

〈논 문〉 SAE NO. 943705

박판 상형 부재의 붕괴 특성연구

Collapse of Thin-Walled Hatted Section Tubes

김 천 욱,* 한 병 기,**
C. W. Kim, B. K. Han,

ABSTRACT

Collapse characteristics of thin-walled hatted section tubes are investigated. The square section members with flanges are substituted by the equivalent rectangular tube. The stiffening effects of flanges are transformed to the restraining plate with the equivalency of buckling strength.

The square tubes of single-hatted and double-hatted sections are investigated. The double-hatted section members show symmetric and antisymmetric crushing modes depending on the stiffness of flanges. The single-hatted section members show only symmetric modes.

The bifurcation point of the compact crushing modes are investigated by experiments and shown almost same thickness-width ratio of the rectangular tubes. A large maximum crippling strength can be obtained by double-hatted section members with proper flange dimensions.

주요기술용어 : Energy absorption(에너지흡수), Collapse(붕괴), Collision(충돌), Buckling plate(좌굴판), Restraining plate(구속판), Antisymmetric mode(비대칭모드), Symmetric mode(대칭모드)

기 호 설 명		기 호 설 명	
a	: 판의 길이	k	: a/b
b	: 좌굴판의 폭	D	: 굽힘 강성
d	: 플랜지블이 판의 폭	E	: 탄성 계수
t	: 판의 두께	K_c	: 탄성 좌굴 계수
n	: 판의 횡방향 반파장의 수	K_p	: 판 압괴 계수
f	: 리브의 높이	P_{max}	: 최대 하중
c	: 구속판의 폭	α	: 단면 계수
		v	: 프와송 비
		σ_c	: 항복 응력

* 정회원, 연세대학교 기계공학과

** 정회원, 홍익대학교 기계공학과

σ_{σ} : 탄성 좌굴 응력
 σ_{ult} : 극한 응력
 σ_{max} : 최대 압괴 응력

1. 서 론

자동차의 차체구조는 정규부하를 프레임구조로 지지하고 여기에 보디를 얹어 승원의 안락성을 유지하는 구조로 시작되었다. 그러나 다양한 보디스타일의 변화와 경량화의 요구에 따라 현대의 승용차는 프레임과 보디가 일체로 구성되는 모노코크 구조로 변화되었다. 이 모노코크 구조는 고생산성을 위하여 박강판을 프레스로 성형하고 스폿 용접으로 접합시켜 강도와 강성이 뛰어난 차체구조를 완성한다.

1972년 Washington, D.C.에서 열린 제3차 국제 자동차 안전기술회의에서는 프랑스, 독일, 일본의 주목할 실험 결과들¹⁻³⁾이 보고되었다. 이후 미국의 연방자동차 안전기준⁴⁾이 공포되고 이에 의한 시험이 요구됨으로써 각국은 신차의 설계 단계로부터 차체의 충돌안전성을 고려하지 않을 수 없게 되었다. 차체의 충돌안전성은 정면충돌시 주요부재의 압괴에 의한 에너지 흡수능력에 기초하고 있으며 따라서 박강상형부재의 압괴현상에 대한 연구가 활발하다.

Ohkubo등⁵⁾은 단일모자모양으로 용접된 4각튜브의 압괴시험을 통하여 붕괴기구를 이상화하고 주름형성을 판의 극한해석이론으로 해석하였다.

Magee와 Thornton⁶⁾은 소성힌지개념 보다는 비에너지와 인장강도 사이에 비례관계가 존재한다고 보고 다양한 단면부재를 종합적으로 다루었다.

Mahmood와 Paluszny⁷⁾는 비교적 포괄적인 연구로 얇은 4각튜브의 압괴현상을 다루는 실험식을 제시하였다. 특히 Ohkubo 이래로 논란이 되어온 불규칙주름에 대해 한계값을 실험적으로 제시하였으며 압괴과정을 차례로 검토하면서 기존의 이론에 실험에 의한 수정계수를 추가하였다. 이들의 실험식은 Bleich⁸⁾의 직사각튜브의 좌굴이론에 기초하였다. Mahmood등은 이중모자모양의 정4각튜브에 대해서도 계산식을 제시하였는데

스폿용접부의 플랜지의 보강효과는 무시하고 플랜지에 의한 경계조건의 변화만을 이상화하였다.

1983년 Wierzbicki등⁹⁾은 얇은 4각튜브의 압괴현상을 에너지법으로 해석하고 이전의 연구들이 소성힌지의 생성에만 주목하여 면내변형을 무시함으로써 생기는 오차를 제시하였다. 최근에 Li와 Reid¹⁰⁾는 4각튜브의 압괴모드가 탄성좌굴과 깊은 연관이 있을 것으로 생각하여 4각판의 고전적 좌굴 문제를 다루었다. Timoshenko등¹¹⁾에 의한 4각판의 좌굴이론은 모서리의 직선유지를 가정하고 있으나 실제의 정4각튜브의 압축실험에서 모서리들이 횡변위를 일으키므로 단순지지 조건을 만족시킬 수 없음을 보였다. 이들은 또한 계속된 연구¹²⁾에서 정4각튜브의 압괴를 소성좌굴이론으로 설명하였다.

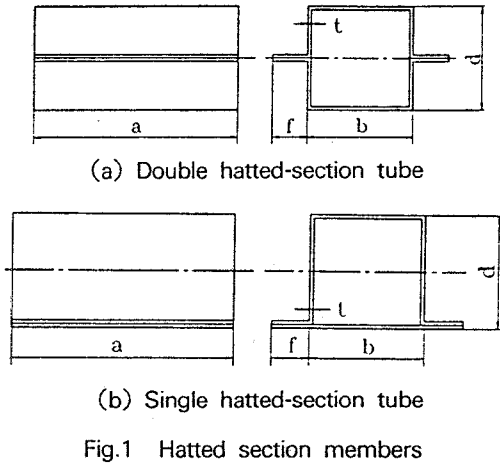
승용차의 차체에서 정면충돌시 에너지를 흡수하는 주요부재는 스폿용접의 용이성 때문에 플랜지가 있는 단일 또는 이중모자모양을 가지는 단면을 가지고 있다. 지금까지의 연구에서는 플랜지는 단지 4각튜브의 경계조건을 변화시키는 역할만 하는 것으로 취급하던가 소성힌지가 생성될 때 함께 고려되는 벽체로만 생각하여 플랜지의 강성을 무시하여 처리하였으나, Li등의 연구로부터 4각튜브의 압괴모드는 좌굴과 깊은 관련이 있으므로 따라서 플랜지의 좌굴에 대한 보강효과도 고려되어야 할 것이다.

본 연구에서는 자동차의 강도부재 요소로 많이 쓰이는 플랜지불이 사각관의 압괴모드와 최대압괴하중을 해석적으로 다루었다. 플랜지가 있는 판의 등가 좌굴강도의 개념에서 구속판으로 취급하였으며 변환된 등가 4각튜브에 대하여 Mahmood의 실험식을 적용하였다. 이중 모자형 및 단일 모자형 단면을 실험하고 압괴모드의 변화를 실험적으로 관찰하였다.

2. 모자형 단면주재의 등가4각튜브 이론

2.1 플랜지불이 판의 등가 구속판 이론

승용차의 차체구조에서 사용되는 모자형 단면부재중 대표적 단면인 이중모자형 및 단일모자형 단면부재를 Fig1(a)와 Fig1(b)에서 보여준다.



(a) Double hatted-section tube

(b) Single hatted-section tube

Fig. 1 Hatted section members

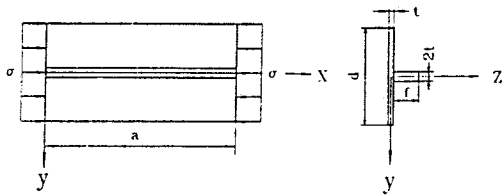
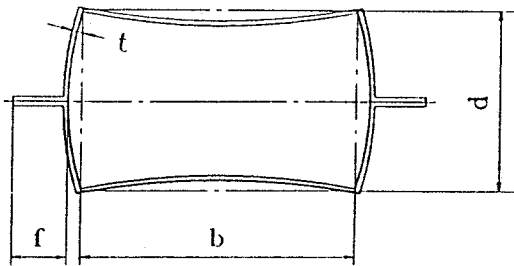
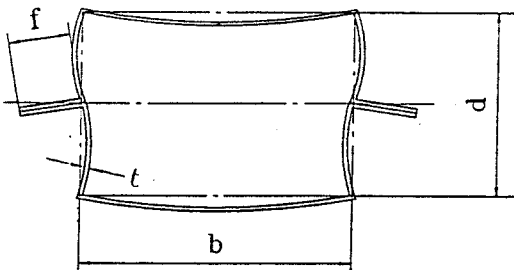


Fig. 2 Simply supported rectangular plate with a longitudinal rib



(a) Symmetric buckling mode



(b) Antisymmetric buckling mode

Fig. 3 Buckling modes for double hatted-section tubes

이중모자형 단면부재에서 플랜지가 있는 양쪽측 벽은 Fig. 2와 같이 리브가 있는 사변단순지지 직사각판으로 생각할 수 있다.

이 보강판이 Fig. 3(a)와 같이 대칭적으로 좌굴될 때 리브볼이 판의 좌굴특성식은 Bleich⁸⁾의 처짐식을 이용하면 다음과 같다.

$$(4\alpha^2/n^2\pi^2)\mu + (\delta\mu^2 - \gamma) \left(\frac{1}{dx_1} \tanh \frac{dx_1}{2} - \frac{\tan}{dx_2} \right) = 0 \quad (1)$$

이때 탄성 좌굴계수는 다음과 같이 주어진다.⁸⁾

$$K_c = (n/a)^2 \mu^2 \quad (2)$$

$$\text{여기서 } x_1 = \frac{n\pi}{\alpha d} \sqrt{\mu+1}$$

$$x_2 = \frac{n\pi}{\alpha d} \sqrt{\mu-1}$$

$$\alpha = a/d$$

$$\mu = d \frac{\alpha}{np} \sqrt{\frac{\sigma_c t}{D}}$$

$$\gamma = EU/dD$$

$$\delta = 2f/d \quad (3)$$

이고 n은 횡방향 좌굴판 반파장의 수이다. 식 (1) 과 식 (2)에 정수 n을 변화시켜 찾은 K_c 값중 가장 작은 값이 실제로 발생하게 되는 대칭 좌굴모드의 탄성 좌굴계수이다. 비대칭 좌굴모드에서는 리브는 단순히 회전만 하며, 따라서 y=0에서의 경계조건은 단순지지 조건을 만족하므로 판의 폭이 d/2로 된 경우에 해당되어 좌굴계수 K_c=16이 된다. 따라서 실제의 좌굴모드는 대칭 좌굴모드의 K_c의 값과 비대칭 좌굴모드의 탄성

좌굴계수 16중에서 작은 쪽의 좌굴모드가 나타난다.

단일 모자형 단면부재의 경우는 Fig4와 같이 리브의 위치가 한쪽에 치우쳐 있는 특별한 경우로 생각할 수 있으며 리브의 위치가 편심되어 있어 리브의 회전은 일어나지 않고 좌굴모드만 나타난다.

Bleich는 비대칭위치 d_1 에 리브가 보강되었을 때의 탄성좌굴해를 구하였다.⁸⁾

$$\left(\frac{a}{n\pi}\right)^4 \left(\frac{d}{d_1}\right)^3 (\bar{x}_1^2 + \bar{x}_2^2) + (\mu^2\delta - \gamma) \left(\frac{\sinh\bar{x}_1 \sinh(r-1)\bar{x}_1}{\bar{x}_1 \sinh r\bar{x}_1} - \frac{\sinh\bar{x}_2 \sinh(r-1)\bar{x}_2}{\bar{x}_2 \sinh r\bar{x}_2} \right) \quad (4)$$

$$\text{여기서 } \bar{x}_{1,2} = \frac{n\pi}{a} \cdot \frac{d_1}{d} \sqrt{\mu \pm 1}, \quad r = \frac{d}{d_1} \quad (5)$$

식 (4)로부터 μ 를 구하면 식 (2)의 정의에 따라 K_c 를 구할 수 있다.

$$\sigma_\sigma = \frac{K_c \pi^2 D}{t d^2} = \frac{4\mu^2 D}{t^2} \quad (6)$$

따라서

$$\frac{c}{d} = \frac{2}{\sqrt{K_c}} \quad (7)$$

이중모자형 및 단일모자형 단면부재의 플랜지 높이 f 와 판두께 t 와의 관계를 검토하기 위하여 (f/d) 와 (t/d) 에 따른 등가 4각튜브의 중형비 (c/d) 의 관계를 그래프로 나타내면 Fig5 및 Fig6과 같다.

이중모자형 단면부재의 경우 (f/d) 가 커짐에 따라 비대칭 좌굴모드인 $c/d=0.5$ 와 대칭 좌굴모

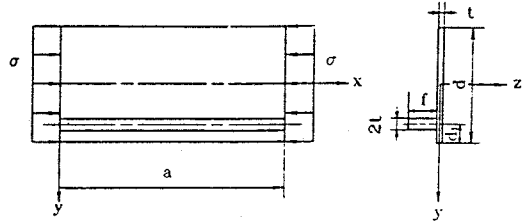


Fig.4 Simply supported rectangular plate with an eccentrically located rib

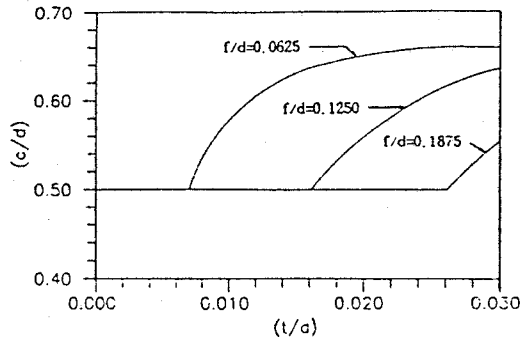


Fig.5 Equivalent section aspect ratio of double hatted-section tube

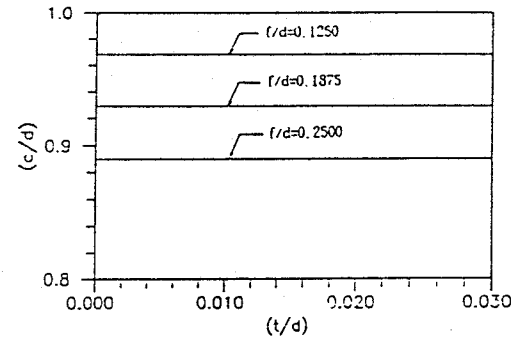


Fig.6 Equivalent section aspect ratio of single hatted-section tube

드의 구간인 $c/d < 0.5$ 의 분기점이 오른쪽으로 이동함을 알 수 있다. 단일모자형 단면부재의 경우에는 Fig6에서 보는 바와 같이 $c/d < 0.5$ 인 대칭 좌굴모드만 발생하며, (f/d) 의 비가 (c/d) 에 영향을 미치고 있고 (t/d) 의 영향은 거의 없다.

2.2 모자형 단면부재의 최대압괴하중

4각튜브의 전체적인 압괴에 이르는 최대압괴 응력은 좌굴판의 좌좌굴에 이은 소성좌굴과 구속판의 좌좌굴로 이어지는 압괴기구의 복잡성때문에 정확한 압괴이론이 제시되고 있지 않다. Mahmood등⁷⁾은 평판의 최대압괴응력에 관한 식¹³⁾을 수정한 4각튜브의 최대압괴강도에 관한 일반적인 실험식을 제시하였다.

$$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_y} = \left(\frac{K_p E (t/b)^2}{(1-\nu^2)\beta \sigma_y} \right)^{0.43} \quad (8)$$

$$1.0 \leq \beta \leq \frac{\sigma_{ult}}{\sigma_y} \quad (9)$$

여기서 K_p 는 판압괴계수로서 Fig.7과 같고, β 는 판의 압괴 과정에서 나타나는 소성효과를 나타내는 계수로서 Fig.8과 같다.

모자형 단면부재의 단면과 플랜지의 치수가 주어지면 식 (7)로 부터 등가 중형비 (c/d)를 구하고 Fig.7로부터 플랜지부의 영향을 고려한 K_p 의 값을 찾는다. 식 (8)에서 σ_{max} 를 구하면

$$\sigma_{max} = \left(\frac{K_p E (t/b)^2}{(1-\nu^2)\beta} \right)^{0.43} \sigma_y^{0.57} \quad (10)$$

이다. 따라서 모자형 단면부재의 최대압괴하중 P_{max} 는 다음과 같이 주어진다.

$$P_{max} = 2 \sigma_{max} t(b+d) \quad (11)$$

2.3 압괴모드 분기점

식 (10)으로 부터 정4각튜브와 임의의 강재에 대한 최대압괴강도 σ_{max} 와 (t/b) 의 관계를 그래프로 나타내면 Fig.9와 같다. 또한, 동일한 튜브의 탄성좌굴응력 σ_{cr} ¹³⁾과 t/b 의 관계를 Fig.9에 나타내면 식(10)의 곡선과 교차하는 점들을 얻을 수 있다.

Fig.9에서 최대압괴강도곡선과 탄성좌굴곡선이 교차하는 점은 특별한 의미를 가진다. 이 점보다

작은 (t/b) 의 값을 가지는 4각튜브는 비정규주름을 형성하는 압괴모드를 나타낸다.¹⁶⁾ 에너지 흡수의 효과를 위해 4각튜브는 정규주름이 잡혀야 하므로 이 교차점보다 큰 (t/b) 를 가지도록 설계하는 것이 필요하다. Fig.9에서는 또한 재료의

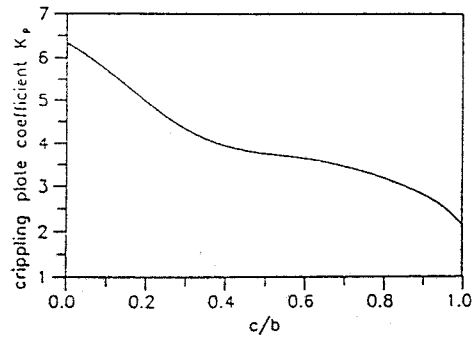


Fig.7 Crippling plate coefficient K_p as function of section aspect ratio

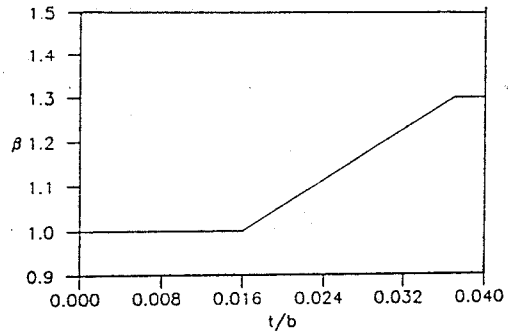


Fig.8 Coefficient β as function of (t/b)

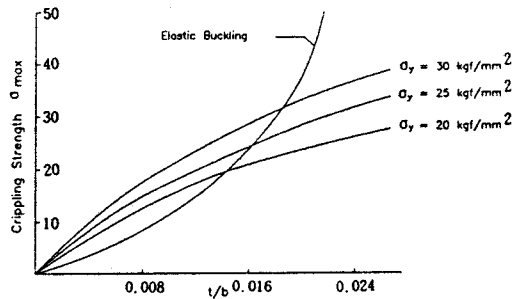


Fig.9 Maximum crippling strength of square tubes as function of (t/b) ratio and material yield strength

항복강도가 높을수록 최대압괴강도도 증가됨을 보여준다. 그러나 압괴모드의 분기점은 오른쪽으로 이동하므로 벽두계를 일정하게 한 채 고장력강으로 재료를 대체하는 것은 최대압괴강도만 상승시킬 뿐 비정규주름을 유도할 수 있으므로 주의할 필요가 있다.

3. 실험결과 및 검토

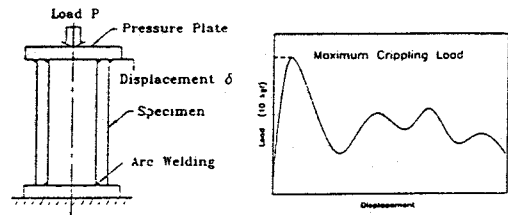
3.1 모자형 단면부재의 최대압괴하중

Fig.10(a)와 같이 시험편의 양단 모서리부만을 압력판에 점용접으로 접합시키고 만능재료시험기로 압축시키면 Fig.10(b)와 같은 하중-변형곡선을 얻는다.

이중모자형단면 시험편의 시험결과는 Table 1에 보여준다. 식 (11)에 의한 계산값과 기존의 연구⁷⁾에 의한 계산값과를 비교하였다. 단일모자형단면 시험편의 시험결과는 Table 2에 보여주며 기존의 연구로는 Tani¹⁵⁾의 결과를 이용하였다.

이들 시험결과를 검토하면 본 연구에서 제시한

등가4각튜브 이론이 기존의 연구보다 실험값쪽으로 접근하고 있음을 알 수 있다. 이것은 기존의 연구들이 플랜지부가 단순히 판의 경계조건을 변화시킨다고 가정하고 플랜지부의 좌굴모드의 변화를 고려하지 않았기 때문으로 분석된다. 본 연구에서의 등가4각튜브이론에서 플랜지부의 판의 접합을 완전한 것으로 보아 리브로 생각하였으나 실제의 실험과정은 스폿용접의 피치사이에서 굽힘에 의한 국부적 좌굴현상이 나타났으며 따라서 리브의 굽힘강성계수 EI도 저하되는 것으로 생각된다. 실험값이 이론값보다 낮아지는



(a) Test specimen arrangement (b) Load-displacement curve

Fig.10 Compression test of hatted section specimens

Table 1 Buckling coefficient, equivalent section aspect ratio and maximum crippling load of double hatted-section tube specimens

Specimen	f/d	K _c	c/d	P _{max} (kgf)		
				Experiment	Present(11)	Mahmood ⁷⁾
SCP-1.0	0.1875	16.0	0.50	4925	5408	5408
SCP-1.2	0.1875	16.0	0.50	6400	7592	7592
SCP-2.3	0.1875	13.6	0.54	21000	23300	23712
SCP-1.6	0.1250	12.8	0.56	11700	12541	12716
SCP-1.95	0.1250	11.1	0.60	16480	17529	17941

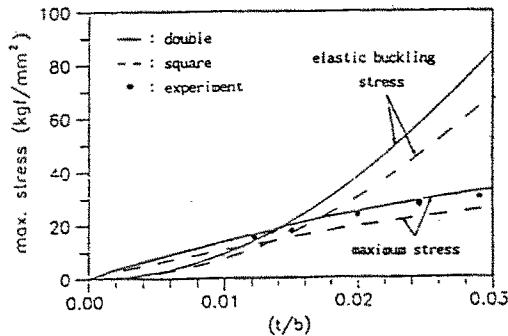
Table 2 Buckling coefficient, equivalent section aspect ratio and maximum crippling load of single hatted-section tube specimens

Specimen	f/d	K _c	c/d	P _{max} (kgf)		
				Experiment	Present(11)	Mahmood ⁷⁾
SCP-1.6	0.2500	5.02	0.89	10430	11320	12043
SCP-1.9	0.1875	4.62	0.93	14450	14577	14664
SCP-1.0	0.1875	4.45	0.95	4440	4687	5550
SCP-1.1	0.1250	4.24	0.97	4950	5233	6288

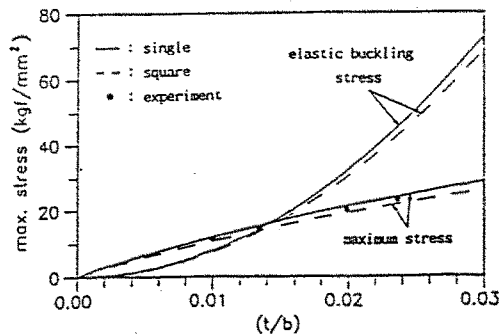
또다른 이유는 탄소성좌굴을 동반하는 최대압괴 하중에서 모자형부재의 초기결함 민감성 때문일 것으로 판단된다. 보강판의 초기결함 민감성 연구의 결과¹⁶⁾로 보아 4각튜브인 경우 판보다 조금 큰 초기결함 민감성의 영향을 받을 것이므로 위의 실험결과는 비교적 양호한 것으로 판단된다.

3.2 모자형 단면부재의 압괴모드 분기점

모자형 단면부재의 압괴모드 분기점은 4각튜브와 마찬가지로 탄성좌굴응력과 최대압괴강도 곡선이 교차하는 점으로 된다. Fig.11(a)에서는 이중모자형 단면부재에 대하여, Fig.11(b)에서는 단일모자형 단면부재에 대한 최대압괴강도곡선과 탄성좌굴강도곡선을 보여준다. 이 두 그림에서 파선으로 표시한 것은 정4각튜브의 경우이고 실선은 등가치환된 모자형단면부재의 경우를 표시한다.



(a) Double hatted-section tube specimens



(b) Single hatted-section tube specimens

Fig.11 Maximum crippling strength of hatted section members

Fig.11(a)와 Fig.11(b)에서 실험값과 최대압괴강도는 비교적 접근하고 있음을 보인다. 또한 압괴모드의 분기점은 모두 $(t/b)=0.014$ 부근에서 나타나며 플랜지의 영향은 거의 받지 않는다. 결국 플랜지의 보강효과는 탄성좌굴응력의 증대와 함께 최대압괴강도의 증대도 가져와 모드의 분기점은 거의 일정한 (t/b) 의 값을 가짐을 알 수 있다.

4. 결 론

스폿용접으로 접합된 모자형 단면부재의 압괴 특성을 연구하기 위하여 이중모자형 및 단일모자형 단면부재를 선택하고 접합을 위한 플랜지부가 압괴특성에 어떤 영향을 미치는가를 이론과 실험으로 검토하였다. 4각튜브의 탄성좌굴곡과의 관계를 쉽게 검토하도록 단면의 치수를 정4각형으로 하였으며 플랜지를 이상화하여 리브보강재로 취급하였다. 모자형 단면부재의 플랜지가 있는 벽면을 4각튜브의 구속판으로 취급하고 등가4각튜브 이론을 제시하였다. 본 연구에서 제시한 실험식은 기존의 이론보다 훨씬 실험값에 접근하는 결과를 주었으며, 특히 플랜지의 존재에 의한 압괴모드의 특성이 다음과 같이 요약된다.

- 1) 이중모자형 단면부재는 플랜지의 강성에 따라 비대칭 좌굴모드가 발생할 수 있으며 단일모자형 단면부재는 대칭 좌굴모드만 발생한다.
- 2) 압괴모드로부터 이중모자형 단면부재가 단일모자형 단면부재보다 더 큰 최대압괴하중을 나타낸다.
- 3) 모자형 단면부재의 압괴모드 분기점은 플랜지의 영향을 받지 않으며 4각튜브의 분기점과 거의 일치한다.

참 고 문 헌

1. Bohers, S., "Citroen Programs and Progress Report", Report on the 3rd International Technical Conference on Experimental Safety Vehi-

- cles, Washington, D. C., June 1972.
2. Brumm, K., "Opel's Concept for a Safety-Vehicle of the Lower Weight Car Class", *ibid.*
 3. Maeda, T., "Test Results and Nissan ESV Design", *ibid.*
 4. Federal Motor Vehicle Safety Standards, National Highway Traffic and Safety Administration, 1968.
 5. Ohkubo, Y., Akamatsu, T., and Shirasawa, K., "Mean Crushing Strength of Closed-hat Section Members", SAE Paper No. 740040, 1974.
 6. Magee, C. L. and Thornton, P. H., "Design Considerations in Energy Absorption by Structural Collapse", SAE Paper No. 780434, 1978.
 7. Mahmood, H. F. and Paluszny, A., "Design of Thin-Walled Columns for Crash Energy Management-Their Strength and Mode Collapse", SAE Paper No. 811302, 1981.
 8. Bleich, F., *Buckling Strength of Metal Structures*, McGraw-Hill Book Co., Inc., New York, 1952, p.305.
 9. Wierzbicki, T. and Abramowicz, W., "On the Crushing Mechanics of Thin-Walled Structures", *J. of Applied Mechanics*, Vol. 50, No. 4 1983, pp.727-734.
 10. Li, S. and Reid, S. R., "Relation between the Elastic Buckling of Square Tubes and Rectangular Plates", *J. of Applied Mechanics*, Vol. 57, 1990, pp.969-973.
 11. Timoshenko, S. T. and Gere, J. M., *Theory of Elastic Stability*, 2nd Edition, McGraw-Hill Book Co., New York, 1961.
 12. Li, S. and Reid, S. R., "The Plastic Buckling of Axially Compressed Square Tubes", *J. of Applied Mechanics*, Vol. 59, No. 2, 1992. pp.276-282.
 13. Gerard, G., *Introduction to Structural Stability Theory*, McGraw-Hill Book Co., New York, 1962, pp.66-70.
 14. 임종근, 박관상형부재의 최대압괴하중 연구, 연세대학교 대학원 석사학위 논문, 1993. 2.
 15. Tani, and Funahashi, A., "Energy Absorption by the Plastic Deformation of Body Structural Members", SAE Paper No. 780368, 1978.
 16. Norman Jones, *Structural Crashworthiness*, Butterworth&Co., 1983, pp.96-117.
 17. Kim, C. W. and Won, C. J., "Initial Imperfection Sensitivity in Stiffened Plates", *Trans. of KSME*, Vol. 8, No. 3, 1984. pp.264-273.