

<기술논문>

DOI:10.3795/KSME-A.2009.33.2.169

틸팅차량의 활주방지 제어시스템 해석

강철구[†] · 김호연* · 김민수** · 구병춘**

(2008년 3월 31일 접수, 2008년 9월 18일 수정, 2009년 1월 8일 심사완료)

Anti-skid Control System Analysis of a Tilting Train

Chul-Goo Kang, Ho-Yeon Kim, Min-Soo Kim and Byeong-Choon Goo

Key Words : Anti-skid (활주방지), Tilting train (틸팅차량), Brake system (제동시스템), Train dynamics (차량 동역학)

Abstract

The presence of low adhesion at the wheel-rail contact point can result in skid of train wheels, and the skid, in turn, results in flats appearing on the wheels. Thus, anti-skid control has a crucial role for safe braking and prevention from flats that could cause a disastrous train accident. This paper presents dynamic modeling of a tilting train and the brake system of the tilting train, and analyzes the anti-skid logic used in the tilting train. The validity of the analysis is demonstrated via simulation study using Simulink for skid and re-adhesion circumstances of the tilting train.

1. 서론

철도는 대량수송성, 고속성, 정확성 등으로 인하여, 21 세기의 육상 운송 수단으로서, 우리나라 뿐 아니라 전 세계적으로 많은 관심을 받아 오고 있다.⁽¹⁾ 100 여년의 철도 역사를 가진 우리나라는 수도권과 대도시의 전철망과 전국을 연결하는 국철망을 가지고 있다.⁽²⁾ 또한 21 세기를 향한 육상 교통의 선진화와 효율화를 위하여, KTX 및 한국형 고속전철 사업(HSR 350x), 기존선 고속화 실용 기술개발사업(TTX; Tilting Train eXpress; Fig. 1 참조)을 수행하고 있고, 도심에서는 경전철 사업을 계획하고 있다. 이러한 방대한 철도를 운영하고 있음에도 불구하고, 철도의 핵심기술은 아직 선진국들에 의존하고 있으며, 선진국들의 기술보호장

벽에 의하여 기술도입이 극히 어려운 실정이다.⁽³⁻⁷⁾

철도가 고속화됨에 따라 안전성과 신뢰성을 확보하기 위한 제동시스템이 중요하게 인식되고 있으나, 철도차량의 제동시스템에 대한 국내기술은 미비한 실정이다.^(8,9)

철도차량의 제동시스템은 안정성, 신뢰성, 신속성, 정확성, 경제성을 위하여, 열부하의 계산과 그에 따른 고성능의 마찰제 개발, 여러 가지 제동방식 사이의 제동력 분담, 각 제동시스템의 설계와



Fig. 1 A picture of TTX tilting train

[†] 책임저자, 회원, 건국대학교 기계공학부

E-mail : cgkang@konkuk.ac.kr

TEL : (02)447-2142 FAX : (02)447-5886

* 건국대학교 대학원 기계공학과

** 한국철도기술연구원

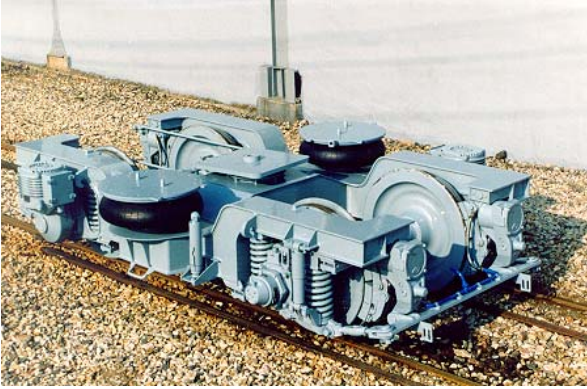


Fig. 2 Bogie picture including a brake system

해석, 제동제어 로직(응하중제어, 응속도제어, 활주방지제어 등)과 마이크로 프로세서를 이용한 일렉트로닉스의 개발 등의 첨단 과학 기술 분야의 연구개발을 필요로 한다.⁽¹⁰⁾ Fig. 2 는 철도차량의 제동시스템을 포함하고 있는 대차(bogie)의 실제 모습을 보여주고 있다. 이러한 제동시스템을 개발할 때 어려운 점은 제동시스템을 실차에 부착하여 실험 데이터를 획득하기가 어렵다는 것이다.

실차에 부착하여 실험을 수행하기 위해서는 시험선로 및 시험용 철도차량이 갖추어져야 할 뿐 아니라, 설사 갖추어진다고 할지라도 많은 위험과 비용이 따른다.⁽¹¹⁾

본 논문에서는 아직 연구가 미비한 틸팅차량⁽¹²⁾ 제동시스템의 활주방지(anti-skid) 및 재점착(re-adhesion) 로직을 해석하기 위하여, 틸팅차량의 동역학 모델을 구하고, 기존 틸팅 차량의 활주방지 및 재점착 로직을 분석하고, Simulink로 시뮬레이션 하여 해석의 타당성을 입증하고자 한다.

2 절에서는 TTX 틸팅차량의 동역학 모델을, 3 절에서는 제동시스템을 기술하고, 4 절에서는 TTX 틸팅차량의 활주방지시스템의 구성과 활주방지로직을 해석한다. 5 절에서는 해석의 타당성을 입증할 시뮬레이션 결과를 기술하고, 6 절에서 결론을 맺는다.

2. 틸팅차량 동역학 모델

본 논문에서는 제동시스템의 ASCU(anti-skid control unit)를 해석하기 위하여 틸팅차량의 2 차원 모델을 고려한다. 즉, 차량을 차체(carbody), 대차(bogie), 윤축(wheelset)의 조합으로 보고, 각각에 대한 전후운동, 상하운동 그리고 피치운동의 평면운동을 고려한다. 차량의 진행방향을 x , 지면에

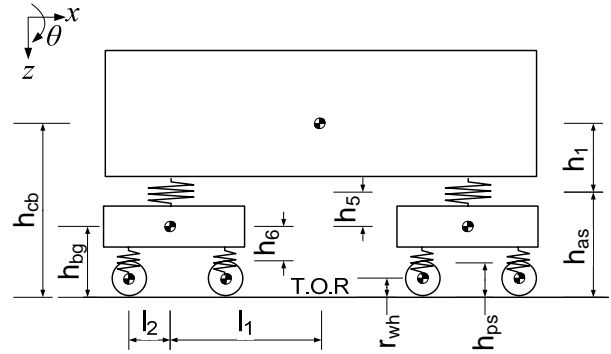


Fig. 3 Schematic model of one car of the tilting train

수직인 아래쪽 방향을 z , 그리고 피치운동을 θ 로 둔다.

차량 모델링은 차체(carbody), 2 차 현가장치(에어 스프링, 요 댐퍼, 트랙션 링크), 앞대차(front bogie), 뒤대차(rear bogie), 1 차 현가장치, 윤축(wheelset)으로 나누어 수행하였다. 각 구성요소의 파라미터와 제원은 TTX 틸팅차량을 기준으로 추출하였다.^(12, 19)

차량 제동의 가장 원천이 되는 힘은 레일과 바퀴사이의 종 크립력(longitudinal creep force)이고, 이는 전기식 제동장치 및 기계식 제동장치의 제동력으로부터 온다. 각종 동력손실을 무시할 때, 이 종 크립력과 제동토크의 차이에 의해 바퀴가 감속을 하게 되고, 따라서 차량을 제동할 수 있게 된다.^(13~15) 본 연구에서는 FASTSIM이나 CONTACT와 같은 상용프로그램을 사용하는 대신 직접 크리피지 모델을 유도하여 사용하였다. 본 논문에서 사용하고 있는 크리피지 모델에 대해서는 본 저자에게 의해 발표된 참고문헌을 참조하기 바란다.⁽¹⁶⁾

본 논문에서는 틸팅차량의 한 차량에 대해 모델링을 수행하고, 한 차량에 대한 ASCU를 해석한다. 이는 각 차량간 제동 동특성이 유사하다는데 근거를 두고 있다.^(12, 17)

Fig. 3 은 틸팅차량 1 량에 대한 모델 개략도의 정면도를 보여주고 있고, Fig. 4, Fig. 5, Fig. 6 은 각각 차체, 대차, 윤축의 자유물체도를 보여주고 있다.

이 그림에서 하첨자 cb 는 carbody, bg 는 bogie, fb 는 front bogie, rb 는 rear bogie, ws 는 wheelset, as 는 air spring, ps 는 primary suspension, yd 는 yaw damper, brk 는 brake, crp 는 creepage, L 은 left, R 은 right 을 의미한다.

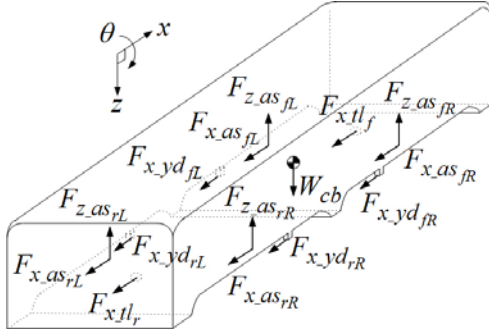


Fig. 4 Free body diagram of the carbody

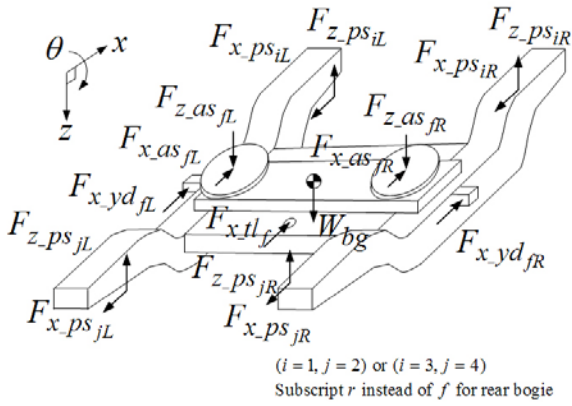


Fig. 5 Free body diagram of the bogie

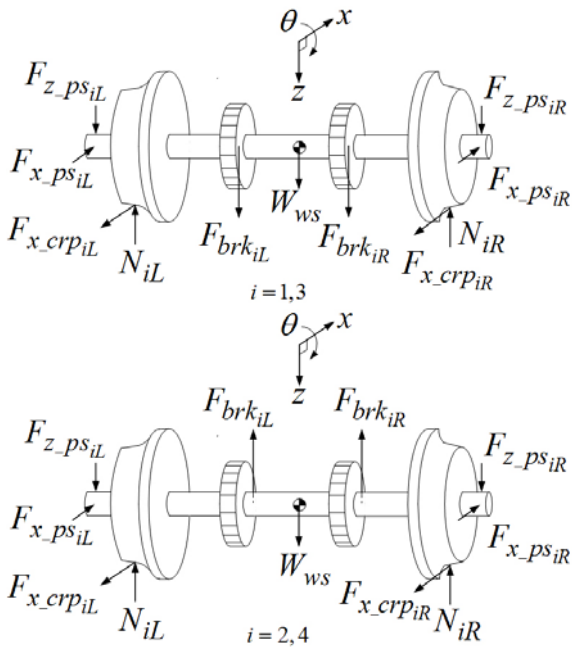


Fig. 6 Free body diagram of the wheelsets

Fig. 4로부터 차체에 대한 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다. 여기서 m 은 질량, k 는 스프링상수, c 는 점성마찰계수를 나타내고, h_i, l_i 등은 Fig. 3에 표시되어 있다.

$$m_{cb} \ddot{x}_{cb} = -2\{k_{x_{as}}(x_{cb} - x_{fb}) + c_{x_{as}}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{fb})\} \\ - 2\{k_{x_{as}}(x_{cb} - x_{rb}) + c_{x_{as}}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{rb})\} \\ - 2\{c_{x_{yd}}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{fb}) + c_{x_{yd}}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{rb})\} \\ - \{k_{x_{tl}}(x_{cb} - x_{fb}) + k_{x_{tl}}(x_{cb} - x_{rb})\}$$

$$m_{cb} \ddot{z}_{cb} = -2\{k_{z_{as}}(z_{cb} + l_1\theta_{cb} - z_{fb}) \\ + c_{z_{as}}(\dot{z}_{cb} + l_1\dot{\theta}_{cb} - \dot{z}_{fb})\} \\ - 2\{k_{z_{as}}(z_{cb} - l_1\theta_{cb} - z_{rb}) \\ + c_{z_{as}}(\dot{z}_{cb} - l_1\dot{\theta}_{cb} - \dot{z}_{rb})\} + m_{cb}g$$

$$I_{cb} \ddot{\theta}_{cb} = 2\{k_{x_{as}}(x_{cb} - x_{fb}) + c_{x_{as}}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{fb}) \\ + k_{x_{as}}(x_{cb} - x_{rb}) + c_{x_{as}}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{rb})\}h_1 \\ - 2\{k_{z_{as}}(z_{cb} + l_1\theta_{cb} - z_{fb}) + c_{z_{as}}(\dot{z}_{cb} + l_1\dot{\theta}_{cb} - \dot{z}_{fb})\}l_1 \\ + 2\{k_{z_{as}}(z_{cb} - l_1\theta_{cb} - z_{rb}) + c_{z_{as}}(\dot{z}_{cb} - l_1\dot{\theta}_{cb} - \dot{z}_{rb})\}l_1 \\ + 2\{c_{x_{yd}}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{fb}) + c_{x_{yd}}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{rb})\}h_2 \\ + \{k_{x_{tl}}(x_{cb} - x_{fb}) + k_{x_{tl}}(x_{cb} - x_{rb})\}h_3$$

Fig. 5로부터 앞대차에 대한 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$m_{bg} \ddot{x}_{fb} = 2\{k_{x_{as}}(x_{cb} - x_{fb}) + c_{x_{as}}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{fb})\} \\ + 2c_{x_{yd}}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{fb}) + k_{x_{tl}}(x_{cb} - x_{fb}) \\ - 2\{k_{x_{ps}}(x_{fb} - x_{ws1}) + c_{x_{ps}}(\dot{x}_{fb} - \dot{x}_{ws1})\} \\ - 2\{k_{x_{ps}}(x_{fb} - x_{ws2}) + c_{x_{ps}}(\dot{x}_{fb} - \dot{x}_{ws2})\}$$

$$m_{bg} \ddot{z}_{fb} = 2\{k_{z_{as}}(z_{cb} + l_1\theta_{cb} - z_{fb}) + c_{z_{as}}(\dot{z}_{cb} \\ + l_1\dot{\theta}_{cb} - \dot{z}_{fb})\} + m_{bg}g - 2\{(k_{z_{ps}}(z_{fb} + l_2\theta_{fb} \\ - z_{ws1}) + c_{z_{ps}}(\dot{z}_{fb} + l_2\dot{\theta}_{fb} - \dot{z}_{ws1})) - 2\{k_{z_{ps}}(z_{fb} \\ - l_2\theta_{fb} - z_{ws2}) + c_{z_{ps}}(\dot{z}_{fb} - l_2\dot{\theta}_{fb} - \dot{z}_{ws2})\}$$

$$I_{bg} \ddot{\theta}_{fb} = 2\{k_{x_{as}}(x_{cb} - x_{fb}) + c_{x_{as}}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{fb})\}h_5 \\ - 2\{k_{x_{ps}}(x_{fb} - x_{ws1}) + c_{x_{ps}}(\dot{x}_{fb} - \dot{x}_{ws1})\}h_6 \\ - 2\{k_{x_{ps}}(x_{fb} - x_{ws2}) + c_{x_{ps}}(\dot{x}_{fb} - \dot{x}_{ws2})\}h_6 \\ - 2\{k_{z_{ps}}(z_{fb} + l_2\theta_{fb} - z_{ws1}) + c_{z_{ps}}(\dot{z}_{fb} + l_2\dot{\theta}_{fb} \\ - \dot{z}_{ws1})\}l_2 + 2\{k_{z_{ps}}(z_{fb} - l_2\theta_{fb} - z_{ws2}) \\ + c_{z_{ps}}(\dot{z}_{fb} - l_2\dot{\theta}_{fb} - \dot{z}_{ws2})\}l_2 \\ + 2c_{x_{yd}}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{fb})h_4 + k_{x_{tl}}(x_{cb} - x_{fb})h_7$$

뒤대차에 대한 운동방정식은 하첨자 fb 대신에 rb 로, ws1 대신에 ws3, ws2 대신에 ws4 로 대체하

고, 차체의 피치운동 θ 에 의해 아래쪽으로 더 내려가는 대신 위쪽으로 들리도록 하면 된다.

Fig. 6 으로부터 첫번째 윤축에 대한 운동방정식을 다음과 같이 얻을 수 있다. 두번째, 세번째, 네번째 윤축에 대한 운동방정식은 하첨자 1 대신에 2, 3, 4 를 대체하되 두번째와 네번째 윤축의 수직 방향 운동 중 F_{brk} 의 부호를 -로 두면 된다.

$$\begin{aligned} m_{ws} \ddot{x}_{ws1} &= 2\{k_{x_ps}(x_{fb} - x_{ws1}) \\ &+ c_{x_ps}(\dot{x}_{fb} - \dot{x}_{ws1})\} - 2F_{x_crp1} \\ m_{ws} \ddot{z}_{ws1} &= 2\{k_{z_ps}(z_{fb} + l_2\theta_{fb} - z_{ws1}) \\ &+ c_{z_ps}(\dot{z}_{fb} + l_2\dot{\theta}_{fb} - \dot{z}_{ws1})\} - 2N_1 \\ &+ 2F_{brk1} + m_{ws}g \\ I_{ws} \ddot{\theta}_{ws1} &= 2r_{wh}F_{x_crp1} - 2r_{disk}F_{brk1} \end{aligned}$$

3. 틸팅차량 제동시스템

TTX 틸팅 차량시스템의 구성은 Fig. 4 와 같이 MCP-M-T-T-M-MCP의 6 량 1 편성으로 구성되는 동력 분산식 차량이다. 운전실이 있는 MCP car와 M car에는 동력원을 가진 구동대차가 조립되고, T-car에는 부수대차가 조립되어 원활한 차량의 운행을 유도한다.⁽⁷⁾

제동시스템의 구성은 차량의 기본 구성을 고려하여, 차량의 요구 제동성능을 만족시키는 범위에서, 대차와 구동장치 등 차량의 서브시스템에 가장 효율적인 구성이 되도록 되어 있다.⁽¹⁸⁾

TTX 틸팅차량 제동시스템은 크게 추진장치를 활용한 전기제동과 공기압제동(또는 공기제동, 기계식 제동)으로 구성된다. 전기제동은 추진시스템의 역방향 추진력을 제동력으로 활용하는 개념으로, 추진 모터, 인버터 컨버터를 활용하여 차량의 운동에너지를 가선으로 공급하는 회생제동 방식과 CI단의 전력을 자체 저항으로 소멸시키는 저항제동 방식이 있다.⁽¹⁹⁾ 전기제동은 기존 차량 시스템을 활용하여 작동하는 관계로 시스템 구성을 위한 추가적인 구성이 거의 필요치 않다. 반면에 공기제동 시스템은 압축공기를 이용한 기계제동방식으로 공기압축기, 제동작용장치, 전자제어장치, 제동실린더(brake cylinder; BC)를 포함한 기초제동장치로 차량 전체에 시스템이 구성된다. 차량 단위에서 제동 시스템의 구성은 Fig. 7 과 같다.

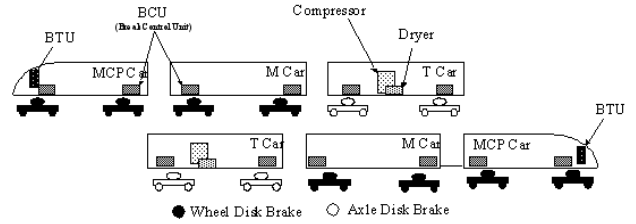


Fig. 7 Brake system configuration of the TTX tilting train

기초제동장치는 차륜디스크제동과 윤축디스크제동이 적용되고 있으며, 공간적 제약에 따라 구동대차엔 차륜디스크를, 부수대차엔 윤축디스크를 적용하고 있다.

제동작용장치와 전자제어장치는 대차제어를 위해 대차당 한 대씩 설치되며, 구원운전을 위한 BTU가 차량 양쪽 선두에 설치된다.

제동시스템은 승객의 안전에 직결되는 시스템으로 운행 중 제동시스템의 상태를 항시 스스로 감시하고 그 결과를 차상종합제어장치에 전송하는 제동감시기능 및 자기 진단 기능을 갖추고 있으며, 예상되는 고장조건에서도 승객안전을 확보 할 수 있도록 상호보완적인 구성을 하고 있다.

틸팅차량 제동시스템 구성품의 주요 특성으로 전자제어장치는 ATC (automatic train control) 및 ATO (automatic train operation) 운전엔 적합한 고응답, 고성능의 아날로그전기제동식 제동장치로 안정성을 최우선시 하고 있으며, 응속도/응하중 제어를 통해 점착력을 효율적으로 활용하고 있다. 제동지령 방식은 마이크로프로세서 연산방식을 적용하여 공주시간을 단축하고, 저크제어기능을 통해 안락한 승차감을 도모하며, 회생제동 활용을 우선시하여 전력소모의 극소화, 제동슈 마모의 최소화 할 수 있도록 하고 있다.

차량의 모든 축엔 활주감지용 스피드센서(speed sensor)가 장착되어 있다.

틸팅차량 제동의 종류로는 상용제동, 비상제동, 보완제동, 정차제동, 주차제동이 있으며, 각 제동 종류를 차량이 처한 상황에 따라 승객의 안전과 편의를 위해 작동한다.⁽²⁰⁾

상용제동은 차량이 정상적인 조건에서 가장 일반적으로 사용하는 제동 방식으로, 제동제어장치간 통신을 통해 회생제동 활용에 우선 순위를 두고, 속도가 낮아지는 시점에 전공블랜딩을 활용한 혼합제동을 적용한다. ATC/ATO 및 주간제어기 조작에 따라 제동 명령이 전달된다.

승객 변화에도 일정한 제동 감속도를 얻기 위해 응하중 제어를 적용하며, 속도에 따른 바퀴/레일 접촉력의 변화를 제동력에 반영하는 응속도 제어를 활용한다. 저크제어를 통해 제동력의 급격한 상승 하강을 차단하여 쾌적한 승차감을 제공한다.⁶⁾

비상제동은 차량의 비상시 적용하는 제동방식으로, 비상제동의 체결 조건은 ATC 비상제동지령, 마스크 비상위치, 비상제동 스위치 동작, 주공기 압력 부족, 열차 분리 및 비상제동 제어회로 이상 등과 같은 승객의 안전에 영향을 줄 수 상황이다. 비상제동의 제동 감속도는 상용제동 시보다 높은 감속도를 사용하여 급속히 차량을 정지시킨다.

보완제동은, 상용제동시스템 및 비상제동시스템과 별개의 제동시스템으로, 상용제동 시스템과 비상제동시스템이 둘 다 고장난 경우에 사용되는 시스템이다. 보완제동은 비상제동 다음에 사용하는 제동방식으로 승객의 안전을 지키는 최후의 제동 방식이라 할 수 있다.

정차제동은 차량의 정차 시, 마스크 중립상황에서 체결되는 제동으로, 구배 등의 선로 조건과 무관하게 차량의 정지 상태를 유지하고, 승객과 차량의 안전을 도모할 때 사용된다.

주차제동은 차량이 장시간 정지해 있을 때 체결되는 제동으로, 별도의 에너지 공급없이 구배가 있는 선로에서 차량이 미끄러지지 않고 안정적으로 정지해 있을 수 있도록 하는 제동이다. 틸팅차량에서는 스프링의 탄성 복원력을 활용한 주차제동이 적용된다.

틸팅차량의 제동시스템은 비 틸팅차량의 제동시스템과 크게 다르지 않다. 단지 속도의 증가에 의한 요구사양이 조금 달라진다. 일반차량과 마찬가지로 고속에서 전기식 제동을 먼저 작동시키고, 저속에서 기계식 제동을 수행하게 된다. 본 논문에서는 기계식 제동만을 고려하여 ASCU 를 해석한다.

TTX 틸팅차량 제동시스템의 주요 요구사양으로는, 주행속도 180 km/h에서 1400 m 이내의 제동거리, 비상제동 평균감속도는 1.0 m/s², 저크(jerk) 한계치는 0.7 m/s³, 그리고 독립적인 활주방지시스템을 갖출 것을 요구하고 있다. Fig. 8 은 틸팅차량의 디스크제동장치의 모습을 보여주고 있다.

4. 활주방지시스템

본 절에서는 TTX 틸팅차량의 활주방지시스템과 활주방지로직을 분석한다.



Fig. 8 A picture of disk brakes of the TTX tilting train



Fig. 9 A picture of the dump valve

4 개의 윤축 각속도는 대차의 저널에 설치되어 있는 스피드센서에 의하여 감지되며, 각 윤축의 센서는 펄스신호를 발생하고, 활주방지제어기는 활주감지 로직을 통해 각 윤축의 활주 발생여부를 조사하고, 덤프밸브의 제어를 통해 발생한 활주의 신속한 제어 복귀를 유도한다.

스피드센서는 윤축에 폴휠(pole wheel)를 장착하고, 폴휠의 폴에 유도전기식 또는 포토커플러 방식을 이용해 바퀴 속도에 비례하는 펄스 신호를 생성한다. 활주방지 시스템의 신뢰도를 높이기 위해 센서 신호 선과 공급전원을 이원화하는 방법이 사용된다.

활주방지제어기는 측정된 4 축의신호를 이용하여 활주감지, 재점착 감지, 그리고 완전재점착 감지를 수행한다. 활주방지제어기가 판단한 윤축의 상태에 따라 활주방지 덤프밸브에, 배기, 유지, 느린 회복, 회복, 정상공급의 5 가지 모드 출력을 전달한다.

활주방지 덤프밸브(dump valve)는 활주방지시스템의 작동기로 활주방지제어기에서 나오는 5 단계의 신호에 대해 급속히 반응한다. Fig. 9 는 두 개의 전자밸브, 즉, 완해밸브(release magnet valve, RV)와 유지밸브(hold magnet valve, HV), 그리고 출력포트, 입력포트 및 배기포트로 구성된 덤프밸브의 사진을 보여주고 있다. 완해밸브와 유지밸브의 상태에 따라 덤프밸브는 배기, 유지, 회복, 정상공급 등의 모드로 작동된다. 전자밸브와 덤프밸브의 상태는 아래 Table 1 과 같다.

Table 1 Operation modes of the dump valve

상태	RV	HV	설명
배기	ON	ON	BC 압 배기
유지	OFF	ON	BC 압 유지
회복	OFF	ON,OFF	BC 압 점진적 상승
정상	OFF	OFF	중계밸브 출력과 BC 압이 정상적으로 연결

덤프밸브의 활주방지제어기가 생성하는 5 단계 작동 모드 중, 배기 모드(quick release mode)는 완해밸브가 ON, 유지밸브가 ON 인 상태로, 밸브의 BC 압이 대기로 배기되는 모드이다.

유지 모드(hold mode)는 완해밸브가 OFF, 유지밸브가 ON 인 상태로, 현재의 BC 압이 유지되는 모드이다.

느린 회복 모드(slowly recovery mode)는 완해밸브가 OFF, 유지밸브가 120ms 주기의 PWM 25% 듀티비(duty ratio)로 ON, OFF 가 반복되어 생성되는 상태로, 밸브의 BC 압 유지상태와 정상공급 상태의 시간비율이 3:1 의 비율로 BC 압이 서서히 증가하는 모드이다.

회복 모드(recovery mode)는 완해밸브가 OFF, 유지밸브가 120ms 주기의 PWM 75% 듀티비로 ON, OFF 가 반복되어 생성되는 상태로, 덤프밸브의 BC 압 유지상태와 정상공급 상태의 시간비율이 1:3 의 비율로 BC 압이 빠르게 증가하는 모드이다.

정상공급 모드(normal application mode)는 완해밸브가 OFF, 유지밸브가 OFF 인 상태으로써, 중계밸브의 압력이 BC 로 전달되는 모드이다.

차량이 일정속도 이상에서 활주방지제어기의 활주 감지는 속도차 감지 방법과 가속도 감지 방법으로 관찰되며, 이 두 방법은 동시에 적용되어 어느 한 가지라도 해당되면 해당윤축은 활주로 판단된다.

속도차 감지 방법은 측정된 윤축 속도를 이용하여 가상 윤축속도($V_{nominal}$)를 생성하고, 가상 윤축 속도 대비 일정 속도차이(ΔV_a)가 나면, 해당 윤축을 활주로 판단한다. 4 윤축 중 일부가 활주이거나 활주가 아닌 경우에는 4 윤축의 최대속도를 가상윤축속도로 보고, 4 윤축 모두가 활주로 판정될 때는 활주전 감속도로 감속한다고 보고 가상윤축속도를 인위적으로 생성한다.

가속도 감지 방법은 각 바퀴의 속도를 이용하여 각 바퀴의 가속도를 연산하고, 연산된 가속도가

설정된 가속도값(α_s)를 넘고 윤축속도가 가상윤축속도와 정해진 값(ΔV_s) 이상으로 차이가 나면 활주로 간주한다.

가속도 감지에서 4 윤축 가속도 모두가 동시에 활주가 나는 경우에 대한 별도의 판단기준을 가진다. 즉, 모든 윤축의 활주는 비정상적인 신호가 일정시간(예 5 초) 이상 지속될 때로 설정한다.

활주검지 후 덤프밸브를 이용해 활주방지제어를 하여 제동력을 감소시켰을 때, 활주된 윤축은 속도를 되찾고 재점착이 된다. 이때 차단된 제동력은 신속히 복귀를 시켜 운전자가 원하는 제동거리를 확보하여야 한다. 이를 위해 활주방지제어기는 재점착이 시작되는 시점을 감지하여 제동력을 재투입하여야 하는 시점을 잡는다. 재점착 감지는 회복 각가속도가 일정 수치(α_1, α_2) 이상으로 나타나면 재점착으로 감지한다.

활주상태시 재점착 감지 신호가 발생하더라도 바퀴와 레일의 점착력은 불안한 상황이다. 따라서, 재점착 감지 신호 후 제동력을 증가시켰을 때, 다시 활주가 발생할 여지가 많은 관계로 재활주 감지 기준(α_{rs})을 기존 활주 감지 기준(α_s)보다 엄격히 설정하여 관리한다.

활주가 일어난 윤축의 속도와 기준속도와의 속도차가 설정치(ΔV_{adh}) 보다 작아진 것을 감지한다. 이러한 상태를 윤축의 완전 재점착으로 판단하고, 활주 검출 신호를 종료한다.

Fig. 10 은 위에서 분석한 활주방지제어로직을 그래프로 정리한 것으로서, 제동이 시작되고 잠시 후 한 개의 축에서 활주가 발생하는 상황을 가정한 것이다.

한 개의 축에서 활주가 발생하여 다른 윤축과 속도차가 생기게 되면 활주감지신호가 설정된다. 활주감지 신호가 설정되면, 제어기는 덤프밸브의 회복모드 명령을 생성하여 덤프밸브에 전달하고, 덤프밸브는 실린더의 BC압을 감소시켜 바퀴의 활주 상태를 완화한다. 그러면 바퀴는 가속하게 된다. 바퀴의 가속도가 일정값(α_1) 이상으로 증가하게 되면 재점착 신호가 발생하고, 이 신호는 BC압력을 서서히 회복시킨 후 재활주(re-skid)가 일어나지 않으면 완전재점착 상태로 가게 한다.

가상 윤축속도 $V_{nominal}$ 은 설정된 윤축의 최대감속도에 의해 줄어드는 속도와 실제 4 윤축의 속도로부터 계산된다. 가상 윤축속도 $V_{nominal}$ 이 결정되면, 4 윤축의 실제 속도와 $V_{nominal}$ 을 비교하여, 각 윤축별로 위의 활주방지 제어로직을 작동하게 된다.

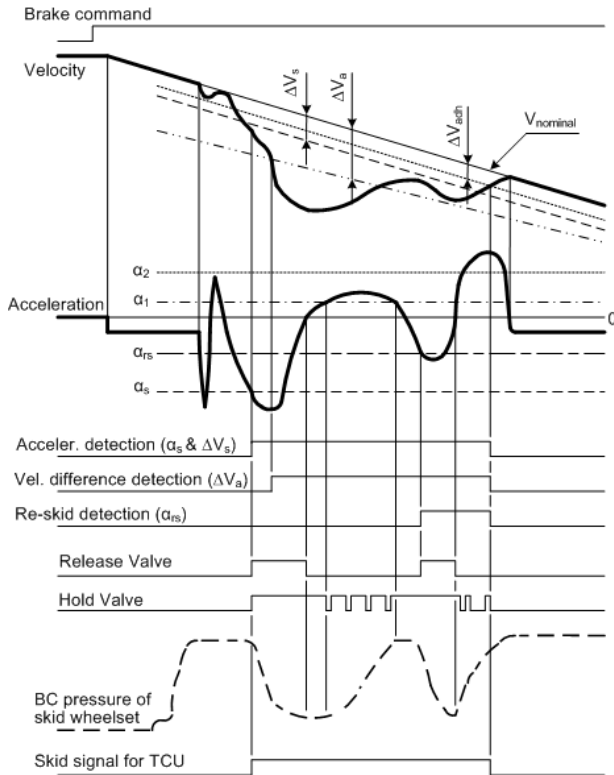


Fig. 10 Exemplary operation of the anti-skid system.

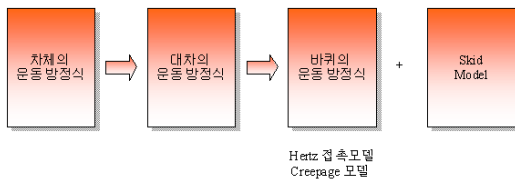


Fig. 11 Modeling procedure

5. 활주방지 시뮬레이션

2 절에서 유도한 차량의 운동방정식과, 3 절과 4 절에서 분석한 활주방지로직의 타당성을 입증하기 위하여, Simulink로 Fig. 11 의 모델링 과정을 거쳐 시뮬레이션을 수행하였다. 미분방정식 풀이는 4th order Runge-Kutta 방법(fixed step size)을 사용하였다.

본 논문에서는 차량 한량을 고려하였으며, 각 차량은 42 개의 Simulink 모듈로 구성되어 있다. 각 모듈의 입, 출력은 전역변수로 선언되어 있으며, from, goto 함수로 연결되어 있다. 한 서브시스템으로써 Fig. 12 는 진행방향으로 바퀴에 작용하는 크릴력 모델을 보여주고 있다.

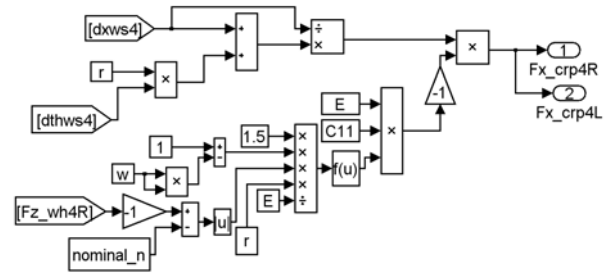


Fig. 12 Creep model at wheel/rail contact in x-direction

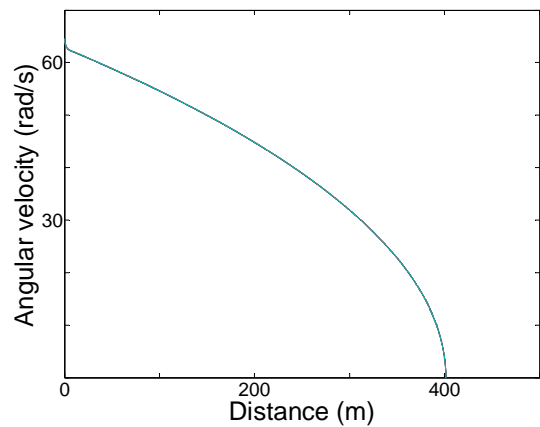


Fig. 13 Braking distance for 5.84 kN·m braking torque and 100 km/h initial speed.

시뮬레이션 모델의 검증을 위하여, 차량 1 대에 대하여 일-운동에너지 원리에 의한 소요에너지를 분석 하였다. 초기속도를 100 km/h, 운측당 제동토크를 5.84 kN·m 로 두었을 때, 차량의 대략적인 운동에너지는 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{2}Mv^2 + \frac{1}{2}I\omega^2 &= \frac{1}{2}(54,306kg)(100km/h)^2 \\ &+ \frac{1}{2}(100kg \cdot m^2)(100km/h \div 0.43m)^2 \times 4 \\ &\cong 2.18 \times 10^7 J \end{aligned}$$

같은 조건에서 시뮬레이션 모델을 이용한 제동거리 시뮬레이션 결과는 Fig. 13 과 같이 28.9 초후 정지하였다.

따라서 제동기간 동안 디스크에서 수행된 일은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} \int_0^{t_f} \tau_{brk} d\theta &= (5.84kN \cdot m) \times (\frac{1}{2} \times 64.60rad/s \times 28.9s) \times 4 \\ &\cong 2.18 \times 10^7 J \end{aligned}$$

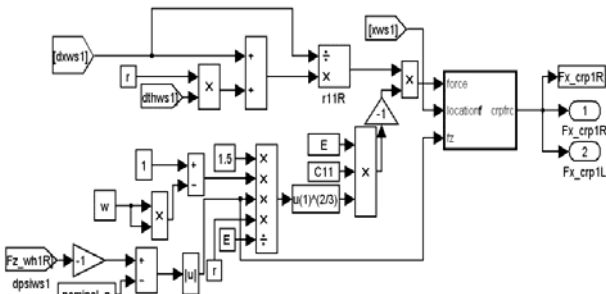


Fig. 14 Simulink subsystem generating skid

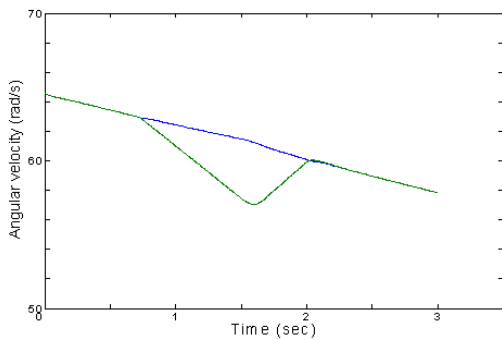


Fig. 15 Wheel velocities during skid

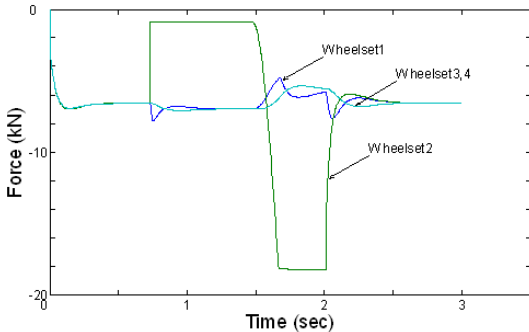


Fig. 16 Longitudinal creep forces when a skid is generated

위의 두 값을 비교해 보면 유효숫자 세자리까지는 같다는 것을 알 수 있다.

Fig. 14 는 바퀴와 레일 사이의 점착계수를 20m 에서 40m 구간 동안 0.3 에서 0.015 로 낮추어 임의로 활주 상황을 야기시키는 함수(Embedded MATLAB Function) 부분을 보여주고 있다. 40 m 가 지나 점착계수가 회복되면 미끄러짐이 사라지고 다시 정상으로 돌아오는 것을 Fig. 15 에서 볼 수 있다. Fig. 15 는 1 차량에 대해 시뮬레이션한 결과이고, 제일 앞쪽 윤축은 정상, 두 번째 윤축에서 활주, 세 번째, 네 번째 윤축은 정상인 경우에 대한 것이다.

Fig. 16 은 활주가 발생하였을 경우에 윤축의 종

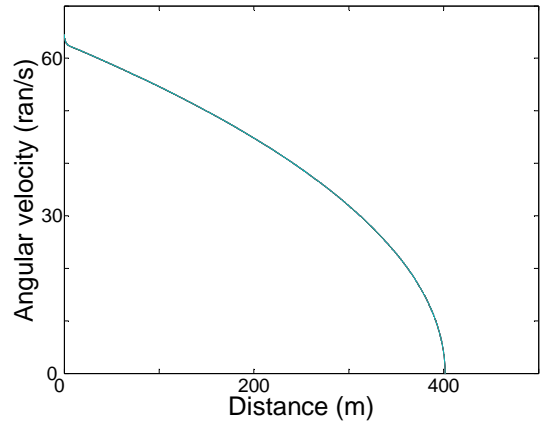


Fig. 17 Simulated wheelset velocities without skid

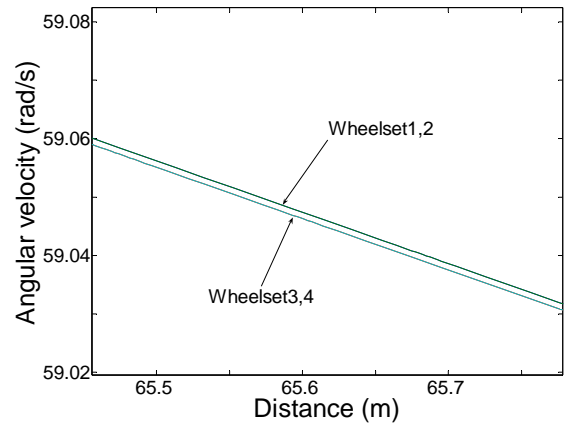


Fig. 18 Enlarged wheelset velocities without skid

크릴력의 변화를 보여주고 있다. Fig. 13 에서 활주가 일어난 두번째 윤축의 바퀴/레일 접촉부에 작용하는 종크릴력을 보면, 활주가 일어나 급격히 작아졌다가 재점착이 일어나 최대마찰력 μN 까지 증가한 다음 다시 정상적인 값으로 돌아오는 것을 볼 수 있다.

Fig. 15 에서 사용된 활주방지회직은 다음과 같다. 위에서 구현한 차량 동역학 모델을 기반으로 윤축간의 속도차가 5km/h 이상 발생 하였을 경우, 활주가 일어난 것으로 판단하고, 활주가 일어난 윤축의 제동토크를 감소시킨다. 이후 재점착이 되면 다시 제동토크를 복귀시켜 제동 과정을 계속 진행 시킨다.

초기속도가 100 km/h, 각 윤축의 제동토크가 5.84 kN·m 로 작용할 때, 활주가 일어나지 않으면 Fig. 17 과 같은 거리에 대한 제동속도를 얻을 수 있다.

위의 그래프에서 4 개의 윤축속도를 다 표현 하였지만, 거의 같은 각속도를 가지므로 각각의 윤축의 각속도를 구별하기 어렵다. 하지만 이를 확대해 보면 Fig. 18 과 같이 대차별 윤축의 각속도가 약간씩 차이가 나는 것을 볼 수 있다.

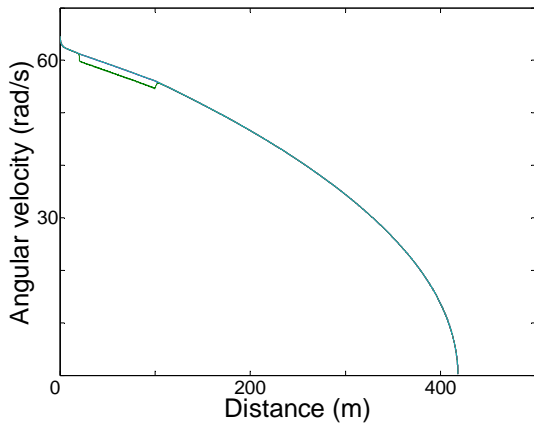


Fig. 19 Wheelset velocities with skid at the 2nd wheelset

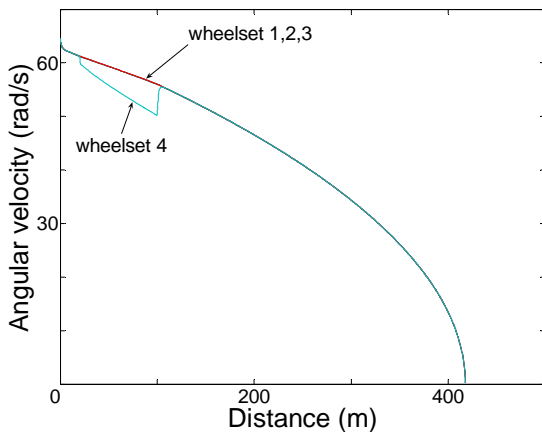


Fig. 20 Wheelset velocities with skid at the 4th wheelset (1.16 kN·m braking torque)

Fig 19 는 2 번째 윤축에 활주가 일어난 상황에서 제동토크를 292 N·m 로 낮추어 재점착되는 현상을 보여주는 그래프이다.

활주방지로직의 제동토크에 따른 현상변화를 보기 위해 제동토크를 1.16 kN·m 로 두고 시뮬레이션을 수행해 보았다. Fig. 20 에서 확인할 수 있듯이 Fig. 19 보다 더 큰 활주가 발생하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 19 와 Fig. 20 은 출발점에서 20m~100m 사이에 어떤 이유로 인해 최대 점착계수가 1/10 로 낮아진 상황에 대한 차량 1 대의 시뮬레이션을 수행한 결과이다.

6. 결론

본 논문에서는 TTX 틸팅차량의 활주방지시스템을 해석하기 위하여, 틸팅차량의 동역학 모델과 제동시스템을 기술하고, 활주방지시스템의 구성과

활주방지로직 및 크리피지힘을 분석하였다. 그 결과를 정리하면 다음과 같다.

(i) 활주방지 로직은 윤축간의 속도차와 각 윤축의 가속도를 감지하여 판정한다. 속도차 감지 방법은 가상 윤축속도($V_{nominal}$)를 생성하고, 가상 윤축속도 대비 일정 속도차이(ΔV_s)가 나면, 해당 윤축을 활주로 판단한다. 가속도 감지 방법은 각 바퀴의 속도를 이용하여 각 바퀴의 가속도를 연산하고, 연산된 가속도가 설정된 가속도값(α_s)를 넘고 윤축속도가 가상윤축 속도와 정해진 값(ΔV_s) 이상으로 차이가 나면 활주로 간주한다.

(ii) 활주발생시 종크릴력이 급격히 작아지고, 재점착시 종크릴력이 최대마찰력 μN 까지 증가하였다가 정상적인 값으로 돌아온다.

(iii) 제동토크가 클수록 활주가 크게 발생할 수 있다.

(iv) 본 논문에서 개발한 동역학 모델, 활주방지로직의 시뮬레이션 결과는 직관적으로 예측되는 거동과 일치한다.

추후 연구과제로 곡선선로 등에서 횡방향 거동을 포함한 ASCU 로직에 대해 연구할 필요가 있다.

후 기

이 연구는 한국철도기술연구원의 2008 년도 기본사업 위탁연구 지원으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Hay, W.W., 1982, *Railroad Engineering*, 2nd ed., John Wiley & Sons, Inc.
- (2) Seo, S.-B., 2006, *Railway Engineering*, BookGallery (in Korean).
- (3) Yasunobu, S., Miyamoto, S. and Ihara, H., 1983, "Fuzzy Control For Automatic Train Operation System," *IFAC Control in Transportation Systems*, pp. 33~39, Baden-Baden, Germany.
- (4) Lieh, J. and Yin, J., 1996, "Stability of a Flexible Wheelset for High Speed Rail Vehicles with Constant and Varying Parameters," *Proc. Dynamics Systems and Control*, ASME, Vol. 58, pp. 157~164.
- (5) Kwak, S.-T., 2000, *Technology Development for Brake System Engineering*, Annual Report for KHST, MOCT, MOCIE and MOST.
- (6) Kang, Chul-Goo, 2007, "Analysis of the Braking System of the Korean High-Speed Train using Real-time Simulations," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 21, No. 6., pp. 1048~1057.
- (7) Park, J.-H. and Goo, B.-C., 2007, "Dynamic Modeling of a Railway Vehicle under Braking," *J. of*

- the Korean Society of Railway*, Vol. 10, No. 4, pp. 1~7.
- (8) Korea Rolling Stock Technical Corporation, 1998, *Rolling Stock Technology (Brake System)*, Roteco.
- (9) Yujin Machinery Ltd., 2007, *Final Research Report on Practical Technology Development of Braking Systems*, Construction and Transportation R&D Report, R&D/01-Railroad Tech A01(I-9), Ministry of Construction & Transportation
- (10) Wickens, A.H., 2003, *Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics: Guidance and Stability*, Swets & Zeitlinger Publishers.
- (11) Bonnet, C.F., 2005, *Practical Railway Engineering, 2nd ed.*, Imperial College Press.
- (12) Kim, J.-S. and Kim, N.-P., 2005, "A Study on a Dynamic Modeling for the Development of the Tilting Train Simulator," *Trans. of the KSME A*, Vol. 29, No. 9, pp. 1183~1190.
- (13) Johnson, K.L., 1985, *Contact Mechanics*, Cambridge University Press.
- (14) Kalker, J.J., 1991, "Wheel-rail rolling contact theory," *Wear*, Vol. 144, pp. 243~261.
- (15) Iwnicki, Simon (ed.), 2006, *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, CRC Press.
- (16) Kang, C.-G. et al., "Simulations on creep forces acting on the wheel of a rolling stock," *Proc. ICCAS*, October 2008.
- (17) Rotem/Hyundai Heavy Industries, 2005, *Technology Development for High-speed Train Stabilization*, Annual Report, MOCT.
- (18) Kim, G.-D. et al., 2003, "Anti-Slip Control by Adhesion Effort Estimation of Railway Vehicle," *J. of the Korean Society of Railway*, Vol. 6, No. 4, pp. 257~264.
- (19) Kadowaki, S. and Ohishi, K., 2004, "Anti-skid Re-adhesion Control Using Tangential Force Estimator Based on Disturbance Observer for Electric Commuter Train," *Proc. IEEE Int. Conf. on Control Applications*, pp. 1124~1129, Taipei, Taiwan.
- (20) KRRI, 2005, *Practical Technology Development for the Tilting System*, Annual Report, MOCT.