

◆ 특집 ◆ 철도차량의 주행안정성 향상 기술

철도차량 주행안정성 시험용 축소형 반차체 주행시험기 개발

Development of the Roller Rig for 1/5 Scaled Half Railway Vehicle to perform Running Stability Test

신유정^{1,✉}, 유원희², 허현무², 박준혁²
Yu-Jeong Shin^{1,✉}, Won-Hee You², Hyun-Moo Hur² and Joon-Hyuk Park²

1 과학기술연합대학교 미래첨단교통시스템공학과 (Dept. of Future Traffic System University of Science & Technology)

2 한국철도기술연구원 주행추진연구실 (Vehicle Dynamics Research Dept. Korea Railroad Research Institute)

✉ Corresponding author: yjshin@krii.re.kr, Tel: 031-460-5261

Manuscript received: 2011.3.2 / Accepted: 2011.4.2

The development of railway vehicles such as new mechanism of railway vehicle or design parameters of suspension have been used the application of scaled roller rig to the study of railway vehicle dynamics. In this paper, the critical speed was compared between full scale and 1:5 scale of numerical model. And to verify the simulation results, the critical speed was confirmed using the 1:5 scaled roller rig. According to the results, we expect that the developed roller rig will be used in the study for the dynamic characteristics of railway vehicle.

Key Words: Scale Method (상사기법), Secondary Suspension(이차 현가장치), Running Stability (주행안정성), Roller Rig (주행시험기)

기호설명

m_{wi} = Mass of wheelset ($i=1\sim4$) (kg)

I_{wi} = Inertia of wheelset ($i=1\sim4$) (kgm^2)

m_{Tj} = Mass of truck ($j=1,2$) (kg)

I_{Tj} = Inertia of truck ($j=1,2$) (kgm^2)

m_c = Mass of carbody (kg)

I_c = Inertia of carbody (kgm^2)

W_a = Load per Wheelset (N)

r_0 = Wheel rolling radius (m)

k_{px} = Primary longitudinal stiffness (N/m)

k_{py} = Primary lateral stiffness (N/m)

k_{pz} = Primary vertical stiffness (N/m)

k_{sx} = Secondary longitudinal stiffness (N/m)

k_{sy} = Secondary lateral stiffness (N/m)

k_{sz} = Secondary vertical stiffness (N/m)

C_{px} = Primary longitudinal damping (Ns/m)

C_{py} = Primary lateral damping (Ns/m)

C_{pz} = Primary vertical damping (Ns/m)

C_{sx} = Secondary longitudinal damping (Ns/m)

C_{sy} = Secondary lateral damping (Ns/m)

C_{sz} = Secondary vertical damping (Ns/m)

a = Half of wheelset contact distance (m)

V = Velocity (m/s)

L_{x1} = Half of truck wheelbase (m)

L_{x2} = Half of distance between truck centers (m)

L_{y1} = Half of lateral distance between primary suspensions (m)

L_{y2} = Half of lateral distance between secondary suspensions (m)

1. 서론

철도차량의 개발은 새로운 메커니즘의 적용이나 구조변경 등이 필요할 경우 사전에 충분한 기술 검토를 거치 후 실제 철도차량에 적용하여 시제 차량(prototype)을 제작하고 선로에서의 시험을 통한 검증이 가장 이상적인 방법이라고 할 수 있다. 그러나 많은 제작 기간과 비용이 소모되며, 특히 임계속도와 같은 주행안정성은 자칫 탈선과 같은 사고로 이어질 수 있으므로 시험선로에서의 시험 또한 제한될 수 밖에 없다.¹ 그래서 통상 차량 개발 단계에서 임계속도의 검증과 같은 주행안정성 시험이나 현가장치와 같은 설계변수 변경 등으로 인한 주행 동특성 시험은 궤도의 직선 레일에 상당하는 일정 반경의 롤러(Roller)로 윤축을 구동하는 주행시험대(Roller rig)가 많이 활용되고 있다. 그러나 Full scale 규모의 주행시험대 상에서의 시험은 시험설비가 과대해지고 다양한 시제 차량의 제작 및 시험조건 변경이 어려운 단점이 있으며 가능하더라도 그로 인한 시험비용 및 제작기간이 추가로 많이 소요하게 된다. 이러한 Full scale 규모의 시제 차량 시험에 따른 단점을 해결하기 위한 대안으로 여러 철도선진국에서는 축소형 시제 차량을 이용한 연구가 활발히 진행되고 있다. 축소모델의 시제 개발은 시험 목적에 따라 여러 상이한 메커니즘을 적용하며, 대표적으로 맨체스터 대학에서 차량의 동적 거동 특성 연구를 목적으로 개발한 Full scale 모델과 축소모델 간의 상사법칙에 대한 관계를 규명하는데 활용한 시험장치와 차륜/레일 접촉 특성을 시험하기 위해 한 쌍의 차륜/레조륜으로 개발한 시험장치가 있다.^{2,3} 그리고 독일 DLR 에서는 환경 및 에너지 소비 절감을 목적으로 개발 중인 이층객차용 축소 저상대차 및 주행시험기와 철도차량 다물체 동역학 이론과 비선형 방정식의 타당성을 검증하고자 활용한 축소 주행시험 장치가 있다.^{4,6} 그 밖에도 이탈리아 Torino 대학에서 크립계수 보정기법을 적용하여 차량의 제동시 차륜/레조륜에서의 접촉특성을 연구하기 위해 제작한 시험장치가 있으며, 우리나라에서도 한국철도기술연구원에서 2007 년부터 조향대차 축소모델과 이를 시험하기 위해 개발한 시험장치가 있다.⁷⁻¹¹

본 논문에서는 철도차량의 승차감 향상을 목적으로 개발되고 있는 이차현가장치의 변화에 따른

주행특성을 알아보고, 그에 따른 주행안정성을 판단하기 위해 실제 차량 모델에 근사하도록 상사기법에 따라 축소형 반차체 시제를 제작하였으며, 기존 대차주행시험기의 설계 변경을 통해 기능을 개선하였다. 그리고 기존 Full scale 철도차량과 축소모델 간의 임계속도에 대해 수치해석과 시험결과를 비교함으로써 철도차량의 동역학적 운동특성 구현에 대한 검증을 수행하였다.

2. 철도차량의 동적 모델

철도차량의 동역학적 운동특성에 대한 연구는 차륜과 레일의 마모, 승차감 및 주행안정성과 같이 대부분 진동에 의해 영향력을 받는 특성뿐만 아니라 차량설계 시 현가장치 특성과 같은 설계인자에 따른 동적 특성과도 밀접한 연관이 있어 중요하다. 본 절에서는 구축된 주행시험기 상에서 축소 모델 시제의 시험을 통해 주행특성을 알아보기에 앞서 Full scale 철도차량과 상사기법에 따른 scale factor 를 이용하여 1/5 scale 철도차량의 동역학적 모델을 수학적으로 모델링하고 해석결과를 비교분석 하였다.

2.1 철도차량 모델링

철도차량에 대한 수학적 해석모델은 일반적인 도시전동차의 차량에 대해 고려하였다. 운동방정식은 Table 1 에서 보는 바와 같이 4 개의 윤축과 2 개의 대차, 그리고 차체로 구성되어 있으며 이를 일차 및 이차 현가장치로 연결되어 있는 구조로, 총 17 자유도의 운동이 허용되고 그 외 운동은 구속된다고 가정하였다.

Table 1 Degree of freedom of railway vehicle

Parameters	Lateral	Yaw	Roll
Wheelset(i=1~4)	y_i	ψ_i	-
Truck(j=1,2)	y_{Tj}	ψ_{Tj}	Φ_{Tj}
Carbody	y_c	ψ_c	Φ_c

Fig. 1 은 일반적인 철도차량의 동적 모델에 대한 개략도를 표현한 것으로 각각 윤축, 대차 그리고 차체에 대해서 횡방향(lateral), 요방향(yaw)을 고려하고, 대차와 차체에 대해서는 롤방향(roll)도 함께 고려하여 모델링 하였다.

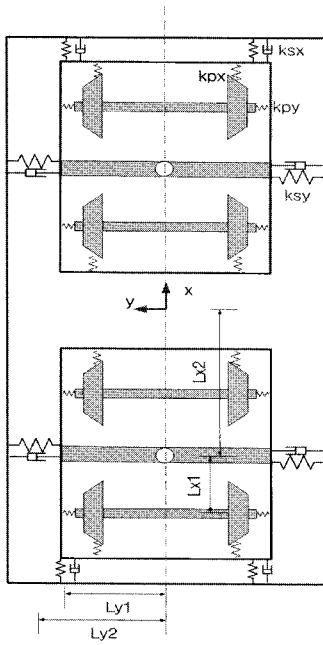


Fig. 1 Dynamic Model of Railway Vehicle

$$m_w \ddot{y}_{wi} = F_{Ly_i} + F_{Ry_i} + N_{Ly_i} + N_{Ry_i} + F_{wy_i} - m_w g \phi_i$$

$$I_{wy} \ddot{\psi}_{wi} = -I_{wy} \left(\frac{V}{r_0} \right) \dot{\phi} + R_{Rxi} (F_{Ry_i} + N_{Ry_i}) - R_{Ryi} F_{Rxi} + R_{Lxi} (F_{Ly_i} + N_{Ly_i}) - R_{Ly_i} F_{Lxi} + F_{wpi}$$

$$m_r \ddot{y}_{Tj} = F_{Tj}$$

$$I_{Tz} \ddot{\psi}_{Tj} = F_{Tpj}$$

$$I_{Tx} \ddot{\phi}_{Thj} = F_{Thj}$$

$$m_c \ddot{y}_{cy} = F_{cy}$$

$$I_{cz} \ddot{\psi}_{cp} = F_{cp}$$

$$I_{cx} \ddot{\phi}_{cp} = F_{cth}$$

$$I_{cx} \ddot{\phi}_{cth} = F_{cth}$$

여기서 $F_{Ly_i}, F_{Ry_i}, N_{Ly_i}, N_{Ry_i}$ 는 각각 차륜/레일 접촉면에서의 종방향, 횡방향 크립력과 크립모멘트를 나타내며, $F_{wy_i}, F_{wpi}, F_{Tj}, F_{Tpj}, F_{Thj}, F_{Cy}, F_{Cp}, F_{Cth}$ 는 각 자유도에 해당하는 현가장치의 운동방정식을 나타낸다. 그리고 철도차량 운동방정식에 대한 수학적 모델링은 Matlab/Simulink 를 이용하여 해석하였다.

2.2 수치해석

철도차량 운동방정식에 대한 수학적 해석과정은 차륜/레일 또는 차륜/궤조륜에서의 접촉 특성에 따라 선형과 비선형으로 구분하여 해석할 수 있는데 본 논문에서는 차륜/레일 접촉면에 대한 기하학적 형상 정보를 이용하여 비선형 해석을 수행하였다. 비선형 해석은 모델링 단계에서 사전에 차륜/레일의 접촉력 계산 시 필요한 파라미터로 차륜/레일 접촉면의 장·단반경, 접촉각, 차륜의 구름반경, 접촉면적에 대해 구한다. 그 다음 프로그램 상에서 윤축의 횡방향 변위에 따른 기하학적 접촉 파라미터 값을 Fig. 2(좌·우차륜의 구름반경)와 같이 look-up table로 입력하여 수치해석 수행 시 time step 마다 윤축의 횡방향 변위에 해당하는 접촉 파라미터 값이 산출되어 크리피지(creepage)와 크립력(creep force)을 계산과 함께 운동방정식 해석을 수행하게 된다.¹²

본 논문에서의 수치해석 목적은 Full scale 모델과 축소모델의 해석 결과를 비교하여 실제 축소주행시험기 상에서의 주행 동특성을 예측해 보고자 함에 있다.

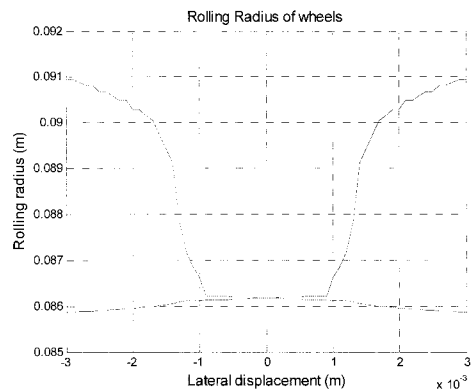


Fig. 2 Rolling radius of scaled wheel according to lateral displacement of wheelset

수치해석 과정을 살펴보면 Fig. 3 에서 보는 바와 같이 주행속도에 따라 철도차량의 운동방정식에서 해석과 동시에 출력/입력에 대한 모델의 선형화된 철도차량의 전달함수를 동시에 구하게 된다. 그 다음 고유치 해석을 통해 구한 고유치가 복소수 평면상에서 실수축을 기준으로 고유치 전체가 실수부가 음의 값에 해당하면 시스템이 안정하다고 판단하여 다시 초기 속도치를 높여가면서 반복 해석을 수행하게 되고, 양의 값에 해당하는

고유치가 존재하면 시스템이 불안정하다고 판단하여 임계속도로 정의하고 해석을 마치게 된다.

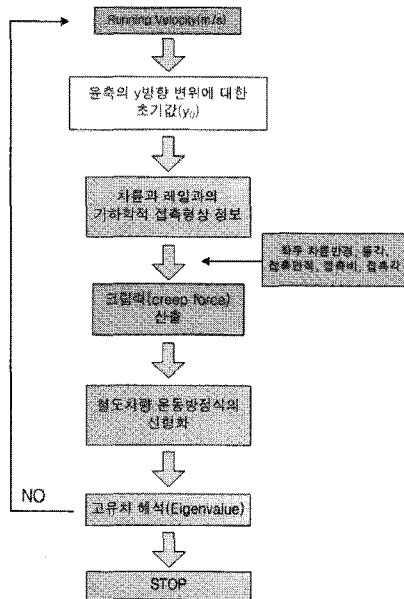


Fig. 3 Computational process of critical speed

2.3 Scale Method(상사기법)

축소모델을 이용한 연구는 Full scale 모델의 동적 거동 특성을 축소모델에서 재현하거나 상관관계를 정의하는 것이 중요하다. Full scale 모델에 대한 주행시험기 상에서의 시험은 제작 비용 및 소요시간, 시험조건 설정 등과 같이 여러면에서 구현하기에 어려운 면이 있다. 이러한 단점을 극복하고 시험의 편이성 측면에서 축소모델을 이용한 시험은 매우 효율적이라 할 수 있다. 축소모델에 대한 상사기법은 상사하고자 용도에 따라 그에 상사기법을 통해 물성치가 결정된다. 이는 크게 축소모델을 이용하여 구현하고자 하는 목적에 따라 Scaling factor 를 결정할 수 있으며, 본 논문에서는 철도차량의 동적 특성에 대한 분석이 목적이므로 상사의 관점을 고유진동수에 맞춘 MMU 대학의 Iwnicki 가 착안한 상사기법의 scaling factor 를 적용하였으며, scale factor 및 해석 파라미터 사양은 Table 2 와 같다. 그러나 중력가속도와 같이 상사의 어려움이 있는 파라미터도 존재하기 때문에 축소모델에 대한 완벽한 Scaling 은 불가능하지만 오차를 감안하더라도 임계속도와 같은 동적 특성이나 진동가속도 시험데이터의 주파수 분석을 통해 상관관계에 대한 시험은 가능하다.

Table 2 list of scaling factors and parameter values

Parameters	Full scale	Scale factor	1/5 scale
Mass of half carbody(kg)	10.50e3	$\frac{1}{\phi}$	84.00
Length of half carbody frame (m)	10.00	$\frac{1}{\phi}$	2.00
Width of half carbody frame (m)	3.12	$\frac{1}{\phi}$	0.62
Mass of bogie (kg)	2.15e3	$\frac{1}{\phi}$	17.20
Length of half bogie frame (m)	2.97	$\frac{1}{\phi}$	0.59
Width of half bogie frame (m)	1.97	$\frac{1}{\phi}$	0.39
Mass of wheelset(kg)	1.69e3	$\frac{1}{\phi}$	13.50
Longitudinal primary stiffness (N/m)	6.70e6	$\frac{1}{\phi^3}$	5.40e4
Lateral primary stiffness (N/m)	4.90e6	$\frac{1}{\phi^3}$	3.97e4
Vertical primary stiffness (N/m)	8.94e6	$\frac{1}{\phi^3}$	7.15e4
Longitudinal secondary stiffness (N/m)	1.67e5	$\frac{1}{\phi^3}$	-
Lateral secondary stiffness (N/m)	1.67e5	$\frac{1}{\phi^3}$	0.98e3
Vertical secondary stiffness (N/m)	3.20e5	$\frac{1}{\phi^3}$	2.56e3

2.4 수치해석 결과

본 절에서는 Full scale 모델과 상사기법에 따라 축소된 모델에 대한 해석을 통해 임계속도를 알아보고 실제 주행시험기 상에서의 반차체 축소 시제에 대한 임계속도를 예측해보고자 한다.

Fig. 4 ~ Fig. 5 는 Full scale 과 1:5 scale 의 철도차량 모델에 대한 임계속도를 나타낸 것으로 두 그림 모두 불안정이 시작된 임계속도와 임계속도보다 높은 속도에 대해서 각각 시간-운속변위, 운속변위-속도로 표현한 해석 결과이다. 그리고 Table 3 은 상사기법에 의해 축소한 파라미터를 적용하여 해석한 축소모델과 실제 차량모델을 비교한 결과를 보여준다. 축소모델일 때 임계속도인 15.39 m/s 를 Full scale 로 환산하여 비교하면 약 76 m/s 의 속도로서의 같은 임계속도로 존재함을 확인할 수 있다.

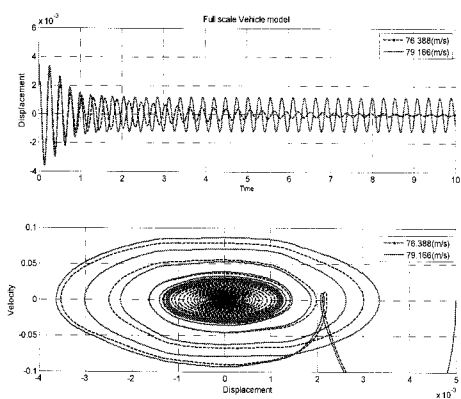


Fig. 4 Critical speed of full scale model

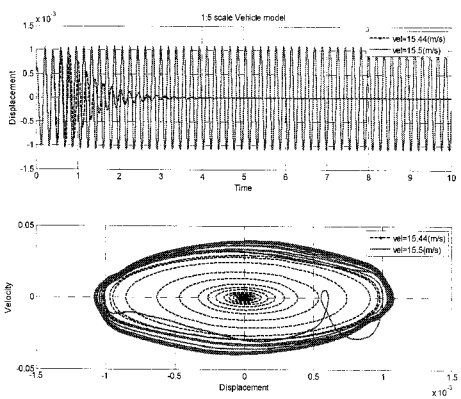


Fig. 5 Critical speed of full scale model

Table 3 Critical Speed of full and scaled model

	Full	1:5 scale
Critical Speed(m/s)	76.39	15.39 (Full scale convert : 76.95)

3. 축소형 반차체 주행시험기 개발

우리나라에서도 한국철도기술연구원에서 조항 대차 축소모델 시험을 위해 축소형 대차 주행시험장치를 개발한 바 있으나 이 주행시험장치는 대차의 주행안정성 시험이 목적으로 다양한 조향 메커니즘에 따른 주행안정성 검증을 위해 제작된 것으로 이차 현가장치 및 차체의 부재로 승차감과 관련된 차체의 진동에 대한 시험은 불가능하다.¹³

본 절에서는 이차현가장치 및 센터피봇을 포함한 축소형 반차체 시제를 설계 제작하고 기존 주행시험기의 성능 개선을 통해 시험함으로써 그 기능을 확인하였다.

3.1 시험장치 설계 및 구성

축소 주행시험대는 반차체 더미, 대차, 윤축으로 이루어진 시제를 레일에 상당하는 궤조륜 상에 탑재하여 피시험체를 지지하는 구조로 Fig. 6 과 같다. 이 장치는 궤조륜 축을 구동하면 차륜/궤조륜 사이의 접촉에 따른 마찰력으로 회전시켜 레일에서의 주행을 모사하는 시험장치이다.

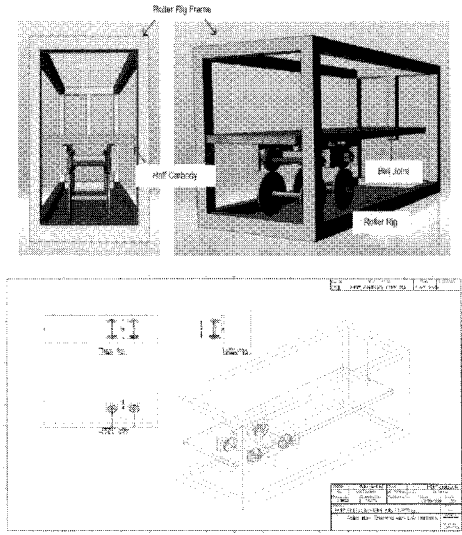


Fig. 6 Concept design of scale model

Fig. 7 은 설계에 따라 제작된 이차현가장치, 센터피봇과 축소형 반차체 더미를 포함한 차량 시제와 개선된 주행시험기를 나타내고 있다.

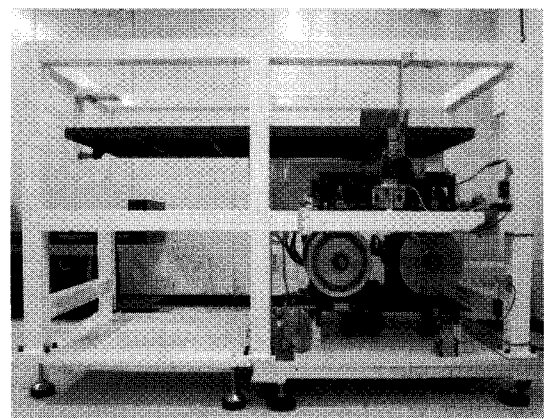


Fig. 7 Roller rig equipped scale half carbody

철도차량의 이차현가장치는 공기스프링(air suspension)으로 대차를 타고 올라오는 진동을 감소

시켜 승차감 향상을 도모하는 역할을 수행한다.

축소형 반차체 축소시험기를 구축 시 Full scale의 공기스프링에 해당하는 강성계수를 그대로 축소한 변위-하중에 대한 특성을 대체할만한 스프링의 부재로 강성계수의 상사를 재현함에 어려움이 있어 일단 구조를 Fig. 8에서 보는 바와 같이 상하방향 스프링을 LM-guide와 결합하여 스프링 강성이 수직으로만 작용하도록 하고 끝단에 볼조인트를 장착하여 상하방향과 좌우방향에 대한 이차현가장치 특성이 분리되도록 설계하였다. 또한 강성계수 역시 기존의 Full scale의 예상했던 강성계수(0.32E6 N/m)보다 약 5 배정도 큰 강성계수(1.50E6 N/m)에 해당하는 값을 상사하여 스프링을 장착하였다. 이렇게 변경된 상하방향 강성계수가 임계속도에 미치는 영향을 알아보기 위하여 이차현가장치의 수직방향 강성계수와 이차현가장치 횡방향 댐퍼의 감쇠계수 변화에 따른 임계속도와의 상관관계를 수치해석을 통해 알아보았다.

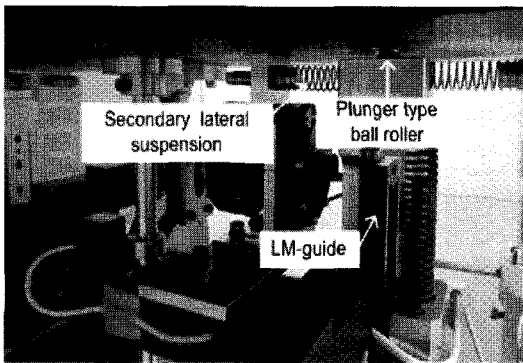


Fig. 8 Composition of secondary suspension

Fig. 9는 이차현가장치의 상하방향 강성계수의 변화에 따른 임계속도를 도시한 것으로 공기스프링에 해당하는 강성계수에서는 349 km/h의 임계속도로 해석되었으며, 공기스프링보다 5 배정도 큰 강성계수일 때는 276 km/h로 임계속도가 낮게 나타났다. 그리고 답면구배의 변화에 대해서는 답면구배 0.05일 때가 답면구배 0.10일 때 보다 높은 임계속도로 해석되었으며, 수직방향 강성계수 변화에 따른 임계속도를 살펴보면 답면구배 0.10에서 더 급격히 떨어지긴 하지만 그 양상은 비슷하게 나타나며 모두 적정값 이상이 되면 임계속도가 낮아지는 경향을 보이고 있다.

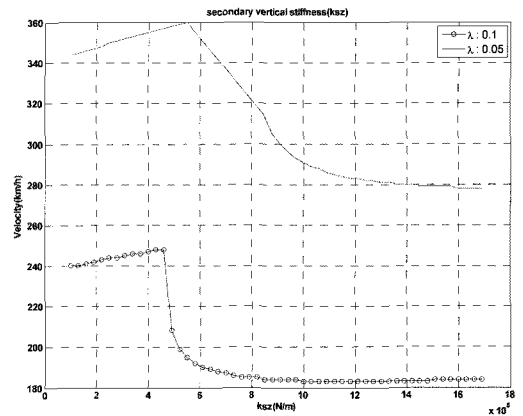


Fig. 9 Critical speed by vertical stiffness of secondary suspension

Fig. 10은 이차현가장치의 상하방향 강성이 각각 공기스프링(0.32E6 N/m)일 때와 실제 축소모델에 장착한 강성계수(1.50E6 N/m)에서 차체와 대차 사이의 횡방향 댐퍼의 감쇠계수에 따른 임계속도 변화를 알아본 그래프이다. 아울러 Fig. 9와 같이 답면구배에 따른 변화도 알아보았으며, 상하방향 이차현가장치 강성계수에 따른 횡댐퍼의 감쇠계수 변화는 모두 횡방향 감쇠계수가 크다고 해서 임계속도가 비례해서 상승하지 않고 적정값 이상이 될 경우에는 오히려 임계속도가 떨어지는 경향을 보인다. 또한 공기스프링일 경우 특정값 이상에서 더 급격히 떨어지며 반면 큰 수직방향 강성계수에서는 완만한 기울기로 임계속도가 낮아진다. 이런 특성은 MR 댐퍼와 같은 반능동 현가장치를 이용하여 차체의 진동을 제어해야 할 경우 주행안정성 측면에서 적절한 감쇠계수를 선정하여 자칫 역효과가 발생하지 않도록 고려해야 할 사항으로 보인다. 아울러 기준 감쇠계수인 0.96E5 Ns/m에서의 특성을 살펴보면 공기스프링의 상하방향 강성계수에서 임계속도가 최고치에 가깝다고 할 수 있으나 실제 장착한 강성계수의 해당하는 수치에서는 임계속도가 확연히 떨어짐을 확인할 수 있었다. 또한 답면구배 0.10일 때의 특성도 임계속도 영역의 차이는 있지만 답면구배 0.05에서의 특성변화와 유사하게 나타났다.

이러한 여러 설계변수 변화에 따른 특성을 살펴 볼 때 구축한 축소형 반차체 주행시험기에서의 임계속도는 확연히 낮은 임계속도를 가질 것으로 예상된다.

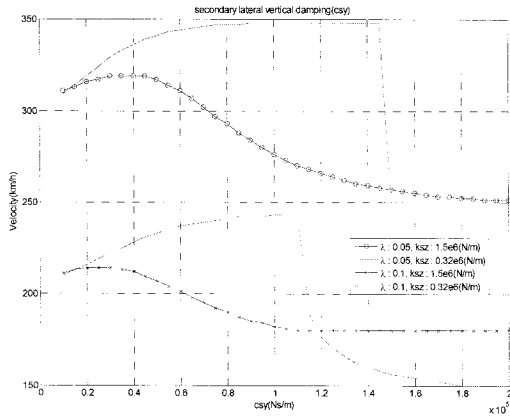


Fig. 10 Critical speed by lateral damping of secondary suspension

3.2 성능 검증

앞서 상사기법에 맞춰 축소된 값으로 수치해석을 통해 임계속도를 알아보았다. 본 절에서는 이를 검증하기 위하여 제작한 반차체 축소모델을 주행시험대 상에서 시험을 통해 해석 결과와 비교하여 그 타당성을 확인하였다.

축소 주행시험대에서의 시험장치는 Fig. 11 에서 보는 바와 같이 가속도 및 변위센서가 부착된 각 위치를 나타낸다. Fig. 12 는 주행시험기 상에서의 시험결과로 윤축의 횡방향 변위를 살펴보면 임계속도가 약 12.96 m/s 에서 나타났으며 이는 Full scale 로 변환했을 때 234 km/h 의 속도로 수치해석 결과 보다 낮은 속도에서 임계속도가 나타났다.

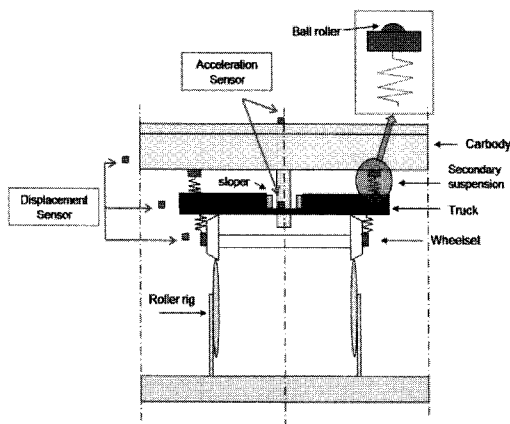


Fig. 11 Each sensor position on Roller Rig

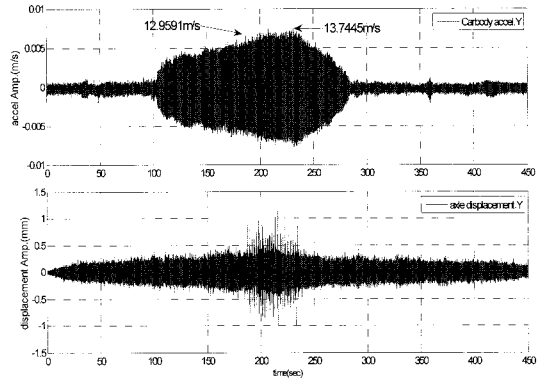


Fig. 12 Test result of Roller rig

이는 구축한 축소 반차체 모델이 주행방향이 구속됨과 현가장치의 정확한 강성계수 및 감쇠계수, 차체의 물성분 고려와 같은 조건때문에 나타났다고 판단되며 향후 추가 시험을 통해 보다 면밀히 원인을 분석함으로써 신뢰성을 높여야 할 부분이라 사료된다. 본 시험장치는 비교적 해석결과에 잘 부합한다고 볼 수 있으며, 축소형 반응동/능동현가장치의 적용에 따른 주행안정성 평가에 적절히 활용될 수 있다고 판단된다.

4. 결론

본 논문에서는 철도차량의 구조나 현가장치의 강성과 같은 설계변수 변화에 따른 주행 안정성을 알아보거나 승차감과 밀접한 연관이 있는 차체의 진동과 같은 동적 특성을 연구하기 위하여 축소형 반차체 주행시험기를 설계 및 제작하였다. 그리고 수학적 모델 해석결과와 시험결과를 비교하여 축소모델 구현에 대한 검증을 수행하였다. 이렇게 검증된 해석모델과 축소시험기는 새롭게 개발되고 있는 현가장치의 제어기 설계나 제어기법에 따른 장단점 분석하거나, 주행안정성과 같은 동적특성에 미치는 영향을 사전에 미리 파악하여 Full scale 현가장치 개발 시 발생할 수 있는 문제점 등을 최소화하는데 활용할 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 논문은 지식경제기술혁신사업의 철도차량용 능동현가장치 기술개발 과제비로 수행함.

참고문헌

1. Ham, Y.-S., Lee, D.-H., Kwon, S.-J. and Seo, J.-W., "The experiment study about a correlation between the derailment coefficient of the railway vehicle and the track alignment," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 27, No. 8, pp. 7-12, 2010.
2. Iwnicki, S., "Handbook of Railway Vehicle Dynamics," CRC Press, 2006.
3. Iwnicki, S. D. and Wickens, A. H., "Validation of a MATLAB railway vehicle simulation using a scale roller rig," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 30, No. 3-4, pp. 257-270, 1998.
4. Jaschinski, A., Grupp, F. and Netter, H., "Parameter identification and experimental investigations of unconventional railway wheelset designs on a scaled roller rig," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 25, No. S1, pp. 293-316, 1996.
5. Jaschinski, A., Chollet, H., Iwnicki, S. D. and Wickens, A. H., "The Application of roller rigs to railway vehicle dynamics," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 31, No. 5-6, pp. 345-392, 1998.
6. DLR, www.dlr.de/rm/en/desktopdefault.aspx/tabid-5310
7. Bosso, N., Gugliotta, A. and Soma, A., "Comparison of different scaling techniques for the dynamics of a bogie on roller rig," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 37(Suppl.), pp. 514-530, 2002.
8. Bosso, N., Gugliotta, A. and Soma, A., "Dynamic Identification of a 1/5 Scaled Railway Bogie on Rolling Rig," *Scientific and Technical Bulletin of the Aurel Vlaicu University of Arad, Series : Mechanical Engineering*, Vol. 2, No. 1, pp. 5-15, 2006.
9. Hur, H. M., Park, J. H., You, W. H. and Park, T. W., "A study on the wheelset behavior on the roller rig for railway bogie testing," *Proceedings of the KSPE Spring Conference*, pp. 841-842, 2007.
10. Hur, H. M., Kim, M. S., Park, J. H. and You, W. H., "The Stability Analysis of the Scaled Bogie Model with Scaling Methods," *Proceedings of the KSPE Spring Conference*, pp. 695-696, 2008.
11. Hur, H. M., "Evaluation of the Critical Speed for the Worn Wheel Profile using Scale Model," Department of Mechanical Engineering, A Doctor's Degree, Ajou University, 2009.
12. Hur, H. M., You, W. H., Park, J. H. and Kim, M. S., "Design Method of Railway Wheel Profile with Objective Function of Equivalent Conicity," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 27, No. 8, pp. 13-19, 2010.
13. You, W. H., "Development of the (semi) Active Steering Bogie System for Eco-friendly Urban Trans," *Annual Report of KRRI*, pp. 231-289, 2007.