

고무차륜형식 경전철(AGT) 대차의 구조해석 및 주파수 응답해석

The Structural and Frequency Response Analysis for the Bogie of the Rubber Wheel-type AGT

변상윤* 유형선** 윤성호***
Byun, Sang-Yun Yoo, Hyeong-Seon Yun, Seong-Ho

ABSTRACT

Rubber wheel-type AGT has two major kinds of bogie; one is the bogie type and the other and passenger loads. This paper deals with the statics analysis for two types of bogie frame subjected to combined external forces, as well as independent ones specified in UIC 515-4. Furthermore, the dynamics analysis is performed under vibrational loading conditions so as to compare dynamic characteristics, Numerical results by using commercial packages, I-DEAS and NASTRAN show that maximum stresses do not exceed the yielding level of material used for both bogies. From an overall viewpoint of strength, the bogie type turns out to be superior to the steering type except the case of a lateral loading. It is also observed that the steering type shows a be stiffened. It is strongly anticipated that vibrational fatigue analysis should be carried out under realistic loading conditions closely matching to situations such as running surface and lateral clearances along the guideway.

Keywords : AGT (Automated Guideway Transit: 무인자동경량전철), Bogie Frame(대차프레임), Strength Analysis(강도해석), Frequency Response Analysis(주파수 응답해석), Vibrational Loading(진동하중)

1. 서론

고무차륜형 경전철은 도시 및 도시 인근지역의 출퇴근용 교통수단으로 승객소송 분담율이 높고, 운행의 정시성이 높으며, 타 대중 교통수단에 비해 안전성이 높다.¹⁾ 고무차륜형 AGT 경전철 차량안내방식은 크게 보기(Bogie)방식²⁾과 스티어링(Steering)방식³⁾ 두 종류로 분류된다. 두 형식의 차이점은 보기식은 구속식 안내방식이며, 스티어링식은 비구속안내방식이다. 위의 서로 다른 두 안내방식인 대차프레임에 대한 시뮬레이션을 통한 각각의 특성을 비교 분석하는 데 목적이 있다.

차량용 대차는 차체의 하중을 지지하고 열차의 안전, 주행성능 및 승차감에 지대한 영향을 미치는 핵

* 인하대학교 대학원

** 인하대학교 자동차 공학과 교수

*** 한국철도기술연구원, 경량전철연구팀

의 주행은 최고 속도를 만족하고, 이와관련하여 안전성 유지, 최소곡선 통과 및 최대구배통과를 수행하는 장치이다. 크게 대차프레임, 차륜 및 차축, 현수장치, 제동장치, 전동기 및 동력전달장치 등으로 구성되며, 대차프레임은 형상이 복잡하고 하중조건도 정적 및 동적하중이 복합적으로 작용하고 있다.

본 논문에서는 모델링과 Mesh작업은 I-DEAS⁴⁾로 표현된 조립품의 해석은 NASTRAN⁵⁾을 이용하여 AGT 대차의 정적해석⁶⁾과 Normal mode⁷⁾, 그리고 주파수응답해석⁷⁾까지 수행하였다. 정적해석⁹⁾에서 두 가지 type Bogie식과 Steering식에 대한 수직하중과 좌우하중 및 복합하중의 변위, 응력 또한 고유 진동수와 동특성 해석을 통해 비교 분석한다.

2. 대차에 작용하는 하중 종류 및 크기

본 논문에서는 Internastional Union of Railways에서 제정한 Code⁸⁾에 사용되는 대차프레임의 구조해석 하중조건을 근거에 관한 자료를 이용하여 실제 해석에 사용되는 값을 적용해 보았다.

두 가지 대차에 적용될 하중제원^{2)~3)}은 Table 1에 나타냈다.

Table 1. Load specification for Simulation

대차형식 제원	Bogie 식		Steering 식	
	동력 대차	부수대차	동력 대차	부수 대차
대차질량(m+)	1,730 kg	1,440 kg	1,970 kg	1,690 kg
공차중량(W _e)	10,500 kg/차량			
만차중량(W _i)	14,000 kg/차량			
승객중량(c)	3,500 kg/차량			
최고속도(V _{max})	60 km/h			
본선 최소반경(R _{min})	60m			

2.1 좌우하중

UIC 515-4¹⁾에 의하여 예외하중(exceptional loads) 하에서의 정적 시험 시 좌우하중(F_y)을 식 (2)에 의하여 구할 수 있다.

$$F_{y\max}(N) = 2 \times \left(10^4 + \frac{m_{vel} \times g}{12} \right) \quad (1)$$

먼저 식 (1)에 의하여 동력대차와 부수대차의 대차 당 좌우하중(F_y) 크기는 42,867N이다.

해의의 경우 실제 적용중인 최대하중은 18,000N이다. 여기서는 실제 운행중인 대차를 모델링 하였고 원심력 기준에 근사한 하중 18,000N을 해석 시 Bogie식과 Steering식에 모두 적용하였다.

2.2 수직하중

UIC 515-4¹⁾에 의하여 예외하중(exceptional loads)하에서의 정적 시험시 수직하중(F_z)은 식 (2)로 표현할 수 있다.

$$F_z(N) = \frac{1.4}{4} (m_{vel} - 2m') \times g \quad (2)$$

m_{vel} (kg) = $m_{vom} + c$: (만차 질량)

m_{vom} (kg) : (공차 질량)

m_{vel} 는 만차중량과 같으므로 각 하중제원을 식(2)에 적용하면 동력대차의 수직하중(F_z)의 크기는 45,221N이고 부수대차의 수직하중(F_z) 크기는 47,724N이 된다. 여기서는 Bogie식과 Steering식 모두 수직하중으로 47,724N을 적용하였다.

2.3 복합하중

위의 두종류 하중 즉 좌우하중 18,000N과 수직하중 47,724N을 Bogie식과 Steering식 모두 동시에 적용하였다.

3.유한요소 해석

3.1 경계조건

본 연구에서 모델링한 강재는 일반구조용 압연 강재(KSD 3503)로써 이 재료의 물성치는 Table 2과 Chamfer등은 제거하고, Model을 완성하였다. 경계조건인 Fig 1.은 액슬부분에 구속하고 P1은 좌우하중 P2는 수직하중을 나타낸다.

Table 2. Material property

탄성계수 E (GPa)	206.8
프와송 비 ν	0.29
항복강도 (Mpa)	245

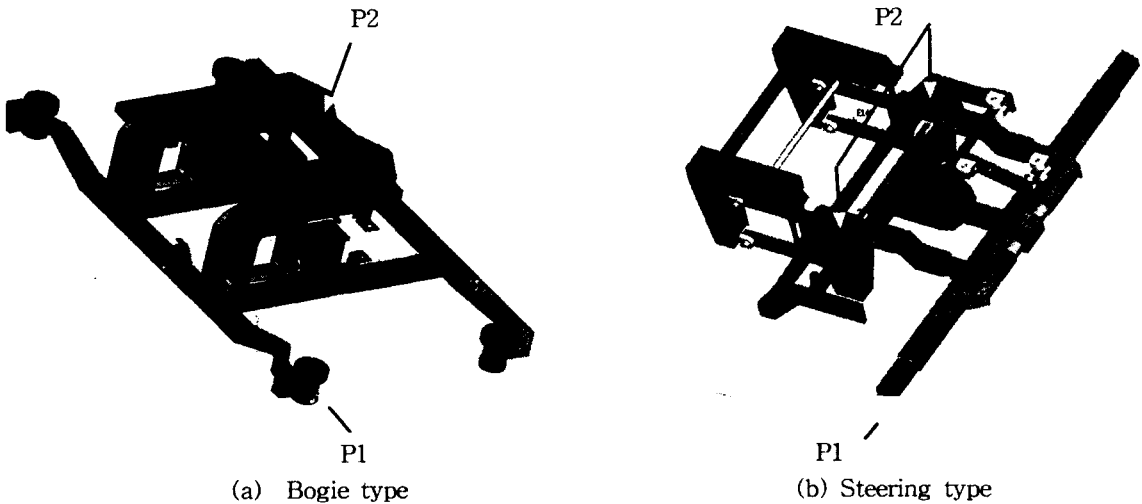


Fig 1. Boundary and load condition of transverse load(P1) and vertical load(P2)

3.2 정적해석

본 연구에서 두 형식인 Bogie식과 Steering식에 대하여 수직하중, 좌우하중과 복합하중을 적용하여 해석한 결과를 Table 3에 나타냈다. 그리고 해석 결과에 대한 응력과 변형을 막대그래프로 표현을 Fig. 2.에 나타내었다.

Table 3. Result of analysis for each load of Bogie and Steering type

형식 하중	Bogie식		Steering식	
	최대응력(MPa)	최대변위(mm)	최대 응력(MPa)	최대변위(mm)
좌우하중	0.52	0.0135	0.957	0.0157
수직하중	2.06	0.0193	1.06	0.00176
복합하중	2.04	0.0194	1.1	0.0149

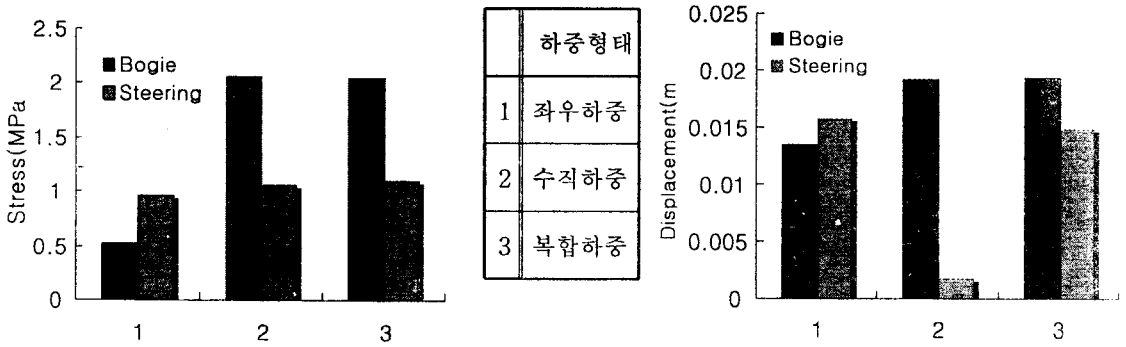


Fig. 2. Comparison of Stress(left) and Displacement (right)

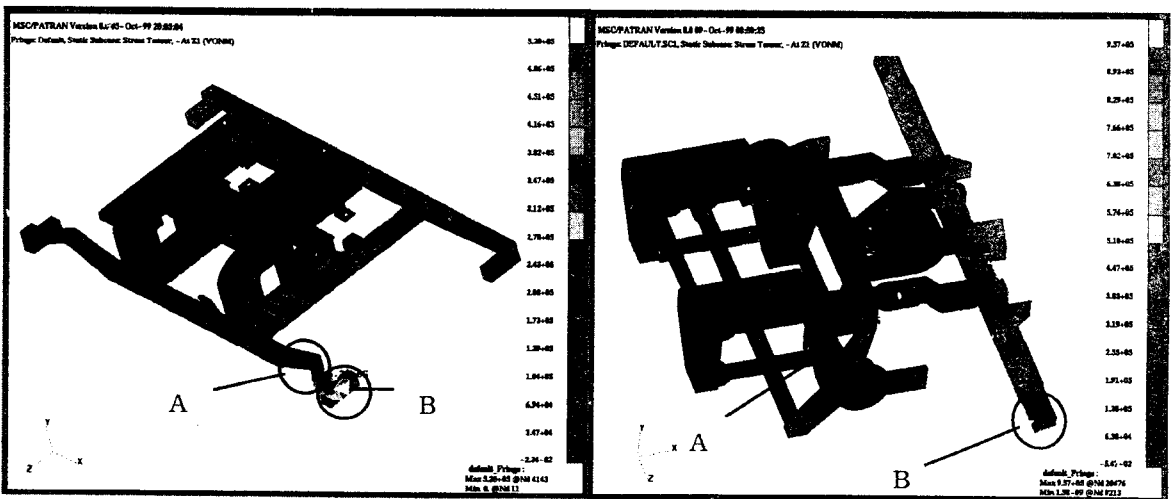
위 Fig. 2에서 알 수 있듯이 Bogie식이 Steering식보다 좌우하중을 제외한 수직하중과 복합하중에서 최대 응력과 변형이 더 크게 나타남을 알 수 있다.

최대응력은 수직하중일 때 Boige식 $2.06 \times \text{MPa}$ 이고 Steering식은 복합 하중일 때 $1.1 \times \text{MPa}$ 으로 가장 크게 받는 것으로 나타났고 최대 변위는 Bogie식이 복합하중일 때 0.0194mm 로 나왔으며 Steering 식에서는 좌우하중의 변위가 0.0157mm 로 각각 변위가 높은 것으로 나타났다.

또한 두 형식 다 최대응력은 재료의 항복 응력보다 작게 나왔다.

아래그림은 모델의 부위별의 응력분포를 Fig.3 Fig4, Fig5.에서 보여 주고 최대응력을 A부분, 최대 변위를 B부분로 표시하고 좌우, 수직, 복합하중에 대해 각각 나타내었다.

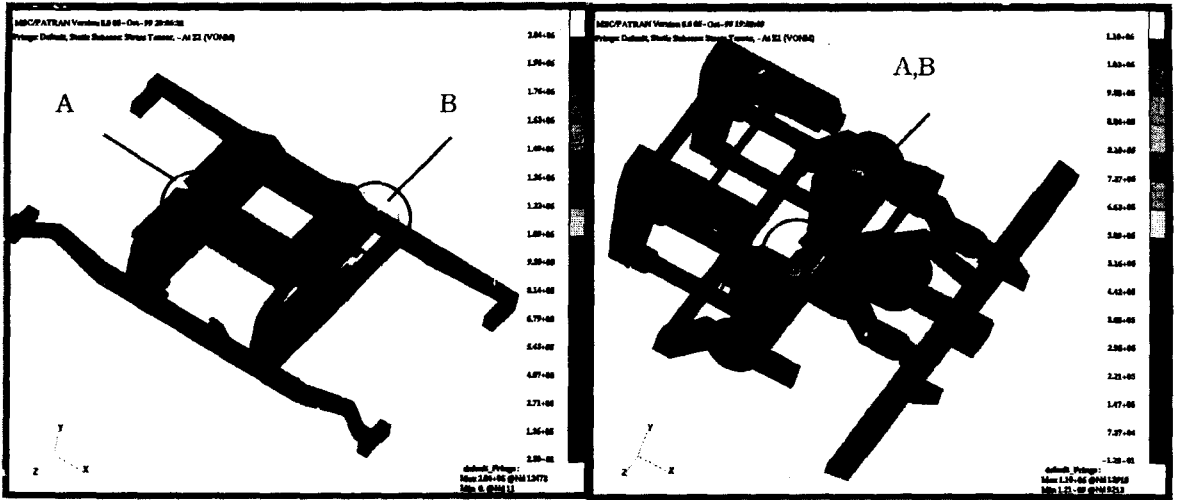
3.2.1 좌우하중일때의 응력분포(Von-Mises)



A : Max Stress B : Max Displacement

Fig. 3 Stress Distributions for transverse load of the Bogie(left) and Steering(right)

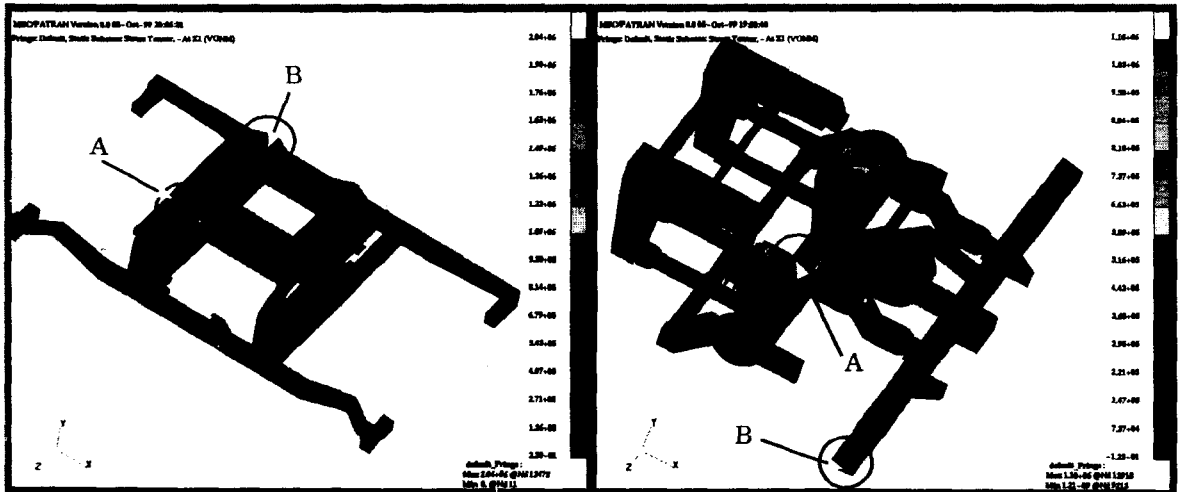
3.2.2 수직하중일때의 응력분포(Von-Mises)



A : Max Stress B : Max Displacement

Fig. 4 Stress Distributions for vertical load of the Bogie(left) and Steering(right)

3.2.3 복합하중일때의 응력분포(Von-Mises)



A : Max Stress B : Max Displacement

Fig. 5. Stress Distributions for composite load of the Bogie(left) and Steering(right)

4. Normal Mode 해석

Dynamics 해석의 가장 기본적인 정규모드 해석은 구조물이 갖고 있는 고유한 특성인 고유 진동수와 고유 벡터를 구하는 해석이다.

NASTRAN의 Normal Mode 해석을 통하여 10차 모드까지의 고유진동수를 Table 4.에 나타내었으며,

식이 더 저주파의 특성을 갖고 있음을 Table4.와 Fig. 6에서 보여준다.

Table 4. Eigenvalue of two type

mode	bogie type			Steering type		
	λ	ω_n	f(Hz)	λ	ω_n	f(Hz)
1	5.60E+4	237	37.6	4.18E+2	20	3.2
2	6.28E+4	251	39.8	5.30E+2	23	3.6
3	9.18E+4	303	48.2	1.43E+3	38	6
4	9.24E+4	304	48.3	5.69E+3	75	12
5	1.08E+5	329	52.4	1.99E+4	141	22.4
6	1.15E+5	338	53.8	2.07E+4	144	22.8
7	1.52E+5	390	62	3.24E+4	180	28.6
8	1.57E+5	397	63.1	4.13E+4	203	32.3
9	1.64E+5	405	64.4	5.45E+4	233	37.1
10	1.80E+5	424	67.4	6.95E+4	264	41.9

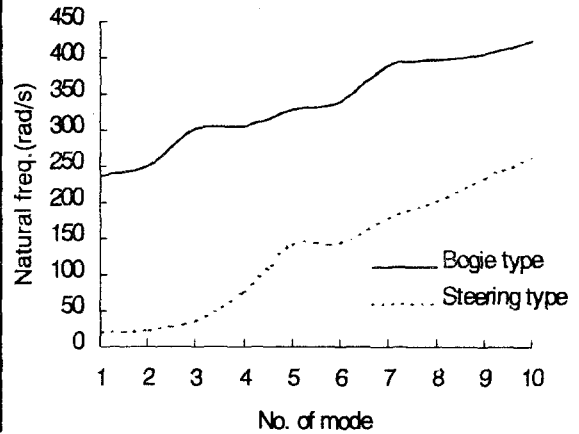


Fig.6 Natural frequency

5. 주파수 응답 해석

주파수 응답 해석⁷⁾은 정상상태 가진에 대한 시스템의 주파수-변위의 관계를 얻는 방법이다. 구조물이 주기적인 가진을 받고 있는 경우, 가해지는 하중의 크기와 가진 주파수를 이용하여 실제의 Time

간 영역(time domane)에서 시스템의 응답을 구할 수 있으며, 이 결과를 Frequency Domain으로 바꾸어 주파수영역으로 시스템의 응답을 구한다.

외력이 가해지는 일반적인 진동시스템의 지배방정식은 아래 식(1)과 같이 나타낸다,

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [B]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = |F(\omega t)|e^{i\omega t} \quad (1)$$

다.

$$x_p(t) = \frac{F/k}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}} \sin(\omega t + \phi) \quad (2)$$

여기서, ω_n 은 고유진동수, k 는 시스템 스프링 상수이고, 이 값들은 시스템 설계와 modal 해석에서 얻어지는 시스템 고유값이다. 그리고 임의의 반응에 대한 입력으로 F 와 ω 를 선정하여 시스템의 반응을 관찰한다.

구조물이 주기적인 가진을 받고 있는 경우 시스템에 가해지는 임의의 크기의 하중과 가진 주파수를
으로 바꾸어 주파수영역으로 시스템의 응답을 구하는 과정이다.

외부에 힘 18,000N과 주파수영역을 0 ~ 100Hz까지 변화를 주어서 위에서 구한 고유진동수부근에서

의 공진 주파수 영역에서의 반응상태를 알 수 있다.

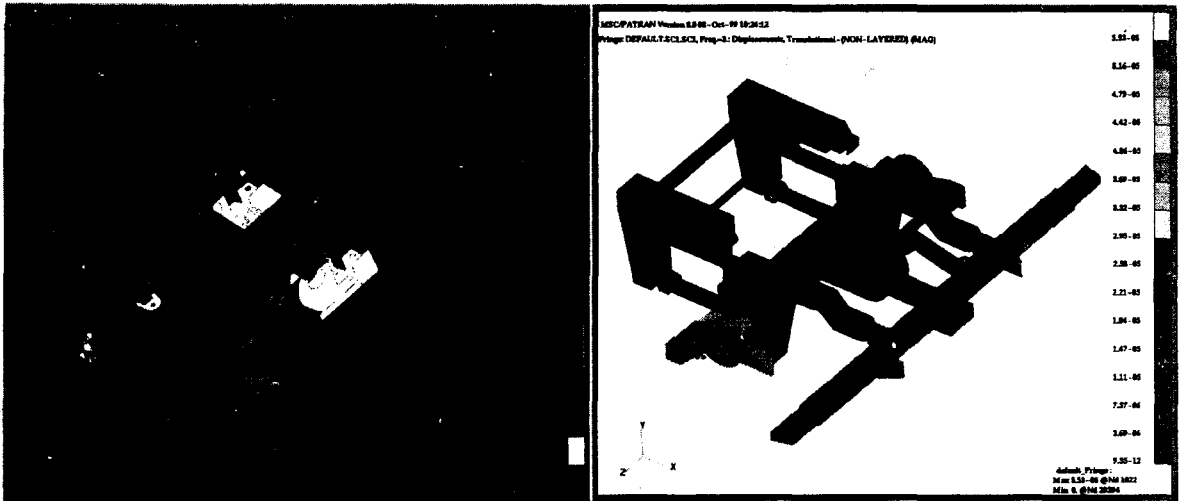


Fig.7 Displacement for Bogie 37.5Hz(left)and Steering 3Hz(right)

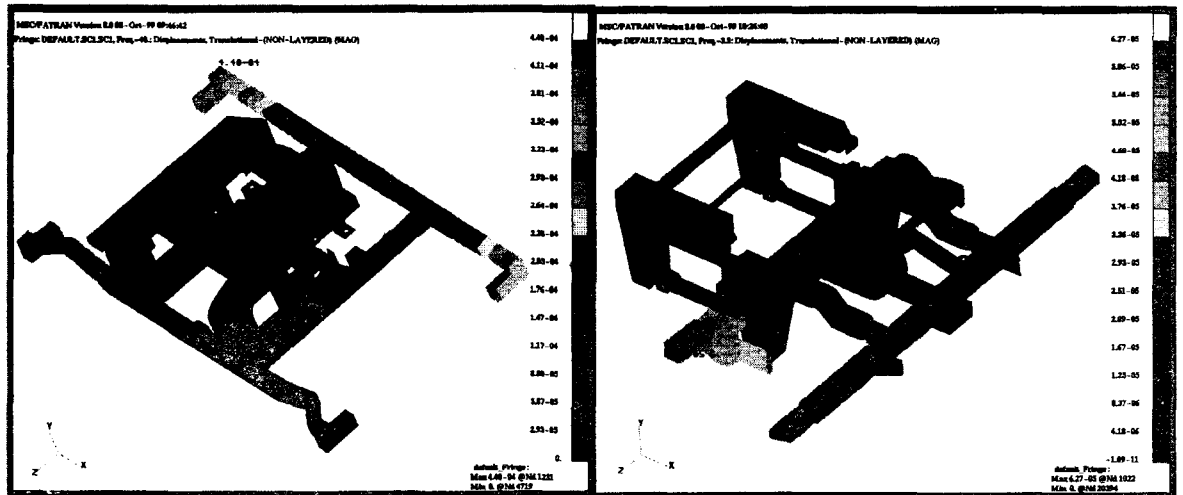


Fig.8 Displacement for Bogie 40Hz(left)and Steering 3.5Hz(right)

6. 결론

본 논문에서는 차체하중과 승객하중 및 주행성능 등의 영향을 미치는 대차의 두 형식 Bogie식과 Steering 식에 대하여 외부에서 힘을 받을 때 정적해석을 비교해 보았다. 또한 구조물이 주기적인 가진을 받고 있는 경우 시스템에 가해지는 임의의 크기의 하중과 가진 주파수를 이용하여 시간 영역(time domane)에서 시스템의 응답을 구할 수 있으며, 이 결과를 Frequency Domain으로 바꾸어 주파수영역으로 시스템의 응답을 구하였다.

위의 결과들을 종합해 보면 정적 해석 결과는 정적하중이 작용할 경우에 대차프레임에 발생하는 최대응력은 소재의 허용응력 (철도차량의 설계 시에는 항복응력을 일반적으로 사용)보다 작아야 하는 데 두 형식 다 작게 나타나 안전한 것으로 나타났다.

강도적으로는 Steering식이 좌우하중을 제외하고 나머지 수직하중과 복합하중에서는 Bogie식 보다 유리하다는 것을 알 수 있고 정규 모드 해석에서는 Steering식이 저주파의 특성을 갖고 있다. 반면에 Bogie식을 상대적으로 고주파의 특성을 갖고 있는 것으로 나타났다.

설계시 취약한 부분에 경제성을 고려한 보강 설계가 필요하며, 더욱 신뢰성 있는 결과를 얻기 위해서는 하중 이력값을 실제조건과 근사한 조건을 찾아 주파수응답해석을 바탕으로 진동피로해석이 진행되어야 할 것이다.

참고 문헌

1. 건설교통부 (1998.2) “도시철도차량표준사양” pp121-157
2. Niigata Eng. (1992) “Steering식 대차 (Kobe Rokko Liner 운행)”, Japan
3. Nippon Sharyo. (1997) “Bogie식 대차 (Tokyo Waterfront Line 운행)”, Japan
4. I-DEAS Maser Series, *Student Guide*, Ver 4, SDRC.
5. MSC/NASTRAN. (1993) “Basic Dynamic analysis”
6. Daryl L. Logan, (1993) “A First Course in the Finite Element Method”, PWS,
7. Leonard Meirovitch (1986) “Elements of vibration analysis” MCGRAW-HILL INTERNATIONAL 2st ed.
8. UIC Code 515-4 (1993) “Bogie frame structure strength tests” International Union of Railways, 1st ed.
9. 권혁수 외 (1999) “고무차륜형 AGT 주행장치의 구조 및 피로해석” 한국철도학회지 vol.2. no.2, pp. 31-38