

신형경수로1400 증기발생기 전열관의 유체유발진동 해석

Analysis of Fluid-Induced Vibration in the APR1400 Steam Generator Tube

이광한* · 정대율** · 변성철***

Kwang-Han Lee, Dae-Yul Chung, Sung-Chul Byun

Key Words : Flow-Induced Vibration(유체유발진동), Stability Ratio(안정비) Fluid-elastic Instability(유체탄성 불안정), Critical Velocity(임계속도), Random Turbulent Excitation(랜덤난류여기진동), APR 1400(신형경수로1400)

ABSTRACT

Flow-Induced Vibration of steam generator tubes may result in fretting wear damage at the tube-to-support locations. KSNP(Korean Standard Nuclear Power plant) steam generators experienced fretting wear in the upper part of U-bend above the central cavity region of steam generators. This region has conditions susceptible to the flow-induced vibration, such as high flow velocity, high void fraction, and longer unsupported span. To improve its performance, APR1400 steam generator is designed with additional supports in this region to reduce unsupported span and to reduce peak velocity in the central cavity region. In this paper, we examined its performance improvement using ATHOS code. The thermal-hydraulic condition in the region of secondary side of APR1400 steam generator is obtained using the ATHOS3 code. The effective mass for modal analysis is calculated using the void fraction, enthalpy, and operating pressure information from ATHOS3 code result. With the effective mass distribution along the tube, natural frequency and mode shape is obtained using ANSYS code. Finally, stability ratios and real mean squared displacements for selected tubes of the APR1400 steam generator are computed. From these results, the current design of the APR1400 steam generator are examined.

1. 서 론

증기발생기 전열관에 대한 유체유발진동(fluid-induced vibration) 문제는 1970년대부터 미국 내 경수로형 원전 증기발생기에서 전열관의 손상 문제가 여러 발전소에서 발생되면서부터 크게 부각되기 시작하였다. 유체유발진동의 원인은 크게 세 가지로, 유체와 전열관이 연동되어 움직이는 유체탄성 불안정 진동(fluid-elastic instability), 난류의

비정상 압력변동에 의한 가진(turbulence excitation), 그리고 전열관에서 발생하는 와류(vortex shedding)에 의한 주기적인 진동에 기인하는 것으로 알려져 있다. 증기발생기의 전열관 주위에는 위 세 가지 원인에 의해서 마모(wear) 또는 피로파괴(fatigue fracture) 등의 증기발생기 전열관의 손상 현상이 발생할 수 있으며 이러한 전열관 손상은 방사성 물질로 오염된 1차측 냉각재의 2차측 유체로의 누설을 수반하여 원자력 발전소의 경제적 손실뿐만 아니라 안전성 저해라고 하는 중대한 결과를 초래하게 된다. 따라서 증기발생기의 설계 및 운전에 있어서 전열관의 유체유발진동에 의한 기계적 손상의 가능성을 예측하기 위한 유체유발진동 해석은 대단히 중요하다.

* 원자력환경기술원
E-mail : e2501kh@hanmail.net
Tel : (042) 865-5713, Fax : (042) 865-5704

** 원자력환경기술원

*** 원자력환경기술원

2. 신형경수로 1400 증기발생기 특성

APR1400 증기발생기는 한국형 표준원전(KSNP) 증기 발생기에서 발생하는 전열관 진동문제를 해결하기 위한 설계개선이 이루어 졌다. 중앙공동 및 U-bend 영역에서의 높은 유동 에너지를 감소시켜 전열관 다발 상부 U-bend 영역에서 발생된 마모를 방지하기 위해 Fig. 1 과 같이 최상부 Full egg-crate의 중앙 공동부분에 볼트로 결합된 유량분배판(Egg-crate Flow Distribution Plate : EFDP)을 설계하여 설치하였다. 또한, 마모가 집중되는 전열관을 구속시키기 위하여 기존의 Fig. 2와 같이 U-bend 전열관 다발 중앙에 Vertical Strip 및 Horizontal Strip을 추가하여 고유진동수가 낮은 전열관 발생을 근원적으로 제거하기 위한 설계개선을 수행 하였다.

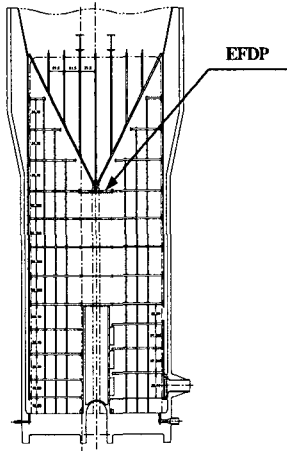


Fig. 1 Tube supports & EFDP of the APR1400 stems generator

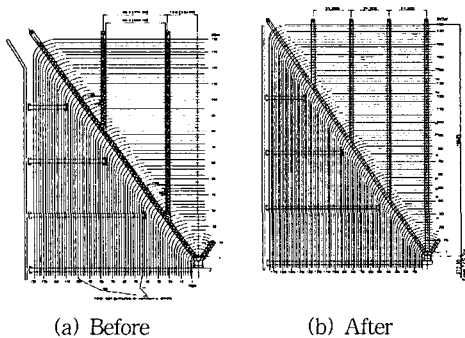


Fig. 2 Upper tube bundle supports before and after design improvement

3. 유체유발진동 해석

증기발생기 전열관의 유체유발진동 원인은 크게 유체탄성 불안정 진동, 랜덤난류여기 진동, 외류발산 진동에 기인하지만 유체유발 진동 실험결과 90%에 가까운 기공율을 지니는 증기발생기 전열관의 U-bend 지역에서는 거의 나타나지 않음을 보여준다[1]. 따라서 본 연구에서는 유체탄성 불안정 진동과 랜덤난류여기 진동에 대해서만 언급하기로 한다.

증기발생기 전열관의 유체유발진동 해석은 2차측 유체의 가진력에 의하여 발생하므로 전열관의 유체유발진동 해석을 위하여 우선적으로 결정하여야 할 관련 매개변수는 전열관의 단위 길이당 유효질량, 전열관에 수직한 틈새 횡유속, 2차측 유체에 의한 감쇠비 등이다. 이들 매개변수들은 증기발생기의 열수력 해석 결과를 이용하여 2차측 유체의 열수력 매개변수들인 유동속도, 보이드율 및 건도의 분포로부터 결정하여야한다.

ATHOS3 코드에서는 2차측 유체의 속도는 control cell의 표면 중심에서 그 표면에 수직한 평균속도이며, 보이드율과 건도는 control cell의 중심격자점에서의 값으로 표시된다. 따라서 유체유발진동 해석을 위하여 선정된 특정 전열관이 통과하는 control cell에 대한 ATHOS3의 계산결과로부터 특정 전열관 전장에서 이들 관련 매개변수들에 대한 정확한 분포를 구하여야 한다. 특히 ATHOS3의 결과로 얻어진 속도는 전열관의 존재효과를 고려하여 유체유발진동 해석 대상 전열관을 횡단하여 유동하는 틈새 횡유속(gap velocity)을 구하여야 한다.

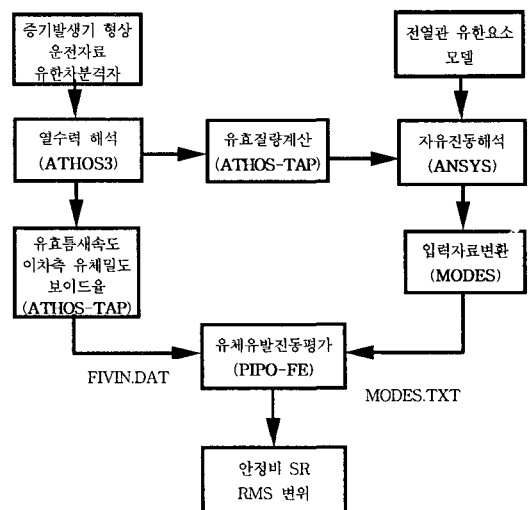


Fig. 3 Procedure of the fluid-induced vibration

본 연구에서는 Fig. 3과 같이 증기발생기 유체유발진동 해석 절차를 확립하고 각 해석 코드간의 연계를 위해 필요한 입력 자료의 계산과 생성을 자동으로 할 수 있는 ATHOS-TAP 코드를 개발하였으며, ANSYS의 자유진동해석 결과를 유체유발진동 평가를 위한 PIPO-FE 코드의 입력 자료로 활용할 수 있도록 변환하기 위해 MODES 코드를 개발하였다.

본 연구에 이용된 전산코드는 열수력 해석에는 EPRI에서 개발된 3차원 2상 유동해석 코드인 ATHOS3가 사용되었고, 대상 전열관의 자유진동해석을 위해서는 범용 유한요소 코드인 ANSYS가 사용되었으며, 유체유발진동 평가를 위해서는 AECL에서 개발된 열교환기 전열관 유체유발진동 평가 코드인 PIPO-FE가 사용되었다.

3.1. 열수력 해석

ATHOS3 코드를 이용한 증기발생기 열수력 해석에서 필요로 하는 유동장의 경계조건은 APRI400 증기발생기 설계 시방서의 자료를 사용하였으며, 본 연구에서는 정상 상태 하에서 2차측 유속이 가장 큰 경우인 100% 출력의 운전조건에 해당하는 경계조건을 적용하여 열수력 해석을 수행하였다.

신형경수로1400 증기발생기에 대한 열수력 해석 결과, 이차측 주요 거시 변수의 최대값은 Table 1과 같고, 유동의 축방향 속도 분포는 Fig. 4와 같다. Fig. 4는 유량분배관(EFDP) 설치의 영향으로 중앙공동 영역으로 유동 집중현상이 완화되며 EFDP 설치 위치와 U-bend 영역에서 반경방향 속도는 감소하고 전열관 다발배열 특성에 의해 형성된 공동영역에서 반경방향 속도는 증가하고 있다. 이러한 반경방향 유동특성 때문에 반경방향 속도가 유체유발진동에 미치는 영향에 대해 일률적으로 말할 수 없지만, 반경방향 속도는 최대 2 ft/sec 미만으로써 축방향 속도에 비해 매우 작은 값을 가지므로 유체유발진동 측면에서 반경방향의 속도의 영향은 미미할 것으로 판단된다.

Table 1 Thermal-hydraulic analysis results

주요 거시 변수	RESULT	
Max. Quality (%)	47.7	
Max. Void Fraction (%)	95.0	
Max. Axial Velocity	ft/sec	23.8
	m/sec	7.25
Circulation Ratio	3.86	

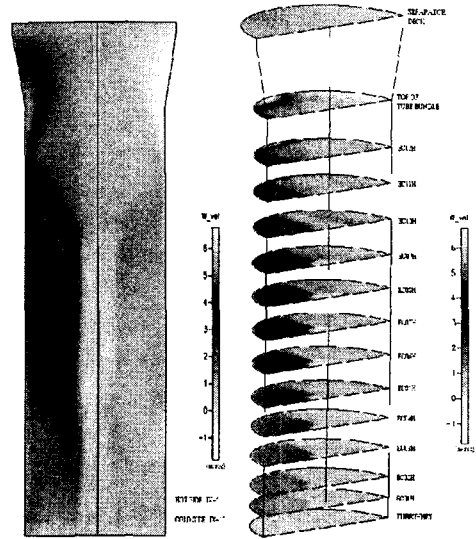


Fig. 4 Plot of axial mixture velocity for APRI400 steam generator

3.2. 전열관의 선정

신형경수로1400 증기발생기 전열관의 수는 13,102개로 모든 전열관에 대하여 유체유발진동 평가를 수행한다는 것은 대단히 어려운 일이다. 따라서 구조적으로 취약하다고 판단되는 몇 개의 전열관들을 적절하게 선정하고 이것들에 대하여 유체유발진동 평가를 수행한다.

Fig.5에서 Tube row 49는 첫 번째 부분 egg-crate에 의해 지지되지 않는 마지막 tube이며 tube row 91, 133은 각각 2번째와 3번째 부분 egg-crate에 의해 지지되지 않는 마지막 tube이다. 또한, tube row 175번은 모든 tube중에서 가장 긴 경간을 갖는 tube중의 하나이다. 따라서 Row 별 선정기준은 U-bend 영역에서 지지되지 않는 span의 길이가 긴 네 곳(Row 49, 91, 133, 175)을 우선적으로 선정하였다. 평면 밖(Out of plane) 방향의 진동 모드가 수평지지대(horizontal strip)에 의해 지지되지 않고 대각지지대(diagonal strip)에 의해서만 지지되는 세관들 중 가장 긴 세관인 Row 24번이 선정되었다. 그리고 Line별 선정기준은 유동압력(dynamic pressure)이 큰 곳을 기준으로 하여 선정되었으며, row 24와 29는 유체 유동에너지가 큰 중앙공동구역에 인접한 tube line을 가지고 있어 2개씩 선정되었다

이와 같이 선정된 신형경수로1400 증기발생기의 유체유발진동 평가 대상 전열관은 Table 2와 같다.

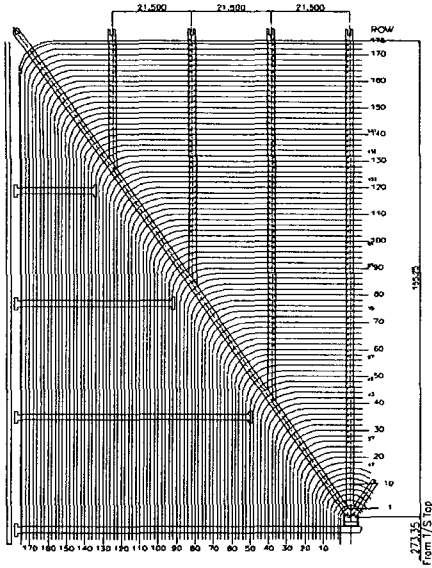


Fig. 5 Tube supports & tubes arrangement

Table 2 Tube list for FIV analysis

Row No.	Line No.	
24	129	205
49	112	202
91	192	-
133	170	
175	106	

3.3. 전열관의 자유진동 해석

유체유발진동 해석대상 전열관의 유연성은 전열관의 고유진동수와 모드 형상을 구하는 자유진동해석을 통해 결정되며, 고려 대상 모드 수는 전열관 진동 특성에 의해 결정된다. 모드 차수가 높아지면 고유진동수가 높아지기 때문에 유체탄성 불안전성 및 랜덤 난류 진동에 의한 평가 결과는 낮은 차수에 대한 결과에 비해 무시할 만하다. 따라서 최적의 모드 수는 유동유발진동 평가 결과의 모드 차수별 해석 결과의 중요도를 고려하여 결정되며 실험 경수로1400 증기발생기 유체유발진동 평가에서는 30개의 모드에 대한 평가가 수행되었다.

3.3.1. 경계조건

증기발생기 세관의 주요 지지 구조는 egg-crate 지지대, 대각 지지대(Diagonal strips), 수직지지대(vertical strips) 그리고 수평지지대(horizontal strips)로 구성되어 있다.

Fig. 6과 같이 Egg-crate 지지대의 경우, U-tube에

의해 구성되는 평면 내 좌우 방향과 평면 밖 방향이 구속된다. 그리고 대각 지지대(Diagonal strips)와 수직지지대(vertical strips)는 평면 밖 방향을 구속시켜주고 수평지지대(horizontal strips)는 평면 내 상하 방향과 좌우 방향을 구속시킨다.

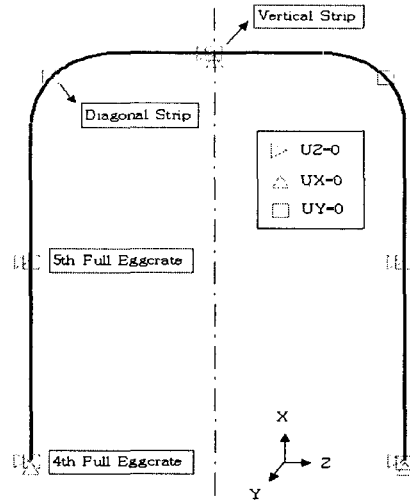


Fig. 6 Boundary condition description

증기발생기 전열관의 고유진동수 및 모드 형상 계산을 위한 해석 대상 전열관의 설계상 egg-crate의 개수는 총 12개이나, tube sheet로부터 3번째 egg-crate까지는 무시하고 4번째 full egg-crate에서 고온측과 저온측이 고정 지지된 상태에서 그 위 부분의 전열관 영역만으로 모델링하여도 전열관 전체에 대한 유체유발진동 해석결과와 차이가 크지 않으므로, 본 연구에서는 4번째 egg-crate 위치에서 관의 양단이 고정된 경우로 하여 해석을 수행하였다.

3.3.2. 유효질량의 계산

증기발생기 전열관의 자유진동 해석에서 대상 전열관의 밀도를 입력하기 위해서는 관의 전장을 따르는 단위 길이 당 유효질량분포를 구하여야 한다. 단위 길이 당 유효질량분포 $m_e(x)$ 는 식(1)과 같이 관 외부의 2차 냉각재의 존재로 인하여 추가되는 부가질량분포 $m_a(x)$, 전열관 내부의 1차 냉각재의 질량분포 $m_p(x)$ 및 전열관 재질 자체의 질량분포 $m_t(x)$ 의 합으로 식(1)과 같이 표시된다[2].

$$m_e(x) = m_a(x) + m_p(x) + m_t(x) \quad (1)$$

부가질량분포 $m_a(x)$ 는 증기발생기 2차 냉각재의 3차원 공간 밀도분포로부터 구해지며 관의 전 길이에 따르는 밀도분포 $\rho_s(x)$ 로부터 식(2)와 같이 계산된다.

$$m_a(x) = C_m \frac{\pi}{4} d_o^2 \rho_s(x) \quad (2)$$

여기에서 d_o 는 전열관의 외경이고 C_m 은 부가질량계수이다.

실제 운전 중인 재순환식 증기발생기에서는 상승하는 2차 냉각재의 액체에서 증기로의 상변화와 고온 및 저온 측간의 열적 불균형으로 인하여, 2차 냉각재에 의해 전열관에 부가되는 부가질량분포가 불균일하므로, 전열관의 단위 길이 당 유효질량분포도 불균일하게 된다. 그러나 전열관의 전장에 걸친 유효질량분포가 매우 불균일한 경우에도 경간별 유효질량분포를 적용하는 경우에도 자유진동 거동을 훌륭하게 모사하는 것으로 알려져 있다[3]. 따라서 다경간(multi-span)으로 구성되는 APR1400 증기발생기의 전열관 전장에 걸친 유효질량분포는 불균일하지만, 계산의 편리성을 위해 전열관의 경간별로 유효질량분포가 균일한 것으로 가정하여 해석을 수행하였다.

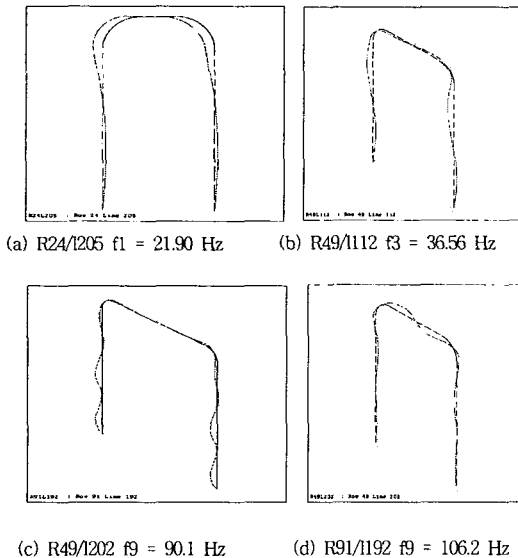


Fig. 7 Mode shape for selected tubes

3.3.3. 전열관의 자유진동 해석 결과

전열관의 자유진동 해석은 상업용 유한요소 코드인 ANSYS를 이용하여 수행되었으며, 유한요소는 전열관의

직관부는 PIPE18 요소를 곡관부는 PIPE18 요소를 사용하였다.

Fig. 7은 선택된 전열관중 유체유발진동 요인이 큰 세관의 주요 모드 형상을 나타내었다. a는 안정비와 RMS변위가 가장 큰 모드형상이고 b, c, d는 각 전열관 별로 안정비의 값이 가장 크게 나타나는 모드 형상을 각각 나타내었다. Fig. 8은 선정된 전열관의 자유진동 해석 결과로 각 모드 별 고유진동수를 보여주고 있다.

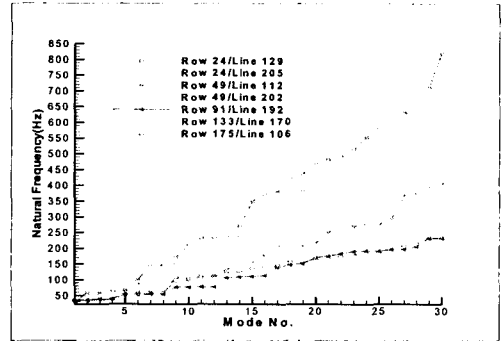


Fig. 8 Modal analysis results for selected tubes

3.4. 유체탄성 불안정 진동

3.4.1. 유체탄성 불안정성 평가

유체탄성 불안정 진동 평가의 주요 매개변수는 임계유속(Critical velocity), 유효유속 (Effective velocity) 그리고 안정비(Stability ratio)이다.

임계유속은 균일한 유동장속의 단일 경간 세관 다발에서 유체 탄성 불안정 현상이 발생하는 유속으로 아래와 같이 정의된다[4].

$$\text{임계유속 } V_{cr} = K f_n d \sqrt{\frac{2\pi\xi m_o}{\rho_o d^2}} \quad (3)$$

여기에서 d 는 전열관의 직경이고, m_o 과 ρ_o 는 각각 2차 측 유체의 유효질량과 기준밀도이며 f_n 은 전열관의 n 차 고유진동수이다. ξ 는 총 감쇠비로 Haslinger의 실험결과로부터 고유진동수에 따른 감쇠비를 적용하였다. 이 값은 고유진동수가 30 Hz근방에서 1.7%이며, 고유진동수가 증가하면 약 0.5%로 수렴한다. K 는 유체탄성 불안정 계수로서 ABB-CE의 실험에 의하면 Fig 9에 나타낸 것과 같이 60° 삼각배열인 경우 3.3, 30° 삼각 배열인 경우 4.9, 45° 회전된 사각 배열인 경우에는 7.1이다. 실험경수로1400 증

기발생기의 U-자관 상부의 전열관 배열은 45° 회전된 사각 배열을 갖는다.

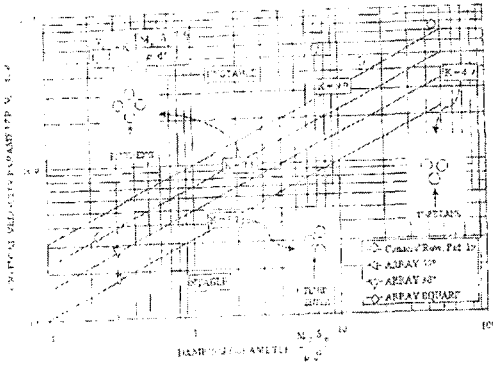


Fig. 9 The fluid-elastic instability constants K for various tube array

진동을 유발하는 유효유속이 임계속도에 도달할 때까지는 세관의 진동변위가 천천히 증가하지만, 임계속도를 넘어서게 되면 진동변위가 급격히 증가하게 된다.

유효유속은 다중 경간(span)이거나 비균일 유동장속의 세관에 대한 등가 유속으로 아래와 같이 정의된다.

$$\text{유효유속 } V_e^2 = \frac{\int \frac{\rho(x)}{\rho_0} v(x)^2 \phi(x)^2 dx}{\int \frac{m(x)}{m_0} \phi(x)^2 dx} \quad (4)$$

여기에서 x는 전열관의 길이방향 좌표이며, m(x)는 전열관의 단위 길이 당 유효질량이며, ρ(x)는 2차측 유체의 유효질량이다. φ(x)는 3.3절에서 계산된 모드 형상이다.

v(x)는 전열관을 횡단하는 2차측 유체의 틈새속도로 수직 직관부와 수평 직관부, U-bend부의 세 부분으로 나누어서 계산되어진다. 해석대상 전열관에 관한 틈새 횡유속은 수직직관부인 경우에는 전열관이 통과하는 ATHOS3의 control cell과 동일한 간격으로 계산되어지며, U-bend 영역인 경우에는 본 코드의 사용자가 선정하는 각도 간격으로 계산된다. 자세한 계산방법은 참고문헌 5에 나타나 있다.

APR1400 증기발생기 유체유발진동 평가대상으로 선정된 세관의 주요 틈새 속도 계산 결과는 Fig. 10과 같다.

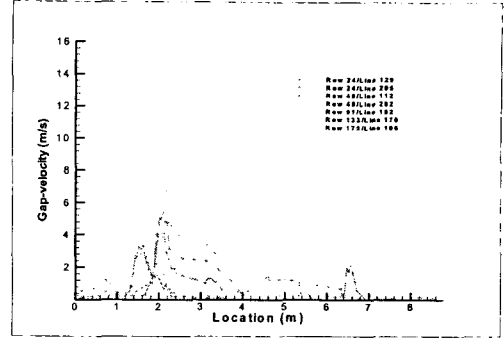


Fig. 10 Gap velocity distribution along the tubes

안정비(stability ratio)는 임계유속에 대한 유효유속의 비 $SR = V_e/V_{cr}$ 로 정의되는데, 이 값이 1이 될 때 유체탄성 불안정 현상이 발생하기 시작한다. 이것은 진동을 유발하는 유효유속이 임계속도에 도달할 때까지는 세관의 진동변위가 천천히 증가하지만 임계속도를 넘어서게 되면 진동 변위가 급격하게 증가함을 의미한다[2].

3.5. 랜덤 난류여기 진동

난류여기에 의한 세관 다발 진동을 예측하는 방법은 랜덤 진동기법을 이용하여 개발되었다. 랜덤 난류여기 진동에 의한 세관변위를 결정하는 해석적 방법이 ASME Sec. III Appendix N에 따른 RMS(Root Mean Squared) 변위, y(x)는 식(5)와 같이 계산될 수 있다.

$$y(x)^2 = \sum_j \sum_i \frac{L_i G_r^i(f_i) \Phi_j^2(x)}{64 \pi^3 M_j^2 f_j^3 \xi_j} (J_{ij}^i)^2 \quad (5)$$

여기에서 i, j는 각각 경간(span)과 고유진동 모드 번호를 의미하며, L_i , $\phi_j(x)$, f_i , ξ_i 는 각각 i번째 경간 길이, j번째 고유진동모드와 고유진동수, 감쇠비를 각각 의미한다. J_{ij}^i 는 Joint acceptance이고, M_j , $G_r^i(f_i)$ 는 각각 다음 식으로 표시된다.

$$M_j = \int_0^L m(x) \phi_j(x)^2 dx : \text{Generalized mass}$$

$$G_r^i(f_i) = \left(\frac{D}{2}\right)^2 C_R(f_i) \int_0^L [\rho_i U^2(x)]^2 \phi_j^2(x) dx$$

: Mode shape weighted Power Spectral Densities

여기에서 $C_R(f) = \text{Random Excitation Coefficient}$
유체탄성 불안정 진동이나 와류발산 진동과는 다르게,

난류여기에 의한 진동은 설계로 방지될 수 있는 성질이 아니며, 난류에 노출되어 있는 모든 세관들은 일정 부분의 진동을 경험하게 된다. 따라서 난류여기에 의한 진동을 통제하게 위한 설계목표는 계산되어진 RMS 변위가 세관의 건전성을 저해하지 않는 기준치보다 작아지도록 제한하는 것이다.

4. 유체유발진동 해석 결과

유체탄성불안정 진동의 안정비 허용치와 랜덤난류여기 진동에 의한 최대 RMS 변위의 설계 목표 값은 Table 3 과 같다. 안정비가 1이 될 때 유체탄성 불안정 현상이 발생하기 시작하지만 보수적인 설계를 위하여 설계기준을 0.75로 설정하고, 랜덤난류여기 진동에 의한 최대 RMS 변위는 설계 목표값으로 10mils가 권장되고 있다[6].

Table 3 Acceptance criteria for FIV

Type of Results	Acceptance Criterion
Stability Ratio	0.75
RMS Displacement(mils)	10

Fig. 11에는 선정된 전열관에 대한 각 모드별 안정비 계산 결과를 나타내었고, Table 4는 선정된 전열관의 진동 모드 중에서 안정비가 가장 큰 진동모드를 나타내었다.

Fig. 12는 선정된 전열관에 대해 각 진동 모드별로 난류여기진동에 기인하는 RMS 변위 계산 결과를 나타내었고, Table 5에는 선정된 전열관에 대해 진동 모드 중에서 RMS 변위가 가장 큰 진동모드를 나타내었다.

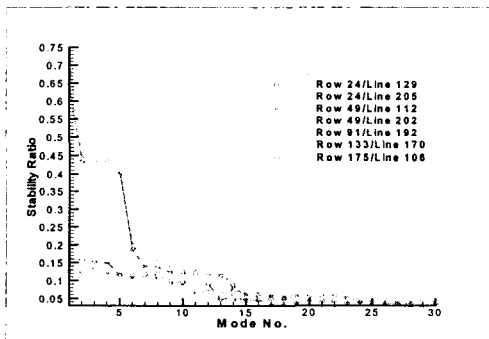


Fig. 11 Stability ratio for selected tubes

Table 4 Fluid-elastic instability results

Row	Line	Mode No.	Natural Frequency (Hz)	Stability Ratio
24	129	1	22.41	0.60
	205	1	21.90	0.69
49	112	3	36.56	0.13
	202	9	90.10	0.17
91	192	9	106.28	0.14
133	170	1	32.43	0.17
175	106	1	33.87	0.16

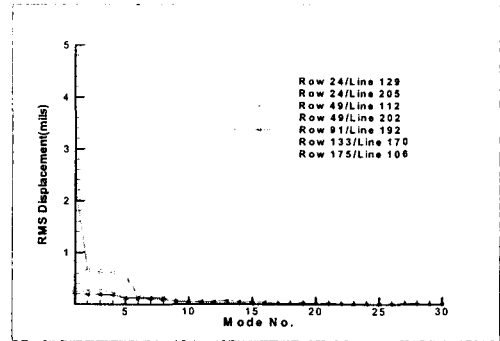


Fig. 12 RMS displacement for selected tubes

Table 5. Random Turbulent Excitation Results

Row	Line	Mode No.	Natural Frequency (Hz)	RMS Displacement (mils)
24	129	1	22.41	2.01
	205	1	21.90	2.26
49	112	1	32.65	0.29
	202	3	37.07	0.27
91	192	3	40.21	0.31
133	170	1	32.43	0.30
175	106	1	33.87	0.26

이상의 결과를 정리하면 신형경수로1400 증기발생기 전열관의 유체유발진동 평가결과는 Table 6과 같이 Row 24/Line 205번 전열관이 유체유발진동에 가장 취약한 것으로 나타났으나 Table 3의 설계기준을 만족함을 알 수 있다.

Table 6 Results summary of Fluid-Induced Vibration analysis

Tube		FIV results			
Row	Line	Mode No.	Natural frequency	Stability ratio	RMS disp. (mils)
24	205	1	21.90	0.69	2.26

5. 결론

본 연구에서는 증기발생기 전열관에 대한 유체유발진동 해석절차를 수립하고, 열수력 해석과 자유진동해석, 유체유발진동 평가 코드간의 입출력 자료를 자동으로 생성하여 신행경수로1400 증기발생기 전열관에 대하여 유체유발 진동해석을 수행하였다. 이를 위해 확립된 절차는 다음과 같다.

(1) 증기발생기 열수력 해석을 통해 얻어낸 2차측의 엔탈피와 압력을 이용하여 유체의 밀도를 계산하고, 이를 전열관의 부가질량을 계산하여 자유진동해석을 위한 유한요소 입력 자료를 자동으로 생성하도록 하였다.

(2) 증기발생기 열수력 해석결과로부터 전열관의 틈새 속도와 보이드율을 계산하여 유체유발진동 평가 코드의 입력 자료를 자동으로 생성하도록 하였다.

(3) 유한요소코드를 이용하여 전열관의 자유진동해석을 수행하여 그 결과를 유체유발진동 평가코드의 입력 자료로 자동으로 변환하도록 하였다.

(4) 열수력해석 결과와 자유진동해석 결과를 이용하여 전열관의 유체탄성불안정 진동과 랜덤난류여기 진동을 평가하였다.

본 연구에서는 위 절차를 수행하기 위해 각 코드간의 입출력 자료를 자동으로 생성하는 프로그램을 생성하였으며 신행경수로1400 증기발생기 전열관에서 구조적으로

취약하다고 판단되는 전열관에 대한 유체유발진동 평가를 수행하여, 유량분배관의 설치, 전열관군의 수평 및 수직 지지대의 추가 설치 등의 KSNP 증기발생기에 비해 설계 개선이 이루어진 신행경수로1400 증기발생기의 유체유발진동 성능을 평가하였다. 평가결과 Row 24/Line 205번 전열관의 첫 번째 모드에서 안정비 0.69이고 RMS 변위는 2.26 mils로 가장 취약한 것으로 평가되지만 Table 3의 설계기준을 만족하고 있음을 확인하였다.

참 고 문 헌

- (1) Heilker, W. J., Vincent, R. Q., 1981, "Vibration in Nuclear Heat Exchangers Due to Liquid and Two-Phase Flow", Engineering for Power, Vol. 103, No. 2.
- (2) 유기완, 박치용, 2002, CE형 증기발생기 전열관에 대한 유체탄성 불안정성 해석", 한국소음진동공학회, 제12권, 제4호, pp.261-271.
- (3) 김용식, 조종철, 신원기, 1993, "증기발생기 U자형 관의 자유진동 해석", 대한기계학회 논문집, 제17권, 제4호, pp. 873-889.
- (4) 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, pp. 93
- (5) Singhal, A. K., et al., 1990, ATHOS3 Mod-01 : A Computer Program for Thermal-Hydraulic Analysis of Steam Generators, Vol. 1 : Mathematical and Physical Models and Methods of Solution, Vol.2 : Programmer's Manual ; Vol. 3 : User's Manual, EPRI Report NP-4604-CCML.
- (6) Sandifer. J.B., 1992, Guidelines for Flow Induced Vibration Prevention in Heat Exchangers, Welding Research Council Bulletin No. 372