

KTX 동력차의 헌팅운동 해석

이 승 일* · 최 연 선†

(2003년 10월 18일 접수, 2004년 4월 12일 심사완료)

Analysis on the Hunting Motion of the KTX Power Car

Seung Il Lee and Yeon Sun Choi

Key Words: Critical Speed(임계속도), Hunting(헌팅), Running Stability(주행 안정성), Vibration Mode(진동모드), Frequency Analysis(주파수 분석), KTX(한국형 고속철도)

Abstract

Dynamic analysis of the KTX can predict the dynamic motions in test drive. In this study an analytical model of the KTX is developed to find the critical speed. The numerical analysis for the nonlinear equation motions of 17 degrees of freedom shows the running stability and the critical speed due to the hunting motion of the KTX. Also, the vibration modes of the KTX are calculated using the ADAMS/RAIL software, which show that the critical speed occurs for the yawing modes of the car body and the bogie. Finally, this paper shows that the critical speed of the KTX could be changed with the modifications of the design parameters of wheel conicity or wheel contact length.

1. 서 론

영업속도 300km/h 이상으로 운행되는 KTX는 쾌적, 안정주행이 무엇보다도 중요한 문제이다. 쾌적, 안정주행은 차량에 대한 정확한 동적해석과 이를 근간으로 하는 정확한 설계와 정밀 제작되었을 때 가능하다. 특히 최근 문제가 되고 있는 동절기 KTX 시험운행 중 주행속도 140~170km/h에서 발생된 후미차량의 과다 진동현상은 차륜과 레일의 간섭에 의한 불안정 횡진동인 헌팅(hunting)으로 의심되는 바, 이에 대한 검토가 필요하다.

철도차량의 안정성문제는 Redtenbacher⁽¹⁾에 의해 처음으로 철도차량에 도입하였다. Boedecker⁽²⁾는 2

축 차량의 헌팅운동에 대해 운동방정식을 유도하여 안정성을 해석하였다. Carter⁽³⁾는 관성력과 선형 크리프력을 고려한 운동방정식을 유도하여 철도차량의 안정성을 해석하였다. Rocard⁽⁴⁾는 탄성 헨가장치를 사용하여 대차의 안정성을 향상하기 위한 실험에서 차륜답변구배 변화 효과를 검토하였다. Matsudaira⁽⁵⁾는 2축 차량의 헌팅운동 해석에서 윤축의 지지를 강체로 고려한 Carter와 Rocard의 접근방법과 달리 가로·세로 헨가강성을 사용하였고, 마모된 차륜과 레일의 윤곽을 원호로 적용하여 동적 안정성을 검토하였다. 정우진⁽⁶⁾은 분기이론을 이용하여 철도차량의 비선형 동특성을 검토하였다. 또한 Fujimoto⁽⁷⁾는 신간선의 후미과다진동현상을 해석하기 위해 열차 헌팅특성으로 횡진동해석을 수행하였다. 박찬경⁽⁸⁾은 한국형 고속전철(KHST) 고속주행시 발생될 수 있는 동적안전성 문제를 주행 안전성과 궤도 허용하중 분석을 통하여 검토하였다. 강부병⁽⁹⁾은 철도차량 동역학 전용 프로그램인 Vampire를 이용하여 KTX 차량의 후미과다진동현상 재현과 설계변수에 따른 동특성을 해석하였다.

† 책임저자, 회원, 성균관대학교 기계공학부 기계진동연구실

E-mail : yschoi@yurim.skku.ac.kr

TEL : (031)290-7440 FAX : (031)290-5849

* 한국철도대학 차량기계과

본 연구에서는 KTX 후미차량의 과다 진동현상과 불안정 횡진동인 헌팅과의 관계를 해석하기 위하여 KTX 동력차 해석모델을 이용하여 운동방정식을 유도하고, 이를 수치해석하여 KTX 동력차의 진동특성을 검토하였다. 그리고 이에 대한 신뢰성을 검토하기 위하여 주행시험결과와 ADAMS/RAIL을 이용하여 KTX 동력차의 헌팅과 진동특성에 대한 관계를 비교 분석하였다. 또한 KTX 후미차량 과다 진동의 원인 차륜담면구배와 좌우차륜/레일접촉점의 중심거리변화가 임계속도에 미치는 영향을 검토하였다.

2. 헌팅운동

차륜담면구배를 가진 철도차량은 특정한 주행속도에서 사행동(snake motion) 진폭이 커지면서 헌팅(hunting)이 발생한다. 이때 차륜과 레일의 기하적 관계로 계산되는 기구학적 주파수(kinematic frequency)는 윤축을 진동시키고, 주행속도에 비례한다. 헌팅에는 기구학적 주파수가 차체 고유진동수와 일치되어 공진하여 차체가 심하게 진동하는 1차 헌팅(차체헌팅)과 주행속도가 더욱 증가하면서 대차가 심하게 진동하는 2차 헌팅(대차헌팅) 및 주행속도가 증가함에 따라 나타나는 3차 헌팅(윤축헌팅)으로 구분된다. 이때 2차 헌팅은 공진과 별개의 현상으로 대차진동에 의해 윤축운동에 영향을 미치고, 윤축운동은 다시 크리프력(creep force)을 발생시킨다. 크리프력은 차량 주행에너지 중 일부가 크리프 역학에 의해서 대차의 횡진동 에너지로 변환되는 자력진동(self-excited vibration)으로서, 계가 불안정해진 상태를 의미하며, 이때 차량의 안정성이 급격히 저하된다. 이러한 헌팅현상이 발생하는 속도를 임계속도(critical speed)라 한다. 임계속도를 예측하기 위해서는 정확한 차량운동에 대한 운동방정식을 수립하여 해석하여야 한다. 해석방법에는 주행속도에 따른 고유치변화로 계의 안정성을 판별하는 모드해석과 주행속도의 변화에 따른 차량운동방향의 진폭변화로 임계속도를 예측하는 수치해석이 있다.

3. 수치해석

3.1 운동방정식

KTX 동력차에 대한 운동해석은 Fig. 1의 KTX 동력차 해석모델로부터 Table 1의 총 17개 자유

도를 갖는 식 (2)와 같은 운동방정식으로 표현할 수 있다.⁽¹⁰⁾ Fig. 1의 17자유도 모델은 차체, 전대차, 후대차로 구성되어 있다. 두 개의 윤축은 1차 현가장치에 의해 대차에 연결되며, 두 개의 대차는 2차 현가장치에 의해 차체에 연결된다. 1, 2차의 현가장치는 3축 방향에 강성과 감쇠계수로 된 스프링과 댐퍼로 이루어져 있다. 대차와 차체에 고려된 운동은 횡변위 $q_i (i=5, 12, 15)$, 요(yaw) 변위 $q_i (i=6, 13, 16)$, z축에 대한 회전운동), 롤(roll) 변위 $q_i (i=7, 14, 17)$, x축에 대한 회전운동)이고, 윤축에 고려된 운동은 횡변위 $q_i (i=1, 3, 8, 10)$, 요변위 $q_i (i=2, 4, 9, 11)$ 이다. 레일과 차륜간의 접촉에 의해 발생하는 크리프력을 계산하기 위해 Vermeulen⁽¹¹⁾의 비선형 크리프 이론을 사용하였다. 크리프력은 식 (1)과 같이 측면과 길이방향으로 주어진다.

Table 1 Degree of freedom of the KTX power car

Motion	Wheelset	Bogie	Car body	Total
Lateral	1×4=4	1×2=2	1×1=1	7
Yawing	1×4=4	1×2=2	1×1=1	7
Rolling	0	1×2=2	1×1=1	3
Total	8	6	3	17

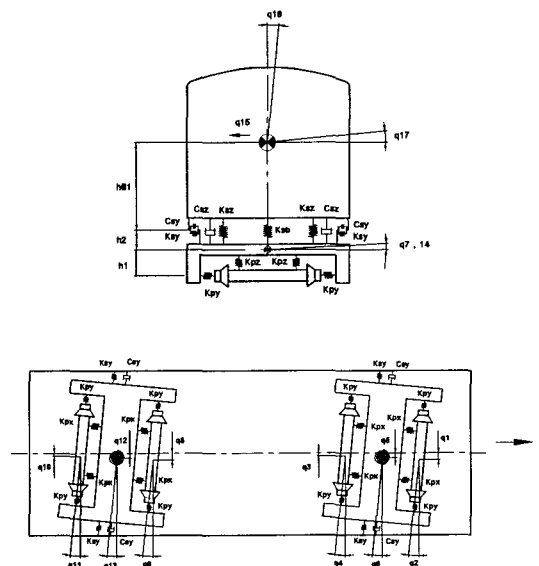


Fig. 1 Analytical model of the KTX power car

식 (1)의 크리프력은 전위 차축과 후위 차축에 대하여 측면방향 F_y 과 길이방향 F_x 으로 다음과 같이 계산될 수 있다.⁽¹²⁾

$$\begin{aligned} F_{xf} &= \frac{\zeta_{xf} F_R}{\Psi \zeta_{Rf}}, & F_{yf} &= \frac{\zeta_{yf} F_R}{\Phi \zeta_{Rf}} \\ F_{xr} &= \frac{\zeta_{xr} F_R}{\Psi \zeta_{Rr}}, & F_{yr} &= \frac{\zeta_{yr} F_R}{\Phi \zeta_{Rr}} \end{aligned} \quad (1)$$

여기서

$$F_R = \mu N \begin{cases} u - \frac{1}{3} u^2 + \frac{1}{27} u^3, & u < 3 \\ 1, & u \geq 3 \end{cases}$$

$$u = \frac{G \pi a_e b_e \zeta_R}{\mu N}$$

$$\zeta_{Rf} = \sqrt{\left(\frac{\zeta_{xf}}{\Psi}\right)^2 + \left(\frac{\zeta_{yf}}{\Phi}\right)^2}$$

$$\zeta_{Rr} = \sqrt{\left(\frac{\zeta_{xr}}{\Psi}\right)^2 + \left(\frac{\zeta_{yr}}{\Phi}\right)^2}$$

$$\zeta_{xf} = \frac{\dot{q}_1}{V} - q_2, \quad \zeta_{yf} = a \frac{\dot{q}_2}{V} + \frac{\lambda q_1}{r_0}$$

$$\zeta_{xr} = \frac{\dot{q}_3}{V} - q_4, \quad \zeta_{yr} = a \frac{\dot{q}_4}{V} + \frac{\lambda q_3}{r_0}$$

$F_{xf}, F_{yf}, F_{xr}, F_{yr}$ 은 전·후위 윤축의 크리프력, $\zeta_{xf}, \zeta_{yf}, \zeta_{xr}, \zeta_{yr}$ 은 전·후위 윤축의 크리프지(creepage), G 는 횡단성계수(shear modulus), μ 는 마찰계수, N 은 수직력, a_e 와 b_e 는 차륜과 레일의 접촉면에 생기는 타원의 장반경이고, 함수 Ψ 와 Φ 는 각각 0.5412, 0.6025이다.⁽¹²⁾

$$m_w \ddot{q}_1 + A_1 + 2F_{x1} + F_T(q_1) = 0$$

$$I_{wy} \ddot{q}_2 + A_3 + 2aF_{y1} = 0$$

$$m_w \ddot{q}_3 + A_2 + 2F_{x2} + F_T(q_3) = 0$$

$$I_{wy} \ddot{q}_4 + A_4 + 2aF_{y2} = 0$$

$$m_f \ddot{q}_5 - A_1 - A_2 + A_5 = 0$$

$$I_{fy} \ddot{q}_6 - bA_1 + bA_2 - A_3 - A_4 + A_6 = 0$$

$$I_{fr} \ddot{q}_7 - h_1 A_1 - h_1 A_2 - h_2 A_5 + A_7 = 0$$

$$m_w \ddot{q}_8 + A_8 + 2F_{x1} + F_T(q_8) = 0$$

$$I_{wy} \ddot{q}_9 + A_{10} + 2aF_{y1} = 0$$

$$m_w \ddot{q}_{10} + A_9 + 2F_{x2} + F_T(q_{10}) = 0 \quad (2)$$

$$I_{wy} \ddot{q}_{11} + A_{11} + 2aF_{y2} = 0$$

$$m_f \ddot{q}_{12} - A_8 - A_9 + A_{12} = 0$$

$$I_{fy} \ddot{q}_{13} - bA_8 + bA_9 - A_{10} - A_{11} + A_{13} = 0$$

$$I_{fr} \ddot{q}_{14} - h_1 A_8 - h_1 A_9 - h_2 A_{12} + A_{14} = 0$$

$$m_c \ddot{q}_{15} + 2k_{sy} A_{15} + 2c_{sy} A_{16} + 2k_{sy} A_{17} + 2c_{sy} A_{18} = 0$$

$$I_{cy} \ddot{q}_{16} + 2lk_{sy} A_{15} + 2lc_{sy} A_{16} - 2lk_{sy} A_{17} - 2lc_{sy} A_{18} = 0$$

$$I_{cr} \ddot{q}_{17} + 2h_{bl} k_{sy} A_{15} + 2h_{bl} c_{sy} A_{16} + 2h_{bl} k_{sy} A_{17} + 2h_{bl} c_{sy} A_{18} = 0$$

여기서

$$A_1 = 2k_{py}(q_1 - q_5 - bq_6)$$

$$A_2 = 2k_{py}(q_3 - q_5 + bq_6)$$

$$A_3 = 2k_{px} d_1^2 (q_2 - q_6)$$

$$A_4 = 2k_{px} d_1^2 (q_4 - q_6)$$

$$A_5 = 2k_{sy}(q_5 - q_{15} - h_{bl} q_{17} - lq_{16}) + 2c_{sy}(q_5 - \dot{q}_{15} - h_{bl} \dot{q}_{17} - l\dot{q}_{16})$$

$$A_6 = k_{sb}(q_6 - q_{16})$$

$$A_7 = 2c_{sz} d_2^2 (\dot{q}_7 - \dot{q}_{17}) + 2k_{sz} d_2^2 (q_7 - q_{17}) + 4k_{pz} d_1^2 (q_7 - q_{17})$$

$$A_8 = 2k_{py}(q_8 - q_{12} - bq_{13})$$

$$A_9 = 2k_{py}(q_{10} - q_{12} + bq_{13})$$

$$A_{10} = 2k_{px} d_1^2 (q_9 - q_{13})$$

$$A_{11} = 2k_2 d_1^2 (q_{11} - q_{13})$$

$$A_{12} = 2k_{sy}(q_{12} - q_{15} - h_{bl} q_{17} - lq_{16}) + 2c_{sy}(q_{12} - \dot{q}_{15} - h_{bl} \dot{q}_{17} - l\dot{q}_{16})$$

$$A_{13} = k_{sb}(q_{13} - q_{16})$$

$$A_{14} = 2c_{sz} d_2^2 (\dot{q}_{14} - \dot{q}_{17}) + 2k_{sz} d_2^2 (q_{14} - q_{17}) + 4k_{pz} d_1^2 (q_{14} - q_{17})$$

$$A_{15} = (q_{15} - q_5 + h_{bl} q_{17} + h_2 q_7)$$

$$A_{16} = (\dot{q}_{15} - \dot{q}_5 + h_{bl} \dot{q}_{17} + h_2 \dot{q}_7)$$

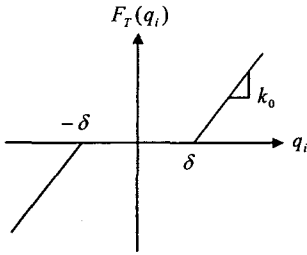


Fig. 2 The contact of flange and rail

$$A_{17} = (q_{15} - q_{12} + h_{b1}q_{17} + h_2q_{14})$$

$$A_{18} = (\dot{q}_{15} - \dot{q}_{12} + h_{b1}\dot{q}_{17} + h_2\dot{q}_{14})$$

식 (2)에서 m_w 는 윤축의 질량, m_j 는 대차 프레임의 질량, m_c 은 차체의 질량을 나타내고, I_{wy} 는 윤축의 요 질량관성 모멘트, $I_{fy}, I_{fr}, I_{cy}, I_{cr}$ 는 대차 프레임의 요, 롤 질량관성 모멘트와 차체의 요, 롤 질량관성 모멘트를 각각 나타내고 있다.

3.2 차륜 플랜지의 거동

철도차량 주행중 차륜 플랜지(wheel flange)가 레일에 접촉하면 승차감, 소음, 차륜/레일의 마모, 궤도하중과 궤도변형, 탈선 위험 등 많은 문제점이 제기되므로 해석시 이에 대한 고려가 있어야 한다. KTX 동력차 해석모델에 차륜 플랜지가 레일에 접촉하는 플랜지의 거동인 식 (3)을 추가하여 수치해석시 사용하였다.⁽¹³⁾

$$F_T(q_i) = \begin{cases} k_0(q_i - \delta), & \delta < q_i \\ 0, & -\delta \leq q_i \leq \delta \\ k_0(q_i + \delta), & q_i < -\delta \end{cases} \quad (3)$$

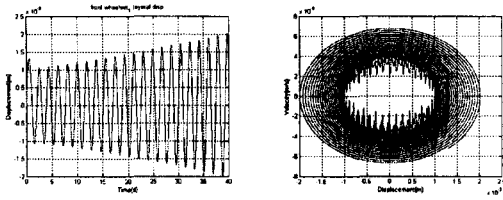
$i = 1, 3, 8, 10$

여기서 δ 는 레일과 플랜지 사이의 주어진 측면 허용치, k_0 의 스프링력은 상대변위에 따른 선형 함수이고, q_i 는 윤축의 횡변위이다. 이상의 차륜과 레일간의 접촉에 의한 크리프력과 차륜 플랜지 거동이 포함된 17 자유도계의 운동방정식을 이론적으로 해석하는 것은 불가능하므로 컴퓨터를 이용한 수치해석을 통하여 동특성을 예측하였다. KTX 동력차에 대한 운동을 수치해석하기

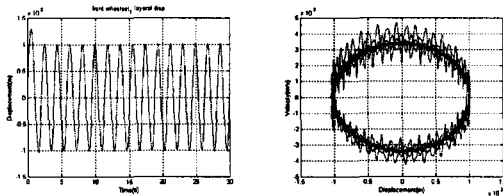
Table 2 Specifications of the KTX power car

Index	Terms	Symbol	Units	Magitude
Car Body	Weight of the Car body	m_c	ton	54.96
	Moment of Inertia Roll & Pitching, Yaw	I_{cr}	Mg · m	59.4
		I_{cp}		1132
		I_{cy}		1112
Length	L_c	m	22.517	
Height	H_c		3.64	
Width	W_c		2.814	
Boige Frame	Weight of the Bogie	m_f	ton	2.42
	Moment of Inertia Roll & Pitching, Yaw	I_{fr}	Mg · m	1.645
		I_{fp}		3.068
		I_{fy}		2.559
Length	L_b	m	3.81	
Height	H_b		0.766	
Width	W_b		2.777	
Axle	Weight of the Axle	m_w	ton	2.05
	Moment of Inertia Roll & Yaw	I_{wr}	Mg · m	0.8248
		I_{wy}		1.031
Half of Wheel Diameter	r	m	0.46	
Dimen-sion	Half of Axle Distance	b	m	1.5
	Half of Bogie Distance	ℓ	m	9.35
	Half of Between 1'st Spring	d_1	m	1.016
	Half of Between 2'nd Suspension Center	d_2	m	1.05
1st S/P	Longitudinal Stiffness	k_{px}	MN/m	40
	Lateral Stiffness	k_{py}	MN/m	9
	Vertical Stiffness	k_{pz}	MN/m	3.646
2nd S/P	Vertical Stiffness	k_{sz}	MN/m	1.27
	Lateral Stiffness	k_{sy}	MN/m	0.303
	Bolster Stiffness	k_{sb}	MN/m	0.165
Damper	Vertical Damper Coefficient	c_{sz}	MN/m	0.02
	Lateral Damper Coefficient	c_{sy}	MN/m	0.1
Contact	Lateral Track Stiffness	k_0	MN/m	14.6
	Rail-flange Clearance	δ	m	0.009
	Effective Conicity	λ		0.025
	Half Lateral Distance of Wheel Contact Points	a	m	0.75

위하여 식 (2)과 같은 차량의 운동방정식을 4차 Runge-Kutta 방법으로 수치해석을 수행하였다. Table 2는 본 연구에서 사용된 KTX 동력차의 사양이다.⁽¹⁴⁾ Fig. 3은 차륜 플랜지가 레일에 접촉하는 플랜지의 거동에 대한 수식을 고려한 경우와 고려하지 않은 경우의 차량 횡변위 변화를 나타내고 있다.



(a) Without flange



(b) With flange

Fig. 3 The lateral responses of the KTX power at 370km/h

Fig. 3(a)에서와 같이 플랜지 거동을 고려하지 않은 경우, 차량의 횡변위는 지속적으로 증가하는 현상이 발생하였고, Fig. 3(b)에서와 같이 고려한 경우에는 차륜 플랜지와 레일의 허용한도 내에서 차량의 횡변위가 일정함을 나타내고 있다. 지속적으로 차륜플랜지가 레일에 접촉하면 차륜과 레일의 마모와 차륜의 횡압이 증가하여 탈선 등의 차량 주행 안전성에 영향을 줄 수 있으므로 정확한 수치해석을 수행하기 위해서는 반드시 차륜플랜지의 거동이 고려되어야함을 알 수 있다.

3.3 임계속도

KTX 동력차의 임계속도를 계산하기 위해 시간영역에서 해석모델에 의해 유도된 운동방정식에 대하여 수치해석을 수행하였고, 속도를 증가시키며 횡변위의 실효치(rms)의 변화로 임계속도를 예측하였다. Fig. 4는 주행속도 변화에 따른 차량 횡변위의 실효치를 나타내고 있다. 임계속도를 예측하기 위하여 차량 주행속도를 증가시켜 보았다. Fig. 4에서와 같이 주어진 KTX의 설계조건으로부터 주행속도 360km/h까지 횡변위 실효치의 변화가 없다가, 370km/h에서는 횡변위의 실효치가 급격히 증가하는 상태를 나타내고 있어, 이 부근의 속도가 임계속도임을 알 수 있다.

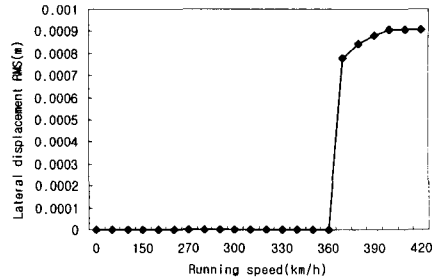
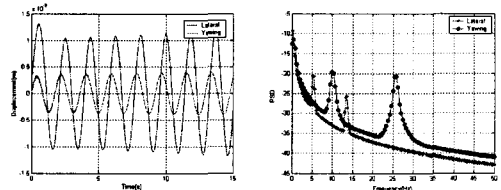
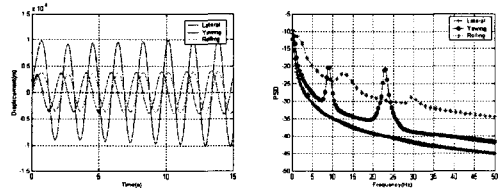


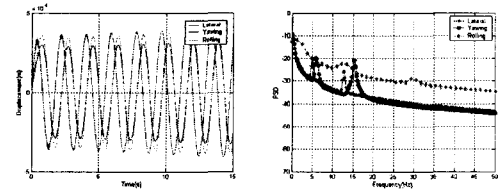
Fig. 4 Numerical results for the lateral displacement(rms) of the KTX



(a) Lateral and yaw motion of the wheelset



(b) Lateral, yaw and roll motion of the bogie



(c) Lateral, yaw and roll motion of the car body
Fig. 5 Time and frequency response of the KTX at 370km/h

3.4 진동특성

Fig. 5는 수치해석에 의해 계산된 임계속도 370km/h에서의 차량 각부 운동에 대한 시간응답과 주파수 응답이다. 시간영역에서는 샘플링 시간을 0.001초로 하여 차량 각부의 운동, 즉 횡변위, 요(yaw)변위, 롤(roll)변위에 대한 응답을 측정하였고, 이를 주파수 영역에서 분석하였다. Fig. 5에서와 같이 윤축의 횡변위와 요(yaw)변위 주파수성분은 5.85Hz, 9.80Hz이고, 대차의 횡변

위, 요(yaw) 및 롤(roll)변위 주파수성분은 3.92Hz, 8.8Hz, 13.6Hz이다. 또한 차체의 횡변위, 요 및 롤변위 주파수성분은 4.88Hz, 5.86Hz, 13.6Hz으로 구성되어 있음을 알 수 있었다.

4. KTX 주행시험

차량 주행시에는 다양한 형태의 진동이 발생하므로 이에 따른 주파수 성분 검토가 선행되어야 한다. KTX의 동특성을 검토하기 위하여 실제 선로에서 시운전하며 측정된 진동시험 결과를 분석하였다.

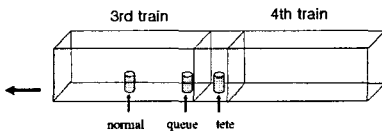
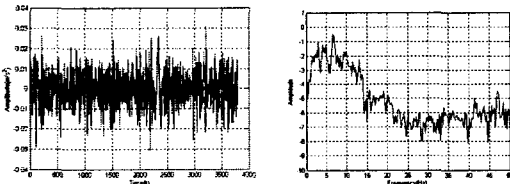
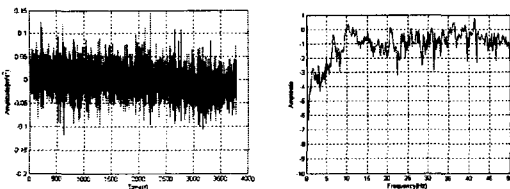


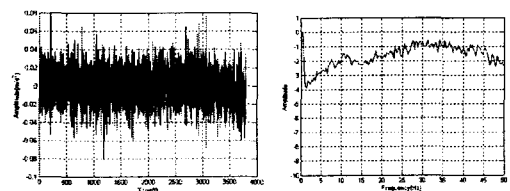
Fig. 6 Sensor positions



(a) Normal



(b) Queue



(c) Tete

Fig. 7 Time and frequency response of the KTX at 300km/h

진동시험은 Fig. 6과 같이 차량의 중심부(normal), 후미부(queue), 연결부(tete)에 진동 가속도계를 각각 설치하여 KTX 3번째 차량의 진동 가속도를 측정하였다. Fig. 7은 주행속도 300km/h로 운행할 때의 차량중심부, 후미부와 연결부의 시간응답과 주파수 응답이다. Fig. 7에서와 같이 대차와 차체의 횡변위, 요변위, 롤변위 주파수 성분은 3.5Hz, 8.2Hz, 12Hz와 4.95Hz, 6Hz, 12Hz로 구성되어 있음을 알 수 있다. Table 3은 수치해석시 임계속도에서의 결과와 실제 선로에서 측정된 시험결과로 이를 차량 각부에 대한 운동 주파수성분을 비교하였다.

5. ADAMS/RAIL해석

ADAMS/RAIL을 이용하여 KTX 동력차의 동특성을 검토하였다.⁽¹⁵⁾ 본 연구에서는 윤축(4), 대차(2), 차체(1)의 구성요소(총 50 자유도계)를 정의하고 이에 스프링 및 댐퍼장치를 이용하여 결합하였다. Fig. 8은 ADAMS/RAIL에서 사용한 KTX 동력차의 모델이다.

Table 3 Frequency components of the KTX power car (Hz)

Name (Num./Exp.)	Wheelset	Bogie	Car body
Lateral	5.85	3.92/3.5	4.88/4.95
Yawing	9.80	8.80/8.2	5.86/6.0
Rolling		13.6/12.0	13.6/12.0

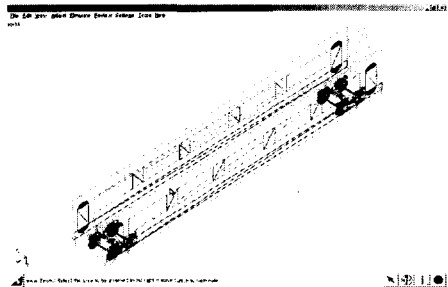
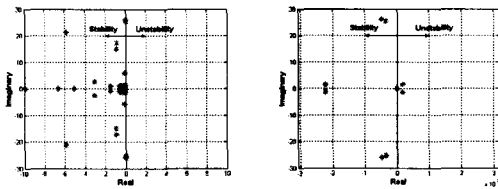


Fig. 8 Model of the ADAMS/RAIL



(a) $v=372\text{km/h}$ (b) $v=374\text{km/h}$
Fig. 9 Stability of the KTX power car

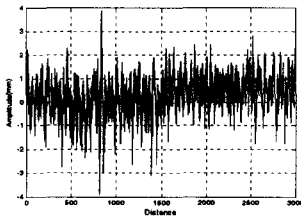


Fig. 10 Track data

5.1 안정성해석

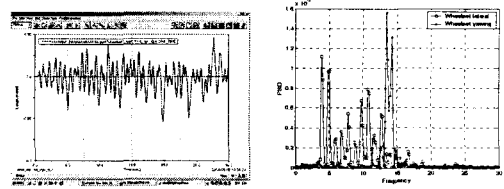
KTX 동력차에 대한 안정성해석을 수행하였다. Fig. 9는 주행속도 변화에 따른 KTX 동력차의 안정성 해석결과를 나타내고 있다. ADAMS/RAIL을 통한 고유치 해석결과, 주행속도 374km/h에서 고유치 실근이 음(-)에서 양(+)이 되어 이 부근의 속도가 임계속도임을 확인할 수 있었다.

5.2 동적해석

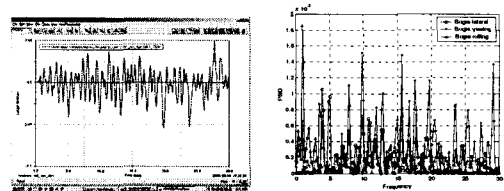
KTX 동력차에 대한 동적해석을 수행하였다. Fig. 10은 실제 궤도에서 검측한 궤도데이터로 ADAMS/RAIL에서 사용할 수 있도록 변환하여 사용하였다. Fig. 11은 답면구배 0.025, 주행속도 374km/h에서의 차량 각 부운동에 대한 시간응답과 주파수 응답이다. 시간영역에서는 샘플링 시간을 0.02초로 하여 차량 각부의 운동 즉 횡변위, 요변위, 롤변위에 대한 응답을 측정하였고, 이를 주파수 영역에서 분석하였다. 윤축의 횡변위와 요변위 주파수성분은 5.1Hz, 13.5Hz이고, 대차와 차체의 횡변위, 요변위 및 롤변위 주파수성분은 3.9Hz, 9.7Hz, 12.9Hz와 5.0Hz, 6.1Hz, 12.7Hz로 구성되어 있음을 알 수 있었다.

5.3 설계변수

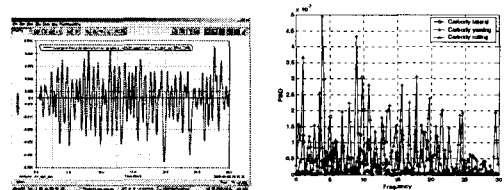
KTX 동력차의 설계속도(최고속도)는 차륜담면, 현가장치 특성, 대차형상, 접촉형상 등의 설계변수에 의해 결정될 수 있다.



(a) Lateral and yaw of motion the wheelset



(b) Lateral, yaw and roll of motion the bogie



(c) Lateral, yaw and roll of motion the carbody
Fig. 11 Time and frequency response of the KTX at 374km/h(ADAMS RAIL)

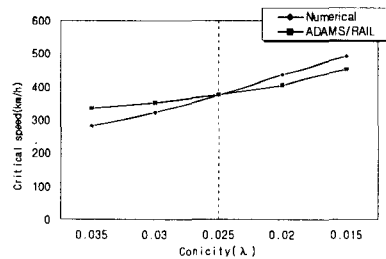


Fig. 12 Critical speed vs. wheel concivity

본 연구에서는 KTX의 후미차량 과다진동에 대한 대책으로 제시되었던 차륜담면구배와 좌우차륜/레일 접촉점의 중심거리 변화에 따른 임계속도의 변화를 수치해석과 ADAMS/RAIL를 이용하여 예측하였다. 해석결과, Fig. 12과 13에서와 같이 임계속도는 차륜담면구배가 감소함에 따라 증가하고, 좌우차륜/레일 접촉점의 중심거리가 증가함에 따라 감소하였다. 또한 수치해석과 시뮬레이션은 약간의 차이가 존재하였다. 이는 수치해석시 고려할 수 없었던 궤도의 형태 및 탄성, 현가장치의 특성과 각 부의 유연성 등에 의해 기인한 것으로 추정된다.

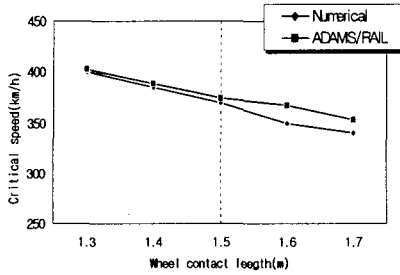


Fig. 13 Critical speed vs. wheel contact length

6. 결론

본 연구에서는 KTX 동력차에 대한 진동특성을 해석하기 위하여 17자유도계로 모델링하여 운동방정식을 유도하였고, 유도된 비선형 운동방정식에 대한 수치해석과 시뮬레이션에 의한 안정성 해석을 수행하였다. 해석모델로부터 유도된 운동방정식에 의한 수치해석과 안정성 해석의 결과로부터 KTX 동력차의 임계속도는 수치해석시 370km/h, 안정성 해석에서는 374km/h로 계산되었다.

또한 임계속도에서 윤축, 대차, 차체의 횡변위, 요변위 및 롤변위에 대한 데이터의 주파수 성분을 분석한 결과, 윤축의 횡변위와 요변위 진동수는 5.85Hz, 9.80Hz, 대차와 차체의 횡변위, 요변위 및 롤변위 진동수는 3.92Hz, 8.8Hz, 13.6Hz와 4.88Hz, 5.86Hz, 13.6Hz이고, 실제 선로에서 측정된 시험 결과에서는 대차와 차체의 횡변위, 요변위 및 롤변위 진동수는 3.5Hz, 8.2Hz, 12Hz와 4.95Hz, 6Hz, 12Hz의 주파수 성분으로 구성되어 있다. 따라서 KTX 시험운행 중 발생된 후미차량의 과다진동(0.6Hz 부근)은 현탕운동이 아님을 알 수 있다.

또한 수치해석과 ADAMS/RAIL에 의한 KTX 후미차량 과다진동의 원인인 좌우차륜/레일접촉점의 중심거리와 차륜 담면구배의 변화에 따른 임계속도는 정성적으로 좌우차륜/레일접촉점의 중심거리가 증가함에 따라 감소하고 차륜 담면구배가 증가함에 따라 감소함을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 2002년 한국철도기술연구원 연구과제인 “다량편성 고속전철의 진동전파현상 모델링” 과제의 일환으로 수행되었습니다. 관계기관 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Redtenbacher, F. J., 1855, "Die Gesetze des Locomotiv Baues," Verlag von Friedrich Bassermann, Mannheim.
- (2) Boedecker, Chr., 1887, "Die Wirkungen Zwischen Rad und Schiene und ihre Einflüsse auf den Lauf und den Bewegungs Widerstand der Fahrzeuge in den Eisenbahnzügen," Hahnsche Buchhandlung, Hannover.
- (3) Carter, F. W., 1915, "The Electric Locomotive," *Proc. Inst. Civil Engineer*, 201, pp. 221~252.
- (4) Rocard, Y., 1935, "La Stabilité de Route des Locomotives," Première partie, vec une note de M. R. Levy. Hrrmann & Cie., Paris.
- (5) Matsudaira, T., 1952, "Shimmy of axles with pair of wheels in Japanese," *Journal of Railway Engineering Research*, pp. 16~26.
- (6) Jung, W. J., 1998, "An Analysis of Critical Speed of a Train using the Bifurcation Theory," *KSME Fall Proceedings transactions A*, pp. 694~699.
- (7) Fujimoto, H. and Miyamoto, M., 1996, "Measures to Reduce the Lateral Vibration of the Tail Car in a High Speed Train," *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol. 210 Part F, pp. 87~93.
- (8) Park, C. K., 2001, "Review on the Dynamic Behavior of G7 High Speed Train(KHST) in the KTX Test Line," *Journal of Korean Society for Railway*, Vol. 4, No. 4, pp. 131~137.
- (9) Kang, B. K., Kim, Y. W. and Wang, Y. Y., 2003, "Dynamic Analysis of KTX Vibration at the Tail of the Train(1)," *Journal of the Korean Society for Railway*, Vol. 6, No. 2, pp. 122~128.
- (10) Lee, S. I. and Choi, Y. S., 2003, "Analysis on the Hunting Motion of the KTX," *KSR spring Proceedings transactions*, pp. 755~761.
- (11) Vermeulen, P. J., and Johnson, K. L., 1964, "Contact of Nonspherical Elastic Bodies Transmitting Tangential Force," *Journal of Mechanics*, Vol. 31, *Trans. ASME*, Vol. 86, No. 2, June, pp. 338~340.
- (12) Cooperrider, N. K., 1972, "The Hunting Behavior of Conventional Railway Truck," *ASME J. Eng. Industry*, Vol. 94, pp. 752~762.
- (13) Galvanetto, U. and Briseghella, L., 1997, "Optimal Axle Distance of a Railway Bogie," *International Journal of Bifurcation and Chaos*, Vol. 7, No. 3, pp. 721~732.
- (14) Korea High Speed Rail, 1996, "High Speed Railway Vehicle System Engineering," Vol. 2.
- (15) Mechanical Dynamics co., 2002, "GETTING STARTED USING ADAMS VERSION 12.0".