

< 기술논문 >

틸팅열차용 주행장치 프레임에 대한 피로강도평가를 위한 해석 및 시험적 연구

김정석[†] · 김남포* · 고태환*

(2005년 6월 1일 접수, 2005년 12월 15일 심사완료)

Experimental and Analytical Study on Fatigue Strength Evaluation for the Bogie Frame of Tilting Railway Vehicles

Jung-Seok Kim, Nam-Po Kim and Tae-Whan Ko

Key Words: Tilting Train(틸팅 열차), Tilting Bogie Frame(틸팅주행장치 프레임), Finite Element Method(유한요소기법), Fatigue Strength(피로강도)

Abstract

This paper has investigated the strength of the bogie frame for the Korean tilting train that is being developed in KRRI. In this study, the loading conditions imposed on the bogie frame of tilting train were derived and the static and fatigue strength of the bogie frame has been evaluated. In order to achieve these goals, finite element analysis has been performed and the stress concentration areas were investigated. Based on the analytical results, the static load tests were conducted under the nontilting load conditions and the tilting load conditions. The test results were used to evaluate the fatigue strength of the bogie frame by Goodman diagram.

1. 서 론

틸팅차량의 적용은 급곡선이 많은 기존선로에서의 속도를 향상시키기 위한 가장 효과적인 방법중의 하나이다. 틸팅이란 곡선부에서 차체를 곡선 내측으로 기울여서 승객이 느끼는 미보상 횡가속도(uncompensated lateral acceleration)를 저감하여, 곡선을 고속으로 주행하도록 하는 기술이다. 이러한 틸팅기술의 도입은 곡선부 주행속도 증가에 따른 여행시간단축, 곡선부 승차감 향상 및 에너지 절감 등의 장점이 있다.⁽¹⁻⁴⁾ 따라서 이러한 틸팅기술을 적용한 열차는 이태리와 독일 을 비롯하여 현재 14개국에서 성공적으로 운행중

이다. 국내에서는 현재 운행중인 틸팅열차가 없으며, 한국철도기술연구원에서 180km/h 급 전기식 틸팅열차(Tilting Train eXpress : TTX)를 개발하고 있다. 철도차량에서 주행장치(bogie)는 차체의 무게를 지지하고, 직선부에서 주행안정성(running stability)과 곡선부에서 우수한 곡선추종성(curving performance)을 동시에 만족시키기 위해 휠세트(wheelset)를 제어하는 기능을 수행한다. 철도차량 주행장치의 대한 피로강도평가에 대한 연구는 몇 가지 사례가 있다.⁽⁵⁻⁷⁾ 그러나 틸팅차량에 적용되는 주행장치에 대한 연구는 찾아보기 힘들다. 일반적으로 틸팅열차는 급곡선에서의 고속주행과 차체의 틸팅에 따른 하중 재분배에 의해 기존열차와 비교해서 극심한 하중조건에 처하게 된다.

본 연구에서는 한국형 틸팅열차에 적용되는 주행장치 프레임의 피로강도를 해석 및 시험을 통해 평가하였다. 이를 위해 먼저 주행장치 프레임

[†] 책임저자, 회원, 한국철도기술연구원

E-mail : jskim@krii.re.kr

TEL : (031)460-5663 FAX : (031)460-5699

* 한국철도기술연구원 기존철도기술개발사업단

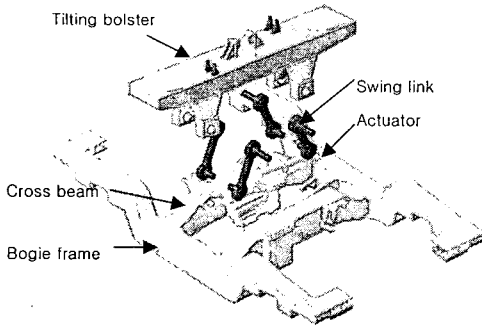


Fig. 1 Configuration of the tilting system

에 부과되는 하중조건을 도출하고 이에 근거한 유한요소해석을 수행하였다. 유한요소해석을 통해 주행장치 프레임의 응력분포와 주요 응력집중 부위를 고찰하였다. 시험에서는 이러한 응력집중 부에서 측정된 응력을 이용하여 틸팅차량용 주행장치 프레임의 피로강도를 평가하였다.

2. 틸팅차량용 주행장치 프레임

본 연구에서 개발중인 틸팅열차에서 차체(carbody)는 틸팅볼스타(tilting bolster) 상부에 설치된 공기스프링(airspring)위에 설치되고 차체의 무게는 틸팅볼스타에 의해 일차적으로 지지된다. 이러한 차체의 중량은 볼스타와 주행장치 프레임 사이에 연결된 틸팅링크(tilting link)를 통해 주행장치 프레임의 크로스 빔(cross beam)으로 전달되도록 되어있다. 또한, 곡선부 주행시 곡선추종성을 향상시키기 위해 토션바(torsion bar)를 적용한 자기조향장치(self steering device)가 설치되어 있고 직선부에서 주행안정성을 향상시키기 위해 요댐퍼(yaw damper)가 설치되어 있다. 차체는 Fig. 1에서 알 수 있듯이 주행장치 프레임과 볼스타 사이에 설치된 틸팅시스템에 의해 발생되는 롤모우멘트에 의해 틸팅되어진다.

Fig 2는 틸팅열차용 주행장치 프레임의 형상을 나타낸 것이다. Fig. 2에서 알 수 있듯이 주행장치 프레임은 용접구조물로 단면은 사각형 박스(rectangular box)형태를 이루고 있으며 제동장치 브라켓, 틸팅액추에이터 브라켓 및 요댐퍼 브라켓이 용접되어 설치되는 두 개의 사이드 프레임

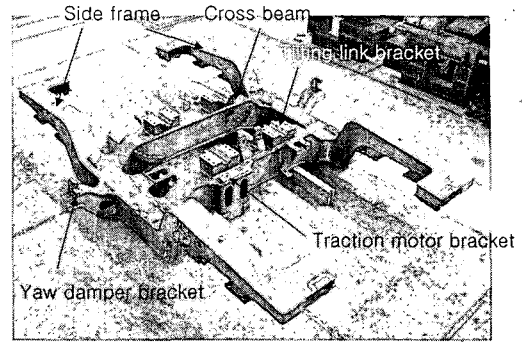


Fig. 2 Configuration of the bogie frame

과 견인전동기 브라켓, 구동기어 브라켓, 견인링크 브라켓 및 틸팅링크 브라켓이 용접되어 설치되는 두 개의 크로스 빔으로 구성된다. 크로스 빔과 사이드 프레임의 내부에는 수직 보강판이 용접되어진다.

일반열차의 주행장치 프레임에 대한 피로평가 기준은 KS R9210,⁽⁸⁾ JIS E4207,⁽⁹⁾ JIS E4208, UIC 515-4 및 UIC 615-4⁽¹⁰⁾ 등 다양하다. 그러나 틸팅열차용 주행장치 프레임에 대한 피로평가기준은 없는 상태이다. 따라서 본 연구에서는 틸팅열차용 주행장치 프레임에 대한 피로강도평가를 위해 동력차 주행장치에 대한 피로강도평가 기준인 UIC 615-4와 차체 틸팅에 의해 추가되는 하중조건을 고려하여 틸팅열차용 주행장치 프레임에 대한 피로강도가 평가하였다.

3. 하중조건

일반차량용 주행장치의 경우에는 차체의 하중이 공기스프링에 부과되지만 틸팅열차용 주행장치의 경우 차체 하중은 틸팅링크를 통해 주행장치의 크로스 빔에 설치된 틸팅링크 브라켓에 부과된다. 틸팅을 하지 않는 정상적인 운행조건에서 틸팅링크는 Fig. 3(a)와 같이 수직축에 23도 기울어져 있다. 따라서 차체 중량에 의한 하중은 z방향과 y방향으로 분력이 발생하여 주행장치 프레임에 작용하게 된다. 그러나 차체가 Fig. 3(b)-(c)와 같이 +8도 또는 -8도로 틸팅할 경우에는 곡선외측에 위치한 링크는 더 많이 기울어지면서 수직축과 기울어진 각도가 45도로 증가되고 곡선내측에 위치한 링크는 거의 수직축과 평행하게

된다. 따라서 이러한 링크의 기울어진 각도변화에 의해 z방향과 y방향으로의 하중 역시 변하게 된다.

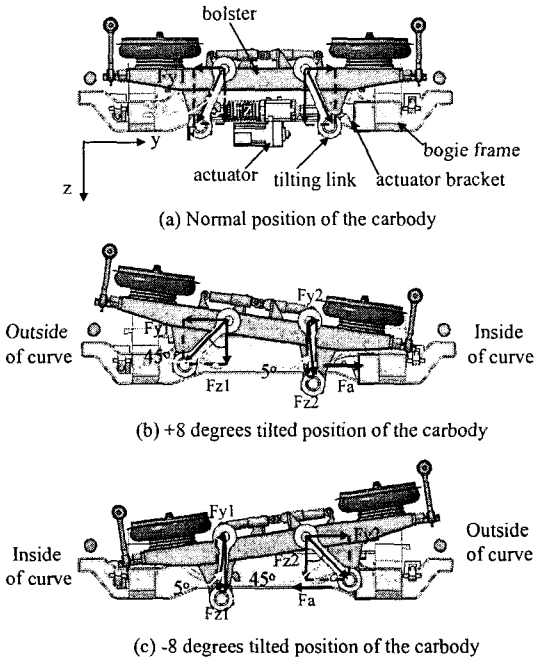


Fig. 3 Link angle change according to carbody tilting

Table 1 Load combination for the main in-service loads

Loads	Vertical load		Lateral load Fy(kN)	Twisting load Ft(kN)			
	Fz1(kN)	Fz2(kN)		G1	G2	G3	G4
1	123.2	123.2	0				
2	110.88	86.24	0				
3	110.88	86.24	+71.0				
4	160.16	135.52	0				
5	160.16	135.52	+71.0				
6	86.24	110.88	0				
7	86.24	110.88	-71.0				
8	135.52	160.16	0				
9	135.52	160.16	-71.0				
10	110.88	86.24	+71.0	32.4			32.4
11	110.88	86.24	+71.0		32.4	32.4	
12	160.16	135.52	+71.0	32.4			32.4
13	160.16	135.52	+71.0		32.4	32.4	
14	86.24	110.88	-71.0	32.4			32.4
15	86.24	110.88	-71.0		32.4	32.4	
16	135.52	160.16	-71.0	32.4			32.4
17	135.52	160.16	-71.0		32.4	32.4	

3.1 정적하중조건

일반적으로 철도차량은 운행중 다양한 하중조건에 처하게 된다. 즉 운행중 선로 불규칙에 의한 횡방향과 수직방향 진동 및 곡선부 주행시 발생하는 원심력에 의한 하중 등 이다.

UIC 615-4기준에서는 이러한 철도차량이 운행중 겪게되는 하중들의 조합을 주운용하중조건 (main in-service load case)이라 정의하고 주운용하중하에서 주행장치 프레임에는 어떠한 피로균열도 발생하지 않아야 한다고 규정하고 있다. Table 1은 주운용하중조건에 개발중인 틸팅차량용 주행장치 프레임에 부과되는 하중들의 조합을 나타낸 것이다.

3.2 틸팅에 의한 하중 조건

틸팅차량용 주행장치 프레임은 기존 하중조건에 추가해서 아래와 같은 차체의 틸팅과 관련된 하중을 고려해야 한다.

- 차체 틸팅에 의한 동일 차축내에서의 차량중량의 이동
 - 곡선부 고속주행에 따른 미보상 횡가속도에 의한 원심력
 - 틸팅액추에이터에 의해 발생하는 하중
- 위와 같은 동적인 하중을 구하기 위해 본 연구에서는 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS⁽¹¹⁾를 이용한 동역학 해석을 수행하였다. 해석조건은 틸팅대차에 가장 극심한 하중이 부과될 것으로 판단되는 S자 곡선을 최대미보상 횡가속도 2.0m/s²이 발생하는 조건으로 최대 틸팅각인 8도 로 기울어진 상태로 주행하는 조건이다. 이때 선

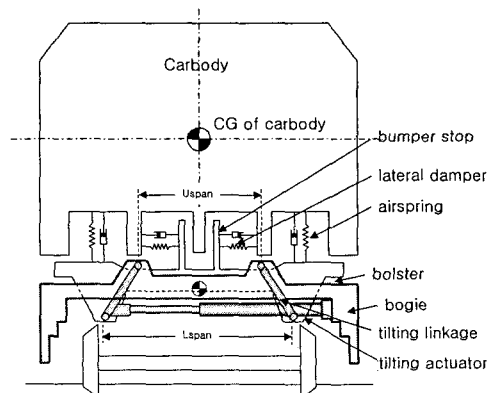


Fig. 4 Dynamic analysis model of TTX

로조건은 곡선반경이 300m, 완화곡선길이는 75m 이고 캔트는 100mm이다. Fig. 4는 본 해석에 적용된 해석모델이다.

본 해석모델은 차체가 곡선부를 주행시 차체의 틸팅에 의해 좌우의 틸팅링크 브라켓에 부과되는 하중을 도출하는 것이 목적이다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 4와 같이 차체, 대차 및 볼스타를 강체로 모델링하고 차체 틸팅에 필요한 틸팅링크와 틸팅액추에이터를 모델링하였다. 또한 차체와 틸팅볼스타 사이의 2차현수장치는 선형 스프링요소로 구현하였으며 스프링상수는 2차현수장치의 스프링 상수 ($K_z=450N/mm$, $K_y=180N/mm$)와 동일한 값을 적용하였다. 본 해석모델에서는 해석의 단순화를 위해 휠과 레일의 접촉은 고려하지 않았다. Fig. 5는 이상의 해석을 통해서 얻어진 차체 틸팅에 따른 좌우틸팅링크 브라켓에 부과되는 하중이력이다.

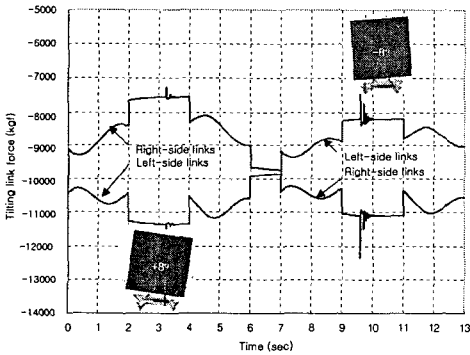


Fig. 5 Histories of tilting link forces

Table 2 Load combination for the tilting loads

Load case		Resultant link bracket force (kN)		Actuator load (kN)	Track twist (kN)			
		Fright	Fleft		Fact	G1	G2	G3
+8° tilting	T1	71.18	168.36	-100.				
	T2	71.18	168.36	-100.	32.4			32.4
	T3	71.18	168.36	-100.		32.4	32.4	
-8° tilting	T4	162.47	77.75	+100.				
	T5	162.47	77.75	+100.	32.4			32.4
	T6	162.47	77.75	+100.		32.4	32.4	

Fig. 5에서 알 수 있듯이 좌측링크 브라켓에 부과되는 하중은 차체가 +8도 틸팅할 때 최대값이 발생하고 -8도 틸팅시 최소값을 보인다. 좌측링크 브라켓은 이와 반대 경향을 보인다. +8도와 -8도 틸팅조건에서 좌우링크 브라켓에 부과되는 하중의 비는 각각 2.37과 2.10으로 차체의 틸팅에 따라 곡선의측 즉 차체가 둘러올라가는 부분에 위치한 링크 브라켓에는 하중이 증가하고 곡선내측 링크 브라켓의 하중은 감소하게 된다.

Table 2는 이상의 과정을 통해 얻어진 차체 틸팅에 의해 발생하는 하중들을 조합하여 구성한 틸팅하중조건이다.

3.3 주행장치 프레임의 유한요소해석

주행장치 프레임의 유한요소해석은 상용 유한요소해석 프로그램인 ABAQUS⁽¹²⁾를 이용하였다. 유한요소 모델링은 주행장치 프레임의 주 구조물이 강판으로 구성된 용접구조물이므로 주로 셸요소 (ABAQUS의 S5요소)를 적용하였고 액추에이터 브라켓과 같은 브라켓 부분은 솔리드 요소 (ABAQUS의 C3D8요소)를 적용하여 모델링하였다. 해석에 적용된 절점수와 요소수는 각각 56823개와 50821개이다. 주행장치 프레임의 재질은 SM490A로 항복강도는 330MPa이며 프레임의 상하판의 두께는 14mm, 좌우측판의 두께는 12mm이고 수직보강판의 두께는 9mm이다. 해석을 위한 경계조건은 1차현수장치가 설치되는 위치에 현수장치와 동일한 스프링 계수 ($K_z=1000N/mm$)를 갖는 스프링요소를 x, y와 z방향으로 모델링하여 구현하였다.

Fig. 6은 유한요소해석을 통해서 얻어진 주행장치 프레임의 주요 응력집중부를 나타낸 것이다. Fig. 6에서 알 수 있듯이 주행장치 프레임의 상부에서는 사이드 프레임과 크로스 빔이 교차되는 굴곡진 부분에서 응력집중이 발생하고 있었고,

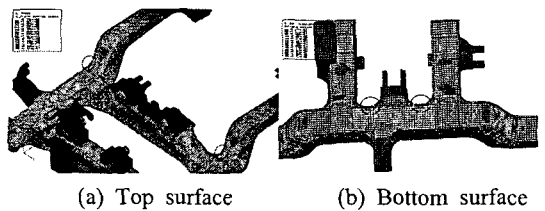


Fig. 6 Stress concentration area of the bogie frame

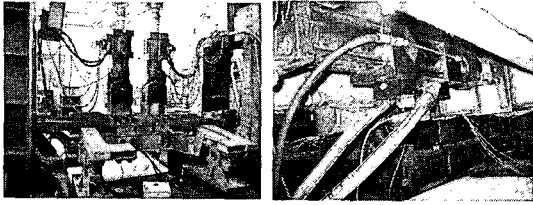


Fig. 7 Test jig setup



Fig. 8 Dummy axle box assembly

하부에서는 틸팅액추에이터 브라켓이 설치된 부분에서 응력집중이 발생하였다. 따라서 시험시에는 이러한 응력집중부위에 스트레인게이지를 부착하였다.

4. 틸팅주행장치 프레임의 정하중 시험

4.1 시험장비 셋업

틸팅주행장치는 이전에 언급한 바와 같이 틸팅링크 브라켓에 하중이 부과되고 틸팅링크의 기울어진 배치에 의해 수직 및 좌우방향으로도 분력이 발생하게 된다. 따라서 본 정하중 시험에서는 수직방향으로 100톤 용량의 액추에이터 2조와 좌우방향으로 50톤 용량의 액추에이터 2조를 설치하여 Fig. 7과 같이 이러한 수직 및 좌우분력을 구현하였다. 또한 틸팅시 발생하는 틸팅액추에이터의 하중을 구현하기 위해 틸팅액추에이터 브라켓에 25톤 용량의 액추에이터를 설치하였다.

시험대 위에 주행장치 프레임을 고정하기 위하여 Fig. 8과 같이 4조의 dummy axle box를 제작하였으며, 이를 1차 spring seat와 볼트 체결 후 시험대에 고정시켰다. 여기서 사용된 dummy axle box는 차축에 대하여 회전이 가능한 피봇(pivot) 구조로 되어 있으며, 전후방향으로 발생하는 수평변위를 허용할 수 있도록 하였다. 1차 spring seat와 dummy axle box 사이에는 두께 10 mm의 고무판을 삽입하여 1차 spring seat가 dummy axle box 위에 충분히 접촉될 수 있도록 하였다.

Table 3 Load cases used in the test

번호	하중조건	하중 크기(kN)	비고
1	수직하중	상하방향 : 123.2	좌우측
		좌우방향 : 53.57	
2	좌우하중	72.88	좌측방향
		72.88	우측방향
3	비틀림하중	32.4	1,4위치 liner
		32.4	2,3위치 liner
4	+8도 틸팅하중	상하방향 : 71.05	곡선내측
		좌우방향 : 4.36	
5	-8도 틸팅하중	상하방향 : 115.	곡선내측
		좌우방향 : 114.81	
		상하방향 : 77.55	곡선의측
		좌우방향 : 5.58	

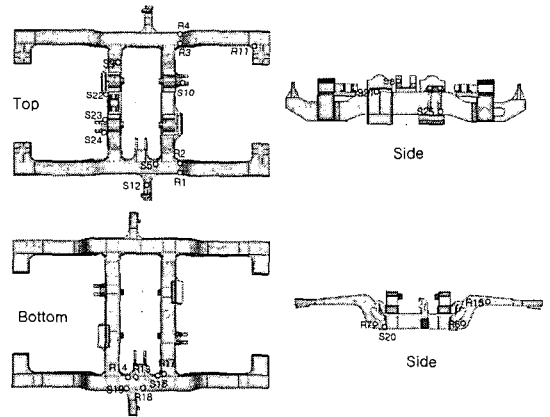


Fig. 9 Location of strain gauges

그리고 Table 1과 2의 모든 하중조건을 시험으로 구현하는 것은 많은 시간이 소요된다. 그러나 유한요소해석을 통해 변형이 선형탄성영역에 존재하는 것을 확인하고 하중중첩의 원리를 이용하여 Table 3과 같이 대표적인 5가지 하중조건에 대해서만 시험을 수행하고 나머지 하중은 중첩의 원리를 적용하여 도출하였다. Fig. 9은 주행장치 프레임의 상부에 부착된 스트레인 게이지의 부착 위치를 나타낸 것이다. 본 연구에서는 유한요소 해석 결과에 근거하여 약 25개(13개의 3축게이지와 12개의 단축게이지)의 응력집중부위에 스트레인 게이지를 부착하였다.

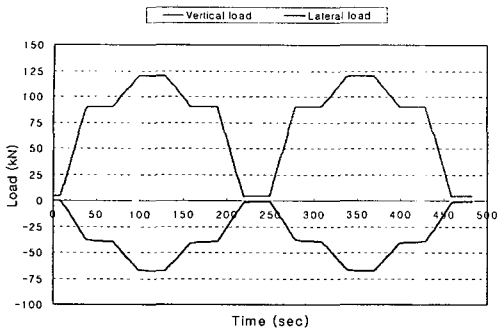


Fig. 10 Load histories of the vertical and lateral load

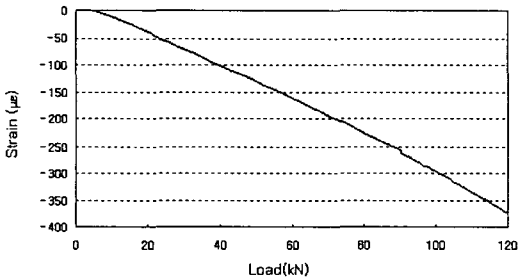


Fig. 11 Load-displacement curve

4.2 시험결과

Fig. 10은 정하중시험시 적용된 수직방향 및 좌우방향 액추에이터에 부과된 하중이력이다.

하중은 0% → 70% → 100% 순으로 증가시키고 2단계하중을 부과하였다. 여기서 1단계하중은 시험지그 및 액추에이터의 안정화를 위해 부과어진다. Fig. 11은 이때 얻어진 하중-변형률선도이다. Fig. 11에서 알 수 있듯이 하중-변형률선도는 거의 선형거동을 보이고 있음을 알 수 있다. 이것은 본 연구에서 적용된 중첩원리가 타당함을 알 수 있다.

또한 유한요소해석의 타당성을 검증하기 위해 Fig. 9의 게이지 부착 부위 중 가장 응력이 크게 발생하는 8개의 3축 게이지 위치에 대해 유한요소해석 결과와 시험에서 측정된 응력을 Von-Mises응력으로 환산하여 비교한 것은 Table 4와 같다. Table 4에서 알 수 있듯이 시험치와 해석치사이의 오차는 최대 12%정도였다.

이상의 시험을 통해서 얻어진 응력은 ERRI B 12/RP 17⁽¹³⁾에 근거한 아래와 같은 절차에 따라

Table 4 Comparison of the calculated and measured results

No. of gauge	Finite element results (MPa)	Test results (MPa)	Error (%)
1	54	54.3	0.56
2	41	45.0	9.76
3	95.5	96.9	1.47
4	73.0	79.2	8.49
13	24.4	21.5	11.9
14	33.7	34.7	2.97
17	36.4	37.8	3.85
18	32.4	29.6	8.64

평균응력, 응력진폭, 최대 주응력 및 최소주응력을 갖은 하중조건 및 응력값을 계산하였다.

① Table 1과 2의 각 하중조건에 대해 주응력과 주응력의 방향을 구한다.

② 최대 주응력 (σ_{pmaz})을 갖는 하중조건을 구하고 주응력의 방향을 결정한다.

③ 이전단계에서 구해진 주응력방향으로 나머지 하중조건에서 얻어진 응력을 변환하고 최소주응력(σ_{pmin})과 하중조건을 계산한다.

④ 이렇게 구해진 최대주응력과 최소주응력을 이용하여 평균응력과 응력진폭을 식 (1)과 (2)와 같이 계산한다.

$$\sigma_{mean} = \frac{\sigma_{pmaz} + \sigma_{pmin}}{2} \tag{1}$$

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma_{pmaz} - \sigma_{pmin}}{2} \tag{2}$$

Table 5 는 Table 1의 운용하중조건 17개와 Table 2의 틸팅하중조건 6개를 합한 총 23개의 하중조합에 대해 ERRI B 12/RP 17에 근거한 주요응력집중부에서의 최대와 최소주응력, 평균응력 및 응력진폭을 계산한 것이다. Table 5에서 괄호안의 숫자는 Table 1과 2에 명시된 하중조건을 의미한다. Table 5의 게이지 1-7의 부착위치는 Fig. 9에 표기된 바와 같이 1-4번은 주행장치 상부의 사이드 프레임과 크로스 빔의 교차부에 부착된 것이고, 6번과 7번 게이지는 측면도에서 알

Table 5 Experimental result for the bogie frame

gauge no.	σ_{pmax} (MPa)	σ_{pmin} (MPa)	σ_{mean} (MPa)	$\Delta\sigma$ (MPa)
1	79.4 (12)	31.7 (7)	55.6	23.9
2	57.3 (16)	21.8 (3)	39.5	17.8
3	87.5 (13)	36.0 (T4)	61.7	25.8
4	6.9.5 (17)	32.4 (T4)	51.0	18.6
6	75.7 (16)	20 (3)	47.8	27.8
7	11.4 (11)	-15.6 (16)	-2.1	13.5

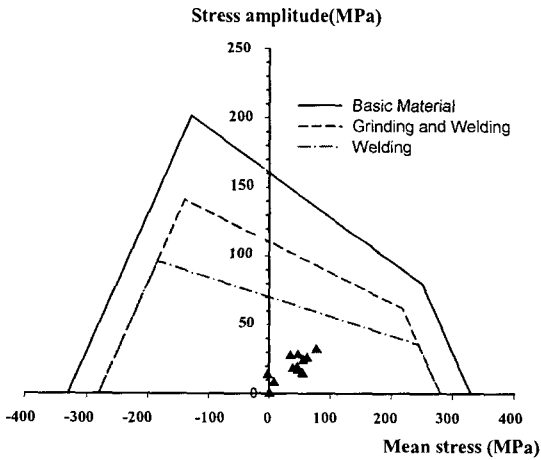


Fig. 12 Goodman diagram of bogie frame under nontilting condition

수 있듯이 사이드 프레임의 하부에 위치한 게이지이다. 1번게이지의 경우 최대주응력은 Table 1의 12번 하중조건하에서 발생하였으며 최소주응력은 7번 하중조건하에서 발생하였다. 그리고 3번과 4번게이지의 경우 최대 주응력은 Table 1의 13과 17하중조건에서 발생하지만 최소 주응력은 Table 2의 차체가 -8도 틸팅된 하중조건하에서 발생하였다.

이상의 시험결과를 Goodman선도로 표현하면 Fig. 12와 13과 같다. Fig. 12는 차체의 틸팅을 고려하지 않은 Table 1의 17가지 하중조건에 대해서만 피로강도평가를 수행한 것이다. Fig. 12에서 알 수 있듯이 측정된 모든 점에서의 응력값들은 용접선(welding)선 아래에 분포하고 있다. 따라서

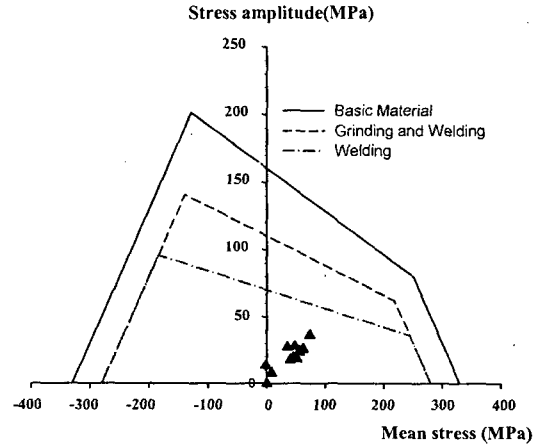


Fig. 13 Goodman diagram of bogie frame under tilting condition

주행장치 프레임은 UIC615-4기준에 근거한 하중 조건하에서 피로안전도를 만족하고 있음을 알 수 있었다.

Fig. 13은 Table 1과 틸팅하중조건인 Table 2의 하중조건을 동시에 고려한 26개의 하중조건에서의 피로강도를 평가한 것이다. Fig. 13에서 알 수 있듯이 Fig. 12와 비교해서 두 조건에서 얻어진 결과는 큰 차이를 보이지 않았다. 따라서 틸팅에 의한 하중은 틸팅 주행장치 프레임의 피로강도에 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있었다.

5. 결론

본 연구에서는 현재 개발중인 틸팅 주행장치 프레임의 피로강도를 해석과 시험을 통해 평가하였다. 이를 통해 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 틸팅열차용 주행장치 프레임에 대한 피로강도평가를 위한 기준이 확립되어 있지 않은 상황에서 기존대차 피로강도평가 절차와 틸팅대차가 추가로 수행하는 하중조건 (① 차체 틸팅에 의한 동일 차축내에서의 차량중량의 이동, ② 곡선부 고속주행에 따른 미보상 횡가속도에 의한 원심력, ③ 틸팅액추에이터에 의해 발생하는 하중)을 고려하여 틸팅열차용 주행장치 프레임의 피로강도평가를 수행하였다.

(2) 틸팅차량은 운행가능한 가장 극심한 운행조

건을 가정하여 틸팅 주행장치 프레임에 부과되는 하중을 도출하고 +8도와 -8도 틸팅조건에서 좌우 링크 브라켓에 부과되는 하중의 비는 각각 2.37과 2.10임을 확인 할 수 있었다.

(3) 주운용하중만을 고려한 경우와 주운용하중과 틸팅하중을 동시에 고려한 주행장치 프레임에 대한 시험적 피로강도평가에서 주행장치 프레임은 피로안전도를 만족함을 확인할 수 있었다.

(4) 피로강도 평가결과에 의하면 틸팅에 의한 하중은 틸팅 주행장치 프레임의 피로강도에는 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Elia, A., 1998, "Fiat Pendolino : Development, Experiences and Perspective," *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 212, Part F, pp. 7~17.
- (2) Hubber, B. H., 1998, "The Bogie-Based Tilt Option-Simplicity and Flexibility," *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 212, Part F, pp. 19~32.
- (3) Pearson, J. T., Goodall, R. M. and Pratt, I., 1998, "Control system Studies of an Active Anti-Roll Bar Tilt System for Railway Vehicles," *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 212, Part F, pp. 43~60.
- (4) Cheli, F., Diana, G. and Resta, F., 2001, "Numerical Model of a Tilting Body Railway Vehicles Compared with Rig and on Track Tests," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 35, No. 6, pp. 417~442.
- (5) Dietz, S., Netter, H. and Sachau, D., 1998, "Fatigue Life Prediction of a Railway Bogie under Dynamic Loads through Simulation," *Vehicle System Dynamics*, 29, pp. 385~402.
- (6) Oyan, C., 1998, "Structural Strength Analysis of the Bogie Frame in Taipei Rapid Transit Systems." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F-Journal of Rail & Rapid Transit*, Vol. 212, No. 3, pp. 253~262.
- (7) Hwang, Y. H. and Oh, I. T., 1994, "Development of Design Technology on High Speed Train Bogie and Suspension System," *KSME*, Vol. 34, No. 6, pp. 436~439.
- (8) KS R9210, Truck Frames for Railway Rolling Stock - General Rules for Design
- (9) Truck Frames for Railway Rolling Stock General Rules for Design. Japanese Industrial Standard (JIS) E 4207.
- (10) UIC Code 615-4 : Motive Power Units Bogies and Running Gear Bogie Frame Structure Strength Tests, 1994.
- (11) Manual of MSC ADAMS Mutlibody Dynamic Analysis Software Package, MSC.
- (12) Manual of ABAQUS Finite element Analysis Software Package, HKS.
- (13) European Rail Research Institute B 12/RP 17, 7th edition, 1993.