

철도차량차체 경량화를 위한 소재대체설계기술

Introduction to the material substitution design method for the weight reduction of rolling stock carbody

권태수 *
Kwon, Taesoo

구정서 *
Lee, Hoyong

허신 **
Huh, Shin

ABSTRACT

This paper derived a theoretical method to estimate structural characteristics of carbody members when material substitution designs were performed, and verified the theoretical method with finite element analyses. For important factors in rolling stock design, such as bending stiffness, natural frequency, bending strength and buckling strength, some performance indices to estimate structural behaviors were developed in order to derive an equivalent design in spite of material substitutions. The developed method was used to reduce the weights of carbody components, as example problems, by substituting the aluminium alloy for the structural steel.

The analysis results of the examples show that the proposed technique gives a reasonable initial guess in the case of a material substitution design.

1. 서론

첨단신소재를 이용하여 항공기, 자동차 등 수송수단을 경량화하기 위하여 많은 연구가 진행되어 왔다. 수송기계의 경량화는 에너지 자원의 경제적 이용과 환경보존이라는 측면에서 더욱 중요하게 부가되고 있다. 현재 철도차량의 경우 경량화 소재로서 스테인레스강, 알루미늄 합금, 프라스틱 재료, 복합소재 등이 사용되고 있으나, 신소재 대체 설계시 기존의 설계 지식을 충분히 활용하여 체계적으로 초기설계를 도출하는 방법이 확립되어 있지 못하다.¹⁻³⁾

차체 구조에 하중이 가해지면 변형이 발생하게 되는데 큰 하중이 가해질 경우에는 하중을 제거한 후에도 그 변형이 남게 된다. 이러한 영구변형의 발생 가능성 여부는 대체 소재의 비교에서 중요한 변수중 하나가 된다.⁴⁾ 또한 동일한 작용하중 하에서 구조의 변형량도 중요한 설계변수가 되는데 주로 재료의 탄성계수와 부재의 단면 형상에 의해 결정된다. 탄성계수가 같은 재료라면 단면계수를 크게 할 수 있는 재료가 유리하다. 차체 구조의 과도한 변형은 치짐에 의하여 창문, 도어 등의 기능적 측면에 지장을 줄 수도 있고 차체의 고유 진동수에 영향을 주어 승차감을 나쁘게 할 수도 있다. 한편 차체 구조는 주행시 반복하중을 받게 되는데 형상이 급격히 변하는 용력집중 부위 등에서는 피로에 의하여 균열이 발생할 수 있으므로 피로강도 또한 경량화 설계에 있어서 중요한 검토 대상이 된다.³⁾

본 연구에서는 소재 종류, 구조 치수, 부재 형상 등의 설계 변경으로 구조 특성에 미치는 영향을 개념 설계 단계에서 설

* 철도기술연구원, 정회원

** 기계연구원, 정회원

계 비용과 시간을 줄이고 효율적인 경량화를 달성할 수 있도록 하기 위해서 소재 대체에 의한 차체 구조의 경량화 효과를 정량적으로 비교할 수 있는 이론 예측식을 개발한다. 개발된 이론 예측식은 차체 주요 부재의 소재 대체, 형상 변경, 치수 변경에 대해서 구조 강성, 구조 강도, 좌굴 강도, 고유 진동수 등의 구조 특성을 유지하면서 효율적인 경량화를 하기 위한 설계 인자들로 구성되어 있다.⁶⁾ 또한 제시된 이론 예측식을 검증하기 위하여 차체의 주요 부재를 대상으로 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS 를 이용하여 구조 해석을 함으로써 소재대체 설계를 위해 개발된 이론식의 타당성을 검증한다.

2. 차체에 작용하는 하중

본 연구에서는 강제 차체 부품을 알루미늄 재질로 변경할 때 구조 치수, 부재 형상 등을 고려한 경량설계 이론을 도출하여, 철도차량의 주요 구조 부재인 차체 볼스터와 지붕 보강재 구조를 대상으로 하여 소재 대체 설계 사례를 보이고 그 타당성을 입증한다.

2.1 굽힘강성 조건을 고려한 차체 볼스터의 소재대체 설계 이론식

그림 1은 차체의 하부 프레임 구조인데 양끝단부에서는 차체 하중을 지지하며 대차 볼스터와 연결되어 수직하중을 전달하는 차체 볼스터가 가장 중요한 하중 지지구조 중의 하나이다.

수직하중에 의한 굽힘하중을 받는 차체 볼스터의 경우, 강도가 충분히 허용 범위내에 있어도 강성이 작으면 주행중 차륜이나 레일에서 발생하는 진동을 받아서 차체의 진폭이 증폭되므로 승차감이 나쁘게 된다. 차체의 굽힘 강성은 굽힘 고유 진동수에 직접적으로 영향을 받으며 고속 차량의 경우에는 10Hz 이상을 유지하도록 설계된다. 따라서, 차체 볼스터의 소재 대체에 의한 경량화를 하기 위해서는 굽힘 강성, 강도 및 진동 특성을 충분히 고려하여 설계하여야 한다.

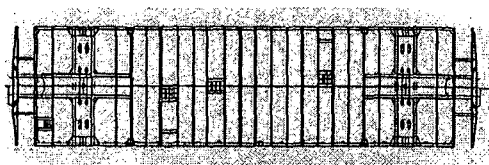


그림 1 차체 하부 골조의 구조

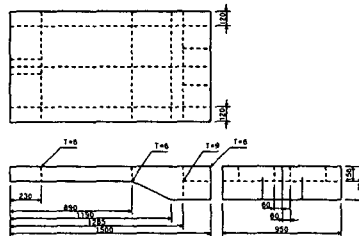


그림 2 1/2 차체 볼스터의 제원

그림 2는 차체 볼스터의 제원과 형상을 나타낸 것인데, 그림 1의 양끝단 안쪽에 배치된 상자형 가로부재이다.

표 1 차체 볼스터의 제원

항 목	단위	값	
제원	길이 (l)	mm	3,000
	폭 (b)	mm	950
	높이 (h)	mm	156(플단), 262(중앙)

그림 3은 1/2 차체 볼스터의 외팔보 모델로서 지지하중 F_b 가 작용한다고 가정할 경우, 외팔보 끝단의 처짐 δ 는 다음과 같이 구해진다

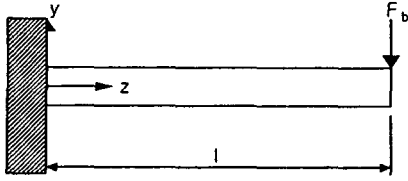


그림 3 1/2 차체 볼스터의 외팔보 모델

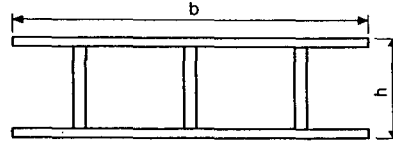


그림 4 차체 볼스터 단면의 제원

$$\delta = \frac{F_b \ell^3}{C_1 EI} \quad (1)$$

여기서, ℓ 은 1/2 차체 볼스터의 길이, C_1 은 구속조건에 의해서 결정되는 상수, I 는 차체 볼스터의 단면 관성모멘트이다. 식 (1)을 굽힘강성에 대한 식으로 변경하면 다음과 같다.

$$S_B = \frac{F_b}{\delta} = \frac{C_1 EI}{\ell^3} \quad (2)$$

차체 볼스터의 관성모멘트를 그림 4로부터 유도하면 다음과 같다.

$$I = \frac{(ah + 2\beta b)}{4} \cdot t \cdot h^2 \quad (3)$$

여기서, α 및 β 는 차체 볼스터의 수직 및 수평 판의 두께 상수, t 는 차체 볼스터 판의 두께, b 및 h 는 차체 볼스터의 폭과 높이를 나타낸다. 식 (3)을 식 (2)에 대입하여 전개하면 다음과 같다.

$$S_B = \frac{C_1 (ah + 2\beta b) \cdot h^2}{4 \ell^3} \cdot t \cdot E = C_0 \cdot t \cdot E \quad (4)$$

여기서, $C_0 = \frac{C_1 (ah + 2\beta b) \cdot h^2}{4 \ell^3}$ 이다. 차체 볼스터의 소재를 철강재 대신에 알루미늄 소재로 대체 할 경우, 철강재의 굽힘 강성을 S_{Bs} 라고 하고 알루미늄 차체 볼스터의 굽힘 강성을 S_{Ba} 라고 하면, 굽힘 강성은 동일하게 유지하는 조건으로부터 $S_{Bs} = S_{Ba}$ 의 관계식이 성립된다. 식 (4)를 이용하여 이 관계식을 풀어 쓰면 다음과 같다.

$$C_{0s} \cdot t_s \cdot E_s = C_{0a} \cdot t_a \cdot E_a \quad (5)$$

여기서, 아래첨자 s 는 철강재를 나타내고 a 는 알루미늄 소재를 나타낸다. C_{0s} , C_{0a} 는 굽힘강성 조건하에서의 강재 및 알루미늄의 차체 볼스터의 치수 변경에 따른 인자이고, t_s , t_a 는 판의 두께, E_s , E_a 는 탄성 계수를 나타낸다.

식(5)로부터 강재의 차체 볼스터를 알루미늄으로 소재 대체하여 굽힘 강성을 동일하게 하기 위한 볼스터 판의 두께를 구하는 식은 다음과 같다.

$$t_a = \frac{C_{0s}}{C_{0a}} \cdot \frac{E_s}{E_a} \cdot t_s \quad (6)$$

그런데, 본 연구에서 강재의 경우 $\alpha=\beta=1$ 이므로, 소재 대체 설계된 경우만 수직판 및 수평판의 두께 비를 고려하면

$$\frac{C_{os}}{C_{oa}} = \frac{(h+2b)}{(ah+2\beta b)} \quad (7)$$

여기서 α, β 는 각각 소재대체 설계된 수직판, 수평판의 두께 비례상수를 표시한다. 따라서 수직판과 수평판의 두께를 구하면 각각 다음 식과 같다.

$$t_{\alpha a} = \alpha \cdot \frac{C_{os}}{C_{oa}} \cdot \frac{E_s}{E_a} \cdot t_s \quad (8) \quad t_{\beta a} = \beta \cdot \frac{C_{os}}{C_{oa}} \cdot \frac{E_s}{E_a} \cdot t_s \quad (9)$$

식(8), (9)에 포함된 형상 변수 C_{os}/C_{oa} 는 수평판과 수직판의 두께 비례상수의 함수인데, 다양한 두께 비에 대하여 식(7)을 계산하고, 표 1의 차체 볼스터의 제원과 표 2의 알루미늄 소재의 물성 값을 식(8), (9)에 대입하면 표 3과 같이 수직판 및 수평판의 두께가 결정된다.

표 2 차체 볼스터의 재료 특성

Materials	Density (kg/mm^3)	Young's Modulus (kg/mm^2)	Poisson's ratio	Fatigue Strength (kg_f/mm^2)
Carbon steel	7.85×10^{-6}	21,100	0.3	197
Aluminium alloy(6082)	2.7×10^{-6}	7041	0.33	127

굽힘 강성 조건을 고려하여 소재대체에 의한 차체 볼스터의 경량화를 예측하기 위해서는 식(10)을 이용한다.

$$m = A \cdot l \cdot \rho \quad (10)$$

여기서, m 은 질량, $A=(3h+2b)t=A_0t$ 는 단면적, t 는 두께, ρ 는 밀도를 나타낸다. 굽힘 강성을 표현하는 식(4)의 $S_b=C_0 \cdot t \cdot E$ 를 t 에 관해서 정리한 다음, 식(10)에 넣어 정리하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m = A_0 \frac{S_B \cdot l}{C_0} \left[\frac{\rho}{E} \right] = A_0 \frac{S_B \cdot l}{C_0} / M_1 \quad (11)$$

여기서, M_1 은 굽힘강성조건에서 소재 대체에 의한 경량화 지수를 나타낸다. 알루미늄 대 강재의 차체 볼스터 질량비, 즉 경량화 비는 식(11)을 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{m_a}{m_s} = \frac{A_{0a}}{A_{0s}} \cdot \frac{C_{os}}{C_{oa}} \cdot \frac{E_s}{E_a} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_s} \quad (12)$$

여기서, $\frac{A_{0a}}{A_{0s}} = \frac{(3ah+2\beta b)}{(3h+2b)}$ 는 차체 볼스터의 단면 비를 나타낸다.

차체 주요 부품의 고유진동수는 다음의 식(13)으로부터 계산된다.⁶⁾

$$\frac{\omega_{na}^*}{\omega_{ns}^*} = \sqrt{\frac{\rho_s^* \delta_s}{\rho_a^* \delta_a}} \quad (13)$$

여기서, $\frac{\rho_s^*}{\rho_a^*} = \frac{(3h+2b)\rho_s}{(3ah+2\beta b)\rho_a}$ 는 차체 볼스터 단면의 밀도비를 나타낸다.

식 (12), (13)을 이용하여 굽힘강성 조건에서 차체 볼스터 설계시 경량화율과 고유진동수 변화율을 구하면 표 3과 같다.

표 3 굽힘강성 조건에서 차체 볼스터 설계

Materials	T-ratio (β / α)	Thickness (mm)	Mass ratio	Freq. ratio
Steel		t_s	1	1
AL	1.0	$t_s=3t_a$	1.03	1.05
	1.5	$t_{sa}=2.05t_s$ $t_{sb}=3.07t_s$	0.94	1.05
	2.0	$t_{sa}=1.56t_s$ $t_{sb}=3.12t_s$	0.91	1.06

2.2 굽힘강도 조건을 고려한 차체 볼스터의 소재대체 설계 이론식

차체의 주요부품중의 하나인 차체 볼스터에 굽힘 모멘트가 작용될 때 볼스터 구조에 영구 변형이나 피로손상 등이 발생하여서는 안되므로 소재대체 설계시 차체 볼스터가 일정한 굽힘 강도를 유지하면서 경량화 될 수 있도록 설계하여야 한다. 차체 볼스터에 작용하는 굽힘 모멘트에 의하여 구조의 어떤 부위에 최대 허용응력 (σ_f)이 발생할 때의 작용 하중 F_f 는 식(14)로 표시할 수 있다.

$$F_f = C_2 \frac{I}{y} \frac{\sigma_f}{\ell} \quad (14)$$

여기서, ℓ 은 차체 볼스터 길이의 1/2, C_2 는 경계의 구속조건에 의해서 결정되는 상수, I 는 관성 모멘트, y 는 도심까지의 거리이다.

차체 볼스터의 관성모멘트 I 에 대한 식(3)과 도심까지의 거리, $y = h/2$ 를 식(14)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$F_f = \frac{C_2 (\alpha h + 2\beta b) t \cdot h}{2} \frac{\sigma_f}{\ell} = C_3 \cdot t \cdot \sigma_f \quad (15)$$

여기서, $C_3 = \frac{C_2 (\alpha h + 2\beta b) \cdot h}{2\ell}$ 이다. 차체 볼스터의 소재를 철강재 대신에 알루미늄 소재로 대체 할 경우에도 굽힘 강도는 동일하게 유지되어야 하는 조건으로부터, 철강재의 굽힘 강도를 F_{fs} 라고 하고 대체 소재의 굽힘 강도를 F_{fa} 라고 하면, $F_{fs} = F_{fa}$ 의 관계식이 성립된다. 식 (4)를 이용하여 위의 관계식을 풀어 쓰면 다음과 같다.

$$C_{3s} \cdot t_s \cdot \sigma_{fs} = C_{3a} \cdot t_a \cdot \sigma_{fa} \quad (16)$$

여기서, 아래첨자 s 는 철강재를 나타내고 a 는 대체된 소재를 나타낸다. C_{3s} , C_{3a} 는 굽힘강도 조건하에서의 차체 볼스터의 치수 변경에 따른 인자이고, t_s , t_a 는 판의 두께, σ_{fs} , σ_{fa} 는 최대허용응력을 나타낸다.

소재 대체 하였을 경우, 굽힘 강도를 동일하게 유지하기 위한 볼스터 판의 두께를 구하면 식(17)과 같다.

$$t_a = \frac{C_{3s}}{C_{3a}} \cdot \frac{\sigma_{fs}}{\sigma_{fa}} \cdot t_s \quad (17) \quad \frac{C_{3s}}{C_{3a}} = \frac{(h + 2b)}{(\alpha h + 2\beta b)} \quad (18)$$

따라서, 수직판 및 수평판의 두께는 다음과 같다.

$$t_{\alpha a} = \alpha \cdot \frac{C_{3s}}{C_{3a}} \cdot \frac{\sigma_{fs}}{\sigma_{fa}} \cdot t_s \quad (19) \quad t_{\beta a} = \beta \cdot \frac{C_{3s}}{C_{3a}} \cdot \frac{\sigma_{fs}}{\sigma_{fa}} \cdot t_s \quad (20)$$

다양한 두께비에 대하여 표 1의 차체 볼스터의 제원과 표 2의 소재의 물성값을 넣어 수직판 및 수평판의 두께를 결정하여 표 4에 나타내었다.

굽힘강도 조건을 고려한 소재대체 설계시, 차체 볼스터의 경량화를 예측하기 위하여 굽힘 강도를 표현하는 식 (15)를 t에 관해 정리한 다음, 질량식 (10)에 넣어 정리한다.

$$m = \left[\frac{F_f \cdot l}{C_3} \right] \left[\frac{\rho}{\sigma_f} \right] = \left[\frac{F_f \cdot l}{C_3} \right] / M_2 \quad (21)$$

여기서, M_2 는 굽힘강도조건에서 소재 대체에 의한 경량화 지수를 나타낸다.

소재 대체된 차체 볼스터의 질량비, 즉 경량화 비를 구하기 위해서는 식(21)을 이용하여 다음과 같이 구해진다.

$$\frac{m_a}{m_s} = \frac{A_a}{A_s} \cdot \frac{C_{3s}}{C_{3a}} \cdot \frac{\sigma_{fs}}{\sigma_{fa}} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_s} \quad (22)$$

식 (22)를 이용하여 굽힘강도 조건에서 차체 볼스터 설계시 경량화율을 구하면 표 4와 같다.

표 4 굽힘강도 조건시 차체 볼스터 설계

Materials	T-ratio (β / α)	Thickness (mm)	Mass ratio
Steel		t_s	1
AL	1.0	$t_a=1.55t_s$	0.50
	1.5	$t_a=1.06t_s$ $t_{\beta a}=1.59t_s$	0.48
	2.0	$t_a=0.81t_s$ $t_{\beta a}=1.61t_s$	0.47

3. 소재대체 설계의 수치해석적 검증

3.1 굽힘강성 조건시 차체 볼스터의 해석

굽힘강성 조건시 차체 볼스터의 소재대체 이론 예측식에 의한 구조 특성 예측결과를 검증하기 위해서 유한요소법을 사용하여 그 타당성을 검증한다.

표 6 및 7은 굽힘 강성 조건을 고려한 이론식을 이용하여 차체 볼스터의 판 두께, 응력, 변형량, 고유 진동수 등 구조 특성을 예측한 결과와 유한요소 해석 결과를 표로 나타낸 것이다.

그럼 5과 6은 굽힘 강성 조건에서 강제 차체 볼스터의 응력을 해석한 것인데 유사한 특성을 보여주고 있다. 각각의 수

평판과 수직판에 대하여 응력이 비교적 균등하게 분포되어 있음을 알 수 있으나, 형상이 변경되는 부위에 응력 집중부가 형성되어 있음을 알 수 있다.

그림 7는 굽힘 강성 조건에 의해서 해석된 강재 차체 볼스터의 굽힘 모우드를 나타내고 있다. 해석된 굽힘 모우드의 고유 진동수는 1.04 Hz로 나타났다. 그림 8은 굽힘 강성 조건에 의해서 알루미늄 차체 볼스터의 수평판 대 수직판의 두께 비(β/α)가 1 일 경우의 굽힘 모우드를 나타내고 있다. 해석된 굽힘 모우드의 고유 진동수는 1.07 Hz로 나타났다.

표 5 굽힘강성 조건에 의한 차체 볼스터의 구조 특 해석 결과

Materials	T-ratio (β/α)	Stress(kgf/mm ²)		Fatigue Strength (kgf/mm ²)
		Theory	FEM	
Steel		7.48	7.8	19.7
AL	1.0	2.55	2.8	12.7
	1.5	2.70	2.94	
	2.0	2.72	3.0	

표 6 굽힘강성 조건에 의한 차체 볼스터의 구조 해석 결과(계속)

Materials	T-ratio (β/α)	FEM deflection (mm)	Frequency ratio (ω_{na}/ω_{ns})	Body bolster natural freq. (Hz)	
				Theory	FEM
Steel		3.916			1.04
AL	1.0	3.695	1.03	1.05	1.07
	1.5	3.956	0.93	1.05	1.09
	2.0	4.164	0.97	1.06	1.08

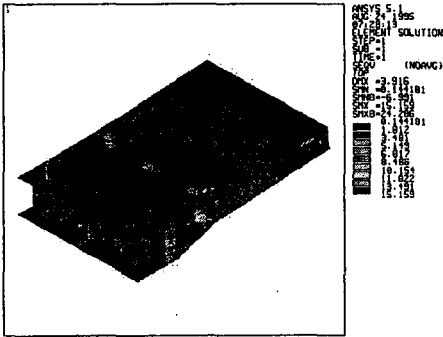


그림 5 굽힘강성 조건에 의한 강재 차체 볼스터의 응력 해석

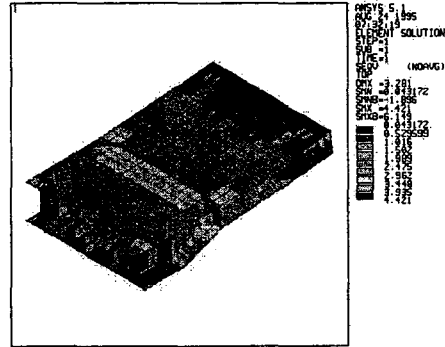


그림 6 굽힘강성 조건에 의한 알루미늄 차체 볼스터의 응력해석($\beta/\alpha=1$)

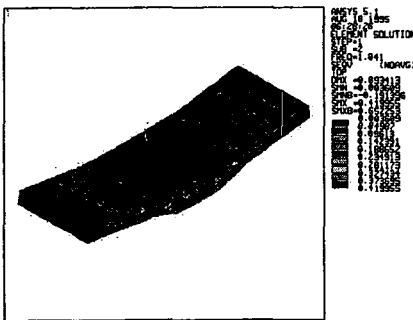


그림 7 굽힘강성 조건에 의한 강재 차체 볼스터의 굽힘 모드[1.04 Hz]

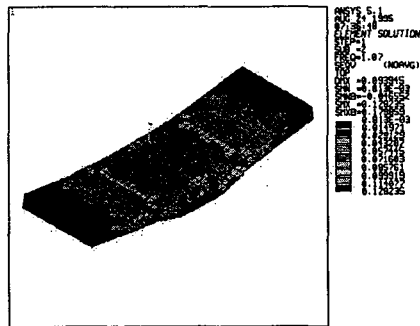


그림 8 굽힘강성 조건에 의한 알루미늄 차체 볼스터의 굽힘 모드[1.07 Hz]($\beta/\alpha=1$)

굽힘 강성 조건을 적용한 설계에서는 처짐량과 고유진동수 특성이 동일하게 설계되는 것을 목표로 한다. 표 6과 7의 결과를 분석하여 보면, 처짐의 경우 5.6 % 이하, 고유진동수의 경우 3 % 이하의 오차를 보이고 있다. 그러나 굽힘응력을 비교하면, 강재의 경우 152.5 % 정도 피로강도상 설계여유가 있지만 알루미늄 재질의 경우 최소 323.3 % 정도 설계여유가 발생한다. 따라서 표 3, 6, 7을 고려하면, 본 차체 볼스터의 기존설계가 굽힘강성 측면에서 설계여유가 없다면(즉 설계제한조건이 굽힘강성에서 발생) 수직판/수평판의 두께비를 2까지 바꾸더라도 9 % 이상의 경량화는 어렵다.

3.2 굽힘강도 조건시 차체 볼스터의 해석

굽힘강도 조건에서 차체 볼스터의 소재대체 이른 예측식에 의한 구조 특성 예측결과를 검증하기 위해서 유한요소법을 사용하여 그 타당성을 검증한다.

표 8은 굽힘 강도 조건을 고려한 이론식을 이용하여 차체 볼스터의 판 두께, 응력, 변형량, 고유 진동수 등 구조 특성을 예측한 결과와 유한요소 해석 결과를 나타내었다.

표 7 굽힘강도 조건시 차체 볼스터 해석결

Materials	T-ratio (β/a)	Stress, kg/mm ²		Fatigue Strength kg/mm ²	FEM Deflection (mm)	Body bolster natural freq.(Hz)	
		Theory	FEM			Theory	FEM
Steel		7.48	7.80	19.7	3.92		1.04
AL	1.0	4.89	5.21	12.7	7.37	1.03	1.04
	1.5	5.00	5.43		7.92	1.02	1.06
	2.0	5.14	5.57		8.42	1.0	1.05

그림 9은 굽힘 강도 조건에 의해서 해석된 알루미늄 차체 볼스터의 응력을 나타내고 있다. 각각의 수평판과 수직판에 대하여 응력이 비교적 균등하게 분포되어 있음을 알 수 있으나, 형상 변경되는 부위에 응력 집중부가 형성되어 있다.

그림 10은 굽힘 강도 조건에 의해서 알루미늄 차체 볼스터의 수평판 대 수직판의 두께비(β/a)가 1.5 일 경우의 굽힘 모우드를 나타내고 있다. 해석된 굽힘 모우드의 고유 진동수는 1.06 Hz로 나타났다.

굽힘강도 조건을 적용한 설계에서는 허용응력 관점에서 동일하게 설계되는 것을 목표로 한다. 표 8을 분석하여 보면, 강재와 알루미늄 합금의 피로강도를 비교하면 알루미늄은 강재의 64.5%이고, 굽힘강도 조건으로 소재대체 설계한 후 FEM으로 구한 굽힘 응력비는 수평판 대 수직판의 두께비(β/a)가 1일 경우 알루미늄이 강재의 66.8%이고, 2일 경우 71.4%이다. 즉 3.6 ~ 10.7%의 상대오차를 나타내고 있으나, 소재대체를 위한 초기설계로서는 충분히 좋은 결과라 할 수 있다.

고유진동수의 경우 소재대체 설계에 의하여 4 % 이하의 오차를 나타내고 있으나, 처짐 변위의 경우 강재

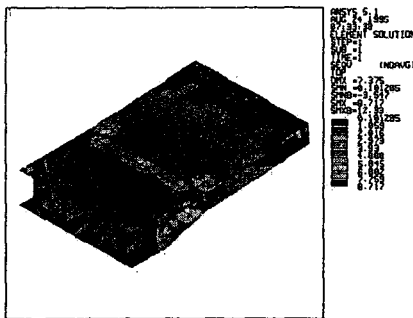


그림 11 굽힘강도 조건에 의한 알루미늄 차체 볼스터의 응력 해석($\beta/a=1$)

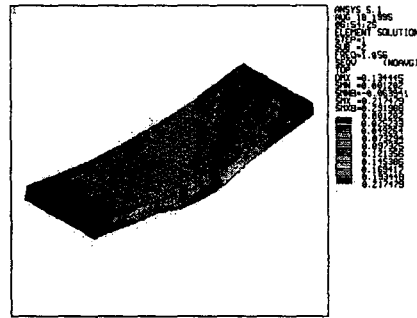


그림 12 굽힘강도 조건에 의한 알루미늄 차체 볼스터의 굽힘 모드[1.06 Hz]($\beta/a=1.5$)

에 비하여 알루미늄 합금은 188.0 ~ 214.8 % 수준을 보여주고 있다. 따라서 표 4, 6을 고려하면, 본 차체 볼스터의 처짐을 8.24 mm 이상 허용할 수 있다면 50% 이상의 경량화가 가능하지만, 처짐량에 제한조건이 있다면 그에 비례하는 수준의 경량화는 희생되어야 한다.

4. 결 론

본 연구에서는 차체 구조의 경량화를 대상으로 개념설계 단계에서 소재 대체 설계를 위한 경량화 및 구조 특성의 이론식을 개발하여 경량화 효과와 소재 대체 설계 구조물의 구조적 응답에 관한 결과를 예측하고, 유한요소 해석을 통하여 이론식의 타당성을 검증하였다.

- 1) 굽힘강성을 동일하게 유지하는 조건으로 강재의 차체 볼스터를 알루미늄 소재대체 하였을 경우, 차체 볼스터의 수평판과 수직판의 두께, 고유진동수, 응력, 질량비를 계산하는 이론식의 결과는 유한요소 해석의 결과와 잘 일치함을 알 수 있었다. 굽힘강성 조건에 의한 차체 볼스터의 경량화 효과는 알루미늄으로 소재대체하였을 경우는 최대 9% 정도의 경량화가 가능하였다.
- 2) 굽힘강도를 동일하게 유지하는 조건으로 강재의 차체 볼스터를 알루미늄으로 소재대체 하였을 경우, 차체 볼스터의 수평판과 수직판의 두께, 고유진동수, 응력, 질량비를 계산하는 이론식의 결과는 유한요소 해석의 결과와 잘 일치함을 알 수 있었다. 굽힘강도에 의한 차체 볼스터의 경량화 효과는 알루미늄으로 소재 대체하였을 경우에 50% 정도의 경량화가 가능하였다.

참 고 문 헌

1. 미야이시 겐찌, "차량의 경량화", R.R.R., Nov., 1990, pp 25~26.
2. T. Suzuki, K. Sato and K. Akutsu, "Weight reduction of a railway car body shell by applying new material", Proceedings of the International Conference on Speedup Technology for Railway and Maglev Vehicles, Yokonamo, Japan, 1993.
3. N. Tagawa, H. Yamashiro and K. Kadota, "Development of new carbody structure for high speed train," Proceedings of the International Conference on Speed-up Technology for Railway and Maglev Vehicles, Vol. 1, 1993, pp. 477-481.
4. G. Dieter, *Engineering design, a material and processing approach*, McGraw Hill, 1983.
5. G. Lewis, *Selection of engineering materials*, Prattice Hall, Inc., USA, 1990.
6. M. F. Ashby, *Materials selection in mechanical design*, Butterworth-Heinemann, OXFORD, 1999.
7. M. F. Ashby, 'Multi-objective optimisation in material design and selection', *ACTA Materialia Millenium Issue*, Vol. 48, 2000, pp. 359-369.