

## 증기발생기 전열관의 유체탄성불안정성 및 난류가진 특성 연구

유기완\* · 박치용\*\* · 박수기\*\* · 이종호\*\*

### Study on the Fluid-elastic Instability and Turbulence Excitation for the Steam Generator Tube

Ki-Wahn Ryu, Chi-Yong Park, Su-Ki Park, Jong-Ho Lee

**Key Words:** Flow-induced Vibration (유체유발진동), Steam Generator (증기발생기), U-tube (U자관), Fluidelastic Instability (유체탄성 불안정성), Random Turbulence Excitation(랜덤 난류 가진)

#### ABSTRACT

In this study, an analysis program to assess the susceptibility of steam generator tubes due to the flow-induced vibration was developed. Analysis of fluid-elastic instability and random turbulence excitation for the U-tube bundle in CE-type steam generator was accomplished. The effective mass distribution along the U-tube was obtained to calculate the natural frequency and dynamic mode shape. Finally, stability ratios and rms vibration amplitude for selected tubes are obtained.

#### 1. 서론

증기발생기나 열교환기의 설계 시에는 유체유발 진동 현상에 따른 튜브의 fretting wear나 fretting fatigue 현상을 고려하여야 한다. 유동유발진동의 원인은 크게 세 가지로 구분되며, 이들은 유체탄성불안정성(fluid-elastic instability), 난류의 비정상 압력변동에 의한 가진(turbulence excitation), 그리고 튜브에서 발생하는 와류의 흘림(vortex shedding)에 의한 주기적인 진동으로 분류하고 있다. 증기발생기의 튜브 주위에는 위 세 가지 유동 형태에 의해서 마모(wear) 또는 피로파괴(fatigue fracture) 등의 증기발생기 손상

현상이 발생할 수 있다.

유체탄성불안정성에 의한 튜브 손상은 증기발생기의 횡유동(cross flow)이 임계속도 이상이 되었을 때 튜브의 진동에 의하여 진동저지봉(anti-vibration bar, AVB)이나 튜브 지지판, 등의 튜브 접촉부위에서 튜브의 마모현상에 의한 증기발생기 튜브의 두께감소가 일어나고 심하게는 튜브 파손에 따른 냉각수의 누수 현상을 일으키는 것으로 나타났다. Connors는 여러 실험을 통한 반 경험 식으로 유체탄성불안정성의 기준이 되는 임계 유속식을 제안하였다 [1].

유체탄성불안정성에 의한 전열관의 문제를 해결하고 나면 부딪치는 것이 난류유동에 의한 진동 문제이다. 이 현상은 갑작스런 튜브의 파손 현상을 일으키지는 않지만 증기발생기의 수명동안 지속적인 가진 현상에 의한 fretting wear 현상을 일으키게 된다. 따라서 이러한 현상을 미연

---

\* 전북대학교 공과대학 기계항공시스템공학부  
E-mail : kwryu@moak.chonbuk.ac.kr  
Tel : (063) 270-4286, Fax : (063) 270-2472  
.. 한전 전력연구원 원자력연구소

에 방지하기 위해서 난류유동에 의한 진동의 정도를 미리 예측할 필요가 있게 된다. 그러나 이상유동에서 난류유동에 의한 가진현상에 대한 연구 자료는 그리 많지 않다.

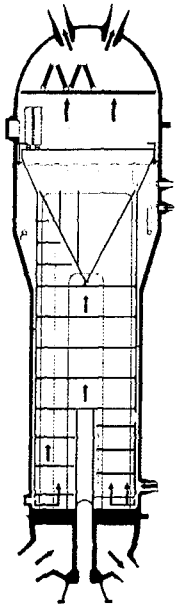


Fig. 1. Configuration of the CE-type SG

난류유동에 의한 진동 문제는 튜브가 횡유동을 받는 상태에서 주로 실험을 통한 진동 응답을 얻어내는 것이다. 튜브 다발에 대해서 Heilker와 Vincent [2]에 의해서 실험이 수행되었으며, Pettigrew 등 [3]은 strain gage를 이용한 진동 응답으로부터 normal triangular배열, parallel triangular 배열과 normal square 배열 등에 대하여 난류가진력을 추론하는 실험을 수행하였다. 이러한 실험들을 살펴보면 고온 고압 상태의 증기와 물의 혼합상태에 대한 실험이 거의 불가능하므로 공기와 물을 혼합한 혼합류를 가지고 실험을 수행한 특징을 갖는다.

본 연구에서는 국내가동중인 ABB-CE형 증기발생기에 대한 유체탄성불안정성 특성 및 난류가진 특성 해석 프로그램을 개발하고 안전성을 검토하기로 한다. ABB-CE형 증기발생기는 영광 3,4호기 이후의 국내 표준원전에서 설치되는 증기발생기의 형태로서 증기발생기 U-튜브 상부가 수평관 형태를 갖고 삼각배열의 특성을 지니고 있다.

## 2. 수치적 접근

증기발생기 튜브의 유체유발 진동해석 절차는 Fig. 2와 같다. 본 절차는 증기발생기 튜브 배열의 설계 단계에서 이루어지며 fatigue, fretting 해석 결과 damage 영향이 예측되는 경우에는 튜브형상이나 유동조건을 바꾸어가는 반복절차를 밟는다. 본 장에서는 이절차에 따른 유체유발진동 특성 해석 절차에 대해서 기술하기로 한다.

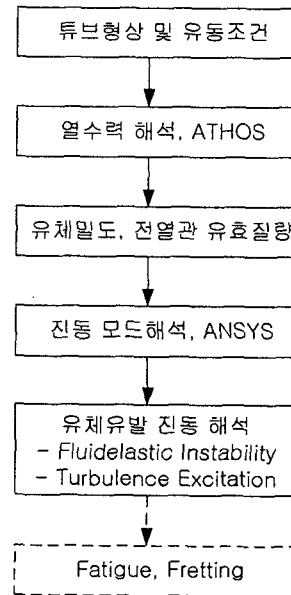


Fig. 2 Procedure for the flow induced vibration at the steam generator tube

### 2.1. 열수력 해석

삼차원 다상 열수력 해석으로 현재 널리 사용되고 있는 해석 코드는 EPRI에서 개발한 ATHOS3해석 코드가 있다 [4]. ATHOS3에서 계산되는 1차 변수는 혼합 유속, 압력, 엔탈피, 건도, void fraction, 1차측 냉각수의 온도, 튜브 온도, 등이다. 따라서 증기발생기 내부의 튜브 외곽에서의 유체의 밀도를 알기 위해서는 별도의 후처리를 통해 부가질량분포, 유효질량분포, 틈새속도 등을 구해야 한다.

Fig. 3은 row 번호 41의 U-튜브 상단 수평부 위치 근방에서의 2차측 유체의 밀도 분포를 나타내며, 고온측(hot side)이 저온측(cold side)에 비하여 밀도가 낮은 특성을 보여준다.

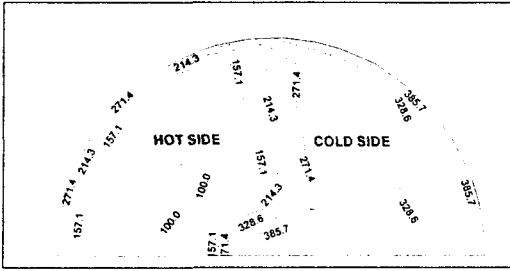


Fig. 3 Secondary side flow density distribution (kg/m<sup>3</sup>) at z=8.169m

또한 Fig. 4는 증기발생기 수직 대칭면에서의 밀도분포를 보여주고 있다. 튜브에 횡유동이 발생하는 경우에 void fraction이 15%이상인 이상유동에서는 Karman vortex street의 형성이 잘 이루어지지 않아서 U-튜브 상부에 대해서는 와류홀림에 의한 가진 보다는 유체탄성불안정성이나 난류 가진에 의한 튜브 손상 가능성이 더 큼을 인지할 필요가 있다 [3].

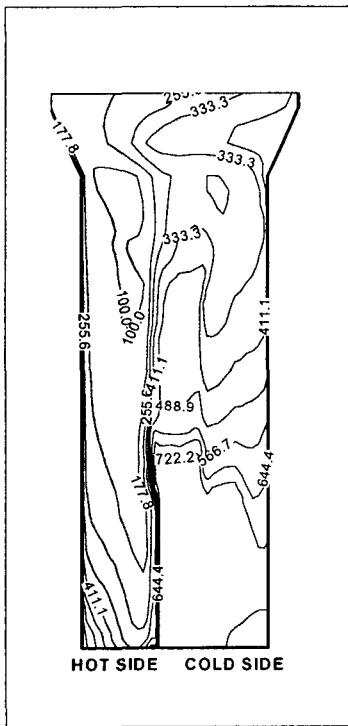


Fig. 4 Side view of secondary side flow density (kg/m<sup>3</sup>) distribution.

## 2.2. 유효질량 분포 및 모드해석

튜브의 유효 질량분포는 각 위치에서 1차측 밀도, 튜브 금속 밀도, 부가질량을 고려하여 구한다. 부가질량 (added mass)은 2차측 유체밀도와 튜브 관군의 형상에 의해서 결정된다. 유효질량은 튜브 재질의 단위 길이당 질량, 1차 냉각수의 단위 길이당 질량과 튜브표면에 분포하는 단위 길이당 부가질량의 합으로 구한다. 부가질량 상수는 Chen의 해석 결과로부터 얻어내었다 [5].

튜브 주위의 질량분포가 구해지면 U-tube의 형상과 재질의 물성치 (밀도, Young's modulus), 등을 이용하여 전열관의 고유진동 모드 해석을 수행한다. 본 연구에서는 모드 해석을 위해 ANSYS 코드를 사용하였다. U-tube의 하부는 고정조건이 적용되며, 튜브 지지판(tube support plate)은  $r, \theta$ 방향에 대해서 구속하고, 진동 지지봉은  $x$ -방향에 대한 구속을 적용한다. 지지판 사이에는 6개에서 10개(하단부분 및 U 튜브 상단 수평부분)의 질량분포를 위한 노드를 적용하였다.

## 2.3. 유체탄성불안정성 해석

### 2.3.1 유효 틈새 속도의 계산

ATHOS3의 해석으로부터 얻어낸 속도분포는 전열관에 대한 마찰저항(frictional resistance)을 고려하여 얻어진 것이다. 이 속도는 튜브 외경, 피치, 그리고 튜브의 다공성, 등의 영향을 받으며 그 속도가 틈새속도를 의미하는 것은 아니다. 틈새속도는 다음처럼 피치속도  $V_p$ 에 다공질 계수  $(1 - \beta)$ 를 곱하여 얻어낸다.

$$V_g = \alpha V_p = (1 - \beta) \frac{p}{p - d} V_{ATHOS} \quad (1)$$

다공질 계수는 cell 평균 방법으로부터 구하고, 전열관이 삼각배열인 경우  $\beta = \pi / (2\sqrt{3})(d/p)^2$ 이다. 영광 3/4호기에 대해서  $\alpha$ 값은 수직관에 대해서 2.04, 수평관에 대해서 1.7의 값을 갖는다.

속도  $V_g$ 를 유체탄성불안정성 평가를 위하여 적용하기 위하여 U-tube에서의 속도 중에 튜브 평면에서 튜브에 수직한 성분으로 정의하고 이를  $V_{gn}$ 으로 놓는다. Fig. 5는 U튜브 상단의 수직 틈새속도  $V_{gn}$ 를 나타내며, 고온측이 저온측 보다 더 커다란 속도를 지니고 있다. 이 틈새속도

중시된 유효틈새속도  $V_{ge}$ 를 실제 안정성 해석 시 사용하게 된다. 유효틈새속도는 다음과 같다.

$$V_{ge}^2 = \frac{m_o}{\rho_o} \frac{\int_0^L \rho(x) V_{gn}^2(x) \phi^2(x) dx}{\int_0^L m(x) \phi^2(x) dx} \quad (2)$$

여기서  $m_o$ ,  $\rho_o$ 는 각각 튜브의 기준 유효질량과 2차측 유체의 밀도가 되며,  $L$ 은 튜브 길이,  $\phi(x)$ 는 모드 형상함수이다.

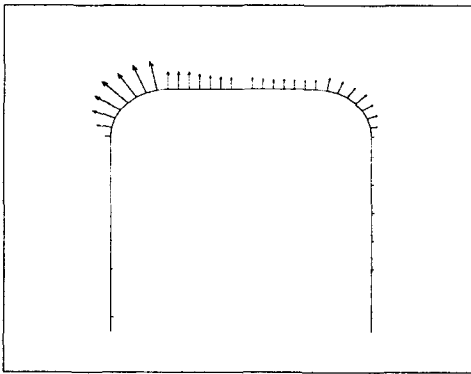


Fig. 5 Gap velocity distribution at U-bend region

### 2.3.2 유체 탄성불안정성 평가

Connors는 실험을 통해서 다음과 같은 임계속도를 정의하였다.

$$V_c = K f_n d \sqrt{\frac{2\pi \xi_i m_o}{\rho_o d^2}} \quad (3)$$

여기서  $f_n$ 은 전열관의  $n$ 차 고유진동수,  $K$ 는 유체탄성불안정성 계수로서 튜브 배열에 따라서 대략 3~9 사이의 값을 갖게 된다. 식 (3)에서  $\xi_i$ 는 총 감쇠비로서 Haslinger [6]의 실험결과를 이용하여 고유진동수에 따른 감쇠비를 적용하였다. 이 값은 고유진동수가 30Hz 근방에서는 대략 2%이며, 고유진동수가 증가하면 약 0.5%로 수렴하게 된다.

안정비(stability ratio,  $SR$ )는 다음과 같이 주어진다.

$$SR = \frac{V_{ge}}{V_c} \quad (4)$$

이 값이 1을 넘으면 유체탄성불안정성 영역에 들어가게 되어 전열관의 갑작스런 파손이 발생하게 된다. 따라서 증기발생기의 설계 시에 이 값이 1을 넘지 않도록 피치, 튜브 형상, 튜브 지지대, AVB등을 설계하여야 한다.

모드 해석의 결과로부터 튜브를 따르는 형상함수 값  $\phi$ 를 얻어내며, 이 결과는 식(2)에서 유효틈새속도를 계산하는 데 사용된다. 식(4)로부터 안정비를 얻기 위해서는 임계속도  $V_c$ 에 영향을 주는 고유진동수를 알아야 하며, 이것은 모드해석에서 얻어낸 모든 고유진동수에서 국부 모드의 형태가 U튜브의 상단에 존재하는 경우에 대하여 선택적인 안정비 계산을 수행한다.

### 2.4 난류가진(Turbulence Excitation)

난류가진에 의한 튜브 응답은 진동에 의한 변위로 나타난다. 이에 대한 해석방법에 대해서는 참고문헌 [7]에 제시되어 있다. 전열관 튜브는 튜브 지지대에 의해서 지지되는 일정길이의 스패를 지니며, 임의의 튜브 위치에서 난류가진에 의한 진폭의 rms 변위는 다음 식으로 제시된다.

$$y_{rms}^2(x) = \sum_j \sum_i \frac{L_i G_i(f_j) \phi_j^2(x)}{64\pi^3 M_j^2 f_j^4 \xi_j} J_{ij}^2 \quad (5)$$

여기서  $J_{ij} = \sqrt{L_c/L_i}$ 이고,  $L_i$ 는 횡유동을 받는  $i$ 번째 스패의 길이,  $L_c$ 는 난류 correlation length로서  $6.8d$ 의 값을 갖는다. 첨자  $i$ 는 튜브 지지판 사이의  $i$ 번째 스패를 나타내며,  $j$ 는  $j$ 번째의 고유진동수를 나타낸다. 또한  $f_j$ 는 고유진동수,  $\phi_j(x)$ 는 모드 형상함수이다. 식(5)에서  $M_j$ 와  $G_i$ 는 모드 질량과 튜브의 단위 길이당 작용하는 랜덤 난류 가진력에 대한 power spectral density를 의미하며 다음과 같이 표현된다.

$$M_j = \int_0^L m(x) \phi_j^2(x) dx \quad (6)$$

$$G_i(f_j) = (d/2)^2 C_r^2(f_j) \int_0^{L_i} [\rho(x) u(x)^2 \phi_j(x)]^2 dx \quad (7)$$

$$C_r(f_i) = \begin{cases} \exp(-0.0318f_i - 2.406) & \text{if } f_i > 40 \\ 0.024 & \text{otherwise} \end{cases} \quad (8)$$

위 식 (7)에서  $L$ 은 튜브의 총 길이를 나타낸다.

Fretting-wear 손상을 피하기 위해서는 랜덤 난류 가진에 의한 진동 응답이 충분히 작아야만 한다. 그러므로 주어진 영역에서 최악의 모드에 대한 최대 진동 응답은 다음과 같은 손상 조건을 만족하여야 한다.

$$f^{1.3} m \sqrt{y_{\max}^2} < 4 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1.3} \quad (9)$$

여기서  $\sqrt{y_{\max}^2}$ 는 튜브의 최악 모드에 대한 최대 rms 진동 진폭과 고유 진동수를 나타낸다. 주어진 영역에서 최악의 모드란 위 식에서 좌변의 값이 최대치를 갖는 진동 모드로 정의한다.

### 3. 결과 및 토의

Row #41에서 선택한 3가지 튜브에 대한 유체탄성 불안정성 평가 결과는 다음과 같다.

Table 1. Predicted stability ratio at row #41.

Tube	$V_{ge}$ m/sec	$V_c$ m/sec	SR $K=7.1$
R41C84	2.31	4.20	0.55
R41C120	2.35	5.71	0.41
R41C162	2.93	5.06	0.58

R41C84(row#41 column#84)에 대한 ANSYS를 이용한 모드 해석 결과 첫 번째 고유진동수 33.7Hz에 대한 모드 형상을 보면 Fig. 6과 같게 나타난다. 이 모드 형상은 in-plane 모드형태이며, U튜브 상단에서 국부적인 모드를 갖는다. 모든 U-튜브가 제1차 모드가 U-튜브 상단에서 국부 모드를 갖는 것은 아니며, 모든 고유진동수에서의 모드가 in-plane 모드를 갖는 것도 아니다. R41C84의 경우에 5번째 모드는 out-of-plane 모드인 것으로 확인되었고 그때 고유진동수는 47.6 Hz이다. Out-of-plane 모드는 U-튜브 상단에서 국부 모드를 갖는 특징이 있다.

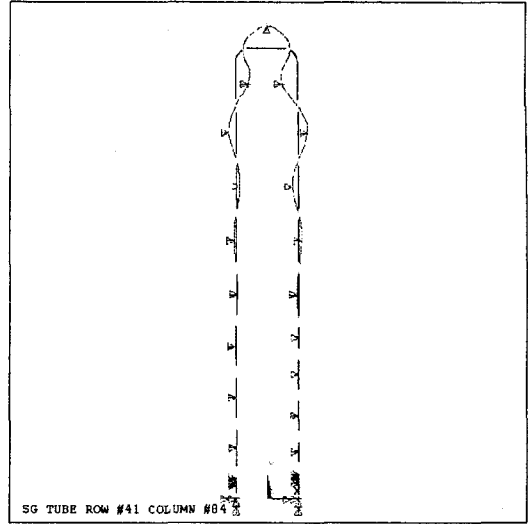


Fig. 6 Fundamental mode shape of U-tube.

영광 3,4호 발전소의 U-튜브 상단 튜브 피치 (0.0312m)는 수직부분 (0.0254m)보다 크며, 이에 의해 튜브 배열 형상은 45도 회전된 사각 배열 형상을 갖는다고 간주한다. Table 1에서 사용한  $K$  값은 ABB-CE의 실험결과인  $K=7.1$ 을 적용하였다. 튜브 배열에 대한 유체탄성불안정성 실험은 수평 튜브에 대해서 수행한 것이며, 이로부터  $K$  값을 얻어내는데 이러한 단순형상에 대해서도  $K$  값들은 약 30% 정도의 표준편차를 갖는 것으로 확인된다 [8].

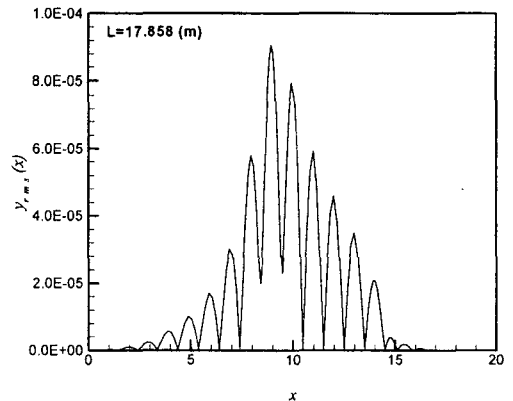


Fig. 7 Spanwise distribution of the rms displacement along the SG U tube due to the random turbulence excitation

Fig. 6은 R41C84 전열관에 대한 난류가진 특성에 따른 진폭 분포를 1차 진동 모드에 대해 전열관의 스펙을 따라가면서 얻어낸 것이다. Row#41은 총 18개의 스펙을 가지며 이에 대한 진동 진폭의 제곱평균근을 분포시켰다. U자관 상부에서 진폭응답이 가장 크게 나타났으며 이 값이 기준을 초과하면 진동저지봉을 추가하는 등 구조적 변경을 필요로 하게 된다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 증기발생기 튜브에 대한 유체유발진동해석의 절차를 수립하고 ABB-CE형 증기발생기의 U자관 상부 수평부분에 대한 유체탄성불안정성 해석과 난류가진에 의한 전열관의 진동진폭에 대한 제곱평균근을 구하는 프로그램을 완성하였다.

증기발생기의 열수력 해석은 ATHOS3 코드를 이용하였으며 전열관의 고유진동수 해석은 ANSYS 코드를 이용하였다. Row#41 전열관은 U자관 구조적 특성상 최상부지지관이 전열관을 구속하지 못하는 특성이 있고 치수 형상에 의해 국부 진동모드가 상부 수평부위에서 발생되어 유체탄성불안정성 측면에서 가장 취약한 전열관으로 주목된다. 본 연구에서는 row #41에 대해 column을 바꾸어가면서 유체탄성불안정성 해석을 수행하였으며, 계산 결과 ABB-CE에서 제시하는 상수  $K$ 값에 의한 안정비는 설계사의 설계기준인 0.75를 넘지않는 것으로 나타났다. 또한 본 프로그램을 통해 R41C84 전열관에 대한 난류가진 특성에 따른 진폭 분포를 1차 진동 모드에 대해 전열관의 스펙을 따라가면서 얻어낼 수 있었다.

#### 참고문헌

(1) Connors, H.J. 1980, "Fluid-elastic Vibration of Tube Arrays excited by Nonuniform Cross Flow," Flow-Induced Vibration of Power Plant Components, ASME PVP-41, p. 93.  
 (2) Heilker, W.J. and Vincent, R.Q. 1981, "Vibration in Nuclear Heat Exchangers due to Liquid and two-Phase Flow," ASME J-1405-

*Engineering for Power*, Vol. 103, pp.358-366.  
 (3) Taylor, C.E., Currie, I.G., Pettigrew, M.J. and B.S. Kim, 1989, "Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow: Part 3 - Turbulence-Induced Excitation," ASME Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 111, pp. 488~499.  
 (4) Keeton, L.W. and Singhal, A.K. 1986, "ATHOS3: A Computer Program for Thermal-Hydraulic Analysis of Steam Generators," EPRI Report NP-4604-CCM.  
 (5) S.S. Chen and Ho Chung, 1976, "Design Guide for Calculating Hydrodynamic Mass Part I: Circular Cylindrical Structures," ANL-CT-75-45.  
 (6) Haslinger, K.H. 1975, "System 80 Steam Generator Tube Basic Vibration Tests," TR-ESE-073, TR-ESE-092, CE Nuclear Laboratory.  
 (7) ASME code section III N-1340  
 (8) Blevins, R.D. 1984, "Discussion of Guidelines for the Instability Flow Velocity of Tube Arrays in Cross Flow," J. of Sound and Vibration, Vol. 97, pp. 641~644.