

고속전철 가선계의 축소모델 개발에 관한 연구

Development of a Dynamically Scaled Model of the Catenary for High Speed Railway

김정수[†]

Jung-Soo Kim

Abstract

A dynamically scaled model of the catenary with a nominal scaling factor of 18.5:1 is designed and constructed. The motivation for developing such a model is the great difficulty of making accurate measurements on the full-scale catenary and the difficulty of making experimental modifications to it. The scaled model is designed to be dynamically equivalent to the full scale catenary with respect to the mass and elastic strength. The scaled model is partially verified by comparing linear vibration and wave characteristics with those predicted by the simulation study.

Keywords : High speed train, Catenary, Scaled model, Vibration, Buckingham π theory
고속전철, 가선계, 축소모델, 진동, 버킹엄 π 이론

1. 서론

고속철도는 빠른 속도, 안전성, 편리함 등의 특징으로 인하여 차세대 운송기관으로 각광을 받고 있고 개발선진국은 각국의 상황에 맞는 고속철도 기술을 발전시키고 있다. 우리나라도 350 km/hr급 한국형 고속철도 차량과 함께 우리나라 가선계에 적합한 판토히크로를 개발하여 집전기술 확보에 주력하고 있다. 가선계는 전철에 전력을 공급하는 장치로서 고속전철의 신뢰성 확보에 필수적인 기반시설이다. 또한 가선계는 고전압, 고전류 구조물로서 실측 실험을 하기가 매우 어려우므로 수치해석에 기반을 둔 컴퓨터 시뮬레이션이 많이 사용되고 있다. 가선계를 현 구조물로 간주하여 유한차분법을 적용하거나[1,2], 인장보로 간주하고 유한요소 모델링을 수행하여 동적특성을 살펴본 연구 등이 보고되었다[3,4,5]. 그러나 컴퓨터 시뮬레이션은 대상의 단순화를 수반하므로 가선계의 성능을 검증하는 시험이 필수적인데 일반 전철 및 고속전철을 대상으로 상사모델을 이용한 시험이 해외에서 보고되었다[6,7,8].

본 연구에서 제시하는 축소모델은 실제 가선계의 선형 진

동특성을 예측하는데 초점을 맞추어서 개발되었다. 일반적으로 가선계와 같이 복잡한 구조물의 상사모델을 이용한 진동해석은 다양한 인자를 포함시켜야 하고 수치해석보다 넓은 주파수 대역을 사용하기 때문에 세밀한 실험과정을 필요로 하며 실험에서 도출된 결과는 해석과 연계하여 사용할 때 높은 신뢰도를 갖는 결과를 얻을 수 있다. 또한 가선계 내 여러 구조물의 내부감쇠와 연결부위, 경계면의 다양한 비선형에 의하여 축소모델과 실제 가선계 사이에 무시할 수 없는 비상사가 존재할 것으로 예상된다. 그러므로 본 연구에서는 가선계의 인장 보 유한요소 모델링에 기반을 둔 수치해석에서 계산된 값과 개발된 축소모델의 실험값을 비교하여 개발된 상사모델을 부분적으로 검증하고자 하였다.

2. 가선계의 구조

가선계를 구성하는 주요 부분은 다음과 같다. 전차선(contact wire, Fig. 1의 ①)은 열차 위의 판토히크로(pantograph)와 직접적인 접촉을 하여 전기를 공급하는 부분이고, 조가선(messenger wire, Fig. 1의 ②)은 전주에 직접 현수되어 가능한 한 전차선의 기울기가 작아지도록 지지하는 역할을 한다. 드래퍼(Fig. 1의 ③)는 전차선과 조가선을 연결시키며, 전차선의 하중을 조가선에 전달하기 위해 설치되는 선

[†] 책임저자 : 정희원, 홍익대학교 기계시스템디자인공학과
E-mail : apollo11@hanmail.net
TEL : (02)320-1471 FAX : (02)320-1113

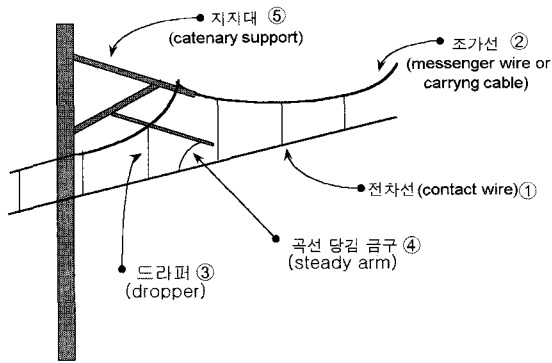


Fig. 1. Structure of Catenary

Table 1 Catenary specifications

	Contact wire	Messenger wire
장력 T	20000 N	14000 N
영계수 E	1.18×10^{11} Pa	1.10×10^{11} Pa
밀도 ρ	8.893×10^3 kg/m ³	9.238×10^3 kg/m ³
단면적 A	0.000150 m ²	0.00006549 m ²

밀도가 일정한 케이블로서 평행위치로부터 압축과 인장에 대해 다른 성질을 갖는 비선형 요소이다. 그러나 전차선의 자중에 의한 초기 인장 범위내의 미세 거동의 경우에 대해 드래퍼는 인장이 지배적이라 할 수 있다[4].

곡선당김금구(steady arm, Fig. 1의 ④)는 전차선과 접촉하는 판토틀라프(pantograph)의 한 곳만 마모되는 것을 방지하기 위해 전차선에 편위(stagger)를 주기 위한 것으로 전차선에 수직하중을 가하지 않으므로 강성효과는 무시할 수 있고 질량만 갖는 집중 질량으로 하였다. 지지대(supporter, Fig. 1의 ⑤)는 조가선만을 지지하고 있는 인장 보(cantilever beam)로 간주할 수 있으며 가선계의 진동에 미치는 영향을 고려하기 위하여 등가한 스프링-질량(spring-mass) 요소로 표현할 수 있다.

실제로 가선계는 10 경간으로 이루어진 구조이나 시뮬레이션 결과와 같이 활용하면 전체 가선계의 진동특성을 1 경간만의 진동특성으로부터 도출하는데 무리가 없으므로 1 경간만의 상사모델에 기초한 진동실험 결과도 충분히 타당하리라고 판단된다. 사용된 가선계의 변수는 한국형 고속철도의 사양에 기초한 것으로 Table 1에 정리되어있다[3].

3. 차원해석을 통한 축소모델 설계

가선계 축소모델에서 기본적인 상사가 만족되더라도 내부 감쇠, 연결부의 불연속성, 경계조건에 따른 일부 비상사는 필연적일 것으로 사료되며 모형의 비상사가 결과에 미치는 영

Table 2. Dimensions of physical variables in catenary

인자 \ 기본차원	질량 M	길이 L	시간 T	비고
f_n	0	0	-1	응답인자
v	0	1	-1	
Y	0	1	0	
ω	0	0	-1	입력인자
F_0	1	1	-2	
EI	1	3	-2	가선계 설계변수
T	1	1	-2	
ρ	1	-1	0	
l	0	1	0	
K_d	1	0	-2	
m_d	1	0	0	

향을 정량적으로 산출하는 실험적, 이론적 방법이 필요하다. 이번 축소모델은 선형진동 응답의 상사성을 만족하는데 초점을 맞추어서 개발된다. 전차선과 조가선 각각을 장력과 함께 자체 굽힘 강도를 갖는 인장보로 간주할 때 선형진동은 다음 식으로 표현된다.

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + T \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} = \rho A \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} \quad (1)$$

여기서 EI는 굽힘강도, T는 장력, A는 단면적, ρ 는 선밀도를 나타낸다. 실제 가선계의 진동현상은 더 복잡하나 일단 위의 변수들이 가선계의 진동특성을 결정하는데 중요한 인자들로 고려되어야 한다는 것을 쉽게 유추할 수 있다. 또한 전차선의 탄성을 균일하게 유지하는 드로퍼의 경우 강성과 질량이 가선계의 진동에 영향을 미치는 요소이다. 이외에도 지지대의 강성 및 곡선당김금구의 질량 등 비연속적인 경계조건을 제공하는 인자의 영향 또한 고려되어야 한다. 일단 가선계 내부의 구조 감쇠와 다양한 경계조건을 무시하고 가선계의 강성과 질량에 초점을 맞추어 상사모델 설계를 수행하였다.

먼저 차원해석을 통하여 가선계의 진동특성에 영향을 미치는 무차원 변수를 구한다. 가선계 구조물의 주요 인자를 정리하면 전차선 및 조가선은 각각 선밀도 ρ , 장력 T, 굽힘강도 EI, 길이 l이 되고, 드로퍼는 강성 스프링 계수 K_d , 질량 m_d 가 된다. 가선계의 선형진동응답의 다음 항목에 대하여 축소모델이 상사성을 갖도록 한다.

- (i) 고유주파수 f_n ($n = 1, 2, \dots$)
- (ii) 파동전파속도 v
- (iii) 조화가진 $F_0 \sin \omega t$ 에 대한 가선계응답의 진폭 Y ($y = Y \sin(\omega t + \phi)$)

따라서 외력 및 응답 관련 주요 인자는 f_n, v, Y, F_0, ω 가 된다. 언급된 각 인자들의 차원을 기본차원으로 표현하고 정리한 결과는 Table 2와 같다.

Table 2로부터 상사성이 요구되는 무차원 변수는 다음과 같이 정리된다[9].

$$\Phi\left(\frac{f_n^2 l^2}{T/\rho}, \frac{v^2}{T/\rho}, \frac{Y}{l}, \frac{F_0}{T}, \frac{EI}{Tl^2}, \frac{l^2 \omega^2}{T/\rho}, \frac{k_d}{T/l}, \frac{m_d}{\rho l}\right) = 0 \quad (2)$$

여기서 선형진동을 가정하면 진폭 Y 가 가진력 F_0 에 선형적으로 비례하므로 무차원 변수 $\frac{Y}{l}, \frac{F_0}{T}$ 을 하나의 무차원 변수인 $\frac{YT}{F_0 l}$ 로 대체하여 식(2)로부터 식(3)을 얻을 수 있다.

$$\Phi\left(\frac{f_n^2 l^2}{T/\rho}, \frac{v^2}{T/\rho}, \frac{YT}{F_0 l}, \frac{EI}{Tl^2}, \frac{l^2 \omega^2}{T/\rho}, \frac{k_d}{T/l}, \frac{m_d}{\rho l}\right) = 0 \quad (3a)$$

또는 각각의 무차원 변수를 π_i 로 할때

$$\Phi(\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7) = 0 \quad (3b)$$

이 된다. 즉, 가선계의 선형진동 특성은 7개의 무차원 변수 π_1, \dots, π_7 에 의하여 결정된다. 가선계의 축소모델이 상사성을 가지려면 실제 가선계와 동일한 무차원 변수를 가져야 한다. 즉,

$$\pi_i = \pi_{m_i}, \quad i = 1, \dots, 7 \quad (4)$$

이 만족되어야만 한다. 여기서 π_{m_i} 는 상사모델의 π_i 를 의미한다. 여기서 π_1, π_2, π_3 은 축소모델의 실험결과를 실제구조물의 결과로 환산시키는 관계식이고 π_4 부터 π_7 까지는 축소모델의 설계인자와 실제구조물의 설계인자 사이의 상사성을 의미한다.

일단 길이 l , 장력 T , 선밀도 ρ , 가진력의 크기 F_0 에 대하여 가선계 축소모델에 적용된 축적비를 결정할 수 있다. 따라서 길이의 축적비는

$$\mu = \frac{l}{l_m} \quad (5)$$

여기서 l 은 실제 가선계 길이, l_m 은 축소모델의 길이를 의미한다. 장력의 축적비는

$$\beta = \frac{T}{T_m} \quad (6)$$

여기서 T 는 실제 가선계의 장력, T_m 는 축소모델에 적용된

장력이다. 밀도의 축적비는

$$\gamma = \frac{\rho}{\rho_m} \quad (7)$$

여기서 ρ 는 실제 전차선(조가선)의 선밀도, ρ_m 는 축소모델의 전차선 선밀도이다. 외력의 축적비는

$$\alpha = \frac{F_0}{F_{0m}} \quad (8)$$

여기서 F_0 는 실제 가진력의 크기, F_{0m} 는 축소모델에 사용될 가진력 크기를 나타낸다.

위의 무차원 축적비를 변수 Π_i $i = 1, \dots, 7$ 에 적용하면, 식(3)으로부터 다음 7개의 상사식을 얻을 수 있다.

고유진동수는 :

$$\Pi_1 = \Pi_{1m} \Rightarrow \frac{f_n^2 l^2}{T/\rho} = \frac{f_{nm}^2 l_m^2}{T_m/\rho} \Rightarrow f_{nm} = \sqrt{\frac{\gamma}{\beta}} \mu f_n \quad (9)$$

파동전파속도는 :

$$\Pi_2 = \Pi_{2m} \Rightarrow \frac{v^2}{T/\rho} = \frac{v_m^2}{T_m/\rho_m} \Rightarrow v_m = \sqrt{\frac{\gamma}{\beta}} v \quad (10)$$

조화응답 진폭은 :

$$\Pi_3 = \Pi_{3m} \Rightarrow \frac{YT}{F_0 l} = \frac{Y_m T_m}{F_{0m} l_m} \Rightarrow Y_m = \frac{\beta}{\mu \alpha} Y \quad (11)$$

조화응답 주파수는 :

$$\Pi_4 = \Pi_{4m} \Rightarrow \frac{l^2 \omega^2}{T/\rho} = \frac{l_m^2 \omega_m^2}{T_m/\rho_m} \Rightarrow \omega_m = \sqrt{\frac{\gamma}{\beta}} \mu \omega \quad (12)$$

드롭퍼 스프링계수는 :

$$\Pi_5 = \Pi_{5m} \Rightarrow \frac{K_d}{T/l} = \frac{K_{dm}}{T_m/l_m} \Rightarrow K_{dm} = \frac{\mu}{\beta} K_d \quad (13)$$

드롭퍼 질량은 :

$$\Pi_6 = \Pi_{6m} \Rightarrow \frac{m_d}{\rho l} = \frac{m_{dm}}{\rho_m l_m} \Rightarrow m_{dm} = \frac{1}{\gamma \mu} m_d \quad (14)$$

전차선(조가선)의 굽힘강도/장력 비율은 :

$$\Pi_7 = \Pi_{7m} \Rightarrow \frac{EI}{T} = \frac{E_m I_m}{T_m} \Rightarrow E_m I_m = \frac{1}{\mu^2 \beta} EI \quad (15)$$

가선계의 경계조건을 고려하면 지지대와 곡선당김금구 등의 제반 경계조건을 강성과 질량 효과를 갖는 요소로 간주할 수 있으며 축소모델과 실제구조물 사이에는 다음과 같은 상사가 성립되어야 한다.

지지대의 스프링계수는 :

$$\pi_8 = \pi_{8_m} \Rightarrow K_m = \frac{\mu}{\beta} K \quad (16)$$

지지대의 질량은 :

$$\pi_9 = \pi_{9_m} \Rightarrow m_m = \frac{1}{\gamma\mu} m \quad (17)$$

곡선당김금구의 질량은 :

$$\pi_{10} = \pi_{10_m} \Rightarrow m_{cm} = \frac{1}{\gamma\mu} m \quad (18)$$

상사조건의 보정은 구조물내부와 경계조건의 강성과 질량 효과에 초점을 맞추게 된다. 선형진동과 파동전파를 규명하기 위한 실험모델과 실제 가선계 사이에는 7개의 무차원 변수 π_4, \dots, π_{10} 에 대하여 상사성이 만족되어야만 한다. 이때 축소 모형의 응답을 실제응답으로 환산하는 데는 $\pi_1 \sim \pi_3$ 를 사용하면 된다. 상사조건들을 고려할 때 축소모델의 드로퍼와 지지대의 상사성을 만족시키기 위해서는 높은 강성과 낮은 밀도를 갖는 재질을 사용하는 것이 유리할 것으로 예상된다. 또

한 축소모델의 전차선 및 조가선 굽힘강도/장력 비율의 상사성을 만족시키는 것은 축적비가 증가할수록 매우 어려울 것으로 예측된다.

즉 μ 와 β 가 클수록 식(15)의 $\pi_{7_m} = \pi_7$ 또는 $E_m I_m = \frac{1}{\mu^2 \beta} EI$ 조건식을 만족시키기가 어렵게 된다. 이 조건에 근접하기 위하여 재질선정을 통하여 E값을 조정하거나 단면형상을 통하여 I값의 조정을 고려해 볼 수도 있으나 현실적으로 상사조건을 완전히 만족시키기는 어렵기 때문에 얼마간의 비상사가 불가피하게 된다.

4. 축소모델의 제작 및 검증

3절에서 제시된 상사법칙을 바탕으로 가선계의 한 개 경간에 대하여 18.5:1로 축소된 상사모델을 설계, 제작하였다. 축소모델은 식(13)부터 식(18)까지 7개의 무차원 변수에 대하여 상사를 이루어야 한다. 제작된 축소모델은 전차선과 조가선이 구리를 사용하였고 식(15)를 제외한 무차원 변수에 대하여 18:1에서 18.53:1 사이의 축적비를 가지고 있다. 제작된 상사모델을 대상으로 진동실험을 수행하고 수치해석 결과와 비교하여 부분적으로 검증하였다. 제작된 축소모델의 파동전파속도 및 고유진동수 등이 Fig. 2에 나타난 3 경간 유한요소모델의 수치해석 결과를 1 경간으로 보정한 값과 비교하여 5~12% 오차를 가지고 일관되게 적은 것으로 나타났다. 이러한 오차는 축소모델의 비상사성과 가선계의 수치해석 모델링에 수반된 단순화 모두에 기인한다. 유한요소모델에 기반을 둔 수치해석의 세부내용은 참고문헌을 참조하기 바란다[4]. 완성된 상사모델의 단면도는 Fig. 3에 나타나있다.

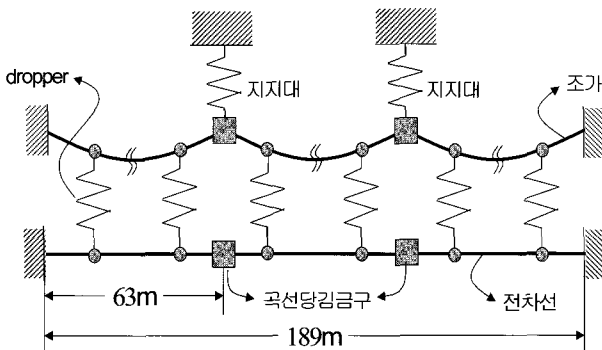


Fig. 2. 3-span catenary model

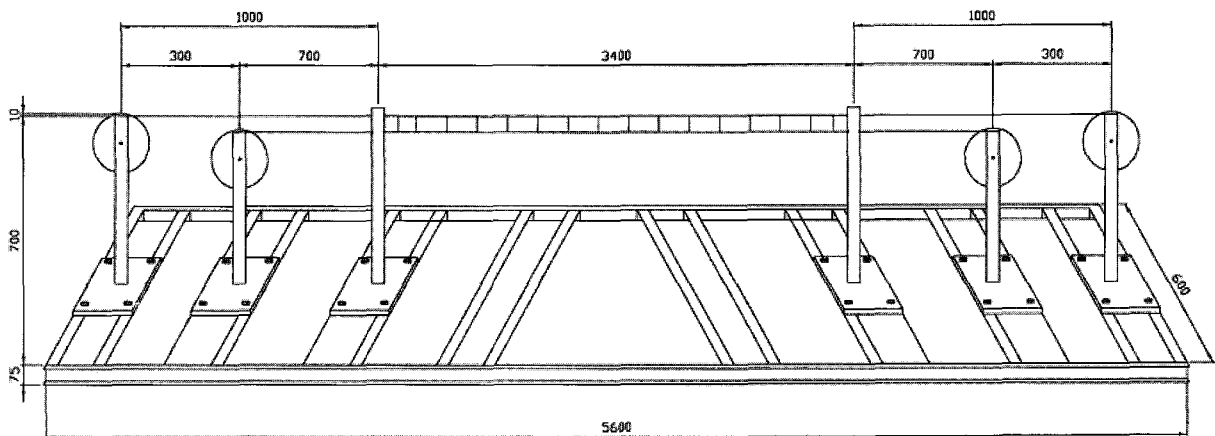


Fig. 3. Scale Model of Catenary

5. 결론

한국형 고속전철 가선계의 1 경간에 대하여 18.5:1 축소모델을 개발하였고 진동실험결과를 유한요소모델링에 기반을 둔 수치해석결과와 비교하여 모델의 타당성을 부분적으로 검증하였다.

차원해석을 수행하여 가선계의 선형진동특성을 결정하는 7개의 무차원 변수를 도출하였다. 이들 변수는 조화응답 주파수, 드로퍼 스프링상수, 드로퍼 질량, 지지대 스프링상수, 지지대질량, 그리고 전차선 및 조가선의 굽힘강도와 장력의 비율이다.

제작된 축소모델이 고유진동수, 파동전파속도, 등 선형진동 응답에서 실제 가선계를 모사하려면 이들 7개 변수에 대하여 완전한 상사를 이루어야 한다. 본 연구에서 제안된 축소모델은 전차선 및 조가선의 굽힘강도와 장력의 비율을 제외한 6개의 변수에서 만족할만한 상사를 이루도록 설계되었다. 축소모형 실험결과와 해석결과사이의 오차의 보다 면밀한 분석을 바탕으로 축소모델의 비상사에 의한 오차를 보정하는 후속연구가 필요하다고 판단된다.

후 기

이 논문은 2007년도 홍익대학교 학술연구 조성비에 의하여 연구되었고, 이에 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. 정대현, 최연선, 1991, "고속전철 Catenary/Pantograph계의 동적응답에 대한 수치해석", 성규관대논문집, 24권, 제 1호, pp.377~390.
2. Kim, Y. H., Park, Y. K., Kim, S. M. and Roh, H. S., 1992, "Wave Propagation Characteristics along a Catenary and Arbitrary Boundary Conditions," Trans. KSME, Vol. 16, No. 11, pp.2059~2071.
3. 김정수, 최병두, 1999, "가선계의 동특성에 관한 연구", 한국소음진동공학회지, 9권, 제2호, pp.317~323.
4. 김정수, 박성훈, 2001, "설계변수 변화에 따른 KTX 가선계의 동적응답 해석", 한국소음진동공학회지, 11권, 제2호, pp.346~353.
5. W. M. Kim, J. T. Kim, J. S. Kim, J. W. Lee, 2003, "A Numerical Study on Dynamic Characteristics of a Catenary", KSME International Journal, Vol.17, No.6, pp.860~869.
6. Farr, D. S., Hall, H. C., William, A. L., 1961, "A Dynamic Model for Studying the Behaviour of the Overhead Equipment used in Electric Railway Traction," Proc. IEE, No. 3530U, pp. 421~434.
7. Willetts, T. A., Edwards, D. R., 1966, "Dynamic-model studies of overhead equipment for electric railway traction," Proc. IEE., Vol. 133, No. 4, pp.690~696.
8. Manabe, K., 1989, "High Speed Contact Performance of a Pantograph System: An Experimental Study Using a Dynamically Scaled Model", JSME, International Journal, Vol.32, No. 2, pp.200~205.
9. Taylor, E., 1974, "Dimensional Analysis for Engineers", Clarendon Press, Oxford.

(2007년 6월 7일 논문접수, 2007년 7월 4일 심사완료)