

## 도시형 전동차용 능동조향대차의 개념설계

## Concept Design of an Active Steering Bogie for Urban Railway Vehicles

박준혁<sup>†</sup> · 허현무<sup>\*</sup> · 고효인<sup>\*</sup> · 유원희

Joon-Hyuk Park · Hyun-Moo Hur · Hyo-In Koh · Won-Hee You

**Abstract** An active steering bogie has been theoretically proved to improve both stability and steering performance remarkably. However, It has not been commercialized yet even though many researchers have been trying to develop it because some technical difficulties still exist such as information acquisition for active control, increasing mechanical components, high energy consumption, fail-safe problem and so on. To solve those problems, an advanced active steering mechanism is proposed in this paper. With this mechanism, required control force is small enough to use direct drives. Therefore, the number of additional mechanical components can be minimized since mechanical transducers like gears are not necessary. Fail-safe function can be also inserted easily. In this paper, concept design of the proposed active steering bogie is introduced and the possibility is verified through computer simulation using linear dynamic model.

**Keywords** : Active steering, Steering bogie, Railway, Railway vehicle

**요 지** 철도차량의 주행안정성과 곡선추종성능을 동시에 획기적으로 개선하기 위한 능동조향대차의 가능성은 이론적으로는 계속적으로 검증되어 왔지만 능동제어를 위한 정보획득 문제, 부수적인 기계요소, 높은 에너지 소비, 고장에 대비한 안전기능 등과 같이 해결해야 할 기술적 난제 때문에 많은 노력에도 불구하고 아직까지 상용화되지 못하고 있다. 이러한 문제점을 해결하고자, 본 논문에서는 보다 진보된 능동조향 메커니즘을 제안하고자 한다. 본 논문의 메커니즘을 이용하면 적은 제어력만 필요하기 때문에 기어와 같은 동력전달장치가 필요 없고, 그 결과 추가되는 기계요소의 개수를 최소화 할 수 있으며 안전장치 또한 쉽게 구축이 가능하다. 본 논문에서는 제안된 능동조향대차의 개념에 관하여 소개하고 선형동적모델을 이용한 컴퓨터 모의실험을 통해 그 가능성을 검증하고자 한다.

**주요어** : 능동 조향, 조향대차, 철도, 철도차량

## 1. 서론

철도차량의 원활한 곡선추종성능을 위해 조향메커니즘을 추가하고자 하는 아이디어는 오래전부터 여러 연구가들에 의해 시도되어왔다. 현재까지도 사용되고 있는 기존의 대차 방식은 주행안정성을 확보하기 위한 고강성의 현가장치에 의해 휠셋(wheelset)의 자연스러운 조향성능이 발휘될 수 없다. 이러한 문제점을 극복하기 위하여 현재 상용화된 조향대차는 링크 등과 같은 기계요소만으로 이루어진 강제조향대

차(forced steering bogie)가 있다[1-3].

강제조향대차로 철도차량의 곡선추종성능을 어느정도 향상시켰으나 기계요소만으로 이루어진 구조적인 문제 때문에 그 성능에 한계가 있다. 따라서 최근에는 능동제어기법을 가미한 능동조향대차에 대한 관심이 고조되고 있다.

능동조향대차로는 고속철도차량을 위한 독일봄바르디사의 ‘메카트로닉 보기’가 상용화하기 위한 준비단계에 있으며 [4], 일본 도쿄대학의 ‘보기각 능동 조타 대차’ 는 가시적 연구 성과를 내고있다[5]. 능동조향대차의 개념은 1970년대에 시작되었으나 아직까지 상용화되어 활용되지 못한 이유는 능동조향대차를 개발하는데 있어 많은 기술적 난제들이 있기 때문이며, 특히 능동제어를 위한 필요정보를 획득할 수

<sup>†</sup> 책임저자 : 회원, 한국철도기술연구원, 대차연구팀

E-mail : jhpark74@krrri.re.kr

TEL : (031)460-5276 FAX : (031)460-5207

<sup>\*</sup> 한국철도기술연구원

있는 방법, 추가적인 기계요소/부품에 의한 대차내 공간 확보 문제 및 유지보수 비용의 증가, 부가적인 에너지 소비 등이 상용화하기 위한 많은 어려움을 주고 있다. 또한 무엇보다도, 오작동에 대비한 ‘Fail-safe’ 기능 확보는 상용화를 위해서는 반드시 필요한 사항이다.

본 논문에서는 이러한 문제들을 보다 쉽게 해결할 수 있는 도시전동차용 능동조향메커니즘을 제안하고 그 타당성을 검토하고자 한다. 제안된 능동조향대차는 부가적인 기계요소 부품을 줄일 수 있고, 공간확보가 용이하며 제어에너지를 최소화 시킬 수 있다. 타당성 검토를 위해서 철도차량의 선형동역학 모델을 이용한 모의실험을 통해 기존대차와 그 성능을 비교해 보도록 한다.

## 2. 도시전동차용 능동조향대차의 개념설계

### 2.1 조향을 위한 제어변수

철도차량에 있어서 조향메커니즘의 역할은 일차현가장치에 의하여 거동이 구속되어 있는 휠셋이 레일의 곡선 환경에 맞게 조향이 이루어지도록 하여 곡선구간에서 심하게 발생하는 소음 및 마모를 최소화시키는 것이다. 곡선구간에서의 소음 및 마모는 휠셋이 받는 횡압과 깊은 관련이 있으며 조향의 궁극적인 목표는 횡압감소에 있다.

곡선구간에서 휠셋에 가해지는 횡압의 주된 원인으로는 횡방향 크립피지(creepage)에 의한 횡크립력(lateral creep force)이 있다. 횡크립력은 휠셋의 공격각(angle of attack)에 의해 주로 발생한다. 곡선구간에서 공격각을 없애기 위해서는 휠셋을 곡선구간의 반경방향으로 배치시키면 가능하다. Fig. 1에서 볼 수 있는 바와 같이 휠셋의 초기위치가 ‘1’에서 ‘2’로 이동할 때 외측차륜의 이동속도가 궤간(gauge; 2a)에 의한 곡선반경의 차이만큼 내측차륜보다 더 빨라야한다. 그러나 철도차량의 휠셋은 좌우차륜의 회전속도가 같으므로 차륜의 답면구배에 의한 좌우차륜의 반경차를 이용하여 좌우차륜의 선속도를 달리해야한다. 이를 위한 조건은 식 (1)과 같다[6].

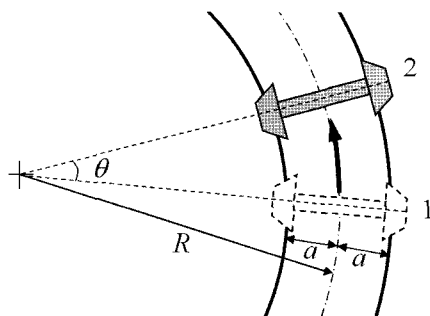


Fig. 1. Curving of a single wheelset

$$y = \frac{ar_0}{\lambda R} \tag{1}$$

여기서  $r_0$ 는 차륜의 공칭반경,  $\lambda$ 는 등가답면구배,  $R$ 은 곡선 반경,  $y$ 는 휠셋의 횡변위를 의미한다. 식 (1)에서 볼 수 있는 바와 같이 좌우차륜의 반경차를 이용하기 위해서는 휠셋의 횡방향 변위가 필요하다. 따라서 휠셋의 횡방향 변위를 제어할 수 있으면 횡압을 최소화할 수 있다.

### 2.2 조향을 위한 제어전략

휠셋의 변위는 앞서 언급한 바와 같이 일차현가장치에 의해 강하게 구속되기 때문에 휠셋을 강제적으로 반경방향으로 위치시키기 위한 방법이 필요하다. 이를 이용한 대표적인 조향대차로 ‘z-link’형 조향대차가 있다[2]. 이 방법은 전후윤축이 상호연결되어 윤축과 차체(또는 대차)와의 상대각을 링크를 통해 전달하여 두 윤축의 상대각을 두 윤축이 지나가는 곡선구간의 각도와 일치시키는 ‘래디얼 스티어링(radial steering)’ 방법이다. 이 방법은 여러 장점을 가지고 있으나 두 윤축이 서로 연결되어 있어 원심력에 대응할 수 없는 한계가 있다.

철도차량이 곡선구간을 주행 중에 받는 원심력을 상쇄시키기 위하여 레일에 캔트(cant)를 주게 된다. 만약 캔트가 원심력을 정확히 상쇄시키면 Fig. 2(a)처럼 휠셋이 놓였을 때 횡압

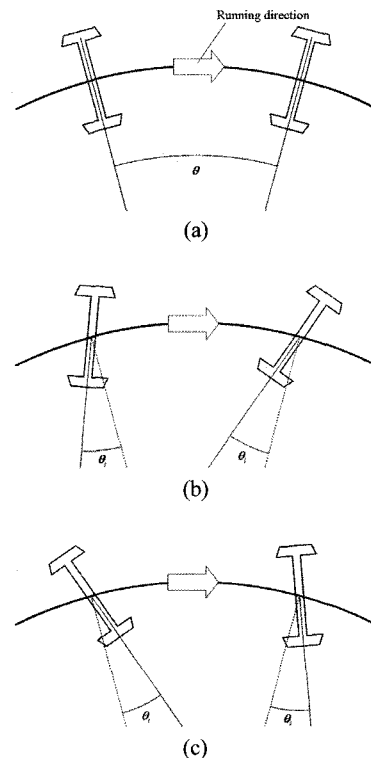


Fig. 2. Desirable wheelsets position against centrifugal force in (a)balanced cant (b) under-cant (c) over-cant

이 최소가 되며 이는 z-link 방식으로도 만족시킬 수 있다. 그러나 일반적으로는 안전성을 확보를 위해 캔트부족 상태로 설정되므로 철도차량은 원심력에 의해 외측으로 밀리게 된다. 또한 규정속도 보다 속도가 심하게 낮은 경우에는 캔트과다가 발생하여 철도차량은 내측으로 밀리게 된다. 이러한 경우에는 래디얼 스티어링 방법으로는 조향성능을 극대화할 수 없으며 플랜지 접촉을 피할 수 없다. 따라서 캔트부족 상태에서는 Fig. 2(b)와 같이 공격각을 두어 이로 인한 횡크립력으로 잔여원심력을 상쇄시켜야 하고 캔트과다 상태에서는 Fig. 2(c)와 같이 휠셋을 위치시켜야 한다. 이를 위해서는 전후윤축은 상호 연결되어서는 안되며 각각 독립적으로 그 위치가 제어되어야 한다.

윤축의 횡변위를 발생시키기 위한 방법으로는 제어력을 윤축에 횡방향으로 가하는 방법과 요(yaw)방향으로 가하는 방법이 있다. 전후윤축의 횡방향으로 제어력을 가하면 그 반력에 의해 대차도 횡방향 힘을 받게 되어 승차감이 떨어질 가능성이 있다. 그러나 요방향으로 제어력을 가하면 전후윤축으로부터 받는 대차의 반력이 서로 상쇄될 수 있으므로 제어력은 요방향으로 가하는 것이 타당하다[1].

2.1절 및 2.2절에서 언급한 조향메커니즘의 기본설계 방향을 정리하면 다음과 같다.

- (1) 휠셋의 횡변위를 제어변수로 둔다.
- (2) 전후휠셋은 각각 독립적으로 제어한다.
- (3) 제어력은 휠셋의 요방향으로 가한다.

### 2.3 능동조향대차의 구조

본 논문에서 제안하고자 하는 도시 전동차용 능동조향대차의 주요 개념은 일차현가장치와 대차프레임간에 슬라이더 장치를 구비함으로써 휠셋이 일차현가장치의 구속을 받지 않고 대차에서 미끄러질 수 있게 하여 요방향 강성을 필요시에 크게 낮추는 원리이다. Fig. 3은 이를 적용한 능동조향대차의 개념도 및 미끄럼 장치의 자세한 구조를 나타내고 있다.

Fig. 3(a)에서 볼 수 있는 바와 같이 좌우 차륜의 액슬박스(axle box)는 기존 대차와 마찬가지로 일차현가장치에 취부되어있되, 좌우 차륜 중 한쪽의 일차현가장치는 슬라이더에 부착된다. 따라서 일차현가장치에 의한 구속을 최소화 하며 윤축은 슬라이더가 없는 차륜부를 중심축으로 하여 회전이 가능하게 된다.

윤축의 요방향 강성이 기존대차에 비해 매우 작기 때문에 조향제어를 위한 에너지를 최소화할 수 있으며 Fig. 3(a)와 같이 윤축에 직접 연결되는 직접 구동방식이 사용가능하다. 그러나 요방향 강성이 작으면 주행안정성이 떨어지므로 휠셋의

슬라이딩은 속도가 낮은 곡선구간에서만 가능하도록 하여야 하고 직선구간에서는 기존대차와 마찬가지로 강하게 구속되어야 한다. 이를 위한 메커니즘은 Fig. 3(b)와 같다.

Fig. 3(b)는 Fig. 3(a)의 슬라이더 부분을 확대한 것으로, 휠셋의 슬라이딩은 그림에서 보는 바와 같이 캠(cam)과 종동부(follower)에 의해 구속된다. 또한 캠은 연결링크(connecting link)를 통해 차체와 연결되어 곡선구간에서 차체와 대차의 상대운동이 발생하게 되면 연결링크에 의해 캠이 회전하게 되고 이로 인해 종동부가 앞뒤로 벌어지게 되어 휠셋의 슬라이딩이 가능하게 된다. 종동부에 붙어 있는 스프링은 캠과 종동부를 밀착시켜 캠의 회전이 종동부로 원활하게 전달되도록 하는 역할을 하며 예기치 않은 휠셋의 슬라이딩이 발생하지 않게 한다.

또한 비상시에 휠셋이 대차에서 미끄러지지 않도록 강하게 구속시켜 주는 역할을 한다. 따라서 급가속이나 급감속시에도 종동부가 벌어지지 않도록 종동부 스프링 강성은 충분하여야 한다.

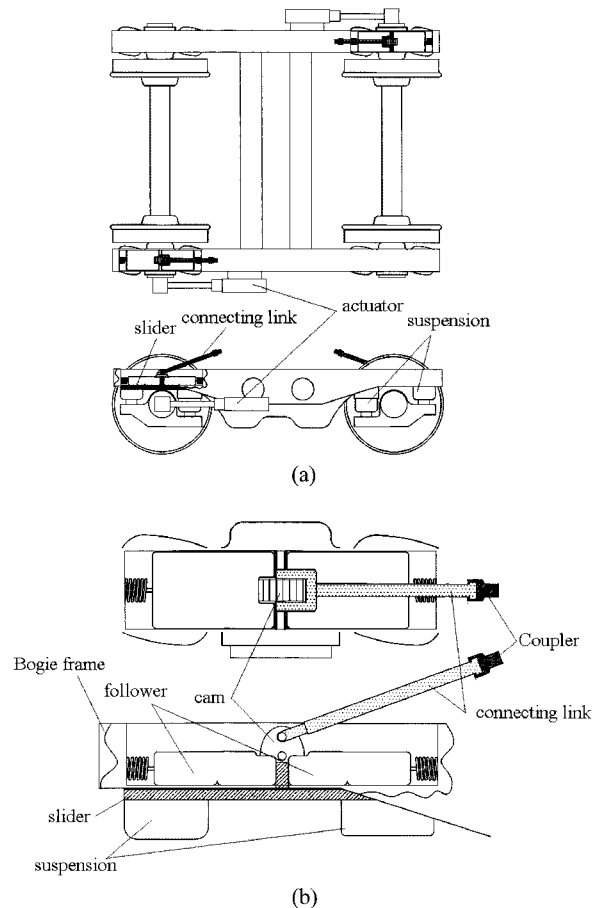


Fig. 3. Concept design of the proposed active steering bogie: (a) overall view of the bogie (b) detailed view of sliding mechanism

$$m_w \left( \ddot{y}_{wj} + g\theta_{cj} - \frac{V^2}{R_j} \right) + \frac{2f_{11}}{V} \left( 1 + r_0 \frac{\lambda}{a_j} + 2c_{py} \right) \dot{y}_{wj} + 2k_{py} y_{wj} - 2f_{11} \psi_{wj} + \frac{2f_{12}}{V} \dot{\psi}_{wj} + W_A \frac{\lambda}{a_j} y_{wj} - 2c_{py} \dot{y}_{bi} - 2k_{py} y_{bi} \mp 2c_{py} L_b \dot{\psi}_{bi} \mp 2k_{py} L_b \psi_{bi} = 0 \quad (2)$$

$$I_{wz} \ddot{\psi}_{wj} + \left( \frac{2a_j^2 f_{33}}{V} + \frac{2f_{22}}{V} + 2c_{px} L_a^2 \right) \dot{\psi}_{wj} + (2k_{px} L_a^2 - a_j W_A \lambda + 2f_{12}) \psi_{wj} + \left( I_{wy} \frac{V \lambda}{r_0 a_j} - \frac{2f_{12}}{V} - r_0 \frac{2\lambda f_{12}}{a_j V} \right) \dot{y}_{wj} + \frac{2a_j f_{33} \lambda}{r_0} y_{wj} - 2c_{px} L_a^2 \dot{\psi}_{bi} - 2k_{px} L_a^2 \psi_{bi} = T_j \quad (3)$$

$$m_b \left( \ddot{y}_{bi} + \frac{g(\theta_{cj} + \theta_{c(j+1)})}{2} - \frac{(R_j + R_{j+1}) V^2}{2R_j R_{j+1}} \right) + 2(2c_{py} + c_{sc}) \dot{y}_{bi} + 2(2k_{py} + k_{sc}) y_{bi} - 2c_{py} (\dot{y}_{wj} + \dot{y}_{w(j+1)}) - 2k_{py} (y_{wj} + y_{w(j+1)}) - 2c_{sy} \dot{y}_v - 2k_{sy} y_v \mp 2l_s (c_{sy} \dot{\psi}_v + k_{sy} \psi_v) = 0 \quad (4)$$

$$I_b \ddot{\psi}_{bi} + (2(2c_{py} L_b^2 + 2c_{px} L_a^2) + 2c_{sx} b_s^2) \dot{\psi}_{bi} + (2(2k_{py} L_b^2 + 2k_{px} L_a^2) + 2k_{sx} b_s^2) \psi_{bi} - 2c_{sx} b_s^2 \dot{\psi}_v - 2k_{sx} b_s^2 \psi_v - 2c_{py} L_b \dot{y}_{wj} - 2k_{py} L_b y_{wj} - 2c_{px} L_a^2 \dot{\psi}_{wj} - 2k_{px} L_a^2 \psi_{wj} + 2c_{py} L_b \dot{y}_{w(j+1)} + 2k_{py} L_b y_{w(j+1)} - 2c_{px} L_a^2 \dot{\psi}_{w(j+1)} - 2k_{px} L_a^2 \psi_{w(j+1)} = -T_j \quad (5)$$

$$m_v \left( \ddot{y}_v + \frac{g}{4} (\theta_{c1} + \theta_{c2} + \theta_{c3} + \theta_{c4}) - \frac{V^2}{4} \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_3} + \frac{1}{R_4} \right) \right) + 2c_{sy} (2\dot{y}_v - \dot{y}_{b1} - \dot{y}_{b2}) + 2k_{sy} (2y_v - y_{b1} - y_{b2}) = 0 \quad (6)$$

$$I_v \ddot{\psi}_v + 4l_s^2 (c_{sy} \dot{\psi}_v + k_{sy} \psi_v) + 2(2c_{sx} b_s^2 \dot{\psi}_v + 2k_{sx} b_s^2 \psi_v) - 2l_s (c_{sy} (\dot{y}_{b1} - \dot{y}_{b2}) + k_{sy} (y_{b1} - y_{b2})) - 2c_{sx} b_s^2 (\dot{\psi}_{b1} + \dot{\psi}_{b2}) - 2k_{sx} b_s^2 (\psi_{b1} + \psi_{b2}) = 0 \quad (7)$$

for,  $j = 1, 2 (i = 1); j = 3, 4 (i = 2)$

제어기 또는 액추에이터의 고장과 같은 비상사태가 발생하였을 때는 연결링크의 커플러(coupler)를 운전자가 운전실내에서 분리할 수 있도록 하여 캠과 차체가 연결되지 않도록 한다. 따라서 휠셋의 슬라이더는 중동부 스프링에 의해 강하게 구속되어 기존대차와 같이 주행이 가능하도록 구성되어 있다.

### 3. 모의실험

본 논문에서 제안한 능동조향대차의 성능 및 장단점을 분석하기 위하여 한차량 모델에 대한 모의실험을 수행하였다. 모의실험을 수행하기 위한 한차량에 대한 선형동적모델은 식 (2)~(7)과 같고, 이 때 사용된 전동차 사양은 Table 1과 같다. 동적모델링에서 사용되는 크립계수(creep coefficient)는 칼커(Kalker) 이론은 바탕으로 구한 추세식(polynomial fit)이 사용되었으며 다음과 같다[7].

$$f_{11} = (ab) Gc_{22} \quad (8)$$

$$f_{12} = (ab)^{(3/2)} Gc_{23} \quad (9)$$

$$f_{33} = (ab) Gc_{11} \quad (10)$$

여기서,

$$c_{11} = 3.2893 + \frac{0.975}{b/a} - \frac{0.012}{(b/a)^2} \quad (11)$$

$$c_{22} = 2.4014 + \frac{1.3179}{b/a} - \frac{0.02}{(b/a)^2} \quad (12)$$

$$c_{23} = 0.4147 + \frac{1.0184}{b/a} + \frac{0.0565}{(b/a)^2} - \frac{0.0013}{(b/a)^3} \quad (13)$$

식 (8)~(13)에서  $a$ 는 타원형 접촉점의 장축,  $b$ 는 단축 그리고  $G$ 는 전단계수(Shear Modulus)를 의미한다.

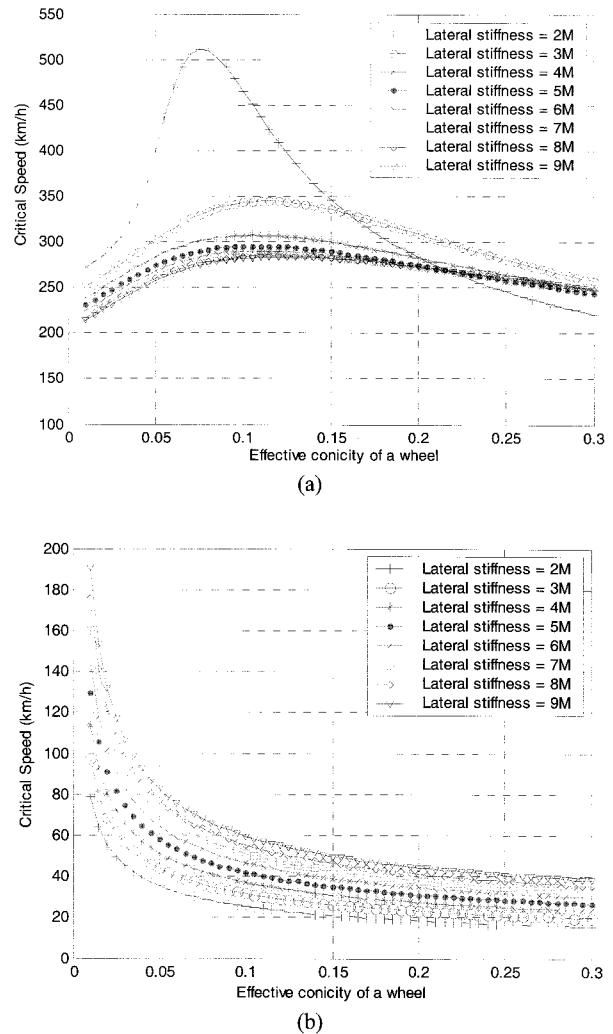
슬라이딩 구조가 차량의 주행안정성에 미치는 영향을 검토하기 위하여 우선 차량의 임계속도를 구하였다. 임계속도는 속도별로 차량의 고유치를 구하여 모든 고유치가 '0' 보다 작을 때의 최대속도로 간주한다. Fig. 4는 일차현가장치의 변화 및 차륜등가담면구배의 변화에 따른 임계속도의 변화를 도시한 것이다. Fig. 4(a)는 능동조향대차가 직선주행을 할 경우로서 기존대차의 경우와 같고, Fig. 4(b)는 곡선주행을 위하여 휠셋이 슬라이딩이 가능하도록한 경우이다. 이 때, 제어기는

**Table 1.** Specification of the urban railway vehicle for simulation

Name	Value (units)
wheelset mass ( $m_w$ )	1.6 (ton)
axle load ( $W_A$ )	8 (ton)
wheelset roll, pitch, yaw moment of inertia ( $I_{wx}, I_{wy}, I_{wz}$ )	0.55, 0.068, 0.55 (ton-m <sup>2</sup> )
bogie mass ( $m_b$ )	2.4 (ton)
bogie yaw moment of inertia ( $I_b$ )	2.6 (ton-m <sup>2</sup> )
carbody mass ( $m_c$ )	21 (ton)
nominal rolling radius of the wheel ( $r_0$ )	0.43 (m)
rail gage ( $2a$ )	1.435 (m)
wheel conicity ( $\lambda$ )	0.01 ~ 0.3
axle length ( $2L_a$ )	2 (m)
wheel base (in same bogie) ( $2L_b$ )	2.1 (m)
longitudinal stiffness of primary suspension ( $k_{px}$ )	6.6 (MN/m)
lateral stiffness of primary suspension ( $k_{py}$ )	4.4 (MN/m)
longitudinal damping coefficient of primary suspension ( $c_{px}$ )	0
lateral damping coefficient of primary suspension ( $c_{py}$ )	0
lateral stiffness of secondary suspension ( $k_{sy}$ )	0.267 (MN/m)
lateral damping coefficient of secondary suspension ( $c_{sy}$ )	0.096 (MN·s/m)
control torque for wheelset ( $T_1, T_2, T_3, T_4$ )	control force $\times 2L_a$

없다고 가정하였다.

Fig. 4(a)에서 볼 수 있듯이 직선주행할 때의 임계속도는 횡강성이 2MN/m인 경우를 제외하고는 등가차륜담면구배의 변화(0.01~0.3)에도 상관없이 250km/h 이상인 것으로 파악된다. 반면에 휠셋의 슬라이딩이 가능하게한 경우에는 Fig. 4(b)에서 알 수 있듯이 임계속도가 크게 떨어진다. 이는 휠셋의 요방향 강성이 매우 작기 때문에 발생하는 당연한 결과이다. 곡선주행에서는 능동제어를 통해 휠셋의 위치가 제어되므로 낮은 임계속도는 자연스럽게 능동제어를 통해 보상된다. 차량의 임계속도는 제어기에 의하여 불안정한 거동을 제어하기 때문에 어느정도 낮은 임계속도는 큰 문제가 되지 않을 수 있다. 그러나 제어기의 오작동에 강건하도록 하기 위해서는 비록 2.3절에서 언급한대로 차체와 캠의 연결링크를 비상시에 끊어지도록 한다하더라도 되도록이면 임계속도를 높이는 것이 바람직하다. 이는 연결링크를 분리하는 것에 실패하였을 때에도 저속으로 차량의 운행이 가능하도록하여 대차의 신뢰성을 더욱 높이는 역할을 한다. 따라서 일차원가장치의 횡강성을 기존대차의 설계보다 크게 하되, 승차감 및 고주파진동에 대한 민감도를 고려하여 횡강성을 개선하여야 한다. 본 논문에서는 전동차의 설계속도가 약 120km/h인 것을 감안



**Fig. 4.** Critical speed analysis of a proposed vehicle along: (a) a straight line and (b) a curving line

하여 최악의 경우라도 60km/h의 속도로 주행이 가능하도록 횡강성을 4.4MN/m에서 9MN/m로 증가시켰다.

본 연구에서 제안한 능동조향대차의 곡선주행성능의 타당성을 검토하기 위하여 곡선주행에 대한 모의실험을 수행하였다. 모의실험은 식(2)~(7)을 오일러(Euler) 수치적분을 이용하여 컴퓨터를 통해 계산하였다. 레일은 100m의 직선구간에 90m의 완곡구간, 196.3m의 원곡구간, 다시 90m의 완곡구간 및 100m의 직선구간으로 이루어져있는 우회전 곡선으로 가정하였으며, 원곡선의 곡선반경은 250m로 정하였다. 차량은 65km/h의 속도로 주행하도록 하였으며 캔트부족 상태로 가정하였다. 제어기는 PID 제어기를 사용하였으며 휠셋의 횡변위 및 횡방향 속도가 검측가능하다고 가정하였다. 알고리즘은 휠셋의 목표 횡변위를 달성하기 위하여 휠셋의 요 방향을 Fig. 3(a)의 액추에이터를 이용하여 제어하는 것이다.

Fig. 5는 모의실험 결과로서 궤간의 중심선(center line)을

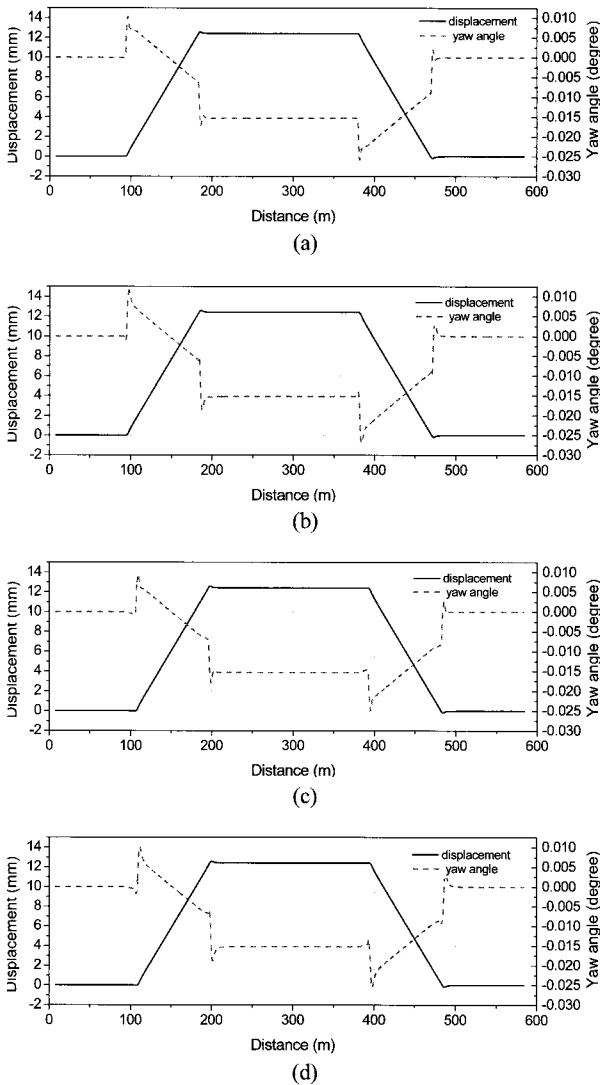


Fig. 5. Simulation results of proposed active steering bogie: (a) 1st wheelset, (b) 2nd wheelset, (c) 3rd wheelset and (d) 4th wheelset

기준으로 각 윤축 중심의 횡변위 및 요변위를 나타낸 것이다. 휠셋의 목표 횡변위는 식 (1)에 의하여 12.42mm이며 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 목표치를 잘 추종하는 것을 알 수 있다. 또한 전술한 바와 같이 캔트부족 상태이므로 원심력에 의하여 휠셋이 목표 횡변위를 벗어나는 것을 막기 위해 제어기가 약간의 조향과다(over-steering)을 발생시킨 것을 확인할 수 있다. 따라서 모든 휠셋에서 약 0.015°의 공격각이 존재한다.

Fig. 6은 각 대차 및 차체의 횡변위와 요변위를 나타낸 것이다. 완화곡선에서는 전두대차 보다 후미대차에서 더 큰 요변위가 발생하나 원곡선에서는 두 대차 모두 접선방향으로 정렬이 되는 것을 확인할 수 있다. 차체역시 부드럽게 회전하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 7은 본 연구에서 제안한 능동조향대차의 타당성을 검

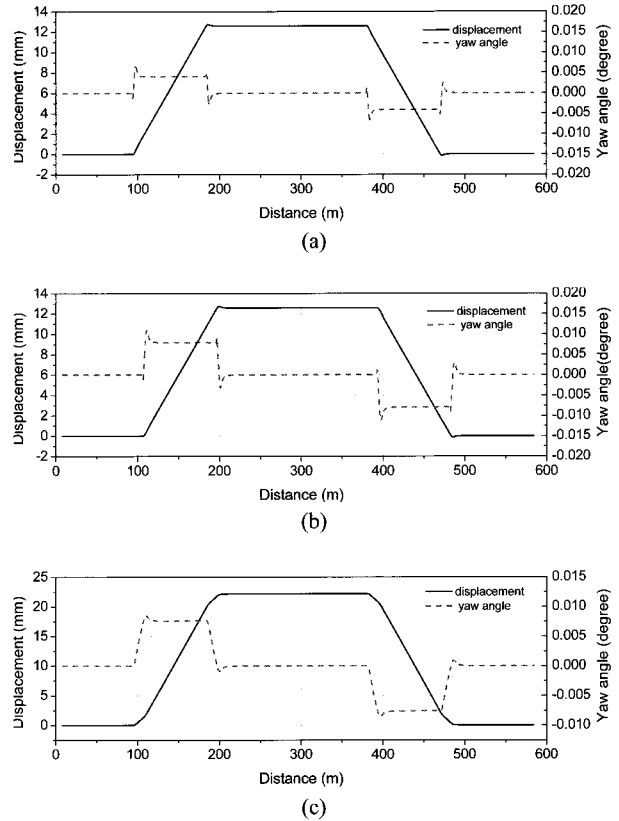


Fig. 6. Simulation results of proposed active steering bogie: (a) leading bogie, (b) trailing bogie, and (c) car body

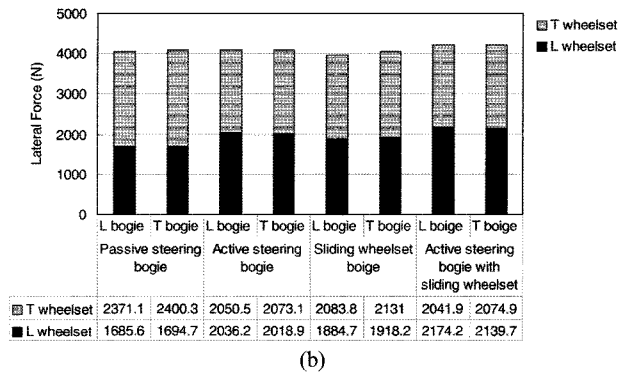
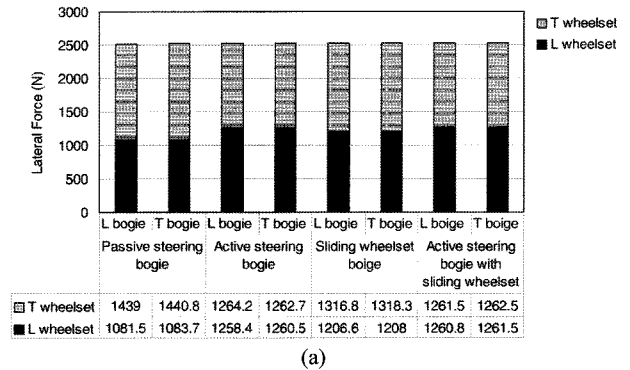


Fig. 7. Lateral force according to steering type: (a) RMS values, and (b) maximum values

토하기 위하여 기존대차와 능동조향대차가 같은 속도로 같은 곡선을 주행할 때의 횡압을 비교한 것이다. 비교대상은 기존대차(passive steering bogie), 기존대차의 강성 및 구조를 유지하되, 휠셋의 요방향을 제어한 능동조향대차(active steering bogie), 본 논문에서 제안한 대차구조이되, 능동제어를 하지 않은 대차(sliding wheelset bogie), 마지막으로 본 논문에서 제안한 능동조향대차(active steering bogie with sliding wheelset)이다. Fig. 7(a)는 횡압의 RMS 값을 비교한 것이고 Fig. 7(b)는 횡압의 최대값을 비교한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 차량이 플랜지(flange) 접촉 없이 곡선주행을 할 때에는 각 휠셋이 받는 횡압의 총합은 대차구조와 상관없이 일정한 것을 알 수 있다. 이는 주행속도와 곡선반경이 같으면 각 파트가 받는 원심력은 일정하기 때문이다. 따라서 이와 같은 경우에는 각 휠셋에 동등한 횡압을 분배하는 것이 소음 및 마모 측면에서 유리하며, 특정차륜의 과도한 마모를 없앨 수 있다.

Fig. 7(a)에서 볼 수 있듯이 전륜과 후륜의 횡압의 차이는 기존대차가 가장 크고, 그 다음에 휠셋의 슬라이딩이 가능하되 제어가 없는 대차이며, 두 종류의 능동조향대차는 거의 같은 성능을 보이는 것을 알 수 있다. 특히 기존대차와 본 연구에서 제안한 대차구조로 이루어진 대차를 비교하여 보면 두 대차 모두 능동조향이 이루어지지 않았으나 후자가 전륜, 후륜의 횡압차가 훨씬 적은 것으로 나타났다. 또한 기존대차의 경우에는 후미대차가 전륜대차 보다 횡압이 좀 더 큰 것으로 나타났다. 이는 각 휠셋의 요강성(yaw stiffness)에 따라 곡선 주행성능이 크게 좌우되는 것을 간접적으로 뜻하며 제어가 없이도 본 연구에서 제안한 대차구조를 통해 어느정도 곡선추종성능을 향상시킬 수 있음을 의미한다.

Fig. 7(b)의 횡압의 최대값을 비교한 경우도 마찬가지로 결과를 나타내고 있다. 그러나 본 연구에서 제안한 능동조향대차의 경우, 횡압의 최대값이 다른 대차에 비하여 약간 더 높게 나타났는데, 이는 약간의 오버슈트(overshoot)에 의한 것으로 제어이득의 세밀한 조정에 의해 개선시킬 수 있다.

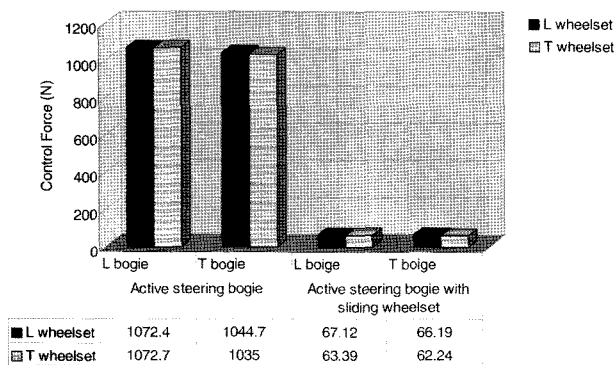


Fig. 8. RMS values of control force according to steering type

Fig. 8은 본 논문에서 제안한 능동조향대차와 일반적인 능동조향대차가 조향제어를 위해 필요한 제어력(control force)의 RMS 값을 비교한 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 본 논문에서 제안한 능동조향대차는 곡선구간에서 요강성이 작기 때문에 작은 제어력으로도 능동조향이 가능하다. 따라서 본 논문에서 제안한 능동조향대차는 직접구동방식의 액추에이터 사용이 가능하며 따라서 부수적인 기계요소가 필요치 않으므로 에너지 소비를 줄일 수 있고 대차의 공간 활용이 용이하다. 또한 기존 능동조향대차 방식에 비해 대차 중량을 최소화할 수 있는 장점이 있다.

#### 4. 결론

철도차량에 곡선추종성능을 높이기 위하여 능동조향기술을 도입하고자 하는 아이디어는 오래전부터 제시되어 왔지만 여러 기술적인 난제가 있어 현재까지는 상용화되지 못하고 있는 실정이다. 본 연구에서는 이러한 기술적 난제를 해결하기 위한 방안으로 신개념의 능동조향대차를 제안하고 선형동적모델을 이용한 모의실험을 통해 그 타당성을 검토하였다. 본 연구에서 제안하는 능동조향대차는 다음과 같은 장점을 가진다.

- (1) 직선구간에서는 기존대차와 같은 구조를 가지고 있어 별도의 제어 없이 기존의 주행안정성 유지가 가능하다.
- (2) 곡선구간에서는 윤축의 요강성을 크게 낮출 수 있어 매우 적은 힘으로 능동조향제어가 가능하다.
- (3) 'fail-safe' 기능을 구축하기 용이하다.
- (4) 직접구동 방식의 액추에이터 사용이 가능하여 대차내 공간 활용이 용이하다.
- (5) 에너지 소비가 적다.

#### 참고 문헌

1. Mei, T. X., Goodall, R. M. (2003), "Recent Development in Active Steering of Railway Vehicles," Vehicle System Dynamics, Vol.39, No.6, pp.415-436.
2. Suga, T. (2001), Japanese Railway Technology Today, East Japan Railway Culture Foundation, pp.19-34.
3. Smith, R. E. (2003), "Performance Testing of the Resco Steered Frame Freight Car Truck at the AAR Test, and Comparisons with Standard and Premium Three-Piece Trucks," Resco engineering, Project Report.
4. R. Schneider, G. Himmelstein (2006), "Active Radial Steering and Stability Control with the Mechatronic Bogie," WCRR conference.

5. A. Matsumoto, *et al* (2005), "Multibody Dynamics Simulation and Experimental Evaluation for Active-Bogie-Steering Bogie," Proceedings of International Symposium on Speed-up and Service Technology for Railway and Maglev Systems, pp.103-107.

6. 박준혁, 유원희(2007), "도시형 전동차를 위한 능동조향대차시스템의 적용가능성 고찰," 한국철도학회 춘계학술대회 논문집  
7. Iwnicki, S. (2006), Handbook of Railway Vehicle Dynamics, CRC Press, pp.85-100.

(2007년 9월 17일 논문접수, 2007년 11월 21일 심사완료)