

차륜 불평형이 있는 철도차량의 동적해석

이 승 일* · 최 연 선**†

* 한국교통대학교 철도차량시스템공학과, ** 성균관대학교 기계공학부

Dynamic Analysis of Railway Vehicle with Wheel Unbalance

Seung Il Lee* and Yeon-Sun Choi**†

* Dept. of Railway Vehicle System Engineering, Korea Transportation Nat'l Univ.,

** School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan Univ.

(Received June 4, 2013 ; Revised August 29, 2013 ; Accepted September 4, 2013)

Key Words: Railway Vehicle Wheel(철도차량 차륜), Wheel Unbalance(차륜 불평형), Critical Speed(임계속도) Dynamics Analysis(동적해석)

초록: 차륜 불평형은 차륜의 무게중심이 윤축의 기하학적 중심축에서 벗어나 있을 때 발생한다. 차륜 불평형을 수정하지 않고 주행하면 불평형에 의한 원심력이 차체의 진동을 발생시키게 되며 차륜의 마모를 촉진시키거나 차축 베어링에 손상을 주게 된다. 본 연구에서는 철도차량 동적해석을 통하여 차륜 불평형이 차량 임계속도와 차체 진동에 미치는 영향을 검토하였다. 차륜 불평형은 임계속도를 감소시키고 차체 공진을 유발할 수 있음을 알 수 있었다. 또한 차륜의 정적, 동적 불평형에 따른 차체진동을 해석함으로써 불평형 수정은 양면 밸런싱이 필요함을 밝혔다.

Abstract: When the center of mass of a railway wheel is not aligned with the geometrical center of the wheel axis, wheel unbalance occurs. If a railway vehicle runs without removing the wheel unbalance, vibrations will be produced. This will also cause wear and damage of the axle bearing. In this study, dynamic analysis of a railway vehicle with wheel unbalance was conducted to examine the reduction in critical speed and the resonance of the car-body and the effect on the magnitude of wheel unbalance was examined. In addition, the calculation of the car-body vibration owing to static and dynamic unbalance in the railway wheel shows that two-plane balancing is necessary.

1. 서론

회전체에서 무게중심이 기하학적 중심축과의 편차, 즉 편심(eccentricity)이 있게 되면 편심질량과 편심거리의 곱에 해당하는 불평형(unbalance)이 발생하게 된다. 불평형은 회전체의 회전속도에 비례하는 원심력을 유발하여 회전체의 진동을 일으킨다. 따라서 회전기계의 제작 및 조립 시에는 항상 평형잡기(balancing)를 하여야 한다. 철도차량용 차륜에서도 재질의 불균일, 마모, 윤축 조립과정의 오차 등으로 인해 불평형이 발생할 수 있다.⁽¹⁾ 이러한 차륜 불평형은 철도차량의 대차 및 차체의 진동 원인이 되므로 가능한 한 제거하여야 한다.

일본철도의 경우 차륜의 불평형량이 250 g·m이

상 넘지 않도록 규제하고 있으나 진동에 미치는 영향이 크기 때문에 운영기관에 따라 150 g·m이하로 엄밀하게 관리하기도 한다. 또한 신칸센 고속전철에서는 불평형량이 50 g·m 이하로 규제하고 있다.⁽²⁾ 유럽철도의 경우에는 UIC code 510-2⁽³⁾로, 중국철도에서는 TB/T2562-1995⁽⁴⁾로 주행속도 200 km/h 이상에서는 50 g·m 이하로 규제하고 있다. Du⁽⁵⁾는 고속 철도차량에 대한 윤축의 동적 불평형 평가를 위해 회전체역학의 관점에서 윤축 설계를 검토하였다. Wang⁽⁶⁾은 윤축의 동적 불평형이 고속 EMU(Electric Multiple Units) 차량의 안정성, 승차감, 곡선부 통과성능 등에 미치는 영향을 SIMPACK을 사용하여 평가하였고 고속주행에서는 윤축의 동적 불평형이 25 g·m 이하가 되어야 한다고 제안하였다. 최영효⁽⁷⁾는 윤축의 운동방정식을 이용

† Corresponding Author, yschoi@skku.ac.kr

하여 차륜 불평형이 윤축 진동에 미치는 영향을 연구하였다. 그러나 국내에서는 운행 중인 철도차량을 대상으로 차륜 불평형이 철도차량 차체 및 대차 진동에 미치는 영향과 철도차량 설계 시 고려되어야 하는 임계속도에 대한 연구는 미흡한 실정이다.

본 연구에서는 해석모델을 이용한 철도차량의 동적해석을 통하여 차륜 불평형 및 차륜 답면구배에 따른 임계속도의 변화와 차륜 불평형이 차체 공진에 미치는 영향을 검토하였다. 또한 윤축의 정적, 동적 불평형 효과와 이에 따른 차륜의 불평형 수정방안을 제안하였다.

2. 철도차량 운동방정식

좌우와 요방향으로 운동하는 2자유도 윤축 모델과 차륜 불평형이 있는 차륜모델을 Fig. 1에 각각 나타내었다. 윤축에 작용하는 힘은 Fig. 1에서와 같이 차륜과 레일간의 크립(creep)에 의한 힘과 모멘트, 플랜지와 레일간의 접촉력, 스프링과 댐퍼에 의한 힘과 모멘트 및 차륜 불평형력 등이 작용한다.⁽⁷⁾

차륜과 레일사이에 작용하는 마찰력의 접촉 표면은 두 개의 분력을 가지는 평면이다. 하나는 차량이 움직이는 방향이고 다른 하나는 그에 수직인 방향이다. 이를 길이방향과 측면방향 크립

력(longitudinal and lateral creep force)이라 한다.비선형 크립이론인 Vermeulen과 Johnson 이론에 의한 크립력은 다음과 같이 측면과 길이방향으로 각각 주어진다.⁽⁸⁾

$$F_x = \frac{\xi_x}{\Psi_1} \frac{F_R}{\xi_R}, \quad F_y = \frac{\xi_y}{\Phi} \frac{F_R}{\xi_R} \tag{1}$$

$$\xi_x = \frac{\dot{q}_1}{V} - q_2, \quad \xi_y = a \frac{\dot{q}_2}{V} - \frac{\lambda q_1}{r_0} \tag{2}$$

$$\xi_R = \sqrt{(\xi_x/\Psi_1)^2 + (\xi_y/\Phi)^2} \tag{3}$$

$$F_R = \mu N \begin{cases} u - \frac{1}{3}u^2 + \frac{1}{27}u^3, & u < 3 \\ 1, & u \geq 3 \end{cases}, \quad u = \frac{G\pi a_e b_e}{\mu N} \xi_R \tag{4}$$

F_x 와 F_y 는 측면과 길이방향 크립력, ξ_x 와 ξ_y 는 측면과 길이 크립피지, ξ_R 는 합성 크립피지, Ψ_1 와 Φ 는 유도 함수, μ 는 마찰계수, N 은 수직력, a_e 와 b_e 는 차륜과 레일의 접촉면에 생기는 타원의 장경과 단경, G 는 강성계수이다. 플랜지 거동은 강성이 높은 선형 스프링으로 표현될 수 있다.

$$F_T(x) = \begin{cases} k_0(x - \delta), & \delta < x, \\ 0, & -\delta \leq x \leq \delta, \\ k_0(x + \delta), & x < -\delta. \end{cases} \tag{5}$$

δ 는 차륜과 레일의 측면 허용치이다. 스프링력은 상대변위의 선형함수이고 댐핑력은 상대속도의 선형함수이다. 다른 변수들은 기하학적인 형상, 질량 분포와 모델의 기계적 물성치를 특성화하기 위해서 필요하다. 이러한 변수들은 상수로 취급하게 된다.

Fig. 1(b)에서와 같은 차륜 불평형에 의한 원심력, F_e 와 가진 주파수, f_e 는 각각 다음과 같다.⁽⁶⁾

$$F_e = m_e r_e \Omega^2 \tag{6}$$

$$f_e = \frac{v}{7.2\pi r_e} \tag{7}$$

이때 m_e 는 불평형 질량, r_e 는 회전축 중심으로 부터의 반경이다.

차륜과 레일의 기하학적 운동으로 발생하는 대차의 좌우 운동과 차륜 불평형을 고려한 차량의 운동방정식은 Petersen에 의해 개발된 Fig. 2의 대차 해석모델로부터 전위와 후위 윤축 각각의 좌우 변위, 요잉과 대차 프레임의 좌우 변위, 요잉, 롤링 등의 7개 자유도 갖는 식 (8)의 운동방정식으로 나타낼 수 있다.^(8,9)

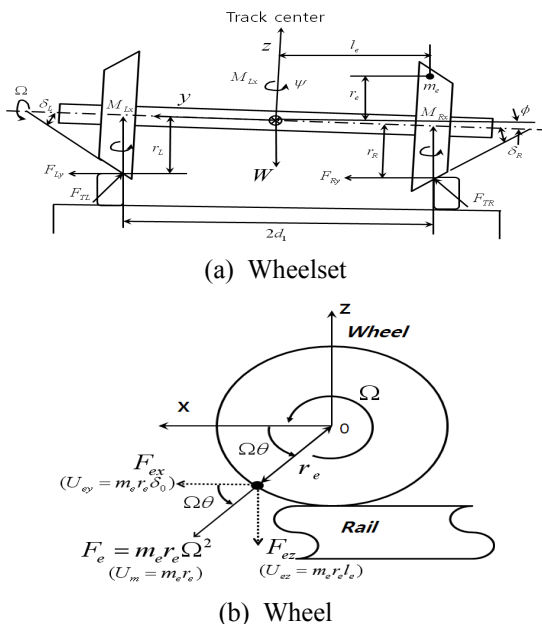


Fig. 1 Wheelset and wheel unbalance model

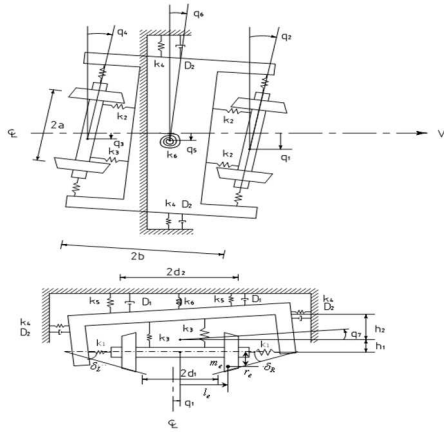


Fig. 2 Bogie model

$$\begin{aligned}
 m_w \ddot{q}_1 + A_1 + 2F_{xf} + F_T(q_1) &= m_e r_e \Omega^2 \delta_0 \sin \Omega t \\
 I_{wy} \ddot{q}_2 + A_3 + 2aF_{yf} &= -m_e r_e \Omega^2 l_e \cos \Omega t \\
 m_w \ddot{q}_3 + A_2 + 2F_{xf} + F_T(q_3) &= 0 \\
 I_{wy} \ddot{q}_4 + A_4 + 2aF_{yf} &= 0 \\
 m_f \ddot{q}_5 - A_1 - A_2 + A_5 &= 0 \\
 I_{fy} \ddot{q}_6 - bA_1 + bA_2 - A_3 - A_4 + A_6 &= 0 \\
 I_{fr} \ddot{q}_7 - h_1 A_1 - h_2 A_2 - h_2 A_5 + A_7 &= 0
 \end{aligned} \tag{8}$$

$$\begin{aligned}
 A_1 &= 2k_1(q_1 - q_5 - bq_6 - h_1q_7) \\
 A_2 &= 2k_1(q_3 - q_5 + bq_6 - h_1q_7) \\
 A_3 &= 2k_2d_1^2(q_2 - q_6) \\
 A_4 &= 2k_2d_1^2(q_4 - q_6) \\
 A_5 &= 2D_2(\dot{q}_5 - h_2\dot{q}_7) + 2k_4(q_5 - h_2q_7) \\
 A_6 &= k_6q_6 \\
 A_7 &= 2D_1d_2^2\dot{q}_7 + 2k_5d_2^2q_7 + 4k_3d_1^2q_7
 \end{aligned} \tag{9}$$

전위과 후위 차축에 대한 측면방향 크립력, F_x 와 길이방향 크립력, F_y 는 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 F_{xf} &= \frac{\xi_{xf}}{\Psi_1} \frac{F_R}{\xi_{Rf}}, & F_{yf} &= \frac{\xi_{yf}}{\Phi} \frac{F_R}{\xi_{Rf}} \\
 F_{xr} &= \frac{\xi_{xr}}{\Psi_1} \frac{F_R}{\xi_{Rr}}, & F_{yr} &= \frac{\xi_{yr}}{\Phi} \frac{F_R}{\xi_{Rr}}
 \end{aligned} \tag{10}$$

$$\begin{aligned}
 \xi_{Rf} &= \sqrt{\left(\frac{\xi_{xf}}{\Psi_1}\right)^2 + \left(\frac{\xi_{yf}}{\Phi}\right)^2}, & \xi_{Rr} &= \sqrt{\left(\frac{\xi_{xr}}{\Psi_1}\right)^2 + \left(\frac{\xi_{yr}}{\Phi}\right)^2} \\
 \xi_{xf} &= \frac{q_1}{V} - q_2, & \xi_{yf} &= a \frac{q_2}{V} + \frac{\lambda q_1}{r_0} \\
 \xi_{xr} &= \frac{q_3}{V} - q_4, & \xi_{yr} &= a \frac{q_4}{V} + \frac{\lambda q_3}{r_0}
 \end{aligned} \tag{11}$$

Table 1 Specification of Y25 bogie

Index	Terms	Symbol	Units	Input
Car Body	Weight of the Car body	m_c	ton	8.9
	Moment of Inertia Roll & Pitching, Yaw	I_{cr}	Mgm ²	7.98
		I_{cy}		94.36
Bogie Frame	Weight of the Bogie	m_f	ton	1.337
	Moment of Inertia Roll & Pitching, Yaw	I_{fr}	Mgm ²	0.83
		I_{fy}		1.41
Axle	Weight of the Axle	m_w	ton	1.572
	Moment of Inertia Roll & Yaw	I_{wr}	Mgm ²	0.661
		I_{wv}		0.103
I_{wy}		0.661		
Dimension	Half of Wheel Diameter	r	m	0.43
	Half of Axle Distance	b	m	0.9
	Half of Bogie Distance	l	m	4.53
	Half of Between 1'st Spring	h_1	m	0.978
1'st S/P	Half of Between Side bearer Center	h_2	m	0.838
	Longitudinal Stiffness	k_{px}	MN/m	0.7
	Lateral Stiffness	k_{py}	MN/m	0.7
Side bearer	Vertical Stiffness	k_{pz}	MN/m	0.415
	Stiffness	k_{sz}	MN/m	2.16
Contact	Lateral Track Stiffness	k_0	MN/m	14.6
	Rail-flange Clearance	δ	m	0.009
Wheel Unbalance	Radial distance to wheel unbalance	r_e	m	0.43
	Centered wheelset contact angle	δ_0	rad	0.025
	Distance between unbalance mass and wheelset center along y-direction	l_e	m	0.7

3. 임계속도

차륜에 불평형이 있으면 철도차량의 최고속도를 결정하는 임계속도를 감소시킬 수 있어 철도차량의 안전운행을 저해할 수 있다. 차륜 불평형이 차량 임계속도에 미치는 영향을 검토하기 위하여 식 (7)의 운동방정식을 Matlab ODE45.m 으로 수치해석하였다. 철도차량 주행속도는 0 km/h 부터 10 km/h 단위로 증가시켰다. 수치해석 시 차륜 불평형은 회전축 중심으로부터 반경방향으로 r_e 위치에 불평형 질량, m_e 가 0, 50, 150, 250, 500, 1000 g 있다고 가정하였다. 철도차량 주행속도 Table 1에는 본 연구에서 사용된 용접일체형

고속화차용 Y25 대차의 제원⁽¹⁰⁾을 나타내었다.

회전축 중심으로부터 반경, r_e 는 0.43 m, 좌우 차륜의 접촉각의 차, δ_0 는 0.025 rad, 윤축중심에서 불평형 질량 위치까지의 거리, l_e 는 0.7 m이다.

Table 2에 불평형 질량변화에 따른 차륜 불평형, $U_m = m_e \cdot r_e$ 및 좌우 방향 불평형, $U_{ey} = m_e \cdot r_e \cdot \delta_0$ 와 요(yaw)방향 불평형, $U_{ez} = m_e \cdot r_e \cdot l_e$ 와 임계속도 계산 결과를 나타내었다. 차륜 불평형이 증가함에 따라 임계속도가 감소됨을 알 수 있다. 이때 임계속도 판단은 Fig. 3과 같이 차량의 횡변위가 0으로 수렴되지 않고 지속적으로 나타나는 헌팅(hunting) 현상 발생여부로 판단하였다.

Table 2 Variation of the critical speed due to wheel unbalance

m_e [g]	U_m [g·m]	U_{ey} [g·m]	U_{ez} [g·m ²]	Critical speed [km/h]
0	0.0	0.0	0.0	115
50	21.5	0.5	15.1	110
150	64.5	1.6	45.2	100
250	107.5	2.7	75.3	95
500	215.0	5.4	150.5	80
1000	430.0	10.8	301.0	50

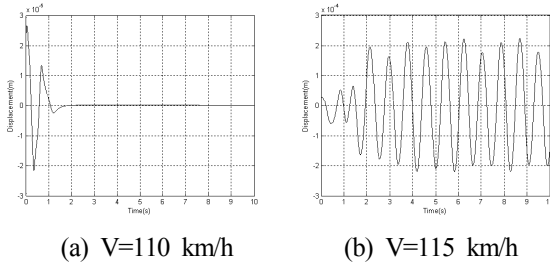


Fig 3 Numerical results for the lateral displacement of the car

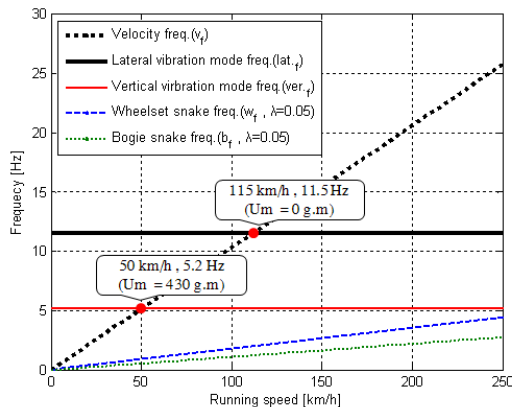


Fig. 4 Kinematic frequency and wheel unbalance

Fig. 4는 주행속도에 따른 속도별 주파수 성분과 Table 3의 차체 상하 및 좌우 진동 모드 주파수 성분을 보여주고 있다. 또한 윤축 및 대차의 사행동 주파수 성분을 각각 나타내었다. Fig. 4에서와 같이 주행속도 115 km/h에서 11.5 Hz가 나타났다. 이는 차륜 불평형이 없을 때의 임계속도와 일치하며 Table 3의 ⑥ 차체 좌우 진동 모드에 해당한다. 또한 주행속도 50 km/h에서 5.2 Hz가 나타났다. 이는 차륜 불평형이 430 g·m 일 때의 임계속도와 일치하며 Table 3의 ③의 차체 상하 진동 모드이기도 하다. 이와 같이 차륜 불평형이 있으면 임계속도를 감소시킬 수 있다.

레일과 접촉하는 차륜담면에 구배가 있으며 측면방향 크립력에 의해 차량의 임계속도에 영향을 미치므로 차륜 담면구배와 차륜 불평형의 변화에 따른 안정성 해석을 하였다. 차륜 담면구배는 국내에서 적용되고 있는 1/10(0.1), 1/20(0.05) 및 1/40(0.025) 각각에 대해 해석하였다. Fig. 5에서와 같이 차륜 담면구배가 클수록 임계속도는 감소되는 것을 알 수 있었다. 이는 차륜 담면구배가 커짐에 따라 좌우 차륜의 접촉각의 차, δ_0 가 커지면서 좌우 방향 불평형에 의한 가진력의 증가로 인해 차량의 임계속도가 감소되는 것으로 판단된다.

4. 차체 공진

철도차량의 차륜에 불평형이 있으면 윤축에 원심력에 의한 진동이 발생한다. 윤축의 진동은 대차에 전달되어 차체 진동을 유발한다. 속도가 증가함에 따라 차륜의 회전속도에 비례한 가진주파수가 증가하게 되고, 가진주파수가 차체의 고유진동수와 일치하면 해당 모드에 의한 공진이 발생한다.

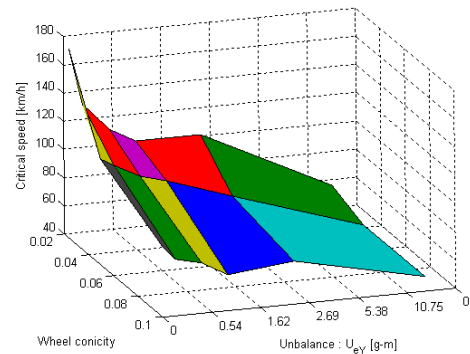


Fig. 5 Variation of the critical speed due to wheel conicity and unbalance ($\lambda=1/10$, $\lambda=1/20$, $\lambda=1/40$)

차륜 불평형이 차체 공진에 미치는 영향을 검토하기 위하여 Table 1의 용접일체형 고속화차용 Y25 대차 철도차량을 VI-Rail⁽¹¹⁾로 전산해석하였다. Fig. 6은 차륜 불평형 질량위치와 차륜 불평형이 포함된 VI-Rail 차량 해석모델이다. 불평형은 차륜 답면 부분에 질량을 추가하여 모델링하였다. VI-Rail 차량모델은 차체, 전대차, 후대차를 하나의 템플릿으로 각각 모델링하여 각각의 서브시스템을 생성하고, 이들을 조합하여 최종 조립체를 생성하였다. 궤도는 VI-Rail에서 제공하는 상하, 좌우 불규칙 궤도 데이터를 사용하였다.

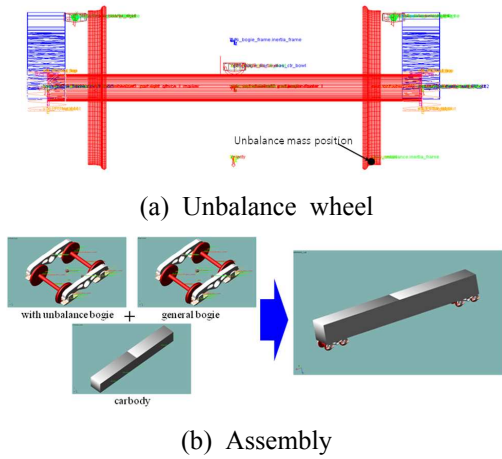


Fig. 6 VI-Rail dynamic simulation model

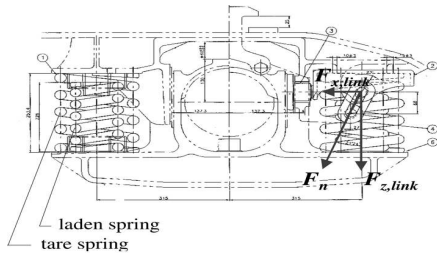


Fig. 7 Primary suspension with Lenoir link

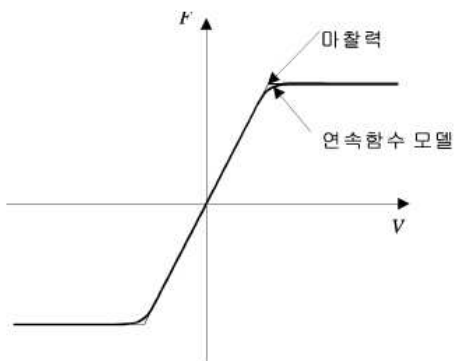


Fig. 8 Friction force model

현가장치는 Fig. 7과 같이 tare 스프링과 lade 스프링이 한쌍을 이룬 코일 스프링 조합과 Lenoir 링크로 이루어있다. 본 대차에서의 감쇠는 Lenoir 링크에 따라 하중에 의존하는 수직력에 의한 차축박스과 차체 사이 마찰, 사이드 베어러, 센터 피봇 마찰관 등 모두 마찰에 의해 이루어진다. 마찰력은 Coulomb의 법칙을 이용하여 수식화하되 상용 프로그램에 함수 입력의 용이성을 위하여 불연속적인 값을 Fig. 8과 같이 연속함수로 모델링하였다.⁽¹²⁾ 또한 윤축과 대차 프레임은 탄성조인트로 연결하였고,

Table 3 Vibration modes of the carbody(Y25 bogie)

Number	Frequency [Hz]	Mode Shape	Remarks
①	3.2		rolling
②	4.8		longitudinal
③	5.2		vertical
④	6.7		pitching
⑤	8.0		yawing
⑥	9.8		rolling
⑦	11.5		lateral

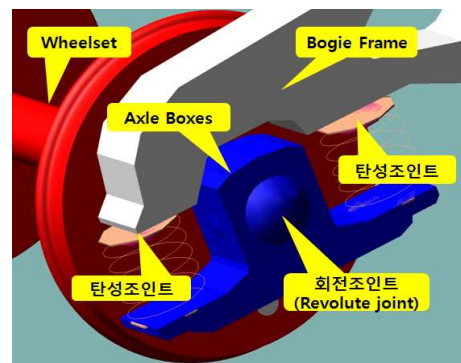
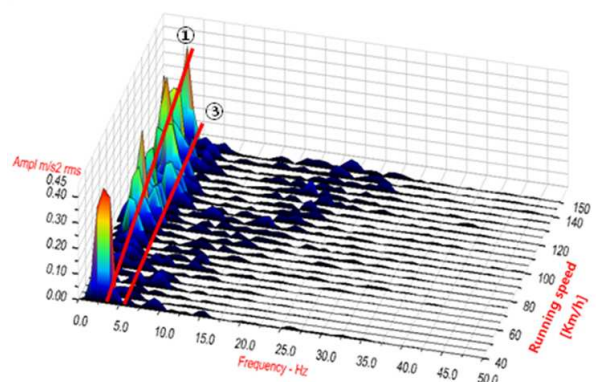
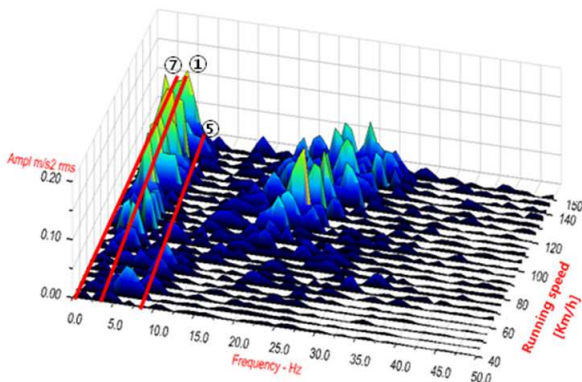
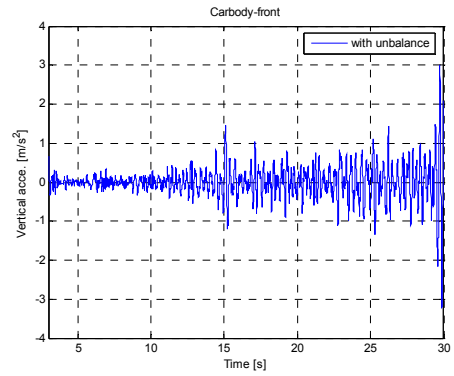
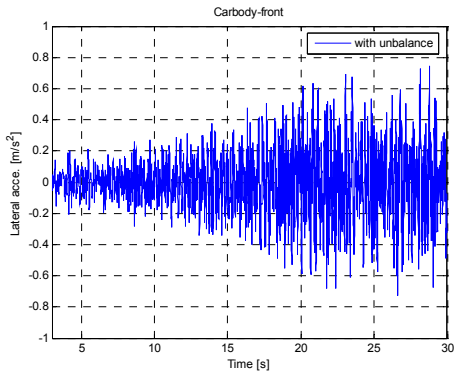
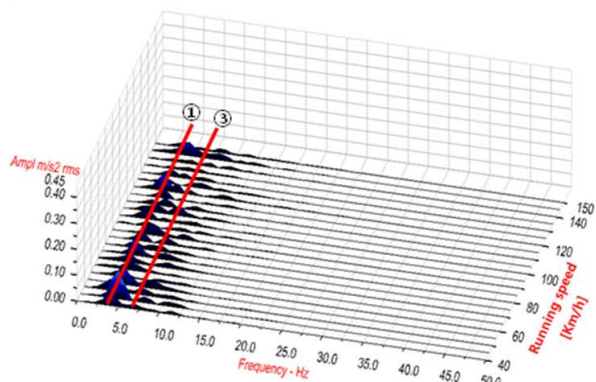
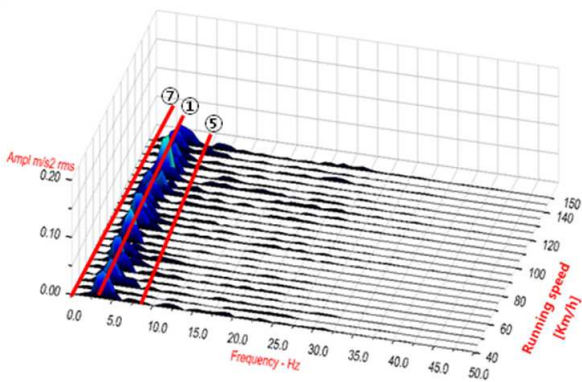
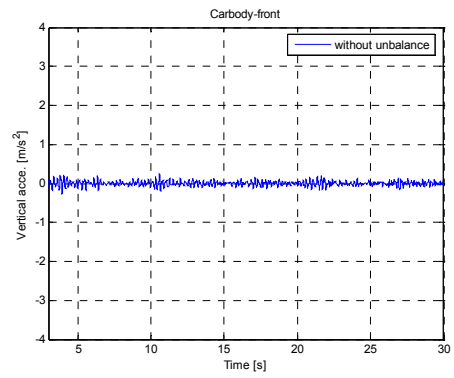
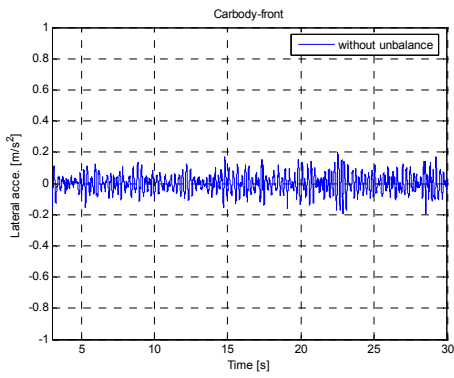


Fig. 9 Wheelset and bogie joint model



(a) With unbalance, $U_m = 430 \text{ g} \cdot \text{m}$

(a) With unbalance, $U_m = 430 \text{ g} \cdot \text{m}$



(b) Without unbalance, $U_m = 0 \text{ g} \cdot \text{m}$

(b) Without unbalance, $U_m = 0 \text{ g} \cdot \text{m}$

Fig. 10 Time response and waterfall diagram for the cases of with/without unbalance(y-direction)

Fig. 11 Time response and waterfall diagram for the cases of with/without unbalance(z-direction)

이를 Fig. 9에 나타내었다.

Table 3은 VI-Rail로 해석한 용접일체형 고속화차용 Y25 대차 철도차량의 고유 진동모드로서 ① 롤링(rolling mode, 3.2 Hz), ② 전후진동(longitudinal mode, 4.8 Hz), ③ 상하 진동(vertical mode, 5.2 Hz), ④ 피칭(pitching mode, 6.7 Hz), ⑤ 요잉(yawing mode, 8.0 Hz), ⑥ 롤링(rolling mode, 10.1 Hz), ⑦ 좌우 진동(lateral mode, 11.5 Hz)이 각각 나타났다.

차륜 불평형이 있는 경우와 없는 경우 각각에 대해 차량 주행속도를 40 km/h에서 150 km/h까지 5 km/h씩 증가시키면서 좌우, 상하 진동 가속도에 대한 시간영역과 주파수영역 결과를 Fig. 10과 Fig. 11에 각각 나타내었다. 차륜 불평형은 윤축의 약 1/1000 정도인 430 g·m으로 가정하였다. 주파수 분석은 차체의 저차 고유모드만을 고려하기 위해 0~50 Hz 성분만 고려하였다. 진동 가속도 성분을 워터폴 다이어그램(waterfall diagram)으로 나타내었다. Fig. 10(a)는 차륜 불평형이 있는 경우의 좌우 진동으로서 ①의 차체 롤링모드(3.2 Hz)와 ⑤의 차체 요잉모드(8.0 Hz)가 나타났다. Fig. 10(b)는 차륜 불평형이 없는 경우의 좌우 진동으로서 ①의 차체 롤링모드가 나타났으나 진폭은 불평형이 있는 경우보다 아주 작게 나타났다. 10~30 Hz 범위에서는 주행속도에 의한 1차 성분의 배수 성분이 발생하였다.

Fig. 11(a)는 차륜 불평형이 있는 경우의 상하 진동으로서 ①의 차체 롤링모드(3.2 Hz)와 ③의 차체 상하 진동모드(5.2 Hz)가 나타났다. Fig. 11(b)는 차륜 불평형이 없는 경우의 상하진동으로서 ①의 차체 롤링모드와 ③의 차체 상하 진동모드가 나타났으나 불평형이 있는 경우보다 진폭이 아주 작게 나타났다.

5. 윤축의 정적, 동적 불평형

회전체의 불평형에는 정적 불평형(static unbalance)과 동적 불평형(dynamic unbalance)이 있다.⁽¹³⁾ 정적 불평형은 단면 균형잡기(single-plane balancing), 동적 불평형은 양면 균형잡기(two-plane balancing)로 각각 수정한다. 일본철도의 차륜 불평형 수정은 차륜 뒷면 림(rim)의 내경을 삭감하여 수정한다. 이때 좌우 차륜의 불평형이 서로 180° 어긋나도록 하고 있다.⁽²⁾ 즉 윤축의 정적 불평형을 제거하는 대신 동적 불평형을 허용하고 있다. 윤축의 정적과 동적 불평형 효과를 검토하기 위해 불평형 위상차를 0°(정적 불평형)와 180°(동적 불평형)가 되도록 모델링하였고, 이를 Fig. 12에 나타내었다.

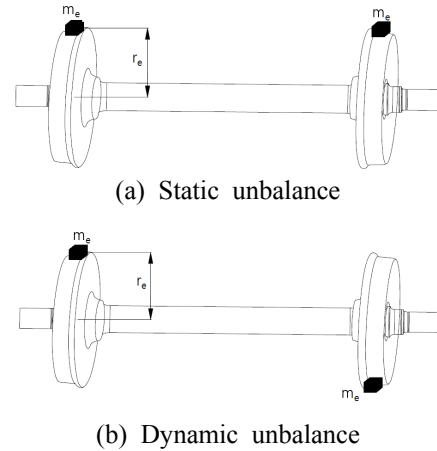


Fig. 12 Static and dynamic unbalance of railway wheelset

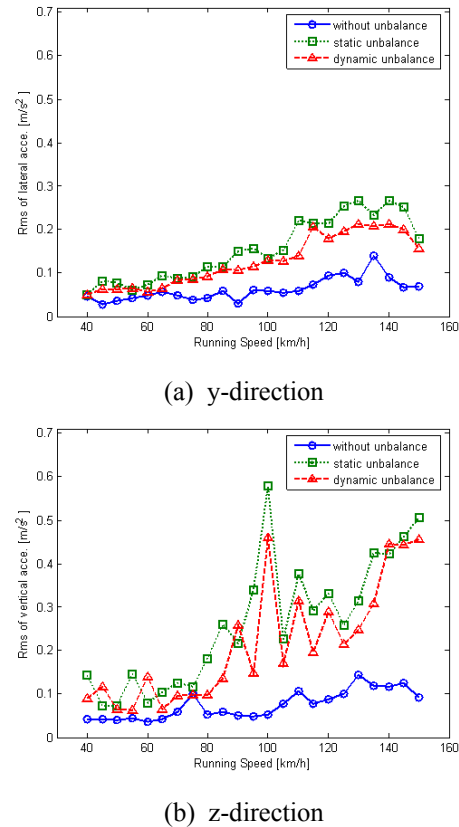


Fig. 13 Vibration for the cases of with/without static and dynamic unbalance

불평형이 없는 경우 및 정적과 동적 불평형이 있는 경우 각각에 대해 주행속도의 변화에 따른 차체의 좌우와 상하 진동가속도를 비교하기 위해 용접일체형 고속화차용 Y25 대차 철도차량을 VI-Rail⁽¹¹⁾로 모델링하고 이를 전산해석 하였다. Fig. 13과 같이 3가지 경우 모두 주행속도가 증가함에

따라 좌우와 상하진동은 증가하였다. 또한 위상차에 따라, 즉 위상 0° (정적 불평형)보다 위상 180° (동적 불평형)의 경우가 좌우와 상하진동이 더 감소됨을 알 수 있었다. 따라서 차량 유지보수 시 좌우 차륜의 불평형 위치에 대한 위상차가 180° 로 되게 하는 것이 위상차가 0° 인 경우보다 상하진동을 더욱 감소시킬 수 있다. 또한 Fig. 13과 같이 모든 속도대역에서 불평형이 없는 경우의 상하 진동가속도 실효값(rms)은 0.075 m/s^2 , 정적 불평형이 있는 경우의 상하 진동가속도 실효값은 0.263 m/s^2 로 나타나 불평형이 없는 경우가 정적과 동적 불평형이 있는 경우보다 진동이 더 크게 감소됨을 확인할 수 있었다. 따라서 일본철도에서 허용하고 있는 동적 불평형까지 제거할 수 있다면 진동은 더욱 감소시킬 수 있을 것이다. 특히 고속철도와 같이 고속으로 주행하는 차량의 경우에는 아주 작은 불평형에 의해서도 진동이 크게 발생될 수 있으므로 동적 불평형을 제거할 수 있는 양면 밸런싱(two-plane balancing)에 의해 차륜 불평형이 수정되어야 할 것이다. Fig. 13(b)에서 주행속도 100 km/h 대에서 큰 진동이 발생하였다. 이는 차륜 불평형에 의해 발생하는 진동 주파수와 주행속도 100 km/h (10.2 Hz)에서 나타나는 가진 주파수에 의한 공진 현상으로 판단된다.

6. 결 론

철도차륜은 윤축 제작과정과 오랜 시간 차량주행에 의한 마모로 인해 불평형이 발생한다. 차륜 불평형은 가능한 한 최소화하여야 한다. 본 연구에서는 차륜 불평형을 고려한 철도차량 동특성에 미치는 영향을 수치해석과 전산해석을 통하여 다음과 같은 결론을 도출하였다.

(1) 차륜 불평형이 있으면 좌우 차륜의 접촉각의 차에 의해 좌우 방향 진동을 유발하게 되고, 이는 차량의 임계속도를 감소시킨다.

(2) 차륜 불평형은 철도차량의 주행속도가 증가함에 따라 차륜 불평형에 의한 가진주파수가 증가하게 되고, 차체의 고유진동수와 일치하는 속도에서 공진을 일으켜 진동을 증가시킨다.

(3) 차륜 불평형을 최소화하기 위해서는 정적과 동적 불평형을 동시에 제거할 수 있는 양면 밸런

싱에 의한 차륜 불평형 수정방법이 적용되어야 한다.

후 기

본 연구는 국토해양부 미래철도기술개발사업의 연구비지원(과제번호 12PRTD-C061720-01)에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Ishida, M., Ban, T., Iida, K., Ishida, H. and Aoki, F., 2008, "Effect of Moderating Friction of Wheel/rail Interface on Vehicle/track Dynamic Behaviour," *Wear*, Vol. 265, No. 9~10, pp. 1497~1503.
- (2) Research Group on the Wheel Axis of High-Speed Train, 2008, "Railway Wheel Axis," Maruzen Pub. Co., pp. 210~213.
- (3) UIC code 510-2 OR 1133 IEC, 2006, "Limiting Measurements for Manufacture and Reprofileing."
- (4) TB/T2562-1995, "Testing Methods for the Static Balance of Wheel and Dynamic Balance of Wheelset"(in Chinese).
- (5) Du, L. J. and Zhang, L. N., 2008, "The New Dynamic Balance Technology of Wheelsets for High Speed Cars," *Science & Technology Information*, Vol. 30, pp. 419~421(in Chinese).
- (6) Wang, Y., Kang, H., Song, X. and Liang, Y., 2011, "Influence of Dynamic Unbalance of Wheelsets on the Dynamic Performance of High-Speed Cars," *Journal of Modern Transportation (in Chinese)*, Vol. 19, No. 3, pp. 147~153.
- (7) Choi, Y. H. and Joe, C. R., 1996, "An Analysis of the Vibration due to the Wheel Imbalance in a Single Wheelset Suspension System," *Proceedings of the 6th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery*, Vol. 1, pp. 123~131.
- (8) Petersen, Ch. k., 1986, "Chaos in a Railway Bogie," *Acta Mechanica* 61, pp. 89~107.
- (9) Jung, W. J., 1998, "An Analysis of Critical Speed of a Train using the Bifurcation Theory," *KSME Fall Proceedings Transactions A*, pp. 694~699.
- (10) Jang, S. H. and Lee, S. I., 2006, "Numerical

Simulation of Dynamic Behaviour of a Gauge-changeable Freight Wagon," *Journal of the Korean Society for Railway*, Vol. 9, No. 4, pp. 461~466.

(11) VI-Rail, 2005, r2. 11.0 documentation.

(12) Bosso, N., Gugliotta, A. and Soma, A. 2000,

“Simulation of a Freight Bogie with Friction Dampers,” Proc. of the 15th ADAMS/Rail User’s Conference, Netherlands.

(13) Rao, S. S., 1992, "Mechanical Vibrations," *Addison Wesley*, pp. 418~425.