

## 저속차량 차체의 구조해석 및 구조최적설계

신정규<sup>1)</sup> · 심진욱<sup>1)</sup> · 황상진<sup>2)</sup> · 박경진<sup>\*3)</sup>

한양대학교 대학원 기계설계학과<sup>1)</sup> · 자동차성능시험연구소<sup>2)</sup> · 한양대학교 기계정보경영학부<sup>\*3)</sup>

### Structural Analysis and Optimization of a Low Speed Vehicle Body

Jung-Kyu Shin<sup>1)</sup> · Jin-Wook Shim<sup>1)</sup> · Sang-Jin Hwang<sup>2)</sup> · Gyung-Jin Park<sup>\*3)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical Design and Production Engineering, Graduate School of Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

<sup>2)</sup>Investigating and Research Laboratory, Korea Automobile Testing Research Institute, Gyeonggi-do 445-871, Korea

<sup>\*3)</sup>Division of Mechanical and Information Management Engineering, Hanyang University, Gyeonggi-do 425-791, Korea

(Received 3 March 2003 / Accepted 15 April 2003)

**Abstract** : Recently, low speed vehicle (LSV) is beginning to appear for various usages. The body of the LSV is usually made of the aluminum space frame (ASF) type rather than the monocoque or unitary construction type. A part of the reason is that it is easier to reduce mass efficiently while the required stiffness and strength are maintained. A design flow for LSV is proposed. Design specifications for structural performances of LSV do not exist yet. Therefore, they are defined through a comparative study with general passenger automobiles. An optimization problem is formulated by the defined specifications. At first, one pillar which has an important role in structural performances is selected and the reinforcements of the pillar are determined from topology optimization to maximize the stiffness. At second, the thicknesses of cross sections are determined to minimize the mass of the body while design specifications are satisfied. The optimum solution is compared with an existing design. The optimization process has been performed using a commercial optimization software system, GENESIS 7.0.

**Key words** : Aluminum space frame(알루미늄 스페이스 프레임), Low speed vehicle(저속차량), Bending stiffness(굽힘강성), Torsional stiffness(비틀림강성), Structural optimization design(구조최적설계)

### 1. 서론

자동차 산업에서는 차체 경량화를 위해 대체 경량재료의 도입이나 새로운 가공 및 조립기술의 개발과 관련된 연구들이 활발하게 이루어지고 있다.<sup>1)</sup> 이러한 노력의 일환으로, 산업체에서는 알루미늄 스페이스 프레임(aluminum space frame)을 적용한 전기 자동차를 개발하고 있다. 전기자동차는 성능과 기능 면에서 종류가 다양<sup>2)</sup>하며, 그 중에서도 레

저용으로 골프장과 같은 비교적 짧은 거리에서 운송수단으로 사용되는 저속차량(low speed vehicle)이 있다.<sup>3)</sup> 최근, 저속차량에 대한 수요가 늘어나면서, 미연방도로교통안전국(national highway traffic safety administration)에서는 저속차량을 포함한 25 mph 이하의 속력을 가지는 차량에 대해 정의하고, 이러한 차량들이 가져야하는 안전장치에 대한 법규를 제정한 상태이다. 그러나, 아직 일반 승용차 그룹에서는 제외되어 있고, 충돌 성능과 관련된 법규는 마련되어 있지 않다.

본 연구에서는 현재 개발 중인 2인승 저속차량 모

\*To whom correspondence should be addressed.  
gipark@hanyang.ac.kr

델에 대해 구조해석을 실시하고, 일반 승용차와 비교하여 보았다. 일반적인 자동차의 개발 단계에서, 개발하고자 하는 자동차의 구조성능은 기존의 동급 자동차가 가진 성능대비 향상으로 설계를 진행하는 경우가 많다. 그러나, 본 연구에서 다룬 저속차량의 경우 이러한 기준 모델이 없으므로, 일반 승용차의 구조 성능에 대한 자료와 비교하여 저속차량이 만족해야 할 구조성능을 정의해 보았다.

저속차량이 만족해야 하는 구조성능을 달성하기 위해서는, 단순 설계 변경보다는 구조최적설계와 같이 정형화된 방법을 사용하는 것이 좋다.<sup>4,5)</sup> 정의된 구조성능을 만족시키기 위해 저속차량 부품의 두께를 설계변수로 선정하여 치수최적설계를 실시하였다. 치수 최적설계를 수행하기 전에, 위상최적설계를 수행하여 보강재가 필요한 부품을 선정하였으며, 선정된 부품에 대한 단면을 설계하기 위하여 위상최적설계를 다시 이용하였다. 위상최적설계와 치수최적설계를 이용하여 구조성능이 개선된 차체를 얻을 수 있었으며, 구조해석과 구조최적설계를 위해 상용프로그램인 GENESIS 7.0을 사용하였다.<sup>6)</sup>

## 2. 알루미늄 스페이스 프레임과 저속차량

### 2.1 알루미늄 스페이스 프레임

알루미늄은 자동차 부품의 소재로 많이 사용되는 철(steel)에 비해 밀도가 1/3정도 수준으로 매우 가벼우면서도 재활용시 철에 비해 품질이 유지되는 뛰어난 성질을 지니고 있다. 최근에는 이러한 장점을 가진 알루미늄을 철을 대신하여 차체구조로 사용하려는 연구가 활발하다.<sup>7)</sup> 그러나, 철에서 알루미늄으로의 단순한 재료 변경만으로는 구조물이 요구하는 특성을 만족하지 못하므로, Fig. 1에서 나타난 것과 같이 철을 이용한 기존의 모노코크(monocoque) 구조보다 스페이스 프레임 구조가 더 효과적이다.<sup>8)</sup>

일반적으로 철 모노코크 구조를 대신하여 알루미늄 스페이스 프레임을 적용할 경우, 구조적 강성을 만족시켜 주기 위해서 스페이스 프레임의 단면 두께가 증가하게 되는데, 이러한 점이 구조적 강도와 충격 흡수 에너지 성능을 좋게 한다.<sup>10)</sup> 이와 같은 장

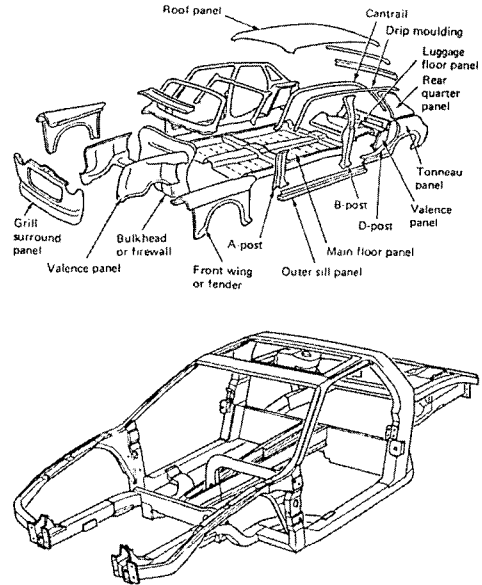


Fig. 1 Monocoque(left) and space frame(right)<sup>9)</sup>

점 때문에 경량화가 요구되는 전기자동차에 매우 유용하며, 저속차량 차체에도 알루미늄 스페이스 프레임 구조가 사용되었다.

### 2.2 저속차량

최근, 미연방도로교통안전국의 문서<sup>3)</sup>를 참고하면, 최고속도 25mph 이하의 차량(sub-25mph vehicle group)에 대해 정의를 하고 있다. 이 부류에 속한 차량은, 최고속도가 15mph 이하의 일반적인 골프용 차량(golf car)과 속도를 20~25mph로 개조한 골프용 차량(speed modified golf car) 그리고, 외관상 승용차와 유사하고 최고속도가 25mph이하의 근거리용 전기자동차(neighborhood electric vehicle)가 있다.

이러한 부류 중에서 Fig. 2의 점선 안에 있는 최고속도가 20mph~25mph인 차량을 저속차량(low speed vehicle)이라고 분류하고, 이러한 차량이 갖추어야

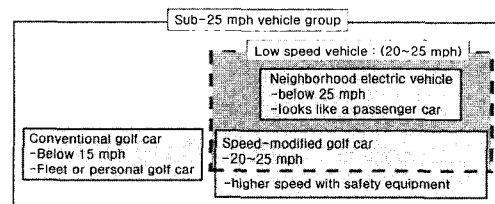


Fig. 2 Definition of the sub-25 mph vehicle group

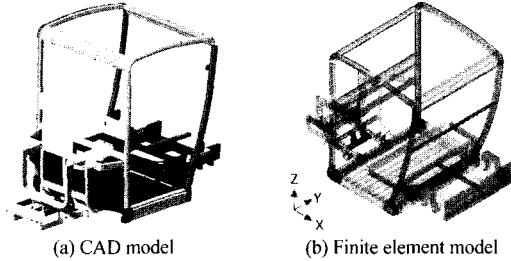


Fig. 3 Schematic view of a low speed vehicle

할 안전장비와 사양을 별도의 북미안전도규정(FMVSS) 100번과 500번에 정의하였다. 500번 규정에는 헤드 램프, 정지 램프 등의 안전 장비를 부착할 것을 요구하고, 100번 규정에서는 차량전복에 대한 안정성을 가질 수 있도록 규정하고 있다. 그러나, 저속차량은 일반 승용차 등급에서 제외되어 있으며, 충돌 성능에 대해서도 규정이 없는 상태이다.

Fig. 3은 2인승 저속차량에 대한 캐드 모델과 유한요소모델이다. 기존 연구<sup>11,12)</sup>에서는 보(beam)요소를 이용하고 조인트 부분의 강성을 조절하여 실제 모델과 검증된 스틱모델(stick model)을 사용하기도 하였다.

이에 비해, 본 연구에서는 두께가 얇은 스페이스 프레임 구조를 2차원의 쉘(shell) 요소를 사용하고, 두께가 있는 부품에 대해서는 3차원의 솔리드(solid) 요소를 사용하여 모델링하였다.<sup>13)</sup> 특히, 각 부품의 연결 부위는 용접이 되어 있으며, 이러한 경우에 용접으로 인한 물성치의 변화가 있을 수 있다.<sup>14)</sup> 이는 실제 용접 실험을 통하여 그 물성치를 구해야 하지만, 현재 개발단계에 있는 차체이고, 전체적인 거동에 관심이 있으므로 이러한 물성치의 변화를 고려하지 않았다. 좌표계는 차체 길이 방향을 x축, 차축 방향을 y축, 그리고 차체 높이 방향을 z축으로 선정하였다.

저속차량은 최고 속도가 25mph인 2인승 저속 전 기자동차이며, 그 용도는 놀이공원이나 공항, 골프장과 같은 공공시설에서도 사용이 가능한 근거리 교통수단이다. 동력은 충전지를 이용하고, 차체는 알루미늄 스페이스 프레임 구조이다. 재질은 차량용, 선박용, 기계부품, 각종 구조재의 재료로 사용하는 알루미늄 T6-6061이다. 재질의 기본적 물성치는 Table 1과 같다.

Table 1 Material properties for T6-6061 aluminum<sup>14)</sup>

Young's modulus	73.1 GPa
Poisson's ratio	0.33
Mass density	$2.7 \times 10^{-6}$ kg/mm <sup>3</sup>
Yield strength	275 MPa
Ultimate strength	310 MPa

### 3. 저속차량 차체의 구조해석과 일반차량과의 비교

일반적으로 차량 구조해석의 종류에는 강성해석과 강도해석, 충돌해석이 있다. 강성해석과 강도해석은 산업체에 따라 기준과 평가방법이 다르고, 해석과 실험을 통하여 성능을 예측/측정하여 설계에 반영하고 있다. 충돌성능은 법규로 규정되어 있으며, 충돌시험 시 상해치나 변형량 등의 허용조건을 만족해야 한다.

강성해석은 차체의 굽힘, 비틀림 정도를 평가하여 승차감을 높이기 위함이며, 강도해석은 차체의 내구성을 파악하는데 목적이 있다. 일반차량에 대해서는 강성, 강도 및 충돌해석을 위한 하중조건이 잘 정의되어 있으나, 저속차량에 대한 하중조건은 아직 정해져 있지 않으므로, 강성, 강도 해석을 위해 일반차량에 사용되는 하중조건을 이용하였다.<sup>8,15)</sup> 아울러, 해석 결과를 기존의 승용차에 대한 해석 결과<sup>15)</sup>와 비교하여 보았다.

#### 3.1 강성해석

차체가 주행 중에 노면의 상태나 운전 상태에 따라 변형이 발생하는데, 이때 주로 굽힘이나 비틀림의 거동을 한다. 이러한 거동은 운전자가 직접 느끼게 되어 불편함을 초래할 수 있으므로, 설계단계에서 고려해야 한다. 주로 임의의 하중에 대해 굽힘과 비틀림의 정도를 파악하는 정강성 해석과 고유 진동수를 계산하는 동강성 해석으로 나뉜다.<sup>16)</sup>

##### 3.1.1 정강성 해석

굽힘강성은 차체의 전,후방 마운트(mount) 부위를 고정하고 차체의 하부구조의 좌우 패널(outer sill panel) 중앙부에 각각 4900N의 하중을 가한다. 이때, 굽힘강성(bending stiffness),  $K_B$ 는 식 (1)과 같다.

$$K_B = \frac{P}{\delta_z} \tag{1}$$

여기서,  $P$ 는 차체에 가하는 집중하중 (9800N)이며,  $\delta_z$ 는 하중의 작용방향에 대한 변위이다.

비틀림강성(torsional stiffness),  $K_T$ 는 차체 후방을 고정하고, 차체 전방에  $x$ 축 방향으로 비틀림 하중을 가한다. 이때 하중을 준 지점에서 비틀림 각도를 이용하여 구한다.

$$K_T = \frac{T}{\theta_x} \quad (2)$$

여기서,  $T$ 는 차체에 작용하는 비틀림하중 (980Nm)이며,  $\theta_x$ 는 하중을 준 지점에서 차체 길이 방향에 대한 비틀림각도이다.

Fig. 4는 현재 모델의 굽힘과 비틀림 해석 시 차체의 변형된 모습이며, 굽힘강성은 3420N/mm, 비틀림강성은 3455Nm/deg으로 나타났다.

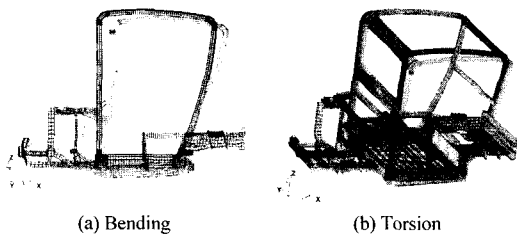


Fig. 4 Result of stiffness analysis

### 3.1.2 동강성해석

동강성해석은 차체의 고유진동수를 구하여 차체의 거동을 파악하는 것이 목적이다. 국부적인 진동보다는 굽힘과 비틀림모드를 살펴보고, 그때의 고유진동수를 파악한다.

해석결과 1차 굽힘모드는 25.6Hz에서, 1차 비틀림모드는 41.4Hz에서 나타났으며, 이때의 거동은 Fig. 5와 같다.

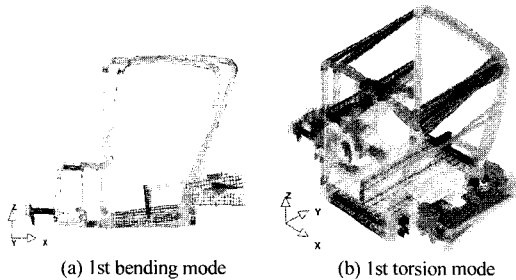


Fig. 5 Result of vibration analysis

### 3.2 강도해석

강도해석을 위한 하중조건은, 현재 저속차량에 대한 하중조건이 없으므로 일반차량의 해석에 사용되는 하중조건을 적용하였다.<sup>8)</sup> 강도해석을 위한 하중조건은 지면을 통하여 타이어, 휠, 현가장치(suspension system)를 거쳐 차체로 전달되기 때문에 차체 해석 시 현가장치에 대한 모델링이 필요하지만, 이 부분은 생략을 하고 그 하중을 바로 차체의 마운트(mount)에 작용하는 것으로 한다. 강도해석을 할 때 차체구조물을 외팔보로 가정하여 이루어진 해석은 간단한 반면에 실제 하중상태를 고려하지 못하고 응력이 과대평가되는 경향이 있다. 따라서, 실제 차량의 주행 상태에서 작용하는 하중으로 인한 응력을 구하기 위하여 Inertia relief 해석 기법을 적용하였다.<sup>17,18)</sup>

강도 해석을 위해 필요한 차량의 재원은 Table 2와 같다.

Table 2 Specifications for a low speed vehicle

Total vehicle weight*	730 kg
Wheelbase	1565mm
Track front	1205mm
Track rear	1205mm
Center of gravity height	520mm
Distance from front axle to C.G. in X-direction	782.5mm

\*: 순수한 차체중량(600kg)과 약간의 짐, 승객을 포함한 중량

#### 3.2.1 기본 하중

강도해석에 적용할 하중조건을 구하기 위하여 다음과 같이 몇 가지 조건에 대한 반력을 구한다. 차체의 앞/뒤 차축에 50:50의 무게분포를 이루며 앞 차축으로부터 중심(center of gravity, C.G)까지의 거리는 782.5mm이다. 다음으로 각 바퀴에 걸리는 하중은 정적 평형방정식을 이용하여 구할 수 있다.

Fig. 6은 차량이 전진/후진시에 각각 1.0g, 0.8g의 가속도로 급정거하는 경우에 자유물체도를 나타낸 것이다.

차체중심위치에서 730kg이  $-z$ 축으로 작용하고, 앞뒤 차축의 각 바퀴를 기준으로 모멘트 평형을 계산하면, 차축의 각 바퀴에 걸리는 힘은 Table 3과 같다.

한편, Fig. 7에는 차량이 1.0g로 왼쪽으로 선회하

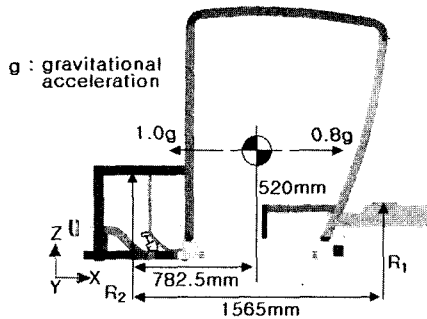


Fig. 6 Free body diagram for forward/reverse brake situation

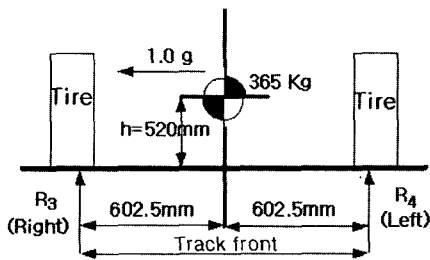


Fig. 7 Free body diagram for left cornering at 1.0g

Table 3 Reaction forces for forward/reverse brake

	R <sub>1</sub>	R <sub>2</sub>
Forward braking at 1.0g	600N	2980N
Reverse braking at 0.8g	2742N	838N

는 경우 앞뒤 차축에 걸리는 반력을 구하기 위하여 자유물체도를 나타내었다.

차체의 중량분포가 50:50이라고 가정할 경우에 앞 차축과 뒤 차축에는 균등하게 365kg중의 힘이 차

축의 중앙에 작용한다. 이때, 모멘트 평형을 이용하면 Table 4와 같이 각 바퀴에 걸리는 반력을 구할 수 있다. 차량이 1.0g로 오른쪽으로 선회할 경우에는 RS과 R<sub>4</sub>의 하중 크기가 서로 반대이다.

Table 4 Reaction forces for left cornering at 1.0g

	R <sub>3</sub>	R <sub>4</sub>
Front axle	3335N	245N
Rear axle	3335N	245N

### 3.2.2 실제 주행상황을 고려한 하중조건외의 응력해석

강도해석에는 차량이 일반도로에서 주행 시에 일어날 수 있는 상황을 고려하며 차량이 웅덩이에 빠지는 상황(pothole brake), 차량의 왼쪽이나 오른쪽의 한쪽 바퀴만 웅덩이에 빠지는 상황(pothole corner left/right hand side), 차량이 둔턱을 지나가는 상황(ultimate vertical), 차량 후진 시의 급정거 상황(reverse brake), 차량의 왼쪽이나 오른쪽의 바퀴가 차도와 인도를 구분하는 연석을 치고 올라가는 상황(lateral curb strike)이 가능하다.

이러한 7가지 하중조건은, 앞장에서 구한 R<sub>1</sub>, R<sub>2</sub>, R<sub>3</sub>, R<sub>4</sub>의 기초 하중을 이용하면 Table 5와 같다. 차량이 웅덩이에 빠지는 상황의 하중은 차량이 급정거할 경우에 발생한 반력(R<sub>1</sub>, R<sub>2</sub>)을 x축으로 1배, z축으로 3배가 작용하는 것으로 하였다. 차량의 한쪽 바퀴만 웅덩이에 빠지는 상황과 연석을 치고 올라가는 상황은 1.0g의 가속도로 회전하는 경우에 작용하

Table 5 Loading conditions for strength analysis (Unit: Newton)

Load case	Pothole brake			Pothole corner (left hand side)			Pothole corner (right hand side)			Ultimate vertical		
	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z
Wheel												
Front left	2980	0	8940	0	3335	10006	0	-245	245	0	0	5370
Front right	2980	0	8940	0	245	245	0	-3335	10006	0	0	5370
Rear left	600	0	1801	0	3335	10006	0	-245	245	0	0	5370
Front right	600	0	1801	0	245	245	0	-3335	10006	0	0	5370
Load case	Reverse brake			Lateral curb strike (left hand side)			Lateral curb strike (right hand side)					
Wheel	x	y	z	x	y	z	x	y	z	x	y	z
Front left	-670	0	838	0	6671	3335	0	-245	245			
Front right	-670	0	838	0	245	245	0	-6671	3335			
Rear left	-2193	0	2742	0	6671	3335	0	-245	245			
Front right	-2193	0	2742	0	245	245	0	-6671	3335			

는 반력( $R_3, R_4$ )을 기초로 하중을 구했다. 둔턱을 지나가는 경우는 각 바퀴의 반력(=730kg/4)의 3배를 z축에 작용하고, 후진시 급정거 상황은 0.8g로 후진시 급정거할 때의 반력( $R_1, R_2$ )를 z축으로, x축으로는 이 값의 0.8배가 작용하는 것으로 하였다. 음의 부호는 작용하는 하중이 차체 중심을 향하도록 임의로 부여한 것이다.

강도 해석 결과는 Table 6에 나타내었다.

차량이 웅덩이에 빠지는 상황과 둔턱을 지나가는 상황, 차량의 후진시 급정거하는 경우에는 재료의 항복응력을 기준으로, 차량의 한 쪽 바퀴만 웅덩이에 빠지는 상황과 차량이 연석을 치고 올라가는 상황은 재료의 극한강도를 기준으로 평가하면, 모두 안전한 것으로 나타났다.

모든 하중조건 중에서 응력이 상대적으로 크게 나타난 것은 차량이 웅덩이에 빠지는 경우로 최대 응력이 분포하는 곳은 차체전방의 마운트와 차량 상판을 지지하는 가장 앞쪽의 지지대인 에이-필라(A-pillar)의 연결 부분이다. 차량의 한 쪽 바퀴만 빠지는 경우에는 그 쪽 부분의 차체 전후방의 마운트 연결 부분에서 최대응력이 나타난다. 따라서, 차체 설계시 이 부분을 고려해야 할 것이다. Fig. 8과 Fig. 9에는 이 두 가지 상황에 대하여 변형된 모습과 응력 분포를 나타내었다.(최대 응력 지점은 원으로 표시)

Fig. 10은 저속차량의 강도해석 하중조건에 대한

Table 6 Maximum stress results of strength analysis

	Pothole Brake	Pothole Corner	Ultimate Vertical	Reverse Brake	Lateral Kerb Strike
Von Mises Stress	205	195(L) 195(R)	138	105	134(L) 101(R)
Criterion	Yield Strength	Ultimate Strength	Yield Strength	Yield Strength	Ultimate Strength
Evaluation	Safe	Safe	Safe	Safe	Safe

(L: Left Hand Side, R: Right Hand Side, Unit: MPa)

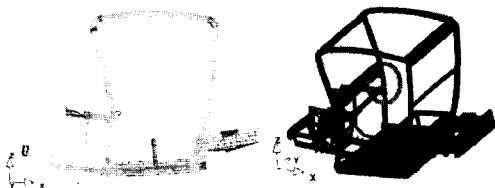


Fig. 8 Deformation(left) and stress contour(right) for pothole brake loading condition

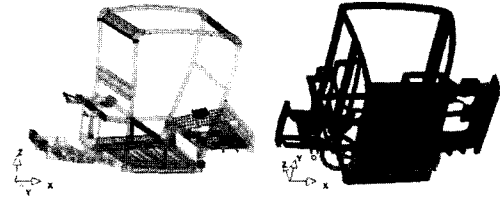


Fig. 9 Deformation(left) and stress contour(right) for pothole corner left hand side loading condition

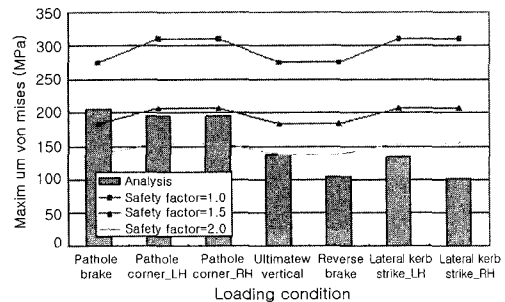


Fig. 10 Comparison for strength analysis results

여 최대응력의 크기를 막대그래프로 나타낸 것이다. 꺾은선그래프는 안전계수가 1.0, 1.5, 2.0인 경우에 허용응력을 나타낸 것이다. 현재 2인승 저속차량에 대한 응력 평가 기준은 없는 상태이므로, 재료의 물성치를 기준으로 강도 평가를 실시하였다.

전체적으로 살펴보면 안전계수가 1.0인 경우 모든 하중조건에서 최대응력이 재료의 허용응력 안에 있음을 알 수 있다. 만일, 안전계수를 1.5나 2.0으로 한 경우를 살펴보면 차량이 웅덩이에 빠지는 상황에서 취약한 구조물임을 알 수 있었다.

그러나 저속차량의 강도해석에 적용한 하중조건이 일반차량에 대한 하중조건이므로 저속차량에 맞는 하중조건에 대해서 많은 연구가 필요하다.

### 3.3 일반차량과 저속차량의 강성 비교

저속차량차체의 구조해석결과와 기존의 일반 자동차 강성 자료<sup>15)</sup>와 비교하고 강성의 개선여부를 결정하였다. 현재 저속차량의 강성이 어느 정도인지 나타낼 수 있는 기준이나 비교모델이 없는 상태이므로 일반 자동차의 강성과 비교한 것이다. 일반적으로 자동차의 크기나 종류는 다양하므로, 자동차의 구조상 차체 중량에 대한 강성이나 휠베이스에 대한 강성을 서로 비교해 보았다. 현재 저속차량의

강성 수준이 어느 수준인지를 파악하고, 같은 차체 중량과 휠베이스의 일반차량이라면 어느 정도의 강성을 가져야 할 것인지를 찾고, 저속차량의 성능 향상정도를 결정하려고 한다.

굽힘강성과 비틀림강성을 비교할 때에, 앞서 식 (1)과 (2)의 굽힘강성과 비틀림 강성에 대한 식을 이용하거나, 식 (3)과 (4)와 같은 값을 이용하기도 한다. 즉, 굽힘강성은 차체를 집중하중이 작용하는 단순지지보(simply supported beam)로 가정하여 식 (3)에서 구해진 EI 값으로 정의한다.

$$EI = \frac{P \cdot L(3L^2 - 4X^3)}{48\delta} \quad (3)$$

여기서,  $P$ : 집중하중,  $L$ : 휠베이스 길이,  $X$ : 뒷축(Rear Axle)로부터  $P$ 까지 거리,  $\delta$ : 차체의 처짐이다.

비틀림강성은 차체를 한쪽이 고정되고 반대쪽에 비틀림하중이 작용하는 외팔보(cantilevered beam)로 가정하여 식 (4)에서 구해진 GJ값으로 정의한다.

$$GJ = \frac{T \cdot L}{\theta} \quad (4)$$

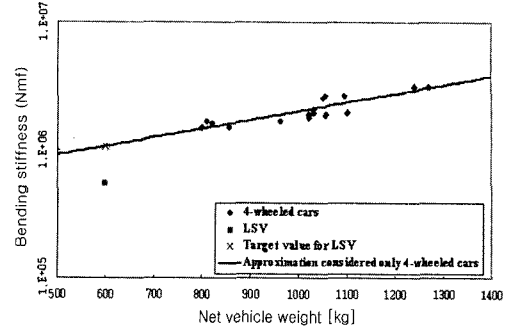
여기서,  $T$ : 비틀림하중(torque),  $\theta$ : 기준면과의 비틀림각도이다.

본 연구에서 일반 자동차는 고급 승용차를 제외하고, 국내에서 생산되고 있는 배기량 2000cc 이하의 승용차를 말한다. 식 (3)과 (4)에서 정의한 굽힘강성과 비틀림강성을 각각 휠베이스와 차체중량에 대해서 표시하면 Fig. 11과 같다. 실선은 일반 자동차(4-wheeled cars)의 강성분포<sup>15)</sup>를 근사화한 것이며, 저속차량의 현재 강성을 표시하였다. 근사선과 저속차량의 강성을 비교해 보면, 휠베이스에 대한 굽힘강성만 목표치가 현재 수준보다 낮고, 나머지는 모두 지금 수준보다 개선해야 함을 보이고 있다.

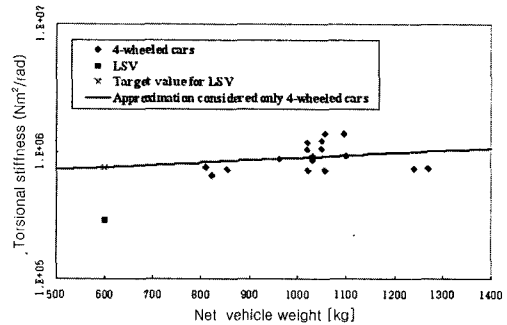
차체중량과 휠베이스를 고려한 굽힘강성( $K_{BS}$ )과 비틀림강성( $K_{TS}$ )의 목표치는 Fig. 11의 근사선을 기초로 식 (5)와 (6)과 같이 정의해 보았다.

$$K_{BS} = \frac{K_{BS}^W + K_{BS}^B}{2} = \frac{417263e^{0.0016x} + 13351e^{0.002y}}{2} \quad (5)$$

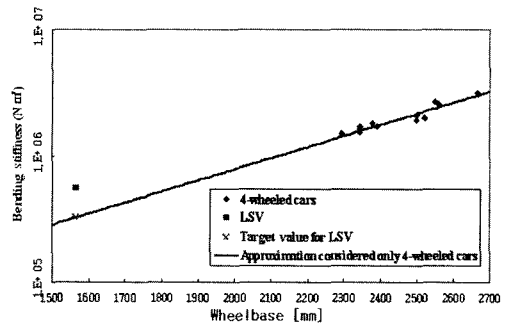
$$K_{TS} = \frac{K_{TS}^W + K_{TS}^B}{2} = \frac{580134e^{0.0004x} + 230820e^{0.0005y}}{2} \quad (6)$$



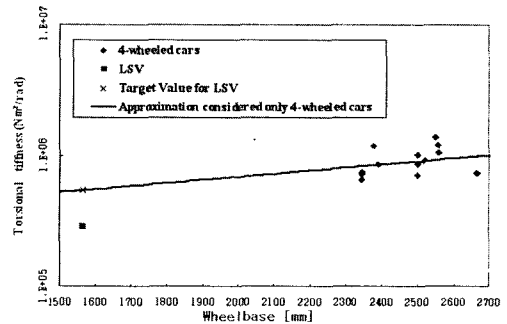
(a) Bending stiffness relative to net vehicle weight



(b) Bending stiffness relative to wheelbase



(c) Torsional stiffness relative to net vehicle weight



(d) Torsional stiffness relative to wheelbase

Fig. 11 Comparison of bending and torsional stiffness of LSV and 4-wheeled passenger cars

여기서, 윗첨자 W는 차체중량, B는 휠베이스, 아래첨자 BS는 굽힘강성, TS는 비틀림강성을 의미하며, x는 차체중량(Kg), y는 휠베이스 길이(mm)이다.

본 연구에서 선택한 저속차량의 순수한 차체중량(Net Vehicle Weight)은 600Kg, 휠베이스가 1565mm, 집중하중 P=9800N, 비틀림하중 T=980Nm이므로, Table 7과 같이 목표치를 정의할 수 있다.

현재 저속차량 차체가 가지는 굽힘 강성과 비틀림강성은 목표치에 비해 79%와 50%의 수준이다.

이러한 목표치는 저속차량이 가지는 휠베이스와 차체중량을 일반 차량이라고 가정하였을 때 얻은 목표치이다. 이러한 목표치를 달성하기 위하여 4장에서 구조최적설계를 이용하였다.

Table 7 Target stiffness for low speed vehicle body

	$K_{BS}$ or $K_{TS}$	$K_B$ or $K_T$	Displacement
Bending Stiffness	697577 $Nm^2$	4345 $N/mm$	2.255mm
Torsional Stiffness	621141 $Nm^2/rad$	6927 $Nm/deg$	0.00246rad

#### 4. 구조최적설계를 이용한 저속차량차체의 개선

저속차량차체에 대해 구조해석을 실시하고, 이 결과를 일반차량의 강성과 비교하여 선정된 목표치를 달성하기 위하여 구조최적설계를 수행하였다. 먼저, 강성 목표치를 달성하기 위하여 차체 전체를 설계영역으로 한 위상최적설계를 실시하여 보강이 필요한 부품을 선정하였다. 이렇게 선정된 부품에 대해 스페이스 프레임 구조의 단면을 설계하기 위해 위상최적설계를 다시 수행하였다. 이 결과로 선정된 단면을 가진 차체에 대해 치수최적설계를 이용하여 강성 목표치를 만족하는 설계를 찾아보았다.

저속차량 전체에 대해 보강해야 할 부재(Part)를 선정하기 위해 식 (7)과 같은 위상최적설계를 실시하였다.

$$\begin{aligned}
 & \text{Find} && \text{Part} \\
 & \text{to minimize} && E_{bending} + E_{torsion} \\
 & \text{subject to} && Mass \leq 0.3 \times Mass_{org}
 \end{aligned} \tag{7}$$

단,  $E_{bending}$ 와  $E_{torsion}$ 은 각각 굽힘과 비틀림 하중

조건의 변형에너지이며,  $Mass_{org}$ 는 차체 전체 질량이다.

차체 전체에 대한 위상최적설계 결과는 Fig. 12와 같다. 타원으로 표시한 부분인 차체의 하부구조와 차체상판을 연결하는 앞·뒤 지지대인 에이-필라(A-pillar)와 씨이-필라(C-pillar) 부분, 그리고 차체전방과 에이-필라를 연결하는 패널 부분이 보강해야 할 부재로 나타났다.

이러한 부품 중에서 에이-필라를 선정하여 보강재 역할을 할 리브를 설계해 보았다. 특히, 스페이스 프레임 구조는 속이 비어 있는 튜브형태의 구조물이므로 두께를 키우거나, 속이 리브와 같은 보강재가 강성을 높이는데 효과적이다. 이와 같은 보강재를 설계하기 위하여 다시 위상최적설계를 수행하였다.

저속차량 차체는 속이 비어 있는 스페이스 프레임 구조이며, 쉘요소로 모델링 되어 있다. 단면을 설계하기 위하여, 쉘요소로 모델링 된 에이-필라를 3차원 솔리드요소를 사용하여 속이 찬 에이-필라로 모델링하여 차체에 부착시켰다. 리브의 형상을 찾기 위하여 위상최적설계를 에이-필라에 대해 실시할 때에, 외곽부분을 위상최적설계의 설계영역에서 제외하였으며, 단면을 찾기 위하여 에이-필라를 65개의 단면(설계영역)으로 분리하여 각각에 질량제한조건을 부여하여 단면형상을 찾도록 하였다. 에이-필라를 하나의 설계영역으로 하지 않은 이유는 알루미늄 스페이스 프레임의 제작 특성상 단면이 일정한 형태의 압출부재이기 때문이며, 하나의 설계영역으로 잡은 경우에 단면에 대한 정보가 일정한 형태로 나타나지 않으므로 여러 개의 설계영역

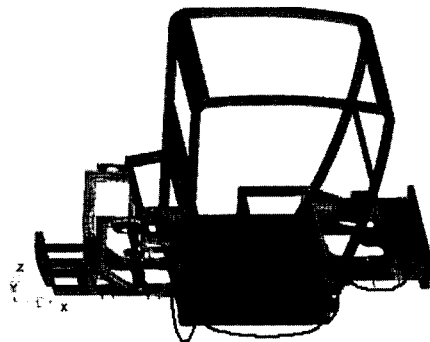


Fig. 12 Result of topology optimization for entire model



으로 나누어 위상최적설계를 실시하였다. 위상최적 설계 정식화는 식 (8)과 같다.

$$\begin{aligned}
 & \text{Find} && \text{Mass distribution} \\
 & \text{to minimize} && E_{bending} + E_{torsion} \\
 & \text{subject to} && \text{Mass}^k \leq 0.3 \times \text{Mass}_{org}^k \\
 & && (k=1, 2, \dots, 65)
 \end{aligned} \tag{8}$$

여기서,  $k$ 는 65개의 설계영역을 의미한다.

식 (8)의 위상최적설계를 실시한 결과 Fig. 13과 같은 여러 가지 단면형상에 대한 기초자료를 얻었으며, 그 중에서 리브 설계에 도움이 되는 단면을 Fig. 14에 나타내었다.

65개의 단면에 대한 위상최적설계 결과 중에서 Fig. 14에 나타난 결과를 토대로 실선과 같은 리브의 형상을 6가지로 설계할 수 있었다. 단면 1은 리브

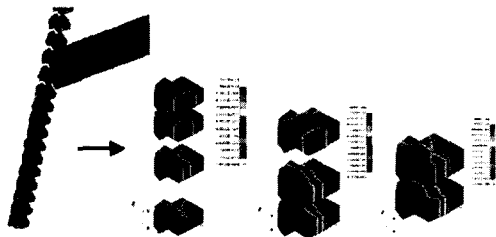


Fig. 13 Section design for A-pillar using topology optimization

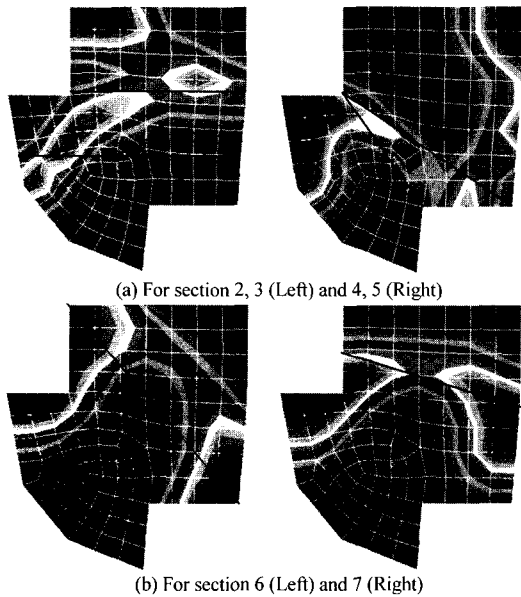


Fig. 14 Several topology optimization results for rib design

(rib)가 없는 상태의 에이-필라의 단면형상이며, 단면 2에서 단면7까지는 위상최적설계를 이용하여 얻은 에이-필라의 단면형상이다. 6가지 단면형상에 대해 강성해석을 실시하고, 리브가 없는 단면 1에 대해 각 단면을 가졌을 때, 차체의 강성 증가를 Fig. 15에 나타내었다.

리브가 없는 단면 1을 기준으로 리브가 있는 경우에 모두 굽힘이나 비틀림의 강성이 개선됨을 알 수 있었다. 단면 5가 단면 1에 비해 굽힘과 비틀림 강성이 각각 4.6%와 5.0% 증가하는 결과를 얻을 수 있었다.

강성 목표치를 달성하기 위하여 리브가 없는 단면 1과 위상최적설계를 통해 얻은 단면 5의 형상을 가지고 각각 치수최적설계를 수행해 보았다. 저속 차량의 차체중량과 휠 베이스를 고려한 강성목표를 구속조건으로 하고, 차체무게를 최소화하도록 문제를 정의하였으며, 식 (9)와 같다.

$$\begin{aligned}
 & \text{Find} && \text{Thickness} \\
 & \text{to minimize} && \text{Weight} \\
 & \text{subject to} && \delta_B \leq 2.255 \text{ mm} \\
 & && \delta_T \leq 0.00246 \text{ rad} \\
 & && \sigma^j \leq \sigma_{allowable}^j \\
 & && (j=1, 2, \dots, 7)
 \end{aligned} \tag{9}$$

여기서,  $\delta_B$ 는 굽힘강성의 변위,  $\delta_T$ 는 비틀림강성의 비틀림각도,  $\sigma^j$ 는 강도 하중조건의 최대응력,  $\sigma_{allowable}^j$ 는 강도 하중조건에서 각각의 허용응력이며, 첨자  $j$ 는 7가지 강도 하중조건을 의미한다. 설계변수는 차체의 전방구조와 후방구조를 제외한 차체 모든 부재의 두께로 하였다.

Fig. 16은 목적함수의 변화를 나타낸 것이다. 현재 저속차량의 모델이 강성목표에 크게 위배하고

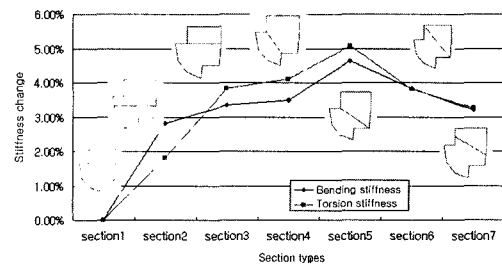


Fig. 15 Stiffness comparison relative to section 1

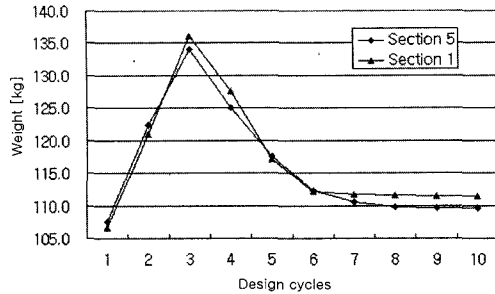


Fig. 16 History of objective function

있다. 최적설계의 효과적인 수렴을 위하여, 각 설계 변수의 초기값을 현재모델보다 1mm씩 증가시켜 구속조건의 위배량을 작게 하여 시작하도록 하였다. 위상최적설계를 통해 얻은 단면 5를 가진 차체를 최적화하면, 리브가 없을 때의 차체를 최적화했을 때보다 1.6kg 더 감소한 결과를 얻었다.

최적화된 모델과 초기모델을 비교하면, 굽힘강성은 21%, 비틀림강성은 50% 증가하였으며, 차체중량은 24% 증가하였다. 강성목표를 만족하기 위하여 차체중량이 증가하였으며, 위상최적설계를 통해 단면 설계가 가능하였다.

### 5. 결론

- 1) 저속차량모델에 대하여 일반차량의 하중조건을 이용하여 강성해석과 강도해석을 하였다.
- 2) 저속차량이 가져야 할 강성 목표치를 설정할 수 있는 식을 제안하였으며, 이로써 차체중량이 600kg이고 휠 베이스가 1565mm인 경우 굽힘강성은 4345N/mm이고 비틀림강성은 6927Nm/deg이다.
- 3) 현재 저속차량의 강성이 일반차량과 비교하여 낮은 수준에 있으므로 강성을 개선하기 위하여 위상최적설계와 치수최적설계를 적용하였다. 위상최적설계를 이용하여 보강재를 설계할 부품을 선정하고, 에이-필라에 대해 위상최적설계를 다시 적용하여 강성을 개선할 수 있는 단면을 설계하였다.
- 4) 제안한 강성목표를 만족하기 위해서 기존모델과 비교하여 차체중량은 24%의 증가가 필요하며 이 때의 굽힘강성은 21%, 비틀림강성은 50% 개선되었다.
- 5) 향후 연구방향으로 현재 저속차량에 적용한

하중조건이 일반승용차의 하중조건이므로 저속차량에 알맞은 하중조건에 대한 연구가 필요하며 위상최적설계를 저속차량 차체의 다른 부재에 적용하여 성능을 개선하여야 한다.

### 후 기

이 연구는 한국과학재단지정 최적설계신기술연구센터와 산업자원부 지원, (주) 디와이테크 주관의 “고정밀 압출기술을 이용한 Aluminum Space Frame 및 부품 개발”의 연구비 지원으로 이루어졌습니다.

### References

- 1) T. A. Barnes, I. R. Pashby, “Joining Techniques for Aluminum Space Frames Used in Automobiles Part I-Solid and Liquid Phase Welding,” *Journal of Materials Processing Technology*, Vol.99, pp.62-71, 2000.
- 2) R. Hodkinson, J. Fenton, *Lightweight Electric/Hybrid Vehicle Design*, Reed Educational and Professional Publishing Ltd., ISBN 0-7506-5029-3, 2001.
- 3) National Highway Traffic Safety Administration, 49 CFR Part 571 (Docket No. NHTSA 98-3949) RIN 2127-AG58 Federal Motor Vehicle Safety Standards, 1998.
- 4) J. K. Shin, K. H. Lee, S. I. Song, G. J. Park, “Automotive Door Design with the ULSAP Concept using Structural Optimization,” *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Vol.23, No.4, pp.320-327, 2002.
- 5) K. H. Hwang, K. W. Lee, G. J. Park, “Robust Optimization of an Automobile Rearview Mirror for Vibration Reduction,” *Structural and Multidisciplinary Optimization*, Vol.21, No.4, pp.300-308, 2001.
- 6) VMA Engineering, *GENESIS 7.0 User's Manual*, Colorado Springs, CO, USA, 2001.
- 7) <http://www.mitsubishi.or.jp/e/monitor/2k06/green.html>
- 8) T. E. Chung, C. S. Kim, Y. R. Lee, “Structural Analysis of the Aluminum Space Frame for Electric Vehicle,” *Proceedings of the Korean Society of Mechanical Engineers 1995 Spring Annual Meeting (I)*, pp.303-308, 1995.
- 9) Goodsell, *Dictionary of Automotive Engineering (2nd Ed)*, Butterworth-Heinemann, 1995.
- 10) H. Y. Kim, J. K. Kim, S. J. Heo, H. Kang, “Design of

- the Impact Energy Absorbing Members and Evaluation of the Crashworthiness for Aluminum Intensive Vehicle," Transactions of KSAE, Vol.10, No.1, pp.216-233, 2001.
- 11) K. W. Lee, K. H. Lee, Y. S. Park, G. J. Park, "The Modeling and the Optimization of an Electrical Vehicle using Joint Analysis," Transactions of KSAE, Vol.6, No.1, pp.1-15, 1998.
  - 12) H. J. Yim, Y. Y. Kim, S. B. Lee, M. Y. Song, "Modeling and Vibration Analysis of Vehicle Structure Using Equivalent Beam Stiffness for Joints," The Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol.5, No.4, pp.537-542, 1995.
  - 13) C. E. Knight, The Finite Element Method in Mechanical Design, PWS-KENT Publishing Company, ISBN 0-534-931 87-1, 1993.
  - 14) K. Y. Lee, J. S. Kim, B. S. Kong, H. P. Woo, "Strength Evaluation of Adhesive Bonded Joint for Car Body," Transactions of KSAE, Vol.6, No.1, pp. 143-150, 1998.
  - 15) Hyundai Motor Company Internal Report, Body Stiffness and Trends of Lightweight High Stiffness Body, 1996.
  - 16) K. W. Lee, "The Application of NVH Analysis for Development of Automotive Structure," Journal of KSAE, Vol.23, No.4, pp.32-35, 2001.
  - 17) M. M. Kamal, J. A. Wolf Jr., Modern Automotive Structural Analysis, Van Nostrand Reinhold Company, 1982.
  - 18) M. F. Nelson, J. A. Wolf, "The Use of Inertia Relief to Estimate Impact Loads," SAE 770604, 1977.