

고속주행용 화차대차의 주행안전성 Running Safety of High Speed Freight Bogie

이승일¹, 최연선²

Seung-Il Lee, Yeon-Sun Choi

key word : *critical speed*(임계속도), *running safety*(주행안전성), *lateral vibration*(횡진동),
lateral force(횡압), *derailment*(탈선), *freight car*(화차), *hunting motion*(헌팅운동)

Abstract

As freight traffic becomes heavier, the high speed of existing freight cars is essential, instead of the construction of a new railway. The high speed can be achieved by the modifications of freight bogie design. In this paper, an analytical model of freight bogie is developed to decide the critical speed. The dynamic responses of the analytical model are compared with the experimental data from a running test of freight bogie and showed good agreements between them. The analytical model is used to find the design of freight bogie. The parameter studies show that the reduction of wheelset mass ratio and the increase of the axle distance of freight bogie can increase the critical speed, but the primary lateral stiffness has little effects on the critical speed. And this study also shows that smaller wheel conicity deteriorates the running safety of freight car, which means that the overhauling of the wheel of freight bogie should be done regularly.

1. 서론

철도수송에서 물동량의 증대를 소화하는 방법으로 신규 철도선로의 건설보다는 기존선의 고속화가 보다 경제적인 방법이다. 그러나 기존 화차의 경우 주행속도가 증가하면 대차의 헌팅현상(hunting)이 발생하여 차량 고속화에 한계가 있다.

헌팅현상은 차륜과 레일 상대속도에 기인한 크리프(creep)에 기인함을 Carter가 최초로 설명하였으며, Kalker는 크리프 이론을 정리하여 현대 철도차량 동역학 이론의 기초를 완성한 바 있다[1].

기존선의 고속화에 대한 연구 중 철도차량 동역학 이론을 근간으로 하는 고속용 대차개발은 매우 중요한 설계기반기술이다. 고속용 대차개발에는 이론해석 및 실험을 통하여 기존대차의 최적 설계변수를 찾아 개량하거나 아니면 신개념의 고속용 대차개발이 있다. 신개념의 고속용 대차개발로는 최근 투자비가 적게들며 곡선부를 고속으로 주행할 수 있는 틸팅차량에 대한 연구가 이탈리아 등 서구 유럽을 중심으로 진행되고 있다[2]. 국내의 경우 기존선의 고속화 방안으로 대차설계시 적정변수를 선정하여 차량의 임계속도를 증가시키는 연구가 이루어지고 있다[3].

본 연구에서는 국내에서 사용되고 있는 화차용 주강대차에 대하여 주행시 발생하는 횡진동으로 인한 횡압, 동적 윤증감소, 탈선계수 등의 주행안전성 평가 척도를 계산하기 위해 대차의 해석모델을 세웠고, 이

*1 정회원, 한국철도대학 차량기계과

*2 정회원, 성균관대학교 기계공학부, 교수

를 검증하기 위하여 실차시험 결과와 비교 검토하여 해석모델의 타당성을 검증하였다. 또한 검증된 해석모델을 이용하여 화차용 주강대차의 설계변수 변화에 따른 주행안전성을 검토하여 고속화를 위한 화차용 주강대차의 설계변수 영향을 검토하였다.

2. 주행안전성

답면구배를 가진 철도차량은 직선 주행시 일정 속도 이상이 되면 현팅현상이 발생하여 차량의 주행안정성에 악영향을 미친다. 철도차량의 현팅이란 차량 주행 중 특정한 주행속도에서 차량의 횡진동이 심하게 나타나는 현상을 의미한다. 현팅시 발생하는 주파수는 차량의 주행속도에 비례하며 현팅 주파수가 차체의 고유진동수와 일치하면 차체가 심한 진동을 하게 되며, 이를 1차 현팅 또는 차체현팅이라고 한다. 차량의 속도가 더욱 증가한 후 발생하는 현팅을 2차 현팅 또는 대차현팅이라 하며 대차현팅이 발생하면 차륜 플렌지가 레일에 계속적인 충격을 가해 차륜 플렌지와 레일의 마모를 초래하며 더 심한 경우 탈선이 유발될 수 있다. 대차현팅현상이 발생하는 속도에서는 횡진동은 시간이 지남에 따라 감소되지 않고 일정한 진폭으로 지속되게 된다. 이때의 차량 주행속도를 임계속도라 한다. 철도차량은 안전성 있는 주행이 가장 중요한 과제이며, 주행안전성 평가에는 횡압, 탈선계수, 동적 윤증감소 등의 영향이 검토되어야 한다[4].

2.1 횡압

주행 중 차륜에 발생하는 횡압은 주로 곡선 통과시 초과 원심력과 차체의 좌우진동에 의하여 발생하며 일반적으로 속도가 증가하면 진동이 증가하게 되므로 횡압도 증가하게 된다. 또한 국부적으로 선로에 이상이 있는 경우에는 충격적인 횡압이 발생하는 데, 이를 충격횡압이라 하며 충격횡압이 커지게 되면 탈선의 위험성은 더욱 커지게 된다.

2.2 탈선계수

철도차량은 차륜과 레일사이에 작용하는 힘에 의하

여 회전하고 있는 차륜이 레일의 측면을 타고 올라가거나 미끄러져 오르려는 현상이 발생한다. 차륜과 레일 사이에 발생한 윤증과 횡압의 비를 탈선계수라 하며 탈선계수가 높을수록 탈선의 가능성은 더욱 높아지게 된다. 탈선을 방지하기 위해서는 횡압을 줄여야 한다.

2.3 동적 윤증감소

차량이 곡선주행 중에는 초과 원심력에 따른 내케도측의 윤증과 완화곡선 주행에 따른 케도평면상의 차이에 의하여 윤증이 감소하게 된다. 동적 윤증감소는 곡선주행에 따른 내케도측 전체에서 발생하는 윤증의 감소량을 의미하고, 윤증의 변화 폭이 큰 경우, 차량과 케도에는 피로가 누적되어 파괴를 촉진시킬 수 있고, 탈선의 가능성도 높아진다.

3. 대차의 운동방정식

본 연구에서는 화차의 고속화에 관심이 있으므로 차체현팅보다는 탈선을 유발할 수 있는 대차현팅에 대하여 연구하였다.

Fig. 1은 본 연구에 사용된 고속화차용 주강대차로서 2개의 윤축, 2개의 사이드 프레임(Side frame), 1개의 볼스터(Bolster)로 구성된 3조각(piece) 대차이다.

대차의 운동을 해석하기 위해서는 Petersen[5]에 의해 개발된 Fig. 2의 해석모델을 적용할 수 있다. 이 경우 전위차축의 좌우운동 q_1 과 요잉 q_2 , 후위차축의 좌우운동 q_3 과 요잉 q_4 , 그리고 대차의 좌우운동 q_5 , 요잉 q_6 및 롤링 q_7 등의 7개 자유도 갖는 식(1)의 운동방정식으로 표현할 수 있다.

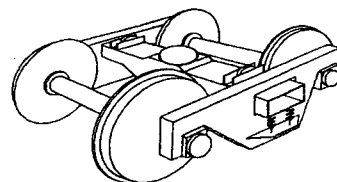


Fig. 1 Freight bogie

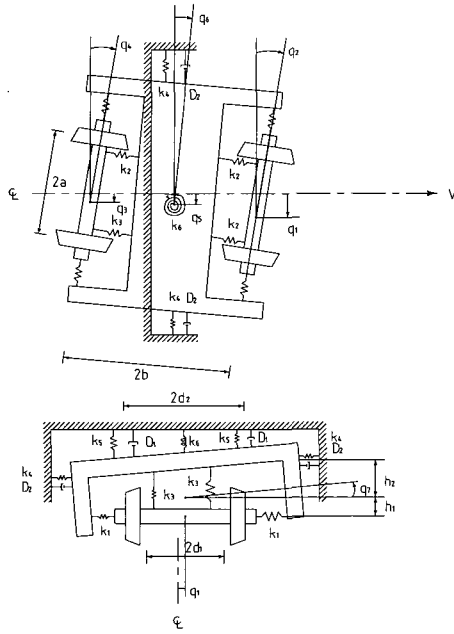


Fig. 2 Analytical model of a bogie

$$\begin{aligned}
 m_w \ddot{q}_1 + A_1 + 2F_{xf} + F_T(q_1) &= 0 \\
 I_{wy} \ddot{q}_2 + A_3 + 2aF_{yf} &= 0 \\
 m_w \ddot{q}_3 + A_2 + 2F_{xr} + F_T(q_3) &= 0 \\
 I_{wy} \ddot{q}_4 + A_4 + 2aF_{yr} &= 0 \\
 m_f \ddot{q}_5 - A_1 - A_2 + A_5 &= 0 \\
 I_{fy} \ddot{q}_6 - bA_1 + bA_2 - A_3 - A_4 + A_6 &= 0 \\
 I_{fr} \ddot{q}_7 - h_1A_1 - h_1A_2 - h_2A_5 + A_7 &= 0
 \end{aligned} \tag{1}$$

여기서

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

여기서 각각의 설계변수에 대한 설명과 고속화차용 주강대차의 설계제원은 Table 1에 보인 바와 같다.

식(1)의 크리프력은 전위 차축과 후위 차축에 대하여 측면, F_y 와 길이방향, F_x 으로 다음과 같이 계산될 수 있다[6].

$$F_{xf} = \frac{\zeta_{xf} F_R}{\psi \zeta_{Rf}}, \quad F_{yf} = \frac{\zeta_{yf} F_R}{\phi \zeta_{Rf}}$$

$$F_{xr} = \frac{\zeta_{xr} F_R}{\psi \zeta_{Rr}}, \quad F_{yr} = \frac{\zeta_{yr} F_R}{\phi \zeta_{Rr}}$$

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

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

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

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

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

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

여기서 μ 는 마찰계수이며, N 은 수직력, a_e 와 b_e 는 차륜과 레일의 접촉면에 생기는 타원의 장단경이고, 함수 ψ 와 ϕ 는 각각 0.5412, 0.60252이다. 이상의 모델에는 차륜 플렌지와 레일의 접촉에 의한 횡압이 고려되고 있지 못한 바, 대차해석모델에 다음과 같이 전위와 후위차축의 병진변위가 레일과 플렌지 사이의 주어진 간극 허용치 δ 를 초과하면 접촉강성 k_0 에 의한 횡압이 발생한다고 가정할 수 있다[7].

$$F_T(q) = \begin{cases} k_0(q - \delta), & \delta < q \\ 0, & -\delta \leq q \leq \delta \\ k_0(q + \delta), & q < -\delta \end{cases} \tag{2}$$

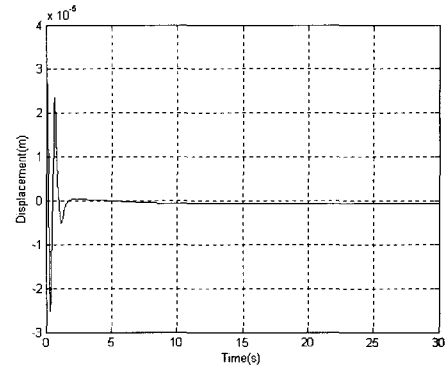
Table 1 Specification of the freight car

Index	Terms	Symbol	Units	Input
Bogie Frame	Weight of the Bogie	m_f	ton	1.982
	Moment of Inertia Roll & Pitching, Yaw	I_{fr}	Mgm	1.05
		I_{fv}		1.64
Axle	Weight of the Axle	m_w	ton	1.309
	Moment of Inertia Roll & Yaw	I_{wy}	Mgm	0.75
	Half of Wheel Diameter	r	m	0.43
Dimension	Half of Axle Distance	b	m	0.9
	Half of Between 1'st Spring	h_1	m	0.978
	Half of Between 2'st Suspension Center	h_2	m	0.838
1'st S/P	Longitudinal Stiffness	k_2	MN/m	554.57
	Lateral Stiffness	k_1	MN/m	423.23
	Vertical Stiffness	k_3	MN/m	1.6128
2'nd S/P	Longitudinal Stiffness	k_5	MN/m	3.8791
	Lateral Stiffness	k_4	MN/m	0.90384
	Vertical Stiffness	k_6	MN/m	0.06779
Damper	Vertical Damper Coefficient	D_1	MN/m	0.11072
	Lateral Damper Coefficient	D_2	MN/m	0.18454
Contact	Lateral Track Stiffness	k_0	MN/m	14.6
	Rail-flange Clearance	δ	m	0.009

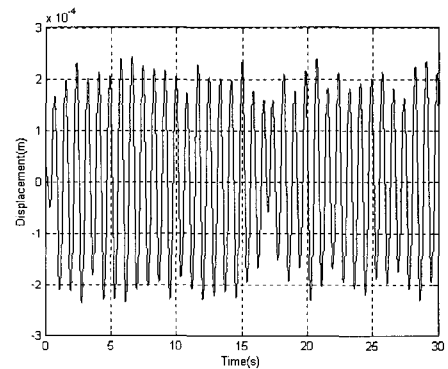
4. 임계속도

고속화차용 주강대차의 운동을 해석하기 위하여 식 (1)과 (2)를 4차 Runge-Kutta방법으로 수치해석을 하였다. 본 연구에서 사용된 대차모델은 공차 상태에서의 고속화차용 주강대차이다. 차량의 헌팅에 의한 차량의 임계속도를 예측하기 위해 화차의 속도를 증가시키며 대차의 횡변위와 요잉의 지속여부를 관찰하였다.

Fig. 3은 100km/h와 115km/h에서의 대차의 횡변위를 나타낸 그림이다. 주행속도가 임계속도보다 작은 경우 대차의 횡변위는 초기 변위량이 시간이 지날수록 감소하나, 주행속도가 임계속도보다 클 때는 초기 변위량이 점점 커지게 된다. 임계속도를 예측하기 위하여 속도를 0에서부터 서서히 증가시켜 보았다. Fig. 3에서 보는 바와 같이 주어진 대차의 설계조건으로부터 115km/h 이상에서 갑자기 횡변위가 감쇄되지 않고 지속되는 상태를 보이고 있어, 이 속도가 임계속도임을 알 수 있다.



(a) Lateral displacement, v=110km/h



(b) lateral displacement, v=115km/h

Fig. 3 Numerical results for the lateral displacement of the bogie ($\lambda=0.05$, $a=0.711m$, $r=0.43m$)

5. 실차시험

실차시험은 2001년 3월 경부선 사상역부터 삼랑진역까지의 시험구간에서 2회 왕복으로 실시하였다. 측정방법은 국내 철도차량 진동특성 측정방법인 KS R 9160에 의거하여 측정하였다[8]. 대상시험차량은 컨테이너화차로서 화물이 실려있을 때(영차)와 화물이 실려 있지 않을 때(공차)의 탈선계수, 대차와 차체의 진동과 동응력(dynamic stress)을 측정하였다. 실험방법은 대상시험차량의 주행속도를 5km/h 씩 증가시키면서 대차와 차체

의 가속도와 동응력의 최대치를 측정구간 100m 단위로 측정하였고, 횡압과 윤중은 차륜에 스트레인게이지 (strain gauge)를 부착한 후 슬립링(slip-ring)을 연결하여 스트레인 증폭기와 테이프 레코더(tape recorder)를 통하여 데이터를 측정하였다.

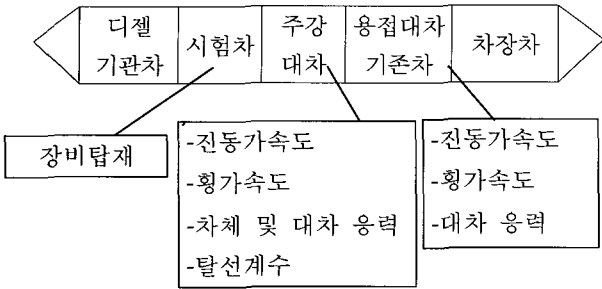


Fig. 4 Arrangement of the test car

화차용 주강대차의 실차시험 결과와 수치해석한 결과를 비교하면 Fig. 5~9와 같다. Fig. 5는 차량주행 속도에 따른 대차의 최대 횡변위를 나타내고 있으며, 두 결과값이 115km/h에서 갑자기 횡변위를 나타내고 있다. 즉 115km/h가 임계속도임을 알 수 있다. 여기서 수치해석과 실차시험의 오차는 수치해석시 고려할 수 없었던 선로 노면상태와 곡선반경과 캔트 등의 레일 조건상태에 기인한 것으로 추정된다.

Fig. 6은 속도증가에 따른 차륜 플렌지와 레일의 접촉에 의해 발생하는 횡압 Q의 변화를 나타내고 있다. 임계속도로 예상되는 115km/h에서 횡압은 최대를 나타내고 있다. 이 지점에 심하게 횡진동이 시작됨을 알 수 있다. Fig. 7은 차량주행시 곡선이나 캔트부분에서 생기는 동적윤중 P를 나타내고 있다. 수치해석 결과에서 속도가 증가함에도 동적윤중의 변화가 없는 것은 직선궤도에서의 탈선계수를 계산하기 위해 직선궤도를 주행하는 경우에 대해서 계산했기 때문이다. Fig. 8은 차량주행시 발생하는 횡압 Q와 동적 윤중 P로부터 탈선계수 Q/P를 표시하였다. 115km/h의 임계속도에서 탈선계수가 0.7정도로 최대치로 나타남으로서 탈선의 가능성이 높아짐을 알 수 있다. Fig. 9은 동적 윤중감소로 주로 내궤측면에서 발생하는 윤중을 평균윤중에 대하여 나타낸 것이다. 실차시험과 수치해석의 오차는 수치해석시 곡선반경과 레일고저를 무시했기 때문으로 추정된다. 탈선계수가 작게 나와도 동적 윤중감소가 커지면 탈선 가능성은 높아진다.

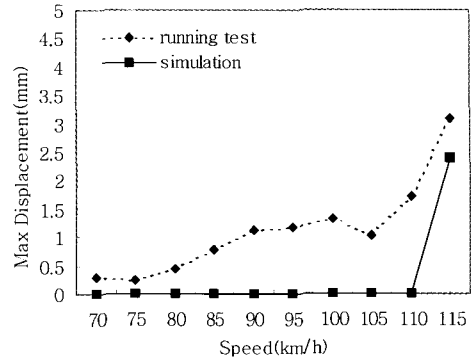


Fig. 5 Max lateral displacement

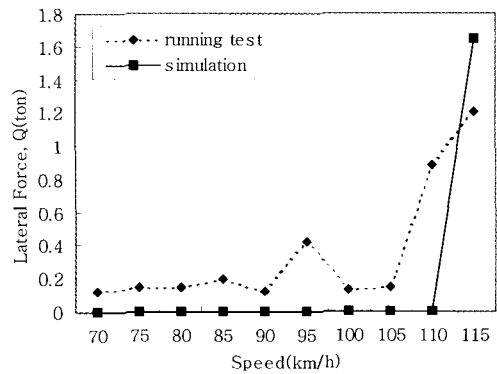


Fig. 6 Lateral force, Q

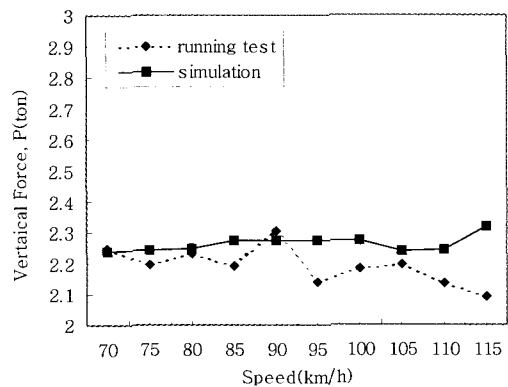


Fig. 7 Vertical force, P

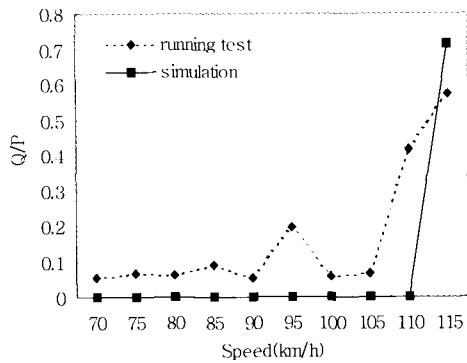


Fig. 8 Wheelset derailment coefficient, Q/P

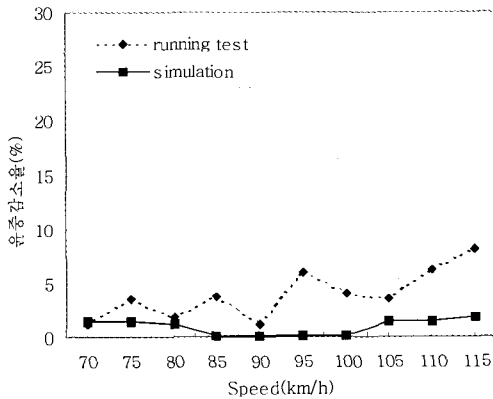


Fig. 9 Wheelset vertical force decrease ratio

6. 설계변수와 임계속도

5장에서 검토해본 바와 같이 3장의 해석모델은 고속 화차용 주강대차의 임계속도를 예측하는 데 유용함을 알 수 있었다. 따라서 3장의 해석모델을 이용하면 화차의 설계변수에 따른 주행안전성을 검토할 수 있다.

Fig. 10~13은 대차설계변수인 윤축의 질량비, 1차 좌우 현가장치의 강성비와 고정축거 등의 설계변수 변화에 따른 주행안전성의 향상을 위한 임계속도의 변화를 보여주고 있다. Fig. 10은 윤축 질량비의 변화에 따른 임계속도의 변화를 나타내고 있으며, 질량비가 증가할수록 임계속도는 감소함을 보여주고 있다. Fig. 11은 1차 좌우 현가장치 강성비의 변화에 따른 임계속

도의 변화를 나타내고 있으며, 1차 좌우 현가장치 강성비가 증가해도 차량의 임계속도에는 큰 변화가 없음을 알 수 있다. Fig. 12는 대차의 한쪽 윤축 중심에서 다른 쪽 윤축 중심까지의 거리, 즉 고정축거의 변화에 따른 임계속도의 변화를 나타내고 있으며, 고정축거가 증가함에 따라 차량의 임계속도는 증가함을 나타내고 있다. 따라서 윤축의 질량비를 줄이거나 고정축거를 늘림으로써 임계속도를 향상시킬 수 있고, 1차 좌우 현가장치의 강성은 임계속도 변화에 큰 영향을 없음을 알 수 있었다. 고속화차용 주강대차의 경우 차륜/레일간 유효담면구배 λ 는 최초 신조시 0.05이나 사용 중 0.1~0.2까지 증가하면 차륜삭정 혹은 차륜 교체가 이루어지게 된다. Fig. 13은 유효담면구배의 변화를 0.025에서 0.2까지 변화시키며, 임계속도를 예측하였다. 유효담면구배가 증가됨에 따라 초기에는 임계 속도가 0.025에서 0.1까지 급격히 감소하다가 0.15이후부터는 완만히 감소되었다. 즉 차륜삭정이 적절히 이루어지지 않으면 차륜의 열화로 인하여 임계속도가 낮아져 주행안전성이 나빠짐을 알 수 있다.

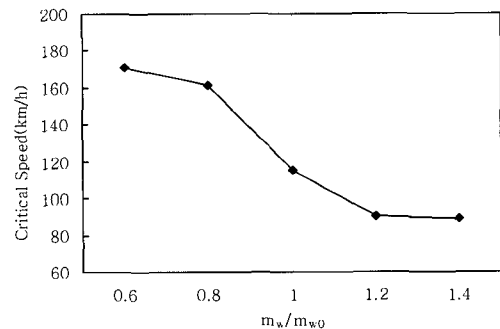


Fig. 10 Critical speed vs wheelset mass

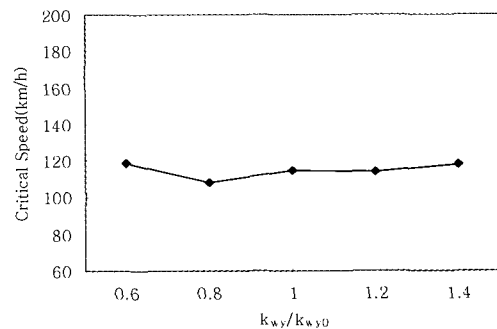


Fig. 11 Critical speed vs primary lateral stiffness

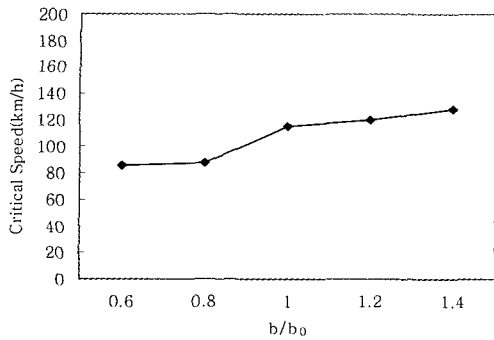


Fig. 12 Critical speed vs half of axle distance

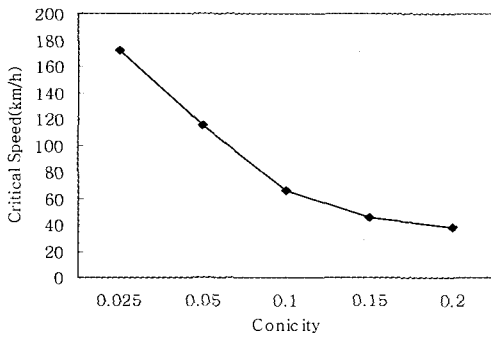


Fig. 13 Critical speed vs wheel conicity

7. 결론

본 연구에서는 화차의 고속화를 위해 고속화차용 주강대차의 해석모델을 만들어 수치해석을 수행하고 실차시험결과와 비교하여 해석모델의 타당성을 검증하였다. 또한 대차의 설계변수 변화에 따른 헌팅에 의한 임계속도 변화를 봄으로 고속화를 위한 대차의 설계변수 영향을 검토하였다.

차량의 주행안전성은 주행속도에 증가에 의해 임계속도영역에서 심하게 횡진동이 발생하는 헌팅현상이 발생하는 바, 이로 인하여 차륜 플렌지와 레일사이의 횡압이 급격히 증가하고 경우에 따라서는 탈선의 위험이 있다. 이러한 헌팅에 의한 임계속도와 차륜 플렌지와 레일사이의 횡압을 예측하기 위해 기존의 대차 헌팅운동 해석모델에 차륜 플렌지와 레일사이의 횡압요

소를 첨가하여 해석하였다.

또한 기존의 고속화차용 주강대차의 설계제원에 대해 설계 변화에 따른 임계속도를 예측해본 바, 윤축의 질량비가 감소하거나 고정축거의 거리비를 증가시키면 임계속도가 커지나 1차 좌우 현가장치의 강성비 변화에는 별 영향이 없음을 알았다.

또한 유효답면계수의 변화에 따른 임계속도를 계산본 결과 유효답면계수가 증가에 따른 임계속도가 급격히 저하됨을 알 수 있었고, 이는 차륜의 열화로 인한 차량 주행안전성에 악영향을 미칠 수 있으므로 사용중 적절한 시점에서 차륜 삭정이 이루어져야 함을 알 수 있었다.

참고문헌

1. 임진수, "철도차량의 동역학," 한국소음진동공학회지, 제9권, 제3호, pp. 425~430, 1999.
2. 유원희 외, "곡선부 고속주행용 대차설계기술 개발," 철도청 최종보고서, 1999.
3. 김남포, "고속화차용 현가장치 적정 설계변수 선정에 관한 연구," 2000 한국철도학회 추계학술대회논문집, pp. 484-490.
4. 박광식, "철도차량의 주행안전성에 관한 연구," 한양대학교 석사논문, 1995.
5. C. Kaas-Petersen, "Chaos in a Railway Bogie," Acta Mechanica 61, pp. 89~107, 1986.
6. N. K. Cooperrider, "The Hunting Behavior of Conventional Railway Truck," ASME J. Eng. Industry, Vol. 94, pp. 752~762, 1972.
7. U. Galvanetto and L. Briseghella, "Optimal Axle Distance of a Railway Bogie," International Journal of Bifurcation and Chaos, Vol. 7, No. 3, pp. 721~732, 1997.
8. 홍용기, 함영삼, "철도차량의 진동방지에 관한 연구," 철도청 최종보고서, 1996.