

증기발생기 U-튜브의 마모 손상평가

° 김일곤*, 박진무**

(Assessment of Failure for Fretting-Wear of Steam Generator U-Tubes in Operating Nuclear Power Plants)

(Il-Kon Kim, Jin-Moo Park)

1. 서론

열교환기의 유체유발진동문제는 마모(fretting-wear)나 피로 등에 의해서 튜브의 손상을 일으키기 때문에 심각한 문제로 인식되고 있다. 그리고, 이러한 손상은 수많은 발전소나 공장의 가동정지를 가져올 뿐만아니라, 이것은 특히 원자력발전소의 경우 경제적으로 매우 큰 손실을 입힌다. 원자력발전소에서 사용되고 있는 증기발생기(Steam Generator)는 Fig.1과 같이 3300개 이상의 길이가 길고 직경이 가느다란 튜브의 집합체를 포함하고 있을 뿐아니라, 유체유동이 튜브들의 내부 및 외부로 흐르고 있어서 유체유발진동에 의한 튜브의 과도한 진동에 의해 impact fretting-wear나 피로와 같은 기계적 손상을 튜브에 야기시킬 수 있다. 더구나 원자력발전소에서 사용되고 있는 증기발생기는 이러한 튜브의 파손으로 인해 방사성물질로 오염된 1차측냉각재가 2차측유체로 누설되므로써 원자력발전소의 안전성 및 이용성에 심각한 문제를 일으킬 수 있다.

증기발생기에서 튜브의 유체유발진동은 주로 2차측 유체의 횡류(crossflow)에 기인하며, 이 2차유체의 고속 횡류동장은 튜브기저판(tube sheet)의 상부인 강수관(downcomer) 입구와 U-bend영역에서 형성된다. 이러한 증기발생기 튜브 집합체에 나타나는 유체유발진동메카니즘은 난류여기진동가진(turbulence induced vibration excitation), 유체탄성불안정성(fluidelastic instability) 및 주기적인 소용돌이 방출(periodic wake shedding)의 세가지를 들 수 있는데, 이중 유체탄성불안정성과 주기적인 소용돌이 방출은 단시간내에

매우 큰 진폭을 야기하여 부품을 파손 시키며, 난류여기진동가진은 튜브표면에 작은 진폭으로 random하게 가해져 장시간에 걸쳐서 부품에 마모손상을 유발하여 부품의 수명을 줄인다. 이와 같이 유체탄성 불안정성이나 주기적인 소용돌이방출 등은 그 진폭이 매우 커서 짧은 시간에 튜브의 파손을 가져오므로 튜브와 지지대사이의 지속적인 접촉 및 마찰에 의한 마모로 인한 튜브파손은 난류여기진동가진에 의한 결과라 하겠다[1].

이러한 증기발생기 튜브의 마모에 관한 연구는 많은 사람들에 의해 수행되었는데, 이중 대표적인 연구의 예는 1979년 캐나다 AECL의 Ko, P.L.은 증기발생기 튜브와 지지대 사이의 간격, 지지대의 반력, 가진성분의 비, 재질 및 시험기간 등이 마모에 주는 영향을 실험을 통해 규명했으며 [2], 1981년 같은 AECL의 Ko, P.L과 Rogers, R.J.에 의해서 는 실험과 해석을 통해 다경간(multi-span)의 열교환기 튜브와 지지대 사이의 상호작용인 충격을 계산하는 해석code인 VIBIC의 개발에 대한 연구를 수행하였다[3]. 그리고 1988년 프랑스 Saclay의 Axisa, F., Paurobally, A. 및 Remond, A. 등은 튜브와 지지대사이의 비선형 접촉력을 해석을 통해 구하는 방법을 개발하여 이를 실험으로 검증하였으며, 이 접촉력의 값으로 부터 평균마모work rate를 계산하는 방법을 제시하였다[4].

본 연구에서는 Fig.2와 같은 유체유발진동에 의한 열교환기 튜브의 마모해석절차에 따라 Westinghouse 증기발생기 Model 51의 Type D 튜브에 대해 해석을 수행하였다. 이를 위해 국내에서 개발된 비선형충격해석 모델을 이용하여 [5], 비선형충격해석을 수행한후 이를 가지고, 마모에 대

* 한국원자력연구소 계통기계분야(정희원)

** 고려대학교 기계공학과

한 가능성을 예측하여 보았다. 첫번째 해석절차로써 증기발생기 튜브 모델D에 대한 2차축 2상(two phase)유속분포를 3차원 열수력해석 code인 ATHOS3를 이용해 얻은 결과로부터 2차유속이 튜브에 가장 크게 작용하는 위치를 결정하였고, 튜브의 길이에 따른 2차축유체의 밀도로부터 유체가 튜브의 내부 및 외부에 존재하는 경우의 부가질량(added mass)을 계산하여 튜브의 선형진동해석에 이를 사용하였다. 그리고 비선형충격해석을 위해서 외력은 난류여기진동가진과 비슷하게 random한 특성을 가진 임의의 white noise를 이용하였으며, 이 비선형해석결과를 이용해 Archard의 마모방정식으로부터 마모량을 예측하여 보았다.

2. 열수력해석 및 비선형 충격해석

증기발생기 튜브의 마모해석을 위해서는 Fig.2와 같은 계산절차에서 볼 수 있는 바와 같이 1차적으로 열수력해석을 수행하여 횡류에 의한 유속분포를 구한 후 2차적으로 이를 이용하여 증기발생기 튜브의 선형진동 및 비선형 충격해석을 수행하여 튜브와 지지대사이의 상호작용이 존재하는 곳에서의 충격력을 구하고, 여기에서 튜브의 마모량을 예측한다. 본 연구에서는 위의 Fig.1과 같은 Westinghouse 증기발생기 Model 51의 Type D 튜브를 대상으로하여 열수력해석과 선형진동 및 비선형충격해석과 마모량을 예측하여 보았다.

2.1 3차원 열수력해석

증기발생기 튜브의 유체유발진동에 의한 마모를 예측하기 위해서는 먼저 열수력해석을 통해 증기발생기내의 유동조건을 평가하여야 한다. 이를 위해서 본 연구의 대상물인 Westinghouse 증기발생기 Model 51의 유한차분법을 이용한 3차원 열수력해석 Code ATHOS3의 계산된 결과를 이용하였다[6]. 증기발생기 유동장해석을 위해 설정된 모델은 Fig.3과 같고, 이 모델에서는 횡류동의 유속이 빠른 지역인 U-bend영역을 관심의 주된 대상으로 두었다. 이것은 횡류동의 유속이 빠른 다른 지역인 강수관입구의 경우 대체로 튜브의 마모가 발생이 U-bend 지역보다 덜 발생하는 부분으로 알려져 있기 때문이다. 이 유한차분모델은 튜브지지판(Tube Support Plate:TSP)을 유동에 대한 집중저항체로 간주하며, 증기발생기가 튜브Lane에 수직인 수직면에 대해 기하학적 및 열적으로 면대칭이므로 증기발생기 반쪽 부분만 모델링하였다.

이 증기발생기 3차원 2상열유체 유동해석 code인 ATHOS3의 계산결과를 ATOPP로 후처리(Post-processing)하여 U-튜브 전장에 걸친 2차축 유동분포를 구한 결과는 Fig.4와 같다. 이 튜브Type D는 대체로 전체 튜브다발 영역의 수평단면상에서 공간적 분포가 균등하게 유지되는 튜브중의 하나이며, 또한 폐쇄된 튜브(plugged tube)가 없는 경우를 해석한 것이다. 이 Fig.4에서 볼 수 있는 바와 같이 튜브길이에 따른 튜브수직 틈새 횡유속 V_g , 보이드율 α 및 밀도 ρ 를 구하였다. 이 결과의 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 튜브 전체길이에 걸친 2차축 유체의 유동분포는 전체적으로 불균일하고, 고온측과 저온측이 서로 비평형을 이루고 있음을 알 수 있다. 그리고, U-튜브의 유체유발진동에 관련되는 횡류동영역은 앞에서 언급한 바와 같이 U-bend영역과 강수관입구 근처임을 이 결과로부터 또한 알 수 있다.

2.2 자유진동해석

해석모델인 Westinghouse 증기발생기 Model 51 Type D 튜브의 자유진동해석을 수행하기 위해 Fig.5와 같이 모델링하였다. 이때 증기발생기 튜브가 튜브지지판과 연결되는 부분은 완전고정으로 경계조건을 주었고, 튜브지지판과 진동지지봉(Ansi-Vibration Bar:AVB)의 지지조건은 완전 자유단으로 주었다. 그리고, 튜브의 길이에 따른 단위길이당 유효질량분포 m_e 는 다음 식과 같이 정의 된다.

$$m_e(x) = m_t(x) + m_{pt}(x) + m_a(x) \quad (1)$$

여기서 $m_t(x)$, $m_{pt}(x)$ 및 $m_a(x)$ 는 각기 튜브의 질량, 튜브내를 흐르는 1차축유체의 질량 및 튜브 바깥주위 2차축 유체로 인한 부가질량의 튜브길이에 따른 단위길이당 값들이며, 본 연구에서 사용된 튜브 Type D에 대한 구조 및 기하학적 변수들의 값은 Table 1에 주어져 있다. 뒷식에서 2차축 부가질량은 100% 출력운전조건에서 2차유체의 튜브의 길이에 따른 밀도 ρ_s 를 ATHOS3 code로 구한 후 튜브의 단위길이당 부가질량분포를 다음과 같은 식에 의해 구하였다.

$$m_a(x) = C_m \frac{\pi}{4} d_0^2 \rho_s(x) \quad (2)$$

이때, d_0 는 튜브의 외경이며, C_m 은 부가질량계수로써 Pettigrew 등[7]이 제시한 관계식을 이용하여 구하였다. Westinghouse 증기발생기 모델51 Type D 튜브의 지지대가 존재하는 위치에서의 지지조건은 Denting이나 이물질의 틈새유입에 의한 고착과 같은 열화현상을 무시하고, 시운전이 시작될 당시와 같이 튜브와 지지대사이에 충분한 간격이 존재하는 것으로 모델링 하였다. 그리고, 자유진동해석은 참고문서 [5]에서 기술된 바와 같이 상용유한요소해석code인

GTSTRUDL을 이용하였다.

자유진동해석결과 이 Type D 튜브의 고유진동수는 Table 2와 같았고, 각 고유진동수에서의 mode shape은 Fig.6과 같고, 이 U-튜브의 mode shape은 In-plane(IP) mode와 Out-of-plane(OP) mode가 분리되지 않고, 함께 섞여서 고유진동수 크기별로 순차적으로 출력되며, mode shape은 튜브길이를 따르는 거리좌표에 대한 상대변위의 형태로 표시 되었다.

2.3 비선형 충격해석

튜브의 선형진동해석인 자유진동해석을 상용유한요소해석 code인 GTSTRUDL로 계산한 후 여기에서 선형 강도행렬과 질량행렬을 추출하여 필요한 동적자유도에 대해 비선형충격해석을 수행하였다. 이때, 해석모델은 Fig.5에서 볼 수 있는 바와 같이 7개의 튜브지지판이 존재하는 14군데의 튜브위치에서는 x- 와 z-방향으로 0.203 mm(=0.008 in.)의 간격이 존재하고, 4개의 진동저지봉이 존재하는 곳에는 0.330 mm(=0.013 in.)의 간격이 존재하는 것으로 모델링하였다. 이때 사용된 외력은 Fig.7과 같이 난류여기진동가진의 특성을 갖는 white noise를 만들어 사용하였는데, 그 크기는 rms값으로 3.86N이며, cut-off frequency는 random 난류여기진동가진에 대해 참고문헌[8]에서 Taylor, C.E. 등이 제안한 40Hz로 두었다. 그리고 가진위치는 앞의 열수력해석에서 구한 유속분포에서 가장 유속의 크기가 큰 Nodal point #28에 z-방향으로 가하였다. 그리고 충격등가 스프링비는 참고문헌[5]에 의해, 튜브지지판에 대해서는

$$k_{zz} = 2.01 \times 10^5 \text{ N/m}$$

의 값을 갖고, 진동저지봉에 대해서는

$$k_{zz} = 3.18 \times 10^5 \text{ N/m}$$

의 값을 갖도록 계산되었다. 이 증기발생기의 감쇠비는 1%로 주었는데 그이유는 참고문헌[7]에서 인용된 Axisa, F 등의 증기발생기 2상유체시 보이드율에 따른 튜브감쇠비의 실험결과로부터 구하였다.

이와같은 입력자료를 가지고, 참고문헌[5]에서 기술된 바와 같이 비선형충격해석을 DAGS code로 Westinghouse 증기발생기 Type D 튜브에 대해 충격해석을 수행하였다. 충격해석결과 Type D 튜브의 진동저지봉이 있는 U-bend 지역의 4군데 위치에서의 충격력과 충격시간은 Table 3과 같고, 이 4군데 중 Hot side 바깥접촉위치인 Node#28에서의 변위와 충격량은 Fig.8과 9에 주어져 있다. 이 결과에서 볼

수 있는 바와 같이 충격력이 가해지는 Node#28에 비해 진동저지봉이 접촉할 수 있는 다른 위치에서의 충격력은 급속히 작아지며, 그중 수직면에 대해 대칭인 Node#50에서는 Node#28의 충격력에 비해서 작으나 다른 위치의 진동저지봉이 접촉할 수 있는 위치를 보다는 큰 충격력이 존재한다. 그리고, 충격시간(impact duration)과 충격력(impulse)은 웨스팅하우스 Model 51 Type D 튜브의 진동저지봉이 접촉하는 위치에서 Hot side의 바깥쪽 접촉위치(Node#28), Cold side의 바깥쪽 접촉위치(Node#50), Hot side 안쪽 접촉위치(Node#35) 및 Cold side 안쪽접촉위치(Node#43)의 차례이다. 그리고, 충격력의 그림들로 부터 가진위치에서 멀어 질수록 충격횟수가 줄어든다는 것을 알 수 있다.

3. 튜브의 마모량예측

증기발생기 튜브의 수명기간동안에 튜브와 진동저지봉사이의 충격으로 인해 발생할 수 있는 마모량을 Conner가 제시한 Archard방정식을 이용한 방법[9]으로 여러 가지 가정을 통해 계산된 충격력을 이용해 튜브의 수명을 계산하여 보았다.

증기발생기 튜브가 난류여기진동가진에 의해 가진되어 오랜시간동안 튜브지지판이나 진동저지봉과 같은 지지대와 마찰 및 충격에 의해 마모가 발생하여 튜브에 구멍이 발생하므로써 튜브내의 1차냉각재가 외부로 유출되어 방사선 오염에 심각한 영향을 끼치게 된다. 본 연구에서는 위에서 기술한대로 임의의 진폭 3.86N의 크기를 갖는 random한 white noise를 입력으로 사용한 경우를 해석하였기 때문에 이 때의 충격력값을 이용해 마모량을 계산하여 보았다. 점착성(adhesive)마모의 경우 Archard의 마모 방정식은

$$V = 10^{-12} K F_N \bar{L} \quad (3)$$

이때, V = 생성된 마모의 부피

K = 마모계수

F_N = 두 표면사이의 수직력

\bar{L} = 전체의 미끌림 거리

과 같다. 여기서 튜브가 지지대에 대해 발전소운전수명 중에 상호작용이 일정하게 유지되며, 충격되는 순간의 모든 지지대에서의 반력 F_N에 대해 미끌림이 일정하다고 보수적으로 가정하면, 시간t에서의 전체 미끌림거리는

$$\bar{L} = \frac{2\pi D y_0 f_n t}{L} \quad (4)$$

이때, D : 튜브의 직경

y₀ : 튜브의 진폭

f_n : 튜브의 n번째 고유진동수

L : 튜브경간(span)의 거리

으로 표현 될 수 있다. 이 식(4)를 식(3)에 대입하면,

$$V = \frac{2\pi * 10^{-12} DKF_n^2 \gamma_0 t}{L} \quad (5)$$

과 같이 된다. 따라서, 따라서 충격력이 제일 큰 Node #28 위치에서의 마모량을 예측하기 위해 위의 2.3절에서 계산된 해석결과와 튜브의 기하학적인 제원 및 random 가진시의 진동저지봉 위치에서의 충격력 1.098 lb과 튜브의 직경 0.875 in., 그리고 튜브의 진폭 rms값 0.00794 in.와 보수적인 마모계수값 505를 대입하면 마모부피 $V = 2.2754 \times 10^{-11} \text{ t in}^3$ 의 값을 얻는다. 이때 사용된 튜브의 고유진동수 해석을 통해 여러 값을 구할 수 있었으나, 그중 실험을 통해 튜브의 주파수 중 가장 진폭에 영향이 큰 주파수와 가까운 37.75Hz를 선택 하였다. 이 값을 이용해 Type D 튜브의 벽두께 0.050 in.가 뚫릴 때까지의 시간을 계산하기 위해 튜브의 기울기 $\gamma=0.6$ 일때를 가정하여 Fig.10과 같은 마모부피와 마모깊이와의 관계를 이용해 마모부피를 구하면 $V_1=250 \times 10^{-4} \text{ in}^3$ 이므로,

$$2.2754 \times 10^{-11} \text{ in}^3 \text{ t} = 250 \times 10^{-4} \text{ in}^3 \quad (6)$$

에 의해 $t=34.84$ 년을 얻게된다. 따라서 웨스팅하우스 모델51 Type D 튜브가 Fig.7과 같은 난류여기진동가진 하중을 받았을때 튜브벽에 구멍이 생길려면 약 34.84년이 걸림을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 증기발생기 튜브의 마모마손에 대한 평가 방법을 열수력해석, 자유진동해석, 비선형해석, 마모량예측 등의 과정을 통해 증기발생기 튜브의 마모량과 수명을 예측하는 방법에 대해 알아 보았다.

본 연구를 통해 얻어진 결론은 다음과 같다.

- (1) 증기발생기 비선형충격해석에서 사용되는 정확한 난류여기진동가진 가진력의 확보가 정확한 마모치를 예측할 수 있고,
- (2) 마모치예상을 위한 수식의 사용시 튜브의 미끌림거리 \bar{L} 값이 매우 주요한 변수임을 알 수 있었다.
- (3) 충격력과 마모치의 연관관계에 대한 정확한 정의가 본 연구에 사용된 Archard의 마모방정식 이외에 여러 가지가 있으나, 아직 이들에 대한 정보부족으로 더 많은 검토가 필요하다.

참고문헌

1. Pettigrew, M.J., Carlucci, L.N., Taylor.C.E. and Fisher, N.J., "Flow-Induced Vibration and related Technologies in Nuclear Components", Nuclear Engineering and Design 131, pp.81-100, 1991
2. Ko, P.L., "Experimental Studies of Tube Fretting in Steam Generators and Heat Exchangers", J. of Pressure Vessel Technology, Vol.101, Transaction of ASME, pp.125-133, 1979
3. Ko, P.L., "Analytical and Experimental Studies of Tube/Support Interaction in Multi-Support Heat Exchanger Tubes", Nuclear Engineering and Design 65, pp.399-400, 1981
4. Axisa, F., Antunes, J. and Villard, B., "Overview of Numerical Methods for Predicting Flow-Induced Vibration", J.of Pressure Vessel Technology, Vol.110, Transactions of ASME, pp.6-14, 1988
5. 김일곤, 박진무, "튜브와 지지대사이의 비선형 충격해석 모델개발에 관한 연구", 한국소음진동공학회 1995년도 춘계학술대회논문집, pp.129-136, 1995
6. Jo, J.C., Shin, W.K., Lee, S.K., Kim, W.S., Kim, H.J. and Cho, S.J., "Assessment of The Potential for Fluidelastic Instability of Steam Generator U-Tubes in Operating Nuclear Power Plants", PVP-Vol.270, ASME, pp.93-98, 1994
7. Pettigrew, M.J., Taylor, C.E. and Kim, B.S., "Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow- Part 1: Hydrodynamic Mass and Damping", J. of Pressure Vessel Technology, Vol.111, ASME, pp.466-477, 1989
8. Taylor, C.E., Currie, I.G., Pettigrew, M.J. and Kim, B.S., "Vibration of Tube Bundles in Two-Phase Cross-Flow: Part 3 - Turbulence-Induced Excitation", J. of Pressure Vessel Technology, Vol.111, pp.488-500, 1989

9. Conners, H.J., "Flow-Induced Vibration and Wear of Steam Generator Tubes", Nuclear Technology, Vol.55, pp.311-331, 1981

Table 1. The Structural and Geometric Parameters of Tube D

- Tube material : Inconel 600
- Young's modulus(500°F) : 1.9108×10^{11} N/m²
- Poisson's ratio : 0.29
- Tube thickness : 1.27×10^{-3} m
- Tube outer diameter : 2.2225×10^{-2} m
- Density of tube : 8430kg/m³
- Radius of curvature of U-bend region : 1.52 m
- No. of tube support plates : 7
- No. of AVB support points in U-bend region : 4
- Angle of curved spans : $\theta_{11} = \theta_{21} = \theta_{1r} = \theta_{2r} = 35^\circ$
 $\theta_{3r} = 40^\circ$
- Length of straight spans : $L_1 \sim L_7 = 1.2827$ m
 $L_8 = 0.09208$ m
- Array of tube bundle : Rectangular
- Pitch of tube bundle : 0.0325 m

Table 2. Natural Frequencies of Tube D
(OP mode : Hz)

1	0.1278
2	0.8081
3	1.118
4	2.821
5	4.081

Table 3. Impact Duration and Force of Tube D

	Impact Duration (sec.)	Impact Force (N)
Node# 28	0.01966	9.781
Node# 35	0.01613	0.8
Node# 43	0.01508	0.779
Node# 50	0.01120	2.925

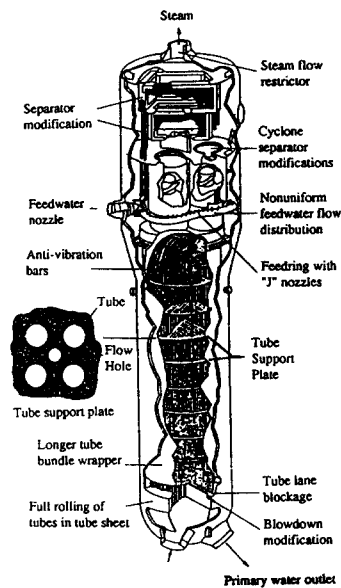


Fig.1 Configuration of Westinghouse Type Model 51 Steam Generator

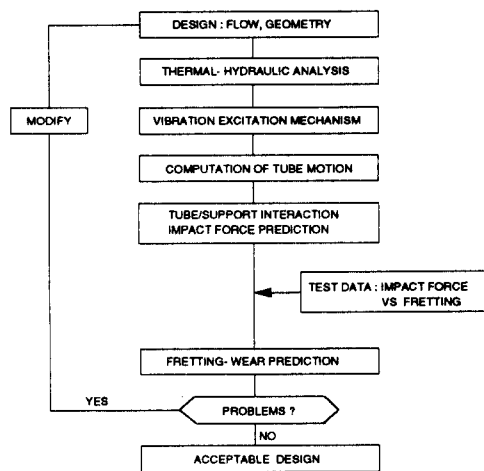


Fig.2 Analysis Procedure to avoid Vibration Problem in Heat Exchangers

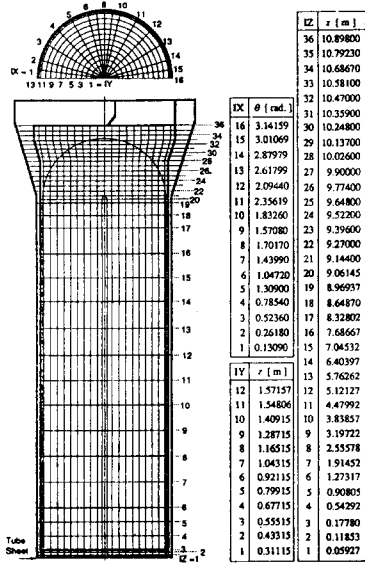


Fig.3 Finite Difference Grid of ATHOS3 Code for Steam Generator Thermal-Hydraulic Analysis

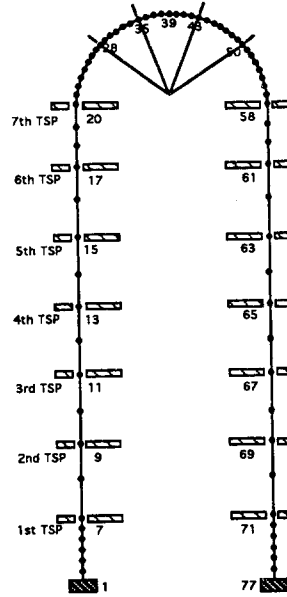


Fig.5 Free Vibration and Impact Analysis Model of Steam Generator Tube

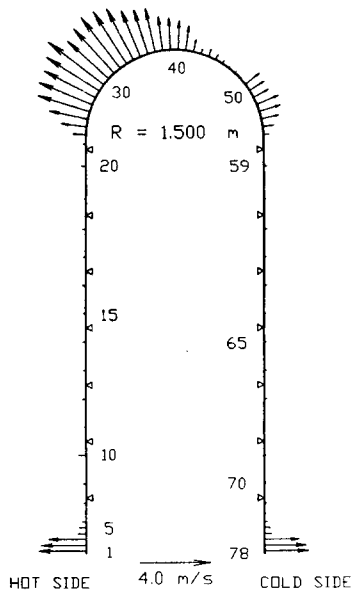


Fig.4 Flow Distribution of Model 51 Steam Generator Type D Tube

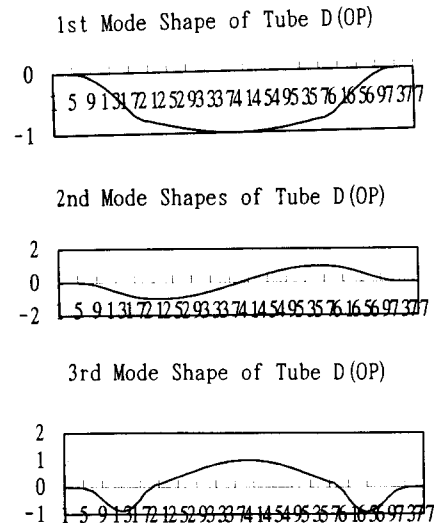


Fig.6 Mode Shapes of Steam Generator Type D Tube

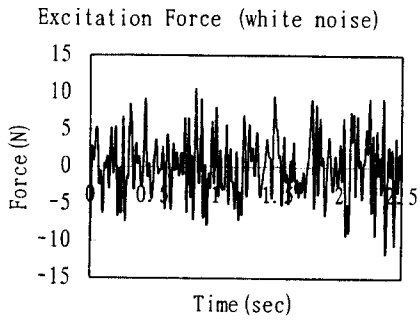


Fig.7 Excitation Force for Steam Generator Tube Analysis(3.86N)

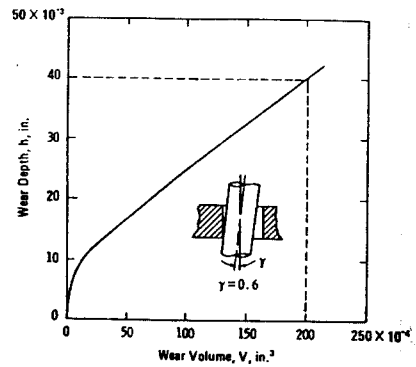


Fig.10 Relationship between Wear Depth and Wear Volume for a Static Inclination Angle $\gamma=0.6$ deg.

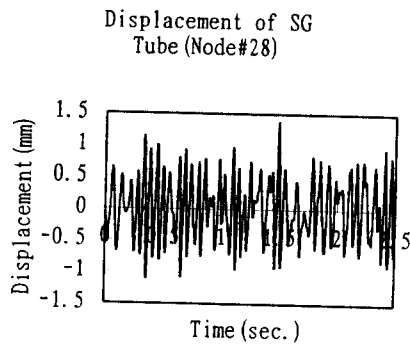


Fig.8 Displacement of Steam Generator Tube Node#28

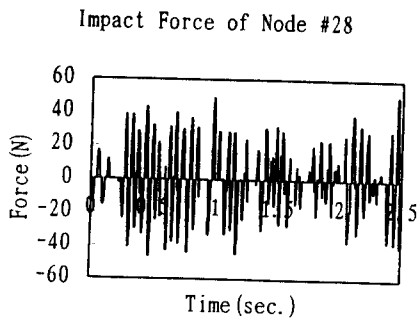


Fig.9 Impact Force of Steam Generator Tube Node#28