

알루미늄 압출재로 이루어진 철도차량 차체의 경량화를 위한 최적설계 방안 연구

한 순 우*† · 정 현 승*

* 한국철도기술연구원 구조연구실

Weight Reducing of Aluminum Extrusion Profiles of a Railway-Car Body Based on Topology and Size Optimization

Soon Woo Han*† and Hyun Seung Jung*

* Railway Structure Research Div., Korea Railroad Research Institute

(Received November 10, 2010 ; Revised December 13, 2010 ; Accepted December 17, 2010)

Key Words: Aluminum Railway Carbody(알루미늄 철도 차량 차체), Weight Reducing(경량화), Topology Optimization(위상최적화), Size Optimization(치수 최적화)

초록: 알루미늄 재질의 도시철도차량 차체의 경량화를 위해 이중 판재구조로 이루어진 철도차량용 알루미늄 압출재의 최적설계를 수행하였다. 위상최적설계 기법을 이용하여 알루미늄 차체에서 가장 큰 중량을 차지하는 하부 프레임 베이스 플레이트의 경량화된 위상을 도출하였고, 이를 기반으로 압출재 부재별 치수 최적화를 수행하였다. 하부 프레임 다음으로 큰 중량을 차지하는 측면 프레임 압출재에 대해서는 치수 최적화를 통하여 경량설계를 수행하였다. 최적설계안과 현재 설계의 최대발생응력과 최대변형량을 비교하여 최적설계결과의 타당성을 검증하였다. 이 과정을 통하여 언더프레임과 사이드프레임의 중량을 현재보다 평균 12% 줄일 수 있었고, 차체 전체로는 8.5%의 경량화 효과를 얻었다.

Abstract: In this study, we discussed the weight reducing of a urban railway-car body, in particular, of the Korean EMU, by optimizing topology and size of aluminum extrusion profiles. The heaviest parts of aluminum railway-car bodies, i.e., the base plate of underframe and side panels of side frame composed of double skin structures are considered for optimization. Topology optimization process is applied to obtain get an optimized rib structure for the base plate. The thickness of ribs and plates of the topologically optimized base plate and the existing side panel are also optimized by employing the size optimization process. The results are verified by comparing the maximum von Mises stresses and maximum deformation in the case of the existing design with those in the case of the optimized design. It is shown that the weight of a base plate and side panel can be reduced by 12% and that the weight of the whole car body can be reduced by 8.5%.

1. 서론

1.1 연구의 배경

철도는 다른 교통수단에 비해 운송 효율성은 높고 탄소 배출량은 낮은 교통수단이다. 그러나 유가의 급격한 상승 및 온실가스 감축 의무이행 등 외부 환경의 변화로 인해 철도의 운송 효율성 및 친환경성을 지속적으로 강화하기 위한 연구개발이 세계적으로 진행되고 있다. 그 중 하나로 들 수 있는 것은 철도차량의 경량화인데 이를 통

해 공해물질 배출량 및 에너지 소모량의 추가적인 저감이 가능하므로 철도 선진국에서는 철도차량 경량화에 대한 장기적인 전략을 세워 추진 중에 있다.

이러한 시대적 요구를 반영하기 위해 국내에서도 차체, 대차, 내장품 및 전장품 등 철도 차량 전반의 종합적인 경량화 연구를 수행하고 있다. 차체의 경량화를 위해서는 여러 대안을 모색하고 있는데, 그 중 하나로 알루미늄 차체의 경량화 방안을 강구하고 있다. 본 연구는 그를 위해 위상 최적설계 및 치수 최적설계 기법을 이용한 알루미늄 차체의 경량설계에 대해 논의하고자 한다.

† Corresponding Author, scarus@krri.re.kr

© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

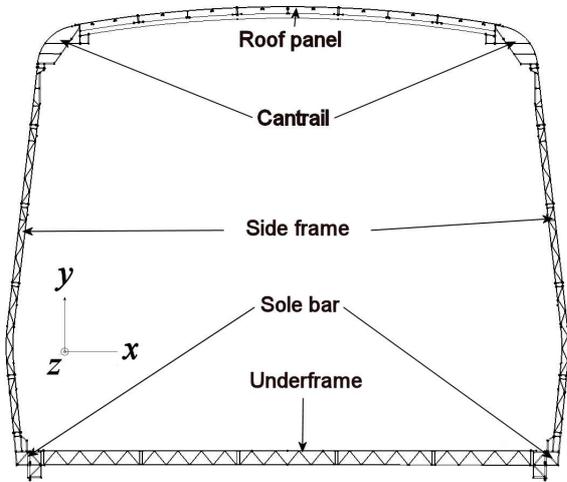


Fig. 1 Cross sectional diagram of K-EMU carbody

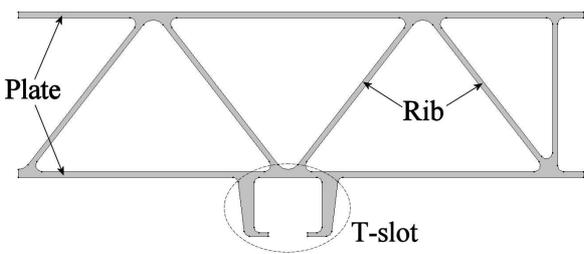


Fig. 2 Double skin structure of underframe of K-EMU

스테인리스 철도차량에 비해 알루미늄 차량은 소재 자체가 가벼워 경량화 측면에서 유리하며 제작공정이 단순하다는 장점을 갖고 있어서 해외에서는 오래전부터 사용되어 왔으며,⁽¹⁾ 국내에서는 1998년에 개발한 한국형 표준전동차(Korean EMU: 이하 K-EMU)에서 도입되어⁽²⁾ 현재 광주지하철, 대전지하철 및 공항철도 차량에서 사용되고 있다.

Fig. 1에는 K-EMU 알루미늄 차체에서 전체 차량 중량의 큰 비중을 차지하는 요소들을 중심으로 한 단면도를 나타내었다. 차체는 크게 지붕 프레임(roof frame), 측면 프레임(side frame), 하부 프레임(underframe) 및 끝단 프레임(end frame)으로 구분되며 각 구조물을 연결하고 하중을 전달하는 캔트레일(cantrail)과 솔바(solebar) 등으로 이루어져 있다. 이외에도 센터 실(center sill), 측면 내부 프레임 등 많은 요소가 존재하지만 그림에는 표시하지 않았다. Table 1에는 각 부재별 중량비를 정리하여 놓았는데, 하부 프레임과 측면 프레임이 전체 중량의 70% 이상을 차지하고 있음을 보여준다.

Table 1 Weight ratio of the frames of K-EMU carbody

Part	Weight ratio (%)
Under frame	45.6
Side frame	27.9
Roof frame	6.6
End frame	7.5
Inside frame	12.4
Total	100

차체를 이루는 대부분의 부재는 알루미늄 압출재로 이루어져 차량 길이 방향으로 동일한 단면이 연속되며, 그 중에서도 하부 프레임에서 가장 큰 부분을 차지하는 베이스 플레이트(base plate)와 측면 프레임의 측면 패널(side panel)은 Fig.2와 같이 내·외판의 판재(plate)와 이들을 연결하는 심재(rib)로 이루어진 프로파일을 가진 이중 판재(double skin) 구조로 이루어져 있다. 알루미늄 이중 판재 구조를 이용하면 차체를 구성하기 위한 외판 및 골조가 하나로 정리되어 조립성이 좋아지고 강성은 높아지는 장점이 있다.

알루미늄 압출재 차체는 이중 판재 구조와 소재의 경량성으로 인해 추가적인 경량화 여지가 없는 것으로 여겨지기도 한다. 그러나 하부 프레임의 경우 Fig. 1에 나타난 바와 같이 심재가 프레임 내에서 등 간격으로만 배치되어 있어서 경량화 측면에서 최적화되어 있는지에 대한 고찰이 필요하다고 판단된다. 아울러, 차체 프레임 별로심재와 판재의 부재별 두께도 적절하게 설정되어 있는지 살펴볼 필요가 있다. 현재 K-EMU의 하부 프레임 베이스 플레이트의 경우 판재 두께는 2.8mm, 심재 두께는 2.5mm로 설정되어 있는데, 이는 운전속도 및 부가 하중이 더 높은 고속철도 차량 차체의 이중 판재 두께와 유사하거나 더 두꺼운 수준이다. 이는 과거 얇은 두께의 부재를 압출하기 어려웠던 것에 기인한 것으로, 압출 기술이 향상된 현재는 이를 다시 설정할 필요가 있다.

1.2 연구 동향 및 본 연구의 내용

이중 판재 구조의 거동 특성 및 최적 설계안에 대해서는 기존에도 몇몇 연구가 수행된 바 있다. 서승일 등은 이중 판재 구조의 거동에 대한 해석해와 부재별 치수의 최적화에 대해 연구한 바 있으며⁽³⁾ 장창두 등은 알루미늄 이중 판재 구조의

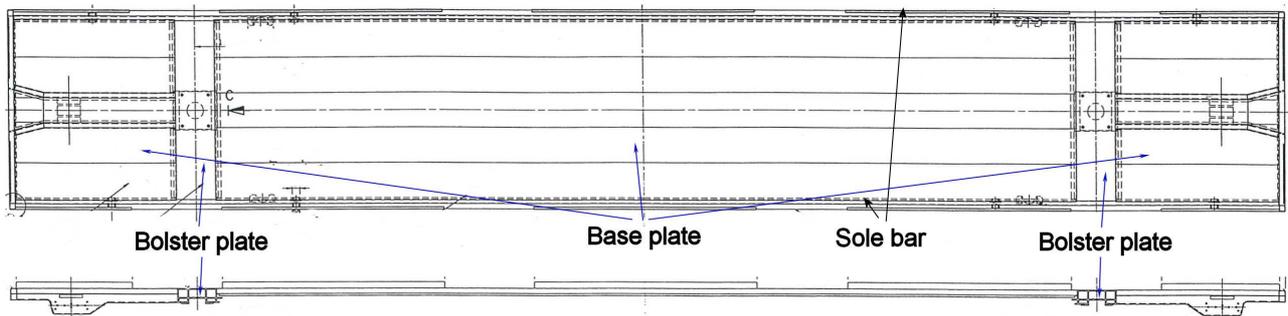


Fig. 3 The drawing of underframe of K-EMU carbody

최적화를 위한 모델링 및 해석기법을 개발하고 이를 통한 치수 최적해를 제시하였다.⁽⁴⁾ 권태수는 언더프레임의 경량화를 위해 특정한 부피비에서의 최적 위상을 구하는 연구를 통해 위상최적설계 기법의 적용성을 타진한 바 있다.⁽⁵⁾

주지하는 바와 같이, 위상최적설계는 특정한 경계 및 하중 조건이 부여된 설계영역에 대해 일정 제한조건 내에서 설계자가 원하는 목적함수를 충족시키는 최적화된 물질분포, 즉 위상(topology)를 구하는 설계기법이다.⁽⁶⁻⁹⁾ 본 연구에서와 같이 경량화를 추구하는 경우에는 목적함수를 부피 또는 질량 최소화로 설정하게 된다. 위상최적설계는 그 특성상, 설계 대상의 개념안을 이끌어 내는데 있어서 유용하며 이를 통해 얻어진 설계 초안은 여타의 최적설계 방법(치수, 형상 최적설계)을 통해 최종적인 최적설계안으로 다듬어지게 된다.^(10,11)

본 논문은 알루미늄 압출재로 이루어진 K-EMU차체를 대상으로 하여 여기에서 가장 큰 중량비를 차지하는 하부 프레임의 베이스 플레이트 및 측면 프레임의 측면 패널에 대해 최적설계 기법을 적용한 경량화 방안을 제시하였다. 베이스 플레이트에 대해서는 위상최적설계 및 치수 최적설계 과정을 통해 경량화를 시도하였으며, 측면 패널에 대해서는 치수 최적설계를 통해 부재별 최적의 두께를 구하였다. 각 경우의 최적설계안과 현재 설계안에 대해 동일한 하중 및 경계 조건하에서 발생하는 최대 응력과 변형량을 비교하여 최적 설계안을 검증하였다.

2. 하부 프레임 베이스 플레이트의 경량화 설계

2.1 베이스 플레이트의 위상 최적설계

K-EMU의 하부 프레임은 알루미늄 압출재인 베

이스 플레이트, 솔바(solebar), 센터실(center sill), 볼스터 플레이트(bolster plate) 등으로 이루어져 있다. 하부 프레임은 측면 프레임, 지붕 프레임 및 승객의 하중을 지지하는데 베이스 플레이트는 Fig.3에 나와 있는 바와 같이 하부 프레임에서 가장 큰 부분을 차지한다. 베이스 플레이트의 상부에는 승객 등의 하중이, 하부에는 전장기기, 케이블 및 배관 등의 하중이 가해진다. 각 볼스터 플레이트 아래에는 1쌍씩의 공기 스프링을 통해 대차(bogie)가 장착되어 차체 전체를 지지하게 된다. 베이스 플레이트는 압출성을 고려하여 다시 5개의 서브(sub) 베이스 플레이트로 이루어져 있으며 각 플레이트는 알루미늄 압출재로 구성되어 있어 차량의 길이 방향으로 동일한 단면이 연속된다. 따라서 최적화를 위한 설계 공간은 차량 길이 방향에 수직인 2차원 평면으로 설정할 수 있다. 또한 차량 전체는 y 축에 대해 좌우 대칭 구조이므로 (Fig. 1의 좌표축 설정 참조) 베이스 플레이트의 1/2만 설계 공간으로 지정할 수 있다(Fig. 4(a) 및 (b) 참조). 또한, 각 서브 베이스 플레이트의 외부 치수를 그대로 사용하여 설계 공간을 설정하였으며 T-slot의 위치도 현재와 동일하게 유지하였다. 또한 그 기능상 반드시 존재해야 하는 상하부 판재 및 서브 플레이트 간 연결부는 위상 최적화 시 비설계(non-design) 영역으로 설정하여 위상 최적화 후에도 해당부분의 물질이 없어지지 않도록 하였다. 즉, 이 경우에는 심재 영역만을 위상최적 설계 영역으로 설정하였으며, 이의 체적을 최소화하는 것을 목적함수로 설정하게 된다. 본 논문 전반에서 수행한 모든 최적 설계 및 유한요소 해석은 Altair사의 Hyperworks를 이용하였다.⁽¹²⁾

철도차량 차체 설계 시에는 차체 부분별로 해석을 수행하지 않고 설계된 부분들을 총합하여

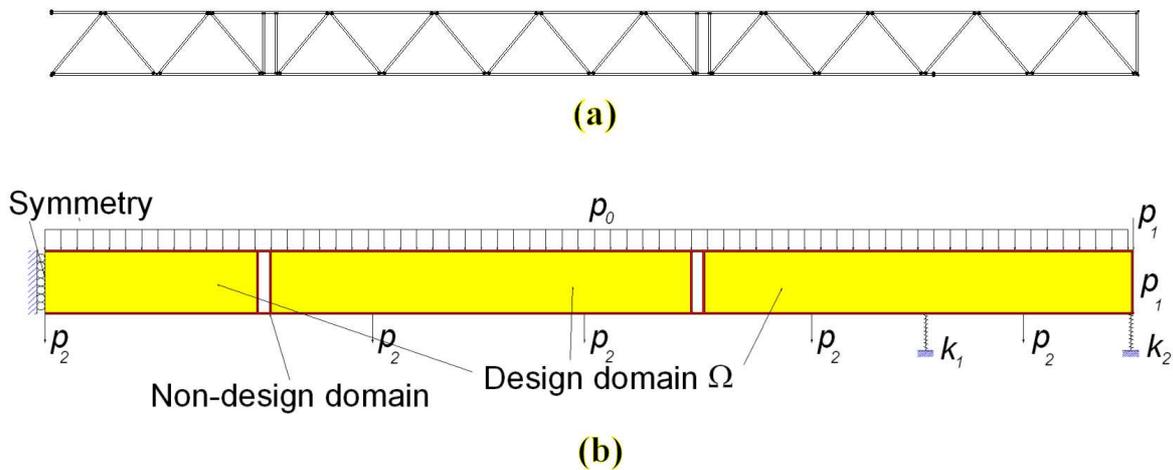


Fig. 4 The existing base plate of K-EMU (a) Cross sectional drawing (1/2 model) and (b) 2-D model for topology optimization



Fig. 5 FE analysis result for the existing base plate

차량 전체에 대한 해석을 수행하는 것이 보통이다. K-EMU와 같은 도시철도 차량의 경우에는 국토해양부에서 고시한 ‘도시철도차량의 성능시험에 관한 기준’에 따라 차량 전체에 대해 하중 및 경계조건을 부가하여 해석을 수행하게 된다. 따라서 본 연구에서와 같이 차체 부분별로 최적화 및 해석을 수행하는 경우에는 부분마다 경계 및 하중 조건에 대해 적절하게 가정해야 한다. 우선 하부 프레임의 대칭부(Fig. 4(a)의 좌측)에 대해서는 대칭 경계 조건을 부여하였으며, 차체와 대차가 연결되는 지점의 x 좌표에 강성계수 k_1 을 갖는 탄성 경계 조건을 수직 방향으로 부여하였다. 또한 플레이트의 우측에도 슬바의 강성을 고려하여 강성계수 k_2 의 탄성 경계조건을 부여하였다. (Fig. 4(b) 참조)

플레이트의 상부 관재에 가해지는 승객들의 하중은 전술한 연구들⁽³⁻⁵⁾과 마찬가지로 등분포하중 p_0 로 가정하였다. 슬바를 통해 하부 프레임에 전해지는 측면 프레임과 지붕 프레임의 하중은 베이스 플레이트 우측에 집중 하중 p_1 으로 부가하였다. 베이스 플레이트 하부에는 각 T-slot을 통해

전장품 및 케이블 배관 등이 취부되므로 이를 각 slot마다 $-y$ 방향의 크기 p_2 의 하중으로 부가하였다.

최적화를 위한 제한조건으로는 상기 하중 및 경계 조건 하에서 최적화 대상 모델의 최대 정적 변형량 δ_{max} 이 기존 베이스 플레이트의 최대 정적 변형량을 넘지 않도록 하였다.

Fig. 5는 현재 베이스 플레이트 모델 (1/2 모델)에 대해 Fig. 4(b)의 경계 및 하중 조건을 부여한 경우의 유한요소 해석 결과를 보여준다. 이에 따르면 최대 정적 변형은 베이스 플레이트의 중앙부(Fig. 5의 좌측)에서 발생하며 그 크기는 4.4 mm로 나타났다. 최대 vonMises 응력은 베이스 플레이트의 탄성 지지부(강성계수 k_1)에서 발생하며 그 크기는 82MPa로 계산되었다. 이상과 같은 위상최적화 문제를 정식화하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize Volume}(\Omega) \\ & \text{Subject to } \delta_{max} \leq 4.4mm \end{aligned}$$

본 논문의 설계 및 해석 시에는 현재 알루미늄 전동차 차체의 소재인 A6005A를 그대로 사용하였으며 그 물성치는 Table 2와 같다.

Fig. 4(b)의 설계 영역은 2차원 평면 쉘(shell)요소를 이용하여 총 16942개의 유한요소로 분할하였으며 총 44회의 반복(iteration) 후에 수렴된 결과를 얻었다. Fig. 6(a)에는 매 10번째 반복 계산 시의 위상을 순차적으로 나타내었고, Fig. 6(b)에는 베이스 플레이트의 최적화된 위상을 나타내었다.

Table 2 Material properties of A6005A

Young's Modulus (GPa)	Poisson Ratio	Density (kg/m ³)
69	0.33	2700

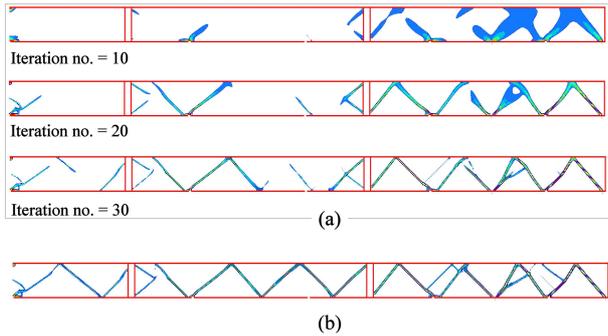


Fig. 6 The topology optimization result of base plate (a) change of topology according to iteration process and (b) the final result

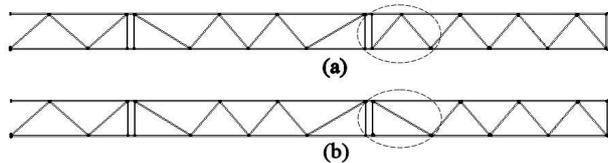


Fig. 7 Post processed optimized model (a) case A, (b) case B

Fig. 7(a) 및 (b)는 이 최적설계 결과에 대해 후처리를 거쳐 구한 최종적인 위상을 나타낸다. Case A와 B는 점선 내 심재 분포에 차이가 있는데 두 모델에 대해 판재 두께는 모두 2.8mm, 심재 두께는 2.5mm로 설정하여 유한요소 해석을 수행하면 모델 간 최대 변형량 및 최대 발생 응력에 있어서는 차이가 없으나 중량비는 case B가 조금 낮게 나타난다. 따라서 case B를 경량화를 위한 베이스 플레이트의 최종적인 위상으로 선정하였다. 이 결과를 현재의 베이스 플레이트 단면 (Fig. 4(a))과 비교하면 양자가 유사한 구조를 갖고 있으나 위상 최적설계를 통해 심재 개수가 줄어든 것을 알 수 있다. 그러나 Table 3에서 알 수 있듯이 위상 최적화를 통한 경량화율은 3.4%로서 그리 높지 않은데 이는 현재의 베이스 플레이트도 트러스 구조의 심재 배치를 통해 상당정도 경량화된 상태임을 의미한다. 이에 베이스 플레이트의 위상최적 설계 결과에 대해 판재와 심재의

Table 3 Comparison of maximum deformation(δ_{max}), maximum vonMises stress(σ_{max}) and weight reducing ratio(R) between the existing based plate and topology optimized results

Analysis model	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)	R
Existing model	4.4	82	1
Case A	4.2	83.8	0.976
Case B	4.3	83.4	0.966

치수 최적화를 수행하였다.

2.2 베이스 플레이트에 대한 치수 최적설계

치수 최적설계를 수행하기 위해서 Fig. 7(b)의 위상 최적설계 결과를 1차원 보(beam) 요소로 모델링하였다. 베이스 플레이트는 압출 방향으로 동일한 단면이 연속되므로 부재별 두께가 최적설계 변수가 된다. 따라서 보 요소는 z 방향(Fig. 1 참조)으로 단위 길이의 폭 b 와 부재 두께 방향의 설계 변수 t 로 이루어진 단면으로 가정하였다. 또한, 상·하부의 판재 및 심재 각각의 최적화된 치수를 찾기 위해 부재별 t 를 설계 변수로 설정하였다.

치수 최적화 과정에서도 Fig. 4(b)의 경계 및 하중 조건을 그대로 적용하였는데, 분포하중 p_0 는 쉘 요소와 보 요소 간의 차이를 고려하여 양 모델에서 동일한 하중이 가해지도록 계산한 후 p_0' 으로 재설정하였다. 치수 최적설계 시의 제한 조건으로는 최대 vonMises 응력 σ_{max} 이 85MPa를 넘지 않도록 설정하였는데, 이는 압출재에 쓰인 A6005A 재질의 용접부 항복응력을 고려하여 설정하였다.⁽¹³⁾ 이 치수 최적화 문제는 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize } t_{plate}, t_{rib} \\ & \text{Subject to } \sigma_{max} \leq 85\text{Mpa} \\ & 1 \leq t_{u_plate}, t_{l_plate} \leq 4, \\ & 0.5 \leq t_{rib} \leq 3.5 \end{aligned}$$

여기에서 t_{u_plate} 및 t_{l_plate} 는 상·하부 판재의 두께를, t_{rib} 은 심재의 두께를 의미한다.

이러한 조건에서 치수 최적화를 수행한 결과를 Table 4 및 5에 정리하였다. Table 4에는 현재 베

Table 4 Comparison of t_{plate} and t_{rib} between the existing base plate and an optimized one

	t_{u_plate}	t_{l_plate}	t_{rib}	R
Existing model	2.8	2.8	2.5	1
Optimized model	2.6	3.1	1.6	0.87

Table 5 Comparison of δ_{max} and σ_{max} between the existing base plate and an optimized one

	δ_{max} (mm)	σ_{max} (MPa)
Existing model	4.4	82.0
Optimized model	4.5	83.3

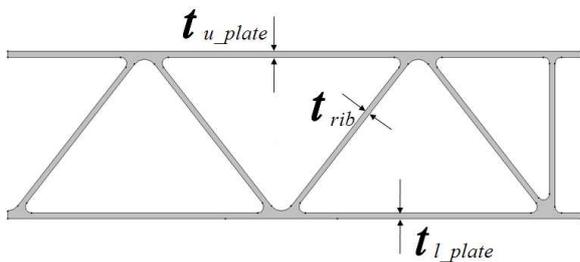


Fig. 8 Design variables for the size optimization of a underframe base plate

이스 플레이트와 위상 최적화 결과인 Fig. 7(b) 모델에 대한 치수 최적화 결과를 비교하였다. 또한, 각 경우의 최대 vonMises 응력과 최대 변형량을 Table 5에 정리하였다. 이를 통해 알 수 있듯이, 최적화 모델에서의 최대 발생 응력과 최대 변형량은 현재 모델과 동등한 수준을 유지하면서 중량은 13% 줄일 수 있었다. 치수 최적화 결과에서 하부 판재 두께가 기존보다 증가하는 이유는 하부 판재의 탄성 지지부에서 발생하는 최대 vonMises 응력을 줄이기 위해 하부 판재의 두께를 증가시킨 것으로 보이는데, 차체 전체에 대한 응력 해석을 수행할 경우에는 다른 결과를 얻을 것으로 예상된다.

3. 측면 프레임의 경량화 설계

전술한 바와 같이 측면 프레임은 하부 프레임 다음으로 차체에서 중량이 큰 부분이다. 측면 프레

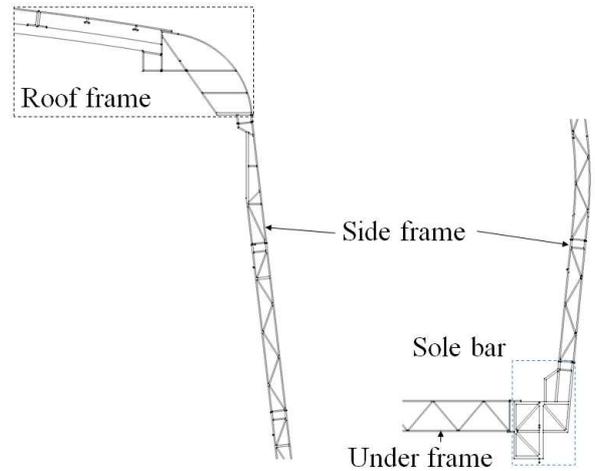


Fig. 9 A detail drawing of connecting point between side frame, roof frame and underframe

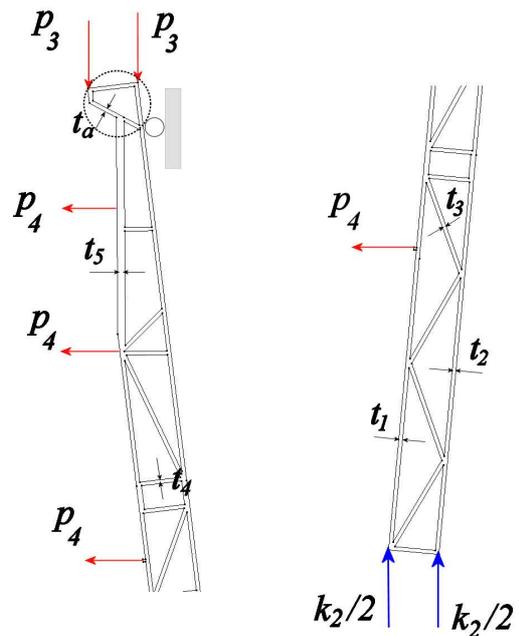


Fig. 10 Load and boundary conditions for the optimization of side panel

임 중량의 대부분은 측면 패널이 차지하는데, 이는 차량 길이 방향으로 동일한 단면이 연속되는 5개의 알루미늄 압출재로 구성되어 있다. Fig. 9에 나타난 바와 같이 측면 프레임의 상부는 지붕 프레임과 연결되어 지붕 프레임 및 그 부착물의 하중을 지지하며, 하부는 솔바를 통해서 하부 프레임과 연결되어 있다. 이에 측면 패널의 경량화를 위한 최적 설계 시에는 Fig. 10과 같이 상부의 두 지점에 $-y$ 방향의 하중 p_3 를 추가하였고, 측

면 내부 프레임 등이 취부되는 측면 패널의 t-slot 에는(총 6개소) $-x$ 방향으로 하중 p_4 를 부가하였다. 측면 패널의 하부에는 Fig. 4(b)에서 k_2 로 표시한 탄성 경계 조건을 부여하였으며, 해석 시 모델의 강제 회전 운동을 막기 위해 측면 프레임 상단 1지점의 x 방향 자유도를 구속하였다.

이러한 조건 하에서 하부 프레임과 동일한 절차를 거쳐 위상 최적설계를 수행하면 Fig. 11과 같이 일부 부재에서 심재가 나타나지 않는, 현실과는 거리가 있는 결과를 얻게 된다. 그 이유에 대해서는 추가적인 고찰이 필요하지만, 서브 측면 패널 단위로 나누어 최적화를 수행하면 지금과는 다른 결과를 얻으리라 예상된다. 그러나 이를 위해서는 서브 측면 패널 별 경계 및 하중 조건에 대한 가정들이 추가되어야 하며, 현재의 설계를 고려하건데 위상 최적화를 통한 경량화의 실익이 크지 않으리라 판단하였다. 이에 측면 패널에 대해서는 위상 최적화를 수행하지 않고, 치수 최적화를 시도하였다. 측면 패널은 두께가 다른 총 6 종류의 부재로 구성되는데, 하부 프레임의 치수 최적설계 시와 마찬가지로 차량 길이 방향으로는 단위 길이의 폭을 가지고 두께 방향으로는 t_m ($1 \leq m \leq 6$)의 값을 가진 보 요소로 모델링하였다. 측면 패널의 대부분의 중량은 내부 판재(t_1), 외부 판재(t_2) 및 심재(t_3)가 차지하고 있으며, 설계변수는 여기에 t_4, t_5 의 두 부재를 덧붙여 총 5개로 설정하였다. (Fig. 10 참조) 설계 시 제한 조건은 프레임에 발생하는 최대 응력이 현재 설계 안에서의 발생 응력을 초과하지 않아야 한다는 것으로 설정하였다. 이를 위해 현재 설계에 대해 Fig. 10의 하중 및 경계조건을 적용하여 유한요소 해석을 수행하면 최대 vonMises응력은 지붕 프레임과 연결되는 측면 프레임의 상부(Fig. 10의 점선 원형 내)에서 85.3MPa의 크기로 발생한다. 이

최적화 문제는 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize } t_n \quad (1 \leq n \leq 5) \\ & \text{Subject to } \sigma_{\max} \leq 85 \text{ Mpa} \\ & \quad 1 \leq t_n \leq 4 \quad (1 \leq n \leq 4) \\ & \quad 3 \leq t_n \leq 7 \quad (n = 5) \end{aligned}$$

이에 대한 치수 최적화 결과는 다음 Table 6과 같다. 치수 최적화를 거치면 판재 및 심재의 두께는 감소하고, 측면 패널의 중량 또한 12.1% 정도 감소하게 된다. 최적화된 모델에 대해 최대 vonMises 응력과 최대 정적 변형량을 구하여 최적화 전의 결과와 비교하면 Table 7과 같은데, 최대 응력의 경우 그 크기가 변하지 않고 있다. 이는 최대 응력은 Fig. 10의 점선 원형 내에서 국부적으로 발생하고 있고 이 주변의 부재들은 최적 설계 변수가 아니어서 최적화 후에도 부재의 두께는 변하지 않는 것에 기인한다고 판단된다. 이에 최대 응력이 발생하는 부재의 두께 t_a 를 치수 최적화와는 별도로 현재의 3.0mm에서 3.1mm로

Table 6 Comparison of thickness between the existing side panel and an optimized one

	Existing Model	Optimized model
t_1	3.0	2.9
t_2	3.0	2.8
t_3	3.0	2.1
t_4	3.0	3.3
t_5	6.0	5.2
R	1	0.879

Table 7 Comparison of δ_{\max} and σ_{\max} between the existing side panel and an optimized one

	δ_{\max} (mm)	σ_{\max} (MPa)
Existing model	1.84	85.3
Optimized model	1.91	85.4
Optimized model + increased t_a	1.91	81.7

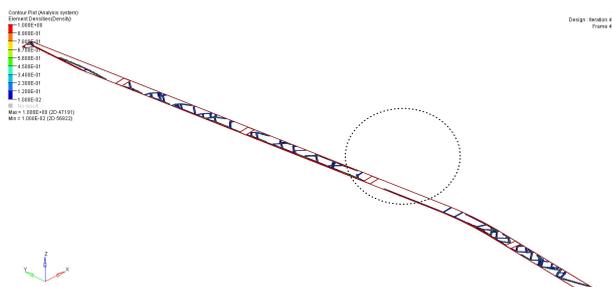


Fig. 11 Topology optimization result for a side panel

Table 8 Weight reduction percentage after optimization

	Underframe base plate	Side frame panel	Total carbody
%	13	12.1	8.5

임의로 증가시켜 해석을 수행하면 이 국부적인 최대 vonMises 응력은 현재보다 감소함을 알 수 있다. 또한 이 부재는 측면 패널 전체에서 매우 미소한 부분만을 차지하므로 두께를 0.1mm 증가시켜도 전체 중량에는 실질적인 변화가 없다. 따라서 치수 최적화를 수행하고 t_a 를 위와 같이 증가시키면 해석상의 최대 발생 응력을 현재보다 낮추면서 측면 패널을 경량화할 수 있다.

이상과 같이 하부 프레임 베이스 플레이트 및 측면 프레임 패널에 대한 최적 설계를 수행한 결과를 Table 8에 정리하였다. 현재에 비해 베이스 플레이트의 중량은 13%, 측면 패널의 중량은 12.1% 감소하며 차체 전체로는 8.5%의 경량화가 가능한 것으로 추정된다. 즉, 위상 및 치수 최적 설계를 통해 알루미늄 철도차량 차체의 의미 있는 경량화가 가능해짐을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 알루미늄 압출재로 이루어진 철도차량 차체의 경량화에 대해 논의하였다. 차체에서 가장 큰 중량을 차지하는 하부 프레임 베이스 플레이트와 측면 프레임 패널에 대해 위상 및 치수 최적설계 기법을 이용하여 경량화된 설계안을 도출하였고, 차체 부위별로 현재 설계안과 최대 발생 응력 및 최대 변형량 등을 비교하여 도출된 결과의 타당성을 검증하였다. 즉, 최적설계 기법을 이용하여 철도차량 차체의 의미 있는 경량화를 수행할 수 있었다.

본 결과를 현실에 적용하기 위해서는 최적화된 모델을 포함하여 차량 전체에 대한 해석 및 관재의 국부적 좌굴 가능성을 검토할 필요가 있으며 이에 대해서는 추가적인 연구를 진행할 예정이다.

참고문헌

(1) Yasushi, S., 2006, "Current State and the Future of Aluminum Alloy Applications for Rolling Stock,"

Journal of Japan Institute of Light Metals, Vol. 55, No. 11, pp. 584~587.

- (2) Korea Railroad Research Institute, 1998, "Report on the Design of Aluminum Carbody of the K- EMU," Report of Ministry of Land, Transportation and Maritime Affairs.
- (3) Suh, S. I. and Son, G. H., 1998, "A Study on the Optimum Design and Structural Behaviors of Aluminum Extrusions," *Journal of the Society of Naval Architects of Korea*, Vol. 35, No. 1, pp. 88~97.
- (4) Jang, C. D., Ha, Y. S., Jo, Y. C. and Shin, K. B., 2003, "An Optimum Design for Truss Core Unit of Railway Carbody of Aluminum Extrusion Plate," *Journal of the Korean Society for Railway*, Vol. 6, No. 3, pp. 194~202.
- (5) Kwun, T. S., 2002, "A Study on Topology Optimization Technique pplied to Extrusion Shape Determination of Aluminium Vehicle Structures," *Proc. of 2002 Korean Society of Railway Spring Conference*, pp. 378-385.
- (6) Yoo, J. H., 2004, "A Study on the Topology Optimization in Magnetic Fields," *Trans. of the KSME A*, Vol. 28, No. 4, pp. 370~377.
- (7) Yoon, M. S., Jang, G. W. and Park, J. H., 2008, "A Study on the Extremely Light Trailer Frame using Topology Optimization Technique," *Proc. of 2008 KSME Fall Conference*, pp. 410~411.
- (8) Park, Y. O. and Min, S. J., 2009, "Structural Topology Design using Compliance Pattern based Genetic Algorithm," *Proc. of 2009 KSME CAE and Applied Mechanics Division*, pp. 288~294.
- (9) Park, S. O., Yoo, J. H. and Min, S. J., 2010, "Topology Optimization of Perpendicular Magnetic Recording System by Considering Magnetic Nonlinearity," *Trans. of the KSME A*, Vol. 34, No. 7, pp. 821~827.
- (10) Lee, T. H., Lee, J. M., Jung, J. J., Hwang, W. J. and Kim, H. J., 2006, "Design Optimization of Double-deck Train Carbody under Multi-loading Condition," *Trans. of the KSME A*, Vol. 30, No. 11, pp. 1472~1478.
- (11) Choi, Y. G., Shin, K. B. and Kim, W. H., 2010, "A Study on Size Optimization for Rocket Motor

with a Torispherical Dome,” *Trans. of the KSME A*,
Vol. 34, No. 5, pp. 567~573.

(12) <http://www.altair.com>

(13) Yoon, S. C., Kim, W. K., Hong, Y. K. and

Pyun., J. S., 2003, “Structure Analysis and Loading
Test of Body Structure having Aluminum,” *Proc. of
2003 Korean Society of Railway Fall Conference*,
pp. 59~64.