

Modeling for Traction system of the Vehicle including Running Characteristics

邊允燮[†] · 金永喆^{*}
(Yeun-Sub Byun · Young-Chol Kim)

Abstract - In this paper, we propose the mathematical model for the vehicle system including running characteristics. The well defined model for a system is necessary to study and to enhance system performance. To model the dynamic properties of vehicle system, we have considered two fundamental parts. The first part is the motion equations for vehicle based on Newton's second law. The second part is the torque dynamics of the traction motor. These parts are affected by outer conditions such as adhesive coefficient, running resistance and gradient resistance. The each parts are presented by the numerical formula. To test the driving characteristics of the developed model, we performed the simulations by dynamic system simulation software, "SIMULINK" and the results are given for several conditions.

Key Words : Vehicle, Traction system, Adhesive coefficient, Running resistance, Slip, Slide

1. 서 론

차량 구동부에서 발생된 견인력에 의해 차량이 움직이기까지는 다양한 요인들이 작용한다. 이들 차량시스템의 각부 특성들을 잘 모델링하는 것은 차량의 실제 운행환경에서 실험하거나 확인하기 어려운 상태들을 모의실험을 통하여 쉽게 구현하고 차량 운동특성을 예측할 수 있는 좋은 기회를 제공한다. 또한 이렇게 구현된 모델을 이용하면 차량을 효율적으로 제어 운행하여 차량의 성능을 향상시키는 연구에 활용될 수 있다. 이미 여러 논문들에서 이들 모델 방정식을 제시한 바 있다[1-4]. 하지만 제시된 모델들이 실제 특성들을 무시하거나 또는 고려하지 못하거나 또는 물리적 단위가 일치하지 않게 표현되고 있어 본 논문에서는 실제 대상시스템을 고려하여 물리적 단위를 일치시켜 차량시스템을 모델화 하였다.

본 논문에서는 차량시스템을 크게 차량운동특성부와 구동장치의 견인특성부로 구분 하여 모델링하였다. 차량의 운동특성부는 차량의 무게, 바퀴와 마찰면(노면 또는 레일)의 공전 속도에 따른 점착특성, 견인력 및 저항력을 포함하여 모델링하였다. 특히 점착특성은 차량이 실제 운행 중에 접할 수 있는 다양한 마찰특성을 모델링하고 순시적으로 변경할 수 있도록 하였다. 또한 차량의 주행에 대한 저항으로는 주행저항과 구배저항을 포함하도록 구성하였다. 차량의 구동장치는 전동기의 토크특성, 회전관성, 전동기 부하특성을 모델에 고려하였다. 특히 전동기 부하특성으로 주행저항과 구

배저항을 포함하여 구성하였다. 이들 모델들은 실제 전동차량을 기반으로 하여 모델링 되었다. 하지만 일반 전기차량에도 각 부 특성들을 변경하여 적용가능하다. 이렇게 개발된 수식화 모델의 적절성을 검토하였고, 이 수식화 모델은 MATLAB/SIMULINK[5]를 활용하여 모델을 구성하고 견인 전동기의 구동특성에 따른 각부의 수치적 결과들을 확인하였다. 이를 활용하면 차량의 견인제어 기술 및 제동제어 기술에 대한 기초연구에 손쉽게 활용될 수 있을 것으로 보인다.

2. 본 론

2.1 차량 견인시스템

2.1.1 차량운동특성 모델링

그림 1은 바퀴, 접촉면, 전동기, 기어 등으로 구성되는 차량의 견인부의 구동력전달 구조이다. 전동기에서 발생된 토크는 변속기어를 통해 바퀴로 전달되고, 바퀴로 전달된 구동력은 바퀴와 마찰면사이의 점착계수와 바퀴에 수직으로 가해지는 차체의 무게의 곱에 비례하는 점착력에 의하여 차량의 견인력으로 작용한다. 견인력에 반하는 힘으로는 크게 주행저항과 구배저항을 고려할 수 있다. 이 구조에서 점착력은 차량운동방정식(1)의 견인력으로 작용하고, 전동기운동방식(2)에서는 부하로써 작용한다. 차량의 운동방정식은 견인력(F_{TE})과 그에 대한 총저항력(F_R)의 평형관계로 주어진다[4].

$$M \frac{dv_{tr}}{dt} = F_{TE} - F_R \quad (1)$$

$$F_R = F_r(v_{trk}) + F_g(\theta) \quad (2)$$

$$F_r(v_{trk}) = (1.867 + 0.0359v_{trk} + 0.000745v_{trk}^2) \cdot \frac{Mg}{1000} \quad (3)$$

$$F_g(\theta) = Mg \cdot \sin\theta \quad (4)$$

[†] 교신저자, 正會員 : 韓國鐵道技術研究院 先任研究員

E-mail : ysbyun@krii.re.kr

^{*} 正會員 : 忠北大學校 電氣電子컴퓨터工學部 教授 · 工博

接受日字 : 2007年 8月 1日

最終完了 : 2007年 10月 28日

여기서, M : 차량의 총질량[kg], g : 중력가속도[m/sec²]
 F_{TE} : 차량의 견인력[N], F_R : 총저항력[N]
 $F_r(v_{trk})$: 주행저항력[N], $F_g(\theta)$:구배저항력[N]
 θ : 레일의 경사도, v_{tr} : 차량속도 [m/sec]
 v_{trk} : $3.6 \times v_{tr}$ 차량속도 [km/h]

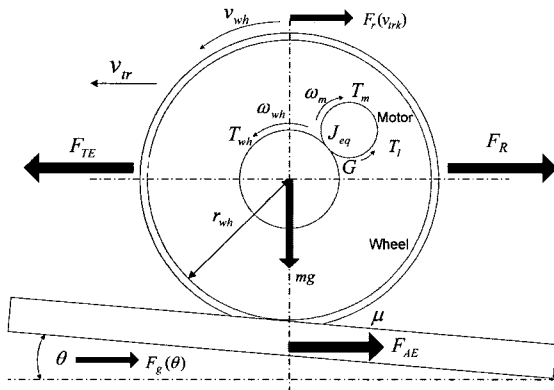


그림 1 동력바퀴의 운동특성도
 Fig. 1 Schematic motion image of driving wheel

차량의 총저항력(F_R)은 주행저항(F_r)[6], 구배저항(F_g), 곡선저항(F_c) 등을 고려할 수 있는데 직선로를 고려하면 곡선저항을 무시할 수 있다. 주행저항(F_r)의 단위는 차량무게 [ton]당 [kgf]로 이 식에 중력가속도(g)를 곱하여 힘의 단위 [N]으로 변환하였다. 구배저항의 단위도 차량무게 [kg]당 [kgf]로 이 식에 중력가속도(g)를 곱하여 힘의 단위 [N]으로 변환하였다. 전동기의 토크방정식은 구동토크(T_m)과 그에 걸리는 부하(T_l)의 평형관계로 주어진다.

$$J_{eq} \frac{d\omega_m}{dt} = T_m - T_l \tag{5}$$

$$T_l = (F_{AE} + F_R) \cdot \frac{r_{wh}}{G} \tag{6}$$

$$|F_{TE}| = |F_{AE}| \leq mg \cdot \mu(v_{sl}) \tag{7}$$

여기서, J_{eq} : 전동기 부하 등가관성[kg·m²]
 ω_m : 전동기 기계적인 회전각속도[rad/sec]
 T_m : 전동기 토크[N·m], T_l : 전동기 부하토크[N·m]
 F_{AE} : 바퀴와 레일 사이의 점착력[N]
 F_R : 총저항력[N], F_{TE} : 차량의 견인력[N]
 r_{wh} : 바퀴의 반경[m], G : 변속기어비
 mg : 동력차량의 수직하중[kg · m/sec²]
 μ : 점착계수, v_{wh} : 바퀴 선속도[m/sec]
 $v_{sl} = v_{wh} - v_{tr}$: 공전속도[m/sec]
 T_{wh} : 바퀴 축에 전달되는 토크[N·m]
 ω_{wh} : 바퀴의 기계적인 회전각속도[rad/sec]

여기서 전동기의 부하(T_l)는 노면(또는 레일)과 바퀴사이의 점착력(F_{AE})과 저항력(F_R)의 합이 바퀴반경(r_{wh})에 곱으로 부하토크[N·m]가 되고 다시 기어비(G)에 반비례하여 전동기의 총 부하로 전달된다. 차량의 견인력(F_{TE})은 노면과 구동바퀴의 접촉면에서 발생한다. 식(7)은 접촉면에서 점착력(F_{AE}) 및 점착계수($\mu(v_{sl})$)의 관계이며 점착계수는 공전속도(v_{sl})에 관련된다. 여기서 주의해야 할 사항은 차량의 점착력(F_{AE})은 차량의 총질량(M)이 아닌 동력차의 수직하중(mg)에만 관계한다는 것이다. 왜냐하면 동력차의 전동기로부터 발생된 회전력(토크)은 기어를 통해 바퀴 축에 전달되고 결국 바퀴표면과 접촉면의 압력 즉 수직하중과 점착계수크기에 비례하는 견인력을 발생하여 차량이 움직이게 되게 때문이다.

2.1.2 차량동특성 모델식의 검토

주행특성을 고려한 차량 모델과 전동기 모델의 적정성을 검토하기 위해 차량의 운행 중 전동기 토크를 “0”으로 하는 경우 즉 견인력(F_{TE})이 “0”인 경우를 고려한다. 이 경우 차량은 관성에 의해 주행하게 되고 차량에 작용하는 저항력에 따라 차량의 속도변화가 결정된다. 이 때 차량의 속도(v_{tr})와 동력바퀴의 선속도(v_{wh})는 동일하게 되고 그에 따라 두 속도차인 공전속도가(v_{sl}) “0”이 되며 그에 따른 점착력(F_{AE})이 “0”으로 작용한다. 이런 조건에서 차량과 전동기의 속도에 대한 절대 물리량이 같아야 한다. 이 조건을 차량 운동방정식과 전동기 토크방정식이 만족하는 지를 보인다. 이를 통하여 두 모델식의 적정성을 검토한다.

차량운동 방정식(1)에서 전동기 토크가 “0”이 되면 견인력이 작용하지 않아 식(8)과 같이 저항력만 작용하게 된다.

$$M \frac{dv_{tr}}{dt} = - F_R \tag{8}$$

전동기 토크 방정식(5)은 식(9)와 같이 정리 된다.

$$J_{eq} \frac{d\omega_m}{dt} = - F_R \cdot \frac{r_{wh}}{G} \tag{9}$$

식(8)과 식(9)를 다시 정리하면 식(10)과 식(11)과 같이 정리할 수 있다.

$$v_{tr} = - \frac{1}{M} \int F_R dt \tag{10}$$

$$\omega_m = - \frac{r_{wh}}{G} \frac{1}{J_{eq}} \int F_R dt \tag{11}$$

전동기의 토크는 변속기어를 통해 바퀴에 전달된다.

$$T_{wh} = T_m \cdot G \tag{12}$$

전동기의 회전은 변속기어를 통해 감소되어 바퀴에 전달된다.

$$\omega_{wh} = \omega_m / G \tag{13}$$

여기서 바퀴 선속도(v_{wh})와 전동기 회전속도(ω_m) 및 차량속도(v_{tr})의 관계는 다음과 같다. 1초당 1회전할 때 회전각을 이동거리로 변환하는 관계는 식(14)와 같다.

$$2\pi[\text{rad/sec}] = 2\pi \cdot r_{wh} [\text{m/sec}] \tag{14}$$

식(14)를 적용하면 회전속도[rad/sec]를 선속도[m/sec]로 변환할 수 있다. 따라서 바퀴의 회전속도와 선속도 관계는 식(15)와 같다.

$$v_{wh} = r_{wh} \cdot \omega_{wh} \quad (15)$$

전동기의 회전속도와 바퀴의 선속도와의 관계는 식(15)에 식(13)을 적용하여 식(16)과 같이 정리된다.

$$\omega_m \frac{r_{wh}}{G} = v_{wh} = v_{tr} \quad (16)$$

식(16)에서 바퀴 선속도는 바퀴반경과 기어비에 의해 결정되며, 전동기 회전토크가 작용하지 않으면 차량속도와 같게 된다.

식(11)의 양변에 r_{wh}/G 를 곱하게 되면

$$\omega_m \frac{r_{wh}}{G} = - \left(\frac{r_{wh}}{G} \right)^2 \frac{1}{J_{eq}} \int F_R dt = v_{tr} \quad (17)$$

운동에너지 보존법칙에 따른 관계식(18)의 좌변 차량속도(v_{tr})에 식(16)을 적용하여 전동기 회전속도(ω_m)에 관한 식으로 정리하면 식(19)로 정리될 수 있다.

$$\frac{1}{2} M v_{tr}^2 = \frac{1}{2} J_{eq} \omega_m^2 \quad (18)$$

$$\frac{1}{2} M \left(\omega_m \frac{r_{wh}}{G} \right)^2 = \frac{1}{2} J_{eq} \omega_m^2 \quad (19)$$

식(19)를 차량중량(M)을 좌변으로 하여 정리하면 식(20)과 같다.

$$\frac{1}{M} = \left(\frac{r_{wh}}{G} \right)^2 \frac{1}{J_{eq}} \quad (20)$$

식(20)을 식(17)에 적용하면 식(10)과 동일하게 된다. 따라서 전동차 속도식은 전동기의 회전속도식으로 상호 변환관계가 일치하므로 모델의 역학특성이 적절함을 알 수 있다.

2.2 차량 견인시스템 동력전달 구조

차량 구동시스템의 구성블록은 식(1)에서 식(7)를 근거로 하여 그림 2와 같이 구성할 수 있다. 구성 블록은 크게 견인 전동기와 차량특성 블록으로 구분할 수 있다.

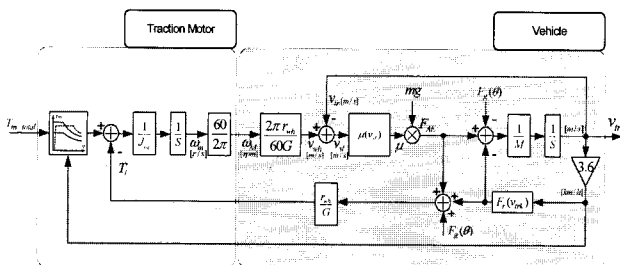


그림 2 차량 운동특성 모델링 블록도
Fig. 2 Block diagram for modeling of vehicle motion

2.2.1 전동기 견인특성과 특성곡선 모델링

유도전동기의 토크특성은 전압 및 전류의 제한조건에 따라 정토크 영역, 정출력 영역, 특성영역으로 그림 3과 같다. 그림 3은 200kW급 유도전동기 4대를 1셀으로 구성된 동력차량이 만차부하(20ton)상태에서 생성하는 견인력 특성곡선이다[7]. 차량에 가해지는 견인력은 그림 3의 견인력 특성곡

선을 이용하여 차량속도대 견인력 함수로 표현하였다. 이를 이용하여 전동기토크 특성을 [7]과 같이 모델화 하여 사용하였다.

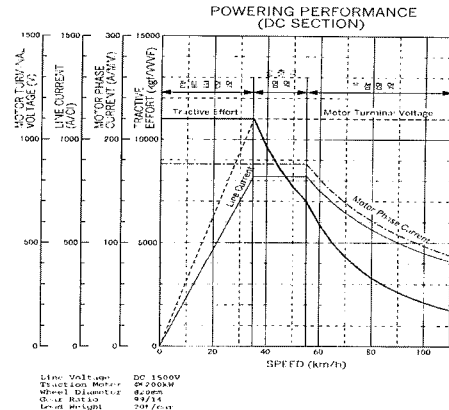


그림 3 전동기의 견인력 곡선
Fig. 3 Traction force of motor

2.2.2 차량 점착특성과 점착계수 모델링

바퀴와 노면(또는 레일)사이의 점착 특성은 기후에 따른 건조상태, 습도분포, 나 이물질의 도포된 상태 즉 비온후 수분의 상태나 결빙, 오일, 낙엽, 직물, 흙 등 이물질의 오염에 의해 일시적이거나 변경될 수 있다. 이들 조건별 평균 마찰계수는 표 1과 같이 주어진다[6]. 이런 점착특성의 실질적인 측정은 매우 어려우나 그간의 여러 실험이나 측정 또는 추정 자료로부터 일반적으로 점착력은 공전속도(v_{sl})에 대해 그림 4와 같은 관계가 있다고 알려져 있다[1]. 여기서 공전속도는 식(21)과 같이 바퀴선속도(v_{wh})와 차량속도(v_{tr})의 차로 정의 한다.

$$\begin{aligned} v_{sl} &= v_{wh} - v_{tr} \\ &= \omega_{wh} \cdot r_{wh} - v_{tr} \\ &= \omega_m \cdot r_{wh}/G - v_{tr} \end{aligned} \quad (21)$$

표 1 조건별 점착계수
Table 1 Adhesion coefficient for condition

레일면의 상태	점착계수
건조하고 맑을 경우	0.25 ~ 0.30
습한 경우	0.18 ~ 0.20
서리가 내린 경우	0.15 ~ 0.18
눈이 내렸을 경우	0.15
기름끼가 있는 경우	0.10
낙엽이 있는 경우	0.08

차량의 속도는 견인전동기나 제동장치에 무관한 바퀴의 회전속도로 대체할 수 있고 바퀴의 속도는 견인전동기에 의해 구동력을 받는 바퀴의 회전속도를 활용할 수 있다. 그림 4에서 볼 수 있듯이, 점착계수는 공전속도에 대해 크게 두 부분으로 나누어진다. 공전속도 증가에 따라 점착계수가 증

가하는 안정 동작영역과 공전속도 증가에 따라 점착계수가 감소하는 불안정 동작영역이 있다[2]. 이들 두 영역의 경계에서는 최대 점착계수 특성이 나타나며, 이 경계에서 견인력을을 최대로 전달할 수 있다.

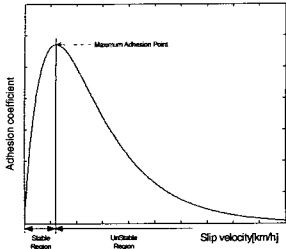


그림 4 공전속도대 점착계수
Fig. 4 Adhesion vs. slip velocity

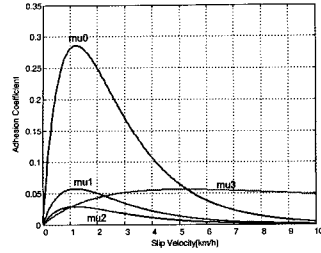


그림 5 상태별 점착계수특성
Fig. 5 Adhesion characteristics

그림 5는 [2]에서 제시된 수식(22) 및 계수 표 2를 적용하여 그린 그래프이다. 표 2의 상수 a, b, c, d는 레일조건에 따라 다양하게 설계될 수 있다.

$$\mu = a \cdot \exp^{-b \cdot v_{sl}} - c \cdot \exp^{-d \cdot v_{sl}} \quad (22)$$

표 2 점착계수함수 상수[2]

Table 2 Parameters for friction coefficient

상태	상수	a	b	c	d
건조상태[mu0]		1.0	0.54	1.0	1.2
젖은상태[mu1]		0.2	0.54	0.2	1.2
젖은상태[mu2]		0.1	0.54	0.1	1.2
젖은상태[mu3]		0.08	0.05	0.08	0.5

2.2.3 차량 모델상수

표 3 4M4T 전동차량 모델 상수[8]

Table 3 4M4T vehicle parameters

항목	차량상수
전동기당 출력	200[kW]
전동기 극수(P)	4극
전동기관성(J _m)	0.3[kgm ²]
바퀴반경(r _{wh})	0.41[m]
변속기어비(G)	7.07(99:14)
차량총중량(M)	432,000[kg]
동력차하중(m)	236,000[kg]

차량 파라메타로는 전동차의 상수들을 적용하였다. 전동차량 일반구성인 4M4T 즉 4대의 동력차(Motor Car)와 4대의 부수차(Trailer Car)로 구성된 전동차량 구성을 가정한다. 1대의 동력차에는 4대의 전동기가 설치된다. 4M4T차량의 경우 16대의 전동기로 구성된다. 차량의 총 중량(M)은 4M4T 즉 4대의 동력차와 4대의 부수차 중량 및 하중의 합이다.

동력차의 수직하중(m)은 전동기가 탑재된 차량의 하중으로 구성되고 4M 즉 4대의 동력차 중량과 동력차 하중의 합이다. 전동기가 부담하는 관성량을 결정하기 위해 표 3과 표 4의 상수를 적용한다. 따라서 전동기 1대가 부담하는 총 관성은 전동기와 직결된 관성(J_m, J_p)과 기어를 통하여 연결된 관성(J_{gw}, J_a, J_w)에 의해 다음과 같이 계산된다.

$$J_e = J_m + J_p + (J_{gw} + J_a + 2 \cdot J_w)(1/G)^2 = 1.76[kg \cdot m^2]$$

4M4T차량 전동기16대의 총 분담관성

$$J_{eq} = 16 \cdot J_e = 28.16[kg \cdot m^2]$$

그림 6은 구동 바퀴축의 구성도 이다.

표 4 구동축 모델 상수

Table 4 Parameters for driving axle

항목	질량[kg]	반지름[m]	관성[kg · m ²]
Pinion	m _p : 13.3	L _p : 0.038	J _p : 0.3
Gear wheel	m _{gw} : 124	L _{gw} : 0.306	J _{gw} : 0.0096
Axel	m _a : 410.4	L _a : 0.0995	J _a : 2.0315
Wheel	m _w : 349.7	L _w : 0.43	J _w : 32.3298

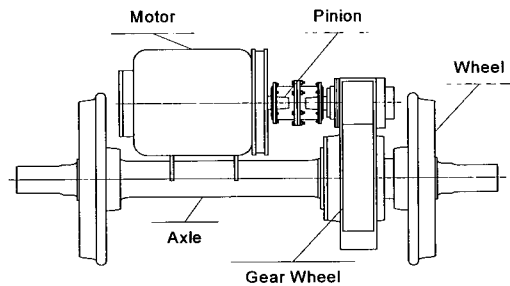


그림 6 구동축 구성

Fig. 6 Configuration of driving axle

2.3 Matlab/Simulink를 이용한 차량 주행특성 모의시험

2.3.1 차량 Simulink 모델

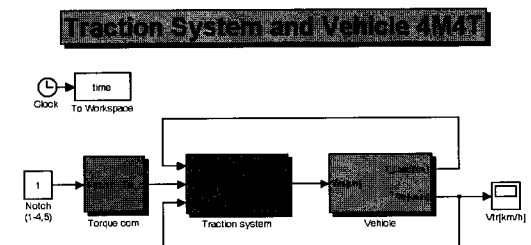


그림 7 차량시스템의 Simulink 모델

Fig. 7 Simulink model of the vehicle system

앞 절에서 표현된 각 수식관계와 각 구성모델특성들을 적용하여 그림 2에서 표현된 차량시스템의 구동특성을 Matlab/Simulink를 통하여 그림 7과 같이 구현하였다. 크기는 토크지령부, 견인시스템부, 차량특성부로 구성하였다.

그림 8은 그림 7의 Torque com 내부 블럭이다. 이 블럭은 견인 시스템에 토크지령을 오프라인으로 전달하는 부분으로 두 가지 형태의 토크지령이 고려되었다. 첫째는 단계별로 일정한 토크 지령값을 발생하는 부분(N1, N2, N3)과 토크 값이 각기 다른 기율기로 증가하는 토크지령(R1, R2, R2)을 고려하여 모의실험을 하였다.

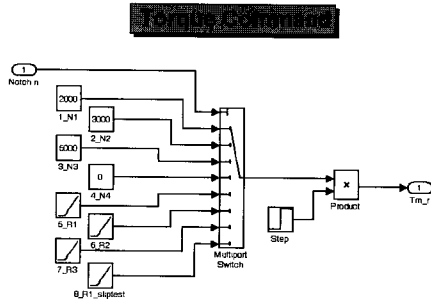


그림 8 토크지령 모델
Fig. 8 Simulink sub-model for torque reference

그림 9는 그림 3에서 제시된 1대의 동력차(1Motor car) 토크특성을 기반으로 하여 4M4T차량에 적용하기 위해 4대의 동력차로 확장적용하기 위한 전동기 모델이다. 이 블럭에서는 부하가 적용되는 조건에서 구동토크에 따른 전동기의 회전수를 출력한다.

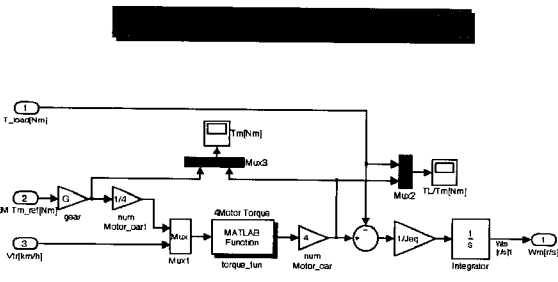


그림 9 견인시스템 모델
Fig. 9 Simulink sub-model for traction system

그림 10은 식(1)에서 식(7)에 따르는 차량 견인특성과, 저항특성, 점착특성을 포함하는 차량운동특성 모델이다. 여기에서는 전동기의 회전수를 입력으로 하여 발생된 견인력이 차량의 속도와 부하를 출력한다.

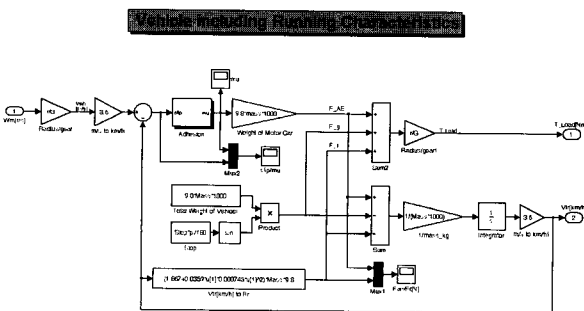


그림 10 차량운동특성 모델
Fig. 10 Simulink sub-model for vehicle motion

주행특성을 고려한 차량 견인시스템 모델링

그림 11은 그림 10의 차량운동특성 모델 내의 점착특성 모델이다. 식(22)와 표 2에 근거한 접촉면의 상태를 점착계수함수를 표현하고 순시적으로 점착상태를 변경할 수 있도록 구현하였다.

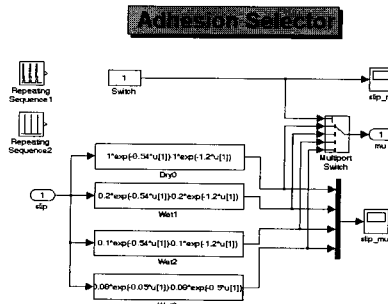


그림 11 점착특성 모델
Fig. 11 Simulink sub-model for adhesion characteristics

2.3.2 주행특성 모의실험결과

그림 12는 그림 3의 견인력 곡선을 기반으로 견인력특성을 함수를 구현한 곡선이다. 결과 파형은 4대의 전동기로 구동되는 1대의 동력차에 작용력이다. 단계별로 일정한 견인력 지령값에 따른 발생견인력 부분(N1, N2, N3)을 고려하여 모의실험 되었다.

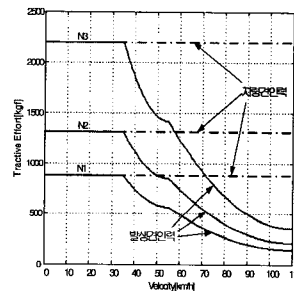


그림 12 지령 및 견인력응답
Fig. 12 Profile for traction force

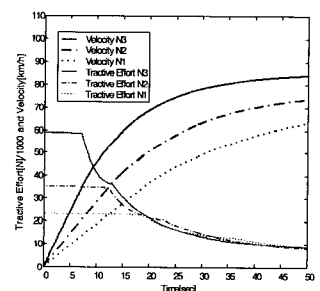


그림 13 견인력과 차량속도
Fig. 13 Vehicle velocity for tractive effort

그림 13에서 15는 마른 노면상태를 주행하는 경우로 표 2에서 건조상태[mu0]로 전구간을 운행조건을 가정하였다.

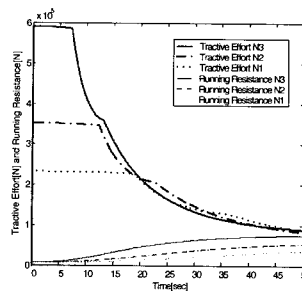


그림 14 견인력과 주행저항
Fig. 14 Tractive effort and running resistance

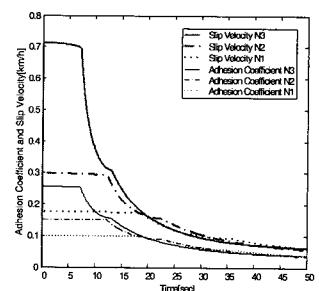


그림 15 공전속도와 점착계수
Fig. 15 Slip and adhesion

그림 13은 각 견인력(N1, N2, N3)조건에서 차량의 속도변화특성으로 정토크영역(35km/h)까지 비례속도로 증가하고 이후 정출력/특성영역(35km이상)에서 가속능이 떨어지고 있다. 시뮬레이션결과와 실제 차량시험결과[9]의 유사한 가속특성을 확인할 수 있다.

그림 14는 단계별 견인력 조건에서 주행저항의 변화추이 특성곡선으로 그림 13의 속도가 증가조건에서 주행저항은 증가하고 있다. 그림 15는 단계별 견인지령에 따른 공전속도와 점착계수의 변화특성 결과이다. 슬립속도와 점착계수의 관계는 식 22와 표 2의 함수관계로 정해진 결과이다.

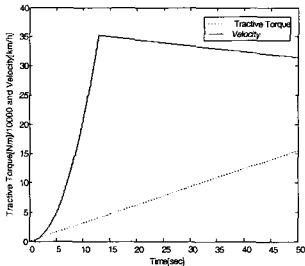


그림 16 토크와 차량속도 응답

Fig. 16 Torque and velocity

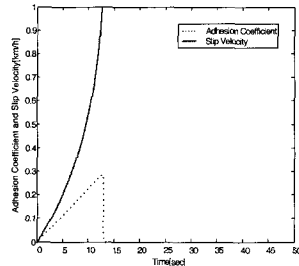


그림 17 공전속도 및 점착 계수

Fig. 17 Slip and adhesion

그림 16에서 그림 17은 견인력이 0부터 일정하게 증가하는 경우의 응답특성이다. 그림 16은 견인토크의 지속적 증가에 따라 차량의 바퀴와 접촉면사이의 점착계수가 일정히 증가 후 일정영역 이후 급격히 감소하고 그에 따르는 견인력이 상실되어 차량속도가 12초 영역 이후 감소하는 파형을 보여주고 있다. 그림 16은 바퀴와 접촉면 사이의 공전속도가 지속적으로 증가하고 일정영역 이상에서는 점착계수가 급격히 작아지기 시작한다.

그림 18에서 그림 19는 일정견인지령 N1으로 차량 가속과 제동시 바퀴와 접촉면사의 점착특성이 일시적으로 변경되어 점착능이 떨어지는 경우로 표 5 조건을 가정하였다.

이 조건은 노면에 불규칙한 점착특성 분포가 발생할 경우로 바퀴가 부분적인 빙판노면이나 기름누유 노면 또는 젖은 노면 등을 주행할 때 발생할 수 있다. 즉 차량이 40[km/h]로 주행시 0.1초간 약 1[m]정도의 노면상태가 변화된 곳을 주행하는 것을 가정할 수 있다. 시뮬레이션은 50초까지 가속시키고 10초간 타행운전(관성운전)후 제동을 가하였다. 타행운전구간에서는 주행저항의 작용으로 감속된다.

그림 18은 차량 가속 중 표 5의 조건에 의해 25초 영역에서 점착조건변동으로 3번의 급격한 공전(바퀴속도가 차량속도보다 빠른 경우)이 발생하였다. 이후 제동중 75초 부근에서 3번의 활주(바퀴속도가 차량속도보다 느린 경우)가 발생하였다. 시뮬레이션에서는 공전이나 활주 발생시 점착제어를 수행하지 않은 경우다. 실제 차량제어 시스템에서는 과도한 공전 및 활주에 의한 바퀴 및 마찰노면의 손상을 방지하기위해 점착제어를 수행한다. 그림 19는 동일 조건에서 견인토크와 부하토크의 변화 특성을 보여주고 있다. 점착력이 급변하는 영역에서 부하특성이 급변하는 결과를 보여주고 있다. 그림 20과 21은 실제 전기차량 시험결과[10]로 공전 및 활주제어를 수행하지 않은 시험결과로 가속 및 제동시 공전 및 활주 시뮬레이션결과와 유사한 결과를 볼 수 있다.

표 5 모의시험 조건

Table 5 Simulation conditions

조건순차	시간[sec]	상태
	0~25	[mu0]건조상태
	25~25.1	[mu2]젖은상태
	25.1~26	[mu0]건조상태
	26~26.1	[mu2]젖은상태
	26.1~27	[mu0]건조상태
	27~27.1	[mu2]젖은상태
	27.1~75	[mu0]건조상태
	75~75.1	[mu2]젖은상태
	75.1~76	[mu0]건조상태
	76~76.1	[mu2]젖은상태
	76.1~77	[mu0]건조상태
	77~77.1	[mu2]젖은상태
	77.1~100	[mu0]건조상태

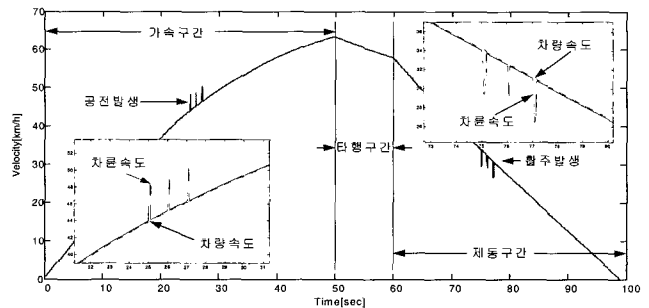


그림 18 모의 주행시험(속도)

Fig. 18 Simulation result(Velocity)

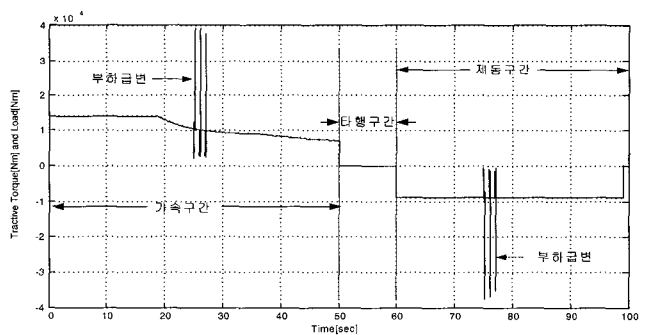


그림 19 모의 주행시험(견인토크와 부하)

Fig. 19 Simulation result(Tractive torque and load)

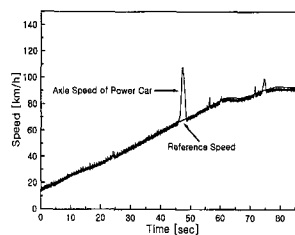


그림 20 가속 시험

Fig. 20 Acceleration test

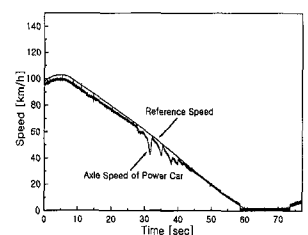


그림 21 제동 시험

Fig. 21 Braking test

3. 결 론

차량시스템은 여러 각부 장치들의 복잡한 조합으로 구성되어있고 이들은 상호 물리적 전기적 역학관계의 작용에 의해 움직이게 된다. 이들의 상호 관계를 잘 이해하고 모델링하는 것은 그 시스템을 효율적으로 운용하고 제어하고 보다 나은 시스템을 개발하는데 유용한 도구로 활용될 수 있다. 본 논문에서는 차량이 주행 중 실제적으로 영향을 받는 요소들을 고려하여 차량의 운동방정식과 구동시스템을 분석하고 이를 수식으로 모델화하였다. 이 모델에서는 차량의 주행에 역으로 작용하는 힘의 관계와 견인전동기의 부하로 작용하는 힘의 관계가 정리되었다. 이 수식 모델에는 차량바퀴와 접촉면의 접촉관계를 공전속도에 관계한 모델 식으로 적용하여 순시적으로 특성을 변경할 수 있도록 하였다. 견인전동기는 실제 견인특성 곡선에 근거하여 견인특성을 함수화하여 적용하였다. 이 차량의 구동모델에서 주행저항과 구배저항 또한 고려할 수 있도록 구성하였다. 이렇게 수식화된 차량시스템과 구동시스템은 상업용 시뮬레이션 소프트웨어를 활용하여 구현하고 가상의 시험 조건들을 고려하여 그 시험 결과를 확인 하였다. 본 논문에서 개발된 모델을 이용하면 실제 환경에서 실험하거나 파악하기 어려운 부분들의 특성을 가늠하거나 이해하는데 좋은 도구로 활용될 수 있으리라 생각한다. 개발된 시뮬레이션 모델을 활용하면 차량의 점착제어, 제동제어, 견인제어기술 등을 연구하는데 손쉽게 활용될 수 있을 것이다.

감사의 글

본 연구는 2007년도 건설교통부의 국가교통핵심기술개발사업(R&D/03-대중 11) 지원에 의하여 이루어진 연구로서, 관계부처에 감사드립니다.

참 고 문 헌

[1] Kiyoshi Ohishi, Yasuaki Ogawa, "Adhesion Control for Electric Motor Coach Based on Force Control Using Disturbance Observer", AMC2000-NAGOYA, 2000 pp.323-328
 [2] Yosuke Takaoka, Atsuo Kawamura, "Disturbance Observer Based Adhesion Control for Sinkansen", AMC2000-NAGOYA, 2000 pp.169-174
 [3] Ohishi K., Ogawa. Y., Miyashita I., Yasukawa, S., "Anti-slip Re-adhesion Control of Electric Motor Coach Based Force Control using Disturbance Observer", Industry Applications Conference, 2000. Conference Record of the 2000 IEEE Volume 2, 8-12 Oct. 2000 pp.1001 - 1007 vol.2

[4] W-S.Kim, Y-S.Kim, J-K.Kang, and S-K.Sul. "Electro-mechanical re-adhesion control simulator for inverter-driven railway electric vehicle", Conference Record of the 1999 IEEE Industry Applications Conference, 2:1026-1032, 1999
 [5] The MATH WORKS Inc "SIMULINK User's Guide" 1993 and "MATLAB User's Guide" 1993
 [6] 백남욱, 장경수, 김효식, 강부병. "철도차량 총서", 기전 연구사, pp.49, pp.84, 1997
 [7] 박현준 외. "전기시스템 성능향상 기술연구", 한국철도기술연구원, pp.309, 2006. 12
 [8] 조연욱 외. "추진제어장치 연구개발 결과보고서" 한국철도기술연구원, pp.22, pp.320, 1997. 11
 [9] 철도청차량국전기기관차과 "교직전기동차 시험보고서" 1993. 7
 [10] 한영재. "고속전철 추진 및 전기제동시스템의 고장진단과 성능평가" 홍익대학교 대학원 공학박사학위논문, pp.103-104, 2003. 12

저 자 소 개



변 윤 섭 (邊 允 燮)

1967년 8월 17일생. 1994년 2월 대전산업대학교 전자공학과(공학사). 1996년 충북대학교 전자공학과(공학석사). 1996년~현재 한국철도기술연구원 선임연구원
 Tel : 031-460-5437
 Fax : 031-460-5649
 E-mail : ysbyun@krri.re.kr



김 영 철 (金 永 喆)

1981년 고려대학교 전기공학과(공학사), 1983년 서울대학교 전기공학과(공학석사), 1987년 서울대학교 전기공학과(공학박사), 1988년~현재 충북대학교 전기전자컴퓨터공학부 교수. 1992년~1993년 미국 Texas A&M Univ. Post-Doctoral Fellow. 2001년~2002년 미국 Vandervilt Univ./Tennessee State Univ. 방문교수. 대한전기학회 제어계측연구회장.