

단부객차대차의 정적강도 및 피로강도 평가

Evaluation of static and fatigue strength for end trailer bogie

조우강* 한성욱** 송시엽** 박근수** 박형순**

Cho, Woo-Kang Han, Sung-Wook Song, Si-Yeop Park, Guen-Soo Park, Hyung-Soon

ABSTRACT

A bogie frame is typical safty part of railway vehicle. Main performance of a bogie frame is to support a car body and passenger weight and transfer traction and braking force. This paper is to evaluate the static strength and fatigue strength for the end trailer bogie with UIC 615-4 code.

Therefore stress analysis of the end trailer bogie frame has been performed for various loading condition according to the UIC 615-4 code and haigh diagram is used for evaluation of fatigue strength. By the results of these analysis, static and fatigue strength of the end trailer bogie is satisfied with a applied criterion.

1. 서 론

대차는 크게 대차프레임, 차륜 및 차축, 현가장치, 제동장치, 구동장치, 센터피봇장치, 기타 부수 기능 품등으로 구성되며, 이중 대차프레임은 철도차량의 대표적인 안전부품으로서 주요 기능은 구체 및 승객하중의 지지, 견인력 및 제동력 전달, 안락한 승차감 제공 등이 있으며 이에 따라 차체 자중 및 승객하중에 의한 정적하중과 곡선주행 및 제동시 발생하는 준 정적하중, 불규칙한 선로와 차체, 대차, 윤축의 상대운동 모드에 의한 동하중을 받고 있다. 따라서 대차프레임의 구조적 안전성을 확보하기 위해서는 선형구조해석을 적용한 정적하중에 의한 정적강도 평가와 더불어 피로하중에 의한 각 부품의 동적 거동 분석과 대차프레임을 구성하는 부재의 피로강도 평가가 동시에 이루어져야 한다.

본 논문에서는 단부객차대차에 대한 정적강도 및 피로강도 평가를 UIC 615-4 코드에 부합하게 수행하여 대차프레임의 구조적 안전성을 확보하고자 한다.

2. 대차프레임의 유한요소모델 및 재질의 기계적 성질

단부객차대차프레임의 유한요소모델은 그림 1에 나타난 바와 같이 볼스타레스형 용접구조로서 1차 현가장치는 Guide/Coil spring, 2차 현가장치는 Air spring으로 구성된다. 이 모델에서, X-축은 길이방향, Y-축은 폭방향 그리고 Z-축은 수직방향이다. 대차프레임은 동일 두께의 판재의 경우 shell 요소를 적용하고 판재 및 주강부품의 경우 solid 요소를 사용하여 모델링 하였고, 1차 현수장치인 Guide/Coil spring은 스프링 요소를 사용하여 3축 방향의 변위에 대한 강성을 부여하였으며 부시형 가이드 빔의 경우 단면을 고려한 빔 요소를 적용하고 연결부에 부시의 강성을 스프링 요소로 표현하였다.

윤축과 저널 박스는 각각의 단면을 고려하여 충분한 강성을 가지는 빔 요소를 적용하였고 윤축의 회전을 고려하여 두 부품간의 연결점에서 자유도를 구속하였다. 또한 센터피봇이 장착되는 부위는 적당한 강성을 갖는 빔 요소로 연결하여 센터피봇의 운동을 표현할 수 있도록 자유도를 구속하였다.

* (주)로템 기술연구소 비회원

E-mail : wkcho@rotem.co.kr

TEL : (031)460-1309 FAX : (031)460-1780

** (주)로템 기술연구소

유한요소모델에 사용된 절점 및 요소 수는 각각 281,028개와 357,034개 이다.

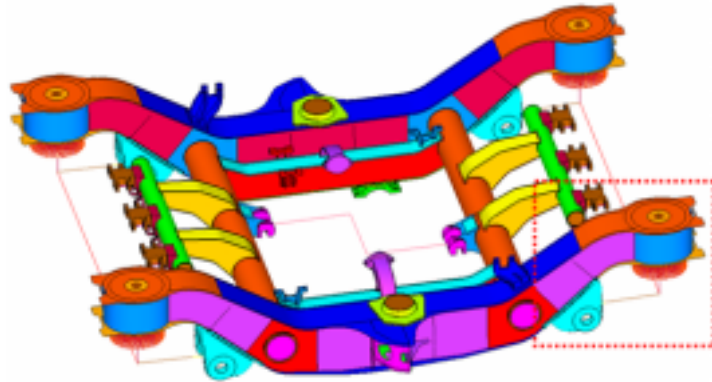


그림 1 단부객차대차프레임의 유한요소 모델

단부객차대차프레임에 적용된 재질은 관재의 경우 대부분 SM490A가 적용되었고 중공 관재의 경우 STKM18B, 주강부품의 경우 GE230N이 적용되었다. 객차대차프레임에 사용된 재질의 기계적 성질은 표 1과 같다.

표 1 단부객차대차프레임에 적용된 재질의 기계적 성질

No.	재 질	항복강도	인장강도	비 고
1	SM490A	≥325 MPa	490~610 MPa	주요 강관
2	STKM18B	≥315 MPa	≥490 MPa	주요 강관
3	GE230N	≥230 MPa	≥400 MPa	주강품

3. 정적하중에 의한 강도 평가

3.1 정적하중 조건

정적하중 조건은 차량의 기본 제원을 기초로 하여 UIC 615-4 코드에 정의된 수식을 적용하여 계산되며 크게 메인프레임에 대한 정적하중 조건과 취부기기에 대한 정적하중 조건 2가지로 나눌 수 있다. 각 하중조건별 하중기호와 하중크기는 표 2와 같다.

표 2 정적 하중조건 요약 (객차대차)

하중조건		하중기호	하중크기	비고
메인프레임에 대한 정적하중	수직 하중	F_{z1}	270 kN	
		F_{z2}	270 kN	
	전후 하중	F_{z1}, F_{z2}	135 kN	
		F_x	210 kN	
	비틀림 하중	F_{z1}, F_{z2}	135 kN	
		T_{W1}, T_{W4}	108 kN	60% Load Transfer
		T_{W2}, T_{W3}	27 kN	60% Load Transfer
좌우 하중	F_{z1}, F_{z2}	135 kN		
	F_y	133.3 kN		
취부기기에 대한 정적하중	Anti-Roll 하중	F_{z1}	177.6 kN	
		F_{z2}	92.4 kN	
		F_{B1}, F_{B2}	±42.6 kN	
	Braking 하중	F_{z1}, F_{z2}	135 kN	
		F_{X1}, F_{X2}	±18.2 kN	
		F_{V1}, F_{V2}	±20.9 kN	

3.2 메인프레임에 대한 정적하중 강도 평가

최대수직하중은 UIC 615-4 code에서 제시한 수직하중 계수 중 가장 큰 값인 2를 적용하여 식 (1)을

통해 계산하였고 이때 최대수직하중은 270kN이다.

$$F_{d1} = F_{d2} = \frac{2g}{2n_b}(m_v + c_1 - n_b m^+) \quad \text{식 (1)}$$

해석 결과 그림 2에 표시한 바와 같이 2차 스프링 시트와 사이드프레임의 연결부위에서 약 235Mpa의 응력 분포를 보이고 있고 사이드프레임의 변곡부에서도 각각 약 200Mpa의 고 응력 분포를 보이고 있다. 그러나 이는 적용된 재질의 항복강도 보다 낮은 결과이므로 안전하다고 판단된다.

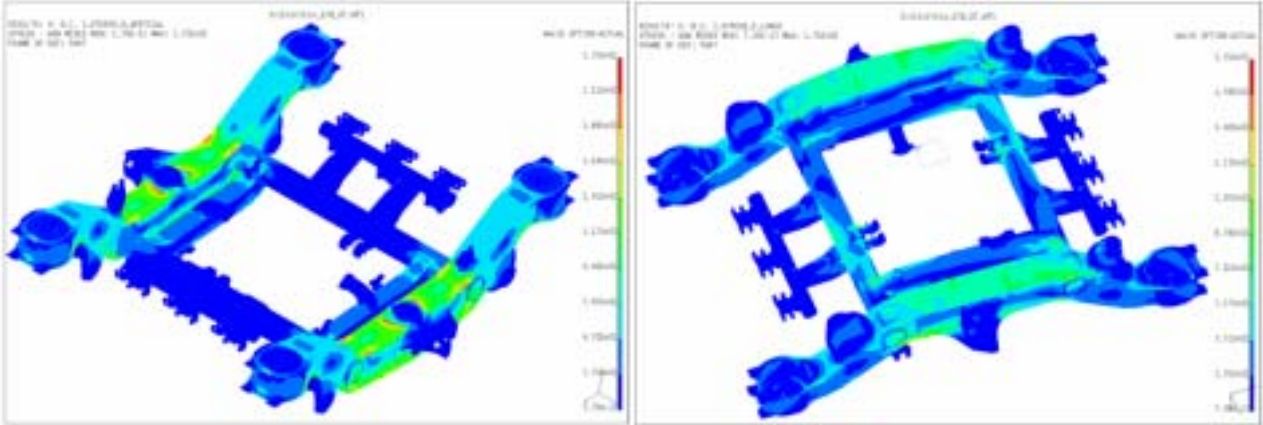


그림 2 최대 수직하중 경계 조건 및 응력 분포도 그림3 전후하중 경계 조건 및 응력 분포도

전후하중조건은 정적수직하중(1g)이 양쪽 2차 스프링 시트에 부과된 상태에서 대차 무게의 3g의 전후 하중을 가하였다. 해석 결과 사이드 프레임의 외측 사이드 판재 변곡부에 최대 응력 약 177Mpa이 나타나고 있고 이는 항복강도 보다 낮은 결과이므로 구조적으로 안전한 것으로 판단된다. 그림 3에 전후하중 조건에서의 응력 분포를 나타내고 있다.

비틀림 하중조건은 선로의 불규칙성에 의해 발생되는데 1, 3위 휠 위치와 2, 4위 휠 위치에 각각 108kN과 27kN을 가하였다. 해석 결과 사이드 프레임의 Anti-Yaw 댐퍼 브라켓 부위에서 약 281Mpa의 응력 분포를 보이고 있고 이는 항복강도 보다 낮은 결과이다. 그림 4에 비틀림 하중조건에서의 응력 분포를 표시하였다.

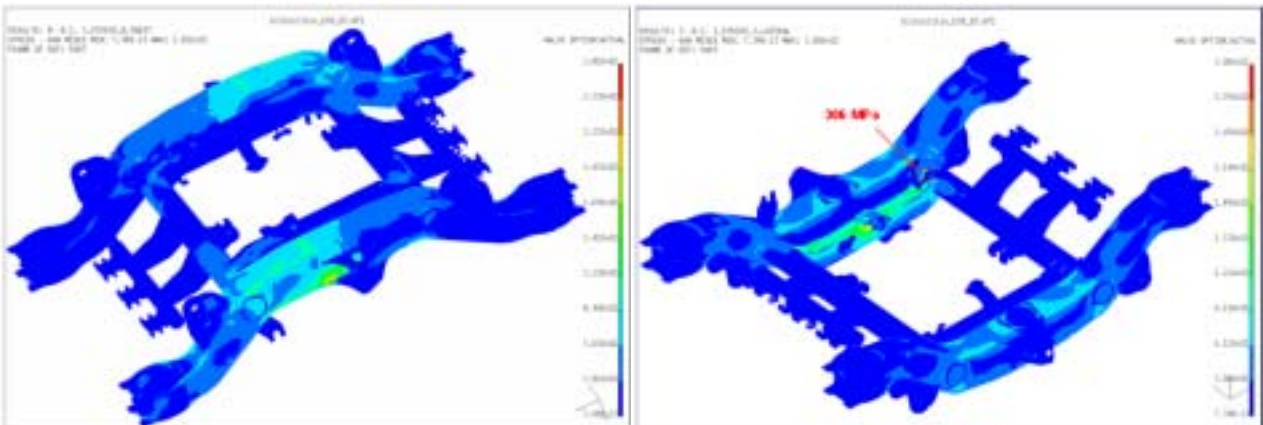


그림 4 비틀림 하중 조건 및 응력 분포도 그림 5 좌우 하중 경계조건 및 응력 분포도

좌우하중조건은 주행 중 좌우 진동에 의해 발생하는 하중으로 2차 스프링 시트와 좌우버퍼(lateral buffer) 위치에 가해지게 되며 식(2)와 같이 계산된다. 이와 함께 1g의 수직하중이 양쪽 2차 스프링 시트에 가한다.

$$F_y = 2 \times \left[10^4 + \frac{(M_v + c_1)g}{3n_e n_b} \right] \quad \text{식 (2)}$$

해석 결과 그림 5에 나타난 것과 같이 좌우버퍼가 부착된 트랜섬 서포터의 사이드 판재 부위에서 최대 306Mpa의 응력분포를 보이고 있고 이는 항복강도 보다 낮은 결과이다.

3.3 취부기기에 대한 정적하중 강도 평가

본 단부객차대차프레임은 안티 롤 바 시스템을 포함하고 있으며 안티 롤 바의 운동에 의한 정적하중 조건에 대한 강도 평가를 수행하였다.

안티 롤 바 시스템에 의한 하중조건은 동역학 해석 소프트웨어인 VAMPIRE에 의해 계산되어졌고 좌우의 안티 롤 바 브라켓과 2차 스프링 시트에 각각 가하여 해석을 수행했다. 해석 결과 2차 스프링 시트와 사이드프레임의 연결부위에 약 260Mpa의 응력 분포를 보이고 있고 이는 항복강도 보다 낮은 결과이므로 안전하다고 판단된다.

또한 본 연구에 적용된 대차프레임은 전후 윤축에 각각 3개씩 대차 당 총 6개의 차축 디스크 제동장치가 장착되어 있고 이는 트랜섬과 연결된 제동 브라켓과 연계되어 차량의 제동을 담당하게 된다. 따라서 차량의 급제동시 제동 브라켓에 부하되는 최대 제동하중에 대해 정적강도평가를 수행하였다. 1g의 수직 하중과 제동 브라켓에 제동력을 수직방향으로 가하여 해석을 수행했다. 해석 결과 1차 현가장치가 장착되는 사이드 프레임의 아래쪽 판재에서 최대 163Mpa의 응력 분포를 보이고 있다. 이는 항복강도 보다 낮은 응력 분포이다. 그림 6과 7은 각 취부기기에 대한 정적 하중 강도 평가 결과이다.

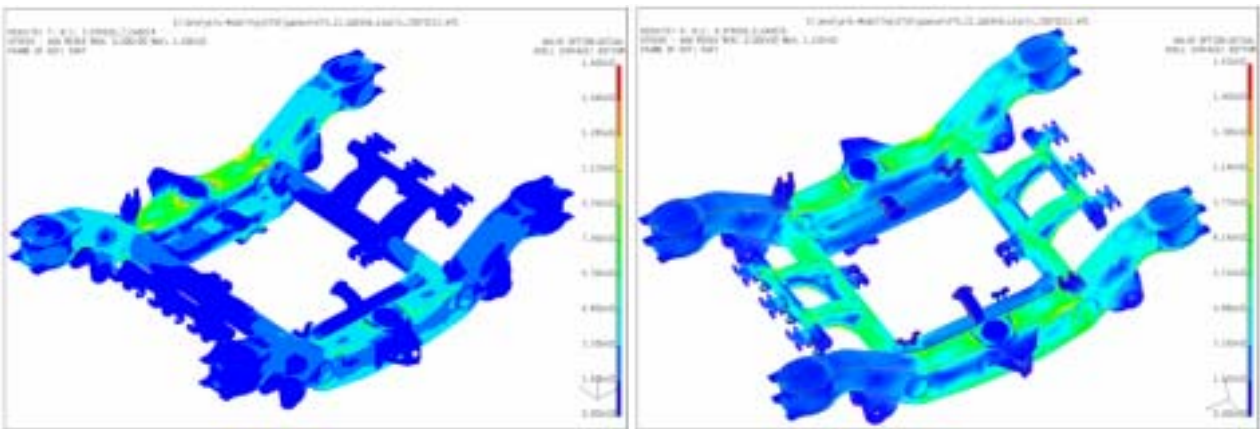


그림 6 안티 롤 바 하중 경계조건 및 응력분포도 그림 7 브레이킹 하중 경계조건 및 응력분포도

4. 피로하중에 의한 강도 평가

4.1 피로하중 조건 및 평가 기준

앞서 언급한 바와 같이 대차프레임은 곡선주행 및 제동시 발생하는 준 정적하중, 불규칙한 선로와 차체, 대차, 윤축의 상대운동 모드에 의한 동하중을 받고 있으므로 주행 중에 발생할 수 있는 동적 거동(Bouncing and Rolling Motion)을 고려한 피로 평가를 반드시 수행해야 한다. 이를 위해 UIC 615-4에서는 동적계수와 수직하중, 좌우하중, 비틀림 하중을 조합하여 반복하중의 크기와 부과방법을 정의하고 있고 이를 주요 서비스 하중이라고 한다.

주요 서비스 하중은 비틀림 효과를 고려하지 않은 하중조건과 비틀림 효과를 고려한 하중조건 두 가지로 나누어 표현한다. 또한 취부기기에 대해서도 피로강도 평가를 위한 하중 조건을 정의하고 있다. 표 3은 주요 서비스 하중에 대한 하중조건별 하중 기호와 하중조합을 정의하고 있고 여기서 동적계수는 $\alpha=0.1$, $\beta=0.2$ 로 사용하였다. 이 중 3, 5, 7 그리고 9번 하중조건에서 비틀림 하중조건을 중첩하여 적용한다. 또한 표 4는 취부기기 서비스하중에 대한 하중조건별 하중 기호와 크기를 정의하고 있다.

피로강도는 각 하중조건 별 구조해석 결과에서 각 절점의 평균응력성분과 변동응력성분을 구하여 모재와 용접방법에 따른 Haigh Diagram에 표시함으로써 평가하게 된다. 절점에서의 평균응력과 변동응력을 구하는 방법은 먼저 각 하중조건 중 최대주응력 및 주응력의 방향여현을 구하고 나머지 하중조건에서 최소응력을 구하여 그 최소응력성분을 최대주응력성분의 방향으로 변환하여 최소주응력을 결정한다. 이 값을 기초로 하여 평균응력 및 응력진폭을 식 (3)을 적용하여 계산하게 된다.

$$\sigma_{mean} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}, \quad \sigma_{alternating} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \text{식 (3)}$$

표 3 주요 서비스하중에 대한 하중조합

Load case	F_{z1}	F_{z2}	F_y
1	F_z	F_z	0
2	$(1 + a - \beta) F_z$	$(1 - a - \beta) F_z$	0
3	$(1 + a - \beta) F_z$	$(1 - a - \beta) F_z$	F_y
4	$(1 + a + \beta) F_z$	$(1 - a + \beta) F_z$	0
5	$(1 + a + \beta) F_z$	$(1 - a + \beta) F_z$	F_y
6	$(1 - a - \beta) F_z$	$(1 + a - \beta) F_z$	0
7	$(1 - a - \beta) F_z$	$(1 + a - \beta) F_z$	$-F_y$
8	$(1 - a + \beta) F_z$	$(1 + a + \beta) F_z$	0
9	$(1 - a + \beta) F_z$	$(1 + a + \beta) F_z$	$-F_y$

표 4 취부기기 서비스하중에 대한 하중조합

Load Case	하중 기호	하중 크기
Anti-Roll 하중	F_{z1}	158 kN
	F_{z2}	112 kN
	F_{B1}, F_{B2}	±23 kN
Braking 하중	F_{z1}, F_{z2}	135 kN
	F_{X1}, F_{X2}	±13.4 kN
	F_{V1}, F_{V2}	±15.3 kN

4.2 주요서비스피로하중에 대한 피로강도 평가

비틀림 하중을 조합하지 않은 주요서비스피로하중 조건은 1g의 수직하중과 동적계수, 좌우하중의 조합으로 표현된 9가지 하중조건으로 구성되어 있고 하중의 부과 위치와 구속조건은 정적하중조건에서와 동일하다. UIC 615-4 code에 좌우하중은 식 (4)로 정의되어 있고 본 논문에서도 이 값을 적용하였다.

$$F_y = 0.5(F_z + 0.5m^+g) \quad \text{식 (4)}$$

해석 결과는 그림 8의 피로내구 선도와 응력집중부위에 나타난 바와 같이 1차 현가장치가 장착되는 사이드 프레임 엔드 부의 아래쪽 판재에서 최대 평균응력 약 128Mpa, 응력진폭 약 46Mpa의 응력 분포를 보이고 있다. 이 값은 모재의 응력성분으로서 피로 내구 선도의 모재 선도 아래에 위치하고 있고 나머지 모든 부분에서 피로 내구 선도의 값을 만족하므로 피로강도를 만족한다고 판단된다.

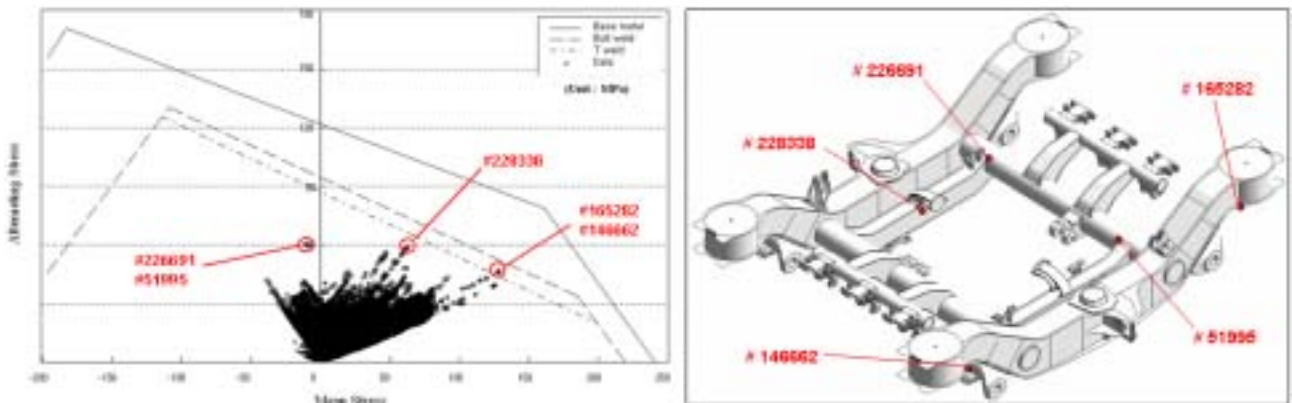


그림 8 비틀림 효과가 없는 주요 서비스 하중 대한 피로내구선도 및 응력집중부위

비틀림 하중을 조합한 주요 서비스피로하중 조건은 1g의 수직하중과 동적계수, 좌우하중, 비틀림 하중의 조합으로 표현된 8가지 하중조건으로 구성되어 있고 하중의 부과 위치와 구속조건은 정적하중조건에서와 동일하다. 비틀림 하중의 경우 UIC 615-4 code에 정의한 바와 같이 휠베이스(3000mm)의 0.5%의 와핑을 고려하여 해석을 수행했다.

해석 결과는 그림 10의 피로내구 선도와 응력집중부위에 나타난 바와 같이 1차 현가장치가 장착되는 사이드 프레임 엔드 부의 아래쪽 판재에서 최대 평균응력 약 128Mpa, 응력진폭 약 53Mpa의 응력 분포를 보이고 있다. 이 값은 모재의 응력성분으로서 피로 내구 선도의 모재 선도 아래에 위치하고 있고 나머지 모든 부분에서 피로 내구 선도의 값을 만족하므로 피로강도를 만족한다고 판단된다.

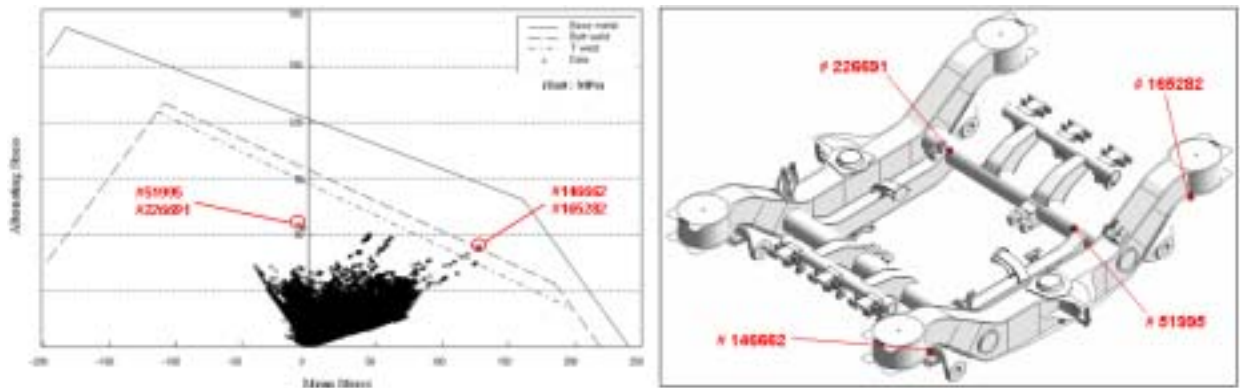


그림 9 비틀림 효과를 포함한 주요 서비스 하중 대한 피로내구선도 및 응력집중부위

4.3 취부기기 서비스 피로하중에 대한 피로강도 평가

차량의 운행시 안티 롤 바 시스템의 동적 거동에 의한 피로 강도를 평가하기 위해 정적하중 계산에 적용되었던 동역학 해석 소프트웨어인 VAMPIRE에 의해 좌우의 안티 롤 바 브라켓과 2차 스프링 시트에 가해지는 하중을 구하고 이를 유한요소모델에 적용하여 해석을 수행했다. 해석 결과는 그림 10의 피로내구 선도와 응력집중부위에 나타났다. 상대적으로 취약한 부위는 1차 현가장치가 장착되는 사이드 프레임 엔드 부의 아래쪽 판재와 안티 롤 바가 장착되는 트랜섬 서포터 부위로 나타나고 있으나 모든 절점의 응력 성분이 피로내구 선도 아래에 위치하고 있으므로 피로강도를 만족한다고 판단된다.

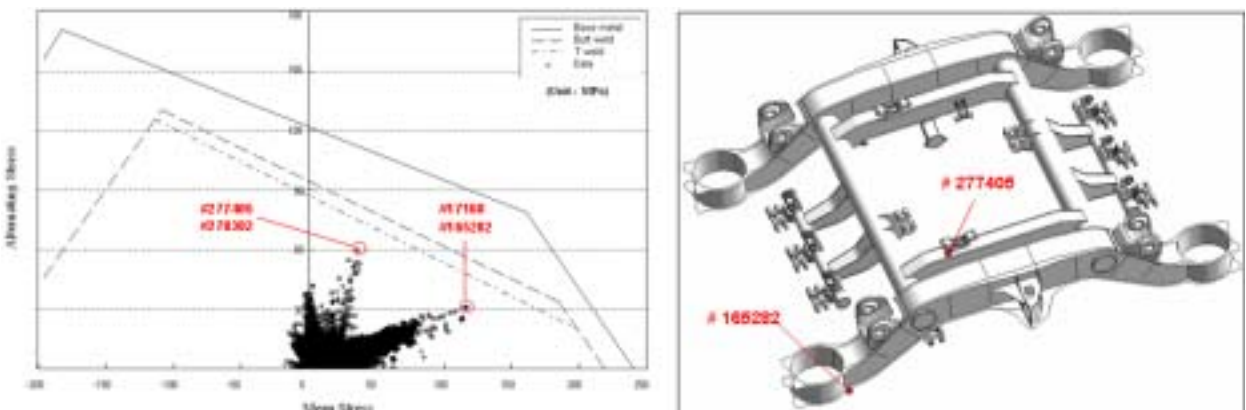


그림 10 안티 롤 바 서비스 하중에 대한 피로내구선도 및 응력집중부위

차량의 운행 중 제동장치에 의한 피로 강도를 평가하기 위해 1g의 수직하중이 2차 스프링 시트에 가해지고 각 휠 위치에 전후 방향으로 피로하중과 제동 브라켓에 제동피로하중이 수직방향으로 가해져서 해석을 수행했다. 해석 결과는 그림 11의 피로내구 선도와 응력집중부위에 나타났다. 해석 결과 상대적으로 취약한 부위는 제동 브라켓의 아래쪽 판재와 제동 브라켓과 연결된 판재에 나타나고 있다. 그러나 이 부위의 응력 성분 역시 피로 내구 선도의 아래에 위치하고 있으므로 피로강도를 만족하고 있다.

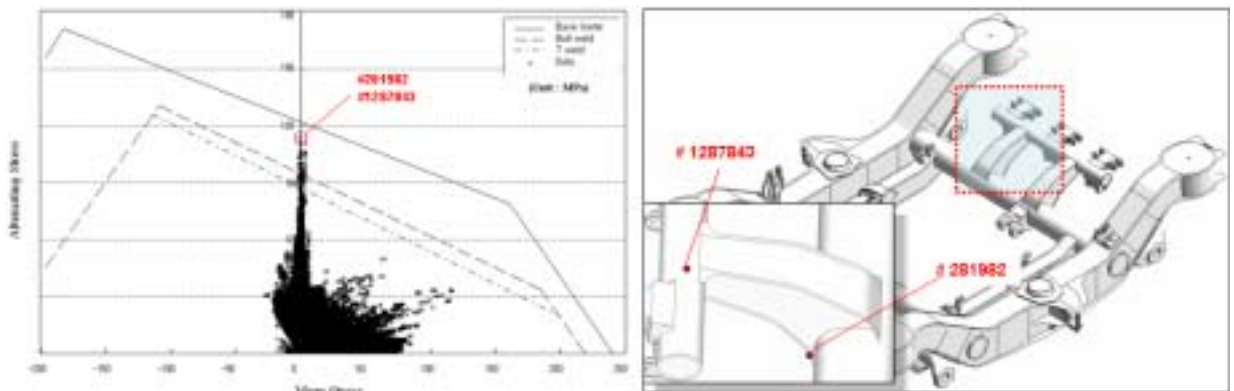


그림 11 브레이킹 서비스 하중에 대한 피로내구선도 및 응력집중부위

5. 결론

단부객차대차에 대한 정적강도 및 피로강도 평가를 UIC 615-4 코드에 부합하게 수행한 결과 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 정적하중 해석 결과 좌우하중조건에서 좌우버퍼가 부착된 트랜섬 서포터의 사이드 판재 부위에서 최대정적응력 306Mpa의 응력분포를 보이고 있고 이는 항복강도 보다 낮은 결과로서 정적강도기준을 만족한다.
- (2) 나머지 모든 정적하중조건(취부기기 정적하중조건 포함)에서 허용응력을 만족한다.
- (3) 피로강도 평가 결과 모든 피로하중조건에서 발생한 평균응력 및 응력진폭이 내구 선도 내에 위치하므로 충분한 피로강도를 갖는 것으로 판단된다.

따라서 단부객차대차의 구조해석 결과 모든 하중조건에서 기준 강도를 만족하는 결과를 얻었고 이에 따라 단부객차대차의 구조적 안정성을 충분히 확보했다고 사료된다.

참고문헌

1. UIC Code 615-4(2003), Motive Power Units - Bogies and Running Gear - Bogie Frame Strength Tests, International Union of Railways
2. 최중호외(2002), UIC code에 따른 대차 프레임 구조해석 및 시험에 관한 연구, 한국철도학회