

## 전동차 상하진동에 대한 현가장치 설계변수의 영향

### Effects of the Design Parameters of Suspension Systems on the Bounce of Electric Trains

박기수<sup>†</sup> · 최연선<sup>\*</sup>

Ki-Soo Park · Yeon-Sun Choi

**Abstract** A two degree-of-freedom model for the bogie and car body of an EMU (Electrical Multiple Unit) was implemented on the basis of the experimental data which was actually measured during the running test of an EMU. The air spring of the EMU was modeled using Nishimura's air spring model to accommodate viscoelastic characteristics. Numerical simulation for the variation of the design parameters of the suspension system shows that reduction of the stiffness of the air spring by decreasing the internal pressure of the air tank or increasing the size of the auxiliary tank can reduce the bounce of the car body within the stability range of the suspension system.

**Keywords** : Nishimura's airspring, Bounce, Electrical multiple unit, Suspension

**요 지** 본 연구에서는 실측 주행시험 결과데이터를 바탕으로 윤축 진동과 설계변수간의 관계를 규명하고자 2 자유도 계 모델을 구성하였다. 특히 2차 현가장치인 공기스프링의 점탄성 특성을 반영하기 위해 니시무라 공기스프링 모델을 적용하였다. 수치해석 결과 내부 압력 감소 및 보조 공기탱크 체적 증가 시 객차 가속도응답이 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 이에 안정성을 해치지 않는 범위 내에서 현가장치의 강성을 조정해 볼 필요가 있음을 알았다.

**주요어** : 니시무라 공기스프링, 상하진동, 전동차, 현가장치

## 1. 서론

서울 근교 교통 수요를 충족하기 위해 수도권 1호선 전동차는 수원-천안 구간으로 연장하여 고속으로 운행하고 있다. 일반적으로 철도차량이 고속주행하게 되면 차량의 진동과 소음이 증가하고, 이로 인해 승차감이 저하된다. 그러나 기존 철도차량의 설계변수 변화를 통해 고속주행 시 진동과 소음을 저감할 수 있다면 승차감을 확보할 수 있다. 따라서 설계변수 변화에 따른 철도차량 거동에 대해 휠-레일 간 진동 발생 메커니즘[1,2], 철도 시스템 특성[3] 등의 연구가 수행되었다. 최경진[4~6]은 철도 차량 상하진동의 원인이 대차와 차량의 질량비와 1,2차 현가장치 강성비에 좌우 된다고 하였으며,

홍용기[7]는 한국형 고속 열차의 차량진동이 2차 현가장치의 강성에 지배된다고 하였다.

본 연구에서는 주행시험 결과를 바탕으로 대차와 차체로 구성된 2자유도 상하진동 모델을 만들고 2차 현가장치인 공기스프링 설계변수가 상하진동에 미치는 영향에 대해 분석하였다.

## 2. 전동차 주행시험

철도차량 동특성 파악을 위해 실차 주행시험을 수행하였다. 측정 구간은 전동차가 고속으로 주행할 수 있도록 선로가 비교적 직선인 구간을 택했으며, 차축 및 대차, 차량의 상하 진동과 주행속도를 측정하고자 Fig. 1과 Fig. 2와 같이 가속도계 및 타코센서를 설치하였다. 데이터는 승차감에 영향을 주는 저주파 성분과 함께 충격에 의한 고주파 진동, 소음 성분까지 고려하고자 10kHz로 샘플링 하였으며, 센서에서 측정된

<sup>†</sup> 책임저자 : 정회원, 성균관대학교 기계공학부  
E-mail : haesahwa@skku.edu  
TEL : (031)290-7501 FAX : (031)290-5889

<sup>\*</sup> 성균관대학교 기계공학부

신호를 안티 에일리어싱 필터(anti-aliasing filter)를 거쳐 A/D 변환하였다. 변환된 측정 데이터를 DASyLab[8]을 이용하여 PC에 저장 후 매트랩(MATLAB)[9]으로 후처리 하였다.

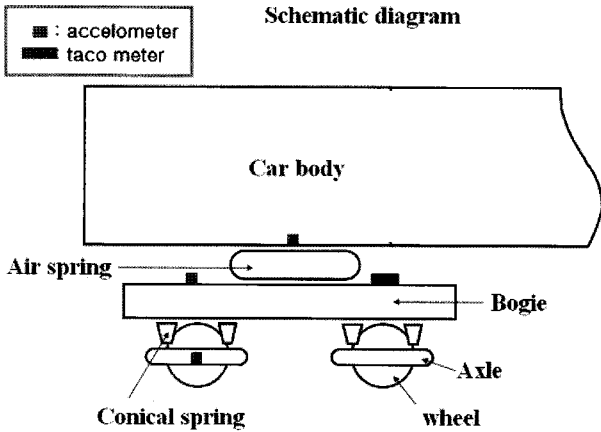


Fig. 1. Location of sensors

Table 1. Sensor specification

Equipment	Model	Demark
Accelerometer	AC102-1A	ICP
Accelerometer	4393	Charge
Amp	B&K 2635	1 Ch
Amp	CTC PS03	3 Ch
DAQ system	6062E	8 Ch
DAQ system	NI BNC-2110	8 Ch
Taco sensor	SM312LVMHS	1 Ch

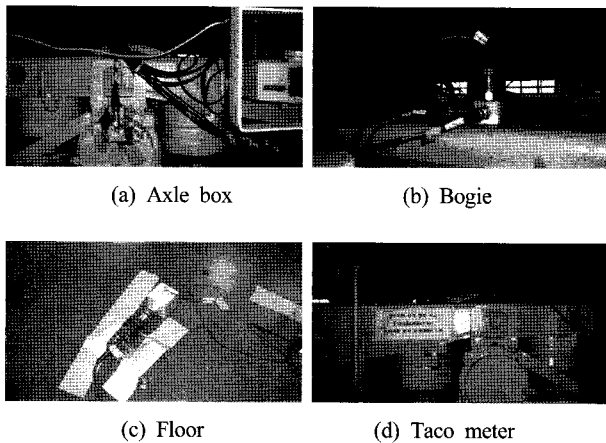


Fig. 2. Experiment pictures

Table 1은 측정장비의 사양을 나타낸다.

일반적으로 전동차 주행응답은 KS R9160[10] 규격에 따라 100 m 주행거리 당 최대 전진폭(Peak-to-Peak)으로 평가하나 100 m 주행거리로 계산하면 고속 주행에서의 데이터량이 적어지므로 주행 속도에 따라 데이터 수를 재계산 하여야 하는 번거로움이 있다. 따라서 본 논문에서는 평가 간격을 3초 간격으로 하였으며, 수치해석에서는 충격성분 구현의 어려움이 있으므로 최대 전진폭이 아닌 실효값(Root Mean Square)을 구하여 응답을 비교하였다.

### 3. 2 자유도계 모델

주행시험 중 윤축에서 측정한 진동신호와 설계변수의 관계를 규명하고자 Fig. 3과 같이 2 자유도계 모델을 구성하였다. 공기스프링은 변형에 따른 점탄성 및 오리피스 감쇠 등을 포함하고 있으므로, 일반적인 스프링과 댐퍼로 모델링할 수 없다. 따라서 본 논문에서는 유효면적 및 오리피스에 의한 감쇠 등을 고려하고, 점탄성 특성을 반영하는 니시무라 공기스프링 모델(Nishimura's air spring model)[11]을 이용하여 2차원기장치를 모델링하였다. 식 (1)은 Fig. 3의 2 자유도 철도 차량 모델의 운동방정식을 나타낸 것으로  $m_1, m_2$ 는 차량의 질량을 나타내며,  $k_{21}, k_{22}, k_{23}$  및  $c_2$ 는 공기스프링의 점탄성 등가강성 및 오리피스 감쇠를 나타낸다. 또한,  $k_1$  및  $c_1$ 은 1차 스프링의 강성과 감쇠를 나타내며,  $x_1, x_2$ 는 각각 대차 및 차량의 변위를 나타낸다.  $x_0$ 는 레일 불균일에 의한 윤축의 변위를 나타내며, 가진력인 레일 불균일은 철도차량 진동에 지배적인 진동원으로 알려져 있다[12]. 식 (2)는 니시무라 공기스프링의 등가 점성감쇠 계수 및 점탄성 계수를 나타낸다.

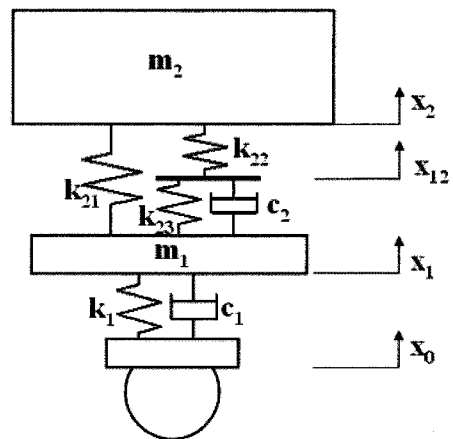


Fig. 3. 2 - DOF model

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + k_{21}(x_2 - x_1) + k_{23}(x_1 - x_{12}) \\
 + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_{12}) + k_1(x_1 - x_0) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_0) = 0 \\
 m_2 \ddot{x}_2 + k_{21}(x_2 - x_1) + k_{22}(x_2 - x_{12}) = 0 \\
 k_{22}(x_2 - x_{12}) + k_{23}(x_{12} - x_1) + c_2(\dot{x}_{12} - \dot{x}_1) = 0
 \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned}
 k_{21} = \frac{nP_0}{V_b} A_e^2, \quad k_{22} = \frac{nP_0}{V_a} A_e^2 \\
 k_{23} = (P_0 - P_{atm}) \frac{dA_e}{dz}, \quad c_2 = \frac{0.126g A_e^2 \rho_0}{d^3}
 \end{aligned} \quad (2)$$

$n$  : Polytropic Coefficient     $A_e$  : Effective Area  
 $P_0$  : Initial absolute pressure     $d$  : Diameter of the suege pipe  
 $P_a$  : Atmospheric pressure     $g$  : Acceleration due to gravity  
 $V_a$  : Air bag volume     $\rho_0$  : Mean density of the air  
 $V_b$  : Reservoir volume

공기스프링은 내부 압력 변화에 따라 유효직경과 면적변화율이 변화하게 된다. 동일 압력에서는 선형적 특성을 보이나, 내부압력 변화, 유효직경, 면적 등의 변화에 의해 비선형적 거동을 보인다. 따라서 수치해석 시 점성감쇠 및 점탄성력 계산은 내부 압력에 따른 유효면적과 면적 변화율을 반영하였다.

Table 2와 3은 수치해석에 사용된 2차 현가장치 설계변수와 시스템 변수를 나타낸다. Fig. 4는 식 (1)에 Table 2와 Table 3의 설계변수를 대입하여 0 ~ 30Hz까지 주파수 가짐에 따른 시스템의 응답을 룬지-쿠타(Runge-Kutta)법으로 수치해석한 결과로서 2Hz와 15Hz가 Fig.3의 2자유도계 모델의 고유진동수임을 보여주고 있다.

Fig. 5는 윤축의 워터폴 다이어그램을 나타낸다. Fig. 5(a)에서는 200Hz 영역에서 고유진동이 발생함을 보여주고 있으며, Fig. 5(b)에서는 속도 증가에 따른 윤축 회전에 의한 진동 발생이 주로 20Hz 대역 이상에서 발생함을 보이고 있다. 그러나 그 크기를 Fig. 5(a)에서 보면 200Hz 대역에서 발생하는 진동에 비해 상당히 미미함을 알 수 있다.

Table 2. 2nd Suspension Parameter

$P_{atm}$	101,337 $N/m^2$	$n$	1.4
$P_0$	376,017 $N/m^2$	$V_a$	0.02 $m^3$
$d$	0.015 $m$	$V_b$	0.045 $m^3$
$\rho_0$	1.2255 $kg/m^3$		

Table 3. System Parameter

$m_1$	1,500 $kg$	$c_1$	16,078 $Ns/m$
$m_2$	14,000 $kg$	$k_1$	12,800,000 $N/m$

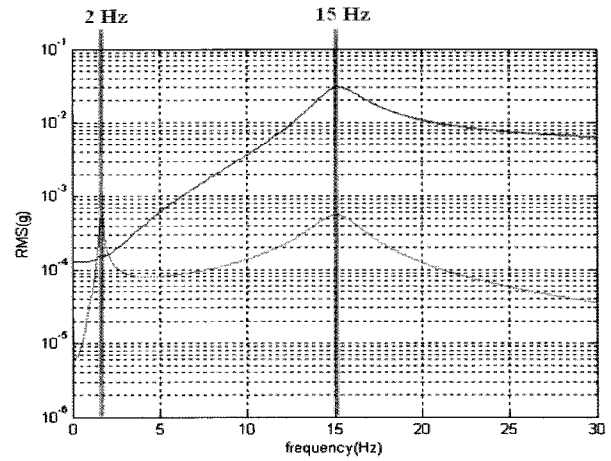
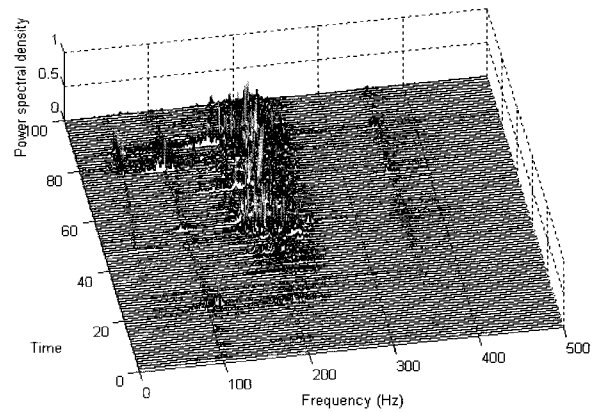
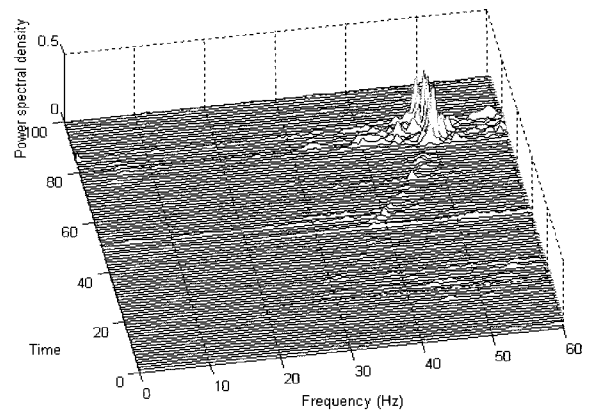


Fig. 4. Frequency Response (0~30Hz)



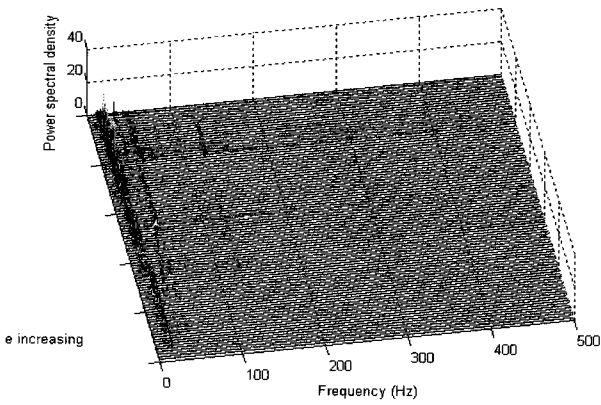
(a) 0~500Hz



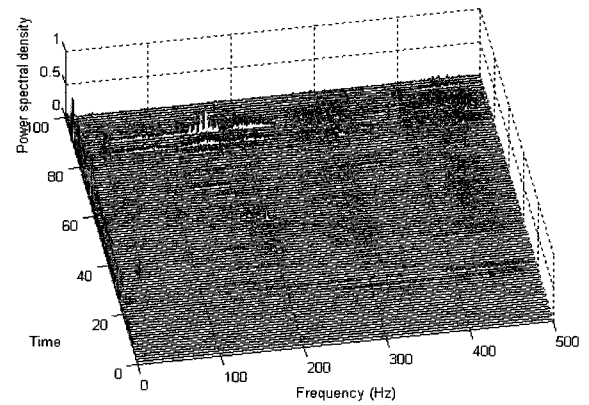
(b) 0~60Hz

Fig. 5. Waterfall diagram (axle box)

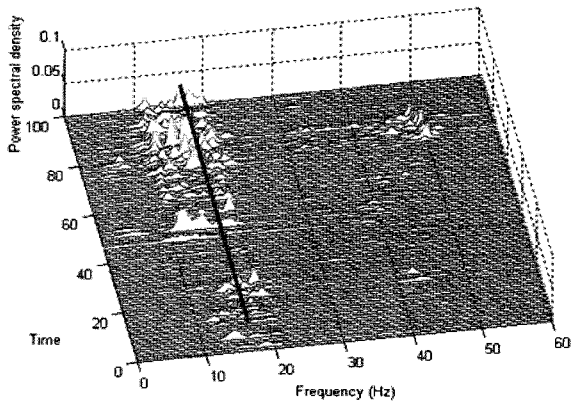
Fig. 6은 대차의 워터폴 다이어그램을 나타낸다. Fig. 6(a)에서 보는 바와 같이 윤축에서 발생한 200Hz 영역의 진동은



(a) 0~500Hz

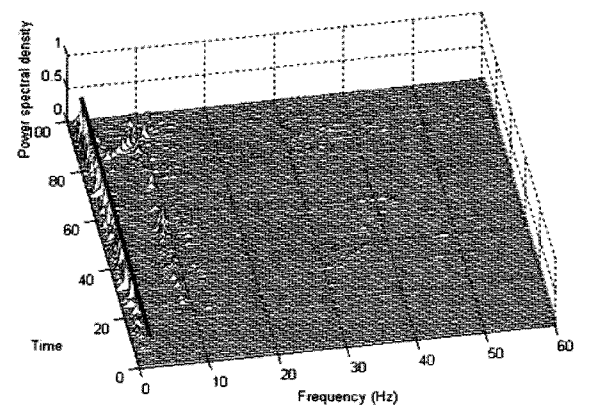


(a) 0~500Hz



(b) 0~60Hz

Fig. 6. Waterfall diagram (bogie)



(b) 0~60Hz

Fig. 7. Waterfall diagram (car body)

대차에서 거의 나타나지 않는다. 이는 1차 현가장치인 코니컬 고무스프링에서 고주파 성분이 크게 감소되었음을 뜻한다. Fig. 6(b)는 대차 위터플 다이어그램의 확대로서 15Hz 부근에서 대차의 고유진동이 발생하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 7은 차량의 위터플 다이어그램을 나타낸다. Fig. 7(b)에서 보듯이 고유진동수는 2Hz로 해석결과와 일치하나, 10Hz 대역에서 약간의 미세진동이 발생함을 확인할 수 있다. 이 주파수 성분은 시간 경과에 따라 일정하게 발생하지만 간헐적으로 발생하기 때문에 시스템 주파수가 아닌 컴프레서 또는 에어컨과 같은 외부 기기에 의해 발생하는 주파수임을 짐작할 수 있다.

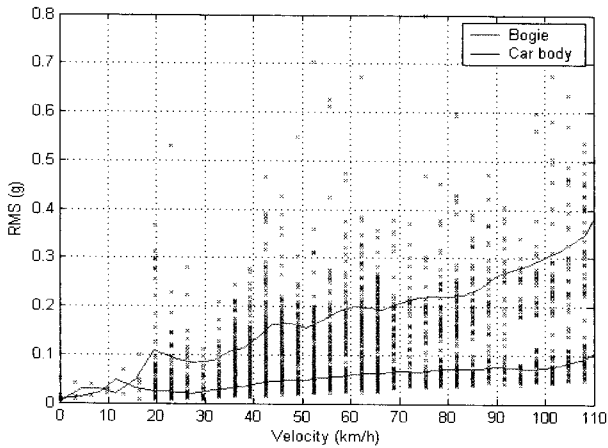
Table 2와 3을 이용한 전산해석 결과와 Fig. 6(b) 및 Fig. 7(b)의 실제 주행시험 결과에 대한 위터플 다이어그램을 비교해 볼 때, 2Hz와 15Hz 대역에서 유사한 경향의 고유진동수가 발생함을 확인할 수 있다. 즉 식 (1)과 Table 2와 3의 파라미터는 실제전동차의 파라미터임을 증명하고 있다.

Fig. 8(a)는 주행시험에서 측정된 데이터를 0에서 500Hz 성분까지를 각 속도에서 대차와 차량의 3초간 실효값을 점으로 표시하고 그 평균값을 실선으로 표시한 그림이다. 같은 속도 대역에서도 상당히 많은 산포를 보이는 것은 주행 중 레일 불규칙 등으로 불확정 요소가 많다는 것을 의미한다.

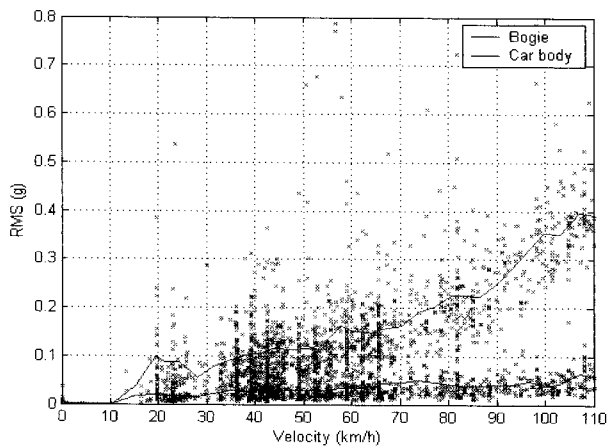
Fig. 8(b)는 식 (1)을 이용한 4차 룬지-쿠타법을 적용하여 대차와 차량의 응답을 계산한 것으로 가진력인 윤축 진동은 실험에서 측정된 데이터를 사용하였다. Fig. 8(a)와 Fig. 8(b)의 결과로 볼 때 실험 및 2 자유도계 모델의 가속도 응답이 유사함을 알 수 있다.

#### 4. 설계변수 변화

2차 현가장치인 공기스프링의 특성은 차량의 진동을 지배하는 중요한 요소이다. 차량의 응답을 효과적으로 저감시키기 위해서는 공기스프링의 특성을 최적으로 결정하는 것이



(a) Experiment



(b) Numerical analysis

Fig. 8. The RMS of car body

중요하다. 실제로 2차 현가장치의 특성을 결정하는 파라미터는 상당히 많다. 그러나 차량 안정성 및 차체 높이, 기존 모델의 파라미터 변경 등 제약 요인이 있으므로 실제로 변경 가능한 설계변수는 한정되어 있다. 따라서 설계변수 변화에 따른 차량의 응답을 도출하고자 2차 현가장치의 강성 관련 설계변수 중 변화 가능한 초기압력과 보조탱크의 체적을 변화시켜가면서 응답을 고찰하였다. Fig. 9는 공기 스프링 내부 압력을 20% 증감시키고 보조 저장탱크의 용량을 40% 증감시킨 후, 100 km/h로 주행할 경우의 대차와 차량의 실효값 응답의 변화를 3차원 그래프로 도시한 것이다. Fig. 9에서 보는 바와 같이 차량 가속도 응답에서는 초기압력을 감소시키거나, 보조탱크의 체적을 증가시킬수록 가속도가 크게 저감되는 것을 알 수 있다. 특히 두 개의 설계변수를 동시에 조정하는 경우 압력 조정의 민감도가 큰 것을 확인하였다.

Fig. 10은 기존 2차 현가장치 특성과 2차 현가장치 압력을

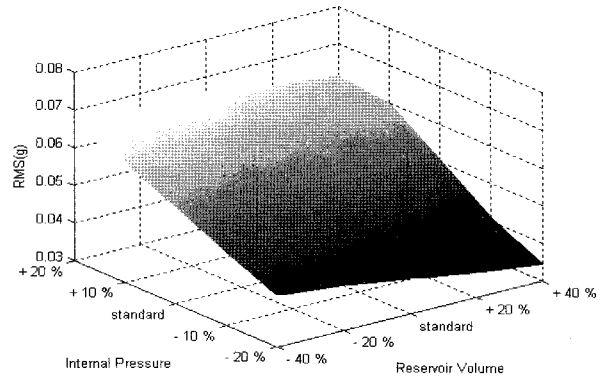


Fig. 9. RMS response change of Car body (2nd suspension design variable)

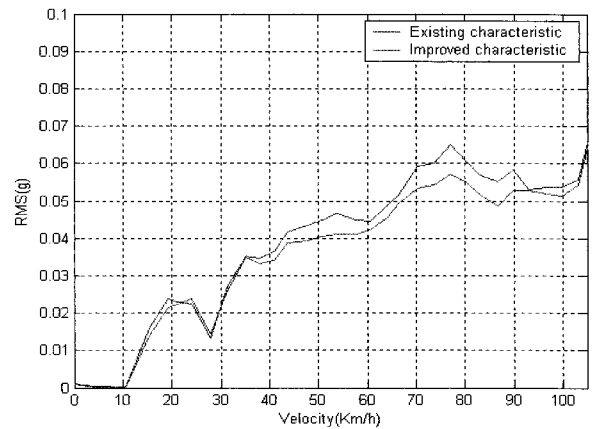


Fig. 10. RMS response vs velocity of Car body (2nd suspension design variable)

10% 감소시키고 보조탱크 체적을 10% 증가시켰을 경우 도출된 차량 실효값 응답을 비교한 것이다. 위 그래프에서 보는 바와 같이 35 km/h 이상 속도에서 진동 감쇠 효과가 나타나는 것을 확인할 수 있으며, 특히 45 ~ 90 km/h의 속도에서는 10%의 진동 감쇠 효과를 갖는 것을 확인할 수 있다.

## 5. 결론

주행시험 결과를 기반으로 생성한 2자유도 모델을 기초로 수치 해석한 결과, 2차 현가장치인 공기스프링의 설계변수를 변경함에 따라 차량의 응답이 감소하는 것을 확인할 수 있었다. 특히 변경 가능한 설계 변수인 공기 스프링의 내부 압력 및 보조 공기탱크의 용량 변화에 따라 차량 응답은 변화하며, 내부 압력이 감소하거나 보조 공기탱크의 용량이 증가할 때 차량 가속도 응답은 감소하는 것을 확인할 수 있다. 따라서

차량의 진동 가속도 응답을 감소시키기 위해 안정성을 해치지 않는 범위에서 2차 현가장치의 내부 압력과 저장 탱크의 체적을 조정해 볼 필요가 있다.

### 감사의 글

주행 실험에 협조해 주신 철도공사 관계자 여러분께 감사드립니다.

### 참고 문헌

1. A. Castellani (2000), "Vibrations Generated by Rail Vehicles : A Mathematical Model in The Frequency Domain," Vehicle System Dynamics, Vol.34, pp.153-173
2. T. Mazilu (2007), "Green's Functions for Analysis of Dynamic Response of Wheel/rail to Vertical Excitation," Journal of Sound and Vibration Vol.306, pp.31-58
3. G. Diana, F.Cheli, A. Collina, R. Corradiand and S. Melzi (2002), "The Development of A Numerical Model for Railway Vehicles Comfort Assessment Through Comparison with Experimental Measurements," Vehicle System Dynamics, Vol.38, No.3, pp.165-183.
4. 최경진, 장동욱, 유원희, 권영필(2001), "여차량량 현가장치의 강성비 변화에 의한 진동 실험," 한국소음진동공학회 2002년도 춘계 학술대회논문집, pp.1110-1115.
5. 최경진, 장동욱, 유원희, 김완두(2001), "여차량량의 질량비 변수가 상하진동에 미치는 영향," 한국소음진동공학회 2001년도 추계 학술대회논문집, pp.1293-1299.
6. 최경진, 이동형, 문경호, 이현석(1997), "수도권 통근용 전동차 주행진동성능 실차시험," 한국소음진동공학회 1997년도 추계학술대회논문집 pp.295-301.
7. 홍용기, 함영삼, 박찬경, 윤종민(1995), "철도차량 진동방지에 관한 연구," 철도청
8. "DasyLab User Manual", (1996), DASYTEC.
9. Duane Hanselman and Bruce Littlefield (2001), "Mastering Matlab 6, Prentice Hall
10. 산업표준심의회(2002), "철도차량의 진동 특성- 측정 방법," 한국 표준 협회, KS R 9160
11. "Road Map to ADAMS/Rail Documentation" (2005), MSC soft.
12. X. S. Jin, Z. F. Wen and K. Y. Wang (2005) "Effect of track irregularities on initiation and evolution of rail corrugation," Journal of Sound and Vibration, Volume 285, pp.121-148
13. 옹호택(2005), "에너지 시스템 수치해석," 도서출판 아진.

(2007년 11월 1일 논문접수, 2008년 1월 31일 심사완료)