

수치해석을 이용한 철도차량 동특성 주행시험기 활용성 기초 검토

The Basic Applicability Study of the Roller Test Rig using Numerical Analysis

정우진¹ · 정흥채²

Woo-jin Chung · Heung-Chai Chung

Abstract

Roller test rig is the test facility for acquiring the data related dynamic characteristics of rolling stocks handily. The test method using roller test rig could be convenient to get information about hunting and others rather than using field test. However, adopting this method brings about the inconvenient calibration process for measured data. This kind of additional effort results from the difference of contact condition between field test and test roller rig. In this paper, the numerical approach is used to get the amount of calibration. The analysis results of the field test are compared with results of the roller test rig to know what kind of alternation happens according to the change of contact condition.

Keywords : Roller Test Rig(주행시험대), Contact Condition(접촉조건), Amount of Calibration(보정량)

1. 서론

지금까지 철도차량의 주행 동특성을 측정하는 가장 일반적인 방법은 차량을 선로 상에 올리고 실차운전을 실시하며 각부의 운동특성을 측정하는 것이었다. 이 방법은 차량이 실제 운행될 조건 하에서 실험이 수행된다는 장점이 있는 반면 실험으로 인해 해당 노선을 주행하는 영업운전 차량 운행에 아무래도 영향을 줄 수밖에 없고 실험주관자가 원하는 특수 환경조건을 맞추기가 힘들다는 단점이 있다. 또한 시험운행 중 안전사고가 발생할 때 그 대처가 힘들고 비용이 많이 소요된다는 어려움도 동반된다. 이런 문제점을 해결하고자 철도차량 동특성 시험에 세계적으로 널리 사용되는 시험장비가 주행시험대이다. 시험기 보유 기관마다 어느 정도 차이는 있으나 기본적으로 이 장치는 궤조륵이 레일 기능을 대신하고 부착된 액츄에이터가 궤도환경을 모사한다는 기본 개념으로 출발된다. 이 장비를 사용하면 실차실험으로는 구현이 불가능한 차량 임계속도

측정실험을 비롯한 각종 동특성 시험을 저렴하고 안전하게 실시할 수 있다. 다만 이 시험기의 궤조륵은 원판 디스크로 구성되어 있으므로 실제 선로에서 차륜과 레일이 접촉할 때 접촉조건을 모사하기 힘들다는 단점이 있어 이 부분에 대한 시험 후 보정작업이 필요하다. 그러나 보정량 산출은 차량 조건 및 운용 조건이 변화될 때마다 수행되어야 할 사항이므로 이를 매번 실차실험을 통해 얻기에는 너무 많은 시간과 비용이 소요된다.

본 연구에서는 상기한 내용에 착안하여 주행시험기로 차량의 주행 안정성을 측정한 결과와 실제 선로상에서 차량의 주행 안정성을 측정한 결과 사이에 어느 정도 크기의 차이가 발생하는지를 주행 시험기 운용 실험 전에 손쉽게 알아볼 수 있는 예측 프로그램을 상용 프로그램 코드를 이용하여 개발하였다.

해석의 결과의 정확성은 실차실험결과와 주행시험대 시험결과를 비교함으로써 얻을 수 있겠으나 아직 실제 대차 주행시험기가 완성되지 않은 관계로 본 논문에서는 양자간의 동특성 해석결과 차이에 대한 진위 여부보다는 수치해석으로의 구현 여부에 더 큰 의의를 두었다.

1 정회원, 한국철도기술연구원 차량기계연구본부, 선임연구원
2 정회원, 한국철도기술연구원 차량기계연구본부, 책임연구원

2. 대차 주행 동특성 시험기

2.1 철도기술연구원 주행시험기[1]

본 연구에서는 한국철도기술연구원에 설치될 예정인 대차 주행 시험기를 대상으로 시뮬레이션을 수행하였다. 대상 주행 시험기는 일반 주행시험기와는 달리 대차 1량을 시험 대상으로 하는 방식이다. 대차상 차체는 집중질량을 이용한 등가질량으로 모사된다. 주요 사양은 다음과 같다.

(가) 주요사양

(나) 주요기능

- 주행 안정성 시험
- 탈선계수 시험
- 해석 모델 입증시험
- 구성품 또는 Sub-System의 이론적 검증
- 준 정적(Quasi-static) 시험

2.2 가상 주행시험기

대차 주행시험기의 케조륜은 구동 모터로부터 회전력을 얻어 실험차의 윤축을 구동시키는 역할을 수행한다. Bed table에 부착된 7개의 액츄에이터는 케도틀럼 및 캐트와 같은 외부환경을 모사하는데 사용된다.

동역학 상용 프로그램으로 이 시험장비를 모사하기 위하여 3D Cad로부터 기하학적인 정보를 불러온다.

Fig. 2는 개발된 가상 대차동특성 주행시험기를 도시한 것이며 표 1은 장비의 주요사양을 정리한 것이다.

해석모델은 실제와 같이 7개의 액츄에이터와 구동 모터부 그리고 전후 roller shaft로 구성되었다. Main roller wheel과 전후 narrow base의 베어링은 bush 요소를 사용하여 묘사되

었다. 전체 시스템은 표 2에 정리된 것과 같은 joint를 이용하여 개발되었으며 표 3과 4에서 정리된 물성치들을 사용하였다.

표 1. 대차 주행 동특성 시험기 주요사양

최대속도	420km/h	
윤축 당 최대 하중	20톤	
케간(수동 조정)	1435mm 또는 1676mm	
윤거(수동 조정)	1400mm ~ 3500mm	
케조륜 가변장치 특성		
- 횡방향 변위특성	1.5 - 10mm, 6	40Hz
- 수직방향 변위특성	1.5 - 10mm, 6	30Hz
- Yaw 회전 변위특성	2.5 12분, 6	20Hz
- Roll 회전 변위특성	2.5 12분, 6	20Hz
- 롤러 가속 성능(0 → 420km/h)	8분	
유압 가진 시스템		
- 수직 최대 가진 가속도	1.0g	
- 횡방향 최대 가진 가속도	1.0g	
- 수직 최대 가진 속도	313mm/s	
- 횡방향 최대 가진 속도	313mm/s	
켄트(수동 조정)	7도	

표 2. 사용 joint 종류 및 갯수

Joint 종류	갯수
Revolute Joints	2
Spherical Joints	7
Transnational Joints	9
Universal Joints	7
Fixed Joints	16
Hooke Joints	4
Motions	9

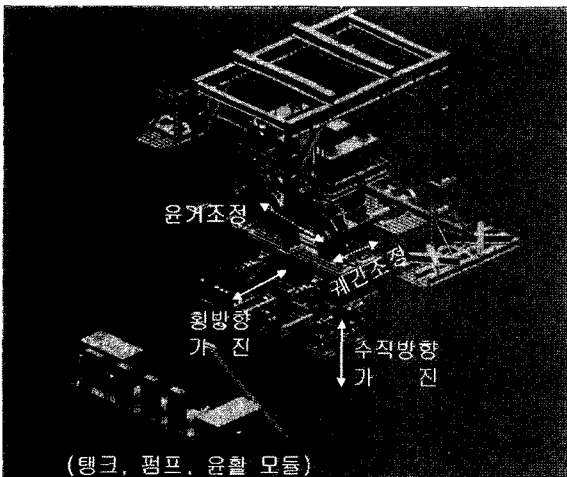


Fig. 1. 대차주행시험기 주요기능

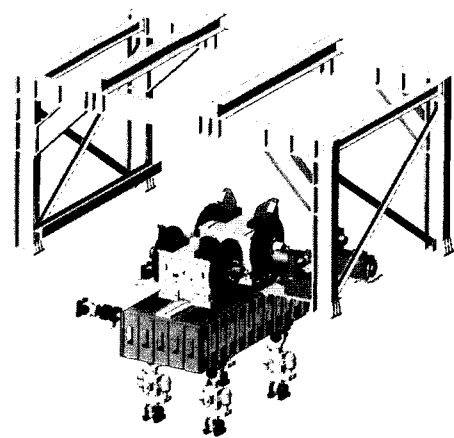


Fig. 2. 가상 대차 주행 동특성 시험기

표 3. 모델 물성치(I)

구성요소	Weight(kg)
Table Assembly	14,258Kg
Roller Mod Assembly (Roller shaft Assy포함)	14,43Kg
- Roller Shaft Assembly	- 8450Kg
- Mounted Bearing Assy	- 735Kg
· Roller Shaft	· 1327Kg
· Roller	· 997Kg
· Shaft Disk Assy	· 211Kg
- Chock Assy Narrow	- 295kg
- Chock assy wide	- 376Kg
Vertical Actuator(est.)	1,38Kg
Horizontal Actuator(est.)	655Kg
Drive Shaft Assy(each)	62Kg/1EA
Driving Motor and Base Assembly	1,61Kg/1EA
- Drive motor base weldment	- 302Kg/1EA
- Drive motor 2Deg Cant Base	- 153Kg/1EA
- Drive motor 4eg Cant Base	- 204/1EA
- Drive motor 6eg Cant Base	- 250/1EA
Safety Structure Assy	16,83Kg
- Load Restraint Beam weldment	- 707Kg
- Hunting Aturator&Cross Beam Assy	- 413Kg

표 4. 모델 물성치(II)

구성요소	Weight(kg)
Parking Structure Assy	1707Kg
- Parking Structure Weldment	- 195Kg/1EA
- Jack Post Assy	- 195Kg/1EA
- Pivot Post Assy	- 97Kg/1EA
Long. Restraint Assy(EAST)	1603Kg
Long. Restraint Assy(WEST)	3657Kg
Long Restraint Rod Adjustment Assy	704Kg
Longitudinal Restraint Rod	583Kg/1EA
Interface Weldment	3120Kg
Test Weight Structure(Weight포함)	1002Kg
Vert. Actuator Cant Spacer Block Assy 2.2"THK	21Kg/1EA
Vert. Actuator Cant Spacer Block Assy 4.4"THK	41Kg/1EA
Vert. Actuator Cant Spacer Block Assy 6.6"THK	62Kg/1EA
Lateral Actuator Cant Spacer plate Assy 1.1"THK	8Kg/1EA
Lateral Actuator Cant Spacer plate Assy 2.2"THK	16Kg/1EA
Lateral Actuator Cant Spacer plate Assy 3.3"THK	21Kg/1EA
Longitudinal Actuator Soacer Plate	124Kg
Inboard Cant Spacer Rail Assy	20Kg
Outboard Cant Spacer Rail Assy	20Kg

3. 차량 동특성 해석

3.1 철도차량 모델링

(1) 해석모델

해석차량은 97년도에 제조된 최고설계속도 120km/h의 고속 컨테이너 화차이다. Fig. 3은 대상 차량의 대차 구조를 보여주고 있다.

(2) 차륜/궤조륜 접촉모델링

Interface bed는 철도차량의 전, 후륜으로 전해지는 차량의 하중을 지탱하는 역할을 수행하며 역추에이터로 가진된다. 주행시험대의 궤조륜은 유압모터로 구동되며 차륜과 맞닿는 부분이다. 본 연구에서는 이 부분을 동역학 상용 프로그램의 'solid solid Contact' 요소를 이용하여 모델링 하였다.

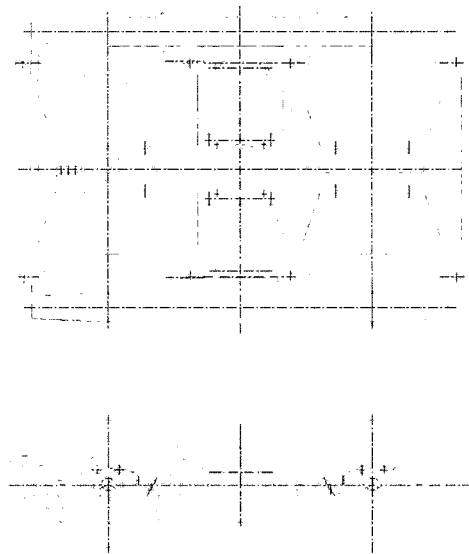


Fig. 3. 컨테이너 화차 대차 외형도

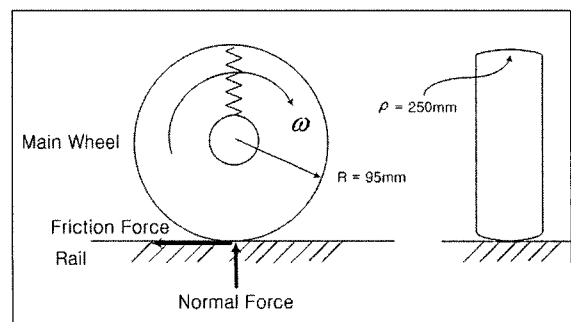


Fig. 4. 차륜/궤조륜 접촉역학

프로그램 내에서 수직방향 힘, 즉 접촉힘은 식 (1)과 같이 계산된다.

$$F = K\delta^n + D\dot{\delta} \quad (1)$$

K : Contact Stiffness

δ : Contact Deformation

D : Damping Coefficient

$\dot{\delta}$: Contact Velocity

여기서 D 값은 Fig. 5에 도시된 것과 같이 입력된 Damping(C_{max}), Penetration Depth(d)을 이용하여 생성된 함수를 통해 구한다.

차륜의 침투깊이는 Fig. 6에 도시된 것과 같이 (x, x_1)의 값으로 구해진다.

접촉이 일어나는 접촉 지점에서의 마찰 계수값은 미끄러짐 속도에 따라 Fig. 7과 같이 계산된다.

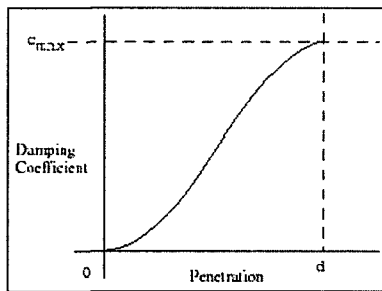


Fig. 5. 차륜침투에 따른 감쇠효과

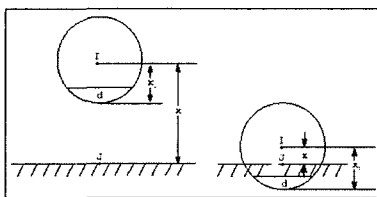


Fig. 6. 차륜침투 깊이

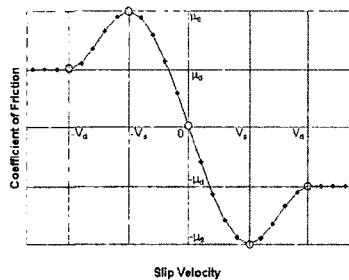


Fig. 7. 미끄러짐 속도에 따른 마찰계수 변화

여기서

V_s : Static Transition Velocity

μ_s : Static Friction Coefficient

V_d : Friction Transition Velocity

μ_d : Dynamic Friction Coefficient

정적 전이 속도(static transition velocity)는 최대 정적 마찰 계수가 적용될 슬립 속도이다. 즉, 이 값이 미세할 정도로 작은 값이면, 작은 미끄러움에도 큰 마찰계수가 적용되므로 결국 수치해석 상의 어려움이 뒤따르게 된다. 따라서 이 값은 수치해석이 안정적인 값을 가지도록 적당하게 선택되어야 한다. 본 연구에서 사용된 차륜접촉관련 주요변수들의 값은 표 5와 같이 정리될 수 있다.

Fig. 9는 시험차량 차륜과 주행시험대의 궤조륜 사이에 발생하는 면접촉에 대한 개략도를 보여주고 있다. 그림에서 볼 수 있듯이 궤조륜과 차륜과의 접촉 모델링은 상용프로그램의 “Solid to Solid Contact” 모듈을 이용하여 모델링 하였다. “Solid to Solid Contact” 모듈의 경우 기하학적 정보

표 5. 차륜접촉모델 주요변수

Contact Variable	Value
Stiffness(N/mm)	5.0E10
Force Exponent	1.5
Damping(N sec/mm)	2.5E5
Static Transition Velocity(mm/sec)	0.01m/sec
Dynamic Transition Velocity(mm/sec)	0.5m/sec
Static Friction Coefficient	0.7
Dynamic Friction Coefficient	0.45

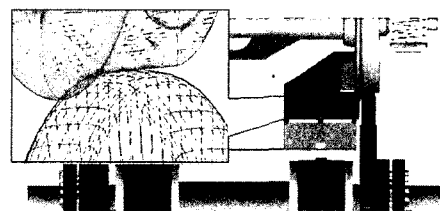


Fig. 8. 차륜 및 궤조륜 접촉모델

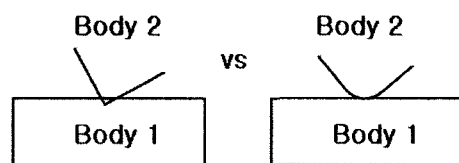


Fig. 9. 모서리 접촉비교

를 이용하여 접촉력을 계산하므로 접촉이 일어나는 형상의 생성이 무엇보다 중요하다. 모델을 rough하게 생성 시켰을 경우 세세한 부분들의 연결이 부드럽지 못하기 때문에 수치 해석상 어려움이 나타날 수 있으며 불필요한 고주파 성분이 많이 발생될 것이다. 즉 Fig. 8의 왼쪽과 같이 모서리 형상을 가진 것 보다 round 형상을 가진 것이 접촉력을 안정적으로 찾을 수 있게 한다.

또한 세밀한 geometry 생성은 해석 시간을 증가시켜 비효율적이므로, 최적의 geometry를 생성시키는 것이 무엇보다 중요하다.

시뮬레이션에 사용한 주행시험대의 궤조륵과 차륵의 형상은 상용 프로그램의 "solid geometry" 모듈을 이용하여 생성하였다.

조밀한 segment 생성은 보다 신뢰성 있는 해석 결과를 보여주므로 해석모델은 최대한 진원에 가깝도록 모델링되었다.

Interface bed의 하층은 상용 프로그램의 "SFORCE"를 이용하여 모델링되었으며 전, 후 방향으로 설치되어 있는 safety structure 또한 interface bed의 하층을 건널 수 있도록 충분한 강성을 가지게 모델링되었다.

주행시험대 궤조륵에 일정한 속도로 모터의 회전속도를 전달할 수 있도록 역시 상용 프로그램의 "constant velocity constraint"가 모델링에 사용되었다.

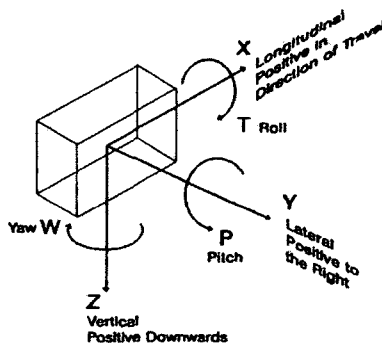


Fig. 10. 차량 모델링 좌표계

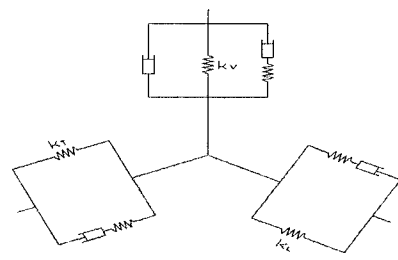


Fig. 11. 고무현가장치의 수학적 모델링

(3) 차량 모델링[2]

1) 가정 및 일반

실제 차량을 수학적 모델로 표현하는 데 있어 다음과 같은 가정을 하였다.

- 차량과 차량간의 연성효과가 작다고 간주하고 1량 만을 대상으로 함.
- 차체 및 대차프레임, 차축세트의 질량요소는 강체 로 간주.
- 고무의 내부감쇄는 임계감쇄의 5% 정도로 가정함.

차량 모델에 사용된 좌표는 Fig. 10에서와 같은 좌표계를 사용하였으며, 차량의 진행 길이방향을 x축, 차량 좌우방향을 y축, 상하 또는 수직방향을 z축으로 설정하였다. 또한 철도에서 관례적으로 사용하고 있는 운동형태에 대한 명칭을 그대로 준용하여 x축에 대한 회전운동을 Roll 운동, y축에 대한 회전운동을 Pitch 운동, z축에 대한 회전운동을 Yaw 운동이라 기술하였다.

표 6. 고무현가장치 적용 화차의 제원

구 분	특성치 항목	공차조건	만차조건
차체	중량 (ton, Mg)	11.80	65.8
	롤 관성모멘트(Mg-m ²)	10.0	52.0
	피치 관성모멘트(Mg-m ²)	195.0	1020.0
	요 관성 모멘트(Mg-m ²)	200.0	1100.0
	무게중심고(m)	1.08	1.50
대차 프레임	중량(ton, Mg)	1.982	
	롤 관성모멘트(Mg-m ²)	1.05	
	피치 관성모멘트(Mg-m ²)	0.64	
	요 관성 모멘트(Mg-m ²)	1.64	
	무게중심고(m)	0.47	
윤축 세트	중량(ton, Mg)	1.309	
	롤, 피치 관성모멘트(Mg-m ²)	0.75	
	차륵 반경(m)	0.43m	
고무 현가장치 /EA	x방향 스프링 강성(MN/m)	1.08.0	2.010.0
	y방향 스프링 강성(MN/m)	1.08.0	2.010.0
	z방향 스프링 강성(MN/m)	0.450.8	1.21.5
치수	대차 중심간 거리	10.75m	
	축간거리	1.8m	
	고무현가장치 횡방향간격	1.956m	
	고무현가장치 작용점 높이	0.34m	
	사이드베이어 간격	1.45m	
	사이드베이어 마찰면 높이	0.81m	
	센터피봇 작용점 높이	0.71m	
센터피봇 유효 반경	0.13m		

차량의 질량요소는 차체(carbody) 1개, 전후위 대차의 대차프레임 2개, 4개의 윤축세트로 구분하여 총 7개로 구성하였다. 각 질량요소를 적절한 스프링 및 감쇠요소, 마찰 및 범퍼스톱 요소로 연결하여 차량 전체모델을 구성하였다. 차량 모델의 제원은 표 6에 나타낸 바와 같으며 해석에서는 공차조건만을 고려하였다.

2) 고무현가장치 모델링

고무현가장치는 상하, 좌우 및 전후 3방향의 스프링과 고무의 내부감쇄를 고려하기 위해 댐퍼와 직렬로 연결된 스프링을 병렬로 연결하여 Fig. 11과 같이 모델링하였다. 고무의 주파수에 따른 스프링 상수의 변화와 에너지 감쇄효과를 어느 정도 근접하게 표현해 줄 수 있다. 상하방향에 대해서는 고무스프링과 일체로 된 유체식(hydraulic) 감쇄시스템의 감쇄성능을 나타내기 위해 병렬로 댐퍼를 하나 더 연결하여 모델링하였다.

고무의 내부감쇄를 나타내기 위한 댐퍼는 철도차량용 고무현가장치의 일반적인 값인 해당 진동계의 임계감쇄의 5%가 되도록 그 감쇄계수를 선정하였고, 직렬로 연결된 스프링(series spring)은 고무의 정적스프링 상수의 1내지 2배의 범위에서 고무의 특성곡선과 유사하게 나타나도록 선정하였다.

유체식 감쇄시스템의 감쇄계수는 고무현가장치 제작사에서 제시한 손실각(loss angle)을 이용하여 다음과 같은 과정을 통해 변환하였다.

운동에너지를 열에너지로 변환하는 재료의 한 사이클의 힘을 가하면 Hysteresis Loop를 그리게 되며, 이 Loop의 면적 A가 한 사이클동안 손실된 또는 감쇄된 에너지가 된다. 여기에서 손실각(loss angle) δ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\delta = \arcsin\left(\frac{A}{\pi \cdot F/2 \cdot S/2}\right) \tag{2}$$

손실각 δ 를 감쇄계수(Damping coefficient) C로 변환하면 진동계의 질량을 M, 스프링상수를 K라 하면

$$C = \tan \delta \times \sqrt{K \times M} \tag{3}$$

3) 센타피봇 모델링

센타피봇은 사이드베어를 통해 전달되는 하중의 나머지 부분을 대차에 전달하며, 대차와 차체간에 요방향 회전운동을 허용하는 장치이다. 본 용접대차용 센타피봇은 Fig. 12와 같이 반구형으로 되어 있어 yaw 방향운동은 물론 roll 및 pitch운동에 대해서도 회전운동이 가능하며 마찰에 의해 각 방향 회전운동에 대해 감쇄역할을 한다.

센타피봇은 yaw, roll 및 pitch 회전운동에 대한 Friction

을 표현하기 위한 Fig. 13과 같이 6개의 Friction 요소로 모델링하였다. Friction 요소는 센타피봇의 유효반경에 위치시켰으며, Friction 요소 A, B는 롤 회전운동에 대한 마찰감쇄를, C, D는 피치 회전운동에 대한 마찰감쇄를, E, F는 요 운동에 대한 마찰감쇄역할을 하도록 구성되었다. 센타피봇에서는 병진운동은 거의 없이 수직, 전후 및 좌우하중을 전달하기 때문에 회전중심부에 대해 x, y, z 3방향 병진운동을 constraint 요소로 제한하였다. Friction 요소의 법선력(Normal force)은 센타피봇 상부의 수직하중에서 사이드베어러에 의해 지지 또는 전달되는 하중을 차감하여 산출하였고, 마찰계수는 마모판 제작사의 실험결과인 0.47~0.58 범위 중에서 주행안정성 측면에서 불리한 낮은 값인 0.47을 적용하였다.

4) 사이드베어러 모델링

용접대차용 사이드베어러는 최근에 코일스프링에 의한 방식에서 탄성고무와 롤러의 조합에 의한 방식으로 변경 적용되고 있다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 13, 14와 같은 구조의 탄성고무와 롤러방식의 사이드베어러를 대상으로 모델링하였다. 상하방향으로는 비선형 스프링 요소인 Bumpstop 요소로 모델링하였고, 전후방향으로 Friction 요소로 모델링하였다. 이 Bumpstop 요소에 발생하는 힘이 Friction 요소의 법선력으로 연결되며 Friction 요소의 마찰계수는 마모판 제작사의 실험결과인 0.47~0.58 범위 중에서 주행 안정성

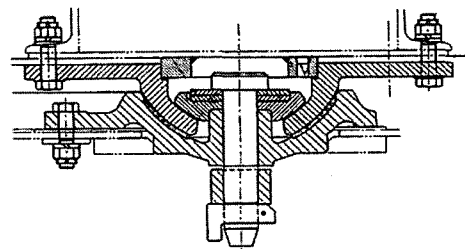


Fig. 12. 센타피봇 구조

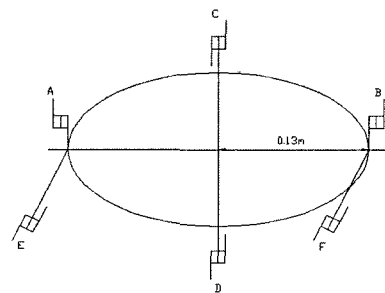


Fig. 13. 센타피봇 모델

측면에서 불리한 낮은 값인 0.47이 적용되었다. Fig. 15는 사이드베어링의 특성곡선이며 기준치(11.11mm)에서의 강성치가 사용되었다.

3.2 주행 안정성 해석(일반선로)

먼저 일반 선로를 주행하는 고속화차의 임계속도를 공차 상태로 예측하기 위해 비선형 과도응답해석을 수행하였다. 임계속도해석은 일정속도로 주행중인 차량에 횡방향 외란을 부여한 후, 차량모델 각 요소의 횡방향 거동의 시간감쇠를 파악하여 계의 안정성을 분석하는 기법이다. 해석에 사용된 차량모델이 Fig. 16에 도시되었다. Fig. 17은 주행 안정성 해석을 위해 사용된 횡방향 외란 모사용 궤도모델을 나타낸다.

해석은 속도 30m/s에서 40m/s까지 1m/s씩 일정속도간격

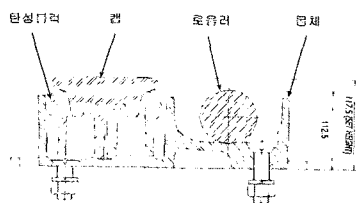


Fig. 14. 사이드베어링 구조

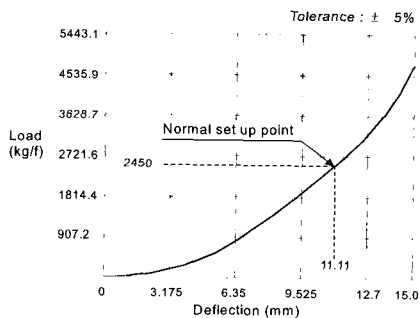


Fig. 15. 사이드베어링 특성곡선

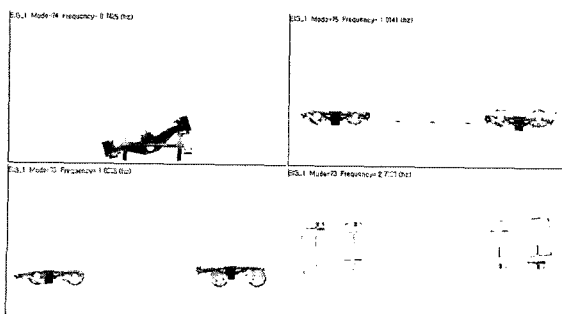


Fig. 16. 차량해석모델

으로 증가시켜가면서 과도응답해석을 수행하여 전위 윤축의 횡변위 거동을 파악하였다. Fig. 18과 같이 공차조건 해석결과는 주행속도 36m/s(129km/h)까지의 외란에 대한 윤축 횡변위는 시간에 따라 안정적으로 감쇠하는 경향을 보이고 있다. 그러나 37m/s(133km/h)에서의 윤축횡변위는 시간

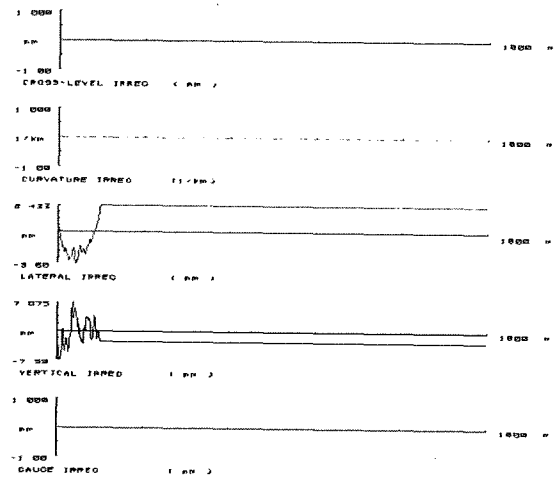


Fig. 17. 임계속도해석을 위한 궤도모델

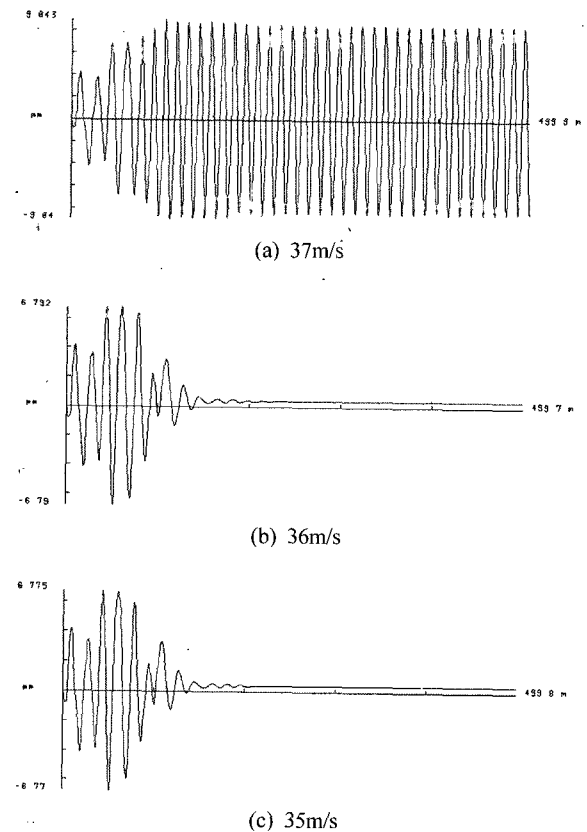


Fig. 18. 임계속도 해석결과(공차)

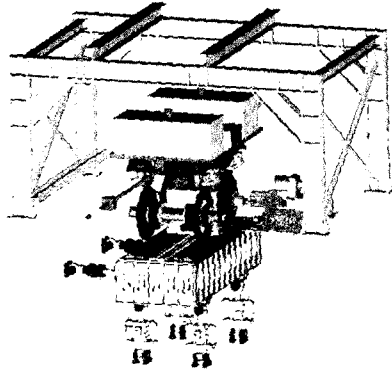


Fig. 19. 주행 안정성 해석모델

에 따른 감쇠특성을 보이지 않는 불안정한 특성을 보이고 있다. 따라서, 고속화차의 공차시 임계속도는 신조차량의 경우, 약 130km/h 대역임을 예측할 수 있다[3-5].

3.3 주행 안정성 해석(주행시험기)

Fig. 19는 상용 프로그램 코드를 사용하여 완성된 가상 대차주행시험위에 차량모델이 장착된 모습을 보여주고 있다. 차량을 가상대차주행시험기 위에 올리고 점차 속도를 증가시키며 주행 안정성 변화를 확인하여 보았다. 일반 선로 상 해석결과와의 차이를 확인하기 위해 차량을 40km/hr의 속도로부터 180km/hr속도까지 Fig. 20과 같은 step함수의 형태로 가속, 주행 시키면서 차량의 주행 안정성 해석을 수행하였다[6, 7].

Fig. 21과 22는 주행시험기 속도변화에 따른 대차 및 윤축의 횡변위를 도시한 것이다. 이들 그래프를 통해 확인할 수 있듯이 차량은 160km/hr 속도 부근에서 불안정한 거동 형태를 갑자기 보인다. 따라서 이때의 속도를 대차주행시험기를 운용했을 때 시험차량의 임계속도라고 정의할 수 있다. 이것은 실제 선로를 주행하는 차량의 동특성 해석결과와 비교할 때 약 30km/h의 차이가 있는 결과로서 본 연구를 수행하며 예상하였던 접촉조건 변화에 따른 동특성 변화가 반영된 결과라고 사료된다.

4. 결론

본 연구에서는 많은 시간과 비용이 소요되는 실차실험을 대신하여 차량의 한계성능을 평가할 수 있는 방법을 가상공학을 이용하여 대신하고자 수행되었다. 이를 위해 실제 선로상을 주행하는 차량의 동특성과 주행시험기 상에서 운행되는 차량의 동특성 차를 얻을 수 있는 수치해석모델이 개발되었다. 아직 실제 대차 주행 동특성 시험기가 완성되지

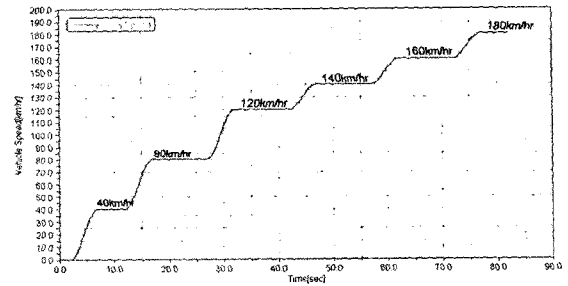


Fig. 20. 가상 주행시험기 주행속도 입력 Profile

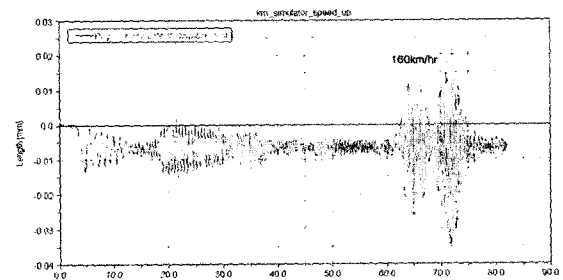


Fig. 21. 속도변화에 따른 대차변위

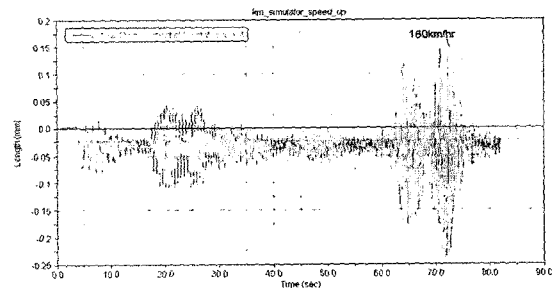


Fig. 22. 속도변화에 따른 윤축 변위

않은 관계로 본 논문에서는 얻어진 동특성 차의 진위여부보다는 수치해석으로의 구현 여부에 더 큰 의미를 두었다. 동특성 예측치의 정확성 여부는 향후 실차실험을 수행한 후 그 결과를 수치해석결과와 비교함으로써 검증될 예정이다. 상기한 연구검토를 통해 얻어진 결론은 다음과 같이 정리될 수 있다.

- (1) 일반 철도차량에 대한 수치해석모델이 개발되었다. 동시에 차륜과 레조륜과의 접촉특성이 차륜과 일반선로 사이에서의 접촉특성과 얼마나 차이를 보이는지 그리고 이 차이가 전체 차량 동특성에 어떤 영향을 미치는지를 평가할 수 있는 가상 대차 주행 동특성 시험기가 개발되었다.

- (2) 향후 가상 대차 주행 동특성 시험기 모델을 이용한 주행 동특성 해석을 대차 주행 동특성 시험 전에 수행한다면 실차실험 중 발생하는 시행오차를 최소화 할 수 있으며 소요 시간과 비용을 최소화할 수 있을 것을 판단된다.
- (3) 개발된 가상 대차 주행 동특성 시험기를 이용하여 동특성 해석을 수행한 결과, 국외 실험연구에서 보고된 실선로와 주행시험대 간 주행동특성 시험결과 차이가 수치해석적으로 구현 가능하다는 사실이 증명되었다.
- (4) 향후 진행될 연구를 통해, 실선로 상을 주행하는 차량의 주행동특성과 주행시험대 상 차량 주행동특성 결과간의 차이를 분석하여 정량화시킨다면 가상 대차동특성 주행 시험기를 이용한 차량의 주행특성 및 한계성능 예측방법, 즉 가상시험(virtual test) 방법이 체계적으로 수립될 수 있을 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. 한국철도기술연구원(2004), “철도차량 Virtual Engineering 기술 연구”, 한국철도기술연구원.
2. 한국철도기술연구원(2000), “기존선 고속화를 위한 시스템에 관한 연구”, 한국철도기술연구원.
3. Coenraad Esveld(2001), Modern Railway Track”, MRT-rouctions
4. Rao V. Dukkipati and Joseph R. Amyot(1988), “Computer-ided Simulation in Railway Dynamics”, Academic Press.
5. 한국철도기술연구원(2000), “철도차량의 비선형 주행 동특성에 대한 기초연구”, 한국철도기술연구원.
6. 정우진, 심재경, 조동현(2000), “비선형 임계속도 검증을 위한 실험적 연구”, 한국철도학회 논문집, 제 11권, 제 2호, 한국철도학회, pp.12-18
7. 한국철도기술연구원(2002), “화차의 동특성 해석과 진동성능시험 및 구조체 하중시험”, 한국철도기술연구원