

고속 전철용 가선-팬터그래프 시스템의 모델링 및 접촉력 해석

A Modeling and Contact Force Analysis of the Catenary-pantograph System for a High-speed Rail Vehicle

김진우† · 박인기* · 장진희** · 왕영용*** · 한창수***

Jin-Woo Kim, In-Ki Park, Jin-Hee Jang, Young-Yong Wang and Chang-Soo Han

(2003년 2월 17일 접수 ; 2003년 5월 26일 심사완료)

Key Words : Pantograph(팬터그래프), Catenary(가선), FEM(finite element method), Contact Force(접촉력), Loss of Contact(이선), High-speed Rail Vehicle(고속전철)

ABSTRACT

In this study, the dynamic characteristics of a catenary system and pantograph supplying electrical power to high-speed trains are investigated. One of the most important issues accompanied by increasing the speed of high-speed rail is stabilization of current collection. To stabilize current collection, it is necessary the contact force between the catenary and the pantograph to be kept continuous without loss of contact. The analytical model of a catenary and a pantograph is constructed to simulate the behavior of an actual system. The analysis of the catenary based on the Finite Element Method (FEM) is performed to develop a catenary model suitable for high speed operation. The reliability of the models is verified by the comparison of the excitation test with Fast Fourier Transform (FFT) data of the actual system. The static deflection of the catenary, stiffness variation in contact lines, dynamic response of the catenary undergoing constant moving load, contact force, and each state of the pantograph model were calculated. It is confirmed that a catenary and pantograph model are necessary for studying the dynamic behavior of the pantograph system.

1. 서론

고속전철에서 팬터그래프 시스템은 전기를 공급하는 가선(catenary)과 전력을 공급받는 장치인 팬터그래프(pantograph)로 구성된다. 고속전철의 고속화에 따라 수반되는 문제 중의 하나는 안정된 집전 능력의 확보에 있다. 즉, 고속전철의 속도 성능향상은 팬터그래프 시스템이 고속에서도 안정된 집전 능력을 갖추

어야 하는 문제 해결이 선행 되어야 가능해진다. 또한 고속전철의 운행 속도가 증가함에 따라 팬터그래프와 가선에서의 진동도 증가하게 된다. 그 결과 팬터그래프와 가선 사이의 접촉력 변화가 커지고, 결국 이선과 그에 따른 아크, 가선과 팬터그래프 집전판의 손상이 발생한다. 이런 현상으로 인해서 고속전철의 고속화에 어려움이 발생하게 된다. 이러한 문제 해결을 위해서는 고속에 적합한 가선으로 대체되거나 팬터그래프 자체를 개량하여 동적인 움직임이 최소화 되도록 할 필요가 있다. 최근에는 보다 안정된 집전 능력 확보를 위하여 가선계와 팬터그래프 사이에서 발생하는 접촉력을 해석하여 능동적으로 제어하는 방법이 연구되고 있다.

본 논문에서는 최고 시속 350 km/h에서 팬터그래프와 접촉선 사이의 접촉력과 변위 등의 응답을 확인하여 동특성을 해석할 수 있는 팬터그래프 모델을 제

† 책임저자, 정회원, 한양대학교 대학원 메카트로닉스공학과
E-mail : holosergi@ihanyang.ac.kr

Tel : (031) 400-4062, Fax : (031) 406-5550

* 국방과학연구소

** 대우자동차 기술연구소

*** 고속철도기지인수운영단

*** 정회원, 한양대학교 공학대학 기계정보경영학부

안하고자 한다. 팬터그래프의 동역학적 모델링에 바탕을 두는 제어이론 및 액츄에이터가 적용되는 능동 팬터그래프의 개발을 위해서라도 팬터그래프 시스템의 정확한 모델링은 중요하다고 할 수 있다. 먼저 가선계의 유한요소 해석을 통하여 한 경간(span) 내에서의 위치에 따른 강성값을 구하고 이를 다시 주기함수로 근사화하였다. 팬터그래프 시스템을 실제 모델과 유사한 형태로 모델링을 하여 운동방정식을 유도하였다. 또한 모델링의 타당성을 확인하기 위하여 실제 시스템의 가진 시험 결과와 비교하였다. 제안된 모델을 이용하여, 가선과 팬터그래프 사이에서 발생하는 접촉력을 시뮬레이션 하였다. 이는 실제 차량에 적용되기 전 팬터그래프 시스템의 거동을 예측할 수 있게 한다. 궁극적으로는 제안된 모델을 이용하여 최적화된 팬터그래프의 동적 설계변수를 선정하는데 바탕을 두고자 한다.

2. 팬터그래프 시스템 모델링

2.1 가선계

가선계는 접촉선(contact wire), 조가선(messenger wire), 드로퍼(dropper), 가동 브라켓(moving bracket), 곡선당김금구(steady arm)등으로 구성되어 있다. 접촉선은 팬터그래프의 팬헤드와 직접 접촉하는 부분이며 조가선은 접촉선을 위에서 지지해 주는 부분으로서 접촉선이 일정한 높이를 갖게 하고 전체적으로 강성을 균일하게 하기 위해 설치된다. 드로퍼는 접촉선과 조가선을 연결하는 선으로 경간 내의 위치에 따라

다른 길이로 설치됨으로써 조가선의 처짐에도 접촉선은 일정한 높이를 갖게 된다. 가동 브라켓은 전주(electric pole)로부터 뺀어나와 조가선을 지지하는 부분으로 한 경간의 시작과 끝을 이룬다. 곡선당김금구는 접촉선과 팬헤드의 일부분 접촉에 의한 편마모 방지를 위해 경간 단위로 설치된다. 지지대는 조가선을 지지하는 기둥으로 모델링시에는 외팔보로 간주할 수 있다. 두 지지대 사이를 경간이라고 말하고 일반적으로 각각의 지지대는 63m의 간격으로 설치되어 있다. Fig. 1에 단순 가선계의 구조를 나타내었다.

2.2 가선계 모델링

접촉선과 조가선은 일정한 장력이 가해지고 있는 인장보로 간주하였다. 드로퍼와 가동브라켓, 곡선당김금구는 양쪽 끝에 질량을 갖는 스포링으로 모델링하였다. 여기서 가선계의 대략적인 모델요소를 표현하면 Fig. 2와 같이 나타낼 수 있다.

경부고속전철의 선로에는 구간별로 특성이 다른 가선계가 설치되어 있다. 가장 두드러진 차이는 경간의 길이인데 이것은 38m부터 63m까지 다양한 범위가 있다. 각 경간 길이별로 설치되는 드로퍼의 개수도 6개에서부터 9개까지 달라진다. 본 연구에서는 그 중에서 대표적으로 경간 길이 40.5m, 45m, 49.5m, 63m의 4가지 경우에 대하여 각각 모델링하고 해석하였다. 여기서 사용된 가선계의 각 경간 길이 별 물성치는 Table 1과 같다.

접촉선과 조가선의 유한요소 하나를 취하여 각 절

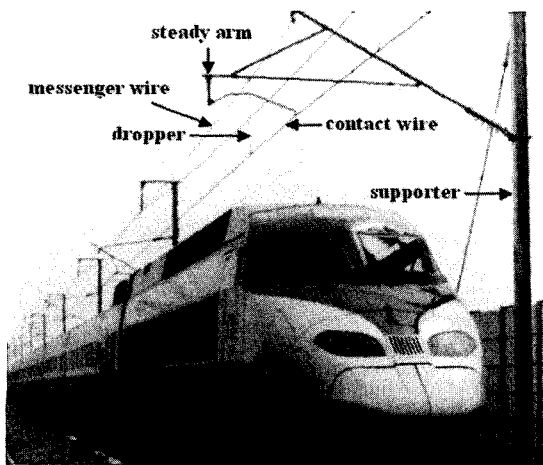


Fig. 1 The structure of a simple catenary system

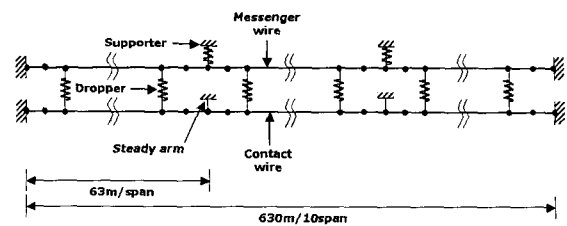


Fig. 2 Finite element model of 10 span catenary

Table 1 Parameters of each span

Span length(m)	Number of dropper	Steady arms(N/m)
40.5	6	340.2
45	7	306.2
49.5	7	278.3
63	9	218

점에서의 자유도를 표현하면 Fig. 3과 같다. 보는 비틀이나 길이방향 변형보다는 굽힘 변형이 큰 가늘고 긴 구조부재이다. 이 굽힘 변형은 횡 방향 변위와 회전 자유도로 나타나며 한 요소는 4개의 자유도를 갖게 된다. 실제로는 종 방향으로의 변형도 존재하지만 굽힘 변형량에 비해 미소하다고 가정하고 여기서는 생략하였다.

접촉선과 조가선의 요소 하나에 대한 강성행렬을 구하면 다음과 같다.

$$K_{cs} = \frac{2EI}{h} \begin{bmatrix} \frac{6}{h^2} & \frac{3}{h} & -\frac{6}{h^2} & \frac{3}{h} \\ \frac{3}{h} & 2 & -\frac{3}{h} & 1 \\ -\frac{6}{h^2} & -\frac{3}{h} & \frac{6}{h^2} & -\frac{3}{h} \\ \frac{3}{h} & 1 & -\frac{3}{h} & 2 \end{bmatrix} + \frac{2T}{h} \begin{bmatrix} \frac{3}{5} & \frac{h}{20} & -\frac{3}{5} & \frac{h}{20} \\ \frac{h}{20} & \frac{h^2}{15} & -\frac{h}{20} & -\frac{h^2}{60} \\ -\frac{3}{5} & -\frac{h}{20} & \frac{3}{5} & -\frac{h}{20} \\ \frac{h}{20} & -\frac{h^2}{60} & -\frac{h}{20} & \frac{h^2}{15} \end{bmatrix} \quad (1)$$

여기서 h 는 요소 하나의 길이이다. 다음으로 드로퍼, 가동 브라켓, 곡선당김금구의 한 요소에 대한 강성행렬을 구하면 각각 다음과 같다.

$$K_{cs} = \frac{k_s h}{5} \begin{bmatrix} \frac{13}{7} & \frac{11h}{42} & \frac{9}{14} & -\frac{13h}{84} \\ \frac{11h}{42} & \frac{h^2}{21} & \frac{13h}{84} & -\frac{h^2}{28} \\ \frac{9}{14} & \frac{13h}{84} & \frac{13}{14} & -\frac{11h}{42} \\ -\frac{13h}{84} & -\frac{h^2}{28} & -\frac{11h}{42} & \frac{h^2}{21} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$K_{cb} = \frac{k_b h}{5} \begin{bmatrix} \frac{13}{7} & \frac{11h}{42} & \frac{9}{14} & -\frac{13h}{84} \\ \frac{11h}{42} & \frac{h^2}{21} & \frac{13h}{84} & -\frac{h^2}{28} \\ \frac{9}{14} & \frac{13h}{84} & \frac{13}{14} & -\frac{11h}{42} \\ -\frac{13h}{84} & -\frac{h^2}{28} & -\frac{11h}{42} & \frac{h^2}{21} \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$K_{ca} = \frac{k_a h}{5} \begin{bmatrix} \frac{13}{7} & \frac{11h}{42} & \frac{9}{14} & -\frac{13h}{84} \\ \frac{11h}{42} & \frac{h^2}{21} & \frac{13h}{84} & -\frac{h^2}{28} \\ \frac{9}{14} & \frac{13h}{84} & \frac{13}{14} & -\frac{11h}{42} \\ -\frac{13h}{84} & -\frac{h^2}{28} & -\frac{11h}{42} & \frac{h^2}{21} \end{bmatrix} \quad (4)$$

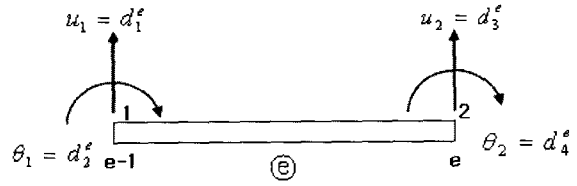


Fig. 3 Finite element of the wire

전체 가선계의 강성행렬은 각 요소별 강성행렬의 조합으로부터 얻는다.

$$K = \sum (K_{cs}, K_{cb}, K_{ca}) \quad (5)$$

이제 가선계의 위치에 따른 수직방향 강성값을 구해보기로 한다. 가선계의 정적 평형방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Kd = f \quad (6)$$

d 는 접촉선의 변위 벡터이며, f 는 접촉선에 가해지는 외력 벡터이다. 식 (6)에서 변위벡터에 관해 다시 쓰면,

$$d = K^{-1} f \quad (7)$$

식 (7)에서 접촉선의 한 절점에 수직 상 방향으로 일정한 힘이 가해지도록 f 벡터를 구성하고 식 (7)을 계산하여 그 절점의 수직 상 방향 변위를 구한다. 이러한 과정을 한 경간의 처음부터 끝까지 반복하여 접촉선의 변위벡터를 얻는다. 여기서 가했던 일정한 힘 f 를 변위벡터로 나누어 주면 식 (8)과 같이 쓸 수 있으며 이를 이용하여 각 절점의 수직방향 강성값이 구해진다.

$$k = f/d \quad (8)$$

Fig. 4~7은 경간 길이별로 구한 강성값을 한 경간씩 보여준다. 이로부터 가선계의 한 경간에서의 위치별 강성값이 구해졌고 이 값은 인접한 경간을 따라 주기적으로 반복된다. 팬터그래프로 연계된 시물레이션을 위하여 가선계의 위치에 따른 강성값을 연속적인 등가함수로 표현하면 다음과 같이 근사화 할 수 있다.

$$K(x) = K_0 \left(1 - \alpha \cos \frac{2\pi}{L} x\right) \quad (9)$$

여기서,

$$\alpha = \frac{K_{\max} - K_{\min}}{K_{\max} + K_{\min}} \quad (10)$$

$$K_0 = \frac{K_{\max} + K_{\min}}{2} \quad (11)$$

L : 1경간 길이

K_{\max} : 1경간 내 강성의 최대값

K_{\min} : 1경간 내 강성의 최소값

가선과 접촉하여 속도 V 로 움직이는 물체가 시간 t 에 따라 접하는 가선계의 강성값은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$K(t) = K_0 \left(1 - \alpha \cos \frac{2\pi V}{L} t\right) \quad (12)$$

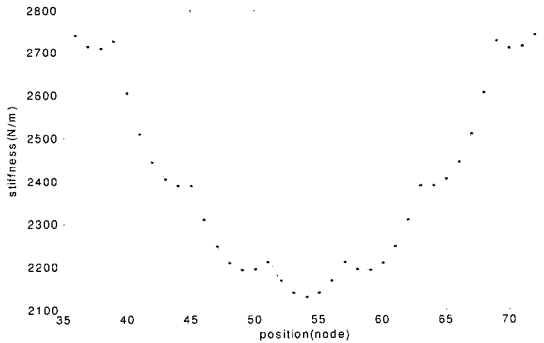


Fig. 4 Stiffness of the catenary(40.5 m span)

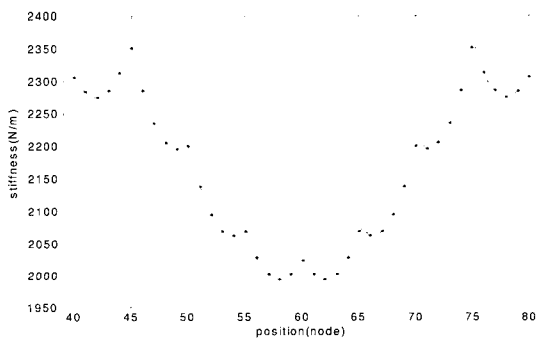


Fig. 5 Stiffness of the catenary(45 m span)

식 (9)에 의하여 앞서 해석한 4가지 가선계의 강성값을 등가함수화 할 수 있다. Fig. 8은 여기서 구한 강성의 등가함수를 각각 한 경간에 대하여 나타낸 것이다. 팬터그래프 시스템의 동력학적 모델을 해석하는데 이와 같은 가선계의 강성 함수를 이용할 수 있다. 가선계의 거동을 함수화함으로써, 팬터그래프의 동특성 해석을 쉽게 구현할 수 있다.

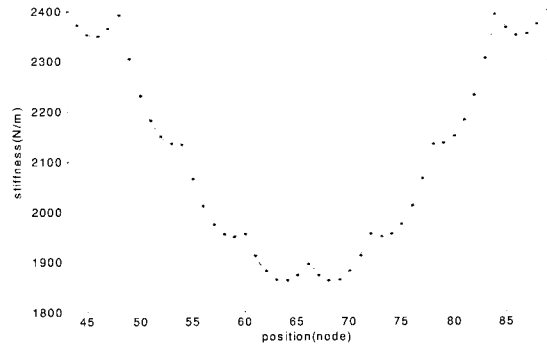


Fig. 6 Stiffness of the catenary (49.5 m span)

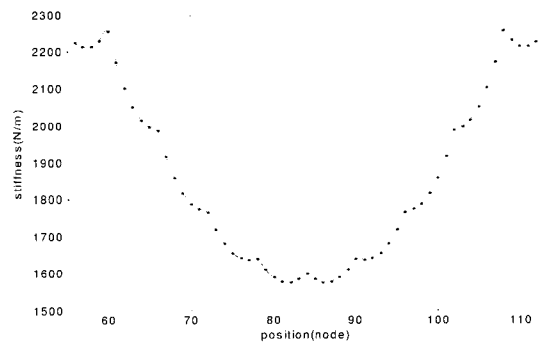


Fig. 7 Stiffness of the catenary (63 m span)

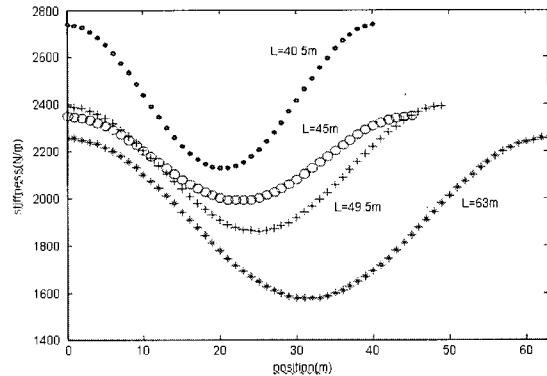


Fig. 8 Equivalent functions of the catenary stiffness

2.3 팬터그래프 시스템

Fig. 9는 고속전철에 사용되는 팬터그래프 형태를 보여준다. 이 시스템은 구성부품들의 질량, 스프링 탄성 및 댐퍼의 감쇠특성이 팬터그래프의 동적특성을 결정한다. 또한 이선의 빈도는 진동의 진폭에 의존하기 때문에 가선의 특성에 따라 팬터그래프 시스템의 설계를 최적화하여 최소한의 진폭을 유지해야 할 것이다.

2.4 시스템 모델링

팬터그래프는 하부 압과 상부 압의 전개(unfolding)로 가선의 높이에 접근하고 플런저 위에 설치된 크로스바와 팬헤드가 수직방향으로 움직여 가선에 추종하게 된다. 본 연구에서는 하부 압, 상부 압 부분의 보다 실제적인 묘사를 위해서 기구학적 구속조건을 갖는 링크로 모델링 하였다. 팬터그래프 시스템의 운동방정식을 유도하기 위한 집중질량 모델을 구성하면

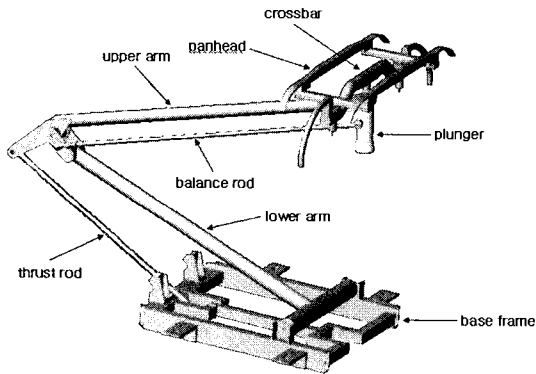


Fig. 9 Single-arm type pantograph

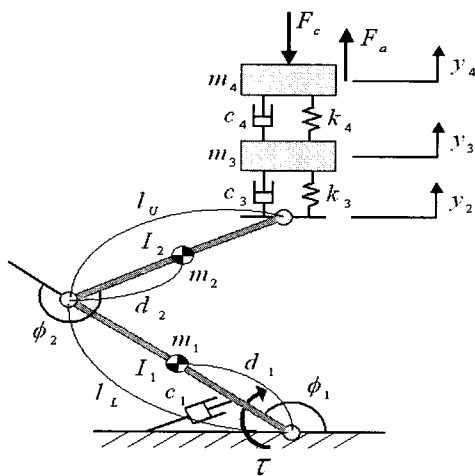


Fig. 10 Dynamic model of the pantograph

Fig. 10과 같다.

먼저 하부 압과 상부 압에 관한 운동방정식을 일반적인 형태로 쓰면 다음과 같다.

$$I^* \alpha = b + \tau^e + \tau^a \quad (13)$$

여기서, I^* 는 일반화된 관성행렬을 나타내며 식 (14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$I_{ij}^* = \sum_{k=1}^2 \left[I_k g_{ki} g_{kj} + m_k g_{ki}^x g_{kj}^x + m_k g_{ki}^y g_{kj}^y \right] \quad (14)$$

또한, b 는 2차원 벡터로 다음과 같이 표현된다.

$$\underline{b} = \begin{bmatrix} \dot{\phi}^T \left(\frac{1}{2} \left[\frac{\partial I^*}{\partial \phi_1} \right] - \left[\frac{\partial I_1^*}{\partial \phi} \right] \right) \dot{\phi} \\ \dot{\phi}^T \left(\frac{1}{2} \left[\frac{\partial I^*}{\partial \phi_2} \right] - \left[\frac{\partial I_2^*}{\partial \phi} \right] \right) \dot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 2m_2 l_1 d_2 \dot{\phi}_1 \dot{\phi}_2 \sin \phi_2 + m_2 l_1 d_2 \dot{\phi}_2^2 \sin \phi_2 \\ -m_2 l_1 d_2 \dot{\phi}_1^2 \sin \phi_2 \end{bmatrix} \quad (15)$$

그리고, α 는 각 가속도, τ^e 는 회전 조인트에서의 외력 토크, τ^a 는 압상력을 주기 위한 토크를 나타내며 다음과 같이 표현된다.

$$\alpha = \begin{bmatrix} \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{\phi}_2 \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$\tau^e = \begin{bmatrix} -c_1 \dot{\phi}_1 - k_1 \phi_1 \\ -c_3 (\dot{y}_2 - \dot{y}_3) l_u \cos \theta - k_3 (y_2 - y_3) l_u \cos \theta \end{bmatrix} \quad (17)$$

$$\tau^a = \begin{bmatrix} \tau \\ 0 \end{bmatrix} \quad (18)$$

이상 유도된 관계식을 정리하면 하부 압과 상부 압에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} & \left[I_1 + m_2 (l_1 d_2 \cos \phi_2 + d_2^2) \right] \ddot{\phi}_1 + (I_2 + m_2 d_2^2) \ddot{\phi}_2 \\ & + m_2 l_1 d_2 \dot{\phi}_2^2 \sin \phi_2 + c_3 (\dot{y}_2 - \dot{y}_3) l_u \cos \theta + k_3 (y_2 - y_3) l_u \cos \theta = 0 \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} & \left[I_1 + m_1 d_1^2 + I_2 + m_2 (l_1^2 + d_2^2 + 2l_1 d_2 \cos \phi_2) \right] \ddot{\phi}_1 + \left[I_2 + m_2 (l_1 d_2 \cos \phi_2 + d_2^2) \right] \ddot{\phi}_2 \\ & - 2m_2 l_1 d_2 \dot{\phi}_1 \dot{\phi}_2 \sin \phi_2 - m_2 l_1 d_2 \dot{\phi}_2^2 \sin \phi_2 + c_1 \dot{\phi}_1 + k_1 \phi_1 = \tau \end{aligned} \quad (20)$$

크로스바와 팬헤드는 상하로 수직운동만 한다고 가정하면, 운동방정식은 다음과 같이 유도된다.

$$m_3 \ddot{y}_3 + c_3 (\dot{y}_3 - \dot{y}_2) + c_4 (\dot{y}_3 - \dot{y}_4) + k_3 (y_3 - y_2) + k_4 (y_3 - y_4) = 0 \quad (21)$$

$$m_4 \ddot{y}_4 + c_4 (\dot{y}_4 - \dot{y}_3) + k_4 (y_4 - y_3) = -F_c + F_a \quad (22)$$

F_c 는 접촉선과 팬헤드간의 접촉력을 나타내며 가선계의 강성과 팬헤드의 수직방향 변위의 곱으로서 식 (23)과 같이 표현된다.

$$F_c = k(t) \cdot y_4 \quad (23)$$

상부암과 하부암이 갖는 구속조건을 유도하기 위하여 하부암이 구성하는 4절 링크에 대해 따로 분리해보면 Fig. 11과 같다.

각 링크의 길이와 각에 관한 관계식은 다음과 같다.

$$\theta_2 = 2 \tan^{-1} \left(\frac{-A + \sqrt{A^2 + B^2 - C^2}}{C - B} \right) \quad (24)$$

여기서,

$$A = 2l_1 l_2 \sin \theta_1$$

$$B = 2l_2 l_4 + 2l_1 l_2 \cos \theta_1$$

$$C = l_3^2 - l_1^2 - l_2^2 - l_4^2 - 2l_1 l_4 \cos \theta_1$$

상부 암과 하부 암에 대한 구속 조건식은 다음과 같다.

$$y_2 = l_L \sin \phi_1 + l_U \sin (\phi_1 + \phi_2) \quad (25)$$

$$\phi_2 = \theta_2 - \phi_1 + 2\pi \quad (26)$$

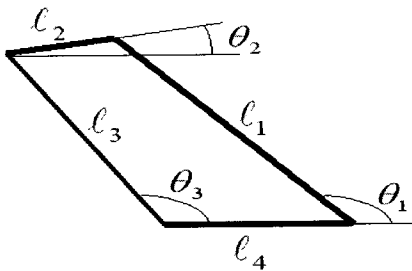


Fig. 11 Four-bar linkage of the lower arm

3. 가진실험

3.1 가진실험 장치

팬터그래프의 동특성 측정을 위한 실험장치를 Fig. 12에 나타내었다. 실제 고속철도에서 접촉선 역할을 하는 가진기(exciter)의 헤드가 팬터그래프 팬헤드 상부에서 회전하게 된다. 가진시험을 위하여 제작된 팬터그래프 시스템을 먼저 고정장치에 고정하고, 팬터그래프의 팬헤드 상부와 크로스바, 플런저에 가속도 센서를 부착하였다. 그리고 가진기 헤드로 특정한 주파수와 진폭으로 가진하는 과정을 통하여 각각의 위치에서 가속도를 측정하였다. 여기서 나온 가속도 신호를 주파수 영역에서 스펙트럼 분석을 실시하여 이를 다시 변위의 차원으로 변환함으로써 팬터그래프의 변위 폭을 구할 수 있다.

3.2 시뮬레이션

팬터그래프 시스템 모델링이 실제 시스템의 거동을 잘 묘사하는지 확인하기 위하여 실제 가진시험 결과와 비교하였다. 시뮬레이션을 위하여 앞서 구한 운동방정식을 Simulink화 하였으며, 제작된 시스템의 초기 설계변수 값을 그대로 활용하였다. 또한 실제 가진 시험과 같은 상황을 묘사하기 위해 팬헤드 질량에 동일한 주파수와 진폭으로 가진력을 부여하고, 각 질량에서 시간에 따른 변위값을 산출하였다. 그리고 변위값을 다시 주파수 영역에서의 응답해석을 위하여 FFT(Fast Fourier Transform)에 의해 주파수 변환하여 실제 시스템의 가진 시험 결과와 비교하였다.

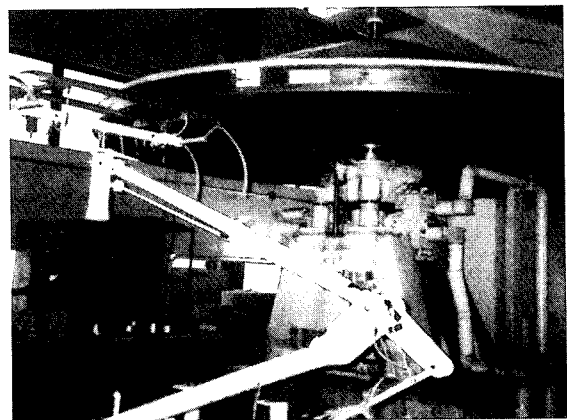
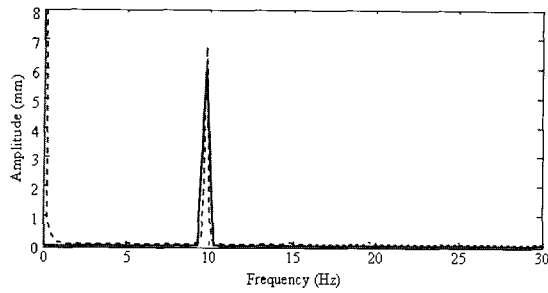
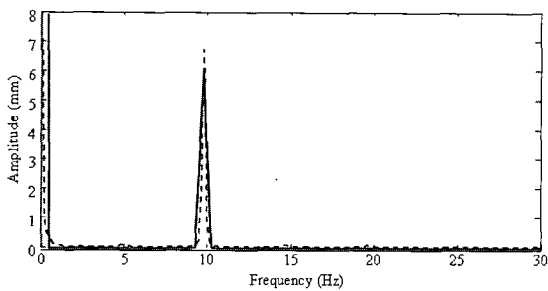


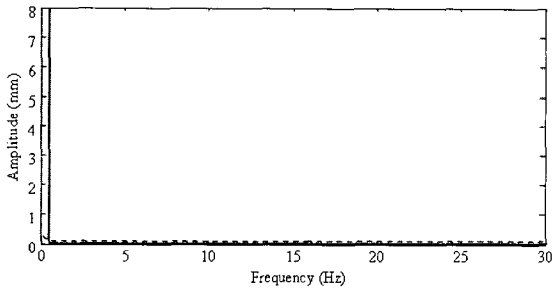
Fig. 12 The structure of exciter



(a) Pan-head

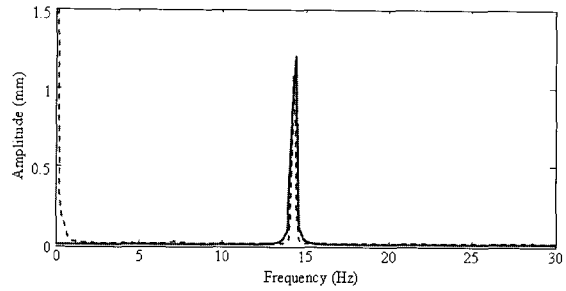


(b) Crossbar

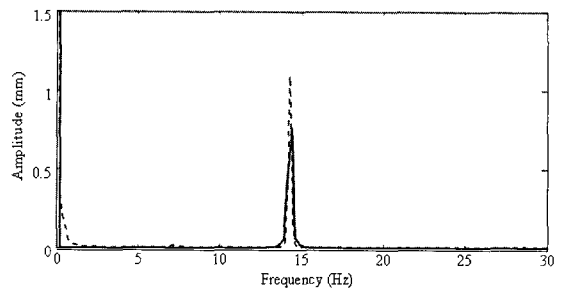


(c) Plunger

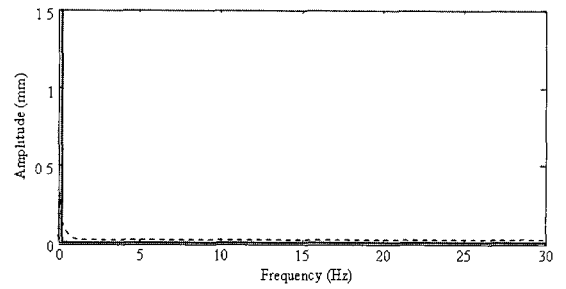
Fig. 13 Frequency spectrum at 9.8 Hz, 3.48 mm excitation



(a) Pan-head



(b) Crossbar



(c) Plunger

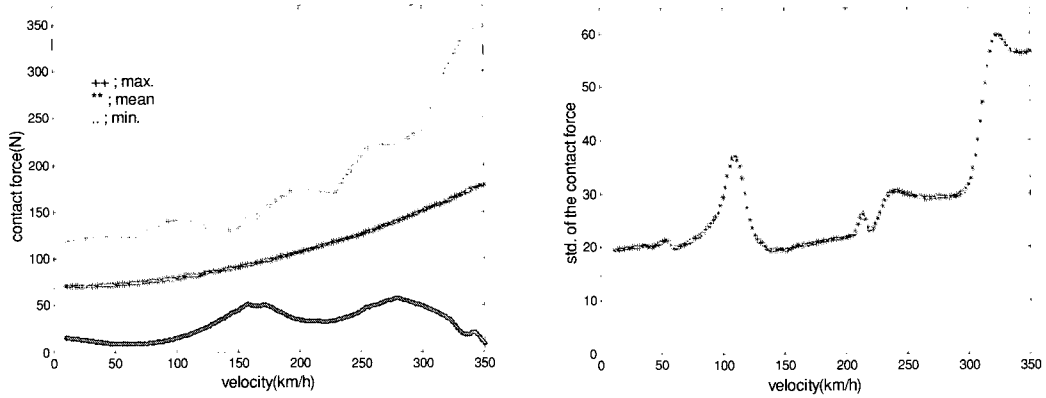
Fig. 14 Frequency spectrum at 14.3 Hz, 1.5 mm excitation

Fig. 13, 14는 각각 9.8 Hz, 14.3 Hz의 두 가지 실험조건을 대상으로 실제 실험값과 시뮬레이션 값을 비교한 것이다. 그래프의 실선부분은 실제실험 데이터를 나타내며, 점선부분은 시뮬레이션 결과를 나타낸다. 진폭에는 근소한 차이가 있지만 발생 고유주파수 영역에 있어서는 실제 실험 결과에 상당히 근사한 형태로 묘사되고 있음을 알 수 있다.

4. 접촉력 해석

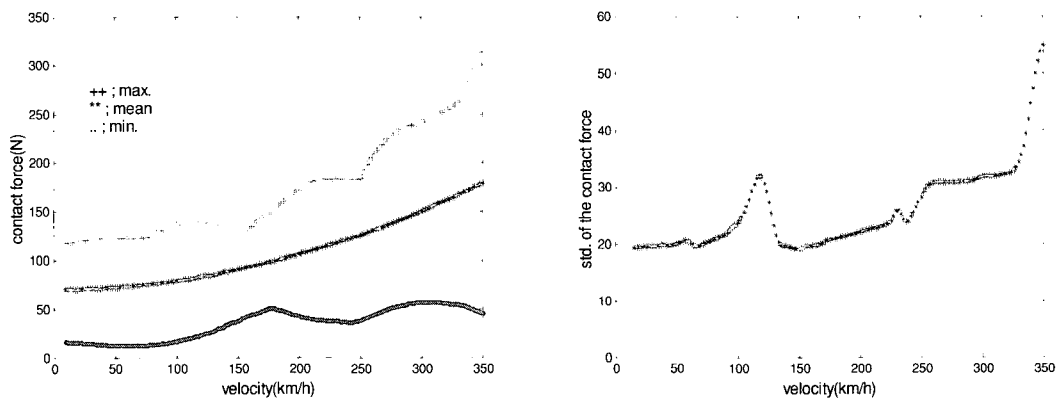
앞서 제시한 가선계와 팬터그래프의 모델링을 이용하여 접촉선과 팬헤드간의 접촉력을 계산하였다. 시

뮬레이션은 가선계 경간별(40.5 m, 45 m, 49.5 m, 63 m)로 고속전철 운행속도 100~350 km/h의 범위에서 수행하였고 출력결과는 접촉력의 평균, 최대, 최소값과 표준편차를 Fig. 15~Fig. 18에서 보여주고 있다. 접촉력의 평균값은 속도의 증가에 따라 일정하게 증가하는 경향을 보였으며, 접촉력의 표준편차는 속도의 증가에 따라 대체적으로 증가하는 경향을 보이나 특정 속도영역에서 급격히 증가하는 형태를 보여주었다. 이러한 영역에서는 접촉력의 최대값이 과다하게 커지고 최소값은 0에 가깝게 떨어지고 있다. 이것은 가선계와 팬터그래프간의 공진현상으로 그 움직임이 급격히 증가하여 접촉력의 변화폭도 커지기 때문으로



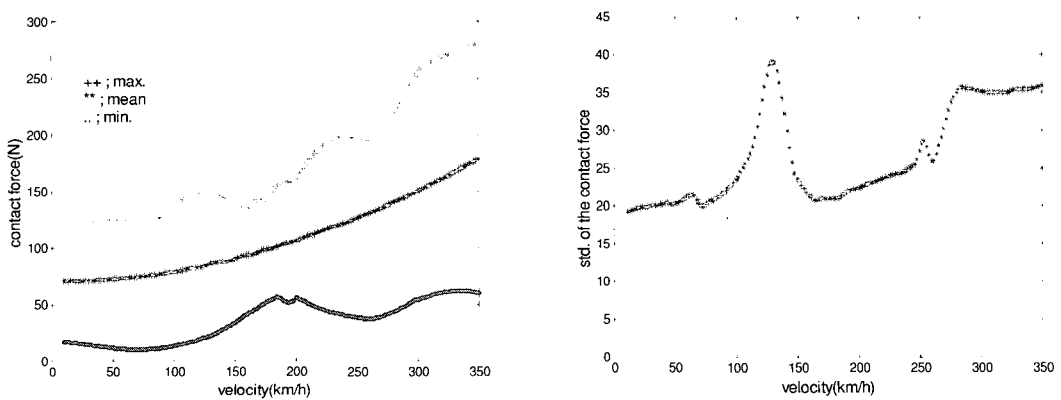
(a) Max., mean & min. of the contact force (b) Standard deviation of the contact force

Fig. 15 Contact force analysis at the velocity of 0~350 km/h (40.5 m span)



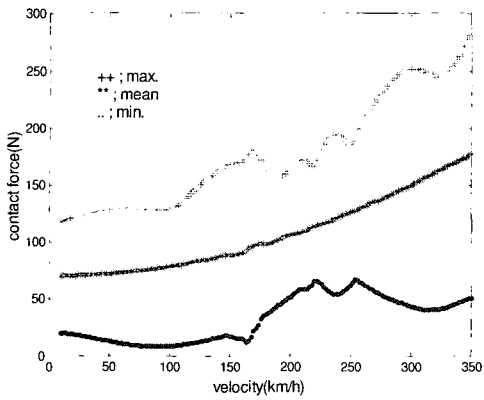
(a) Max., mean, & min. of the contact force (b) Standard deviation of the contact force

Fig. 16 Contact force analysis at the velocity of 10~350 km/h (45 m span)

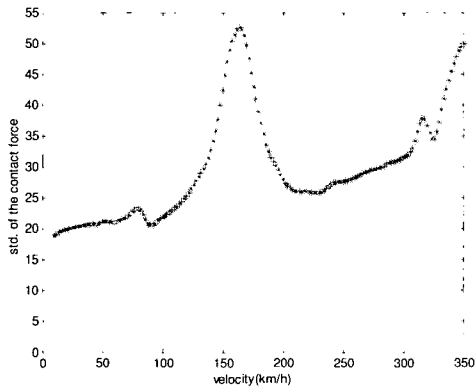


(a) Max., mean, & min. of the contact force (b) Standard deviation of the contact force

Fig. 17 Contact force analysis at the velocity of 10~350 km/h (49.5 m span)



(a) Max., mean, & min. of the contact force



(b) Standard deviation of the contact force

Fig. 18 Contact force analysis at the velocity of 10~350 km/h (63 m span)

생각된다. 또한, 가선계의 경간 길이별로 접촉력의 변화가 심한 속도영역이 있음을 알 수 있다. 이는 팬터그래프의 추종성능에 큰 영향을 미치는 요소로서 운행속도와 더불어 가선계의 구조도 고려되어야 함을 말해주는 것이다.

5. 결론

본 논문에 대한 결과는 다음과 같다.

(1) 가선계는 구간별로 유한요소 해석을 통하여 한 경간 내의 위치에 따른 수직방향 강성값을 구하고 이를 다시 주기함수로 근사화하였다.

(2) 고속에서의 응답성을 충분히 고려하기 위하여 접촉선과 조가선을 굵힘 강성과 장력을 가진 인장보로서 모델링하였다.

(3) 팬터그래프는 링크구조를 실제적으로 묘사할

수 있도록 다물체 동역학을 이용하여 모델링하고 운동방정식을 유도하였다.

(4) 팬터그래프 시스템 모델링의 타당성을 확인하기 위해서 실제 시스템의 가진 시험 결과와 비교 검토하였다.

(5) 가선과 팬터그래프의 접촉력을 시뮬레이션 하였으며 추후에는 실제 시스템의 작동상태에서 접촉력을 측정하여 시뮬레이션 결과와 비교하는 과정이 필요하다.

(6) 제안된 팬터그래프 시스템 모델을 이용하여 최적화된 팬터그래프의 동적 설계변수를 선정하는데 바탕이 되었다.

후 기

본 연구는 2001년도 생산기술연구원의 위탁과제 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

참 고 문 헌

- (1) Diana, G., Collina, A., Fossati, F. and Resta, F., 1996, "Active Control of High Speed Train Pantographs," Third International Conference on Motion and Vibration Control, Chiba.
- (2) Diana, G., Fossati, F. and Resta, F., 1998, "High Speed Railway: Collecting Pantographs Active Control and Overhead Lines Diagnostic Solutions," *Vehicle System Dynamics*, 30, pp. 69~84.
- (3) Wu, T. X. and Brennan, M. J., 1997, "Active vibration control of a railway pantograph," *ImechE*.
- (4) Wu, T. X. and Brennan, M. J., 1998, "Basic Analytical Study of Pantograph-catenary System Dynamics," *Vehicle System Dynamics*, 30, pp. 443~456
- (5) Wu, T. X. and Brennan, M. J., 1999, "Dynamic Stiffness of a Railway Overhead Wire System and Its Effect on Pantograph-catenary System Dynamics," *Journal of Sound and Vibration* Vol. 219, No. 3, pp. 483~502.
- (6) Balestrino, A., Bruno, O., Landi, A. and

Sani, L., 2000, "Innovative Solutions for Overhead Catenary-Pantograph System: Wire Actuated Control and Observed Contact Force," *Vehicle System Dynamics*, 33, pp. 69~89

(7) Lesser, M., Karlsson, L. and Drugge, L., 1996, "An interactive Model of a Pantograph-catenary System," *Vehicle System Dynamics Supplement 25*, pp. 397~412.

(8) Poetsch, G., Evans, J., Meisinger, R., Kortüm, W., Baldauf, W., Veitl, A. and Wallaschek, J., 1997, "Pantograph/Catenary Dynamics and Control," *Vehicle System Dynamics*, 28, pp. 159~195.

(9) Tesar, D. and Tosunoglu, S., 1992, "Advanced Robotics for Mechanical Engineers," University of Texas-Austin.

(10) Jean-Jacques E. Slotine, and Weiping Li, 1991, "Applied Nonlinear Control," Prentice-Hall, Inc.

(11) 김병진, 2000, "고속전철용 가선/팬터그래프 시스템의 동특성 해석에 관한 연구," 한양대학교 대학원.

(12) 김정수, 박성훈, 2001, "설계변수 변화에 따른 KTX가선계의 동적응답 해석," 한국소음진동공학회논문집, 제 11 권, 제 2 호, pp. 346~353.