

# FEM에 의한 점용접된 이중모자형 단면부재의 축방향 압괴특성에 관한 연구

차천석\*, 김영남\*\*, 양인영\*\*\*

## A Study on Axial Collapse Characteristics of Spot Welded Double-Hat Shaped Section Members by FEM

Cheon Seok Cha\*, Young Nam Kim\*\* and In Young Yang\*\*\*

### ABSTRACT

The widely used spot welded section members of vehicles are structures which absorb most of the energy in a front-end collision. In front-end collision, sufficiently absorbed in the front parts, the impact energy does not reach the passengers. Simultaneously, the frame gets less damaged. This structures have to be very stiff, but collapse progressively to absorb the kinetic energy as expected. In the view of stiffness, the double-hat shaped section member is stiffer than the hat shaped section member. In progress of collapse, the hat shaped section member is collapsing progressively, but the double-hat shaped section member does not due to stiffness. An analysis on the hat shaped section member was previously completed. This paper concerns the collapse characteristic of the double-hat shaped section member. In the program system presented in this study, an explicit finite element code, LS-DYNA3D is adopted for simulating complicate collapse behavior of double hat shaped section members with respect to spot weld pitches. And comparing with the results from the quasi-static and impact experiment; the simulation has been verified.

**Key Words** : Spot welded(점용접), Double-hat shaped section member(이중모자형 단면부재), Front-end collision(전면충돌), Quasi-static(준정적), Impact(충격), Collapse characteristic(압괴특성)

### 1. 서 론

자동차는 큰 운동에너지를 지니고 운동하는 물체로서 충돌시 에너지의 대부분을 차체변형에 의해 흡수한다. 따라서, 차량구조는 충돌시의 운동에너지를 흡수하여, 승객의 상해를 경감시키도록 설계되지만 차량마다 중량이나 치수가 다르므로 차량에

맞는 에너지 흡수구조가 요구된다. 즉, 차량의 전면 충돌시에는 차체 앞부분이 소성변형 함으로써 충돌시의 운동에너지를 흡수되어 승차자에게 작용하는 충격을 완화시키고, 차량 전면에서 충분히 충돌에너지를 흡수되면 차실을 감싸고 있는 골격부재의 부담이 적어짐과 동시에 충돌에 의해 승객의 머리 부나 가슴부에 발생하는 감지속도를 적게 할 수 있

2001년 2월 2일 접수

\* 조선대학교 인턴연구원

\*\* 조선대학교 대학원 기계설계공학과

\*\*\* 조선대학교 기계공학부

다. 전면충돌시 차체앞부분에서 가장 많은 에너지를 흡수하는 부재는 사이드부재라는 점용접된 모자형 단면형상의 부재이다. 이러한 사이드부재가 많은 에너지를 흡수하기 위해서는 강성이 크면서, 적절한 압력이 이루어져야 한다.

지금까지의 연구경향은 사이드부재의 형상을 단순화시킨 완전한 폐단면 형상인 여러 단면형상에 대하여 축방향 정적 및 충격압력실험에 의한 압력특성을 해석하고자 하였다.<sup>1~3)</sup> 특히, 이론적인 해석에 있어서는 충격압력시에는 변형거동의 분석이 곤란하여 정적압력에 의한 해석이 대부분이다. 최근에는 실제 차체구조부재인 점용접된 의사폐단면 형상인 모자형 단면부재에 대하여 정적 및 충격압력실험을 행하여 압력특성을 해석하고자 하는 연구가 진행중이다.<sup>4~6)</sup> 그러나, 점용접된 모자형 단면부재는 용접부를 제외한 나머지는 완전한 폐단면이 아닌 의사폐단면 형상이기 때문에 이론적인 해석이 어렵기 때문에 FEM을 이용한 해석이 요구된다.

본 연구에서는 점용접된 이중모자형 단면부재를 준정적(0.017m/sec) 및 충격압력(7.19m/sec)하에서 플랜지 용접간격의 변화에 따른 축방향 압력실험을 행하여 압력특성을 해석하였다. 또한, 비선형 범용유한요소해석 프로그램인 LS-DYNA3D를 이용하여 준정적압력 시뮬레이션과 충격압력 시뮬레이션을 행하였다. 시뮬레이션의 결과는 실험결과와 비교함으로써 시뮬레이션의 타당성을 확인하였다. 이와같은 시뮬레이션은 FEM에서 가정한 모델을 이용하여 여러 가지 조건하에서의 성능을 평가할 수 있을 뿐만 아니라 구조변경에 의한 효과를 사전에 예측할 수 있기 때문에 해석에 있어서 더욱 효과적이다.

## 2. 시험편 및 압력실험

### 2-1 시험편

차체구조부재인 SCP1 냉간압연강판을 사용하여 이중모자형 단면부재를 점용접하여 제작하였다. 점용접은 220V, 85A의 전류에서 통전시간 1.5sec로 모든 시험편에 동일하게 유지하였다. 모든 시험편의 두께는 0.78mm, 폭비(가로×세로) 30×30mm 그리고 플랜지폭은 12mm로 하였으며, 시험편의 길이는 120mm로 하였다. 그리고, 플랜지 용접간격은 18.3mm, 22mm, 27.5mm로 변화를 주었다.

Table 1 Definition of the specimen

T(S)	E(F, G)	Q(I)	Analysis
			T : Test S : Simulation
			Spot weld pitch
			E : 18.3mm F : 22mm G : 27.5mm
			Impact Velocity
			Q : 0.017m/sec I : 7.19m/sec

Table 2 Material constants of specimens

Specimen thickness [mm]	Yield strength [MPa]	Tensile strength [MPa]	Elongation [%]	Young's modulus [GPa]	Poisson's ratio
0.78	166.7	308.4	46.4	203	0.31

Table 1에 시험편의 치수와 기호를 나타냈으며, Table 2는 시험편의 기계적 성질을 나타냈다.

### 2-2 압력실험

준정적압력실험은 UTM을 사용하여 시험장치의 허용범위 내에서 가능한 빠른 속도인 0.017m/sec로 하였다. 이는, 준정적압력 시뮬레이션과 비교하고자 함이다. 여러번의 예비실험을 실시하여 실험결과와의 재현성이 좋도록 하였으며, 실험결과에 단부 효과(end effects)가 나타나지 않고 순차적인 압력이 주기적으로 발생하도록 길이 120mm인 시험편의 변형량이 70mm가 되도록 압력시켰다.

충격압력실험은 공기압 수직식 충격시험장치를 사용하였다.<sup>6)</sup> 본 실험에서는 공기압 0.4MPa에서 충격속도 7.19m/sec로 하였다. 또한, 크로스헤드의 질량은 40kg 이다. 이때, 충격에너지  $E_I$ 는 식 (1)과 같이 크로스헤드의 운동에너지와 동일하므로 계산하면 약 1034J이다.

$$E_I = \frac{1}{2} mv^2 \quad (1)$$

여기서,  $m$ 은 크로스헤드의 질량이며,  $v$ 는 충격압력속도이다. 충격에너지의 약 97%가 충격압력

시 시험편이 변형하는데 소요되었으며, 약 3%는 시험편의 반발에너지, 미끄럼에너지, 마찰에너지, 열 등으로 소실되었다고 생각된다.

측정된 하중 및 변형에서 압괴가 진행하고 있는 과정의 하중-변위선도 즉, 압괴선도의 면적을 구하여 흡수에너지( $E_a$ )를 구하였다. 또한, 전흡수에너지( $E_L$ ), 평균압괴하중( $P_{mean}$ ), 최대압괴하중( $P_{max}$ ) 및 시험편의 변형된 길이( $S$ )를 구해, 각 부재의 에너지 흡수특성에 관하여 고찰하였다. 특히, 충격압괴하에서는 동일한 충격에너지를 가했을 때 모든 시험편의 압괴길이가 동일하지 않기 때문에 흡수에너지를 정량적으로 고찰하기 위하여 모든 시험편이 전체길이인 120mm가 압괴되었다고 가정하여, 그 값을 전흡수에너지  $E_L$ 이라고 하였으며,  $E_L$ 은 식 (2)와 같이 구할 수 있다.

$$E_L = E_a \bar{J} \quad (2)$$

여기서,  $\bar{J}(=L/S)$ 는 역 스트로크 효율,  $S$ 는 변형된 시험편의 길이,  $L$ 은 변형전 시험편의 길이이다.

### 3. 압괴 시뮬레이션

본 연구에서는 비선형 범용유한요소해석 프로그램인 LS-DYNA3D(Livermore Software Technology Co.)를 이용하여, 점용접된 이중모자형 단면부재에 대한 준정적압괴 및 충격압괴 시뮬레이션을 행하여 압괴특성을 해석하였다. 해석에 사용한 LS-DYNA3D (Version 940)<sup>7)</sup>는 해석을 수행하는 DYNA3D와 전처리 프로그램으로서 모델링작업을 하는 FEMB<sup>8)</sup>, 그리고 해석결과를 보여주는 후처리 프로그램인 LS-TAURUS<sup>9)</sup>로 구성되었다.

Figs. 1과 2는 준정적압괴 시뮬레이션 및 충격압괴 시뮬레이션에 사용한 유한요소모델과 실험조건을 수치해석상의 경계조건으로 나타낸 것이다. 부재모델의 단면치수는 실험에서 사용한 것과 동일하며, 단면부재는 플랜지상의 셀요소의 분할과 용접 NODE를 고려하고 질량중심의 변형을 막기 위하여 셀요소  $h_1 \times h_2$ 인 4절점의 Belytschko-tsay shell요소로서  $h_1=h_2=3\text{mm}$ 로 하여 2464개의 요소로 분할하였다. 본 연구에서는 Belytschko-tsay shell요소<sup>10)</sup>는 계산의 효율성 때문에 선택하였다.

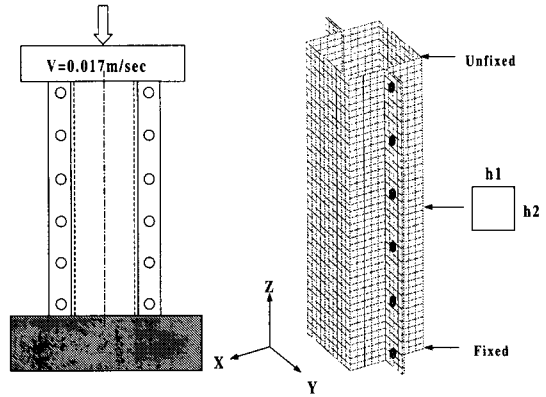


Fig. 1 Boundary condition of quasi-static collapse

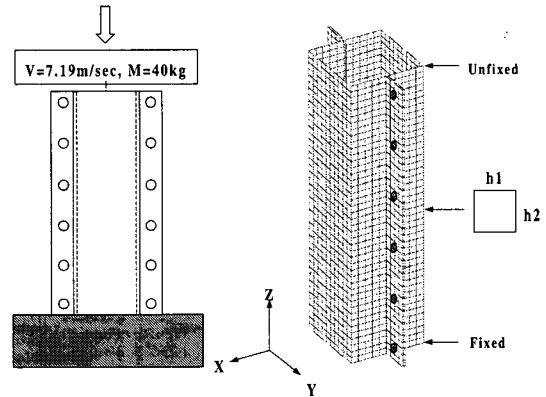


Fig. 2 Boundary condition of impact collapse

준정적 및 충격압괴실험에 의한 고찰 결과, 대부분 하중을 받는 상단에서부터 압괴가 진행함을 알 수 있었기 때문에 부재모델의 하단은 고정단으로 모든 자유도를 구속하고, 상단은 하중을 받는 단으로서 모든 구속을 자유롭게 하였다. 이때, 준정적압괴 시뮬레이션의 경우는 하중단과 접한 평판이 축방향으로 일정한 속도로 진행함으로써 부재가 압괴되도록 하였으며, 압괴속도는 압괴실험 조건과 동일하게 0.017m/sec로 하였다. 또한, 하중단과 접한 평판의 재질을 강체로 설정하고 강제적으로 시간-변위에 따라 압괴길이가 70mm가 될 때까지 변위제어를 하여 실험과 같이 축방향으로 진행시켰다. 그리고, 충격압괴 시뮬레이션의 경우는 하중단에서 일정거리 만큼 떨어진 지점에 가상의 강체(STONE WALL)를 정의하여, 질량 40kg, 속도 7.19m/sec로서 하중단에 충격을 가하도록 하였다.

CONTACT의 정의는 준정적압계 시뮬레이션의 경우는 하중단과 접하고 있는 강체의 SURFACE를 MASTER로 설정하고, 강체의 표면과 접하는 하중단의 NODE를 SLAVE로 설정하여 정의하였다. 그리고, 충격압계 시뮬레이션의 경우는 가상의 STONE WALL을 MASTER로 설정하고 하중단의 NODE를 SLAVE로 설정하여 정의하였다. 또한, HOURGLASS ENERGY를 제어하여 HOURGLASS 모드가 어느 정도 영향을 미치는가 확인한 결과 Fig. 3의 에너지선도에서 볼 수 있듯이 HOURGLASS ENERGY는 내부변형에너지에 비해 1% 이내로서 HOURGLASS MODE가 변형에너지에 큰 영향을 주지 않는다고 판단된다.

부재모델의 점용접 부위의 정의는 실제 실험에 사용된 시험편의 경우, 용접부는 압계시 변형이 되질 않을 만큼 충분한 조건으로 점용접을 하였다. 따라서, 유한요소모델에서의 점용접 부위는 강체로 설정하였다.

모델에 사용한 재료특성은 모든 요소에 대해서 Table 2의 재료상수 값을 부여하였고, 인장실험 결과 얻은 응력-변형률 선도에서 탄성역 이후의 값들을 재료상수와 함께 고려함으로써, 재질의 비선형 거동을 정의하였다. 특히, 충격압계실험에서 얻어진 최대압계하중은 변형속도 의존성의 영향에 의해 재료의 항복하중보다 높은 값을 나타내었다. 따라서, 시뮬레이션에서는 재료의 변형속도 의존성을 고려하여 해석하였다. DYNA3D에서 재료의 변형속도 의존성은 Couper Symonds의 식<sup>11~12)</sup>을 고려하여 해석한다.

준정적압계 특성은 실험에 의해서 충분히 고찰 가능하고, 준정적압계 시뮬레이션은 많은 시간이 요구되므로 본 연구에서는 기본적인 부재인 용접간격 22mm인 경우에 대해서만 해석하였다. 그리고, 충격압계 특성은 실험에 의해서는 극히 짧은 시간에 종료되기 때문에 정확히 파악할 수 없다. 따라서, 충격압계 시뮬레이션은 충돌현상으로부터 구조부재의 변형중에 생긴 간섭이나 형상 등의 영향을 정확하게 예측할 수 있으며, 실험으로 측정곤란한 복잡한 응력-변형률 분포를 구할 수 있기 때문에 실험에서와 동일하게 플랜지 용접간격을 변화시키면서 시뮬레이션을 행하였다.

Fig. 4는 플랜지 용접간격 22mm인 이중모자형 단면부재에 대한 준정적압계 시뮬레이션 결과 얻어진 압계과정이다.

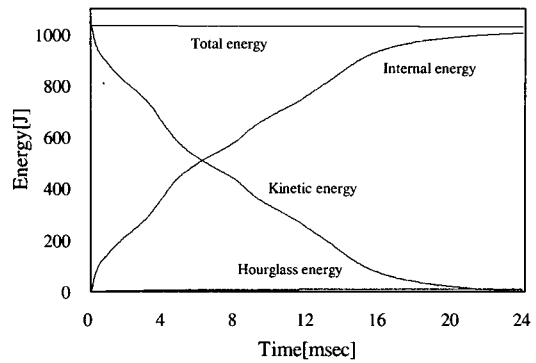


Fig. 3 Relationship between time and energy, SEI

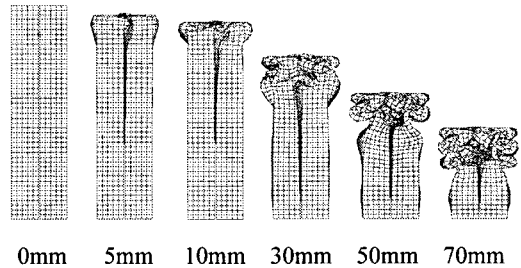


Fig. 4 Collapsing process of specimen, SFQ

## 4. 결과 및 고찰

### 4-1 준정적압계 특성

압계모드를 보면, 단일모자형 단면부재의 경우는  $\pi$ 자 단면측보다 평판측의 좌굴하중이 낮기 때문에 평판측의 좌굴이 계기가 되고 또한, 압계시 용접선이 압계하중 중심선으로부터 일정거리 떨어져 있어 순차적인 평형모드를 이룬다. 그러나, 이중모자형 단면부재는 압계시 용접선이 압계하중의 작용점에 있고, 압계하중이 작용할 때 하중의 80% 이상이 모서리 부분에서 흡수하기 때문에 단일모자형 단면부재에 비하여 모서리수가 많으므로 강성이 크다. 따라서, 압계시 플랜지부의 간섭에 의해서 불안정한 대칭모드를 이루며 순차적인 압계모드는 기대하기 어렵다.

Table 3은 이중모자형 단면부재의 플랜지 용접간격의 변화에 의한 준정적압계실험 결과의 평균값과 준정적압계 시뮬레이션의 결과값으로써 흡수에너지, 진흡수에너지, 평균압계하중, 최대압계하중 및 변형된 시험편의 길이에 대한 데이터 값을 나타

냈다.

Table 3에서 플랜지 용접간격이 짧아질수록 흡수에너지 및 평균압케하중이 증가하고 있음을 알 수 있다. 그리고, 시뮬레이션 결과가 실험결과에 비해 평균압케하중 및 최대압케하중의 경우 5% 이내의 오차범위로 일치함을 알 수 있다. 또한, Fig. 4에서와 같이 시뮬레이션에 의한 압케과정을 보면, 실험결과와 동일하게 불안정한 대칭모드를 이루며 압케되었다.

Table 3 Collapse test and simulation results for double-hat shaped section members with flange spot-weld pitch

Spec.	$E_a$ [J]	$E_L$ [J]	$P_{mean}$ [kN]	$P_{max}$ [kN]	$S$ [mm]
TEQ	1008.7	1729.2	14.4	33.8	70
TFQ	979.0	1678.3	14.0	33.8	70
SFQ	1013.0	1736.5	14.5	35.6	70
TGQ	864.8	1482.6	12.4	33.1	70

#### 4-2 충격압케 특성

Fig. 5는 플랜지 용접간격 18.3mm인 이중모자형 단면부재에 대하여 충격속도 7.19m/sec에서의 충격압케 시뮬레이션에 의해 압케될 때의 응력분포를 나타내고 있다. 또한, Fig. 6은 충격압케 시뮬레이션에 의해 얻어진 하중-변위선도를 충격압케실험 결과와 비교한 것이다. 실선은 충격압케 시뮬레이션 결과의 하중-변위선도를, 점선은 충격압케실험 결과의 하중-변위선도를 나타내고 있다.

충격압케 과정시의 응력분포를 보면, 단일모자형 단면부재의 경우와 같이 모서리와 플랜지부에 응력이 집중됨을 알 수 있다. 그리고, 관성력에 의한 하중의 증가로 인하여 초기 접힘길이는 준정적 압케시보다 짧고, 다음 압케길이는 대체적으로 비슷하였다. Fig. 6의 하중-변위선도에 있어서도 실험결과와 시뮬레이션 결과가 잘 일치하였다.

Table 4는 이중모자형 단면부재의 플랜지 용접간격 변화에 따른 충격압케실험의 평균값과 충격압케 시뮬레이션의 결과값으로써 흡수에너지, 전흡수에너지, 평균압케하중, 최대압케하중 및 변형된 길이에 대한 데이터 값을 나타냈다. 그리고, Fig. 7은 Table 4의 데이터값 중 평균압케하중을 비교한 것이다.

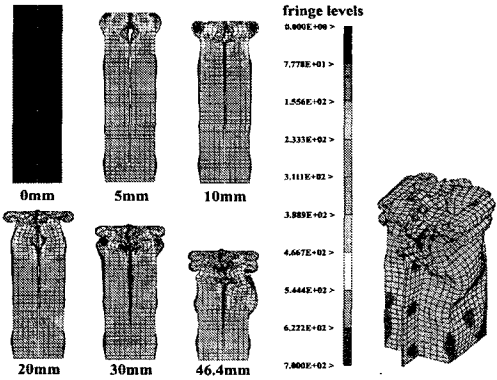


Fig. 5 State of Von Mises stress in simulation for double hat-shaped member, SEI

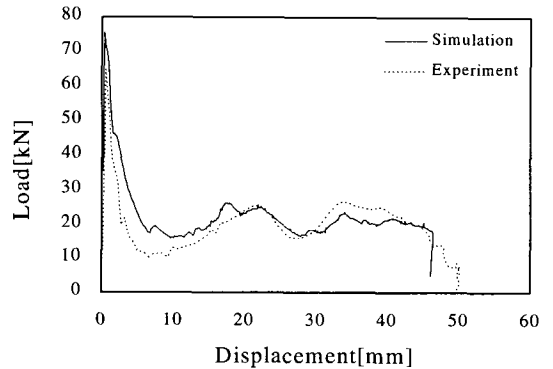


Fig. 6 Relationship between load and displacement for double hat-shaped members, T(S)EI

충격압케시, 시뮬레이션 결과는 실험결과와 동일하게 플랜지 용접간격이 짧을수록 전흡수에너지 및 평균압케하중이 증가함을 알 수 있다. 그리고, 실험결과에 비해서 전흡수에너지와 평균압케하중은 약 10%, 최대압케하중은 약 15% 이내의 오차범위로 높게 나타났다. 이 정도의 오차는 시험편의 제작상 오차, 실험상의 오차를 고려한다면 아주 잘 근사한다고 사료된다.

단일모자형 단면부재의 압케특성과 비교한다면<sup>13)</sup>, 이중모자형 단면부재의 경우가 평균압케하중이 약 40%, 최대압케하중이 약 7% 높았다. 이는, 단일모자형 단면부재의 모서리부분은 4곳, 이중모자형 단면부재의 모서리부분은 8곳으로써 압케시 이중모자형 단면부재의 경우가 강성이 크다. 따라서, 순

차적인 압력이 이루어진다면, 이중모자형 단면부재가 에너지흡수능력이 우수함을 말하고 있다.

Table 4 Collapse test and simulation results for double-hat shaped members with flange spot-weld pitch

Spec.	$E_a$ [J]	$E_t$ [J]	$P_{mean}$ [kN]	$P_{max}$ [kN]	$S$ [mm]
TEI	984.7	2316.9	19.3	66.1	51.0
SEI	1014.0	2622.4	21.9	75.6	46.4
TFI	1004.8	2232.9	18.6	68.1	54.0
SFI	1016.0	2291.7	19.1	74.3	53.2
TGI	984.6	1875.4	15.6	62.8	63.0
SGI	1005.0	1954.6	16.3	71.3	61.7

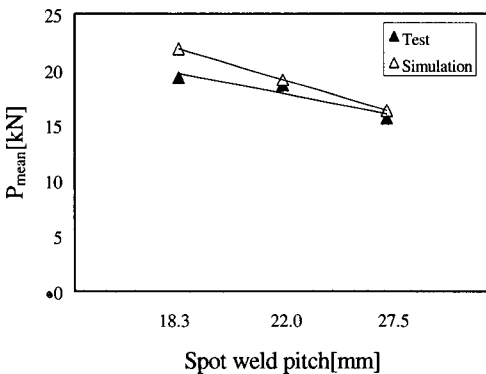


Fig. 7 Relationship between spot weld pitch and mean collapse load for double-hat shaped members on test and simulation

### 5. 결론

점용접된 이중모자형 단면부재에 대하여 축방향 준정적압력 및 충격압력특성을 해석하고자 플랜지 용접간격을 변화시키면서 실험과 시뮬레이션을 행하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

(1) 이중모자형 단면부재는 단일모자형 단면부재에 비하여 강성은 크나 순차적인 압력모드를 기대하기 어려우며, 불안정한 대칭모드가 지배적이다.

(2) 준정적압력 해석시, 시뮬레이션 결과와 실험 결과의 압력모드가 일치하였으며, 실험결과에 비해

흡수에너지, 평균압력하중 및 최대압력하중의 경우 약 5% 이내의 오차범위로 일치하였다.

(3) 충격압력해석의 경우, 전흡수에너지와 평균 압력하중은 시뮬레이션 결과가 실험결과에 비하여 약 10%, 최대압력하중은 약 15% 이내의 오차범위로 높게 나타났다. 이 정도의 오차는 시험편의 제작상 오차, 실험상의 오차를 고려한다면 아주 잘 근사한다고 사료된다.

(4) 이중모자형 단면부재가 단일모자형 단면부재에 비하여, 충격압력시 전흡수에너지와 평균압력하중은 약 40%, 최대압력하중은 약 7% 높았다. 따라서, 강성이 큰 이중모자형 단면부재가 순차적인 압력이 이루어진다면, 에너지흡수능력이 우수함을 말하고 있다.

### 참고문헌

1. M. Avalle and G. Belingardi, "Experimental evaluation of the strain field history during plastic progressive folding of aluminium circular tubes," International Journal of Mechanical Science, Vol. 39, pp. 575~583, 1997.
2. Wlodzimierz Abramowicz and Norman Jones, "Dynamic axial crushing of square tubes," International Journal of Impact Engineering, Vol. 2, pp. 179~208, 1984.
3. M. Langseth and O. S. Hopperstad, "Statics and dynamic axial crushing of square thin-walled aluminium extrusions," International Journal of Impact Engineering, Vol. 18, pp. 949~968, 1996.
4. M. D. White, N. Jones, "Experimental quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections," International Journal of Mechanical Science 41, pp. 179~208, 1999.
5. 차천석, 김정호, 양인영, "모자형 단면 점용접부재의 축방향 압력특성에 관한 연구(I)," 한국정밀공학회지, 제 17권, 제 3호, pp. 192~199, 2000. 3.
6. 차천석, 양인영, "모자형 단면 점용접부재의 축방향 압력특성에 관한 연구(II)," 한국정밀공학회지, 제 17권, 제 5호, pp. 192~199, 2000. 5.
7. Livermore Software Technology Corporation, "LS-DYNA User's manual," Version 940, 1997.
8. Engineering Technology Associates, Inc, FEMB version 26.4 user's manual, 1996.

9. Livermore Software Technology Corporation, "LS-TAURUS user's manual," 1996.
10. Livermore Software Technology Corporation. LS-DYNA3D theoretical manual, pp. 6.1~6.10, 1993.
11. R. H. Grzebieta and N. W. Murray.. "Energy absorpotion of an initially imperfect strut subjected to an impact load," International Journal of Impact Engineering, Vol. 4, pp. 147~159, 1986.
12. N. Jonse, Structural impact: Cambridge University Press, pp. 403~405, 1989,
13. 차천석, 강종엽, 양인영, "FEM에 의한 단일모자형 단면부재의 축방향 충격압력 해석," 한국정밀공학회지, 제17권, 제 12호, pp. 129~136, 2000.