

# 화물수송용 스윙모션보기의 임계속도와 주행성능 평가

## Estimation of critical speed and running performance for swing motion bogie of railway freight car

함영삼<sup>1</sup>, 오택열<sup>2</sup>

Young-Sam Ham and Taek-Yul Oh

**Keywords** : Dynamic Characteristics(동특성), Critical Speed(임계속도), Derailment Coefficient(탈선계수), Lateral Force(횡압), Vertical Force(윤중), Vibration Acceleration(진동가속도),

### Abstract

In this paper the dynamic characteristics of a Swing Motion Bogie, such as a critical speed and a carbody vibration, are investigated in reply to the request of the Meridian Rail Corporation in the United States. Also described are experimental results of the maximum speed, the derailment coefficient, the lateral force, the vertical force, the vibration acceleration and steady state lateral acceleration measured from main line tests.

### 1. 서 론

본 연구는 미국의 Meridian Rail Corporation으로부터 의뢰받은 것으로서 한국형 Swing Motion Bogie를 개발하는데 있어 문제점과 개선방안을 도출하여 적용방안을 제시하는 내용이다. Meridian Rail사는 북미지역 철도관련 주강제품의 최대생산사 중 하나이며, 북미지역 화차 대차 시장에서 상당한 비중을 차지하고 있는 회사로서 대차와 연결기, 차륜/차축 등이 주력 생산제품이다.

연구대상인 Swing Motion Bogie는 북미지역 고성능 고속화차 대차 중에서 나름대로 인정받고 있는 대차로서 차량의 진동을 능동적으로 제어할 수 있도록 무게중심을 낮춘 것이지만, 한국철도에서 운행할 때는 선로조건이나 속도, 기후 등 여러 가지 환경이 다르기 때문에 이에 따른 문제점을 도출하여 새로운 대차의 설계방안을 제시함으로써 고속철도 개통에 대비한 화물수송의 고속화가 필요한 한국시장에서 철도기

술의 발전과 더불어 철도의 숙원사업인 기존선의 속도향상을 앞당길 수 있을 것으로 기대되고 있다.

한국철도기술연구원에서는 이번 연구를 통하여 향후 현재 새마을호 객차 수준의 운행속도인 최고속도 150km/h급 고속화차를 탄생시키기 위한 시급책을 마련하고자 하였다.

### 2. 화차용 대차의 종류

Swing Motion Bogie는 고속운행에서도 주행안정성을 확보하도록 개발되었다. 비록 전통적인 2차 현가장치를 기본으로 하였지만 화물의 손상을 줄이고 선로에 가해지는 충격의 힘을 감소시켜 화물열차의 속도가 여객열차를 따라갈 수 있도록 하였다. Fig. 1의 전개도에서 볼 수 있듯이 Bolster와 Side Frame이 Transom이라는 추가의 구성품과 연계되었고 Adapter도 변화되었다. Swing motion Bogie의 향상된 성능은 두 가지 새로운 설계에서 기인하는데, 그것은 Swing 운동의 걸이 역할을 하는 Transom과 좌우로 작용하는 힘의 중심(횡방향 충격점) 위치를 아래로 내린 점이다.

<sup>1</sup> 정회원, 한국철도기술연구원 차량기계연구본부, 책임연구원

<sup>2</sup> 비회원, 경희대학교 기계공학과, 교수

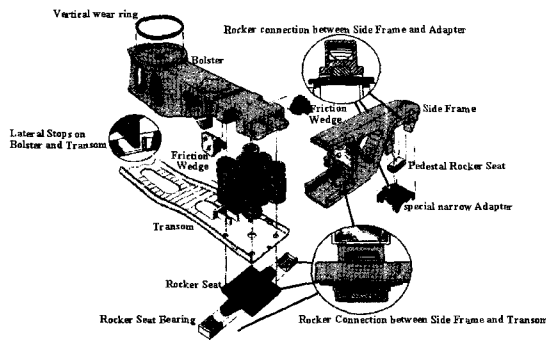


Fig. 1 Development of Swing Motion Bogie

Table 1 Major Specifications of Bogies

Categories	Y-25 type Welded Bogie	Conical Rubber Spring Bogie	Cast Steel Swing Motion Bogie
Maximum Speed	120 km/h	120 km/h	120 km/h
Frame Structure	Welded integrated structure	Welded integrated structure	4-piece cast steel Structure
Rigid Wheelbase	1,800 mm	1,800 mm	1,727 mm
Wheel Diameter	860 mm	860 mm	860 mm
Axle	Class D, KRS SFA60	Class D, KRS SFA60	Class E, KRS SFA60
Wheel	KRS SSW1	KRS SSW1	KRS SSW1
Weight	4.63 ton	4.73 ton	4.28 ton
Suspension	1st : Coil Spring 2nd : none	1st : Conical Rubber Spring 2nd : none	1st : none 2nd : Coil pring
Center Plate	Spherical	Spherical	Flat
Side Bearer	Coil Spring +Wear Plate	Elastic Block/ Roller+Wear Plate	Elastic Block +Wear Plate
Friction Device	Pedestal between Journal box and Frame	No Frictional part and Seal	Friction Wedge on Bolster and Side Frame
Bearing	AAR "D" Class	AAR "D" Class	AAR "E" Class
Characteristics	Suspension of Coil Spring in upper axle and friction reducing device's suspension	Suspension whose Conical Rubber spring and hydraulic damper are integrated in upper axis	The swing movement occurs in between the pedestal and adapter.

Swing Motion Bogie는 Bolster가 횡방향으로 ± 32mm까지 운동할 수 있게 한다. Swing운동은 Pedestal과 Adapter 사이에서 일어나고, 양 Side Frame을 연결하고 있는 Transom이 Rocker Seat를 통해서 움직이므로 연동되는 것이다. Side Frame 속에 부착되어 Friction Wedge와 접촉하는 Wear Plate의 넓은 면적은 스프링의 수직 운동과 Transom의 횡방향 운동에 대한 흡수력을 제공한다.

Transom은 H-Frame Bogie와 같이 대차의 H 형태를 견고히 유지한다. 또한, Bolster는 보수를 가장 많이 요구하는 Gib가 없기 때문에 Side Frame에 간혀 있는 것이 아니다. 대신, Transom 상부와 Bolster 하단에 위치한 Lateral Stops가 서로 접촉하게 되는데, 이러한 설계는 길어진 횡방향 운동과 횡방향 충격점이 낮게 위치하도록 한다. 횡방향 운동의 중심 높이를 낮추는 것은 차륜의 들림 현상을 감소시켜, 결국 탈선 위험도를 낮추는 것이다.[1]

이러한 Design은 차량 주행의 정숙성, 수송 화물 보호, 선로보수 및 차량 운용비용의 문제가 일반 대차로서 해결되지 않을 때, Swing Motion Bogie가 선택될 수 있음을 의미한다. Table 1은 현재 우리나라에서 운용되고 있거나 개발중인 고속화차용 대차의 사양이다.

### 3. 동특성 분석

이론해석을 하기 위해서는 대상 물리계를 수학적으로 모델링하는 과정과 이를 해석하는 두가지 단계가 필요하다. 이중에서도 모델링 과정은 매우 중요한 과정으로서 통상 이론해석의 성패를 좌우하게 된다. 해석모델은 대상계를 최대한 정확하게 표현하면서도 현실적으로 수치화가 가능하도록 단순화되어야 하므로 서로 상반되는 이 두가지 목표를 어떻게 조화시키느냐가 모델링 작업의 애로사항이기도 하다.

최근 들어 철도차량운동 이론해석 분야에서 많은 연구가 진행되었으나 현재까지도 일반적으로 통용되는 해석 모델은 없으며 상황에 따라 다양한 형태의 모델을 수립하여 사용하고 있는 실정이다. 또 수립된 모델에 의한 해석결과를 실험결과와 비교하여 모델의 타당성을 검증한 후에 이를 활용하는 것이 원칙이나 철도 차량 모델의 경우에 이러한 시도는 많이 있었음에도 불구하고 그 결과는 대부분 만족스럽지 못했다.[2]

본 연구에서는 영국 AEA Technology에서 개발한

VAMPIRE(Vehicle dynAmics Modelling Package In a Railway Environment) 프로그램을 이용하여 차량의 동특성을 분석하였다. 이 프로그램은 편성열차나 관절형 열차도 계산이 가능하고, 운동방정식을 직접 도출하던 과거의 프로그램에 비하여 기하학적 데이터의 입력만으로 계산이 가능하며 200 자유도까지는 계산에 큰 문제가 없는 것으로 알려지고 있다. 차량 모델링에 적용된 기본 좌표계는 Fig. 2와 같은 3축의 오른손 좌표이며 윤축의 좌표는 Fig. 3과 같다.

궤도는 경부선 서울기점 421~427km 구간을 궤도 검측차로 검측하여 입력데이터로 사용하였는데 해석에서는 Table 2와 같은 궤도의 정비기준대로 정비되었다고 가정하였다.

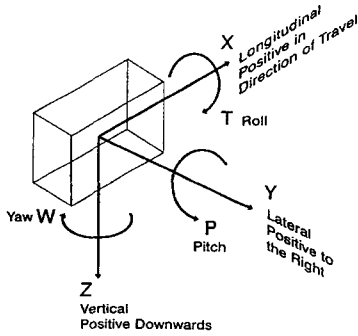


Fig. 2 Vehicle axis system

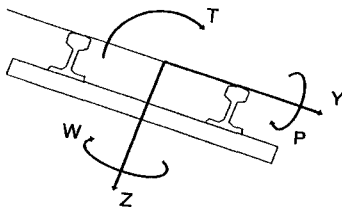


Fig. 3 Wheelset axis system

Table 2 Maintenance Standard of Track

(Unit : mm)

구분	본선	측선
궤간	+10 ~ -2	+10 ~ -2
수평	7	9
면마춤	직선 레일길이 10m에 대하여 7mm	레일길이 10m에 대하여 9mm
	곡선 레일길이 2m에 대하여 3mm	레일길이 2m에 대하여 4mm
줄마춤	레일길이 10m에 대하여 7mm	레일길이 10m에 대하여 9mm

### 3.1 Swing Motion Bogie 모델링

Swing Motion Bogie(SMB)를 적용한 고속 컨테이너화차의 국내 선로 주행시의 주행성능을 검토하기 위하여 구성된 모델의 특성으로서 대차 현가계는

- 1차현가계 : Axle Bearing Adapter, Pedestal Bearing

- 2차현가계 : Bolster Coil Spring, Friction Block

등을 기본으로 하였으며, 기존 Barber형 주강대차의 고속주행시의 불안정성, 횡방향 충격 및 차체 롤링 안정도 감소 등의 문제점을 개선하기 위하여, Side Frame 사이에 하볼스터 역할을 하는 Transom을 적용하여 차체 기울임에 의한 윤중감소의 방지를 기하였다. 금번 해석과 시험에 사용한 SMB를 채용한 컨테이너 검용 평판차의 주요제원은 Table 3과 같고, 모델링에 사용한 구성요소는 Table 4와 같다.

### 3.2 임계속도 해석

VIMPIRE 프로그램의 비선형 과도응답 해석에서 윤축의 횡방향 변위거동으로 임계속도를 예측하였다. 이때 하중조건은 공차상태로 하였으며 주행속도는 35~40m/s 구간을 1m/s 단위로 속도를 증가시키면서 해석한 결과는 Fig. 4와 같이 38m/s(137km/h) 대역이 임계속도인 것으로 나타났다.

### 3.3 주행성능 해석

공차조건에서의 주행성능을 진동가속도 값으로서 분석하였는데, 주행속도 70~150km/h 구간을 10km/h 단위로 해석하였다. Fig. 5에서 실선으로 나타낸 가이드라인은 탈선 등의 안전과는 관계없이 화물이 손상을 당할 수 있으므로 더 이상의 진동을 허용하지 않는 주의한도이다. 데이터 분석은 실차시험과의 비교 검증을 위하여 각방향 진동파형에서 고주파진동을 제거하도록 10Hz Low Pass Filtering하고 100m구간마다 peak to peak의 최대값을 구하여 이론해석과 실차시험의 조건을 일치시켰다. 해석결과, 좌우방향진동은 140km/h 대역에서 기준치를 초과하였으며, 상하방향진동은 130km/h 부근에서 기준을 초과하였다.

Table 3 Major Specifications of SMB vehicle

Category	Specification
Movable Load	Approx. 50 Ton
Tare Weight	Approx. 18.5 Ton
Length of Carbody	12,500 mm
Length between Coupler Point	13,410 mm

Distance between Center of Bogie	8,700 mm
Height of Center of Gravity (upper surface of rail)	845 mm
Coupler Height (from upper surface of rail)	880 mm
Carbody Width	2,438 mm
Wheel Diameter	∅860 mm
Axle	RCT D Class
Wheel Base	1,728 mm
Side Bearing	KRS 2240-2482
Wheel Profile	1/20
Property of Carbody Material	∘ Weight : 9.2 Ton ∘ Ixx : 6.5 Mg <sup>m</sup> ∘ Iyy : 178 Mg <sup>m</sup> ∘ Izz : 183 Mg <sup>m</sup>
Bolster Spring Stiffness	5.84 MN/m

Table 4 Components in SMB vehicle model

Components	Model
Mass	∘ Body(#1) ∘ Front Bogie : Bolster(#2), Side-Frame(#3, #4), Transom(#5) ∘ Rear Bogie : Bolster(#6), Side-Frame(#7, #8), Transom(#9) ∘ Wheelset(#10, #11, #12, #13)
Axle Spring	Bush + Bumpstop element
Side Frame-Bolster	Constraint element
Side Frame-Transom	Bush element
Bolster-Transom	Bumpstop element
Bolster Spring Friction Spring Friction Wedge	Shear+Stiffness+Friction element
Side Bearing	Bumpstop + Friction element
Center Pivot	Bush element
Wheel/Rail Contact	Non-linear

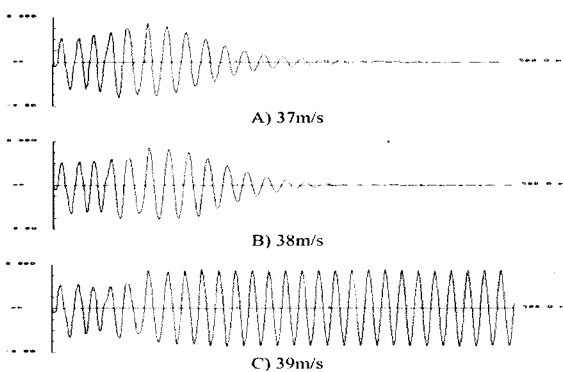


Fig. 4 Analysis Result of Critical Speed

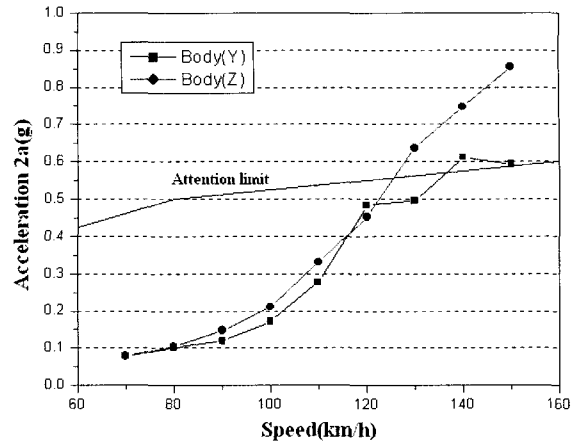


Fig. 5 Analysis Result of Carbody Vibration Acceleration

#### 4. 주행성능시험

실제의 본선 주행시험에서는 피로강도를 비롯한 여러 항목들을 시험하였지만 본 장에서는 해석결과 검증에 위한 주행안전성시험과 진동가속도시험 등의 결과만을 기술하고자 한다.

##### 4.1 측정용 윤축가공 및 게이지 부착위치 선정

Fig. 6은 탈선계수 측정을 위한 윤축 가공도면으로 리드선 인출을 위하여 좌우의 차륜이 대칭이 되도록 직경 20mm의 홈을 60° 각도로 드릴 가공하였다.[3] 차륜직경이 ∅860mm이므로 수직하중 검출용 게이지 부착위치는 ∅468mm 지점 부근일 것으로 예측하였으며, 정확한 위치의 결정은 Fig. 7과 같은 응력집중 게이지를 부착하여 수직하중과 수평하중 사이에 상호 간섭은 적으면서도 출력감도는 큰 지점을 선택하였다.

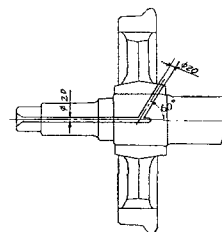


Fig. 6 Wheelset Drawing



Fig. 7 Stress Concentration Gauge

4.2 시험방법 및 기준

4.2.1 주행안전성시험[4, 5]

1) 탈선계수(Q/P)

차량이 주행할 때 레일과 차륜은 차량의 하중 외에 주행시의 복잡한 운동으로, 차륜은 레일에 수직방향의 힘과 수평방향의 힘을 작용시킨다. 이 수평방향의 힘(횡압 Q)에 대한 수직방향의 힘(윤중 P)의 비(Q/P)를 탈선계수라 하며 이 값이 일정치를 넘으면 차륜이 레일을 올라타거나 뛰어넘어 탈선을 하게 되므로 주행안전성 검토의 기준이 된다.

Fig. 8과 같은 상태에서의 정적해석은 접촉점에서 힘의 평형을 고려하면 다음과 같은 식이 성립한다.

$$\left(\frac{Q}{P}\right) = \frac{\tan\alpha \mp \mu}{1 \pm \mu \tan\alpha}$$

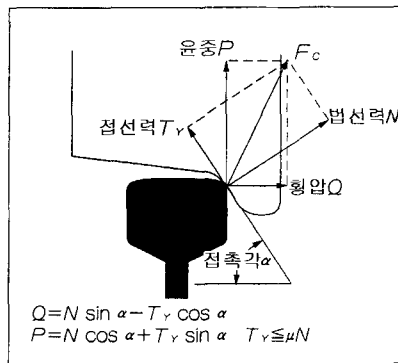


Fig. 8 Forces between wheel and rail

탈선계수의 안전기준은 빈도누적확률로 나타내어 100%일 때 0.8, 0.1%일 때 1.1 이하이다.

2) 윤중감소비(ΔP/P)

차량의 진동이나 중심의 편기, 궤도 및 차량의 평면성 틀림, 곡선에서의 캔트 및 원심력, 풍압 등에 의해 윤중의 감소가 발생한다. 이때 윤중 감소치(ΔP)에 대한 정적인 윤중(P)의 비를 윤중감소비라 하며 이 값이 허용한도를 초과하면 탈선의 위험이 있다. 윤중감소비의 기준은 정적인 윤중감소의 경우 ΔP/P ≤ 0.6이고, 동적인 윤중감소는 빈도누적확률로 10%일 때 0.6, 0.1%일 때 0.8 이하이다.

3) 횡압(Q)

정적윤중이 차량의 자중만큼만 검출된다면 횡압은

0이라고 볼 수 있다. 그러나 차량이 주행하게 되면 윤중감소가 발생하고 아울러 차륜 플랜지와 레일의 접촉으로 횡방향 하중이 발생하는데 이것을 횡압(Q)이라고 부른다. 어떠한 경우에라도 횡압이 윤중보다 커지게 되면 탈선의 위험성은 그만큼 높아지는 것이다.

차륜의 횡압이 과도하게 작용하는 경우에는 레일이 지지하지 못하고 넘어 가거나(roll over), 옆으로 밀리는 현상(shift)에 의해 차량이 탈선하는 경우가 있다. 이 경우에는 궤도에 작용하는 수직력과 연계된 횡압 허용기준으로 판단하는 데 궤도구조 및 강도에 따라 이 기준이 달라질 수 있다. 본 연구에서는 궤간확대에 대한 횡압한도로서 침목 고정못에 작용하는 압력이 항복점에 도달하고 타이플레이트가 있는 경우의 한도를 적용하였으며, 이것은 외궤측으로의 횡압에 저항하는 침목 고정못이 2개이고 여기에 작용하는 압력이 항복점에 도달할 때를 기준으로 하여 탈선계수가 0.9를 넘지 않는 범위에서 횡압 Q < 2.9+0.3P를 허용한도로 설정하였다.

4.2.2 진동가속도시험

- 1) 측정구간은 경부선에서 100km 이상으로 하였다.
- 2) 차체진동에서 고주파 진동을 제거하기 위한 필터링은 10Hz Low Pass Filter로 하였다.
- 3) 진동측정 데이터는 측정구간을 100m 단위로 나누어 이 구간 내에서 최대치의 전진폭(Peak to Peak)을 취하여 그 때의 속도를 읽고, 이를 5km/h 단위의 같은 속도별로 모아서 평균하였다.

120km/h 주행시의 진동가속도 기준은 상하방향 0.55 g 이하, 좌우방향 0.4 g 이하이다.

4.3 시험결과

탈선계수시험은 측정용 윤축이 최전부로 주행할 경우가 가장 열악한 조건이 되기 때문에 상행선 주행시에만 분석하였는데, Fig. 9의 공차 120km/h 주행시보다 하중을 적재하고 130km/h로 주행하는 Fig. 10의 상태가 보다 안전한 것을 알 수 있다.

Fig. 11의 윤중감소비는 공차조건을 나타낸 것으로서 하중을 적재하지 않을 때가 보다 열악하지만 공차에서도 허용한도 이내인 것을 볼 수 있으며, 횡압은 하중을 적재했을 때의 원심력 영향이 크기는 하지만 Fig. 12에서 보는 바와 같이 궤간확대 한도 이내에서 분포되는 것을 확인할 수 있었다.

진동가속도는 탈선계수와 마찬가지로 공차상태에서

악조건이 되기 때문에 이 때의 진동가속도를 방향별로 살펴보았다. Fig. 13의 상하방향 진동가속도는 SMB가 105km/h에서 주의한도를 초과하였지만 110km/h 이상130km/h까지 각 차량들이 안정된 모습을 보여 주었으며, 주행안전에 상하방향보다 더 큰 영향을 미치는 좌우방향 진동가속도는 Fig. 14와 같이 130km/h에서 SMB가 가장 안정된 것을 볼 수 있었다.

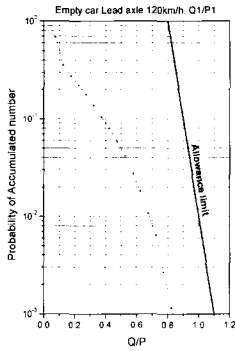


Fig. 9 Empty Car 120km/h Q/P

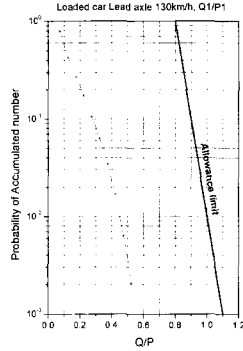


Fig. 10 Loaded Car 130km/h Q/P

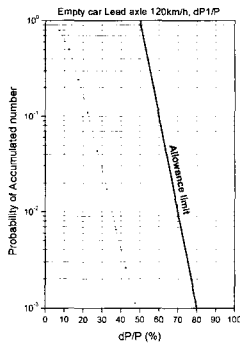


Fig. 11 Empty Car 120km/h dP/P

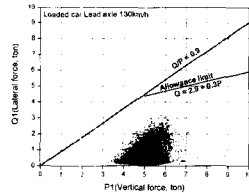


Fig. 12 Loaded Car 130km/h Q

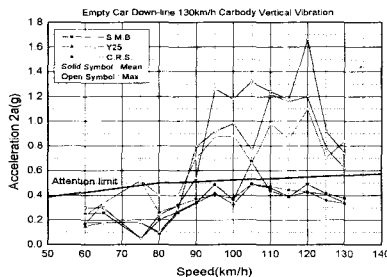


Fig. 13 Vertical Acceleration of Empty Car

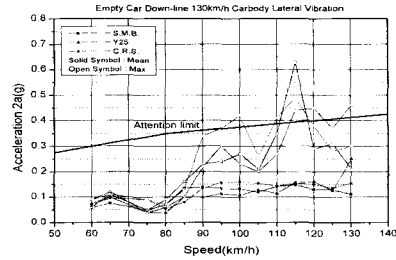


Fig. 14 Lateral Acceleration of Empty Car

### 5. 결론

- 1) VAMPIRE를 이용한 동특성 분석으로서 차량의 임계속도 해석과 진동성능 해석을 수행한 결과는 현재 우리나라와 같은 선로조건에서 차량의 운행최고속도는 130km/h 미만이 적합한 것으로 나타났다.
- 2) 주행안전성 관련항목으로서 130km/h까지의 탈선 계수시험결과, 충분히 안전하였다.
- 3) 진동가속도를 Y25형 대차, Conical Rubber Spring Bogie 등과 비교해 볼 때 120km/h까지의 진동성능은 큰 차이가 없었으며, 130km/h 속도에서는 좌우방향 진동에서 Swing Motion Bogie가 상대적으로 우수한 성능을 발휘하였다.
- 4) 본 연구결과를 바탕으로 스프링상수 개선 등 문제점을 보완하고 대차최적설계가 이루어진다면 향후 우리나라에서도 150km/h 수준의 고속화차 개발이 가능할 것으로 판단된다.

### 6. 참고문헌

1. 日本機械學會編, 鐵道車輛のダイナミクス, (株)電氣車研究會, 1996
2. 함영삼 외, 화물수송용 철도차량 현가장치의 설계변수와 진동성능에 관한 연구, 대한기계학회 2001년도 춘계학술대회논문집 B, pp. 507~512, 2001.6
3. "鐵道の ための 試験法・計測法", 鐵道總合技術研究所, pp. 74~81, 昭和 5年
4. "在來鐵道運轉速度向上 試驗 マニュアル.解説", 鐵道總合技術研究所, pp. 67~94, 平成 5年
5. 철도기술연구소, 철도차량의 주행안전성 평가방법, 철도기술연구보 VOL23 NO1, pp. 198~204, 1989.