

# 경량화된 대차프레임의 동적특성에 관한 연구

최경호\*, 박정호(동아대 대학원 기계공학과),  
안찬우, 김현수(동아대 기계산업시스템공학부)  
조우석 (DESIGN LIMITED CO., LTD)

## A Study on Dynamic Characteristics of a Weight-Reduced Bogie Frame

K. H Choi, J. H Park(Mech. Eng Dept., Gradu., DAU),  
C. W Ahn, H. S Kim(Mech. Indu. Sys Eng Divi., DAU)  
W. S Cho (DESIGN LIMITED CO., LTD)

### ABSTRACT

A shape optimization of a rib of a bolster of a bogie frame is attempted and a dimension optimization on upper and lower plates is also carried out for the reduction of the weight of bogie frame. In addition, the dynamic characteristics of the weight reduced model are investigated by an analysis of a natural frequency and a transient analysis.

The results show that the first natural frequency of an optimized model is larger than that of the lowest design value. And the results of transit analysis based on the experimental stress also show smaller value than the yield stress. Thus the optimized model attempted in this study is considered to be structurally stable and useful for the improvement of railway carriages.

**Key Words** Shape optimization(형상최적화), Dimension optimization(치수최적화), Bogie frame(대차 프레임), Transient analysis(과도 해석)

### 1. 서론

대차 프레임의 경량화는 기술적 측면과 경제적 측면에서 많은 파급 효과가 있다. 이는 고속화를 추구하는 철도 차량에서는 매우 중요하고 필수적인 과제이다.

본 연구에서는 최고 속도 120 km/h, 최대 적재 하중이 약 100 tonf인 고속화차용 대차프레임(Bogie frame)을 빔용 유한요소해석 프로그램(ANSYS 5.6)을 이용하여 구조해석을 한 후, 대차프레임의 중량 감소를 위하여 Subproblem Approximation Method를 사용하여 최적설계를 수행한다.<sup>(1), (2)</sup>

대차프레임 볼스터의 리브 부분에서 도심에 좌편심율을 설계변수로 하여 타원의 형상을 변화시킴으로써 형상최적설계를 수행하고, 대차프레임의 위판과 아래 판의 두께를 설계변수로 하여 치수최적설

계를 수행하였다. 또한, 대차 프레임에 대한 동적 특성을 고찰하기 위하여 고유진동수 및 과도해석 결과를 원형모델과 비교 검토하였다.

### 2. 대차프레임의 구조해석

#### 2.1 유한요소모델

본 연구의 대차프레임은 볼스터 양옆에 각각 1개씩의 사이드 프레임(side frame)을 용접함으로써 구성되고, 두께가 9~28 mm인 각종 Plate가 사용된다. 대차프레임의 위판, 아래판, 리브 그리고 여러 Plate 등은 길이나 넓이에 비하여 두께가 얇기 때문에 4절점 쉘요소(Shell element 63)를 사용하였고, 절점은 13,612개이고 요소는 13,356개로 구성되어 있다. 대차프레임에 사용된 재료는 SMA50A이고 기계적 성질은 Table 1에 나타나있다.

Table 1 Material properties of SMA50A

Material property	Value
E(Young's modulus)	21600 kgf/mm <sup>2</sup>
$\nu$ (poisson's ratio)	0.33
$\rho$ (density)	0.795E05 kg/mm <sup>3</sup>
yield stress	38 kgf/mm <sup>2</sup>

### 2.2 경계조건 및 하중조건

실차와 비슷한 거동을 표현하기 위하여 사이드 프레임과 스프링 박스가 접촉하는 곳을 Fig 1과 같이 구속한다. (a) 점은 X, Y, Z 방향의 변위를 모두 구속하고, (b) 점은 Y, Z 방향의 변위를 구속한다 그리고, (c) 점은 X, Y 방향의 변위를 구속하고, (d) 점은 Y 방향의 변위를 고정한다

하중은 수직, 좌·우, 전·후, 비틀림, 제동하중 조건 중 가장 가혹한 하중상태인 수직동하중을 볼스터에 가한다. 동하중계수는 JIS 규격을 따라 0.3으로 수직동하중(43.88 tonf)을 접촉면(95236 mm<sup>2</sup>)으로 나눈 값인 0.46075 kgf/mm<sup>2</sup>를 수직으로 압력을 작용시킨다.

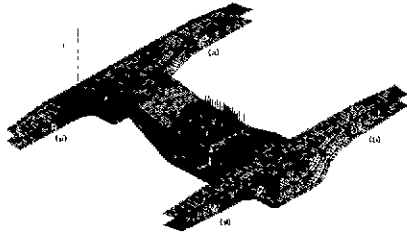


Fig 1 Finite element model, loading and boundary condition of bogie frame

## 3. 대차프레임의 최적설계

### 3.1 최적설계의 정식화

대차프레임의 최적설계 정식화는 다음과 같다. Minimize ;

$$F(X) = \sum_{i=1}^N A_i \cdot t_i \quad (1)$$

Subject to ;

$$\frac{\sigma_{max}}{\sigma_{ul}} - 1 \leq 0 \quad (2)$$

$$\frac{|u_{max}|}{u_{dl}} - 1 \leq 0 \quad (3)$$

식 (1)의  $F(X)$ 는 최소화 기준이 되는 목적 함수로서 대차프레임의 체적으로 선정하였고,  $N$ 은 요소의 개수이고  $A_i$ 는  $i$ 번째 요소의 면적,  $t_i$ 는  $i$ 번째 요소의 두께이다.  $\sigma_{ul}$ 는 허용응력으로 항복 강도에 안전계수 1.5를 고려하여 22.33 kgf/mm<sup>2</sup>로

주었고,  $\sigma_{max}$ 는 매 반복회의 최대 von-mises응력이다.  $u_{dl}$ 은 허용변위로서 초기모델의 유한요소해석을 한 후에 얻어지는 변위보다 크게 하여 3mm로 하고,  $u_{max}$ 는 매 반복회의 최대변위이다.<sup>(3)</sup>

대차프레임의 리브 부분에 생성한 타원의 장축과, 장축과 단축의 비율 설계변수  $a_{dv}$ ,  $k_{dv}$ (단축/장축)로 하고 대차프레임의 위 판과 아래 판의 두께를 설계변수  $t_1$ ,  $t_2$ 로 한다. 각 설계변수의 초기값과 하한과 상한은 Table 2에 나타나 있다.

Table 2. Range of design variables

D V	Range	Initial	Lower	Upper
$a_{dv}$ (mm)		70	10	560
$k_{dv}$		0.5	0.01	8
$t_1$ (mm)		12	10	12
$t_2$ (mm)		16	13	16

타원의 장축과 편심율을 설계변수  $a_{dv}$ ,  $k_{dv}$ 로 하여, Subproblem Approximation Method를 이용, 리브 부분의 평상변화를 시행하였다. 또한, 리브 부분의 형상최적설계를 수행한 후, 그 결과를 초기모델로 대차프레임의 위 판과 아래 판의 두께를 설계변수  $t_1$ ,  $t_2$ 로 하여 지수최적설계를 수행함으로써 대차프레임의 중량감소를 시행하였다. Table 3에서 최적설계의 결과를 요약하여 보여주고 있으며 Fig 2에서 응력분포를 나타내고 있다.

Table 3. Optimum result of a bogie frame

D V	Optimum	S V	Optimum
$a_{dv}$ (mm)	233.399	Maximum von-mises Stress (kgf/mm <sup>2</sup> )	20.632
$k_{dv}$	0.892	Maximum displacement(mm)	2.511
$t_1$ (mm)	10.019	Maximum von-mises Stress (kgf/mm <sup>2</sup> )	21.865
$t_2$ (mm)	13.031	Maximum displacement(mm)	2.959
Volume	12.476% 감소		

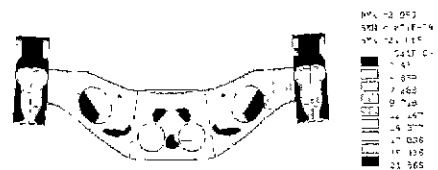


Fig 2 Stress distribution of optimal model

#### 4. 대차프레임의 동적 특성해석

본 장에서는 이전의 치수, 평상의 최적화를 통해서 얻어진 최적치들을 초기치로 가지는 경량화된 모델의 동적 특성을 알아보았다. 상용 유한요소 프로그램인 ANSYS를 이용하여 고유진동수 해석(modal analysis)을 수행하였으며, 또한 HS E4208에 나타난 "철도차량의 대차의 하중 시험방법"에 의해서 실시된 대차 프레임의 실험적 응력해석으로부터 얻어진 하중-면위의 그래프를 이용하여 과도해석(transient analysis)을 수행하여, 원형모델의 값과 비교 검토하였다.

##### (1) 고유진동수 해석

유한요소 해석에서 미감쇠 자유진동에 관한 지배방정식은 다음과 같다.<sup>(11)</sup>

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (4)$$

이 지배방정식으로부터 다음의 고유치 방정식을 얻을 수 있다.

$$([K] - \omega^2[M])\{u_0\} = \{0\} \quad (5)$$

$\{u_0\} \neq 0$  이므로

$|[K] - \omega^2[M]| = 0$  식에서 고유치  $\omega^2$ 을 얻을 수 있고 식(5)에서 얻어지는 고유벡터  $\{u_0\}$ 를 이용하여 mode shape를 나타낼 수 있다.

이를 기본으로 본 해석에서는 일반적으로 solid 모델과 shell 모델이 많이 적용되는 Block Lanczos method를 이용하였으며, 1에서 5차까지의 고유치와 고유벡터를 구하였다. 경계조건과 하중조건은 이전과 동일하며 초기모델과 경량화된 모델 모두에 대하여 해석을 수행, 고유진동수의 변화를 비교하여 보았다. Table 4는 원형모델과 경량화된 모델의 고유진동수를 나타낸다.

Table 4. natural frequency of origin and reduced model

model	origin model	reduced model
1st	21.673 Hz	19.655 Hz
2nd	52.925 Hz	51.133 Hz
3rd	60.294 Hz	58.668 Hz
4th	92.234 Hz	83.385 Hz
5th	96.093 Hz	87.919 Hz

일반적으로 110 km/h 이하의 철도차량에서는 상하진동에 의한 승차감과 적재화물의 안전성등을 이유로 고유진동수가 10 Hz 이상이 바람직하다.<sup>(15)</sup>

해석결과 초기모델과 경량화된 모델 모두 최저 설계제한치보다 훨씬 높은 1차 고유진동수인 21.673 Hz와 19.655 Hz를 나타내어 구조적으로 안정함을 보였다. 여기서, 경량화된 모델의 고유진동수가 초기모델의 고유진동수보다 1차 mode에서는 93.1%, 2차 mode에서는 33.8% 감소하였으나, 이 또한 최저설계제한치를 훨씬 넘어선 값이며 그 변화도 크지 않으므로, 경량화된 모델이 실제 철도 차량에도 적용가능함을 알 수 있었다.

Fig. 3,4는 초기 모델과 경량화된 모델의 1차 고유진동수에 해당하는 mode shape를 나타내고 있다.



Fig 3 First mode shape of origin model



Fig 4 First mode shape of reduced model

##### (2) 과도해석

유한요소의 과도해석에 적용되는 기본적인 운동방정식은 다음과 같다.<sup>(11)</sup>

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F(t)\} \quad (6)$$

ANSYS에서는 수치적분식 Newmark' method를 사용하므로 (6)식은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} (a_0[M] + a_1[C] + [K])\{u_i\} &= \{F_i\} \\ &+ [M](a_0\{u_{i-\Delta t}\} + a_2\{\dot{u}_{i-\Delta t}\} + a_3\{\ddot{u}_{i-\Delta t}\}) \\ &+ [C](a_1\{u_{i-\Delta t}\} + a_4\{\dot{u}_{i-\Delta t}\} + a_5\{\ddot{u}_{i-\Delta t}\}) \end{aligned} \quad (7)$$

$a_0$ 에서는  $a_5$ 는 적분상수이며 이는  $\gamma$ 와  $\Delta t$ 의 함수이다. 또한  $\gamma$ 는 수치 감쇠값이고,  $\Delta t$ 는 시간적분분의 증분치를 나타내며 사용자가 정의해야하는 값들이다. 감쇠값의 경우 ANSYS에서 구조물의 재료와 특성에 따라 정의하게 되어있는 구조감쇠

(structural damping)값을 이용하였으며 그 값은 1차 고유진동수와 감쇠비를 이용하여 구하였다. 시간의 증분량  $\Delta t$ 는 해석 종료시간인 6초까지를 총 50등분하여 매 시간 간격마다 해석값을 저장하도록 0.12를 입력하였다.

본 해석에서는 참고문헌(4)에서 수행한 대차프레임의 실험응력해석에서 얻어진 하중-변위 곡선을 이용하여 시간-하중의 그래프를 구하고, 이를 해석에 적용하였다. Fig. 5는 이를 보여준다.

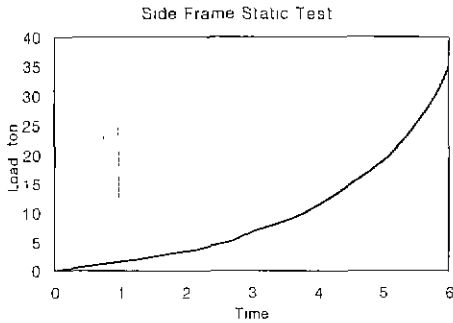


Fig. 5 Time-load relation for experiment

해석 종료시간은 6초이며 총하중은 35 ton의 수직하중이 가해졌다. 해석결과 초기모델의 경우 13.971 kg/mm<sup>2</sup>의 응력이 발생하였으며, 경량화된 모델의 경우 초기모델보다 25%의 응력증가를 보였지만, 본 해석에 사용된 재료인 SMA50A의 항복응력인 38 kg/mm<sup>2</sup>보다 적은 값을 나타내므로, 초기모델과 경량화된 모델이 구조적으로 안정적임을 알 수 있었다. Fig. 6, 7에서는 각 모델의 최대응력 발생부를 보여주고 있으며, Fig. 8는 최대응력 발생부에서 시간의 변화에 따른 응력의 증가 상태를 보여주고 있다.

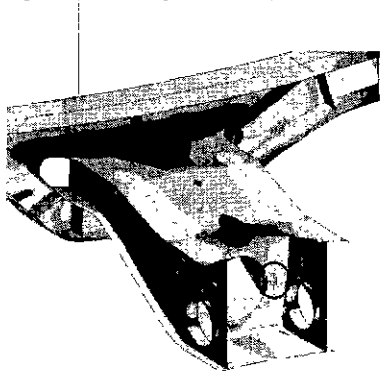


Fig. 6 Maximum stress point of origin model

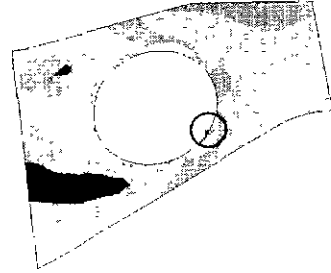


Fig. 7 Maximum stress point of reduced model

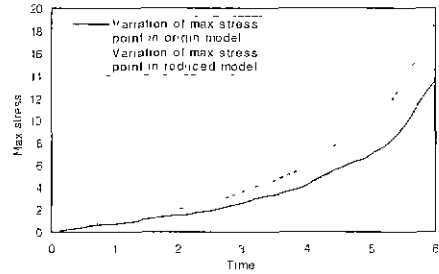


Fig. 8 Increase of Stress for variation of time

## 5. 결론

- (1) 대차프레임의 중량감소를 위해 볼스터 리브의 형상 최적화 및 위판과 아래판에 대한 치수 최적화를 수행하여 12.476% 경량화된 모델을 얻었다
- (2) 경량화된 모델과 초기모델 모두에 대하여 고유치 해석을 수행한 결과 모두 설계제한치를 넘지 않은 값을 나타내어 구조적으로 안정함을 보였다
- (3) 실험응력해석을 통해 얻은 하중 곡선을 이용하여 과도해석을 수행한 결과 초기모델과 경량화된 모델 모두 응력의 한계치를 넘지 않았다.

## 참고문헌

- (1) ANSYS 5.6 Theory Manual
- (2) 조우석, 최경호, 박정호, 안찬우, 김현수, "대차프레임의 중량감소를 위한 형상최적설계에 관한 연구", 한국정밀공학회 추계학술대회논문집, pp.616-619, 2000
- (3) Jasbir S Arora, "Introduction to Optimum Design", McGraw-hill Book Company, 1989
- (4) 고속전철 차량시스템의 기계기술개발(II), 한국기계연구원
- (5) 이영신, 김재훈, "3D 복합재료 샌드위치 구조물의 2층 경전철 궤도차량 구조체 적용성에 관한 연구", 한국철도학회논문집, 제 3권 제 2호, pp.92-99, 2000