

<연구논문>

내부 및 외부 원주방향 표면균열이 존재하는 배관의 두께효과를 고려한 소성한계하중 계산식 제시

김연수*·허남수**

New Plastic Limit Load Equations of Pipes with Inner and Outer Circumferential Surface Cracks Considering Thickness Effect

Yeon-Soo Kim* and Nam-Su Huh**

(Received 04 December 2019, Revised 15 December 2019, Accepted 18 December 2019)

ABSTRACT

In this study, limit load equations of thick-walled pipes with inner and outer circumferential surface cracks were derived based on force and moment equilibrium conditions. Since the limit load equations based on the mean radius at uncracked ligament, previously proposed by Kanninen et al., are based on the premise that the pipe wall thickness is relatively thin, the existing limit load solutions are only applicable to thin-walled pipes. In order to analyze the effect of the pipe thickness and surface crack depth on the limit load results, the predictions using the present limit load equations are compared with those using the existing solutions for thin-walled pipes. Being derived considering the thickness effect, the limit load solutions from this paper are believed to be more accurate for thick-walled pipes than the limit load equations presented for thin-walled pipes, and thus to be valuable equations for integrity assessment of thick-walled pipes.

Key Words : Plastic Limit Load (소성한계하중), Inner Surface Crack (내부 표면균열), Outer Surface Crack (외부 표면균열), Thickness Effect (두께효과)

기호설명

a = crack depth
 M_L = plastic collapse bending moment
 R_i = inner radius of the pipe
 R_m = pipe mean radius
 R_{mc} = mean radius at uncracked ligament
 R_o = outer radius of the pipe
 T_L = plastic collapse axial tension
 t = pipe wall thickness

β = neutral angle
 θ = one-half crack angle
 σ_y = yield stress

1. 서론

배관계통 기기의 건전성은 원자력발전소의 안전성 유지에 있어 매우 중요한 요소이며⁽¹⁻³⁾, 이에 따라 균열이 존재하는 배관의 건전성 평가에 대한 많은 연구가 수행되어왔다. 이 가운데 한계하중 해석법은 탄성-완전소성 재료 가정을 통해 다양한 균열 형상에 대한 이론식을 쉽게 유도할 수 있어 평가에 널리 활용되고 있으며, ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section XI, Appendix C⁽⁴⁾에도 사용되고 있다.

† 책임저자, 회원, 서울과학기술대학교 기계시스템디자인공학과
E-mail : nam-su.huh@seoultech.ac.kr
TEL: (02)970-6317 FAX: (02)974-8270

* 서울과학기술대학교 기계시스템디자인공학과

또한 참조응력법⁽⁵⁾을 이용하여 탄소성 파괴역학 매개변수인 J -적분을 계산할 때에도 균열 구조물의 한계하중식이 활용된다. 이에 따라 다양한 구조물의 균열 형상에 대한 한계하중식 제시가 필요하다.

균열이 존재하는 배관의 한계하중식은 순단면 붕괴(Net-section collapse)에 기초하여 유도될 수 있다^(6,7). 표면균열이 존재하는 배관의 경우 다양한 한계하중식이 제안된 바 있다. 그중 보편적으로 알려진 한계하중식은 Kanninen 등⁽⁶⁾에 의해 제안된 바 있다. 하지만 Kanninen 등이 제안한 한계하중식은 균열 잔여면(ligament)에서의 평균 반경이 배관 단면 전체의 평균 반경과 따로 구분되지 않기 때문에 내부 및 외부 표면균열의 한계하중식을 구별할 수 없다는 한계가 있다. 이런 단점을 보완하기 위해 Mares 등⁽⁸⁾은 균열 잔여면에서의 평균 반경과 배관 단면 전체의 평균 반경이 구분된 한계하중식을 제안하였다. 이에 따라 기존 Kanninen 등이 제안한 한계하중식과 달리 균열의 위치(내부 혹은 외부)가 한계하중에 미치는 영향을 평가할 수 있다. 그러나 앞서 제안된 두 한계하중식은 모두 배관의 두께가 얇고 외반경과 내반경의 차이가 크지 않다는 가정으로 유도되었다. 하지만 배관이 두꺼워질수록 외반경과 내반경의 차이가 증가하기 때문에 기존에 제안된 이론식은 두꺼운 배관의 한계하중을 정확히 예측하기 어렵다.

본 연구에서는 내부 및 외부 표면균열 배관의 두께 효과를 고려하여 정적 허용 응력장(statically admissible stress field)을 만족하는 하한계 한계하중 이론식을 새롭게 제시하였다. 또한 다양한 두께의 배관 형상을 고려하여 기존에 제안된 이론식과 본 논문에서 제시한 이론식을 사용한 한계하중 결과를 함께 비교하였다.

2. 내부 및 외부 원주방향 표면균열이 존재하는 배관의 소성한계하중식

2.1 내부 및 외부 원주방향 표면균열이 존재하는 배관의 단면형상

Fig. 1과 Fig. 2는 한계 인장하중과 한계 굽힘모멘트가 작용하는 일정한 깊이의 표면균열 배관의 단면과 작용 응력분포를 나타낸 것이다. Fig. 1과 2에 나타난 θ , β , a 는 각각 균열반각, 중립축 각, 표면균열 깊이를 의미하며 R_m , R_{mc} , t 는 각각 배관 단면 전체의 평균 반경, 균열 잔여면에서의 평균 반경, 배관의

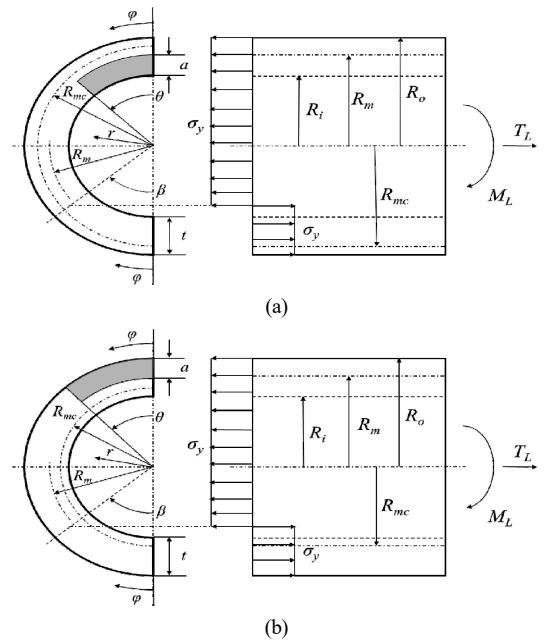


Fig. 1 Schematics of cross section and stress distribution of the pipe with a circumferential surface crack ($(\theta + \beta) \leq \pi$): (a) inner surface crack and (b) outer surface crack

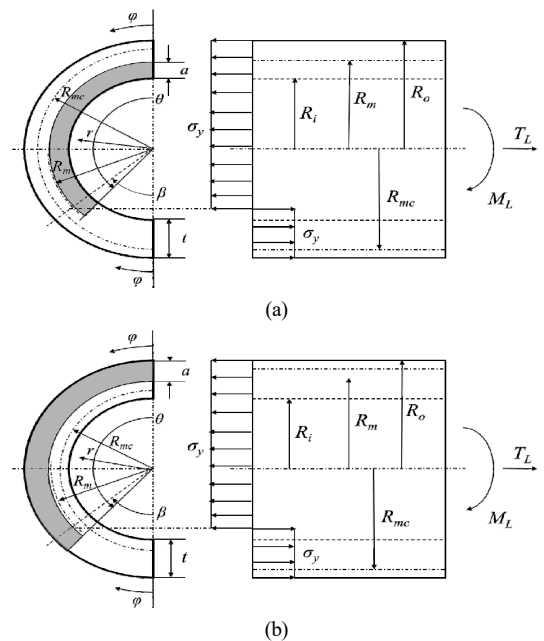


Fig. 2 Schematics of cross section and stress distribution of the pipe with a circumferential surface crack ($(\theta + \beta) > \pi$): (a) inner surface crack and (b) outer surface crack

두께를 의미한다. 또한 r, φ 는 각각 응력 평형식 적분을 위한 반경방향 좌표, 원주방향 각도 좌표를 의미한다.

Fig. 1(a)와 (b)는 각각 균열각이 짧은 경우($(\theta+\beta) \leq \pi$)의 내부 및 외부 표면균열 배관에 대해 나타낸 것이며 Fig. 2(a)와 (b)는 각각 균열각이 긴 경우($(\theta+\beta) > \pi$)의 내부 및 외부 표면균열 배관에 대해 나타낸 것이다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 균열각이 긴 경우 균열반각은 압축 영역을 초과하게 된다.

2.2 Kanninen 등이 제안한 한계하중식⁽⁶⁾

내부 및 외부 표면균열 배관의 축방향 힘과 모멘트의 평형식은 Fig. 1의 응력 분포에 기반해 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$\frac{M_L}{2} = \int_0^\theta \sigma_y R_m^2 (t-a) \cos \varphi d\varphi + \int_\theta^{\pi-\beta} \sigma_y R_m^2 t \cos \varphi d\varphi - \int_{\pi-\beta}^\pi \sigma_y R_m^2 t \cos \varphi d\varphi \quad (1)$$

$$\frac{T_L}{2} = \int_0^\theta \sigma_y R_m (t-a) d\varphi + \int_\theta^{\pi-\beta} \sigma_y R_m t d\varphi - \int_{\pi-\beta}^\pi \sigma_y R_m t d\varphi \quad (2)$$

여기서 M_L, T_L, σ_y 는 각각 한계 굽힘모멘트, 한계 인장하중, 항복강도를 의미한다.

위 두 평형식 (1), (2)를 전개하여 정리하면 인장하중과 굽힘모멘트 각각의 단일 하중에 대한 소성한계하중식을 유도할 수 있다. 원주방향 표면균열 배관에 대한 소성한계 인장하중식은 다음과 같이 유도된다⁽⁶⁾.

$$T_L = 2R_m \sigma_y t \left[\pi - \frac{a}{t} \theta - 2 \sin^{-1} \left(\frac{a}{2t} \sin \theta \right) \right] \quad (3)$$

동일한 방식으로 원주방향 표면균열 배관에 대한 소성한계 굽힘모멘트식은 다음과 같이 유도된다⁽⁶⁾.

$$M_L = 2R_m^2 \sigma_y t \left\{ 2 \sin \left[\frac{1}{2} \left(\pi - \frac{a}{t} \theta \right) \right] - \frac{a}{t} \sin \theta \right\} \quad (4)$$

균열각이 긴 경우($(\theta+\beta) > \pi$) Fig. 2에 나타난 바와 같이 균열반각은 압축 영역을 초과하게 된다. 이에 따라 인장 또는 굽힘모멘트가 작용하더라도 압축

영역에 있는 균열은 닫히게 되고 해당 균열 영역에서는 하중이 발생된다. 따라서 균열각이 긴 경우에 대한 축방향 힘의 평형과 소성한계 굽힘모멘트의 평형식은 다음과 같이 정리될 수 있다⁽⁶⁾.

$$\frac{M_L}{2} = \int_0^{\pi-\beta} \sigma_y R_m^2 (t-a) \cos \varphi d\varphi - \int_{\pi-\beta}^\pi \sigma_y R_m^2 t \cos \varphi d\varphi \quad (5)$$

$$\frac{T_L}{2} = \int_0^{\pi-\beta} \sigma_y R_m (t-a) d\varphi - \int_{\pi-\beta}^\pi \sigma_y R_m t d\varphi \quad (6)$$

위의 평형식 (5)와 (6)으로부터 균열각이 긴 경우에 대한 표면균열 배관의 소성한계 인장하중식과 굽힘모멘트식은 각각 다음과 같이 유도된다⁽⁶⁾.

$$T_L = 2\pi R_m \sigma_y t \left(1 - \frac{a}{t} \right) \quad (7)$$

$$M_L = 2R_m^2 \sigma_y t \left(2 - \frac{a}{t} \right) \sin \left[\frac{\pi}{2 - \frac{a}{t}} \left(1 - \frac{a}{t} \right) \right] \quad (8)$$

식 (7)과 (8)에 나타난 바와 같이 균열각이 긴 경우 압축응력 영역에서 균열이 닫혀 균열 영역에도 하중이 발생되기 때문에 소성한계하중식은 θ 의 함수로 표현되지 않는다.

Kanninen 등이 제안한 한계하중식은 배관의 두께가 얇다는 가정으로부터 유도되었으며 외반경(R_o)과 내반경(R_i)의 차이가 고려되지 않고 R_m 으로 근사화 되었다. 이에 따라 배관이 두꺼워질수록 증가하는 R_o 와 R_i 의 차이를 반영할 수 없으며 굽힘모멘트의 평형식을 유도할 때 계산의 정확성이 떨어지게 된다. 또한 내부 및 외부 표면균열에 대한 각각의 균열 잔여면에서의 평균 반경이 배관 단면 전체의 평균 반경과 따로 구분되지 않아 내부 및 외부 표면균열의 소성한계하중식 차이를 고려할 수 없다.

2.3 내부 및 외부 표면균열에 대한 균열 잔여면에서의 평균 반경 기반 한계하중식⁽⁸⁾

Fig. 1에 나타난 바와 같이 균열 잔여면에서의 평균 반경(R_{mc})은 배관 단면의 평균 반경(R_m)과 차이가

있다. 기존 Kanninen 등이 제안한 한계하중식은 R_{mc} 가 따로 구분되지 않아 내부 표면균열 및 외부 표면균열의 한계하중식 차이를 고려할 수 없다. 내부 표면균열의 경우 R_{mc} 는 R_m 보다 크고 외부 표면균열의 경우 R_{mc} 가 R_m 보다 작다. 내부 및 외부 표면균열에 대한 각각의 R_{mc} 와 R_m 의 관계식은 $R_{mc}=R_m+0.5a$ 와 $R_{mc}=R_m-0.5a$ 로 정리된다. 이에 따라 R_m 과 R_{mc} 의 차이를 고려하면 내부 및 외부 표면균열 배관의 축방향 힘과 굽힘모멘트의 평형식은 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$\frac{M_L}{2} = \int_0^\theta \sigma_y R_{mc}^2 (t-a) \cos \phi d\phi + \int_\theta^{\pi-\beta} \sigma_y R_m^2 t \cos \phi d\phi - \int_{\pi-\beta}^\pi \sigma_y R_m^2 t \cos \phi d\phi \quad (9)$$

$$\frac{T_L}{2} = \int_0^\theta \sigma_y R_{mc} (t-a) d\phi + \int_\theta^{\pi-\beta} \sigma_y R_m t d\phi - \int_{\pi-\beta}^\pi \sigma_y R_m t d\phi \quad (10)$$

위의 평형식 (9)와 (10)으로부터 표면균열 배관의 균열 잔여면에서의 평균 반경(R_{mc}) 기반 소성한계 인장하중식과 굽힘모멘트식은 각각 다음과 같이 유도된다⁽⁸⁾.

$$\frac{T_L}{2R_m t \sigma_y} = \pi - \theta + \theta \left(\frac{R_{mc}}{R_m} \right) \left(1 - \frac{a}{t} \right) - 2 \sin^{-1} \left\{ -\frac{1}{2} \sin \theta \left[\frac{R_{mc}^2}{R_m^2} \left(1 - \frac{a}{t} \right) - 1 \right] \right\} \quad (11)$$

$$M_L = 2R_m^2 \sigma_y t \left\{ 2 \sin \beta + \sin \theta \left[\frac{R_{mc}^2}{R_m^2} \left(1 - \frac{a}{t} \right) - 1 \right] \right\} \quad (12)$$

$$\beta = \frac{1}{2} \left[\pi - \theta + \theta \left(\frac{R_{mc}}{R_m} \right) \left(1 - \frac{a}{t} \right) \right]$$

균열각이 긴 경우 2.2절에서 설명한 바와 같이 압축영역에 있는 균열은 단히므로 해당 균열 영역에서도 하중이 발생된다. 따라서 균열각이 긴 경우에도 축방향 힘과 굽힘모멘트의 평형식은 다음과

같이 정리될 수 있다.

$$\frac{M_L}{2} = \int_0^{\pi-\beta} \sigma_y R_{mc}^2 (t-a) \cos \phi d\phi - \int_{\pi-\beta}^\pi \sigma_y R_m^2 t \cos \phi d\phi \quad (13)$$

$$\frac{T_L}{2} = \int_0^{\pi-\beta} \sigma_y R_{mc} (t-a) d\phi - \int_{\pi-\beta}^\pi \sigma_y R_m t d\phi \quad (14)$$

위 평형식 (13)과 (14)로부터 균열각이 긴 경우에 대한 표면균열 배관의 R_{mc} 기반 소성한계 인장하중식과 굽힘모멘트식은 각각 다음과 같이 유도된다⁽⁸⁾.

$$\frac{T_L}{2R_m t \sigma_y \pi} = \frac{R_{mc}}{R_m} \left(1 - \frac{a}{t} \right) \quad (15)$$

$$\frac{M_L}{2R_m^2 \sigma_y t} = \sin \beta \left[\frac{R_{mc}^2}{R_m^2} \left(1 - \frac{a}{t} \right) + 1 \right] \quad (16)$$

$$\beta = \pi \left(\frac{R_{mc}}{R_m} \right) \left(1 - \frac{a}{t} \right) \times \frac{1}{1 + \frac{R_{mc}}{R_m} \left(1 - \frac{a}{t} \right)}$$

균열 잔여면에 대한 평균 반경(R_{mc}) 기반 한계하중식은 R_{mc} 가 R_m 과 따로 구분되어 유도됐다는 점에서 Kanninen 등이 제안한 한계하중식과 차이가 있다. 따라서 Kanninen 등이 제안한 한계하중식과 달리 R_{mc} 기반 한계하중식은 내부 및 외부 표면균열의 소성한계하중식 차이를 고려할 수 있다. 그러나 R_{mc} 기반 한계하중식도 Kanninen 등이 제안한 한계하중식과 마찬가지로 배관의 두께가 얇다는 가정으로부터 유도되었으며 배관이 두꺼워질수록 증가하는 R_o 와 R_i 의 차이를 반영할 수 없어 정확성이 떨어질 수 있다.

2.4 두께효과를 고려한 새로운 한계하중식

기존에 제안된 한계하중식은 모두 배관의 두께가 얇다는 가정으로부터 유도되었으며 R_o 와 R_i 의 차이가 고려되지 않고 R_m 이나 R_{mc} 로 근사화 되었다. 이에 따라 배관이 두꺼워질수록 증가하는 R_o 와 R_i 의 차이를 반영할 수 없으며 두꺼운 배관에 대해 기존 한계하중식의 오차는 점점 증가하게 된다. 따라서 본 논문에서는 두꺼운 배관에 대한 오차를 개선할 수 있는 소성한계하중식을 새롭게 제시하였다.

2.4.1 내부 표면균열 배관의 한계하중식

Fig. 1(a)에 나타난 바와 같이 내부 표면균열의 경우 균열면에서 하중은 반경방향으로 (R_i+a)와 R_o 사이에서 작용한다. 따라서 R_o 와 R_i 의 차이를 고려하면 균열각이 작은 경우에 대한 축방향 힘과 굽힘모멘트의 평형식은 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{M_L}{2} = & \int_0^\theta \int_{R_i+a}^{R_o} \sigma_y r^2 \cos \phi dr d\phi \\ & + \int_\theta^{\pi-\beta} \int_{R_i}^{R_o} \sigma_y r^2 \cos \phi dr d\phi \\ & - \int_{\pi-\beta}^\pi \int_{R_i}^{R_o} \sigma_y r^2 \cos \phi dr d\phi \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \frac{T_L}{2} = & \int_0^\theta \int_{R_i+a}^{R_o} \sigma_y r dr d\phi + \int_\theta^{\pi-\beta} \int_{R_i}^{R_o} \sigma_y r dr d\phi \\ & - \int_{\pi-\beta}^\pi \int_{R_i}^{R_o} \sigma_y r dr d\phi \end{aligned} \quad (18)$$

위의 평형식 (17)과 (18)로부터 균열각이 짧은 경우에 대해 R_o 와 R_i 의 차이를 고려한 표면균열 배관의 소성한계 인장하중식과 굽힘모멘트식은 각각 다음과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} \frac{T_L}{2\sigma_y(R_o^2 - R_i^2)} = & \frac{\pi - \theta}{2} + \frac{[R_o^2 - (R_i + a)^2]\theta}{2(R_o^2 - R_i^2)} \\ & - \sin^{-1} \left\{ \frac{\sin \theta [(R_i + a)^3 - R_i^3]}{2(R_o^3 - R_i^3)} \right\} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} M_L = & \frac{2}{3} \sigma_y \left\{ [R_o^3 - (R_i + a)^3] \sin \theta \right. \\ & \left. + (R_o^3 - R_i^3) (2 \sin \beta - \sin \theta) \right\} \end{aligned} \quad (20)$$

$$\beta = \frac{\pi - \theta}{2} + \frac{\theta [R_o^2 - (R_i + a)^2]}{2(R_o^2 - R_i^2)}$$

앞서 설명한 바와 같이 압축 영역에 있는 균열 영역에서는 하중이 발생되므로 균열각이 긴 경우에 대해 R_o 와 R_i 의 차이를 고려한 축방향 힘과 굽힘모멘트의 평형식은 다음과 같이 정리될 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{M_L}{2} = & \int_0^{\pi-\beta} \int_{R_i+a}^{R_o} \sigma_y r^2 \cos \phi dr d\phi \\ & - \int_{\pi-\beta}^\pi \int_{R_i}^{R_o} \sigma_y r^2 \cos \phi dr d\phi \end{aligned} \quad (21)$$

$$\frac{T_L}{2} = \int_0^{\pi-\beta} \int_{R_i+a}^{R_o} \sigma_y r dr d\phi - \int_{\pi-\beta}^\pi \int_{R_i}^{R_o} \sigma_y r dr d\phi \quad (22)$$

위 평형식 (21)과 (22)로부터 균열각이 긴 경우에 대해 R_o 와 R_i 의 차이를 고려한 표면균열 배관의 소성한계 인장하중식과 굽힘모멘트식은 각각 다음과 같이 유도된다.

$$T_L = \sigma_y \pi [R_o^2 - (R_i + a)^2] \quad (23)$$

$$M_L = \frac{2}{3} \sigma_y \sin \beta [R_o^3 - R_i^3 + R_o^3 - (R_i + a)^3] \quad (24)$$

$$\beta = \frac{\pi [R_o^2 - (R_i + a)^2]}{[R_o^2 - R_i^2 + R_o^2 - (R_i + a)^2]}$$

2.4.2 외부 표면균열 배관의 한계하중식

Fig. 1(b)에 나타난 바와 같이 외부 표면균열의 경우 균열면에서 하중은 반경방향으로 R_i 와 $(R_o - a)$ 사이에서 작용하기 때문에 내부 표면균열 배관과 반경방향 적분 구간의 차이가 있다. 이 차이를 고려하여 내부 표면균열의 경우와 같은 방식으로 유도하면 균열각이 짧은 경우와 긴 경우에 대해 R_o 와 R_i 의 차이를 고려한 표면균열 배관의 소성한계 인장하중식과 굽힘모멘트식은 각각 다음과 같이 유도된다. 응력 평형식은 앞서 서술했던 과정과 적분 구간 외에 모두 동일하므로 지면상 생략하였다.

균열각이 짧은 경우($(\theta + \beta) \leq \pi$)에는 아래와 같이 정리된다.

$$\begin{aligned} \frac{T_L}{2\sigma_y(R_o^2 - R_i^2)} = & \frac{\pi - \theta}{2} + \frac{[(R_o - a)^2 - R_i^2]\theta}{2(R_o^2 - R_i^2)} \\ & - \sin^{-1} \left\{ \frac{\sin \theta [R_o^3 - (R_o - a)^3]}{2(R_o^3 - R_i^3)} \right\} \end{aligned} \quad (25)$$

$$M_L = \frac{2}{3}\sigma_y \left\{ \left[(R_o - a)^3 - R_i^3 \right] \sin \theta + (R_o^3 - R_i^3)(2 \sin \beta - \sin \theta) \right\} \quad (26)$$

$$\beta = \frac{\pi - \theta}{2} + \frac{\theta \left[(R_o - a)^2 - R_i^2 \right]}{2(R_o^2 - R_i^2)}$$

균열각이 긴 경우($(\theta + \beta) > \pi$)에는 아래와 같이 정리된다.

$$T_L = \sigma_y \pi \left[(R_o - a)^2 - R_i^2 \right] \quad (27)$$

$$M_L = \frac{2}{3}\sigma_y \sin \beta \left[R_o^3 - R_i^3 + (R_o - a)^3 - R_i^3 \right] \quad (28)$$

$$\beta = \frac{\pi \left[(R_o - a)^2 - R_i^2 \right]}{\left[R_o^2 - R_i^2 + (R_o - a)^2 - R_i^2 \right]}$$

실제 배관 단면에서의 중립축은 평행선으로 위치해 있기 때문에 실제 응력은 평행선을 따라 중립축 윗 부분은 양의 항복응력, 아랫 부분은 음의 항복응력이 작용하게 된다. 하지만 응력의 평형조건으로부터 한계하중 이론식을 유도할 때 중립축의 위치는 각도의 변수(β)로 나타내기 때문에 평행선과 중립축 각도만큼의 차이를 고려할 수 없다. 따라서 본 논문에서 제시한 한계하중식은 배관의 두께를 고려했지만 여전히 실제 중립축 근처의 정확한 응력을 반영할 수 없다는 한계가 있다.

3. 두께효과를 고려한 한계하중식과 기존 한계하중식의 차이 분석

3.1 배관 및 균열 형상

Kanninen 등이 제안한 한계하중식, 균열 잔여면에서의 평균 반경인 R_m 기반 한계하중식 그리고 본 논문에서 제시한 두께효과를 고려한 한계하중식의 차이를 확인하기 위해 표면균열이 존재하는 다양한 두께의 배관 형상을 고려하여 각 이론식을 사용한 한계 굽힘모멘트를 계산하여 비교하였다. Table 1은 계산을 위해 선정된 배관 형상을 나타낸 것으로 국내 원자력발전소에 적용되고 있는 배관 형상이다. 두꺼운 배관과 얇은 배관의 총 6가지 배관 형상을 선정하였다. 또한 균열 깊이(a/t)에 따른 이론식 사이의 차이를 비교하기 위해 각 배관 형상에 대해 a/t 는 4가지로 가정하였다.

3.2 계산 결과의 비교

Figs. 3~8은 6가지 배관 형상에 대해 a/t 가 0.1, 0.3인 경우에 대해 무차원화 된 한계 굽힘모멘트를 균열반각(θ/π)에 따라 나타낸 것이다. 실선과 점선은 각각 Kanninen 등이 제안한 식(Kanninen et al., Ref. (3))과 R_{mc} 기반 식(Using R_{mc} , Ref. (5))을 의미하며 기호는 본 논문에서 제시한 식 (20), (24), (26) 그리고 (28)로 구한 결과(The present solutions)를 의미한다.

먼저 그림에서 Kanninen 등이 제안한 한계하중식은 모두 동일한 것으로 나타나는데 이는 무차원화 된 한계 굽힘모멘트식이 a/t 와 θ 만의 함수이고 배관의 직경과는 무관하기 때문이다.

Fig. 3은 Table 1에 제시된 배관 형상 중에서 가장 두꺼운 배관인 case 1($R_m/t=2$)의 한계 굽힘모멘트를 나타낸 것이다. 한계 굽힘모멘트는 θ/π 가 증가함에 따라 감소하였으며 특히 균열각이 충분히 긴 경우에는 일정해지는 경향을 보였다. 이는 균열각이 긴 경우($(\theta + \beta) > \pi$) 한계 굽힘모멘트식이 θ 와 무관한 함수이기 때문이다. 또한 균열각이 길고 내부 표면균열인 경우에 R_{mc} 기반 식은 Kanninen 등이 제안한 식보다 한계 굽힘모멘트를 크게 예측하며 외부 표면균열인 경우에는 더 작게 예측하였다. 위 두 식의 차이는 R_{mc} 에 의해 나타나는데 내부 표면균열인 경우에는 R_{mc} 가 R_m 보다 큰 값을 나타내고 외부 표면균열인 경우에는 R_{mc} 가 더 작은 값을 나타내므로 이와 같은 경향이 나타난다. 결과적으로 Kanninen 등이 제안한 식은 내부 표면균열인 경우에 R_{mc} 기반 이론식보다 한계하중을 지나치게 보수적으로 예측하고 외부 표면균열인 경우에는 비보수적으로 예측함을 확인하였다.

Table 1 Summary of pipe geometries employed in the present study

Case No.	O.D. (inch)	t (inch)	R_m/t	a/t
1	1.05	0.21	2	0.1, 0.3, 0.5, 0.75
2	1.05	0.113	4.15	
3	12.75	1.312	4.36	
4	2.875	0.203	6.58	
5	4.5	0.237	8.99	
6	26	0.375	34.17	

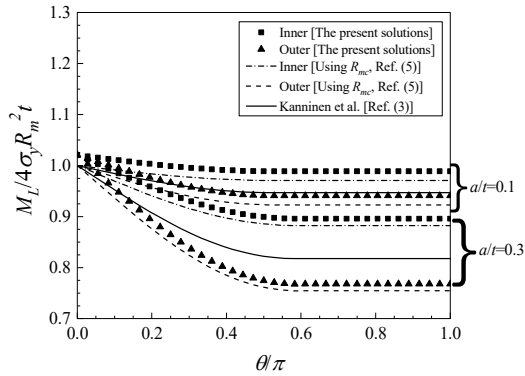


Fig. 3 Normalized plastic limit bending moment for the case 1 ($R_m/t=2$, $a/t=0.1, 0.3$)

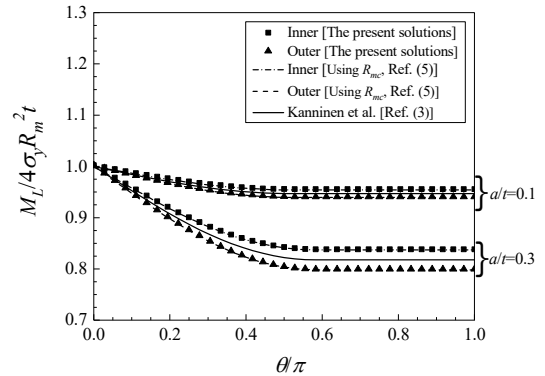


Fig. 6 Normalized plastic limit bending moment for the case 4 ($R_m/t=6.58$, $a/t=0.1, 0.3$)

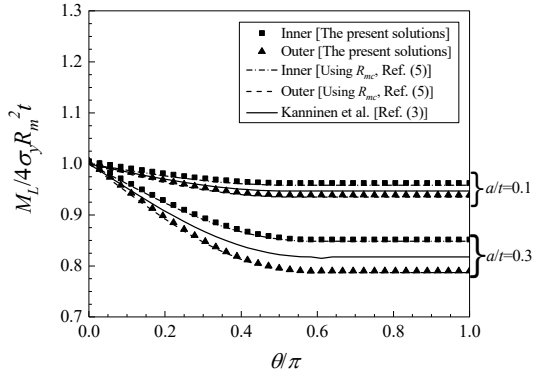


Fig. 4 Normalized plastic limit bending moment for the case 2 ($R_m/t=4.15$, $a/t=0.1, 0.3$)

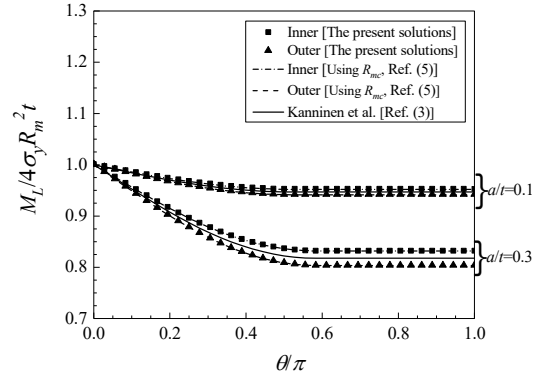


Fig. 7 Normalized plastic limit bending moment for the case 5 ($R_m/t=8.99$, $a/t=0.1, 0.3$)

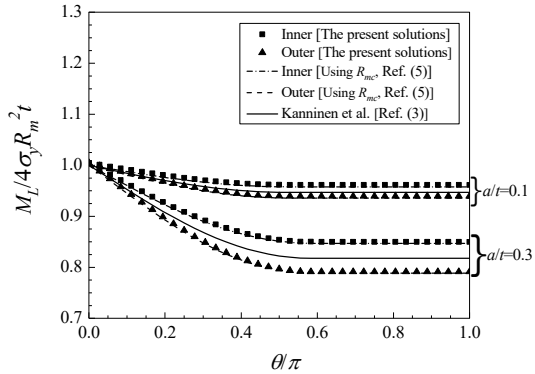


Fig. 5 Normalized plastic limit bending moment for the case 3 ($R_m/t=4.36$, $a/t=0.1, 0.3$)

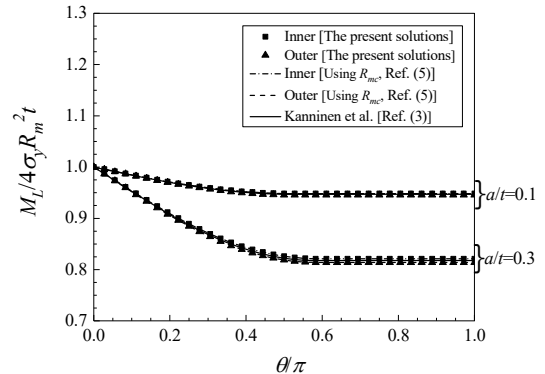


Fig. 8 Normalized plastic limit bending moment for the case 6 ($R_m/t=34.17$, $a/t=0.1, 0.3$)

Fig. 3에서 기호는 내부 표면균열에 대해 본 논문에서 제시한 식 (20)과 (24)로 구한 결과를 의미하며 외부 표면균열에 대해 식 (26)과 (28)로 구한 결과를 의미한다. 균열길이 길 때 내부 표면균열인 경우에는

본 논문에서 제시한 식이 Kanninen 등이 제안한 식보다 한계 굽힘모멘트를 크게 예측하며 외부 표면균열인 경우에는 더 작게 예측하였다. 또한 내부 및 외부 표면균열인 경우 모두 본 논문에서 제시한 식

이 R_{mc} 기반 식보다 한계 굽힘모멘트를 크게 예측하는 경향을 보였다. 이에 따라 R_{mc} 기반 식은 본 논문에서 제시한 식보다 한계하중을 보수적으로 예측함을 확인하였다.

또한 Figs. 3~8에 나타난 바와 같이 배관의 두께가 감소할수록 각 이론식의 차이는 점점 감소하는 경향이 확인되었다. Kanninen 등이 제안한 식과 R_{mc} 기반 식의 경우 배관의 두께가 감소하면서 R_{mc} 와 R_m 의 차이가 줄어들고 본 논문에서 제시한 식과 기존의 두 개의 식(Kanninen 등이 제안한 식, R_{mc} 기반 식)의 경우 R_o 와 R_i 의 차이가 줄어들기 때문에 이와 같은 경향이 나타난다. R_m/t 가 5 근처부터는 R_{mc} 기반 식과 본 논문에서 제시한 식의 차이가 미미하였으며 R_m/t 가 30 근처에서는 세 가지 식의 차이가 미미하였다.

Figs. 9~14는 a/t 가 0.5, 0.75인 경우에 대해 θ/π 에 따른 무차원화된 한계 굽힘모멘트를 나타낸 것이다. 같은 배관 형상의 한계 굽힘모멘트를 균열 깊이(a/t)에 따라 비교해보면(Figs. 3~8, Figs. 9~14), a/t 가 증가할수록 Kanninen 등이 제안한 식과 R_{mc} 기반 식의 차이는 점점 증가하는 경향을 보였다. 위 두 식의 차이는 앞서 설명했듯이 R_{mc} 와 R_m 의 차이에 의해 나타나는데 a/t 가 증가할수록 R_{mc} 와 R_m 의 차이도 함께 증가하기 때문에 이와 같은 경향이 나타난다. 그러나 R_{mc} 기반 식과 본 논문에서 제시한 식의 차이는 반대의 경향을 보였는데 균열 깊이(a/t)가 깊어질수록 오히려 한계하중의 차이는 감소했다. 앞서 설명했듯이 위 두 식의 차이는 R_o 와 R_i 의 차이에 의해 발생되는데 a/t 가 증가할수록 그 차이가 감소하므로 이와 같은 경향이 나타난다.

차이가 가장 큰 R_m/t 가 2인 두꺼운 배관의 경우는 a/t 가 0.1, 0.3일 때 Kanninen 등이 제안한 식과 R_{mc} 기반 식의 차이는 내부 표면균열인 경우에는 각각 최대 2.54%, 7.92%, 외부 표면균열인 경우에는 각각 2.52%, 7.70%의 차이를 보였고 a/t 가 0.5, 0.75일 때는 내부 표면균열인 경우 각각 13.73%, 21.27%, 외부 표면균열인 경우 각각 13.13%, 20.04%의 차이를 보였다. 또한 본 논문에서 제시한 식과 Kanninen 등이 제안한 식은 같은 배관 형상에 대해 a/t 가 0.1, 0.3일 때 내부 표면균열인 경우에는 각각 4.44%, 9.59%, 외부 표면균열인 경우에는 각각 1.87%, 6.09%의 차이를 보였으며 a/t 가 0.5, 0.75일 때는 내부 표면균열인 경우 각각 15.36%, 23.16%, 외부 표면균열인

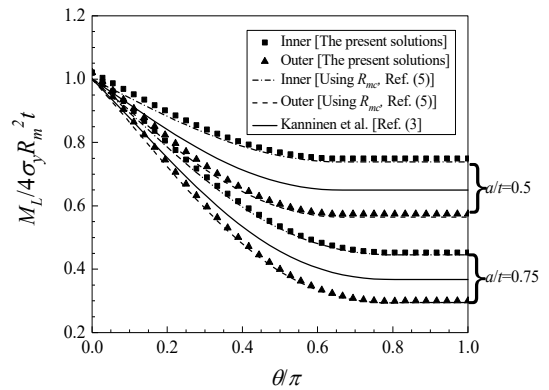


Fig. 9 Normalized plastic limit bending moment for the case 1 ($R_m/t=2$, $a/t=0.5, 0.75$)

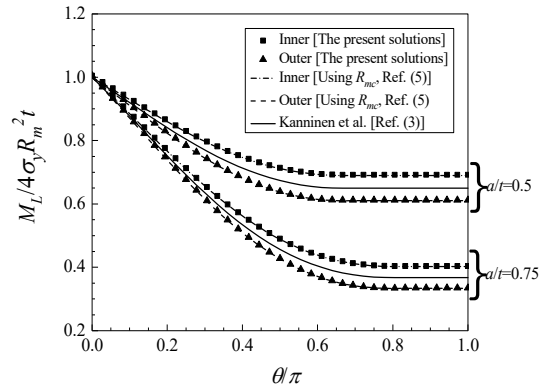


Fig. 10 Normalized plastic limit bending moment for the case 2 ($R_m/t=4.15$, $a/t=0.5, 0.75$)

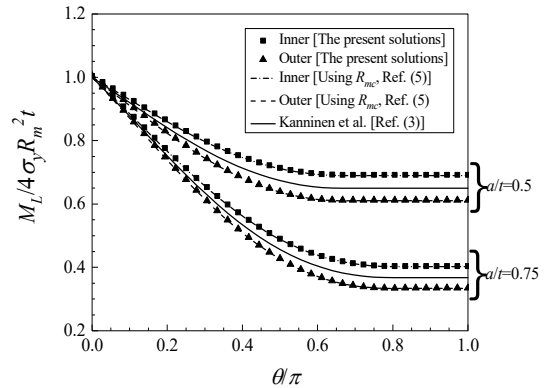


Fig. 11 Normalized plastic limit bending moment for the case 3 ($R_m/t=4.36$, $a/t=0.5, 0.75$)

경우 각각 11.68%, 18.65%의 차이를 보였다. 마지막으로 본 논문에서 제시한 식과 R_{mc} 기반 식의 차이는 같은 배관 형상에 대해 a/t 가 0.1, 0.3일 때 내부 표면균열인 경우 각각 2.06%, 2.04%, 외부 표면균열인

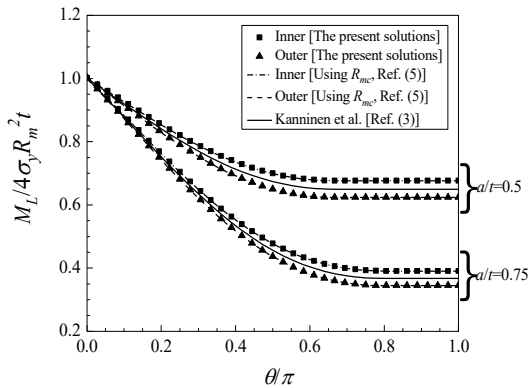


Fig. 12 Normalized plastic limit bending moment for the case 4 ($R_m/t=6.58$, $a/t=0.5, 0.75$)

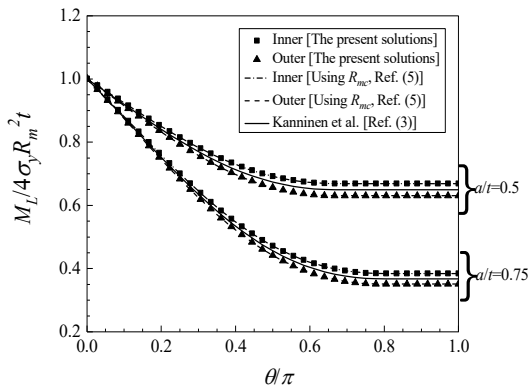


Fig. 13 Normalized plastic limit bending moment for the case 5 ($R_m/t=8.99$, $a/t=0.5, 0.75$)

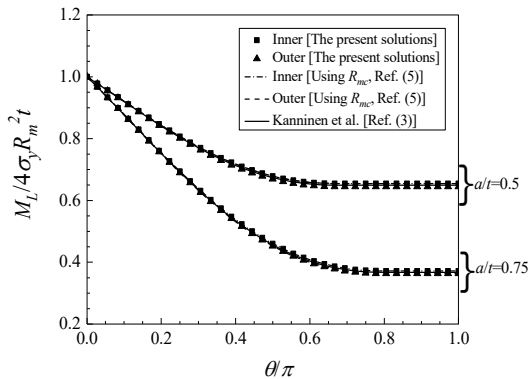


Fig. 14 Normalized plastic limit bending moment for the case 6 ($R_m/t=34.17$, $a/t=0.5, 0.75$)

경우 각각 2.07%, 2.06%의 차이를 보였고 $a/t=0.5, 0.75$ 일 때 내부 표면균열인 경우 각각 2.04%, 2.05%, 외부 표면균열인 경우 각각 2.06%, 2.07%의 차이를 보였다. 그리고 R_m/t 가 4 이상인 경우에 R_{mc} 기반 식과

본 논문에서 제시한 식의 차이는 a/t 가 0.1, 0.3일 때 내부 표면균열인 경우에는 각각 최대 0.48%, 0.47%, 외부 표면균열인 경우에는 각각 0.49%, 0.48% 이내로 미미하였고 a/t 가 0.5, 0.75일 때는 내부 및 외부 표면균열인 경우 모두 0.48% 이내로 미미하였다.

4. 결론

본 연구에서는 내부 및 외부 원주방향 표면균열이 존재하는 배관에 대해 두께효과를 고려한 한계하중식을 새롭게 제시하였다. 또한 두께가 다양한 배관 형상에 대해 여러가지 결함 깊이를 가정하여 기존에 제안된 얇은 배관에 대한 한계하중식과 본 논문에서 제시한 한계하중식을 비교하였다.

비교 결과 내부 표면균열인 경우에 R_{mc} 기반 식은 Kanninen 등이 제안한 식보다 한계 굽힘모멘트를 크게 예측하며 외부 표면균열 배관의 경우에는 더 작게 예측하였다. 이러한 한계하중의 차이는 배관이 두꺼워질수록, 균열 깊이가 깊어질수록 더 크게 나타났다. 또한 본 논문에서 제시한 식과 Kanninen 등이 제안한 식을 비교하였을 때 내부 표면균열인 경우에는 본 논문에서 제시한 식이 한계 굽힘모멘트를 더 크게 예측하였고 외부 표면균열 배관의 경우에는 더 작게 예측하였다. 이러한 차이는 배관이 두꺼워질수록 더 크게 나타났다. 마지막으로 본 논문에서 제시한 식은 R_{mc} 기반 식보다 한계하중을 항상 더 크게 예측하는 경향을 보였는데 위 두 이론식의 차이는 배관이 두꺼워지거나 균열 깊이가 얕아질수록 커지는 것을 확인하였다.

후 기

본 연구는 서울과학기술대학교 교내연구비의 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Boo, M.H., Lee, K.S., Oh, C.K. and Kim, H.S., 2017, "Current Status on the Development and Application of Fatigue Monitoring System for Nuclear Power Plants," *Trans. of the KPVP*, Vol. 13, No. 2, pp. 1-18. doi:https://doi.org/10.20466/KPVP.2017.13.2.001
- (2) Heo, E.J. and Kweon, H.D., 2017, "Selection of the

- Optimal Finite Element Type by Material Hardening Behavior Model in Elbow Specimen,” *Trans, of the KPVP*, Vol. 13, No. 1, pp. 84-91. doi:<https://doi.org/10.20466/KPVP.2017.13.1.084>
- (3) Kim, S.H., Chang, Y.S., Choi, C. and Kim, W.T., 2017, “Evaluation of Blast Wave and Pipe Whip Effects According to High Energy Line Break Locations,” *Trans, of the KPVP*, Vol. 13, No. 1, pp. 54-60. doi:<https://doi.org/10.20466/KPVP.2017.13.1.054>
- (4) ASME B&PV Code, Sec. XI, 2017, “Rules for Inservice Inspection of Nuclear Power Plant Components,” American Society of Mechanical Engineers, New York.
- (5) Ainsworth, R.A., 1984, “The Assessment of Defects in Structures of Strain Hardening Materials,” *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 19, No. 4, pp. 633-642. doi: [https://doi.org/10.1016/0013-7944\(84\)90096-1](https://doi.org/10.1016/0013-7944(84)90096-1)
- (6) Kanninen, M.F., Broek, D., Marschall, C.W., Rybicki, E.F., Sampath, S.G., Simonen, F.A. and Wilkowski, G.M., 1976, “Mechanical Fracture Predictions for Sensitized Stainless Steel Piping with Circumferential Cracks,” Electric Power Research Institute, Palo Alto, CA, *Report No. EPRI NP-192*.
- (7) Rahman, S., 1998, “Net-Section-Collapse Analysis of Circumferentially Cracked Cylinders-Part II: Idealized Cracks and Closed-Form Solutions,” *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 61, No. 2, pp. 213-230. doi: [https://doi.org/10.1016/S0013-7944\(98\)00061-7](https://doi.org/10.1016/S0013-7944(98)00061-7)
- (8) Mares, V., Hasegawa, K., Li, Y. and Lacroix, V., 2019, “Plastic Collapse Stresses for Pipes with Inner and Outer Circumferential Cracks,” *Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 141, No. 2, pp. 021203_1-021203_10. doi: <https://doi.org/10.1115/1.4042594>