

< 논문 >

## 내압과 굽힘하중을 받는 곡관의 소성 하중에 굽힘 각도가 미치는 영향

이국희\* · 김윤재† · 오창식\* · 유 봉\*\* · 박치용\*\*\*  
(2006년 7월 11일 접수, 2007년 2월 13일 심사완료)

### Effect of Bend Angle on Plastic Loads of Pipe Bends Under Internal Pressure and In-Plane Bending

Kuk-Hee Lee, Yun-Jae Kim, Chang-Sik Oh, Bong Yoo and Chi-Yong Park

**Key Words :** Bend Angle(굽힘 각도), Finite Element Limit Analysis(유한요소 한계 해석), Large Geometry Change(대변형), Pipe Bend(곡관), Plastic Load(소성 하중), Small Geometry Change(소변형)

#### Abstract

This paper quantifies the effect of a bend angle of a pipe bend on plastic loads, via small strain and large strain FE limit analyses using elastic-perfectly plastic materials. To consider the effect of the attached straight pipe, two limiting cases are considered. One case corresponds to the pipe bend without the attached straight pipe, and the other to that with a sufficiently long attached straight pipe. For the former case, the FE results suggest that the limit load is not affected by the bend angle for both in-plane bending and internal pressure. For the latter case, however, the bend angle affects plastic loads. An interesting finding is that the plastic load smoothly changes from the limit load of the straight pipe when the bend angle approaches zero to the plastic load of the 90° pipe bend when the bend angle approaches 90 degree. Based on such observations, closed-form plastic load solutions are proposed for the pipe bend with an arbitrary bend angle under in-plane bending and internal pressure.

#### 기호설명

- $M_o$  : 곡관의 한계/TES 소성 굽힘하중
- $M_o^s$  : 직관의 한계 굽힘하중 ( $=4\sigma_o r^2 t$ )
- $P_o$  : 곡관의 한계 압력
- $P_o^s$  : 직관의 한계 압력 ( $=\frac{2}{\sqrt{3}}\sigma_o \frac{t}{r}$ )
- $\lambda$  : 곡관 특성 변수 (bend characteristic)
- $\phi$  : 굽힘 각도(bend angle) (Fig. 1)

- $\sigma_o$  : 탄성-완전 소성 재료의 한계 응력;
- : 탄성-소성 경화 재료의 유동 응력
- TES : Twice-elastic-slope

#### 1. 서론

플랜트 시설에서 사용되는 곡관(pipe bend)의 소성 한계하중(plastic limit load)은 곡관의 최대 하중 지지 능력을 산출하기 위한 중요한 지표이다. 현재까지 곡관에 대한 다양한 연구가 수행되었지만,<sup>(2-4, 6,7)</sup> 직관에 비해 그 연구가 부족하여 연구가 계속 수행되고 있다. 곡관에 대한 다양한 연구에도 불구하고, 지금까지의 연구는 굽힘 각도가 90°인 곡관에 한정되었다. 플랜트 시설에서 90°가 아닌 굽힘 각도의 곡관도 사용되므로 곡관의 굽힘 각도가 한

† 책임저자, 회원, 고려대학교 기계공학과  
E-mail : kimy0308@korea.ac.kr  
TEL: (02)3290-3372 FAX : (02)962-9290

\* 회원, 고려대학교 대학원 기계공학과  
\*\* 회원, 고려대학교 기계공학과  
\*\*\* 회원, 한국전력연구원

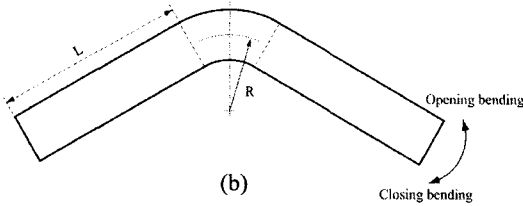
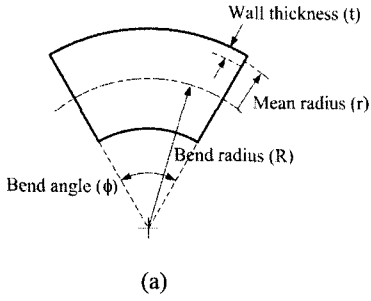


Fig. 1 Schematic illustrations of (a) the pipe bend and (b) the pipe bend with an attached straight pipe

계하중에 미치는 영향이 정량화되어야 한다.

본 논문은 탄성-완전 소성 재료를 이용하고 소 변형과 대변형 유한요소 한계 해석을 통해서, 곡관의 굽힘 각도가 소성 하중에 미치는 영향을 정량화하겠다.

## 2. 유한요소 한계 해석

### 2.1 형상과 유한요소망

Fig. 1(a)는 본 연구에서 고려한 변수들을 나타낸다. 굽힘 각도는  $\phi$ 이고, 관의 평균 반지름과 두께는  $r$ 과  $t$ 이고, 굽힘 반지름은  $R$ 이다. 그리고 곡관 특성 변수(bend characteristic)는 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda = \frac{Rt}{r^2} = \frac{(R/r)}{(r/t)} \quad (1)$$

곡관의 형상에 따른 효과를 정량화하기 위해서,  $r/t=5\sim 20$  와  $\lambda=0.1\sim 0.5$  의 범위에서 체계적으로 조사하였다. 본 연구에서 직관의 부착여부에 따른 영향도 고려하였다. 직관을 부착할 경우, 직관의 길이는 평균 반지름의 20 배( $L=20r$ )로 설정하였고, 이는 한계하중이 수렴하는 적절한 길이이다.<sup>(1)</sup> 이에 대해서 4.1 절에서 자세하게 설명하겠다.

해석 시간을 단축하기 위해서 1/4 대칭 유한요소 모델을 사용하였다. Fig. 2는 본 연구에 사용된 유한요소망이다. 비압축성에 수반되는 문제점을 해결하기 위해, ABAQUS의 reduced integration elements (C3D20R)를 사용하였다. 675~1395개의 요소와 3712~7298개의 절점을 사용하였고, 두께 방

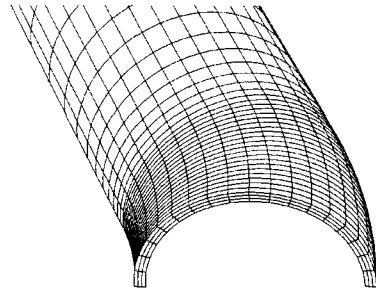


Fig. 2 A typical finite element mesh

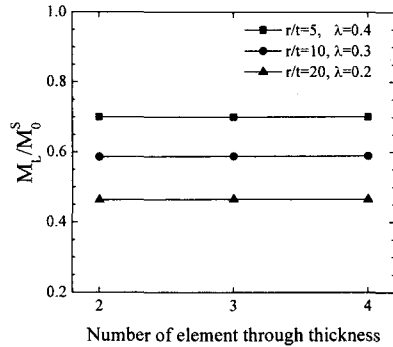


Fig. 3 Number of the element through the thickness and limit moments

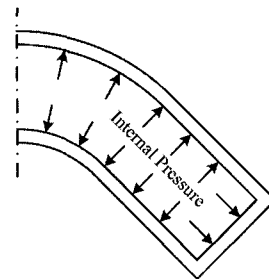


Fig. 4 Applying internal pressure

향으로 3 개의 요소를 사용하였다. Fig. 3 에서 두께 방향의 요소 수에 따른 유한요소 한계하중의 변화는 없음을 보여준다.

### 2.2 유한요소 해석

ABAQUS V6.4 를 이용하여 유한요소 해석을 수행하였다. 재료는 탄성-완전 소성으로 가정되고, 비경화  $J_2$  유동 이론(flow theory)이 사용되었다. 유한요소 해석에서 모든 곡관의 반지름을 50mm 로 고정시켜서  $t$  와  $R$  은  $r/t$  와  $\lambda$  에 따라서 결정된다. 탄성 계수  $E=200\text{GPa}$ , 푸아송 비  $\nu=0.3$ , 한계 응력  $\sigma_0=200\text{MPa}$  으로 설정하였지만, 유한요소 결과는 무차원화되므로 재료 특성은 한계하중 해석에 영향을 미치지 않는다.

내압과 평면 굽힘하중이 하중 조건으로 주어졌

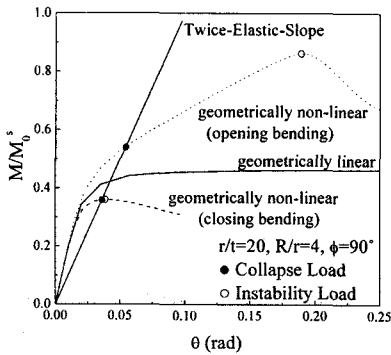


Fig. 5 Comparisons of the FE moment-rotation curves of the pipe bend with  $r/t=20$ ,  $R/r=4$  and  $\phi=90^\circ$  based on geometrically linear and non-linear options.

다. 내압은 Fig. 4와 같이 곡관 내면에 가해졌다. 곡관 끝단의 닫힘을 고려하여, 끝단에 가해지는 내압에 대응하는 축방향 응력을 가하였다. 탄성-완전 소성 유한요소 한계 압력 해석시 수반되는 수렴문제를 해결하기 위해서, ABAQUS의 RIKS 옵션을 사용하였다. 굽힘하중인 경우에 ABAQUS의 MPC(multi-point constraint)를 이용하여 곡관의 끝단의 절점을 구속하고 한계 굽힘하중을 측정하였다. ABAQUS에서 일반적으로 MPC으로 관의 끝단의 모든 절점을 구속시켜 충분히 큰 회전 변위를 가하고 굽힘하중을 측정한다.

직관이 부착된 곡관인 경우에는 MPC 를 이용하여 회전 변위를 가하였다. 하지만, 직관이 부착되지 않은 곡관의 경우, MPC 를 사용하여 회전 변위를 가하면 끝단 효과로 인한 수치적 문제가 발생한다. 이러한 문제점을 해결하기 위해서, subroutine MPC 를 개발하여 하중 경계 조건을 설정하고 회전 변위를 가하였다. 자세한 내용은 참고문헌 (1)에서 찾을 수 있다.

내압이 가해지는 경우, 대변형 효과가 크지 않으므로 소변형 가정을 고려한 한계 해석만을 수행 하였다. 굽힘하중이 가해지는 경우에는 소변형 가정과 대변형 효과를 고려한 해석을 수행하였다. 굽힘하중이 가해질 때, 이러한 설정에 따라서 소성 거동의 차이가 현저히 나타났다.

Fig. 5 에서 곡관의 유한요소 해석 결과를 모멘트-회전 변위 곡선으로 나타냈다. 곡관의 굽힘하중  $M$  은 직관의 한계 굽힘하중인  $M_0^s$  으로 무차원화된다. 소변형 가정을 통해 해석하였을 때, 회전 변위가 증가함에 따라 굽힘하중은 수렴하고, 이를 한계하중이라 지칭한다. 이 경우, 열림 방향과 닫힘 방향에 따른 차이는 없다. 대변형 효과를 고려하면 열림 방향과 닫힘 방향에 따라서 거동이 현저히 다르게 나타난다. 그리고 변위-모멘트 곡선이 수렴하지 않는다. 따라서, 한계하중을 나타낼

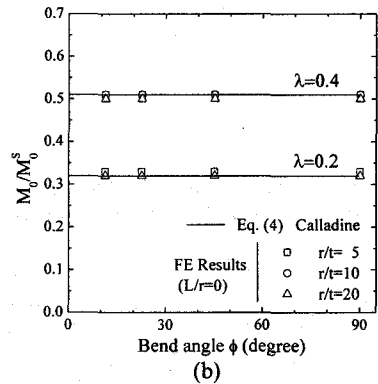
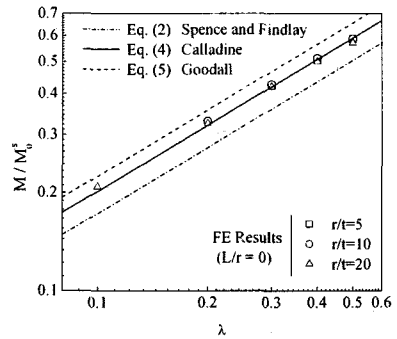


Fig. 6 (a) Comparisons of FE limit loads for pipe bends without any attachment under in-plane bending with existing solutions (Eq. 2-5), and (b) the effect of the bend angle on plastic limit loads.

수 없고, 2 배 탄성 구배법(Twice-elastic-slope method)을 이용하여 TES 소성 하중(TES plastic load)을 결정한다. 불안정 하중(instability load)는 변위-하중 선도에서 최대 하중을 의미한다.

### 3. 직관이 접합되지 않은 곡관의 결과

직관이 접합되지 않은 곡관에 대해서 소변형 유한요소 해석만을 수행하였다.

#### 3.1 평면 굽힘하중(In-plane bending)

굽힘 하중을 받는 곡관의 소변형 한계 굽힘하중에 대한 여러 해석식이 제시되어 있다. Spence 와 Findlay<sup>(2)</sup>은 다음 식을 제시하였다.

$$M_0 = M_0^s (0.8\lambda^{0.6}) \tag{2}$$

여기서,  $M_0^s$  은 직관의 한계 굽힘하중이다.

$$M_0^s = 4r^2 t \sigma_0 \tag{3}$$

Calladine<sup>(3)</sup>은 다음 식을 제시하였다.

$$M_o = M_o^s (0.935\lambda^{2/3}) \quad (4)$$

Goodall<sup>(4)</sup>는 다음 식을 제시하였다.

$$M_o = M_o^s (1.04\lambda^{2/3}) \quad (5)$$

곡관의 한계 굽힘하중에 대한 위의 3 가지 식은 모두  $\lambda$ 만의 함수이고,  $r/t$  혹은  $R/r$  의 영향은 받지 않는다.

Fig. 6(a)는 식 (2), (4), (5)와 소변형 유한요소 한계해석 결과를 로그-로그 간격으로 비교한다. Calladine 이 제시한 식 (4)가 유한요소 결과와 일치한다. Spence 와 Findlay 가 제시한 식 (3)은 조금 낮은 한계하중을 예측하며, Goodall 이 제시한 식 (5)는 약 11% 높은 한계하중을 예측한다. 이 오차는 대변형 효과를 고려한 연구 결과에서 유도되었기 때문에 이러한 오차가 나타난다.

Fig. 6(b)에서 식 (4)와 유한요소 결과를 굽힘 각도에 따라서 표시하였다. 직관이 접합되지 않는 곡관에서는 굽힘 각도가 한계 굽힘하중에 영향을 미치지 않는다.

### 3.2 내압(Internal pressure)

Goodall<sup>(4)</sup>은 한계 압력식을 다음과 같이 제시하였다.

$$P_o = \left( \sigma_o \frac{t}{r} \right) \left[ \frac{1-r/R}{1-r/(2R)} \right] \quad (6)$$

Mises 소성 기준을 사용하면 다음과 같다.

$$P_o = \left( \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_o \frac{t}{r} \right) \left[ \frac{1-r/R}{1-r/(2R)} \right] = P_o^s \left[ \frac{1-r/R}{1-r/(2R)} \right] \quad (7)$$

여기서,  $P_o^s$  은 직관의 한계 입력이다.

Fig. 7(a)는 위의 식과 유한요소 한계해석 결과를 비교하여 나타낸다. 직관이 접합되지 않는 곡관에서 식 (7)과 유한요소 결과는 7%내에서 잘 일치한다. 이 식은 얇은 두께를 가지는 곡관인 경우를 가정하여 유도된 식이다. 따라서  $r/t$  가 작을수록 유한요소 결과와 차이를 보인다. Fig. 7(b)는 식 (7)과 유한요소 결과를 굽힘 각도에 따라서 표시하였다. 직관이 접합되지 않는 곡관에서는 굽힘 각도가 한계 압력에 영향을 미치지 않는다.

굽힘 하중과 내압이 가해질 때, 곡관의 한계하중은 굽힘 각도  $\phi$ 가 0 으로 접근하더라도 직관의 한계하중으로 수렴되지 않는다. 이러한 문제점은 곡관에 직관을 접합하여 해석함으로써 해결될 수 있고, 4 장에서 자세히 다루겠다.

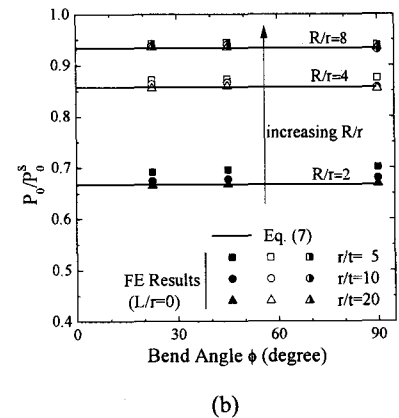
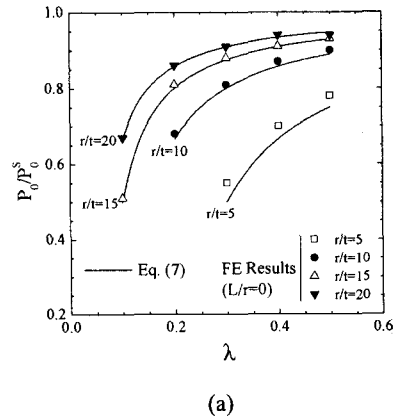


Fig. 7 (a) Comparisons of FE limit loads for pipe bends without any attachment under internal pressure with the existing solution<sup>(5)</sup>, and (b) the effect of the bend angle on plastic limit pressures.

## 4. 직관이 접합된 곡관의 결과

현실적 배관 시설에서는 곡관에 항상 직관이 용접되어 있으므로 곡관에 충분히 긴 직관을 접합한 연구가 현실적이다.

### 4.1 소변형을 가정한 평면 굽힘 하중식

Fig. 8(a)는 직관이 접합된 곡관의 유한요소 한계 해석 결과이다. 유한요소 결과는 식 (4)와 비교하여 큰 차이를 가진다. 식 (4)는 직관이 접합되지 않은 곡관의 한계하중과는 잘 일치하지만, 직관이 접합된 곡관의 한계하중과는 큰 차이를 가진다. 그리고 식 (4)는  $\lambda$ 에 종속적이지만, 유한요소 결과는  $r/t$ 와  $\lambda$ 에 영향을 받는다. Fig. 8(b)는 직관의 상대적 길이( $L/r$ )에 따른 한계 굽힘하중을 나타낸다.  $L/r=4$  정도에서 한계하중이 수렴하므로 본 연구에서  $L/r=20$ 으로 설정하였다.<sup>(1)</sup>

참고문헌(5)에서 Fig. 8(a)의 유한요소 해석 결

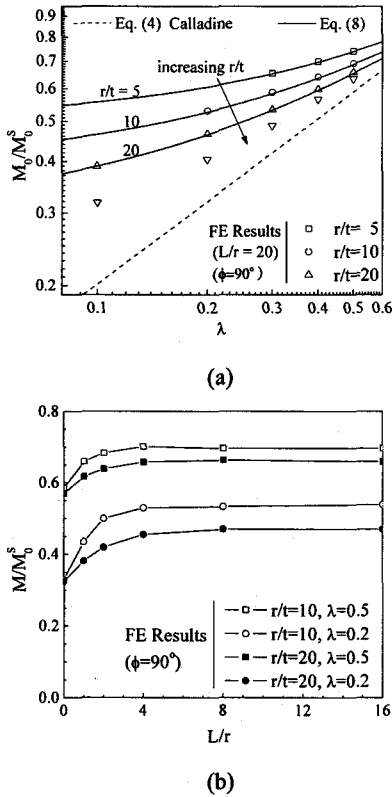


Fig. 8 (a) Comparisons of FE limit loads for pipe bends with sufficiently long attached pipes under in-plane bending with Eq. (8), and (b) the effect of the length of the attached pipe on plastic limit loads

과를 바탕으로 직관이 접합된 곡관의 한계 굽힘하중식을 다음과 같이 제안하였다. 이 식은 90° 굽힘 각도를 가지는 곡관에 대한 식이다.

$$\frac{M_o}{M_o^s} = A(\lambda + k)^n \tag{8}$$

$$A = 0.6453 \left(\frac{r}{t}\right)^{0.0772} ; k = 1.5398 \left(\frac{r}{t}\right)^{-0.6755} ; \tag{9}$$

$$n = 0.5157 \left(\frac{r}{t}\right)^{0.0601}$$

Fig. 9 는 직관이 접합된 곡관의 한계 굽힘하중에 굽힘 각도가 미치는 영향을 각각의 λ에서 보여준다. 직관이 접합되지 않은 곡관에서는 달리 직관이 접합된 곡관에서는 φ→0 인 경우에 한계 굽힘하중은 직관의 한계 굽힘하중으로 접근한다. 유한요소 결과를 바탕으로 굽힘 각도를 고려한 한계 하중식을 다음과 같이 제시한다. 이 식은 식 (8)을 기초로 제시되었다.

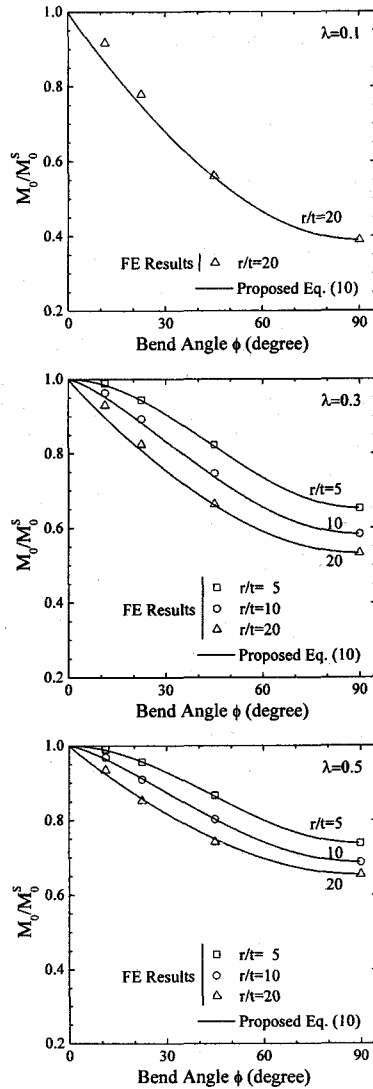


Fig. 9 Effects of the bend angle on plastic limit loads for pipe bends with sufficiently long attached pipes under in-plane bending, for four different values of λ, λ=0.1, 0.3 and 0.5

$$\frac{M_o}{M_o^s} = [1 - \eta][1 - \sin^p(\phi)] + \eta \tag{10}$$

$$\eta = A(\lambda + k)^n ; p = 4.302 \left(\frac{r}{t}\right)^{-0.5123}$$

상수 A, k, n 는 식 (9)와 같다. Fig. 9 는 식 (10)과 유한요소 결과가 잘 일치함을 보여준다. 식 (10)이 φ=0 인 경우, 무차원 한계하중은 1 이 되고, φ=90° 인 경우, 식 (10)은 식 (8)과 같은 형태가 된다.

소변형 가정을 하였을 경우, 굽힘하중이 단힘

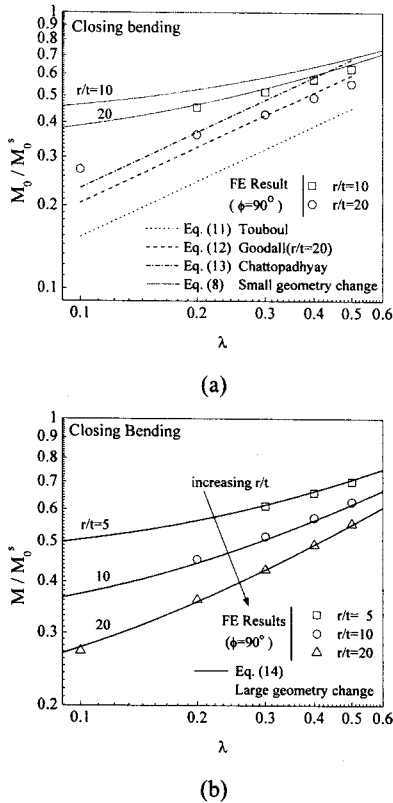


Fig. 10 Comparisons of the FE TES plastic loads for pipe bends under closing bending with existing solutions and the proposed closed-form solution.

방향이나 열림 방향으로 가해지더라도 두 경우의 한계 굽힘하중은 동일하다.

4.2 대변형 효과를 고려한 평면 굽힘하중식

직관이 접합된 곡관에 대하여 대변형 유한요소 해석을 수행하였다. 굽힘하중의 방향은 Fig. 1(b)에 나타나 있다

4.2.1 닫힘 방향으로 굽힘하중이 가해지는 경우

대변형 효과를 고려하고 닫힘 방향으로 굽힘하중이 가해지는 경우, Fig. 5 와 Fig. 10(a)에서 볼 수 있듯이 소변형 평면 굽힘 하중보다 더 낮은 TES 소성 하중을 가진다. 그리고 불안정 하중은 TES 소성 하중과 거의 같다.

이런 경우에 대한 소성 하중식을 Touboul et al.<sup>(6)</sup> 은 다음과 같이 제시하였다.

$$\frac{M_o}{M_o^s} = 0.715\lambda^{2/3} \quad (11)$$

Goodall<sup>(4)</sup>은 다음 식을 제시하였다.

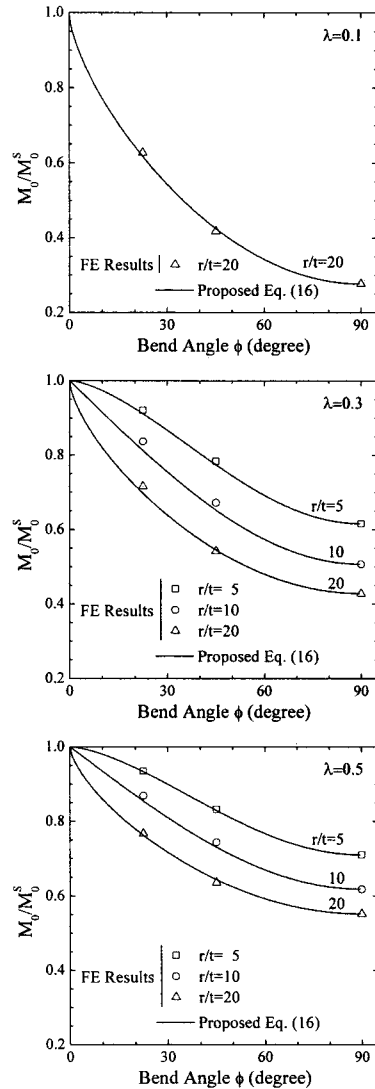


Fig. 11 Effects of the bend angle on TES plastic loads for pipe bends with sufficiently long attached pipes under closing bending, for four different values of  $\lambda$ ,  $\lambda=0.1, 0.3$  and  $0.5$ .

$$\frac{M_o}{M_o^s} = \frac{1.04\lambda^{2/3}}{1 + \beta} \quad (12)$$

$$\beta = \left( 2 + \frac{(3\lambda)^{2/3}}{3} \right) \left( \frac{4\sqrt{3(1-\nu^2)} \sigma_o r}{\pi E t} \right)$$

최근에 Chattopadhyay et al.<sup>(7)</sup>은 다음 식을 제시하였다.

$$\frac{M_o}{M_o^s} = 1.075\lambda^{2/3} \quad (13)$$

Fig. 10(a)에 위의 식들과 유한요소 TES 소성하중 해석 결과를 같이 나타내어 비교하였다. 위의 식들은 유한요소 결과와 큰 차이를 보인다. 그리고 식 (11)~(12)는  $\lambda$ 에 종속적이지만, 유한요소 결과는  $r/t$ 와  $\lambda$ 에 영향을 받는다. 따라서 TES 소성하중과 잘 일치하는 다음 식이 제시되었다.<sup>(8)</sup> 이 식과 유한요소 결과를 Fig. 10(b)에 도시하였고, 이 식이 유한요소 결과와 잘 일치함을 볼 수 있다.

$$\frac{M_o}{M_o^s} = A_c(\lambda + k_c)^{n_c} \quad (14)$$

$$A_c = 0.800 \left(\frac{r}{t}\right)^{-0.017}; \quad k_c = 1.460 \left(\frac{r}{t}\right)^{-0.911}; \quad (15)$$

$$n_c = 0.423 \left(\frac{r}{t}\right)^{0.127}$$

Fig. 11은 TES 소성 하중에 굽힘 각도가 미치는 영향을 각각의  $\lambda$ 에서 보여준다. 유한요소 결과를 바탕으로 굽힘 각도를 고려한 TES 소성 하중식을 다음과 같이 제시한다. 이 식은 식 (14)을 기초로 제시되었다.

$$\frac{M_o}{M_o^s} = [1 - \eta_c][1 - \sin^{p_c}(\phi)] + \eta_c \quad (16)$$

$$\eta_c = A_c(\lambda + k_c)^{n_c}; \quad p_c = 4.05 \left(\frac{r}{t}\right)^{-0.605}$$

상수  $A_c$ ,  $k_c$ ,  $n_c$ 는 식 (15)와 같다. 식 (16)이  $\phi=0$ 인 경우, 무차원 TES 소성 하중은 1이 되고,  $\phi=90^\circ$ 인 경우, 식 (16)은 식 (14)와 같은 형태가 된다.

4.2.2 열림 방향으로 굽힘하중이 가해지는 경우

대변형 효과를 고려하고 열림 방향으로 굽힘하중이 가해지는 경우, Fig. 5에서 볼 수 있듯이 소변형 평면 굽힘 하중보다 더 큰 TES 소성 하중을 가지고 불안정 하중은 TES 소성 하중보다 더 높음을 볼 수 있다.

이 경우에 대한 소성 하중식을 Chattopadhyay<sup>(7)</sup>는 다음과 같이 제시하였다.

$$\frac{M_o}{M_o^s} = 1.048\lambda^{1/3} - 0.0617 \quad (17)$$

Fig. 12에서 위의 식과 유한요소 해석 결과를 비교하였다.  $r/t$ 의 영향이 유한요소 TES 소성하중 해석 결과에 미치는 영향이 미미하고,  $\lambda$ 의 영향을 크게 받는다. 그리고 식 (17)과 유한요소 결과가 잘 일치한다.

Fig. 13은 TES 소성 하중에 굽힘 각도가 미치는 영향을 각각의  $\lambda$ 에서 보여준다. 유한요소 결과를 바탕으로 굽힘 각도를 고려한 TES 소성 하중식을 다음과 같이 제시한다. 이 식은 식 (17)을 기초로

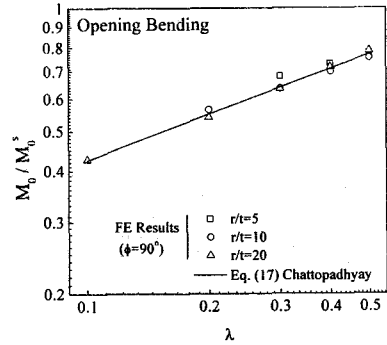


Fig. 12 TES plastic loads determined from the large strain FE limit analysis for pipe bends with sufficiently long attached pipes under opening in-plane bending

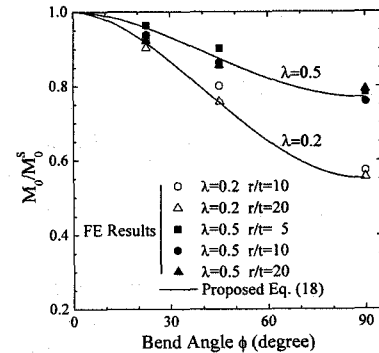
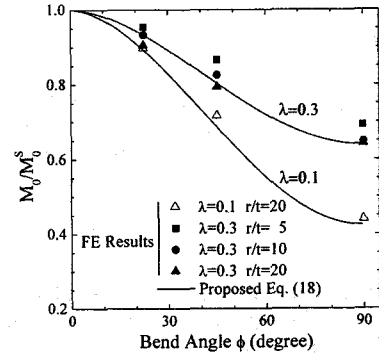


Fig. 13 Effects of the bend angle on TES plastic loads for pipe bends with sufficiently long attached pipes under opening bending, for four different values of  $\lambda$ ,  $\lambda=0.1, 0.2, 0.3$  and  $0.5$

제시되었다.

$$\frac{M_o}{M_o^s} = [1 - \eta_o][1 - \sin^{1.75}(\phi)] + \eta_o \quad (18)$$

$$\eta_o = 1.048\lambda^{1/3} - 0.0617$$

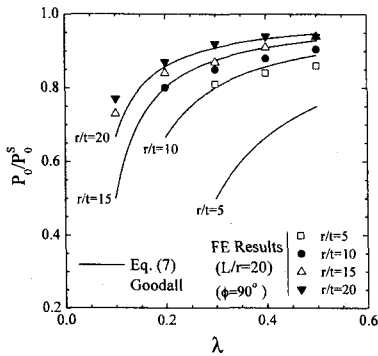


Fig. 14 Comparisons of the FE limit solutions for pipe bends with sufficiently long attached pipes under internal pressure with Eq. (7)

Table 1 Tabulated values of the normalized internal pressure,  $P_0/P_0^s$ , for pipe bends with selected bend angles under internal pressure

r/t	$\lambda$	Bend angle $\phi$			
		0°	22.5°	45°	90°
5	0.3	1.00	0.94	0.89	0.81
	0.4	1.00	0.94	0.90	0.84
	0.5	1.00	0.95	0.90	0.86
10	0.2	1.00	0.91	0.86	0.80
	0.3	1.00	0.92	0.88	0.85
	0.4	1.00	0.93	0.90	0.88
15	0.1	1.00	0.89	0.81	0.73
	0.2	1.00	0.91	0.87	0.84
	0.3	1.00	0.92	0.90	0.87
20	0.1	1.00	0.88	0.82	0.77
	0.2	1.00	0.91	0.89	0.87
	0.3	1.00	0.93	0.92	0.92
20	0.4	1.00	0.94	0.94	0.94
	0.5	1.00	0.95	0.94	0.94

식 (18)이  $\phi=0$  인 경우, 무차원 TES 소성 하중은 1 이 되고,  $\phi=90^\circ$  인 경우, 식 (18)은 식 (17)과 같은 형태가 된다.

4.3 내압

Fig. 14에서 직관이 접합된 곡관의 무차원화된 한계 압력( $P_0/P_0^s$ )으로 유한요소 한계해석 결과와 식 (7)을 비교하였다.  $r/t=20, \lambda \sim 0.2$ 인 경우,  $r/t=15, \lambda \sim 0.3$ 인 경우,  $r/t=10, \lambda \sim 0.5$ 인 경우에 유한요소 결과와 식 (7)은 잘 일치하나, 그 이외의 범위에서는 잘 일치하지 않는다. 이는 곡관에 접합된 직관이 한계 압력에 큰 영향을 미치지 않기 때문이다. 작은  $r/t$

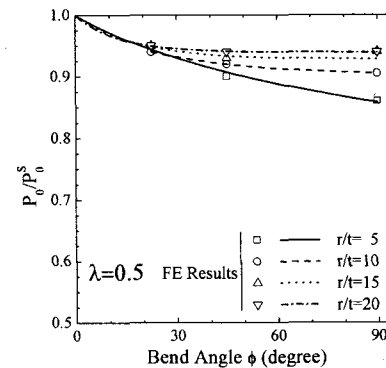
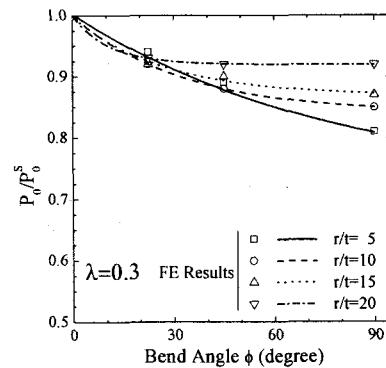
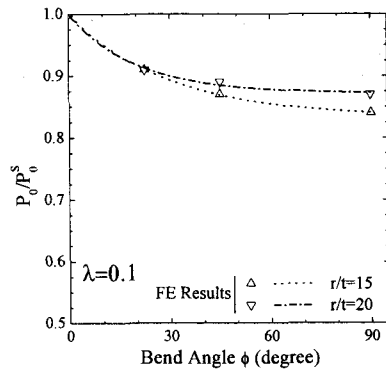


Fig. 15 Effects of the bend angle on plastic limit pressures for pipe bends with sufficiently long attached pipes under internal pressure, for five different values of  $r$ ,  $\lambda=0.1, 0.3, \text{ and } 0.5$

를 갖는 곡관인 경우, 내측면(intrados region)에서 처음으로 항복이 일어나고 항복 영역이 직관 쪽으로 번져간다. 따라서 직관이 부착된 곡관은 그렇지 않은 경우보다 더 높은 내압을 견딜 수 있다. 그 후에 크라운 영역(crown region)에서 소성이 일어나면, 한계 압력에 도달한다. 이러한 거동은  $L/r > 1$  이면서 작은  $r/t$  와  $\lambda$ 을 가지는 곡관에서 발생한다.<sup>(1)</sup>



직관이 접합된 곡관의 한계 압력에 대한 거동을 Table 1 에  $5 \leq r/t \leq 20$  과  $0.1 \leq \lambda \leq 0.5$  의 범위에서 한계 압력의 수치를 나타내었다. Fig. 15 에서 Table 1 의 주요요소 결과를 보강하여 곡선으로 나타내었다.

## 5. 결론

본 논문은 탄성-완전 소성 재료를 가정하고 소변형과 대변형 가정을 이용하여, 굽힘 각도가 내압과 굽힘하중을 받는 곡관의 소성 하중에 미치는 영향을 정량화하였다.

곡관의 접합된 직관의 유무에 따른 결과도 고찰하였다. 곡관에 직관이 접합되지 않으면 굽힘 각도는 한계 하중에 영향을 미치지 않는다.

하지만, 곡관에 충분한 길이의 직관이 접합되면 굽힘 각도는 한계 하중과 TES 소성 하중에 영향을 미친다. 직관이 접합된 곡관의 한계하중은 직관이 접합되지 않은 곡관의 한계하중보다 높다. 기존에 제시된 식은 곡관에 직관이 접합되지 않은 경우에 한정해서 사용될 수 있으므로, 본 연구에서는 직관을 접합한 곡관에 대한 한계하중을 정량화하였다.

굽힘 하중이 가해지는 경우에 소변형과 대변형을 고려한 해석을 수행하였다. 소변형 가정을 하면 굽힘 방향에 따른 한계 굽힘하중의 차이는 없고 식 (10)이 적용 가능하다. 대변형 효과를 고려하면 굽힘하중의 방향에 따라서 TES 소성하중이 현저히 다르게 나타난다. 단힘 방향의 TES 소성하중이 열림 방향의 TES 소성하중보다 더 작다. 단힘 방향으로 굽힘 하중이 가해질 때, TES 소성하중은 식 (16)으로 제시하였고, 열림 방향으로 굽힘 하중이 가해질 때, TES 소성하중은 식 (18)로 제시하였다.

내압을 받을 때,  $r/t=5$  인 경우에 굽힘 각도 증가에 따라서 한계 내압이 계속 감소한다. 충분히 큰  $r/t$  에서는 한계 내압은 굽힘 각도가 30~45 도까지 감소하다가 수렴한다.

## 후 기

본 연구는 과학기술부 지원으로 수행하는 원자력연구개발사업(원자력기초공동연구소) 연구의 일환으로 수행되었습니다.

## 참고문헌

- (1) Kim, Y. J. and Oh, C. S., "Effect of Attached Straight Pipes on Finite Element Limit Analysis of Pipe Bends," *International Journal of Pressure Vessels and Piping* (accepted, available online November 2006).
- (2) Spence, J. and Findlay, G. E., 1973, "Limit Load for Pipe Bends Under In-plane Bending," *Proc. 2nd Int. Conf. On Pressure Vessel Technology*, San Antonio, 1-28, pp. 393~399.
- (3) Calladine, C.R., 1974, "Limit Analysis of Curved Tubes," *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 16, pp. 85~87.
- (4) Goodall, I. W., 1978, "Lower Bound Limit Analysis of Curved Tubes Loaded by Combined Internal Pressure and In-plane Bending Moment," *CEGB report RD/B/N4360*, Central Electricity Generating Board.
- (5) Kim, Y. J. and Oh, C. S., 2006, "Limit Loads for Pipe Bends Under Combined Pressure and In-plane Bending Based on Finite Element Limit Analysis," *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 83, pp. 85~90.
- (6) Touboul, F., Ben Djedidia, M. and Acker D., 1988, "Design Criteria for Piping Components Against Plastic Collapse, Application to Pipe Bend Experiments," *Pressure Vessel Technology*, Proceedings of the 6th International Conference, Beijing.
- (7) Chattopadhyay, J., Natahani, D. K., Dutta, B. K. and Kushwaha, H. S., 2000, "Closed-form Collapse Moment Equations of Elbows Under Internal Pressure and In-plane Bending Moment," *ASME Journal of Pressure Vessel Technology*, Vol. 122, pp. 431~436.
- (8) Kim, Y. J. and Oh, C. S., 2006, "Closed-form Plastic Collapse Loads of Pipe Bends Under Combined Pressure and In-plane Bending," *Engineering Fracture*