

## 객차의 현가장치 변수가 상하진동에 미치는 영향

최경진<sup>†</sup> · 허현무<sup>\*</sup> · 권영필<sup>\*\*</sup>  
(2001년 9월 11일 접수, 2002년 4월 2일 심사완료)

### Effect of the Parameter of the Suspension System on the the Vertical Vibration of the Passenger Vehicle

Kyung Jin Choi, Hyun Moo Hur and Young Pil Kwon

**Key Words:** Vertical Vibration(상하진동), Secondary Suspension System(2차 현가 장치), Stiffness Ratio(강성비), Mass Ratio(질량비), Ride Quality(승차감)

#### Abstract

The purpose of this study is to analyze the effects of the parameters of the suspension system in railway rolling-stock for KT-23 type passenger vehicle. According to the results of simulation and the field test, Optimal condition was obtained for the stiffness ratio of the primary spring and the secondary of the suspension system. When the stiffness ratio was increased, the vibration was increased on the car body and decreased on the bogie, and ride quality are getting worse because of increase of the vertical natural frequency of the car body. The results of this study are usefull to improve the technology of the ride quality of KT-23 type vehicle.

#### 1. 서론

철도차량의 특징은 급속 레도 위를 급속 차륜이 회전하면서 레도 안내 형태로 수송되는 교통 수단이다. 장거리 대량 수송에서 안정성을 유지하는 것은 매우 중요하다.

차량의 운동은 차륜과 레일의 동특성<sup>(1)</sup>에 의해 지배되고 차륜과 대차 및 차체의 운동영향이 상호 작용하는 특성을 가지고 있으며, 이러한 철도 차량의 주행 안정성(stability)을 평가하는 방법으로 객실에서 차량의 진동 가속도를 측정된 후 진동 수준을 평가하는 방법<sup>(2,3)</sup>과 객차안의 의자에서 인체에 미치는 진동값을 주파수 대역별 가중 변환하여 승차감(ride quality)을 dB기준으로 평가하는 방법이 이용되고 있다.<sup>(4-6)</sup>

철도차량에서 대차 및 현가장치의 설계에 필요

한 다양한 인자중에서 1, 2차 현가 장치의 강성비와 차체와 대차 후레임의 질량비의 변화가 차체의 진동에 미치는 영향에 관한 정보가 필요하다.

국내에서 개발된 KT-23 대차용 객차에 대하여 2차 현가 장치(secondary suspension system)인 공기 스프링의 공기 압력 변화에 따라 나타나는 강성비 변화와 차체의 중량을 바꾸어 나타나는 질량비 변화가 차체의 진동과 승차감에 미치는 영향을 분석하였다. 먼저, 상하 진동(Vertical Vibration)의 안정성을 동력학 해석 패키지인 VAMPIRE를 이용하여 해석한 후 실차 실험을 수행하여 객차의 상하진동 특성을 개선할 수 있는 방안을 검토하였다.

#### 2. 진동 해석

##### 2.1 진동 이론

철도 차량의 진동에는 상하, 좌우, 전후, 로랑, 요잉, 피칭 등이 있고 이들이 연성(couple)되어 나타나기도 한다. 여기서, 4륜인 보기차의 상하 방향 진동계는 철도 레도와 구름 마찰하는 바퀴를 포함한 축상, 대차의 후레임, 차체로 구성되어 있고 각

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 한국철도기술연구원 책임연구원

E-mail : kjchoi@krti.re.kr

TEL : (031)461-8531 FAX : (031)461-8561

<sup>\*</sup> 한국철도기술연구원 선임연구원

<sup>\*\*</sup> 회원, 숭실대학교 공과대학

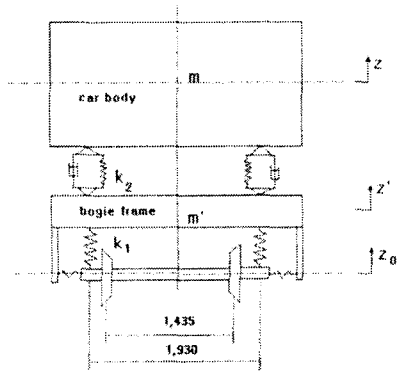


Fig. 1 Suspension of the vehicle

각의 질량 사이에 현가장치가 있다. 이때의 상하 방향 진동계의 고유 진동수를 구하기 위하여 Fig. 1과 같은 2자유도계로 모델링할 수 있다.<sup>(7)</sup>

Fig. 1에서 m는 대차량의 차체 질량, m'는 대차 가운데 윤축을 제외한 스프링 사이의 질량이다. 현가장치는 대차의 편측당으로서 k<sub>1</sub>는 1차 현가장치로서 축상 스프링 정수, k<sub>2</sub>는 2차 현가장치로서 공기 스프링의 스프링 정수를 나타낸 것이다.

차체 및 대차의 평행 위치로 부터의 변위를 z, z'로 하면 감쇠를 무시할 경우 2자유도의 상하진동 운동 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m\ddot{z} + 2k_2(z - z') = 0 \tag{1}$$

$$m'\ddot{z}' + 2k_1z' - 2k_2(z - z') = 0 \tag{2}$$

$z = a \cos \nu t$  및  $z' = a' \cos \nu t$ 를 대입 후 식 (1)에서 a 및 a'를 제거하면 고유 진동수 방정식을 얻을 수 있다. 두 개의 근으로 진동수를 구할 수 있는 데 낮은 값의 차체 고유 진동수  $\nu_c$ 는 식 (3)과 같고, 식 (3)을 다시 정리하면 식 (4)와 같다.

$$\nu_c^2 = \frac{1}{2} \left\{ \nu_2^2 + \nu_1^2 - \sqrt{(\nu_2^2 - \nu_1^2)^2 + 4\nu_2^4 \cdot \frac{m}{m'}} \right\} \tag{3}$$

$$\frac{\nu_c^2}{\nu_2^2} = \frac{1}{2} \frac{\kappa}{\kappa'} \left\{ 1 - (1 + \mu)\kappa - \sqrt{[1 - (1 + \mu)\kappa]^2 + 4\mu\kappa} \right\} \tag{4}$$

$$\nu_2^2 = \frac{2k_2}{m}, \quad \nu_1^2 = \frac{2(k_1 + k_2)}{m'}$$

$$\frac{m}{m'} = \frac{2k_1 k_2}{m(k_1 + k_2)}, \quad \kappa = \frac{k_2}{k_1}$$

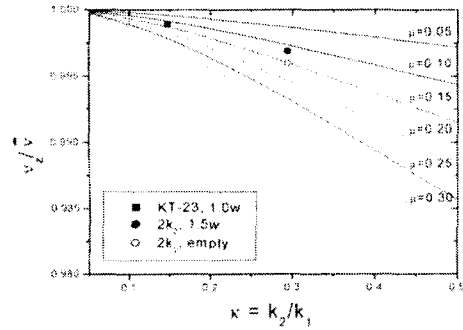


Fig. 2 Variation of the vertical natural frequency ratio of the car body with  $\kappa$  &  $\mu$

$$\mu = \frac{m'}{m}, \quad \kappa = \frac{k_2}{k_1}$$

$\mu$ 는 대차와 차체의 질량비,  $\kappa$ 는 공기 스프링과 축상 스프링의 강성비,  $\nu_c$ 는 대차를 고정된 차체의 고유 진동수,  $\nu_1$ 는 대차 중량을 무시한 차체의 고유 진동수,  $\nu_2$ 는 차체를 고정된 대차의 고유 진동수를 나타낸다. Fig. 2는 1997년도에 설계된 KT-23형 무궁화호 객차의  $\kappa$ ,  $\mu$ 와  $\nu_c/\nu_1$ 의 관계를 나타낸 것이다. 빈차시  $\mu=0.152$ , 만차(경원의 150%)의  $\mu=0.1196$ 와 설계 조건에서의 현가 장치 강성비  $\kappa=0.147$  및  $k_2$ 가 2배일 때의 강성비  $\kappa=0.294$ 를 도시하였다. 고유 진동수비  $\nu_c/\nu_1$ 는  $\kappa$ ,  $\mu$ 가 적을수록 1에 접근하고 있다.

철도차량의 승차감은 차체에서 적용하는 기준으로 ISO-2631의 승차감 측정 방법 및 기준 또는 UIC Ride Index를 적용하고 있으며, 승차감 레벨을 구하는 식은 (5)와 같다.

$$L_{eq}(dB) = 20 \cdot \text{Log} \frac{A_w}{A_{ref}} \tag{5}$$

$L_{eq}$ 는 승차감 레벨,  $A_w$ 는 의자에서 측정된 진동 가속도값,  $A_{ref}$ 는 진동 기준값으로 ISO-2631은  $10^{-6} (m/s^2)$  일본은  $10^{-5} (m/s^2)$ 를 적용하고 있으며,  $A_w$ 는 0.5~80Hz대역으로 감각 보정한 진동 가속도의 실효값(rms)을 말하고, 여객 열차 등급에 따라 적용 기준을 달리 정하여 성능 평가 항목으로 다루고 그림으로 나타내면 Fig. 3과 같다.<sup>(5,6)</sup>

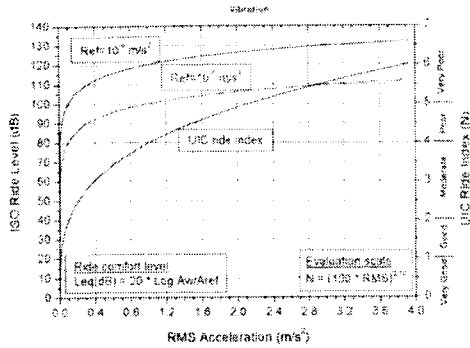


Fig. 3 Acceleration and ride quality index

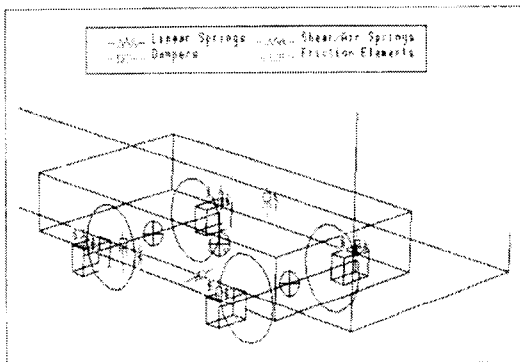


Fig. 4 The analysis modeling of KT-23 vehicle

2.2 진동 해석

철도차량 현가계 구성 요소별 동특성 변화를 예측하기 위하여 철도 차량 전문가 해석 프로그램으로 활용되고 있는 패키지인 영국 AEA Technology사의 VAMPIRE(Vehicle dynAmic Modelling Package In a Railway Environment, Ver. 3.25)를 이용하였다.

이 프로그램의 해석 범위는 고유 진동수 및 안정성 해석, 주파수 응답 해석등에 유용하다.

본 연구의 해석에 적용된 차량은 철도청에서 운용하는 무궁화호 KT-23 모델 객차로서 주요 재원은 Appendix에 첨부하였으며, Fig. 4는 해석 모델링을 나타낸다.

객차 질량 요소는 차체, 전·후차 대차 및 4개의 차륜을 자체 진동 모드가 없는 강체로 모델링하였다. 변위 벡터는 X 로 표현된다. 각 자유도에 대한 질량과 관성은 질량 행렬 [M]을 구성하고, 변위와 속도 및 힘들은 강성 행렬 [K]와 감쇠 행렬 [C]

Table 1 Mass element of the vehicle

No	Divide	W (Mg)	COG(m)			MOI(Mgm)		
			X	Y	Z	Ix	Iy	Iz
1	Body	27.8	0.0	0.0	1.82	60.0	110.0	110.0
2	Bogie1	2.12	7.95	0.0	0.57	1.10	1.10	2.20
3	Bogie2	2.12	-7.95	0.0	0.57	1.10	1.10	2.20
4	Axle1-1	1.78	9.1	0.0	0.43	0.965	0.03	0.965
5	Axle1-2	1.78	6.8	0.0	0.43	0.965	0.03	0.965
6	Axle2-1	1.78	-6.8	0.0	0.43	0.965	0.03	0.965
7	Axle2-2	1.78	-9.1	0.0	0.43	0.965	0.03	0.965

Table 2 Shear element of the air spring

No	COG(m)				Stiffness(MN/m)			CE OM
	X	Y	Z1	Z2	Kx	Ky	Kz	
1	7.95	1.00	0.946	0.695	0.145	0.145	0.295	1-2
2	7.95	-1.24	0.671	0.293	0.389	0.389	0.557	1-2
3	-7.95	1.00	0.946	0.695	0.145	0.145	0.295	1-3
4	-7.95	-1.24	0.671	0.293	0.389	0.389	0.557	1-3

로 구성된다. 강제진동 F를 구하는 해석 모델의 운동 방정식은 식 (6)의 형태가 된다.

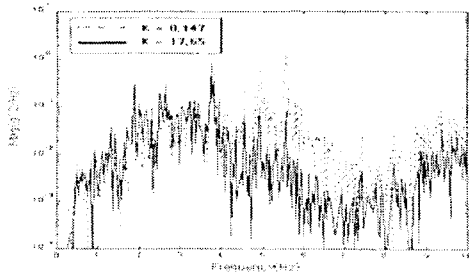
$$[M] \ddot{X} + [C] \dot{X} + [K]X = F \tag{6}$$

Table 1은 차량 질량 요소, Table 2는 2차 현가장치인 공기 스프링의 절첩 요소를 나타낸다.

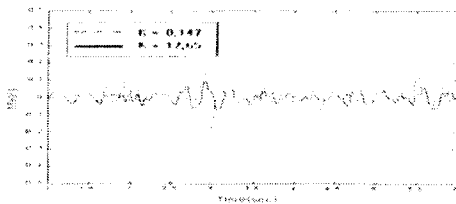
해석 조건은 강성비 변화로 2차 현가장치가 설계 조건일 때인 강성비  $\kappa=0.147$  및 2배일 때 강성비  $\kappa=0.294$ 와 공기 스프링의 공기 압력을 0으로 하여 비상 스프링이 접촉할 때의 강성비  $\kappa=17.65$ 의 경우와 질량비 변화로서 차체의 빈차와 승객의 150% 만차시에 대한  $\mu=0.152$ ,  $\mu=0.1196$ 인 경우를 비교하였다.

진동 응답성을 대차 및 차체로 구분하여 해석하였으며, 데이터 분석은 일정 주파수 대역으로 필터링한 후 주파수와 시간 영역으로 샘플링하고 해석 조건별로 비교하였다. KT-23형 객차의 설계 조건에서 해석한 고유 진동수는 대차는 7.4Hz, 차체는 0.97Hz로 분석되었다.

Fig. 5는 대차의 진동을 나타내고 있으며 강성비가  $\kappa=0.147$ 일 때와,  $\kappa=17.65$ 일 때를 비교하였다.  $\kappa=0.147$ 일 때의 중심 진동수는 7.4Hz이고  $\kappa=17.65$ 일 때는 진동값은 약 1/2로 낮아지고 중심 진동수가 6~7Hz 범위로 이동하고 있다.

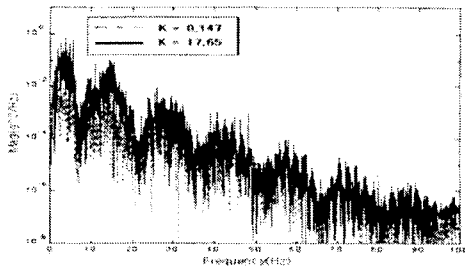


(a) Frequency domain(10Hz, filtering)

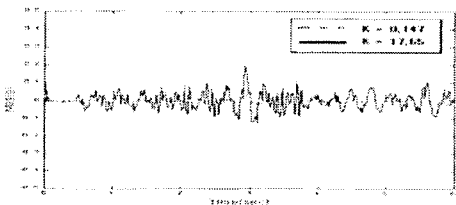


(b) Time domain

Fig. 5 Vibration analysis on the bogie



(a) Frequency domain(100Hz, filtering)



(b) Time domain

Fig. 6 Vibration analysis on the Body

Fig. 6은 차체의 진동을 나타내고 있으며,  $\kappa = 0.147$ 일 때의 중심 진동수는 0.971Hz이고  $\kappa = 17.65$ 일 때는 진동값이 3배 이상 높게 나타나며, 강성비의 증가에 의하여 중심 주파수가 4Hz대역으로 이동하고 있다.

Table 3 The estimated acceleration in the empty car(rms,  $m/s^2$ )

Hz	Bogie			Car body		
	0.147	0.294	17.65	0.147	0.294	17.65
100	2.62	2.62	2.84	0.13	0.18	0.47
30	1.30	1.29	1.27	0.13	0.18	0.45
10	0.38	0.36	0.30	0.12	0.17	0.39

Table 4 The estimated acceleration in the weight car(rms,  $m/s^2$ )

Hz	Bogie			Car body		
	0.147	0.294	17.65	0.147	0.294	17.65
100	2.63	2.62	2.97	0.12	0.18	0.40
30	1.30	1.30	0.92	0.11	0.16	0.38
10	0.38	0.36	0.28	0.10	0.16	0.33

Table 3은 질량비  $\mu = 0.152$ 인 빈차 조건에서 분석한 결과이며, 대차 진동은  $\kappa$ 의 증가에 따라 30Hz 이하에서는 진동값이 작아지는 특성을 보이고 있다.

차체 진동은  $\kappa = 0.147$ 에서  $\kappa = 0.294$ 로 증가시 진동값이 0.05ms 정도가 증가되며,  $\kappa = 17.65$ 일 때는  $\kappa = 0.147$ 일 때 보다 3.25~3.6배로 진동값이 증가되고 있다.

차체의 승차감 레벨은  $\kappa = 0.147$ 일 때는 102.2dB 정도이나  $\kappa = 17.65$ 일 때는 113.4dB로서 약 11.2dB가 증가되는 것으로 분석되었다.

Table 4는 질량비  $\mu = 0.1196$ 인 만차 조건의 분석 결과로서 빈차시와 강성비에 의한 경향은 비슷하였다. 대차 진동은  $\kappa$ 의 증가에 따라 30Hz 이하에서는 진동값이 더욱 작아지는 특성을 보이고, 100Hz에서는 빈차시보다 커지는 경향을 보인다.

차체 진동은  $\kappa = 0.147$ 에서  $\kappa = 0.294$ 로 증가시 진동값이 0.05ms ~ 0.06ms 로 증가폭이 커지고,  $\kappa = 17.65$ 에서는  $\kappa = 0.147$ 에서 보다 3.23~3.3배로 진동값이 증가되지만 빈차시 보다는 적게 증가하고 있다.

### 3. 실차 실험

#### 3.1 실험 방법

실차 실험은 두가지 조건에서 이루어졌으며, 하나는 주행 실험 장치로서 장치 구성도는 Fig. 7과 같다. 차량 정비 후에 검사하는 장치로서 한개의 바퀴에 구동륜을 두 개로 하여 주행시키는 구조이

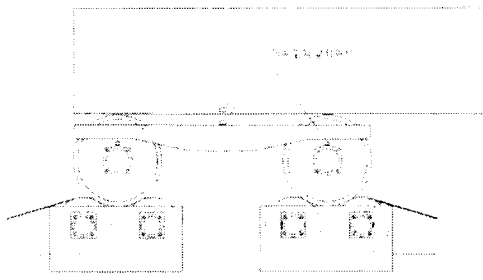


Fig. 7 Vehicle running tester

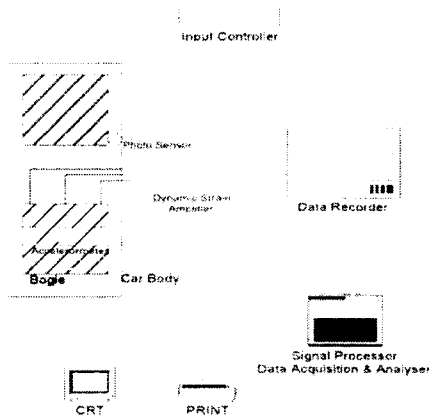


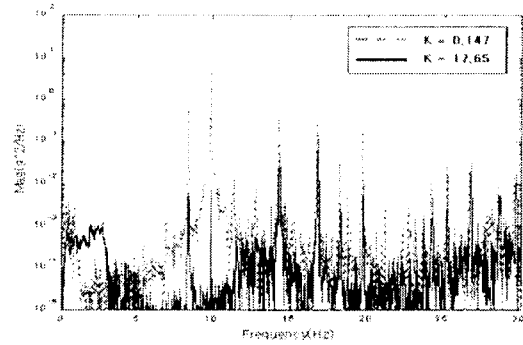
Fig. 8 Test equipment block diagram

고 하나의 대차를 올려 놓고 실험하였다. 실험차는 무궁화호 객차로서 KT-23 대차이고 주행 속도는 80km/h로 하였다.

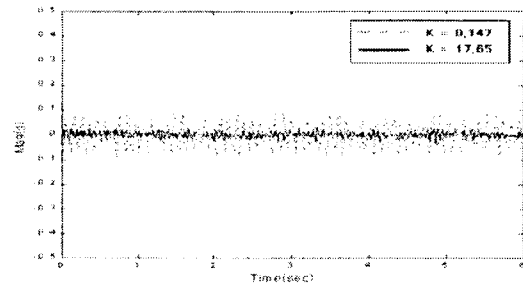
또 하나의 실험은 KT-23형 무궁화 객차를 대상으로 5량을 편성하여 영업 선로에서 실시하였다. 호남선 김제역과 장성역 구간에서 주행 속도를 120km/h로 일정하게 지속하면서 차량의 진동을 측정하였다. 강성 변화를 준 차량을 동시에 편성하여 열차 진행 방향의 후부 위치를 실험 차량으로 하고 2회 왕복 운행하면서 데이터를 수집하였다.

실험 조건은 해석 조건과 같이 2차 현가 장치인 공기 스프링의 강성비가  $\kappa=0.147$ 과  $\kappa=17.65$ 인 경우를 실험하였으며, 실험차의 대차 및 차체의 상하 방향 진동 측정을 위한 가속도 센서를 설치하고 진동값을 측정 후 데이터를 분석하였다. 장치의 구성도는 Fig. 8과 같다.

차량 속도는 차륜이 입회전할 때 1개의 신호가 발생하도록 로터 센서를 설치하였으며 1회전의 이동 거리 및 시간 영역 신호를 이용하여 차량 속도



(a) Frequency domain



(b) Time domain

Fig. 9 The vibration experiment on the bogie (30Hz filtering)

를 계산하였다.

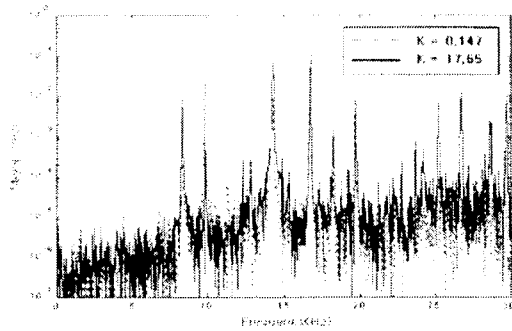
### 3.2 실험 결과 및 고찰

주행 실험 장치에서 실험 결과는 다음과 같다.

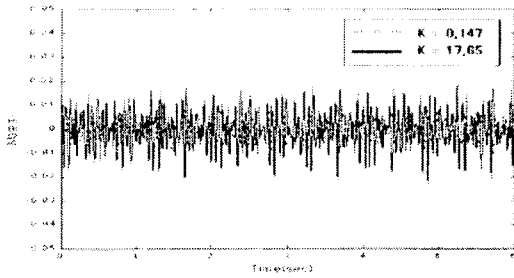
Fig. 9는 대차 진동의 30Hz대역을 주파수 및 시간 영역으로 샘플링한 결과를 보여 주고 있다. 해석 결과와 같이 강성비  $\kappa=0.147$ 에서  $\kappa=17.65$ 로 증가시킨 결과는 진동값이 전 대역에서 낮아지는 경향으로 나타나고 있다.

Fig. 10은 차체 진동의 30Hz대역을 주파수 및 시간영역으로 샘플링한 결과를 보여 주고 있다. 결과에서 해석 결과와 같이 강성비  $\kappa=0.147$ 에서  $\kappa=17.65$ 로 증가시킨 결과는 7.4Hz의 주파수 영역에서 2차 현가 장치 강성 변화 후에 진동값이 매우 높아지고 있음을 알 수 있다.

주행 실험 장치에서의 실험 결과를 종합 정리한 결과는 Table 5와 같으며, 강성비  $\kappa=0.147$ 에서  $\kappa=17.65$ 로 증가시킨 결과는 강성 변화 후에 대차는 진동값이 낮아지고 차체는 진동값이 증가하는 특성을 보이고 있다.

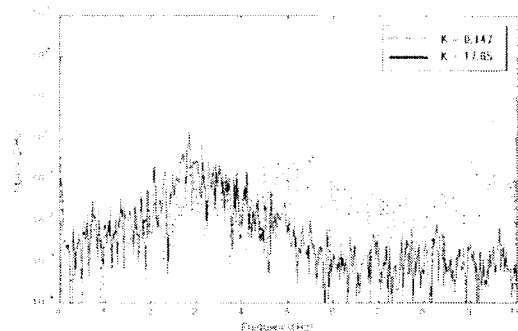


(a) Frequency domain

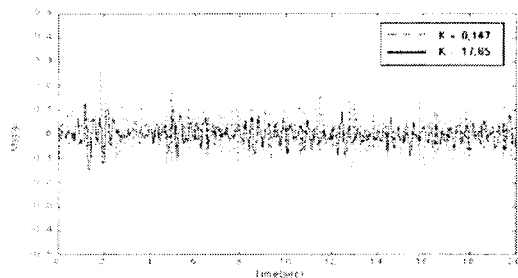


(b) Time domain

Fig. 10 The vibration experiment on the car body (30Hz filtering)



(a) Frequency domain



(b) Time domain

Fig. 11 The vibration experiment on the bogie (10Hz filtering)

Table 5 The experimental results of the vehicle running test(units : g)

Hz	K	Bogie			Body		
		0.147	17.65	Δ(%)	0.147	17.65	Δ(%)
200	max.	0.34	0.35	2.9	0.024	0.059	145.8
	mean	0.10	0.11	10.0	0.006	0.013	116.7
	rms	0.07	0.06	-14.3	0.005	0.011	120.0
30	max.	0.19	0.06	-68.4	0.022	0.046	109.1
	mean	0.11	0.02	-81.8	0.008	0.015	87.5
	rms	0.04	0.01	-75.0	0.004	0.007	75.0
10	max.	0.09	0.01	-88.9	0.005	0.006	20.0
	mean	0.06	0.00	-100.0	0.003	0.004	33.3
	rms	0.02	0.00	-100.0	0.001	0.001	0.0

이를 주파수 대역으로 검토하면 대차 진동은 200Hz 대역에선 실제 조건과 유사하였으나 30Hz 이하 대역에선 전진폭 최대값, 전진폭 평균값, 실효값이 모두 감소하고 있으며, 특히 10Hz 대역 부근에서 크게 감소하고 있다.

차체 진동은 전반적으로 증가하고 있으며 30Hz 이상 대역에서 전진폭 최대값, 전진폭 평균값, 실효

값이 모두 크게 증가하고 있다. 이는 2차 현가 장치의 강성의 증가로 강성비가 증가하면서 진동 절연 효과가 줄어들므로 해석 결과와 일치하고 있다.

다음으로 열차 운행 실험한 결과를 분석하였으며, 강성비  $k=0.147$ 인 때와  $k=17.65$ 로 증가시킨 결과는 다음과 같다.

Fig. 11 은 대차 진동의 10Hz 대역을 샘플링한 분석 결과이며, 해석 결과와 같이 강성비의 증가시 진동값이 진주파수 대역에서 낮아지는 경향을 보이며 강성 변화에 의한 중심 주파수도 7.4Hz 에서 6~7Hz 대역으로 이동하였음을 알 수 있다.

Fig. 12는 차체 진동의 100Hz 대역을 샘플링한 분석 결과로서 강성비의 증가시 진동값이 주파수 전대역에서 높게 나타나고 있다.

Fig. 13은 운행중에 대차 및 차체의 진동가속도 최대값을 100Hz로 필터링하여 분포시킨 샘플링 데이터로서 강성비가 커짐에 따라 대차 진동은 최대값 분포가 적어지지만 차체 진동은 최대값이 크게 분포하고 있다.

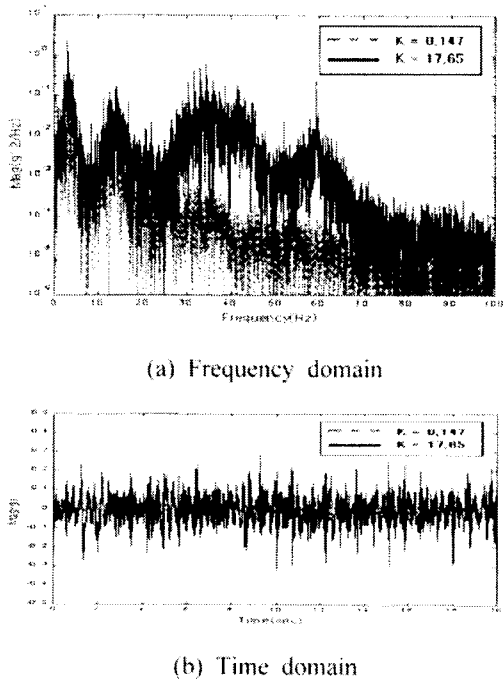


Fig. 12 The vibration experiment on the body (100Hz filtering)

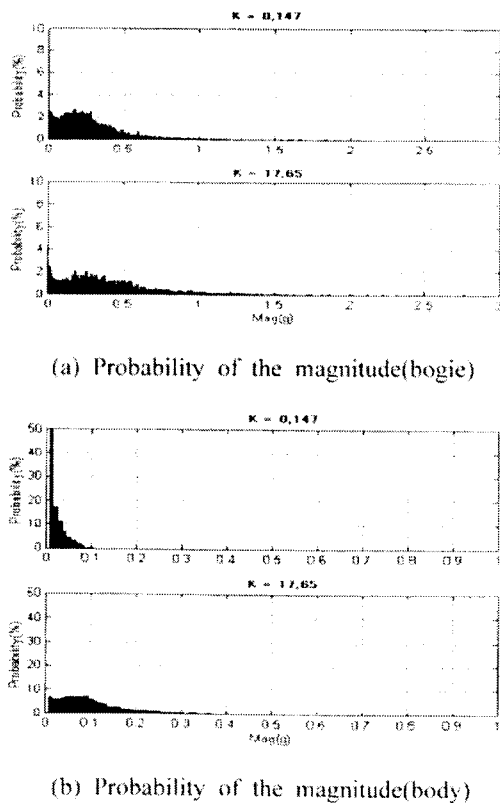


Fig. 13 Acceleration of the vehicle on the track (p-p, 100Hz filtering)

Table 6 Experimental results for the vehicle in the test line(units : g)

Hz	$\kappa$	Bogie			Body		
		0.147	17.65	$\Delta$ (%)	0.147	17.65	$\Delta$ (%)
100	max	3.12	3.78	21.0	0.099	0.840	748.1
	mean	0.28	0.43	51.6	0.016	0.096	518.0
	rms	0.22	0.24	7.5	0.018	0.070	298.9
30	max	2.35	0.96	-59.1	0.099	0.314	215.9
	mean	0.29	0.13	-55.2	0.027	0.059	117.0
	rms	0.17	0.07	-55.9	0.017	0.052	199.6
10	max	0.47	0.28	-39.4	0.070	0.350	398.2
	mean	0.11	0.06	-40.2	0.016	0.084	421.0
	rms	0.06	0.04	-32.6	0.012	0.045	260.6

Table 6은 열차 운행 시험 결과를 종합한 것으로서 대차 진동은 강성비 증가로 100Hz 영역에선 다소 증가하나 30Hz 미만에선 전진폭 최대값, 전진폭 평균값, 실효값 모두 감소하였음을 보이고 있다.

차체 진동값은 주파수 대역에 관계없이 강성비의 증가로 크게 증가하고 있다.

승차감 레벨은  $\kappa=0.147$ 일 때는 105dB 이나  $\kappa=17.65$ 일 때는 117dB로 약 12dB의 레벨이 증가하므로 승차감에 매우 큰 영향을 주게 된다. 강성비가 증가하면서 차체 진동의 절연 효과가 급격히 줄어든 결과로서 해석 결과와 일치하고 있다.

Table 7은 주행 실험 장치와 열차 운행에서 실험한 진동가속도를 비교하여 정리하였다. 궤도와 접촉하는 축상 진동의 경우, 주행 실험 장치의 진폭 평균값이 1.7g, 실효값이 0.89g로 영업 선로의 진폭 평균값 1.61g, 실효값 0.94g와 비교하면 등가 수준을 보이고 있으나, 최대값은 영업 선로에서 3배이상 높다.

대차 및 차체의 진동은 열차 운행 시험에서 주행 실험 장치 보다 진동값이 높게 나타남을 알 수 있다. 이는 실험 속도가 주행 실험 장치는 80km/h, 운행 시험은 120km/h로 다르며, 주행 실험 장치는 단순한 회전구동에 의한 가진 특성으로 실험 조건의 차이로 분석되고 있다.

**Table 7** The comparison of experimental results on the vehicle(Units : g)

Divide	V	Value	Axle	Bogie	Body	Filter
Running Rig	80 km/h	max	5.46	0.34	0.024	200Hz
		mean	1.70	0.10	0.006	
		rms	0.89	0.07	0.005	
Test Line	120 km/h	max	17.09	2.14	0.194	100Hz
		mean	1.61	0.26	0.042	
		rms	0.94	0.21	0.027	

### 4. 결론

본 논문에서는 객차용 2차 현가 장치인 공기 스프링의 상하 방향 진동값을 KT-23형 무궁화호 객차의 해석과 실차 실험을 통하여 비교 분석하였으며, 해석과 실험은 다소의 정량적인 차이가 있으나 정향은 일치하였다. 현가장치의 강성비 변화 및 질량비 변화에 따라 차체 및 대차에서 나타나는 상하 진동값을 분석한 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 2차 현가 장치의 강성비가 증가함에 따른 진동값은 차체 진동은 3배 이상 증가하고, 대차 진동은 감소하고 있다. 또한, 해석결과에서 질량비가 작아지면 차체 진동값은 낮아지고, 대차 진동값은 높아진다.

(2) 차체 고유 진동수에 미치는 영향은 강성비의 증가시 차체는 고유 진동수가 증가하면서 승차감은 나빠진다. 또한, 해석 결과에서 질량비가 작아질 때 차체는 저주파 대역으로 이동하면서 승차감이 좋아지고 있다.

(3) 실차 주행 장치 실험은 실선로 운행 시험과 달리 동적 범위가 적으므로 직접 비교는 어렵지만 2차 현가 장치의 강성 변화에 대한 시험조건별 비교에 의하면 강성비의 영향은 같음을 확인하였다.

### 참고문헌

(1) Gray, V. K., 1984, Dynamics of Railway Vehicle Systems, Toronto, ACADEMIC PRESS, pp. 103 ~ 105.  
 (2) Whong, J. U., 1971, Evaluation of Running Safety for Determination Method, pp. 1 ~ 4.  
 (3) Mitci, I. S., 1971, Determination and Decision Method for Vehicle Vibration, pp. 100 ~ 107.

(4) Choi, K. J., Lee, D. H., Moon, K. H. and Lee, H. S., 1997, "A Practical Testing on Running Vibration Performance of the Metro Electric Rolling Stock," *Proceedings of the KSNVE*, pp. 295 ~ 301.  
 (5) Hur, H. M. and Choi, K. J., 2000, "A Study on Diagnostic Method for Suspension Elements of the Bogie," *Proceedings of the KSR Autumn Annual Conference*, pp. 476 ~ 483.  
 (6) You, W. H., Choi, K. J., Goh, S. S. and Park, H. K., 2001, "A Study on the Evaluation and Improvement of Riding Comfort for Railway Vehicle," *Proceedings of the KSME Spring, B*, pp. 170 ~ 175.  
 (7) Ouska, S. J., 1957, Rolling Stock, DPMNO, pp. 362 ~ 365.

### 부 록

**Table A1** The specification of the KT-23 vehicle

Index	Items	Units	Values
Body	Length	m	23.5
	Weight of the Car Body	ton	27.89
	Moment of Inertia Roll, Pitching & Yaw	Mgm <sup>2</sup>	60.0
	Height of Center of Gravity on the Car Body	m	1.826
Bogie frame	Weight of the Bogie	ton	2.12
	Moment of Inertia Roll & Pitching, Yaw	Mgm <sup>2</sup>	1.10
	Height of Center of Gravity on Bogie	m	0.57
Axle	Weight of the Axle	ton	1.78
	Moment of Inertia(Roll,Yaw)	Mgm <sup>2</sup>	0.965
	Moment of Inertia(Pitch)	Mgm <sup>2</sup>	0.03
	Half of Wheel Diameter	m	0.43
Demen-sion	Half of Between two the Bogie Center	m	7.95
	Half of Axle-Distance	m	1.15
	Half of Between 1'st Spring	m	0.965
	Half of Between 2'nd Suspension Center	m	1.0
1'st S/P	Longitudinal Stiffness	MN/m	12.0
	Lateral Stiffness	"	4.90
	Vertical Stiffness	"	1.02
2'nd S/P	Longitudinal Stiffness	MN/m	0.16
	Lateral Stiffness	"	0.16
	Vertical Stiffness	"	0.30