

핀-튜브군에서 배플 길이에 따른 음향공진

Acoustic resonance by length of acoustic baffle at Finned Tube bank

방 경 보* · 류 제 옥**
 Kyung Bo Bang, Je Wook Ryu

Key Words : Vortex Shedding Frequency(와류주파수), Acoustic Natural Frequency(음향고유주파수), Acoustic Resonance(음향공진), Damping Parameter(댐핑 파라미터), Tube Bank(튜브군), Acoustic Baffle(배플), Sound Pressure Level(음압레벨), Octave band (옥타브 밴드)

ABSTRACT

This paper presents phenomena of vibration and noise due to acoustic resonance in tube bank of a HRSG. Acoustic resonance is may arise when the vortex shedding frequency coincides with the acoustic natural frequency. At this tube bank, dominant frequencies of vibration in this system were 43.5, 67.5Hz. The 3rd acoustic natural frequency calculated was 68.5 Hz. When the difference of vortex shedding frequency and acoustic natural frequency is within $\pm 20\%$, acoustic resonance could occur. In this system, in order to prevent acoustic resonance, acoustic baffle was installed in the tube bank before operating. But acoustic resonance occurred. So, we evaluate the effect of acoustic mode due to baffle extension length. After investigating, we did revise acoustic baffle to eliminate acoustic resonance effectively.

음향공진현상은 다양한 튜브(tube) 형태와 배열을 가진 여러가지 열교환기에서 광범위하게 나타나는 현상이며 매우 큰 진동과 소음을 발생 시켜 구조적인 파손이 일어나거나 과도한 소음 문제를 야기한다⁽¹⁾. 즉 음향공진은 유동과 구조물의 상호 작용에 의해서 발생하는 현상으로서, 유동에 의한 튜브가진 \rightarrow 음향공진 발생 \rightarrow 구조물의 과도한 진동 및 소음 발생이라는 인과 관계를 갖는다. 공진현상의 일반적인 음향 모드는 유동과 튜브 모두에 수직 방향인 횡방향 모드(transverse mode)이며 그 크기는 튜브군(tube bank)에서 150~180 dB에 이르는 매우 큰 값을 갖는다^(2,3). 따라서 음향공진현상의 예방을 위해서는 설계 초기 단계에서 음향공진의 발생 여부를 예측하고 적절한 방지 대책을 세울 필요성이 있다. 현재, HRSG 음향공진방지법으로는 Fig.1과 같이 배플을 튜브군에 설치하는 방법이 일반적으로 사용되고 있다.

기호설명

- S : Strouhal number, 무차원상수
- V : Flow velocity, [m/s]
- D : Tube outdiameter, [m]
- W : Duct cavity, [m]
- C : Speed of sound, [m/s]
- R_{cr} : Critical Reynolds Number
- X_L : Longitudinal Spacing/Tube Diameter
- X_T : Transverse Spacing/Tube Diameter
- χ : Damping parameter, 무차원상수

1. 서론

최근 환경에 대한 관심증대로 인하여 폐열 회수 보일러(Heat Recovery Steam Generator, HRSG) 소음치를 엄격히 규제함에 따라, HRSG 설계초기 단계부터 소음문제를 예측하고 이를 설계에 반영하는 것은 매우 중요한 문제이다.

HRSG는 가스터빈(gas turbine)으로부터 유입되는 소음원을 기준으로 하여 음향출력레벨(Sound Power Level, PWL)을 만족하도록 벽면(casing) 두께 및 재질 등을 결정하고 필요에 따라 굴뚝 출구에 소음기(stack silencer)를 설치하기도 한다. 그러나 HRSG에 음향공진(acoustic resonance)이 발생하면 기존의 소음평가치보다 일반적으로 10 dB 이상의 소음이 증가하여 소음규제치를 만족하지 못하게 되어 막대한 소음 저감 비용이 추후에 소요된다.

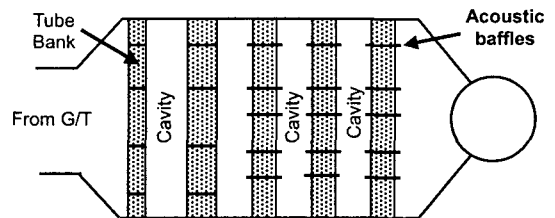


Fig.1 Acoustic baffles layout for Horizontal HRSG

* 두산중공업 기술연구원
 E-mail : bang@doosanheavy.com
 Tel : (055) 278-3721, Fax : (055) 278-8593
 ** 두산중공업 기술연구원

본 연구에서는 HRSG 음향공진 발생 시 진동과 소음특성에 대한 현장 사례 소개와 더불어 공동영역(cavity region)에서 배플의 연장길이 변화에 따른 특성을 검토하여 최적의 배플 연장길이를 제시하고자 한다.

2. 음향공진

유동이 원형의 튜브주위를 지날 때 튜브 후방에 와류(vortex)가 형성된다. 이렇게 발생한 와류는 흔히 Karman 와류라 불리며 튜브로부터 주기적으로 떨어져 나와 튜브를 가진하게 된다. 이 주기적 가진을 vortex shedding 이라 하며, 이러한 vortex shedding 주파수가 튜브의 고유진동수와 일치할 경우 기계적인 공진을 발생시킨다. 그리고 vortex shedding 주파수가 튜브 군을 지지하는 덕트 cavity 의 음향고유주파수와 일치할 때, 음향공진을 유발한다. 따라서 튜브군의 설계 시, 음향공진이 발생하지 않기 위해서는 vortex shedding 주파수가 튜브 군이 설치된 덕트 cavity 의 음향고유주파수와 일치하지 않도록 설계해야 한다.

2.1 와류주파수

튜브주위로 유체가 흐를 때, 유체는 튜브에 힘을 가하게 되고 일정한 주기로서 튜브를 가진시키게 된다. 이러한 와류에 의해 튜브를 가진시키는 vortex shedding 주파수는 식(1)을 통해 구할 수 있다.

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

여기서, S는 스트로울 수(Strouhal Number), V는 튜브를 통과하는 유속, D는 튜브 직경을 나타낸다. 특히, 튜브군에서 스트로울 수는 튜브의 배열형태, 튜브의 횡방향 및 종방향 피치비(pitch ratio)에 따라서 결정된다.

2.2 음향고유주파수

밀폐된 cavity 에서의 음향고유주파수는 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.⁽⁴⁾

$$f_{ijk} = \frac{C}{2} \left(\frac{i^2}{L_x^2} + \frac{j^2}{L_y^2} + \frac{k^2}{L_z^2} \right)^{1/2} \quad (2)$$

튜브군의 가진원인 vortex shedding 은 튜브 축방향과 수직하고 유동방향과 수직한 방향으로 발생하여 음향공진은 vortex shedding 방향으로 발생하게 된다. 따라서 식(2)는 식(3)과 같이 간단하게 나타낼 수 있다.

$$f_n = \frac{nC}{2W} \quad (3)$$

2.3 댐핑 파라미터

댐핑 파라미터, χ 는 음향공진시, 공진의 크기를 판정하는 기준으로 Chen⁽⁶⁾등에 의해 제시된 식(4)와 같은 수식을 이용하였다. Table1은 χ 값에 따른 진동크기를 평가한 것을 보여준다.

$$\Psi = \frac{R_{cr}}{S} \left(1 - \frac{1}{X_L} \right)^2 \left(\frac{1}{X_T} \right) \quad (4)$$

Table 1 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

3. 진동 및 소음측정

당사에서 제작/납품한 HRSG 가 적절한 소음설계가 고려 되었음에도 불구하고 소음규제치를 만족하지 못하였다. 이러한 원인을 규명하기 위해서 직접 현장에서 HRSG 덕트 표면에서 발생하는 진동과 근거리(near field) 및 원거리(far field)에서 소음을 측정하였다. Fig.1 은 측정 대상인 HRSG 형상을 나타내며, 가스터빈에서 배출된 가스유동(gas flow)은 HRSG 입구 덕트, 메인 덕트, 출구 덕트를 지나서 굴뚝으로 배출된다.

3.1 측정방법

진동 측정을 위해 HRSG 덕트 표면에 가속도계(accelerometer)를 부착하여 HRSG 에서 발생하는 진동을 속도(mm/s-rms)로 변환, 측정 주파수 범위는 200 Hz 로 설정하여 측정하였다. 측정위치는 Fig.2 에서 보는 바와 같이 지상에서 5 m 인 곳의 HRSG 덕트와 가스터빈 후단에서 측정하였다.

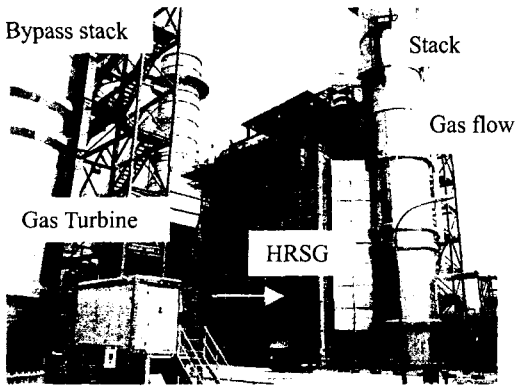
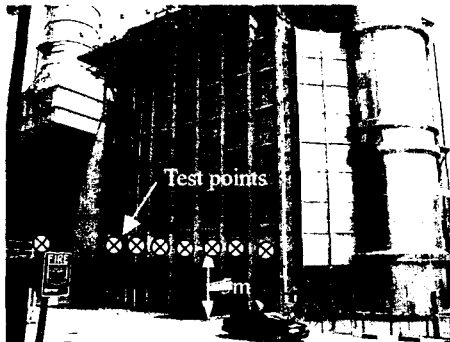
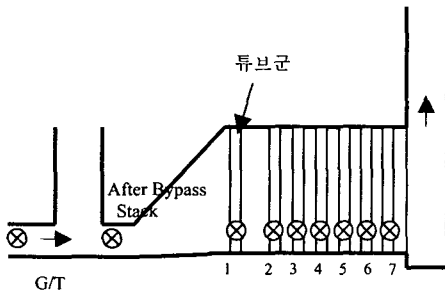


Fig.1 Schematic diagram of Horizontal HRSG.

HRSG 근거리에서 소음 측정은 지상 5m 에서 HRSG casing 표면과 1m 떨어진 곳에서 소음계 (Sound Level Meter)를 이용하여 음압레벨(Sound Pressure Level, SPL)을 측정하였다. 소음측정위치는 진동측정 시와 동일하게 HRSG 각 튜브모듈별로 측정하였다.



(a) Test points of HRSG



(b) Schematic of test points of HRSG

Fig.2 Test positions of vibration and noise

3.2 측정장비

Table2 는 진동 및 소음 측정에 사용된 장비를 나타낸다.

Table 2 Test equipment to measure vibration & noise

Equipment	Model
Signal Analyzer	Medallion, USA
Accelerometer	B&K 4378
Charge Amplifier	B&K 2635
Microphone	B&K
Acoustic Pressure Meter	B&K
Sound Level Meter	B&K

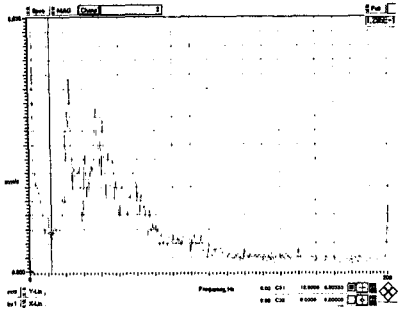
3.3 진동 및 소음 측정결과

진동측정은 가스터빈(Gas Turbine)의 부하가 100 %로 운전된 경우에서 수행하였다. 진동측정결과, 가스터빈과 bypass stack 에서는 random 한 주파수 특성을 나타내었으나, HRSG 덕트에서는 특정 주파수 즉 43.5, 67.5, 75.5Hz 에서 피크값을 나타내었다. Table3 에는 각 측정위치에서 측정한 overall 진동치와 특정주파수를 나타내었다.

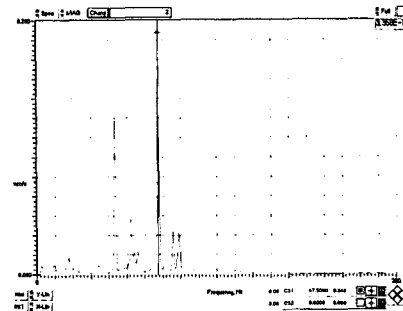
Table 3 Overall vibration value and dominant Frequency

Positions	Overall vibration value [mm/s-rms]	Dominant frequency
Gas Turbine	1.295e-1	random
After B.S.	7.336e-2	12 Hz
1 st module	3.679e-2	75.5, 67, 43.5
2 nd module	2.675e-1	67.5 Hz
3 rd module	3.358e-1	67.5, 43.5, Hz
4 th module	1.1547e-1	67.5, 75.5 Hz
5 th module	2.274e-2	67.5 Hz
6 th module	9.021e-2	67.5 Hz
7 th module	8.423 e-2	43.5 Hz

Fig.3(a), (b)는 각각 가스터빈에서 측정한 진동 스펙트럼과 HRSG 덕트의 튜브 모듈#3 에서 측정한 진동스펙트럼을 보여준다. Overall 진동치는 0.3358mm/s-rms 이고 67.5Hz 와 43.5Hz 라는 특정 주파수를 가진다. Fig.4 는 각 튜브모듈에서 측정한 진동치를 그래프로 나타내었다. 모듈 3 에서 67.5Hz 에서 진동치가 가장 크게 발생한 것을 알 수 있다. 이 주파수는 덕트 cavity 의 3 차의 음향교류주파수에 해당한다.



(a) Gas turbine



(b) Tube module#3

Fig. 3 Vibration spectrum

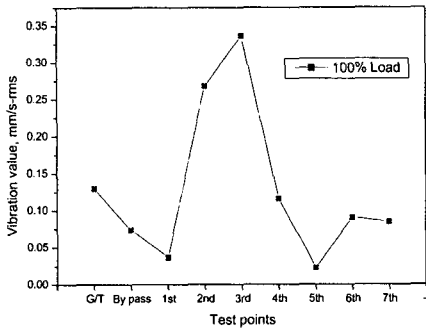


Fig. 4 Vibration value of test points

소음측정위치는 진동측정 시와 동일한 위치에 대하여 수행하였다. Fig.5는 소음 측정결과를 나타낸다. 소음측정결과, 소음에 대한 스펙트럼도 진동 측정 시와 동일하게 43.5Hz 와 67.5Hz 에서 특정주파수를 나타내었다. 위의 결과로부터 HRSG 덕트 표면에서 진동과 소음의 주파수 스펙트럼이 특정 주파수에서 일치함을 확인할 수 있었으며, 이를 통하여 음향공진 발생 가능성을 의심할 수 있는 근거가 되었다. 그리고 각 측정위치에서의 소음수준은 음압레벨이 70 ~ 75 dB(A) 였다. HRSG 소음규제치를 만족하기 위해서는 덕트 근거리에서 평균 음압레벨이 60 dB(A) 이하값을 가져야 하나, 측정

소음은 근거리에서 개략적으로 평균음압레벨이 70 dB(A)정도로 소음규제치보다 약 10 dB(A) 이상 높은 것으로 평가되었다.

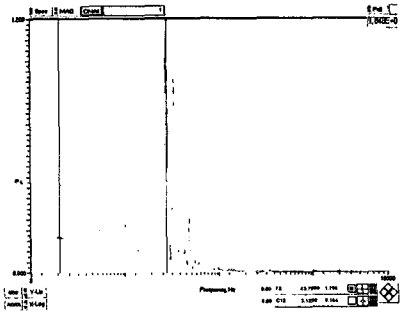


Fig.5 Noise spectrum (Tube module#6)

4. 음향모드해석

튜브모듈#3 에서 vortex shedding 주파수는 69.5Hz 로서 3 차의 음향고유주파수 68.5 Hz 와는 1.5 % 차이로서 음향공진 발생가능성이 높았다. 따라서 음향공진의 크기를 식(4)와 Table1 을 이용하여 평가하였다. 계산 결과, 댐핑파라미터, χ 는 5169 로서 음향공진 발생 가능성이 매우 높은 것으로 평가 되었다. 그리고 HRSG 덕트의 진동 및 소음 측정결과로부터 음향공진 발생을 유추할 수 있었다(Fig.3, Fig.5). 그러나 본 연구 대상의 HRSG 는 기존에 음향공진 방지를 위해 배플이 설치되어 있었다. 따라서 기존에 설치한 배플 설계 잘못 여부를 검토하였다. 배플 설치 위치 및 설치 개수에는 전혀 문제가 없는 것을 판명되었으나 HRSG 튜브군 사이에 존재하는 공동영역(cavity region)으로 배플이 종방향 피치비가 약 1.0 배 연장되어 설치 되어 있었다(Fig.1 참조). 따라서 공동영역에서 배플의 연장 길이에 따른 특성을 살펴보기 위해 ANSYS 를 이용하여 모드 해석을 수행하였다. 해석은 배플이 없는 경우와 설치된 경우에 대하여 수행하였으며 해석 결과는 아래와 같다.

4.1 배플이 없는 경우

진동 및 소음측정을 통하여 HRSG 덕트 cavity 에서는 음향공진이 발생하는 것으로 판단된다. 따라서 정확한 음향모드를 구하기 위해 음향공진이 의심되는 2, 3 번째 튜브모듈에 대하여 음향모드해석을 수행하였다. Fig.6 은 해석모델에 대한 개략도를 나타내었다.

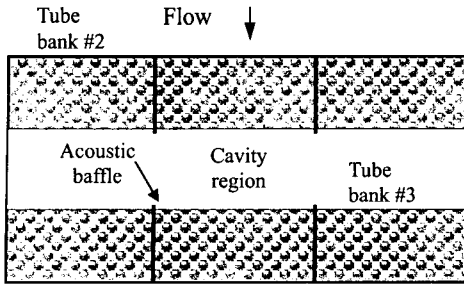
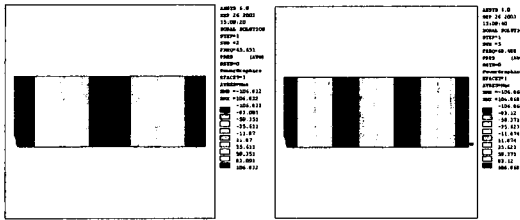


Fig. 6 Schematic diagram for Analysis model

Fig.7 은 음향모드해석 결과로서 2 차와 3 차 음향모드를 보여준다. Fig.8 은 음향모드의 압력파형을 보여준다. Table4 는 정확해와 해석결과를 보여준다. 해석결과 오차는 0.03 %로서 해석의 신뢰도는 높았다. 해석결과 3 차 모드인 68.5 Hz 에서 음향공진이 우려된다.



(a) 2nd mode (b) 3rd mode

Fig. 7 Results of acoustic mode analysis

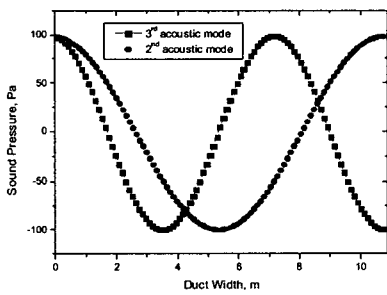


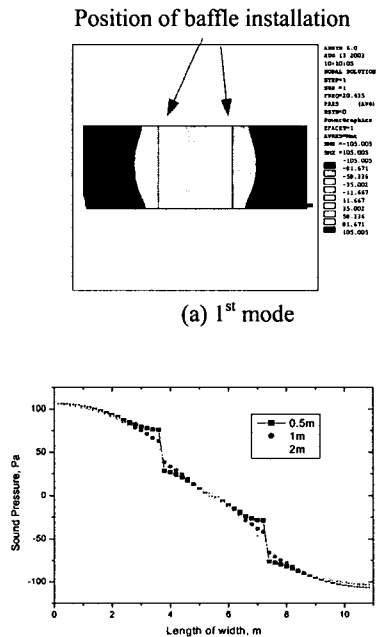
Fig. 8 Acoustic pressure distribution

Table 4 Acoustic mode by analysis results Unit:Hz

mode	Calculation	Analysis	Error, %
1	22.82	22.82	0
2	45.64	45.65	0.02
3	68.47	68.49	0.03

4.2 배플을 설치할 경우

음향공진을 억제하기 위해서는 튜브군에 배플을 설치하여 음향공진을 방지할 수 있다. 튜브군과 튜브군 사이에는 공동영역이 존재하게 되고 튜브군에서 발생한 가진원, 즉 vortex shedding 주파수가 공동영역으로 유입될 경우 공동영역에서 음향공진을 발생시킬 수 있다. 따라서 공동영역에서 vortex shedding 으로 인한 음향공진을 방지하기 위해서는 배플을 튜브군 깊이에서 공동영역으로 연장시켜야 공동영역에서 발생하는 음향공진을 방지할 수 있다. Nemoto 등⁽⁶⁾에 의하면, 종방향 튜브피치의 2 배 이상으로 배플을 연장시켜야 음향공진을 방지할 수 있음을 실험적으로 밝혔다. 위의 결과를 해석적 방법으로 확인하기 위해 배플 2 개를 공동영역방향으로 30 cm 연장한 상태에서 음압모드 해석을 수행하였다. Fig.9(a)는 배플 설치에 따른 음압모드를 나타내고 Fig.9(b)는 압력변동을 나타낸다. Fig.9(b)에서 알 수 있듯이 공동영역 부분에서는 음압이 연속적으로 발생하고 있지만 배플이 설치된 튜브군에서의 음압 모드가 단절되는 것을 확인 할 수 있다. 따라서 baffle 을 연장하여 설치함으로써 cavity 에서 발생하는 음향공진을 방지하는데 효과가 있음을 알 수 있었다.



(b) Acoustic pressure distribution
Fig. 9 Acoustic mode by installing baffle

Fig.10 은 baffle 을 연장했을 경우와 연장하지 않을 경우에 대한 압력파형에 대하여 도식적으로 보여준다. Fig.10(a)일 경우, 공동영역에서의 압력파형은 전체 공동영역에 대하여 압력파형의 폭이 넓게 이루고 있지만 Fig.10(b)일 경우는 배플 길이가 연장됨에 따라서 공동영역에서 발생하는 압력파형의 폭이 작게 된다. 튜브 후단에서 발생하는 vortex shedding 은 튜브직경의 약 3 배 이후에는 가진력이 약하게 된다. 따라서 배플은 와류의 길이와 공동영역에서 발생하는 음향모드를 고려하여 길이를 연장하도록 하였다.

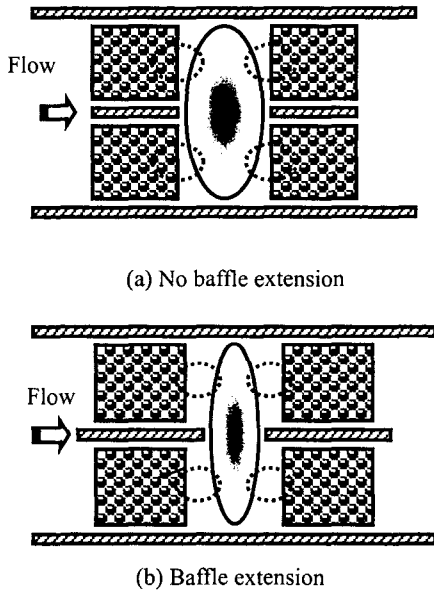


Fig. 10 Acoustic mode by installing baffle plates in tube bank

5. 결론

당사에서 제작 납품한 HRSG 과대소음 원인을 분석하기 위해 HRSG 벽면과 근거리에서 진동과 소음을 측정하였으며, 측정데이터의 분석을 통하여 다음과 같은 결론을 도출하였다

1. HRSG 소음 및 진동 측정데이터의 주파수 스펙트럼을 분석한 결과, HRSG 메인 덕트의 3 차 음향고유주파수에서 음향공진이 발생함을 확인할 수 있었다.

- HRSG 메인 덕트에서 발생한 음향공진은 튜브군 사이에 존재하는 공동영역에서 배플의 연장 길이가 짧아서 발생한 것으로 판단된다.
- 해석을 통하여 배플의 연장길이에 따라 cavity 의 음향공진에 영향이 있다는 것을 확인하였다.
- 공동영역에서 발생하는 음향공진을 완전히 억제하기 위해서는 최소한 종방향 피치비 2 배 이상 공동영역으로 배플 길이를 연장해야 하는 것을 음향모드 해석을 통하여 확인하였다.

후 기

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

참 고 문 헌

- Blevins, R.D., Feb. 1994, "Acoustic Resonance in Heat Exchanger Tube Bundles", Welding research council bulletin, No. 3, pp.42~74
- Blevins R.D. and Bressler M. M., 1987, "Acoustic Resonance in Heat Exchanger Tube Bundles-Part II : Prediction and Suppression of Resonance", J. of Pressure Vessel Technology, Vol. 109, pp.275~281
- Blevins R.D. and Bressler M. M., 1987, "Acoustic Resonance in Heat Exchanger Tube Bundles-Part I : Physical Nature of the Phenomenon", J. of Pressure Vessel Technology, Vol. 109, pp.282~288
- Chen Y.N. Feb. 1968, "Flow-Induced Vibration and Noise in Tube Bank Heat Exchangers Due to von Karman streets", ASME Journal of Eng. for Industry, Vol.90, pp.134~146
- 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
- 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