

모자형 단면 점용접부재의 축방향 압괴 특성에 관한 연구(II)

차천석*, 양인영**

A Study on the Collapse Characteristics of Hat-shaped Members with Spot Welding under Axial Compression(II)

Cheon Seok Cha*, In Young Yang**

ABSTRACT

The fundamental spot welded sections of automobiles (hat-shaped and double hat-shaped sections) absorb most of the energy in a front impact collision. The sections of various thickness, shape and weld width on the flange have been tested on axial impact crush load (Mass 40kg, Velocity 7.19m/sec) using a vertical air pressure crash test device. Characteristics of impact collapse have been reviewed and a structure of optimal energy absorbing capacity is suggested.

Key Words : Hat-shaped(단일모자형), Double hat-shaped(이중모자형), Spot welding(점용접), Axial impact crush load(축방향압괴실험), Vertical air crash test device(공기압 수직식 충돌시험장치), Characteristics of impact collapse(충격압괴특성), Energy absorption capacity(에너지흡수능력)

1. 서론

자동차 설계개발이란 승차감, 조정안정성, 정속성, 쾌적성 등 상품으로써의 요건을 만족하면서 범용으로 정해진 규격에 적합하고 사회로부터 요구에도 부응하도록 종합성능을 실현하는데 있다. 이러한 성능 중 충돌시에 승객을 보호하는 능력을 충돌안전성능이라 하는데 충돌조건, 차량구조, 승객구속장치 등의 요건으로 결정된다. 특히, 자동차의 충돌에 의한 교통사고는 전면충돌의 경우가 측면이나 후면으로부터의 충돌에 비해 가장 많은 사고형태이기 때문에 차량개발에서 전면충돌의 안전성능은 중요한 문제의 하나가 되고 있다.^{1~5)}

차량의 전면충돌시에는 차체 전면부가 소성변

형함으로써 충돌시의 운동에너지가 흡수된다. 차량 전면부에서 충분히 충돌에너지가 흡수되면 차실을 싸고 있는 골격부재의 부담이 적어짐과 동시에 충돌에 의한 승객의 머리부나 가슴부에 발생하는 감속도를 적게 할 수 있다. 이러한 의미로부터 차량 전면 구조는 전면충돌성능을 결정하는 중요한 요인의 하나이다.^{6~7)}

특히, 차량의 초기설계단계에서 차량전체의 전면충돌성능을 예측하기 전에 사이드부재와 같이 충돌시 에너지흡수량이 크고, 비교적 간단한 구조부재에 대해서 소성변형에 의한 압괴거동과 에너지흡수특성을 정확히 파악하는 것이 중요한 문제이다.^{8~13)} 그러나, 이러한 사이드부재는 점용접된 모자형 단면형상의 강도부재로써 충격하중에서의 압괴

* 조선대학교 대학원 기계설계공학과

** 조선대학교 기계공학부

현상은 기하학적 변형이 크고 소성변형을 포함하는 비선형거동을 하기 때문에 이론적으로 해석하는 것은 대단히 어렵다.

실제 차체구조부재인 점용접부재의 압쇄특성에 대한 연구는 주로 정적압쇄에 대한 실험적 고찰과 점용접부재를 완전한 폐단면을 갖는 부재로 가정하고 평균압쇄응력을 이론적으로 해석하고자 하는 정도이다.^{14~15)} 그러나, 점용접부재는 용접부를 제외한 나머지는 완전한 폐단면이 아닌 의사폐단면을 갖는 형상이기 때문에 이론적인 해석이 어렵다. 또한, 차량충돌과 같은 고속충격압쇄시 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 단면부재를 대상으로 정적압쇄 실험에 의한 압쇄특성을 해석한 논문¹⁶⁾에 이어서 실제 차량충돌과 같은 고속충격하에서, 두께 및 형상의 변화와 플랜지 용접간격의 변화에 따른 압쇄특성을 고찰하여 최적의 에너지 흡수성능을 갖는 구조부재에 대하여 검토하고자 한다.

2. 시험편

논문I에서와 동일하게 차체구조부재인 SCP1 냉간압연강판을 사용하여 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재를 점용접하여 제작하였다. 시험편의 치수는 두께 0.78mm, 0.95mm에 대하여 각각 가로× 세로 30× 30mm, 33× 27mm, 36× 24mm, 플랜지폭 12mm, 프랜지 용접간격 18.3mm, 22mm¹²⁾, 27.5mm로 하였으며, 시험편의 길이는 오일러좌굴을 일으키지 않고 실험시 압쇄가 수주기 반복하여 나타나는데 충분한 길이인 120mm로 하였다.

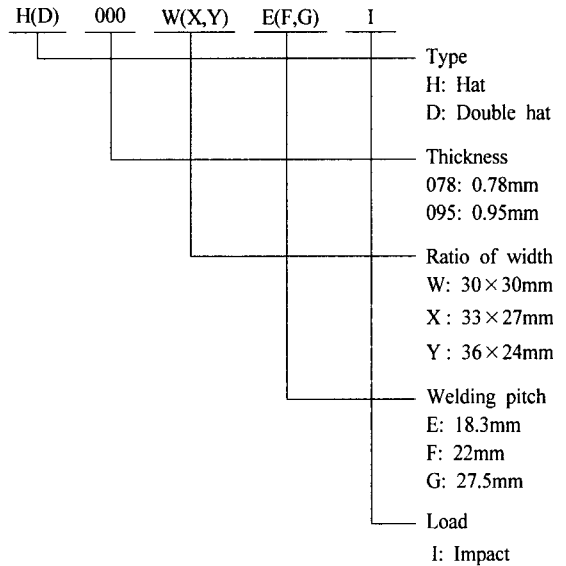
Table 1에는 KSB 0802(금속재료인장시험)에 의

Table 1 Material constants of specimens

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

하여 실험한 시험편의 기계적성질을 나타냈으며, Table 2는 시험편의 기호에 관해서 나타냈다.

Table 2 Definition of the specimens



3. 실험장치 및 방법

본 실험에 사용한 수직식 충격시험장치는 공기압 가속장치를 사용하여 크로스헤드를 수직하향으로 낙하시켜 충격을 가하는 방식으로써, 실험장치의 모습을 Photo. 1에 나타냈으며, Fig. 1은 충격시스템의 구성도를 나타내고 있다.

시험기는 공기압 가속장치, 크로스헤드, 로드셀, 베이스 플레이트, 방진고무, 에어실린더, 가이드바, 프레임으로 구성되었다. 가속장치에 의해 수직하향으로 가속된 크로스헤드가 4개의 가이드바로 안내되어 로드셀 위의 시험편에 충돌하여 압쇄하는 방식으로 제작하였다. 또한, 가이드바를 4개로 하고 크로스헤드를 2층 구조로 제작하여, 크로스헤드가 시험편에 편심되어 충격이 가해지는 것을 방지하고, 보다 재현성 높은 실험을 할 수 있도록 하였다.

크로스헤드는 충돌에 의해 시험편을 압쇄하는 부분을 말하며 한 번의 길이가 320mm, 위판 두께 18mm, 아랫판 두께 23mm인 2매의 연강판을 5개의 봉으로 접속한 2층 구조이며, 가이드바를 통과하기 때문에 직경 30mm의 구멍이 상하 각각 4군데에 뚫려있고 질량은 40kg으로 하였다. 또한, 크로스헤드

의 앞부분에 변위를 측정하기 위한 이동 타겟을 설치하였으며, 뒷부분에는 속도를 측정하기 위해 베리어를 부착하였다.

본 실험에 사용된 로드셀은 2개의 원판을 원주도 연결한 형태이고, 연강환봉을 절삭하여 제작했다. 위쪽 원판위에 시험편을 올려놓으며, 아랫쪽 원판에 3개의 볼트구멍을 만들어 베이스플레이트에 고정하였다. 로드셀의 검출부인 원주의 중앙에 반도체 스트레인 게이지(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 스트레인 게이지의 충돌시 변형변화를 하중으로 환산하여 결정하였다. 충돌시에 나타나는 반도체 스트레인 게이지의 저항변화는 실드선으로부터 브리지박스를 지나 동적변형증폭기로 입력되어 전압변화로 환산, 증폭한다.

시험편 변위의 측정은 크로스헤드에 부착된 표적의 이동을 광학식변위계(ZIMMER OHG사, 100F)를 사용하여 측정한다. 광학식변위계는 광학렌즈를 이용하여 렌즈내에 있는 표적의 백색부와 흑색부의 경계선의 변위량을 전압변화로 환산하는 것이며, 렌즈를 교환하여 측정가능한 변위량을 변화시킬 수 있다. 여기에서는 초점거리가 1080mm이며 100mm의 이동거리까지 측정이 가능한 100-10형 렌즈를 사용하여 측정했다.

로드셀의 출력은 브리지박스(Bridge circuit), 동적변형증폭기(Dynamic strain amplifier) 및 파형기억장치(Digital oscilloscope)를 지나 컴퓨터(Personal computer)에 기록되도록 하였다. 하중은 로드셀에 부착된 변형게이지의 출력으로부터 구한 변형률에 변형게이지가 부착된 검출부의 단면적과 영향을 곱하여 구했다.

충격속도는 크로스헤드가 시험편에 충돌하기 직전의 속도를 레이저를 이용하여 측정하였다. 또한, 충격 실험장치의 공기압과 충격속도와의 관계는 Fig. 2와 같으며, 본 실험에서는 공기압 0.4MPa에서 충격속도 7.19m/sec로 하였다.

측정된 하중 및 변형에서 시간축을 소거함으로써 충격압력이 진행하고 있는 과정의 하중-변형선도 즉, 압력선도를 구할 수 있다. 압력선도의 면적을 구함으로써 논문1에서와 같이 시험편이 흡수한 에너지를 구할 수 있다.

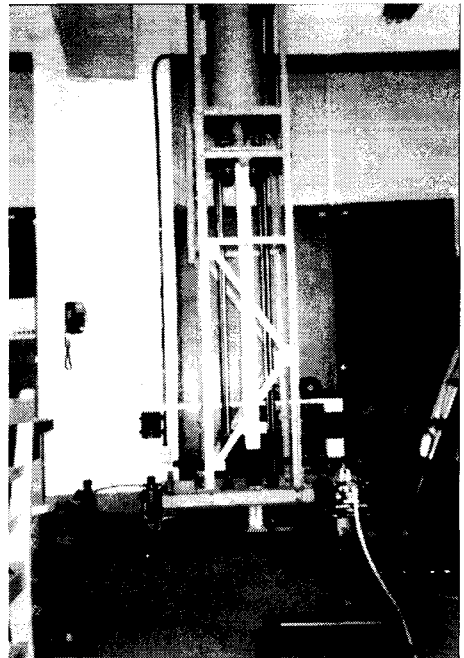


Photo. 1 Impact testing setup for crushing

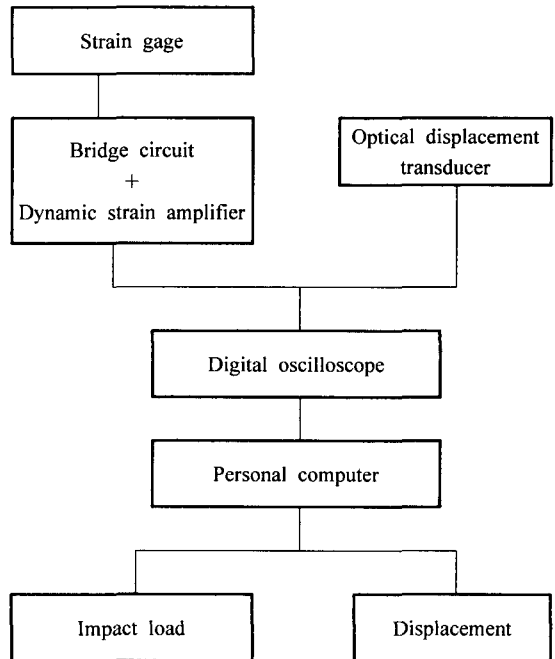


Fig. 1 Diagram of the measurement system

본 실험에서의 충격에너지 E 는 식 (1)과 같이 크로스헤드의 운동에너지와 동일하므로 계산하면 약 1034J이다.

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

여기서, m 은 크로스헤드의 질량이며, v 는 충격 압계속도이다. 충격에너지는 약 96.7%가 충격압계 시 시험편이 변형하는데 소요되었으며, 약 3.3%는 시험편의 반발에너지, 미끄럼에너지, 마찰에너지, 열에너지 및 기타에너지로 소실되었다고 생각된다.

논문1에서와 동일하게 시험편의 두께 및 플랜지 용접간격과 폭비의 변화에 따른 흡수에너지 E , 전체흡수에너지 E_L , 평균압계하중 P_{mean} , 최대압계하중 P_{max} 및 시험편의 변형된 길이 S 을 구해 각 부재의 에너지 흡수특성에 관하여 고찰하였다. 특히, 충격압계에서는 동일한 충격에너지를 가했을 때 모든 시험편의 압계길이가 동일하지 않기 때문에 흡수 에너지를 정량적으로 고찰하기 위하여 모든 시험편이 전체길이인 120mm가 압계되었다고 가정하여, 그 값을 전체흡수에너지 E_L 이라고 하였으며, E_L 은 식 (2)와 같이 구할 수 있다.

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

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

Fig. 3은 시험편의 가로× 세로 30× 30mm, 두께 0.78mm, 플랜지 용접간격 22mm인 단일모자형 단면부재에 대하여 충격속도 7.19m/sec에서 실험결과 얻어진 하중-변위 선도이며, Photo. 2는 단일모자형 단면부재 및 이중모자형 단면부재의 충격압계후의 형상이다. Photo. 2에 좌측에서부터 차례로 가로× 세로 30× 30mm, 플랜지 용접간격 22mm로 모두 같은 상태에서, 두께 0.78mm인 단일모자형 단면부재 (Photo. 2(a)), 두께 0.78mm인 이중모자형 단면부재 (Photo. 2(b)), 두께 0.95mm인 단일모자형 단면부재 (Photo. 2(c)), 두께 0.95mm인 이중모자형 단면부재 (Photo. 2(d))의 압계후의 형상으로, 두께 0.78mm 단일모자형 단면부재는 76mm, 0.78mm 이중모자형 단면부재는 54mm, 0.95mm 단일모자형 단면부재는

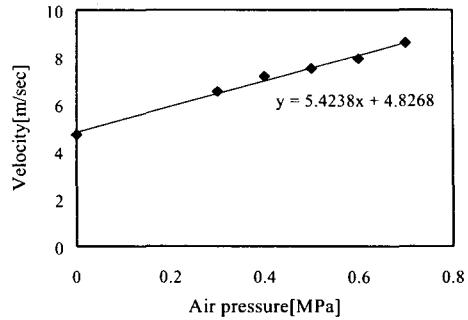


Fig. 2 Relation between the air pressure and the velocity

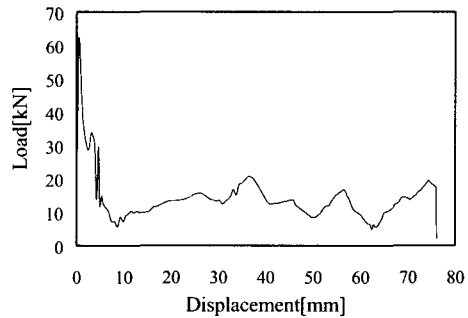


Fig. 3 Relationship between load and displacement



(a) H078WFI (b) D078WFI (c) H095WFI (d) D095WFI

Photo. 2 Shape of specimens

52mm, 0.95mm 이중모자형 단면부재는 40mm 압계 되었다.

4. 실험결과 및 고찰

4-1 단일모자형 단면부재의 압계특성

Table 3, 4는 단일모자형 단면부재의 폭비와 플랜지 용접간격에 따른 충격압계 실험결과와 평균값

으로 흡수에너지, 전체흡수에너지, 평균압쇄하중, 최대압쇄하중 및 시험편의 변형된 길이에 대하여 비교한 것이다.

Table 3에서 폭비에 따른 비교를 보면, 논문I(정적 및 준정적상태)에서는 폭비가 큰 경우에 흡수에너지 및 평균압쇄하중이 높게 나타났으나, 충격압쇄하중에서는 관계가 명확하지 않았다.

단일모자형 단면부재의 압쇄는 평판측의 압쇄가 계기가 되어 σ 자 부재와 함께 변형된다. 이때 폭비가 커짐에 따라서 평판의 폭이 커지고 σ 자 부재측의 간섭에 의해서 영향이 생긴다고 생각된다. 그러나 충격압쇄시에는 일단 소성변형이 일어나 압쇄가 시작되면 순식간에 압쇄가 진행되어, σ 자 부재측의 간섭이 작아진다. 이와 같은 이유로 충격압쇄하중에서는 폭비의 영향이 명확하게 나타나지 않은 것 같다.

Table 4에서 플랜지 용접간격에 따른 비교에서는, 논문I에서와 동일하게 플랜지 용접간격이 짧을수록 전체흡수에너지 및 평균압쇄하중이 높게 나타났고 변형길이는 짧았다.

또한, 최대압쇄하중은 논문I에서와 마찬가지로 폭비 및 플랜지 용접간격에 따라서 일정한 관계가 나타나지 않아, 동일한 압쇄속도에서는 단면적의 크기에 비례하지 다른 변수에는 별다른 영향을 받지 않음을 알 수 있었다.

4-2 이중모자형 단면부재의 압쇄특성

Table 5, 6은 단일모자형 단면부재와 동일하게 이중모자형 단면부재의 폭비와 플랜지 용접간격에 따른 충격압쇄 실험결과와 평균값으로써 흡수에너지, 전체흡수에너지, 평균압쇄하중, 최대압쇄하중 및 변형된 길이에 대하여 비교한 것이다. Table 5, 6에서 알 수 있듯이 이중모자형 단면부재는 단일모자형 단면부재와는 다르게 두께 0.78mm, 0.95mm 시험편에 대하여 폭비가 증가할수록 전체흡수에너지, 평균압쇄하중, 최대압쇄하중이 모두 약간씩 높게 나타났다. 이는 이중모자형 단면부재는 단일모자형 단면부재와는 다르게 소성변형이 일어나 압쇄가 시작되더라도 플랜지 부분에서 간섭이 심하게 나타나 폭비의 증가에 따라서 전체흡수에너지 및 평균압쇄하중이 모두 우수하게 나타나는 것이라 생각된다.

또한, 용접간격이 짧을수록 전체흡수에너지 및 평균압쇄하중이 단일모자형 단면부재와 동일하게

Table 3 Impact collapse test results for hat-shaped member with width ratio.

Spec.	E [J]	E_L [J]	P_{mean} [kN]	$P_{max.}$ [kN]	S [mm]
H078WFI	995.42	1571.72	13.10	61.86	76
H078XFI	1005.79	1588.09	13.23	63.42	76
H078YFI	1061.74	1564.22	13.04	62.18	78
H095WFI	1012.56	2336.68	19.47	79.70	52
H095XFI	1004.00	2151.43	17.93	75.67	56
H095YFI	1019.09	2145.45	17.88	78.30	57

Table 4 Impact collapse test results for hat-shaped member with flange spot-weld pitch

Spec.	E [J]	E_L [J]	P_{mean} [kN]	$P_{max.}$ [kN]	S [mm]
H078WEI	1007.09	1678.48	13.99	64.81	72
H078WFI	995.42	1571.72	13.10	61.86	76
H078WGI	994.38	1529.82	12.75	62.46	78

Table 5 Static collapse test results for double hat-shaped member with width ratio

Spec.	E [J]	E_L [J]	P_{mean} [kN]	$P_{max.}$ [kN]	S [mm]
D078WFI	1004.75	2232.78	18.61	68.10	54
D078XFI	1013.37	2251.93	18.77	63.16	54
D078YFI	981.75	2310.00	19.25	72.33	51
D095WFI	996.93	2990.79	24.92	80.77	40
D095XFI	985.95	3113.53	25.95	84.78	38
D095YFI	989.62	3125.12	26.04	85.88	38

Table 6 Impact collapse test results for double hat-shaped member with flange spot-weld pitch

Spec.	E [J]	E_L [J]	P_{mean} [kN]	$P_{max.}$ [kN]	S [mm]
D078WEI	984.74	2317.04	19.31	66.13	51
D078WFI	1004.75	2232.78	18.61	68.10	54
D078WGI	984.64	1875.50	15.63	62.79	63

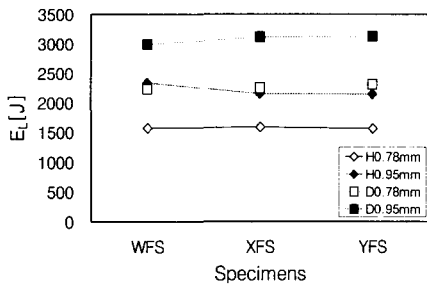
높게 나타남을 알 수 있었다.

Fig. 4는 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 두께와 폭비에 따른 비교를 한 것이고, Fig. 5는 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 두께 0.78mm인 경우 플랜지 용접간격에 따른 비교이다. Fig. 4, 5에서 이중모자형 단면부재가 단일모자형 단면부재에 비해서 전체흡수에너지 및 평균압쇄하중은 약 39% 높았으며, 최대압쇄하중은

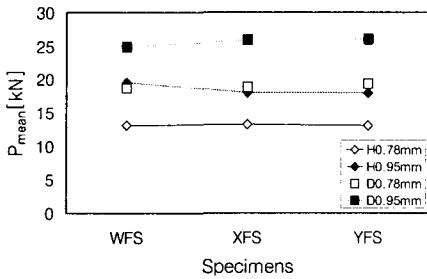
약 6.5% 높았다. 이는 논문I, 논문II로부터 속도가 증가할수록 흡수에너지, 평균압쇄하중 및 최대압쇄하중의 차이가 적어지고 있는 것을 알 수 있었다.

하중은 처음 압쇄가 시작되면 급격하게 증가하고 하중조건이 이상적이면 응력은 부재의 각 면에 거의 고르게 분포한다. 하중이 더욱 증가하면 부재의 벽면 가운데 좌굴하중이 가장 낮은 벽면에서 벽면 좌굴이 발생한다. 좌굴된 벽면은 하중을 지탱하지 못하므로 응력은 부재의 모서리에 집중된다. 부

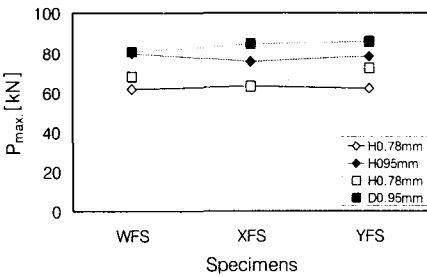
재의 모서리는 그 뒤에도 잠시 하중을 지탱하므로 벽면좌굴이 생겨도 즉시 압쇄되지 않고 하중은 더욱 증가한다. 곧 모서리가 더 이상 하중에 견딜수 없게 되어 항복할 때 하중이 최대압쇄하중이 된다. 따라서, 속도가 증가함으로써 가해지는 하중 또한 증가하기 때문에 압쇄속도가 빠를수록 처음 압쇄되어 접혀지는 길이(좌굴피치)도 짧아지며, 최대압쇄하중은 단면적에 비례하기 때문에 부재의 형상에 따라서 차이가 점차 줄어들게 된다.



(a) Total absorbed energy

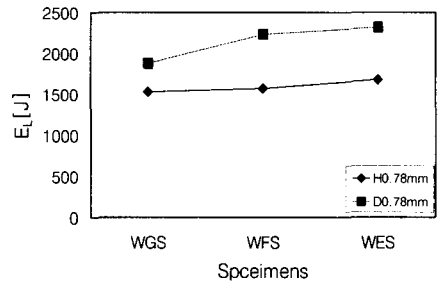


(b) Mean load

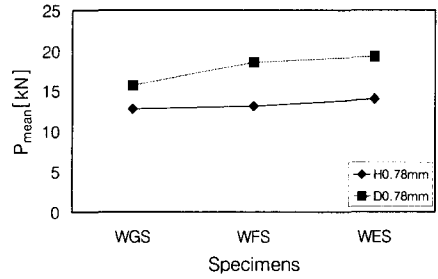


(c) Maximum load

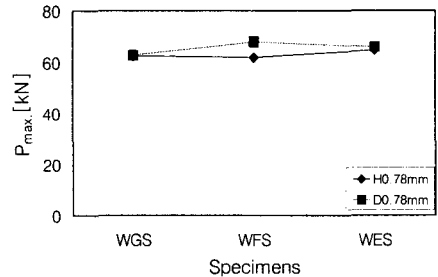
Fig. 4 Impact collapse test results for hat-shaped and double hat-shaped members with width ratio



(a) Total absorbed energy



(b) Mean load



(c) Maximum load

Fig. 5 Impact collapse test results for hat-shaped and double hat-shaped members with flange spot-weld pitch

5. 결론

(1) 충격압케시 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 폭비에 따른 전체흡수에너지 및 평균압쇄하중을 비교한 결과 두께 0.78mm, 0.95mm 모두, 단일모자형 단면부재는 별다른 변화가 없었고, 이중모자형 단면부재는 폭비가 클수록 높게 나타났다.

(2) 충격압케시 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재 모두 두께 0.78mm, 0.95mm에 대하여 플랜지 용접간격에 따른 전체흡수에너지 및 평균압쇄하중은 플랜지 용접간격이 짧을수록 높았다.

(3) 충격압케시 이중모자형 단면부재의 전체흡수에너지 및 평균압쇄하중은 단일모자형 단면부재보다 약 39% 높게 나타났으며, 최대압쇄하중은 약 6.5% 높게 나타났다.

(4) 압쇄속도가 빠를수록 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대한 흡수에너지, 평균압쇄하중 및 최대압쇄하중의 차이가 적어졌다.

후 기

이 논문은 과학기술부, 한국과학재단 지정 지역협력연구센터인 조선대학교 수송기계부품 공장자동화 연구센터의 연구비 지원에 의해 연구되었음.

참고문헌

1. 한국자동차공학회, "자동차 기술 핸드북; 시험평가편," SAE Korea, pp. 339-350, 1996.
2. H. Ishikawa, "Computer simulation of automobile collision, reconstruction of accidents," SAE Paper No. 851729, 1985.
3. H. B. Pritz, "Experimental investigation of pedestrian head impacts on hood and fenders of production vehicles," SAE Paper No. 830055, 1983.
4. J. Grandel et al., "Impact dynamic, head impact severity and helmet's energy absorption in motorcycle/passenger car accident tests," IRCOBI, 1984.
5. E. G. Janssen et al., "Evaluation of vehicle-cyclist impacts through dummy and human cadaver tests," 11th ESV, 1987.
6. John Fenton, "Handbook of vehicle design analysis," Society of automotive engineers, Inc, pp. 9-12, 1996.
7. 이형복, "자동차설계학," 원창출판사, pp. 71-85, 1996.
8. W. Johnson, "Impact strength of materials," E. Arnold, London, and Crane Russak, New York, 1972.
9. B. Rawlings, "Response of structures to dynamic loads," Mechanical Properties at High Rates of Strain, (Ed. J.Harding), pp. 279-298. Inst. of Physics Conf. Series No. 21, London, 1974.
10. 綾 紀元, 高橋 邦弘, "車體のエネルギー-吸收特性," 日本自動車技術會論文集, No. 7, pp. 60-66, 1974.
11. G. Gerard. "The crippling strength of compression elements," JAS, 25, 1, 1958.
12. Mahmood, H. F., and Paluzny, A., "Design of thin walled columns for crash energy management-their strength and model of collapse," Proc. 4rd Instructural Conference on Vehicle Structural Mechanics, Nov. 18-20, Detroit, pp. 7-18, 1981.
13. T. Wierzbicki and T. Akerstrom, "Dyanmic crushing of strain rate sensitive box columns," Proceedings of the Second International Conference on Vehicle Structural Mechanics, SAE 70592, pp. 19-31, April 1977.
14. 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.
15. M. D. White, N. Jones, W. Abramowicz, "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, 1999.
16. 차천석, 김정호, 양인영, "모자형 단면 점용접부재의 축방향 압쇄특성에 관한 연구(1)," 한국정밀공학회지, 제17권, 제3호, pp. 192-199, 2000. 3