

2. 제출문

제 출 문

국토교통과학기술진흥원장 귀하

‘차륜/레일 동적 접촉실험을 통한 크리프곡선 산출 및 한국형 차륜형상 설계안 제시’(연구개발
기간 : 2015. 06. 24 ~ 2017. 06. 23) 과제의 최종보고서 15부를 제출합니다.

2017. 07. 17.

주관연구기관명 :	성균관대학교 산학협력단	유지범
협동연구기관명 :	(대표자)	(인)
참여기관명 :	(대표자)	(인)



주관연구기관책임자: 구 자 춘
협동연구기관책임자:
참여기관책임자:

국토교통부소관 연구개발사업 운영규정 제38조에 따라 최종보고서 열람에
동의합니다.

3. 보고서 요약서

보고서 요약서

과제 고유 번호	16CTAP-C0984 08-02	해당 단계 연구 기간	2016.06.24. ~ 2017.06.23	단계구분	2/2
연구사업명	중사업명	국토교통기술촉진연구사업			
	세부사업명				
연구과제명	대과제명	차륜/레일 동적 접촉실험을 통한 크리프곡선 산출 및 한국형 차륜 형상 설계안 제시			
	세부과제명				
연구책임자	구 자 춘	해당단계 참여 연구원 수	총: 14 명 내부: 14 명 외부: 명	해당단계 연구개발비	정부:100,000천원 기업: 천원 정부 외: 천원 계:100,000천원
		총 연구기간 참여 연구원 수	총: 14 명 내부: 14 명 외부: 명	총 연구개발비	정부:200,000천원 기업: 천원 정부 외: 천원 계:200,000천원
연구기관명 및 소속 부서명	성균관대학교/기계공학부			참여기업명	
국제공동연구	상대국명:			상대국 연구기관명:	
위탁연구	연구기관명:			연구책임자:	
요약(연구개발성과를 중심으로 개조식으로 작성하되, 500자 이내 로 작성합니다)				보고서 면수	

4. 국문 요약문

연구의 목적 및 내용	■ 500 km/h급 고속전철의 차륜/레일의 상사모델을 이용한 비선형 동특성 측정기술 개발 및 크리프곡선 형상과 한국형 고속전철 차륜형상 설계안 제시 ○ 차륜/레일 상사모델을 통한 비선형 크리프 측정 실험기기 설계기술 개발 ○ 크리프곡선에서 발생하는 감소현상 이해와 측정 실험을 기반으로 최적화된 고속전철 차륜형상 설계안 제시				
연구개발성과	■ 차륜/레일 상사모델을 통한 크리프 측정 실험기기 개발 ■ 직선주행뿐만 아니라 곡선주행이 가능한 실험기기 개발 ■ 측정된 실험값을 통한 크리프 곡선 산출				
연구개발성과의 활용계획 (기대효과)	■ 차륜/레일 접촉 현상 이해를 통한 철도차량 동특성 이해 ■ 설계변수 변화에 따른 차량 동특성 파악 ■ 설계변수의 파라미터 스터디를 통한 크리프 곡선 파악				
핵심어 (5개 이내)	차륜/레일 접촉	상사모델	크리프 곡선	곡선주행	

5. 영문 요약문

< SUMMARY >

Purpose & Contents	■ Development of nonlinear dynamic characteristics measurement technique using 500 km/h high-speed train wheel/rail scaled model and propose of creep curve shape and Korean high-speed train wheel design - o Development of non-linear creep measuring equipment design technology using wheel/rail scaled model - o Propose of optimized high-speed train wheel shape design based on understanding of reduction phenomenon occurring in creep curve and measurement experiment					
Results	■ Development of creep measuring equipment though wheel/rail scaled model ■ Development of experimental equipment capable of simulating straight running as well as curve running ■ Creep curve calculation from measured experimental values					
Expected Contribution	■ Understanding the dynamic characteristics of railway vehicles by understanding wheel/rail contact phenomena ■ Identification of railway vehicle dynamic characteristics according to design variables ■ Identify creep curves through parameter study of design variables					
Keywords	wheel/rail contact	scaled model	creep curve	curve driving		

6. 영문 목차

1. Introduction	5
2. Status of domestic and overseas technology development	5
3. Research performance and achievements	11
4. Achievement of objective and contribution to relevant field	27
5. Plan to utilize R&D achievements	28
6. Overseas science technology information	28
7. Security rating of R&D achievement	29
8. Research facilities and equipment registered in the NTIS	30
9. Implementation of safety measures in laboratories	30
10. Representative research achievements	32
11. Other details	33
12. Reference	33

7. 본문 목차

< 목 차 >

1. 연구개발과제의 개요	5
2. 국내외 기술 개발 현황	5
3. 연구 수행 내용 및 성과	11
4. 목표 달성도 및 관련 분야 기여도	27
5. 연구개발성과의 활용 계획	28
6. 연구 과정에서 수집한 해외 과학기술 정보	28
7. 연구개발성과의 보안등급	29
8. 국가과학기술종합정보시스템에 등록한 연구시설·장비 현황	30
9. 연구개발과제 수행에 따른 연구실 등의 안전 조치 이행 실적	30
10. 연구개발과제의 대표적 연구 실적	32
11. 기타 사항	33
12. 참고 문헌	33

제1장. 연구개발과제의 개요

1. 연구개발 목적

- 차륜/레일 상사모델을 통한 비선형 크리프 측정 실험기기 설계기술 개발
- 크리프곡선에서 발생하는 감소현상 이해와 측정 실험을 기반으로 차량동특성 영향 요소 확인

2. 연구개발의 필요성

- 고속전철의 고속화 경쟁 및 기술의 진보에 의해 고속으로 주행하는 고속전철의 동특성을 파악하고 예측하는 기술이 중요해짐
- 고속 주행에서 고속전철의 주요 가진원은 차륜/레일 접촉, 공기저항, 판토틀래프의 접촉 등이며, 이 중 차륜/레일 접촉 주행 시 차륜의 미끄러짐을 나타내는 크리프 현상은 그 해석이 어렵고 그 연구가 상대적으로 미미한 것으로 알려져 있으나, 철도차량의 헌팅(hunting), 사행동(snake motion) 등 고속 주행 시 고속전철의 동특성 및 주행안정성에 관계된 중요 핵심 분야로서 연구 필요성이 증대됨
- 철도차량의 고속화 및 철도기술 발전과 세계 선진 철도기술과의 격차를 줄이기 위해서 철도분야의 기반기술의 근본적 이해가 필요하며, 특히 비선형성에 의한 동특성 연구는 반드시 수행되어야 함

3. 연구개발 범위

- 상사기법을 이용한 비선형 크리프 측정기기 설계안 확립 및 제작
- 케이스 스터디를 통한 크리프곡선 산출 프로세스 정립
- 곡선주행을 모사할 수 있는 크리프 측정 실험기기 프로세스 정립
- 크리프곡선 감소 현상 이해와 원인규명을 통한 철도차량 비선형 동특성 이해

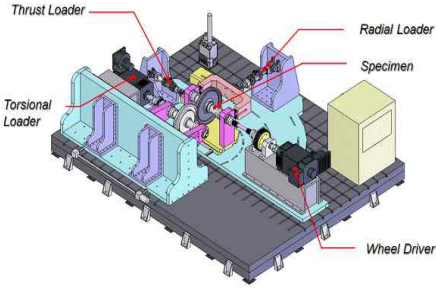
제2장. 국내외 기술 개발 현황

o 서울산업대의 실제 주행시험에서 측정 [1]

	특징 및 한계
	▪ 주행시험을 통한 크리프 산출 ▪ 크리프 산출과정 유사함 ▪ 실차 측정으로 인한 물리적 제약 존재

- 차륜/레일 간 접촉력 측정
- 실차에서 차축과 대차사이의 수직변위를 측정함으로써 윤중 예측
- 차체의 정상횡가속도를 측정하여 보정계수와 차체질량을 곱해서 횡압 예측
- 윤중/횡압 추정계산식은 운행 중인 철도차량 탈선계수의 경향을 판정하기 위해 측정
- 실차 시험은 물리적 제약이 많기 때문에 상사모델을 통한 크리프 산출이 필요함

o 철도기술연구원의 two disc 모의주행성능시험기 [2]

	특징 및 한계
	▪ Two disc 접촉 시험기기 ▪ 차륜반경, 공격각 변화에 따른 크리프 계수 산출 ▪ 윤축을 모사한 것이 아닌 two disc 접촉 시험기기로서 윤축의 운동 모사 불가

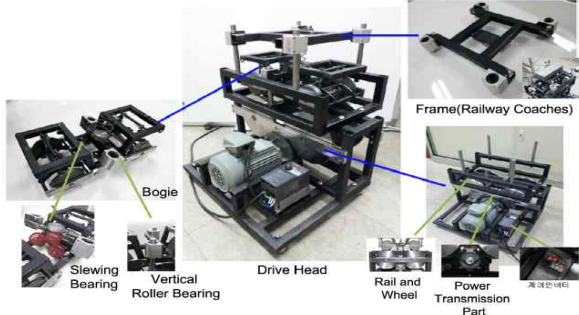
- 차륜경을 100 mm로 선정
- 윤축의 요각(yaw angle)을 차륜/레일 접촉각으로 모사
- 마찰계수, 슬립률, 접촉각 및 공격각 조정 가능하도록 설계
- 여러 설계변수 변화에 따른 크리프계수 산출 등 연구과정은 유사하나, two disc 접촉실험으로 인한 윤축의 동특성 실험 모사 불가

o 과학기술연합대학교의 축소형 반차체 주행시험기 [3]

	특징 및 한계
	▪ 1/5 scaled 상사모델 ▪ 상사기법 적용은 유사함 ▪ 크리프 측정이 아닌 2차 현가장치에 초점을 맞춘 동특성 시험기

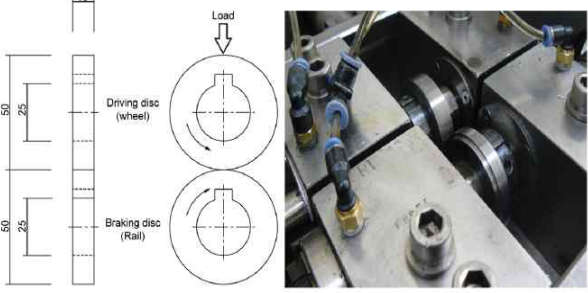
- 2차 현가장치 및 센터피봇을 포함한 축소형 반차체 주행 평가 시험기기
- 2차 현가장치 설계변수 변화에 따른 진동 특성 평가
- 차륜/레일 접촉에 초점을 둔 실험기기가 아닌 2차 현가장치에 따른 주행안정성 평가를 위한 실험기기

o 홍익대학교의 축소대차 진동 측정 시험기 [4]

	특징 및 한계
	▪ 1/10 Scaled 상사모델 ▪ 상사기법 적용은 유사함 ▪ <u>차륜/레일 접촉에 초점을 맞춘 것이 아닌 시스템 전반의 동특성을 측정하는 시험기</u>

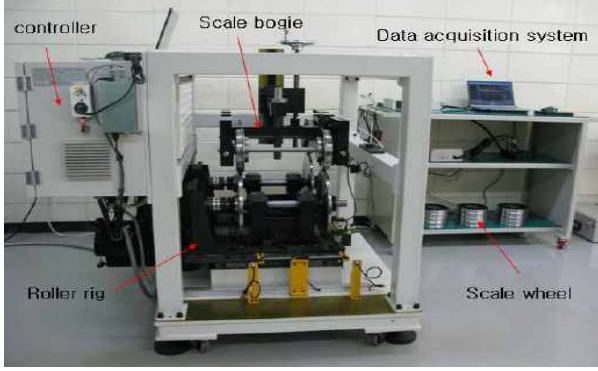
- 별도의 프레임을 제작하여 하중 조절이 가능하도록 설계
- 횡 운동(lateral motion)을 모사하기 위하여 핀 조인트가 대차의 가이드를 따라 움직이도록 설계
- 가속도센서를 이용한 진동 측정
- 차륜/레일 접촉에 초점을 둔 실험기기가 아닌 차량시스템의 동특성 평가를 위한 실험기기

o 서울과학기술대학교의 two disc 구름접촉 시험기 [5]

	특징 및 한계
	▪ 차륜/레일 상사모델이 아닌 단순 접촉 시험기 ▪ <u>크리프 측정이 아닌 마모 및 피로 시험</u>

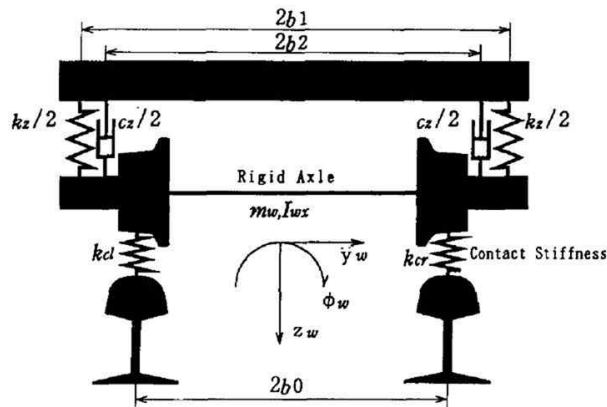
- 레일의 마모 및 구름접촉피로 측정 시험기로써 슬립비를 -1 %로 설정
- 진동을 측정하고, 5만회 마다 광학현미경으로 표면상태 관찰
- 일정 반복횟수에 도달한 시편은 마이크로 비커스 경도시험 실시함으로써 마모량 확인
- 접촉실험이라는 분야에서 유사성은 있으나, 상사기법이 적용되지 않았으며, 차륜/레일 접촉에 있어서도 유사성을 찾기 어려움

o 한국철도기술연구원의 1/5 축소 대차주행시험대 [6]

	특징 및 한계 ▪ 1/5 scaled 상사모델 ▪ 상사기법 적용은 유사함 ▪ 차륜의 답면구배에 따른 대차 안정성 평가 ▪ <u>크리프 측정이 아닌 임계속도 예측을 목표로 하는 시스템 동특성 시험기</u>
---	--

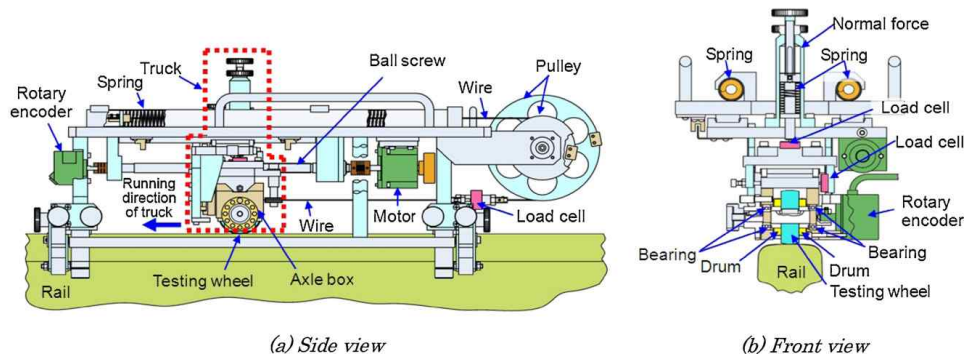
- 레일 경좌는 1/40, 레조륜은 직경 0.3 m, 전후방향 레조륜간 거리는 400~500 mm 이내에서 조정 가능하도록 설계
- 답면 형상변화에 따른 임계속도 해석
- 답면 형상변화와 같은 설계변수 변화 요소는 유사성이 있으나, 차륜/레일 접촉에 초점을 맞춘 실험기기가 아님

o 일본 Traffic Safety and Nuisance Research Institute의 full scale의 차륜/레일 접촉시험기 [7]



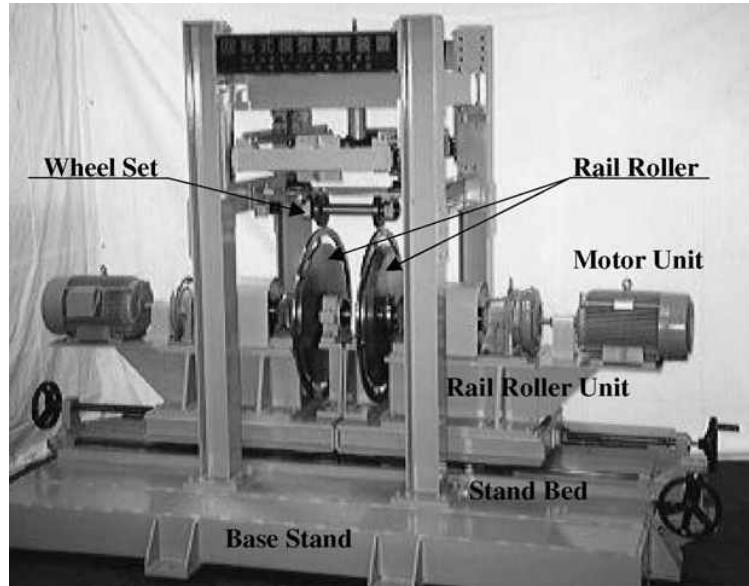
- Full scale 크리프 측정 장치
- 측정위치 변화에 따른 동특성 해석
- 횡력과 종력을 수직력으로 나눈 값을 normal creep force로 정의
- 크리프곡선을 산출함으로써 Kalker의 크리프 이론과 비교
- 실차크기의 실험기기로써 물리적 제약 존재

o 일본 Railway Technical Research Institute의 크리프력 측정 장치 [8]



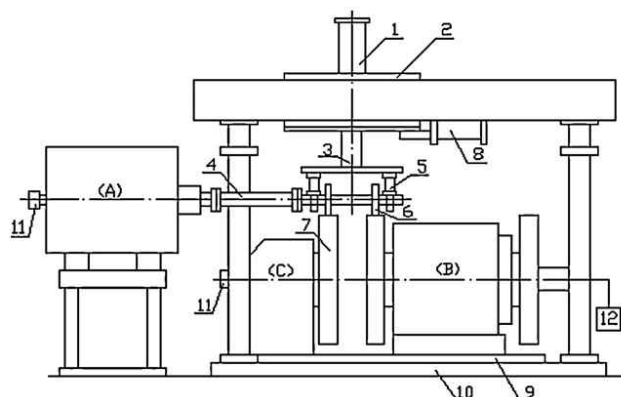
- 스프링을 이용한 중방향 크리프 측정 장치
- 스프링을 이용한 중방향 크리프력 측정 장치
- 롤러의 속도를 측정함으로써 중방향 크리프 산출
- 표면의 마찰계수 변화에 따른 크리프곡선 산출
- **중방향 크리프 측정으로 제한함으로써 횡방향 크리프 측정 불가**

o 일본의 National Traffic Safety & Environment Laboratory의 상사모델 크리프력 측정장치 [9]



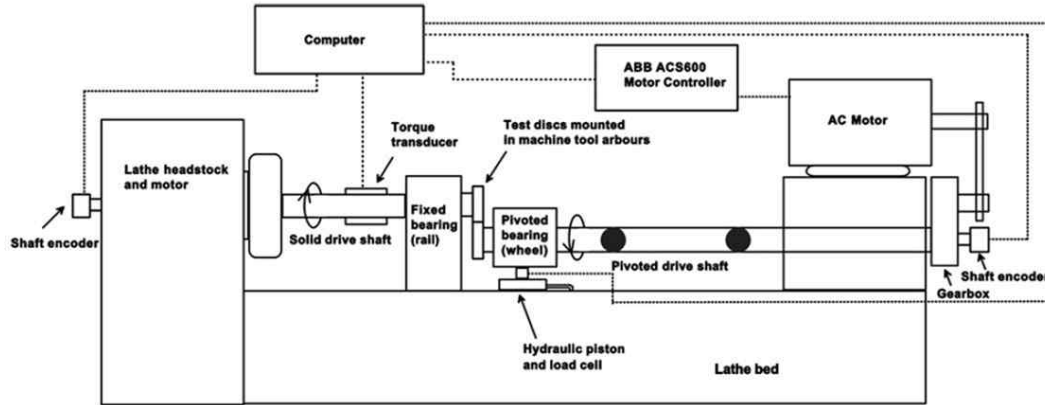
- 상사모델을 이용한 마찰, 마모 측정 시험장치
- 1/5 scaled 상사모델
- 레일 롤러에 림(Rim)을 만들어 로드셀을 부착함으로써 수직력, 횡력 측정
- 레일 롤러의 구동 토크(driving torque)를 측정함으로써 종력 측정
- 2개의 레이저 변위계 설치로 공격각(attack angle) 및 횡방향 크리프 산출
- 마찰계수 변화에 따른 크리프곡선 산출
- **설계변수 변화에 따른 크리프 측정 과정에 있어 유사성이 있음**
- 크리프에 영향을 미치는 설계변수 중 마찰계수 변화에 초점을 맞추므로써 보다 다양한 설계변수 영향 분석이 요구됨

o 중국의 Southwest Jiaotong 대학의 마찰조건과 공격각을 고려한 크리프 측정장치 [10]



- 롤러의 회전속도와 반경을 측정함으로써 크리프 산출
- 공격각 및 마찰조건 변화에 따른 점착계수 산출
- **종방향 크리프만 산출하였다는 한계 발생**
- **차륜의 마찰계수와 공격각 변화 등 설계변수 변화에 따른 크리프 측정과정 유사**

o 영국의 Sheffield 대학의 two disc 접촉실험장치 [11]



- Two disc 접촉 시험기기
- 두 롤러의 반경과 회전속도를 측정함으로써 크리프 산출
- 표면의 마찰계수 변화에 따른 크리프곡선 산출
- **차륜의 마찰계수 변화에 따른 크리프 측정 과정 유사**
- **Two disc 접촉 시험으로 인한 윤축의 동특성 모사 불가**

o 스페인 CEIT의 마찰조건을 고려한 two disc 크리프 측정장치 [12]



- 1/5 scale의 축소 Two disc 접촉 시험기기
- 공격각 변화에 따른 크리프 측정
- 표면의 마찰계수 변화에 따른 크리프곡선 산출
- **차륜의 마찰계수와 공격각 변화에 따른 크리프 측정 과정 유사**
- **Two disc 접촉 시험으로 인한 윤축의 동특성 모사 불가**

제3장. 연구 수행 내용 및 성과

1. 서론

크리프 현상이란 차륜과 레일 접촉 시 미끄러짐에 기인하는 현상이다. 그중 횡방향 크리프는 헌팅, 사행동과 같은 비선형 철도차량 동특성뿐만 아니라 탈선과 같은 차량안전성 여부 고려 시 필요한 횡력에 영향을 미치기 때문에 중요한 연구 주제로 대두되고 있다.

철도차량이라는 물리적 한계에 의해 기존 연구는 Kalker[15], Johnson & Vermeulen[16,17] 등에 의해 크리프에 대한 이론적, 수치적 연구가 주를 이루었지만, 최근 연구동향을 살펴보면 상사 및 축소모델을 이용한 실험적 연구가 진행되고 있다. Doi[9]는 하나의 원통과 스프링을 연결함으로써 종방향의 크리프력을 추정하였으며, Matsumoto[7,8]는 차륜과 레일 사이의 접촉력을 측정하기 위해 2 wheel - 2 rail의 1/5크기의 축소모델을 개발하였다. Alonso[12]는 크리프력과 크리프의 관계를 알아보기 위해 1 wheel - 1 rail의 1/5 상사모델을 개발하였다. 이밖에 Wang[10], Fletcher[11] 등은 차륜/레일 사이의 마찰 변화에 따라 달라지는 크리프력을 알아보기 위하여, 차륜과 레일의 속도와 반경에 대한 함수인 크리프비(creep ratio)를 정의하여 차륜과 레일 사이의 관계를 정리하였다. Jin[19]는 차륜과 레일 사이의 탄성 변형이 크리프력에 주는 영향에 대해 연구하였으며, Pombol[36]은 새로운 차륜/레일 접촉 모델은 수치적으로 개발하고, 전산해석으로 검증하였다.

이와 같이 크리프 측정에 대한 실험적 연구가 진행되어지고 있지만 대다수의 실험 연구는 차륜과 레일을 모사할 때, 평평한(flat) 형상으로 구현하였다. 하지만 실제 철도 차륜과 레일 형상은 구배(conicity)가 존재하기 때문에 기존의 연구로는 정확한 차량 동특성을 예측 및 확보에 어려움이 있을 수 있다.

이에 1차년도 연구에서는 상사기법을 이용한 비선형 크리프 측정기기 설계안 확립과 차량의 횡방향 동특성을 이해하기 위해 철도차량의 윤축에 대해 횡방향 크리프력 측정 상사모델을 개발하였다. 또한 기존 연구와 달리 구배를 준 차륜 형상을 모사함으로써 보다 정확한 차량 동특성을 확보하고자 하였다.

2차년도 연구에서는 1차년도의 연구 결과를 발전시키는 방향으로 진행하였다. 1차년도에 개발된 비선형 크리프 측정기기를 바탕으로 새로운 차륜/레일 접촉실험을 위한 상사모델을 최종적으로 개발하였다. 이 뿐만 아니라 기존에 전무하다시피 했던 곡선주행을 모사할 수 있는 실험장치를 개발하려 하였다.

Lee[21,22], Cheng[42,61] 등은 곡선주행에서의 차량 동특성을 수치적으로 연구하였다. 이 연구에서 직선주행과 곡선주행의 가장 큰 차이로 캔트량과 원심력을 고려하였다. Lee와 Cheng의

수치적 연구에서 캔트량과 원심력은 $m \frac{V^2}{R} \phi_{se}$ 의 용어로 정의되고 있다. 여기서 m 은 질량, V 는 속도, R 은 곡률반경, ϕ_{se} 는 캔트량을 의미한다. 이를 통해 임의의 상수로 정의함으로써 원심력을 구현하였다. 이를 바탕으로 차량의 운동방정식을 표현하고, 풀어냄으로써 차량 동특성을 해석하였다. 선행연구를 통해 본 2차년 연구에서도 곡선주행을 모사하기 위해 캔트량과 원심력을 고려한 설계함으로써 곡선주행 모사가 가능한 상사모델을 개발하였다. 캔트량과 원심력은 기존의 1 wheel / 1 rail 시스템으로는 모사가 불가능하다. 1 wheel / 1 rail 시스템은 단순 차륜/레일 간 접촉 현상 측정만이 가능하기 때문이다. 따라서 본 연구에서도 최종적으로 곡선주행 모사가 가능한 상사모델을 위해서는 2 wheel / 2 rail 시스템이 적합하다는 판단 하에 이에 맞게 설계 및 제작을 진행하였다.

2. 상사비 선정

차륜/레일 사이에서 발생하는 크리프 현상을 실험적으로 해석하는 것은 철도차량이라는 물리적, 공간적 한계에 의해 많은 어려움이 있다. 그렇기 때문에 많은 크리프 연구들이 수치해석 및 전산해석에 많은 도움을 받아온 것이 사실이다. 하지만 정확한 크리프 현상을 이해하기 위해서는 실험적 연구의 필요성이 대두되었으며, 이를 해결하기 위한 방법 중 하나가 바로 상사모델이다. 상사모델은 기본적으로 기존의 기계적 시스템을 축소시켜 만드는 것을 의미하지만, 단순히 크기를 줄이는 것이 아닌 동적 요소까지 반영되어야 하기 때문에 개발에 있어 많은 어려움이 존재한다. 이에 Jacschinski[23]은 대표적인 상사기법을 정리하여 발표하였다. 첫 번째로 1984년 독일의 DLR 연구소에서 제작된 1/5 상사 롤러리그 실험장치에 적용된 상사기법이다. 이는 차륜과 레일 사이의 비선형 접촉 현상 및 그 힘에 초점을 맞추어 개발된 것으로 차량의 헌팅(hunting) 현상에 대해 연구를 진행하였다. 헌팅 현상은 차량의 대표적 비선형 횡방향 동특성으로 잘 알려져 있다. 두 번째는 1985년 프랑스의 INRETS에서 제작된 1/4 상사 롤러리그 실험장치에 적용된 상사기법으로 준정적상태(quasi-static state)에서 차량의 거동을 예측할 수 있다고 언급하였다. 세 번째로 1992년 영국 MMU에서 제작한 1/5 상사 롤러리그 모델로써 실제 시스템의 주파수와 동일한 주파수를 갖는 상사모델을 개발하였다. 각 상사기법은 Table 1에 정리하였다.

이에 본 연구에서는 연구 목표에 맞도록 차량의 횡방향 동특성을 잘 나타낼 수 있는 DLR 연구소에서 제안한 기법을 적용하였으며, 실제 분산형 고속전철의 설계변수 값을 기준(reference) 값으로 선정하였다. 상사비는 2자유도 윤축 수치해석 모델로써 주파수 분석을 통해 선정하였다. 식 (1)~(2)는 윤축의 횡방향 변위와 요(yaw) 운동을 고려한 2 자유도 윤축 수치모델이며, 크리프 이론은 Kalker의 선형 크리프 이론을 적용하였다. 2 자유도 윤축 모델을 이용하여 MATLAB의 ode45.m을 사용하여 운동방정식의 해를 구하였다. 그리고 난 후 구한 횡변위를 이용하여 주파수 분석을 진행하였다. 주파수 분석을 한 결과는 Fig. 2와 Table 1~2와 같다. Table 2는 수치해석에 사용된 설계변수의 값을 정리해 놓은 표이다. 일반적으로 상사모델의 크기는 1/5 크기를 주로 사용하고 있기 때문에, 실제 분산형 고속전철의 설계변수를 기반으로 1/5, 1/10, 1/15, 1/20 크기의 상사비를 비교군으로 이에 맞는 값을 설정하여 수치해석을 하였다. Table 3은 주파수 분석 결과를 정리한 표이며, 상사비가 커질수록 오차율이 실제 분산형 고속전철 대비 줄어드는 것을 확인할 수 있으며, 이를 통해 상사비가 클수록 실제 동특성을 근접하게 모사할 수 있음을 알 수 있다. 본 연구에서는 실험장치 설계 경험 확보를 위해 1차년도에서는 1/10 크기의 상사모델 개발을 목표로 하였으며, 향후 최종적으로 1/5 크기의 상사모델 개발을 목표로 하였다.

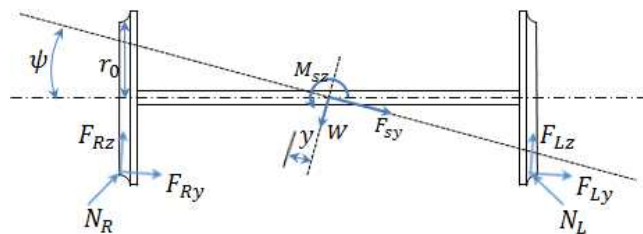


Fig. 1 2 자유도 윤축 모델

$$m\ddot{y} + \frac{2f_{11}}{V} \left[\dot{y} + r_0 \frac{\lambda}{a} \dot{y} - V\psi \right] + \frac{2f_{12}}{V} \dot{\psi} + N \frac{\lambda}{a} y = F_{sy} \quad (1)$$

$$I_{wz} \ddot{\psi} + I_{wz} \frac{V\lambda}{ar_0} \dot{y} + \frac{2af_{33}\lambda}{r_0} y - 2 \frac{f_{12}}{V} \left[\dot{y} + r_0 \frac{\lambda}{a} \dot{y} - V\psi \right] + 2a^2 f_{33} \frac{\dot{\psi}}{V} - aN\lambda\psi + 2f_{22} \frac{\dot{\psi}}{V} = M_{sz} \quad (2)$$

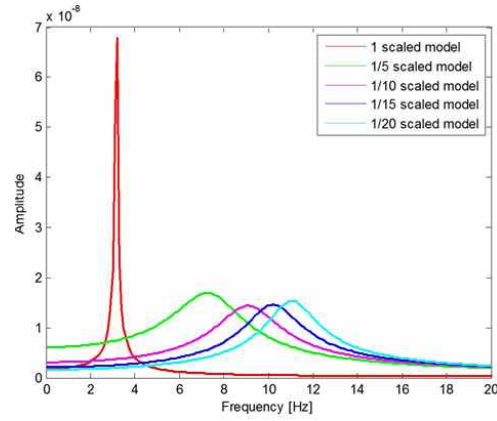


Fig. 2 2 자유도 윤축 모델 주파수 분석

Table 1 상사기법

	DLR	INRETS	MMU
Length	φ	φ	φ
Velocity	$\sqrt{\varphi}$	1	φ
Acceleration	$\sqrt{\varphi}$	φ	φ
Mass	φ^3	φ^3	φ^3
Force	φ^3	φ^2	φ^3
Frequency	$\frac{1}{\sqrt{\varphi}}$	φ	1
inertia	φ^5	φ^5	φ^5
stiffness	φ^2	φ^2	φ^2
damping	$\varphi^{2.5}$	1	φ^2
density	0.6	1	1

Table 2 수치해석에 이용된 설계변수

	분산형 고속전철	1/5 scale	1/10 scale	1/15 scale	1/20 scale
$m(kg)$	1117.9	8.9432	1.1179	0.33123	0.139738
$I_{wz}(kg*m^2)$	608.1	0.194592	0.006081	0.000801	0.00019
$r_0(m)$	0.43	0.086	0.043	0.028667	0.0215
$a(m)$	0.7175	0.1435	0.07175	0.047833	0.035875
f_{11}	2.212e6	8.85e4	2.21e4	9.83e3	5.53e3
f_{12}	3120	2.5e1	3.12	0.924	0.39
f_{33}	2.563e6	1.03e5	2.56e4	1.14e4	6.41e3
$N(N)$	5.6e4	448	56	16.59259	7
$V(km/h)$	300	134.1641	94.86833	77.45967	67.08204

Table 3 상사비에 따른 주파수 분석 결과

상사비	주파수 피크값	오차율
1 scale	3.2 Hz	-
1/5 scale	7.3 Hz	2.02 %
1/10 scale	9.1 Hz	10.1 %
1/15 scale	10.2 Hz	17.7 %
1/20 scale	11.1 Hz	22.4 %

3. 1/10 상사모델 설계 및 제작

3-1. 모터 스펙 선정

모터 스펙을 선정하기 위해 우선 목표속도를 설정하였다. 그 후 차륜재질과 목표속도 도달 가속시간을 설정하고, 최종적으로 식 (3)을 이용하여 모터의 토크를 계산하였다. 차륜재질은 스테인리스스틸(stainless steel)과 알루미늄(aluminum)을 후보군으로 두었다. 가속시간은 실험시간과 안전성을 고려하여 최대 5초 내에 도달 가능하도록 하여 설계하였다. 그 결과는 Table 4와 같다.

$$T = \frac{M}{g} * \frac{2\pi f}{t} \quad (3)$$

Table 4 차륜재질에 따른 모터 토크

구분	stainless steel	aluminum
관성모멘트 M ($kg*m$)	0.000282607	0.000099096
최대 목표 속도 (Hz)	50	50
가속시간 t (s)	5	5
토크 T ($kg*m$)	0.007240253	0.000253879

이에 스테인리스 스틸(stainless steel)과 알루미늄(aluminum)에서 재질에 상관없이 모터토크는 0.1 kg*m 면 충분하다고 판단하였으며, 이러한 출력을 위해 1 마력의 모터를 선정하였으며, 최고 속도도달을 위해 4극 모터를 선정하였다. Fig. 3은 선정된 모터의 데이터 시트이며, 최대 토크가 0.4 kg*m 이며, 3상 4극 모터임을 알 수 있다. 3상 모터를 사용하기 위해 새로운 전기 회로가 필요하였으며, 이는 3.3절에서 설명할 것이다.

HYUNDAI HEAVY INDUSTRIES CO., LTD.		AC INDUCTION MOTOR DATA SHEET	
Model No. or RFQ No.	Item No.	Rev. No.	[0]
Project Name	Project No.	Quantity	sets
GENERAL SPECIFICATION		PERFORMANCE DATA	
Frame Size	80M	Rated Output	0.75 kW 1 HP
Type	HS	Number of Poles	4
Enclosure(Protection)	Totally Enclosed (IP55)	Rotor Type	Squirrel Cage
Method of Cooling	IC411(FC)	Starting Method*	☒ D.O.L. ☐ Y-Δ
Rated Frequency	60 Hz	Rated Voltage	440 V 380 V 220 V
Number of Phases	3	Current	Full Load 1.7 A 2.0 A 3.4 A
Insulation Class	☒ F ☐ B ☐ H	Locked-rotor**	740 % 740 % 740 %
Temp. Rise at full load (by resistance method)		Efficiency	
at 1.0 S.F.	80 deg. C	50% Load	76.5 %
Motor Location	☒ Indoor ☐ Outdoor	75% Load	81.0 %
Altitude	Less than 1000 meter	100% Load	82.5 %
Relative Humidity	Less than 80 %	Power Factor(p.u)	
Ambient Temp.	40 deg. C (Max.)	50% Load	0.485
Duty Type	Continuous (S1)	75% Load	0.610
Service Factor	1.15	100% Load	0.704
Mounting	☒ B3 ☐ B5 ☐ V1 ☐ B3/B5	Speed at Full Load	1735 r.p.m
Bearing	Type Anti-Friction DE/N-DE 6204ZZ / 6203ZZ Lubricant Grease(SML4)	Torque	
External Thrust	Not applicable	Full Load	0.4 kg-m
Coupling Method	☒ Direct ☐ V-Belt	Locked-rotor**	360 %
Shaft Extension	☒ Single ☐ Double	Breakdown**	390 %
Terminal	Main ☐ Steel ☒ Cast Iron	Moment of Inertia (J)	
Box	Aux. ☐ Yes ☒ No	Load(Max.)	0.625 kg-m ²
Location	Refer to Outline Drawing	Motor	0.0016 kg-m ²
Application		Sound Pressure Level (No-load & mean value at 1m from motor)	
Area classification	Non-Hazardous	Vibration	1.6 mm/sec (r.m.s)
Type of Ex-Protection	Not applicable	Permissible number of consecutive starts	Cold 3 times Hot 2 times
Applicable Standard	KS.IEC.NEMA MG1 Part30(V/peak)	Paint	Munsell No. 4.0PB5.4/5 S(VI-451)
ACCESSORIES		SUBMITTAL DRAWING	
		Outline Dimension Drawing \ Motor Weight(Approx.)	
		B3	227B5000TA02 12 kg
		B5	227B5023TA02 14 kg
		V1	227B5060TA02 14 kg
		B3/B5	227B5024TA02 14 kg
		Main T-Box Ass'y	227B1537AA
SPARE PARTS		REMARK	
		High Efficiency	
		* For use on PWM VFD 10:1VT, 3:1CT@1.6S.F.&F Temp. rise	
		Date	DSND CHKD CHKD APPD
		2011-04-14	W.H.BACK S. J. RA O. J. KIM J. H. KIM
Note: Others not mentioned in this data sheet shall be in accordance with maker standard. Above technical data are only design values and shall be guaranteed with tolerance of applicable standard. Inspection and performance test shall			

HHI W230-131-1 * In case of Inverter or V.V.V.F Motor: Performance data is based on sine wave tests. A4(210mm X 297mm)

Fig. 3 모터 데이터 시트

3-2. 스프링 설계값 선정

본 연구의 상사모델 개발에 있어 최종 목표는 윤축 시스템의 동특성 해석이다. 이에 보다 정확

한 윤축 시스템을 설계하기 위해 윤축뿐만 아니라 대차에 연결되는 1차 현가장치까지 설계할 계획으로, 1차 현가장치에 대한 설계값 선정을 진행하였다. 즉, 대차와 차체를 연결하는 2차 현가장치 시스템은 제외함으로써 윤축 시스템에 집중한 상사모델을 개발하였다. 이를 위해 우선 목표 강성을 선정하였으며, 분산형 고속전철의 z축 1차 강성값을 목표로 제작 허용오차를 $\pm 10\%$ 로 하여 Table 5에 정리하였다. 이후 설계변수를 선정하기 위해 식 (4)로써 스프링의 강성값을 설계하였다. 여기서 G 는 재질에 의한 탄성계수로 재질은 일반적으로 많이 사용되는 스프링용 스테인리스 강선 STS type을 사용하였다. D 는 스프링의 외경, d 는 스프링의 내경, N_a 는 유효감김수를 의미한다. 즉, 4000 N/m의 강성값을 맞추기 위해 정해진 G 값과 나머지 변수들을 맞추어 설계를 진행하였다. 유효감김수에 의해 스프링의 길이가 달라지기 때문에 스프링 연결부에 리니어가이드를 설치함으로써 스프링의 길이에 여유값을 주도록 설계하였다. 스프링 설계변수는 Table 6에 정리하였다.

Table 5 목표 스프링 계수 선정

	stiffness (N/m)
+ 10 %	4,400
+ 5 %	4,200
0	4,000
- 5 %	3,800
- 10 %	3,600

Table 6 설계변수 설정

stiffness	
G	$69 \times 10^3 \text{ N/mm}^2$
D	44 mm
d	4.5 mm
N_a	10 회

3-3. 상사모델 설계 및 제작

상사모델의 1차 프로토타입(prototype)을 제작하였다. 우선 3상 4극 모터 설치를 위해 Fig. 4와 같이 전기회로를 제작하였다. Table 5의 설계변수를 이용하여 스프링 제작 후 Fig. 5와 같이 실험 및 ANSYS를 이용한 전산해석으로써 스프링의 강성값을 확인하였다. 그 결과 약 4,220 N/m로 제작 허용오차 5 % 이내로 충분히 잘 제작되었다. 실험장치는 기존 연구에서의 2 wheel / 2 rail 형태로 제작하였다. 또한 횡력 측정을 위한 로드셀의 경우 Jin[19] 등의 문헌조사 결과 Fig. 6과 같이 실제 횡력의 측정값이 대략 0~30 kN 이내인 것으로 확인되었다. 이를 근거로써 1/10 크기의 상사모델에서는 약 0~30 N으로 측정될 것으로 예상하였다. 또한 협소한 설치 공간으로 인해 소형 인장압축 로드셀이 필요하였으며, 손상 방지를 위해 로드셀의 양 쪽이 압 형태로 되어있는 로드셀을 선정하였다. 선정된 로드셀은 Fig. 7에 나타난 100원 짜리 크기의 소형 로드셀인 CDFS-10 이다. Table 6은 로드셀의 스펙을 정리한 것이며, 최대 10 kg 즉, 100 N까지 측정이 가능하다.

최종적으로 제작된 1차 프로토타입은 Fig. 10과 같다. 실험장치의 1차 프로토타입을 제작 후

몇 가지 설계 변경을 하였다. 대표적인 설계 수정은 Table 7에 정리하였다. 이밖에도 베어링 변경, 스프링 강성 변경 등 세세한 설계 수정이 이루어졌다.

실험은 횡방향의 운동을 측정하기 위해 레이저 변위센서로 변위 측정 및 로드셀을 이용한 힘을 측정하였다. 이 때 로드셀의 경우, 힘을 측정하기 위해서는 한쪽이 구속되어 있어야 하지만 구속할 경우 횡방향의 운동까지 구속하게 되어버리는 모순이 발생한다. 따라서 1차 프로토타입에서는 1차 현가장치 윗부분에 Fig. 8~9와 같이 리니어가이드를 설치하고, 리니어가이드의 움직임에 의해 힘을 측정하도록 설계하였다. 또한 횡변위를 측정하기 위해 비접촉식 레이저 변위 센서를 사용하였으며, 모델은 Keyence LK-G150으로 측정범위는 ± 40 mm이며, 샘플링 주기는 $100 \mu s$ 로 설정하였다.

최종적으로 설계 수정 후의 상사모델은 Fig. 11과 같다.

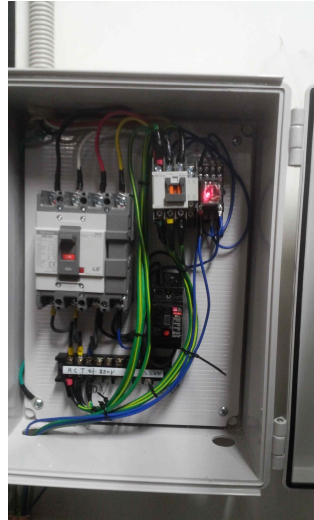
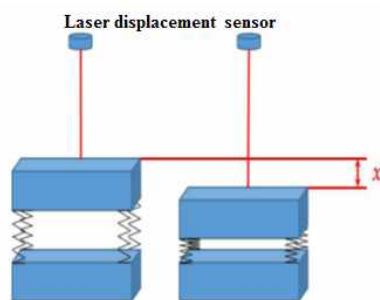
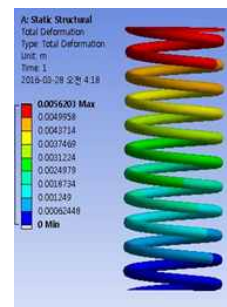


Fig. 4 모터 설치를 위한 전기회로 제작



(a) 실험 세팅 개략도



(b) 전산해석 결과

Fig. 5 스프링 제작 오차 확인

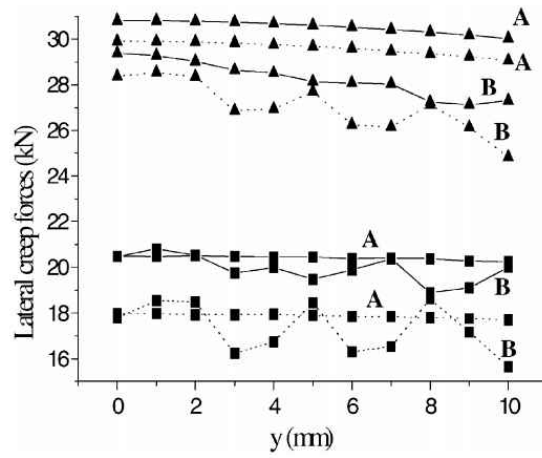


Fig. 6 실제 차량에서의 횡력 범위 [19]



Fig. 7 CDFSA-10 로드셀 선정

Table 6 로드셀 데이터 시트

모 델	CDFSA, CDFSB, CDFSC
정격용량 (R.C.)	10, 30, 50, 100, 200kg
정격출력 (R.O.)	1.0mV/V $\pm$ 1%
비직선성	$\leq 0.5\%$ R.O.
히스테리시스	$\leq 0.5\%$ R.O.
반복성	$\leq 0.2\%$ R.O.
크리이프	$\leq 0.1\%$ in 20min.
제로발란스	$\leq 1\%$ R.O.
온도보상범위	-10 ~ 70°C
허용온도범위	-20 ~ 80°C
출력의 온도영향	$\leq 0.1\%$ LOAD/10°C
영점의 온도영향	$\leq 0.1\%$ R.O./10°C
입력간저항	410 Ohms $\pm$ 30 Ohms
출력간저항	350 Ohms $\pm$ 5 Ohms
절연저항	2000 MOhms at 50V DC
인가전압	5V(Recommended), 8V(Maximum)
연결케이블	$\varnothing 3\text{mm} \times 1.5\text{m}$ (28AWG x 4Core Shielded)
보호등급	meets IP 67
허용과부하	150% R.C.
극한과부하	300% R.C.
재 질	스테인레스 스틸 (17-4PH)



Fig. 8 현가장치 연결 부 리니어가이드 설치



Fig. 9 1차 현가장치 설치

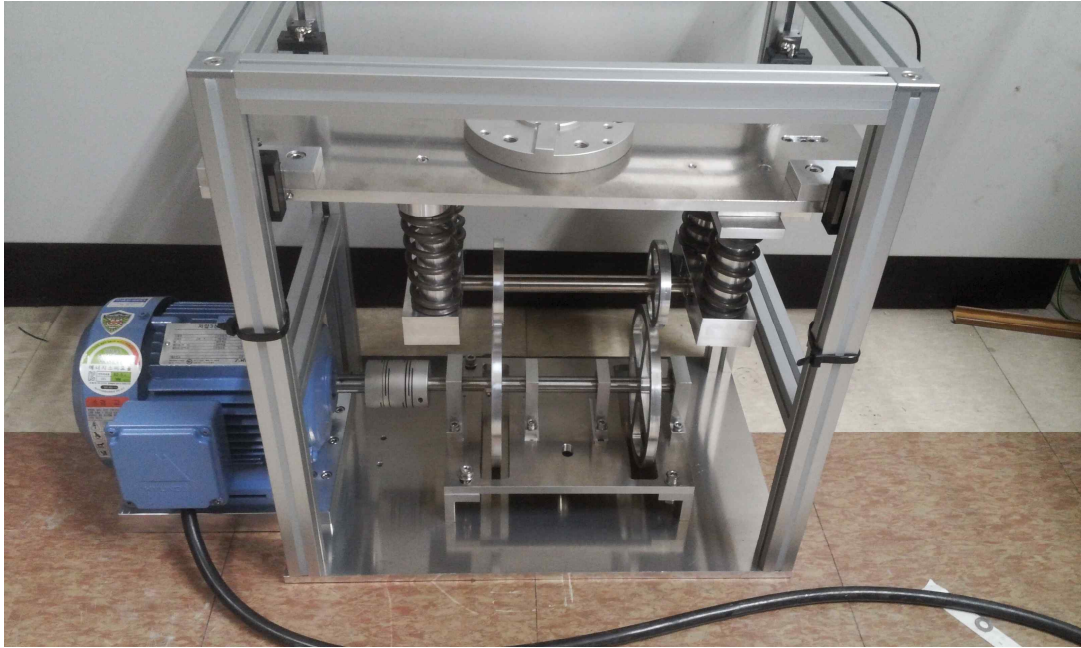
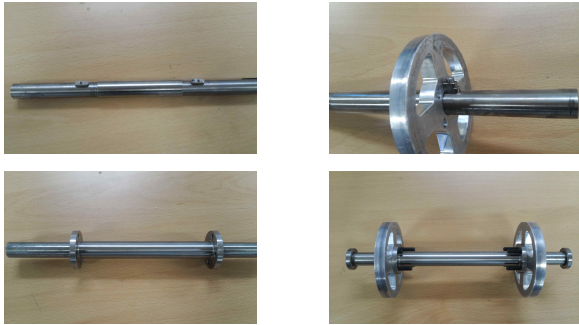
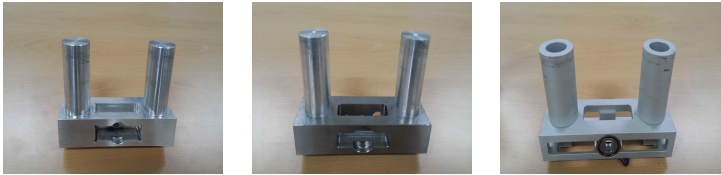
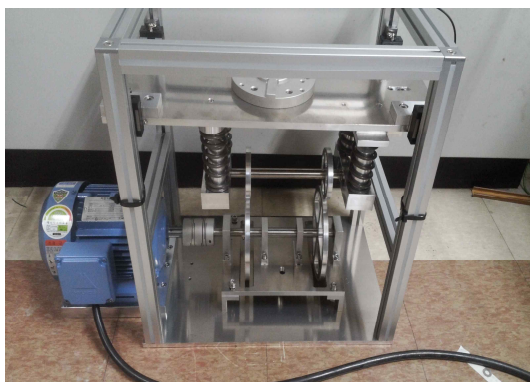


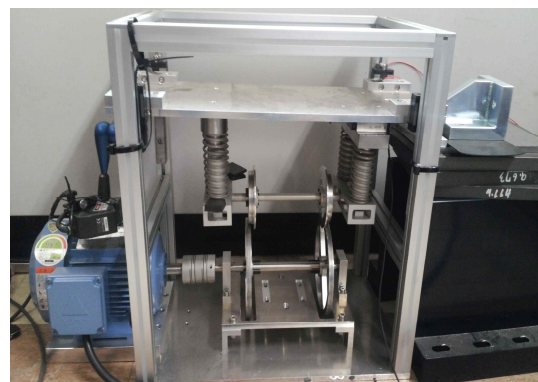
Fig. 10 상사모델 1차 프로토타입

Table 7 대표적 설계 수정 사항

순번	설계 수정 전	설계 수정 후
1	 초기 프로토타입에서는 차륜의 형상을 왼쪽 사진과 같이 평평한 상태로 제작하였다가, 향후 오른쪽 사진과 같이 구배가 있는 차륜 형상으로 다시 제작하였다. 차륜에 구배가 존재함에 따라 이탈방지를 위한 플랜지까지 설계에 반영하였다.	
2	 윤축의 경우 차륜 고정을 키홈 방식으로 제작하였는데, 차륜이 완전히 고정되지 못하고 흔들거리는 현상이 발생하여 좌우진동을 줄일 수 있도록 축과 차륜을 볼팅방식으로 체결하는 윤축 설계를 하였다.	
3	 윤축 양 끝에 달리는 베어링부(axlebox)이다. 베어링을 지탱해주는 지지부와 1차 현가장치를 고정해주는 고정부가 설계되었다. 상사성을 고려하여 전체의 질량 감소를 위해 가볍게 제작하도록 설계 수정하였다.	



(a) 설계 수정 전



(b) 설계 수정 후

Fig. 11 제작된 크리프 측정 실험장치

3-4. 크리프 곡선 산출

설계 수정 후의 실험장치를 통해 크리프 곡선을 산출하였다. 실험 결과는 Fig. 12와 같으며, 기존의 크리프 이론인 Kalker[30,31,32] 및 Johnson & Vermeulen[16,17] 크리프 이론으로 실험 결과의 타당성을 검증하였다. Kalker의 선형 크리프 이론은 식 (4)~(7)과 같다.

$$F_x = -f_{33}\zeta_x \quad (4)$$

$$F_y = -f_{11}\zeta_y - f_{12}\zeta_{sp} \quad (5)$$

$$M_z = f_{12}\zeta_y - f_{22}\zeta_{sp} \quad (6)$$

$$f_{11} = (ab)GC_{22}, \quad f_{12} = (ab)^{3/2}GC_{23}, \quad f_{22} = (a/b)^2GC_{33}, \quad f_{33} = (ab)GC_{11} \quad (7)$$

where

$\zeta_x, \zeta_y, \zeta_{sp}$ = longitudinal, lateral, and spin creepages, respectively,

a = semiaxis of the contact ellipse in the rolling direction,

b = semiaxis of the contact ellipse in the lateral direction,

G = modulus of rigidity,

C_{ij} = creepage and spin coefficients, which depend on only on Poisson's ratio and the ration of the semiaxis of the contact ellipse (a/b)

Kalker는 식 (4)~(7)과 같은 선형 크리프이론을 발전시켜 Empirical theory를 제안하였다[32]. 이 이론은 식 (8)과 같다.

$$F/fN = \begin{cases} f_1(\tau)e_1 + f_2(\tau)e_2 & \text{for } \tau \leq 1 \\ e_2 & \text{for } \tau \geq 1 \end{cases} \quad (8)$$

where

$$f_1(\tau) = \frac{3}{2}\tau \cos^{-1}(\tau), \quad f_2(\tau) = 1 - (1 + \frac{1}{2}\tau^2)\sqrt{1-\tau^2} \quad \text{where } \tau = \sqrt{\zeta^2 + \eta^2}$$

$$e_1 = (\zeta i + \eta j)/\tau, \quad e_2 = \frac{(\zeta_x i + \zeta_y j)}{\sqrt{\zeta_x^2 + \zeta_y^2}}, \quad \zeta = \frac{\pi ab G \zeta_x}{3fN\phi}, \quad \eta = \frac{\pi ab G \zeta_y}{3fN\psi_1}$$

in which

F = total creep force,

e_1, e_2 = unit vectors corresponding to the longitudinal and lateral directions, respectively,

ζ_x, ζ_y = longitudinal and lateral creepages,

f = coefficient of friction,

N = total normal force at wheel-rail contact,

ϕ, ψ_1 = normalized longitudinal and lateral coefficients, respectively.

또한 Johnson & Vermeulen theory는 식 (9)와 같다.

$$F/fN = \begin{cases} (1/\tau)[(1 - \frac{1}{3}\tau)^3 - 1](\zeta i + \eta j) & \text{for } |\tau| \leq 3 \\ -(1/\tau)(\zeta i + \eta j) & \text{for } |\tau| \geq 3 \end{cases} \quad (9)$$

where

ζ = normalized longitudinal creepage : $(\pi ab G \zeta_x)/f N \phi$

η = normalized lateral creepage : $(\pi ab G \zeta_y)/f N \psi_1$

$$\tau = \sqrt{\zeta^2 + \eta^2}$$

본 연구에서는 기존 크리프 이론으로 가장 널리 알려진 식 (8)의 Kalker's Empirical theory와 식 (9)의 Johnson & Vermeulen theory을 이용하여 실험결과와 비교하였다.

해석 과정에서 전단탄성률 G 는 $\frac{E}{2(1+\nu)}$ 로 정의되며, 강(steel)의 영률 207 GPa과 프아송비 (ν) 0.3으로 계산되었다. 또한 수직력 N 은 실제 제작된 윤축과 상판의 무게 합 및 추가 수직력을 더한 값으로 레일에 가해지는 전체 무게로 정의되었으며, 접촉면적은 FEM 해석을 통해 장축 $a = 0.1$ mm, 단축 $b = 0.05$ mm로 계산되었다. ϕ 및 ψ_1 은 a 와 b 의 함수로 정의되어 지는데, 식 (10)과 같다. 프아송비(ν)를 0.3으로 하여 ϕ 는 0.4799, ψ_1 은 0.5916의 상수로 정의하였으며, 수치적분 계산은 상용 프로그램인 MATLAB을 이용하였다.

$$\begin{aligned} \phi &= [D - \sigma(D - C)](b/a) \\ \psi_1 &= [D - \sigma C](b/a) \end{aligned} \quad (10)$$

where

$$C = \int_0^{\pi/2} \cos^2 \theta \sin^2 \theta \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \theta}^{-1} d\theta$$

$$D = \int_0^{\pi/2} \sin^2 \theta \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \theta}^{-1} d\theta$$

$$k = \sqrt{1 - b^2/a^2}$$

실험은 차륜의 답면구배를 5°, 10°, 15°로 바뀌가며 각각 수직력을 약 2.5 kg, 5 kg을 가한 후 진행하였다. 그 결과 Fig. 12와 같이 실험값을 이용하여 구한 크리프 곡선이 기존 크리프이론 범위 내에 존재하는 것 즉, 오차범위 10 % 내에 있음을 확인할 수 있었으며, 이를 통해 실험결과의 타당성을 검증하였다. 여기서 크리프 곡선은 계산된 크리프 대비 횡방향 크리프력의 함수를 나타낸다. 하지만 수직하중에 따라 크리프의 범위가 매우 한정적인 것을 확인할 수 있었다. 한정적인 크리프 범위로는 철도차량의 전반적인 동특성 해석이 어려울 것으로 판단하였으며, 이는 1/10 크기의 상사모델의 한계로 판단하였다. 크리프 범위가 한정적인 이유는 차륜과 레일이 접촉하는 부위의 크기가 한정적이기 때문으로 판단하였으며, 이를 해결하기 위해서는 접촉부위의 크기를 키우는 방법을 생각하였다. 이에 이러한 한계를 극복하기 위해 1/5 크기의 상사모델 개발이 필요하다.

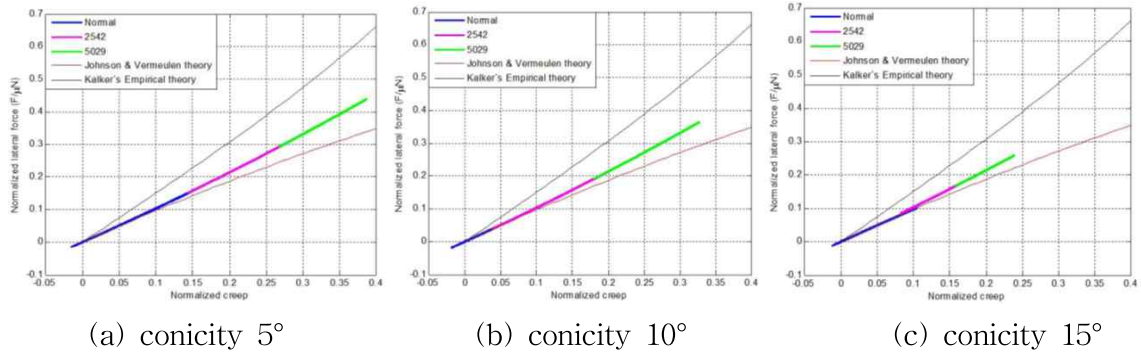
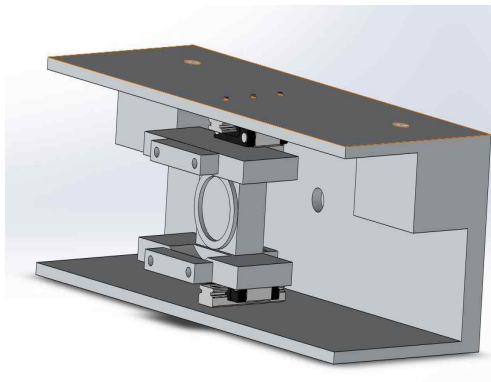


Fig. 12 크리프 곡선

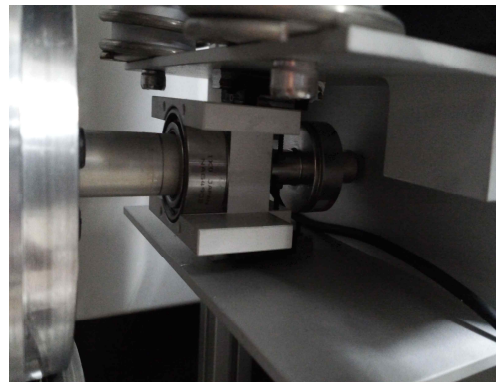
4. 1/5 상사모델 설계 및 제작

4-1. 1/5 상사모델 설계안 수정

1차년도에 1/10 상사모델의 한계로 인해 1/5 상사모델을 개발하였다. 본 연구의 목표가 횡방향 동특성을 모사할 수 있는 실험장치 개발이었기 때문에 횡력을 측정할 수 있는 시스템을 설계하였다. 기존 1/5 상사모델의 횡력 측정 시스템을 개선하여 Fig. 13과 같이 최종 베어링부를 설계하였다. Fig. 13(b)에서 보면 윤축은 베어링과 연결되어 회전하는 동시에 베어링부는 리니어 가이드와 연결되어 전체 베어링부는 횡방향으로만 운동이 가능하다. 이 베어링부와 로드셀을 연결시켜 횡방향의 힘을 측정하도록 설계하였다. 1/5 상사모델 설계 시 Fig. 14와 같이 FEM 해석을 통해 설계단계에서의 타당성을 검토하였다. 외부가진 시 취약할 수 있는 윤축 및 베어링부에 대해서 공진회피 설계를 수행하였다. 이로써 실제 차륜/레일 접촉부에서 최대 변위점이 생성되는 것을 확인하였으나, 이는 윤축의 양 끝단이 베어링부에 의해 구속됨으로 크게 문제되지 않을 것으로 판단하였다. 공진 주파수 역시 Fig. 10에서와 같이 1, 2차 주파수가 실제 실험 주행속도 범위에 있었으나, 설계단계에서 상용프로그램인 SAMCEF을 이용하여 설계하고, 실험 조건을 5 Hz 단위로 뚫음으로써 공진점을 회피하였다.



(a) 베어링부 설계안



(b) 로드셀 설치

Fig. 13 베어링부 최종 설계

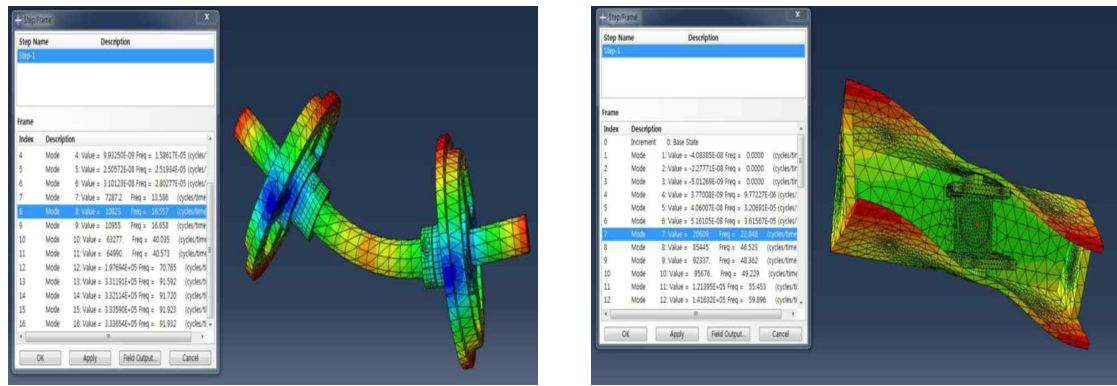


Fig. 14 공진회피 설계

4-2. 1/5 상사모델 제작

기존의 설계안을 기반으로 설계 수정 및 타당성 검토를 마친 후, Fig. 15와 같이 1/5 크기의 상사모델을 개발하였다. 대차와 차체를 감안한 수직하중을 가할 수 있도록 윗 상판을 제작하였으며, 윤축의 자유도를 횡방향과 수직방향으로만으로 설계하였으며, 실험 안전을 위해 실험장치 앞 쪽에 안전장치를 설치하였다.



Fig. 15 1/5 차륜/레일 접촉 상사모델

4-3. 1/5 상사모델 실험 및 크리프 곡선 산출

횡력 측정을 통해 크리프 곡선을 산출하였다. 주행조건은 서론에서 언급한대로 120~200 km/h에 상응하도록 10~50 Hz의 속도로 한정되었으며, 실험결과는 CONTACT 프로그램을 이용하여 타당성을 검증하였다. 또한 대차 및 차체의 무게를 고려하여 상사모델 상판에 임의의 질량을 두고 실험을 진행하였다. CONTACT 프로그램은 Vollebregt와 Kalker가 고안한 프로그램으로 현재까지 중 가장 정확한 크리프 값을 계산할 수 있다고 알려져 있다. Fig. 16은 CONTACT 프로그램의 과정을 나타낸 그림이다. 각각의 변수들을 선택할 수가 있다. M은 사용되는 모델의 재질 유형을 선택할 수 있으며, B는 normal 접촉에서 사용되는 해석 방법을 선택할 수 있으며, T는 tangential 문제 해결 방법을, N은 normal 접촉 형태에 대하여 normal force를 직접 넣어줄 수 있다. F는 tangential force 및 크리프 값을 넣는 유형을 선택할 수 있으며, L은 마

찰력을 어떻게 적용할 것인지, D는 접촉 면적을 어떻게 계산할 것인지, C는 물질 변수 및 그에 영향을 미치는 변수들을 어떻게 적용할 것인지에 대해 선택할 수 있다. Z는 접촉 후 변형되지 않는 거리를 선정할 수 있으며, E는 강체 미끄러짐의 변수들을, P는 transient 접촉 문제의 변수들을 각각 선택할 수 있다. 이렇게 여러 변수들을 선택하고, 결정한 후 최종적으로 크리프 곡선을 얻을 수 있다. 이 과정에서 실험에서 구할 수 없는 값들은 전산해석을 통해 계산하였다. 그 결과 Fig. 17과 같이 Kalker의 크리프 이론을 적용한 CONTACT 프로그램 결과와 실험을 통해 구해진 크리프 곡선의 결과의 차이가 오차범위 10 % 이내에 있음을 확인할 수 있었으며, 그래프의 형상으로써 크리프 곡선 감소현상까지 확인할 수 있었다. 곡선 감소 현상은 마찰력의 변화에 의한 현상으로써 CONTACT 프로그램에서 Friction law에서 선택이 가능하다. 크게 4가지의 경우의 수가 존재하며, 가장 일반적인 경우가 정마찰계수와 동마찰계수를 상수로 결정해주는 방법이다. 두 번째 경우는 식 (11)과 같이 동마찰계수에 추가적으로 마찰계수를 선형적으로 감소하도록 설정하는 방법이다. 여기서 s_{h1} , s_{h2} 는 slip velocity를 의미한다. 세 번째는 식 (12)와 같이 마찰계수가 감소하도록 설정할 수 있다. 이는 rational formula로 불린다. 네 번째는 식 (13)과 같이 기하급수적으로 감소하도록 설정하는 것이다. 여기서 exponential 함수로 마찰계수를 표현하였다.

Fig. 17의 결과를 보면 상사모델의 횡력 거동을 분석할 수 있다. 가장 중요한 것은 마찰 현상에 의해 크리프 곡선 형상이 바뀐다는 것이다. 일반적으로 일정 크리프 이상에서 크리프력은 수렴한다고 알려져 있었지만, 실제 실험을 통해 그렇지 않고 감소현상이 발생하는 것을 확인할 수 있었다. 이로써 크리프 현상을 보다 명확히 이해하기 위해서는 마찰에 관한 연구가 진행되어야 할 것이다. 또한 본 연구결과를 통해 구해진 크리프 모델을 사용하여 수치모델에 대입하여 차량 동특성을 해석한다면 보다 현실에 근접하게 모사할 수 있을 것으로 판단된다. 본 연구의 한계로 다양한 파라미터 변화에 따른 실험이 진행되지 못하였는데, 이를 보완, 추가 연구를 통해 다양한 파라미터 변화에 따라 데이터를 쌓음으로써 여러 조건에서의 크리프 모델 산출이 가능할 것이다.

$$\mu = \mu_{kin} + \mu_{lin1} \max(0, 1 - s_a/2s_{h1}) + \mu_{lin2} \max(0, 1 - s_a/2s_{h2}) \quad (11)$$

$$\mu = \mu_{kin} + \frac{\mu_{rat1}}{1 + s_a/s_{h1}} + \frac{\mu_{rat2}}{1 + (s_a/s_{h2})^2} \quad (12)$$

$$\mu = \mu_{kin} + \mu_{exp1} \exp(-\log(2)s_a/s_{h1}) + \mu_{exp2} \exp(-\log(2)s_a/s_{h2}) \quad (13)$$

```

: CONTACT - detailed investigation of 3D frictional contact problems :
:           by J.J. Kalker and E.A.H. Vollebregt                     :
:                                                                     :
: Version: v16.1(64), $Revision: 1274 $, $Date:: 2016-08-01$      :
: Copyright UORtech BV, all rights reserved.                       :
: Licensed to: Song Ki Seok, Sungkyunkwan University               :
:                                                                     :
-----

```

Mode of operation of this program.

```

IMODE=0: interactive, read from screen and compute
IMODE=1: fill input file <EXPERIM>.inp from screen
IMODE=2: start from input file <EXPERIM>.inp.
IMODE=3: check input file <EXPERIM>.inp
IMODE=4: continue <EXPERIM>.inp with traction from <EXPERIM>.p,
        which has been calculated in the case "mcase".

IMODE=5: interactive calculation of subsurface stresses
IMODE=6: prepare input file <EXPERIM>.inp for subsurf.stress
IMODE=7: batch-processing of subsurface stresses for previous
        experiment <PREUEXP>.p and input file <EXPERIM>.inp.

```

Case 1

Control Integers

Type of MATERIAL MODEL, <visco>elastic or simplified. Digit: M.

M = 0: Purely Elastic contact.

*1: Visco-Elastic Steady-State contact.

2: Simplified theory with 1 flexibility.

3: Simplified theory with 3 flexibilities.

*4: Elastic contact with elasto-plastic interface layer.

M= 0

Type of TRACTION BOUND/normal problem. Digit: B.

B = 0: Hertzian/non-Hertzian contact, half-space solution.

2: Use elliptical traction bound.

3: Use parabolical traction bound.

B= 0

Several kinds of TANGENTIAL PROBLEMS are distinguished. Digit: T.

T = 0: Frictionless contact, no tangential tractions.

1: Shift. Mindlin one-step if P=2, transient if P=0.

2: Transient rolling. For a sequence, set P-digit=0.

3: Steady State rolling.

T= 3

Are you satisfied with these values [y/n] ?

Do you want to prescribe creepages or total forces?

The NORMAL problem: Digit: N.

N = 0: Penetration/approach PEN prescribed.

1: Total normal force FN given. N= 1

The TANGENTIAL problem: Digit: F.

F = 0: CKSI, CETA prescribed.

1: FX, CETA prescribed.

2: FX, FY prescribed. F= 0

FRICTION LAW. Digit: L.

L = 0: Coulomb (dry) friction, static/kinetic coeffs.

1: Friction law obtained from data in storage.

*2: Friction law with linear dependency on slip velocity.

*3: Friction law with rational dependency on slip velocity.

*4: Friction law with exponential dependency on slip velocity.

L= 0

Are you satisfied with these values [y/n] ?

DISCRETISATION. Digit: D.

D = 0: Maintain discretisation of previous case.

1: Discretisation generated from data in storage.

2: Discretisation generated from new input data.

D= 2

INFLUENCE FUNCTIONS. Digit: C.

C = 0: Maintain influence functions of previous case.

1: Calculate Infl.func. from data in storage.

2: Calculate Infl.func. from new input data.

*3: Read Infl.func. from pre-calculated file.

C= 2

UNDEFORMED DISTANCE, rhs of normal problem. Digit: Z.

Z = 0: Maintain right-hand-side of previous case.

1: Determine undeformed distance from data in storage.

2: Determine undeformed distance from new input data.

Z= 2

RIGID SLIP, rhs of the tangential problem. Digit: E.

In principle, the tangential right hand side has the form

$\langle \text{CKSI} - \text{CPHI} * Y, \text{CETA} + \text{CPHI} * X \rangle$ with CKSI, CETA, CPHI the longitudinal, lateral and spin creepages. But when the contact area is curved, extra terms appear which must be added by the user.

The E-digit offers this possibility.

E = 0: The extra term is set to zero.

1: Exrhs of the previous case is maintained.

*9: New input data are read for the extra term. E= 0

Link between present and PREVIOUS CASE. Digit: P.

P <PvTime> controls the filling of the array PV, with tractions for the previous time-instance, used in transient contact <only>.

P = 0: Full sequence, PV == tractions of previous case.

1: Sequence for normal problem only, tang.tractions=0.

2: Initiate contact, entire PV is set zero (eg Mindlin shift)

3: The traction PV is not touched at all. P= 2

INITIAL ESTIMATE. Digit: I.
 When the tractions of the previous case give a good initial estimate, they may be used to reduce the computing-time. But we think that the zero-start (2) is the safest initial guess.

I = 0: Prev case gives no good init estimate. Initiate contact.
 2: Division C, E used, but all elements start in Adhesion.
 3: Element divisions C,E and H,S used as initial estimate.
 I = 0

The FLOW TRACE. Digit: W.
 The flow of the process can be followed to more or less detail according to W.

W = 0: Only the case number is printed.
 1,2: Flow of the outer (Panag) loop and velocity-dependence.
 3,4: Flow of NORM and TANG and of the total force loops.
 5: Flow of the iterative solvers NormCG, TangCG, SteadyGS.
 9: Full flow trace, including pictures of contact area.
 W = 4

OUTPUT CONTROLLER. Digit: O.
 Output is made to the file "<EXPERIM>.OUT":

O = 0: No output to the out-file.
 1: Minimum output, only global results.
 2: Restricted output, global inputs and outputs.
 3: Also show the picture of the contact area.
 4: Extended output, all local quantities.
 O = 2

The MATLAB-FILE. Digit: A.
 A = 0: The Matlab file is not created.
 1: Detailed results written to "<EXPERIM>.<CASE>.MAT".
 *2: Detailed results for whole potential contact area.
 A = 1

RETURN CONTROLLER. Where to go after this case. Digit: R.
 R = 0: Return to do a case just like this one (same module).
 1: Return to the main program.
 2: Same as 0, but do not calculate the tractions.
 3: Same as 1, tractions not calculated.
 R = 1

Do you want SUBSURFACE computations or not: Digit: S.
 S = 0: No subsurface computations required.
 1: Compute subsurface elastic field in the points that were specified earlier.
 2: Read new flags for subs-file and out-file, keep points.
 3: Read points and compute subsurface field in these points.
 S = 0

Fig. 16 CONTACT 프로그램 계산 과정

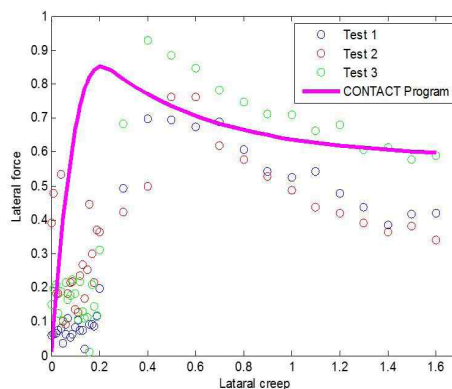


Fig. 17 직선주행에서의 크리프 곡선 산출

4-4. 곡선주행 모사

곡선주행 모사를 위해 캔트량 및 원심력을 모사할 수 있도록 설계 수정하여 실험장치를 제작하였다. Fig. 18과 같이 캔트량은 도시철도건설규칙 제 11조에 의거하여 캔트의 크기는 최대 160 mm를 초과할 수 없기 때문에 이러한 치수를 고려한 설계하였다. 뿐만 아니라 Fig. 19와 같이 윤축 측면에 도르래 및 추를 이용하여 원심력을 모사할 수 있도록 설계하였다. 이 과정에서 원심력은 $F_c = m \frac{v^2}{r}$ 으로 정의됨으로 주행속도와 원심력의 크기로써 곡률반경을 역으로 산출

하는 방법을 선택하였다. 즉, 곡률반경은 $r = m \frac{v^2}{F_c}$ 로 정의된다. 곡선주행을 모사하여 실험하여 크립 곡선을 산출한 결과 크립 감소현상이 발생하지 않았다. 결과는 Fig. 20과 같다. 향후 연구를 통해 곡선주행에서 고려해야하는 설계변수를 고려하여 추가 실험이 필요할 것이다. 또한 추가 실험을 통해 얻어진 크립 모델로써 수치해석을 진행함으로써 보다 유의미한 실험 조건 등을 확인할 수 있을 것으로 판단된다.

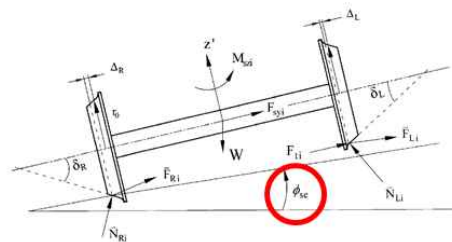


Fig. 18 곡선주로에서의 캔트

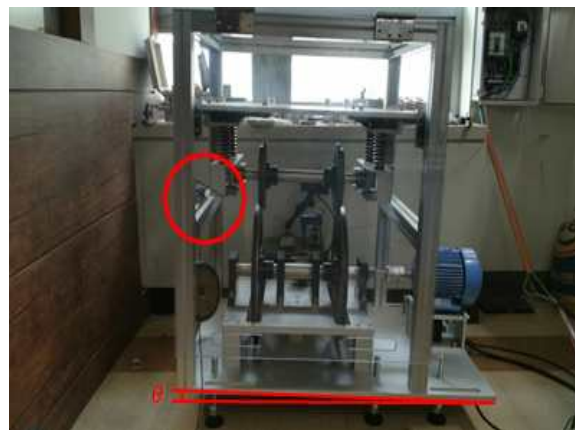


Fig. 19 곡선주행 모사

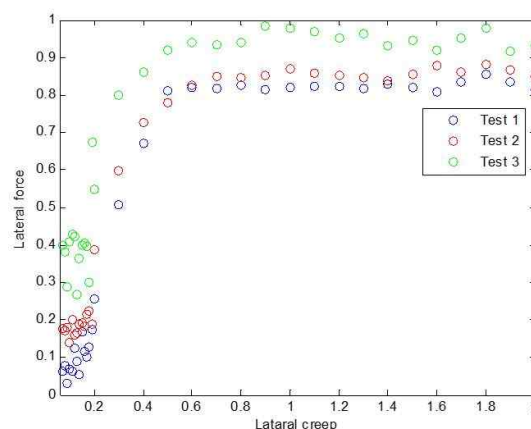


Fig. 20 곡선주행에서의 크리프 곡선

제4장. 목표 달성도 및 관련 분야 기여도

1. 목표 달성도

- 본 연구의 최종연구목표는 차륜/레일 접촉 상사모델을 이용한 비선형 동특성 측정기술 개발 및 크리프 곡선 형상 산출과 차륜형상 설계안 제시였다. 최종 연구목표를 위해 세부 연구목표로는 크게 상사모델 타당성 검토, 설계 타당성 검토, 설계기법 정립, 차륜/레일 접촉 상사모델 개발로 나눌 수 있다. 추가적으로 상사모델의 경우 직선주행뿐만 아니라 곡선주행 모사가 가능하도록 설계 및 제작하였다.
- 상사모델 타당성 검토는 횡방향 변위와 요 각을 자유도로 갖는 2 자유도 윤축모델로써 Runge-Kutta method를 이용하여 동특성을 해석하였다. 수치해석 결과로써 주파수 분석을 함으로써 상사모델과 실제 모델과의 동특성의 차이를 비교함으로써 상사모델의 타당성을 검토하였다.
- 설계 타당성 검토를 달성하기 위해 Solidworks를 이용하여 상사모델을 설계하였으며, ANSYS, Recurdyn, SAMCEF 등의 상용 FEM 프로그램을 이용하여 주요 부품의 모드해석 및 시뮬레이션을 통해 공진회피 설계 및 설계의 타당성을 검토하였다.
- 설계기법 정립에 있어 모터 스펙 선정, 1차 현가장치 설계변수 설정, 횡력 측정을 위한 시스템 고안, 기타 설계 수정안 정립 등으로 설계기법을 정립하였다.
- 앞선 단계들의 정보를 이용하여 최종적으로 1/5 크기의 차륜/레일 접촉 상사모델을 개발하여, 실험결과로써 크리프 곡선을 산출하였다.
- 추가적으로 곡선주행 모사를 위한 설계안으로써 캔트량 및 원심력이 적용 가능하도록 설계, 제작함으로써 곡선주행을 모사하였다.
- 최종적으로 본 연구 초기 제안된 연구목표 대비 차륜형상 설계안 제시의 목표를 달성하지 못하였지만, 곡선주행까지 모사 가능한 상사모델을 개발함으로써 비선형 동특성 측정기술 개발 및 크리프 곡선 형상 산출이라는 목표에 있어 초과달성하였다고 판단하였다.

2. 관련 분야 기여도

- 철도차량 설계 단계에서 향후 연구로써 차륜/레일 상사모델을 이용한 파라미터 스터디를 통한 차량 동특성 예측이 가능함
-

제5장. 연구개발성과의 활용계획

■ 현장적용 방안

- 고속전철 설계 단계에서 간편히 크리프 측정을 하고, 해석결과를 검증함으로써 보다 안전하고 고속 주행이 가능한 철도차량 설계가 가능함
- 상사모델에 관한 폭넓은 연구를 통해 차륜/레일 접촉뿐만 아니라 대차, 차체 모델까지 확장, 적용함으로써 철도차량 1 량의 동특성 해석 가능함
- 크리프 측정 설계기법을 적용하여 고속전철 설계 및 제작 과정에서 상사모델을 통해 철도차량 동특성 예측 가능함

■ 국내 고속전철기술 기여

- 현재 국내 고속전철 설계는 주로 전산해석에 의존하고 있으나, 실제 실험을 통한 결과와의 비교 및 추론을 위한 충분한 실험데이터로써 활용 가능함
- 전산해석 결과를 실험으로 검증함으로써 충분한 고속전철 동특성의 물리적, 역학적 이해 가능해짐
- 상사기법 연구를 수행함으로써 상사모델 개발을 통해 물리적으로 제약이 많은 실차시험 대용 가능함
- 직선주행뿐만 아니라 곡선주행에서 발생하는 철도차량 동특성을 실험적으로 검증이 가능함

* 연구개발성과 활용계획서 참조

제6장. 연구 과정에서 수집한 해외 과학기술 정보

■ 특허 동향

[프랑스]

특허명	출원번호	발명자	주요내용
Rail transit contact track measuring device and measuring method	EP 20120722547	E m m a n u e l L A U R A N S , J e a n - M i c h e l P I S S O T , P h i l i p p e P O U L I G N Y	A system for dynamic measurement of the wheel load of a train which includes force sensors.

[캐나다]

특허명	출원번호	발명자	주요내용
Measurement of wheel and/or axle load of road vehicles	CA 26448751	Terrance Arthur Bergan, Randal Leroy Hanson	A dynamic weighing instrument for moving wheeled vehicles weighing, dynamic weighing instrument.

[미국]

특허명	출원번호	발명자	주요내용
System for measuring loads during wheel/rail contact of rail vehicles	US 12/990,018	Fritz Ehmke, Peter Groll, Ralph Mueller	A system for detecting forces and/or torques that are caused by a rail vehicle and which act on a rail comprising
Method for reducing wear of steel elements in sliding-rolling contact	US 10/429,127	Don T. Eadie	A method of reducing rail wear, wherein the rail, and one, or more than one rail car wheel are in sliding or sliding-rolling contact and the rail comprises a low rail and a high rail each having a head and a gauge face/gauge corner
Estimation of wheel rail interaction forces	US 11/916,636	Fujie Xia, Peter Joseph Wolfs	A method of estimating contact forces between the wheels of a railway wagon and a rail track along which the wagon is moving
System and method for detecting wheel slip and skid in a locomotive	US 2008/0051967 A1	Andrew C. Tarnow Serge Mai	A system and a method for determining a true acceleration and velocity of a locomotive and for controlling wheel slip and wheel skid of the locomotive is disclosed.
Predicting wheel slip and skid in a locomotive	US 2005/0189886 A1	Railpower Technologies Corp.	The present invention is directed to the termination of the occurrence of wheel slip/skid and prediction and prevention of the onset of wheel slip/skid in a locomotive.
Creep compensation using road grade and mass estimation	US 2016/0090006 A1	FORD GLOBAL TECHNOLOGIES, LLC	A method according to an exemplary aspect of the present disclosure includes, among other things, controlling a torque output of an electric machine of an electrified vehicle during a vehicle creep condition, the torque output calculated based at least on a road grade estimate and a vehicle mass estimate.

[중국]

특허명	출원번호	발명자	주요내용
Rail transit contact track measuring device and measuring method	CN 201410108315	Hu Liang, Huanzhong Shou, Wenzheng Cao, Peisen Wang, Shaohua Li	Based on the image processing apparatus, by identifying the position and size of the contact rail, measuring the actual installation position of the contact rail.

[일본]

특허명	출원번호	발명자	주요내용
Creep cut-off control device for electric vehicle	EP 201108005191	Yohei Nakamura, Isamu Kazama	Improvement proposal of a creep cutoff control device provided in an electric vehicle.
Wheel contact tester for rolling stock	11320756	財団法人 鐵道總合 技術研究所	To provide a wheel contact tester for rolling stock in which actual state of rail (slack (enlarged gauge)) or circumferential difference of inner and outer rails at a curve (inner wheel difference)) can be reproduced faithfully and continuously.
Apparatus for measuring creep force and method therefor	15399122	財団法人 鐵道總合 技術研究所	To provide a creep force measuring apparatus and a method, which can simply and easily measure the creep force between an actual rail and railroad wheels.

제7장. 연구개발성과의 보안등급

제8장. 국가과학기술종합정보시스템에 등록된 연구시설·장비 현황

구입 기관	연구시설/ 연구장비명	규격 (모델명)	수량	구입 연월일	구입 가격 (천원)	구입처 (전화번호)	비고 (설치 장소)	NTIS장비 등록 번호

제9장. 연구개발과제 수행에 따른 연구실 등의 안전 조치 이행 실적

- 본 교의 안전관리규정 및 연구실 안전교육을 이수하였음.

본교는 연구원들의 안전과 연구실험실 안전에 대해서 국가연구개발사업 수행에 따른 안전조치 이행계획 등과 관련하여 안전관리 전담 인력과 협력하며 연구활동에 필요한 모든 제반사항을 적극 관리하고

있음.

1. 안전환경관리규정 운영(2009.11.1제정, 2011.11.1.개정)

- 캠퍼스별, 단과대학 및 기관별, 연구·실험실별 안전관리 책임자 및 담당자 지정
- 연구·실험실 안전에 필요한 사항을 심의하기 위해 「안전환경관리위원회」를 운영
- 안전관리 주관부서인 관리팀에서 매년 안전관리업무계획을 수립 운영
- 안전전담자(3명), 및 단과대학별(간접부서) 중간안전관리담자(총18명) 선임 운영

2. 안전점검활동

가. 안전점검 종류 및 주요내용

구분	점 검 자	주 요 내 용	비 고
수시 점검	경비(보안)근무자, 관리팀 안전환경관리자	가동기기, 위험물, 냉난방기기 전원 상태 등	연휴 전/후 (설날, 추석, 장마철 등)
일일 점검	실험실/사무실 직원 경비(보안)근무자	연구실험실 정리정돈 및 발열설 비, 화학물질 등 위험요소	일일안전점검 check-list 기록 및 유지
전문 점검	안전전문가(외부전문기관)	분야별 점검 (화학, 가스, 전기, 위험기계, 소 방, 산업위생, LMO 등)	매년 실시 및 문제점 개선
종합 점검	안전환경관리자 외부전문가 정밀안전점검	연구실험실 분야별 점검 (화학, 가스, 전기, 위험기계, 소 방, 산업위생, LMO 등)	-주기 : 년1회(정기점검) -방법 : 전 건물 대상 (연구실험실)

1) 일일안전점검 : 각 연구·실험실 실시 (담당교수 관리)

2) 자체점검(전문가): 매년실시

- 소방점검 : 외부 전문업체 용역(매월 실태점검 및 종합정밀점검 실시)
- 위험기계설비: 외부전문업체 점검 총 150대
(발열설비(OVEN) 및 흡후드 특별안전진단 실시 완료)
-> 발열설비 개선내용 : 과부하차단기 부착된 멀티콘센트 개선
-> 흡후드 개선내용 : 방화댐퍼 및 방폭커버, 송풍기, 덕트 등 개선완료

3) 정기점검 및 정밀안전진단: 법령에 의거하여 시행

- 2014. 정밀진단 완료(누리&소방안전)
- 2015. 11. 정기점검 완료

** 정기안전점검 및 정밀안전진단을 실시하여 관리등급별로 구분하여 차등관리하며, 안전점검에서 발생된 문제점은 즉시 개선을 원칙으로 함.

나. 안전등급 선정기준에 따라 등급 분류(등급이 높을수록 잠재위험 요인이 큼)

등 급	상 태
1등급	문제가 없고 안전성이 유지된 상태
2등급	경미한 결함이 발견되었으나 안전성에 영향이 없으며, 경미한 보수가 필요한 상태
3등급	결함이 2등급보다 취약하고 전체적인 안전에 크게 영향을 미치지 않는 일부보수 및 보강이 필요한 상태
4등급	결함이 심하게 발생하여 긴급보수, 보강이 필요 하며 사용에 제한을 하여야 하는 상태
5등급	심각한 결함이 발생하여 안전상 위험발생 가능성이 커서 즉시 사용금지하고 개선 해야 하는 상태

다. 관리위험등급의 지정

- 가. A형 연구실 : 미생물 및 동물을 포함한 생물을 사용하는 연구실
- 나. B형 연구실 : 화학약품 등 독성물질을 사용하는 연구실
- 다. C형 연구실 : 방사성 동위원소 물질 등을 사용하는 연구실
- 라. D형 연구실 : 고압전기설비, 대형기자재(유해위험 기계·기구 등) 사용 연구실
- 마. E형 연구실 : 고압, 폭발성, 유독가스 등을 사용하는 연구실

바. F형 연구실 : 위험물질 미사용 연구실(설계, 컴퓨터 등)

3. 교육훈련

가. 개요

「연구실안전환경조성에관한법률」에 따라 안전교육은 월 1시간 이상 또는 6개월에 6시간 이상 실시하도록 규정되어 온라인교육을 의무교육으로 운영하고 있으며, 대학원 신입생은 별도로 2시간 오프라인 교육을 실시하고 있음.

나. 대상 : 학부생, 대학원생, 연구원, 소속 연구원, 외부연구기관 등

다. 안전교육 의무화

- 안전교육 의무교과 학기별 운영: 0학점 P/F(학부, 대학원 공통)
- 대학원과정: 학위논문 심사원 제출 시 안전교육 이수확인서 첨부
[석사과정 통상 4기, 박사과정 통상 8기]

라. 교육구성 : 공통과목 + 선택과목

- * 선택과목 : 교육배정 설문을 통해 해당되는 안전교육 추가 배정
(예) 설문 시 화학분야 및 가스분야 선택
: 공통(6EA) + 화학(2EA) + 가스(1EA) = 총 9EA

4. 건강검진

- 건강검진은 학교보건법에 의거 본교 건강센터에서 주관하며 매년 학부생 및 대학원생을 대상으로 건강검진을 실시하고 있음.

->일반검진실시 결과 : 2010(3,223명), 2011(4,125명), 2012(2,668명), 2013(3,318명)
2014(4,391명), 2015(4,905명)

->특수건강진단 결과: 2013(194명, 41.9%), 2014(366명, 68.8%), 2015(425명, 85.2%)

제10장. 연구개발과제의 대표적 연구 실적

번호	구분 (논문/ 특허/ 기타)	논문명/특허명/ 기타	소속 기관명	역할	논문 게재지/ 특허 등록 국가	영향력 지수	논문 게재일 /특허 등록일	사사 여부 (단독 사사 또는 중복 사사)	특기 사항 (SCI 여부/인용 횟수 등)
1	논문	근사적 모델 역변환을 활용한 전기-유압 액추에이터의 적응 위치 제어기 설계	성균관대 학교		한국로봇학회		2016. 05. 31	단독 사사	
2	특허	철도차량의 횡력 측정장치	성균관대 학교		대한민국		2016. 05. 27	단독 사사	
3	학술대회 발표	비접촉식 레이저 변위 센서를 이용한 철도차량 차륜/레일 접촉 상사모델에서의 횡변위 측정	성균관대 학교		대한기계학회		2016. 04. 27	단독 사사	
4	논문	A real time cost effective geometry calibration method for isocenter tracking of a rotating gantry using optical vision sensors	성균관대 학교		Microsystem Technologies		2016. 12	단독 사사	SCI
5	프로그램	차륜/레일 접촉 실험을 통한 크리프 곡선 산출 프로그램	성균관대 학교		대한민국		2017. 05. 23		

제11장. 기타 사항

제12장. 참고 문헌

- [1] Y. K. Hong, W. H. You, H. S. Lee, “A study on the measurement of new concept for the contact force between rail and wheel,” Journal of the Korean Society for Railway, Vol. 10, No. 5, pp. 806-811, 2007
- [2] S. W. Jeon, D. H. Koo, J. C. Kim, S. Y. Hwang, “Research for a factor affecting creep force at wheel/rail contact surface of roller rig,” Proceedings of the Korean Society for Railway, pp. 606-612, 2008
- [3] Y. J. Shin, W. H. You, H. M. Hur, J. H. Park, “Development of the roller rig for 1/5 scaled half railway vehicle to perform running stability test,” Journal of the Korean Society for Precision Engineering, Vol. 28, No. 5, pp. 543-550, 2011.
- [4] J. H. Han, T. M. Kim, J. T. Kim, “Analysis of the Vibration Characteristics of a High-Speed Train using a Scale Model,” Journal of the Korean Society for Railway, Vol. 16, No. 1, pp. 7-13, 2013.
- [5] D. Y. Sung, K. S. Chang, Y. G. Park, “Analysis for Optimal Rail Grinding Amount by Rolling Contact Fatigue Test in High Speed Railway,” Journal of the Korean Society for Railway, Vol. 15, No. 2, pp. 141-146, 2012.
- [6] H. M. Hur, W. H. You, N. P. Kim, T. W. Park, “Stability Evaluation of the Railway Bogie According to the Tread Inclination of Wheel Profile Using Scale Model,” Journal of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 33, No. 10, pp. 1099-1107, 2009.
- [7] A. Matsumoto, Y. Sato, M. Nakata, M. Tanimoto, K. Qi, “Wheel-rail contact mechanics at full scale on the test stand,” Wear, Vol. 191, pp. 101-106, 1996.
- [8] A. Matsumoto, Y. Sato, H. Ono, Y. Wang, M. Yamamoto, M. Tanimoto, Y. Oka, “Creep force characteristics between rail and wheel on scaled model,” Wear, Vol. 253, Issue 1-2, pp. 199-203, 2002.
- [9] H. Doi, T. Miyamoto, Y. Nishiyama, S. Ohe, H. Kamachi, “A new experimental device to investigate creep forces between wheel and rail,” Wear, Vol. 271, Issue 1-2, pp. 40-46, 2011.

-
- [10] W. J. Wang, P. Shen, J. H. Song, J. Guo, Q. Y. Liu, X. S. Jin, "Experimental study on adhesion behavior of wheel/rail under dry and water conditions," *Wear*, Vol. 271, pp. 2699–2705, 2011.
- [11] D. I. Fletcher, S. Lewis, "Creep curve measurement to support wear and adhesion modelling, using a continuously variable creep twin disc machine," *Wear*, Vol. 298–299, pp. 57–65, 2013.
- [12] A. Alonso, A. Guiral, L. Baeza, S. Iwnicki, "Wheel-rail contact: experimental study of the creep forces-creepage relationships," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 52, Supplement, pp. 469–487, 2014.
- [13] F. W. Carter, "On the action of a locomotive driving wheel," *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character*, Vol. 112, No. 760, pp. 151–157, 1926.
- [14] J. Halling, "Microslip between a rolling element and its track arising from geometric conformity and applied surface tractions," *Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 8, No. 4, pp. 320–321, 1964.
- [15] J. J. Kalker, "On the rolling contact of two elastic bodies on the presence of dry friction," *Thesis Delft*, 1967.
- [16] K. L. Johnson, "A note on the adhesion of elastic solids," *British Journal of Applied Physics*, Vol. 9, Issue 5, pp. 199–200, 1958.
- [17] K. L. Johnson, P. J. Vermeulen, "Contact of non-spherical bodies transmitting tangential forces," *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 25, pp. 339–346, 1958.
- [18] A. Matsumoto, Y. Sato, H. Ohno, T. Mizuma, Y. suda, M. Yamamoto, Y. Oka, "Study on curving performance of railway bogies by using full-scale stand test," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 44, Supplement, pp. 862–873, 2006.
- [19] X. Jin, P. Wu, Z. Wen, "Effects of structure elastic deformations of wheelset and track on creep forces of wheel/rail in rolling contact," *Wear*, Vol. 253, pp. 247–256, 2002.
- [20] N. K. Cooperrider, "The hunting behavior of conventional railway trucks," *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 94, pp. 752–761, 1972.
- [21] S. Y. Lee, Y. C. Cheng, "Nonlinear analysis on hunting stability for high speed railway vehicle trucks on curved tracks," *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 127, pp. 324–332, 2005.
-

-
- [22] S. Y. Lee, Y. C. Cheng, "Inuences of the vertical and the roll motions of frames on the hunting stability of trucks moving on curved tracks," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 294, pp. 441–453, 2006.
- [23] A. Jaschinski, "On the application of similarity laws to a scaled railway bogie model," *Dissertation*, TU-Delft, 1990.
- [24] A. Jaschinski, H. Chollet, S. Iwnicki, A. Wickens, J. Würzen, "The application of roller rigs to railway vehicle dynamics," *Vehicle system dynamics*, Vol. 31, pp. 345–392, 1999.
- [25] Z. Y. Shen, J. K. Hedrick, J. A. Elkins, "A comparison of alternative creep force models for rail vehicle dynamic analysis," *Vehicle system dynamics*, Vol. 12, pp. 79–83, 1983.
- [26] H. M. Sedighi, K. H. Shirazi, "Bifurcation analysis in hunting dynamical behavior in a railway bogie: Using novel exact equivalent functions for discontinuous nonlinearities," *Scientia Iranica*, Vol. 19, pp. 1493–1501, 2012.
- [27] O. Polach, I. Kaiser, "Comparison of methods analyzing bifurcation and hunting of complex rail vehicle models," *Journal of computational and nonlinear dynamics*, Vol. 7, pp. 041005–1–8, 2012.
- [28] H. Molate, M. Hecht, M. H. Kadivar, "Effect of suspension system in the lateral stability of railway freight trucks," *Journal of rail and rapid transit*, Vol. 221, pp. 399–407, 2007.
- [29] Q. Y. Liu, B. Zhang, Z. R. Zhou, "An experimental study of rail corrugation," *Wear*, Vol. 255, pp. 1121–1126, 2003.
- [30] J. J. Kalker, "A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 11, pp. 1–13, 1982.
- [31] J. J. Kalker, "Three-dimensional elastic bodies in rolling contact," *Kluwer Academic Publishers*, 1990.
- [32] J. J. Kalker, "The tangential force transmitted by two elastic bodies rolling over each other with pure creepage", *Wear*, Vol. 2, pp. 421–430, 1968.
- [33] V. K. Garg, R. V. Dukkipati, "Dynamics of railway vehicle system," *Acamedic press*, 1984.
-

-
- [34] R. H. Bentall, K. L. Johnson, "Slip in the rolling contact of two dissimilar elastic rollers," *International Journal of mechanical sciences*, Vol. 9, pp. 389–404, 1967.
- [35] T. G. Pearce, K. A. Rose, "Measured force–creepage relationships and their uses in vehicle response calculations", *Vehicle system dynamics*, Vol. 15, pp. 427–440, 2007.
- [36] J. Pombo, J. Ambrosio, M. Silva, "A new wheel–rail contact model for railway dynamics," *Vehicle system dynamics*, Vol. 45, pp. 165–189, 2007.
- [37] Y. Sakuma, M. P. Paidoussis, S. J. Price, "Dynamics of trains and train-like articulated systems travelling in coned fluid–part 1: Modelling and Basic Dynamics", *Journal of Fluids and Structures*, Vol. 24, pp. 932–953, 2008.
- [38] M. Ahmadian, S. Yang, "Effect of system nonlinearities on locomotive bogie hunting stability," *Vehicle system dynamics*, Vol. 29, pp. 365–384, 1998.
- [39] J. C. Kim, S. J. Kwon, "Study on reduction method and characteristic of lateral vibration of the rail car in a high speed train," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 31, pp. 765–771, 2014.
- [40] H. M. Hur, S. T. Kwon, C. W. Lee, D. H. Goo, "Arc-type wheel profile design and test results," *Journal of the Korean Society for Railway*, Vol. 7, pp. 130–136, 2004.
- [41] J. K. Jang, S. I. Lee, Y. S. Choi, "Effects of wheel profile on KTX dynamic characteristics," *Journal of the Korean Society for Railway*, Vol. 7, pp. 259–263, 2004.
- [42] Y. C. Cheng, S. Y. Lee, H. H. Chen, "Modeling and nonlinear hunting stability analysis of high-speed railway vehicle moving on curved tracks," *Journal of Sound and Vibration* 324, pp.139–160, 2009.
- [43] T. Telliskivi, U. Olofsson, "Contact mechanics analysis of measured wheel–rail profiles using the finite element method," *Journal of rail and rapid transit*, Vol. 215 No. 2, pp. 65–72, 2001.
- [44] R. Enblom, M. Berg, Impact of non-elliptic contact modelling in wheel wear simulation, *Wear*, Vol. 265, No. 9–10, pp. 1532–1541, 2008.
- [45] P. J. Remington, "Wheel/rail squeal and impact noise: what do we know? what don't we know? where do we go from here?," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 116, pp. 339–353, 1987.
- [46] Y. Y. Lee, H. S. Lee, "A study on the optimization of suspension
-

characteristics for improving running safety of railway vehicle,” Journal of Korean Society for Railway, Vol. 12, No. 6, pp. 909–914, 2009.

[47] K. Nishimura, N. C. Perkins, W. Zhang, "Suspension dynamics and design optimization of a high speed railway vehicle," ASME/IEEE Joint Rail Conference, pp. 129–139, 2004.

[48] A. Martowicz, P. Kurowski, T. Uhl, G. Lasko, "An Application of Response Surface Method to Design Optimization of a Model of rail Vehicle Considering Uncertainties," Mechanics and Control, Vol. 30, No. 2, pp. 85–95, 2011.

[49] A. Johnson, V. Berbyuk, M. Enelund, "Vibration dynamics of high speed train with pareto optimized damping of bogie suspension to enhance safety and comfort." ISMA 2010 Including USD 2010, pp. 3477–3488, 2010.

[50] C. Y. Park Y. G. Kim, D. S. Bae, "A study on the response surface model and the neural network model to optimize the suspension characteristics for Korean High Speed Train", Summer Conf Korean Society For Railway, pp.7–12, 2004.

[51] M. Cavazzuti, "Optimization Methods: From Theory to Design", Springer, 2013.

[52] S. H Park, "Design Expert 7 & Minitab", Freeaca, 2008.

[53] J. S. Arora, "Introduction to optimum design", McGraw–Hill, Korea, 1994.

[54] N. K. Cooperrider, "The Hunting Behavior of Conventional Railway Trucks," ASME Journal of Eng. Industry, Vol. 94, pp. 752–762, 1972.

[55] R. R. Huilgol, "Hopf–Friedrichs Bifurcation and the Hunting of a Railway Axle," Quart.J. Appl. Math., Vol. 36, pp. 85–94.

[56] M. Ahmadian, S. Yang, "Hopf Bifurcation and Hunting Behavior in a Rail Wheelset with Flange Contact," Nonlinear Dynamics, 15, pp. 15–30, 1998.

[57] J. Zeng, W. H. Zhang, H. Y. Dai, X. J. Wu, Z. Y. Shen, "Hunting Instability Analysis and H^∞ Controlled Stabilizer Design for High Speed Railway Passenger Car," Vehicle System Dynamics Supplement, 28, pp. 655–668, 1998.

-
- [58] W. Chung, S. Kim, "A Study on the critical speed of railway vehicles", Transaction of KSME A, Vol. 24, No. 8, pp.1991–1999, 2000.
- [59] P. Kim, J. W. Seok, "Bifurcation analysis on the hunting behavior of a dual-bogie railway vehicle using the method of multiple scales," Journal of Sound and Vibration 329, pp. 4017–4039, 2010.
- [60] S. Y. Lee, Y. C. Cheng, "Hunting stability analysis of high-speed railway vehicle trucks on tangent tracks," Journal of Sound and Vibration, 282, pp. 881–898, 2005.
- [61] Y. C. Cheng, S. Y. Lee, H. H. Chen, "Modeling and nonlinear hunting stability analysis of high-speed railway vehicle moving on curved tracks," Journal of Sound and Vibration, 24(3), pp. 139–160, 2009.
- [62] S. Y. Lee, Y. C. Cheng, "Nonlinear analysis on the hunting stability of high speed railway vehicle trucks on curved tracks," Transactions of the ASME Journal of Vibration and Acoustics, 127, pp. 324–332, 2005.
- [63] J. Pombo, J. Ambrosio, M. Silva, "A new wheel - rail contact model for railway dynamics," Vehicle System Dynamics, 45(2), pp. 165–189, 2007.
- [64] S. Zhang, S. Sun, X. Jin, "Numerical Simulation of Two-Point Contact between Wheel and Rail," The Chinese Society of Theoretical and Applied Mechanics, 22, pp. 352–359, 2009.
- [65] R. V. Dukkipati, V. K. Garg, "Dynamics of railway vehicle systems," Academic Press, Canada, 1984.
- [66] D. Horak, D. N. Wormley, "Nonlinear stability and tracking of rail passenger trucks," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 104, pp. 256–263, 1982.
- [67] K. Knothe, F. Bohm, "History of stability of railway and road vehicles," Vehicle System Dynamics, 31, pp. 283–323, 1999.
- [68] J. Kisilowski, K. Knothe, "Advanced Railway Vehicle System Dynamics," WNT, Warsaw, 1991.
-

-
- [69] M. Ahmadian, S. Yang, "Effect of system nonlinearities on locomotive bogie hunting stability," *Vehicle system dynamics*, Vol. 29, pp. 365–384, 1998.
- [70] O. Matsushita, M. Ida, R. Takahashi, "Application of quasi-modal concept to rotational ratio response analysis and new balancing," *IMechE*, pp. 427–437, 1984.
- [71] H. Harrison, T. McCanney, J. Cotter, "Recent developments in coefficient of friction measurements at the rail/wheel interface," *Wear*, Vol. 253, pp. 114–123, 2002.
- [72] E. A. H. Vollebregt, H. M. Schuttelaars, "Quasi-static analysis of two-dimensional rolling contact with slip-velocity dependent friction," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 331, pp. 2141–2155, 2012.
- [73] E. A. H. Vollebregt, "Numerical modeling of measured railway creep versus creep-force curves with CONTACT," *Wear*, Vol. 314, pp. 87–95, 2014.
- [74] A. Matsumoto, Y. Sato, H. Ohno, M. Shimizu, J. Kurihara, T. Saitou, Y. Michitsuji, R. Maysui, M. Tanimoto, M. Mizuno, "Actual states of wheel/rail contact forces and friction on sharp curves-Continuous monitoring from in-service trains and numerical simulations," *Wear*, Vol. 314, pp. 189–197, 2014.
- [75] A. Rovira, A. Roda, R. Lewis, M. B. Marshall, "Application of Fastsim with variable coefficient of friction using twin disc experimental measurements," *Wear*, Vol. 274–275, pp. 109–126, 2012.
- [76] M. Messouci, "Steady state motion of rail vehicle with controlled creep forces on curved track," *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 6, No. 2, pp. 31–40, 2011.
- [77] J. Zeng, L. Wei, P. Wu, "Safety evaluation for railway vehicles using an improved indirect measurement method of wheel-rail forces," *Journal of Modern Transportation*, Vol. 24, No. 2, pp. 114–123, 2016.
- [78] J. B. Ayasse, H. Chollet, "Determination of the wheel rail contact patch in in semi-Hertzian conditions," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 43, No. 3, pp. 161–172, 2005.
-

-
- [79] S. Iwnicki, "Simulation of wheel-rail contact forces," *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*, Vol. 26, Issue 10, pp. 889–900, 2003.
- [80] T. Matsudaira, N. Matsui, S. Arai, K. Yokose, "Problems on hunting of railway vehicle on test stand," *Journal of Engineering for Industry*, Vol. 91, pp. 879–885, 1969.
- [81] A. Matsumoto, Y. Sato, H. Ohno, M. Shimizu, J. Kurihara, M. Tomeoka, T. Saitou, Y. Michitsuji, M. Tanimoto, Y. Sato, M. Mizuno, "Continuous observation of wheel/rail contact forces in curved track and theoretical considerations," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 50, Supplement, pp. 349–364, 2012.
- [82] H. Ronasi, H. Johansson, F. Larsson, "Identification of wheel-rail contact forces based on strain measurements, an inverse scheme and a finite-element model of the wheel," *Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 228, pp. 343–354, 2014.
- [83] L. Wei, J. Zeng, P. Wu, H. Gao, "Indirect method for wheel-rail force measurement and derailment evaluation," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 52, No. 12, pp. 1622–1641, 2014.
- [84] S. Yildirim, I. Uzmay, "Neural network applications to vehicle's vibration analysis," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 38, pp. 27–41, 2003.
- [85] M. Messouci, "Steady state motion of rail vehicle with controlled creep forces on curved track," *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 6, No. 2, pp. 31–40, 2011.
- [86] R. H. Bentall, K. L. Johnson, "Slip in the rolling contact of two dissimilar elastic rollers," *International journal of mechanical sciences*, Vol. 9, Issue 6, pp. 389–404, 1967.
- [87] S. S. Hsu, Z. Huang, S. D. Iwnicki, D. J. Thompson, C. J. C. Jones, G. Xie, P. D. Allen, "Experimental and theoretical investigation of railway wheel squeal," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 221, Issue 1, pp. 59–73, 2007.
- [88] H. Ronasi, K. D. Oldknow, J. VanderMarel, J. Cotter, D. T. Eadie, "Traction-creepage curve identification at the wheel/rail interface: A fast experimental approach," *Wear*, Vol. 366 – 367, pp. 346–351, 2016.
-

-
- [89] R. V. Dukkipati, S. N. Swamy, "Non-linear steady-state curving analysis of some unconventional rail trucks," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 36, Issue 4, pp. 507-521, 2001.
- [90] J. Giner, L. Baeza, P. Vila, A. Alonso, "Study of the falling friction effect on rolling contact parameters," *Tribology Letters*, 2017.
- [91] E. Magel, Y. Liu, "Study of friction-measurement, analysis and practical implications for the wheel/rail contact," *Proceedings of the 8th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems*, 2009.
- [92] M. Messouci, "Steady state motion of rail vehicle with controlled creep forces on curved track," *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, Vol. 6, No. 2, pp. 31-40, 2011.
- [93] J. O. Yougat, J. M. Miralles, M. D. L. Santos, "Analytical model of wheel-rail contact force due to the passage of a railway vehicle on a curved track," *Revista Facultad de ingenieria*, No. 50, pp. 135-144, 2009.
- [94] K. L. Johnson, "The Effect of a Tangential Contact Force Upon the Rolling Motion of an Elastic Sphere on a Plane," *ASME, Journal of Applied Mechanics*, No. 25, pp. 332-338, 1958.
- [95] M. Toumi, H. Chollet, H. Yin "Finite element analysis of the frictional wheel-rail rolling contact using explicit and implicit methods," *Journal of WEAR*, Vol 366-367, pp. 157-166, 2016.
- [96] J. Piotrowski, "Kalker's algorithm Fastsim solves tangential contact problems with slip-dependent friction and friction anisotropy," *Journal of Vehicle System Dynamics*, Vol. 48, No. 7, pp. 869-889, 2010.
- [97] B. Allotta, L. Pugi, M. Malvezzi, F. Bartolini, F. Cangioli, "A scaled roller test rig for high-speed vehicles," *Journal of Vehicle System Dynamics*, Vol. 48, PP. 3-18, 2010.
- [98] K. Zboinski, M. Dusza, "Development of the method and analysis for non-linear lateral stability of railway vehicles in a curved track," *Journal of Vehicle System Dynamics*, Vol. 44, pp. 147-157, 2006.
-

[99] L. Chevalier, S. Cloupet, M. Quillien, "Friction and wear during twin-disc experiments under ambient and cryogenic conditions," *Tribology International*, pp. 1376-1387, 2006.

[100] T. G. Pearce, K. A. Rose, "Measured Force-creepage Relationships and Their Use in Vehicle Response Calculations," *Journal of Vehicle System Dynamics*, Vol. 15, pp. 427-440, 2007.

9. 뒷면지

주 의

1. 이 최종보고서는 국토교통부에서 시행한 국토교통기술촉진연구사업의 연구보고서입니다.
2. 이 최종보고서 내용을 발표하는 때에는 반드시 국토교통부에서 시행한 사업의 연구개발성과임을 밝혀야 합니다.
3. 국가과학기술 기밀 유지에 필요한 내용은 대외적으로 발표 또는 공개하여서는 안 됩니다.

210mm×297mm[백상지(80g/㎡) 또는 종질지(80g/㎡)]