

<기술논문>

DOI:10.3795/KSME-A.2009.33.10.1099

축소모형을 이용한 차륜담면형상 담면구배에 따른 안정성 평가

허현무[†] · 유원희* · 김남포* · 박태원**

(2009년 5월 13일 접수, 2009년 8월 18일 수정, 2009년 8월 24일 심사완료)

Stability Evaluation of the Railway Bogie According to the Tread Inclination of Wheel Profile Using Scale Model

Hyun-Moo Hur, Won-Hee You, Nam-Po Kim and Tae-Won Park

Key Words: Wheel Profile(차륜담면형상), Tread Inclination(담면구배), Equivalent Conicity(등가담면구배), Stability(안정성), Critical Speed(임계속도), Scale Model(축소모형)

Abstract

Numerical simulation and experimental study to evaluate the critical speed of the railway bogie according to the tread inclination of wheel profile were conducted using 1/5 scale model. It has been shown that the results of the critical speed analysis for the scale bogie model is very close to the test results using scale bogie model and the critical speed is decreased in proportion to the increase of equivalent conicity of wheel profile. Results of this study show that the scale model could be applied to research area relating to vehicle stability as an alternative to overcome the experimental problems caused by full scale test on the roller rig.

기호설명

<p>V : 속도(m/s)</p> <p>m_w : 윤축질량(kg)</p> <p>m_b : 대차질량(kg)</p> <p>I_{wz} : 윤축 yaw moment of inertia(kgm^2)</p> <p>I_{bz} : 대차 yaw moment of inertia(kgm^2)</p> <p>y_i : 윤축의 좌우 변위(m), $i=1,2$</p> <p>y_3 : 대차의 좌우 변위(m)</p> <p>ψ_i : 윤축의 yaw 변위(rad), $i=1,2$</p> <p>ψ_b : 대차의 yaw 변위(rad)</p> <p>N : 윤중(N)</p> <p>r_0 : 평형상태에서의 차륜반경(m)</p>	<p>a_i : 차륜 접촉점간 거리의 반(m), $i=1,2$</p> <p>b : 축소스프링간 거리의 반(m)</p> <p>c : 고정축거의 반(m)</p> <p>ϕ_i : 윤축의 roll 변위(rad), $i=1,2$</p> <p>R_{Rij}, R_{Lij} : 접촉점 위치벡터, $i=x,y,z$ $j=1,2$</p> <p>F_{Rxi}, F_{Lxi} : Longitudinal creep force(N), $i=1,2$</p> <p>F_{Ryi}, F_{Lyi} : Lateral creep force(N), $i=1,2$</p> <p>M_{Rzi}, M_{Rzi} : Creep moment(Nm), $i=1,2$</p> <p>K_x, K_y : 축소스프링 전후, 좌우 강성(N/m)</p> <p>C_x, C_y : 축소스프링 전후, 좌우 감쇠계수(Ns/m)</p> <p>F_{si} : Suspension force(N), $i=1,2$</p> <p>M_{si} : Suspension moment(Nm2), $i=1,2$</p> <p>M_{dci} : Decrowning moment(Nm2), $i=1,2$</p>
---	--

[†] 책임저자, 회원, 한국철도기술연구원 주행추진연구실
E-mail : hmhur@krri.re.kr
TEL : (031)460-5245 FAX : (031)460-5299

* 한국철도기술연구원 주행추진연구실

** 회원, 아주대학교 기계공학과

1. 서론

철도차량의 차륜은 레일과의 접촉 회전운동에 의하여 차량을 구동시키는 요소로 차량의 최고

주행속도나 곡선주행성능 등에 영향을 미치는 핵심 요소이다. 특히 차륜담면형상(wheel profile)은 Fig. 1과 같이 레일로부터 차륜의 이탈을 방지하는 플랜지(flange)부와 직선으로 구성된 담면부(tread)로 구성되어 있다. 담면부는 구배(inclination)라고 하는 일정한 기울기가 주어진 원추형(conical) 구조로 되어 있다. 이러한 담면구배로 인하여 철도차량의 고유한 특성인 사행동(hunting motion)이 발생한다. 사행동은 철도차량의 불안정한 횡방향 거동으로서 일정속도 대역에 이르면 감쇠가 상실되는 자러진동으로서 이때 사행동이 발생하는 한계속도를 임계속도(critical speed)라 한다.^(1,2,3) 일반적으로 철도차량의 안정성 평가는 임계속도 평가와 같은 의미라 할 수 있다. 따라서 차륜담면형상의 담면부 구배나 형상, 구조는 차량 설계단계에서 차량의 운용속도, 레일, 선로 등의 운용조건, 그리고 유지보수의 효율성 등을 고려한 적합한 설계가 이루어져야 한다.

한편, 차륜담면형상에 따른 차량의 주행동특성 관련 연구로서 다음과 같은 연구가 수행된 바 있다. D. N. Hannebrink는 윤축 모델에 한정하여 축중, 레일 게이지 변화에 대한 임계속도 영향을 해석하였다.⁽⁴⁾ Hiroshi Fujimoto는 신간선용 원호형, 원추형 차륜담면형상을 대상으로 궤도틀림에 의한 동적 거동특성과 곡선 주행 시 차륜 횡압에 대하여 해석하였다.⁽⁵⁾ Kevin Sawley는 화차에 대한 차륜의 hollow 마모에 의한 차량 동특성 영향 분석 연구를 수행한 바 있다.⁽⁶⁾

그러나 이전의 연구는 제한된 차륜담면형상 사례에 대한 차량 동특성 해석에 한정된 연구로서 해석결과의 타당성을 검증하기 위한 실험과 병행한 연구결과는 미흡하였다. 따라서 본 논문에서는 차륜담면형상의 담면구배에 따른 차량의 주행 안정성 분석을 위하여 축소모델을 이용한 해석 및 실험적 연구를 수행하고자 한다. 통상 차륜담면형상 담면구배의 영향을 분석하기 위해서는 시험 외적 요인의 영향이 큰 실선로상에서의 시험보다는 대차동특성시험기(roller rig)와 같은 시험설비를 이용한 실험실내에서의 정밀한 실험이 요구된다. 그러나 풀스케일(full scale) 시험은 시험체 제작 비용, 시험조건 설정의 어려움, 시간 및 비용 등의 문제로 다양한 시험을 수행하기에는 어려움이 많다. 따라서 이러한 문제점을 극복할 수 있는 대안으로 축소모델을 이용한 연구가 진행되고

있으며 특히 대차의 안정성 평가 분야에서 유용하게 활용되고 있다.^(7,8,9)

본 논문에서는 차륜담면형상 담면구배에 의한 대차의 안정성 영향을 분석하기 위하여 담면구배에 따른 비선형 임계속도를 해석하였다. 축소대차모델 시제와 시험시스템을 구축하여 임계속도 시험을 실시하였으며 해석결과와 비교하였다.

2. 동역학 모델

2.1 차륜담면형상

본 논문에서는 Fig. 1과 같이 담면부의 기울기로 정의되는 담면구배(tread inclination)가 상이한 5종류의 차륜담면형상을 대상으로 하였다. Profile 40, Profile 20, Profile 10, Profile 05는 각각 담면구배가 1/40, 1/20, 1/10, 2/10인 원추형 담면이다. 반면, Profile 20h는 담면구배가 1/20인 원호형 담면으로서 플랜지부의 구조가 단일원으로 구성된 원추형 구조에 비하여 다수의 원호가 조합된 구조로 되어 있다. 실제 Profile 40, Profile 20, Profile 20h는 기존철도차량, 전동차, 화차 등에 적용되고 있는 담면형상이며 Profile 10, Profile 05는 담면구배에 대한 임계속도의 영향을 분석하기 위하여 설계한 담면형상이다. Table 1은 차륜담면형상과 담면구배를 나타낸다.

Table 1 Wheel profile dimension

Profile	Tread inclination
Profile 40	1/40
Profile 20	1/20
Profile 10	1/10
Profile 05	2/10
Profile 20h	1/20

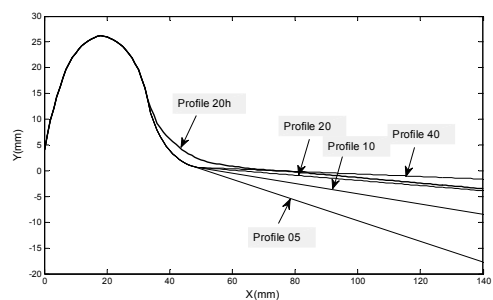
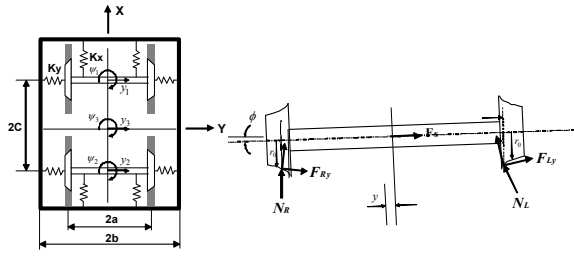
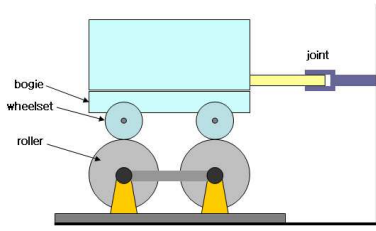


Fig. 1 Wheel profile



(a) Coordinate of the bogie model



(b) Bogie on the roller rig

Fig. 2 Dynamic model for critical speed analysis

2.2 대차 동역학모델

차륜담면형상의 담면구배에 의한 대차의 안정성을 해석하기 위하여 대차 동역학 모델을 구성하였다. 동역학 모델은 실 차량의 안정성을 평가하기 위하여 시험설비로 활용하는 대차동특성시험기(roller rig)상에서의 시험조건을 모사하여 모델을 구성하였다. Fig. 2와 같이 레일에 상당하는 제조롤(roller) 위에 대차 1량이 위치한 것으로 가정하였다. 대차는 2개의 윤축과 1개의 대차프레임 질량으로 구성되며 윤축과 대차프레임간의 연결은 현가요소로 연결된다.

모델의 윤축, 대차프레임은 횡방향과 요방향으로만 운동이 허용되며 그 외 운동은 구속된다고 가정하였다. 또한, 차륜과 제조롤간의 접촉은 크리피지(creepage)와 크립력(creep force)관계로 표현하였으며 동역학모델의 총 자유도는 6 자유도계이다. 다음 식은 각 질점에 대한 운동방정식을 나타낸다.

$$\begin{aligned}
 m_w \ddot{y}_1 &= F_{Ly1} + F_{Ry1} + N_{Ly1} + N_{Ry1} + F_{s1} - m_w g \phi_1 \\
 m_w \ddot{y}_2 &= F_{Ly2} + F_{Ry2} + N_{Ly2} + N_{Ry2} + F_{s2} - m_w g \phi_2 \\
 m_b \ddot{y}_3 &= F_{s1} + F_{s2} \\
 I_{wz} \ddot{\psi}_1 &= -I_{wy} (V/r_0) \dot{\phi}_1 + R_{Rx1} (F_{Ry1} + N_{Ry1}) \\
 &+ R_{Lx1} (F_{Ly1} + N_{Ly1}) - R_{Ry1} F_{Rx1} - R_{Rx1} F_{Ry1} \\
 &- R_{Ry1} F_{Rx1} + M_{Rz1} + M_{Lz1} + M_{s1} + M_{dc1}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 I_{wz} \ddot{\psi}_2 &= -I_{wy} (V/r_0) \dot{\phi}_2 + R_{Rx2} (F_{Ry2} + N_{Ry2}) \\
 &+ R_{Lx2} (F_{Ly2} + N_{Ly2}) - R_{Ry2} F_{Rx2} - R_{Rx2} F_{Ry2} \\
 &- R_{Ry2} F_{Rx2} + M_{Rz2} + M_{Lz2} + M_{s2} + M_{dc2} \\
 I_{bz} \ddot{\psi}_3 &= c(F_{s1} - F_{s2}) - (M_{s1} + M_{s2}) \\
 F_{s1} &= 2K_y(-y_1 + y_3 - c\psi_3) + 2C_y(-\dot{y}_1 + \dot{y}_3 - c\dot{\psi}_3) \\
 F_{s2} &= 2K_y(-y_2 + y_3 - c\psi_3) + 2C_y(-\dot{y}_2 + \dot{y}_3 - c\dot{\psi}_3) \\
 M_{s1} &= 2b^2K_x(-\psi_1 + \psi_3) + 2b^2C_x(-\dot{\psi}_1 + \dot{\psi}_3) \\
 M_{s2} &= 2b^2K_x(-\psi_2 + \psi_3) + 2b^2C_x(-\dot{\psi}_2 + \dot{\psi}_3) \\
 M_{dc1} &= Na_1^2\psi_1/(r_0 + s_0) \\
 M_{dc2} &= Na_2^2\psi_2/(r_0 + s_0)
 \end{aligned}$$

2.3 축소대차모델

축소모델을 활용하기 위해서는 폴스케일 모델에서 축소모델로 축소하는 과정에서 축소법칙이 적용된다. 치수, 질량, 스프링 특성, 재질 등의 설계 파라미터에 각각의 축소인자(scale factor)가 적용된다. 그러나 축소하는 과정에서 중력가속도나 탄성계수, 푸아송비와 같은 재질 특성치는 인위적인 축소가 불가능하다. 따라서 이와 관련된 오차의 영향이 존재하게 된다. 즉 차륜/레일의 크립력 계산과정에서 이들 인자의 함수인 크립계수에 영향이 미치게 된다. 따라서 축소대차모델에 대한 임계속도 해석은 이러한 축소과정에서의 축소인자에 대한 오차의 영향이 작용하게 된다. 다음은 $1/\varphi$ 축소모델에 적용한 축소인자를 나타낸다.⁽¹⁰⁾

- time : $\varphi_t = 1$
- length : $\varphi_l = \varphi$
- velocity : $\varphi_v = \varphi$
- acceleration : $\varphi_a = \varphi$
- mass : $\varphi_m = \varphi^3$
- inertia : $\varphi_I = \varphi^5$
- stiffness : $\varphi_k = \varphi^3$
- gravity : $\varphi_g = 1$
- Young's modulus : $\varphi_E = 1$
- poisson ratio : $\varphi_\nu = 1$
- wheel load : $\varphi_N = \varphi^3$
- contact area : $\varphi_{\alpha\beta} = \varphi^{2.67}$
- creep coefficient : $\varphi_{f11} = \varphi_{f33} = \varphi^{2.67}$
 $\varphi_{f12} = \varphi^4, \varphi_{f22} = \varphi^{5.33}$

3. 임계속도 해석

3.1 임계속도 해석 방법

차륜담면형상 담면구배에 대한 임계속도 해석은 Fig. 3의 흐름도를 따른다. 먼저 차륜과 궤조륜 담면형상에 대하여 기하학적 접촉특성 (contact geometry) 해석을 수행한다.⁽¹¹⁾ 초기 속도를 가정하여 윤축의 횡변위로 주어지는 초기치를 설정한 후 차륜/궤조륜 접촉해석 결과를 이용하여 크립피지, 크립계수, 크립력을 구한다. 운동방정식에 적용하여 초기치에 대한 응답을 구하고 주기해 여부를 판별하여 리미트 싸이클(limit cycle)을 구하고 일정 속도 간격으로 상기 과정을 반복하여 리미트싸이클 선도를 구하는 방법을 적용하였다.⁽¹²⁾

Table 2 Parameters of the bogie model

Parameter	full scale	1/5 scale model
bogie frame length(m)	2.97	1/φ 0.594
bogie frame width(m)	1.97	1/φ 0.394
bogie frame height(m)	0.75	1/φ 0.150
Bogie semi wheelbase(m)	1.05	1/φ 0.210
Wheel radius(m)	0.43	1/φ 0.086
Lateral semi spacing of primary spring(m)	1.0	1/φ 0.2
Mass of wheelset(kg)	1687	1/φ ³ 13.5
Mass of bogieframe(kg)	2150	1/φ ³ 17.2
Yaw moment of inertia of wheelset(kg m ²)	1,044	1/φ ⁵ 0.334
Yaw moment of inertia of bogieframe(kg m ²)	3,015	1/φ ⁵ 0.965
Stiffness of primary spring(N/m): x/y	6.7e6/ 4.9e6	1/φ ³ 5.4e4/ 3.974
Young's modulus(N/m ²)	2.07e11	1 2.07e11
Gravity(m/s ²)	9.8	1 9.8
Gage(m)	1.435	1/φ 0.287
Flange-back distance(m)	1.354	1/φ 0.2708
Roller radius(m)	0.75	1/φ 0.15
Roller profile	60kg rail	1 60kg rail
Wheel load(N)	47,850	108.4

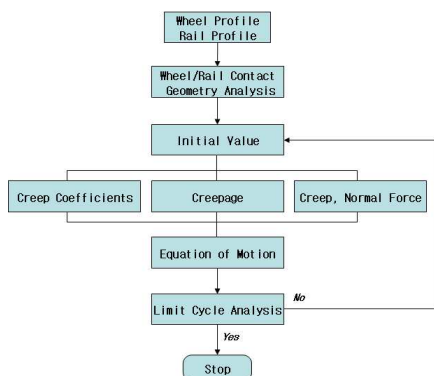
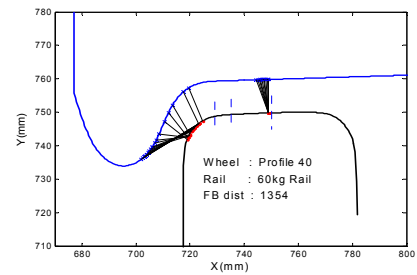
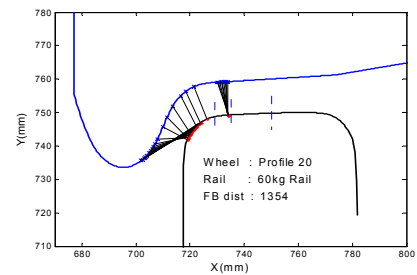


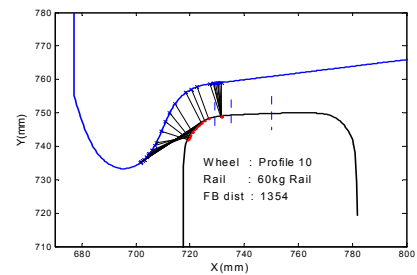
Fig. 3 Flowchart of the critical speed analysis



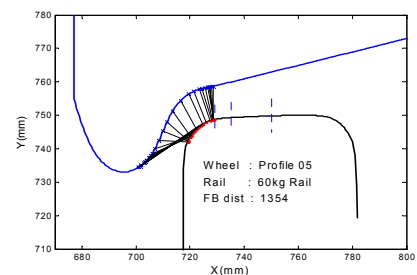
(a) Profile 40



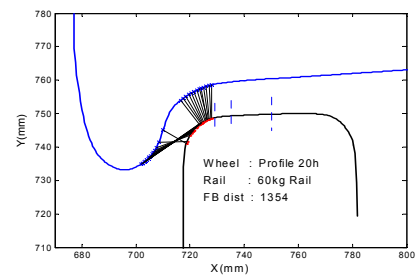
(b) Profile 20



(c) Profile 10



(d) Profile 05



(e) Profile 20h

Fig. 4 Contact patch

크리력 계산은 Kalker의 FASTSIM을 수정하여 계산시간을 단축한 Oldrich Polach의 크립력 계산방법을 사

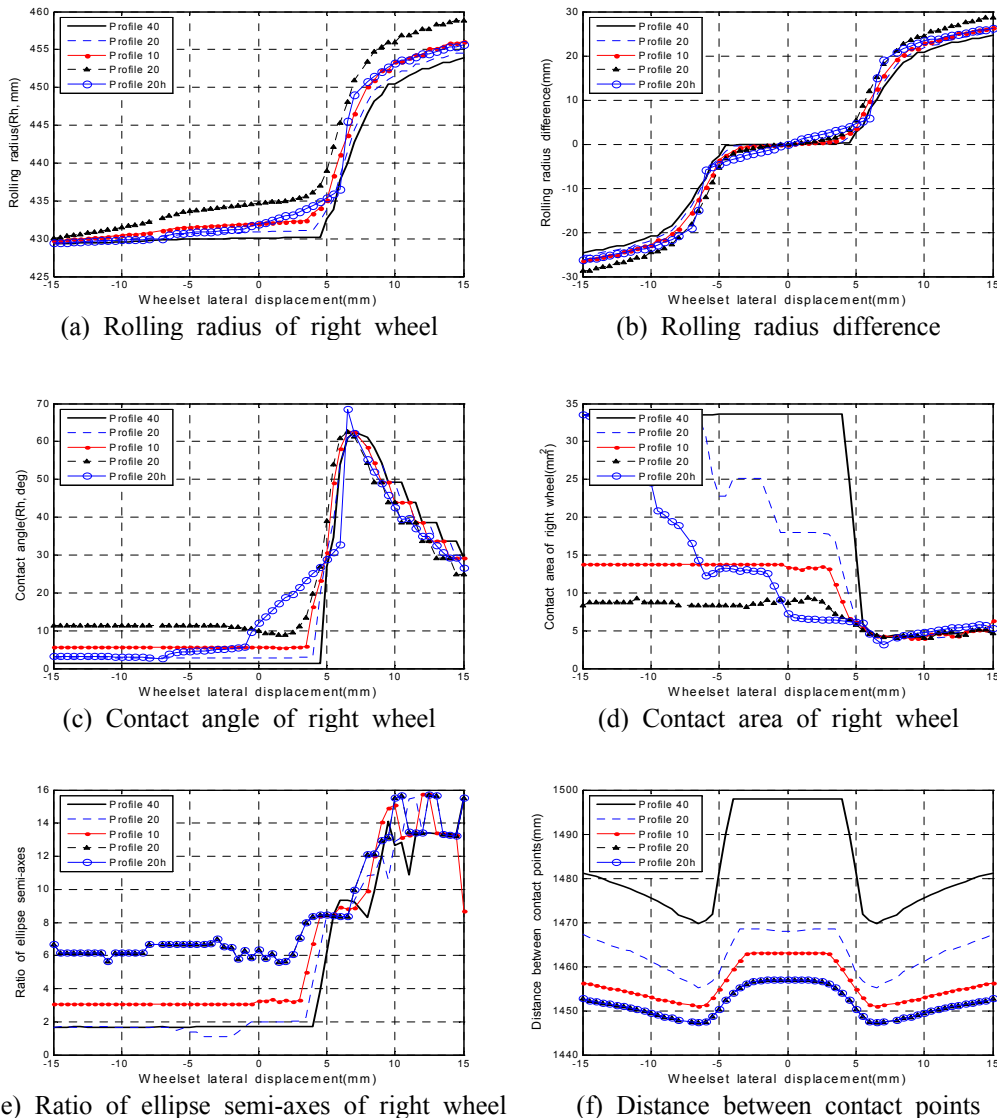


Fig. 5 Contact parameters

용하였다.^(13,14) Table 2는 임계속도 해석에 적용한 플 스케일, 1/5 축소모델에 대한 특성치를 나타낸다.

3.2 기하학적 접촉특성 해석

Fig. 4는 차륜답면형상과 레일간의 기하학적 접촉특성 해석을 통하여 구한 접촉점분포(contact patch) 그림이다. 각 차륜답면형상의 답면구배가 상이하여 접촉점 분포가 차륜답면형상에 따라서 상이함을 알 수 있다.

1/40 구배인 Profile 40과 2/10 구배인 Profile 05의 접촉점 분포를 비교하면 답면구배가 작은 Profile 40은 레일 두정부와 차륜답면부에 접촉점이 분포함에 비하여 답면부 구배가 큰 Profile 05

는 레일 게이코너부와 차륜 플랜지부에 접촉점이 분포하고 있음을 알 수 있다. 이러한 접촉점 분포 변화는 좌우차륜의 구름반경을 변경시키고 또한 접촉점 타원 형상을 변경시켜 기하학적 접촉 파라미터에 영향을 미치게 한다. Fig. 5는 차륜답면형상에 대한 접촉 파라미터를 나타낸다.

Fig. 5(a)는 우측 차륜의 접촉점에서의 구름반경을 비교한 선도이다. 답면구배가 커질수록 윤축의 횡변위에 대한 구름반경은 커지고 있음을 알 수 있다. 이는 Fig. 4의 접촉점 분포 해석결과에서 알 수 있듯이 구배가 커짐에 따라 접촉점이 차륜 플랜지부에 분포하여 구름반경이 커진 결과라 할 수 있다. 좌우 차륜답면형상이 동일 할 경

Table 3 Results of the critical speed analysis

Profile	Tread inclination	Equivalent conicity	Critical speed	
			full scale	1/5 scale
Profile 40	1/40	0.025	68.0	16.7
Profile 20	1/20	0.055	60.0	15.0
Profile 10	1/10	0.099	54.0	12.7
Profile 05	2/10	0.192	44.5	10.7
Profile 20h	1/20	0.442	39.0	8.6

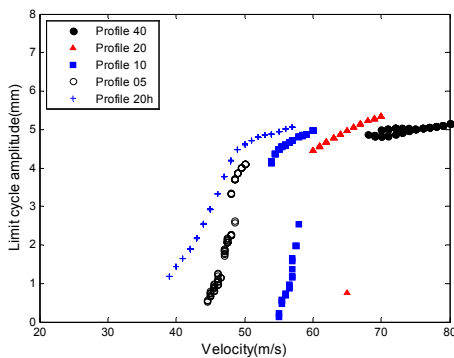


Fig. 6 Limit cycle diagram for full scale model

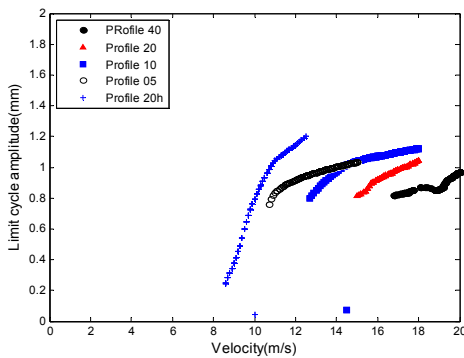


Fig. 7 Limit cycle diagram for 1/5 scale model

우 좌측 차륜의 구름반경은 우측 차륜의 구름반경과 대칭으로 나타난다. Fig. 5(b)는 좌우 차륜의 구름반경의 차를 나타낸다. 구배가 커질수록 윤축의 횡변위에 따른 반경차는 커지게 된다. 이는 곡선구간 주행 시 내측 차륜에 비하여 외측차륜의 이동거리를 증가시켜 원활한 곡선 주행이 되게 한다. 따라서 통상적으로 곡선구간 빈도가 높은 선로에서의 차륜담면형상 선정과정에서는 담면구배가 상대적으로 큰 것을 사용하는 것이 이러한 이유에서 비롯된다고 할 수 있다. Fig. 5(c)는 우측차륜의 접촉점에서의 접촉각을 나타내며

담면구배가 클수록 접촉각이 커지는 경향을 나타낸다. Fig. 5(d)는 접촉점에서의 접촉타원의 접촉면적을 나타낸다. 차륜담면부 접촉영역인 윤축 횡변위 5mm이하의 경우 담면구배가 작으면 접촉면적이 커짐을 알 수 있다. 이는 Profile 40의 접촉점 분포를 보면 차륜 담면부에 접촉점이 집중하여 접촉면적이 커지게 된다. 반면 Profile 05의 접촉면적은 작아지는데 이는 접촉점 분포가 차륜 플랜지부에 집중되어 좁고 긴 타원 형태의 접촉면이 발생하기 때문이다. 이로 인하여 Fig. 5(e)의 접촉타원의 장반경과 단반경간의 비로 정의되는 장단반경비 해석결과에서 알 수 있듯이 담면구배가 큰 Profile 05의 경우 장단반경비가 커짐을 알 수 있다. Fig. 5(f)는 윤축 횡변위에 따른 좌우 차륜의 접촉점 사이의 거리를 나타낸다.⁽¹⁵⁾

3.3 임계속도 해석 결과

Fig. 6과 Fig. 7은 각 각 폴스케일 모델과 1/5 축소모델에 대한 임계속도 해석을 수행하여 구한 전부 윤축의 횡변위에 대한 리미트사이클 선도를 나타낸다. 담면구배가 1/40에서 2/10로 커질수록 리미트사이클은 속도가 작은 영역에서 이동하여 임계속도가 저하함을 보이고 있다. 또한 Profile 20과 Profile 20h의 리미트사이클을 보면 Profile 20에 비하여 Profile 20h는 작은 속도 영역에 있다. 이는 담면구배가 1/20로 같지만 Fig. 1에서와 같이 플랜지부의 원호형상 구조가 상이하다. 즉 Profile 20은 단일 원으로 구성된 원추형 담면임에 반하여 Profile 20h는 다수의 원호의 조합으로 구성된 원호형 담면이다. 이러한 이유로 윤축의 횡변위와 구름반경차간의 기울기의 반으로 정의되는 등가담면구배를 구하면 Table 3과 같이 담면구배가 동일함에도 불구하고 Profile 20은 0.055임에 비하여 Profile 20h는 0.442로 크게 나타난다.⁽¹¹⁾ 따라서 등가담면구배가 커질수록 임계속도는 반비례하는 경향을 알 수 있다.

Fig. 7의 1/5 축소모델에 대한 해석결과를 보면 담면구배에 따른 리미트사이클의 분포는 폴스케일 모델과 유사한 경향을 보이고 있음을 알 수 있다. 리미트사이클의 형상이 다소 차이가 나는 것은 축소과정에서 인위적으로 상사가 불가한 인자의 영향으로 크립력에 영향을 미친 결과로 사료된다.

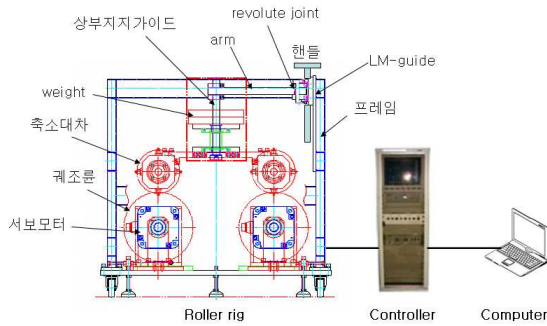


Fig. 8 Composition of experimental device

4. 임계속도 시험

4.1 시험장치

각각의 차륜답면형상에 대한 임계속도를 시험하기 위하여 1/5 축소 대차모델 시제와 축소 주행시험대를 설계, 제작하였다. 축소 대차주행시험대는 대차동특성시험기와 같은 기능을 수행하는 시험장치로서 Fig. 8과 같이 주행시험대, 제어부, 컴퓨터로 구성된다. Table 4는 시험장치에 대한 사양 및 제원을 나타낸다. 주요 기능은 다음과 같다.

레조륜은 2개의 서보모터에 의하여 구동되며 레조륜의 단면은 60kg 레일 단면형상 구조를 1/5로 축소한 형상이다. 레일 경좌를 고려하여 1/40의 경좌가 설정된 두부형상으로 제작하였다. 레조륜의 직경은 0.3m로 하였으며 좌우 레조륜 사이의 거리는 철도 레일 레간을 1/5로 축소한 거리로 하였다. 전후방향으로 레조륜간 거리는 축소대차의 축간거리에 상응할 수 있도록 400mm ~ 500mm이내에서 조정가능토록 하였다.

레조륜이 지지되는 하부 베이스는 하부프레임 상에서 횡방향 운동을 할 수 있는 구조로 되어 있다. 축소대차 상부에는 축소대차를 지지하며 좌우 및 요방향 운동만 허용하고 그 외 운동은 구속할 수 있는 축소대차 지지장치가 있다.

제어부와 컴퓨터는 주행시험대의 레조륜 속도를 제어하기 위한 제어기 기능을 수행하며 피시험체의 거동을 계측하기 위한 센서 신호 데이터 취득 기능을 수행한다. Fig. 9는 Table 2와 Table 4의 사양을 적용하여 제작한 축소 주행시험대 시제를 나타낸다.

축소대차는 Table 2의 물성치를 적용하여 1/5 축소모델로 제작하였다. 1차 현가장치는 코일스

Table 4 Specification of the experimental device

Part	Specification
Roller rig	<ul style="list-style-type: none"> - 1/5 scaled roller rig type - dimension : 980mm × 680mm - roller radius : 0.15m - roller rolling : servo motor control - roller profile : 1/5 scaled 60kg rail - roller velocity : max. 2,000 rpm - variable wheel base : 400~500 mm - roller profile inclination: 0, 1/40 - roller lateral exciting : servo motor control <ul style="list-style-type: none"> • frequency range: 1~10Hz • exciting amplitude: ±3~±15mm
Controller	<ul style="list-style-type: none"> - Hardware for roller rig control - interface between roller rig and computer <ul style="list-style-type: none"> • roller velocity control with velocity profile • roller lateral exciting - data acquisition system : I/O 24ch - sensor : velocity, acceleration, displacement
Computer	<ul style="list-style-type: none"> - include operating program - roller velocity control, lateral exciting - measurement signal monitoring - emergency stop

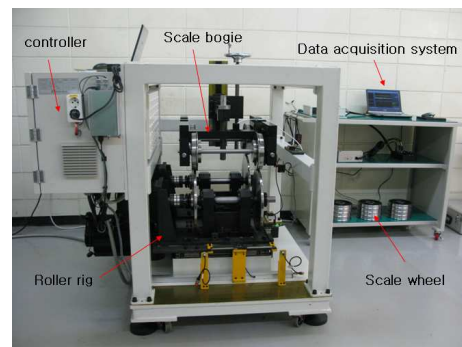


Fig. 9 Experimental device



Fig. 10 Scale bogie

프링을 적용하였으며 차륜은 차륜답면형상을 1/5로 축소한 차륜시편을 적용하였다. Fig. 10은 축소대차 시제를 나타낸다.

Table 5 Results of the critical speed evaluation

Profile	Tread inclination	Numerical analysis (m/s)		Test (m/s)
		full scale	1/5 scale	1/5 scale
Profile 40	1/40	68.0	16.7	16.5
Profile 20	1/20	60.0	15.0	14.9
Profile 10	1/10	54.0	12.7	12.5
Profile 05	2/10	44.5	10.7	10.9
Profile 20h	1/20	39.0	8.6	8.8

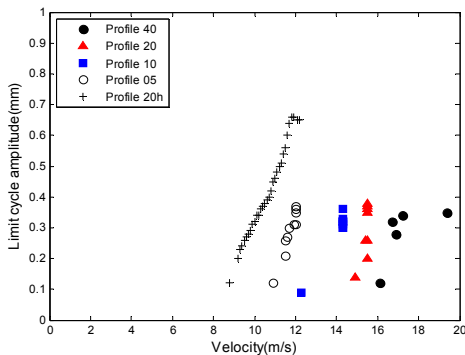


Fig. 11 Test results of the critical speed

4.2 임계속도 시험

축소대차 시체에 차륜답면형상 시편을 각 각 적용하여 시험을 실시하였다. 임계속도 시험은 궤조 료 상에 피시험체인 축소대차 시체를 궤조료과 차 른간의 간격이 모두 일정하도록 하여 위치시킨 후 궤조료의 속도를 단계적으로 증가시켜가면서 피 시험체인 축소대차 각 부의 변위, 진동가속도 등을 계측하여 안정성을 분석하는 방법으로 수행된다.

Fig. 11은 각 각의 차륜답면형상 축소시편에 대 하여 수행한 임계속도 시험결과로서 윤축 횡변위 에 대한 리미트사이클을 나타낸다. Table 5는 임 계속도 평가결과이며 Fig. 12는 차륜답면형상의 등가답면구배와 임계속도와 의 관계를 나타낸다. 축소모델에 대한 수치해석 결과와 시험결과를 비 교하여 볼 때, 오차는 최대 3% 미만으로 매우 근 사한 결과를 보임을 알 수 있다. 또한 답면구배 가 커질수록 임계속도는 감소하는 경향을 실험결 과를 통하여 확인할 수 있다.

따라서 차륜답면형상의 답면구배에 따른 대차 임계속도 해석을 위한 수치해석 모델 및 해석방 법은 적절하다고 판단되며 이러한 결과를 토대로 마모 차륜답면형상이나 새로운 형상의 차륜답면 형상에 대한 안정성 평가를 위한 수치해석모델로 도 충분히 활용 가능하다고 사료된다.

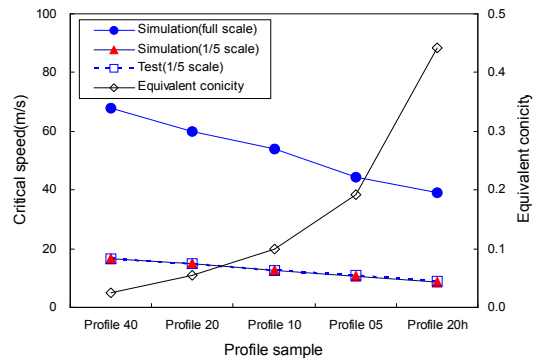


Fig. 12 Comparison of the critical speed

5. 결 론

차륜답면형상의 답면구배에 따른 대차의 안정 성 평가를 위하여 해석 및 실험적 연구를 수행하 였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

축소모델을 이용한 차륜답면형상에 대한 임계 속도 해석 결과는 실험결과와 매우 근사한 결과 를 보여 차륜답면형상 답면구배의 영향 분석을 위한 수치해석 모델과 해석방법은 충분한 타당성 을 보여주었다고 판단된다.

차륜답면구배의 답면구배가 커짐에 따라 임계 속도가 증가함을 실험을 통하여 확인할 수 있었 다. 또한 답면구배가 동일하더라도 차륜답면형상 의 원호 구조에 따라서 등가답면구배가 상이해질 수 있으며 임계속도는 이 등가답면구배에 의한 영향이 크을 알 수 있다.

축소 모델 활용에 따른 가능성을 확인함으로써 철도차량 안정성 평가분야에서 풀스케일 규모의 실험 구현의 어려움으로 인한 기존의 연구 한계 를 극복할 수 있는 대안으로 활용 가능하다고 판 단된다. 따라서 본 논문의 연구 결과는 향후 신 차량 설계나 성능시험 평가 분야에서 유용하게 활용 가능할 것으로 기대되며 실차 규모의 실험 도 추후 진행될 계획이다.

참고문헌

- (1) Klingel, 1883, "Über den Lauf der Eisenbahnwagen auf Gerader Bahn," *Organ Fortsch Eisenb-wes.* 38, pp.113~123.
- (2) Pooley, R. A., 1965, "Assessment of the Critical Speeds of Various Types of Four-Wheeled

- Vehicles," *British Railways Research department Report E557*.
- (3) Cooperrider, N. K., 1972, "The Hunting Behaviour of Conventional Railway Trucks," *ASME J. Eng. Industry* 94, pp. 752~762.
- (4) Hannebrink, D. N., Lee, H. S. H., Weinstock, H. and Hedrick, J. K., 1977, "Influence of Axle Load, Track Gage, and Wheel Profile on Rail Vehicle Hunting," *Transactions of the ASME*, pp.186~195.
- (5) Hiroshi Fujimoto, 1998, "Influence of Arc and Conic Profile on Vehicle Dynamics," *JSME, Vol. 64, No. 621*, pp.1520~1527.
- (6) Kevin Sawley, Huimin Wu, 2005, "The Formation of Hollow-Worn Wheels and Their Effect on Wheel/Rail Interaction," *Wear, Vol. 258*, pp. 1179~1186.
- (7) Bosso, N., Gugliotta, A. and Soma, A., 2002, "Comparison of Different Scaling Techniques for The Dynamics of a Bogie on Roller Rig," *Vehicle System Dynamics*, pp. 514~530.
- (8) Bosso, N., Gugliotta, A. and Soma, A., 2006, "Dynamic Identification of a 1/5 Scaled Railway Bogie on Rolling Rig," *Sc. and Tech. Bull. of the "Aurel Vlaicu" Univ. Arad, Mech. Eng. 2 (1)*, pp. 5~15.
- (9) Hur, H.M., Park, J.H., Kim, M.S., You, W.H. and Park, T.W., 2007, "A Study on the Critical Speed of 1/5 Scaled Bogie Model," *Korean Soecity for Railway, Vol. 10, No. 6*, pp.800~805.
- (10) You, W.H. and Hur, H.M., 2007, "Development of the Active Steering Bogie System for Eco-friendly Urban Trains," *KRRI Report 07-101, Korea Railroad Research Institute*, pp.231~245.
- (11) Hur, H.M., 2006, "A Study on the Characteristics of the Wheel/Roller Contact Geometry," *Korean Society for Railway, Vol. 9, No. 5*, pp.618~623.
- (12) Zeng, J., Zhang, W.H., Dai, H.Y., Wu, X.J. and Shen, Z.Y., 1998, "Hunting Instability Analysis and H^∞ Controlled Stabilizer Design for High Speed Railway Passenger Car," *Vehicle System Dynamics*, pp. 655~668.
- (13) Oldrich Polach, 1999, "A Fast Wheel/Rail Forces Calculation Computer Code," *Vehicle System Dynamics*, pp. 728~739.
- (14) Simon Iwnicki, 2006, "Handbook of Railway Vehicle Dynamics," *CRC Press*.
- (15) Hur, H.M., 2004, "Development of the Economical Wheel Maintenance Technology," *KRRI Report, Korea Railroad Research Institute*, pp.101~105.