$$f_n = \frac{nC}{2W} \quad (2)$$

여기서,

N : 1,2,3,...n 으로서 Harmonic 성분

C : Speed of sound, m/s

W : Width of cavity, m

음향고유 주파수 계산결과 3 차의 음향고유주파수는 37.20 Hz로 계산되었다.

3.3 댐핑 파라미터(Damping Parameter)

댐핑 파라미터, χ 는 음향공진시 공진의 크기를 판정하는 기준으로 Chen⁽²⁾등에 의해 제시된 식(3)과 같은 수식을 이용하여 평가할 수 있다. Table2는 댐핑파라미터, χ 값에 따른 진동평가를 보여준다.

$$\Psi = \frac{R_{cr}}{S} \left(1 - \frac{1}{X_L} \right)^2 \left(\frac{1}{X_T} \right) \quad (3)$$

여기서,

Ψ : Damping parameter, non-dimensional

R_{cr} : Critical Reynolds number

X_L : Longitudinal spacing/Tube diameter

X_T : Transverse spacing/Tube diameter

Table2 Vibration evaluation by damping parameter

χ	Magnitude of vibration
$\chi < 2000$	No vibration
$2000 < \chi < 4000$	Low likelihood of vibration, weak vibration
$\chi > 4000$	High likelihood of vibration, strong vibration

댐평 파라미터 계산결과, χ 는 4297로서 강한 공진영역에 있음을 알 수 있었다.

계산 결과에 의하면, ECON2에서 와류에 의한 가진 주파수가 40.20 Hz이고, 3차 음향고유주파수 37.20 Hz로서 가진주파수와의 차이가 20% 이내에 존재하였다. 따라서, 계산 결과와 부하별 측정데이터를 통해, 보일러 투브군의 과대한 진동과 소음의 원인은 ECON2의 투브군에서 음향공진에 의해 발생하는 것으로 판단하였다.

4. 음향모드해석

음향공진을 방지하기 위한 배플(baffle) 설치개수와 공동영역에서 배플의 연장 길이를 설정하기 위하여 SYSNOISE5.6 을 사용하여 음향 모드 해석을 수행하였다.

음향모드해석에 필요한 물성치는 Table3과 같다.

Table3 Material properties of gas

Item	Value
Speed of sound, m/s	483.0
Temperature of gas, °C	358.0
Width of duct, m	19.488

진동 및 소음측정을 통하여 ECON2 의 튜브군에
서 음향공진이 발생하는 것으로 판단하였다. 따라서 정확한 음향모드를 구하기 위해 음향공진이 의
심되는 ECON2 의 Center 부 튜브군에 대하여 음향
모드해석을 수행하였다. Fig. 6은 해석모델을 보여
준다. 그럼에서 FE 모델의 요소수는 1440 개이다.
Fig. 7은 음향모드 해석결과를 보여준다. 그림에서
알 수 있듯이 3 차 음향모드는 37.20 Hz로서 실제
발생하고 있는 턱월주파수 37.5 Hz 와 근접함을 알
수 있다.

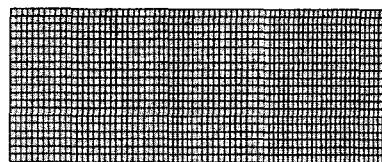


Fig. 6 Schematic diagram for Analysis model

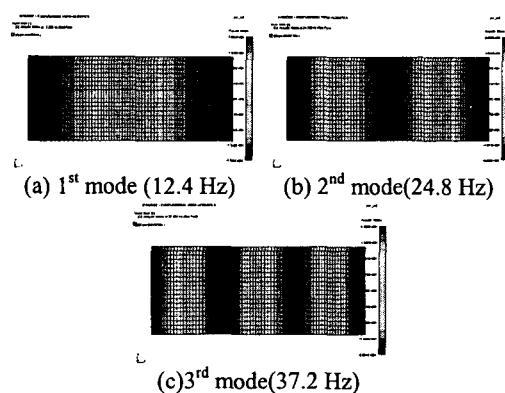


Fig. 7 Acoustic mode at ECON2

Table4 는 정확해와 해석결과를 보여준다. 표에서 알 수 있듯이 해석결과와 차이가 거의 없음을 알 수 있다.

Table4 Acoustic mode by analysis results Unit: Hz

mode	Calculation	Analysis	Error, %
1	12.40	12.39	0.08
2	24.81	24.79	0.08
3	37.21	37.20	0.03

ECON2 의 입구에서 와류주파수는 58.3 Hz 로 계산되었다. 따라서 음향공진을 방지하기 위한 1st 음향고유주파수는 58.3 Hz 보다 20 % 증가된 72.5 Hz 이상이 되어야 한다. Fig. 8 은 배풀을 5 개 설치할 경우의 음향고유모드를 보여준다. 그림에서 배풀을 5 개 설치할 경우 1st 음향고유주파수가 77.0 Hz 로서 삼기의 조건을 만족한다.

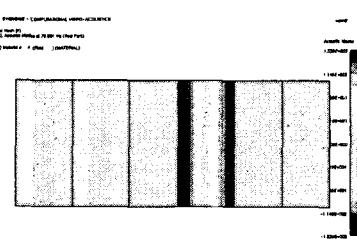


Fig. 8 Acoustic mode at ECON2(77.0 Hz)

5. 진동소음 저감대책

5.1 배플 설치 길이 선정

튜브군과 튜브군 사이에는 공동영역이 존재하게 되고 튜브군에서 발생된 가진원, 즉 와류주파수가 공동영역으로 유입될 경우 공동영역에서 음향공진을 발생시킬 수 있다. 따라서 공동영역에서 와류로 인한 음향공진을 방지하기 위해서는 배플을 튜브군에서 공동영역으로 연장시켜 설치해야 공동영역에서 발생하는 음향공진을 방지할 수 있다. Nemoto 등⁽³⁾에 의하면, 종방향 튜브피치의 2 배 이상으로 배플을 연장시켜야 음향공진을 방지할 수 있음을 실험적으로 밝혔다. 해석결과를 통해서 공동영역으로 일정길이 만큼 배플을 연장시켜야 음압모드가 단절되는 것을 확인 할 수 있었다. Fig. 9 는 공동영역으로 배플을 연장할 경우의 음압모드를 도식적으로 보여준다. Fig. 9(b)에서 볼 수 있듯이 공동영역으로 배플을 연장할 경우 공동에서 생성되는 음양모드는 작게 형성된다.

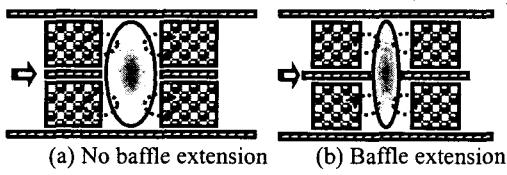
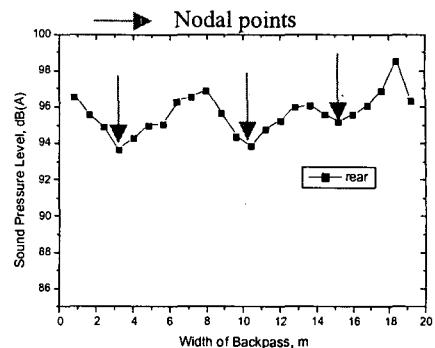
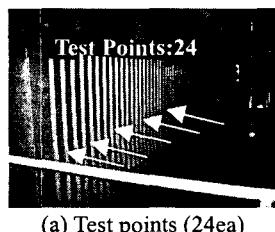


Fig. 9 Acoustic mode by installing baffle in cavity

따라서 배플을 연장하여 설치하여야 공동영역에서 발생하는 음향공진을 방지하는데 효과가 있음을 알 수 있었다.

5.2 음압측정을 통한 음압모드

정확한 음향공진 상태를 알기 위하여 음압크기를 측정하여 음압모드를 추정하였다. 음압측정은 Fig. 10(a)와 같이 부하 700 MW에서 ECON2의 외벽에서 24 points 를 측정하였다. 측정한 음압모드 형상은 Fig. 10(b)와 같다. 그림에서 알 수 있듯이 3 개의 nodal points 가 생성된 3 차의 음향공진 상태임을 알 수 있다. 따라서 nodal point 를 회피하면서 5 개의 배플을 설치하도록 하였다.



(b) Sound pressure level by width

Fig. 10 Acoustic mode by test

5.3 Baffle 설치 후 진동소음측정

Fig. 11 은 튜브군에 배플이 설치된 상태를 보여준다. 배플설치 위치는 해석결과와 음압모드 측정을 통해 최종위치를 선정하였다.

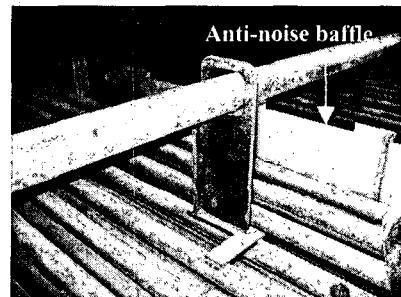
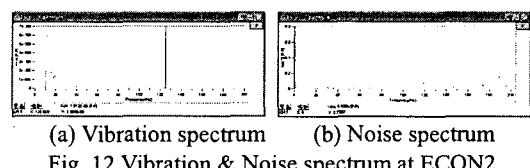


Fig. 11 Installation of anti-noise baffle

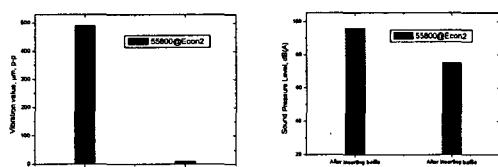
Fig. 12(a)는 ECON2 의 Center 부에서 배플 설치 후 진동측정 결과를 보여준다. 그림에서 알 수 있듯이 진동치는 약 $10.1 \mu\text{m}$, p-p 로 작았으며 탁월주파수도 발생하지 않음을 알 수 있다. Fig. 12(b)는 배플 설치 후 소음측정 결과를 보여준다. 소음측정 결과, 소음은 약 75.1 dB(A) 로 감소하였으며 탁월주파수도 발생하지 않음을 알 수 있다.



(a) Vibration spectrum (b) Noise spectrum
Fig. 12 Vibration & Noise spectrum at ECON2

Fig. 13 은 배플 설치 전후의 진동 및 소음 측정결과를 보여준다. 배플 설치 전 최대 $490 \mu\text{m}$, p-p 였던 진동크기가 $10.1 \mu\text{m}$, p-p 로 감소(98 %)하였으며

95.8 dB(A)이던 소음이 75.1 dB(A)로 감소함을 현장측정을 통해 알 수 있었다.



(a) Vibration magnitude (b) Noise level
Fig. 13 Vibration and noise after installing baffle

6. 결 론

당사에서 제작하고 납품한 보일러의 backpass 투브군에서 과대한 진동과 소음이 발생하여 backpass 투브군에 대하여 진동과 소음을 측정하였으며, 측정데이터 분석 및 해석을 통하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

1. Backpass 부 튜브군의 진동 및 소음측정 결과, 3 차 음향고유주파수에서 음향공진이 발생함을 확인하였다.
 2. 음향공진시 37.5 Hz ~ 38 Hz라는 턱월주파수가 발생하고 과대한 진동과 소음이 발생하였다.
 3. 해석 및 측정을 통하여 배풀 설치 위치, 설치 길이 및 개수를 선정할 수 있었다.

4. 배플 설치 후 탁월주파수는 발생하지 않았으며 진동은 최대 $490 \mu\text{m}$, p-p에서 $10.1 \mu\text{m}$, p-p로 감소하였으며 소음은 최대 95.8 dB(A) 에서 75.1 dB(A) 로 감소하였다.
 5. 배플 설치를 통하여 음향공진을 방지하는데 효과가 있음을 알 수 있었다.

후기

본 연구는 산업자원부에서 지원하는 전력산업연구개발 사업인 “차세대 화력 발전 주기기 설계 및 제작 기술개발” 과제의 일부로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) Blevins, R.D., Feb. 1994, "Acoustic Resonance in Heat Exchanger Tube Bundles", Welding research council bulletin, No. 3, pp.42~74
 - (2) Chen Y.N., and Young W.C. 1973, "The Orbital Movement and the Damping of the Fluidelastic Vibration of Tube Banks Due to the Vortex formulation, Part 3 - Damping Capability of the Tube Bank Against Vortex Excited Sonic Vibration in the Fluid Column", ASME Paper No. 73-DET-147
 - (3) A.Nemoto and M.Yamada, 1992, "Flow-induced acoustic resonance caused by fin-tube bundles", ASME Symposium on Flow-Induced vibration and noise, Vol.4, pp.137~153