

## 확장형 크래쉬 박스를 장착한 3륜 차량 새시 설계

진효민<sup>1)</sup>, 최세범<sup>\*1)</sup>

한국과학기술원 자동차기술대학원<sup>1) \*1)</sup>

### Design of 3wheeler chassis with expansible crash box

Hyomin Jin<sup>1)</sup> · Seibum Choi<sup>\*1)</sup>

<sup>1) \*1)</sup> Graduate School of Automobile Technology, KAIST, Science Town, Daejeon 305-701, Korea

**Abstract** : The more expensive gas expense is, the more endeavor many investigators are through a variety of methods which are application of engine managements and hybrid system or augmentation of efficiency of mechanical parts. But, these methods acquired a lot of time, costs, and efforts are not adequate in this emergency. The unique method which is simple and certain is decreasing mass of vehicle. However, the smaller and the lighter the vehicle is, the more dangerous the passenger is because of insufficiency of crash room in bumper to bumper.

In this study, ultra light 3wheeler with active safety system which is called expansible crash box is studied and developed. Using the 6061 aluminum frame, all mass of vehicle is max. 250kg and applying the crash simulation tools like LS-DYNA to demonstrate the safety of ultra light 3 wheeler with the expansible crash box. In the expansible crash box beam, elastic buckling theory give the first step toward the solution of the question of absorption of crash energy and a variety of techniques like groove pattern processing are applied. The more studies should be practiced from applying this study, and the unique safety systems which are adapted to ultra light vehicles are developed so that ultra light vehicles will be of practical use.

**Key words** : Ultra Light 3wheeler(초경량 3륜 자동차), Expansible Crash Box(확장형 크래쉬 박스), Buckling Absorbed Energy(좌굴 흡수 에너지), Groove Pattern Processing(홈 패턴 가공)

#### Nomenclature

K :좌굴 계수  
 $\phi_T$  :초기 결함 수정 계수  
 E:탄성 계수  
 U :프와송비  
 T:프레임 두께,mm  
 b:프레임 단면 길이,mm  
 $\lambda$  :세장비  
 $\sigma_y$  :최대 탄성 계수  
 $M_0$  :최대 소성 항복 모멘트  
 $I_1, I_2$  :각 모드에 대한 적분 계수  
 D, q :동적 상수

H:1/4과장길이,mm  
 B:원주 요소의 반경,mm

#### 1. 서론

최근 국제 유가의 상승과 원자재의 부족으로 인하여 자동차 산업에도 연료 효율을 높일 수 있는 새로운 기술과 방법론들이 끊임없이 제시되고 있다. 시스템적으로는 하이브리드 및 연료 전지 기술이 최근 각광받고 있고, 파워트레인 부분에서는 엔진의 밸브 제어를 통한 연료 효율의 최적화가 이뤄지고 있다. 하지만, 이러한 새로운 기술과 효율을 높일 수 있는 시스템의 개발에 있어서 가장 중요한 요소는 경량화이다. 실제로 21세기에 들어서 자동차의 엔진을 비롯한 많은 부품들의 성능은 장족의 발전

\* 진효민, enfirix7@kaist.ac.kr

이 이뤄졌지만, 최근의 소비자들의 다양한 욕구 충족 및 편의사양의 탑재로 인한 차량 무게의 증가로 인해서 이러한 발전이 아무런 소용이 없어졌다.

자동차의 무게를 10% 줄이게 되면 연료 효율을 약 8% 높일 수 있을 뿐만 아니라, 이산화탄소 배출량도 현저히 줄일 수 있으므로 최근의 환경 규제를 만족시킬 수 있는 방법이기도 하다.<sup>(1)</sup> 또한, 차량이 가벼워지면 파워스티어링 시스템과 같은 보조 장치가 필요 없어지고, 차량의 운동성능이 비약적으로 상승할 수가 있다. 따라서 앞으로 이러한 엄격한 환경 규제에 대응할 수 있고 차량의 연비를 획기적으로 올릴 수 있는 초 경량 자동차가 등장하게 될 것이다. 이러한 초 경량 자동차의 대table 격이라 할 수 있는 3륜 자동차는 디퍼렌셜 기어의 불필요로 인한 경량화를 이룰 수 있고 차량의 뒤쪽 부분이 좁아지는 에어로 다이내믹 스타일을 추구 할 수 있는 장점을 가지고 있다. 따라서 이러한 장점을 최대한 추구할 수 있는 다양한 3륜 차량 모델들이 외국에서는 예전부터 시판되고 있었으며, 또한 소비자들이 이러한 다양한 자동차 문화에 익숙해져 있는 상태이다.

하지만, 이러한 초 경량 차량의 가장 큰 문제점은 안전성이다. 차량이 가벼워지고 또한 작아질수록 충격을 흡수 할 수 있는 공간 및 충돌시간의 부족으로 인해서 탑승자에게 많은 상해를 입힐 수 있다. 따라서 현재 시판되고 있는 3륜 차량들을 비롯한 초 경량 차량의 경우에는 이러한 안전 대책에 있어서는 속수무책이다. 가격적인 요인에 있어서 지나치게 고급 안전 기술을 장착하는 데에는 많은 무리가 따르게 되고, 설계 측면에 있어서도 충돌 흡수 공간이 없거나 많이 부족하기 때문에 이러한 차량의 안전대책으로는 기존의 에어백이나 크로스 빔 정도의 장착이 전부이다.<sup>(2)</sup>

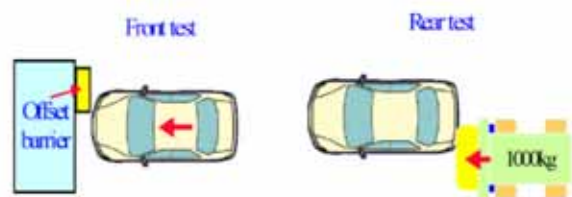
따라서 본 논문에서는 이러한 3륜 차량을 설계하고 정면 충돌 안전 대책으로 일반 차량들에 장착되어져 있는 크래쉬 박스를 3륜 차량에 맞도록 설계하여 차량이 정차되어 있거나 저속에서는 초 경량 차량의 장점을 이용할 수 있도록 크래쉬 박스가 차량 안쪽에 배치되도록 하고 차량에 충돌이 발생하여 승객에 상해를 입힐 수 있는 경우에는 크래쉬 박스가 펼쳐져서 충격에너지를 흡수 하여 승객을 보호

할 수 있도록 하여 저가의 초 경량 차량에 쉽게 장착이 가능할 수 있도록 단순하면서도 효과적인 가변형 크래쉬 박스를 설계 제작한다.

## 2.

무엇보다도 초 경량 3륜 차량의 충돌에 대한 안전성을 판별하기 위해서는 현존하는 충돌 테스트 규제치를 3륜 차량을 대상으로 똑같은 조건을 적용하여 그 타당성 여부를 증명하는 것이 우선이다. 현재 국내 및 국외 승용형 자동차 충돌 테스트를 살펴보면, 범퍼 및 저속 충돌 테스트, 고속 충돌 테스트, 그리고 offset 및 side 충돌 테스트로 나눌 수 있다. 각 나라마다 일정한 규제치가 정해져 있지만, 국내 테스트 규정은 미국과 유럽의 규제치를 적당히 혼용한 형태를 나타낸다.

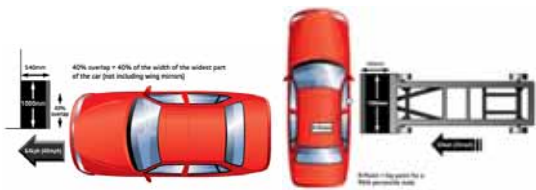
저속 충돌 테스트에는 미국의 RCAR(Research Council for Automobile Repairs)가 있다. 이 테스트는 세계 각국의 보험 연구원에서 1975년 결성된 국제 조직으로서 17개국 24개 보험업계 자동차 기술연구소로 구성된 국제기구로 소비자의 차량 유지 비용의 부담을 최소화 하고 보험 업계의 차량 보험 비용 경감을 주목적으로 하고 있다. 즉, 승객의 안전성을 해치지 않는 범위 내에서 가장 빈번하게 발생할 수 있는 충돌 요소들을 적극 반영하여 차량의 손상성 및 수리성을 평가한다. 본 테스트 방법은 [fig 1]과 같이, 시험 대상 차량의 무게는 공차 중량이어야 하며, 75kg의 성인을 기준으로 한 더미를 차량 안에 탑승시킨 후, 15km/h의 속도로 가속되어진 차량을 10%의 경사각을 가진 충돌 벽에 40% offset 충돌 시키는 것이다.<sup>(3)(4)</sup>



[fig.1]

고속 테스트로는 일반적으로 NCAP(New Car

Assessment Program)이 가장 대table적이라 할 수 있다. 이는 각 나라의 관련기관에서 차량을 무작위로 구입하여 front test, side impact test, pedestrian test등을 실시한다. 정면 충돌 테스트의 경우, [fig. 2]와 같이 56km/h의 속도를 가진 차량에 75kg의 더미 2개를 운전석과 조수석에 장착한 후 테스트를 실시한다. 트렁크상에 약 24kg의 무게를 얹으며, 측정장비를 약 20kg까지 허용 가능하다. 측면 충돌의 경우에는 950kg의 수레(Trolley, 500 × 1500mm)를 50km/h의 속도로 운전자 측 사이트에 충돌시켜 차체와 인체의 상해치를 평가한다. 차량의 테스트 결과를 별점 등급( grade)로 table 현하며, 최고 등급은 5별점으로 나타낸다.



[fig.2]

따라서 이러한 초 경량 3륜 차량을 비롯한 초 경량 초소형 차량의 정면 충돌 및 offset 충돌에 대응할 수 있는 가변형 크래쉬 박스를 설계 및 제작하였다. 일반적으로 차량의 프레임은 충돌을 흡수 할 수 있는 조건을 만족하면서 차량의 엔진이나 미션과 같은 차량에 있어서 중요 시스템을 지지할 수 있는 역할까지 담당해야만 하기 때문에, 이러한 두 가지 상충된 상황을 모두 다 만족시키기 위해서는 설계에 많은 어려움이 있다. 하지만, 가변형 크래쉬 박스의 경우에는 차량의 메인 프레임의 역할과는 관계없이 오직 정면 충돌 조건만 만족시키면 되기 때문에 그 설계 및 제작의 타당성은 더 크다고 볼 수 있다.

앞에서 제시한 테스트처럼 저속 및 고속 테스트 규정을 만족하기 위해서 초 경량 3륜 차량의 크래쉬 박스의 설계를 최대 성인 2명이 탑승되었다고 가정하였을 경우, 최대 450kg으로 잡고 [table 1]와 같이 3가지 속도 별로 나누어 그 성능을 알아보려고 한다.

차량 무게 450kg	Velocity	
	V=4.16m/s (15km/h)	
	V=8.32m/s (30km/h)	
	V=15.5m/s (56km/h)	

[table 1]

### 3.

우선, 크래쉬 박스의 설계를 하기 전에 초 경량 3륜 차량의 전체적인 레이아웃을 살펴보면, [fig.3]과 같이 앞 바퀴 2개 뒷바퀴 1개로 제작 되어 스티어링 조작 시에 앞 바퀴가 1개인 경우보다 훨씬 더 안정적인 자세를 유지 할 수 있도록 하였고, 알루미늄 6061을 사용하여 프레임을 제작하였다. 그리고 그 구조를 truss구조를 채택하여 응력 집중 현상을 최대한 분산 시켰고, 운전석 위치를 중심으로 측면 충돌에 대비하기 위해서 메인 프레임의 크기를 50\*50에 T=3mm를 위 아래에 배치하고 충돌 시에 승객부분으로 변형이 발생하는 부위를 일반 승용형 차량들보다 훨씬 넓은 250mm의 여유를 두어 디자인 하였다. 또한 앞 바퀴의 서스펜션 타입을 더블 위시본으로 선택하고, 어퍼 암 및 로워 암의 접점 포인트를 위 아래로 일정 각도를 부여하여 충돌 시에 차량의 서스펜션이 접힘으로써 충돌 에너지를 흡수 할 수 있을 뿐만 아니라 차량의 전복사고도 방지 할 수 있도록 하였다.

차량의 엔진은 250cc 단 기통 엔진으로 차량의 뒷바퀴를 굴리고 맨 뒤쪽에 배치하여 이상적인 무게 균형인 50:50을 실현하였다. 따라서 본 차량의 경우, 정면 충돌 시에는 앞쪽의 메인 프레임만이 충돌 에너지를 흡수 해야 하는 부담감을 안고 있을 뿐만 아니라 엔진과 같은 rigid body도 없기 때문에 승객의 충돌 보호는 다소 무리가 따르는 것으로 분석된다.

따라서 본 차량의 앞쪽으로 연결되는 크래쉬 박스를 [fig.4]와 같이 장착이 되도록 설계하였다.

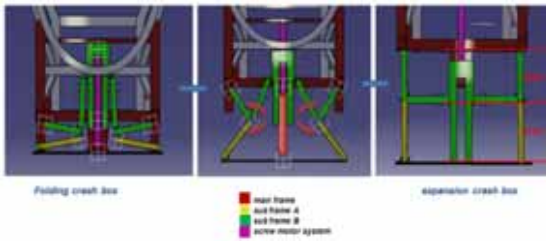
우선, 차량의 맨 앞쪽으로는 범퍼와 연결된 A부분의 크래쉬 박스 빔을 설치하였고 두 번째 연결 부분 B는 차체의 메인 프레임과 연결되도록 하였다. A빔의 경우에는 저속 충돌 시에 충격 에너지를 흡수 할 수 있도록 설계 하였고 B 빔의 경우에는 중 고속 충돌 시에 대비할 수 있도록 설계하였다. 차량의 정차되어 있을

경우에는 크래쉬 박스가 차량 안쪽 메인 프레임에 숨겨지고 일정 속도 이상에서는 크래쉬 박스가 펼쳐질 수 있도록 하기 위해서 크래쉬 박스 중간 부위에 스크루를 설치하고 보조 크래쉬 빔이 이 스크루를 타고 움직이면서 작동할 수 있도록 하였다.

스크루에 연결된 보조 크래쉬 빔은 가변형 크래쉬 빔의 작동을 담당하면서 크래쉬 박스가 펼쳐졌을 때 박스의 구조적 변형이 발생하지 않도록 하는 역할을 담당한다. 즉, 정면 충돌 시에 범퍼와 물체와의 각도를 어느 정도 보상해 주고 크래쉬 박스 형태를 일정하게 유지함으로써 충돌 시에 크래쉬 빔의 global buckling 이나 bending 현상을 발생 하지 않도록 해준다.



[fig.3]



[fig.4]

4.

차량의 충돌에너지를 완벽하게 흡수하기 위해서는 크래쉬 박스의 사각 빔이 축 방향으로 주름이 형성되는 국부 좌굴(local buckling)이 발생하는 것이 좋다. 하지만, 빔 부재의 길이 및 두께에 따른 세장비(slenderness ratio) 및 후폭비의 변경에 의해서 빔 부재의 성격이 결정 되어 진다.

따라서 본 논문에서는 각각의 A와 B부재의 적절한 세장비 및 후폭비 여부를 판단하기 위해서 Rankine의 이론을 변형시킨 B.K.Han<sup>(5)</sup>의 후폭비에 대한 이론과 세장비 이론을 다음과 같이 제시하고 이 식들을 근거로 하여 A와 B 빔부재의 두께 및

길이의 타당성 여부를 살펴 보았다.

$$\frac{1}{\sigma} = \frac{1}{\sigma_{crT}} + \frac{1}{\sigma_{crC}} \quad [1]$$

$$\sigma_{crT} = \frac{K \cdot \phi_T \cdot \pi^2 \cdot E}{12 \cdot (1 - \nu^2)} \left( \frac{t}{b} \right)^2 \quad [2]$$

$$\sigma_{crT} = \left[ \frac{K \cdot \phi_T \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_y \cdot (1 - \nu^2)} \left( \frac{t}{b} \right)^2 \right]^{0.4} \quad [3]$$

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \quad [4]$$

식[1]은 빔 부재의 정적 하중에 있어서의 최대 좌굴 하중으로서 국부 하중(Local buckling)과 전체 하중(global buckling)의 식으로 나타낼 수 있다.

식[2]와 식[3]은 후폭비(t/b)의 항으로 이뤄져 있고 이 때 후폭 비의 크기에 따라서 변경된 값을 이용하면 된다. 전체 좌굴 하중에 대한 식[4]는 오일러(Euler buckling) 하중으로서 세장비(slenderness ratio,  $\lambda$ )의 영향력이 작용하고 있음을 알 수 있다. 오일러 좌굴 하중은 세장비 값이 100 이상에서 작용하므로 본 논문에서는 국부 하중의 주름 형성이 주목적이 될 수 있으므로 세장비 값이 낮을수록 좋다고 볼 수 있다.

이 두식을 조합하면 식[5]로 나타낼 수 있고 이 때의 값은 정적 하중에 대한 전체 좌굴 하중 값을 나타낸다. 따라서 동적 하중 상태에서의 전체 좌굴 하중 값을 구하기 위해서 Cowper Symonds<sup>(6)</sup>의 변형률 속도(Strain Rate)에 의한 최대 동적 하중 좌굴 식을 이용하였다.

$$\sigma = \frac{\sigma_{cr-T} \cdot \pi^2 E}{\sigma_{cr-T} \cdot \lambda^2 + \pi^2 E} = \frac{\sigma_{cr-T}}{1 + \frac{\sigma_{cr-T}}{\pi^2 E} \cdot \lambda^2} \quad [5]$$

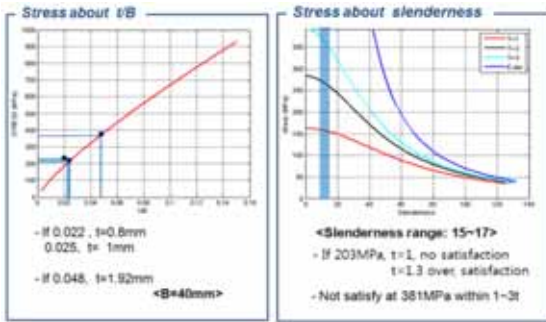
$$\frac{\sigma_{dynamic}}{\sigma_{static}} = 1 + \left( \frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{\frac{1}{q}} \quad [6]$$

$$\frac{\sigma_{max.dyn}}{\sigma_y} = 0.73 \left[ \frac{K \cdot \phi_T \cdot \pi^2 \cdot E}{\sigma_y \cdot (1 - \nu^2)} \left( \frac{t}{b} \right)^2 \right]^{0.4} \times \left\{ 1 + \left( \frac{V}{DL} \right)^{\frac{1}{q}} \right\} \quad [7]$$

D와 q 값은 동적 상수로서 이 때의 값은 각각 674,666과 4를 각각 대입하여 값을 구하였고 이때 후폭비의 변화 및 세장비의 변화에 따른 동적 하중의 변화 값을 [table 3]에 나타내었다. 또한 본 논문에서 작용 할 하중 값은 전체 하중 값이 두 개의 메인 프레임과 연결된 A,B빔에서만 작용한다는 가정을 가지고 전체 값에 충격력 및 전체 흡수 되어야 할 에너지 값은 [table 2]에 나타내었다.

Velocity	Load	Stress
4.16m/s	31.4KKN	201MPa
8.32m/s	62KKN	203MPa
15.5m/s	116KKN	381MPa

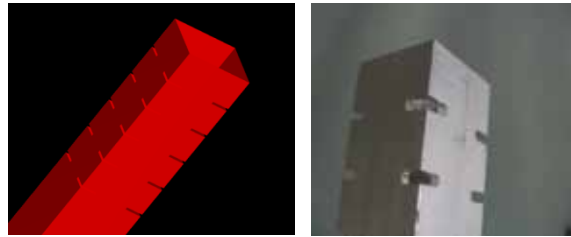
[table 2]



[table 3]

[table 3]을 살펴보면, 후폭비에 따른 충격 값은 어느 정도 충분한 하중 값을 견딜 수 있지만, 세장비에 따른 하중 값에 있어서는 약간의 세장비의 변경이 필요한 것으로 나타났다. 앞에서 제시한 가정에 의한 계산이 실제적인 값보다는 크게 잡혔다고 할 수 있으므로 어느 정도 세장비의 의한 하중 값은 타당성이 있다고 볼 수 있다. 또한 하중 값에 의한 좌굴 현상은 에너지의 흡수 정도에 따라서 달라질 수 있다. W.Abramowicz<sup>(7)</sup>가 제안한 이론에 따르면, 주름이 형성되는 좌굴 형상의 주요 원인은 크게 사각 빔의 단면의 4개의 모서리의 하중을 견디는 정도와 함께 주름이 형성되는 벡터 방향에 따르는 것으로 알려져 있다. 따라서 크래쉬 박스의 빔 부재의 형성은 저속에서부터 고속까지 대응할 때 앞에서부터 차례대로 주름이 형성되면서 에너지를 흡수 해야 하는 형태를 나타내야만이 2장에서 제시한 범퍼 테스트의 수리 용이성부터 고속 충돌의

에너지 흡수성까지도 모두 만족시켜야 하지만, 일반적으로 빔 부재의 좌굴이 일어나는 위치의 판별은 쉽지가 않고 더군다나 동적 하중이 작용했을 경우에는 예측이 불가능하다. 따라서 이러한 문제점을 해결하기 위해서 범퍼가 연결되는 A빔 부재의 맨 앞쪽에 [fig.5]와 모서리 부위가 쉽게 붕괴되도록 하기 위한 groove 패턴을 적용하였다. Groove 패턴은 일정 거리의 간격을 두고 설치가 되었으며, 주름 방향 벡터를 잡아주면서 차량 범퍼 앞쪽에서부터 좌굴이 일어나도록 하기 위함이다. 그 거리 간격에 관한 이론은 W.Abramowicz<sup>(8)</sup>의 사각 빔의 동적 하중에 의한 에너지 흡수 이론을 적용하였다.



[fig.5]

일반적으로 그 사각 빔의 접힘 모드를 살펴보면 전체적으로 대칭모드(symmetric mode), 대각 대칭 모드(diagonal symmetric mode) 그리고 비대칭 모드(asymmetric mode)로 나눌 수 있다.

실제로 동적 하중에 의한 빔의 좌굴 형태를 살펴보면 대칭모드가 일반적으로 많이 나타나고 빔의 형태에 따라서 대각 대칭 모드 및 비대칭 모드가 섞여서 나타나는 것으로 알려져 있다. 따라서 본 논문에서는 앞에서 가정한 사실대로 크래쉬 박스의 각각의 빔들이 고정 벽과 수직으로 충돌이 발생한다는 가정아래 대칭 모드가 주를 이룰 것으로 판단되어져, 대칭 모드 이론을 적용하여 사각 빔의 groove 형상 거리 값을 계산하였다.

$$E_{total} = 4M_0 \left( 16HI_1 \frac{B}{t} + 2b\pi + 4I_3 \frac{H^2}{B} \right) \quad [8]$$

$$H = \sqrt{\left( \frac{\pi}{2} bt \right)} \quad [9]$$

식[8]은 대칭 모드시의 이론적인 식을 나타내

며 이 때 접힘 거리를 계산하기 위해서 W.Abramowicz<sup>(9)</sup>와 N.Jones<sup>(10)</sup> 제시한 실험 값인 식[9]를 적용하여 빔 부재에 좌굴에 의한 주름이 한번씩 일어날 때마다 흡수 할 수 있는 이론 값을 계산하였고, 이 때 한번의 주름의 길이를 계산하여 이 값을 groove 패턴에 적용하였다. 그에 따른 전체적으로 흡수 되는 에너지와 그때의 충돌 흡수 길이를 [table 4]에 나타내었다.

T	ZL	energy absorption of a mode (J)	Folding number			absorption length(m)		
			4.16 m/s	8.32 m/s	15.5 m/s	4.16 m/s	8.32 m/s	15.5 m/s
1.3 (A)	18.07	430	2.28	9	OVER	40	162.8	OVER
2 (B)	22.42	920	1.1	4.23	OVER	24.8	94.8	OVER
3 (C)	27.48	1918	7.04	2	14	191.2	14.9	194

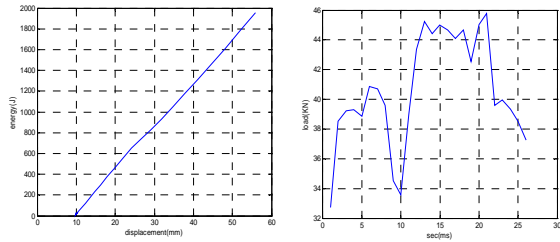
[table 4]

5.

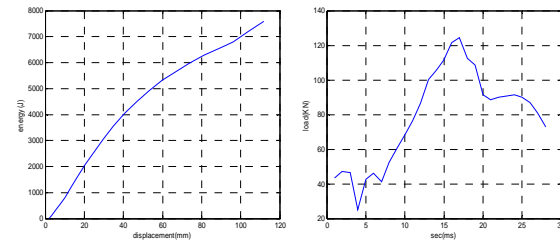
앞에서 제시한 이론 값과의 비교 및 실제 에너지 및 흡수 량을 구하기 위해서 LS-DYNA 970을 이용하여 이를 증명하였다. 시뮬레이션에 사용된 빔 부재는 알루미늄 6061 T5로 물성치 값은 [table 4]와 같이 나타내었다. 우선적으로 차량 전체에서 A와 B빔 부재의 형태를 모델링 하여 단순히 빔 부재가 앞에서 제시한 3가지의 다른 속도에서의 충격에너지를 흡수 할 수 있을 지 실험해 보았다. A빔과 B빔의 두께는 앞에서 후폭비 및 세장비를 고려하여 각각 1.3mm와 2mm로 하였으며 구속조건은 B빔의 끝부분만 XYZ 축 및 회전을 모두다 구속시켰다. 각 속도 별 에너지 흡수 정도 및 변화량 그리고 충격력에 대한 값은 [table5]~[table7]그리고 [fig.5]~[fig.7]에 나타내었다.

Density	2700kg/m <sup>3</sup>
Hardness	73(brinell)
Ultimate tensile strength	241MPa
Tensile yield strength	214MPa
Modulus of elasticity	68.9GPa
Poisons ratio	0.330
Shear modulus	25.8GPa

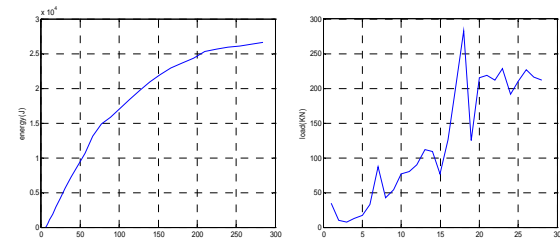
[table 4]



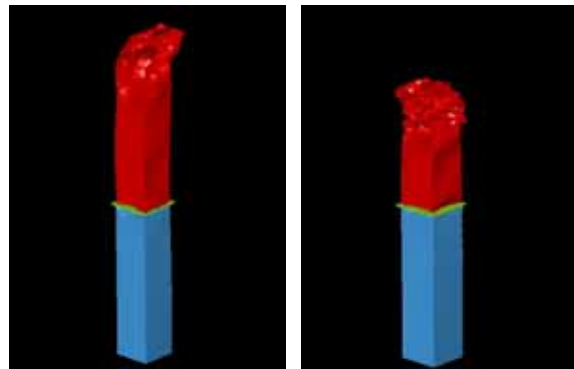
[table 5] 4.16m/s에서의 에너지 흡수 및 충격력



[table 6] 8.32m/s에서의 에너지 흡수 및 충격력

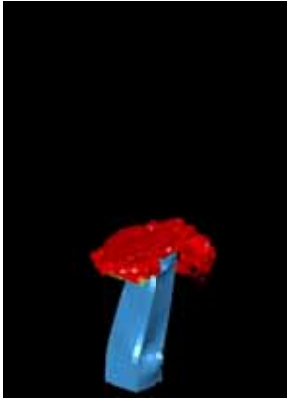


[table 7] 15.5m/s에서의 에너지 흡수 및 충격력



[fig.5]4.16m/s에서의 빔의 변형

[fig.6]8.32m/s에서의 빔의 변형



[fig.7] 4.16m/s에서의 빔의 변형

4.16m/s crash beam test	T	S	E	8.32m/s crash beam test	T	S	E
Mean energy (J)	973	796	17%	Mean energy (J)	3893	3537	9%
Mean load (KN)	31.4	38	-21%	Mean load (KN)	62	71	-14%
Absorption length (mm)	40	50	-20%	Absorption length (mm)	162	120	-25%

15.5m/s crash beam test	T	S	E
Mean energy (J)	13512	14705	-8%
Mean load (KN)	116	124	-6%
Absorption length (mm)	433	289	-34%

[table 8]

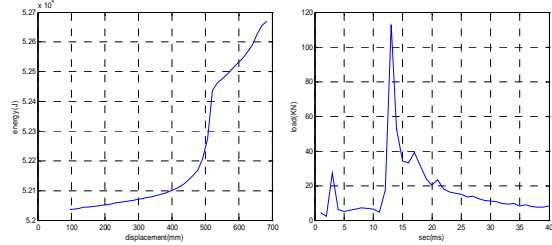
각 시뮬레이션 결과 값과 앞에서 구한 이론값과의 비교는 [table 8]에 나타내었다. 여기서 T는 이론값을 S는 시뮬레이션 값, 그리고 E는 에러를 나타낸다.

시뮬레이션 결과 groove 패턴에 의한 영향력에 의해서 앞에서부터 차례대로 붕괴되는 형상을 나타내었고 그에 따른 충격력도 상당히 개선되는 것을 확인 할 수 있었다. 하지만, 고속 충돌 테스트의 경우 주름에 의한 좌굴이 발생하다가 중간 부분에서 bending이 발생하여 완벽한 흡수 능력을 보이지는 못했는데 이는 시뮬레이션 시에 일반적으로 실시하는 빔 부재의 구속조건을 본 논문에서는 실시하지 않았고 또한 이러한 문제점이 실제적으로는 발생할 수 있는 여지가 충분하다고 판단되므로 이러한 형태의 결과도 받아들이기로 했다. 이번에는 이러한 크래쉬 박스 빔을 장착한 차량과 장착하지 않은 차량과의 비교를 위해서 full car simulation을 실시하였다. 시뮬레이션 시간을 줄이기 위해서 차량의 절반만 모델링을 실시하였고 실제 제작과 같은 형상의 스크루 및 가운데 보조 프레임도 모델링을 실시하였고 충돌 속도는 15.5m/s로 가장 큰 값을 주었다.

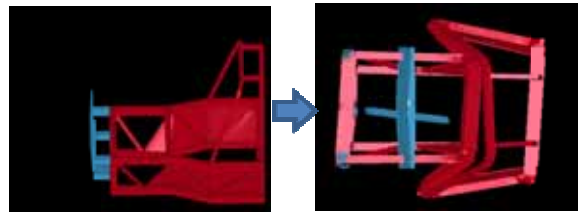
전체적인 시뮬레이션 물성치 값은 [table4]와

동일하며 차량과 크래쉬 박스의 접합은 점 용접을 통해 연결하였고 구속조건은 앞에서와 동일하게 차량 끝부분만 수행하였다.

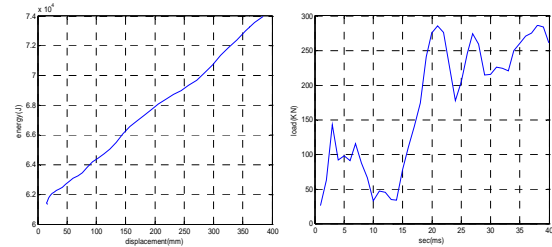
그에 대한 결과 값은 [table9][table10] 그리고 [fig.8][fig.9]에 나타내었다.



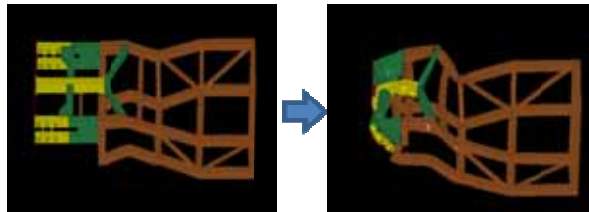
[table 9] 15.5m/s에서의 가변형 크래쉬 박스가 없을 때의 에너지 흡수 및 충격력



[fig.8] 15.5m/s에서의 가변형 크래쉬 박스가 없을 때의 차량 변형



[table 10] 15.5m/s에서의 가변형 크래쉬 박스를 장착하였을 때의 에너지 흡수 및 충격력



[fig.9] 15.5m/s에서의 가변형 크래쉬 박스가 있을 때의 차량 변형

	No crash box	With crash box
Displacement	Over 800mm	100mm (+300mm)
An instant load	110KN	280KN
Crash time	Over 50ms	43ms

[table 11]

전체적으로 충돌 에너지 흡수 값은 크래쉬 박스를 장착한 경우에 약간 높게 나타났지만, 충격력의 크기는 현저히 감소 하였고, 그에 따른 충돌 시간도 조금 늘어났다. 또한 크래쉬 박스가 없는 차량의 경우 프레임의 변화가 있는 부위에 접힘이 발생하여 흡수를 제대로 하지 못하고 그대로 승객 쪽으로 밀려 들어오는 것을 알 수 있으며 그 충격량도 상당히 크게 나왔지만, 크래쉬 박스가 장착된 차량의 경우, 차량의 충돌 침범거리는 10cm내외로서 승객에는 큰 영향을 미치지 못하는 것으로 분석된다. 하지만, 크래쉬 박스의 B 빔 부재의 주름 좌굴이 발생하지 못하고 한쪽으로 휨이 발생하게 되는 데 이는 앞에서 우려했던 바와 같이 충돌 빔과 고정 벽의 완벽한 면 충돌이 발생하지 못함으로 인한 현상이라 볼 수 있다. 따라서 이를 완벽히 해결 할 수 있는 크래쉬 박스의 완벽한 고정 및 약간의 변형적인 충돌에도 대비 할 수 있도록 해야만 한다.

## 결론

가변형 크래쉬 박스를 장착한 초경량 차량의 실용성 및 안전성에 관한 결과는 다음과 같다.

- 1) 가변형 크래쉬 박스가 메인 프레임 안에 감쳐져 있는 차량 정차시나 또는 저속 운행 시에는 작은 차체의 장점을 이용할 수 있다.
- 2) 차량의 일정 속도 이상 운행시 크래쉬 박스가 앞으로 35cm 가량 이동하여 충돌 흡수 구간을 마련함으로써 저속에서부터 고속까지의 충돌에 대비 할 수 있다.
- 3) 국부 좌굴 방정식 및 에너지 흡수 이론을 적용하여 크래쉬 박스에 설치되는 빔 부재들을 설계하였고 저속에서부터 국부 좌굴 형상이 앞에서부터 발생하도록 범퍼 쪽 빔에 groove 형상을 적용,이의 타당성을 검증하기 위해 빔 부재에 대해 속도별로 충격력 및 흡수 에너지 여부를 판별하였고, 그 결과 전 속도 영역에서 만족스런 흡수율을 나타냈다.

- 4) 에너지 흡수 이론과 시뮬레이션 결과는 접힘 길이에 있어서 10~20%의 오차를 보였는데 이는 시뮬레이션에 적용하는 빔 구속 조건의 차이에 의한 것으로 나타났다.
- 5) 단순화된 full car 시뮬레이션에서 가변형 크래쉬 박스를 장착한 차량이 장착하지 않은 차량에 비해 순간 충격력 및 흡수 에너지 그리고 변형 길이에 있어서 우수한 성능을 나타냈다.
- 6) B빔 부재의 국부 좌굴 형태가 단순 빔 형태일 때보다 잘 나타나지 않은 것은 크래쉬 박스의 고정 문제로 드러났기 때문에 제작시 크래쉬 박스의 연결 부위의 강성을 고려해야만 한다..

## References

- 1) Australian Magnesium Corporation ,2003
- 2) P.Frei,R.Kaeser,R.Hafner,M.Schmid,A.Dragan,L.Wingeier“Crashworthiness and Compatibility of Low Mass Vehicles in Collisions”SAE 970122
- 3) G.H.lee, “Cross-section Shape Design of an Aluminum Crash Box for Crashworthiness Enhancement”,KAIST 2007
- 4) I.S.Park, “Research on Vehicle Crash Compatibility through Car to Car Frontal Crash Test”,Transactions of KSAE, vol.15, No.5, pp.72~77 (2007)
- 5) B.K.Han, “A Study on The Relationship between Local and Overall Buckling of Square Tubes.” KSME pp.429~434,1996
- 6) Cowper.G.R and Symons.P.S, “Strain hardening and strain-rate effects in the impact loading of cantilever beams.” Brown University Division of Applied Mathematics Report.No.28.September,1957
- 7) W.Abramowicz, “Thin-walled structures as impact energyabsorbers.”,Thin-walled structures41 (2003) pp.91-107



- 8) W.Abramowicz, "Dynamic axial crushing of square tubes.", Int.J.Impact Engng.Vol.2.No.2  
pp.179-208,1984
- 9) W.Abramowicz, "The effective crushing distance in axially compressed thin-walled metal columns." Int.J.Impact Engng.vol.1,No3, pp309~317,1983
- 10)W.Abramowicz and N. Jones. "Dynamic Progressive Buckling of Circular and Square Tubes",Int.J.Impact Engng.,vol.4,No.4, pp243~270,1986