

고무차륜형 경량전철개발을 위한 구조체의 강도해석

Carbody strength analysis for a LRT of rubber tire type

이호용*, 한석윤*, 정종덕*, 홍재성*, 이관섭*
Lee, Ho-Yong Han, Seok-Youn Jung, Jong-Duk Hong, Jai-sung Lee, kwan-sub

ABSTRACT

The characteristic of "Korea LRT Carbody" is designed by using AED(All Extrusion Design) method. This is developed in Europe and be introduced in this paper minutely. The window type of "Korea LTR" has no supported frame, so the passengers ensure the outside view widely. The passenger's door will designed by plug type - This is the first time in Korea. In this report we have an object to the strength analysis for the carbody design. For the purpose of safety and lightening, we are going to research the section of thickness through optimization design.

1. 서 론

한국형 경량전철은 국내에서 제작될 표준모델로서 최신의 차량기술을 접목하고 표준사양, 안전기준, 성능시험기준 등을 만족하도록 설계하고 있다. 구조체의 특징은 현재까지 우수한 형태로 알려지고 있는 AED(All Extrusion Design)으로 설계되며[1], 이것은 유럽에서 발달된 형식으로 알루미늄 합금을 이용하여 설계한다. 또한, 한국형 경량전철의 차체는 창문의 형식을 통유리로 하여 미관과 승객의 시야를 넓게 확보하였으며, 플러그 방식을 채택함으로써 차체의 발전적 변화를 가져 올 것이다. 한국형 경량전철 구조체의 설계를 위하여 강도해석만을 대상으로 삼고 있다. 향후 차체의 경량화를 위하여 최적설계를 이용한 단면의 치수를 결정하는 기법을 체계화하는 연구가 계속 진행될 것이다.

2 차체 설계하중 검토

2.1 압출용 알루미늄 재질에 대한 고찰

구조용 재질로 사용되는 알루미늄 합금에는 5000계열과 6000계열, 7000계열 등이 있다. 5000계열의 합금은 Al-Mg 계의 합금으로서 내식성이 우수하고 강도가 뛰어나 선박 등의 구조물에 널리 활용되고 있으나, 압출성이 좋지 않아 대형 압출재용으로 사용하기에는 부적합하다. 7000계열의 합금은 Al-Zn-Mg계의 합금으로서 항공기 소재 및 컨테이너, 철도차량 등에 폭넓게 사용되고 있다. 석출경화형의 고강도 알루미늄 합금인 A7003은 용접성이 비교적 우수하고 용해 온도도가 낮고 퀀칭 감수성이 둔감하며, 상온 시효성이 우수하다는 등의 특징을 가지고 있다. 또한 6000계열 합금에서 A6063 합금은 구조재로서 강도가 부족하기 때문에 보다 높은 강도가 요구되는 용도에는 Mg₂Si 량이 많은 A6061 합금 또는 A6531 합금 등이 이용된다. 그러나 A6061 합금은 사용할 때 성능은 우수하지만 압출 가공성, 프레스 퀀칭성 등이 나쁘기 때문에 이러한 특성을 보완하기 위해 고강도 합금인 A6005A 합금이 개발되었다.

* 한국철도기술연구원, 정회원

이 합금은 우수한 압출성과 열처리에 의한 적절한 강도성능으로 인해 유럽지역에서는 철도차량에 가장 일반적으로 적용되는 재질이다.

표 1에서는 독일 DIN규격에서 정한 A6005A의 물성치[2]를 나타내었다.

표 1 알루미늄 A6006A의 물성치

Material		Tensile Strength(kg/mm ²)		Yield Strength(kg/mm ²)		Elongation (%)
		Base metal	Welded joints	Base metal	Welded joints	
A6005A T6	(1)*	27.5 ↑	16.8 ↑	22.9 ↑	11.7 ↑	8
	(2)**	26.5 ↑	16.3 ↑	21.9 ↑	10.7 ↑	8

* DIN1748 thickness > 6mm(solid section, open section)

** DIN1748 6mm (thickness < 10mm(solid section), 10mm (thickness(hollow section))

표 1의 값을 토대로 적용한 A6005A 합금의 물성치는 표 2와 같다.

표 2 A6005A 합금의 물성치

Material	Tensile strength (kgf/mm ²)	Yield strength (kgf/mm ²)	Elastic modulus (kgf/mm ²)	Poisson's ratio	Density (kgf · s ² /mm ⁴)
A6005A	26.5	21.9	7.3 × 10 ³	0.33	2.857 × 10 ⁻¹⁰

실제 강도 및 강성기준에 적용하기 위하여 모재에서는 항복강도 21.9 kgf/mm²와 인장강도의 70%인 18.6 kgf/mm²중에서 작은 값인 18.6 kgf/mm²를 기준값으로 하였고, 여기에 안전율 1.5를 적용한 12.4 kgf/mm²를 허용응력으로 하고 용접부의 허용응력은 모재의 70%인 8.7 kgf/mm²로 하였다.[1]

이 값은 DVS 1608에 의한 모재와 미그(MIG) 용접부의 설계 허용응력과도 일치하는 값이다. 은 도시철도차량 표준사양과 동일하게 하였다. 이들 설계기준을 정리하면 표 3과 같다.

표 3 강성 및 고유진동수의 판정기준

Property	Design criterion		
	Strength	Static load	Base metal
Welded joint			8.7 kgf/mm ²
Stiffness	Maximum deflection of solebar	Smaller than 1/1,000 of length between bogie center	
Natural frequency of first bending mode	Greater than 10.0 Hz		

2.2 차체의 구조

차체의 하부를 구성하는 마루구조(under frame)는 각종 전장품이 장착되고 승객들의 중량이 직접 전달되는 부분이므로 강도 측면에서 가장 중요한 부분이다. 대형 알루미늄 압출재는 판재의 절단 및 조립에 소요되는 시간을 단축하는 데에 장점이 있으므로 가능한 한 대형화하는 것이 좋다. 그런데 압출재는 금형을 통해 생산되므로 압출재의 크기는 금형 및 압출에 소요되는 프레스의 용량에 따라 한계가 주어지게 된다. 8,000톤 대형 압출기를 통해서 생산할 수 있는 압

출재의 폭은 600mm, 깊이는 85mm 이하로서 여기에 맞추어 마루구조의 압출재를 설계한다.

각종 전장품과 배관·배선은 마루구조의 하부에 있는 T-Slot을 통해 장착하게 되고, 마루구조의 양쪽 솔바(sole bar)와 마루 압출재 사이에 슬립 조인트를 주어 공차를 흡수하는 구조이다. 측구조(side structure)도 외판의 용접변형 및 좌굴(buckling) 현상이 일어나지 않도록 중공 대형 압출형재(large hollow extrusion)를 사용하는 구조이다. 특히 이 구조는 이중벽 구조가 되므로 외부로부터 전달되는 소음을 효과적으로 차단할 수 있는 구조가 된다. 측구조는 단면 폭 40mm의 중공 압출재를 기본으로 하여 설계되었으며 내부의 보강, 출입문, 기기장착 및 내장판 장착을 위하여 기둥(post)들을 추가로 설치하는 구조이다.

지붕구조에는 에어컨과 집전장치 외에는 중량물이 없으므로 보강재와 외판이 일체형인 개단면 압출형재 및 캔트레일(cant rail)과 일부 골조(car line)들을 사용하는 구조로 설계하였다. 지붕 구조는 카라인과 캔트레일의 골조에 지붕판재(roof plate)가 용접되어 있는 구조이며 지붕 구조에는 제작시 생기는 변형 및 제작 공차 흡수를 위해 캔트 레일과 지붕 판재가 용접되는 곳에 슬립조인트(slip joint)를 두고 있는 구조이다.

그림 5.1은 구조해석을 위한 차체단면도이며 이것을 단면으로 모델링을 하게 된다.

알루미늄의 차체는 구조해석상 셀요소로 모델링하여 응력값이 상당한 근사치를 갖는다.

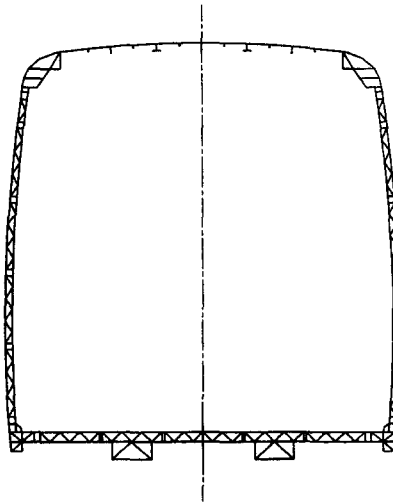


그림 1 구조해석을 위한 고무차륜 차체 단면도

2.3 설계 기본 제원

차체의 설계를 위한 기본 제원은 표 4와 같다.

표 4 주요 제원

Item	Dimension	Explanation
Length of carbody	9,140mm	
Length between centers of bogies	5,300mm	
Tare weight	12,000kgf	
Weight of carbody	3,000kgf	
Weight of bogie	2,700×2=5,400kgf	
Weight of passengers	10,000kgf	
Dynamic load factor	0.2g	

2.4 해석 방법

구조해석을 하기 위해선 구조물을 분할하여 유한요소 모델을 만들고 요소에 주어질 외력과 경계조건 또는 지지조건의 종류를 결정하여야 한다.

- 선형 탄성 재료(linear elastic material): 재료는 동질성(homo geneous), 등방성(isotropic)으로 가정된다. 재료의 특성상 응력(stress)과 변형을(strain)이 선형적으로 비례하고 하중을 가하지 않은 구조물은 초기 또는 잔류응력이 없는 것으로 가정된다. 일반적으로 이와 같은 제한 조건은 넓은 영역에 걸쳐서 공학적인 문제를 만족한다.
- 작은 변위(small displacement) : 선형 보(bean), 판(plate), 셸(shell), 고체(solid) 거동에 대한 지배방정식의 구성에 대하여 변형은 지지점간 길이의 2% 이내의 범위에서 발생한다고 가정한다. 큰 변위(large displacement)는 비선형 해석을 요한다.
- 서서히 가해지는 하중(slowly applied load) : 선형해석에서는 구조물은 정적인 평형 상태를 이룬다. 따라서 하중을 동적인 효과를 유발하지 않도록 아주 천천히 가하는 경우로 가정한다.
- 선형 해석에서의 각 요소는, 실제 구조물의 작은 조각들의 물리적인 거동을 수학적 거동으로 근사시킬 수 있는 탄성 스프링으로 구성된다. 궁극적인 목표는 가능한 한 실제 구조물의 거동과 같도록 구조물을 분할된 요소들의 집합체로 만드는 것이다. 그러기 위해서는 구조물의 성질을 잘 이해해야 하고 그에 따라 요소의 유형과 수를 적절하게 선택할 수 있게 된다.

2.5 하중조건

하중조건은 건교부에서 고시한 「도시철도차량 구조체 하중시험방법」 및 JIS E 7105 「철도차량 구체의 하중시험방법」에 근거하여, 하중시험시 겪는 하중에 대하여 강도평가를 하였다.[3]

(1) 수직하중

차량의 운행중 발생할 수 있는 최악의 하중조건으로 최대 승객하중과 동하중계수를 고려한 상태이며 최대응력값이 허용응력 이내이어야 한다.

$$(\text{공차하중} + \text{최대승객하중} - \text{대차하중}) \times (1 + \text{동하중계수}) - \text{차체하중} = (12,000 + 10,000 - 2,700 \times 2) \times 1.2 - 3,000 = 16,920(\text{kgf})$$

(2) 굽힘 고유진동수 해석

차량 주행시의 대차와의 공진현상 등을 파악하기 위한 해석으로 10Hz 이상이어야 한다.

(3) 비틀림 하중

차량의 곡선부 주행 등에 의해 발생하는 불균일 하중상태이다. 하중의 크기는 4ton·m으로 하며 최대응력이 허용응력내에 들어와야 한다.

(4) 압축하중

연결기 브라켓부에 50톤의 하중을 가하여 최대응력이 허용응력내에 있어야 한다.

3 차체 모델링

알루미늄 차체의 해석모델은 Element 17,718개, Node 10,715개로 구성된 Full Car 모델링을 하고 MSC/PATRAN9.0으로 모델링 작업을 수행하며 해석패키지는 NASTRAN 69로 해석한다.[4]



그림 2 Full car 모델링

(1) 수직하중 경계조건

수직하중은 그림 3과 같이 시험조건과 동일하게 구속조건을 설정한다.

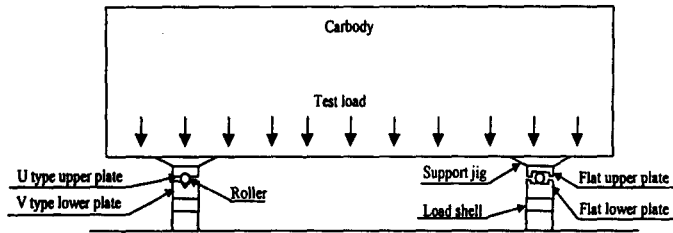


그림 3 수직하중시험 구속조건

(2) 굽힘고유진동수 경계조건

시험하중의 부하방법은 차체 중앙부의 아래에 부하를 가하고 순간적으로 부하를 제거하여 차체에 자유진동을 발생시키는 방법으로 하지만 구조해석의 경계조건은 지지방법은 시험방법대로 해석한다.

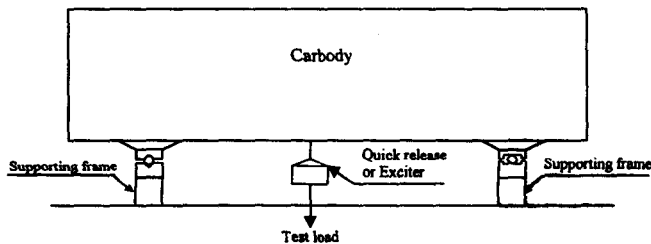


그림 4 굽힘고유진동수 시험 방법

(3) 비틀림하중 경계조건

비틀림 하중은 그림 5.5와 같이 시험조건과 동일하게 설정하며 차체의 지지방법은 차체 한쪽의 볼스타 중심선상의 2개소를 지지대로 지지한 후 고정프레임으로 고정하고, 반대편 차체의 볼스타 중심위치에 비틀림프레임을 넣고 나이프에지로 지지대를 지지한 후 지지점부근에 하중을 추가하는 것과 같이 경계조건을 설정한다.

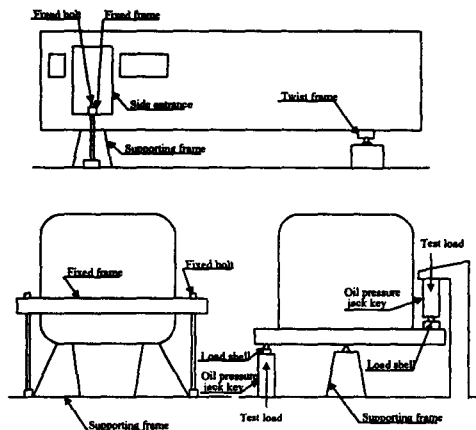


그림 5 비틀림하중시험 방법

(4) 압축하중경계조건 경계조건

한쪽의 연결기 브라켓의 체결부를 구속하고 반대편 브라켓을 50톤으로 압축한다.

4 해석결과 및 최적화 방향제시

4.1 수직하중해석

수직하중에 대한 최대응력은 그림 5.8, 5.7과 같이 차체와 대차의 연결부위에서 2.13kgf/mm² 발생하고 출입문에서는 1.05kgf/mm²이 발생한다. 이 결과는 용접부의 허용응력 8.7kgf/mm²보다 매우 작은 값이다. 한편 최대 처짐량은 차체 중앙부에서 2.26mm인 결과를 얻었다.

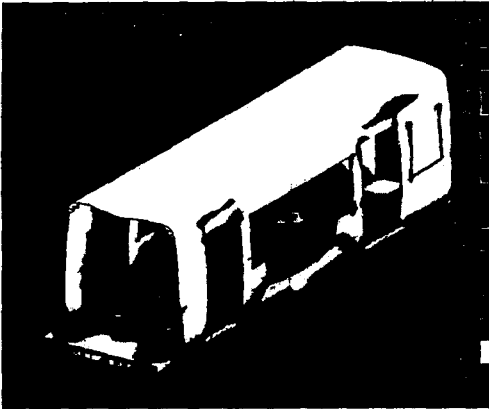


그림 5.6 수직하중 해석결과(a)



그림 5.7 수직하중 해석결과(b)

4.2 굽힘고유 진동수 해석

차량을 단순보로 가정하여 다음과 같은 식을 이용하여 진동수를 구하면 28.85Hz를 얻을 수 있다.

$$EI_{eq} = \frac{\omega \times L_2^2}{384 \times \delta} (5 \times L_2^2 - 24 \times L_1^2)$$

$$f = \frac{\pi}{2L_2^2} \sqrt{\frac{(EI_{eq} \times g \times 4)}{0.41[1 + \frac{\pi^2}{6} (\frac{L_1}{L_2})^2]}}$$

여기서 ω : 1.88kg/mm

L_2 : 대차중심간거리

L_1 : 차단에서 대차중심까지 거리

δ : Uderframe의 최대처짐량

굽힘고유 진동모드는 그림 5.8에서와 같이 기준값 10Hz 이상인 26.4Hz로 나타났다. 그리고 비틀림 모드는 34.4Hz에서 발생한다.



그림 5.8 굽힘 및 비틀림 고유진동수 해석결과

4.3 비틀림 하중

비틀림 하중에 의한 응력분포는 그림 5.9과 같이 나타났으며, 발생 최대응력은 $8.67\text{kgf}/\text{mm}^2$ 으로써 용접부의 허용응력 $8.7\text{kgf}/\text{mm}^2$ 보다 아래인 값이 나타났다.

응력집중부는 수직 하중시와 유사한 경향을 보여 출입문 코너부와 창문 코너부가 취약하게 나타났다.

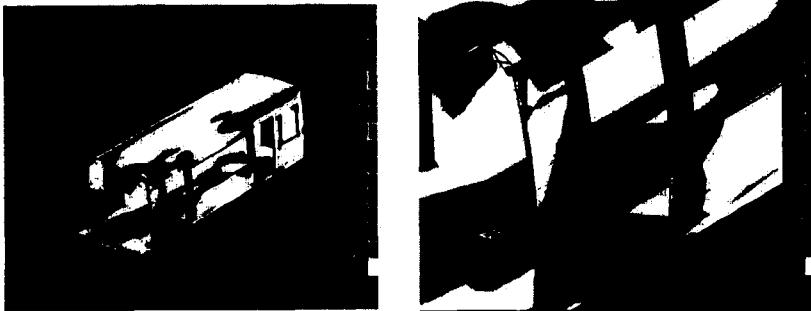


그림 9 비틀림하중 해석 결과

4.4 압축하중

압축하중에 대한 응력 분포는 그림 5.10와 같은 결과를 얻었으며, 응력 발생 부위는 연결기 브라켓이 끝나는 모재부에서 발생한다. $10.7\text{kgf}/\text{mm}^2$ 으로써 모재부의 허용응력 $12.4\text{kgf}/\text{mm}^2$ 보다 작은 값이 발생한다.

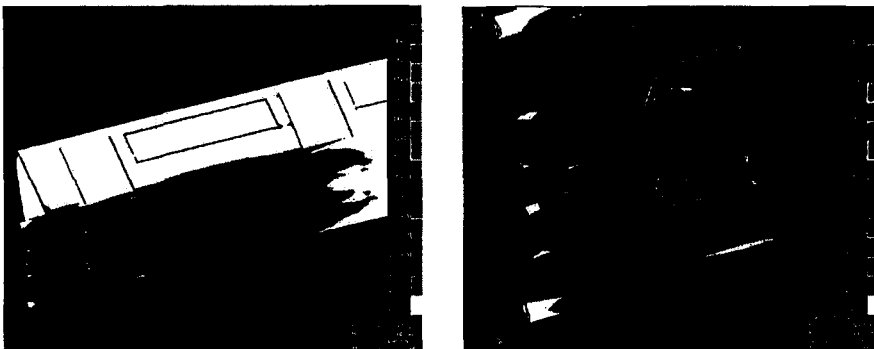


그림 5.10 압축하중 해석 결과

4.5 해석결과 고찰

상용 유한요소 해석 프로그램인 NASTRAN을 이용하여 고무차륜 차체의 응력해석을 수행하고 그 결과를 안전성을 평가하고자 하였다.

각각의 하중조건에 따른 해석결과를 아래 표 5.5와 같으며 모든 하중조건에서 설계 기준값을 만족한다. 비틀림 하중이 설계 기준치와 가장 근접해 있는 것은 전두부 프레임을 고려하지 않은 결과이며 향후 프레임에 대한 설계를 고려하며 좀더 줄일 있을 것이다. 수직하중에 대해 언더프레임 설계가 과도한 부분이 남아있고 앞으로 설계시 고려 되어야 할 부분이다.

표 5.5 해석 결과

Load condition	Load	Item	Result	Position
1	Vertical load	Maximum stress	2.9kgf/mm ² 1.05kgf/mm ²	- Underframe - Corner of side door
		Maximum deflection	2.26 mm	Center of underframe
2	natural frequency of bending	First mode	26.4Hz	-
3	Twist load	Maximum stress	8.67kgf/mm ²	Corner of side door
		Maximum deflection	39.3mm	End of cantrail
4	Compressure load	Maximum stress	10.7kgf/mm ²	End of Centersill
		Maximum deflection	7.79mm	End of underframe

4.6 최적화에 대한 방향 설정

차체는 안전하게 설계되었음을 결과에서 알 수 있었으며 연구결과로 언더프레임이 과도하게 설계되어 설계변경을 고려하여야 한다. 그러나, 설계변경시 압출 가능한 소재의 두께, 형상 등의 조건을 고려할 때 언더프레임의 두께만을 줄일 수는 없기 때문에 형상설계가 요구된다.

따라서, 언더프레임 형상의 높이 60mm를 좀더 낮출 필요가 있으며 낮추어진 높이만큼 중량 감소효과가 있을 것으로 판단된다.

참고문헌

1. 권태수, 이호용, 이관섭, 최성규(1998) "표준전동차 개발을 위한 구조체의 강도해석", 한국철도학회 추계학술대회 pp455-463.
2. "철도차량 구조용 알루미늄 압출형체 및 차체 구조개발에 관한 연구", 1996.6, 통상산업부.
3. "도시철도차량 표준사양", 1998, 건설교통부(1998).
4. Nastran Reference manual.