15CTAP
-C07744
4-02

발간등록번호
11-1613000-
001504-01

Developing of accident reconstruction technology for damage scope analysis on derailment/collision complex train accident R&D Report

탈선/충돌 복합사고열차의 손상범위
분석을 위한 사고재현 기술 개발 최종보고서

2016

국토교통과학기술진흥원

국토교통부

보안 과제( ), 일반 과제(√) / 공개(√), 비공개( )

국토교통기술촉진연구사업 제 2차 연도 최종보고서

R&D /
15CTAP-C077444-02

탈선/충돌 복합사고 열차의 손상범위 분석을 위한 사고재현 기술 개발 최종보고서

2016 . 09 . 29 .

주관연구기관 / 서울과학기술대학교 산학협력단

국 토 교 통 부

국토교통과학기술진흥원

제 출 문

국토교통과학기술진흥원장 귀하

'탈선/충돌 복합사고 열차의 손상범위 분석을 위한 사고재현 기술 개발'
(연구개발 기간 : 2014. 07. 11 ~ 2016. 07. 10) 과제의 최종보고서 10부를 제출합니다.

2016 . 09 . 29 .

주관연구기관명 : 서울과학기술대학교 산학협력단 박 익 근 (인)

주관연구기관책임자: 구 정 서

국토교통부소관 연구개발사업 운영규정 제38조에 따라 최종보고서 열람에 동의합니다.

보고서 요약서

<table>
<tr><td>과제 고유 번호</td><td>15CTAP-C077444-02</td><td>해당 단계 연구 기간</td><td>2년</td><td>단계구분</td><td>총단계</td></tr>
<tr><td rowspan="2">연구사업명</td><td>중사업명</td><td colspan="4">국토교통기술촉진연구사업</td></tr>
<tr><td>세부사업명</td><td colspan="4"></td></tr>
<tr><td rowspan="2">연구과제명</td><td>대과제명</td><td colspan="4"></td></tr>
<tr><td>세부과제명</td><td colspan="4">탈선/충돌 복합사고 열차의 손상범위 분석을 위한 사고재현 기술 개발</td></tr>
<tr><td rowspan="2">연구책임자</td><td rowspan="2">대과제가 있을 경우 기재합니다(단위과제일 경우에는 아래에 기재합니다)</td><td>해당단계 참여 연구원 수</td><td>총: 9 명
내부: 9 명
외부: 명</td><td>해당단계 연구개발비</td><td>정부:148,000천원
기업: 0 천원
정부 외: 0 천원
계:148,000천원</td></tr>
<tr><td>총 연구기간 참여 연구원 수</td><td>총: 9 명
내부: 9 명
외부: 명</td><td>총 연구개발비</td><td>정부:247,000천원
기업: 0 천원
정부 외: 0 천원
계:247,000천원</td></tr>
<tr><td>연구기관명 및 소속 부서명</td><td colspan="3"></td><td colspan="2">참여기업명</td></tr>
<tr><td>국제공동연구</td><td colspan="3">상대국명:</td><td colspan="2">상대국 연구기관명:</td></tr>
<tr><td>위탁연구</td><td colspan="3">연구기관명:</td><td colspan="2">연구책임자: 구 정 서</td></tr>
<tr><td colspan="4">○ 비정상 주행조건에 대한 새로운 탈선 판정 이론 적용
- 차륜과 레일 사이의 마찰계수, 차륜 플랜지의 각도, 윤중감소 등에 따라 탈선 시점과 탈선의 유형이 달라짐.
- 윤축의 탈선거동이 발생할 때, 차륜 플랜지와 레일 접촉부의 마찰력의 작용 방향에 따라 미끄러져오름 또는 타고오름 탈선이 일어남.
- 이와 같이 다양한 물리적 변수를 고려한 새로운 비정상 주행 단일윤축 탈선이론을 탈선 판정에 적용함

○ 시간 단축을 위한 차륜-레일 인터페이스 모델링 방법 개발
- 철도차량의 주행 추진력은 차륜-레일 점착력으로 발생하며 이를 정밀하게 구현하기 위해서는 실제와 동일한 구름접촉 모델이 필요.
- 그러나 구름접촉의 경우, 많은 해석시간이 필요하기 때문에 2점 접촉 모델을 사용한 새로운 차륜-레일 인터페이스 모델을 개발 적용.

○ 동역학적 이론모델을 이용한 지그재깅 및 타고오름의 차간연결부 초기 offset 량 설정 방법 개발
- 타고오름 또는 지그재깅 거동을 시뮬레이션으로 재현하기 위해서는 수많은 시행착오를 통하여 일치시켜야하기 때문에 많은 시간이 소요됨.
- 사고재현 시뮬레이션에서 시행착오를 줄이려면 이론적으로 차간연결부 초기 offset 량을 추정/설정하여 시뮬레이션 하여야, 좀 더 빠르게 실제 거동과 일치하는 결과를 얻을 수 있음.
- 이에 필요한 타고오름과 지그재깅의 초기 offset 량을 추정할 수 있는 이론해를 개발함.

○ 탈선/충돌 복합사고 재현을 위한 1D, 2D, 3D 편성열차 모델링 기술 개발</td><td colspan="2">보고서 면수: 327 페이지</td></tr>
</table>

- 탈선 사고 재현 시뮬레이션에 필요한 다양한 사고유발 원인 모델링 도구(충돌, 궤도, 주행조건 원인 등) 개발. - 1차원 모델 충돌동역학 해석은 전체적인 관점에서 차체구조의 충돌 에너지흡수량 및 충격감속도를 예측하기 위해 적용. - 2차원 모델 충돌동역학 해석은 각 단위 차량의 간의 타고오름 현상과 지그재깅 현상을 예측하기 위하여 적용. - 3차원 모델 충돌동역학 해석은 실제 충돌 시 발생하는 각 단위 차량의 차간 연결기 부품 및 지지 브라켓 구조에서 발생하는 충격력의 크기 등은 예측하기 위하여 적용. - 결국 사고재현 충돌해석에 필요한 물리량을 도출하려면 편성열차에 대하여 완전 유연체 1차원 모델, 부분 유연체 2차원 및 3차원 모델링 방법을 개발 적용하여야 함. ○ 사고재현 시뮬레이션 및 검증 기술 개발 - 사고재현 시뮬레이션에 필요한 탈선후 차륜-노면 사이의 마찰계수를 각 탈선차량에 대하여 일-운동에너지 법칙과 충격량-운동량 법칙을 이용하여 마찰계수 구하는 방법을 개발. - KTX 산천 3호 광명역 탈선 사고재현 시뮬레이션 결과와 실제 사고차량의 거동을 비교하여 전체적인 사고거동 비교평가 후, 각 차량의 파손 범위 및 정도를 비교하여 보완 및 검증하는 시뮬레이션 기술을 개발. ○ 손상 예측 및 검증 방안 제시 - 시뮬레이션 결과를 바탕으로 손상부위를 예측하고, 차량의 손상 부위 및 재질에 따라 손상부위 검출을 위한 적절한 검사 방법을 제시. ○ 보수방안 및 추적 유지관리 방안 - 파손 위치와 정도에 따라 재료 및 부재의 특성에 맞는 보수방안을 제시. - 보수 방법에 따른 보수 후 결함검사와 추적관리 방법을 제시하고, 동응력 계측을 통한 최종적인 잔존수명 평가 및 관리의 필요성을 제시.	

〈 요약문 〉

열차 주행 중에 발생하는 탈선/충돌 복합 사고를 재현할 수 있는 모델링 기술과 시뮬레이션 기술을 개발하여 단기적으로는 사고차량 수리에 활용하고 중기적으로는 보수차량의 유지관리에 활용. 이를 통하여 궁극적으로는 사고 시 차량의 안전도를 세계최고 수준으로 제공할 수 있는 기술력을 확보하고 한국형 고속열차의 차별화된 안전도 기술력을 확보하는 것.

○ 비정상 주행조건에 대한 새로운 탈선 판정 이론 적용
- 철도차량이 곡선/구배 과속 주행, 급제동, 측풍, 충돌 등 여러 가지 요인에 의해 대차와 차체에 비정상적 힘이 발생되고 이 힘은 현가장치를 거쳐 대차부의 차축과 차륜에 전달됨.
- 이러한 비정상적 힘에 의한 탈선은 차륜과 레일 사이의 마찰계수, 차륜 플랜지의 각도, 윤중감소 등에 따라 탈선 시점과 탈선의 유형이 달라짐.
- 윤축의 탈선거동이 발생할 때, 차륜 플랜지와 레일 접촉부의 마찰력의 작용방향에 따라 미끄러져 오름 또는 타고오름 탈선이 일어남.
- 이와 같이 다양한 물리적 변수를 고려한 새로운 비정상 주행 단일윤축 탈선이론을 탈선 판정에 적용함

○ 시간 단축을 위한 차륜-레일 인터페이스 모델링 방법 개발
- 철도차량의 주행 추진력은 복잡한 차륜-레일 접촉 매커니즘에 의한 점착력에서 발생하며 이를 정밀하게 구현하기 위해서는 실제와 동일한 구름접촉 모델이 필요.
- 그러나 구름접촉의 경우, 많은 해석시간이 필요하기 때문에 2점 접촉 모델을 사용한 새로운 차륜-레일 인터페이스 모델을 개발 적용.

연구의 목적 및 내용

○ 동역학적 이론모델을 이용한 지그재깅 및 타고오름의 차간연결부 초기 offset 량 설정 방법 개발
- 철도차량의 탈선 또는 충돌 사고 후 대표적으로 타고오름과 지그재깅 거동이 발생함.
- 타고오름 또는 지그재깅 거동을 시뮬레이션으로 재현하기 위해서는 많은 시행착오가 필요하기 때문에 상당한 시간이 소요됨.
- 사고재현 시뮬레이션에서 시행착오를 줄이기 위해서 전체적인 지그재깅 및 타고오름 거동에 부합하는 차간연결부 초기 offset 값을 설정한 후, 시뮬레이션을 진행하여야 빠르게 실제 거동을 얻을 수 있으므로 이론모델을 이용한 초기 offset 량 설정 방법을 개발.

○ 탈선/충돌 복합사고 재현을 위한 1D, 2D, 3D 편성열차 모델링 기술 개발
- 탈선 사고 재현 시뮬레이션을 위하여 사고유발 원인 모델링 도구가 필요하였으므로, 충돌원인 도구로 열차 대 열차 충돌 모델, 거대장애물 모델, 소형장애물 모델이, 궤도원인의 도구로 분기기 오류 모델, 궤도확장모델, 궤도축소모델, 궤도절단 모델이, 주행조건 원인 도구로 급제동 모델링, 곡선부 고속주행 모델링, 측풍 탈선 모델링 등이 개발됨.
- 열차의 1차원 충돌 동역학해석을 하면 각 차체구조의 에너지 흡수 능력, 생존 공간 확보 및 충격가속도 크기 등을 잘 평가할 수 있음.
- 그러나 1차원 충돌 동역학 해석으로 전체적인 관점에서 차체구조의 충돌 에너지 흡수량 및 충격 감속도를 예측하는 것은 유용하지만, 실제 충돌 시 발생하는 각 단위 차량 간의 지그재깅 및 타고오름 현상과 각 차량의 차간 연결기 부품 및 지지 브라켓 구조에서 발생하는 충격력의 크기 등은 예측하기 어려움.
- 충돌시 발생하는 지그재깅과 타고오름 량을 분석하려면 전체차량 편성에 대하여 2차원 또는 3차원 모델을 구성하고 차간연결기 파손과 차체-대차 연결파손을 모델링하여야 함.

	- 3차원 동력학 모델은 매우 복잡하고 많은 양의 동적 물성 자료를 필요로 하기 때문에 먼저 2차원 동역학 모델로 평가를 완료한 후 진행해야 됨. 이 경우 영구변형이 없는 부분은 강체로 모델링하여야 계산시간을 단축 ○ 사고재현 시뮬레이션 및 검증 기술 개발 - 탈선후 차륜은 노반과 마찰하면서 이동하게 되는데 차륜-노면 사이의 마찰계수를 추정하는 것이 필요하며, 본 연구에서는 탈선차량 각자에 대하여 일-운동에너지 법칙과 충격량-운동량 법칙을 이용하여 마찰계수 구하는 방법을 개발함. - 비손상 차체부를 강체로 모델링(2D, 3D 모델)한 시뮬레이션은 실제와 완전히 일치하는 거동보다는 전체적인 거동을 빠르게 확인하여 사고재현 시뮬레이션 해석시간을 단축. - KTX 산천 3호 광명역 탈선 사고를 재현한 시뮬레이션 결과와 실제 사고차량의 거동을 비교하여 전체적인 사고거동 비교평가 후, 각 차량의 파손 범위 및 정도를 비교하여 시뮬레이션을 검증. ○ 손상 예측 및 검증 방안 제시 - 사고차량의 표면에 발생된 크랙 및 결함을 검사하기 위해 육안검사 및 침투탐상검사(Penetrating Test)를 사용하고, 시뮬레이션 결과를 바탕으로 사고차량의 손상 부위를 예측. - 알루미늄 압출재 차체 더블 스킨 구조의 안쪽 리브와 같이 내부 프레임에 발생된 결함은 현재 사용되고 있는 비파괴 검사방법 중에서 가장 신뢰성이 높고 널리 이용되고 있는 방사선투과검사(Radiation inspection Test)를 사용하고, 시뮬레이션 결과를 바탕으로 사고차량의 손상 부위를 예측하는 방법 제시. ○ 보수방안 및 추적 유지관리 방안 - 구조의 파손 위치와 정도에 따라 재료 및 부재의 특성에 맞는 보수 방안을 제시. - 보수 방법에 따른 보수 후 결함검사와 추적관리 방법을 제시하고, 동응력 계측을 통한 최종적인 잔존수명 평가 및 관리에 대해 제시.
연구개발성과	○ 비정상 주행조건에 대한 새로운 탈선 판정 이론 적용 - 정성적 성과: • 열차사고의 원인 요소인 곡선/구배 과속 주행, 급제동, 측풍, 충돌 등을 고려하면서 차륜과 레일 사이의 마찰계수, 차륜 플랜지의 각도, 윤중감소 등 다양한 물리적 변수를 고려한 새로운 비정상 주행 단일윤축 탈선이론을 탈선 판정에 적용하는 방법 개발 - 정량적 성과: • SCI급 논문 1편 게재 "Theoretical cross-wind speed against rail vehicle derailment considering the cross-running wind of train and the dynamic wheel-rail effects", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2016 (8월 발간 예정) ○ 시간 단축을 위한 차륜-레일 인터페이스 모델링 방법 개발 - 정성적 성과: • 비정상 주행조건에 대한 탈선 판정 이론을 이용하여 구름접촉 모델링을 대체할 수 있는 2점 접촉 모델링 기법 개발 - 정량적 성과: • “탈선/충돌 복합 사고재현 시뮬레이션 기법 개발을 위한 2점 접촉 차륜-레일 인터페이스 모델링 및 적용기법”에 관한 전문가 평가서 1건

○ 동역학적 이론모델을 이용한 지그재깅 및 타고오름의 차간연결부 초기 offset 량 설정 방법 개발

- 정성적 성과: • 차간연결부 초기 offset 량 및 조건에 따른 지그재깅 및 타고오름 거동을 예측하는 동역학적 이론 모델을 개발하고 시뮬레이션으로 검증

- 정량적 성과: • SCOPUS급 논문 1편 게재, 1편 수정게재 심사중

"철도차량 충돌 시 선두차량의 타고오름량 예측 연구", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 40, No. 8, 2016

"철도차량 충돌 시 선두차량의 횡 및 요잉 거동 예측 연구", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, 2016 (수정게재 심사중)

○ 탈선/충돌 복합사고 재현을 위한 1D, 2D, 3D 편성열차 모델링 기술 개발

- 정성적 성과: • 탈선 사고재현 시뮬레이션에 필요한 다양한 사고유발 원인 모델링 도구 (열차 대 열차 충돌 모델, 거대장애물 모델, 소형장애물 모델, 분기기 오류모델, 궤도확장모델, 궤도축소모델, 궤도절단 모델, 급제동 모델, 곡선부 고속주행 모델, 측풍 탈선 모델) 개발.
  • 차체구조의 충돌 에너지 흡수량 및 충격감속도를 빠르게 확인할 수 있는 1차원 모델링 기법, 대표적인 탈선 거동인 타고오름 및 지그재깅 거동을 예측하기 위한 2차원 모델링 기법, 실제 충돌 시 각 부품 및 구조체에서 발생하는 충격력의 크기를 예측하기 위한 3차원 모델링 기법 개발

- 정량적 성과: • "사고재현 시뮬레이션을 위한 사고유발 원인 모델링 도구" 및 "단위차량에 대한 모델링 기법"에 관한 전문가 평가서 2건,
  • KCI급 논문 1편 게재

"도시철도차량 세브론 고무 특성 변화가 진동승차감 레벨에 미치는 영향 연구", *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers,* Vol. 15, No. 2, pp. 57-65, 2016

○ 사고재현 시뮬레이션 및 검증 기술 개발

- 정성적 성과: • 광명역 사고와 동일하게 KTX 산천 유한요소모델(변형체와 강체를 혼용)을 이용하여 사고재현 시뮬레이션을 진행하고 사고 후 탈선 거동 및 손상 부위에 대해 실제 사고차량과 비교평가

- 정량적 성과: • "사고재현 시뮬레이션을 위한 사고열차의 편성 모델링 기법"에 관한 전문가 평가서 1건.

○ 손상 예측 및 검증 방안 제시

- 정성적 성과: • 사고재현 시뮬레이션 결과를 이용하여 예측된 손상 부위와 손상 정도를 실제 사고차량에서 검사(VT, PT, RT 등)하여 확인 검증하는 방법 제시

- 정량적 성과: • "사고재현 모델 해석에 의한 손상 부위 예측"에 관한 전문가 평가서 1건

	○ 보수방안 및 추적 유지관리 방안 - 정성적 성과: • 구조의 파손 위치와 정도에 따라 재료 및 부재의 특성에 맞는 보수 방안과 보수 방법에 따른 추적관리 및 보수 후 결함 검사와 추적관리 방법을 제시 - 정량적 성과: • “손상예측 부위에 대한 PT/RT 적용과 손상부위 보수방안” 및 “보수부위 사후관리 지침”에 관한 전문가 평가서 2건 • SCI급 논문 1편 게재 "A lightweight design approach for an EMU carbody using material selection method and size optimization", *Journal of Mechanical Science and Technology,* Vol. 30, No. 2, pp. 673-681, 2016
연구개발성과의 활용계획 (기대효과)	○ 사고재현기술의 경우, 사고 발생 후 기술을 개발하여 적용하기에는 시간 소요가 많고 또 사고가 발생하지 않은 시기에는 기술개발에 투자하기 어려운 기초원친 기술의 특징이 있음. ○ 본 연구를 통하여 모델링 및 사고재현 방법이 확립되면 수리비용/기간저감/수리품질 및 철도 이용자 안전과 편의를 제고할 수 있는 현장적용 기술이 확보됨. ○ 향후 KTX 산천에서 충돌 또는 탈선사고나 이들의 복합사고가 발생할 경우, 시뮬레이션 기법 및 모델링 절차서를 참고하여 1개월 이내에 손상부위를 추정할 수 있는 컴퓨터 모델이 확립되어 유용하게 활용. 또한 고속열차 충돌 및 탈선 연구를 위한 기초 모델링 자료로도 유용하게 활용될 것임. ○ 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 바탕으로 차량의 폐기, 수리사용, 수리, 사후관리 방안에 대한 지침을 제시.

핵심어 (5개 이내)	탈선	충돌	사고재현	손상해석	시뮬레이션

〈 SUMMARY 〉

Through this research, we aimed at developing the modelling and simulation technologies to reproduce such complicated accidents like train derailments and/or collisions. Using the developed modelling and simulation technologies, we intended to derive the countermeasures to repair the damaged car structures and to maintain the repaired structures.

This research will contribute to the development of the world-class technology for crashworthy safety design, repair and maintenance, and finally enhance the structural safety level of the Korean high speed train.

Purpose & Contents

○ Application of the new derailment criteria on a single wheelset under unstable running conditions.

- Due to several mechanical factors like the emergency braking, cross winds, collisions, the overspeed running on the curved or undulated tracks, there occur unstable forces between bodies and carbody. The unstable forces are transmitted to wheelsets through the suspensions.
- The derailment time and patterns caused by those unstable forces will be changed according to the friction coefficient between rail and wheel, the flange angle and the wheel unloading.
- In addition, the derailment patterns can be classified as a lift-up type and a climbing type by the direction of friction forces during derailment occurrence
- In this research, the above-mentioned various physical parameters affecting derailment were considered for the derailments under unstable running conditions using newly developed derailment criteria for a single wheelset.

○ Development of a wheel-rail interface modelling method to reduce simulation time.

- Driving forces of a train are generated by the friction forces resulted from a complicated wheel-rail contact mechanism. If we want to reproduce the complicated wheel-rail contact mechanism in details, we must use the rolling contact models which need an excessive calculation time.
- However, because it is almost impossible to reproduce a train accident with the rolling contact models due to excessive simulation time, we developed a new 2-point contact model for wheel-rail interfaces to simulate the accident reproduction model in a resonable calculation time.

○ Theoretical estimation methods of the intial off-set amounts for zigzagging and overriding derailments.

- After a train derailment or collision, there occur zigzagging and/or overriding derailments in general.
- The intial off-set amounts at the beginning stage of collision between car units are very important for the subsequent zigzagging and overriding derailments. However it would be very difficult and time-consumable to find out the intial off-set amounts by the trial and error method in a full 3-D flexible dynamic model.
- Therefore, it is very important to theoretically estimate the intial off-set amounts for zigzagging and overriding derailments so as to obtain a dramatical reduction of the simulation time.

○ Development of the 1D, 2D, and 3D modelling methods of a full rake train for reproduction of the complicated accidents like train derailments and/or collisions.

- For reproduction of derailment and/or collision accidents, modelling tools for accident induction are essential. So, we developed several accident induction modelling tools for the collisions (train-to-train collision, train-to-a large obstacle, train-to-a small obstacle), for the rail faults (of turn-outs, widening, narrowing, cuts), and for the running conditions (emergency braking, high speed running at curves, strong cross wind and cross running wind).
- Using a 1D collision model of a full rake train, we can simulate and evaluate the energy absorptions of collapsable structural sections, the survival spaces for passengers and the levels of impact decelerations.
- However, although we can easily obtain the above-mentioned performances like the energy absorptions and the impact decelerations from the 1D collision simulation, it is impossible to evaluate the overriding and zigzagging phenomena and the impact forces transferred to the supporting structures of couplers.
- To evaluate the overriding and zigzagging displacements, the couplers and the carbody-bogie links including failure criteria must be modelled using the 2D and/or 3D simulation models for a full rake train.
- Because the 3D model needs a large amount of geometrical and physical data, the 3D simulation can be done in details after the 2D models have been simulated. In these cases, to reduce the simulation time, it is necessary to model the deformation free zones as the rigid bodies.

○ Development of the simulation and evaluation technologies for accident reproductions.

- For accident reproductions after a derailment, it is essential to use the friction coefficient between wheel-track. In this study, we developed a new approach to estimate the friction coefficient from the derailed displacements using the work-kinetic energy law and the impact-momentum laws.
- The 2D and/or 3D models assumed as the rigid bodies for undeformable cars in an accident reproducing simulation can be used to solve the overall behaviors of the full rake train within a reasonable time.
- In this research, we simulated the derailment and collision accident of the KTX Sancheon at Kwang-Myung station and compared its simulated results with the real behaviors in the accident for the overall derailment results. After the two results are confirmed in a good agreement, the positions, ranges and severities of the damaged parts are compared and evaluated with a good confidence.

○ Estimation and verification methods for structural damages.

- For the cracks and faults inscribed in the bodyshell surface, the Visual Inspection and the Penetrating Test are recommended. With the test results along with the simulation results, the damaged spots can be estimated and verified in details.
- For the cracks and faults occurred in inner structures like an ALE body, the Radiation Inspection test, which is most reliable and popularly used, is recommended. With the test results along with the simulation results, the damaged spots can be fixed in details.

	○ Suggestions on repair countermeasures and tracking management solutions for maintenance. - Suggestions on repair solutions in accordance to the characteristics of materials and structures considering the severities and locations of the damages. - Suggestions on the fault inspections and tracking management solutions after repairs, and the evaluation and control methods of the remaining life of the repaired parts as a final process.
Results	○ Application of the new derailment criteria on a single wheelset under unstable running conditions. - Excellence of the technological outputs: • We developed an efficient approach that estimates the derailments caused by unstable running behaviors using the derailment criteria on a new single wheelset where the wheel-rail friction effect, the flange angle and the wheel unloading can be considered. • In connection with this theoretical derailment criteria, we considered the train accident causal factors, such as the curvature/undulation of tracks, the emergency braking, a strong cross wind and collisions, which occur in a real accidents. - Published articles: • 1 SCIE paper, "Theoretical cross-wind speed against rail vehicle derailment considering the cross-running wind of train and the dynamic wheel-rail effects", *Journal of Mechanical Science and Technology*, 2016 (Publication in August, 2016) ○ Development of a wheel-rail interface modelling method to reduce simulation time. - Excellence of the technological outputs: • We developed a two-point contact algorithm for wheel-rail interactions were developed and applied to simulate the reproduction of train accidents instead of using the time consumable rolling contact models for wheel-rail interfaces. - Published articles: • 1 technical document reviewed by the field experts. "Modelling and application technology of a two-point contact algorithm for wheel-rail interactions of the reproduction of train accidents to reduce the simulation time." ○ Theoretical estimation methods of the intial off-set amounts for zigzagging and overriding derailments. - Excellence of the technological outputs: • To reduce some trial and error simulations in an accident reproduction, it is necessary to apply the intial off-set amounts between car units for overriding and zigzagging derailments to the full rake train model. A method using theoretical dynamic models to estimate the intial off-set

amounts between units for overriding and zigzagging was developed and verified by numerical simulations.

- Published articles:
  - 2 SCOPUS papers,
    "A Study on Prediction of overriding for a Loading Vehicle in Train Collision", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A,* 2016
    (Publication in August, 2016)

    "A Study on Prediction of Lateral and Yawing Behaviors for a Leading Vehicle in Train Collision", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A, 2016*
    (Reviewing after the modification)

○ Development of the 1D, 2D, and 3D modelling methods of a full rake train for reproduction of the complicated accidents like train derailments and/or collisions.

- Excellence of the technological outputs:
  - To perform an accident reproduction simulation, we developed the accident induction tools as to the train-to-train, train-to-huge obstacle, and train-to-small obstacle collision models, the faulted turn-out, tract-widening, track-narrowing, and rail cut-out derailment models, the emergency braking model, the high speed running model at curved cracks, and the cross-wind and cross-running wind derailment models.

  - In connection with the accident induction tools, we developed three types of simulation models for a full rake train: the 1- dimensional collision model that can be used in quick simulations for energy absorptions and collision decelerations; the 2-dimensional collision model in quick simulations for overriding and zigzagging derailments; the 3-dimensional collision model in sophisticated simulations for impact forces and structural damages in structural components and devices.

- Published articles:
  - 2 technical documents reviewed by the field experts.
    "The modelling tools to induce train accidents related to derailments or collisions for the reproduction of train accidents."

    "The 1D/2D/3D modelling technologies of each unit in a full rake train for the reproduction of train accidents."

  - 1 KCI paper,
    "A Study on the Effect of Running Vibration Caused by Suspension Stiffness Changes of Subway Vehicles", *Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers,* Vol. 15, No. 2, pp. 57-65, 2016.

○ Development of the simulation and evaluation technologies for accident reproductions.

- Excellence of the technological outputs:
  - We performed the reproduction simulation of the Kwangmyung derailment accident using the 3-D collision model made of rigid elements and flexible ones for the full rake train of the Sancheon KTX, and then we compared the simulation results with the accident consequences on the

	derailed configuration and the damages of some important structures. - Published articles: • 1 technical document reviewed by the field experts. "The derailment and collision simulation model of a full rake train of the Sancheon KTX for the reproduction of the train accident at the Kwangmyung station." ○ Estimation and verification methods for structural damages. - Excellence of the technological outputs: • We developed the estimation method for the damaged structural parts using the accident reproduction simulations, and the verification methods by several inspection methods like VT, PT and RT for the positions and severities of the structural damages in the really damaged vehicles. - Published articles: • 1 technical document reviewed by the field experts. "The estimation method for the damaged structural parts using the accident reproduction simulations." ○ Suggestions on repair countermeasures and tracking management solutions for maintenance. - Excellence of the technological outputs: • We proposed the repair methods of each damaged structure according to its material and structural function, and the technical maintenance methods on the fault inspection of the repair parts, and the tracking inspection for quality controls. - Published articles: • 2 technical documents reviewed by the field experts. "The application of the PT/RT inspection methods on damaged parts and the repair methods based on the inspected results." "The tracking inspection on the repaired parts for quality controls" • 1 SCIE paper, "A lightweight design approach for an EMU carbody using material selection method and size optimization", *Journal of Mechanical Science and Technology,* Vol. 30, No. 2, pp. 673-681, 2016.
Expected Contribution	○ In the case of this accident reproduction technology, the reproduction of a specific train accident needs too a very long time in obtaining the simulation results for repairs of structural damages after it occurs. On the other hand, it is also difficult to invest an R&D fund without any train accident. Therefore, this kind of research should be invested as an important fundamental research. ○ After this technology for the modelling and accident reproduction simulation through this research has been developed, the reduction of the repair time and costs can be accomplished and the repair quality will be improved. Consequently, the safety and convenience for users can be improved by far through the development and applications of these field-oriented safety

	technologies. ○ Hereafter, if a derailment and/or collision accident occurs in the KTX Sancheon, the damaged structural parts can be estimated using these current simulation models within a month. These simulation models can be conveniently used for crashworthiness and derailment researches of the KTX Sancheon. ○ Hereafter, several guidelines on repair, follow-up management, and disposal of a damaged train after a sever accident can be suggested based on the accident reproduction simulations.

Keywords	Derailment	Collision	Accident reproduction	Damage analysis	Simulation

〈 Contents 〉

1. Abstract of this research and development subject ····· 1
2. Current technology development at home and abroad ····· 9
3. Contents of this research ····· 16
4. Research objective & achievement ····· 134
5. The applicable plan of this research and development output ····· 135
6. Collected information on the foreign science & technology during the course of this study ····· 136
7. Security level of this research and development output ····· 142
8. Registered status of research facility and equipment in National Science and Technology Information System ····· 144
9. Implementation results of safeguards ····· 144
10. Typical research performance of this research and development subject ····· 145
11. Others ····· 146
12. References ····· 147

Appendix 1 - Proposing ranges of repairing and follow-up management by using reenactment simulation of the accident in Gwang Myeong station ····· 164
Appendix 2 - A procedure of making models of collision and derailment for railway vehicle accident reenactment simulation ····· 207
Appendix 3 - Published papers and evaluation reports by experts ····· 297

〈 목 차 〉

1. 연구개발과제의 개요 ····· 1
2. 국내외 기술 개발 현황 ····· 9
3. 연구 수행 내용 ····· 16
4. 목표 달성도 ····· 134
5. 연구개발성과의 활용 계획 ····· 135
6. 연구 과정에서 수집한 해외 과학기술 정보 ····· 136
7. 연구개발성과의 보안등급 ····· 142
8. 국가과학기술종합정보시스템에 등록한 연구시설 · 장비 현황 ····· 143
9. 연구개발과제 수행에 따른 연구실 등의 안전 조치 이행 실적 ····· 144
10. 연구개발과제의 대표적 연구 실적 ····· 145
11. 기타 사항 ····· 146
12. 참고 문헌 ····· 147

부록 1 - 광명역 탈선 사고재현 시뮬레이션을 이용한 수리범위와
사후관리 방안 도출 제시 ····· 164
부록 2 - 철도차량 사고재현 시뮬레이션을 위한 충돌/탈선해석
모델링 절차서 ····· 207
부록 3 - 게재 논문 및 전문가 평가서 ····· 297

제1장. 연구개발과제의 개요

1. 연구개발과제의 설명

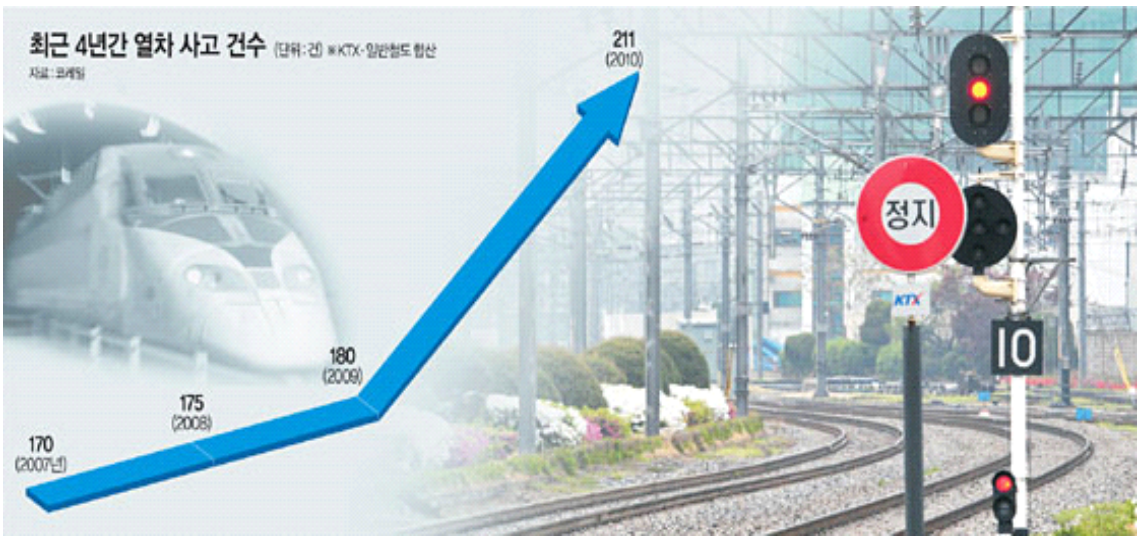
- KTX가 도입 된 후 고속철도의 기술이 본격적으로 발전하면서 고속철도를 위한 노선이 많이 생겨 현재는 전국 하루 생활권이 됨.

- 고속철도의 운용이 많아지면서 KTX 사고 건수도 과거에 비해 급격히 많아짐. 하지만, 고속철도의 기술과 달리 고속철도의 사고 후 수리 및 유지보수 관리에 대한 기술은 발전하지 못 하고 있음.

- 본 연구는 종종 발생하는 KTX 탈선-충돌 복합사고에 대비하여, 사고 발생시 신속한 복구 의사결정 등 사후 수습체계를 보강하고 사고차량 수리방안과 안전도 향상방안을 도출하는 것임.

- KTX 운영이 본격적으로 활성화되면서 최근 몇 년간 탈선-충돌 복합사고가 종종 발생. 사고 발생 후 차량의 손상부위 조사단계나 보수단계에서 차량의 재사용 여부 판정, 손상부위 정밀조사 및 수리 범위 결정방법 등에 대한 연구 자료나 지침이 없어 수리가 지연되고 KTX 차량의 가용성이 저하되며 대국민 교통 서비스 저하와 영업 손실 문제를 유발하고 있음.

- 이러한 문제를 개선하기 위하여 본 연구에서는 KTX 사고 발생 시 사고재현 시뮬레이션 모델에 정보를 입력하여 실제와 동일한 사고를 신속히 재현함으로써 사고차량의 손상위치와 손상정도를 예측하여 수리범위를 확정하고, 보수된 차량의 구조적 건전성을 평가하여 안전한 교통 서비스를 제공하기 위한 것임.



<그림 1.1.1> 국내 열차 사고 건수

<표 1.1.1> KTX 열차사고 일지

연도	날짜	내용
2013년	8월 31일	대구역 / 무궁화-KTX열차 추돌사고
2012년	12월 8일	대전역 / 제동장치 이상, 30여분 지연
	7월 27일	천안·아산역 / 열차 신호장치 오작동, 1시간 지연
	3월 29일	전남 무안군 / 원인불명, 30분 지연
	3월 22일	동대구역 / 기관사 실수 300m 역주행
	1월 3일	서울 영등포역 / 2.6km 역주행
2011년	7월 17일	경북 김천시 / 황악터널 안 KTX 모터 고장, 1시간 3분 지연
	7월 15일	경남 밀양역 / 진입 중 연기발생, 52분 지연
	7월 1일	경기 광명역 / 진입 중 바퀴서 연기, 17분 지연
	5월 14일	경북 김천·구미역 / 부근 제동장치 이상, 52분 지연
	5월 6일	경북 김천·구미역 / 인근서 자동차축검지장치 이상, 20분 지연
	4월 19일	천안·아산역 / 고장, 20분 지연
	3월 20일	동대구발 서울행 통신장애, 18분 지연
	2월 26일	김천 구미역 / 인근서 기관고장, 39분 지연
	2월 11일	광명역 / 일직터널 탈선사고
	2월 6일	부산역 / 배터리 고장, 열차교체
2010년	12월 25일	논산 연산역 / 동력장치 고장, 25분 지연
	11월 11일	천안 아산역 / 난방기 고장
	10월 27일	천안 아산역 / 모터블록 고장

- <표 1.1.1>에 나타난 주요사고 이외에 탈선, 비상정차, 연착 등 크고 작은 사고는 100건 이상, 고장 장애 결함 발견 등 사고 징후는 400건 이상 발생.

○ 실제로 발생한 몇 건의 KTX 탈선-충돌 사고의 경우, 손상부위 추정과 수리범위를 확정하는데 어려움이 발생하였음.

- 2013. 8. 31 대구역 무궁화-KTX열차 충돌사고의 경우, 육안으로 확인되는 손상부위 외에도 탈선-충돌시 충격손상 부위를 예측하기 위한 충돌 시뮬레이션 요청받았지만, 기초자료 및 선행연구 부재로 단기간에 사고재현 시뮬레이션 결과를 도출하는 것이 불가능하였음.

- 이로 인하여 정확한 손상 및 피해 범위, 수리 방법에 대한 기초자료를 도출할 수 없어서 사고 발생 후 수리기간만 1년 넘게 소요됨.



<그림 1.1.2> 대구역 무궁화-KTX열차 3중 추돌사고

- 2011. 2. 11 광명역 KTX-산천의 탈선사고의 경우, 국내에는 철도차량 사고 수리와 사고 차량 관리에 대한 기초 자료나 연구 자료가 없어 국외전문가를 초빙하면서 많은 시간과 비용이 발생하였음.

- 이 경우에도 검사와 부분적인 RT 검사에 의존하여 차체 손상범위와 손상수준을 확정하지 못하고, 시뮬레이션에 의한 손상 추정을 시도하는 등 시간만 지연되어 약 14개월 후 수리를 착수하게 됨.



<그림 1.1.3> 광명역 KTX-산천 탈선사고

- 2007. 11. 4 KTX 부산역 구내 충돌사고의 경우, 대파된 전두부 외에도 대차 변형 등 주행안전 부품들의 손상이 의심되었으나 구체적인 손상부위 추정에 난점이 있었음.



<그림 1.1.4> 부산역 KTX 충돌사고

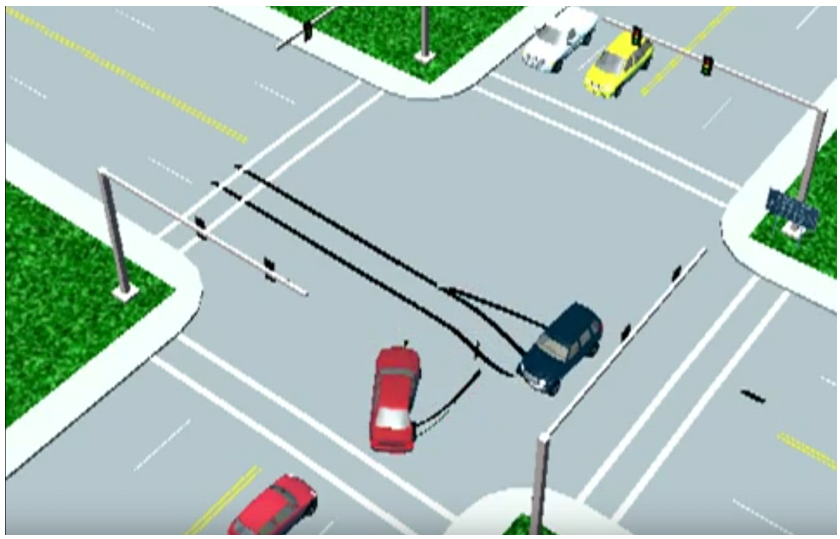
○ 본 연구는 탈선-충돌 복합사고 재현에 필요한 기초 이론과 수치해석모델링 방법을 개발하고, 탈선 후 객차 간 충돌이 발생한 '광명역 KTX-산천 사고' 등 기존의 고속열차 사고 자료들을 활용하여 사고재현 모델링 방법과 시뮬레이션을 방법을 개발 입증한 후, 사고재현 모델링 절차서와 사고차량수리/관리 지침서를 개발하는 것임.

- 1차년도에는 단위 차량을 대상으로 탈선-충돌 복합사고 재현에 필요한 차륜-레일 간 비정상 탈선이론, 동적요소 모델링 기술 등 기초 이론과 절차를 개발하고, 편성열차의 탈선-충돌 복합사고 재현에 필요한 차량간 연결 모델, 개별차량의 변형 차체 모델과 비변형 차체 모델링 기술을 개발함.

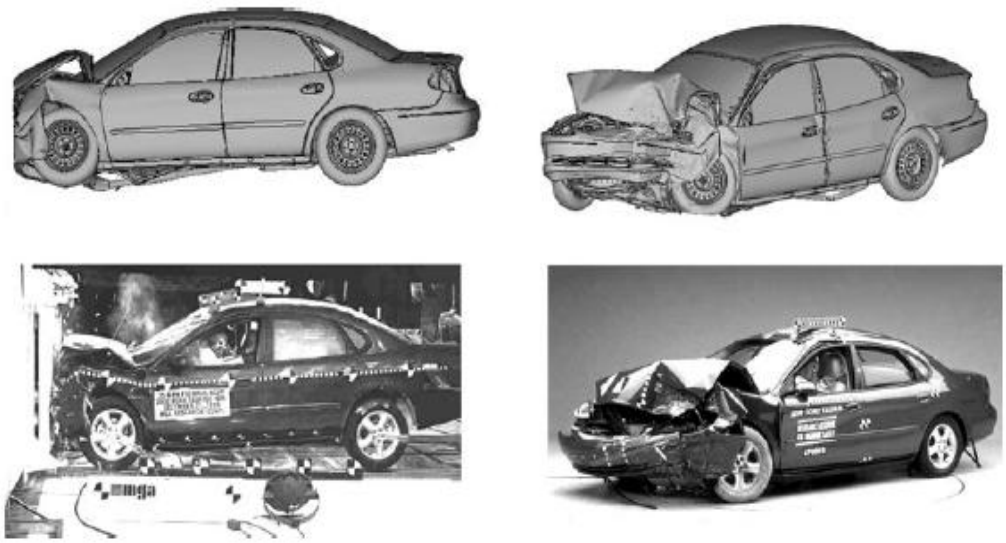
- 2차년도에는 편성열차를 대상으로 강체-변형체 차체로 구성된 비선형 충돌모델, 차륜-레일 접촉 모델, 타고오름 및 zigzagging 좌굴 모델링 기술을 개발하고, 탈선-충돌 복합사고 재현모델의 시뮬레이션 결과와 실제사고 비교검증을 위하여, 구체적 사례로 광명역 탈선사고 등 KTX 사고를 대상으로 당시 사고후 탈선 상황, 관찰된 손상부위, 측정된 변형량 등을 상호 비교하고 일치되도록 모델링하여 손상영역을 추정하고, 수리/유지관리 절차서와 지침을 제시할 것임.

2. 연구개발의 중요성

○ 본 연구와 관련된 국·내외 산업동향과 사례를 분석했을 때, 자동차의 경우, 철도차량과 달리 차량의 수리범위 및 손상수준을 확인하기 위한 것은 아니지만, 사고재현기술을 이용하여 사고발생 상황을 재현함으로써 사고원인분석, 책임규명, 피해자 및 가해자 분석 등에 활용하고 보험문제 해결과 사고저감 효과를 달성하고 있음.



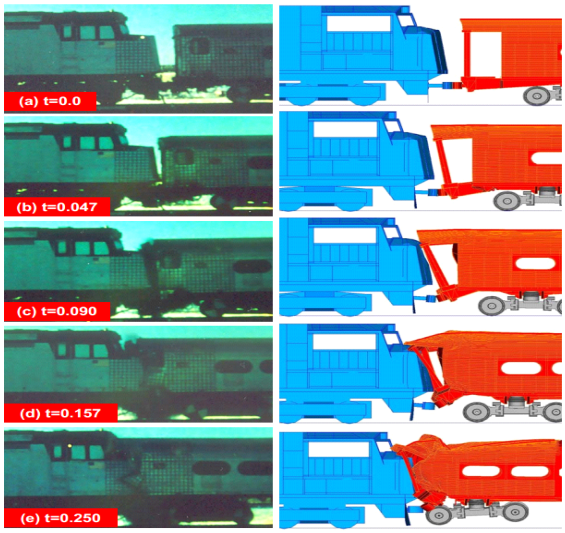
<그림 1.1.5> 컴퓨터 시뮬레이션을 이용한 사고재현



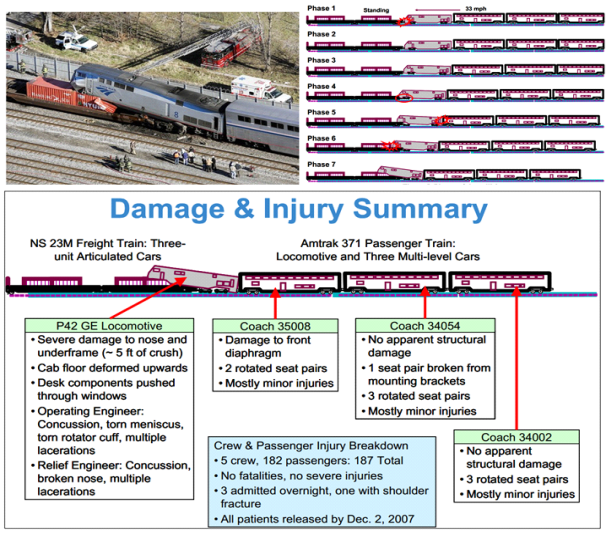
<그림 1.1.6> 자동차 충돌시험 재현 시뮬레이션

○ 철도의 경우, 1990년대부터 프랑스(SNCF), 영국(BR), 독일(DB), 미국(FRA) 등은 철도 충돌사고 발생의 역학적인 문제를 규명하여 실제 차량의 충돌안전도 설계에 적용하였고(<그림 1.1.7> 참조)[1-2], 2000년대부터 법규를 제정 적용 중임.[3] 그러나 탈선-충돌 등 중대사고 발생 시 사고재현을 통한 원인분석, 피해저감 방안, 수리방안 마련 등은 공개된 표준기술 없이 개별 국가 또는 차량 제작사별로 비공개 기술 Know-how로 수리 범위 선정과 수리 유무 등 신속한 처리로 운영 손실을 최소화 하고 있지만, 국내의 경우 현재 열차사고에 대한 수리나 차량 활용가능 여부 조차 판단할 수 있는 기준이 없음.

사고 후에 대한 절차가 없어 광명역 탈선사고의 경우 86km/h정도의 낮은 속도의 탈선에도 불구하고, 수리 범위 및 방법을 조사하는 기간만 상당하여 막대한 운영손실이 발생.



〈그림 1.1.7〉 미국의 열차 충돌사고 재현 시뮬레이션 사례



〈그림 1.1.8〉 열차의 타고오름 충돌사고 분석 사례

3. 연구개발의 필요성

- 2013. 8. 31 대구역 무궁화-KTX열차 충돌사고, 2011. 2. 11 광명역 산천3호 탈선사고, 2007. 11. 4 KTX 부산역 구내 충돌사고 등 고속전철차량을 비롯하여 각종 열차에서 크고 작은 탈선 및 충돌 복합사고 (대개 탈선사고 차량들은 상호 충돌, 충돌사고 차량은 탈선)가 발생하고 있음.

- 고속철도차량의 경우, 편성차량가격(약 300억원 수준)과 1일 운행수입(5천만-1억원)이 크고, 여객 수요가 많으므로 높은 가용성을 확보하기 위하여 사고 발생 후, 신속한 복구와 차량 수리가 매우 중요함.

- 특히 KTX-산천은 알루미늄 압출재 차체로 제작되었기 때문에 각종 비파괴 검사를 적용하더라도 압출재 내부에 존재하는 손상부위를 분석하는데 어려움이 있음.

- 따라서 재료시험, 비파괴 검사 등 물리적 검사와 더불어 사고재현 시뮬레이션을 적용한 구조 손상영역 예측과 손상 수준을 평가하는 기술이 필요함.

- 그러나 국내의 경우, 차량설계를 위한 충돌안전도 기술, 주행안정성 기술 등이 잘 개발되어 적용되고 있으나, 사고후 차량 손상수리와 사후관리에 필요한 사고재현기술 연구는 거의 이루어 지지 못하고 있는 실정임.

- 기존 강재 또는 SUS 차체의 경우, 알루미늄 압출재 차체에 비하여 인성이 좋고 손상부위의 검사도 용이하여 수리범위 추정과 수리가 비교적 용이하나, 최근 본격적으로 적용되기 시작한 알루미늄 압출재 차량들은 탈선-충돌 복합사고 발생시 수리 문제 (KTX산천 등)로 골치를 앓고 있음.

- 실제로 알루미늄 압출재는 이방성과 취성이 있어서 충격시 어떤 부위에 크랙이 많이 했

는지 추정하기 어렵고 압출재 특성상 내부에 발생한 크랙의 조사도 곤란.

- 광명역 산천3호 탈선사고 경우도 초기에 차체의 손상범위와 손상수준을 추정하지 못하여 다양한 비파괴 검사와 국내외 전문가 자문을 거치면서 14개월이나 경과 후에 수리에 착수하게 되어 엄청난 운영 매출 손실이 발생하였음.

- 또한 사고재현을 통하여 승객의 상해발생 메커니즘을 시뮬레이션으로 재현함으로써 승객 안전도 향상과 안전장치 설계에도 활용될 수 있음.

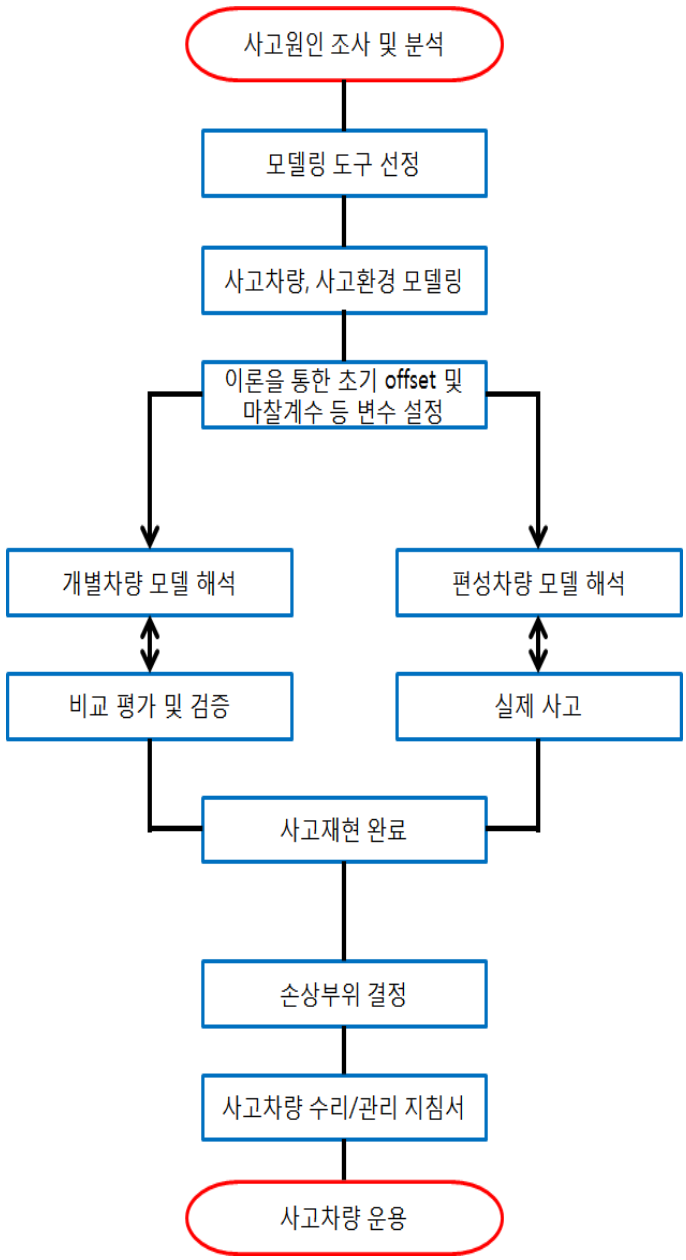
4. 연구개발 범위

- 열차 주행 중에 탈선 후 충돌 또는 충돌 후 탈선 사고발생 시 사고차량의 손상영역을 평가하고 수리범위를 정할 수 있는 탈선/충돌 복합사고 재현 모델링과 시뮬레이션 기술을 개발하여, 광명역 산천3호 탈선사고 등 기존 KTX 사고를 대상으로 타당성을 검증하고 전동차 사고에도 적용할 수 있음을 보임.

<표 1.1.2> 연구목표 및 내용

연 차	연구목표	주요 연구내용
1차년도	■ 탈선-충돌 복합사고 재현에 필요한 비정상 탈선이론 및 동적요소 모델링 기술개발	■ 기술자료 조사 분석 및 기술개발 목표 설정
		■ 비정상 주행 조건에 대한 탈선판정 이론 기술개발
		■ 대차 현가부의 비선형 동적 모델링 기술개발
		■ 차체-대차 연결부의 비선형 동적 모델링 및 파손 모델링 기술개발
		■ 윤축-레일 접촉부의 탈선모델링 기술개발
	■ 탈선-충돌 복합사고 재현에 필요한 편성열차 모델링 기술 연구	■ 손상 차체를 위한 상세 비선형 유한요소 충돌 모델링 기술개발
		■ 비탈선 차량을 위한 단순 차륜-레일 접촉 동역학 모델링기술개발
		■ 비손상 차량을 위한 단순 3차원 동역학 모델링 기술개발
		■ 차량간 연결부의 비선형 동적 모델링 및 파손 모델링 기술개발
		■ 차량간 타고오름 및 zigzagging 좌굴 모델링 기술개발
2차년도	■ 탈선-충돌 복합사고 재현 모델의 평가시뮬레이션 결과와 실제사고 비교검증	■ 차륜-도상의 비선형접촉 모델링 및 편성차량 탈선후 거동 시뮬레이션 기술개발
		■ 사고차량의 탈선 후 거동을 이용한 시행착오적 사고재현모델 개선
		■ 탈선/충돌 복합사고 시뮬레이션과 측정된 특정 손상부위의 correlation
		■ 탈선/충돌 복합사고 시뮬레이션을 통한 손상범위 추정 및 유지관리 기초자료 도출
		■ 사고재현 모델링 절차서/수리지침서 작성

5. 연구프로세스

단계	연구프로세스	세부 내용
조사		- 사고재현모델링요건도출 - 차량속도, 제동조건, 파손부위 등
모델링		- 궤도확장/축소구간, 분기기, 곡선레일, 장애물, 측풍탈선 - 비정상 탈선거동이론, 타고오름 &지그재깅 이론 - 차량별 초기 옵셋량 및 각종 기계적 파라미터 - 탈선 후 차륜-노면의 마찰계수 추정 이론 - 3D/2D 하이브리드 모델링, 유연체/강체 모델링
해석 및 검증		- 차체, 연결기 비선형 동적 거동 - 타고오름 및 지그재깅 좌굴 거동 - 시행착오적 사고재현모델 개선 - 실제사고와 시뮬레이션 거동 비교 평가
평가 및 활용		- 사고 시나리오 및 사고 후 거동파악 - 열차 충돌사고 후 손상범위 추정 - 최적 안 도출 및 수리/관리 지침서 제작 - 기술이전 및 현장활용

제2장. 국내외 기술 개발 현황

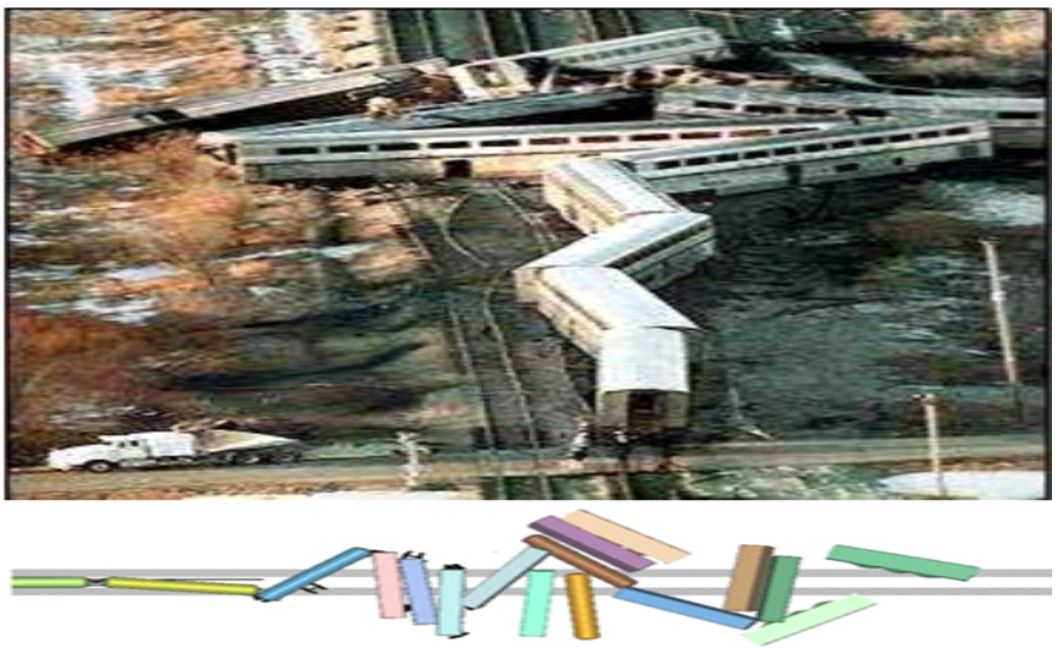
1. 해외 기술 개발 현황

○ 해외에서도 충돌, 탈선 등 대형철도 사고 발생시 컴퓨터 시뮬레이션을 이용한 사고 재현 기술을 개발하여 사고원인, 사고 진행과정 분석, 사후수습 및 대책 등에 다양하게 활용하는 연구가 이루어져 왔음.[4-6]

- 해외에서 강체 다물체 동역학 모델을 적용한 열차사고재현 시뮬레이션을 수행한 대표 사례로서 1998년 독일 ICE 탈선후 사고진행 과정이 동영상으로 방영된 사례가 있는데 개별 차체의 동역학적 거동 재현에 초점을 두고 VR(Virtual Reality)관점으로 사고재현이 이루어진 것임.[7-10]



<그림 2.1.1> ICE의 충돌사고(독일)

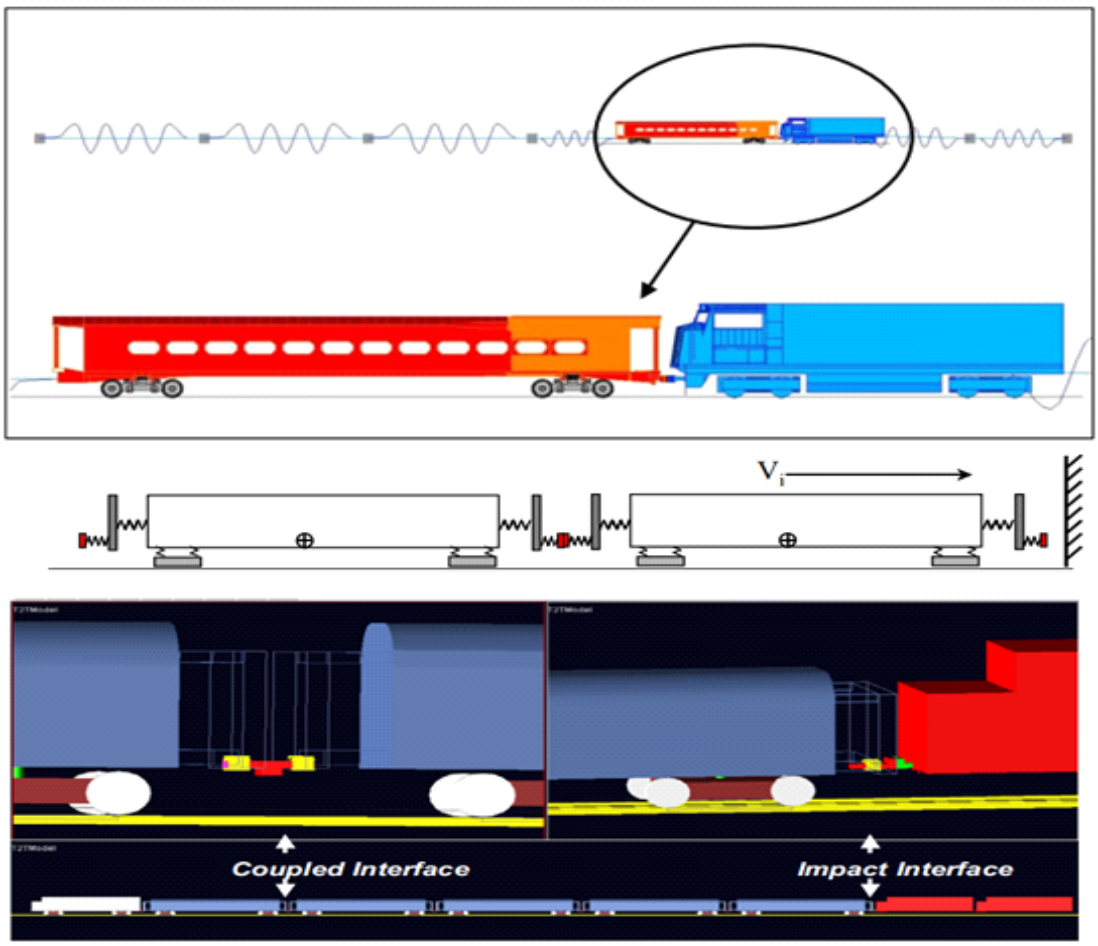


<그림 2.1.2> 열차의 zigzagging 충돌/탈선 복합사고 재현사례

- 1990년대 후반부터 미국, 유럽에서는 강체 차체모델과 차량간 연결부를 비선형 스프링으로 연결한 2차원 단순 충돌동역학 모델을 사용하여 충돌사고 후 zigzagging 거동 등 편성열차의 사고 후 거동에 관한 연구들이 진행되어 왔음.(<그림 2.1.2> 참조)

- 2004년부터 미국 Volpe 연구소는 열차 대 열차 충돌사고 시험을 실시하고 동일하게 사고재현 시뮬레이션을 하고 있으나 대형 충돌사고 후 타고오름 거동, 차체 압괴/파손 거동을 평가하여 설계상 안전대책을 강구하기 위한 것임.

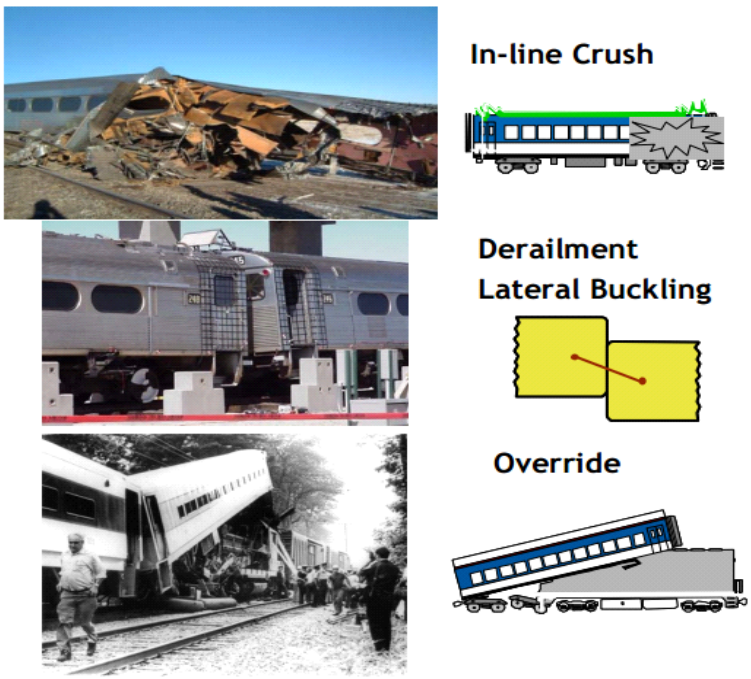
  • <그림 2.1.3>은 Volpe 연구소에서 충돌안전도 차량설계에 적용한 열차충돌사고의 동역학모델 시뮬레이션 사례임.
  • <그림 2.1.4>는 충돌에너지흡수설계(CEM: collision energy management)의 효과를 충돌시험으로 검증한 사례임.
  • <그림 2.1.5>는 열차충돌사고 상황을 재현하기 위한 사고 유형과 모델링 방법을 분석한 것임
  • <그림 2.1.6>은 열차충돌사고 시뮬레이션과 실차시험을 비교 검증한 것임.



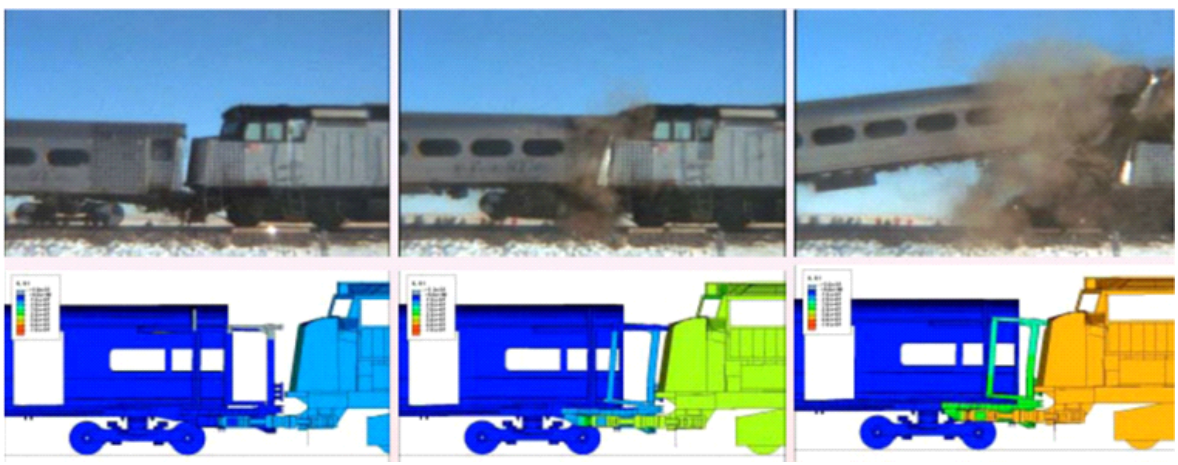
<그림 2.1.3> 열차충돌사고의 동역학적 시뮬레이션 분석(미국)



<그림 2.1.4> 철도차량 충돌흡수부재의 유·무에 따른 충돌영향 실험(미국)



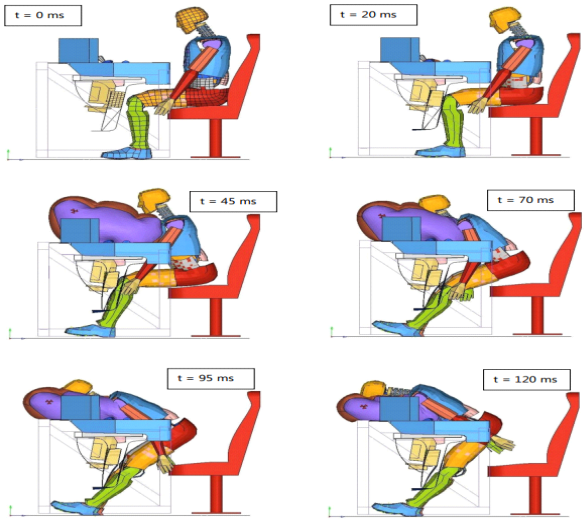
<그림 2.1.5> 열차충돌사고의 유형(미국)



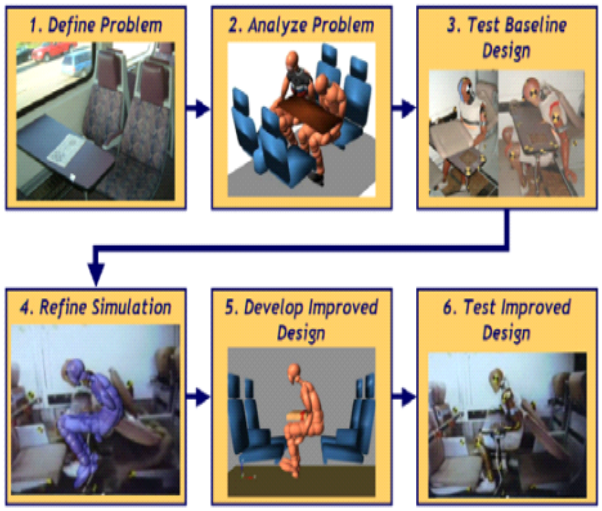
<그림 2.1.6> 열차충돌사고의 시뮬레이션과 실차 사고 시험의 비교검증(미국)

- 또한 미국 Volpe 연구소의 경우, 기존 승객탑승구간 보호를 위하여 전두부와 단부의 에너지흡수특성을 향상시키는 구조체 중심의 연구에서 더 나아가 2005년 이후 최근까지 인체모델을 적용한 탑승자 상해 연구가 이루어지고 있음.[11]

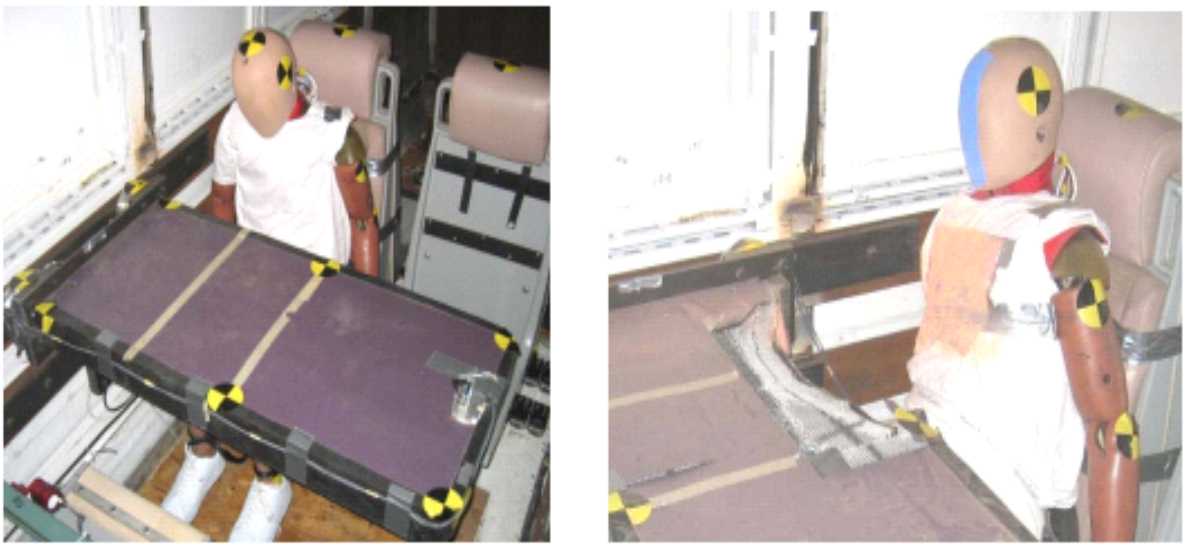
  - <그림 2.1.7>은 도시 간 통근열차의 경우 운전자 탑승차량의 전두부 구조가 고속열차에 비해 에너지흡수에 취약하므로 운전자보호를 위한 다양한 에어백 종류와 위치에 따른 인체상해평가 연구가 이루어진 사례임.
  - <그림 2.1.8>, <그림 2.1.9>는 승객 탑승 칸의 워크스테이션 테이블을 하니콤 재질을 사용하여 인체상해를 저감시키는 해석과 시험을 수행한 사례임.



<그림 2.1.7> 열차 기관사 인체상해 저감평가 시뮬레이션(미국)



<그림 2.1.8> 객실 테이블 인체상해저감 평가 순서도(미국)



<그림 2.1.9> 승객 상해저감을 위한 하니콤 재질의 테이블 적용 시험(미국)

- 미국에서도 최근 발생한 충돌/탈선 복합사고를 대상으로 사고 전개과정과 인명피해 발생원인 규명, 향후 안전대책 강화를 위하여 사고재현 시뮬레이션을 활용하고 있음.[12]

- 일본의 경우, 2005년 <그림 2.1.10>의 효고현 탈선/충돌 복합사고가 발생하기 전까지는 열차의 대형 충돌/탈선 사고에 대하여 관심이 없었음. 그러나 이 사고 발생으로 100여 명의 사망자가 발생하자 충돌/탈선 복합사고의 위험성을 인지하고 충돌안전도 설계 연구를 본격적으로 착수하는 등 국내와 비슷한 수준의 기술개발이 이루어지고 있음.



<그림 2.1.10> 일본 효고현 열차 탈선/충돌 복합사고 (’05.4.25)

2. 국내 기술 개발 현황

○ 국내의 경우, 철도차량 충돌안전도설계와 시험평가기술은 미국, 유럽의 80% 수준임. 그러나 열차의 사고 재현을 위한 후속연구가 단절되어 종종 발생하는 KTX 사고후 수습(차량 수리 및 사후관리 등)에 활용이 되지 못하고 있음.[13, 14]

- 1996년 G7 고속철도차량 개발사업을 통하여 열차의 충돌안전도설계 연구가 시작되었음.

- 2010년에는 상용화 모델인 KTX-산천에는 시뮬레이션 방법으로 충돌설계가 구현되었음.

- 2011년에는 철도차량 충돌시험장이 충북 영동차량기지에 구축되어 1차량수준의 충돌시험평가가 가능하고 각종 충돌안전 부품 및 구조시험이 이루어지고 있음.

- 최근 경춘선 ITX와 차세대 분산형고속열차인 HEMU430X 등에도 충돌안전도 설계가 구현되었음.

- 철도종합안전기술개발사업, G7과제, 차세대고속전철개발사업 등의 CEM 구조설계를 대상으로 한 연구성과에도 불구하고, 최근 발생하는 KTX 사고후 수리 및 보수점검 방안 마련에 난점이 발생하고 있음.



<그림 2.2.1> 충북 영동차량기지에 구축된 시차 충돌시험 설비

- 특히 알루미늄 압출재를 적용한 KTX-산천 차체의 경우, 충격손상 발생부위를 추정하기 어려워서 계속 사용여부에 대한 결정과 수리가 지연되는 문제가 발생하고 있음.

- 국내 충돌안전도 설계기술 실용화에도 불구하고 사고재현 모델을 확보하지 못하는 이유로는 사고재현 모델링 기술에는 충돌 원인의 탈선사고뿐만 아니라 탈선 원인의 충돌사고를 동시에 고려할 수 있는 새로운 이론과 모델링 기술이 필요하나 후속 연구가 단절된 때문임.

○ 그러나 최근 국내에서 발생한 몇 건의 KTX 충돌/탈선 복합사고 자료를 이용하면 적은 비용으로 사고재현 모델링 기술을 개발하는 것이 가능하게 되었음.

- 2013. 8. 31 대구역 무궁화-KTX열차 충돌/탈선사고, 2011. 2. 11 광명역 KTX-산천의 탈선/충돌사고, 2007. 11. 4 KTX 부산역 구내 충돌/탈선사고로부터 획득된 탈선/충돌조건, 충격파손부위 및 수준, 탈선 차량위치 등 실차시험과 유사한 기술자료들이 축적되어 있음.

- 그러나 열차 사고재현을 구현하기 위하여, 탈선 동역학이론을 이용한 사고초기 탈선발생 판정조건 정립, 탈선조건 성립 후에 탈선유형 판정방법, 노면 등 주위 환경과 인터페이스를 고려한 탈선후 변형체 충돌동역학 모델링 기술, 후속되는 차량간 충돌, 연결부품류의 변형과 파손 모델링 기술이 확보되어야 함. 이를 이용하며 차체손상 범위 추정과 수리범위 결정이 가능해짐.

- 이러한 탈선/충돌 복합사고 진행의 전과정을 재현 시뮬레이션 하는데 필요한 각종 탈선동역학 요소이론 및 파손 모델링 방법을 개발하고 축차적 사고 재현 시뮬레이션 기술을 개발하는 본 연구 목표는 국내외적으로 공개된 기술 자료를 발견하기가 어려움.

3. 국내외 관련 기술 특허 동향

○ 아래의 표는 열차의 충돌과 탈선사고를 방지하기 위한 국내외 특허로서 본 연구의 사고재현 시뮬레이션기술 연구와는 차별화 되며 관련 특허가 거의 없음.

	제목	요약	출원번호	비고
1	Derailment detecting method and derailment detecting apparatus for rolling stock	철도차량의 경로운행 중에 운행속도 감지. 수직 가속도는 무개화차의 스프링에 상단부의 차체에서 검출되고, 그 성분은 수직 가속도로부터 특정의 주파수 범위에서 추출. 주파수 범위에서 수직 가속도의 절대 값이 운행속도에 상응하는 설정한 한계 수직 가속도를 초과 할 때 철도차량이 탈선되는 것으로 판정. 다른 방법으로는 수직 가속도의 이중 적분이 정해진 평가시간에 수직 변위량을 계산하기 위해서 수행됨. 수직 변위량이 음수이고 그 절대 값이 정해진 기준 값보다 클 경우는 철도차량이 탈선되는 것으로 판정.	9717175	해외(미국)
2	Detection of derailment by determining the rate of fall	하나의 가속도 센서(SEN)와 레일 면에 수직으로부터 측정. 측정시간대의 가속도 측정 데이터를 분석한 가속도 신호(BSI)가 차륜이 레일 면을 향해서 떨어지는 속도를 계산. 낙하 속도를 근거로 해서 철도차량의 탈선 여부를 판단.	11273408	해외(미국)
3	Derailment control system	철도 차량을 위한 탈선 제어 시스템은 탈선의 경보를 탐지하고 전달. 탈선한 차량 또는 차량의 브레이크를 통해 제어를 제공하고, 추가적 비상사태 정지 그리고 운전자에게 경고를 알려줌. 상기 시스템은 관성 센서, 검출기탈선을 탐지하도록 설계됨.	11913976	해외(미국)
4	Safety vehicle and system for avoiding train collisions and derailments	철도차량의 탈선과 충돌의 위험 방지하기 위한 시스템으로 철도차량은 차량의 GPS 위치정보를 제공하는 GPS 수신기를 보유. 차량의 컴퓨터는 위치정보를 토대로 차량의 속도 및 차량 간의 거리를 계산. 차량의 컴퓨터는 차량의 안전거리 유지를 위해서 가속과 감속의 명령을 내림.	10270330	해외(미국)
5	Rail collision threat detection system	탐지시스템은 열차에서 신호를 발생시키는 장치와 다른 열차의 신호를 받는 수신기를 포함. 열차의 수신기는 적어도 하나 이상의 앞 뒤 열차를 신호를 받으며 이 신호의 분석을 통해서 열차 간의 충돌을 감지.	13547613	해외(미국)
6	열차탈선 시 타 열차와의 충돌 방지 시스템	열차 탈선 시 타 열차와의 충돌방지 시스템에 관한 것으로 차량-차량 간 사이에 설치되어 열차의 탈선 여부를 감지하여 1차 탈선 사고가 일어난 열차에 다른 열차가 추돌 및 충돌됨으로 인한 2차 사고의 발생을 방지하고 구조 및 복구를 신속하게 취할 수 있는 것	10-2005-0094999	국내
7	ＬＤＴＳ의 열차정보를 이용한 열차충돌 경고 시스템 및 그 방법	열차정보를 전달받아 근거리에 위치한 열차 간의 충돌예상시간을 분석하고 경고 장치와 제어장치로 제어신호 등을 전달열차정보를 전달받아 근거리에 위치한 열차 간의 충돌 예상시간을 분석하여 경고 장치와 제어장치로 제어신호 등을 전달	10-2010-0033426	국내
8	열차탈선 사고 시 무선통신기반 열차제어시스템의 충돌사고방지장치	무선통신기반 열차제어시스템(CBTC)을 적용하고 있는 열차가 주행 중 탈선을 하는 경우 이를 검지하여 열차탈선지역으로 다른 열차가 진입하는 것을 차단할 수 있도록 함으로써 추가적인 사고를 방지하고 구조 및 복구를 신속히 조치할 수 있도록 하는 열차탈선 사고 시 무선통신기반 열차 제어시스템의 충돌사고 방지장치에 관한 것	10-2007-0033421	국내
9	차축에 작용하는 외력을 이용한 차륜의 탈선 예측방법	차축에 작용하는 외력을 이용한 차륜의 탈선 예측방법에 관한 것으로, 보다 상세하게는 차체 및 대차에 의해 현가장치로부터 차축에 전달되는 외력을 측정하고, 측정된 외력으로부터 열차의 주행 중 비정상 동적거동이 발생한 경우 차륜의 탈선거동을 예측할 수 있도록 하는 차축에 작용하는 외력을 이용한 차륜의 탈선 예측방법에 관한 것	10-2011-0074563	국내
10	철도차량용 충격흡수장치	철도차량용 충격흡수장치에 관한 것으로, 보다 상세하게는 완충차막이, 철도차량의 전두부 및 철도차량의 차량 연결부 사이에 설치되어 철도차량의 충돌사고 시에 발생하는 충격에너지를 흡수함으로써 철도차량의 탈선을 방지하고 인명피해를 최소화할 수 있도록 하는 철도차량용 충격흡수장치에 관한 것	10-2008-0116104	국내

제3장. 연구 수행 내용

제1절. 국내외 사고사례 분석 및 사고재현 모델링 요건 도출 (모델링 요소 개발의 필요성)

1. 부산역 KTX 사고 (2002년 경산역 충돌 유사) ⇒ 열차 대 열차/타고오름 특성

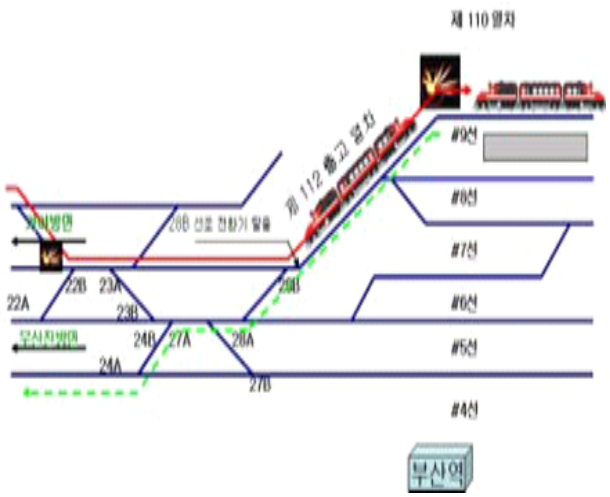
- 2007년 11월 4일에 발생한 사고로, 부산 차량기지에서 제 H112KTX 출고열차가 부산역에서 승객을 태우고 서울역으로 운행하기 위하여 장내 진입을 하는 중에 발생함.

- 해당 열차의 기관사가 장내신호기에 정지신호가 현시된 것을 확인하지 못한 채 진입하여, 9번 선에서 대기 중인 제 100 KTX 고속열차와 정면충돌하여 진입차량이 대기차량 위로 60cm 정도 들린 상태에서 정차함.

- 이로 인해 동력차 2량의 앞부분이 파손되었고, 피해금액은 인건비를 제외하고도 약 26.6억 원이 발생하였으며 차량 보수기간은 약 1년여 소요됨.

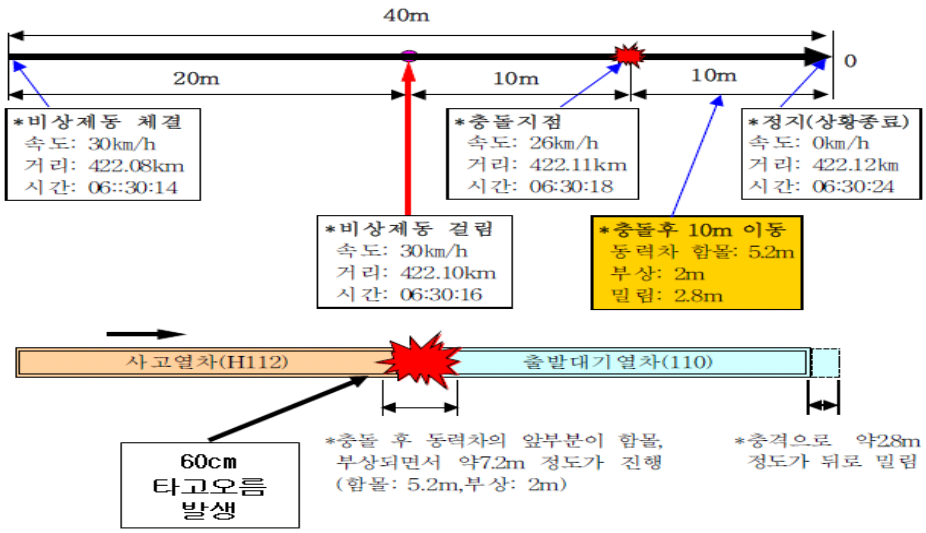


<그림 3.1.1.1> 부산역 KTX 타고오름 사고사례



<그림 3.1.1.2> 열차 진입 궤도 이미지

- 부산역 KTX 열차 사고는 다양한 사고양상 가운데 열차의 타고오름 특성을 보여주며, 3차원 유한요소해석을 이용한 시뮬레이션으로 손상영역 예측과 손상 수준을 파악하는 분석이 필요함.



<그림 3.1.1.3> 부산역 KTX 사고 열차 충돌상황

- <그림 3.1.1.3>은 사고 시뮬레이션 해석 작업을 위한 사고 시간별 열차의 속도와 사고 후 타고오름량, 파손정도, 열차의 변위 등을 정리한 것임.

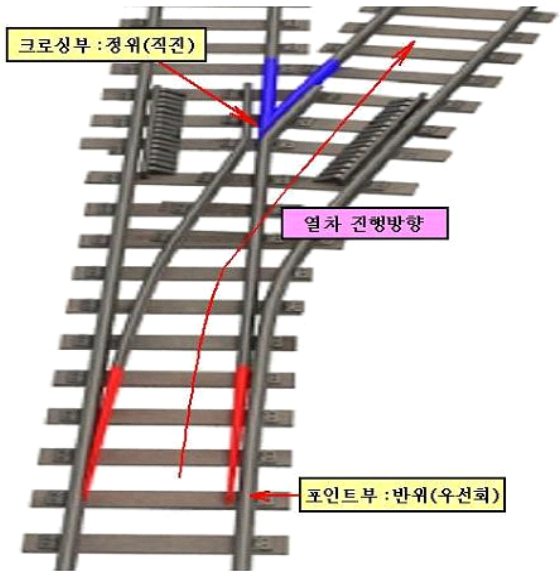


<그림 3.1.1.4> 열차 타고오름 시뮬레이션

- <그림 3.1.1.4>는 열차 전두부의 타고오름 현상을 보여주는 시뮬레이션 사례인데, 본 연구에서는 정밀한 사고 데이터를 바탕으로 시간 별 열차의 진행속도와 비상제동시점, 충돌 후 열차의 변위 등을 고려하여 사고재현 시뮬레이션을 구현하고, 해석과 실제 간의 Corelation을 통해 시뮬레이션 해석의 신뢰도를 높이고 손상 범위와 손상 수준을 파악할 수 있는 사고재현 시뮬레이션 방법 개발이 필요함. [15]

2. 광명역 KTX 사고 (2002년 경산역 충돌 유사) ⇒ 분기기 탈선/지그재깅 탈선

- 2011년 2월 11일에 발생한 사고로, 부산역을 출발하여 광명역으로 가던 KTX-산천 열차가 광명역으로 진입하던 중, 제 0458호 선로전환기에서 예정된 선로가 아닌 다른 선로로 진입하여 KTX-산천의 5~10호까지 6개 차량이 열차 진행방향 좌측으로 탈선함.



<그림 3.1.2.1> 광명역 사고 선로 구성



<그림 3.1.2.2> 광명역 탈선사고 현장

- 선로를 탈선하면서 충격에 의한 차체 비틀림 현상으로 열차의 유리창이 파손 되었으며, 분기기 곡선부에서 탈선 후 열차의 지그재깅 거동으로 대차 회전에 의한 End Frame에 손상이 발생함.



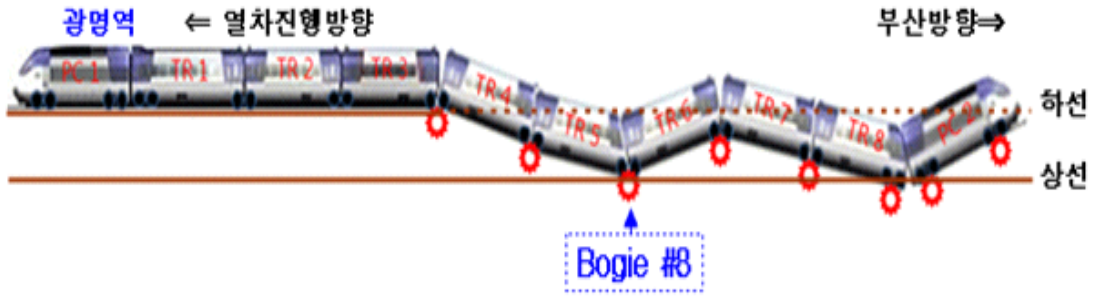
<그림 3.1.2.3> 차량 측면부 창문 파손부위



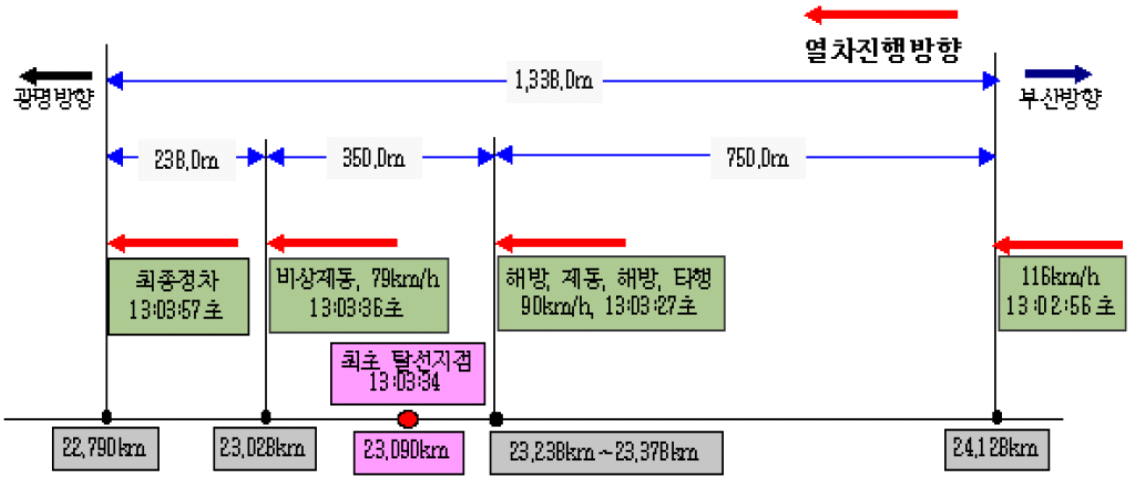
<그림 3.1.2.4> 사고 차량의 관절대차파손 부위

- 알루미늄 압출재 차량의 특성 상, 손상범위의 파악이 어려워 육안 검사와 부분적인 RT 검사에 의존하여 차체 손상범위와 손상수준을 확정하는데 난점이 있었음.

- 이후 시뮬레이션에 의한 손상 추정을 시도하는 등 시간만 지연되어 약14개월 후 수리에 착수하게 됨.



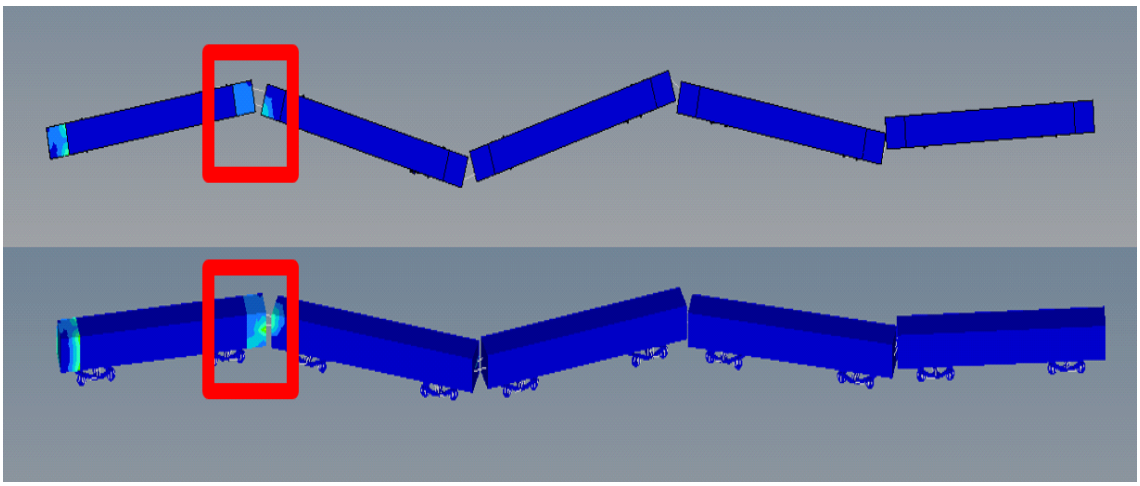
<그림 3.1.2.4> 명역 KTX 사고 차량의 지그재깅 거동 이미지



<그림 3.1.2.5> 광명역 KTX 사고열차 탈선상황

- <그림 3.1.2.5>은 광명역 KTX 열차의 사고 당시 시간별 상황을 구성한 것임.

- <그림 3.1.2.5>의 사고 진행 데이터를 바탕으로 시간에 따른 속도와 비상제동 적용구간, 탈선지점 등을 정밀하게 고려하고 사고 시뮬레이션에 적용하면서 실제와 해석간의 Corelation을 반복하면, 신뢰성 높은 사고재현 모델링 기법 개발이 가능할 것임.



<그림 3.1.2.6> 해석을 통한 열차의 지그재깅 거동 시뮬레이션

- <그림 3.1.2.6>은 단순 박스형 차체 모델을 적용하여 광명역 KTX 열차가 탈선후 지그재깅 거동을 나타내며 충돌하는 과정을 개념적으로 재현하는 사례를 보여주는 것임.

- 광명역 탈선사고의 경우, 탈선 후 객차 간 충돌에 따른 손상범위가 발생함.

- 정밀한 사고재현을 위하여 차륜-레일 인터페이스와 차량 간 연결구조(관절대차구조의 허용변위)를 고려한 지그재깅 거동과 실제 차체의 상세모델을 적용한 해석을 통하여 KTX 열차의 손상 범위와 손상 수준을 파악할 수 있는 사고재현 시뮬레이션 방법 개발이 필요함. [16]

3. 대구역 KTX 사고 ⇒ 분기점 측면충돌

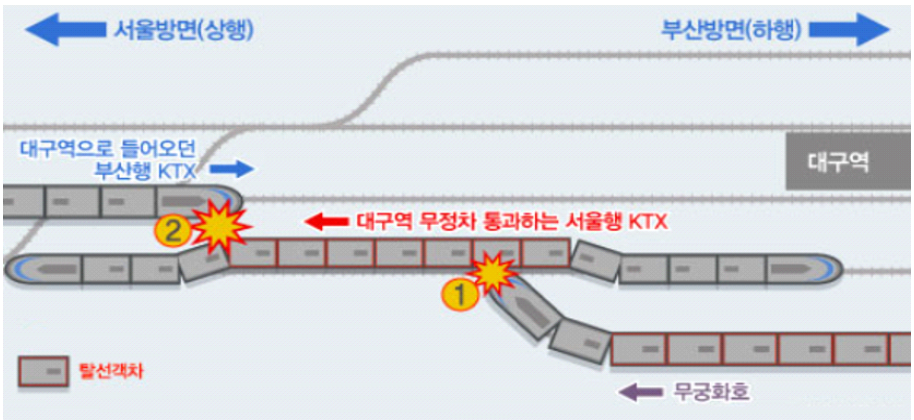
- 2013년 8월 31일에 발생한 사고로, 경부선 대구역구내 제 1번 선에서 서울행 제 1204호 무궁화호 열차 기관사가 제 1번 선 상행 출발신호기 정지신호를 확인하지 않고, 제 2번선 상행 출발신호기의 신호를 오인하여 무궁화호 열차가 2번 선으로 합류하기 위해 앞으로 진행함.

- 제 2번 선으로 통과 중인 서울행 제 4012호 KTX와 충돌하여 무궁화호 기관차가 진행방향 좌측으로 탈선하고, 서울행 KTX는 객차 8량이 우측으로 탈선하여 제 3번 선 운행에 지장을 주는 상태로 정지함.

- 1차사고 직후, 제 3번 선에서 부산으로 향하는 제 101호 KTX가 대구역을 향하여 진입하면서 사고가 난 서울행 KTX의 객차 측면을 충돌하고 정지함.

- 무궁화호 열차가 서울행 KTX 열차의 측면을 충돌하여 탈선이 일어나면서, KTX 차체와 주행 장치에 손상을 입혔으며, 이후 서울행 KTX 열차와 부산행 KTX 열차의 2차 사고로 인하여 KTX 차체 손상이 일어남.

- 정확한 피해 규모는 KTX 13량, 주행부 8량, 기관차 등과 선로시설 및 전기 시설물 등 약 154억 2천 5백 만원이 발생됨. [17]



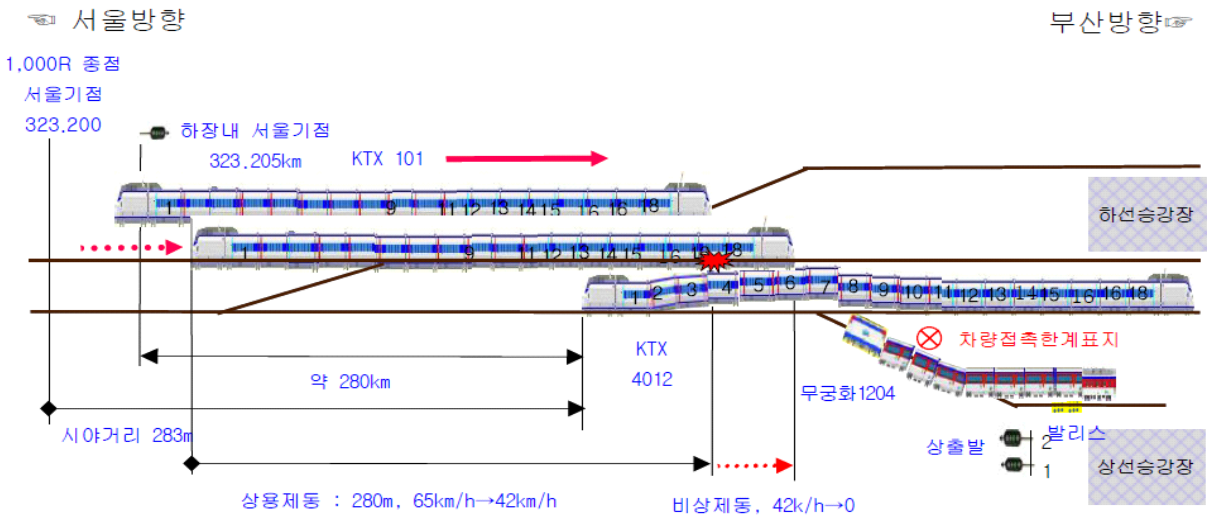
<그림 3.1.3.1> 경부선 대구역 KTX 사고 개요



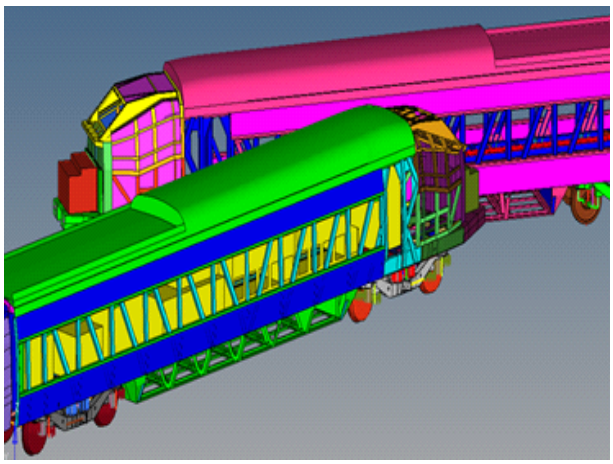
<그림 3.1.3.2> 서울행 KTX 차량 측면부 파손부위



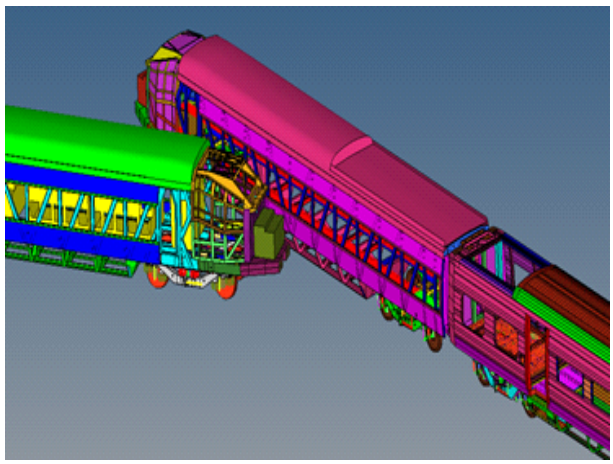
<그림 3.1.3.3> 2차 사고에 따른 KTX 간 접촉부위



<그림 3.1.3.4> 대구역 KTX - 무궁화호 측면충돌 사고 상황



<그림 3.1.3.5> 열차측면 충돌 시뮬레이션(1)



<그림 3.1.3.6> 열차측면 충돌 시뮬레이션(2)

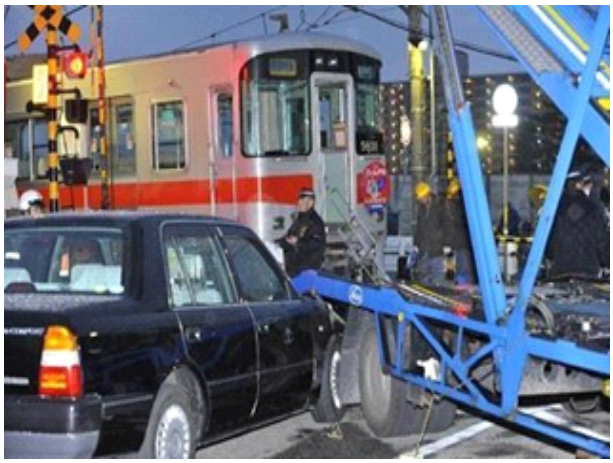
- <그림 3.1.3.4>에 나와 있는 사고 당시 각 열차의 속도와 제동시점, 변위 등의 데이터를 활용하여 시뮬레이션 해석에 적용함으로서, 실제와 해석 간의 Corelation을 통해 해석의 신뢰도를 높이고, 손상 범위와 손상 수준을 파악할 수 있는 사고재현 시뮬레이션 방법 개발이 필요함.

- <그림 3.1.3.5>, <그림 3.1.3.6>은 대구역에서 일어난 열차의 측면 충돌에 따른 탈선사고 양상을 바탕으로 3차원 유한요소해석 시뮬레이션으로 사고 재현하여 하는 방법을 예시한 것인데, 본 연구의 정밀한 사고재현 기술이 개발되면 사고 후 KTX 열차의 손상 영역 예측과 손상 수준을 분석이 가능 할 것임.

4. 해외 사고 (일본 도쿄 건널목 충돌사고) ⇒ 장애물 충돌 후 지그재깅 특성

- 2013년 2월 14일에 일본 도쿄에서 발생한 사고로, 트럭이 전철 건널목을 건너는 도중 앞의 신호가 적색으로 변경되어 통과하지 못한 상태에서, 내려온 차단기에 의해 트럭 짐받이 부분이 걸려 열차와 충돌이 발생함.

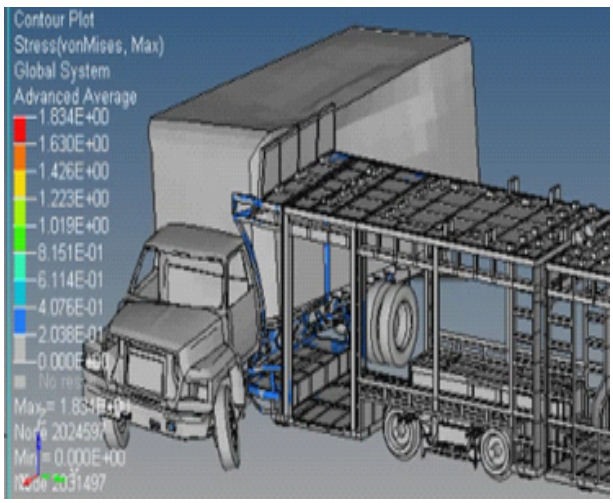
- 열차는 트럭과의 충돌로 인하여 진행방향으로 조금 더 나아가다 탈선이 일어남.



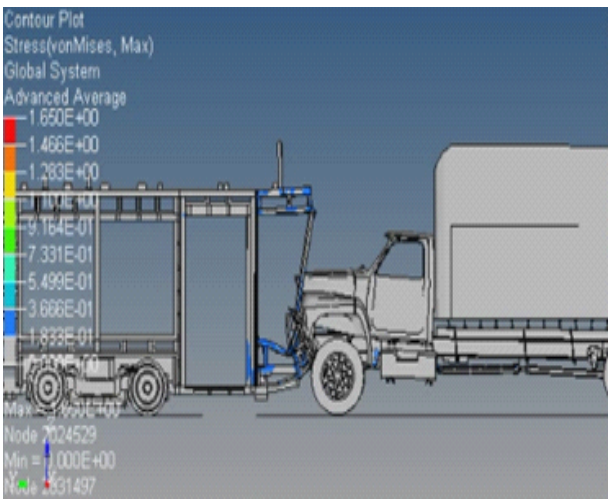
<그림 3.1.4.1> 건널목 사고현장



<그림 3.1.4.2> 충돌 탈선한 열차의 정면부



<그림 3.1.4.3> 트럭 측면부 충돌해석 사례



<그림 3.1.4.4> 트럭 정면부 충돌해석 사례

- 해당 사고사례와 같이 선로 건널목 위에서 열차와 트럭과의 충돌로 발생한 사고는 빈번히 일어날 수 있는 열차와 장애물간의 충돌 탈선 사고 양상임.

- <그림 3.1.4.3>, <그림 3.1.4.4>와 같이 열차-차량 시뮬레이션 사례와 같이 트럭 등의 장애물과 열차의 충돌해석을 통해 충돌 각, 충돌 시 속도 등의 다양한 변수를 적용하여 열차의 손상범위와 손상 수준을 파악할 수 있는 사고재현 시뮬레이션 방법 개발이 필요함.

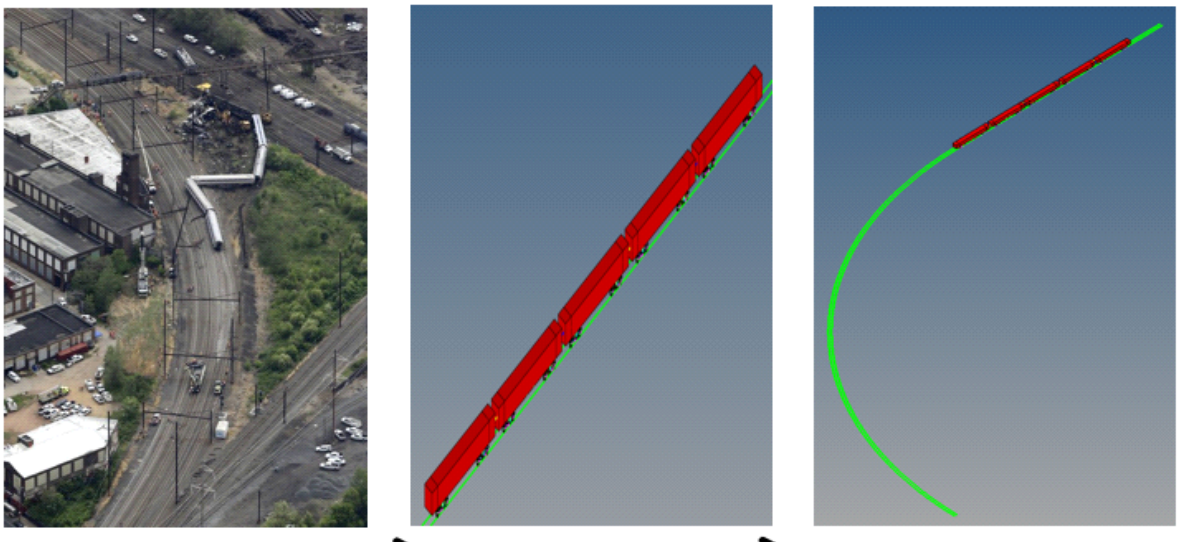
5. 해외 사고 (미국 뉴욕 통근열차 탈선사고) ⇒ 곡선부 고속 주행 시 탈선

- 2015년 2월 3일에 발생한 사고로, 미국 뉴욕의 통근 열차가 곡선구간을 지나가는 중 기준속도(80km/h)의 두 배가 넘는 약 164km/h의 속도로 주행 중에 탈선이 일어남.

- 사고결과 7명이 사망하고, 200여 명의 시민이 부상을 입는 피해가 발생함.



<그림 3.1.5.1> 뉴욕 통근열차 사고 개요 및 당시 상황



<그림 3.1.5.2> 사고 사례를 바탕으로 해석 기법으로의 시뮬레이션 변환 과정

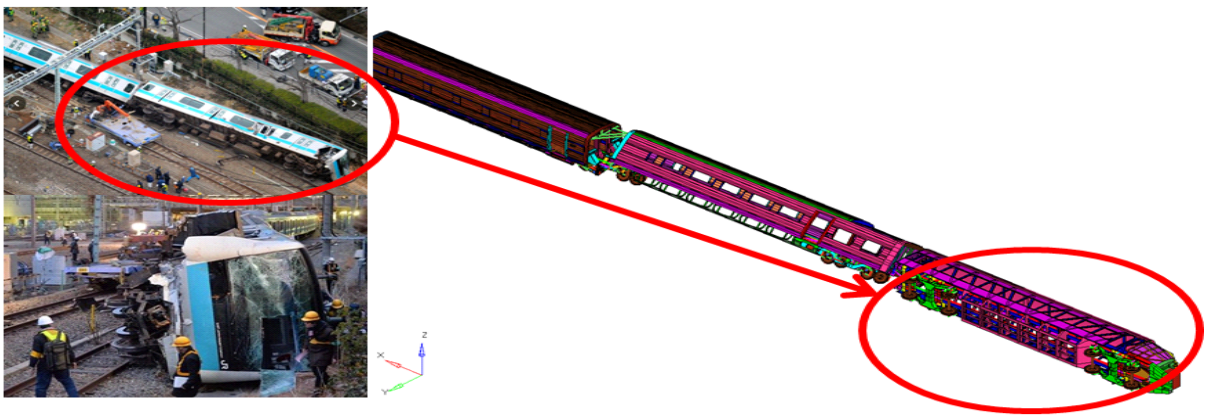
- 뉴욕 통근열차 사고와 같이, 곡선 부 고속주행에 따른 열차 탈선사고를 지그재깅 거동 해석을 통해 차량 연결부와 차체의 손상 범위 및 손상 수준을 파악할 수 있는 사고재현 시뮬레이션 방법 개발이 필요함.

6. 해외 사고 (일본 가와사키역 충돌에 의한 탈선 전복사고) ⇒ 탈선전복사고

- 2014년 2월 23일 일본 JR케이힌토호쿠선 가와사키역에서 공사용 차량과 정면충돌 후 탈선에 의한 전복사고가 발생함.



<그림 3.1.6.1> 일본 JR케이힌토호쿠선 사고 개요 및 당시 상황



<그림 3.1.6.2> 일본 JR케이힌토호쿠선 사고의 손상범위 추정을 위한 시뮬레이션

- 일본 JR케이힌토호쿠선 사고의 경우 탈선에 따른 열차 전복사고를 시뮬레이션을 통해 차량의 손상 범위 분석을 파악할 수 있음.

7. 사고 사례별 도출된 모델링 요건

<표 3.1.7.1> 사고 사례별 필요 모델링 요건 정리

사고사례	필요 모델링 요건	
국내사고사례①: 열차간 추돌후 탈선 (부산역 KTX 사고)	사고환경 관련	직선 레일, 비상제동
	사고차량 관련	**정면충돌**, 타고오름(Climb) 거동, 차량 전두부 2량 파손
국내사고사례②: 분기기 탈선/충돌 (광명역 KTX 사고)	사고환경 관련	분기기 탈선, 비상제동
	사고차량 관련	**지그재깅 거동**, End frame & 연결기 & 대차스프링 파손,
국내사고사례③: 열차간 측면 충돌/탈선 (대구역 KTX 사고)	사고환경 관련	분기점 충돌, 비상제동 & 상용제동
	사고차량 관련	**측면 충돌**, 차체 13량 파손, 주행부 8량 파손, 전기기관차 손상
해외사고사례①: 장애물충돌 (일본 토쿄 건널목)	사고환경 관련	건널목 구간, 자동차충돌, 비상제동
	사고차량 관련	**정면 & 측면 충돌**, 전두부 및 차체, 연결기 파손
해외사고사례②: 곡선부 고속주행 탈선 (뉴욕 통근열차)	사고환경 관련	곡선레일
	사고차량 관련	기준 속도 2배 이상의 과속, **지그재깅 거동, 탈선에 의한 전복**
해외사고사례③: 충돌/탈선/전복사고 (일본가와사키역)	사고환경 관련	작업차량 정면충돌
	사고차량 관련	**충돌탈선에 의한 전복**, 연결기 및 대차, 차체 측면, 전두부 파손

- 결과적으로 본 연구의 사고사례분석을 통하여 열차의 사고재현 시뮬레이션에 필요한 모델링 요소는 다음과 같음:

가. 사고환경 관련
- 직선/곡선레일, 캔트조건, 제동조건(비상,상용), 분기기, 장애물(자동차, 작업차량), 건널목 등

나. 사고차량 관련
- 지그재깅, 타고오름, 전복, 구조파손, 연결기파손, 대차 스프링파손, 링 구조 파손, 정면/측면 충돌 등

제2절. 탈선/충돌 복합사고 재현 시뮬레이션 모델링 도구 및 모델링 절차서

1. 단위차량 및 편성열차의 비정상 탈선 모델링 절차서 개발

가. 사고 유발 원인 구조 모델링 도구

(1) 열차 대 열차 충돌 모델

- 열차 대 열차 충돌 시나리오는 국내외 충돌안전 성능평가 규정에서 요구하는 필수적인 시뮬레이션 유형임.

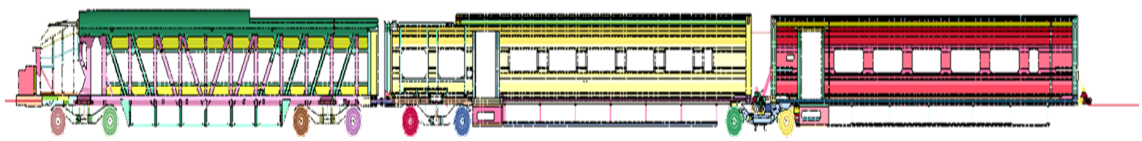
- 열차 충돌모델은 거동양상 및 손상여부 및 위치 등에 따라 상세모델 또는 단순모델로 구분하여 모델링하여야 함.

- 열차 대 열차 사고재현을 위한 열차 모델링방법은 아래 4가지가 있음.

(가) 3D 충돌 동역학 해석 모델 (VTM 모델 등: 차체/대차 결합 3차원 유한요소 모델)

- VTM은 Virtual Testing Model의 약자로 가상시험모델임. 차량 전 구간을 비선형 유한요소를 사용하여 대 변형 및 국소변형까지 고려가 가능하며 실제 충돌거동을 가장 잘 나타낼 수 있으나 해석시간이 오래 걸리는 단점이 있음.

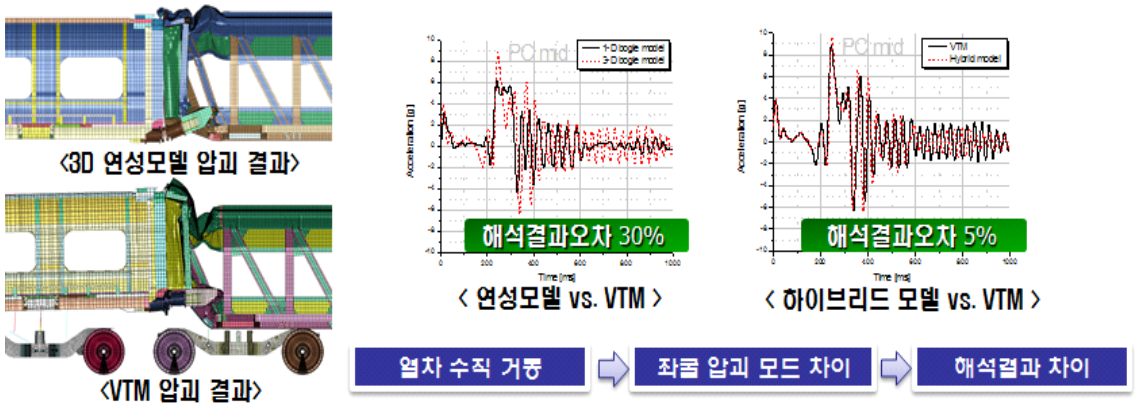
- <그림 3.2.1.1>은 영구변형이 발생 가능한 세 번째 차량까지 3차원 모델로 구성되어 있고 네 번째 차량부터는 전체적인 길이방향 거동을 나타내는 1차원 lumped-mass/spring 모델로 구성됨.



<그림 3.2.1.1> VTM model

- VTM 모델링 시 대차모델링은 차량의 거동에 큰 영향을 미치므로 필수적으로 고려해야 하며 대차 유무에 따른 충돌해석결과 차이는 <그림 3.2.1.2>와 같음.

- 3D 연성 모델은 차체만의 모델이며, 하이브리드 모델은 3D 차량 모델 (대차 포함)에 1D, 2D 또는 강체 요소를 혼용한 것임. [18]



〈그림 3.2.1.2〉 대차 유무에 따른 충돌 해석 결과

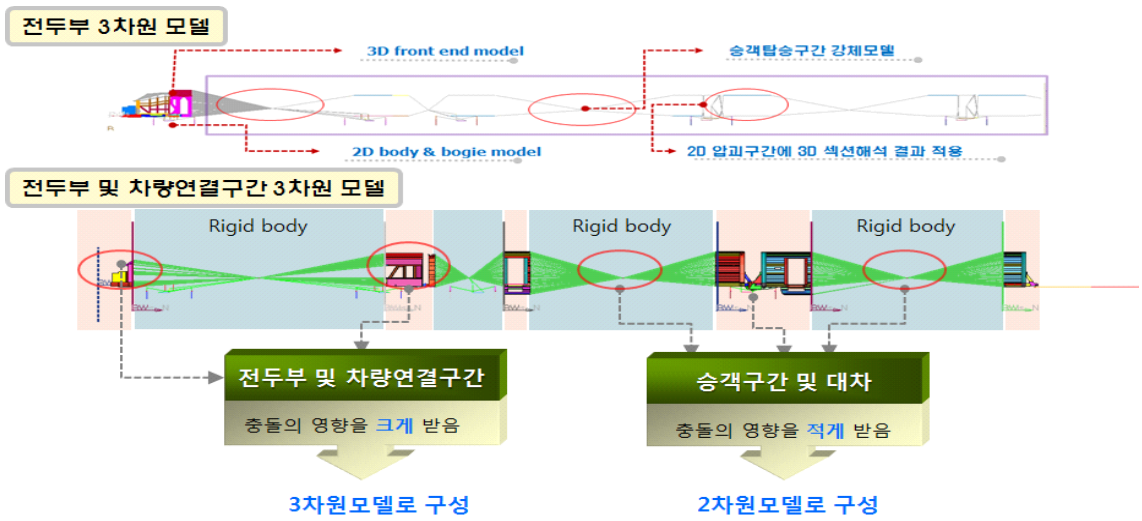
(나) 하이브리드 모델 (손상 구간만 3차원)

- 3차원 모델링의 복잡성을 줄이면서도 2차원 충돌 동역학해석에서 얻을 수 있는 타고오름 현상 등 기계적 거동을 잘 해석하기 위하여 2차원 모델과 3차원 모델을 혼합한 모델을 하이브리드 모델이라 함. 이 때 현가 등 대차의 동역학적 요소들을 모델링에 반영하여 차체의 수직 방향의 운동을 잘 표현할 수 있도록 모델링 함.

- 하이브리드 모델은 VTM 모델의 해석시간의 문제점을 해결하기 위해 변형이 적거나 탄성변형이 발생하는 부분은 강체로 모델링하고 손상이 발생한 부분(예, 전두부 및 차간 구간)만 비선형 유한요소로 구조를 모델링 함.

- 〈그림 3.2.1.3〉의 위 모델은 전두부 구간만 3차원 구조로 모델링하고 변형이 적은 승객탑승구간은 강체모델로 하였으며 차량 연결구간은 3차원 구조모델의 구간해석으로부터 구한 압괴력-변위 커브를 입력한 2차원 요소를 사용함.

- 〈그림 3.2.1.3〉의 아래 모델은 위 모델에서 2차원 요소를 사용한 구간에 3차원 구조 모델을 적용한 것으로 해석 시간은 2차원 요소 보다 늘어나지만 구조에서 발생하는 좌굴 등의 정확한 충돌 거동을 보여줌. [19]



〈그림 3.2.1.3〉 승객탑승구간을 강체로 구성한 하이브리드 모델

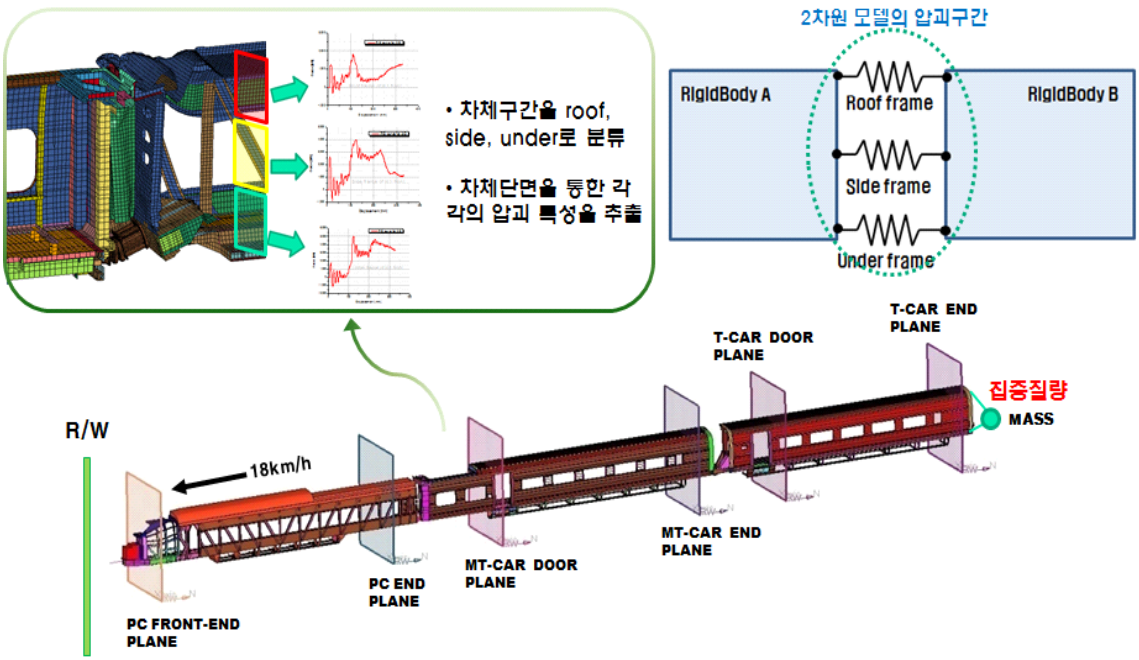
(다) 2D 충돌 동역학 해석 모델

- 3차원 유한요소해석은 전체차량 모델링과 해석에 따른 시간과 비용이 많이 들어가는 반면 2차원 동역학적 모델링 방법은 이를 단순화한 스프링, 댐퍼, 질량의 조합으로 전체차량의 거동을 평가할 수 있으므로 많이 쓰이고 있음.

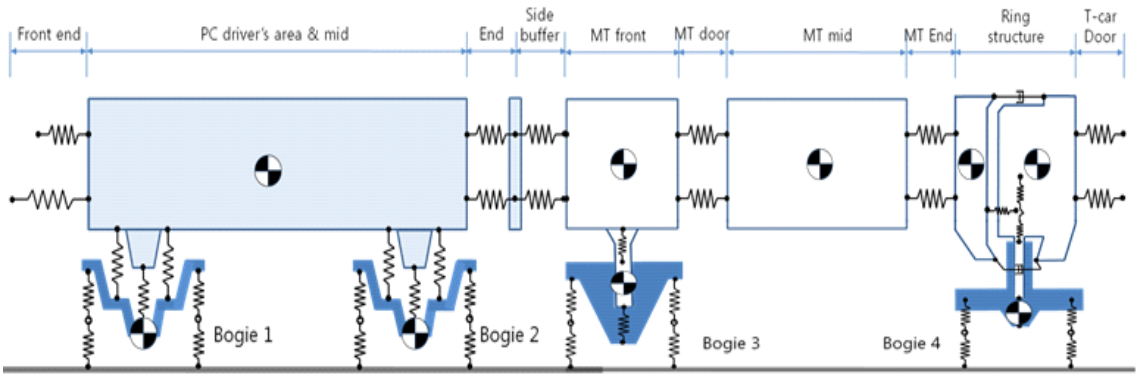
- 2차원 모델은 차량의 수직 및 피칭거동을 해석할 수 있는 타고오름 해석용 모델과 수평 및 요잉(yawing) 거동을 해석할 수 있는 지그재깅 해석용 모델로 구분할 수 있음.

- 열차 충돌 후 구조에 큰 손상이 없다면(에너지 흡수장치 및 구조의 에너지 흡수용량 이하만큼의 충돌에너지 발생) 가장 효과적인 모델링 방법이 2차원 모델임.

- 전두부 및 차량간 에너지 흡수 구조는 3차원 비선형 유한요소해석을 통하여 구간별 하중-변위 특성을 도출하여 2차원 스프링요소로 모델링 하여야 함. [20,21]



<그림 3.2.1.4> 연성해석 모델에서 도출된 압괴구간 하중-변위 특성을 2차원 모델로 구성



<그림 3.2.1.5> 2차원 타고오름 모델

(라) 1D 충돌 동역학 해석 모델

- 열차의 1차원 충돌 동역학해석을 하면 각 차체구조의 에너지 흡수 능력, 생존 공간 확보 및 충격가속도 크기 등을 잘 평가할 수 있음.

- 그러나 1차원 충돌 동역학해석으로 전체적인 관점에서 차체구조의 충돌 에너지 흡수량 및 충격 감속도를 예측하는 것은 유용하지만, 실제 충돌 시 발생하는 각 단위 차량 간의 타고오름 현상과 각 차량의 차간연결기 부품 및 지지 브라켓 구조에서 발생하는 충격력의 크기 등은 예측할 수 없음.

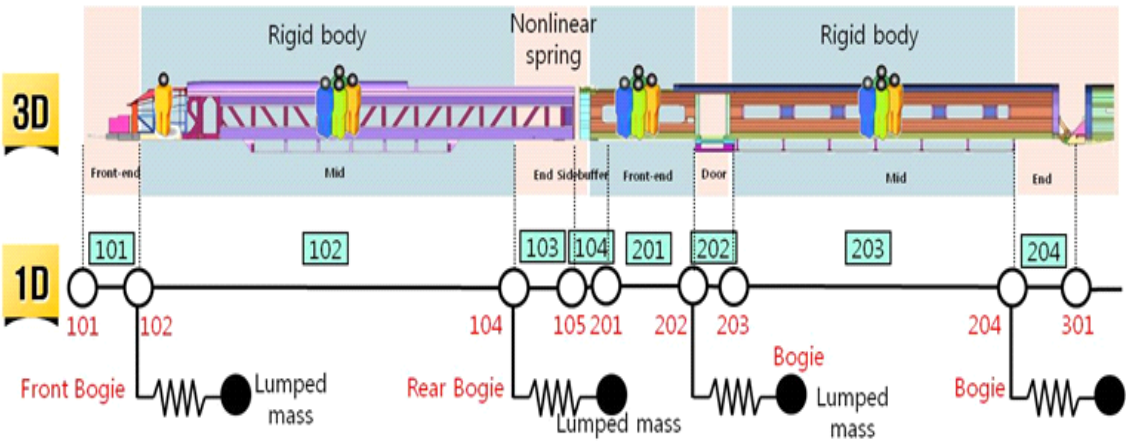
- 이러한 물리량들을 분석하려면 전체차량 편성에 대하여 2차원 또는 3차원 충돌 동역학 해석 모델을 구성하여 해석하여야 함.

- 그러나 여러 개의 단위 차량으로 편성되는 철도차량에 대하여 2차원 동력학 모델을 구성하는 것은 매우 복잡하고 많은 양의 동적 물성 자료를 필요로 함.

- 1차원 충돌 동역학해석 모델링은 열차의 길이방향 거동을 해석하기 위한 가장 간단한 방법임.

- 편성차량 중 탈선이 발생하지 않거나 타고오름 및 지그재깅 거동이 발생하지 않은 충돌지점에서 멀리 떨어진 차량의 경우 1차원 충돌 동역학해석 모델이 효과적임.

- 1차원 충돌 동역학 해석 모델에 사용되는 압괴 구간 특성은 차체의 3차원 비선형 유한요소 모델 충돌해석에서 도출한 하중-변위 커브를 입력하여 길이방향 압괴 거동을 표현하여야 함.



<그림 3.2.1.6> 1차원 충돌 모델

(마) 사고재현을 위한 최적의 모델링 방법

<표 3.2.1.1> 사고 유형별 최적 모델링 구현방법 정리

<table>
<tr><th>탈선 여부</th><th>타고 오름 여부</th><th>구조 손상 여부</th><th>전복 여부</th><th>모델링 방법</th><th>공통사항</th></tr>
<tr><td rowspan="2">X</td><td>X</td><td>X</td><td>X</td><td>1D/2D/3D 강체-스프링 모델</td><td rowspan="7">· 연결기는 탄소성 스프링 모델링
· 손상구간은 탄소성 스프링 또는 3D 비선형 유한요소 모델링
· 탈선시 차륜-레일 스프링 모델링</td></tr>
<tr><td>O</td><td>O</td><td>X</td><td>2D or 하이브리드 수직 좌굴 해석 모델</td></tr>
<tr><td rowspan="4">O</td><td rowspan="3">X</td><td>X</td><td>X</td><td>2D 수평 좌굴 해석 모델</td></tr>
<tr><td rowspan="2">O</td><td>X</td><td>2D or 하이브리드 수평 좌굴 해석 모델</td></tr>
<tr><td>O</td><td>3D/2D 하이브리드 모델</td></tr>
<tr><td rowspan="2">O</td><td rowspan="2">O</td><td>X</td><td>3D/2D 하이브리드 모델</td></tr>
<tr><td>O</td><td>VTM or 3D/2D 하이브리드 모델</td></tr>
</table>

- 열차 시뮬레이션 모델은 탈선/타고오름/구조손상/전복여부 따라 상세모델 또는 단순모델로 구분하여 모델링하여야 함.

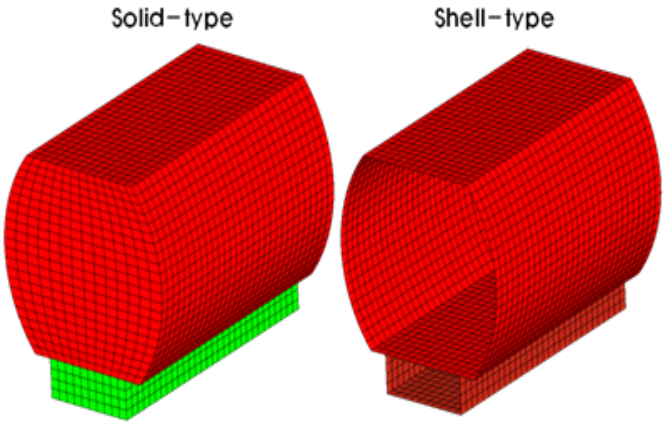
- 단순 모델링시 상세모델과 등가거동이 발생하도록 상세 모델에서 고려되어야 하는 기계적 특성 값을 고려해야함.

(2) 거대장애물 충돌 해석 모델

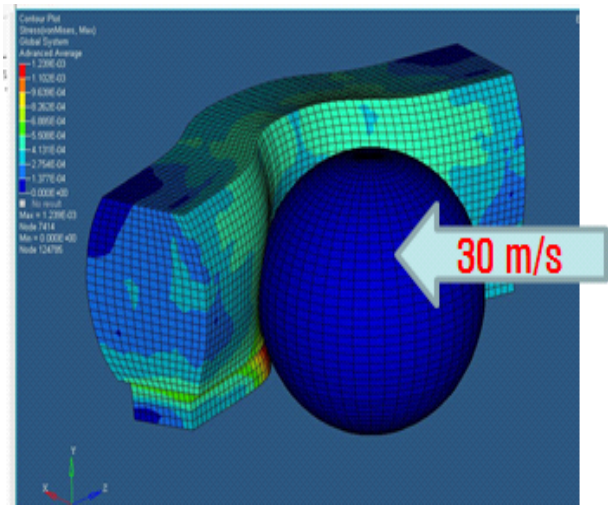
- 장애물 충돌 시나리오는 국내외 충돌안전 성능평가 규정에서 요구하는 필수적인 시뮬레이션 유형임.

- 15톤 변형체 장애물 모델은 국내외에서 가장 빈번히 발생하는 장애물의 표준으로 정한 것으로서 장애물 충돌 사고재현 시 우선적으로 활용 가능함.

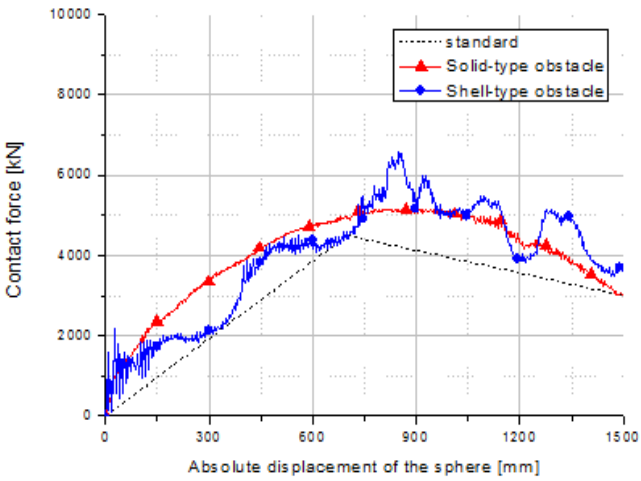
- 15톤 변형체 표준 장애물은 <그림 3.2.1.8>과 같이 강체 구와 30m/s 충돌 시 <그림 3.2.1.9>와 같이 표준커브를 상회해야 하며, 본 연구에서는 기준을 만족하는 solid와 shell 타입 두 가지를 적용함. [22-24]



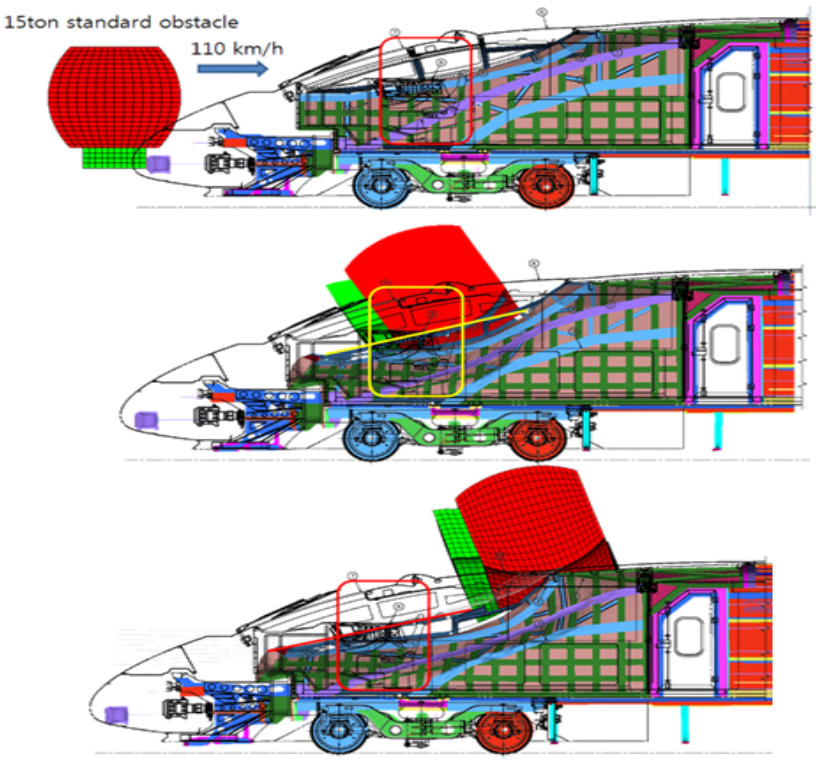
<그림 3.2.1.7> 충돌해석용 15톤 표준 장애물



<그림 3.2.1.8> 표준 장애물 충돌 조건



<그림 3.2.1.9> 표준장애물 하중-변위 특성커브



<그림 3.2.1.10> 장애물 충돌 시나리오 해석결과

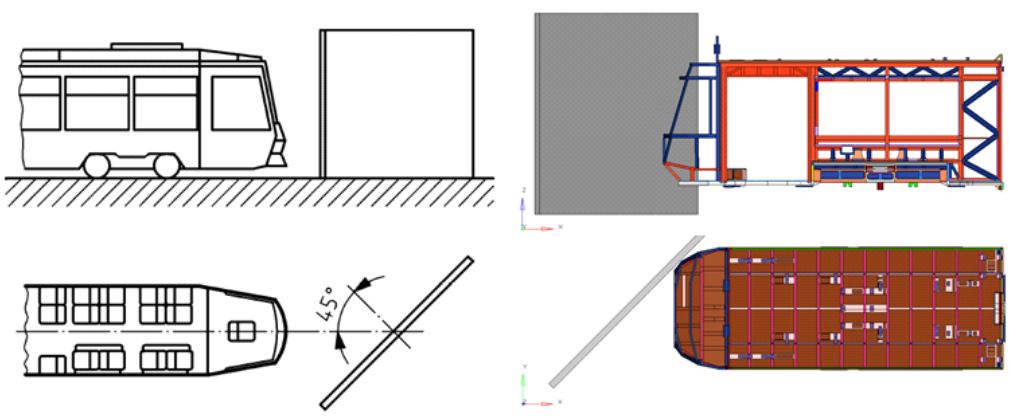
(3) 소형장애물 모델 (고속열차 사례/트램 사례)

- 열차의 다양한 충돌조건을 고려한 국제규격 EN15227에 의한 열차 충돌 시나리오는 다음 <표 3.2.1.2>와 같음.

<표 3.2.1.2> EN15227에 의한 열차 충돌 시나리오 [25]

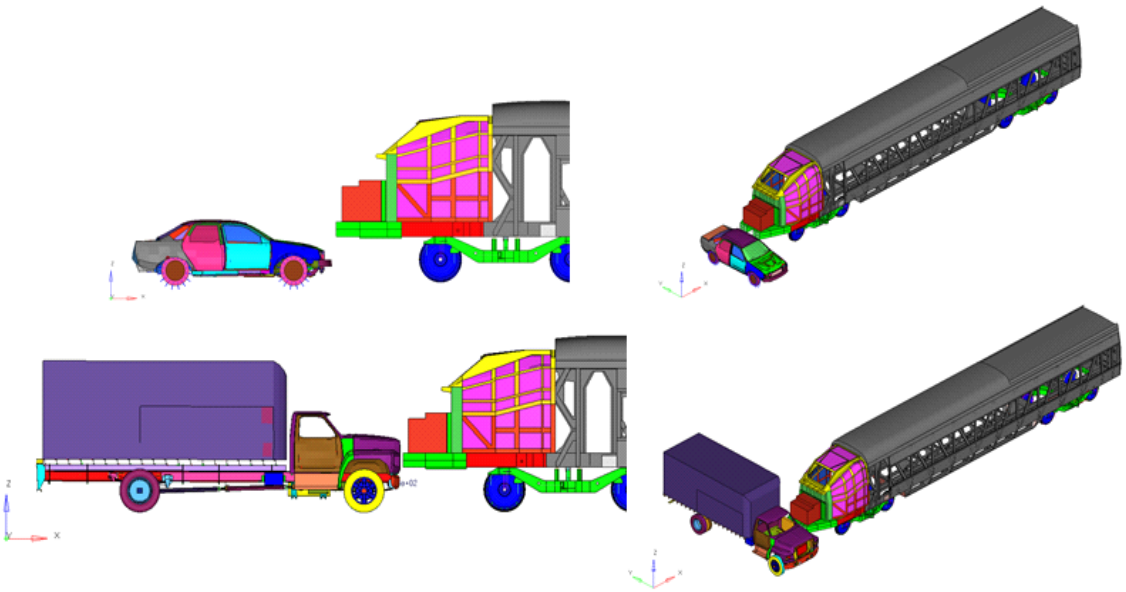
Design collision Scenarios	Collision obstacles	Operational characteristics of requirements	Collision Speeds - km/h			
			Class-I	Class-II	Class-III	Class-IV
1	Identical train unit	All systems	36	25	25	15
2	80 ton wagon	Mixed traffic with vehicles equipped with side buffers.	36	n.a.	25	n.a.
	129 ton regional train	Mixed traffic with vehicles with a central coupler	n.a.	n.a.	10	n.a.
3	15 ton deformable obstacle	TEN and similar operation with level crossings	V_{IC}-50 ≤ 110	n.a.	25	n.a.
	3 ton rigid obstacle	Urban line not isolated from the road traffic	n.a.	n.a.	n.a.	25
4	Small, low obstacle	Obstacle deflector requirements to be achieved	according to collision Speed	n.a.	according to collision Speed	n.a.

- EN15227에 의한 트램의 소형장애물 충돌의 경우 아래의 그림과 같이 3 [ton]조건의 장애물충돌해석을 통한 차량의 손상범위 추정이 가능함.



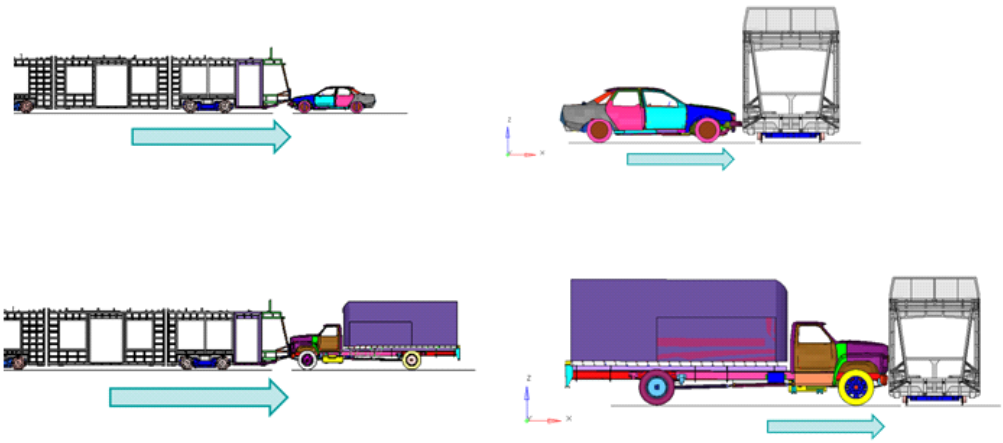
<그림 3.2.1.11> EN15227의 소형장애물 충돌해석조건(tramway vehicle)

- 고속열차와 차량(승용차, 트럭) 충돌의 경우 아래의 그림과 같은 조건의 충돌해석을 통한 고속열차의 손상범위 추정이 가능함.



<그림 3.2.1.12> 고속열차와 차량(승용차, 트럭)과의 충돌조건

- 트램과 차량(승용차, 트럭) 충돌의 경우도 고속열차의 경우 같이 충돌해석을 통한 손상범위 추정이 가능함.



<그림 3.2.1.13> 트램과 차량(승용차, 트럭)과의 충돌조건

- 열차의 사고재현 모델링 기술 개발에서는 열차의 다양한 충돌조건과 탈선 조건을 고려할 수 있는 사고유발 원인 모델링 도구가 개발되어야 하는데, 본 연구를 통하여 위에서 예시된 기본적인 모델링 도구들이 확보됨

(4) 궤도확장모델 (분기부 포함) [26,27]

- 국외철도의 탈선사고 원인의 50%정도가 궤도의 기술적 결함으로 가장 많은 비중을 차지함.

- 궤도의 기술적 결함 요인으로 크게 5가지(선형문제, 레일문제, 분기부 문제, 노반문제, 기타) 정도로 구분됨.

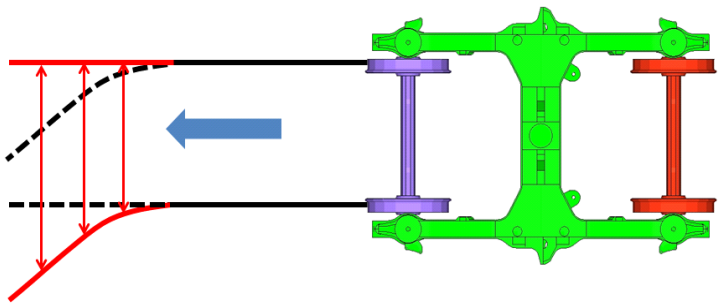
- 궤도에 기술적 결함에 영향을 주로 요인은 선형문제이고, 궤도확장, 수평틀림, 줄틀림이 선형문제의 90%정도를 차지함.

- 차량이 곡선구간을 주행할 때에 차량이 받는 원심력과 대차의 전향횡압이 바깥레일에 횡압으로서 작용함.

- 이 힘이 레일을 외측으로 밀어내는 방향으로 작용함에 따라 궤간확대가 발생됨.

- 레일과 침목사이에 체결력이 저하된 경우, 레일이 변칙경사, 전도, 압축되어 궤간확대가 발생됨에 따라 레일안쪽으로 차륜이 떨어져서 탈선이 발생됨.

- <그림 3.2.1.14>은 궤도확장모델의 개념도를 보여 줌



<그림 3.2.1.14> 궤도확장모델의 개략도

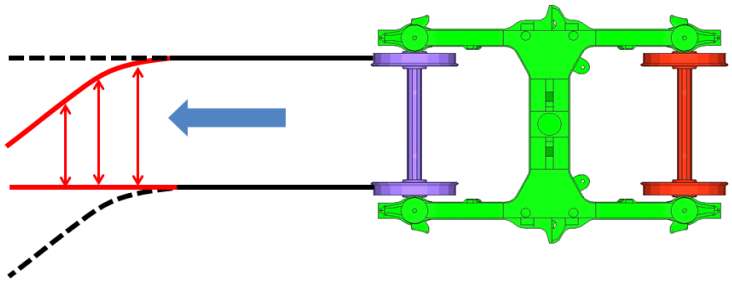
(5) 궤도축소모델 (분기부 포함) [26,27]

- 급 곡선이나 분기기에서 차량의 진행방향과 레일이 이루는 각(어택 각)이 크게 되어 차륜플랜지부분이 레일의 두부에 접촉되고 그 상태로 굴러감에 따라서 차륜이 레일을 기어올라 레일두부 상면을 타고 넘어 탈선이 발생함.

- 분기기에서 궤도축소에 따른 타고오름 탈선은 분기기의 텅레일과 기본레일이 접하는 개소, 리드 레일의 이음매 부분에는 어택 각이 급격하게 증대되어 바깥 레일 측 횡압이 발생함.

- 이에 더하여 분기기의 평면성 틀림이 더해짐에 따라 바깥레일 측 윤하중이 감소되며 탈선계수가 증가함.

- <그림 3.2.1.15>은 궤도축소모델의 개념도를 보여 줌.



<그림 3.2.1.15> 궤도축소모델의 개략도

(6) 궤도절단 모델 [26,27]

- 궤도절단은 궤도가 물리적으로 분리되는 현상이고, 궤도의 절단 메커니즘과 파손 형태에 따라서 파단, 용접부위 손상, 레일 쉐링, 부식 · 전식 등으로 궤도절단의 원인을 분류함.

- 궤도절단 모델링은 궤도 모델에서 절단 부위를 삭제하고 빈공간으로 처리함으로써 쉽게 달성됨. <그림 3.2.1.16>는 궤도절단모델의 개념도를 보여줌.

(가) 궤도파단

- 레일 이음매 판과 레일의 접촉부분에서 미소한 슬립을 수반하는 마찰의 반복에 따른 균열이 발생되어 이것이 레일 길이방향의 수평균열로서 파단에 이르는 경우가 있으며 이음매의 볼트구멍으로부터 45도 방향의 균열이 발생되어 파단에 이르는 경우도 있음.

(나) 용접부위의 손상

- 궤도 건설 시 장대레일의 용접에 따른 열 영향에서 기인하여 연화 부분이 형성되어 차륜으로부터의 진동 하중을 받음에 따라 레일 표면엔 요철이 형성되고 이 요철로 인하여 차륜 하중 변동이 더 크게 발생됨.

- 이러한 현상으로 인해서 장대 레일의 모재부에 비해서 피로강도 낮은 용접부에서 궤도의 절단이 발생함.

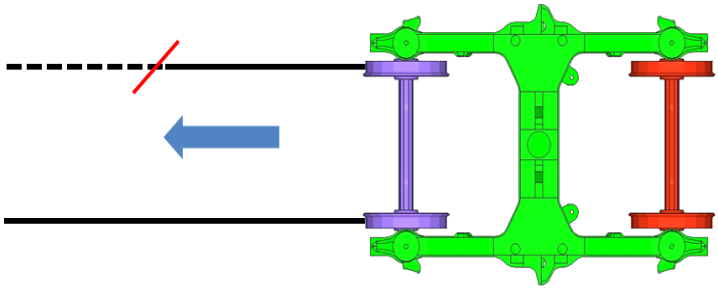
(다) 레일의 쉐링

- 전동접촉 피로손상의 일종이며 차륜과 레일의 미소 돌기끼리의 큰 접촉응력으로 인하여 소성변형이 생기고 그 반복적인 발생과 성장하는 균열로 인해서 궤도 절단이 발생함.

(라) 부식 · 전식에 기인하는 균열

- 레일의 부설장소에 따른 부식 환경(해저터널, 누수 터널, 건널목)에서 레일에 부식구멍이 형성됨.

- 직류구간에서 레일 저부와 스파이크 또는 레일 체결장치, 도상과의 접촉부분에 부식구멍이 형성되는 경우(레일 전식)가 있으며, 각각의 부식 구멍을 응력집중의 기점으로 발생 및 성장하여 궤도의 절단이 발생함.



〈그림 3.2.1.16〉 궤도절단모델의 개략도

나. 주행 중 탈선 유발 원인 모델링 도구

(1) 급제동 모델링

- 주행 중 급제동시 차량별 제동조건이 상이한 경우, 차량 간 충격력이 크게 발생하고 곡선구간의 경우엔 탈선까지 발생할 가능성이 큼.

- 이러한 급제동 조건을 모델링하기 위해 차량제작업체로부터 제동성능을 아래와 같이 취득하였음.

(가) 고속철도차량 제동 일반

- 고속철도차량의 제동은 전기제동과 공기제동으로 이루어지는데 정상운행 시 속도조절을 위해서 전기제동이 우선적으로 사용됨.

- 동력대차는 전기제동(회생, 저항제동)과 공기제동(답면제동)을 사용하고, 객차대차는 공기제동(디스크 제동)을 사용함.

- 제동력 분배(비상제동의 경우): 디스크 제동 70%, 전기제동 20%, 답면제동 10%

- 공기제동은 전공(Electro-Pneumatic) 제어 방식으로 이루어지나 비상시에는 순수 공압만으로도 제동이 가능.

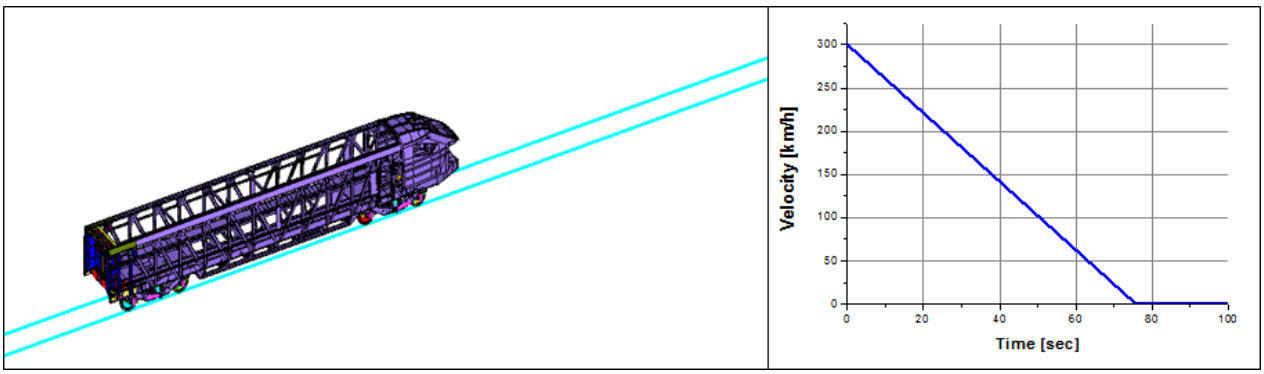
- 공기제동 시스템의 주요장치는 공기생산장치, 기관사 패널, 동력대차 패널, 객차대차 패널로 구성됨.

(나) 고속철도차량의 제동성능

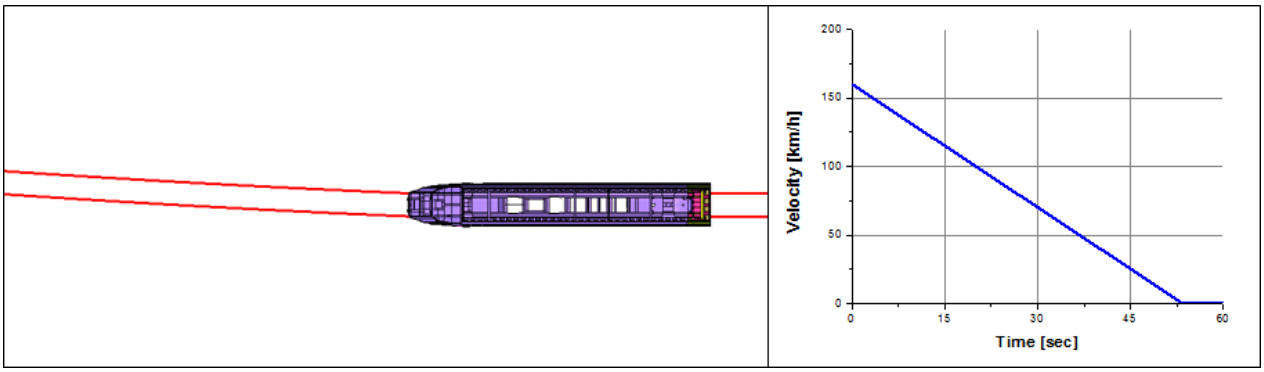
① 제동거리

<표 3.2.1.3> 제동조건에 따른 제동거리

제동 조건	속도 [km/h]	평균 감가속도 [m/s^2]	제동거리 [m]	제동시간 [s]
비상회생 제동시	300→0	1.10	3,158	75.8
	270→0	1.13	2,478	66.1
	230→0	1.17	1,746	54.7
	160→0	1.16	852	38.3
상용저항 제동시	300→0	0.83	4,206	101
	270→0	0.84	3,333	88.9
	230→0	0.86	2,385	74.7
	160→0	0.83	1,186	53.4



<그림 3.2.1.17> 직선구간 비상제동



<그림 3.2.1.18> 곡선구간 상용제동

② 최대 제동력(대차당)

<표 3.2.1.4> 대차종류에 따른 최대 제동력

전기 제동	공기제동			
동력대차 (회생/저항)	동력대차(답면)		객차대차(디스크)	
비상회생 제동시	V<200 km/h	16.6 kN	V<215 km/h	42.8 kN
	V>200 km/h	5.9 kN	V>215 km/h	32.1 kN

(2) 곡선부 고속주행 모델링

- 곡선부에서 열차의 탈선은 한 가지 특정요소가 아닌 차륜/레일의 접촉과 차량/궤도/운전조건 등 다양한 요인들이 복합적으로 관련되어 발생함.

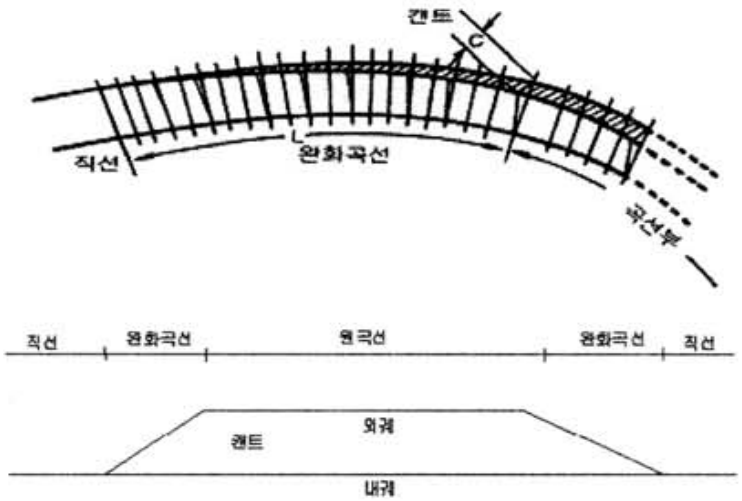
- 여러 특정요소 중에서 정상적인 궤도에서 고속 주행중 탈선에 영향을 미치는 궤도의 변수에는 크게 곡선반경, 완화곡선, 캔트 3가지로 나누어짐.

- 완화곡선은 곡선과 직선의 접속 개소에 있어서는 캔트를 연속적으로 체감시키는 구간이 필요하게 되는데 <그림 3.2.1.19>과 같이 이러한 역할을 하는 구간임.

- 완화곡선은 직선과의 접속부분에서 반경이 무한대, 원곡선과의 접속부분에서의 반경은 원곡선의 반경과 같게 됨.

- 철도차량이 곡선부를 통과하는 경우에 원심력은 통과속도의 제곱에 비례하여 원심력이 곡선 외측으로 작용하기 때문에 차량이 곡선 외방으로 전복할 위험과 외측 레일에 큰 윤중 및 횡압이 생기고, 승차감 저해 및 열차의 탈선 가능성을 증가시킴.

- 이와 같은 원심력에 의한 악영향을 방지하기 위하여 이 힘을 상쇄 또는 경감하도록 곡선 선로에서는 외측 레일을 내측 레일보다 높게 하여 차량 중심에 작용하는 원심력과 중력과의 합력 작용선이 궤도 중심을 통과하게 함으로써, 열차운전의 안전, 궤도부담의 평균화를 꾀하고 승차감을 좋게 하는데 이를 캔트라고 함. [28]



<그림 3.2.1.19> 곡선부의 완화곡선과 캔트

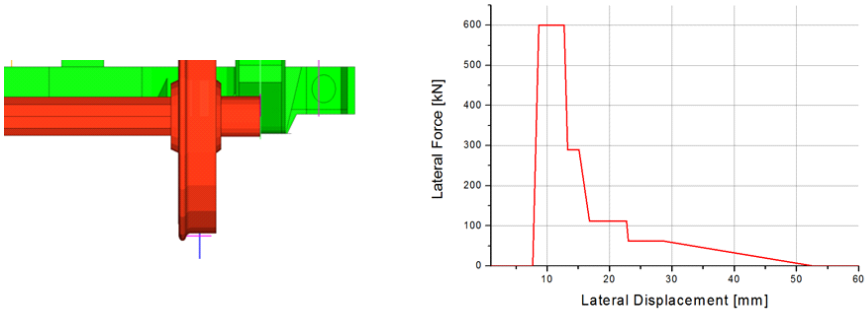
- 철도차량의 곡선부 탈선을 시뮬레이션으로 재현하기 위해서는 차륜-레일 인터페이스에서 가장 중요한 요소인 차륜 단면 프로파일과 레일 단면 프로파일을 적용하여 실제 철도차량과 동일하게 회전 마찰 접촉을 모델링하여야 함.

- 실제 철도차량의 차륜과 레일의 단면 프로파일을 이용하여 모델링을 할 경우, Mesh 작업 등 전처리 과정뿐만 아니라 구름접촉을 이용한 해석을 진행하기 때문에 해석시간이 상당히 오래 걸려 효율성이 떨어짐.

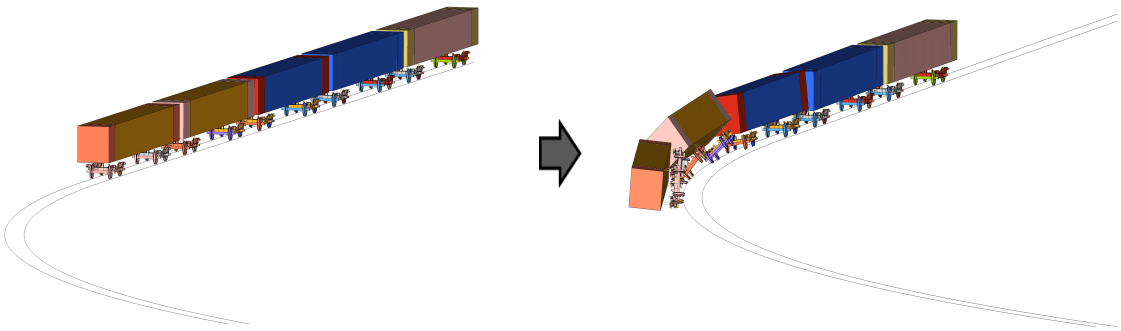
- 상용 유한요소 프로그램인 Ls-Dyna에서 차륜-레일 인터페이스에서 위와 같은 문제점을 보완하여 단순화시킨 Dyna-rail이란 기능을 제공함.

- Dyna-rail은 레일 단면 프로파일을 이용한 모델링이나 캔트와 같은 실제 조건과 동일하게 모델링이 가능하고, 해석시간에서 상당한 장점을 가지고 있지만, Roll-over 탈선만 구현 가능하고 타고오름 탈선, 미끄러져 오름 탈선 등을 구현할 수 없음.

- Dyna-rail 모델에 S/W 내부 function 입력을 이용하여 차륜-레일 접촉을 2점 접촉으로 가정한 2개 스프링 모델링 방법을 개발하여 Dyna-rail의 단점을 보완하여 사고재현 모델링에 적용함.

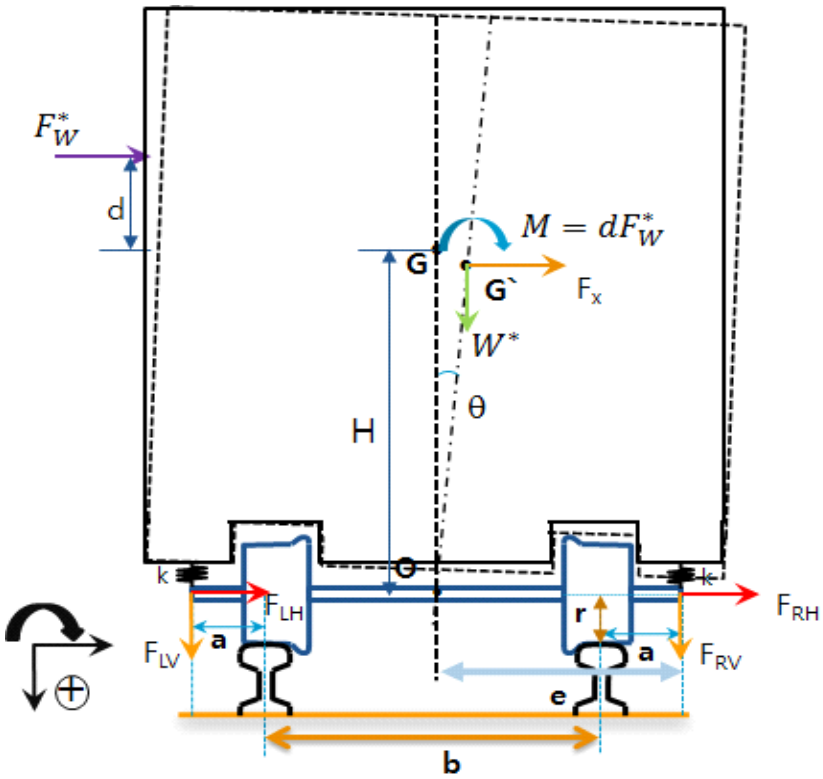


<그림 3.2.1.20> 차륜-레일 2점 접촉 모델링



<그림 3.2.1.21> 곡선부 고속주행 탈선/전복 모델링

(3) 측풍 탈선 유발 원인 모델링



<그림 3.2.1.22> 측풍에 의한 열차의 자유물체도(직진 선로)

- 현재 각 철도 운영사별로 사용하는 풍속에 의한 운행제한 규정에 대한 이론적 근거 마련과 사고재현 시뮬레이션용 모델링 도구 개발을 위해 선행연구에서 검증된 탈선계수 이론식을 이용하여 측풍에 의한 철도차량의 탈선한계 풍속을 예측함. 또 다물체 동역학 프로그램인 Recurdyn과 Vi-rail을 이용하여 측풍에 의한 사고재현 시뮬레이션용 고속철도차량 Quarter-scale 모델과 Full-car모델을 모델링하였음. [29]

$$F_W - F_{RH} - F_{LH} = 0 \tag{3.2.1.1}$$

$$\sum F_Y = W^* - F_{RV} - F_{LV} = 0 \tag{3.2.1.2}$$

$$(Hcos\theta + esin\theta)F_{RH} + (Hcos\theta - esin\theta)F_{LH} \\ -(ecos\theta - Hsin\theta)F_{RV} + (ecos\theta + Hsin\theta)F_{LV} + M = 0 \quad (3.2.1.3)$$

- 여기서 H는 차축기준으로 표시된 유효차량중심 높이 ($H = H - r$)이며, 한 윤축 상당 풍력 F_W^*는 다음과 같이 정의됨.

$$F_W^* = \frac{S}{4}\left[\frac{1}{2}\rho u^2 C_Y\right] \quad (3.2.1.4)$$

F_W^*: 압력(N) C_Y: 횡풍에 대한 차체 저항계수
ρ: 공기밀도(kg/m^3) H: 차체중심높이(m)
u: 풍속(m/s) W: 차량의 무게(N)
s: 차체측면적(m^2)

- 식 (3.2.1.1)~(3.2.1.3)에서 θ를 미소각으로 가정하고, θ와 $F_{RV,}\ F_{LV}$에 대하여 정리하면 다음과 같음.

$$\theta = \frac{M - F_W^* H}{HW + 2k_V e^2} \quad (3.2.1.5)$$

$$F_{LV} = \frac{W^*}{2} + k_V e\left(\frac{M - F_W^* H}{HW + 2k_V e^2}\right) \quad (3.2.1.6)$$

$$F_{RV} = \frac{W^*}{2} - k_V e\left(\frac{M - F_W^* H}{HW + 2k_V e^2}\right) \quad (3.2.1.7)$$

$$F_{RH} = F_{LH} = \frac{F_W^*}{2} \quad (3.2.1.8)$$

- 직선구간, 교행열차가 없을 때 조건($R = \infty, c = 0,\ V = 300, d_y = 0, P_t = 0$)에서 차량의 전복위험도는 다음과 같음.

$$\frac{2h}{Wb}\left(C\ \frac{1}{2}\rho u^2 C_Y\right)S \quad (3.2.1.9)$$

식(10)를 풍속 에 대해서 정리하면 다음과 같음.

$$= \frac{h}{Wb} C\rho u^2 C_Y S \rightarrow WbD = h_{BC}^* \rho u^2 C_Y S \rightarrow u^2 = \frac{WbD}{h_{BC}^* \rho C_Y S}$$

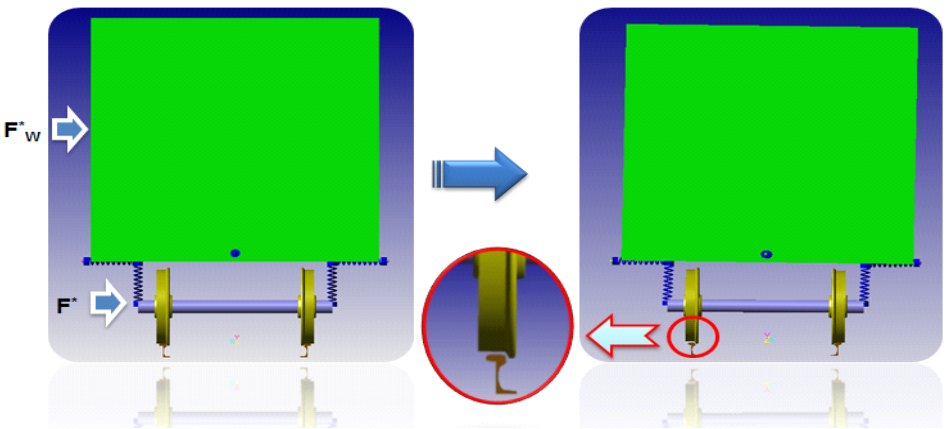
$$\therefore u = \frac{WbD}{h_{BC}^* \rho C_Y S} \quad (3.2.1.10)$$

- 참고로 RTRI의 전복탈선 이론식 (직선궤도 정차중인 철도차량의 한계풍속) [30,31]

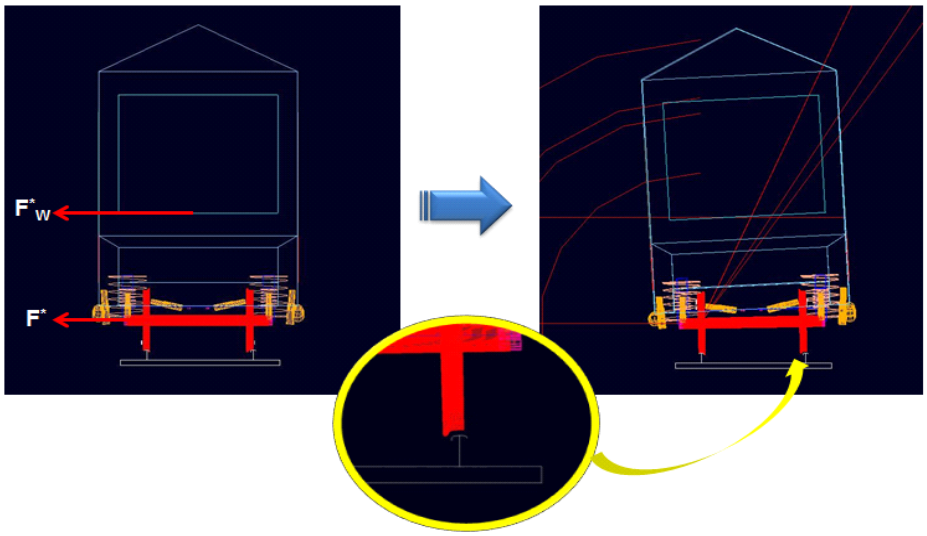
$$\frac{2h}{b}\frac{d_y}{1-\frac{\mu}{1+\mu}\frac{h_{GT}}{h_G^*}} + \frac{2h_G^*}{b}\frac{V^2}{Rg} - \frac{c}{b} + \frac{2h_{BC}^*}{Wb}\frac{1}{2}\rho u^2 C_Y + P_t S \quad (3.2.1.11)$$

c : 트(m)
b : 차륜접촉점간의거리(m)
W : 차량의 무게(N)
ρ : 공기밀도(kg/m^3)
u : 풍속(m/s)
S : 차체측면적(m^2)
C_Y : 횡풍에 대한 차체 저항계수
R : 곡선반경(m)
d_y : 주행중 차체의 중심위치에 주어진 횡진동 가속도
h_{BC}^* : 차체풍압중심의 유효높이(m)
h_G^* : 차체무게중심의 유효높이(m)
h_{GT} : 대차무게중심높이(m)
g : 중력가속도(m/s^2)
D : 차량의 전복위험도

- 본 연구의 방법은 주행 중인 열차의 측풍에 의한 탈선을 재현할 수 있는 이론식으로 의 <그림 3.2.1.23> ~ <그림 3.2.1.24>시뮬레이션으로 이론의 타당성을 검증하고 있음.



<그림 3.2.1.23> Recurdyn을 이용한 전복 탈선모델



<그림 3.2.1.24> VI-Rail을 이용한 전복 탈선모델

다. 단위차량 비정상 탈선 모델링 기술 개발

(1) 비정상 주행조건에 대한 탈선 판정 이론 기술 개발

(가) 타고오름(climb) 탈선유형들의 탈선 이론식 [32]

- 철도차량이 운행을 하면서 곡선주행이나 구배 등 여러 가지 요인에 의해 대차와 차체의 전후좌우 방향의 속도변화가 발생할 수 있고, 이렇게 발생된 힘은 현가장치를 거쳐 대차부의 차축과 차륜에 전달됨.

- 특히, 고속으로 운행 중에 곡선부에서 차체에 발생하는 원심력이나 급격한 공격각에 의해 높은 외력이 가해지면 차륜이 레일을 벗어나는 탈선이 발생할 수 있음.

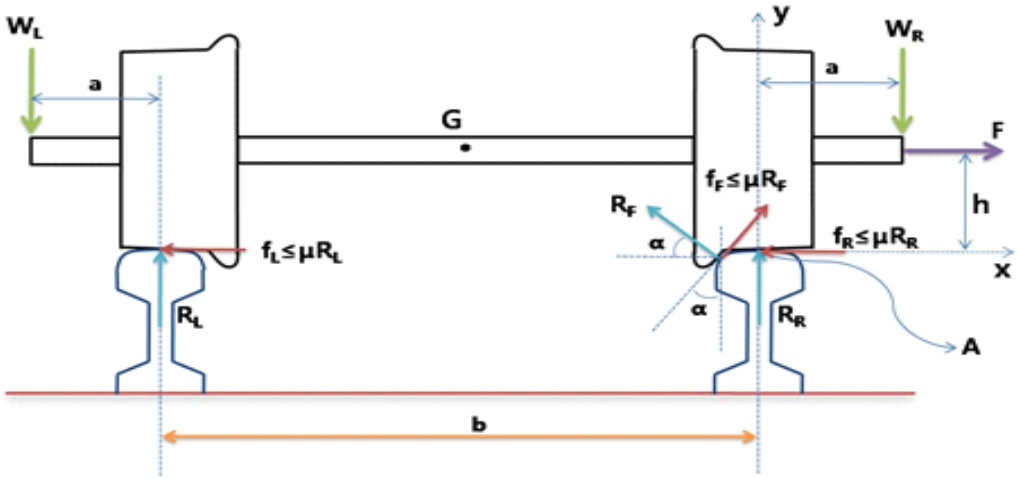
- 차륜과 레일 사이의 마찰계수, 차륜 플랜지의 각도, 차륜의 공격각 등에 따라 탈선 시점과 탈선의 유형이 달라질 수 있음.

- 윤축의 탈선거동이 발생할 때, 차륜 플랜지와 레일의 접촉부위에서 마찰력의 작용에 따라 미끄러짐 또는 타고오름 현상이 발생하여 탈선이 일어남.

- 본 연구에서는 KTX 산천 차량이 광명역 부근에서 발생한 타고오름 탈선유형에 대해 정상상태, Climb-Up, Climb & Roll-Over, Roll-Over로 분류하여 이론적으로 분석하였음.

- 단순 플랜지 형상을 가진 단일 윤축모델을 이용하여 타고오름 유형의 탈선에 관한 정상상태 <그림 3.2.1.25>, Climb-up 탈선 <그림 3.2.1.26>, Climb&roll-over 탈선 <그림 3.2.1.27>, Roll-over 탈선 <그림 3.2.1.28>로 구분하고 각각의 이론식과 탈선조건 <표 3.2.1.5>을 정리하였음. 여기서 $= r/b, \gamma = a/b$ 임.

① 타고오름 조건에 대한 정상상태의 이론모델



<그림 3.2.1.25> Climb-up 조건에서 정상상태의 자유물체도

- 위의 <그림 3.2.1.25>는 한쪽 윤축에 수평방향 하중과 윤축 양 끝단에 수직방향 하중이 작용하였을 때, 수평하중이 작용한 방향의 차륜 플랜지가 레일에 접촉하면서 평형상태를 유지하는 것을 자유 물체도가 표현하고 있음.

- 과 W_R은 차축과 대차프레임을 연결하는 현가스프링의 수직방향 작용력을 의미하고, 윤축의 자중이 포함된 수치임.

- 답면의 Conicity는 플랜지각보다 매우 작다고 가정함.

- <그림 3.2.1.25>와 같이 레일이 플랜지와 접촉을 유지하고 정상상태를 이룰 때, R_L 0, $R_R > 0$이고 R_F는 접촉여부에 따라 $R_F > 0$과 $R_F = 0$ 두 가지로 나타낼 수 있음.

$$R_L = (a+\gamma) W_L - \gamma W_R - \beta F > 0$$

$$R_R = (1+\gamma) W_R - \gamma W_L + \beta F - R_F(\sin\alpha + \mu\cos\alpha) > 0$$

- 식 (3.1.1)와 식 (3.1.2)로부터 에 대하여 정리할 수 있음.

$$R_F = \frac{F - \mu \quad W_L + W_R)}{\cos\alpha \quad 1-\mu \quad) - 2\mu\sin\alpha}$$

- 여기서, 앞에서 언급한 R_F 0, $R_F = 0$ 두 가지 조건에 대하여 정리하면 다음과 같음.

$i)$ $0 : R_R = (1+\gamma)W_R - \gamma W_L + \beta F - \dfrac{F - \mu\ W_{L+W})}{\cos\alpha\ \ 1-\mu\ )} - 2\mu\sin\alpha\ (\sin\alpha + \mu\cos\alpha) > 0$

(ii) $= 0 : R_R = (1+\gamma)W_R - \gamma W_L + \beta F > 0$

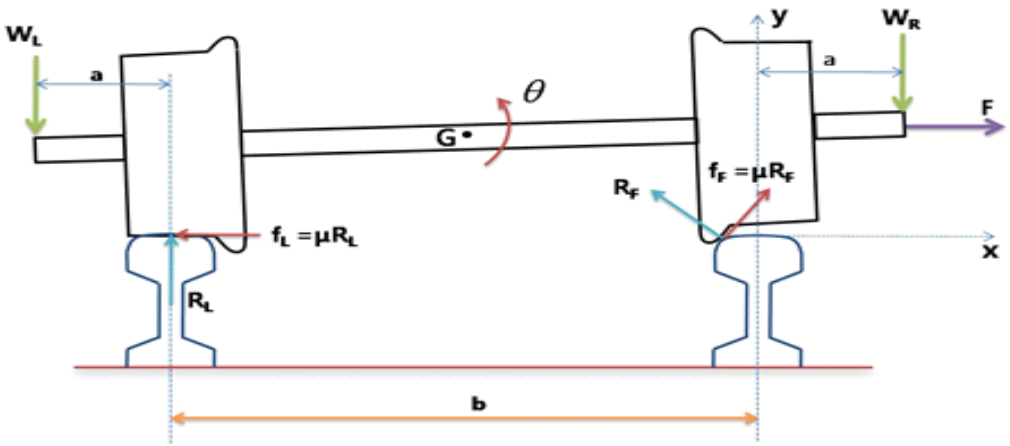
이고, $R_F = 0$이면 다음 식을 도출할 수 있음.

$$\therefore\ F \leq \mu\ \ W_L + W_R)$$

② Climb-Up 탈선조건에 대한 윤축 이론모델

- Climb-Up 탈선은 좌측 답면과 우측 플랜지와의 접촉을 유지한 채 탈선에 이르는 유형임. $R_F > 0$, $R_L > 0$, $d_R > 0$의 3가지 조건을 모두 만족시킬 때 발생할 수 있음.

- Climb-Up 탈선조건에 대하여 자유물체도를 <그림 3.2.1.26>과 같이 정리할 수 있음.



<그림 3.2.1.26> Climb-up 조건에서의 자유물체도

- Climb-Up 탈선조건이 발생하기 위한 3가지 조건은 다음과 같음.

(i) $d_R = \quad a_R dt > 0$

여기서,

$$a_R = \frac{1}{m_I} F(\sin\alpha + \mu\cos\alpha + 2\mu\beta\sin\alpha + \mu^2\beta\cos\alpha - \beta\cos\alpha)$$
$$- W_L(\mu\sin\alpha + \mu^2\cos\alpha + 2\mu\gamma\sin\alpha + \mu^2\gamma\cos\alpha - \gamma\cos\alpha)$$
$$+ W_R(2\mu\gamma\sin\alpha + \mu^2\gamma\cos\alpha - \cos\alpha + \mu\sin\alpha - \gamma\cos\alpha)\ >$$

또한,

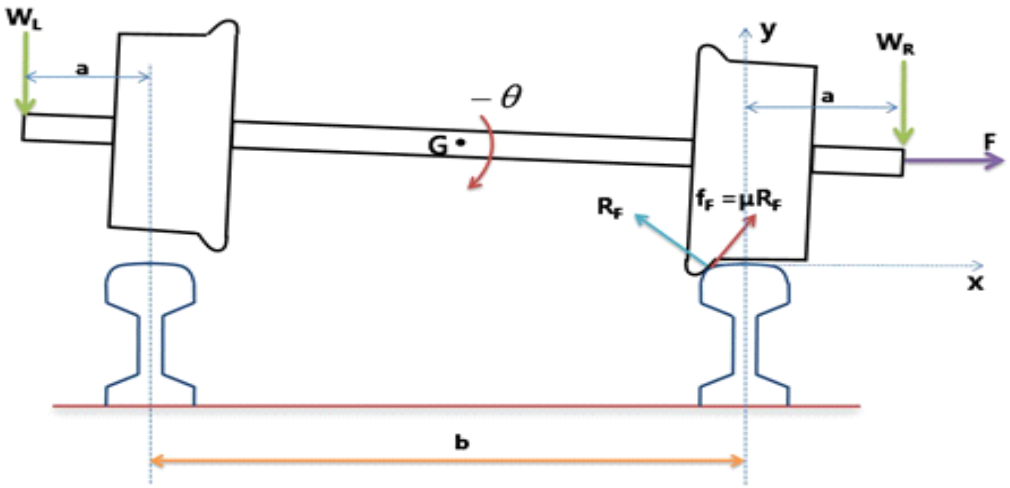
$$= m_I\ (1-\mu^2)\cos\alpha - 2\mu\sin\alpha] + m\left[1 - \frac{\cos^2\alpha}{2} + \frac{\mu}{2} - \beta\right)\sin\alpha\cos\alpha - \mu\beta$$

$$m_I = \frac{{}_G\cos\alpha}{b^2} - \beta m\sin\alpha + \beta^2 m\cos\alpha - \frac{m}{4}\cos\alpha$$

(ii) $R_L = (1+\gamma)\,W_L - \gamma W_R - \beta F - a_R m_I > 0$

(iii) $\frac{1}{(\cos\alpha - \mu\sin\alpha)}\ F - \mu[\ 1+\gamma)\,W_L - \gamma\,W_R - \beta F] + a_R\,[\mu m_I - m(\sin\alpha - \beta\cos\alpha)]\} > 0$

③ Climb-Up 탈선조건에 대한 윤축 이론모델



<그림 3.2.1.27> Climb & Roll-Over 조건에서의 자유물체도

- Climb & Roll-Over 탈선은 플랜지 접촉점에서 미끄러져 오름과 전복의 거동이 동시에 발생하는 상태를 의미하며, 양쪽 차륜 답면 접촉은 모두 해제가 되고 우측 플랜지에서만 접촉을 유지하면서 탈선이 이루어지는 유형임.

- 답면에서의 접촉이 없기 때문에 $R_L = 0$, $R_R = 0$이고, 이 조건은 $R_F > 0$, $d_R > 0$, $\theta < 0$을 만족시켜야 함.

- Climb & Roll-Over 탈선조건이 발생하기 위한 3가지 조건은 다음과 같음.

) $\theta = \quad \ddot{\theta}\,dt < 0$

여기서,

$$\theta = {}^{1}\left(\gamma + \frac{1}{2}\right) W - W_R)$$

$$-\left[(W_L + W_R)\sin\alpha + F\cos\alpha\right]\left(\beta\cos\alpha - \frac{1}{2}\sin\alpha - \mu\beta\sin\alpha - \frac{\mu}{2}cos\alpha\right)\Big\} < 0$$

여기서,

$$I^* = \frac{I_G}{b} + \left(\beta\cos\alpha - \frac{1}{2}\sin\alpha - \mu\beta\sin\alpha - \frac{\mu}{2}cos\alpha\right)\left(h\cos\alpha - \frac{b}{2}\sin\alpha\right)m$$

$$i)\ R_F = (W_L + W_R)\sin\alpha + F\cos\alpha + m\left(h\cos\alpha - \frac{b}{2}sin\alpha\right)\ddot{\theta} > 0$$

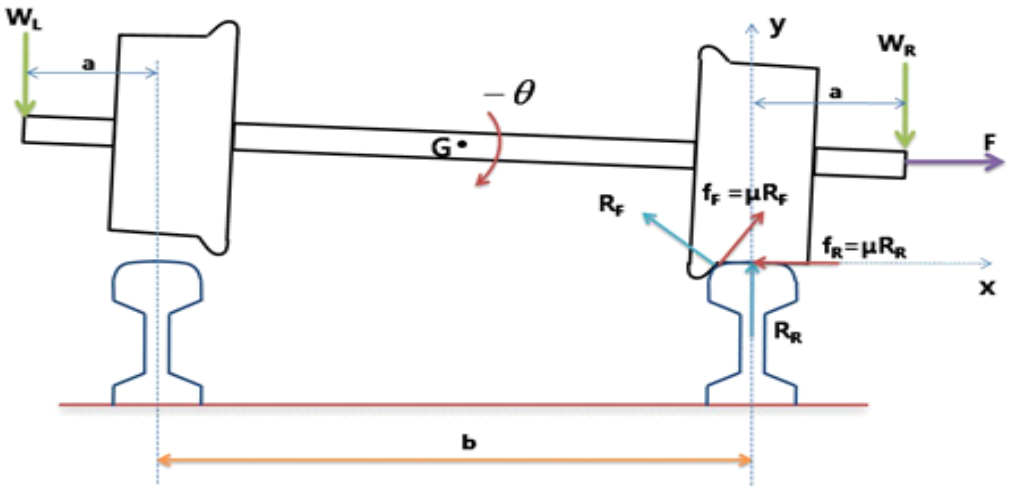
$$(iii)\ d = a_R dt > 0$$

여기서,

$$a_R = \frac{1}{m\sin\alpha} - R_F\cos\alpha + \mu R_F\sin\alpha + mh\ddot{\theta}) > 0$$

④ Roll-Over-C 탈선조건에 대한 윤축 이론모델

- 타고오름 Roll-Over-C탈선은 우측 플랜지와 답면의 접촉을 유지하면서 전복의 거동을 보이는 탈선 유형임.
- 플랜지 접촉점에서는 레일 두부로 타고 올라 탈선에 이르게 됨.
- 이 조건에서는 $\theta < 0$, $R_F > 0$, $R_R > 0$을 만족시켜야 함.



<그림 3.2.1.28> Roll-Over-C 조건에서의 자유물체도

- Roll-Over-C 탈선조건이 발생하기 위한 3가지 조건은 다음과 같음.

$$i)\ \theta = \int \ddot{\theta}\, dt < 0$$

여기서,

$$\ddot{\theta} = \frac{b}{} \left[(1+\gamma) W_L - \beta F - \gamma W_R \right] < 0$$

$$(ii)\ R_F = \frac{1}{1-\mu)\cos\alpha - 2\mu\sin\alpha} \left[-\mu(W_L + W_R) + F + m\left(\frac{\mu b}{2} + h\right)\ddot{\theta} \right] > 0$$

$$(iii)\ W_L + W_R - \frac{\sin\alpha + \mu\cos\alpha}{1-\mu)\cos\alpha - 2\mu\sin\alpha} \left[-\mu\ W_L + W_R) + F + m\left(\frac{\mu b}{2} + h\right)\ddot{\theta} \right] \Bigg\} - m\frac{b\ddot{\theta}}{2} > 0$$

- <표 3.2.1.5>은 타고오름(climb) 탈선의 유형별 판별조건을 나타냄.

<표 3.2.1.5> 타고오름(climb) 탈선 유형별 판별조건

Derailment pattern	Normal state	Climb-up	Climb/Roll-over	Roll-over-C
Conditions	$R_L>0$	$R_L>0$	$\theta<0$	$\theta<0$
	$R_V>0$	$R_R>0$	$R_R>0$	$R_R>0$
	$R_R \geq 0$	$d_R>0$	$d_R>0$	$R_V>0$

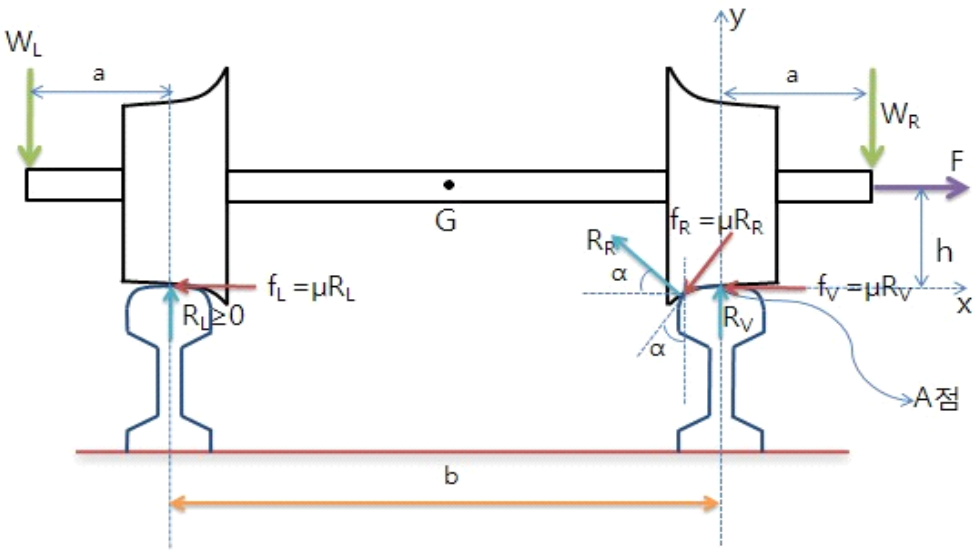
(나) 미끄러짐(sliding) 탈선유형들의 탈선 이론식 [33,34]

① 미끄러짐(sliding) 조건에 대한 정상상태의 이론 모델

- 우측으로 횡하중이 작용하는 차륜과 레일 접촉모델의 정적평형조건에 대한 자유물체도는 <그림 3.2.1.29>과 같음.

- 여기서 좌측차륜의 답면이 레일에 접촉하여 생기는 수직방향 반력을 R_L, 좌측차륜의 답면이 레일에 접촉하여 생기는 수직방향 반력을 R_V, 그리고 우측차륜의 플랜지와 레일이 접촉하여 생기는 반력은 R_R이라 정의함.

- 차륜이 플랜지와 접촉을 유지하고 정상상태를 이룰 때, $0,\ R_V > 0$이고 R_R은 접촉여부에 따라서 $R_R > 0,\ R_R \leq 0$ 두 가지로 나타날 수 있음.



<그림 3.2.1.29> Sliding 조건에서 정상상태의 자유물체도

- 미끄러짐(sliding) 탈선에 대한 정상상태에서의 조건은 다음과 같음.

$$R_L = (1+\gamma)W_L - \gamma W_R - \beta F \tag{3.2.1.15}$$

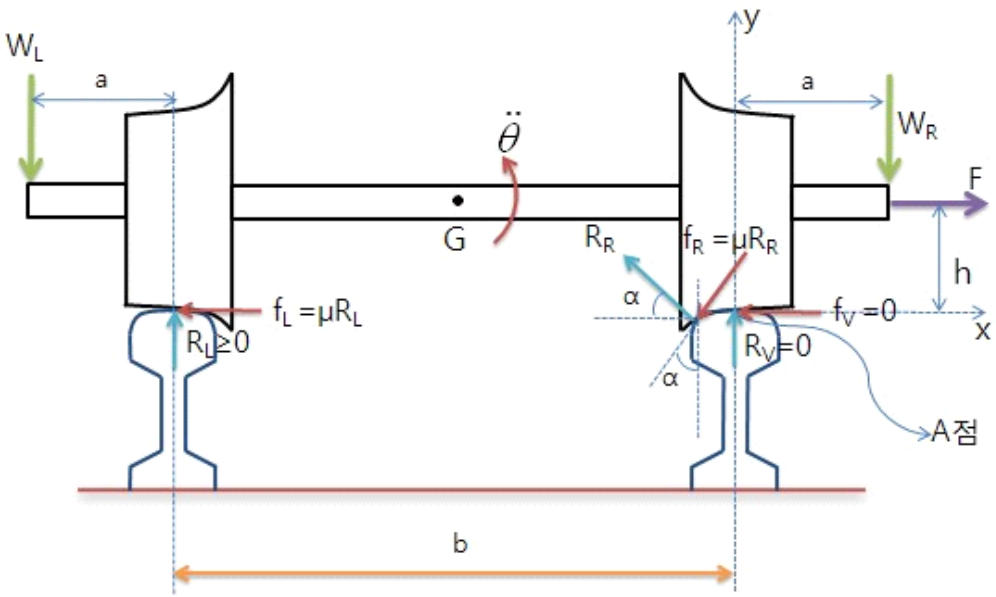
- 여기서 $\beta = h/b,\ \gamma = a/b$ 로 정의함.

$$R_V = (1+\gamma)W_R - \gamma W_L + \beta F - R_R(\sin\alpha - \mu\cos\alpha) \tag{3.2.1.16}$$

$$R_R = \frac{F - \mu(W_L + W_R)}{\cos\alpha(1+\mu)} \tag{3.2.1.17}$$

② Slip-up 탈선조건에 대한 윤축 이론모델

- slip-up 탈선조건은 <그림 3.2.1.29>에서 $0,\ R_R > 0,\ a_R > 0$ 조건을 모두 만족하여야 함.



<그림 3.2.1.29> slip-up 조건에서의 자유물체도

- Roll-Over 탈선조건이 발생하기 위한 3가지 조건은 다음과 같음.

$(i)\ d_R = \int a_R dt > 0$

$$a_R = \frac{1}{m_I} F(\sin\alpha - \mu\cos\alpha - \mu^2\beta\cos\alpha - \beta\cos\alpha) + W_L(\gamma\cos\alpha - \mu\sin\alpha + \mu^2\cos\alpha + \mu^2\gamma\cos\alpha) - W_R(\cos\alpha + \mu\sin\alpha + \gamma\cos\alpha + \mu^2\gamma\cos\alpha)$$

여기서,

여기서,

$$*= m_I(\mu + 1)\cos\alpha + m\left[1 - \frac{\cos^2\alpha}{2} - \beta\sin\alpha\cos\alpha + \mu\beta\cos^2\alpha - \frac{\mu\sin\alpha\cos\alpha}{2}\right]$$

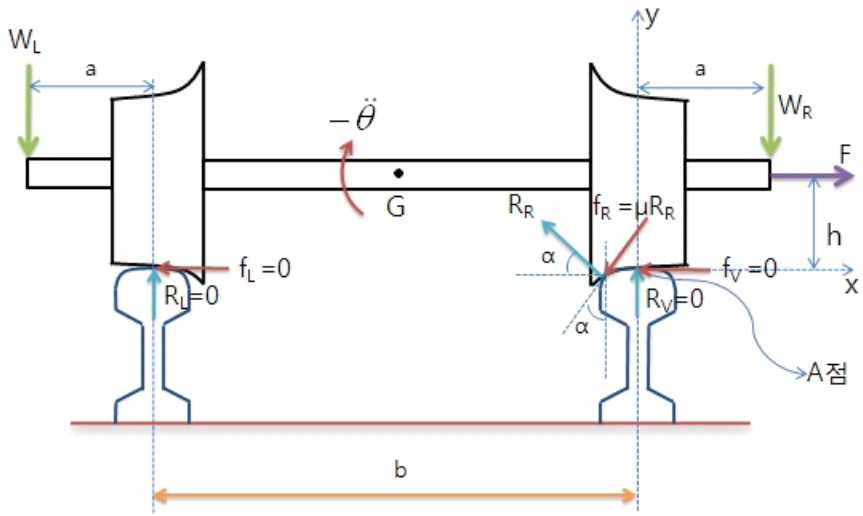
$$m_I = \frac{I_G\cos\alpha}{b^2} - \beta m\sin\alpha + \beta^2 m\cos\alpha - \frac{m}{4}\cos\alpha$$

$(ii)\ R_L = (1+\gamma)W_L - \gamma W_R - \beta F - a_R m_I > 0$

$$(iii)\ R_R = \frac{1}{(\cos\alpha - \mu\sin\alpha)}[F - \mu(1+\gamma)W_L - \gamma W_R - \beta F - a_R m_I + a_R\{\mu m_I - m(\sin\alpha - \beta\cos\alpha)\}] > 0$$

③ Slip & roll-over 탈선조건에 대한 윤축 이론모델

- Slip-up/roll-over탈선은 slip-up와 roll-over 거동이 동시에 발생하는 현상을 의미하며, roll-over탈선과 유사하게 한쪽 차륜-레일 접촉이 해제되면서 수평 작용력에 의해 반대쪽 차륜이 레일측면과의 접촉 후 미끄러지면서 타고 오르는 형태의 탈선을 의미함. 결국 양쪽의 차륜 답면은 레일과 접촉되지 않고, 플렌지와 레일의 미끄럼 접촉 운동으로 탈선되는 현상이므로 우측으로 발생하는 slip-up/roll-over 조건은 $0,\ R_V = 0$ 으로 표현됨.



<그림 3.2.1.30> Slip-up & roll-over 조건에서의 자유물체도

- slip-up/roll-over 탈선조건이 발생하기 위한 3가지 조건은 다음과 같음.

$$(i)\ \theta = \int \ddot{\theta} dt < 0$$

여기서,

$$\ddot{\theta} = \frac{I}{I^*}\left[\left(\frac{1}{2}+\gamma\right)(W_L - W_R) - \xi_1\xi_2\right]$$

$$I^* = \frac{I_G}{b} + \left(\beta + \frac{\mu}{2}\right)\cos\alpha + \left(\mu\beta - \frac{1}{2}\right)\sin\alpha\left(h\cos\alpha - \frac{b\sin\alpha}{2}\right)m$$

$$\xi_1 = (W_L + W_R)\sin\alpha + F\cos\alpha$$

$$\xi_2 = \beta\cos\alpha - \frac{\sin\alpha}{2} + \frac{\mu\cos\alpha}{2} + \mu\beta\sin\alpha$$

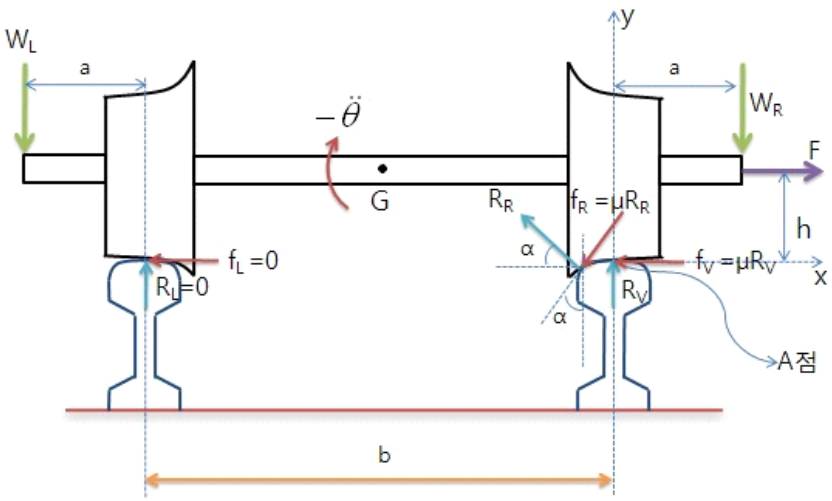
$$(ii)\ R_R = \left(W_L + W_R\right)\sin\alpha + F\cos\alpha + m\left(h\cos\alpha - \frac{b\sin\alpha}{2}\right)\ddot{\theta} > 0$$

$iii)\ d\ =\ \ \ a_R dt > 0$

여기서, $a_R = \frac{1}{m\sin\alpha}[\ -R_R(\cos\alpha+\mu\sin\alpha)+mh\ddot{\theta}]$

④ Roll-over-L 탈선조건에 대한 윤축 이론모델

- Roll-Over-L 탈선현상은 수평방향의 움직임이 없이 한쪽 차륜이 플렌지와 레일의 접촉점을 중심으로 회전하면서 탈선하는 형태이므로 a_R은 고려되지 않음.



<그림 3.2.1.31> Roll-over-L 조건에서의 자유물체도

- Roll-over-L 탈선조건이 발생하기 위한 3가지 조건은 다음과 같음.

$(i)\ \ddot{\theta} = \frac{b}{I_A}\ (1+\gamma)W_L-\beta F-\gamma W_R] < 0$

$(ii)\ R_R = \frac{1}{(1+\mu\ )\cos\alpha}\left[F-\mu(W_L+W_R)+m\ h+\frac{\mu b}{2}\right)\ddot{\theta}\Big] > 0$

$(iii)\ R_V = \frac{1}{(1+\mu^2)I_A}[W_L\{2I_A(1+\mu\tan\alpha)-mb(1+\gamma)b_h{}^*\}$
$+\ W_R\{2I_A(1+\mu\tan\alpha)+mb\gamma b_h{}^*\}-F\{2I_A(\tan\alpha-\mu)-mb\beta b_h{}^*\}]$

여기서, $b_h{}^* = b+2h\tan\alpha+\mu b\tan\alpha-2\mu h$

- <표 3.2.1.6>은 미끄러짐(sliding) 탈선의 유형별 판별조건을 나타냄.

<표 3.2.1.6> 미끄러짐(sliding) 탈선 유형별 판별조건

Derailment pattern	Normal state	Slip-up	Slip/ Roll-over	Roll-over-L
Conditions	$R_L>0$	$R_L>0$	$\theta<0$	$\theta<0$
	$R_V>0$	$R_R>0$	$R_R>0$	$R_R>0$
	$R_R \geq 0$	$d_R>0$	$d_R>0$	$R_V>0$

2. 탈선후 사고재현을 위한 차륜-노면 마찰계수 추정 이론

가. 차륜-노면 마찰계수 추정 이론식 유도 배경

- 열차 탈선이 발생한 후 거동을 시뮬레이션으로 재현하는 것은 쉬운 작업이 아니며, 다양한 환경 변수 및 파악하기 어려운 데이터들이 존재하게 됨.

- 이 중에서도 차륜과 노반 사이에 발생하는 마찰력은 균일하지도 않을 뿐만 아니라 그 크기도 예측하기 어려운 것임.

- 따라서 탈선 사고 현장에서 계측한 탈선후 이동변위를 계측하고, 운동 역학 이론인 일-에너지 법칙과 충격량-운동량 법칙을 사용하여 탈선후 차륜-노면 사이에 작용된 평균적인 마찰계수 추정 방법을 개발하고자 함.

- 단순화된 평면 열차 모델에 대하여 탈선후 거동을 시뮬레이션으로 재현한 뒤, 이론식의 추정 값과 시뮬레이션 값의 비교를 통해서 차륜-노면 마찰계수 추정 이론식 검증하고자 함.

- 실제 사고시에는 본 이론식과 현장 탈선변위 측정 값을 이용하여 실제 발생된 열차 탈선사고 재현을 보다 완전하게 할 수 있는 차륜-노면 마찰계수를 산출할 수 있을 것임.

나. 2D 시뮬레이션 모델 구성

(1) 모델 개요

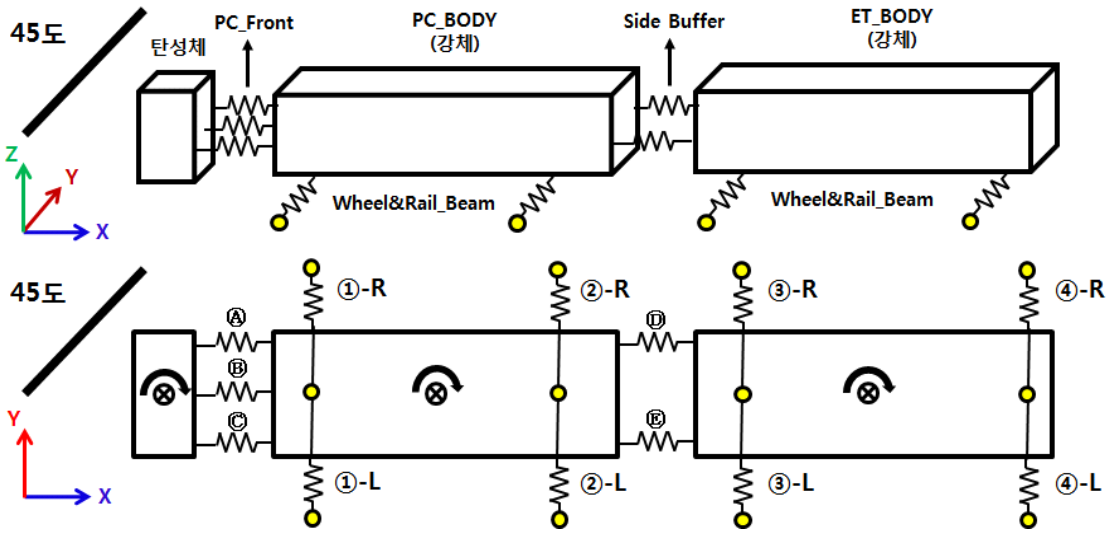
- 이론식 검증을 위한 2D 시뮬레이션 모델 구성은 다음의 <그림 3.2.2.1>과 같으며, 본 모델은 한국형 고속철도 (KHST) 열차 사양을 가지며, 동력차와 동력객차 단 두 대만을 구성하여 시속 30 [kph]의 속도로 진행하여 전방 45 [°] 각도의 강체벽과 충돌하는 것임.

- 동력차는 전두부, 중앙부, 사이드버퍼로 구성하였으며, 전두부와 사이드버퍼는 1D BEAM 요소이며, 중앙부는 2D SHELL 요소로 강체 물성을 적용하였음.

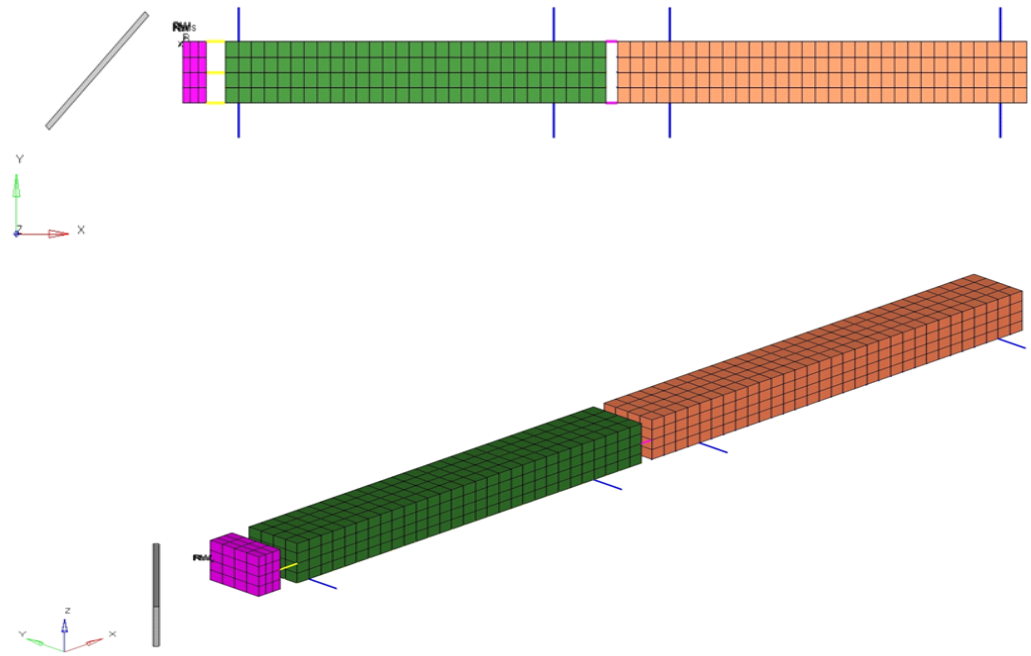
- 동력객차의 경우, 동력차의 중앙부와 동일하게 2D SHELL 요소이며 강체물성을 적용하였음.

- 탈선 이후, 차륜과 노면 간의 마찰력 역시 1D BEAM 요소를 사용하여 마찰력에 해당하는 하중-변위 곡선의 데이터를 입력하였음.

- 본 시뮬레이션에 적용된 특성 곡선 데이터는 한국형 고속철도 초기 개발 모델의 세부 설계에 적용된 특성 곡선을 사용하였음.



<그림 3.2.2.1> 이론식 검증을 위한 2D 모델



<그림 3.2.2.2> 이론식 검증을 위한 시뮬레이션 모델

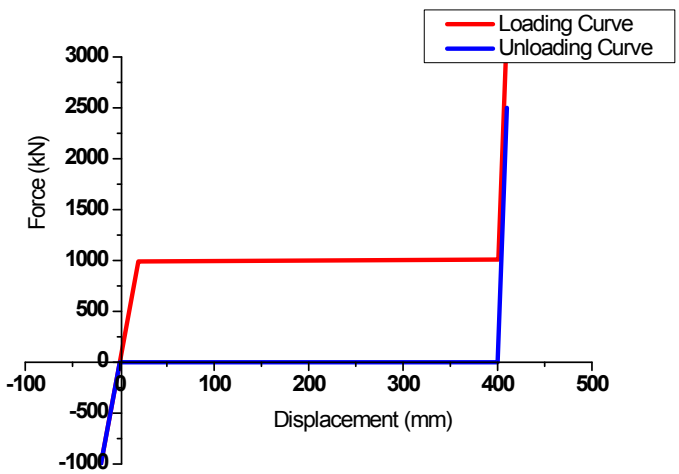
(2) 구간 별 압괴 특성 Curve

- 전두부 부분에 있어 강체벽과 직접 충돌하는 부분은 강체 물성을 적용하여 충돌조건을 구성하려고 하였으나, 강체 간 충돌에서는 해석상의 불안정한 요소가 많아 탄성체 물성을 적용하였음.

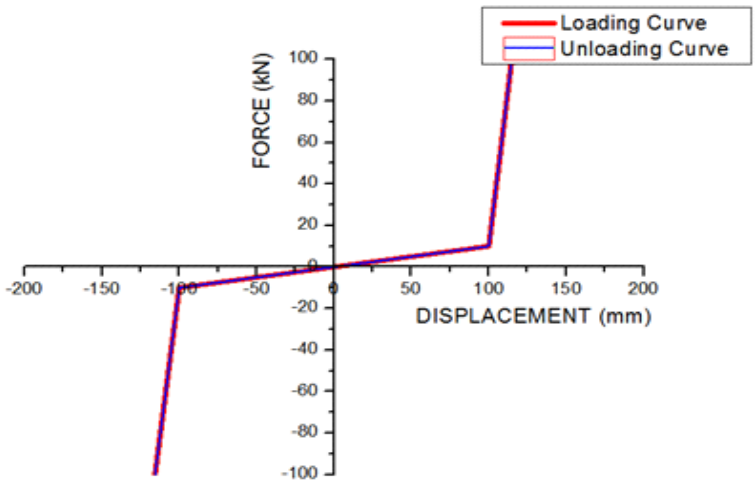
- A, B, C 에 해당하는 BEAM 요소의 경우, 6자유도 빔 요소를 사용하였으며, 각 요소의 축 방향 기준으로 아래의 <그림 3.2.2.3>와 같은 하중-압괴 특성 곡선을 적용하였음.

- 사이드 버퍼 역시 전두부 BEAM 요소와 같이 6자유도 BEAM 요소를 사용하였으며, 하중-압괴 특성 곡선은 아래의 <그림 3.2.2.4>, <그림 3.2.2.5>와 같음.

<그림 3.2.2.3> A, B, C BEAM 요소의 하중-압괴 특성 커브



<그림 3.2.2.4> Side-Buffer 빔 요소의 하중-압괴 특성 커브 (X축)



<그림 3.2.2.5> Side-Buffer 빔 요소의 하중-압괴 특성 커브 (Y축)

(3) 차륜-노면 간 마찰력 특성 곡선

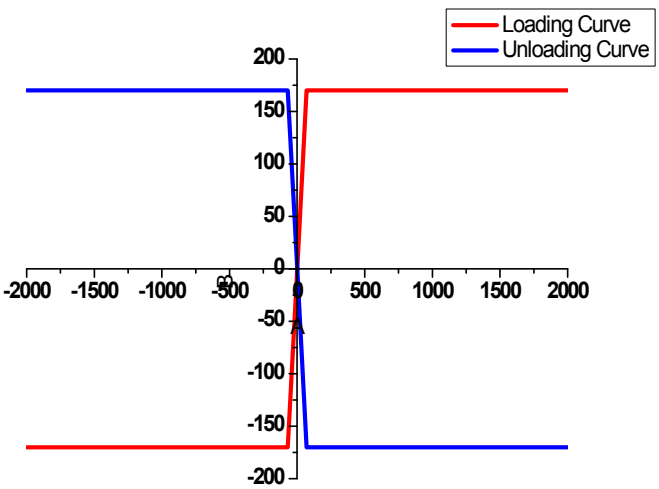
- 차륜-노면 간 마찰력 곡선은 각 객차의 자중에 임의의 마찰계수 1을 적용하여 입력하였으며, 이후 이론식을 통하여 해당 마찰계수에 대한 검증을 진행하였음.

- 레일 두부는 약 80 [mm]로 가정하였음.

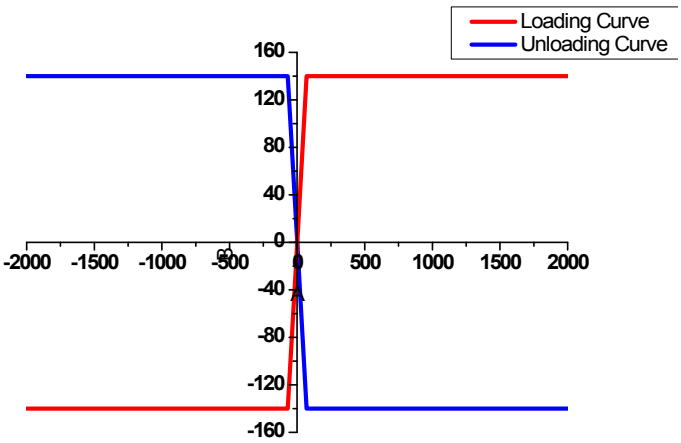
- ①번과 ②번의 BEAM 요소는 열차의 진행방향(X축)과 폭 방향(Y축)에 대해 <그림 3.2.2.6>의 마찰력-변위 특성 곡선을, ③번 BEAM 요소는 <그림 3.2.2.7>의 마찰력-변위 특성 곡선을, ④번 BEAM 요소는 <그림 3.2.2.8>의 특성 곡선을 각각 적용하였음.

- 열차의 자중은 동력차가 68 [ton], 동력객차가 42 [ton] 임.

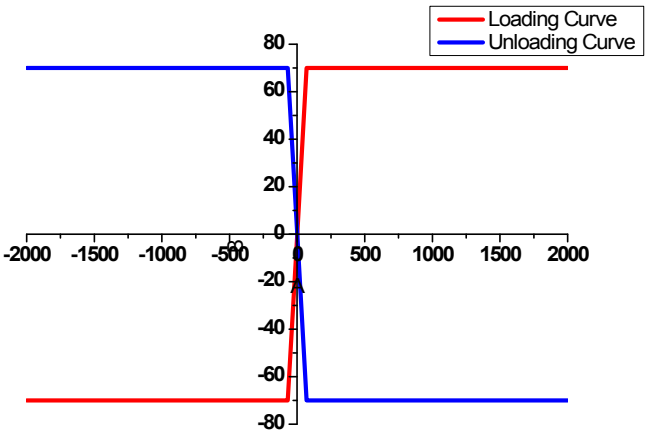
- 차륜과 노면간의 마찰력-변위 특성 곡선은 열차와 강체벽의 충돌 시점부터 작용되도록 해석조건에서 지정하였음.



<그림 3.2.2.6> 차륜-노면 간 마찰력 특성 커브_①, ② 번 BEAM



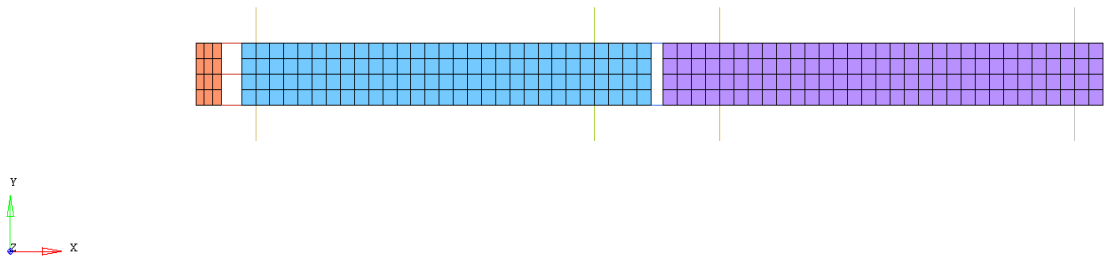
<그림 3.2.2.7> 차륜-노면 간 마찰력 특성 커브_③ 번 BEAM



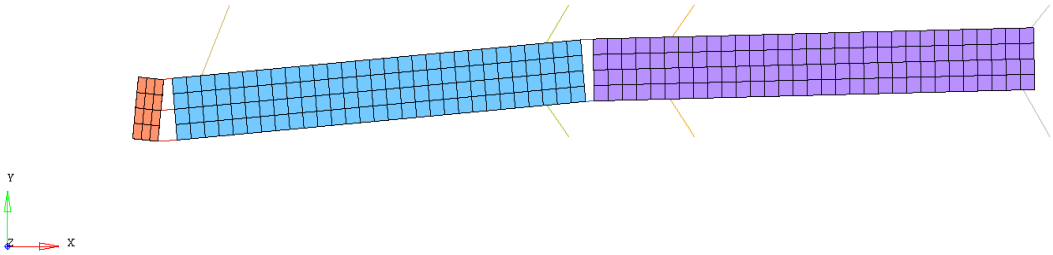
<그림 3.2.2.8> 차륜-노면 간 마찰력 특성 커브_④ 번 BEAM

다. 2D 평면 시뮬레이션 해석 결과

(1) 2D 모델의 해석 결과



<그림 3.2.2.9> 2D 모델의 초기 상태



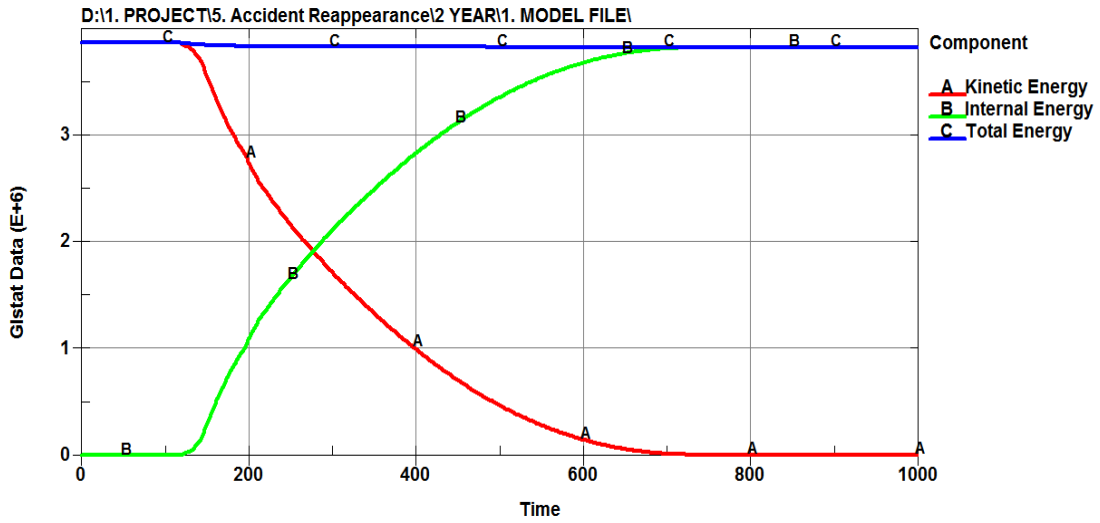
<그림 3.2.2.10> 2D 모델의 최종 상태

- <그림 3.2.2.9>는 시뮬레이션 시작 시점이며, <그림 3.2.2.10>은 열차의 거동이 최종적으로 멈춘 시점임.

- 전두부 구간의 경우 45 [°] 각도의 강체벽과 충돌이 이루어지기에 열차의 전방 오른쪽 부분이 상대적으로 과도하게 압괴가 일어난 상태임.

- 사이드버퍼의 경우, 충돌 이후 동력차과 동력객차 간 지그재깅 거동에 따른 좌측의 사이드버퍼(열차 진행방향 기준)에서 상대적으로 더 큰 압괴가 발생하였음.

(2) 에너지 흡수 곡선



<그림 3.2.2.11> 에너지 흡수 곡선

- 열차가 흡수해야할 총 에너지를 계산하면 다음과 같음.

$$\frac{1}{2} \times mv \ = \frac{1}{2} \times 110{,}370 \times 8.34^2 = 3.84\,[J]$$

- 여기서 m은 동력차와 동력객차의 총 중량이며, 속도는 30 [kph](=8.34 m/s)의 조건으로 해석을 진행하였음.

- 그림 <3.2.2.11>에서 확인하였듯이 초기의 운동에너지의 전부가 흡수되었으며, 실제 이론식과 해석 값의 비교 결과, 약 1.3 [%] 의 매우 작은 오차 범위에서 전체 에너지가 보존됨을 확인하였음.

(3) 전두부 구간에서의 하중 변형량 특성 곡선

- 해석 결과의 타당성을 검증하기 위해, 모델링 시 변형구간에 입력한 하중-변형량 특성 곡선과 해석 결과의 하중-변형량 곡선을 각 구간 별로 비교하고자 함.

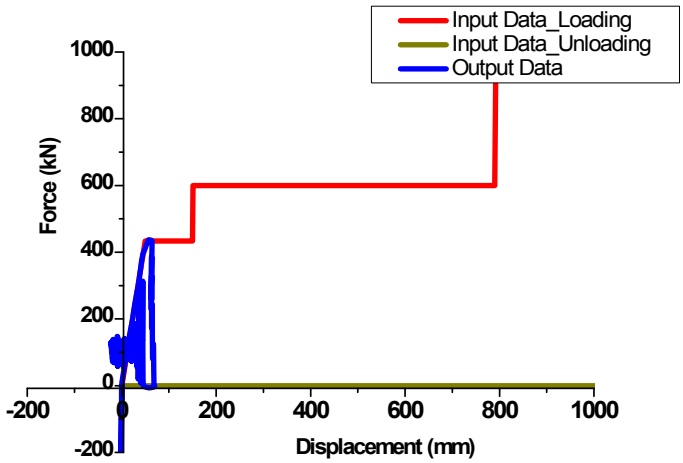
- 전두부 구간에서 강체벽과 충돌이 일어나는 박스 모양의 SHELL요소는 강체 간 충돌을 피하기 위해 실제 강체가 아닌 탄성체 물성을 적용하였지만, 탄성계수를 높여 온전히 1D BEAM에서 충돌에너지가 흡수할 수 있도록 모델을 구성하였음.

- <그림 3.2.2.12> 하중-변형량 곡선은 <그림 3.2.2.1>의 전두부 구간 상단에 있는 A-BEAM을 나타내며, 입력 대비 출력이 히스테리시스 곡선을 잘 따라가며 압괴 하중으로 인해 변형량이 589 [mm] 발생하였음.

<그림 3.2.2.12> 전두부 A-BEAM의 하중-변형량 곡선

<그림 3.2.2.13> 전두부 B-BEAM의 하중-변형량 곡선

- 상단의 <그림 3.2.213> 하중-변형량 곡선은 <그림 3.2.2.1>의 전두부 구간 중간에 있는 B-BEAM을 나타내며, 입력 대비 출력이 히스테리시스 곡선을 잘 따라가며 압괴 하중으로 인해 변형량이 325 [mm] 발생하였음.



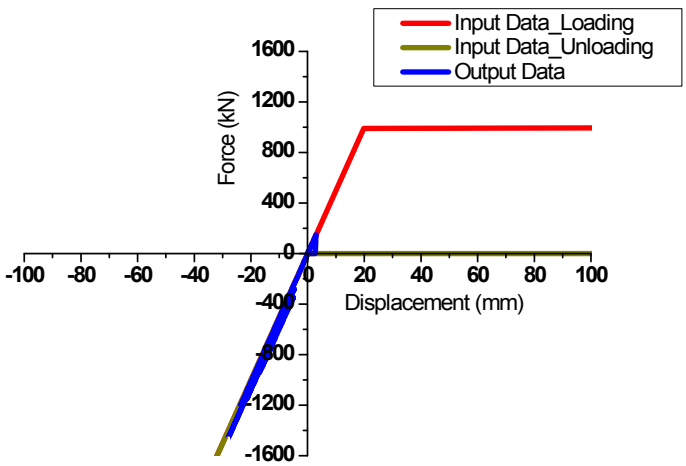
<그림 3.2.2.14> 전두부 C-BEAM의 하중-변형량 곡선

- 상단의 <그림 3.2.2.14> 하중-변형량 곡선은 <그림 3.2.2.1>의 전두부 구간 하단에 있는 C-BEAM을 나타내며, 입력 대비 출력이 히스테리시스 곡선을 잘 따라가며 압괴 하중으로 인해 변형량이 68 [mm] 발생하였음.

(4) 사이드버퍼 구간에서의 하중-변형량 특성 곡선

- 사이드버퍼 역시 해석의 타당성을 검증하기 위해, 해당 구간에 입력한 하중-변형량 특성 곡선과 해석 결과 값의 하중-변형량 곡선의 히스테리시스를 확인하고자 함.

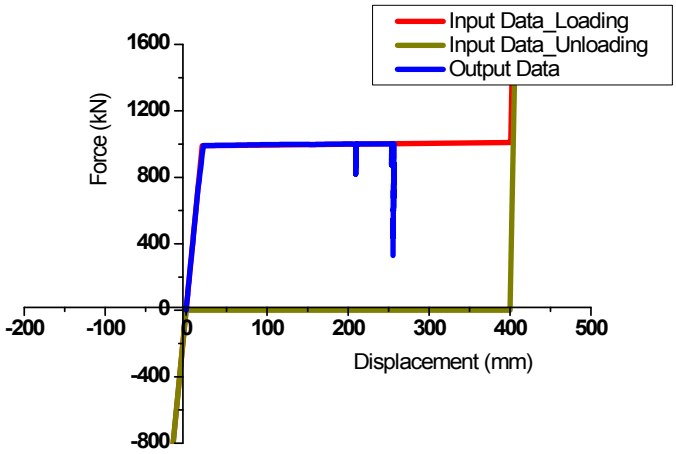
- 사이드버퍼의 경우 동력차와 동력객차 사이에 존재하며, 그 역할은 동력차에서 발생된 충격력이 동력객차로 전달되기 전 충격에너지 일부를 흡수하고 또한 탈선이나 열차의 비정상적인 거동이 발생하였을 시 동력차와 동력객차 간 과도한 상대 회전을 막아주는 기능을 함.



<그림 3.2.2.15> 사이드버퍼 D BEAM의 하중-변형량 곡선

- 상단의 <그림 3.2.2.15> 하중-변형량 곡선은 <그림 3.2.2.1>의 우측 사이드버퍼 (열차 진행방향 기준)에 해당함.

- 입력 대비 출력이 히스테리시스 곡선을 잘 따라가며 열차와 강체벽 간 충돌이 일어난 이후, 초기에는 동력차와 동력객차 간 미소한 충격력이 발생하여 약 3 [mm] 정도의 압괴가 발생하였으나, 그 이후부터는 강체벽의 각도에 따라 동력차의 전두부가 틀어지면서 사이드 버퍼의 D-BEAM 요소에서는 주로 인장력 발생하여 더 이상의 압괴량은 없었음.



<그림 3.2.2.16> 사이드버퍼 E-BEAM의 하중-변형량 곡선

- 상단의 <그림 3.2.2.16> 하중-변형량 곡선은 <그림 3.2.2.1>의 좌측 사이드버퍼 (열차 진행방향 기준)에 해당함.

- 입력 대비 출력이 히스테리시스 곡선을 잘 따라가며 열차와 강체벽 간 충돌이 일어난 이후, 우측 사이드버퍼와 달리 좌측의 사이드버퍼는 열차의 지그재깅 거동에 따른 동력차 전두부의 과도한 틀어짐으로 인해 사이드 버퍼 BEAM 요소에서의 압축력이 발생하여 최종적으로 176 [mm]의 압괴가 일어남.

(5) 차륜과 노면 간 마찰력-변위 특성 곡선

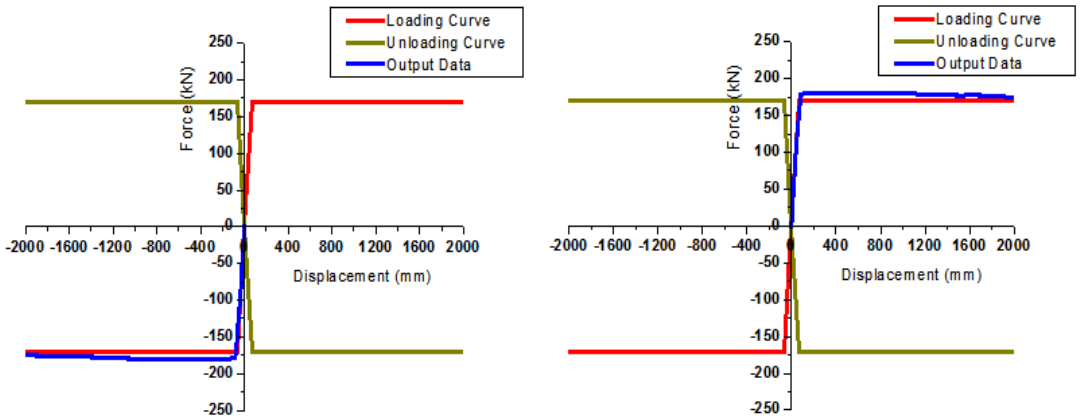
- 차륜과 노면 간 마찰력-변위 역시 해석의 타당성을 검증하기 위해, 해당 구간에 입력한 마찰력-변위 특성 곡선과 해석 값의 마찰력-변위 곡선의 일치여부를 확인하고자 함.

- 차륜과 레일 간 마찰계수는 통상적으로 대략 0.3 정도로 알고 있으나, 탈선 이후 차륜과 노면 간 마찰계수는 지금까지 사건사고 사례를 통해 연구된 바 없으며 또한 노면의 종류 (자갈도상, 콘크리트 등)에 따라서도 상이하며, 자동차 분야의 데이터를 참고하면 0.8~1.0 정도일 것으로 추정됨.

- 따라서 본 시뮬레이션에서는 임의로 가정하여 마찰계수 1을 적용하였으며, 이후 이론식을 통해 역추적하는 방식으로 이론식을 검증하고자 함.

- 동력차와 동력객차의 자중이 각각 68ton과 42ton이므로 차륜과 노면과의 마찰력을 각기 다르게 적용하였으며, 1차원 BEAM 요소를 사용하여 모델링하였음.

- 동력차 하부에 있는 2개의 동력대차는 동일한 크기의 마찰력을 고려하였으며, 동력객차 하부에 있는 단부대차와 관절대차의 윤축 1세트는 각기 다른 마찰력 크기가 적용되었음.

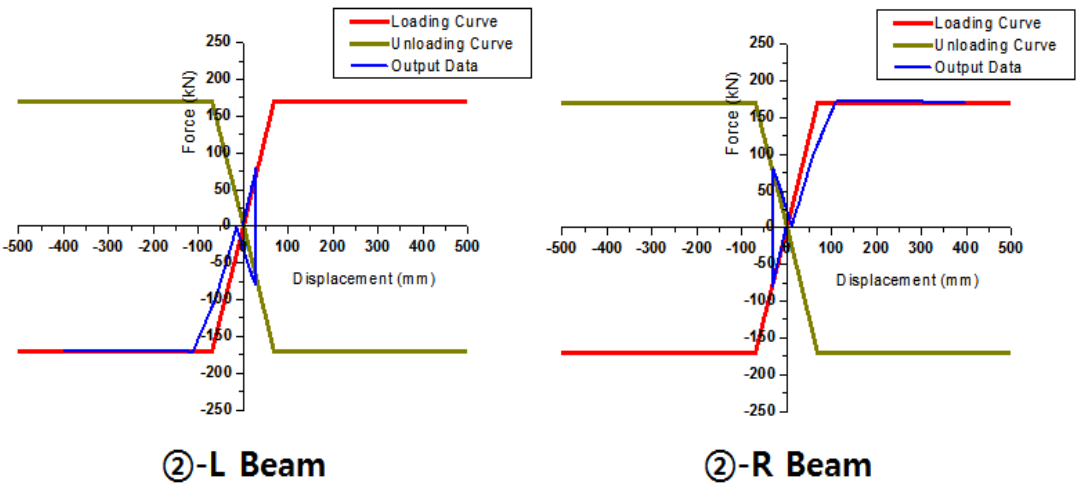


<그림 3.2.2.17> 차륜-노면 간 마찰력-변위 특성 곡선 (동력차 전방 대차 좌/우)

- 상단의 <그림 3.2.2.17>는 동력차 전방에 위치한 대차의 차륜-노면 간 마찰력 특성 곡선을 나타낸 것임.

- 초기 충격력의 영향으로 입력 곡선보다 미소하게 피크가 발생하였지만, 이후로는 히스테리시스 곡선을 잘 따라가는 것을 확인할 수 있음.

- 좌측 BEAM 요소는 열차가 강체벽과 충돌 이후 좌측으로 틀어짐에 따라 발생하는 압축력을 받게 되며, 우측 BEAM 요소는 반대로 인장력을 받게 되어 상호 반대되는 대칭성을 띄게 됨.

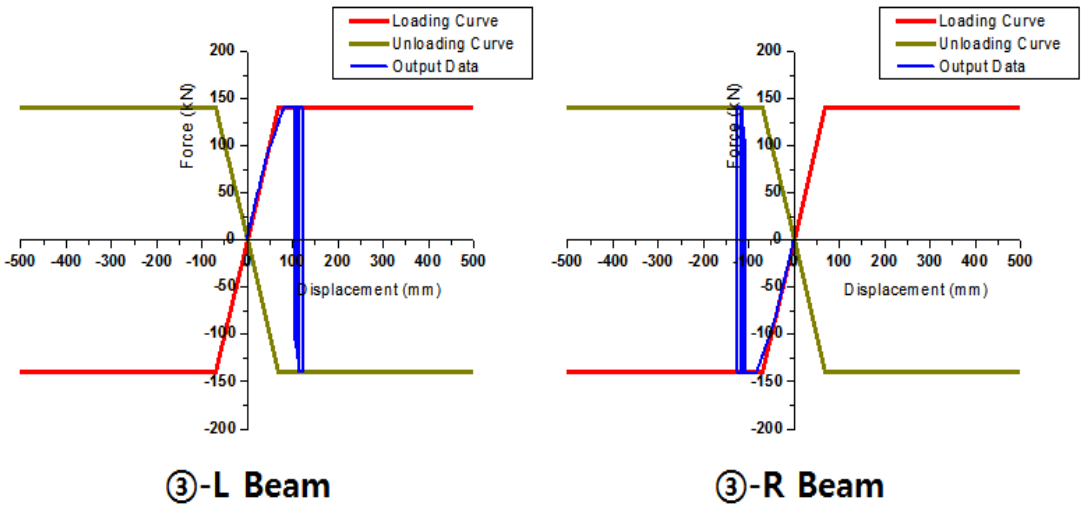


<그림 3.2.2.18> 차륜-노면 간 마찰력-변위 특성 곡선 (동력차 후방 대차 좌/우)

- 상단의 <그림 3.2.2.18>은 동력차 후방에 위치한 대차의 차륜-노면 간 마찰력 특성 곡선을 나타낸 것임.

- 앞선 <그림 3.2.2.17>과 조금은 다른 형태의 히스테리시스 곡선을 형성되었으며, 이는 초기 충돌 이후 동력차와 동력대차 간 미소한 지그재깅 거동으로 인해 발생된 것을 나타냄.

- 동력차의 후방대차 경우, 입력 대비 출력의 히스테리시스 곡선이 그래프 상에서 양옆으로 이동하였는데 이는 열차의 전후와 좌우 방향으로 동시에 지그재깅 거동이 발생됨에 따라 특성 곡선이 빠르게 입력 특성 곡선을 쫓아가지 못한 것으로 판단됨.

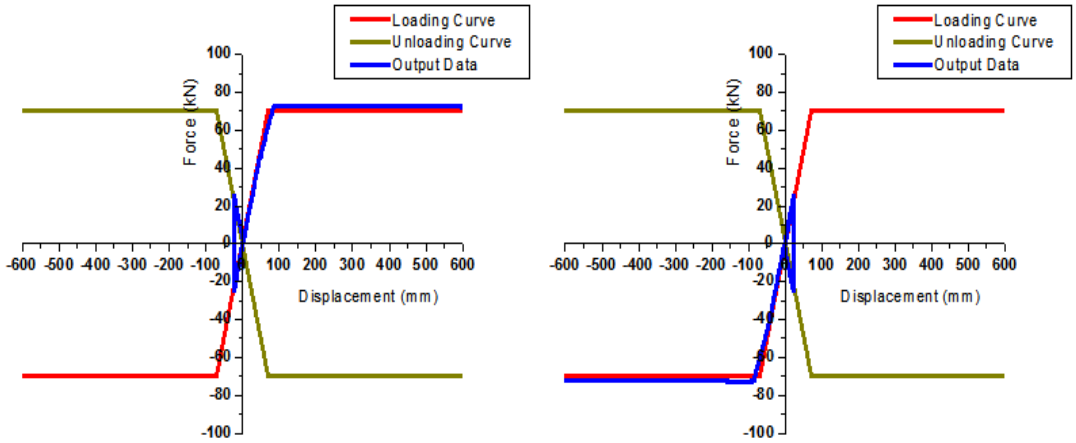


<그림 3.2.2.19> 차륜-노면 간 마찰력-변위 특성 곡선 (동력객차 전방 대차 좌/우)

- 상단의 <그림 3.2.2.19>는 동력객차 전방에 위치한 대차의 차륜-노면 간 마찰력 특성 곡선을 나타낸 것임.

- 상단의 그래프에서 확인할 수 있듯이, 단부대차의 좌측 BEAM 요소는 인장력이 주로 발생하였으며, 반대로 우측 BEAM 요소는 압축력이 대칭되어 발생하였음.

- 따라서 동력객차의 전방에 위치한 단부대차 위치는 <그림 3.2.2.1>에서 y축 양의 방향으로 이동하였음을 그래프를 통해서 확인할 수 있음.



<그림 3.2.2.20> 차륜-노면 간 마찰력-변위 특성 곡선 (동력객차 후방 대차 좌/우)

- 상단의 <그림 3.2.2.20>은 동력객차 후방에 위치한 대차의 차륜-노면 간 마찰력 특성 곡선을 나타낸 것임.

- 동력차의 후방 대차 거동과 비슷하게 충돌 이후 지그재깅 거동에 따른 좌&우측 BEAM요소에서 인장력과 압축력이 동일한 시간에 따라 각각 발생됨을 알 수 있음.

- 좌측의 BEAM 요소에서 초기에 미소한 인장력이 발생됨에 따라, 관절대차는 충돌 초기 Y축 양의 방향으로 이동하였음. 이후, 반대되는 압축력이 발생하여 관절대차의 위치는 다시 Y축 음의 방향으로 이동하였음.

라. 탈선후 차륜-노면 마찰계수 예측 이론식

- 실제 열차사고 발생 시, 탈선 지점부터 열차가 정지한 지점까지의 변위를 계측할 수 있으며, 열차의 속도를 이용하여 장애물과의 충돌에 따른 초기 충격력을 시뮬레이션을 통해 계산할 수 있음.

- 초기 충격력과 탈선 후 열차의 변위를 이용하여 탈선 후 차륜과 노면과의 마찰계수, 차간 연결기에서 작용하는 충격력, 사건이 일어난 전체시간 등을 도출할 수 있음.

- 이렇게 유도된 식을 시뮬레이션 결과 값과 비교 검증하여 최소한의 오차 범위 이내를 만족시킴으로서, 다양한 탈선 사고 유형의 시뮬레이션에 적용하여 열차의 손상범위 파악에 활용할 수 있음.

(1) 이론식 유도

- 차체질량 m, 2차원 균일 질량, 초기속력=v_0, 충돌 후 속력=0

- 차체관성모멘트(I_z), 이동변위(d_x, d_y), 마찰력(f_k), 작용위치(bogie)

- 연결부 작용하중(F_1, F_2), 작용각도($,\theta_2$) ; 첨자 1은 주어진 값

- 연결부 작용충격력 각도 (θ_1)

- 연결부 작용충격력 각도 ; $\tan\theta_2 \leq \mu_k$

- 기존대차, 사이드버퍼 고려 ;

- 미지수 : $\mu, \triangle t$

① 일-운동 에너지 법칙

$$-f_{k1}d_{b1} - f_{k2}d_{b2} + {}_{1x}d_{1x} + F_{1y}d_{1y} + F_{2x}d_{2x} + F_{2y}d_{2y} + \text{두부 에너지 흡수량} = -\frac{1}{2}mv_0^2$$

② 운동량-충격량 법칙 (x축 기준)

$$(F_{1x} + F_{2x}) \cdot \triangle t - f_{k1} \cdot \cos\theta_{b1} \cdot \triangle t - f_{k2} \cdot \cos\theta_{b2} \cdot \triangle t = m(0 - v_0)$$

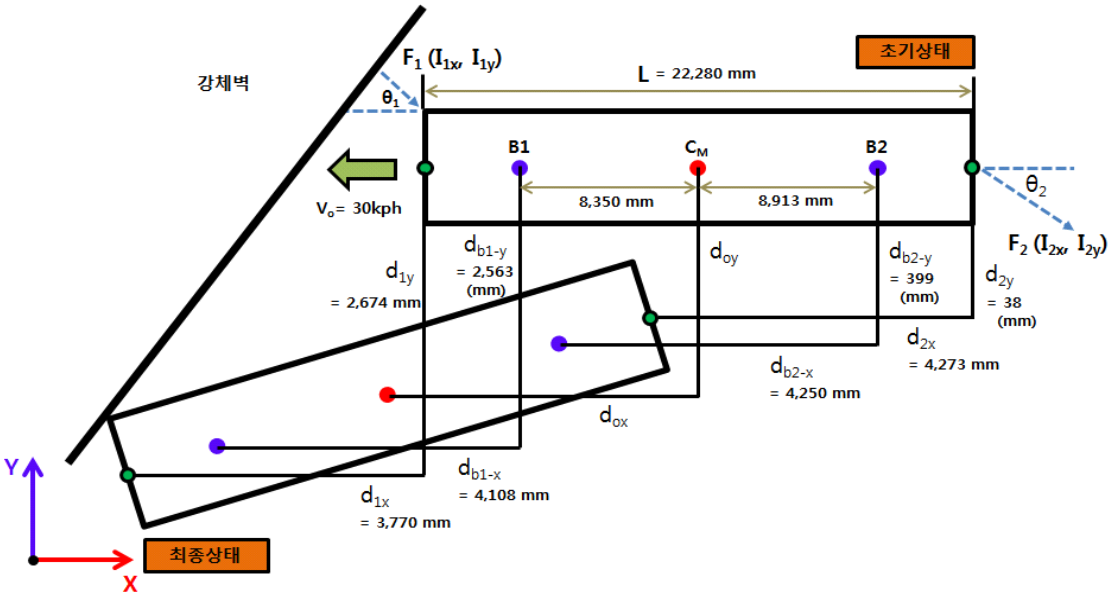
③ 운동량-충격량 법칙 (y축 기준)

$$(F_{1y} + F_{2y}) \cdot \triangle t - f_{k1} \cdot \sin\theta_{b1} \cdot \triangle t - f_{k2} \cdot \sin\theta_{b2} \cdot \triangle t = 0$$

④ 각운동량-각충격량 법칙 (z축 기준)

$$(-F_{1y} \cdot \frac{L}{2} + F_{2y} \cdot \frac{L}{2}) \cdot \triangle t - f_{k1} \cdot \sin\theta_{b1} \cdot b_1 \cdot \triangle t - f_{k2} \cdot \sin\theta_{b2} \cdot b_2 \cdot \triangle t = 0$$

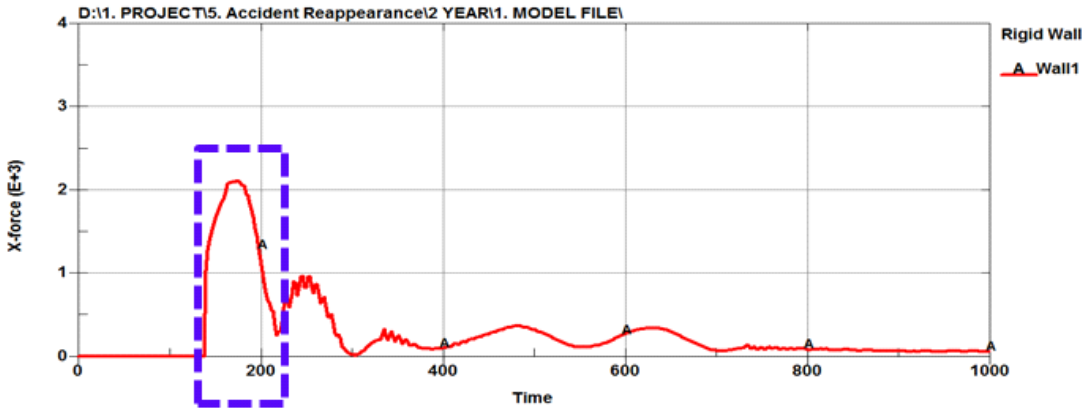
(2) 시뮬레이션 결과의 변위, 충격량, 충격에너지를 이용한 이론식 검증



<그림 3.2.2.21> 시뮬레이션 결과에 따른 동력차의 최종 변위

- <그림 3.2.2.21>은 시뮬레이션 결과로 구한 차량의 최종 변위를 나타냄.

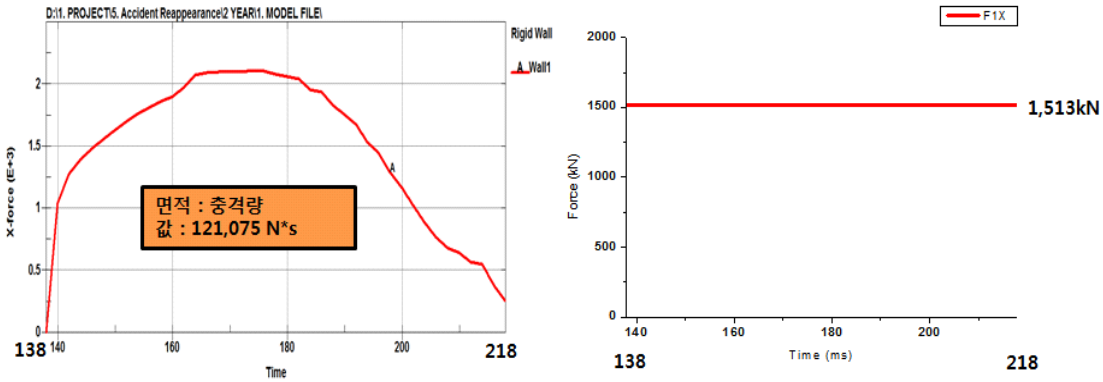
- 열차의 전두부와 대차지점, 동력차와 동력객차의 연결지점에서의 변위를 추출하여 이론식에 넣어 미지수 , $\triangle t$를 구하고자 함.



<그림 3.2.2.22> 강체벽과 충돌에 따른 F-t 커브(x축)

- <그림 3.2.2.22>는 열차가 강체벽과 충돌에 따른 F-t 커브(x축)를 나타내며, 파란 점선의 면적이 열차가 초기에 부딪치는 충격량에 해당됨.

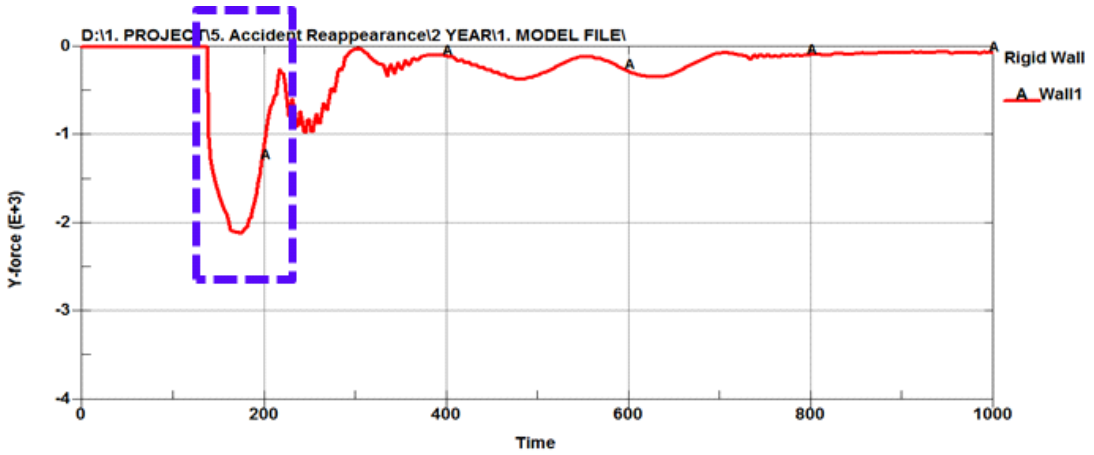
- 그 다음의 피크치에 해당하는 면적은 동력차가 강체벽과 부딪치고 난 뒤, 뒤따르던 동력객차가 동력차와의 2차 충돌에 의해 발생된 충격량에 해당됨.



<그림 3.2.2.23> 강체벽과 충돌에 따른 초기 충격량(좌) / 평균 충격력(우)

- <그림 3.2.2.23>에서 확인할 수 있듯이, x축 기준으로 초기 충격량은 121,075 [N・s]이며 평균 충격력은 1,513 [kN]이 발생하였음.

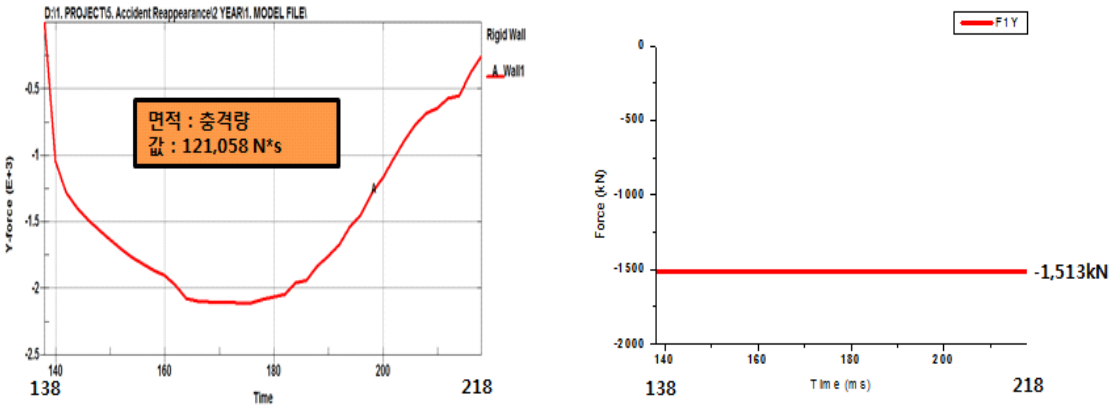
- 아래는 강체벽과 열차 간 충돌에 따른 y축 기준으로 뽑아낸 충격력-변위 결과 곡선임.



<그림 3.2.2.24> 강체벽과 충돌에 따른 F-t 커브(y축)

- <그림 3.2.2.24>는 열차가 강체벽과 충돌에 따른 F-t 커브(y축)를 나타내며, x축 기준으로 추출한 F-t 커브와 동일하게 파란 점선의 면적이 열차가 초기에 부딪치는 충격량에 해당됨.

- 그 다음의 피크치에 해당하는 면적 역시 강체벽과의 1차 충돌 이후 동력객차와 동력차 간 2차 충돌에 의해 발생된 충격량에 해당됨.

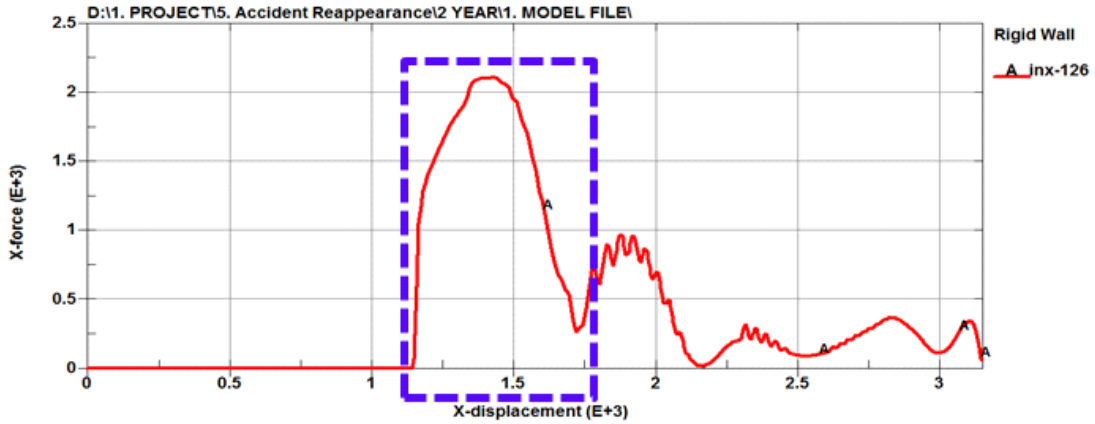


<그림 3.2.2.25> 강체벽과 충돌에 따른 초기 충격량(좌) / 평균 충격력(우)

- <그림 3.2.2.25>에서 확인할 수 있듯이, x축 기준으로 초기 충격량은 121,058 [N · s]이며 평균 충격력은 1,513 [kN]이 발생하였음.

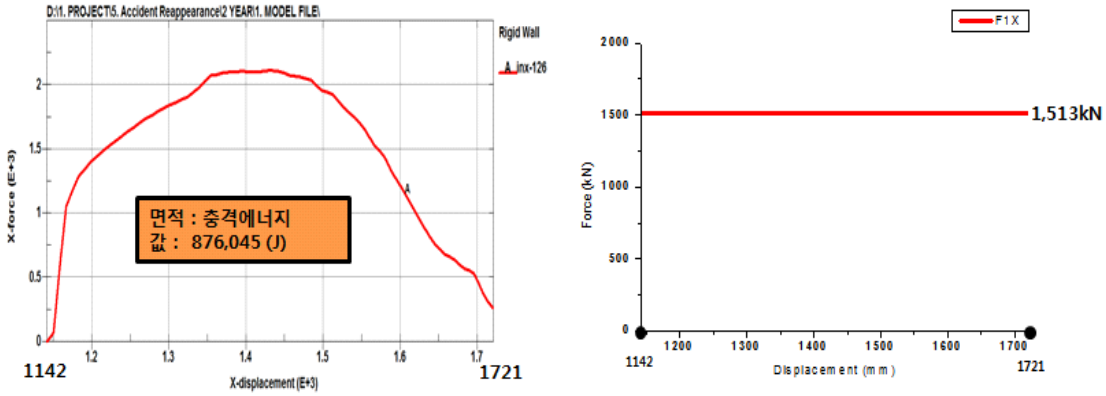
- 45 [°] 각도의 강체벽이므로 Global Coordinate 상에서 부호만 다를 뿐, 충격량 크기는 비슷하게 나온 것을 확인할 수 있음.

- 다음은 열차와 강체벽 간의 충돌에 따른 시뮬레이션에서의 충격에너지를 산출하고자 함.



<그림 3.2.2.26> 강체벽과 충돌에 따른 초기 충격에너지(x축)

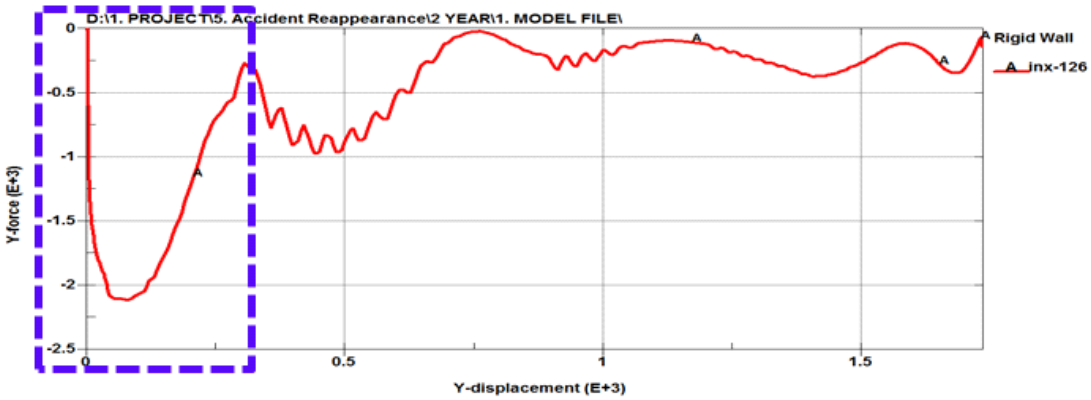
- 강체벽과 충돌에 의해 발생된 시간에 따른 충격력과 변위를 추출하여 F-d 커브(x축)를 그려보면 <그림 3.2.2.26>과 같으며, 앞에서 충격량을 계산한 것처럼 초기 충격력만을 고려하여 파란 점선 박스의 면적에 해당하는 충격에너지만을 계산하였음.



<그림 3.2.2.27> 강체벽과 충돌에 따른 초기 충격에너지(좌) / 평균 충격력(우)

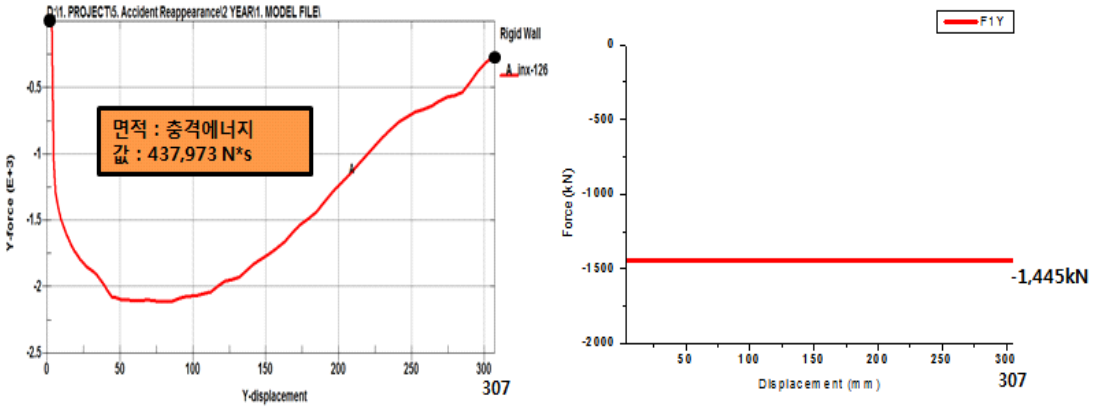
- <그림 3.2.2.27>은 파란 점선 박스를 확대하여 나타낸 것이며, 해당 면적은 x방향에 대한 초기 충격에너지가 되겠고 그 값은 876,045 [J] 임.

- 시간에 따른 충격력 그래프에서 계산된 평균 충격력과 변위에 따른 충격력 그래프에서 계산된 평균 충격력이 같음을 확인할 수 있음.



<그림 3.2.2.28> 강체벽과 충돌에 따른 초기 충격에너지(y축)

- 강체벽과 충돌에 의해 발생된 시간에 따른 충격력과 변위를 추출하여 F-d 커브(y축)를 그려보면 <그림 3.2.2.28>과 같으며, 앞에서 충격량을 계산한 것처럼 초기 충격력만을 고려하여 파란 점선 박스의 면적에 해당하는 충격에너지를 계산하였음.



<그림 3.2.2.29> 강체벽과 충돌에 따른 초기 충격에너지(좌) / 평균 충격력(우)

- <그림 3.2.2.29>는 파란 점선 박스를 확대하여 나타낸 것이며, 해당 면적은 y방향에 대한 초기 충격에너지가 되겠고 그 값은 437,973 [J] 임.

- 시간에 따른 충격력 그래프에서 계산된 평균 충격력과 변위에 따른 충격력 그래프에서 계산된 평균 충격력이 약 4.5 [%] 오차가 발생하였으며, 허용할만한 오차라 판단되어 해당 값을 이론식 검증에 사용하였음.

- 시뮬레이션에서 도출할 수 있는 변위와, 충격량, 충격에너지를 이용하여 이론식에 대입하여 이론식에서 구한 마찰계수 및 사건이 발생한 전체 시간 등을 검증해보고자 함.

(3) 변위와 충격량, 충격에너지를 이용한 차륜-노면 마찰계수 및 △t 계산

① 일-운동 에너지 법칙

$$f_{1}d_{b1} - f_{k2}d_{b2} + {}_{1x}d_{1x} + F_{1y}d_{1y} + F_{2x}d_{2x} + F_{2y}d_{2y} + \quad \text{두부에너지 흡수량} = -\frac{1}{2}mv_0^2$$

$$-\mu N(3.572) - \mu N(3.225) + 876{,}045J + 437{,}973J + F_{2x}(3.227) + F_{2y}(0.008) + 541{,}000 = -\frac{1}{2}(111{,}370kg)(8.34m/s)$$

정리하면,

$$(-7{,}425{,}992)\mu + (3.227)F_{2x} + (0.008)F_{2y} = -5{,}728{,}222$$

② 운동량-충격량 법칙 (x축 기준)

$$_x + F_{2x})\cdot\triangle t - f_{k1}\cdot\cos\theta_{b1}\cdot\triangle t - f_{k2}\cdot\cos\theta_{b2}\cdot\triangle t = m(0-v_0)$$

$$121{,}075N\cdot s + F_{2x}\cdot\triangle t - \mu N\cdot\cos(28°)\cdot\triangle t - \mu N\cdot\cos(4°)\cdot\triangle t = (111{,}370kg)(-8.34)$$

정리하면,

$$(-2{,}054{,}533)\mu\cdot\triangle t + F_{2x}\cdot\triangle t = -1{,}049{,}901$$

③ 운동량-충격량 법칙 (y축 기준)

$$(F_{1y} + F_{2y})\cdot\triangle t - f_{k1}\cdot\sin\theta_{b1}\cdot\triangle t - f_{k2}\cdot\sin\theta_{b2}\cdot\triangle t = 0$$

$$F_{1y}\cdot\triangle t + F_{2y}\cdot\triangle t - \mu N\cdot\sin\theta_{b1}\cdot\triangle t - \mu N\cdot\sin\theta_{b2}\cdot\triangle t = 0$$

$$(121{,}058) + F_{2y}\cdot\triangle t - \mu N\cdot\triangle t[\sin(28°)+\sin(4°)] = 0$$

$$(-589{,}128)\mu\cdot\triangle t + F_{2y}\cdot\triangle t = -121{,}058$$

④ 각운동량-각충격량 법칙 (z축 기준)

$$(-F_{1y}\cdot\frac{L}{2} + F_{2y}\cdot\frac{L}{2})\cdot\triangle t - f_{k1}\cdot\sin\theta_{b1}\cdot b_1\cdot\triangle t - f_{k2}\cdot\sin\theta_{b2}\cdot b_2\cdot\triangle t = 0$$

$$(F_{1y}\cdot\triangle t)\cdot\frac{L}{2} + (F_{2y}\cdot\triangle t)\cdot\frac{L}{2} - \mu N\cdot\sin\theta_{b1}\cdot b_1\cdot\triangle t - \mu N\cdot\sin\theta_{b2}\cdot b_2\cdot\triangle t = 0$$

$$(-121{,}058)\cdot(11.140) + (11.140)F_{2y}\cdot\triangle t - (4{,}205{,}913)\mu\cdot\triangle t - (638{,}349)\mu\cdot\triangle t = 0$$

$$(-4{,}844{,}262)\mu\cdot\triangle t + (11.140)\cdot F_{2x}\cdot\triangle t = -1{,}348{,}586$$

마. 시뮬레이션과 이론식에 따른 결과 비교

- 시뮬레이션 결과를 이론식에 대입하여 미지수에 대해 4개의 연립방정식을 만들어 계산한 결과는 아래와 같음.

<표 3.2.2.1> 이론식 계산 결과 값

미지수	μ	$\triangle t$
값	0.854	0.670

- 시뮬레이션 상에서 발생한 변위를 관계식에 적용하여 마찰계수( )를 계산한 결과, 약 14.6%의 오차가 발생하였음.

- 또한, 전체 사건이 일어난 시간 역시 <그림 3.2.2.11>의 에너지 흡수곡선을 참고해보면 해석상으로는 열차의 충돌이 일어난 시점은 약 100 [ms]이며, 열차가 최종적으로 정지한 시점은 약 800 [ms] 임.

- 따라서 시뮬레이션 상에서 사건이 일어난 전체시간($\triangle t$)은 700 [ms]이며, 이론식에서 계산된 결과 값과 비교하면 오차는 약 4.3 [%] 발생하였음.

- 마찰계수(μ)나 전체시간($\triangle t$)은 각 14.6 [%]와 4.3 [%]의 오차가 발생하였으며 이는 수치적으로만 보면 다소 큰 오차 생각되는데, 앞의 운동량-충격량 법칙 (y축 기준)과 각운동량-각충격량 법칙 (z축 기준)에서 y 방향 운동량과 각운동량을 x 방향 운동량에 비하여 적은 량으로 무시한 것이 주요 오차 원인으로 판단됨. 실제 열차의 탈선사고란 차륜-노면 간의 마찰력뿐만 아니라 환경적 변수, 지그재깅, 타고오름 등 다양한 거동이 발생하면서 쉽게 예측하기 어려운 부분이 존재함.

- 따라서 이론적으로 완벽하게 구현하기는 쉽지 않지만, 이론식을 정립하면서 만들어진 가정들을 최소화하면서 실제 사고가 발생한 건에 대해서는 정확한 계측을 통해 해당 이론식을 이용한다면 실제 열차의 사고를 보다 정확하게 재현하여 최종적으로 손상범위까지 유추할 수 있을 것으로 예상됨.

3. 열차의 지그재깅 및 타고오름 모델링 절차서

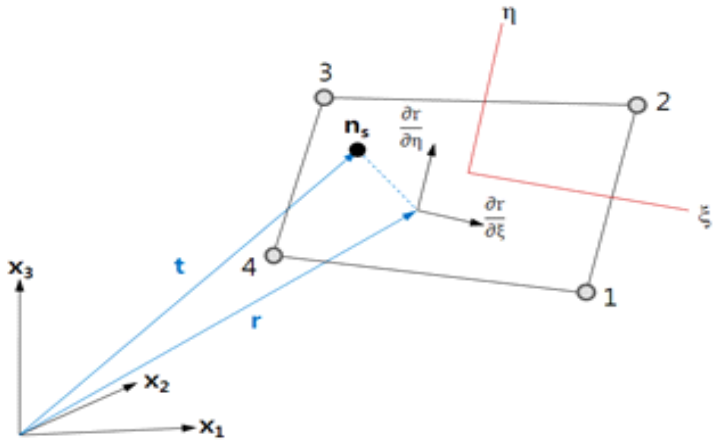
가. 시간 단축을 위한 차륜-궤도 접촉 모델링 방법 개발

(1) 차륜-레일의 면접촉 모델링 기법

- 차륜-레일 간의 접촉을 표현하기 위해 3차원 쉘 요소와 기하학 강체평면을 이용하여 레일을 구성하였음.

- 레일의 재질은 강체 물성을 적용하였고, 기본적인 차륜-레일 간 접촉 알고리즘을 판단하는 대표적인 이론으로 Penalty method가 있음. [35]

- 기본 개념은 살펴보면 slave node가 master surface에 침투하였을 경우, 접촉력(contact force)은 침투량과 접촉강성으로 부터 계산되고, 결국 침투량의 증가에 비례하여 접촉력도 증가하게 됨.



<그림 3.2.3.1> 가 master segment 위에 놓여있을 때, contact point의 위치

$$l = n_i \times [t - r(\xi_c, \eta_c)] < 0$$
$$n_i = n_i(\xi_c, \eta_c) \tag{3.2.3.1}$$

- Least-squares projection iteration으로부터 초기치를 추정하고,

$$\xi_0 = 0,\ \eta_0 = 0,$$
$$\begin{bmatrix} r_{,\xi} \\ r_{,\eta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_{,\xi} & r_{,\eta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta\xi \\ \Delta\eta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{,\xi} \\ r_{,\eta} \end{bmatrix} \{ r(\xi_i, \eta_i) - t \}, \tag{3.2.3.2}$$
$$\xi_{i+1} = \xi_i + \Delta\xi,\ \eta_{i+1} = \eta_i + \Delta\eta$$

Newton-Raphsons iteration으로부터 penetration coordinate를 구함.

$$\begin{bmatrix} & \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta\xi \\ \Delta\eta \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} r_{,\xi} \\ r_{,\eta} \end{bmatrix} \{ r(\xi_i, \eta_i) - t \},$$
$$[H] \begin{Bmatrix} \Delta\xi \\ \Delta\eta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} r_{,\xi} \\ r_{,\eta} \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} r_{,\xi} & r_{,\eta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & r \cdot r_{,\xi\eta} \\ r \cdot r_{,\xi\eta} & 0 \end{bmatrix}, \tag{3.2.3.3}$$
$$\xi_{i+1} = \xi_i + \Delta\xi,\ \eta_{i+1} = \eta_i + \Delta\eta$$

- Master surface에 침투된 slave node coordinate n_s로부터 침투량을 산출하면 식 (3.2.3.4)와 같음.

$$l = n_i \times [t - r(\xi_c, \eta_c)] < 0 \tag{3.2.3.4}$$

- 여기서 contact point에서 master surface의 normal vector는

$$= n_i(\xi_c, \eta_c) \tag{3.2.3.5}$$

이고, 만일 slave node n_s가 master surface s_i에 침투된 조건이면, contact force vector f_s는

$$f_s = -lk_i n_i \qquad \text{if} \quad l < 0 \tag{3.2.3.6}$$

- n_s의 자유도를 고려하면, 접촉력은

$$f_m^i = \phi_i(\xi_c, \eta_c) f_s \qquad \text{if} \quad < 0 \tag{3.2.3.7}$$

이 되며, master segment에서 얻는 접촉강성(contact stiffness of master segment)은 다음과 같이 계산됨.

$$k_i = \frac{f_{si} \quad {}_i A_i}{\max(shell\,diagonal)} \qquad \text{(for shell elements)} \tag{3.2.3.8}$$

- 일반적으로 접촉문제를 다루는데 있어서 가장 유용하게 활용하는 접촉 알고리즘으로 한 방향 접촉분석법(one-way contact search method)와 양방향 접촉분석(two-way contact search method)이 있음.

- 한 방향 접촉분석은 정의된 slave의 절점들의 좌표를 master segment (또는 surface)의 정의된 평면을 기준좌표로 설정하여 침투량을 연산주기마다 체크하야 접촉력 계산하는 알고리즘을 사용함. [36]

- 한 방향 접촉(one-way contact)은 master가 강체인 모델과 펀치 또는 금형과 같은 금속의 스템핑(stamping) 시뮬레이션에 적합함.

- 비교적 평탄하고 세밀한 메쉬(fine mesh)를 갖는 slave와 굵은 메쉬(coarse mesh) 변형체간의 접촉에도 유용함.

- 그 밖에 활용 가능한 조건의 접촉으로는 beam과 surface 또는 shell edge와 surface 조건 등이 있음.

- 양방향 접촉분석(two-way contact search method)는 master surface(또는 segment)와 slave surface(또는 segment) 간의 침투량을 연산주기마다 서로 계산하여 접촉력을 계산하는 알고리듬을 사용함.

- 양방향 접촉분석은 한 방향 접촉분석 보다는 접촉력 연산에 있어 유효한 결과를 얻을 수 있는 장점이 있으나 계산량 증가로 인해 연산속도는 다소 느린 단점이 있음.

- 현재 운용하는 연산시스템(computer)의 주 처리장치(CPU)와 데이터 통신 속도의 획기적인 발달로 인해 사용자에게 큰 장애가 되지 못하는 실정임.

- 활용범위로는 충돌문제 또는 대변형에 가장 효율적이며, 한 방향 접촉방법에서 적용하는 조건의 시뮬레이션을 대체 가능함.

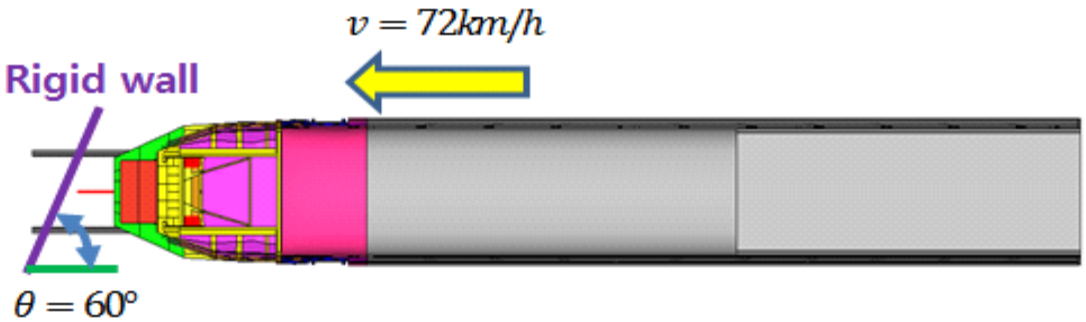
(2) 지그재깅 탈선 유발을 위한 경사 강체벽 충돌 시뮬레이션

- 충돌 후 차륜-레일 간 거동을 살펴보기 강체벽과 충돌하는 조건의 시뮬레이션을 수행하였음.

- 강체벽은 차륜-레일 간 차륜거동이 발생하도록 강제하기 위하여 <그림 3.2.3.2>와 같이 강체벽을 레일을 기준으로 60° 비스듬히 고정하는 조건을 적용하였음.

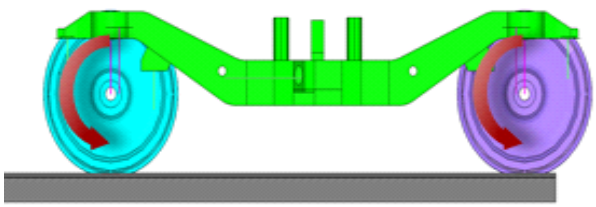
- 강체벽과 차량의 마찰계수는 0 (zero)이고, 차륜과 레일사이에 회전 접촉을 고려하여 위해서 차륜의 길이방향으로 초기속도 20 mm/ms (72 km/h)로 주었고, 차륜반경이 460 mm이므로 $=r\omega$에 의해 초기 회전속도 0.043 rad/s를 입력하였음.

- 차륜과 레일사이의 접촉강성은 2000 kN/mm으로 부여하였음.



<그림 3.2.3.2> 탈선 시뮬레이션을 위한 시나리오의 개략도

(가) 구름접촉 모델 시뮬레이션 결과 분석



<그림 3.2.3.3> 구름접촉 모델

- 구름접촉 모델은 <그림 3.2.3.3>과 같이 차륜이 레일 위에서 회전하면서 레일과 구름접촉을 하면서 진행하는 모델임.

- 구름접촉 모델이 기울어진 강체 벽과 충돌 시뮬레이션 한 결과, <그림 3.2.3.4> 처럼 탈선이 발생한 것을 볼 수 있음. <그림 3.2.3.5>은 충돌 시뮬레이션을 통해 열차의 맨 앞쪽 윤축에서 얻은 시뮬레이션 결과임.

- <그림 3.2.3.5>에서 보여진 것처럼 정상상태는 95.2ms 까지 유지 되었음. 그 이후에는 131.4ms 까지 Climb/Roll-over 조건을 만족하였고, 그 다음 138ms 까지 Roll-over-C 조건을 만족하고 탈선이 완료됨.

- 의 결과 데이터를 보면 오실레이션이 심하게 발생하는데 이는 한 순간에 횡력이 크게 들어오면서 차륜 플랜지와 레일이 심하게 충돌하면서 발생한 것임.

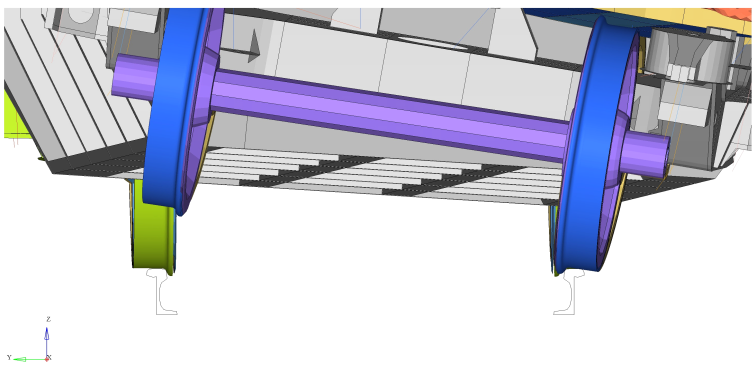
- <그림 3.2.3.6>는 기울어진 강체 벽과 충돌 후 앞쪽 윤축에 달려 있는 현가장치를 통해 전달된 수직하중과 수평하중을 보여주고 있음.

- 차축에 전달된 하중 F, W_L, W_R을 윤축의 탈선 이론모델에 적용하였을 때, <그림 3.2.3.7>에 보여진 것처럼 정상상태 조건을 101.1ms 까지 만족함.

- 그 이후에는 <그림 3.2.3.8>에서 보여진 것처럼 정상상태 조건이 끝나고 Climb-up 조건을 만족하고, <그림 3.2.3.9>처럼 중간에 Roll-over-C 조건을 만족하고 있음.

- 시뮬레이션 결과와 윤축의 탈선 이론모델 결과를 비교해 보면 탈선의 처음시작 시간은 5.9ms 차이가 나고, 탈선 유형은 정상상태가 끝나고 최종적으로는 Roll-over-C로 같으나 중간에 다른 탈선 유형이 발생함.

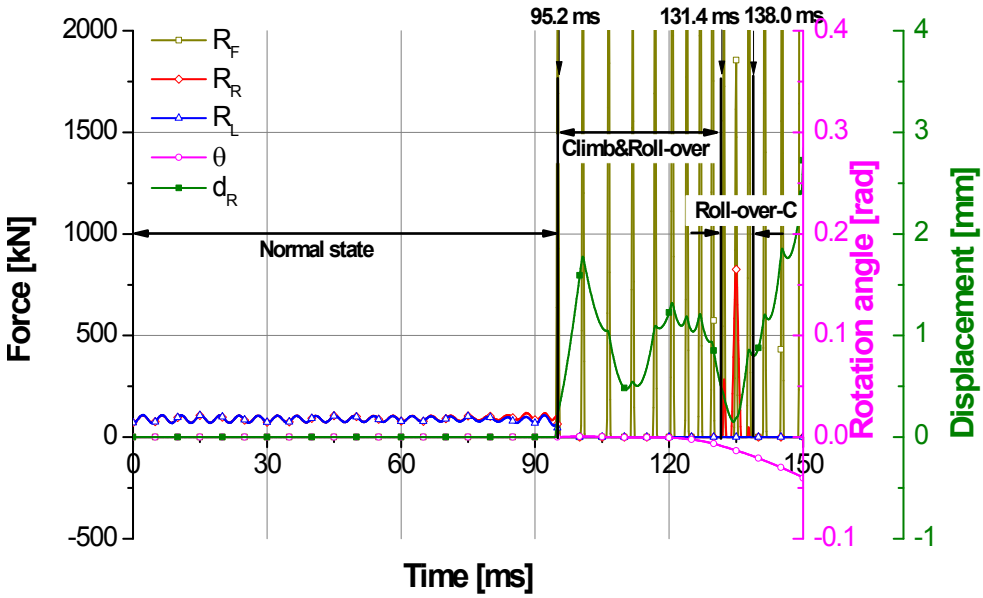
- 탈선 시작 시간이 다르게 나타나는 것은 윤축의 탈선 이론모델 경우 접촉부 진동효과나 yawing 현상 등이 고려되지 않았고, 시뮬레이션의 경우 접촉부 진동효과나 yawing 현상 등이 고려된 결과이므로 탈선 시작시간에 약간 차이를 보임. 그러나 그 차이가 10% 이내이므로 잘 일치한다고 할 수 있음.



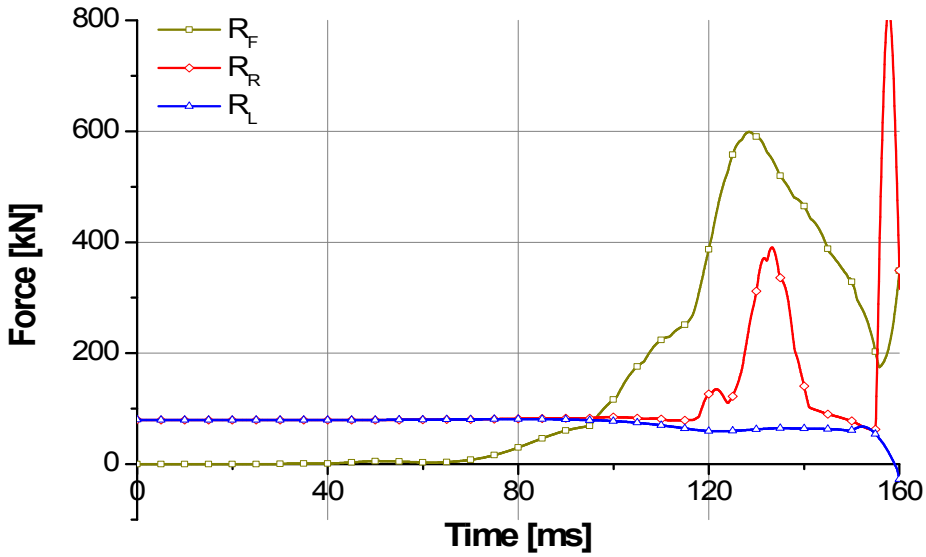
<그림 3.2.3.4> 구름접촉 모델의 충돌 후 탈선 거동

<표 3.2.3.1> 이론과 시뮬레이션 결과 비교

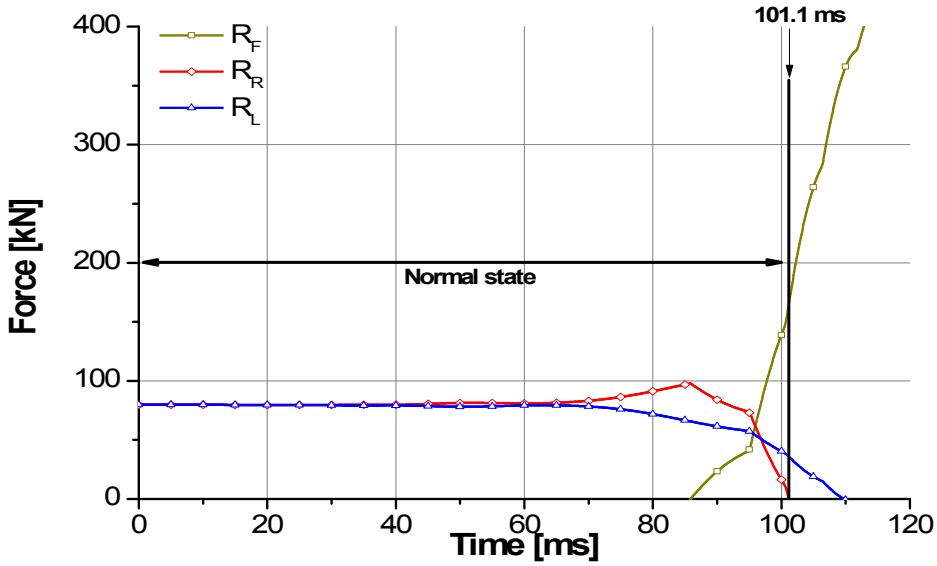
	구름접촉 모델을 이용한 탈선이론	구름접촉 시뮬레이션
정상상태	101.1 ms	95.2 ms
탈선유형	Climb-up	Climb & Roll-over
	Roll-over-C	Roll-over-C



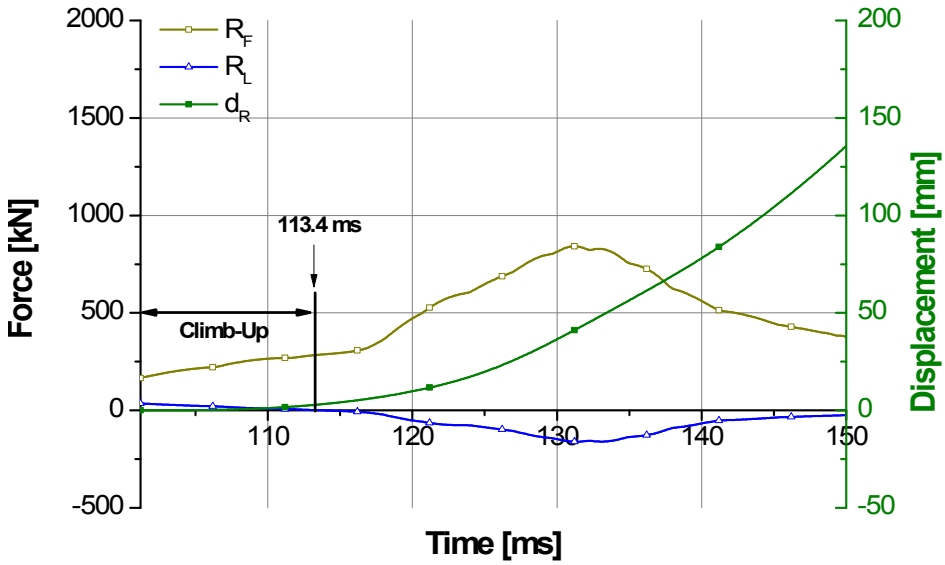
<그림 3.2.3.5> 구름접촉 모델의 탈선 유형



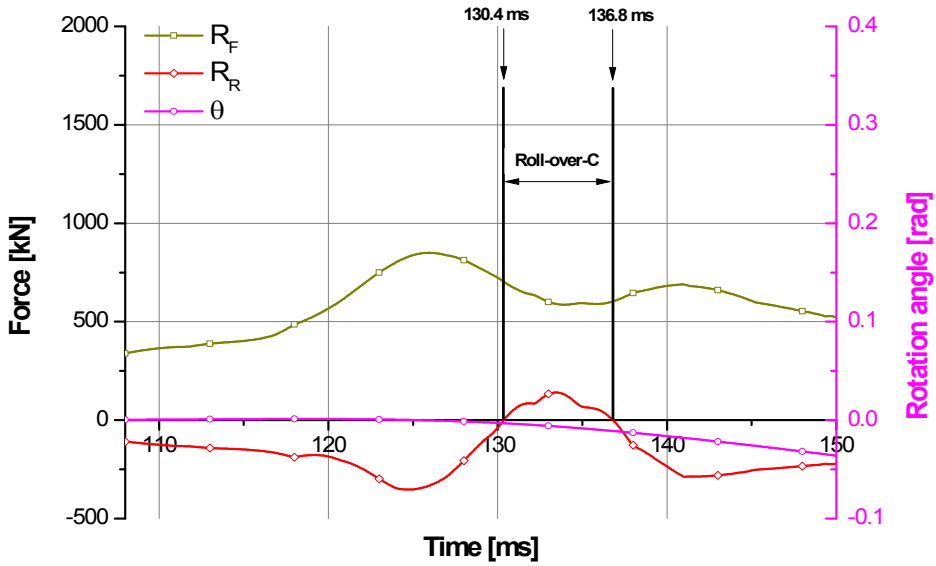
<그림 3.2.3.6> 구름접촉 모델의 , W, W_R 결과



<그림 3.2.3.7> 구름접촉 모델에서 이론식을 이용한 정상상태 조건

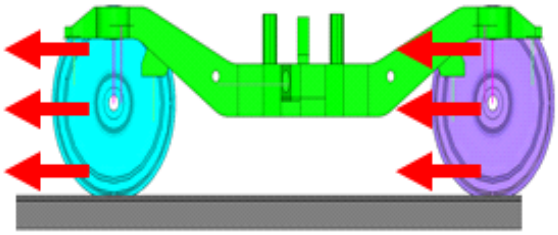


<그림 3.2.3.8> 구름접촉 모델에서 이론식을 이용한 Climb-up 조건



<그림 3.2.3.9> 구름접촉 모델에서 이론식을 이용한 Roll-over-C 조건

(나) 미끄럼접촉 모델 시뮬레이션 결과 분석



<그림 3.2.3.10> 미끄럼접촉 모델

- 미끄럼접촉 모델은 <그림 3.2.3.10>과 같이 차륜이 레일 위에서 회전하지 않고 미끄러져 레일과 미끄럼 접촉을 하면서 진행하는 모델임.

- 미끄럼접촉 모델이 기울어진 강체 벽과 충돌 시뮬레이션 한 결과, <그림 3.2.3.11>처럼 탈선이 발생한 것을 볼 수 있음.

- <그림 3.2.3.12>은 충돌 시뮬레이션을 통해 현가장치를 통해 윤축에 전달되는 , W, W_R을 윤축의 탈선 이론모델에 적용한 것으로 108 [ms] 까지 정상상태 만족함.

- 그 이후에는 Roll-over-L 조건을 만족하고 탈선이 완료됨.

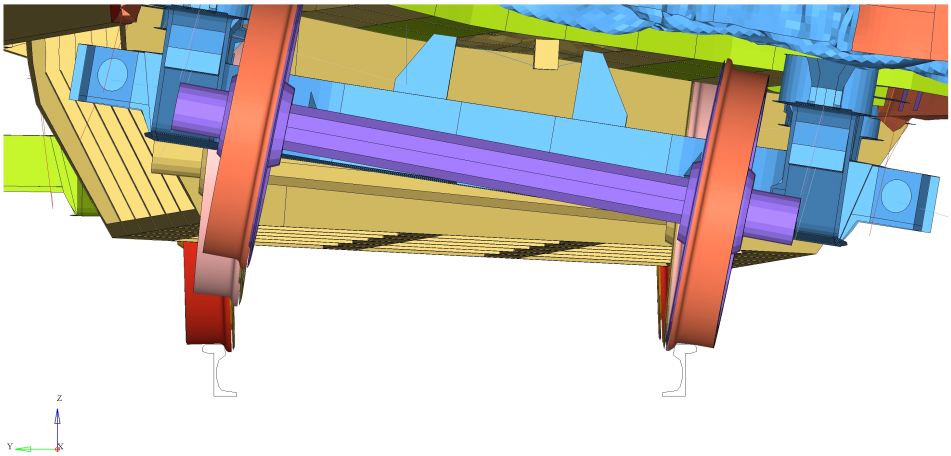
- <표 3.2.3.2>는 구름접촉 모델과 미끄럼접촉 모델을 이용하여 윤축의 탈선 이론모델의 결과를 비교함.

- 결과를 보면 구름접촉 모델은 101.1 [ms] 까지 정상상태를 유지하다가 이후에 Climb&Roll-over와 Roll-over-C 조건을 만족함.

- 미끄럼접촉 모델은 108 [ms] 까지 정상사태를 유지하다가 이후에 Roll-over-L 조건을 만족함.

- 두 모델의 탈선 처음시작 시간은 6.9 [ms] 차이가 나고, 탈선 유형은 정상 상태가 끝나고 최종적으로는 Roll-over-C(Roll-over-L)로 같음.

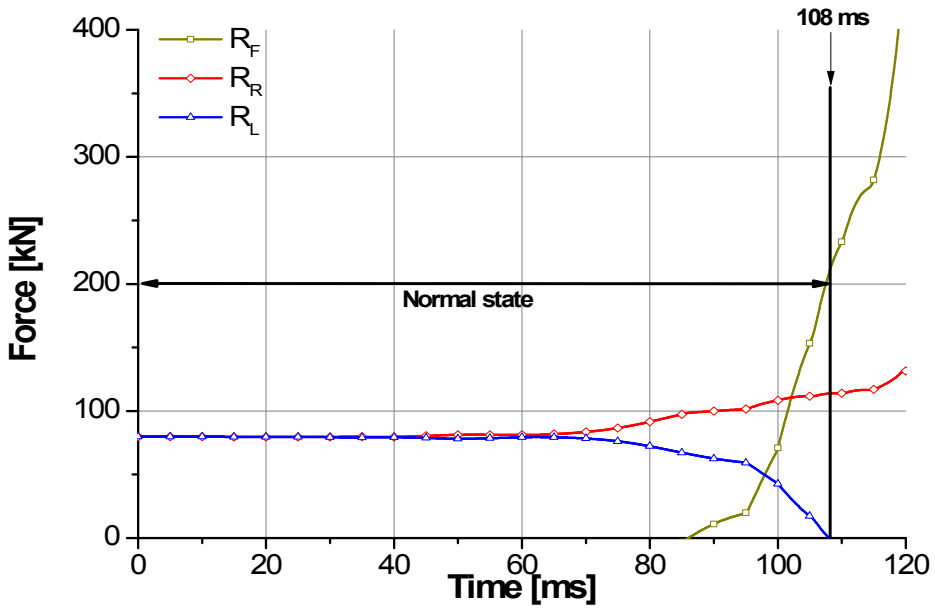
- 중간에 다른 탈선 유형이 발생한지만 전체적인 거동과 탈선시간이 10 [%] 이내이므로 잘 일치한다고 할 수 있음.



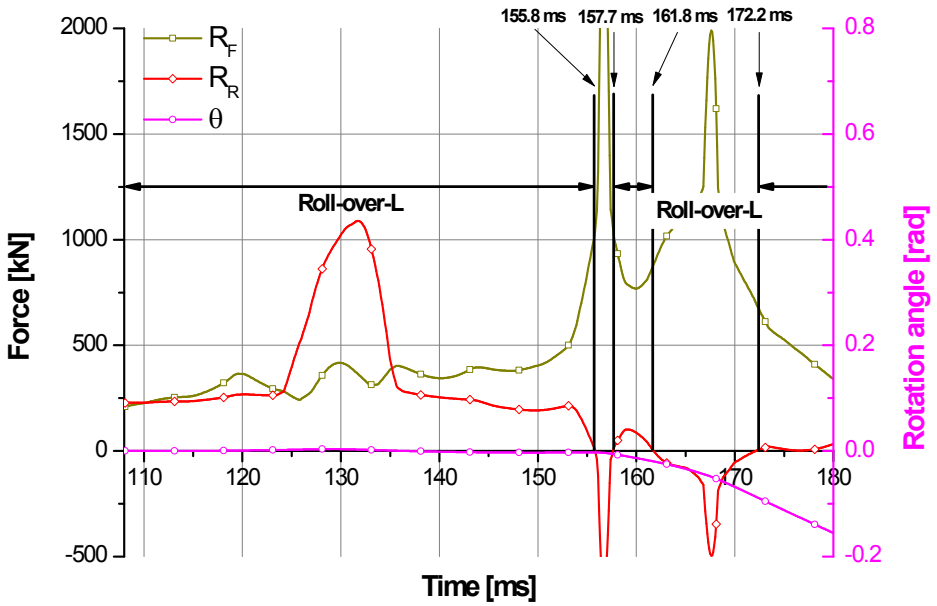
<그림 3.2.3.11> 미끄럼접촉 모델의 충돌 후 탈선 거동

<표 3.2.3.2> 구름접촉 모델과 미끄럼접촉 모델의 이론식 결과 비교

	구름접촉 모델을 이용한 탈선이론	미끄럼접촉 모델을 이용한 탈선이론
정상상태	101.1 [ms]	108 [ms]
탈선유형	Climb-up	Roll-over-L
	Roll-over-C	



<그림 3.2.3.12> 미끄럼접촉 모델에서 이론식을 이용한 정상상태 조건

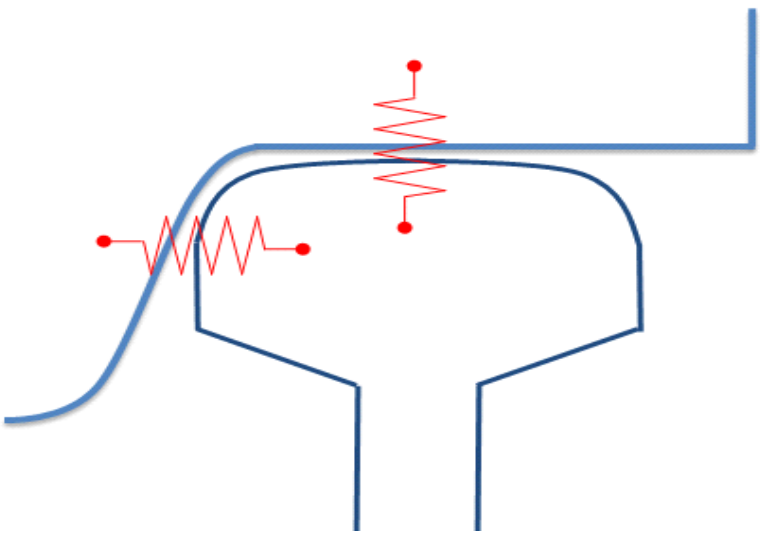


<그림 3.2.3.13> 미끄럼접촉 모델에서 이론식을 이용한 Roll-over-L

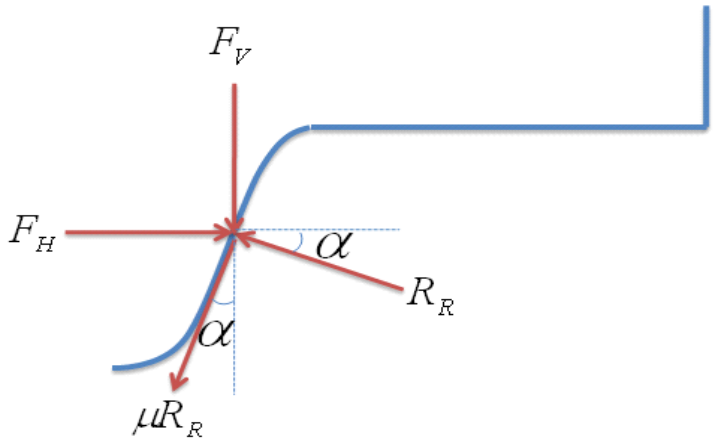
(다) 2점 접촉 모델 시뮬레이션 결과 분석

- 레일은 <그림 3.2.3.14>과 같이 레일의 수직, 수평 특성을 분리하여 근사적인 스프링으로 모델링하였음.

- 레일의 강성은 일반적으로 Hertzian contact 수준의 충분히 높은 값으로 2 [MN/mm] 사용하고 있으나 이를 적용할 경우 입력 곡선에 따른 추종성이 떨어지는 현상이 발생하여 수치적 계산에 의한 오차를 줄이기 위하여 1 [MN/mm]으로 적용하였음.



<그림 3.2.3.14> 차륜-레일 인터페이스에 대한 스프링 모델



Lateral force of Spring rail $= -F_H$

<그림 3.2.3.15> 타고오름 조건에서 정적 평형 방적식

- <그림 3.2.3.15> 은 타고오름 때의 차륜과 레일의 힘의 관계이며 정적 평형 방정식을 정리하면 다음과 같음.

$$F - R_R\cos\alpha - \mu R_R\sin\alpha = 0 \tag{3.2.3.9}$$

$$\sum F_y = -F_V + R_R\sin\alpha - \mu R_R\cos\alpha = 0 \tag{3.2.3.10}$$

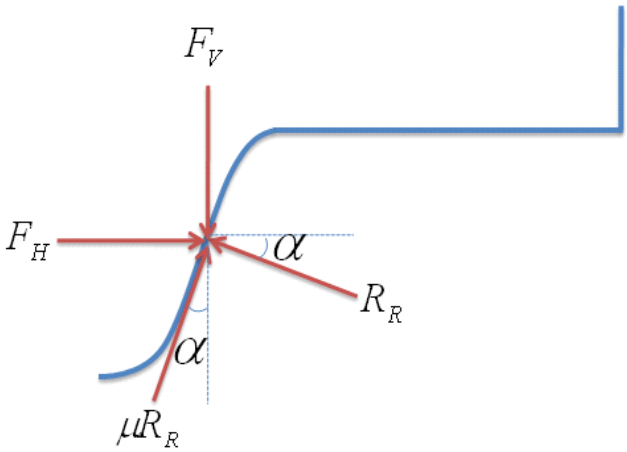
- 식 (3.2.3.10)을 다시 정리하면 다음과 같음.

$$R_R = \frac{F_V}{\sin\alpha - \mu\cos\alpha} \tag{3.2.3.11}$$

- 식 (3.2.3.9)을 에 대하여 정리할 수 있음.

$$F_H = R_R(\cos\alpha + \mu\sin\alpha) \tag{3.2.3.12}$$

- 여기서 F_H는 정적평형조건을 만족하기 위한 레일의 횡방향의 반발력과 마찰력의 합으로서 이를 차륜의 타고오름 시 스프링 레일의 횡방향 특성으로 적용하였음.



Lateral friction force of Spring rail = $\mu R_R \sin\alpha$

<그림 3.2.3.16> 타고내림 조건에서 정적 평형 방적식

- <그림 3.2.3.16>는 타고 내려갈 때의 차륜과 레일의 힘의 관계이며 이때 마찰력의 방향은 타고 오를 때와 반대방향이며 정적 평형 방정식을 정리하면 다음과 같음.

$$-F + R_R \sin\alpha + \mu R_R \cos\alpha = 0 \tag{3.2.3.13}$$

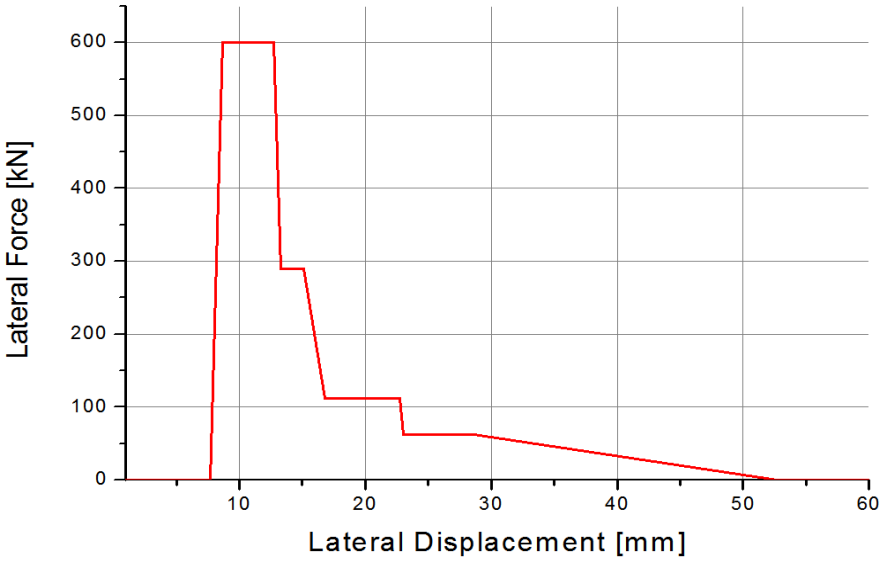
- 식 (3.2.3.13)를 이용하여 R_R에 대하여 표현할 수 있음.

$$R_R = \frac{F_V}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha} \tag{3.2.3.14}$$

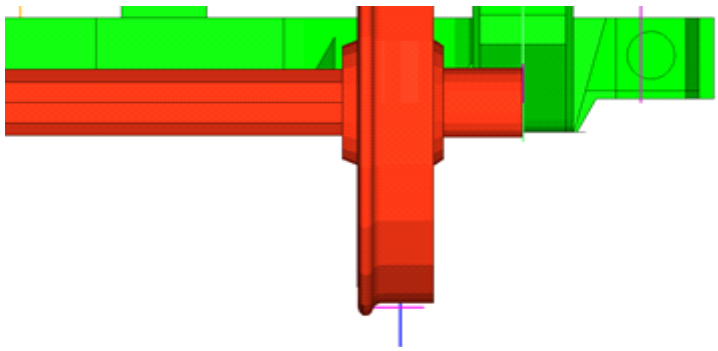
- 이를 이용하여 차륜의 타고 내림 조건의 횡 방향 마찰력은 다음과 같음.

$$f = \mu R_R \sin\alpha = \frac{\mu F_V}{1 + \mu\cot\alpha} \tag{3.2.3.15}$$

- 위의 식 (3.2.3.12), (3.2.3.15)의 스프링 레일의 수직과 수평방향 특성은 레일과 차륜의 접촉각에 의하여 값이 달라지므로 레일과 차륜의 횡 변위에 대한 접촉각을 기하학적으로 분석하였으며 이를 종합적으로 고려하여 <그림 3.2.3.17>의 스프링 레일의 횡 방향 특성을 도출하였음.



<그림 3.2.3.17> 횡 방향 변위에 대한 횡력



<그림 3.2.3.18> 2점 접촉 모델

- 2점 접촉 모델은 <그림 3.2.3.18>와 같이 차륜-레일 접촉을 강성들을 고려한 단순화된 스프링 모델로 대체하여 진행하는 모델임.

- 2점 접촉 모델이 기울어진 강체 벽과 충돌 시뮬레이션 한 결과, <그림 3.2.3.19> 처럼 탈선이 발생한 것을 볼 수 있음.

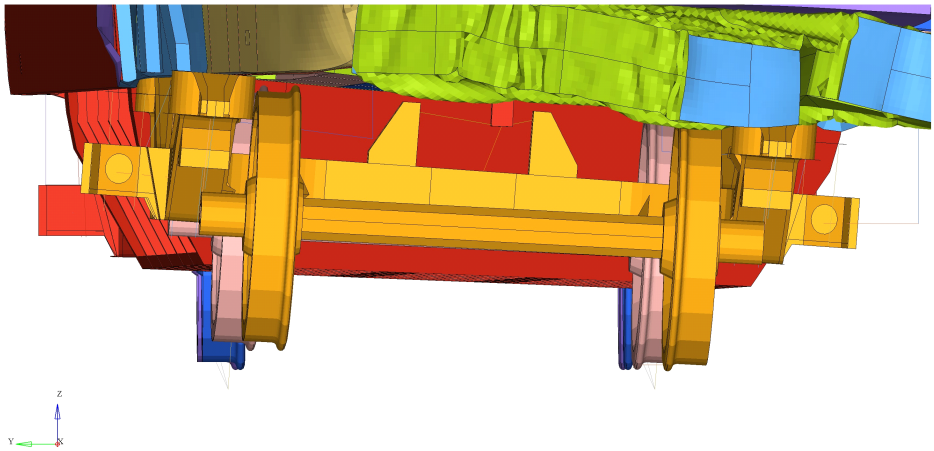
- <그림 3.2.3.20>은 충돌 시뮬레이션을 통해 현가장치를 통해 윤축에 전달되는 , W, W_R을 윤축의 탈선 이론모델에 적용한 것으로 105.9 [ms] 까지 정상상태 만족함. 그 이후에는 Roll-over-L 조건을 만족하고 탈선이 완료됨.

- <표 3.2.3.3>은 위에서 언급한 구름접촉 모델, 미끄럼접촉 모델과 2점 접촉 모델 총 3가지 모델을 이용하여 윤축의 탈선 이론모델의 결과를 비교한 것임.

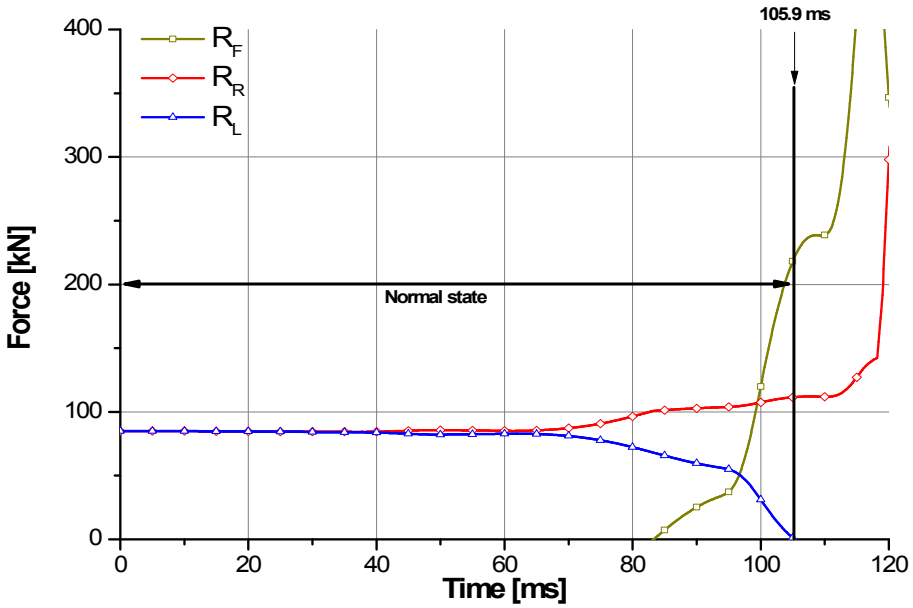
- 3가지 모델의 탈선 처음시작 시간은 4.7~6.9 [ms] 차이가 나고, 탈선 유형은 정상상태가 끝나고 최종적으로는 Roll-over-C(Roll-over-L)로 같음.

- 중간에 다른 탈선 유형이 발생한지만 전체적인 거동과 탈선시간이 10% 이내이므로 잘 일치한다고 할 수 있음.

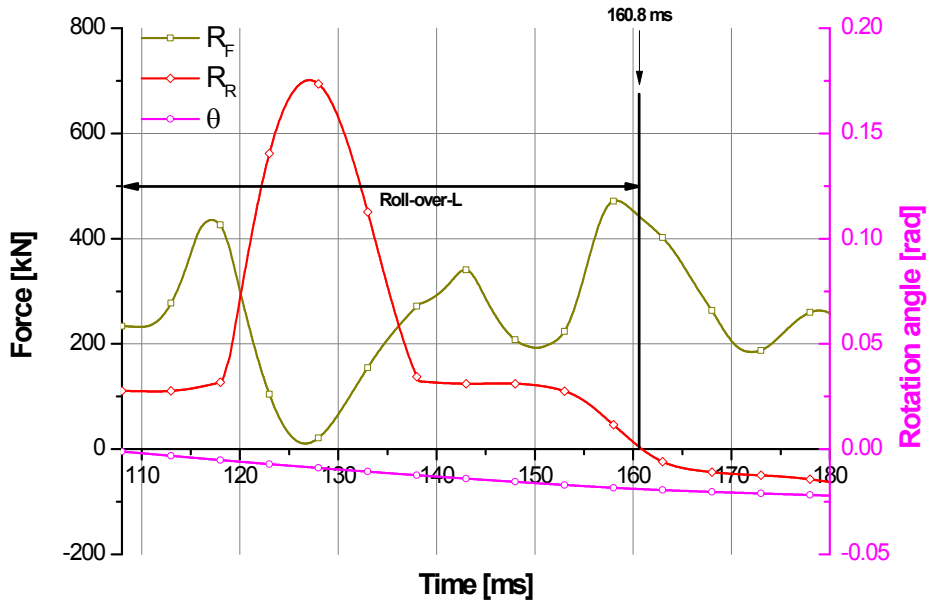
- 3가지 모델의 시뮬레이션 해석시간을 비교하면, 구름접촉 모델은 약 2일 넘는 시간이 걸려 여러 가지 조건이나 다양한 거동을 보기에는 상당한 시간이 걸려 효율이 많이 떨어짐. 미끄럼접촉 모델은 시뮬레이션 해석시간이 125분으로 구름접촉 모델에 비해 12배 빠른 결과를 도출할 수 있고, 2점 접촉 모델은 구름접촉 모델에 비해 약 29배, 미끄럼접촉 모델에 비해 약 2.5배 빠르고, 그 결과의 차이가 미미하기 때문에 매우 효율적임.



<그림 3.2.3.19> 2점 접촉 모델의 충돌 후 탈선거동



<그림 3.2.3.20> 2점 접촉 모델에서 이론식을 이용한 정상상태 조건



<그림 3.2.3.21> 2점 접촉 모델에서 이론식을 이용한 Roll-over-L 조건

<표 3.2.3.3> 모든 접촉 조건에 대한 이론식 결과 비교

	구름접촉 모델을 이용한 탈선이론	미끄럼접촉 모델을 이용한 탈선이론	2점 접촉 모델을 이용한 탈선이론
정상상태	101.1 [ms]	108 [ms]	105.9 [ms]
탈선유형	Climb-up	Roll-over-L	Roll-over-L
	Roll-over-C		
해석시간	1500 [min]	125 [min]	52 [min]

나. 사고재현 모델의 초기 off-set량 추정을 위한 차량 간 타고오름 (over-ride) 모델

- 열차의 무게중심은 보통 연결기보다 높은 곳에 위치하므로 연결기끼리의 충돌시 차체는 양쪽 모두 대칭적으로 피칭거동이 발생함.

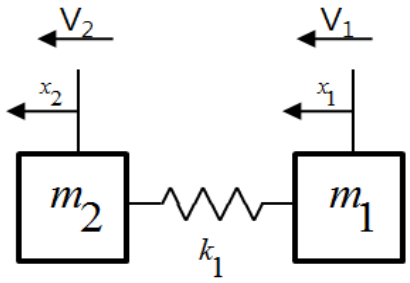
- 타고오름은 충돌시 수직 단차에 의하여 한 차량의 차체하부가 다른 차량의 상부구조와 충돌이 일어날 때 수직 거동이 확대되어 발생됨. 차량의 상부구조는 차량 바닥이나 center sill 보다 아주 약한 구조이기 때문에, 타 올라지는 차량(overridden car)은 심각한 압괴나 침투가 발생하기 쉬움. [37]

- 이러한 차량의 수직 및 피칭거동 연구를 위해 차량 질량, 무게중심, 관성모멘트 등 기본 파라미터로 수학적 모델을 구성하였고 수치모델로 검증함.(상세한 이론식 도출 과정과 수치모델 검증결과는 별책 “모델링절차서” [3장 1절, 2절]을 참조)

(1) 연결기 충격력 계산

- 타고오름 거동을 분석하기 위해서는 우선 차량 간 연결기에 작용하는 충격력을 알아야 하며 이 충격력은 간단한 1차원 스프링-질량 모델을 이용하여 계산할 수 있음.

- 본 연구에서는 선두차량과 중간차량 두 가지 경우에 해당하는 운동방정식을 통하여 연결기의 충격력을 계산하였음. <그림 3.2.3.22>는 선두차량의 경우 후방연결기에서 발생하는 충격력을 계산 한 결과이고, <그림 3.2.3.24>는 중간차량의 경우 전방과 후방연결기에서 발생하는 충격력을 계산한 결과임.



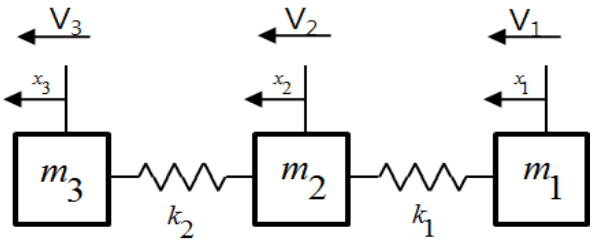
<그림 3.2.3.22> 선두차량 길이방향 변위 및 연결기 충격력

$$= \frac{1}{w_0} sin w_o t + \frac{\frac{k_1}{m_2} V_1 + \frac{k_1}{m_1} V_2}{w_o^2} \left(t - \frac{\sin w_o t}{w_o} \right)$$

$$x_2 = \frac{V_2}{w_0} sin w_o t + \frac{\frac{k_1}{m_2} V_1 + \frac{k_1}{m_1} V_2}{w_o^2} \left(t - \frac{\sin w_o t}{w_o} \right)$$

$$\therefore F_1 = k_1 \, x_1 - x_2) = k_1 \frac{V_1 - V_2}{w_0} sin w_0 t = \frac{V k_1}{w_0} sin w_0 t = V \quad m k_1 = V m w_0 \sin w_o t$$

여기서, $w_0^2 = \frac{k_1}{m} = \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1}{m_2}$, $m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$, $V = V_1 - V_2$



<그림 3.2.3.23> 3mass - 2spring 시스템

<표 3.2.3.4> 중간차량 길이방향 변위 이론식

$$x = {}_1t + \frac{D_1}{w_a}\sin w_a t + \frac{F_1}{w_b}\sin w_b t$$

$$B_1 = \frac{1}{w_a^2 w_b^2}\left[V_1 \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + V_2 \frac{k_1 k_2}{m_1 m_3} + V_1 \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} \right]$$

$$F_1 = \frac{1}{w_a^2 - w_b^2}\left[V_1 \left(\frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} - w_b^2 \right) + V_2 \frac{k_1}{m_1} - B_1 w_a^2 \right]$$

$$D_1 = V_1 - F_1 - B_1$$

$$\therefore x_2 = B_2 t + \frac{D_2}{w_a}\sin w_a t + \frac{F_2}{w_b}\sin w_b t$$

$$B_2 = \frac{1}{w_a^2 w_b^2}\left[V_1 \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + V_2 \frac{k_1 k_2}{m_1 m_3} + V_1 \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} \right]$$

$$F_2 = \frac{1}{w_a^2 - w_b^2}\left[V_1 \frac{k_1}{m_2} + V_2 \left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_3} - w_b^2 \right) + V_3 \frac{k_2}{m_2} - B_2 w_a^2 \right]$$

$$D_2 = V_2 - F_2 - B_2$$

$$\therefore x_3 = B_3 t + \frac{D_3}{w_a}\sin w_a t + \frac{F_3}{w_b}\sin w_b t$$

$$B_3 = \frac{1}{w_a^2 w_b^2}\left[V_1 \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + V_2 \frac{k_1 k_2}{m_1 m_3} + V_1 \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} \right]$$

$$F_3 = \frac{1}{w_a^2 - w_b^2}\left[V_3 \left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} - w_b^2 \right) + V_2 \frac{k_2}{m_3} - B_3 w_a^2 \right]$$

$$D_3 = V_3 - F_3 - B_3$$

<표 3.2.3.5> 중간차량 길이방향 충격력 이론식

$$= k_1\,x_1 - x_2) = k_1 \left(\frac{D_1 - D_2}{w_a} \sin w_a t + \frac{F_1 - F_2}{w_b} \sin w_b t \right)$$

$$= k_2 \left[\frac{V_2 - V_3}{w_a} \sin w_a t + (F_2 - F_3) - \frac{1}{w_a} \sin w_a t + \frac{1}{w_b} \sin w_b t \right) \right]$$

$$k \left[\frac{{}_2 - V_3}{w_a} \sin w_a t + \frac{1}{w_a^2 - w_b^2} \left[V_1 \frac{k_1}{m_2} + V_2 \left(\frac{k_1}{m_1} - w_b^2 \right) + V_3 \left(w_b^2 - \frac{k_1}{m_1} - \frac{k_1}{m_2} \right) \right] \frac{1}{w_b} \sin w_b t - \frac{1}{w_a} \sin w_a t \right) \right]$$

$$\therefore F_2 = k_2 (x_2 - x_3) = k_2 \left(\frac{D_2 - D_3}{w_a} \sin w_a t + \frac{F_2 - F_3}{w_b} \sin w_b t \right)$$

$$= k_1 \left[\frac{V_1 - V_2}{w_a} \sin w_a t + (F_1 - F_2) \left(\frac{1}{w_b} \sin w_b t - \frac{1}{w_a} \sin w_a t \right) \right]$$

$$= k_1 \left[\frac{V_1 - V_2}{w_a} \sin w_a t + \frac{1}{w_a^2 - w_b^2} \left[V_1 \left(\frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} - w_b^2 \right) V_2 \left(w_b^2 - \frac{k_2}{m_3} \right) - V_3 \frac{k_2}{m_2} \right] \left(\frac{1}{w_b} \sin w_b t - \frac{1}{w_a} \sin w_a t \right) \right]$$

$$w_a^2 = \frac{1}{2} \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} + \left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} \right) - 4 \left(\frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} + \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + \frac{k_1 k_2}{m_1 m_3} \right) \right)$$

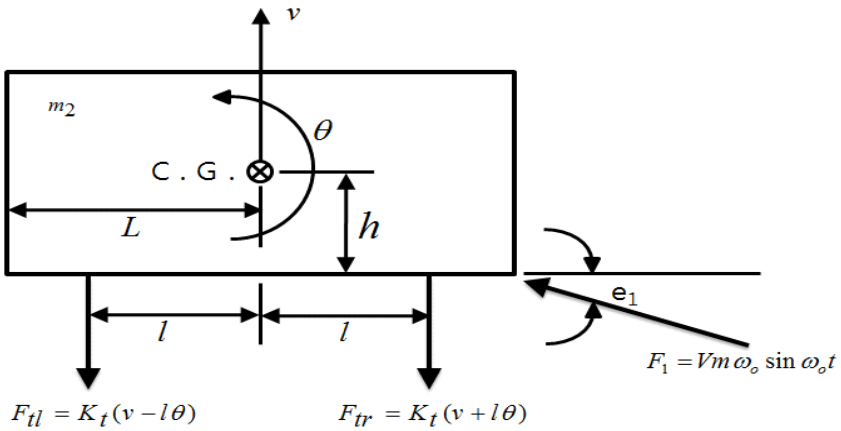
$$w_b^2 = \frac{1}{2} \left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} - \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} \right) - 4 \left(\frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} + \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + \frac{k_1 k_2}{m_1 m_3} \right) \right)}$$

(2) 차체의 타고오름 모델

- 1차원 모델을 통하여 계산된 충격력은 편차각도를 가지고 차량에 전달되며 수직변위와 피칭각도에 대한 운동방정식 결과는 <그림 3.2.3.25>와 <그림 3.2.3.26>와 같음.

- <표 3.2.3.4>는 편차각도 고려방법에 따른 타고오름 계산방법 3가지에 대한 설명임.

- <표 3.2.3.5>, <그림 3.2.3.26>은 타고오름 이론모델과 수치모델 결과를 비교한 것임. 이론 모델중 theory 방법은 수치모델과의 오차가 20%가 초과하나 theory_update 방법은 10% 이내와 theory_update2는 15% 이내로 일치함.



<그림 3.2.3.25> 선두차량 타고오름 거동 이론식(수직변위 및 피칭각도)

$$v = \frac{mw_0^2 \sin e_1}{m\ (w_t^2 - w_0^2)} \left(\frac{1}{w_0} \sin w_0 t - \frac{1}{w_t} \sin w_t t \right) - \frac{g}{w_t^2} (1 - \cos w_t t)$$

$$\therefore \theta = \frac{Vmw_0^2 (L \sin e_1 - h \cos e_1)}{I_y (w_i^2 - w_0^2)} \left(\frac{1}{w_0} \sin w_0 t - \frac{1}{w_i} \sin w_i t \right)$$

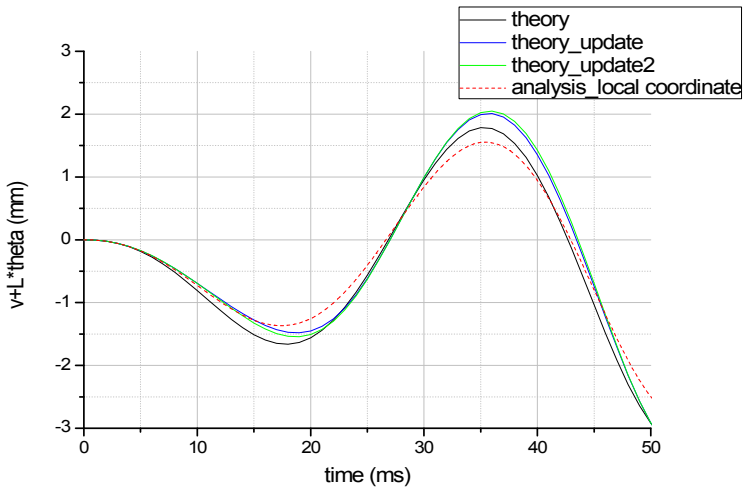
여기서, $\frac{2k_t}{m_2} = w_t^2$, $\frac{2k_t l^2}{I_y} = w_i^2$, $w_0^2 = \frac{k_1}{m} = \frac{k_1}{m_1 + \frac{k_1}{m_2}}$

<표 3.2.3.6> 타고오름 및 지그재깅 계산 방법

이론 모델 구분	이론식 설명
Theory	- e_1 값을 상수로 고려 $\therefore v(t) = \frac{Vm\omega_0{}^2 \sin e_1}{m_2(\omega_t{}^2 - \omega_0{}^2)} \left(\frac{1}{\omega_0} \sin \omega_0 t - \frac{1}{\omega_t} \sin \omega_t t \right) - \frac{g}{\omega_t{}^2} (1 - \cos \omega_t t)$
Theory_update	- e_1 값을 변수로 고려 [이전단계에서 계산된 $e_1(t_{n-1})$ 값을 고려] $\therefore v(t_n) = \frac{Vm\omega_0{}^2 \sin e_1(t_{n-1})}{m_2(\omega_t{}^2 - \omega_0{}^2)} \left(\frac{1}{\omega_0} \sin \omega_0 t_n - \frac{1}{\omega_t} \sin \omega_t t_n \right) - \frac{g}{\omega_t{}^2} (1 - \cos \omega_t t_n)$ $e_1(t_{n-1}) = \arctan \frac{v(t_{n-1}) + L\theta(t_{n-1})}{D - (x_1(t_{n-1}) - x_2(t_{n-1}))}$
Theory_update2	- e_1 값을 변수로 고려 [Theory1에서 계산된 $e_1(t_m)$ 값 고려] $\therefore v(t_n) = \frac{Vm\omega_0{}^2 \sin e_1(t_m)}{m_2(\omega_t{}^2 - \omega_0{}^2)} \left(\frac{1}{\omega_0} \sin \omega_0 t_n - \frac{1}{\omega_t} \sin \omega_t t_n \right) - \frac{g}{\omega_t{}^2} (1 - \cos \omega_t t_n)$ $e_1(t_m) = \arctan \frac{v(t_m) + L\theta(t_m)}{D - (x_1(t_m) - x_2(t_m))}$

<표 3.2.3.7> 선두차량의 수치모델과 이론모델의 수직변위 비교

	First peak values		
	Time [ms]	Values [mm]	Relative deviations [%]
Simulation	17.395	-1.3677	-
Theory	18	-1.6614	21
Theory_update	19	-1.48059	8
Theory_update2	19	-1.54273	13



<그림 3.2.3.26> 선두차량 타고오름 이론모델과 수치모델 해석결과 비교

(3) 대차를 고려한 차체 타고오름 모델

- 1차원 모델을 통하여 계산된 충격력은 편차각도를 가지고 차량에 전달되며 시간에 따른 차량의 거동을 간단히 표현하면 <그림 3.2.3.27>과 같음.

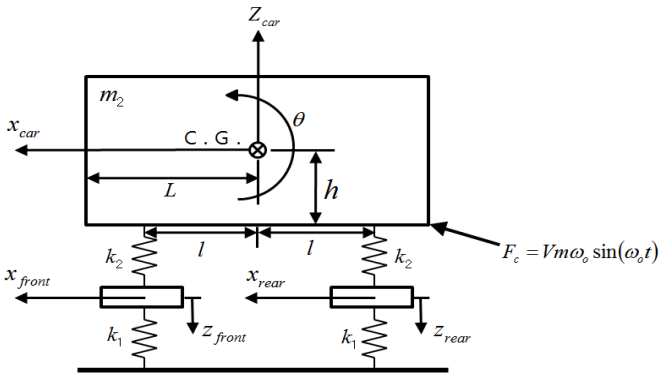
- 차체에 대한 자유물체도는 <그림 3.2.3.28>로 표현됨.

- 차체의 운동방정식은 식 (3.2.3.16)~(3.2.3.18)과 같음.

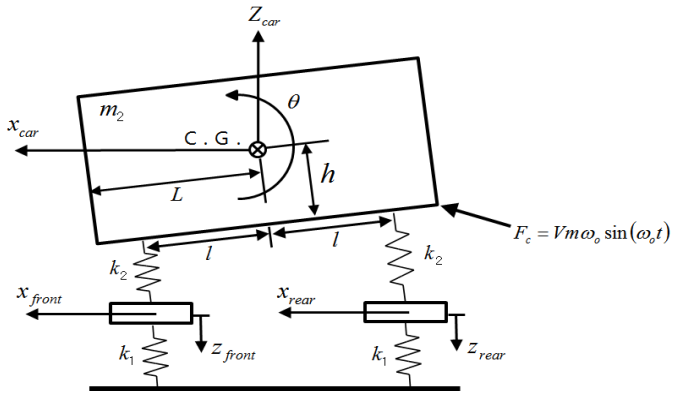
- 앞쪽 대차에 대한 자유물체도는 <그림 3.2.3.29>, 뒷쪽 대차에 대한 자유물체도는 <그림 3.2.3.30>로 표현됨.

- 앞쪽 대차의 운동방정식은 식 (3.2.3.19), (3.2.3.20)과 같고, 뒷쪽 대차의 운동방정식은 식 (3.2.3.21), (3.2.3.22)와 같음.

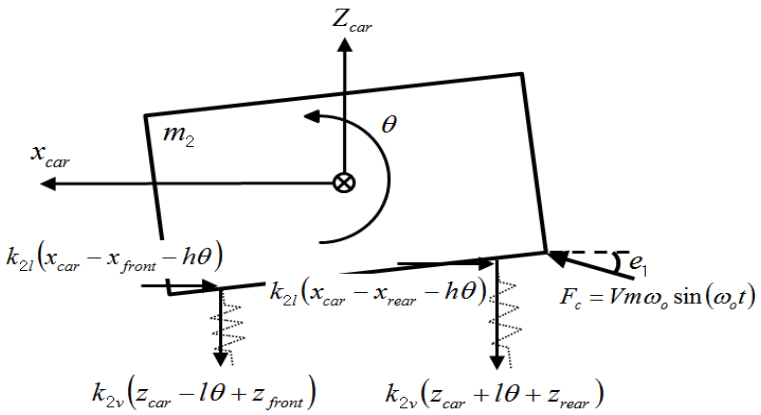
(1)



(2)



<그림 3.2.3.27> 선두차량의 타고오름 이론 모델

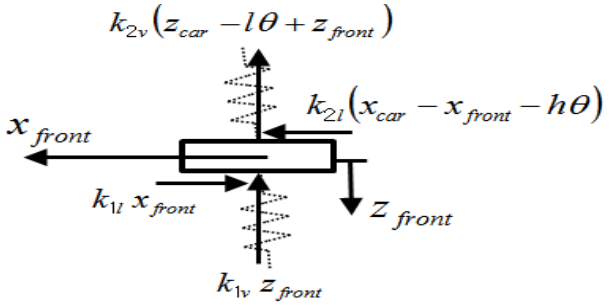


<그림 3.2.3.28> 타고오름 차체의 자유물체도

$$= -k_{2l}\left(x_{car} - x_{front} - h\theta\right) - k_{2l}\left(x_{car} - x_{rear} - h\theta\right) + F_1\cos(e_1) = m_2\ddot{x}_{car} \quad (3.2.3.16)$$

$$\Sigma F_z = -k_{2v}\left(z_{car} - l\theta + z_{front}\right) - k_{2v}\left(x_{car} + l\theta + z_{rear}\right) + F_1\sin(e_1) = m_2\ddot{z}_{car} \quad (3.2.3.17)$$

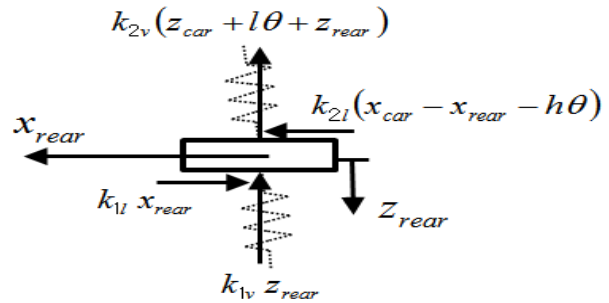
$$\Sigma M = k_{2v}l\left(z_{car} - l\theta + z_{front}\right) - k_{2v}l\left(z_{car} + l\theta + z_{rear}\right) + k_{2l}h\left(x_{car} - x_{front} - h\theta\right) + k_{2l}h\left(x_{car} - x_{rear} - h\theta\right) + LF_1\sin(e_1) - hF_1\cos(e_1) = I_y\ddot{\theta} \quad (3.2.3.18)$$



<그림 3.2.3.29> 타고오름 앞쪽 대차의 자유물체

$$= k_{2l}\,(x_{car} - x_{front} - h\theta) - k_{1l} x_{front} = m_b \ddot{x}_{front} \tag{3.2.3.19}$$

$$\Sigma F_z = k_{2v}(z_{car} - l\theta + z_{front}) + k_{1v} z_{front} = -m_b \ddot{z}_{front} \tag{3.2.3.20}$$



<그림 3.2.3.30> 타고오름 뒤쪽 대차의 자유물체

$$\Sigma F_x = k_{2l}(x_{car} - x_{rear} - h\theta) - k_{1l} x_{rear} = m_b \ddot{x}_{rear} \tag{3.2.3.21}$$

$$\Sigma F_z = k_{2v}(z_{car} + l\theta + z_{rear}) + k_{1v} z_{rear} = -m_b \ddot{z}_{rear} \tag{3.2.3.22}$$

$$\begin{bmatrix} +w_{1l}+w_{bl} & 0 & 0 & 0 & -w_{bl} & 0 & w_h \\ 0 & S^2+w_{1v}+w_{bv} & 0 & 0 & 0 & w_{bv} & -w_{bv}l \\ 0 & 0 & S^2+w_{1l}+w_{bl} & 0 & -w_{bl} & 0 & w_h \\ 0 & 0 & 0 & S^2+w_{1v}+w_{bv} & 0 & w_{bv} & w_{bv}l \\ -w_{2l} & 0 & -w_{2l} & 0 & S^2+2w_{2l} & 0 & -2hw_{2l} \\ 0 & w_{2v} & 0 & w_{2v} & 0 & S^2+2w_{2v} & 0 \\ \lfloor w_{il} & -w_{iv} & w_{il} & w_{iv} & -2w_{il} & 0 & S^2+2lw_{iv}+2hw_{il} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{front} \\ Z_{front} \\ X_{rear} \\ Z_{rear} \\ X_{car} \\ Z_{car} \\ \lfloor \Theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \cos e_1)\ Vmw_o^2 \\ m \quad {}^2+w_o^2 \\ \sin(e_1)\ \frac{Vmw_o^2}{S^2+w_o^2} \\ m_2 \\ L\sin(e_1)-h\cos(e_1)\ \frac{Vmw_o^2}{S^2+w_o^2} \\ \lfloor I_y \end{bmatrix} \tag{3.2.3.23}$$

여기서,

$$_l = \frac{k_{1l}}{m_b},\ w_{bl} = \frac{k_{2l}}{m_b},\ w_{1v} = \frac{k_{1v}}{m_b},\ w_{bv} = \frac{k_{2v}}{m_b},\ w_{2l} = \frac{k_{2l}}{m_2},\ w_{2v} = \frac{k_{2v}}{m_2},\ w_{iv} = \frac{k_{2v}l}{_y},\ w_{il} = \frac{k_{2l}h}{I_y}$$

- 식 (3.2.3.23)을 간단한 문자로 치환하여 식 (3.2.3.24)로 표현.

- 식 (3.2.3.24)를 X에 대해 정리한 후, 라플라스 역변환을 취하여 차량의 거동에 대한 식으로 표현하면 식 (3.2.3.25)와 같음.

$$X \quad B \tag{3.2.3.24}$$

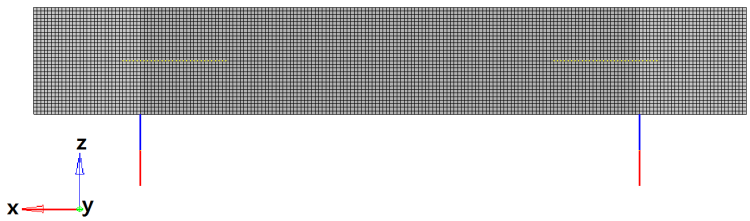
$$x = L^{\ 1}\ A^{-1} B\} \tag{3.2.3.25}$$

- 이론식을 검증하기 위해 이론식과 동일한 단순 2차원 모델은 <그림 3.2.3.31>과 같음.

- 이론모델과 시뮬레이션 모델을 비교평가 하기 위해 <표 3.2.3.8> 적용.

- 타고오름 거동에서 가장 중요한 위치인 선두 완충기 위치에서의 수직 변위를 <그림 3.2.3.32>와 <표 3.2.3.9>에 비교 평가함.

- 이론식과 2D 시뮬레이션 결과 최대 편차 0.3~0.5% 이내로 일치함.



<그림 3.2.3.31> 타고오름 2차원 단순 모델

<표 3.2.3.8> 타고오름 모델 입력 값

Parameters	Values	
	34,500	kg
m_2	56,876	kg
m_b	6,922	kg
$_y$	2.075×10^{12}	kg · mm^2
L	9,510	mm
l	7,000	mm
h	700	mm
V	11.111	m/s
k_c	10	kN/mm
k_{1v}	30	kN/mm
k_{1l}	40	kN/mm
k_{2v}	20	kN/mm
k_{2l}	20	kN/mm
c_{1v}	10	kN · ms/mm
c_{2v}	20	kN · ms/mm

<그림 3.2.3.32> 이론식과 2차원 시뮬레이션 타고오름 결과 비교

<표 3.2.3.9> 이론식과 2차원 시뮬레이션 타고오름 결과 비교

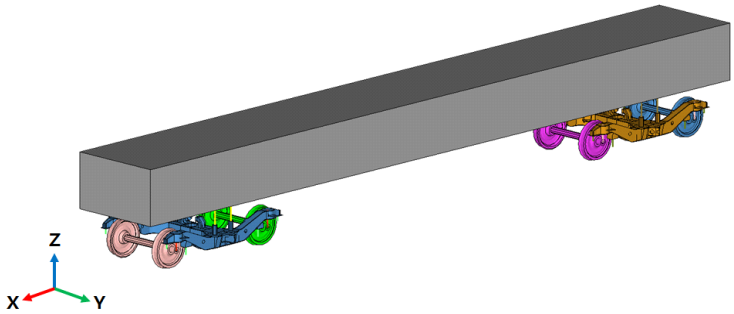
	Times [ms]	Values [mm]	Relative deviation [%]
Simulation (only Spring)	179.1	91.1	0.3 ~ 0.5
Simulation (with Damper)	179.2	88.6	
Theory	179.0	90.1	

- 이론식을 3차원 거동과 잘 일치하는지 검증하기 위해 실제 동력대차가 적용된 3차원 시뮬레이션 모델은 <그림 3.2.3.33>과 같음.

- 실제 열차의 동력차와 동일하게 2차 현가장치 부분은 1개의 대차에 4개의 코일 스프링으로 구성하였고, 1차 현가장치 부분은 가이드 스프링, 내측 스프링, 외측 스프링 3가지 스프링으로 구성.

- 타고오름 거동에서 가장 중요한 위치인 선두 완충기 위치에서의 수직 변위를 <그림 3.2.3.34>와 <표 3.2.3.10>에 비교 평가함.

- 이론식과 3D 시뮬레이션 결과 최대 편차 3.3~3.9% 이내로 일치함.



<그림 3.2.3.33> 3차원 타고오름 시뮬레이션 모델

<그림 3.2.3.34> 이론식과 3차원 시뮬레이션 타고오름 결과 비교

<표 3.2.3.10> 이론식과 3차원 시뮬레이션 타고오름 결과 비교

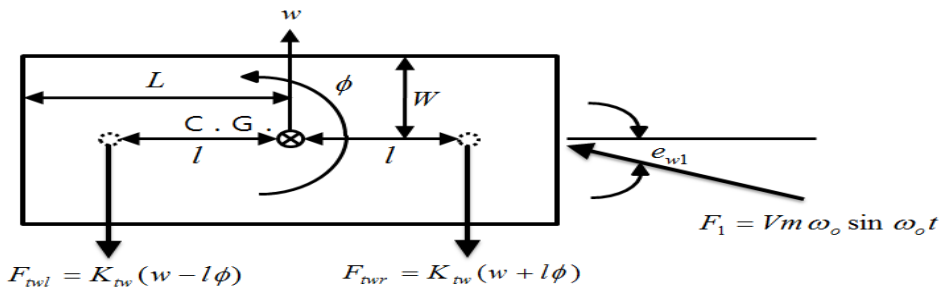
	Times [ms]	Values [mm]	Relative deviation [%]
Simulation (only Spring)	180.7	80.1	3.3 ~ 3.9
Simulation (with Damper)	178.4	78.3	
Theory	179.0	90.1	

다. 사고재현 모델의 초기 off-set량 추정을 위한 차량 간 지그재깅 (zig-zag) 모델

(1) 차체 지그재깅 모델

- <그림 3.2.3.35>는 선두차량의 지그재깅 이론 모델과 횡 방향 변위, 요잉각에 대한 이론식을 나타냄.

- 이론 모델과 동일한 시뮬레이션 모델을 비교한 결과는 <표 3.2.3.9>와 같고, Theory 방법은 시뮬레이션 모델과 오차가 10%를 초과하나 Theory_update와 Theory_update2 방법은 4% 이내로 일치함.

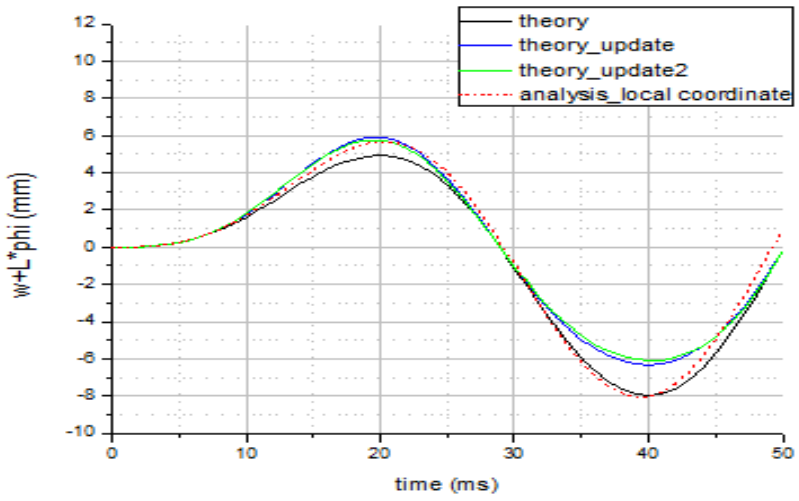


<그림 3.2.3.35> 선두차량 지그재깅 거동 이론식(수평변위 및 요잉각도)

$$w = \frac{mw_0^2 \sin e_{w1}}{m\left(w_{tw}^2 - w_0^2\right)}\left(\frac{1}{w_0}\sin w_0 t - \frac{1}{w_{tw}}\sin w_{tw} t\right)$$

$$\therefore \phi = \frac{Vmw_0^2 L \sin e_{w1}}{I_z\left(w_{tw}^2 - w_0^2\right)}\left(\frac{1}{w_0}\sin w_0 t - \frac{1}{w_{tw}}\sin w_{tw} t\right)$$

여기서, $\frac{2k_{tw}}{m_2} = w_{tw}^2$, $\frac{2k_{tw}l^2}{I_z} = w_{iw}^2$, $w_0^2 = \frac{k_1}{m} = \frac{k_1}{m_1 + \frac{k_1}{m_2}}$, $V = V_1 - V_2$



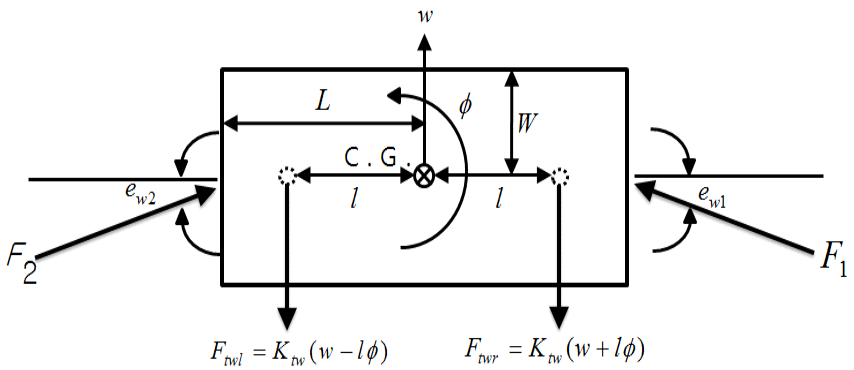
<그림 3.2.3.36> 선두차량의 이론모델과 시뮬레이션 모델 지그재깅 결과 비교

<표 3.2.3.11> 선두차량의 이론모델과 시뮬레이션 모델 지그재깅 결과 비교

	First peak value		
	Time [ms]	Value [mm]	Relative Deviation [%]
Simulation	20.195	5.6597	-
Theory	20	4.9305	-13%
Theory_update	20	5.907134	4%
Theory_update2	20	5.74105	1%

- <그림 3.2.3.37>은 중간차량의 지그재깅 이론 모델과 횡 방향 변위, 요잉각에 대한 이론식을 나타냄.

- 이론 모델과 동일한 시뮬레이션 모델을 비교한 결과는 <표 3.2.3.13>과 같고, Theory 방법은 시뮬레이션 모델과 오차가 30 [%]를 초과하나 Theory_update와 Theory_update2 방법은 10% 이내로 일치함.



<그림 3.2.3.37> 중간차량 지그재깅 거동

<표 3.2.3.12> 중간차량 지그재깅 거동 이론식(수평변위 및 요잉각도)

$$= \frac{k_1}{m}\sin e_{w1}\left[\frac{\alpha_1}{w_{tw}^2 - w_a^2}\left(\frac{\sin w_a t}{w_a} - \frac{\sin w_{tw} t}{w_{tw}}\right) + \frac{\beta_1}{w_{tw}^2 - w_b^2}\left(\frac{\sin w_b t}{w_b} - \frac{\sin w_{tw} t}{w_{tw}}\right)\right]$$

$$+ \frac{k_2}{m_2}\sin e_{w2}\left[\frac{\alpha_2}{w_{tw}^2 - w_a^2}\left(\frac{\sin w_a t}{w_a} - \frac{\sin w_{tw} t}{w_{tw}}\right) + \frac{\beta_2}{w_{tw}^2 - w_b^2}\left(\frac{\sin w_b t}{w_b} - \frac{\sin w_{tw} t}{w_{tw}}\right)\right]$$

$$\phi = \left[\frac{\alpha_1}{w_{tw}^2 - w_a^2}\left(\frac{\sin w_a t}{w_a} - \frac{\sin w_{tw} t}{w_{tw}}\right) + \frac{\beta_1}{w_{tw}^2 - w_b^2}\left(\frac{\sin w_b t}{w_b} - \frac{\sin w_{tw} t}{w_{tw}}\right)\right]\frac{k_1}{z} L\sin e_{w1}$$

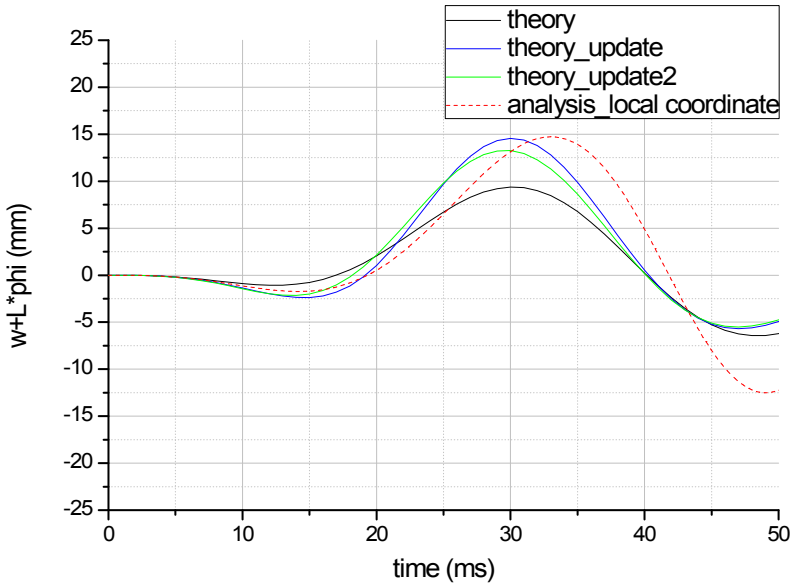
$$- \left[\frac{\alpha_2}{w_{tw}^2 - w_a^2}\left(\frac{\sin w_a t}{w_a} - \frac{\sin w_{tw} t}{w_{tw}}\right) + \frac{\beta_2}{w_{tw}^2 - w_b^2}\left(\frac{\sin w_b t}{w_b} - \frac{\sin w_{tw} t}{w_{tw}}\right)\right]\frac{k_2}{I_z} L\sin e_{w2}$$

$$= \quad _1 - V_2 - \beta_1$$

$$\beta_1 = \frac{1}{w_a^2 - w_b^2}\left[V_1 \left(\frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} - w_b^2 \right) + V_2 \left(w_b^2 - \frac{k_2}{m_3} \right) - V_3 \frac{k_2}{m_2} \right]$$

$$\alpha_2 = V_2 - V_3 - \beta_2$$

$$\beta_2 = \frac{1}{w_a^2 - w_b^2}\left[V_1 \frac{k_1}{m_2} + V_2 \left(\frac{k_1}{m_1} - w_b^2 \right) + V_3 \left(w_b^2 - \frac{k_1}{m_1} - \frac{k_1}{m_2} \right) \right]$$



<그림 3.2.3.38> 중간차량의 이론모델과 시뮬레이션 모델 지그재깅 결과 비교

<표 3.2.3.13> 중간차량의 이론모델과 시뮬레이션 모델 지그재깅 결과 비교

	First peak value		
	Time [ms]	Value [mm]	Relative deviation [%]
simulation	33	14.722	
theory	30	9.3703	-36%
theory_update	30	14.56809	-1%
theory_update2	30	13.25874	-10%

(2) 대차를 고려한 차체 지그재깅 모델

- 1차원 모델을 통하여 계산된 충격력은 편차각도를 가지고 차량에 전달되며 시간에 따른 차량의 거동을 간단히 표현하면 <그림 3.2.3.39>과 같음.

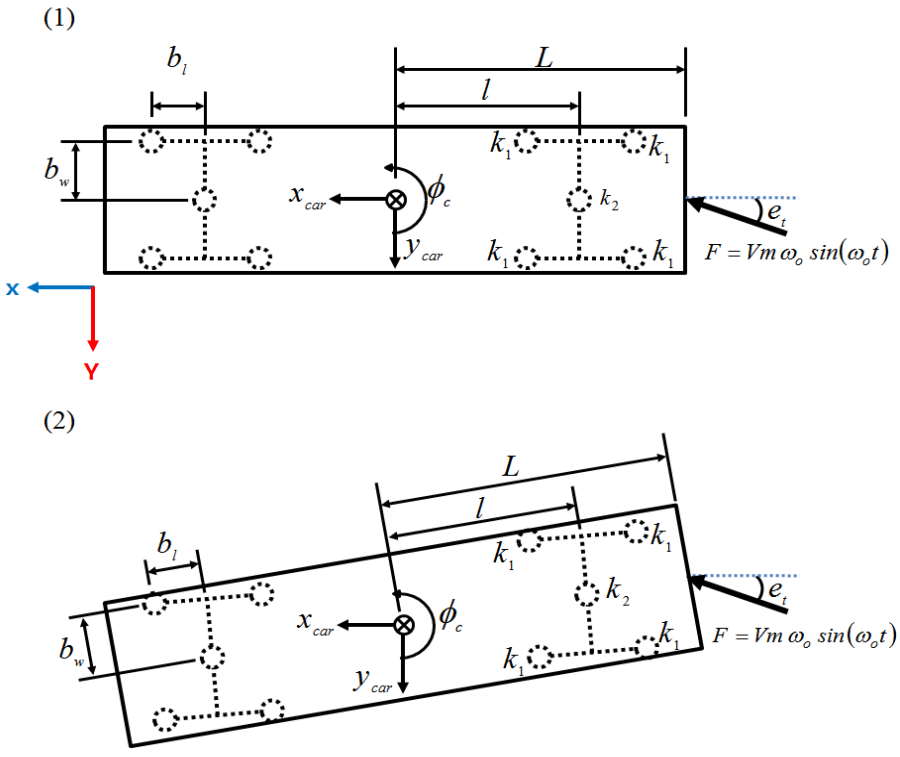
- 차체에 대한 자유물체도는 <그림 3.2.3.40>로 표현됨.

- 차체의 운동방정식은 식 (3.2.3.26)~(3.2.3.28)과 같고, 식을 정리하면 식 (3.2.3.29)~(3.2.3.31)과 같음.

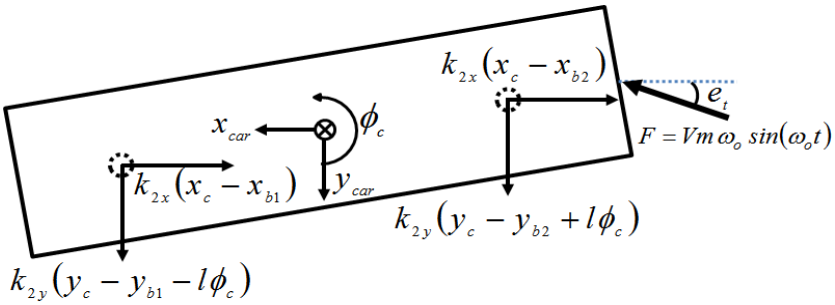
- 차체의 요잉각도는 미소각으로 sin $)\fallingdotseq\phi_c$, $\cos(\phi_c)\fallingdotseq 1$ 로 가정

- 앞쪽 대차에 대한 자유물체도는 <그림 3.2.2.39>, 뒷쪽 대차에 대한 자유물체도는 <그림 3.2.2.40>로 표현됨.

- 앞쪽 대차의 운동방정식은 식 (3.2.3.32), (3.2.3.33)과 같고, 뒷쪽 대차의 운동방정식은 식 (3.2.3.36), (3.2.3.37)과 같음.



<그림 3.2.3.39> 선두차량의 지그재깅 이론 모델



<그림 3.2.3.40> 지그재깅 차체의 자유물체도

$$-k_{2x}\,x_c - x_{b1}) - k_{2x}(x_c - x_{b2}) + F\cos(e_t) = m_c\ddot{x}_c \tag{3.2.3.26}$$

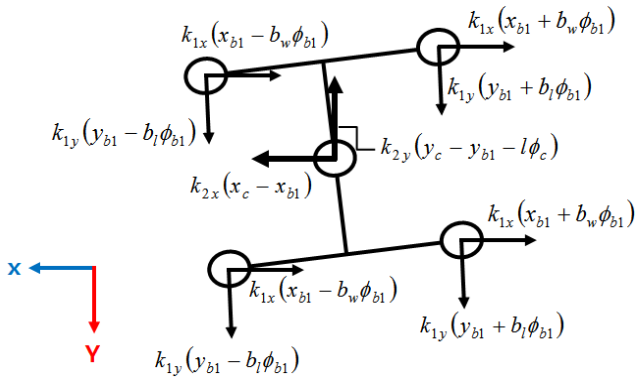
$$\sum F_y = k_{2y}(y_c - y_{b1} - l\phi_c) + k_{2y}(y_c - y_{b2} + l\phi_c) - F\sin(e_t) = -m_c\ddot{y}_c \tag{3.2.3.27}$$

$$k_{\ y}l\ y_c - y_{b1} - l\phi_c) - k_{2y}l(y_c - y_{b2} + l\phi_c) + LF\sin(e_t) = I_{zc}\ddot{\phi}_c \tag{3.2.3.28}$$

$$\ddot{x}_c + 2\frac{k_{2x}}{m_c}x_c - \frac{k_{2x}}{m_c}x_{b1} - \frac{k_{2x}}{m_c}x_{b2} = \frac{\cos(e_t)}{m_c}F \tag{3.2.3.29}$$

$$\ddot{y}_c + 2\frac{k_{2y}}{m_c}y_c - \frac{k_{2y}}{m_c}y_{b1} - \frac{k_{2y}}{m_c}y_{b2} = \frac{\sin(e_t)}{m_c}F \tag{3.2.3.30}$$

$$\ddot{\phi}_c + 2\frac{k_{2y}l^2}{I_{zc}}\phi_c + \frac{k_{2y}l}{I_{zc}}y_{b1} - \frac{k_{2y}l}{I_{zc}}y_{b2} = \frac{L\sin(e_t)}{I_{zc}}F \tag{3.2.3.31}$$



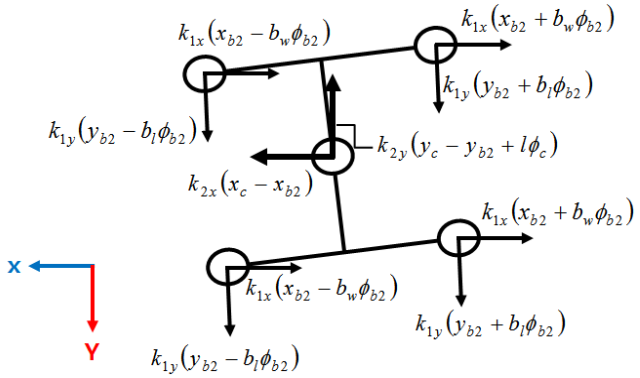
<그림 3.2.3.41> 지그재깅 앞쪽 대차의 자유물체도

$$\sum F_x = -2k_{1x}(x_{b1} - b_w\phi_{b1}) - 2k_{1x}(x_{b1} + b_w\phi_{b1}) + k_{2x}(x_c - x_{b1}) = m_b\ddot{x}_{b1} \tag{3.2.3.32}$$

$$\sum F_y = 2k_{1y}(y_{b1} - b_l\phi_{b1}) + 2k_{1y}(y_{b1} + b_l\phi_{b1}) - k_{2y}(y_c - y_{b1} - l\phi_c) = -m_b\ddot{y}_{b1} \tag{3.2.3.33}$$

$$\ddot{x}_{b1} + 4\frac{k_{1x}}{m_b}x_{b1} + \frac{k_{2x}}{m_b}x_{b1} - \frac{k_{2x}}{m_b}x_c = 0 \tag{3.2.3.34}$$

$$\ddot{y}_{b1} + 4\frac{k_{1y}}{m_b}y_{b1} + \frac{k_{2y}}{m_b}y_{b1} - \frac{k_{2y}}{m_b}y_c + \frac{k_{2y}l}{m_b}\phi_c = 0 \tag{3.2.3.35}$$



<그림 3.2.3.42> 지그재깅 뒤쪽 대차의 자유물체도

$$-2k_{1x}\,x_{b2}-b_w\phi_{b2})-2k_{1x}(x_{b2}+b_w\phi_b)+k_{2x}(x_c-x_{b2})=m_b\ddot{x}_{b2} \tag{3.2.3.36}$$

$$\sum F_y=2k_{1y}(y_{b2}-b_l\phi_{b2})+2k_{1y}(y_{b2}+b_l\phi_{b2})-k_{2y}(y_c-y_{b2}+l\phi_c)=-m_b\ddot{y}_{b2} \tag{3.2.3.37}$$

$$\ddot{x}_{b2}+4\frac{k_{1x}}{m_b}x_{b2}+\frac{k_{2x}}{m_b}x_{b2}-\frac{k_{2x}}{m_b}x_c=0 \tag{3.2.3.38}$$

$$\ddot{y}_b+4\frac{k_{1y}}{m_b}y_{b2}+\frac{k_{2y}}{m_b}y_{b2}-\frac{k_{2y}}{m_b}y_c-\frac{k_{2y}}{m_b}l\phi_c=0 \tag{3.2.3.39}$$

- 차체의 완충기에서 작용하는 힘의 각도를 나타내는 e_t를 선두차량과 후속차량의 시간에 따른 거동을 고려하면, 식 (3.2.3.40)과 같고 식을 다시 표현하면 (3.2.3.41)과 같음.

$$e_t=\tan^{-1}\frac{\phi_cL+y_c}{L_c-(x_1-x_2)}+e_0 \tag{3.2.3.40}$$

$$e_t=\tan^{-1}\frac{\phi_cL+y_c}{L_c-\frac{1}{w_o}\sin(w_ot)V}+e_0 \tag{3.2.3.41}$$

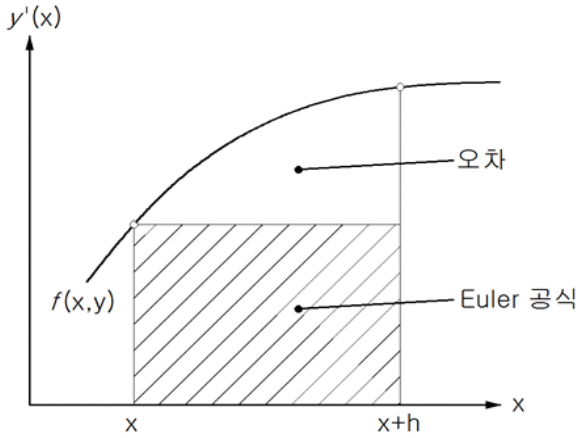
여기서, : 연결기 초기 길이, $_0$: 연결기 초기 각도

- 차량의 운동방정식인 미분방정식을 계산하기 위해 Runge-Kutta 방법을 사용. Runge-Kutta의 가장 간단한 형태는 Talyor 전개에서 차수를 1차만 포함되게 하여 더 높은 차수를 배제하면 식 (3.2.3.42)과 같음.

- 1차만 포함된 방법을 1차 Runge-Kutta 방법 또는 Euler 방법이라고 함.

$$y\,x+h)=y(x)+y'(x)h=y(x)+F(x,y)h \tag{3.2.3.42}$$

- 1차 Runge-Kutta 또는 Euler 방법은 <그림 3.2.3.43>과 같이 절단 오차가 너무 크기 때문에 4차 Runge-Kutta 방법을 사용.



<그림 3.2.3.43> Euler 방법의 절단오차

- Runge-Kutta의 4차법(fourth-order method)은 2차법(second-order method)과 같이 Taylor 전개로부터 얻음. 4차 Runge-Kutta 방법에는 여러 가지가 있지만, 그 중에서 가장 많이 사용되는 방법은 식 (3.2.3.43)~(3.2.3.47)과 같음.

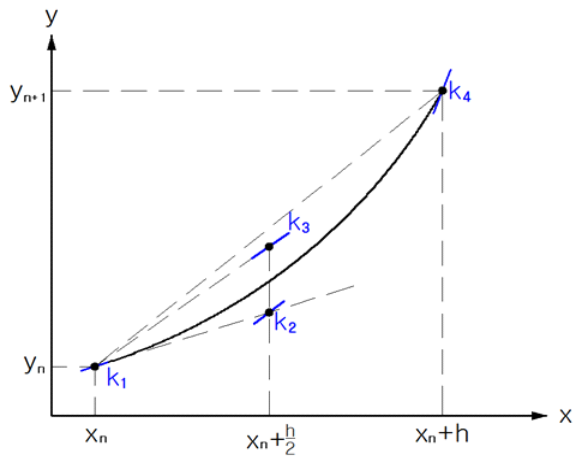
$$hF\ x,y) \tag{3.2.3.43}$$

$$K_2 = hF\ x+\frac{h}{2},y+\frac{K_1}{2}\Big) \tag{3.2.3.44}$$

$$K_3 = hF\left(x+\frac{h}{2},y+\frac{K_2}{2}\right) \tag{3.2.3.45}$$

$$K_4 = hF\ x+h,\ y+K_3) \tag{3.2.3.46}$$

$$y(x+h)=y(x)+\frac{1}{6}\left(K_1+2K_2+2K_3+K_4\right) \tag{3.2.3.47}$$



<그림 3.2.3.44> 4차 Runge-Kutta 방법

- 선두차량의 운동방정식 (3.2.3.26)~(3.2.3.39)을 이용하여 4차 Runge-Kutta에 적용 가능한 형태로 변환하면 식(3.2.3.48)~(3.2.3.61)과 같음.

$$1)' = x_c(2) \tag{3.2.3.48}$$

$$x_c(2)' = \frac{\cos e_t)}{m_c}\left(mw_o\sin(w_o t)\right) - 2\frac{k_{2x}}{m_c}x_c(1) + \frac{k_{2x}}{m_c}x_{b1}(1) + \frac{k_{2x}}{m_c}x_{b2}(1) \tag{3.2.3.49}$$

$$y_c(1)' = y_c(2) \tag{3.2.3.50}$$

$$y_c(2)' = \frac{\sin(e_t)}{m_c}\left(Vmw_o\sin(w_o t)\right) - 2\frac{k_{2y}}{m_c}y_c(1) + \frac{k_{2y}}{m_c}y_{b1}(1) + \frac{k_{2y}}{m_c}y_{b2}(1) \tag{3.2.3.51}$$

$$\phi_c(1)' = \phi_c(2) \tag{3.2.3.52}$$

$$\phi_c(2)' = \frac{L\sin(e_t)}{I_{zc}}\left(Vmw_o\sin(w_o t)\right) - 2\frac{k_{2y}l^2}{I_{zc}}\phi_c(1) - \frac{k_{2y}l}{I_{zc}}y_{b1}(1) + \frac{k_{2y}l}{I_{zc}}y_{b2}(1) \tag{3.2.3.53}$$

$$x_{b1}(1)' = x_{b1}(2) \tag{3.2.3.54}$$

$$x_{b1}(2)' = -4\frac{k_{1x}}{m_b}x_{b1}(1) - \frac{k_{2x}}{m_b}x_{b1}(1) + \frac{k_{2x}}{m_b}x_c(1) \tag{3.2.3.55}$$

$$y_{b1}(1)' = y_{b1}(2) \tag{3.2.3.56}$$

$$y_{b1}(2)' = -4\frac{k_{1y}}{m_b}y_{b1}(1) - \frac{k_{2y}}{m_b}y_{b1}(1) + \frac{k_{2y}}{m_b}y_c(1) - \frac{k_{2y}l}{m_b}\phi_c(1) \tag{3.2.3.57}$$

$$x_{b2}(1)' = x_{b2}(2) \tag{3.2.3.58}$$

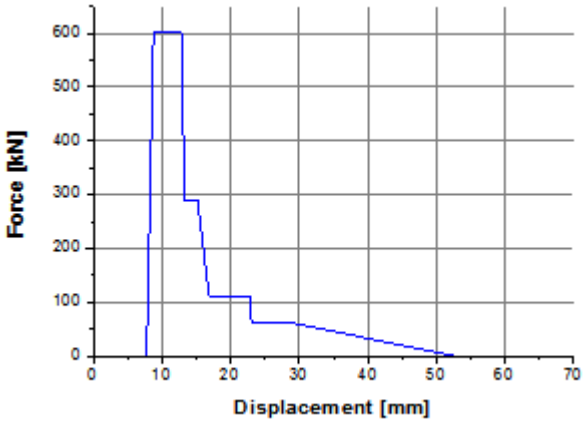
$$x_{b2}(2)' = -4\frac{k_{1x}}{m_b}x_{b2}(1) - \frac{k_{2x}}{m_b}x_{b2}(1) + \frac{k_{2x}}{m_b}x_c(1) \tag{3.2.3.59}$$

$$y_{b2}(1)' = y_{b2}(2) \tag{3.2.3.60}$$

$$y_{b2}(2)' = -4\frac{k_{1y}}{m_b}y_{b2}(1) - \frac{k_{2y}}{m_b}y_{b2}(1) + \frac{k_{2y}}{m_b}y_c(1) + \frac{k_{2y}l}{m_b}\phi_c(1) \tag{3.2.3.61}$$

여기서, $x_c(1)=x_c$, $x_c(2)=x_c'$, $y_c(1)=y_c$, $y_c(2)=y_c'$, $\phi_c(1)=\phi_c$, $\phi_c(2)=\phi_c'$, $x_{b1}(1)=x_{b1}$, $x_{b1}(2)=x_{b1}'$, $y_{b1}(1)=y_{b1}$, $y_{b1}(2)=y_{b1}'$, $x_{b2}(1)=x_{b2}$, $x_{b2}(2)=x_{b2}'$

- 시뮬레이션에서 차륜-레일 접촉을 고려하면 단순 모델임에도 상당한 시간이 필요함.
  이러한 문제를 해결하기 위해 차륜-레일 인터페이스를 단순화한 <그림 3.2.3.45>과 같은 Spring model을 사용.



<그림 3.2.2.45> 차륜-레일 인터페이스를 고려한
스프링 횡 변위 특성

- 이론식에서는 차륜의 횡 변위를 고려할 수 없기 때문에 <그림 3.2.3.46>와 식 (3.2.3.62)~(3.2.3.67)과 같은 방법으로 횡 방향에 대한 운동에너지를 구하여 윤축의 횡 변위를 계산

$$_{oupler} = y_c + \quad \times \phi_c \tag{3.2.3.62}$$

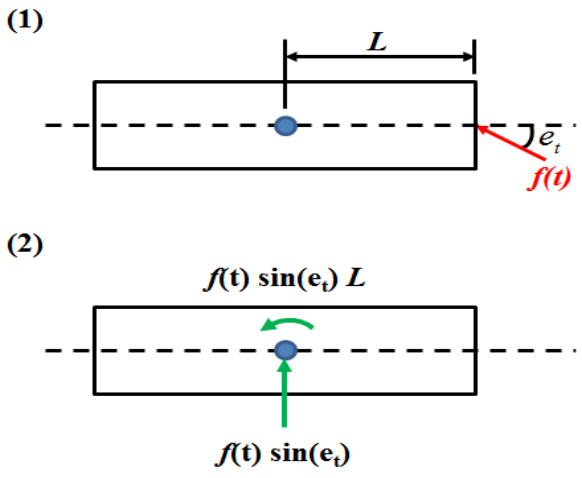
$$v\ t) = \quad a(t) = \int \frac{f(t)}{m} \tag{3.2.3.63}$$

$$K_i = \frac{1}{2} m v^2 \tag{3.2.3.64}$$

$$w(t) = \int \alpha(t) = \int \frac{M(t)}{I} \tag{3.2.3.65}$$

$$K_r = \frac{1}{2} I w^2 \tag{3.2.3.66}$$

$$K = K_i + K_r \tag{3.2.3.67}$$



<그림 3.2.3.46> 차체 무게중심점에 작용하는 힘

- 탈선이 되지 않는 약한 충돌조건에서 열차의 충돌 속도 및 각도에 따른 선두차량의 연결기 부분에서의 횡 변위는 <표 3.2.3.14>와 같음.

- 비탈선 충돌조건에서 이론 모델과 시뮬레이션 모델을 비교한 결과, 최대 편차율 0.8~4.7 [%]로 일치함.

<표 3.2.3.14> 비탈선 충돌조건에서 이론모델과 시뮬레이션 모델 횡 변위 결과 비교

Collision angle [°]	Collision speed [km/h]	Max. lateral displacement [mm]		Relative deviation [%]
		Simulation	Theory	
5	10	36.6	36.3	0.8
	15	61.8	59	4.5
10	10	57.6	57.0	1.0
	15	97.4	102.0	4.7

- 충돌 후 탈선이 일어나는 충돌조건에서 열차의 충돌 속도 및 각도에 따른 선두차량의 연결기 부분에서의 횡 변위는 <표 3.2.3.15>와 같음.

- 탈선 충돌조건에서 이론 모델과 시뮬레이션 모델을 비교한 결과 최대 편차율 0.6~5.1 [%]로 일치함.

<표 3.2.3.15> 탈선 충돌조건에서 이론모델과 시뮬레이션 모델 횡 변위 결과 비교

Collision angle [°]	Collision speed [km/h]	Max. lateral displacement [mm]		Relative deviation [%]
		Simulation	Theory	
5	40	193.7	201.5	4.0
	50	218.7	228.2	4.3
10	30	167.9	176.4	5.1
	40	192.9	188.39	0.6

4. 사고재현을 위한 3차원 탈선/충돌 동역학 모델링 절차서

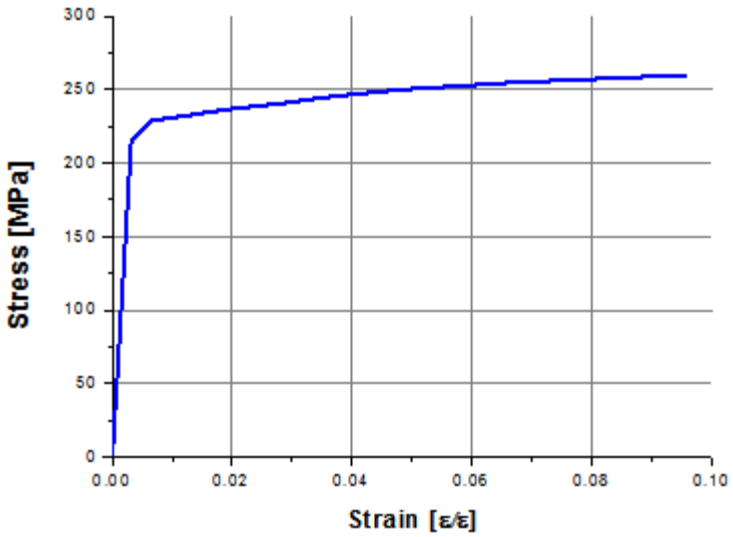
가. 차량 간 및 차량-대차 간 연결부 파손 모델링

(1) 차량-대차 간 연결부 파손 모델링

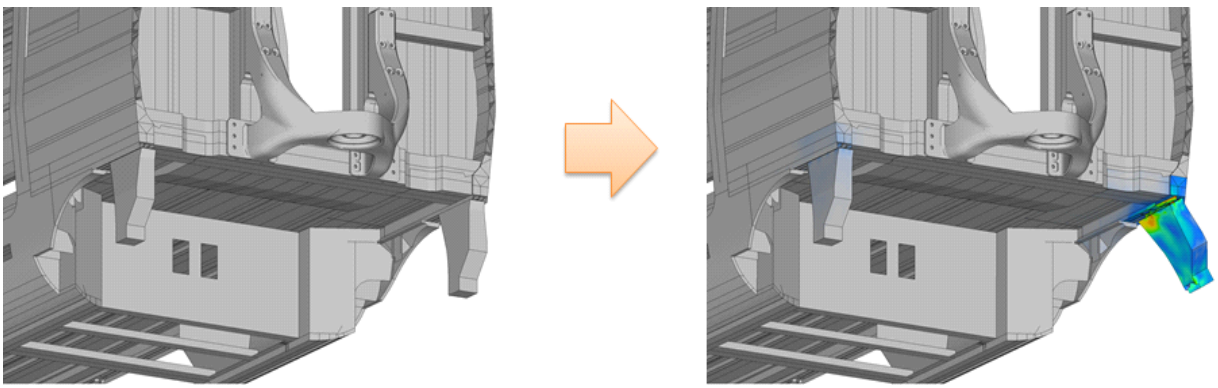
- 열차 주행 중에 탈선이나 대차의 급격한 회전에 의해 대차가 대차-차체 댐퍼의 브라켓에 충격을 가하여 댐퍼 브라켓 파손.

- 철도차량에서 많이 사용되는 알루미늄 재료의 응력-변형률 선도는 <그림 3.2.4.1>과 같음.

- 충격에 의한 댐퍼 브라켓 파손에 대한 시뮬레이션은 <그림 3.2.4.2>와 같음.



<그림 3.2.4.1> Al6005 재료의 응력 변형률 선도

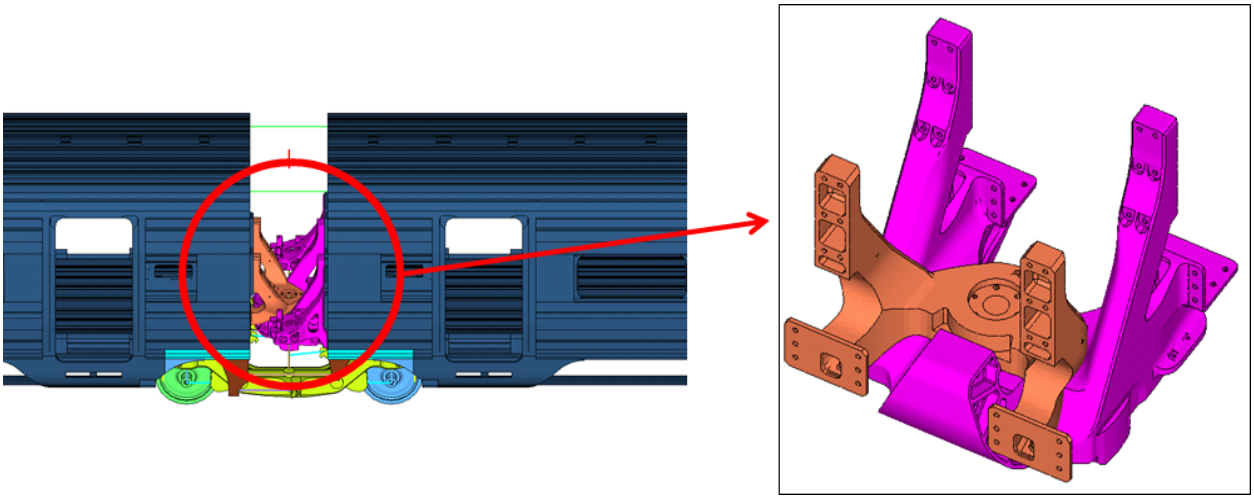


<그림 3.2.4.2> 충격에 의한 댐퍼 브라켓 파손 모델링

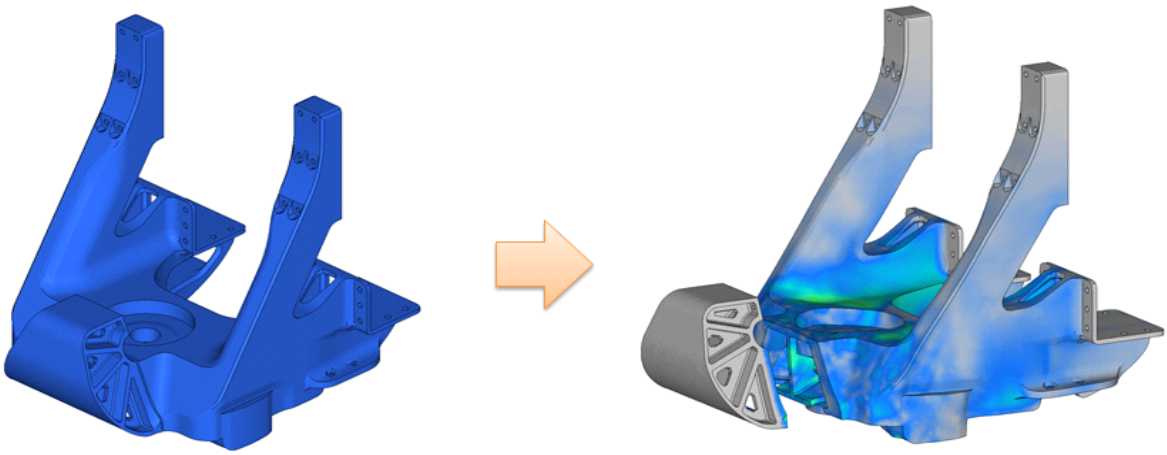
(2) 차량 간 연결부 파손 모델링

- 주행 중 제동이나 탈선, 비정상적인 주행에 의해 차량-대차 및 차량 간 연결부인 <그림 3.2.4.3>과 같은 링구조에 충격이 가해져 연결부 파손.

- 연결부 간에 충돌로 인해 설정된 값 이상의 충격이 가해져 연결부가 파손되는 모델에 대한 시뮬레이션 결과는 <그림 3.2.4.4>와 같음.



<그림 3.2.4.3> 차량-대차 및 차량 간 연결 모델

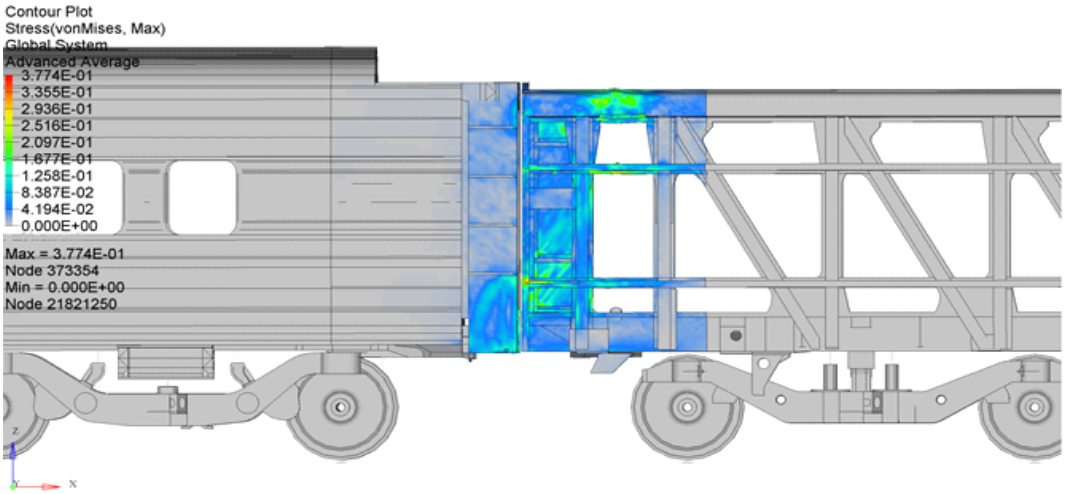


<그림 3.2.4.4> 대차 연결부 파손 모델링

(3) 차량 충돌에 의한 파손 모델링

- 열차 주행 중에 탈선이나 급제동으로 인한 차량 간 충돌로 차체 프레임 손상.

- 차량 간 충돌로 인해 차체에 충격이 가해져 프레임이 파손되는 모델에 대한 시뮬레이션결과는 <그림 3.2.4.5>와 같음.



<그림 3.2.4.5> 차체 프레임 파손 모델링

나. 비손상 차량을 위한 단순 3차원 동역학 모델링 기술 개발

- 실제 사고 및 거동을 컴퓨터 시뮬레이션을 이용하여 재현하기 위해서는 실제 운영되고 있는 차량의 모델을 이용하여 시뮬레이션을 해야 원하는 결과를 얻을 수 있음.

- 철도차량의 경우, 개별적으로 이루어진 차량이 연결기 및 대차로 묶여 1개의 편성으로 운영되기 때문에 실제와 동일한 열차 모델을 이용하여 시뮬레이션을 하면 상당한 모델링 및 해석시간이 요구됨.

- 사고 재현 및 거동을 재현하기 위해서는 축적된 know-how를 바탕으로 만들어진 특정한 로직에 의해 오류를 수정하면서 실제의 현상과 동일하게 재현해야 함.

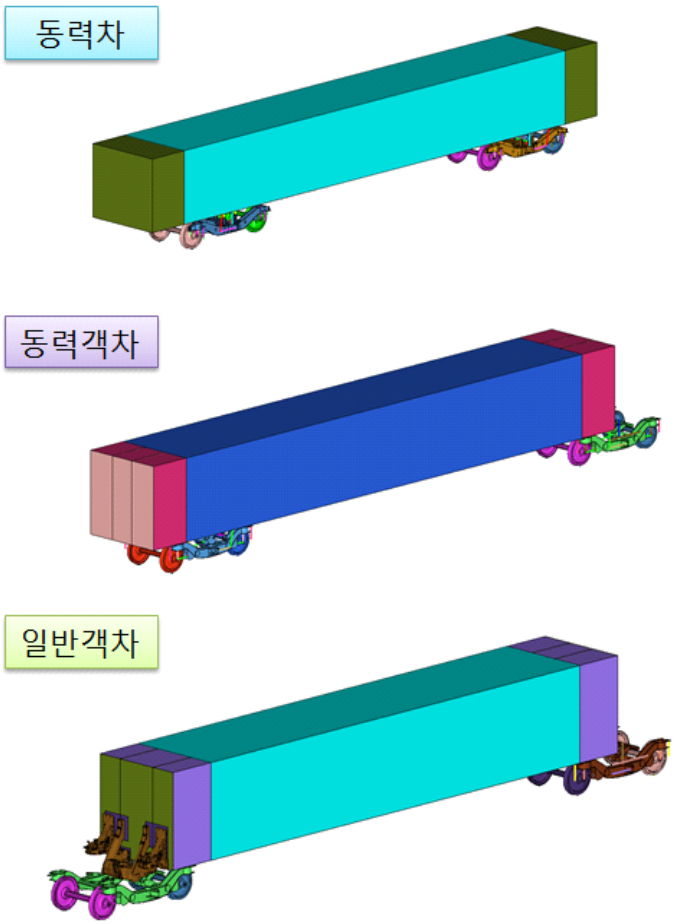
- 오류를 수정하는 과정에서 실제 모델을 이용하면 상당한 시간이 요구되기 때문에 실제 모델과 동일한 특성(질량, 회전관성, 물성치 등)을 가진 <그림 3.2.4.6>와 같은 비손상 단순 모델을 이용하여 실제 거동과 비교평가 후 실제 모델을 이용하여 비손상 단순 모델에서 얻은 Data를 사용하여 실제 거동을 빠르게 재현할 수 있음.

- 비손상 단순 모델의 제원은 <표 3.2.4.1>와 같음.

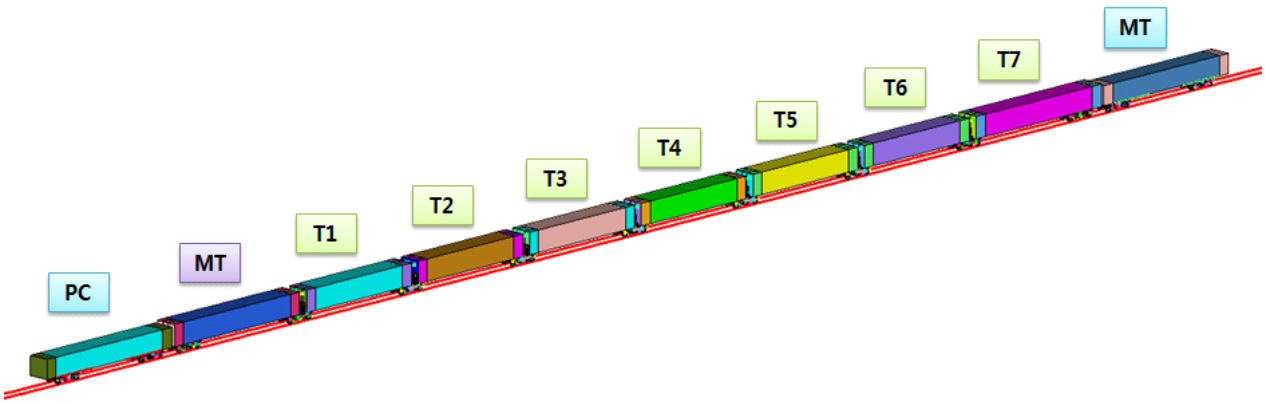
- 비손상 단순 모델에 대한 모델링 방법은 별권 “모델링 절차서”[4장 3절]참조

<표 3.2.4.1> 비손상 단순 모델 제원

	동력차	동력객차	일반객차
차체 무게 [kg]	56,876	34,500	27,000
대차 무게 [kg]	6,922	7,000	7,000
윤축 무게 [kg]	1,875	2,000	2,000
node 개수 [EA]	60,411	67,312	106,207
element 개수 [EA]	60,216	77,676	173,512
차체 길이 [mm]	20,936	21,073	17,590
차체 폭 [mm]	2,800	2,871	2,871
차체 높이 [mm]	2,500	2,780	2,780



<그림 3.2.4.6> 차량 종류에 따른 비손상 단순 모델



<그림 3.2.4.7> 비손상 차량 1편성 모델

다. 광명역 탈선 사고 재현을 위한 비선형 3차원 동역학 모델링 기술 개발

- 실제 모델을 이용하여 소성 및 파단이 고려된 비선형 손상 차량을 위한 유한요소모델링.

- <그림 3.2.4.8>~<그림 3.2.4.11>과 같이 재료의 시편 시험을 통해 얻은 응력-변형률 선도를 이용하여 유한요소모델에 적용.

- 시뮬레이션 시간을 최소화하기 위해 손상범위와 무관한 부분은 <그림 3.2.4.12>과 같이 강체로 모델링하여 시뮬레이션 시간 단축.

- 비탈선 차량은 차량 손상이 없기 때문에 비손상 단순 모델을 사용하여 시뮬레이션 시간 및 모델링 시간 단축.

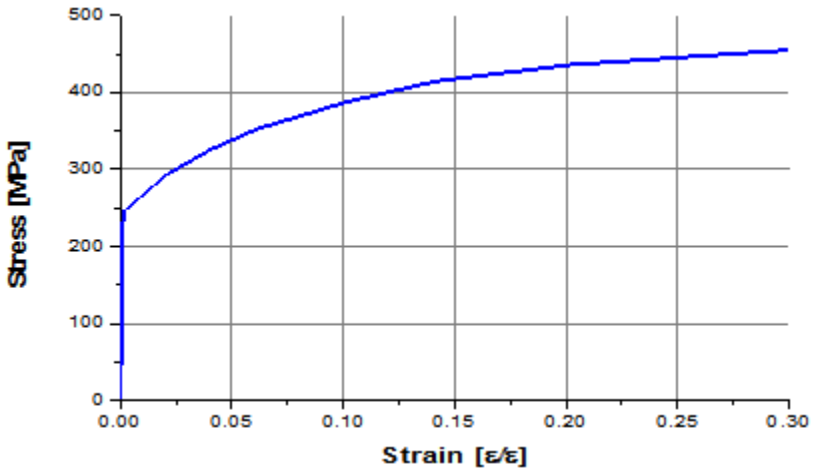
- 제동조건을 묘사하기 위해 유한요소 모델에 감가속도 부여하고 분기부에서는 궤도확장 탈선 원인 모델링 도구를 사용함.

- 비손상 단순 모델을 이용하여 사고 및 거동을 재현하면서 얻은 모델링 변수와 조건을 구함.

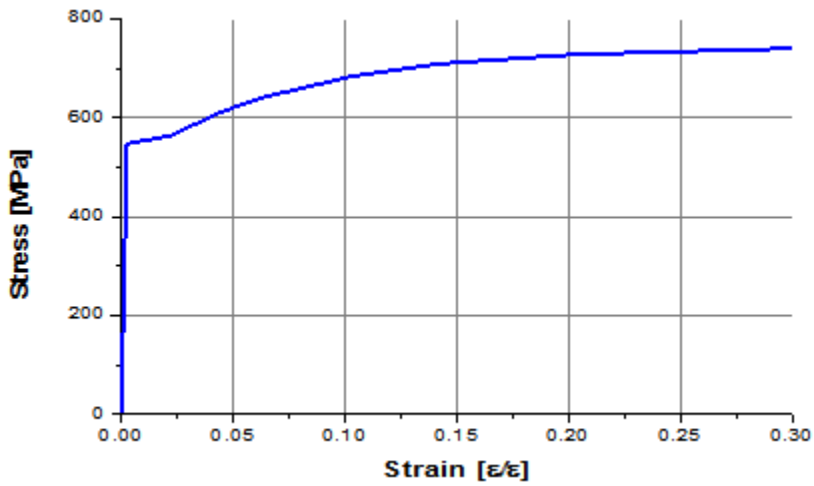
- 비손상 단순 모델에서 얻은 모델링 변수와 조건을 이용하여 실제 차량 모델에 적용.

- 비손상 단순 모델의 제원은 <표 3.2.4.2>와 같음.

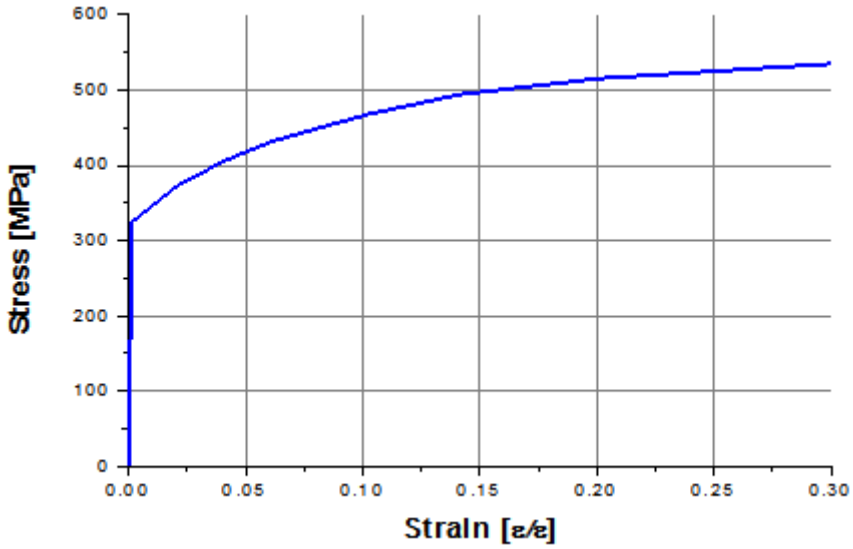
- 비선형 3차원 동역학 모델에 대한 모델링 방법은 별권 “모델링 절차서” [4장 3절]참조.



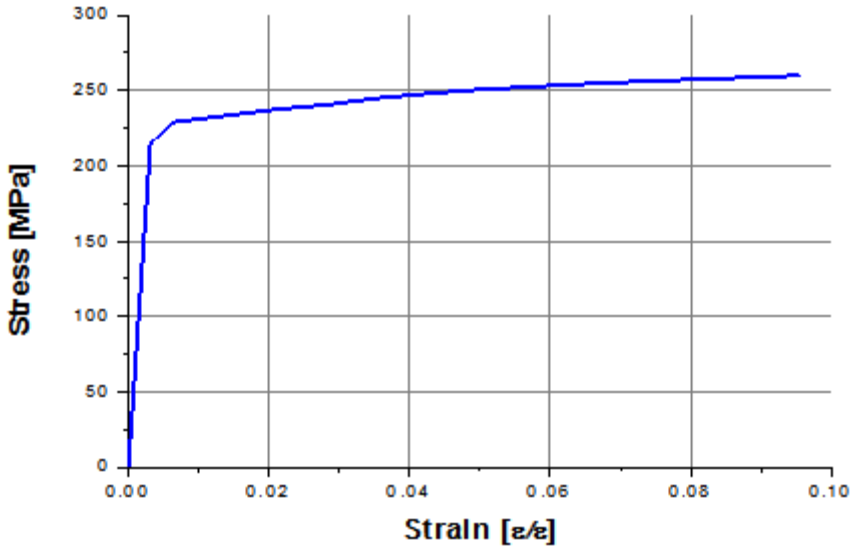
<그림 3.2.4.8> SS400 재료의 응력-변형률 선도



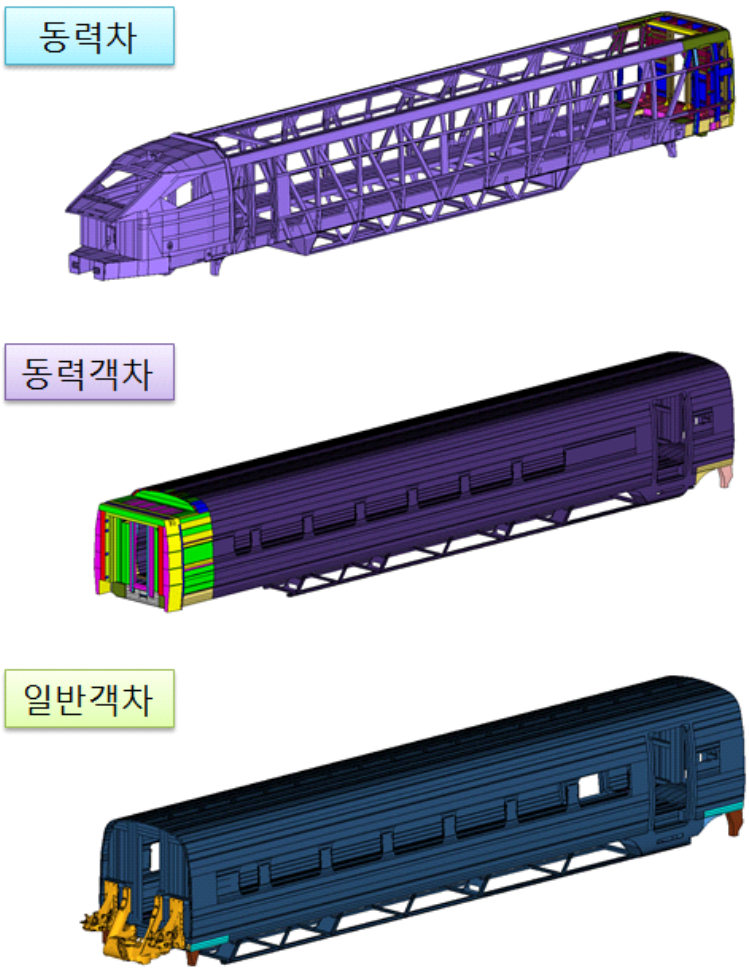
<그림 3.2.4.9> HSLA500 재료의 응력-변형률 선도



<그림 3.2.4.10> SM490B 재료의 응력-변형률 선도



<그림 3.2.4.11> Al6005 재료의 응력 변형률 선도



<그림 3.2.4.12> 비선형 3차원 동역학 유한요소모델

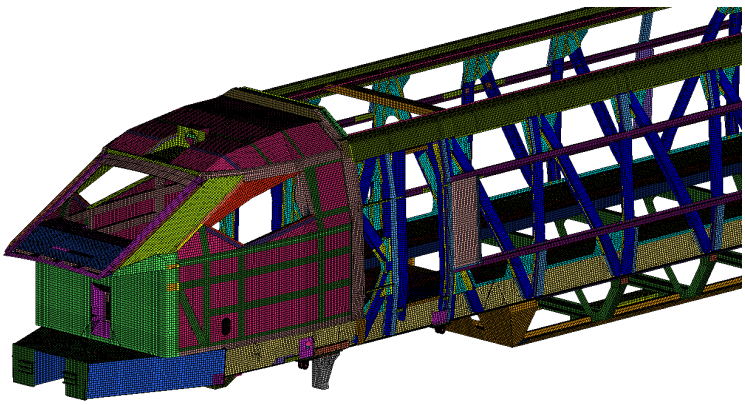
<표 3.2.4.2> 비선형 3차원 동역학 모델 제원

	동력차	동력객차	일반객차
차체 무게 [kg]	56,876	34,500	27,000
대차 무게 [kg]	6,922	7,000	7,000
윤축 무게 [kg]	1,875	2,000	2,000
node 개수 [EA]	500,752	350,927	365,069
element 개수 [EA]	510,002	434,488	494,096
차체 길이 [mm]	20,936	21,100	17,620
차체 폭 [mm]	2,800	2,965	2,965
차체 높이 [mm]	3,340	3,415	3,415

5. 광명역 KTX 탈선 열차의 충돌동역학 시뮬레이션 및 모델링 검증

- 광명역 KTX 탈선사고를 재현하기 위해 유한요소 상용소프트웨어인 Altair社의 Hypermesh와 LSTC社의 Ls-dyna를 사용.

- Hypermesh는 전처리 프로그램으로 이용하여 KTX 차량의 유한요소 모델링과 기본적인 모델 설정.



<그림 3.2.5.1> KTX 동력차 유한요소 모델

- Ls-dyna는 세계 모든 산업에서 대표적으로 사용되는 Explicit 비선형 유한요소 프로그램으로 Solver 사용.



<그림 3.2.5.2> Ls-dyna를 이용한 자동차 충돌 재현 시뮬레이션

가. 사고차량 탈선거동

- 광명역 KTX 탈선사고의 전체적인 거동은 <그림 3.2.5.1>과 같고, 시뮬레이션을 통해 얻은 거동은 <그림 3.2.5.2>와 같음. (광명역 탈선은 터널에서 일어난 사고로 위에서 본 사진이 없고 언론에서 <그림3.2.5.1>과 같이 전체적인 개념으로 표현하였는데, 실제 거동보다 상당히 과장되어 표현되어 있음.)

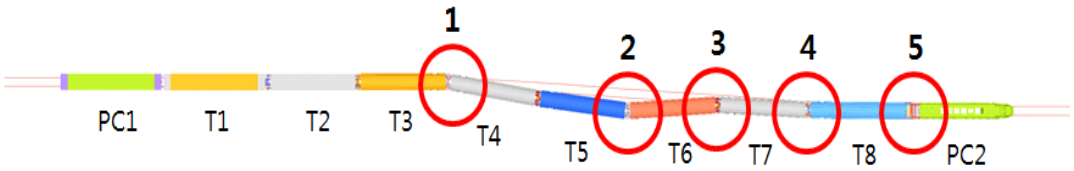
- 특히, T8(동력객차)과 PC2(동력차)는 개략도가 실제상황과 상이하여 Zigzagging에 의한 큰 손상이 있었을 것으로 예상되지만, 실제 사고차량에서는 두 차량의 속도차이

로 추돌에 의한 손상만 발생. (시뮬레이션의 상세한 거동 및 결과는 “수리범위와 사후관리 지침” [2장 2절] 참조)

- 광명역 탈선/충돌 복합사고의 경우, 사고 후 각 차량의 탈선된 변위/위치와 사고재현에 필요한 물리량에 대한 계측된 정보가 없어 정밀한 비교평가 및 분석이 불가하기 때문에 전체적인 거동 및 파손를 중심으로 부위로 평가하였음.



<그림 3.2.5.3> 광명역 탈선사고 열차 거동



<그림 3.2.5.4> 시뮬레이션을 통한 광명역 탈선 사고재현

나. 사고차량 손상부위 검증

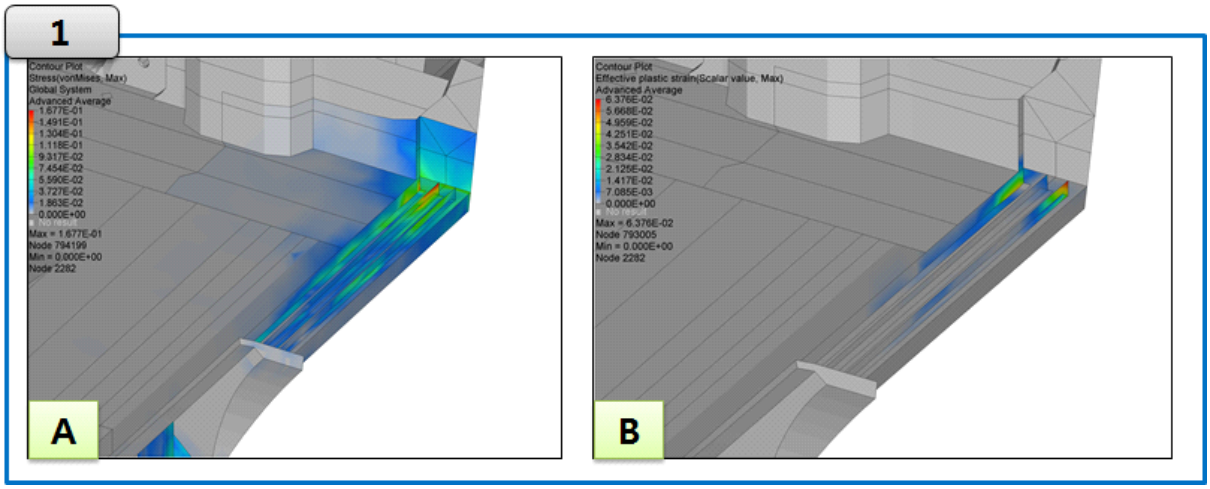
(1) 일반객차

- 탈선 시 대차의 비정상적인 회전과 댐퍼의 충격에 의해 대차 스토퍼와 댐퍼 브라켓, T 슬롯 등이 파손.

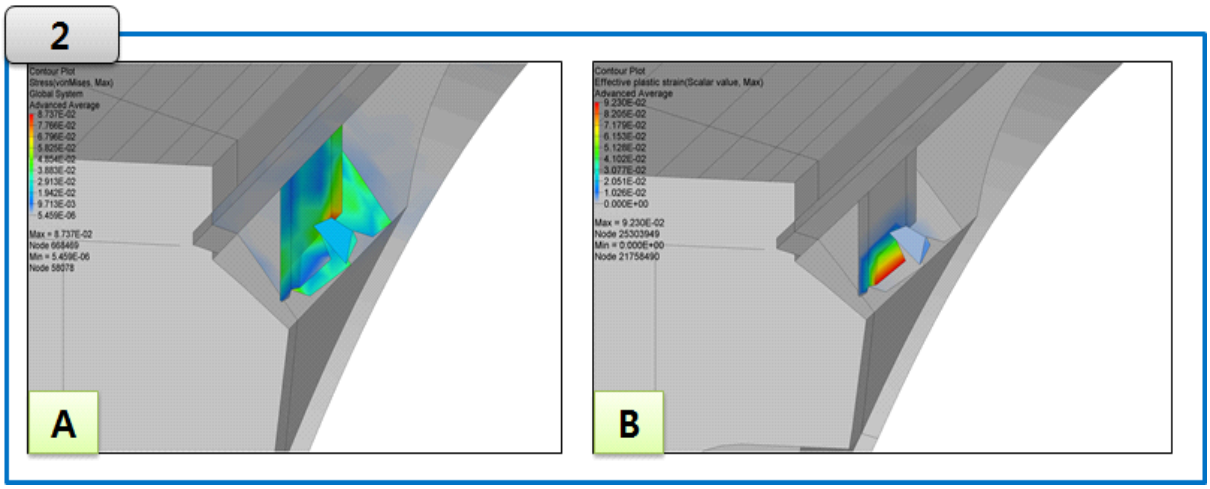
- 사고차량의 손상부위 검증에 대한 자세한 내용 및 시뮬레이션 결과는 “수리범위와 사후관리 지침” [2장 2절] 참조.



<그림 3.2.5.5> T4 차량 댐퍼 브라켓 및 대차 스토퍼 파손 (실차)



<그림 3.2.5.6> (A) T4 차량 댐퍼 브라켓 손상부 응력 분포 (Von Mises stress)
(B) T4 차량 댐퍼 브라켓 손상부 영구변형



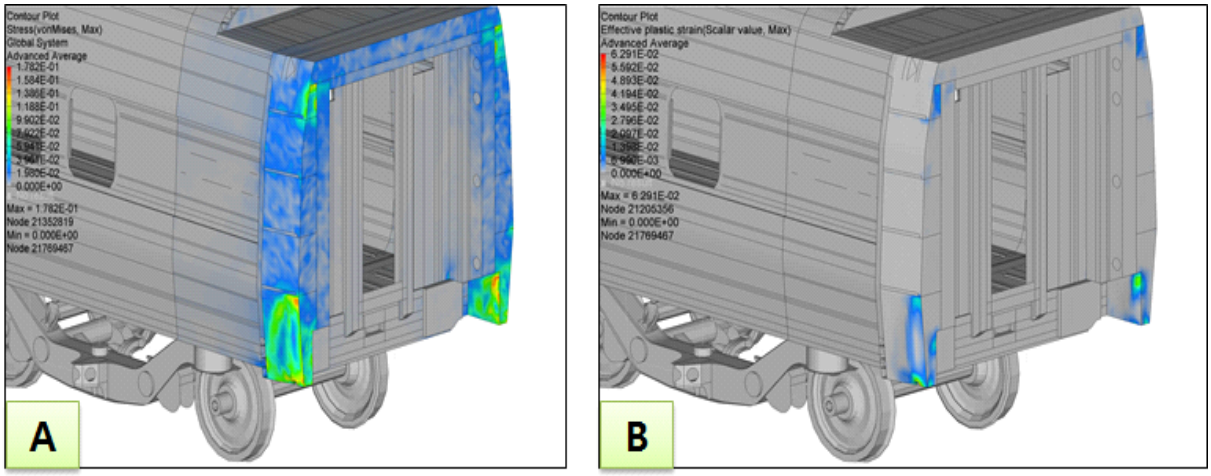
<그림 3.2.5.7> (A) T4 차량 대차 스토퍼 손상부 응력 분포 (Von Mises stress)
(B) T4 차량 대차 스토퍼 손상부 영구변형

(2) 동력객차 T8 차량

- 비정상적인 주행으로 인해 동력차(PC2)와 추돌하여 <그림 3.2.5.8>과 같이 End Frame 파손.



<그림 3.2.5.8> T8 차량 End Frame 파손



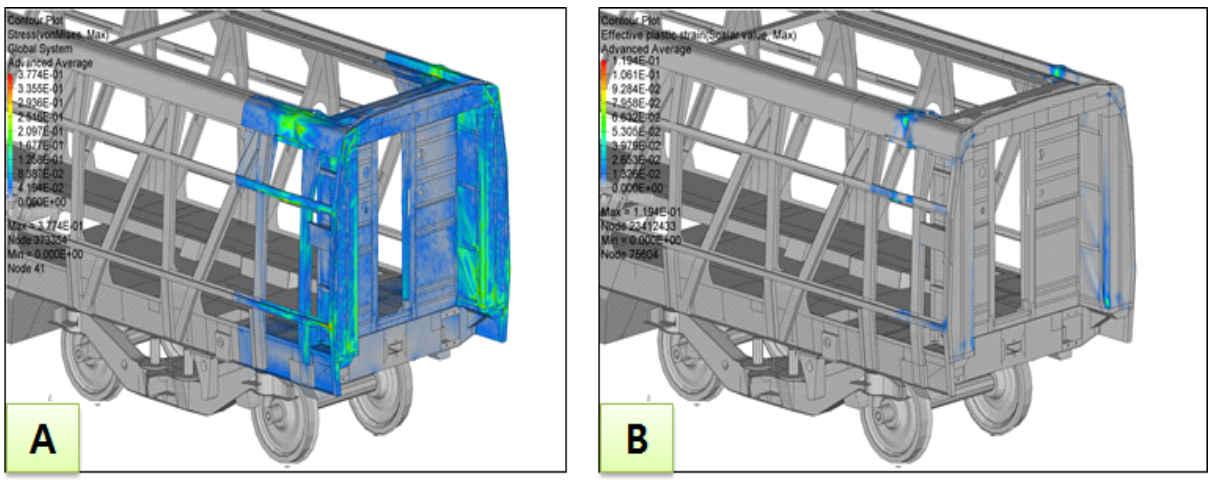
<그림 3.2.5.9> (A) T8 차량 End Frame 응력 분포 (Von Mises stress)
(B) T8 차량 End Frame 영구변형

(3) 동력차 PC2 차량

- 비정상적인 주행으로 인해 동력객차(T8)와 추돌하여 <그림 3.2.5.10>와 같이 End Frame 파손.



<그림 3.2.5.10> PC2 차량 End Frame 파손



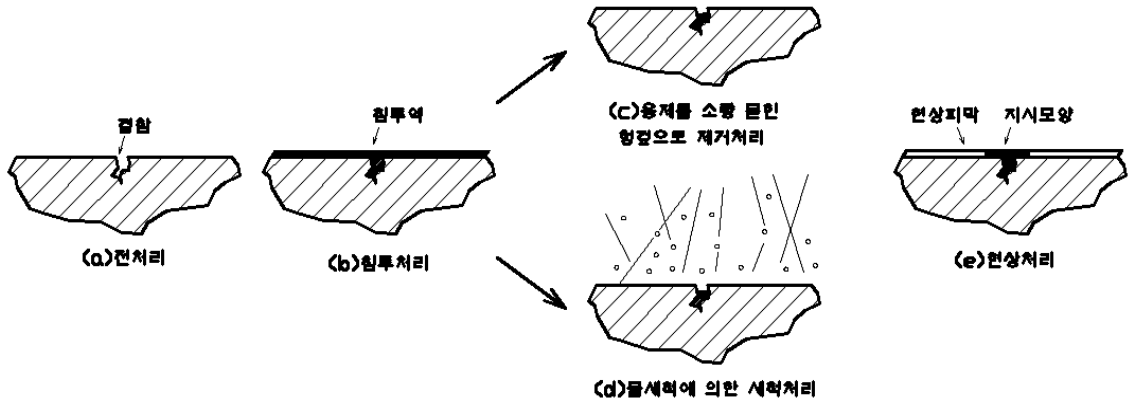
<그림 3.2.5.11> (A) PC2 차량 End Frame 응력 분포 (Von Mises stress)
(B) PC2 차량 End Frame 영구변형

6. 사고차량 수리 범위 선정방법과 사후관리 지침

가. 사고차량 수리범위 선정방법

(1) 육안 및 PT에 의한 손상부위 검사

- 침투탐상검사(Penetrating Test)는 시험체 표면에 있지만 직접 눈으로는 발견되지 않는 폭이 좁은 결함들을 검출하는 방법임.



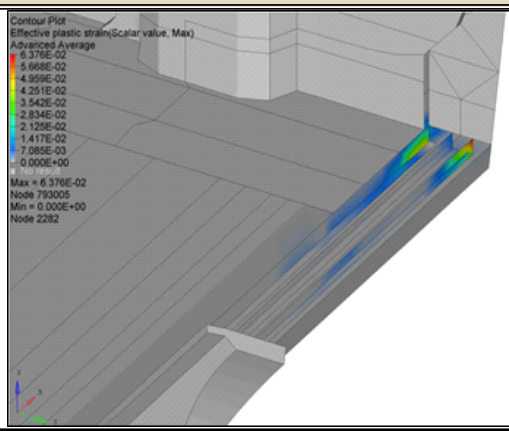
<그림 3.2.6.1> 침투탐상검사 (Penetrating Test)

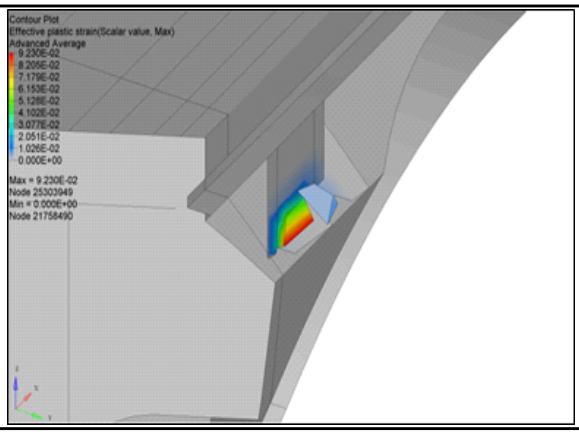
- 일반 객차(T4-T7)는 주로 대차 스토퍼나 T-slot의 파손 및 소성변형 발생.

- T-slot이 파손된 차량은 쉽게 육안 및 침투탐상검사(PT)로 쉽게 확인이 가능하지만, T4 차량의 T-slot과 같이 작은 소성변형 0.064 [/ε] 발생한 경우 육안검사만으로는 정확한 진단이 어렵기 때문에 추가적인 정밀 측정 장치를 이용하여 검사하는 것을 제안.

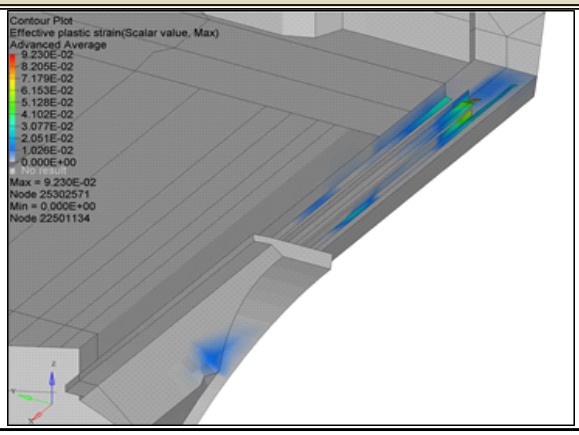
- 수리 선정 방법에 대한 자세한 내용은 “수리범위와 사후관리 지침” [3장 1절] 참조.

<표 3.2.6.1> T4 차량 손상 부위

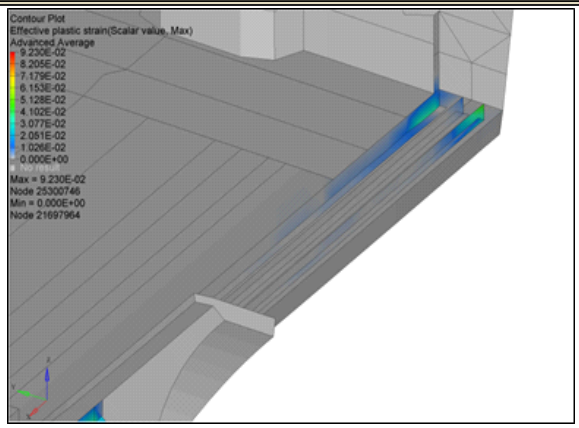
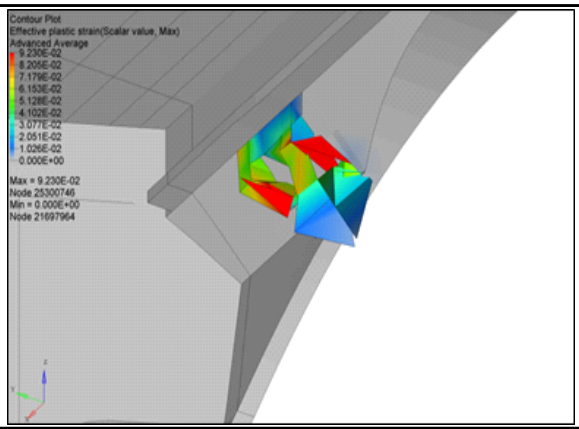
T4 차량(일반 객차)	
T 슬롯 영구변형	

대차 스토퍼 파손	

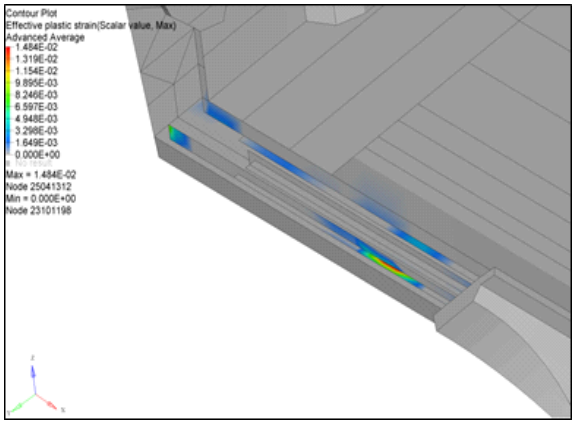
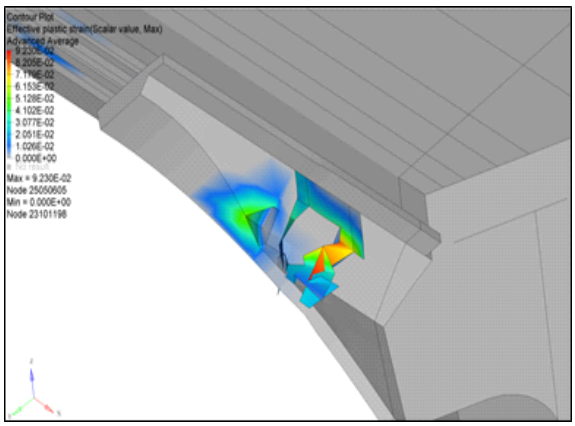
<표 3.2.6.2> T5 차량 손상 부위

T5 차량(일반 객차)	
T 슬롯 파손	

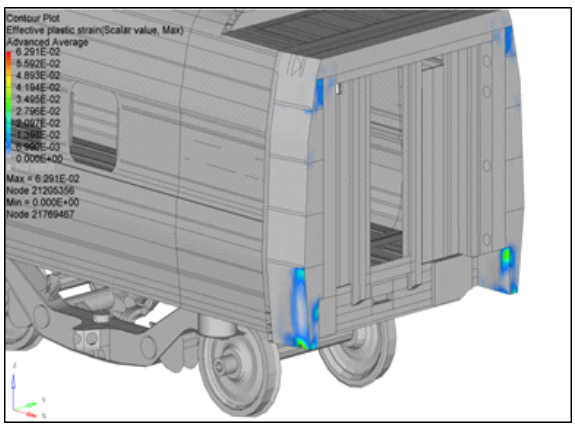
<표 3.2.6.3> T6 차량 손상 부위

T6 차량(일반 객차)	
T 슬롯 영구변형	
대차 스토퍼 파손	

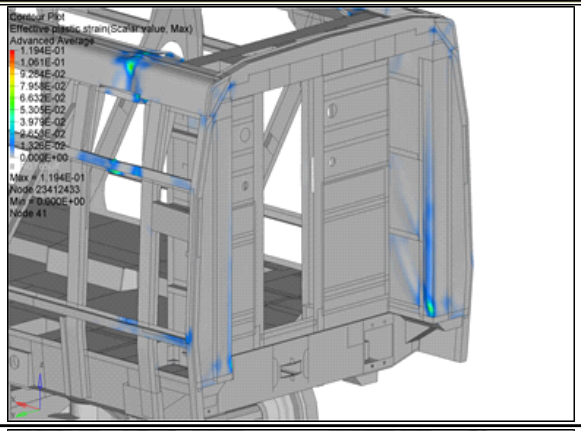
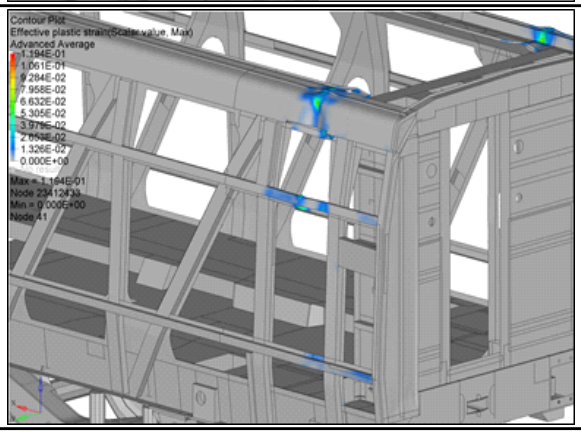
<표 3.2.6.4> T7 차량 손상 부위

T7 차량(일반 객차)	
T 슬롯 파손	
대차 스토퍼 파손	

<표 3.2.6.5> T8 차량 손상 부위

T8 차량(동력 객차)	
End Frame 파손 및 영구변형	

<표 3.2.6.6> PC2 차량 손상 부위

PC2 차량(동력차)	
End Frame 영구변형	
Roof 및 Side Frame 영구변형	

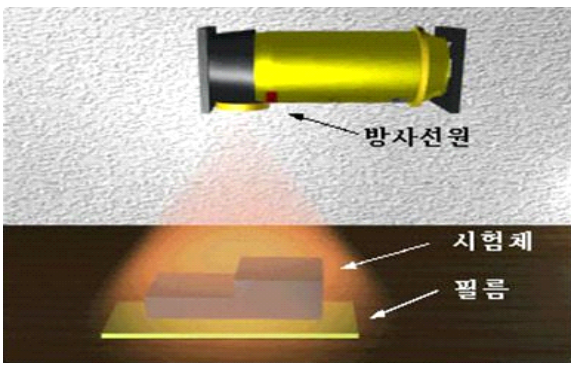
(2) RT에 의한 손상부위 검사

- 방사선투과검사(Radiation inspection Test)는 X선 또는 선을 사용해 투과시켜 결함을 검출하는 방법.

- 현재 사용되고 있는 비파괴 검사방법 중에서 가장 신뢰성이 높고 널리 이용되고 있는 검사 방법.

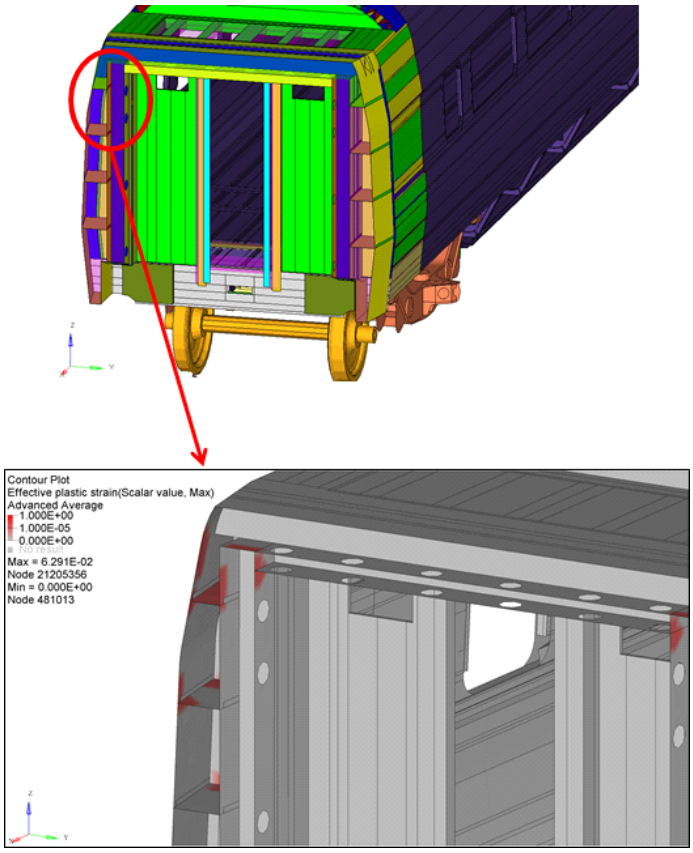
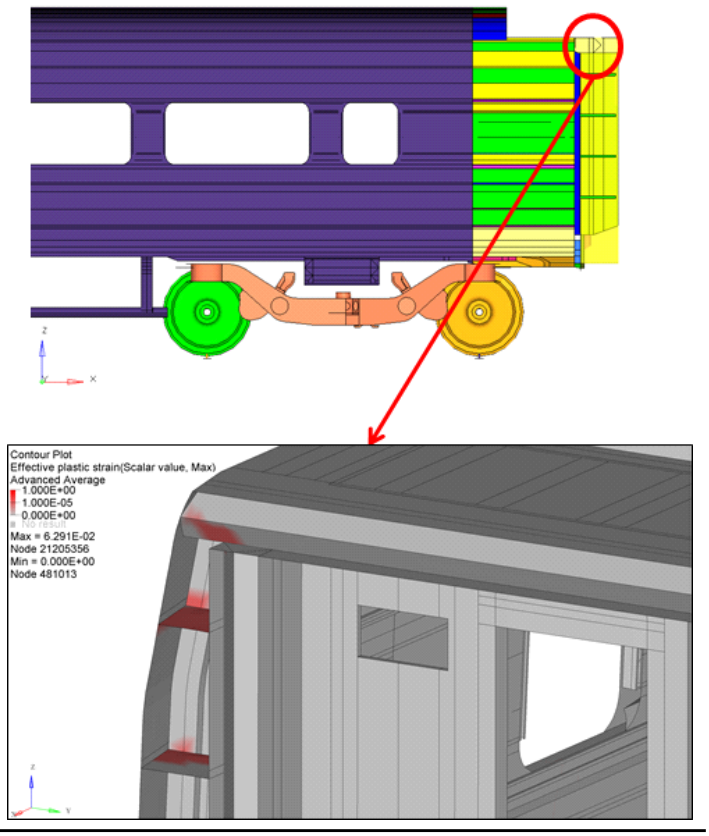
- 판의 두께, 자성의 유무, 형상, 표면의 상태의 양부에 관계없이 환경에 구애받지 않고 어디에서나 적용할 수 있고 투과두께의 1~2%까지의 큰 결함을 검출할 수 있음.

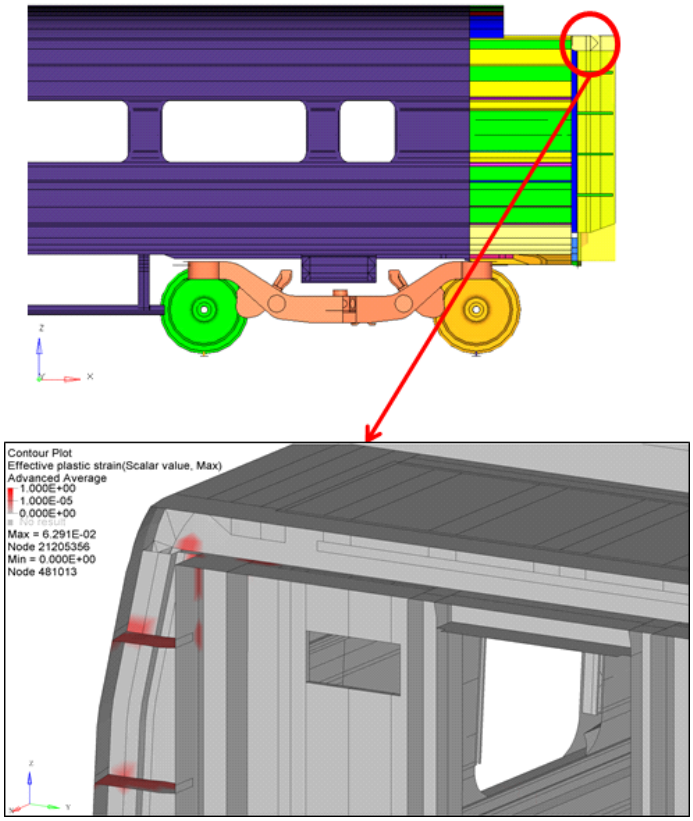
- 미세한 균열(micro crack)이나 라미네이션(lamination)과 비슷한 결함을 검출하는 것은 곤란.



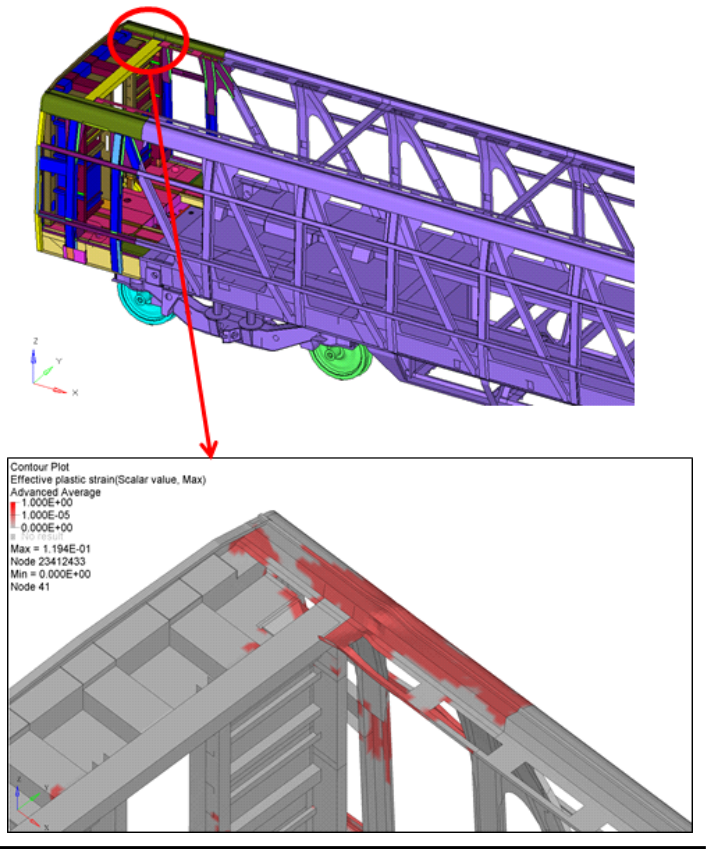
<그림 3.2.6.2> 방사선투과검사

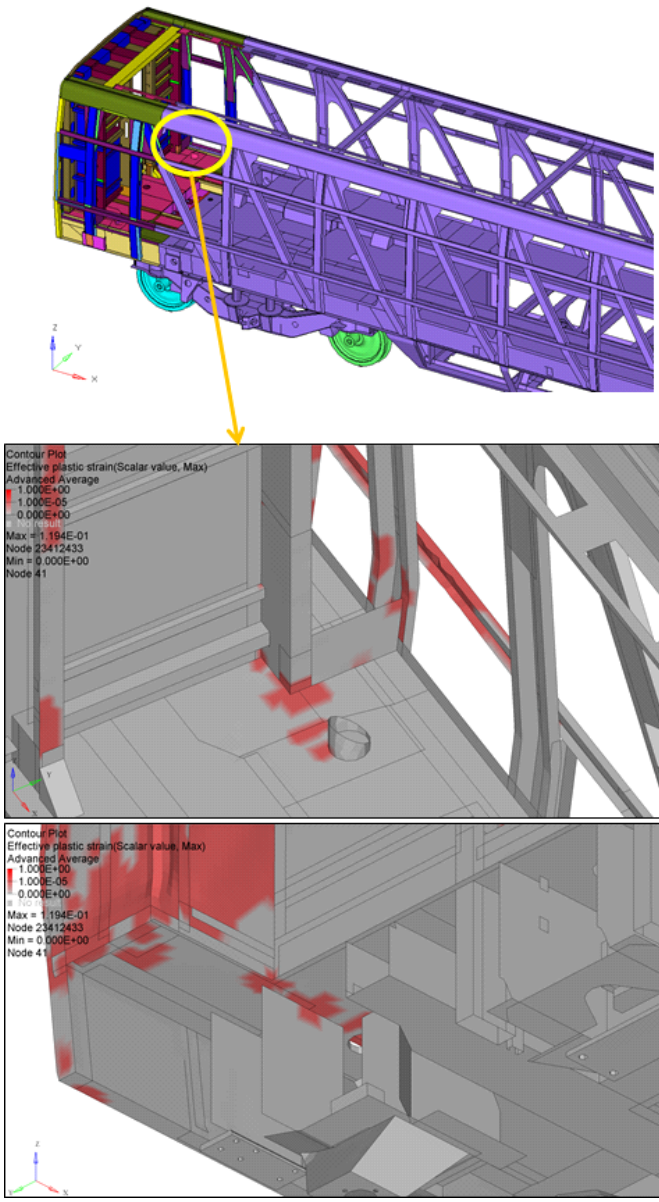
<표 3.2.6.7> T8 차량 손상 부위

T8 차량(동력 객차)	
End Frame 내부 파손 및 영구변형	
Roof Frame 내부 파손 및 영구변형	

Roof Frame 내부 파손 및 영구변형	

<표 3.2.6.8> PC2 차량 손상 부위

PC2 차량(동력차)	
Roof Frame 파손 및 영구변형	

Under Frame 파손 및 영구변형	

나. 보수방안 분석

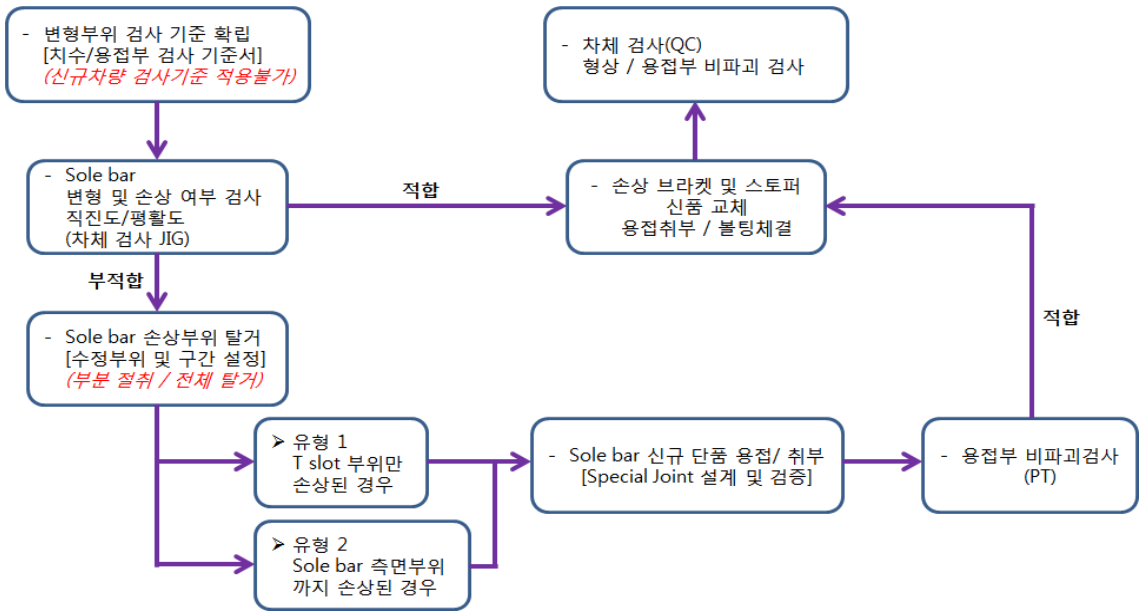
(1) 일반 객차(T4~T7) 보수방안

- 일반 객차(T4~T7)은 공통적으로 대차 스토퍼와 Sole bar에서 파손 및 영구변형 발생.

- 파손이나 영구변형의 정도에 따라 부분 수리 또는 전체 수리를 진행.

- 수리 후 비파괴 검사를 통하여 수리 중 발생할 수 있는 결함 등을 검사.

- 수리 방법의 절차는 <그림 3.2.6.3>과 같음.



<그림 3.2.6.3> 일반 객차(T4~T7) 변형 및 파손부위 수리 방법의 절차

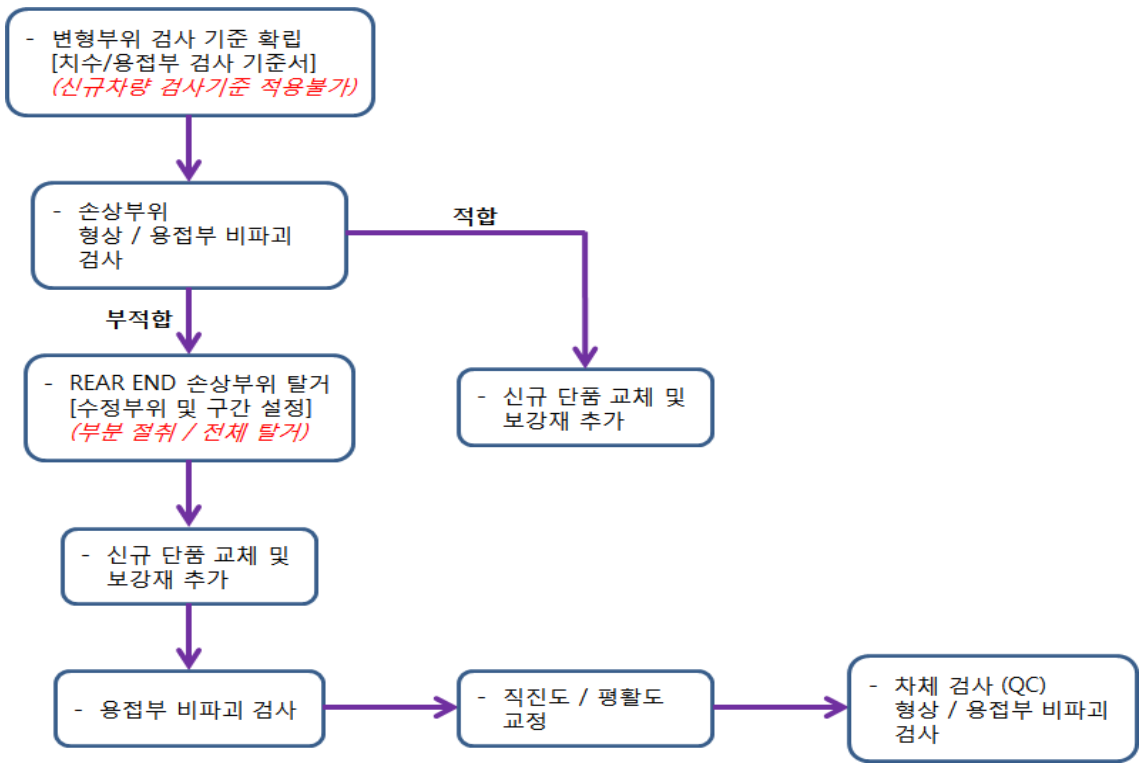
(2) 동력객차(T8) 보수방안

- 동력 객차(T8)은 Rear End에서 Frame의 파손 및 영구변형 발생.

- 파손이나 영구변형의 정도에 따라 부분 수리 또는 전체 수리를 진행.

- 수리 후 비파괴 검사를 통하여 수리 중 발생할 수 있는 결함 등을 검사.

- 수리 방법의 절차는 <그림 3.2.6.4>와 같음.



<그림 3.2.6.4> 동력 객차(T8) 변형 및 파손부위 수리 방법의 절차

(3) 동력차(PC2) 보수방안

- 동력차(PC2)는 Side Frame와 End Frame에서 파손 및 영구변형 발생.

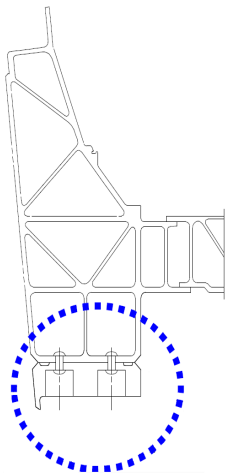
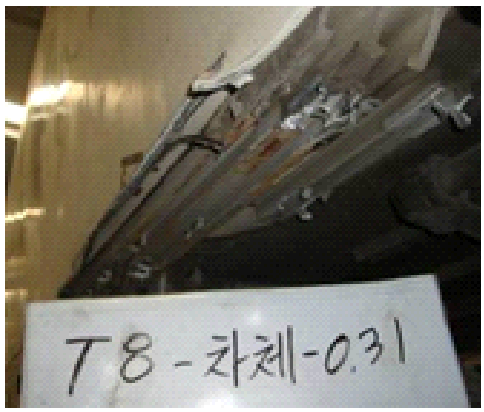
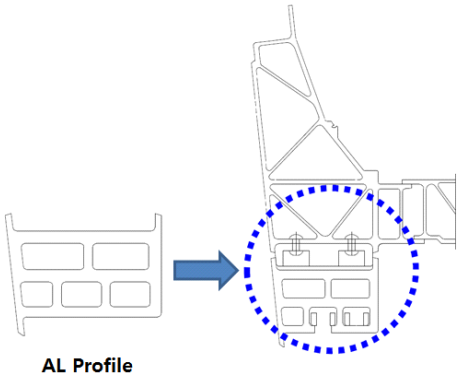
- 객차는 알루미늄 압출재로 만들어진 차체이지만, 동력차는 스테인리스 스틸로 만들어진 차량으로 내부 크랙을 쉽게 발견할 수 있고, 연신율이 높기 때문에 작은 영구변형에 대해서는 교정 작업을 통하여 보수.

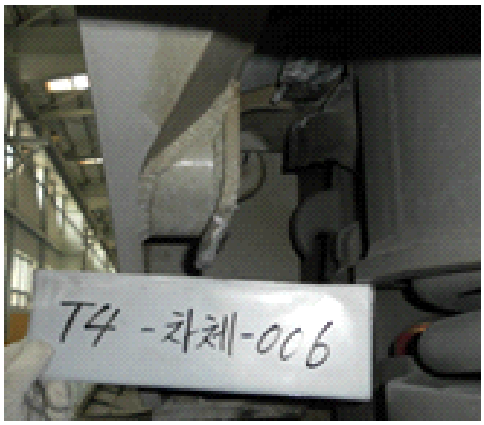
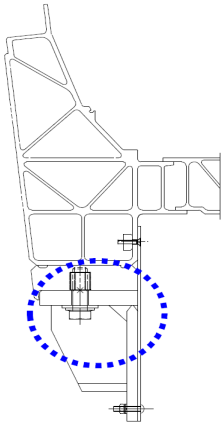
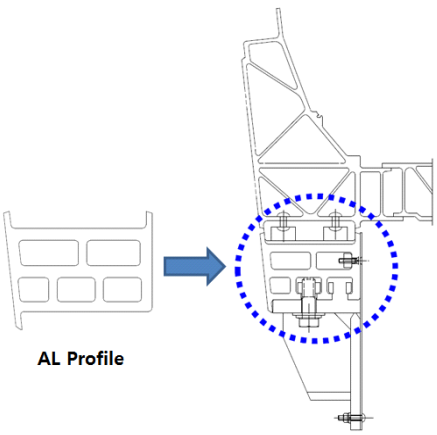
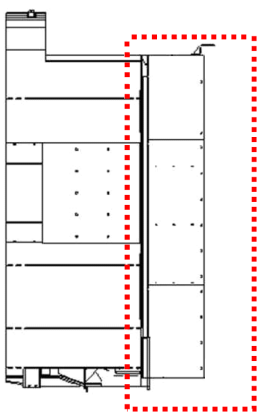
- 비파괴 검사를 통하여 수리 중 발생할 수 있는 결함 등을 검사.

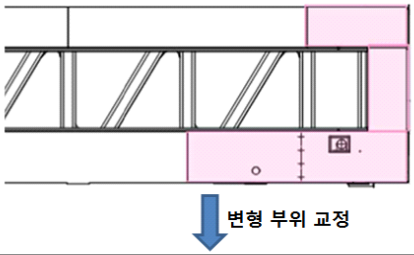
- 수리 방법의 절차는 동력객차의 <그림 3.2.6.4>의 수리 절차와 같음.

다. 손상평가기준

<표 3.2.6.9> 손상평가

<table>
<tr><th colspan="2">차체</th><th>손상부</th><th>손상정도</th><th>수리방법</th></tr>
<tr><td rowspan="2">알루미늄차체</td><td rowspan="2">객차</td><td rowspan="2">T-slot</td><td>· Solebar 미파손
 
</td><td>· Solebar 미파손의 경우 파손된 T-slot만 절단한 후 새로운 T-slot 브라켓을 적용하여 수리.
  </td></tr>
<tr><td>· Solebar 파손
 
</td><td>· Solebar 파손의 경우 부분 또는 전체적으로 Solebar를 절단한 후 Solebar 역할을 하는 Al profile을 적용하여 수리.
 
</td></tr>
</table>

차체		손상부	손상정도	수리방법
알루미늄차체	객차	스토퍼	· Solebar 미파손 	· Solebar 미파손의 경우 파손된 스토퍼만 절단한 후 새로운 스토퍼 브라켓을 적용하여 수리. 
			· Solebar 파손 	· Solebar 파손의 경우 부분 또는 전체적으로 Solebar를 절단한 후 Solebar 역할을 하는 Al profile을 적용하여 수리. 
		단부		· 객차의 단부가 전체적으로 파손된 경우 전체적으로 절단 후 새로운 단부 프레임을 적용. (국부적인 파손이면 부분교체) 

차체		손상부	손상정도	수리방법
강재차체	동력차	단부		· 동력차의 경우 강재차체로 소성변형부위 교정.  

다. 손상부위 보수 이후 관리

(1) 결함검사

- 손상된 부위의 보수 및 교체 작업 시 발생한 결함을 확인하기 위해 육안검사와 용접부 및 모재부 표면에 대해 자분탐상검사(M.T)와 초음파탐상검사(U.T)로 구분하여 검사를 실시하여 결함발생 유무를 확인.

- 결함검사의 방법 및 자세한 범위는 “수리범위와 사후관리 지침” [3장 2절] 참조

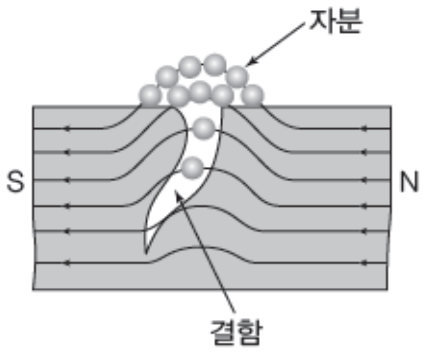
(가) 자분 탐상 검사

- 자분 탐상 검사는 비파괴 검사의 일종으로 시험체의 표면이나 표면 바로 아래 결함(내부 결함)을 찾아내는 검사.

- 자분 탐상 검사는 강자성체인 시험체를 자화한 뒤 자분을 흩뿌림으로써 결함 및 이상 유무를 찾아내는 방법.

- 자화된 시험체 표면이나 표면 바로 밑에 결함이 존재하면 그 주위의 자기장 일부가 시험체의 표면으로 흘러나오고, 이때 시험체의 표면에 자분을 흩뿌리면 표면으로 흘러나온 자기장 주위에 자분이 달라붙어 결함의 위치, 크기, 방향 및 범위 등을 검사.

- 자분 탐상 검사는 자화가 가능한 강자성체에만 적용할 수 있고, 결함의 모양을 파악하기 위해 자분 모양을 읽는 과정에 숙련된 기술이 필요하며, 시험체의 표면 및 표면 바로 밑에 존재하는 결함만을 검출.



<그림 3.2.6.5> 자분 탐상 검사

(나) 초음파 탐상 검사

- 초음파 탐상 검사는 시험체 내부의 결함을 검사하는 대표적인 방법.

- 시험체에 탐촉자를 접촉하고 탑촉자에서 초음파를 투사하면 초음파는 소재의 내부로 침투하여 진행.

- 초음파 경로상에 결함이 존재할 경우, 그 결함에 의해 매질의 밀도가 변하는 경계면에서 초음파의 일부가 반향되어 되돌아오고, 탐촉자는 반향된 초음파를 전기적 신호로 바꾸어 모니터 화면에 출력.

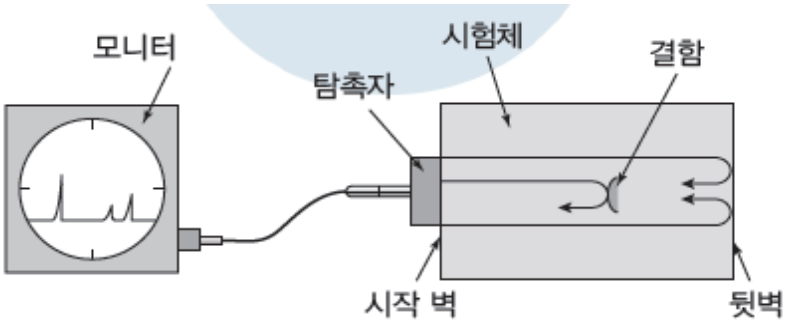
- <그림 3.2.6.6>과 같이 모니터에 세 개의 초음파 신호가 잡힌 경우 처음과 마지막 초음파 신호는 탐촉자에서 나온 초음파가 각각 시험체의 시작 벽과 뒷벽에서 반향된 것이고, 내부 결함에 의해 반향된 것은 두 번째 신호임.

- 모니터 화면에 나타난 신호의 X축은 초음파가 탐촉자에서 출발하여 다시 탐촉자로 되돌아오는데 걸린 시간을, Y축은 돌아온 초음파의 세기를 나타냄.

- 매질을 통과하는 초음파의 속도와 결함에 의해 반향된 초음파 신호의 X축 값의 절반을 곱하면 결함이 존재하는 곳의 깊이까지도 정확히 계산 가능.

- 초음파 탐상검사는 인체에 유해하지 않으며 초음파의 진행 방향에 수직으로 나 있는 균열의 검출 능력이 탁월하고, 시험체의 한쪽 면만 접근할 수 있어도 탐상이 가능.

- 탐촉자에서 출발하여 시험체의 시작 벽에 반향되어 나오는 처음의 초음파 신호로 인해 시험체의 표면이나 표면 바로 밑의 결함에 의해 반향되어 나오는 초음파 신호를 확인하기 어려운 단점을 가지고 있음.



<그림 3.2.6.6> 초음파 탐상 검사

(2) 잔존수명평가

- 수리된 차체 및 대차프레임에 대한 구조해석, 동응력 측정 및 분석 피로해석 등을 통하여 최종적인 잔존수명 평가 및 관리.

- 반드시 수리된 고속열차는 수리후 시운전 때에 수리된 부위들을 대상으로 동응력을 측정하고 잔존 수명을 평가하여야 함.

- 잔존수명평가에 대한 자세한 설명은 “수리범위와 사후관리 지침” [3장 2절] 참조

제3절. 탈선/충돌 복합사고 재현을 위한 사고조사 항목 도출

- 현재 철도 사고가 발생하면 정확한 원인규명과 현장조사 보다는 수습에 중점을 두고 있어, 사고 후 하자 책임 문제와 차량의 수리 범위에 대한 문제가 자주 발생함.

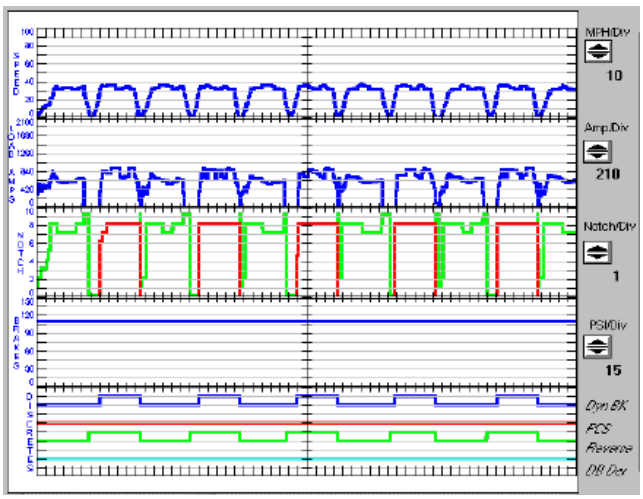
- 특히 고속철도차량의 경우, 편성차량가격(약 300억원 수준)과 1일 운행수입(5천만원 수준)이 크고, 여객 수요가 많으므로 높은 가용성을 확보하기 위하여 사고 발생 후, 신속한 복구와 차량 수리가 매우 중요함.

- 철도차량의 탈선/충돌 복합사고를 재현하기 위해서는 사고 당시 사고에 대한 조사가 완벽히 이루어져야 함.

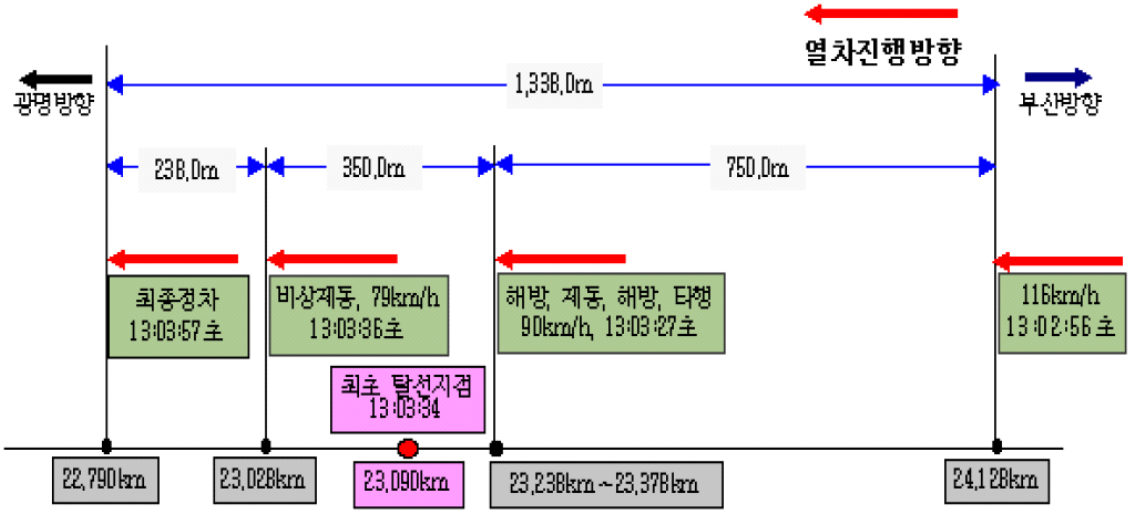
- 사고 재현을 위하여 기본적으로 측정되어야 할 필요한 물리량은 <표 3.3.1.1>과 같음.

<표 3.3.1.1> 사고재현에 필요한 기본적인 물리량

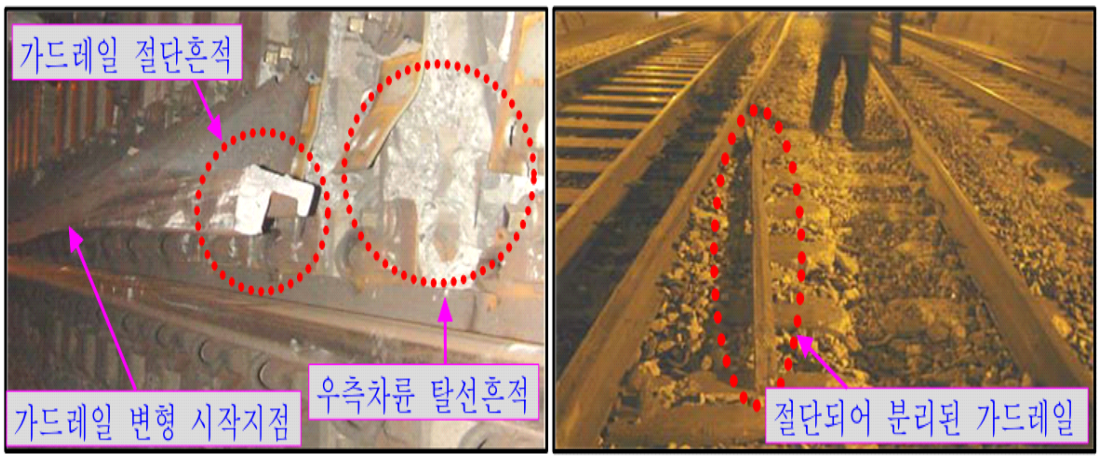
	사고재현에 필요한 물리량		설명
1	사고원인		정확한 사고원인을 알아야 사고재현이 가능.
2	철도차량 속도		충돌 및 탈선 직전의 속도
3	브레이크 작동 시점		브레이크 작동 유무에 따라 열차의 거동이 달라지기 때문에 브레이크 작동 시점 파악.
4	탈선 및 충돌사고 후 이동변위		사고가 발생 한 시점에서부터 최종적으로 차량이 이동한 변위.
5	선로의 파손 시점		선로가 파손된 경우 열차의 거동에 영향을 미치기 때문에 선로가 파손된 시점 파악.
6	노면상태		탈선사고의 경우 노면상태에 따라 마찰계수와 차량의 거동이 현저히 달라지기 때문에 노면의 상태 파악.
7	탈선사고	레일에서 탈선된 변위	각 윤축 또는 대차 기준으로 차량이 레일에서 탈선된 변위 측정, 이 변위로 탈선 후 열차의 정확한 거동 파악 가능.
8	충돌사고	타고오름 및 압괴량	차량 간 타고오름이나 앞, 뒷 차량의 압괴량.
9	차량 상태		탈선 및 충돌 사고 후 각 차량의 상태를 정확히 파악해야 사고재현의 신뢰성을 확보할 수 있음.(변형, 파손, 손상, 거동)
10	연결부 상태		차간 연결부나 대차와 차체(스프링, 댐퍼, 피봇 등)의 상태를 정확히 파악해야 사고재현의 신뢰성을 확보할 수 있음.



<그림 3.3.1.1> 열차 운행기록 장치



<그림 3.3.1.2> 열차 탈선 사고에 대한 전체적인 기록(탈선시점, 이동거리, 속도, 제동 등)



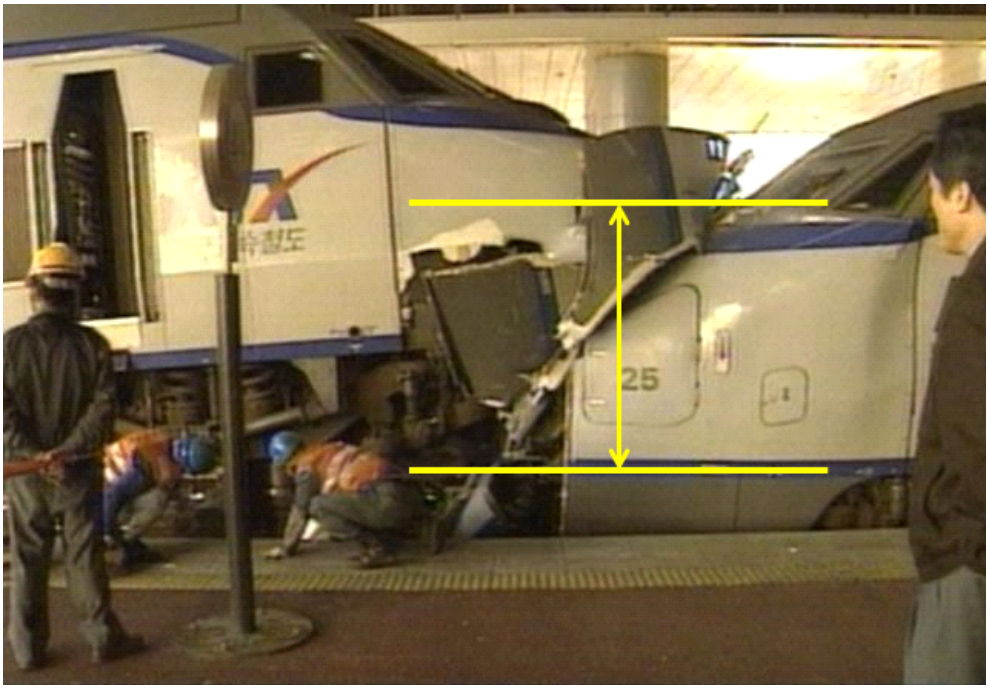
<그림 3.3.1.3> 선로파손



<그림 3.3.1.4> 노면상태



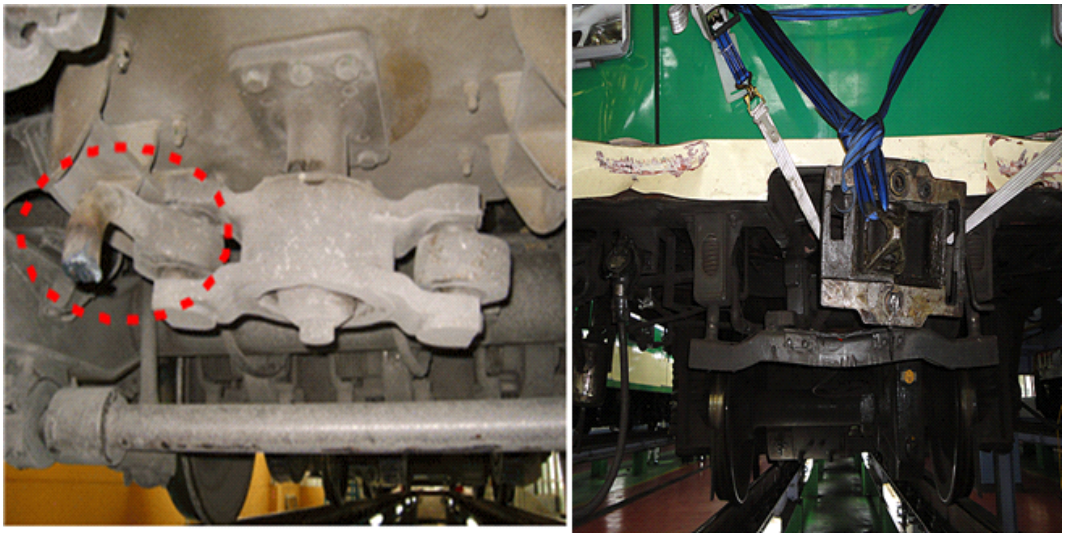
<그림 3.3.1.5> 레일에서 탈선된 변위



<그림 3.3.1.6> 충돌사고 타고오름 변위



<그림 3.3.1.7> 탈선 및 충돌 사고 후 차량 상태



<그림 3.3.1.8> 탈선 및 충돌 사고 후 차간 및 대차 연결부 상태

제4장. 목표 달성도

1. 목표 달성도

<표 4.1.1> 성과 점검 기준표

핵심성과	단위성과	성과 점검 기준표				
(level1)	(level2)	질적 성과지표		목표치	성과	달성률
고속열차의 탈선/충돌 복합사고 재현 시뮬레이션 기법 및 모델링 절차서	단위차량의 비정상 탈선 모델링 절차서	①	대차의 이론 탈선 모델	국내 논문 1건	1건	100%
		②	대차의 수치 탈선 모델			
		③	단위차량 비정상 탈선 모델			
	차량간 타고오름 모델링 절차서	①	차량간 타고오름의 이론 모델	국내 논문 1건	1건	100%
		②	차량간 타고오름의 수치 모델			
	열차의 지그재깅 및 타고오름 모델링 절차서	①	차륜-궤도 접촉 모델	전문가 평가서 2건	2건	100%
		②	차량간 및 차량-대차간 연결부 파손 모델			
		③	열차의 타고오름 모델	해외논문 2건	2건	100%
		④	열차의 지그재깅 모델			
사고차량 수리 범위 선정 방법과 사후관리 지침	사고차량 수리범위 선정 방법	①	사고재현 모델 해석에 의한 손상 부위 예측 방법 제시	전문가 평가서 3건 국내논문 1건 (심사중)	3건	100%
		②	손상예측 부위에 대한 PT/RT 적용과 손상부위 선정방법 제시			
	사고차량 사후관리 지침	①	사고차량 사후관리 지침 제시			
KTX 산천 평성 차량에 대한 사고재현 모델 파일	단위차량에 대한 사고 재현 모델 파일	①	단위차량에 대한 사고 재현 모델 파일	전문가 평가서 1건	1건	100%
	편성열차에 대한 사고 재현 모델 파일	①	편성열차에 대한 사고 재현 모델 파일	전문가 평가서 1건	1건	100%

※ 해당 증빙자료는 “부록 3 - 성과증빙자료”에 수록하였음.

제5장. 연구개발성과의 활용계획

○ 철도차량 충돌 또는 탈선사고 조사 시 사고재현을 위한 물리량 계측 및 측정 항목 제시.

- 사고 후 책임 문제와 차량의 수리 범위 선정을 빠르게 진행을 하기 위해서는 정확한 사고 원인 및 과정과 차량의 손상 범위를 알아야 함.

- 사고의 정확한 과정과 차량의 손상 범위를 알기 위해서는 사고재현 시뮬레이션이 필요함.

- 사고재현 시뮬레이션을 검증하기 위해서는 사고조사 시 본 연구에서 제시한 물리량들이 정확한 계측되어야 함.

○ 철도차량 충돌 또는 탈선사고 직후 사고 진행 결과 분석.

- 사고 조사 시 계측된 물리량(차량 상태, 연결기 상태, 탈선 변위, 이동 변위 등)을 기반으로 검증된 사고재현 시뮬레이션을 이용하여 사고 진행 과정 분석.

○ 철도차량 충돌 또는 탈선사고 후 빠른 시간 내에 수리 방안 도출.

- 정확한 사고재현을 통해 차량의 손상 범위와 위치를 파악하여 그에 맞는 검사 방법 결정 및 제시.

- 시뮬레이션을 통하여 예측된 손상부위를 실제 검사를 통하여 정확한 수리 방안을 도출하고, 검사가 어려운 부위는 시뮬레이션 결과를 바탕으로 예측하여 수리 방안을 도출.

- 수리 방법 및 부위에 따른 추적관리 및 보수 후 결함 검사 방법 제시.

○ 철도 안전 시설물 설계 지원.

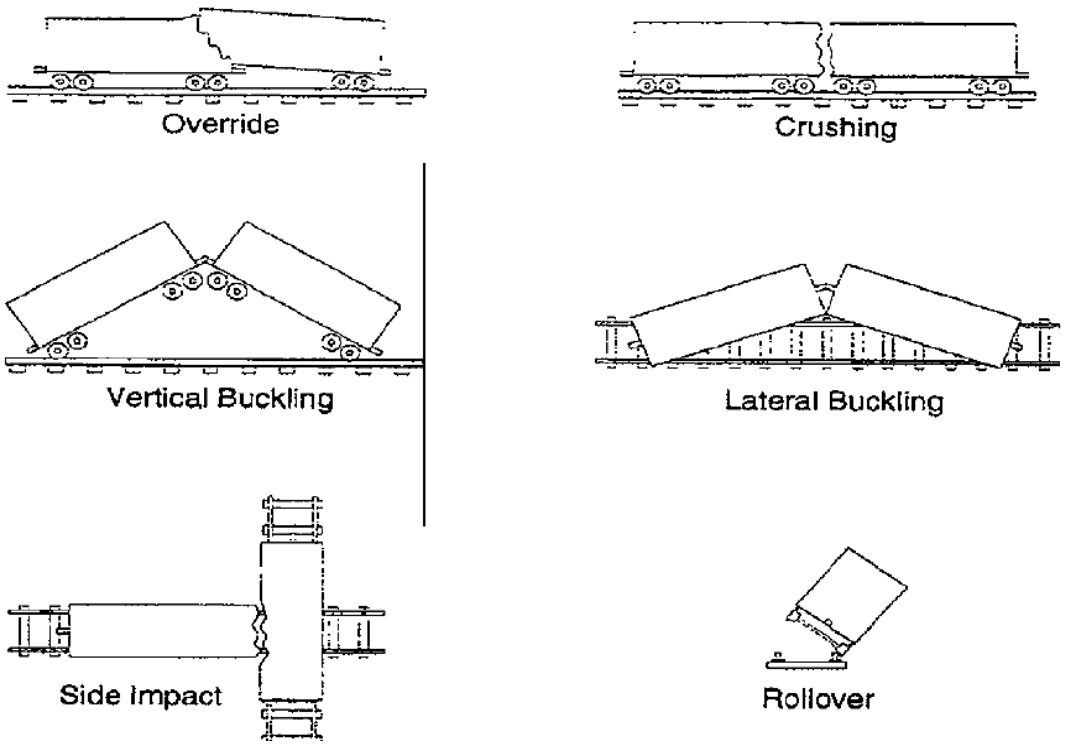
- 사고재현 기술을 응용하여 탈선 재현 시뮬레이션으로 철도차량의 일탈방호시설 (DCP = Derailment Containment Provision) 설계 검토 및 분석.

- 탈선 차량이 일탈방호시설 및 방호벽과 충돌 후 다른 철도 시설에 미치는 영향 분석.

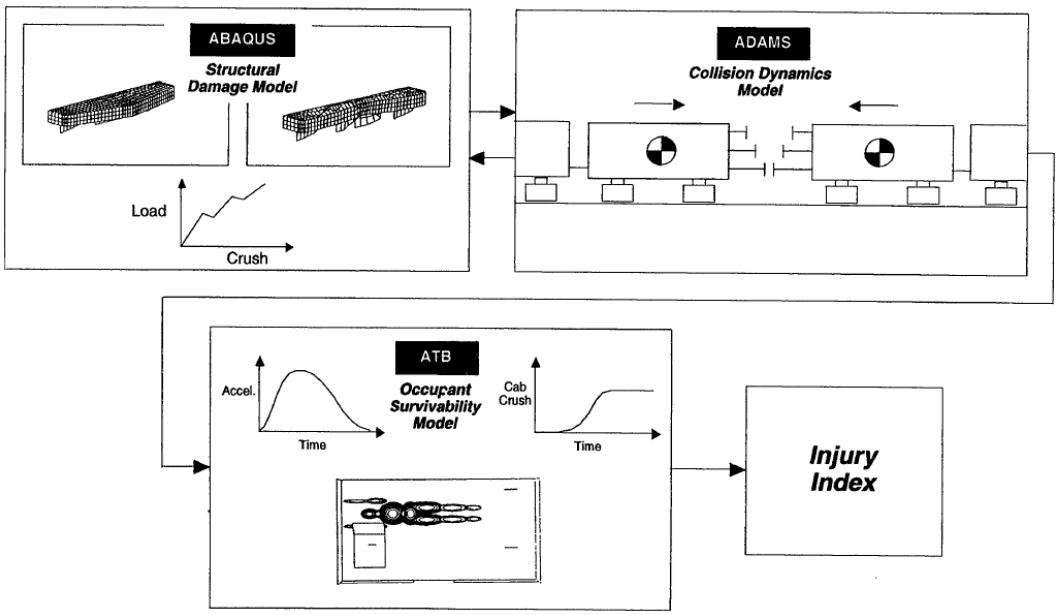
제6장. 연구 과정에서 수집한 해외 과학기술 정보

1. Locomotive Crashworthiness Research

- 두 차량이 충돌할 때 <그림 6.1.1>과 같이 몇 가지의 충돌모드가 발생함.
- 일부는 차량이 트랙위에 있고 일부는 차량이 탈선함.
- 승객의 부상 및 치명도 측면에서 보면 override의 경우가 가장 큼.



<그림 6.1.1> 철도차량 충돌/탈선 유형

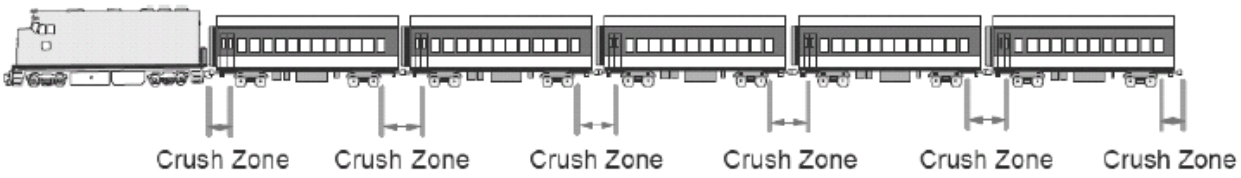


<그림 6.1.2>

- ABAQUS, ADAMS, ATB TOOL를 이용하여 열차의 구조해석, 충돌해석, 탑승자 생존성을 모델화.

2. Technical Criteria and Procedures for Evaluating the Crashworthiness and Occupant Protection Performance of Alternatively Designed Passenger Rail Equipment for Use in Tier I Service

- CEM이란 Crash Energy Management의 약자로 충돌시의 열차를 제어하는 방식.
- 브레이크나 electrical service closets 같은 특정 지역에 충격을 집중시켜서 객실이나 특정 보호가 필요한 지역에 충돌을 줄이는 시스템.
- <그림 6.2.1>은 CEM 시스템의 개념 개략도 보여줌.

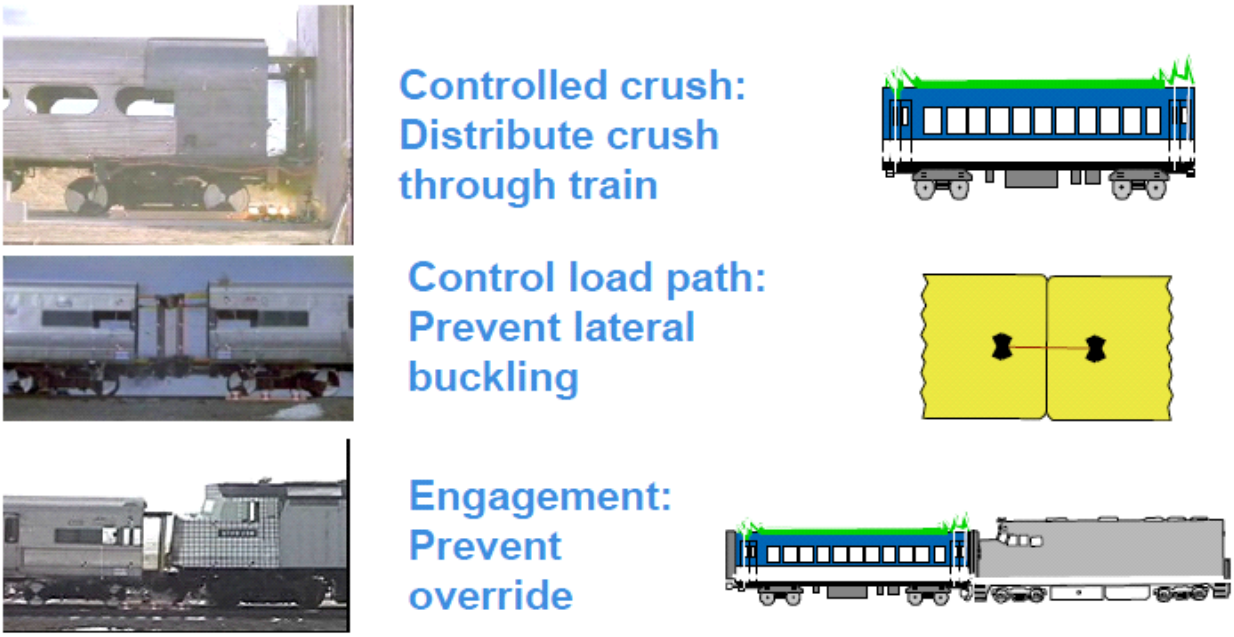


<그림 6.2.1> 여객 열차의 Crush zone 위치의 개략도

- <그림 6.2.2>는 CEM 시스템이 적용되지 않은 충돌 시험결과임.
- 강한 충격으로 인하여 열차의 횡좌굴 및 탈선 등이 일어남.
- 반면 <그림 6.2.3>에서 볼 수 있듯이 CEM 시스템이 적용된 열차의 충돌 시험 결과는 충돌에너지 흡수 장치들에 의하여 열차의 횡좌굴 및 탈선이 예방됨.



<그림 6.2.2> CEM 시스템이 적용되지 않은 충돌의 예



<그림 6.2.3> CEM 시스템이 적용된 충돌의 예

3. Investigation and Simulation of Lateral Buckling in Trains

- 동역학 시뮬레이션 모델을 이용하여 차량의 수, 트랙 곡률 그리고 충돌스피드에 따른 영향을 분석.
- 횡 좌굴은 다른 기차와 정면과 기차의 후면 충돌의 경우 많은 차량(8~10량 이상)이 있지 않은 한 발생하기 어려움.
- 객차에 횡 좌굴을 최소 하거나 예방하는 방법을 제시하고 이를 컴퓨터 시뮬레이션 모델을 이용하여 효과를 검증.
- Lateral Buckling modes (횡좌굴의 형태) : 열차의 탈선과 양방향으로의 움직임을 의미. 이 형태는 열차 충돌 시 override 형태만큼 위험하지는 않지만, Roll-over와 타 선로 차량과 충돌 같은 철도 차량의 제어 불가능한 움직임을 보여줌.

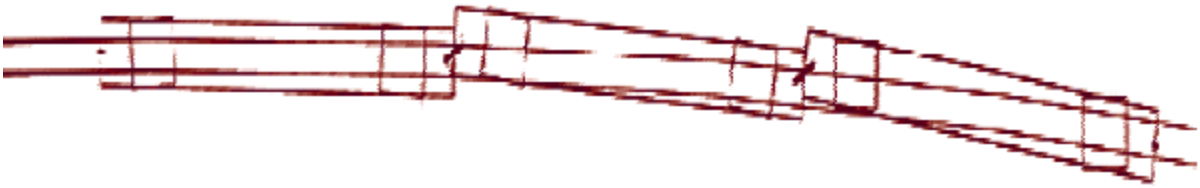


<그림 6.2.4> Saw-tooth 좌굴



<그림 6.2.5> Zigzagging

- <그림 6.2.4>에서 나타나는 좌굴은 보통 객차와 다른 기차와의 충돌에서는 거의 나타나지 않음.
- <그림 6.2.4>와 같은 거동은 트랙 자체가 문제이거나 매우 긴 트레인 충돌 시에 나타남.



<그림 6.2.6> Saw-tooth 좌굴 시뮬레이션



<그림 6.2.7> Zigzagging 시뮬레이션

- 충돌 동역학 분석 및 사고 검토를 통해 객차의 saw-tooth 좌굴은 거의 발생하지 않음.
- 컴퓨터 시뮬레이션 결과 large displacement 횡 좌굴은 9-10량의 열차와 열차 사이의 충돌일 때 발생함.
- 높은 충격 하중은 횡 좌굴을 유발함.
- 하중은 철도 차량의 구성요소 (연결기 및 언더 프레임)에 의해 결정.
- 충돌이 일어나는 지점에서 최고 하중이 적을수록 횡 좌굴이 일어나는 경향이 적음.

4. Rail Passenger Equipment Accidents and the Evaluation of Crashworthiness Strategies

- 열차와 열차 사이의 커플러는 강체로 연결되어 강한 힘이 열차에 가해졌을 때, 커플러에 의해 형성된 연결 고리는 차의 끝부분에 힘을 가하게 되고 결과적으로 열차는 좌우로 벌어짐.
- 객차의 사고는 다양한 범위 환경에서 발생되지만, 대부분 충돌의 특징은 아래와 같이 3가지 경우로 나눌 수 있다.

가. Collisions with another train (다른 열차와 충돌)

- Syracuse, New York, February 5, 2001
- Bourbonnais, Illinois, March 15, 1999
- Secaucus, New Jersey, February 9, 1996
- Silver Spring, Maryland, February 16, 1996

나. Collisions with objects, such as a grade crossing collision (수평 건널목 같은 다른 물질과 충돌)

- Portage, Indiana, June 18, 1998
- Selma, North Carolina, May 16, 1994

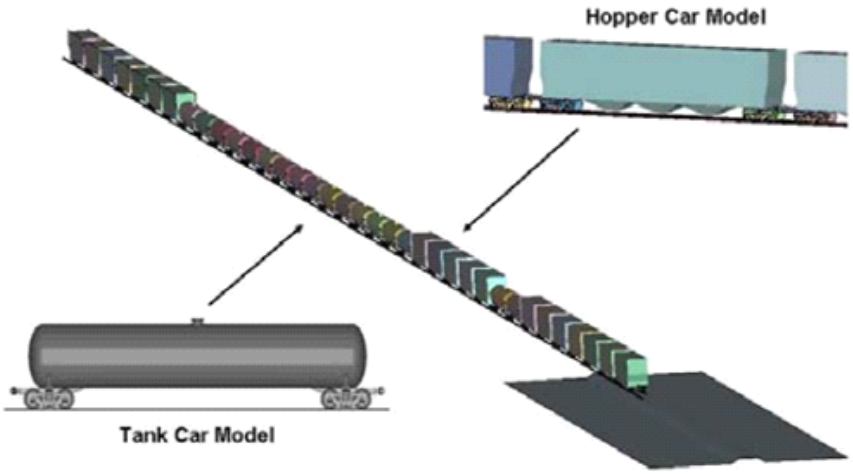
다. Single train events, such as a derailment (탈선과 같은 열차 단독 사고)

- Big Bayou Canot Bridge, Alabama, On September 22, 1993,
- Batavia, New York, on August 3, 1994 (37)

- 위에 나타나는 충돌 사고들의 사례를 바탕으로 아래와 3가지 경우의 유한요소 해석 및 동력학 충돌 시뮬레이션을 진행.

- Single-car impact into a fixed barrier (단일객차 고정된 벽에 충돌)
- Two coupled car impact into a fixed barrier (객차2량 고정된 벽에 충돌)
- Cab car-led train collision with standing locomotive-led train

4. Detailed Impact Analyses For Development of the Next Generation Rail Tank Car

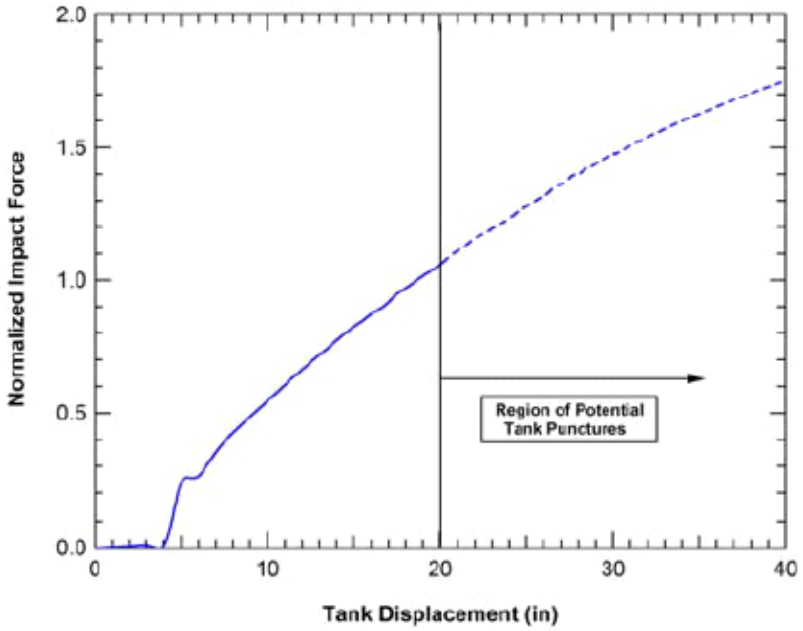


<그림 6.4.1> 36량 열차 탈선 모델



<그림 6.4.2> 탈선 후 25초 후 거동

- <그림 6.4.1>, <그림 6.4.2>는 36량 열차의 탈선 시뮬레이션 모델 및 탈선 후 25초 경과 후 거동임.
- 차량의 충돌력은 뭉툭한 물질로 부터의 정면부, 측면부 충격력을 포함함.
- 차량의 개발 목적은 충돌 상의 정면부, 측면부의 안정성을 높이기 위함임.
- 충돌 물질은 강체로 가정되며, 이 물질이 탱크에게 힘을 가할 때 탱크가 변형이 발생.
- 시뮬레이션을 이용하여 F-D 커브를 구하면 <그림 6.4.3>과 같이 나타남.



<그림 6.4.3> 탱크로리의 F-D 특성

제7장. 연구개발성과의 보안등급

- 열차의 안전성과 관련된 공공기술로서 특정한 보안 등급이 필요하지 않으나, KTX 산천의 사고재현 시뮬레이션 모델 파일은 해당업체에 상세 설계내용을 공개하지 않는다는 보안각서를 하고 사용한 데이터이므로 해당업체 승인 없이는 공개가 곤란함

제8장. 국가과학기술종합정보시스템에 등록한 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

제10장. 연구개발과제의 대표적 연구 실적

번호	구분 (논문/특허/기타)	논문명/특허명/기타	소속 기관명	역할	논문 게재지/특허 등록국가	영향력 지수	논문 게재일/특허 등록일	사사 여부 (단독 사사 또는 중복 사사)	특기 사항 (SCI 여부/인용 횟수 등)
1	논문	Theoretical cross-wind speed against rail vehicle derailment considering the cross-running wind of train and the dynamic wheel-rail effects	서울 과학 기술 대학교		Journal of Mechanical Science and technology	0.838	2016. 08	단독 사사	SCIE
2	논문	A Lightweight Design Approach for an EMU carbody Using a Material Selection Method and Size Optimization	서울 과학 기술 대학교		Journal of Mechanical Science and technology	0.838	2016. 02	단독 사사	SCIE
3	논문	도시철도차량 세브론 고무 특성 변화가 진동승차감 레벨에 미치는 영향 연구	서울 과학 기술 대학교		한국 기계가공 학회	0.198	2016. 04	단독 사사	KCI
4	논문	A Study on Prediction of Overriding for a Leading Vehicle in Train Collision	서울 과학 기술 대학교		KSME	0.25	2016. 08	단독 사사	SCOPUS
5	논문	A Study on Prediction of Lateral and Yawing Behavior for a Leading Vehicle in Train Collision	서울 과학 기술 대학교		KSME	0.25	2016. 02 제출 (수정후 게재 심사중)	단독 사사	SCOPUS
6	논문 발표	Evaluation of Failure Strength on Composite-aluminum Single-lap Joints	서울 과학 기술 대학교		ISGMA		2015. 06	단독 사사	
7	논문 발표	A Study on Prediction Theory of Overriding for a Leading Vehicle	서울 과학 기술 대학교		한국철도학회 학술발표대회 논문집		2016. 05	단독 사사	

제11장. 기타 사항

제12장. 참고 문헌

[1] P. G. Llana, “Structural Crashworthiness Standard Comparison: Grade-crossing Collision Scenarios Proceeding of RTDF2009”, ASME Rail Transportation Division Fall Technical Conference, RTDF 2009-18030, pp. 20-21, 2009

[2] A.M. Elmarakbi and J.W. Zu, “Crash analysis and modeling of two vehicles in frontal collisions using two types of smart front-end structures: An analytical approach using IHBM”, International Journal of Crashworthiness, Vol. 11, No. 5, pp. 467-483, 2006

[3] AFNOR, “The European Standard EN 15227: Railway Applications - Crashworthiness requirement for Railway Vehicle Bodies”, 2008

[4] S.R. Kim, T.S. Kwon, and J.S. Koo, “Crashworthiness evaluation of the Korean high speed train using a virtual testing model”, International Journal of Modern Physics B, Vol. 22, No. 09, 2008

[5] S. Iwnicki, “Handbook of Railway Vehicle Dynamics”, Taylor & Francis, Boca Raton, 2006

[6] X. Xue, J. Wood and A. Packham, “Modelling Collisions of Rail Vehicles with Deformable Objects”, Rail Safety and Standards Board (RSSB), Report No. AEATR-LD82141-2005 -Issue1, 2005

[7] Arczewski, K. and Fraczek, J, “Friction models and stress recovery methods in vehicle dynamics modelling”, Multibody System Dynamics, Vol. 14, No. 3-4, pp. 205-224, 2005

[8] Stringfellow, R., Rancatore, R., Liana, P. and Mayville, R., “Analysis of colliding vehicle interactions for the passenger rail train-to-train impact test”, Proceedings of the ASME/IEEE Joint, Vol. 27, pp. 11-18, 2004

[9] Shabana, A.A., Zaazaa, K.E., Escalona, J.L. and Sany, J.R., “Development of elastic force model for wheel/rail contact problems”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 269, No. 1-2, pp. 295-325, 2004

[10] Barbosa, R.S., “A 3D contact force safety criterion for flange climb derailment of a railway wheel”, Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Vol. 42, No. 5, pp. 289-300, 2004

[11] Anand Prabhakaran, Som P. Singh, and Anand R. Vithani, “Prototype Design of a Collision Protection System for Cab Car Engineers“ DOT/FRA/ORD-13/15, March, 2013

[12] Patricia G. Llana, David Tyrell and Karina Jacobsen, “Collision of Amtrak Passenger Train and Norfolk Southern Freight Train - November 30, 2007, Chicago, Illinois“ DOT/FRA/ORD-13/45, October, 2013

[13] 김거영, 조현직, 구정서, “동력분산형 차세대고속전철의 충돌안전도 개념설계 연구”, 한국철도학회 논문집, Vol. 11, No. 3, pp.300-310, 2008

[14] 김거영, 조현직, 구정서, 권태수, “동력집중식 고속열차의 충돌안전도 표준설계 가이드라인 도출”, 한국자동차공학회 논문집, Vol. 16, No. 6, pp.157-167, 2008

[15] 건설교통부 산하 항공・철도 사고조사위원회,“한국철도공사 경부선 부산역구내 KTX 고속열차 충돌 철도사고조사 보고서“, PP. 2 ~ 17, 2008.02

[16] 건설교통부 산하 항공・철도 사고조사위원회, “경부고속선 광명역 KTX열차 탈선사고 조사 보고서“, PP. 3 ~ 29, 2011.04

[17] 국토교통부 산하 항공・철도 사고조사위원회, “한국철도공사 경부선 경부선 대구역 제1204호 무궁화열차, 제4012호 KTX, WP101호 KTX열차 충돌・탈선사고 조사 보고서“,

PP. 1 ~ 35, 2013.12
[18] 박민영, 박영일, 구정서, “열차의 3차원 유한요소해석을 이용한 1차원 충돌동역학 등가 모델링 기법”, 한국철도학회 논문집, Vol. 13, No. 3, pp.139-146. 2010
[19] 김기환 외, “분산형 고속전철 충돌안전도 해석 및 평가기술연구”, 한국철도기술연구원 연구보고서, 2011
[20] 김거영, 조현직, 박민영, 구정서, “열차사고의 2차원 충돌동역학 모델링 기법 연구”, 한국철도학회 학술발표대회논문집, pp.358-363, 2008
[21] 김거영, 구정서, 권태수, “열차의 타고오름 해석을 위한 2차원 충돌동역학 모델링 기법 연구“, 한국철도학회 논문집, Vol. 14, No. 1, pp.11-18, 2011
[22] 김거영, 조현직, 구정서, “동력분산형 차세대고속전철의 충돌안전도 개념설계 연구“, Vol. 11, No. 3, pp.300-310, 2008
[23] G.Y. Kim J.S. Koo (2011) Development of FE Models of the Heavy Obstacle for the EU-TSI and Domestic Rolling Stock Safety Regulations and Application to Collision Evaluation of the Korean High-speed EMU, pp. 334-336
[24] 건설교통부, “철도차량 안전기준에 관한 지침“, 건설교통부고시, 제2007-278호
[25] EN15227, “Railway application - Crashworthiness requrements for railway vehicle bodies“
[26] 서사범, “차륜ㆍ레일의 인터페이스에 관한 안전성향상“, 철도저널, Vol. 13, No. 5, pp16-25, 2010
[27] 임남형, 이우철, 최진유, 김만철, “국외의 철도사고 분석“, 제33회 대한토목학회 정기학술대회 CIVIL EXPO 2007, pp.985-988, 2007
[28] 이승일, 이희성, “철도차량의 곡선 구간별 주행안전성 평가“, 한국소음진동공학회, Vol. 18, No. 12, pp.1301~1309, 2008
[29] 김명수, “단일윤축 탈선이론을 이용한 측풍에 의한 철도차량 탈선 예측 연구”, 공학석사학위논문, 서울과학기술대학교, 2013
[30] Deng Yongquan, Xiao Xinbiao, Eeffect of Cross-Wind on High-Speed Vehicle Dynamic Derailment“, Logistics, Vol. 5, pp.2287-2293, 2009
[31] Masagaru Kunieda, “Theoretical Study on the Mecahnics of Overturn of Railway Rolling Stock“, RTRI Railway Technical Research Report, No. 793, pp.177-186, 1972
[32] 최세영, 구정서, 유원희, “철도차량 충돌에 의한 타고오름 탈선거동 예측을 위한 단일윤축 이론모델 개발“, 한국철도학회논문집, Vol.14, No. 3, pp.203-210, 2011
[33] C.R.Paetsch, A.B.Perlman, and D.Y.Jeong, “Dynamic Simulation of Train Derailments“, Proceedings of IMECE 2006-14607, pp. 105-114, 2006
[34] J.S. Koo, H.J. Cho, “A method to predict the derailment of rolling stock due to collision using a theoretical wheelset derailment model“, Multibody System Dynamics, Vol. 27, No. 4, pp.403-422, 2012
[35] M. Busquet, H. Chollet, L. Baillet, C. Dagorn, J. B. Ayasse, and Y. Berthier, “From Railway Dynamics to Wheel/Rail Contact Mechanics, an Approach for the Modelling of the Wheel/Rail Contact : Elasto- plastic Response of the Railhead“, Proc. IMechE, Vol. 220. Part. F, 2006
[36] Ls-dyna keyword user’s manual, Version 971, 2007
[37] 김거영, 구정서, “수학적 모델을 이용한 열차의 타고오름 해석 연구“, 한국자동차공학회 부문종합 학술대회, pp.1907-1908, 2010

연구개발계획과 집행실적의 대비표

사 업 명	국토교통기술촉진연구사업							
과 제 명	탈선/충돌 복합사고 열차의 손상범위 분석을 위한 사고재현 기술개발							
주관연구기관	서울과학기술대학교 산학협력단							
주관연구책임자	(소속) 서울과학기술대학교 철도전문대학원			(성명) 구 정 서				
해당연도 연구개발비(천원)	정 부 출연금	247,000	정부외 출연금	-	기 업 부담금 (현물)	-	계	247,000
해 당 연 도 연구개발기간	2014. 07. 11. ~ 2016. 07. 10.(24 개월)							
참 여 기 업								

「국가연구개발사업의 관리 등에 관한 규정」 제19조제1항에 따라 위 연구개발과제의 연구개발비 사용실적보고서를 붙임과 같이 제출합니다.

2016 년 09 월 29 일

주관연구책임자: 구 정 서

주관연구기관: 서울과학기술대학교 산학협력단

국토교통과학기술진흥원 귀하

1. 연구개발비 사용명세서(총괄용) (단위: 천원)

구 분 / 비 목	당초계획	변경예산	사용금액	증 감	증감사유	다음해 이월액
직접비	192,253	192,253	192,253	0	-	0
• 인건비	24,000	36,940	36,940	+12,940	졸업 후 뉴레일 연구소 소속으로 과제 참여	0
• 학생인건비	93,820	80,880	80,880	-12,940		0
• 연구장비·재료비	22,623	23,726.6	23,726.6	+1,103.6	소프트웨어 임차 비용 증가	0
• 연구활동비	14,256	13,675.35	13,675.35	-580.65		0
• 연구과제추진비	21,932	21,409.05	21,409.05	-522.95		0
• 연구수당	15,622	15,622	15,622	0	-	0
• 위탁연구개발비	-	-	-	-	-	-
간접비	54,747	54,747	54,747	-	-	0

비 고
1. 이 연구개발비 사용명세서(총괄용)는 필요한 경우에만 작성합니다.
2. ( )안에는 각 비목별 금액중 참여기업이 부담한 현물을 적어야 합니다.
* 다만, 학생인건비는 현금지급액만 적습니다.

주관연구기관의 자체평가의견서

1. 과제 현황

	과제번호			15CTAP-C066444-02		
사업 구분	국토교통기술촉진연구사업					
연구 분야	철도차량			과제 구분		단위
사업명	국토교통기술촉진연구사업					주관
주관과제	탈선/충돌 복합사고 열차의 손상범위 분석을 위한 사고재현 기술개발			주관연구책임자		구정서
세부과제명	탈선/충돌 복합사고 열차의 손상범위 분석을 위한 사고재현 기술개발			과제 유형		기초
연구기관	서울과학기술대학교 산학협력단			연구책임자		구정서
연구 기간 연구개발비 (천원)	연차	연구개발기간	정부출연금	기업부담금	정부 외 출연금	계
	1차 연도	2014-07-11 ~2015-07-10	99,000	-	-	99,000
	2차 연도	2015-07-11 ~2016-07-10	148,000	-	-	148,000
	계	2014-07-11 ~2016-07-10	247,000	-	-	247,000
참여기업	-					
상대국	-		상대국 연구기관		-	

2. 평가일: 2016년 08월 01일

3. 평가자(연구책임자):

소속	직위	성명
서울과학기술대학교 철도전문대학원	교 수	구 정 서

4. 평가자(연구책임자) 확인:

본인은 평가 대상 과제에 대한 연구개발성과에 대하여 객관적으로 기술하였으며, 공정하게 평가하였음을 확약하며, 이 자료가 전문가 및 전문기관 평가 시에 기초 자료로 활용되기를 바랍니다.

확 약	

Ⅰ. 연구개발 실적

다음 각 평가 항목에 따라 자체 평가한 등급 및 실적을 간략하게 기술(200자 이내)

1. 연구개발성과의 우수성/창의성

■ 등급: (**아주 우수**, 우수, 보통, 미흡, 불량)

- 본 연구는 열차 탈선/충돌/전복 등 사고의 진행과정을 시뮬레이션으로 재현하는 기술개발인데, 자동차에서는 보편화된 기술이나 열차의 경우 모델의 복잡성으로 인하여 사례가 매우 드문 실정임. 본 연구에서는 열차사고 재현용 시뮬레이션/모델링 도구를 개발하여 사고발생 즉시 재현하고 차량 및 인명에 미친 영향을 분석하는 것임.

- G7고속전철기술개발사업, 철도종합안전기술개발사업, 차세대고속전철개발사업 등의 고속열차의 충돌 및 탈선안전 설계기술 개발 성과에도 불구하고, 최근 발생하는 KTX 탈선/충돌사고 후, 수리 및 보수점검 방안 마련에 난점이 발생하고 있음.

- 국내외적으로 열차의 사고재현 시뮬레이션에 대한 공개된 기술 자료가 없음. 본 연구에서는 각종 탈선 동역학 요소이론 및 파손 모델링 방법을 개발하고 사고 열차에 적용하여 탈선/충돌 복합사고 진행의 전 과정을 재현 시뮬레이션 하는 기술을 확보하는 것이 목표임

- 본 연구의 열차 사고재현기술은 세계 최고수준의 모델링 & 시뮬레이션 기술이며, 이전의 연구들은 열차 충돌안전도 및 탈선방지 설계 기술연구로서, 본 연구와는 차별화 됨.

2. 연구개발성과의 파급 효과

■ 등급: (**아주 우수**, 우수, 보통, 미흡, 불량)

- 본 연구는 국제적으로 강화되고 있는 열차사고 안전성 향상설계 기준 강화에 적극적으로 대처하는 파급효과가 기대됨

- 사고발생 후 사고재현 시뮬레이션을 통하여 신속한 수리 및 유지보수 방안 도출이 가능하여 열차의 안전성 및 가용성 향상에 일조함.

- 본 연구결과를 국토교통부 사고조사위원회에 제공하여 ①사고 조사시 조사 및 계측 기록항목을 체계화 하고, ② 사고 발생시 신속히 사고재현 및 피해범위를 분석하여 수리와 유지보수에 활용

3. 연구개발성과에 대한 활용 가능성

■ 등급: (**아주 우수**, 우수, 보통, 미흡, 불량)

- 본 연구 성과는 향후 사고후 즉시 차량 수리 방향과 범위를 정할 수 있고 인명 피해 저감을 달성할 수 있는 설계 개선방안 도출에도 활용될 수 있음.

- 향후 KTX 산천에서 충돌/탈선 복합사고가 발생할 경우, 개발된 컴퓨터 모델 시뮬레이션을 통하여 1개월 이내에 손상부위를 추정하여 수리 및 유지보수에 유용하게 활용할 것임.

- 고속열차의 편성차량가격 (약 300억원 수준)과 1일 운행수입 (5천만 수준)이 높고, 여객 수요가 많으므로 사고 발생 후, 신속한 복구와 차량 수리가 매우 중요함.

- 국토교통부 사고조사위원회에 본 연구성과를 소개하고, 사고 조사시 확보할 물리적 측정 값을 제공하고, 본 성과를 사고원인 및 피해범위 분석에 활용하도록 조처

---

4. 연구개발 수행의 성실도

■ 등급: (**아주 우수**, 우수, 보통, 미흡, 불량)

- 본 연구에서 주 모델로 사용된 KTX 산천 도면, 동적부품들의 기계적 특성, 광명역 고속열차 사고 기록 자료들을 확보하는데 큰 어려움이 있었음

- 세부연구 주제별로 추진일정을 준수하고, 당초 목표 뿐만 아니라 연구과정에서 필요한 사항(다양한 사고원인을 위한 모델링 도구 등)이 발견된 추가 사항도 연구를 달성함.

- 당초 연구 성과를 모두 달성하고 연구비도 적정하게 집행함.

- SCI 급 논문 2편 게재, Scopus 1편 게재, Scopus 1편 게재예정, KCI 1편 게재를 하여 정량적으로 당초계획을 달성하고 정성적으로는 초과달성(KCI 2건 → Scopus 2건)함.

---

5. 공개 발표된 연구개발성과(논문, 지적소유권, 발표회 개최 등)

■ 등급: (아주 우수, 우수, 보통, 미흡, 불량)

번호	구분 (논문/ 특허/ 기타)	논문명/특허명/ 기타	소속 기관명	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	Theoretical cross-wind speed against rail vehicle derailment considering the cross-running wind of train and the dynamic wheel-rail effects	서울 과학 기술 대학교	Journal of Mechanical Science and technology	0.838	2016. 08	단독 사사	SCIE
2	논문	A Lightweight Design Approach for an EMU carbody Using a Material Selection Method and Size Optimization	서울 과학 기술 대학교	Journal of Mechanical Science and technology	0.838	2016. 02	단독 사사	SCIE
3	논문	도시철도차량 세브론 고무 특성 변화가 진동승차감 레벨에 미치는 영향 연구	서울 과학 기술 대학교	한국 기계가공 학회	0.198	2016. 04	단독 사사	KCI
4	논문	A Study on Prediction of Overriding for a Leading Vehicle in Train Collision	서울 과학 기술 대학교	KSME	0.25	2016. 06 인쇄중	단독 사사	SCOPUS
5	논문	A Study on Prediction of Lateral and Yawing Behaviors for a Leading Vehicle in Train Collision	서울 과학 기술 대학교	KSME	0.25	2016. 02 제출 (수정후 게재 심사중)	단독 사사	SCOPUS
6	논문 발표	Evaluation of Failure Strength on Composite-aluminum Single-lap Joints	서울 과학 기술 대학교	ISGMA		2015. 06	단독 사사	
7	논문 발표	A Study on Prediction Theory of Overriding for a Leading Vehicle	서울 과학 기술 대학교	한국철도학회 학술발표대회 논문집		2016. 05	단독 사사	

Ⅱ. 연구 목표 달성도

세부 연구 목표 (연구계획서의 목표)	비중 (%)	달성도 (%)	자체평가
대차의 이론 탈선 모델	8	100	- 탈선조건에 따른 단일윤축에 대한 탈선이론식을 정립한 후 수치모델의 시뮬레이션을 통해 이론식을 검증. - 단위차량 비정상 탈선 모델을 만든 후 검증된 탈선이론식을 적용하여 모델링 검증.
대차의 수치 탈선 모델	5	100	
단위차량 비정상 탈선 모델	8	100	
차량 간 타고오름의 이론 모델	8	100	- 차량 간 충돌로 인하여 발생되는 타고오름 거동에 대한 이론식을 정립한 후 수치 모델의 시뮬레이션을 통해 이론식을 검증.
차량 간 타고오름의 수치 모델	5	100	
차륜-궤도 접촉 모델	8	100	- 롤링 컨택과 동일한 탈선 거동을 묘사하기 위해 단순 2점접촉 모델링. - 사고열차 탈선변위를 이용한 차륜-노반의 마찰계수 도출 이론 개발
차량 간 및 차량-대차간 연결부 파손 모델	5	100	- 비선형 모델링 기법을 이용하여 파손 모델링. - 실제현상과 동일한 접촉을 위한 접촉조건 설정.
열차의 타고오름 모델	5	100	- 차량 간 충돌로 인하여 발생되는 타고오름 또는 지그재깅 거동에 대한 이론식을 정립한 후 시뮬레이션을 통해 이론식을 검증. - 이론식 모델을 기반으로 열차의 타고오름 또는 지그재깅 모델 해석 기법 제시.
열차의 지그재깅 모델	5	100	
사고재현 모델 해석에 의한 손상 부위 예측 방법 제시	9	100	- 사고재현 모델링 기법 및 이론을 기반으로 한 시뮬레이션 결과를 실제 사고와 비교평가 (거동, 파손 부위 등) - 시뮬레이션 결과를 바탕으로 손상부위를 예측하여 손상 정도와 위치에 따른 손상 검사방법 제시. - 손상 정도와 위치에 따라 그에 알맞은 수리 방법을 제시하고, 보수 부위에 대한 추적관리 방법 제시.
손상예측 부위에 대한 PT/RT적용과 손상부위 선정방법 제시	9	100	
사고차량 사후관리 지침 제시	8	100	
단위차량에 대한 사고 재현 모델 파일	8	100	- 사고재현 모델링 기법 및 이론을 기반으로 만들어진 비선형 손상 모델 해석 파일 도출.
편성열차에 대한 사고 재현 모델 파일	9	100	
합계	100점		

Ⅲ. 종합 의견

1. 연구개발성과에 대한 종합의견

- 본 연구는 그동안 국내에서 이루어진 한국형고속철도차량(KHST)기술개발 사업, 차세대고속철도차량(해무)기술개발사업, 철도종합안전기술개발사업 등에서 단편적으로 개발된 충돌/탈선 예측 및 시뮬레이션 기술들을 통합하고, 사고후 거동을 재현할 수 있는 사고재현 모델링 도구를 개발하여, 사고에 대비한 안전성 향상 설계와 사고후 수리/유지보수에 필요한 철도차량 사고재현 모델을 개발하는 것임.

- 1차년도 연구에서는 열차의 사고재현에 필요한 단위 차량기반의 탈선/충돌 역학 기본 이론, 사고원인 모델링 도구, 단위 차량 모델링 기술을 개발하고 검증하였음. 또한 국내 KTX 사고 자료를 입수하여 분석 완료하고, 분석 대상인 KTX 산천 도면자료 및 기계적 물성자료를 입수하여 모델링 완료하였음.

- 2차년도 연구에서는 단위 차량에 대한 1차년도 연구결과를 바탕으로 열차의 타고오름 모델, 열차의 타고오름 모델, 사고재현 모델 해석에 의한 손상 부위 예측 방법, 사고차량 사후관리 지침 등을 개발하고 KTX 단위 차량 및 편성열차에 대한 사고 재현 모델 파일 개발함.

2. 평가 시 고려할 사항 또는 요구사항

- 본 연구의 양적 성과목표의 경우 국내 학술지(KCI급) 3건 게재 및 국제학술지 게재 2건임.

- 현재 SCI급 국제학술지에 1건은 게재완료 했고, 1건은 8월말 발행으로 인쇄중임 (Journal of Mechanical Science & Technology).

- 현재 Scopus 국제학술지에 1건은 게재완료 했고, 1건은 수정게재 심사 중 임.

- 현재 KCI급 국내학술지에 1건 게재완료.

- Scopus 국제학술지 게재 1건이 수정게재 심사 중이나 심사 의견으로 판단하면 게재가 확실함.

3. 연구개발성과의 활용방안 및 향후 조치에 대한 의견

- 향후 KTX산천에서 충돌 또는 탈선사고나 이들의 복합사고가 발생할 경우 시뮬레이션을 통하여 1개월 이내에 손상부위를 추정할 수 있는 컴퓨터 모델이 확립되어 유용하게 활용될 것임.

- 개발된 기술과 KTX 사고재현 모델의 활용성을 높이기 위하여 도면을 제공한 차량업체와 국토교통부 철도사고조사위원회에 연구 성과를 홍보하고 KTX 사고 발생시 사고분석과 차량 피해범위 산정에 적극 활용하도록 함.

Ⅳ. 보안성 검토 (※ 보안성이 필요하다고 판단되는 경우 작성)

1. 연구책임자의 의견

- 열차의 안전성과 관련된 공공기술로서 특정한 보안 등급이 필요하지 않으나, KTX 산천의 사고재현 시뮬레이션 모델 파일은 해당업체에 상세 설계내용을 공개하지 않는다는 보안각서를 하고 사용한 데이터이므로 해당업체 승인 없이는 공개가 곤란함.

2. 연구기관 자체의 검토 결과

- 열차의 안전성과 관련된 공공기술로서 특정한 보안 등급이 필요하지 않으나, KTX 산천의 사고재현 시뮬레이션 모델 파일은 해당업체에 상세 설계내용을 공개하지 않는다는 보안각서를 하고 사용한 데이터이므로 해당업체 승인 없이는 공개가 곤란함.

연구개발성과 활용 보고서

과제 번호	15CTAP-C066444-02
사업 구분	대사업명 국토교통기술촉진연구사업 중사업명 세부사업명

기술 분야	철도차량	연구과제명	탈선/충돌 복합사고 열차의 손상범위 분석을 위한 사고재현 기술개발

주관 연구책임자	성명	구 정 서	직급(직위)	교 수
	전화번호	02-970-6878	전자우편	koojs@seoultech.ac.kr
	휴대전화번호	010-2977-6878	팩스번호	-
	과학기술인등록번호	10096175		

연구기간 및 연구개발비 (단위: 천원)	연구기간	정부출연금	기업부담금	정부 외 출연금	계
	2014-07-11 ~2015-07-10	99,000	-	-	99,000
	2015-07-11 ~2016-07-10	148,000	-	-	148,000
	합계	247,000	-	-	247,000

참여기업명	

성과활용보고서 작성자	성명	구 정 서	직급(직위)	교 수
	전화번호	02-970-6878	전자우편	koojs@seoultech.ac.kr
	휴대전화번호	010-2977-6878	팩스번호	-
	과학기술인등록번호	10096175		

연구개발성과의 활용(해당란에 '○' 표시)

사업화 완료	사업화 추진 중	2단계 연구 추진	기술 지원 활용	정책 활용	선행 및 기초 연구 활용	그 밖의 목적 활용	활용 중단
					○	광명역 KTX탈선사고 분석	

'그 밖의 목적 활용' 을 선택한 경우 구체적 활용 실적을 서술합니다.

'활용 중단' 을 선택한 경우 구체적 활용 중단 사유를 서술합니다.

· **참여기관 외 활용 허용** [**예**, 아니오]

국가연구개발사업의 연구개발 결과 활용 보고서를 제출합니다.

2016 년 09 월 29 일

주관연구기관의 장: 서울과학기술대학교 산학협력단 (직인)

국토교통과학기술진흥원장 귀하

1. 과학적 성과

▢ 논문(국내외 전문 학술지) 게재

번호	논문명	학술지명	주저자명	호	국명	발행기관	SCI 여부 (SCI/비SCI)	게재일
1	Theoretical cross-wind speed against rail vehicle derailment considering the cross-running wind of train and the dynamic wheel-rail effects	Journal of Mechanical Science and technology	김명수	8	대한민국	JMST	SCIE	2016.08
2	A Lightweight Design Approach for an EMU carbody Using a Material Selection Method and Size Optimization	Journal of Mechanical Science and technology	조정길	2	대한민국	JMST	SCIE	2016.02
3	A Study on the Effect of Changes in Chevron Rubber Characteristics on the Vibrational Ride Comfort Level of a Subway Vehicle	The Korean Society of Manufacturing Process Engineers	박남철	2	대한민국	KSMPE	KCI	2016.04
4	A Study on Prediction of Overriding for a Leading Vehicle in Train Collision	The Korean Society of Mechanical Engineers	김준우		대한민국	KSME	SCOPUS	2016.08

▢ 국내 및 국제 학술회의 발표

번호	회의 명칭	발표자	발표 일시	장소	국명
1	International Symposium on Green Manufacturing and Applications	조정길	2015. 06	칭다오	중국
2	A Study on Prediction Theory of Overriding for a Leading Vehicle	김준우	2016. 05	경주	한국

▢ 기술 요약 정보

연도	기술명	요약 내용	기술 완성도	등록 번호	활용 여부

'기술 미활용' 의 경우 구체적 사유를 서술합니다.

· **참여기관 외 활용 허용** [예, 아니오]

· **허용 방식**[번호표기] 1) 양도 2) 실시권 허락 3) 기술지도 4) 공동연구 5) 합작투자 6) 인수합병

▢ 보고서 원문

연도	보고서 구분	발간일	등록 번호
2015	중간 보고서	7월 10일	
2016	최종 보고서	8월 10일	

▢ 생명자원(생물자원, 생명정보)/화합물

번호	생명자원(생물자원, 생명정보)/화합물 명	등록/기탁 번호	등록/기탁 기관	발생 연도

2. 기술적 성과

▢ 지식재산권(특허, 실용신안, 의장, 디자인, 상표, 규격, 신품종, 프로그램)

번호	지식재산권 등 명칭 (건별 각각 기재)	국명	출원				등록				기여율	활용 여부
			출원인	출원일	출원 번호	등록 번호*	등록인	등록일	등록 번호	등록 번호*		

* 연구개발성과 관리·유통 전담 기관에 등록한 번호 기재

(활용의 경우) 현재 활용 유형 체크, (미활용의 경우) 향후 활용 예정 유형 선택 (최대 3개 중복선택 가능)

번호	제품화	방어	전용실시	통상실시	무상실시	매매/양도	상호실시	담보대출	투자	기타

▢ 저작권(소프트웨어, 서적 등)

번호	저작권명	창작일	저작자명	등록일	등록 번호	저작권자명	기여율

▢ 신기술 지정

번호	명칭	출원일	고시일	보호 기간	지정 번호

▢ 기술 및 제품 인증

번호	인증 분야	인증 기관	인증 내용		인증 획득일	국가명
			인증명	인증 번호		

▢ 표준화

번호	수행 기관명	표준화 주제	표준화 기구	표준화 단계	관련 번호	제출(채택)일	국가

3. 경제적 성과

▢ 시제품 제작

번호	시제품명	출시/제작일	제작 업체명	설치 장소	이용 분야	사업화 소요 기간

▢ 기술 거래(이전) 등

번호	기술 이전 유형	기술 실시 계약명	기술 실시 대상 기관	기술 실시 발생일	기술료 (해당 연도 발생액)	누적 징수 현황

▢ 사업화 투자실적

번호	추가 연구개발 투자	설비 투자	기타 투자	합계	투자 자금 성격

▢ 사업화 현황

번호	사업화 방식	사업화 형태	지역	사업화명	내용	업체명	매출액 (백만원, 천달러)		매출 발생 연도	기술 수명
							국내	국외		

▢ 매출 실적(누적)

구분		발생 연도	매출액(백만원, 천달러)		합계	산정 방법
			국내	국외		
사업화명		○○○○년				
합계						

▢ 고용 창출

번호	사업화명	사업화 업체	○○○○년	○○○○년	○○○○년	○○○○년	○○○○년	합계
			명	명	명	명	명	명
합계			명	명	명	명	명	명

▢ 비용 절감(누적)

구분	발생 연도	비용 절감액	산정 방법
사업화명	○○○○년		
합계			

▢ 경제적 파급 효과

(: 백만원/년)

구분	사업화명	수입 대체	수출 증대	매출 증대	생산성 향상	고용 창출 (인력 양성 수)	기타
해당 연도							
기대 목표							

▢ 산업 지원(기술지도)

번호	내용	기간	참석 대상	장소	인원

4. 사회적 성과

▢ 법령 반영

번호	구분 (법률/시행령)	활용 구분 (제정/개정)	명 칭	해당 조항	시행일	관리 부처	제정/개정 내용

▢ 정책활용 내용

번호	구분 (제안/채택)	정책명	관련 기관 (담당 부서)	활용 연도	채택 내용

▢ 설계 기준/설명서(시방서)/지침/안내서에 반영

번호	구 분 (설계 기준/설명서/ 지침/안내서)	활용 구분 (신규/개선)	설계 기준/설명서/ 지침/안내서 명칭	반영일	반영 내용

▢ 전문 연구 인력 양성

번호	분류	기준 연도	현황									
			학위별				성별		지역별				
			박사	석사	학사	기타	남	여	수도권	충청권	영남권	호남권	기타
1		2016	1	3			4		4				

▢ 산업 기술 인력 양성

번호	프로그램명	프로그램 내용	교육 기관	교육 개최 횟수	총 교육 시간	총 교육 인원

▢ 타 연구개발사업에의 활용

번호	과제 발주처	사업명	과제명	책임자	연구비

▢ 국제화 협력성과

번호	구분 (유치/파견)	기간	국가	학위	전공	내용

▢ 기술 무역

번호	계약 연월	계약 기술명	계약 업체명	계약업체 국가	기징수액 (원)	총 계약액 (원)	해당 연도 징수액(원)	향후 예정액 (원)	수출/ 수입

▢ 홍보 실적

번호	홍보 유형	매체명	제목	홍보일

▢ 포상 및 수상 실적

번호	종류	포상명	포상 내용	포상 대상	포상일	포상 기관

부록 1

광명역 탈선 사고재현 시뮬레이션을 이용한 수리범위와 사후관리 방안 도출 제시

(성과증빙자료)

주관 : 서울과학기술대학교

국 토 교 통 부
국토교통과학기술진흥원

〈 목 차 〉

제 1장. 사고 분석 ····· 164
1. 현장조사 ····· 164
2. 변형 및 파손 부위 ····· 168

제 2장. 사고재현 시뮬레이션 ····· 172
1. 시뮬레이션 모델링 ····· 172
2. 시뮬레이션 검증 ····· 177

제 3장. 피해 분석 및 보수방안 ····· 189
1. 피해범위 선정 ····· 189
2. 보수방안 및 추적관리 ····· 195

제 1장. 사고 분석

제 1절. 현장 조사

1. 선로전환기

- 관제센터 신호담당직원은 관제사 B로부터 “A902호 (점검열차)가 06:02경 광명역 진입 시 차내신호가 사라진다.” 는 통보를 받고, 신호 문제인지를 관제센터 감시표시반(MMI)에서 확인한 결과 이상 없었음.

- 모니터링 중 관제사로부터 두 번째 열차인 A7862호(06:26경)도 똑같은 현상이 나타난다는 통보를 받고 06:30경 광명신호제어사업소 선임전기장에게 장애발생 통보.

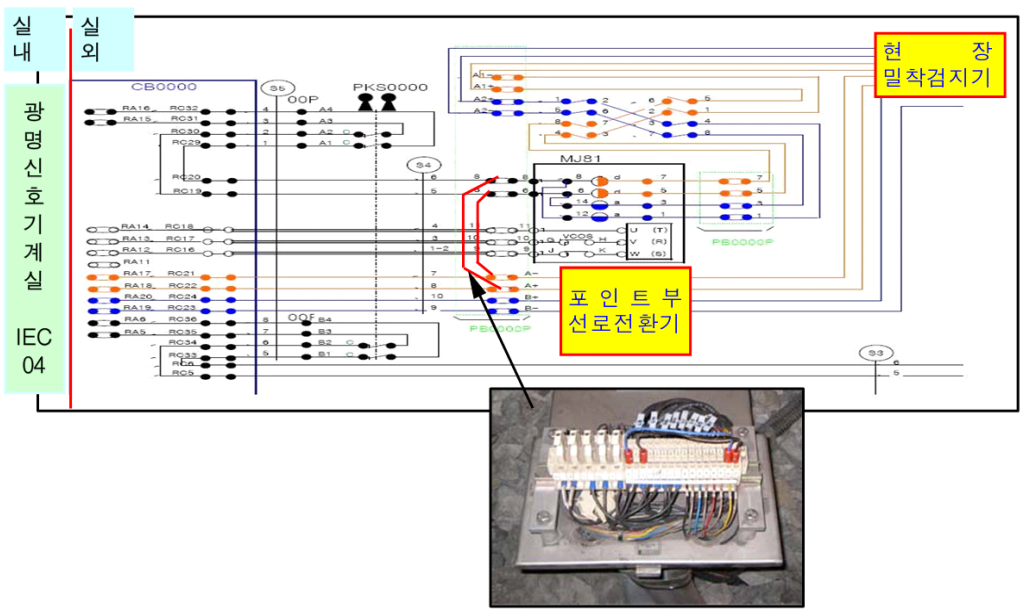
- 신호장애를 통보받은 선임전기장 등 2명은 광명신호계전기실로 이동하여 궤도회로와 연동장치 유지보수자용 단말기로 확인 결과, 실내장치에는 이상이 없었고 제0458호 선로전환기의 불일치 장애임을 확인.

- 열차가 진입할 때 장애현상이 나타났다가 열차가 지나간 후 정상상태로 회복되는 것을 볼 때 당일 새벽 시간(01:18~04:24)에 실시된 제어케이블 교체작업 개소와 관련이 있을 것이라고 판단.

- 07:05경 관제센터 신호담당직원은 광명신호제어사업소 선임전기장에게 “실내문제가 아니면 「밀착검지기」 조건을 현장에 이동하여 직결하라”고 하라고 지시.

- 현장에 도착하여 선로전환기(크로싱부) 입·출력단자 전압을 측정하였는데, A102열차(07:24)가 통과하여 전압변동을 측정한 결과 이상이 없음을 확인.

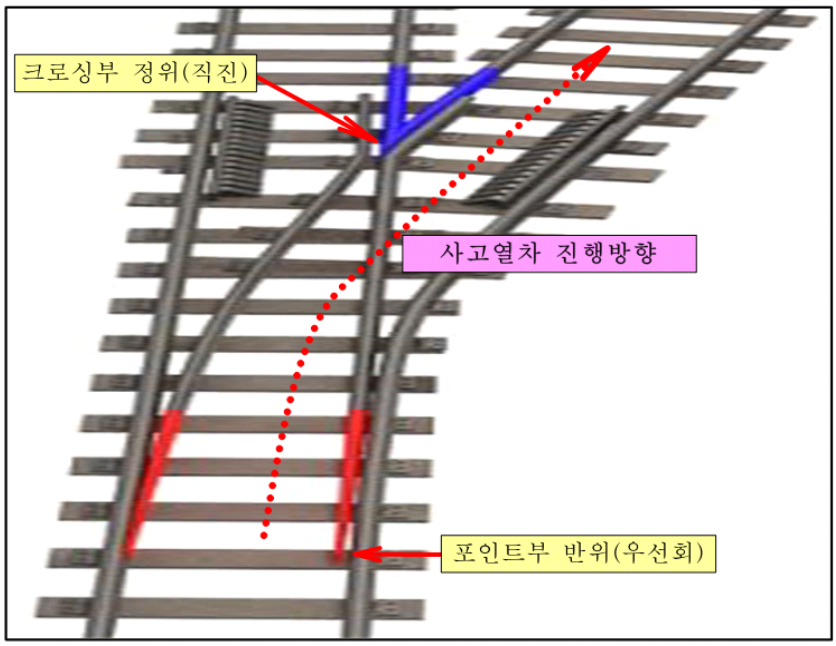
- 제0458호 선로전환기 포인트부로 이동하여 <그림 1.1.1.1>과 같이 포인트박스내의 단자 8번(+)과 A^{+}, 6번(-)과 A^{-}를 각각 점퍼선으로 직결.



<그림 1.1.1.1> 제0458호 선로전환기 PB 진로표시회로 결선변경 상태

- 선임전기장은 관제센터 신호담당직원으로부터 「밀착검지기 직결」을 지시 받았으나, 밀착검지기 6개 중 정확한 장애 개소를 알 수 없어 밀착검지기 대신 포인트박스내 진로표시회로를 직결.

- PB 진로표시회로의 결선이 임의로 변경된 구체적 내용을 모른 채, 관제사가 사고열차의 진로를 제2번선에서 제3번선 쪽으로 구성시켰을 때 선로전환기는 반위(우선회)측으로 전환되었으나 관제센터의 표시화면에는 「불일치」가 나타나 진로 구성이 되지 않았고, 다시 진로를 정위(직진)방향으로 구성시켰을 때 표시화면에는 「정상」으로 나타났지만, <그림 1.1.1.2>와 같이 선로전환기의 포인트부는 반위(우선회)로, 크로싱부는 정위(직진)로 위치하는 비정상상태로 됨.



<그림 1.1.1.2> 제0458호 선로전환기 진로상태

2. 차량 주행상황

- 사고열차는 116 km/h 속도로 광명역에 접근 중 차내신호기에 90 km/h 예고표시가 표출되어 기관사는 상용제동을 취급하여 90 km/h까지 감속하면서 타력으로 운행.

- 제0458호 선로전환기 포인트부를 86 km/h 속도로 통과 중 관제사가 예고한 정위(직진) 방향으로 진입하지 않고, 반위(우선회) 방향으로 진입.

- 제0458호 선로전환기 크로싱부를 약 82 km/h 속도로 통과 중 최전부차량의 우측차륜은 가드레일의 지지를 받아 건널선의 기본레일을 따라 계속 진행.

- 좌측차륜은 가동노즈 분기기를 타고 넘어 건널선으로 진행하던 중 차내신호기에 정지신호(RRR)가 현시되고, 2초 후 자동으로 비상제동이 체결되어 감속되면서 선두차량 4량은 가동노즈 분기기를 타고 넘어 건널선으로 진행.

- 선두 4량 차륜의 가동크로싱 통과 개략도는 <그림 1.1.2.1>과 같음.

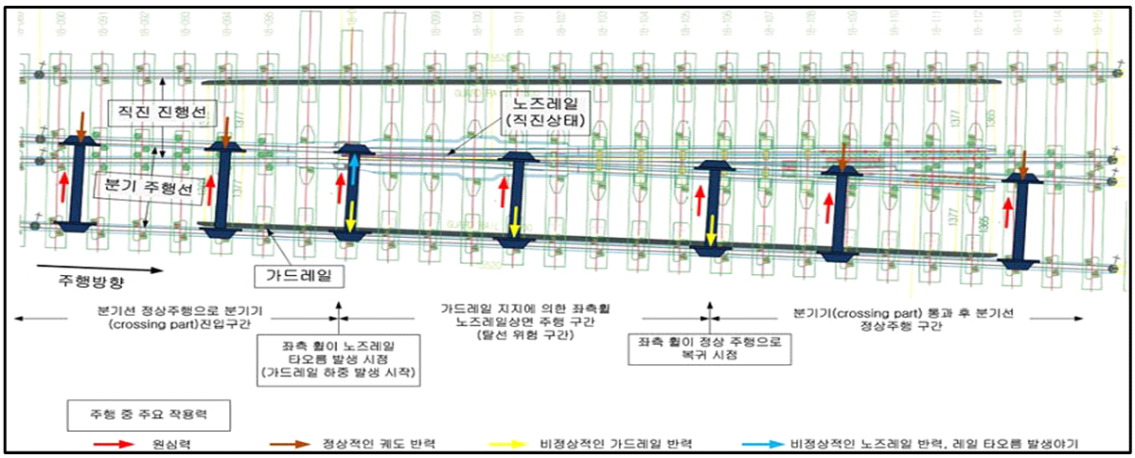
- 5~10호까지 6개 차량이 가동크로싱을 통과하면서 탈선되는 과정은, 1~4호 차량의 연속 통과로 증가된 노즈레일 반력으로 인하여 가드레일의 파괴가 시작되었고 5호차 전부대차가 통과할 때 절단.

- 가드레일이 절단됨으로써 원심력을 지지할 수 있는 힘이 감소되어 5호차를 포함한 나머지 6량이 연속적으로 이탈.

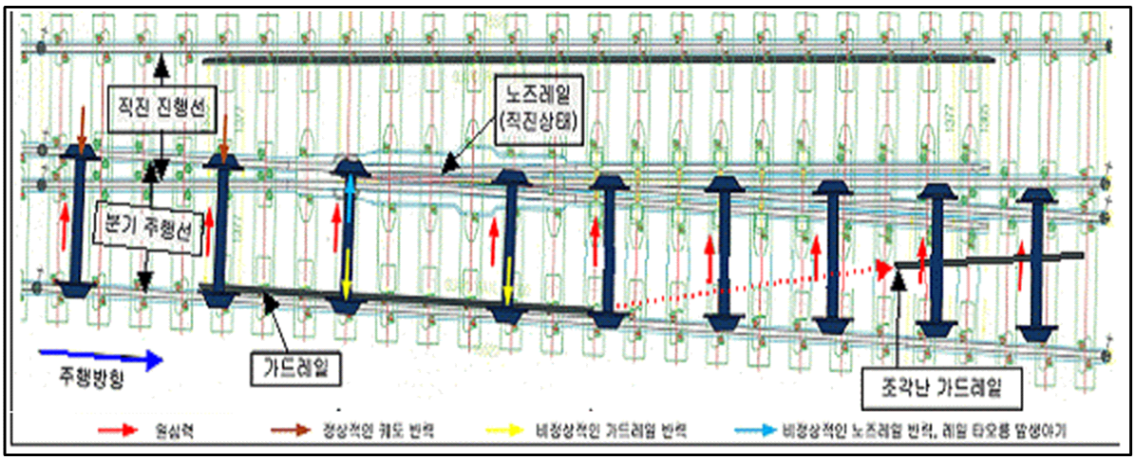
- 5호차 전부대차의 가동크로싱 탈선 개략도는 <그림 1.1.2.2>와 같음.

- 그 상태에서 23초간 더 주행하다가 정차.

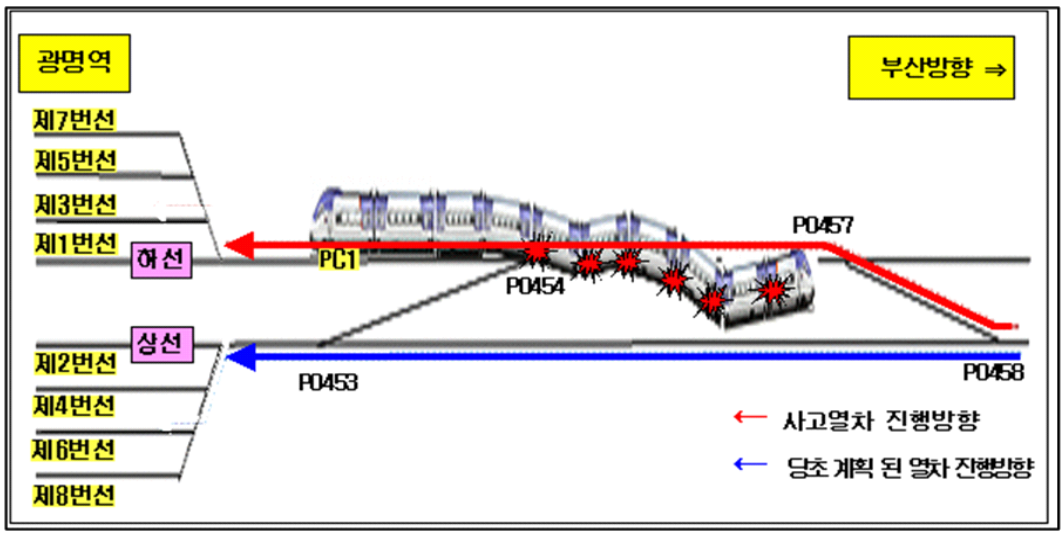
- 탈선 사고 발생 후 열차의 거동 및 전반적인 사고 상황 요약도는 <그림 1.1.2.3>과 같음.



<그림 1.1.2.1> 선두 4량 차륜의 가동크로싱 통과 개략도



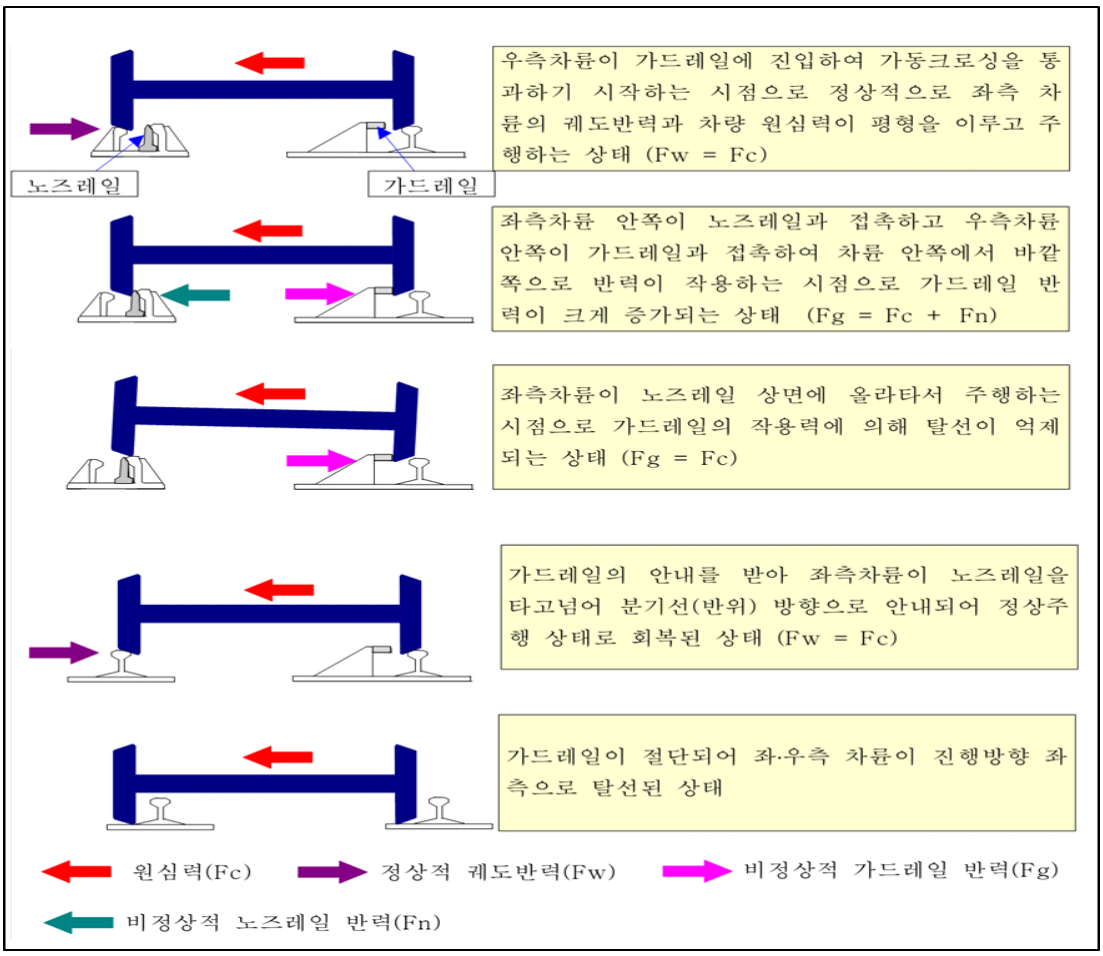
<그림 1.1.2.2> 5호차 전부대차의 가동크로싱 탈선 개략도



<그림 1.1.2.3> 사고 발생상황 요약도

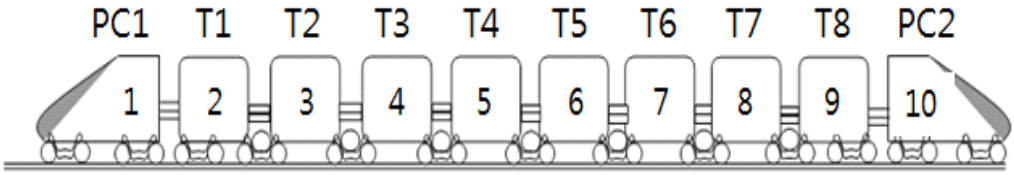
3. 차륜/레일의 관점에서 주행 과정

- 사고열차가 가동크로싱 통과 시 좌측차륜과 노즈레일 간 충돌에 의한 반력 및 원심력에 의한 횡압이 가드레일을 좌측으로 끌어당기는 힘으로 작용.
- 차륜의 지속적인 통과로 인하여 가드레일이 허용횡압 75kN을 견디지 못하고 절단되면서 탈선.
- 차륜/레일 작용력을 개념적으로 도식한 그림은 <그림 1.1.3.1>과 같음.



<그림 1.1.3.1> 가동크로싱 주행 중 발생되는 차륜/레일 작용력 개념도

제 2절. 변형 및 파손 부위



<그림 1.2.1.1> 사고열차의 구성

1. 일반객차 (T4 ~ T7)

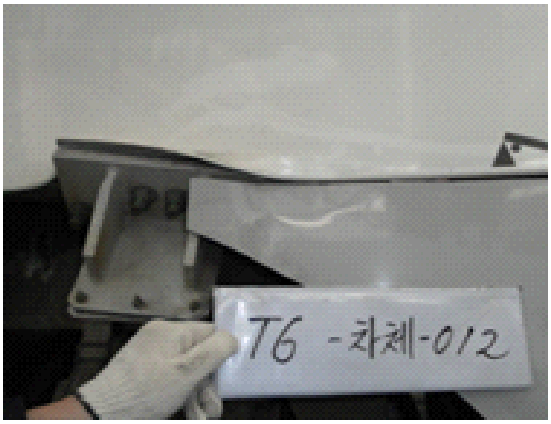
- <그림 1.2.1.1>에서 T4부터 T7 차량까지는 일반객차로 열차가 탈선을 하면서 대차의 충격으로 인해 <그림 1.2.1.2> ~ <그림 1.2.1.5>와 같이 댐퍼 브라켓과 대차 스토퍼 파손.



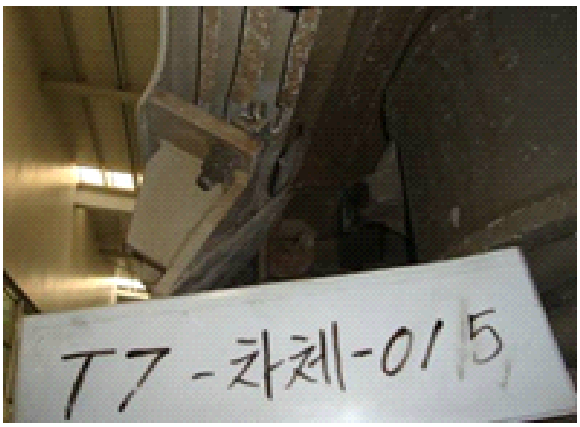
<그림 1.2.1.2> T4 차량 댐퍼 브라켓 및 대차 스토퍼 파손



<그림 1.2.1.3> T5 차량 댐퍼 브라켓 및 대차 스토퍼 파손



<그림 1.2.1.4> T6 차량 댐퍼 브라켓 및 대차 스토퍼 파손

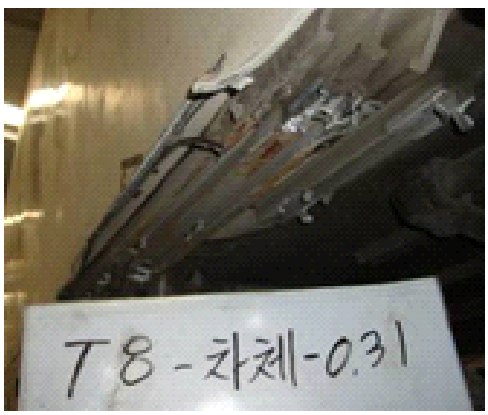


<그림 1.2.1.5> T7 차량 댐퍼 브라켓 및 대차 스토퍼 파손

2. 동력객차 (T8)

- 열차가 탈선을 하면서 대차의 충격으로 인해 <그림 1.2.2.1>과 같이 댐퍼 브라켓이 파손.

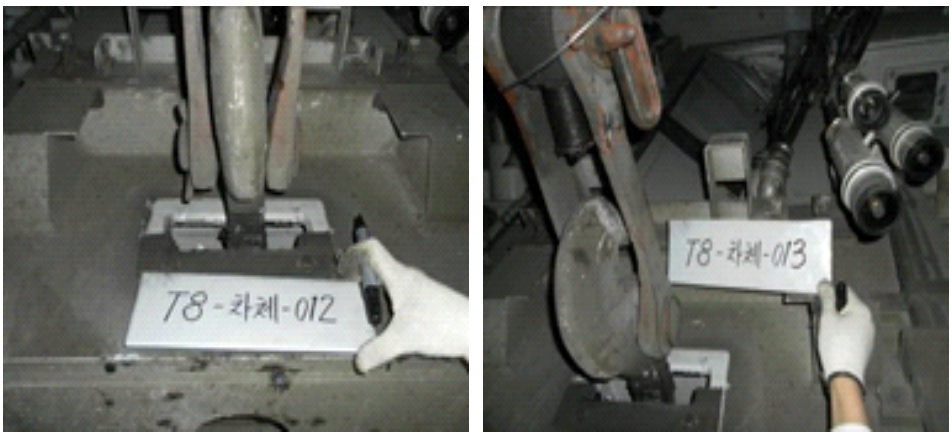
- 비정상적인 주행으로 인해 동력차(PC2)와 추돌하여 <그림 1.2.2.2>와 같이 End Frame 파손되고, <그림 1.2.2.3>와 같이 기타 부품 파손.

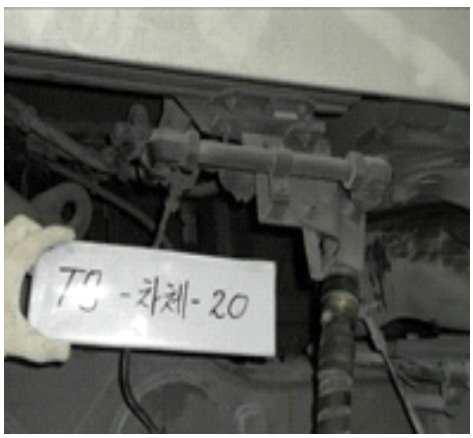


<그림 1.2.2.1> T8 차량 댐퍼 브라켓 및 대차 스토퍼 파손



<그림 1.2.2.2> T8 차량 End Frame 파손





<그림 1.2.2.3> T8 차량 부품 파손

3. 동력차 (PC2)

- 비정상적인 주행으로 인해 동력객차(T8)와 추돌하여 <그림 1.2.3.1>과 같이 End Frame 파손되고, <그림 1.2.3.2>와 같이 Under Frame 파손.

- <그림 1.2.3.3>과 같이 각종 부품 파손.



<그림 1.2.3.1> PC2 차량 End Frame 파손



<그림 1.2.3.2> PC2 차량 Under Frame 파손



<그림 1.2.3.3> PC2 차량 부품 파손

제 2장. 사고재현 시뮬레이션

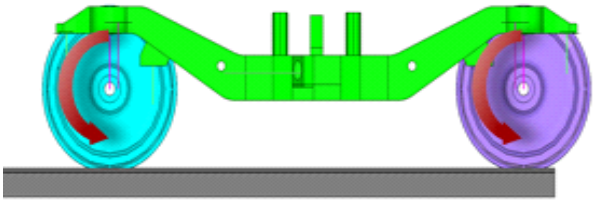
제 1절. 시뮬레이션 모델링

1. 휠-레일 인터페이스 모델링

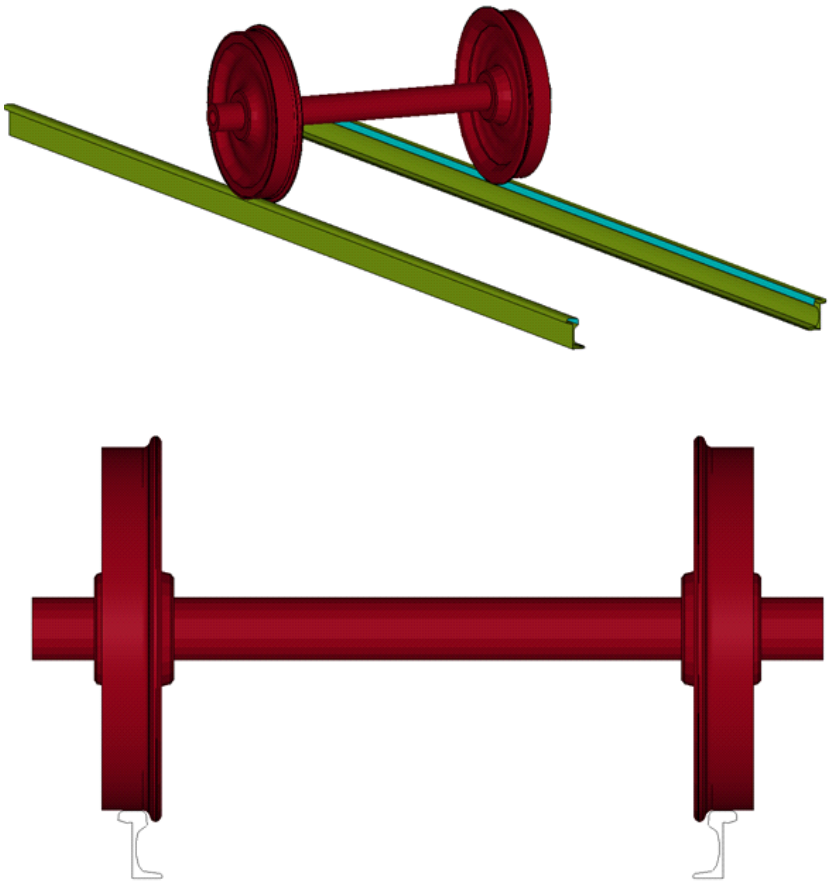
- 철도차량은 자동차와 달리 조향기능이 없음에도 불구하고 휠과 레일의 복잡한 매커니즘을 통해 안정적으로 직선 및 곡선 부를 주행.

- 철도차량의 복잡한 휠-레일 인터페이스를 고려하기 위해서는 <그림 2.1.1.1>, <그림 2.1.1.2>와 같이 휠과 레일의 모델이 필요함.

- 휠-레일 인터페이스를 고려하면 시뮬레이션 모델링 및 해석에 상당한 시간이 요구됨.

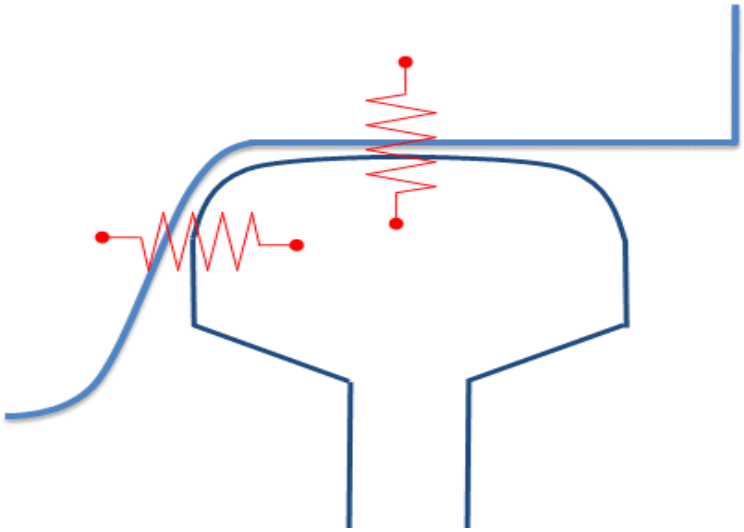


<그림 2.1.1.1> 구름접촉 모델

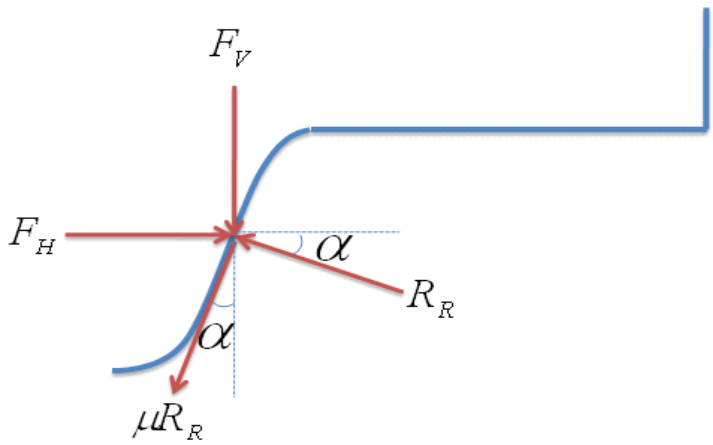


<그림 2.1.1.2> 구름접촉을 위한 휠셋 모델

- 모델링 및 해석 시간을 단축하기 위해 <그림 2.1.1.3>, <그림 2.1.1.4>와 같이 단순화하여 휠-레일 인터페이스를 구현.



<그림 2.1.1.3> 휠-레일 인터페이스에 대한 스프링 모델



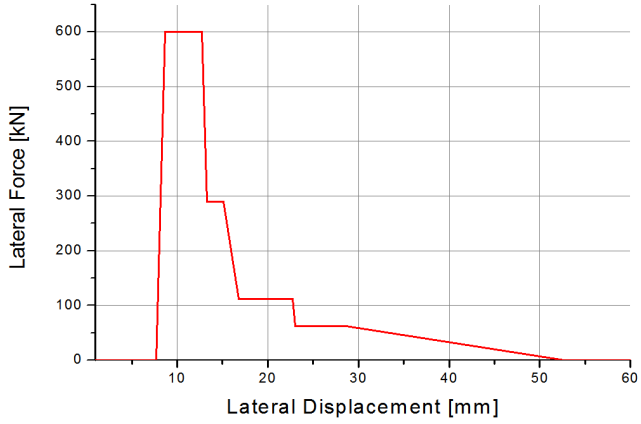
Lateral force of Spring rail = $-F_H$

<그림 2.1.1.4> 타고오름 조건에서 정적 평형

- 위의 방법으로 정적 평형방정식을 이용하여 휠의 횡 방향에 대한 힘을 구하면,

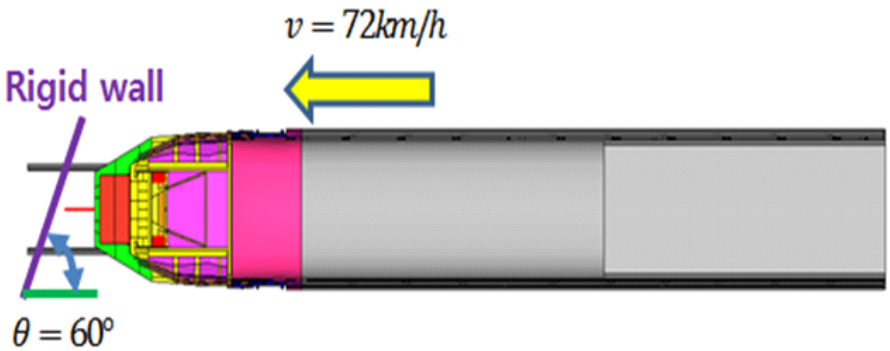
$$R_R(\cos\alpha+\mu\sin\alpha)$$

- 위의 식을 이용하여 레일과 차륜의 접촉각을 기하학적으로 분석하여 횡 방향 스프링에 대한 특성을 나타내면 <그림 2.1.1.5>와 같음.



<그림 2.1.1.5> 횡 방향 변위에 대한 횡력

- <그림 2.1.1.6>과 같은 조건의 시뮬레이션을 탈선이론을 이용하여 구름접촉 모델과 스프링을 이용한 2점 접촉 모델을 비교하면 <표 2.1.1.1>과 같음. (상세한 모델링, 평가 방법 및 이론식 도출 과정은 최종보고서 3장 2절 참조)



<그림 2.1.1.6> 접촉조건에 따른 결과를 비교평가 하기 위한 시뮬레이션 모델

<표 2.1.1.1> 모든 접촉 조건에 대한 이론식 결과 비교

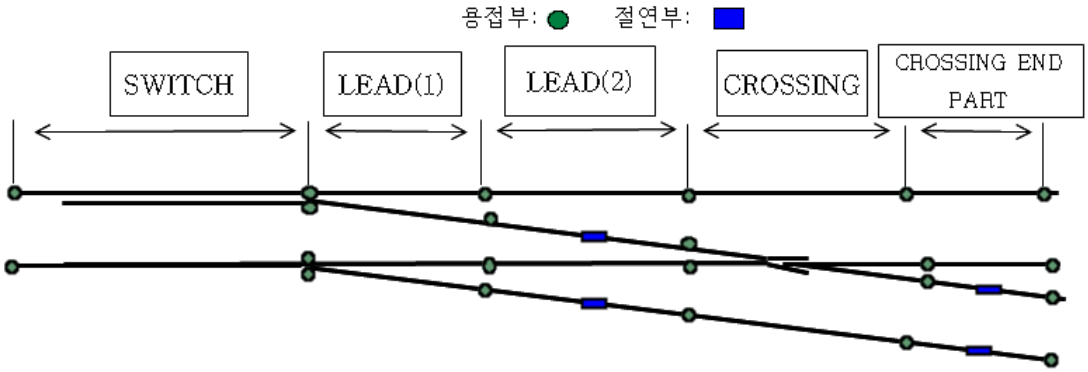
	구름접촉 모델을 이용한 탈선이론	2점 접촉 모델을 이용한 탈선이론
정상상태	101.1 ms	105.9
탈선유형	Climb-up	Roll-over-L
	Roll-over-C	
해석시간	1500 min	52 min

2. 궤도 모델링

- 광명역 탈선사고가 일어난 제0458호 선로전환기 부분의 궤도를 모델링.

- 고속철도 분기기를 <그림 2.1.2.1>, <표 2.1.2.1>을 이용하여 모델링.

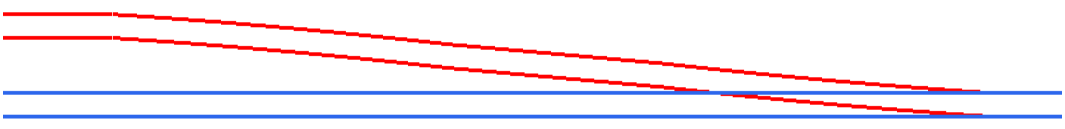
- 유한요소 프로그램을 이용한 모델은 <그림 2.1.2.2>과 같음.



<그림 2.1.2.1> 고속분기기 명칭

<표 2.1.2.1> 고속분기기 제원

구 분			분기기 전장	SWITCH PART	LEAD PART (1)	LEAD PART (2)	CROSSING PART (1)	CROSSING END PART(1)	비 고
F18.5	길이(M)		68.122	25.740	26.862		15.520	11.034	-
	폭(M)	B1	-	2.600	2.800		3.800	4.400	-
		B2	-	2.800	3.800		4.400	5.000	-
	중량ton		86.7	24.5	27.3		22.0	-	기타재료:12.9



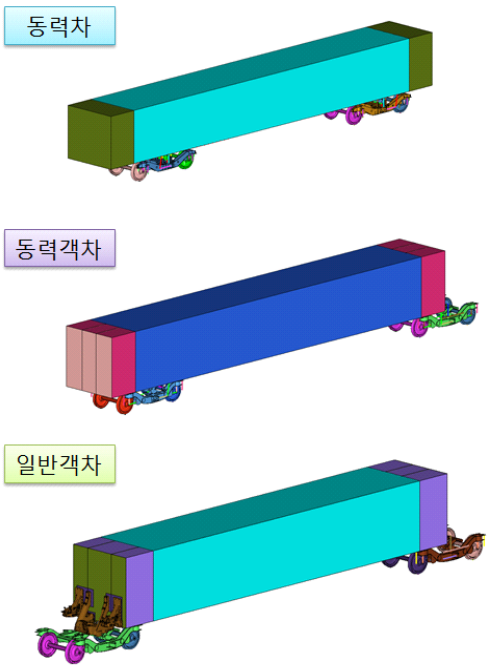
<그림 2.1.2.2> 고속분기기 및 궤도 모델링

3. 사고차량 모델링

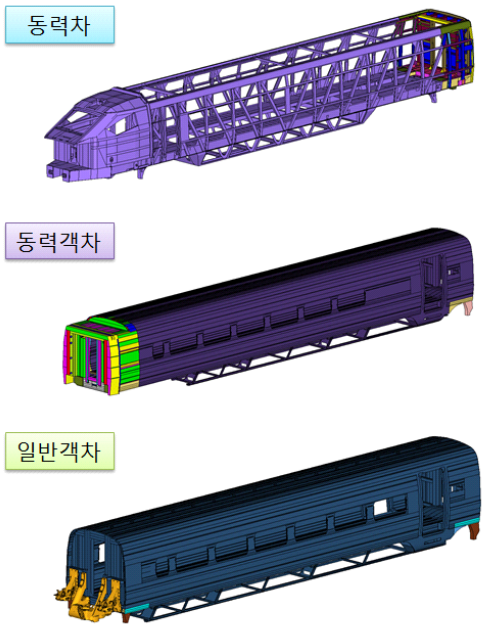
- <그림 2.1.3.1>과 같은 비손상 모델을 이용하여 전체적인 거동을 재현한 후 <그림 2.1.3.2>와 같은 한국형 고속열차 유한요소모델로 대체.

- 차량 모델링 방법은 별권(탈선해석 모델링 절차서 4장 3절) 참조

- 시뮬레이션 시간을 단축하기 위해 충돌의 영향을 크게 받지 않는 부분은 강체로 설정하여 진행.



<그림 2.1.3.1> 비손상 차량 모델



<그림 2.1.3.2> 한국형 고속열차의 비선형 3차원 동역학 모델

제 2절. 시뮬레이션 검증

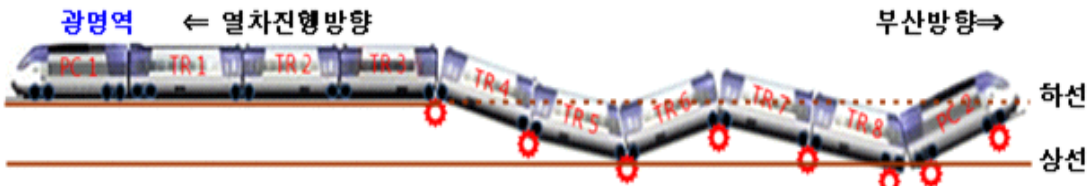
1. 사고차량 탈선거동

- 광명역 KTX 탈선사고의 전체적인 거동은 <그림 2.2.1.1>과 같고, 시뮬레이션을 통해 얻은 거동은 <그림 2.2.1.2>와 같음. (광명역 탈선은 터널에서 일어난 사고로 위에서 본 사진이 없어 <그림2.2.1.1>과 같이 전체적인 개념으로 표현되었는데, 실제 거동보다 상당히 과장되어 표현되어 있음.)

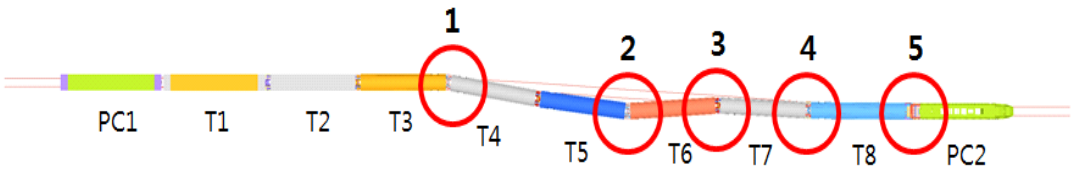
- 특히, T8(동력객차)과 PC2(동력차)는 개략도가 실제상황과 상이하여 Zigzagging에 의한 큰 손상이 있었을 것으로 예상되지만, 실제 사고차량에서는 두 차량의 속도차이로 추돌에 의한 손상만 발생. (실제 사고현장에서 탈선된 정도를 나타내기 위한 물리량(길이 등) 측정이 이루어지지 않아 정확한 탈선거동을 알기 어려움)

- 광명역 탈선/충돌 복합사고의 경우 사고 후 각 차량의 탈선된 변위/위치와 사고재현에 필요한 물리량에 대한 정보가 없어 정밀한 비교평가 및 분석이 불가하기 때문에 전체적인 거동 및 파손 부위로 평가.

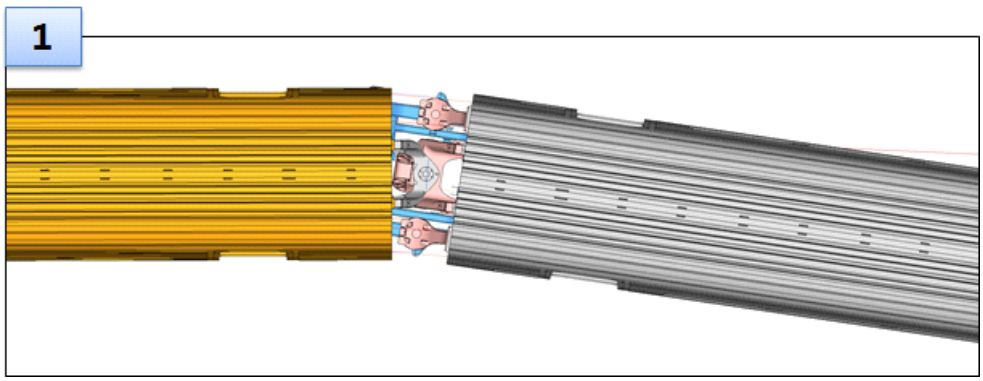
- <그림 2.2.1.2>의 상세한 그림은 <그림 2.2.1.3> ~ <그림 2.2.1.7>과 같음.



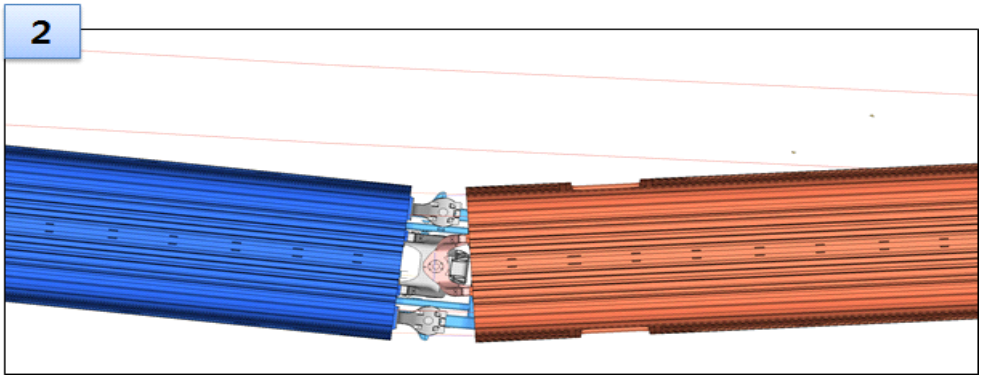
<그림 2.2.1.1> 광명역 탈선사고 열차 거동



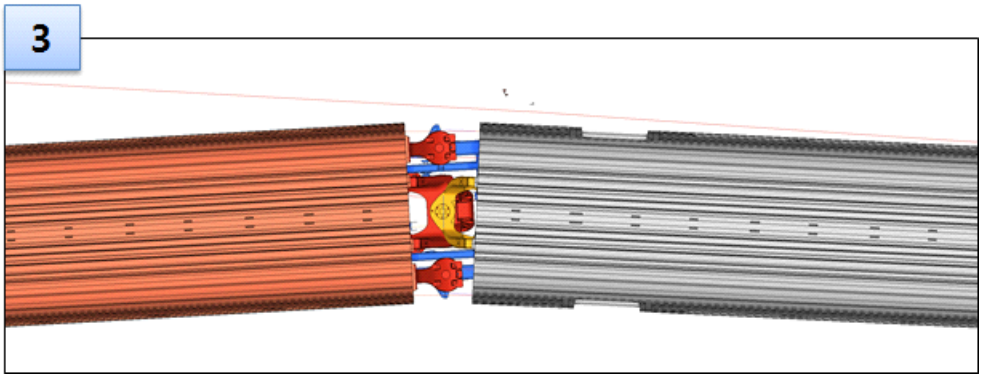
<그림 2.2.1.2> 시뮬레이션을 통한 광명역 탈선 사고재현



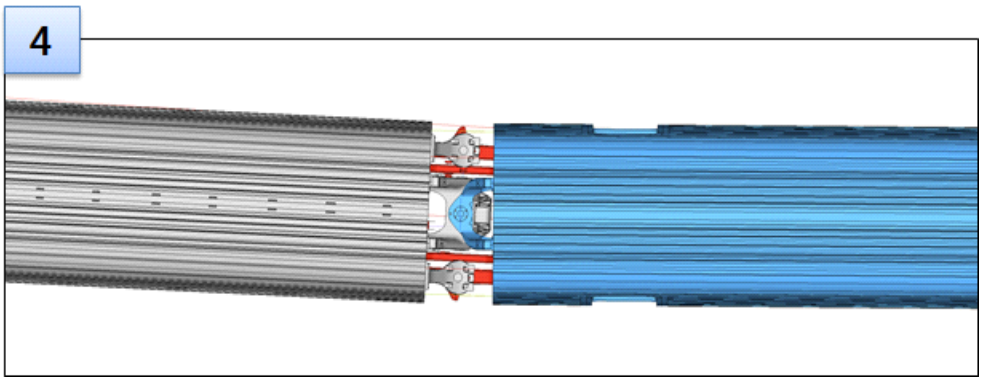
<그림 2.2.1.3> T3-T4 상세 거동



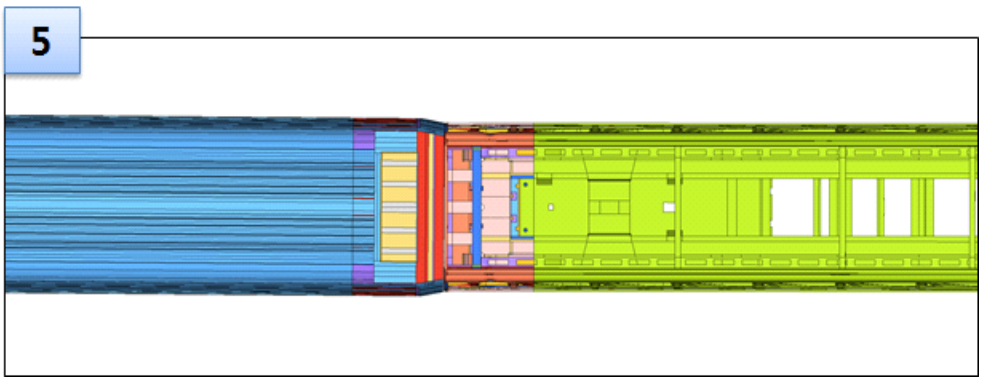
<그림 2.2.1.4> T5-T6 상세 거동



<그림 2.2.1.5> T6-T7 상세 거동



<그림 2.2.1.6> T7-T8 상세 거동



<그림 2.2.1.7> T8-PC2 상세 거동

2. 사고차량 손상부위 검증

가. 일반객차 T4 차량

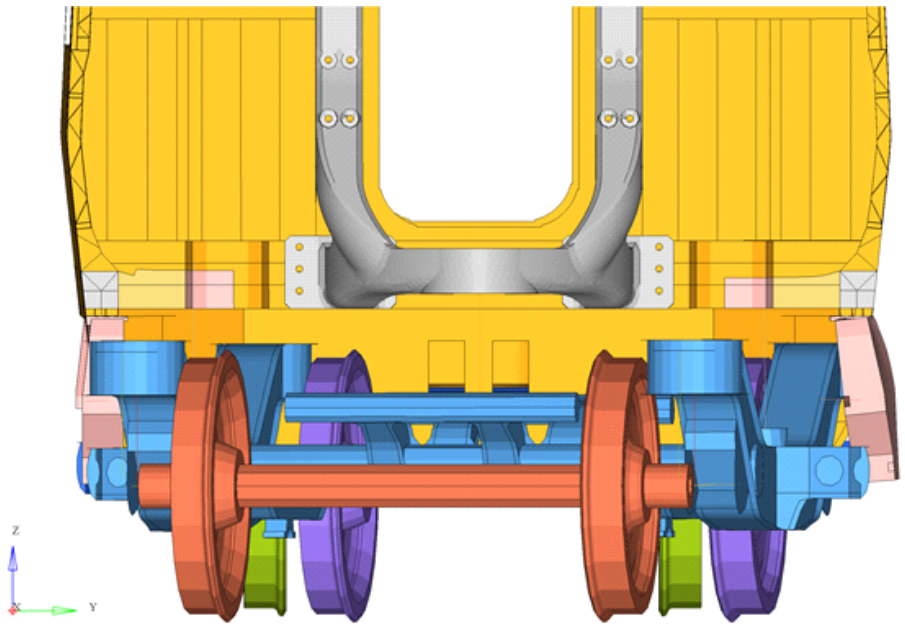
- 탈선으로 대차의 비정상적인 회전과 댐퍼의 충격에 의해 대차 스토퍼와 댐퍼 브라켓, T 슬롯 파손.

- <그림 2.2.2.4>에서 나타낸 T-Slot 부위에서 최대응력 232 [MPa]로 재료의 항복강도 215 [MPa]를 넘어 소성변형이 발생하여 실제 손상과 유사.

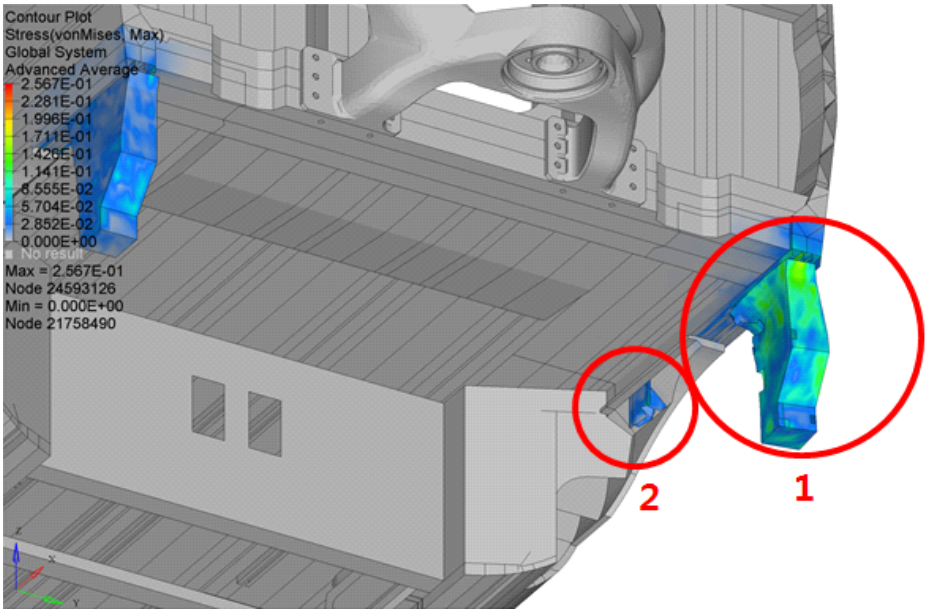
- <그림 2.2.2.5>에서 대차 스토퍼에 발생된 최대 응력이 재료의 인장강도 260 [MPa]를 넘어 파손 및 주변부에서 소성변형이 발생하여 실제 손상과 유사.



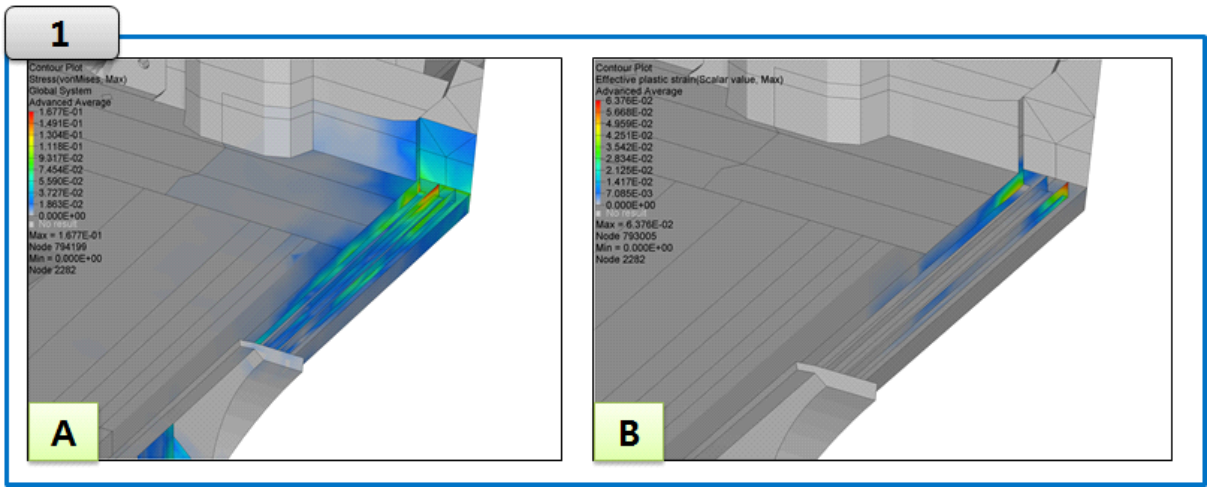
<그림 2.2.2.1> T4 차량 댐퍼 브라켓 및 대차 스토퍼 파손 (실차)



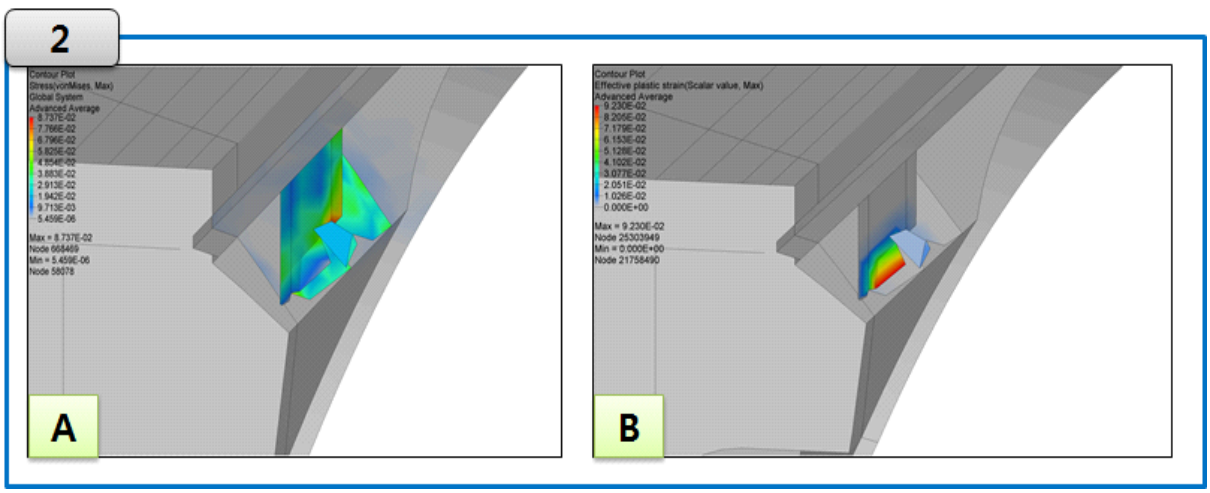
<그림 2.2.2.2> T4 차량 탈선 거동 (시뮬레이션)



<그림 2.2.2.3> T4 차량 손상 부위 (시뮬레이션)



<그림 2.2.2.4> (A) T4 차량 댐퍼 브라켓 손상부 응력 분포 (Von Mises stress)
(B) T4 차량 댐퍼 브라켓 손상부 영구변형



<그림 2.2.2.5> (A) T4 차량 대차 스토퍼 손상부 응력 분포 (Von Mises stress)
(B) T4 차량 대차 스토퍼 손상부 영구변형

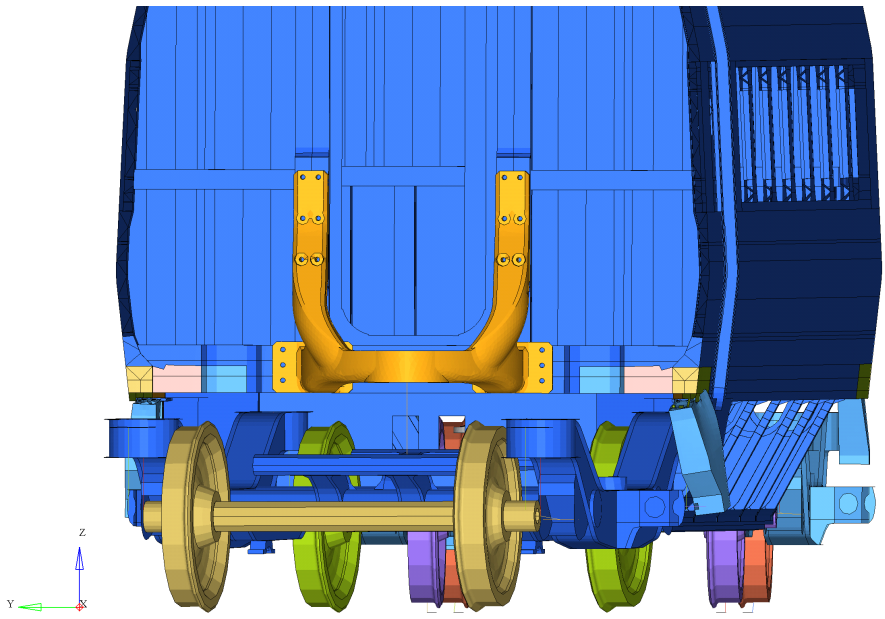
나. 일반객차 T5 차량

- 탈선으로 대차의 비정상적인 회전과 댐퍼의 충격에 의해 대차 스토퍼와 댐퍼 브라켓, T 슬롯 파손.

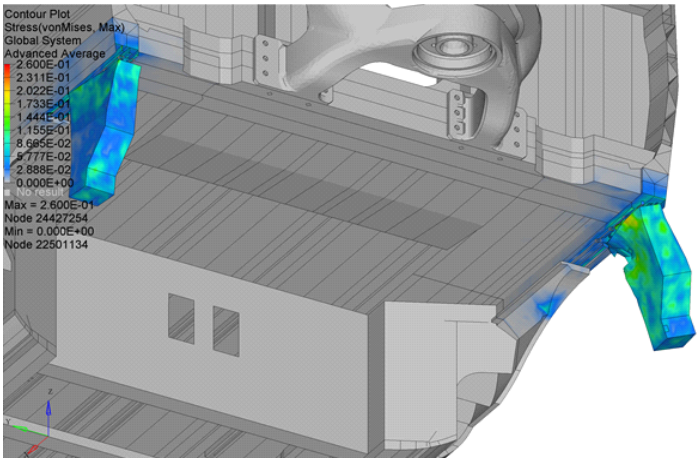
- <그림 2.2.2.9>에서 나타낸 T-Slot 부위에서 최대응력 재료의 인장강도 260 [MPa]를 넘어 파손 및 주변부에서 소성변형이 발생하여 실제 손상과 유사.



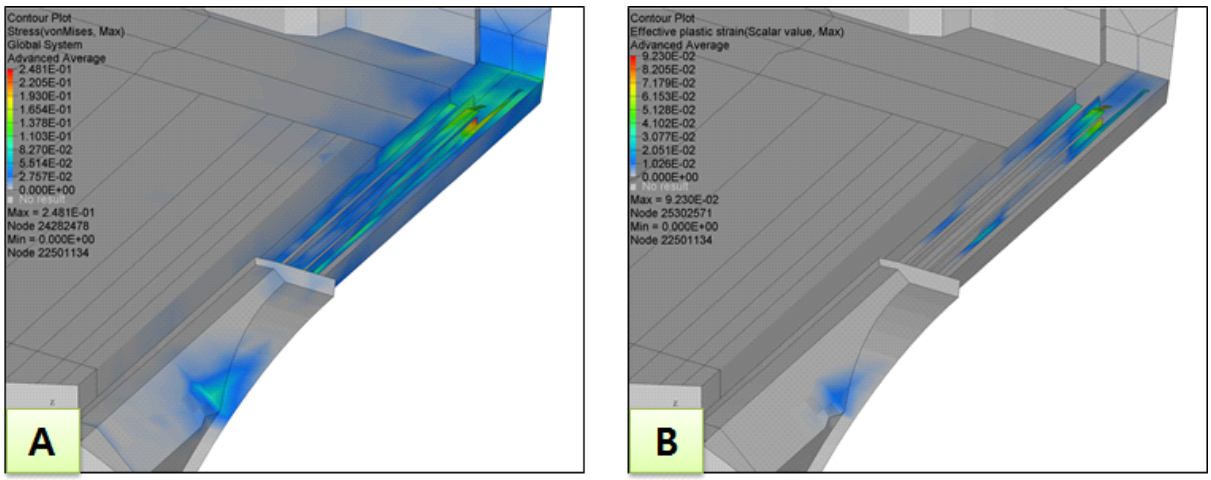
<그림 2.2.2.6> T5 차량 댐퍼 브라켓 및 대차 스토퍼 파손 (실차)



<그림 2.2.2.7> T5 차량 탈선 거동 (시뮬레이션)



<그림 2.2.2.8> T5 차량 손상 부위 (시뮬레이션)



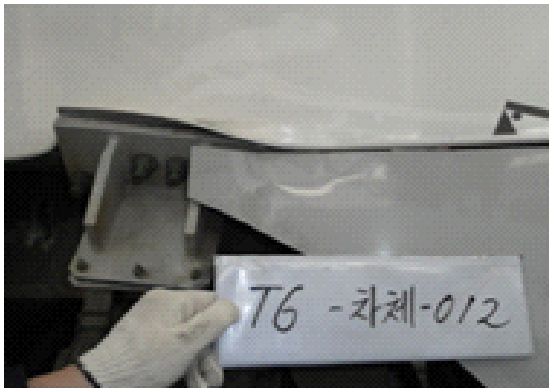
<그림 2.2.2.9> (A) T5 차량 손상부 응력 분포 (Von Mises stress)
(B) T5 차량 손상부 영구변형

다. 일반객차 T6 차량

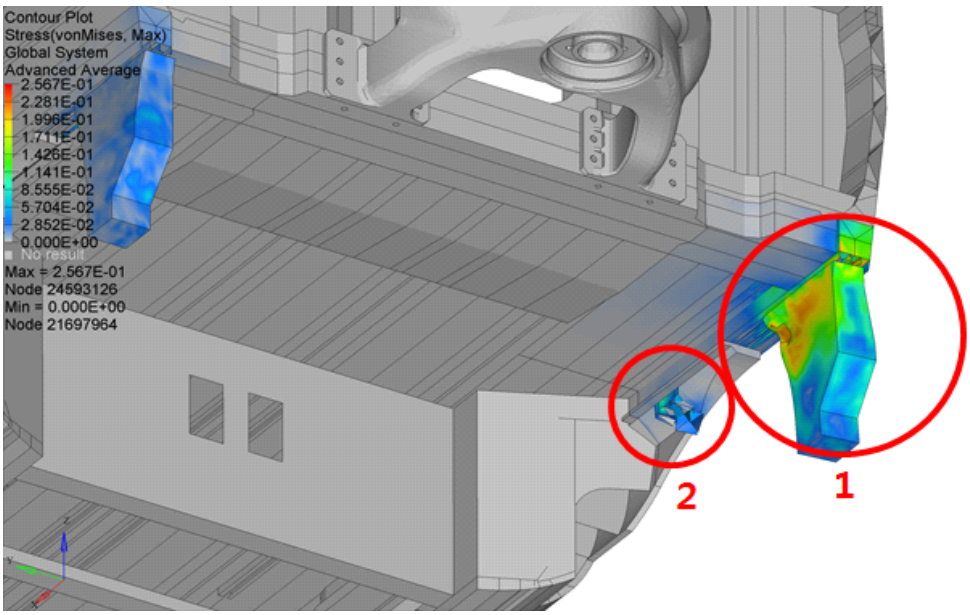
- 탈선으로 대차의 비정상적인 회전과 댐퍼의 충격에 의해 대차 스토퍼와 댐퍼 브라켓, T 슬롯 파손.

- <그림 2.2.2.12>에서 나타낸 T-Slot 부위에서 최대응력 240 [MPa]으로 재료의 항복강도 215 [MPa]를 넘어 소성변형이 발생하여 실제 손상과 유사.

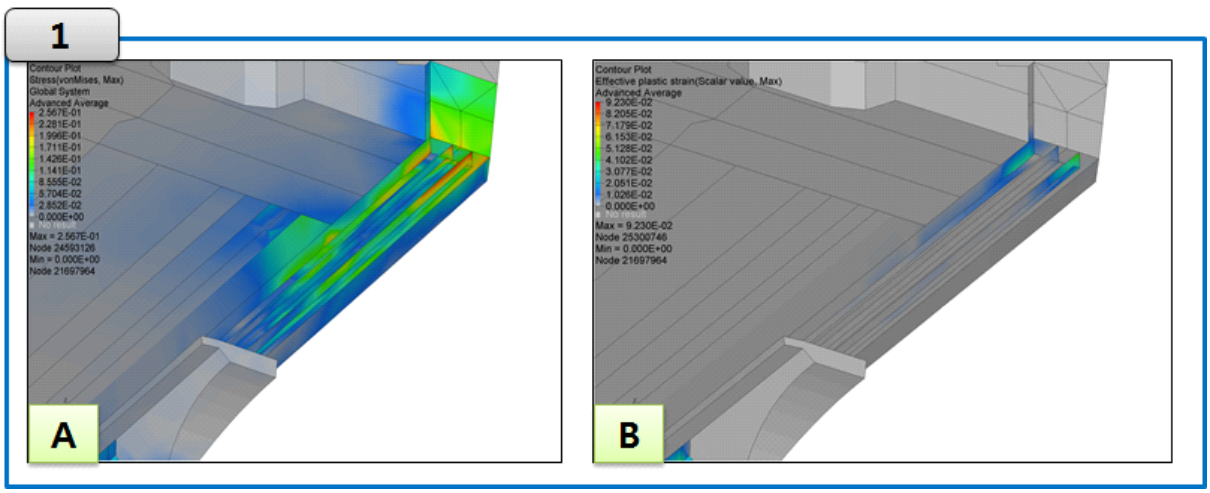
- <그림 2.2.2.13>에서 대차 스토퍼에 발생된 최대 응력이 재료의 인장강도 260 [MPa]를 넘어 파손 및 주변부에서 소성변형이 발생하여 실제 손상과 유사.



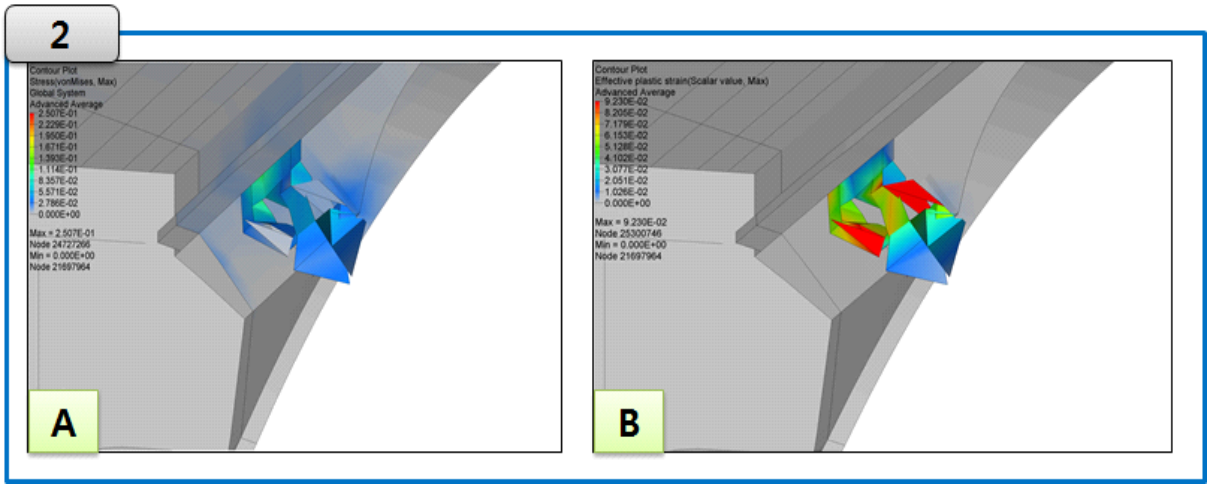
<그림 2.2.2.10> T6 차량 댐퍼 브라켓 및 대차 스토퍼 파손



<그림 2.2.2.11> T6 차량 손상 부위 (시뮬레이션)



<그림 2.2.2.12> (A) T6 차량 댐퍼 브라켓 손상부 응력 분포 (Von Mises stress)
(B) T6 차량 댐퍼 브라켓 손상부 영구변형



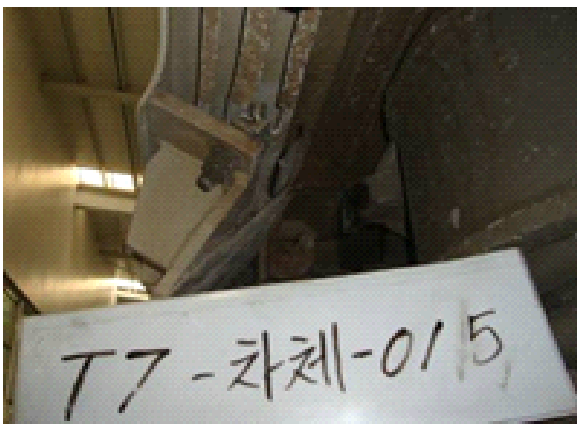
<그림 2.2.2.13> (A) T6 차량 대차 스토퍼 손상부 응력 분포 (Von Mises stress)
(B) T6 차량 대차 스토퍼 손상부 영구변형

라. 일반객차 T7 차량

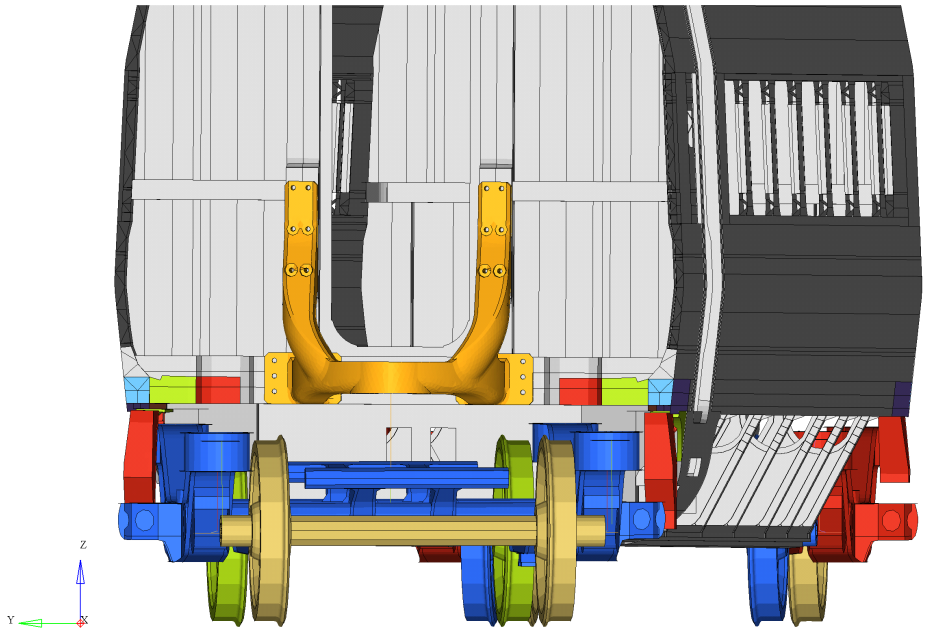
- 탈선으로 대차의 비정상적인 회전과 댐퍼의 충격에 의해 대차 스토퍼와 댐퍼 브라켓, T 슬롯 파손.

- <그림 2.2.2.17>에서 나타낸 T-Slot 부위에서 최대 응력이 재료의 인장강도 260 [MPa]를 넘어 파손 및 주변부에서 소성변형이 발생하여 실제 손상과 유사.

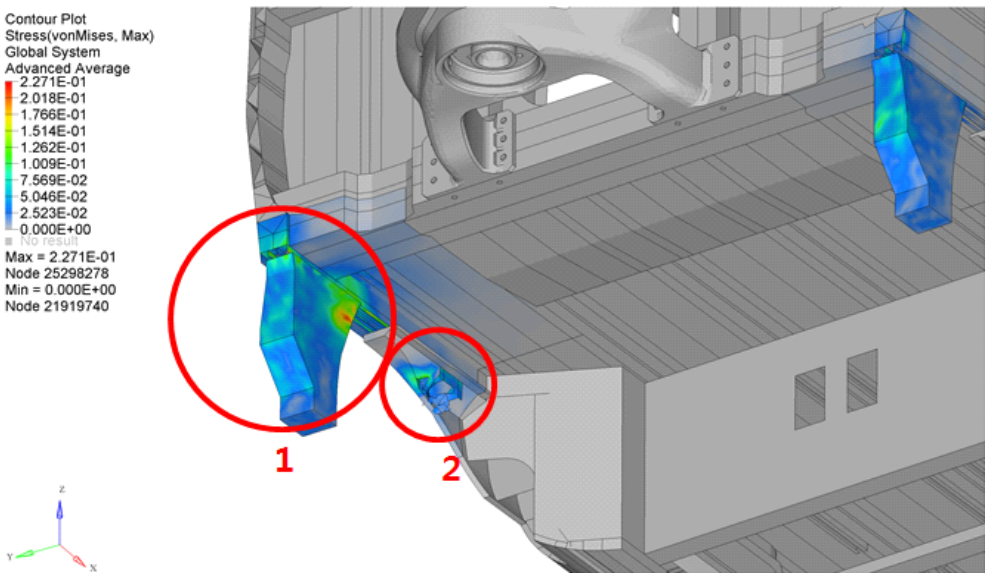
- <그림 2.2.2.18>에서 대차 스토퍼에 발생된 최대 응력이 재료의 인장강도 260 [MPa]를 넘어 파손 및 주변부에서 소성변형이 발생하여 실제 손상과 유사.



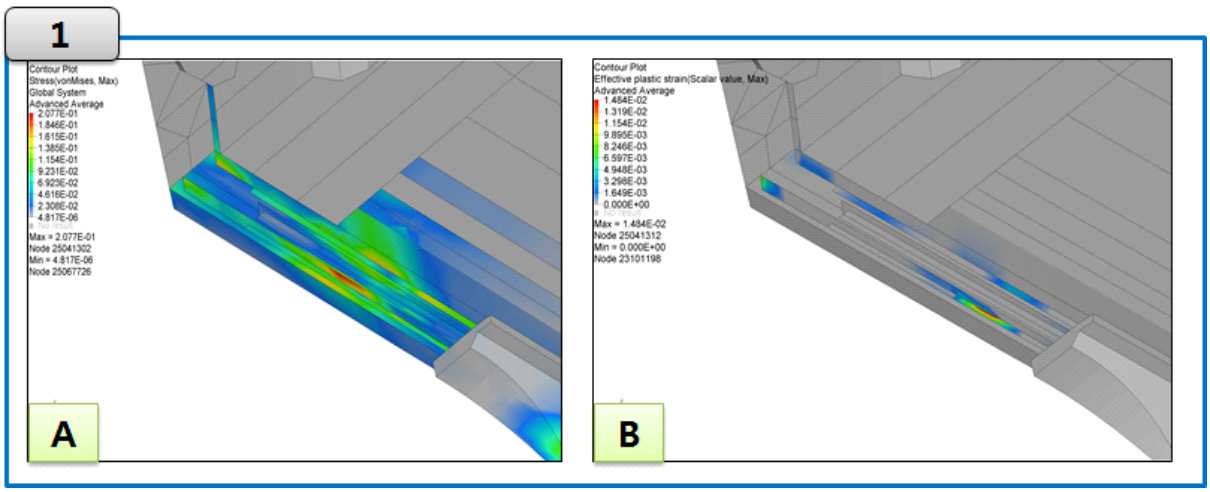
<그림 2.2.2.14> T7 차량 댐퍼 브라켓 및 대차 스토퍼 파손



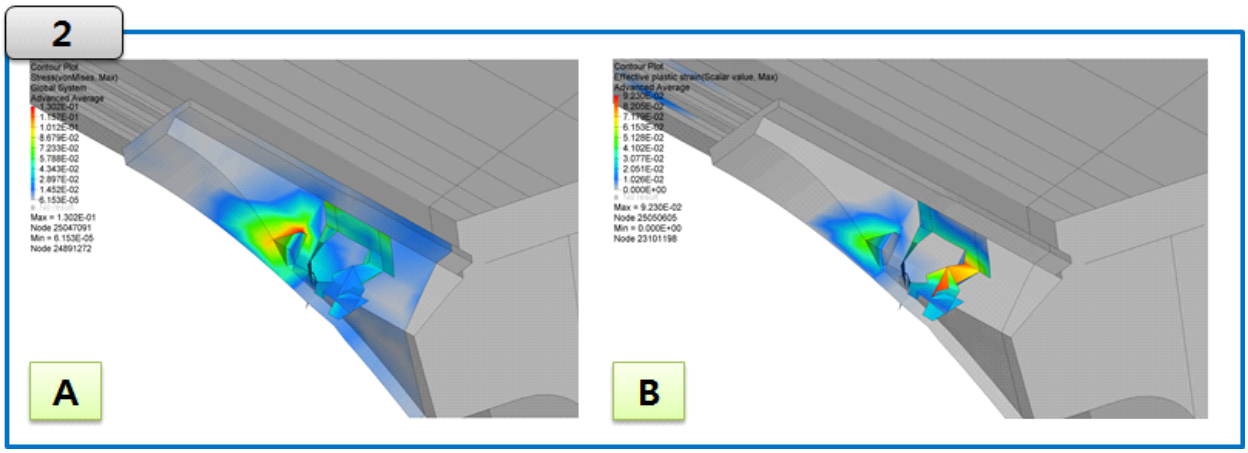
<그림 2.2.2.15> T6 차량 탈선 거동 (시뮬레이션)



<그림 2.2.2.16> T7 차량 손상 부위 (시뮬레이션)



<그림 2.2.2.17> (A) T7 차량 댐퍼 브라켓 손상부 응력 분포 (Von Mises stress)
(B) T7 차량 댐퍼 브라켓 손상부 영구변형



<그림 2.2.2.18> (A) T7 차량 대차 스토퍼 손상부 응력 분포 (Von Mises stress)
(B) T7 차량 대차 스토퍼 손상부 영구변형

마. 동력객차 T8 차량

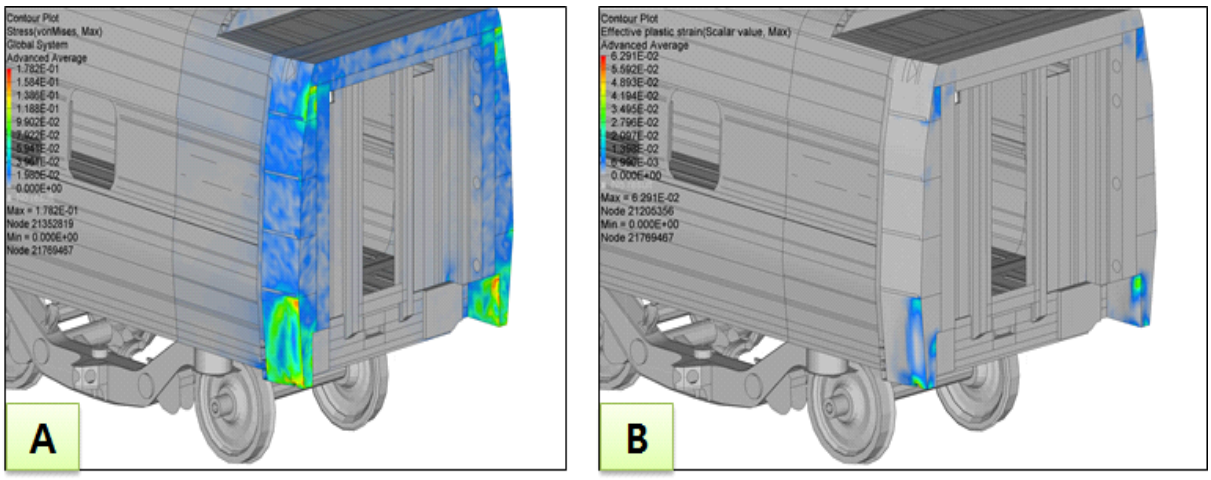
- 비정상적인 주행으로 인해 동력차(PC2)와 추돌하여 <그림 2.2.2.19>와 같이 End Frame 파손.

- End frame에서 PC와 접촉된 부위에서 재료의 인장강도 260 [MPa]을 넘어 부분적으로 파손 발생.

- 충격에 의해 End frame 근처의 외판부분에서 소성변형이 발생했으나, Zigzagging에 의한 차량 단부의 큰 변형은 없었음.



<그림 2.2.2.19> T8 차량 End Frame 파손



<그림 2.2.2.20> (A) T8 차량 End Frame 응력 분포 (Von Mises stress)
(B) T8 차량 End Frame 영구변형

마. 동력차 (PC2)

- 비정상적인 주행으로 인해 동력객차(T8)와 추돌하여 <그림 2.2.2.21>과 같이 End Frame 파손.

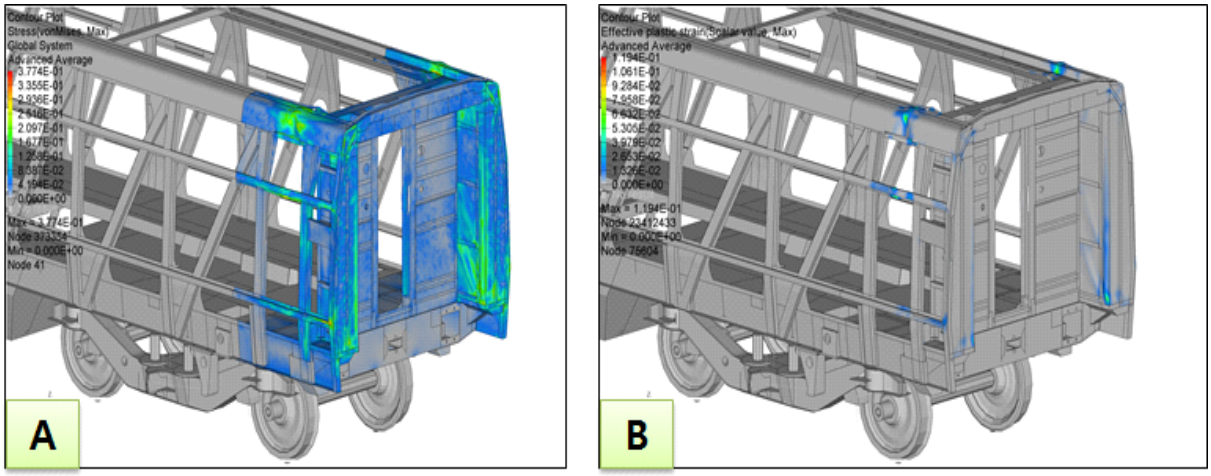
- End frame에서 최대응력 519 [MPa]으로 재료의 항복강도 325 [MPa]을 넘어 소성변형 발생.

- Roof frame에서 최대응력 439 [MPa]으로 재료의 항복강도 325 [MPa]을 넘어 소성변형 발생.

- 사고 개략도와 달리 Zigzagging에 의한 차량 단부의 큰 변형은 없었음.



<그림 2.2.2.21> PC2 차량 End Frame 파손



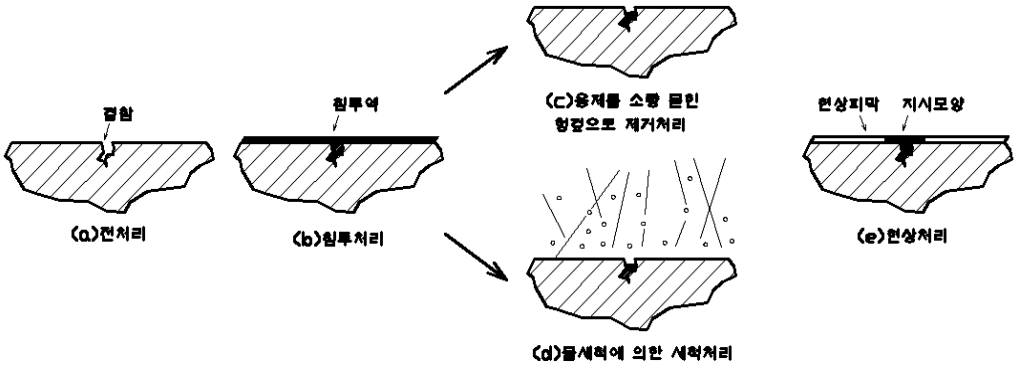
<그림 2.2.2.22> (A) PC2 차량 End Frame 응력 분포 (Von Mises stress)
(B) PC2 차량 End Frame 영구변형

제 3장. 피해 분석

제 1절. 피해범위 선정

1. 육안 및 PT에 의한 손상부위 검사

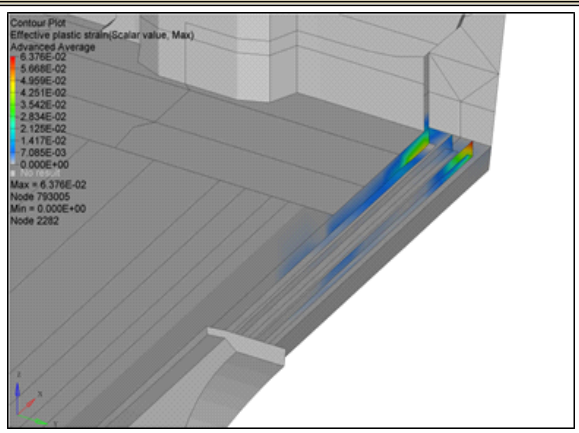
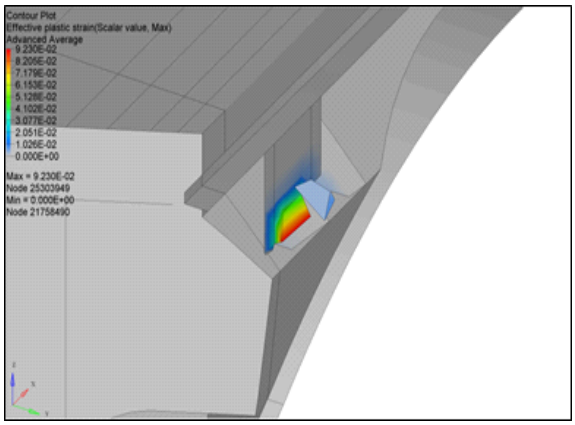
- 침투탐상검사(Penetrating Test)는 시험체 표면에 있지만 직접 눈으로는 발견되지 않는 폭이 좋은 결함들을 검출하는 방법임.



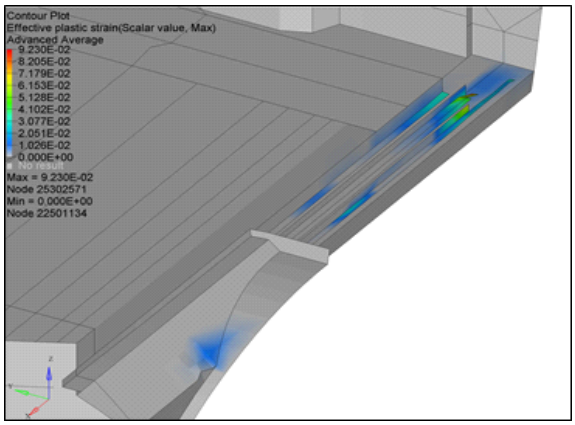
<그림 3.1.1.1> 침투탐상검사 (Penetrating Test)

- T4 차량의 대차 스토퍼나 T5차량의 T-slot의 파손은 육안으로 쉽게 확인 가능함.
- T4 차량의 T-slot은 소성변형 0.064 [/ε] 발생하여 육안검사만으로는 정확한 진단이 어렵기 때문에 추가적인 정밀 측정장치를 이용하여 검사하는 것을 제안함.

<표 3.1.1.1> T4 차량 손상 부위

T4 차량(일반 객차)	
T 슬롯 영구변형	
대차 스토퍼 파손	

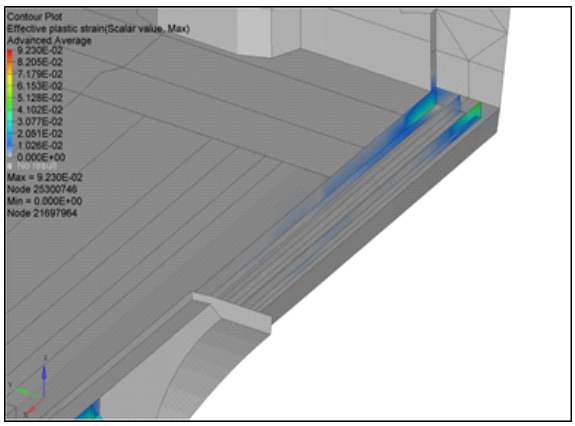
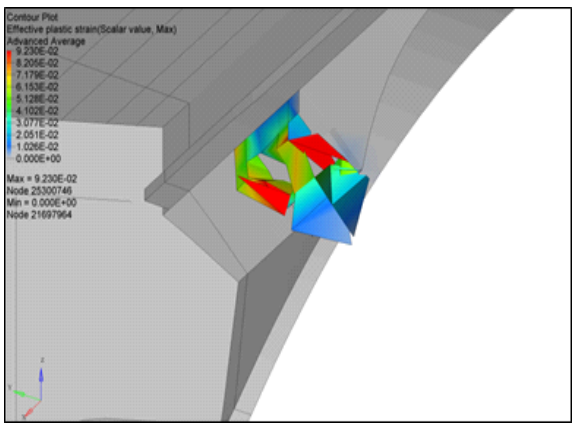
<표 3.1.1.2> T5 차량 손상 부위

T5 차량(일반 객차)	
T 슬롯 파손	

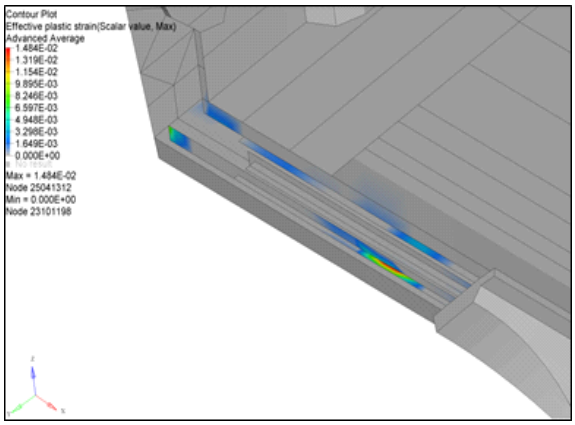
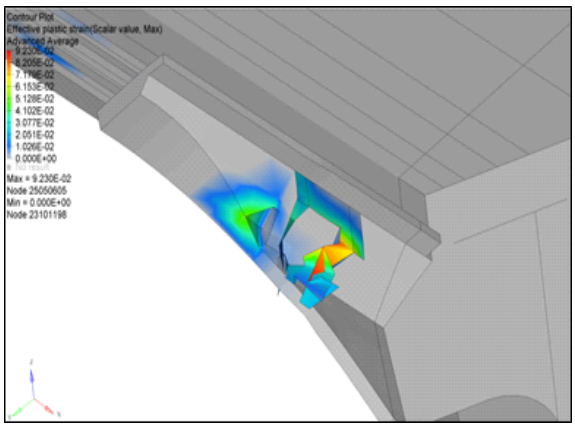
- T6 차량과 T7 차량의 대차 스토퍼 파손은 육안으로 쉽게 확인 가능.

- T-slot은 소성변형 0.050 [/ε] 발생하여 육안검사만으로는 정확한 진단이 어렵기 때문에 추가적인 정밀 측정장치를 이용하여 검사하는 것을 제안함.

<표 3.1.1.3> T6 차량 손상 부위

T6 차량(일반 객차)	
T 슬롯 영구변형	
대차 스토퍼 파손	

<표 3.1.1.4> T7 차량 손상 부위

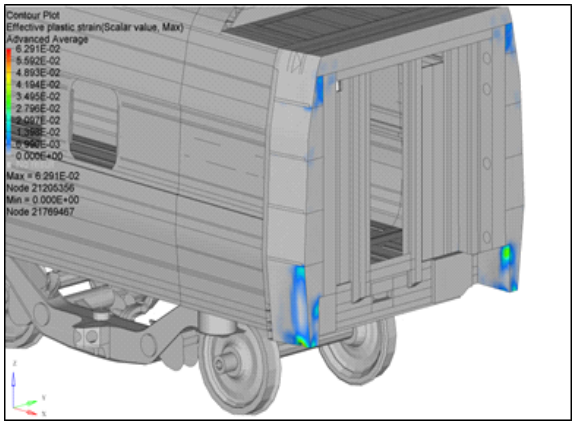
T7 차량(일반 객차)	
T 슬롯 파손	
대차 스토퍼 파손	

- 측면 외판에 소성변형이 0.069 [/ε]로 작게 발생하였지만, 외판 특성상 육안으로 쉽게 확인 가능함.

- 하부 End frame에서 발생된 파손부위는 육안으로 쉽게 확인 가능함.

- 상부 End frame에 소성변형이 0.031 [ε/ε]로 작게 발생하여 육안검사만으로는 정확한 진단이 어렵기 때문에 추가적인 정밀 측정장치를 이용하여 검사하는 것을 제안함.

<표 3.1.1.5> T8 차량 손상 부위

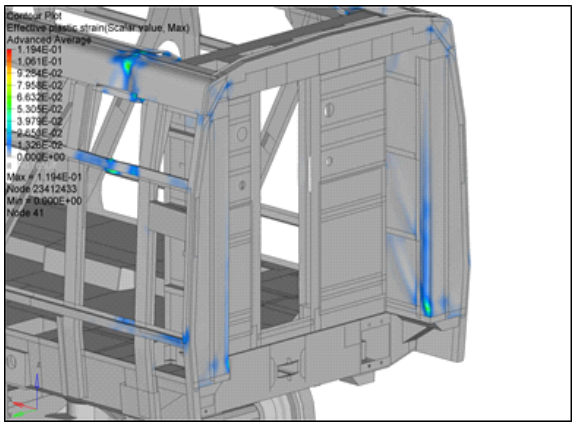
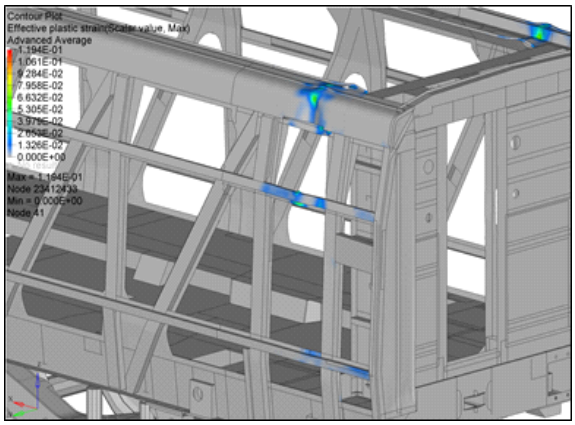
T8 차량(동력 객차)	
End Frame 파손 및 영구변형	

- 외판에 소성변형이 0.082 [/ε] 발생하였고, 외판 특성상 육안으로 쉽게 확인 가능함.

- Roof frame에 소성변형이 0.143 [ε/ε]으로 상당한 소성변형이 발생하여 육안으로 쉽게 확인 가능함.

- Side frame에 소성변형이 0.023 [ε/ε] 발생하여 육안검사만으로는 정확한 진단이 어렵기 때문에 추가적인 정밀 측정장치를 이용하여 검사.

<표 3.1.1.6> PC2 차량 손상 부위

PC2 차량(동력차)	
End Frame 영구변형	
Roof 및 Side Frame 영구변형	

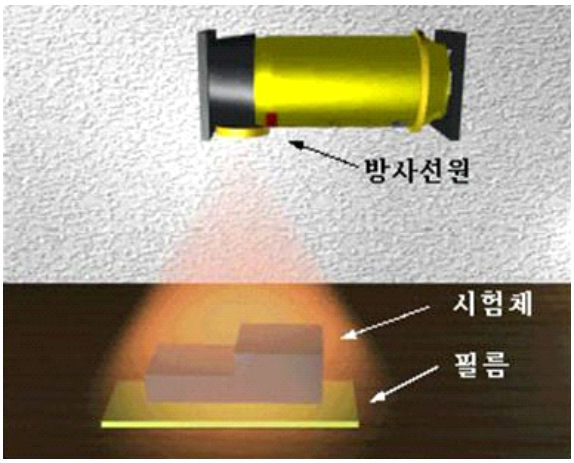
2. RT에 의한 손상부위 검사

- 방사선투과검사(Radiation inspection Test)는 X선 또는 γ선을 사용해 투과시켜 결함을 검출하는 방법.

- 현재 사용되고 있는 비파괴 검사방법 중에서 가장 신뢰성이 높고 널리 이용되고 있는 검사 방법.

- 판의 두께, 자성의 유무, 형상, 표면의 상태의 양부에 관계없이 환경에 구애받지 않고 어디에서나 적용할 수 있고 투과두께의 1~2%까지의 큰 결함을 검출할 수 있음.

- 미세한 균열(micro crack)이나 레미네이션(lamination)과 비슷한 결함을 검출하는 것은 곤란.

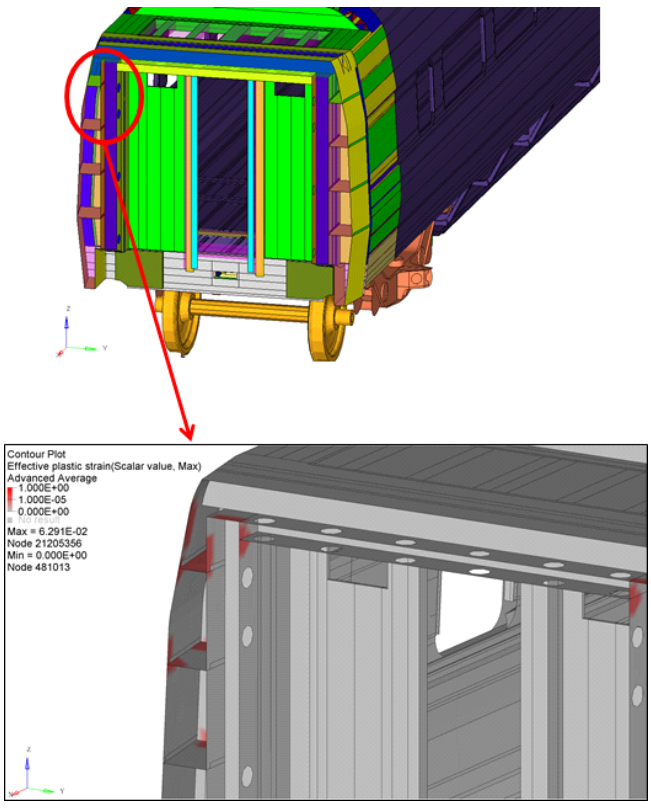


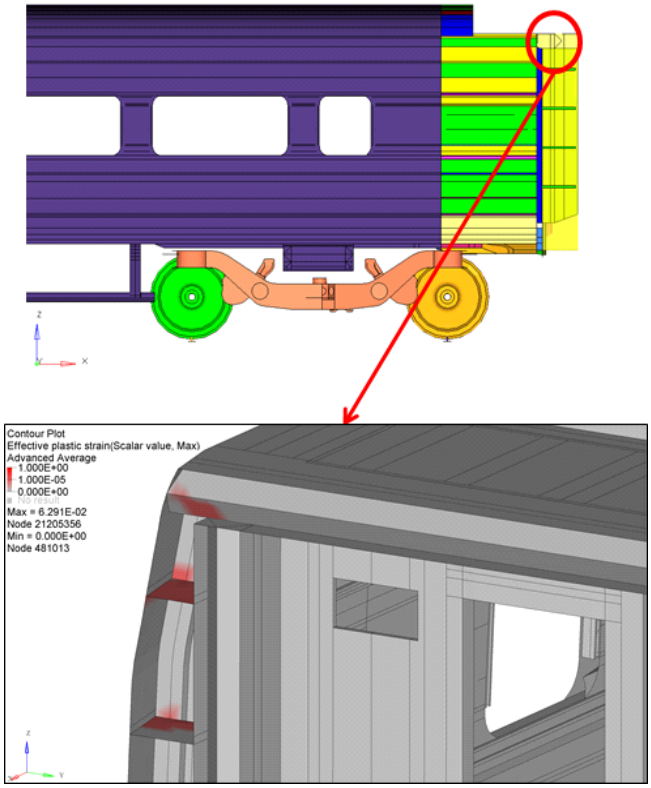
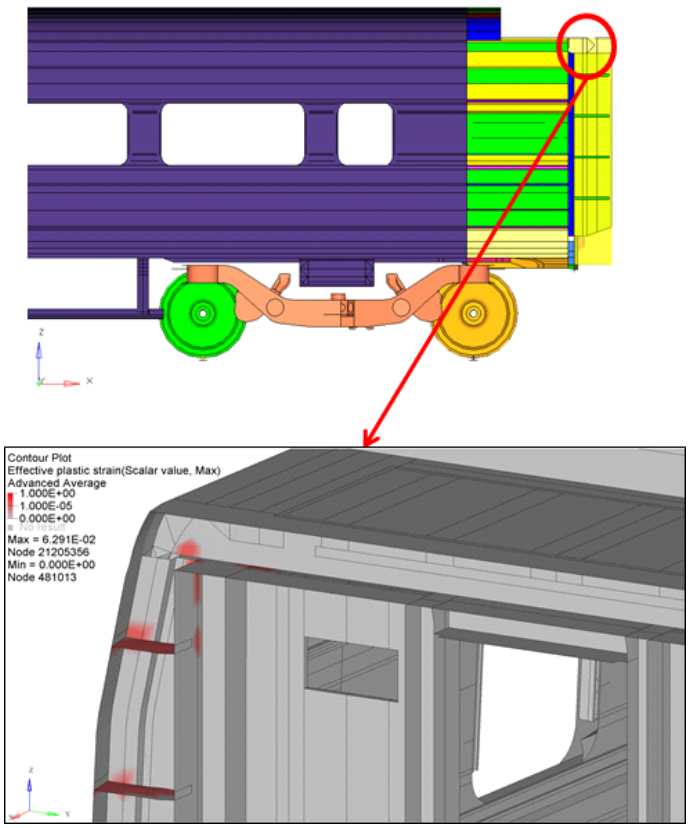
<그림 3.1.2.1> 방사선투과검사

- 동력객차의 End frame과 Roof frame 내부에서 일어난 변형은 육안검사가 어렵기 때문에 RT와 같은 내부검사가 필요함.

- 시뮬레이션 결과 최대 0.030 [/ε] 정도의 작은 소성변형이 발생하였지만, 알루미늄 압출재는 충격에 의해 쉽게 크랙이 발생하는 특성이 있기 때문에 크랙에 대한 정밀진단이 필요함.

<표 3.1.2.1> T8 차량 손상 부위

T8 차량(동력 객차)	
End Frame 내부 파손 및 영구변형	

Roof Frame 내부 파손 및 영구변형	
Roof Frame 내부 파손 및 영구변형	

제 2절. 보수방안 및 추적관리

1. 일반 객차(T4~T7) 보수방안

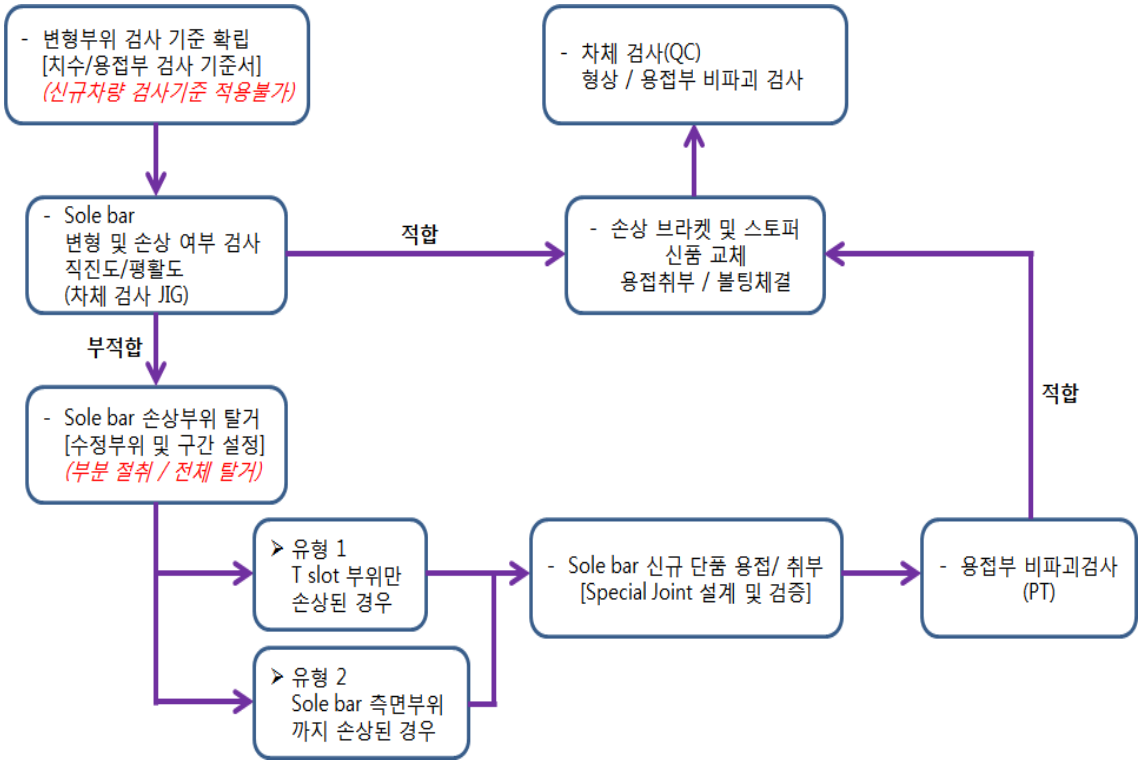
- 일반 객차(T4~T7)은 공통적으로 대차 스토퍼와 Sole bar에서 파손 및 영구변형 발생.

- 파손이나 영구변형의 정도에 따라 부분 수리 또는 전체 수리를 진행.

- 수리 후 비파괴 검사를 통하여 수리 중 발생할 수 있는 결함 등을 검사.

- 수리 방법의 절차는 <그림 3.2.1.1>과 같음.

- <표 3.2.1.1>, <표 3.2.1.2>와 같은 방법으로 파손부위 보수.

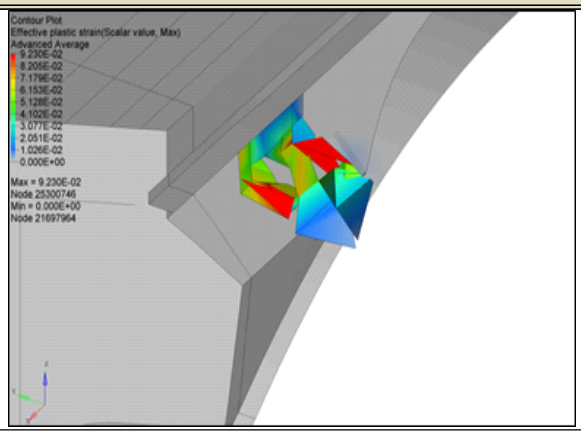
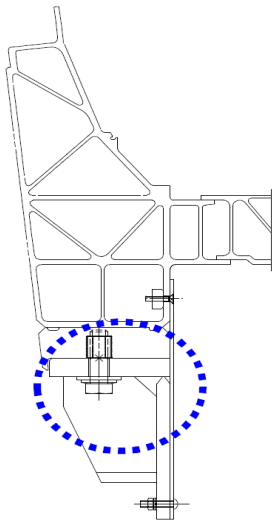
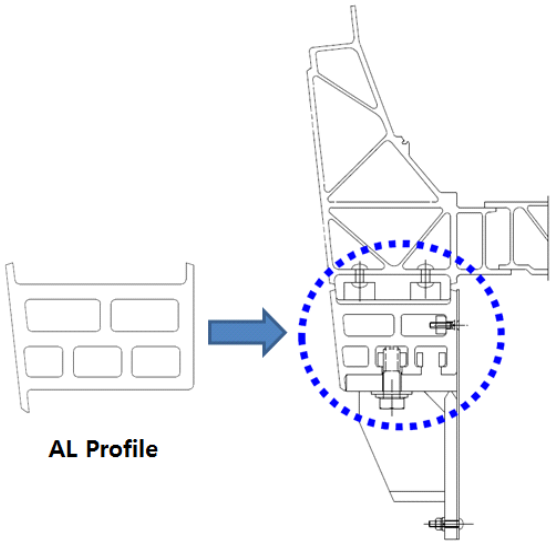


<그림 3.2.1.1> 일반 객차(T4~T7) 변형 및 파손부위 수리 방법의 절차

- Solebar의 파손 유무에 따라 파손이 없는 경우에는 Case1과 같이 대차 스토퍼를 신품으로 교체하여 수리하는 것을 제안.

- Solebar의 파손이 있는 경우에는 Solebar를 부분적으로 절단하여 Case2와 같은 알루미늄 프로파일을 적용 후 대차 스토퍼를 고정하여 수리하는 것을 제안.

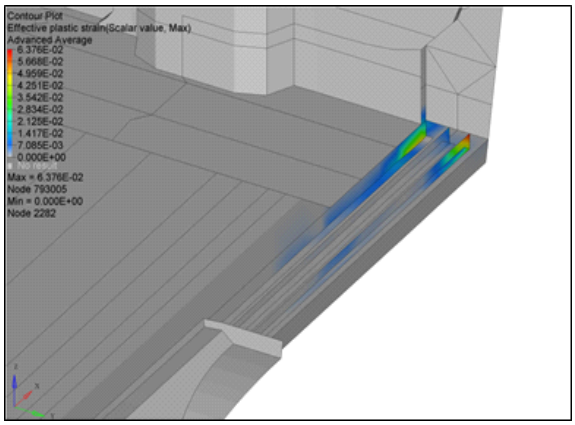
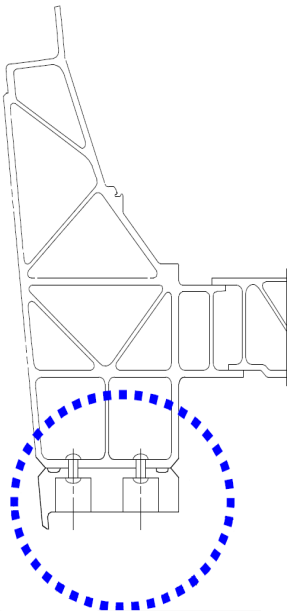
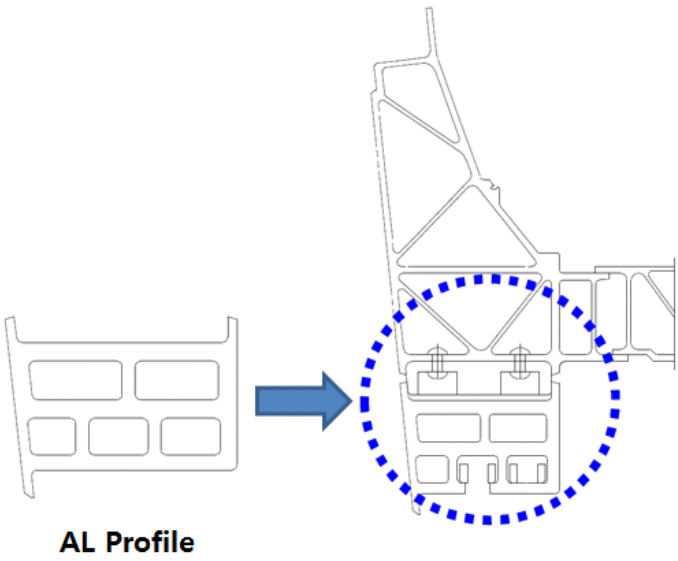
<표 3.2.1.1> 대차 스토퍼 손상 부위 수리 방법

손상 범위	수리 방법
대차 스토퍼 파손	
Case 1 (Sole bar 변형 X)	
Case 2 (Sole bar 변형 O)	

- Solebar의 파손 유무에 따라 파손이 없는 경우에는 Case1과 같이 T-slot 역할을 하는 브라켓을 장착하여 수리하는 것을 제안.

- Solebar의 파손이 있는 경우에는 Solebar를 부분적으로 절단하여 Case2와 같은 알루미늄 프로파일을 적용하여 수리하는 것을 제안.

<표 3.2.1.2> T slot 손상 부위 수리 방법

손상 범위	수리 방법
T slot 파손	
Case 1 (Sole bar 변형 X)	
Case 2 (Sole bar 변형 O)	

2. 동력 객차(T8) 보수방안

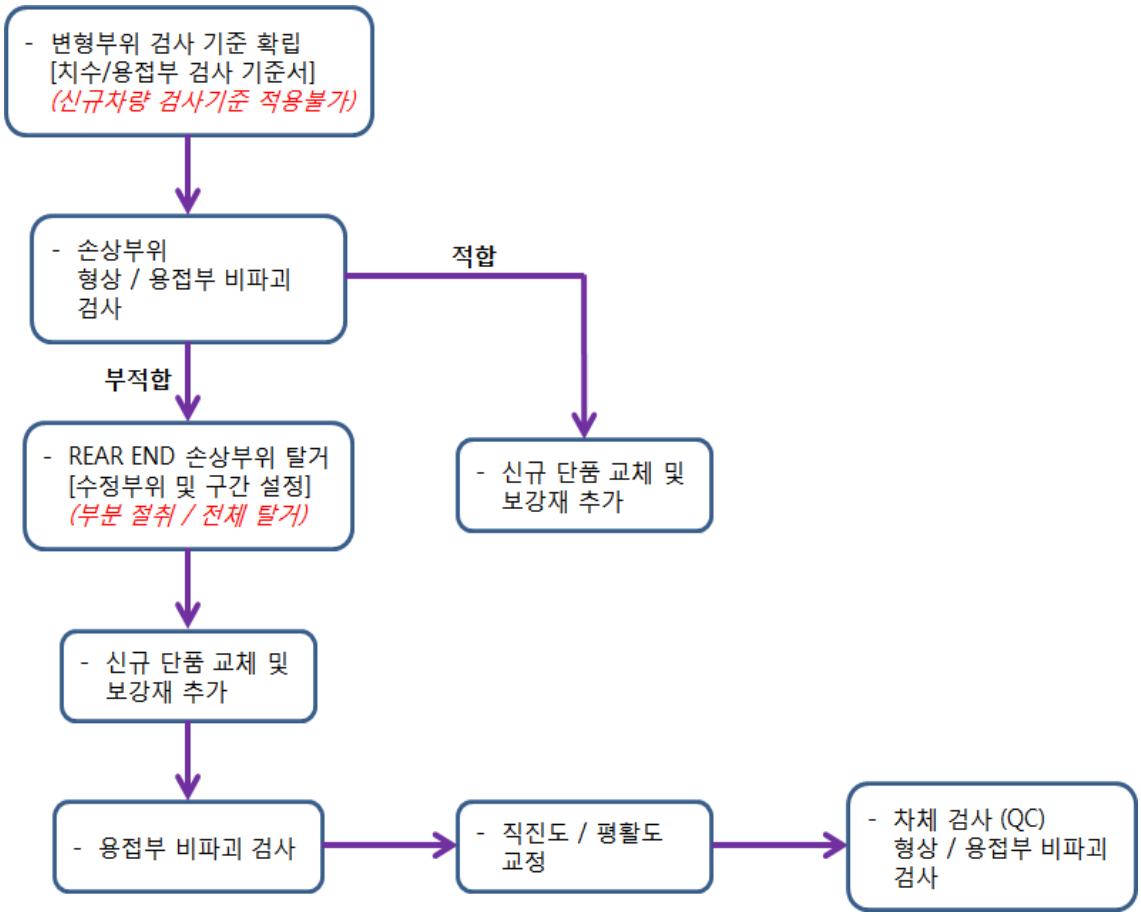
- 동력 객차(T8)은 Rear End에서 Frame의 파손 및 영구변형 발생.

- 파손이나 영구변형의 정도에 따라 부분 수리 또는 전체 수리를 진행.

- 수리 후 비파괴 검사를 통하여 수리 중 발생할 수 있는 결함 등을 검사.

- 수리 방법의 절차는 <그림 3.2.2.1>과 같음.

- <표 3.2.2.1>에서 표시한 End Frame 전체 교체로 파손부위 보수. (파손 부위가 광범위하고 내부 파손까지 있어 부분 수리가 어려움.)

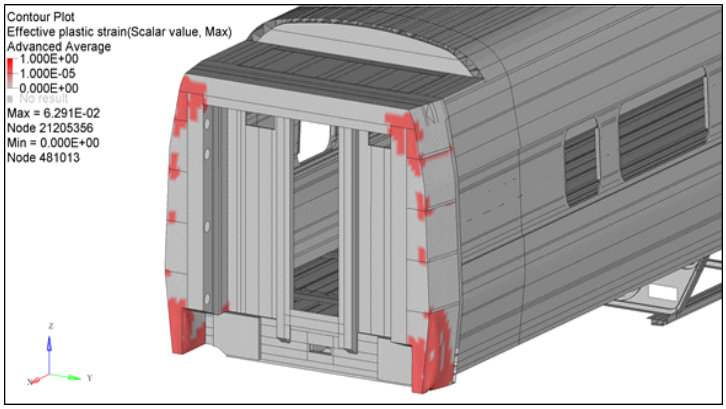
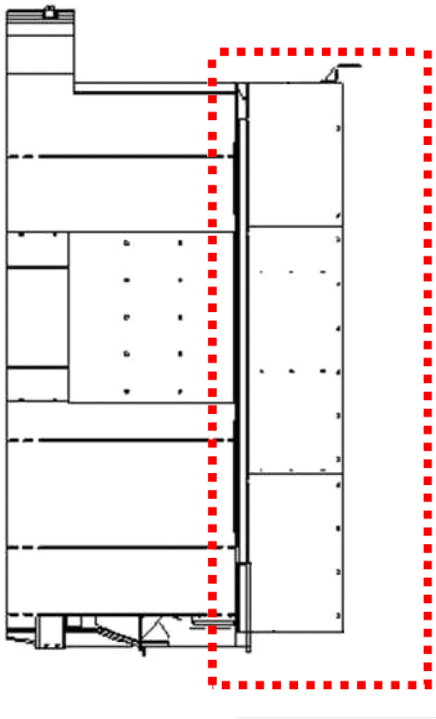


<그림 3.2.2.1> 동력 객차(T8) 변형 및 파손부위 수리 방법의 절차

- 동력객차(T8)는 End frame에서 파손 및 영구변형 발생.

- 객차는 알루미늄 압출재로 만들어진 차체로 충격에 의해 내부에 크랙이 쉽게 발생하지만, 크랙을 찾는 것은 쉽지 않기 때문에 차량의 주요 Frame인 Rear end frame 전체를 교체하는 방법으로 수리하는 것을 제안.

<표 3.2.2.1> Rear End Frame 손상 부위 수리 방법

손상 범위	수리 방법
Rear End Frame 파손 및 영구변형	
Rear End Frame 전체 교체	

3. 동력차(PC2) 보수방안

- 동력차(PC2)는 Side Frame와 End Frame에서 파손 및 영구변형 발생.

- 객차는 알루미늄 압출재로 만들어진 차체이지만, 동력차는 스테인리스 스틸로 만들어진 차량으로 내부 크랙을 쉽게 발견할 수 있고, 연신율이 높기 때문에 작은 영구변형에 대해서는 교정 작업을 통하여 보수.

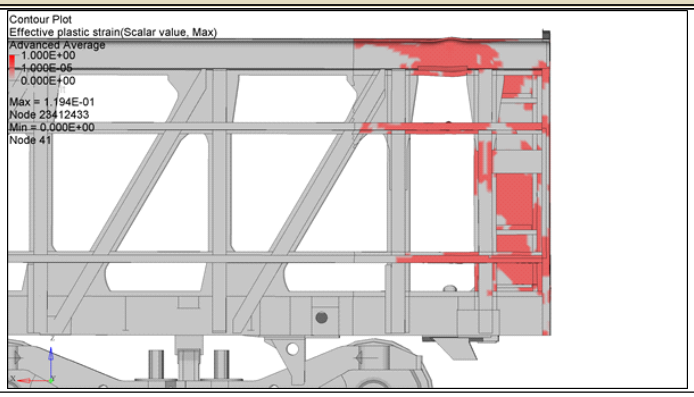
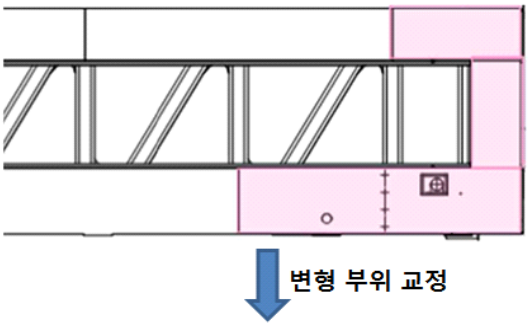
- 비파괴 검사를 통하여 수리 중 발생할 수 있는 결함 등을 검사.

- 수리 방법의 절차는 <그림 3.2.3.1>과 같음.

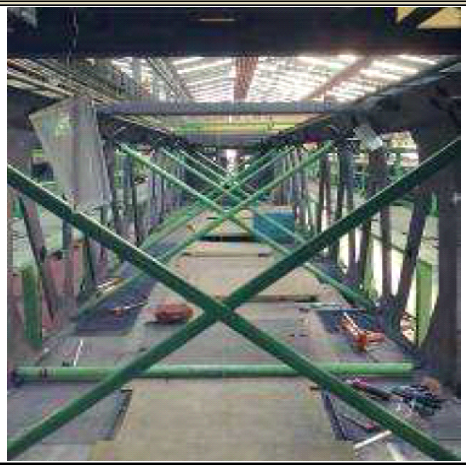
- <표 3.2.3.1>에서 표시한 Side Frame 교정으로 손상부위 보수.

- <표 3.2.3.2>에서 나타낸 그림과 같이 동력차의 전체적인 밸런스 교정.

<표 3.2.3.1> Side Frame 손상 부위 수리 방법

손상 범위	수리 방법
Side Frame 파손 및 영구변형	
Side Frame 교정	 변형 부위 교정 

<표 3.2.3.2> 동력차 차체 영구변형 교정 방법

손상 범위	수리 방법
동력차 차체 영구변형 교정	

4. 손상 부위 보수 이후 관리

가. 결함검사

- 손상된 부위의 보수 및 교체 작업 시 발생한 결함을 확인하기 위해 육안검사와 용접부 및 모재부 표면에 대해 자분탐상검사(M.T)와 초음파탐상검사(U.T)로 구분하여 검사를 실시하여 결함발생 유무를 확인.

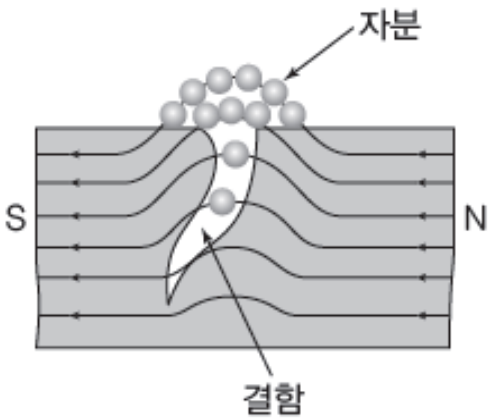
(1) 자분 탐상 검사

- 자분 탐상 검사는 비파괴 검사의 일종으로 시험체의 표면이나 표면 바로 아래 결함(내부 결함)을 찾아내는 검사.

- 자분 탐상 검사는 강자성체인 시험체를 자화한 뒤 자분을 흩뿌림으로써 결함 및 이상 유무를 찾아내는 방법.

- 자화된 시험체 표면이나 표면 바로 밑에 결함이 존재하면 그 주위의 자기장 일부가 시험체의 표면으로 흘러나오고, 이때 시험체의 표면에 자분을 흩뿌리면 표면으로 흘러나온 자기장 주위에 자분이 달라붙어 결함의 위치, 크기, 방향 및 범위 등을 검사.

- 자분 탐상 검사는 자화가 가능한 강자성체에만 적용할 수 있고, 결함의 모양을 파악하기 위해 자분 모양을 읽는 과정에 숙련된 기술이 필요하며, 시험체의 표면 및 표면 바로 밑에 존재하는 결함만을 검출.



<그림 3.2.4.1> 자분 탐상 검사

(2) 초음파 탐상 검사

- 초음파 탐상 검사는 시험체 내부의 결함을 검사하는 대표적인 방법.

- 시험체에 탐촉자를 접촉하고 탑촉자에서 초음파를 투사하면 초음파는 소재의 내부로 침투하여 진행.

- 초음파 경로상에 결함이 존재할 경우 그 결함에 의해 매질의 밀도가 변하는 경계면에서 초음파의 일부가 반향되어 되돌아오고, 탐촉자는 반향된 초음파를 전기적 신호로 바꾸어 모니터 화면에 출력.

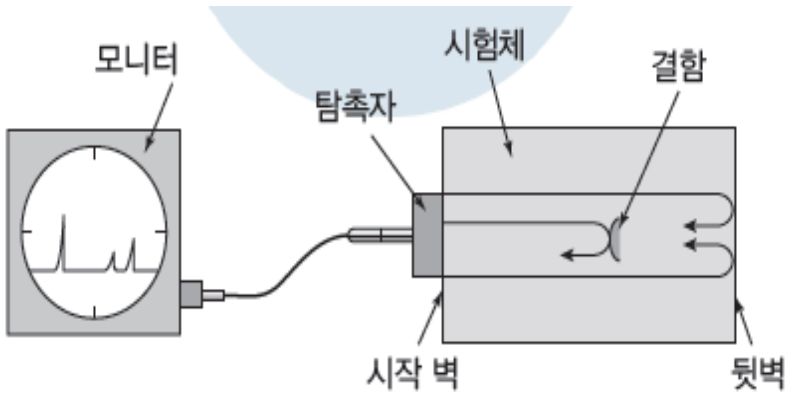
- <그림 3.2.4.2>와 같이 모니터에 세 개의 초음파 신호가 잡힌 경우 처음과 마지막 초음파 신호는 탐촉자에서 나온 초음파가 각각 시험체의 시작 벽과 뒷벽에서 반향된 것이고, 내부 결함에 의해 반향된 것은 두 번째 신호임.

- 모니터 화면에 나타난 신호의 X축은 초음파가 탐촉자에서 출발하여 다시 탐촉자로 되돌아오는데 걸린 시간을, Y축은 돌아온 초음파의 세기를 나타냄.

- 매질을 통과하는 초음파의 속도와 결함에 의해 반향된 초음파 신호의 X축 값의 절반을 곱하면 결함이 존재하는 곳의 깊이까지도 정확히 계산 가능.

- 초음파 탐상검사는 인체에 유해하지 않으며 초음파의 진행 방향에 수직으로 나 있는 균열의 검출 능력이 탁월하고, 시험체의 한쪽 면만 접근할 수 있어도 탐상이 가능.

- 탐촉자에서 출발하여 시험체의 시작 벽에 반향되어 나오는 처음의 초음파 신호로 인해 시험체의 표면이나 표면 바로 밑의 결함에 의해 반향되어 나오는 초음파 신호를 확인하기 어려운 단점을 가지고 있음.



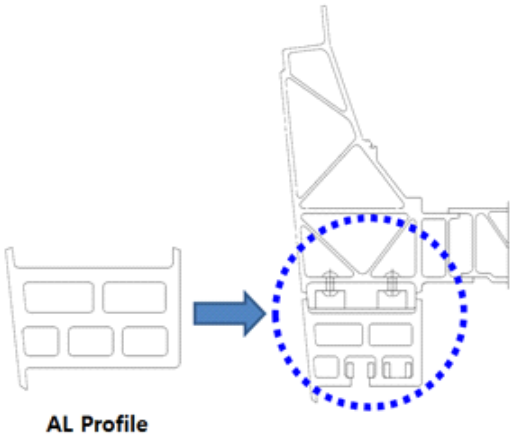
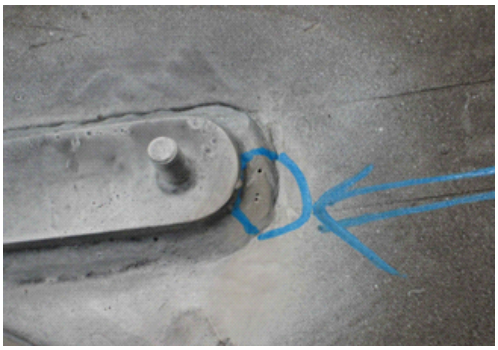
<그림 3.2.4.2> 초음파 탐상 검사

(3) 객차(T4-T7) Solebar 수리 후 관리

- 객차는 대부분 대차의 비정상적인 회전으로 인하여 T-slot 및 대차 스토퍼 파손.

- 특히, Solebar 부분에 파손이 발생되어 새로운 알루미늄 프로파일로 대체 수리된 경우 용접부에 발생될 수 있는 크랙을 중정비와 같이 자분탐성검사(M.T), 초음파탐상검사(U.T) 등으로 주기적인 관리가 필요.
  (Solebar는 열차의 하중을 지지하는 주요부위 중 하나로 주기적인 정밀 진단이 필요)

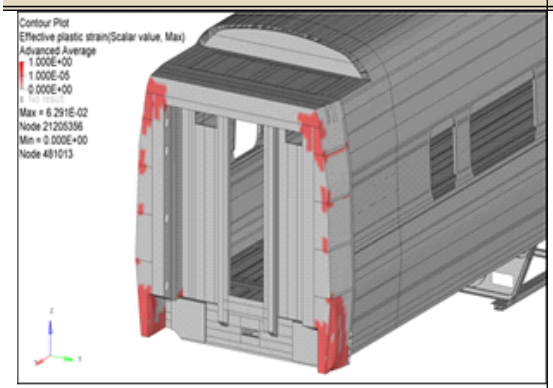
<그림 3.2.4.3> 객차 T-slot 수리 후 관리

Solebar 변형된 경우	육안검사 및 자분탐상검사 (M.T)
	

(4) 동력객차(T8) Rear end frame 수리 후 관리

- 동력객차(T8)의 Rear end frame은 크고 작은 파손 및 변형이 전체적으로 발생되어 Rear end frame 전체를 교체 수리되었기 때문에 기존 프레임과 새로운 프레임을 연결하는 용접부에 발생될 수 있는 크랙을 중정비와 같이 자분탐상검사(M.T), 초음파탐상검사(U.T) 등으로 주기적인 관리 필요.

<그림 3.2.4.4> 동력객차 Rear end frame 수리 후 관리

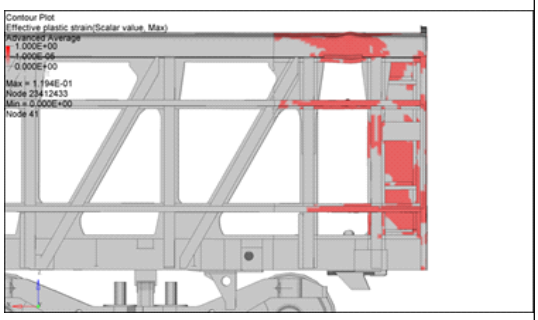
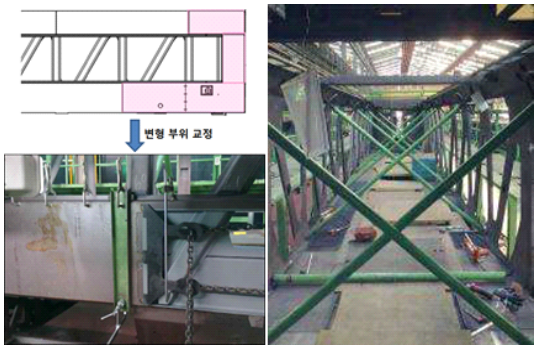
Rear end frame 교체	육안검사 및 자분탐상검사 (M.T)
 	

(5) 동력차(PC2) 수리 후 관리

- 동력차의 경우 스테인리스 재질로 이루어져있고, 내부를 쉽게 확인할 수 있는 구조로 되어 있어 중정비와 같이 육안검사나 자분탐상검사(M.T) 등으로 주기적인 관리 필요.

- 특히, 수리된 부위 주변의 용접부의 크랙이나 손상 관리 필요.

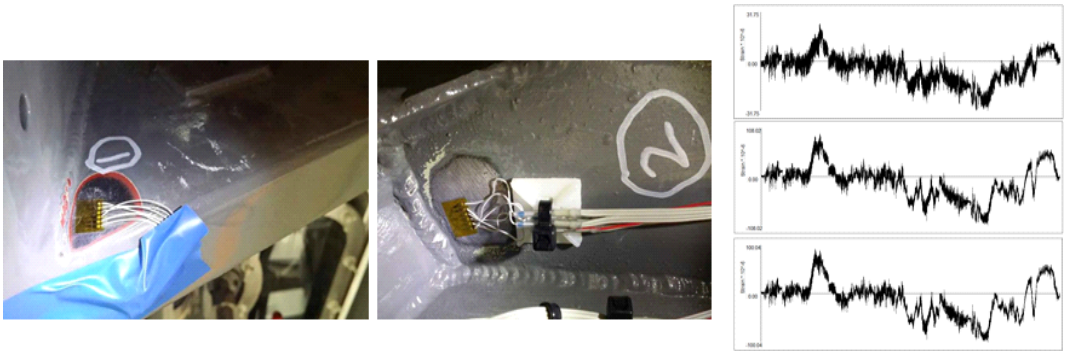
<그림 3.2.4.5> 동력차 수리 후 관리

동력차 손상부위	육안검사 및 자분탐상검사 (M.T)
	

나. 잔존수명평가

- 수리된 차체 및 대차프레임에 대한 구조해석, 동응력 측정 및 분석 피로해석 등을 통하여 최종적인 잔존수명 평가 및 관리.

<그림 3.2.4.6> 동응력 측정을 이용한 잔존수명평가

동응력 측정


부록 2

철도차량 사고재현 시뮬레이션을 위한 충돌/탈선해석 모델링 절차서

(성과증빙자료)

주관 : 서울과학기술대학교

국 토 교 통 부

국토교통과학기술진흥원

〈 목 차 〉

제 1장. 철도차량 사고재현 시뮬레이션 로드맵 ····· 207

제 2장. 사고재현 시뮬레이션을 위한 이론모델 개발 ····· 209

1. 차량 간 연결기 충격력 이론모델 개발 ····· 209
2. 차량 간 2차원 타고오름 이론모델 개발 ····· 221
3. 차량 간 2차원 지그재깅 이론모델 개발 ····· 249

제 3장. 철도차량 충돌 및 탈선해석 모델링 절차서 ····· 269

1. 차륜-궤도 모델 ····· 269
2. 대차 모델 ····· 284
3. 차체 모델 ····· 287

제 1장. 철도차량 사고재현 시뮬레이션 로드맵

○ 성공적인 사고 재현 시뮬레이션 및 검증을 위하여 사고 초기에 획득할 수 있는 기계적 물리량들이 매우 중요하며 사고조사에서 획득되어야 할 자료들은 다음과 같음.

- 사고 발생 시점의 ① 열차 주행속도 및 선로 위치/선형, ② 제동방법, ③ 사고후 차량별 위치/탈선변위, ④ 날씨/ 기온, ⑤ 직접적 사고 원인, ⑥ 차간 연결부 및 차체-대차 연결부 상태 (파손/변형 등), ⑦ 각 차체/대차의 손상 상태(변형, 파손, 균열 등).

○ 철도차량 탈선/충돌 복합사고의 재현 시뮬레이션 절차를 단계별로 나누어 보면 다음과 같이 정리할 수 있음.

① 사고조사 단계

- 위에서 언급한 사고 재현에 필요한 물리량들이 계측되고 확보되어야 함.
- 시설 및 환경관련 사고 원인 요소 파악 (궤도 결함, 분기기 이상, 충돌, 측풍, 곡선부 과속 주행 등).
- 운영 및 차량관련 사고 원인 요소 파악 (곡선부 과속 주행, 연결기 분리, 과제동 및 제동 불량 등).
- 사고의 유형 조사 (충돌 후 탈선, 플렌지 타고 오름 탈선 후 충돌, 튀어오름 탈선 후 충돌, 전복 탈선 후 충돌, 궤도 절단/확장에 의한 탈선후 충돌 등)
- 사고 후 차량상태 분석 (각 차량의 사고후 모양/직립/전복 등, 측사고 지점 대비 차량별 위치/탈선변위, 차간 연결기 손상 정도, 차체-대차 연결부 손상 정도, 각 차체/대차의 손상 상태(변형, 파손, 균열 등)

② 모델링 단계

- 1차원 유연체 모델링을 이용한 에너지 흡수량과 차체 변형 관계 분석
- 평면 2차원 단순 열차 모델을 이용하여 지그재깅 탈선 재현에 필요한 물리량 산출 (차간연결부 수평 off-set 량 추정, 차륜-노면 마찰계수 추정 등)
- 수직 2차원 단순 열차 모델을 이용하여 타고오름 충돌/탈선 재현에 필요한 물리량 산출 (차간연결부 수직 off-set 량 추정 등)
- 평면 2차원 하이브리드 열차 모델을 이용하여 지그재깅 탈선 재현에 필요한 물리량 개선 (차간연결부 수평 off-set 량 추정, 차륜-노면 마찰계수 추정 등)
- 수직 2차원 하이브리드 열차 모델을 이용하여 타고오름 충돌/탈선 재현에 필요한 물리량 개선 (차간연결부 수직 off-set 량 추정 등)
- 3차원 단순 열차 모델을 이용하여 조사된 사고 원인의 확인 분석 (단일 윤축 탈선 이론, 2점 차륜-레일 탈선 모델, 측풍 탈선 이론 등 적용)
- 3차원 하이브리드 열차 모델을 적용하여 사고 시나리오에 따라 사고재현 시뮬레이션을 수행하고 탈선 형상, 손상부위/심각도 등 사고 자료와 부합성 검증/모델 개선.

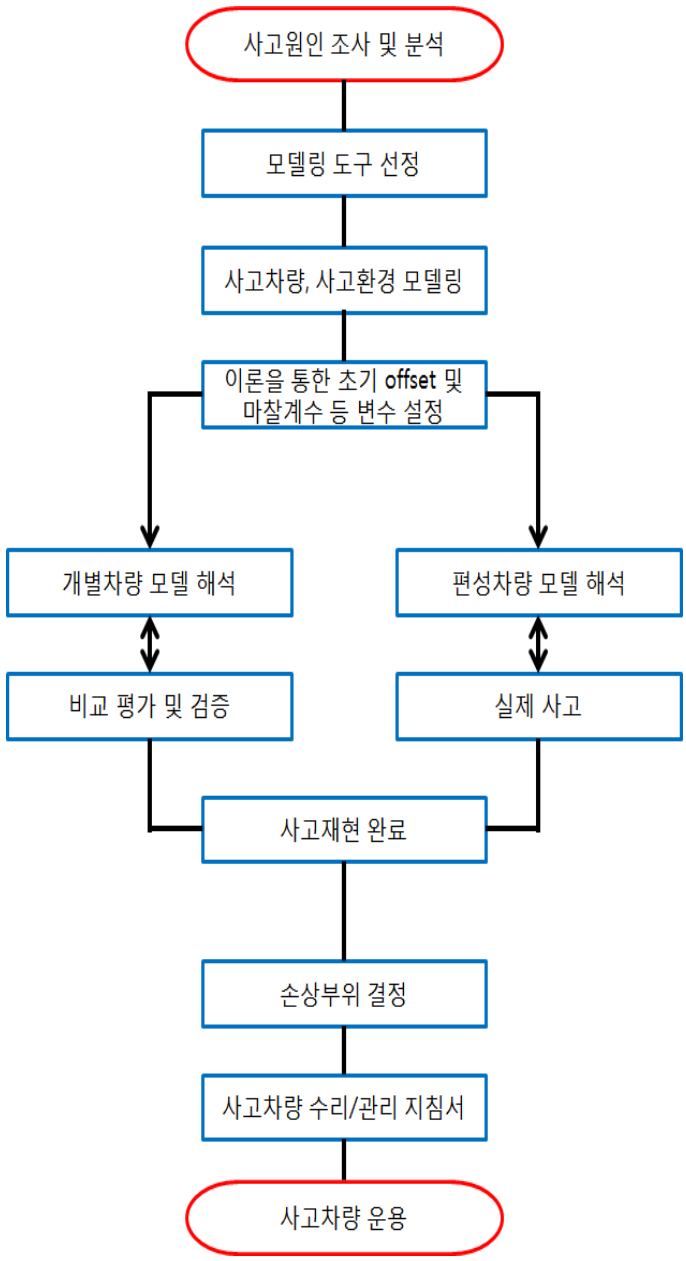
③ 사고재현 해석 및 검증 단계

- 최종 개선된 사고재현 모델을 적용한 사고 재현 시뮬레이션 수행/조사된 손상부위 확인/검증/심각도 평가
- 사고조사에서 확인되지 않았지만 시뮬레이션 결과로 얻어진 손상부위 및 심각도 도출

④ 손상 평가 및 활용단계

- 확인된 손상 및 시뮬레이션으로 예측된 손상부위에 대한 계측/손상검사/확인 수행
- 손상부위에 대한 수리방안 및 잔존 수명 평가
- 손상부위에 대한 유지보수 및 추적 관리 방안 제시

○ 철도차량 탈선/충돌 복합사고의 재현 시뮬레이션 절차와 구체적 내용은 다음의 표와 같이 정리될 수 있음.

단계	연구프로세스	세부 내용
조사		- 사고재현모델링요건도출 - 차량속도, 제동조건, 파손부위 등
모델링		- 궤도확장/축소구간, 분기기, 곡선레일, 장애물, 측풍탈선 - 비정상 탈선거동이론, 타고오름 &지그재깅 이론 - 차량별 초기 옵셋량 및 각종 기계적 파라미터 - 탈선 후 wheel과 바닥면의 마찰계수 추정 이론 - 3D/2D 하이브리드 모델링, 유연체/강체 모델링
해석 및 검증		- 차체, 연결기 비선형 동적 거동 - 타고오름 및 지그재깅 좌굴 거동 - 시행착오적 사고재현모델 개선 - 실제사고와 시뮬레이션 거동 비교 평가
평가 및 활용		- 사고 시나리오 및 사고 후 거동파악 - 열차 충돌사고 후 손상범위 추정 - 최적 안 도출 및 수리/관리 지침서 제작 - 기술이전 및 현장활용

제 2장. 사고재현 시뮬레이션을 위한 이론모델 개발

○ 열차 사고에서 가장 위험한 유형의 사고로는 충돌과 탈선이 있으며, 그 결과로 차량의 차체압괴, 타고오름, 전복, 지그재깅 등 여러 가지 손상 유형이 발생함.

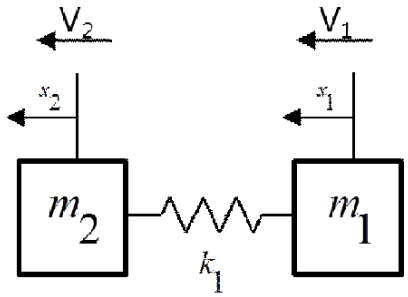
○ 차량 간 연결기는 기본적으로 차체 무게중심보다 낮게 장착되므로 차량 간 큰 충격이 발생 시 차체 피칭거동이 발생하면 한 차량의 언더프레임이 상대차량 언드프레임 위로 타고 올라 약한 구조인 사이드 프레임에 침투/절단하여 위험함.

○ 이러한 타고오름의 매커니즘을 분명히 분석하기 위하여 본 연구에서는 차량 속도, 연결기 특성, 대차 스프링 특성 등에 따라 타고오름 거동을 예측할 수 있는 이론모델을 개발함.

○ 또한 탈선하는 열차는 여러 가지 복합적인 요인으로 지그재깅 현상이 발생함. 이러한 지그재깅 거동은 승객구간인 차체 측면의 손상을 유발하며 큰 인명 사고로 이어짐. 본 연구에서는 이러한 지그재깅 거동에 영향을 미치는 인자로 사고를 재현할 수 있도록 이론 모델을 개발함.

제 1절. 차량 간 연결기 충격력 이론모델 개발

1. 선두차량 길이방향 충돌조건(2mass - 1spring) 이론모델



<그림 2.1.1.1> 두 차량의 충돌

- <그림 3.1.1>와 같이 충돌하는 두 차량의 길이방향 거동을 나타낸 식은 다음과 같음.
- 선두차량 1차원 운동방정식:

$$m_1\ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) = 0$$
$$m_2\ddot{x}_2 + k_1(x_2 - x_1) = 0$$

- 질량으로 나눔:

$$\ddot{x}_1 + \frac{k_1}{m_1}(x_1 - x_2) = 0$$
$$\ddot{x}_2 + \frac{k_1}{m_2}(x_2 - x_1) = 0$$

- 라플라스 변환:

$$S^2X_1 - Sx_1(0) - \dot{x}_1(0) + \frac{k_1}{m_1}X_1 - \frac{k_1}{m_1}X_2 = 0$$

$$S^2X_2 - Sx_2(0) - \dot{x}_2(0) + \frac{k_1}{m_2}X_2 - \frac{k_1}{m_2}X_1 = 0$$

- 초기조건 대입:

$$x_1(0) = x_2(0) = 0$$

$$\dot{x}_1(0) = V_1, \dot{x}_2(0) = V_2$$

$$\frac{k_1}{m_1} = a, \quad \frac{k_1}{m_2} = b, \quad \frac{k_2}{m_2} = c, \quad \frac{k_2}{m_3} = d$$

$$\left(S^2 + \frac{k_1}{m_1}\right)X_1 - \frac{k_1}{m_1}X_2 = V_1$$

$$-\frac{k_1}{m_2}X_1 + \left(S^2 + \frac{k_1}{m_2}\right)X_2 = V_2$$

- 행열형태로 표현:

$$\begin{bmatrix} S^2 + \frac{k_1}{m_1} & -\frac{k_1}{m_1} \\ -\frac{k_1}{m_2} & S^2 + \frac{k_1}{m_2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \end{bmatrix}$$

- 역행열 계산:

$$\begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} = \frac{1}{|A|} \begin{bmatrix} S^2 + \frac{k_1}{m_2} & \frac{k_1}{m_1} \\ \frac{k_1}{m_2} & S^2 + \frac{k_1}{m_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \end{bmatrix}$$

- 공통 분모항 정리:

$\omega_o^{\,2} = \frac{k_1}{m} = \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1}{m_2}$, $m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$ 일 때

$$|A| = \left(S^2 + \frac{k_1}{m_1}\right)\left(S^2 + \frac{k_1}{m_2}\right) - \frac{k_1}{m_1}\frac{k_1}{m_2} = S^4 + S^2\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1}{m_2}\right) = S^2(S^2 + \omega_o^{\,2})$$

$$X_1 = \frac{\left(S^2 + \frac{k_1}{m_2}\right)V_1 + \frac{k_1}{m_1}V_2}{S^2(S^2 + \omega_o^{\,2})} = \frac{S^2V_1 + \frac{k_1}{m_2}V_1 + \frac{k_1}{m_1}V_2}{S^2(S^2 + \omega_o^{\,2})} = \frac{V_1}{S^2 + \omega_o^{\,2}} + \frac{\frac{k_1}{m_2}V_1 + \frac{k_1}{m_1}V_2}{S^2(S^2 + \omega_o^{\,2})}$$

$$X_2 = \frac{\frac{k_1}{m_2}V_1 + \left(S^2 + \frac{k_1}{m_1}\right)V_2}{S^2(S^2 + \omega_o^{\,2})} = \frac{S^2V_2 + \frac{k_1}{m_2}V_1 + \frac{k_1}{m_1}V_2}{S^2(S^2 + \omega_o^{\,2})} = \frac{V_2}{S^2 + \omega_o^{\,2}} + \frac{\frac{k_1}{m_2}V_1 + \frac{k_1}{m_1}V_2}{S^2(S^2 + \omega_o^{\,2})}$$

- 역 라플라스변환 후 각 차량의 변위 결과식:

$$x_1 = \frac{V_1}{\omega_o}\sin\omega_o t + \frac{\frac{k_1}{m_2}V_1 + \frac{k_1}{m_1}V_2}{{\omega_o}^2}\left(t - \frac{\sin\omega_o t}{\omega_o}\right)$$

$$x_2 = \frac{V_2}{\omega_o}\sin\omega_o t + \frac{\frac{k_1}{m_2}V_1 + \frac{k_1}{m_1}V_2}{{\omega_o}^2}\left(t - \frac{\sin\omega_o t}{\omega_o}\right)$$

- 각 차량의 속도:

$$\dot{x}_1 = V_1\cos\omega_o t + \frac{\frac{k_1}{m_2}V_1 + \frac{k_1}{m_1}V_2}{{\omega_o}^2}(1-\cos\omega_o t)$$

$$\dot{x}_2 = V_2\cos\omega_o t + \frac{\frac{k_1}{m_2}V_1 + \frac{k_1}{m_1}V_2}{{\omega_o}^2}(1-\cos\omega_o t)$$

- 각 차량의 가속도:

$$\ddot{x}_1 = -V_1\omega_o\sin\omega_o t + \frac{\frac{k_1}{m_2}V_1 + \frac{k_1}{m_1}V_2}{\omega_o}\sin\omega_o t = \left(\frac{k_1}{m_2}V_1 + \frac{k_1}{m_1}V_2 - V_1{\omega_o}^2\right)\frac{\sin\omega_o t}{\omega_o}$$

$$= \left(\frac{k_1}{m_2}V_1 + \frac{k_1}{m_1}V_2 - V_1{\omega_o}^2\right)\frac{\sin\omega_o t}{\omega_o} = \left(\frac{k_1}{m_2}V_1 + \frac{k_1}{m_1}V_2 - V_1\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1}{m_2}\right)\right)\frac{\sin\omega_o t}{\omega_o}$$

$$= \frac{k_1}{m_1}(V_2 - V_1)\frac{\sin\omega_o t}{\omega_o} = -V\frac{k_1}{m_1}\frac{\sin\omega_o t}{\omega_o}$$

- 연결기 길이방향 충격력:

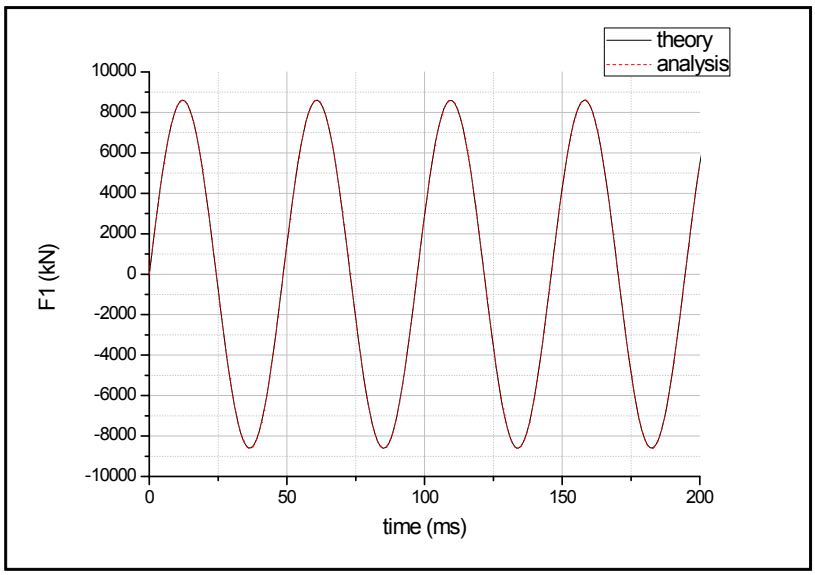
$V = V_1 - V_2$ 일 때

$$\therefore F_1 = k_1(x_1 - x_2) = k_1\frac{V_1 - V_2}{\omega_o}\sin\omega_o t = \frac{Vk_1}{\omega_o}\sin\omega_o t = V\sqrt{mk_1}\sin\omega_o t = Vm\omega_o\sin\omega_o t$$

- 이론식 비교 검증: <표 2.1.1.1> 충돌조건으로 이론값과 수치모델 해석 결과 비교 시 100% 일치함.

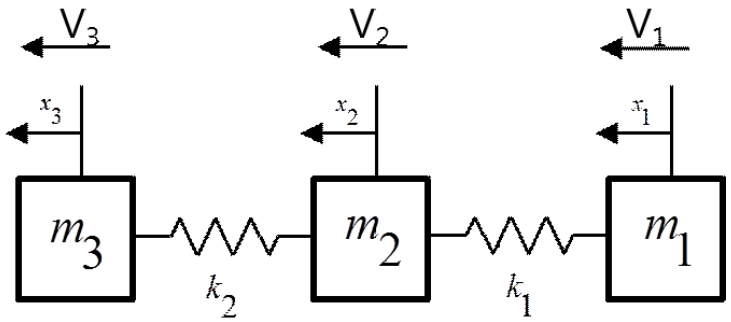
<표 2.1.1.1> 충돌조건 1

parameter	value	
V1	40	[km/h]
V2	0	[km/h]
m1	10,000	[kg]
m2	15,000	[kg]
k1	100	[kN/mm]



<그림 2.1.1.2> 충돌조건 1에서의 연결기 충격력 F1 결과

2. 중간차량 길이방향 충돌조건(3mass - 2spring) 이론모델



<그림 2.1.2.1> 세 차량의 충돌

- <그림 2.1.2.1>과 같이 충돌하는 세 차량의 길이방향 거동을 나타낸 식은 다음과 같음.

- 중간차량 1차원 운동방정식:

$$m_1\ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) = 0$$
$$m_2\ddot{x}_2 + k_1(x_2 - x_1) + k_2(x_2 - x_3) = 0$$
$$m_3\ddot{x}_3 + k_2(x_3 - x_2) = 0$$

$$\ddot{x}_1 + \frac{k_1}{m_1}(x_1 - x_2) = 0$$
$$\ddot{x}_2 + \frac{k_1}{m_2}(x_2 - x_1) + \frac{k_2}{m_2}(x_2 - x_3) = 0$$
$$\ddot{x}_3 + \frac{k_2}{m_3}(x_3 - x_2) = 0$$

- 라플라스 변환:

$$S^2X_1 - Sx_1(0) - \dot{x}_1(0) + \frac{k_1}{m_1}X_1 - \frac{k_1}{m_1}X_2 = 0$$

$$S^2X_2 - Sx_2(0) - \dot{x}_2(0) + \frac{k_1+k_2}{m_2}X_2 - \frac{k_1}{m_2}X_1 - \frac{k_2}{m_2}X_3 = 0$$

$$S^2X_3 - Sx_3(0) - \dot{x}_3(0) + \frac{k_2}{m_3}X_3 - \frac{k_2}{m_3}X_2 = 0$$

- 초기조건 대입:

$$x_1(0) = x_2(0) = x_3(0) = 0$$

$$\dot{x}_1(0) = V_1, \dot{x}_2(0) = V_2, \dot{x}_3(0) = V_3$$

$$\frac{k_1}{m_1} = a,\ \frac{k_1}{m_2} = b,\ \frac{k_2}{m_2} = c,\ \frac{k_2}{m_3} = d$$

$$\left(S^2 + \frac{k_1}{m_1}\right)X_1 - \frac{k_1}{m_1}X_2 = V_1$$

$$-\frac{k_1}{m_2}X_1 + \left(S^2 + \frac{k_1+k_2}{m_2}\right)X_2 - \frac{k_2}{m_2}X_3 = V_2$$

$$-\frac{k_2}{m_3}X_2 + \left(S^2 + \frac{k_2}{m_3}\right)X_3 = V_3$$

- 행열형태로 변환:

$$\begin{bmatrix} S^2 + \frac{k_1}{m_1} & -\frac{k_1}{m_1} & 0 \\ -\frac{k_1}{m_2} & S^2 + \frac{k_1+k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} \\ 0 & -\frac{k_2}{m_3} & S^2 + \frac{k_2}{m_3} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \\ V_3 \end{bmatrix}$$

- 역행열 계산:

$$\begin{bmatrix} S^2 + \frac{k_1}{m_1} & -\frac{k_1}{m_1} & 0 \\ -\frac{k_1}{m_2} & S^2 + \frac{k_1+k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} \\ 0 & -\frac{k_2}{m_3} & S^2 + \frac{k_2}{m_3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a & b & c \\ d & e & f \\ g & h & i \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{bmatrix} = \frac{1}{|A|}\begin{bmatrix} ei - fh & ch - bi & bf - ce \\ fg - di & ai - cg & cd - af \\ dh - eg & bg - ah & ae - bd \end{bmatrix}\begin{bmatrix} V_1 \\ V_2 \\ V_3 \end{bmatrix}$$

- 공통분모항 정리:

$$Denominator = |A| = a(ei - fh) - b(di - fg) + c(dh - eg) = a(ei - fh) - bdi = aei - afh - bdi$$

$$= \left(S^2 + \frac{k_1}{m_1}\right)\left[\left(S^2 + \frac{k_1 + k_2}{m_2}\right)\left(S^2 + \frac{k_2}{m_3}\right) - \frac{K_2^2}{m_2 m_3}\right] + \frac{k_1}{m_1}\left[-\frac{k_1}{m_2}\left(S^2 + \frac{k_2}{m_3}\right)\right]$$

$$= \left(S^2 + \frac{k_1}{m_1}\right)\left(S^2 + \frac{k_1 + k_2}{m_2}\right)\left(S^2 + \frac{k_2}{m_3}\right) - \left(S^2 + \frac{k_1}{m_1}\right)\frac{k_2^2}{m_2 m_3} - \left(S^2 + \frac{k_2}{m_3}\right)\frac{k_1^2}{m_1 m_2}$$

$$= S^6 + S^4\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3}\right) + S^2\left(\frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} + \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + \frac{k_1 k_2}{m_1 m_3}\right)$$

$$= S^2(S^2 + {\omega_a}^2)(S^2 + {\omega_b}^2)$$

$${\omega_a}^2 + {\omega_b}^2 = \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3}$$

$${\omega_a}^2 {\omega_b}^2 = \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} + \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + \frac{k_1 k_2}{m_1 m_3}$$

$${\omega_a}^2 = \frac{1}{2}\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} + \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3}\right)^2 - 4\left(\frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} + \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + \frac{k_1 k_2}{m_1 m_3}\right)}\right)$$

$${\omega_b}^2 = \frac{1}{2}\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} - \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3}\right)^2 - 4\left(\frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} + \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + \frac{k_1 k_2}{m_1 m_3}\right)}\right)$$

$$X_1 = \frac{1}{|A|}\{V_1(ei - fh) + V_2(-bi) + V_3(bf)\}$$

$$= \frac{1}{|A|}\left[V_1\left[\left(S^2 + \frac{k_1 + k_2}{m_2}\right)\left(S^2 + \frac{k_2}{m_3}\right) - \frac{k_2^2}{m_2 m_3}\right] + V_2\left[\left(S^2 + \frac{k_2}{m_3}\right)\frac{k_1}{m_1}\right] + V_3\left[\frac{k_1 k_2}{m_1 m_2}\right]\right]$$

$$= \frac{1}{|A|}\left[V_1\left[S^4 + S^2\left(\frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3}\right) + \frac{(k_1 + k_2)k_2}{m_2 m_3} - \frac{k_2^2}{m_2 m_3}\right] + V_2\left[\left(S^2\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 k_2}{m_1 m_3}\right)\right] + V_3\left[\frac{k_1 k_2}{m_1 m_2}\right]\right]$$

$$= \frac{1}{|A|}\left[S^4 V_1 + S^2\left[V_1\left(\frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3}\right) + V_2\frac{k_1}{m_1}\right] + V_1\left(\frac{(k_1 + k_2)k_2}{m_2 m_3} - \frac{k_2^2}{m_2 m_3}\right) + V_2\frac{k_1 k_2}{m_1 m_3} + V_3\frac{k_1 k_2}{m_1 m_2}\right]$$

$$= \frac{S^4 V_1 + S^2\left[V_1\left(\frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3}\right) + V_2\frac{k_1}{m_1}\right] + V_1\frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + V_2\frac{k_1 k_2}{m_1 m_3} + V_3\frac{k_1 k_2}{m_1 m_2}}{S^2(S^2 + {\omega_a}^2)(S^2 + {\omega_b}^2)}$$

$$= \frac{A_1 S + B_1}{S^2} + \frac{C_1 S + D_1}{S^2 + {\omega_a}^2} + \frac{E_1 S + F_1}{S^2 + {\omega_b}^2}$$

- 분자항 계수 정리 후 역 라플라스변환:

$$\therefore x_1 = B_1 t + \frac{D_1}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{F_1}{\omega_b}\sin\omega_b t$$

$$B_1 = \frac{1}{{\omega_a}^2 {\omega_b}^2}\left[V_1 \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + V_2 \frac{k_1 k_2}{m_1 m_3} + V_3 \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} \right]$$

$$F_1 = \frac{1}{{\omega_a}^2 - {\omega_b}^2}\left[V_1 \left(\frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} - {\omega_b}^2 \right) + V_2 \frac{k_1}{m_1} - B_1 {\omega_a}^2 \right]$$

※ $D_1 = V_1 - F_1 - B_1$

- X_1 분자 계수 비교:

$$\begin{aligned}
&(AS+B)(S^2+{\omega_a}^2)(S^2+{\omega_b}^2) + (CS+D)S^2(S^2+{\omega_b}^2) + (ES+F)S^2(S^2+{\omega_a}^2) \\
&= (AS+B)\{S^4 + ({\omega_a}^2+{\omega_b}^2)S^2 + {\omega_a}^2{\omega_b}^2\} + S^2(CS^3 + DS^2 + CS{\omega_b}^2 + D{\omega_b}^2) \\
&\quad + S^2(ES^3 + FS^2 + ES{\omega_a}^2 + F{\omega_a}^2) \\
&= AS^5 + BS^4 + AS^3({\omega_a}^2+{\omega_b}^2) + BS^2({\omega_a}^2+{\omega_b}^2) + AS{\omega_a}^2{\omega_b}^2 + B{\omega_a}^2{\omega_b}^2 \\
&\quad + CS^5 + DS^4 + C{\omega_b}^2 S^3 + D{\omega_b}^2 S^2 + ES^5 + FS^4 + E{\omega_a}^2 S^3 + F{\omega_a}^2 S^2) \\
&= S^5\{A+C+E\} + S^4\{B+D+F\} + S^3\{A({\omega_a}^2+{\omega_b}^2) + C{\omega_b}^2 + E{\omega_a}^2\} \\
&\quad + S^2\{B({\omega_a}^2+{\omega_b}^2) + D{\omega_b}^2 + F{\omega_a}^2\} + S\{A{\omega_a}^2{\omega_b}^2\} + B{\omega_a}^2{\omega_b}^2
\end{aligned}$$

S^5항계수 : $A_1 + C_1 + E_1 = 0 \quad \rightarrow C = -E$

S^4항계수 : $B_1 + D_1 + F_1 = V_1 \quad \rightarrow D_1 = V_1 - F_1 - B_1$

S^3항계수 : $A_1({\omega_a}^2+{\omega_b}^2) + C_1{\omega_b}^2 + E_1{\omega_a}^2 = 0 \rightarrow E_1({\omega_a}^2 - {\omega_b}^2) = 0 \quad \rightarrow E_1 = 0$

S^2항계수 : $B_1({\omega_a}^2+{\omega_b}^2) + D_1{\omega_b}^2 + F_1{\omega_a}^2 = V_1\left(\frac{k_1+k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} \right) + V_2 \frac{k_1}{m_1}$

$$\rightarrow B_1({\omega_a}^2+{\omega_b}^2) + (V_1 - F_1 - B_1){\omega_b}^2 + F_1{\omega_a}^2$$

$$= F_1({\omega_a}^2 - {\omega_b}^2) + B_1{\omega_a}^2 + V_1{\omega_b}^2 = V_1\left(\frac{k_1+k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} \right) + V_2 \frac{k_1}{m_1}$$

$$\rightarrow F_1 = \frac{1}{{\omega_a}^2 - {\omega_b}^2}\left[V_1 \left(\frac{k_1 + k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} - {\omega_b}^2 \right) + V_2 \frac{k_1}{m_1} - B_1 {\omega_a}^2 \right]$$

S항계수 : $A_1{\omega_a}^2{\omega_b}^2 = 0 \quad \rightarrow A_1 = 0$

상수항계수 : $B_1{\omega_a}^2{\omega_b}^2 = V_1\left(\frac{(k_1+k_2)k_2}{m_2 m_3} - \frac{k_2^2}{m_2 m_3} \right) + V_2 \frac{k_1 k_2}{m_1 m_3} + V_3 \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2}$

$$\rightarrow B_1 = \frac{1}{{\omega_a}^2 {\omega_b}^2}\left[V_1 \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + V_2 \frac{k_1 k_2}{m_1 m_3} + V_3 \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} \right]$$

$$X_2 = \frac{1}{|A|}\{V_1(-di) + V_2 ai + V_3(-af)\}$$

$$= \frac{1}{|A|}\left[V_1\left(S^2 + \frac{k_2}{m_3}\right)\frac{k_1}{m_2} + V_2\left(S^2 + \frac{k_1}{m_1}\right)\left(S^2 + \frac{k_2}{m_3}\right) + V_3\left(S^2 + \frac{k_1}{m_1}\right)\frac{k_2}{m_2}\right]$$

$$= \frac{1}{|A|}\left[V_1\left(S^2\frac{k_1}{m_2} + \frac{k_1}{m_2}\frac{k_2}{m_3}\right) + V_2\left(S^4 + S^2\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_3}\right) + \frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_3}\right) + V_3\left(S^2\frac{k_2}{m_2} + \frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_2}\right)\right]$$

$$= \frac{1}{|A|}\left[S^4 V_2 + S^2\left(V_1\frac{k_1}{m_2} + V_2\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_3}\right) + V_3\frac{k_2}{m_2}\right) + V_1\frac{k_1}{m_2}\frac{k_2}{m_3} + V_2\frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_3} + V_3\frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_2}\right]$$

$$= \frac{S^4 V_2 + S^2\left(V_1\frac{k_1}{m_2} + V_2\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_3}\right) + V_3\frac{k_2}{m_2}\right) + V_1\frac{k_1}{m_2}\frac{k_2}{m_3} + V_2\frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_3} + V_3\frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_2}}{S^2(S^2 + {\omega_a}^2)(S^2 + {\omega_b}^2)}$$

$$= \frac{A_2 S + B_2}{S^2} + \frac{C_2 S + D_2}{S^2 + {\omega_a}^2} + \frac{E_2 S + F_2}{S^2 + {\omega_b}^2}$$

- 분자항 계수 정리 후 역 라플라스변환:

$$\therefore x_2 = B_2 t + \frac{D_2}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{F_2}{\omega_b}\sin\omega_b t$$

$$B_2 = \frac{1}{{\omega_a}^2{\omega_b}^2}\left(V_1\frac{k_1}{m_2}\frac{k_2}{m_3} + V_2\frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_3} + V_3\frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_2}\right)$$

$$F_2 = \frac{1}{{\omega_a}^2 - {\omega_b}^2}\left[V_1\frac{k_1}{m_2} + V_2\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_3} - {\omega_b}^2\right) + V_3\frac{k_2}{m_2} - B_2{\omega_a}^2\right]$$

$$D_2 = V_2 - F_2 - B_2$$

- X_2 분자계수비교:

S^5항계수 : $A_2 + C_2 + E_2 = 0 \quad \rightarrow C_2 = -E_2$

S^4항계수 : $B_2 + D_2 + F_2 = V_2 \quad \rightarrow D_2 = V_2 - F_2 - B_2$

S^3항계수 : $A_2({\omega_a}^2 + {\omega_b}^2) + C_2{\omega_b}^2 + E_2{\omega_a}^2 = 0 \rightarrow E_2({\omega_a}^2 - {\omega_b}^2) = 0 \quad \rightarrow E_2 = 0$

S^2항계수 : $B_2({\omega_a}^2 + {\omega_b}^2) + D_2{\omega_b}^2 + F_2{\omega_a}^2 = V_1\frac{k_1}{m_2} + V_2\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_3}\right) + V_3\frac{k_2}{m_2}$

$\rightarrow B_2({\omega_a}^2 + {\omega_b}^2) + (V_2 - F_2 - B_2){\omega_b}^2 + F{\omega_a}^2$

$= F_2({\omega_a}^2 - {\omega_b}^2) + B_2{\omega_a}^2 + V_2{\omega_b}^2 = V_1\frac{k_1}{m_2} + V_2\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_3}\right) + V_3\frac{k_2}{m_2}$

$$\rightarrow F_2 = \frac{1}{{\omega_a}^2 - {\omega_b}^2}\left[V_1\frac{k_1}{m_2} + V_2\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_2}{m_3} - {\omega_b}^2\right) + V_3\frac{k_2}{m_2} - B_2{\omega_a}^2\right]$$

S항계수 : $A_2{\omega_a}^2{\omega_b}^2 = 0 \quad \rightarrow A_2 = 0$

상수항계수 : $B_2{\omega_a}^2{\omega_b}^2 = V_1\frac{k_1}{m_2}\frac{k_2}{m_3} + V_2\frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_3} + V_3\frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_2}$

$$\rightarrow B_2 = \frac{1}{{\omega_a}^2{\omega_b}^2}\left(V_1\frac{k_1}{m_2}\frac{k_2}{m_3} + V_2\frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_3} + V_3\frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_2}\right)$$

$$X_3 = \frac{1}{|A|}\{V_1 dh + V_2(-ah) + V_3(ae - bd)\}$$

$$= \frac{1}{|A|}\left[V_1 \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + V_2\left(S^2 + \frac{k_1}{m_1} \right)\frac{k_2}{m_3} + V_3\left[\left(S^2 + \frac{k_1}{m_1} \right)\left(S^2 + \frac{k_1 + k_2}{m_2} \right) - \frac{k_1^2}{m_1 m_2} \right] \right]$$

$$= \frac{1}{|A|}\left[V_1 \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + V_2\left(S^2 \frac{k_2}{m_3} + \frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_3} \right) + V_3\left[S^4 + S^2\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} \right) + \frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_2} \right] \right]$$

$$= \frac{1}{|A|}\left[S^4 V_3 + S^2\left[V_3\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} \right) + V_2 \frac{k_2}{m_3} \right] + V_1 \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + V_2 \frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_3} + V_3 \frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_2} \right]$$

$$= \frac{S^4 V_3 + S^2\left[V_3\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} \right) + V_2 \frac{k_2}{m_3} \right] + V_1 \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + V_2 \frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_3} + V_3 \frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_2}}{S^2(S^2 + {\omega_a}^2)(S^2 + {\omega_b}^2)}$$

$$= \frac{A_2 S + B_2}{S^2} + \frac{C_2 S + D_2}{S^2 + {\omega_a}^2} + \frac{E_2 S + F_2}{S^2 + {\omega_b}^2}$$

- 분자항 계수 정리 후 역 라플라스변환:

$$\therefore x_3 = B_3 t + \frac{D_3}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{F_3}{\omega_b}\sin\omega_b t$$

$$B_3 = \frac{1}{{\omega_a}^2 {\omega_b}^2}\left(V_1 \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + V_2 \frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_3} + V_3 \frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_2} \right)$$

$$F_3 = \frac{1}{({\omega_a}^2 - {\omega_b}^2)}\left[V_3\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} - {\omega_b}^2 \right) + V_2 \frac{k_2}{m_3} - B_3 {\omega_a}^2 \right]$$

$$D_3 = V_3 - F_3 - B_3$$

- X_3 분자계수비교:

S^5항계수 : $A_3 + C_3 + E_3 = 0 \rightarrow C_3 = -E_3$

S^4항계수 : $B_3 + D_3 + F_3 = V_3 \rightarrow D_3 = V_3 - F_3 - B_3$

S^3항계수 : $A_3({\omega_a}^2 + {\omega_b}^2) + C_3{\omega_b}^2 + E_3{\omega_a}^2 = 0 \rightarrow E_3({\omega_a}^2 - {\omega_b}^2) = 0 \rightarrow E_3 = 0$

S^2항계수 : $B_3({\omega_a}^2 + {\omega_b}^2) + D_3{\omega_b}^2 + F_3{\omega_a}^2 = V_3\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} \right) + V_2 \frac{k_2}{m_3}$

$$\rightarrow B_3({\omega_a}^2 + {\omega_b}^2) + [V_3 - F_3 - B_3]{\omega_b}^2 + F_3{\omega_a}^2$$

$$= F_3({\omega_a}^2 - {\omega_b}^2) + B_3{\omega_a}^2 + V_3{\omega_b}^2 = V_3\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} \right) + V_2 \frac{k_2}{m_3}$$

$$\rightarrow F_3 = \left[V_3\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1 + k_2}{m_2} - {\omega_b}^2 \right) + V_2 \frac{k_2}{m_3} - B_3{\omega_a}^2{}_3 \right]\frac{1}{({\omega_a}^2 - {\omega_b}^2)}$$

S항계수 : $A_3{\omega_a}^2{\omega_b}^2 = 0 \rightarrow A_3 = 0$

상수항계수 : $B_3{\omega_a}^2{\omega_b}^2 = V_1 \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + V_2 \frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_3} + V_3 \frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_2}$

$$\rightarrow B_3 = \frac{1}{{\omega_a}^2 {\omega_b}^2}\left(V_1 \frac{k_1 k_2}{m_2 m_3} + V_2 \frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_3} + V_3 \frac{k_1}{m_1}\frac{k_2}{m_2} \right)$$

- 연결기 길이방향충격력:

$$\therefore F_1 = k_1(x_1 - x_2) = k_1\left(\frac{D_1 - D_2}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{F_1 - F_2}{\omega_b}\sin\omega_b t\right)$$
$$= k_1\left[\frac{V_1 - V_2}{\omega_a}\sin\omega_a t + (F_1 - F_2)\left(\frac{1}{\omega_b}\sin\omega_b t - \frac{1}{\omega_a}\sin\omega_a t\right)\right]$$
$$= k_1\left[\frac{V_1 - V_2}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{1}{{\omega_a}^2 - {\omega_b}^2}\left[V_1\left(\frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} - {\omega_b}^2\right) + V_2\left({\omega_b}^2 - \frac{k_2}{m_3}\right) - V_3\frac{k_2}{m_2}\right]\left(\frac{1}{\omega_b}\sin\omega_b t - \frac{1}{\omega_a}\sin\omega_a t\right)\right]$$

$$F_1 - F_2 = \frac{1}{{\omega_a}^2 - {\omega_b}^2}\left[V_1\left(\frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} - {\omega_b}^2\right) + V_2\left({\omega_b}^2 - \frac{k_2}{m_3}\right) - V_3\frac{k_2}{m_2}\right]$$
$$D_1 - D_2 = V_1 - F_1 - D_1 - (V_2 - F_2 - D_2) = V_1 - V_2 - (F_1 - F_2)$$

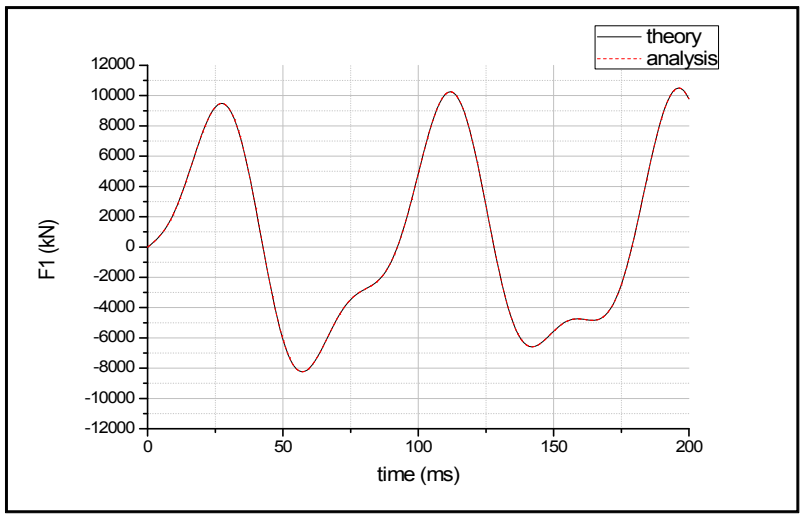
$$\therefore F_2 = k_2(x_2 - x_3) = k_2\left(\frac{D_2 - D_3}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{F_2 - F_3}{\omega_b}\sin\omega_b t\right)$$
$$= k_2\left[\frac{V_2 - V_3}{\omega_a}\sin\omega_a t + (F_2 - F_3)\left(-\frac{1}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{1}{\omega_b}\sin\omega_b t\right)\right]$$
$$= k_2\left[\frac{V_2 - V_3}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{1}{{\omega_a}^2 - {\omega_b}^2}\left[V_1\frac{k_1}{m_2} + V_2\left(\frac{k_1}{m_1} - {\omega_b}^2\right) + V_3\left({\omega_b}^2 - \frac{k_1}{m_1} - \frac{k_1}{m_2}\right)\right]\left(\frac{1}{\omega_b}\sin\omega_b t - \frac{1}{\omega_a}\sin\omega_a t\right)\right]$$

$$F_2 - F_3 = \frac{1}{{\omega_a}^2 - {\omega_b}^2}\left[V_1\frac{k_1}{m_2} + V_2\left(\frac{k_1}{m_1} - {\omega_b}^2\right) + V_3\left({\omega_b}^2 - \frac{k_1}{m_1} - \frac{k_1}{m_2}\right)\right]$$
$$D_2 - D_3 = V_2 - V_3 - (F_2 - F_3)$$

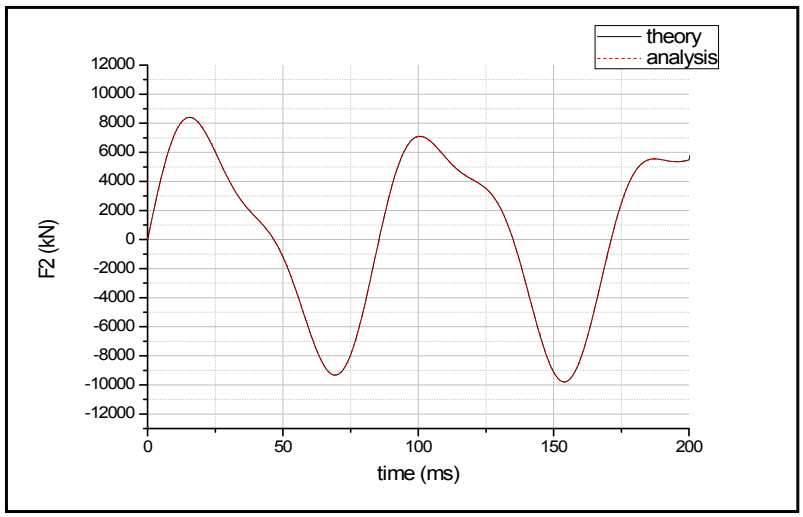
- 이론식 비교검증 1: 아래 충돌조건으로 이론값과 수치모델 해석 결과 비교 시 100% 일치함

<표 2.1.2.1> 충돌조건 2

parameter	value	parameter	value
V1	40 [km/h]	m2	10,000 [kg]
V2	35 [km/h]	m3	15,000 [kg]
V3	-5 [km/h]	k1	100 [kN/mm]
m1	20,000 [kg]	k2	80 [kN/mm]



<그림 2.1.2.2> 충돌조건 2에서의 연결기 충격력 F1 결과

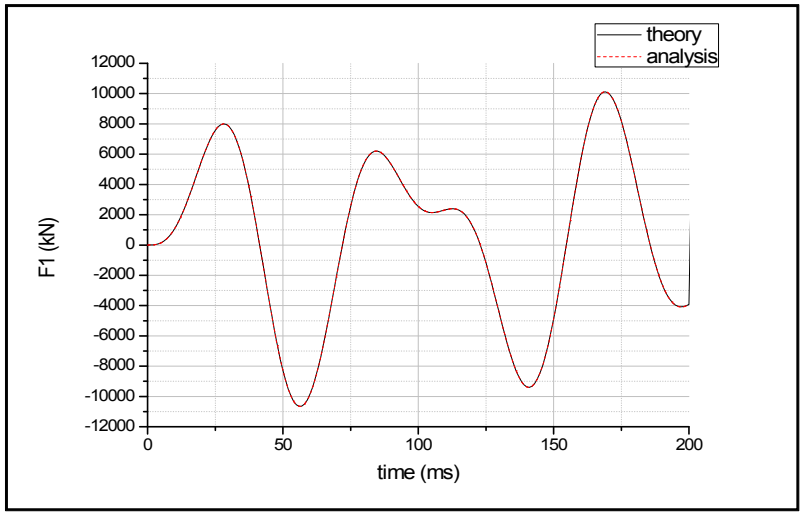


<그림 2.1.2.3> 충돌조건 2에서의 연결기 충격력 F2 결과

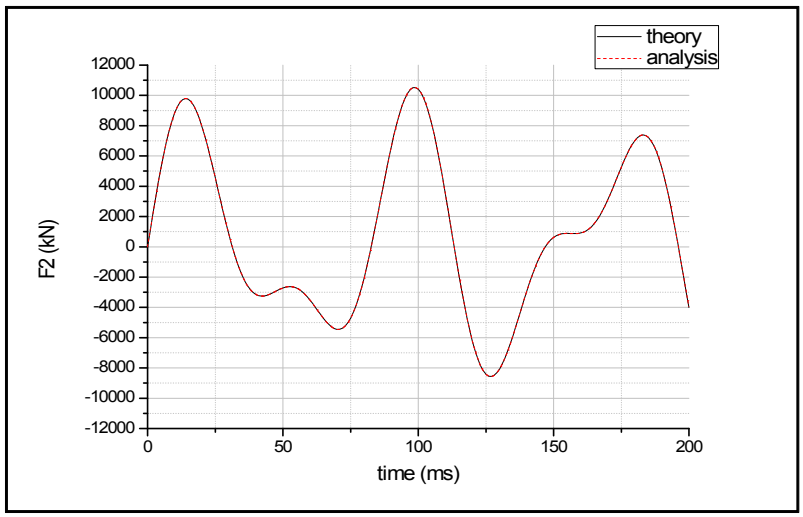
- 이론식 비교검증 2: 아래 충돌 조건으로 이론값과 수치모델 해석 결과 비교 시 100% 일치함.

<표 2.1.2.2> 충돌조건 3

parameter	value		parameter	value	
V1	40	[km/h]	m2	15,000	[kg]
V2	40	[km/h]	m3	15,000	[kg]
V3	0	[km/h]	k1	100	[kN/mm]
m1	15,000	[kg]	k2	100	[kN/mm]



<그림 2.1.2.4> 충돌조건 3에서의 연결기 충격력 F1 결과

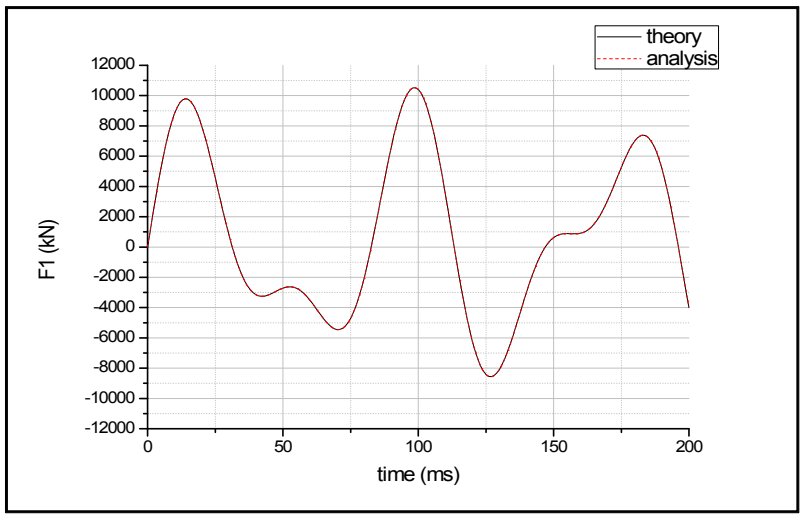


<그림 2.1.2.5> 충돌조건 3에서의 연결기 충격력 F2 결과

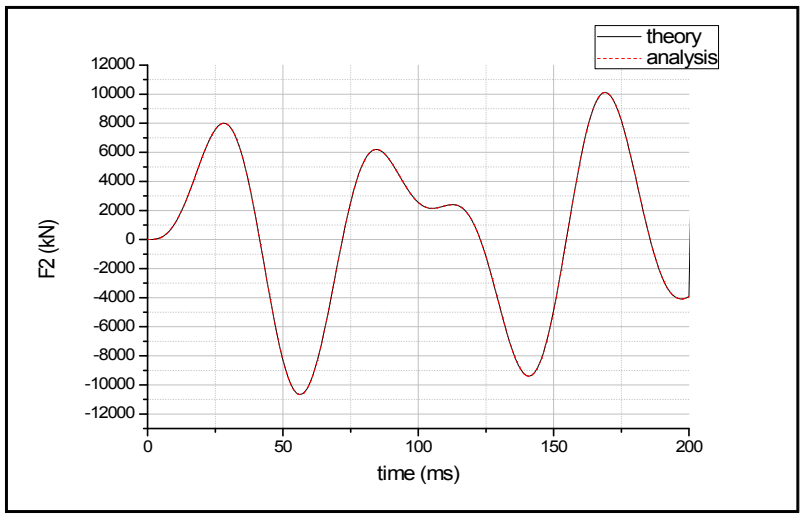
- 이론식 비교 검증 3: 아래 충돌 조건으로 이론값과 수치모델 해석 결과 비교 시 100% 일치함.

<표 2.1.2.3> 충돌조건 4

parameter	value		parameter	value	
V1	40	[km/h]	m2	15,000	[kg]
V2	0	[km/h]	m3	15,000	[kg]
V3	0	[km/h]	k1	100	[kN/mm]
m1	15,000	[kg]	k2	100	[kN/mm]



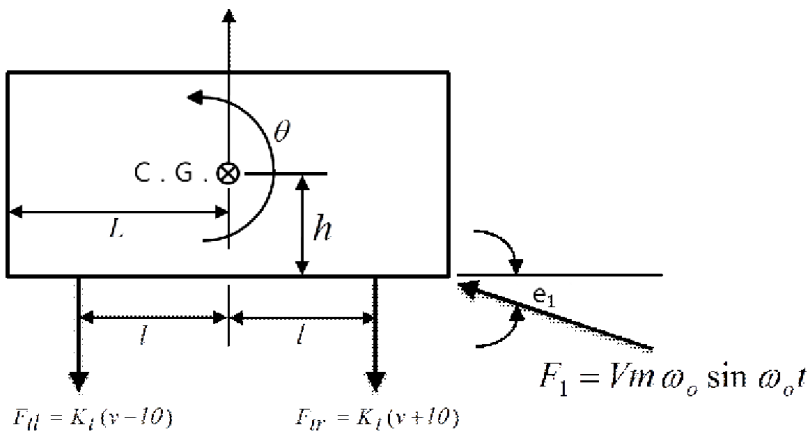
<그림 2.1.2.6> 충돌조건 4에서의 연결기 충격력 F1 결과



<그림 2.1.2.7> 충돌조건 4에서의 연결기 충격력 F2 결과

제 2절. 차량 간 2차원 타고오름 이론모델 개발

1. 선두차량 수직 및 피칭 거동(overring) 이론모델



<그림 2.2.1.1> 충돌 후 선두차량의 수직 및 피칭 거동

- 연결기 충격력F1은 일반적으로 열차의 무게중심보다 낮은 곳에 작용하므로 충돌 시 차체는 수직과 피칭 거동이 발생함. 이러한 거동의 근사식은 다음과 같음.

$$\sum F_y = -k_t(v - l\theta) - k_t(v + l\theta) + F_1 \sin e_1 - m_2 g = m_2 \ddot{v}$$
$$\sum M = k_t l(v - l\theta) - k_t l(v + l\theta) + LF_1 \sin e_1 - hF_1 \cos e_1 = I_y \ddot{\theta}$$

$$m_2 \ddot{v} + 2k_t v = F_1 \sin e_1 - m_2 g$$
$$I_y \ddot{\theta} + 2k_t l^2 \theta = LF_1 \sin e_1 - hF_1 \cos e_1$$

$$\ddot{v} + \frac{2k_t}{m_2} v = \frac{F_1 \sin e_1 - m_2 g}{m_2}$$
$$\ddot{\theta} + \frac{2k_t l^2}{I_y} \theta = \frac{F_1(L \sin e_1 - h \cos e_1)}{I_y}$$

<선두차량 길이방향 충격력 결과(2mass-1spring 결과 참고)>

$V = V_1 - V_2$, $\omega_o{}^2 = \frac{k_1}{m} = \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1}{m_2}$, $m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$ 일 때

$$\therefore F_1 = k_1(x_1 - x_2) = k_1 \frac{V_1 - V_2}{\omega_o} \sin \omega_o t = \frac{V k_1}{\omega_o} \sin \omega_o t = V\sqrt{m k_1} \sin \omega_o t = V m \omega_o \sin \omega_o t$$

- 라플라스변환:

$\frac{2k_t}{m_2} = \omega_t{}^2$, $\frac{2k_t l^2}{I_y} = \omega_i{}^2$ 일 때

$$S^2 \mathrm{Y} - Sv(o) - \dot{v}(0) + \omega_t{}^2 \mathrm{Y} = \frac{\sin e_1}{m_2}\left(\frac{V m \omega_0{}^2}{S^2 + \omega_0{}^2}\right) - \frac{g}{S}$$
$$S^2 \Theta - S\theta(0) - \dot{\theta}(0) + \omega_i{}^2 \Theta = \frac{L \sin e_1 - h \cos e_1}{I_y}\left(\frac{V m \omega_0{}^2}{S^2 + \omega_0{}^2}\right)$$

$v(o) = \dot{v}(0) = \theta(0) = \dot{\theta}(0) \neq 0$일 때

$$(S^2 + \omega_t{}^2)\mathrm{Y} = Sv_0 + \dot{v}_0 + \frac{\sin e_1}{m_2}\left(\frac{V m \omega_0{}^2}{S^2 + \omega_0{}^2}\right) - \frac{g}{S}$$
$$\mathrm{Y} = \left[\frac{\sin e_1}{m_2}\left(\frac{V m \omega_0{}^2}{S^2 + \omega_0{}^2}\right) + Sv_0 + \dot{v}_0 - \frac{g}{S}\right]\frac{1}{S^2 + \omega_t{}^2}$$
$$= \frac{V m \omega_0{}^2 \sin e_1}{m_2}\left(\frac{1}{S^2 + \omega_0{}^2}\right)\left(\frac{1}{S^2 + \omega_t{}^2}\right) + \frac{Sv_0}{S^2 + \omega_t{}^2} + \frac{\dot{v}_0}{S^2 + \omega_t{}^2} - \frac{g}{S}\left(\frac{1}{S^2 + \omega_t{}^2}\right)$$
$$= \frac{V m \omega_0{}^2 \sin e_1}{m_2}\left(\frac{AS + B}{S^2 + \omega_0{}^2} + \frac{CS + D}{S^2 + \omega_t{}^2}\right) + \frac{Sv_0}{S^2 + \omega_t{}^2} + \frac{\dot{v}_0}{S^2 + \omega_t{}^2} - \frac{g}{S(S^2 + \omega_t{}^2)}$$

- 분자항 계수비교:

$$(AS+B)(S^2+{\omega_t}^2)+(CS+D)(S^2+{\omega_0}^2)=$$
$$AS^3+BS^2+AS{\omega_t}^2+B{\omega_t}^2+CS^3+CS{\omega_0}^2+DS^2+D{\omega_0}^2=$$
$$(A+C)S^3+(B+D)S^2+(A{\omega_t}^2+C{\omega_0}^2)S+(B{\omega_t}^2+D{\omega_0}^2)=1$$

$$S^3\text{항계수}:(A+C)=0 \qquad \rightarrow A=-C$$
$$S^2\text{항계수}:(B+D)=0 \qquad \rightarrow B=-D$$
$$S\text{항계수}:(A{\omega_t}^2+C{\omega_0}^2)=0\rightarrow A({\omega_t}^2-{\omega_0}^2)=0 \qquad \rightarrow A=0\rightarrow C=0$$
$$\text{상수항계수}:B{\omega_t}^2+D{\omega_0}^2=1\rightarrow B({\omega_t}^2-{\omega_0}^2)=1 \qquad \rightarrow B=\frac{1}{{\omega_t}^2-{\omega_0}^2}\rightarrow D=\frac{-1}{{\omega_t}^2-{\omega_0}^2}$$

$$\therefore \mathrm{Y}=\frac{Vm{\omega_0}^2\sin e_1}{m_2({\omega_t}^2-{\omega_0}^2)}\left(\frac{1}{S^2+{\omega_0}^2}-\frac{1}{S^2+{\omega_t}^2}\right)+\left(\frac{Sv_0}{S^2+{\omega_t}^2}\right)+\left(\frac{\dot{v}_0}{S^2+{\omega_t}^2}\right)-\frac{g}{S(S^2+{\omega_t}^2)}$$

- 역 라플라스변환 후 차체의 수직변위 결과식:

$$\therefore v=\frac{Vm{\omega_0}^2\sin e_1}{m_2({\omega_t}^2-{\omega_0}^2)}\left(\frac{1}{\omega_0}\sin\omega_0 t-\frac{1}{\omega_t}\sin\omega_t t\right)+v_0\cos\omega_t t+\frac{\dot{v}_0}{\omega_t}\sin\omega_t t-\frac{g}{{\omega_t}^2}(1-\cos\omega_t t)$$

- 차체의 수직속도 결과식:

$$\therefore \dot{v}=\frac{Vm{\omega_0}^2\sin e_1}{m_2({\omega_t}^2-{\omega_0}^2)}(\cos\omega_0 t-\cos\omega_t t)-v_0\omega_t\sin\omega_t t+\dot{v}_0\cos\omega_t t-\frac{g}{\omega_t}\sin\omega_t t$$

$$(S^2+{\omega_i}^2)\Theta=\frac{L\sin e_1-h\cos e_1}{I_y}\left(\frac{Vm{\omega_0}^2}{S^2+{\omega_0}^2}\right)+S\theta_0+\dot{\theta}_0$$
$$\Theta=\left[\frac{L\sin e_1-h\cos e_1}{I_y}\left(\frac{Vm{\omega_0}^2}{S^2+{\omega_0}^2}\right)+S\theta_0+\dot{\theta}_0\right]\frac{1}{S^2+{\omega_i}^2}$$
$$=\frac{Vm{\omega_0}^2(L\sin e_1-h\cos e_1)}{I_y}\left(\frac{1}{S^2+{\omega_0}^2}\right)\left(\frac{1}{S^2+{\omega_i}^2}\right)+\frac{S\theta_0}{S^2+{\omega_i}^2}+\frac{\dot{\theta}_0}{S^2+{\omega_i}^2}$$
$$=\frac{Vm{\omega_0}^2(L\sin e_1-h\cos e_1)}{I_y}\left(\frac{AS+B}{S^2+{\omega_0}^2}+\frac{CS+D}{S^2+{\omega_i}^2}\right)+\frac{S\theta_0}{S^2+{\omega_i}^2}+\frac{\dot{\theta}_0}{S^2+{\omega_i}^2}$$

- 분자항 계수비교:

$$(AS+B)(S^2+{\omega_i}^2)+(CS+D)(S^2+{\omega_0}^2)=$$
$$AS^3+BS^2+AS{\omega_i}^2+B{\omega_i}^2+CS^3+CS{\omega_0}^2+DS^2+D{\omega_0}^2=$$
$$(A+C)S^3+(B+D)S^2+(A{\omega_i}^2+C{\omega_0}^2)S+(B{\omega_i}^2+D{\omega_0}^2)=1$$

$$S^3\text{항계수}:(A+C)=0 \qquad \rightarrow A=-C$$
$$S^2\text{항계수}:(B+D)=0 \qquad \rightarrow B=-D$$
$$S\text{항계수}:(A{\omega_i}^2+C{\omega_0}^2)=0\rightarrow A({\omega_i}^2-{\omega_0}^2)=0 \qquad \rightarrow A=0\rightarrow C=0$$
$$\text{상수항계수}:B{\omega_i}^2+D{\omega_0}^2=1\rightarrow B({\omega_i}^2-{\omega_0}^2)=1 \qquad \rightarrow B=\frac{1}{{\omega_i}^2-{\omega_0}^2}\rightarrow D=\frac{-1}{{\omega_i}^2-{\omega_0}^2}$$

$$\therefore \Theta = \frac{Vm{\omega_0}^2(L\sin e_1 - h\cos e_1)}{I_y({\omega_i}^2 - {\omega_0}^2)}\left(\frac{1}{S^2+{\omega_0}^2} - \frac{1}{S^2+{\omega_i}^2}\right) + \frac{S\theta_0}{S^2+{\omega_i}^2} + \frac{\dot{\theta}_0}{S^2+{\omega_i}^2}$$

- 역 라플라스변환 후 차체의 피칭 각도 결과식:

$$\therefore \theta = \frac{Vm{\omega_0}^2(L\sin e_1 - h\cos e_1)}{I_y({\omega_i}^2 - {\omega_0}^2)}\left(\frac{1}{\omega_0}\sin\omega_0 t - \frac{1}{\omega_i}\sin\omega_i t\right) + \theta_0\cos\omega_t t + \frac{\dot{\theta}_0}{\omega_t}\sin\omega_t t$$

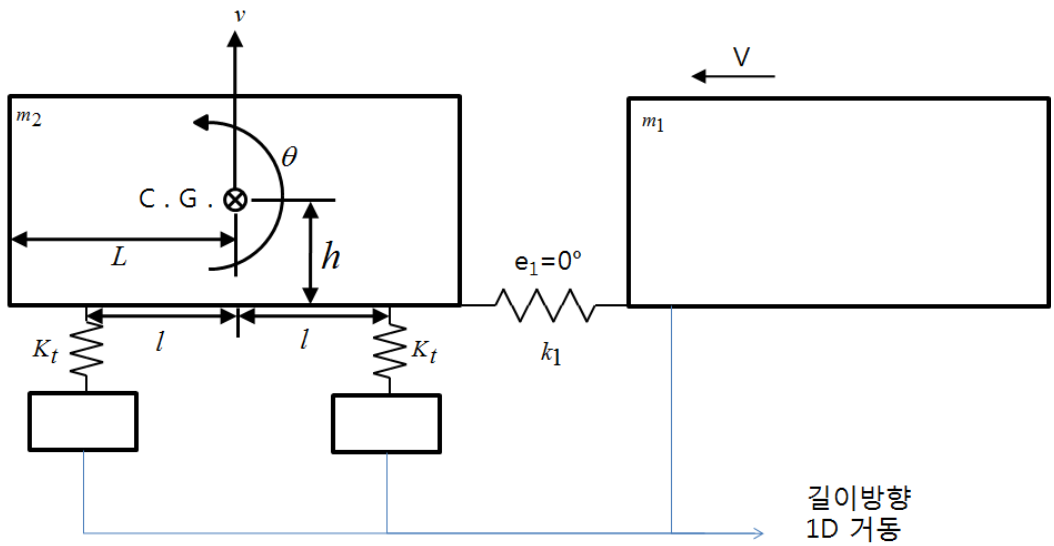
- 차체의 피칭각속도 결과식:

$$\therefore \dot{\theta} = \frac{Vm{\omega_0}^2(L\sin e_1 - h\cos e_1)}{I_y({\omega_i}^2 - {\omega_0}^2)}(\cos\omega_0 t - \cos\omega_t t) - \theta_0\omega_t\sin\omega_t t + \dot{\theta}_0\cos\omega_t t$$

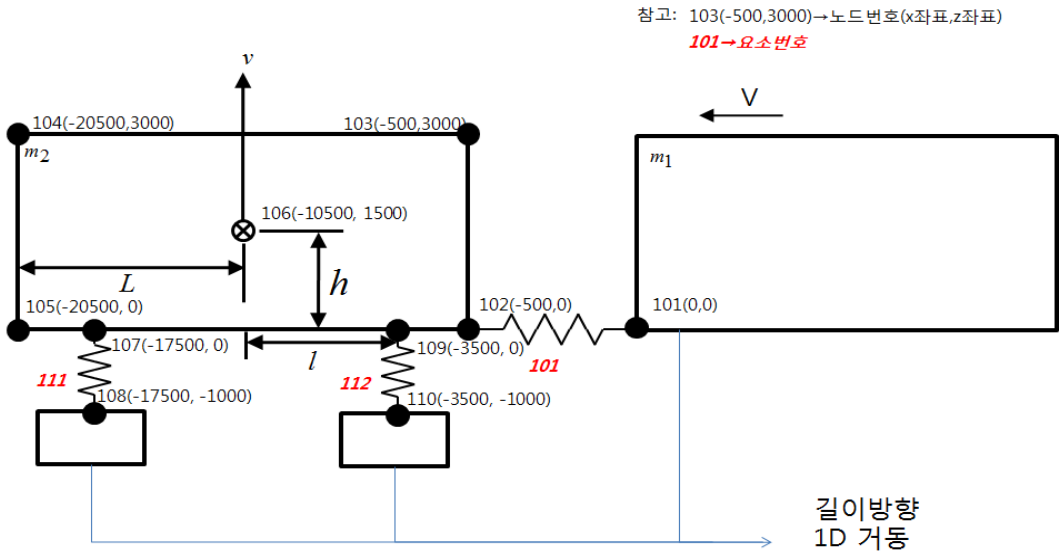
- 차간 충격력 편차각도 e_1 적용 방법에 따른 이론 모델 분류:

이론 모델 구분	이론식 설명
Theory	-e1값을 상수로 고려 $\therefore v(t) = \frac{Vm{\omega_0}^2\sin e_1}{m_2({\omega_t}^2 - {\omega_0}^2)}\left(\frac{1}{\omega_0}\sin\omega_0 t - \frac{1}{\omega_t}\sin\omega_t t\right) - \frac{g}{{\omega_t}^2}(1-\cos\omega_t t)$
Theory_update	-e1값을 변수로 고려 (이전단계에서 계산된 e1(tn-1) 값을 고려) $\therefore v(t_n) = \frac{Vm{\omega_0}^2\sin e_1(t_{n-1})}{m_2({\omega_t}^2 - {\omega_0}^2)}\left(\frac{1}{\omega_0}\sin\omega_0 t_n - \frac{1}{\omega_t}\sin\omega_t t_n\right) - \frac{g}{{\omega_t}^2}(1-\cos\omega_t t_n)$ $e_1(t_{n-1}) = \arctan\frac{v(t_{n-1}) + L\theta(t_{n-1})}{D - (x_1(t_{n-1}) - x_2(t_{n-1}))}$
Theory_update2	-e1값을 변수로 고려 (Theory1에서 계산된 e1(tm) 값 고려) $\therefore v(t_n) = \frac{Vm{\omega_0}^2\sin e_1(t_m)}{m_2({\omega_t}^2 - {\omega_0}^2)}\left(\frac{1}{\omega_0}\sin\omega_0 t_n - \frac{1}{\omega_t}\sin\omega_t t_n\right) - \frac{g}{{\omega_t}^2}(1-\cos\omega_t t_n)$ $e_1(t_m) = \arctan\frac{v(t_m) + L\theta(t_m)}{D - (x_1(t_m) - x_2(t_m))}$

- 이론검증1을 위한 수치모델:



<그림 2.2.1.2> 선두차량 타고오름 수치모델(e=0)

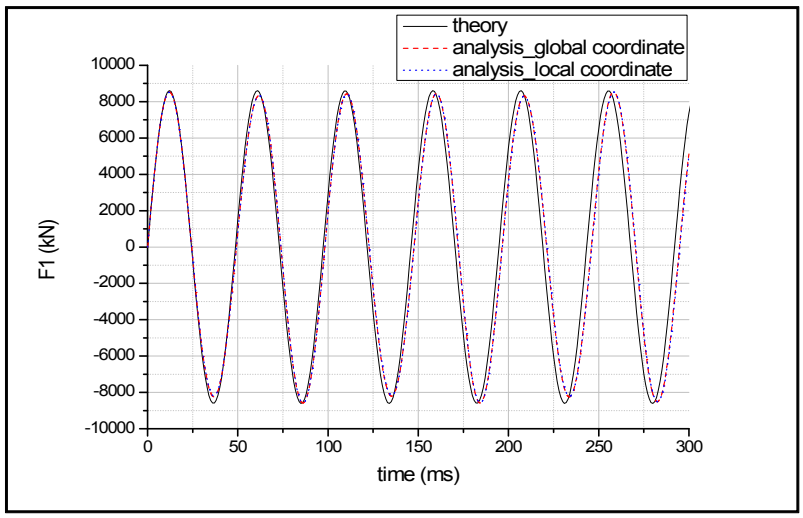


<그림 2.2.1.3>선두차량 타고오름 수치모델(e=0)의 질점/요소 정보

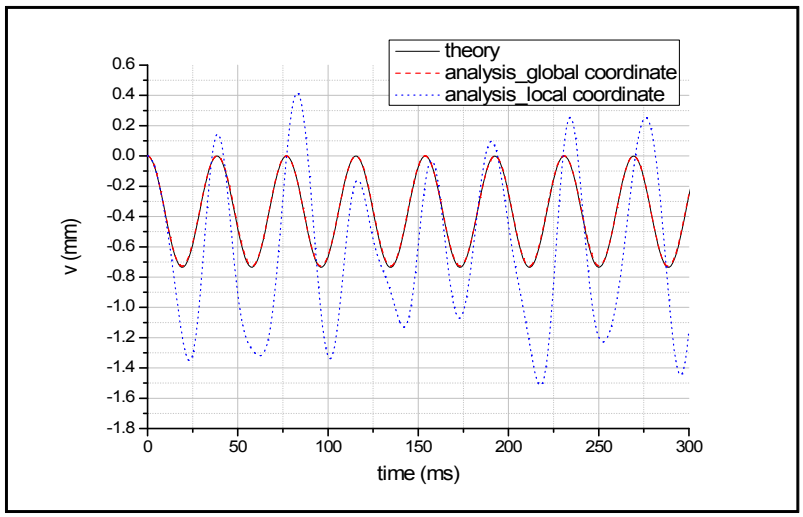
- 이론검증1을 위한 충돌 조건 및 결과 비교: 최대 변위가 발생하는 연결기 취부구간의 타고오름 거동의 이론값과 수치모델 비교결과 14% 오차로 일치함.

<표 2.2.1.1> 충돌조건 5

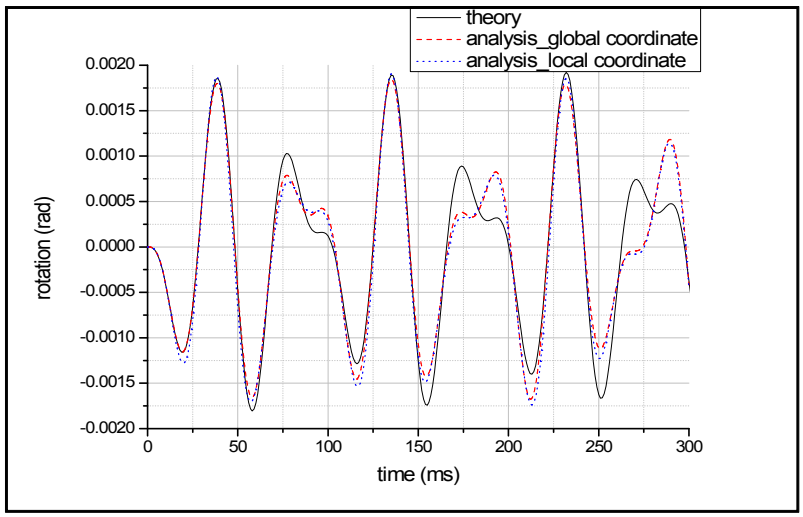
parameter	value		parameter	value	
V	40	[km/h]	L	10	[m]
m1 , m2	15,000	[kg]	l	7	[m]
k1	100	[kN/mm]	h	1.5	[m]
kt	200	[kN/mm]	Iyy	511,250	[kg*m2]
e1	0	[deg]			



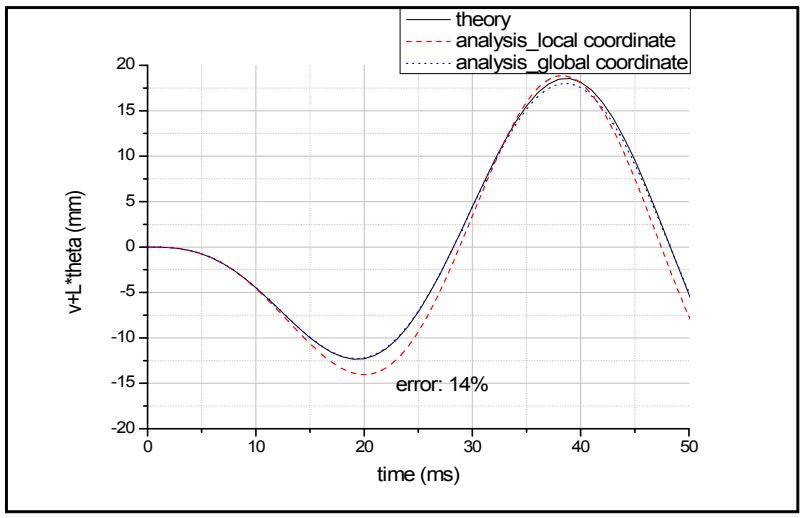
〈그림 2.2.1.4〉 충돌조건5에서의 연결기 충격력 F1 결과



〈그림 2.2.1.5〉 충돌조건 5에서의 차체 수직 변위 결과

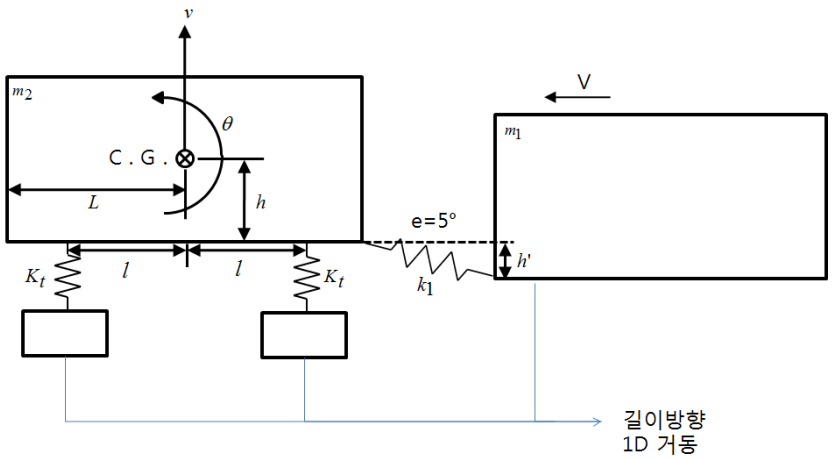


〈그림 2.2.1.6〉 충돌조건 5에서의 차체 피칭각도 결과



<그림 2.2.1.7> 충돌조건 5에서의 연결기 취부구간 수직 변위 결과

- 이론검증2을 위한 수치모델:

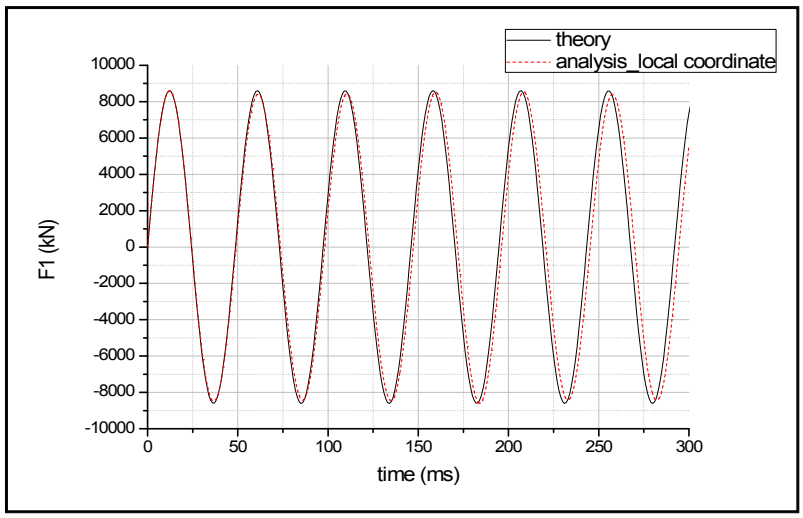


<그림 2.2.1.8>선두차량 타고오름 수치모델(e=5 °)

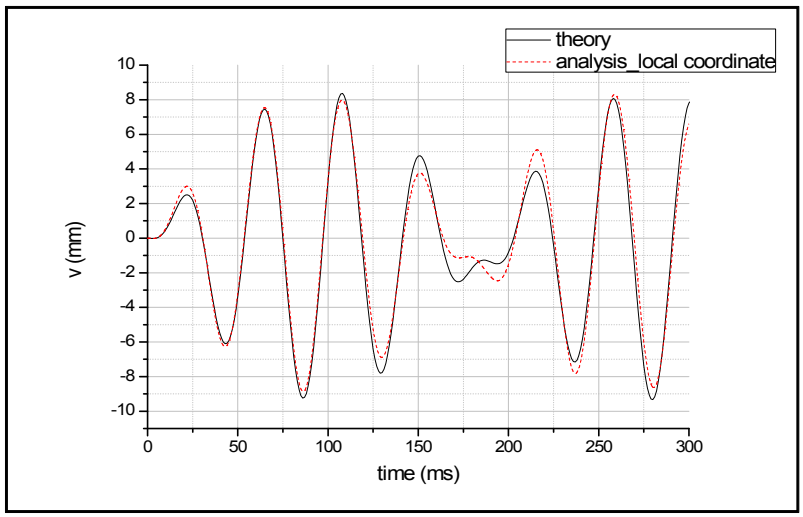
- 이론검증2을 위한 충돌 조건 및 결과 비교: 최대 변위가 발생하는 연결기 취부구간의 타고오름 거동의 이론값과 수치모델 비교결과 102% 오차 발생함.(오차가 큰 이유: e1 을 상수값으로 고려하였기 때문)

<표 2.2.1.2> 충돌조건 6

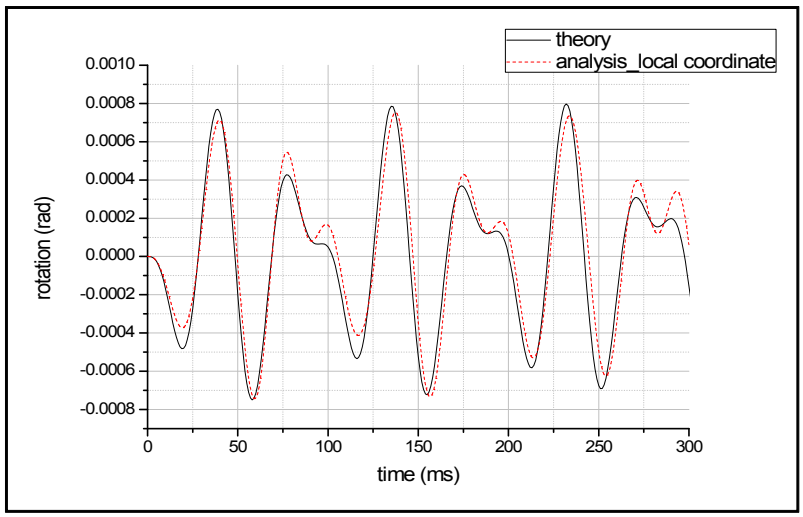
parameter	value	parameter	value
V	40 [km/h]	L	10 [m]
m1 , m2	15,000 [kg]	l	7 [m]
k1	100 [kN/mm]	h	1.5 [m]
kt	200 [kN/mm]	Iyy	511,250 [kg*m2]
e1	5 [deg]		



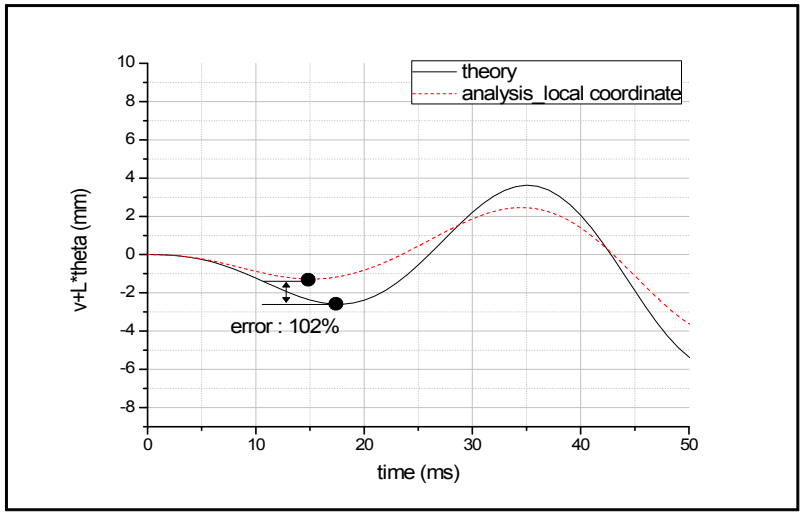
<그림 2.2.1.9> 충돌조건 6에서 연결기 충격력 F1 결과



<그림 2.2.1.10> 충돌조건 6에서의 차체 수직 변위 결과



<그림 2.2.1.11> 충돌조건 6에서의 차체 피칭각도 결과

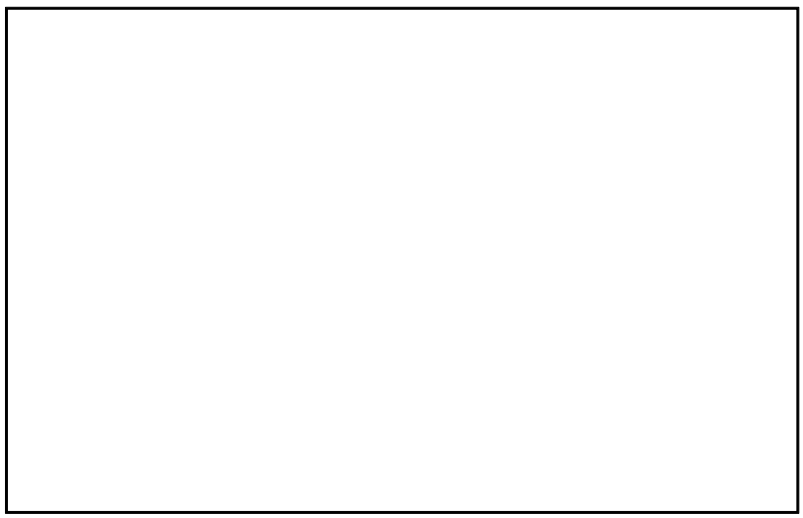


<그림 2.2.1.12> 충돌조건 6에서의 연결기 취부구간 수직변위 결과

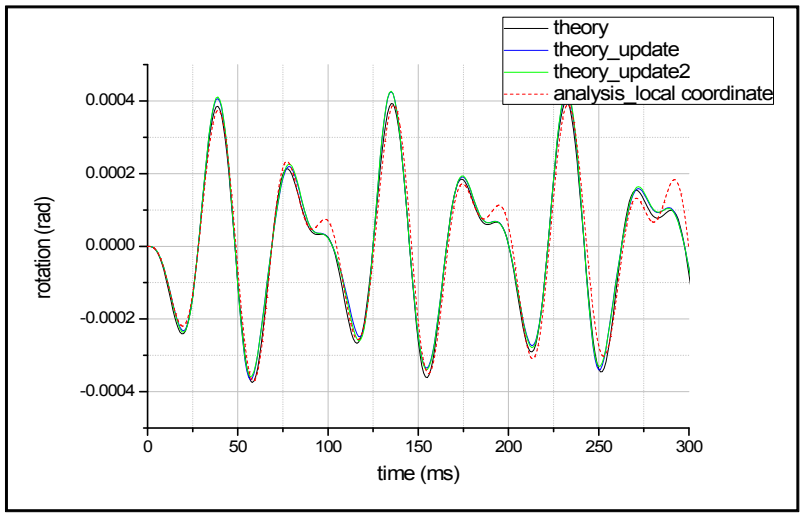
- 이론검증3을 위한 충돌 조건 및 결과 비교: 최대 변위가 발생하는 연결기 취부구간의 타고오름 거동의 이론값(3가지 이론모델)과 수치모델 비교결과는 아래와 같음.

<표 2.2.1.3> 충돌조건 7

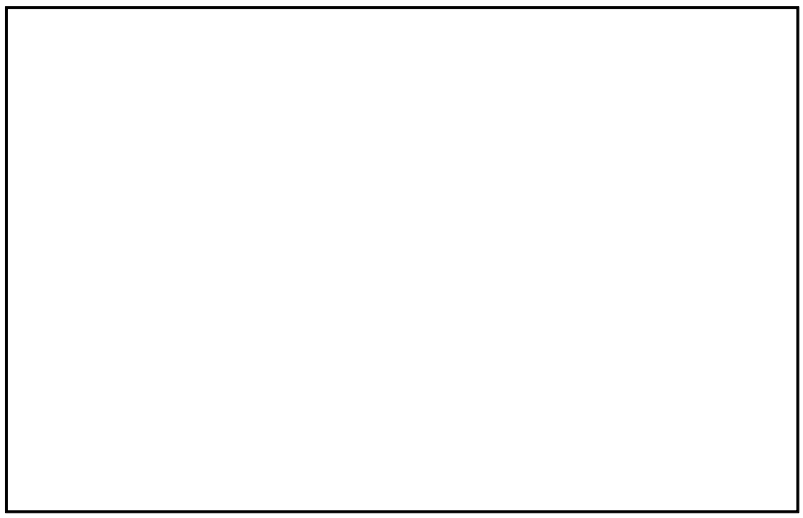
parameter	value	parameter	value
V	20 [km/h]	L	10 [m]
m1 , m2	15,000 [kg]	l	7 [m]
k1	100 [kN/mm]	h	1.5 [m]
kt	200 [kN/mm]	Iyy	511,250 [kg*m2]
e1	5 [deg]		



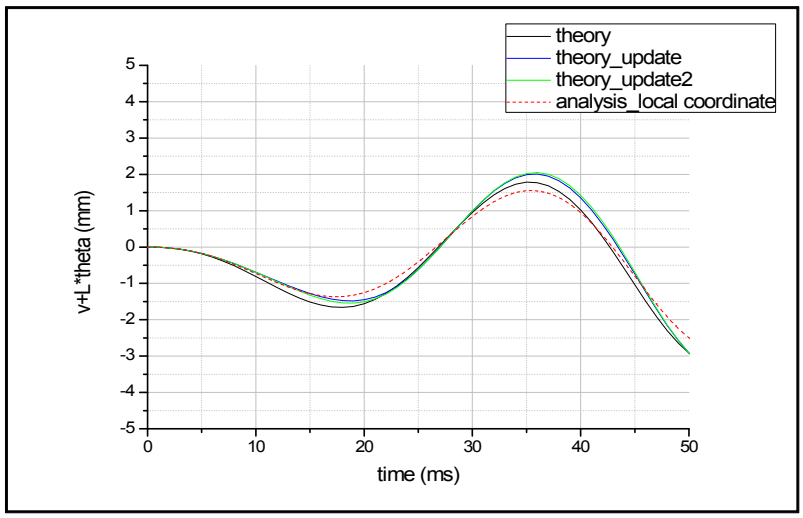
<그림 2.2.1.13> 충돌조건 7에서의 차체 수직변위 결과



<그림 2.2.1.14> 충돌조건 7에서의 차체 피칭각도 결과



<그림 2.2.1.15> 충돌조건 7에서의 연결기 편차각도 e1결과



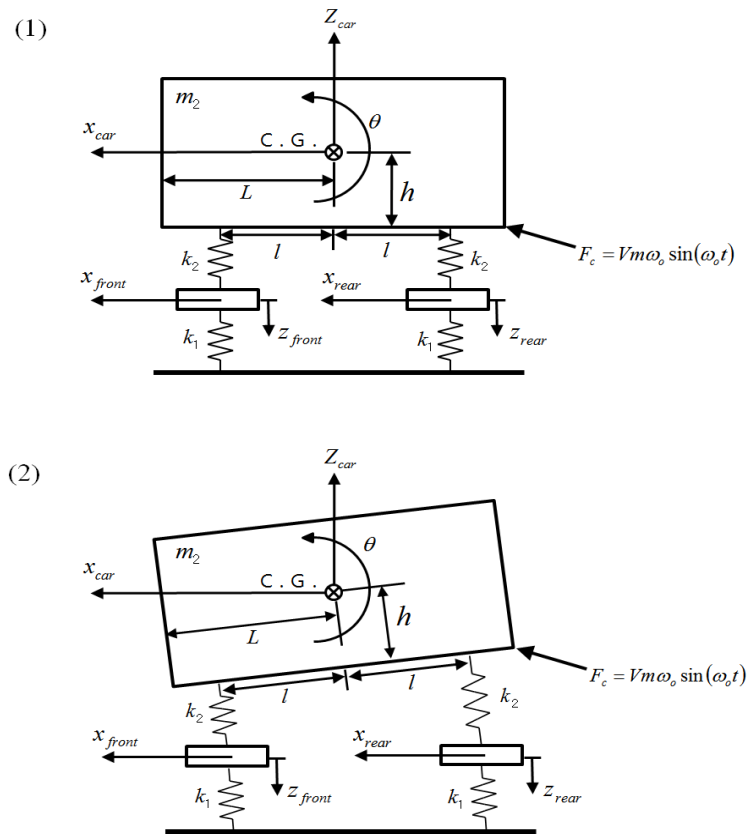
<그림 2.2.1.16> 충돌조건 7에서의 연결기 취부구간 수직변위 결과

<표 2.2.1.4> 충돌조건 7에서의 수치모델과 이론모델의 결과 비교

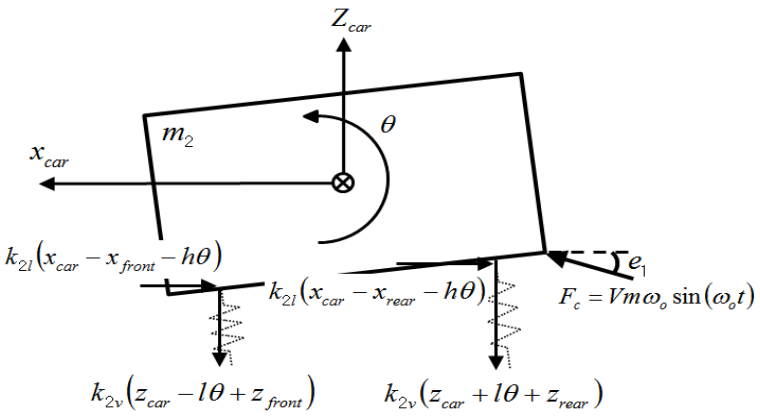
	v+L θ first peak value		
	Time	Displacement	Relative deviation
simulation	17.395 [ms]	-1.3677 [mm]	- [%]
theory	18 [ms]	-1.6614 [mm]	21 [%]
theory_update	19 [ms]	-1.48059 [mm]	8 [%]
theory_update2	19 [ms]	-1.54273 [mm]	13 [%]

2. 대차를 고려한 차체 타고오름 모델

- 1차원 모델을 통하여 계산된 충격력은 편차각도를 가지고 차량에 전달되며 시간에 따른 차량의 거동을 간단히 표현하면 <그림 2.2.2.1>과 같음.
- 차체에 대한 자유물체도는 <그림 2.2.2.2>로 표현됨.
- 앞쪽 대차에 대한 자유물체도는 <그림 3.2.2.3>, 뒷쪽 대차에 대한 자유물체도는 <그림 2.2.2.4>로 표현됨.

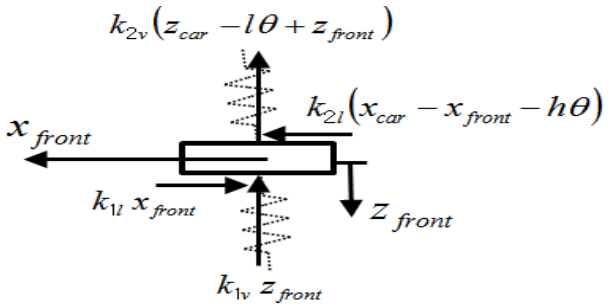


<그림 2.2.2.1> 선두차량의 타고오름 이론 모델



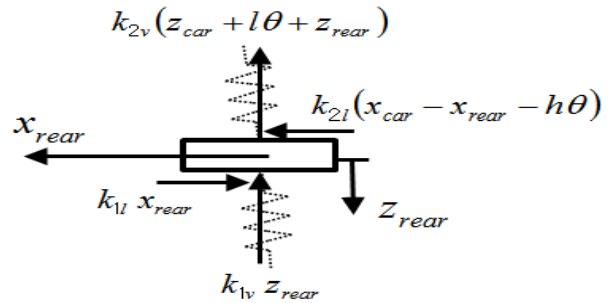
<그림 2.2.2.2> 타고오름 차체의 자유물체도

$$
\begin{aligned}
&=-k_{2l}\,x_{car}-x_{front}-h\theta)\\
&\quad -k_{2l}(x_{car}-x_{rear}-h\theta)+F_1\cos(e_1)=m_2\ddot{x}_{car}\\
\Sigma F_z &=-k_{2v}(z_{car}-l\theta+z_{front})\\
&\quad -k_{2v}(x_{car}+l\theta+z_{rear})+F_1\sin(e_1)=m_2\ddot{z}_{car}\\
\Sigma M &= k_{2v}l(z_{car}-l\theta+z_{front})-k_{2v}l(z_{car}+l\theta+z_{rear})\\
&\quad +k_{2l}h(x_{car}-x_{front}-h\theta)+k_{2l}h(x_{car}-x_{rear}-h\theta)\\
&\quad +LF_1\sin(e_1)-hF_1\cos(e_1)=I_y\ddot{\theta}
\end{aligned}
$$



<그림 2.2.2.3> 타고오름 앞쪽 대차의 자유물체

$$
\begin{aligned}
\Sigma F_x &= k_{2l}(x_{car}-x_{front}-h\theta)-k_{1l}x_{front}=m_b\ddot{x}_{front}\\
\Sigma F_z &= k_{2v}(z_{car}-l\theta+z_{front})+k_{1v}z_{front}=-m_b\ddot{z}_{front}
\end{aligned}
$$



<그림 2.2.2.4> 타고오름 뒤쪽 대차의 자유물체

$$= k_{2l}\left(x_{car} - x_{rear} - h\theta\right) - k_{1l}x_{rear} = m_b \ddot{x}_{rear}$$

$$\Sigma F_z = k_{2v}\left(z_{car} + l\theta + z_{rear}\right) + k_{1v}z_{rear} = -m_b \ddot{z}_{rear}$$

$$\begin{bmatrix} +w_{1l}+w_{bl} & 0 & 0 & 0 & -w_{bl} & 0 & w_h \\ 0 & S^2+w_{1v}+w_{bv} & 0 & 0 & 0 & w_{bv} & -w_{bv}l \\ 0 & 0 & S^2+w_{1l}+w_{bl} & 0 & -w_{bl} & 0 & w_h \\ 0 & 0 & 0 & S^2+w_{1v}+w_{bv} & 0 & w_{bv} & w_{bv}l \\ -w_{2l} & 0 & -w_{2l} & 0 & S^2+2w_{2l} & 0 & -2hw_{2l} \\ 0 & w_{2v} & 0 & w_{2v} & 0 & S^2+2w_{2v} & 0 \\ w_{il} & -w_{iv} & w_{il} & w_{iv} & -2w_{il} & 0 & S^2+2lw_{iv}+2hw_{il} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_{front} \\ Z_{front} \\ X_{rear} \\ Z_{rear} \\ X_{car} \\ Z_{car} \\ \Theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \cos e_1 \; Vmw_o^2 \\ m \quad {}^2+w_o^2 \\ \sin(e_1) \; Vmw_o^2 \\ m_2 \quad S^2+w_o^2 \\ L\sin(e_1)-h\cos(e_1) \; Vmw_o^2 \\ I_y \quad S^2+w_o^2 \end{bmatrix}$$

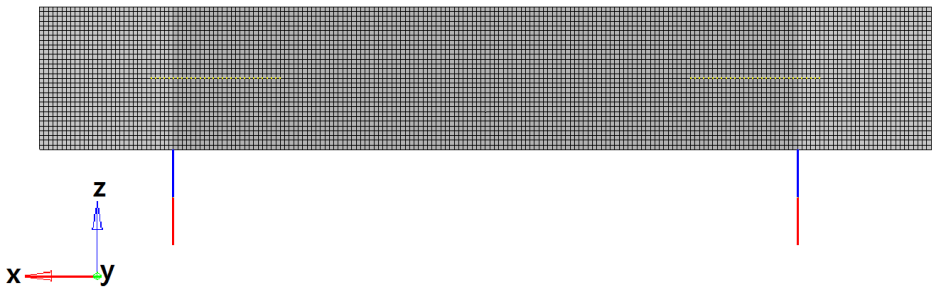
여기서,

$$_l = \frac{k_{1l}}{m_b},\ w_{bl} = \frac{k_{2l}}{m_b},\ w_{1v} = \frac{k_{1v}}{m_b},\ w_{bv} = \frac{k_{2v}}{m_b},\ w_{2l} = \frac{k_{2l}}{m_2},\ w_{2v} = \frac{k_{2v}}{m_2},\ w_{iv} = \frac{k_{2v}l}{_y},\ w_{il} = \frac{k_{2l}h}{I_y}$$

- 행렬을 간단한 문자로 치환하여 간단히 표현.
- X에 대해 정리한 후, 라플라스 역변환을 취하여 차량의 거동에 대한 식으로 표현하여 차량 및 대차의 거동에 대한 식으로 변환.

$$X \quad B$$
$$x = L^{\ 1}\ A^{-1}B\}$$

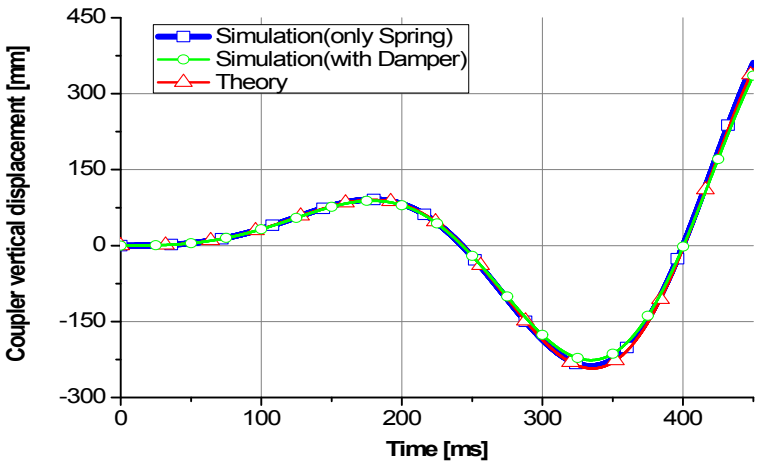
- 이론식을 검증하기 위해 이론식과 동일한 단순 2차원 모델은 <그림 2.2.2.5>과 같음.
- 이론모델과 시뮬레이션 모델을 비교평가 하기 위해 <표 2.2.2.1> 적용.
- 타고오름 거동에서 가장 중요한 위치인 선두 완충기 위치에서의 수직 변위를 <그림 2.2.2.6>와 <표 2.2.2.2>에 비교 평가함.
- 이론식과 2D 시뮬레이션 결과 최대 편차 0.3~0.5% 이내로 일치함.



<그림 2.2.2.5> 타고오름 2차원 단순 모델

<표 2.2.2.1> 타고오름 모델 입력 값

Parameters	Values	
	34,500	[kg]
m_2	56,876	[kg]
m_b	6,922	[kg]
$_y$	2.075×10^{12}	[kg · mm^2]
L	9,510	[mm]
l	7,000	[mm]
h	700	[mm]
V	11.111	[m/s]
k_c	10	[kN/mm]
k_{1v}	30	[kN/mm]
k_{1l}	40	[kN/mm]
k_{2v}	20	[kN/mm]
k_{2l}	20	[kN/mm]
c_{1v}	10	[kN · ms/mm]
c_{2v}	20	[kN · ms/mm]

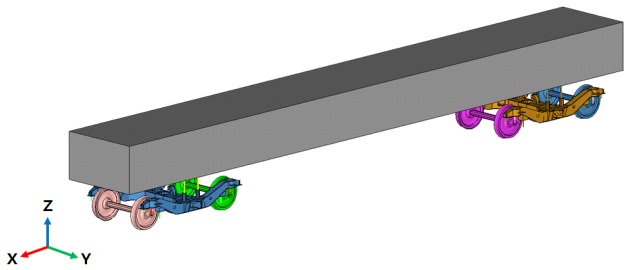


<그림 2.2.2.6> 이론식과 2차원 시뮬레이션 타고오름 결과 비교

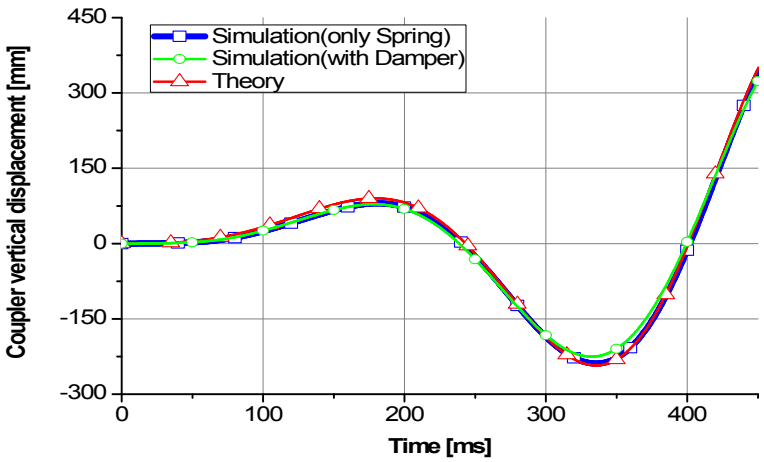
<표 2.2.2.2> 이론식과 2차원 시뮬레이션 타고오름 결과 비교

	Times [ms]	Values [mm]	Relative deviation [%]
Simulation (only Spring)	179.1	91.1	0.3 ~ 0.5
Simulation (with Damper)	179.2	88.6	
Theory	179.0	90.1	

- 이론식을 3차원 거동과 잘 일치하는지 검증하기 위해 실제 동력대차가 적용된 3차원 시뮬레이션 모델은 <그림 2.2.2.7>과 같음.
- 실제 열차의 동력차와 동일하게 2차 현가장치 부분은 1개의 대차에 4개의 코일 스프링으로 구성하였고, 1차 현가장치 부분은 가이드 스프링, 내측 스프링, 외측 스프링 3가지 스프링으로 구성.
- 타고오름 거동에서 가장 중요한 위치인 선두 완충기 위치에서의 수직 변위를 <그림 2.2.2.8>와 <표 2.2.2.3>에 비교 평가함.
- 이론식과 3D 시뮬레이션 결과 최대 편차 3.3~3.9% 이내로 일치함.



<그림 2.2.2.7> 3차원 타고오름 시뮬레이션 모델

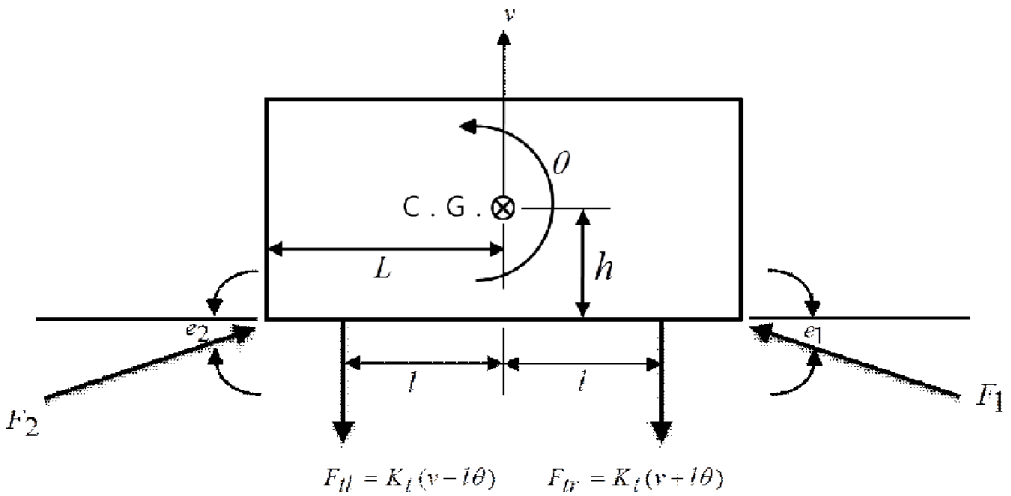


<그림 2.2.2.8> 이론식과 3차원 시뮬레이션 타고오름 결과 비교

<표 2.2.2.3> 이론식과 3차원 시뮬레이션 타고오름 결과 비교

	Times [ms]	Values [mm]	Relative deviation [%]
Simulation (only Spring)	180.7	80.1	3.3 ~ 3.9
Simulation (with Damper)	178.4	78.3	
Theory	179.0	90.1	

3. 중간차량의 수직 및 피칭 거동(overriding) 이론모델



<그림 2.2.3.1> 충돌 후 중간차량의 수직 및 피칭 거동

- 중간차량의 경우 연결기 충격력이 양방향으로 작용하며 타고오름 거동의 근사식은 다음과 같음.

$$\sum F_y = -k_t(v - l\theta) - k_t(v + l\theta) + F_1 sine_1 + F_2 sine_2 - m_2 g = m_2 \ddot{v}$$

$$\sum M = k_t l(v - l\theta) - k_t l(v + l\theta) + LF_1 sine_1 - hF_1 cose_1 - LF_2 sine_2 + hF_2 cose_2 = I_y \ddot{\theta}$$

$$m_2 \ddot{v} + 2k_t v = F_1 sine_1 + F_2 sine_2 - m_2 g$$

$$I_y \ddot{\theta} + 2k_t l^2 \theta = F_1(Lsine_1 - hcose_1) + F_2(hcose_2 - Lsine_2)$$

- 중간차량 길이방향 충격력 결과(3mass-2spring 결과 참고)

$$\therefore F_1 = k_1(x_1 - x_2) = k_1\left(\frac{\alpha_1}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{\beta_1}{\omega_b}\sin\omega_b t\right)$$

$$\alpha_1 = V_1 - V_2 - \beta_1$$

$$\beta_1 = \frac{1}{{\omega_a}^2 - {\omega_b}^2}\left[V_1\left(\frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} - {\omega_b}^2\right) + V_2\left({\omega_b}^2 - \frac{k_2}{m_3}\right) - V_3\frac{k_2}{m_2}\right]$$

$$\therefore F_2 = k_2(x_2 - x_3) = k_2\left(\frac{\alpha_2}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{\beta_2}{\omega_b}\sin\omega_b t\right)$$

$$\alpha_2 = V_2 - V_3 - \beta_2$$

$$\beta_2 = \frac{1}{{\omega_a}^2 - {\omega_b}^2}\left[V_1\frac{k_1}{m_2} + V_2\left(\frac{k_1}{m_1} - {\omega_b}^2\right) + V_3\left({\omega_b}^2 - \frac{k_1}{m_1} - \frac{k_1}{m_2}\right)\right]$$

$$\omega_a{}^2 = \frac{1}{2}\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1+k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} + \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1+k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} \right)^2 - 4\left(\frac{k_1k_2}{m_1m_2} + \frac{k_1k_2}{m_2m_3} + \frac{k_1k_2}{m_1m_3} \right)} \right)$$

$$\omega_b{}^2 = \frac{1}{2}\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1+k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} - \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1+k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} \right)^2 - 4\left(\frac{k_1k_2}{m_1m_2} + \frac{k_1k_2}{m_2m_3} + \frac{k_1k_2}{m_1m_3} \right)} \right)$$

- 중간차량 2차원 운동방정식:

$$\ddot{v} + \frac{2k_t}{m_2}v = \frac{F_1 \sin e_1}{m_2} + \frac{F_2 \sin e_2}{m_2} - g$$

$\frac{2k_t}{m_2} = \omega_t{}^2$일 때

$$\ddot{v} + \omega_t{}^2 v = \left(\frac{\alpha_1}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{\beta_1}{\omega_b}\sin\omega_b t \right)\frac{k_1}{m_2}\sin e_1 + \left(\frac{\alpha_2}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{\beta_2}{\omega_b}\sin\omega_b t \right)\frac{k_2}{m_2}\sin e_2 - g$$

- 라플라스변환:

$$S^2\mathrm{Y} - Sv(0) - \dot{v}(0) + \omega_t{}^2\mathrm{Y} = \frac{k_1}{m_2}\sin e_1\left(\frac{\alpha_1}{S^2+\omega_a{}^2} + \frac{\beta_1}{S^2+\omega_b{}^2} \right) + \frac{k_2}{m_2}\sin e_2\left(\frac{\alpha_2}{S^2+\omega_a{}^2} + \frac{\beta_2}{S^2+\omega_b{}^2} \right) - \frac{g}{S}$$

초기조건$v(0) = \dot{v}(0) \neq 0$일 때

$$(S^2+\omega_t{}^2)\mathrm{Y} = \frac{k_1}{m_2}\sin e_1\left(\frac{\alpha_1}{S^2+\omega_a{}^2} + \frac{\beta_1}{S^2+\omega_b{}^2} \right) + \frac{k_2}{m_2}\sin e_2\left(\frac{\alpha_2}{S^2+\omega_a{}^2} + \frac{\beta_2}{S^2+\omega_b{}^2} \right) - \frac{g}{S} + Sv_0 + \dot{v}_0$$

$$\mathrm{Y} = \left[\frac{k_1}{m_2}\sin e_1\left(\frac{\alpha_1}{S^2+\omega_a{}^2} + \frac{\beta_1}{S^2+\omega_b{}^2} \right) + \frac{k_2}{m_2}\sin e_2\left(\frac{\alpha_2}{S^2+\omega_a{}^2} + \frac{\beta_2}{S^2+\omega_b{}^2} \right) - \frac{g}{S} \right]\frac{1}{S^2+\omega_t{}^2} + (Sv_0 + \dot{v}_0)\frac{1}{S^2+\omega_t{}^2}$$

$$\mathrm{Y} = \frac{k_1}{m_2}\sin e_1\left(\frac{\alpha_1}{S^2+\omega_a{}^2}\frac{1}{S^2+\omega_t{}^2} + \frac{\beta_1}{S^2+\omega_b{}^2}\frac{1}{S^2+\omega_t{}^2} \right)$$
$$+ \frac{k_2}{m_2}\sin e_2\left(\frac{\alpha_2}{S^2+\omega_a{}^2}\frac{1}{S^2+\omega_t{}^2} + \frac{\beta_2}{S^2+\omega_b{}^2}\frac{1}{S^2+\omega_t{}^2} \right) + (Sv_0 + \dot{v}_0)\frac{1}{S^2+\omega_t{}^2} - \frac{g}{S}\frac{1}{S^2+\omega_t{}^2}$$

- 역 라플라스변환 후 차체 수직 변위 결과식:

$$v = \frac{k_1}{m_2}\sin e_1\left[\frac{\alpha_1}{\omega_t{}^2-\omega_a{}^2}\left(\frac{\sin\omega_a t}{\omega_a} - \frac{\sin\omega_t t}{\omega_t} \right) + \frac{\beta_1}{\omega_t{}^2-\omega_b{}^2}\left(\frac{\sin\omega_b t}{\omega_b} - \frac{\sin\omega_t t}{\omega_t} \right) \right] - \frac{g}{\omega_t{}^2}(1-\cos\omega_t t)$$
$$+ \frac{k_2}{m_2}\sin e_2\left[\frac{\alpha_2}{\omega_t{}^2-\omega_a{}^2}\left(\frac{\sin\omega_a t}{\omega_a} - \frac{\sin\omega_t t}{\omega_t} \right) + \frac{\beta_2}{\omega_t{}^2-\omega_b{}^2}\left(\frac{\sin\omega_b t}{\omega_b} - \frac{\sin\omega_t t}{\omega_t} \right) \right] + v_0\cos\omega_t t + \frac{\dot{v}_0}{\omega_t}\sin\omega_t t$$

- 차체 수직 속도 결과식:

$$\dot{v} = \frac{k_1}{m_2}\sin e_1\left[\frac{\alpha_1}{\omega_t{}^2-\omega_a{}^2}(\cos\omega_a t - \cos\omega_t t) + \frac{\beta_1}{\omega_t{}^2-\omega_b{}^2}(\cos\omega_b t - \cos\omega_t t) \right] - \frac{g}{\omega_t}\sin\omega_t t$$
$$+ \frac{k_2}{m_2}\sin e_2\left[\frac{\alpha_2}{\omega_t{}^2-\omega_a{}^2}(\cos\omega_a t - \cos\omega_t t) + \frac{\beta_2}{\omega_t{}^2-\omega_b{}^2}(\cos\omega_b t - \cos\omega_t t) \right] - v_0\omega_t\sin\omega_t t + \dot{v}_0\cos\omega_t t$$

$$I_y\ddot{\theta} + 2k_t l^2\theta = F_1(Lsine_1 - hcose_1) + F_2(hcose_2 - Lsine_2)$$

$$\ddot{\theta} + \frac{2k_t l^2}{I_y}\theta = F_1\frac{L\sin e_1 - h\cos e_1}{I_y} + F_2\frac{h\cos e_2 - L\sin e_2}{I_y}$$

$$\frac{2k_t l^2}{I_y} = \omega_i^{\,2}$$

$$\ddot{\theta} + \omega_i^{\,2}\theta = \left(\frac{\alpha_1}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{\beta_1}{\omega_b}\sin\omega_b t\right)\frac{k_1}{I_y}(L\sin e_1 - h\cos e_1) + \left(\frac{\alpha_2}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{\beta_2}{\omega_b}\sin\omega_b t\right)\frac{k_2}{I_y}(h\cos e_2 - L\sin e_2)$$

- 라플라스변환:

$$S^2\Theta - S\theta(0) - \dot{\theta}(0) + \omega_i^{\,2}\Theta = \left(\frac{\alpha_1}{S^2+\omega_a^{\,2}} + \frac{\beta_1}{S^2+\omega_b^{\,2}}\right)\frac{k_1}{I_y}(L\sin e_1 - h\cos e_1) + \left(\frac{\alpha_2}{S^2+\omega_a^{\,2}} + \frac{\beta_2}{S^2+\omega_b^{\,2}}\right)\frac{k_2}{I_y}(h\cos e_2 - L\sin e_2)$$

초기조건 $\theta(0) = \dot{\theta}(0) \neq 0$일 때

$$(S^2+\omega_i^{\,2})\Theta = \left(\frac{\alpha_1}{S^2+\omega_a^{\,2}} + \frac{\beta_1}{S^2+\omega_b^{\,2}}\right)\frac{k_1}{I_y}(L\sin e_1 - h\cos e_1) + \left(\frac{\alpha_2}{S^2+\omega_a^{\,2}} + \frac{\beta_2}{S^2+\omega_b^{\,2}}\right)\frac{k_2}{I_y}(h\cos e_2 - L\sin e_2) + S\theta_0 + \dot{\theta}_0$$

$$\Theta = \left[\left(\frac{\alpha_1}{S^2+\omega_a^{\,2}} + \frac{\beta_1}{S^2+\omega_b^{\,2}}\right)\frac{k_1}{I_y}(L\sin e_1 - h\cos e_1) + \left(\frac{\alpha_2}{S^2+\omega_a^{\,2}} + \frac{\beta_2}{S^2+\omega_b^{\,2}}\right)\frac{k_2}{I_y}(h\cos e_2 - L\sin e_2)\right]\frac{1}{S^2+\omega_i^{\,2}} + (S\theta_0 + \dot{\theta}_0)\frac{1}{S^2+\omega_i^{\,2}}$$

$$\Theta = \left(\frac{\alpha_1}{S^2+\omega_a^{\,2}}\frac{1}{S^2+\omega_i^{\,2}} + \frac{\beta_1}{S^2+\omega_b^{\,2}}\frac{1}{S^2+\omega_i^{\,2}}\right)\frac{k_1}{I_y}(L\sin e_1 - h\cos e_1) + \left(\frac{\alpha_2}{S^2+\omega_a^{\,2}}\frac{1}{S^2+\omega_i^{\,2}} + \frac{\beta_2}{S^2+\omega_b^{\,2}}\frac{1}{S^2+\omega_i^{\,2}}\right)\frac{k_2}{I_y}(h\cos e_2 - L\sin e_2) + \frac{S\theta_0}{S^2+\omega_i^{\,2}} + \frac{\dot{\theta}_0}{S^2+\omega_i^{\,2}}$$

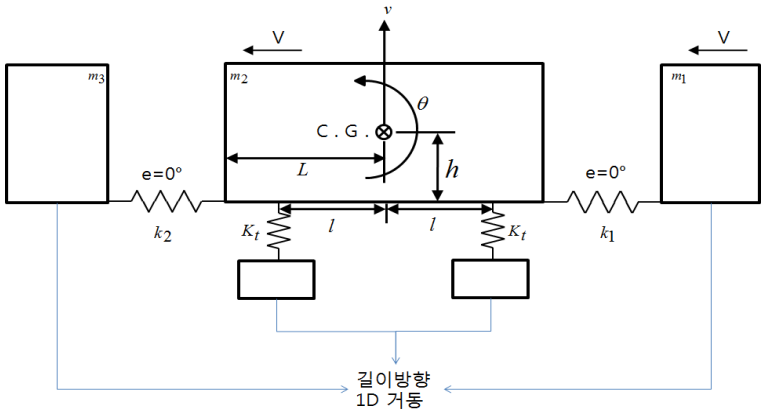
- 역 라플라스변환 후 차체 피칭각도 결과식:

$$\theta = \left[\frac{\alpha_1}{\omega_i^{\,2}-\omega_a^{\,2}}\left(\frac{\sin\omega_a t}{\omega_a} - \frac{\sin\omega_i t}{\omega_i}\right) + \frac{\beta_1}{\omega_i^{\,2}-\omega_b^{\,2}}\left(\frac{\sin\omega_b t}{\omega_b} - \frac{\sin\omega_i t}{\omega_i}\right)\right]\frac{k_1}{I_y}(L\sin e_1 - h\cos e_1)$$
$$+ \left[\frac{\alpha_2}{\omega_i^{\,2}-\omega_a^{\,2}}\left(\frac{\sin\omega_a t}{\omega_a} - \frac{\sin\omega_i t}{\omega_i}\right) + \frac{\beta_2}{\omega_i^{\,2}-\omega_b^{\,2}}\left(\frac{\sin\omega_b t}{\omega_b} - \frac{\sin\omega_i t}{\omega_i}\right)\right]\frac{k_2}{I_y}(h\cos e_2 - L\sin e_2)$$
$$+ \theta_0\cos\omega_t t + \frac{\dot{\theta}_0}{\omega_t}\sin\omega_t t$$

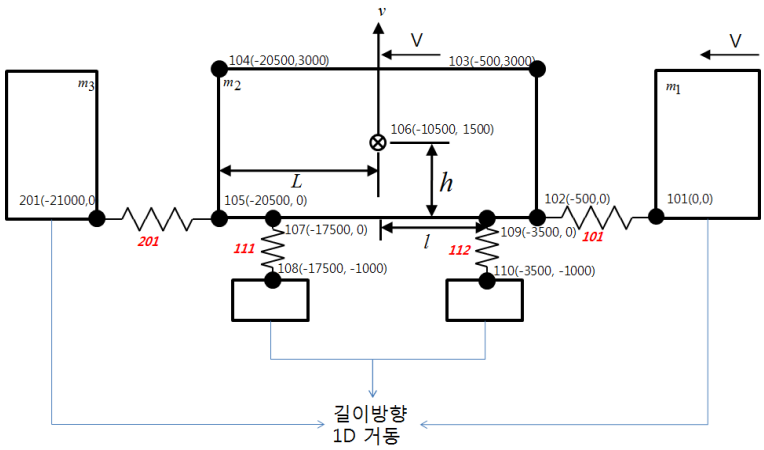
- 차체 피칭각속도 결과식:

$$\dot{\theta} = \left[\frac{\alpha_1}{\omega_i^{\,2}-\omega_a^{\,2}}(\cos\omega_a t - \cos\omega_i t) + \frac{\beta_1}{\omega_i^{\,2}-\omega_b^{\,2}}(\cos\omega_b t - \cos\omega_i t)\right]\frac{k_1}{I_y}(L\sin e_1 - h\cos e_1)$$
$$+ \left[\frac{\alpha_2}{\omega_i^{\,2}-\omega_a^{\,2}}(\cos\omega_a t - \cos\omega_i t) + \frac{\beta_2}{\omega_i^{\,2}-\omega_b^{\,2}}(\cos\omega_b t - \cos\omega_i t)\right]\frac{k_2}{I_y}(h\cos e_2 - L\sin e_2)$$
$$- \theta_0\omega_t\sin\omega_t t + \dot{\theta}_0\cos\omega_t t$$

- 이론검증1을 위한 수치모델:



<그림 2.2.3.2> 중간 차량 타고오름 수치모델(e=0 °)

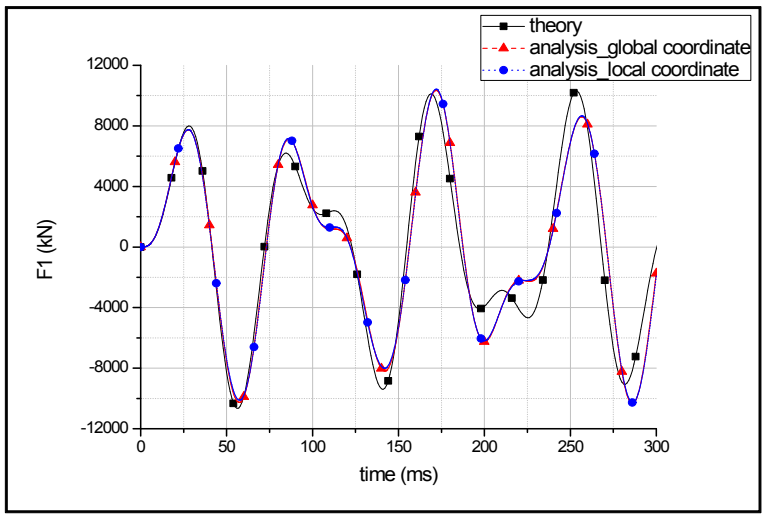


<그림 2.2.3.3> 중간 차량 타고오름 수치모델(e=0 °)의 질점/요소 정보

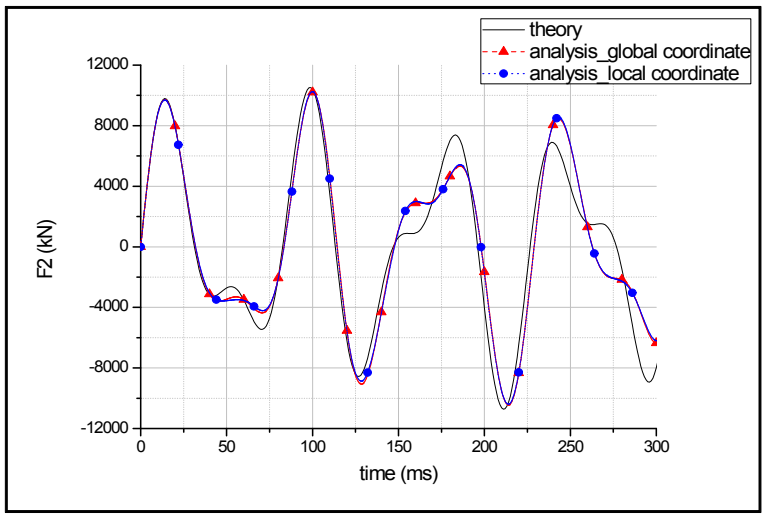
- 이론검증1을 위한 충돌 조건 및 결과 비교: 최대 변위가 발생하는 연결기 취부구간의 타고오름 거동의 이론값과 수치모델 비교결과 5% 오차로 일치함.

<표 2.2.3.1> 충돌조건 8

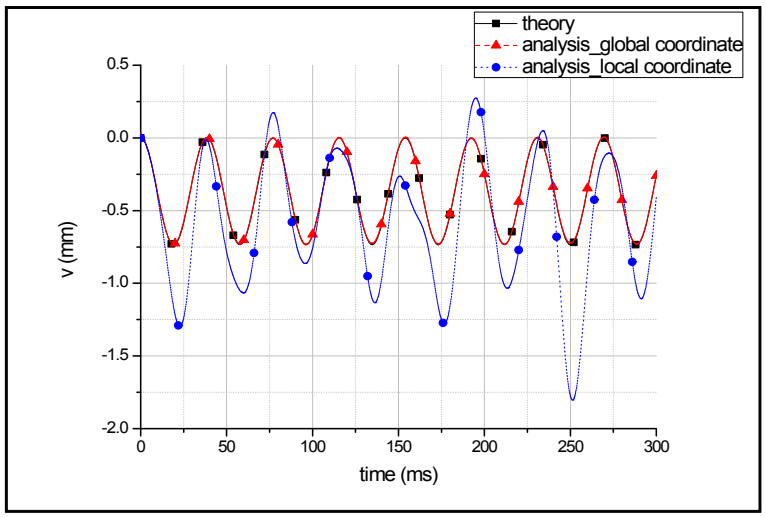
parameter	value	parameter	value
V	40 [km/h]	L	10 [m]
m1 , m2	15,000 [kg]	l	7 [m]
k1	100 [kN/mm]	h	1.5 [m]
kt	200 [kN/mm]	Iyy	511,250 [kg*m2]
e1	0 [deg]		



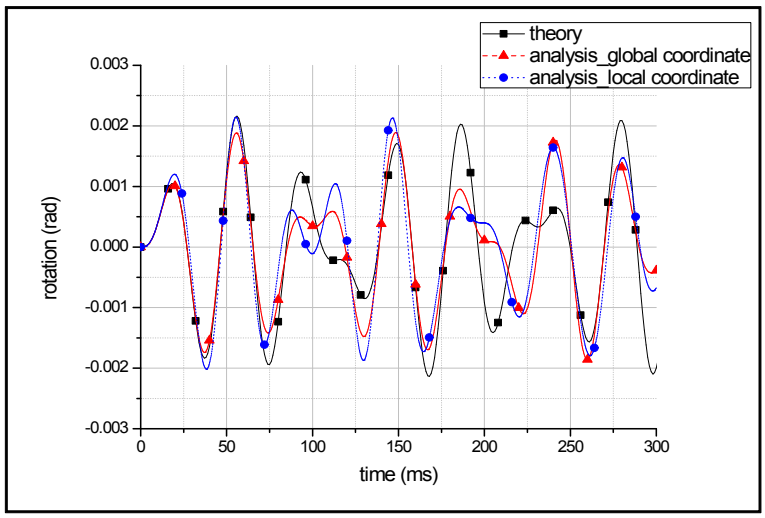
<그림 2.2.3.4> 충돌조건 8에서의 연결기 충격력 F1 결과



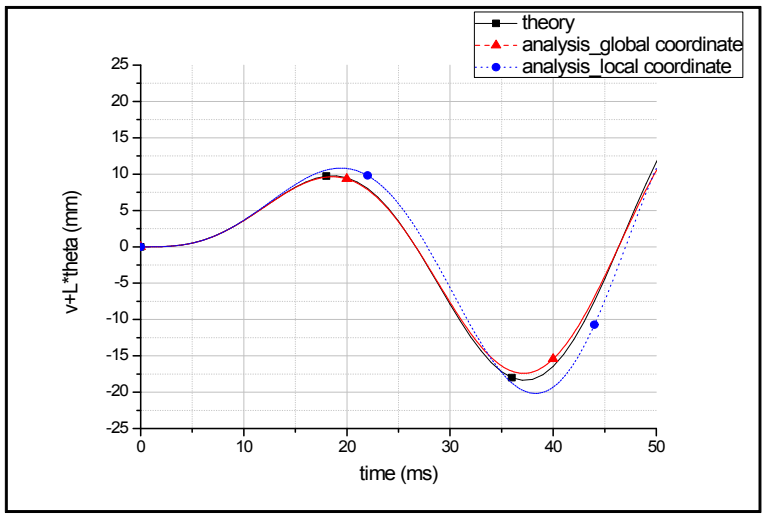
<그림 2.2.3.5> 충돌조건 8에서의 연결기 충격력 F2 결과



<그림 2.2.3.6> 충돌조건 8에서의 차체 수직 변위 결과

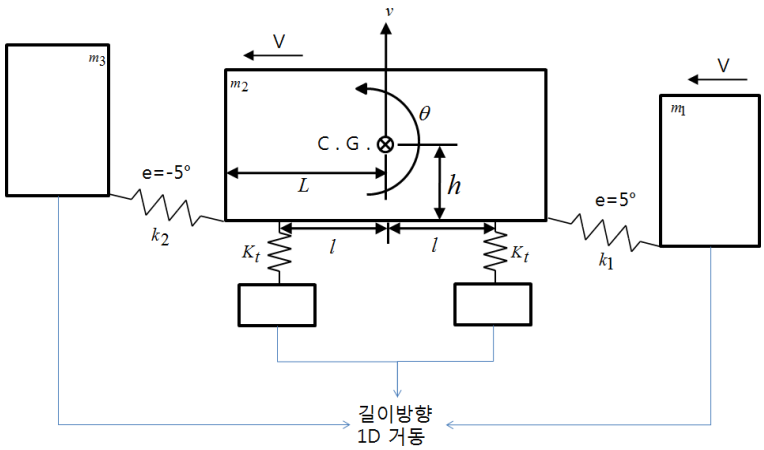


<그림 2.2.3.7> 충돌조건 8에서의 차체 피칭각도 결과



<그림 2.2.3.8> 충돌조건 5에서의 연결기 취부구간 수직 변위 결과

- 이론검증2을 위한 수치모델:

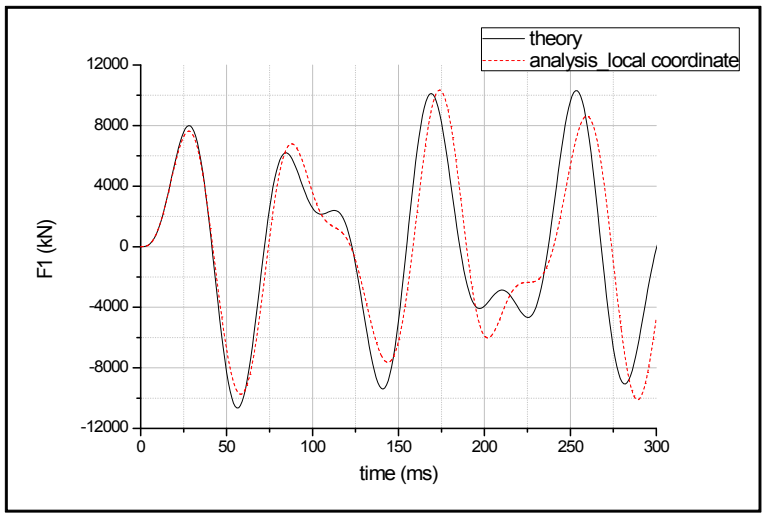


<그림 2.2.3.9> 중간 차량 타고오름 수치모델
(e1=5°, e2=-5°)

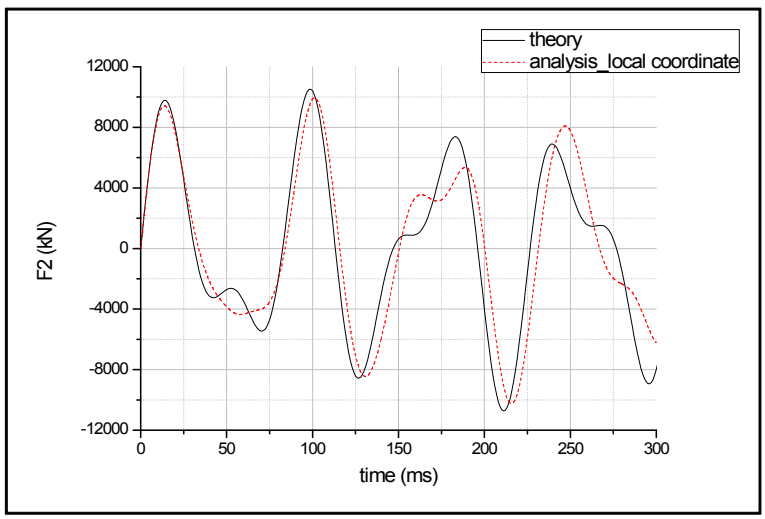
- 이론검증2을 위한 충돌 조건 및 결과 비교: 최대 변위가 발생하는 연결기 취부구간의 타고오름 거동의 이론값과 수치모델 비교결과 17% 오차로 일치함.

<표 2.2.3.2> 충돌조건 9

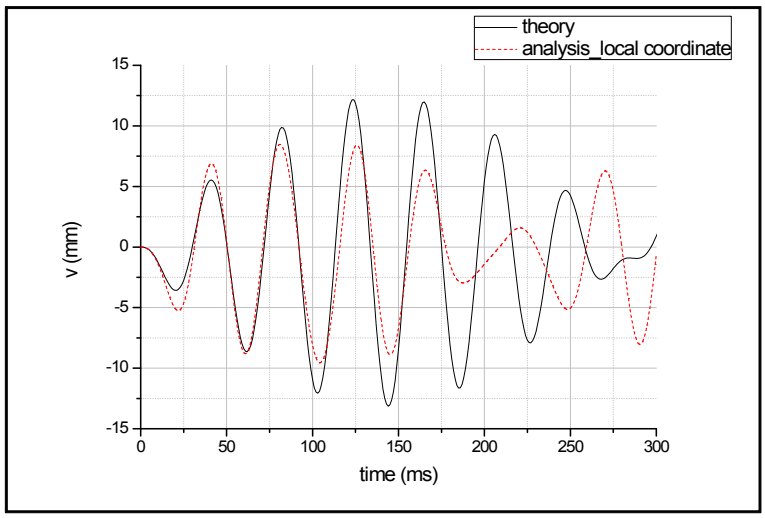
parameter	value	parameter	value
V	40 [km/h]	L	10 [m]
m1 , m2	15,000 [kg]	l	7 [m]
k1	100 [kN/mm]	h	1.5 [m]
kt	200 [kN/mm]	Iyy	511,250 [kg*m2]
e1	5 [deg]	e2	-5 [deg]



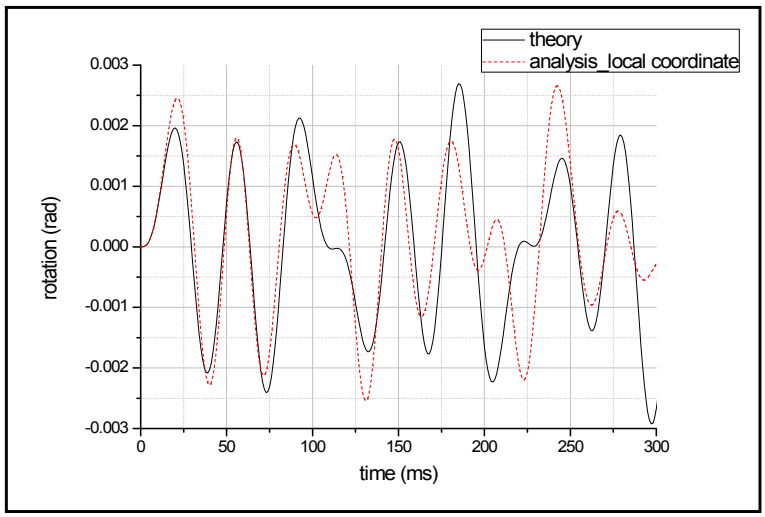
<그림 2.2.3.10> 충돌조건 9에서의 연결기 충격력 F1 결과



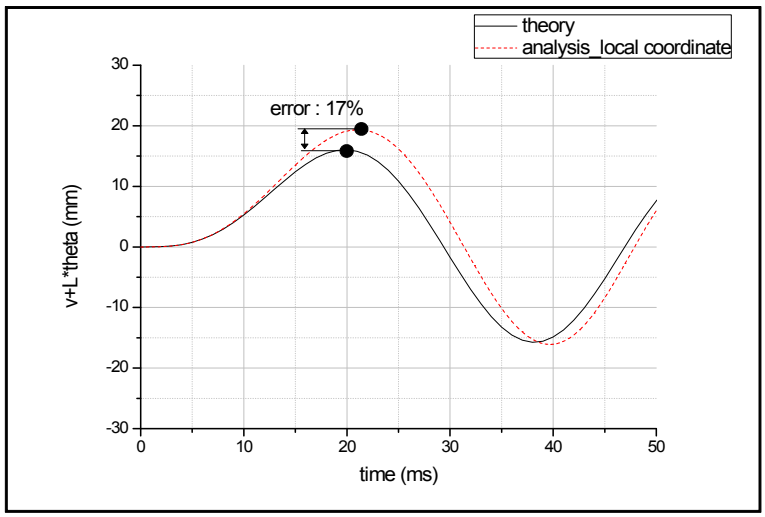
<그림 2.2.3.11> 충돌조건 9에서의 연결기 충격력 F2 결과



〈그림 2.2.3.12〉 충돌조건 9에서의 차체 수직 변위 결과



〈그림 2.2.3.13〉 충돌조건 9에서의 차체 피칭각도 결과

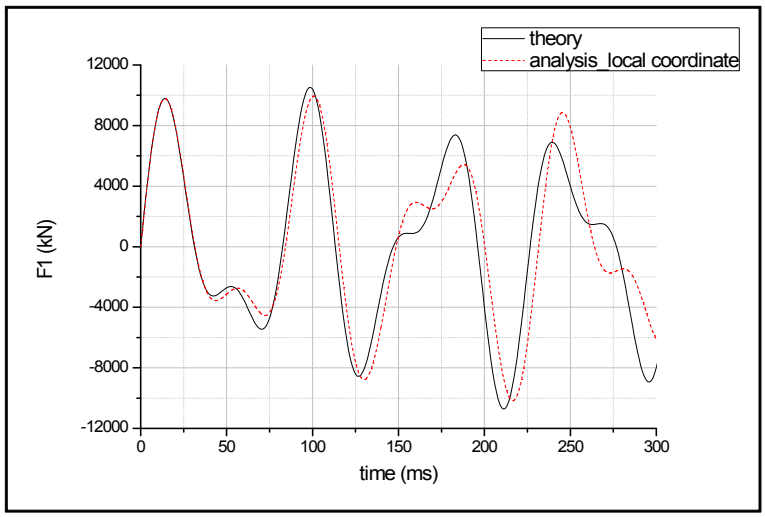


〈그림 3.2.3.14〉 충돌조건 9에서의 연결기 취부구간 수직변위 결과

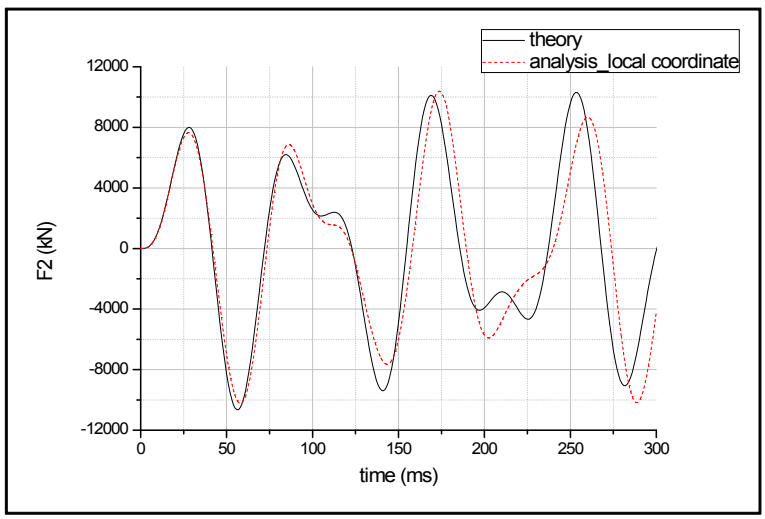
- 이론검증3을 위한 충돌 조건 및 결과 비교: 최대 변위가 발생하는 연결기 취부구간의 타고오름 거동의 이론값과 수치모델 비교결과 9% 오차로 일치함.

<표 2.2.3.3> 충돌조건 10

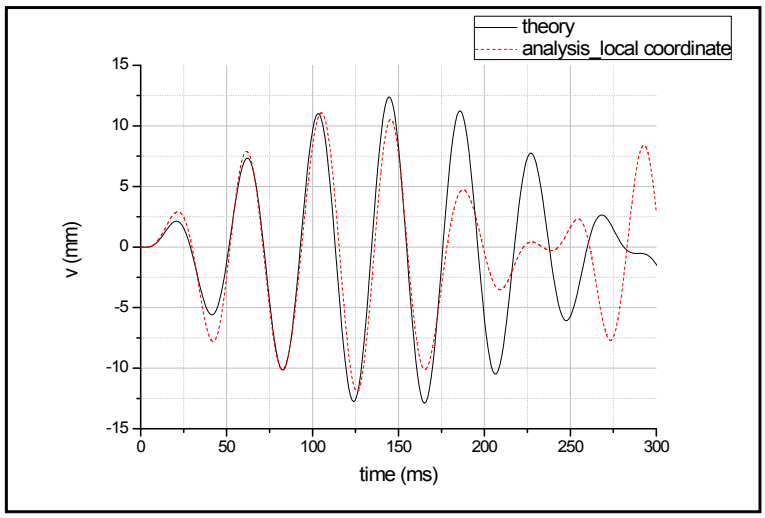
parameter	value	parameter	value
V	40 [km/h]	L	10 [m]
m1 , m2	15,000 [kg]	l	7 [m]
k1	100 [kN/mm]	h	1.5 [m]
kt	200 [kN/mm]	Iyy	511,250 [kg*m2]
e1	5 [deg]	e2	-5 [deg]



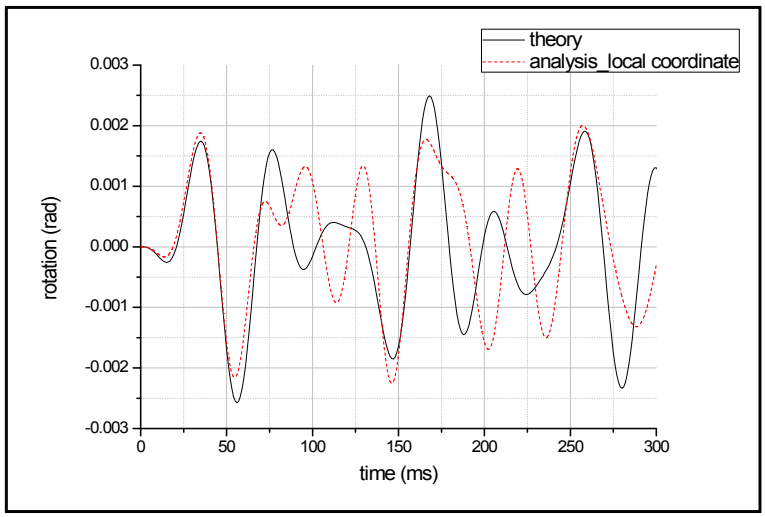
<그림 2.2.3.15> 충돌조건 10에서 연결기 충격력 F1 결과



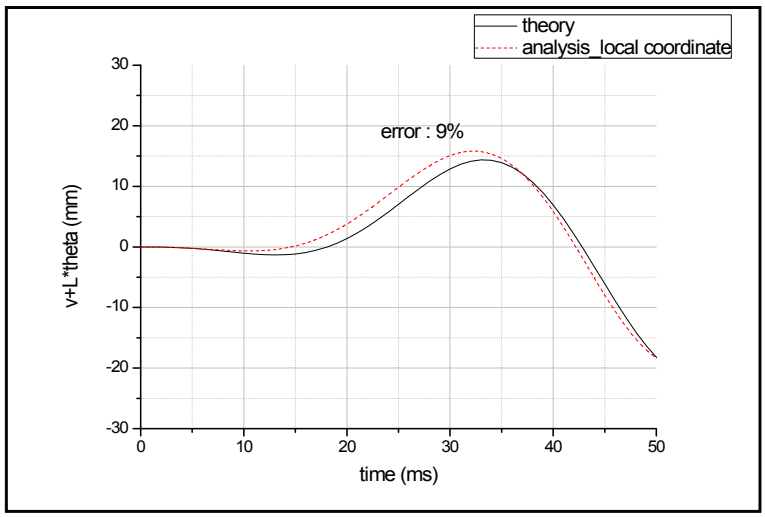
<그림 2.2.3.16> 충돌조건 10에서 연결기충격력 F2 결과



<그림 2.2.3.17> 충돌조건 10에서 차체 수직 변위 결과



<그림 2.2.3.18> 충돌조건 10에서의 차체 피칭각도 결과

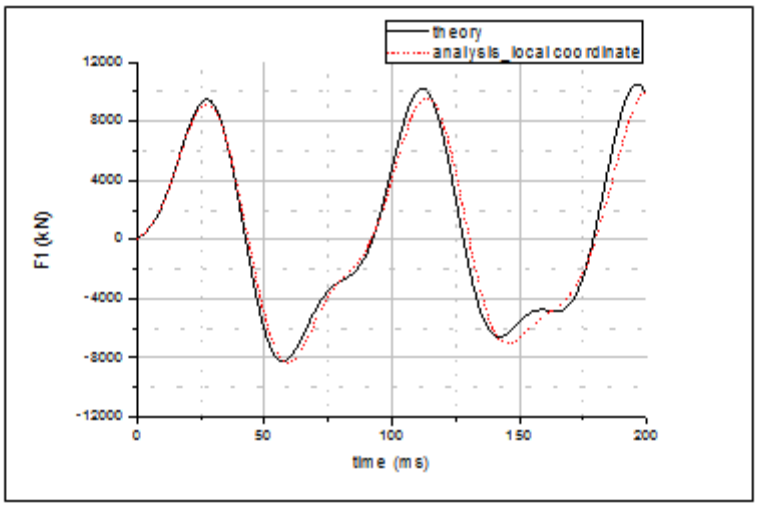


<그림 2.2.3.19> 충돌조건 10에서의 연결기 취부구간 수직변위 결과

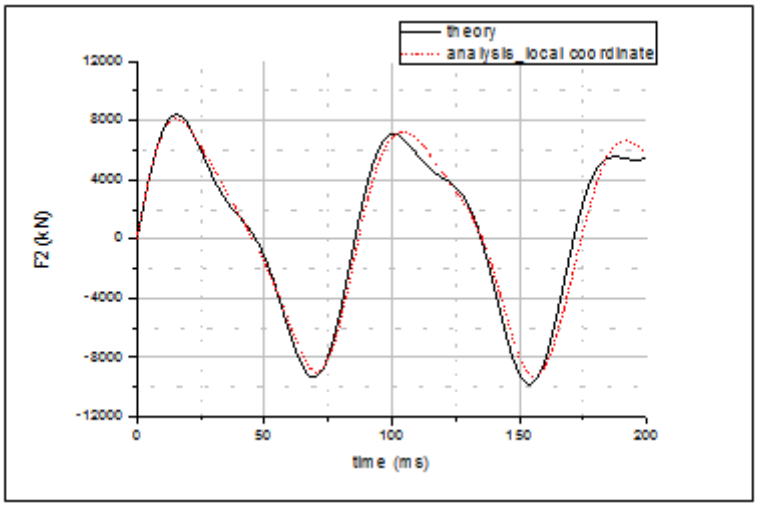
- 이론검증4을 위한 충돌 조건 및 결과 비교: 최대 변위가 발생하는 연결기 취부구간의 타고오름 거동의 이론값(3가지 이론모델)과 수치모델 비교결과는 아래와 같음.

<표 2.2.3.4> 충돌조건 11

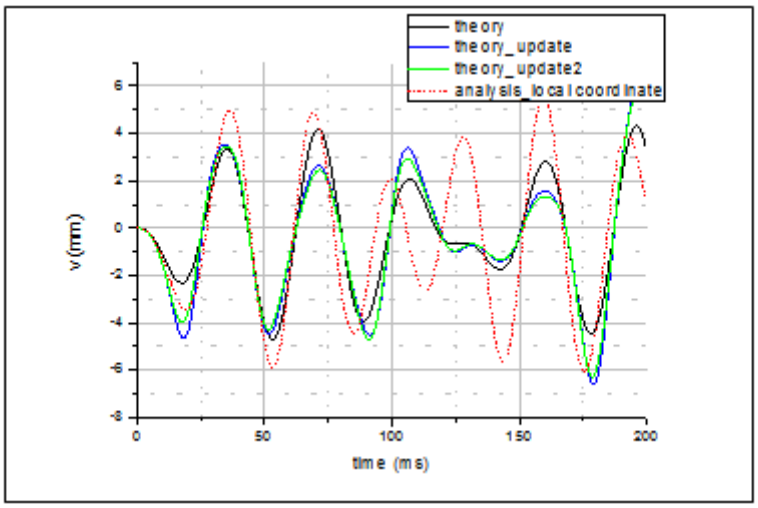
parameter	value	parameter	value
V1	40 [km/h]	L	10 [m]
V2	35 [km/h]	l	7 [m]
V3	-5 [km/h]	h	1.5 [m]
m1	20,000 [kg]	Iyy	340,833 [kg*m^2]
m2	10,000 [kg]	k1	100 [kN/mm]
m3	15,000 [kg]	k2	80 [kN/mm]
e1	5 [deg]	ktw	200 [kN/mm]
e2	-5 [deg]		



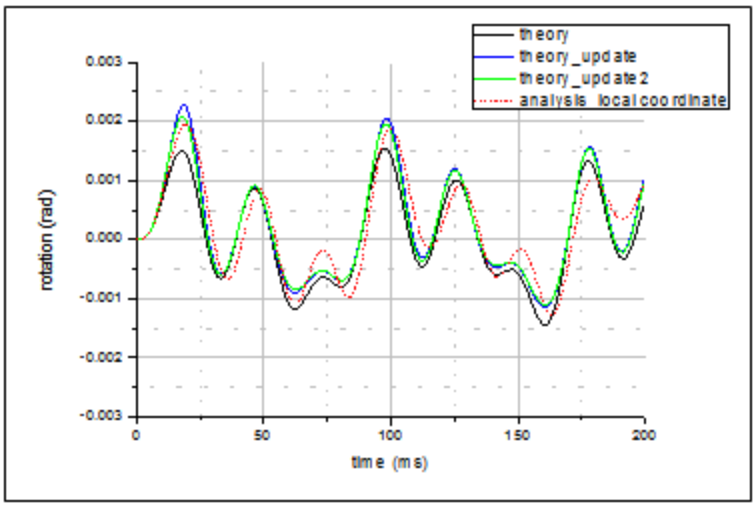
<그림 2.2.3.20> 충돌조건 11에서의 연결기 충격력 F1 결과



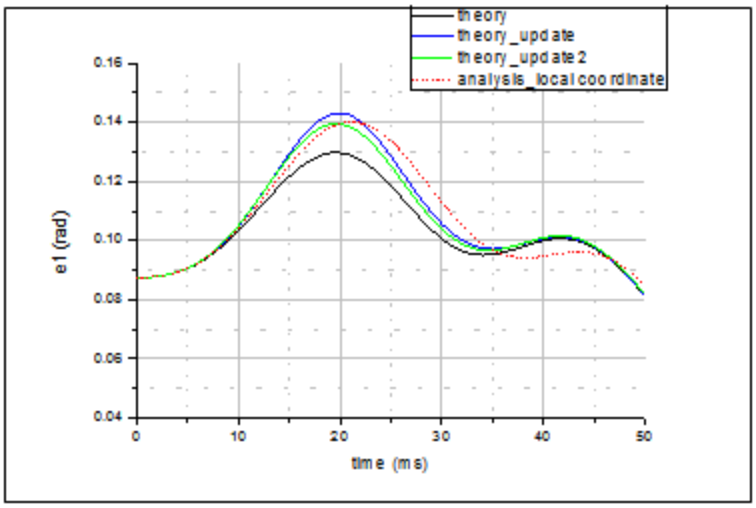
<그림 2.2.3.21> 충돌조건 11에서의 연결기 충격력 F2 결과



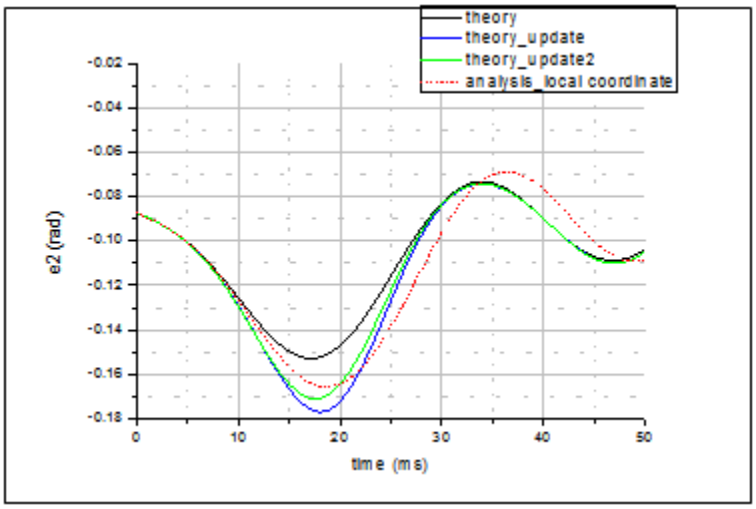
<그림 2.2.3.22> 충돌조건 11에서의 차체 수직 변위 결과



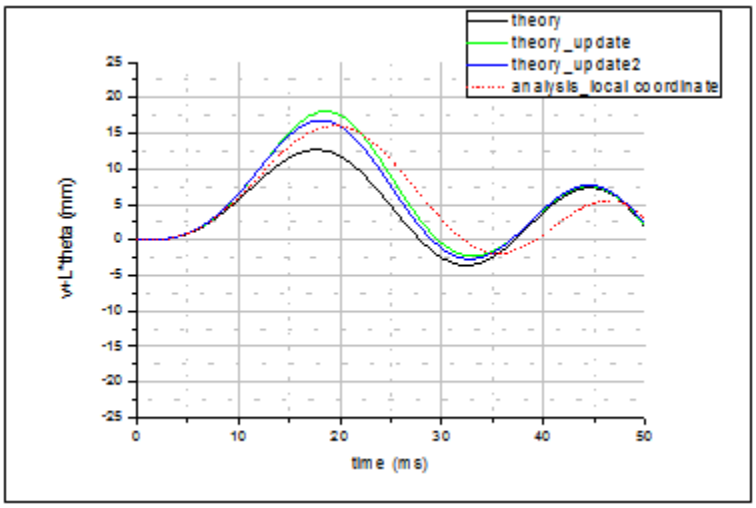
<그림 2.2.3.23> 충돌조건 11에서의 차체 피칭각도 결과



<그림 2.2.3.24> 충돌조건 11에서의 연결기 편차각도 e1결과



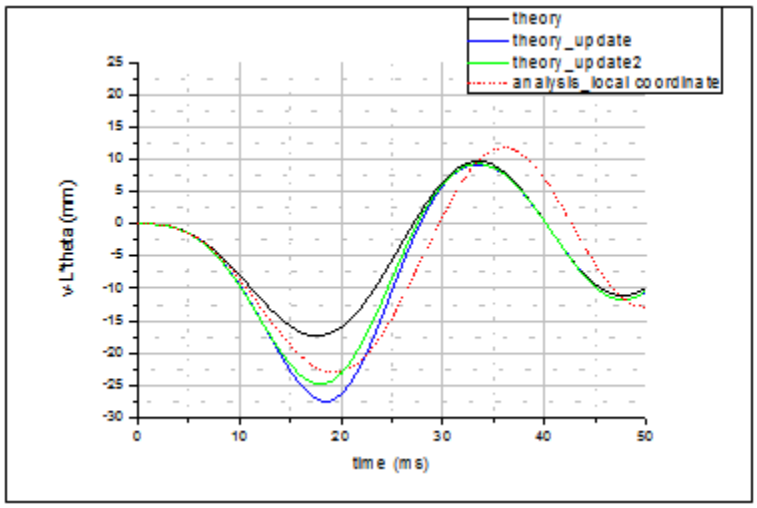
<그림 2.2.3.25> 충돌조건 11에서의 연결기 편차각도 e2결과



<그림 2.2.3.26> 충돌조건 11에서의 연결기1 취부구간 수직변위 결과

<표 2.2.3.5> 충돌조건 11에서의 수치모델과 이론모델의 결과 비교-1

	v+L θ first peak value		
	Time	Displacement	Relative deviation
simulation	19.395 [ms]	16.068 [mm]	- [%]
theory	18 [ms]	12.70519 [mm]	-21 [%]
theory_update	19 [ms]	18.144 [mm]	13 [%]
theory_update2	19 [ms]	16.86848 [mm]	5 [%]



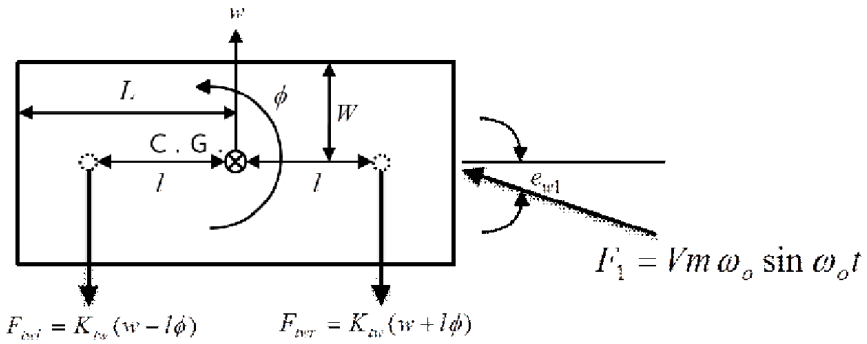
<그림 2.2.3.27> 충돌조건 11에서의 연결기2 취부구간 수직변위 결과

<표 2.2.3.6> 충돌조건 11에서의 수치모델과 이론모델의 결과 비교-2

	v+L θ first peak value		
	Time	Displacement	Relative deviation
simulation	19.395 [ms]	-22.96 [mm]	- [%]
theory	18 [ms]	-17.3224 [mm]	-25 [%]
theory_update	18 [ms]	-27.3853 [mm]	19 [%]
theory_update2	18 [ms]	-24.8357 [mm]	8 [%]

제 3절. 차량 간 2차원 지그재깅 이론모델 개발

1. 선두차량 횡 및 요잉 거동(zigzagging) 이론



<그림 2.3.1.1> 충돌 후 선두차량의 수평 및 요잉거동

- 지그재깅 거동은 중력이 작용하지 않고 연결기 충격력이 차량 무게중심과 동일한 선상에 작용하는 점이 타고오름 거동과 차이가 있음. 이러한 거동의 근사식은 다음과 같음.

$$\sum F_y = -k_{tw}(w - l\phi) - k_{tw}(w + l\phi) + F_1 \sin e_{w1} = m_2 \ddot{w}$$
$$\sum M = k_{tw} l(w - l\phi) - k_{tw} l(w + l\phi) + LF_1 \sin e_{w1} = I_z \ddot{\phi}$$

$$m_2 \ddot{w} + 2k_{tw} w = F_1 \sin e_{w1}$$
$$I_z \ddot{\phi} + 2k_{tw} l^2 \phi = LF_1 \sin e_{w1}$$

$$\ddot{w} + \frac{2k_{tw} w}{m_2} = \frac{F_1 \sin e_{w1}}{m_2}$$
$$\ddot{\phi} + \frac{2k_{tw} l^2 \phi}{I_z} = \frac{LF_1 \sin e_{w1}}{I_z}$$

- 선두차량 길이방향 충격력 결과(2mass-1spring 결과 참고)

$V = V_1 - V_2$, $\omega_o{}^2 = \frac{k_1}{m} = \frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1}{m_2}$, $m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$ 일 때

$$\therefore F_1 = k_1(x_1 - x_2) = k_1 \frac{V_1 - V_2}{\omega_o} \sin \omega_o t = \frac{Vk_1}{\omega_o} \sin \omega_o t = V\sqrt{mk_1} \sin \omega_o t = Vm\omega_o \sin \omega_o t$$

- 라플라스변환:

$\frac{2k_{tw}}{m_2} = \omega_{tw}{}^2$, $\frac{2k_{tw} l^2}{I_z} = \omega_{tw}{}^2$ 일 때

$$S^2\Psi - Sw(o) - \dot{w}(0) + \omega_{tw}{}^2\Psi = \frac{\sin e_{w1}}{m_2}\left(\frac{Vm\omega_0{}^2}{S^2 + \omega_0{}^2}\right)$$
$$S^2\Phi - S\phi(0) - \dot{\phi}(0) + \omega_{tw}{}^2\Phi = \frac{L \sin e_{w1}}{I_z}\left(\frac{Vm\omega_0{}^2}{S^2 + \omega_0{}^2}\right)$$

$w(o) = \dot{w}(0) = \phi(0) = \dot{\phi}(0) \neq 0$일 때

$$(S^2 + \omega_{tw}{}^2)\Psi = \frac{\sin e_{w1}}{m_2}\left(\frac{Vm\omega_0{}^2}{S^2 + \omega_0{}^2}\right) + Sw_0 + \dot{w}_0$$
$$\Psi = \left[\frac{\sin e_{w1}}{m_2}\left(\frac{Vm\omega_0{}^2}{S^2 + \omega_0{}^2}\right) + Sw_0 + \dot{w}_0\right]\frac{1}{S^2 + \omega_{tw}{}^2}$$
$$= \frac{Vm\omega_0{}^2 \sin e_{w1}}{m_2}\left(\frac{1}{S^2 + \omega_0{}^2}\right)\left(\frac{1}{S^2 + \omega_{tw}{}^2}\right) + \frac{Sw_0}{S^2 + \omega_{tw}{}^2} + \frac{\dot{w}_0}{S^2 + \omega_{tw}{}^2}$$
$$= \frac{Vm\omega_0{}^2 \sin e_{w1}}{m_2}\left(\frac{AS + B}{S^2 + \omega_0{}^2} + \frac{CS + D}{S^2 + \omega_{tw}{}^2}\right) + \frac{Sw_0}{S^2 + \omega_{tw}{}^2} + \frac{\dot{w}_0}{S^2 + \omega_{tw}{}^2}$$

- 분자항 계수비교:

$$(AS+B)(S^2+\omega_{tw}{}^2)+(CS+D)(S^2+\omega_0{}^2)=$$
$$AS^3+BS^2+AS\omega_{tw}{}^2+B\omega_{tw}{}^2+CS^3+CS\omega_0{}^2+DS^2+D\omega_0{}^2=$$
$$(A+C)S^3+(B+D)S^2+(A\omega_{tw}{}^2+C\omega_0{}^2)S+(B\omega_{tw}{}^2+D\omega_0{}^2)=1$$

S^3항계수 : $(A+C)=0 \rightarrow A=-C$

S^2항계수 : $(B+D)=0 \rightarrow B=-D$

S항계수 : $(A\omega_{tw}{}^2+C\omega_0{}^2)=0 \rightarrow A(\omega_{tw}{}^2-\omega_0{}^2)=0 \rightarrow A=0 \rightarrow C=0$

상수항계수 : $B\omega_{tw}{}^2+D\omega_0{}^2=1 \rightarrow B(\omega_{tw}{}^2-\omega_0{}^2)=1 \rightarrow B=\dfrac{1}{\omega_{tw}{}^2-\omega_0{}^2} \rightarrow D=\dfrac{-1}{\omega_{tw}{}^2-\omega_0{}^2}$

$$\therefore \Psi=\frac{Vm\omega_0{}^2\sin e_{w1}}{m_2(\omega_{tw}{}^2-\omega_0{}^2)}\left(\frac{1}{S^2+\omega_0{}^2}-\frac{1}{S^2+\omega_{tw}{}^2}\right)+\frac{Sw_0}{S^2+\omega_{tw}{}^2}+\frac{\dot{w}_0}{S^2+\omega_{tw}{}^2}$$

- 역 라플라스변환 후 차체 횡변위 결과식:

$$\therefore w=\frac{Vm\omega_0{}^2\sin e_{w1}}{m_2(\omega_{tw}{}^2-\omega_0{}^2)}\left(\frac{1}{\omega_0}\sin\omega_0 t-\frac{1}{\omega_{tw}}\sin\omega_{tw}t\right)+w_0\cos\omega_t t+\frac{\dot{w}_0}{\omega_t}\sin\omega_t t$$

- 차체 횡속도 결과식:

$$\therefore \dot{w}=\frac{Vm\omega_0{}^2\sin e_{w1}}{m_2(\omega_{tw}{}^2-\omega_0{}^2)}\left(\cos\omega_0 t-\cos\omega_{tw}t\right)-w_0\omega_t\sin\omega_t t+\dot{w}_0\cos\omega_t t$$

$$(S^2+\omega_{iw}{}^2)\Phi=\frac{L\sin e_{w1}}{I_z}\left(\frac{Vm\omega_0{}^2}{S^2+\omega_0{}^2}\right)+S\phi_0+\dot{\phi}_0$$

$$\Phi=\left[\frac{L\sin e_{w1}}{I_z}\left(\frac{Vm\omega_0{}^2}{S^2+\omega_0{}^2}\right)+S\phi_0+\dot{\phi}_0\right]\frac{1}{S^2+\omega_{iw}{}^2}$$
$$=\frac{Vm\omega_0{}^2L\sin e_{w1}}{I_z}\left(\frac{1}{S^2+\omega_0{}^2}\right)\left(\frac{1}{S^2+\omega_{iw}{}^2}\right)+\frac{S\phi_0}{S^2+\omega_{iw}{}^2}+\frac{\dot{\phi}_0}{S^2+\omega_{iw}{}^2}$$
$$=\frac{Vm\omega_0{}^2L\sin e_{w1}}{I_z}\left(\frac{AS+B}{S^2+\omega_0{}^2}+\frac{CS+D}{S^2+\omega_{iw}{}^2}\right)+\frac{S\phi_0}{S^2+\omega_{iw}{}^2}+\frac{\dot{\phi}_0}{S^2+\omega_{iw}{}^2}$$

- 분자항 계수비교:

$$(AS+B)(S^2+\omega_i{}^2)+(CS+D)(S^2+\omega_0{}^2)=$$
$$AS^3+BS^2+AS\omega_{iw}{}^2+B\omega_{iw}{}^2+CS^3+CS\omega_0{}^2+DS^2+D\omega_0{}^2=$$
$$(A+C)S^3+(B+D)S^2+(A\omega_{iw}{}^2+C\omega_0{}^2)S+(B\omega_{iw}{}^2+D\omega_0{}^2)=1$$

S^3항계수 : $(A+C)=0 \rightarrow A=-C$

S^2항계수 : $(B+D)=0 \rightarrow B=-D$

S항계수 : $(A\omega_{iw}{}^2+C\omega_0{}^2)=0 \rightarrow A(\omega_{iw}{}^2-\omega_0{}^2)=0 \rightarrow A=0 \rightarrow C=0$

상수항계수 : $B\omega_{iw}{}^2+D\omega_0{}^2=1 \rightarrow B(\omega_{iw}{}^2-\omega_0{}^2)=1 \rightarrow B=\dfrac{1}{\omega_{iw}{}^2-\omega_0{}^2} \rightarrow D=\dfrac{-1}{\omega_{iw}{}^2-\omega_0{}^2}$

$$\therefore \Phi = \frac{Vm{\omega_0}^2 L \sin e_{w1}}{I_z({\omega_{iw}}^2 - {\omega_0}^2)}\left(\frac{1}{S^2+{\omega_0}^2} - \frac{1}{S^2+{\omega_{iw}}^2}\right) + \frac{S\phi_0}{S^2+{\omega_{iw}}^2} + \frac{\dot{\phi}_0}{S^2+{\omega_{iw}}^2}$$

- 역 라플라스변환 후 차체 요잉 각도 결과식:

$$\therefore \phi = \frac{Vm{\omega_0}^2 L \sin e_{w1}}{I_z({\omega_{iw}}^2 - {\omega_0}^2)}\left(\frac{1}{\omega_0}\sin\omega_0 t - \frac{1}{\omega_{iw}}\sin\omega_{iw} t\right) + \phi_0 \cos\omega_t t + \frac{\dot{\phi}_0}{\omega_t}\sin\omega_t t$$

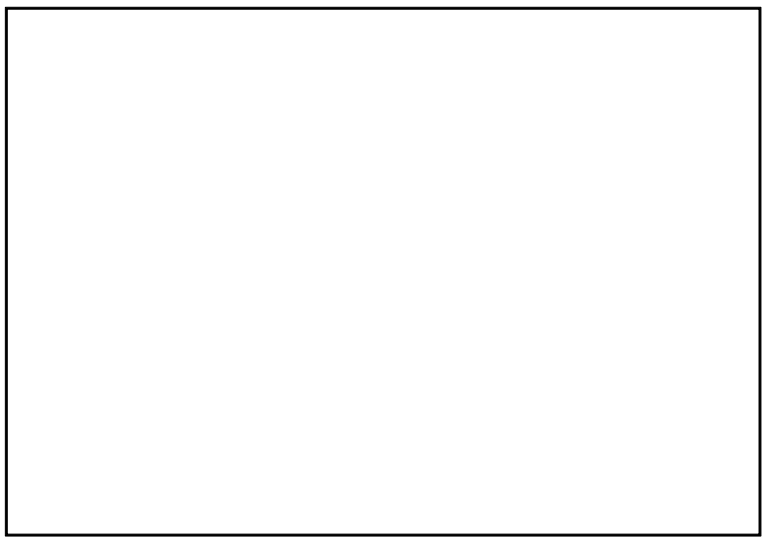
- 차체 요잉각속도 결과식:

$$\therefore \dot{\phi} = \frac{Vm{\omega_0}^2 L \sin e_{w1}}{I_z({\omega_{iw}}^2 - {\omega_0}^2)}\left(\cos\omega_0 t - \cos\omega_{iw} t\right) - \phi_0\omega_t \sin\omega_t t + \dot{\phi}_0 \cos\omega_t t$$

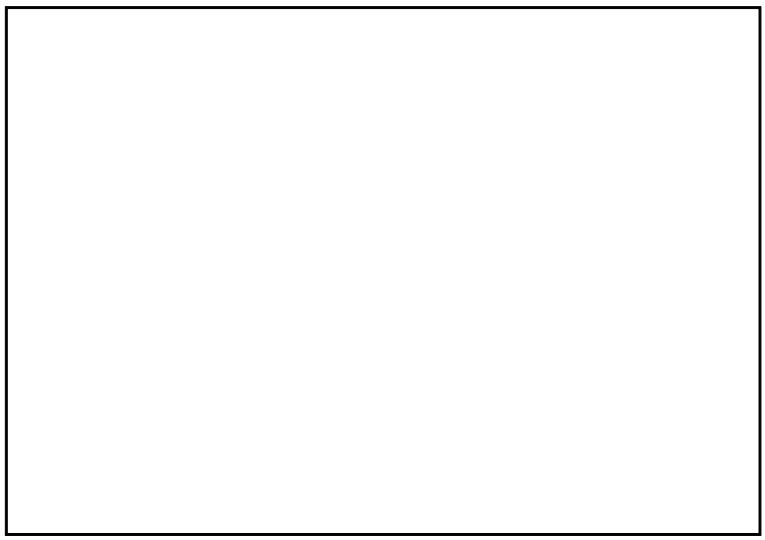
- 이론검증을 위한 충돌 조건 및 결과 비교: 최대 변위가 발생하는 연결기 취부구간의 지그재깅 거동의 이론값(3가지 이론모델)과 수치모델 비교결과는 아래와 같음.

<표 2.3.1.1> 충돌조건 12

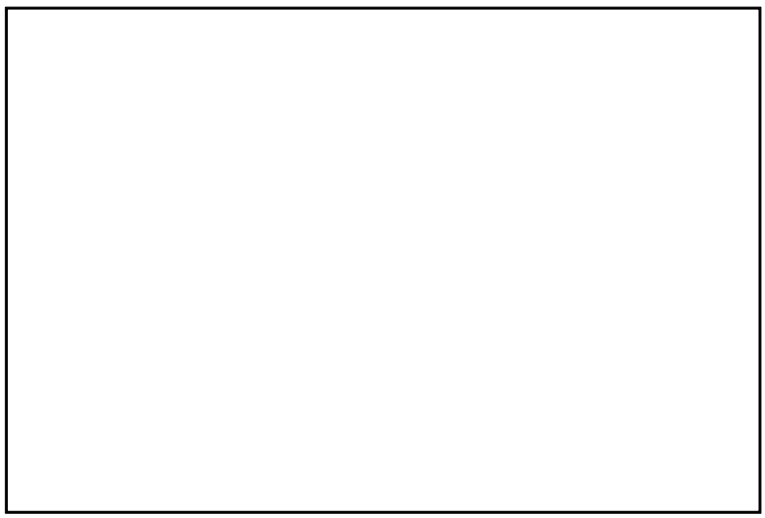
parameter	value	parameter	value
V	20 [km/h]	L	10 [m]
m1 , m2	15,000 [kg]	l	7 [m]
k1	100 [kN/mm]	h	1.5 [m]
kt	200 [kN/mm]	Iyy	511,250 [kg*m2]
e1	5 [deg]		



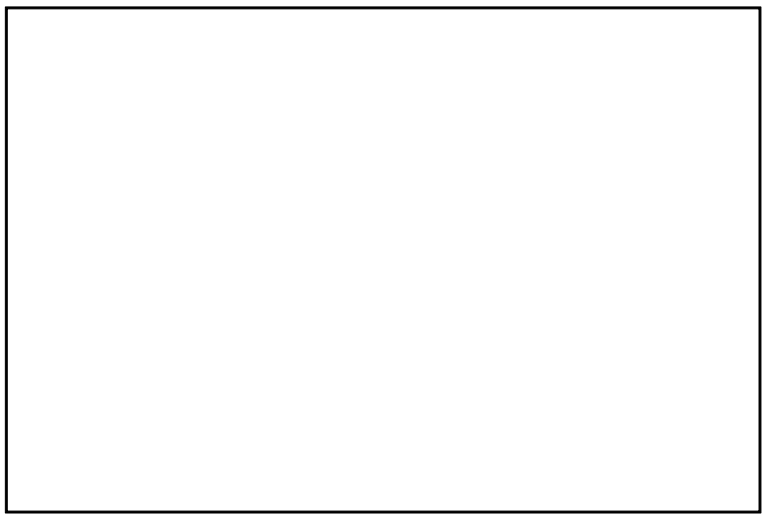
<그림 2.3.1.2> 충돌조건 12에서의 연결기 충격력 F1 결과



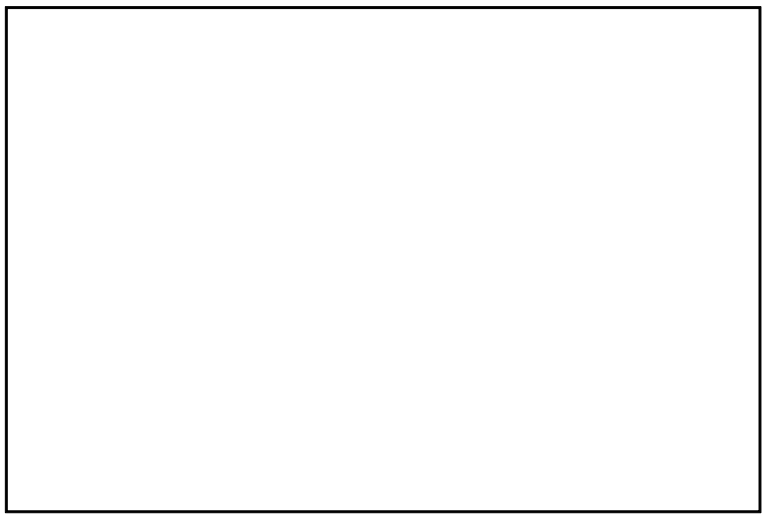
<그림 2.3.1.3> 충돌조건 12에서의 차체 수평변위 결과



<그림 2.3.1.4> 충돌조건 12에서의 차체 요잉각도 결과



<그림 2.3.1.5> 충돌조건 12에서의 연결기 편차각도 e1 결과

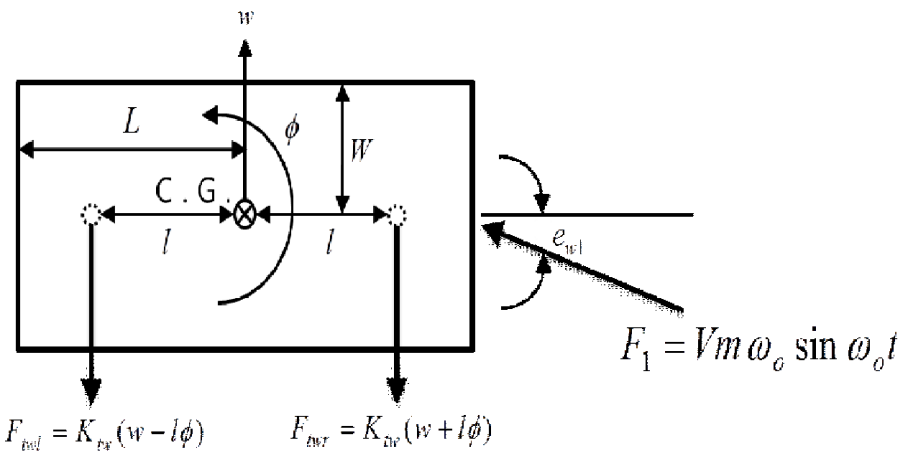


<그림 2.3.1.6> 충돌조건 12에서의 연결기 취부구간 수평변위 결과

<표 2.3.1.2> 충돌조건 12에서의 수치모델과 이론모델의 결과 비교

	v+L θ first peak value		
	Time	Displacement	Relative deviation
simulation	20.195 [ms]	5.6597 [mm]	- [%]
theory	20 [ms]	4.9305 [mm]	-13 [%]
theory_update	20 [ms]	5.907134 [mm]	4 [%]
theory_update2	20 [ms]	5.74105 [mm]	1 [%]

2. 대차를 고려한 차체 지그재깅 모델



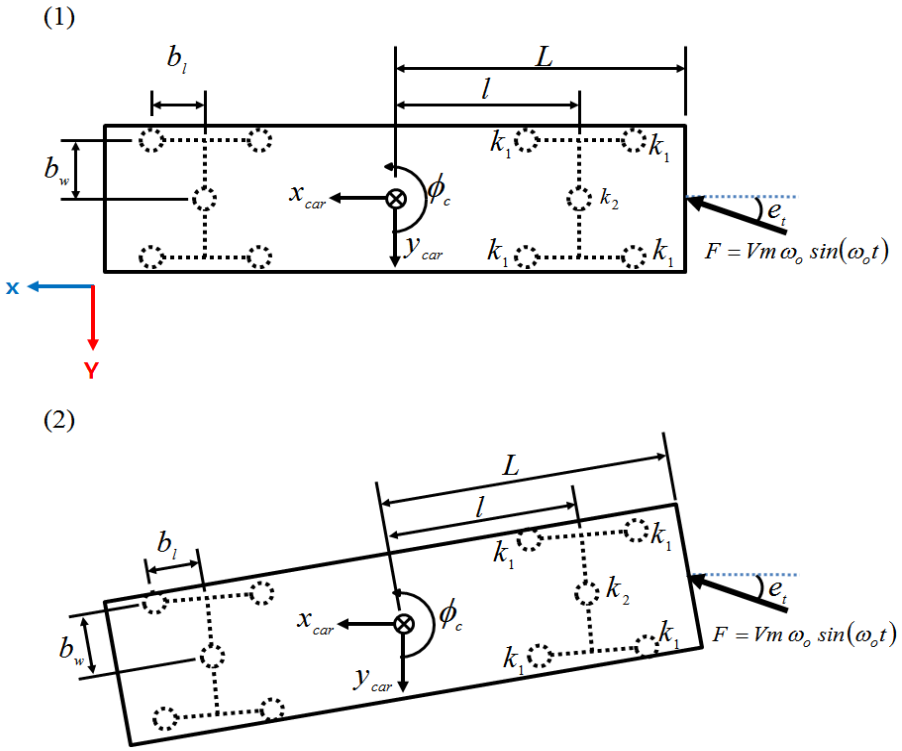
<그림 2.3.2.1> 충돌 후 선두차량의 수평 및 요잉거동

- 1차원 모델을 통하여 계산된 충격력은 편차각도를 가지고 차량에 전달되며 시간에 따른 차량의 거동을 간단히 표현하면 <그림 2.3.2.2>와 같음.

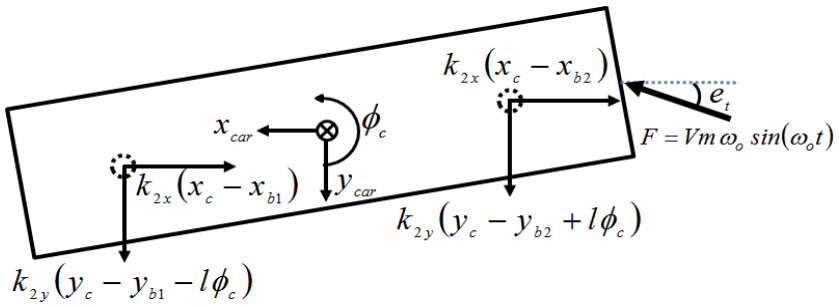
- 차체에 대한 자유물체도는 <그림 2.3.2.3>으로 표현됨.

- 차체의 요잉각도는 미소각으로 sin $)\fallingdotseq\phi_c$, $\cos(\phi_c)\fallingdotseq 1$ 로 가정

- 앞쪽 대차에 대한 자유물체도는 <그림 2.2.2.39>, 뒷쪽 대차에 대한 자유물체도는 <그림 2.2.2.40>로 표현됨.



<그림 2.3.2.2> 선두차량의 지그재깅 이론 모델



<그림 2.3.2.3> 지그재깅 차체의 자유물체도

$$_x = -k_{2x}(x_c - x_{b1}) - k_{2x}(x_c - x_{b2}) + F\cos(e_t) = m_c\ddot{x}_c$$

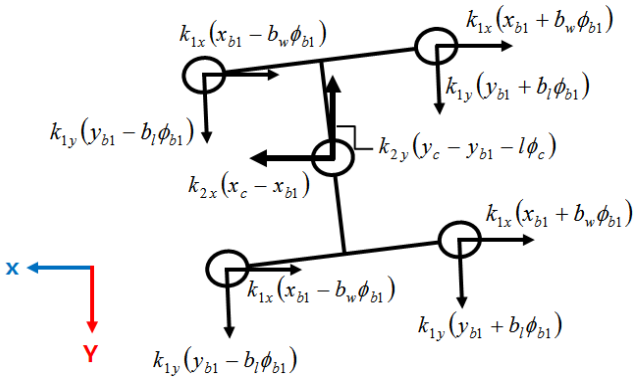
$$\sum F_y = k_{2y}(y_c - y_{b1} - l\phi_c) + k_{2y}(y_c - y_{b2} + l\phi_c) - F\sin(e_t) = -m_c\ddot{y}_c$$

$$k_{\ y}l\ y_c - y_{b1} - l\phi_c) - k_{2y}l(y_c - y_{b2} + l\phi_c) + LF\sin(e_t) = I_{zc}\ddot{\phi}_c$$

$$x + 2\frac{k_{2x}}{m_c}x_c - \frac{k_{2x}}{m_c}x_{b1} - \frac{k_{2x}}{m_c}x_{b2} = \frac{\cos e_t)}{m_c}$$

$$\ddot{y}_c + 2\frac{k_{2y}}{m_c}y_c - \frac{k_{2y}}{m_c}y_{b1} - \frac{k_{2y}}{m_c}y_{b2} = \frac{\sin(e_t)}{m_c}F$$

$$\ddot{\phi}_c + 2\frac{k_{2y}l^2}{I_{zc}}\phi_c + \frac{k_{2y}l}{I_{zc}}y_{b1} - \frac{k_{2y}l}{I_{zc}}y_{b2} = \frac{L\sin(e_t)}{I_{zc}}F$$



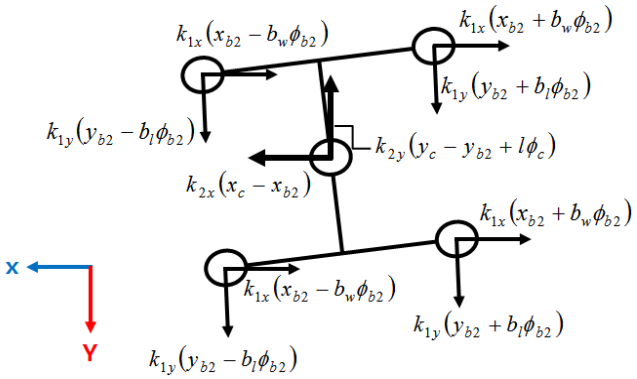
<그림 2.3.2.4> 지그재깅 앞쪽 대차의 자유물체도

$$F_x = -2k_{1x}(x_{b1} - b_w\phi_{b1}) - 2k_{1x}(x_{b1} + b_w\phi_{b1}) + k_{2x}(x_c - x_{b1}) = m_b\ddot{x}_{b1}$$

$$\sum F_y = 2k_{1y}(y_{b1} - b_l\phi_{b1}) + 2k_{1y}(y_{b1} + b_l\phi_{b1}) - k_{2y}(y_c - y_{b1} - l\phi_c) = -m_b\ddot{y}_{b1}$$

$$\ddot{x}_{b1} + 4\frac{k_{1x}}{m_b}x_{b1} + \frac{k_{2x}}{m_b}x_{b1} - \frac{k_{2x}}{m_b}x_c = 0$$

$$\ddot{y}_{b1} + 4\frac{k_{1y}}{m_b}y_{b1} + \frac{k_{2y}}{m_b}y_{b1} - \frac{k_{2y}}{m_b}y_c + \frac{k_{2y}l}{m_b}\phi_c = 0$$



<그림 2.3.2.5> 지그재깅 뒤쪽 대차의 자유물체도

$$\sum F_x = -2k_{1x}(x_{b2} - b_w\phi_{b2}) - 2k_{1x}(x_{b2} + b_w\phi_b) + k_{2x}(x_c - x_{b2}) = m_b\ddot{x}_{b2}$$

$$\sum F_y = 2k_{1y}(y_{b2} - b_l\phi_{b2}) + 2k_{1y}(y_{b2} + b_l\phi_{b2}) - k_{2y}(y_c - y_{b2} + l\phi_c) = -m_b\ddot{y}_{b2}$$

$$x_{2} + 4\frac{k_{1x}}{m_b}x_{b2} + \frac{k_{2x}}{m_b}x_{b2} - \frac{k_{2x}}{m_b}x_c = 0$$

$$\ddot{y}_b + 4\frac{k_{1y}}{m_b}y_{b2} + \frac{k_{2y}}{m_b}y_{b2} - \frac{k_{2y}}{m_b}y_c - \frac{k_{2y}}{m_b}l\phi_c = 0$$

- 차체의 완충기에서 작용하는 힘의 각도를 나타내는 e_t를 선두차량과 후속차량의 시간에 따른 거동을 고려하면, 다음 식과 같음.

$$e_t = \tan^{-1}\left(\frac{\phi_c L + y_c}{{}_c - x_1 - x_2)}\right) + e_0$$

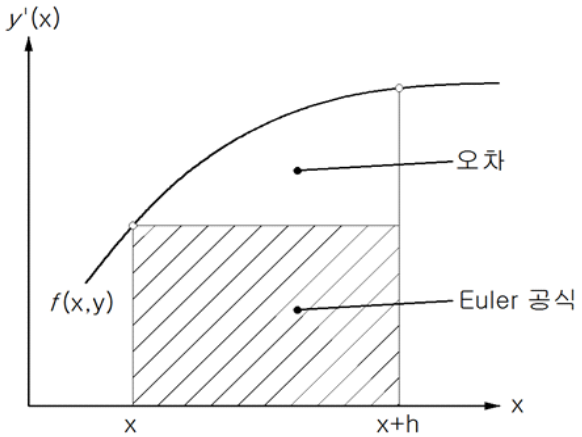
$$e_t = \tan^{-1}\left(\frac{\phi_c L + y_c}{L_c - \frac{1}{w_o}\sin(w_o t)V}\right) + e_0$$

여기서, : 연결기 초기 길이, $_0$: 연결기 초기 각도

- 차량의 운동방정식인 미분방정식을 계산하기 위해 Runge-Kutta 방법을 사용. Runge-Kutta의 가장 간단한 형태는 Talyor 전개에서 차수를 1차만 포함되게 하여 더 높은 차수를 배제하면 다음과 같음.
- 1차만 포함된 방법을 1차 Runge-Kutta 방법 또는 Euler 방법이라고 함.

$$y\ x+h) = y(x) + y'(x)h = y(x) + F(x,y)h$$

- 1차 Runge-Kutta 또는 Euler 방법은 <그림 2.3.2.6>과 같이 절단 오차가 너무 크기 때문에 4차 Runge-Kutta 방법을 사용.



<그림 2.3.2.6> Euler 방법의 절단오차

- Runge-Kutta의 4차법(fourth-order method)은 2차법(second-order method)과 같이 Taylor 전개로부터 얻음. 4차 Runge-Kutta 방법에는 여러 가지가 있지만, 그 중에서 가장 많이 사용되는 방법은 다음 식과 같음.

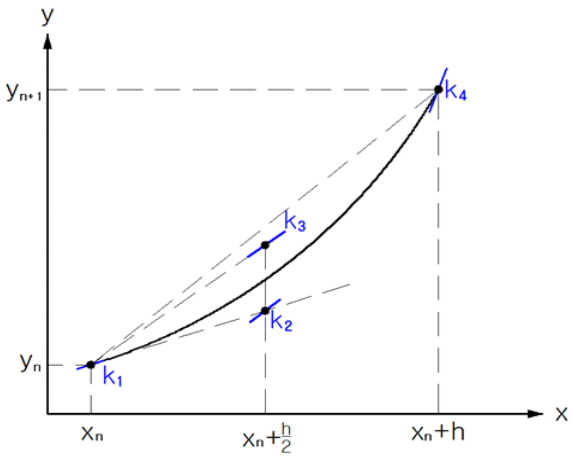
$$hF\ x,y)$$

$$K_2 = hF\ x+\frac{h}{2}, y+\frac{K_1}{2}\Big)$$

$$K_3 = hF\Big(x+\frac{h}{2}, y+\frac{K_2}{2}\Big)$$

$$K_4 = hF\ x+h,\ y+K_3\big)$$

$$y(x+h) = y(x)+\frac{1}{6}\left(K_1+2K_2+2K_3+K_4\right)$$



<그림 2.3.2.7> 4차 Runge-Kutta 방법

- 선두차량의 운동방정식을 이용하여 4차 Runge-Kutta에 적용가능한 형태로 변환하면 다음과 같음.

$$x_c(1)' = x_c(2)$$

$$x_c(2)' = \frac{\cos(e_t)}{m_c}\left(Vmw_o\sin(w_o t)\right) - 2\frac{k_{2x}}{m_c}x_c(1) + \frac{k_{2x}}{m_c}x_{b1}(1) + \frac{k_{2x}}{m_c}x_{b2}(1)$$

$$y_c(1)' = y_c(2)$$

$$y_c(2)' = \frac{\sin(e_t)}{m_c}\left(Vmw_o\sin(w_o t)\right) - 2\frac{k_{2y}}{m_c}y_c(1) + \frac{k_{2y}}{m_c}y_{b1}(1) + \frac{k_{2y}}{m_c}y_{b2}(1)$$

$$\phi_c(1)' = \phi_c(2)$$

$$\phi_c(2)' = \frac{L\sin(e_t)}{I_{zc}}\left(Vmw_o\sin(w_o t)\right) - 2\frac{k_{2y}l^2}{I_{zc}}\phi_c(1) - \frac{k_{2y}l}{I_{zc}}y_{b1}(1) + \frac{k_{2y}l}{I_{zc}}y_{b2}(1)$$

$$x_{b1}(1)' = x_{b1}(2)$$

$$x_{b1}(2)' = -4\frac{k_{1x}}{m_b}x_{b1}(1) - \frac{k_{2x}}{m_b}x_{b1}(1) + \frac{k_{2x}}{m_b}x_c(1)$$

$$y_{b1}(1)' = y_{b1}(2)$$

$$y_{b1}(2)' = -4\frac{k_{1y}}{m_b}y_{b1}(1) - \frac{k_{2y}}{m_b}y_{b1}(1) + \frac{k_{2y}}{m_b}y_c(1) - \frac{k_{2y}l}{m_b}\phi_c(1)$$

$$x_{b2}(1)' = x_{b2}(2)$$

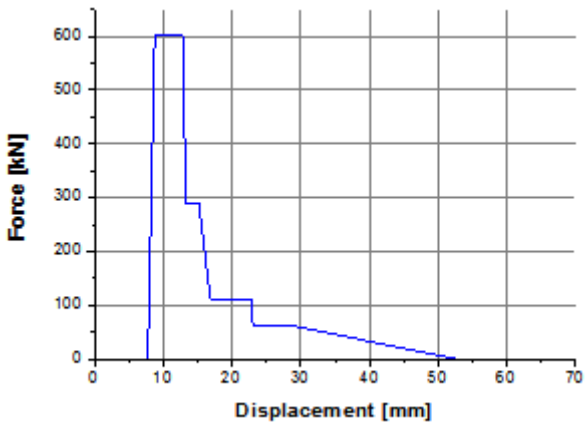
$$_2\,2)' = -4\frac{k_{1x}}{m_b}x_{b2}(1) - \frac{k_{2x}}{m_b}x_{b2}(1) + \frac{k_{2x}}{m_b}x_c(1)$$

$$y_{b2}(1)' = y_{b2}(2)$$

$$y_{b2}(2)' = -4\frac{k_{1y}}{m_b}y_{b2}(1) - \frac{k_{2y}}{m_b}y_{b2}(1) + \frac{k_{2y}}{m_b}y_c(1) + \frac{k_{2y}l}{m_b}\phi_c(1)$$

여기서, $x_c(1)=x_c$, $x_c(2)=x_c'$, $y_c(1)=y_c$, $y_c(2)=y_c'$, $\phi_c(1)=\phi_c$, $\phi_c(2)=\phi_c'$, $x_{b1}(1)=x_{b1}$, $x_{b1}(2)=x_{b1}'$, $y_{b1}(1)=y_{b1}$, $y_{b1}(2)=y_{b1}'$, $x_{b2}(1)=x_{b2}$, $x_{b2}(2)=x_{b2}'$

- 시뮬레이션에서 휠-레일 접촉을 고려하면 단순 모델임에도 상당한 시간이 필요함. 이러한 문제를 해결하기 위해 휠-레일 인터페이스를 단순화한 <그림 2.3.2.8>과 같은 Spring model 사용.



<그림 2.3.2.8> 휠-레일 인터페이스를 고려한
스프링 횡 변위 특성

- 이론식에서는 휠의 횡 변위를 고려할 수 없기 때문에 <그림 2.3.2.9>와 횡 방향에 대한 운동에너지를 구하여 휠 셋의 횡 변위를 계산.

$$y_{coupler} = y_c + \quad \times\phi_c$$

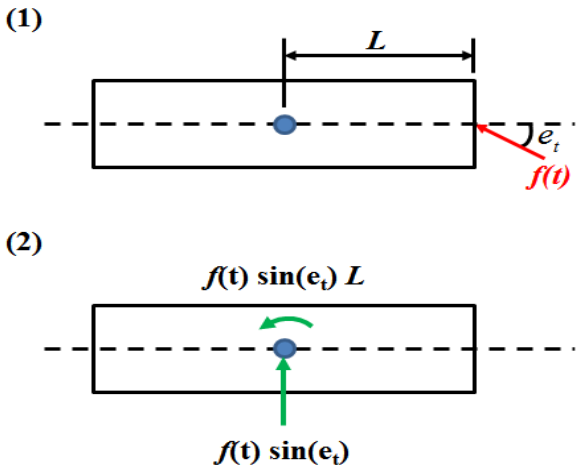
$$v(t) = \qquad a(t) = \int \frac{f(t)}{m}$$

$$K_i = \frac{1}{2}mv^2$$

$$w(t) = \int \alpha(t) = \int \frac{M(t)}{I}$$

$$K_r = \frac{1}{2}Iw^2$$

$$K = K_i + K_r$$



<그림 2.3.2.9> 차체 무게중심점에 작용하는 힘

- 탈선이 되지 않는 약한 충돌조건에서 열차의 충돌 속도 및 각도에 따른 선두차량의 연결기 부분에서의 횡 변위는 <표 2.3.2.1>과 같음.

- 비탈선 충돌조건에서 이론 모델과 시뮬레이션 모델을 비교한 결과 최대 편차율 0.8~4.7 [%]로 일치함.

<표 2.3.2.1> 비탈선 충돌조건에서 이론모델과 시뮬레이션 모델 횡 변위 결과 비교

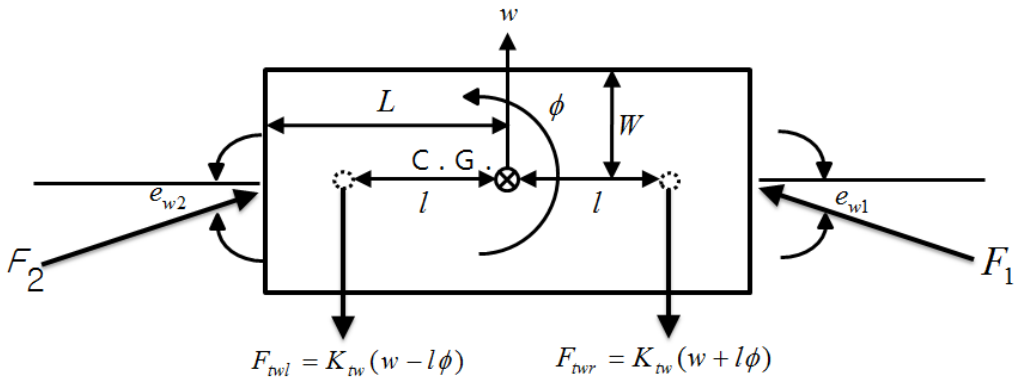
Collision angle [°]	Collision speed [km/h]	Max. lateral displacement [mm]		Relative deviation [%]
		Simulation	Theory	
5	10	36.6	36.3	0.8
	15	61.8	59	4.5
10	10	57.6	57.0	1.0
	15	97.4	102.0	4.7

- 충돌 후 탈선이 일어나는 충돌조건에서 열차의 충돌 속도 및 각도에 따른 선두차량의 연결기 부분에서의 횡 변위는 <표 2.3.2.2>와 같음.- 탈선 충돌조건에서 이론 모델과 시뮬레이션 모델을 비교한 결과 최대 편차율 0.6~5.1 [%]로 일치함.

<표 2.3.2.2> 탈선 충돌조건에서 이론모델과 시뮬레이션 모델 횡 변위 결과 비교

Collision angle [°]	Collision speed [km/h]	Max. lateral displacement [mm]		Relative deviation [%]
		Simulation	Theory	
5	40	193.7	201.5	4.0
	50	218.7	228.2	4.3
10	30	167.9	176.4	5.1
	40	192.9	188.39	0.6

3. 중간차량의 횡 및 요잉 거동(zigzagging) 이론모델



<그림 2.3.3.1> 충돌 후 중간차량의 수평 및 요잉 거동

- 양쪽 차간 연결기에서 충격력이 작용하는 중간차량의 경우 지그재깅 거동의 근사식은 다음과 같음.

$$\sum F_y = -k_{tw}(w - l\varphi) - k_{tw}(w + l\varphi) + F_1 sine_{w1} + F_2 sine_{w2} = m_2\ddot{w}$$

$$\sum M = k_{tw}l(w - l\varphi) - k_{tw}l(w + l\varphi) + LF_1 sine_{w1} - LF_2 sine_{w2} = I_z\ddot{\varphi}$$

$$m_2\ddot{w} + 2k_{tw}w = F_1 sine_{w1} + F_2 sine_{w2}$$

$$I_z\ddot{\varphi} + 2k_{tw}l^2\varphi = LF_1 sine_{w1} - LF_2 sine_{w2}$$

- 중간차량 길이방향 충격력 결과(3mass-2spring 결과 참고)

$$\therefore F_1 = k_1(x_1 - x_2) = k_1\left(\frac{\alpha_1}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{\beta_1}{\omega_b}\sin\omega_b t\right)$$

$$\alpha_1 = V_1 - V_2 - \beta_1$$

$$\beta_1 = \frac{1}{\omega_a{}^2 - \omega_b{}^2}\left[V_1\left(\frac{k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} - \omega_b{}^2\right) + V_2\left(\omega_b{}^2 - \frac{k_2}{m_3}\right) - V_3\frac{k_2}{m_2}\right]$$

$$\therefore F_2 = k_2(x_2 - x_3) = k_2\left(\frac{\alpha_2}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{\beta_2}{\omega_b}\sin\omega_b t\right)$$

$$\alpha_2 = V_2 - V_3 - \beta_2$$

$$\beta_2 = \frac{1}{\omega_a{}^2 - \omega_b{}^2}\left[V_1\frac{k_1}{m_2} + V_2\left(\frac{k_1}{m_1} - \omega_b{}^2\right) + V_3\left(\omega_b{}^2 - \frac{k_1}{m_1} - \frac{k_1}{m_2}\right)\right]$$

$$\omega_a{}^2 = \frac{1}{2}\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1+k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} + \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1+k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} \right)^2 - 4\left(\frac{k_1k_2}{m_1m_2} + \frac{k_1k_2}{m_2m_3} + \frac{k_1k_2}{m_1m_3} \right)} \right)$$

$$\omega_b{}^2 = \frac{1}{2}\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1+k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} - \sqrt{\left(\frac{k_1}{m_1} + \frac{k_1+k_2}{m_2} + \frac{k_2}{m_3} \right)^2 - 4\left(\frac{k_1k_2}{m_1m_2} + \frac{k_1k_2}{m_2m_3} + \frac{k_1k_2}{m_1m_3} \right)} \right)$$

- 중간차량 2차원 운동방정식

$$m_2\ddot{w} + 2k_{tw}w = F_1 sin e_{w1} + F_2 sin e_{w2}$$

$$I_z\ddot{\varphi} + 2k_{tw}l^2\varphi = LF_1 sin e_{w1} - LF_2 sin e_{w2}$$

$$\ddot{w} + \frac{2k_{tw}}{m_2}v = \frac{F_1 \sin e_{w1}}{m_2} + \frac{F_2 \sin e_{w2}}{m_2}$$

$\frac{2k_{tw}}{m_2} = \omega_{tw}{}^2$일 때

$$\ddot{w} + \omega_{tw}{}^2 w = \left(\frac{\alpha_1}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{\beta_1}{\omega_b}\sin\omega_b t \right)\frac{k_1}{m_2}\sin e_{w1} + \left(\frac{\alpha_2}{\omega_a}\sin\omega_a t + \frac{\beta_2}{\omega_b}\sin\omega_b t \right)\frac{k_2}{m_2}\sin e_{w2}$$

- 라플라스변환:

$$S^2\Psi - Sw(0) - \dot{w}(0) + \omega_t{}^2\Psi = \frac{k_1}{m_2}\sin e_{w1}\left(\frac{\alpha_1}{S^2+\omega_a{}^2} + \frac{\beta_1}{S^2+\omega_b{}^2} \right) + \frac{k_2}{m_2}\sin e_{w2}\left(\frac{\alpha_2}{S^2+\omega_a{}^2} + \frac{\beta_2}{S^2+\omega_b{}^2} \right)$$

초기조건$w(0) = \dot{w}(0) \neq 0$일 때

$$(S^2 + \omega_{tw}{}^2)\Psi = \frac{k_1}{m_2}\sin e_{w1}\left(\frac{\alpha_1}{S^2+\omega_a{}^2} + \frac{\beta_1}{S^2+\omega_b{}^2} \right) + \frac{k_2}{m_2}\sin e_{w2}\left(\frac{\alpha_2}{S^2+\omega_a{}^2} + \frac{\beta_2}{S^2+\omega_b{}^2} \right) + Sw_0 + \dot{w}_0$$

$$\Psi = \left[\frac{k_1}{m_2}\sin e_{w1}\left(\frac{\alpha_1}{S^2+\omega_a{}^2} + \frac{\beta_1}{S^2+\omega_b{}^2} \right) + \frac{k_2}{m_2}\sin e_{w2}\left(\frac{\alpha_2}{S^2+\omega_a{}^2} + \frac{\beta_2}{S^2+\omega_b{}^2} \right) + Sw_0 + \dot{w}_0 \right]\frac{1}{S^2+\omega_{tw}{}^2}$$

$$\Psi = \frac{k_1}{m_2}\sin e_{w1}\left(\frac{\alpha_1}{S^2+\omega_a{}^2}\frac{1}{S^2+\omega_{tw}{}^2} + \frac{\beta_1}{S^2+\omega_b{}^2}\frac{1}{S^2+\omega_{tw}{}^2} \right)$$
$$+ \frac{k_2}{m_2}\sin e_{w2}\left(\frac{\alpha_2}{S^2+\omega_a{}^2}\frac{1}{S^2+\omega_{tw}{}^2} + \frac{\beta_2}{S^2+\omega_b{}^2}\frac{1}{S^2+\omega_{tw}{}^2} \right)$$
$$+ \frac{Sw_0}{S^2+\omega_{tw}{}^2} + \frac{\dot{w}_0}{S^2+\omega_{tw}{}^2}$$

-역 라플라스변환 후 차체 횡 변위 결과식:

$$w = \frac{k_1}{m_2}\sin e_{w1}\left[\frac{\alpha_1}{\omega_{tw}{}^2-\omega_a{}^2}\left(\frac{\sin\omega_a t}{\omega_a}-\frac{\sin\omega_{tw}t}{\omega_{tw}}\right)+\frac{\beta_1}{\omega_{tw}{}^2-\omega_b{}^2}\left(\frac{\sin\omega_b t}{\omega_b}-\frac{\sin\omega_{tw}t}{\omega_{tw}}\right)\right]$$
$$+\frac{k_2}{m_2}\sin e_{w2}\left[\frac{\alpha_2}{\omega_{tw}{}^2-\omega_a{}^2}\left(\frac{\sin\omega_a t}{\omega_a}-\frac{\sin\omega_{tw}t}{\omega_{tw}}\right)+\frac{\beta_2}{\omega_{tw}{}^2-\omega_b{}^2}\left(\frac{\sin\omega_b t}{\omega_b}-\frac{\sin\omega_{tw}t}{\omega_{tw}}\right)\right]$$
$$+w_0\cos\omega_t t+\frac{\dot{w}_0}{\omega_t}\sin\omega_t t$$

-차체 횡속도 결과식:

$$\dot{w} = \frac{k_1}{m_2}\sin e_{w1}\left[\frac{\alpha_1}{\omega_{tw}{}^2-\omega_a{}^2}\left(\cos\omega_a t-\cos\omega_{tw}t\right)+\frac{\beta_1}{\omega_{tw}{}^2-\omega_b{}^2}\left(\cos\omega_b t-\cos\omega_{tw}t\right)\right]$$
$$+\frac{k_2}{m_2}\sin e_{w2}\left[\frac{\alpha_2}{\omega_{tw}{}^2-\omega_a{}^2}\left(\cos\omega_a t-\cos\omega_{tw}t\right)+\frac{\beta_2}{\omega_{tw}{}^2-\omega_b{}^2}\left(\cos\omega_b t-\cos\omega_{tw}t\right)\right]$$
$$+w_0\omega_t\sin\omega_t t+\dot{w}_0\cos\omega_t t$$

$$I_z\ddot{\varphi}+2k_{tw}l^2\varphi = LF_1\sin e_{w1}-LF_2\sin e_{w2}$$

$$\ddot{\phi}+\frac{2k_{tw}l^2}{I_z}\phi = F_1\frac{L\sin e_{w1}}{I_z}-F_2\frac{L\sin e_{w2}}{I_z}$$

$\frac{2k_{tw}l^2}{I_z} = \omega_{iw}{}^2$일 때

$$\ddot{\phi}+\omega_{iw}{}^2\phi = \left(\frac{\alpha_1}{\omega_a}\sin\omega_a t+\frac{\beta_1}{\omega_b}\sin\omega_b t\right)\frac{k_1}{I_z}L\sin e_{w1}+\left(\frac{\alpha_2}{\omega_a}\sin\omega_a t+\frac{\beta_2}{\omega_b}\sin\omega_b t\right)\frac{k_2}{I_z}L\sin e_{w2}$$

- 라플라스 변환:

$$S^2\Phi-S\phi(0)-\dot{\phi}(0)+\omega_{iw}{}^2\Phi = \left(\frac{\alpha_1}{S^2+\omega_a{}^2}+\frac{\beta_1}{S^2+\omega_b{}^2}\right)\frac{k_1}{I_z}L\sin e_{w1}-\left(\frac{\alpha_2}{S^2+\omega_a{}^2}+\frac{\beta_2}{S^2+\omega_b{}^2}\right)\frac{k_2}{I_z}L\sin e_{w2}$$

초기조건 $\phi(0)=\dot{\phi}(0)\neq 0$일 때

$$(S^2+\omega_{iw}{}^2)\Phi = \left(\frac{\alpha_1}{S^2+\omega_a{}^2}+\frac{\beta_1}{S^2+\omega_b{}^2}\right)\frac{k_1}{I_z}L\sin e_{w1}-\left(\frac{\alpha_2}{S^2+\omega_a{}^2}+\frac{\beta_2}{S^2+\omega_b{}^2}\right)\frac{k_2}{I_z}L\sin e_{w2}+S\phi_0+\dot{\phi}_0$$

$$\Phi = \left[\left(\frac{\alpha_1}{S^2+\omega_a{}^2}+\frac{\beta_1}{S^2+\omega_b{}^2}\right)\frac{k_1}{I_z}L\sin e_{w1}-\left(\frac{\alpha_2}{S^2+\omega_a{}^2}+\frac{\beta_2}{S^2+\omega_b{}^2}\right)\frac{k_2}{I_z}L\sin e_{w2}+S\phi_0+\dot{\phi}_0\right]\frac{1}{S^2+\omega_{iw}{}^2}$$

$$\Phi = \left(\frac{\alpha_1}{S^2+\omega_a{}^2}\frac{1}{S^2+\omega_{iw}{}^2}+\frac{\beta_1}{S^2+\omega_b{}^2}\frac{1}{S^2+\omega_{iw}{}^2}\right)\frac{k_1}{I_z}L\sin e_{w1}$$
$$-\left(\frac{\alpha_2}{S^2+\omega_a{}^2}\frac{1}{S^2+\omega_{iw}{}^2}+\frac{\beta_2}{S^2+\omega_b{}^2}\frac{1}{S^2+\omega_{iw}{}^2}\right)\frac{k_2}{I_z}L\sin e_{w2}$$
$$+\frac{S\phi_0}{S^2+\omega_{iw}{}^2}+\frac{\dot{\phi}_0}{S^2+\omega_{iw}{}^2}$$

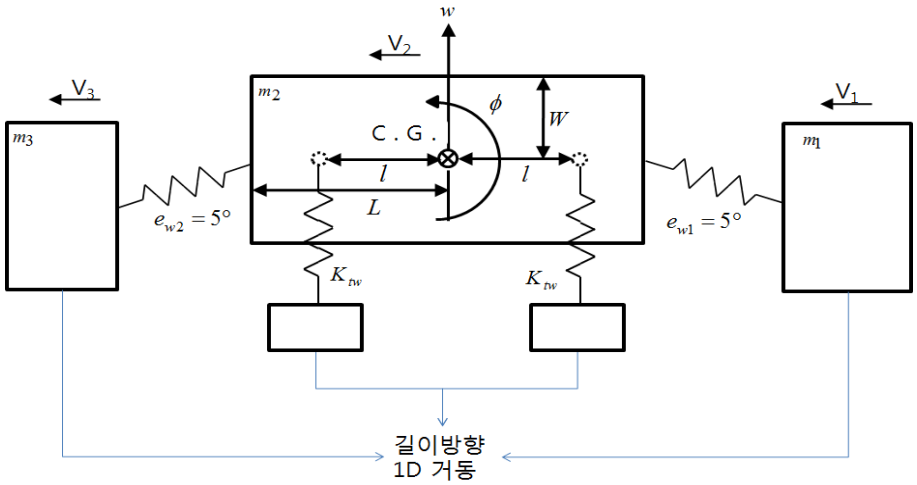
- 역 라플라스변환을 후 차체 요잉각도 결과식:

$$\phi = \left[\frac{\alpha_1}{\omega_{iw}^{\ 2}-\omega_a^{\ 2}}\left(\frac{\sin\omega_a t}{\omega_a}-\frac{\sin\omega_{iw}t}{\omega_{iw}}\right)+\frac{\beta_1}{\omega_{iw}^{\ 2}-\omega_b^{\ 2}}\left(\frac{\sin\omega_b t}{\omega_b}-\frac{\sin\omega_{iw}t}{\omega_{iw}}\right)\right]\frac{k_1}{I_z}L\sin e_{w1}$$
$$-\left[\frac{\alpha_2}{\omega_{iw}^{\ 2}-\omega_a^{\ 2}}\left(\frac{\sin\omega_a t}{\omega_a}-\frac{\sin\omega_{iw}t}{\omega_{iw}}\right)+\frac{\beta_2}{\omega_{iw}^{\ 2}-\omega_b^{\ 2}}\left(\frac{\sin\omega_b t}{\omega_b}-\frac{\sin\omega_{iw}t}{\omega_{iw}}\right)\right]\frac{k_2}{I_z}L\sin e_{w2}$$
$$+w_0\cos\omega_t t+\frac{\dot{w}_0}{\omega_t}\sin\omega_t t$$

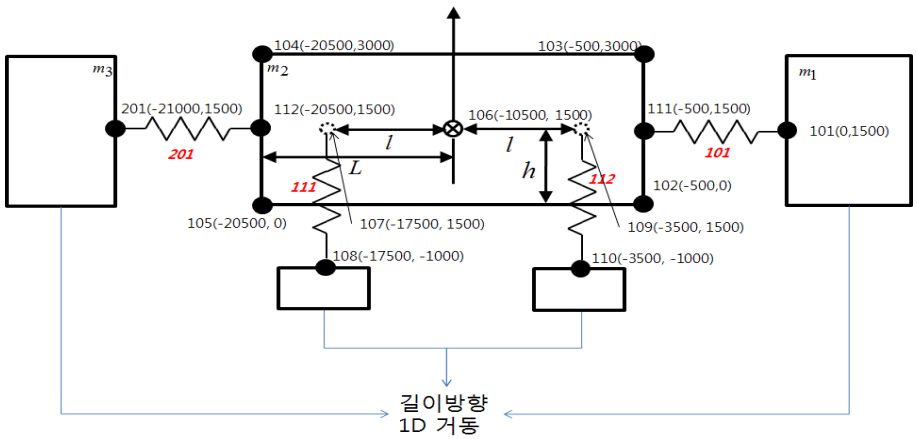
- 차체 요잉 각속도 결과식:

$$\dot{\phi} = \left[\frac{\alpha_1}{\omega_{iw}^{\ 2}-\omega_a^{\ 2}}\left(\cos\omega_a t-\cos\omega_{iw}t\right)+\frac{\beta_1}{\omega_{iw}^{\ 2}-\omega_b^{\ 2}}\left(\cos\omega_b t-\cos\omega_{iw}t\right)\right]\frac{k_1}{I_z}L\sin e_{w1}$$
$$-\left[\frac{\alpha_2}{\omega_{iw}^{\ 2}-\omega_a^{\ 2}}\left(\cos\omega_a t-\cos\omega_{iw}t\right)+\frac{\beta_2}{\omega_{iw}^{\ 2}-\omega_b^{\ 2}}\left(\cos\omega_b t-\cos\omega_{iw}t\right)\right]\frac{k_2}{I_z}L\sin e_{w2}$$
$$-w_0\omega_t\sin\omega_t t+\dot{w}_0\cos\omega_t t$$

- 이론검증을 위한 수치모델:



<그림 2.3.3.2> 중간차량 타고오름 수치모델(e1=5 ° , e2=5 °)

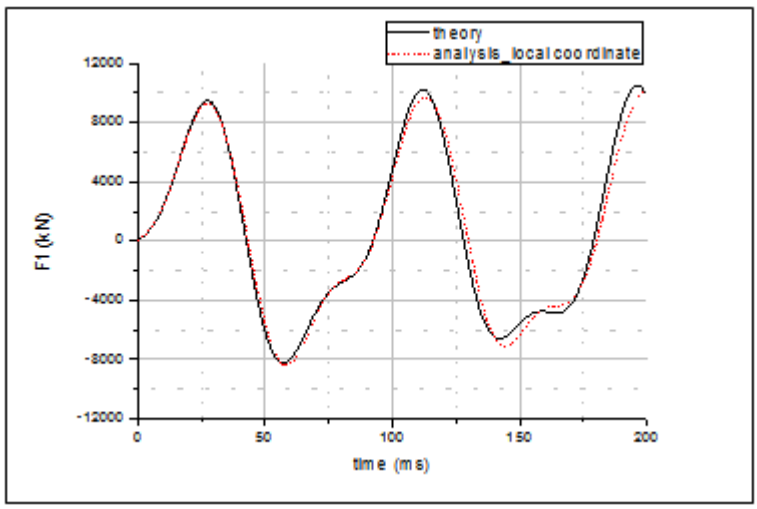


<그림 2.3.3.3> 중간차량 타고오름 수치모델(e1=5 ° , e2=5 °)의 질점/요소 정보

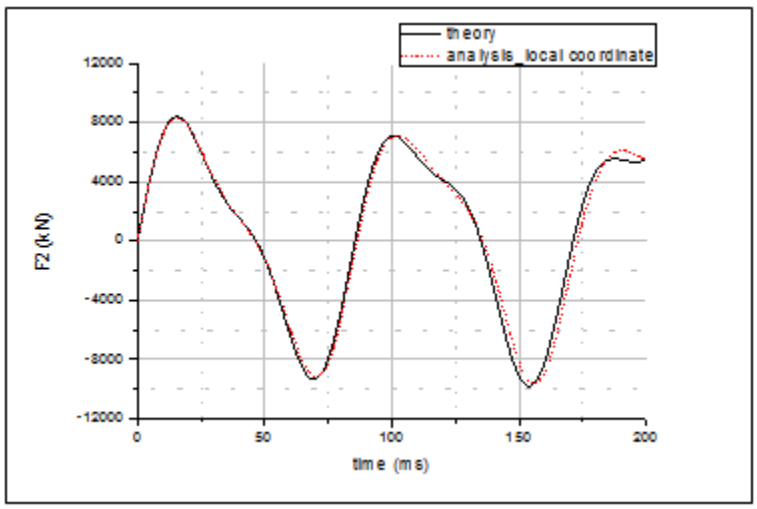
- 이론검증을 위한 충돌 조건 및 결과 비교 평가: 최대 변위가 발생하는 연결기 취부구간의 지그재깅 거동의 이론값(3가지 이론모델)과 수치모델 비교결과는 아래와 같음.

<표 2.3.3.1> 충돌조건 13

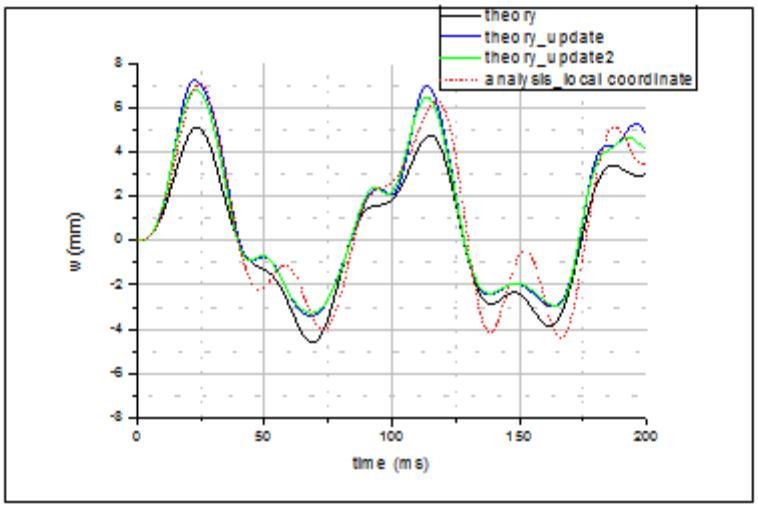
parameter	value		parameter	value	
V1	40	[km/h]	L	10	[m]
V2	35	[km/h]	l	7	[m]
V3	-5	[km/h]	h	1.5	[m]
m1	20,000	[kg]	Iyy	340,833	[kg*m^2]
m2	10,000	[kg]	k1	100	[kN/mm]
m3	15,000	[kg]	k2	80	[kN/mm]
e1	5	[deg]	ktw	200	[kN/mm]
e2	-5	[deg]			



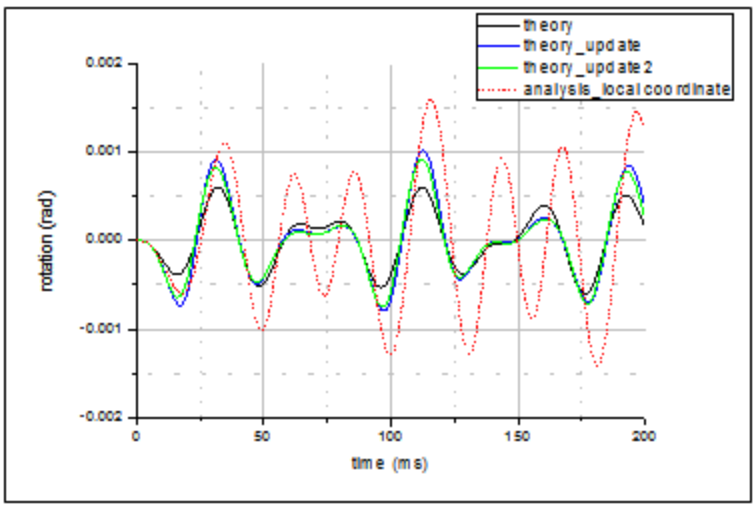
<그림 2.3.3.4>충돌조건 13에서의 연결기 충격력 F1 결과



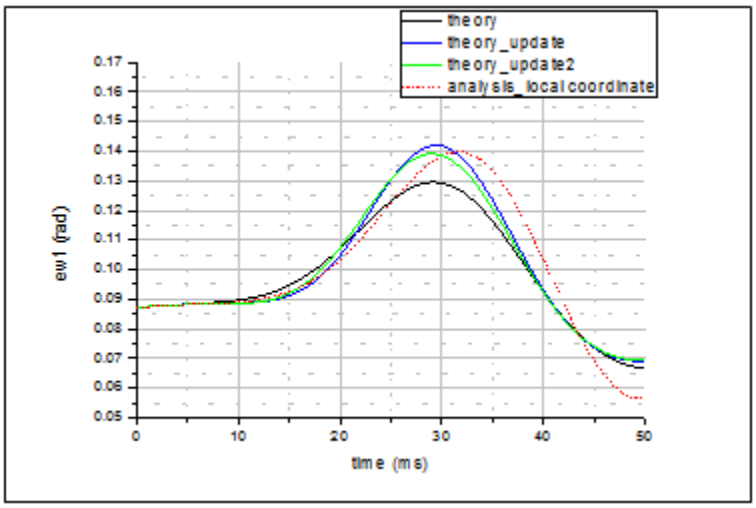
<그림 2.3.3.5> 충돌조건 13에서의 연결기 충격력 F2 결과



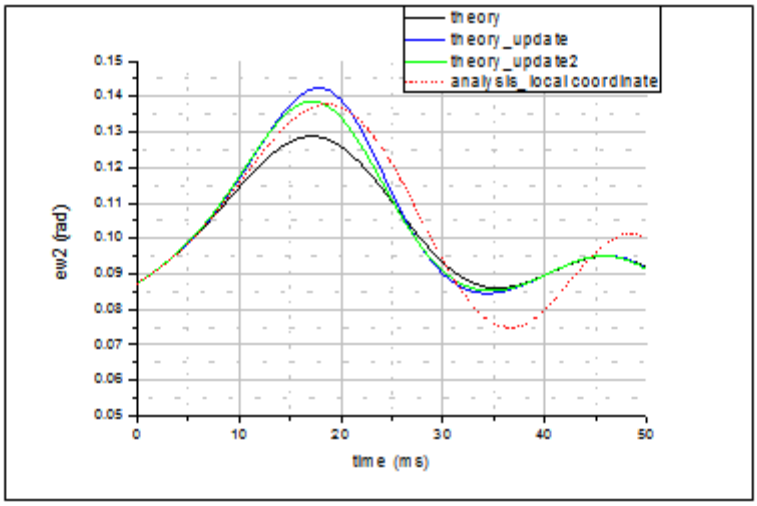
<그림 2.3.3.6> 충돌조건 13에서의 차체 수평변위 결과



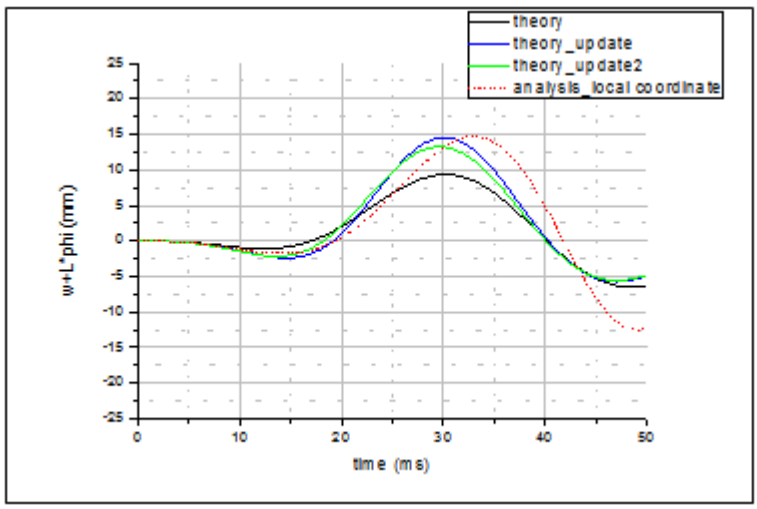
<그림 2.3.3.7> 충돌조건 13에서의 차체 요잉각도 결과



<그림 2.3.3.8> 충돌조건 13에서의 연결기 편차각도 ew1 결과



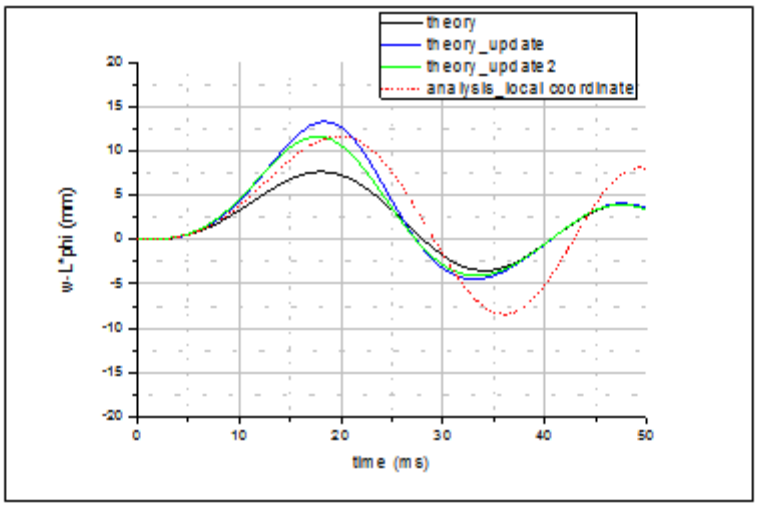
<그림 2.3.3.9> 충돌조건 13에서의 연결기 편차각도 ew2 결과



<그림 2.3.3.10> 충돌조건 14에서의 연결기 취부구간 수평변위 결과

<표 2.3.3.2> 충돌조건 13에서의 수치모델과 이론모델의 결과 비교-1

	second peak value		
	Time	Displacement	Relative deviation
simulation	33 [ms]	14.722 [mm]	- [%]
theory	30 [ms]	9.3703 [mm]	-36 [%]
theory_update	30 [ms]	14.56809 [mm]	-1 [%]
theory_update2	30 [ms]	13.25874 [mm]	-10 [%]



<그림 2.3.3.11> 충돌조건 13에서의 연결기 취부구간 수직변위 결과

<표 2.3.3.2> 충돌조건 13에서의 수치모델과 이론모델의 결과 비교-2

	first peak value		
	Time	Displacement	Relative deviation
simulation	19.795 [ms]	11.653 [mm]	- [%]
theory	18 [ms]	7.66798 [mm]	-34 [%]
theory_update	18 [ms]	13.2962 [mm]	-14 [%]
theory_update2	18 [ms]	11.6181 [mm]	0 [%]

제 3장. 철도차량 충돌 및 탈선해석 모델링 절차서

- 사고 후 사고차량 손상수리와 사후관리에 필요한 목적으로 사고재현기술이 필요함. 사고재현을 위한 모델링은 사고차량과 사고환경 모델링으로 구분할 수 있음.

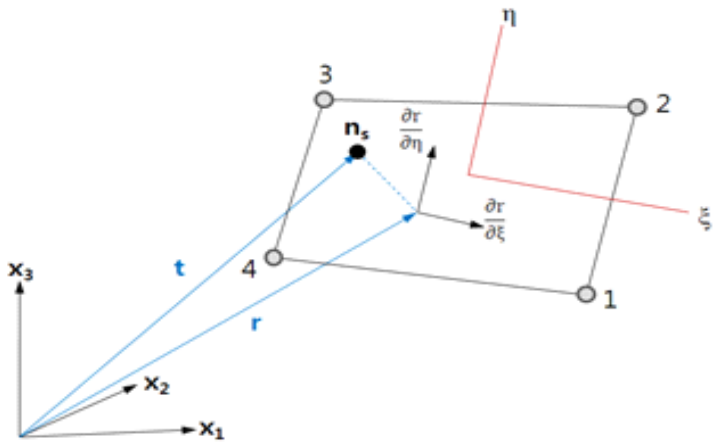
- 사고환경 모델링 시 고려사항은 직선/곡선레일, 궤도조건, 장애물조건 등이 있으며 사고차량을 포함하여 이를 모두 사고재현시뮬레이션을 위한 모델링 도구임.

- 사고재현을 위해서는 우선 사고조사로부터 신뢰성 있는 모델링 도구를 선정하는 것이 중요함. 본 장에서는 사고차량 모델링에 필요한 절차를 기술함.

제 1절. 차륜-궤도 모델

1. 휠-레일의 면접촉 모델링 기법

- 휠-레일 간의 접촉을 표현하기 위해 3차원 쉘 요소와 기하학 강체평면을 이용하여 레일을 구성하였음.
- 레일의 재질은 강체물성을 적용하였고, 기본적인 휠-레일 간 접촉알고리듬을 판단하는 대표적인 이론으로 Penalty method가 있음.
- 기본 개념은 살펴보면 slave node가 master surface에 침투하였을 경우 접촉력(contact force)은 침투량과 접촉강성으로 부터 계산되고, 결국 침투량의 증가에 비례하여 접촉력도 증가하게 됨.



<그림 3.1.1.1> 가 master segment 위에 놓여있을 때, contact point의 위치

$$l = n_i \times [t - r(\xi_c, \eta_c)] < 0$$

$$n_i = n_i(\xi_c, \eta_c)$$

- Least-squares projection iteration으로부터 초기치를 추정하고,

$= 0,\ \eta_0 = 0,$

$$\begin{bmatrix} r_{,\xi} \\ r_{,\eta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} r_{,\xi} & r_{,\eta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta\xi \\ \Delta\eta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{,\xi} \\ r_{,\eta} \end{bmatrix} \{ r(\xi_i, \eta_i) - t \},$$

$$\xi_{i+1} = \xi_i + \Delta\xi,\ \eta_{i+1} = \eta_i + \Delta\eta$$

- Newton-Raphsons iteration으로부터 penetration coordinate를 구함.

$$[\ \ ] \begin{Bmatrix} \Delta\xi \\ \Delta\eta \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} r_{,\xi} \\ r_{,\eta} \end{bmatrix} \{ r(\xi_i, \eta_i) - t \},$$

$$[H] \begin{Bmatrix} \Delta\xi \\ \Delta\eta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} r_{,\xi} \\ r_{,\eta} \end{Bmatrix} [r_{,\xi}\ r_{,\eta}] + \begin{bmatrix} 0 & r \bullet r_{,\xi\eta} \\ r \bullet r_{,\xi\eta} & 0 \end{bmatrix},$$

$$\xi_{i+1} = \xi_i + \Delta\xi,\ \eta_{i+1} = \eta_i + \Delta\eta$$

- Master surface에 침투된 slave node coordinate n_s로부터 침투량을 산출하면 다음 식과 같음.

$$l = n_i \times [t - r(\xi_c, \eta_c)] < 0$$

- 여기서 contact point에서 master surface의 normal vector는

$$n_i = n_i(\xi_c, \eta_c)$$

이고, 만일 slave node n_s가 master surface s_i에 침투된 조건이면, contact force vector f_s는

$$f_s = - l k_i n_i \qquad \text{if} \quad l < 0$$

- n_s의 자유도를 고려하면, 접촉력은

$$f_m^i = \phi_i(\xi_c, \eta_c) f_s \qquad \text{if} \quad < 0$$

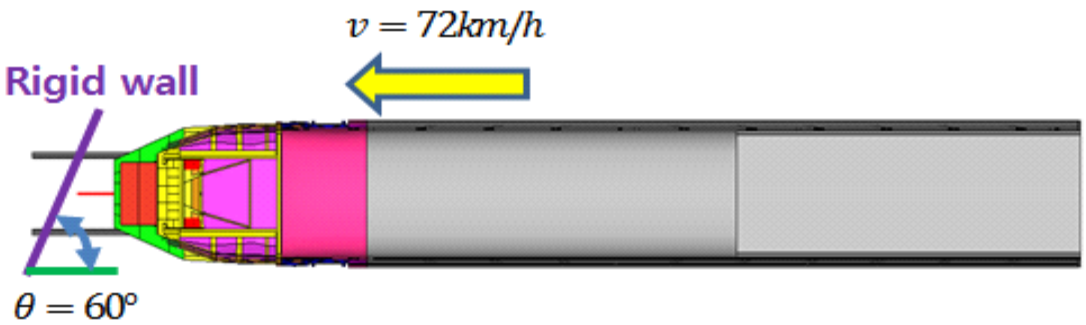
이 되며, master segment에서 얻는 접촉강성(contact stiffness of master segment)은 다음과 같이 계산됨.

$$k_i = \frac{f_{si} K_i A_i}{\max(shell\,diagonal)} \qquad \text{(for shell elements)}$$

- 일반적으로 접촉문제를 다루는데 있어서 가장 유용하게 활용하는 접촉 알고리즘으로 한 방향 접촉분석법(one-way contact search method)와 양방향 접촉분석(two-way contact search method)이 있음.
- 한 방향 접촉분석은 정의된 slave의 절점들의 좌표를 master segment (또는 surface)의 정의된 평면을 기준좌표로 설정하여 침투량을 연산주기마다 체크하야 접촉력 계산하는 알고리즘을 사용함.
- 한 방향 접촉(one-way contact)은 master가 강체인 모델과 펀치 또는 금형과 같은 금속의 스템핑(stamping) 시뮬레이션에 적합함.
- 비교적 평탄하고 세밀한 메쉬(fine mesh)를 갖는 slave와 굵은 메쉬(coarse mesh) 변형체간의 접촉에도 유용함.
- 그 밖에 활용 가능한 조건의 접촉으로는 beam과 surface 또는 shell edge와 surface 조건 등이 있음.
- 양방향 접촉분석(two-way contact search method)는 master surface(또는 segment)와 slave surface(또는 segment) 간의 침투량을 연산주기마다 서로 계산하여 접촉력을 계산하는 알고리듬을 사용함.
- 양방향 접촉분석은 한 방향 접촉분석 보다는 접촉력 연산에 있어 유효한 결과를 얻을 수 있는 장점이 있으나 계산량 증가로 인해 연산속도는 다소 느린 단점이 있음.
- 현재 운용하는 연산시스템(computer)의 주 처리장치(CPU)와 데이터 통신 속도의 획기적인 발달로 인해 사용자에게 큰 장애가 되지 못하는 실정임.
- 활용범위로는 충돌문제 또는 대변형에 가장 효율적이며, 한 방향 접촉방법에서 적용하는 조건의 시뮬레이션을 대체 가능함.

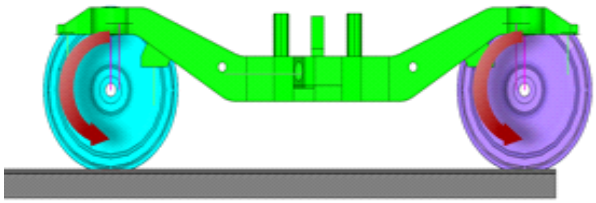
2. 강체벽 충돌 시뮬레이션

- 충돌 후 휠-레일 간 거동을 살펴보기 강체벽과 충돌하는 조건의 시뮬레이션을 수행하였음.
- 강체벽은 휠-레일 간 차륜거동이 발생하도록 강제하기 위하여 <그림 3.1.2.1>와 같이 강체벽을 레일을 기준으로 60° 비스듬히 고정하는 조건을 적용하였음.
- 강체벽과 차량의 마찰계수는 0(zero)이고, 차륜과 레일사이에 회전 접촉을 고려하여 위해서 차륜의 길이방향으로 초기속도 20 mm/s (72 km/h)주었고, 차륜반경이 460 mm이므로 $=r\omega$에 의해 초기 회전속도 0.043 rad/s를 입력하였음.
- 차륜과 레일사이의 접촉강성은 2000 kN/mm으로 부여하였음.



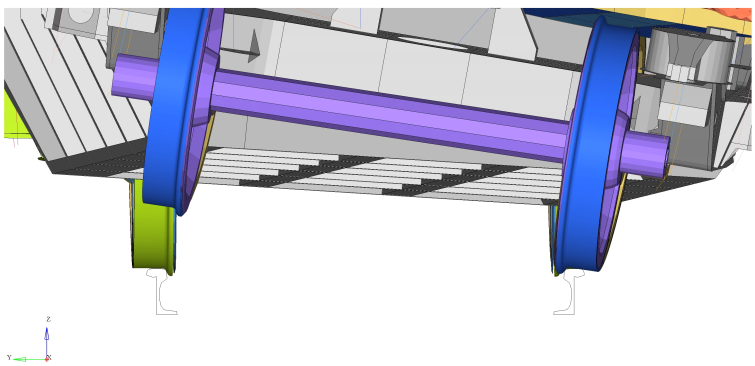
<그림 3.1.2.1> 탈선 시뮬레이션을 위한 시나리오의 개략도

가. 구름접촉 모델 시뮬레이션



<그림 3.1.2.2> 구름접촉 모델

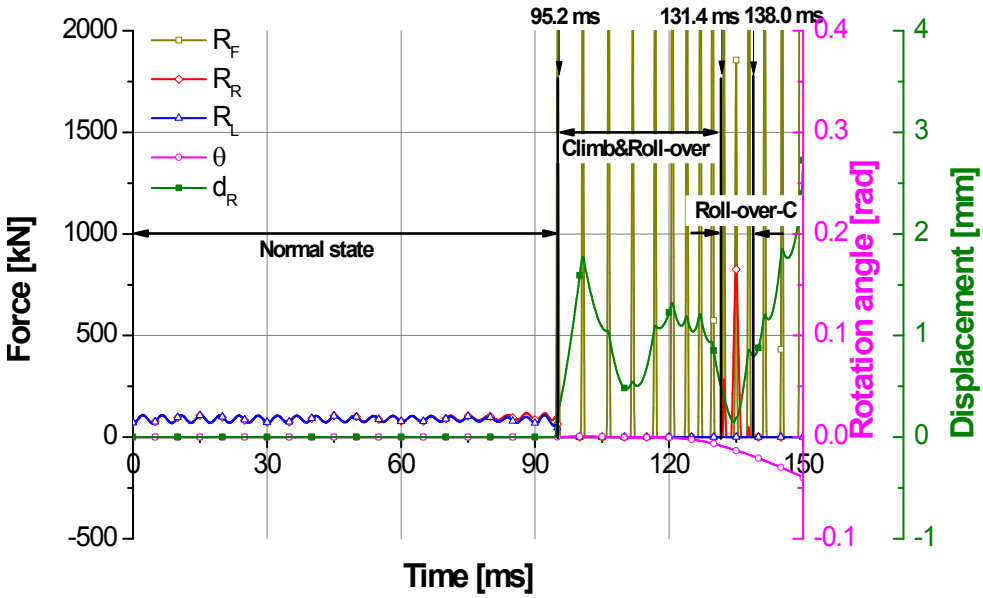
- 구름접촉 모델은 <그림 3.1.2.2>와 같이 휠이 레일 위에서 회전하면서 레일과 구름접촉을 하면서 진행하는 모델임.
- 구름접촉 모델이 기울어진 강체 벽과 충돌 시뮬레이션 한 결과, <그림 3.1.2.3>처럼 탈선이 발생한 것을 볼 수 있다. <그림 3.1.2.4>은 충돌 시뮬레이션을 통해 열차의 맨 앞쪽 윤축에서 얻은 시뮬레이션 결과임.
- <그림 3.1.2.4>에서 보여진 것처럼 정상상태는 95.2ms 까지 유지 되었다. 그 이후에는 131.4ms 까지 Climb/Roll-over 조건을 만족하였고, 그 다음 138ms 까지 Roll-over-C 조건을 만족하고 탈선이 완료됨.
- 의 결과 데이터를 보면 오실레이션이 심하게 발생하는데 이는 한 순간에 횡력이 크게 들어오면서 차륜 플랜지와 레일이 심하게 충돌하면서 발생한 것임.
- <그림 3.1.2.5>는 기울어진 강체 벽과 충돌 후 앞쪽 윤축에 달려 있는 현가장치를 통해 전달된 수직하중과 수평하중을 보여주고 있음.
- 차축에 전달된 하중 F, W_L, W_R을 윤축의 탈선 이론모델에 적용하였을 때, <그림 3.1.2.6>에 보여진 것처럼 정상상태 조건을 101.1ms 까지 만족함.
- 그 이후에는 <그림 3.1.2.7>에서 보여진 것처럼 정상상태 조건이 끝나고 Climb-up 조건을 만족하고, <그림 3.1.2.8>처럼 중간에 Roll-over-C 조건을 만족하고 있음.
- 시뮬레이션 결과와 윤축의 탈선 이론모델 결과를 비교해 보면 탈선의 처음시작 시간은 5.9ms 차이가 나고, 탈선 유형은 정상상태가 끝나고 최종적으로는 Roll-over-C로 같으나 주간에 다른 탈선 유형이 발생함.
- 탈선의 처음시작 시간이 다르게 나타나는 현상은 윤축의 탈선 이론모델은 접촉부 진동효과나 yawing 현상 등을 고려하지 않고, 시뮬레이션은 접촉부 진동효과나 yawing 현상 등이 고려된 결과이므로 탈선 시작시간이 약간의 차이를 보이나 그 차이가 10% 이내이므로 잘 일치한다고 할 수 있음.



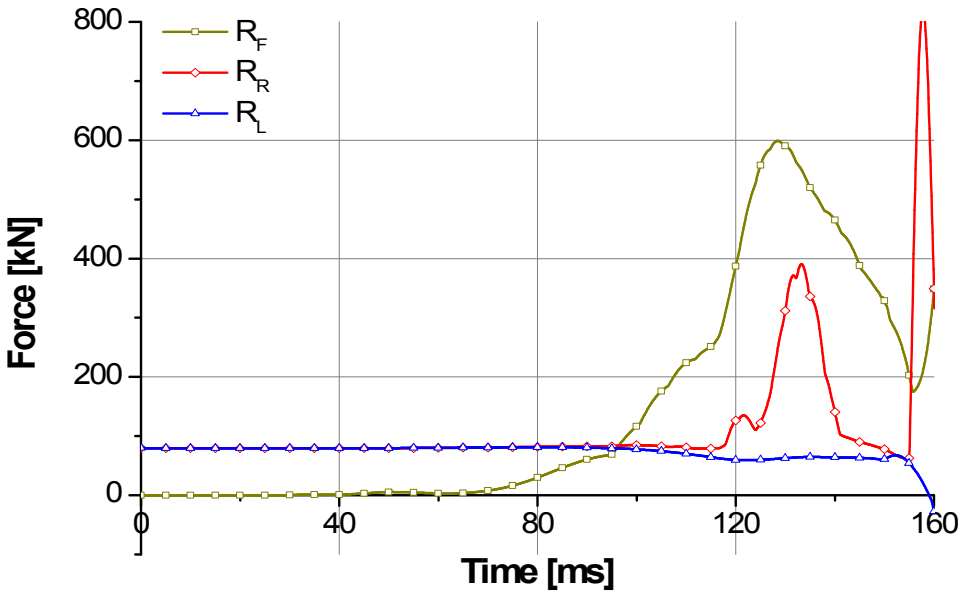
<그림 3.1.2.3> 구름접촉 모델의 충돌 후 탈선 거동

<표 3.1.2.1> 이론과 시뮬레이션 결과 비교

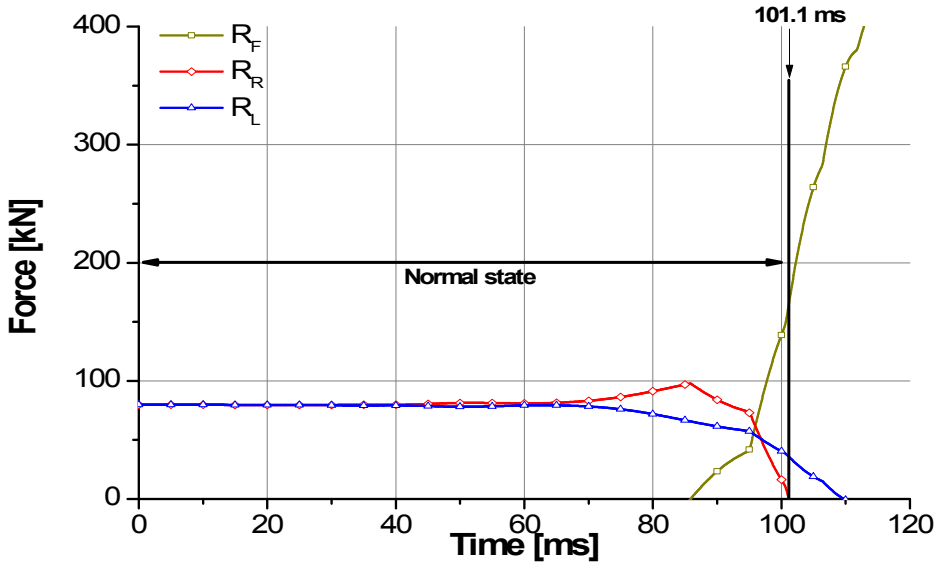
	구름접촉 모델을 이용한 탈선이론	구름접촉 시뮬레이션
정상상태	101.1 ms	95.2 ms
탈선유형	Climb-up	Climb & Roll-over
	Roll-over-C	Roll-over-C



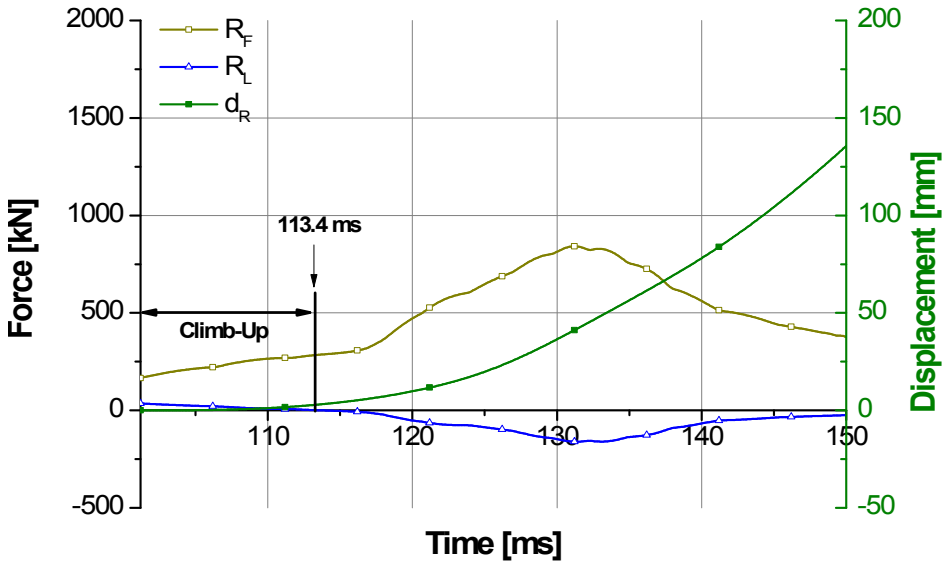
<그림 3.1.2.4> 구름접촉 모델의 탈선 유형



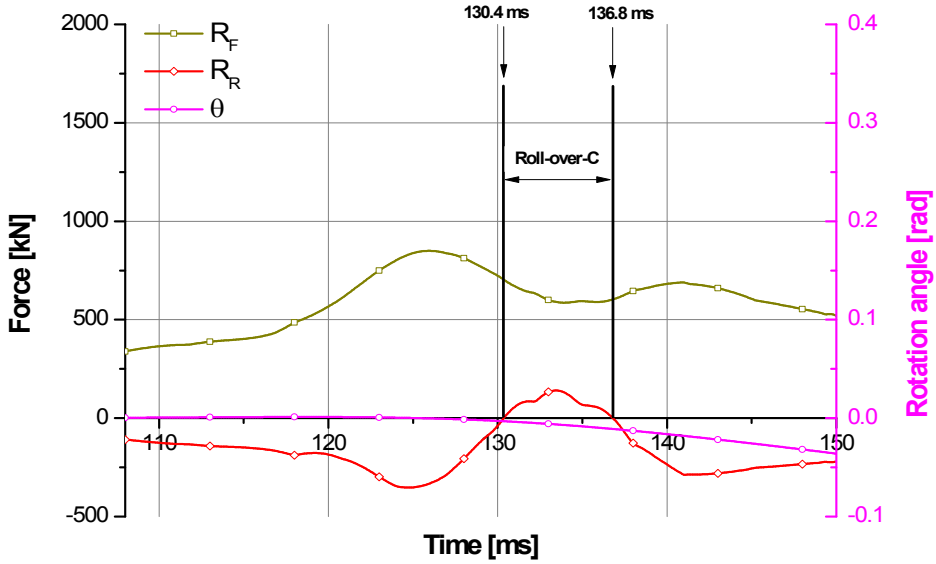
<그림 3.1.2.5> 구름접촉 모델의 , W, W_R 결과



<그림 3.1.2.6> 구름접촉 모델에서 이론식을 이용한 정상상태 조건

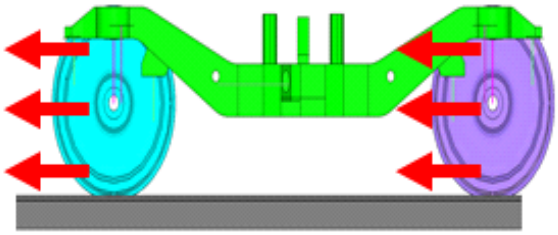


<그림 3.1.2.7> 구름접촉 모델에서 이론식을 이용한 Climb-up 조건



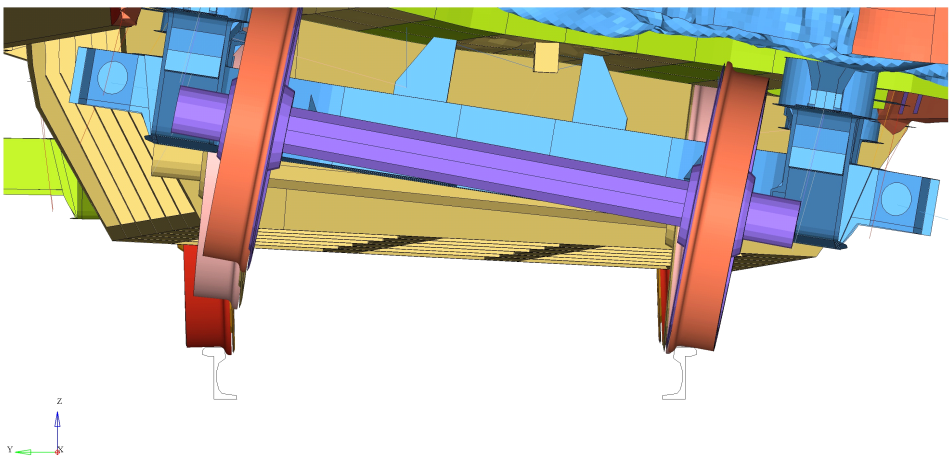
<그림 3.1.2.8> 구름접촉 모델에서 이론식을 이용한 Roll-over-C 조건

나. 미끄럼접촉 모델 시뮬레이션



<그림 3.1.2.9> 미끄럼접촉 모델

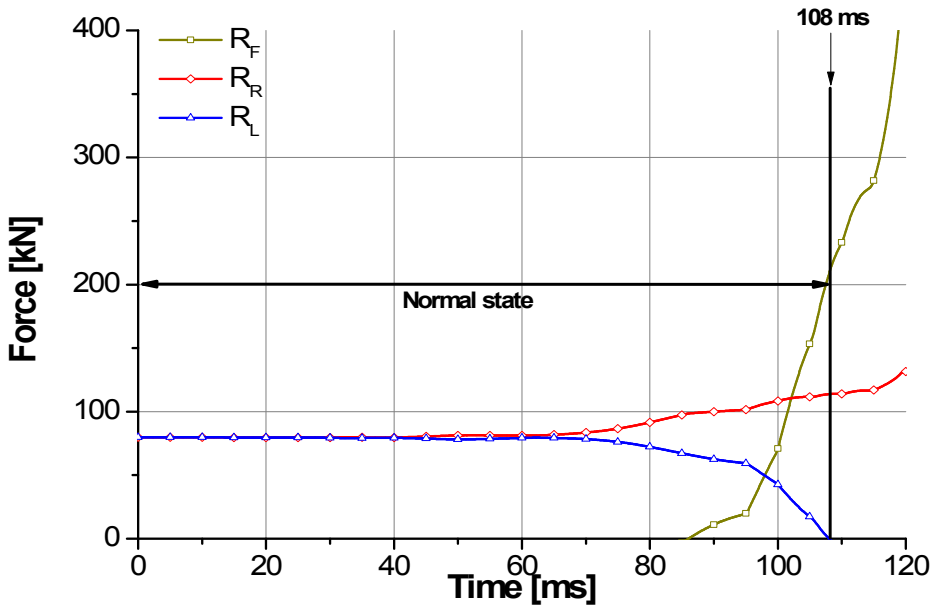
- 미끄럼접촉 모델은 <그림 3.1.2.9>과 같이 휠이 레일 위에서 회전하지 않고 미끄러져 레일과 미끄럼 접촉을 하면서 진행하는 모델임.
- 미끄럼접촉 모델이 기울어진 강체 벽과 충돌 시뮬레이션 한 결과, <그림 3.1.2.10>처럼 탈선이 발생한 것을 볼 수 있음.
- <그림 3.1.2.11>은 충돌 시뮬레이션을 통해 현가장치를 통해 윤축에 전달되는 , W, W_R을 윤축의 탈선 이론모델에 적용한 것으로 108ms 까지 정상상태 만족함.
- 그 이후에는 Roll-over-L 조건을 만족하고 탈선이 완료됨.
- <표 3.1.2.2>는 구름접촉 모델과 미끄럼접촉 모델을 이용하여 윤축의 탈선 이론모델의 결과를 비교함.
- 결과를 보면 구름접촉 모델은 101.1ms 까지 정상상태를 유지하다가 이후에 Climb&Roll-over와 Roll-over-C 조건을 만족함.
- 미끄럼접촉 모델은 108ms 까지 정상사태를 유지하다가 이후에 Roll-over-L 조건을 만족함.
- 두 모델의 탈선 처음시작 시간은 6.9ms 차이가 나고, 탈선 유형은 정상 상태가 끝나고 최종적으로는 Roll-over-C(Roll-over-L)로 같음.
- 중간에 다른 탈선 유형이 발생한지만 전체적인 거동과 탈선시간이 10% 이내이므로 잘 일치한다고 할 수 있음.



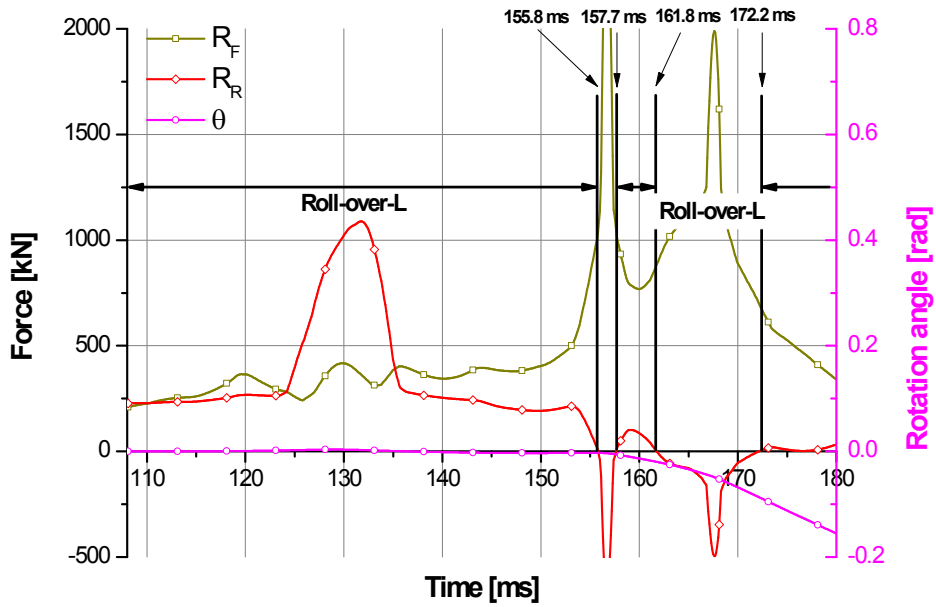
<그림 3.1.2.10> 미끄럼접촉 모델의 충돌 후 탈선 거동

<표 3.1.2.2> 구름접촉 모델과 미끄럼접촉 모델의 이론식 결과 비교

	구름접촉 모델을 이용한 탈선이론	미끄럼접촉 모델을 이용한 탈선이론
정상상태	101.1 ms	108 ms
탈선유형	Climb-up	Roll-over-L
	Roll-over-C	



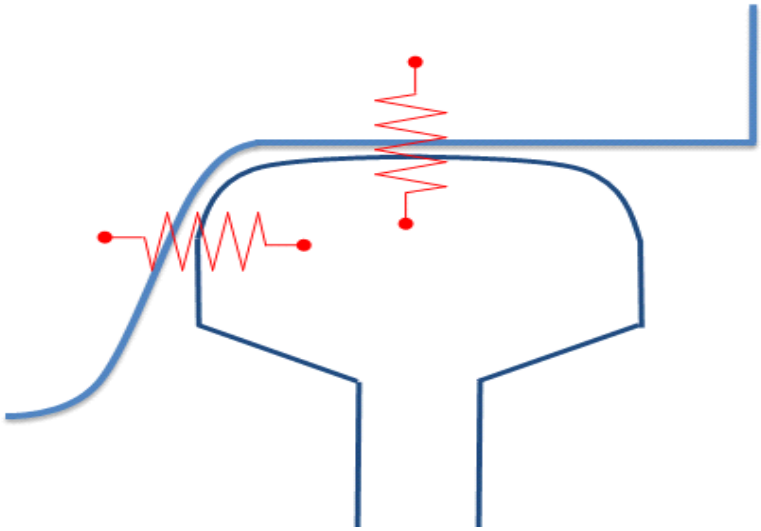
<그림 3.1.2.11> 미끄럼접촉 모델에서 이론식을 이용한 정상상태 조건



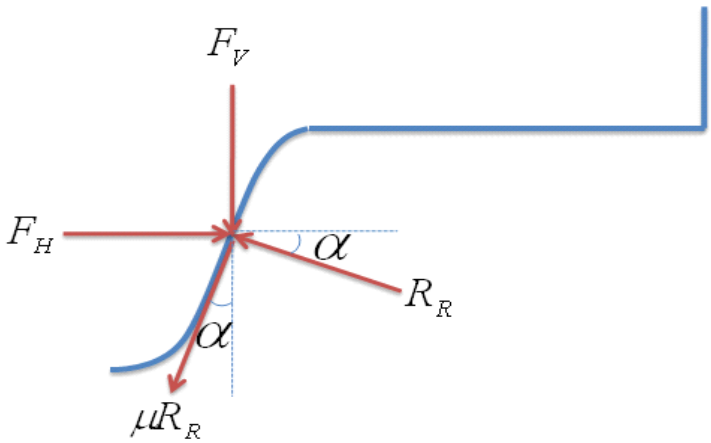
<그림 3.1.2.12> 미끄럼접촉 모델에서 이론식을 이용한 Roll-over-L

다. 2점 접촉 모델 시뮬레이션

- 레일은 <그림 3.1.2.13>과 같이 레일의 수직, 수평 특성을 분리하여 근사적인 스프링으로 모델링하였음.
- 레일의 강성은 일반적으로 Hertzian contact 수준의 충분히 높은 값으로 2MN/mm 사용하고 있으나 이를 적용할 경우 입력 곡선에 따른 추종성이 떨어지는 현상이 발생하여 수치적 계산에 의한 오차를 줄이기 위하여 1MN/mm 으로 적용하였음.



<그림 3.1.2.13> 휠-레일 인터페이스에 대한 스프링 모델



$$\text{Lateral force of Spring rail} = -F_H$$

<그림 3.1.2.14> 타고오름 조건에서 정적 평형 방적식

- <그림 3.1.2.14> 은 타고오름 때의 차륜과 레일의 힘의 관계이며 정적 평형 방정식을 정리하면 다음과 같음.

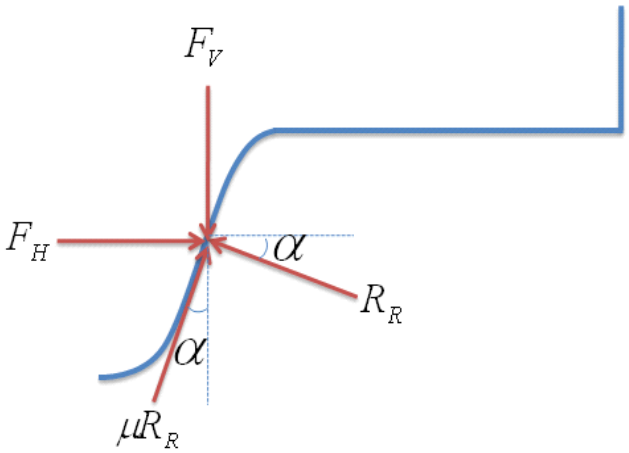
$$F - R_R\cos\alpha - \mu R_R\sin\alpha = 0$$

$$\sum F_y = -F_V + R_R\sin\alpha - \mu R_R\cos\alpha = 0$$

$$\frac{F_V}{\sin\alpha-\mu\cos\alpha}$$

$$F_H = R_R(\cos\alpha+\mu\sin\alpha)$$

- 여기서 F_H는 정적평형조건을 만족하기 위한 레일의 횡방향의 반발력과 마찰력의 합으로서 이를 차륜의 타고오름 시 스프링 레일의 횡방향 특성으로 적용하였음.



Lateral friction force of Spring rail = $\mu R_R \sin\alpha$

<그림 3.1.2.15> 타고내림 조건에서 정적 평형 방적식

- <그림 3.1.2.15>는 타고 내려갈 때의 차륜과 레일의 힘의 관계이며 이때 마찰력의 방향은 타고오를 때와 반대방향이며 정적 평형 방정식을 정리하면 다음과 같음.

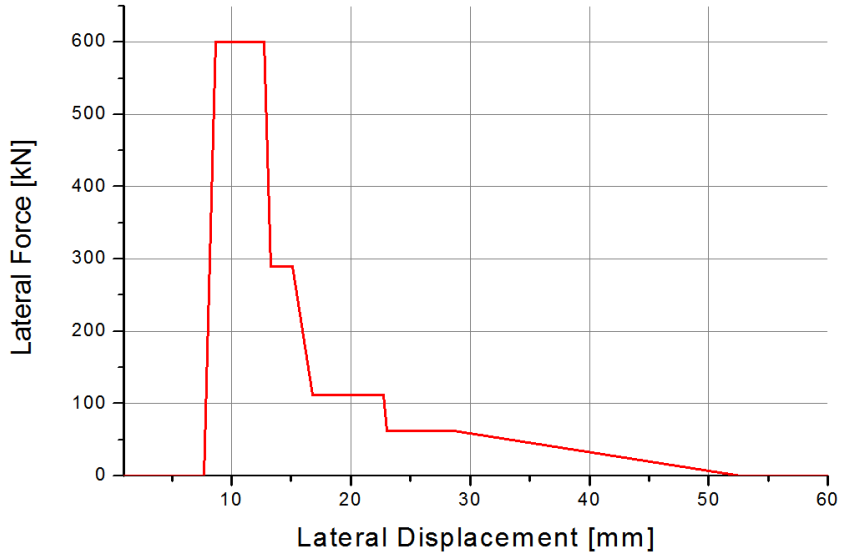
$$F = -F_V + R_R\sin\alpha + \mu R_R\cos\alpha = 0$$

$$R_R = \frac{F_V}{\sin\alpha+\mu\cos\alpha}$$

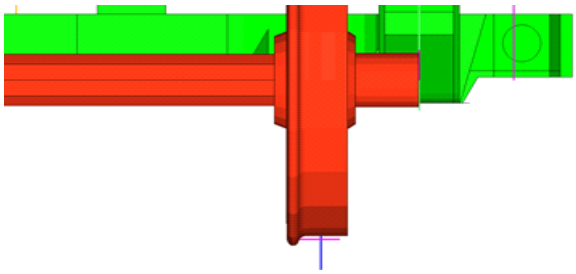
- 이를 이용하여 차륜의 underride시 횡 방향 마찰력은 다음과 같음.

$$f = \mu R_R\sin\alpha = \frac{\mu F_V}{1+\mu\cot\alpha}$$

- 스프링 레일의 수직과 수평방향 특성은 레일과 차륜의 접촉각에 의하여 값이 달라지므로 레일과 차륜의 횡 변위에 대한 접촉각을 기하학적으로 분석하였으며 이를 종합적으로 고려하여 <그림 3.1.2.16>의 스프링 레일의 횡 방향 특성을 도출하였음.

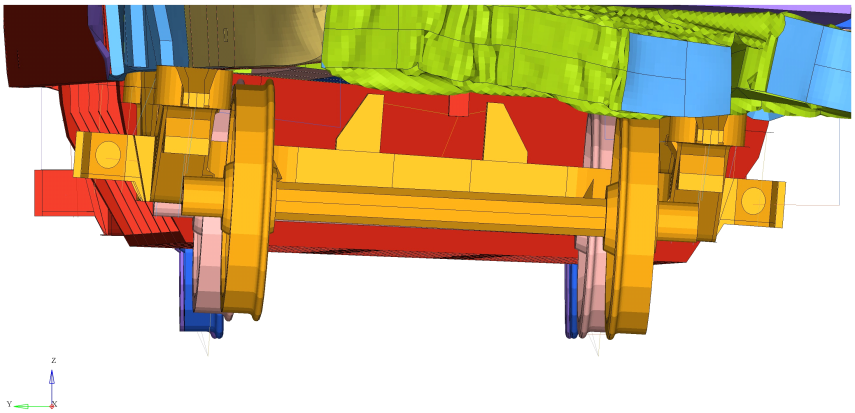


<그림 3.1.2.16> 횡 방향 변위에 대한 횡력

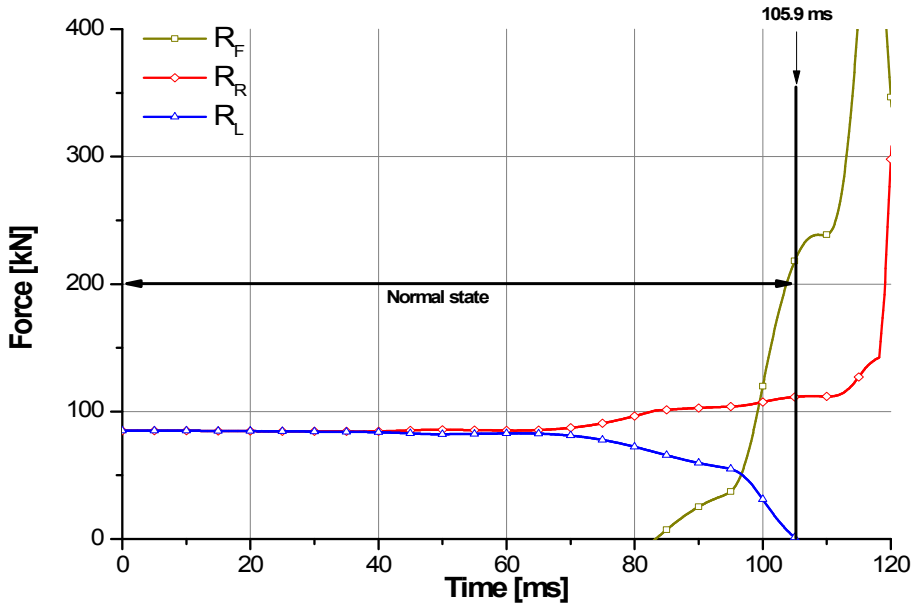


<그림 3.1.2.17> 2점 접촉 모델

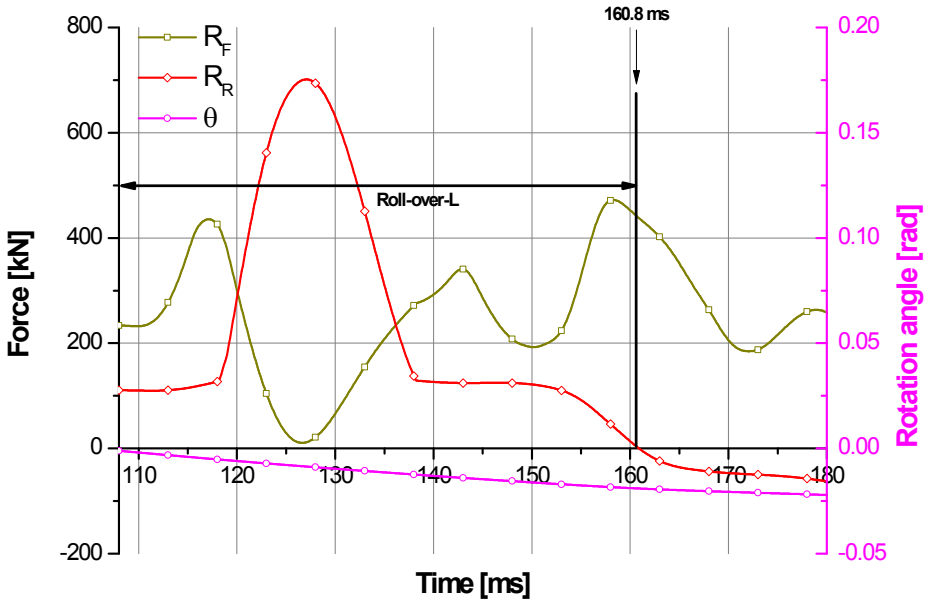
- 2점 접촉 모델은 <그림 3.1.2.17>과 같이 휠-레일 접촉을 강성들을 고려한 단순화된 스프링 모델로 대체하여 진행하는 모델임.
- 2점 접촉 모델이 기울어진 강체 벽과 충돌 시뮬레이션 한 결과, <그림 3.1.2.18>처럼 탈선이 발생한 것을 볼 수 있음.
- <그림 3.1.2.19>는 충돌 시뮬레이션을 통해 현가장치를 통해 윤축에 전달되는 , W, W_R을 윤축의 탈선 이론모델에 적용한 것으로 105.9ms 까지 정상상태 만족한다. 그 이후에는 Roll-over-L 조건을 만족하고 탈선이 완료됨.
- <표 3.1.2.3>은 위에서 언급한 구름접촉 모델, 미끄럼접촉 모델과 2점 접촉 모델 총 3가지 모델을 이용하여 윤축의 탈선 이론모델의 결과를 비교한 것임.
- 3가지 모델의 탈선 처음시작 시간은 4.7~6.9ms 차이가 나고, 탈선 유형은 정상상태가 끝나고 최종적으로는 Roll-over-C(Roll-over-L)로 같음.
- 중간에 다른 탈선 유형이 발생한지만 전체적인 거동과 탈선시간이 10% 이내이므로 잘 일치한다고 할 수 있음.
- 그리고 3가지 모델의 시뮬레이션 해석시간을 비교하면 구름접촉 모델은 약 2일 넘는 시간이 걸려 여러 가지 조건이나 다양한 거동을 보기에는 상당한 시간이 걸려 효율이 많이 떨어짐. 미끄럼접촉 모델은 시뮬레이션 해석시간이 125분으로 구름접촉 모델에 비해 12배 빠른 결과를 도출할 수 있고, 2점 접촉 모델은 구름접촉 모델에 비해 약 29배, 미끄럼접촉 모델에 비해 약 2.5배 빠르고 결과의 차이가 미미하기 때문에 매우 효율적임.



<그림 3.1.2.18> 2점 접촉 모델의 충돌 후 탈선거동



<그림 3.1.2.19> 2점 접촉 모델에서 이론식을 이용한 정상상태 조건



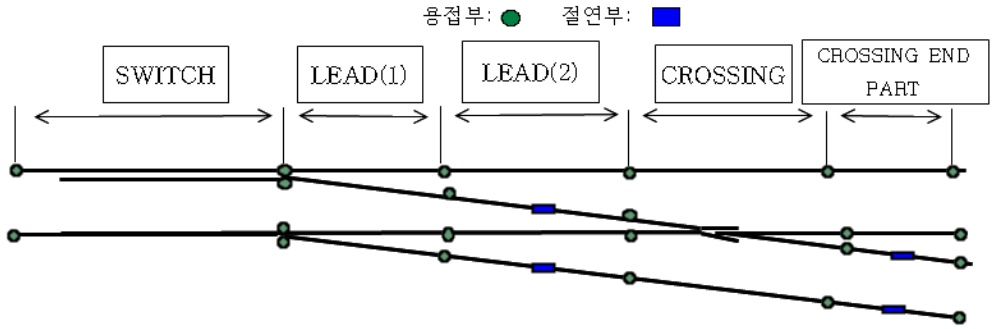
<그림 3.1.2.20> 2점 접촉 모델에서 이론식을 이용한 Roll-over-L 조건

<표 3.1.2.3> 모든 접촉 조건에 대한 이론식 결과 비교

	구름접촉 모델을 이용한 탈선이론	미끄럼접촉 모델을 이용한 탈선이론	2점 접촉 모델을 이용한 탈선이론
정상상태	101.1 ms	108 ms	105.9
탈선유형	Climb-up	Roll-over-L	Roll-over-L
	Roll-over-C		
해석시간	1500 min	125 min	52 min

3. 궤도 모델링

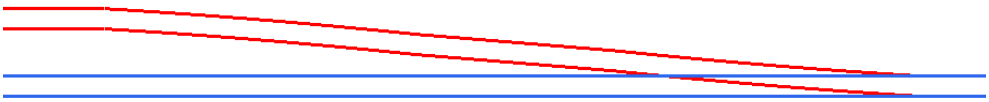
- 광명역 탈선사고가 일어난 제0458호 선로전환기 부분의 궤도를 모델링.
- 고속철도 분기기를 <그림 3.1.3.1>, <표 3.1.3.1>을 이용하여 모델링.
- 유한요소 상용 소프트웨어인 Ls-dyna를 이용한 모델은 <그림 3.1.3.2>과 같음.



<그림 3.1.3.1> 고속분기기 명칭

<표 3.1.3.1> 고속분기기 제원

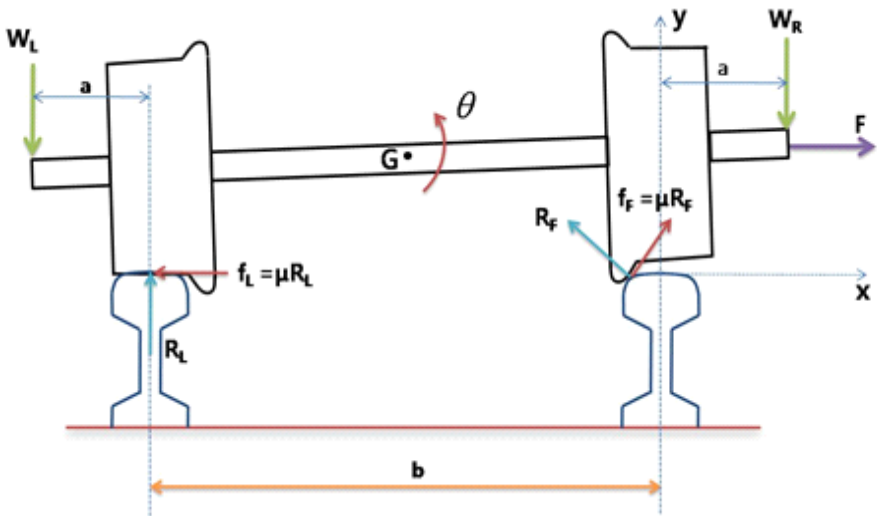
구 분			분기기 전장	SWITCH PART	LEAD PART (1)	LEAD PART (2)	CROSSING PART (1)	CROSSING END PART(1)	비 고
F18.5	길이(M)		68.122	25.740	26.862		15.520	11.034	-
	폭(M)	B1	-	2.600	2.800		3.800	4.400	-
		B2	-	2.800	3.800		4.400	5.000	-
	중량ton		86.7	24.5	27.3		22.0	-	기타재료:12.9



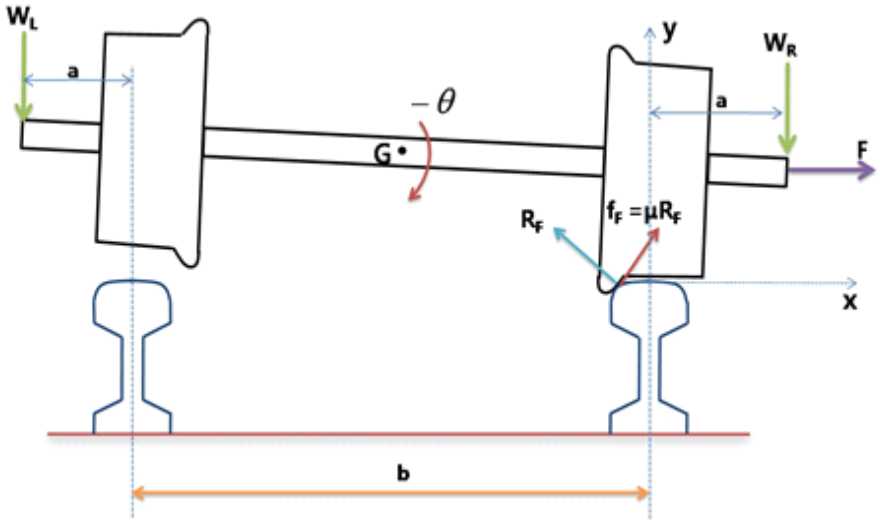
<그림 3.1.3.2> 고속분기기 및 궤도 모델링

4. 곡선부를 고려한 휠-레일 모델링

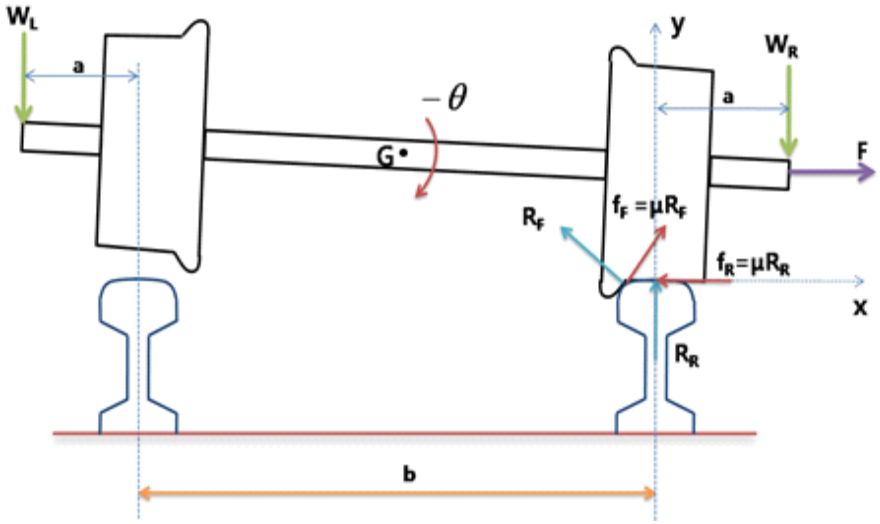
- 위에서 언급한 휠-레일 인터페이스를 2점 접촉으로 단순화한 모델링은 곡선부를 표현할 수 없는 단점을 가지고 있음.
- 또한, Ls-dyna를 이용하여 Dyna-rail을 이용한 궤도 모델은 <그림 3.1.4.1>, <그림 3.1.4.2>, <그림 3.1.4.3>과 같은 여러 가지 탈선 유형 중 <그림 3.1.4.3>과 같은 Roll-Over 탈선만 구현 가능.
- 탈선 유형에 따른 탈선 조건은 <표 3.1.4.1>과 같음.
- 휠-레일 2점 접촉 모델과 Dyna-rail은 열차의 실제 거동을 재현하기에는 단점이 있지만, 2가지의 모델링 기법을 동시에 적용하면 실제와 동일한 거동을 재현함과 동시에 시뮬레이션 시간을 단축할 수 있음.
- 휠-레일 2점 접촉 모델링 기법과 Dyna-rail을 이용한 모델링 기법을 동시에 적용한 모델은 <그림 3.1.4.4>와 같음.



<그림 3.1.4.1> Climb-up 또는 Slip-up 탈선



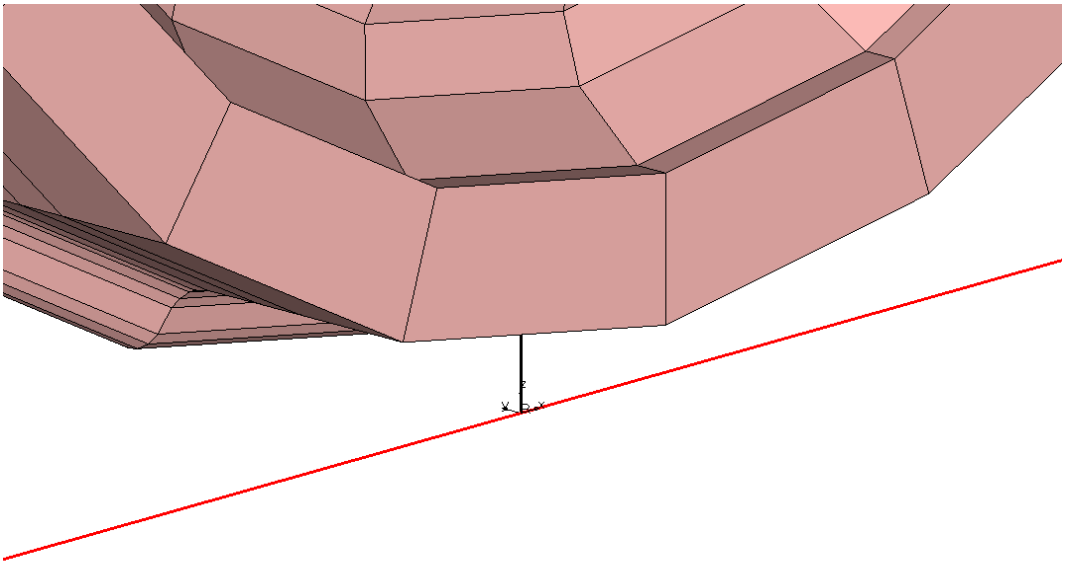
<그림 3.1.4.2> Climb & Roll-over 또는 Slip & Roll-over 탈선



<그림 3.1.4.3> Roll-over-C 또는 Roll-over-L

<표 3.1.4.1> 탈선 조건에 따른 탈선 유형

유형	Normal state	Climb-up or Slip-up	Climb/Roll-over or Slip/Roll-over	Roll-over-C or Roll-over-L
탈선 조건	$R_L>0$	$R_L>0$	$\theta<0$	$\theta<0$
	$R_R>0$	$R_F>0$	$R_F>0$	$R_F>0$
	$R_F\geq 0$	$d_R>0$	$d_R>0$	$R_R>0$



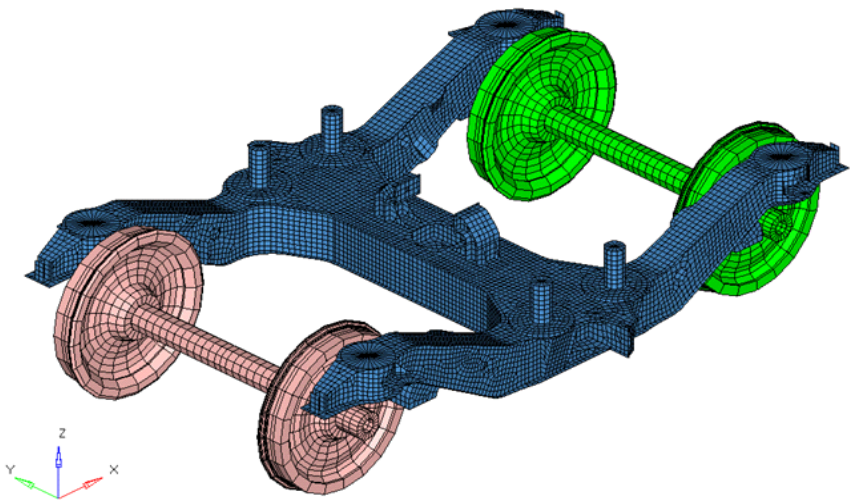
<그림 3.1.4.4> Dyna-rail과 휠-레일 2점 접촉 모델링 기법을 이용한 모델링

- 휠-레일 인터페이스를 묘사하는 Beam element는 Local coordinate system과 동기화시켜 △t 마다 업데이트하여 곡선부에서도 동일한 휠-레일 인터페이스를 구현.

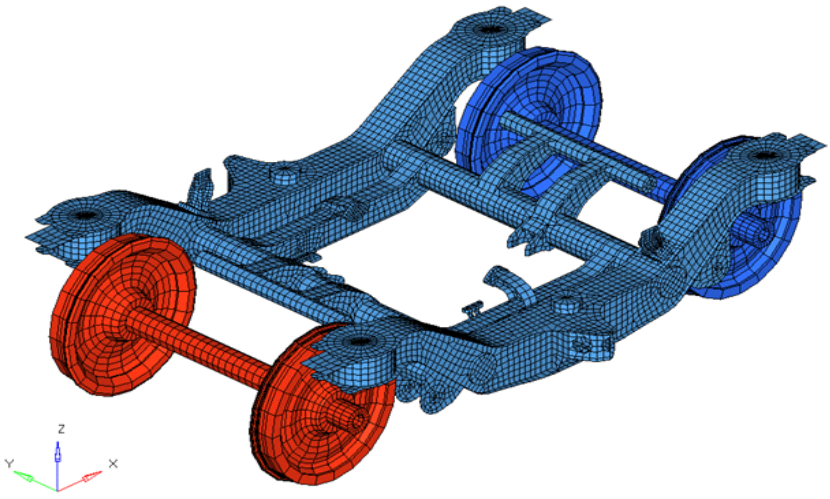
제 2절. 대차 모델

1. 대차 프레임

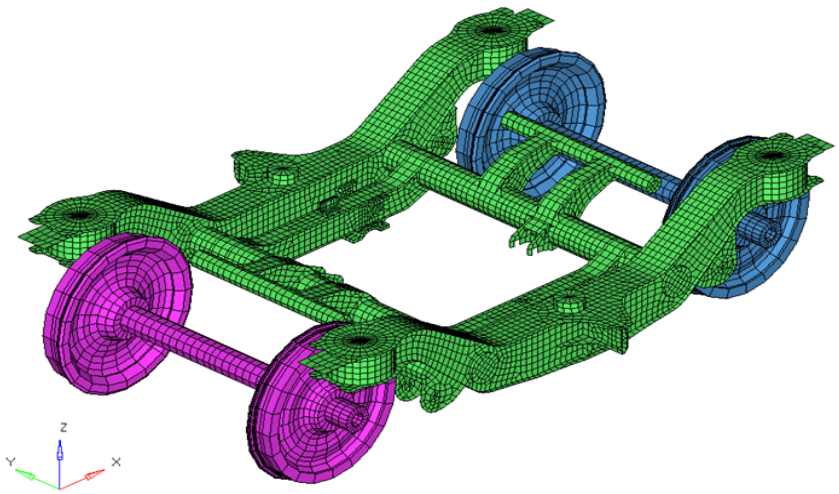
- 대차 프레임은 차체나 브라켓 등에 비해 상대적으로 변형이 적고 강하기 때문에 강체로 모델링하여 시뮬레이션 시간 단축.
- 밀도와 집중질량을 이용하여 대차의 무게와 회전관성모멘트를 실제와 동일하게 설정.
- 대차 종류에 따른 유한요소모델은 <그림 3.2.1.1>, <그림 3.2.1.2>, <그림 3.2.1.3>과 같음.
- 유한요소모델의 중량은 <표 3.2.1.1.>과 같음.



<그림 3.2.1.1> 동력대차



<그림 3.2.1.2> 단부대차



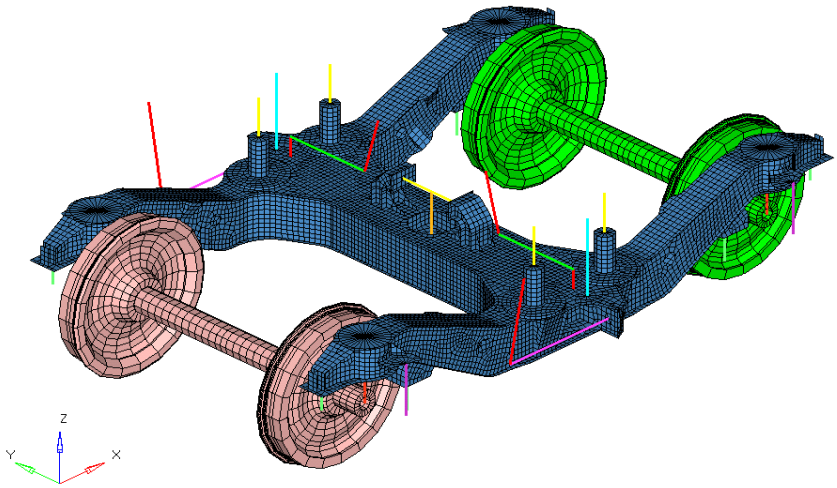
<그림 3.2.1.3> 관절대차

<표 3.2.1.1> 유한요소모델 중량

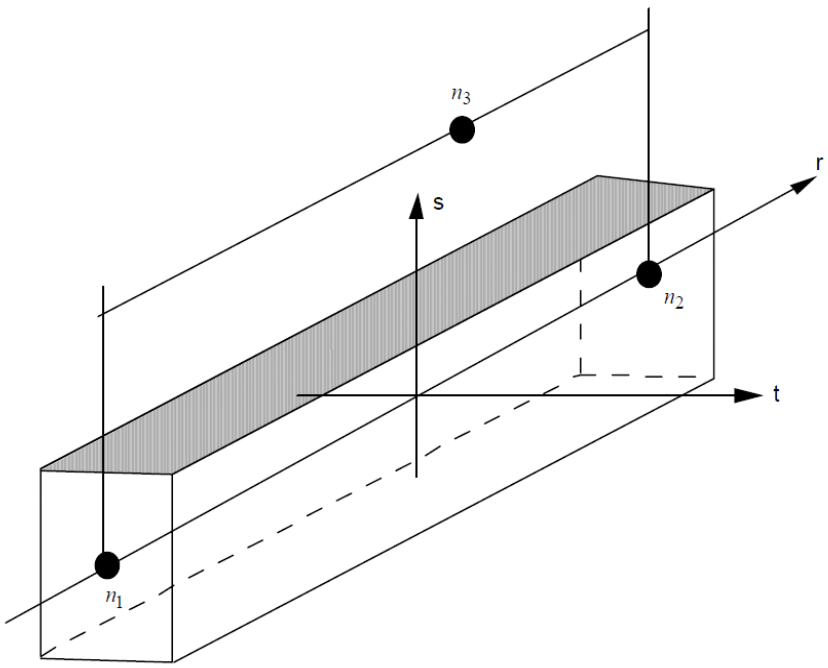
차량 종류	종류	중량
동력차	동력대차	6,922 [kg]
	휠셋	1,875 [kg]
동력객차	단부대차	7,000 [kg]
	휠셋	2,000 [kg]
일반객차	관절대차	7,000 [kg]
	휠셋	2,000 [kg]

2. 현가장치

- 대차에는 많은 현가요소들이 들어가고 현가장치의 6자유도의 특성을 구현하기 위해 6자유도 Beam element를 이용하여 <그림 3.2.2.1>과 같음.
- Beam element의 특성은 차량 제작사에서 제공받아 실제와 같은 특성 입력.
- 상용소프트웨어인 Ls-dyna의 Beam element 모델링 방법은 <그림 3.2.2.2>와 같음.
- Beam element는 추가적인 설정을 통하여 <그림 3.2.2.2>에서 나와 있는 n1, n2, n3를 이용한 Local coordinate system을 적용.



<그림 3.2.2.1> 현가장치가 적용된 대차모델

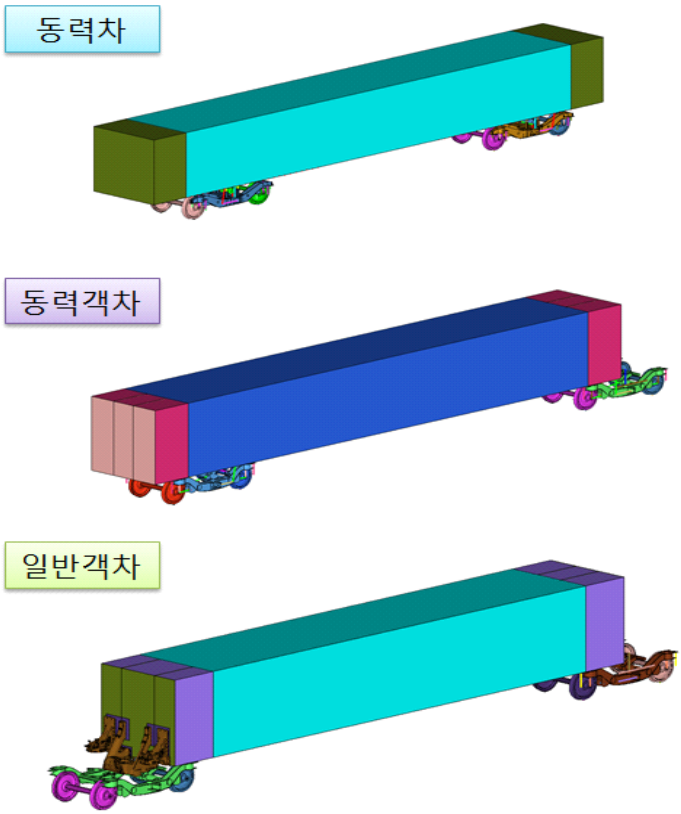


<그림 4.2.2.2> Beam element 모델링 방법

제 3절. 차체 모델

1. 비손상 차체

- 사고재현 시뮬레이션 시간을 단축하기 위해서 실제 차량을 단순화하여 강체로 <그림 3.3.1.1>과 같이 모델링.
- 비손상 차체를 이용한 시뮬레이션은 실제와 완벽히 일치하는 거동보다는 전체적인 거동을 빠르게 확인하기 위한 방법.
- 비손상 차체는 실제 차체와 동일한 중량과 회전관성모멘트를 적용하여 추후 실제 차체를 적용하였을 때 동일한 거동이 재현될 수 있도록 모델링.
- 비손상 차체에 대한 제원은 <표 3.3.1.1>과 같음.

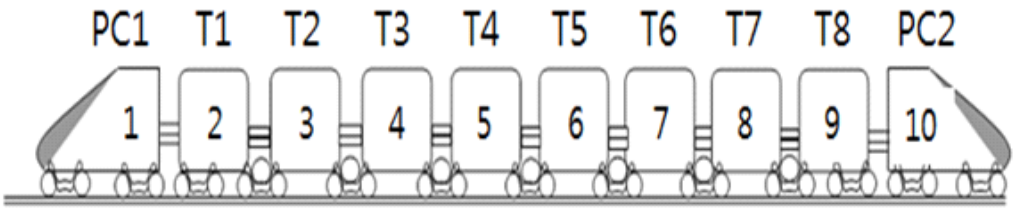


<그림 3.3.1.1> 비손상 차량 모델

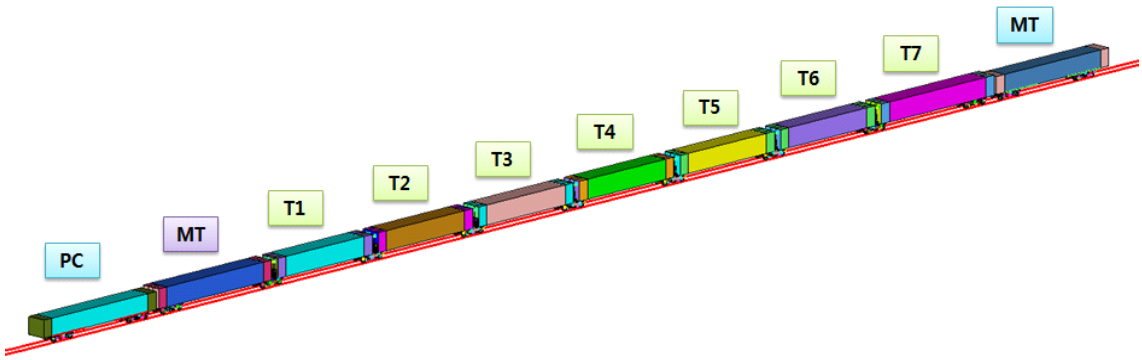
<표 3.3.1.1> 비손상 차체 모델의 제원

	동력차	동력객차	일반객차
중량 [kg]	56,876	34,500	27,000
Node 개수 [EA]	16,086	21,513	21,124
Element 개수 [EA]	13,968	19,480	19,149
길이 [mm]	20,935	21,070	17,590
폭 [mm]	2,800	2,870	2,870
높이 [mm]	2,500	2,780	2,780

- 한국형 고속열차은 10량 1편성으로 <그림 3.3.1.2>와 같이 구성됨.
- 비손상 차체 모델을 이용하여 한국형 고속열차의 1편성을 구성하면 <그림 3.3.1.3>과 같음.



<그림 3.3.1.2> 한국형 고속열차의 편성 구성

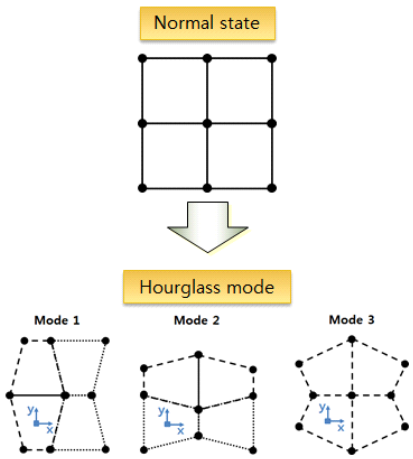


<그림 3.3.1.2> 한국형 고속열차의 비손상 차량 모델

2. 비선형 3차원 동역학 모델

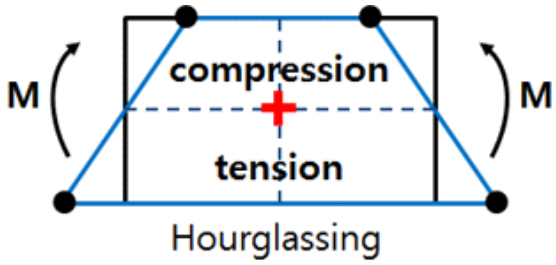
가. 유한요소 모델링 기법

- 비선형 유한요소 상용 소프트웨어인 Ls-dyna는 Element formulation 등과 같은 기본적인 세팅이 해석시간을 가장 작게 되도록 세팅 되어있음.
- Shell element의 기본적인 formulation은 Belytschoko-Tsay formulation으로 Reduced integration을 사용함.
- Reduced integration은 해석시간이 적은 장점을 가지고 있지만, <그림 3.3.2.1>과 같은 Hourglass mode가 발생하여 해석적 오류가 발생하기 쉬움.



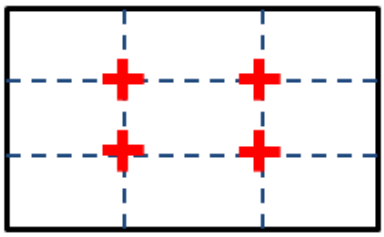
<그림 3.3.2.1> Hourglass mode의 종류

- Hourglass mode는 일반적으로 좌굴, 밴딩이 발생하는 부분에서 <그림 4.3.2.2>와 같은 상황에서 발생 됨.



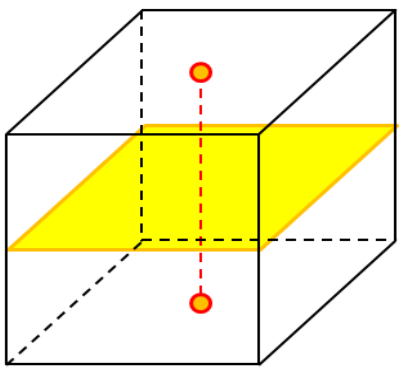
<그림 3.3.2.2> Hourglass mode 발생

- Hourglass mode를 감소시키기 위해 변형이 많이 일어나는 부분에는 Fully integration을 적용.
- Fully integration은 <그림 3.3.2.3>과 같이 적분점이 4개로 Hourglass mode가 발생하지 않음.

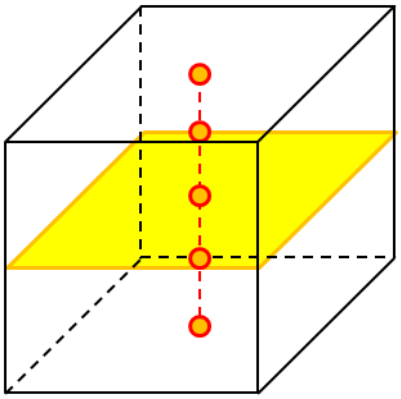


<그림 3.3.2.3> Fully integration

- Shell element의 두께방향 적분점의 개수는 <그림 3.3.2.4>와 같이 기본적으로 2개로 세팅되어 있음.
- 적분점이 개수가 1개이면 밴딩에 대한 계산을 할 수 없고, 많아질수록 더 정확한 계산을 할 수 있음.
- 시뮬레이션의 정확도를 올리기 위해 변형이 많이 일어나는 부분에서의 Shell element는 <그림 3.3.2.5>와 같이 두께방향 적분점을 5개로 하고, 적은 변형이 발생하는 부분에서는 3개 또는 2개(기본 설정)로 설정.



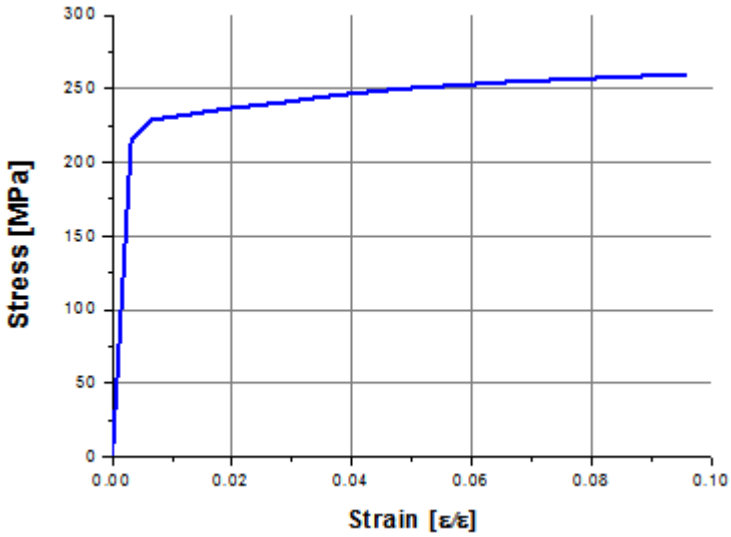
<그림 3.3.2.4> Shell element 두께방향 적분점(기본 설정)



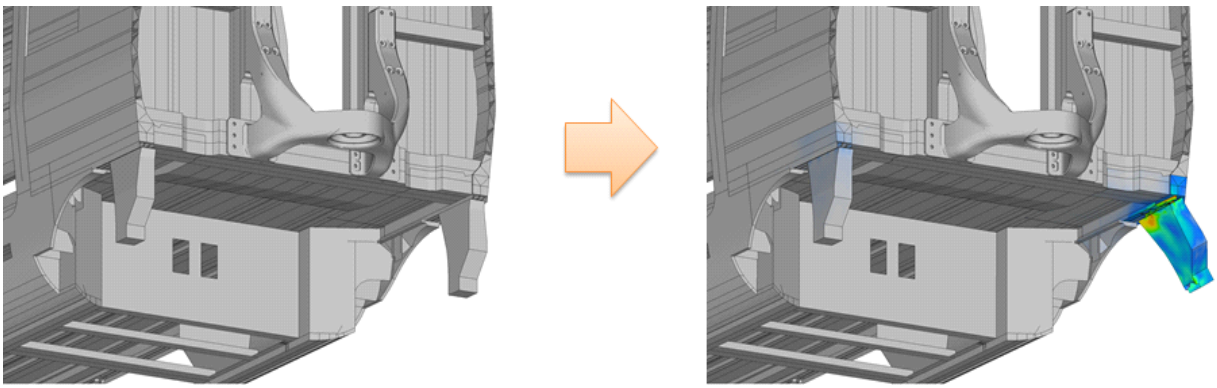
<그림 3.3.2.5> Shell element 두께방향 적분점(5개)

나. 차량-대차 간 연결부 파손 모델

- 열차 주행 중에 탈선이나 대차의 급격한 회전에 의해 대차가 대차-차체 댐퍼의 브라켓에 충격을 가하여 댐퍼 브라켓 파손.
- 철도차량에서 많이 사용되는 알루미늄 재료의 응력-변형률 선도는 <그림 3.3.2.6>과 같음.
- 충격에 의한 댐퍼 브라켓 파손에 대한 시뮬레이션은 <그림 3.3.2.7>과 같음.



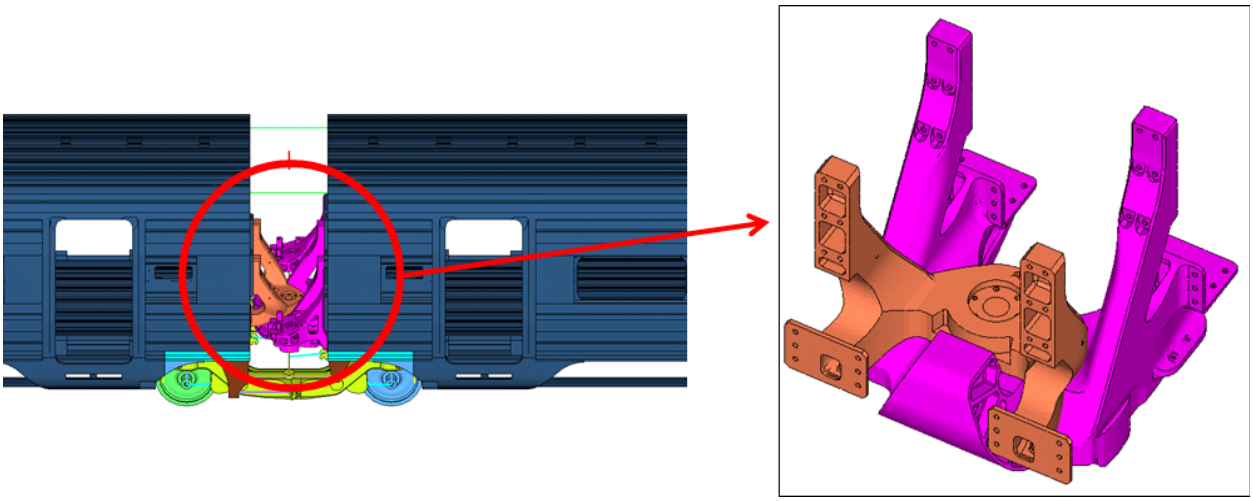
<그림 3.3.2.6> Al6005 재료의 응력 변형률 선도



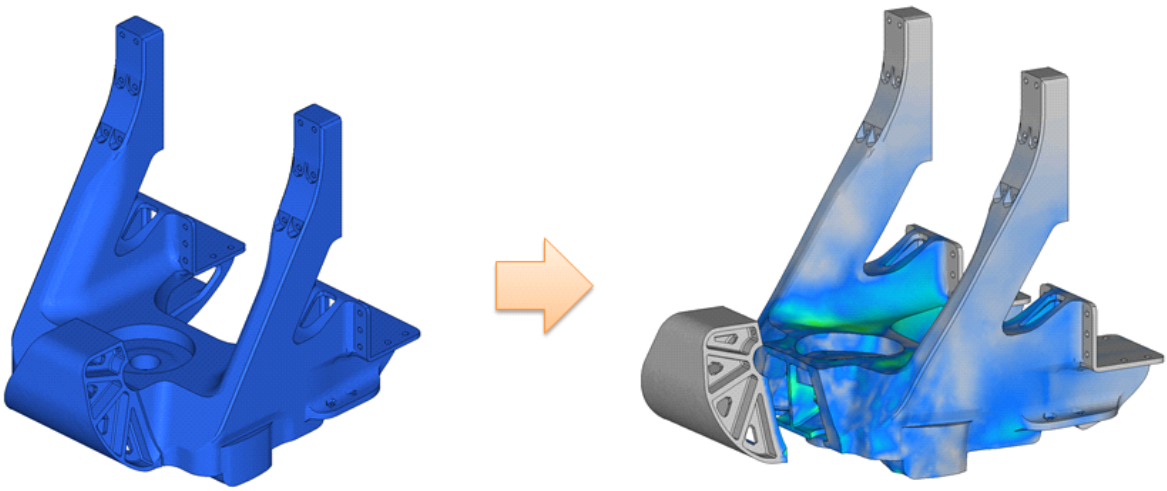
<그림 3.3.2.7> 충격에 의한 댐퍼 브라켓 파손 모델링

다. 차량 간 연결부 파손 모델

- 주행 중 제동이나 탈선, 비정상적인 주행에 의해 차량-대차 및 차량 간 연결부인 <그림 3.3.2.8>과 같은 링구조에 충격이 가해져 연결부 파손.
- 연결부 간에 충돌로 인해 설정된 값 이상의 충격이 가해져 연결부가 파손되는 모델에 대한 시뮬레이션결과는 <그림 3.3.2.9>와 같음.



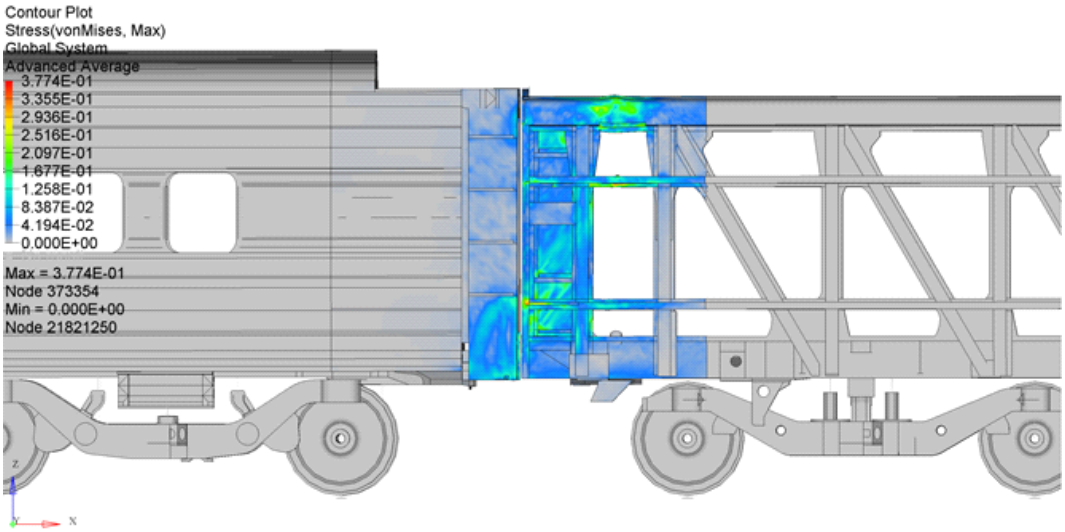
<그림 3.3.2.8> 차량-대차 및 차량 간 연결 모델



<그림 3.3.2.9> 대차 연결부 파손 모델링

라. 차량 충돌에 의한 파손 모델

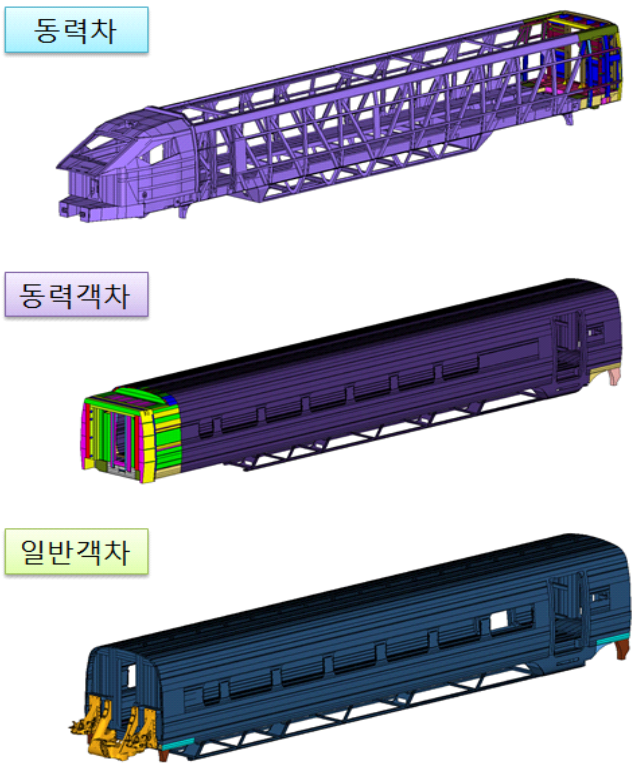
- 열차 주행 중에 탈선이나 급제동으로 인한 차량 간 충돌로 차체 프레임 손상.
- 차량 간 충돌로 인해 차체에 충격이 가해져 프레임이 파손되는 모델에 대한 시뮬레이션결과는 <그림 3.3.2.10>과 같음.



<그림 3.3.2.10> 차체 프레임 파손 모델링

마. 비선형 3차원 동역학 모델

- 비손상 모델을 이용하여 전체적인 거동을 재현한 후 한국형 고속열차 유한요소모델로 대체.
- 한국형 고속열차의 비선형 3차원 동역학 모델은 <그림 3.3.2.10>과 같음.
- 해석시간을 단축하기 위해 충돌에 영향이 적은 가운데 부분은 강체로 모델링.
- 집중질량을 적용하여 차체의 중량과 회전관성모멘트를 조절.
- 한국형 고속열차의 비선형 3차원 동역학 모델의 제원은 <표 3.3.2.1>과 같음.
- 충돌 후 좌굴 또는 다른 부재와의 접촉을 묘사하기 위해 Self contact 적용.

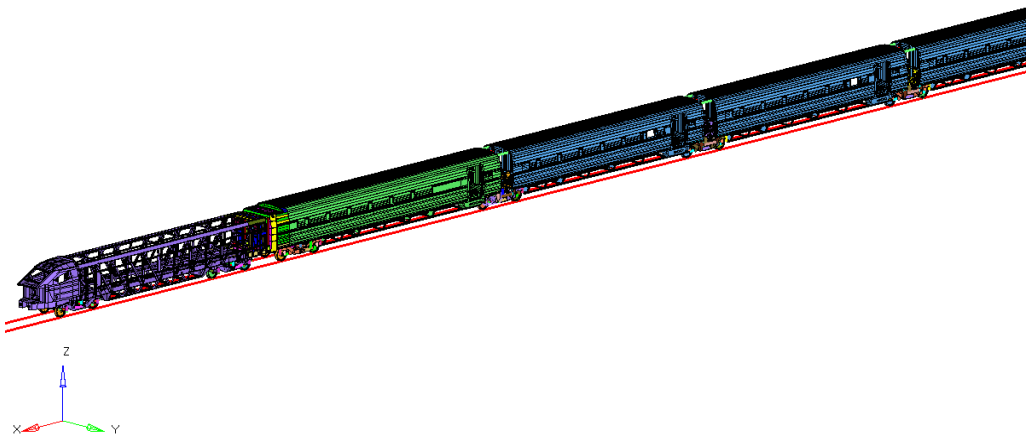


<그림 3.3.2.10> 한국형 고속열차의 비선형 3차원 동역학 모델

<표 3.3.2.1> 비선형 3차원 동역학 모델 제원

	동력차	동력객차	일반객차
차체 무게 [kg]	56,876	34,500	27,000
대차 무게 [kg]	6,922	7,000	7,000
휠셋 무게 [kg]	1,875	2,000	2,000
node 개수 [EA]	500,752	350,927	365,069
element 개수 [EA]	510,002	434,488	494,096
차체 길이 [mm]	20,936	21,100	17,620
차체 폭 [mm]	2,800	2,965	2,965
차체 높이 [mm]	3,340	3,415	3,415

- 한국형 고속열차의 1편성 유한요소 모델은 <그림 3.3.2.11>과 같음.
- 단순 비손상 모델과 비선형 3차원 동역학 모델은 거동의 차이가 거의 없기 때문에 해석시간 단축을 위해 비탈선 차량은 비손상 모델을 이용.



<그림 3.3.2.11> 한국형 고속열차의 1편성 유한요소 모델

부록 3

게재 논문 및 전문가 평가서

(성과증빙자료)

주관 : 서울과학기술대학교

국 토 교 통 부

국토교통과학기술진흥원

〈 목 차 〉

제 1장. 게재 논문 ····· 296

제 2장. 전문가 평가서 ····· 303

제1장. 게재 논문

제1절. SCI 또는 SCIE 논문

	소속 기관명	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	서울 과학 기술 대학교	Journal of Mechanical Science and technology	0.838	2016. 02	단독 사사	SCIE

Springer

KSME

Journal of Mechanical Science and Technology 30 (2) (2016) 673~681
www.springerlink.com/content/1738-494x(Print)/1976-3824(Online)
DOI 10.1007/s12206-016-0123-8

A lightweight design approach for an EMU carbody using a material selection method and size optimization †

Jeong Gil Cho[1], Jeong Seo Koo[1,*] and Hyun Seung Jung[2]

[1]*Department of Rolling Stock Engineering, Seoul National University of Science & Technology, 232 Gongneung-ro, Nowon-gu, Seoul, 139-743, Korea*
[2]*Korea Railroad Research Institute, 176 Cheoldo-bakmulgwan-ro, Uiwang-si, Gyeongi-do, 437-757, Korea*

(Manuscript Received June 10, 2015; Revised October 9, 2015; Accepted October 9, 2015)

Abstract

This study proposes a weight reduction design approach for urban transit carbody using a material selection method and size optimization. First, the material selection method, which uses specific stiffness and strength indices to predict the weight reduction rate, is set up when the materials of the under-frame and roof structure are substituted. The CFRP was chosen as the best weight reduction material in terms of the material selection method but was not appropriate for application to an urban transit carbody as a thin panel because of out-of-plane deformation. Therefore, we applied CFRP-AL honeycomb sandwich composites to the under-frame and roof structures, and the size optimization method was subsequently applied to derive a lightweight composite hybrid carbody design. Finally, the proposed approach was applied to an urban transit carbody, i.e., a Korean electrical multiple units carbody made of aluminum extrusion profiles. The weight of the optimized composite hybrid carbody design was 29.0% lighter than that of the original K-EMU. The resulting composite hybrid carbody design satisfied the design guidelines of the Performance test standard for K-EMU according to the corresponding FE simulations.

Keywords: Urban transit; Material selection method; Size optimization; CFRP sandwich composite; Composite hybrid carbody

1. Introduction

In general, various design methods (i.e., applications of lightweight materials or design optimizations) are necessary to deliver weight reduction in rolling stock carbodies. The weight of the carbody is highly important in the weight reduction of rolling stock because the carbody accounts for a major share of the vehicle weight and is located on the upper position of rolling stock structures [1]. If the weight of a carbody is reduced, those of the other structures, such as bogies, suspensions and traction systems, become lighter subsequently.

Most of EMU carbodies are currently constructed of Aluminum extruded (ALE) or Stainless steel (SUS) materials. Until now, most of the weight reduction has been achieved by material changes (i.e., from carbon steel to ALE or SUS), but it has become necessary to apply other lightweight materials (i.e., Ti alloy, Mg alloy, or composite materials) to carbody design for additional weight reduction [2, 3]. Composite materials are widely used in the aviation and automotive industries because of their excellent characteristics in specific strength and stiffness, and in the rolling stock industry, major manufacturers in Europe and Asia have developed selected composite carbodies and bogies [4].

Several studies were performed for weight-reduction of rolling stock carbodies. Specifically, in Korea, the Tilting Train Express (TTX), which is a hybrid-type carbody built from composite materials and SUS, was developed in 2007 [2]. The under-frame of the TTX was made of SUS, and the roof structure and sidewalls consisted of composite sandwich structures. Additionally, no material selection method was used to find the best material combination among potential carbody materials in the TTX structure design [1, 5]. In 2011, Han discussed the weight reduction of rolling stock carbody by topology and size optimization process without material selections for the best materials application [6]. Similar results were reported for a rolling stock carbody by Lee in 2015 [7]. They proposed to design the shape of the rib and the thickness distribution of the aluminum extruded carbody using a design process based on structural optimization. In 2012, David performed a sandwich panel substitution process to reduce the weight of corrugated sheets in the floor and roof of rolling stock carbodies [8].

Hence, for more light-weight design of carbodies, it would be necessary to perform the material selection method and size optimization at the same time.

*Corresponding author. Tel.: +82 2 970 6878, Fax.: +82 2 978 6878
E-mail address: koojs@seoultech.ac.kr
† Recommended by Associate Editor Jin Weon Kim
© KSME & Springer 2016

	소속 기관명	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)
2	서울 과학 기술 대학교	Journal of Mechanical Science and technology	0.838	2016. 08	단독 사사	SCIE

Springer

KSME

Journal of Mechanical Science and Technology 30 (8) (2016) 3487~3498
www.springerlink.com/content/1738-494x(Print)/1976-3824(Online)
DOI 10.1007/s12206-016-0708-2

Theoretical cross-wind speed against rail vehicle derailment considering the cross-running wind of trains and the dynamic wheel-rail effects †

Myung Su Kim, Geo Young Kim, Hyun Tae Kim and Jeong Seo Koo*

Department of Rolling Stock System, Seoul National University of Science and Technology, 232 Gongneung-ro, Nowon-gu, Seoul 139-743, Korea

(Manuscript Received October 16, 2015; Revised April 18, 2016; Accepted April 18, 2016)

Abstract

In this paper, a theoretical formula was proposed that predicts the derailment index due to a cross wind applied to a rail vehicle considering the cross running wind condition of two running trains as well as the dynamic wheel-rail effects. The recently developed derailment theory on a wheelset was applied to this new cross wind derailment formula. Contrary to the conventional formulas, this new derailment formula was derived considering a dynamic derailment coefficient (Q/P) under normal running, the friction coefficient between the wheel and the rail, the wheel load variation, the cross running wind effects, and the cross wind. Using this proposed formula, the derailment pattern and the critical cross wind speed of derailment could be predicted for various cross running wind conditions of two running trains. Finally, for some typical examples, the results of this proposed formula were compared and verified with those of the conventional formulas and the numerical simulation of multi-body dynamics software, Recurdyn.

Keywords: Derailment; Cross-running wind; Cross-wind; Single wheelset; Wheel load; Critical cross-wind speed against derailments

1. Introduction

The train is one of the best mass transportation system that operates on the ground. A train runs along the railway without any disturbance from other means of transportation, and thus, it is able to travel at high velocity and arrive at destinations punctually. Furthermore, the train is well recognized as an eco-friendly mass transportation system, which is important considering the circumstances of global warming and increasing natural disasters. Despite these merits and good safety performances, the train is at risk for potential hazards (which can even be triggered by an accident) that can result in severe calamities, leading to mass fatalities and property losses. As a result, many research studies have been performed to improve train safety [1-8].

Derailments due to a strong cross wind become an important ongoing risk to trains because trains are becoming lighter and faster, in spite of the trend of stronger cross winds due to climate change. Several derailment accidents caused by strong winds have been reported [7-9]. Therefore, it is important to develop methods for the estimation of the critical cross wind speed in terms of derailments for operating trains. Note that the conventional derailment formulas [10, 11], which considered only cross winds, cannot address the dynamic effects caused by wheel-rail interactions and vehicle dynamics during operation.

To address the above-mentioned deficiency, a new derailment formula must be developed that considers the dynamic effects as well as the cross wind for operational trains. In this article, we propose a new derailment formula that addresses the dynamic effects caused by the motion of a train and the cross wind pressure effects, including the cross running wind pressure effects caused by two trains passing by each other in opposite directions.

In this article, we derive the new derailment formula considering cross wind that utilizes the new derailment theory recently developed for a wheelset [12]. Apart from the conventional derailment formulas [10, 11], which ignore wheel-rail dynamic interactions, this cross wind derailment formula considers the effects of cross wind as well as the dynamic effects between the wheel and the rail. The dynamic effects were considered from the P/Q values measured along the rail track under the conditions of no cross winds. The derived derailment formula was proven using Recurdyn, a general dynamics software developed by Function Bay Inc.

2. Forces transmitted at axle by cross-wind and cross-running wind

In this section, we propose a theoretical model to estimate the critical cross wind speeds in terms of derailments considering the vertical and lateral wheel loads under cross wind and

*Corresponding author. Tel.: +82 2 970 6878, Fax.: +82 2 978 6878
E-mail address: koojs@seoultech.ac.kr
†Recommended by Associate Editor Cheolung Cheong
© KSME & Springer 2016

제2절. SCOPUS 또는 KCI 논문

	소속 기관명	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)
3	서울 과학 기술 대학교	한국 기계가공 학회	0.198	2016. 04	단독 사사	KCI

한국기계가공학회지, 제15권, 제2호, pp.57~65(2016.4) ISSN 1598-6721(Print)
Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol.15 No.2, pp.57~65(2016.4) ISSN 2288-0771(Online)

http://dx.doi.org/10.14775/ksmpe.2016.15.2.057

도시철도차량 세브론 고무 특성 변화가 진동승차감 레벨에 미치는 영향 연구

박남철*, 구정서*,#
*서울과학기술대학교 철도차량시스템공학과

A Study on the Effect of Changes in Chevron Rubber Characteristics on the Vibrational Ride Comfort Level of a Subway Vehicle

Nam Cheol Park*, Jeong Seo Koo*,#
*Department of Rolling Stock System, Seoul National University of Science & Technology.
(Received 12 September 2015; received in revised form 17 November 2015; accepted 1 December 2015)

ABSTRACT

The suspension system of a subway vehicle is composed of 1st and 2nd springs. The suspension system is the most important parameter in determining the vibration ride comfort. If the 1st suspension spring is designed as a spring with strong stiffness to improve the running stability at high speed, it causes vehicle vibrations. In this paper, by testing and analyzing changes of the characteristics of Chevron springs, which have been the primary suspension springs used for about 20 years, we study how changing the characteristics affects vehicle acceleration and ride comfort. The lateral and longitudinal vibrational ride comfort index levels were lower than the vertical ones. Therefore, as increasing the stiffness of Chevron springs has the greatest effect on the vertical vibrational ride comfort index level, a countermeasure for vertical vibration reduction is needed when the stiffness increases owing to aging. Finally, maintenance guidelines, including the replacement time for the Chevron rubber, were proposed based on these findings.

Key Words : Chevron Rubber Spring(세브론 고무 스프링), Suspension System(현가장치), Vibrational Ride Comfort(진동 승차감), Stiffness(강성)

1. 서 론

최근 도심구간의 전기 철도는 환경 친화적이며 회생에너지 이용 등으로 에너지를 유효하게 이용할 수 있는 공공교통 수단으로서 안전성과 신속성, 정시성, 편의성 등 여러 가지 이점을 갖고 있어 수송 인원은 해마다 증가하고 있다. 하지만 도시철도의 운행 환경을 보면 호선별 조건에 따라 약간씩 다르나 최고속도가 약 70~80Km/h 정도로 비교적 저속 운행하고 있는데도 불구하고 도심구간 지하로 통과하는 곡선부가 많아 운행 중 차륜과 레일의 스킬소음과 진동이 객실 내에서 크게 느껴질 수 있다.

도시철도 차량이 한층 더 발전되어 이용자에게 쾌적한 교통수단으로 자리 잡기 위해서는 도시철

Corresponding Author : koojs@seoultech.ac.kr
Tel: +82-2-970-6878, Fax: +82-2-978-6878

Copyright © The Korean Society of Manufacturing Process Engineers. This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution-Noncommercial 3.0 License (CC BY-NC 3.0 http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

	소속 기관명	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)
4	서울 과학 기술 대학교	KSME	0.25	2016. 06 인쇄중	단독 사사	SCOPUS

<학술논문> DOI http://dx.doi.org/10.3795/KSME-AB.2015.39.0.000 ISSN 1226-0000
2288-0000(Online)

철도차량 충돌시 선두차량의 타고오름량 예측 연구

김준우* ·구정서*† · 김거영*· 박정필*
* 서울과학기술대학교 철도차량시스템공학과

A Study on Prediction of Overriding for a Leading Vehicle in Train Collision

Jun Woo Kim*, Jeong Seo Koo*†, Geo Young Kim* and Jeong Pil Park*
* Dept. of Rolling Stock System, Seoul Nat'l Univ. of Science and Technology,

(Received January 1, 2015 ;)[접수수정완료일 스타일 : 10Point Times New Roman, 120%]

Key Words: Overriding(타고오름), Free-body diagram(자유물체도), Theoretical model(이론 모델), Leading vehicle(선두차량), Pitching(피칭)

초록: 본 연구에서는 철도차량의 대형사고의 주요원인 되는 타고오름 충돌에 대해 이론 모델을 정립하여 선두차량의 타고오름 거동에 대한 이론식을 도출하였다. 이론식을 검증하기 위하여 상용 소프트웨어인 LS-DYNA를 사용하여 이론모델과 동일한 단순 2D 모델과 실제 동력대차 모델이 적용된 단순 3D 모델을 만들어 시뮬레이션으로 비교하였다. 타고오름 현상에서 가장 중요한 연결기 위치에서의 수직변위에 대해 시뮬레이션과 이론식을 비교한 결과 최대 편차율은 0.5 [%]과 3.9 [%] 발생하여 이론식이 실제 모델에도 잘 적용될 수 있음을 확인하였다. 또한, 고무 완충기와 유압 버퍼 2가지를 적용한 여러 가지 충돌조건에 대해 이론식을 적용하여 선두 차량간 타고오름 량을 분석하고, 사고후 재현 시뮬레이션이나 전두부 충돌완충 설계시 활용할 수 있는 이론적 방법을 제시하였다.

Abstract: In this study, we derived an theoretical equation about the overriding behavior of a leading vehicle, which is considered as the main factor of train accidents, using a simplified spring-mass model for rolling stock. In order to verify the derived equation, we created a 2D simple model based on the theoretical model, and a 3D simple model by considering the characteristics of power bogie. And then we compared the theoretical results with the simulation simulations of LS-DYNA. The maximum relative derivations of the vertical displacements at the coupler, which is the most important point in overriding, were 3.5 [%] and 1.7 [%] between the two results. Also, We evaluated the collision-induced overriding displacements using the theoretical equation for a rubber draft gear, a hydraulic buffer under some various collision conditions. We suggested a theoretical approach for the realization of overriding collision accidents or the energy absorption design of the front end of trains.

1. 서 론

철도차량의 사고는 다른 운송수단에 비해 빈도는 낮지만, 사고 발생 시에는 항공기와 비슷한 인적, 물적 피해를 발생시킨다.

또한, 철도는 대중교통 수단이란 점을 감안하면 사회적 이슈가 될 수 있다.[1,2] 그렇기 때문에 우리나라에서도 열차사고 발생 시 피해를 최소화하기 위하여 유럽의 철도차량 규정인 EN 15227[3]을 적용하고 있다.

이 충돌안전기준을 만족시키기 위하여 완충장치나 철도차량 설계와 같이 사고피해를 저감하기

† Corresponding Author, koojs@seoultech.ac.kr
© 2015 The Korean Society of Mechanical Engineers

KSME 사단법인 대 한 기 계 학 회

135-703 / 서울시 강남구 테헤란로 7길 22 한국과학기술회관 신관 702호 / Tel:(02)501-3646 / Fax:(02)501-3649

게재예정증명서

1. 학회 활동에 적극적으로 동참하여 주신 귀하께 깊은 감사를 드리며, 귀하의 건승을 기원합니다.
2. 귀하께서 투고하신 논문에 관한 사항입니다.
3. 동 논문은 사단법인 대한기계학회 논문심사규정에 따라 심사되어 아래와 같이 대한기계학회논문집 A에 게재될 예정입니다.

- 아 래 -

논문번호	A2015_370 (정규논문(일반))
논문제목	철도차량 충돌시 선두차량의 타고오름량 예측 연구
분 야	0301 동역학
접수일자	2015년 12월 16일
저 자	김준우(서울과학기술대학교) 구정서(서울과학기술대학교) 김거영(서울과학기술대학교) 박정필(서울과학기술대학교)
게재권호	대한기계학회논문집 A, 제 40권 제 8호

* 본 일정은 학회의 편집일정에 따라 부득이 변경될 수도 있습니다.

2016년 07월 07일

대한기계학회논문집

편집위원장



	소속 기관명	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)
5	서울 과학 기술 대학교	KSME	0.25	2016. 06 인쇄중	단독 사사	SCOPUS

※ 수정 후 재심 중 - 심사위원 평가 첨부

<학술논문> DOI http://dx.doi.org/10.3795/KSME-AB.2015.39.0.000 ISSN 1226-0000
2288-0000(Online)

철도차량 충돌시 선두차량의 횡 및 요잉 거동 예측 연구

김준우* ·구정서*†
* 서울과학기술대학교 철도차량시스템공학과

A Study on Prediction of Lateral and Yawing Behaviors for a Leading Vehicle in Train Collision

Jun Woo Kim*, Jeong Seo Koo*†
* Dept. of Rolling Stock System, Seoul Nat'l Univ. of Science and Technology,

(Received January 1, 2016 ;)[접수수정완료일 스타일 : 10Point Times New Roman, 120%]

Key Words: Leading vehicle(선두차량), Free-body diagram(자유물체도), Theoretical model(이론 모델), Yawing(요잉), Runge-Kutta(런지-쿠타)

초록: 본 연구에서는 철도차량의 사고의 유형 중 가장 많이 발생되는 지그재깅 현상에 대해 이론 모델을 정립하여 선두차량의 지그재깅 거동에 대한 운동방정식을 도출하였다. 운동방정식을 풀기위하여 미분방정식 수치해석법 중 가장 대표적인 Runge-Kutta 4차식을 사용하였고, 휠-레일 인터페이스에 의한 휠의 횡 변위는 운동에너지를 이용하여 추정하였다. 그리고 이론식을 검증하기 위하여 재그재깅 현상에서 가장 변위가 큰 연결기 위치에서의 횡 변위에 대해 시뮬레이션과 이론식을 비교한 결과 비 탈선 충돌조건에서 최대 편차율은 0.8 [%] ~ 4.7 [%] 발생하고, 탈선 충돌조건에서는 탈선이 일어나는 시점에서 차량의 횡 변위를 비교한 결과 최대 편차율이 0.6 [%] ~ 5.1 [%]로 잘 일치하는 것을 확인하였다. 이론식을 사용하여 사고나 현상을 시뮬레이션으로 재현할 때, 전체적인 거동과 이에 부합하는 차량간 연결의 초기 off-set량을 예측할 수 있다.

Abstract: In this study, we derived theoretical equations about the zigzag behavior of a leading vehicle, which is considered as a most happening behavior type of train accidents, using a simplified spring-mass model for rolling stock. In order to solve the equations of motion, we used the Runge-Kutta method which is the most typical method in numerical analysis for differential equations. And the lateral displacement of wheel-set at wheel-rail interface was estimated by using the kinetic energy. In order to verify the derived equations, we compared the theoretical results and the simulation ones about various collision conditions. The maximum relative deviations of the lateral displacements were 0.8 [%] ~ 4.7 [%] in the light collisions and were 0.6 [%] ~ 5.1 [%] in the derailment conditions. When an accident is reenacted, these theoretical equations can be used to predict the overall behavior and obtain the off-set of the body-to-body link as the initial perturbation.

1. 서 론

철도의 신호 통신과 열차 제어 시스템의 발전으로 열차의 탈선, 충돌사고의 발생은 줄어들고 있다.

하지만 철도차량이 점점 고속화 되면서 곡선부에서 탈선이나 열차 대 열차의 충돌로 인해 사고 발생 시 대형사고가 발생한다.

그래서 철도 선진국인 프랑스, 영국, 독일, 미국 등은 원인 규명 및 방지대책 등을 연구하기 위해 철도차량 사고 발생 시 시뮬레이션으로 사고를 재현하는 연구가 이루어지고 있다.

† Corresponding Author, koojs@seoultech.ac.kr
© 2016 The Korean Society of Mechanical Engineers

심사위원 1

평가항목

1. 논문의 독창성	○매우우수 ○우수 ◉보통 ○수준이하
2. 논문의 질적 수준	○매우우수 ○우수 ◉보통 ○수준이하
3. 논문의 양	○매우우수 ◉우수 ○보통 ○수준이하
4. 논문내용의 서술/표기의 정확성	○매우우수 ○우수 ○보통 ◉수준이하
5. 집필요강의 준수	○매우우수 ◉우수 ○보통 ○수준이하
6. 참고문헌의 인용정도	◉적절함 ○적절하지 않음
7. 결론의 정리/요약	◉적절함 ○적절하지 않음
8. 우리학회의 발행논문집의 인용대상이 있는지?	○있음 ◉없음
9. 인용 논문 제목/권호	N

수정/지적 사항

본 연구는 철도차량 주행 시 발생할 수 있는 충돌 문제를 재현할 수 있는 이론모델을 수립하고, 전산해석과 비교하는 것은 충분한 originality를 갖는다고 판단됩니다. 특히 차체, 전, 후 대차의 운동방정식 유도과정을 면밀히 서술한 점은 독자의 이해를 원활히 할 수 있어 좋다고 생각됩니다.

그러나 전반적인 연구 내용 및 서술에 있어 세심한 수정이 요구됩니다.

1. 우선 2장 선두차량 1차원 충돌, 3.2 Runge-Kutta에서 기본적인 내용의 서술이 본 논문에서 너무 많은 부분으로 할당된 것이 아닌가 싶습니다. 간단히 '오차를 줄이기 위해 4차 Runge-Kutta 법을 사용하였다.' 정도의 서술로도 충분히 연구의 flow에 지장이 없을 것으로 판단됩니다. 또한 3.1장에서 차체, 전, 후 대차의 모델 유도에 대해 면밀히 서술하였기에 식 (18)~(31)은 단순 중복 표현으로 밖에 보이지 않습니다. 이에 대해 요약 서술할 필요가 있습니다.

2. Ls-Dyna를 통한 차량 해석모델 및 해석조건 등에 대한 서술이 미흡합니다. 특히 1량 해석이 아닌 다량 해석의 경우 연결기의 특성에 따라 전체 시스템의 동특성이 달라질 수 있으므로, 연결기 모델링에 대한 언급이 반드시 필요해 보입니다.

3. Fig. 9, Fig. 11, Fig. 12이 그래프의 면적에 대한 설명이외의 다른 서술이 없어 모두 동일한 그림으로 보입니다. 동일한 그림이라면 과도한 중복 삽입으로 보입니다.

4. p. 6, 5번째 문단에서 '식 (36)을 사용하여 차체의 횡 변위를 구할 수 있다.' 에서 횡변위는 본 연구에서 시뮬레이션 결과와 비교가 되는 의미있는 변수로 운동에너지로써 횡 변위를 어떻게 구할 수 있는지에 대한 보다 자세한 서술이 필요해 보입니다.

5. 논문 전반적인 띄어쓰기, 오타 수정이 필요합니다.

심사위원 2

평가항목

1. 논문의 독창성	◉매우우수 ○우수 ○보통 ○수준이하
2. 논문의 질적 수준	○매우우수 ◉우수 ○보통 ○수준이하
3. 논문의 양	○매우우수 ◉우수 ○보통 ○수준이하
4. 논문내용의 서술/표기의 정확성	○매우우수 ◉우수 ○보통 ○수준이하
5. 집필요강의 준수	○매우우수 ○우수 ◉보통 ○수준이하
6. 참고문헌의 인용정도	◉적절함 ○적절하지 않음
7. 결론의 정리/요약	◉적절함 ○적절하지 않음
8. 우리학회의 발행논문집의 인용대상이 있는지?	○있음 ◉없음
9. 인용 논문 제목/권호	

수정/지적 사항

1. 해석에 필요한 최소의 단순 모델을 선정하였으며, 적절한 수식 전개를 통하여 철도 사고에서 차량의 횡 거동 예측을 성공적으로 예측하였습니다.

2. 학회 양식에 맞게 재편집이 잘 이루어 진다면 채택 가능한 우수한 논문으로 사료 됩니다.

3. 철도 차량의 횡 및 요잉 거동에 대한 해석임을 감안해 해석에서 외력이 et의 각도를 가지고 작용하게 해석하였는데, 차후에 et의 값이 0에 수렴할 경우도 횡거동이 발생할 수 있다는 것을 계속 연구하면 좋을것 같습니다.

제2장. 전문가 평가서

1. 차량 간 및 차량-대차간 연결부 파손 모델링 기술 평가

※ 전문가 평가 회의록(1차년도)

회 의 명	차량간 및 차량-대차간 연결부 파손 모델링 기술 평가			
회의 개최기관	서울과학기술대학교 철도전문대학원 철도차량시스템공학과			
회의 개최일시	2015년 5월 20일			
회 의 장 소	서울과학기술대학교 창조관 416호			
전문가 명단	소속	직급	성명	서명
	KRRI	책임	김도삼	
	이앨티엔지니어링	고문	한석인	
	KRRI	선임	김진석	
	서울과기대	교수	구재군	

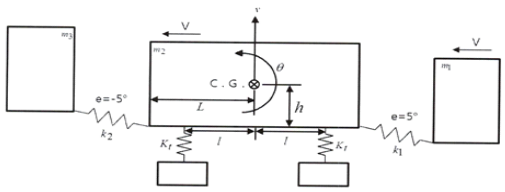
<평가 내용>
- 탈선/충돌 복합 사고재현 시뮬레이션 기법 개발을 위한 차량간 연결부/차량-대차 연결부의 비선형 동적 모델링 및 파손 모델링 기술 평가

<평가 방법>
- 수치모델의 해석결과 검토(사용 소프트웨어: LS-dyna)

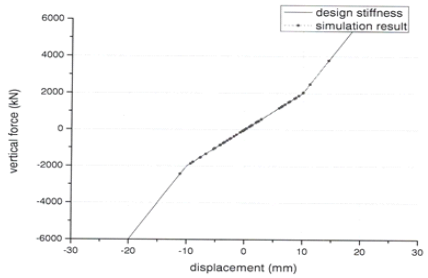
<평가 항목>
1. 비선형 동적 모델링은 차량-대차 스프링에 비선형 특성의 F-D커브를 입력 후 해석결과와 비교
2. 파손 모델링은 한계 변위 또는 하중에 도달시 연결 스프링이 파손(제거)여부 해석결과 검토

<평가 결과>
1. 해석결과 대차 스프링에 입력한 비선형 하중-변위 커브와 일치하는 것을 확인함.
2. 해석결과 차간 연결기 스프링이 일정 변위이상 압축시 연결이 끊어지는(파손) 것을 확인함.

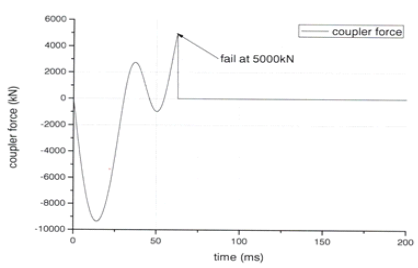
<참고자료: 해석결과>



<3개의 차량 연결모델>



<대차 스프링(Kt)의 비선형 특성 해석 결과>



<연결기 스프링(K1) 하중 50kN(10mm) 시 파손 해석 결과>

2. 차륜/레일 접촉부 탈선 모델링 기술 평가

※ 전문가 평가 회의록(1차년도)

회 의 명	차륜/레일 접촉부 탈선 모델링 기술 평가			
회의 개최기관	서울과학기술대학교 철도전문대학원 철도차량시스템공학과			
회의 개최일시	2015년 5월 16일			
회 의 장 소	서울과학기술대학교 창조관 411호			
전문가 명단	소속	직급	성명	서명
	이랜텍엔지니어링	고문	한석인	
	KRRI	책임	전태수	
	KRRI	선임	김진석	
	서울과기대	교수	구경자	

<평가 내용>

-탈선/충돌 복합 사고재현 시뮬레이션 기법 개발을 위한 차륜/레일 접촉부 탈선 모델링 기술 평가

<평가 항목>

1. 차륜/레일 접촉 스프링의 수직 강성 모델링 방법

-레일의 강성은 일반적으로 Hertzian contact 수준의 충분히 높은 값으로 2MN/mm 사용하고 있으나 이를 적용할 경우 입력 곡선에 따른 추종성이 떨어지는 현상이 발생하여 수치적 계산에 의한 오차를 줄이기 위하여 1MN/mm 으로 적용하였음.

-차륜이 레일과 이탈시 수직력이 제거되는 비선형 커브로 적용하였음.

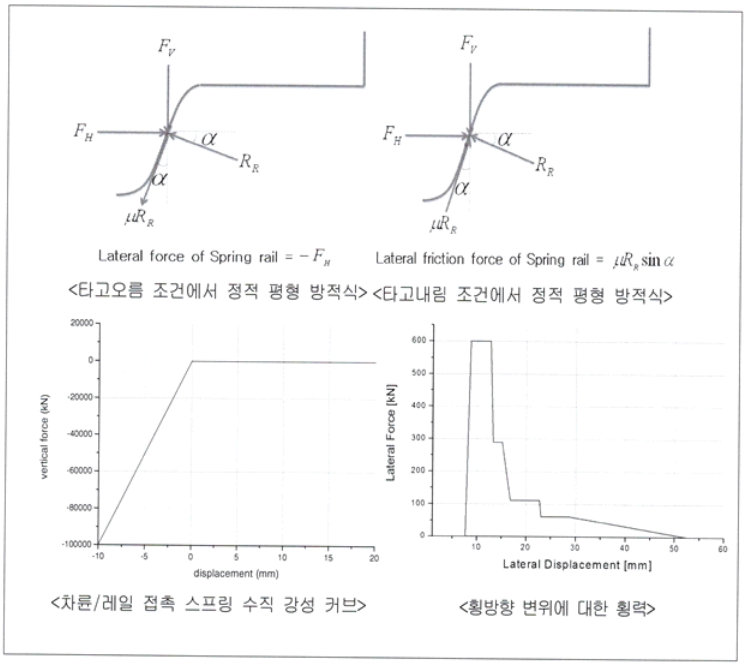
2. 차륜/레일 접촉 수프링의 수평 강성 모델링 방법

$$F_H = R_R(\cos\alpha + \mu\sin\alpha),\ f = \mu R_R \sin\alpha = \frac{\mu F_V}{1+\mu\cot\alpha}$$

<평가 결과>

1. 차륜/레일 접촉 스프링 모델의 압축 및 인장 방향의 상이한 강성조건은 해석시간으로 최소화하면서 차륜거동 해석에 타당한 모델링 방법으로 판단됨.
2. 차륜/레일 접촉 스프링의 횡강성은 횡변위에 따른 플랜지 각도을 고려한 것으로 적절한 모델링 방법으로 판단됨.
3. 추후 수직력에 따라 횡강성값이 변할 수 있도록 coupling 관계를 추가보완하면 더 좋을 것임.

<참고자료: 수직 및 횡방향 강성 커브>



3. 사고재현 모델 해석에 의한 손상 부위 예측

※ 전문가 평가 회의록(2차년도)

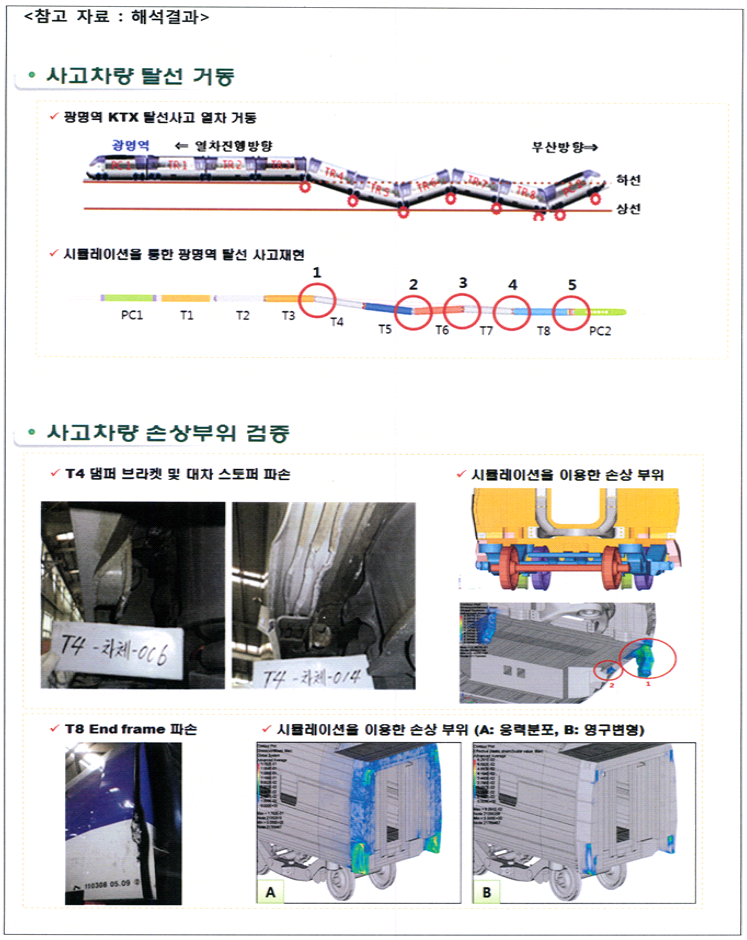
회 의 명	사고재현 모델 해석에 의한 손상 부위 예측			
회의 개최기관	서울과학기술대학교 철도차량시스템공학과			
회의 개최일시	2016. 7. 2			
회 의 장 소	서울과학기술대학교			
전문가 명단	소속	직급	성명	서명
	철도연구원	책임	정태수	
	〃	선임	최진석	
	한국철도	선임	김경식	

<평가 내용>
- 광명역 탈선 사고재현 시뮬레이션을 이용한 손상 부위 예측 방법 제시

<평가 항목>
1. 실제 사고차량과 시뮬레이션 결과의 전체적인 탈선 거동 비교
2. 실제 차량의 손상 부위와 유한요소 모델의 손상 부위 비교
3. 검출이 어려운 내부 손상에 대한 예측 손상 부위 제시

<평가 결과>
1. 실제 사고와 시뮬레이션 결과의 전체적인 탈선 거동이 일치하는 것을 확인함.
2. 실제 차량과 유한요소 모델의 손상 부위와 범위가 일치하는 것을 확인함.

<참고 자료 : 해석결과>



4. 손상예측 부위에 대한 PT/RT 적용과 손상부위 선정 방법

※ 전문가 평가 회의록(2차년도)

회 의 명	손상예측 부위에 대한 PT/RT 적용과 손상부위 선정방법
회의 개최기관	서울과학기술대학교 철도차량시스템공학과
회의 개최일시	2016. 7. 2
회 의 장 소	서울과학기술 대학교

전문가 명단	소속	직급	성명	서명
	한국철도공사	선임	고형석	
	KRRI	책임	권태성	
	KRRI	선임	김진오	

<평가 내용>

- 광명역 탈선 사고재현 시뮬레이션을 이용한 손상예측 부위에 대한 PT/RT 적용과 손상부위 선정방법 제시

<평가 항목>

1. 실제 차량의 손상 부위와 유한요소 모델의 손상 부위 비교
2. 차량손상 위치에 따른 검사 방법
3. 손상 정도에 따른 수리 방법 및 수리 범위

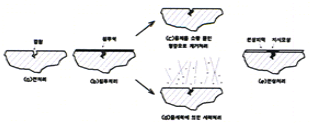
<평가 결과>

1. 실제 차량과 유한요소 모델의 손상 부위와 범위가 일치하는 것을 확인함.
2. 시뮬레이션 결과를 이용하여 예측 손상 위치에 따른 적절한 검사 방법을 제시함.

<참고 자료 : 해석결과>

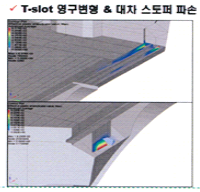
• 육안 및 PT에 의한 손상부위 검사

✓ 침투탐상검사 (Penetrating Test)

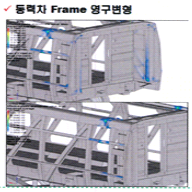


➢ 침투탐상검사(Penetrating Test)는 시험체 표면에 있지만 직접 눈으로는 발견되지 않는 폭이 좁은 결함을 검출하는 방법임.

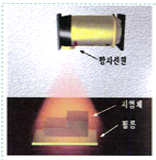
✓ T-slot 영구변형 & 대차 스토퍼 파손



✓ 동력차 Frame 영구변형



• RT에 의한 손상부위 검사



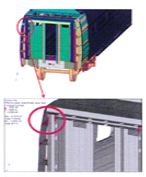
➢ 방사선투과검사(Radiation inspection Test)는 X선 또는 감마선 사용해 투과시켜 결함을 검출하는 방법

➢ 현재 사용되고 있는 비파괴 검사방법 중에서 가장 신뢰성이 높고 널리 이용되고 있는 검사 방법.

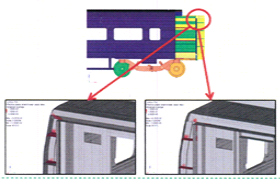
➢ 판의 두께, 자성의 유무, 형상, 표면의 상태의 양부에 관계없이 환경에 구애받지 않고 어디에서나 적용할 수 있고 투과두께의 1~2%까지의 큰 결함을 검출할 수 있음.

➢ 미세한 균열(micro crack)이나 레미네이션(lamination)과 비슷한 결함을 검출하는 것은 곤란.

✓ End frame 내부 파손 및 영구변형



✓ Roof frame 내부 파손 및 영구변형



5. 광명역 탈선 사고 차량 사후관리 지침

※ 전문가 평가 회의록(2차년도)

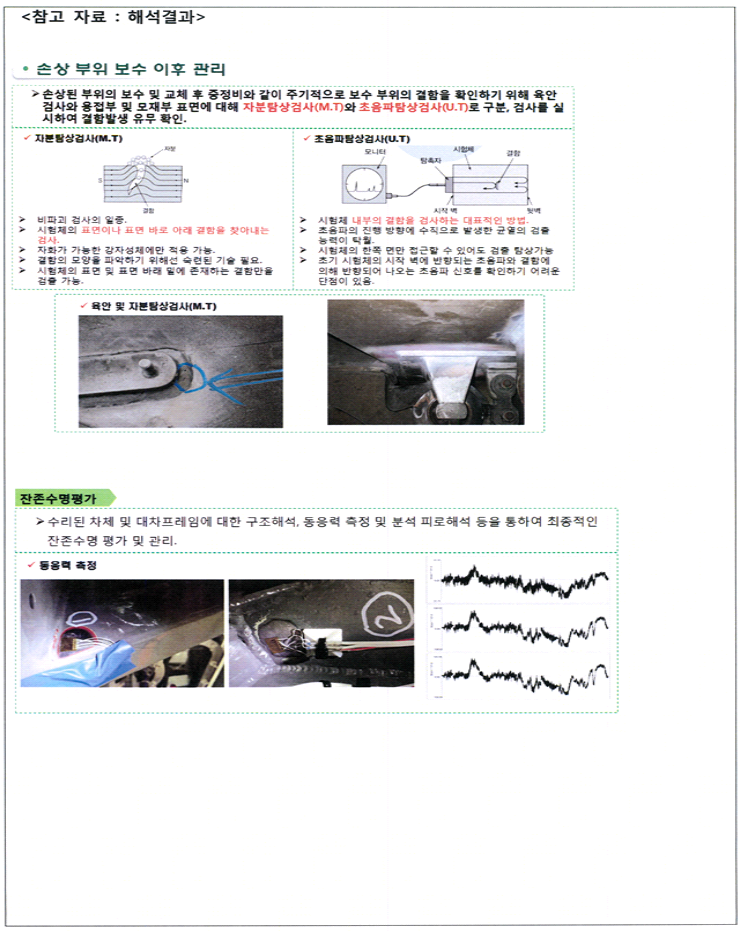
회 의 명	광명역 탈선 사고차량 사후관리 지침			
회의 개최기관	서울과학기술대학교 철도차량시스템공학과			
회의 개최일시	2016. 7. 2			
회 의 장 소	서울과학기술 대학교			
전문가 명단	소속	직급	성명	서명
	KRRI	소인	권진 성	
	한서대학교	선임	고형권	
	KRRI	책임	전태수	

<평가 내용>
- 광명역 탈선 사고차량 사후관리 지침 제시

<평가 항목>
1. 보수 위치에 따른 사후관리 지침
2. 손상 보수 방법에 따른 사후관리 지침

<평가 결과>
1. 보수 위치 및 방법에 따른 적절한 검사방법(자분탐상검사, 초음파탐상검사 등)을 제시함.
2. 스트레인게이지로 동응력을 측정하여 보수 후 차량 및 부품의 잔존수명평가 방법을 제시함.

<참고 자료 : 해석결과>



6. 단위차량에 대한 사고재현 모델

※ 전문가 평가 회의록(2차년도)

회 의 명	단위차량에 대한 사고재현 모델			
회의 개최기관	서울과학기술대학교 철도차량시스템공학과			
회의 개최일시	2016. 7. 2			
회 의 장 소	서울과학기술대학교			
전문가 명단	소속	직급	성명	서명
	현대로템	선임	고현철	
	철도연구원	책임	권태수	
	KRRI	선임연구원	김정수	

<평가 내용>
- 단위차량에 대한 사고재현 모델

<평가 항목>
1. 휠-레일 인터페이스를 고려한 비손상 차량 모델링
2. 유한요소 Formulation을 고려하여 비선형 3차원 차량 모델링
3. 차량 종류에 따른 유한요소 모델링

<평가 결과>
1. 제작사에 받은 중량, 현가장치 특성 등을 고려하여 실제와 차량과 동일한 비손상 유한요소 모델을 생성함.
2. 프로그램에서 기본적으로 설정된 옵션의 문제점과 해결방안을 제시함.
3. 동력차, 동력객차, 일반객차 3가지 차량에 대해 실체 차량과 동일한 대차와 차체 모델을 생성함.

<참고 자료 : 해석결과>



7. 편성차량에 대한 사고재현 모델

※ 전문가 평가 회의록(2차년도)

회 의 명	편성열차에 대한 사고재현 모델			
회의 개최기관	서울과학기술대학교 철도차량시스템공학과			
회의 개최일시	2016. 7. 2			
회 의 장 소	서울과학기술대학교			
전문가 명단	소속	직급	성명	서명
	KRRI	선임	김진서	
	현대로템	선임	조현규	
	철도연구원	책임	권태수	

<평가 내용>
- 편성열차에 대한 사고재현 모델

<평가 항목>
1. 열차 간 연결을 고려한 편성열차 모델링
2. 광명역 탈선 분기기 모델링
3. 탈선사고 발생과 동일한 조건 입력 (차량 속도, 감가속도 등)

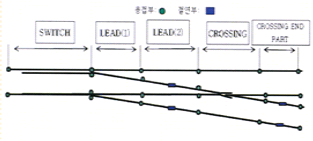
<평가 결과>
1. 단위 차량을 이용하여 열차 간 연결부 모델링을 통한 편성열차 모델을 생성함.
2. 광명역 (일직터널) 사고 분기기와 동일한 모델을 생성함.
3. 국토부 사고보고서에 기록된 사고 당시 차량의 조건을 유한요소 모델에 적용.

<참고 자료 : 해석결과>

• 궤도 모델

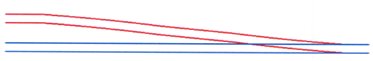
➢ 광명역 탈선사고가 일어난 제0458호 선로전환기 부분의 궤도를 모델링.
➢ 고속철도 분기기의 명칭과 제원을 이용하여 모델링.

✓ 고속분기기 제원



구 분		분기기 전장	SWITCH PART	LEAD PART (1)	LEAD PART (2)	CROSSING PART (1)	CROSSING END PART(1)	비 고
F10.5	곡아(M)	68.122	25.740	26.862		15.520	11.034	-
	곡(M) B1	-	2.600	2.800		3.800	4.400	-
	곡(M) B2	-	2.800	3.800		4.400	5.000	-
	중량ton	86.7	24.5	27.3		22.0	-	기타 궤료 12.9

✓ 고속분기기 및 궤도 모델링



• 비선형 3차원 모델

✓ 차량 중량 및 유한요소 모델 제원



		동력차	동력객차	일반객차
차체 무게	[kg]	56,876	34,500	27,000
node 개수	[EA]	500,752	350,927	365,069
element 개수	[EA]	510,002	434,488	494,096
차체 길이	[mm]	20,936	21,100	17,620
차체 폭	[mm]	2,800	2,965	2,965
차체 높이	[mm]	3,340	3,415	3,415

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.

ISBN : 9791195462360 93530