

고속전철용 판토틀래프의 동적 특성 연구

김진우* · 박동진** · 한창수*** · 정경렬****

The Study On The Dynamic Characteristics For The Pantograph Of A High-speed Rail Vehicle

Jinwoo Kim, Tongjin Park, Changsoo Han and Kyulryul Chung

Key Words : Pantograph(판토틀래프), High-speed rail vehicle(고속전철), Contact force(접촉력), Loss of contact(이선), Active-pantograph(능동판토틀래프)

Abstract

In this paper, the dynamic response of the pantograph system that supplies electrical power to a high-speed rail vehicle were investigated. The analyses of the catenary based on the Finite Element Method (FEM) is executed to develop a pantograph fits well in high-speed focused on the dynamic characteristic analysis of the pantograph system. By simulation of the pantograph-catenary system, the static deflection of the catenary, the stiffness variation in contact lines, the dynamic response of the catenary undergoing constant moving load and the contact force analysis were executed. By the pantograph-catenary analysis, the design parameters of a pantograph could be optimized. For more improving the dynamic characteristics of the pantograph, the active-pantograph was investigated by controlling a contact force. The active pantograph showed the better performance compared to the parameter-optimized. However, the parameter-optimized pantograph would be acceptable for a high-speed rail vehicle through the design-parameter analysis.

	기호설명	U_m, U_c	: 조가선과 접촉선의 변위
m_1	: 판토틀래프 프레임 질량	K_b, K_s	: 드롭퍼와 지지대의 등가 강성
m_2	: 판토틀래프 플러저 질량	P	: 접촉력
m_3	: 판토틀래프 펜헤드 질량		
c_1	: 프레임 댐퍼		
c_2	: 플러저 댐퍼		
c_3	: 펜헤드 댐퍼		
k_1	: 프레임 스프링 강성		
k_2	: 플러저 스프링 강성		
k_3	: 펜헤드 스프링 강성		
F_L	: 정적 압상력		
F_2, F_3	: 플러저와 펜헤드의 양력		
m_m, m_c	: 조가선과 접촉선 요소의 질량		
EI_m, EI_c	: 조가선과 접촉선의 굽힘 강성		
T_m, T_c	: 조가선과 접촉선의 장력		

1. 서론

고속전철의 고속화에 따라 수반 되는 문제 중의 하나는 바로 안정된 집전 능력의 확보에 있다. 즉, 고속전철의 안정적인 운행을 위해서는 열차 주행 시 가선계와 집전계가 완전한 접촉을 유지하여 안정된 전력공급이 이루어져야만 한다.

하지만 고속전철의 운행 속도가 증가함에 따라, 가선계의 동적변화의 폭을 증가시키고, 그 결과로 가선계와 집전계 사이에 이선을 발생시키며, 이에 따라 전기적 충격과 마모로서 집전장치를 손상시킨다. 이런 현상으로 인하여 전철의 고속화에 어려움이 발생하게 된다. 이러한 문제를 해결하기 위해서는 고속에 적합한 가선으로 대체되거나, 또는 판토틀래프 자체를 개량하여 동적인 움직임이

* 회원, 한양대학교 대학원 기전공학과
 ** 회원, 한양대학교 대학원 정밀기계공학과
 *** 회원, 한양대학교 기계공학부
 **** 한국생산기술연구원

최소화 할 필요가 있다.

고속 주행 능력을 확보하기 위한 연구는 우리나라 뿐만 아니라, 많은 나라에서 고속전철 기반 기술로서 활발히 이루어져 왔다. 여기에 고속에서 판토크래프의 집전 성능을 극대화 시킴으로써, 보다 안정된 집전 능력의 확보를 위하여 가선계와 판토크래프 사이에서 발생하는 접촉력을 해석하여 능동적으로 제어하는 방법 또한 제시되고 있는 상황이다.

이처럼 능동 판토크래프가 점차적으로 연구되고 있지만, 제어이론이 적용되는 능동 판토크래프의 개발을 위해서라도 집전계에서의 거동 예측은 중요하다고 할 수 있다.

본 논문에서는 고속에서 적합한 판토크래프 개발을 위해 가선계에 의한 판토크래프의 동특성 해석에 초점을 맞추어, 판토크래프의 동특성을 연구한다. 판토크래프의 집전 성능을 판단하는 변수로써, 접촉력을 그 대상으로 하였다. 판토크래프와 가선계 사이의 관계에서 유도되는 운동 방정식으로부터 동적 특성에 중요한 역할을 하는 접촉력(contact force)을 산출한다. 또한 집전 성능의 향상을 보다 고찰하기 위하여, 이 접촉력을 제어하는 제어기를 추가한 능동 판토크래프 역시 고려해 본다. 접촉력 산출 결과에 따른 각각의 설계 변수들을 산출함으로써, 고속에서의 판토크래프의 안정된 집전성능을 알아보도록 한다.

2. 가선 및 판토크래프의 모델링

2.1 가선계의 모델링

설계변수 변화에 따른 가선의 동적인 특성을 이해하기 위해서 실제와 가까운 가선계의 모델링을 한다. 단순 가선계의 구조는 Fig. 1 과 같다.

접촉선(contact wire)은 고주파 응답성분을 고려하여 일정한 장력이 가해지고 있는 인장보로 간주하였다. 조가선(messenger wire)은 접촉선과 마찬가지로 일정한 장력이 가해지고 있는 인장보로 간주하였다.

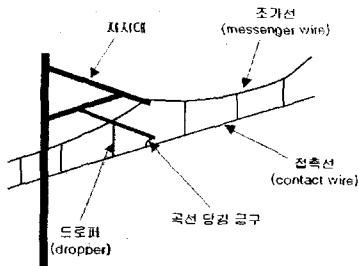


Fig. 1 Simple catenary system

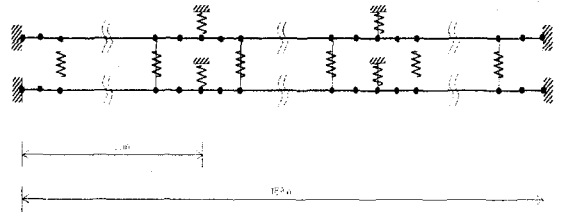


Fig. 2 Finite element model of the catenary

드롭퍼(dropper)는 질량과 스프링으로 모델링을 하였다. 곡선당김금구의 모델링은 접촉선에서 질량과 스프링으로 모델링을 하였다. 지지대는 조가선을 지지하는 기둥으로 모델링 시에는 외팔보로 간주할 수 있다. 곡선당김금구와 마찬가지로 등가한 질량과 스프링으로 모델링을 하였다.

이 요소들을 모델링 하여 나타낸 그림은 Fig. 2 와 같다.

2.2 판토크래프의 모델링

판토크래프의 상승 및 하강과 일정한 압력으로 전차선을 밀어주는 정적 압상력(static uplift force)은 프레임의 하부에 장착된 공압실린더 또는 스프링에 의해 조절된다. Fig. 3은 현재 고속전철에 사용될 판토크래프의 형태와 모델링을 보여 주고 있다.

여기서 m_3 는 집전판에서부터 2차 서스펜션의 스프링 이전까지의 부품이 해당되며 m_2 는 2차 서스펜션의 스프링 이후부터 주플런저의 스프링 이전까지의 부품이 해당된다. 그리고 m_1 은 주플런저의 스프링 이후부터 나머지 부분이 해당된다. 또한 집전판에는 접촉력 $P(t)$ 가 작용하고 m_1 에는 정적 압상력 F_L 이 작용하며, 집전판과 집전판 지지부에는 공력에 의한 압상력이 작용한다. 여기서 공력에 의한 압상력은 주행속도의 제곱에 비례한다. 판토크래프 각 부위의 상하방향 운동변위는 y_1, y_2, y_3 로 표현된다.

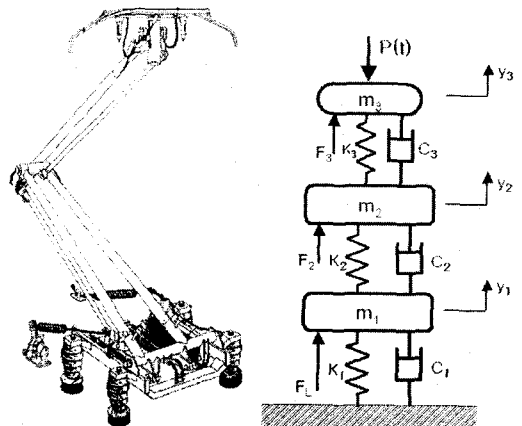


Fig. 3 GPU-type pantograph and modeling

2.3 가선계와 판토크래프의 해석

가선계를 현 모델이 아닌 보 모델을 사용한 것에 대한 타당성을 확인해 보도록 한다. 앞서 설명한 바와 같이, 접촉부의 고주파 응답성분을 고려하여 가선계를 인장보로써 간주하여, 지배 방정식을 구하였다.

접촉선의 지배방정식으로부터 k 를 파동수(wave number), ω 를 주파수라고 하면 ω 와 k 사이에는 다음과 같이 식 (1)의 관계가 성립한다.

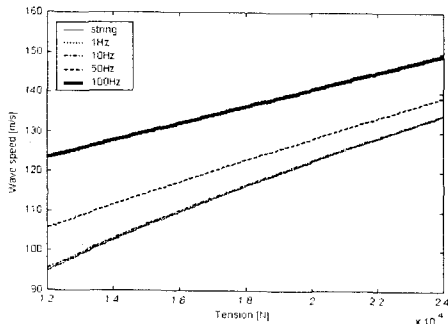
$$k = \pm \left\{ -\frac{T}{2EI} + \left[\left(\frac{T}{2EI} \right)^2 + \left(\frac{\rho}{EI} \right) \omega^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/2} \quad (1)$$

또한 보에서의 전파속도는 $c = \omega/k$ 이므로

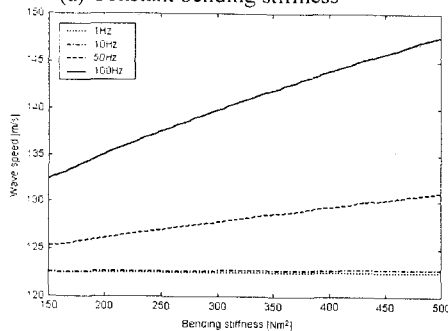
$$c = \pm \left\{ \frac{T}{2\rho} + \left[\left(\frac{T}{2\rho} \right)^2 + \left(\frac{EI}{\rho} \right) \omega^2 \right]^{1/2} \right\}^{1/2} \quad (2)$$

식 (2)는 파동 전파속도를 장력 T 및 굽힘강성 EI 의 함수로 나타낸 것이다. 위 식은 파동 주파수 ω 에 따라 변하는 특성을 잘 보여준다.

Fig. 4의 (a)는 굽힘 강성이 $EI_c = 322.2$ [Nm²]일 때 파동전파 속도와 장력(T)사이의 함수 관계를 나타내고 있다. 저주파 영역에서의 현과 보의 파동전파 속도는 차이가 거의 없이 동일함을 알 수 있다.



(a) Constant bending stiffness



(b) Constant tension

Fig. 4 Wave propagation velocity

1[Hz]와 10[Hz] 성분의 경우도 거의 동일하다. 하지만 고주파 영역으로 갈수록 전파속도는 현의 경우보다 증가된 결과를 보여준다. 또한 장력이 증가함에 따라, 보의 굽힘 강성에 의한 항이 상대적으로 감소하므로, 현 모델과 보 모델이 근접한 결과를 나타냄을 알 수 있다.

Fig. 4의 (b)는 장력 $T=20,000$ [N]일 때 파동전파 속도와 굽힘 강성(EI) 사이의 함수 관계를 나타내고 있다. Fig. 4의 (a)와 마찬가지로, 고주파 영역으로 갈수록 전파속도는 현의 경우보다 높은 민감도를 보여주고 있다. 따라서 장력과 굽힘 강성의 상대적 크기에 의해, 인장보의 동특성은 현과 보의 특성을 동시에 가진다고 할 수 있다. 실제 가선의 경우 고주파 성분을 제외하고는 장력이 압도적인 영향을 갖는 것으로 알려져 있다.

그러나 현재 한국형 고속전철에서 목표로 하고 있는 시속 350[km/h]의 고속에서는, 고주파 영역이 상당한 영향을 미치므로, 굽힘 강성의 영향 또한 무시할 수 없이 작용하고 있다.

본 논문에서는, 자체 굽힘 강성을 가지는 인장보로써 가선을 해석하고, 판토크래프의 운동방정식을 유도하였다. 판토크래프로부터 접촉선에 대한 입력을 비보존력으로써 고려한다면 다음 식과 같다.

$$\delta w_{nc} = \int F(t) \delta u_c dx \quad (3)$$

$$F(t) = P \delta(x - Vt) \quad (4)$$

여기서 P 는 판토크래프로부터 접촉선에 가해지는 힘의 크기를 나타낸다. 판토크래프와 가선의 운동방정식은 다음과 같다.

• 접촉선의 운동방정식

$$m_c \frac{\partial^2 u_c}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI_c \frac{\partial^2 u_c}{\partial x^2} \right) - T_c \frac{\partial^2 u_c}{\partial x^2} = P \delta(x - Vt) \quad (5)$$

• 조가선의 운동방정식

$$m_m \frac{\partial^2 u_m}{\partial t^2} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(EI_m \frac{\partial^2 u_m}{\partial x^2} \right) - T_m \frac{\partial^2 u_m}{\partial x^2} = 0 \quad (6)$$

• 드로퍼에 의한 접촉선과 조가선의 연성 관계식

$$\sum_{j=1}^M k_j \{u_m(x_j) - u_c(x_j)\} = 0 \quad (7)$$

• 지지대에 의한 각 경간에서의 관계식

$$\sum_{i=1}^M k_i \{u_m(x_i)\} = 0 \quad (8)$$

• 3 자유도 판토크래프 운동 방정식

$$m_1 \ddot{y}_1 - c_1 \dot{y}_2 - k_1 y_2 + c_2 \dot{y}_3 + k_2 y_3 = -F(x) + F_3 \quad (9)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 - c_2 \dot{y}_1 - k_2 y_1 + (c_2 + c_3) \dot{y}_2 + (k_2 + k_3) y_2 - c_3 \dot{y}_3 - k_3 y_3 = F_2 \quad (10)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 + (c_1 + c_2) \dot{y}_1 + (k_1 + k_2) y_1 - c_2 \dot{y}_2 - k_2 y_2 = F_1 \quad (11)$$

식 (5)~식 (11)을 통해, 유한 요소법을 이용하여 판토크래프를 해석한다.

3. 제어기

접촉선과 판토크래프 집전판 사이에 작용하는 접촉력을 정확히 구하는 것은 무엇보다 중요하다. 고속 주행 시에 발생하는 현상에 대해서 좀 더 명확하게 알 수 있고, 그에 따라 최적의 동특성을 보이는 판토크래프의 사양을 결정할 수 있다. 또한 능동 판토크래프 적용에 있어서, 제어 대상이 되는 변수로 적용할 수 있다. 그러므로 본 논문에서는 앞서 유도한 운동방정식을 바탕으로 접촉력을 산출하고 이를 제어하는 제어기를 설계한다.

3.1 접촉력의 계산

판토크래프의 이동에 따른 접촉선과 접촉거리와의 관계는 Fig. 5와 같다고 가정할 때, 접촉력을 구하기 위해서는 다음과 같은 조건이 추가된다.

$$Y(t + \Delta t) = \gamma Y(t + \Delta t) + \delta \dot{y}_m(t + \Delta t) \quad (12)$$

$$\gamma = \frac{b(t + \Delta t)}{l} \quad (13)$$

$$\delta = \frac{a(t + \Delta t)}{l} \quad (14)$$

판토크래프가 위치하는 양 옆의 질점에 가해지는 힘 $F_k(t)$ 는 선형보간법을 이용해서, 식 (15)와 같이 구한다.

$$F_k(t) = \begin{cases} b(t)P_m(t)/l & (k=i) \\ a(t)P_m(t)/l & (k=i+1) \\ 0 & \text{others} \end{cases} \quad (15)$$

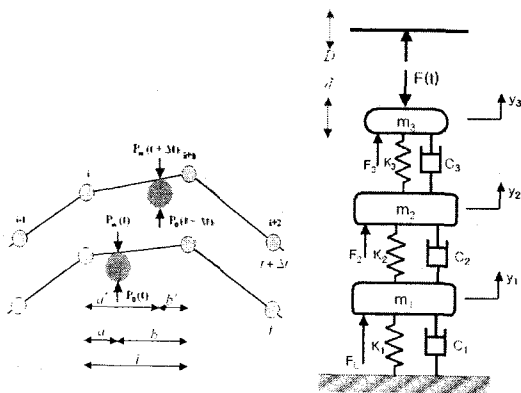


Fig. 5 The model of contact force analysis

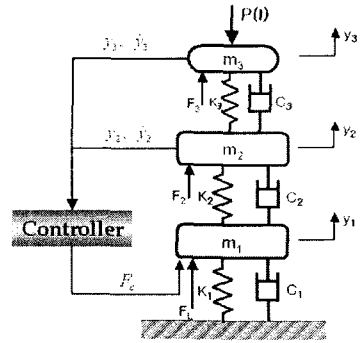


Fig. 6 Pantograph control model

3.2 최적 제어기 설계

대부분의 판토크래프들이 압상력을 주기위해 프레임 부분에 공압 실린더나 용수철 등을 설치하여 힘을 가하고 있다. 따라서 이러한 기구부를 조금만 수정하면 바로 능동 제어로 적용할 수 있다. 액추에이터를 팬헤드 부분에 장착하는 방법도 고려해 볼 수 있으나, 그러한 방법은 팬헤드의 질량을 증가시키는 효과를 가져오게 되고, 따라서 동적 추종성을 감소시키는 역할을 하게 된다.

Fig. 6은 능동 판토크래프의 제어 모델을 나타내고 있다. 이 모델에 대한 제어는 m_2 와 m_3 의 상태변수를 피드백(feedback)하여 판토크래프 하단부인 m_1 에 제어신호를 입력한다. 제어입력은 식 (16)과 같이 상태변수의 선형 조합과 정적 압상력의 합으로서 결정된다.

$$F_m = -(k_1 y_2 + k_2 \dot{y}_2 + k_3 y_3 + k_4 \dot{y}_3) + F_L = -\mathbf{K}y + F_L \quad (16)$$

식 (16)에서 최적 피드백 이득(optimal feedback gain) 행렬 \mathbf{K} 는 다음과 같은 성능지수를 최소화 시키도록 식 (17)의 대수 Riccati 방정식을 풀어 구할 수 있다.

$$J = \int_0^{\infty} (\mathbf{y}^T \mathbf{Q} \mathbf{y} + \mathbf{F}_m^T \mathbf{R} \mathbf{F}_m) dt \quad (17)$$

$$\mathbf{A}^T \mathbf{P} + \mathbf{P} \mathbf{A} + \mathbf{Q} - \mathbf{P} \mathbf{B} \mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} = 0 \quad (18)$$

$$\mathbf{K} = -\mathbf{R}^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} \quad (19)$$

4. 판토크래프의 동적 특성

고속에서 판토크래프의 설계 변수들에 의한 여러 가지 특성을 알아보고, 그에 따라 최소한의 이선을 위한 판토크래프에 대해 검토해 본다. 또한 고속에서의 추종성을 극대화 시키기 위해 능동 제어 기법을 적용한 능동 판토크래프에 대해 알아보도록 한다.

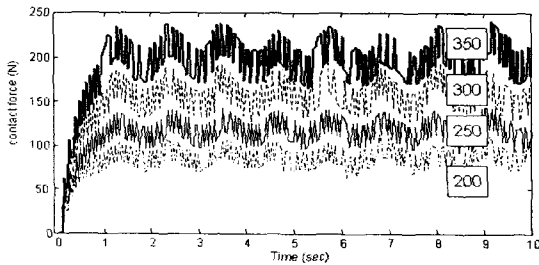


Fig. 7 Contact force of contact wire

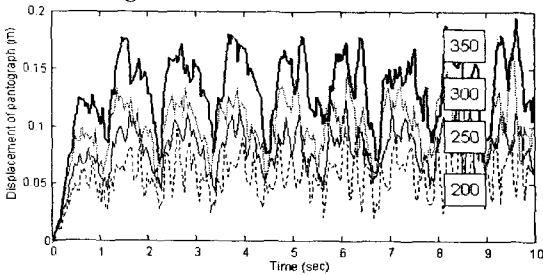


Fig. 8 Uplift displacements of contact wire

4.1 시뮬레이션

Fig. 7 과 Fig. 8 은 판토틀래프와 가선계의 운동 방정식에서 유도된 접촉력과 y_3 의 변위를 각 속도에 따라 나타내었다. Table 1 은 차량속도 200, 250, 300 및 350[km/h]일 경우의 접촉력과 변위의 평균값과 표준편차를 비교해 보았다.

접촉력은 350[km/h]일 경우 200[km/h]의 경우보다 2 배 이상 증가되는 것을 알 수 있으며 편차 또한 2 배 이상 증가되었다. 접촉력 크기의 편차가 증가 될 경우, 이선의 가능성이 매우 높아지고, 따라서 원활한 운행에 장애 요소가 발생할 가능성이 매우 높아진다.

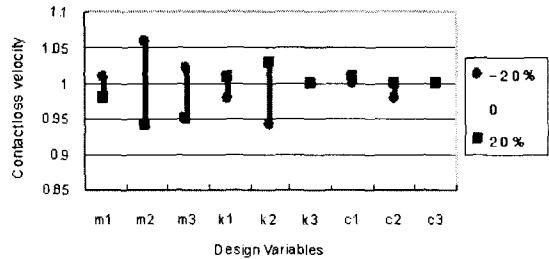
4.2 판토틀래프의 설계 변수 분석

판토틀래프 시스템을 구성하는 변수들에 의한 동특성을 파악하기 위해 판토틀래프의 중요 설계 변수 9 개를 선택하였다. 그리고 각 변수를 +20%, -20%만큼 변화시켜 해석을 하였다.

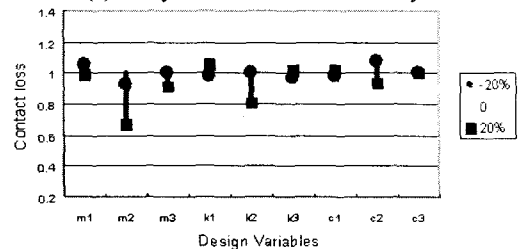
Fig. 9 의 이선의 발생 속도는 m_2 , m_3 와 k_2 의 영향을 크게 받고 있음을 알 수 있다. m_2 , m_3 가 작을수록 k_1 , k_2 가 클수록 이선의 개시 속도는 증가되고 있음을 보여주고 있다.

Table 1 The contact forces and the displacement

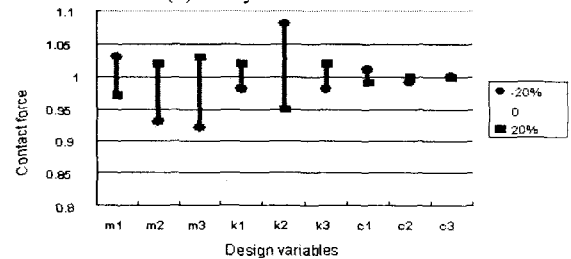
Velocity [km/h]	Contact force [N]		Displacement [m]	
	Mean	Variance	Mean	Variance
200	83.33	16.94	0.05692	0.0194
250	112.85	22.43	0.0768	0.0212
300	153.22	29.68	0.1025	0.0274
350	192.93	37.23	0.1301	0.0346



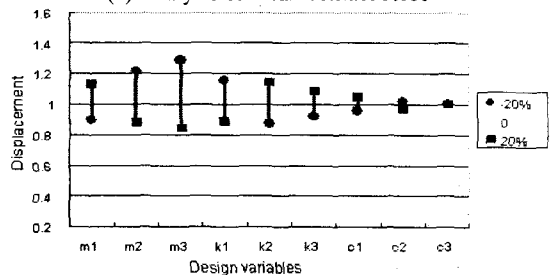
(a) Analysis of contact loss velocity



(b) Analysis of contact loss



(c) Analysis of mean contact force



(d) Analysis of mean displacement of contact wire

Fig. 9 Analysis of Design variables

이선율도 마찬가지로 m_2 , m_3 와 k_2 의 영향을 많이 받고 있다. 또한 접촉력은 m_2 , m_3 와 k_1 , k_3 가 작을수록 접촉력의 평균값은 작아지고 m_1 과 k_2 가 커지면 접촉력의 평균값도 증가됨을 보여준다.

판토틀래프의 동특성 해석을 통한 설계변수의 영향을 검토하면, 이선에는 판토틀래프의 펜헤드 부분의 질량과 판토틀래프의 k_2 의 영향이 많이 작용하고 있다. 마찬가지로 접촉력과 접촉선의 변위에도 판토틀래프의 질량과 스프링 상수의 영향이 많이 작용하고 있다.

3 자유도 판토틀래프와 설계 변수 최적화된 판토틀래프의 사양은 Table 2 에 나타나 있다.

Table 2 The Parameters of Pantograph

	Given Data	Parameter optimization	Remarks
m_1	23kg	-	
m_2	8kg	9.6kg	+20%
m_3	5.5kg	4.4kg	-20%
k_1	9321N/m	-	
k_2	1200N/m	1440N/m	+20%
k_3	15000N/m	12000N/m	-20%
c_1	200Ns/m	-	
c_2	0 Ns/m	10 Ns/m	+10 Ns/m
c_3	6 Ns/m	-	

4.3 이선 개시 속도

판토히그래프 형태에 따른 접촉력 비교에 관한 그래프는 다음 Fig. 10 과 같다. 최대 접촉력과 Peak-to-peak 선이 이탈하는 곳이 이선이 발생하는 시점이다. 표준 상태의 판토히그래프는 210[km/h]의 속도에서 이선이 발생하고 있다. 하지만 설계 변수를 최적화 하였을 경우 214[km/h]로 다소 양호한 결과를 보여주고 있으며, 능동 판토히그래프의 경우는 232[km/h]로 상당한 효과를 나타냄을 알 수 있다. 또한 각각의 최대 접촉력도 같은 경향으로 감소하고 있는 것을 볼 수 있다.

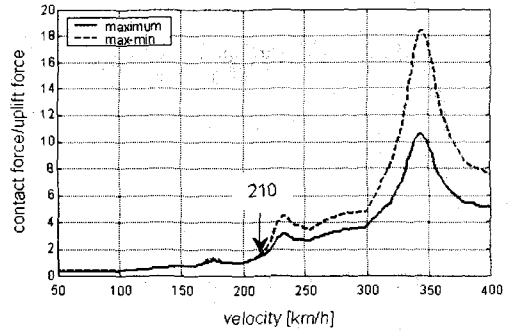
이 결과를 통해서, 제어를 하지 않은 일반 판토히그래프에서도 최적 설계를 통해 동특성 변화를 최소화 할 수 있다는 것을 알 수 있고, 나아가 적절한 제어기를 설치한 능동 판토히그래프의 개발은 고속에서 더욱더 안정된 집전 성능을 보장할 수 있으리라 기대된다.

4.4 이선율의 비교

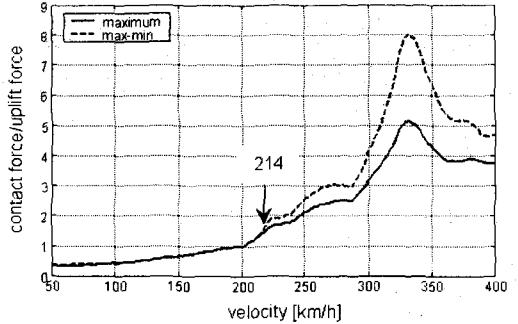
각각의 판토히그래프에 대한 이선율을 Fig. 11 에서 비교해 보았다.

350[km/h]의 운행속도에서 발생하는 이선율은, 이선 개시 속도에서와 마찬가지로, 설계 변수가 최적화된 판토히그래프의 경우 많이 감소하는 것을 알 수 있다. 능동 판토히그래프의 경우도 표준형 판토히그래프에서 보다 77.4%정도 이선율이 감소하는 것을 보여주고 있다

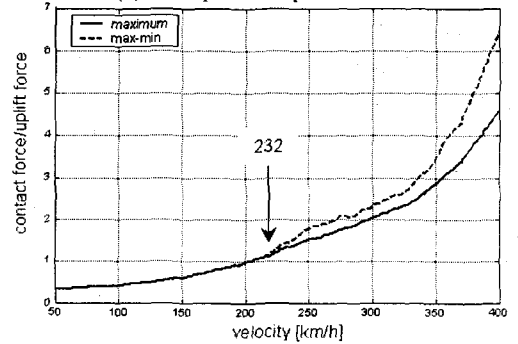
이 결과를 통해서, 제어기에 의해 제어를 받고 있는 능동 판토히그래프의 경우에서 가장 좋은 특성을 보이고 있지만, 설계 변수들을 선정하고 그 설계 변수들을 최적화 시킨 판토히그래프에서도 양호한 응답을 나타냄을 알 수 있다. 따라서 제어를 하지 않은 일반 판토히그래프에서도 설계 조건에 따라서 동특성 성능이 우수한 판토히그래프를 개발할 수 있다.



(a) A normal pantograph case



(b) The optimized-parameter case



(c) The active-pantograph case

Fig. 10 Peak-to-peak, maximum contact force

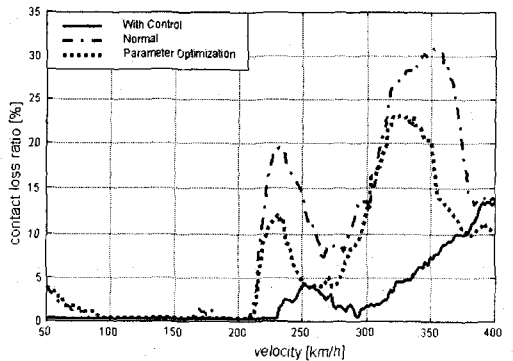


Fig. 11 Compare with contact loss ratio of the each pantograph cases

Table 3 Compare with contact loss ratio

Type	Contact loss	Relative size
Standard	31 %	100
Optimization	20 %	64.5
Control	7 %	22.6

향후 고속에서 완전한 집전 성능을 보장하기 위해서, 능동 판토틀래프의 연구 역시 필요하다. 능동 판토틀래프의 개발을 위해서는 적절한 제어기의 설계도 중요하지만, 고속, 고주파의 입력에 충분히 대응하는 적절한 액추에이터의 선정이 중요하다.

5. 결 론

본 논문의 결과를 정리하면 다음과 같다.

1. 고속전철의 집전 시스템인 판토틀래프와 가선사이의 동특성 해석과 능동 판토틀래프를 개발하기 위한 판토틀래프와 가선계의 운동 방정식을 유도, 해석하였다.
2. 고속에서의 응답성을 충분히 고려하기 위해, 접촉선과 조가선을 굽힘 강성과 장력을 가진 인장보로서 모델링을 하였다.
3. 이선과 접촉력 등의 판토틀래프 특성에 큰 영향을 주는 설계 변수들을 고찰하였다.
4. 접촉력 변화에 대해 민감도 해석에 의한 분석을 하여, 동특성 성능이 좋은 판토틀래프의 설계방향을 제시 하였다.
5. 접촉력을 제어하는 제어기를 설계하여 능동 판토틀래프 연구 가능성을 제시 하였다.
6. 향후 가선 및 판토틀래프 시스템의 최적설계 및 제어에 관한 연구와 더불어 시스템 성능향상과 판토틀래프 설계 프로그램의 개발에 관련된 연구 진행에 바탕이 되었다.

참고문헌

- (1) 김병진, 박동진, 정경렬, 한창수, 2000, "판토틀래프 동특성 연구를 위한 가선계 해석," 대한기계학회 2000년도 동역학 및 제어부분 하계학술대회 논문집, 2000. 7.13~14, pp. 459~464,
- (2) T.X.Wu, M.J.Brennan, 1998, "Basic Analytical Study of Pantograph-catenary System Dynamics", *Vehicle System Dynamics*, 30, pp.443~456
- (3) T.X.Wu, M.J.Brennan, 1997, "Active vibration control of a railway pantograph", *Proc. IMechE*, Vol 211, Part F.
- (4) A. Balestrino, O. Bruno, A. Landi, and L. Sani, 2000, "Innovative Solutions for Overhead Catenary-

Pantograph System : Wire Actuated Control and Observed Contact Force", *Vehicle System Dynamic*, 33(2000), pp. 69-89.

- (5) C. N. Jensen, H.True, 1998, "Dynamics of an Electrical Overhead Line System and Moving Pantographs", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 28, pp.104~113.
- (6) G. Diana, F. Fossati, and F. Resta, 1998, "High Speed Railway : Collecting Pantographs Active Control and Overhead Lines Diagnostic Solutions", *Vehicle System Dynamic*, Vol. 30, pp. 69-84.
- (7) Jang, J.H. and Han, C.S., 1997, "The Sensitivity Analysis of Yaw Rate for the Front Wheel Steering Vehicle : In the Frequency Domain," *KSME International Journal*, Vol. 11, No. 1, KSME, pp. 56 ~66.
- (8) D. N. O'Connor, S. D. Eppinger, W. P. Seering, D. N. Wormley, 1997, "Active Control of a High-Speed Pantograph", *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, Vol. 119, pp.1-4.
- (9) Jang, J.H and Han, C.S., 1997, "Sensitivity Analysis of Side Slip Angle for a Front Wheel Steering Vehicle: a Frequency Domain Approach," *KSME International Journal*, Vol. 11, No. 4, KSME, pp. 367 ~ 378.
- (10) Jang, J.H and Han, C.S., 1997, "The State Sensitivity Analysis of the Front Wheel Steering Vehicle: In the Time Domain," *KSME International Journal*, Vol. 11, No. 6, KSME, pp. 595 ~ 604.
- (11) K. Manabe, 1994, "Periodical Dynamic Stabilities of a Catenary-Pantograph System", *QR of RTRI*, vol.35, No.2, pp. 112-117.
- (12) T. Yagi, A. Stensson and C. Hardell, 1996, "Simulation and Visualization of the Dynamic Behavior of an Overhead Power System with Contact Breaking", *Vehicle System Dynamic*, Vol. 25, pp. 31-49.
- (13) J. R. Ockendon and A. B. Taylor, 1971, "The dynamics of a current collection system for an electric Locomotive," *Proceedings of the Royal Society of London*, Series A 211, p. 336-357.
- (14) T. Vinayagalingam, 1983, "Computer evaluation of controlled pantographs for current collection from simple catenary overhead equipment at high speed." *ASME Journal of Dynamics Systems Measurement and Control*, Vol 105, p. 287-294.
- (15) A. Balestrino, O. Bruno, A. Landi, and L. Sani, 2000, "Innovative Solutions for Overhead Catenary-Pantograph System : Wire Actuated Control and Observed Contact Force", *Vehicle System Dynamic*, Vol. 33, p. 69-89.