

# 대차 동특성시험기 축소모델에 대한 연구

## A Study on The Scale Model of Roller Rig for Bogie Testing

\*#허현무<sup>1</sup>, 박준혁<sup>1</sup>, 유원희<sup>1</sup>, 박태원<sup>2</sup>

\*# H. M. Hur(hmhur@krii.re.kr)<sup>1</sup>, J. H. Park<sup>1</sup>, W. H. You<sup>1</sup>, T. W. Park<sup>2</sup>  
<sup>1</sup> 한국철도기술연구원 철도시스템안전연구본부, <sup>2</sup>아주대학교 기계공학과

Key words : roller rig, scale model, bogie testing

### 1. 서론

철도차량 주행장치인 대차의 동적 특성은 차량의 주행안전성과 승차감을 결정하는 한다면 측면에서 매우 중요하다. 차량 개발 단계에서의 대차에 대한 안정성 및 동적 거동에 대한 특성 시험은 실험실 내에서 대차 주행시험대(roller rig)라는 동특성시험기를 이용하여 수행된다. 이 시험기는 궤도의 레일에 상응하는 원형의 궤조륜(roller)으로 구동되며 임계속도, 승차감 같은 차량의 동적 거동을 시험하기 위하여 사용되고 있다.

그러나 차량 개발 단계 및 차량 동역학 연구 분야에서는 이와 같은 full scale 규모의 대차동특성시험기를 이용함이 적합하다고 할 수 있으나 시험설비의 과대, 다양한 시험 대차의 제작, 시험조건 설정, 그로 인한 시험비용 및 시험 시간의 과대로 인한 어려움을 겪게 된다. 따라서 full scale 규모 시험으로 인한 단점을 해결하기 위한 대안으로 축소 형태의 scale model에 대한 연구가 일본, 영국, 독일, 프랑스, 이탈리아 등 철도선진국에서는 활발히 진행되고 있다.

따라서 본 논문에서는 축소형 대차 동특성시험기 개발에 선행하여 1/5 scale 규모의 대차 동특성시험기 축소 모델에 대한 연구를 수행하였다. 이를 위하여 대차 주행시험대상에서의 윤축, 대차의 동역학적 거동 특성을 해석하였으며, 축소 모델 구현에 따른 대차 파라미터에 대한 상사와 이에 따른 문제점에 대하여 검토하였다.

### 2. Scaling Method

대차의 치수, 질량, 스프링 특성, 재질 등과 같이 대차 파라미터에 대한 기존 상사 기법 Table 1과 같다. 상사에 따른 scaling factor는 축소 모델의 용도가 대차의 동적 거동 분석을 주 목적으로 하는가, 혹은 크립이론 검증용 목적으로 하는가에 따라 상사 기법이 상이하다고 할 수 있다.

Iwnicki는 동일 재질을 사용하고 상사의 관점을 진동수에 맞추어 다른 파라미터에 대한 scaling을 시도하였으며 Pascal은 상사의 관점을 속도에 맞추었다. Jaschinski는 가속도에 상사의 관점을 맞추어 scaling을 시도하였다. 그러나 중력가속도와 같이 인위적인 축소 기법이 적용되지 않는 파라미터가 존재 하고 이로 인한 축소모델의 연중에는 상사 기법이 적용되지 않는 현상이 발생하

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

게 된다. 상사 기법이 적용되지 않는 축소 모델의 윤축은 차륜/레일 접촉점에서의 크립 특성 상사에도 영향을 미치게 된다. 따라서 full scale 대차 모델과 scale model 대차 모델 간에는 완벽한 상사가 불가하다고 할 수 있다. 이에 대한 대안으로 Jaschinski는 재질의 물성을 변경하여 상사 기법을 적용함으로써의 full scale 대차 모델에서의 차륜/레일 접촉 특성에 대한 근사화된 상사를 시도하기도 하였다.

### 3. 대차 동특성시험기상에서의 윤축 거동

윤축이 Fig. 1과 같이 대차동특성시험기의 궤조륜상에서 접촉한다고 가정하였다. 이때 차륜/레일 접촉 조건에 비하여 상이한 점은 크리퍼지(creepage) 산출시 접촉점에서의 궤조륜의 구름반경 특성이 반영되어 식 (1)과 같이 크립력, 크립모우먼트에 궤조륜 구름반경 항이 추가됨을 알 수 있다. 또한, 궤조륜상에서 윤축의 yaw 운동에 의한 불안정 모우먼트 성분이 발생하게 되는 데 이를 decrowning moment( $M_{DC}$ )라 하며 식 (2)과 같이 표현된다.

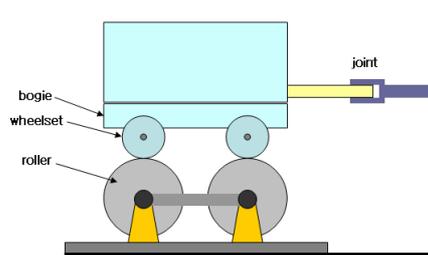


Fig. 1 Roller rig

$$F_{yi} = \frac{f_{11L}}{V}(V\psi_i - \dot{y}_i) + \frac{f_{11R}}{V}(V\psi_i - \dot{y}_i) \dots (1)$$

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

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

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

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

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

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

$$m \ddot{y}_i = F_{yi} + F_{si} \dots (2)$$

$$I \ddot{\psi}_i = M_{zi} + M_{si} + M_{DC}$$

여기에서,  $M_{DC} = \frac{Wa^2\psi_i}{r_0 + R_0}$

$V$  : 속도

$m, I$  : 윤축의 질량, mass moment of inertia

$y, \psi$  : 윤축의 좌우, 요변위

$r_0, r_L, r_R$  : 차륜반경, 접촉점에서의 차륜반경

$R_0, R_L, R_R$  : 궤조륜반경, 접촉점에서의 차륜반경

$\delta_L, \delta_R$  : 접촉점에서의 접촉각

$f_{11}, f_{12}, f_{22}, f_{33}$  : 크립 계수

$F_{si}$  : suspension force

$M_{si}$  : suspension moment

### 4. 1/5 scale 축소 모델 해석

Fig. 1과 같이 대차 동특성시험대상에서의 대차 1량에 대한 1/5 scale의 축소 모델을 설정하여 윤축 및 대차의 거동 해석을 수행하였다. 윤축의 운동방정식은 전절에서 명시한 수식을 적용하였으며 선형 해석을 수행하였다.

차륜에 작용하는 수직하중은 차체 하중이 없는 대차와 윤축의 질량으로만 하였다. 차륜과 궤조륜에 작용하는 접촉력은 kalker의 linear creep theory를 적용하였으며 접촉점 형상은 원형으로 가정하였다. Table 2는 해석에 적용된 특성치를 나타낸다.

Fig. 2는 주행속도 42m/s인 경우의 윤축 횡변위에 대한 해석결과를 나타낸다. scaling에 따른 오차를 최소화하고 scale model의 임계속도 특성을 full scale에 근사하게 하기 위하여 scale model에서는 윤축을  $\phi^4$  scale 비율보다 작게 설정하였다. Table 3은 윤축 운동방정식을 구성하고 있는 항에 대한 scaling 오차를 계산한 표이며 Fig. 3~ Fig. 7은 각 항들에 대한 오차를 나타낸다.

Table 3에서 각 항에 대한 오차를 산출한 바와 같이  $f_{11}$ 과  $f_{33}$ 에 관련된 오차가 크게 발생하고 있으며  $f_{12}$ ,  $f_{22}$ 와 관련된 오차는 상대적으로 작게 발생하고 있음을 알 수 있다.

Table 2 Simulation parameters

parameter	description	value
$m_i$	wheelset mass(kg)	1,600
$M_b$	bogie mass(kg)	2,400
$I_i$	wheelset moment of inertia(kg m <sup>2</sup> )	550
$I_b$	bogie moment of inertia(kg m <sup>2</sup> )	2,600
$r_0$	wheel radius(m)	0.43
$R_0$	roller radius(m)	0.688
$b$	half of the primary spring(m)	1.0
$c$	half of wheel base(m)	1.05
$K_x$	longitudinal stiffness of spring(N/m)	2e6
$K_y$	lateral stiffness of spring(N/m)	1e6

Table 3 Comparison of scaling error

equation	perfect scaling	1/5 scaling	error
$f_{11}(V\psi_i - \dot{y}_i) / V$	$\phi^4$	$\phi^{2.84}$	$\phi^4 - \phi^{2.84}$
$\frac{f_{12}}{V}(-\dot{\psi}_i + \frac{V\delta_L}{r_0} - \frac{V}{R_0}(\delta_L + \frac{r_L - r_R}{2a}))$	$\phi^4$	$\phi^{3.26}$	$\phi^4 - \phi^{3.26}$
$\frac{f_{33} a}{V}(-\frac{R_L V}{R_0} + \frac{r_L V}{r_0} - a\dot{\psi}_i)$	$\phi^5$	$\phi^{3.84}$	$\phi^5 - \phi^{3.84}$
$\frac{f_{12}}{V}(V\psi_i - \dot{y}_i)$	$\phi^5$	$\phi^{4.26}$	$\phi^5 - \phi^{4.26}$
$\frac{f_{22}}{V}(-\dot{\psi}_i + \frac{V\delta_L}{r_0} - \frac{V}{R_0}(\delta_L + \frac{r_L - r_R}{2a}))$	$\phi^5$	$\phi^{4.68}$	$\phi^5 - \phi^{4.68}$
$M_{DC}$	$\phi^5$	$\phi^{4.26}$	$\phi^5 - \phi^{4.26}$

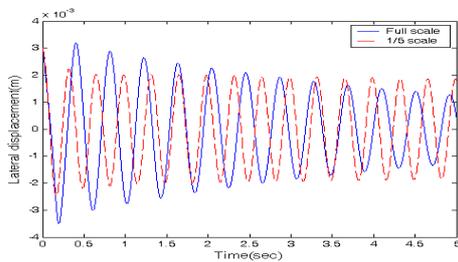


Fig. 2 Lateral displacement of wheelset

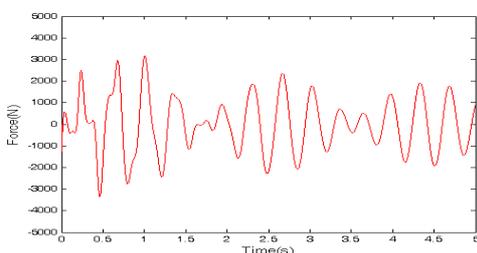


Fig. 3  $f_{11}(V\psi_i - \dot{y}_i) / V$  term error

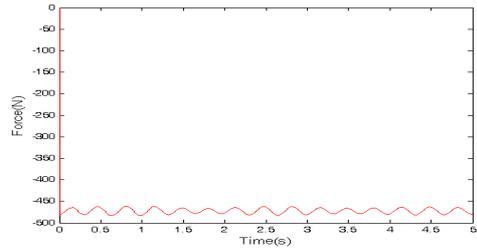


Fig. 4  $\frac{f_{12}}{V}(-\dot{\psi}_i + \frac{V\delta_L}{r_0} - \frac{V}{R_0}(\delta_L + \frac{r_L - r_R}{2a}))$  term error

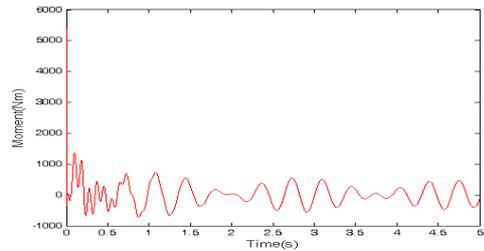


Fig. 5  $\frac{f_{33} a}{V}(-\frac{R_L V}{R_0} + \frac{r_L V}{r_0} - a\dot{\psi}_i)$  term error

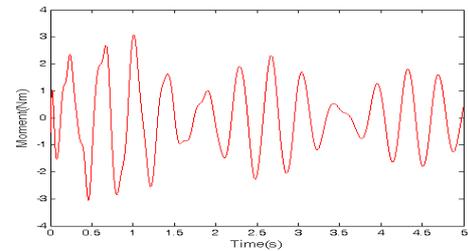


Fig. 6  $\frac{f_{12}}{V}(V\psi_i - \dot{y}_i)$  term error

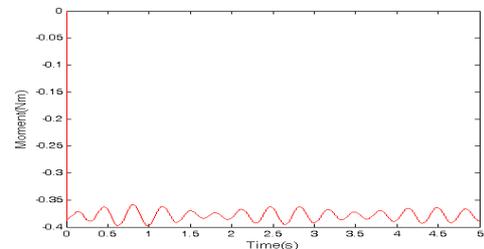


Fig. 7  $\frac{f_{22}}{V}(-\dot{\psi}_i + \frac{V\delta_L}{r_0} - \frac{V}{R_0}(\delta_L + \frac{r_L - r_R}{2a}))$  term error

### 5. 결론

축소형 대차 동특성시험기 개발에 선행하여 1/5 scale규모의 대차 동특성시험기 축소 모델에 대한 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

scaling 과정에서 인위적인 축소 기법이 적용되지 않는 파라미터가 존재하고 이로 인하여 축소 모델의 운동방정식에는 크립계수와 관련된 오차가 존재한다. 오차를 최소화하기 위해서는 제어 가능한 파라미터 항목을 선정하고 scaling함으로써 full scale model과의 상사를 최적화하는 연구가 필요하다. 이에 대한 부분에 대해서는 추후 축소형 대차 동특성시험기 개발을 통한 다양한 상사 모델에 대한 실험적 연구가 지속되어야 할 것으로 사료된다.

### 참고문헌

1. P.D. Allen, S.D. Iwnicki, "The critical speed of a railway vehicle on a roller rig", Proc Instn Mech Engrs, Vol.215 Part F1.
2. H.M. Hur, "A Study on the Characteristics of the Wheel/Roller Contact Geometry", J. of KSR, Vol.9, No.5, 2006