

# 틸팅 차량 모의장치개발을 위한 단순화된 철도차량 모델링

김정석<sup>†</sup> · 송용수\* · 한성호\*

## A Simplified Dynamic Model for a Tilting Train Simulator

Jung-Seok Kim Young-Soo Song and Seong-Ho Han

**Key Words:** Tilting Train(틸팅 열차), Simulator(모의장치), Dynamics of railway(철도 차량 동역학), Realtime(실시간), 17DOF(17자유도)

### Abstract

This paper presents a simplified dynamics of railway vehicle for a tilting train simulator. The tilting train simulator has 6 electric-driven actuators and a visualization system with 1600mm-diameter dome screen. The each system shares the data by ethernet. In order to analyze the dynamics of railway vehicle and transfer the results of the analysis to the other system of the tilting train simulator in realtime base, We assumed the tilting train as a simplified rigid body model with primary and secondary suspensions. The simplified vehicle model has a 17-DOF. Through the running analysis on the tight curve with various radius, we verified the simplified vehicle model.

### 1. 서론

틸팅이란 차량이 곡선부를 주행할 때 차체를 곡선의 내측으로 기울이게 하여 곡선부 주행시 발생하는 원심가속도의 횡방향 성분을 중력가속도의 횡방향 성분으로 감쇄시켜 승객이 느끼는 횡가속도를 저감시키는 기술이다. 철도차량에 이와 같은 틸팅기술을 적용하면 승차감의 향상뿐만 아니라 곡선부 통과속도를 증가시킬 수 있다. 이에 따라 운행시간 단축, 곡선부 통과시 가감속 빈도의 감소를 통해 에너지 소비를 줄일 수 있게 된다. 이러한 틸팅 기술은 유럽과 일본 등 철도 선진국들에서는 자체기술을 확보하고 있지만 국내에는 아직 독자기술을 확보하지 못하고 있다.

현재 한국철도기술연구원에서는 철도기술연구개발사업의 일환으로 한국형 180km/h급 고속 틸팅 열차를 독자개발 하고 있다. Fig. 1은 현재 개발중인 틸팅 열차의 개념설계된 차체의 전두부 형상이다.



Fig. 1 Mockup of tilting train.

<sup>†</sup> 책임저자, 정회원, 한국철도기술연구원, 기존철도기술개발사업단  
E-mail : jskim@krri.re.kr  
TEL : (031)460-5663 FAX : (031)460-5699

\* 한국철도기술연구원, 기존철도기술개발사업단

또한 차량 제작 이전에 틸팅 시스템에 대한 신뢰성 및 핵심 데이터를 확보하기 위해 6축을 갖는 틸팅 차량 모의장치를 개발 중이다.

## 2. 틸팅차량 모의장치

### 2.1 틸팅 차량 모의장치의 목적

이러한 틸팅 차량 모의장치의 목적은 첫 번째로 실제 틸팅차량의 개발이전에 다양한 운행조건 하에서 틸팅 대차에 장착될 차체 틸팅 시스템 및 독자개발중인 틸팅 제어알고리즘의 성능을 평가하는 것이다. 두 번째로 타 시스템과의 인터페이스 평가 및 틸팅 각속도에 따른 승차감을 평가하는 것이다. 본 연구에서는 틸팅 차량 모의장치를 구동하기 위해 요구되는 철도차량의 동역학 모델을 개발하는 것이다. 본 연구에서 개발중인 틸팅 차량 모의장치의 개념도는 Fig. 2와 같다.

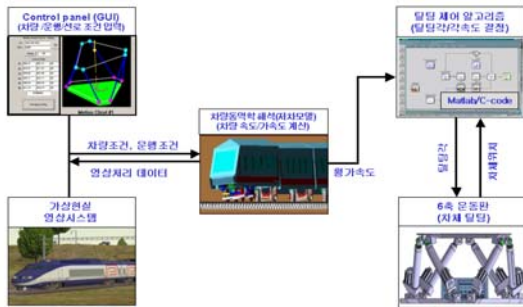


Fig. 2 Schematic diagram of the tilting simulator.

### 2.2 틸팅 차량 모의장치의 구성

본 연구에서 제작하고자하는 틸팅 차량 모의장치는 5개의 요소로 구성되어지며 그 구성요소들은 아래와 같다.

#### ① 제어판넬(GUI)

: 제어판넬은 사용자와 모의장치사이의 인터페이스를 제공하는 부분으로 시뮬레이터의 임무 제어, 차량 정보입력, 선로조건 설정, 차량운행조건 모니터링, 결과저장 등의 기능을 수행하게 된다.

#### ② 차량 동역학 해석 모듈

: 운동판의 구동과 영상시스템에서 차량의 운동을 실시간(real time)으로 구현하기 위해서는 차량의 동적인 정보 즉 변위, 속도, 가속도 등의 정보가 필요하다. 이러한 차량의 동특성은 차량의 동역학 해석을 통해서 계산하게 된다.

#### ③ 틸팅 제어부

: 틸팅 제어부에서는 차량 동역학 해석을 통해서 계산된 차량의 가속도 정보 및 선로조건에서 얻어진 곡선정보를 종합하여 곡선구선에서 차체의 틸팅각을 결정하는 부분이다.

#### ④ 6축 운동판

: 틸팅 시뮬레이터의 운동판은 틸팅 차량의 실제 운동을 모사하는 부분으로 차체의 롤링(Rolling), 선로 불규칙성에 의한 수직방향 고주파 미세진동(Heaving), 급가속 및 감속에 의해 전후진동(Surging) 및 피칭(Pitching), 차체의 곡선주행시 횡변위(Swaying) 등을 모사할 수 있어야 한다. 따라서 이러한 조건을 만족시킬 수 있도록 6축 운동판으로 제작하였다. Fig. 3은 본 연구에서 구현하고자 하는 운동판의 형상이고 Table 1은 운동판의 운동 및 가속도 범위이다.

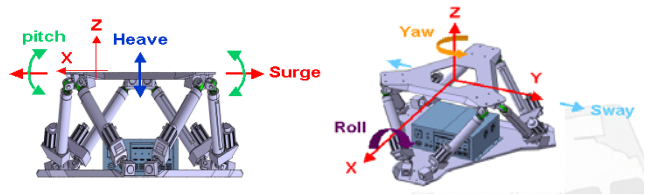


Fig. 3 6DOF motion base.

본 연구에서 구현하고자하는 운동판은 제어의 정확도와 빠른 응답특성을 고려하여 볼 스크류 형태의 전동식 액츄에이터를 적용하였다.

Table 1 Motion range of the motion platform.

	Range	Velocity	Acceleration
Pitch	±18° 이상	±30° /s이상	±300° /s <sup>2</sup> 이상
Roll	±15° 이상	±30° /s이상	±300° /s <sup>2</sup> 이상
Yaw	±18° 이상	±30° /s이상	±300° /s <sup>2</sup> 이상
Heave	±7.5cm이상	±40cm/s이상	0.5G이상
Surge	±8cm이상	±40cm/s이상	0.5G이상
Sway	±8cm이상	±40cm/s이상	0.5G이상

#### ⑤ 가상현실 영상 시스템

: 가상현실 영상 시스템은 운동판의 운동과 조합하여 탑승자에게 실제감과 몰입감을 제공하는

기 위해 Fig. 4와 같은 돔 스크린 투사방식을 채용할 것이다. 돔 스크린의 직경은 1600mm이고 반구형상을 좌우 180도, 상하 135도 까지 시야를 확보할 수 있다. 3차원 그래픽 이미지의 구현은 OpenGL 라이브러리를 이용하고 1인칭과 3인칭 뷰를 제공하도록 구현된다.



Fig. 4 Dome screen of the tilting simulator.

### 3. 단순화된 철도차량 운동방정식

#### 3.1 철도차량 모델링

본 연구에서 개발중인 틸팅 차량 모의장치에서는 6축 운동판, 영상시스템 및 모니터링 시스템이 실시간으로 차량의 위치, 속도 및 가속도등의 정보를 공유해야 된다. 따라서 실제 차량과 동일한 철도차량모델을 이용할 경우 이러한 실시간 구동에 한계가 있다. 따라서 본 연구에서는 틸팅 차량 모의장치의 구동을 위해 차량을 17자유도로 단순화하여 차량동역학 모델을 구성하였다. 그리고 본 연구에서는 철도차량이 곡선부를 통과할 때의 횡가속도, 차체 틸팅에 따른 횡가속도의 감소 및 1차 및 2차 현수장치의 특성치 변화에 따른 승차감 평가를 하는 것이 목적이므로 휠과 레일과의 접촉에 의한 크립(creep)의 영향은 고려하지 않았다.

Fig. 5는 본 연구에서 구성한 단순화된 철도차량의 모델링을 나타낸 것이다.

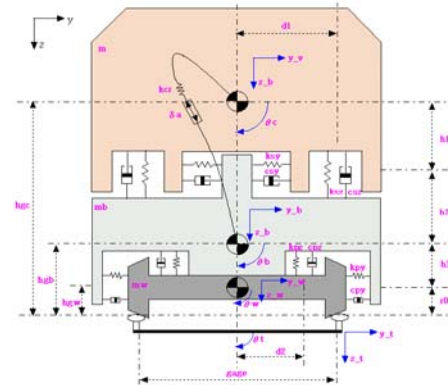


Fig.5(a) Dynamic modeling of the tilting train (Sectional view).

#### 3.2 운동방정식

Fig. 5에서 구성된 철도차량모델을 기반으로 한 차량의 운동방정식은 아래와 같다.

차체의 롤, 요 및 횡방향 운동에 대한 운동방정식은 식(1) - (3)과 같다.

$$M_{cx} = I_{cx} \ddot{\phi}_c = -M_{cr} + h_1 \sum_{i=1}^2 F_{syi} + d_1(F_{sz1} - F_{sz2}) - m_c g \{ y_c - (\frac{y_{E1} + y_{E2}}{2}) + h_1(\phi_c + \phi_{sc}) \} - I_{cx} \ddot{\theta}_{sc} \quad (1)$$

$$M_{cz} = I_{cz} \ddot{\psi}_c = l_{cb}(F_{sy1} - F_{sy2}) + I_{cz} \{ V \frac{d}{dt} (\frac{1}{R_c}) \} \quad (2)$$

$$F_{yc} = m_c \ddot{y}_c = \sum_{i=1}^2 F_{syi} - m_c (\frac{V^2}{R_c} - g \theta_{sc} + h_{sc} \ddot{\theta}_{sc}) \quad (3)$$

대차의 롤, 요 및 횡방향 운동에 대한 운동방정식은 식(4) - (6)과 같다.

$$M_{bx1} = I_{bx} \ddot{\phi}_{b1} = M_{cr} + h_{b1} \sum_{i=1}^2 F_{pyi} + d_2 \sum_{i=1}^2 F_{pxi} - h_1 F_{sy1} + d_1 F_{sz1} - I_{bx} \ddot{\theta}_{sc1} \quad (4)$$

$$M_{bz1} = I_{bz} \ddot{\psi}_{b1} = l_{bb}(F_{py1} - F_{py2}) + d_2 \sum_{i=1}^2 F_{pxi} - I_{bz} \{ V \frac{d}{dt} (\frac{1}{R_{b1}}) + \phi_{sc1} \} \quad (5)$$

$$F_{by1} = m_b \ddot{y}_{b1} = \sum_{i=1}^2 F_{pyi} - F_{sy1} - m_b (\frac{V^2}{R_{b1}} - g \phi_{sc1} + h_{gb} \ddot{\phi}_{sc1}) \quad (6)$$

또한 1차 현수장치의 길이방향, 횡방향 및 롤방향 변위와 하중과의 관계식은 각각 Table (2) - (4)와 식(7) - (9)와 같다.

Table 2 Longitudinal displacement of primary suspensions.

Mass		대차	휠세트	Symbol
선두 대차	휠세트1	$d_2\phi_{u1} +$	$d_2\phi_{u1}$	$= S_{p,x1}$
	휠세트2	$d_2\phi_{u1} +$	$d_2\phi_{u2}$	$= S_{p,x2}$
후미 대차	휠세트3	$d_2\phi_{u3} +$	$d_2\phi_{u3}$	$= S_{p,x3}$
	휠세트4	$d_2\phi_{u3} +$	$d_2\phi_{u4}$	$= S_{p,x4}$

$$F_{p,x_i} = -2K_{fx} S_{p,x_i} - 2C_{fx} \dot{S}_{p,x_i} \quad (7)$$

Table 3 Yaw displacement of primary suspensions.

Mass		대차	휠세트	Symbol
선두 대차	휠세트1	$y_{b1} + h_{21}\phi_{b1} + l_{bu}\phi_{b1}$	$-y_{u1}$	$= S_{p,y1}$
	휠세트2	$y_{b1} + h_{21}\phi_{b1} - l_{bu}\phi_{b1}$	$-y_{u2}$	$= S_{p,y2}$
후미 대차	휠세트3	$y_{b2} + h_{22}\phi_{b2} + l_{bu}\phi_{b2}$	$-y_{u3}$	$= S_{p,y3}$
	휠세트4	$y_{b2} + h_{22}\phi_{b2} - l_{bu}\phi_{b2}$	$-y_{u4}$	$= S_{p,y4}$

$$F_{p,y_i} = -2K_{fy} S_{p,y_i} - 2C_{fy} \dot{S}_{p,y_i} \quad (8)$$

Table 4 Lateral displacement of primary suspensions.

Mass		Bogie	Wheels et	Symbol
Leading truck	Wheelset 1	$d_2\phi_{b1} + l_{bu}\theta_{b1}$	$d_2\phi_{u1}$	$S_{p,z1}$
	Wheelset 2	$d_2\phi_{b1} - l_{bu}\theta_{b1}$	$d_2\phi_{u2}$	$S_{p,z2}$
Trailing truck	Wheelset 3	$d_2\phi_{b2} + l_{bu}\theta_{b2}$	$d_2\phi_{u3}$	$S_{p,z3}$
	Wheelset 4	$d_2\phi_{b2} - l_{bu}\theta_{b2}$	$d_2\phi_{u4}$	$S_{p,z4}$

$$F_{p,z_i} = -2K_{fz} S_{p,z_i} - 2C_{fz} \dot{S}_{p,z_i} \quad (9)$$

2차 현수장치의 횡방향, 롤방향 및 요방향 변위와 하중과의 관계식은 각각 Table (5) - (7)과 식(10) - (12)와 같다.

Table 5 Lateral displacement of secondary suspensions.

Mass		차체	대차	Symbol
차체	선두 대차	$y_c + h_1\phi_c - l_{cb}\phi_c$	$-y_{b1} + h_{21}\phi_{b1}$	$= S_{s,x1}$
	후미 대차	$y_c + h_1\phi_c + l_{cb}\phi_c$	$-y_{b2} + h_{22}\phi_{b2}$	$= S_{s,x2}$

$$F_{s,x_i} = -2K_{sx} S_{s,x_i} - 2C_{sx} \dot{S}_{s,x_i} \quad (10)$$

Table 6 Roll displacement of secondary suspensions.

Mass		차체	대차	Symbol
차체	선두 대차	$d_1\phi_c + l_{cb}\theta_c$	$-d_2\phi_{b1}$	$= S_{s,y1}$
	후미 대차	$d_1\phi_c - l_{cb}\theta_c$	$-d_2\phi_{b2}$	$= S_{s,y2}$

$$F_{s,y_i} = -2K_{sy} S_{s,y_i} - 2C_{sy} \dot{S}_{s,y_i} \quad (11)$$

Table 7 Yaw displacement of secondary suspensions.

Mass		차체	대차	Symbol
차체	선두 대차	$-h_1\theta_c - h_{21}(\theta_c - \theta_{b1})$		$= S_{s,z1}$
	후미 대차	$-h_1\theta_c - h_{22}(\theta_c - \theta_{b2})$		$= S_{s,z2}$

$$F_{s,z_i} = -2K_{sz} S_{s,z_i} - 2C_{sz} \dot{S}_{s,z_i} \quad (12)$$

마지막으로 Table 8과 식(13)은 철도차량에서 차체와 대차사이의 상대변위를 구속하기 위한 anti-roll bar와 차체 틸팅을 위한 작동기의 변위와 하중과의 관계식을 나타낸 것이다.

Table 8 Actuator displacement.

Mass		차체	대차	작동기	Symbol
차체	대차	$\phi_c$	$-\frac{(\phi_{b1} + \phi_{b2})}{2}$	$-\delta_a$	$= S_{cr}$

$$M_{cr} = -K_{cr}S_{cr} \quad (13)$$

3.3 해석결과

3.2절에서 유도된 철도차량의 운동방정식에 근거하여 Fig. 8과 같은 선로조건에서 약 110km/h속도로 주행시 차체의 횡가속과 틸팅시 횡가속도의 감소를 계산하였다. Fig. 9는 차체의 횡가속도 이력을 나타낸 것이다.

틸팅을 하지 않을 경우 횡가속도는 약 2.23m/s<sup>2</sup> 이고 차체를 약 8도 틸팅했을 경우 횡가속도는 0.89m/s<sup>2</sup> 으로 감소하는 것을 알 수 있다.

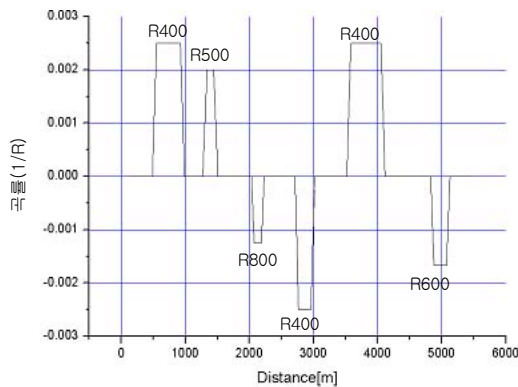


Fig.8 Radius of Curve.

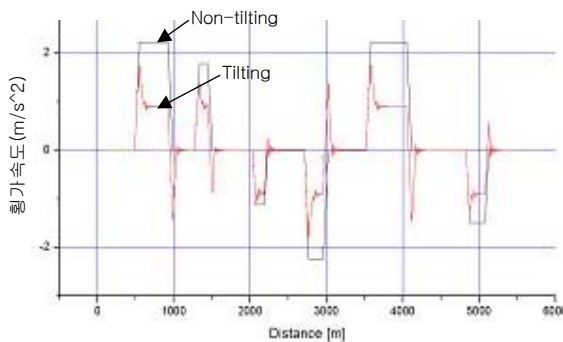


Fig. 9 Lateral acceleration of carbody.

4. 결 론

이상의 연구를 통해서 틸팅 차량 모의장치에 적용될 철도차량의 운동방정식을 유도하였다. 해석과 결과의 실시간 공유를 위해 철도차량모델을 17자유도로 단순화 하였다. 해석을 통해서 결과의 타당성을 검증할 수 있었다. 추후 레일과 휠의 접촉에 의해 발생하는 크립하중의 효과를 추가하여 보다 실제에 유사한 차량거동을 도출할 예정이다.

후 기

본 연구는 철도청의 지원으로 수행중인 철도기술연구개발사업의 일환으로 수행되었으며 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Vijay K. Grag and Rao V. Dukkipati, 1984, Dynamics of Railway Vehicle Systems, Academic Press.
- (2) B. Eickhoff, G. Scott, R. Troup and P. Annable, 1993, Vehicle Dynamics Training Course, British Rail.
- (3) J. T Pearson, R. M. Goodall, and I. Pratt, 1998, "Control System Studies of an Active Anti-Roll Bar Tilt System for Railway Vehicles," Proc Instn Mech Engrs., Vol. 212 Part F, pp. 43-60.
- (4) A. H. Wickens, 1998, "The Dynamics of Railway Vehicles-from Stephenson and Carter," Proc Instn Mech Engrs., Vol. 212 Part F, pp. 209-217.
- (5) 한국기계연구원, 1984, Development of Tilting Bogie Systems for Overspeed Train, 과학기술처.
- (6) 한국기계연구원, 2000, 자동차 기반기술 확립을 위한 6축 운전모사 시스템 개발, 과학기술처.