

셸형 차체 구조의 소재대체 개념설계에 대한 경량화 예측 기법

Weight-reduction prediction for the conceptual design of carbody with shell type sections using the material substitution technique

구정서* 조현직**
Jeong-Seo Koo* Hyun-Jik Cho**

ABSTRACT

In this paper is studied a theoretical approach to predict structural performances and weight reduction rates of a car-body with shell type sections in case that its materials have to be substituted. For the material substitution design of a car-body, bending, axial and twisting deformations are considered under constant stiffness and strength conditions, which utilize some new indices derived from a structural performance point of view. The developed indices to measure the weight reduction by the material substitution give good guidelines on conceptual design of car-bodies.

1. 서론

현재 철도차량은 승객 1인당 수송에 필요한 차량 중량이 항공기는 물론이고, 버스나 승용차보다 2배 이상 높아서¹⁾ 경량소재를 이용하여 대폭 경량화 할 필요가 있다. 최근 철도차량 소재가 기존의 강재에서 경량화에 유리한 스테인레스강, 알루미늄 합금재, 복합소재 등으로 변경되는 추세이며, 소재대체에서 발생하는 구조적 문제점,^{2,3)} 경량화 효과,^{1,3)} 복합소재 응용기술^{4,5)} 등에 대하여 많은 연구가 이루어지고 있다. 그러나 소재대체설계 검토 단계에서 어떤 소재를 적용하면 기계적 특성 저하 없이 어느 정도의 경량화를 달성할 수 있는지를 예측할 수 있으면 합리적 소재 선정에 매우 유용할 것이다. 따라서 철도차량 소재대체설계 단계 초기에 활용할 수 있도록 소재 선정을 최적화하는 체계적인 접근방법 개발이 필요하다.

철도차량의 소재대체 설계시, 개념설계단계에서부터 적용할 소재의 특성과 그 특성이 설계 후 구조의 기계적 응답에 미칠 영향을 사전에 분석하고,^{6,7)} 경량화 효과를 예측할 수 있는 기술⁸⁾ 개발하면, 상세설계단계에서의 설계 수정을 최소화할 수 있을 뿐만 아니라 다양한 경량소재에 대하여 전체적인 비교우위를 계량적으로 분석할 수 있어서 궁극적으로 경량소재를 적용한 최적화를^{9,10)} 달성할 수 있다.

본 논문에서는 알루미늄 압출재 구조나 복합재 구조와 같이 질량이 분포된 셸형 구조로 된 철도차량 차체에 경량소재를 적용하여 설계를 검토할 때, 고려하고 있는 소재의 기계적 성질이 차체구조의 경량화에 미치는 영향과 그 정도를 정량적으로 분석하여 경량화된 차체구조 개념설계를 도출하기 위한 이론적 접근 방법을 제시한다. 즉 개념 설계 단계에서 차체를 단순화된 사각 tube 모델로 가정하여 굽힘강

* 정회원, 서울산업대학교 철도전문대학원 철도차량시스템공학과 교수, 공학박사

E-mail : koojs@snut.ac.kr

TEL:(02)970-6878 FAX:(02)948-1651

** 정회원, 서울산업대학교 철도전문대학원

성, 굽힘강도, 수직 전단 하중, 비틀림 강성을 고려한 이론식으로 지붕구조, 벽구조, 하부구조의 판 두께를 계산하는 이론적 수식을 도출하고 CFRP, GFRP, AL압출재 등 차체구조 재료에 대하여 상대적인 경량화 효과와 구조강도 측면에서의 장단점을 비교 평가한다.

2. 차체구조의 개념설계를 위한 이론식

2.1 기본가정 및 설계 조건

차체 구조 설계시 기본적으로 고려되어야 할 사항으로 강도와 강성에 관한 조건이 있다. 강도에 관한 조건은 차체에 발생하는 응력들이 허용응력범위 안에 있어야 한다는 조건으로 구조물의 정적인 안전성에 관한 것이다. 강성에 관한 조건은 차량 구조물의 동적인 안정성과 관련된 것으로 굽힘강성 및 비틀림 강성이 일정 수준에 도달하지 못하게 되면, 주행 중 진동이 유발되기 쉽고, 승차감을 나쁘게 되는 등 여러 가지 문제점이 발생한다.

차체구조 개념설계를 위한 단순화 모델로 Fig. 1과 같은 사각 tube를 고려해보자. 설계변수는 하부구조 (underframe) 두께(t_u), 지붕 두께(t_r), 측면벽 두께(t_w) 등이고, 이때 고려되는 하중은 압축하중(F_c), 수직분포하중(w), 비틀림 하중(T) 등이다. 이 단순 모델 차체구조의 개념 설계시 다음 사항들이 고려되어야 한다.

- 하부구조에 작용하는 압축하중(F_c)으로 발생하는 응력이 허용응력을 초과하지 말아야 한다.
- 수직분포하중(w)에 의해 발생하는 처짐이 최대허용치를 넘어서는 (또는 최소허용고유진동수 이하) 안 되며, 이 때 발생하는 응력도 허용응력을 넘어서도 안 된다.
- 비틀림하중(T)에 의해 과도한 비틀림이 발생해서는 안 되며, 비틀림에 의해 발생하는 응력이 허용응력 이내이어야 한다.

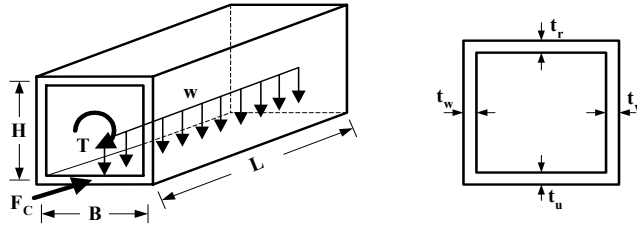


Fig. 1 Simplified carbody model and applied loads.

2.2 압축강도를 만족하는 하부구조 두께

먼저 압축하중이 하부구조에만 영향을 준다고 가정하면 쉽게 하부구조의 두께를 구할 수 있다. 하부구조에 작용하는 압축하중은 연결기를 통하여 전달되므로 연결기가 부착된 브라켓 넓이만큼의 폭에서 압축하중을 감당할 수 있어야 한다. 연결기 브라켓의 폭을 B^* 이라 하고 이 부분에 균일한 압축응력이 발생한다고 가정하면, 이때 발생하는 응력(σ)은 다음 식과 같다.

$$\sigma = \frac{F_c}{B^* t_u} \quad (1)$$

하부구조의 허용응력을 σ_f 라고 하면, 압축강도를 만족하기 위한 최소두께 t_u 는 식(2)와 같다.

$$t_u = \frac{F_c}{B^* \sigma_f} \quad (2)$$

2.3 굽힘강성을 만족하는 지붕 두께

차체가 수직하중을 받는 경우, Fig. 2와 같이 대차 볼스타 상부에서 단순지지되며 균일분포하중을 받는 보로 가정할 수 있다. Euler 보 이론에 의한 전단력 및 굽힘모멘트는 Fig. 3과 같다.

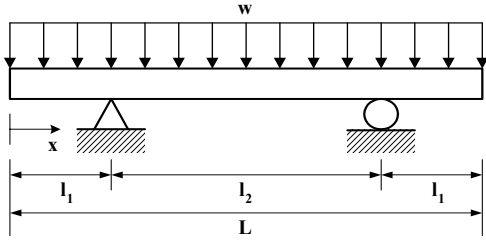
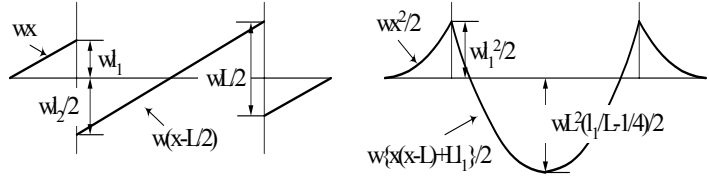


Fig. 2 Rectangular tube model for carbody



(a) shear force (b) bending moment

Fig. 3 Shear force and bending moment diagrams

Fig. 2와 같은 하중 및 경계조건을 갖는 보의 중앙부 처짐(δ)은 식(3)으로 표현된다.

$$\delta = \frac{w l_2^2}{384 EI} (5l_2^2 - 24l_1^2) \quad (3)$$

여기서 수직하중에 의한 차체 처짐의 허용치를 δ_d 라고 하면, 차체에 요구되는 최소 굽힘강성(EI)은 식(4)와 같이 표현된다.

$$EI = \frac{w l_2^2}{384 \delta_d} (5l_2^2 - 24l_1^2) \quad (4)$$

Fig. 1로부터 $H \gg t_u, t_r$ 임을 고려하면 차체단면의 이차면적모멘트 I 는 다음과 같이 구해진다.

$$I = \frac{BH^2[H(t_r + t_u)t_w + 2Bt_r t_u]}{2(Bt_r + Bt_u + 2Ht_w)} + \frac{H^3 t_w}{6} \quad (5)$$

식(4), (5)로부터 허용 처짐량이 δ_d 인 경우에 필요한 지붕구조 두께 t_r 은 다음과 같다.

$$t_r = \frac{3I_d B t_u + H t_w (H^3 t_w - B H^2 t_u + 6I_d)}{B(3B H^2 t_u + H^3 t_w - 3I_d)} \quad (6)$$

여기서 I_d 는 다음과 같이 정의된다.

$$I_d = \frac{w l_2^2}{384 E \delta_d} (5l_2^2 - 24l_1^2) \quad (7)$$

한편 굽힘강성은 고유진동수 조건에도 영향을 주는데 차체를 Fig. 3과 같이 단순보로 가정하여 구한 고유진동수 f (Hz)는 다음과 같다.¹²⁾

$$f = \frac{\pi}{2l_2^2} \sqrt{\frac{EIg}{w[1 + \frac{\pi^2}{6} (\frac{2l_1}{l_2})^3]}} \quad (8)$$

식(4)를 식(8)에 대입하여 EI 를 소거하면 고유진동수와 처짐량의 관계가 구해진다.

$$\delta_d = \frac{\pi^2}{512f^2} \frac{(5-24\beta^2)g}{(3+4\pi^2\beta^3)} \quad (9)$$

여기서 $\beta=l_1/l_2$ 이다.

따라서 최대허용 처짐량을 결정할 때, 차체의 허용 처짐량뿐만 아니라 최소 고유진동수까지 고려하면, 식(6)으로부터 차체의 처짐 조건과 고유진동수 조건을 동시에 만족시키는 굽힘강성 설계를 할 수 있다.

2.4 굽힘강도를 만족하는 지붕 두께

Fig. 1에서 밑면으로부터 정의한 중립면의 위치를 Y_N 이라고 하면, 중립면위 위치는 다음과 같다.

$$Y_N = \frac{H(Bt_r + Ht_w)}{B(t_r + t_w) + 2Ht_w} \quad (10)$$

차체를 tube형 단순보로 가정하여 수직굽힘하중에 의하여 지붕에 발생하는 응력을 구하면 다음과 같다.

$$\sigma = \frac{M(H - Y_N)}{I} \quad (11)$$

그런데 일반적으로 차체에서는 최대 굽힘응력이 차체중양부 지붕에서 발생하므로 이때의 응력을 허용응력(σ_f)으로 잡을 수 있다. 이 경우 차체중양부에 발생하는 굽힘모멘트는 다음과 같다.

$$M = -\frac{wL^2}{2} \left(\frac{l_1}{L} - \frac{1}{4} \right) \quad (12)$$

이식에서 M 는 σ_f 가 양의 값으로 정의될 수 있도록 양의 값(대차간 길이가 충분히 긴 경우로 가정)으로 정의되었다.

식(11)에 식(10)과 식(12)를 대입하고 지붕 두께(t_r)에 대하여 정리하면 다음 식이 구해진다.

$$t_r = \frac{3(Bt_u + Ht_w) - C_0 H^2 t_w (2Bt_u + Ht_w)}{C_0 B H (2Ht_w + 3Bt_u)} \quad (13)$$

여기서 $C_0 = \sigma_f / M$ 이다.

2.5 비틀림 강성을 만족하는 측면벽 두께

비틀림 하중(T)을 받는 얇은 tube의 단위길이당 비틀림각 θ 는 Bredt's law에 의해 다음과 같다.¹³⁾

$$\theta = \frac{T}{GJ} \quad (14)$$

여기서, G 와 J 는 각각 shear modulus와 단면의 극이차모멘트이다.

비틀림 하중에 의한 차체 비틀림각의 허용치를 ϕ , 비틀림 하중이 가해지는 두 지점 사이의 거리를 l 이라고 하면, 차체에 요구되는 최소 비틀림강성(GJ)는 다음 식과 같이 표현된다.

$$\phi = \frac{Tl}{GJ} \quad (15)$$

여기서 차체 단면의 극이차모멘트 J 는 다음과 같다.

$$J = \oint \frac{4A^2}{t} ds \quad (15a)$$

$$A = BH \quad (15b)$$

$$\oint \frac{1}{t} ds = B \left(\frac{1}{t_u} + \frac{1}{t_r} \right) + \frac{2H}{t_w} \quad (15c)$$

따라서 식(15)로부터 t_w 를 허용 비틀림각의 향으로 구할 수 있다.

$$\frac{1}{t_w} = \frac{2GB^2H\phi}{Tl} - \frac{B}{2H} \left(\frac{1}{t_u} + \frac{1}{t_r} \right) \quad (16)$$

2.6 비틀림 강도를 만족하는 지붕과 벽 두께

비틀림하중(T)을 받는 얇은 tube에 발생하는 전단흐름(q)은 다음과 같이 구해진다.

$$q = \frac{T}{2A} \quad (17)$$

여기서, A 는 식 (15b)와 동일하다. 이때 지붕과 측면벽에 발생하는 전단응력은 각각 다음과 같다.

$$\tau_r = \frac{T}{2BHt_r} \quad (18)$$

$$\tau_w = \frac{T}{2BHt_w} \quad (19)$$

식(18), (19)는 순수전단 응력상태이므로 Von Mises 항복조건을 적용하여 허용 전단강도를 구하면 다음과 같다.

$$\tau_r = \tau_w = \frac{\sigma_f}{\sqrt{3}} \quad (20)$$

따라서 비틀림 강도를 만족하는 지붕 및 측면벽의 최소 두께는 다음과 같이 구해진다.

$$t_r = t_w = \frac{\sqrt{3}T}{2BH\sigma_f} \quad (21)$$

2.7 수직전단강도를 만족하는 측면벽 두께

Fig. 3과 같이 수직전단하중은 차체의 지지점에서 최대가 된다. 이 때의 수직전단력 크기는 다음과 같다.

$$F_s = \frac{wL}{2} \quad (22)$$

이 하중에 의하여 측벽에 발생하는 전단응력은 다음과 같다.

$$\tau_w = \frac{wL}{4Ht_w} \quad (23)$$

여기서 식(23)은 순수전단 응력상태이므로 식(20)과 같이 Von Mises 항복조건을 적용하면 측벽의 최소 두께는 다음과 같이 구해진다.

$$t_w = \frac{\sqrt{3}wL}{4H\sigma_f} \quad (24)$$

3. 쉘형 차체구조의 소재대체 경량화 예측

3.1 압축강도를 고려한 소재대체 경량화

Fig. 1과 같이 가정된 tube형 차체에 대하여 일정한 압축강도조건을 적용한 소재대체경량화 설계는 다음 같이 중량을 최소화하는 문제가 된다.

$$\text{Min}(m = A_t L \rho) \text{ for constant } F_c \quad (25)$$

여기서 A_t 는 차체단면의 전체 소재 면적, L 은 차체의 길이, ρ 는 밀도를 나타낸다. 또 F_c 는 하부구조의 압축강도를 표시하는 매개변수(압축하중에 의하여 하부구조에 손상이 발생할 때의 작용하중)인데, 식 (1)으로부터 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_c = B^* \sigma_f t_u \quad (26)$$

이 식에 포함되어 있는 σ_f 는 허용압축응력을 나타낸다. 또 차체의 소재가 변경될 때, 차체의 강도나 강성을 일정하게 하기 위하여 차체의 두께를 변경하여야 하는데, 이 경우 하부구조, 벽구조, 지붕구조의 두께를 본래 차체구조와 같은 비율(α)로 변경하는 것으로 가정하면 다음과 같다.

$$t_u = \alpha t_{u0}, \quad t_w = \alpha t_{w0}, \quad t_r = \alpha t_{r0} \quad (27)$$

$$A_t = \alpha [B t_{u0} + B t_{r0} + 2H t_{w0}] = \alpha A_o \quad (28)$$

여기서 하첨자 o 는 소재대체 이전의 초기상태를 나타낸다. 식 (27)을 식 (26)에 대입하면,

$$F_c = \alpha B^* t_{u0} \sigma_f \quad (29)$$

가 된다. 식(28)과 식(29)를 식(25)에 대입하여 α 를 소거하면 다음과 같다.

$$m = \left[\frac{L A_o F_c}{B^* t_{u0}} \right] \left[\frac{\rho}{\sigma_f} \right] \quad (30)$$

여기서 A_o, L, B^*, t_{u0} 는 상수 값이므로, 차체의 어느 부위에도 손상이 발생하지 않는 F_c 에 대하여 차체

구조의 중량을 최소화하려면 다음에 정의된 지수를 최대로 하는 소재를 선택하는 것이다.

$$M_1 = \frac{\sigma_f}{\rho} \tag{31}$$

식(31)을 대수함수로 선형화 하면 다음과 같다.

$$\log \sigma_f = \log M_1 + \log \rho \tag{32}$$

식(32)을 분석하기 위해 각종 구조재료에 대하여 M_1 를 도식적으로 비교할 수 있도록 만든 대수 스케일의 차트를 이용할 수 있다. M. F. Ashby 등은^{8,14)} 각종재료의 여러 가지 성질 (밀도, 종탄성 계수, 항복 강도, 파손 강도, 열전도율, 열팽창 계수 등)에 대하여 대수 스케일로 된 차트를 제작하였다. M_1 를 최대로 하는 소재는 강도-밀도 차트^{8,14)}에서 찾을 수 있는데 그 선정과정을 Fig. 4에 나타내었다. 이 차트에서 $\sigma_f/\rho =$ 일정한 직선의 기울기에 평행한 사선을 그어서, 이 사선을 기준으로 최상단에 위치하는 재료를 사용할 때 최대 경량화 효과를 얻을 수 있다.

차체구조 설계 시 요구되는 재료 특성은 우수한 강성뿐만 아니라 강도, 내충격성, 내부식성, 가격, 가공성 등 여러 가지 특성이 동시에 필요하므로, 현실적으로 검토될 수 있는 재료는 자동차나 항공기에 적용되는 FRP, Al합금, Ti합금, 강재, Mg합금 등이다. 또 하부구조에 대하여 일정 압축강도 조건하에서 구한 각 소재의 경량화 정도를 비교하면 Table 1과 같다.

Table 1의 결과를 보면 하부구조의 압축강도에 대해서는 강재, 스테인레스 강(SUS), Mg 합금, Al 합금, Ti합금, GFRP, CFRP등의 순서로 비강도가 높다. 보통 강재와 비교할 때 스테인레스 강은 137%, Al 합금은 278%, 그리고 Ti합금, GFRP, CFRP등은 400% 이상의 우수한 비강도 특성을 가진다. 이 중에서 CFRP가 경량화에 가장 효과적이다.

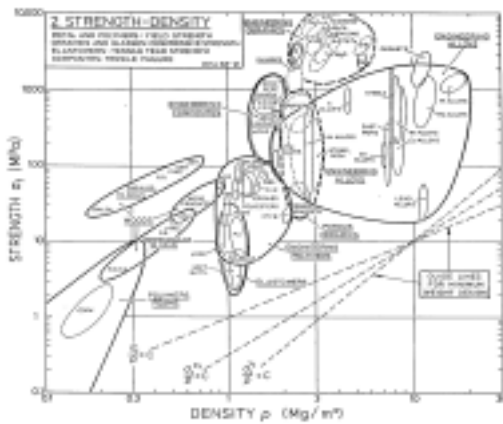


Fig. 4 Strength and density diagram

Table 1 M_1 values of typical materials

차체 소재	M1(MPa m ³ /kg)	대표 소재의 M1	경량화 비율
강재	24-220	Carbon steel, M1 = 32 Stainless steel, M1 = 44	0% 42%
Ti합금	120-220	Ti6Al-4V, M1 = 205	84%
Al합금	12-220	6082-T6, M1 = 89	64%
CFRP	200-350	C/E (0/90/±45), M1 = 326	90%
GFRP	150-250	M1 = 200	84%
Mg합금	50-170	M1 = 110	71%

3.2 굽힘강성을 고려한 소재대체 경량화

차체의 굽힘 강성은 굽힘고유진동수와 처짐량에 직접적으로 영향을 미친다. 객차의 경우 굽힘고유진동수가 10Hz이상을 유지하여야 하며, 처짐량도 만차 하중에서 대차 지지점간 거리의 1/1000을 넘지 않아야 한다.

일정 굽힘 강성 조건하에서 소재대체 경량화설계는 다음과 같이 부재 전체 중량을 최소화하는 문제로 표현할 수 있다. 즉,

$$\text{Min}(m = A_o L \rho) \text{ for constant } S_B \quad (33)$$

식(33)의 S_B 는 차체구조의 굽힘 강성을 나타내는 매개변수인데, 식(4)로부터 다음과 같다.

$$S_B = \frac{EI}{D_1} \quad (34)$$

$$D_1 = \frac{l_2^3}{384} \left[5 - 24 \left(\frac{l_1}{l_2} \right)^2 \right] \quad (34a)$$

여기서 D_1 와 l_2 (전후 대차 중심부 사이의 거리)는 상수이다. 또 차체의 소재가 변경될 때, 차체의 강성을 일정하게 하기 위하여 차체의 두께를 변경하여야 하는데, 이 두께 비례상수 α 를 고려하면, 단면 중심에 관한 단면 2차 모멘트 I 는 다음과 같이 나타내어진다.

$$I = \frac{BH^2[H(t_r+t_u)t_w+2Bt_r t_u]}{2(Bt_r+Bt_u+2Ht_w)} + \frac{H^3 t_w}{6} = \alpha I_o \quad (35)$$

여기서 I_o 는 소재대체 설계 이전의 초기 설계에 관한 단면 2차 모멘트이다.

식(35)를 식(34)에 대입하면 다음과 같다.

$$S_B = \frac{\alpha I_o E}{D_1} \quad (36)$$

식(36)에서 소재가 변경되어도 α 와 E 값만 변경되고 다른 값들은 변하지 않는다. 식(28)과 식(36)을 식(33)에 대입하여 두께 비례상수인 α 를 소거하면 다음과 같이 표현된다.

$$m = \left[\frac{S_B A_o L D_1}{I_o} \right] \left[\frac{\rho}{E} \right] \quad (37)$$

여기서 A_o, L, D_1, I_o 는 상수 값이므로, 일정한 S_B 에 대하여 차체구조의 중량을 최소화하려면 다음의 지수 M_2 를 최대로 하는 재료를 선정하면 된다.

$$M_2 = \frac{E}{\rho} \quad (38)$$

대수 함수를 도입하면 식(38)이 선형화 된다.

$$\log E = \log M_2 + \log \rho \quad (39)$$

식(39)의 관계를 이용하면, 종탄성계수-밀도 차트로부터 소재 대체 설계시의 경량화 비율을 구할 수 있다. Fig. 5는^{8,14)} 차트를 이용하여 경량화 재료를 비교 선정하는 방법을 나타낸 것이다.

강재, Al합금, Ti합금, Mg합금, FRP 복합재 등에 대하여 M_2 를 구하면 Table 2와 같다. 차체구조의 굽힘 변형의 경우, 보통 강재와 비강성을 비교하면 스테인레스 강, Ti합금, Al합금, Mg합금 등은 92% 수준으로 약간 부족하며, GFRP는 70-80%정도로 상당히 부족하고, CFRP는 155%정도로 우수하다.

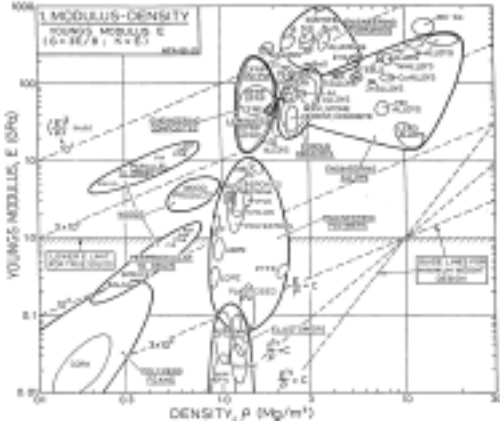


Fig. 5 Young's modulus and density diagram

Table 2 M2 values of typical materials

차체 소재	M2 (GPa ^m /Mg)	대표소재의 M2	경량화 비율
강재	23-28	Carbon steel, M2=27 Stainless steel, M2=25	0% -8%
Ti합금	24-27	Ti6A1-4V, M2=26	-3.8%
Al합금	23-27	6082-T6, M2= 26	-3.8%
CFRP	30-57	C/E (0/90/±45), M2=42	35.7%
GFRP	15-20	M2=17	-58.7%
Mg합금	22-24	M2=23	-17.4%

3.3 굽힘강도를 고려한 소재대체 경량화

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.

$$\text{Min}(m = A_o L \rho) \text{ for constant } F_f \quad (40)$$

여기서 F_f 는 차체 구조의 굽힘 강도를 표시하는 매개 변수(굽힘 모멘트에 의하여 차체의 어느 부위에 항복강도 또는 피로강도 이상의 응력이 발생할 때의 작용하중으로 여기서는 wL 로 정의)인데, 식(11)과 식(12)로부터 다음과 같다.

$$F_f = \frac{I}{D_2} \frac{\sigma_f}{(H - Y_N)} \quad (41)$$

$$D_2 = -\frac{1}{2} \left(l_1 - \frac{L}{4} \right) \quad (41a)$$

이다. 이 식에 포함되어 있는 D_2 , I , Y_N 은 상수이다. 여기서 Y_N 은 밑면에서 차체단면 중립면까지의 높이인데, 식 (10)과 같다. 식 (41)에 식(28)과 식(35)를 대입하고 모든 상수항을 D_3 로 간단히 나타내면,

$$F_f = D_3 a I_o \sigma_f \quad (42)$$

가 된다. 식(42)를 식(40)에 대입하여 a 를 소거하면 다음과 같다.

$$m = \left[\frac{L A_o F_f}{D_3 I_o} \right] \left[\frac{\rho}{\sigma_f} \right] \quad (43)$$

여기서 A_o , L , D_3 , I_o 는 상수 값이므로, 차체의 어떤 부위에서도 항복이 발생하지 않는 F_f 에 대하여 차체 구조의 중량을 최소화하려면 다음에 정의된 지수를 최대로 하는 소재를 선택하는 것이다.

$$M_1 = \frac{\sigma_f}{\rho} \quad (44)$$

식 (44)는 식(31)과 동일하므로 앞에서 기술한 압축강도에 관한 소재대체 설계와 동일하다.

3.4 비틀림 강성을 고려한 소재대체 경량화

차체의 비틀림 강성은 주행중 좌우 방향의 비틀림 진동과 승차감에 영향을 미치므로 차체 구조의 설계 시 고려해야 하는 요소이다. Fig. 1과 같은 차체 단면에 비틀림 모멘트가 작용할 때, 전단흐름이 발생한다. 이 전단흐름에 대하여 일정한 비틀림 강성을 가져야 한다는 조건하에서 재료 선정을 최적화하는 문제는 다음과 같다.

$$\text{Min}(m = A \rho L) \text{ for constant } S_T \quad (45)$$

여기서 S_T 는 차체 구조의 비틀림 강도를 표시하는 매개 변수(차체의 비틀림각이 최대 허용치 도달하게 되는 비틀림 모멘트 값)인데, 식(15)로부터 다음과 같이 구해진다.

$$S_T = \frac{\phi}{l_2} GJ \quad (46)$$

여기서 ϕ 은 차체의 최대 허용 비틀림 량이고, l_2 는 전후 대차 중심부 사이의 거리이다. 또 차체의 소재가 변경될 때, 차체의 비틀림 강성을 일정하게 하기 위하여 두께를 변경할 때 식(27)과 같이 일정한 비례(α)로 하면, 차체단면의 극2차모멘트 J 는 식(15a)로부터 다음과 같이 구해진다.

$$J = \frac{4B^2 H^2 t_r t_u t_w}{B(t_r + t_u)t_w + 2Ht_r t_u} = \alpha J_o \quad (47)$$

여기서 J_o 는 소재대체 설계 이전의 초기 설계에 대한 차체단면의 극2차모멘트이다.

식(47)을 식(46)에 대입하고 이 때 계산되는 상수항을 D_4 로 정의하여 나타내면 다음과 같다.

$$S_T = D_4 \alpha J_o G \quad (48)$$

$$D_4 = \frac{\phi}{l_2} \quad (48a)$$

식(48)에서 소재가 변경되면 α 와 G 값만 변경되고 다른 값들은 변하지 않아야 한다.

식(28)과 식(48)을 식(45)에 대입하여 두께 비례상수인 α 를 소거하면 다음과 같다.

$$m = \left[\frac{S_T A_o L}{D_4 J_o} \right] \left[\frac{\rho}{G} \right] \quad (49)$$

여기서 A_o, L, C_5, J_o 는 상수 값이므로, 일정한 S_T 에 대하여 차체 구조의 중량을 최소화하려면 다음의 지수 M_3 를 최대로 하는 재료를 선정하면 된다.

$$M_3 = \frac{G}{\rho} \quad (50)$$

그런데 전단계수 G 는 종탄성계수 E 의 항으로 나타낼 수 있으므로 식(50)은 M_2 를 최대로 하는 재료를 선정하는 것과 동일한 문제가 되어, Table 2의 결과와 동일하다.

3.5 비틀림 강도를 고려한 소재대체 경량화

차체 단면에 비틀림 모멘트가 작용할 때 전단흐름이 발생하며, 이 전단흐름에 대하여 일정한 비틀림 강도를 가지는 조건을 고려하여 재료 선정을 최적화하는 문제는 다음과 같이 표현된다.

$$\text{Min}(m = A \rho) \text{ for constant } T_f \quad (51)$$

여기서 T_f 는 차체 구조의 비틀림 강도를 표시하는 매개 변수(비틀림 모멘트에 의하여 차체의 어느 부위에 항복강도 또는 피로강도 이상의 응력이 발생할 때의 비틀림 하중)인데, 식(21)로부터 다음과 같이 구해진다.

$$T_f = \frac{2BH\sigma_f t_i}{\sqrt{3}} = \frac{2BH\sigma_f \alpha t_{i0}}{\sqrt{3}}, \quad (i = u, r, w) \quad (52)$$

식(52)에서 소재가 변경되면, α 와 σ_f 값만 변경되고 다른 값들은 변하지 않는다. 식(28), (52)를 식(51)에 대입하여 두께 비례상수 α 를 소거하면 다음과 같다.

$$m = [D_5 L T_f] \left[\frac{\rho}{\sigma_f} \right] \quad (53)$$

여기서 D_5, L 는 상수 값이므로, 차체의 어느 부위에서도 항복이 발생하지 않는 T_f 에 대하여 차체 구조의 중량을 최소화하려면 다음에 정의된 지수를 최대로 하는 소재를 선택하여야 한다.

$$M_1 = \frac{\sigma_f}{\rho} \quad (54)$$

식 (54)는 식(31)과 동일하므로 앞의 압축강도에 관한 소재대체 설계와 동일하다.

3.6 실제 차체구조설계의 적용성 검토

식(2), (6), (13), (16), (21), (24)를 이용한 단순 차체 모델의 치수설계 절차는 다음과 같다. 먼저 압축하중이 차체 하부구조에만 영향을 준다고 가정하고 압축강도를 만족하는 하부구조의 두께를 결정한다. 그 다음 측면벽을 배재하고 하부구조와 지붕만을 고려하여 굽힘강성 및 강도를 만족하도록 지붕의 두께를 결정한다. 마지막으로 비틀림강성 및 강도를 만족하도록 하는 측면벽의 두께를 결정한다. 일단 초기 치가 구해지면 구조 설계식에 의하여 각 두께를 개선시킬 수 있다. 이렇게 구한 하부구조, 지붕, 벽 등의 두께는 개념설계단계에서 사용할 수 있는 구조체의 평균 두께인데 구조의 국부적인 강성이나 강도를 높이기 위하여 알루미늄 압출재나 샌드위치 복합재와 같이 설계시 다양한 단면 형상을 적용할 수 있다. 단순 모델로 구한 하부구조나 지붕구조 및 벽구조의 경우, 하중이 집중되는 부위에 브라켓을 설치하거나 출입문이나 창문, 공조시스템 등을 위하여 다수의 cut-out 을 설계할 수 있다. 이러한 cut-out은 기본 설계단계에서 보강재로 구조적인 보강을 하게 되지만 대체적으로 지붕이나 벽구조의 강성과 강도가 약해진다. 이러한 강도 및 강성의 저하는 cut-out의 개수, 크기에 따라 달라지는데, 기본설계 단계에서 응력집중이나 강성 저하를 일정 비율로 적용하여 평균 두께를 증가시키면 cut-out에 의하여 구조가 약해지는 것을 완화할 수 있다. 그럼에도 불구하고 본 연구에서 사용한 단순 tube 모델은 이러한 국부적 구조강도 문제를 정량적으로 다룰 수 없는 한계를 가지고 있다. 그러나 이러한 단순 tube 모델의 적용은 소재대체 경량화를 예측하는 데는 큰 문제가 되지 않는다. 왜냐하면, 앞에서 다양한 강도 및 강성 조건에 대하여 구한 소재대체 경량화 지수가 강도는 M_1 , 강성은 M_2 로 통일되는 특성을 갖기 때문이다. 즉 브라켓이나 cut-out이 존재하더라도 동일한 치수와 배열로 이루어진 구조의 경우, 동일한 하중조건하에서는 소재의

이방성만 무시하면 유사한 응력 분포와 강성 분포를 가지며, 경량화 지수 M_1 , M_2 도 소재 특성이나 응력만의 함수이기 때문이다.

실제구조를 대상으로 소재대체를 실시할 때, 먼저 설계를 지배하는 제한조건이 굽힘강성, 굽힘강도, 수직전단 강도, 비틀림 강도 및 강성 중 어떤 것이지를 분석한 후 다음으로 근접한 설계제한 조건과 설계여유를 감안하면 소재대체에 의한 경량화 효과를 예측할 수 있다. 소재대체 경량화외에 추가적인 경량화를 달성하려면 구조 배열을 변경하고 브라켓을 추가하여 응력 집중을 완화하거나 강성(I , J 값)을 키우는 설계를 하여야 한다.

예를 들어 어떤 보통 강재차체에서 굽힘 강도가 설계제한 조건을 정확하게 만족시키고 굽힘 강성이 설계제한 조건에서 20%의 여유가 있으며 다른 강성 및 강도 조건은 충분히 여유가 있는 경우, Table 3 과 같이 소재대체에 의한 경량화를 예측할 수 있다.

Table 3 An example for predictions of weight reduction

차체소재	강도(M1)	강성(M2)	굽힘 강도 여유	굽힘 강성 여유	경량화비율
강재	32	27	0%	20%	0%
SUS강	44	25	72%	11%	10%
Ti합금	205	26	540%	15%	13%
Al합금	89	26	178%	15%	13%
CFRP	326	42	918%	86%	46%
GFRP	200	17	525%	-25%	-32%
Mg합금	110	23	243%	2%	2%

위 사례에서 보듯이 기존 차체를 대상으로 소재대체 경량화 효과를 예측하려면 구조 해석 등을 이용하여 먼저 기존 설계에 대한 각종 강도 및 강성의 여유를 계산하여야 한다. 그리고 고려 중인 대체소재에 대하여 강도 및 강성의 여유를 산출 비교하여 둘 중 낮은 여유가 경량화 설계를 지배하는 것으로 결정한다. 본 사례의 경우, 대부분의 대체소재가 높은 강도여유를 가짐에도 불구하고 낮은 강성여유 때문에 큰 경량화가 어렵다. 특히 GFRP의 경우에는 굽힘강성조건을 만족시키려면 중량을 오히려 증가시켜야 한다. CFRP의 경우 높은 강성으로 46% 정도의 경량화가 가능하다. 여기서 소재대체 경량화외에 추가적인 경량화를 원한다면 굽힘강성 (I)이 커지도록 중립면에서 먼 곳에 소재를 많이 분포시켜야 한다.

5. 결 론

본 연구의 주요 결과 및 결론은 다음과 같다.

- 1) 본 연구에서 개발한 소재 대체 경량화 지수는 개념설계 단계에서 소재 변경에 의한 경량화 효과를 정량적으로 분석할 수 있는 수단을 제공해 준다.
- 2) 각종 변형에 대한 강성 및 강도 조건의 경량화 지수를 분석하면 소재의 기계적 특성과 장단점을 알 수 있으며, 각 소재로 설계된 차체의 기계적 응답 특성을 사전에 예측할 수 있다.
- 3) 기존 재료인 강재의 경량화 지수 $M_1 = 32$ (압축강도, 굽힘강도, 비틀림 강도), $M_2 = 27$ (굽힘강성, 비틀림강성) 과 스테인레스 강, 알루미늄 합금, GFRP, CFRP의 특성을 비교하면 다음과 같다.
 - 스테인레스 강의 경우, $M_1 = 44$ (137%)에 비하여 $M_2 = 25$ (92%)이 낮아서 강성 때문에 경량화가 제한적이며, 강성을 높이는 구조 설계가 필요하다.
 - 알루미늄 합금의 경우, $M_1 = 89$ (278%)에 비하여 $M_2 = 26$ (96%)이 낮아서 강성 저하로 인하여 경량화 효과가 제한되며, 강성을 크게 하는 구조 설계가 필요하다.
 - GFRP의 경우, 높은 $M_1 = 150 \sim 250$ (최소 496%)에 비하여 $M_2 = 15 \sim 20$ (최대 74%)이 너무 낮아서 과도한 처짐과 낮은 고유진동수로 승차감 문제가 발생할 수 있다. 그러나 M_1 이 높으므로, 차체의

- 강성을 담당하는 주요 골조가 아닌 내부 구조재, 내·외판 구조나 출입문 구조 등에 사용될 수 있다.
- CFRP의 경우, $M_1 = 200 \sim 350$ (최소 625%), $M_2 = 30 \sim 57$ (최소 111%) 로 M_1 과 M_2 가 모두 높기 때문에 경량화를 위한 가장 이상적인 재료이다. 재료의 리사이클 문제와 재료비가 고가인 것이 제약 요인이다.
- 4) 본 연구에서 개발한 단순 tube 모델에 대한 경량화 지수를 이용하면 실제 차체를 소재대체 설계할 때에도 강도 및 강성의 설계 여유를 산출하여 경량화 효과를 예측할 수 있다.

References

- 1) W. Brocker, R. D. Rosenberger, "Light Weight Potentials in Coach Body Structures of High-speed Trains", Proceedings of WCRR '97, Vol. D, pp. 713 -721, 1997.
- 2) D. Swan, C. Nev and J. Carruthers, "Affordable Rail Vehicles", Bodysells Seminar of Advanced Railway Research Center, United Kingdom, 1994.
- 3) N. Tagawa, H. Yamashiro, 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, pp. 477-481, 1993.
- 4) T. Suzuki, K. Sato, 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, pp. 65-72, 1993.
- 5) S. Matsuoka and T. Nakamura, "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) G. Dioter, Engineering Design, a Material and Processing approach, McGraw Hill, 1983.
- 7) G. Lewis, Selection of Engineering Materials, Praticce Hall, Inc., USA, 1990.
- 8) M. F. Ashby, Materials Selection in Mechanical Design, Butterworth-Heinemann, OXFORD, 1999.
- 9) M. F. Ashby, "Multi-objective Optimisation in Material Design and Selection," ACTA Materialia Millenium Issue, Vol. 48, pp. 359-369, 2000.
- 10) J. S. Koo and H. S. Jung, "A Study on Material Substitution Design and Evaluation Method for Structural Components of Rolling Stocks," KSAE, Vol. 12, No. 4, pp. 74 - 84, 2004.
- 11) P. Sirisalee, M. F. Ashby, G. T. Parks and P. J. Clarkson, "Multi-criteria Material Selection in Engineering Design," Advanced Engineering Materials, Vol. 6, pp. 84-92, 2004.
- 12) F. S. Tse, I. E. Morse and R. T. Hinkle, Mechanical Vibrations, Allyn Bacon, Inc. 1986.
- 13) E. F. Bruhn, Analysis & Design of Flight Vehicle Structures, S. R. Jacobs & Associates, Inc. 1973.
- 14) D. M. Chun, S. H. Ahn and J. D. Jang, "Construction of Web-based Material Database and Case Study of Material Selection for Automotive Engine Pulley," KSAE, Vol. 14, No. 4, pp. 107 - 114, 2006.