

< 기술논문 >

# 원주방향 균열 존재 증기발생기 전열관에 미치는 지지판의 굽힘제한 영향

김현수<sup>†</sup> · 진태은\* · 김홍덕\*\* · 정한섭\*\* · 장윤석\*\*\* · 김영진\*\*\*  
(2006년 9월 1일 접수, 2007년 1월 4일 심사완료)

## Restrained Bending Effect by the Support Plate on the Steam Generator Tube with Circumferential Cracks

Hyun-Su Kim, Tae-Eun Jin, Hong-Deok Kim, Han-Sub Chung,  
Yoon-Suk Chang and Young-Jin Kim

**Key Words :** Restrained Bending(굽힘제한), Support Plate(지지판), Limit Load(한계하중), Through-Wall Crack(관통균열)

### Abstract

The steam generator in a nuclear power plant is a large heat exchanger that uses heat from a reactor to generate steam to drive the turbine generator. Rupture of a steam generator tube can result in release of fission products to environment outside. Therefore, an accurate integrity assessment of the steam generator tubes with cracks is of great importance for maintaining the safety of a nuclear power plant. The steam generator tubes are supported at regular intervals by support plates and rotations of the tubes are restrained. Although it has been reported that the limit load for a circumferential crack is significantly affected by boundary condition of the tube, existing limit load solutions do not consider the restraining effect of support plate correctly. In addition, there are no limit load solutions for circumferential cracks in U-bend region with the effect of the support plate. This paper provides detailed limit load solutions for circumferential cracks in top of tube sheet and the U-bend regions of the steam generator tube with the actual boundary conditions to simulate the restraining effect of the support plate. Such solutions are developed based on three dimensional finite element analyses. The resulting limit load solutions are given in a polynomial form, and thus can be simply used in practical integrity assessment of the steam generator tubes.

### 1. 서론

증기발생기는 열전달 및 압력계계 구성의 두 가지 기능을 수행하는 원자력발전소의 중요한 기기 중 하나이다. 증기발생기는 Fig. 1과 같은 형태

로서 수천 개의 전열관과 관판(tube sheet), 전열관을 지지하는 지지판(support plate) 등으로 구성된다. 만약 전열관에 손상이 발생할 경우에는 냉각재의 누설로 인한 방사능 유출 및 이로 인한 원자력발전소 가동 정지 등의 경제적, 사회적 문제를 유발할 수 있으므로, 전열관에 대한 정확한 건전성 평가는 원전의 안전운전 측면에서 매우 중요한 문제로 인식되어 왔다.

Fig. 2에 도시한 바와 같이 원주방향 균열이 존재하는 전열관에 내압이 작용할 때 지지판이 없다고 가정하면 전열관에는 균열로 인한 비대칭 하중이 기인하여 회전 및 처짐이 발생한다. 그러나 실

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 한국전력기술(주) 재료기술그룹  
E-mail : hyunsu@kopec.co.kr  
TEL : (031)289-4296 FAX : (031)289-3189

\* 한국전력기술(주) 재료기술그룹

\*\* 한국전력공사 전력연구원

\*\*\* 성균관대학교 기계공학부

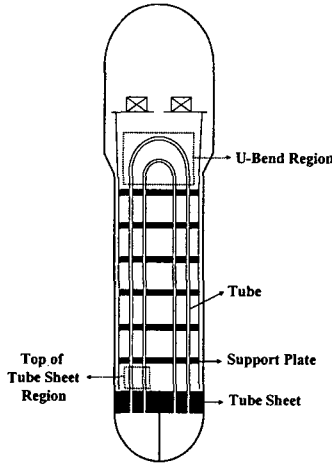


Fig. 1 Schematic of the steam generator

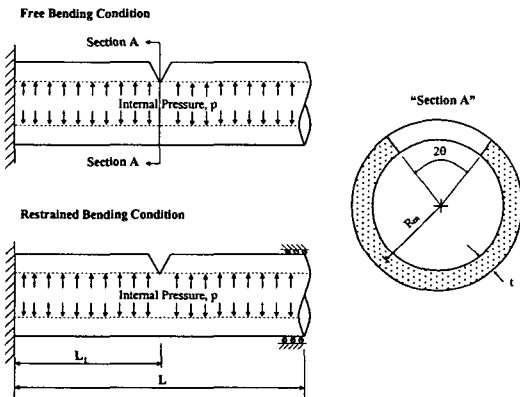


Fig. 2 Schematic of the boundary conditions for top of the tube sheet region

제 전열관은 지지판에 의해 전열관의 회전 및 처짐이 제한된다. 따라서 지지판에 의한 굽힘제한 영향이 작은 것으로 보고된 축방향 균열과는 달리 원주방향 균열의 경우 한계하중은 경계조건에 큰 영향을 받을 수 있다고 알려져 왔으며,<sup>(1-3)</sup> 저자들의 기존 연구에서도 이와 동일한 결과가 도출되었다.<sup>(4)</sup>

현재까지 많은 한계하중 예측식들이 원전 배관 및 증기발생기 전열관에 대해 제시되어 왔으나,<sup>(1-9)</sup> 대부분의 예측식들은 지지판에 의한 굽힘제한 영향을 고려하지 않았다. 한편 Frederick 등과 Majumdar 등은 이론적 분석을 통해 구한 굽힘제한 보정계수를 사용하여 수정한 한계하중 예측식을 제시한 바 있고<sup>(2-3)</sup> 저자들과 Wang 등은 지지판이 한계하중에 미치는 영향을 개략적으로 분석한 바 있다.<sup>(4,10)</sup> 그러나 이러한 기존 연구들은 모두 판상 상단(top of the tube sheet, TTS) 직관부의

제한된 균열위치에 대한 것으로서 균열 위치 변화에 따른 지지판의 굽힘제한 영향을 명확히 파악하지 않았으며, U-굽힘부(U-bend region)에 대한 지지판의 영향도 상세히 평가하지 못한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 원주방향 관통균열을 대상으로 실제 지지판의 구속조건을 고려한 유효소해석을 수행한 후, 이를 토대로 지지판이 직관 및 U-굽힘부의 한계하중에 미치는 영향을 분석하고자 한다.

## 2. 직관 원주방향 균열의 한계하중

### 2.1 한계하중 예측식 분석

Kanninen 등은 지지판의 영향을 고려하지 않은 자유굽힘(free bending) 조건에 대해 식 (1)과 같은 한계하중 예측식을 제시하였으며,<sup>(8)</sup> Kastner 등은 식 (2)와 같은 예측식을 제시하였다.<sup>(9)</sup>

$$P_{NL} = \frac{P_L R_m}{\sigma_f t} = 2 \left( 1 - \frac{\theta + 2 \sin^{-1}(\sin \theta / 2)}{\pi} \right) \quad (1)$$

$$P_{NL} = \frac{2(\pi - \theta)}{\pi \left[ 1 + \frac{2 \sin \theta (\cos \theta + \sin \theta / (\pi - \theta))}{(\pi - \theta) - 2 \sin^2 \theta / (\pi - \theta) - \sin 2\theta / 2} \right]} \quad (2)$$

여기서,  $P_{NL}$ : 무차원 한계하중

$P_L$ : 한계하중, MPa

$R_m$ : 전열관의 평균 반경, mm

$\sigma_f$ : 유동응력 =  $0.5(\sigma_{YS} + \sigma_{UTS})$ , MPa

$\sigma_{YS}$ : 재료의 항복강도, MPa

$\sigma_{UTS}$ : 재료의 인장강도, MPa

$t$ : 전열관의 두께, mm

$\theta$ : 균열각의 1/2, degree

이다.

한편 지지판의 영향을 고려한 제한굽힘 조건에 대해 Frederic 등과 Majumdar 등은 굽힘제한 보정계수를 활용하여 기존 한계하중 예측식을 수정한 식 (3) 및 식 (4)를 제시하였다.<sup>(2,3)</sup>

$$\frac{P_L}{\sigma_f} = \frac{4 \cos^{-1}[(\sin \theta - K) / 2 - \theta / 2]}{\pi (R_i / t - 1)} \quad (3)$$

$$\frac{P_L}{\sigma_f} = \frac{2(\gamma^2 - 1)(\pi - \theta)}{2\pi + (\gamma^2 - 1)(\pi - \theta)} \quad (4)$$

여기서,  $K = \pi \sigma_{YS} / 2 \sigma_f$

$\gamma = R_o / R_i$

$R_o$ : 전열관의 외측 반경, mm

$R_i$ : 전열관의 내측 반경, mm

이다.

2.2 유한요소해석

기존에 제시된 과열압력 예측식의 타당성 비교 및 최적의 예측식 도출을 위해 원주방향 관통균열이 존재하는 관상단(TTS)의 직관에 내압이 작용하는 경우를 대상으로 공학적 해석과 ABAQUS 코드<sup>(11)</sup>를 활용한 유한요소해석을 수행하였다.

원주방향 관통균열이 존재하는 직관의 해석모델은 Table 1과 같으며 전열관의 재료인 Alloy 600의 물성치는 Table 2에 정리하였다. 한편 전열관의 길이(L)는 가장 보편적인 길이인 1,000mm를 선정하였으며, 균열의 위치에 따른 한계하중의 영향을 분석하기 위하여 균열이 전열관의 중간 지점(normalized crack location,  $NCL=L_i/L=0.5$ ), 전열관의 1/4 지점( $NCL=0.25$ ) 및 관상단( $NCL=0.005$ )에 존재하는 것으로 가정하였다.

Fig. 3은 관상단에 원주방향 관통균열이 존재하는 3차원 유한요소 모델을 나타낸 것으로서, 대칭성을 이용하여 전체 전열관의 1/2을 모델링하였다. 또한 한계하중 계산을 위해 가장 보편적으로 활용되고 있는 가정을 채택하여 재료가 유동응력에서 탄성-완전 소성거동을 보이는 것으로 가정하였으며,<sup>(1,12)</sup> 비압축성 거동에 기인한 수렴 문제를 해결하기 위해 20 절점 축약적분 등사각주 요소(C3D20R)를 사용하였다.<sup>(7,13)</sup>

경계조건으로는 전열관 끝단에 어떤 구속조건도 부여하지 않은 자유굽힘 조건과 지지관 위치에서의 변위 및 회전을 구속한 제한굽힘 조건을 모사하였으며, 하중조건으로는 내압과 균열 면에서의 압력 및 내압에 기인한 축방향 하중(end cap force)을 모두 고려하였다.

2.3 해석 결과

Fig. 4와 Fig. 5는 자유굽힘 및 제한굽힘 경계조건에 대해 유한요소해석 및 공학적 해석을 통해 구한 한계하중을 문헌에 제시된 실험결과<sup>(1,12)</sup>와

비교한 것이다.

자유굽힘 조건의 경우 제한된 경우에 대한 실험 결과<sup>(1)</sup>만 존재하여 모든 경우에 대한 유한요소

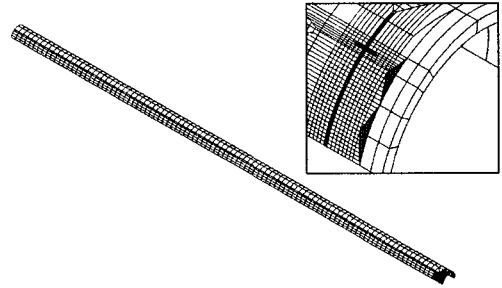


Fig. 3 Typical FE model with a circumferential through-wall crack in the TTS region ( $NCL=0.005$ )

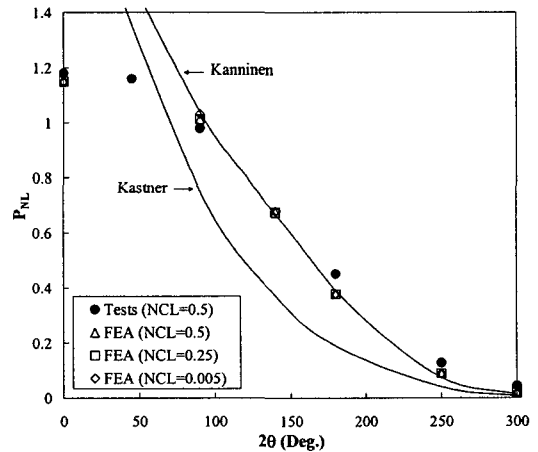


Fig. 4 Prediction of limit loads for the TTS region under free bending condition

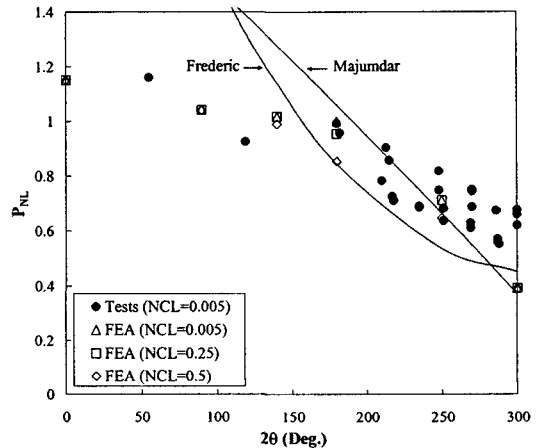


Fig. 5 Prediction of limit loads for the TTS region under restrained bending condition

Table 1 Geometry and dimensions of TTS region with circumferential through-wall cracks

$R_m$ (mm)	$L$ (mm)	$R_m/t$	$2\theta$ (Deg.)	Crack Location ( $NCL=L_i/L$ )	Boundary Condition
8.99	1,000	8.4	0, 90, 140, 180, 250, 300	0.005, 0.25, 0.5	Free Bending/ Restrained Bending

Table 2 Tensile properties of the tube material

Young's Modulus	Poisson's Ratio	Yield Strength ( $\sigma_{YS}$ )	Tensile Strength ( $\sigma_{UTS}$ )
195GPa	0.3	278.7MPa	653.5MPa

해석 결과의 타당성을 입증하기는 어려우나, Fig. 4에 도시한 바와 같이 균열이 전열관의 중간 지점(NCL=0.5)에 존재할 때 유한요소해석으로 구한 한계하중은 실험 한계하중<sup>(1)</sup>과 잘 일치하므로 본 논문에서 채택한 해석 모델 및 방법은 타당한 것으로 판단되었다. 또한 균열의 위치에 무관하게 유한요소해석으로 구한 한계하중은 거의 동일한 것으로 나타났다. 따라서 이러한 결과를 종합적으로 고려할 때 자유굽힘 조건의 경우 균열의 위치는 한계하중에 영향을 미치지 않는 것으로 생각되었다. 한편 Kanninen의 방법을 활용한 결과는 균열 각이 100도 이상인 영역에서 실험결과와 잘 일치하나 Kastner 제시 방법은 전반적으로 한계하중을 과소 평가하는 것으로 나타났다. 그러나 두 방법은 균열각이 100도 미만으로 작은 경우 한계하중을 과대 평가하는 경향을 보였다. 이러한 경향을 보이는 이유는 두 방법이 한계하중에 미치는 원주방향 응력의 영향을 적절히 반영하지 않았기 때문으로 판단된다.<sup>(4,7)</sup> 따라서 균열이 존재하지 않는 전열관을 대상으로 실험으로 구한 무차원 한계하중( $P_{NL}$ )이 1.18,<sup>(1)</sup> 본 연구에서 유한요소해석으로 계산한 값이 1.15 임을 감안하면 두 방법은 작은 균열 영역에 대해 수정되어야 할 것으로 생각되었다.

제한굽힘 조건의 경우도 한정된 경우에 대한 실험결과<sup>(12)</sup>만 존재하여 모든 경우에 대한 유한요소해석 결과의 타당성을 입증하기는 어려우나, Fig. 5에 도시한 바와 같이 균열이 판판 상단(NCL=0.005)에 존재할 때 유한요소해석으로 구한 한계하중은 실험 한계하중<sup>(12)</sup>과 잘 일치하므로 본 논문에서 채택한 해석 모델 및 방법은 타당한 것으로 판단되었다. 또한 그림에 나타난 바와 같이 균열각이 100도 미만으로 작은 경우와 250도 이상으로 아주 큰 경우 균열 위치에 따른 한계하중의 변화는 작은 것으로 파악되었다. 그러나 중간 크기의 균열의 경우 한계하중은 균열의 위치에 따라 변화하며, 균열이 판판 상단(NCL=0.005)에 존재할 때 한계하중이 가장 큰 것으로 나타났다. 이러한 결과로부터 지지판 뿐만 아니라 판판에 의한 굽힘 제한효과도 존재하며, 균열의 위치에 따라 판판에 한계하중에 영향을 미칠 수 있는 것으로 판단되었다. 한편 Fig. 5에서와 같이 Frederic과 Majumdar 제시 방법은 균열 크기가 작을 때 한계하중을 과대 평가하는 경향을 보였다. 이러한 경향을 보이는 이유는 두 방법이 지지판 및 판판에 의한 굽힘 제한 효과를 적절히 반영하지 못했기 때문으로 생각된다.

Fig. 6은 자유굽힘 및 제한굽힘 조건에 대해 유한요소해석으로 구한 한계하중을 비교한 것이다. 그림에 나타난 바와 같이 원주방향 관통균열에 대한 한계하중은 경계조건에 따라 큰 차이를 보였다.

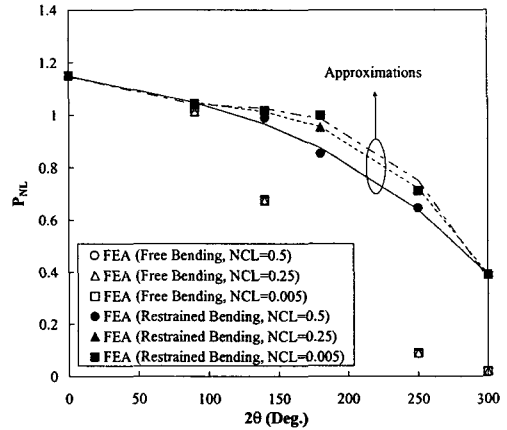


Fig. 6 Comparison of limit loads for the TTS region under two boundary conditions

만약 자유굽힘 조건을 가정할 경우에는 한계하중을 실제보다 상당히 과소 평가할 수 있으므로 정확한 한계하중 예측을 위해서는 실제 경계조건이 반드시 고려되어야 할 것으로 판단되었다.

한편 식 (5) ~ 식 (7)은 NCL이 0.005, 0.25 및 0.5 조건에 대해 유한요소해석 결과를 다항식 형태의 비선형 회귀분석 방법으로 곡선 적합하여 구한 한계하중 예측식으로서 제한굽힘 조건에서 균열 위치에 따른 한계하중 예측에 활용할 수 있다.

$$P_{NL} = 1.148 - 0.0028(2\theta) + 2.523 \times 10^{-5}(2\theta)^2 - 8.148 \times 10^{-8}(2\theta)^3 \quad (5)$$

$$P_{NL} = 1.149 - 0.0021(2\theta) + 1.637 \times 10^{-5}(2\theta)^2 - 5.920 \times 10^{-8}(2\theta)^3 \quad (6)$$

$$P_{NL} = 1.149 - 0.001(2\theta) + 4.004 \times 10^{-7}(2\theta)^2 - 1.824 \times 10^{-8}(2\theta)^3 \quad (7)$$

### 3. U-굽힘부 원주방향 균열의 한계하중

#### 3.1 한계하중 예측식 분석

현재까지 굽힘부에 대해 제시된 한계하중 예측식은 있으나 모두 자유굽힘 조건에서의 90도 배관 엘보우(elbow)에 대한 것으로서 굽힘각이 180도이고 굽힘반경 대 전열관 반경의 비(normalized bend radius,  $NBR=R_{Bend}/R_m$ )가 다양한 U-굽힘부에 대해 제시된 식은 없는 실정이다.

Miller는 자유굽힘 조건에서 원주방향 균열의 한계하중이 균열 위치에 무관하게 굽힘반경의 영향을 받지 않을 것으로 판단하고 균열각이 100도 이상인 경우 식 (1)과 같은 직관의 예측식을 사용

하되 균열각이 100도 미만인 경우에는 무차원 한계하중( $P_{NL}$ )을 1로 수정할 것을 권고한 바 있다.<sup>(5)</sup>

3.2 유한요소해석

경계조건 및 균열 위치에 따른 한계하중의 변화를 파악하기 위해 원주방향 관통균열이 존재하는 U-굽힘부에 내압이 작용하는 경우를 대상으로 공학적 해석과 ABAQUS 코드를 활용한 유한요소 해석을 수행하였다.

원주방향 관통균열이 존재하는 U-굽힘부의 해석모델은 Table 3 및 Fig. 7과 같으며 전열관의 재료인 Alloy 600의 물성치는 Table 2에 정리하였다. 또한 한계하중에 대한 균열 위치의 영향을 파악하기 위해 균열이 U-굽힘부 정점(apex)의 외호(extrados) 및 내호(intrados)에 각각 존재하는 것으로 가정하였으며, 굽힘반경의 영향을 파악하기 위해 굽힘반경 대 전열관 반경의 비(NBR)를 8.5부터 31.1까지 변화시키면서 해석을 수행하였다.

Fig. 8은 원주방향 관통균열이 존재하는 U-굽힘부의 3차원 유한요소 모델을 나타낸 것으로서, 대칭성을 이용하여 전체 전열관의 1/4만을 모델링하였다. 또한 한계하중 계산을 위해 가장 보편적으로 활용되고 있는 가정을 채택하여 재료가 유동 응력에서 탄성-완전 소성거동을 보이는 것으로 가정하였으며,<sup>(1,12)</sup> 비압축성 거동에 기인한 수렴 문제를 해결하기 위해 20 절점 축약적분 등사각주요소를 사용하였다.<sup>(7,13)</sup> 경계조건으로는 전열관 끝단에 어떤 구속조건도 부여하지 않은 자유굽힘 조

건과 지지판 위치에서의 변위 및 회전을 구속한 제한 굽힘 조건을 모사하였으며, 하중조건으로는 내압과 균열 면에서의 압력 및 내압에 기인한 축방향 하중(end cap force)을 모두 고려하였다.

3.3 해석 결과

Fig. 9와 Fig. 10은 자유굽힘 및 제한굽힘 경계조건에 대해 유한요소해석으로 구한 한계하중을 공학적 해석을 통해 구한 결과와 비교한 것이다. 자유굽힘 조건의 경우 실험결과가 존재하지 않아 해석결과와 타당성을 명확히 입증하기는 어려우나, Fig. 9에 도시한 바와 같이 유한요소해석을 통해 구한 외호 및 내호 존재 균열에 대한 한계하중은 굽힘반경에 무관하게 거의 동일한 것으로 나타났으며, 직관에 대한 한계하중과도 유사하였다.

또한 유한요소해석 결과와 Miller의 예측식을 활용한 결과는 균열각이 100도 이상인 영역에서는 잘 일치하였다. 이러한 결과는 균열각이 100도 이상인 원주방향 균열의 한계하중이 균열의 위치에

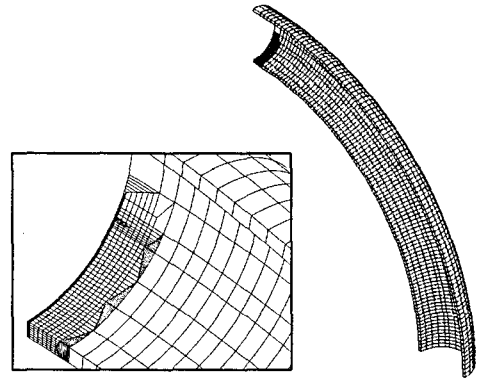


Fig. 8 Typical FE model with a circumferential through-wall crack in the U-bend region

Table 3 Geometry and dimensions of U-bend region with circumferential through-wall cracks

$R_m$ (mm)	$R_m/t$	NBR= $R_{Bend}/R_m$	$2\theta$ (Deg.)	Crack Location	Boundary Condition
8.99	8.4	8.5, 31.1	0, 110, 140, 180, 250, 300	Extrados / Intrados	Free Bending/ Restrained Bending

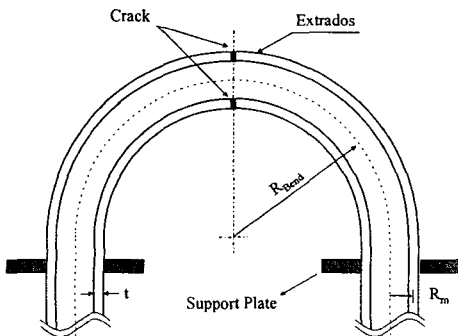


Fig. 7 Schematic of the U-bend region

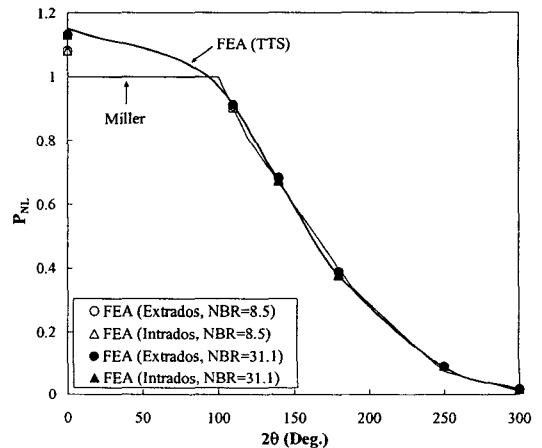


Fig. 9 Prediction of limit loads for the U-bend region under free bending condition

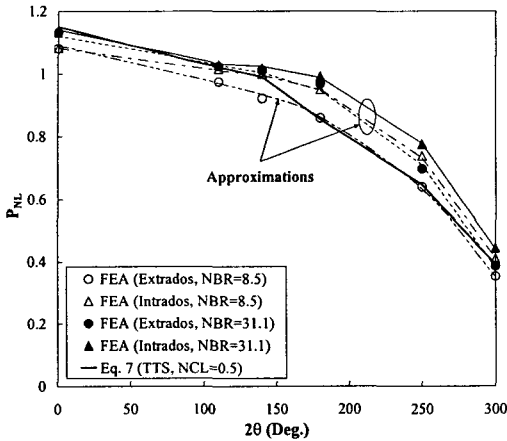


Fig. 10 Prediction of limit loads for the U-bend region under restrained bending condition

무관하게 굽힘반경의 영향을 받지 않는다는 Miller의 결과<sup>(5)</sup>와 일치하는 것이다. 따라서 이러한 결과로부터 자유굽힘 조건의 경우 직관에 대한 한계하중 해를 U-굽힘부에 적용하는 것이 가능할 것으로 판단되었다. 그러나 균열이 존재하지 않는 U-굽힘부에 대해 유한요소해석으로 계산한 무차원 한계하중( $P_{NL}$ )이  $NBR=8.5$ 인 경우 1.08,  $NBR=31.1$ 인 경우 1.13 임을 감안하면 균열각이 100도 미만으로 작은 경우 Miller 제시 방법은 한계하중을 약간 보수적으로 예측하는 경향을 보였다. 이러한 보수적 예측경향의 원인은 유한요소해석 시 채택한 von Mises 항복기준(yield criteria)과 Miller가 사용한 Tresca 항복기준의 차이에서 비롯된 것으로 판단되었다.<sup>(4,7)</sup>

제한굽힘 조건의 경우도 실험결과가 존재하지 않아 유한요소해석 결과의 타당성을 입증하기는 어려우나, Fig. 10에 도시한 바와 같이 내호 존재 균열에 대한 한계하중은 굽힘반경에 무관하게 외호 존재 균열에 대한 한계하중보다 전반적으로 높은 것으로 나타났다. 그러나 한계하중의 차이는 굽힘반경이 증가할수록 점차 작아지는 것으로 파악되었다. 이러한 예측경향의 원인으로는 U-굽힘부의 굽힘반경이 충분히 크게 증가하면 직관과 유사한 형태가 되어 내호 및 외호의 구분이 없어지기 때문이다. 따라서 한계하중에 미치는 균열 위치의 영향은 굽힘반경이 작은 경우에는 크며, 굽힘반경이 충분히 큰 경우에는 무시할 수 있을 것으로 판단되었다. 한편 직관에 대해 구한 한계하중은 균열각이 100도 미만으로 작은 경우 U-굽힘부의 한계하중과 유사하나 균열각이 큰 경우 작은 곡률반경을 갖는 U-굽힘부의 외호 존재 균열에 대한 한계하중과 거의 동일하였다. 이의 원인으로는 균열의 한계하중이 지지판에 의한 굽힘제한 영향뿐만 아니라 굽힘반경, 균열의 위치 등에 복합

적으로 영향을 받기 때문인 것으로 파악되었다.

해석결과를 종합할 때 U-굽힘부에 존재하는 원주방향 관통균열에 대한 한계하중은 경계조건, 균열의 위치 및 곡률반경에 따라 큰 차이를 보였다. 만약 자유굽힘 조건을 가정하고 균열의 위치와 곡률반경을 고려하지 않을 경우에는 한계하중을 상당히 과소 평가할 수 있으므로 정확한 한계하중 예측을 위해서는 실제 경계조건뿐만 아니라 균열의 위치와 곡률반경도 정확히 고려하여야만 할 것으로 판단되었다.

한편 식 (8) 및 식 (9)는  $NBR=8.5$  및  $NBR=31.1$  조건에 대해 유한요소해석 결과를 다항식 형태의 비선형 회귀분석 방법으로 곡선 적합하여 구한 한계하중 예측식으로서 제한굽힘 조건에서 균열 위치에 따른 U-굽힘부의 한계하중 예측에 활용할 수 있다.

$$P_{NL} = 1.09 - 0.0016(2\theta) + 8.91 \times 10^{-6}(2\theta)^2 - 3.93 \times 10^{-8}(2\theta)^3, \text{ for Extrados} \quad (8)$$

$$P_{NL} = 1.08 - 0.0017(2\theta) + 1.62 \times 10^{-5}(2\theta)^2 - 5.99 \times 10^{-8}(2\theta)^3, \text{ for Intrados}$$

$$P_{NL} = 1.12 - 0.0018(2\theta) + 1.49 \times 10^{-5}(2\theta)^2 - 5.71 \times 10^{-8}(2\theta)^3, \text{ for Extrados} \quad (9)$$

$$P_{NL} = 1.14 - 0.0027(2\theta) + 2.39 \times 10^{-5}(2\theta)^2 - 7.56 \times 10^{-8}(2\theta)^3, \text{ for Intrados}$$

#### 4. 토 의

##### 4.1 한계하중에 미치는 전열관 치수 및 재료물성치의 영향 분석

본 연구에서는 전열관의 재료물성치 및 치수가 상이한 다양한 유형의 증기발생기 중 Table 1 및 Table 2에 도시한 바와 같이 특정 유형(type A)을 대상으로 해석을 수행하였다. 그러나 전열관의 치수 및 재료물성치의 차이가 원주방향 균열의 한계하중에 영향을 미칠 수 있을 것으로 예상됨에 따라, 한계하중에 미치는 재료물성치 및 치수의 영향을 파악하고자 Table 4에 도시한 B 유형(type B)의 전열관을 대상으로 추가적인 유한요소해석을 수행하여 한계하중을 도출하였다.

Fig. 11은 유형 A와 유형 B 전열관을 대상으로 유한요소해석을 통해 구한 제한굽힘 조건에서의 원주방향 관통균열에 대한 한계하중을 비교하여 도시한 것이다. 유한요소해석 결과 한계하중은 예상대로 전열관의 치수 및 재료물성치에 따라 상이한 것으로 나타났다. 그러나 그림에 도시한 바와

같이 균열이 전열관의 중간 지점(NCL=0.5)에 존재하는 경우 유형 A와 유형 B 전열관에 대한 무차원 한계하중( $P_{NL}$ )은 잘 일치하였으며, 균열이 판판상단(NCL=0.005)에 존재하는 경우도 유형 A와 유형 B 전열관에 대한 무차원 한계하중은 잘 일치하였다. 이러한 결과를 토대로 판단할 때 전열관의 유형에 따라 한계하중은 변화하나 식 (5) ~ 식 (9)에 제시한 예측식은 이러한 영향이 모두 반영된 무차원 식이므로 전열관의 치수, 재료물성치가 상이한 유형에 대해서도 한계하중 평가에 활용할 수 있다고 생각된다.

4.2 균열열림변위 예측

앞서 기술한 바와 같이 원주방향 균열의 한계하중은 경계조건에 크게 영향을 받는다. 이러한 관점에서 굽힘제한 경계조건은 균열열림변위(crack opening displacement, COD)에도 영향을 미칠 수 있을 것으로 예상되었다. 따라서 균열열림변위에 미치는 경계조건의 영향을 분석하기 위해 직관에 존재하는 원주방향 관통균열을 대상으로 유한요소해석 및 공학적 해석을 수행하였다. 공학적 해석방법으로는 다양한 COD 예측방법 중 가장 보편적으로 활용되는 Zahoor 방법을 채택하였다.<sup>(6)</sup>

Zahoor가 제시한 COD 예측식은 식 (10)과 같으며, 자유굽힘 경계조건에만 적용이 가능한 것으로 알려지고 있다.

Table 4 Geometry and material property of type B tube

$R_m$ (mm)	$L$ (mm)	$R_m/t$	Young's Modulus	Yield Strength ( $\sigma_{YS}$ )	Tensile Strength ( $\sigma_{UTS}$ )
8.23	508, 994	8.1	200GPa	253.5MPa	624.1MPa

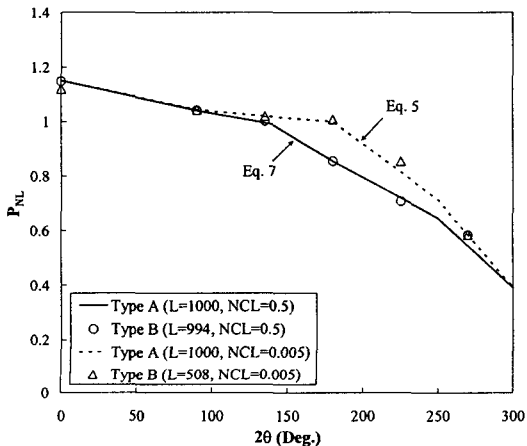


Fig. 11 Comparison of FE limit loads for type A and type B tubes

$$\delta = \frac{F_2 P}{tE} + \alpha \epsilon_o \pi R_m H_2 \left(\frac{P}{P_o}\right)^n \tag{10}$$

여기서,  $\delta$ : COD, mm

$$F_2 = 2\left(\frac{\theta_c}{\pi}\right)\left[1 + A\left\{4.55\left(\frac{\theta_c}{\pi}\right)^{1.5} + 47\left(\frac{\theta_c}{\pi}\right)^3\right\}\right]$$

$$\theta_c = \theta\left[1 + \frac{F_t^2}{2} \frac{n-1}{n+1} \left(\frac{\sigma_t}{\sigma_o}\right)^2 / \{1 + (P/P_o)^2\}\right]$$

$$F_t = 1 + A\{5.3303(\theta/\pi)^{1.5} + 18.773(\theta/\pi)^{4.24}\}$$

$$A = [0.125(R_m/t) - 0.25]^{0.25}$$

$\alpha, n$ : Ramberg-Osgood 상수

$$\sigma_t = P/2\pi R_m t$$

$\sigma_o, \epsilon_o$ : 참조 응력 및 참조 변형률

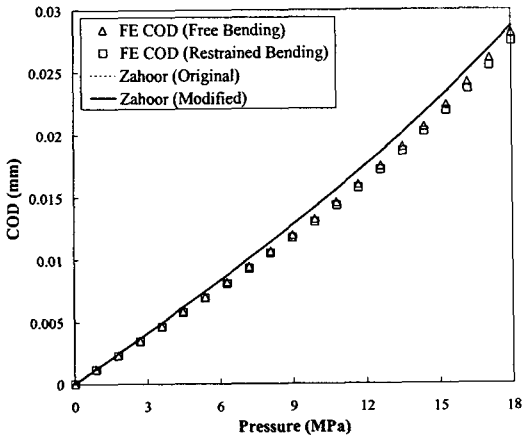
$P$ : 작용 하중, N

$$P_o = 2\sigma_o R_m t [\pi - \theta - 2\sin^{-1}(0.5\sin\theta)]$$

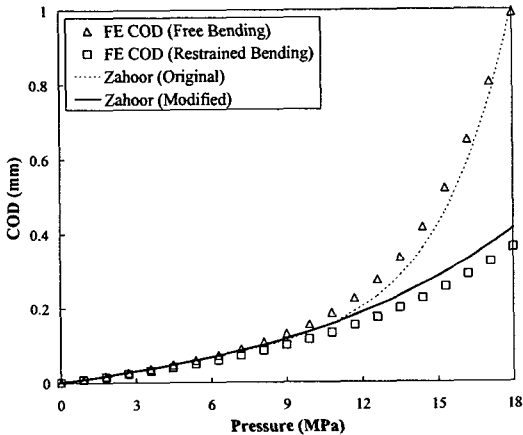
이다.

Fig. 12는 균열이 전열관의 중간 지점(NCL= 0.5)에 존재하는 경우에 대해 유한요소해석 및 공학적 해석으로 구한 COD를 비교한 것이다. Fig. 12(a)에 도시한 바와 같이 균열각이 90도인 경우 유한요소 해석으로 구한 COD는 Zahoor 방법 활용 결과와 잘 일치하였으며, 경계조건에 따른 차이가 거의 없었다. 이러한 결과는 Fig. 6에 도시한 내용과 같이 균열각이 100도 미만으로 작을 때 한계하중에 미치는 경계조건의 영향이 작다는 결과와도 일맥상통하는 것이다. 한편 Fig. 12(b)에 도시한 바와 같이 균열각이 큰 경우 경계조건은 COD에 큰 영향을 미치는 것으로 나타났다. 즉, 자유굽힘 조건에 대해 구한 COD가 제한굽힘 조건에 대한 값에 비해 상당히 크게 평가되었는데, 이러한 차이를 보이는 이유는 지지판에 의한 굽힘제한 효과가 균열 면에 작용하는 굽힘응력을 감소시켜 균열열림을 억제하기 때문인 것으로 파악되었다.

이러한 결과를 종합해 볼 때 전열관의 경계조건은 한계하중의 경우와 동일하게 원주방향 균열의 COD에도 큰 영향을 미치며, 따라서 정확한 COD를 예측하기 위해서는 실제 전열관의 경계조건을 잘 모사해야만 할 것으로 판단되었다. 반면에 기존에 제시된 COD 예측방법은 자유굽힘 조건에 대한 것으로서 전열관에 적용시 COD를 과대평가하므로 적용에 주의가 필요한 것으로 생각된다. 이에 대한 대안으로서 본 논문에서 제시한 제한굽힘 조건에 대한 식을 사용하여 한계하중( $P_L$ )을 구한 후 이를 자유굽힘 조건에 대한 식 (10) 중 참조하중( $P_o$ ) 항에 대입하면 Fig. 12(b)에 도시한 바와 같이 제한굽힘 경계조건에 대해 보다 실제적인 COD를 예측할 수 있다.



(a) 2θ=90 Deg.



(b) 2θ=180 Deg.

Fig. 12 COD prediction results for the TTS region under two boundary conditions

5. 결론

원주방향 관통균열이 존재하고 내압이 작용하는 증기발생기 전열관을 대상으로 지지판의 굽힘제한 영향을 평가한 결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 직관 및 U-굽힘부 존재 원주방향 균열의 한계하중과 균열열림변위는 경계조건에 따라 크게 변화하였다.

(2) 지지판에 의한 굽힘제한 영향은 전열관의 형상, 균열의 위치 및 크기에 따라 상이하였다.

(3) 기존에 제시된 자유굽힘 조건에 대한 한계하중 예측방법은 보수적 예측경향을 보이므로 전열관에 적용 시 세심한 주의가 필요하다.

(4) 유한요소해석 결과를 토대로 직관 및 U-굽힘부에 대한 한계하중 예측식을 제시하였으며, 이 식들은 전열관의 재료물성치 및 치수 변화에 무관하게 한계하중 및 균열열림변위 예측 등에 활용이 가능하다.

참고문헌

- (1) Cochet, B., 1991, "Steam Generator Tube Integrity," EPRI NP-6865L, Vol. 1.
- (2) Frederick, G. and Hernalsteen, P., 1990, "Belgian Approach to Steam Generator Tube Plugging for Primary Water Stress Corrosion Cracking," EPRI NP-6626SD.
- (3) Majumdar, S., Bakhtiari, S., Kasza, K. and Park, J. Y., 2002, "Validation of Failure and Leak-Rate Correlations for Stress Corrosion Cracks in Steam Generator Tubes," NUREG/CR-6774.
- (4) Kim, H. S., Kim, J. S., Jin, T. E., Kim, H. D. and Chung, H. S., 2004, "Burst Pressure Evaluation for Through-wall Cracked Tubes in the Steam Generator," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 28, No. 7, pp. 1006~1013.
- (5) Miller, A. G., 1988, "Review of Limit Loads of Structures Containing Defects," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 32, pp. 197~327.
- (6) Zahoor, A., 1989, "Ductile Fracture Handbook," EPRI NP-6301-D.
- (7) Kim, Y. J., Shim, D. J., Huh, N. S. and Kim, Y. J., 2002, "Plastic Limit Pressures for Cracked Pipes using Finite Element Limit Analyses," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 79, pp. 321~330.
- (8) Kanninen, M. F., Marshall, C. W., Simonen, F. A. and Wilkowski, G. M., 1976, "Mechanical Fracture Predictions for Sensitized Stainless Steel Piping with Circumferential Cracks," EPRI NP-192.
- (9) Kastner, W., Roehrich, E., Schmitt, W., Steinbuch, R., 1981, "Critical Crack Sizes in Ductile Piping," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 9, pp. 197~219.
- (10) Wang, X. and Reinhardt, W., 2003, "On the Assessment of Through-Wall Circumferential Cracks in Steam Generator Tubes with Tube Supports," *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 125, pp. 85~90.
- (11) ABAQUS Inc., 2005, "ABAQUS Ver. 6.5-1 User's Manual."
- (12) Begley, J., Keating, R., 1997, "Depth-Based Structural Analysis Methods for Steam Generator Circumferential Indications," EPRI TR-107197-P1.
- (13) Sattari-Far, I., 1994, "Finite Element Analysis of Limit Loads for Surface Cracks in Plates," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 57, pp. 237~243.