

경량전철 대차 선회프레임의 정적강도와 피로특성의 분석

Static and Fatigue Analysis of Bogie Rotating Frame for a Light Rail Train

구정서¹, 한형석², 조현직¹, 송달호¹
Jeong-Seo Koo, Hyung-Suk Han, Hyun-Jik Cho, and Dahl-Ho Song

Keywords : Strength(강도), Fatigue analysis(피로해석), Bogie(대차), LRT(경량전철)

Abstract

The rotating bogie frame is used in the bogie for a Light Rail Train under development in Korea. In development of the bogie, the structural strength and fatigue characteristics of the rotating bogie frame have been evaluated under the predefined load cases according to the Korean standards for a urban EMU. No part of the rotating bogie frame was subjected to stress beyond the fatigue endurance limits of the material used when grinding the welding of the lower plate link. It is concluded that the rotating bogie frame is safe in view of its static and fatigue strength.

1. 서 론

대차는 철도차량의 현가계로 차량을 지지하면서 안내하는 기능을 갖는다. 차량의 안전성을 확보하기 위해서는 대차를 구성하는 부재의 구조강도에 대한 평가가 시험적, 해석적으로 정밀하게 이루어져야 한다. 대차의 구조강도를 해석적으로 평가하는 것은 경량화 뿐만 아니라 제작 시 발생할 수 있는 취약 부위에 대한 보강대책과 시험평가 시 실험 계획안을 수립하기 위해서도 필요하다. 구조해석에 의하여 대차의 과도 설계 부분과 취약 부위가 도출되면 경량화 및 보강이 이루어진 후에 최종적으로 정적강도와 피로강도 시험을 수행해야 한다. 실험에 의한 강도 평가는 설계 및 해석 단계에서 이루어진 강도 분석 자료들의 타당성을 검증하는데 사용될 뿐만 아니라 용접부, 체결부 등 해석적으로 강도평가가 난해한 부분에 대하여 설계/제작의 타당성을 평가하는데 절대적으로 필요하다.

현재 (주)우진산전에서 개발중인 경전철의 대차프레임은 선회프레임과 안내프레임으로 구성되어 있다. 선회프레임은 차량의 조향에 관련된 기구로 설계되어 있고, 안내프레임은 궤도를 따라 차량이 진행토록 하는 안내륜과 분기륜이 장착되도록 설계되어 있다. 이러한 구조의 대차프레임은 국내에서 처음 설계/제작되고 있어 정밀한 정적강도 및 피로 특성에 대한 평가가 요구된다. 또한 그러한 구조의 대차프레임에 대한 정적 강도 및 피로 특성 분석의 해석적 방법 및 절차의 수립이 필요하다. 국내에서는 대차 프레임의 정적강도 및 피로특성 분석에 대하여는 고속차량을 비롯한 일반적 대차에 대하여 수행한바가 있다.[1-3] 본 논문에서 소개하는 대차와 유사한 경전철 대차 프레임의 정적 강도 및 피로 특성을 분석한바가 있으나 본 논문에서 대상으로 하는 대차와는 구조가 약간 다르다.[4,5]

본 논문에서는 국내에서 개발중인 경전철 대차의 선회프레임에 대한 정적강도 해석을 통하여 선회프레임의 정적강도를 평가하고, 정적강도 해석에서 고응력이 발생하는 부위에 대해서 피로특성을 분석함으로써 선회프레임의 구조강도의 적정성을 분석하는데 목

1. 정회원, 한국철도기술연구원
2. 정회원, 한국기계연구원

적을 두고 있다. 또한 경량전철 대차 프레임의 정적 강도 및 피로특성 분석 방법 및 절차를 수립한다. 그 결과 선회프레임에 대한 정적 강도해석 및 피로 특성 분석 방법 및 절차는 안내프레임에도 그대로 적용할 수 있고 전체 대차에 대한 평가의 기초가 될 것이다.

2. 유한요소 해석 모델

선회프레임의 정적 강도해석을 위해서는 대차프레임 전체에 대한 응력 해석이 선행되어야 한다. Fig. 1 과 Fig. 2는 각각 개발중인 경량전철 대차의 선회프레임과 안내프레임의 유한요소 해석 모델이며, Fig. 3은 조립된 대차구조를 보여주고 있다. 선회프레임은 총 9,729개의 Node, 7,506의 3차원 Shell 요소, 86개의 Spring 요소, 2,029개의 Solid 요소로 모델링하였다. 안내 프레임은 총 24,138개의 Node, 24,029개의 3차원 Shell, 6개의 Beam, 1,512개의 Solid 요소를 이용하여 모델링하였다. 본 유한요소 해석 모델의 생성에는 Hyper-mesh를 이용하였으며 정적해석 강도 해석에는 ANSYS를 이용하였다. Table 1은 선회프레임과 안내프레임 제작에 사용된 재료의 물성치이다.

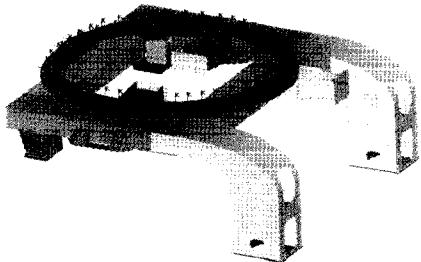


Fig. 1 FE Model of the rotating frame

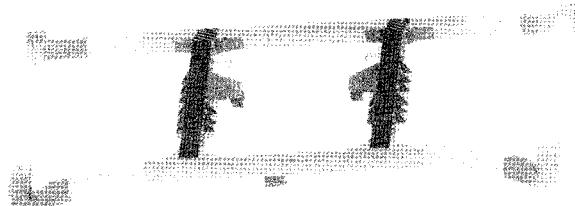


Fig. 2. FE Model of the guide frame

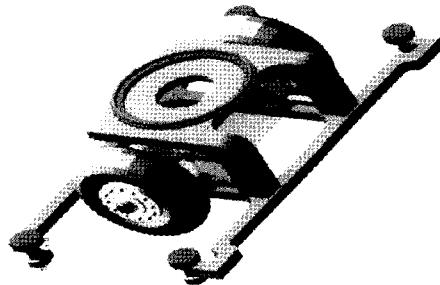


Fig. 3 The bogie assembly

Table 1 Material properties

Materials	Density [kg/mm ³]	Elastic Modulus [kgf/mm ²]	Poisson's Ratio	Yield Stress [kgf/mm ²]
SM400	7.8E-6	21,000	0.3	25.0 이상
STKR400	7.8E-6	21,000	0.3	25.0 이상
SS400	7.8E-6	21,000	0.3	25.0 이상
SCW480	7.8E-6	21,000	0.3	28.0 이상

3. 선회프레임의 정적 강도해석

3.1 선회프레임의 하중 조건

선회프레임의 구조강도 해석을 위한 차량의 기본 제원 및 하중조건[6]은 Table 2와 Table 3에 나타내었으며, 이를 Fig. 4 ~ Fig. 7에 표시하였다. Table 3과 같은 하중 방향은 차량의 진행방향을 기준으로 정의된 것이다. 수직방향 하중은 차체의 자중에 의한 하중으로서, 동하중계수 0.3을 포함한 수직하중 49.0 kN 이 선회프레임 전체에 작용한다. 이 하중은 수직하중의 최대치이며, 수직하중의 최소치는 자중에서 동하중계수를 뺀 0.7 W에 해당하는 하중이 될 것이다. 횡방향 하중은 좌우방향으로의 진동에 따른 하중과 원심력에 의한 하중으로서, 좌측 스토퍼(Stopper)면에 16.1 kN과 공기 스프링 시트부에 6.7 kN이 좌측 스토퍼면 방향으로 동시에 부가되는 하중조건이다. 길이방향 하중은 차체의 길이방향 진동에 따른 하중과

견인력에 따른 하중 조건을 고려한 것으로서, 상부링크 부위에 +12.89 kN이, 하부링크 부위에는 -21.7 kN의 하중이 작용한다. 룰링 하중은 편측 공기 스프링의 이상 상승으로 인하여 스토퍼와 접촉하는 현상을 고려하는 하중조건으로서, 코일 스프링 축부에 각각 10 kN씩 수직으로 부하되는 하중이다. 횡방향, 길이 방향 및 룰링 하중은 상기의 설명과 Table 3에서 알 수 있듯이 하중 그 자체가 교변하중의 성격을 가지고 있다. 선회프레임의 구속 조건은 선회링 지점을 표현하기 위하여 선회프레임 주위에 스프링 상수가 100 kgf/mm인 스프링 요소를 이용하여 모든 방향을 구속하는 것(선회프레임 링구조 원설계자인 일본의 니혼사로의 설계 사양)으로 하였다.

Table 2 Basic description of Light train

항 목	주요제원	항 목	주요제원
차체길이	9,140 mm	구동대차하중	1,730 kgf
대차 중심간길이	5,300 mm	부수대차하중	1,440 kgf
공차하중	12,000 kgf	최대승객하중	6,000 kgf
차체하중	3,000 kgf	동하중제수	0.3

$$\text{※ } W = (W_{\text{공차}} + W_{\text{최대승객}}) - (W_{\text{구동대차}} + W_{\text{부수대차}}) = 14,830 \text{ kgf}$$

Table 3 Load cases for the rotating frame

하중 방향	하중조건	
	하중근거	하중 데이터
수직	$W \times 1.3$	49.0 kN
횡	$W \times 0.3$	스토퍼: ± 16.1 kN 공기 스프링: ± 6.7 kN
길이	가속도와 견인력에 의한 가장 큰 하중	상부링크: ± 12.89 kN 하부링크: ∓ 21.7 kN
룰링	편측 공기스프링의 이상 상승인 경우 스토퍼에 발생하는 하중	± 10 kN

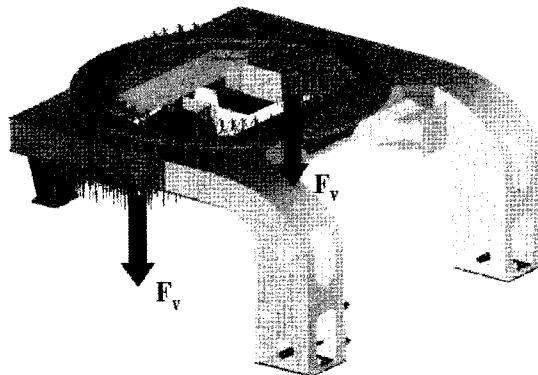


Fig. 4 Vertical load applied to the rotating frame

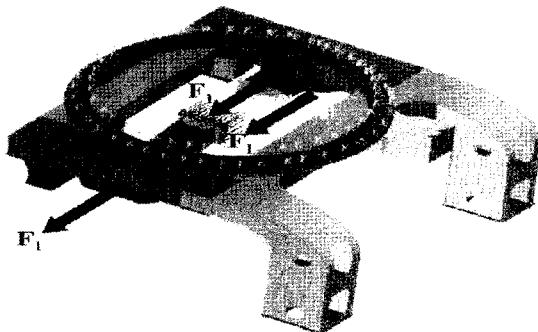


Fig. 5 Lateral load applied to the rotating frame

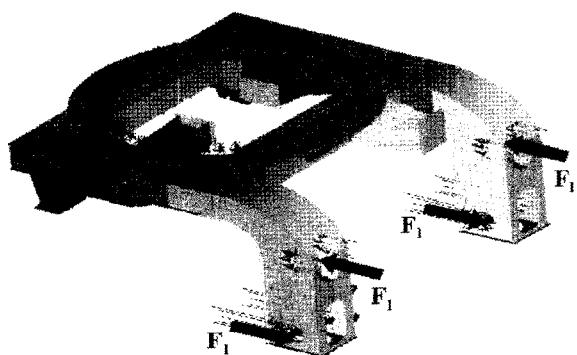


Fig. 6 Longitudinal load applied to the rotating frame

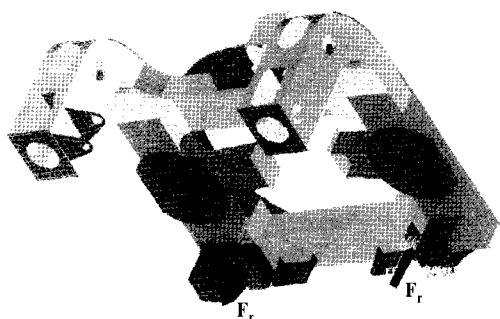


Fig. 7 Rolling load applied to the rotating frame

3.2 선회프레임 정적해석 결과

Fig. 4와 같은 수직 하중에 대한 정적해석 결과는 Fig. 8에서 보는 바와 같이 공기 스프링 시트를 지지하는 보강재와 사이드 프레임의 용접부에 -8.60 kgf/mm^2 의 최소 주응력이 발생하였다. 여기서 (-)의 최소 주응력이 발생하였다는 것은 압축 응력의 절대 크기 최대 주응력이 발생하였다는 것을 말한다. 즉, 수직방향 하중에 의해서는 8.60 kgf/mm^2 의 압축 최대 주응력이 발생하였다고 말할 수 있다. 횡방향 하중에 대한 해석 결과, 스토퍼측면 방향으로 16.1 kN , 공기스프링 하중도 같은 방향으로 6.7 kN 부가되었을 때, Fig. 9에서 보는 바와 같이 스토퍼면의 하중부-하지점에 최소 주응력 -4.65 kgf/mm^2 가 발생하였다. 길이방향 하중의 경우에는 상부링크에 $+12.89 \text{ kN}$ (전방), 하부링크에 -21.7 kN (후방)인 조건에서 Fig. 10과 같이 사이드 프레임의 절곡부 내측에서 -9.06 kgf/mm^2 의 최소 주응력, 즉 9.06 kgf/mm^2 의 압축 최대 주응력이 발생하였다. 롤링 하중에 대하여는, 전방향을 기준으로 코일스프링의 좌측에 $+10 \text{ kN}$, 우측에 -10 kN 을 부가하였을 때, Fig. 11과 같이, 코일스프링 출부에 최대 주응력 $+5.50 \text{ kgf/mm}^2$ 이 나타났다. 이 경우는 5.50 kgf/mm^2 의 인장 최대 주응력이 발생한 것이다.

이상의 4가지 하중조건에 대한 정적해석 결과를 종합하면 Table 4와 같다. 여기서 횡하중과 길이방향 하중의 경우에는 하중의 작용방향에 따라서 절대값으로 본 최대 주응력이 인장과 압축으로 서로 바뀔 수 있다. 따라서 본 연구에서는 보수적으로 취약부위를 선정하기 위하여 Table 3에 나타낸 2가지 하중 조합에 대하여 절대값이 가장 큰 최대 주응력을 사

용하였고 피로강도 평가에서도 이 최대 주응력이 교번하중으로 작용하는 것으로 하였다. 이러한 접근방법은 차량의 안전에서 대차가 차지하는 중요성을 고려하여 매우 보수적인 방법으로 피로강도를 평가하기 위함이다.

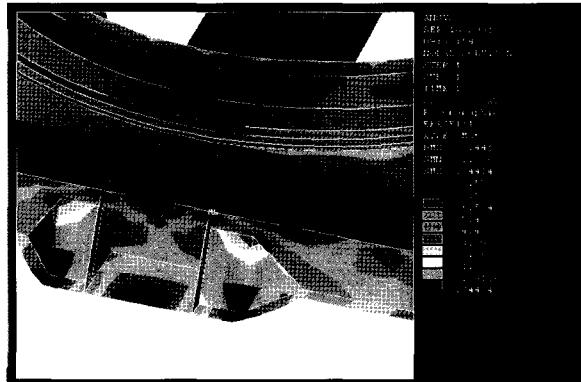


Fig. 8 Principle stress due to vertical load

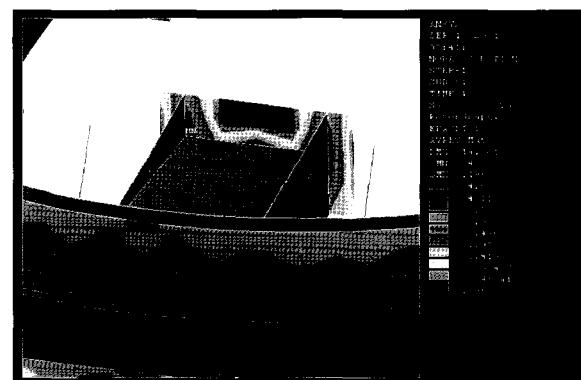


Fig. 9 Principle stress due to lateral load

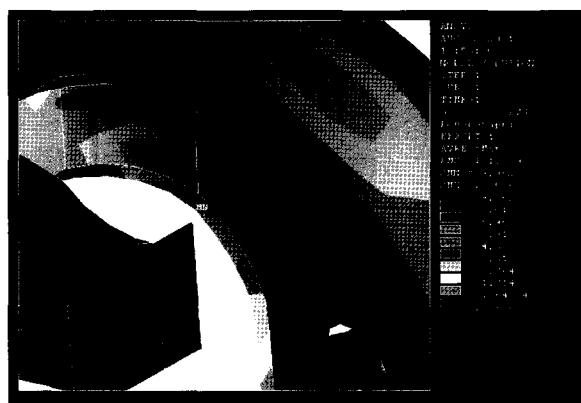


Fig. 10 Principle stress due to longitudinal load

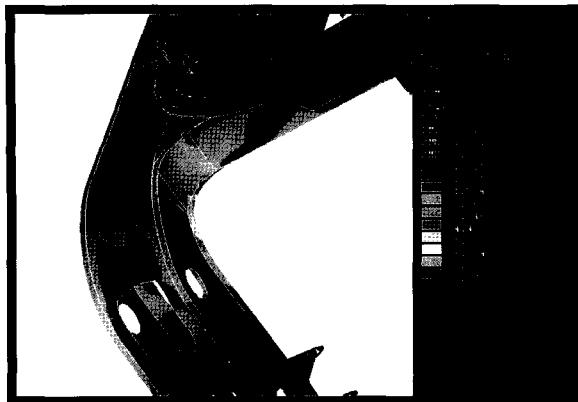


Fig. 14 Von-mises stress due to longitudinal load

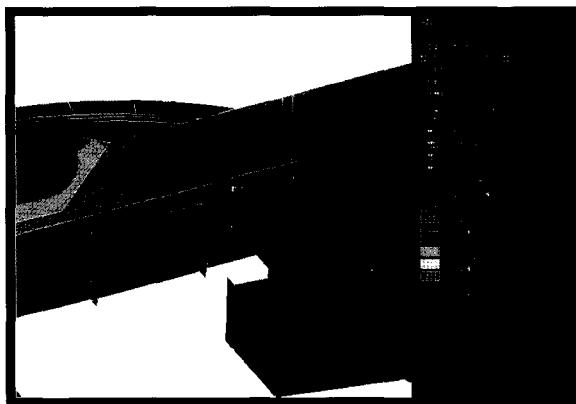


Fig. 15 Von-mises stress due to rolling load

해석결과로부터 얻어진 각 하중조건에 대한 모든 절점에서의 등가응력은 다음 식(8)에 의해 변동응력으로 변환하였다[7].

$$\sigma_a = \sqrt{(\sigma_1)^2 + (\sigma_2)^2 + (\sigma_3)^2 + (\sigma_4)^2} \quad (8)$$

계산결과 용접부 허용응력 진폭 7.0 kgf/mm^2 을 초과하는 부위는 발생하였으나, 11 kgf/mm^2 과 14 kgf/mm^2 을 초과하는 부위는 발생하지 않았다. 용접부의 허용응력진폭 초과부 중 사이드 프레임의 절곡부는 용접부이지만 설계상 사이드 프레임의 절곡부는 용접 후 grinding을 필수적으로 수행하는 부위이므로 피로측면에서 안전하다고 할 수 있다. 다만, 사이드

프레임과 횡방향 프레임이 결합되는 용접부는 설계상 grinding 처리가 되지 않는 부분이므로 후처리가 요구된다. Fig. 16은 피로평가 결과 허용응력 진폭을 초과하는 지점을 나타낸 것이다.

이 경우에 대한 결과를 SS400 재료의 피로특성에 대한 Goodman 선도로 그리면 Fig. 17과 같다.

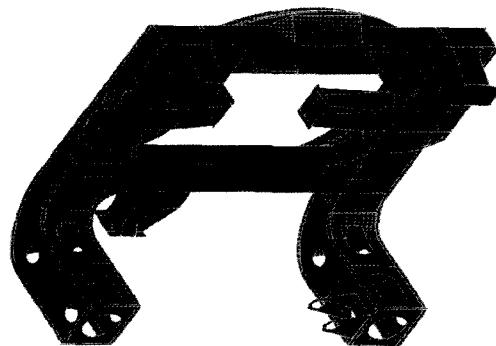


Fig. 16 The exceeded points of allowing stress amplitude at welding area

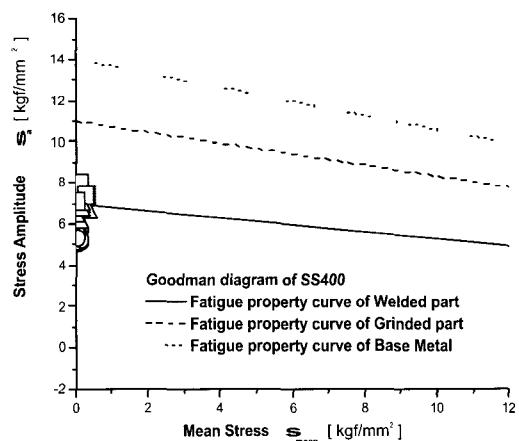


Fig. 17 Goodman diagram of fatigue analysis in circle frame under combination loading condition

6. 결 론

국내에서 개발중인 경량전철 대차의 선회프레임에

대해서 수직방향, 횡방향, 길이방향 및 롤링 하중에 대하여 정적강도해석 및 피로해석을 수행하였다. 이들 해석의 결과로부터 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 선회프레임의 최소 주응력은 길이방향 하중에 의해서 하부플레이트링크 절곡부의 용접부에서 9.06 kgf/mm^2 의 압축 응력이 발생하였다.
- (2) 정적 강도해석 결과 최대 등가응력은 전후방향 하중조건 시 7.976 kgf/mm^2 발생하였으나, 절곡부 재료의 항복강도 25.0 kgf/mm^2 보다 작으며, 약 $3.13(=25.0/7.976)$ 의 안전계수를 가지고 있다.
- (3) 복합적인 하중조건을 고려한 피로평가 결과 사이드 프레임의 절곡부에서 용접부 허용응력 진폭 7.0 kgf/mm^2 을 초과하였으나, 설계상 사이드 프레임 절곡부는 용접 후 필수적으로 grinding을 수행하는 부위이므로 피로측면에서 안전하다고 할 수 있다.

조 및 피로해석”, 한국철도학회 논문집 제2권 제 2호, pp.31-38, 1999.

6. 구정서, 송달호 외 5, “고무차륜 경량전철 대차의 피로강도 해석 연구”, 연구보고서, 한국기계연구원, 2001
7. “SMSC 신형 직교류 WVF 전동차 하중시험 결과 보고서”, 현대정공, 1999. 12

후 기

본 연구는 한국철도기술연구원이 총괄 주관기관이 되어 수행하고 있는 경천철 기술개발사업 중에서 주관기관 우진산전(주)으로부터 위탁을 받아 수행하고 있는 “대차의 피로강도 해석연구” 과제의 연구결과의 일부입니다.

참고문헌

1. 황원주, 전웅식, 함영삼, 강부병, “고속화차용 용접대차 프레임 개선모델의 강도평가”, 한국철도학회 추계학술대회 논문집, pp.235-239, 2001.
2. 서정원, 정홍채, 구병준, 김남포, 유원희, “전동차 대차 프레임의 확률론적 피로강도 평가”, 한국철도학회 추계학술대회 논문집, pp. 261-266, 2001.
3. 노규석, 이상록, 강재윤, “와전류 제동장치를 포함한 한국형 고속전철 대차의 정적강도 및 피로 강도 평가”, 한국철도학회 추계학술대회 논문집, pp.26-272, 2001.
4. 박기준, 이호용, 이관섭, 김원경, “표준전동차 대차를 피로 강도 평가(I)”, 한국철도학회 논문집 제 3권 3호, pp.170-177, 2000.
5. 윤형선, 권혁수, 윤성호, “고무차륜형 ACT 주행장치의 구