

< 기술논문 >

증기발생기 전열관에 존재하는 표면균열의 한계하중 평가

김현수[†] · 김중성^{*} · 진태은^{*} · 김홍덕^{**} · 정한섭^{**}
(2005년 9월 2일 접수, 2006년 5월 17일 심사완료)

Evaluation of Limit Loads for Surface Cracks in the Steam Generator Tube

Hyun-Su Kim, Jong-Sung Kim, Tae-Eun Jin, Hong-Deok Kim and Han-Sup Chung

Key Words: Limit Load(한계하중), Surface Crack(표면균열), Elastic-Perfectly Plastic Behavior(탄성-완전소성 거동), Free Span(직관), U-Bend(곡관)

Abstract

Operating experience of steam generators has shown that cracks of various morphology frequently occur in the steam generator tubes. These cracked tubes can stay in service if it is proved that the tubes have sufficient safety margin to preclude the risk of burst and leak. Therefore, integrity assessment using exact limit load solutions is very important for safe operation of the steam generators. This paper provides global and local limit load solutions for surface cracks in the steam generator tubes. Such solutions are developed based on three-dimensional (3-D) finite element analyses assuming elastic-perfectly plastic material behavior. For the crack location, both axial and circumferential surface cracks, and for each case, both external and internal cracks are considered. The resulting global and local limit load solutions are given in polynomial forms, and thus can be simply used in practical integrity assessment of the steam generator tubes.

1. 서론

원자력발전소의 증기발생기에는 일반적으로 수천개의 전열관이 존재하며, 전열관은 열전달 및 압력경계 구성이라는 두가지의 중요한 기능을 수행한다. 만약 전열관에 손상이 발생할 경우 1차 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.

이러한 배경에서 미국, 프랑스 등에서는 1970년대부터 실험 및 해석적 방법을 사용하여 전열관에 존재하는 균열의 파괴거동을 파악하고 그 결과로부터 한계하중을 예측하는 연구를 수행하였으며, 이를 통해 전열관 및 배관을 대상으로 많은 한계하중 예측식을 제시한 바 있다.⁽¹⁻⁶⁾ 그러나 현재까지 제시되어 있는 한계하중 예측식들은 대부분 내부 표면균열에 대한 것으로서 외부 표면균열에 대한 예측식은 상대적으로 적으며, 증기발생기 전열관에 대한 적용 타당성이 명확히 파악되고 있지 않은 실정이다.⁽¹⁻⁷⁾

따라서 본 논문에서는 전열관 직관부 및 곡관부의 내, 외부에 축방향 및 원주방향 표면균열이 존재하는 경우를 대상으로 3차원 상세 유한요소 해석을 수행하여 기존 한계하중 예측식 및 실험 결과와 비교한 후, 이를 토대로 다양한 표면균열에 대한 한계하중 예측식을 제시하고자 한다.

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

* 회원, 한국전력기술(주) 재료기술그룹

** 한국전력공사 전력연구원

2. 한계하중 예측식 분석

전역(global) 한계하중만 존재하는 관통균열과는 달리 표면균열의 경우 한계하중은 전역 한계하중과 국부(local) 한계하중으로 구분할 수 있다. 전역 한계하중은 전열관이 완전 파단에 도달하는 하중을 의미하며, 일반적으로 전열관에 대규모 항복(yielding) 현상이 발생하는 시점에서의 작용 하중으로 정의된다.^(5,6) 또한 표면균열이 관통균열로 진전하는 시점의 하중을 의미하는 국부 한계하중은 일반적으로 균열 선단의 리가먼트(ligament)에서만 항복현상이 발생하는 시점에서의 작용 하중으로 정의된다.^(5,6)

2.1 직관 축방향 표면균열

축방향 표면균열이 존재하는 직관에 대해서는 현재까지 국부 한계하중 예측식만 제시되어 있다. 이 중 ANL(argonne national laboratory)이 제시한 예측식은 식 (1)과 같고,⁽¹⁾ Framatome이 제시한 식은 식 (2)와 같다.⁽²⁾ 또한 Belgom이 제시한 식은 식 (3)과 같으며,⁽³⁾ EPRI(electric power research institute)의 예측식은 식 (4)와 같다.⁽⁴⁾

$$P_L = (\sigma_f t) / (M_p R_m) \tag{1}$$

$$P_L = \sigma_f \frac{t}{R_i} \left[1 - \frac{2c(a/t)}{2(c+t)} \right], \text{ for } \frac{a}{t} < 0.85 \tag{2}$$

$$= \sigma_{UTS} \frac{t}{R_i} \left[\frac{t/a - 1}{t/a - 1/M} \right], \text{ for } \frac{a}{t} \geq 0.85$$

$$P_L = (\sigma_f) / [M_{Bel} (R_m/t - 0.5)] \tag{3}$$

$$P_L = \phi \sigma_f \frac{t}{R_i} \left[1 - \frac{2c(a/t)}{2(c+t)} \right] \tag{4}$$

여기서, P_L : 한계하중, MPa

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

σ_{YS} : 재료의 항복강도, MPa

σ_{UTS} : 재료의 인장강도, MPa

t : 전열관의 두께, mm

$M_p = (1 - \alpha a / Mt) / (1 - a/t)$

$\alpha = 1 + (a/t)^2 (1 - 1/M)$

$M = 0.614 + 0.481\lambda + 0.386e^{-1.25\lambda}$

R_m : 전열관의 평균 반경, mm

c : 균열 길이의 1/2, mm

a : 균열의 깊이, mm

R_i : 전열관의 내측 반경, mm

$$M_{Bel} = (1 - a/Mt) / (1 - a/t)$$

$\phi = 1$, for 외부 균열

$$\phi = \frac{1}{1 + \frac{t}{R_i} \frac{a}{t} \frac{2c}{2c+2t}}, \text{ for 내부 균열}$$

이다.

2.2 직관 원주방향 표면균열

지지판에 의한 굽힘 구속조건 등 경계조건의 영향이 작은 축방향 균열과는 달리 원주방향 균열은 경계조건에 따라 한계하중이 크게 변화하기 때문에 실제 경계조건을 정확히 고려하여야 한다.^(1,2,7) 원주방향 표면균열이 존재하는 직관의 경우 ANL이 유일하게 경계조건의 영향을 고려하여 다음과 같은 국부 한계하중 예측식을 제시하였다.⁽¹⁾

$$P_L = (2t\sigma_f) / (R_m M_p) \tag{5}$$

여기서, $M_p = 1 / [M + (\theta/\pi)(1 - a/t - M)]$

$$M = (1 - a/t) / (1 - a/tN)$$

$$N = 1 + 0.2 (\theta/\pi)^{0.2}$$

$$\beta = \sin^{-1} [\sin \theta / 2 (1 - 1/M(1 - a/t))]]$$

θ : 균열각의 1/2

이다.

2.3 곡관 축방향 표면균열

직관에 존재하는 축방향 표면균열의 경우 많은 한계하중 예측식이 제시되어 있으나, 곡관에 대해 제시된 예측식은 없다. 다만 EPRI는 곡관 제작과정에서 발생하는 가공경화 현상 및 기하학적 구속효과에 기인하여 동일한 크기의 축방향 표면균열이 존재하는 직관의 한계하중보다 곡관의 한계하중이 큰 것으로 판단하고, 보수적 측면에서 식 (4)를 사용할 것을 권고하였다.⁽⁴⁾

2.4 곡관 원주방향 표면균열

축방향 균열의 경우와 마찬가지로 원주방향 표면균열에 대해 현재까지 제시된 한계하중 예측식은 없으며, EPRI는 식 (6) 및 (7)과 같은 확관부에 대한 예측식을 사용할 것을 권고한 바 있다.⁽⁴⁾

$$P_{Lo} = \frac{2\sigma_f t}{R_m} (0.5733 - 0.3528\xi), \text{ for } PDA < 75 \tag{6}$$

$$= \frac{2\sigma_f t}{R_m} 1.2227(1 - \xi), \text{ for } PDA \geq 75$$

$$P_{L_i} = P_{L_o} \times (1 + \xi \frac{2R_m t}{R_i^2})^{-1} \quad (7)$$

여기서, P_{L_o} : 외부 표면균열에 대한 한계하중

P_{L_i} : 내부 표면균열에 대한 한계하중

$$\xi = PDA/100$$

PDA : Percent Degraded Area

이다.

3. 한계하중 평가

3.1 직관 축방향 표면균열

기존 한계하중 예측식의 타당성 검토 및 최적의 예측식 도출을 위해 Table 1에 나타난 바와 같이 직관에 내압이 작용하는 경우를 대상으로 공학적 해석과 ABAQUS 코드⁽⁸⁾를 활용한 탄성-완전 소성(elastic-perfectly plastic) 유한요소해석을 수행하였다.

Fig. 1은 해석에 사용된 3차원 유한요소 모델을 나타낸 것으로서, 대칭성을 이용하여 전체 전열관의 1/4만을 모델링 하였다. 또한 한계하중 계산을 위해 재료가 탄성-완전 소성 거동을 보이는 것으로 가정하였으며,⁽⁵⁻⁷⁾ 경계조건으로는 대칭면을 이루는 모든 절점의 변위를 구속하였고, 균열 면에서의 압력과 내압에 기인한 축방향 하중(end cap force)을 고려하였다.

3.2 직관 원주방향 표면균열

Table 2에 제시한 바와 같이 원주방향 표면균열이 존재하는 직관에 내압이 작용하는 경우를 대상으로 공학적 해석과 탄성-완전 소성 유한요소해석을 수행하였다. 전반적인 해석조건은 축방향 균열의 경우와 동일하다.

3.3 곡관 축방향 표면균열

직관의 경우와 동일하게 축방향 표면균열이 존재하는 곡관에 내압이 작용하는 경우를 대상으로 공학적 해석과 탄성-완전 소성 유한요소해석을 수행하였다. 곡관 내호(intrados) 및 외호(extrados)에 축방향 표면균열이 존재하는 해석모델은 Table 3과 같으며, 곡관 내호 외면에 축방향 표면균열이 존재하는 대표적 유한요소 모델은 Fig. 2와 같다.

Table 1 Geometry and dimensions for axial surface cracks in free span

R_m/t	a/t	$\rho = c/\sqrt{R_m t}$	Crack Location
7.9	0.25, 0.5,	2.0, 3.4,	External Surface
	0.75, 0.9		4.0, 6.7

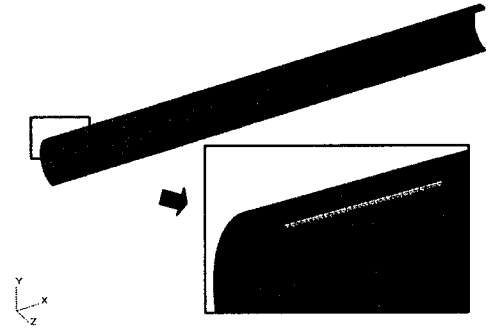


Fig. 1 FE model for axial external surface crack in free span

Table 2 Geometry and dimensions for circumferential surface cracks in free span

R_m/t	a/t	ρ	Crack Location
8.4	0.5, 0.75,	3.0, 3.8, 4.8	External Surface
	0.9		Internal Surface

Table 3 Geometry and dimensions for axial surface cracks in u-bend

R_m/t	R_{Bend}/R_m	a/t	ρ	Crack Location
8.4	8.5	0.5,	2.0,	Ext. & Int. Surface at Intrados, Extrados
		0.75, 0.9		

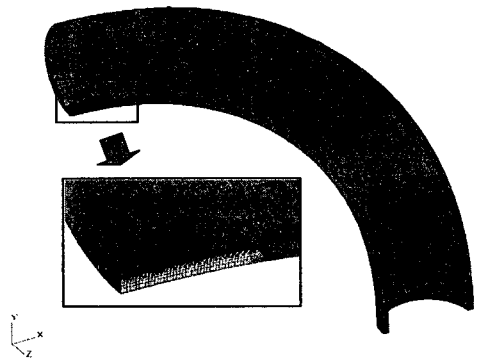


Fig. 2 FE model for axial external surface crack in intrados of u-bend

3.4 곡관 원주방향 표면균열

원주방향 표면균열이 존재하는 곡관에 내압이 작용하는 경우를 대상으로 공학적 해석과 탄성-완전 소성 유한요소해석을 수행하였다. 해석모델은 Table 4와 같으며, 전반적인 해석 조건은 축방향 균열의 경우와 동일하다.

4. 해석결과

4.1 직관 축방향 표면균열

Table 1에 기술한 해석 모델 중 외부 표면균열에 대해 유한요소해석 및 공학적 예측식을 사용하여 구한 한계하중을 실험결과^(1,2,4)와 비교한 대표적 결과는 Fig. 3과 같다.

그림에 나타난 바와 같이 균열 길이와 깊이 증가에 따라 전역 및 국부 한계하중 모두 감소하는 경향을 보였으며, 전역 한계하중은 국부 한계하중에 비해 상당히 크게 나타났다. 그러나 현재까지 제시된 실험결과는 모두 국부 한계하중을 측정하는 것으로서 유한요소해석을 통해 구한 전역 한계하중의 타당성을 확인할 수는 없었다.

국부 한계하중의 경우 유한요소해석 결과는 균열 길이 및 깊이에 무관하게 실험결과에 비해 전반적으로 보수적이었고, 공학적 예측식을 사용하

여 구한 한계하중도 방법에 따라 약간의 차이가 있기는 하나 유사한 예측경향을 나타내었다.

한편 그림에 도시하지는 않았으나 내부 표면균열의 경우도 외부 표면균열과 마찬가지로 전역 한계하중은 국부 한계하중에 비해 상당히 크게 나타났다. 또한 국부 한계하중의 경우 유한요소해석 결과와 EPRI 방법 및 Belgomat 방법을 활용한 결과는 균열 길이 및 깊이에 무관하게 비교적 잘 일치하는 등 전반적인 예측 경향은 외부 표면균열의 경우와 유사하였다.

Fig. 4는 유한요소해석으로 구한 전역 한계하중을 비교한 것으로서, 일부 구간에서 약간의 차이가 있기는 하나 균열 위치에 무관하게 한계하중은 거의 유사한 것으로 나타났으며, 국부 한계하중의 경우도 이와 동일한 경향을 보였다.

한편 식 (8)은 유한요소해석 결과를 곡선 적합하여 구한 한계하중 예측식으로서, 향후 축방향 표면균열이 존재하는 직관의 한계하중 예측시 $2.1 \leq \rho \leq 6.7$ 및 $0.25 \leq a/t \leq 0.9$ 범위에서 전역 및 균열의 치수, 재료물성치에 무관하게 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

$$P_{NL} = (P_L R_m) / (\sigma_f t) = A + B\rho + C\rho^2 \quad (8)$$

여기서, 계수 A, B, C는 Table 5와 같다.

Table 4 Geometry and dimensions for circumferential surface cracks in u-bend

R_m/t	R_{bend}/R_m	a/t	ρ	Crack Location
8.4	8.5	0.5, 0.75, 0.9	3.0, 3.8, 4.8	Ext. & Int. Surface at Intrados, Extrados

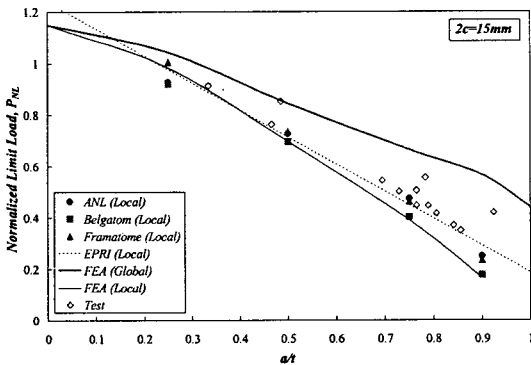


Fig. 3 Prediction of limit loads for axial external surface cracks in free span

4.2 직관 원주방향 표면균열

Table 2에 기술한 해석 모델 중 외부 표면균열에 대해 유한요소해석 및 공학적 예측식을 사용하여 구한 한계하중을 실험결과^(1,4)와 비교한 대표적 결과는 Fig. 5와 같다.

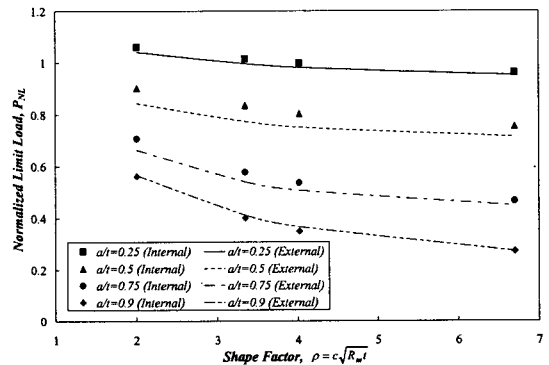


Fig. 4 Comparison of global limit loads for axial surface cracks in free span

Table 5 Coefficients of the limit load equations

Region	Crack Type		Solution Type	Coefficients		
Free Span	Axial	External Surface	Global	$A = 1.4536 - 1.7943 (a/t) + 2.3765 (a/t)^2 - 1.2434 (a/t)^3$ $B = -0.0270 - 0.0736 (a/t) - 0.1198 (a/t)^2$ $C = 0.0022 + 0.0044 (a/t) + 0.0116 (a/t)^2$		
			Local	$A = 1.2036 - 0.6416 (a/t) - 0.5563 (a/t)^2$ $B = 0.0127 - 0.2875 (a/t) + 0.9346 (a/t)^2 - 1.2454 (a/t)^3 + 0.5857 (a/t)^4$ $C = 0$		
		Internal Surface	Global	$A = 1.1607 + 0.0196 (a/t) - 0.3596 (a/t)^2$ $B = -0.0183 - 0.0986 (a/t) - 0.1181 (a/t)^2$ $C = 0.0024 + 5.861 \times 10^{-4} (a/t) + 0.0171 (a/t)^2$		
			Local	$A = 1.5766 - 3.2588 (a/t) + 4.2108 (a/t)^2 - 2.6325 (a/t)^3$ $B = -0.0138 - 0.0029 (a/t) + 0.0095 (a/t)^2$ $C = 0$		
	Circ.	External Surface	Global	$A = 6.9941 - 23.9700 (a/t) + 31.5366 (a/t)^2 - 13.2799 (a/t)^3$ $B = -2.8477 + 11.4789 (a/t) - 14.9199 (a/t)^2 + 6.2129 (a/t)^3$ $C = 0.2669 - 1.0530 (a/t) + 1.3384 (a/t)^2 - 0.5588 (a/t)^3$		
			Local	$A = -8.6268 + 38.9795 (a/t) - 48.0007 (a/t)^2 + 17.648 (a/t)^3$ $B = 4.2771 - 16.0900 (a/t) + 18.7761 (a/t)^2 - 6.7442 (a/t)^3$ $C = -0.3644 + 1.3610 (a/t) - 1.5451 (a/t)^2 + 0.5486 (a/t)^3$		
		Internal Surface	Global	$A = 15.9136 - 57.6548 (a/t) + 72.8111 (a/t)^2 - 29.6152 (a/t)^3$ $B = -6.5462 + 25.3923 (a/t) - 31.8729 (a/t)^2 + 12.8541 (a/t)^3$ $C = 0.6180 - 2.3399 (a/t) + 2.8557 (a/t)^2 - 1.1317 (a/t)^3$		
			Local	$A = -18.6578 + 82.2082 (a/t) - 109.1828 (a/t)^2 + 45.6324 (a/t)^3$ $B = 7.5563 - 31.0530 (a/t) + 40.0496 (a/t)^2 - 16.5530 (a/t)^3$ $C = -0.7027 + 2.8757 (a/t) - 3.7159 (a/t)^2 + 1.5429 (a/t)^3$		
		U-Bend	Axial	External Surface	Global	$A = 5.7161 - 20.7647 (a/t) + 29.0028 (a/t)^2 - 13.2130 (a/t)^3$ $B = -1.6809 + 7.2492 (a/t) - 10.4093 (a/t)^2 + 4.6463 (a/t)^3$ $C = 0.1434 - 0.6211 (a/t) + 0.8927 (a/t)^2 - 0.3987 (a/t)^3$
					Local	$A = 5.2935 - 21.0389 (a/t) + 29.2619 (a/t)^2 - 13.5164 (a/t)^3$ $B = -1.4412 + 6.3759 (a/t) - 9.1705 (a/t)^2 + 4.2358 (a/t)^3$ $C = 0.1310 - 0.5822 (a/t) + 0.8394 (a/t)^2 - 0.3882 (a/t)^3$
Internal Surface	Global			$A = 4.5475 - 14.6174 (a/t) + 19.7633 (a/t)^2 - 8.9522 (a/t)^3$ $B = -1.6205 + 6.5646 (a/t) - 9.0769 (a/t)^2 + 3.9382 (a/t)^3$ $C = 0.1546 - 0.6238 (a/t) + 0.8469 (a/t)^2 - 0.3614 (a/t)^3$		
	Local			$A = 4.9363 - 18.8125 (a/t) + 26.2708 (a/t)^2 - 12.3947 (a/t)^3$ $B = -1.1027 + 4.8065 (a/t) - 7.1318 (a/t)^2 + 3.4280 (a/t)^3$ $C = 0.0786 - 0.3445 (a/t) + 0.5199 (a/t)^2 - 0.2540 (a/t)^3$		
Circ.	External Surface		Global	$A = 27.0086 - 106.2722 (a/t) + 142.4798 (a/t)^2 - 62.1964 (a/t)^3$ $B = -12.0296 + 49.3533 (a/t) - 66.2358 (a/t)^2 + 28.9300 (a/t)^3$ $C = 1.3748 - 5.6502 (a/t) + 7.6086 (a/t)^2 - 3.3438 (a/t)^3$		
			Local	$A = 9.3036 - 36.6730 (a/t) + 50.1871 (a/t)^2 - 22.8177 (a/t)^3$ $B = -3.7263 + 15.3710 (a/t) - 20.7016 (a/t)^2 + 9.0569 (a/t)^3$ $C = 0.4641 - 1.8891 (a/t) + 2.5108 (a/t)^2 - 1.0858 (a/t)^3$		
	Internal Surface		Global	$A = -27.5656 + 120.5136 (a/t) - 166.5015 (a/t)^2 + 75.3873 (a/t)^3$ $B = 13.9281 - 59.3275 (a/t) + 83.0336 (a/t)^2 - 38.0598 (a/t)^3$ $C = -1.3241 + 5.7863 (a/t) - 8.2844 (a/t)^2 + 3.8577 (a/t)^3$		
			Local	$A = 38.7566 - 163.3972 (a/t) + 230.5927 (a/t)^2 - 105.9521 (a/t)^3$ $B = -14.0879 + 62.0431 (a/t) - 89.2914 (a/t)^2 + 41.3361 (a/t)^3$ $C = 1.3461 - 6.0421 (a/t) + 8.8062 (a/t)^2 - 4.1102 (a/t)^3$		

현재까지 제한된 전역 한계하중 실험 데이터만 제시되어 있어 유한요소해석을 통해 구한 전역 한계하중의 타당성을 확인할 수는 없으나, 전반적인 예측 경향은 앞서 기술한 축방향 표면균열의 경우와 동일하였다.

또한 국부 한계하중의 경우 유한요소해석 결과는 균열 길이 및 깊이에 무관하게 실험값과 잘 일치하였으나, ANL의 예측식을 사용하여 구한 한계하중은 상당히 비보수적인 것으로 나타났다. ANL 제시 식의 이러한 비보수적 예측경향은 관통균열의 경우와 동일하게 한계하중에 미치는 원주방향 응력의 영향을 적절히 반영하지 못했기 때문으로 판단되었다.^(6,7) 한편 그림에 도시하지는 않았으나 내부 표면균열의 경우도 전반적인 예측 경향은 외부 표면균열의 경우와 유사하였다.

Fig. 6은 유한요소해석으로 구한 국부 한계하중

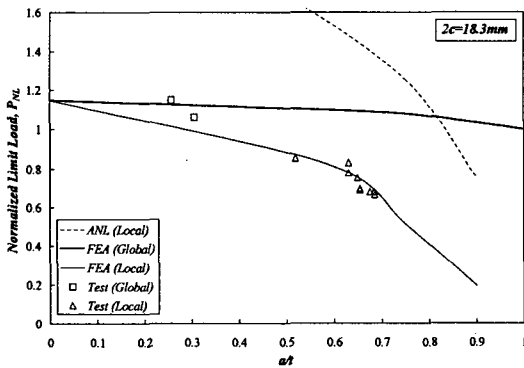


Fig. 5 Prediction of limit loads for circ. external surface cracks in free span

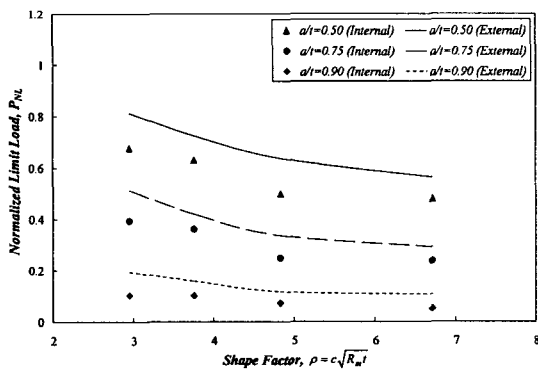


Fig. 6 Comparison of local limit loads for circ. surface cracks in free span

을 비교한 것으로서, 내면에서의 한계하중이 균열의 길이 및 깊이에 무관하게 외면의 한계하중보다 낮게 나타났으며, 그 차이는 상당히 큰 것으로 파악되었다. 반면에 그림에 도시하지는 않았으나 전역 한계하중의 경우 내면과 외면의 한계하중의 차이는 비교적 작았다.

한편 유한요소해석 결과를 곡선 적합하여 구한 한계하중 예측식은 식 (8) 및 Table 5와 같으며, 이 식은 향후 원주방향 표면균열이 존재하는 직관의 한계하중 예측시 $3.0 \leq \rho \leq 4.8$ 및 $0.5 \leq a/t \leq 0.9$ 범위에서 전역관 및 균열의 치수, 재료물성치에 무관하게 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

4.3 곡관 축방향 표면균열

Table 3에 기술한 모델을 대상으로 유한요소해석 및 공학적 예측식을 사용하여 구한 한계하중을 비교한 대표적 결과는 Fig. 7과 같다.

현재까지 명확한 실험결과가 제시되지 않아 유한요소해석 및 공학적 해석을 통해 구한 한계하중의 타당성을 확인할 수는 없으나, 전반적인 경향은 앞서 기술한 직관의 경우와 유사하였다.

그림에 나타낸 바와 같이 내호 존재 내부 표면균열의 국부 한계하중은 유한요소해석 결과가 균열 길이 및 깊이에 무관하게 가장 보수적이었고, 공학적 예측식을 사용하여 구한 한계하중은 유한요소해석 결과에 비해 높게 나타났다. 또한 그림에 도시하지는 않았으나 외호 존재 균열 및 외부 표면균열의 경우도 전반적인 예측 경향은 내호 존재 내부 표면균열의 경우와 동일하였다.

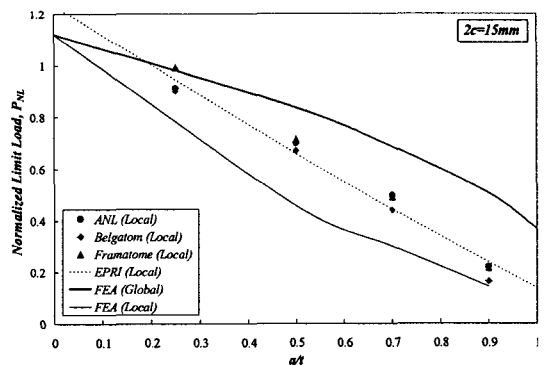


Fig. 7 Prediction of limit loads for axial internal surface cracks in intrados of u-bend

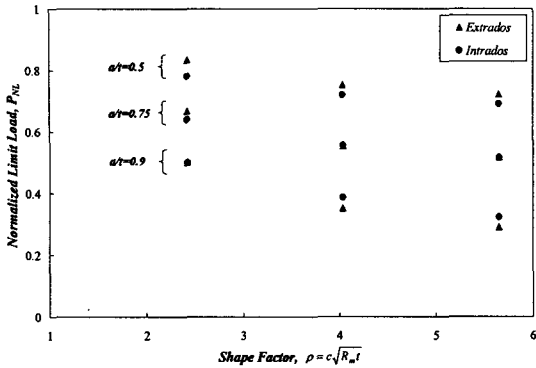


Fig. 8 Comparison of global limit loads for axial external surface cracks in u-bend

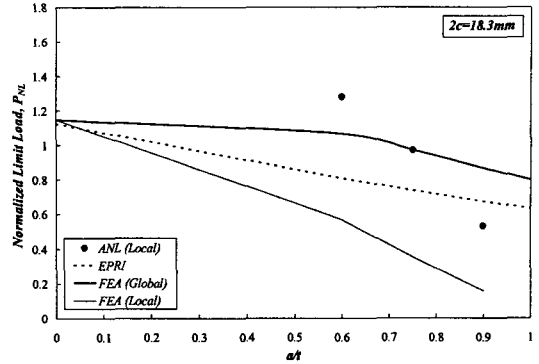


Fig. 10 Prediction of limit loads for circ. internal surface cracks in extrados of u-bend

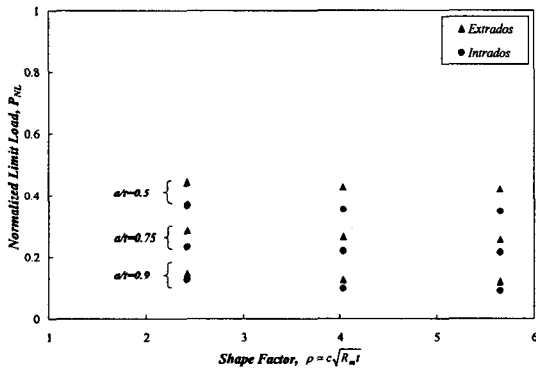


Fig. 9 Comparison of local limit loads for axial internal surface cracks in u-bend

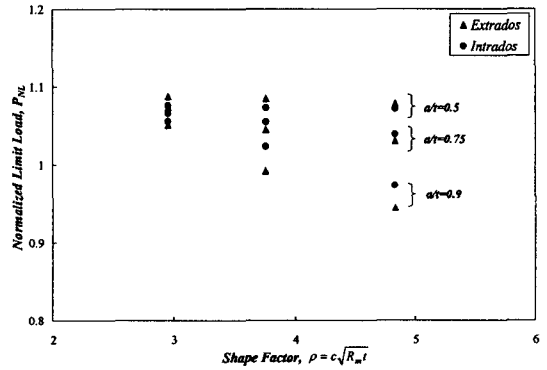


Fig. 11 Comparison of global limit loads for circ. external surface cracks in u-bend

Fig. 8 및 Fig. 9는 곡관 내외 및 외외 존재 외부 표면균열에 대해 유한요소해석으로 구한 한계하중을 비교한 것으로서, 일부 구간에서 약간의 차이가 있기는 하나 전역 및 국부 한계하중 모두 균열 크기 및 깊이, 위치에 무관하게 거의 유사하였으며, 그림에 표시하지 않은 다른 경우도 이와 동일한 결과를 보였다.

한편 유한요소해석 결과를 곡선 적합하여 구한 하한(lower bound) 한계하중 예측식은 식 (8) 및 Table 5와 같으며, 이 식은 향후 축방향 표면균열이 존재하는 곡관의 한계하중 예측시 $2.0 \leq \rho \leq 5.7$ 및 $0.5 \leq a/t \leq 0.9$ 범위에서 전열관 및 균열의 치수, 재료물성치에 무관하게 보수적 관점에서 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

4.4 곡관 원주방향 표면균열

Table 4에 기술한 모델을 대상으로 유한요소해

석 및 공학적 예측식을 사용하여 구한 한계하중을 대표적으로 비교한 결과는 Fig. 10과 같다.

현재까지 명확한 실험결과가 제시되지 않아 유한요소해석 및 공학적 해석을 통해 구한 한계하중의 타당성을 확인할 수는 없으나, 전반적인 경향은 앞서 기술한 축방향 표면균열의 경우와 동일하였다.

그림에 나타낸 바와 같이 국부 한계하중의 경우 유한요소해석 결과는 균열 길이 및 깊이에 무관하게 가장 보수적이었으며, ANL 방법으로 구한 한계하중은 균열길이가 작을 때 상당히 비보수적인 것으로 나타났다. 균열길이가 작을 때 ANL 방법의 비보수적 예측경향은 직관 원주방향 표면균열의 경우와 동일하게 한계하중에 미치는 원주방향 응력의 영향을 적절히 반영하지 못했기 때문으로 판단된다.^(6,7)

한편 Fig. 11 및 Fig. 12는 유한요소해석으로 구

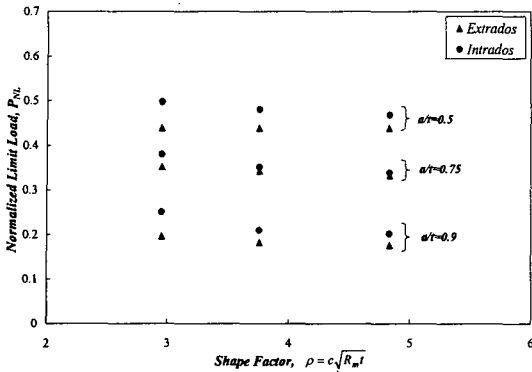


Fig. 12 Comparison of local limit loads for circ. external surface cracks in u-bend

한 외부 표면균열의 전역 및 국부 한계하중을 비교한 것으로서, 외호에서의 전역 및 국부 한계하중이 균열의 길이 및 깊이, 크기에 무관하게 내호의 한계하중 보다 전반적으로 낮게 나타났다. 또한 외부 표면균열의 경우 내호와 외호의 한계하중의 차이는 비교적 작으나, 내부 표면균열의 경우 차이가 크게 나타났다.

한편 유한요소해석 결과를 곡선 적합하여 구한 하한 한계하중 예측식은 식 (8) 및 Table 5와 같으며, 이 식은 향후 원주방향 표면균열이 존재하는 곡관의 한계하중 예측식 3.0 ≤ ρ ≤ 4.8 및 0.5 ≤ a/t ≤ 0.9 범위에서 전열관 및 균열의 치수, 재료물성치에 무관하게 보수적 관점에서 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

5. 결론

증기발생기 전열관의 직관 및 곡관 부위에 축방향 또는 원주방향 표면균열이 존재하는 경우 균열 크기 변화에 따른 한계하중 평가결과를 정리하면 다음과 같다.

(1) 기존에 제시된 한계하중 예측식들을 실험결과 및 유한요소해석 결과와 비교하여 각 식들의 적용 타당성 및 제한점 등을 상세히 분석하였다.

(2) 유한요소해석 결과를 토대로 직관 및 곡관 존재 축방향 및 원주방향 표면균열에 대한 한계

하중 예측식을 제시하였으며, 이 식들은 제한된 범위 내에서 재료물성치 및 치수변화에 무관하게 적용이 가능하다.

(3) 본 연구에서 제시한 예측식들을 광범위한 조건에 보편적으로 적용하기 위해서는 다양한 매개변수 변화에 따른 영향 검토 등의 추가연구가 요구된다.

참고문헌

- (1) 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.
- (2) Cochet, B., 1991, "Steam Generator Tube Integrity," EPRI NP-6865L, Vol. 1~2.
- (3) Frederick, G. and Hernalsteen, P., 1990, "Belgian Approach to Steam Generator Tube Plugging for Primary Water Stress Corrosion Cracking," EPRI NP-6626SD.
- (4) Keating, R. and Begley, J., 2001, "Steam Generator Degradation Specific Management Flaw Handbook," EPRI TR-1001191.
- (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) 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.
- (7) 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.
- (8) HKS, 2005, "ABAQUS User's Manual," Version 6.5.