

차체구조용 박육부재의 단면형상변화에 따른 에너지흡수 특성

차천석[#], 정진오^{*}, 이길성^{**}, 백경윤^{**}, 양인영^{***}

Energy Absorbing Characteristics of Thin-Walled Members for Vehicles Having Various Section Shapes

Cheon Seok Cha[#], Jin Oh Chung^{*}, Kil Sung Lee^{**}, Kyung Yun Baek^{**} and In Young Yang^{***}

ABSTRACT

The front-end side members of automobiles absorb most of the energy in a case of front-end collision. The front-end side members are required to have a high stiffness together with easiness to collapse sequentially to absorb more impact energy. The axial static collapse test (5mm/min) was conducted by using UTM for form different types of members which have different cross section shapes; single hat, single cap, double cap, and double hat. The single hat shaped section member has the typical standard section, which the double hat shape section has a symmetry in the center to have more stiffness. As a result of the test, the energy absorbing characteristic was analyzed for different section shapes. It turned out that the change of section shape influence the absorbing energy, the mean collapse load and the maximum collapse load, and the relation between the change of section shape and the collapse mode.

Key Words : Side member(사이드부재), Static collapse test(정적압괴실험), Stiffness(강성), Absorbing energy(흡수에너지), Mean collapse load(평균압괴하중), Maximum collapse load(최대압괴하중)

1. 서론

자동차의 충돌에 의한 교통사고는 경사방향을 포함한 전면충돌의 경우가 측면이나 후면충돌에 비해 많이 발생하는 사고형태이기 때문에 전면충돌의 안전성능은 차량개발의 초기단계에서 가장 중요한 문제의 하나이다.^{1,2}

자동차 전면 충돌사고시 자동차 전면부에서 충

돌에너지를 적절히 흡수할 수 있다면 그만큼 탑승자에게 가해지는 상해가 경감된다. 전면 충돌사고시 자동차의 충돌에너지를 흡수하는데 가장 크게 기여하는 것은 전면부 사이드부재이며, 기본적인 단면형상은 모자형 단면부재로서 점용접에 의해 이루어졌다.^{3,8} 이와같은 사이드부재가 많은 충돌에너지를 흡수하기 위해서는 강성이 큰 강도부재가 요구된다. 그러나, 충돌직후 탑승자에 가해지는 충

접수일: 2003년 4월 3일; 게재승인일: 2003년 7월 11일

교신저자: 순천대학교 기계자동차공학부

E-mail: cha7170@sunchon.ac.kr, Tel: (061) 750-3963

* 순천대학교 기계자동차공학부

** 조선대학교 대학원 기계설계공학과

*** 조선대학교 기계공학부

격을 작게 하기 위해서는 차체 감속도를 낮게 하기 위해 강도부재가 용이하게 압괴하도록 해서 소성변형에 의한 충돌에너지를 흡수하게 해야 한다. 즉, 자동차 전면부 사이드부재는 강성이 크면서 효과적인 접힘이 이루어져야만 한다.

이와같이 많은 충돌에너지를 흡수할 수 있는 부재를 개발하기 위하여 지금까지의 연구는 주로 균일단면부재의 에너지흡수 능력을 해석하고자 하였다.⁹⁻¹⁰ 최근들어 실제 수송기계의 강도부재인 점용접된 부재에 대한 연구가 행하여지고 있으나, 대부분 정적압괴에 대한 실험적 고찰과 점용접부재를 완전한 폐단면을 갖는 부재로 가정하고 최대압괴하중과 평균압괴응력을 이론적으로 해석하고자 하는 정도이다.³⁻⁵ 그러나, 점용접 부재는 용접부를 제외한 부분은 완전한 폐단면이 아닌 의사폐단면의 형상을 갖는 부재로서 차량충돌과 같은 고속 충격압괴시 압괴현상은 기하학적 변형이 크고 소성변형을 포함하는 비선형 거동을 하기 때문에 압괴특성을 파악하기 어렵다. 또한, 강성과 적절한 접힘의 상반된 조건을 만족시키기 위해서는 많은 연구가 필요하다.

본 연구에서는 사이드부재의 강성을 증가시키기 위해서 단면형상을 변화시켰다. 즉, 강도부재가 축하중을 받을 때 응력분포는 모서리부에서 대부분이 집중되면서 압괴된다.⁷⁻⁸⁾ 그러므로, 현재 사이드부재의 기본단면 형상인 단일 사각모자형 단면부재에서 벗어나 모서리부의 수를 증가시킨 단면형상을 갖게하면 가능하다. 이와같은 강성의 증가와 적절한 접힘을 가져오는 상반된 요구를 만족시키는 부재를 개발하기 위하여, 모서리수가 4개인 단일 사각모자형(이하 단일모자형(Single hat)이라고 한다) 단면부재와 더불어 단면형상을 변화시킨 모서리수가 3개인 단일 삼각모자형(이하 단일캡형(Single cap)이라고 한다) 단면부재, 모서리수가 6개인 이중 삼각모자형(이하 이중캡형(Double cap)이라고 한다) 단면부재 및 모서리수가 8개인 이중 사각모자형(이하 이중모자형(Double hat)이라고 한다) 단면부재에 대하여 UTM을 이용한 축방향 정적압괴(5mm/min) 실험을 행하였다. 실험결과로부터 압괴모드와 에너지흡수 특성을 고찰하여 최적의 단면형상을 제시하였다.

2. 시험편

자동차 전면충돌시 가장 많은 에너지를 흡수하는 실제 차량전면부 사이드부재는 두께 1.2~1.8mm

의 고장력강으로서 폭(가로×세로)=(100~140) ×(50~100)mm, 길이=(500~700)mm가 사용되고 있다. 그러나, 본 연구에서는 SCP1 냉간압연강판을 사용하여 Fig. 1에서 나타낸 바와 같이 실제 사이드부재의 약 1/4 치수의 시험편으로써 단일캡형 단면부재(Single cap), 단일모자형 단면부재(Single hat), 이중캡형 단면부재(Double cap) 및 이중모자형 단면부재(Double hat)를 점용접하여 제작하였다. 점용접은 수차례 예비실험을 통하여 압괴시 용접부가 떨어지지 않도록 하였다.

점용접 간격은, 점용접부재에 대한 접힘길이의 이론이 없으므로 완전한 폐단면형상인 사각단면부재의 연강 또는 고장력강일때 폭의 0.7~0.8배인 이론적인 접힘길이¹¹⁾를 적용하여 22mm로 하였다. 또한, 시험편의 끝부분은 점용접이 불가능하기 때문에 끝부분으로부터 5mm 떨어진 위치에서 시작하였고, 점용접 타점은 직경 6mm로 하여 상하대칭이 되도록 하였다. 그리고, 시험편의 두께는 1.0mm이며, 길이는 120mm로 선택하였고, 모든 시험편의 단면적은 동일하다.

Table 1은 시험편의 기계적 성질을 나타낸다.

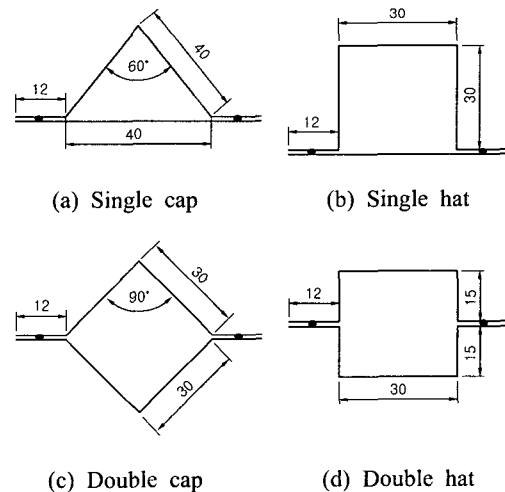


Fig. 1 Configuration of the specimens

Table 1 Material constants of specimens

Yield strength [MPa]	Tensile strength [MPa]	Young's modulus [GPa]	Poisson's ratio	Elongation [%]
173.5	302.4	203	0.31	45.3

3. 압괴실험

본 실험에서는 UTM(Universal Testing Machine)을 사용하여 단일캡형 단면부재, 단일모자형 단면부재, 이중캡형 단면부재 및 이중모자형 단면부재에 대해 각각 5~6회의 축방향 정적압괴(5mm/min) 실험을 행하여 평균값을 취하였다. 시험편의 압괴 길이는 시험편 전체길이(120mm)의 58.3% (70mm) 까지 변위를 제어하면서 압괴시켰다. 이때 사용된 시험장치는 Fig. 2에 나타냈으며, Fig. 3은 각 단면부재의 정적압괴후의 압괴된 형상으로서 좌측에서부터 단일캡형 단면부재, 단일모자형 단면부재, 이중캡형 단면부재, 이중모자형 단면부재를 나타낸다.

그리고, 압괴실험 후 얻어진 5~6회의 데이터의 오차는 2% 이내로 거의 없었으며, Fig. 4에 그 결과 얻어진 각 시험편에 대한 데이터 중 임의로 선택하여 하중-변위선도를 나타냈다. 이때, 하중-변위선도의 면적이 시험편에 흡수되는 에너지이므로, 하중-변위선도를 식 (1)과 같이 적분하여 시험편의 흡수 에너지를 계산하였고, 그 값을 압괴길이($l - l_0 = 70mm$)로 나눔으로서 평균압괴하중을 구하였다. 또한, 최대압괴하중은 하중-변위선도상의 초기 피크하중을 의미한다.

$$E_a = \int_{l_0}^l P dl \quad (1)$$

$$P_{mean} = \frac{E_a}{l - l_0}$$

여기서, E_a 는 시험편의 흡수에너지이며, P 는 압괴하중, P_{mean} 는 평균압괴하중을 나타낸다.

4. 결과 및 고찰

압괴과정중 변형모드를 보면, 단일모자형 단면부재는 용접선이 압괴하중의 중심선으로부터 일정 거리 떨어져 있고, 평판부재의 좌굴하중이 "C"자형부재의 좌굴하중보다 낮기 때문에 평판부재의 좌굴에 의해서 변형모드가 결정된다. 즉, 평판부재가 부재 내측으로 변형될 때 평판부재와 마주보는 "C"

자형부재는 부재 외측으로 변형되면서 규칙적이고 안정적인 평형모드가 지배적이다. 이중모자형 단면부재는 상자형 단면부재와 비슷한 중심축에 대하여 대칭인 아코디언상 변형모드를 이루나, 용접선이 압괴하중의 중심선에 있기 때문에 플랜지부의 간섭에 의하여 불안정한 대칭모드가 지배적이다. 그리고, 단일캡형 단면부재는 단일모자형 단면부재와 같이 용접선이 압괴하중의 중심선으로부터 일정



Fig. 2 Configuration of testing machine

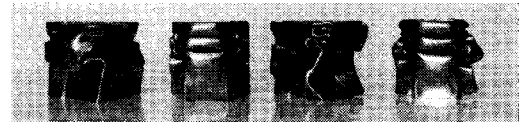


Fig. 3 Profiles of collapsed specimens(from left to right Single cap, Single hat, Double cap, Double hat)

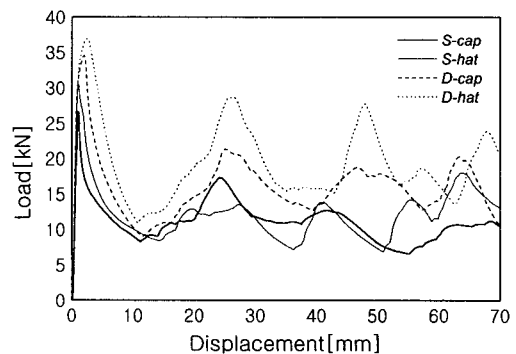


Fig. 4 Relationship between load and displacement

거리 떨어져 있어 단일모자형 단면부재와 비슷한 변형모드를 보이나, 초기에 평판부재가 부재 외측 방향으로 변형될 때 ">" 자형부재의 2벽면 중 하나의 벽면은 부재 내측으로 또 다른 벽면은 부재 외측으로 엇갈리면서 변형하는 불안정한 반평형모드를 이루고, 이중캡형 단면부재는 단일캡형 단면부재와 이중모자형 단면부재의 혼합된 변형모드를 보였다. 즉, 마주보는 ">" 자형부재는 단일캡형 단면부재와 동일하게 변형하며, 이중모자형 단면부재와 같이 용접선이 압케하중의 중심선에 있기 때문에 플랜지부의 간섭에 의하여 불안정한 반대칭모드가 지배적이다. 그리고, Fig. 4에서 하나의 접힘길이는 피크하중 사이의 거리이므로 각 단면부재들의 접힘길이를 보면, 완전한 폐단면부재와는 달리 점용접 간격이 접힘길이에 크게 좌우하여, 각 단면부재들의 초기 접힘길이는 점용접간격과 거의 일치함을 알 수 있다. 이는, 점용접된 단면부재의 초기 접힘은 점용접간격에 의해 제어될 수 있다는 것을 말하고 있다.

Table 2는 단면형상변화에 따른 각각의 단면부재들에 대하여 정적압케실험 후 얻어진 데이터의 평균값으로써 흡수에너지, 평균압케하중, 최대압케하중의 결과값을 나타낸다. 또한, Fig. 5는 Table 2의 데이터 값 중 단면형상변화(모서리수 변화)에 따른 흡수에너지를 비교한 그림이며, Fig. 6은 평균압케하중을 비교한 그림이고, Fig. 7은 최대압케하중을 비교한 그림이다. 그리고, Fig. 8은 각 단면부재의 압케변위에 따른 흡수에너지의 변화를 나타내는 그림이다.

Table 2 및 Figs. 5, 6, 7을 보면 모서리수가 많아 질수록 강성이 증가하여 흡수에너지, 평균압케하중 및 최대압케하중이 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 흡수에너지에 대한 커브피팅선도의 식은 $y=118.21x+360.46$, 평균압케하중에 대한 커브피팅선도의 식은 $y=1.6814x+5.1729$, 최대압케하중에 대한 커브피팅선도의 식은 $y=1.9695x +21.41$ 로 나타났다. 즉, 모서리수가 3개인 단일캡형 단면부재에 비하여 모서리수가 4개인 단일모자형 단면부재의 경우 흡수에너지는 약 8.8%, 평균압케하중은 약 9.4%, 최대압케하중은 약 12.0% 높았고, 모서리수가 6개인 이중캡형 단면부재는 단일모자형 단면부재에 비하여 흡수에너지는 약 29.1%, 평균압케하중은 약 28.4%, 최대압케하중은 약 14.1% 높았다. 그리고, 모서리수가 8개인 이중모자형 단면부재는 모

서리수가 6개인 이중캡형 단면부재에 비하여 흡수 에너지는 약 26.8%, 평균압케하중은 약 26.8%, 최대압케하중은 약 7.6% 높게 나타났다. 또한, Fig. 8에서와 같이 압케변위에 따른 흡수에너지의 증가를 보면, 여기에서도 단면형상변화에 따른 강성증가의 효과로 인하여 흡수에너지의 증가를 잘 나타나고 있다. 특히, 이중모자형 단면부재의 경우가 단일캡형 및 단일모자형 단면부재에 비하여 에너지흡수가 현저히 크다는 것을 알 수 있다. 이는, 축하중을 받는 강도부재는 단면형상을 변화시키면 충분히 강성을 증가시켜 에너지흡수를 증가시킬 수 있다는 것을 보이는 것이다. 그러나, 불안정한 변형모드를 가지고 있는 강도부재는 축하중을 받아 큰 변형이 요구될 때는 순차적인 압케가 이루어지지 않고 도중에 좌굴이 일어나 에너지흡수 특성이 현저히 떨어질 수 있다. 따라서, 강성을 저하시키지 않고 더욱 효과적인 변형모드를 유도한다면, 단일모자형 단면부재에 비하여 이중모자형 단면부재가 더욱 효과적인 자동차 전면부 사이드부재로 사용할 수 있을 것이라 사료된다.

Table 2 Collapse test results for specimens

Specimen type	Absorbed energy [J]	Mean collapse load [kN]	Maximum collapse load [kN]
S-cap	743.8	10.6	26.6
S-hat	809.6	11.6	29.8
D-cap	1045.3	14.9	34.0
D-hat	1325.5	18.9	36.6

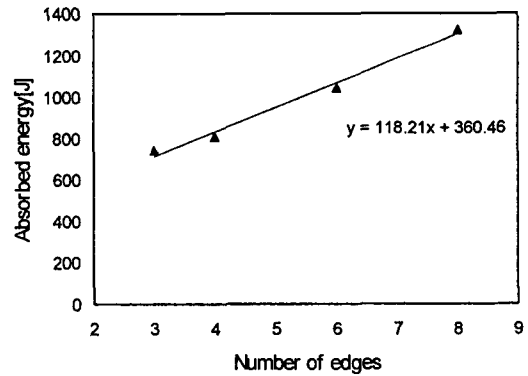


Fig. 5 Relationship between absorbed energy and number of edges

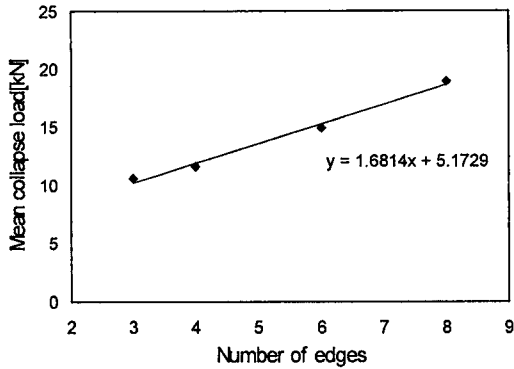


Fig. 6 Relationship between mean collapse load and number of edges

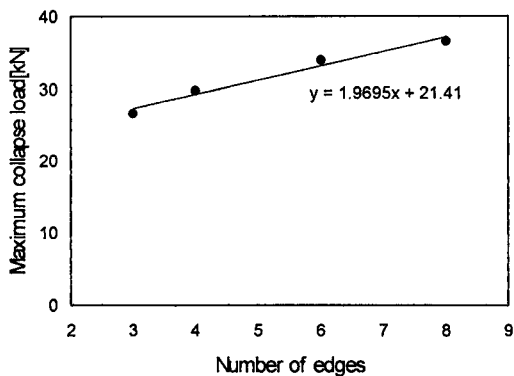


Fig. 7 Relationship between maximum collapse load and number of edges

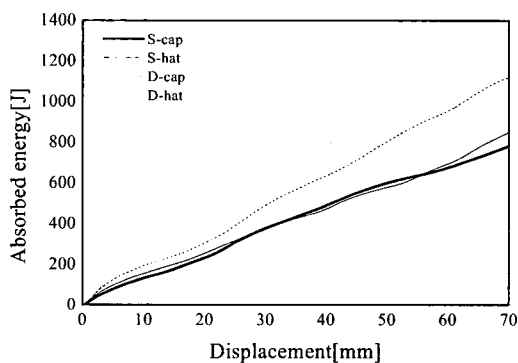


Fig. 8 Relationship between absorbed energy and displacement

4. 결론

자동차 전면부 사이드부재의 기본형상인 단일모자형 단면부재와 더불어 단면형상변화를 준 단일캡형 단면부재와 이중캡형 단면부재 및 이중모자형 단면부재를 제작하여 축방향 정적 압괴실험을 행한 결과, 단면부재의 모서리수의 증가에 비례하여 흡수에너지 또는 평균압괴하중 및 최대압괴하중이 선형적으로 증가함을 알 수 있었다. 즉, 모서리수가 8개로 가장 많은 이중모자형 단면부재의 경우가 에너지흡수 특성이 가장 우수하였다. 그리고, 변형모드를 보면, 단일캡형 단면부재의 경우는 불안정한 반평형모드, 단일모자형 단면부재의 경우는 안정적인 평형모드, 이중캡형 단면부재의 경우는 불안정한 반대칭모드, 이중모자형 단면부재의 경우는 불안정한 대칭모드가 지배적이었다. 따라서, 이중모자형 단면부재에 대하여 강성을 저하시키지 않고 더욱 효과적인 변형모드를 유도한다면, 단일모자형 단면부재에 비하여 더욱 효과적인 자동차 전면부 사이드부재로 사용할 수 있을 것이다.

후 기

이 논문은 2003년도 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

1. Ishikawa, H., Computer Simulation of Automobile Collision, Reconstruction of Accidents, SAE Paper No. 851729, 1985.
2. Janssen, E. G., et al., Evaluation of Vehicle-Cyclist Impacts through Dummy and Human Cadaver Tests, 11th ESV, 1987.
3. White, M. D. and Jones, N., "Experimental Quasi-static Axial Crushing of Top-hat and Double-Hat Thin-Walled Sections," International Journal of Mechanical Science 41, pp. 179-208, 1999.
4. White, M. D., Jones, N. and Abramowicz, W., "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.

5. Cha, C. S., Kim, J. H. and Yang, I. Y., "A Study on the Collapse Characteristics of Hat-Shaped Members with Spot Welding under Axial Compression (I)," J. of the KSPE, Vol. 17, No. 3, pp. 192-199, 2000.
6. Cha, C. S. and Yang, I. Y., "A Study on the Collapse Characteristics of Hat-Shaped Members with Spot Welding under Axial Compression (II)," J. of the KSPE, Vol. 17, No. 5, pp. 195-201, 2000.
7. Cha, C. S., Kang, J. Y. and Yang, I. Y., "Axial Impact Collapse Analysis on Hat-Shaped Members by FEM," J. of the KSPE, Vol. 17, No. 12, pp. 129-136, 2000.
8. Cha, C. S., Kim, Y. N. and Yang, I. Y., "A Study on Axial Collapse Characteristics of Spot Welded Double-Hat Shaped Section Members by FEM," J. of the KSPE, Vol. 18, No. 7, pp. 120-126, 2001.
9. Avalle, M. and Belingardi, G., "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, 1997.
10. Singace, A. A., "Axial Crushing Analysis of Tubes Deforming in the Multi-Mode," International Journal of Mechanical Science, Vol. 41, pp. 865-890, 1999.
11. Mahmood, H. F. and Paluzny, A., "Design of Thin Walled Columns for Crash Energy Management - Their Strength and Model of Collapse," Proc. 4rd International Conference on Vehicle Structural Mechanics, pp. 7-18, Nov. 18-20, 1981.