

180km/h급 한국형 틸팅차량의 대차후레임 구조해석 및 평가 연구

Structural Analysis and Evaluation of Bogie Frame for Korean Tilting Train(TTX) with the Speed of 180km/h

김남포* 문형석*
Nam Po Kim Hyung Suk Mun

ABSTRACT

Korea Railroad Research Institute(KRRI) have been developing Korean Tilting Train eXpress(TTX) with the service speed of 180km/h as the R&D project supporting by Korea government. The core of research is the development of the tilting bogie using the domestic tilting technologies. We developed the 3D-CAD prototype of tiling bogie model. In this paper we attempted to evaluate the structural strength of bogie frame using the Finite Element Method. Finally, we would like to propose the application of the modifying part to the detail design.

1. 서론

틸팅차량은 자세제어에 의해 승차감의 저하 없이 일반차량보다 곡선궤도를 빠르게 주행할 수 있는 장점을 지닌 차량이다. 이 차량을 이용하면 곡선궤도가 많은 기존선에서 하부구조의 큰 투자 없이 운행시간을 효과적으로 단축시킬 수 있어 국외 14개국에 적용되고 있고 점진적으로 확대되고 있는 실정이다. 국내에서도 고속철도 비 수혜지역의 고속 서비스 제공과 이를 통한 국토의 균형발전과 철도 전반의 효율 향상을 위해 기존노선에 틸팅차량 도입을 적극적으로 검토하고 있으며, 철도청과 한국철도기술연구원은 철도기술개발사업을 통해 국내 기존선 환경에 맞는 틸팅차량의 개발을 추진하고 있다. 본 논문은 180 km/h급 한국형 틸팅 차량의 기본설계 연구내용 중에서 대차 구조물인 대차후레임과 틸팅 볼스타에 대한 기본설계에 대한 구조강도 검증 및 평가에 대해 기술한다.

이 기본설계의 검증을 위하여 KS 9210[1]의 기준을 적용하여 구조 안정성 및 피로내구선도를 나타내었으며, 차후에 이 기본설계의 결과를 토대로 취약부위의 재설계 및 최적화 등을 통한 상세설계가 이루어 질 것이다. 또한 이 연구의 목적은 재해석을 수행하여 보다 안전한 대차를 만들며, 새로운 대차모델에 대한 검증기준을 확인하는데 있다.

2. 본론

2.1 구축조건

* 한국철도기술연구원 선임연구원, 정회원

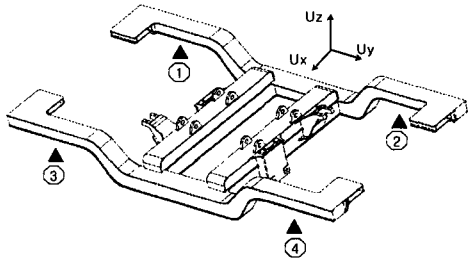


Fig. 1 Location of boundary condition for tilting bogie

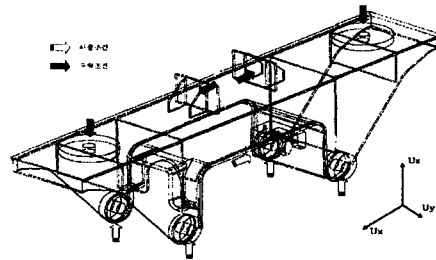


Fig. 2 Location of boundary condition for tilting bolster

Fig. 1과 2에서 보는 바와 같이 차륜이 부착되는 부위 및 대차와 볼스터가 연결되는 부위를 이상화하여 구속조건으로 잡았으며, 하중조건 별로 구속조건을 달리하였다.

2.2 하중조건

틸팅 메카니즘은 Fig. 3과 같이 대차와 볼스타 사이에 틸팅 링크가 연결되어 있으며, 틸팅 액츄에이터에 의하여 좌우 회전의 틸팅이 발생하게 된다. 따라서 일반대차와는 달리 전·후 차체의 움직임에 의한 반력은 차체와 대차의 볼스터 사이에 있는 공기스프링 축에 의하여 전달되지 않고, 이를 지지할 수 있는 기구를 따로 두어 해석하여야 한다.

Table 1, 2에서는 계산된 시험 하중조건을 요약하여 보여주고 있다.

Table 1 Load case of tilting bogie

No	하중조건	하중기호	용력기호	하중 크기	비 고
1	수직하중	FV1.0	A	25.90 톤	정하중
		FV1.3	B	33.67 톤	동하중
2	비틀림하중	FT1	C1	3.84 톤	
		FT2	C2	3.84 톤	
3	전후하중	FLo1	D1	7.77 톤	전진시
		FLo2	D2	7.77 톤	후진시
4	좌우하중	FLa1	E1	7.77 톤	좌측방향
		FLa2	E2	7.77 톤	우측방향
5	구동기어 반력하중	FG1	F1	2.00 톤×2	전진시
		FG2	F2	2.00 톤×2	후진시
6	T/M 동하중	FM1	G1	3.25 톤×2	하방향
		FM2	G2	1.95 톤×2	상방향
7	제동하중	FB1	H1	2.45 톤×2	전진시
		FB2	H2	2.45 톤×2	후진시
8	틸팅액츄에이터하중	FA1	I1	9.00 톤	좌측방향
		FA2	I2	9.00 톤	우측방향

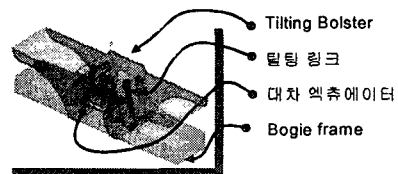


Fig. 1 Tilting mechanism

Table 2 Load case of tilting bolster

No	하중조건	하중기호	용력기호	하중 크기	비 고
1	수직하중	FV2.0	A-2	25.90 톤	정하중(1.0g)
		FV2.3	B-2	33.67 톤	동하중(1.3g)
2	좌우하중	FL3	C1-2	7.77 톤	좌측방향
		FL4	C2-2	7.77 톤	우측방향
3	틸팅액츄에이터하중	FA3	D1-2	9.00 톤	좌측방향
		FA4	D2-2	9.00 톤	우측방향

* Table 1의 8번항 및 Table 2의 3번항의 하중조건은 일반 대차의 해석조건에는 없는 항목이다.

2.3 재질의 기계적 성질

대차프레임의 Side Frame은 SM490A로 제작될 것이며, Transom 및 기타 Bracket 들은 SS400으로 제작된다. 각 재질의 기계적 성질은 Table 5와 같다. 피로강도는 JIS E4207[3]에서 제시한 값을 사용하였다.

Table 3 Material Property

(단위 : kgf/mm³)

번호	재질	항복강도	인장강도	파괴강도			비고
				모재부	용접부 G/R 부	용접부	
1	SM490A	33	50	16	11	7	
2	SS400	25	41	14			

2.4 형상 모델링

3D 모델링 작업의 CATIA 도면으로부터 대차프레임 해석에 필요한 형상정보를 받아들인 후 MSC/Patran을 이용하여 해석에 필요한 Element를 생성시켰다. 대부분의 형상은 Surface인 Shell 요소로서 모델링을 하였고, Joint Pin은 Beam 요소로, 그리고 전후하중, 좌우하중 등을 받는 대차프레임 부위와 체결부는 Solid 요소를 사용하여 해석을 실시하였다. Joint Pin과 Joint Hole이 접촉하는 부위 및 Traction Motor가 장착되어 하중이 전달되는 부위는 Rigid Bar 요소로서 구축시켰다. 물성 값은 Young's Modulus(20387.36 kgf/mm²)와 포아송 비(0.29)만을 입력하였고, Mass 계산시 밀도값으로 7.872 E-6 kg/mm³ 을 입력하였다. 해석은 MSC/Nastran을 이용하여 수행하였다.

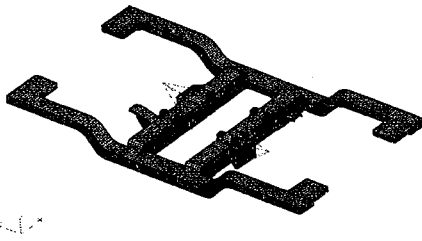


Fig. 3 FE Modeling of tilting bogie

Table 4 Tilting bogie's number of FEM element

형상	Element's Type	Number
Point	NODE	19716
Line(1D)	CBAR	44
	RBE2	10
Surface(2D)	CQUAD4	18902
	CTRIA3	250
Solid(3D)	CHEXA	634
	CPENTA	4

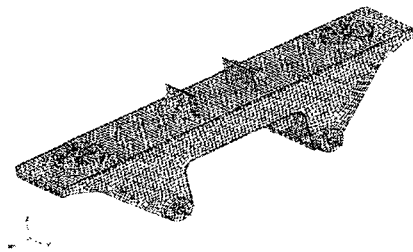


Fig. 4 FE Modeling of tilting bolster

Table 5 Tilting bolster's number of FEM element

형상	Element's Type	Number
Point	Node	9660
Line(1D)	CBAR	12
	RBE2	4
Surface(2D)	CQUAD4	7742
	CTRIA3	64
Solid(3D)	CHEXA	1436
	CPENTA	40

2.5 대차후레임의 해석

수직하중 해석

수직하중 해석에는 정적수직하중과 동적수직하중이 이루어진다. 로드 암과 핀이 연결되는 부위 중심에 하중을 가하였으며, 전후방향 변형이 가능하도록 구속조건을 설정하였다.

일반적으로 만차중량(Wc)에서 스프링하중량(Wu)이 감해진 크기의 하중이 정적수직하중으로 핀 부위에 가해지며, 동적수직하중은 정적수직하중에서 동역학적 해석을 통하여 나온 동하중 백터인 0.3g를 더한값으로 산출된다.

부위에 가해지며, 동적수직하중은 정적수직하중에서 동역학적 해석을 통하여 나온 동하중 벡터인 0.3g를 더한값으로 산출된다.

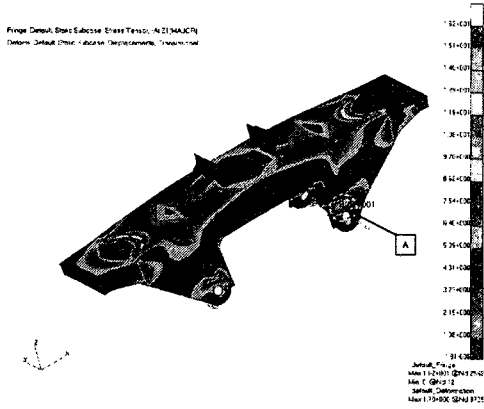


Fig. 11 Max Principle Stress under vertical static load

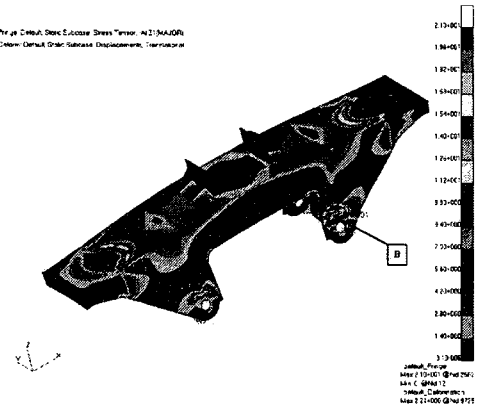


Fig. 12 Max Principle Stress under vertical dynamic load

□ 좌우하중

좌우방향 하중은 주행중 좌우진동에 의해 발생하는 하중으로 그 크기는 수직 정하중의 $\pm 30\%$ 이다.

□ 틸팅 액츄레이터 반력

차체의 틸팅시 작동되는 틸팅 액츄레이터와 대차후레임 사이에서 발생하는 반력으로서 틸팅각에 대한 액츄레이터의 반력으로 해석되며, 액츄레이터의 반력은 동역학 해석을 통하여 계산되어 진다.

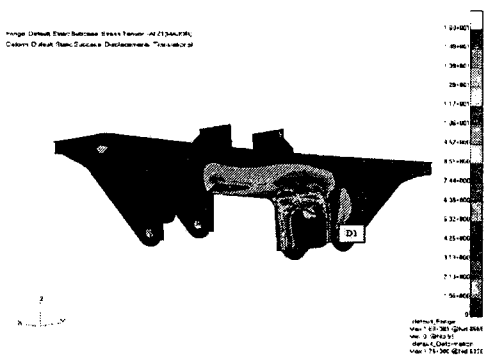


Fig. 13 Max principle stress under tilting actuator load(left-direction)

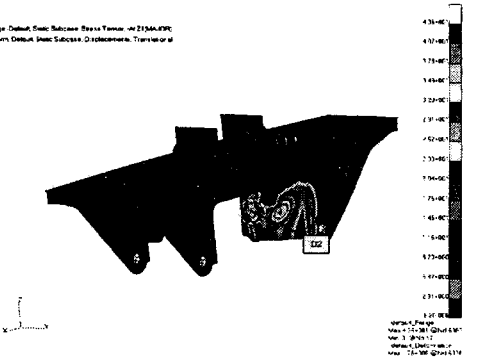


Fig. 14 Max principle stress under tilting actuator load(right-direction)

3. 결과평가 방법

3.1 피로내구선도

측정된 응력은 조합응력으로 환산하여 피로내구선도를 이용하여 무한수명 여부를 판정한다. 조합응력은 평균응력과 변동응력으로 구분된다. 몇부분의 응력 취약 부에서 발생하는 각 경우에 대한 한 지점(Node)의 응력을 조합하여, 이에 대하여 피로내구선도에 나타낸다.

피로내구선도의 일례로 SM490A의 피로내구선도를 Fig. 16과 17에서 보여주고 있다. 여기서 X축은

평균응력, Y축은 변동응력이며, 조합된 결과는 피로내구선도상의 위치에 따라 안전성을 판정할 수 있다.

응력의 계산은 KS R 9210[1]의 평균응력 및 변동응력을 수정 Goodman선도를 사용하여 나타내었다.

$$\sigma_B = \sigma_{mean} + \sigma_{alt}$$

$$\sigma_{mean} = A' + \frac{C1' + C2'}{2} + \frac{D1' + D2'}{2} + \frac{E1' + E2'}{2} + \frac{F1' + F2'}{2} + \frac{G1' + G2'}{2} + \frac{(L1' + L2')}{2} + \frac{(H1' + H2')}{2}$$

$$(\sigma_{alt})^2 = (B' - A')^2 + \left[\frac{C1' - C2'}{2}\right]^2 + \left[\frac{D1' - D2'}{2}\right]^2 + \left[\frac{E1' - E2'}{2}\right]^2 + \left[\frac{F1' - F2'}{2}\right]^2 + \left[\frac{G1' - G2'}{2}\right]^2 + \left[\frac{L1' - L2'}{2}\right]^2 + \left[\frac{H1' - H2'}{2}\right]^2$$

대차피로해석에는 최대 응력결과에 따라서 응력이 가장 크게 집중되는 Transom과 Side Beam의 접합부 그리고, Driving Gear Mounting Bracket의 아랫부분의 몇몇 부위를 선정하여 피로내구선도 상에 나타내었고, 볼스터 역시 각 단계에서 응력집중부위를 대상으로 피로 확인 부위를 선정하였다.

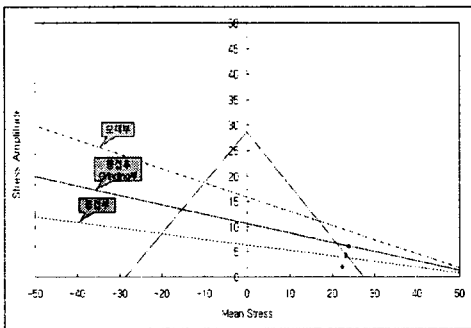


Fig. 15 Fatigue-endurance graph(SM 490A) of bogie frame

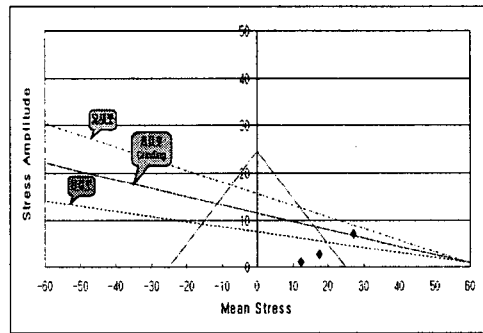


Fig. 16 Fatigue-endurance graph(SM 490A) of tilting bolster

4. 결론 및 향후 계획

하중조건에 따른 결과 정적 및 동적 하중 해석시 Side Frame와 Transom의 접합부 그리고, 각 Bracket의 모서리부분에서 다른 부분보다 상대적으로 높은 응력과 피로내구선도의 한계를 벗어나는 것으로 평가되었다. 이는 이는 설치 공간의 제약 하에서 틸팅 메카니즘을 구성하며, 경량 구조로 기본 설계가 이루어지는 과정에서 나타난 것으로 향후 상세 설계 와 구조 최적화과정에서 충분한 강도를 갖도록 보완될 것이다. 또한 본 논문에서 나타낸 피로내구선도의 선정부위의 수를 제한하였으나, 기본 설계작업이 끝나면, 그 수를 늘여 좀더 정확한 피로선도를 나타낼 것이다.

참고문헌

- (1) KS R9210, "Truck frames for railway rolling stock-General rules for design"
- (2) JIS E4047, "Design methods for arc welded joints of steel for railway rolling stock"
- (3) JIS E4207, "Truck frames for railway rolling stock - General rules for design"
- (4) JIS E4208, "Test methods of static load for truck frame and truck bolsters of railway rolling stock"