

# CE형 증기발생기 전열관에 대한 유체탄성 불안정성 해석

## Analysis of Fluid-elastic Instability in the CE-type Steam Generator Tube

유기완<sup>†</sup> · 박치용\*

Ki-Wahn Ryu and Chi-Yong Park

(2001년 8월 22일 접수 : 2002년 2월 27일 심사완료)

**Key Words** : Flow-induced Vibration (FIV: 유동유발진동), Steam Generator (증기발생기), U-tube (U-자관), Fluid-elastic Instability (유체탄성불안정성), Added Mass (부가질량), Stability Ratio (안정비)

### ABSTRACT

The fluid-elastic instability analysis of the U-tube bundle inside the steam generator is very important not only for detailed design stage of the SG but also for the change of operating condition of the nuclear powerplant. However the calculation procedure for the fluid-elastic instability was so complicated that the consolidated computer program has not been developed until now. In this study, the numerical calculation procedure and the computer program to obtain the stability ratio were developed. The thermal-hydraulic data in the region of secondary side of steam generator was obtained from executing the ATHOS3 code. The distribution of the fluid density can be calculated by using the void fraction, enthalpy, and operating pressure. The effective mass distribution along the U-tube was required to calculate natural frequency and dynamic mode shape using the ANSYS ver. 5.6 code. Finally, stability ratios for selected tubes of the CE type steam generator were computed. We considered the YGN 3.4 nuclear powerplant as the model plant, and stability ratios were investigated at the flow exit region of the U-tube. From our results, stability ratios at the central and the outside region of the tube bundle are much higher than those of other region.

### 1. 서론

발전소의 유체계통 손상 원인 중에 많은 부분이 유동유발진동으로 밝혀져 왔다. 특히 증기발생기 전열관에 대한 유동유발진동(flow-induced vibration, FIV) 문제는 1970년대부터 미국 내 경수로형 원전 증기발생기에서 전열관의 손상 문제가 여러 발전소에서 발생되면서부터 크게 부각되기 시작하였다. 유동유발진동의 원인은 크게 세 가지로 구분되며, 이들은

유체탄성불안정성(fluid-elastic instability), 난류의 비정상 압력변동에 의한 가진(turbulence excitation), 그리고 전열관에서 발생하는 와류의 흘림(vortex shedding)에 의한 주기적인 진동으로 분류하고 있다. 증기발생기의 전열관 주위에는 위 세 가지 원인에 의해서 마모(wear) 또는 피로파괴(fatigue fracture) 등의 증기발생기 손상 현상이 발생할 수 있다. Fig. 1은 열교환기 전열관과 관 지지판 사이에서 발생된 마모에 의해서 전열관의 두께가 감육된 현상을 보여주고 있다.<sup>(1)</sup> 증기발생기 내에서 이러한 손상 형태는 전열관의 진동에 의하여 진동저지봉(anti-vibration bar, AVB)이나 전열관 지지판 등의 전열관 접촉부위에서 감육 현상이 발생하는 것이며, 심한 경우에는 과도한 진폭에 따른 피로현상으로 전열관이 파손되어 냉각수의 누수 현상을 일으킬 수도 있다.

<sup>†</sup> 책임저자, 정회원, 전북대학교 공과대학 기계항공시스템공학부

E-mail : kwryu@moak.chonbuk.ac.kr

Tel : (063) 270-4286, Fax : (063) 270-2472

\* 한전 전력연구원 원자력연구실

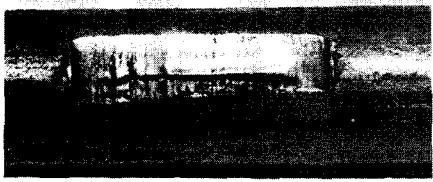


Fig. 1 Heat exchanger tube failure due to fretting-wear at support location<sup>(1)</sup>

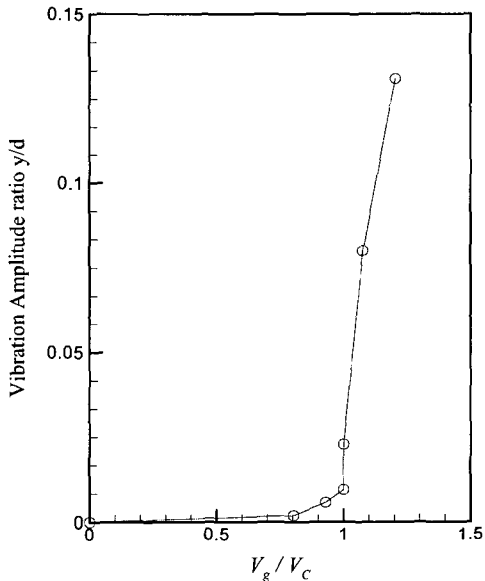


Fig. 2 Vibration amplitude vs. critical velocity

Connors는 여러 실험을 통한 반 경험 식으로 유체 탄성불안정성의 기준이 되는 임계 유속식을 제안하였다.<sup>(2)</sup> 이 식에는 전열관 직경, 전열관 금속 재질의 질량, 전열관 주위의 유체 질량, 부가유체 질량, 감쇠비, 전열관의 고유진동수 등이 포함된다. Connors의 임계 유속 식은 유체탄성불안정성을 해석하는 중요한 기준이 되며, 여러 문헌을 참조할 때 유체탄성불안정성 계수가 전열관 배열 및 유체의 입사각도, 유체의 void fraction 등에 따라서 크게 영향을 받는 것으로 알려지고 있다. 유체탄성불안정성에 의한 전열관 손상은 Fig. 2에서처럼 임계속비가 1 이상, 즉 횡유속(cross flow)이 임계속도 이상이 되었을 때 전열관의 진폭이 갑자기 증가되면서 결국 전열관에 손상을 가하게 되는 현상으로 나타난다.<sup>(2)</sup>

부가질량은 Fritz<sup>(3)</sup>에 의해서 유체내에 존재하는 사각 단면 물체에 의한 부가 질량 계산 방법이 제시되었으며, Pettigrew 등<sup>(4)</sup>은 유체탄성 불안정성의 해석

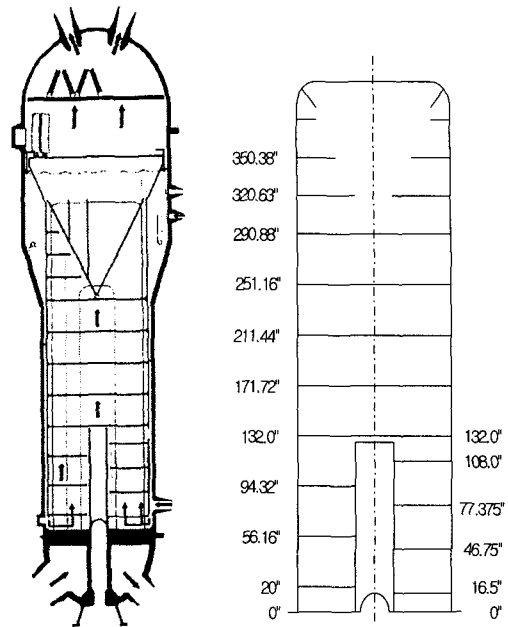


Fig. 3 Configuration of the CE-type SG and locations of tube support plates for CE type SG

을 위하여 필요한 주요 변수들(유체 부가 질량, 감쇠비, 틱새 속도의 계산 등)에 대해서 많은 연구 결과를 얻어내었다. 유체탄성 불안정성 계수  $K$  값은 전열관의 배열 형상에 따라서 다른 값을 가지며, 여러 사람들의 연구를 종합해 볼 때 대략 3.2에서 9.9 사이의 값을 갖는 것으로 밝혀졌다. 이러한 연구 결과를 토대로 Jo 등<sup>(5)</sup>은 Westinghouse형 증기발생기 U-자관에 대한 유체탄성불안정성 해석을 시도하였고, 증기발생기 전열관의 관막음이 안정비에 미치는 영향에 대해서 논의하였다. 이러한 유체탄성불안정성 평가는 가동중인 증기발생기의 전열관 손상 원인 분석 뿐만 아니라 냉각재 온도 감소운전(operation at reduced temperature, ORT) 시의 국부 유속 증가에 따른 안전성 평가 등에 기본적으로 분석되어야 할 중요한 분야이기도 하다.

국내 상황에서 전력수요의 증대는 새로운 발전소를 건설하는데 따르는 많은 제약에 의하여 가동중인 발전소의 출력을 증대(power uprating)시키는 방향이 검토되고 있다. 이에 의하여 현재 가동중인 증기발생기에 대한 유체탄성불안정성 평가가 반드시 이루어져야 할 분야가 된다. Fig. 3에 나타난 CE형 증기발생기는 영광 3, 4호기 이후의 국내 표준원전에서 설치되

는 형식으로서 U-자관 상부가 원형이 아닌 수평관 형태를 갖고 전열관다발은 수직관 부분에서는 삼각배열이고 수평관 부분에서는 45° 회전된 사각배열의 형상을 지니고 있다. 증기발생기 내부에는 유체의 흐름에 의해 전열관의 과도한 진동을 방지하기 위해서 전열관 지지판이 Fig. 3과 같은 위치에 설치되도록 설계되어져 있다. 유체탄성 불안정성 평가는 발전소 예방정비 기간 중에 나타나는 증기발생기 U-자관의 손상 원인을 파악하는데 반드시 검토해야 할 분야이며, 본 연구에서는 먼저 유체탄성불안정성 특성을 파악하는 프로그램을 완성하고 현재의 정격 운전 조건에서 가장 취약하다고 판단되는 몇 개의 특정 전열관들에 대한 유체탄성불안정성 해석을 수행하기로 한다.

기존의 안정비 계산은 절차가 매우 복잡하고 대부분이 수작업이어서 계산상의 어려움이 많았으며, 계산을 간단하게 하기 위해서 증기발생기 영역을 몇 개의 cell로 나누어 각 cell의 평균 밀도를 적용하므로써 특정 전열관에 대한 안정비 계산을 수행 할 수 없었다. 그러나 본 연구에서 개발한 프로그램은 임의의 전열관에 대한 안정비를 계산할 수 있도록 하였으며, 예방 정비기간중 발생한 특정 위치의 전열관에 대한 손

상 원인 분석은 물론, 운전조건 변화에 따른 유체탄성불안정성 해석에 커다란 도움이 되도록 하였다.

## 2. 수치적 접근

유체유발진동해석의 절차는 Fig. 4에서 나타낸 것처럼 먼저 설계자료를 통해서 전열관의 배열과 피치, 직경, 그리고 증기발생기 2차측 내부 형상을 파악하며, 위의 형상과 운전자료로부터 ATHOS3 열수력 해석을 수행하게 된다. 열수력해석을 수행하는 주 목적은 진동모드 해석을 위해서 전열관 내부와 외부의 1,2차측 냉각수의 밀도분포를 계산하고, 이를 이용하여 부가질량 분포를 얻어내어 ANSYS를 이용한 모드해석을 수행하기 위함이다. 또한 열수력 해석 결과로부터 유체탄성 불안정성 평가를 위해서 전열관에 수직한 틈새속도를 얻어내고 Cornors의 경험식으로부터 안정비를 판정하는 절차를 밟는다. 이에 대한 절차가 Fig. 4에 나타나 있으며, 이러한 복잡한 절차를 통합한 프로그램이 유체탄성불안정성 해석을 위해서 일차적으로 필요하게 된다. 중요한 절차에 대한 수행방법과 주요 결과를 각 세부 항목별로 정리하면 다음과 같다.

### 2.1 열수력 해석

3차원 2상 열수력 해석으로 현재 널리 사용되고 있는 해석 코드는 EPRI에서 개발한 ATHOS3해석 코드가 있다. ATHOS3에서 계산되는 1차 변수는 혼합 유속, 압력, 엔탈피, 건도, void fraction, 1차측 냉각수의 온도, 전열관의 온도 등이다. 따라서 증기발생기 내부의 전열관 외곽에서의 유체의 밀도를 알기 위해서는 별도의 후처리를 통해 부가질량분포, 유효질량분포, 틈새 속도, ANSYS 입력자료 등을 구할 수 있도록 한다.

Fig. 5는 row 번호 41의 U-자관 상단 수평부 위치 ( $z = 8.169$  m)에서의 2차측 유체의 밀도 분포를 나타내며, Fig. 6과 Fig. 7은 동일 위치에서의 속도 분포 벡터와 속도의 크기를 나타내고 있다. 그림에서 보이는 것과 같이 고온관측(hot side)이 저온관측(cold side)에 비하여 밀도가 낮고 속도는 더 빠른 특성을 보여주고 있다. 이 부분에서 횡유동(cross flow), 즉 전열관에 수직한 흐름은 해당되는 row #41 전열관 군에서의 유체탄성불안정성에 커다란 영향을 주게

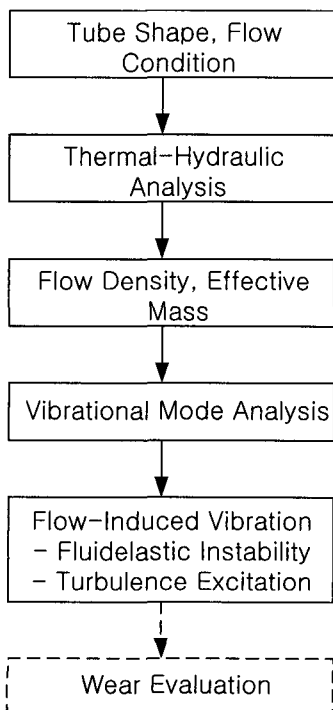


Fig. 4 Flow chart of the FIV analysis

된다.

전열관에 횡유동이 발생되는 경우에는 와류 홀림에 의한 가진이 발생되는 것이 보통이나 Pettigrew 등<sup>(6)</sup>의 이상유동 실험에 의하면 void fraction이 10% 이상인 경우에 Karman vortex street의 형성이 잘 이루어지지 않고 있음을 알 수 있다. Fig. 8은  $z = 8.169$  m 위치에서 void fraction 분포를 나타내고 있으며, 전반적으로 0.5~0.9 사이의 값을 갖는 것으로 보아 모두 10%의 void fraction을 초과하는 상황이며, 이 부분에서 와류의 주기적인 홀림으로부터 발생하는 전열관의 양력 및 항력에 의한 주기적 진동 현상은 커다란 문제가 되지 않을 것으로 기대된다.

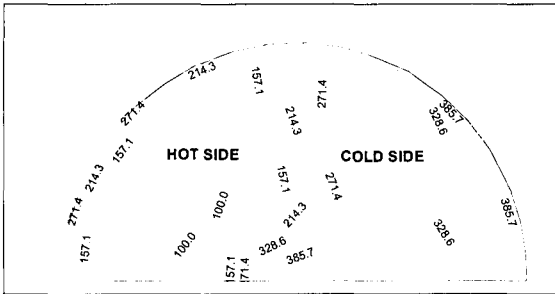


Fig. 5 Secondary side flow density distribution ( $\text{kg/m}^3$ ) at  $z = 8.169$  m

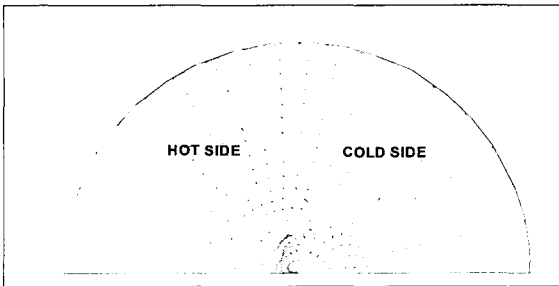


Fig. 6 Vector plot of secondary side flow velocity ( $\text{m/sec}$ ) plot at  $z = 8.169$  m

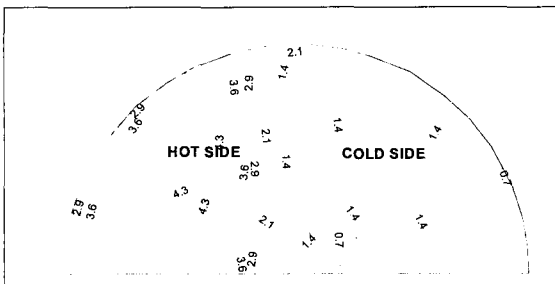


Fig. 7 Magnitude of the secondary side flow velocity ( $\text{m/sec}$ ) at  $z = 8.169$  m

Fig. 9는 대칭면에서 증기발생기 내부의 밀도 분포이다. 그림에서 볼 때 고온관측의 밀도가 저온관측에 비하여 낮게 나타나고 있다. 밀도의 감소는 체적의 증대를 의미하며 따라서 Fig. 7에서처럼 고온관측의 체적속도가 저온관측에 비해서 빠르게 나타나는 현상을 예측할 수 있게 된다.

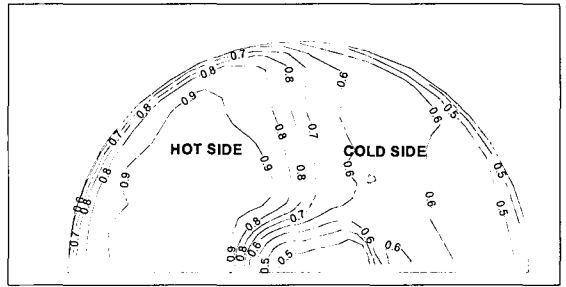


Fig. 8 Distribution of the void fraction at  $z = 8.169$  m

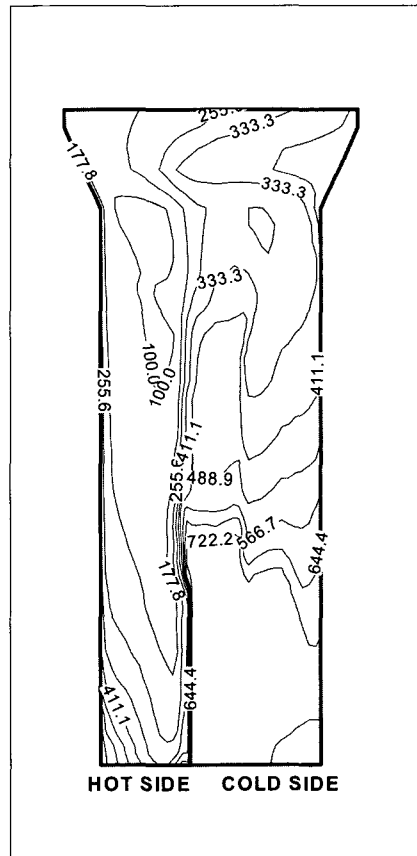


Fig. 9 Side view of secondary side flow density ( $\text{kg/m}^3$ ) distribution

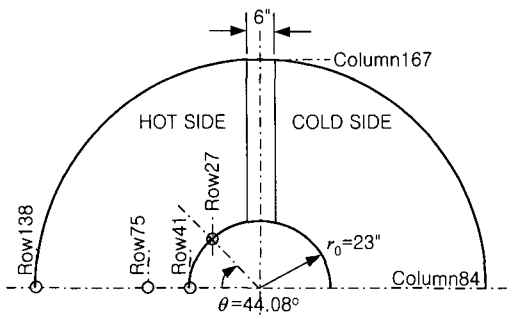


Fig. 10 Selected tube locations at SG plane

### 2.2 전열관의 선정

증기발생기 내부에 존재하는 전열관의 수는 총 8,214개에 이르며 모든 전열관에 대하여 유체탄성 불안정성 해석을 수행한다는 것은 쉬운 일이 아니다. 따라서 구조적으로 취약하다고 판단되는 몇 개의 전열관들을 적절하게 선정하고 이것들에 대해서 유체탄성 불안정성 평가를 수행하기로 한다. Fig. 10은 ATHOS3 계산영역에 취약하다고 판단되는 전열관의 row 번호를 나타낸 것이다. 이 것들 중 row #41과 row #75는 Fig. 3에 보여준 것처럼 증기발생기의 상부로 갈수록 전열관 지지판의 중앙 부분이 점차적으로 제거되어가면서 전열관을 지지해주지 못하는 것들 중에서 그 경간이 최대가 되는 전열관들이다. 또한 row #138은 증기발생기 전열관중 최외곽의 것으로서 모든 전열관들 중에서 그 경간이 최대가 되는 것이고, row #27은 전열관 상부에 진동 저지봉이 고온측 및 저온측에 있는 전열관의 곡선부분 각각 한 군데 만을 잡아주는 전열관들 중에서 그 경간이 최대가 되는 것이다. 이러한 전열관들은 유체유발 진동 특성이 다른 전열관들에 비해서 취약할 것임이 간접적으로 예측되는 것들이다.

### 2.3 유효질량의 계산

고유진동수 해석을 위해서는 전열관의 단위길이당 유효질량분포를 구할 필요가 있게 된다. 전열관의 유효 질량분포는 각 위치에서 1차측 밀도, 전열관 금속 밀도, 부가질량을 고려하여 구한다. 부가질량 (added mass)은 2차측 유체밀도와 전열관 다발의 형상에 의해서 결정된다. 유효질량 분포는 다음과 같다.

$$m(s) = m_f(s) + m_{bf}(s) + m_a(s) \quad (1)$$

여기서  $s$ 는 고온관측에서 저온관측으로 전열관을 따

르는 좌표,  $m_f(s)$ 는 전열관 재료의 단위 길이당 질량,  $m_{bf}(s)$ 는 1차 냉각수의 단위 길이당 질량이며,  $m_a(s)$ 는 단위 길이당 부가질량으로서 Pettigrew 등에 의해서 제안한 식 (2)를 사용할 수 있다. 여기서 부가질량이란 전열관과 동일하게 움직이는 관 주변의 2차측 유체 질량이다.

$$m_a(s) = c\rho(s) \frac{\pi d^2}{4}, \quad \text{where } c = \frac{(D_e/d)^2 + 1}{(D_e/d)^2 - 1} \quad (2)$$

삼각배열인 경우  $D_e/d = (0.96 + 0.5p/d)p/d$  이다. 여기서  $p$ 는 전열관의 피치,  $d$ 는 전열관의 외경,  $D_e$ 는 전열관 주위의 등가 직경이다. 본 연구에서는 부가질량 계수  $c$ 를 Chen과 Chung<sup>(7)</sup>의 결과로부터 수직 전열관에 대해서는  $c = 3.1$ , 수평부위에 대해서는  $c = 1.7$ 의 값을 사용한다.

### 2.4 SG 전열관의 모드해석

U-자관의 형상과 재료의 물성치 (금속밀도, Young's modulus), 그리고 유효 질량분포를 이용하여 전열관의 고유진동 모드 해석을 수행한다. 본 연구에서는 모드 해석을 위해 ANSYS ver. 5.6 코드를 사용하였다. U-자관의 하부는 고정조건이 적용되며, 전열관 지지판(tube support plate)은  $r, \theta$ 방향에 대해서 구속하고, anti-vibration bar는  $x$ -방향에 대한 구속을 적용한다. 지지판 사이에는 6개에서 10개(하단부분 및 U-자관 상단 수평부분)의 질량분포를 위한 노드를 적용하였다. 전열관 지지 조건은 모드해석의 경계조건으로 작용하는 중요한 변수이며, 실제 증

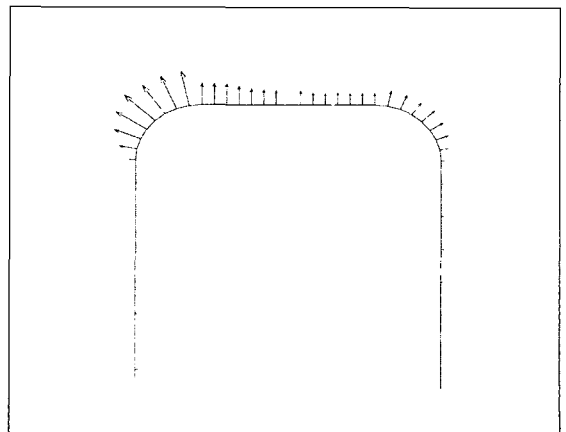


Fig. 11 Gap velocity distribution at U-bend region (max. gap velocity = 6.3 m/s)

기발생기는 슬러지가 전열관과 관 지지대 사이에 쌓여 denting을 유발시키며, 단순지지 조건이 아닌 고정지지 조건에 가까운 상황을 불러일으킬 수 있는 것으로 알려져 있으나,<sup>(5)</sup> 본 연구에서는 이러한 부차적인 효과는 고려하지 않기로 한다.

### 2.5 유효 틈새 속도의 계산

열 수력해석 코드인 ATHOS3의 해석 결과는 전열관에 대한 마찰저항을 고려하여 얻어진 속도를 의미한다. 이 속도는 전열관 외경, 피치, 그리고 전열관의 다공성, 등의 영향을 받는다. ATHOS3에 의해서 얻어낸 속도가 틈새속도를 의미하는 것은 아니며, 다음처럼 피치속도  $V_p$ 에 다공질계수  $(1-\beta)$ 를 곱해 얻어낸다.

$$V_g = \alpha V_p = (1-\beta) \frac{p}{p-d} V_{ATHOS} \quad (3)$$

다공질 계수는 cell 평균 방법으로부터 얻어낸다. 즉 삼각배열인 경우  $\beta = \pi / (2\sqrt{3})(d/p)^2$ 이고, 사각배열인 경우  $\beta = \pi / 4(d/p)^2$ 이다. 영광 3/4호기에 대해서  $\alpha$ 값은 수직관에 대해서 2.04, 수평관에 대해서 1.7의 값을 갖는다. Fig. 11은 R41C84 전열관에 대한 수직 틈새속도 분포를 전열관의 상부에 대해서 나타낸 것이다. 그림의 왼쪽이 고온측이며 저온측에 비해서 비교적 커다란 틈새속도분포를 갖고 있음을 알 수 있다.

전열관에 수직으로 횡유동을 받는 U-자관에 대한 유체탄성불안정성 해석시에 중요한 변수는 전열관 주위 (전열관 안과 전열관 밖 전부)의 유체 밀도와 유속분포를 얻어내는 것이다. 유속분포는 실험시에 전열관 다발에 접근하는 유속을 기준으로 틈새속도를 정의하여 계산하게 된다.

Fig. 12 (a)와 (b)는 row #41 U-자관 상단 위치에서 증기발생기 중앙에서 외곽방향으로 column을 바꾸어 가면서 밀도와 틈새속도의 평균을 각각 식 (4)를 이용하여 얻어낸 것이다.

$$\rho_0 = \int_a^b \rho(s) ds / \int_a^b ds \quad (4)$$

$$V_{g1} = \int_a^b V_g(s) ds / \int_a^b ds$$

위 식에서 적분구간  $a, b$ 는 전열관 상부의 수평부분에서의 스펀 좌표를 의미한다. 이 부분에서의 평균밀도와 평균틈새속도는 column 위치를 #84에서 #162까지 변화시키면서 계산한다. 이러한 열수력 해석 결

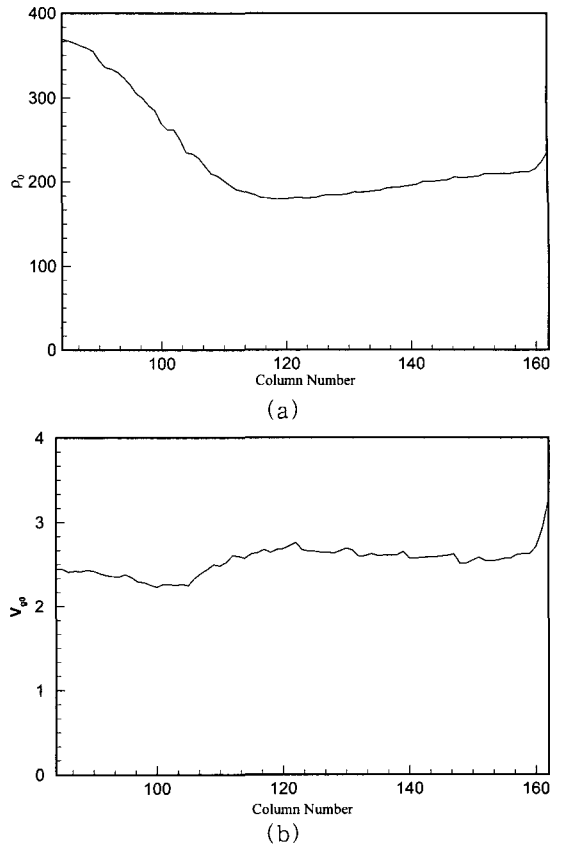


Fig. 12 Mean density and mean gap velocity distribution at horizontal tube region

과는 동일한 row 번호라 할지라도 column 번호가 바뀌어 가면서 다른 유체탄성불안정성 특성을 갖게됨을 의미하게 된다. 본 연구에서는 이러한 특성을 감안하여 row #41에 대해서 특별히 column 번호를 바꾸어 가면서 유체탄성불안정성 해석을 수행하기로 한다. 계산에 고려된 특정 column의 위치는 증기발생기 가운데(84번), 최외곽(162번), 그리고 84번과 162번의 중간 위치로 볼 수 있는 120번을 선택하였다.

유체탄성불안정성 평가를 위한 틈새속도  $V_g$ 는 U-자관이 놓인 전열관 평면에서 전열관에 수직한 유속 성분으로 정의하며 이를  $V_{gn}$ 으로 놓는다. 이 수직 틈새속도는 전열관의 진동에 의한 형상으로부터 가중시킨 유효틈새속도  $V_{ge}$ 를 실제 안정성 해석 시 사용하게 된다. 유효틈새속도는 다음과 같다.

$$V_{ge}^2 = \frac{m_o}{\rho_o} \frac{\int_0^L \rho(s) V_{gn}^2(s) \phi^2(s) ds}{\int_0^L m(s) \phi^2(s) ds} \quad (5)$$

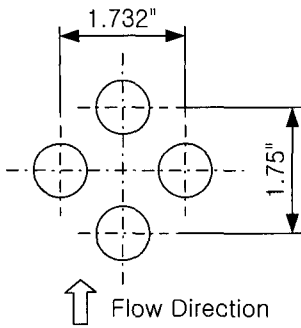


Fig. 13 Tube array at the flow exit region of the U-tube

여기서  $m_o$ ,  $\rho_o$ 는 각각 전열관의 기준 유효질량과 2차측 유체의 기준밀도가 되며,  $L$ 은 전열관 길이,  $\phi(s)$ 는 모드 형상함수이다.

### 2.5 SG 전열관 임계속도의 계산

Connors는 실험을 통해서 다음과 같은 임계속도를 정의하였다.

$$V_c = K f_n d \sqrt{\frac{2\pi \zeta m_o}{\rho_o d^2}} \quad (6)$$

여기서  $f_n$ 은 전열관의  $n$ 차 고유진동수이며,  $\zeta$ 는 총 감쇠비이나 이 값에 대한 정량적인 경험식은 아직 알려지지 않고 있다. 본 연구에서는 Haslinger의 실험결과로부터 고유진동수에 따른 감쇠비를 적용하기로 한다. 이 값은 고유진동수가 30 Hz 근방에서 대략 1.7%이며, 고유진동수가 증가하면 약 0.5%로 수렴하게 된다.

$K$ 는 유체탄성불안정성 계수로서 ABB-CE의 실험

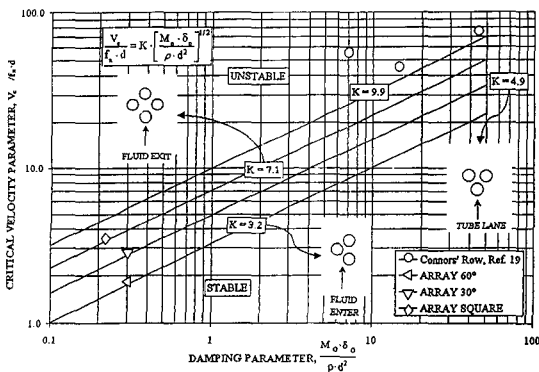


Fig. 14 The fluid-elastic instability constants  $K$  for various tube arrays

에 의하면 Fig. 14에 나타난 것과 같이 60° 삼각배열인 경우 3.3, 30° 삼각배열인 경우 4.9, 45° 회전된 사각배열인 경우에는 7.1을 얻어내었다.<sup>(8)</sup> 영광 3.4호 발전소의 U-자관 상단 전열관의 배열 형상은 Fig. 13과 같으며, 이에 의해 전열관 배열 형상은 45° 회전된 사각배열 형상을 갖는다고 간주한다.

### 2.6 유체 탄성불안정성 평가

안정비(stability ratio, SR)는 전열관의 고유진동에 의한 진동 형상함수를 고려하여 얻어지는 전열관 횡유동 유효특새속도를 정의한 후 이 값과 임계속도로부터 다음과 같이 정의한다.

$$SR = \frac{V_{ge}}{V_c} \quad (7)$$

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

모드 해석의 결과로부터 전열관을 따르는 형상함수 값  $\phi$ 를 얻어내며, 이 결과는 식 (5)에서 유효특새속도를 계산하는 데 사용된다. 식 (7)로부터 안정비를 얻기 위해서는 임계속도  $V_c$ 에 영향을 주는 고유진동수를 알아야 하며, 이것은 모드해석에서 얻어낸 모든 고유진동수에서 국부 모드의 형태가 U-자관의 상단에 존재하는 경우에 대하여 선택적인 안정비 계산을 수행한다.

### 3. 결과 및 토의

영광 3.4호 발전소의 U-자관 상단 전열관 피치 (0.0312 m)는 수직부분 (0.0254 m)보다 크며, 이에 의해 전열관 배열 형상은 Fig. 13과 같이 45° 회전된 사각배열 형상을 갖는다고 간주한다. 본 연구에서 취약하다고 판단된 6가지 전열관에 대한 유체탄성 불안정성 평가 결과가 Table 1에 나타나 있다. 여기서 유체탄성불안정성 계수  $K$ 는 CE형 증기발생기와 동일한 형상 조건에서 실험한 결과로부터 회전 사각배열의 경우에 대한  $K=7.1$ 값을 적용하였다.<sup>(8)</sup> Table 1은 1차 고유진동 모드에 대한 평가 자료이며, 각 전열관들에 대한 1차 진동모드 형상이 Figs. 15~18에 나타나 있다. 본 연구에서 관심을 두고 있는 U-자관

상부에서 국부 고유진동 모드가 집중되어 있는 것은 Fig. 16에 나타난 것처럼 R41C84인 경우에 대해서이다. 그림으로 나타내지는 않았지만 R41C120과 R41C162 전열관의 모드 형상도 Fig. 16의 진동모드에서 벗어나지 않는다. Table 1에서 row #41의 안정비가 크게 나오는 이유는 U-자관 상부에서의 형상함수 값이 크게 분포하기 때문이다.

대부분의 진동모드는 U-자관이 놓여있는 평면내에서 일어나는 in-plane 모드가 되나, 간혹 out-of-plane 모드를 갖는 경우가 발생하게 된다. R41C84의 경우에 5, 8, 21 번째 모드들이 out-of-plane 모드인 것으로 확인되었고, 그때 고유진동수는 각각 44.1, 51.2, 137.7 Hz의 결과를 보여준다. Out-of-plane 모드는 U-자관 상단에서 국부 모드를 갖기 때문에 전열관 상단 부분에서 형상함수가 큰 값을 갖는 특징이 있으며, 따라서 전열관의 수직 부분에만 국부 모드를 갖는 고유진동수에 비해서 비교적 안정비가 큰 값을 갖게 됨을 예상할 수 있다. 특히 관심영역인 U-자관 상부 부분에서 국부 모드를 갖지 않는 경우에는 안정비 값이 1차 모드가 아닌 경우에 최대값이 나오게 됨을 주의할 필요가 있다. 다음 Table 2에는 R27C100

의 경우에 진동수에 따른 안정비의 값이 나타나 있으며 2차 고유진동수에서 안정비 값이 최대가 됨을 보여주고 있다.

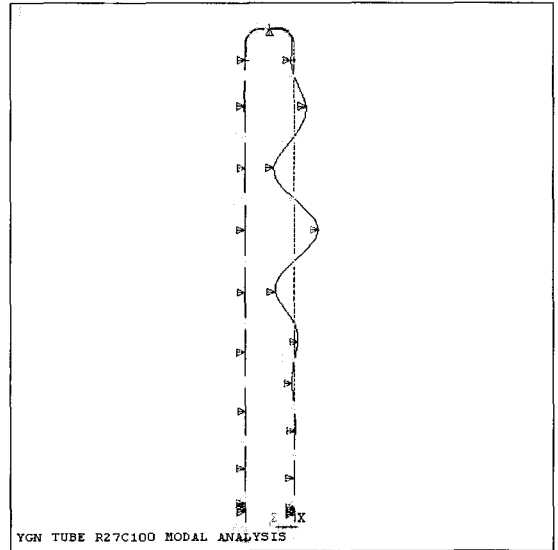
유체탄성불안정성 계수  $K$ 는 참고문헌 (8)의 실험 결과인  $K=7.1$ 외에도 Blevins<sup>(9)</sup>의 회전 사각 전열관 배열의 실험 결과에 대한 평균치인  $K=5.8$ 과 그 실험치의 90% 신뢰도에 대한 값으로  $K=3.5$  등의 값

**Table 1** Predicted stability ratios for selected tubes

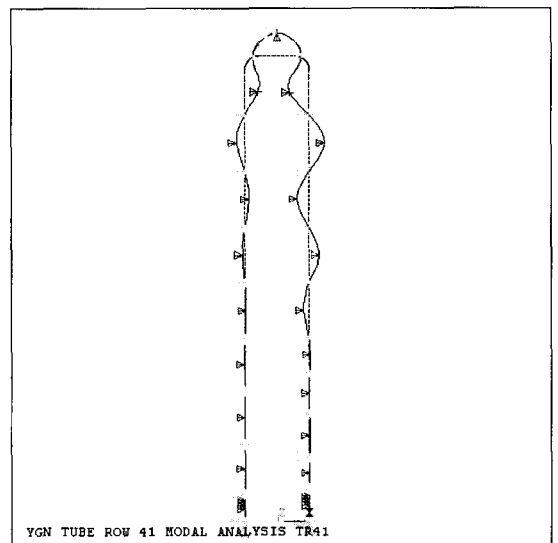
Tube	$f_1$ (Hz)	$p/d$	$\frac{2\pi\zeta m_0}{\rho_0 d^2}$	$V_{ge}$ m/sec	$V_c$ m/sec	SR
R27C100	35.3	1.64	0.904	0.35	4.54	0.08
R41C84	32.7	1.64	0.786	1.71	3.92	0.44
R41C120	32.7	1.64	1.314	1.57	5.07	0.31
R41C162	33.2	1.64	1.062	1.96	4.63	0.42
R75C84	35.3	1.64	1.030	0.50	4.84	0.10
R138C85	34.7	1.64	1.095	0.27	4.92	0.05

**Table 2** Main parameters for R27C100

Natural freq.	$V_{ge}$ m/sec	$V_c$ m/sec	SR	Mode
$f_1 = 35.3$ Hz	0.35	4.54	0.08	in-plane
$f_9 = 63.9$ Hz	1.64	6.74	0.24	out-of-plane
$f_{15} = 82.5$ Hz	1.77	7.72	0.23	in-plane



**Fig. 15** Fundamental mode shape of the R27C100 U-tube ( $f_1 = 35.3$  Hz)



**Fig. 16** Fundamental mode shape of the R41C84 U-tube ( $f_1 = 32.7$  Hz)



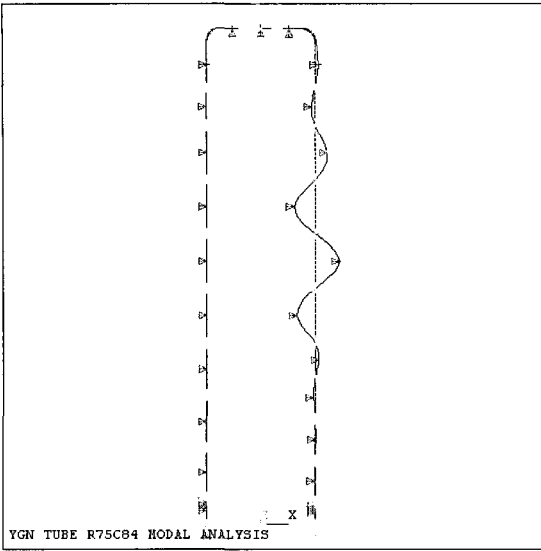


Fig. 17 Fundamental mode shape of the R75C84 U-tube ( $f_1 = 35.3$  Hz)

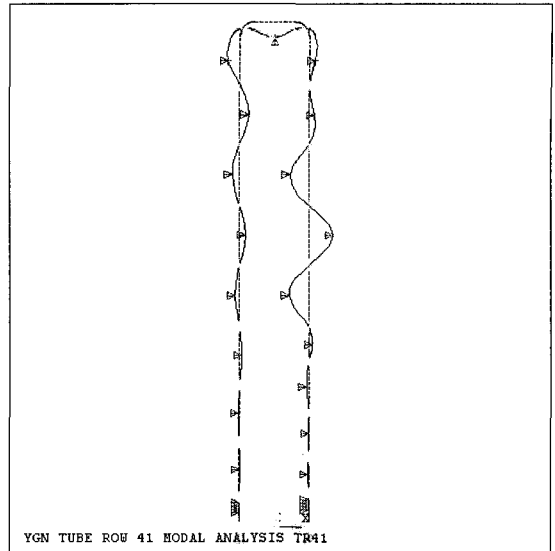


Fig. 19 Fundamental mode shape of the R41C84 U-tube ( $f_2 = 35.9$  Hz)

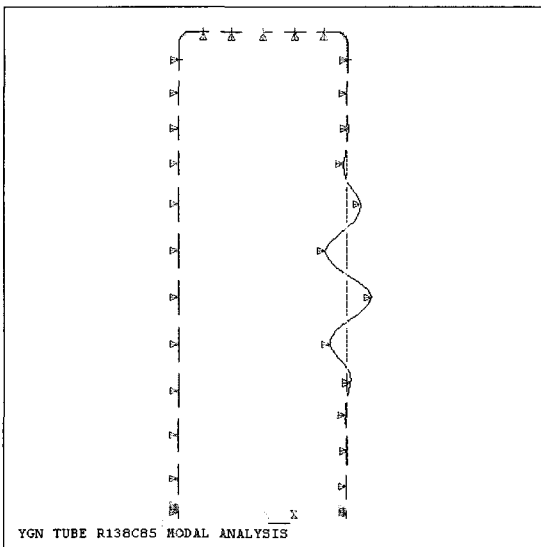


Fig. 18 Fundamental mode shape of the R138C85 U-tube ( $f_1 = 34.7$  Hz)

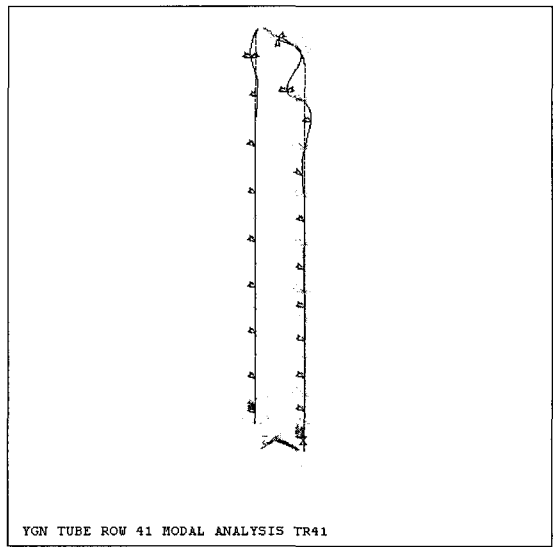


Fig. 20 Fundamental mode shape of the R41C84 U-tube ( $f_5 = 44.1$  Hz)

이 제시되어 있으며, Chen<sup>(10)</sup>은 여러 실험결과를 종합하여 최저 한계곡선으로부터  $K$  값의 설계 기준을 제시한 바 있다. 실제로 안정비 계산에 커다란 영향을 주는  $K$  값을 선정하는 것은 전열관 배열 형상이나  $p/d$ 에 의해서 크게 영향을 받게 된다.<sup>(11)</sup> 즉 가장 적절한  $K$  값은 동일한 전열관 배열 형상과  $p/d$  비에서 실험한 결과를 사용하는 것이다. 또한 U-자관이 아닌 서로 평행한 전열관 배열에서 실험한  $K$  값을

U-자관 배열에 적용할 때에는 배열 형상 변화에 따른 효과가 존재할 뿐만 아니라, 제작 및 조립 공차에 따른 불확실성을 안게 됨을 주지할 필요가 있다.

R41C84에서 고유진동수 변화에 따른 진동모드가 Fig. 19와 Fig. 20에 나타나 있다. 계산 결과에 따른 주요 변수들은 Table 3과 같다. 결과를 통해 볼 때 2차 모드  $f_2=35.9$  Hz에서 안정비가 0.46으로 최대가 됨을 알 수 있다.

Table 3 Main parameters for R41C84

Natural freq.	$V_{ge}$ m/sec	$V_c$ m/sec	SR	Mode
$f_1 = 32.7$ Hz	1.71	3.92	0.44	in-plane
$f_9 = 35.9$ Hz	1.93	4.21	0.46	in-plane
$f_{15} = 44.1$ Hz	0.64	4.88	0.13	out-of-plane

#### 4. 결론

본 연구에서는 증기발생기 전열관에 대한 유체탄성 불안정성 해석 절차를 수립하고, 안정비 계산을 위한 전산 프로그램을 완성한 후 영광 3,4호기 CE형 증기발생기에 대한 유체탄성불안정성 해석을 수행하였다. 이를 위해서 다음과 같은 절차를 밟았다.

(1) 증기발생기 열수력 해석을 통해 얻어낸 2차측 냉각수의 엔탈피와 압력을 이용하여 유체의 밀도를 얻어내고, 이를 부가질량과 임계속도 계산 시에 활용한다.

(2) 증기발생기 전열관의 모드 해석은 전열관 스펙을 따르는 유효질량분포를 구한 후 진동 모드해석을 수행함으로써 고유진동수와 모드 형상 함수를 얻어낸다.

(3) 모드해석에서 구한 형상 함수를 이용하여 유효 틱새속도를 계산하고 고유진동수, 기준 유체 밀도, 기준 유효질량, 감쇠비로부터 임계 유속을 계산한다. 안정비는 유효틱새속도와 임계속도의 비로부터 얻어낸다.

본 연구에서는 위 절차를 수반하는 전산프로그램을 완성하였으며, 취약하다고 판단되는 6개의 특정 전열관들에 대한 안정비 계산을 수행하였다. 특히 증기발생기 U-자관 중 row #41은 1차 진동모드가 유동 출구영역인 U-자관 상부에 국부 모드를 가지고 있어서 유효틱새속도는 증가하며, 임계속도는 작아져서, 결국 안정비가 다른 전열관들 보다도 더 큰 값을 갖게 됨을 파악할 수 있었다. 또한 최대가 되는 안정비는 1차 모드에서만 얻어지는 것이 아니며, 설계 또는 안전성 평가시 중요한 변수인 최대 안정비를 얻기 위해서는 주어진 전열관에서 모든 고유 진동모드들에 대한 안정비들을 계산할 필요가 있게 된다. 그리고 유속 및 밀도분포의 변화에 의하여 동일한 row 번호라 할지라도 column 번호를 바꾸어 가면 안정비의 값이

바뀌게 되는 데, 이 때 가장 취약하다고 판단되는 row 번호 41의 경우에 증기발생기 중앙 부위와 외곽 부분의 전열관들이 안정비가 높게 나오게 되는 결과를 얻어내었다.

#### 참고 문헌

- (1) Pettigrew, M.J., Carlucci, L.N., Taylor, C.E. and Fisher, N.J., 1991, "Flow-induced Vibration and Related Technologies in Nuclear Components," Nuclear Eng. Design, Vol. 131, pp. 81~100.
- (2) 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.
- (3) Fritz, R.J., 1972, "The Effects of Liquids on the Dynamic Motion of Immersed Solids," ASME J. Engineering of Industry, pp. 167~173.
- (4) Pettigrew, M.J., Taylor, C.E. and Kim, B.S., 1989, "Vibration of Tube Bundles in Two-phase Cross-flow: Part 1 Hydro-dynamic Mass and damping," Tran. of the ASME, Vol. 111, pp. 466~477.
- (5) Jo, J.C. and Shin, W.K., 1999, "Fluid Elastic Instability Analysis of Operating Nuclear Steam Generator U-tubes," Nuclear Eng. Design, Vol. 193, pp. 55~71.
- (6) Pettigrew, M.J., Currie, I.G., Taylor, C.E. and Kim, B.S., 1989, "Vibration of Tube Bundles in Two-phase Cross-flow: Part 3 Turbulence-induced Excitation," Tran. of the ASME, Vol. 111, pp. 488~499.
- (7) Chen, S.S. and Chung, H., 1976, "Design Guide for Calculating Hydrodynamic Mass Part I: Circular Cylindrical Structures," ANL-CT-75-45.
- (8) Heilker, W.J., Beard, N.L. and Park, J.Y., 1989, "Flow Induced Vibration Analysis in Support of Design of the YGN Unit 3&4 Steam Generators," Proceedings of the International Symposium of Pressure Vessel Technology and Nuclear Codes and Standards, April 19~21.
- (9) Blevins, R.D., 1990, Flow-induced Vibration,

2nd edition, Van Nostrand Reinhold.

(10) Chen, C.C., 1984, "Guidelines for the Instability Flow Velocity of Tube Arrays in Cross Flow," J. Sound and Vib. Vol. 93, pp. 439~455.

(11) Blevins, R.D., 1984, "Discussion of Guidelines for the Instability Flow Velocity of Tube Arrays in Cross Flow," J. Sound and Vib. Vol. 97, pp. 641~644.