

고속철도차량용 차륜 불평형에 의한 동적 거동 특성 연구

이승일, 송문석*

한국교통대학교 철도차량시스템공학과

Study on the Dynamic Behavior Characteristics due to the Unbalance High Speed Railway Vehicle Wheel

Seung-Yil Lee, Moon-Shuk Song*

Railway Vehicle System Engineering, Dept, Korea National University of Transportation

요 약 회전체는 질량 중심선이 축의 기하학적 중심선과 일치하지 않을 때 불평형이 발생한다. 윤축은 두 개의 차륜과 한 개의 차축으로 조립되어 철도차량을 주행시키는 회전체 역할을 하고, 차륜 재질의 불균일, 마모, 윤축 조립과정의 오차 등으로 인해 불평형이 발생할 수 있다. 또한 윤축은 축의 직경이 가늘고 고속으로 회전함으로써 불평형 질량에 의한 진동의 영향이 더욱 두드러지게 나타나고 이로 인해 철도차량 고속 주행 시 주행안전성 및 주행거동에 영향을 미칠 수 있다. 그러므로 본 연구에서는 차륜 불평형이 고속철도차량의 동적 거동에 미치는 영향을 철도차량 다물체 동역학 해석 도구인 VI-Rail를 이용하여 해석을 수행하였다. 해석결과에서 차륜 불평형량이 증가할수록 철도차량 대차의 임계속도가 감소됨을 확인할 수 있었고, 차륜 불평형량이 주행 중 차량동적거동 악영향을 미침으로 고속주행에서는 반드시 차륜 불평형량에 대한 관리가 필요함을 확인할 수 있었다. 또한 이 연구로 차륜 불평형량의 정적 및 동적 관리 필요성을 국내 철도차량 운영기관에 제시하였다.

Abstract This occurs when the unbalanced rotating body is inconsistent with the mass center line axis geometric center line. Wheelsets are assembled by a single axle with two wheels and a rotating body of a running railway vehicle. Owing to non-uniformity of the wheel material, the wear, and error of the wheel and axle assembly may cause an imbalance. Wheelsets will suffer the effects of vibrations due to the unbalanced mass, which becomes more pronounced due to the thin and high-speed rotation compared to the shaft diameter. This can affect the driving safety and the running behavior of a rail car during high-speed running. Therefore, this study examined this unbalanced wheel using a railway vehicle multibody dynamics analysis tool to assess the impact of the dynamic VI-Rail movement of high-speed railway vehicles. Increasing the extent of wheel imbalance on the analysis confirmed that the critical speed of a railway vehicle bogie is reduced and the high-speed traveling dropped below the vehicle dynamic behaviour. Therefore, the adverse effects of the amount of a wheel imbalance on travel highlight the need for management of wheel imbalances. In addition, the static and dynamic management needs of a wheel imbalance need to be presented to the national rail vehicles operating agency.

Keywords : Dynamic analysis, High-speed railway vehicle wheel, Running behavior, Running safety, Wheel unbalance.

1. 서론

일반적인 철도차량은 1개의 차체, 2개의 대차, 4개의 윤

축으로 구성되어 있으며, 대차와 윤축을 통틀어 주행장치라고 한다. 윤축은 철도차량을 주행시키는 회전체 역할을 하고, 차륜 재질의 불균일, 마모, 윤축 조립과정의 오차 등

본 논문은 2015년 한국교통대학교 지원을 받아 수행하였음.

*Corresponding Author : Moon-Shuk Song(Korea National University of Transportation)

Tel: +82-70-8855-16507 email: 9288km@ut.ac.kr

Received May 2, 2016

Revised (1st June 23, 2016, 2nd July 6, 2016)

Accepted July 7, 2016

Published July 31, 2016

으로 인해 불평형이 발생할 수 있다. 또한 윤축은 축의 직경이 가늘고 회전속도가 고속화되어 불평형 질량에 의한 진동의 영향이 더욱 두드러지게 나타난다[1]. 회전체의 불평형에 의한 주기적인 힘은 고속일수록 철도차량 동적 거동에 영향을 미칠 수 있다. 그러므로 본 연구에서는 차륜 불평형이 고속철도차량의 동적 거동에 미치는 영향을 시뮬레이션 해석을 통해 주행안전성 및 동적거동 측면에서 검토하고, 국내 철도차량 운영기관에 차륜 불평형량에 대한 관리 필요성을 제시하고자 하였다.

2. 불평형

회전체의 질량 중심선이 축의 기하학적 중심선과 일치하지 않을 때 불평형이 발생한다. 모든 회전체에서는 다소의 불평형이 존재하므로 중요한 것은 해당기계가 정적 회전속도에서의 불평형이 허용치 이내인가를 아는 것이다. Fig. 1과 같이 회전체에는 static(force, kinetic), quasi-static, couple, dynamic unbalance 등 존재하는 불평형 형태에 따라 4가지가 있다. 2개 이상의 교정면에서는 발란싱(balancing)이 필요하다. 불평형에 대한 발란싱 방법은 축의 회전속도 및 L/D(축을 제외한 회전체의 길이/직경)에 따라 단면 발란싱(single plane balancing)과 양면 발란싱(tow plane balancing)이 있다.

2.1 차륜의 불평형

차륜 재질의 불균일과 마모로 인해 차륜에는 불평형이 발생할 수 있다. 또한 차륜이나 디스크의 불평형 등과 같은 부품 단위체의 정적 불평형과 그들을 조합한 윤축 조립이나 디스크 설치 차륜과 같은 조립상태로의 동적 불평형이 있다.

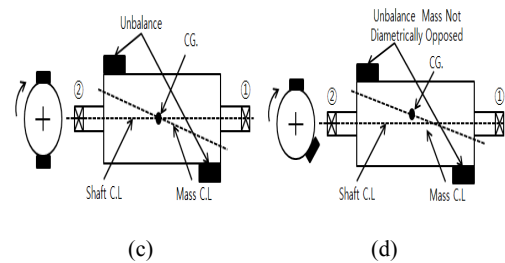
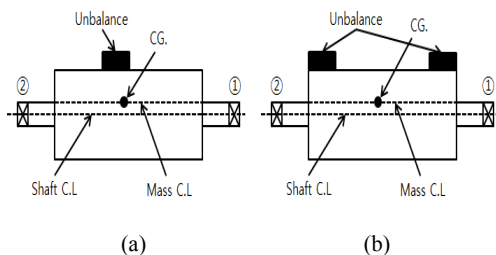


Fig. 1. The kind of unbalance

- (a) Static unbalance (b) Quasi-static
(c) Couple unbalance (d) Dynamic unbalance

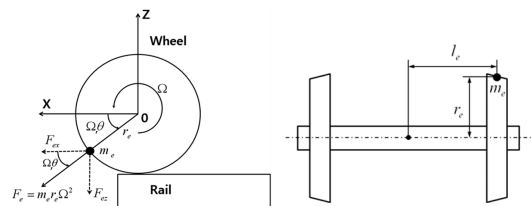


Fig. 2. Wheel unbalance

Fig. 2는 차륜 불평형에 의해 발생하는 불평형력을 나타내고 있으며, 차륜 불평형에 의한 원심력, F_e 와 가진 주파수, f_e 는 각각 다음과 같다[2].

$$F_e = m_e r_e \Omega^2 \quad (1)$$

$$f_e = \frac{v}{7.2\pi r_e} \quad (2)$$

이때 m_e 는 불평형 질량, r_e 는 회전축 중심으로부터의 반경, Ω 는 각속도, v 는 회전속도이다.

2.2 차륜 불평형에 의한 영향

차륜에 불평형이 있으며, 차륜 1회전마다 윤축이 전후로 미소하게 진동한다. 그 전후진동이 1차 현가장치를 통해 대차로 전달되고, 이후 2차 현가장치를 통해 차체로 전달되어 전후로 크게 진동시킨다. 이 전후진동스와 차체의 굽힘 진동수가 일치하면서 공진을 일으키면 차체 중앙부가 상하로 크게 진동하게 된다[3].

2.3 해외 차륜 불평형량 관리

유럽의 경우는 UIC Code 510-2 규정에 따라 Table 1과 같이, 차량의 최대속도에 따라 윤축의 불평형량을 규

제하고 있다[3]. 일본의 경우는 차륜의 정적 불평형량을 250g·m가 넘지 않도록 하고 있지만, 경량화 고속화가 진행되고 있는 현재 차량에서는 불평형이 차량의 진동에 미치는 영향이 크기 때문에 철도운영자에 따라 150g·m 정도로 엄격하게 관리하고 있는 곳도 있다. 또한 고속으로 주행하는 신칸센 차량의 경우는 정적 불평형량을 50g·m 이하로 적용하고 윤축에 조립된 후의 합성 불평형량의 관리도 실시하고 있다[4]. 중국의 경우는 고속열차의 주행성능을 보장하기 위해 TB/T2562-1995(속도 200 km/h 이상에는 50 g·m 이하, 속도 200 km/h 미만 120 km/h 이상에서는 75 g·m 이하)의 기술기준을 공포했다[5].

Table 1. UIC Code 510-2

	Maximum speed(kph) of the vehicle		
	≤160	≤200	>200
1.4.10 Maximum residual dynamic out-balance of wheelset in each plane of equilibrium (see UIC Leaflet 813)	125g·m	75g·m	50g·m

3. 해석 및 결과

3.1 해석조건 및 모델

차륜 불평형량의 변화에 따른 고속철도차량의 동적 거동 특성을 검토하기 위해 VI-Rail을 이용하여 시뮬레이션 해석을 수행하였다[6]. 해석조건은 Table 2와 같이 주행속도(50, 100, 150, 200, 250, 300km/h)와 차륜 불평형량(0, 50, 150, 250, 500, 1000g)에 변화를 주었다. 해석모델은 Fig. 3과 같이 대차와 차체의 서브시스템을 조합하여 차량의 모델을 생성하였고, 한국형 고속철도차량 KTX-I의 동력차량을 대상으로 해석을 수행하였다. 차륜의 불평형은 Fig. 4에서와 같이 차륜 림부에 불평형 질량을 추가하였다.

Table 2. Analysis condition

Case	1	2	3	4	5	6
Unbalance mass[g]	0	50	150	250	500	1000
Running speed[km/h]	50	100	150	200	250	300

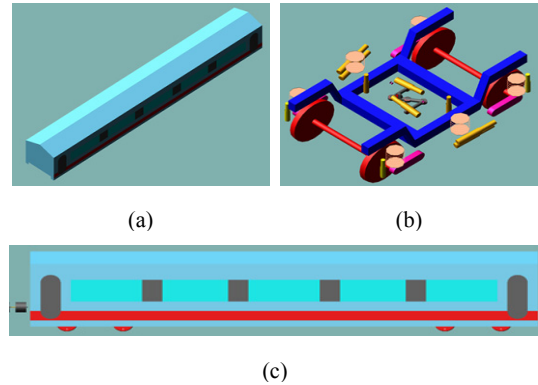


Fig. 3. Modeling with VI-Rail
(a) car-body (b) bogie (c) Fully cars

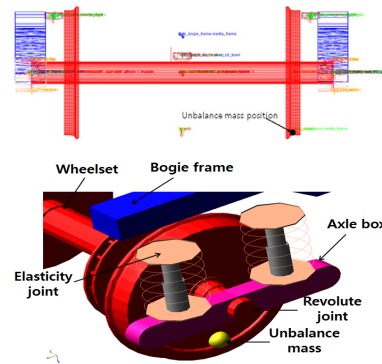


Fig. 4. Wheel unbalance model

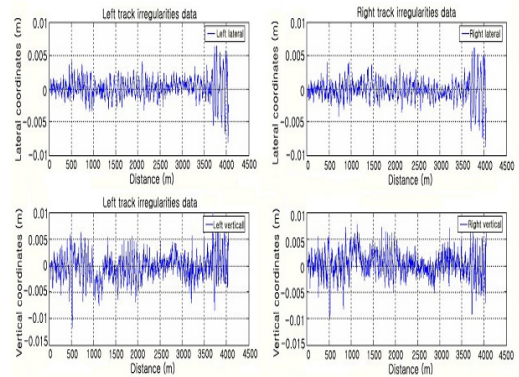


Fig. 5. Irregularity track model

궤도모델은 Fig. 5와 같이 좌우, 상하 불규칙궤도 데이터를 사용하여 해석을 수행하였고, 레일모델은 UIC 60 레일을 해석에 사용하였다. 또한 해석에 사용된 차량에 대한 물성치를 Table 3에 나타내었다.

Table 3. Specification of KTX- I power car

Index	Design element	Value	unit
car-body	mass	26,600	kg
	roll moment of inertia	40,600	kg.m ²
	pitch moment of inertia	723,000	kg.m ²
	yaw moment of inertia	723,000	kg.m ²
bogie frame	mass	3,158	kg
	roll moment of inertia	2,040	kg.m ²
	pitch moment of inertia	2,710	kg.m ²
	yaw moment of inertia	4,530	kg.m ²
wheelset	mass	1,710	kg
	roll moment of inertia	902	kg.m ²
	pitch moment of inertia	140	kg.m ²
	yaw moment of inertia	902	kg.m ²
	Wheel radius	0.46	m
1'st spring	Fx stiffness	160	kN/mm
	Fy stiffness	36	kN/mm
	Fz stiffness	4.6	kN/mm
2'nd spring	Fx stiffness	-	
	Fy stiffness	0.608	kN/mm
	Fz stiffness	2.536	kN/mm
1'st damper	vertical	10	kN.s/m
	vertical	20	kN.s/m
2'nd damper	lateral	100	kN.s/m
	yaw	4,230	kN.s/m

3.2 임계속도

차륜 불평형 질량이 $r_e=0.43$ m에 위치하고, 좌우차륜의 접촉각의 차이, δ_0 가 0.025 rad, 윤축중심으로부터 불평형 질량이 위치한 거리, l_e 가 0.7 m이라고 가정하였다. 차량 불평형 질량 변화에 따른 차륜 불평형, U_m 및 좌우(lateral)방향 불평형, U_{eY} 와 요(yaw)방향 불평형, U_{eZ} 는 각각 다음과 같다.

$$U_m = m_e \cdot r_e \quad (3)$$

$$U_{eY} = m_e \cdot r_e \cdot \delta_0 \quad (4)$$

$$U_{eZ} = m_e \cdot r_e \cdot l_e \quad (5)$$

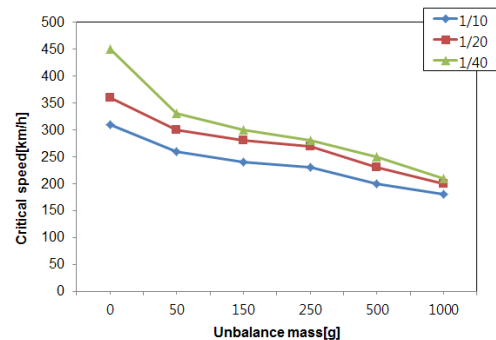
식 (3)~(5)에 대한 계산결과를 Table 4에 나타내었다. 이때 대차에 대한 임계속도는 대차의 횡변위가 지속적으로 발생하는 헌팅(hunting) 발생 여부로 판단할 수 있다. Table 4에서와 같이 특정속도에서 차륜 불평형에 의해 대차의 횡변위가 수렴되지 않고, 헌팅이 발생되었고, 차륜 불평형이 증가함에 따라 임계속도가 감소함을 확인할 수 있다.

차륜 답면구배 변화에 따라 대차의 임계속도에 영향

을 미칠 수가 있으므로 차륜 답면 구배와 차륜 불평형의 변화에 따른 해석을 수행하였다. 차륜 답면구배, λ 는 저속 주행용으로 사용되는 1/10(0.1), 1/20(0.05)과 고속주행용으로 사용되는 1/40(0.025)에 대해 각각 해석하였다. Fig. 5에서와 같이 차륜 답면구배가 클수록 임계속도는 감소하였고, 차륜 불평형이 증가할수록 임계속도가 감소되는 것을 알 수 있다.

Table 4. 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	450
50	21.5	0.54	15.05	330
150	64.5	1.62	45.15	300
250	107.5	2.69	75.25	280
500	215	5.38	150.5	250
1000	430	10.75	301.0	210

**Fig. 5.** Variation of the critical speed due to wheel conicity and unbalance

이는 차륜 답면구배는 횡방향 크리프력에 영향을 미치고, 차륜 답면구배가 커짐에 따라 좌우 차륜의 접촉각의 차이, δ_0 가 증가하면서 좌우방향 불평형(U_{eY})에 의한 가진력의 증가로 인해 대차의 임계속도가 감소되었다.

3.3 동적거동

개발된 한국형 고속철도차량 KTX- I의 동력차량의 해석모델을 이용하여 차륜 불평형량과 주행속도의 변화에 따른 주행특성 해석을 수행하였다. 철도차량 주행 중 가장 큰 가진원은 차륜과 레일의 접촉에 의해서 발생하고, 이 진동원에 의해 진동은 차륜 → 대차 → 차체까지 전달된다.

UIC code 518은 국제적인 운행허가 목적으로 안전, 케도피로, 주행거동의 관점과 관련된 동역학적 거동의 관점에서 철도차량(기존 차량, 신기술 차량과 특수 차량)에 대한 승인절차로서의 노선 주행시험 및 분석방법을 다루고 있다. 이 규정은 국제적인 허가에 대한 최소 필요 조건으로 운행되는 지역에서 만날 수 있는 특정한 심각한 운행조건을 포함하지는 않는다. 측정하거나 계산된 입력값에서 탈선계수, 수직하중, 차체 가속도의 평가인자들을 계산하기 위하여 해당 규정에서 정하는 바에 따라 Fig.6과 같이 신호처리와 통계처리를 하였다[7].

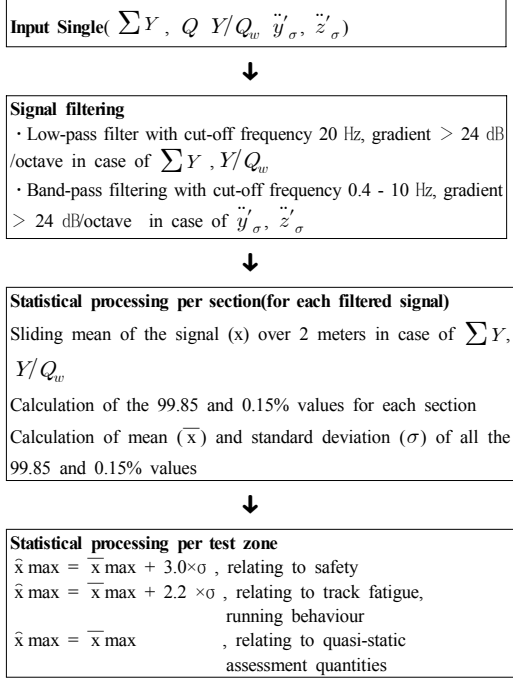


Fig. 6. Analysis procedure(UIC code 518)

Table 5. Evaluation standard by UIC code 518

Evaluation item			Stability standard[m/s ²]
Safety	Bogie lateral acc.		10.67
	Car-body lateral acc.		3.00
	Car-body vertical acc.		5.00
Running behaviour	Car-body lateral acc.	Max	3.00
		RMS	1.30
	Car-body vertical acc.	Max	5.00
		RMS	2.00
	Car-body normal static lateral acc.		1.30

※ Bogie lateral acc. : $12 - M_b/5$ [m/s²]

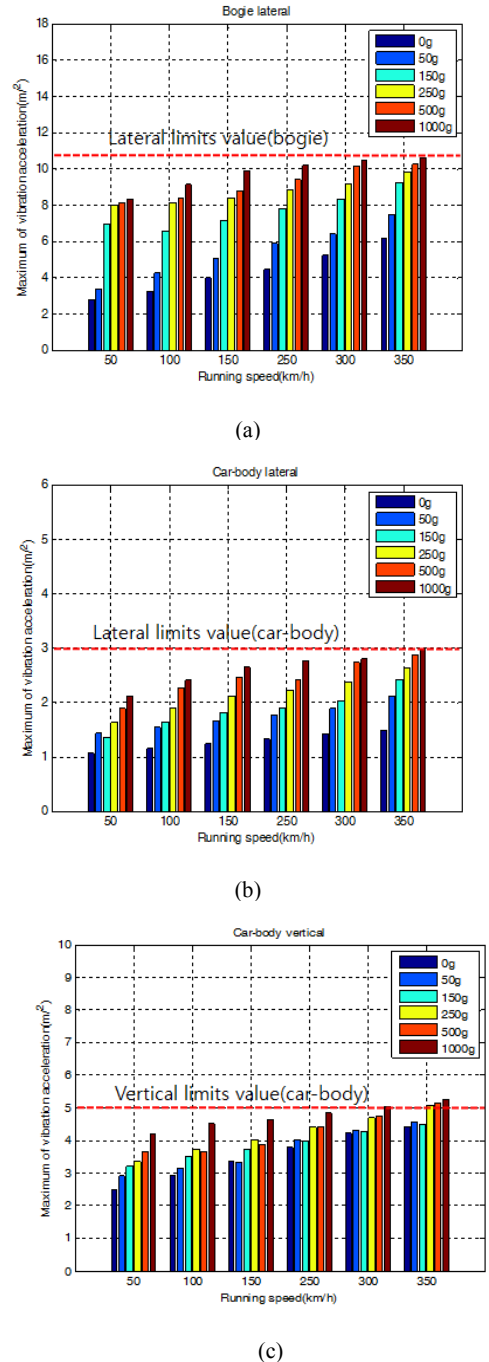


Fig. 7. Maximum of vibration acceleration
 (a) bogie lateral (b) car-body lateral
 (c) car-body vertical

UIC code 518에서는 주행안전성과 주행거동에 대한 평가기준을 제시하고 있는 데 이를 Table 5에 나타내었

다. Fig. 7은 직선구간을 주행하는 한국형 고속철도차량 KTX-I의 대차 좌우, 차체 좌우, 차체 상하진동가속도의 최대값을 나타내고 있다. Fig. 7에서와 같이 차륜 불평형량과 주행속도가 증가함에 따라 대차 좌우, 차체 좌우 및 상하진동가속도도 전반적으로 증가함을 알 수 있었다. 주행속도와 차륜 불평형량의 변화에 따른 최대 진동가속도 한계치 분석에서 대차 좌우진동가속도의 경우 주행속도 300km/h와 불평형량 500g 이상에서 한계치(10.67m/s^2)를 초과하였고, 차체 좌우진동가속도의 경우 모든 주행속도와 불평형량이 한계치(3m/s^2)이내이지만, 주행속도 300km/h와 불평형량 1000g에서 한계치에 근접하였다. 또한 차체 상하진동가속도의 경우 주행속도 200km/h 이상과 차륜 불평형량 500g 이상에서 한계치(5m/s^2)를 초과하였다. 이는 차륜 불평형량이 주행 중 차량 동적거동에 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 또한 저속주행보다 고속주행에서 차륜 불평형량에 대한 관리가 반드시 필요함을 제시하고 있다.

Fig. 8~9는 차륜 불평형량과 주행속도 변화에 따른 차량의 주행안전성(탈선계수, 윤중변동율) 검토 결과를 나타내고 있다. Fig. 8에서와 같이 주행속도 300km/h와 불평형량 1000g에서 0.71 정도로 탈선계수 한계치에 근접하였으나, 전반적으로 탈선계수 한도 0.8 이하로 나타났다. 윤중변동율도 Fig. 9에서와 같이 주행속도 300km/h와 불평형량 1000g에서 0.6 정도로 윤중변동율 한계치를 초과하였으나, 다른 조건에서는 윤중변동율 한도 0.6(60%) 이하로 나타났다.

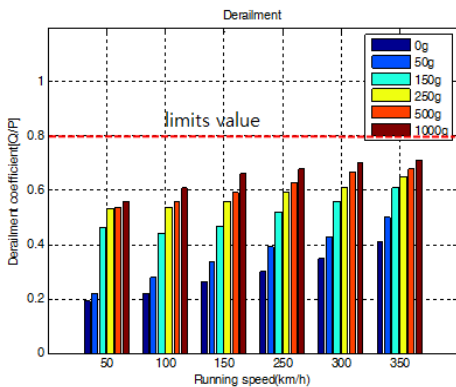


Fig. 8. Derailment coefficient according to the change in wheel unbalance mass and running speed

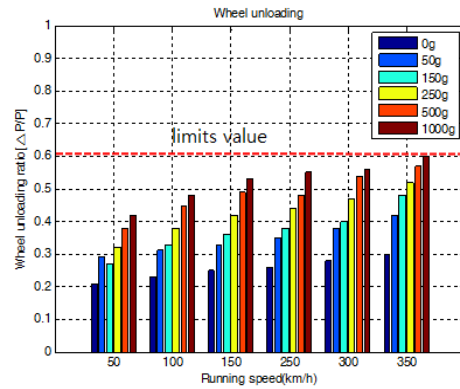


Fig. 9. Wheel unloading ratio according to the change in wheel unbalance mass and running speed

4. 결론

차륜 불평형이 고속철도차량의 동적 거동에 미치는 영향을 검토하기 위하여 시뮬레이션 해석을 수행하였고, 해석을 통해 주행안전성 및 주행거동 특성을 확인하여 다음과 같은 결론을 도출할 수 있었다.

첫째로 차륜 불평형량이 증가할수록 횡방향 크리프력과 가진력의 증가로 인해 철도차량 대차의 임계속도가 감소되는 것을 알 수 있었다.

둘째로 차륜 불평형량과 주행속도가 증가함에 따라 대차 좌우, 차체 좌우 및 상하진동가속도도 전반적으로 증가하였고, 대차 좌우진동가속도의 경우 주행속도 300km/h와 불평형량 500g 이상에서, 차체 상하진동가속도의 경우 주행속도 200km/h 이상과 차륜 불평형량 500g 이상에서, 차체 좌우진동가속도의 경우 주행속도 300 km/h와 불평형량 1000g에서 한계치를 초과하거나 근접하였다.

셋째로 차륜 불평형량이 주행 중 차량 동적거동에 영향을 미치는 것을 알 수 있었고, 저속주행보다 고속주행에서 차륜 불평형량에 대한 관리가 반드시 필요함을 확인할 수 있었다.

넷째로 이번 연구를 통해 국내에서도 해외의 규격과 같이 차륜 불평형에 대한 정적 및 동적관리가 필요함을 확인할 수 있었다.

References

- [1] S. I. Lee, Y. S. Choi, "Dynamic Analysis of Railway Vehicle with Wheel Unbalance," KSME-A, Vol. 37, No.11, pp1387~1395, 2013.
DOI: <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-A.2013.37.11.1387>
- [2] M. Ishida, T. Ban, K. Iida, et al., "Effect of Moderating Friction of Wheel/rail Interface on Vehicle/track Dynamic Behaviour," Wear, Vol. 265, No. 9~10, pp. 1497~1503, 2008.
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.wear.2008.02.041>
- [3] UIC code 510-2 OR 1133 IEC, "Limiting measurements for manufacture and reprofiling," 2006.
- [4] High-speed railway vehicle wheelset committee, "Railway wheelset," hwan-sun corporation publisher, pp. 210~213, 2008.
- [5] TB/T2562-1995, "Testing methods for the static balance of wheel and dynamic balance of wheelset"(in Chinese), 1995.
- [6] VI-Rail, r2. 11.0 documentation, 2005
- [7] UIC CODE 518. "Testing and Approval of Railway Vehicle form the point of View of Their Dynamic Behaviour-Safety-Track fatigue-Ride Quality," UIC. 3rd ed, 2005.

송 문 석(Moon-Shuk Song)

[정회원]



- 1986년 2월 : 숭실대학교 기계공학과(공학석사)
- 2004년 2월 : 숭실대학교 기계공학과(공학박사)
- 1992년 3월 ~ 2012년 2월 : 한국철도대학 교수
- 2012년 3월 ~ 현재 : 한국교통대학교 철도차량시스템공학과 교수

<관심분야>
철도차량공학, 철도경영

이 승 일(Seung-II Lee)

[정회원]



- 1999년 2월 : 홍익대학교 기계공학과(공학석사)
- 2005년 2월 : 성균관대학교 기계공학과(공학박사)
- 1993년 3월 ~ 2012년 2월 : 한국철도대학 철도차량기계과
- 2012년 3월 ~ 현재 : 한국교통대학교 철도차량시스템공학과

<관심분야>
철도차량공학, 비선형 진동, 동역학, 철도차량 비선형 해석