

# 소재대체를 이용한 철도 차량구조의 개념설계 연구

## A Study on the Conceptual Design for the Material Substitution of Rolling Stock Structures

구 정 서\*

Koo, Jeong-Seo

(논문접수일 : 2003년 10월 10일 ; 심사종료일 : 2004년 4월 26일)

### 요 지

본 연구에서는 기존의 철도차량구조에 경량소재를 적용하여 설계를 검토할 때, 각 소재의 성질이 차체구조의 경량화에 미치는 영향과 그 정도를 정량적으로 분석하여 개념설계단계에서 소재대체 설계 효과를 예측하는 방법을 개발한다. 전체 차체구조에 대해서는 굽힘변형, 압축변형, 비틀림 변형을 고려하여 소재를 변경할 때, 또 주요 골조 구조 부재에 대해서는 굽힘변형, 압축변형, 좌굴붕괴를 고려하여 소재와 단면형상을 변경할 때 경량화 특성을 분석할 수 있는 방법을 체계화하였다. 차체구조 또는 골조 부재의 변형 양상에 대한 강성 및 강도 조건을 경량화 지수와 연계하여 표현함으로써 각 재료와 부재의 형상이 가지는 기계적 특성과 장단점을 용이하게 분석할 수 있도록 하였다.

**핵심용어** : 차체구조, 철도차량, 경량소재, 소재대체, 개념설계, 구조성능예측인자

### Abstract

This paper developed the theoretical method to predict structural performances and weight reduction rates of a carbody when its materials should be substituted. For the material substitution design of the carbody, the bending, axial and twisting deformations are evaluated under the constant stiffness and strength conditions. For the design of the primary structures such as the center beams, the cross beams and the cantrails, the bending and axial deformations are investigated under the condition of the constant bending stiffness, the constant bending or buckling strength by considering both the material properties and the cross sectional shapes.

The developed indices to measure the weight reduction by the material substitution give good informations on the weak and strong points of a carbody design.

**keywords** : carbody, rolling stock, light-weight materials, material substitution, conceptual design, structural performance indices

## 1. 서 론

기존의 철도차량은 승객 1인당 사중량(dead weight)이 승용차, 항공기의 3배, 버스의 2배 수준으로 높아서<sup>1)</sup> 소재대체를 이용한 획기적인 경량화 필요성이 제기되었다. 최근 철도차량 소재가 강재에서 경량화에 유리한 스테인레스강, 알루미늄합금재, 복합소재 등으로 대체되는 추세이며, 소재대체에서 발생하는 구조적 문제점,<sup>2),3)</sup> 경량화 효과,<sup>1),3)</sup> 복합소재 응용기술<sup>4),5)</sup> 등에 대하여 많은 연구가

이루어지고 있다. 그러나 철도차량의 소재대체설계 초기에 소재의 선정과 부재의 형상 및 치수를 최적화할 수 있는 체계적인 접근방법이 확립되어 있지 못하다.

철도차량의 소재대체 설계시, 예비 설계 단계에서부터 적용 가능한 신소재의 특성과 그 특성이 설계 후 구조의 기계적 응답에 미칠 영향을 사전에 분석하고,<sup>6),7)</sup> 경량화 효과를 예측할 수 있는 기술을<sup>8)</sup> 개발한다면, 상세 설계 단계에서의 설계 수정을 최소화할 수 있을 뿐만 아니라 다양한 신소재에 대하여 전체적인 비교 우위를 계량적으로 검

\* 책임저자, 정회원 · 한국철도기술연구원 책임연구원  
전화: 031-460-5268; Fax: 031-460-5279  
E-mail: koojs@krri.re.kr

• 이 논문에 대한 토론을 2004년 9월 30일까지 본 학회에 보내주시면 2004년 12월호에 그 결과를 게재하겠습니다.

토할 수 있어서 궁극적으로 신소재 적용의 최적화를<sup>9)</sup> 달성할 수 있을 것이다.

특히 향후 hybrid 차체 기술이 보편화되어 각 부재의 소재를 다양하게 선택할 수 있게 되면,<sup>1),2)</sup> 소재 대체 설계 기법은 다양한 설계 가능성들을 효율적으로 비교 분석하는 유력한 수단이 될 것이다. 또한 이렇게 도출된 개념설계는 상용화된 구조물 최적설계 프로그램을<sup>10)</sup> 적용할 때 사용할 수 있는 좋은 초기 설계가 될 것이다.

본 연구는 소재의 종류, 구조 치수, 부재 형상 등을 고려하여 철도차량의 차체와 주요 구조부재에 대한 소재대체 경량화 설계기법을 확립하는 것을 목표로 하였다. 전체 차체 구조 설계에서는 경량소재 적용 설계 방법개발 및 경량화 예측 기술을 개발하였다. 또 cross beam, center beam, cantrail 등 주요 보 구조부재 설계에서는 단면형상과 재질을 동시에 고려하여 경량화 특성을 비교 분석할 수 있는 방법을 개발하였다.

## 2. 차체에 작용하는 하중

차체에 작용하는 하중은 승객과 기기 등의 적재물에 의한 정적 하중과 주행 중에 차체에 가해지는 동적 하중으로 분류되며, 부하의 방향에 따라 일반적으로 상하 하중, 좌우 하중, 전후 하중 및 비틀림 하중으로 나누어진다.<sup>1),4)</sup>

정적 하중은 차량 중량, 적재물 및 승객 중량의 총합으로 계산되며, 대부분 수직 하중이다. 이 하중은 아래 골조의 강도를 검토하는 기초 하중으로서, 동적 상태일 때는 상하 진동가속도로써 0.1~0.3g를 할증한다. 상하 방향의 동적 하중은 주로 주행중의 상하 관성력에 의하여 발생하며, 대차 현가계의 좋고 나쁨에 의해 상당한 차이가 있다.

전후 방향의 동적 하중은 주로 편성 주행시 발생하며, 인장력과 압축력의 수평 하중이며, 반복적으로 가해진다. 그 외 차량 연결이나 충돌시 큰 수평 하중을 받기 때문에 차량설계기준을 정하여 강도 설계를 한다.

좌우 방향의 하중은 측면 충돌, 측면 바람의 힘, 주행중 좌우 진동 등이 있다. 좌우 방향의 동적 하중은 주로 차량이 곡선을 통과하거나 노선 상태가 나쁜 경우에 차체에 대한 비틀림이 발생하므로 일정 수준이상의 비틀림 강성을 확보하여야 한다.

## 3. 소재대체 설계 방법

### 3.1 전체 구조의 소재 대체 설계

그림1(a)는 철도 차량 차체 구조의 개요를 나타낸 것이

다. 전체 구조에 작용하는 주요 하중은 수직 하중, 압축 하중, 비틀림 하중과 수직 하중에 의하여 발생하는 굽힘 모멘트 등이며, 박스형상의 보 구조로 단순화시킨 모델을 대상으로 하여 최대한 경량화를 달성할 수 있는 소재대체 설계를 도출하고, 이 때의 경량화 비율을 평가하는 방법을 개발한다.

먼저 그림1(b)과 같이 개념 설계의 초기 단계에서 검토된 구조의 기능적 측면과 기존 설계경험을 바탕으로 종방향 부재의 배열 및 부재 단면의 면적비를 정의한 후, 각 하중조건 하에서 전체 구조의 강도와 강성을 일정하게 유지하면서 대체소재를 선정한다. 여기서 중요하게 고려되는 설계조건은 압축 항복강도 조건, 굽힘 강도 및 강성 조건 등이다.

그림1(c)와 같이 cutout부위를 고려하지 않은 단순 박스형의 보 구조 모델에 수직 하중, 비틀림 하중 조건을 적용하여 주요 구조 부재의 재료, 형상, 판의 치수, 횡방향 부재의 배열 간격 등을 결정한다. 이때 선정되는 재료는 개념설계의 초기 단계에서 선택한 재료들(subset of materials)중에서 각 부재의 특성에 알맞은 것들이다.

개념 설계를 통하여 그림1(c)와 같이 전체 구조재료 및 부재의 치수, 배열 등이 결정되면, 차량의 기능을 고려하여 출입문이나 창문 등 cutout 부위 설정이나 브라켓 취부를 고려하여 그림1(d)와 같은 기본설계를 도출한다.

본 단원에서는 기본설계 이전단계에서 이루어져야 하는 소재의 선택, 부재의 배열, 치수 등을 종합적으로 고려하여 전체구조의 개념설계를 도출하는 방법을 정립한다.<sup>8),9)</sup>

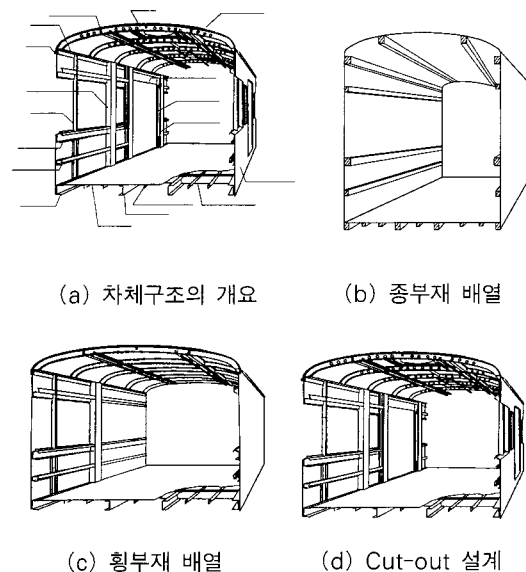


그림 1 차체구조 개요 및 초기설계 절차

3.1.1 굽힘 강성을 고려한 소재 대체 설계

차체의 강도가 충분히 허용 범위 내에 있어도 강성이 작으면, 주행중 차륜이나 레일에서 발생하는 진동을 받아서 차체의 진폭이 증폭되므로 승차감이 나쁘게 된다. 차체의 굽힘 강성은 굽힘 고유진동수에 직접적으로 영향을 미치므로, 객차의 경우에 대개 10Hz 이상을 유지하여야 하며, 처짐량도 만차 하중에 대하여 지지점간 거리의 1/1000을 넘지 않아야 한다.

차체에 작용하는 수직 전단력과 굽힘 모멘트는 균일 등분포 하중 조건으로 가정하고, 차체는 대차 중심부에서 단단 지지되는 상자형 보 구조로 가정하였다.

소재 대체 설계의 최적화 문제를 유도하기 위하여 차체 구조의 단면과 좌표계를 그림 2와 같이 단순화시켜 정의한다. 여기서 종방향 부재의 개수를  $n$ 으로 하고, 이들 부재가 굽힘 모멘트를 담당한다고 가정한다. 이러한 가정은 외력에 의한 굽힘 강성의 효과를 무시한 것이므로 실제보다 여유 있는 설계가 된다. 차체의 길이를  $L$ , 설계 소재의 밀도를  $p$ 라 하면, 소재대체 경량화설계는 일정 굽힘 강성 조건하에서 부재 전체 중량을 최소화하는 문제로 표현할 수 있다. 즉,

$$\min(m = A_i L \rho) \text{ for constant } S_B \tag{1}$$

여기서  $A_i$ 는 부재 전체의 단면적이며, 그림 2의 각 부재 단면적은  $A_i$ 에 대한 부분비율  $\alpha_i$ 로 정의한다.

$$A_i = \alpha_i A_t \tag{2}$$

여기서,

$$A_t = \sum A_i$$

$$\sum \alpha_i = 1$$

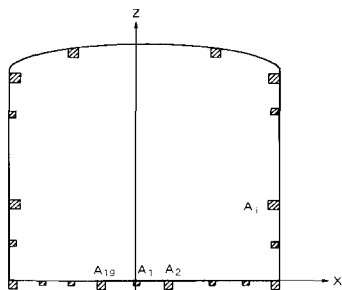


그림 2 차체구조 부재의 좌표 정의

식(1)의  $S_B$ 는 전체 구조의 굽힘 강성을 나타내는 매개 변수인데, 다음과 같이 표현된다.

$$S_B = \frac{C_1 E I_{xc}}{\ell_2^3} \tag{3}$$

여기서  $C_1$ 은 하중 및 변위 경계 조건에 의하여 결정되는 상수이고,  $\ell_2$ 는 전후 대차 중심부 사이의 거리이다. 또  $I_{xc}$ 는 단면 중심에 관한 x축의 단면 2차 모멘트인데 다음과 같이 나타내어진다.

$$I_{xc} = A_i (\sum \alpha_i z_i^2 - z_c^2) \tag{4}$$

여기서,

$$z_c = A_i / A_2$$

$$A_2 = A_i \sum \alpha_i z_i$$

식(4)의 관계를 식(3)에 대입하고 이때 계산되는 상수항을  $C_0$ 로 정의하여 나타내면 다음과 같다.

$$S_B = C_0 A_i E \tag{5}$$

여기서,

$$C_0 = \frac{C_1}{\ell_2^3} (\sum \alpha_i z_i^2 - z_c^2)$$

각 부재의 위치( $z_i$ )는 고정되어 있으므로, 식(5)로부터 전체 구조의 강성은 각 부재의 부분 단면적 비율  $\alpha_i$ , 부재의 전체 단면적 비율  $A_i$ , 사용재료의 종탄성계수  $E$ 에 비례한다. 전체구조의 단면 중심에서  $z$  방향으로 먼 곳에 위치하는 부재들에 큰 단면비율( $\alpha_i$ )을 할당하면  $S_B$ 가 커진다는 것을 알 수 있다. 기존의 설계 경험과 창문, 출입문, 송풍 장치 설치부 등의 cutout부를 고려하여 가능한 한 큰  $S_B$ 를 얻을 수 있도록, 사전에  $\alpha_i$ 의 값을 정의해 주면  $S_B$ 는  $A_i$ 와  $E$ 만의 함수가 된다. 식(5)를 식(1)에 대입하여  $A_i$ 를 소거하면,

$$m = \left[ \frac{S_B L}{C_0} \right] \left[ \frac{\rho}{E} \right] \tag{6}$$

이 되고  $L$ 은 상수 값이므로, 일정한  $S_B$ 에 대하여 차체 구조의 중량을 최소화하려면 다음의 지수  $M_I$ 을 최대로 하는 재료를 선정하면 된다.

$$M_I = \frac{E}{\rho} \tag{7}$$

대수 함수를 도입하면 식(7)을 선형화 할 수 있다.

$$\log E = \log M_I + \log \rho \tag{8}$$

식(8)에서 각종 구조 재료에 대하여 최대의  $M_I$ 을 도식

적으로 비교할 수 있도록 대수 스케일로 된 차트를 이용할 수 있다. M. F. Ashby<sup>8)</sup>는 각종재료의 여러 가지 성질(비중, 종탄성 계수, 항복 강도, 파손 강도, 열전도율, 열팽창 계수 등)에 대하여 대수 스케일로 된 차트를 제작하였다. 식(8)의 관계를 이용하면, 종탄성계수-밀도 차트로부터 소재 대체 설계시의 경량화 비율을 비교할 수 있다. 그림 3은<sup>8)</sup> 차트를 이용하여 경량화 재료를 비교 선정하는 방법을 나타낸 것이다.

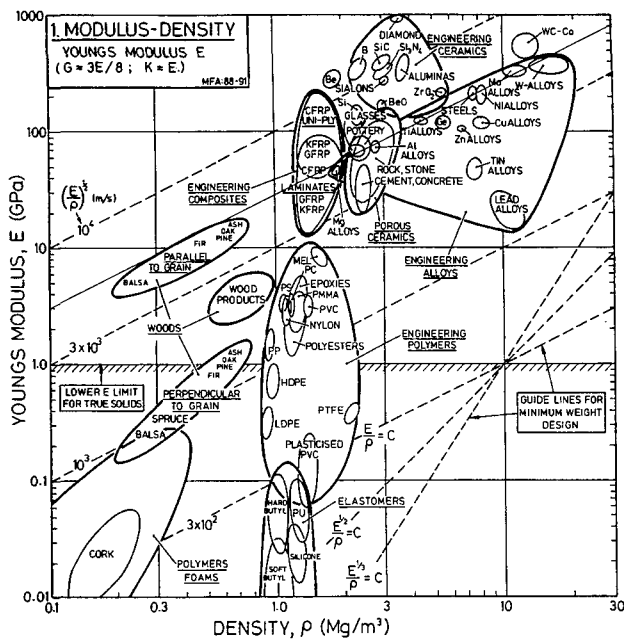


그림 3 Modulus-Density 관계도

이 차트에서  $E/\rho = C$  직선의 기울기에 평행한 사선을 그어서, 이 사선을 기준으로 최상단에 위치하는 재료를 사용할 때 최대의 경량화 효과를 얻을 수 있다. 차체 구조 설계시에 고려되는 재료의 특성은 우수한 강성 뿐만 아니라 강도, 내충격성, 내부식성, 가격, 가공성 등, 여러가지 특성이 동시에 고려되어야 하므로, 현실적으로 검토될 수 있는 재료는 FRP, Al합금, Ti합금, steels, Mg합금 등이며, 이 중에서 CFRP가 가장 경량화에 효과적임을 알 수 있다. 이 재료들에 대하여  $M_1$ 을 구하여 표를 만들면 표 1과 같다.

표 1 차체 프레임용 후보 재료의  $M_1$  값

Materials	MI(Gpa m <sup>3</sup> /Mg)	M1 for typical materials
강재	23-28	Carbon steel, M1=27 Stainless steel, M1=25
Ti합금	24-27	Ti6Al-4V, M1=26
Al합금	23-27	6082-T6, M1= 26
CFRP	30-57	Carbon-epoxy(0/90/±45), M1=42
GFRP	15-20	
Mg합금	22-24	

표 1의 결과에서 보면, 전체 차체 구조의 굽힘 변형에 대해서는 보통 강재, 스테인레스 강, Ti합금, Al합금, Mg합금이 비슷한 정도의 비강성을 나타내고, CERP는 2배정도, GFRP는 70-80%정도의 비강성을 나타내고, CFRP는 2배정도, GFRP는 70-80%정도의 비강성을 나타내고 있다.

3.1.2 굽힘 강도 조건을 고려한 소재 대체 설계

수직하중에 의하여 굽힘 모멘트가 작용될 때 차체 구조에 영구 변형이나 손상이 발생하여서는 안 된다. 따라서 전체 구조가 일정한 굽힘 강도를 유지하면서 소재 대체에 의하여 경량화 될 수 있는 정도는 다음의 최적화 문제로 표현될 수 있다.

$$\min(M = A_t/d) \text{ for constant } F_f \quad (9)$$

여기서  $F$ 는 전체 구조의 굽힘 강도를 표시하는 매개 변수(굽힘 모멘트에 의하여 차체의 어느 부위에 항복이 발생할 때의 작용하중임)인데, 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_f = C_2 \frac{I_{xc} \sigma_f}{z_m \ell_2} \quad (10)$$

이 식에 포함되어 있는  $C_2, I_{xc}, Z_m$ 은 상수이며  $z_m = H - z_c$ 로 정의된다. 여기서  $H$ 는 차체 구조의 높이를 나타낸다. 식 (10)의 모든 상수항을  $C_3$ 로 간단히 하여 나타내며,

$$F_f = C_3 A \sigma_f \quad (11)$$

가 된다. 식(11)을 식(9)에 대입하여  $A_t$ 를 소거하면 다음과 같다.

$$m = \left[ \frac{L F_f}{C_3} \right] \left[ \frac{\rho}{\sigma_f} \right] \quad (12)$$

따라서 일정한 외력 작용 하에서 차체의 어느 부위에서도 항복이 발생하지 않으면서 최고의 경량화를 달성할 수 있는 소재는 다음에 정의된 지수를 최대화 하는 것이다.

$$M_2 = \frac{\sigma_f}{\rho} \quad (13)$$

식 (8)과 같은 방법으로 대수함수를 사용하여 식(13)을 선형화 하면 다음과 같다.

$$\log \sigma_f = \log M_2 + \log \rho \quad (14)$$

$M_2$ 를 최대화 하는 재료는 강도-밀도차트에서 찾을 수 있는데 그 선정과정을 그림 4에<sup>8)</sup> 나타내었다. 또 전체구조의 일정 굽힘강도조건하에서 구한 각 소재의 경량화 정도를 비교하면 표 2와 같다.

표 2의 결과에서 보면, 전체 차체의 굽힘 변형에 대해서는 강재, 스테인레스 강, Mg 합금, Al 합금, Ti합금, CFRP, CFRP등의 순서로 비강도가 높으며, 특히 Ti합금, CFRP등은 보통 강재 5배이상의 우수한 비강도 특성을 가진다.

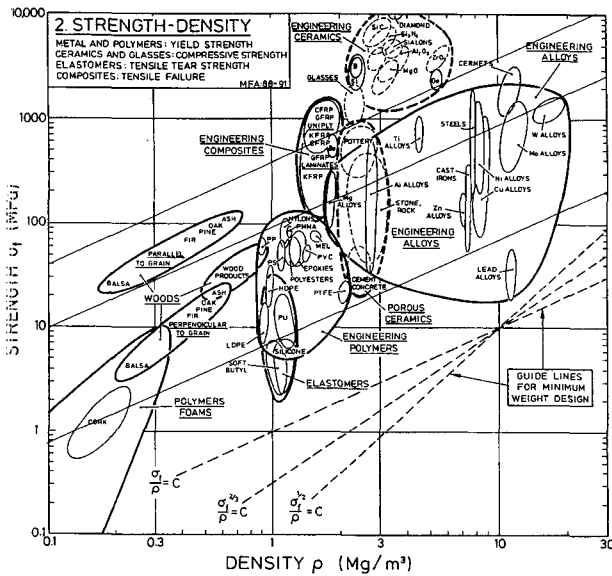


그림 4 Strength-Density 관계도

표 2 여러 가지 차체 재료의  $M_2$  값

Materials	M2(MPa m³/kg)	M2 for typical materials
강재	24-220	Carbon steel, M2 = 32 Stainless steel, M2 = 44
Ti합금	120-220	Ti6Al-4V, M2 = 205
Al합금	12-220	6082-T6, M2 = 89
CFRP	200-350	Carbon-epoxy(0/90±45), M2 = 326
GFRP	150-250	
Mg합금	50-170	

한편, 열차의 연결 운행시 발생할 수 있는 인장력, 압축력 등의 수평 하중은 주로 하부 골조 구조에 작용되며, 이때 발생하는 길이 방향의 축력에 의한 부재의 항복은 식(11)과 동일한 형태이므로, 위에서 구한 그림 4 및 표 2와 동일한 결과가 구해진다.

### 3.1.3. 수직 전단 하중을 고려한 소재 대체 설계

차체에 작용하는 수직 하중은 그림 5와 같이 측벽의 판

구조에 전단흐름을 발생시킨다. 이때 판구조에는 전단력에 의한 좌굴이 발생할 수 있으므로 판의 좌굴 강도는 주요한 설계 제한 조건이 된다.

두 개의 종방향 골조 부재 사이에 놓여진 판 구조를 그림 5의 우측 그림처럼 단순화하여 생각할 수 있다. 이때 판의 폭을  $h_i$ , 두께를  $t_i$ , 작용하는 전단 흐름을  $q_i$  라 하면, 일정 전단강도 조건하에서 소재 대체에 의한 측벽 판 구조의 경량화 설계 문제는 다음과 같은 최적화 문제로 표현될 수 있다.

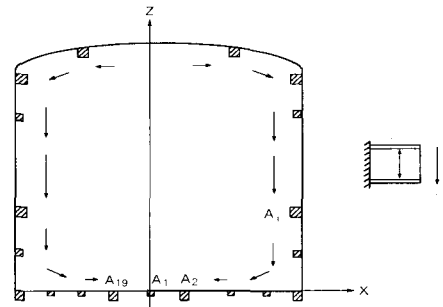


그림 5 차체구조의 수직전단력 분포

$$\min(m = t_i h_i L p) \quad \text{for constant } q_{cr} \quad (15)$$

여기서  $q_{cr}$ 은 판의 전단 좌굴강도이며, 다음과 같이 전단 좌굴 응력  $\sigma_{cr}$ 의 항으로 표시할 수 있다.

$$q_{cr} = t_i \sigma_{cr} \quad (16)$$

식(16)에 나타나는 판의 전단좌굴응력( $\sigma_{cr}$ )은 일반적으로 재료의 종탄성계수, 판의 두께 및 폭의 항으로 나타낼 수 있다.

$$q_{cr} = C_4 \frac{E t_i^2}{h_i^2} \quad (17)$$

여기서,  $C_4$ 는 판의 종횡비와 경계부위의 지지조건에 의하여 결정되는 상수이다. 식(17)을 식(15)에 대입하여  $t_i$  항을 소거하면 다음과 같이 구해진다.

$$m = \left[ \frac{h_i^5 L^3 q_{cr}}{C_4} \right]^{1/3} \left[ \frac{\rho}{E^{1/3}} \right] \quad (18)$$

일정한 외력 작용하에서 판구조의 어느 부위에 좌굴이 발생하지 않으면서, 최고의 경량화를 달성할 수 있는 소재는 다음의  $M_3$ 지수를 최대화 하는 것 중에서 선택할 수 있다.

$$M_3 = \frac{E^{1/3}}{\rho} \quad (19)$$

대수함수를 사용하여 이 식을 선형화 하면

$$\log E = 3(\log M_3 + \log \rho) \quad (20)$$

이 되며,  $M_3$ 를 최대한으로 하는 재료는 그림 3의 종탄성계수-밀도 차트에서  $E^{1/3}/\rho$ 가 일정한 직선을 이용하여 찾을 수 있다. FRP, Al합금, Ti합금, 강재, Mg합금 등을 대상으로 하여 판구조의 일정 좌굴 강도 조건 하에서 구한 각 소재의 경량화 정도는 표 3과 같다.

표 3 여러 가지 차체 재료의  $M_3$  값

Materials	M3(Gpa1/3 m/Mg)	M3 for typical materials
강재	0.7-0.8	Carbon steel, M3=0.76 Stainless steel, M3=0.73
Ti합금	1.1-1.2	Ti6Al-4V, M3=1.15
Al합금	1.4-1.6	6082-T6, M3=1.5
CFRP	2.2-3.0	Carbon-epoxy(0/90/±45), M3=2.6
GFRP	1.6-2.0	
Mg합금	1.8-2.0	

표 3의 결과를 보면, 차체의 판 부재에 대해서는 보통 강재, 스테인레스 강, Ti합금, Al합금, GFRP, Mg합금, CFRP등의 순서로 비좌굴 강도가 높으므로 Al합금의 경우에는 2배, CFRP의 경우에는 3배 이상의 비좌굴 강도를 갖는다.

한편 차량의 주행시 측풍, 진동 등과 같이 좌우 방향의 하중은 차체의 비틀림 하중으로 작용된다. 이러한 비틀림 하중은 그림 6에 나타난 것과 같이 차체에 작용하게 되며, 이때 각 판부재에 발생하는 전단 좌굴 조건 하에서 구한 각 소재의 경량화 정도 표 3과 동일하다.

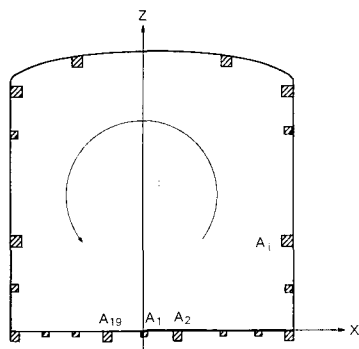


그림 6 차체구조의 비틀림전단 흐름

### 3.1.4 비틀림 강성을 고려한 소재 대체 설계

차체의 비틀림 강성은 주행중 좌우 방향의 비틀림 진동과 승차감에 영향을 미치는 요소이므로 차체 구조의 설계시(특히 고속 열차의 경우), 중요하게 고려해야 하는 요소이다. 그림 6과 같이 차체 단면에 비틀림 모멘트가 작용할

때, 전단흐름  $q_c$ 가 발생한다. 이  $q_c$ 에 대하여 일정한 비틀림 강성을 가져야 한다는 조건하에서, 재료 선정을 최적화하는 문제는 다음과 같이 표현된다.

$$\min(m = L_0 \sum h_i t_i) \text{ for constant } S_T \quad (21)$$

여기서  $t_i$ 는  $i$ 번째 판넬의 두께이며,  $\beta$ 를 각 판넬의 두께 분포비, 전체 판넬의 평균두께를  $t$ 라고 정의하면,

$$t_i = \beta_i t \quad (22)$$

로 나타낼 수 있다. 또한 굽힘 강성  $S_T$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$S_T = C_5 \frac{Gt}{\ell_2} \quad (23)$$

식 (23)을 사용하여 식 (21)의  $t_i$ 를 소거하면,

$$m = \left[ \frac{L \ell_2 S_T}{C_5} \sum \beta_i b_i \right] \left[ \frac{\rho}{G} \right] \quad (24)$$

이며,  $b_i$ 는 각 판넬의 폭을 나타낸다. 전단계수  $G$ 는 종탄성계수  $E$ 의 함수로 나타낼 수 있다. 따라서 식 (24)로부터 일정한 비틀림 강성 하에서 차체 판구조의 경량화 소재 대체는 식 (7)의  $M_I$ 를 최적화하는 문제와 동일하며, 표 1과 동일하다.

## 3.2 단면형상을 고려한 골조부재의 소재대체설계

본 절에서는 전체 구조의 초기 설계에서 도출된 부재 배열과 부재 단면적을 사용하여, 주요 골조 부재의 형상을 고려한 소재 대체 설계 및 경량화 효과를 검토한다.

여기에서 분석하는 주요 골조 부재로서 다른 부재와의 접합되어 전체구조의 일부로서의 기능뿐만 아니라 국부적인 하중도 지지하는 보 구조를 대상으로 하고 있다. 이러한 보 구조는 연결부위의 상태에 따라서 양단 고정 또는 단순지지 경계로 가정할 수 있고 부재의 굽힘 강성, 좌굴 강도, 굽힘 강도 등의 제한 조건하에서 단면 형상과 소재 특성을 최적화 할 수 있다. 다만 축하중에 의한 부재의 압축 항복강도는 부재의 단면 형상에 영향을 받지 않아서 앞에서 언급한 전체 구조의 압축강도 조건하에서 소재대체 경량화 설계와 동일하므로 여기에서는 제외하였다.

### 3.2.1 단면형상과 굽힘강성을 고려한 소재대체 설계

차체의 골조 부재중 cross beam, centre beam, floor

stiffener, body bolster등은 주로 압축하중과 굽힘하중을 받는 부재이며, 승객 탑승시에 과도한 국부 변형과 진동을 방지하기 위하여 큰 굽힘강성을 가지는 것이 좋다. 이러한 굽힘 강성은 소재의 성질뿐만 아니라 단면의 형상에도 크게 의존하는 것이므로, 소재 대체에 의한 경량화 정도를 비교할 때, 제작 가능한 단면의 형상을 고려하여 굽힘 강성을 비교하는 것이 필요하다.

먼저 기본형상으로 정의되는 원형 단면보의 굽힘 강성<sup>8)</sup>을 구하면 다음과 같다.

$$S_o = \frac{C_6 EI_o}{l^3} \quad (25)$$

여기서  $l$ 은 보의 길이,  $I_o$ 는 원형단면의 2차 모멘트, 그리고  $C_6$ 은 하중 및 경계 조건에 의하여 결정되는 상수이다. 한편 비원형 단면의 경우에도 단면 2차 모멘트를  $I$ 를 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$S_B = \frac{C_6 EI}{l^3} \quad (26)$$

굽힘강성을 고려한 비원형 단면 부재의 형상 인자(shape factor)  $\Phi_B^e$ 는 비원형 단면보의 굽힘 강성에 대한 원형 단면보의 굽힘 강성의 비율로 정의한다. 원형 단면의 경우  $I_o = \pi r^4/4 = A^2/4\pi$ 임을 고려하여  $\Phi_B^e$ 를 구하면 다음과 같다.

$$\Phi_B^e = \frac{S_B}{S_o} = \frac{I}{I_o} = \frac{4\pi I}{A^2} \quad (27)$$

길이  $l$ , 단면적  $A$ , 굽힘 강성  $S_B$ 인 비원형 단면 부재의 소재 대체 경량화 설계는 다음의 최적화 문제로 표현할 수 있다.

$$\min[m = Al\rho] \text{ for constant } S_B \quad (28)$$

또한 식 (25), (27)로부터 비원형 단면의 굽힘 강성  $S_B$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$S_B = \frac{C_6 A^2}{4\pi l^3} E\Phi_B^e \quad (29)$$

식 (29)를 사용하여 식 (28)의  $A$ 를 소거하면

$$m = \left[ \frac{4\pi l^5 S_B}{C_6} \right]^{1/2} \left[ \frac{\rho^2}{\Phi_B^e E} \right] \quad (30)$$

이 되고, 일정한 굽힘 강성  $S_B$ 조건하에서 부재의 단면 형상과 재료 변경에 의한 경량화 설계는 다음의  $M_4$ 를 최대

로 함으로써 얻어질 수 있다.

$$M_4 = \frac{[E\Phi_B^e]^{1/2}}{\rho} \quad (31)$$

동일한 단면 형상의 부재에 대하여 소재 대체에 의한 경량화 설계를 검토하는 경우에는  $\Phi_B^e$ 가 일정한 값을 가지므로  $E^{1/2}/\rho$ 가 최대값을 가지는 재료를 선택하면 된다. 그러나 단면 형상과 재료를 동시에 변화시켜서 경량화 설계를 얻고자 하는 경우에는 위의  $M_4$ 지수를 최대로 하는 형상 및 재료를 선택하여야 한다.

본 연구에서는 차체 제작시 사용될 수 있는 형상의 부재로서 (a)정사각형 단면부재, (b)박스형 단면부재, (c)앵글형 단면부재, (d)채널형 단면부재를 대상으로 하여 소재와 단면 형상 변경에 의한 경량화 효과를 비교한다. 그림 7은 경량화 비교에 사용된 단면 형상을 나타낸 것이다.

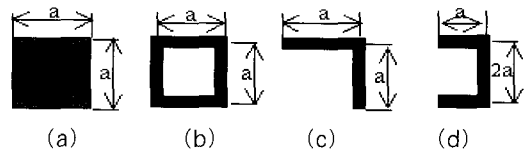


그림 7. 구조부재의 단면형상정의

정사각형 단면의 경우, 굽힘 강성을 고려한 형상인자  $\Phi_{B_r}^e$ 는 식 (27)로부터 다음과 같이 구해진다.

$$\Phi_{B_r}^e = \frac{\pi}{3} \quad (32)$$

이고, 얇은 박스형 단면의 경우에는

$$\Phi_{B_b}^e = \frac{\pi}{6} \frac{a}{t} \quad (33)$$

이며, 얇은 앵글형 단면의 경우에는

$$\Phi_{B_a}^e = \frac{\pi}{24} \left( \frac{5a}{t} + \frac{2t}{a} \right) \quad (34)$$

이다. 또한 얇은 채널형 단면의 경우에는

$$\Phi_{B_c}^e = \frac{\pi}{24} \left( \frac{16a}{t} + \frac{t}{a} \right) \quad (35)$$

로 구해진다. 단면 치수에 비하여 두께( $t$ )가 너무 얇으면 국부 좌굴 현상이 발생할 수 있으므로  $a/t$ 는 일정한 값 이하로 제한된다. 여기에서는  $a/t = 10$ 으로 가정하여 각 단면형상에 대한  $M_4$  인자를 비교한다. 식(31) - (35)로부터 정사각형 단면의 경우 ( $\Phi_{B_r}^e = 1.047$ ),

$$M_{4r} = 1.023 \frac{E^{1/2}}{\rho} \quad (36)$$

박스형 단면의 경우 ( $\Phi_{bb}^0 = 5.236$ ),

$$M_{4b} = 2.288 \frac{E^{1/2}}{\rho} \quad (37)$$

앵글형 단면의 경우 ( $\Phi_{ba}^0 = 6.571$ ),

$$M_{4a} = 2.563 \frac{E^{1/2}}{\rho} \quad (38)$$

채널형 단면의 경우 ( $\Phi_{bc}^0 = 20.957$ ),

$$M_{4c} = 4.578 \frac{E^{1/2}}{\rho} \quad (39)$$

가 된다. 식(30), (36)~(39)로부터 동일한 재료인 경우, 박스형 단면, 앵글형 단면, 채널형 단면은 정사각형 단면에 비하여 각각 2.237, 2.505, 4.475배의 경량화 효과가 있다. 표 4의 대표적인 재료에 대하여 굽힘강성 조건하에서 단면 형상에 대한 소재대체 경량화 특성을 분석하면 표 5와 같다.

표 4 여러 가지 재료의 물성치

Material Shape	Density kg/m <sup>3</sup>	Young's Modulus GPa	Yield Strength MPa	Tensile Strength MPa	Elongation on 50mm %	Fatigue Strength 10 <sup>6</sup> cycles(MPa)
Carbon Steel BS 1449 IS 43/25	7800	210	250	430	23	193~313
Austenitic Stainless Steel AISI type 301LN	8000	200	350	650~850	35	190~435
Aluminium alloy BS 1470 6082/T6	2700	69	240	295	8	124
Class-Epoxy Composite (Unidirection)	1600~ 1950	35~ 45	300~ 1100	300~ 1100	2~3	255~ 765
Carbon-Epoxy Composite (Unidirection)	1480~ 1550	200~ 240	500~ 1600	500~ 1600	1~2	425~ 1110

표 5로부터 굽힘 강성을 제한 조건으로 하여 부재의 형상과 소재를 변경하는 설계에 있어서, 채널형 단면의 탄소 복합재 부재는 정사각형 단면의 강재 부재에 비하여 22~25배 정도의 경량화 효과가 있음을 알 수 있다. 또한 단면 형상의 경우, 원형단면, 사각형 단면, 박스형 단면, 앵글형 단면, 채널형 단면의 순서로, 재료의 경우에는 스테인레스 강, 강재, 알루미늄 합금, 유리섬유 복합재, 탄소섬유 복합재의 순서로 경량화 효과가 있다.

표 5 재료와 단면형상에 따른  $M_4$  값

Materials	Carbon steel	Stainless steel	Al-alloy (6082)	G/epoxy (uni-dir.)	C/epoxy (uni-dir.)
$M_{4r}(\text{GPa})^{1/2}/(\text{Mg}/\text{m}^3)$	1.901	1.808	3.147	3.104-4.289	9.334-10.708
$M_{4b}(\text{GPa})^{1/2}/(\text{Mg}/\text{m}^3)$	4.140	3.938	6.854	6.760-9.341	20.328-23.321
$M_{4a}(\text{GPa})^{1/2}/(\text{Mg}/\text{m}^3)$	4.762	4.531	7.885	7.776-10.746	23.385-26.828
$M_{4c}(\text{GPa})^{1/2}/(\text{Mg}/\text{m}^3)$	8.505	8.093	14.084	13.889-19.194	41.769-47.92

### 3.2.2 단면형상과 좌굴강도를 고려한 소재대체 설계

골조 부재중 큰 압축 하중을 받는 floor bracket, centre beam, belt rail, stiffener, side post, cantrail, roof beam 등은 좌굴 붕괴에 의하여 구조적 기능을 상실하는 경우가 발생할 수 있다. 이러한 좌굴 붕괴 특성은 부재의 단면 형상과 재료의 특성에 큰 영향을 받은 설계 요소로서 경량화 설계의 중요한 고려 사항이다.

원형 단면보 부재의 오일러 좌굴 하중(Euler buckling load)을 구하면 다음과 같다.

$$F_{co} = \frac{n^2 \pi^2 EI_o}{l^2} \quad (40)$$

여기서  $I_o = A^2/4\pi$ 이고 n은 보끝단의 경계 조건에 의하여 결정되는 상수이다. 그리고 비원형 단면보의 오일러 좌굴하중은 다음과 같이 나타내어진다.

$$F_c = \frac{n^2 \pi^2 EI}{l^2} \quad (41)$$

굽힘 강성의 경우와 동일한 방법으로 좌굴강도에 대한 비원형 단면보의 형상 ( $\Phi_B^b$ )인자를 정의하면 다음과 같다.

$$\Phi_B^b = \frac{F_c}{F_{co}} = \frac{4\pi I}{A_2} \quad (42)$$

식 (42)로부터 좌굴 강도에 대한 형상 인자는 식 (27)의 굽힘 강성에 대한 것과 동일하게 구해진다. 따라서 앞에서 구한 굽힘 강성에 대한 부재 단면형상 및 소재대체 경량화 설계의 경우와 같은 절차, 즉 식(28)-(30)의 과정을 사용하면, 좌굴강도를 고려한 단면형상 및 소재대체 경량화 설계의 지수도  $M_4$ 와 동일하게 구해진다. 이러한 결과는 차체의 골조 부재의 경우에는 굽힘 강성을 고려한 설계의 경우와 좌굴 강도를 고려한 설계의 경우가 형상 및 소재변경을 통한 경량화 설계에서 동일하게 취급될 수 있음을 보여준다. 그러므로 앞에서 구한 표 5의 결과는 좌굴강도를 고려한 형상 및 소재 대체 설계에도 그대로 적용될 수 있다.



3.2.3 단면형상과 굽힘강도를 고려한 소재대체 설계

Cross beam, centre beam, floor stiffener, carline, body bolster 등 과 같이 국부적으로 큰 굽힘 모멘트를 받는 골조 부재는 내구성을 확보하기 위하여 충분한 굽힘 강도를 가져야 한다. 이러한 굽힘 강도는 앞에서 서술한 굽힘 강성의 경우와 마찬가지로, 소재의 성질뿐만 아니라 부재의 단면형상에도 크게 의존하므로, 소재대체 설계시, 단면형상도 중요한 변수로 취급되어야 한다.

원형 단면부의 굽힘파손 하중은 다음과 같이 나타내어진다.

$$F_{fo} = C_7 \frac{I_0}{y_{m0}} \frac{\sigma_f}{l} \tag{43}$$

여기서  $\sigma_f$  항복응력이고,  $y_{m0}$ 는 중립면에서 가장 먼 곳에 위치하는 질점까지의 수직거리로서 여기서는 반경  $r$ 이다. 또한 비원형 단면부의 굽힘 파손 하중은 다음과 같다.

$$F_f = C_7 \frac{I}{y_m} \frac{\sigma_f}{l} \tag{44}$$

$y_m$ 는 중립면에서 가장 먼 곳에 위치하는 질점까지의 수직 거리이다. 굽힘 강도를 고려한 비원형 단면 부재의 형상인자  $\Phi_B^f$  를 다음과 같이 정의한다.

$$\Phi_B^f = \left(\frac{F_f}{F_{fo}}\right)^2 = \frac{16\pi I^2}{y_m^2 A^3} \tag{45}$$

길이  $l$ , 단면적  $A$ , 굽힘 강도  $F_f$ 인 비원형 단면 부재의 소재 대체 경량화 설계는 다음의 최적화 문제로 표현할 수 있다.

$$\min[m = A\rho] \text{ for constant } F_f \tag{46}$$

식(46)에 식 (44), (45)를 대입하여  $A$ 를 소거하면 다음과 같은 관계식이 구해지고,

$$m = \left[\frac{4\pi^{1/2} F_f l}{C_7}\right]^{2/3} \left[\frac{\rho^{3/2}}{\Phi_B^f \sigma_f}\right]^{2/3} \tag{47}$$

일정한 굽힘 강도  $F_f$  조건하에서 부재의 단면 형상과 소재 대체에 의한 경량화 설계는 다음의  $M_5$ 를 최대로 함으로써 얻어질 수 있다.

$$M_5 = \frac{\Phi_B^f \rho^{2/3}}{\rho} \tag{48}$$

앞 절의 경우와 같이 정사각형 단면, 박스형 단면, 앵글

형 단면, 채널형 단면에 대하여 굽힘 강도의 형상인자  $\Phi_B^f$  와 지수  $M_5$ 를 구하고 강재, 스테인레스 강, 알루미늄 합금, 유리섬유 복합재, 탄소섬유 복합재에 대하여 소재대체 경량화 효과를 비교 분석한다.

정사각형 단면의 경우 굽힘 강도의 형상 인자  $\Phi_{Br}^f$ 은 식 (45)로부터 구해진다.

$$\Phi_{Br}^f = \frac{4}{9} \pi \tag{49}$$

이며, 박스형 단면의 경우는

$$\Phi_{Bb}^f = \frac{4\pi}{9} \cdot \frac{a}{t} \tag{50}$$

이다. 그리고 앵글형 단면의 경우에는

$$\Phi_{Ba}^f = \frac{\pi}{162} \cdot \frac{t}{a} \left(-\frac{5a}{t} + \frac{2t}{a}\right)^2 \tag{51}$$

이고, 채널형 단면의 경우는

$$\Phi_{Bc}^f = \frac{\pi}{144} \cdot \frac{t}{a} \left(-\frac{16a}{t} + \frac{t}{a}\right)^2 \tag{52}$$

이다. 앞의 단면형상과 굽힘강성을 고려한 소재대체 설계의 경우와 같이  $a/t = 10$  로 가정하여, 각 단면형상에 대한  $M_5$ 인자를 비교한다. 식 (48)-(52)로부터 정사각형 단면의  $M_5$ 인자는 ( $\Phi_B^f=1.396$ ),

$$M_{5r} = 1.118 \frac{\sigma_f^{2/3}}{\rho} \tag{53}$$

으로 구해지며, 박스형 단면은 ( $\Phi_{Bb}^f = 13.963$ )

$$M_{5c} = 2.408 \frac{\sigma_f^{2/3}}{\rho} \tag{54}$$

이고, 앵글형 단면의 경우는 ( $\Phi_{Ba}^f = 4.887$ )

$$M_{5a} = 1.697 \frac{\sigma_f^{2/3}}{\rho} \tag{55}$$

이다. 또, 채널형 단면은 ( $\Phi_{Bc}^f = 55.92$ )

$$M_{5c} = 3.824 \frac{\sigma_f^{2/3}}{\rho} \tag{56}$$

가 된다. 식(47), (53)-(56)으로부터 동일한 재료의 부재인 경우, 박스형 단면, 앵글형 단면, 채널형 단면은 정사각형 단면에 비하여 각각 2.154, 1.518, 3.420배의 경량화 효과가 있다. 일정 굽힘강도 조건하에서 부재의 단면

형상과 재료 대체를 이용한 경량화 설계를 비교하면 표 6 과 같다.

표 6 재질과 단면형상에 따른  $M_5$  값

Materials	Carbon steel	Stainless steel	Al-alloy (6082)	G/epoxy (uni-dir.)	C/epoxy (uni-dir.)
$M_5(\text{GPa})^{2/3}/(\text{Mg}/\text{m}^3)$	5.688	6.941	15.991	25.093-74.459	45.438-103.34
$M_{5r}(\text{GPa})^{2/3}/(\text{Mg}/\text{m}^3)$	12.251	14.950	34.442	54.046-160.37	97.866-222.58
$M_{5a}(\text{GPa})^{2/3}/(\text{Mg}/\text{m}^3)$	8.634	10.535	24.273	39.00-113.02	68.971-156.86
$M_{5c}(\text{GPa})^{2/3}/(\text{Mg}/\text{m}^3)$	19.456	23.740	54.697	87.88-254.68	155.42-353.46

표 6으로부터 굽힘강도 제한조건하에서 부재의 단면형상 및 소재대체 설계에서는 채널 단면의 탄소섬유 복합재료 부재가 사각 단면의 강재 부재에 비하여 27~62배 가량의 경량화 효과가 있음을 알 수 있다. 또한 단면 형상의 경우, 원형단면, 정사각형 단면, 앵글형 단면, 박스형 단면, 채널형 단면의 순서로, 소재의 경우, 강재, 스테인레스 강, 알루미늄 합금, 유리섬유 복합재료, 탄소섬유 복합재료 등의 순서로 경량화 효과가 크게 된다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 기존의 철도 차체 구조물에 경량소재를 적용하여 소재대체 설계를 할 때 효과적으로 차량의 경량화를 달성할 수 있는 개념설계 방법을 개발하고자 하였다.

본 연구의 주요 결과 및 결론은 다음과 같다.

- 1) 본 연구에서 개발한 소재 대체 경량화 설계 방법은 개념설계 단계에서 재료 변경에 의한 경량화 효과를 정량적으로 분석할 수 있는 수단을 제공해 준다.
- 2) 각 변형 모드에 대한 강성 및 강도 조건의 경량화 지수를 구함으로써 각 재료와 부재의 형상이 가지고 있는 기계적 특성과 장단점을 쉽게 분석할 수 있으며, 각 소재로 설계된 구조의 응답 특성을 사전에 예측할 수 있다.
- 3) 본 연구에서 검토한 경량화 재료인 스테인레스 강, 알루미늄 합금, GFRP, CFRP를 분석해보면,
  - 기존 재료인 강재의 경우, 주요 경량화 지수가  $M_1=27$ (전체구조의 굽힘강성 및 비틀림강성),  $M_2=32$ (전체구조의 굽힘강도),  $M_3=0.76$ (전체구조의 비틀림강도),  $M_{4r}=1.9$ (부재의 굽힘강성 및 좌굴강도),  $M_{5r}=5.7$ (부재의 굽힘강도) 임을 고려하면,
  - 스테인레스 강의 경우,  $M_2=44$ (강재 대비 138%)에 비하여  $M_1=25$ (93%),  $M_3=0.73$  (96%) 가

낮은 편이어서 승객 탑승시 차체의 처짐이 커지고 고유진동수가 낮아져 승차감(철도차량에서는 승차감을 위하여 1차 고유진동수를 10Hz이상으로 관리함)이 저하될 우려가 있으므로 높은 강도만큼의 경량화를 달성할 수 없다. 또한 개별 골조부재의 소재대체에서도  $M_{5r}=6.9$  (121%)에 비하여  $M_{4r}=1.8$ (95%) 이 낮으므로 경량화 효과는 줄어든다.

- 알루미늄 합금의 경우,  $M_2=89$ (278%)에 비하여  $M_1=26$ (96%)이 낮아서 스테인레스 강과 같이 굽힘 강성 저하로 인하여 경량화 효과가 크게 제한되므로, 전체 차체의 굽힘 강성을 크게 할 수 있는 기하학적 형상의 설계가 필요하다. 그러나 스테인레스 강과는 달리,  $M_3=1.5$ (197%)로 매우 크기 때문에 비틀림 강도에는 문제가 발생하지 않는다. 한편 개별 부재의 소재대체에는  $M_{4r}=3.1$ (163%),  $M_{5r}=16$ (281%)으로 높은 값을 가지므로 국부적으로 큰 굽힘 강성 및 강도, 좌굴 강도가 요구되는 경우에 좋은 경량화 효과를 얻을 수 있다.
- GFRP의 경우, 높은  $M_2=150\sim 250$ (최소 496%)에 비하여  $M_1=15\sim 20$ (최대 74%)이 너무 낮아서 전체 차체 구조에 사용한다면, 차체의 처짐이 커지고 고유진동수가 낮아져서 승차감에서 큰 문제가 발생할 것이다. 그러나  $M_3=1.6\sim 2.0$ (최소 211%)으로 높은 값을 가지므로, 차체의 굽힘 강성을 담당하는 주요 골조 부재가 아닌 내장 구조재, 내·외판 구조나 출입문 구조 등에 사용될 수 있을 것이다. 한편 개별 부재의 소재대체에서는,  $M_{4r}=3.1\sim 4.3$ (최소 163%),  $M_{5r}=25\sim 74$ (최소 439%)로 매우 큰 값을 가지므로 국부적으로 큰 굽힘 강성 및 강도, 좌굴 강도가 요구되는 경우 높은 경량화 효과를 얻을 수 있다.
- CFRP의 경우,  $M_1=30\sim 57$ (최소 111%),  $M_2=200\sim 350$ (최소 625%),  $M_3=2.2\sim 3.0$ (최소 289%),  $M_{4r}=9.3\sim 11$ (최소 489%),  $M_{5r}=45\sim 103$ (최소 789%)로  $M_1\sim M_5$ 가 모두 높기 때문에 경량화를 위한 가장 이상적인 재료이다. CFRP를 사용하면 획기적인 경량화를 달성할 수 있으나 재료비, 가공비, 리사이클링 문제 등이 있다. 그러나 고속 전철과 같이 고속화, 경량화, 고급화 추세가 계속되고, 이 분야의 기술이 고도화되면, 우수한 경량 재료로 각광받을 것이다.
- 단면 형상을 비교하면, 굽힘강성 및 좌굴강도 조건에서는 원형 단면, 정사각형 단면, 박스형 단면, 앵글형 단면, 채널형 단면의 순서로, 굽힘강도 조건에

서는 원형단면, 정사각형 단면, 앵글형 단면, 박스형 단면, 채널형 단면의 순서로 경량화 효과가 커지는데, 그 차이는 최대 3-4배 수준이다.

### 참 고 문 헌

1. Brocker, W and Rosenberger R. D., "Light-weight potentials in coach body structures of high-speed trains", *WCCR*, Vol. D, 1997, pp. 713~721
2. Swan D., Nev C. and Carruthers J., "Affordable Rail vehicles", *Bodyshells seminar of Advanced Railway Research Centre*, United Kingdom, 1994
3. 모지즈끼 아사히, "차량의 경량화", R.R.R., June, 1987, pp. 10~15
4. Suzuki Y., Sato K. and Akutsu K., "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
5. Matsuoka S. and Nakamura T., "Development of carbon fiber reinforced plastic carbody shell", *Proceedings of the International Conference on Speedup Technology for Railway and Maglev Vehicles*, Yokonamo, Japan, 1993
6. Dioter D., *Engineering design, a material and processing approach*, McGraw Hill, 1983
7. Lewis G., *Selection of engineering materials*, Prattice Hall, Inc., USA, 1990
8. Ashby M. F., *Materials selection in mechanical design*, Butterworth-Heinemann, OXFORD, 1999
9. Ashby M. F., "Multi-objective optimisation in material design and selection", *ACTA Materialia Millenium Issue*, Vol. 48, 2000, pp. 359~369
10. 임오강, 이경배, "상용프로그램을 사용한 트러스 구조물의 근사최적설계 GUI 환경개발", *전산구조공학회 논문집*, Vol. 16, No. 4, 2003 pp. 431~438