

## 표준전동차 대차틀 피로강도평가(I)

### Fatigue strength evaluation of a bogie frame for standard electric multiple unit( I )

박기준<sup>1</sup>, 이호용<sup>2</sup>, 이관섭<sup>3</sup>, 김원경<sup>4</sup>

Kee-Jun Park, Ho-Yong Lee, Kwan-Sub Lee and Won-Kyong Kim

**Key Words** : *Bogie frame(대차틀), Fatigue Analysis(피로해석), Stress Analysis(응력해석)*

#### Abstract

Nowadays, the vehicle structure weight of urban transit system has been reduced in order to save energy and materials. However, this light weighted vehicle structure is very important to verify the fatigue strength at the development stage. Bogie system consists of bogie frame, suspensions, wheel-sets, braking system and transmission system. Among these components, the bogie frame is most significant component subjected to the whole vehicle and passenger loads. In this study, the bogie frame for the standard EMU power car is evaluated to the static and fatigue strength. And, the evaluation method is used the JIS E4207 specification throughout the FEM analysis and static load test. The static and fatigue test results for the standard EMU bogie frame of power car has been appeared very safety and stable for the design load conditions.

#### 1. 서론

현재 에너지와 재료의 절약을 위해서 차량구조물 경량화에 대한 연구를 하고 있다. 따라서 이러한 경량차량구조물은 피로강도가 설계상 중요한 평가기준으로 제시되어야 할 것이다. 철도차량용 주행장치(Bogie)는 차체의 하중을 지지하고, 여객 및 열차의 안전, 주행성능 및 승차감에 지대한

영향을 미치는 핵심 구조 부품이다. 주행장치는 크게 대차틀, 차륜 및 차축, 현수장치, 제동장치, 전동기 및 동력전달장치 등으로 구성되며, 대차틀은 형상이 복잡하고 하중을 직접 지지할 뿐만 아니라 하중조건도 정적 및 동적하중이 복합적으로 작용하고 있다. 대차틀은 차체 자중 및 승객하중에 의한 정하중과 곡선주행, 제동시 발생하는 준정적하중(Quasi-Static Load) 및 불규칙한 선로와 차체, 주행장치, 윤축의 운동 모드에 의한 동하중을 받고 있다.

즉, 진폭과 주파수가 변화되는 복합 피로하중을 받고 있으므로 대차틀의 강도 설계시에는 반복적인 피로하중을 반드시 고려하여 해석을 수행하여

<sup>1</sup> 정회원, 한국철도기술연구원 선임연구원

<sup>2</sup> 정회원, 한국철도기술연구원 주임연구원

<sup>3</sup> 정회원, 한국철도기술연구원 책임연구원

<sup>4</sup> 비회원, 한국철도기술연구원 책임연구원

야 한다.

본 논문에서는 표준전동차 대차들의 피로강도 해석을 수행하여 안전성평가 및 대차들의 경량화 설계를 위한 기준자료를 체계화 하고자 한다. 이를 위하여 대차들의 피로강도평가기준을 제시한 JIS E4207 규격을 적용하여 전동차에 사용되는 동력차량용 대차들의 구조해석 및 정하중시험을 수행하여 정적강도 및 피로강도를 평가하였다.

철도차량용 대차들의 피로강도평가에 관한 연구는 일본 및 유럽에서 많이 수행되고 있으며 최근에는 동력학 시뮬레이션에 의해서 동적하중이력을 예측하고, 이를 이용해서 대차들의 피로강도를 평가하는 연구결과들이 보고되고 있다.

대차들의 피로강도 평가기준을 제시한 JIS E 4207 또는 UIC 615-4 규격에서는 피로한도를 고려한 무한수명 설계개념을 사용하고 있으며, 각 규격에서 제시하는 하중부하 조건에 대한 응력진폭이 각 재료의 피로한도를 고려한 허용응력을 넘지 않도록 설계기준을 제안하고 있다. 최근에는 변동하중이력을 받을 경우 재료의 피로한도이하에서도 피로손상이 누적되기 때문에 이를 고려해서 피로강도를 평가하여야 한다는 연구결과들이 많이 보고되고 있다.

## 2. 대차들 구조해석

### 2.1 개요

본 해석은 알루미늄 표준전동차 대차들에 대하여 유한요소법을 이용한 대차들 강도평가에 대한 것이다. 해석은 플레이트/셸(Plate/Shell)의 유한요소법을 이용하여 모델링함으로써 대차들 단면의 변화 또는 필렛부분을 실제에 근사시켰다.

표준전동차의 대차는 동력대차와 부수대차로 구분되며, 본 논문에서는 하중조건이 가혹한 동력대차의 대차들에 대한 해석만을 수행하며, 해석모델은 전체 모델링(Full modeling) 하였다.

### 2.2 하중 조건

표준전동차 동력차량의 중량은 Table 1과 같고 대차들에 작용하는 하중은 Table 1을 기준으로 계산하였으며, Table 2는 JIS E 4207에서 제시한 하중조건을 근거로 작성한 것이다.

Table 1 Weight of Motor Car

번호	구분	중량
1	공차중량	33,800 kg
2	최대 승객하중	29,000 kg
3	주행장치중량	13,800 kg
4	1차 스프링하 중량	6,560 kg
5	모터 중량	650 kg
6	축스프링 상수	95 kgf/mm

Table 2 Load Condition

하중조건	하중 크기	비고
수직하중	28.1 ton	정하중(W)
	36.6 ton	동하중(1.3W)
비틀림하중	4.6 ton	2,3위liner(12mm)
	4.6 ton	1,4위liner(12mm)
전후하중	8.4 ton	전진시(0.3W)
	8.4 ton	후진시(0.3W)
좌우하중	8.4 ton	좌측방향(0.3W)
	8.4 ton	우측방향(0.3W)
구동기어 반력하중	2.6 ton×2	전진시
	2.6 ton×2	후진시
T/M 동하중	3.3 ton×2	하방향
	2.0 ton×2	상방향
제동하중	[4.0+1.0] ton×2	1,2위(전진시)
	[4.0+1.0] ton×2	1,2위(후진시)
	[4.0+1.0] ton×2	3,4위(전진시)
	[4.0+1.0] ton×2	3,4위(후진시)

**2.3 재질의 기계적 성질**

대차틀의 사이드프레임(Side Frame)은 SWS490A로 제작되며 크로스빔(Cross Beam)은 STKM13B, 트레شم(Transom) 및 기타 브라켓(Bracket)들은 SS400으로 제작된다. 각 재질의 기계적 성질은 Table 3과 같으며, 피로강도는 JIS E 4207에서 제시한 값을 사용하였으나 피로한도가 명시되지 않은 STKM13B의 모재에 대해서는 SS400의 값을 적용하였다.

**Table 3 Material Strength**

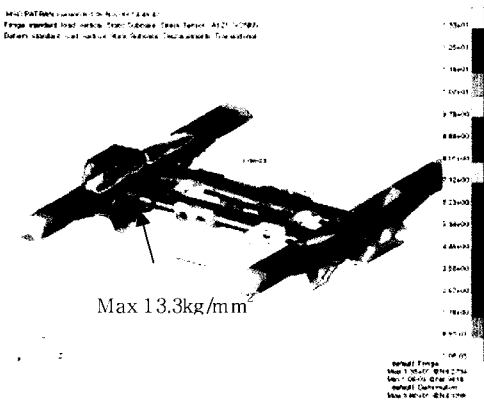
단위 : kg/mm<sup>2</sup>

재 질	항복 강도	인장 강도	피로강도		
			모재부	용접후 사상부	용접부
SWS490A	33	50	16	11	7
STKM13B	31	45	14		
SS400	25	41	14		

**2.4 하중별 강도평가**

**2.4.1 수직하중 결과**

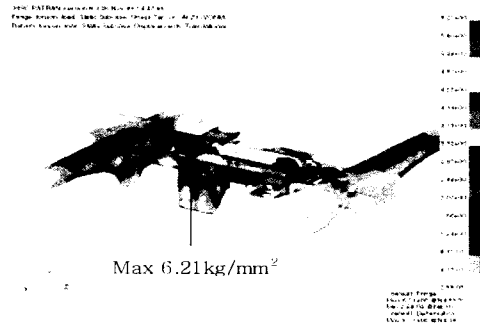
최대하중 36.6 ton을 가한 해석결과는 Fig. 1에서 보는 것과 같이 모재부에 13.3 kg/mm<sup>2</sup>이 응력값이 발생한다.



**Fig. 1 수직하중 해석결과**

**2.4.2 비틀림하중 해석 결과**

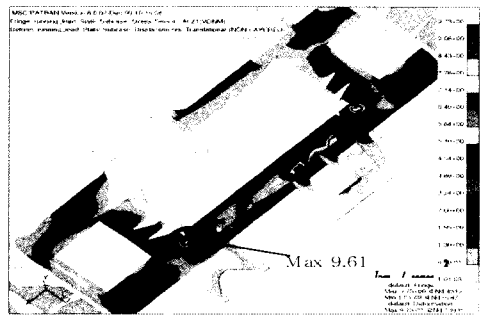
Fig. 2에서와 같이 트랜شم(Transom)과 크로스빔(Cross Beam) 경계 부근인 사상부에 6.21 kg/mm<sup>2</sup>이 발생한다.



**Fig. 2 비틀림 하중해석 결과**

**2.4.3 전후하중 결과**

전후하중은 수직 정하중의 30 % 인 8.4 톤이 동하중으로 작용하며, Fig. 3에서와 같이 해석결과는 9.61 kg/mm<sup>2</sup>이 발생한다.



**Fig. 3 전후하중 해석 결과**

**2.4.4 좌우하중 해석 결과**

좌우방향 하중은 주행중 좌우진동에 의해 발생하는 하중으로 그 크기는 수직 정하중의 30 %이며, Fig. 4에서와 같이 브라켓 연결부위 즉 사상부위에 11.0 kg/mm<sup>2</sup>이 발생한다.

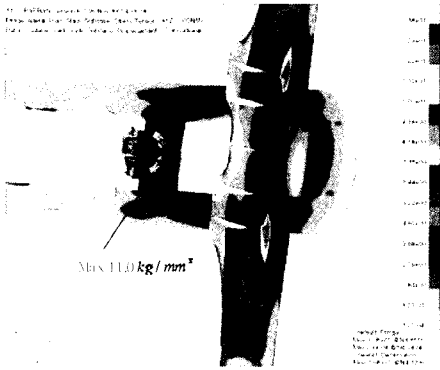


Fig. 4 좌우하중해석 결과

### 2.4.5 구동기어 반력 하중 해석 결과

구동기어 반력하중은 차량의 구동시 구동기어 브라켓(Driving gear mounting bracket)에 가해지는 하중이다. Fig. 5에서 보는 것과 같이 구동장치 브라켓의 사상부위에서 응력 9.12 kg/mm<sup>2</sup>이 발생하였다.

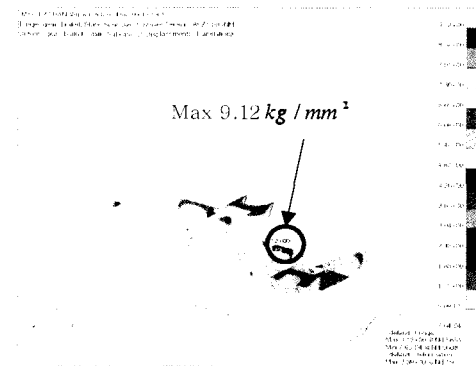
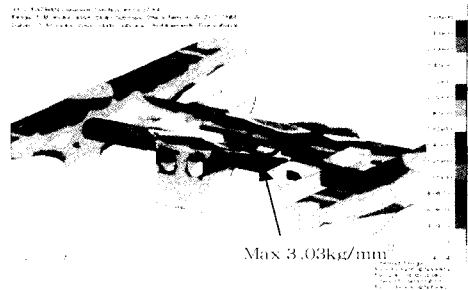


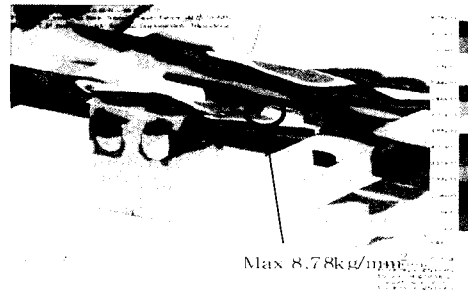
Fig. 5 구동기어 반력하중 결과

### 2.4.6 구동모터 하중 해석 결과

구동모터의 상하진동 ±4g에 의해 발생하는 동하중은 자중(650 kg)을 고려하여 상방향으로 3.0 g, 하방향으로 5.0 g이며, 해석결과 Fig. 6에서와 같이 센터피봇 브라켓 근처에서 상방향의 경우 3.03 kg/mm<sup>2</sup>가 발행하고 하방향의 경우는 8.78 kg/mm<sup>2</sup>이 발생한다.



(a) 상방향 하중



(b) 하방향 하중

Fig. 6 모터하중 해석결과

## 3. 하중시험 및 피로해석

### 3.1 개요

본 논문에서는 철도차량 주행장치의 피로강도 평가 기준을 제시한 JIS E4207 규격을 적용하여 대차틀의 구조해석을 수행한다. 실제 운행중 발생하는 운용하중이력을 측정하기 위해서 구조해석에서 얻어진 응력성분을 이용하여 응력진폭과 평균응력을 추정하였으며, 대차틀 재질로 사용된 소재에 대해서 Goodman선도를 작성하고, 이를 이용하여 대차틀의 강도평가를 수행했다.

### 3.2 대차틀에 작용하는 피로하중 조건

일본 JIS E 4207 규격에서 제안한 대차틀의 피

로강도평가 기준에 대하여 하중조건을 계산하여 표준전동차 주행장치의 피로강도를 평가한다. 구조해석 및 시험결과 얻어진 응력을 이용하여 JIS E 4207 규격에서 제안한 방법으로 계산된 응력이 허용응력 보다 작으면 피로하중에 의해 균열이 발생되지 않음을 의미하며, 반대로 계산된 응력이 허용응력보다 크면 피로하중에 의해 균열이 발생할 수도 있음을 의미한다.

### 3.3 하중 조건

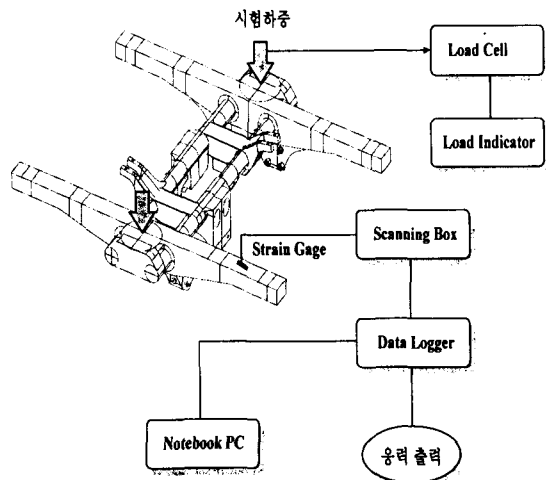
동력차의 중량은 하중조건 Table 1와 같으며, 대차들에 작용하는 하중은 Table 2을 기준으로 계산한다.

### 3.4 시험 장비

대차들의 하중시험에 사용된 장비들은 Table 4와 같으며, 시험장비 설치도는 Fig. 7과 같이 시스템을 구성하여 시험을 실시한다.

**Table 4 Testing Equipment**

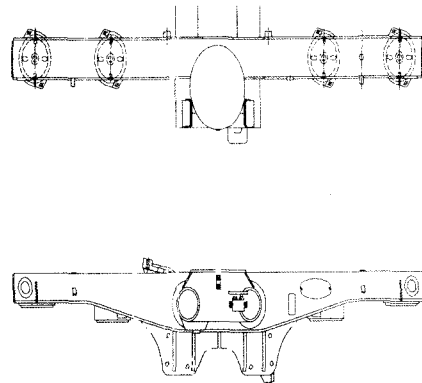
장비명	모델명	용 량	수 량	비 고
Data logging system	UCAM-70A	내부 30ch.	1 set	응력측정
Scanning Box	USB-71A	50 ch.	1 set	
Load cell/indicator	-	5~40 ton	10 sets	
Hydraulic cylinder	ENERP AC 외	5~25 ton	10 sets	가압장비
Hydraulic pump	-	~ ton	5 sets	
Notebook PC	CN530	Pentium	1 set	Data 분석
Jig & Fixture	--	--	--	



**Fig. 7 정하중시험 방법**

### 3.5 시험 방법

대차들에서 고응력이 예상되는 부위에는 Fig. 8과 같이 약 30 여개의 스트레인 게이지를 취부했다. 스트레인 게이지의 부착위치는 구조해석 결과로부터 선정한다. 스트레인 게이지는 대차들의 대칭성을 고려하여 1/2 영역에 집중적으로 부착하며, 지지점(Block Brake Support Bracket)위치에는 하중의 대칭성을 확인하기 위하여 기준게이지(Reference Gage)를 취부했다.



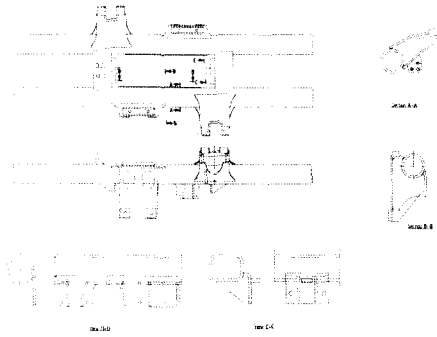


Fig. 8 게이지 위치도

### 3.6 결과평가 방법

#### 3.6.1 선형성 검사

각 시험이 종료된 후, 각 하중조건별로 고응력 부위를 택하여 하중~응력 곡선을 그려서 선형거동을 확인한다. 하중~응력 곡선은 재질의 탄성범위 내에서 전반적인 선형거동을 잘 표현하고 있어야 하며, 하중을 제거한 후의 응력차이가  $\pm 0.3 \text{ kg/mm}^2$  이내가 되어야 한다. 그러나 만일 선형성이 나타나지 않거나 응력차이가  $0.3 \text{ kg/mm}^2$  을 넘으면 그 원인을 파악하여 재시험 여부를 결정해야 한다.

#### 3.6.2 시험 결과 분석

각 하중조건별 최대응력값 및 발생위치를 정리하면 Table 5와 같다. 정하중 시험의 결과를 살펴보면 최대응력은 수직하중(1.3W) 적용시 사이드 틀 중간의 제동 브라켓 하단면에서 발생하며, 이 부위의 재질은 SWS490A이고 이 재질의 항복강도보다 작아 안전하다고 판단할 수 있다.

비틀림 하중, 기어반력 하중, 제동 하중 조건하에서는 그다지 큰 응력이 발생하지 않고 있음을 알 수 있으며, 전후하중과 좌우하중 하에서는 하중을 받는 브라켓(Bracket)을 지지하는 부위에 큰 응력이 발생함을 알 수 있다.

Table 5 Test Results

하중 조건		최대응력값 (kgf/mm <sup>2</sup> )	발생위치 (게이지번호)
수직 하중	정하중(W)	10.19	Block brake bracket 하단부(#11)
	변동하중 (1.3W)	13.32	Block brake bracket 하단부(#11)
비틀림 하중		1.82	Block brake bracket 곡선부(#4, #11)
전후 하중		-10.02	Center pivot support bracket(#28)
좌우 하중		-11.87	Lateral buffer bracket stiffener(#33)
기어반력 하중		2.1	Crossbeam, Transom 연결부(#16)
T/M 동하중		5.17	Center pivot support bracket(#29)
제동 하중		3.74	Block brake bracket (#36)
구동시	평균응력	12.34	Block brake bracket 곡선부(#11)
	변동응력	5.88	Lateral buffer bracket stiffener(#33)
제동시	평균응력	10.92	Block brake bracket 곡선부(#4)
	변동응력	5.78	Lateral buffer bracket stiffener(#33)

전후하중, 좌우하중을 지지부의 재질은 SS400의 항복강도보다 작아 안전하다고 판단할 수 있다. 수직하중과 제동하중을 제외한 다른 하중조건하에서는 응력이 크로스빔(Cross beam)과 트랜섬(Transom)의 연결부위, 그리고 각 브라켓(Bracket) 연결부위에서 크게 나타나고 있음을 알 수 있으나, 모두 재질의 허용한도 이내에 포함되어 있으므로, 정하중에 대하여 충분히 안전한 정적강도를 가지고 있다고 판단할 수 있다.

JIS E 4207에서 정의하는 합성응력 결과를 바탕으로 본 고응력 발생부위는 블록브레이크 브라켓(Block brake bracket) 중앙 곡률부, 블록브레이크 브라켓과 스프링시트(Spring seat) 사이 그라인딩부위, 그리고 지지브라켓(Support bracket)의 스티프너(Stiffener)와 크로스빔(Crossbeam), 트랜섬(Transom) 연결부위 등이다. 그러나 Fig. 9의 피로내구선도에서 나타난 것과 같이, 모든 응력값은 규정된 선도 이내 안전영역에 표시되고 있다.

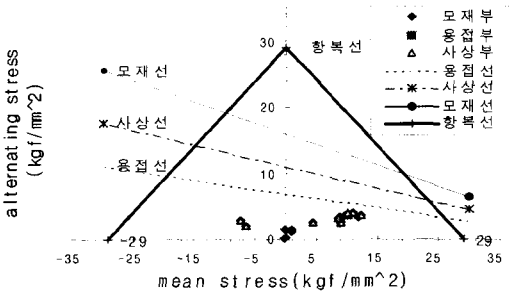
4. 결론

대차들의 구조해석과 하중시험 결과 Table 6과 같은 결과를 얻었다.

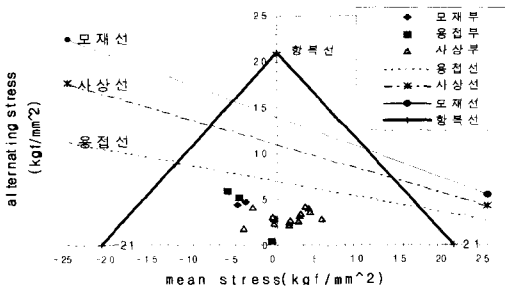
Table 6 Test and Analysis Result

단위 :  $\text{kgf}/\text{mm}^2$

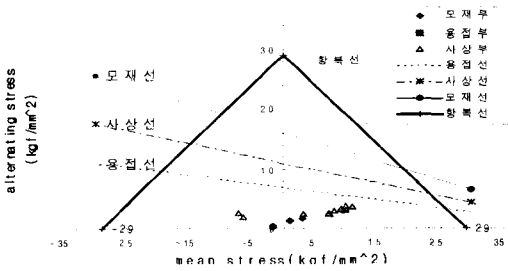
하중 조건		시험결과	해석결과
수직 하중	정하중(W)	10.19	10.15
	변동하중(1.3W)	13.32	13.30
비틀림 하중		1.82	6.21
전후 하중		-10.02	-9.16
좌우 하중		-11.87	-11.0
기어반력 하중		2.1	9.12
구동모터 동하중		5.17	8.78
제동 하중		3.74	3.1



(a) 구동시 SWS490A



(b) 구동시 SS400



(c) 제동시 SWS490A

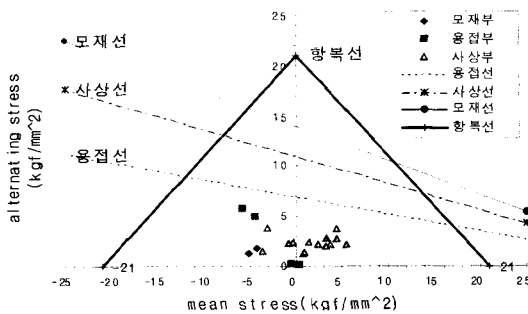


Fig. 9 피로내구도 평가결과

(d) 제동시 SS400

- 1) 구조해석결과와 하중시험결과를 비교하여 보면 각 하중조건에서 최대 응력 발생위치가 동일하며, 각 재료의 허용응력 범위 안에서 발생했다.
- 2) 최대 응력 발생 부위는 수직변동 하중하에서 블록브레이크 브라켓의 하단 곡률부에서 나타나며, 그 크기는  $13.32 \text{ kgf}/\text{mm}^2$ 로 재료의 허용응력 이내에 포함된다.
- 3) 합성응력으로 구한 피로내구선에 나타나는 모든 응력은 안전역이내에 포함된다.

이상의 결과를 종합하여 보면, 시험대상인 표준 전동차 대차들은 주어진 설계하중 조건하에서 충분한 정적강도와 피로 내구성을 확보하고 있다고 판단된다.