

# 모자형 단면부재의 폭비와 플랜지 용접간격에 따른 압괴특성

차천석\* · 강종엽\*\* · 김영남\*\* · 김정호\*\*\* · 김선규\*\*\*\* · 양인영\*\*\*\*\*  
(2000년 4월 18일 접수)

## Collapse Characteristics on Width Ratio and Flange Spot-Weld Pitch for Hat-Shaped Members

Cheon Seok Cha, Jong Yup Kang, Young Nam Kim, Jeong Ho Kim,  
Sun Kyu Kim and In Young Yang

**Key Words:** Spot Welded Sections(점용접 부재), Hat and Double Hat-Shaped Section(단일모자형 및 이중모자형 단면), Front-End Collision(전면충돌), Static and Quasi-Static Loads(정적 및 준정적 하중), Impact(충격), Characteristics of Collapse(압괴특성)

### Abstract

The fundamental and widely used spot welded sections of automobiles (hat and double hat-shaped section members) absorb most of the energy in a front-end collision. The sections were tested on axial static(10mm/min) and quasi-static(1000mm/min) loads. Based on these test results, specimens with various thickness, shape and spot weld pitch on the flange have been tested with impact velocity(7.19m/sec) the same as a real life car crash. Characteristics of collapse have been reviewed and a structure of optimal energy absorbing capacity is suggested.

### 1. 서론

자동차의 충돌에 의한 교통사고는 경사방향을 포함한 전면충돌의 경우가 70% 정도로 측면이나 후면으로부터의 충돌에 비해 가장 많이 발생하는 사고형태이기 때문에 전면충돌의 안전성능은 차량개발에서 가장 중요한 문제의 하나가 되고 있다.<sup>(1~3)</sup>

차체 앞부분은 엔진이나 현가장치 등을 지지하고 여러 보조기기를 격납하는 역할도 하지만 전면 충돌시 에너지를 흡수할 수 있는 구조로 되어야 한다. 많은 차량에서는 차체 앞부분의 내판

을 모자형 단면의 강도부재로 제작하여 충돌시에 구조부재가 소성변형하여 충돌에너지를 흡수하도록 설계하고 있다. 차량 전면부에서 충분히 충돌 에너지가 흡수되면 차실을 싸고 있는 골격부재의 부담이 적어짐과 동시에 충돌에 의한 승객의 머리부나 가슴부에 발생하는 감속도를 적게 할 수 있다. 이러한 의미로부터 차량전면 구조는 전면 충돌성능을 결정하는 중요한 요인의 하나이다.<sup>(4~6)</sup>

특히, 차량의 초기 설계단계에서 차량전체의 전면충돌성능을 예측하기 전에 차량전면의 사이드부재와 같이 충돌시 에너지흡수량이 크고, 간단한 구조부재에 대해서 소성변형에 의한 압괴거동과 에너지흡수특성을 정확히 파악하는 것이 중요한 문제이다.<sup>(7~11)</sup> 그러나, 이러한 사이드부재는 점용접된 모자형 단면형상의 강도부재로써 충격 하중에서의 압괴현상은 기하학적 변형이 크고 소성변형을 포함하는 비선형 거동을 하기 때문에 이론적으로 해석하는 것은 대단히 어렵다.

실제 차체구조부재인 점용접부재의 압괴특성에

\* 회원, 조선대학교 대학원 기계설계공학과  
E-mail : cha7170@hanmail.net  
TEL : (062)230-7840 FAX : (062)230-7170

\*\* 조선대학교 대학원 기계설계공학과

\*\*\* 회원, 순천대학교 기계·자동차공학부

\*\*\*\* 회원, 익산대학 자동차과

\*\*\*\*\* 회원, 조선대학교 기계공학부

대한 연구는 주로 정적압괴에 대한 실험적 고찰과 점용접부재를 완전한 폐단면을 갖는 부재로 가정하고 평균압괴응력을 이론적으로 해석하는 정도이다.<sup>(12~14)</sup> 그러나, 점용접부재는 용접부를 제외한 부분은 완전한 폐단면이 아닌 의사폐단면을 갖는 형상이기 때문에 이론적인 해석이 어렵다. 또한, 차량충돌과 같은 고속 충격압괴시 하중-변형관계나 플랜지 용접간격과 형상의 변화를 고려한 구조부재의 최적조건을 구하기 위한 연구결과는 찾아보기 어렵다.

본 연구에서는 차량의 전면충돌시에 에너지흡수량이 가장 큰 부재인 사이드부재의 기본형상인 점용접된 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대하여 정적(10mm/min) 및 준정적(1000mm/min) 축방향 압괴실험을 행하여, 충격압괴해석의 기초로 하고 실제 차량이 충돌하는 것을 상정하여 충격속도 7.19m/sec(충격에너지 1034J) 하에서 폭비와 플랜지 용접간격의 변화에 따른 압괴특성을 고찰하여, 최적의 에너지 흡수 성능을 갖는 구조부재에 대하여 검토하였다.

2. 시험편

차체 구조부재로 널리 쓰이고 있는 SCP1 냉간 압연강판을 사용하여 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재를 점용접하여 제작하였다. 용접조건은 220V, 85A의 전류에서 통전시간 1.5sec로 모든 시험편에 동일하게 유지하였다.

단일모자형 단면부재 및 이중모자형 단면부재의 두께 0.78mm, 0.95mm, 폭비가 30×30mm, 33×27mm, 36×24mm, 플랜지 폭 12mm, 플랜지 점용접간격은 이론적 접합길이<sup>(7)</sup>가 약 22mm인 것을 감안하여 18.3mm와 27.5mm로 하였으며, 시험편의 끝 부분은 점용접이 가능하지 않기 때문에 시험편의 점용접은 시험편의 끝 부분으로부터 5mm떨어진 위치에서 시작하였고, 점용접타점이 상하대칭이 되도록 하였다. 또한, 시험편의 길이는 오일러좌굴을 일으키지 않고 실험시 압괴가 수주기 반복하여 나타나는데 충분한 길이인 120mm로 하였다.

Table 1에는 KS B 0802(금속재료인장시험)에 의하여 실험한 시험편의 기계적 성질을 나타냈으며, Table 2는 시험편의 기호에 관해서 나타냈다.

Table 1 Material constants of specimens

Specimen Thickness [mm]	Yield Strength [kgf/mm <sup>2</sup> ]	Tensile Strength [kgf/mm <sup>2</sup> ]	Elongation [%]
0.78	17.0	31.5	46.4
0.95	18.5	30.9	45.6

Table 2 Definition of the specimens

H(D)	000	W(X,Y)	E(F,G)	S(Q,I)
				Type H: Hat-shaped D: Double hat-shaped
				Thickness 078: 0.78mm 095: 0.95mm
				Ratio of width W: 30×30mm X: 33×27mm Y: 36×24mm
				Spot-weld pitch E: 18.3mm F: 22mm G: 27.5mm
				Load S: Static Q: Quasi-static I: Impact

3. 실험장치 및 방법

3.1 정적압괴실험

UTM을 사용하여 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대하여 폭비와 플랜지 용접간격을 변화시켜 정적(10mm/min) 및 준정적(1000mm/min) 축방향 압괴실험을 행하였다. 여러 번의 예비실험을 실시하여 실험결과 재현성이 좋도록 하였으며, 실험결과에 단부효과(end effects)가 나타나지 않고 순차적인 압괴가 주기적으로 발생하도록 길이 120mm인 시험편의 변형량이 70mm가 되도록 압괴시켰다.

시험편에 흡수된 에너지량의 계산은 Fig. 1과 같은 압괴실험에서 얻은 하중-변위선도의 면적이 시험편에 흡수되는 에너지이므로, 하중-변위선도

를 식 (1)과 같이 적분하여 구하고, 그 값을 압재 길이로 나눔으로서 평균압재하중을 구하여 압재 특성을 평가하였다.

$$E_a = \int_{\ell_0}^{\ell} P d\ell \quad (1)$$

여기서,  $E_a$ 는 박육부재에 흡수된 에너지이며,  $P$ 는 압재하중을 나타낸다. 그리고, Fig. 1은 본 연구에 사용한 시험편의 폭비가 30×30mm, 두께 0.78mm, 플랜지 점용접간격 18.3mm인 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대한 정적압재 실험결과 얻어진 하중-변위선도이며, 실선은 이중모자형 단면부재의 하중-변위선도를, 점선은 단일모자형 단면부재의 하중-변위선도를 나타내고 있다.

Photo. 1에 좌측에서부터 차례로 폭비가 30×30mm, 33×27mm, 36×24mm, 두께 0.95mm, 플랜지 점용접간격 22mm인 단일모자형 단면부재 (Photo. 1(a))와 이중모자형 단면부재(Photo. 1(b))의 정적압재후의 형상을 나타냈으며, Photo. 2는 압재된 시험편을 절단하여 나타냈다.

### 3.2 충격압재실험

본 실험에 사용한 수직식 충격시험장치는 공기압 가속장치를 사용하여 크로스헤드를 수직하향으로 낙하시켜 충격을 가하는 방식으로써, 실험장치의 모습을 Photo. 3에 나타냈다.

크로스헤드는 2층 구조로서 질량은 40kg으로 하였으며, 로드셀은 2개의 원판을 원주로 연결한 형태이고, 연강환봉을 절삭하여 제작했다. 위쪽 원판위에 시험편을 올려놓으며, 아랫쪽 원판에 3개의 볼트구멍을 만들어 베이스플레이트에 고정하였다. 로드셀의 검출부인 원주의 중앙에 반도체 스트레인게이지(KYOWA, KSP-2-120-E4) 2매가 중심축에 대칭으로 부착되어 있다. 이 2개의 게이지를 직렬로 연결함으로써 굽힘의 영향이 제거되도록 하였다.

시험편에 작용하는 충격하중은 로드셀에 부착된 반도체 스트레인게이지의 충돌시 변형률을 하중으로 환산하여 결정하였다. 충돌시에 나타나는 반도체 스트레인게이지의 저항변화는 실드선으로부터 브리지박스를 지나 동적변형증폭기로 입력되어 전압변화로 환산, 증폭한다.

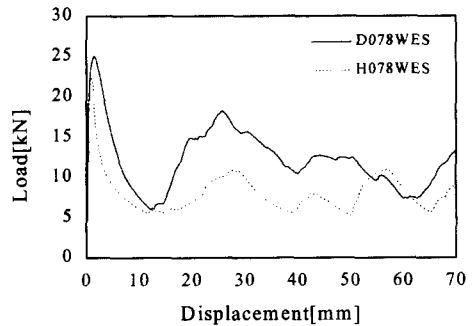
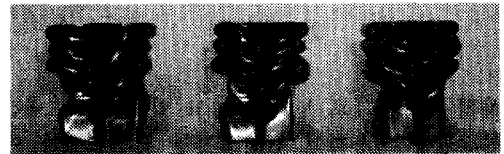


Fig. 1 Relationship between load and displacement

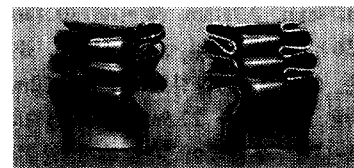


(a) Hat-shaped members

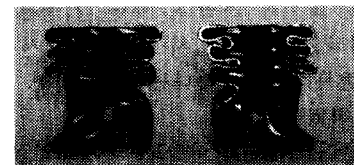


(b) Double hat-shaped members

Photo. 1 Shape of specimens, static



(a) Hat-shaped member, H095WFQ



(b) Double hat-shaped member, D095WFQ

Photo. 2 Area of collapsed specimens

시험편 변위의 측정은 크로스헤드에 부착된 표적의 이동을 광학식변위계(ZIMMER OHG사, 100F)를 사용하여 측정한다.

충격속도는 크로스헤드가 시험편에 충돌하기 직전의 속도를 레이저를 이용하여 측정하였다. 또한, 충격실험장치의 공기압과 충격속도와의 관계는 Fig. 2와 같으며, 본 실험에서는 공기압 0.4MPa에서 충격속도 7.19m/sec로 충격을 가하였다. 또한, 충격에너지( $E_I$ )는 식 (2)와 같이 크로스헤드의 운동에너지와 동일하므로 계산하면 약 1034J 이다.

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

여기서,  $m$ 은 크로스헤드의 질량이며,  $v$ 는 충격속도이다. 충격에너지는 약 97%가 충격압괴시 시험편이 변형하는데 소실되었으며, 약 3%는 압괴시 시험편의 반발에너지, 마찰에너지, 열에너지 및 기타 에너지로 소실되었다고 생각된다.

측정된 하중 및 변형에서 시간축을 소거함으로써 충격압괴가 진행하고 있는 과정의 하중-변위 선도 즉, 압괴선도를 구할 수 있으며, 정적 및 준정적 해석에서와 동일하게 흡수에너지( $E_a$ ), 전체 흡수에너지( $E_L$ ), 평균압괴하중( $P_{mean}$ ), 최대압괴하중( $P_{max}$ )를 구해, 각 부재의 에너지 흡수특성에 관하여 고찰하였다. 특히, 충격압괴하에서는 동일한 충격에너지를 가했을 때 모든 시험편의 압괴 길이가 동일하지 않기 때문에 흡수에너지를 정량적으로 평가할 수 없다. 따라서, 본 연구에서는 정적, 준정적 및 충격압괴하에서 흡수에너지를 정량적으로 고찰하기 위하여 모든 시험편이 전체 길이인 120mm가 압괴되었다고 가정하여, 그 값을 전체흡수에너지  $E_L$ 이라고 하였으며,  $E_L$ 은 식 (3)과 같이 구할 수 있다.

$$E_L = E_a \bar{J} \quad (3)$$

여기서  $\bar{J}(=L/S)$ 는 역 스트로크 효율,  $S$ 는 변형된 시험편의 길이,  $L$ 은 변형전 시험편의 길이인 120mm 이다.

Fig. 3은 충격속도 7.19m/sec하에서 즉, 동일한 충격에너지(1034J) 하에서 시험편의 폭비가 30×30mm, 두께 0.78mm, 플랜지 점용접간격 18.3mm

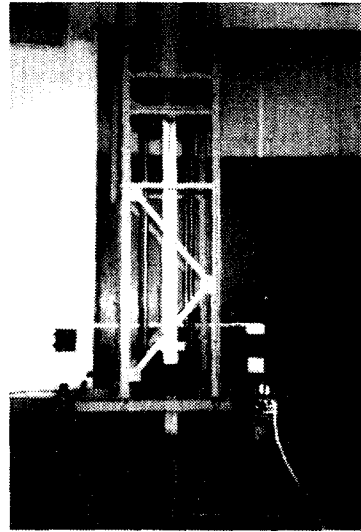


Photo. 3 Impact testing setup for crushing

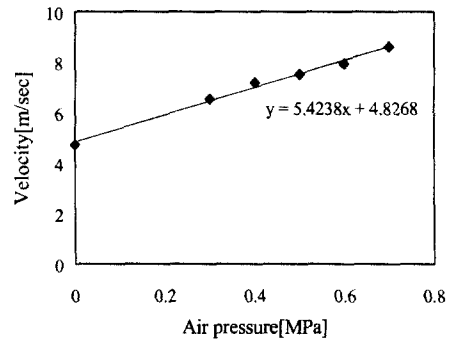


Fig. 2 Relation between the air pressure and the velocity

인 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대한 충격실험 결과 얻어진 하중-변위선도이며, 실선은 이중모자형 단면부재의 하중-변위선도를, 점선은 단일모자형 단면부재의 하중-변위선도를 나타내고 있다. Photo. 4는 1034J의 충격에너지로 충격압괴시 단일모자형 단면부재 및 이중모자형 단면부재의 압괴후의 형상이다. 좌측에서부터 차례로 폭비가 30×30mm, 플랜지 용접간격 22mm로 모두 같은 상태에서, 두께 0.78mm인 단일모자형 단면부재(Photo. 4(a)), 두께 0.78mm인 이중모자형 단면부재(Photo. 4(b)), 두께 0.95mm인 단일모자형 단면부재(Photo. 4(c)), 두께 0.95mm인

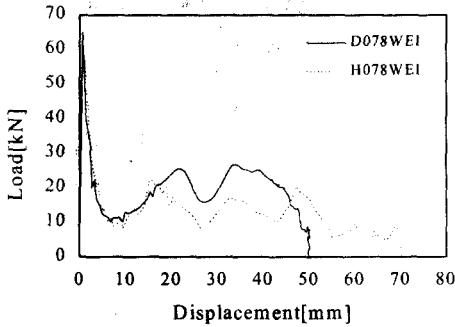


Fig. 3 Relationship between load and displacement



(a)H078WFI (b)D078WFI (c)H095WFI (d)D095WFI  
Photo. 4 Shape of specimens

이중모자형 단면부재(Photo. 4(d))의 압괴후의 형상으로, 두께 0.78mm 단일모자형 단면부재는 76mm로, 0.78mm 이중모자형 단면부재는 54mm로, 0.95mm 단일모자형 단면부재는 52mm로, 0.95mm 이중모자형 단면부재는 40mm 압괴되었다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 폭비의 변화에 따른 압괴특성

먼저 압괴모드에 관하여 고찰하면, 상자형 단면부재가 완전한 폐단면을 가진 것에 반해서, 단일모자형 단면부재는 ㄷ자 단면부재와 평판이 조합되어져 점용접 타점에서는 폐단면이고 그 외에서는 폐단면에 가까운 단면형상을 가진 이유로 변형모드는 상자형 단면부재와는 다른 형태를 보인다. 이중모자형 단면부재도 단일모자형 단면부재와 같이 점용접 타점에서는 폐단면이고 그 외에서는 폐단면에 가까운 단면형상을 가진다. 상

자형 단면부재의 변형모드는 중심축에 대해서 대칭인 아코디언상 모드를 나타내지만, Photo. 2(a)에서 보듯이 단일모자형 단면부재의 변형모드는 플랜지에 있어서 단면이 불연속하게 되어있고, 평판과 서로 마주보는 ㄷ자 단면부재의 벽면이 부재 외측방향으로 변형될 때 평판은 부재 내측 방향으로 변형하는 평형모드가 나타난다. 또한, 단일모자형 단면부재에서는 일반적으로 ㄷ자 단면축보다 평판축의 좌굴하중이 낮기 때문에 평판축의 좌굴이 계기가 되어서 압괴된다. 점용접 타점은 평판을 ㄷ자 단면부재에 의해 지지하는 구속조건이 되기 때문에 타점간격은 평판의 좌굴변형에 영향을 주어 결과적으로 단일모자형 단면부재 전체의 변형모드를 좌우하게 된다. 그러나, 이중모자형 단면부재는 Photo. 2(b)에서 보듯이 압괴시 변형모드는 단일모자형 단면부재의 평형모드와 다른, 상자형 단면부재와 유사한 압괴모드를 보이나, 압괴시 플랜지부의 간섭에 의하여 중심축에 대하여 불안정한 대칭모드가 지배적이다.

Fig. 4, 5는 두께 0.78mm, 0.95mm 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 정적, 준정적 및 충격압괴하에서 폭비의 변화에 의한 실험결과와 평균값으로 전체흡수에너지, 평균압괴하중, 최대압괴하중에 대하여 비교한 그림이다.

속도변화와 폭비의 변화에 따른 비교를 보면, 단일모자형 단면부재는 정적 및 준정적상태에서는 폭비가 큰 경우에 전체흡수에너지 및 평균압괴하중이 높게 나타났으나, 충격압괴하에서는 별다른 변화가 없었다. 이는, 단일모자형 단면부재의 폭비가 커짐에 따라서 평판의 폭이 커지고 ㄷ자 부재축의 간섭에 의해서 영향이 생긴다고 생각된다. 정적, 준정적압괴하에서는 ㄷ자 부재축의 간섭에 의해서 폭비의 영향이 나타났으나 충격압괴시에는 소성변형이 일어나 압괴가 시작되면 순식간에 압괴가 진행하여, ㄷ자 부재의 관성보다 소성변형에 의한 영향이 커진다. 이와 같은 이유로 충격압괴하에서는 폭비의 영향이 명확하게 나타나지 않은 것 같다. 그러나, 이중모자형 단면부재는 단일모자형 단면부재와는 다르게, 정적 및 준정적은 물론이고, 충격압괴하에서도 폭비가 큰 경우가 전체흡수에너지, 평균압괴하중이 높게 나타남을 알 수 있었다. 이중모자형 단면부재는 소성변형이 일어나 압괴가 시작되더라도 플랜지 부분에서 간섭이 심하게 나타나 폭비의 증가에 따

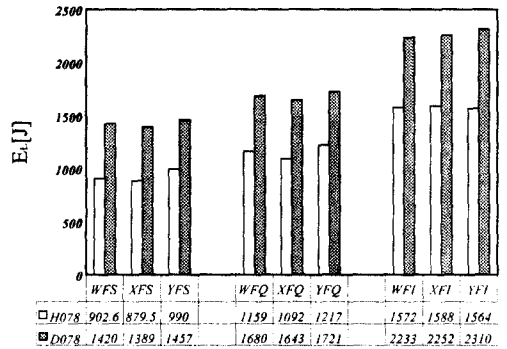
라서 전체흡수에너지 및 평균압괴하중이 모두 우수하게 나타남을 알 수 있었다. 이는 고속충돌에서는 단일모자형 단면부재보다는 이중모자형 단면부재가 충격흡수능력이 우수함을 말하고 있다.

4.2 플랜지 용접간격의 변화에 따른 압괴특성

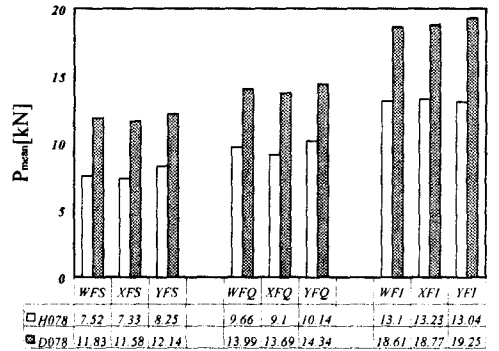
Fig. 6은 두께 0.78mm 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대하여 정적, 준정적 및 충격압괴하에서 플랜지 용접간격에 따른 실험 결과의 평균값으로써 전체흡수에너지, 평균압괴하중, 최대압괴하중에 대하여 비교한 그림이다.

속도변화와 플랜지 용접간격의 변화에 따른 비교에서는, 단일모자형 단면부재 및 이중모자형 단면부재 모두 정적, 준정적 및 충격압괴하에서 모두 플랜지 용접간격이 짧을수록 전체흡수에너지 및 평균압괴하중이 높게 나타났다. 특히, 플랜지 용접간격에 따른 압괴특성은 정적, 준정적인 상태보다는 충격압괴하에서 플랜지 용접간격이 짧을수록 큰 차이를 보임을 알 수 있었다. 또한, 속도가 증가할수록 전체흡수에너지, 평균압괴하중 및 최대압괴하중이 증가하는 것을 알 수 있었다. 그러나, 최대압괴하중은 속도가 증가함에 따라 증가하였으나 폭비 및 플랜지 용접간격의 변화에 의해서 일정한 관계가 나타나지 않고, 동일한 속도에서는 단면의 형상 및 단면적의 크기에 비례하지 다른 변수에는 큰 영향을 받지 않음을 알 수 있었다.

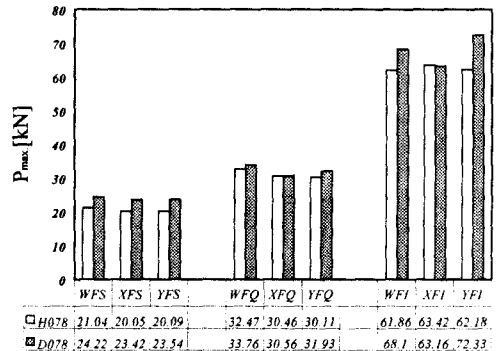
Figs. 4, 5, 6의 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 압괴특성을 비교한 결과로서, 단일모자형 단면부재에 비해서 이중모자형 단면부재의 전체흡수에너지 및 평균압괴하중은 정적, 준정적인 경우에 약 55%, 충격인 경우는 약 39% 높았으며, 최대압괴하중은 정적, 준정적인 경우가 약 13%, 충격인 경우가 약 6.5% 높았다. 이는, 압괴하중이 작용할 때 하중의 80% 이상이 모서리 부분에서 흡수하기 때문에, 단일모자형 단면부재의 모서리부분은 4곳, 이중모자형 단면부재의 모서리부분은 8곳에서 대부분 흡수하기 때문에 전체흡수에너지, 평균압괴하중, 최대압괴하중이 모두 높게 나타난 것으로 생각된다. 또한, 충격속도가 증가할수록 전체흡수에너지, 평균압괴하중 및 최대압괴하중의 차이가 적어지고 있는 것을 알 수 있었다.



(a) Relationship between velocity-width ratio and total absorbed energy

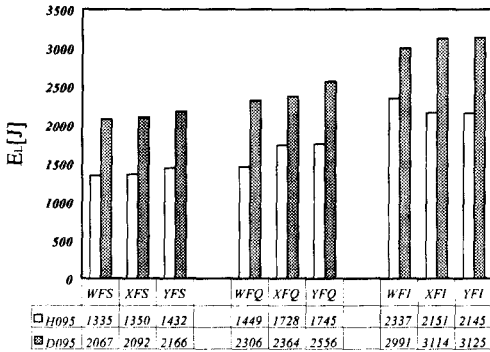


(b) Relationship between velocity-width ratio and mean load

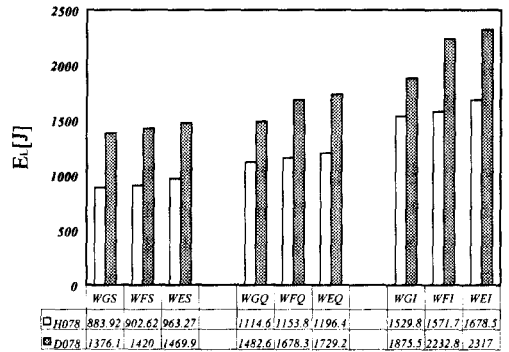


(c) Relationship between velocity-width ratio and maximum load

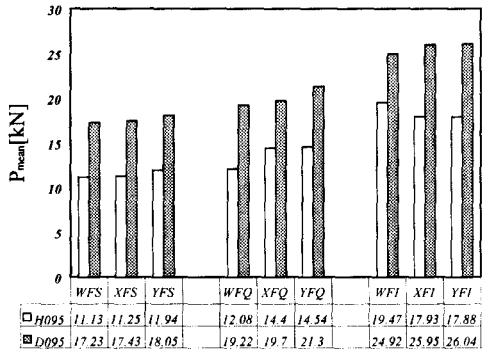
Fig. 4 Collapse test results for hat-shaped and double hat-shaped members(specimens thickness, 0.78mm)



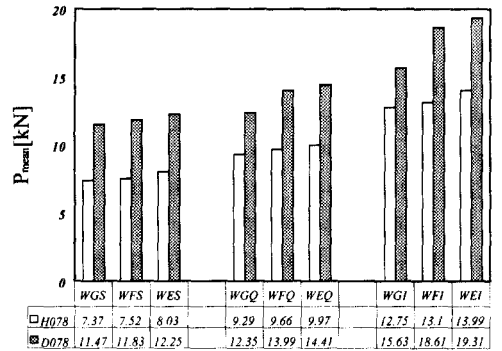
(a) Relationship between velocity-width ratio and total absorbed energy



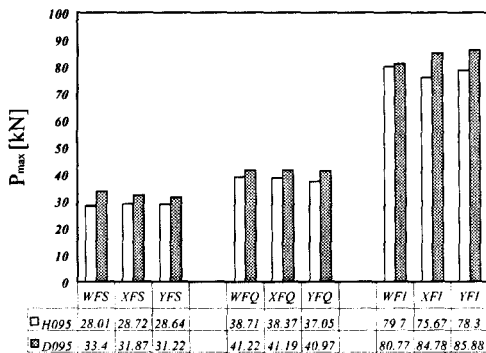
(a) Relationship between velocity-spot welding pitch and total absorbed energy



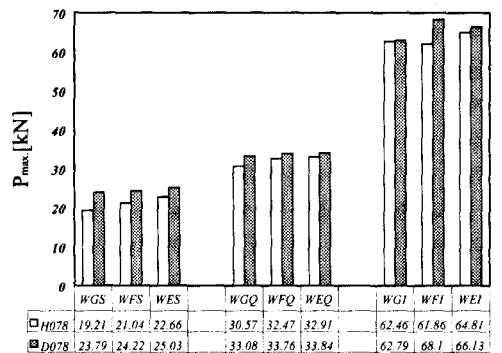
(b) Relationship between velocity-width ratio and mean load



(b) Relationship between velocity-spot welding pitch and mean load



(c) Relationship between velocity-width ratio and maximum load



(c) Relationship between velocity-spot welding pitch and maximum load

**Fig. 5** Collapse test results for hat-shaped and double hat-shaped members (specimens thickness, 0.95mm)

**Fig. 6** Collapse test results for hat-shaped and double hat-shaped members (specimens thickness, 0.78mm)

## 5. 결론

(1) 단일모자형 단면부재의 변형모드는 평판과 서로 마주보는 ㄷ자 단면부재의 벽면이 부재 외측방향으로 변형될 때 평판은 부재 내측방향으로 변형하는 평형모드가 되며, 이중모자형 단면부재는 상자형 단면부재의 변형모드와 유사한 압쇄모드를 보이나, 압쇄시 플랜지부의 간섭에 의한 중심축에 대하여 대칭인 불안정한 대칭압쇄모드가 지배적이다.

(2) 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 폭비에 따른 전체흡수에너지 및 평균압쇄하중은 정적, 준정적인 경우는 폭비가 큰 경우에 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재 모두 높게 나타났으나, 충격압쇄시에는 단일모자형 단면부재는 별다른 변화가 없었고, 이중모자형 단면부재는 폭비가 큰 경우에 높게 나타났다.

(3) 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 플랜지 용접간격에 따른 흡수에너지 및 평균압쇄하중은 정적, 준정적 및 충격압쇄시 모두 플랜지 용접간격이 짧을수록 높게 나타났다. 특히, 충격압쇄시에는 정적, 준정적인 경우에 비해 더욱 차이가 크게 나타났다.

(4) 이중모자형 단면부재의 전체흡수에너지 및 평균압쇄하중은 단일모자형 단면부재보다 정적, 준정적인 경우에 약 55%, 충격압쇄시 약 39% 높게 나타났으며, 최대압쇄하중은 정적, 준정적인 경우에 약 13%, 충격압쇄시 약 6.5% 높았다. 즉, 압쇄속도가 빠를수록 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대한 흡수에너지, 평균압쇄하중 및 최대압쇄하중의 차이가 적어졌다.

## 참고문헌

(1) 한국자동차공학회, 1996, "자동차 기술 핸드북; 시험평가편," SAE Korea, pp. 339~350.  
 (2) Ishikawa, H., 1985, "Computer Simulation of Automobile Collision, Reconstruction of Accidents," SAE Paper No. 851729.  
 (3) Haug, E., Clinckemaillie, J., Ni, X., Pickett, A. K. and Queckborner, T., 1996, "Recent Trends and Advances in Crash Simulation and Design of Vehicles," *Proceedings of the NATO-ASI*, July, pp. 343~359.

(4) Janssen, E. G., 1987, "Evaluation of Vehicle-Cyclist Impacts Through Dummy and Human Cadaver Tests," 11th ESV.  
 (5) Pritz, H. B., 1983, "Experimental Investigation of Pedestrian Head Impacts on Hood and Fenders of Production Vehicles," SAE Paper No. 830055.  
 (6) Kevin Jost, 1986, "Air Bag Technology Trends," *Automotive Engineering*, pp. 67~80.  
 (7) Mahmood, H. F. and Paluszny, A., 1981, "Design of Thin Walled Columns for Crash Energy Management- Their Strength and Mode of Collapse," *Proc. 4rd Instructural Conference on Vehicle Structural Mechanics*, Nov. 18-20, Detroit, pp. 7~18.  
 (8) Li, S. and Reid, S. R., 1990, "Relationship Between the Elastic Buckling of Square Tubes and Rectangular Plates," *International Journal of Applied Mechanics*, Vol. 57, pp. 969~973.  
 (9) Krauss, C. A. and Laananen, D. H., 1994, "A Parametric Study of Crush Initiators for a Thin-Walled Tube," *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 15, pp. 385~401.  
 (10) Avalle, M. and Belingardi, G., 1997, "Experimental Evaluation of the Strain Field History During Plastic Progressive Folding of Aluminium Circular Tubes," *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 39, No. 5, pp. 575~583.  
 (11) Singace, A. A., 1999, "Axial Crushing Analysis of Tubes Deforming in the Multi-Lobe Mode," *International Journal of Mechanical Science* 41, pp. 865~890.  
 (12) White, M. D. and N. Jones, 1999, "Experimental Quasi-Static Axial Crushing of Top-Hat and Double-Hat Thin-Walled Sections," *International Journal of Mechanical Science*, 41, pp. 179~208.  
 (13) White, M. D., Jones, N. and Abramowicz, W., 1999, "A Theoretical Analysis for the Quasi-Static Axial Crushing of Top-Hat and Double-Hat Thin-Walled Sections," *International Journal of Mechanical Sciences*, 41, pp. 209~233.  
 (14) 차천석, 김정호, 양인영, 2000, "모자형 단면 점용접부재의 축방향 압쇄특성에 관한 연구(1)," 한국정밀공학회지, 제17권, 제3호, pp. 192~199.