

75MW 급 발전용 보일러 관군에서의 음향공진에 의한 진동/소음 사례연구

김 철 흥*, °방 경 보**, 주 영 호**, 변 형 현**

A Case Study on the vibration and noise by acoustic resonance in the tube bank of a boiler of 75MW power plant

Cheol Hong Kim, Kyung Bo Bang, Young Ho Ju and Hyung Hyun Byun

Key Words : Vortex Shedding Frequency(와류주파수), Acoustic Natural Frequency(음향고유주파수), Acoustic Resonance(음향공진), Damping Parameter(댐핑 파라미터), Tube Bank(튜브군), Baffle(배풀)

ABSTRACT

This paper presents phenomena of vibration and noise due to acoustic resonance in tube bank of a power plant. Acoustic resonance may arise when the vortex shedding frequency coincides with the acoustic natural frequency. At the resonance, the value of vibration in this system was $595 \mu\text{m}$, p-p and the sound pressure level was maximum 103 dBA. And the resonance frequency was found to be 35 Hz. When the difference of vortex shedding frequency and acoustic natural frequency is within $\pm 20\%$, acoustic resonance is possible. In this system, the difference of these frequencies was 1.8 %. We can evaluate the possibility of acoustic resonance by using damping parameter. We did eliminate acoustic resonance by installing baffle in tube bank. After installing baffle, the level of vibration and noise was reduced dramatically.

1. 서 론

열교환을 목적으로 하는 보일러, HRSG(Heat Recovery Steam Generator), 열교환기 등에는 많은 관군(tube bank)이 설치되어 있다. 이들 튜브내부로는 물이나 증기와 같은 저온의 유체가 흐르며, 튜브외부로는 고온의 연소ガ스가 흘러 튜브내부의 유체에 열을 전달한다. 열전달 측면에서 튜브배열(tube array)이나 형상 및 재질 등을 변경하여 고효율의 튜브군을 제작할 경우, 운전 중에 발생할 수 있는 진동현상에 대한 정확한 예측이 선행되어야 한다. 만일 이와 같은 부문을 간과할 경우, 실제 운전시에 심각한 진동/소음 문제에 직면할 수 있다.

튜브와 수직하게 흐르는 연소ガ스는 튜브표면을 지나면서 튜브주위에 vortex를 발생시킨다. 이러한 vortex는 튜브를 가진시키고 가진된 튜브는 자리진동하게 된다.

음향공진(acoustic resonance)은 연소ガ스가 지나가는 덕트의 음향고유주파수(acoustic natural frequency)와 튜브표면을 지나면서 발생된 vortex shedding에 의한 압력액동(pressure oscillation)의 일치에 의해

발생된다. 음향공진이 발생하면 덕트 및 이와 연결된 구조물이 과대 진동하며 동시에 큰 소음을 유발시킨다.

이와 같이 관군내의 튜브는 유동에 의해 항상 진동할 수 있는 환경에 노출되어 있고 아울러 소음을 유발시킬 수 있다. 진동에 의한 튜브손상을 방지하고 안정성과 신뢰성 있는 관군 구조가 될 수 있도록 제작하기 위해서는 상기와 같은 유체유동에 의해 발생된 진동/소음을 줄일 수 있는 설계방법이 필요하고 아울러 이에 대한 원인 규명이 필요하다.

Vortex shedding

원형의 튜브표면을 유동하는 유체는 튜브표면으로부터 발생된 vortex로 인하여 vortex shedding을 야기시킨다. 또한 vortex shedding 주파수가 튜브의 고유진동수와 일치할 경우 기계적인 공진을 발생시킨다.

Vortex shedding 주파수는 Fig. 1에서 같이 튜브직경과 유동속도 및 튜브간격과 튜브직경에 의해 결정되는 strouhal 수에 따라 식(1)과 같이 나타낼 수

* 정회원 한국중공업(주) 기술연구원

** 한국중공업(주) 기술연구원

있다.

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

여기서,

S : Strouhal number, 무차원상수

V : Flow velocity, [mm/s]

D : Tube outdiameter, [mm]

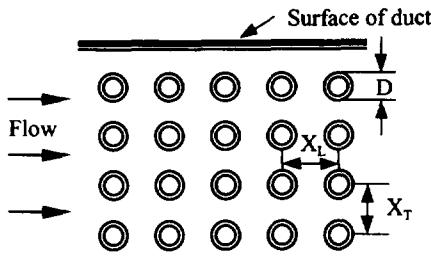


Fig. 1 Fluid model of tube bank

Acoustic natural frequency

튜브군에서 발생하는 음향고유주파수는 유동매체(flow medium)에서의 음속(acoustic velocity)에 비례하고 유체가 지나가는 덕트폭에 반비례한다. 밀폐된 cavity에서의 음향고유주파수는 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.⁽¹⁾

$$f_{yk} = \frac{c}{2} \left(\frac{i^2}{L_x^2} + \frac{j^2}{L_y^2} + \frac{k^2}{L_z^2} \right)^{1/2} \quad i, j, k = 0, 1, 2, \dots \quad (2)$$

Vortex shedding은 튜브 축방향과 수직하고 유동방향과 수직한 방향으로 발생하여 움직이고 음향공진은 이와 동일한 방향으로 움직인다. 따라서 식(2)는 식(3)과 같이 간단하게 나타낼 수 있다.

$$f_n = nC / 2W \quad (3)$$

여기서,

$n : 1, 2, 3, \dots$

W : Duct cavity 폭, [mm]

C : Acoustic velocity, $C = \sqrt{\gamma_g RT}$, [mm/s]

2. 75 MW 보일러 backpass 부 진동/소음

진동 및 소음측정

보일러 시험운전 중, 100% load 일 경우 보일러 backpass 부에서 상대적으로 큰 소음(103 dBA)을 동반하며 심하게 진동(최대 595 μm , p-p)하였다. 주파수 분석결과 35 Hz 부근에서 dominant 한 주파수가 발생하였다. 부하가 75 % load 일 경우, 진동치는 전체적으로 작았으며(50 μm , p-p 미만) 주파수 분석결과, 주파수는 광대역(broadband)으로서 특정주파수는 나타나지 않았다. Fig. 2 는 진동측정위치를 나타내고 table 1 은 진동측정치를 나타낸다.

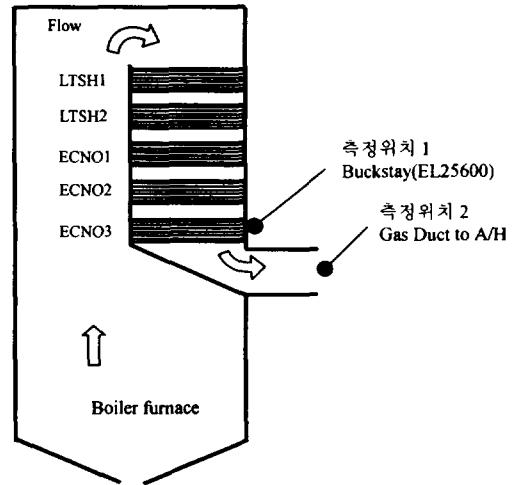


Fig. 2 Position of measurement

Table 1 Measured value

Position	75 % Load		100 % Load	
	Overall value	Dominant frequency	Overall value	Dominant frequency
Gas Duct to A/H	18	-	334	35 Hz
Buckstay(EL25600)	24	-	595	35 Hz

Fig. 3(a)와 (b)는 각각 75 %, 100 % Load 일 경우에 보일러 backpass 부에서 발생한 진동 autospectrum이고 Fig. 3(c)는 100 % Load 일 경우의 소음 autospectrum이다. Fig. 3(a)에서 알 수 있듯이 75 % load 일 경우에는 주파수가 broadband 형태로 나타났으며 overall 진동치는 전체적으로 크게 나타났다. 반면에 Fig. 3(b)의 경우에는 35 Hz라는 dominant 한 주파수가 나타났으며 35 Hz의 harmonic 성분인 70 Hz, 105 Hz가 나타났다. 또한 Fig. 3(c)의 소음 autospectrum에서도 35 Hz라는 순음(pure tone)성분의 dominant 한 주파수가 발생하였다. 이를 통해 알 수 있듯이 100 % load 일 경우, 35 Hz라는 dominant

한 주파수가 존재하고 소음치도 높은 것으로 보아 강한 음향공진 가능성이 있음을 알 수 있었다.

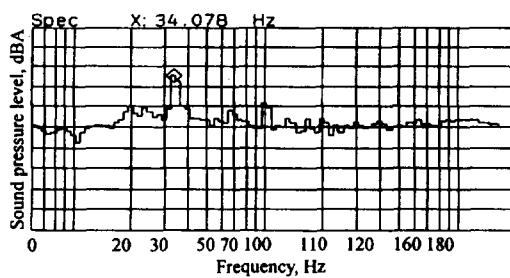
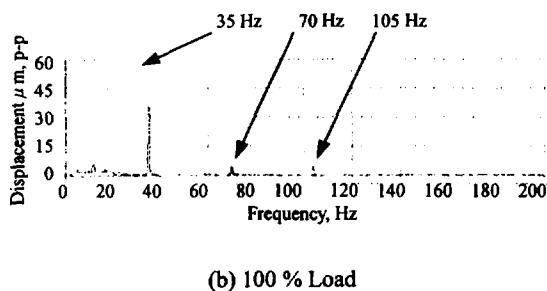
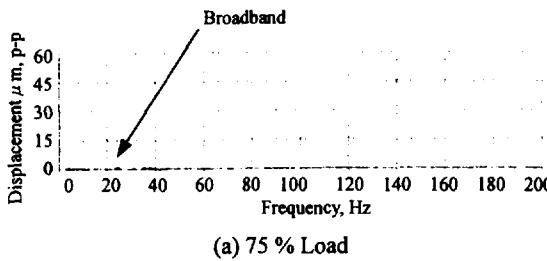


Fig. 3 The value of vibration and noise by experiment

3. 음향공진 발생가능성 검토

Vortex shedding 주파수 계산

식(1)을 이용하여 vortex shedding 주파수를 계산하였다. 여기서 사용된 각 parameter는 다음과 같다.

$$S : 0.22 \text{ (by Fitz-Hugh)}$$

$$V : 7860 \text{ mm/s}$$

$$D : 50.8 \text{ mm}$$

따라서, 계산된 vortex shedding 주파수 f_{vs} 는 34.04

Hz이다.

음향고유주파수 계산

보일러 backpass를 지나는 가스는 LTSH(Low Temperature Super Heater)와 Economizer를 통과하는 동안 450 °C에서 350 °C 정도의 온도 분포를 가진다. 소음측정시, ECNO.3 부근에서 소음치는 103dBA로 가장 큰 값을 나타내었다. 따라서 이 부근에서 음향공진이 발생할 가능성이 큰 것으로 추정하고 이에 대한 음향고유주파수를 계산하였다. 식(3)을 이용하여 다음과 같이 계산할 수 있다. 여기서 사용된 각 parameter는 다음과 같다.

$$C : 467310 \text{ mm/s}$$

$$T : 623.15 \text{ K} (350+273.15)$$

$$W : 6743.7 \text{ mm}$$

따라서 1st 음향고유주파수 f_1 은 34.65 Hz이다.

f_1 은 n 차 mode의 1 차 조화(harmonic) 성분이므로 이 시스템의 음향고유주파수는 table 2 와 같다.

Table 2 Acoustic natural frequency

Mode	Frequency, Hz
1	34.65
2	69.30
3	103.94

위의 계산결과를 통해, 1st 음향고유주파수(34.65 Hz)는 vortex shedding 주파수(34.04 Hz)와 거의 일치하고 있음을 알 수 있다. Fitz-Hugh에 의하면,⁽²⁾ 음향고유주파수와 vortex shedding 주파수의 차이가 20 %이내로 근접할 경우 음향공진발생가능성이 있다고 하였다. 상기의 시스템은 주파수 차이가 1.8 %로서 매우 근접해 있음을 알 수 있다. 따라서 공진발생가능성이 매우 크다.

Acoustic damping parameter 검토

이는 음향공진판별법의 일종으로 Chen^(3,4,5)등에 의해 음향공진이 발생하는지를 판별하는 방법으로서 식(3)과 같은 수식으로서 나타낼 수 있다. Table 3은 Ψ 의 크기에 따라 진동크기를 평가한 것을 보여준다.

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

R_{cr} : Critical Reynolds Number
 S : Strouhal Number

X_L : Longitudinal Spacing/Tube Diameter
 X_T : Transverse Spacing/Tube Diameter

Table 3 Vibration by damping parameter

Ψ	Magnitude of vibration
$\Psi < 2000$	No vibration
$2000 < \Psi < 4000$	Low likelihood of vibration weak vibration
$\Psi > 4000$	High likelihood of vibration Strong vibration

식(3)을 이용하여 damping parameter를 구하면 다음과 같다.

$$\psi = \frac{1}{0.22} \left(\frac{7860 \cdot 50.8}{46.9} \right) \left(1 - \frac{1}{2.00} \right)^2 \left(\frac{1}{2.25} \right)$$

$$= 4299.8$$

보일러 backpass에서 발생하는 damping parameter의 값은 4299.8로서 강한 음향공진이 발생할 수 있는 경우이다. Fig. 4는 Damping parameter에 대한 연구자들의 criteria를 보여준다.

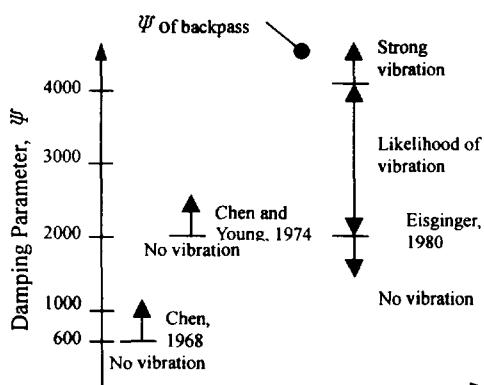


Fig. 4 Damping parameter

음향모드해석

음향고유모드를 알기 위해 음향모드해석을 수행하였다. 해석은 Vibro-Acoustic이라는 모듈(module)을 사용하였다. 음향고유모드는 음향속도에 크게 영향을 받는데 덕트 cavity 내부의 가스온도가 분포되어 있는 경우에는 해석하기가 곤란하다. 따라서 해석모델은 backpass 부의 음압측정으로부터 가장 큰 값을 나타내는 ECNO.3 부근을 해석모델로 결정

하였다. 투브군이 설치되어 있는 덕트 cavity 내부 유체의 물성치는 table 4와 같다.

Table 4 Properties of fluid in Duct cavity

Item	Properties
Fluid temperature	350 °C
Fluid density	1.31 kg/m³
Acoustic velocity	467.30 m/s

Vortex shedding이 발생할 경우 투브는 유체유동 방향에 수직한 방향과 투브축방향에 수직한 방향으로 움직인다. 따라서 음향고유주파수는 투브방향을 고려하여 판단해야한다. ECNO3의 1st 음향고유주파수 34.98 Hz로서 정확해(exact solution)와 거의 일치(0.95 %)한다. Fig. 5는 1st 모드와 ECNO.3 부근의 backpass 외벽폭 길이에 따른 음압분포를 보여준다. 실험과 음향모드해석을 통하여 1st 음향고유주파수에 일치하는 음향공진이라고 판단하고 이에 대한 조치를 취하였다.

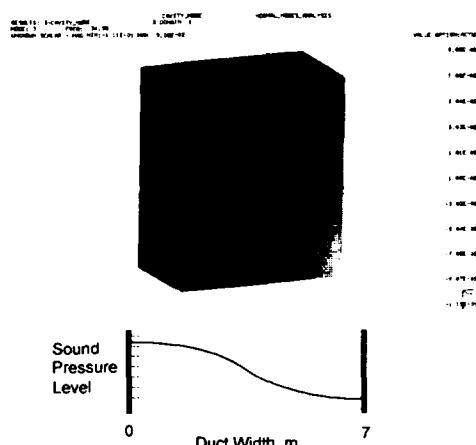


Fig. 5 1st Acoustic mode and sound pressure level

4. 진동/소음저감 대책

음향공진은 투브표면을 흐르는 유체의 vortex shedding 주파수와 음향고유주파수의 일치로 인하여 발생한다. 따라서 음향공진을 방지하기 위해서는 이 두 주파수가 근접하지 않게 해야한다. Vortex shedding을 없애기 위한 방법으로는 투브외부 형상변경, 투브피치 및 유동속도를 변경하는 방법 등이 있다^(5,6). 하지만 설치되어 있는 투브형상을 변경하는 것은 현실성이 없으며 유동속도를 변경하는 것

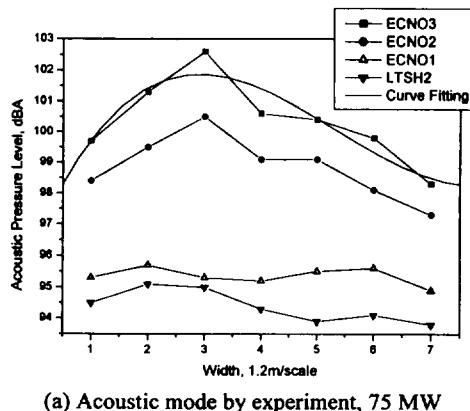
은 성능상의 문제점을 유발시킬 수 있으므로 좋지 않다. 또 다른 방법으로서 투브군에 baffle을 설치하여 음향공진을 피할 수 있다.^(5,6,7) 이는 덕트폭을 출입으로서 음향고유주파수를 증대시키는 작용을 한다. 따라서 본 시스템에는 투브군에 baffle을 설치하고자 하였다.

Baffle 설치시, 노드점(node)에 설치할 경우 진동/소음저감 효과가 없다. 따라서 실제 음향고유모드를 알기 위하여 음압을 측정하였다.

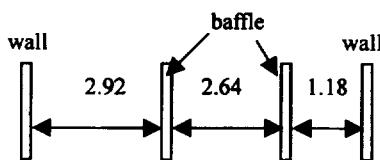
하여 총 7 point를 측정하였다. 각 위치별 음압크기는 fig. 6과 같다. Fig. 6(a)에서 볼 수 있듯이, 벽면의 좌측은 우측벽면에서 발생된 음압크기보다 비교적 높은 1st 음향고유모드를 형상이다. 따라서 음향공진을 피하기 위하여 Fig. 6(b)와 같이 2개의 baffle을 설치하도록 하였다. Fig. 7은 보일러 backpass의 투브군에 설치된 baffle을 보여준다.

Baffle 설치후의 진동측정

음향공진하는 backpass 부의 투브군에 baffle을 설치한 후 진동치는 table 5와 같이 감소하였다. Fig. 8은 100 % Load로 보일러 운전시, baffle 설치전후의 진동치를 비교한 그림이다. 그림을 통해 baffle 설치 후 진동치는 최대 25 배 이상 감소한 것을 알 수 있다. 또한 100 % Load에서 발생한 35 Hz라는 dominant한 가진 주파수도 사라졌다. 음압도 85 dBA 이하로 감소하였다.



(a) Acoustic mode by experiment, 75 MW



(b) Position of baffle installation, m

Fig. 6 Acoustic mode and baffle position by experiment

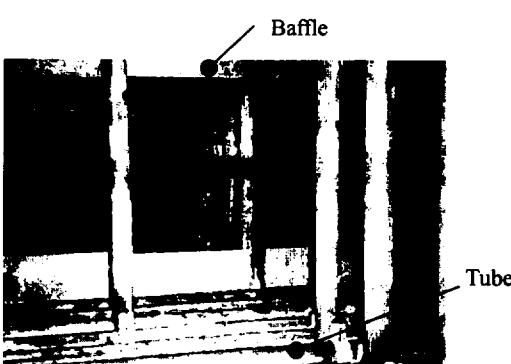


Fig. 7 Baffle installed in Tube bank

음압측정은 backpass 외벽으로부터 약 80 cm 떨어진 지점에서 backpass 외벽을 따라 1.2 m마다 측정

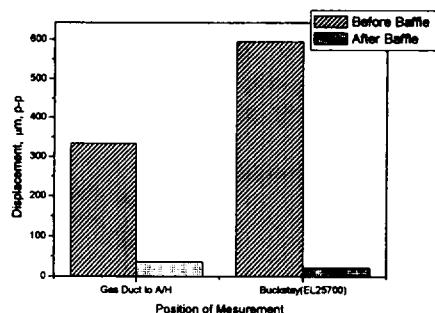


Fig. 8 Comparison of before baffle and after baffle

Table 5 Value after and before baffle Unit : $\mu\text{m, p-p}$

Position	Before baffle		After baffle
	75 % Load	100 % Load	100 % Load
Gas Duct to A/H	18	334	37.2
Buckstay(EL25600)	24	595	21.9

5. 결론

보일러 관군에서 발생한 음향공진에 의한 사례연구로서 75 MW급 보일러 backpass부 및 이와 연결된 buckstay 등에 과대한 진동/소음 현상 및 대책에 대한 연구결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 보일러 전체 및 이와 연결된 구조물 등에 과대한 진동(595 $\mu\text{m, p-p}$)과 backpass 외벽에서 측정한 과도한 소음(최대 103 dBA)의 원인은

- backpass에 설치된 ECNO., LTHS 등의 관군을 지나가는 유동에 의한 vortex shedding 주파수와 backpass cavity의 음향고유주파수의 일치로 인한 음향공진임을 알 수 있었다.
2. 음향공진시, 35 Hz라는 dominant 한 순음(pure tone)주파수가 발생하였고 진동측정시에도 35 Hz라는 dominant 한 주파수를 나타났다.
 3. 음향공진 현상을 살펴본 결과, vortex shedding 주파수는 34.04 Hz이고 backpass cavity 내의 음향모드주파수는 34.65 Hz이다. 따라서 두 값의 근접성은 일반적인 공진 범위인 ±20 %이내이고 공진 가능성을 검토하기 위하여 damping parameter criteria를 적용시킨 결과 4000 이상을 나타내었다. 따라서 보일러를 100 % load로 운전할 경우, 강한 공진 조건을 만족시켰다.
 4. 음향공진에 의한 과대한 진동/소음을 저감하기 위해서는 음향고유주파수와 vortex shedding 주파수 차이가 20 %이상이 되도록 하였다. 그 방안으로서 backpass 튜브군에 baffle을 설치하였다. Baffle 설치후, 진동은 최대 25 배 가량 감소하였으며 소음도 85 dBA 이하로 감소하였다.

본 사례 연구를 통하여 열교환을 목적으로 하는 튜브군의 설계시에는 튜브주위를 유동하는 유체에 의한 vortex shedding 주파수와 튜브군을 지지하는 덕트 cavity의 음향고유주파수 계산하여 튜브군을 설치하기 전에 음향공진 발생가능성을 평가하여 조치해야 한다.

induced Vibration Problems in Tubular Heat Exchangers", ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 102, pp. 138-145

- (7) Eisinger, F. L. 1991, "Flexible Acoustic Baffles for Staggered Steam Generator and Heat Exchanger Tube Banks," Proceedings of Inter-Noise 91, Sydney, Australia, pp. 723-726

참고문헌

- (1) Blevins, R. D., "Formulas for Natural Frequency and Mode shape, Van Nostrand Reinhold, New York, 1979; reprinted by Robert E.Krieger Publishing, Malabar, Fla., 1984
- (2) Fitz-Hugh, J.S, "Flow-Induced Vibration in Heat Exchanger", AERE-R 7238, Harwell, UK, 1973
- (3) Chen, Y.N., "Flow-Induced and Noise in tube bank Heat Exchangers due to von karman streets," Journal of Engineering for Industry, Vol.90, 1968, pp. 134-146
- (4) Chen. Y. N, and Young. W. C, 1974, "The Orbital movement and the damping of the fluidelastic vibration of tube banks due to vortex formation-part3 : damping capability of tube bank against vortex-excited sonic vibration in the fluid column," ASME Journal of Engineering for Industry, pp.1072-1075,
- (5) Robert D. Blevins, 1990, "Flow-Induced Vibration", VAN NOSTRAND REINHOLD, 2th Edition, 1990
- (6) Eisinger, F. L. 1980, "Prevention and Cure of Flow-