

## 궤간가변화차의 동특성 수치해석

### Numerical Simulation of Dynamic Behaviour of a Gauge-changeable Freight Wagon

장승호\* · 이승일\*

Seung-Ho Jang · Il-Seung Lee

#### Abstract

In order to transport cargo rapidly and safely from the trans-Korean railway to the trans-Siberian railway having a different gauge, a gauge-changeable freight wagon can be used. Because the wagon is expected to run in South Korea, North Korea and Russia, it should have good dynamic performance in these railways. In this paper, the dynamic characteristics of a gauge-changeable freight wagon was analyzed numerically using ADAMS/Rail in each condition of the railways having different gauges and rail profiles. The wagon makes use of load sensitive friction damping and has highly nonlinear behaviour, which is modeled in detail as the full nonlinear dynamic model. It is shown that the running behaviour of the wagon is sensitive to changes in the rail gauge and profiles, however the assessment quantities from the point of view of safety, track fatigue and running behaviour are less than the limit values.

**Keywords** : Gauge-changeable(궤간가변), Running safety(주행안전성), Derailment(탈선)

## 1. 서론

궤간가변 시스템은 궤간이 서로 다른 이중 궤도를 상호 운행할 수 있게 하는 것으로 환적과 대차교환 방식에 비하여 비교적 빠르게 궤간 변경 지점을 통과할 수 있고 정속한 운행과 위험물 수송에도 적합한 장점이 있다. 우리나라도 향후 남북철도와 시베리아 횡단철도를 직통으로 연계 운영하기 위해서는 두 철도의 궤간 차이를 효과적으로 극복하는 궤간가변 시스템이 필요하다[1,2].

궤간가변 화차는 차륜의 궤간이 변경되는 기능을 가지면서 레일 단면, 궤간, 곡선 조건 등 선로 조건이 서로 다른 이중 궤도를 안전하게 주행할 수 있어야 한다. 이러한 조건과 관련하여 UIC 국제규격[3]에서는 동역학적 성능의 승인 절차로서 UIC code 518에 규정된 안전 주행에 대한 검증 항목이 필요조건으로 규정되어 있다[4].

차량의 동역학적 거동을 모사하기 위해서는 다물체 동역학 수식의 해를 구하거나 수치 해석적인 방법이 이용되고

있다[5]. 이 중에서 근사적인 가정을 통한 해석적인 방법을 이용하는 경우 차량 거동의 경향을 파악할 수 있으나 차량 설계 시 정확한 예측값을 얻기가 어렵고 따라서 수치적인 방법이 흔히 이용되고 있다.

본 논문에서는 궤간가변 화차의 개발에 있어서 표준궤간(1435mm)과 광궤간(1520mm)에서의 주행 중 동특성을 ADAMS/Rail을 이용하여 수치적으로 모사하였으며 UIC code 518 기준을 만족하는지를 검토하였다.

## 2. 동특성 해석 모델

### 2.1 차량 모델링

해당 궤간가변대차는 기존의 용접일체형 고속화차용 대차(Y25)에 최근 개발 중인 모듈형 궤간가변 윤축을 장착하기 위해 대차프레임 폭을 늘리고 제동방식을 담면 제동에서 디스크 제동으로 교체하고 센터 빔을 없애는 등의 변형을 가한 것이다[2]. 이러한 대차를 전후에 장착한 컨테이너 화차에 대하여 해석을 수행하였다.

화차의 모델링을 위해서 몇 가지 가정을 하였다. 먼저 철도차량들 간의 연성 효과가 작기 때문에 한 량만을 대상으로

† 책임저자 : 회원, 한국철도기술연구원, 미래기술실용화센터  
E-mail : shjang@krril.re.kr  
TEL : (031)460-5761 FAX : (031)460-5759

\* 한국철도대학

로 모델링하였다. 또한 주행안전성, 궤도 피로, 승차감, 임계 속도 등의 인자들에 관심을 두고 있으므로 주로 저주파수 대역을 다루게 되며 이때 차체, 대차 프레임, 차축, 차륜 등의 부품은 강체로 가정하였다. 차륜과 레일의 접촉력 계산에는 ADAMS/Rail에 구비된 Kalker's FASTSIM 알고리즘을 이용하였다. 이때 차륜과 레일 사이의 마찰계수는 보다 심각한 상황을 고려하기 위하여 비교적 큰 값인 0.4로 가정하였는데 차량 진동의 외력에 해당하는 차륜-레일 접촉력이 커지게 되므로 가능한 진동 상황 중 큰 값을 고려하게 된다. 이러한 값은 본 연구에서는 안전한 범위의 설계 인자를 찾는 과정이므로 타당하다고 할 수 있다. 차량 모델의 수치 입

력값은 Table 1에 나타난 바와 같다.

현가장치는 Fig. 1과 같이 tare 스프링과 laden 스프링이 한 쌍을 이룬 코일 스프링 조합과 Lenoir 링크로 이루어져 있다. Laden 스프링은 공차조건에서는 작동하지 않으며 어느 정도 이상의 화물이 적재하게 되면 작동한다. Tare 및 laden 스프링의 자유고는 각각 275, 231mm이다. 따라서 44 mm의 간격, tare 스프링의 스프링 상수 및 하중에 따라서 laden 스프링에 걸리는 하중이 결정된다. 본 대차에서의 감쇠는 Lenoir 링크에 따라 하중에 의존하는 수직력에 의한 차축박스와 차체 사이 마찰, 사이드베이어, 센터 피봇 마찰판 등 모두 마찰에 의해 이루어진다. 마찰력은 Coulomb의 법칙을 이용하여 수식화하되 상용 프로그램에 함수 입력의 용이성을 위하여 불연속적인 값을 Fig. 2와 같이 연속함수로 모델링하였다[7].

Lenoir 링크는 공차조건 시 수직에서  $\alpha=21.24^\circ$ 의 각도를 이루고 있다. 따라서 링크 연결에 의한 성분과 종방향 및 횡방향 마찰력, 스프링 작용력을 고려하여 대차 프레임 및 차축 박스 사이의 힘은 다음과 같다[7].

$$F_x = k_z \Delta x \cdot \tan^2 \alpha + k_z \Delta z \cdot \tan \alpha + k_x \Delta x, \quad (1)$$

$$F_y = 2k_y \Delta y + F_{friction,y}, \quad (2)$$

$$F_z = 2k_z \Delta z + k_z \Delta x \cdot \tan \alpha + F_{laden} + F_{friction,z}. \quad (3)$$

Table 1. Input data for modeling a GC-freight car

Index	Terms	Units	Input
Car Body	Mass	kg	Tare: 8,900, Laden: 58,935
	Moment of Inertia (1/2-Body)	kgm <sup>2</sup>	Tare: Ix:3,894 Iy:49,472 Iz:47,177 Laden: Ix:25,000 Iy:370,000 Iz:390,000
Bogie Frame	Mass	kg	1,337
	Moment of Inertia	kgm <sup>2</sup>	Ix: 833 Iy: 633 Iz: 1,408
Axle	Mass	kg	1,572
	Moment of Inertia	kgm <sup>2</sup>	Standard Gauge (1435 mm): Ix: 661 Iy: 103 Iz: 661 Broad Gauge (1520 mm): Ix: 706 Iy: 103 Iz: 706
	Diameter of Wheel	m	0.86
	Length	m	2.027
	Tape Circle Distance	m	(Std. Gauge) 1.502 (Broad Gauge) 1.587
Axle Box	Mass	kg	100
	Moment of Inertia	kgm <sup>2</sup>	Ix: 25 Iy: 25 Iz: 25
1st S/P	Stiffness	MN/m	tare S/P: kx: 0.7 ky: 0.7 kz: 0.415 laden S/P: kx: 0. ky: 0. kz: 0.660
Side bearer	Stiffness	MN/m	kz: 2.16 MN/m
Etc.	Axle Dist.	m	1.8
	Bogie Dist.	m	8.70
	Sidebearer Distance	m	1.450
	Friction Coeff. (wheel-rail)		0.4

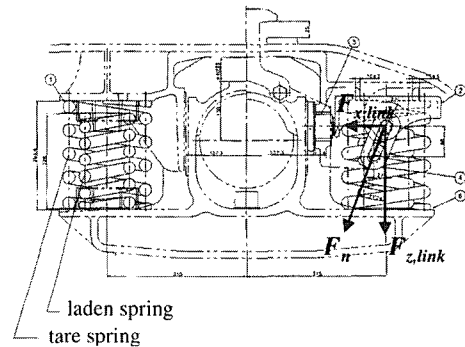


Fig. 1. Primary suspension with Lenoir link

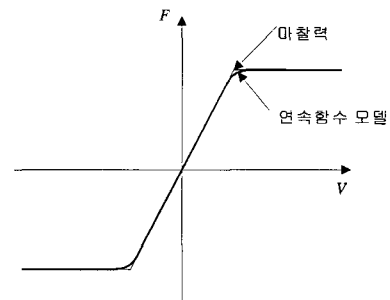


Fig. 2. Friction force model

여기서  $\Delta x$ ,  $\Delta y$ ,  $\Delta z$ 는 Lenoir 링크의 한쪽 단의 x방향, y 방향 및 z방향 변위이고,

$$F_{friction,z} = 2 \frac{\chi V_z}{\sqrt{1 + \left(\frac{\chi V_m}{\mu F_{x,link}}\right)^2}}, \quad (4)$$

$$F_{friction,y} = 2 \frac{\chi V_y}{\sqrt{1 + \left(\frac{\chi V_m}{\mu F_{x,link}}\right)^2}}. \quad (5)$$

여기서,  $V_m$ 은 마모판 사이의 상대속도이며  $V_y$ 와  $V_z$ 는 그 y방향 및 z방향 성분이고,  $\chi$ 는 원점 근처에서의 마찰력과 상대속도  $V$ 축과의 기울기를 결정하는 값으로서  $3 \times 10^6$ (Ns/m)로 가정하였다. 또한,  $\Delta z_0$ 가 tare와 laden스프링 초기 간격일 때

$$\Delta z < \Delta z_0 \text{이면 } F_{laden} = 0 \text{ 이고,} \quad (6)$$

$$\Delta z \geq \Delta z_0 \text{이면 } F_{laden} = 2k_{laden}(\Delta z - \Delta z_0) \quad (7)$$

이다. 사이드 베어러는 탄성 사이드 베어러이며 자유 높이는 129mm이고 공차 시에 높이는 118mm로 되어 차체 하중

의 대부분을 지지한다. 영차 시에는 부가되는 하중이 센터 피봇과 나누어 가지게 된다. 사이드 베어러는 x방향 및 y방향으로는 +, - 방향 모두에서 bumpstop 요소로 모델링되어 작은 변위에서는 차체 요잉에 대한 강성을 제공하다가 큰 변위 또는 곡선 주행 시에는 마모 캡 면의 마찰력에 의한 감쇠기 역할을 하게 된다. 마찰력 모델링에서는 앞의 연속함수를 이용하되 수직력은 사이드 베어러에 걸리는 하중이다. 또한 마찰계수는 실제 범위(0.47~0.58)에서 불리한 값인 0.47로 하였다. 롤러는 높이를 이동제한점 112mm까지 제한하여 차체 롤링 변위에 대한 bumpstop 요소로 작용한다. 센터 피봇은 반구형의 판이 마모판을 사이에 두고 접촉하고 있으며 차체의 롤링, 요잉, 피칭 운동이 가능하면서 마찰에 의한 감쇠기 역할을 한다. 이 때 마찰계수는 사이드 베어러에서와 같이 0.47로 하였다.

Fig. 3은 궤간가변대차 및 화차의 ADAMS/ Rail에 의한 모델링 결과를 나타낸다. 차체의 경우에 x축 방향으로 긴 구조로서 x축 방향 비틀림을 고려하기 위해 차체를 2개의 강체로 나타낸 다음 bushing 요소로서 연결하였다. 이것은 기존에 긴 차체를 하나의 강체로 모델링한 경우보다는 좀더 실제적인 모델이라고 할 수 있다. 이때 비틀림 강성(torsional stiffness)은 참고문헌의 시험자료에 의하여 근사적으로 10.5 MNm/rad을 이용하였다[6]. 또한 차륜은 Fig. 4와 같은 1/20 답면구배를 가지는 차륜이다.

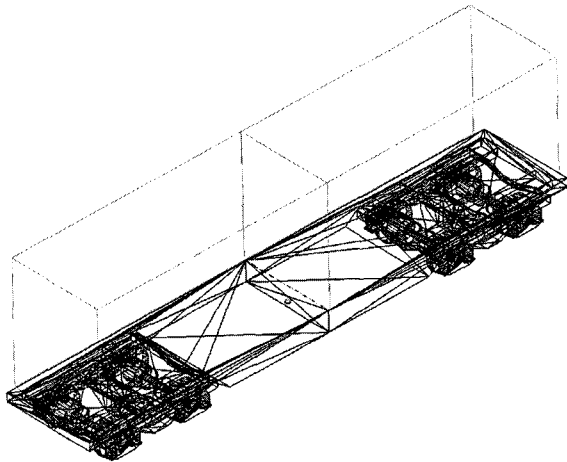


Fig. 3. Gauge-changeable bogie and freight car models

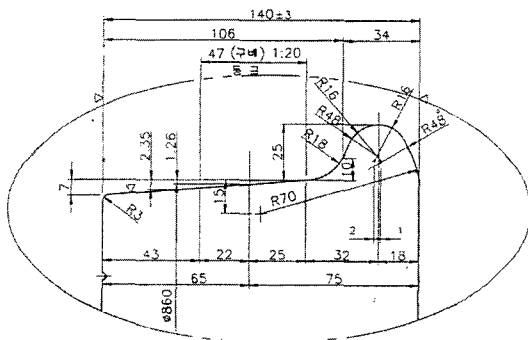


Fig. 4. Wheel tread profile

## 2.2 궤도 조건

직선 주행조건은 본 궤간가변 화차의 최고속도 목표치인 공차 시 120km/h, 영차 시 100km/h로 주행할 경우이며 각 국가별 조건을 Table 2에 나타내었다[8]. 곡선부에서는 향후 궤간가변 화차가 주로 주행할 것으로 예상되는 노선 중 남한은 경원선을 대상으로 하였으며 북한의 경우 경원선, 동해북부선을 대상으로 하였다. 러시아에서는 극동지역에서의 일반적인 최소 곡선반경일 경우를 대상으로 하였다. 각 국가의 철도에서 규정하고 있는 곡선부 통과 최고속도로 주행할 때를 해석하였다. 캔트량, 완화곡선 길이 등의 곡선부 인자와 최고속도는 Table 3과 같이 각 국가의 철도건설규칙에 따른 값을 이용하였다[8,9]. 이들 해당 노선들은 3급선에 해당하며 이용된 궤도틀림조건은 Table 4에 나타낸 바와 같

Table 2. Condition of tangent tracks for simulation

Index	Rail	Gauge(mm)	Rail Inclination
South Korea	KS50N	1435	1/20
North Korea	ㄷ50	1435	1/20
Russia	P65	1520	1/20

Table 3. Condition of curved tracks for simulation

Index	Unit	South Korea	North Korea	Russia
Gauge	mm	1,435	1,435	1,520
Rail Name		KSS0N	ㄷ 50	P65
Inclination		1:20	1:20	1:20
Radius of Curvature	m	300	300	300
Length of transition curve	× cant	700	600	500
Cant	mm	110	100	130
Slack	mm	12	18	20
Max. Speed in Curve	km/h	78	75	65

Table 4. Properties of track irregularity

Index	Left Rail (mm)	Right Rail (mm)
Standard Deviation (Vertical Alignment)	2.33	2.27
Standard Deviation (Lateral Alignment)	1.52	1.53
Max. Vertical Alignment	-11.7, 9.93	-10.08, 7.70
Max. Lateral Alignment	-8.08, 6.39	-8.73, 6.18

다. 이 값은 UIC code 518에서 시험노선 규정치 80~120 km/h 속도에 해당하는 궤도 틀림 조건을 만족하고 있다.

### 2.3 평가인자 계산법

UIC code 518은 국제적인 운행허가 목적으로 안전, 궤도 피로, 주행 거동의 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 필요조건으로 운행되는 지역에서 만날 수 있는 특정한 심각한 운행 조건을 포함하지는 않는다. 측정하거나 계산된 입력값에서 횡압력의 합, 탈선계수, 수직하중, 차체 가속도의 평가인자들을 계산하기 위하여 해당 규정에서 정하는 바에 따라 신호처리와 통계처리를 하였다[4].

## 3. 해석 결과

### 3.1 주행안전성 평가인자

신호차륜에서의 해석결과를 Fig. 5~9에 나타내었다. 횡압력의 합과 탈선계수는 크기가 최대인 전 윤축(leading wheelset)에 대한 값이며 차체가속도는 UIC code 518의 규정에 따라 전 대차 위의 차체 바닥에서의 값이다. 차륜-레일

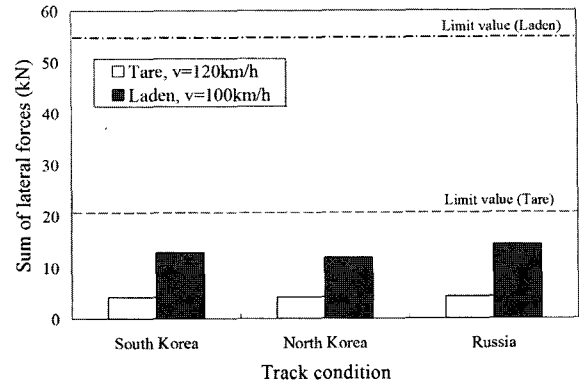


Fig. 5. Sum of lateral forces (tangent tracks)

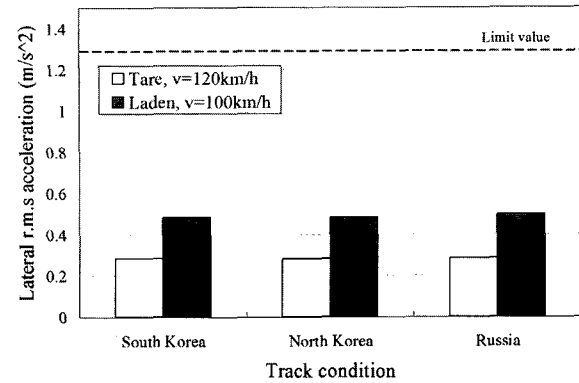


Fig. 6. R.M.S. lateral accelerations at body (tangent tracks)

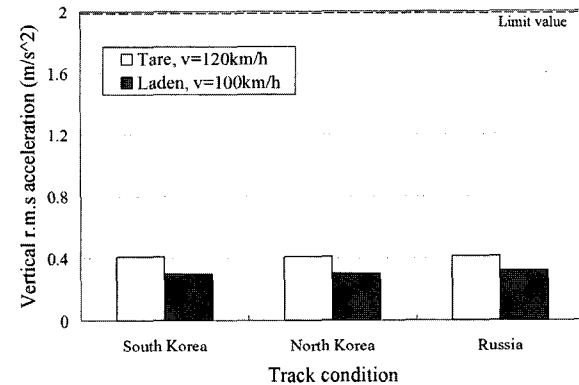


Fig. 7. R.M.S. vertical accelerations at body (tangent tracks)

간의 수직력은 비교적 크게 걸리는 곡선 주행 조건에서 전 윤축의 외측 차륜에 대한 값을 나타내었다. 또한 해당 규정에 따른 평가인자 제한치를 각각 나타내었는데 이들 값은 각 조건에서의 윤중, 궤도 곡선 반경 등에 의해 정해진다[4].

Fig. 4~7에서와 같이 직선 주행에서 평가인자들이 모두 제한치를 만족한다. 차체 가속도는 영차조건에서 공차조건보다 좀 더 작은 크기를 보이고 있는데, 이것은 공차 시 사이드 베어링 쪽에 대부분의 하중이 걸리고, 영차 시에는 센터 피봇 쪽에 대부분의 하중이 걸리게 되어 하중뿐만 아니

라 동특성도 바뀌기 때문으로 판단된다.

곡선부에서도 Fig. 8~10에서와 같이 제한치를 만족함을 알 수 있다. Fig. 8의 탈선계수가 러시아 궤도 조건에서 다른 조건들과 비교하여 다소 큰 값을 보이지만 제한치보다 더 작은 값을 낸다.

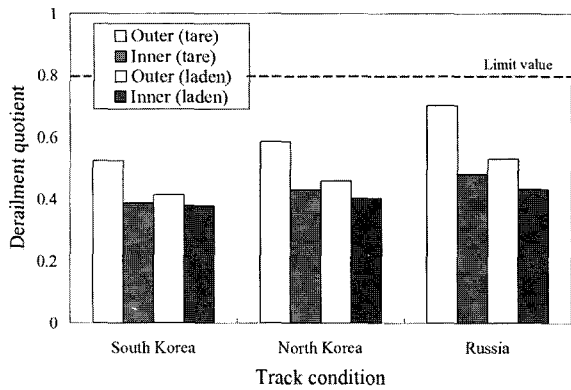


Fig. 8. Derailed quotients (curved tracks).  $v =$  (South Korea) 78, (North Korea) 75, (Russia) 65 km/h

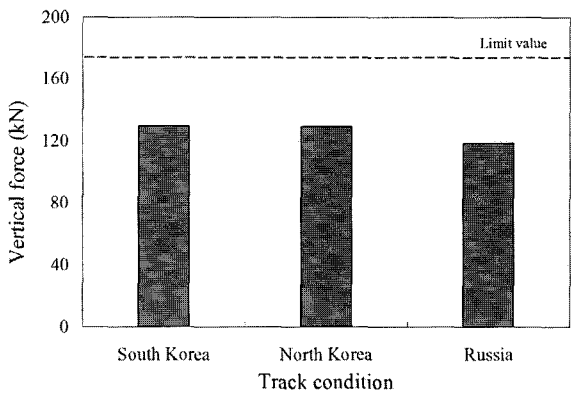


Fig. 9. Vertical forces at wheel (laden wagon, curved tracks)  $v =$  (South Korea) 78, (North Korea) 75, (Russia) 65 km/h

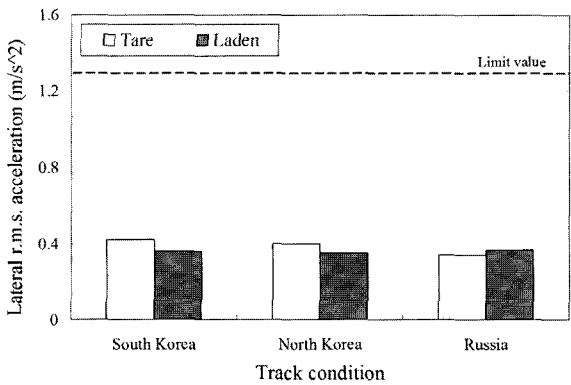


Fig. 10. R.m.s. lateral accelerations at body (curved tracks).  $v =$  (South Korea) 78, (North Korea) 75, (Russia) 65 km/h

### 3.2 주행속도의 변화에 대한 평가인자

앞 절에서는 최고속도 목표치에서의 주행안전성에 대한 계산을 수행하였으나, 본 절에서는 동일한 직선 궤도조건에서 주행속도를 70m/s까지 높여가며 이론적인 탈선계수와 차륜 상에서 접촉점 위치를 살펴보았다. Fig. 11에 표준궤(KS50N 레일의 남한 궤도)와 광궤(P65 레일의 광궤) 조건 각각에서 공차와 영차 시 속도를 변화시킬 때 Fig. 5의 절차에 의해 구해진 탈선계수를 나타내었다. 공차 시에는 약

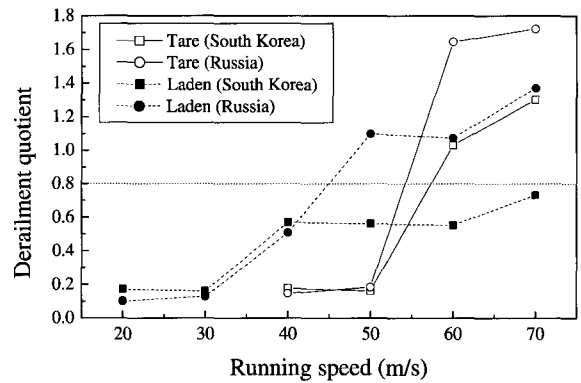
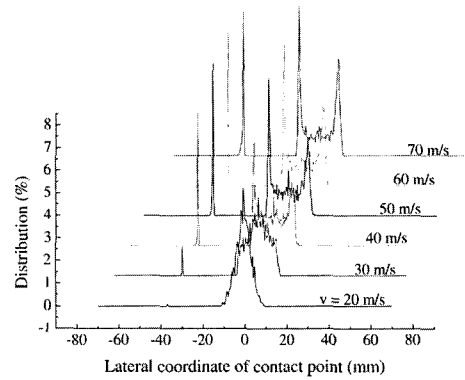
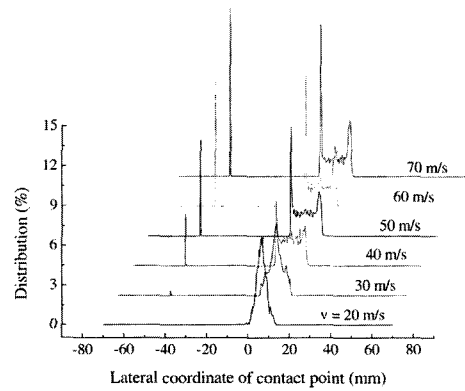


Fig. 11. Derailed quotients varying running speed



(a) South Korea track



(b) Russia track

Fig. 12. Lateral coordinates of contact point on wheel tread

50m/s, 영차 시에는 약 30m/s 이상에서 탈선계수가 크게 증가하였다. 그러므로 안정성 측면에서 그러한 속도 대역 이내로 하는 것이 적절함을 알 수 있다. 공차와 영차 시 모두 저속에서는 두 궤도 조건에서의 탈선계수 값이 유사하지만 고속에서는 차이가 커진다. 또한, Fig. 12의 영차 시 레일과 접촉하게 되는 차륜상의 접촉점 위치 빈도 그래프에서 볼 수 있듯이 앞에서 언급한 속도 대역 이상에서 2점 접촉(플랜지 접촉)의 빈도가 크게 증가하고 있음을 알 수 있다. 원추형 답면을 가지는 차륜에서는 플랜지 접촉이 발생하지 않는 저속에서 conicity가 유사하지만 고속에서 플랜지 접촉이 발생하게 되면 플랜지 접촉점에서의 conicity가 레일 단면 형상에 따라 다르기 때문에 고속에서 이종레일 간의 탈선계수의 차이가 커지는 것으로 판단된다.

특히 KS50N 표준궤 레일보다 P65 광궤 레일에서 고속 주행 시 탈선계수가 크며 플랜지 접촉의 빈도가 주행속도의 증가에 따라 지속적으로 커지고 있음을 알 수 있다. 따라서 향후 표준궤와 광궤 레일 단면 모두에서 주행안전성을 더욱 향상시킬 수 있는 궤간가변 대차용 차륜 답면 형상에 대한 연구가 필요하다고 할 수 있다.

#### 4. 결론

궤간가변 화차에 대하여 이종 궤도를 안전하게 주행할 수 있는지를 예측하기 위해 ADAMS/Rail을 이용한 수치해석을 수행하였다. 이때 차륜-레일 답면 형상을 고려하고 현가계의 마찰력을 연속함수를 입력하여 모델링하였다. 직선궤도에서는 최대 운행 속도로 하고, 곡선궤도에서는 궤간가변 화차가 적용될 것으로 예상되는 남한, 북한, 러시아 대상 지역의 최소 곡선 반경에 해당하는 곡률반경 300m에 대하여 각 국가의 건설규칙에 의한 제반 조건을 각각 이용하되 최고 허용 통과속도로 하였다. 해석 결과로서 신차에 대한 동역학적 성능 승인 절차로서 각각의 규제치를 만족할 수 있

을 것으로 예측되었으나, 곡선 주행 시 러시아 궤도 조건에서의 탈선계수가 다른 조건보다 비교적 컸다. 또한 직선궤도 조건에서 공차와 영차 시 각각 주행속도 약 50과 30 m/s 이상에서 차륜 플랜지와 레일 접촉의 빈도가 크게 증가함을 알 수 있었다.

#### 후 기

본 연구는 건설교통부 국가교통핵심기술개발사업의 “궤간가변장치 기술개발” 과제의 일환으로 수행되었습니다.

#### 참 고 문 헌

1. Okamoto, I. (2000), “World Trend of Gauge Change Train”, RTRI Report, vol.14, No.10, pp.1-6.
2. 장승호, 나희승, 한준석 (2005), “동북아 철도망 연계를 위한 궤간가변장치 개념설계”, 한국철도학회 추계학술대회 논문집.
3. UIC CODE 510-4 (2002), “Wagons, Variable-gauge Running Gear for 1435 mm/1520 mm and 1668 mm, Recommendations for Bilateral Agreements”, UIC, 2nd ed.
4. UIC CODE 518 (2005), “Testing and Approval of Railway Vehicles from the Point of View of Their Dynamic Behaviour - Safety - Track fatigue - Ride Quality”, UIC, 3rd ed.
5. 이승일, 최연선 (2003), “고속주행을 위한 화차 한량의 사행동 해석”, 한국철도학회논문집 제6권 제3호, pp.149-155.
6. Railway Group Standard, “Resistance of Railway Vehicles to Derailment and Roll-over”, GM/RT2141, RAILTRACK PLC.
7. Bosso, N., Gugliotta, A., Soma, A. (2000), “Simulation of a Freight Bogie with Friction Dampers”, Proc. of the 5th ADAMS/Rail Users' Conference, Netherlands.
8. 한국철도기술연구원 (2004) “남북철도시스템 연계방안 연구” (4차년도 연구보고서), 건설교통부.
9. Ефименко, Ю.И. (2005), “ОбЩИЙ курс железных дорог”, Академия, pp.51-68.