

<논 문>

박판 4각튜브의 반실험적 압괴메카니즘 해석

김천욱* · 한병기** · 임채홍***

(1995년 9월 1일 접수)

Semi Empirical Analysis on the Crushing Mechanism of Thin-Walled Rectangular Tubes

C.W. Kim, B.K. Han and C.H. Lim

Key Words : Plastic Deformation(소성변형), Crushing Mechanism(압괴메카니즘), Crush Load(압괴하중), Compact Mode(정규 압괴모드), Energy Equilibrium(에너지 평형)

Abstract

A model for analysis of the crushing mechanism of thin-walled rectangular tube is presented. The crushing modes of rectangular tubes may be characterized as either compact or noncompact and the model presented only considers compact modes. The unloading process in the crushing are categorized into three different stages where the distinction is based on the ratio of outward to inward fold length. Using the kinematic relations and the energy conservation principle, the instantaneous crush load is derived. An approximate equation that considers the rolling behavior is also given so that the crush load history may be established. The equation is experimentally proved.

기 호 설 명	
a	: 튜브의 길이
b	: 직사각튜브의 단폭
c	: 직사각튜브의 단폭
\dot{E}_{ext}	: 외부에너지 소산율
\dot{E}_{int}	: 내부에너지 소산율
H	: 반파장 압괴주름길이
k, l, m, n	: 횡방향 접힘길이 비
L_h, L_v	: 수평 및 수직 현지선의 길이
M	: 합모멘트
N	: 합응력
P	: 압괴하중
r	: 이중곡면요소의 단반경
t	: 튜브의 두께

$\alpha, \beta, \gamma, \eta$: 접힘각
 δ : 압괴거리

1. 서 론

자동차의 정면충돌시 대부분의 충돌에너지는 차체 앞부분의 엔진레일 및 사이드 멤버와 같은 중부재들의 소성변형으로 흡수되어야 하므로 이들 단면을 이루고 있는 박판 4각튜브의 압괴특성에 대한 연구가 필요하며 이를 위해서는 압괴주름 형성과정에 관한 명확한 메카니즘이 규명되어야 한다.

박판 4각튜브는 평판으로 구성되는데, 1962년 Gerard⁽¹⁾는 압축하중을 받는 평판의 미분방정식을 구하였고, 4변이 단순지지된 판의 좌굴거동시 응력분포가 균일하지 않음을 보였으며, 최대압괴하중은 대변형에 의한 영향을 고려하여 구해야 한다고 하였다. 박판 4각튜브의 압괴거동에서 압축하중이

*회원, 연세대학교 기계공학과
**회원, 홍익대학교 기계공학과
***회원, 현대자동차(주)

탄성좌굴하중 이상으로 증가하면 튜브의 벽면에 소성힌지가 발생한다. 이 힌지가 확장되면 벽면 일부가 회전하면서 규칙적인 주름이 접히는 정규 압괴 모드(compact mode)와 압괴시 접힘(folding)과 굽힘(bending)이 함께 작용하여 불규칙적인 주름이 일어나는 비정규압괴모드(noncompact mode)가

발생한다. 1981년 Mahmood 등⁽²⁾은 반경험적 접근을 통해 압괴모드가 분기되는 임계후폭비를 제시하였다. 또한, 여러 단면중형비를 갖는 4각튜브의 최대압괴강도와 평균압괴강도를 구하는 실험식을 가공경화효과를 고려하여 제시하였다. Reid 등⁽³⁾도 얇은 판은 탄성좌굴에 접근하고 불규칙한 주름이 생성되며, 판이 두꺼우면 규칙적인 주름이 나타남을 보였다. 1974년 Ohkubo 등⁽⁴⁾은 정규압괴모드가 발생하는 박판 4각튜브의 하중-변위곡선이 주기적으로 변동함을 발견하고, 평균압괴강도를 에너지법과 실험을 통해 제시하여 이후의 연구에 크게 기여하였다. Wierzbicki 등⁽⁵⁾과 Mamalis 등⁽⁶⁾은 소성힌지의 이동에 따른 흡수에너지를 고려하여 평균압괴강도를 구하고 실험과 비교하였다. Mahmood 등⁽²⁾은 다양한 단면형상비를 갖는 4각튜브가 탄성좌굴하중을 넘어 압축하중을 받을 때 Bleich⁽⁷⁾의 탄성적으로 구속된 판의 개념을 도입하여 좌굴시 반파장(half-wave)의 길이를 계산하는 식을 구하였다. Wierzbicki 등⁽⁶⁾은 아코디언모양의 압괴주름에 대해 기하학적 모델을 제시하여 주름길이(folding length)를 계산하였고 정적 평균압괴강도를 구하였다.

이러한 연구들은 평균압괴하중을 산출하는데 초점이 맞추어져 압괴주름이 형성되어가는 압괴메카니즘을 명확히 규명하지 못함으로써 하중-변위의 관계를 동시에 고려하지 못하였다.

1992년 Yongbin Yuan⁽⁸⁾은 축대칭 원형튜브에서 외측 및 내측 주름형성 메카니즘을 제시하고 초기 압괴하중을 최소화하여 반파장주름길이를 산출하였다.

본 연구에서는 4각튜브의 압괴과정에서 주름이 형성되어가는 과정을 외측(outward) 및 내측(inward) 접힘현상을 고려한 1차, 2차, 3차 압괴 메카니즘으로 구성하여 제하구간을 새로이 해석하고 부하구간은 근사식을 적용하여 하중-변위관계를 이론적으로 제시하고 실험적으로 규명한다.

2. 이 론

2.1 해석모델

해석모델은 연속적인 접힘이 일어나는 경우 외측 및 내측 접힘이 번갈아 형성되므로 접힘과정을 3개의 기하학적인 모델로 이상화하였다.⁽⁹⁾

Fig. 1의 (a), (b), (c)에서는 각 메카니즘에서

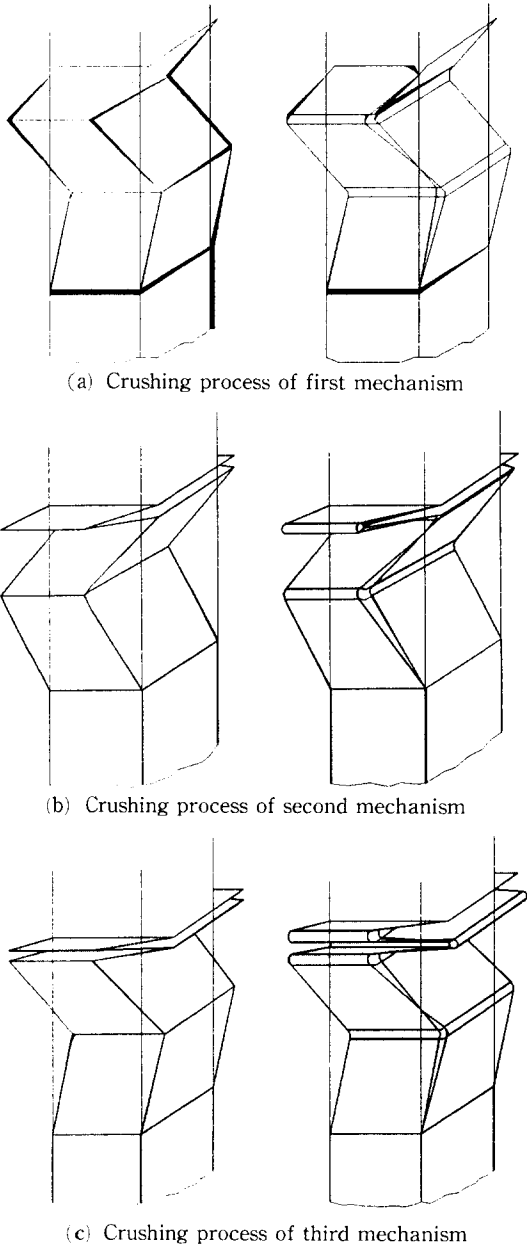


Fig. 1 Configuration of a quarter model in crushing process

의 압괴과정에 대한 1/4모델을 나타내고 있다.

4각튜브는 압괴시 기본적으로 변형의 기하학적 연속조건을 만족하려면 Fig. 2와 같이 1의 사다리꼴요소, 2의 수평원통면요소, 3의 경사원추면요소 및 4의 이중곡면요소(toroidal surface)로 구성되어야 하며, 기하학적인 상관관계를 유도하기 위해 소성형지선만으로 구성된 모델은 Fig. 3과 같다.⁽⁵⁾

압괴과정의 총 에너지소산율은 연속과 불연속 속도장에 기인하므로 다음과 같다.

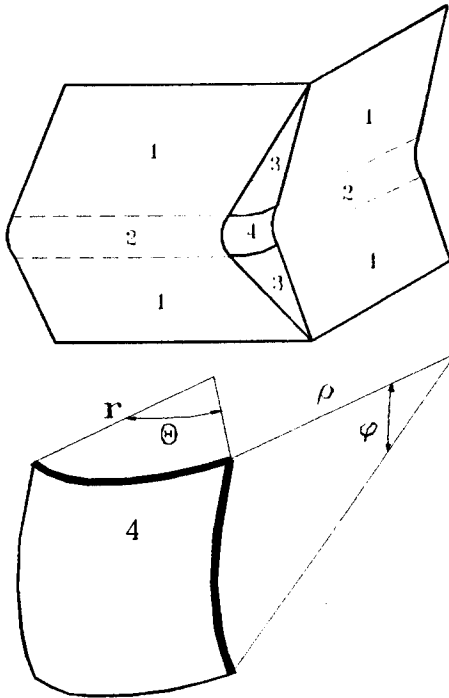


Fig. 2 A fully consistent collapse mechanism

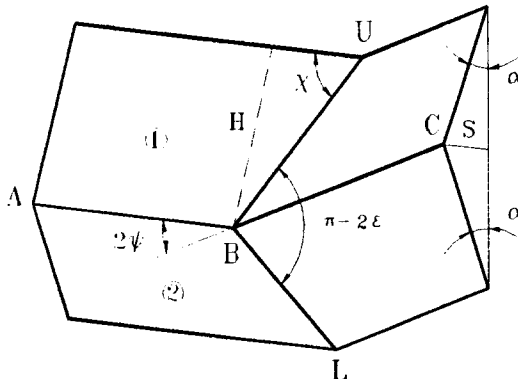


Fig. 3 Global geometry of the basic folding mechanism

$$\dot{E}_{int} = \int_S (M \dot{\kappa} + N \dot{\lambda}) ds + \int_L M_0 \dot{\theta} dL \quad (1)$$

M_0 를 소성유동응력이라 하면 $M_0 = \frac{1}{4} \sigma_0 t^2$ 이며, $\dot{\kappa}$ 는 연속변형장에서의 곡률의 변화율이고 $\dot{\lambda}$ 는 연속변형장에서의 확장변형률이며, $\dot{\theta}$ 는 자오선방향의 회전율이다.

여기서, 처음 적분항은 이중곡면요소의 연속적인 소성거동영역에서의 에너지소산율이며 다음 적분항은 수평 원통면요소와 경사 원추면요소에서의 불연속적인 에너지소산율이다. 이중곡면요소에서의 접선방향의 속도와 수평방향의 속도사이의 관계는 $V_t = r\dot{\omega} = V/\tan\varphi_0$ 이고, $V = H(\cos\alpha)\dot{a}$ 이다.

한편 이중곡면에서 표면요소는 $ds = \rho d\varphi r d\theta$ 이고, 확장변화율과 곡률변화율은,

$$\dot{\lambda} = -\frac{\dot{\omega} r \sin\theta}{\rho}, \quad \dot{\kappa} = -\frac{\dot{\omega} R \sin\theta}{\rho^2} \quad \text{이므로,}$$

$0 \leq \varphi \leq \varepsilon$ 의 범위에서

$$\begin{aligned} \frac{\dot{E}_1}{4} &= \int_S (M \dot{\kappa} + N \dot{\lambda}) ds \\ &= \int_0^\varepsilon r \left[\int_{\frac{\pi}{2}-\varphi}^{\frac{\pi}{2}+\varphi} \left(M_0 \frac{\dot{\omega} R \sin\theta}{\rho^2} + N_0 \frac{\dot{\omega} r \sin\theta}{\rho} \right) \rho d\theta \right] d\varphi \end{aligned}$$

적분을 수행할 때 적분식에서 두 번째항은 멱급수로 전개될 수 있고 선형항만 남기면 1/4 모델의 이중곡면요소에서의 에너지소산율은 다음과 같다.⁽⁶⁾

$$\begin{aligned} \frac{\dot{E}_1}{4} &= \int_0^\varepsilon \{ 2 \dot{\omega} r \sin\varphi [N_0 r + M_0] \} d\varphi \\ &= \frac{2N_0 r H \pi}{(\pi - 2\varphi_0) \tan\varphi_0} \cos\alpha \left[\sin\varphi_0 \sin\left(\frac{\pi - 2\varphi_0}{\pi}\right) \varepsilon + \cos\varphi_0 \left\{ 1 - \cos\left(\frac{\pi - 2\varphi_0}{\pi}\right) \right\} \varepsilon \right] \dot{a} \\ &= 2N_0 r H D_1(\alpha) \dot{a} \\ &= 8M_0 \frac{Hr}{l} D_1(\alpha) \dot{a} \quad (2) \end{aligned}$$

수평한지선 길이는 상수 L_h 이며, 원통면의 단면은 각속도 $\dot{\theta} = \dot{a}$ 를 가지고 사다리꼴 단면에 관해 회전하므로 수평원통면요소의 에너지소산율은 다음과 같다.

$$\frac{\dot{E}_2}{4} = 2M_0 L_h \dot{\theta} = 2M_0 L_h \dot{a} \quad (3)$$

경사진 현지의 길이 L_v 는 $H/\sin\chi$ 이므로 원추면요소의 에너지소산율은 다음과 같다.

$$\frac{\dot{E}_3}{4} = M_0 L_v \dot{\theta} = M_0 \frac{H^2}{r} D_3(\alpha) \dot{a} \quad (4)$$

2.2 1차 압괴메카니즘

1차 압괴메카니즘은 6개의 사다리꼴요소, 4개의 수평원통면요소, 3개의 경사원추면요소, 2개의 이중곡면요소로 구성되며, 접힘각이 일때의 1차 압괴메카니즘은 Fig. 4에서와 같이 ①, ②, ③ 판넬이 동시에 압괴과정을 형성한다.

판넬 ①은 모서리를 경계로 $k : (1-k)$ 의 비율로 나누어지며 판넬 ②는 $l : (1-l)$ 로 나누어 진다. 여기서, k 와 l 은 판넬 ① 및 판넬 ②에서의 외측접힘길이와 반과장 압괴주름길이의 비율 나타낸다.

기하학적 관계로부터 각도의 변화는 다음과 같다.

$$0 \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2}, \quad 0 \leq \beta \leq \bar{\beta} \quad (5)$$

여기서, $\beta = \sin^{-1}[(1-l) \sin \alpha]$ 가 되며, $\bar{\beta}$ 는 α 가 $\pi/2$ 일때의 접힘각이다.

1차 압괴메카니즘에서 튜브와 압력판과의 마찰을 고려하여 외부 에너지소산율(external energy rate)을 계산하면 다음과 같다.

$$\dot{E}_{ext} = PH' \sin \alpha \dot{\alpha} + PH \sin \alpha \dot{\alpha} + PH \sin \beta \dot{\beta} - P\mu(1-k)H' \cos \alpha \dot{\alpha}$$

여기에, $\beta = \sin^{-1}[(1-l) \sin \alpha]$ 와 β 를 미분하여 대입하면

$$\dot{E}_{ext} = PH \sin \alpha \left[\left\{ 1 - \frac{\mu(1-k)}{\tan \alpha} \right\} \frac{H'}{H} + 1 + \frac{(1-l) \cos \alpha}{\sqrt{1-(1-l)^2 \sin^2 \alpha}} \right] \dot{\alpha} \quad (6)$$

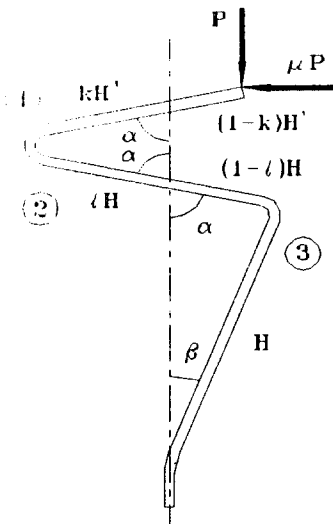


Fig. 4 Segment model of first crushing mechanism

여기서, P 는 압괴하중(instantaneous crushing force)이고, μ 는 마찰계수이다.

이중곡면요소, 수평원통면요소, 경사원추면요소를 고려한 총 내부 에너지소산율을 계산하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{E}_{int} = & 4M_0 \left\{ 8 \frac{Hr}{t} \left[\frac{H'}{H} D_1(\alpha) + (2l^2 - 2l + 1) D_1(\alpha) \right. \right. \\ & \left. \left. + D_{131}(\alpha) \right] \dot{\alpha} \right. \\ & \left. + 2L_h \left[3 + \frac{(1-l) \cos \alpha}{\sqrt{1-(1-l)^2 \sin^2 \alpha}} \right] \dot{\alpha} \right. \\ & \left. + \frac{H^2}{r} \left[\left(\frac{H'}{H} \right)^2 D_3(\alpha) + D_3(\alpha) + D_{331}(\alpha) \right] \dot{\alpha} \right\} \quad (7) \end{aligned}$$

에너지 평형원리에 의한 압괴하중식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} PH \sin \alpha \left[\left(1 - \frac{\mu(1-k)}{\tan \alpha} \right) \frac{H'}{H} + 1 \right. \\ \left. + \frac{(1-l) \cos \alpha}{\sqrt{1-(1-l)^2 \sin^2 \alpha}} \right] \dot{\alpha} \\ = 4M_0 \left\{ 8 \frac{Hr}{t} \left[\frac{H'}{H} D_1(\alpha) + (2l^2 - 2l + 1) D_1(\alpha) \right. \right. \\ \left. \left. + D_{131}(\alpha) \right] \dot{\alpha} \right. \\ \left. + 2L_h \left[3 + \frac{(1-l) \cos \alpha}{\sqrt{1-(1-l)^2 \sin^2 \alpha}} \right] \dot{\alpha} \right. \\ \left. + \frac{H^2}{r} \left[\left(\frac{H'}{H} \right)^2 D_3(\alpha) + D_3(\alpha) + D_{331}(\alpha) \right] \dot{\alpha} \right\} \quad (8) \end{aligned}$$

한편 소산된 에너지는 하중-변위선도의 면적에 해당하므로 압괴하중의 대표값으로 평균압괴하중 P_m 을 도입한 후 접힘각에 대해 정적분하고 소산된 내부 에너지와 외부 에너지의 평형의 원리를 적용하여 식을 형성한 후 미지변수 H, r 에 대해 편미분하여 연립방정식을 풀면 H, r 을 구할 수 있다.

한편 1차 압괴 메카니즘에서의 압괴거리를 접힘각에 따라 나타내면 다음과 같다.

$$\delta_{1st}(\alpha) = 0.73[(H' + H)(1 - \cos \alpha) + H(1 - \cos \beta)] \quad (9)$$

2.3 2차 압괴메카니즘

Fig. 5에서와 같이 판넬부재 ①과 ②는 압괴가 완료된 상태이고, 판넬부재 ③과 ④는 압괴과정 중에 있다.

기하학적인 관계로부터 각도의 변화는 다음과 같다.

$$\bar{\beta} \leq \beta \leq \frac{\pi}{2}, \quad 0 \leq \gamma \leq \bar{\gamma} \quad (10)$$

여기서, $\gamma = \sin^{-1}[m \sin \beta]$ 가 되며, $\bar{\gamma}$ 는 β 가 $\pi/2$ 일때의 접힘각이다. 2차 압괴메카니즘에서의 외부 에너지소산율은 다음과 같다.⁽⁹⁾

$$\begin{aligned} \dot{E}_{ext} &= PH \sin \beta \dot{\beta} + PH \sin \gamma \dot{\gamma} \\ &= PH \sin \beta \left[1 + \frac{m \cos \beta}{\sqrt{1 - m^2 \sin^2 \beta}} \right] \dot{\beta} \quad (11) \end{aligned}$$

2차 압괴메카니즘에서 총 내부에너지 소산율을 계산하면 다음과 같다.⁽⁹⁾

$$\begin{aligned} \dot{E}_{int} &= 4M_0 \left\{ 8 \frac{Hr}{l} [(2m^2 - 2m + 1) D_1(\beta) + D_{141}(\beta)] \dot{\beta} \right. \\ &\quad + 2L_h \left(2 + \frac{\cos \beta}{\sqrt{1 - m^2 \sin^2 \beta}} \right) \dot{\beta} \\ &\quad \left. + \frac{H^2}{r} [D_3(\beta) + D_{341}(\beta)] \dot{\beta} \right\} \quad (12) \end{aligned}$$

에너지 평형원리에 의한 압괴하중식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} PH \sin \beta \left[1 + \frac{m \sin \beta}{\sqrt{1 - m^2 \sin^2 \beta}} \right] \dot{\beta} \\ = 4M_0 \left\{ 8 \frac{Hr}{l} [(2m^2 - 2m + 1) D_1(\beta) \right. \\ \left. + D_{141}(\beta)] \dot{\beta} + 2L_h \left(2 + \frac{\cos \beta}{\sqrt{1 - m^2 \sin^2 \beta}} \right) \dot{\beta} \right. \\ \left. + \frac{H^2}{r} [D_3(\beta) + D_{341}(\beta)] \dot{\beta} \right\} \quad (13) \end{aligned}$$

한편 2차 압괴메카니즘에서의 압괴거리를 접힘각

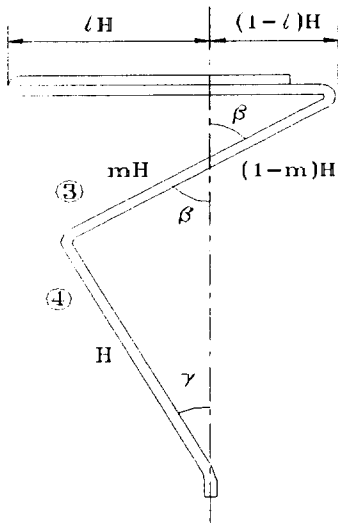


Fig. 5 Segment model of second crushing mechanism

에 따라 나타내면 다음과 같다.

$$\delta_{2nd}(\beta) = 0.73 [H(\cos \bar{\beta} - \cos \beta) + H(1 - \cos \gamma)] \quad (14)$$

2.4 3차 압괴메카니즘

Fig. 6에서와 같이 판넬부재 ③까지는 압괴가 완료된 상태이고, 판넬부재 ④와 ⑤는 압괴과정 중에 있다.

기하학적 관계로부터 각도의 변화는 다음과 같다.

$$\bar{\gamma} \leq \gamma \leq \frac{\pi}{2}, \quad 0 \leq \eta \leq \bar{\eta} \quad (15)$$

여기서, $\eta = \sin^{-1}[(1-n) \sin \gamma]$ 가 되며, $\bar{\eta}$ 는 γ 가 $\pi/2$ 일때의 접힘각이다.

3차 압괴메카니즘에서의 외부 에너지소산율은 다음과 같다.⁽⁹⁾

$$\begin{aligned} \dot{E}_{ext} &= PH \sin \gamma \dot{\gamma} + PH \sin \eta \dot{\eta} \\ &= PH \sin \gamma \left[1 + \frac{(1-n) \cos \gamma}{\sqrt{1 - (1-n)^2 \sin^2 \gamma}} \right] \dot{\gamma} \quad (16) \end{aligned}$$

3차 압괴메카니즘에서 총 내부 에너지소산율을 계산하면 다음과 같다.⁽⁹⁾

$$\begin{aligned} \dot{E}_{int} &= 4M_0 \left\{ 8 \frac{Hr}{l} [(2n^2 - 2n + 1) D_1(\gamma) + D_{151}(\gamma)] \dot{\gamma} \right. \\ &\quad + 2L_h \left(2 + \frac{\cos \gamma}{\sqrt{1 - (1-n)^2 \sin^2 \gamma}} \right) \dot{\gamma} \\ &\quad \left. + \frac{H^2}{r} [D_3(\gamma) + D_{351}(\gamma)] \dot{\gamma} \right\} \quad (17) \end{aligned}$$

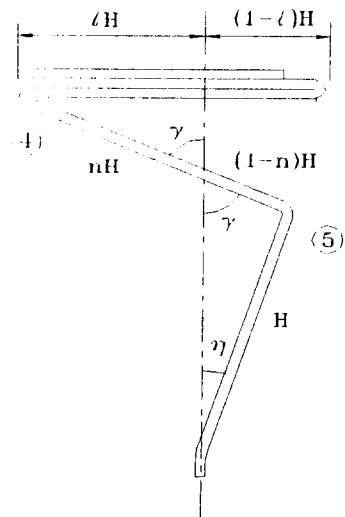


Fig. 6 Segment model of third crushing mechanism

에너지 평형원리에 의한 압괴하중식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 & PH\sin\gamma\left[1+\frac{(1-n)\cos\gamma}{\sqrt{1-(1-n)^2\sin^2\gamma}}\right]\dot{\gamma} \\
 & =4M_0\left\{8\frac{Hr}{t}[(2n^2-2n+1)D_1(\gamma)+D_{151}(\gamma)]\dot{\gamma}\right. \\
 & \quad +2L_n\left(2+\frac{\cos\gamma}{\sqrt{1-(1-n)^2\sin^2\gamma}}\right)\dot{\gamma} \\
 & \quad \left.+\frac{H^2}{r}[D_3(\gamma)+D_{351}(\gamma)]\dot{\gamma}\right\} \quad (18)
 \end{aligned}$$

한편 3차 압괴메카니즘에서의 압괴거리를 접힘각에 따라 나타내면 다음과 같다.

$$\delta_{3rd}(\gamma)=0.73[H(\cos\bar{\gamma}-\cos\gamma)+H(1-\cos\eta)] \quad (19)$$

외측으로의 횡방향 접힘길이비 l 을 0.3, 0.5, 0.7로 변화시켜 3개의 압괴메카니즘에서의 제하곡선을 Fig. 7에 나타내었다. 1차 압괴메카니즘에서는 l 값이 커질수록 압괴하중은 감소하고, 2차 압괴메카니즘에서는 l 값이 커질수록 압괴하중은 증가된다. 즉, 외측 및 내측으로의 횡방향 접힘길이의 차이로 두 압괴메카니즘에서의 압괴하중은 서로 다른 값을 갖게된다. l 이 0.5인 경우 외측 및 내측으로의 횡방향 접힘길이가 같으므로 2차, 3차 압괴메카니즘에서는 같은 압괴거동을 가진다.

2.5 부하메카니즘

부하메카니즘(loading mechanism)은 Fig. 8과 같이 압괴과정시 모서리부에서의 접촉에서 판넬부의 접촉까지 하중이 증가하는 메카니즘이다.

모서리부에서 접촉이 일어날 때 유효압괴길이는 $\delta=0.73 H(1-\cos a)$ 이므로 반과장 압괴길이와 H 와

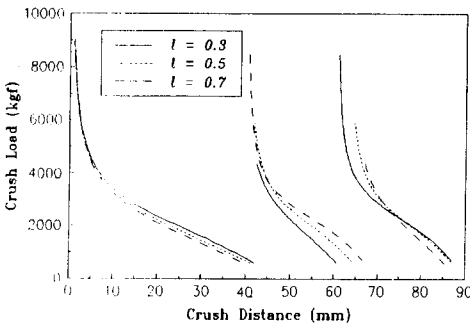


Fig. 7 Variation of theoretical crush load at various crush step with outward fold length ratio l . ($L_n=50$ mm, $t=1.6$ mm)

유효압괴길이 δ 를 측정하여 실험적으로 결정된 접힘각은 1.291 rad이며 각 메카니즘의 에너지 평형식에 대입하여 P_{min1} , P_{min2} , P_{min3} 를 구한다. 한편 이때의 압괴거리는 식 (9), (14), (19)으로 구할 수 있다.

Fig. 9에서와 같이 접힘이 먼저 일어난 좌골판의

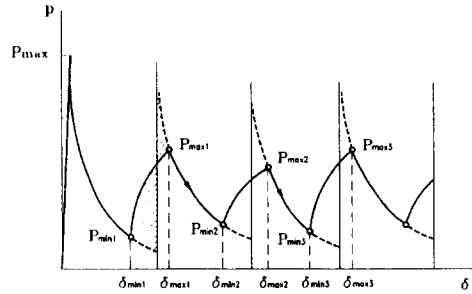


Fig. 8 Loading and unloading process on the crush load-distance curve

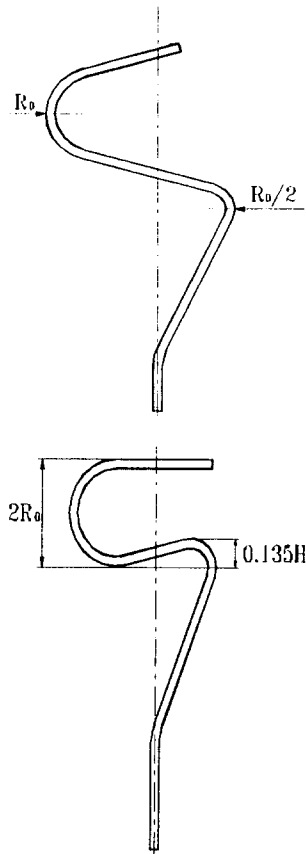


Fig. 9 Shape at the start and end point of loading process

경우 실제로 모서리 신이 R의 원호를 가질 때 구속판 쪽은 $R/2=0.135 H$ 의 원호를 형성하고 이때부터 R까지 원호가 형성되는 동안의 유효압괴길이의 변화는 0.135 H에 해당되고 0.135 H만큼 진행된 상태의 접힘각은 0.641 rad이므로, 이때의 $P_{\max 1}$, $P_{\max 2}$, $P_{\max 3}$ 를 구한다.⁽⁹⁾

부하메카니즘의 식을 다음과 같이 가정하고, 각 메카니즘에서의 식을 구한다.

$$P(\delta) = C_1 + C_2 \ln \delta \quad (20)$$

1차 압괴메카니즘에서

$$P(\delta) = P_{\min 1} - (P_{\max 1} - P_{\min 1}) \ln \delta_{\min 1} \frac{[\ln \delta_{\max 1} - \ln \delta_{\min 1}]}{[\ln \delta_{\max 1} - \ln \delta_{\min 1}]} + (P_{\max 1} - P_{\min 1}) \ln(\delta) \frac{[\ln \delta_{\max 1} - \ln \delta_{\min 1}]}{[\ln \delta_{\max 1} - \ln \delta_{\min 1}]} \quad (21)$$

이고, 2차 압괴메카니즘에서는

$$P(\delta) = P_{\min 2} - (P_{\max 2} - P_{\min 2}) \ln \delta_{\min 2} \frac{[\ln \delta_{\max 2} - \ln \delta_{\min 2}]}{[\ln \delta_{\max 2} - \ln \delta_{\min 2}]} + (P_{\max 2} - P_{\min 2}) \ln(\delta) \frac{[\ln \delta_{\max 2} - \ln \delta_{\min 2}]}{[\ln \delta_{\max 2} - \ln \delta_{\min 2}]} \quad (22)$$

이고, 3차 압괴메카니즘에서는

$$P(\delta) = P_{\min 3} - (P_{\max 3} - P_{\min 3}) \ln \delta_{\min 3} \frac{[\ln \delta_{\max 3} - \ln \delta_{\min 3}]}{[\ln \delta_{\max 3} - \ln \delta_{\min 3}]} + (P_{\max 3} - P_{\min 3}) \ln(\delta) \frac{[\ln \delta_{\max 3} - \ln \delta_{\min 3}]}{[\ln \delta_{\max 3} - \ln \delta_{\min 3}]} \quad (23)$$

이다.

3. 실험

시험편의 재질은 절곡가공 및 간단한 가공용에 적합한 냉연강판이며, 기계적 성질은 KS B 0801 인장시험 5호 시험편을 사용하여 실험으로 측정된 값을 Table 1에 나타내었다.

시험편은 절곡기를 이용하여 'ㄷ'자 단면으로 접은 후, 2개를 TIG용접으로 접합하여 양쪽을 seam-welding하였고, 또한 시험편의 양단에 핀을 대고 모서리에 아크용접을 하여 균일 압축하중을 받게 하였다.

시험편의 치수는 정규 압괴모드를 나타내는 후폭비의 시험편들로 여러가지 후폭비에 따라 정하였으며, 이를 각 시험편의 단면치수와 함께 Table 2에 나타내었다.

Table 1 Mechanical properties of tube specimens (Unit : kgf/mm²)

Young's modulus E		2.1×10^4
Poisson's ratio ν		0.3
Yielding stress σ_y	1.2 t	24.23
	1.6 t	20.36
	2.0 t	20.80
Ultimate stress σ_u	1.2 t	30.59
	1.6 t	28.67
	2.0 t	30.73

Table 2 Dimensions of thin-walled tube specimens (a=240 mm)

No.	b(mm)	c(mm)	t(mm)
S1	40	40	1.6
S2	50	50	1.6
S3	50	50	1.2
S4	60	60	1.6
S5	60	30	1.2
S6	50	30	1.2
S7	60	36	1.6
S8	70	35	1.6
S9	70	42	2.0
S10	50	35	1.6
S11	50	35	1.6
S12	60	42	2.0
S13	50	40	2.0
S14	50	45	1.2
S15	50	45	1.6
S16	50	45	2.0

4. 실험결과 및 검토

4.1 박판 4각튜브의 압괴거동

박판 4각튜브가 축방향의 압축하중을 받아 압괴될 때 Fig. 10과 같은 하중-변위선도를 나타내며,

Fig. 11은 각 하중경로상의 위치에서의 시편을 좌 골핀을 정면으로 촬영한 사진을 보여준다.

점1에서의 압괴하중은 최대압괴강도 P_{max} 에 해당하고 점5는 외측주름형성시의 제1 최대압괴하중 P_{max1} , 점7은 제1 최소압괴하중 P_{min1} , 점8은 내측주름형성시의 제2 최대압괴하중 P_{max2} , 점10은 제2 최소압괴하중 P_{min2} 를 나타낸다.

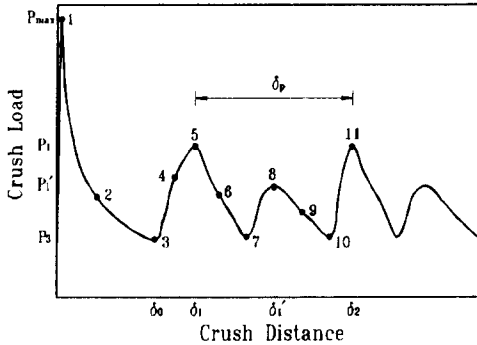


Fig. 10 Typical crush load-distance curve

Table 3은 실험결과를 보여준다.

4.2 압괴하중

Fig. 12는 부하메카니즘을 적용하여 구한 시편핀의 하중-변위선도와 실험에 의한 하중-변위선도를 함께 나타낸 것으로 실험값은 괄호안에 표시하였다. 제2 최대압괴하중은 외측과 내측 접합시 접촉각의 변화로 오차가 존재할 뿐 이론식과 실험치가 잘 부합되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 13은 식 (21)을 이용하여 제1 최대압괴하중의 후폭비에 따른 변화를 실험과 함께 도시하였다. 이론값과 실험값은 후폭비에 따라 선형적으로 증가되고 제시된 이론값은 실험값과 비교적 잘 부합되고 있다.

5. 결 론

정규접합모드가 발생하는 박판 4각튜브가 주름이 형성될 때 제하과정을 3개의 메카니즘으로 나누어

Table 3 Experimental result of thin walled tubes

No.	t/b	P_{max} (kgf)	P_{max1} (kgf)	P_{max2} (kgf)	P_{min} (kgf)	H_{exp} (mm)	δ_{exp} (mm)	P_{max} (kgf)
S1	0.040	5560	3494	2835	1724	24.9	19.0	2442
S2	0.032	6520	3915	2753	1754	29.5	22.5	2544
S3	0.024	4328	2191	1659	810	30.5	22.3	1352
S4	0.027	8500	4398	2998	1590	34.5	26.3	2644
S5	0.020	4115	2275	1665	926	29.2	22.0	1448
S6	0.024	4175	2278	1678	963	24.3	16.0	1471
S7	0.027	6160	3598	2745	1480	30.7	23.5	2326
S8	0.023	6450	3623	2563	1570	35.4	26.8	2332
S9	0.029	9475	5713	4990	2576	36.0	26.8	3964
S10	0.024	4555	2365	1628	876	26.3	20.0	1434
S11	0.032	5900	3483	2883	1539	27.6	20.5	2361
S12	0.033	9020	5708	4475	2500	33.0	23.8	3796
S13	0.040	8270	5578	4238	2470	30.3	21.3	3689
S14	0.024	4575	2423	1660	990	28.2	21.3	1516
S15	0.032	6260	3510	2673	1455	29.9	21.5	2273
S16	0.040	8975	5587	4587	2582	27.9	21.5	3835

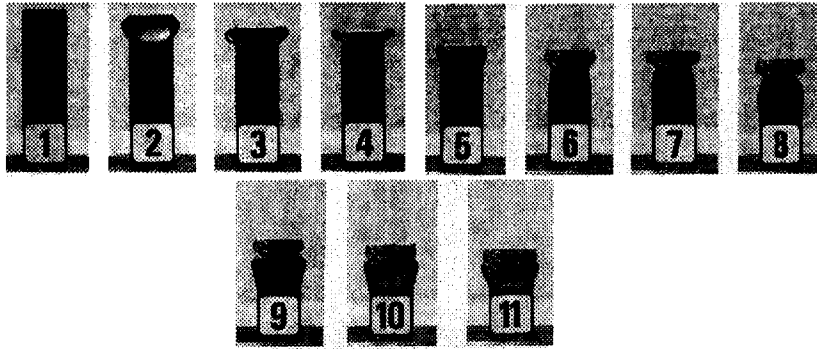


Fig. 11 Photograph of process of crush behavior

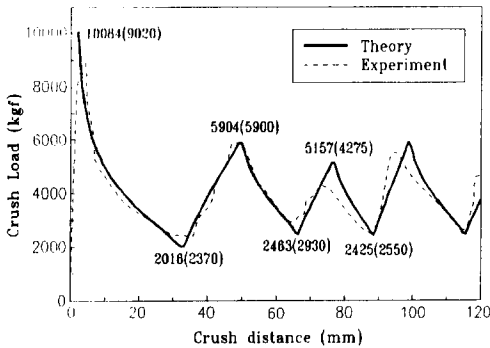


Fig. 12 Comparison of theoretical and experimental crush load-distance curve for S12 specimen

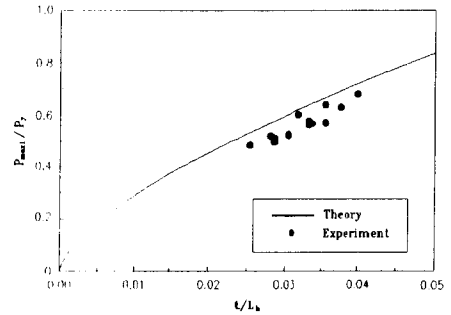


Fig. 13 Variation of first maximum crush load P_{max1} normalized in terms of P_y versus ratio of thickness to mean width t/L_n

해석하였다. 기하학적 관계와 에너지평형원리를 이용하여 제하에 관한 압괴하중식을 구하였고, 주름의 말림거동을 고려한 부하과정을 근사식으로 제시하여 하중-변위선도를 구하였다. 본 연구에서 제시된 식의 타당성을 입증하기 위해 다양한 시편에 대해 실험을 실시하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 주름이 연속적으로 접히는 실제의 압괴거동을 반영한 압괴메카니즘 해석으로 최대압괴강도 이후의 제하과정을 구현하였다.

(2) 외측 및 내측 횡방향 접힘길이의 차이로 제1정점과 제2정점이 교차 반복된다.

(3) 외측 접힘길이의 비가 클수록 제1 최대압괴하중은 증가되며 제2 최대압괴하중은 감소한다.

참고문헌

(1) Gerard, G., 1962, *Introduction to Structural*

Stability Theory, McGraw-Hill Book Co., New York.

(2) Mahmood, H. F. and Paluszny, A., 1981, "Design of Thin Walled Columns for Crash Energy Management - Their Strength and Mode of Collapse," *SAE 811302*.

(3) Li, S. and Reid, S. R., 1990, "Relationship Between the Elastic Buckling of Square Tubes and Rectangular Plates," *J. Applied Mechanics*, Vol. 57, No. 4, pp. 969~973.

(4) Ohkubo, Y., Akamatsu, T. and Shirasawa, K., "Mean Crushing Strength of Closed Hat Section Members," *SAE 740040*.

(5) Wierzbicki, T. and Abramowicz, W., 1983, "On the Crushing Mechanics of Thin-Walled Structures," *J. Applied Mechanics*, Vol. 50, No. 4, pp. 727~734.

(6) Mamalis, A. G., Manolakos, D. E., Viegelaan,

- G. L. and Minarecioglou, S., 1989, "The Inextensional Axial Collapse of Thin Plastic Double Top-hat Sections Sections," *Int. J. Vehicle Design*, Vol. 10, No. 3, pp. 269~283.
- (7) Bleich, F., 1952, *Buckling Strength of Metal Structures*, McGraw-Hill Book Co., New York.
- (8) Yuan, Yongbin 1992, "A New Model for Axisymmetric Collapse of Circular Tubes," *SAE 921071*.
- (9) 임채홍, 1995, "박판 4각튜브의 압괴 메카니즘 해석," 연세대학교 대학원 박사학위논문.