

점용접된 차체 구조용 모자형 단면부재의 축방향 압괴 특성

차천석 · 양인영 · 전형주* · 김용우* · 김정호*†

조선대학교 기계공학부 · *순천대학교 기계자동차공학부

(2000. 7. 27. 접수 / 2000. 11. 10. 채택)

Collapse Characteristics of Vehicle Members with Spot Welded Hat-Shaped Section under Axial Compression

Cheon-Seok Cha · In-Young Yang · Hyung-Ju Jeon* · Yong-Woo Kim* · Jeong-Ho Kim*†

Division of Mechanical Engineering, Chosun University

*Division of Mechanical and Automotive Engineering, Sunchon National University

(Received July 27, 2000 / Accepted November 10, 2000)

Abstract : The hat shaped section members, spot welded strength resisting structures are the most energy absorbing ones of automobile components during the front-end collision. Under the static axial collapse load in velocity of 10mm/min and quasi-static collapse load in velocity of 1000mm/min, the collapse characteristics of the hat shaped section and double hat shaped section member have been analyzed by axial collapse tests with respect to the variations of spot weld pitches on the flanges. In addition, the quasi-static collapse simulations have been implemented in the same condition to the experiment's using FEM package, LS-DYNA3D. The simulated results have been verified in comparison with those from the quasi-static axial collapse tests. With the computational approaches the optimal energy absorbing structures can be suggested. Simulations are so helpful that the optimized data be supplied in designing vehicles in advance.

Key Words : hat shaped section member, spot welded, front-end collision), axial collapse test, collapse characteristic, quasi-static collapse simulation, optimal energy absorbing structures

1. 서 론

자동차 충돌에 의한 교통사고는 경사방향을 포함한 전면충돌의 경우가 측면이나 후면으로부터의 충돌에 비해 가장 많이 발생하는 사고형태이기 때문에 전면충돌의 안전성능은 차량개발에서 가장 중요한 문제의 하나이다.¹⁻⁵⁾

차체 앞부분은 엔진이나 현가장치 등을 지지하고 여러 보조기기류를 격납하는 역할도 하지만 전면 충돌시 에너지를 적절히 흡수할 수 있는 구조로 되어야 한다. 많은 차량에서는 차체 앞부분의 내판(사이드부재)을 모자형 단면 강도부재로 제작하여 충돌시에 구조부재가 소성변형하여 충돌에너지를

흡수하도록 설계하고 있다. 또한, 차실을 감싼 구조부재는 차체 앞부분이 소성변형하면서 에너지를 흡수하는 동안에 그 자체는 변형되지 않고 차실내의 공간을 유지해야만 한다. 즉, 차실내의 구조부재는 에너지흡수라고 하는 관점과 차체 앞부분으로부터 전달된 하중을 흡수·분산을 통해서 차실의 변형이 적게 되도록 설계된다. 특히, 차량의 초기설계 단계에서는 차량전체의 전면충돌성능을 예측하기 전에 사이드부재와 같이 충돌시 에너지흡수량이 크고 간단한 구조부재에 대해서 소성변형에 의한 압괴거동과 에너지흡수 특성을 정확히 파악하는 것이 중요한 문제이다.⁶⁻⁸⁾

지금까지의 압괴해석에 관한 연구동향을 살펴보면, 사이드부재 형상을 모방한 완전한 폐단면형상인 상자형 단면을 기본으로 하는 여러 단면형상에 대해 축방향 압괴실험이 행해져 왔다. 특히, 이

† To whom correspondence should be addressed.
kimstime@sunchon.ac.kr

론적인 해석에 있어서 충격압괴시에는 변형거동의 분석이 곤란하여 정적압괴에 의한 해석이 대부분이다.^{9,10)} 이들 연구는 주로 정적압축하중을 받는 폐단면 형상인 균일단면부재에 대한 연구결과가 대부분으로, 평균압괴응력을 이론적으로 해석함으로써 에너지흡수능력을 명확히 하고자 하였다. 또한, 실제 차체구조부재인 의사폐단면 형상인 점용접부재의 압괴특성에 대한 연구는 모자형 단면부재에 대하여 seam용접상태에 있다는 가정하에서 Ohkubo 등¹¹⁾은 모자형 단면부재의 정적 평균압괴하중을 동역학적 분석을 활용하였으며, Aya와 Takahashi¹²⁾, Tani와 Fumahashi¹³⁾는 유효폭의 접근 방법을 사용하여 정적압괴모드에 대한 연구를 행하였다. 최근에는 슈퍼컴퓨터와 FEM의 급격한 발달로 인해 구조부재의 충돌압괴 특성을 컴퓨터에서 예측하고자 하는 연구가 진행중이다.^{14, 15)} 그러나, 점용접부재는 용접부를 제외한 나머지는 완전한 폐단면이 아닌 의사폐단면 형상이기 때문에 이론적인 해석이 어렵다. 특히, 압괴가 진행되는 과정에서 하중-변형관계나, 점용접부재에 대하여 용접간격과 형상의 변화를 고려한 최적의 구조부재를 구하기 위한 연구결과는 찾아보기 어렵다.

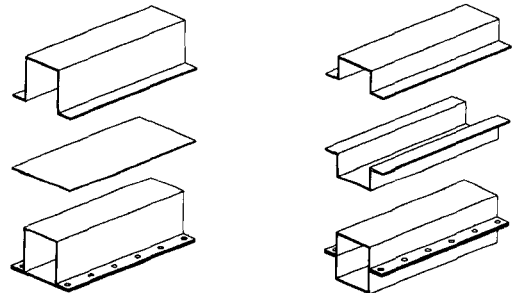
본 연구에서는 점용접된 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재를 정적 및 준정적 축방향 압괴하에서 플랜지 용접간격의 변화에 따른 압괴 실험을 행하여 압괴특성을 해석하였다. 또한, 범용 유한요소해석 소프트웨어인 LS-DYNA3D을 이용하여 준정적압괴 시뮬레이션을 행하였다. 시뮬레이션의 결과는 실험결과와 비교함으로써 시뮬레이션의 타당성을 확인하였다. 이와 같은 시뮬레이션은 FEM에서 가정한 모델을 이용하여 여러 가지 조건하에서의 성능을 평가할 수 있을 뿐만 아니라 구조변형에 의한 효과를 사전에 예측할 수 있다.

2. 시험편

차체구조부재인 SCP1 냉간압연강판을 사용하여 Fig. 1에서 나타낸 바와같이 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재를 점용접하여 제작하였다. 점용접은 220V, 85A의 전류에서 통전시간 1.5sec로 모든 시험편에 동일하게 유지하였다. 단일모자형 단면부재 및 이중모자형 단면부재의 두께 0.78mm, 가로×세로 30×30mm, 플랜지폭 12mm, 점용접 간격은 이론적 접힘길이¹⁶⁾가 약 22mm

인 것을 감안하여 이론적인 접힘길이보다 간격이 짧은 18.3mm와 이론적인 접힘길이보다 긴 27.5mm로 하였으며, 시험편의 끝부분은 점용접이 가능하지 않기 때문에 시험편의 점용접은 시험편 끝부분으로부터 5mm떨어진 위치에서 시작하였고, 점용접타점이 상하대칭이 되도록 하였다. 또한, 시험편의 길이는 오일러 좌굴을 일으키지 않고 실험시 압괴가 수주기 반복하여 나타나는데 충분한 길이인 120mm로 하였으며, 모든 시험편의 단면적은 동일하다.

Fig. 2는 KS B 0802(금속재료인장시험)에 의한 인장실험 결과 얻은 응력-변형률 선도이며, Table 1에 시험편의 기계적 성질을 나타냈으며, Table 2는 본 연구에 사용한 시험편의 기호에 대하여 나타냈다.



(a) Hat-shaped member (b) Double hat-shaped member
Fig. 1. Configuration of the specimens

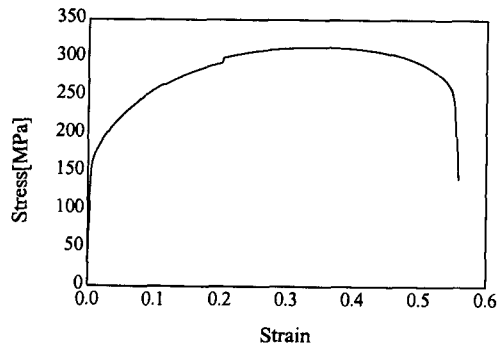


Fig. 2. Relationship between stress and strain from axial tensile test

Table 1. Material constants of specimens

Specimen Thickness [mm]	Yield Strength [MPa]	Tensile Strength [MPa]	Elongation [%]
0.78	166.7	308.4	46.4

Table 2. Definition of the specimen

H(D)	E(F, G)	S(Q)
Type		
H : Hat-shaped		
D : Double hat-shaped		
Spot weld pitch		
E : 18.3mm		
F : 22mm		
G : 27.5mm		
Load		
S : Static(10mm/min)		
Q : Quasi-static(1000mm/min)		

3. 압괴실험

본 실험에서는 UTM(Universal Testing Machine)을 사용하여 변형속도의 영향이 나타나지 않도록 10mm/min 속도로 균일한 압축하중을 가하여 축방향 압괴실험을 하였다. 또한, 속도를 높여 속도변화가 압괴특성에 미치는 영향에 대하여 고찰하고, 준정적압괴 시뮬레이션과 비교하고자 압괴속도 1000mm/min로 준정적압괴실험을 하였다. 준정적압괴실험 속도는 시험장치의 허용범위 내에서 가능한 빠른 속도인 1000mm/min을 택하였다. 실험장치는 Photo 1에 나타났다.

여러 번의 예비실험을 실시하여 실험결과와 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. 3과 같은 압괴실험에서 얻은 하중-변위선도의 면적이 시험편에 흡수되는 에너지이므로, 하중-변위선도를

식 (1)과 같이 적분하여 구하고, 그 값을 압괴길기로 나눔으로써 평균압괴하중을 구하여 압괴특성을 평가하였다.

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

여기서, E_a 는 박육부재에 흡수된 에너지이며, P 는 압괴하중을 나타낸다. 그리고, Fig. 3은 본 연구에 사용한 시험편의 플랜지 점용접간격 18.3mm인 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대한 정적압괴 실험결과 얻어진 하중-변위선도이며, 실선은 이중모자형 단면부재의 하중-변위선도를, 점선은 단일모자형 단면부재의 하중-변위선도를 나타내고 있다.

Photo. 2는 단일모자형 단면부재(Photo. 2(a))와

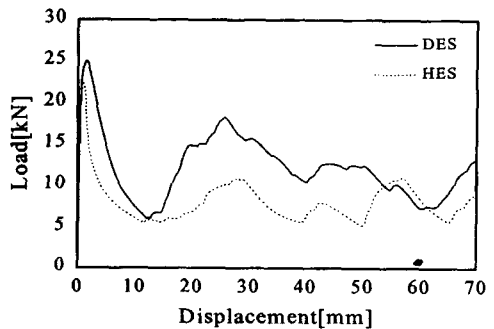
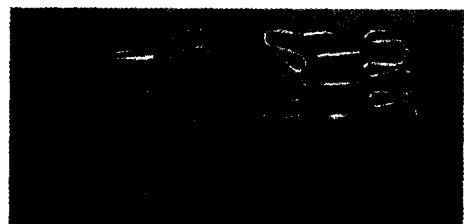
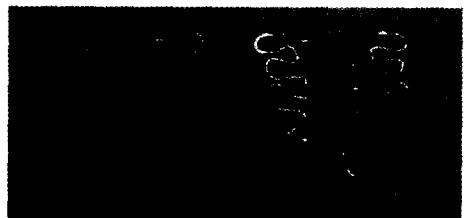


Fig. 3. Relationship between load and displacement



(a) Hat-shaped member



(b) Double hat-shaped member

Photo 2. Area of collapsed specimens

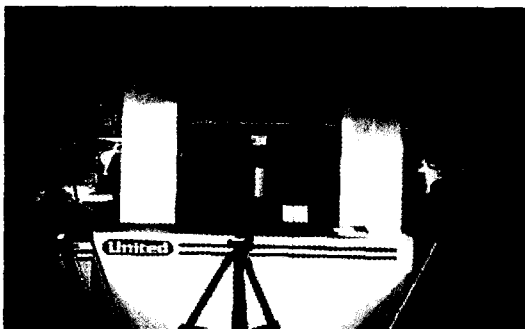


Photo 1. Configuration of testing machine

이중모자형 단면부재(Photo. 2(b))의 압괴된 시험편을 절단하여 나타냈다.

4. 압괴 시뮬레이션

본 연구에서는 범용유한요소해석 프로그램인 LS-DYNA3D(Livermore Software Technology Co.)를 사용하여, 점용접된 단일모자형 및 이중모자형 단면부재에 대한 준정적압괴 시뮬레이션을 행하여 압괴특성을 해석하였다. 해석에 사용한 LS-DYNA3D (Version 940)¹⁷⁾는 해석을 수행하는 DYNA3D와 전처리 프로그램으로서 모델링작업을 하는 FEMB¹⁸⁾, 그리고 해석결과를 보여주는 후처리 프로그램인 LS-TAURUS¹⁹⁾로 구성되었다.

Fig. 4는 준정적압괴 시뮬레이션에 사용한 유한요소모델이며, 준정적압괴실험 조건을 수치해석상의 경계조건으로 나타낸 것이다. 부재모델의 단면치수는 실험에서 사용한 것과 동일하며, 단일모자형 단면부재 및 이중모자형 단면부재는 셀요소 $h1 \times h2$ 인 4절점의 Belytschko-tsay shell요소로서 $h1=h2=3mm$ 로 하여 2464개의 요소로 분할하였다. 본 연구에서는 Belytschko-tsay shell요소²⁰⁾는 계산의 효율성 때문에 선택하였다.

부재모델의 한 단은 고정단으로 하여 모든 자유도를 구속하고, 다른 단은 하중을 받는 단으로 하여 회전경계조건을 모두 자유롭게 하였다. 이때 하중단과 접한 평판이 축방향으로 일정한 속도로 진행함으로써 시험편이 압괴되도록 하였다. 압괴속도는 준정적압괴실험 조건과 동일하게 1000mm/min로 하였다.

CONTACT의 정의는 하중단과 접하고 있는 강체의 SURFACE를 MASTER로 설정하고, 강체의 표면과 접하는 하중단의 NODE를 SLAVE로 설정

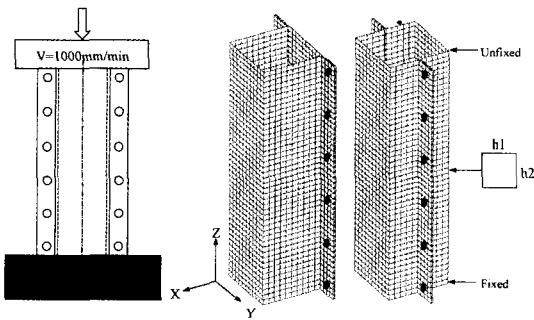


Fig. 4. Boundary condition of quasi-static collapse

하여 정의하였다. 이때 MASTER와 SLAVE 사이의 마찰계수는 0.12로 하였다.

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

모델에 사용한 재료특성은 모든 요소에 대해서 Table 1의 재료상수 값을 부여하였고, Fig. 2의 응력-변형을 선도에서 탄성역 이후의 값들을 재료상수와 함께 고려함으로써, 재질의 비선형 거동을 정의하였다. 또한, 하중단과 접한 평판의 재질을 강체로 설정하고 강제적으로 시간-변위에 따라 압괴길이가 70mm가 될 때까지 변위제어를 하여 실험과 같이 축방향으로 진행시켰다.

실험과 같은 압괴모드를 얻기 위하여 이중모자형 단면 유한요소 모델에 초기조건으로 ϵ 자 부재 축 중앙의 한 NODE점을 안쪽으로 약 0.1mm 이동하여 해석하였다. 그러나, 단일모자형 단면부재는 압괴시 평판축의 좌굴하중이 ϵ 자 부재축보다 낮아 평판축의 압괴에 의하여 전체적인 압괴모드가 결정되기 때문에 부재모델에 초기조건을 주지 않고 해석하였다.

Figs. 5, 6은 플랜지 용접간격 22mm인 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대한 준정적압괴 시뮬레이션 결과 얻어진 압괴과정으로써 변형이 진행되고 있는 동안의 압괴현상을 관찰하기 위하여 압괴시 변위가 0mm, 5mm, 10mm, 30mm, 50mm 그리고 시험편이 완전히 압괴된 후인 70mm에서의 변형상태를 나타내고 있다. 변형모드를 보면 압괴실험에서와 동일하게 단일모자형 단면부재의 경우는 평형모드가 나타남을 알 수 있었고, 이중모자형 단면부재는 플랜지부의 간섭에 의하여 불안정한 대칭모드가 나타났다.

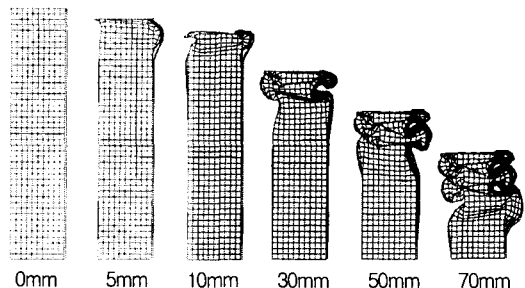


Fig. 5. Collapsing process of specimen, HFQ

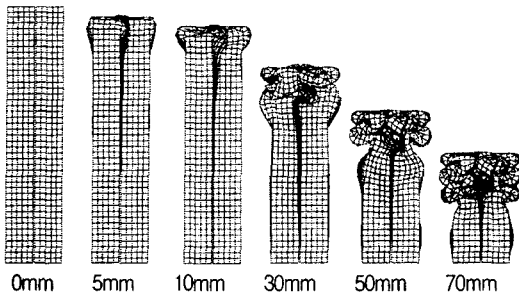


Fig. 6. Collapsing process of specimen, DFC

5. 결과 및 고찰

5.1. 단면부재의 압괴 특성

실험결과를 흡수에너지 E_a , 최대압괴하중 F_{max} , 평균압괴하중 F_{mean} 에 대하여 정리하였다. 흡수에너지는 하중-변위선도를 적분하여 구하고, 그 값을 압괴길이 70mm로 나눔으로써 평균압괴하중을 구했다. 상자형 단면부재가 완전한 폐단면을 가진 것에 반해서, 모자형 단면부재는 π 자 단면부재와 평판이 조합되어져 점용접 타점에서는 폐단면이고 그 외에서는 폐단면에 가까운 단면형상을 가진 이유로 변형모드는 상자형 단면부재와는 다른 형태를 보인다.

상자형 단면부재의 변형모드는 중심축에 대해서 대칭인 아코디언상 모드를 나타내지만, Photo. 2(a) 및 Fig. 5에서 보듯이 단일모자형 단면부재의 변형모드는 플랜지에 있어서 단면이 불연속하게 되어있고, 평판과 서로 마주보는 π 자 단면부재의 벽면이 부재 외측방향으로 변형될 때 평판은 부재 내측방향으로 변형하는 평형모드가 나타난다.

또한, 단일모자형 단면부재에서는 일반적으로 π 자 단면측보다 평판측의 좌굴하중이 낮기 때문에 평판측의 좌굴이 계기가 되어서 압괴된다. 점용접 타점은 평판을 π 자 단면부재에 의해 지지하는 구속조건이 되기 때문에 타점간격은 평판의 좌굴 변형에 영향을 주어 결과적으로 단일모자형 단면부재 전체의 변형모드를 좌우하게 된다.

이중모자형 단면부재도 단일모자형 단면부재와 같이 점용접 타점에서는 폐단면이고 그 외에서는 폐단면에 가까운 단면형상을 가진다. Photo. 2(b) 및 Fig. 6에서 압괴시 변형모드는 단일모자형 단면부재의 평형모드와 다른, 상자형 단면부재와 유사한 중심축에 대해서 대칭인 압괴모드를 보이나, 상자형 단면부재와는 다르게 압괴시 플랜지의 간섭에

의해서 불안정한 대칭모드가 지배적이었다.

Tables 3, 4는 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 플랜지 용접간격의 변화에 의한 정적, 준정적압괴실험 결과의 평균값으로 흡수에너지, 평균압괴하중, 최대압괴하중의 데이터 값을 나타냈다. Fig. 7은 Tables 3, 4의 데이터 값으로써 평균압괴하중과 최대압괴하중을 비교한 그림이다.

Tables 3, 4 및 Fig. 7에서 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대하여 압괴속도와 플랜지 용접간격의 변화에 따른 비교를 보면, 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재 모두 정적, 준정적압괴하중에서 플랜지 용접간격이 짧을수록 흡수에너지, 평균압괴하중, 최대압괴하중이 증가하는 것을 알 수 있었다.

또한, 변형속도의 영향에 의해서 정적압괴인 경우보다 속도가 빠른 준정적압괴하중에서 흡수에너지, 평균압괴하중, 최대압괴하중이 모두 높게 나타남을 알 수 있었다. 그리고, 평균압괴하중은 압괴속도뿐만 아니라 단면의 형상에 의한 차이가 더욱 큼을 알 수 있었으며, 최대압괴하중은 단면의 형상보다는 압괴속도에 의한 영향을 더욱 크게 받음을 알 수 있었다.

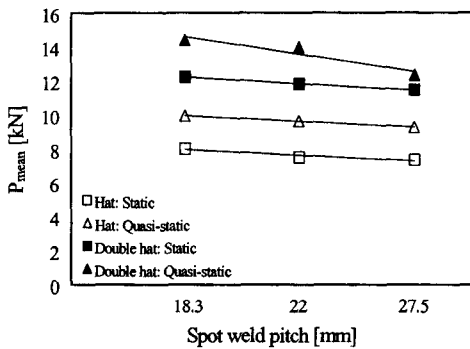
이중모자형 단면부재의 흡수에너지 및 평균압괴하중은 단일모자형 단면부재에 비해서 정적인 경우에 약 55%, 준정적압괴시 약 41% 높게 나타났으며, 최대압괴하중은 정적인 경우에 약 16%, 준정적압괴시 약 5% 높게 나타났다. 이는 압괴하중이 작용할 때 하중의 80% 이상이 모서리 부분에서 흡수하기 때문이다. 단일모자형 단면부재의 모서리 부분은 4곳, 이중모자형 단면부재의 모서리 부분은 8곳으로써 순차적인 압괴가 이루어진다면 단일모자형 단면부재보다는 이중모자형 단면부재가 에

Table 3. Static and quasi-static collapse test results for hat-shaped member with flange spot-weld pitch

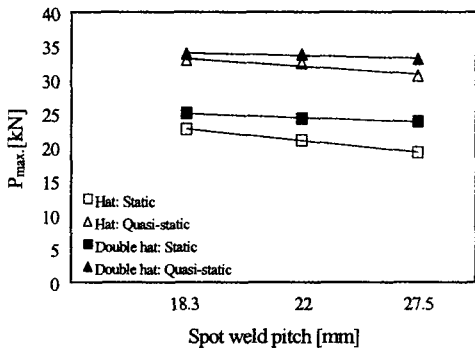
Specimens	Absorbed energy E_a [J]	Mean collapse load P_{mean} [kN]	Maximum collapse load P_{max} [kN]
HES	561.91	8.03	22.66
HEQ	697.90	9.97	32.91
HFS	526.53	7.52	21.04
HFQ	673.03	9.66	32.47
HGS	515.62	7.37	19.21
HGQ	650.19	9.29	30.57

Table 4. Static and quasi-static collapse test results for double hat-shaped member with flange spot-weld pitch

Specimens	Absorbed energy E_a [J]	Mean collapse load P_{mean} [kN]	Maximum collapse load P_{max} [kN]
DES	857.41	12.25	25.03
DEQ	1008.72	14.41	33.84
DFS	828.32	11.83	24.22
DFQ	978.98	13.99	33.76
DGS	802.71	11.47	23.79
DGQ	864.82	12.35	33.08



a) Mean collapse load



b) Maximum collapse load

Fig. 7. Static and quasi-static collapse test results for hat-shaped and double hat-shaped members with flange spot-weld pitch

너지흡수능력이 우수함을 말하고 있다.

5.2. 압괴실험과시물레이션

본 연구에서는 준정적압괴 시물레이션을 대상으로 하여 단일모자형 단면부재 및 이중모자형 단면부재의 기본적인 시험편에 대해서만 해석을 하였다. Table 5에 플랜지 용접간격 22mm인 경우에 대한 단일모자형 단면부재 및 이중모자형 단면부재의 준정적압괴실험 결과의 평균값과 준정적압괴 시물레이션의 결과값으로 흡수에너지, 평균압괴하중 및 최대압괴하중에 대한 데이터 값을 나타냈다. Fig. 8은 Table 5의 데이터값으로써 평균압괴하중과 최대압괴하중을 준정적압괴실험 결과와 준정적압괴 시물레이션 결과를 비교한 그림이다.

Table 5에서 $(E_a)t$ 는 준정적압괴실험에 의해 구한 흡수에너지, $(P_{mean})t$ 는 평균압괴하중, $(P_{max})t$ 는 최대압괴하중이며, $(E_a)s$ 는 준정적압괴 시물레이션에 의해 구한 흡수에너지, $(P_{mean})s$ 는 평균압괴하중, $(P_{max})s$ 는 최대압괴하중이다. 또한, $(E_a)s/(E_a)t$ 는 시물레이션 결과와 실험결과의 흡수에너지의 비, $(P_{mean})s/(P_{mean})t$ 는 평균압괴하중의 비, $(P_{max})s/(P_{max})t$ 는 최대압괴하중의 비를 나타내고 있다.

예를 들면, HFQ에서 시물레이션 결과에서 구한 흡수에너지는 $(E_a)s=702.94\text{J}$ 이고, 같은 부재의 실험결과는 $(E_a)t=676.03\text{J}$ 이다. 그 비는 $(E_a)s/(E_a)t=1.04$ 이고, 시물레이션 결과는 실험결과에 비해 흡수에너지가 4% 큰 값을 의미하고 있다. 동일하게, 모든 시험편에 대하여 준정적압괴 시물레이션 결과와 준정적압괴실험 결과를 비교하면 시물레이션 결과는 실험결과에 비해서 흡수에너지 및 평균압괴하중은 약 4%, 최대압괴하중은 약 6% 높게 나타났다. 또한, 준정적압괴실험에서와 비슷하게 준정적압괴 시물레이션에서도 이중모자형 단면부재가 단일모자형 단면부재에 비하여 흡수에너지와 평균압괴하중은 약 44% 높았고, 최대압괴하중은 약 3% 높게 나타났다. 이상의 결과로부터 준정적압괴 시물레이션의 타당성을 확인할 수 있었다.

Table 5. Quasi-static collapse test and simulation results for hat-shaped members and double hat-shaped members

Specimens	Absorbed energy E_a [J]			Mean collapse load P_{mean} [kN]			Maximum collapse load P_{max} [kN]		
	test $(E_a)t$	simulation $(E_a)s$	$(E_a)s/(E_a)t$	test $(P_{mean})t$	simulation $(P_{mean})s$	$(P_{mean})s/(P_{mean})t$	test $(P_{max})t$	simulation $(P_{max})s$	$(P_{max})s/(P_{max})t$
HFQ	676.03	702.94	1.04	9.66	10.04	1.04	32.47	34.72	1.07
DFQ	978.98	1012.95	1.03	13.99	14.47	1.03	33.76	35.58	1.05

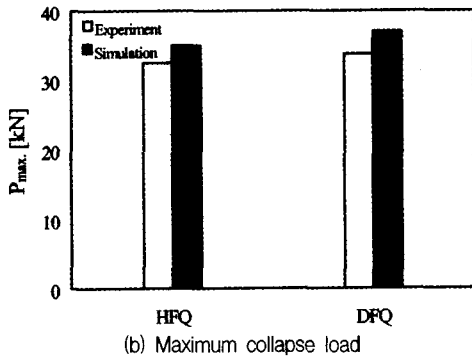
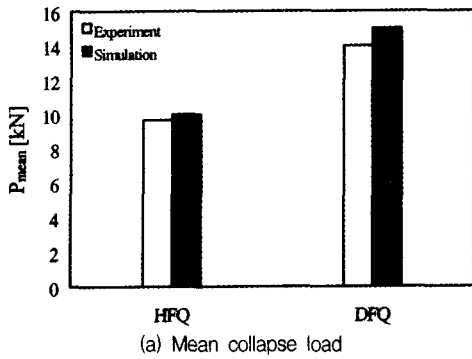


Fig. 8. Quasi-static collapse test and simulation results for hat-shaped members and double hat-shaped members

5. 결론

점용접된 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재에 대하여 플랜지 점용접간격의 변화에 의한 정적 및 준정적 축방향 압괴실험을 행하고, 특히 상용유한요소 프로그램인 LS-DYNA3D을 사용하여 준정적 압괴 시뮬레이션을 행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 단일모자형 단면부재의 변형모드는 평판과 서로 마주보는 2자 단면부재의 벽면이 부재 외측 방향으로 변형될 때 평판은 부재 내측방향으로 변형하는 평형모드가 되며, 이중모자형 단면부재는 압괴시 플랜지부의 간섭에 의해서 불안정한 대칭모드가 지배적이다.

(2) 단일모자형 단면부재와 이중모자형 단면부재 모두 플랜지 용접간격에 따른 흡수에너지 및 평균압괴하중은 플랜지 용접간격이 짧을수록 높았다.

(3) 압괴속도가 빠른 준정적인 상태에서 흡수에너지, 평균압괴하중 및 최대압괴하중은 정적압괴

하에서보다 높게 나타났다. 특히, 평균압괴하중은 압괴속도 뿐만 아니라 단면의 형상에 의한 차이가 더욱 큼을 알 수 있었으며, 최대압괴하중은 단면의 형상보다는 압괴속도에 의한 영향을 더욱 크게 받음을 알 수 있었다.

(4) 이중모자형 단면부재의 흡수에너지 및 평균압괴하중은 단일모자형 단면부재에 비하여 정적인 경우에 약 55%, 준정적압괴시 약 41% 높게 나타났으며, 최대압괴하중은 정적인 경우에 약 16%, 준정적압괴시 약 5% 높게 나타났다.

(5) 시뮬레이션 결과와 실험결과를 비교했을 때, 흡수에너지와 평균압괴하중은 시뮬레이션 결과가 실험결과에 비하여 약 4%, 최대압괴하중은 약 6% 이내의 오차범위로 높게 나타났다. 이 정도의 오차는 시험편의 제작상 오차를 고려한다면 잘 근사한다고 사료된다.

참고문헌

- 1) John Fenton. *Handbook of vehicle design analysis*: Society of automotive engineers, Inc., 1996, pp. 9 ~ 12.
- 2) E. Haug et al., "Recent trends and advances in crash simulation and design of vehicles." *Proceedings of the NATO-ASI:343 ~ 359*, July 1996.
- 3) A. K. Prasad.. "Energy absorbed by vehicle structures in side-impacts." *SAE Paper No.910599*.
- 4) P. K. Syamal and M. Bhatti., "Rear full overlap high speed car-to-car impact simulation." *SAE Paper No.951085*.
- 5) S. H. Park et al., "Analyses of frontal crash and side impact by using developed explicit program." *International Pacific Conference on Automotive Engineering*, 971372:39 ~ 44, 1997.
- 6) R. J. Hayduk and T. Wierzbicki. "Extensional collapse modes of structural members." *Computers & Structures* 18:447 ~ 458, 1984.
- 7) A. A. Singace and H. Ei-Sobky., "Behaviour of axially crushed corrugated tubes." *International Journal of Mechanical Science* 39:249 ~ 268, 1997.
- 8) 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* 39: 575-583, 1997.
- 9) K. Kormi, D. C. Webb and W. Johnson.. "The crush response of circular tubes under general applied loading." *International Journal of Impact Engineer-*

- ing 13:243 ~ 257, 1993.
- 10) A. A. Singace. "Axial crushing analysis of tubes deforming in the multi-lobe mode." *International Journal of Mechanical Science* 41:865 ~ 890, 1999.
 - 11) Ohkubo Y, Akamatsu T and Shirasawa K., "Mean crushing strength of closed-hat section members." *Society of Automotive Engineers Paper No. 740040*, 1974.
 - 12) Aya N and Takahashi K., "Energy absorption characteristics of vehicle body structure." *Japan Society of Automotive Engineers Bulletin* 7:65 ~ 74, 1976
 - 13) Tani M and Funahashi A., "Energy absorption by the plastic deformation of body structural members." *Paper 783068 presented at S.A.E. Annual Meeting, Detroit, February 1978.*
 - 14) J. D. Reid and K. J. Bonello., "Manufacturing influence on thin-walled column collapse." *Second International LS-DYNA3D Conference Paper No. 21LSD3D. 108:14*, 1994.
 - 15) E. Markiewicz., "Simplified vehicle crash simulation: Tools for multibody modelling and application to an impacted double curvature 's' frame." *Proceedings of the NATO-ASI on Crashworthiness of Transportation Systems Structural Impact and Occupant Protection:7 ~ 19*, July 1996.
 - 16) 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:7 ~ 18, 1981.
 - 17) Livermore Software Technology Corporation. *LS-DYNA User's manual: 1997, Version 940.*
 - 18) Engineering Technology Associates, Inc. *FEMB version 26.4 user's manual: 1996.*
 - 19) Livermore Software Technology Corporation. *LS-TAURUS user's manual: 1996.*
 - 20) Livermore Software Technology Corporation. *LS-DYNA3D theoretical manual: 1993, pp. 6.1 ~ 6.10.*