

## 정사각 모자형 박판튜브의 에너지흡수특성 및 최적 용접간격

이형일\* · 김범준\* · 한병기\*\*

(2002년 7월 6일 접수, 2002년 10월 16일 심사완료)

### Energy Absorption Characteristics and Optimal Welding Space of Square Hat Type Thin-walled Tube

Hyungyil Lee, Bumjoon Kim and Byoung Kee Han

**Key Words:** Spot Welding (점용접), Hat Type Thin-walled Tube (모자형 박판튜브), Crush Behavior (압괴거동), Crush Test and Analysis (압괴실험 및 해석), Absorbed Energy (흡수에너지), Optimal Welding Space (최적용접간격), Mean Crushing Force (평균압괴하중)

#### Abstract

In this work, energy absorption characteristics and optimal welding space of spot-welded square hat type tube are investigated via quasi-static crush experiments and finite element (FE) analyses. A FE model reflecting the crush characteristics is established based on the experimentally observed crush mechanisms of specimens with welding spaces (20, 30 & 45 mm) and (25, 40 & 55 mm) respectively for two specimen widths (60, 75 mm). The established FE model is then applied to other crush models of widths (50, 60 & 75 mm) with various welding spaces (20, 25, 30, 40, 45, 55, 75, 150, 300 mm) respectively. We examine the energy absorption characteristics with respect to the welding space for each specimen width. The outcome suggests an optimal spot welding space of square hat type thin-walled tube. Energy absorption is also presented in terms of yield strength of base metal, specimen thickness, width, and mean crushing force of spot-welded square hat type thin-walled tube.

#### 1. 서론

점용접 (spot weld)은 생산라인 자동화에 따른 높은 생산성과 용접질이 주는 뛰어난 내구성으로 인해 자동차 차체는 물론 항공기 구조물, 철도차량, 자동차 판형부품 등의 박판구조물 체결에 널리

사용되어지고 있다. 이러한 점용접으로 체결된 구조물의 구조강도나 충돌해석에 있어, 피로나 과도하중하에서 판재내 점용접점의 거동에 대한 이해는 판재자체의 역학적 거동에 관한 지식과 더불어 중요한 의미를 갖는다. 과부하 하중시의 파단해석에서 가장 중요한 것은 임계하중을 용접 조건과 판재두께, 너깃 반경 등의 기하변수의 향으로 나타내는 것이다. 즉 파단조건식<sup>(1)</sup>을 제시함으로써 거시적 접근방법<sup>(2)</sup>을 구현화 시킬 수 있다. 보다 기본적인 설계자료를 제공하는 피로 파단 역시 기하변수와 하중방식의 향으로 예측이 가능하다.<sup>(3~6)</sup>

\* 책임저자, 회원, 서강대학교 기계공학과

E-mail : hylee@ccs.sogang.ac.kr

TEL : (02) 705-8636 FAX : (02) 712-0799

\* 현대·기아 연구개발본부, 응용 의장설계 3팀

\*\* 회원, 홍익대학교 기계공학과

대표적 점용접구조물인 자동차 차체는 정규부하를 지지하는 프레임에 보디를 얹어 승객 안락성을 유지하는 구조로 시작되었지만, 점차 프레임과 보디가 일체인 모노코크구조로 발전하였다. 모노코크구조란 프레스 성형된 박강판을 점용접하여 만든, 강성이 매우 뛰어난 고생산성 차체구조를 말한다. 이러한 차체구조는 정상주행시는 충분한 강도를 유지하지만, 충돌과 전복시는 승객의 안전보장이 어렵다. 특히 정면충돌시 이 단점이 더욱 두드러진다. 따라서 충돌에너지를 흡수하는 엔진레일 및 사이드멤버와 같은 종방향 부재에 대한 연구가 필요하게 되었다. 대표적 종방향 부재로 사각형 및 모자형 박판튜브가 있는데, 자동차에는 주로 모자형 박판튜브가 점용접되어 사용된다. 이러한 모자형 박판튜브에서는 점용접간격과 그에 따른 에너지 흡수량이 중요 관심사항이다.

Timoshenko와 Gere<sup>(7)</sup>는 단순지지된 사각박판의 탄성좌굴응력에 대해 논의하였다. Ohkubo 등<sup>(8)</sup>은 단일 모자형 단면부재에서의 규칙적 주름에 의한 압괴기구를 소성힌지 개념으로 설명하였다. 이어 변형에너지를 극한해석으로 계산하여 정적 평균 압괴하중을 구하였고, 이와 충돌속도를 고려한 동적 평균압괴하중과의 상관관계도 제시하였다. Wierzbicki와 Abramowicz는 일련의 연구들<sup>(9-12)</sup>에서 정규모드를 갖는 사각 튜브의 기본압괴기구를 설명하고, 에너지 평형조건으로 정적 평균압괴하중을 구한 다음, 극한해석으로 압괴주름길이를 계산하였다. 이러한 접근법을 다양한 단면형상의 박판구조에 확장시켰다. Mamalis<sup>(13)</sup>는 비확장변형으로 가정한 단일 모자형 단면부재의 압괴기구로 평균압괴하중을 구한 후, 이어진 연구<sup>(14)</sup>에서 정적 및 이동힌지 개념의 압괴기구로 이중 모자형 단면부재의 평균압괴하중을 구하였다. 또한 Bleich<sup>(15)</sup>는 직사각 튜브를 좌굴판(폭 넓은 판)과 구속판(폭 좁은 판)으로 구분해, 종횡비에 따른 탄성좌굴 응력해를 제시하였다. 그러나 Gerard<sup>(16)</sup>는 4변이 단순지지된 평판의 후좌굴거동시 압축응력의 분포가 균일하지 않으며, 최대압괴하중을 구하는데 있어 대변형의 영향을 고려해야 한다고 하였다. 이들 연구를 바탕으로 Mahmood와 Paluszny<sup>(17)</sup>는 Bleich

와 Gerard의 좌굴응력 및 과좌굴거동 개념을 도입, 여러 단면종횡비를 갖는 직사각 모자형 단면부재의 최대 압괴강도식을 제시하였다. 한편 Tani<sup>(18)</sup>는 튜브 모서리부에 응력이 집중되고 초기처짐이 존재할 수 있음에 기초하여 유효폭 개념을 도입하였고 실험을 통하여 정적 최대 및 평균압괴하중 사이에 일정한 비가 성립함을 증명하였다. 또한 한병기와 김천옥<sup>(19)</sup>은 모자형 단면부재를 사각 튜브로 이상화하여 최대압괴하중을 구하였고, 후폭비와 플랜지의 영향에 의해 좌굴모드가 분기됨을 설명하였다. 또한 초기결합의 영향으로 인해 사각튜브의 좌굴응력과 최대압괴강도가 감소하고 압괴모드의 분기점이 이동함을 보였다.

이상 기존 압괴연구들은 주로 사각튜브에 관한 것이었고, 점용접된 튜브에 대한 압괴연구라도 시편제작상의 어려움과 에너지흡수 측면에서 점용접부의 강도가 갖는 의미에 대한 이해부족으로 인해 최적의 용접조건을 만족시켜주지 못했다. 또한 실제 압괴거동 예측에 있어 실험이 필수적이기는 하나 대부분의 압괴연구가 실험에만 의존하여 시편제작상의 불편함과 실험상의 복잡함으로 인해 많은 시간과 비용이 필요하였다. 이에 다양한 기하형상과 용접간격을 갖는 종방향 부재의 에너지흡수능력에 대한 탄력적 연구가 힘들었다. 하지만 근자에 유한요소해석 기법이 발달하면서 다양한 경계 및 하중조건에 대한 점용접된 종방향 부재의 탄력적 압괴해석이 가능하게 되었다. 이에 본 연구에서는 먼저 최적용접조건하에서 제작된 정사각 모자형 박판튜브의 준정적 압괴실험을 통해 관련된 압괴거동 전반을 살펴본다. 이어 이러한 압괴거동 특성을 현실적으로 반영할 수 있는 유한요소모델을 구축한다. 다양한 용접간격에 대해 실험과 ABAQUS/Explicit<sup>(20)</sup> 유한요소해석으로 얻어지는 흡수에너지를 비교 검토하여 정사각 모자형 박판튜브의 용접간격에 대해 논해 본다. 나아가 정사각 튜브의 준정적 압괴시의 에너지 흡수량과 모자형 박판튜브의 에너지흡수량사이의 관계를 통해 후폭비와 항복강도, 그리고 시편두께와 폭 등으로 표현되는 점용접된 정사각 모자형 박판튜브의 에너지흡수식을 제시한다.

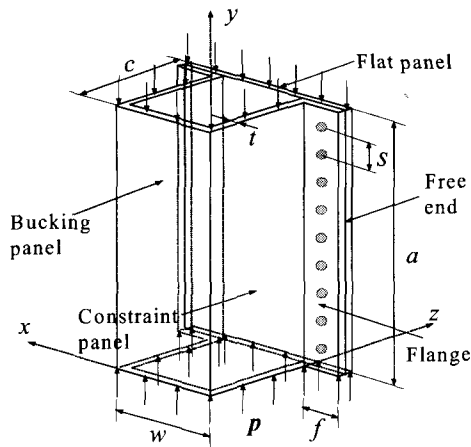


Fig. 1 Schematic illustration of a single-hat type tube subject to uniform compressive force

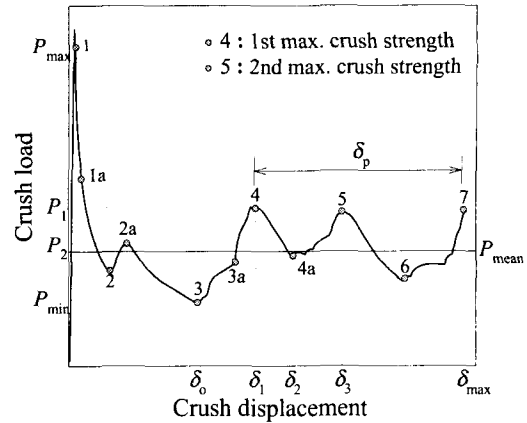


Fig. 2 Typical crush load vs. crush displacement curve of spot-welded single-hat type thin wall tube

## 2. 점용접 박판튜브의 압괴실험

### 2.1 정사각 모자형 박판튜브의 압괴거동

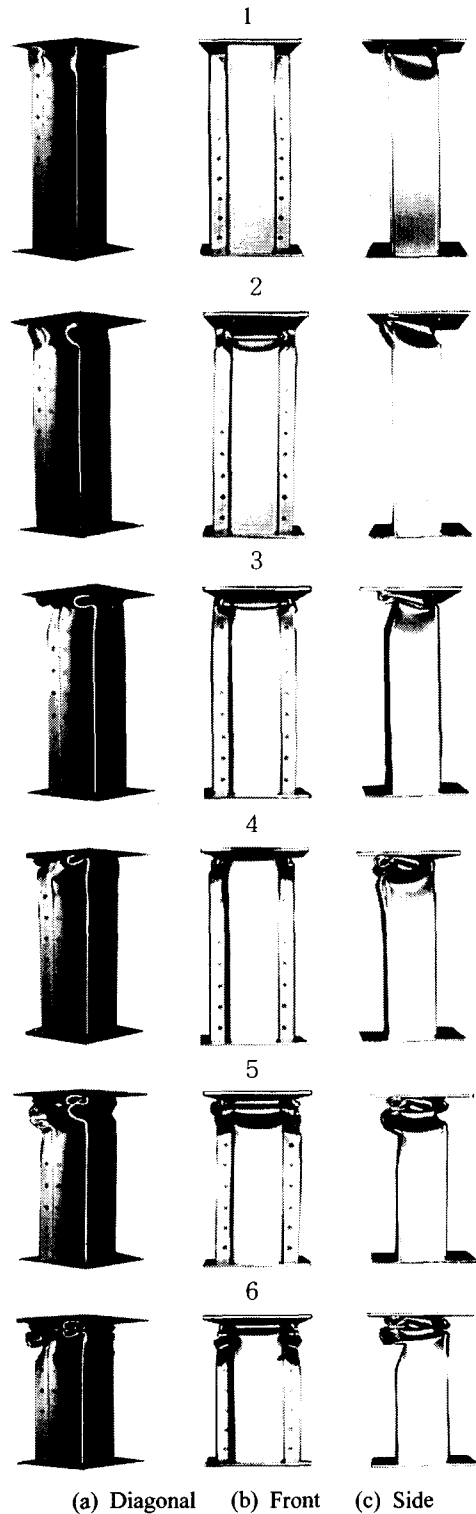
Fig. 1과 같이 정사각 모자형 박판튜브가 축방향 압축하중을 받으면 Fig. 2와 같은 압괴하중-변위를 나타낸다. 여기서 시편 변형속도는 약 1.5 m/sec 이하이다. 일단 축방향 압축하중이 좌굴한계를 넘어 서면 좌굴판(buckling panel)이 대변형에 의한 후좌굴 거동을 보인다. 이어 압괴하중이 최대압괴하중에 이르면 좌굴판과 평판(flat panel) 중심에서 내외측 방향으로 2개의 소성힌지가 발생한다 [점1]. 최대 압괴하중점을 지나면 좌굴판의 소성힌지는 판 중심으로부터 모서리쪽을 향해 진전하고 평판 소성힌지는 폭방향 자유단을 향해 진전하기 시작한다. 이때 압괴하중은 감소하고 변위는 증가한다 [점1a]. 잠시 후 모서리를 지나 구속판(constraint panel)에 도달한 소성힌지는 플랜지부를 향해 진전하는데, 모자형 좌굴판에 비해 상대적으로 폭길이가 짧은 평판에는 이미 소성힌지선이 형성된다. 이 때 평판에 가해지는 압축하중은 용접점에 집중되어지고 소성힌지선은 용접점을 향해 진전해 나간다. 좌굴판 중심에서 출발한 소성힌지가 플랜지부에 도달하면 압괴하중이 증가하는데, 이는 이미 용접점을 중심으로 국부좌굴이 일어나기 시작한 평판이 좌굴판의 플랜지부와 먼저 접촉하기 때문에 일어나는 현상이다 [점2]. 플랜지부의 접촉이 끝나면 압괴하중 증가없이, 패널부에 소성힌지선을 중심으로 주름이 형성되기 시작한다.

여기서 패널부란 소성힌지가 완성된 좌굴판, 평판, 구속판을 의미한다. 이때 플랜지부는 접촉을 완전히 끝내고 좌굴판이 접히는 방향으로 주름을 형성하기 시작한다 [점2a]. 이때부터 압괴하중이 계속 감소하면서 전체적으로 주름을 형성한다. 잠시 후 모자형 튜브의 모서리부가 서로 접촉하게 되면 압축하중에 대한 저항이 커지므로 압괴하중은 다시 증가하기 시작한다 [점3]. 또한 모서리부의 접촉이 패널부의 접촉으로 발전하면서 압괴하중의 증가와 더불어 압괴변위도 증가하게 된다. 이때 압괴하중은 양쪽 구속판 플랜지부의 압괴로 인해 불규칙적으로 증가한다 [점3a]. 압괴하중이 어느 정도 증가하면 변형하지 않고 있던 패널부에서 국부좌굴이 일어나고 압괴하중은 더 이상 증가하지 않는다. 이때의 하중이 1차 최대압괴하중으로 좌굴판과 평판의 외측에 1차 주름이 완성된다 [점4]. 이어서 좌굴판에서는 패널부의 외측으로, 구속판과 평판에서는 패널부의 내측으로 소성힌지가 발생한다. 이 소성힌지가 진전하면서 하중은 감소하고 좌굴판과 평판에서는 2차 주름이 형성된다. 결국 압괴가 진행됨에 따라 구속판과 플랜지부가 접촉하면서 압괴하중은 다시 증가하기 시작한다 [점4a]. 패널부의 접촉에 이어 플랜지부와 패널부에서 국부좌굴이 일어나면 구속판의 외측으로 1차 주름이 완성되고 이때의 압괴하중이 2차 최대압괴하중이 된다 [점5]. 이때 내·외측 소성힌지 사이의 간격이 다른 것은 시편의 압괴거리와 용접간격의 비율이 적절치 못해 소성힌지가 용접점사이 자유단으로 빠져나가면서

정규적인 주름을 형성하지 못했기 때문이다. 이때 좌골판과 평판에서는 소성힌지선을 중심으로 2차 주름이 형성되기 시작한다. 곧이어 소성힌지가 진전함에 따라 압괴하중은 감소하고 압괴변위는 증가하여 구속판에서도 2차 주름이 형성된다 [점6]. 플랜지부의 접촉에 이어 모서리부의 접촉이 일어나면 하중은 증가하고 패널부의 접촉으로 이어져 좌골판에서는 2차 주름이 완성된다 [점7]. 이후의 압괴거동은 구속판의 1차 주름과 좌골판의 2차 주름이 형성되어지는 과정의 반복이다.

Fig. 3는 30mm 간격으로 점용접된 두께 1.0t, 폭 60w인 모자형 박판튜브의 순차적인 압괴과정을, Fig. 2의 압괴하중-변위 선도의 각 점과 비교하여 보여준다. 즉 Fig. 3의 압괴과정 1은 Fig. 2의 [점1]에 해당한다. 여기서 (a)는 대각선에서 본 좌골판과 구속판을, (b)는 정면에서 본 좌골판을, (c)는 측면에서 본 구속판을 나타낸다. (a)는 좌골판과 구속판을 동시에 보여주므로 모서리부의 압괴거동을 살펴보는데 유용하다.

Fig. 3의 순차적인 압괴과정에서 주목할 사항은 시편의 압괴길이와 용접간격의 비율에 따라 형성되는 주름의 모양이 달라진다는 것이다. 즉 시편의 압괴길이와 용접간격의 비율이 적절하면 소성힌지선이 용접점을 중심으로 수평선상에 놓이게 되고 접합이 원활하게 이루어지는 반면, 이 비율이 적절하지 못하면 소성힌지선이 용접점과 수평을 이루지 못하게 되고 불규칙적인 접합이 발생하게 된다. Fig. 3의 1(c), 2(c)는 압괴길이와 용접간격의 비율이 적절하지 못해 구속판의 소성힌지선이 용접점과 수평을 이루지 못하고 있음을 보여주고 있다. Fig. 4에서는 시편의 압괴길이와 용접간격이 적절한 경우 (a)와 그렇지 못한 경우 (b)에 대해 형성된 주름의 모습이 다름을 확인할 수 있다. 이런 현상을 통해 주름의 반경방향 중앙에 용접점이 위치할 때 규칙적이고 매끄러운 주름이 형성된다는 것을 알 수 있다. 또한 용접점의 위치와 관계없이 평판의 주름방향과 좌골판의 주름방향은 항상 일치한다. 이 같은 압괴실험을 통하여 모자형 박판튜브의 접합모드가 사각튜브에서는 볼 수 없는 비대칭모드라는 사실 또한 알 수 있다. 이러한 압괴시편의 접합모드에 대해서는 다음절에서 자세히 기술한다.



(a) Diagonal (b) Front (c) Side

Fig. 3 Crushing behavior process

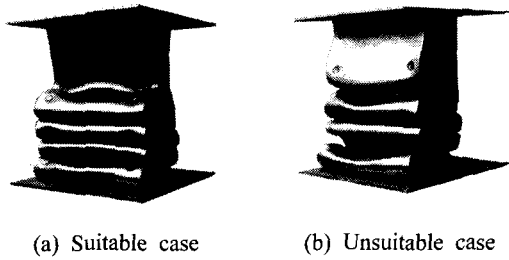


Fig. 4 Crush configurations for (a) suitable and (b) unsuitable cases

2.2 접힘모드와 에너지흡수특성

일반적으로 사각 튜브의 접힘모드는 크게 대칭 모드와 비대칭모드로 나누어진다. Fig. 5(a)와 같이 마주보는 두 압괴면끼리 서로 반대 방향(안쪽 혹은 바깥쪽)으로 접히는 모드가 대칭모드이다. 이러한 접힘모드는 주로 정적인 압괴실험에서만 관찰되어진다. 또한 Fig. 5(b)와 같이 이웃하는 압괴면끼리 두 개는 안쪽으로 나머지 두 개는 바깥쪽으로 접히는 모드가 비대칭 모드이다. 하지만 모자형 박판튜브의 경우 Fig. 5(a)-(b)와 같은 사각 튜브의 접힘모드와는 달리 Fig. 5(c)와 같은 전형적인 비대칭모드를 보인다. 즉 마주보는 구속판은 서로 대칭(반대방향)을 이루지만 좌굴판과 평판은 서로 비대칭(같은 방향)을 이루는 모드이다. 이렇듯 점용접된 모자형 박판튜브가 비대칭 모드만을 나타내는 이유는 플랜지부로 인한 시편형상의 비대칭성이 소성힌지의 이동경로에 영향을 주기 때문이다. 다시 말해 접힘모드는 시편에 가해지는 응력집중에 의해 좌우되는데, 평판에 비해 상대적으로 큰 단면적(모서리부와 플랜지부 포함)을 가지고 있는 좌굴판이 대부분의 압축하중을 지탱하면서 좌굴판이 시편전체의 주름방향을 지배하는 것이다. 따라서 점용접된 모자형 박판튜브의 접힘이 좌굴판 중심(평판의 주름진행 방향이 항상 좌굴판의 주름진행방향을 뒤따르는)으로 이루어지는 것이다. 모자형 박판튜브의 압괴시 전체시편에 가해지는 응력분포를 살펴보면 초기좌굴시 대부분의 압축응력이 모서리부에 집중된다는 것을 알 수 있다. 따라서 압괴시편의 기하형상은 압축응력의 분포에 따른 소성힌지선의 이동경로를 결정하고, 이러한 소성힌지선의 이동경로가 다시 접힘모드를 형성한다는 것이다.

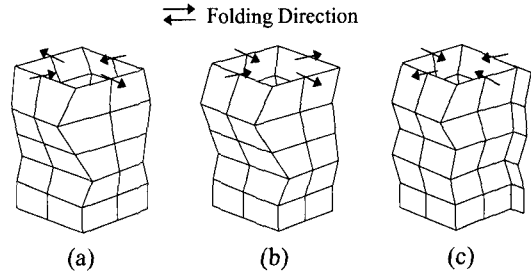


Fig. 5 Schematic figures of various crush modes

또한 점용접된 모자형 박판튜브의 에너지흡수 능력은 이와 같은 접힘모드의 연속에 의해 만들어지는 압괴주름에 의해 결정되어진다. 다음은 위의 결과를 바탕으로 다양한 용접간격을 갖는 모자형 박판튜브의 준정적 압괴실험을 통해 에너지흡수특성을 살펴본다.

모자형 박판튜브의 압괴시 Fig. 6와 같이 시편이 흡수하는 대부분의 에너지는 소성변형에 의한 에너지흡수량이고 회복되는 탄성에너지는 거의 없다. 그러므로 압괴시 시편이 흡수하는 에너지는 압괴하중-변위 관계로부터 얻어진 선도의 아래 면적 전체로 볼 수 있다. Figs. 7-8은 준정적 압괴실험에 의해 얻은 60w와 75w에 대한 압괴하중-변위 선도이고, 각각의 폭에 대하여 (20s, 30s, 45s), (25s, 40s, 55s)의 용접간격을 취하여 용접간격에 따른 에너지흡수능력을 살펴보았다. Figs. 9-10은 실험으로부터 얻은 압괴시편들의 최종적인 압괴형상이다. 폭이 60mm일 때는 용접간격 20-30mm사이, 폭이 75mm일 때는 25-40mm 사이에서 가장 규칙적이고 매끄러운 주름이 형성되는 것을 볼 수 있다. 이러한 결과에 따른 에너지흡수정도를 수치적으로 알아보기 위해 Visual Fortran 프로그램을 이용하여 하중-변위 선도로부터 흡수에너지 값을 구하였다. Table 1은 각각의 시편에 대하여 압괴하중-변위 선도로부터 구한 흡수에너지 값을 나타낸다. Table 1을 보면 60w의 경우 용접간격이 좁을수록 에너지흡수가 커지는 반면, 폭이 75w의 경우 오히려 용접간격이 가장 좁을 때 에너지흡수가 가장 적었다. 이것은 주어진 시편의 두께와 폭 등의 기하형상에 따라 가장 많은 에너지를 흡수하는 용접간격이 존재한다는 것을 의미한다.

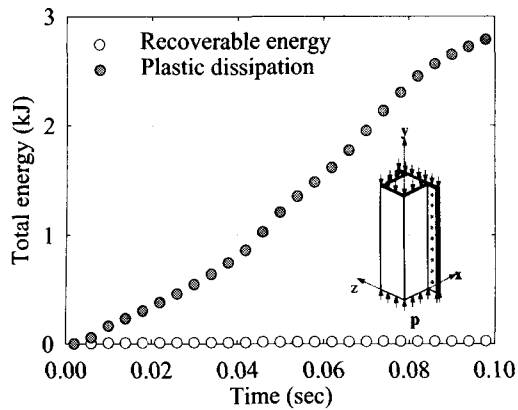


Fig. 6 Typical energy distribution of entire crushing model obtained from quasi-static analysis

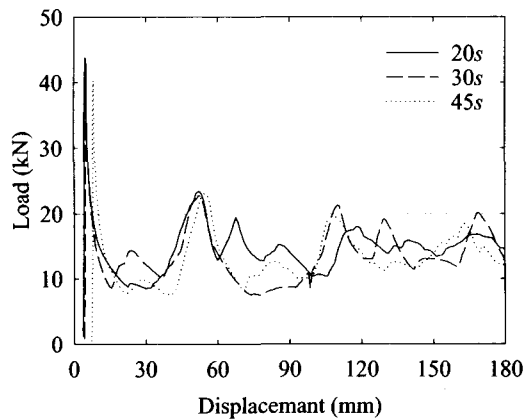


Fig. 7 Crush load-crush displacement curves of 60w tubes obtained from quasi-static experiment

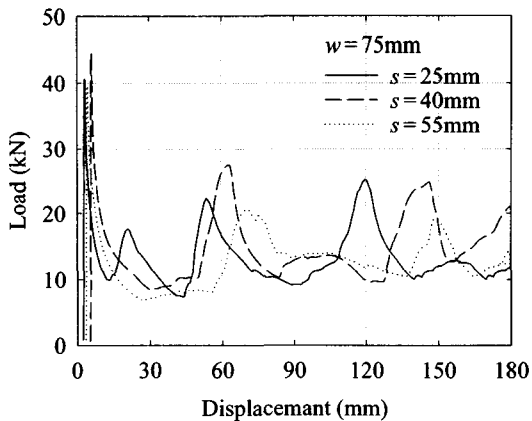
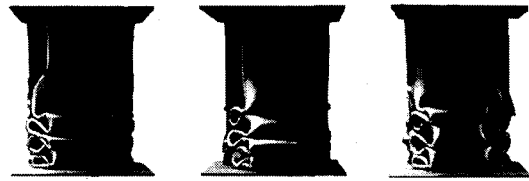


Fig. 8 Crush load-crush displacement curves of 70w tubes obtained from quasi-static experiment



(a) 20s (b) 30s (c) 45s

Fig. 9 Final folding configurations of 60w tubes



(a) 25s (b) 40s (c) 55s

Fig. 10 Final folding configurations of 75w tubes

Table 1 Absorbed energy of specimens (unit: kJ)

Specimen	S1	S2	S3	S4	S5	S6
Width	60	60	60	75	75	75
Welding Space	20	30	45	25	40	55
$E_{abs}$	2.60	2.41	2.29	2.37	2.60	2.25

또한 전체적으로 폭이 작아질수록 에너지흡수가 커지는데, 이것은 모자형 박판튜브가 에너지흡수시 후폭비 ( $t/w$ )의 영향을 받는 것으로 추측된다. 실험결과 S1 (60w, 20s)과 S5 (75w, 40s)가 정규적인 주름을 통해 주름길이를 최소화하면서 가장 많은 에너지를 흡수하였다. 다음 장에서는 유한요소해석프로그램<sup>(20)</sup>을 이용하여 이와 같은 실험결과를 검증하고 나아가 다양한 용접간격에 따른 흡수에너지 분포를 비교함으로써 점용접된 정사각 모자형 박판튜브의 최적용접간격을 제시한다.

### 3. 점용접 박판튜브의 압괴해석

#### 3.1 유한요소모델링

Fig. 11은 실험시편과 동일한 경계조건, 치수와 현상, 용접간격을 갖는 모자형 박판튜브 유한요소모델의 한 예이다. 시편과 압반사이에 실험과 같은 장제구속 경계조건을 부여하기 위하여 강체면

으로 모델링된 양단막음판과 모자형튜브의 상, 하단 네 모서리 절점을 구속시킴으로써 양단에 단순지지 경계조건을 부여하였으며 압괴시 상, 하단의 강체면은 서로 대칭을 유지하였다. 또한 x-z 방향의 처짐과 비틀림, 엇갈림이 발생하지 않도록 강체면의 자유도는 y 방향 (↑)만 갖도록 하였다. 압괴해석은 대변형을 수반하기 때문에 모델 전체에 걸쳐 과도한 접촉이 발생한다. 이 경우 절점사이의 요소적합성을 만족시키고 요소사이의 관통을 방지하기 위해 self contact option<sup>(20)</sup>을 사용하였다. 또한 요소의 변형과 비틀림이 상당히 크기 때문에 요소크기가 적절하지 않을 경우 해석상의 수치불안정으로 인하여 해가 수렴하지 못하고 발산하거나 혹은 지나치게 작거나 큰 값이 나온다. 또한 비정상적인 압괴거동으로 유한요소해석에 의한 흡수에너지값과 실험값이 판이하게 다르게 된다. 그러므로 모델 경계 및 외부하중조건에 따른 변형과 비틀림을 고려한 요소는 실제 압괴거동을 모사 (simulation)하고 에너지 흡수능력을 평가함에 있어 대단히 중요한 변수로 작용한다. 이에 본 연구에서는 먼저 60w, 20s 모델에 대해 요소크기에 따른 예비 유한요소해석으로 실험과 동일한 조건을 만족하는 적절한 요소크기를 결정하였다. Fig. 12는 5×5mm 크기의 유한요소가 실험과 가장 유사한 압괴하중-변위 선도를 줌을 보여준다. 따라서 본 연구에서는 유한요소해석시의 요소크기를 5×5mm로 선택하였다. 폭에 따라 조금씩 다르지만 전체모델은 개략 4000개의 4절점 쉘유한요소들 (S4R: ABAQUS/Explicit Library, 1998)<sup>(20)</sup>로 구성된다.

3.2 압괴해석 및 에너지흡수특성

ABAQUS/“Explicit” 코우드에서는 수치 결과가 해석종료시간 (termination time) 의 영향을 상당히 받는다. 이에 다양한 해석시간에 따른 압괴하중-변위 관계를 분석하여 적절한 해석시간을 결정한다. Fig. 13은 다양한 해석시간에 따른 압괴하중-변위 관계를 나타낸다. 해석시간이 0.14 초 이상일 때 실험과 큰 차이를 보였고, 0.19 초 이상이면 해석이 중단되었다. 반면 해석시간 0.12 초에서 해석값이 실험값에 상당히 근접하고 있다. 이를 근거로 본 연구의 압괴해석 시간을 0.12 초로 설정하였다. 해석시간은 HP 워크스테이션 9000 series C-Class 200 로 약 26시간 정도 걸렸다.

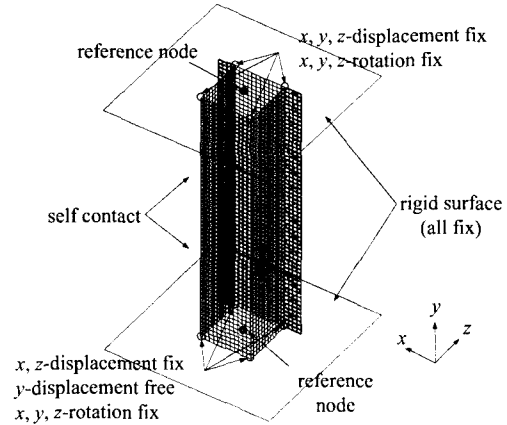


Fig. 11 Schematic figures for boundary conditions of FE model

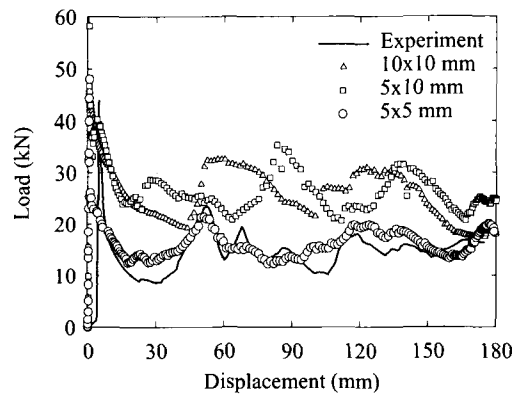


Fig. 12 Crush load vs. crush displacement curves with respect to mesh size

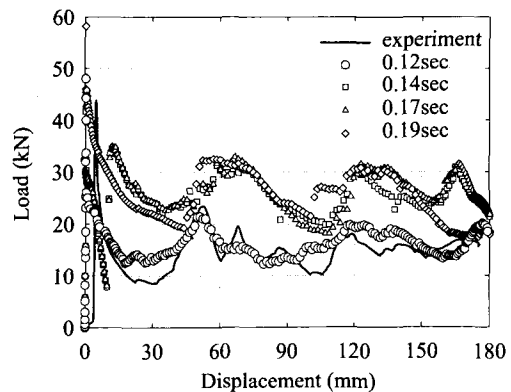


Fig. 13 Crush load vs. crush displacement curves with respect to termination time

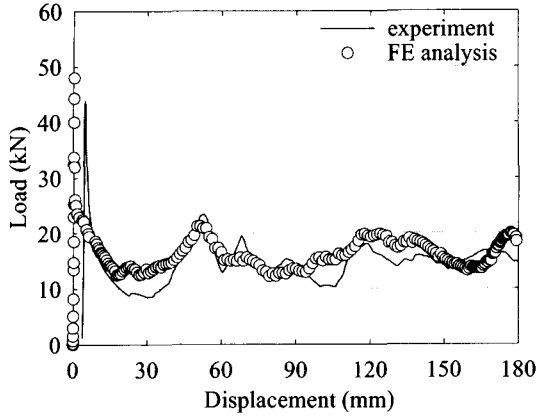


Fig. 14 Crush load vs. crush displacement curves of 60w, 20s

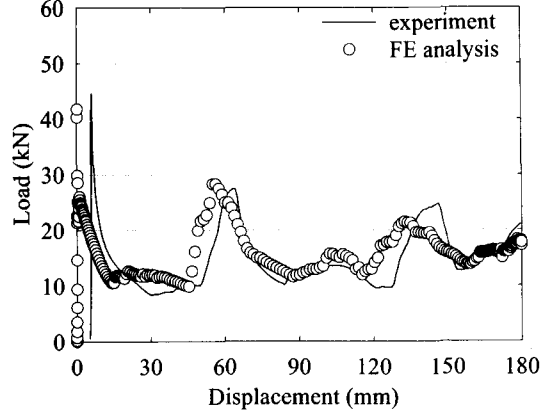


Fig. 16 Crush load vs. crush displacement curves of 75w, 40s

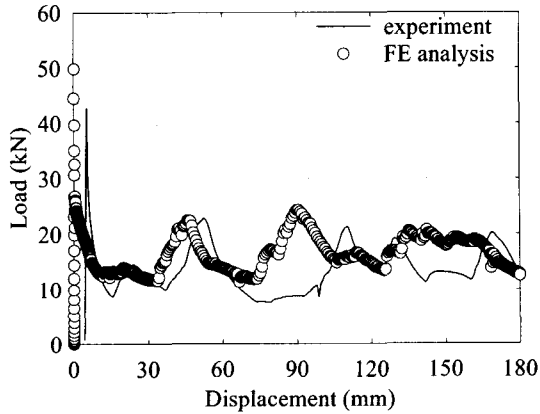


Fig. 15 Crush load vs. crush displacement curves of 60w, 30s

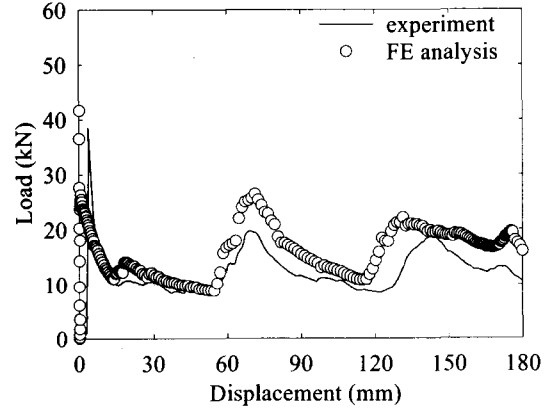


Fig. 17 Crush load vs. crush displacement curves of 75w, 55s

Figs. 14-17은 각 폭과 용접간격에 대해 실험 및 해석에 의한 압괴하중-변위 선도들을 비교한 것이다. 유한요소해석에 반영키 어려운 시편의 초기결함 ( $f_0$ )을 고려하면 두 해들은 비교적 잘 일치하고 있다. Figs. 18-19은 해석을 통해 얻은 최종 압괴 형상인데, 각 폭에 대해 용접간격 30과 40 mm 일 때 가장 매끄럽고 규칙적인 주름을 형성했다. 반면 폭 75 mm, 용접간격 25 mm인 경우에는 비정상 압괴거동을 보이는데 이는 과도 변형길이에 의한 수치해석상의 오류로 판단된다. Fig. 20는 각 폭과 용접간격에 대해 실험 압괴하중-변위 선도의 아래 면적을 적분하여 계산한 에너지 값과 ENERGY option<sup>(20)</sup>을 사용하여 해석으로부터 얻은 소성확산의 분포를 나타낸다. 10% 차이 내에서 두 값들이 잘 일치한다.

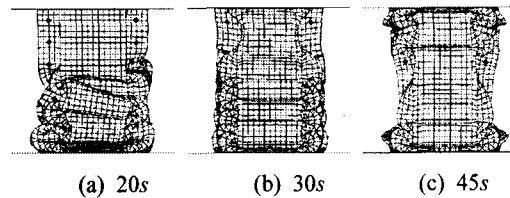


Fig. 18 Crush load vs. crush displacement curves of 60w

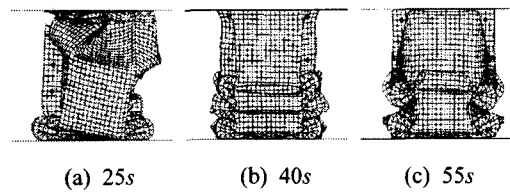


Fig. 19 Crush load vs. displacement curves of 75w



각 쪽에 대해 용접간격 20과 40 mm에서 에너지 흡수가 최대였으며, 폭 60mm 튜브가 폭 75mm 튜브에 비해 더 많은 에너지를 흡수하였다. 이는 폭이 작아지는 반면 후폭비가 커짐으로 인해 평균압피하중이 증가함에 기인한다.

3.3 최적 용접간격

앞에서 기술한 바와 같이 점용접된 모자형 박판튜브의 경우 Fig. 5와 같은 전형적인 집힘모드가 존재한다는 전제아래, 각 쪽에 대해 용접간격 20, 25, 30, 40, 45, 55, 150 & 300 mm에 대한 유한요소 해석을 통해 먼저 폭 60, 75 mm에 대한 최적 용접간격을 구하고, 모자형 박판튜브의 용접간격이 에너지 흡수에 미치는 영향을 살펴본다.

Fig. 20는 유한요소해석으로부터 얻은 각 용접간격에 따른 흡수에너지 선도이다. 주어진 폭에서 용접간격이 좁아질수록 더 많은 에너지를 흡수하는 것은 용접간격이 조밀해지면서 좌굴판과 평판의 구속이 커지기 때문이다. 후폭비의 영향을 고려한다면 같은 용접간격에서 60 mm의 작은 폭 튜브가 더 많은 에너지를 흡수해야 한다. 그러나 좌굴판과 평판의 구속이 충분하지 않으면, 즉 용접간격 30-75 mm 사이에서는 후폭비 증가로 인한 폭 60 mm 튜브의 흡수에너지 값보다 시편자체 폭이 큰 75 mm 튜브의 흡수에너지 값이 더 크게 나타난다. 이는 모자형 박판튜브의 경우에 후폭비가 에너지흡수에 영향을 줄 수 있는 한계용접간격이 있음을 의미한다. 즉 용접간격이 30 mm보다 조밀한 구간에서는 후폭비의 영향이, 용접간격이 35 mm보다 큰 구간에서는 시편폭의 영향이 지배적이라 할 수 있다. 결과적으로 폭 60 mm 튜브에서는 용접간격이 20-30 mm일 때, 폭 75 mm 튜브에서는 용접간격이 30-40 mm일 때, 가장 많은 에너지를 흡수했다. 이와 같은 사실을 바탕으로 주어진 폭에 대한 최적용접간격과 임계용접간격을 아래식 (1)-(2)와 같이 나타낼 수 있다. 즉 주어진 폭에 대한 최적용접간격은 그 폭의 40-50% 이내여야 하고, 비정상적 압피거동에 의한 에너지손실을 막기 위해서는 용접간격이 최소한 폭보다는 작게 설계되어야 한다. 여기서  $w$ 는 시편폭이다.

$$0.4w \leq S_{optimal} \leq 0.5w \quad (1)$$

$$S_{critical} \leq w \quad (2)$$

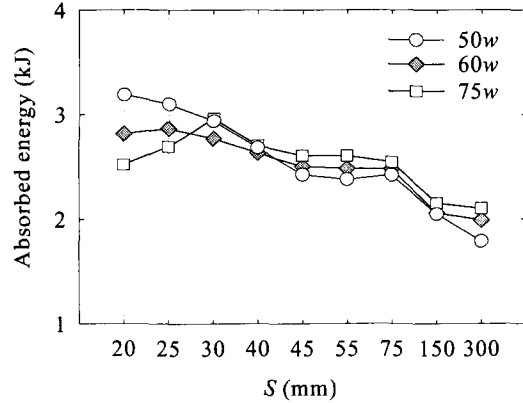


Fig. 20 Energy distributions for various welding spaces obtained from ABAQUS/Explicit FE analysis

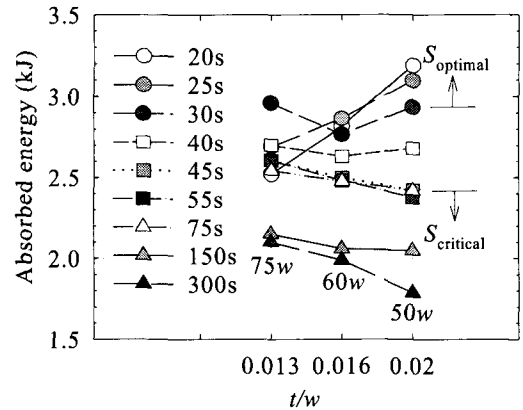


Fig. 21 Distributions of absorbed energy with respect to thickness-width ratio ( $t/w$ ) for 1.0t

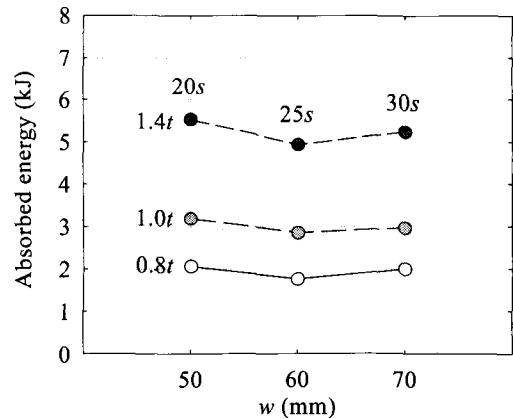


Fig. 22 Absorbed energy distributions with respect to thickness

3.4 후폭비의 영향

50w에서도 각 용접간격에 대해 유한요소해석을 수행하였다. Fig. 20에서와 같이 폭 50 mm 튜브의 경우, 시편폭이 작아지면서 후폭비가 커져 식 (1)을 만족하는 용접간격 20 mm에서 가장 많은 에너지를 흡수하였고, 식 (2)를 만족하는 임계용접간격 50 mm 이후의 용접간격에서는 에너지흡수가 감소하는 추세를 보였다. Fig. 21에서 각 용접간격에 대해 후폭비가 에너지흡수에 주는 영향을 볼 수 있다. 후폭비 분기점 ( $t/w=0.016$ ) 을 기준으로 용접간격이  $S_{optimal}$  이상일 때는 후폭비가 커짐에 따라 흡수 에너지 값이 커지는 반면, 용접간격이  $S_{optimal}$  이하일 때는 후폭비가 작아지면서 흡수 에너지 값이 급격히 감소하였다. 또한  $S_{optimal}$  과  $S_{critical}$  사이의 용접간격에서는 후폭비와 시편폭의 영향이 서로 상쇄되어 그다지 에너지흡수의 차이가 나타나지 않는다. 결과적으로 폭 50, 60 & 75 mm 각각에 대해 최적용접간격은 20, 25, 30 mm이고, 이는 식 (1)을 만족하는 동시에 가장 큰 에너지흡수능력을 보인다. 이번에는 두께 변화에 따라 후폭비가 에너지흡수에 미치는 영향을 살펴보자. 먼저 두께 1.0 mm와 같은 유한요소모델링과 경계조건, 용접간격, 외부하중 조건을 갖는 두께 0.8, 1.4 mm의 유한요소모델들을 설계한다. Fig. 22는 각각의 폭에서 최적용접간격을 갖는 유한요소모델들의 두께에 따른 에너지흡수 정도를 보여주고 있다. 1.0t 를 기준으로 0.8t 일 때, 흡수에너지는 약 63% 감소하였고, 1.4t 일 때에는 약 67% 증가한다. Fig. 23는 두께변화에 따른 후폭비가 에너지흡수에 미치는 영향을 보여준다. 결과적으로 두께증가에 따른 흡수에너지는 약 70% 정도 증가하는 반면, 폭의 증가에 따른 흡수 에너지는 오히려 약 10% 정도 감소하였다. 그러므로 에너지흡수에 있어서 폭보다 두께 영향이 더 지배적이란 것을 알 수 있다.

4. 정사각 모자형 박판튜브의 흡수에너지

Wierzbicki와 Abramowicz<sup>(9)</sup>는 모자형 박판튜브가 아닌 사각튜브의 흡수에너지를 평균압피하중 ( $P_{mean}$ ) 과 변형길이 ( $d_{max}$ ) 의 곱으로 제시하였다. 이에 먼저 사각튜브에 대한 유한요소해와의 비교를 통해 제시된 흡수에너지식의 유효성을 검증해 본다.

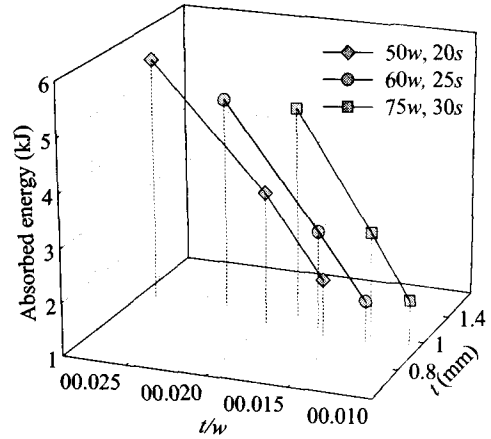


Fig. 23 Absorbed energy distributions with respect to thickness and t/w

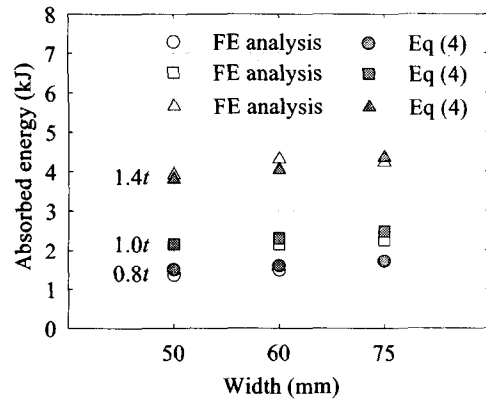


Fig. 24 Absorbed energy distributions for square tube obtained from FE analysis and Eq. (4)

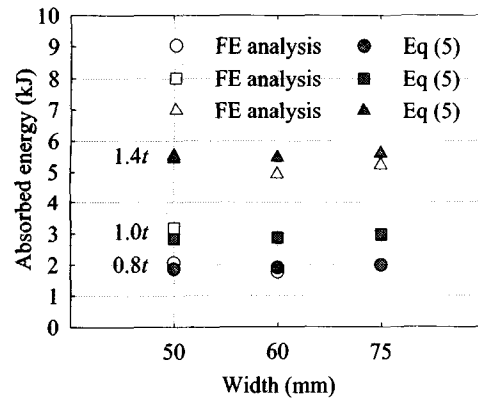


Fig. 25 Absorbed energy distributions for hat type thin-walled tube obtained from FE analysis and Eq. (5)

이어 모자형 박판튜브의 흡수에너지값과 사각 튜브의 흡수에너지값과의 상관관계를 통해 후폭비의 보정항으로 수정된 평균압괴하중식과 전체 변형길이의 곱으로 표현되는 모자형 박판튜브의 흡수에너지 예측식을 제시한다.

Wierzbicki와 Abramowicz<sup>(9)</sup>는 일련의 과정을 통해 박판튜브의 평균압괴하중<sup>(9)</sup>을 식 (4)와 같이 두께 ( $t^{5/3}$ )와 폭 ( $w^{1/3}$ )의 변수로 제시하였다.

$$E_{abs} = P_{mean} \cdot d_{max} \quad (3)$$

$$P_{mean} = 13.36 s_0 [t^5 w]^{1/3} ; s_0 = s_y \quad (4)$$

위식들에서는 유동응력  $s_0$ 로 항복이후 소성역에서의 응력상태를 대표한다. 하지만 본 연구의 SPRC35는 항복이후 소성역에서 유동응력의 차이가 너무 커  $s_0$ 의 선정이 어렵다. 게다가 식 (3)에 의한 사각 튜브의 흡수에너지는 시편의 초기결함을 고려하지 않은 해석값이므로 실제값보다 큰 값으로 볼 수 있다. 이러한 점을 감안하여  $s_0$ 는 소성역의 최저값인 항복강도  $s_y$ 로 정한다. 하지만 식 (3)에 의해 예측되는 사각튜브의 흡수에너지가 실험값이라면 항복응력 대신 적절한 유동응력  $s_0$ 를 선택해야 한다. Fig. 24는 사각 튜브에 대한 유한요소해석과 식 (3)에 의한 흡수에너지 값을 비교하고 있다. 두 값들이 오차 10% 내에서 잘 일치하고 있는 것을 볼 수 있다. 따라서 평균압괴하중을 이용한 에너지 예측에 적절하다고 판단된다. 이러한 관찰을 토대로, 이제 후폭비항으로 표현되는 수정된 평균압괴하중으로 최적용접간격을 갖는 모자형 박판튜브의 흡수에너지식 제시해 보자.

모자형 박판튜브의 흡수에너지를 예측함에 있어 식 (4)의 평균압괴하중을 그대로 사용할 수 없다. 이는 사각 튜브와는 달리 모자형 박판튜브의 경우 후폭비에 따라 흡수에너지가 달라지기 때문이다. 이에 식 (4)를 후폭비의 보정항으로 수정하면, 모자형 박판튜브의 평균압괴하중은 식 (5)와 같이 표현된다. 그러나 식 (5)를 이용한 흡수에너지 예측은 후폭비 범위에 한계가 있으므로 식 (6)과 같이 한계후폭비 (limit thickness-width ratio)를 정하여 식 (5)를 이용한 흡수에너지 예측의 오차를 줄인다.

$$P_{mean} = [13.4 + 204 (t/w)] \times s_y [t^5 w]^{1/3} \quad (5)$$

$$0.01 \leq t/w \leq 0.03 \quad (6)$$

Fig. 25는 식 (5)를 통해 얻은 평균압괴하중을 식 (3)에 대입하여 얻은 흡수에너지값과 모자형 박판튜브의 유한요소해석으로부터 얻은 흡수에너지를 비교한 것이다. 두 결과가 약 10% 오차범위 내에서 잘 일치하고 있다. 이상 모자형 박판튜브의 압괴거동을 설명할 수 있게 되었고 이를 바탕으로 최대에너지를 흡수하는 점용접 모자형 박판튜브의 최적용접간격과 흡수에너지를 정량적으로 예측할 수 있게 되었다.

## 5. 요약

본 연구에서는 유한요소해석을 통해 점용접된 정사각 모자형 박판튜브의 적정 용접간격을 제시해 보았다. 적정 용접간격은 에너지흡수 측면에 기준을 두었다. 이를 위해 먼저, 실제 압괴특성을 반영하는 유한요소 모델이 확립하였다. 실제 압괴특성을 반영하는 유한요소 모델은 본 연구에서 수행된 실험결과에 기초하여 설정하였다. 이 과정에서 다음과 같은 결과들을 도출하였다.

(1) 모자형 박판튜브의 압괴해석시 원활한 접합을 유도하고 과도변형과 접촉에 의한 수치오류 및 비정상 압괴거동을 방지하기 위해 적정 요소크기와 해석시간에 대한 예비연구가 필요하다.

(2) 다양한 용접간격의 유한요소모델들에 대한 압괴해석을 거쳐 주어진 폭에 대해 최대 에너지 흡수 용접간격 [식 (1)]을 제시하였다. 또한 최적용접간격의 모자형 박판튜브는 후폭비 ( $t/w$ )가 커질수록 에너지흡수능력이 증가한다.

(3) 다양한 두께와 폭을 갖는 사각튜브에 대한 유한요소해석을 통해, 사각튜브 흡수에너지 예측에 있어 평균압괴하중 방법의 유효성을 검증하였다. 이를 토대로 후폭비항으로 표현되는 수정된 평균압괴하중으로 최적용접간격을 갖는 모자형 박판튜브의 흡수에너지식 (5)를 제시하였다. 식 (5)의 적용시, 주어진 폭에 대해 (최적) 용접간격을 유지함과 동시에 식 (6)의 한계후폭비를 만족해야 한다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단의 97 특정기초연구 (KOSEF 97-0200-0501-3)의 지원에 의해 이루어 졌으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Lee, T. S., Lee, H. and Shin, S., 1998, "An Estimative Model of Spot Weld Failure—1. Failure Criteria," *Journal of Korea Society of Automotive Engineer*, Vol. 6, No. 6, pp. 40~52.
- (2) Shin, S, Lee, H., Lee, T. S. and Choi, Y. W., 1999, "An Estimative Model of Spot Weld Failure —2. Panel Structure Analysis," *Journal of Korea Society of Automotive Engineer*, Vol. 7, No. 1, pp. 161~172.
- (3) Lee, H., Kim, N. and Lee, T. S., 2000, "An Experimental Investigation of Limit Loads and Fatigue Properties of Spot Welded Specimens," *Transactions of KSME*, Vol. 24, No. 1, pp. 38~51.
- (4) Kim, N. and Lee, H., 2000, "Spot Weld Fatigue Life Prediction of Auto Seat Belt Anchors Using  $K_e$ ," *Transactions of KSME*, Vol. 24, No. 3, pp. 701~709.
- (5) Lee, H. and Choi, J., 2000, "Overload Analysis and Fatigue Life Prediction Using an Effective  $J$ -integral of Spot Welded Specimens," *Transactions of KSME*, Vol. 24, No. 3, pp. 567~580.
- (6) Choi, J. and Lee, H., 2000, "Overload Analysis and  $J_e$  Based Fatigue Life Prediction of Spot-Welded Auto Seat Belt Anchors," *Transactions of KSME*, Vol. 25, No. 4, pp. 662~670.
- (7) Timoshenko, S. T. and Gere, J. M., 1961, *Theory of Elastic Stability*, 2nd Edition, McGraw-Hill Book Co., New York.
- (8) Ohkubo, Y., Akamatsu, T. and Shirasawa, K., 1975, "Mean Crushing Strength of Closed Hat Section Members," *SAE paper 750040*.
- (9) Wierzbicki, T. and Abramowicz, W., 1983, "On the Crushing Mechanics of Thin-walled Structures," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 50, No. 4, pp. 727~734.
- (10) Abramowicz, W., 1983, "The Effective Crushing Distance in Axially Compressed Thin-walled Metal Columns," *International Journal of Impact Engineering*, Vol. 1, No. 3, pp. 309~317.
- (11) Abramowicz, W., and Jones, N., 1986, "Dynamic Progressive Buckling of Circular and Square Tubes," *International Journal Impact Engineering*, Vol. 4, No. 4 pp. 243~270.
- (12) Wierzbicki, T. and Abramowicz, W., 1989, "Axial Crushing of Multi-corner Sheet Metal Columns," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 56, No. 4, pp. 113~120.
- (13) Mamalis, A. G., 1988, "On the Crumpling of Thin Plastic Closed Top-hat Sections by Compressive Loading," *International Journal Vehicle Design*, Vol. 9, No. 10, pp. 675~688.
- (14) Mamalis, A. G., 1989, "The Extensional Axial Collapse of Thin Plastic Double Top-hat Sections," *International Journal Vehicle Design*, Vol. 10, No. 3, pp. 269~283.
- (15) Bleich, F., 1952, *Buckling Strength of Metal Structures*, McGraw-Hill Book Co., New York.
- (16) Gerard, G., 1962, *Introduction to Structural Stability Theory*, McGraw-Hill Book Co., New York.
- (17) Mahmood, H. F. and Paluszny, A., 1981, "Design of Thin Walled Columns for Crash Energy Management—Their Strength and Mode of Collapse," *SAE paper 811302*.
- (18) Tani, M. and Funahashi, A., 1978, "Energy Absorption by the Plastic Deformation of Body Structural Members," *SAE paper 780368*.
- (19) Kim, C. W. and Han, B. K., 1994, "A Study on the Crushing Mechanics of Thin-walled Structures," *Journal of Korea Society of Automotive Engineer*, Vol. 2, No. 1, pp. 65~72.
- (20) ABAQUS/Explicit Version 5.8 *User's Manual*, 1998, Hibbitt, Karlsson and Sorensen, Inc., Pawtucket, RI.