

KT-23형 여객 차량의 상하 진동 해석 및 축소모형 실험

Analysis and Small Scale Model Experiment on the Vertical Vibration
of the KT-23 Type Passenger Vehicle

최경진[†] · 이동형^{*} · 장동욱^{*} · 권영필^{**}

Kyung Jin Choi, Dong Hyung Lee, Dong Uk Jang and Young Pil Kwon

(2002년 8월 14일 접수 : 2003년 2월 27일 심사완료)

Key Words : Vertical Vibration(상하진동), Secondary Suspension System(2차 현가장치), Car Body Mass
(차체 질량), Small Scale Model Car(축소모형 차량)

ABSTRACT

The purpose of this study is to obtain the effects of the parameters of the suspension system in railway rolling-stock for KT-23 type passenger vehicle. According to the analysis and the small scale model car test, optimal condition was obtained for the stiffness ratio of secondary spring to primary spring of the suspension system and the mass ratio of the bogie frame to the car body. The analysis of the study shows that if the car body mass is increased or secondary stiffness is lowered, the vertical vibration level is reduced and the passenger comfort can be improved. Especially, strong peaks are occurred in the frequencies corresponding to the rotational speed of driving axle and vehicle wheel. Hence, in order to obtain the dynamic characteristics through the small scale model car, the driving method of the vehicle on the test bench, rotational characteristics of the wheel and the natural modes of vehicle should be investigated and be modified.

1. 서 론

철도차량의 특징은 금속 궤도 위를 금속 차륜이 회전하면서 일정한 궤도의 안내 형태로 수송되는 교통수단이다. 철도차량의 운동은 차륜과 레일의 동특성에 의해 지배되지만 차륜과 대차 및 차체의 운동이 상호 작용하면서 강제 진동을 일으키는 특성을 가지고 있다.⁽¹⁾

여객 차량은 안정성(stability)을 확보하기 위하여 1, 2차 현가 장치가 있으며 승차 인원에 따른 만차 하중을 고려하여 현가 장치를 설계하고 있다.^(2~6) 이를 최적화하기 위하여 차량 구성품인 차체, 대차 후

레임, 윤축세트의 질량요소 사이의 강성을 결정하게 된다. 이러한 인자를 결정하는 데 질량과 강성요소 및 차량의 고유 진동수 관계가 나타나게 된다. 따라서, 질량과 강성은 각각의 요소와 상호 관계에 의하여 철도차량 차체의 진동에 영향을 미치게 되며 진동수준을 판정하고, 쾌적성을 목표로 승차감을 관리하게 된다. 승차감은 설계의 중요한 항목에 속하므로 최적의 설계인자는 실물 차량으로 검증할 필요가 있으나 영업선에서 질량과 강성을 변화하여 실험을 하는 데는 각종 장애 요인과 장기간의 소요 및 비용 등 많은 문제점을 수반한다. 따라서, 실물 시험의 문제점을 줄이기 위해서 축소모형 실험을 통하여 비용절감과 시간을 단축할 수 있는 연구가 필요하다.

실물 차량 연구는 최경진 등이 국내 제작한 KT-23형 무궁화호 여객차량에 대하여 동력학 해석 패키지인 VAMPIRE를 이용하여 해석하고 실차 실험에서 수행 가능한 현가 장치 변화에 대한 연구 결과에서 2차 현가 장치를 비상 스프링만 사용시 2차 강성의 증

† 책임저자, 정회원, 한국철도기술연구원

E-mail : kjchoi@krri.re.kr

Tel : (031)460-5242, Fax : (031)460-5279

* 한국철도기술연구원

** 정회원, 숭실대학교 기계공학과

가에 의해 차체의 상하 진동(vertical vibration)을 3배 이상 높아지는 것으로 나타났다.^(7~8)

본 연구는 실내에서 다양한 질량과 강성의 조건에 대한 실험으로 활용하기 위하여 차량을 축소모형으로 제작하고 이에 대응한 주행 실험장치를 설계제작하였다. 축소모형은 차체 질량을 빙차와 만차의 계량적 변화가 가능하고, 강성의 변화는 일정 질량에서 2차 현가 장치의 강성을 4가지 실험 조건으로 변화시킬 수 있게 하였다. 차량 속도는 160 km/h 범위에서 실물 여객 차량의 바퀴 회전수로 실험하였다. 이때 여객 차량 상하 방향 진동 특성을 분석하고 2차 강성과 차체 질량이 상하 진동에 미치는 영향을 분석하고자 하였다.

2. 이론적 고찰

2.1 KT-23형 여객차량의 상하 진동계

여객차량은 4륜인 보기(bogie)가 2대로 구성되고 궤도와 구름 마찰하는 차륜 바퀴를 포함한 윤축, 대차 후레임, 차체로 구성되고 각각의 질량 사이에 현가 장치가 있는 진동계로 구성되어 있다. 상하방향 진동계의 고유 진동수를 구하기 위하여 2자유도계로 모델링하였다.

Fig. 1에서 m 은 대차당의 차체 질량, m' 은 대차 가운데 윤축을 제외한 스프링 사이의 질량이다. 현가 장치는 대차의 편측당으로서 k_1 은 1차 현가 장치의 축상 스프링 정수, k_2 는 2차 현가 장치의 공기 스프링 정수를 나타낸 것이다.

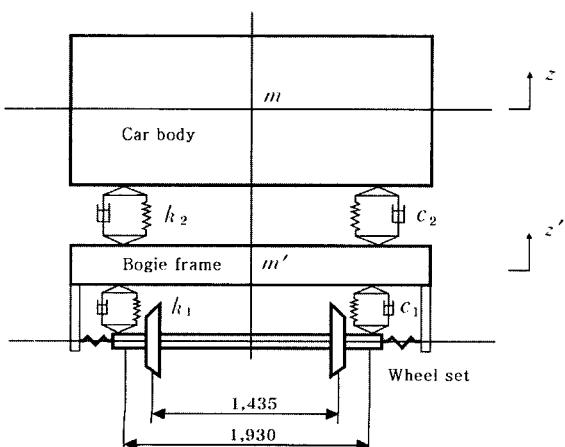


Fig. 1 Suspension system modeling of vehicle

차체 및 대차의 평형 위치로부터의 상하 변위를 z, z' 로 하면 감쇠를 무시할 경우 2자유도의 상하진동 운동 방정식에서 차체의 고유 진동수 ν_z 는 두 개의 근으로서 식 (1)과 같다. 낮은 값의 진동수를 취하고, 질량비, 강성비의 관계는 $\mu = m'/m$, $\kappa = k_2/k_1$ 로서 무차원화하면 식 (2)와 같고, 대차의 중량을 무시한 고유 진동수 $\bar{\nu}$ 는 식 (3)과 같다.⁽⁹⁾

$$\nu_z^2 - \frac{1}{2} \left\{ \nu_2^2 + \nu'{}^2 \pm \sqrt{(\nu_2^2 - \nu'{}^2)^2 + 4\nu_2^4 \cdot \frac{m}{m'}} \right\} \quad (1)$$

$$\frac{\nu_z^2}{\nu^2} = \frac{1+\kappa}{2\mu\kappa} \left\{ 1 + (1+\mu)\kappa - \sqrt{(1+(1+\mu)\kappa)^2 - 4\mu\kappa} \right\} \quad (2)$$

$$\nu^2 = \frac{2k}{m} - \frac{2k_1k_2}{m(k_1+k_2)} \quad (3)$$

여기에서, μ 는 대차와 차체의 질량비, κ 는 공기 스프링과 축상 스프링의 정수비, ν_z 는 대차를 고정한 차체의 고유 진동수, $\bar{\nu}$ 는 대차의 중량을 무시한 차체의 고유 진동수를 나타낸다.

2.2 진동 해석

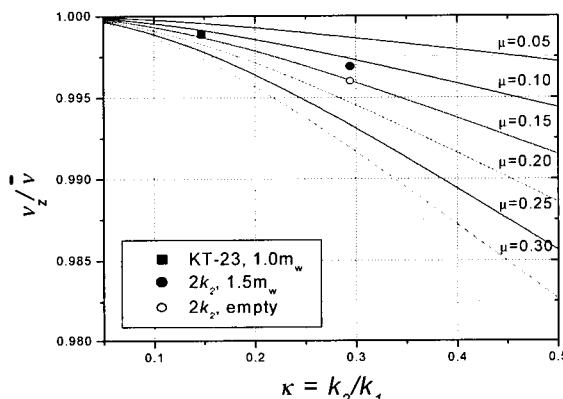
Fig. 2는 1997년도에 설계된 KT-23형 여객차량의 제원인 Table 1을 수치계산하여 κ, μ 와 $\nu_z/\bar{\nu}$ 의 관계를 나타낸 것이다. 빙차시 $\mu=0.152$, 만차(정원의 150%)의 $\mu=0.1196$ 인 질량비와 이때의 설계 조건의 스프링 정수비는 $\kappa=0.147$ 및 2차 스프링 정수가 2배인 $\kappa=0.294$ 를 도시하였다. 고유 진동수의 비 $\nu_z/\bar{\nu}$ 값은 μ, κ 가 작은 값일수록 1에 접근하고 있음을 알 수 있다.

Table 1 Specification of the KT-23 vehicle

Parameters	Units	Input
Length of car body	m	23.5
Weight of car body(2 m)	ton	27.89
Weight of bogie frame(m')	ton	2.12
Weight of wheel sets	ton	1.78
Half of wheel diameter	m	0.43
1st vertical stiffness($k_1/2$)	MN/m	1.02
2nd vertical stiffness(k_2)	MN/m	0.30

KT-23형 여객차량에 대한 상하 방향 진동해석은 전용 패키지인 VAMPIRE를 이용하였으며, 예측한 결과를 보면 객차 질량 요소는 차체, 전·후위 대차 및 4개의 차륜을 차체 진동 모드가 없는 차체로 하였으며, 빈차와 만차에 대한 질량비 $\mu = 0.152$, $\mu = 0.1196$ 일 경우와 강성비 변화는 2차 현가 장치를 초기설계값의 강성비 $\kappa = 0.147$ 인 경우와, 2차 강성이 2배인 $\kappa = 0.294$ 로 변화시키고 차체 질량 변화에 따른 영향을 고려하였다. 진동 응답 해석은 차체와 대차 후레임을 중심으로 하였으며, 일정 주파수로 로우패스 필터링한 후 주파수와 시간 영역으로 샘플링하고 조건별로 해석하였다.

Table 2는 차체 진동을 RMS값으로 분석한 결과를

Fig. 2 Variation of the vertical natural frequency ratio of the car body with κ & μ Table 2 Estimated acceleration on the car body (RMS, m/s^2)

μ	$\kappa = 0.147$		$\kappa = 0.294$		$\kappa = 8.823$	
	Low pass filter(Hz)	0.152	0.1196	0.152	0.1196	0.152
30	0.13	0.11	0.18	0.16	0.13	0.11
10	0.12	0.10	0.17	0.16	0.12	0.10

Table 3 Estimated acceleration on the bogie frame (RMS, m/s^2)

μ	$\kappa = 0.147$		$\kappa = 0.294$		$\kappa = 8.823$	
	Low pass filter(Hz)	0.152	0.1196	0.152	0.1196	0.152
100	2.62	2.63	2.62	2.63	2.84	2.97
30	1.30	1.30	1.29	1.30	1.27	0.92

나타내고 있다. 2차 강성이 증가하여 $\kappa = 0.147$ 에서 $\kappa = 0.294$ 로 2배인 경우의 차체 진동은 차체 질량에 관계없이 $0.05 m/s^2$ 정도 높아지는 것으로 예측되고 있다.

차체 질량을 빙차 $\mu = 0.152$ 인 경우와 만차 $\mu = 0.1196$ 인 경우의 차체 진동은 2차 강성 조건에 관계없이 $0.01 \sim 0.02 m/s^2$ 범위로 약간 낮아지고 있다.

2차 강성과 차체 질량의 관계에서 차체 질량을 증가하고 2차 강성을 낮추는 것이 차체의 진동을 개선하는 효과가 있는 것으로 예측된다.

Table 3은 대차 진동을 분석한 결과로서 2차 강성이 $\kappa = 0.147$ 인 경우에서 차체 질량이 감소하면 대차 진동값은 약간 높아지는 경향이나, 2차 강성이 증가 할수록 100 Hz 이하는 진동이 증가하지만 30 Hz 이하는 진동이 줄어드는 경향이다.

차체 질량 변화시 대차 진동의 영향은 2차 강성의 2배 증가시는 변화를 보이지 않지만, $\kappa = 8.823$ 인 경우에서 100 Hz 이하는 약간 증가하고, 30 Hz 이하는 매우 감소하는 경향이다.

3. 실험 장치 및 실험 방법

3.1 축소모형 주행 실험 장치

축소모형 주행 실험 장치를 고안하여 주행 속도를 변화시키는 구조로 설계 및 제작하였다. 궤도의 역할을 하는 구동륜이 축소모형 차량의 2대 대차에 있는 4륜 바퀴를 주행시키는 구조이고, 진동측정은 1대차를 중심으로 실험하였다.

축소모형 차량 및 주행 장치 구성도는 Fig. 3과 같고, 축소모형은 KT-23형 무궁화호 객차를 모델로 하였으며 크기는 실물의 약 1/15, 중량은 약 1/750로 축소하여 설계·제작하였다. Table 4는 축소모형 차량의 사양으로서 차륜 직경은 57 mm, 축거는 130 mm이다.

Fig. 4는 축소모형 주행 실험 장치와 차량을 궤도 구동륜에서 주행 실험하는 장면을 보여주고 있다. 궤도 구동륜 직경은 100 mm로 하였다. 구동륜의 구동 방식은 직류 모터 구동방식으로 정역방향 회전 및 정속과 변속 운전이 가능하다.

3.2 실험 방법

축소모형 주행 시험장치에 축소모형 차량을 올려놓

고 궤도용 구동륜과 차륜을 회전시키는 원리로 실험하였다. 2차 강성변화에 관한 실험은 강성비 $\kappa = 0.147$ 에서 $\kappa = 0.326, 0.294, 0.125$ 인 경우로 변화시켜 실험하였으며, 차체 질량 변화는 빈차 $\mu = 0.1520$, 여객 100 %인 $\mu = 0.1287$, 여객 150 %인 $\mu = 0.1196$ 로 변화를 주면서 실험하였다. 차체 질량 변화시는 강성비를 $\kappa = 0.147$ 로 고정하여 실험하였고, 축소모형 차

량의 실내에 텁승인원에 비례한 중량의 판재로 차체 질량을 변화시켰다.

진동을 측정하기 위한 스트레이인 진동 가속도 센서는 차체 및 대차 후레임에 설치하고 실시간으로 측정한 후 데이터를 분석하였다. 축상 바퀴 가진 조건인 926 rpm의 경우 진동파형은 Fig. 5와 같다.

축소 차량의 주행속도 측정은 차륜이 일회전할 때 1개의 신호가 발생하도록 포토 센서를 설치하였으며, 1회전의 시간 영역 신호를 이용하여 차량속도를 계산하였다. 실험속도는 실물 차량과 동일한 차량 바퀴의 회전수(rpm)로 환산하여 실험하였다. 차량의 실험속도는 $V = 90, 120, 150, 160 \text{ km/h}$ 로 일정 속도 주행시의 진동값을 샘플링하여 분석하였다.

Table 4 Specification for the small scale model car

Parameter	Small scale
Car body mass(2 m)	38.720 kg
Bogie frame mass(m')	2.943 kg
Wheel set	1.012 kg
Length of car body	1,540 mm
Wheel diameter	57 mm
Distance between bogie center	1060 mm
Distance between axles	163 mm
Distance between 1st spring	148.8 mm
Distance between 2nd spring	128.8 mm
1st vertical stiffness($k_1/2$)	136.055 N/mm
2nd vertical stiffness(k_2)	40.07 N/mm

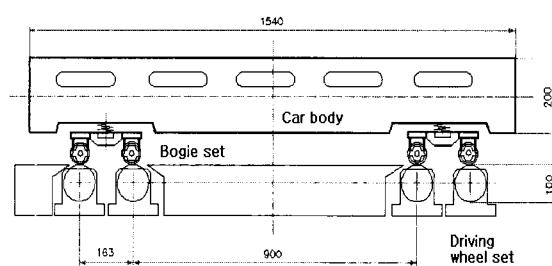


Fig. 3 Dimension of the small scale model car and test equipment

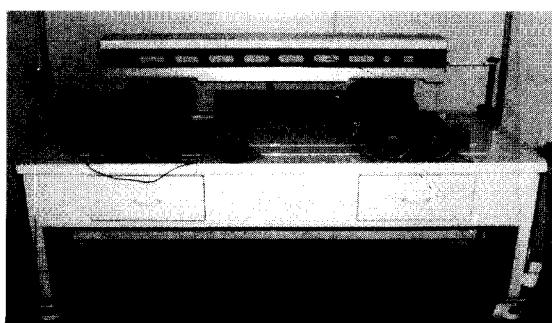


Fig. 4 Experimental set up for the measurement of the small scale model car

4. 실험 결과 및 고찰

축소모형 차량에 적용할 현가 장치에 대하여 정적 강성을 실험하였으며, Fig. 6은 1, 2차 현가 장치의

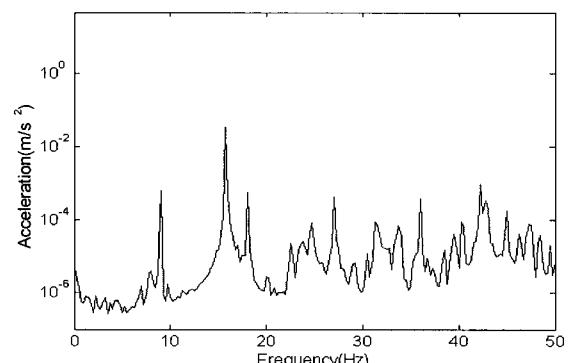


Fig. 5 Acceleration spectrum of the small scale axle box(926 rpm)

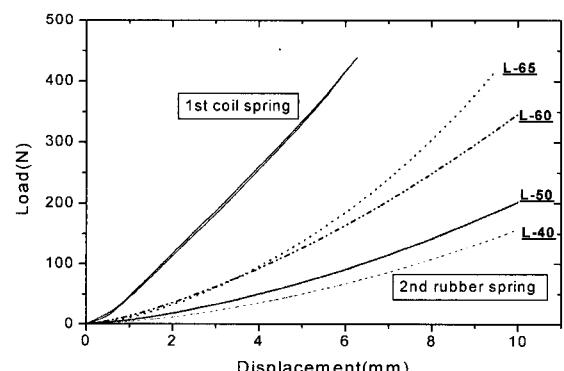


Fig. 6 Stiffness of small scale model car

스프링에 대하여 하중-변위의 실험선도이다. 1차 현가 장치는 코일 스프링으로 선형적 특성을 나타내고 있다. 2차 현가 장치는 $\phi 32\text{ mm}$ 의 고무 볼(rubber ball)로 4종류를 실험하였다. L-40은 경도 Hs40, L-60은 Hs60으로 실차와 다른 값을 가지도록 하고, L-50은 Hs47로서 공기 스프링과 비슷한 특성을 나타내도록 하였다. 하중-변위에 따라 약간의 비선형을 나타내고 있으며, 차체 질량에 대응하는 2차 스프링 정수를 고려하여 실험 차량에 적용하였다.

Fig. 7은 빈차인 질량비 $\mu = 0.1520$ 인 경우에 2차 강성을 변화시키면서 차체의 진동 크기를 RMS 값으로 측정한 결과이다. 2차 강성이 작은 값일수록 차체의 진동은 줄어드는 경향으로 나타나고 있어 진동 해석과 일치하는 경향이다. 특히 주행 속도에 의한 영향으로 보면 속도 120 km/h에서 조건변화와 관계없

이 가장 진동값이 낮게 분포하나, 속도 150 km/h에서는 2차 강성의 감소에 따라 진동값은 뚜렷하게 낮아지는 경향이므로 차량 속도와 2차 강성의 영향이 매우 큼을 알 수 있다.

Fig. 8은 빈차, 시험속도 150 km/h에서 2차 강성 변화에 따른 차체 진동을 주파수 영역으로 비교 분석한 것이다. 구동 바퀴 회전 주파수인 7~8 Hz와 차량 바퀴의 회전 주파수인 15~16 Hz 대역에서 진동 영향이 크게 나타나며, 2차 강성이 $\kappa = 0.147$ 인 경우를 중심으로 진동의 크기를 비교하면 2차 강성이 작은 $\kappa = 0.125$ 에서 진동값이 낮아지고, 2차 강성이 큰 $\kappa = 0.294, 0.326$ 인 경우 뚜렷하게 진동값이 증가하는 것으로 보이며, 다만, 7~8 Hz의 구동바퀴에 의한 진동 크기는 비슷한 경향을 나타내고 있다.

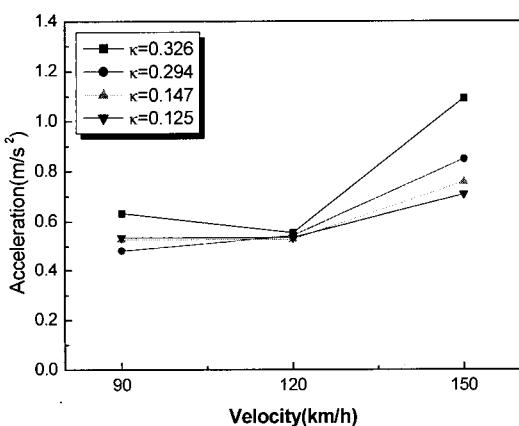


Fig. 7 Vibration experiment in the vehicle on the car body ($\mu = 0.152$, RMS, 30 Hz filtering)

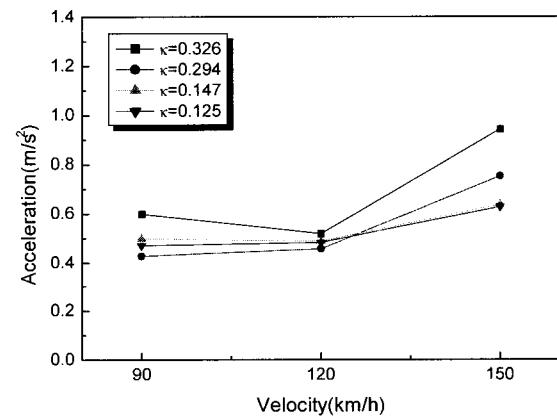


Fig. 9 Vibration experiment in the vehicle on the car body ($\mu = 0.1196$, RMS, 30 Hz filtering)

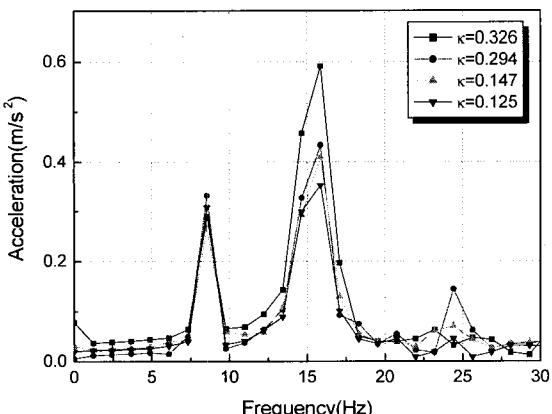


Fig. 8 Vibration experiment on the car body ($\mu = 0.152$)

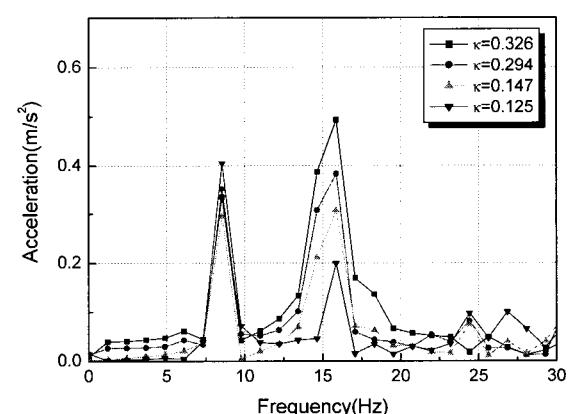


Fig. 10 Vibration experiment on the car body ($\mu = 0.1196$)

Fig. 9는 만차인 질량비 $\mu = 0.1196$ 인 경우에 2차 강성을 변화시키면서 진동 크기를 RMS 값으로 측정한 결과이다. 이때 2차 강성이 작을수록 차체의 진동 값은 크게 줄어드는 경향으로 나타나고 있다. 빈차인 경우와 비교하면 변화의 폭이 큼을 알 수 있다. 주행 속도에 의한 영향을 보면 빈차와 같이 속도 120 km/h에서는 조건변화와 관계없이 진동이 낮아지고,

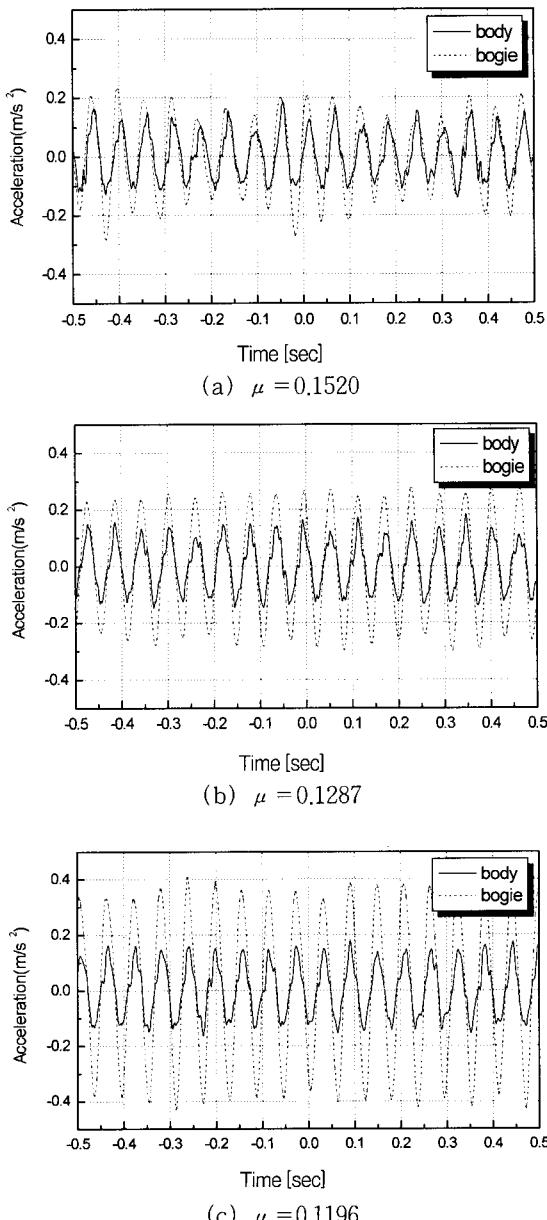


Fig. 11 Vibration expriment in the vehicle ($\kappa = 0.147$, 987 rpm)

속도 150 km/h에서는 2차 강성이 낮아질수록 진동크기가 낮아지므로 속도에 따라 2차 강성의 영향이 큼을 알 수 있다.

Fig. 10은 만차, 시험속도 150 km/h에서 2차 강성의 변화에 따른 차체 진동을 주파수 영역으로 비교 분석한 것이다. 빈차인 경우와 비슷한 경향으로 구동 바퀴 회전 주파수인 7~8 Hz와 차량 바퀴의 회전 주파수인 15~16 Hz 대역에서 진동 영향이 가장 크게 나타나며, 강성비 $\kappa = 0.147$ 인 경우를 중심으로 차량 바퀴의 회전주파수 15~16 Hz에서 2차 강성이 작으면 진동값이 낮아지고, 2차 강성이 크면 진동값이 증가함을 알 수 있다.

Fig. 11은 강성비 $\kappa = 0.147$ 을 일정하게 놓고 질량비를 변화하면서 실험한 결과이며, 차체와 대차 후레임에서 진동 크기를 시간 영역으로 비교 분석하였다. 질량비 $\mu = 0.1520, 0.1287, 0.1196$ 으로 차체 질량이 증가함에 따라 차체 진동값은 약간 낮아지는 경향이

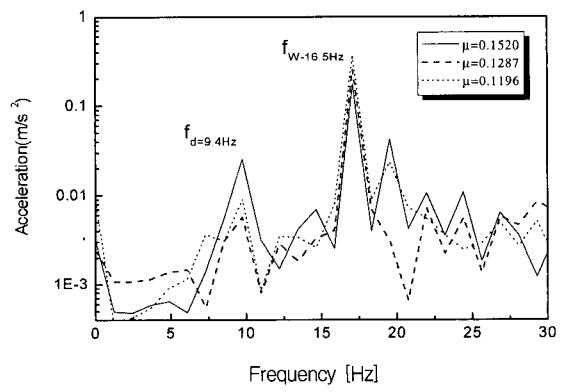
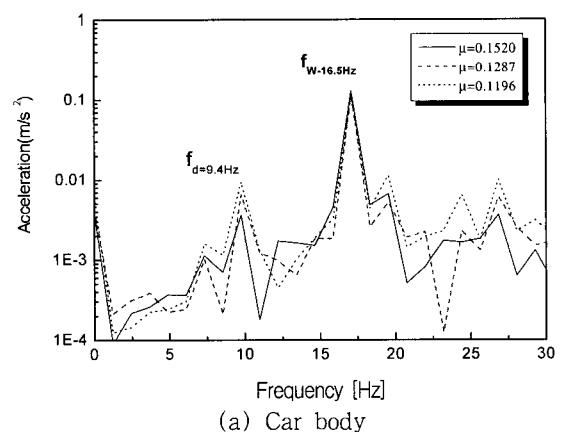


Fig. 12 Acceleration spectrum ($\kappa = 0.147$, 987 rpm)

며, 대차 진동값은 증가하고 있어 해석 결과와 일치하는 경향이다.

Fig. 12는 강성비 $\kappa = 0.147$ 을 일정하게 놓고 차체 질량을 변화시키면서 주파수 영역으로 비교 분석한 결과이다. 차체 진동은 차체 질량의 증가시 구동 바퀴의 회전 주파수인 9.5 Hz는 증가하고, 차량 바퀴의 회전 주파수인 16.5 Hz는 약간 감소하는 경향을 보이고 있으며, 대차 후레임의 진동은 비교적 차체 질량이 증가하면서 차량 바퀴의 회전 주파수 16.5 Hz대역의 변화가 크며 빈차 $\mu = 0.1520$ 보다 150 % 만차인 $\mu = 0.1196$ 인 경우에서 진동 최고값이 2배 정도로 증가하는 경향을 보이고 있다.

Table 5는 RMS 값으로 종합 분석한 결과로서 차체 질량에 따라 약간의 변화를 보이고 있으나, 대차 후레임 진동은 주파수 분석한 결과와 같이 빈차인 $\mu = 0.1520$ 보다 만차인 $\mu = 0.1196$ 에서 진동값이 2배 정도 증가함을 보여주고 있다.

Fig. 13은 축상과 차체의 진동 진폭의 전달률을 차체 질량 변화에 따라 비교한 결과로서, 차륜의 회전수인 15.4 Hz와 구동륜의 회전수인 8.8 Hz에서 강한 주파수 특성의 변화가 나타나고 있으며, 이는 축소모

형의 고유치 해석 5.9~5.3 Hz와 실험 6.3~5.8 Hz의 주파수 보다 많은 변화로서 구동방법, 차륜의 회전 특성과 차량의 진동모드에 관한 연구가 필요함을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 실차 실험에서 구하기 어려운 여객 차량의 2차 강성과 차체 질량 변화에 의한 상하 진동 특성에 대하여 무궁화호 객차의 축소모형과 주행 장치를 통하여 실험을 수행하였다. 해석과 정량적 차이는 있으나 경향은 일치하는 것으로 나타나고 있다. 2차 강성 및 차체 질량의 변화에 따른 진동값을 분석한 결과는 다음과 같다.

현재 무궁화호급으로 사용중인 KT-23형은 2차 강성을 약간 낮출 경우에 차체 진동은 개선되는 것으로 확인하였다. 차량 속도 150~160 km/h인 차량 바퀴 회전수 926~987 rpm에서 2차 강성에 의하여 진동에 미치는 영향이 매우 크게 나타나고 있으며 이때 2차 강성이 높아지는 경우 바람직하지 않다. 차체 중량이 증가하면서 2차 강성을 낮게 하는 것이 차체 진동과 승차감을 좋게 할 것으로 예상된다.

축소모형은 진동 전달률이 높게 분포하므로 실차주행과 편차가 있으며, 특히, 구동륜과 차륜바퀴의 회전수에 대응한 주파수에서 강한 진동이 나타나므로 실차 특성을 모사하기 위해서는 축소모형 주행의 구동방법, 차륜의 회전 특성과 차량의 진동모드에 관하여 추가 연구가 필요하다. 다만, 해석의 실차실험 이전에 간단한 검증과 실차 실험 장치의 개발에 도움이 될 것으로 보인다.

후 기

본 연구는 한국철도기술연구원의 기본연구사업으로 수행되었으며 이에 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Gray, V. K., 1984, Dynamics of Railway Vehicle Systems, Toronto, ACADEMIC PRESS, pp. 103~105.
- (2) 黃重嚴, 1971, “走行安全性の評價とその測定

Fig. 13 Acceleration ratio of the axle box to the car body in the small scale car ($\kappa = 0.1470$)

- 法,”鐵道のための試験法・計測法, pp. 1~4.
- (3) 三芳功達, 1971, “車輛振動の測定および判定法,” pp. 100~107.
- (4) 최경진, 이동형, 문경호, 1997, “수도권 통근용 전기동차의 주행진동 실차시험.” 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 295~301.
- (5) 허현무, 최경진, 2000, “대차 현가계 구성요소 진단방법에 관한 연구.” 한국철도학회 추계학술대회논문집, pp. 476~483.
- (6) 유원희, 최경진, 고성순, 박규환, 2001, “여객 열차 승차감 평가 및 향상방안 연구.” 대한기계학회 춘계학술대회논문집 B, pp. 170~175.
- (7) 최경진, 장동욱, 유원희, 김완두, 2001, “여객차량의 질량비 변수가 상하진동에 미치는 영향.” 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 1293~1299.
- (8) 최경진, 장동욱, 권영필, 김완두, 2002, “여객 차량 현가장치의 강성비 변화에 의한 진동실험.” 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp. 1309~1316.
- (9) 大嶽誠之, 鐵道車輛, 昭和32年9月, 日刊工業新聞社, pp. 362~365.
- (10) 김영국, 박찬경, 이은호, 박태원, 배대성, 2002, “철도 승차감 평가방법의 상호관계 분석.” 한국소음진동공학회논문집, 제 12 권, 제 3 호, pp. 204~212.