

한국형 고속전철의 제동 특성 해석

Brake Characteristic Analysis of the Korean High-Speed Train

정재봉, 강철구*

(Jae-Boong Jung and Chul-Goo Kang)

Abstract : The brake system of a high-speed train has a crucial role for the safety of human mass transportation. However, it is hard to acquire design parameters of the brake system in the design step of the new high-speed train. In this paper, we build a HILS (Hardware In-the- Loop Simulation) system for the brake system of the Korea High-Speed Train (KHST) that is supposed to run up to 350 km/h, and analyze the characteristics of the brake system of the KHST (composed of 7 cars) via real-time simulations. In the HILS system that is built using a DSP board of dSPACE, the dynamics of the 7 car bodies and several bogies and characteristics of springs and dampers of connection devices between cars are considered separately. Simulation results show that the designed brake system of the KHST is valid and satisfies design specifications.

Keywords : brake system, high-speed train, real-time simulation HILS.

I. 서론

1999년 12월부터 시험운행을 시작한 경부고속철도는 우리나라 철도기술 발전에 새로운 전기가 되었으며, TGV로부터 도입계약에 따라 차량조립에서 운영 및 유지보수, 시스템 엔지니어링, 차세대 연구개발 등의 기술을 제공받기로 되어 있으나, 핵심기술의 이전을 기피하는 관계로 이 분야의 국내 기술 개발이 필요하다. 따라서 경부고속철도와 별개로 한국형 고속전철 개발사업이 국책사업으로 시행되고 있다[1]. 한국형 고속전철 기술개발의 최종목표는 350km/h의 고속전철 시스템을 개발하고 핵심기술을 확보하는데 있다. 주요 핵심 기술 분야 중의 하나가 제동시스템 관련분야다. 제동시스템은 고속전철의 고속성, 대량성과 더불어 가장 중요하다고 할 수 있는 안전성과 직결된다.

안전성을 위해 철도 선진국에서는 철도차량 동특성 관련 연구가 이미 오래 전부터 진행되고 있지만, 국내 비선형 해석수준은 '철도차량의 비선형 동특성 해석'이라는 개념을 잡는 초기단계에 머무르고 있다[2]. 비선형 동특성해석은 시스템의 비선형성들을 선형화하여 해석하는 방법과 비선형성을 시스템의 중요한 인자로 간주하여 해석하는 방법이 있다. 차량 전체에 대한 비선형 해석은 너무 복잡하여, 일반적으로 차량과 대차모델에 국한되어 수행되어지고 있다. 선형 동특성해석은 주로 집중질량계(lumped mass system)를 사용한 상미분방정식으로 이루어진다.

국내에서는 고속전철 제동과 관련된 연구로 최적화된 제동시스템의 구성과 사양을 결정하고 설계하기위한 연구가 진행 중이지만 아직 초보단계에 있으므로 이 분야에 대한 보다 체계적이고 적극적인 관심이 요구된다.

이남진 등[3]은 한국형 고속전철 제동시스템에 대한 실시간이 아닌 형태로 PC 상에서 시뮬레이션을 수행한 바 있으며, 황원주 등[4]은 고속전철 2량 차량에 대한 HILS (Hardware In-the- Loop Simulation) 시스템을 구축한바 있다.

본 논문에서는 황원주 등[4]이 수행한 2량 차량에 대한 HILS 시스템을 7량 차량에 대한 HILS 시스템으로 향상시킨 다음, 한국형 고속전철 시제차량의 제동시스템에 대한 실시간 시뮬레이션을 수행하여, 제동시 일어나는 각종 현상을 확인하고자 하였다.

차량모델링은 집중질량계에서 실제 차량의 동특성을 가장 잘 나타낼 수 있는 다물체 동역학 모델(multi-body dynamics)을 선형화하여 동역학을 구한 뒤에, 상태변수를 결정하고 상태방정식을 유도하여, 차량의 제동 시 일어나는 현상들을 실시간으로 확인하였다.

제동시스템의 기계적 하드웨어 대신에 dSPACE사의 DSP (Digital Signal Processing) 전용 보드[5]를 이용하여 HILS 시스템[6]을 구현한 다음, 실시간으로 시뮬레이션을 수행하였으며, 이 때 사용된 파라미터들은 고속전철의 시제차량 제원(추정치)을 적용하였다.

II. 고속전철 시제차 시스템 구성

시제차량 편성은 그림 1과 같이 동력차(power car)와 동력객차(motor car)가 각각 앞뒤로 2대 씩, 객차(trailer car)가 중간에 연속으로 3대로 구성되어 총 7대로 구성된다. 동력차에는 2대의 동력차용 동력대차(power motor bogie)가 장착되어 있고, 동력객차에는 1대의 동력객차용 동력대차(motorized trailer bogie)가 독립적으로 장착되며, 1대의 관절대차(articulated trailer bogie)를 객차와 공유한다.

열차간의 연결장치는 동력차와 동력객차, 동력객차와 객차간 연결장치가 서로 다르게 구성되어 있으며 그림 2와 같이 단순화할 수 있다.

동력차와 동력객차 간에는 2개의 버퍼(buffer)와 1개의 연결고리(coupling hook)로 연결되어 있다.

동력객차와 객차 및 객차와 객차간 연결장치로는 대차피벗(bogie pivot), 관절장치, 댐퍼, 차체와 대차의 2차 현가장치, 엔티롤바(anti-roll bar)가 있다.

대차피벗은 서포트링(supporting ring)의 하부와 대차중심의 상부에 위치하여 진행방향의 추진 및 제동력을 전달한다.

* 책임저자(Corresponding Author)

논문접수 : 2004. 1. 11., 채택확정 : 2004. 2. 5.

정재봉 : ASL (jbjung@sigma-asl.com)

강철구 : 건국대학교 기계항공공학부(cgkang@konkuk.ac.kr)

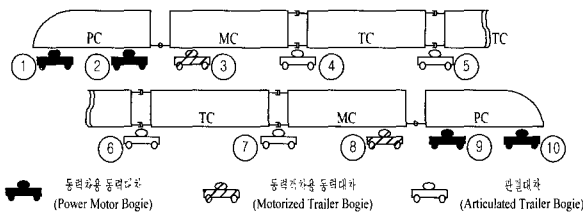


그림 1. 고속전철 시제차 편성.
Fig. 1. Formation of the Korea High-Speed Train.

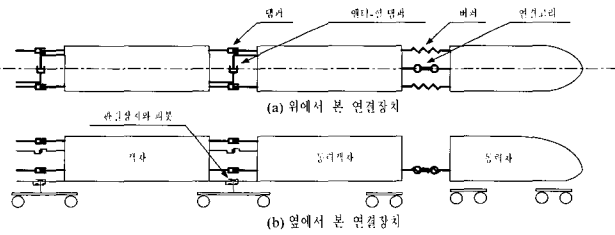


그림 2. 차량 연결장치.
Fig. 2. Connections between cars.

급속-고무로 된 완충기에 의해서 충격을 흡수하도록 되어있는 관절장치는 차량간의 견인 및 제동력을 전달하는 가장 확실한 연결장치이다.

댐퍼는 열차가 뺨과 같이 구불구불 진행할 때는 길이방향으로 4개의 차체간 연결용 댐퍼가, 차체가 좌우로 엇갈려 진행할 때는 엔타인 댐퍼가 완충작용을 담당한다.

2차 현가장치로 공기스프링이 있다. 차체와 대차 사이에서 수직하중에 대한 완충작용 및 열차가 곡선운동을 하면 비틀림작용도 하여 대차의 회전을 가능하게 한다기.

열차를 원하는 속도, 가속도로 제어하기 위해서는 적절한 제동장치가 필요하다. 이러한 제동장치는 레일과 바퀴의 마찰력을 최소화하며 최대의 효율을 갖도록 설계되어야 한다. 제동시스템은 열역학적인 측면과 동역학적인 측면을 고려하여 설계되어야 한다.

열역학적 측면에서 주행하는 열차의 속도를 줄이기 위해서는 열차의 운동에너지를 다른 형태의 에너지로 변환시켜야 한다. 담면제동, 휠디스크제동 및 디스크제동은 마찰력을 이용하여 운동에너지를 열의 형태로 공기중에서 발산시키고, 회생제동, 저항제동 및 와전류제동은 전기에너지로 변환시켜 재사용하거나 소모시킨다.

동역학적 측면에서 담면제동, 휠디스크제동 및 디스크제동에 사용하는 피스톤압력과 제동전달효율 등으로 구해지는 제동력과 주행 중에 발생하는 주행저항과 같이 열차에 작용하는 저항, 제동을 인가한 후 열차가 멈출 때까지 걸리는 시간인 제동시간과 제동시간 동안 진행한 거리인 제동거리, 그리고 차륜과 레일 간의 최대 마찰 구동력인 점착력 등이 고려되어야 한다. 점착력은 점착계수에 비례하므로, 최대제동력을 증가시키기 위해서는 점착계수를 향상시키는 것이 중요하다.

각 제동장치에 대한 작동원리와 모양은 참고문헌 [3]을 참고하기 바란다.

표 1. 대차별 제동장치 구성.

Table 1. Brake devices for each bogie.

대차이름	그림1의 차량번호	제동장치	장치수
동력차용 동력대차	1, 2, 9, 10	회생제동 저항제동 담면제동	2/대차 1/대차 1/바퀴
동력객차용 동력대차	3, 8	회생제동 저항제동 휠디스크제동	2/대차 1/대차 1/바퀴축
관절대차	4, 5, 6, 7	와전류제동 디스크제동	1/대차 3/바퀴축

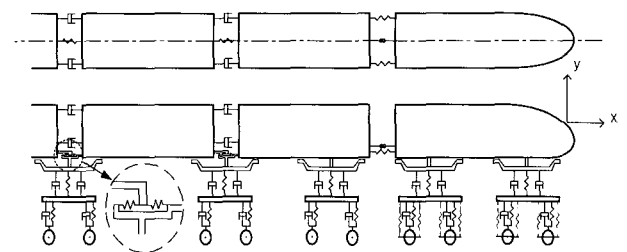


그림 3. 고속전철 동역학 모델의 개략도.

Fig. 3. Schematic model of the train dynamics.

제동점착력은 바퀴와 레일의 마찰력으로서, 이를 이용하여 추진력 또는 제동력을 얻는다. 점착력 한계를 초과하는 제동 또는 추진토크가 작용하면, 바퀴는 미끄러지고 순간점착력은 미끄럼이 없을 때 보다 감소하며, 바퀴와 레일이 손상되므로 점착한계를 초과하지 않도록 하여야 한다.

표 1은 대차별 제동장치를 정리한 것이다.

III. 고속전철 시제차 모델링

본 논문에서 고려하고 있는 고속전철 동역학 모델의 개략도는 그림 3과 같다. 진행방향(x방향)과 진행에 수직인 방향(y방향)에 대해서, 각각 스프링과 댐퍼가 포함되어 있다. 모델의 단순화를 위해 열차의 측방향(지면과 수직인 방향)과 y축을 중심으로 한 회전방향에 대한 것은 고려하지 않았다.

고속전철 모델링은 전체 차량을 세분화하여 차체와 대차 그리고, 바퀴에 대해 각각의 자유물체도를 그린 후 운동방정식을 유도하여 상태변수를 결정하고, 상태방정식을 구하는 단계를 거쳤다.

그림 4는 n번째 차체의 자유물체도를 나타낸다. 여기서, $F_{p}[n]$ 와 $F_{r}[n]$ 는 피봇에 의하여 n번째 차체에 작용하는 힘이다. $F_{a}[n]$ 는 공기에 의한 n번째 차체에 작용하는 공기저항력으로 차체의 무게중심에 작용한다고 가정하였고, 실험식을 사용하였으며 차체별로 적절하게 배분하였다. $F_{fad}[n]$ 와 $F_{fd}[n]$, $F_{nd}[n]$ 와 $F_{nd}[n]$ 는 n번째 차체와 n-1번째 차체, n번째 차체와 n+1번째 차체에 각각 연결된 댐퍼에 의하여 작용하는 힘이다. $R_{p}[n]$ 와 $R_{r}[n]$ 는 대차가 차체를 떠받치는 힘이다. h_{bl} 에서 h_{bs} 까지는 차체의 무게중심으로부터 차체에 작용하는 각각의 힘에 대한 수직거리이다. θ_b 는 차체가 차체의 무게중심을

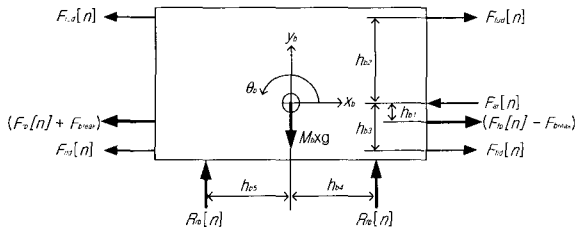


그림 4. n번째 차체의 자유물체도.
Fig. 4. Free body diagram of nth car body.

지면에 수직인 방향으로 통과하는 축을 중심으로 회전한 각도이다.

그림 4의 자유물체도로부터 n번째 차체의 운동방정식을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 M_b[n]\ddot{x}_b &= (F_{jud}[n] + F_{rid}[n]) - (F_{rud}[n] + F_{rid}[n]) - F_{ar}[n] \\
 &\quad - \{F_{break}[n] - (F_{fp}[n] - F_{rp}[n])\} \\
 M_b[n]\ddot{y}_b &= R_{fb}[n] + R_{rb}[n] - M_b[n]g \\
 I_b\ddot{\theta}_b &= h_{b1}(-F_{break}[n] + F_{fp}[n] - F_{rp}[n]) \\
 &\quad - h_{b2}(F_{jud}[n] - F_{rid}[n]) \\
 &\quad + h_{b3}(F_{jud}[n] - F_{rid}[n]) + h_{b4}R_{fb}[n] - h_{b5}R_{rb}[n]
 \end{aligned}$$

여기서, $M_b[n]$ 는 차체의 질량이며, I_b 는 차체의 관성모멘트이고, g 는 중력가속도이다. (n-1)번째, n번째, (n+1)번째 차량의 진행방향에 대한 변위를 각각 $x_b(n-1)$, $x_b(n)$, $x_b(n+1)$ 이라 하면, 다음 식이 성립한다.

$$\begin{aligned}
 F_{fp}[n] &= k_{ac}(x_b(n-1) - x_b(n)) \\
 F_{rp}[n] &= k_{ac}(x_b(n) - x_b(n+1)) \\
 F_{jud}[n] &= c_{id}(\dot{x}_b(n-1) - \dot{x}_b(n)) \\
 F_{rid}[n] &= c_{id}(\dot{x}_b(n) - \dot{x}_b(n+1)) \\
 F_{rud}[n] &= c_{id}(\dot{x}_b(n) - \dot{x}_b(n+1)) \\
 F_{rid}[n] &= c_{id}(\dot{x}_b(n) - \dot{x}_b(n+1))
 \end{aligned}$$

대차의 모델과 대차본체에 대한 자유물체도는 그림 5와 같이 나타낼 수 있다.

여기서, k_{ac} 는 관절장치(articulation cone)의 스프링상수이며, k_a 는 공기스프링상수고, c_{cc} 는 2차 현가장치의 댐퍼의 댐핑계수이다. k_{ps} 와 c_{ps} 는 1차 현가장치의 스프링상수와 댐핑계수이다.

F_{fp} 는 대차중심에 삽입되는 피벗(center pivot)에 의한 힘으로 차체에 작용하는 제동력에 대한 반력이다. 피벗은 어느 정도의 각운동을 허용하므로 피벗에 의한 모멘트는 매우 작다고 볼 수 있다. R_{s1x} 와 R_{s1y} , R_{s2x} 와 R_{s2y} 는 바퀴축이 각각 x와 y방향으로 대차프레임에 작용하는 힘이다. y_f 는 정적평형상태를 기준으로 한 대차프레임의 변위이다. θ_f 는 대차의 프레임이 대차의 무게중심을 지면에 수직인 방향으로 통과하는 축을 중심으로 회전한 각도이다.

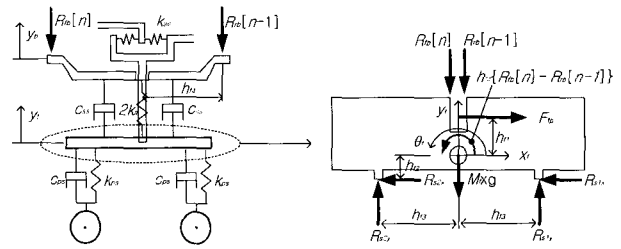


그림 5. 대차 모델과 자유물체도.
Fig. 5. Bogie model and a free body diagram.

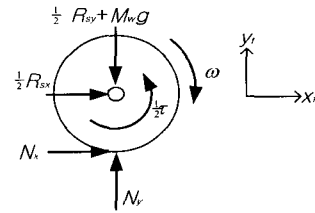


그림 6. 바퀴의 자유물체도.
Fig. 6. Free body diagram of wheels.

대차프레임의 질량을 M_f 로, 대차프레임의 관성모멘트를 I_f 로, 중력가속도를 g 라 놓으면, n번째 차량의 앞쪽 대차에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 (M_f + R_{fb}[n]/g + R_{rb}[n-1]/g)\ddot{x}_f &= F_{fp} - (R_{s1x} + R_{s2x}) \\
 (M_f + R_{fb}[n]/g + R_{rb}[n-1]/g)\ddot{y}_f &= (R_{s1y} + R_{s2y}) \\
 I_f\ddot{\theta}_f &= -h_{f1}F_{fp} - h_{f2}(R_{s1x} + R_{s2x}) \\
 &\quad + h_{f3}(R_{s1y} - R_{s2y}) \\
 &\quad + h_{f4}(R_{fb}[n] - R_{rb}[n-1])
 \end{aligned}$$

여기서

$$\begin{aligned}
 R_{s1y} &= -k_{ps}(y_f + h_{f3}\theta_f) - c_{ps}(\dot{y}_f + h_{f3}\dot{\theta}_f) \\
 R_{s2y} &= -k_{ps}(y_f - h_{f3}\theta_f) - c_{ps}(\dot{y}_f - h_{f3}\dot{\theta}_f)
 \end{aligned}$$

이다

차체가 대차에 가하는 힘은 대차 중심에 있는 공기스프링에 거의 집중되고, 공기스프링의 높이는 거의 변하지 않으므로 2차 현가장치는 충격을 흡수하면서 하중을 대차에 전달 하되, 하중에 의한 변위가 거의 없다고 볼 수 있다. 따라서, 차체를 떠받치는 힘인 $R_{fb}[n]$ 과 $R_{rb}[n-1]$ 은 각각 $M_b[n]/2$ 과 $M_b[n-1]/2$ 으로 놓을 수 있다.

그리고, 바퀴에 작용하는 제동토크에 의해서 대차에 작용하는 모멘트는 열차가 고속주행시 사용되는 회생제동과 와전류제동의 경우에는 거의 영향이 없으므로, 제동토크는 열차가 진행하는 반대 방향의 힘으로 모두 변환되는 것으로 볼 수 있고, 시뮬레이션에 사용된 프로그램에서는 θ_f 의 크기는 매우 작다고 가정하였다.

그림 6은 바퀴의 자유물체도를 보여주고 있다. 여기서, R_{sx} 와 R_{sy} 는 바퀴의 축에 작용하는 힘이며, N_x 는 바퀴와 레일 사이에 작용하는 점착력이고, N_y 는 레일의 수직반력이다. τ 는 같은 축에 연결된 바퀴 한 쌍에 작용하는 제동토크이고, ω 는 바퀴의 각속도이다.

바퀴축의 질량을 무시하고, 차량의 진행방향에 대한 대차 프레임과 바퀴의 상대운동이 없고, 바퀴가 레일에서 미끄러질 수는 있어도 떨어지지 않는다고 가정하면, 바퀴의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \left(\frac{1}{2}R_{yy} / g + M_w\right)\ddot{x}_f &= N_x + \frac{1}{2}R_{xx} \\ M_w\ddot{y}_f &= 0 = N_y - \frac{1}{2}R_{yy} - M_w g \\ I_w\dot{\omega} &= -\frac{1}{2}r - rN \end{aligned}$$

여기서, M_w 는 바퀴의 질량이며, I_w 는 바퀴의 관성모멘트이고, r 은 바퀴의 반지름, g 는 중력가속도이다.

진행방향인 x 방향에 대해 차체와 대차, 바퀴의 질량중심이 서로 상대운동이 없고, 공기스프링의 변위($y_b - y_f$)와 대차프레임의 θ_f 의 크기를 무시할 수 있다고 가정하면 상태변수의 개수를 줄일 수 있다. 즉, 상태변수를 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\begin{aligned} x_1 &= x_b & x_2 &= \dot{x}_b \\ x_3 &= y_b & x_4 &= \dot{y}_b \\ x_5 &= \theta_b & x_6 &= \dot{\theta}_b \\ x_7 &= \omega_{fb} & x_8 &= \omega_{rb} \end{aligned}$$

상태변수와 앞에서 구한 동역학식을 이용하여 7개 차량에 대한 상태방정식을 구한 다음 벡터식 형태로 표현하면 다음과 같다. 여기서 n 번째 차량은 앞뒤 차량의 영향을 받고 있음을 알 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}}_n = \mathbf{f}(\mathbf{x}_{n-1}, \mathbf{x}_n, \mathbf{x}_{n+1}, \tau_n), \quad n=1,2,\dots,7$$

여기서, $\mathbf{x}_n = [x_1, x_2, \dots, x_8]$ 은 n 번째 차량에 대한 상태벡터이고, τ_n 은 n 번째 차량에서 발생하는 제동토크를 나타낸다.

IV. 고속전철 제동 시뮬레이션

고속전철의 제동시스템은 승객의 하중에 따라 제동력을 조절하는 응하중제어와 속도에 해당하는 점착력을 최대로 활용하는 응속도제어 및 편성차량에 대해 최적상태의 제동력을 분배하는 제동블렌딩의 기능을 가지고 있다.

일반적으로 제동인가 시 고속에서는 전기제동이 우선적으로 체결되고, 공기제동은 전기제동이 부담하지 않는 제동력을 담당한다. 저속에서는 적은 제동력이 필요하므로 공기제동이 사용된다.

본 논문에서는 응속도제어를 사용하였으며, 시뮬레이션 시 사용된 제동장치의 작동 우선순위를 고속에서 저속으로 회생(→저항) → 와전류 → 디스크 → 휠디스크 → 답면제동 장치 순으로 하였다. 제동장치는 적용되는 조건에 따라서 선택적으로 사용할 수 있으나 열차의 운행조건을 정상운행으로 보고 전기제동에서 회생제동과 와전류제동만 사용하고 저항제동을 사용하지 않았다.

열차에 작용하는 총제동력은 그 속도에 해당하는 최대점착력인 한계점착력을 초과할 수 없고, 한계점착력도 450 kN을 초과할 수 없도록 하였다. 한계점착력을 구하기 위한 속도별

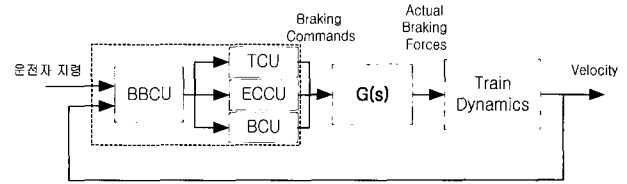


그림 7. 제동시스템 블록선도.
Fig. 7. Block diagram of the brake system.

계수의 프로파일과, 제동장치별(각 장치 1개당) 계산식은 참고문헌[8]과 [9]의 것을 사용하였다.

시스템이 적분기와 주요 페루프 극점을 갖지 않으므로 단위계단응답곡선은 s 자형의 곡선이 되고, 지연시간(delay time)과 시정수(time constant)로 표현될 수 있다. 지연시간을 L , 시정수를 T_c 라 하고 1차 시스템으로 근사화하면 전달함수로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$G(s) = \frac{Ke^{-Ls}}{T_c s + 1} \tag{1}$$

제동지령을 내린 후에 임의시간 t 에서 속도 v 에 대한 제동장치별 제동력 입력값을 $\mathbf{u}(v)$, 제동력 출력값을 $\mathbf{F}(t)$ 라 하고, 제동장치 준비시간을 고려한 입력에 대한 출력방정식을 위의 전달함수를 이용하여 구하면 다음과 같다.

$$\mathbf{F}(t) = \begin{cases} \mathbf{K} \mathbf{u}_{(t-L-\text{ready time})}(v) - \mathbf{T}_c \dot{\mathbf{F}}(t) & t \geq L + \text{ready time} \\ 0 & t < L + \text{ready time} \end{cases}$$

여기서, $\mathbf{u}(v) = [F_{\text{regg}}(v), F_{\text{rha}}(v), F_{\text{eddy}}(v), F_{\text{disk}}(v), F_{\text{wheel}}(v), F_{\text{read}}(v)]$ 인 벡터이고, $\mathbf{F}(t)$ 와 \mathbf{K}, \mathbf{T}_c 도 벡터이다.

고속전철 제동시스템의 HILS에서는 제동로직에 의해 속도에 따른 적절한 제동력분배가 이루어지며, 차체 동특성과 몇 가지 가정에 의해 모델링된 제동시스템을 통해 실시간으로 시뮬레이션이 수행된다. 고속전철 제동시스템에 대한 전체적인 블록선도는 그림 7과 같다.

제동블렌딩제어장치(BBCU)의 주 기능은 블렌딩한 가감제동력을 각 제동장치로 전달하는 것이고, 추진제어장치(TCU)는 BBCU에서 받은 회생(저항)제동력의 가감치에 따라 회생(저항)제동의 제어를 담당한다. 와전류제동제어장치(ECCU)는 BBCU에서 받은 와전류제동력의 가감치에 따라 와전류제어를, 제동제어장치(BCU)는 BBCU에서 받은 공기제동력의 가감치에 따라 공기제동제어를 담당한다[10].

연속시간계에서 제동력 계산식인 (1)은 시뮬레이션에 사용된 프로그램에 직접 사용하기에 불편하다. 따라서, (1)을 z 번 환하고, 0차 홀드(zero-order hold)를 사용하여 다음과 같은 이산시간 방정식을 얻을 수 있다.

$$y(k+2) = p \cdot y(k+1) + a_1 \cdot u(k+1) + a_2 \cdot u(k)$$

여기서 $u(k)$ 는 입력, $y(k)$ 는 출력을 나타낸다. 이 식의 파라미터 유도와, 사용된 제동장치별 지연시간 및 시정수와 HILS 시스템 구현은 참고문헌 [4]를 참조하기 바란다.

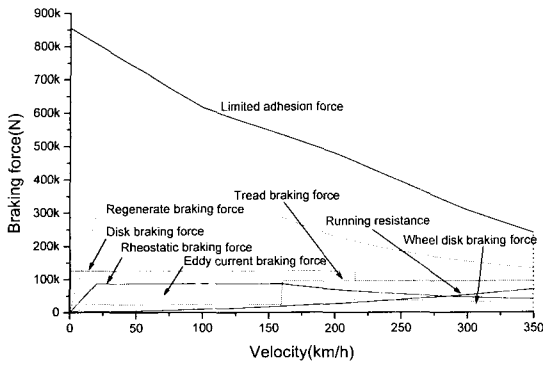


그림 8. 한계점착력 및 제동장치별 최대 제동력선도.
 Fig. 8. Adhesive force limit and maximum braking force diagram for each brake unit.

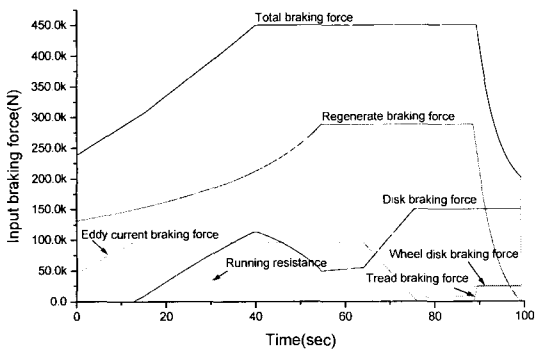


그림 9. BBCU에서 분배된 제동장치별 입력제동력(제동지령).
 Fig. 9. Each brake force command distributed from BBCU.

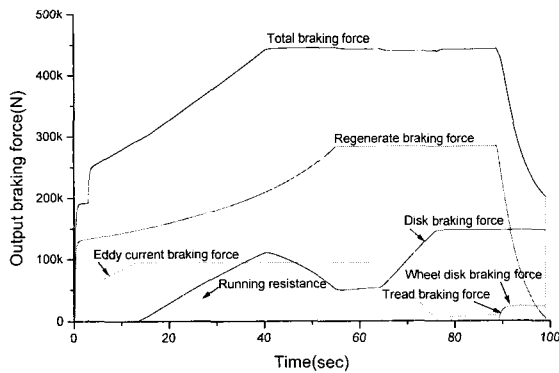


그림 10. 제동장치별 실제 제동력(시뮬레이션 결과).
 Fig. 10. Actual brake force from each brake unit (Simulation result).

V. 시뮬레이션 결과

본 절에서는 각 차량의 동특성과 차량간의 상호작용을 고려하여 7량 차량에 대해 dSPACE 보드를 이용한 HILS 시스템에서 실시간 시뮬레이션한 결과를 기술한다. 각 제동장치 제어기와 회생제동을 위한 가선의 상태를 정상이라 가정하여 제동성능 시뮬레이션을 수행하였다.

점착계수와 제동장치별 제동력식을 선도화하면 그림 8과 같다. 한계제동력이 450kN을 넘지 못하도록 하였을 경우 속도에

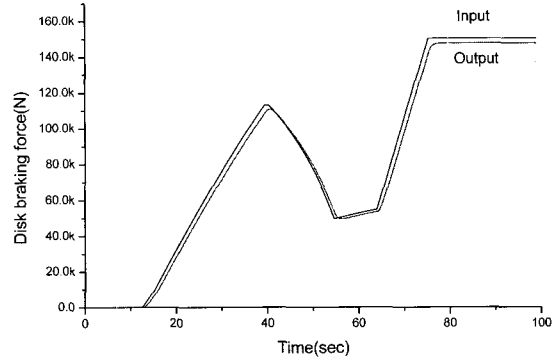


그림 11. 디스크제동력 지령과 실제 디스크제동력 (시뮬레이션 결과).
 Fig. 11. Disk brake force command and actual brake force (Simulation result).

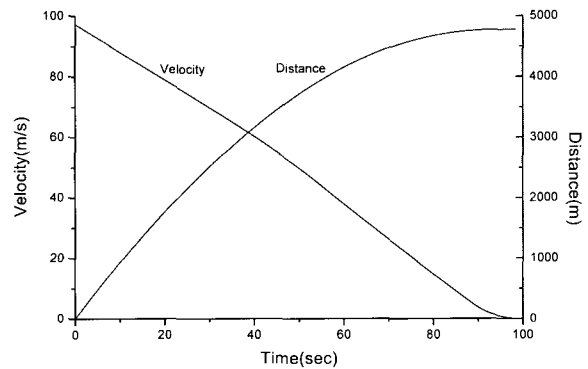


그림 12. 제동거리와 속도.
 Fig. 12. Braking distance and velocity.

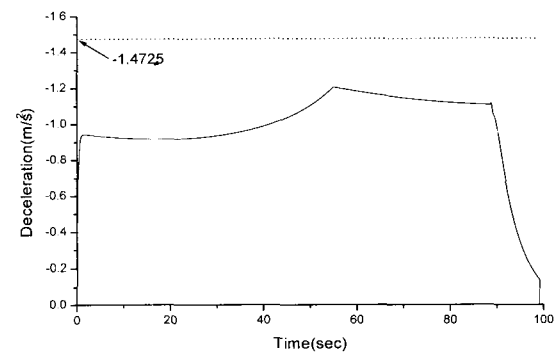


그림 13. 감가속도 선도.
 Fig. 13. Deceleration profile.

따라 BBCU에서 분배되어 제동장치별로 입력된 제동력(제동지령)을 시간에 대하여 나타낸 것이 그림 9이다.

7량의 차량에 대해, 직선 수평구간에서 제동지령에 따라 생성된 실제 제동력(시뮬레이션 결과)을 그림으로 나타내면 그림 10과 같다. 제동력 지령값과 실제 제동력을 비교하기 위하여 여러 가지 제동장치 중 디스크제동장치의 결과만을 그리면 그림 11과 같다. 이 HILS의 실시간 시뮬레이션 결과

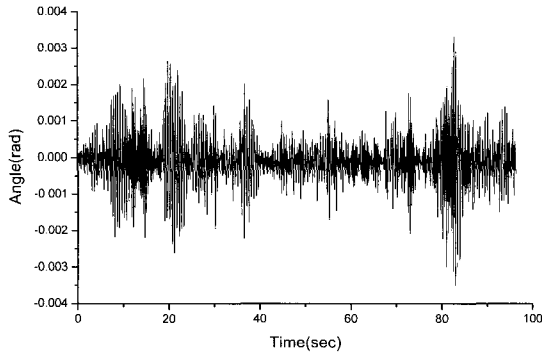


그림 14. 4번째 객차의 무게중심축에 대한 피치 회전각.
 Fig. 14. Pitch angle with respect to the center of gravity of the 4th car.

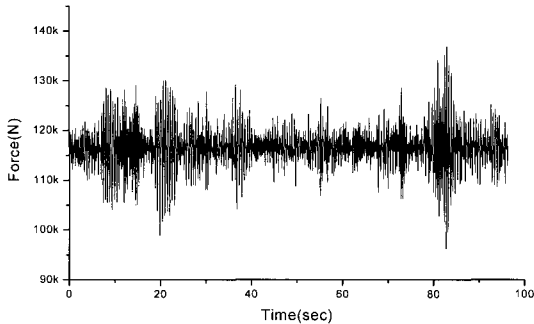


그림 15. 4번째 객차의 앞차륜축에 작용하는 힘 (시뮬레이션 결과).
 Fig. 15. Force acting on the front axle of the 4th car (Simulation result).

로부터 실제 제동력은 준비시간과 지연시간 및 시정수에 의하여 지연됨을 알 수 있다.

그림 12의 HILS시뮬레이션 결과로부터 속도 350km의 열차가 정지하기까지 걸린 시간은 98.4초이고, 진행한 제동거리는 4777m로 차량 요구 사양인 4800m를 만족함을 알 수 있다.

그림 13의 감가속도 선도로부터 최대 감가속도가 승객이 불편함을 느끼지 않는 1.4725m/s²의 범위 내에 존재함을 확인할 수 있다.

전체 7량 차량 중 각 차량의 동특성을 대표적으로 알아보기 위하여, 중간객차인 4번째 객차에 관한 시뮬레이션 결과를 그림 14 ~ 16에 나타내었다. 그림 14는 무게중심축에 대한 차체의 피치 회전각을 나타낸 것이다. 회전각이 0.0036rad를 넘지 않는다는 것을 알 수 있다. 그림 15에서 앞 차륜축에 걸리는 동적 하중은 95~140kN 사이에 존재함을 알 수 있다.

그림 16은 3번째 객차와 4번째 객차의 아래쪽 차체간 연결댐퍼에 걸리는 힘을 나타낸 것이다. 힘이 영인 순간에는 차체간 상대운동이 없음을 의미하고, 최대 8.8kN의 힘이 작용하는 것을 알 수 있다.

VI. 결론

본 연구에서는 dSPACE사의 DSP 보드를 이용하여 한국형

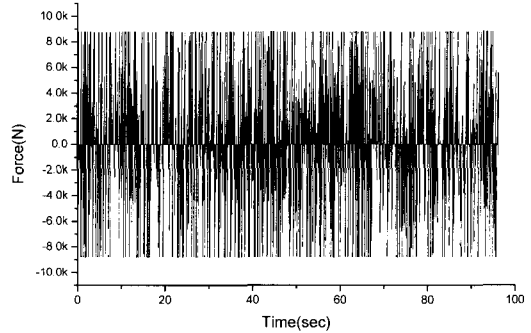


그림 16. 3 ~ 4번째 객차간의 아래쪽 연결댐퍼에 작용하는 힘 (시뮬레이션 결과).

Fig. 16. Force acting on the lower damper between the 3rd and 4th car. (Simulation result).

고속전철 7량 편성 차량의 제동시 일어나는 각종 현상을 확인하였다. 실제 제동상황에 대한 시뮬레이션 결과를 얻기 위하여, 7량 차량 각각의 동특성과 차량연결장치의 동특성을 동역학식으로 모델링하여 HILS 시스템을 구축한 다음, 시제 차량의 예상 파라미터들과 제원을 적용하였다.

본 연구를 통하여 고속전철의 제동시 관련된 현상을 검토한 바 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 제동장치가 모두 정상으로 작동할 경우 한계제동력을 450kN 으로 제한하여도 제동거리가 차량 요구 사양을 만족한다.
- 동시에 작용하는 순간제동력의 합이 일정하므로, 저속구간에서는 공기제동력이 증가함을 보인다.
- 감가속도는 제동 초기를 제외하고 감가속도의 한계를 초과하지 않는다.
- 실제 장치의 특성을 왜곡하지 않는 범위 내에서 제동력 분배 방안을 구성하는 것도 실제 작용하는 제동력을 예측하는데 효과적이다.

앞으로 전체 20량 시제 차량의 동역학을 고려하고, 각 제동장치의 더 정확한 모델을 이용한 실시간 시뮬레이션이 수행되어야 할 것이다.

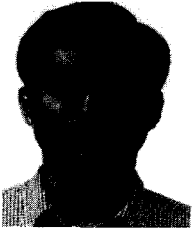
참고문헌

- [1] 정경렬, "차량시스템 개념설계 및 평가기술개발," G7 고속전철기술개발사업 2차년도 연구성과 보고회, pp. 59-86, 1998.
- [2] 한국철도기술연구원, 철도차량의 비선형 주행 동특성에 관한 기초연구 1차년도 보고서, pp.14-26, 34-35, 1998.
- [3] 이남진, 강철구, "동적 모델에 의한 고속전철의 제동력 시뮬레이션," 제어자동화시스템공학 논문지, 제 8권, 제 1호, pp. 46-53, 2002.
- [4] 황원주, 강철구, "고속전철 제동시스템의 HILS," 제어자동화시스템공학 논문지, 제 7권, 제5호, pp. 432-437, 2001.
- [5] dSPACE GmbH, dSPACE User' Guide, 1996.
- [6] H. Hanselmann, "Hardware-in-the-loop Simulation as a Standard Approach for Development, Customization, and Production Test," SAE International Congress, 1993,

Detroit, USA.

- [7] 한국철도기술연구원, 기존선 이용에 따른 제반 기술연구 보고서, pp. 100-107, 1998.
- [8] 유진기공산업(주), 제동시스템 개발 2단계 1차년도 보고서, 2000.

- [9] 한국전기연구소, 고속전철 기술개발 사업보고서, 1999.
- [10] 유진기공산업(주), G7 고속전철 제동시스템 개발 1단계 보고서, 1999. 10.



정재봉

1991년 건국대학교 기계공학과 (공학사). 2001년 건국대학교 기계공학과(공학석사). 2001년~현재 오토모티브 서플라이 리미티드. 관심분야는 제어 및 동역학.



강철구

1981년 서울대학교 기계설계학과(공학사). 1985년 서울대학교 기계설계학과(공학석사). 1989년 미국 University of California, Berkeley 기계공학과 박사(Ph. D). 1990년~현재 건국대학교 기계공학과 조교수, 부교수, 교수. 관심분야는 운동제어, 힘센서, 고속전철제동시스템, 지능로봇 등.