

## 1/5 스케일 축소대차 모델 임계속도에 관한 연구

## A Study on the Critical Speed of 1/5 Scaled Bogie Model

허현무† · 박준혁\* · 김민수\* · 유원희\* · 박태원\*\*

Hyun-Moo Hur · Joon-Hyuk Park · Min-Soo Kim · Won-Hee You · Tae-Won Park

**Abstract** The critical speed of railway bogie is very important in terms of the verification of the vehicle design procedure and safety. The dynamic performance of bogie is tested on the railway roller rig in a laboratory in place of field testing on track. But, the testing on the full scale roller rig caused many problems relating to test costs, test time and has the difficulty in test condition setup. To overcome these problems, scaled models were used in the field of railway vehicle design and test. In this paper, we have studied the critical speed of scaled bogie model. We have made the 1/5 scaled bogie, the scaled roller rig and analyzed the critical speed of the scaled bogie through the numerical simulation and running test of the scaled bogie. We have confirmed that the analysis results of the critical speed correspond with the test results.

**Keywords** : Scaled Bogie, Critical Speed, Scaling Method, Scaled Roller Rig

**요 지** 철도차량용 대차의 한계 성능에 대한 검증은 설계 검증 및 안전성 확보 관점에서 매우 중요하다. 차량의 안정성과 관련된 대차의 임계속도는 차량 개발 단계에서 통상 주행시험대를 이용하여 시험을 수행한다. 그러나 실물 대차를 이용한 시험과정에서 다양한 시제차량 제작 및 시험 조건 설정의 어려움, 시험 소요시간의 과다 등에 의한 단점을 내포한다. 따라서 철도 선진국등에선 과거 오래전부터 축소모델을 이용한 차량 개발 연구가 활발하였다. 따라서 본 연구에서는 대차의 임계속도 및 동적 거동 분석을 위하여 상사기법을 적용한 축소대차를 제작하였고 이를 시험하기 위한 축소 주행시험대를 개발하였다. 축소대차 임계속도에 대한 수치해석을 수행하였으며 주행시험대상에서의 임계속도 시험을 통하여 해석결과가 시험결과에 부합함을 확인할 수 있었다.

**주요어** : 축소대차, 상사기법, 임계속도, 축소 주행시험대

## 1. 서론

철도차량용 대차의 임계속도는 차량의 안정성 확보 측면에서 매우 중요하다. 대차의 동적 안정성 특성 시험은 실험실 내에서 대차 주행시험대(roller rig)라는 시험설비를 이용하여 시험한다. 이 시험기는 궤도에 상당하는 두개의 궤조륜(roller)으로 구성되어 있으며 차륜과 궤조륜간의 접촉운동을 통하여 임계속도, 승차감 같은 차량의 동적 특성을 시험하기 위하여 활용되고 있다. 그러나 실물을 대상으로 한 full scale

규모의 주행시험대상에서의 동특성 시험은 시험 준비와 관련된 시험비용 및 시험소요 시간의 증가, 다양한 시험조건 설정 측면에서 어려움이 있다. 이러한 단점을 극복하고 시험 편의성 측면에서 매우 효율적인 축소형 주행시험대가 활용되고 있다. 그러나 상사법칙을 적용한 축소 모델링 과정에서 완벽한 상사는 사실상 불가능하며 특히 크립력과 관련된 크립계수는 축소 대차의 거동에 큰 영향을 미치게 된다.

따라서 본 논문에서는 상사기법을 적용한 축소대차 모델의 타당성을 확인하고자 1/5 스케일 규모의 축소대차 모델과 축소대차의 임계속도를 시험하기 위한 축소대차 주행시험장을 제작하였다. 크립이론을 적용하여 축소대차에 대한 임계속도를 해석하였으며 축소대차 주행시험대상에서의 임계속도 시험을 수행하였다.

† 책임저자 : 회원, 한국철기기술연구원, 철도시스템연구본부  
E-mail : hmhur@krii.re.kr

TEL : (031)469-5245 FAX : (031)460-5299

\* 한국철기기술연구원, 철도시스템연구본부

\*\* 아주대학교 기계공학과

## 2. 축소 모델 제작

### 2.1 상사기법

축소모델 상사기법은 상사하고자 하는 scaling factor에 따라 상사 기법이 상이하다고 할 수 있다. Table 1은 치수, 질량, 스프링 특성, 재질 등과 같이 설계 파라미터에 대한 기존의 상사기법을 나타내며 각 상사기법에 대한 특징은 다음과 같다.

Iwnicki는 차량의 안정성과 동적 거동 특성 연구를 주 목적으로 하여 동일 재질을 사용하고 상사의 관점을 진동수에 맞추어 다른 파라미터에 대한 scaling을 시도하였고 full scale 모델과 축소 모델간의 관계를 규명하였다. Pascal은 크립이론과 차륜/레일 접촉역학 규명을 목적으로 궤조륜의 반경이 큰 축소 주행시험대를 구현하였으며 상사의 관점을 속도에 맞추었다[1,2]. Jaschinski는 철도차량 다물체 동역학 이론과 비선형 방정식의 타당성을 검증하고자 축소 모델을 활용하였으며 가속도에 상사의 관점을 맞추어 scaling을 시도하였다[3].

그러나 이들 상사기법은 중력가속도와 재질의 탄성계수와 같이 인위적인 축소 기법이 적용되지 않는 파라미터가 존재하고 이로 인한 축소모델 운동방정식의 구성요소 항 중에는 상사 기법이 적용되지 않는 현상이 발생하게 된다. 특히 상사 기법이 적용되지 않는 축소 모델의 운동은 차륜/레일 접촉점에서의 크립 특성에 대한 상사과정에도 영향을 미치게 된다. 따라서 full scale 대차 모델과 scale model 대차 모델 간에는 완벽한 상사가 불가능하다고 할 수 있다. 이에 대한 대안으로 Jaschinski는 재질의 물성을 변경하여 상사 기법을 적용함으

로서의 full scale 대차 모델에서의 차륜/레일 접촉 특성에 대한 근사화된 상사를 시도하기도 하였다.

### 2.2 축소대차

축소 대차는 Fig. 1과 같이 2개의 윤축, 대차프레임, 1차 현가장치로 구성된다. 상사기법은 대차의 안정성과 동적 거동 특성 연구를 주목적으로 하여 MMU의 S. D. Iwnicki의 상사기법을 준용하였으며 full scale 대차에 대하여 1/5 scale 규모로 설계하였다. 축소대차 1차 현가장치요소로 우레탄 재질을 사용하였으며 차륜답면형상은 Fig. 2와 같이 1/20 구배의 차륜답면형상을 적용하였다. 주요 사양 및 물성치, 각 파라미터에 대한 scale factor는 Table 2와 같다.

### 2.3 축소대차 주행시험대

축소대차 주행시험대는 Fig. 3과 같이 피시험체인 축소대차의 차륜을 레일에 상당하는 궤조륜에 접촉하고 궤조륜축의 구동에 의해 마찰력으로 회전시켜주는 기계장치로서 주행시험대, 제어부, 컴퓨터로 구성되며 주요 기능은 다음과 같다.

주행시험대의 궤조륜은 2개의 서보모터에 의하여 구동되며 궤조륜의 단면은 Fig. 4와 같은 철도 레일 단면형상 구조를 상사조건을 적용하여 1/φ scale 규모로 축소한 형상이다. 좌우 궤조륜간 거리는 철도 레일 궤간을 1/φ scale 규모로 축소한 거리가 되며 전후방향으로 궤조륜 축간거리는 축소대차의 축간거리에 상응할 수 있게 조정가능토록 하였다. 축소대차 상부에는 축소대차를 지지하며 좌우 및 yaw방향 운동만 허용하고 그 외 운동은 구속할 수 있는 축소대차 지지장치가

Table 1. Comparison of scaling factors

Scaling factor	Iwnicki	Pascal	Jaschinski	Jaschinski modified
$\phi_l$ length	$\phi$	$\phi$	$\phi$	$\phi$
$\phi_t$ time	1	$\phi$	$\sqrt{\phi}$	$\sqrt{\phi}$
$\phi_f$ frequency	1	$1/\phi$	$1/\sqrt{\phi}$	$1/\sqrt{\phi}$
$\phi_v$ velocity	$\phi$	1	$\sqrt{\phi}$	$\sqrt{\phi}$
$\phi_a$ acceleration	$\phi$	$1/\phi$	1	1
$\phi_\rho$ density	1	1	1	0.6
$\phi_m$ mass	$\phi^3$	$\phi^3$	$\phi^3$	$\phi^3/2$
$\phi_I$ inertia	$\phi^5$	$\phi^5$	$\phi^5$	$\phi^5/2$
$\phi_E$ elasticity	1	1	1	3
$\phi_w$ weight	$\phi^3$	$\phi^3$	$\phi^3$	$\phi^3/2$
$\phi_F$ force	$\phi^4$	$\phi^2$	$\phi^3$	$\phi^3/2$
$\phi_k$ stiffness	$\phi^3$	$\phi$	$\phi^2$	$0.6\phi^2$
$\phi_c$ damping	$\phi^3$	$\phi^2$	$\phi^{2.5}$	$0.6\phi^{2.5}$
$\phi_\mu$ friction	1	1	1	1

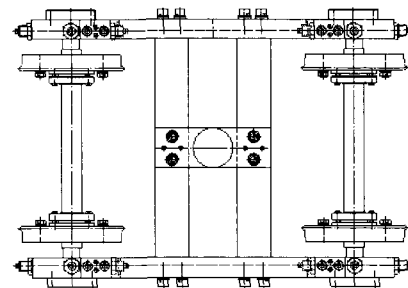


Fig. 1. 1/5 scaled bogie

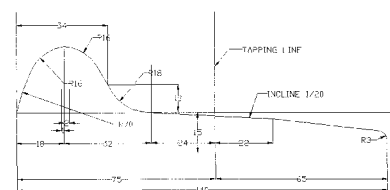


Fig. 2. 1/20 wheel profile



$$I_b \ddot{\psi}_b = c^* F_{s1} - c^* F_{s2} - M_{s1} - M_{s2}$$

$$F_{yi} = \frac{f_{11L}}{V} (V\psi_i - \dot{y}_i) + \frac{f_{11R}}{V} (V\psi_i - \dot{y}_i) \quad (3)$$

$$+ \frac{f_{12L}}{V} \left( -\dot{\psi}_i + \frac{V\delta_L}{r_0} - \frac{V}{R_0} \left( \delta_L + \frac{r_L - r_R}{2a} \right) \right)$$

$$+ \frac{f_{12R}}{V} \left( -\dot{\psi}_i - \frac{V\delta_R}{r_0} + \frac{V}{R_0} \left( \delta_R - \frac{r_L - r_R}{2a} \right) \right)$$

$$M_{zi} = \frac{f_{33L} a}{V} \left( -\frac{R_L V}{R_0} + \frac{r_L V}{r_0} - a\dot{\psi}_i \right) - \frac{f_{12L}}{V} (V\psi_i - \dot{y}_i)$$

$$+ \frac{f_{22L}}{V} \left( -\dot{\psi}_i + \frac{V\delta_L}{r_0} - \frac{V}{R_0} \left( \delta_L + \frac{r_L - r_R}{2a} \right) \right)$$

$$- \frac{f_{33R} a}{V} \left( -\frac{R_R V}{R_0} + \frac{r_R V}{r_0} + a\dot{\psi}_i \right) - \frac{f_{12R}}{V} (V\psi_i - \dot{y}_i)$$

$$+ \frac{f_{22R}}{V} \left( -\dot{\psi}_i - \frac{V\delta_R}{r_0} + \frac{V}{R_0} \left( \delta_R - \frac{r_L - r_R}{2a} \right) \right)$$

$$F_{si} = -2K_y y_i - 2C_y \dot{y}_i$$

$$M_{si} = -2K_x b^2 \psi_i - 2C_x b^2 \dot{\psi}_i$$

$$M_{DC} = W_a^2 \psi_i / (r_0 + R_0)$$

여기에서

- $V$  : 속도(m/s)
- $m_i$  : 윤축질량(kg)
- $M_b$  : 대차질량(kg)
- $I_i$  : 윤축 yaw moment of inertia(kg·m<sup>2</sup>)
- $I_b$  : 대차 yaw moment of inertia(kg·m<sup>2</sup>)
- $y_i$  : 윤축의 좌우 변위(m)
- $y_b$  : 대차의 좌우 변위(m)
- $\psi_i$  : 윤축의 yaw 변위(rad)
- $\psi_b$  : 대차의 yaw 변위(rad)
- $W$  : 축중(N)
- $\lambda$  : 답면구배
- $r_0$  : 평형상태에서의 차륜반경(m)
- $r_i$  : 접촉점에서의 차륜반경(m)
- $\delta_i$  : 접촉점에서의 접촉각(rad)
- $a$  : 차륜 접촉점간 거리의 반(m)
- $b$  : 축상스프링간 거리의 반(m)
- $c$  : 고정축거의 반(m)
- $R_0$  : 평형상태에서의 궤조륜반경(m)
- $R_i$  : 접촉점에서의 궤조륜반경(m)
- $f_{11i}$  : lateral creep coefficient(N)
- $f_{12i}$  : lateral spin creep coefficient(Nm)
- $f_{22i}$  : spin creep coefficient(Nm<sup>2</sup>)
- $f_{33i}$  : longitudinal creep coefficient(N)
- $F_{yi}$  : creep force(N)
- $M_{zi}$  : creep moment(Nm)
- $K_x, K_y$  : 축상스프링 전후, 좌우 강성(N/m)
- $C_x, C_y$  : 축상스프링 전후, 좌우 감쇠계수(Ns/m)

- $F_{si}$  : suspension force(N)
- $M_{si}$  : suspension moment(Nm)
- $M_{DC}$  : decrowning moment(Nm)

축소대차 모델의 임계속도 해를 구하기 위하여 수치해석을 수행하였다. 수치해석은 Table 2의 축소모델 특성치를 full scale 특성치로 환산한 full scale 모델과 축소모델을 대상으로 하였다.

임계속도 해석은 대차모델 운동방정식에 대한 특성방정식의 해를 구하고 계의 안정성을 판별하는 방법을 적용하였다. 크립력 계산에 필요한 크립계수는 Kalker의 Linear Theory에 의거 윤축이 레일 상 중앙에 정적으로 위치할 때를 가정하여 접촉면에서의 형상이 원형일 경우와 타원일 경우로 가정하여 Hertz의 접촉이론에 의거 산출하였다. 원형인 경우는 차륜/레일 접촉을 평면위 구가 접촉하는 것으로 가정하였으며 타원의 경우는 차륜/레일 접촉점에서 차륜, 레일의 형상을 고려하여 산출하였다. 또한 full scale 모델의 접촉조건은 차륜/레일 접촉조건으로 하였으며 축소모델의 접촉조건은 차륜/궤조륜 접촉조건으로 가정하였다. Table 3은 각 각의 경우에 대하여 접촉면 형상과 크립계수를 산출한 결과를 나타내며 Fig. 6은 접촉면 형상을 나타낸다. 여기에서  $a$ 와  $\beta$ 는 타원에서의 장반경과 단반경을 나타낸다[5].

Table 3. Results of the creep coefficient calculation

case	model	$a$ (mm)	$\beta$ (mm)	$a/\beta$	$f_{11}$	$f_{12}$	$f_{22}$	$f_{33}$
1	full scale, circle	3.25	3.25	1.0	3.28e6	4.29e3	11.3	3.68e6
2	full scale, ellipse	4.37	1.06	4.11	2.91e6	4.66e3	1.06	2.81e6
3	1/5 scale, circle	0.38	0.38	1.0	4.49e4	6.86	2.12e-3	5.04e4
4	1/5 scale, ellipse	0.42	0.14	3.07	3.0e4	4.64	1.77e-4	2.99e4

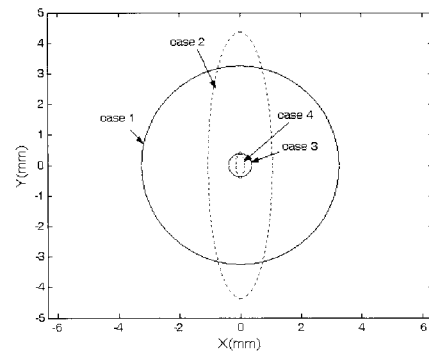


Fig. 6. Contact area

Fig. 7은 각 각의 case에 대한 특성방정식의 감쇠비를 나타내는 선도로서 감쇠비가 0로 되는 속도가 임계속도 해석치가 된다. full scale 모델, 차륜/레일 접촉조건하에서 접촉점 형상이 원형일 경우로 가정한 case 1의 경우 임계속도는 42.6m/s이며 접촉점 형상이 타원인 case 2의 경우 임계속도는 38.6m/s로 해석된다. 1/5 scale 모델, 차륜/궤조륜 접촉조건하에서 접촉점 형상이 원형일 경우로 가정한 case 3의 경우 임계속도는 14.9m/s로서 이를 full scale 모델의 속도로 환산할 때 74.5m/s로 해석된다. 또한, 접촉점 형상이 타원인 case 4의 경우 임계속도는 15.7m/s로서 full scale 모델의 속도로 환산할 때 임계속도는 78.5m/s로 해석된다.

따라서 case3, case4의 축소모델 임계속도를 full scale 모델의 임계속도로 환산하여 full scale 모델의 임계속도 해석결과(case 1, case 2)와 비교할 때 축소모델의 임계속도는 증가하고 있음을 알 수 있다. 이는 앞서 언급한 바와 같이 증력가속도와 재질의 탄성계수에 대한 상사를 고려하지 않음으로 인하여 축소모델의 크립계수가 이상적인 상사조건을 가정한 크립계수일 때보다 큼에 기인한 결과라 할 수 있다.

#### 4. 축소대차 임계속도 시험

축소대차의 임계속도 해석결과의 타당성을 검증하기 위하여 축소대차 주행시험대 상에서의 임계속도 시험을 수행하였다. 시험기 구성은 Table 4와 같이 축소대차 주행시험대, 축소대차, Data acquisition system으로 구성된다. 측정량은 대차와 윤축의 횡방향 진동가속도, 윤축 횡방향 변위, 궤조륜과 윤축의 속도 등으로 하였다. 축소대차 주행시험대 상에서의 임계속도 시험은 궤조륜의 회전속도를 서서히 일정 시간 간격

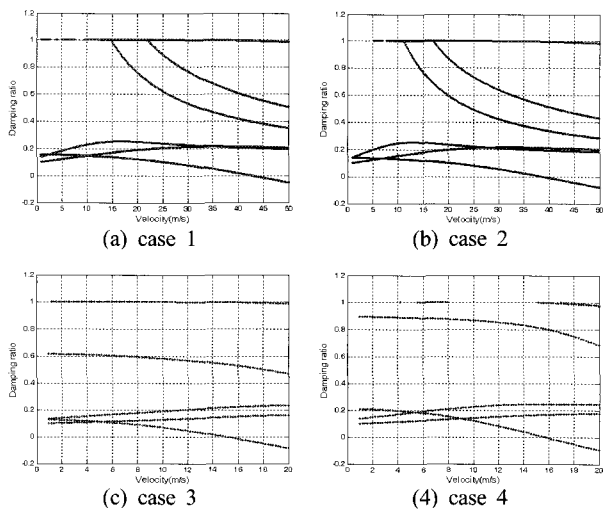


Fig. 7. Results of the critical speed analysis

으로 증가시키면서 축소대차에 외란을 주고 이때 대차 각부에 나타나는 진동 및 변위를 계측하는 방법으로 수행하였다. Fig. 8은 축소대차 주행시험대상의 축소대차와 시험시스템을 나타낸다.

시험결과는 Fig. 9와 같다. 궤조륜 속도와 윤축 횡변위 선도를 보면 궤조륜 속도가 15.7m/s 이하에서는 외란에 대하여 윤축 횡변위가 감쇠하는 특성을 보이고 있다. 그러나 16.1m/s 이상에서는 윤축 횡변위가 발산하는 특성을 보이고 있으며 다시 궤조륜 속도가 저하하게 되면 감쇠하는 특성을 보이고 있음을 알 수 있다. 따라서 축소대차 주행시험대상에서의 1/20 차륜담면구배를 적용한 축소대차의 임계속도는 약 16.1m/s로

Table 4. Summary of test

test system composition	- scaled roller rig, scaled bogie - data Acquisition system
measurement	- bogie, wheelset acceleration - wheelset lateral displacement - roller, wheel velocity

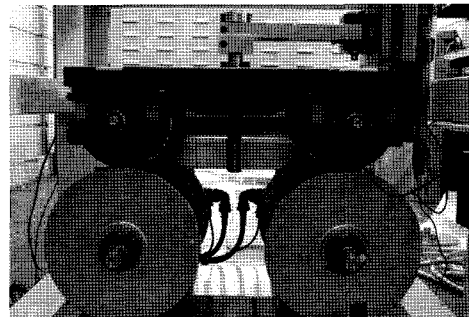


Fig. 8. Scaled roller rig test

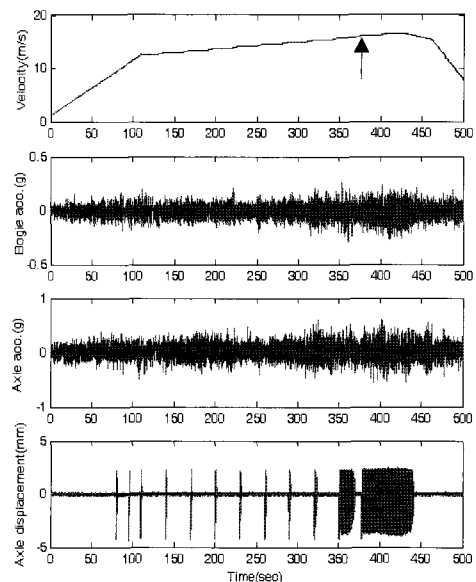


Fig. 9. Test results of the scaled roller rig test

**Table 4.** Result of the critical speed analysis and test unit(m/s)

condition contact	analysis		test
	Full scale	1/5 scale	1/5 scale
circle	42.6	14.9(74.5)	
ellipse	38.6	15.7(78.5)	16.1(80.5)
contact condition	wheel/rail	wheel/roller	wheel/roller

평가되며 이를 full scale 모델의 속도로 환산할 때 약 80.5m/s로 평가될 수 있다. 이 시험결과는 Table 4와 같이 임계속도 해석결과인 case 3의 14.9m/s, case 4의 15.7m/s와 비교할 때 차륜/궤조륜간 접촉면 형상을 타원으로 가정한 case 4에 근사한 결과를 나타내고 있음을 알 수 있다. 그러므로 축소대차에 대한 임계속도 해석결과와 축소 주행시험대상의 시험결과는 비교적 잘 부합하고 있음을 알 수 있다. 따라서 full scale 규모의 대차모델 시험에 대한 대안으로 축소대차 모델을 대상으로 한 본 연구는 차량 개발 시 full scale 규모 시험의 난제를 극복할 수 있는 한 가지 방안으로 활용 가능하다고 판단된다.

### 5. 결론

본 논문에서는 상사기법을 적용한 축소대차 모델의 타당성을 확인하고자 1/5 스케일 규모의 축소대차 모델과 축소대차의 임계속도를 시험하기 위한 축소대차 주행시험장치를 제작하였다. 축소대차에 대한 임계속도를 해석하였으며 축소대차 주행시험대상에서의 임계속도 시험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 축소모델의 임계속도를 full scale 모델의 임계속도로 환산하여 full scale 모델의 임계속도 해석결과와 비교할 때 축소모델의 임계속도는 인위적인 상사가 불가한 중력가속도, 재질 특성관련 크립계수의 영향으로 증가하고 있음을 알 수 있다.

- 축소대차 임계속도 해석시 크립계수는 차륜/궤조륜 접촉점에서의 기하학적 특성을 고려한 타원형상으로 가정한 접촉모델이 축소대차 주행시험대상의 시험결과에 근사한 결과를 나타내고 있다.

따라서, 축소대차 모델을 대상으로 한 본 연구는 차량 개발 시 full scale 규모의 시제차량 제작 및 시험과정에서의 어려움을 극복할 수 있는 대안으로 활용 가능하다고 사료된다. 그러나 full scale 모델과 직접적인 비교에는 한계가 있으므로 대차 메카니즘 개발과정에서 시제 대차 성능에 대한 상대적 평가에 한정하여 활용하면 유용성이 클 것으로 기대된다. 이와 관련된 연구는 향후 능동형 조향대차 개발과 같은 다양한 메카니즘을 가진 대차 개발과정에서 지속적으로 추진되어야 할 것으로 사료된다.

### 참고문헌

1. N. Bosso, A. Gugiotta, A. Soma (2006), "Dynamic Identification of a 1/5 Scaled Railway Bogie on Rolling Rig", Sc. and Tech. Bull. of the "Aurel Vlaicu" Univ. Arad, Mech. Eng. Vol. 2, No. 1, pp.5-15.
2. Simon Iwnicki (1996), "Handbook of Railway Vehicle Dynamics", CRC Press.
3. Moritz Gretzschel, Alfred Jaschinski(2004), "Design of an Active Wheelset on a Scaled Roller Rig", Vehicle System Dynamics, Vol.41, No.5, pp.365-381.
4. H.M. Hur, et al (2007), "A Study on The Scale Model of Roller Rig for Bogie Testing", Proceedings of the KSPE Spring Annual Meeting. pp.841-842.
5. V.K. Garg, R.V. Dujkipati (1984), "Dynamics of Railway Vehicle Systems", Academic Press.

(2007년 11월 12일 논문접수, 2007년 11월 26일 심사완료)