2010-07-06
정보과학실 590-4

철도종합안전기술개발사업 6차년도 중간보고서

R&D/05 철도안전 C02

철도차량 충돌 안전성능 평가 및 피해저감 기술 개발

2010. 6.

핵심연구기관 / 한국철도기술연구원
세부연구기관 / 현대로템(주)
대원강업(주)
에프엠전자(주)
오토리브(주)
교통안전공단 자동차성능연구소
서울산업대학교

국 토 해 양 부
한국건설교통기술평가원

Land Transpot and Maritime R&D Report

RP03967

철도종합안전기술개발사업 제6차년도 중간보고서

R&D / 05철도안전C02

철도차량 충돌 안전성능 평가 및 피해저감 기술 개발

2010. 6.

핵심연구기관 / 한국철도기술연구원
세부연구기관 / 현대로템(주)
대원강업(주)
에프엠전자(주)
오토리브(주)
교통안전공단 자동차성능연구소
서울산업대학교

국 토 해 양 부
한국건설교통기술평가원

제 출 문

국토해양부장관(한국건설교통기술평가원장) 귀하

본 보고서를 "철도차량 충돌 안전성능 평가 및 피해저감 기술 개발"의 제6차년도 중간보고서로 제출합니다.

2010. 5.

핵심연구기관 : 한국철도기술연구원
원장 최 성 규
협동연구기관 : 현대로템(주)
대표이사 이 여 성
: 대원강업(주)
대표이사 성 열 각
: 에프엠전자(주)
대표이사 이 종 규
: 오토리브(주)
대표이사 스벤구나다렌
: 교통안전공단
이사장 정 상 호
: 서울산업대학교
총장 노 준 형

요 약 문

Ⅰ. 제 목

철도차량 충돌 안전성능 평가 및 피해저감 기술 개발

Ⅱ. 연구개발의 목적 및 필요성

○ 대형충돌사고는 사고발생빈도(frequency)는 적지만 심각도(fatality)가 매우 크므로 충돌사고 심각도를 줄이기 위한 피해저감대책이 요구됨

○ 또한, 빈도가 많이 발생하는 경충돌사고(건널목, 장애물)나 공중사상사고에 대한 대책도 중요함

○ 철도안전법 제정에 따라 충돌안전에 대한 세부기술기준 및 피해저감대책을 개발할 필요가 있고, 충돌안전성능을 평가하는 국가적인 관리시스템이 요구되고 있음

○ 본 과제는 열차 충돌사고 시 승객의 안전과 차량의 안전을 확보하기 위한 충돌안전성 평가기술을 개발하고, 충돌 피해저감을 위한 기술을 개발함을 목적으로 함

Ⅲ. 연구개발의 내용 및 범위

○ 충돌안전도 설계 가이드라인 연구

- 충돌 후 탈선 및 타고오름 사고 예측기술 개발

- 제동성능향상 대책 검증

○ 표준성능모델 개발

- 전동차 전두부 하부구조 개발

- 승객용 안전의자 개발

- 공중사상 피해저감 방안의 feasibility 검토 및 실용화 방안

○ 충돌안전 성능평가 기술 개발

- 차체구조 충돌안전성능 시험평가기술 개발

- 철도승객 Sled 시험기법 연구

- 철도차량용 의자의 충돌안전성능평가기술 개발

- 차막이 성능시험

- 연결기 충돌안전 성능평가기술 개발

○ 충돌안전 성능평가 시험설비 구축

- 충돌시험시설 및 장비 설치 및 인수시험

- 시범 충돌시험 실시

Ⅳ. 연구개발결과

ㅇ 충돌안전도 설계 가이드라인 연구

- 개발된 타고오름 사고 해석 모델링 기술의 검증
- 개발된 충돌 원인 탈선사고 해석 모델링 및 시뮬레이션 기술의 타당성 검증
- 제동 장치 모델 및 분석
- 제동 장치 협조 제어 알고리즘 개발

ㅇ 표준성능모델 개발

- 단부구조 해석 및 준정적 시험 결과
- 전동차 전두부 해석/시험 평가 및 표준 구조물
- 전두부 보호용 복합재 구조 모듈 개발
- 안전의자 완충장치 표준모델 핵심기술 개발
- 감지장치 시험 및 신뢰성 향상방안
- 철도차량 접촉사고자를 보호하기 위한 실용화 가능성이 높은 에어백 시제품 개발
- 접촉사고자 보호장치 평가시험 수행

○ 충돌안전 성능평가 기술 개발

- 표준충돌사고각본 검증절차에 따른 실차충돌시험 수행
- 표준충돌사고각본 검증절차에 따른 시험결과와 해석모델의 비교 검증
- 다양한 충돌동역학 모델에 의한 해석적 충돌성능 평가 기술 개발
- 승객보호용 안전의자 인체상해 해석모델 개발
- 승객보호용 안전의자 설계안의 Sled 시험수행
- 승객보호용 안전의자 설계안의 충돌안전성 평가 해석 모델 개발
- 연속 압축 공정을 적용한 완충차막이의 성능 시험 수행
- 티어링 공정을 통한 에너지 흡수 부재 성능시험 수행
- 개발된 경충돌 안전장치의 성능검증

○ 충돌안전 성능평가 시험설비 구축

- 실차충돌시험시설구축
- 실제 열차의 실물 충돌시험을 수행하여 충돌안전도 평가

V. 연구개발결과의 활용계획

○ 충돌안전도 설계가이드라인 연구

- 차종별 충돌안전설계 가이드라인 개발에 활용

○ 충돌안전도 성능향상 표준성능 구조 및 장치 개발

- 고속철도/일반철도 전두부의 충돌안전 표준성능 구조 개발에 활용
- 에너지 흡수 구조를 위한 표준성능 사양 작성에 활용
- 구명 에어백의 실용화 가능성 분석에 활용
- 철도 차량 안전의자 시제품을 통한 안전성 성능향상

○ 충돌안전 성능평가 기술 개발

- 표준충돌사고 시나리오 개발 시 각 시나리오 평가에 활용
- 충돌안전 표준성능 구조 및 장치개발 시 성능평가에 활용
- 시험시설구축을 위한 사양 도출에 활용

○ 시험시설구축

- 충돌안전 성능평가 시험시설의 우선순위 결정에 활용
- 충돌안전 시험시설 구축 시 요구되는 기술 사양 도출에 활용

목 차

제1장 서론 ····· 1
제1절 연구개발의 최종목표 ····· 2
제2절 당해연도 연구개발 목표 및 내용 ····· 3

제2장 국내외 기술개발 현황 ····· 4
제1절 국내 현황 ····· 4
제2절 국외 현황 ····· 9

제3장 연구개발수행 내용 및 결과 ····· 16
제1절 전두부 해석 및 시험 데이터 ····· 16
제2절 다물체 동역학을 이용한 2차원/3차원 충돌동역학 해석과 타고오름 및 탈선예측 기술 개발 ····· 32
제3절 VTM을 이용한 충돌 원인 탈선해석 기술(III) ····· 89
제4절 안전의자 표준모델, 완충장치 설계 및 시제품 제작 ····· 172
제5절 경충돌 안전장치 개발 ····· 208
제6절 세이빙 공정을 이용한 완충차막이 개발 ····· 261
제7절 고속철도/일반철도 전두부 시험 ····· 278
제8절 열차실물충돌시범시험 ····· 319
제9절 충돌시험시설 발주 및 인수시험 ····· 334
제10절 철도차량용 의자의 충돌안전 성능평가기술 개발 ····· 375
제11절 안전의자 개발 평가시험 ····· 386
제12절 안전의자의 인체상해 평가 해석 모델 ····· 423
제13절 감지장치 시험 및 신뢰성 향상방안 ····· 442
제14절 공중사상자 피해저감 방안 연구 ····· 454
제15절 충돌에너지 저감을 위한 제동 성능 향상방안 ····· 506

제4장 연구 개발 목표 달성도 및 관련분야에의 기여도 ····· 537

제5장 연구개발결과의 활용계획 ····· 539

제6장 참고문헌 ····· 543

표 목차

<표 3.1.1> 충돌안전 구조 전동차의 평가항목 및 판단기준 ····· 20
<표 3.1.2> 충돌안전 구조 전동차의 제원 ····· 21
<표 3.1.3> 충돌안전 구조 전동차의 공차중량 및 대차중량 ····· 21
<표 3.1.4> 재질의 기계적 성질 ····· 23
<표 3.2.1> Classification by train service condition ····· 41
<표 3.2.2> Collision velocity of train-to-train collision senario ····· 42
<표 3.2.3> Maximum acceleration using velocity curve of the MT-Car front ··· 61
<표 3.2.4> Maximum accelerations using FFT filter of the MT-Car front ····· 61
<표 3.2.5> Maximum acceleration using velocity curve of the MT-Car mid ····· 63
<표 3.2.6> Maximum accelerations using FFT filter of the MT-Car mid ····· 63
<표 3.2.7> Maximum acceleration using velocity curve of the T-Car mid ····· 64
<표 3.2.8> Maximum accelerations using FFT filter of the T-Car mid ····· 65
<표 3.2.9> Cumulative average acceleration of the current vs. new ····· 68
<표 3.2.10> Maximum acceleration of the current vs. new(FFT) ····· 69
<표 3.2.11> Maximum acceleration of the current vs. new(velocity curve analysis) 69
<표 3.2.12> GE6e10_55 복합재 튜브의 준정적-동적 시험 결과 ····· 81
<표 3.2.13> 충돌시험편 치수 및 예상 압괴하중 ····· 83
<표 3.2.14> 동적성능 분석을 위한 충돌실험계획 ····· 84
<표 3.3.1> Mass Distribution of the KHST power car ····· 101
<표 3.3.2> Finite element model composition of the PC ····· 102
<표 3.3.3> Input parameters for damping control ····· 111
<표 3.3.4> Evaluation of derailment behavior (μ=0) ····· 148
<표 3.3.5> F, W_L and W_R result for each friction condition ····· 150
<표 3.3.6> Evaluation variables for each derailment behavior ····· 152
<표 3.3.7> Evaluation of derailment behavior (μ=0.1, 0.2, 0.3) ····· 152
<표 3.4.1> 1차 상해치 평가시험 측정치 ····· 188
<표 3.4.2> 2차 상해치 평가 결과 측정치 ····· 194
<표 3.4.3> 3차 상해치 평가 결과 측정치 ····· 201
<표 3.5.1> Johnson-Cook 모델의 재료상수 ····· 213
<표 3.5.2> Pretension ····· 215
<표 3.5.3> 실험결과 ····· 217
<표 3.5.4> 유한요소해석과 실험결과 비교 ····· 223
<표 3.5.5> 주요치수 ····· 227
<표 3.5.6> 편치각이 에너지흡수특성에 미치는 영향 ····· 230
<표 3.5.7> 충돌시험결과 ····· 250

<표 3.5.8> 연구목표 및 달성도 ····· 260
<표 3.6.1> 성과물의 내용 및 결과 ····· 277
<표 3.7.1> Element type and quantity ····· 286
<표 3.7.2> 연구목표 및 달성도 ····· 318
<표 3.8.1> 계측기별 속도 검출방법 ····· 322
<표 3.8.2> 고속카메라 위치 ····· 324
<표 3.8.3> 계측장비 위치 ····· 325
<표 3.9.1> 충돌 시험 가능조건 ····· 339
<표 3.9.2> 계측장비 및 인체모형 사양 ····· 339
<표 3.9.3> 시험차량-개조화차 사양 ····· 340
<표 3.9.4> 국외 충돌 시험 의뢰 현황(연구원) ····· 341
<표 3.9.5> [연간 장비 활용 시간] ····· 342
<표 3.9.6> 시험 목적과 측정 항목 ····· 343
<표 3.9.7> 전두부 충돌에너지 흡수구조 평가시험 사례 ····· 344
<표 3.9.8> 객차 충돌안전 평가시험 ····· 345
<표 3.9.9> 충돌 시험 장비 구성 ····· 346
<표 3.9.10> 구축 장비 사양서-Camera system ····· 347
<표 3.9.11> 구축 장비 사양서-Dummy ····· 348
<표 3.9.12> 구축 장비 사양서-Loadcell ····· 350
<표 3.9.13> 구축 장비 사양서-Data Acquisition System ····· 350
<표 3.9.14> 구축 장비 사양서-Remarks ····· 350
<표 3.9.15> 기 구매 장비 ····· 351
<표 3.9.16> 당해연도 구매장비 ····· 352
<표 3.10.1> 안전의자 표준모델 물성치 ····· 381
<표 3.10.2> Sled test와 Simulation 비교 ····· 384
<표 3.11.1> 안전의자 시험조건 ····· 389
<표 3.11.2> Injury Criteria - SAFETRAIN & AV/ST9001 ····· 391
<표 3.11.3> The co-ordinates of points A to G on the graph ····· 391
<표 3.11.4> 상해기준 ····· 393
<표 3.11.5> 동하중 시험 조건 ····· 394
<표 3.11.6> Test Result : MODEL 8 Injury values ····· 401
<표 3.11.7> Test Result : MODEL 9 Injury values ····· 406
<표 3.12.1> Injury Criteria - SAFETRAIN & AV/ST9001 ····· 429
<표 3.12.2> The co-ordinates of points A to G on the graph ····· 431
<표 3.12.3> Test Result : Train_Safety_Seat Injury Values ····· 434
<표 3.12.4> Test Result : MADYMO Train_Safety_Seat Injury Values ····· 438
<표 3.12.5> Test Result : MADYMO Absorbing device change-1 ····· 439

<표 3.12.6> Test Result : Train_Safety_Seat Injury Values-1 ····· 440
<표 3.12.7> Test Result : MADYMO Absorbing device change-2 ····· 441
<표 3.13.1> 인명감지시스템 제원 ····· 448
<표 3.14.1> 접촉사고자 에어백 개념설계 결과물 ····· 456
<표 3.14.2> 접촉사고자 에어백 구조물 시스템 개념설계 결과물 ····· 457
<표 3.14.3> 에어백 Drop Testing 시험조건 ····· 478
<표 3.15.1> 주요 연구 내용 ····· 508
<표 3.15.2> 대상 고속전철 사양 ····· 509
<표 3.15.3> 견인 모터 사양 ····· 516
<표 3.15.4> 전류와 속도에 따른 제동력 table ····· 525
<표 3.15.5> 열해석에 사용된 파라미터 ····· 529
<표 3.15.6> 속도와 압력에 따른 패드 마모량 ····· 532

그림 목차

<그림 2.2.1> 에너지 흡수식 연결기 개념도 ····· 13
<그림 2.2.2> 완충차막이 ····· 13
<그림 2.2.3> TER X7250 영역별 구조기능 ····· 14
<그림 2.2.4> TER X7250의 전두부 에너지 흡수 구조 ····· 14
<그림 2.2.5> 강체벽 실차충돌 시험(TTCI) ····· 15
<그림 2.2.6> SAFETRAIN 운전실 충돌안전도 평가시험(CNTK) ····· 16
<그림 3.2.1> 3-D dynamic model of KHST consisting of 20 units ····· 36
<그림 3.2.2> Outline of the power car(3-D) ····· 37
<그림 3.2.3> Outline of the motorized trailer car(3-D) ····· 37
<그림 3.2.4> Outline of the trailer car(3-D) ····· 37
<그림 3.2.5> KHST consisting of the 20 units ····· 38
<그림 3.2.6> Outline of the power car(1-D) ····· 38
<그림 3.2.7> Outline of the motorized trailer car(1-D) ····· 39
<그림 3.2.8> Outline of the trailer car(1-D) ····· 39
<그림 3.2.9> The deformed shapes of the PC front-end(current) ····· 39
<그림 3.2.10> F-δ curve of the PC front-end(current) ····· 39
<그림 3.2.11> The deformed shapes of the PC end(current) ····· 40
<그림 3.2.12> F-δ curve of the PC end(current) ····· 40
<그림 3.2.13> The deformed shapes of the MT-Car door(current) ····· 40
<그림 3.2.14> F-δ curve of the MT-Car door(current) ····· 40
<그림 3.2.15> The deformed shapes of the MT-Car end(current) ····· 40
<그림 3.2.16> F-δ curve of MT-Car end(current) ····· 40
<그림 3.2.17> The deformed shapes of the T-Car door(current) ····· 41
<그림 3.2.18> F-δ curve of the T-Car door(current) ····· 41
<그림 3.2.19> The deformed shapes of the T-Car end(current) ····· 41
<그림 3.2.20> F-δ curve of the T-Car end(current) ····· 41
<그림 3.2.21> Crash condition of the train-to-train ····· 42
<그림 3.2.22> Definition of cross-section plane ····· 43
<그림 3.2.23> Location of cross-section plane ····· 43
<그림 3.2.24> Cross-section plane F-δ curve of the PC front-end ····· 44
<그림 3.2.25> Cross-section plane F-δ curve of the PC end ····· 44
<그림 3.2.26> Cross-section plane F-δ curve of the MT-Car door ····· 44
<그림 3.2.27> Cross-section plane F-δ curve of the MT-Car end ····· 44
<그림 3.2.28> Cross-section plane F-δ curve of the T-Car door ····· 44
<그림 3.2.29> Cross-section plane F-δ curve of the T-Car end ····· 44

<그림 3.2.30> F-δ curve of the PC front-end(current) ····· 45
<그림 3.2.31> F-δ curve of the PC end(current) ····· 45
<그림 3.2.32> F-δ curve of the MT-Car door(current) ····· 45
<그림 3.2.33> F-δ curve of the MT-Car end(current) ····· 45
<그림 3.2.34> F-δ curve of the T-Car door(current) ····· 45
<그림 3.2.35> F-δ curve of the T-Car end(current) ····· 45
<그림 3.2.36> Energy history curve of 3-D(current) ····· 46
<그림 3.2.37> Energy history curve of 1-D(current) ····· 46
<그림 3.2.38> 1-D vs. 3-D F-δ result of the PC front-end(current) ····· 47
<그림 3.2.39> 1-D vs. 3-D F-δ result of the PC end(current) ····· 47
<그림 3.2.40> 1-D vs. 3-D F-δ result of the MT-Car door(current) ····· 47
<그림 3.2.41> 1-D vs. 3-D F-δ result of the MT-Car end(current) ····· 47
<그림 3.2.42> 1-D vs. 3-D F-δ result of the T-Car door(current) ····· 47
<그림 3.2.43> 1-D vs. 3-D F-δ result of the T-Car end(current) ····· 47
<그림 3.2.44> 1-D vs. 3-D acceleration result of the PC mid(current) ····· 48
<그림 3.2.45> 1-D vs. 3-D acceleration result of the MT-Car front(current) ··· 48
<그림 3.2.46> 1-D vs. 3-D acceleration result of the MT-Car mid(current) ····· 48
<그림 3.2.47> 1-D vs. 3-D acceleration result of the T-Car mid(current) ····· 48
<그림 3.2.48> Cumulative average accel. curve of the PC mid(current) ····· 49
<그림 3.2.49> Cumulative average accel. curve of the MT-Car front(current) ·· 49
<그림 3.2.50> Cumulative average accel. curve of the MT-Car mid(current) ···· 50
<그림 3.2.51> Cumulative average accel. curve of the T-Car mid(current) ····· 50
<그림 3.2.52> Velocity curve of the PC end(current) ····· 50
<그림 3.2.53> Velocity curve of the PC end(new) ····· 50
<그림 3.2.54> The deformed shapes of the PC end(current) ····· 51
<그림 3.2.55> The deformed shapes of the PC end(new) ····· 51
<그림 3.2.56> Crash analysis of 3-D three cars finite element model ····· 52
<그림 3.2.57> Section vs. three cars F-δ result of the PC front-end ····· 52
<그림 3.2.58> Section vs. three cars F-δ result of the PC end ····· 52
<그림 3.2.59> Section vs. three cars F-δ result of the MT-Car door ····· 52
<그림 3.2.60> Section vs. three cars F-δ result of the MT-Car end ····· 52
<그림 3.2.61> Section vs. three cars F-δ result of the T-Car door ····· 53
<그림 3.2.62> Section vs. three cars F-δ result of the T-Car end ····· 53
<그림 3.2.63> The deformed shapes of the PC front-end(three cars) ····· 53
<그림 3.2.64> F-δ curve of the PC front-end(three cars) ····· 53
<그림 3.2.65> The deformed shapes of the PC end(three cars) ····· 53
<그림 3.2.66> F-δ curve of the PC end(three cars) ····· 53

<그림 3.2.67> The deformed shapes of the MT-Car door(three cars) ····· 54
<그림 3.2.68> F-δ curve of the MT-Car door(three cars) ····· 54
<그림 3.2.69> The deformed shapes of the MT-Car end(three cars) ····· 54
<그림 3.2.70> F-δ curve of the MT-Car end(three cars) ····· 54
<그림 3.2.71> The deformed shapes of the T-Car door(three cars) ····· 54
<그림 3.2.72> F-δ curve of the T-Car door(three cars) ····· 54
<그림 3.2.73> The deformed shapes of the T-Car end(three cars) ····· 55
<그림 3.2.74> F-δ curve of the T-Car end(three cars) ····· 55
<그림 3.2.75> Power car front-end input vs. output F-δ curve(new) ····· 55
<그림 3.2.76> Power car end input vs. output F-δ curve(new) ····· 55
<그림 3.2.77> MT-car door input vs. output F-δ curve(new) ····· 56
<그림 3.2.78> MT-car end input vs. output F-δ curve(new) ····· 56
<그림 3.2.79> T-car door input vs. output F-δ curve(new) ····· 56
<그림 3.2.80> T-car end input vs. output F-δ curve(new) ····· 56
<그림 3.2.81> Energy history curve of 3-D(new) ····· 56
<그림 3.2.82> Energy history curve of 1-D(new) ····· 56
<그림 3.2.83> Power car front-end F-δ curve(new) ····· 57
<그림 3.2.84> Power car end ····· 57
<그림 3.2.85> MT-car door ····· 57
<그림 3.2.86> MT-car end ····· 57
<그림 3.2.87> T-car door ····· 57
<그림 3.2.88> T-car end ····· 57
<그림 3.2.89> 1-D vs. 3-D acceleration result of the PC mid(new) ····· 58
<그림 3.2.90> 1-D vs. 3-D acceleration result of the MT-Car front(new) ····· 58
<그림 3.2.91> 1-D vs. 3-D acceleration result of the MT-Car mid(new) ····· 58
<그림 3.2.92> 1-D vs. 3-D acceleration result of the T-Car mid(new) ····· 58
<그림 3.2.93> Cumulative average accel. curve of the PC mid(new) ····· 59
<그림 3.2.94> Cumulative average accel. curve of the MT-Car front(new) ··· 59
<그림 3.2.95> Cumulative average accel. curve of the MT-Car mid(new) ····· 59
<그림 3.2.96> Cumulative average accel. curve of the T-Car mid(new) ····· 59
<그림 3.2.97> Velocity curve analysis of the MT-Car front ····· 60
<그림 3.2.98> Velocity curve of the MT-Car front ····· 61
<그림 3.2.99> Displacement curve of the MT-Car front ····· 61
<그림 3.2.100> Displacement curve of the MT-Car front ····· 62
<그림 3.2.101> Acceleration curve of the MT-Car front ····· 62
<그림 3.2.102> Velocity curve analysis of the MT-Car mid ····· 62
<그림 3.2.103> Velocity curve of the MT-Car mid ····· 63

<그림 3.2.104> Displacement curve of the MT-Car mid ····· 63
<그림 3.2.105> Displacement curve of the MT-Car mid ····· 64
<그림 3.2.106> Acceleration curve of the MT-Car mid ····· 64
<그림 3.2.107> Velocity curve analysis of the T-Car mid ····· 64
<그림 3.2.108> Velocity curve of the T-Car mid ····· 65
<그림 3.2.109> Displacement curve of the T-Car mid ····· 65
<그림 3.2.110> Displacement curve of the T-Car mid ····· 65
<그림 3.2.111> Acceleration curve of the T-Car mid ····· 65
<그림 3.2.112> 1-D vs. 3-D acceleration result of the PC mid(raw data-current) ····· 66
<그림 3.2.113> 1-D vs. 3-D acceleration result of the PC mid(raw dat-new) ····· 66
<그림 3.2.114> 1-D vs. 3-D acceleration result of the MT-Car front(80Hz-current) 66
<그림 3.2.115> 1-D vs. 3-D acceleration result of the MT-Car front(80Hz-new) ····· 66
<그림 3.2.116> 1-D vs. 3-D acceleration result of the MT-Car mid(60Hz-current) ····· 67
<그림 3.2.117> 1-D vs. 3-D acceleration result of the MT-Car mid(60Hz-new) ····· 67
<그림 3.2.118> 1-D vs. 3-D acceleration result of the T-Car mid(20Hz-current) ····· 67
<그림 3.2.119> 1-D vs. 3-D acceleration result of the T-Car mid(20Hz-new) ····· 67
<그림 3.2.120> 두 질량의 충돌 ····· 71
<그림 3.2.121> 철도차량의 수학적 모델 ····· 72
<그림 3.2.122> 충돌 후 피치운동과 수직운동 발생 ····· 73
<그림 3.2.123> The side view of VTM at 0msec ····· 79
<그림 3.2.124> The side view of VTM at 700msec ····· 79
<그림 3.2.125> The side view of the offset collision at 0msec ····· 79
<그림 3.2.126> The side views of the offset collision ····· 79
<그림 3.2.127> Deformation of a car body by three springs ····· 80
<그림 3.2.128> 2-Dimensional model on buckling similar with VTM ····· 80
<그림 3.2.129> GE6e10_55 복합재 튜브의 준정적-동적 시험 결과 ····· 82
<그림 3.2.130> 복합재 튜브의 준정적 시험 결과 ····· 83
<그림 3.2.131> 동적성능 제어인자 분석용 복합재 튜브 및 지그 ····· 85
<그림 3.2.132> 경충돌 안전장치용 50ton 복합재 튜브 3차 시험편 ····· 86
<그림 3.2.133> 200ton jig for quasi-static test ····· 87
<그림 3.2.134> GFRP tube block module of 200 ton ····· 87
<그림 3.2.135> Local buckling at the GFRP02 test ····· 87
<그림 3.2.136> Local buckling_at the GFRP03 test ····· 87
<그림 3.2.137> Test results of GFRP module 3set ····· 88
<그림 3.2.138> 충돌시험용 200ton 복합재 튜브 모듈 시험편 ····· 88
<그림 3.3.1> Energy result curves ····· 92
<그림 3.3.2> Impact force curve ····· 92

<그림 3.3.3> Deformed shape of the front-end structure of the VTM ····· 92
<그림 3.3.4> Result of the inner spring ····· 92
<그림 3.3.5> Result of the outer spring ····· 92
<그림 3.3.6> Result of the guide spring ····· 93
<그림 3.3.7> Result of the secondary coil spring ····· 93
<그림 3.3.8> Result of the pivot spring ····· 93
<그림 3.3.9> Result of the vertical damper ····· 93
<그림 3.3.10> Result of the secondary vertical damper ····· 93
<그림 3.3.11> Result of the anti-yaw damper ····· 93
<그림 3.3.12> Result of the lateral bump stop ····· 94
<그림 3.3.13> Sampling data to simulate slip-over behavior ····· 94
<그림 3.3.14> Result of R_L and R_R (slip-over) ····· 95
<그림 3.3.15> Result of a_R (slip-over) ····· 95
<그림 3.3.16> Derailment behavior of slip-over condition ····· 95
<그림 3.3.17> Sampling data to simulate slip & roll-over behavior ····· 96
<그림 3.3.18> Result of R_R (slip & roll-over) ····· 96
<그림 3.3.19> Result of a_R (slip & roll-over) ····· 96
<그림 3.3.20> Result of $\ddot{\theta}$ (slip & roll-over) ····· 96
<그림 3.3.21> Result of $\Delta\theta$ (slip & roll-over) ····· 96
<그림 3.3.22> Derailment behavior of the slip & roll-over ····· 97
<그림 3.3.23> Sampling data to simulate roll-over behavior ····· 97
<그림 3.3.24> Result of R_R and R_V (roll-over) ····· 97
<그림 3.3.25> Result of $\ddot{\theta}$ (roll-over) ····· 98
<그림 3.3.26> Result of $\Delta\theta$ (roll-over) ····· 98
<그림 3.3.27> Derailment behavior of roll-over condition ····· 98
<그림 3.3.28> Schematic view of the KHST power car ····· 100
<그림 3.3.29> Composition of the bogie part ····· 100
<그림 3.3.30> Carbody structure of VTM ····· 102
<그림 3.3.31> Bogie part of VTM ····· 102
<그림 3.3.32> Virtual Testing Model ····· 102
<그림 3.3.33> Mechanical properties of secondary coil spring ····· 103
<그림 3.3.34> Mechanical properties of pivot spring ····· 103
<그림 3.3.35> Mechanical properties of guide spring ····· 104
<그림 3.3.36> Mechanical properties of inner spring ····· 104
<그림 3.3.37> Mechanical properties of outer spring ····· 105
<그림 3.3.38> Mechanical property of primary vertical damper ····· 105

<그림 3.3.39> Mechanical property of secondary vertical damper ····· 105
<그림 3.3.40> Mechanical property of anti-yaw damper ····· 105
<그림 3.3.41> Mechanical property of lateral bump stop ····· 105
<그림 3.3.42> Response of wheel-rail contact force ····· 111
<그림 3.3.43> Vertical velocity of the wheel-rail contact point ····· 111
<그림 3.3.44> Force vs. velocity curve for damping control ····· 112
<그림 3.3.45> Response of damping control ····· 112
<그림 3.3.46> A half cycle force control ····· 113
<그림 3.3.47> Result of a half cycle force control ····· 113
<그림 3.3.48> One cycle force control ····· 113
<그림 3.3.49> Result of one cycle force control ····· 114
<그림 3.3.50> Two cycle force control ····· 114
<그림 3.3.51> Result of two cycle force control ····· 114
<그림 3.3.52> Four cycle force control ····· 114
<그림 3.3.53> Result of four cycle force control ····· 114
<그림 3.3.54> Comparison of each force control ····· 114
<그림 3.3.55> Wheel-rail interface of *RAIL function ····· 116
<그림 3.3.56> Spring model of wheel-rail interface ····· 117
<그림 3.3.57> Free body diagram of slip-over behavior ····· 117
<그림 3.3.58> Free body diagram of slip-down behavior ····· 118
<그림 3.3.59> Lateral displacement during derailment ····· 119
<그림 3.3.60> Wheel-rail properties of lateral direction ····· 119
<그림 3.3.61> Location of contact point when lies above master segment ····· 119
<그림 3.3.62> Finite element model for the wheel-rail contact simulation ····· 122
<그림 3.3.63> Comparison of contact forces for each contact method ····· 122
<그림 3.3.64> Comparison of lateral contact results for each contact method · 123
<그림 3.3.65> Definition of normal vector n in rigid planar ····· 123
<그림 3.3.66> Result of contact force using rigid surface contact method ····· 124
<그림 3.3.67> Free body diagram of steady state ····· 125
<그림 3.3.68> Free body diagram of slip-over condition ····· 127
<그림 3.3.69> Free body diagram of slip & roll-over condition ····· 130
<그림 3.3.70> Free body diagram of roll-over condition ····· 131
<그림 3.3.71> Flange shapes to compare derailment behavior ····· 133
<그림 3.3.72> Comparison of derailment behavior between simple and real model ··· 134
<그림 3.3.73> Comparison R_R response for simple and real model ····· 135
<그림 3.3.74> Comparison a_R response for simple and real model ····· 135
<그림 3.3.75> Comparison $\ddot{\theta}$ response for simple and real model ····· 136

<그림 3.3.76> Reference collision scenario using oblique rigidwall ····· 137
<그림 3.3.77> F, W_R, and W_L result ····· 137
<그림 3.3.78> Derailment behavior of *RAIL function model ····· 138
<그림 3.3.79> Lateral force and displacement result ····· 139
<그림 3.3.80> R_L result ····· 140
<그림 3.3.81> Rotational angle result ····· 140
<그림 3.3.82> Vertical force and displacement result ····· 140
<그림 3.3.83> Evaluation of steady state condition ····· 141
<그림 3.3.84> Evaluation of slip-over condition ····· 141
<그림 3.3.85> Evaluation of slip & roll-over condition ····· 141
<그림 3.3.86> Evaluation of roll-over condition ····· 141
<그림 3.3.87> F, W_R, and W_L result (μ=0) ····· 142
<그림 3.3.88> R_L result (μ=0) ····· 143
<그림 3.3.89> Rotational angle result (μ=0) ····· 143
<그림 3.3.90> Lateral force and displacement result (μ=0) ····· 143
<그림 3.3.91> F, W_R, and W_L result (μ=0.3) ····· 144
<그림 3.3.92> R_L result (μ=0.3) ····· 144
<그림 3.3.93> Rotational angle result (μ=0.3) ····· 144
<그림 3.3.94> Lateral force and displacement result (μ=0.3) ····· 145
<그림 3.3.95> Rigid wall force (μ=0) ····· 146
<그림 3.3.96> F, W_R, and W_L result (μ=0) ····· 146
<그림 3.3.97> R_L, R_V, and R_R result (μ=0) ····· 147
<그림 3.3.98> Derailment behavior after collision (μ=0)) ····· 147
<그림 3.3.99> R_V and R_L result (μ=0) ····· 148
<그림 3.3.100> R_R result (μ=0) ····· 148
<그림 3.3.101> a_R result (μ=0) ····· 149
<그림 3.3.102> Double integration result of a_R (μ=0) ····· 149
<그림 3.3.103> $\ddot{\theta}$ result (μ=0) ····· 149
<그림 3.3.104> Double integration result of $\ddot{\theta}$ (μ=0) ····· 149
<그림 3.3.105> Rigidwall force of each friction condition ····· 150
<그림 3.3.106> F results of each friction condition ····· 151
<그림 3.3.107> W_L results of each friction condition ····· 151
<그림 3.3.108> W_R results of each friction condition ····· 151
<그림 3.3.109> R_L results of each friction condition ····· 151
<그림 3.3.110> R_V results of each friction condition ····· 151

<그림 3.3.111> $R_R\cos\alpha$ results of each friction condition ····· 151
<그림 3.3.112> $R_R\sin\alpha$ results of each friction condition ····· 152
<그림 3.3.113> R_L result (μ=0.1, 0.2, 0.3) ····· 153
<그림 3.3.114> R_V result (μ=0.1, 0.2, 0.3) ····· 153
<그림 3.3.115> R_R result (μ=0.1, 0.2, 0.3) ····· 153
<그림 3.3.116> Double integration of a_R result (μ=0.1, 0.2, 0.3) ····· 153
<그림 3.3.117> Double integration of $\ddot{\theta}$ result (μ=0.1, 0.2, 0.3) ····· 153
<그림 3.3.118> Evaluation of steady state condition (μ=0) ····· 154
<그림 3.3.119> Evaluation of slip-over condition (μ=0) ····· 154
<그림 3.3.120> Evaluation of slip & roll-over condition (μ=0) ····· 155
<그림 3.3.121> Evaluation of roll-over condition (μ=0) ····· 155
<그림 3.3.122> Evaluation of steady state condition (μ=0.3) ····· 155
<그림 3.3.123> Evaluation of slip-over condition (μ=0.3) ····· 155
<그림 3.3.124> Evaluation of slip & roll-over condition (μ=0.3) ····· 156
<그림 3.3.125> Evaluation of roll-over condition (μ=0.3) ····· 156
<그림 3.3.126> Reference collision scenario using ····· 156
<그림 3.3.127> Impact force between VTM and obstacle (μ=0) ····· 158
<그림 3.3.128> F, W_R, and W_L result (μ=0) ····· 158
<그림 3.3.129> R_V, R_L, and R_R result (μ=0) ····· 158
<그림 3.3.130> Deformed shape of front end structure (μ=0) ····· 158
<그림 3.3.131> Derailment behavior after collision (μ=0) ····· 159
<그림 3.3.132> Impact force between VTM and obstacle ····· 160
<그림 3.3.133> F results of each friction condition ····· 161
<그림 3.3.134> W_L results of each friction condition ····· 161
<그림 3.3.135> W_R results of each friction condition ····· 161
<그림 3.3.136> R_L results of each friction condition ····· 161
<그림 3.3.137> R_V results of each friction condition ····· 161
<그림 3.3.138> $R_R\cos\alpha$ results of each friction condition ····· 161
<그림 3.3.139> $R_R\sin\alpha$ results of each friction condition ····· 162
<그림 3.3.140> Comparison of F between μ=0 and μ=0.3 ····· 162
<그림 3.3.141> Comparison of W_L between μ=0 and μ=0.3 ····· 162
<그림 3.3.142> Comparison of W_R between μ=0 and μ=0.3 ····· 162
<그림 3.3.143> Comparison of R_L between μ=0 and μ=0.3 ····· 162
<그림 3.3.144> Comparison of R_R between μ=0 and μ=0.3 ····· 162
<그림 3.3.145> Comparison of between μ=0 and μ=0.3 ····· 163

<그림 3.3.146> Comparison of between μ=0 and μ=0.3 ····· 163
<그림 3.3.147> Evaluation of steady state condition (μ=0) ····· 163
<그림 3.3.148> Evaluation of slip-over condition (μ=0) ····· 163
<그림 3.3.149> Evaluation of slip & roll-over condition (μ=0) ····· 164
<그림 3.3.150> Evaluation of roll-over condition (μ=0) ····· 164
<그림 3.3.151> Boundary condition of constrained W/R model ····· 164
<그림 3.3.152> Deformed shape of simulation using W/R constrained model ·· 165
<그림 3.3.153> F, W_R, and W_L result ····· 166
<그림 3.3.154> Evaluation of steady state condition ····· 166
<그림 3.3.155> Evaluation of slip-over ····· 166
<그림 3.3.156> Evaluation of slip and roll-over condition ····· 166
<그림 3.3.157> Evaluation of roll-over condition ····· 166
<그림 3.3.158> Derailment behavior of *RAIL model (μ=0) ····· 168
<그림 3.3.159> Derailment behavior of the proposed spring model (μ=0.2) ····· 168
<그림 3.3.160> Derailment behavior of surface contact model (μ=0.2) ····· 168
<그림 3.3.161> Evaluation of steady state condition of constrained W/R model (μ=0.2) ··· 168
<그림 3.3.162> Evaluation of slip-over condition of constrained W/R model (μ=0.2) ·· 169
<그림 3.3.163> Evaluation of slip & roll-over condition of constrained ····· 169
<그림 3.3.164> Evaluation of roll-over condition of constrained W/R ····· 169
<그림 3.3.165> Evaluation of steady state condition of the porposed ····· 169
<그림 3.3.166> Evaluation of steady state condition of surface contact model (μ=0.2) 169
<그림 3.4.1> 기존 타입 완충장치 구조 ····· 183
<그림 3.4.2> 1차 완충장치 구조 설계 ····· 183
<그림 3.4.3> 1차 완충장치 설계 완충 구간 변경 ····· 184
<그림 3.4.4> 1차 테이퍼 핀 형상 변경 ····· 184
<그림 3.4.5> 1차 안전의자 완충장치 표준모델 시제품 ····· 184
<그림 3.4.6> 1차 시제품 치수 및 외관, 작동 검사 성적서 ····· 185
<그림 3.4.7> 1차 좌석안전도 평가시험 ····· 186
<그림 3.4.8> 1차 상해치 평가시험 ····· 186
<그림 3.4.9> 1차 좌석안전도 평가시험 더미 거동 ····· 186
<그림 3.4.10> 1차 좌석안전도 평가시험 상태 ····· 187
<그림 3.4.11> 1차 상해치 평가시험 더미 거동 ····· 187
<그림 3.4.12> 1차 상해치 평가시험 상태 ····· 188
<그림 3.4.13> 1차 시제품 정하중 강도시험 성적서 ····· 189
<그림 3.4.14> 1차 정하중 강도시험 상태 ····· 189
<그림 3.4.15> 2차 테이퍼 핀 형상 변경 ····· 190
<그림 3.4.16> 2차 안전의자 완충장치 표준모델 시제품 ····· 190

<그림 3.4.17> 2차 시제품 치수 및 외관, 작동 검사 성적서 ····· 191
<그림 3.4.18> 2차 좌석안전도 평가시험 ····· 192
<그림 3.4.19> 2차 상해치 평가시험 ····· 192
<그림 3.4.20> 2차 좌석안전도 평가시험 더미 거동 ····· 192
<그림 3.4.21> 2차 좌석안전도 평가시험 상태 ····· 193
<그림 3.4.22> 2차 상해치 평가시험 더미 거동 ····· 193
<그림 3.4.23> 2차 상해치 평가시험 상태 ····· 194
<그림 3.4.24> 2차 시제품 정하중 강도시험 성적서 ····· 195
<그림 3.4.25> 2차 정하중 강도시험 상태 ····· 195
<그림 3.4.26> 3차 테이퍼 핀 형상 변경 ····· 196
<그림 3.4.27> 3차 안전의자 완충장치 표준모델 시제품 ····· 196
<그림 3.4.28> 3차 시제품 치수 및 외관, 작동 검사 성적서 ····· 197
<그림 3.4.29> 3차 좌석안전도 평가시험 ····· 198
<그림 3.4.30> 3차 상해치 평가시펌 ····· 198
<그림 3.4.31> 3차 좌석안전도 평가시험 더미 거동 ····· 198
<그림 3.4.32> 3차 좌석안전도 평가시험 상태 ····· 199
<그림 3.4.33> 3차 상해치 평가시험 더미 거동 ····· 199
<그림 3.4.34> 3차 상해치 평가시험 상태 ····· 200
<그림 3.4.35> 3차 시제품 정하중 강도시험 성적서 ····· 202
<그림 3.4.36> 3차 정하중 강도시험 상태 ····· 202
<그림 3.4.37> 완충장치 설계 ····· 203
<그림 3.4.38> 정하중 강도시험 실시 결과 ····· 204
<그림 3.4.39> 좌석 안전도 평가시험 실시 결과 ····· 205
<그림 3.4.40> 좌석 상해 평가시험 실시 결과 ····· 206
<그림 3.5.1> 일반철도 동력객차의 주요구조 ····· 211
<그림 3.5.2> 경충돌 안전장치의 위치 ····· 211
<그림 3.5.3> 경충돌 안전장치의 주요명칭 ····· 211
<그림 3.5.4> 에너지흡수전략 ····· 212
<그림 3.5.5> 변형률속도에 따른 진응력의 변화 ····· 213
<그림 3.5.6> 변형률속도에 따른 항복응력의 변화 ····· 214
<그림 3.5.7> 인장볼트의 주요명칭 ····· 214
<그림 3.5.8> strain gage위치 및 주요치수 ····· 214
<그림 3.5.9> 충돌실험 ····· 215
<그림 3.5.10> 준정적실험 ····· 216
<그림 3.5.11> 충돌시험결과 ····· 218
<그림 3.5.12> 준정적실험결과 ····· 218
<그림 3.5.13> Pretension의 영향 ····· 219

<그림 3.5.14> 준정적실험과 충돌시험 결과비교 ····· 219
<그림 3.5.15> 인장볼트의 파단순서(D2, Pt:177kN) ····· 220
<그림 3.5.16> 인장볼트의 파단 전·후 ····· 220
<그림 3.5.17> 유한요소해석과 실험결과 비교 ····· 224
<그림 3.5.18> 유한요소해석과 실험결과 비교(Pt:0kN) ····· 224
<그림 3.5.19> 유한요소해석과 실험결과 비교(P_t:0kN) ····· 224
<그림 3.5.20> 유한요소해석과 실험결과 비교(P_t:55kN) ····· 225
<그림 3.5.21> 유한요소해석과 실험결과 비교(Pt:177kN) ····· 225
<그림 3.5.22> 준정적실험의 개요 ····· 226
<그림 3.5.23> 압괴거리에 따른 튜브형상의 변화 ····· 228
<그림 3.5.24> 실험결과 ····· 228
<그림 3.5.25> 흡수된 에너지의 변화 ····· 229
<그림 3.5.26> 흡수된 에너지의 비교 ····· 229
<그림 3.5.27> 팽창튜브의 에너지흡수과정 ····· 230
<그림 3.5.28> 유한요소모델 ····· 231
<그림 3.5.29> 진응력-진변형률선도 ····· 231
<그림 3.5.30> 마찰모델 ····· 233
<그림 3.5.31> 최소자승법결과 (a=30°) ····· 233
<그림 3.5.32> 최소 값 결정 (a=30°) ····· 234
<그림 3.5.33> 실험과 해석결과 비교(a=15°) ····· 235
<그림 3.5.34> 실험과 해석결과 비교(a=30°) ····· 235
<그림 3.5.35> 실험과 해석결과 비교(a=45°) ····· 236
<그림 3.5.36> 전단마찰인자(m) ····· 236
<그림 3.5.37> 펀치각에 따른 흡수된 에너지의 변화 ····· 237
<그림 3.5.38> 팽창비의 변화 ····· 237
<그림 3.5.39> 팽창튜브 정하중시험 (a=15°) ····· 238
<그림 3.5.40> 팽창튜브 접촉조건 시험 (a=15°, 부식) ····· 239
<그림 3.5.41> Dry contact ····· 240
<그림 3.5.42> Corrosion contact ····· 240
<그림 3.5.43> Lubrication contact ····· 241
<그림 3.5.44> 접촉조건에 따른 하중변화 ····· 241
<그림 3.5.45> 준정적실험 ····· 242
<그림 3.5.46> 충돌실험 ····· 242
<그림 3.5.47> 준정적 및 충돌실험결과 ····· 243
<그림 3.5.48> 흡수된 에너지 비교 ····· 243
<그림 3.5.49> 300ton 유압프레스 ····· 244
<그림 3.5.50> 정하중시험 준비 ····· 245

<그림 3.5.51> 정하중시험 후 ····· 245
<그림 3.5.52> 파단된 인장볼트 ····· 245
<그림 3.5.53> 경충돌 안전장치 하중-변위선도 ····· 246
<그림 3.5.54> 시험장비 배치도 ····· 247
<그림 3.5.55> 시험지그 장착 ····· 247
<그림 3.5.56> 팽창튜브와 인장볼트 ····· 248
<그림 3.5.57> 속도측정 장치 ····· 248
<그림 3.5.58> 변위측정 장치 ····· 248
<그림 3.5.59> Impacting wagon ····· 249
<그림 3.5.60> 실험준비작업 ····· 249
<그림 3.5.61> Test 1 without tension bolts ····· 251
<그림 3.5.62> Test 2 with tension bolts ····· 252
<그림 3.5.63> Test 3 with tension bolts ····· 253
<그림 3.5.64> Test 4 with tension bolts ····· 254
<그림 3.5.65> 충돌시험 후 ····· 255
<그림 3.5.66> 충돌시험결과 ····· 255
<그림 3.5.67> 충돌시험과 정하중시험의 비교 ····· 256
<그림 3.5.68> 경충돌 안전장치의 설계변경 ····· 257
<그림 3.5.69> 일반철도 전두부용 경충돌 안전장치 ····· 258
<그림 3.5.70> 일반철도 전두부 준정적시험(경충돌 안전장치 장착) ····· 258
<그림 3.5.71> 일반철도 전두부 시험결과 ····· 259
<그림 3.6.1> 설계 목표 ····· 263
<그림 3.6.2> 연속압축공정을 이용한 제동장치 개념도 ····· 263
<그림 3.6.3> 유한요소해석 결과 ····· 264
<그림 3.6.4> 재료선정근거 및 다양한 변형률 속도에서의 재료 물성 실험 조건 264
<그림 3.6.5> 연속압축공정의 제동성능 예측을 위한 충돌해석 유한요소모델 예 265
<그림 3.6.6> 다양한 변형률 속도에서의 재료 물성 실험 결과 ····· 265
<그림 3.6.7> 연속압축공정 충돌해석 결과 ····· 266
<그림 3.6.8> 단품 충돌실험용 저속충돌실험 장비(KATRI) ····· 266
<그림 3.6.9> 레일고정용 지그 및 로드셀 ····· 267
<그림 3.6.10> 연속압축요소 및 압축다이 ····· 267
<그림 3.6.11> 압축용 시편제작 및 부착 ····· 267
<그림 3.6.12> 단품실험 충돌해석 조건 ····· 268
<그림 3.6.13> 충돌실험을 통한 제동성능 검증 ····· 268
<그림 3.6.14> 충돌 시뮬레이션을 통한 제동성능 검증 ····· 268
<그림 3.6.15> 하중 및 변위 비교 ····· 269
<그림 3.6.16> 감가속도 비교 ····· 269

<그림 3.6.17> 테스트 벤치 설계 ····· 269
<그림 3.6.18> 충돌 시뮬레이션을 통한 테스트벤치 성능 검증 ····· 270
<그림 3.6.19> 에너지 흡수 기구 ····· 270
<그림 3.6.28> 정적 티어링 시험 과정 ····· 275
<그림 3.6.29> 동적 티어링 시험 과정 ····· 275
<그림 3.6.31> 동적 티어링 시험의 반력 특성 ····· 276
<그림 3.6.32> 동적 티어링 시험 및 해석 결과의 반력 특성 비교 ····· 277
<그림 3.7.1> 정압괴 시험 전과 후 사진 ····· 280
<그림 3.7.2> 우측카메라의 1500mm 압괴되는 순간의 사진 ····· 281
<그림 3.7.3> Cab Structure at CNTK ····· 283
<그림 3.7.4> The energy absorbing characteristics ····· 283
<그림 3.7.6> Test configuration ····· 285
<그림 3.7.7> Location of loadcell ····· 285
<그림 3.7.8> Finite element model ····· 286
<그림 3.7.9> The ideal F-D curve ····· 287
<그림 3.7.10> Quasi-static force-displacement curve for 1D elements ····· 288
<그림 3.7.11> Overview of FE Modeling ····· 288
<그림 3.7.12> Comparison of experimental and numerical force-time curve. ···· 289
<그림 3.7.13> Comparison of experimental and numerical force-time curve. ···· 289
<그림 3.7.14> Crashed Shapes of Cab Structure ····· 290
<그림 3.7.15> Comparison of experimental and numerical force-time curve. ···· 291
<그림 3.7.16> Comparison of experimental and numerical velocity curve. ····· 292
<그림 3.7.17> Comparison of experimental and numerical energy absorbing curve ··· 293
<그림 3.7.18> Final crushed shape ····· 294
<그림 3.7.19> Comparison of experimental and numerical deformation curve. ·· 295
<그림 3.7.20> 일반철도전두부 개념모델 ····· 296
<그림 3.7.21> 충돌에너지 흡수단계 ····· 296
<그림 3.7.22> 연결기 충돌에너지흡수(0.1MJ) ····· 297
<그림 3.7.23> 경충돌 안전장치 충돌에너지흡수(0.4MJ) ····· 297
<그림 3.7.24> 주 에너지흡수장치에서 충돌에너지흡수(2.5MJ) ····· 297
<그림 3.7.25> 객차 단부의 압괴강도 ····· 298
<그림 3.7.26> 전두부구조 ····· 299
<그림 3.7.27> 언더프레임의 구조 ····· 299
<그림 3.7.28> 전두부의 주요치수와 에너지흡수부재 용량 ····· 300
<그림 3.7.29> 충돌에너지 흡수장치의 구조 ····· 301
<그림 3.7.30> 실차충돌시험 개요 ····· 301
<그림 3.7.31> 주요 데이터의 측정장비 및 필터링방법 ····· 302

<그림 3.7.32> 시험장치 설치완료 모습 ····· 302
<그림 3.7.33> Test 1 ····· 303
<그림 3.7.34> Test 2 ····· 304
<그림 3.7.35> Test 3 ····· 305
<그림 3.7.36> Test 4 ····· 306
<그림 3.7.37> 충돌시험결과 ····· 307
<그림 3.7.38> 유한요소모델 ····· 308
<그림 3.7.39> 트리거하중변화 ····· 308
<그림 3.7.40> 충돌해석 전 ····· 309
<그림 3.7.41> 충돌해석 후 ····· 309
<그림 3.7.42> 일반철도전두부의 시험준비 ····· 310
<그림 3.7.43> 일반철도 전두부 시험결과 ····· 311
<그림 3.7.44> 일반철도전두부 충돌시험의 개요 ····· 311
<그림 3.7.45> 충돌시험 준비 ····· 313
<그림 3.7.46> 충돌하중 측정용 로드셀 ····· 313
<그림 3.7.47> 고속카메라 위치 ····· 314
<그림 3.7.48> 일반철도전두부 압괴하중 ····· 315
<그림 3.7.49> 일반철도 전두부 충돌후 변형 형상 ····· 316
<그림 3.7.50> 일반철도 전두부의 순차적인 변형형상 ····· 316
<그림 3.7.51> 일반철도 전두부 에너지흡수구조 변형 형상 ····· 317
<그림 3.8.1> 데이타계측장비 및 시스템 ····· 321
<그림 3.8.2> 고속디지털카메라 ····· 321
<그림 3.8.3> 스탠드 형 ····· 322
<그림 3.8.4> 그라운드 형 ····· 322
<그림 3.8.5> 인체모형 ····· 323
<그림 3.8.6> 교정장비 ····· 323
<그림 3.8.7> 충돌시험 예상 시나리오(차량외부) ····· 323
<그림 3.8.8>충돌시험 예상 시나리오(차량 내부) ····· 324
<그림 3.8.9> 크레인으로 웨이트 보정 예 ····· 326
<그림 3.8.10> 변위량 측정부위 스티커부착 예 ····· 326
<그림 3.8.11> 계측기 설치 예 ····· 327
<그림 3.8.12> 브라켓 사용 가속도계 설치 예 ····· 327
<그림 3.8.13> 옵티칼 레이져 빔 ····· 328
<그림 3.8.14> 바퀴축에 타코메타 센서 설치 예 ····· 328
<그림 3.8.15> 속도 display 장치 ····· 328
<그림 3.8.16> 카메라 설치 위치 및 차량외부 촬영 View 예 ····· 329
<그림 3.8.17> 카메라 설치 위치 및 차량내부 촬영 View 예 ····· 330

<그림 3.8.18> 공압용 분리장치 설치 예 ····· 330
<그림 3.8.19> 전동열차 쪽 분리장치 ····· 330
<그림 3.8.20> wagon 쪽 분리장치 ····· 330
<그림 3.8.21> 테이프스위치 부착 예 ····· 331
<그림 3.8.22> 자동 트리거 시스템 ····· 331
<그림 3.8.23> time display 장치 ····· 332
<그림 3.9.1> 도입장비의 구성 ····· 337
<그림 3.9.2> 실차 충돌 시험 설비 설치예정지 요도 ····· 338
<그림 3.9.3> 실차 충돌 시험 설비 설치 지역 ····· 338
<그림 3.9.4> 충돌고정벽, 계측장비 및 충돌화차 입찰공고 ····· 353
<그림 3.9.5> 충돌고정벽, 계측장비 및 충돌화차 물품구매 계약서 ····· 354
<그림 3.9.6> 충돌고정벽 설치 지역의 지질조사서 ····· 355
<그림 3.9.7> 충돌고정벽 설계도면 ····· 362
<그림 3.9.8> 충돌고정벽 시방서 ····· 362
<그림 3.9.9> 충돌고정벽 감리보고서 ····· 372
<그림 3.9.10> 계측장비 및 충돌차량 인수시험도 ····· 373
<그림 3.9.11> 충돌차량 및 계측장비 상세도 ····· 373
<그림 3.9.12> 로드셀로부터 측정한 하중신호 ····· 374
<그림 3.9.13> 1축 가속도계로부터 측정한 충돌차량의 축방향 가속도 ····· 374
<그림 3.9.14> 3축 가속도계로부터 측정한 충돌차량의 각 축방향 가속도 ····· 374
<그림 3.10.31> 안전의자 표준모델 충돌모의시험 ····· 377
<그림 3.10.32> 안전의자 표준모델 시험 pulse ····· 378
<그림 3.10.3> 안전의자 표준모델 Pedestal 개선 전(상), 개선 후(하) ····· 379
<그림 3.10.35> 안전의자 표준모델 Swivel plat ····· 380
<그림 3.10.36> 안전의자 표준모델 Seat and Back rest ····· 380
<그림 3.10.37> 안전의자 표준모델의 유한요소 모델 ····· 381
<그림 3.10.38> 안전의자 표준모델의 충돌해석 모델 ····· 382
<그림 3.10.39> Time-Displacement Curve ····· 383
<그림 3.10.40> 더미거동 비교 ····· 383
<그림 3.10.41> Pedestal 부분의 충돌 후 모습 비교 ····· 383
<그림 3.11.1> 1차 완충장치 설계 완충 구간 변경 ····· 389
<그림 3.11.2> 1차 테이퍼 핀 형상 변경 ····· 390
<그림 3.11.3> 2차 테이퍼 핀 형상 변경 ····· 390
<그림 3.11.4> 3차 테이퍼 핀 형상 변경 ····· 390
<그림 3.11.5> AV/ST 9001 ····· 391
<그림 3.11.6> 데이터계측시스템 ····· 392
<그림 3.11.7> 미터링핀 ····· 392

<그림 3.11.8> 동하중 시험 조건 ····· 394
<그림 3.11.9> 안전의자표준모델-8 ····· 397
<그림 3.11.10> 안전의자표준모델-8 ····· 397
<그림 3.11.11> 의자간격 조건 ····· 397
<그림 3.11.12> 안전의자표준모델-8 시험펄스 ····· 398
<그림 3.11.13> 시험결과 1 ····· 399
<그림 3.11.14> 시험결과 2 ····· 399
<그림 3.11.15> 시험결과 3 ····· 399
<그림 3.11.16> 시험결과 4 ····· 399
<그림 3.11.17> 안전의자표준모델-8 ····· 399
<그림 3.11.18> 안전의자표준모델-8 ····· 399
<그림 3.11.19> 안전의자표준모델-8 시험펄스 ····· 400
<그림 3.11.20> 시험결과 1 ····· 400
<그림 3.11.21> 시험결과 2 ····· 400
<그림 3.11.22> 시험결과 3 ····· 401
<그림 3.11.23> 시험결과 4 ····· 401
<그림 3.11.24> 안전의자표준모델-9 ····· 402
<그림 3.11.25> 안전의자표준모델-9 ····· 402
<그림 3.11.26> 시험가속도 파형 ····· 402
<그림 3.11.27> 시험결과 1 ····· 403
<그림 3.11.28> 시험결과 2 ····· 403
<그림 3.11.29> 시험결과 3 ····· 403
<그림 3.11.30> 시험결과 4 ····· 403
<그림 3.11.31> 안전의자표준모델-9 ····· 404
<그림 3.11.32> 안전의자표준모델-9 ····· 404
<그림 3.11.33> 안전의자표준모델-8 ····· 404
<그림 3.11.34> 안전의자표준모델-8 ····· 404
<그림 3.11.35> 안전의자표준모델-9 시험펄스 ····· 404
<그림 3.11.36> 시험결과 1 ····· 405
<그림 3.11.37> 시험결과 2 ····· 405
<그림 3.11.38> 시험결과 3 ····· 405
<그림 3.11.39> 시험결과 4 ····· 405
<그림 3.11.40> HEAD RESULTANT ····· 406
<그림 3.11.41> CHEST RESULTANT ····· 407
<그림 3.11.42> Left Upper Tibia ····· 407
<그림 3.11.43> Left Lower Tibia ····· 408
<그림 3.11.44> Right Upper Tibia ····· 408

<그림 3.11.45> Right Lower Tibia ····· 409
<그림 3.11.46> Left, Right Femur load ····· 409
<그림 3.11.47> Left, Right Knee/Tibia Displacement ····· 410
<그림 3.11.48> HEAD RESULTANT ····· 410
<그림 3.11.49> CHEST RESULTANT ····· 411
<그림 3.11.50> Left Upper Tibia ····· 411
<그림 3.11.51> Left Upper Tibia ····· 412
<그림 3.11.52> Left Lower Tibia ····· 412
<그림 3.11.53> Right Upper Tibia ····· 413
<그림 3.11.54> Left, Right Femur load ····· 413
<그림 3.11.55> Left, Right Knee/Tibia Displacement ····· 414
<그림 3.11.56> HEAD RESULTANT ····· 414
<그림 3.11.57> CHEST RESULTANT ····· 415
<그림 3.11.58> Left Upper Tibia ····· 415
<그림 3.11.59> Left Lower Tibia ····· 416
<그림 3.11.60> Right Upper Tibia ····· 416
<그림 3.11.61> Right Lower Tibia ····· 417
<그림 3.11.62> Left, Right Femur Load ····· 417
<그림 3.11.63> Left, Right Knee/Tibia Displacement ····· 418
<그림 3.11.64> HEAD RESULTANT ····· 418
<그림 3.11.65> CHEST RESULTANT ····· 419
<그림 3.11.66> Left Upper Tibia ····· 419
<그림 3.11.67> Left Lower Tibia ····· 420
<그림 3.11.68> Right Upper Tibia ····· 420
<그림 3.11.69> Right Lower Tibia ····· 421
<그림 3.11.70> Left, Right Femur load ····· 421
<그림 3.11.71> Left, Right Knee/Tibia Displacement ····· 422
<그림 3.12.1> 승객과 객차의 상대속도 ····· 427
<그림 3.12.2> Test Pulse - SAFETRAIN and AV/ST 9001 ····· 430
<그림 3.12.3> Train_Safety_Seat and Hybrid III 50%tiles ····· 431
<그림 3.12.4> Pedestal Absorbing device ····· 432
<그림 3.12.5> Train_Safety_Seat Test Pulses ····· 433
<그림 3.12.6> Train_Safety_Seat 3D Modeling ····· 434
<그림 3.12.7> Train_Safety_Seat Mesh Modeling ····· 435
<그림 3.12.8> MADYMO Simulation Modeling ····· 436
<그림 3.12.9> Sled-Test(Left) and Ellipsoid-MADYMO Simulation(Right) ····· 437
<그림 3.12.10> Analysis Absorbing device change-1 ····· 439

<그림 3.12.11> Real Absorbing device change-1 ····· 440
<그림 3.12.12> Analysis Absorbing device change-2 ····· 441
<그림 3.12.13> Real Absorbing device change-2 ····· 441
<그림 3.13.1> 감지시스템의 구성 및 배치도 ····· 445
<그림 3.13.2> 감지시스템 시작품 ····· 445
<그림 3.13.3> 인명감지용 센서와 소프트웨어시스템과의 통신방식 개념도 ····· 445
<그림 3.13.4> 운전자 모니터링 시스템 ····· 446
<그림 3.13.5> 운전자 모니터링 시스템이 각 기능별 UI환경 ····· 448
<그림 3.13.6> 인명감지 프로세스 개념도 ····· 449
<그림 3.13.7> 인명감지 프로세스 개념도 ····· 450
<그림 3.13.8> 터널내부 인명감지 시험결과 ····· 450
<그림 3.13.9> 감지시스템과 구명시스템 간의 인터페이스 개념도 ····· 451
<그림 3.13.10> 감지시스템과 구명시스템의 인터페이스 ····· 451
<그림 3.14.1> 에어백 시스템 전체 구성도 ····· 457
<그림 3.14.2> 접촉 사고자 보호 에어백 전개 시나리오(TTF) ····· 457
<그림 3.14.3> 에어백 구조물 시스템 전체 강성 해석 ····· 458
<그림 3.14.4> 접촉사고자 에어백 시스템 구조 ····· 459
<그림 3.14.5> 접촉사고자 에어백 시스템 동작원리 ····· 459
<그림 3.14.6> 접촉사고자 하부 에어백(Lower airbag) ····· 460
<그림 3.14.7> 하부 에어백(Lower airbag) 상세 설계도 ····· 461
<그림 3.14.8> 인너튜브(Inner Tube) ····· 461
<그림 3.14.9> 인너튜브(Inner Tube)와 에어백의 결합 ····· 461
<그림 3.14.10> 하부 에어백 하우징 및 보호커버 ····· 462
<그림 3.14.11> 접촉사고자 상부 에어백(Upper airbag) ····· 463
<그림 3.14.12> 상부 에어백 하우징 ····· 463
<그림 3.14.13> 접촉사고자 이탈현상(Bouncing) 거동(kinematics) ····· 464
<그림 3.14.14> 접촉사고자 이탈방지펜스(Anti-Bouncing)에어백 ····· 464
<그림 3.14.15> 접촉사고자 이탈방지펜스 ····· 465
<그림 3.14.16> 이탈방지펜스 안전장치 ····· 465
<그림 3.14.17> 다리걸림장치 3D 디자인 ····· 465
<그림 3.14.18> 다리걸림장치의 작동 ····· 466
<그림 3.14.19> Piston부분의 안정성예측(prediction of the structure stability) ·· 466
<그림 3.14.20> 폭발력에 의한 슬라이딩 구조물의 속도조건 ····· 467
<그림 3.14.21> 폭발력에 의한 슬라이딩 구조물의 변형예측 해석결과 ····· 467
<그림 3.14.22> 멈춤장치부분의 안정성예측(prediction of the stopper stability) · 468
<그림 3.14.23> 발사에 의한 멈춤장치 변형예측 해석결과 ····· 468
<그림 3.14.24> 슬라이딩 구조물의 레일안착 롤러 제작도 및 실제완성품 ····· 469

<그림 3.14.25> 실차수준의 검증시험 도시도 ····· 469
<그림 3.14.26> 선형가이드(Linear Guide) 1차 설계도 ····· 470
<그림 3.14.27> 선형가이드(Linear Guide) 1차 제작품 및 레일시스템 장착도 ····· 470
<그림 3.14.28> 선형가이드(Linear Guide) 2차 설계도 ····· 470
<그림 3.14.29> 선형가이드(Linear Guide) 2차 제작품 및 레일시스템 장착도 ··· 471
<그림 3.14.30> 오토리브 혼합식(Hybrid) 가스발생장치(Inflator) ····· 471
<그림 3.14.31> 에어백 유무에 따른 접촉사고자 거동(Kinematics) ····· 472
<그림 3.14.32> 에어백 유무에 따른 접촉사고자 상해(Injury) ····· 473
<그림 3.14.33> 충돌 속도에 따른 접촉사고자 포집 거동(Kinematics) ····· 474
<그림 3.14.34> 충돌속도에 따른 접촉사고자 상해(Injury) ····· 474
<그림 3.14.35> 하부에어백 평가시험 ····· 475
<그림 3.14.36> 상부에어백 평가시험 ····· 476
<그림 3.14.37> 접촉사고자 하지거동 및 기존 시험지그 ····· 477
<그림 3.14.38> 보행자 하지형태의 Drop Testing 지그 ····· 477
<그림 3.14.39> 에어백 Drop Testing전 장착 사진 ····· 478
<그림 3.14.40> 에어백 Drop Testing 동영상 측면뷰 ····· 478
<그림 3.14.41> 에어백 Drop Testing 동영상 정면뷰 ····· 479
<그림 3.14.42> 에어백 Drop Testing 결과 가속도 선도 ····· 479
<그림 3.14.43> 에어백 Drop Testing 결과 가속도 비교 ····· 480
<그림 3.14.44> 에어백 Drop Testing 결과 하지(Tibia) 하중비교 ····· 480
<그림 3.14.45> 레일시스템(Rail System) 시뮬레이터 ····· 481
<그림 3.14.46> 슬라이딩 구조물 평가전 에어백 설치사진 ····· 481
<그림 3.14.47> 슬라이딩 구조물 멈춤장치(Honeycomb) ····· 482
<그림 3.14.48> 보행자 감지장치가 설치된 시뮬레이터 ····· 482
<그림 3.14.49> 슬라이딩 에어백 구조물 속도측정 ····· 483
<그림 3.14.50> 슬라이딩 에어백 구조물 2차 평가시험 동영상 ····· 483
<그림 3.14.51> 슬라이딩 에어백 구조물 2차 평가시험 분석도 ····· 484
<그림 3.14.52> 실차 수준의 검증시험을 위한 에어백 시스템 ····· 485
<그림 3.14.53> 실차수준의 시험을 위한 픽스쳐(Fixture) 셋업-목포 대불역 ····· 486
<그림 3.14.54> 열차선로상에서의 에어백 시스템 동작시험 ····· 487
<그림 3.14.55> 에어백 시스템 하부 롤러시스템 (시험후) ····· 487
<그림 3.14.56> 선로침입자 감지시스템 ····· 488
<그림 3.14.57> 마네킨을 이용한 에어백 시스템 동작확인시험 ····· 488
<그림 3.14.58> 접촉사고자 에어백 시스템 파손 (시험후) ····· 489
<그림 3.14.59> 실차수준의 시험을 위한 픽스쳐(Fixture) 셋업 - 고속철도영동기지 ····· 490
<그림 3.14.60> 선로침입자 감지시스템 및 DAS 시스템 ····· 491
<그림 3.14.61> 레일에서의 에어백 시스템 및 선로침입자 감지시스템 동작평가시험 ····· 491

<그림 3.14.62> 인체모형을 사용한 실차수준의 에어백 시스템 성능평가시험 ····· 492
<그림 3.14.63> 접촉사고자 에어백 시스템의 인체모형 포집성공 ····· 493
<그림 3.14.64> 실차 수준의 검증시험후 각 Fixture의 동작여부 ····· 493
<그림 3.14.65> 하부에어백 쿠션 도면 ····· 494
<그림 3.14.66> 하부에어백 쿠션을 감싸는 원단의 재직 도면 ····· 495
<그림 3.14.67> 하부에어백 하우징 도면 ····· 495
<그림 3.14.68> 하부에어백 하우징 보호커버 도면 ····· 496
<그림 3.14.69> 하부에어백 인너튜브 도면 ····· 496
<그림 3.14.70> 상부에어백 도면 ····· 497
<그림 3.14.71> 상부에어백 하우징 도면 ····· 497
<그림 3.14.72> 상부에어백 장착판 도면 ····· 498
<그림 3.14.73> 상부에어백 인너튜브 도면 ····· 498
<그림 3.14.74> 이탈방지펜스에어백 쿠션 도면 ····· 499
<그림 3.14.75> 이탈방지펜스에어백 하우징 도면 ····· 499
<그림 3.14.76> 이탈방지에어백 장착 도면 ····· 500
<그림 3.14.77> 이탈방지에어백 보조펜스 도면 ····· 500
<그림 3.14.78> 전두부 하부장착 슬라이딩 구조물 시스템 도면 ····· 501
<그림 3.14.79> 에어백 구조물 시스템 도면 ····· 501
<그림 3.14.80> 슬라이딩 에어백 구조물 발사체 도면 ····· 502
<그림 3.14.81> 슬라이딩 구조물의 레일안착 롤러 설계도면 ····· 502
<그림 3.14.82> 에어백 시스템 하부 레일선형가이드 1차 제작도면 ····· 503
<그림 3.14.83> 에어백 시스템 하부 레일선형가이드 2차 제작도면 ····· 503
<그림 3.14.84> 다리걸림장치 도면 ····· 504
<그림 3.14.85> 실차수준의 시험을 위한 픽스쳐(Fixture) 셋업 ····· 505
<그림 3.14.86> 접촉사고자 에어백 시스템의 인체모형 포집 ····· 505
<그림 3.15.1> 대상 차량 모델 도식 ····· 509
<그림 3.15.2> 열차의 종방향 거동의 모델 구조 ····· 510
<그림 3.15.3> 기어박스 시뮬링크 모델 ····· 513
<그림 3.15.4> 효율 맵을 이용한 모터 모델링의 도식화 ····· 513
<그림 3.15.5> 모터 모델의 전체 도식화 ····· 514
<그림 3.15.6> 관성 모멘트의 영향 도식화 ····· 515
<그림 3.15.7> 75kW 유도 모터의 효율 맵 ····· 515
<그림 3.15.8> 통합 모델 도식화 ····· 516
<그림 3.15.9> 견인 모터 특성 곡선 ····· 517
<그림 3.15.10> 운전자 모델과 철도차량상의 제어 시스템 모델 ····· 517
<그림 3.15.11> 공기제동 ····· 518
<그림 3.15.12> 감속도 제어기 ····· 518

<그림 3.15.13> 제동 입력과 브레이크 입력 특성 곡선 ····· 519
<그림 3.15.14> (a) 제동명령, (b) 실린더 압력, (c) 열차 속도 ····· 520
<그림 3.15.15> 직각 좌표계 ····· 523
<그림 3.15.16> 와전류 제동장치 ····· 523
<그림 3.15.17> 와전류 제동력 ····· 524
<그림 3.15.18 > 와전류 제동 block diagram ····· 525
<그림 3.15.19> 온도 상승 모델링 개념도 ····· 527
<그림 3.15.20> 온도 시뮬레이션 결과 ····· 529
<그림 3.15.21> 최소 자승법을 이용한 에어백 시스템 ····· 530
<그림 3.15.22> 각 제동 입력에서의 패드 마모량 실험치 ····· 531

제 1 장 서 론

철도안전기술의 정의는 철도 운용시 존재하는 위험(Hazards)을 밝혀내고, 그 위험에 의해서 발생할 수 있는 위험도(Risk)를 고려하여, 그 위험도를 보편적으로 받아들일 수 있는 수준(ALARP: as low as reasonably practicable)까지 낮추는 안전대책 및 활동과 관련된 기술이라 할 수 있다. 여기서, 위험도는

Risk(위험도) = frequency(발생빈도) × fatality(심각도)

로 정의된다. 어떤 유형의 사고 위험도를 낮추기 위해서는, 그 발생빈도를 감소시키는 행위와 사고의 심각한 정도를 감소시키는 행위에 초점을 맞추어야 한다. 발생빈도를 감소시키는 활동을 Active Safety(열차신호통신, 방호시스템, 궤도 및 주행 장치 안전성, 건널목 입체화 등)라 하며, 사고발생 시 효율적인 인적/물적 피해최소화 대책을 마련하여 사고 심각도를 감소시키는 행위를 Passive Safety라 일컫는다. 사고의 발생을 근본적으로 없앨 수만 있다면, 사고의 심각도가 아무리 크더라도 위험도는 없다. 그러나 현실적으로 그렇지 못하다. 열차충돌사고의 경우는, 과거 열차운영시스템의 허술한 신호체계가 큰 문제점이었다. 오늘날, 전기 및 통신공학의 발달로 신호체계는 날로 발전되어 그로 인한 충돌사고의 횟수는 일정정도 감소하였다. 그러나 열차운행의 복잡한 증대와 고속화로 인한 사고의 심각도가 커져서, 충돌사고의 위험도는 여전히 큰 문제로 남아있다. 이제까지 국내에서 철도시스템에 대한 안전투자가 미흡한 것도 시급히 개선되어야 할 점이지만, 특히 Active Safety에만 관심을 가져서는 궁극적인 철도사고 위험도를 감소시킬 수 없다. 본 과제는 철도안전의 Passive Safety의 가장 많은 영향을 끼치는 충돌사고 피해저감기술에 대한 연구이다.

제1절 연구개발의 최종목표

본 과제의 연구개발 최종목표는 다음과 같다.

열차 충돌사고 시 승객의 안전과 차량의 안전을 확보하기 위한 충돌안전성 평가기술을 개발하고, 충돌 피해저감을 위한 기술을 개발한다.

이러한 목표를 달성하기 위해 본 과제에서 다루고 있는 세부연구내용은 다음과 같다.

○ 선진국수준의 충돌안전기준 시행체계구축을 위한 기술적 지원
- 철도안전법 철도차량안전기준의 세부지침의 기술적 지원
- 차량안전기준의 기술수치 검증

○ 충돌안전 설계기술 및 성능평가기술 개발
- 고속철도/일반철도 동력객차 충돌에너지 흡수 구조 개발
- 도시철도 전두부 하부구조 충돌에너지 흡수 구조 개발
- 운전자 보호 구조 모듈 개발
- 접촉 사고자 보호 에어백 개발
- 승객보호용 안전의자 핵심기술 개발
- 완충차막이 국산화 연구개발
- 구조 및 장치의 충돌안전도 시험적 성능평가기술 개발
- 구조 및 장치의 충돌안전도 해석적 성능평가기술 개발
- 열차 충돌 시 전체차량 타고오름 및 충돌안전도 평가기술개발
- 사람 감지장치를 이용한 사고방지 기술 개발

○ 세계일류수준의 충돌 시험설비 확보
- Full scale 시험설비 엔지니어링 및 구축
- 개발제품의 충돌안전도 시험수행
- 안전기준 검증 및 평가기술 연구를 위한 시험수행
- 장비의 운용에 대한 방안 마련

제2절 당해연도 연구개발 목표 및 내용

목 표		내 용
▪철도안전SE과제와의 연계사항 관리 및 조정	▪철도안전SE과제와의 연계사항 관리 및 조정	▪철도안전SE과제와의 연계사항 관리 및 조정
▪충돌안전도 설계 가이드라인 연구	▪충돌 후 탈선 및 타고오름 사고 예측기술 개발	▪개발된 타고오름 사고 해석 모델링 기술의 검증 ▪개발된 충돌 원인 탈선사고 해석 모델링 및 시뮬레이션 기술의 타당성 검증
	▪제동성능향상 대책 검증	▪제동 장치 모델 및 분석 ▪제동 장치 협조 제어 알고리즘 개발
▪충돌안전도 성능평가 기술개발	▪차체구조 충돌안전성능 시험평가 기술 개발	▪표준충돌사고각본 검증절차에 따른 실차충돌시험 수행 ▪표준충돌사고각본 검증절차에 따른 시험결과와 해석 모델의 비교 검증 ▪다양한 충돌동역학 모델에 의한 해석적 충돌성능 평가 기술 개발
	▪철도승객 Sled 시험기법 연구	▪승객보호용 안전의자 인체상해 해석모델 개발 ▪승객보호용 안전의자 설계안의 Sled 시험수행
	▪철도차량용 의자의 충돌안전성능 평가기술 개발	▪승객보호용 안전의자 설계안의 충돌안전성 평가 해석 모델 개발
	▪차막이 성능시험	▪연속 압축 공정을 적용한 완충차막이의 성능 시험 수행 ▪티어링 공정을 통한 에너지 흡수 부재 성능시험 수행
	▪연결기 충돌안전성능평가기술 개발	▪개발된 경충돌 안전장치의 성능검증
▪충돌안전도 표준 성능구조 및 표준성능장치 연구	▪전동차 전두부 하부구조 개발	▪단부구조 해석 및 준정적 시험 결과 ▪전동차 전두부 해석/시험 평가 및 표준 구조물 ▪전두부 보호용 복합재 구조 모듈 개발
	▪승객용 안전의자 개발	▪안전의자 완충장치 표준모델 핵심기술 개발
	▪공중사상 피해저감 방안의 feasibility 검토 및 실용화 방안	▪감지장치 시험 및 신뢰성 향상방안 ▪철도차량 접촉사고자를 보호하기 위한 실용화 가능성이 높은 에어백 시제품 개발 ▪접촉사고자 보호장치 평가시험 수행
▪시험시설구축 및 시험평가절차 개발	▪충돌시험시설 및 장비 설치 및 인수시험	▪실차충돌시험시설구축
	▪시범 충돌시험 실시	▪실제 열차의 실물 충돌시험을 수행하여 충돌안전도 평가

제 2 장 국내외 기술개발 현황

안전관리 활동은 강제성/검증성/동시성/통합성/상시성의 특징을 갖고 있다. 이중, 동시성/통합성은 안전관리의 핵심요소중 하나만 부족해도 전체 안전 목표를 도달할 수 없다는 것을 의미한다. 열차충돌관련 안전시스템의 구성요소는 안전체계(system), 안전정보(Information), 기술(Technology), 시험장비(Infra)로 나뉠 수 있다. 이러한 4가지 핵심요소에 대해서 국내 및 국외 기술개발 현황을 살펴보면 다음과 같다.

제1절 국내 현황

1. 안전체계(system)

국내의 충돌안전 규정은 도시철도법을 근거로 하는 도시철도차량 안전기준에 관한 규칙과 철도안전법을 근거로 하는 철도차량 안전기준에 관한 규칙에서 찾아볼 수 있다. 도시철도차량 안전기준에 나와 있는 충돌안전 규정은 제21조 승객 및 운전자 보호, 제23조 차체의 충돌안전성, 제33조 실내설비, 제37조 의자 및 선반, 제38조 창문, 제39조 운전실로 구체적인 내용은 다음과 같다.

제21조 승객 및 운전자보호	운전실과 객실은 정상적인 운행조건에서 안전하여야 하며, 사고시에도 차체로부터 승객 및 운전자의 안전을 최대한 확보할 수 있어야 한다.
제23조 차체의 충돌안전성	시속 5킬로미터의 속도로 주행하는 공차상태의 열차가 제동이 되어 있는 유사한 형태의 열차와 연결기를 통하여 충돌하였을 때 차체에는 손상이 발생하지 아니하여야 한다.
제33조 실내설비	④실내설비는 승객이 당해 설비와 충돌한 경우 상해를 최소화할 수 있는 구조이어야 한다.
제37조 의자 및 선반	①의자틀 및 선반을 고정시키는 부분은 운행 중에 느슨해지거나 파손되지 아니하도록 충분한 강도를 가져야 한다. ②의자틀 및 선반은 승객이나 수화물 등의 하중 작용 시 파손 또는 소성변형이 없어야 한다.
제38조 창문	②창문의 유리는 안전유리를 사용하여야 한다.
제39조 운전실	①운전실 내부의 장비 또는 장치는 급격한 가감속시 모서리나 돌출부에 운전자가 다치지 아니하도록 설치하여야 한다. ⑥운전실의 유리는 안전유리를 사용하여야 한다.

철도차량 안전기준에 나와 있는 충돌안전 규정은 제35조 철도차량의 충돌안전설계 등, 제36조 철도차량의 연결, 제42조 운전실, 제46조 창문, 제47조 실내설비

등, 제48조 의자 및 선반 등, 제88조 장애물제거기로 구체적인 내용은 다음과 같다.

제35조 철도차량의 충돌안전설계 등	①철도차량은 충돌사고에 대비하여 다음 각 호의 기준에 적합하게 설계되어야 한다. 1. 충돌사고가 발생한 경우 철도차량운전업무종사자 및 여객이 위치하는 부분의 변형 및 철도차량 간 올라타는 현상 등을 최소화하도록 할 것 2. 충돌사고가 발생한 경우 철도차량의 차체구조물 등이 여객 등이 위치한 장소에 침입하는 것을 최소화하도록 할 것 3. 열차에 고정(固定)으로 편성되는 철도차량(이하 "고정편성차량"이라 한다)의 경우 열차에 조성되는 동력차·객차는 충돌 시 발생하는 충돌에너지를 철도차량별로 충분히 분산 흡수하여 여객 및 승무원의 상해를 최소화하도록 할 것 4. 연결기의 허용하중을 초과하는 충돌사고가 발생한 경우 여객 및 승무원의 피해를 최소화할 수 있도록 차체부위에 구조적으로 약한 부위를 설계하여 충돌에너지가 흡수되도록 할 것 ②철도차량제작자 및 철도운영자 등은 객차 등이 건설교통부장관이 정하는 표준충돌사고각본(충돌안전도 설계 및 시험평가를 위하여 과학적이고 통계적인 근거에 의해 열차의 충돌속도·피충돌체 종류 등을 정하는 표준 시나리오를 말한다. 이하 같다)에 의하여 제1항의 규정에 의한 기준을 만족하는 지의 여부를 확인하여야 한다. ③제2항의 규정에 따른 표준충돌사고각본의 방법·조건·평가 등에 관하여 필요한 세부사항은 건설교통부장관이 정하여 고시한다.
제36조 철도차량의 연결	공차중량 상태의 철도차량은 시속 10킬로미터의 속도에서 제동이 되어 있는 유사한 형태의 철도차량과 연결기를 통하여 충돌한 경우 차체 및 연결기 등에 손상이 발생하지 아니하여야 한다.
제42조 운전실	④운전실의 전면유리창과 창문은 안전유리가 사용되어야 하며 열차의 최대운행속도에서 풍압 등에 의한 변형 등이 발생하지 아니하여야 하고, 운행 중 부딪치는 물체 등에 의하여 손상되지 아니하도록 충분한 강도를 가져야 한다. ⑧운전실 내부의 장비 또는 장치는 철도차량의 급격한 가감속시 그 모서리나 돌출부에 철도차량운전업무종사자가 다치지 아니하도록 설치되어야 한다.
제46조 창문	③창문의 유리는 안전유리가 사용되어야 하며 비상시 여객이 대피할 수 있도록 객차 당 4개 이상의 비상창문이 설치되어야 하며, 침대차인 경우에는 객차 당 1개 이상의 비상창문이 설치되어야 한다.
제47조 실내설비 등	④실내설비는 여객이 당해 설비와 충돌한 경우를 대비하여 각진 부분 및 날카로운 부분을 제거하는 등 손상이 최소화될 수 있는 구조이어야 한다.

제48조 의자 및 선반 등	①의자틀 및 선반을 고정시키는 부분은 여객·수화물 등의 하중에 의하여 파손되거나 변형되지 아니하여야 하며, 열차운행상태에서 발생하는 진동 등에 견딜 수 있는 충분한 강도를 가져야 한다. ②객실의 의자는 여객의 안전을 위하여 주행하거나 충돌사고가 발생한 경우에 충격을 흡수할 수 있는 구조로 설계되어야 한다.
제88조 장애물제거기	운전실이 설치된 철도차량에는 철도차량의 안전운행을 위하여 궤도 위에 있는 임의의 장해물을 제거하기 위한 장애물제거기가 설치되어야 한다.

2. 정보시스템(Information)

국내의 철도관련 정보시스템으로는 철도청에서 고속철도의 안전운행을 확보하기 위하여 2000년 12월부터 2004년 12월까지 개발한 고속철도 통합정보시스템(IRIS)이 있다. 이 시스템은 수송수요예측, 수송계획작성, 열차운행계획, 예약발매, 운행관리, 경영지원 등의 단위 시스템으로 구성되어 있으며, 고속철도 운영과 관련된 시스템만으로 구축되고 있어서 고속철도 차량 및 시설물의 설계, 제작, 운행, 유지보수 및 폐기에 관한 모든 정보를 DB화할 수 없어 관련 기관들이 공유하여 활용할 수 없다. 또한, 국내 도시철도 정보화는 제품설계 부분과 운영/유지보수 분야에 일부 전산화가 이루어져 있으나, 제품개발, 운영/유지보수, 교육/정비매뉴얼, 문서/도면 교환 및 관리 시스템 등이 체계적으로 통합관리 운영되는 정보화 수준에는 도달하지 못한 실정이다.

3. 충돌안전기술(Technology)

국내 열차 충돌사고를 분석하여 보면, 크게 4가지 사고유형으로 나눌 수 있는데, 비행물체와의 충돌, 선로장애물과의 충돌, 경충돌, 중충돌 사고로 나뉠 수 있다. 4가지 사고 유형별로 국내 충돌안전기술 현황을 분석해 보자.

o 비행물체에 의한 충돌사고 피해저감기술

비행물체에 의한 충돌로서, 객실을 향한 투석행위, 전면 창에 조류나 이물질의 충격, 터널 내 부착물 탈락, 자갈비산 등의 사고 유형이 있을 수 있는데, 국내에서는 이에 대한 안전기준이나, 시험시설 등은 전무하다고 할 수 있다. 이런 부분은 차량의 안전유리를 설치하도록 하고, 전두부의 관통실험 등을 강제로 규정하고 이러한 실험이 행해질 수 있는 체계와 인프라를 만드는 것이 필요한데, 국내에는 이와 관련된 체계나 인프라는 국가적으로 수행된 바가 없다.

o 선로장애물 충돌사고 피해저감기술

토사, 낙석, 건널목의 차량 등이 선로장애물로 분류될 수 있고, 심지어 고의적으

로 선로에 방해물질을 방치하는 경우도 있다. 차량의 고속화가 진행됨에 따라, 조그마한 선로장애물과의 충돌에도 차량의 관성에너지에 의해 탈선되어 큰 사고가 유발되는 경우가 흔히 발생하기 시작했다. 이러한 경우에는 일차적으로 배장기의 완충성능 향상이 요구된다. 국내에서는 아직 이런 부분에 대한 개념조차 정립되어 있지 못한 실정으로 기술연구나 시험설비에 투자된 바는 없다.

o 경충돌 사고 피해저감기술

낮은 속도의 충돌 즉, 차체구조자체가 붕괴되지는 않지만, 연결기 등이 붕괴되는 사고로 경충돌 사고를 언급할 수 있는데, 경충돌사고의 예는 가벼운 충/추돌, 차막이 돌파사고, 입환 시 격돌사고, 완충기 파손 등의 직접적 피해도 있으며, 간접적으로는 눈에 보이지 않는 구조의 영구변형 및 파손, 장치의 내구성 저하, 충격으로 인한 전장품 수명단축, 신뢰성 저하를 유발한다. 이러한 사고를 방지하기 위해서는 에너지 흡수식 연결기 혹은 완충기를 장착하는 것이 가장 중요하며, Mechanical fuse, 완충차막이 등의 도입이 필요하다. 국내에서 위에 언급한 장치들을 채용한 경우는 이제까지 없었다고 할 정도로 취약한 부분이다.

o 중충돌 사고 피해저감기술

흔히 일반적으로 충돌사고로 인식할 수 있는 대형 사고는 중충돌사고로 분류할 수 있다. 예로서, 열차 대 열차 (상대속도 30km/h 이상), 대형화물차와 건널목에서의 충돌 등을 들 수 있다. 이러한 사고에서 피해저감을 이루기 위해서는 우선, 타고오름 방지장치가 필수적이며, 운전자 및 탑승자가 있는 차체공간은 충돌 시 붕괴되지 않도록 하고 비탑승 공간이 먼저 붕괴되면서 충돌에너지를 흡수할 수 있는 차체구조가 필요하다. 또한, 충돌 시 충격으로 승객이 상해를 입지 않도록 하기 위해 의자 등 실내설비를 충돌 안전형으로 설계하여야 한다. 이러한 기술들의 대한 소개는 G7 고속 열차 기술개발 시에 소개되었지만, 이런 대책을 확보하고 운행되고 있는 차량은 아직까지 없는 실정이다.

4. 충돌 안전성능 평가 시험장비(Infra)

열차의 충돌 안전성능을 평가하기 위해 필요한 시험장비로는 실차충돌 시험장비, 대형압괴시험장비, Sled 시험장비, SHPB 시험장비, 유리창충격 시험장비 등이 있다.

o 실차충돌 시험장비

실차충돌 시험장비는 열차의 다양한 충돌 및 충격사고 상황을 재현하여 안전장치 및 구조가 제대로 작동하는지를 평가할 수 있는 시험장비로 충돌 안전성능 평가 및 피해저감기술 개발을 위해서 반드시 갖추어야 하는 장비이다. 국내의 경우 현재 실차충돌 시험장비가 전무한 상태이다.

o 대형압괴시험장비

대형압괴시험장비는 대형구조물의 단순 강도 측정이 주목적이 아니라, 철도차량의 에너지 흡수 구조를 완전히 붕괴시켜 압괴특성과 관련된 물리량을 측정하는 장비이다. 현재 국내에는 한국건설기술연구원에 대형압괴장비가 갖추어져 있으나, 시험하중이 최대 1000ton이고, 압괴길이가 최대 1.2m로 열차충돌 시를 모사한 압괴시험을 하기에는 시험하중과 압괴길이가 턱없이 부족한 실정이다.

o Sled 시험장비

Sled 시험장비는 충돌사고 시 승객이 입게 되는 상해치를 평가하기 위하여 충돌사고 시 차체에서 발생하는 가속도의 상황을 그대로 재현하여 인체모형이 어느 정도 상해를 입는지 평가하는 시험 장비이다. 현재 국내에는 자동차 성능시험연구소에 유사한 장비가 있으나 자동차용으로 사용되는 장비이므로 철도용으로 사용하기 위해서는 장비의 개량이 필요하다.

o SHPB 시험장비

SHPB 시험장비는 고속으로 충격을 받는 재료의 물성치를 계측하기 위한 장비이다. 고변형률속도 조건하에서 재료의 응답은 정적인 경우와는 다른 재료의 거동을 나타내므로 정량적으로 충분히 규명이 되어있지 못한 형편이며, 통상적인 실험방법으로는 102/s 이상의 고변형률 속도를 얻기가 어렵다. 따라서 102/s 이상의 고변형률 속도를 얻기 위한 SHPB 충격봉 실험을 통해 재료의 고변형률 속도데이터를 체계적으로 정리하여 충돌안전도 모델개발에 활용해야 한다. 국내에는 한국기계연구원에 유사한 장비가 설치되어 있으나, 연구원에서 자체적으로 개발한 장비로 신뢰성이 충분히 검증되어 있지 못하다.

o 유리창충격 시험장비

유리창충격 시험장비는 충돌사고 시 유리창의 파손, 외부에서 날아든 돌멩이에 의한 객실유리창 파손 등을 평가하는 장비이다. 국내에서는 차량부품업체나 방위산업체에서 이미 보유하고 있다.

제2절 국외 현황

1. 안전체계(system)

미국의 경우를 살펴보면, 충돌관련 안전규정은 미연방규정(CFR) 49편 운송의 223절 유리창 안전기준 및 238절 객차 안전기준에서 찾아볼 수 있다. 223절 유리창 안전기준에는 유리재료에 대한 표준시험 절차가 제시되어 있다. 238절 객차 안전기준에는 충돌안전과 관련된 항목으로 1종 객차의 경우 238.205조 타고오름 방지장치, 238.215조 전복강도, 238.219조 대차와 차체의 연결, 238.221조 유리창, 238.233조 내장재 부착 및 표면처리 등이 있고, II종 객차의 경우 238.403조 충돌에너지 제어, 238.405조 타고오름 방지장치, 238.415조 전복강도, 238.419조 대차와 차체의 연결, 238.421조 유리창, 238.435조 내장재 부착 및 표면처리 등이 있다. 이 중에서 238.403조 충돌에너지 제어부분의 내용을 소개하면 다음과 같다.

239.403조 충돌에너지 제어

(a) 각각의 동력차와 트레일러 차량은 충돌 시 운동에너지를 소산시킬 수 있는 충돌에너지 제어시스템을 갖추도록 설계되어야 한다. 충돌에너지 제어시스템은 충돌에너지를 흡수하면서 승객 및 승무원이 받는 감속도의 크기를 줄이기 위해 승객 비탑승 영역에서 붕괴가 발생하도록 변형을 제어해야 한다.

(b) 각 차량은 두 개의 승객 비탑승 영역사이에 승객 탑승영역이 위치하도록 설계되어야 한다. 승객 비탑승 영역은 탑승영역보다 구조적으로 약하게 설계되어 하고, 충돌 시 승객 비탑승 영역의 선택된 지점에서 변형이 시작되어야 하며, 승객 탑승영역의 손상이 발생하기 전에 에너지를 소산하기 위해 제어된 형태로 붕괴되어야 한다.

(c) 2종 여객열차(125mph-150mph[200kph-240kph])가 만족해야 할 최소 요건은 다음과 같다.

(1) 비탑승 영역의 제어된 붕괴에 의해 13MJ의 에너지가 열차의 말단부에서 흡수되어야 하며, 그 중 최소 5MJ의 에너지는 동력차의 운전실 앞에서 흡수되어야 한다.

(2) 최소 3메가줄(MJ)의 에너지가 운전실과 첫 번째 트레일러 차량의 중간에 있는 동력차 구조에서 추가적으로 흡수되어야 한다.

(3) 동력차에 인접한 첫 번째 트레일러 차의 끝부분은 제어된 붕괴에 의해 최소 5메가줄(MJ)의 에너지를 흡수해야 한다.

(d) 2종 여객열차가 동일 높이의 선로에 정지해 있는 동일 열차에 30 mph의 속도로 충돌하는 경우

(1) 트레일러 차량의 어느 곳에 앉아있더라도 백분율 50%의 표준성인 남자가 앞쪽에 있는 의자와 충돌하는 속도가 25 mph를 넘지 않아야 한다.

(2) 각 트레일러 차량의 탑승 공간의 감속은 8g(중력가속도의 8배)를 넘지 않아야 한다. 이 조건에 따른다는 것을 증명하기 위해 측정된 감속도는 50Hz의 대역폭을 가지는 저 대역 통과필터를 통해 처리될 수 있다.

(e) 이 조의 (a)에서 (d)까지의 요건에 대한 만족여부는 동적 충돌 컴퓨터 모델을 사용하는 해석을 통해 증명되어야 한다. 이러한 요건을 만족하는 것을 증명하기 위해 다음의

가정들이 사용된다.

(1) 기차는 수직으로 똑바로 일렬로 있고, 모든 바퀴는 충돌하는 동안 선로 위에 있다.

(2) 구조적인 붕괴에 대한 저항력은 열차의 설계 시 한 부분으로 요구되었던 구조해석을 통해 결정된 힘과 변위관계를 따른다.

(f) 2종 여객열차의 선두차량에서는 승객의 자리가 허용되지 않는다.

영국의 충돌안전기준은 철도그룹표준(Railway Group Standard) GM/RT2100과 철도운영자협회의 차량표준(ATOC[Association of Train Operating Companies] Vehicles Standard) AV/ST9001에서 찾아볼 수 있다. GM/RT2100은 철도차량 차체의 요구사항(Structural Requirements for Railway Vehicles)에 관한 기준으로 이중에서 충돌안전과 관련된 항목은 6. 차체 - 검정 하중, 7. 차체 - 피로하중, 8. 차체 - 구조적 붕괴: 일반요건, 9. 차체 - 구조적 붕괴: 특정요건, 12. 장애물 제거기 등이다. AV/ST9001은 차량의 실내충돌안전(Vehicle Interior Crashworthiness)에 관한 것으로 의자, 출입문, 테이블, 유리 등의 안전기준을 포함하고 있다.

일본의 경우 충돌안전에 대한 구체적인 규정은 없고 철도에 관한 기술상의 기준을 정하는 성령의 차량 편에 차체구조의 강도와 유리창에 대한 내용이 있다. 차체 강도에 관련된 JIS 규격으로 JIS E 4501 철도차량-차축강도설계방법과 JIS E 7105 철도차량구체의 하중시험방법이 있고, 철도차량의 의자와 관련된 규격으로 JIS E 7104 철도차량 여객용 좌석이 있다.

UIC 기준을 살펴보면 UIC 566 객차 차체와 구성품의 하중조건, UIC 617-4 운전실의 유리창 위치, UIC 651 열차 운전실의 설계 등에서 충돌안전과 관련된 내용을 찾아 볼 수 있다.

철도차량의 안전과 관련된 대표적인 유럽기준으로 유럽표준위원회(CEN)에서 담당하고 있는 유럽규격(EN, Euro Norms) EN 12663 "Railway Applications - Structural Requirements of Railway Vehicle Bodies", prEN 15227 "Railway Applications - Crashworthiness Requirements of Railway Vehicle Bodies"과 유럽철도상호운영협회(AEIF)에서 담당하고 있는 "Technical Specifications for Interoperability(TSI)" 등이 있다. TSI는 고속철도와 일반철도로 구분되어 있는데, 이 중에서 고속철도에 대한 TSI는 2002년에 발효되었고, 일반철도에 대한 TSI는 현재 준비 중이다. 고속철도에 대한 TSI의 차량 편을 살펴보면, 4.1.7(b)와 부록 A에 passive safety 규정이 제시되어 있다.

2. 정보시스템(Information)

ㅇ 동 일본철도 주식회사의 COSMOS시스템 현황

1996년 CALS개념을 도입한 철도차량의 전주기적 정보관리체계 구성 사업을 착수하였으며, 신간선 차량의 설계, 제작, 운행, 유지보수 및 폐기에 관한 모든 정보

를 DB화하여 관련 기관들이 공유하여 활용하고 있으며, 기존의 COMTRAC/SMIS를 차세대 운영시스템인 COSMOS로 교체하였다. 이 시스템은 작업계획수립, 작업일정조정, 작업 자료 및 유지보수 관련 정보 흐름이 현장의 단말기와 컨트롤 센터 간에 실시간으로 이루어져 신간선 안전운행에 일조하고 있다.

o 미국 FRA의 철도 안전사고 DB 구축현황

미국전역에서 발생하는 주요 철도사고에 대한 조사, 처리방법, 향후대책 등 사고에 관련된 제반사항은 국가교통안전위원회에서 일괄처리하고 있으며 사고보고서는 사고정보, 원인분석, 안전대책 등 상세하고 정확한 사고원인을 규명하고 있다. 연방철도국은 각 철도회사로부터 작성된 보고서를 토대로 철도사고/사건에 대한 DB 구축 및 분석. 또한 철도사고 예방체계에 대한 연구를 수행하고 있으며, 1910년에 제정된 사고보고서법에 의거하여 작성하며, 사고보고서의 작성여부는 사고보고서법의 49 CFR 225에 따른다.

3. 충돌안전기술(Technology)

o 비행물체에 의한 충돌사고 피해저감기술

투석, 조류 등의 이물질과의 충돌, 자갈비산 등과 같은 비행물체에 의한 충돌사고에 대한 대비책으로 철도선진국들은 운전실 및 객실의 유리창에 안전유리 설치를 의무화하고 있다. 미국의 경우를 예로 들면 미연방규정(CFR) 49편 운송의 223절 유리창 안전기준에 열차에 사용되는 유리는 다음과 같은 시험을 통과해야 한다고 규정하고 있다.

<미연방규정 49편 운송/223절 유리창 안전기준/부록 A 유리재료에 대한 보증>

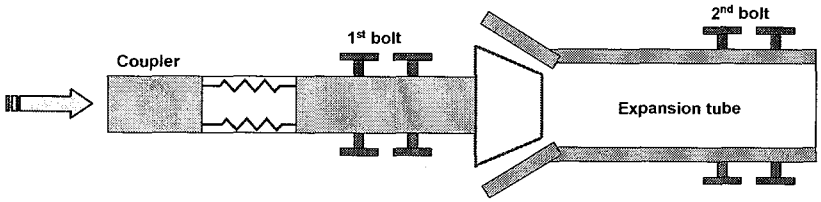
(10) 운전실 전면 유리창에 사용되는 유리의 경우 다음과 같은 시험유형 I을 수행한다.
  (i) 40그레인 무게의 납 총알을 장착한 표준 22구경 장총으로 최소 초속 960피트의 관통시험
  (ii) 8인치x8인치x16인치 크기와 최소 24lbs 무게를 갖는 신더블럭이 최소 초당 44피트의 속도로 모서리로 부딪히는 대형물체 충격시험. 신더블럭 구성은 ASTM 규격 C33L 또는 C90에 따른다.
(11) 측면 유리창에 사용되는 유리의 경우 다음과 같은 시험유형 II를 수행한다.
  (i) 40그레인 무게의 납 총알을 장착한 표준 22구경 장총으로 최소 초속 960피트의 관통시험
  (ii) 8인치x8인치x16인치 크기와 최소 24lbs 무게를 갖는 신더블록이 최소 초당 12피트의 속도로 모서리로 부딪히는 대형물체 충격시험. 신더블록 구성은 ASTM 규격 C33L 또는 C90에 따른다.

o 선로장애물 충돌사고 피해저감기술

선로장애물에 의한 충돌사고는 종종 탈선사고로 연결되어 피해가 크게 확대되기도 한다. 철도선진국들은 이러한 피해확대를 방지하기 위해 장애물과 부딪히는 배장기의 성능(선로 위 높이, 내 충격 강도, 굴곡 시 변형형상, 에너지 흡수능력)을 개선하고 있다. 프랑스의 TGV는 이러한 완충형 배장기가 설치되어 있는 대표적인 열차이다.

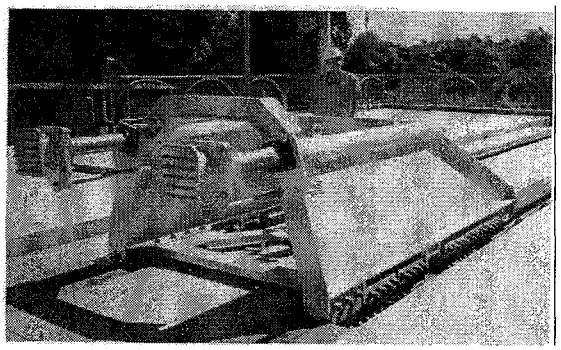
o 경충돌 사고 피해저감기술

열차 대 열차의 가벼운 충, 추돌이나 입환 시 격돌 및 차막이 돌파와 같은 경충돌 사고 발생 시 차체의 손상과 승객의 부상을 최소화하기 위한 목적으로 철도선진국에서는 에너지 흡수식 연결기, mechanical fuse, 완충 차막이 등을 도입하여 사용하고 있다. 아래 그림은 에너지 흡수식 연결기의 개념도를 보여주는 것으로 사고 시 연결기에서 충돌에너지를 우선적으로 흡수하여 차체의 손상을 방지하는 기능이 있다.



<그림 2.2.1> 에너지 흡수식 연결기 개념도

또한 차막이 돌파사고로 인한 차량과 시설의 피해를 최소화하기 위해 좁은 공간에서 도 차막이 돌파사고를 효율적으로 방지할 수 있는 완충형 차막이가 사용되고 있다.



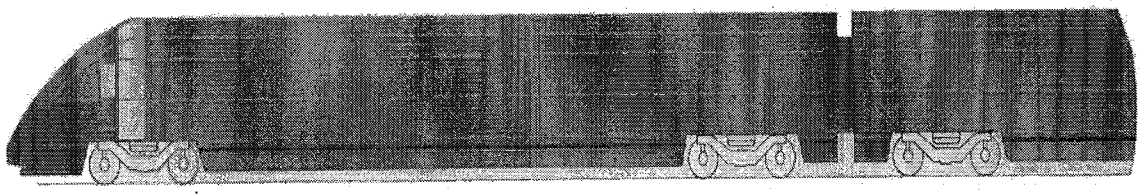
<그림 2.2.2> 완충차막이

o 중충돌 사고 피해저감기술

중충돌사고는 자주 발생하지는 않으나, 발생 시 인명피해가 심각하므로, 철도선진국들은 이에 대한 다양한 피해저감대책을 적용하고 있다. 여기에는 에너지 흡수식 연결기 도입, 차량 간 타고오름 방지장치 부착, 충돌에너지를 흡수하기 위한 차량별 압괴 영역 설계, 탑승자의 2차 충돌 상해치 저감 설계, 사고 후 승객탈출

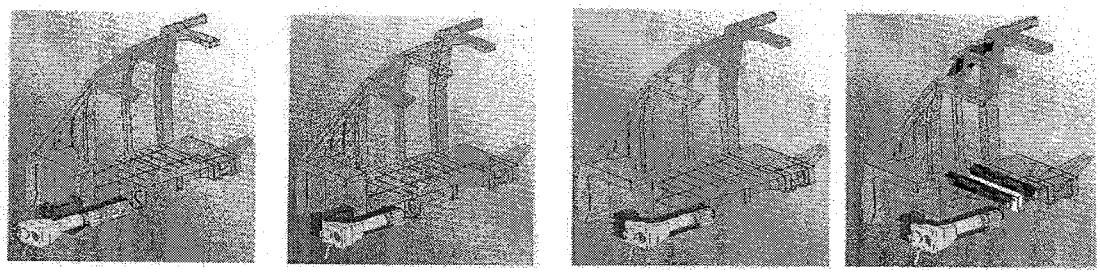
및 구난이 용이한 설계 등이 포함된다. 국가별로 충충돌 사고 피해저감기술을 살펴보자.

프랑스의 SNCF(Franch National Railways Company)는 충돌안전도를 위한 안전규정을 정하여 차량설계 및 제작에 엄격히 적용하고 있다. 국철 차량인 TER X7250 차량의 경우 110 km/h로 15 ton의 장애물을 충돌하는 사고 시나리오를 적용하여, 아래 그림과 같이 전두부 및 차간 연결 부분에 에너지흡수 구조를 배치하여 완충 역할을 하도록 하고 승객이 탑승한 부분은 변형이 최소화 되도록 하였다.



<그림 2.2.3> TER X7250 영역별 구조기능
(●Deformable zones, ●Passenger accommodation areas, Survival zone)

아래 그림은 TER X7250 전두부의 순차적 압괴과정과 에너지 흡수 설계 개요를 나타낸 것이다.



<그림 2.2.4> TER X7250의 전두부 에너지 흡수 구조

영국의 BRR(British Railway Research)은 차량설계에 있어서 동일열차와 60 kph로 추돌하는 충돌 시나리오에서 승객에게 6g 이하의 충격 가속도 가해지도록 하는 설계 목표를 설정하였으며, 이를 달성하기 위하여 1 MJ 정도의 충격 에너지가 차체 끝단 비 탑승자 공간을 1 m 정도 압괴 시키면서 흡수되도록 설계하는 가이드라인을 적용하고 있다.

독일의 고속전철인 ICE는 알루미늄 sheet를 이용한 honeycomb구조의 전두부 에너지 흡수설계를 예측 가능한 4가지 사고 시나리오를 가정하고, 이를 통하여 설계가이드 라인에 접근하였다. 그리고 사고 발생 시 차량의 탈선에 의한 승객안전을 대비하여 ERRI B 165에서 권장하는 사양의 anti-climber를 설계에 반영하였다. 이러한 사고 시나리오에 대한 이론적인 분석을 통해 전두부구조에 부착하는 알루미늄 하니콤의 충돌에너지 흡수 능력을 최소 2 MJ로 설정하고, 압괴한계를 70 ~ 80 % 수준으로 유지하는 구체적인 설계가이드라인을 도출하여 설계 및 제

작에 반영하고 있다.

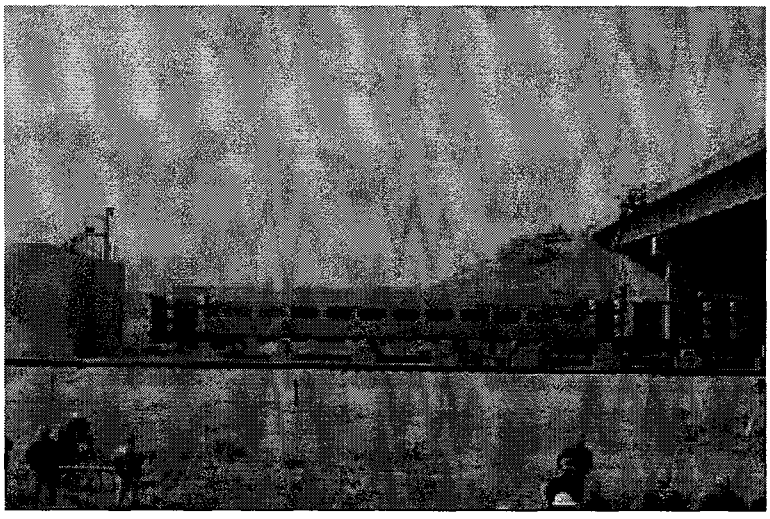
한편 일본 경우도 1990년대 초 무렵 영국 BRR의 기술자문을 받아서 대만 수출용 경량전철(Taipei EMU)에 대하여 충돌안전도 설계를 수행한 이후, 독자적으로 충돌안전도 설계기술을 개발하여 최근에는 전동차의 충돌안전도 설계 및 해석을 수행하고 미국의 TTCI에서 실차 시험으로 설계 검증을 마쳤다.

마지막으로, 현재 선진국의 충돌안전규정은 승객의 2차 충돌에 의한 상해치에 대한 직접적인 규제로 진행되고 있으며 의자, 테이블 등 사고 발생 시 승객의 부상에 직접 영향을 주는 용품에 대한 안전도 설계 필요성을 강조하고 있다.

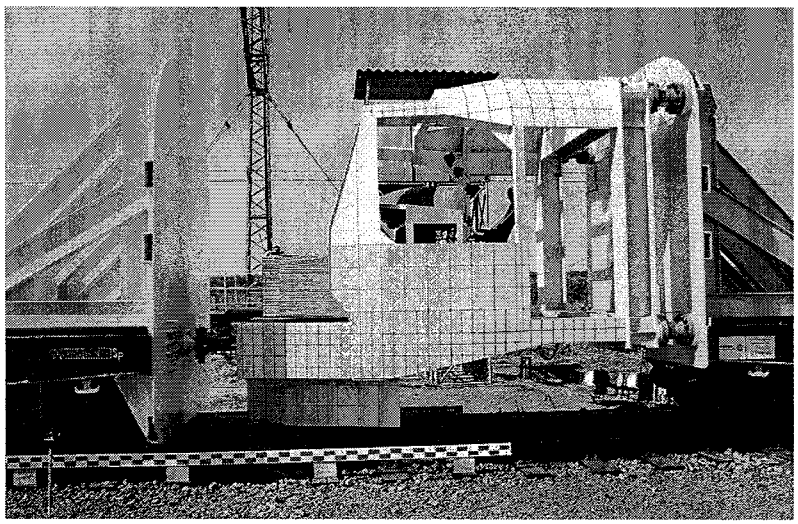
4. 충돌안전도 성능평가 시험설비(Infra)

o 실차충돌 시험장비

철도선진국들은 이미 실차충돌 시험 장비를 활용하여 열차의 충돌안전성능을 평가하고 피해저감기술을 개발하고 있다. 실차충돌 시험시설을 보유하고 있는 대표적인 기관으로는 미국의 TTCI와 폴란드의 CNTK가 있다. 미국 콜로라도주에 위치한 TTCI에는 강체벽이 설치된 충돌 시험선로가 있는데, 이곳에서는 이미 10회 이상의 실차충돌 시험이 실시되었다. 폴란드 CNTK에서는 SAFETRAIN 및 SAFETRAM 프로젝트에서 개발된 충돌에너지 흡수구조와 장치에 대한 충돌 시험이 수행되었다.



<그림 2.2.5> 강체벽 실차충돌 시험(TTCI)



<그림 2.2.6> SAFETRAIN 운전실 충돌안전도
평가시험(CNTK)

o 대형압괴시험장비

국외의 대표적인 대형압괴시험장비 보유기관은 영국의 AEA Technology와 프랑스의 Vitry 연구소 등이다. 특히 영국 AEA Technology에서 보유하고 있는 압축시험시설은 단순 압축 시험의 기능에 추가적으로 액추에이터의 속도를 최대 50km/h까지 임의로 조정이 가능하여, 철도 차량의 전두부와 같은 에너지 흡수구조물의 준정적시험에 활용되고 있다.

o Sled 시험장비

국외의 Sled 시험장비는 국내의 경우와 마찬가지로 주로 자동차의 정면/측면 충돌 시험 및 승객상해평가를 위해 활용되고 있으며, 시설보유도 자동차관련 업계에 국한되어 있다. 현재까지의 철도차량 탑승자의 상해치 평가를 위한 Sled 시험은 자동차 시험용 Sled 시설물을 개량해서 수행하고 있다.

o SHPB 시험장비

SHPB 시험장비는 고속으로 충격을 받는 재료의 물성치를 계측하기 위한 것으로 선진국에서 이미 보편화된 장비이다. SHPB 시험 장비를 보유하고 있는 대표적인 기관으로 프랑스의 ECN, 미국의 Sandia National Lab., 핀란드의 Institute of Material Science 등이 있다.

o 유리창충격 시험장비

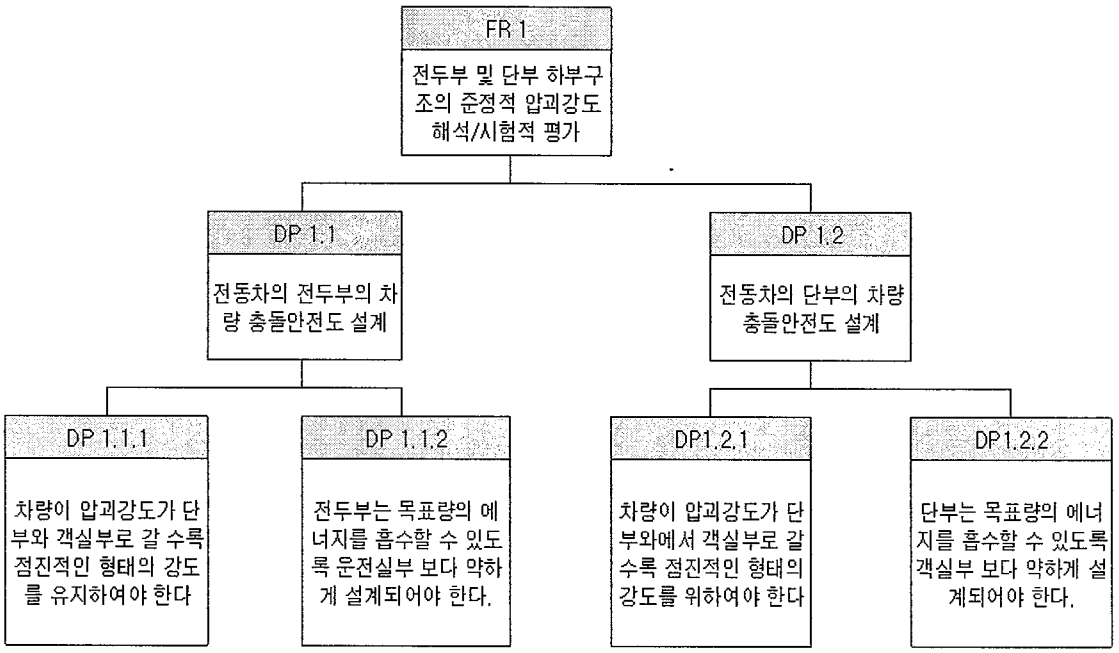
유리창충격 시험장비도 SHPB 시험장비와 마찬가지로 선진국에 이미 보편화된 장비로 대부분의 국가에서 시험 장비를 보유하고 있다.

제3장 연구개발 수행 내용 및 결과

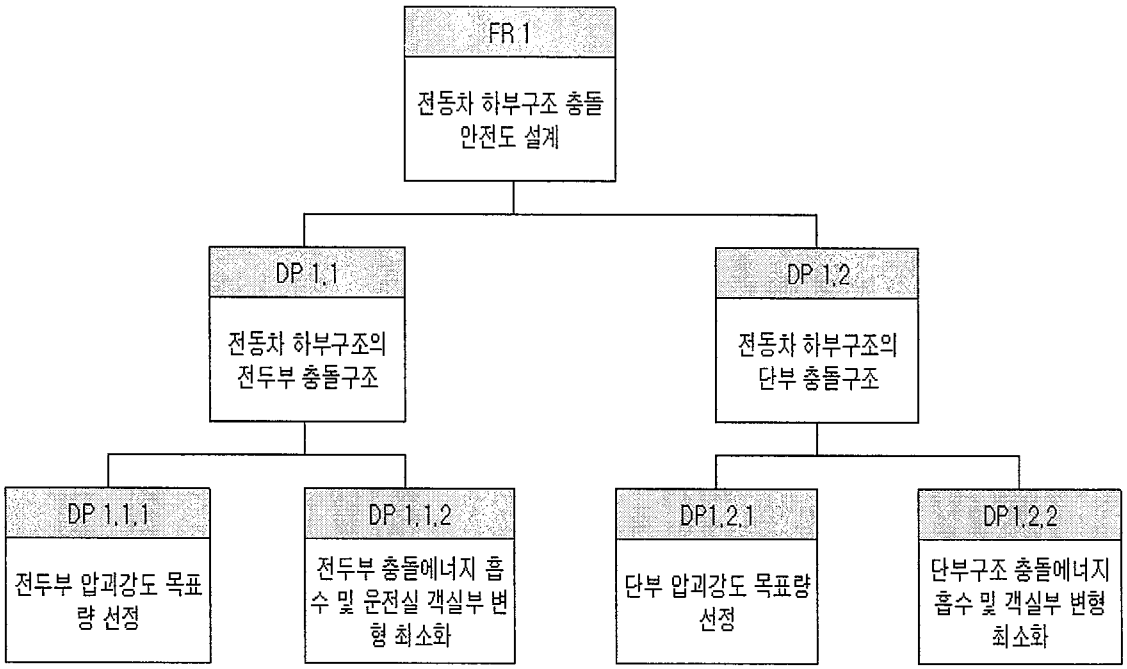
제1절 전두부 해석 및 시험 데이터

검증계획서 (Verification Plan)		**ID No :** RC - SR01 - SSR08 - 2009 작성일 : 2010. 05 수정일 :
1. 프로젝트는 충돌안전도를 개선한 차체표준성능모델을 개발해야 한다.		
1.8 프로젝트는 전동차 전두부 하부구조를 개발하여야 한다.		
입력물 : ☐ **요구사항 (Requirement)** - 요구사항 문서 - 검증 요구사항 추적 매트릭스 (VRTM) ☐ **기술 개발 계획(Technical Plan)** - 연구계획서 - WBS (Work Breakdown Structure) ☐ **설계정보 및 평가자료** - 성과물 : 해석 및 시험 데이터 - 기능 아키텍처 - 물리 아키텍처 - 설계 분석 보고서 (DARs) ☐ **검증 방법** - 4.1 컴퓨터시뮬레이션 5.3 기능시험	**업무 :** - SE 검증	**출력물 :** - 수정 VRTM - 검증결과표
Verification Specification (검증기준) : 1. 문제 해결 방안 착안점 1.1 철도안전법이 요구하는 충돌사고각본에 적합한 설계인가? 1.2 새로운 기준을 만족하기 위해 설계적인 검토는 충분한가? 1.3 새로운 충돌규정을 위해 길이방향 구간은 선정되었고 적합한가? 2. 각 차량별 현성능 파악 2.1 각 차량별/구간별 압괴 성능 해석 데이터는 적합한가? 2.2 각 차량에 규정된 정적인 강도는 만족하는가? 2.3 충돌에너지 흡수량은 적절히 설정하였는가? 3. 해석 신뢰도 검증 3.1 단부 개선안에 대한 압괴강도의 시험적 평가를 실시하였는가? 3.2 시험결과와 해석결과의 비교 결과 해석의 신뢰도가 입증되었는가?		

1. 기능 아키텍처



2. 물리 아키텍처



3. 설계분석보고서

가. 요구사항과의 적합성

(1) 전동차 전두부 및 단부 구조를 충돌에너지를 흡수할 수 있도록 설계하였다.

(2) 전두부에 에너지흡수 튜브 장착하였다.

(3) 압괴강도를 제어할 수 있도록 에너지흡수부재가 설계되었다.

(4) 차량 사양이 요구하고 있는 정적강도는 만족하고 있다.

(5) 철도안전법에서 정하는 판정 기준을 만족하고 있다.

(6) 흡수부재/ 전두부 / 단부 구조물에 대한 충돌시험 평가를 수행하였다.

나. 설계기준

(1) 차량이 적용받는 정적강도 요구조건에서 영구변형 발생하지 않을 것.

(2) 설계된 충돌에너지 흡수용 구조는 철도안전법 충돌기준을 만족한다

다. 검증 방법에 따른 증거 자료

(1) 전동차 편성단위 충돌 해석 실시

(2) 전동차 전두부/ 단부/ 에너지흡수부재 충돌시험 실시

라. 성과물의 내용 및 결과

(1) 충돌해석 조건

해석은 철도차량 안전기준([별표 13] 표준충돌사고각본 세부기준(안)) 및 철도차량 안전기준 제 36조에 의거 네 가지 충돌 조건이 있으나 본 연구에서는 정면충돌조건과 대형장애물 충돌조건을 기준으로 해석을 수행하였다. 본 연구는 현대로템의 전동차 중에서 철도안전법을 만족하는 기본차종을 선택하여 전두부와 단부를 충돌안전도에 부합할 수 있도록 설계/ 해석/ 시험 하는 것으로 정의하였다.

정면충돌조건은 표준충돌사고각본 중 하나로서, 충돌체와 동일한 편성의 열차가 직선평탄선로에서 제동 미체결 상태로 36km/h의 속도로 정면 충돌을 하는 것이며, 이는 고정벽에 18km/h로 정면 충돌하는 것과 같다.

두 번째 조건은 대형장애물 충돌사고각본으로서, 충돌체와 철도차량 안전기준([별표 13] 표준충돌사고각본 세부기준(안)) 나. 대형장애물 충돌사고각본 (3), (4)항에서 정의된 대형장애물의 측면을 40km/h의 속도로 충돌하는 것이다.

(2) 평가 항목 및 판단기준

본 연구에 활용된 전동차의 평가항목 및 판단기준은 <표 3.1.1>과 같다.

<표 3.1.1> 충돌안전 구조 전동차의 평가항목 및 판단기준

구분	평 가 항 목	판 단 기 준	비 고
1	타고오름 현상 방지	충돌시 연결기의 변형 길이가 타고오름 방지장치의 작동을 방해하지 않도록 연결기 고정이 끊어져야 함. (shear-off)	
2	생존 공간 유지	1)생존 공간은 과도한 소성변형이나 좌굴현상이 없어야 함.	국부적 소성변형 및 좌굴허용
		2)객실 부피감소비 : 1% 이내	원래 길이 대비
		3)승하차 구역 길이감소량 : 30% 이내 또는 300mm 중 작은값	
		4)운전실 길이 및 높이 감소량 : 20% 이내	
		5)운전자석 clearance 확보	
3	충돌 감속도	객실 - 평균 감속도 5g 이하 최대 감속도 7.5g 이하	접촉하중이 발생한 후 소멸되기까지의 시간 기준
		운전석 - 더 높은 감속도 허용	
4	소형장애물 충돌 에너지 흡수	정적 하중 - 사용재질의 항복강도 이내	본 연구대상은 아님
		준정적 하중 - a type 36kJ 이상 b type 30kJ 이상	
5	1차원 차량열 해석	공차 상태의 8량 1편성 차량이 유사한 형태의 차량과 10km/h로 충돌	본 연구대상은 아님

(3) 평가 항목 및 판단기준

가) 차량 제원 및 중량

충돌해석에 사용된 각 차체의 제원은 <표 3.1.2>와 같다.

<표 3.1.2> 충돌안전 구조 전동차의 제원

구 분	항 목	제 원(mm)			비 고
		Tc-car	M, M'-car	T-car	
1	차체 길이	20,405	19,500	19,500	

2	차체 폭	3,120	3,120	3,120	
3	지붕 높이	3,750	3,750	4,410	레일 상면
4	볼스타 중심간 거리	13,800	13,800	13,800	
5	연결기 높이	880 ±10	880 ±10	880 ±10	레일 상면

충돌해석을 위한 차량 편성은 다음과 같이 설정하였다.

8량 1편성: Tc - M1 - M' - T - T - M2 - M' - Tc

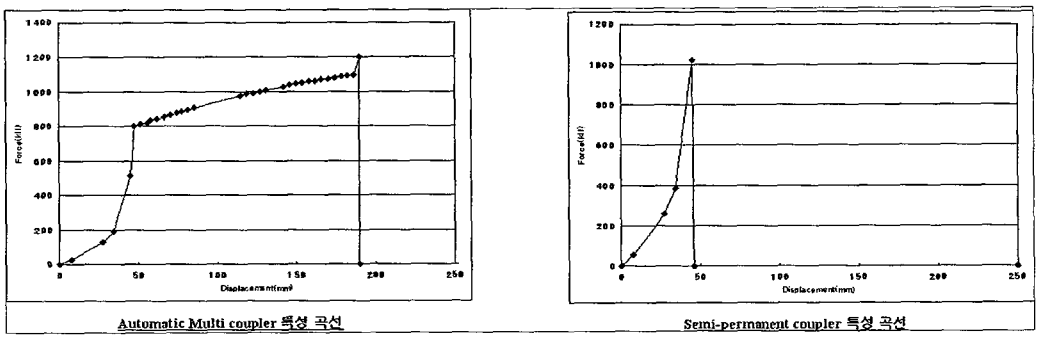
각각의 차량에 해당하는 공차 및 대차중량을 <표 3.1.3>에 정리하였다.

<표 3.1.3> 충돌안전 구조 전동차의 공차중량 및 대차중량

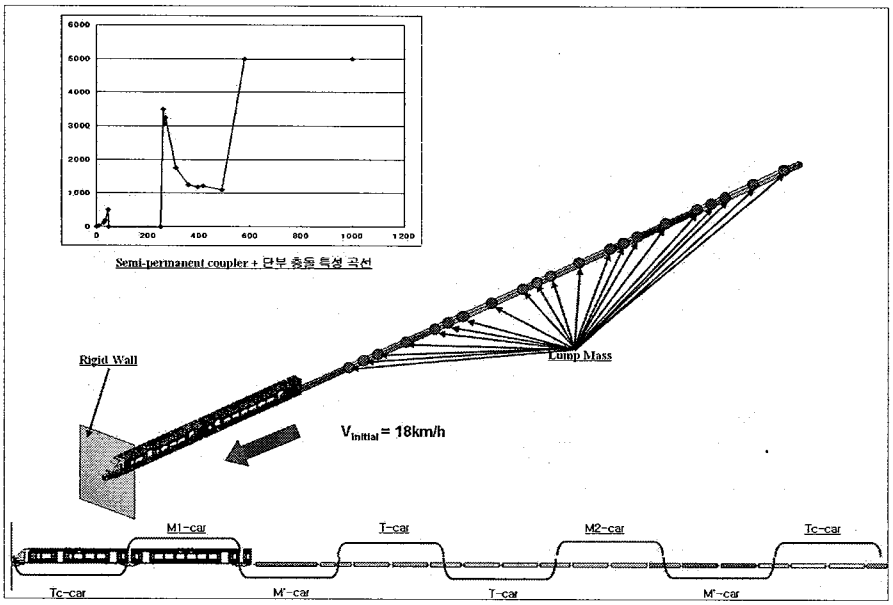
차량구분	공차중량(ton)	대차중량(ton)	비 고
Tc	46.2	13.7	설계중량
M	47.8	17.8	
M'	51.0	17.8	
T	46.0	13.2	

나) 정면충돌사고각본 해석모델

정면충돌사고각본에 의거 충돌해석을 수행 시 소성변형이 예상되는 Tc-car, M1-car 차량 전체와 M'-car의 단부를 3D로 모델링 하였으며, 나머지 차량들은 단부 압괴해석을 통해 얻어진 힘-변위 곡선을 적용한 1D-beam으로 모델링 하였다. 전체 모델을 총 628,662개의 절점, 717,477개의 2D shell 요소, 1,642개의 3D solid 요소 그리고 27개의 1D-beam 요소로 모델링 하였다. 대차는 부가 질량으로 센터 피봇 부위에 가하였으며, 공차 중량에 50%의 착석 승객무게를 가하여 해석하였다. 충돌에 사용된 전두부, 중간 연결기의 특성 곡선을 <그림 3.1.1>에 나타내었으며 유한요소 모델과 1D-beam에 적용한 힘-변위 곡선을 <그림 3.1.2>에 나타내었다.



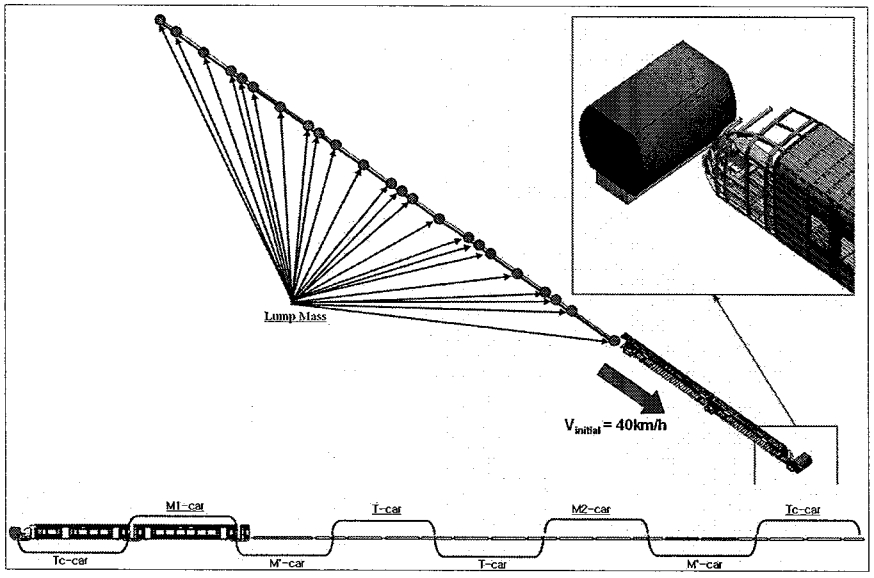
<그림 3.1.1> 전두부 및 중간 연결기 특성 곡선



<그림 3.1.2> 표준충돌사고각본 유한 요소 모델 및
단부 충돌 특성 곡선

다) 대형장애물 충돌사고각본 해석 모델

표준충돌사고각본에서 사용된 모델을 이용하여 대형장애물 충돌해석을 수행하였다. 대형장애물은 총 12,061개의 절점과 10,440개의 3D solid 요소로 모델링하였다. 충돌에 사용된 유한요소 모델을 <그림3.1.3>에 나타내었다.



<그림3.1.3> 대형장애물 충돌사고각본

라)재질의 기계적 성질

충돌안전구조 전동차의 설계에 사용된 재질의 기계적 성질은 <표 3.1.4>와 같다.

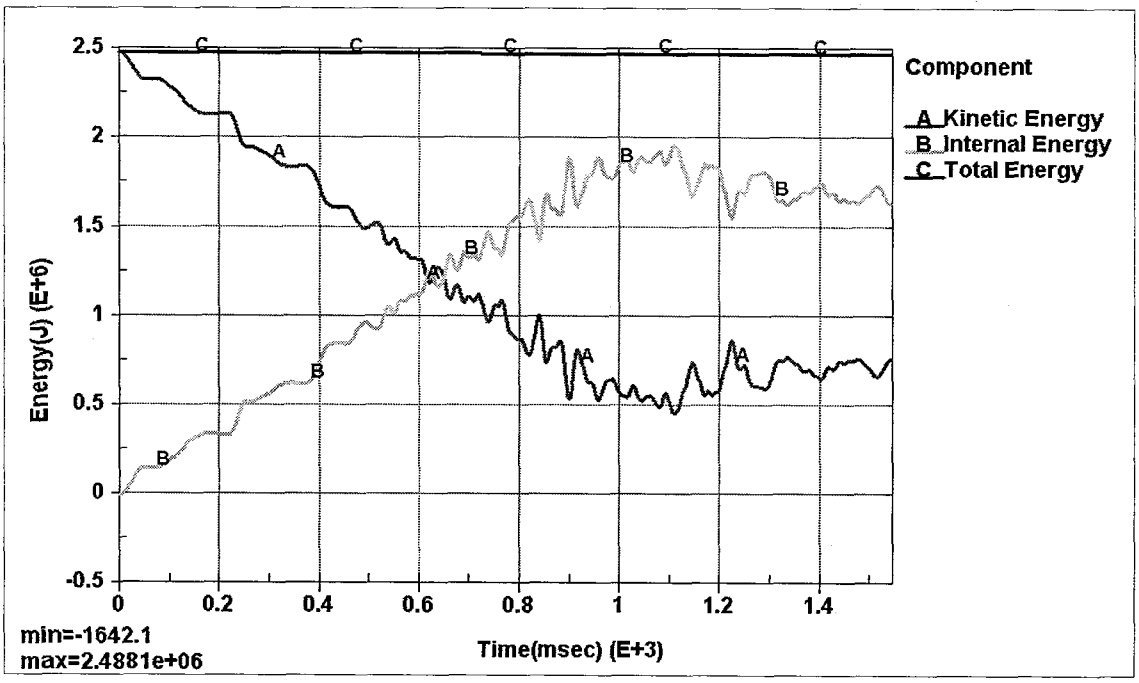
<표 3.1.4> 재질의 기계적 성질

구 분	항 목	항복강도 (kg_f/mm^2)	인장강도 (kg_f/mm^2)	비 고
1	SMA490B	37	50	볼스타, 센타실 등
2	SPH-A	35	50	흡수부재,,사이드골조 등
3	SUS301L-ST	42	77	루프, 크로스빔 등
4	SUS301L-HT	70	95	사이드실

(4) 결과 및 고찰

가) 정면충돌사고각본 해석 결과

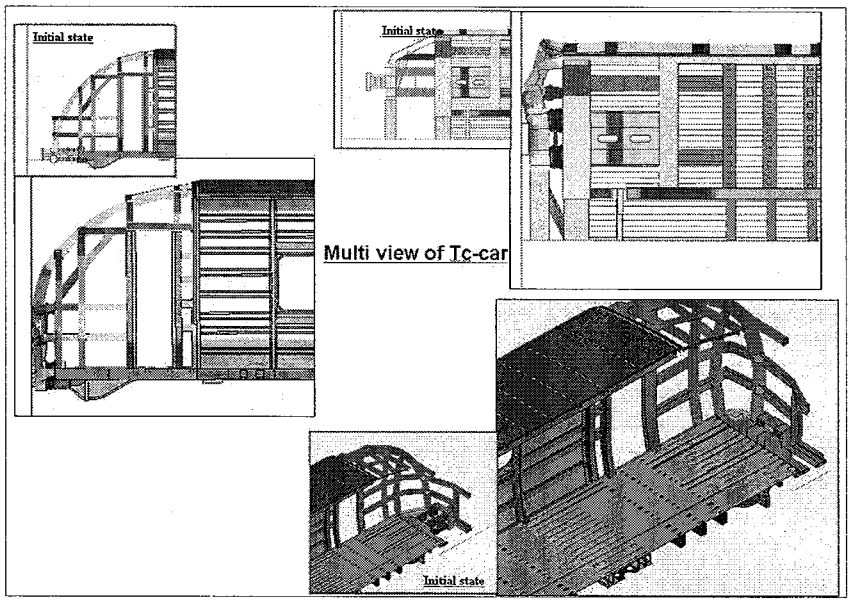
표준충돌사고각본 해석 결과 약 1,110msec 후에 차량의 변형에너지가 최대가 되는 것을 알 수 있다. 전체 에너지는 약 2.5 MJ 이고 최대 흡수 에너지는 약 1.95 MJ 정도가 되며 <그림 3.1.4>에 나타내었다.



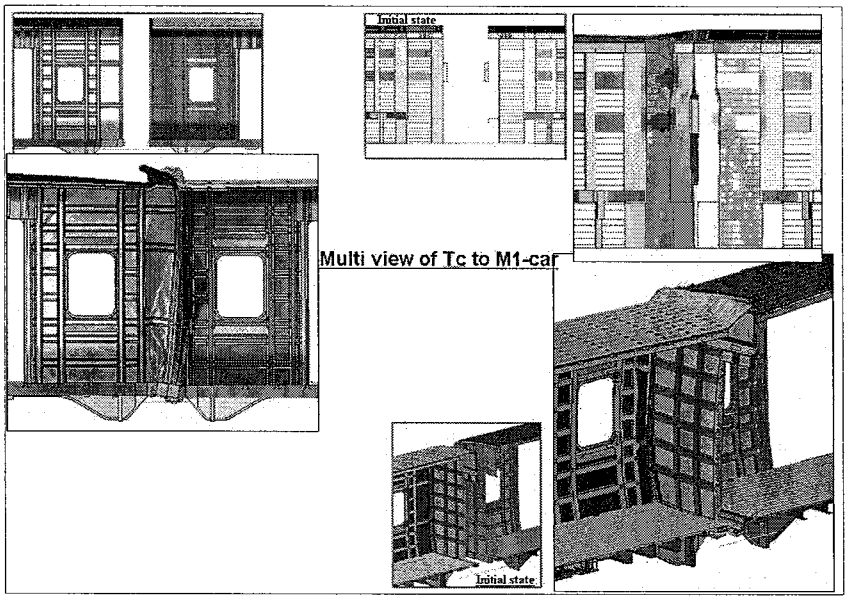
<그림 3.1.4> 정면충돌사고각본-충돌에너지흡수곡선

차량의 타고오름 현상 방지와 생존 공간 유지에 대한 변형을 <그림 3.1.5~3.1.9>에 나타내었다. 결과에서 알 수 있듯이 전두부 및 차 간 중간 연결기가 shear off 된 후, 설계된 에너지 흡수 구간에서 소성 변형을 일으키며 에너지를 흡수 함을 알 수 있다. 객실의 부피감소비는 0.1%로 기준값인 1%이내를

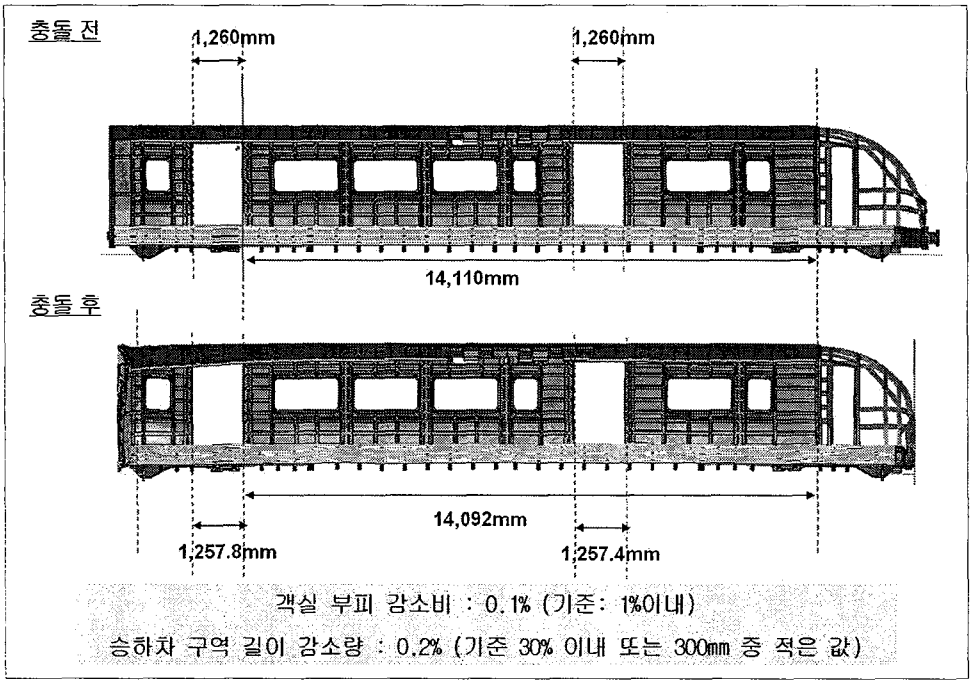
만족하며, 승하차 구역 길이감소량은 0.2%이고 이는 기준값 30% 또는 300mm 중 작은 값을 만족한다. 또한 운전실 길이 및 높이 감소량은 0.1%로 기준값인 20% 이내를 만족한다. 이때 변형된 차체의 골조가 운전석의 clearance를 침범하지 않으므로 생존 공간 유지에 대한 사양을 만족한다. 충돌 감속도는 <그림 3.1.10>에 표시된 위치에서 측정하였으며 표에 정리하였다. 편성차량 전체에 대한 각 차량의 평균 감속도의 최대값은 M2-car에서 발생하였으며 그 값은 1.73g 이므로 이는 객실 평균 감속도의 기준값인 5g 이하를 만족한다.



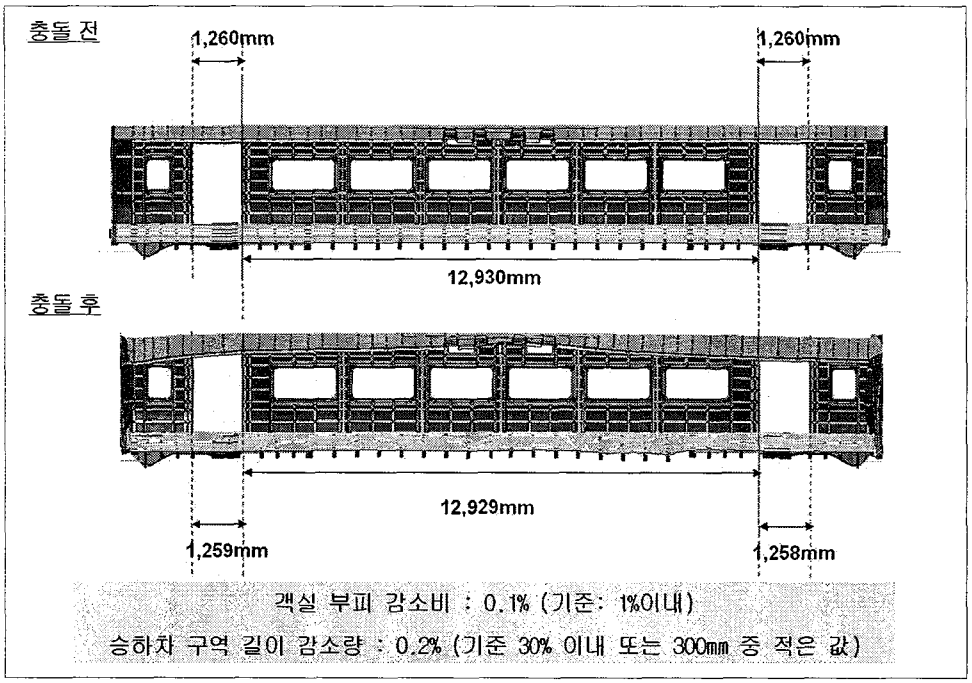
<그림 3.1.5> 정면충돌사고각본 - 전두부 변형 양상



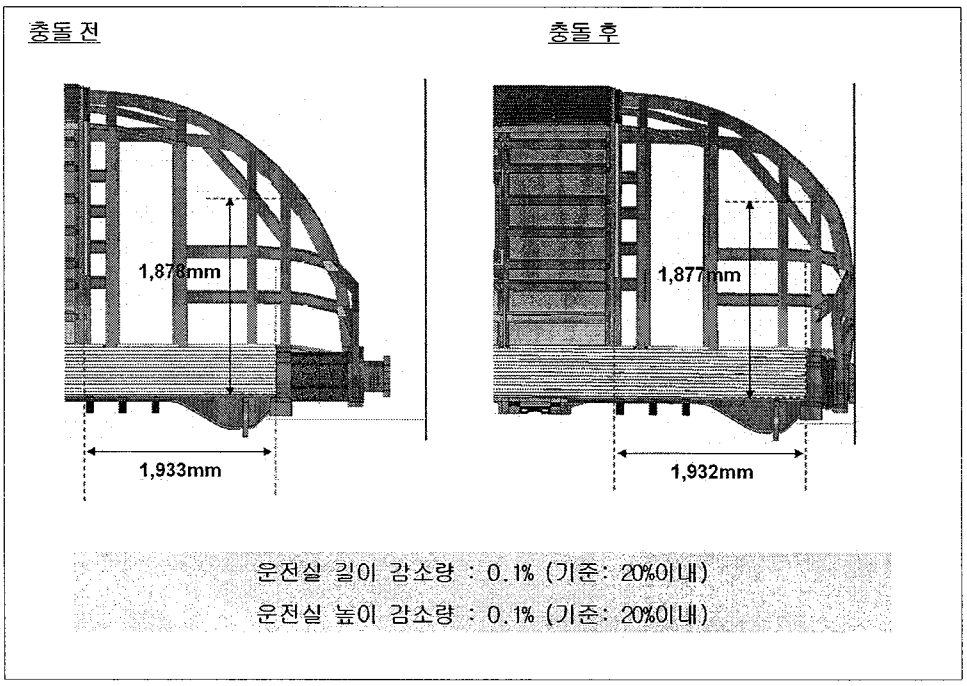
<그림 3.1.6> 정면충돌사고각본 - 단부 변형 양상



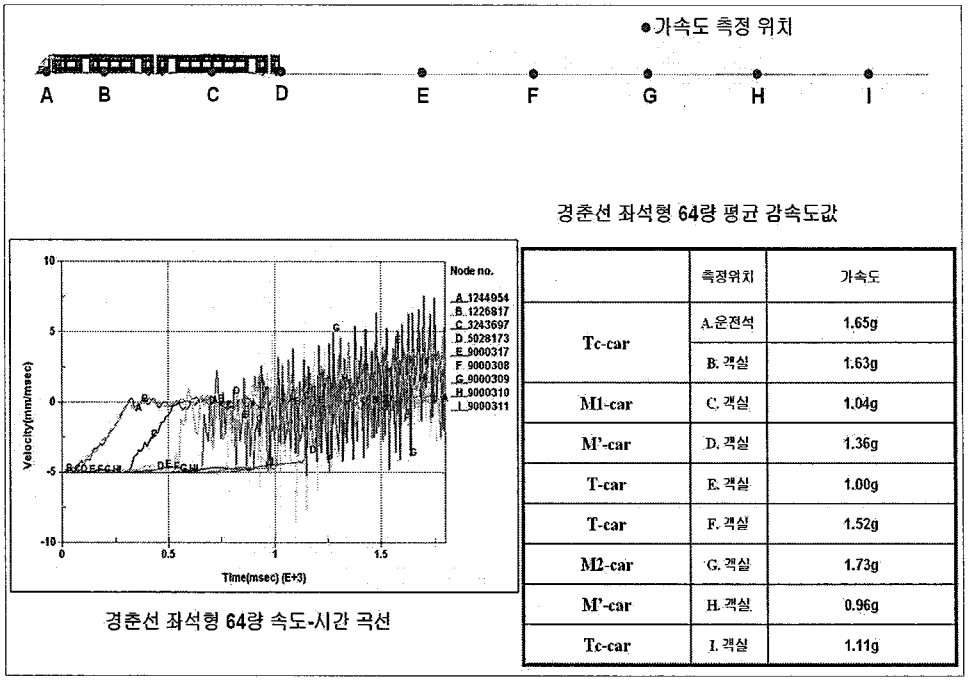
<그림 3.1.7> 정면충돌사고각본 - 객실 내 부피 감소 비



<그림 3.1.8> 정면충돌사고각본 - 객실 부피 감소



<그림 3.1.9> 정면충돌사고각본 - 운전실 길이 및 높이 감소량



경춘선 좌석형 64량 평균 감속도값

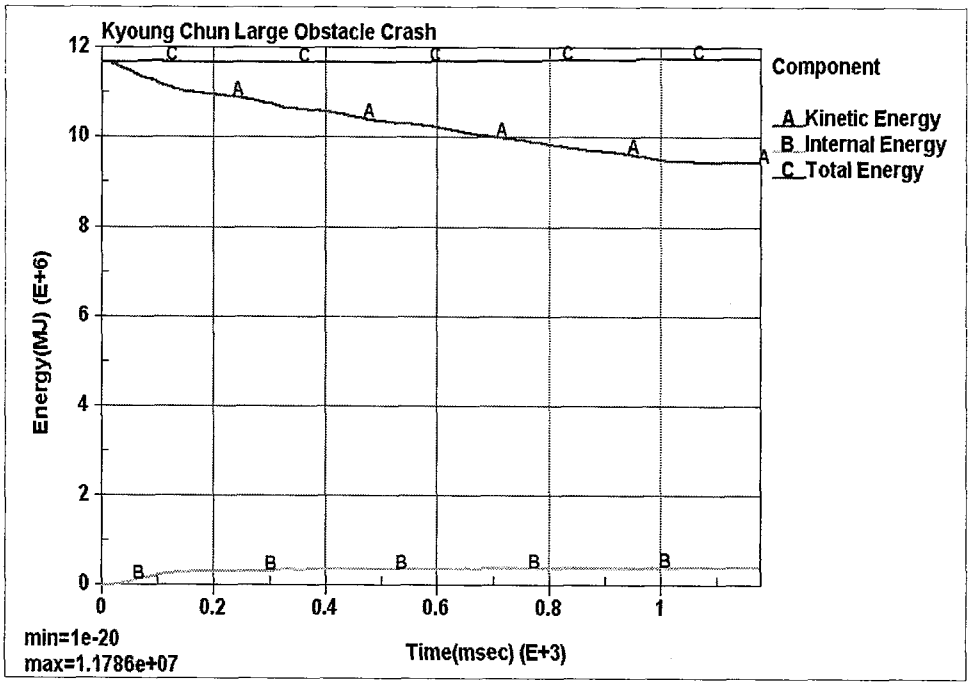
	측정위치	가속도
Tc-car	A.운전석	1.65g
	B. 객실	1.63g
M1-car	C. 객실	1.04g
M'-car	D. 객실	1.36g
T-car	E. 객실	1.00g
T-car	F. 객실	1.52g
M2-car	G. 객실	1.73g
M'-car	H. 객실	0.96g
Tc-car	I. 객실	1.11g

<그림 3.1.10> 정면충돌사고각본-평균 감속도

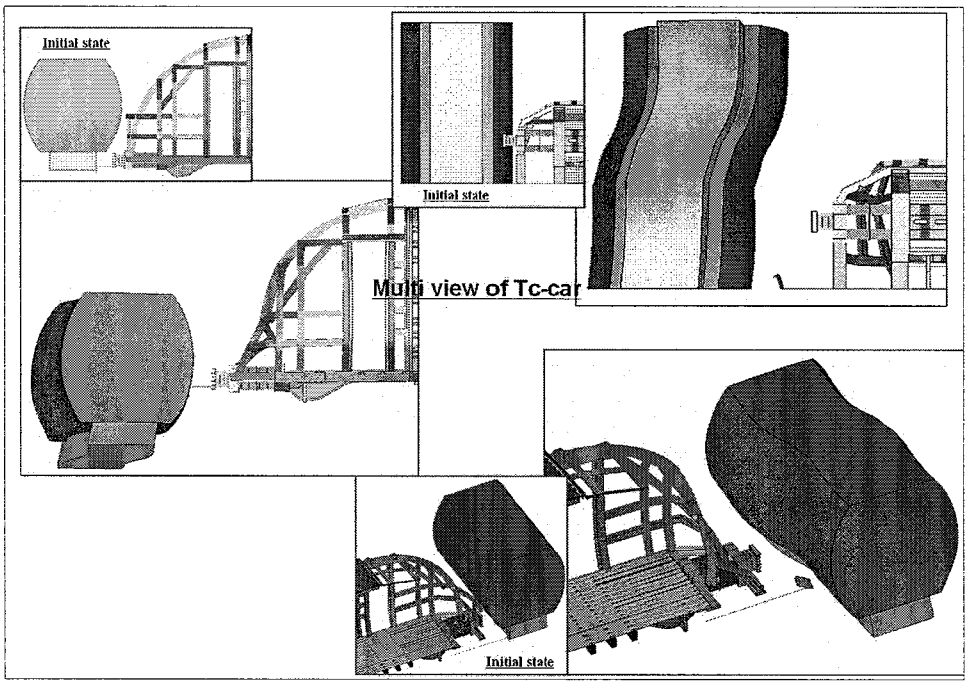
나) 대형장애물 충돌사고각본 해석 결과

대형장애물 충돌사고각본 해석 결과에서 대형장애물과 전두부의 반력을 측정한 결과 약 800msec 후에 대형장애물과 차량의 접촉이 없어짐을 알 수 있다. 전체 에너지는 약 11.8MJ 이고 800msec까지 충돌이 진행되는 동안 차체가 흡

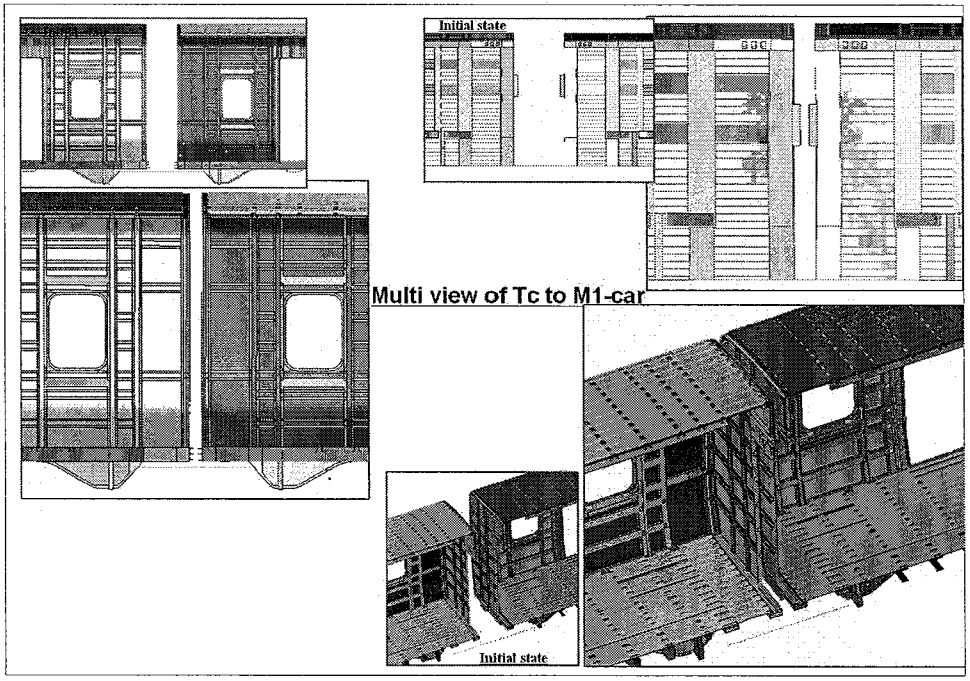
수한 에너지는 약 0.39MJ 정도가 되며 <그림 3.1.11>에 나타내었다. 차량의 타고오름 현상 방지와 생존 공간 유지에 대한 변형을 그림 <그림 3.1.12~3.1.16>에 나타내었다. 결과에서 알 수 있듯이 전두부 및 차 간 중간 연결기가 shear off 된 후, 전두부 cab structure와 설계된 에너지 흡수 구간에서 국부적인 소성 변형을 일으키며 에너지를 흡수함을 알 수 있다. 객실의 부피감소비는 0%로 기준 값인 1%이내를 만족하며, 승하차 구역 길이감소량은 0%이고 이는 기준 값 30% 또는 300mm 중 작은 값을 만족한다. 또한 운전실 길이 및 높이 감소량은 각각 2.6%와 0.4%로 기준 값인 20% 이내를 만족한다. 이때 변형된 차체의 골조가 운전석의 clearance를 침범하지 않으므로 생존 공간 유지에 대한 사양을 만족한다. 충돌 감속도는 그림 17에 표시된 위치에서 측정하였으며 표에 정리하였다. 편성차량 전체에 대한 각 차량의 평균 감속도의 최댓값은 운전석에서 발생하였으며 그 값은 1.03g이므로 이는 충돌 감속도에 대한 사양을 만족한다.



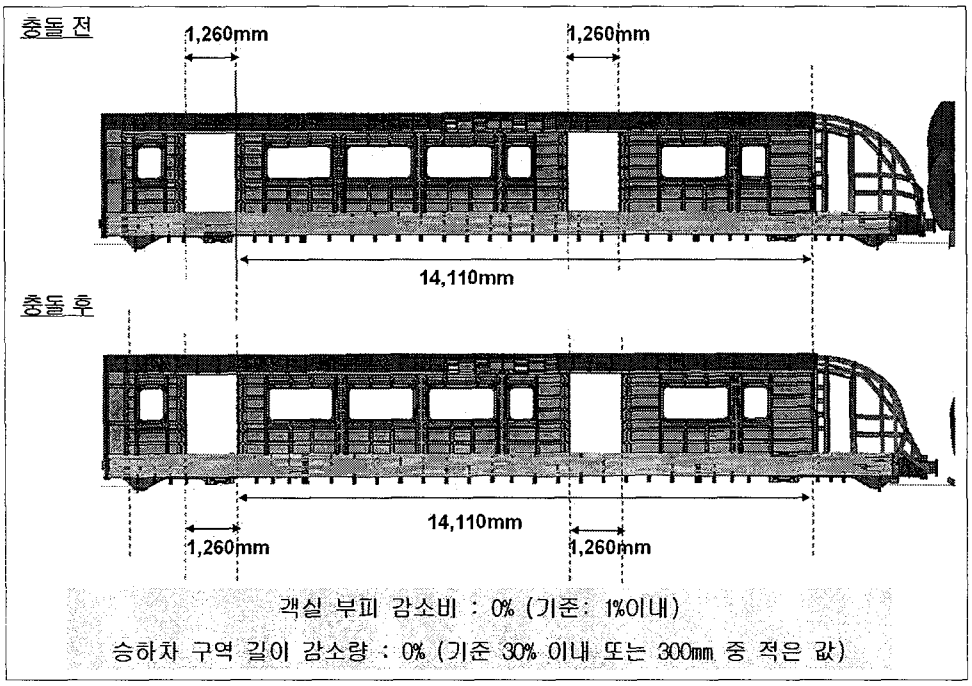
<그림 3.1.11> 대형장애물 충돌사고각본 - 에너지흡수곡선



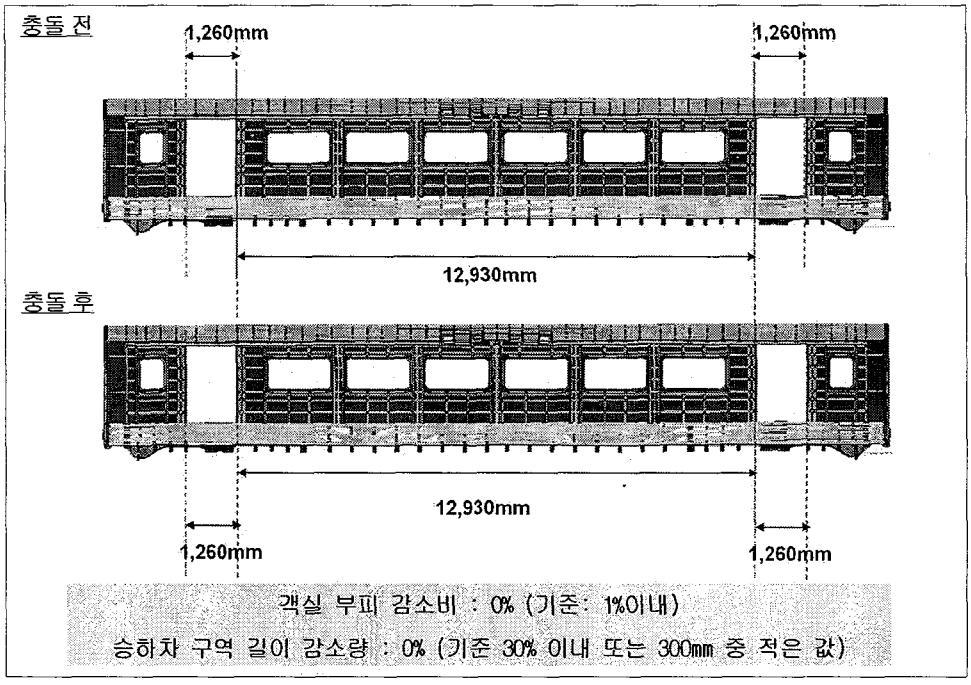
<그림 3.1.12> 대형장애물 충돌사고각본 - 전두부 변형 양상



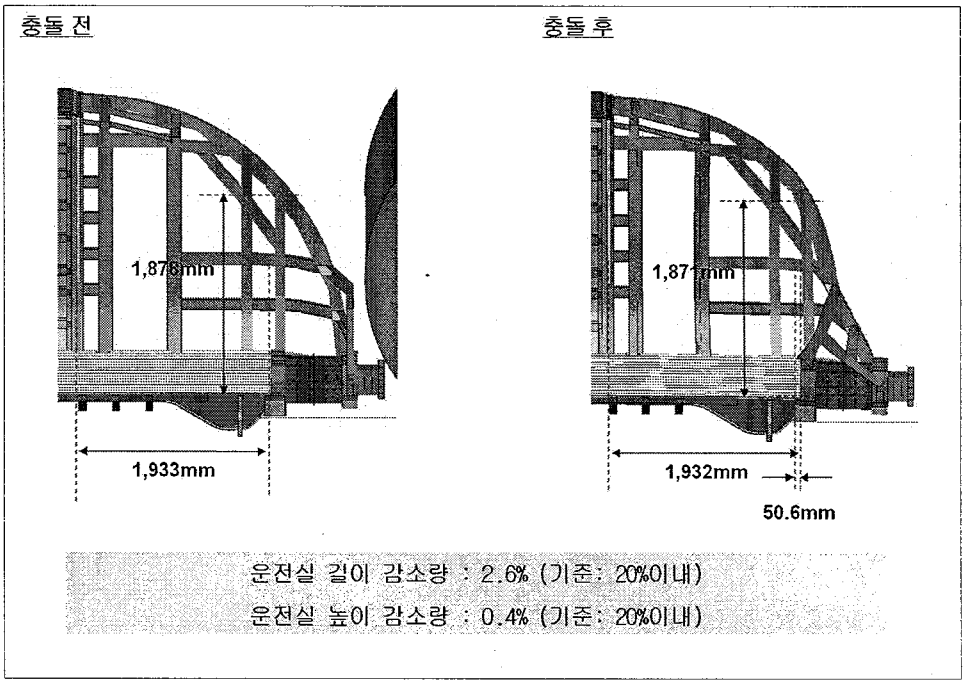
<그림 3.1.13> 대형장애물 충돌사고각본 - 단부 변형 양상



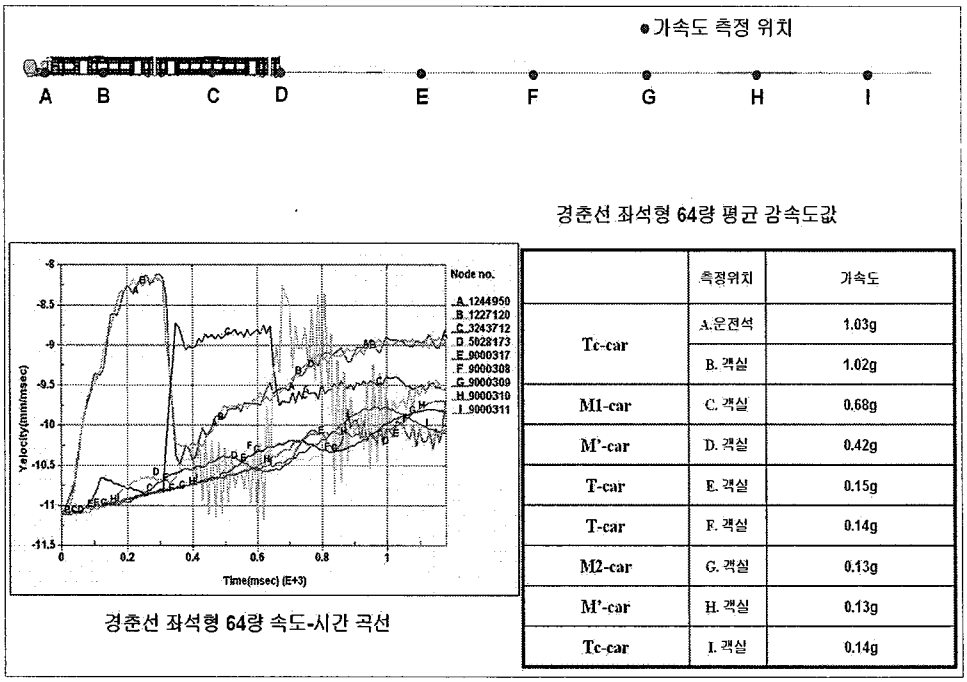
<그림 3.1.14> 대형장애물 충돌사고각본 - 객실 변형량 (선두차)



<그림 3.1.15> 대형장애물 충돌사고각본 - 객실 변형량 (중간차)



<그림 3.1.16> 대형장애물 충돌사고각본 - 운전실 변형량



경춘선 좌석형 64량 평균 감속도값

	측정위치	가속도
Tc-car	A.운전석	1.03g
	B. 객실	1.02g
M1-car	C. 객실	0.68g
M'-car	D. 객실	0.42g
T-car	E. 객실	0.15g
T-car	F. 객실	0.14g
M2-car	G. 객실	0.13g
M'-car	H. 객실	0.13g
Tc-car	I. 객실	0.14g

<그림 3.1.17> 대형장애물 충돌사고각본 - 평균 감속도

(5) 결론

충돌안전도 설계 전동차 차체의 충돌해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 정면충돌사고각본 해석 결과, 충돌 시 차체는 승객 및 운전사의 생존 공간을 확보하고, 충돌 감속도 규정을 만족한다.

(2) 대형장애물 충돌사고각본 해석 결과, 충돌 시 차체는 승객 및 운전사의 생존 공간을 확보하고, 충돌 감속도 규정을 만족한다.

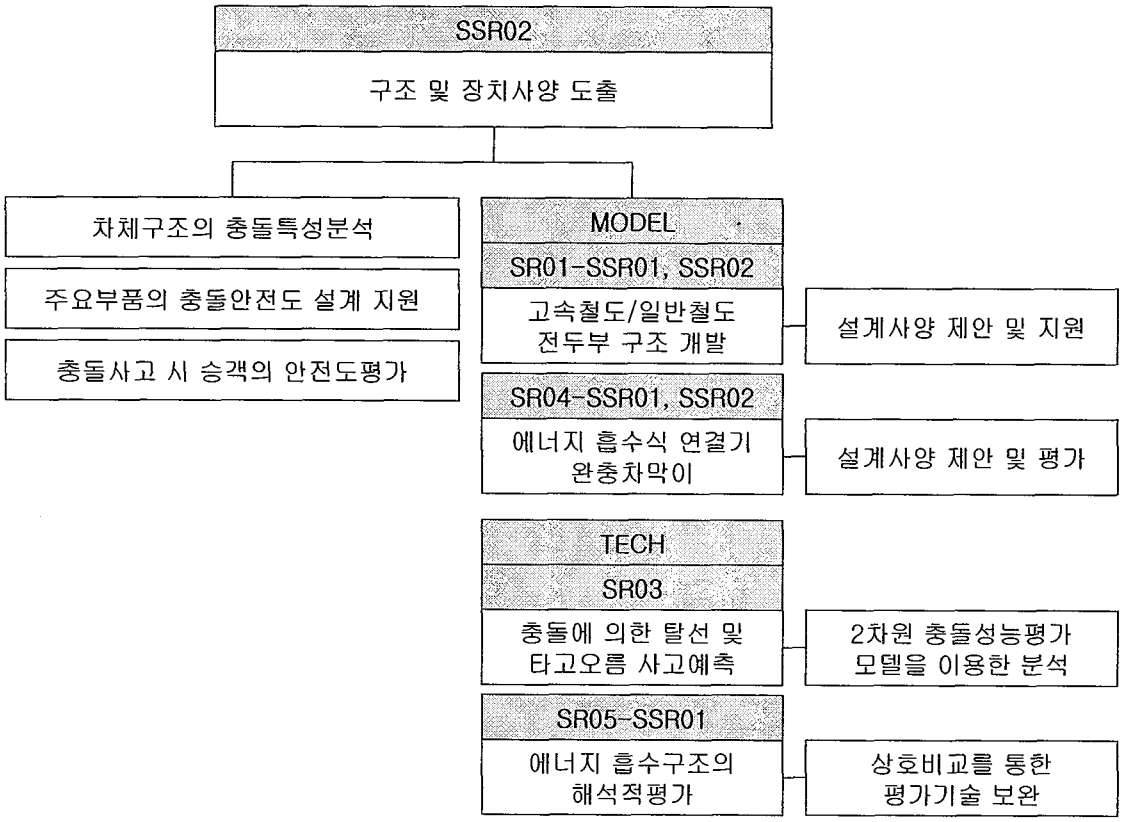
제2절 다물체 동역학을 이용한 2차원/3차원 충돌동역학 해석과 타고오름 및 탈선예측 기술 개발

검증계획서 (Verification Plan)	**ID No :** RC - SR03 - SSR01 - 2009 작성일 : 2010. 05. 수정일 :	
3. 프로젝트는 충돌에 의한 탈선 및 타고오름 사고 예측기술을 개발해야 한다.		
3.1 프로젝트는 충돌 후 비정상적 거동을 예측해야 한다.		
입력물 : ☐ 요구사항 (Requirement) - 요구사항 문서 - 검증 요구사항 추적 매트릭스 (VRTM) ☐ 기술 개발 계획(Technical Plan) - 연구계획서 - WBS (Work Breakdown Structure) ☐ 설계정보 및 평가자료 - 성과물 : 표준충돌사고시나리오 - 기능 아키텍처 - 물리 아키텍처 - 설계 분석 보고서 (DARs) ☐ 검증 방법 - 2.2 공학적 해석, 3.1 국제규격 부합	**업무 :** - SE 검증	**출력물 :** - 수정 VRTM - 검증결과표

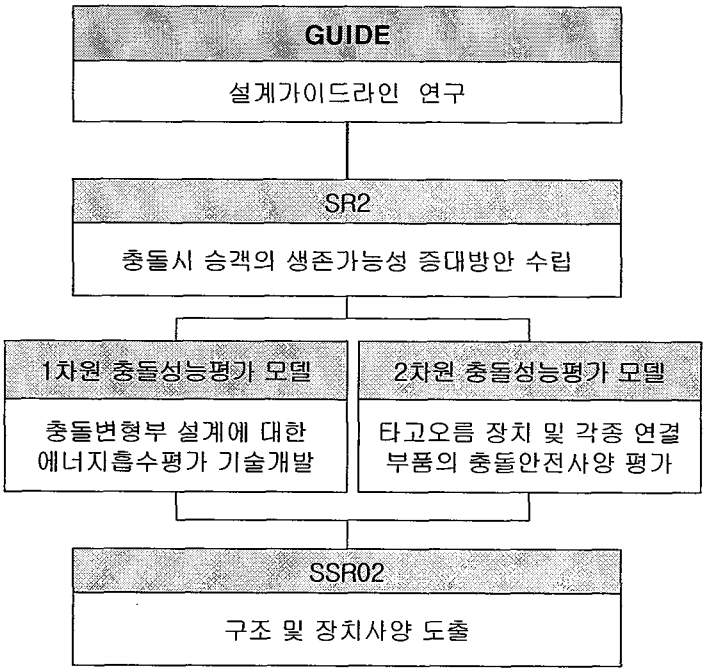
Verification Specification (검증기준) :

1. 다물체 충돌동역학 모델의 문제정의
   1.1 압괴영역에 대한 동역학적 요소 모델의 구성기법은 적절한가?
   1.2 충돌 시나리오 및 해석 조건 적용은 적합한가?
2. 다물체 충돌동역학 모델을 이용한 타고오름 및 탈선 예측 시뮬레이션 기법
   2.1 강체와 비선형 스프링을 결합한 2차원 다물체 충돌동역학 모델의 시뮬레이션은 가능한가?
   2.2 3차원 쉘 전두부 모델에 2차원 다물체 충돌동역학 모델을 적용한 hybrid 충돌동역학모델의 시뮬레이션은 가능한가?
3. 다물체 충돌동역학 모델의 해석결과는 합리적으로 검증되었는가?
   3.1 2차원 다물체 충돌동역학 모델의 충돌해석결과는 비교 가능한 연구결과와 검증되었는가?
   3.2 Hybrid 충돌동역학 모델의 충돌해석결과는 비교 가능한 연구결과와 검증되었는가?
4. 다물체 충돌동역학 모델 해석결과는 충돌안전도 구조 및 부품의 설계사양 도출과 검증에 활용가능한가?
   4.1 해석시간과 해석결과는 설계 사양도출과 평가에 적합한 수준인지 분석하였는가?

1. 기능 아키텍처



2. 물리 아키텍처



3. 설계분석보고서

가. 요구사항과 적합성

다물체 동역학을 이용한 2차원/3차원 충돌동역학 해석과 타고오름 및 탈선예측 기술개발은 시스템 요구사항 『SR 3. 프로젝트는 충돌에 의한 탈선 및 타고오름 사고 예측기술을 개발해야 한다』 중 『SSR. 3.1. 프로젝트는 충돌 후 비정상적 거동을 예측해야 한다』에 해당하는 내용이다. 본 과제에서는 충돌원인 타고오름 및 탈선예측기술 개발의 일환으로 다물체 동역학을 이용하여 1차원 및 2차원/3차원 충돌동역학 모델을 개발하여 타고오름 및 탈선해석기술을 확보하고 향상된 충돌동역학 해석기술을 개발하였다.

나. 설계기준

○설계 및 해석기준은 2007년도에서 고시된 철도차량안전기준시행세칙 16조와 2008년에 개정된 EU-TSI의 표준충돌 사고시나리오 각본에 의거하였다.

○충돌가속도 데이터를 평가하기 위하여 미국의 자동차 및 철도 분야에서 사용하는 SAE J211 filter의 channel class 60과 유럽의 차체에 적용하는 FFT 40Hz low pass filter를 사용하여 최대 충돌가속도와 누적 평균 가속도를 평가하였다.

다. 검증방법에 따른 증거자료

○3차원 전체 모델의 해석 결과를 적용한 1차원 등가모델의 검증

- 해석 모델의 충돌 거동은 압괴 하중-변형량 곡선과 충돌 가속도로 비교하여 유사함을 확인하였다.

- 기존 3차원 구간별 해석결과의 압괴 특성을 적용한 1차원 모델과 3차원 실제편성 모델의 해석결과를 비교한 경우, 주요 에너지흡수구간의 압괴특성은 <그림 3.2.38~3.2.43>와 같다. 본 연구에서 제안한 3차원 전체 모델의 해석결과의 압괴 특성을 적용한 1차원 모델과 3차원 실제편성 모델의 해석결과를 비교한 경우, <그림 3.2.83~3.2.88>와 같이 기존 모델링방법보다 향상된 압괴특성과 충돌 가속도를 모사하고 있다.

- <그림 3.2.112~3.2.119>에서 충돌가속도는 고주파 성분의 노이즈를 제거하는 필터링 기법을 사용하였으며, 최대 충돌가속도를 추출하기 위해 속도곡선 분석법을 이용하여 적절한 필터링 주파수를 선정하고 선정된 주파수로 가속도를 필터링하여 비교분석하였다. 또한 <그림 3.2.93~3.2.96>에서 평균 충돌 가속도는 누적 평균으로 계산하여 충돌시간에 따라 증감하는 평균 충돌가속도의 경향을 분석하였다. 충돌가속도에서도 3차원 전체 모델의 해석결과의 압괴특성을 적용한 1차원 모델이 기존 모델보다 실제 편성의 3차원 모델 해석결과와 일치함을 확인하였다.

라. 성과물의 내용 및 결과

충돌 안전도의 주요 목표는 탑승자, 차량, 화물 및 기타에 대한 안전을 보장하는 것이다. 즉 피해저감 기술 측면에서 사고 발생 시 피해를 최소화 하는 것이 가장 중요하다. 가장 심각하게 승객의 안전에 영향을 미치는 충돌감가속도를 측정하여 승객 상해치를 평가하고 있다.[3.2.1] 또한 사고 발생 시 최소한의 생존 공간을 유지하여야 하고, 열차간의 타고오름 현상 방지 및 충돌에너지의 분산 흡수 등 평가 기준 등이 규정화 되어 있다.

국내에서는 최초로 G7 한국형고속전철 개발 사업에서 충돌안전도 해석에 관한 연구가 진행되었다. 이 연구에서는 프랑스 이전 기술을 토대로 철도차량의 충돌해석을 수행하여 어떤 문제가 있는지를 분석하고 개선방안을 설계에 반영한 연구로서 기초적인 모델링 연구를 수행할 수 없었다. 이후에도 충돌안전도에 대한 국가적 규정이나 법이 제정되지 않았고 활발한 연구가 부족하여 차량 제작 시 충돌안전기준 적용이 매우 미약하였다. 과거에도 국내 대형 사고가 많았지만 안전에 대한 관심보다는 운송 수단으로서 편리함만을 추구했다. 그러다가 대구지하철 화재사고 이후 "철도종합안전기술개발" 사업에서 충돌사고 피해저감 및 평가기술에 관한 개발연구가 수행되기 시작하였다.[3.2.2] 또한 2007년에는 철도차량안전기준 제35조 제3항의 세부시행지침 16조가 제정 고시되어 국내 철도차량의 충돌안전도 설계를 의무화 하도록 규정화 하였다. 국내 연구에서는 J. S. Koo, D. H. Song[3.2.3]에 의해 1998년 TGV-K 열차의 충돌안전도 해석 연구가 수행되었다. 당시에는 국내규정이 없어서 SNCF의 충돌사고시나리오를 적용하여 1차원 충돌해석을 수행하고, 충돌안전도를 고려한 전두부에 대하여 에너지 흡수 및 가속도를 평가하였다. 또한 G. Y. Kim, J. S. Koo[3.2.4]에 의해 초기 설계 가이드라인으로 1차원 모델을 사용하고, 2차원 모델을 이용하여 차체구조의 상세 설계에 대한 연구가 수행되었다. 2차원 모델은 1차원 모델보다 모델을 개발하는데 많은 시간과 기초자료가 필요하지만 1차원 모델에서 도출할 수 없는 열차간 타고오름 현상을 잘 예측할 수 있다. 또한, 1차원 모델과 2차원 모델의 비교를 통해 보다 정확한 모델링 방법을 연구하였다.

국외의 경우, 선진국에서 충돌안전도에 대한 연구가 일찍부터 활발히 진행되었다. Yasushi UJITA외 2명[3.2.5]은 JR 라인과 광역 민간열차에서 운용되고 있는 전철의 충돌 시뮬레이션 및 실험을 수행하였다. 충돌시뮬레이션을 수행하기 위하여 열차를 구간별로 나누어 준정적 해석을 하였으며 이를 시험결과와 비교하였다. 하중-변형량 곡선을 비교한 결과, 시험 결과 값이 모두 낮았으며 해석 결과와 차이가 많은 구간에서는 최대하중이 약 20%정도 차이가 났다. 또한 구간별 해석 결과를 1차원 스프링-질량 모델에 적용하여 4량 1편성의 충돌해석을 수행하였다. 1차원 모델과 3차원 유한요소 모델 1량을 충돌해석한 결과를 변형량만 비교하였을 때 유사하였다. 충돌시험결과와 1량 유한요소모델 충돌해석 및 준정적시험 결과들과 비교하면 20~30%정도 차이를 보였으며 충돌시험의 결과에서 가장 높은 하중

이 측정되었다. 이는 정적해석과 충돌시험결과의 차이점을 보여주고 있다. 하지만 유한요소모델과 1차원 모델의 충격력-압괴량, 에너지곡선, 충돌 가속도 등의 면밀한 비교가 이루어지지 않았으며 단순한 압괴량의 비교를 통하여 두 모델의 등가성을 확인하였다.

Martin Wilson과 Ben Ricketts[3.2.6]는 새로운 열차를 개발할 때 충돌안전도를 만족하는 설계 과정에 대한 연구를 하였다. 설계 가이드라인으로 사용하기 위해서 대차를 고려한 1차원 모델을 만들어서 강체벽 30km/h로 충돌해석을 수행하였다. 또한 열차의 성능과 충돌안전도를 검증하기 위해서 4량 1편성의 3차원 유한요소 모델을 만들었다. 구간별 압괴 특성을 적용하였고 차간 연결은 강체 요소로 모델링하였다. 첫 번째 열차를 제외한 나머지 열차는 승객구간을 제외한 단부구간만을 모델링하고, 그 중간에 승객구간의 질량을 집중질량으로 부과하였다. 그러나 1차원 모델과 3차원 모델은 비교하지 않고 단지 차의 설계를 검증하는 내용이었다.

또한 2006년에 David Tyrell, Eloy Martinez[3.2.7]에 의해 충돌 안전 설계에 관한 비교 연구가 수행되었다. 2002년에 실시하였던 추돌 시험에서 열차의 타고 오름이 발생하였고 승객구간이 파손되었다. 2006년에 충돌안전도를 고려하여 설계한 결과 충돌 시험시에 승객 탑승 구간이 보존되고 에너지 흡수 부품에서 적절한 압괴가 일어났고 횡방향 좌굴로부터 트레일링 장비를 보호할 수 있었다. 2007년 FRA[3.2.8]에서는 2006년에 실시한 추돌 시험 결과와 3차원 유한요소모델의 충돌 해석결과에 대한 비교 연구를 통해 충돌안전 설계과정을 설명하고 시험결과와 해석결과의 압괴 하중과 변형량이 유사함을 검증하였다.

국내외 연구동향을 종합하면 현재까지 1차원 모델을 이용하여 설계가이드라인을 도출하고 3차원 유한 요소 모델을 이용하여 설계를 검증하는 방식의 연구는 많이 이루어지고 있고 실제로 사용되고 있다. 그러나 1차원 모델을 만드는 과정에서 실제 거동과의 유사성을 검증하는 연구는 없음을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서는 1차원 모델과 3차원 모델의 비교를 통해 실제와 더욱 유사한 1차원 모델을 개발하여 설계단계에서의 신속한 대응력을 높일 수 있을 것으로 예상된다.

편성열차뿐만 아니라 단일 차량이라 하더라도 실차 충돌시험을 실시하는 것은 막대한 비용과 많은 시간이 소요된다. 따라서 전두부 구조나 충돌에너지 흡수장치 등 구조의 에너지 흡수 부품들만 충돌시험을 하고 이를 반영한 충돌해석 모델을 개발하여, 표준충돌사고각본들에 부합하는 동적 시뮬레이션에 의하여 충돌안전도 설계목표의 달성 여부를 검증하도록 규정하고 있다. 특히 그중에서 3차원 유한요소해석은 전체차량을 모델링하고 해석하는데 많은 시간과 노력이 들어간다. 반면에 1차원 동역학적 모델링 방법은 이를 단순화한 1차원 막대-스프링-질량 동역학 해석 모델을 이용하여 설계단계에서 전체차량의 거동을 평가할 수 있으므로 철도차량에서 많이 쓰이고 있다.[3.2.9]

3차원 모델을 이용해서 충돌해석을 할 경우 실제에 가까운 시뮬레이션을 할 수 있는 장점이 있으나 모델을 개발하는데 매우 많은 시간과 노력이 필요하다. 따라

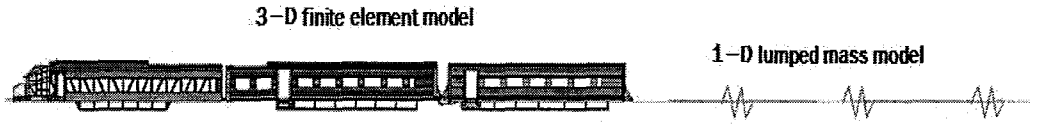
서 3차원 모델의 경우 최종 설계의 검증을 하는데 적합하지만 설계단계에서는 전체열차의 1차원 충돌동역학 해석을 통하여 연결, 경충돌, 열차 대 거대 장애물 및 열차 대 열차 충돌에 대한 충격력, 압괴량, 에너지 흡수량, 충돌가속도 등을 예측할 수 있다.[3.2.10] 또한 충돌의 결과를 평가하는 도구로 사용하고, 충돌안전설계를 위한 에너지 흡수 부품 및 구조의 압괴 특성 등을 수정하고 보완하는데 용이하다. 또한 최종 검증 단계인 3차원 모델 평가 시에 전방의 몇몇 차량을 제외한 상대적으로 충돌의 영향을 덜 받는 뒤쪽 차량들은 1차원 모델로 모델링하여서 평가할 수 있다.

(1) 3차원 구간 모델의 해석 결과를 적용한 1차원 등가모델

현재까지 주로 이용되고 있는 시뮬레이션 방법은 유한요소법에 기초를 둔 1차원적 열차 충돌시뮬레이션이다. 3차원 유한요소 모델을 이용하여 구간별 해석을 실시하고 그 결과에서 도출된 하중-변형량 특성 곡선을 1차원 모델의 변형체 구간에 입력하여 전체 충돌 해석을 실시하였다.

(가) 3차원 모델 개요

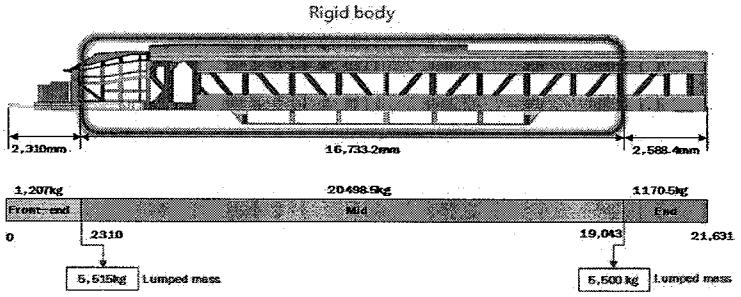
본 연구에서는 1차원 모델을 검증하기 위한 모델로 <그림 3.2.1>과 같이 3차원 유한요소 모델과 1차원 집중질량모델을 혼합한 모델을 사용하였다. 국내외에서 주요 사고 각본으로 사용하고 있는 EN15227, TSI, 국내 충돌안전기준 시행지침 16조 등 충돌사고 각본들은 충돌 시 전방에 위치한 몇몇 차량에는 큰 충격력이 발생하지만 후방의 차량은 충돌의 영향을 덜 받음을 감안하여 동력차, 동력객차, 객차 3량은 3차원 모델로 구성하고 나머지 차량들은 1차원 모델로 구성하였다.



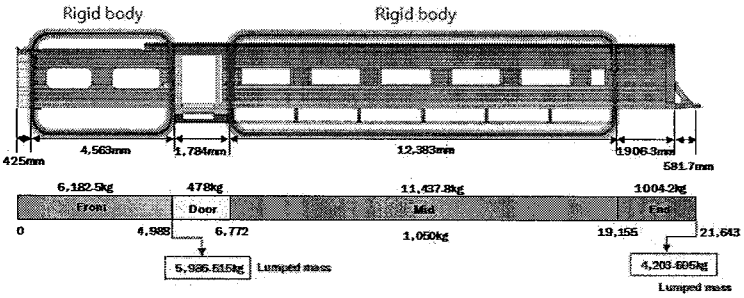
<그림 3.2.1> 3-D dynamic model of KHST consisting of 20 units

다음의 <그림 3.2.2~3.2.4>는 3차원 유한요소모델의 개략도로서 동력차는 전두부, 중앙부, 후미부로, 동력객차는 전방부, 도어부, 중앙부, 후미부로, 객차는 도어부, 중앙부, 후미부로 구분하였다. 승객 및 운전자가 탑승하는 영역과 전장품 등을 탑재하는 영역은 실제로 변형이 거의 없음을 가정하여 강체로 모델링하였고 그 외의 변형 구간은 쉘 요소와 솔리드 요소를 이용하여 모델링 하였다. 또한 커플러 및 사이드버퍼 등 동역학적 특성이 필요한 구간에는 1차원 스프링

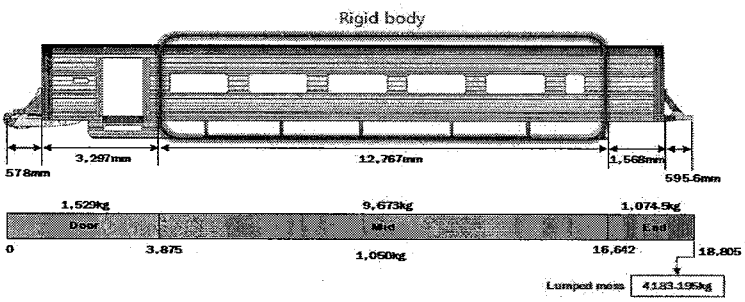
요소를 유한요소와 연결하여 모델링 하였고 차체에 부착된 대차, 링 구조와 같이 무거운 구조물들은 집중질량으로 부과하였다. 또한 차체의 폭 방향으로 대칭이라고 가정하여 1/2을 모델링 하였다.



<그림 3.2.2> Outline of the power car(3-D)



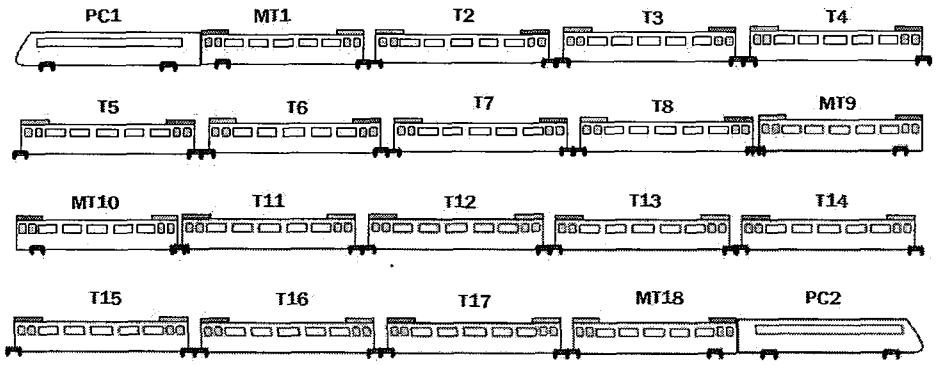
<그림 3.2.3> Outline of the motorized trailer car(3-D)



<그림 3.2.4> Outline of the trailer car(3-D)

(나) 1차원 모델 개요

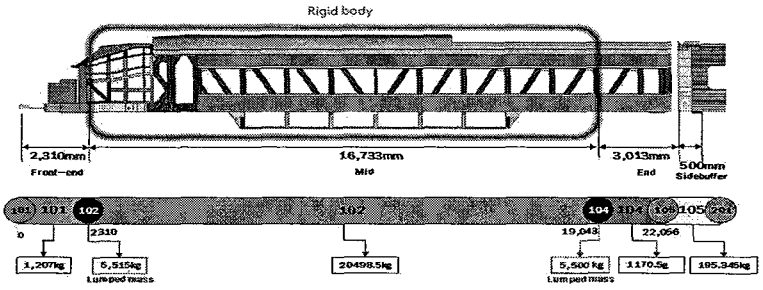
<그림 3.2.5>는 본 연구에서 이용된 G7 고속전철 KHST의 전체차량편성이다. 동력차(PC1, PC2)와 동력객차(MT1, MT9, MT10, MT18), 객차(T2~T17)로 총 3종류가 있고 20량 1편성으로 구성된다.



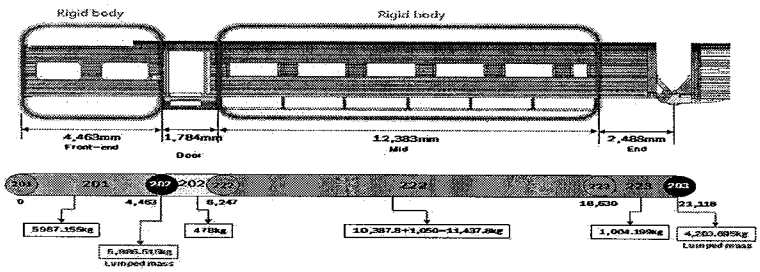
<그림 3.2.5> KHST consisting of the 20 units

① 구간 정의

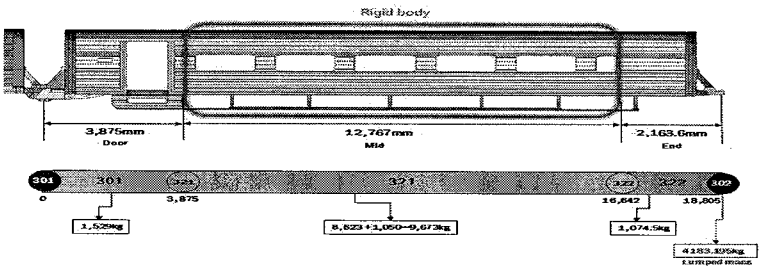
<그림 3.2.6~3.2.8>은 1차원 탄소성 요소를 구성한 개략도이다. 동력차는 전두부, 중앙부, 후미부, 사이드버퍼로, 동력객차는 전방부, 도어부, 중앙부, 후미부로, 객차는 도어부, 중앙부, 후미부로 나누었다. 승객 및 운전자가 탑승하는 영역과 전장품 등을 탑재하는 영역은 실제로 변형이 거의 없음을 고려하여 강체로 모델링 하였고 그 외의 변형 구간은 충돌에 의한 압괴 거동을 잘 표현할 수 있는 탄소성 특성의 스프링 요소로 모델링 하였다. 변형 구간의 거동은 3차원 유한요소 모델의 구간별 해석 결과에서 도출된 특성곡선으로 나타난다. 또한 차체 밑부분에 연결되는 대차와, 차량을 연결해주는 링 구조와 같이 무거운 구조물들은 집중질량으로 부과하고 이것들과 결합되어 있는 연결장치, 스프링, 댐퍼 등은 비선형-감쇠요소로 동역학적 모델을 구성하였다. 차체는 폭 방향으로 대칭이라고 가정하여 1/2을 모델링 하였으며 3차원 모델과 마찬가지로 총 중량은 407,022kg이다.



<그림 3.2.6> Outline of the power car(1-D)



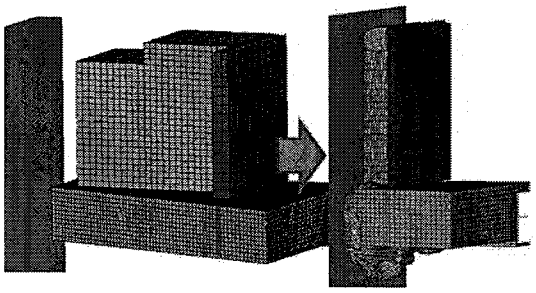
<그림 3.2.7> Outline of the motorized trailer car(1-D)



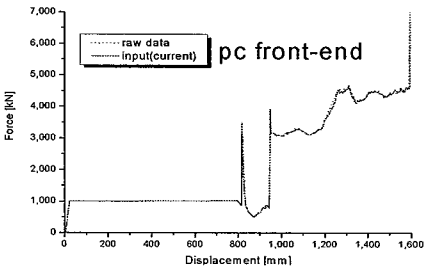
<그림 3.2.8> Outline of the trailer car(1-D)

② 구간별 압괴 특성 도출

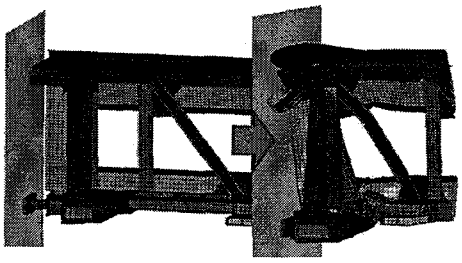
유한 요소 모델의 선두차량 3량을 상대로 구간별 해석을 실시하였다. 해석조건은 충돌안전기준의 상대속도 36km/h 정면충돌사고 시나리오를 사용하였다. <그림 3.2.9~3.2.20>은 동력차의 전두부 및 후미부, 동력객차의 도어부 및 후미부, 객차의 도어부 및 후미부의 구간해석 결과로 충돌전과 충돌후의 압괴 형상 및 하중-변형량 곡선이다. 결과 데이터를 최대한 실제 거동과 유사하게 모델링하기 위해서 raw data를 필터링 없이 샘플링 하였다.



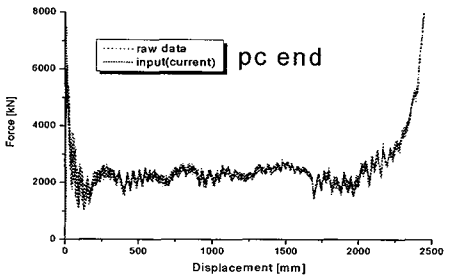
<그림 3.2.9> The deformed shapes of the PC front-end(current)



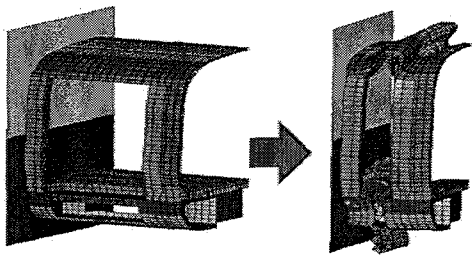
<그림 3.2.10> F-δ curve of the PC front-end(current)



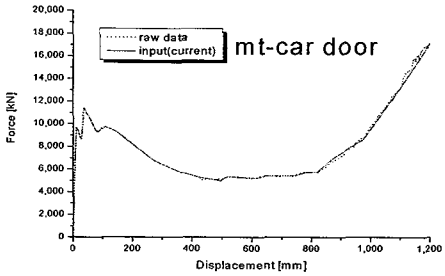
<그림 3.2.11> The deformed shapes of the PC end(current)



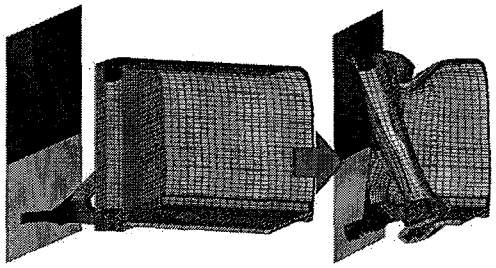
<그림 3.2.12> F-δ curve of the PC end(current)



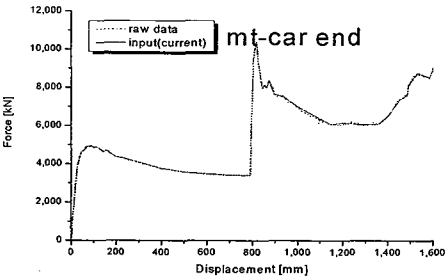
<그림 3.2.13> The deformed shapes of the MT-Car door(current)



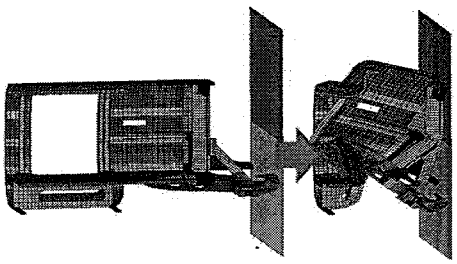
<그림 3.2.14> F-δ curve of the MT-Car door(current)



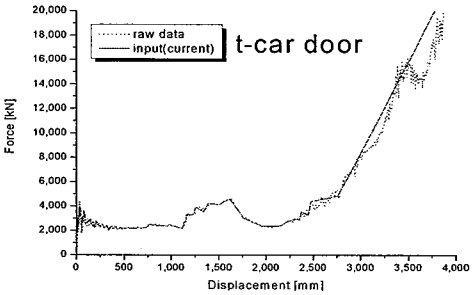
<그림 3.2.15> The deformed shapes of the MT-Car end(current)



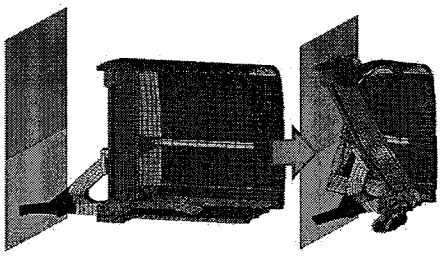
<그림 3.2.16> F-δ curve of MT-Car end(current)



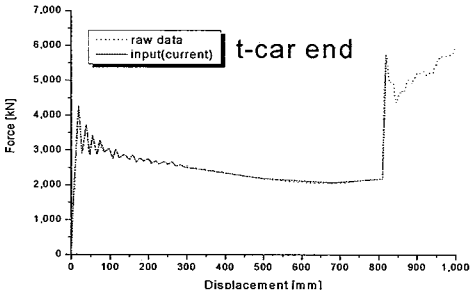
<그림 3.2.17> The deformed shapes of the T-Car door(current)



<그림 3.2.18> F-δ curve of the T-Car door(current)



<그림 3.2.19> The deformed shapes of the T-Car end(current)



<그림 3.2.20> F-δ curve of the T-Car end(current)

(다) 충돌사고 시나리오

본 연구의 해석은 지난 2007년에 고시된 철도차량 안전기준에 관한 지침에서 표준충돌사고각본 세부기준을 근거로 실시되었다. 해석에 사용된 열차는 G7 한국형고속전철 KHST로 운행 조건에 따른 차량분류를 설명한 <표 3.2.1>에서 제1종의 분류에 해당된다.

<표 3.2.1> Classification by train service condition[3.2.11~3.2.13]

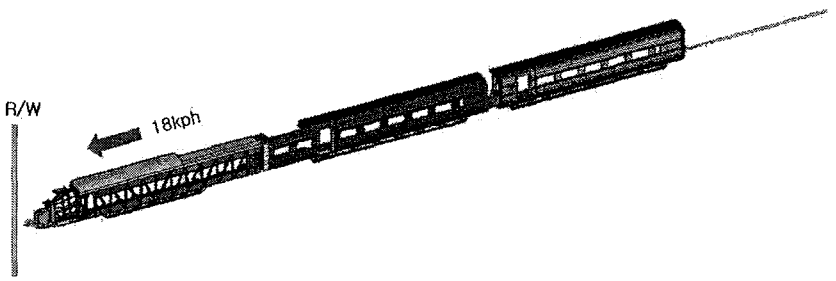
차량분류	운행조건
제1종	일반철도 및 고속철도 노선에서 여객 등이 탑승하여 운행되는 경우
제2종	도시철도차량 중 제1종 노선과 혼합 운행되는 경우
제3종	도시철도차량 중 전용 노선에서만 운행되는 경우
제4종	도로교통수단과 혼합 운행되는 경우

표준충돌사고 각본에는 개별 차량의 에너지 흡수 성능을 평가하기 위한 정면 충돌사고각본, 전두부의 에너지 흡수 성능을 평가하기 위한 대형장애물 충돌사고각본, 배장기의 충돌 성능을 평가하기 위한 소형장애물 충돌사고각본이

있는데 그중에서 정면 충돌사고각본을 적용하였다. 정면 충돌사고각본의 충돌조건은 피충돌체는 충돌체와 동일한 편성으로 구성된 열차로 직선평탄선로위에서 제동이 미체결된 상태로 <표 3.2.2>에서 명시된 충돌속도 36km/h로 충돌한다. 실제 해석에서는 <그림 3.2.21>과 같이 고정벽 18km/h의 속도로 충돌하였다.[3.2.11~3.2.13]

<표 3.2.2> Collision velocity of train-to-train collision senario[3.2.11~3.2.13]

차량분류	충돌속도
제1종	36km/h
제2종	36km/h
제3종	25km/h
제4종	15km/h



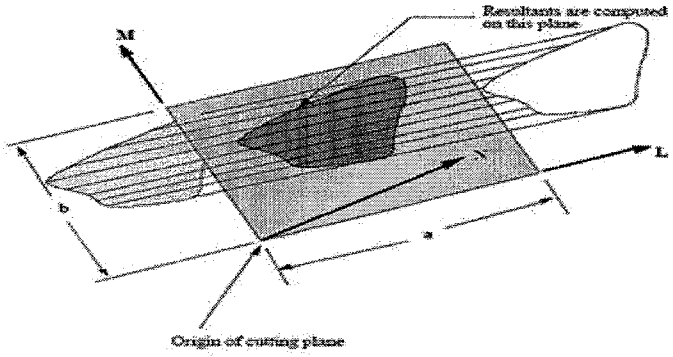
<그림 3.2.21> Crash condition of the train-to-train

(라) 해석결과 비교

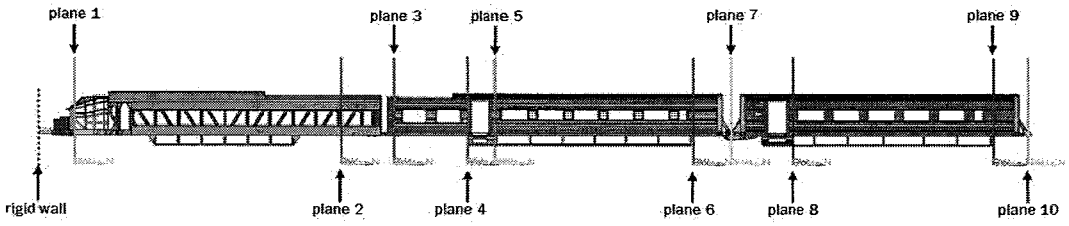
3차원모델과 1차원모델을 동일한 총질량과 동일한 충돌속도를 적용하여 해석하였다. 국내충돌안전기준의 열차 대 열차 상대속도 36km/h 충돌사고 시나리오(고정벽 18km/h와 동일)를 사용하였다.

① 3차원 모델의 해석결과

<그림 3.2.22>는 3차원 유한 요소 모델의 구간별 하중을 구하기 위해서 구간별로 차체단면을 지정한 위치를 나타내고 있다. 차체단면에서 하중을 계산할 때 접촉되어 있는 요소의 하중을 모두 합하게 된다. 따라서 차체단면의 위치를 선정하는 작업이 중요하다. <그림 3.2.22>와 같이 차체단면은 여러 요소의 단면에 부과되는 하중을 정확히 얻기 위해서 반드시 요소의 양 끝점 중간에 위치하여야 한다. 요소의 끝점을 지날 경우 차체단면이 요소를 인식하지 못하게 되어서 하중에 포함되지 않기 때문이다.[3.2.14]

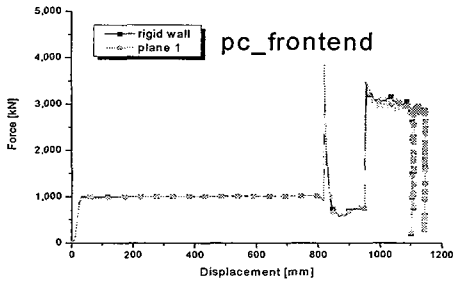


<그림 3.2.22> Definition of cross-section plane

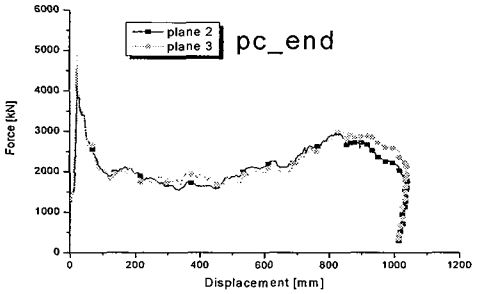


<그림 3.2.23> Location of cross-section plane

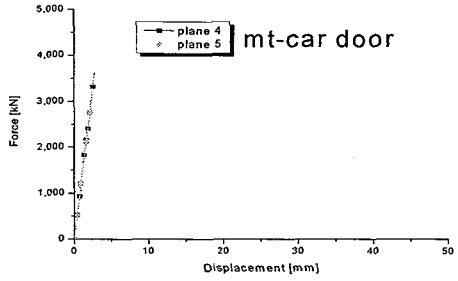
<그림 3.2.24~3.2.29>는 3차원 유한요소 모델의 각 구간별 하중-변형량 곡선이다. 차체단면의 해석적 타당성을 확인하기 위해 <그림 3.2.23>과 같이 각 구간별로 앞쪽과 뒤쪽에 차체단면을 설정하고 두 위치의 결과를 추출하여 비교하였다. 동력차, 동력객차에서는 두 위치의 결과가 유사하였고 동력객차의 링부, 객차의 링부에 설정된 차체단면에서는 다소 차이가 발생하였다. 그 이유는 충돌시 차간 연결구간으로 강도가 상대적으로 큰 솔리드 요소의 링구조에서부터 충격력이 전달되며 링구조 연결부위는 절점과 절점을 강체로 연결하였기 때문에 변형체 쉘요소에서 측정된 하중보다 높게 나타날 수 있다. 본 연구에서는 승객의 충돌가속도를 평가하는 것이므로 승객구간과 더 가까운 차체단면을 선정하였다. 동력차 전두부는 plane 1에서, 동력차 후미부는 plane 2에서, 동력객차 도어부는 plane 4에서, 동력객차 후미부는 plane 6에서, 객차 도어부는 plane 8에서, 객차 후미부는 plane 9에서 결과를 추출하였다.



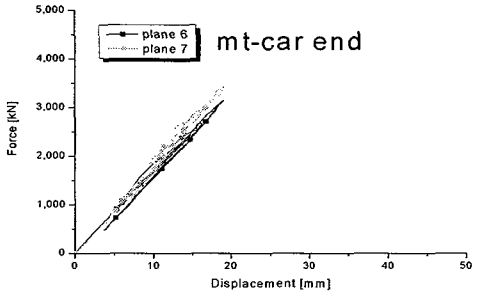
<그림 3.2.24> Cross-section plane F-δ curve of the PC front-end



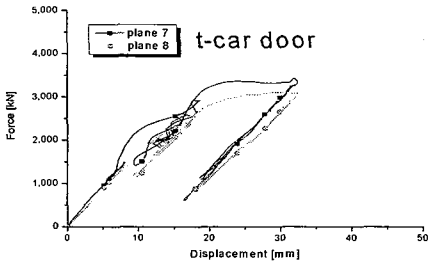
<그림 3.2.25> Cross-section plane F-δ curve of the PC end



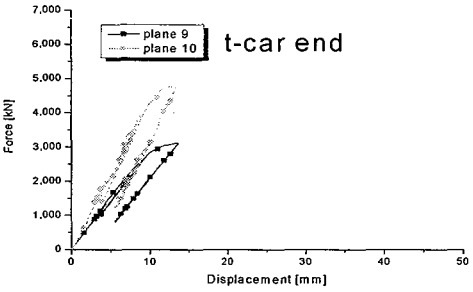
<그림 3.2.26> Cross-section plane F-δ curve of the MT-Car door



<그림 3.2.27> Cross-section plane F-δ curve of the MT-Car end



<그림 3.2.28> Cross-section plane F-δ curve of the T-Car door

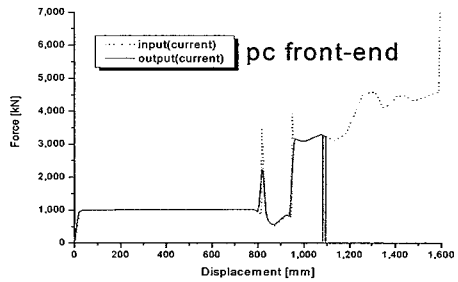


<그림 3.2.29> Cross-section plane F-δ curve of the T-Car end

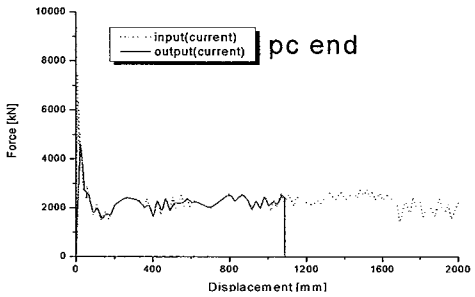
② 1차원 모델의 해석결과

<그림 3.2.30~3.2.35>는 해석의 타당성을 확인하기 위해서 모델링 시 변형구간에 입력한 하중-변형량 곡선과 해석결과의 하중-변형량 곡선을 각 구간별로 비교하였다. 압괴 하중은 입력 값과 출력 값이 거의 일치하였고 수치 해석 적오차로 인해 최대 피크 하중을 잘 반영하지 못하였다. 입력데이터를 추출할 때 3차원 모델의 구간별 해석을 통해 결과를 얻었고 초기 강체벽 충돌에 의해 과도한 피크 하중이 발생하였는데 이것은 실제 거동에서 전두부를 제외하고 뒤쪽 차량에서는 발생하지 않는 피크 하중이다. 변형이 거의 일어나지 않는 동력객차

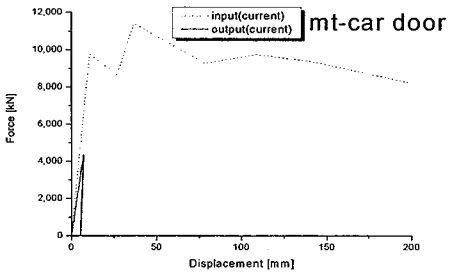
의 후미부와, 객차의 도어부, 후미부에서는 초기 강성 값을 따라 증가하고 있다.



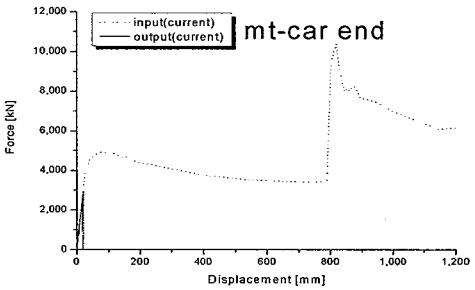
<그림 3.2.30> F-δ curve of the PC front-end(current)



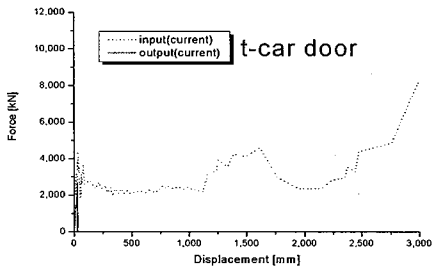
<그림 3.2.31> F-δ curve of the PC end(current)



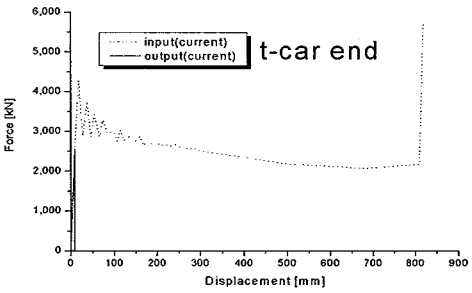
<그림 3.2.32> F-δ curve of the MT-Car door(current)



<그림 3.2.33> F-δ curve of the MT-Car end(current)



<그림 3.2.34> F-δ curve of the T-Car door(current)



<그림 3.2.35> F-δ curve of the T-Car end(current)

③ 3차원 모델과 1차원 모델의 결과비교

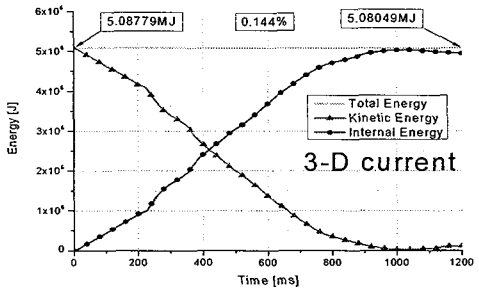
㉮ 에너지 흡수 곡선

열차가 흡수해야하는 총 에너지를 계산하면 다음과 같다.

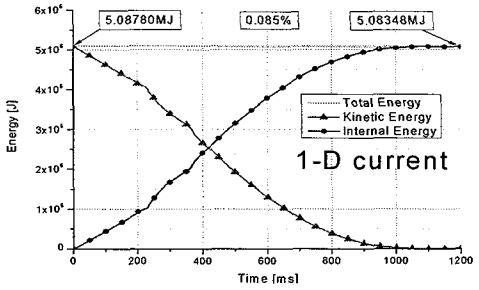
$$E = \frac{1}{2} m_t v^2 = \frac{1}{2} \times 407.022 \times 5^2 = 5.087775 MJ \qquad (3.2.1)$$

여기서 m_t는 열차의 총중량으로 해석 모델은 1/2을 모델링하였으므로 총중량도 1/2로 계산하였고 속도는 5m/s(=18km/h)이다.

<그림 3.2.36>과 <그림 3.2.37>은 충돌해석 시 3차원 유한요소 모델과 1차원 모델의 에너지 전환이력을 나타낸 것이다. 초기 운동에너지의 전부가 흡수되었으며 에너지 변화량도 3차원은 0.144%, 1차원은 0.085%로 매우 작으므로 전체 에너지가 보존되었다.



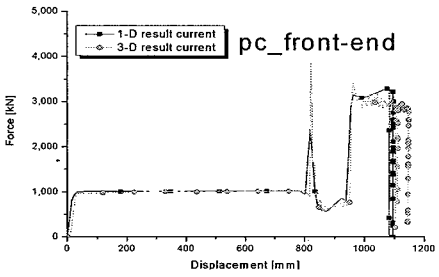
<그림 3.2.36> Energy history curve of 3-D(current)



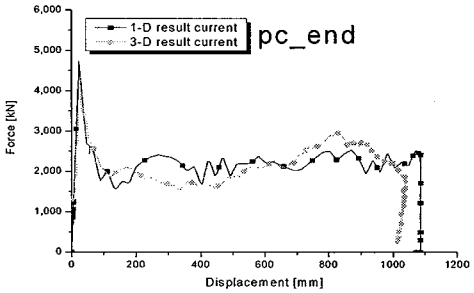
<그림 3.2.37> Energy history curve of 1-D(current)

㉯ 하중-변형량 곡선

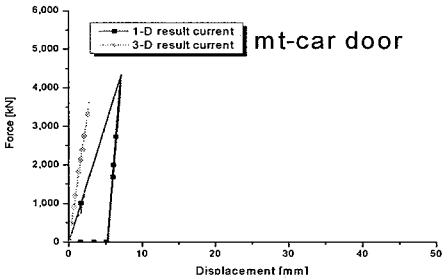
<그림 3.2.38~3.2.43>은 충돌해석의 결과로서 3차원(3-D result current)모델과 1차원(1-D result current)모델의 구간별 하중-변형량 곡선을 비교한 것이다. 대부분의 압괴량과 압괴 하중이 차이가 있었다. 동력차 전두부의 경우 3차원 해석에서 약 50mm의 압괴가 더 발생하였고, 압괴 하중은 약 800mm 압괴 시 3차원은 약 4,000kN, 1차원은 약 2,200kN이 발생하였다. 동력차 후미부의 압괴량은 1차원보다 3차원해석 결과에서 100mm정도 적었다. 동력 객차의 도어부와 후미부, 단부객차의 도어부, 후미부는 압축(loading) 및 인장(unloading)곡선의 기울기에 차이가 있다.



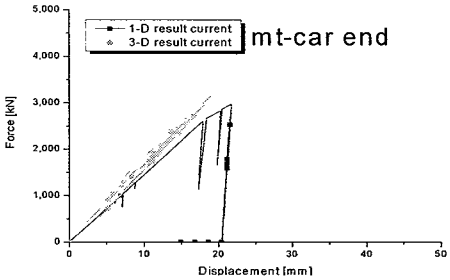
<그림 3.2.38> 1-D vs. 3-D F-δ result of the PC front-end(current)



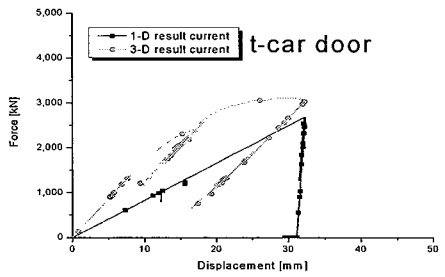
<그림 3.2.39> 1-D vs. 3-D F-δ result of the PC end(current)



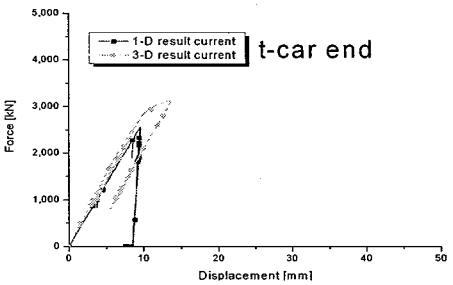
<그림 3.2.40> 1-D vs. 3-D F-δ result of the MT-Car door(current)



<그림 3.2.41> 1-D vs. 3-D F-δ result of the MT-Car end(current)



<그림 3.2.42> 1-D vs. 3-D F-δ result of the T-Car door(current)



<그림 3.2.43> 1-D vs. 3-D F-δ result of the T-Car end(current)

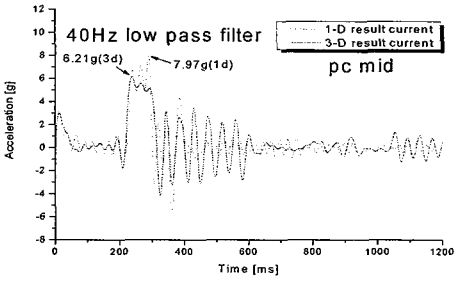
㉰ 충돌가속도

충돌 가속도 데이터를 필터링 하지 않으면 수많은 노이즈와 고주파 등 불필요한 데이터가 모두 포함되어 진다. 따라서 해외 여러 나라에서는 가속도 데이터를 적절하게 필터링 할 수 있는 주파수가 규정화 되어 있다. 미국은 자동차분야에서 사용하는 SAE J211 filter의 channel class 60을 철도 분야에서도 사용

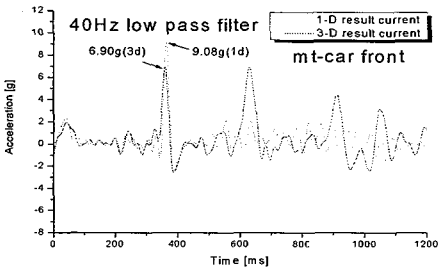
하고 있다. 그러나 미국의 철도차량은 매우 단단하게 설계되어 있어서 우리나라의 차체 강도와는 차이가 있다. 따라서 국내 철도차량 차체와 비슷한 강도를 가진 유럽의 차체에 적용하는 FFT 40Hz low pass filter를 사용하여 최대 충돌가속도와 누적 평균 가속도를 평가하였다.

㉠ 최대가속도 비교

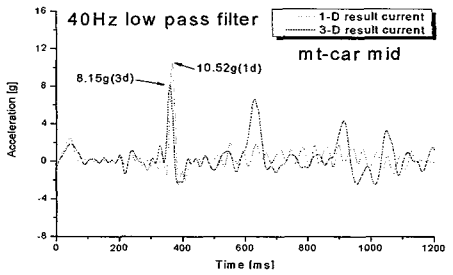
최대 가속도는 유럽에서 가속도 평가 시 사용하는 FFT 40Hz low pass filter로 필터링 하였고 3차원 모델과 1차원 모델의 최대가속도를 비교하였다. 동력차 중앙부는 <그림 3.2.44>와 같이 1차원 모델에서 7.97g, 3차원 모델에서 6.21g의 가속도가 발생하였고, 동력객차 전방부에서는 <그림 3.2.45>와 같이 1차원 모델에서 9.08g, 3차원 모델에서 6.90g의 가속도가 발생하였다. 동력객차의 중앙부에서는 <그림 3.2.46>과 같이 1차원 모델에서 10.52g, 3차원 모델에서 8.15g의 가속도가 발생하였고, 객차의 중앙부에서는 <그림 3.2.47>과 같이 1차원 모델에서 6.55g, 3차원 모델에서 6.47g의 가속도가 발생하였다.



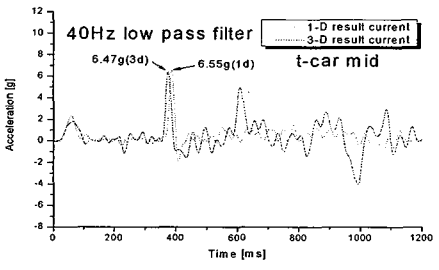
<그림 3.2.44> 1-D vs. 3-D acceleration result of the PC mid(current)



<그림 3.2.45> 1-D vs. 3-D acceleration result of the MT-Car front(current)



<그림 3.2.46> 1-D vs. 3-D acceleration result of the MT-Car mid(current)



<그림 3.2.47> 1-D vs. 3-D acceleration result of the T-Car mid(current)

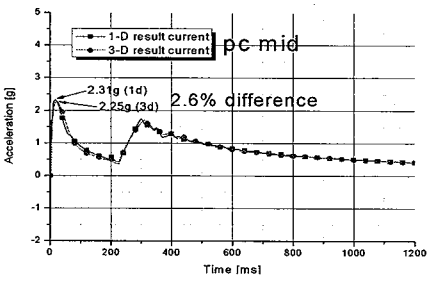
㉡ 평균가속도 비교

철도차량안전기준에 관한 지침에는 평균 충돌 감속도의 계산은 충돌시뮬레이션에서 접촉하중이 발생한 후 소멸되기까지의 시간을 기준으로 한다고 명시되어 있다. 본 연구에서는 3차원 모델과 가장 유사한 거동을 나타낼 수 있는 1차원 모델을 개발하는 것이 목적이므로 두 모델간의 raw data를 적분하여 얻어진 누적평균가속도에서의 피크 값을 비교하였다. 누적평균을 계산하는 이론식은 다음과 같다.[3.2.15]

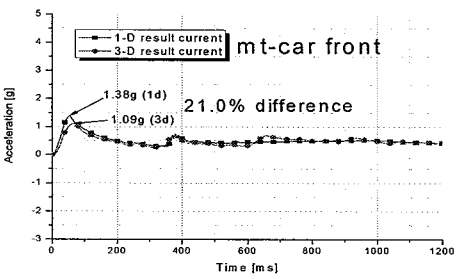
$$a_{avg} = \frac{\int_0^T a(t)\,dt}{T} \tag{3.2.2}$$

가속도를 0부터 T시간까지 적분하고 다시 T시간으로 나누어 준다.

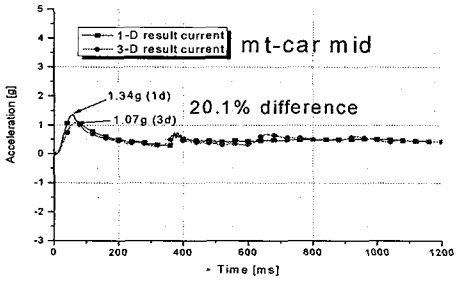
<그림 3.2.48>과 같이 동력차 중앙부의 경우 약 22.5ms에서 1차원 모델은 2.31g, 3차원 모델은 2.25g의 가속도가 발생하였고 2.6% 정도의 차이가 발생하였다. <그림 3.2.49>와 같이 동력객차 전방부의 경우 약 60ms에서 1차원 모델은 1.38g, 3차원 모델은 1.09g의 가속도가 발생하였고 그 차이가 21.0%정도로 나타났다. 동력객차의 중앙부는 <그림 3.2.50>과 같이 약 60ms에서 1차원 모델은 1.34g, 3차원 모델은 1.07g의 가속도가 발생하였고 그 차이가 20.1%정도로 나타났다. 객차의 경우에는 <그림 3.2.51>과 같이 약 80ms에서 1차원 모델은 0.9712g, 3차원 모델은 0.9071g의 가속도가 발생하였고 그 차이가 6.6%정도로 나타났다. 전체적으로 1차원 모델의 누적평균 피크 값이 더 높았다.



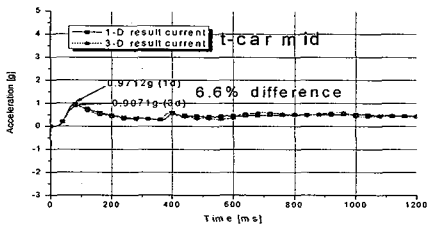
<그림 3.2.48> Cumulative average accel. curve of the PC mid(current)



<그림 3.2.49> Cumulative average accel. curve of the MT-Car front(current)



<그림 3.2.50> Cumulative average accel. curve of the MT-Car mid(current)

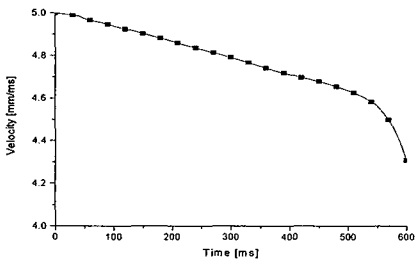


<그림 3.2.51> Cumulative average accel. curve of the T-Car mid(current)

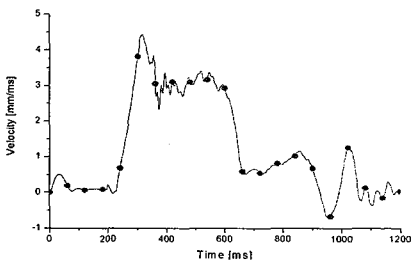
(마) 결과분석

표준충돌안전 시행 지침에 따르면 충돌 시 붕괴하중에서 5/1000초보다 작은 시간 동안 발생하는 하중은 중요하지 않은 것으로 간주 한다고 명시되어 있다. 하지만 그 기준이나 방법에 대해서는 명확히 명시되어 있지 않으므로 본 연구에서는 실제 거동과 최대한 유사하게 모델링하기 위해서 하중-변형량 곡선의 초기 피크 값을 그대로 고려하여 모델링 하였다. 지속시간이 짧은 피크 하중을 입력데이터로 사용 하였을 때 수치해석상의 오류에 의해 피크 값이 일정 이하 감소하게 된다. 또한 감소되는 것을 제외한 모든 구간의 압괴 결과는 입력특성곡선을 따라 시뮬레이션 되는 것을 확인함으로써 1차원 모델과 3차원 모델의 모델링 자체에는 문제가 없는 것으로 확인 되었고, 두 모델의 결과 값을 비교한 결과 압괴량과, 압괴 하중에 차이가 있었다.

그 원인으로는 첫째, 구간별 해석 시 강체벽과의 충돌에서 열차의 단부구간을 제외한 중간구간은 차량의 연결을 표현하고 압괴 거동을 유사하게 만들기 위해서 강체벽에 마찰계수를 1.0으로 적용하였다. 두 번째로, 구간별 해석에서는 각 구간의 후방에 집중질량을 주기 때문에 해석이 진행되는 동안 <그림 3.2.52>와 같이 속도가 일정하게 감소하지만 3차원 연성 모델에서는 압축과 인장의 반복에 의해 <그림 3.2.53>과 같이 압괴 속도가 수시로 변하기 때문에 실제 열차 충돌시의 압괴 속도를 그대로 고려할 수 있다.

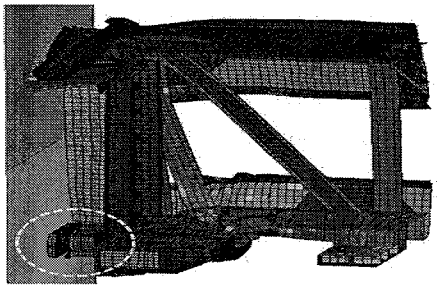


<그림 3.2.52> Velocity curve of the PC end(current)

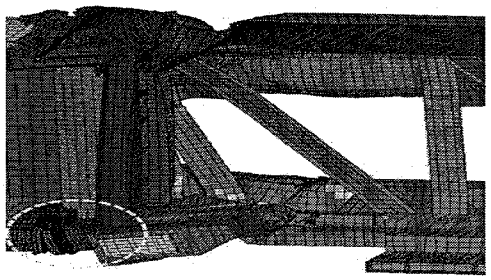


<그림 3.2.53> Velocity curve of the PC end(new)

세 번째로, 동력차 후방부의 경우 구간별 해석에서는 <그림 3.2.54>와 같이 사이드 버퍼의 타고오름 장치가 작동 되지 않지만 3차원 연성모델 해석 시에는 <그림 3.2.55>와 같이 동력객차 전방부에 장착된 사이드버퍼에 의해 타고오름 장치가 작동되어 압괴 거동의 차이가 발생하게 된다.



<그림 3.2.54> The deformed shapes of the PC end(current)



<그림 3.2.55> The deformed shapes of the PC end(new)

이러한 문제점을 보완하기 위해서 각 차량을 구간별로 절단하지 않고 후방에 집중질량을 부과한 3량 유한요소모델을 충돌하여 차체단면을 통해 압괴 특성을 도출하는 것이 바람직하다.

충돌가속도의 경우 국내 규정에서는 운전자 탑승 구간에 대해서는 제한이 없고, 승객 탑승 구간에만 최대 가속도 7.5g, 평균 가속도 5g로 제한조건을 적용하고 있다. 기존방법의 결과에서 모든 구간의 평균 가속도는 규정을 만족하고 있다. 최대가속도는 1차원 모델의 경우 규정을 만족시키지 못하고 3차원 모델에서도 동력객차의 중앙부에서는 7.5g를 넘었다. 그러나 다른 나라에서는 최대 가속도에 대한 제한을 하고 있지 않고 평균가속도만을 평가하고 있다.

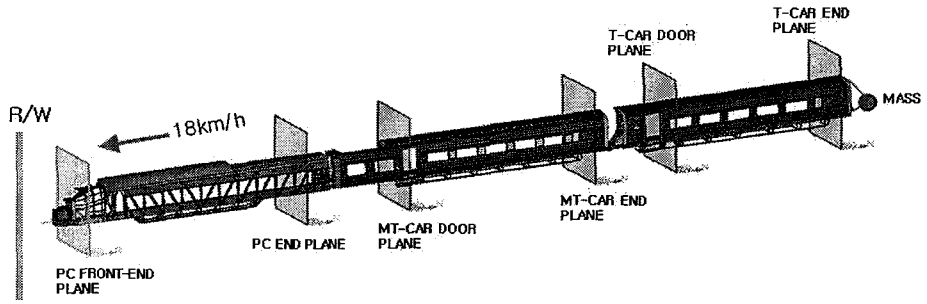
(2) 3차원 전체 모델의 해석 결과를 적용한 1차원 등가모델

기존의 방법에서 여러 가지 문제점이 나타났다. 그것을 개선하기 위해서 본 소절에서는 앞에서 언급한 차체단면을 이용해 다음과 같은 방법을 제안하고자 한다.

(가) 개선된 1차원 모델 개요

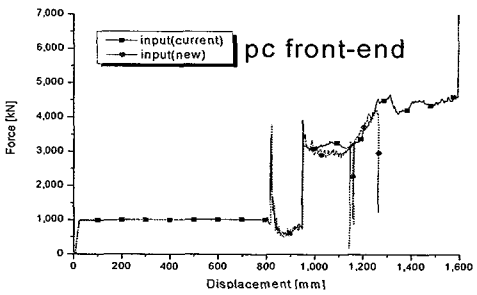
① 구간별 압괴 특성 도출방법

기존방식의 해석에서 나타난 문제점을 보완하기 위해서 <그림 3.2.56>과 같이 3량의 유한요소 모델을 강체벽 18km/h의 속도로 정면충돌해석을 수행하였다. 해석 결과를 추출하기 위해서 2장에서 설명한 차체단면을 각 구간별로 설정하였다. 또한, 한계 압괴 하중의 길이를 구하기 위해서 마지막 차량 뒤쪽 고정링의 중심 절점에 총질량의 약 4배의 집중질량을 부과하였다.

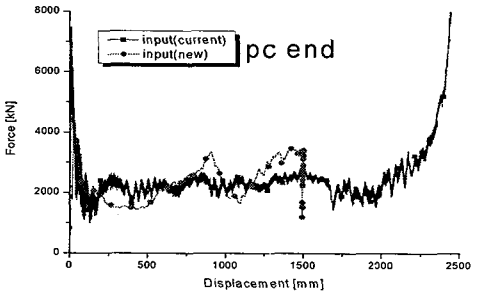


<그림 3.2.56> Crash analysis of 3-D three cars finite element model

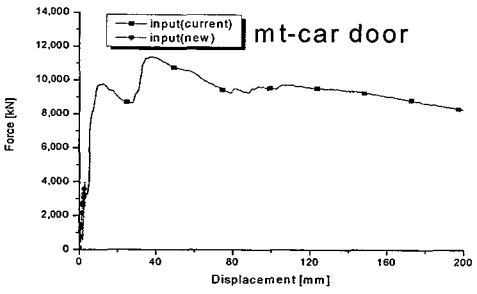
<그림 3.2.57~3.2.62>에 구간을 잘라서 해석을 하고 추출(input current)한 하중-변형량 곡선과 차체단면을 지정하여 유한요소모델 3량을 충돌 해석을 하고 추출(input new)한 하중-변형량 곡선을 비교하였다. 동력차 전두부와 후미부에서 압괴량과 압괴 하중이 차이가 났으며 객차 도어부에서도 두 결과가 차이가 났다.



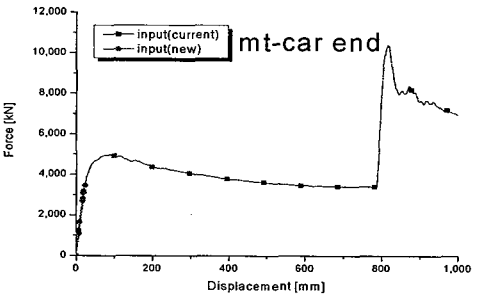
<그림 3.2.57> Section vs. three cars F-δ result of the PC front-end



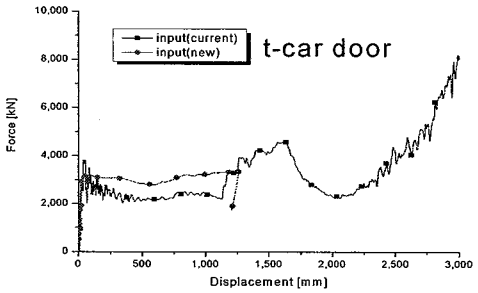
<그림 3.2.58> Section vs. three cars F-δ result of the PC end



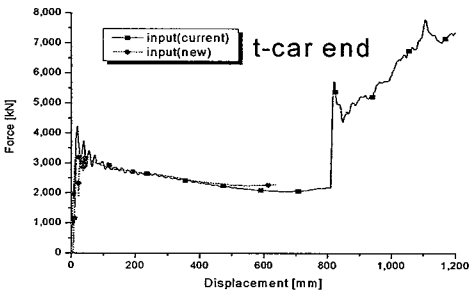
<그림 3.2.59> Section vs. three cars F-δ result of the MT-Car door



<그림 3.2.60> Section vs. three cars F-δ result of the MT-Car end



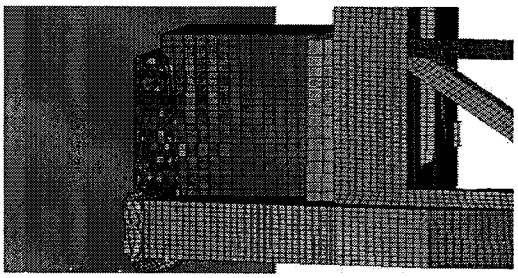
<그림 3.2.61> Section vs. three cars F-δ result of the T-Car door



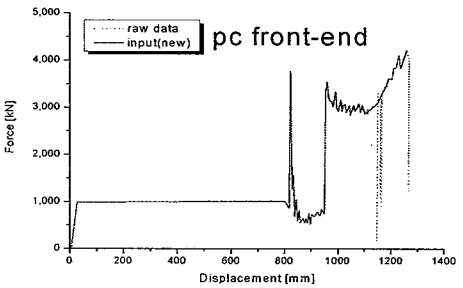
<그림 3.2.62> Section vs. three cars F-δ result of the T-Car end

② 구간별 압괴 특성 도출

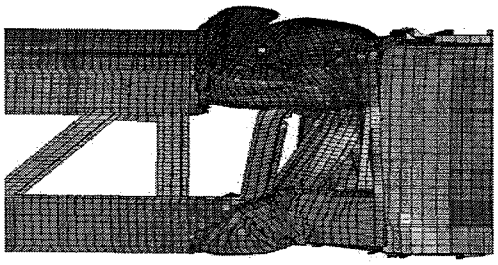
<그림 3.2.63~3.2.74>는 3량을 충돌 해석한 결과(input new)에서 추출한 압괴 형상과 하중-변형량 곡선, 피크 값을 고려한 샘플링 곡선이다.



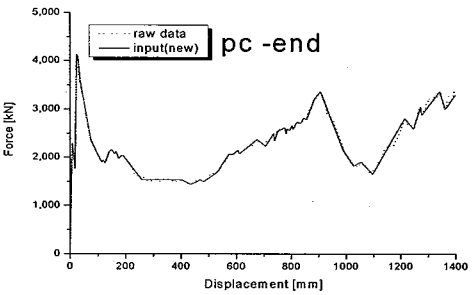
<그림 3.2.63> The deformed shapes of the PC front-end(three cars)



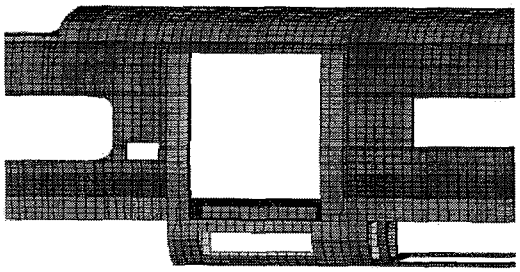
<그림 3.2.64> F-δ curve of the PC front-end(three cars)



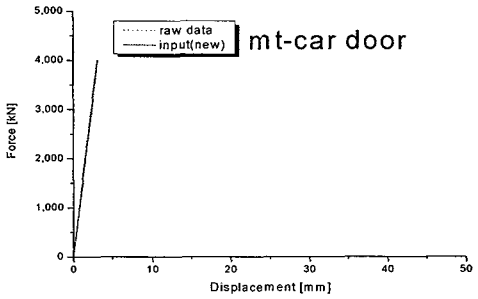
<그림 3.2.65> The deformed shapes of the PC end(three cars)



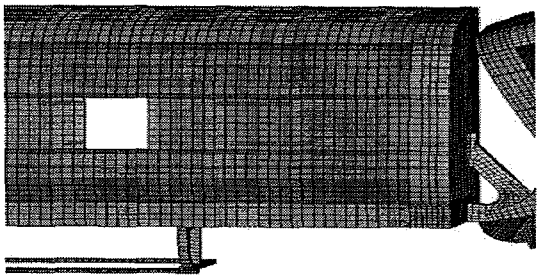
<그림 3.2.66> F-δ curve of the PC end(three cars)



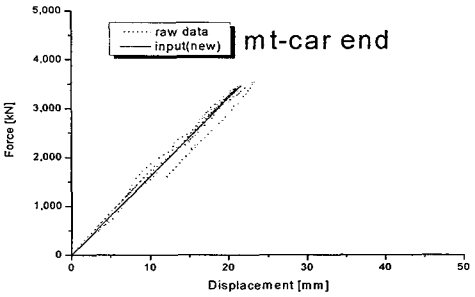
<그림 3.2.67> The deformed shapes of the MT-Car door(three cars)



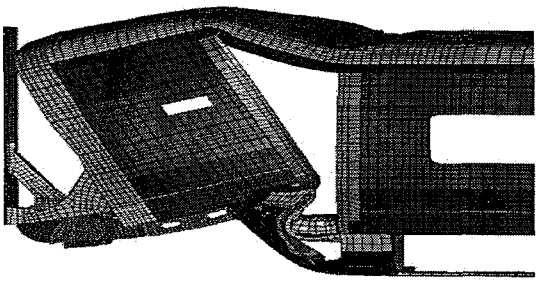
<그림 3.2.68> F-δ curve of the MT-Car door(three cars)



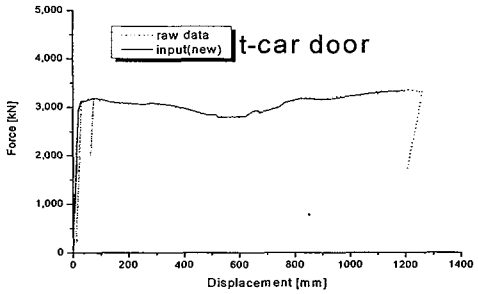
<그림 3.2.69> The deformed shapes of the MT-Car end(three cars)



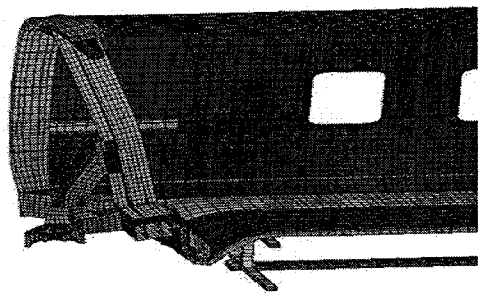
<그림 3.2.70> F-δ curve of the MT-Car end(three cars)



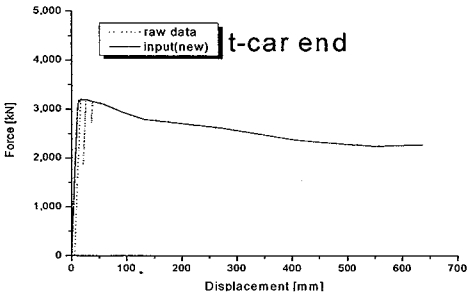
<그림 3.2.71> The deformed shapes of the T-Car door(three cars)



<그림 3.2.72> F-δ curve of the T-Car door(three cars)



<그림 3.2.73> The deformed shapes of the T-Car end(three cars)



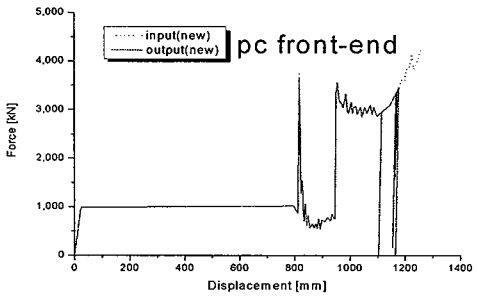
<그림 3.2.74> F-δ curve of the T-Car end(three cars)

(나) 해석결과

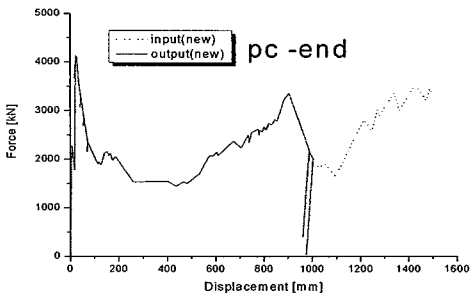
제안 방법을 적용하여 차체단면에서 추출하여 샘플링한 하중-변형량 곡선을 1차원 모델에 입력하여 국내충돌안전기준의 열차 대 열차 상대속도 36km/h 충돌사고 시나리오(고정벽 18km/h와 동일)로 충돌해석을 수행하였다.

① 1차원 모델의 해석결과

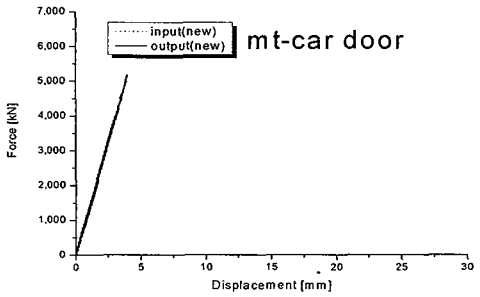
<그림 3.2.75~3.2.80>는 해석의 타당성을 확인하기 위해서 변형구간에 입력한 하중-변형량 곡선과 해석결과의 하중-변형량 곡선을 각 구간별로 비교하였다. 압괴 하중은 입력 값과 출력 값이 거의 일치하였고 동력차 전두부의 경우 초기 충돌로 발생한 매우 큰 압괴 하중 때문에 피크 값이 높게 나왔다. 변형이 거의 일어나지 않은 동력객차의 후미부, 객차의 도어부, 후미부에서는 초기 강성 값을 따라 증가하고 있다.



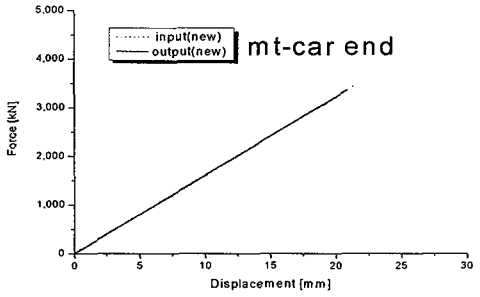
<그림 3.2.75> Power car front-end input vs. output F-δ curve(new)



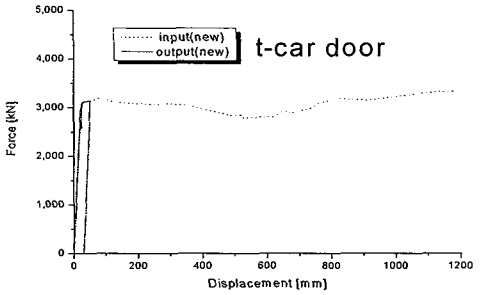
<그림 3.2.76> Power car end input vs. output F-δ curve(new)



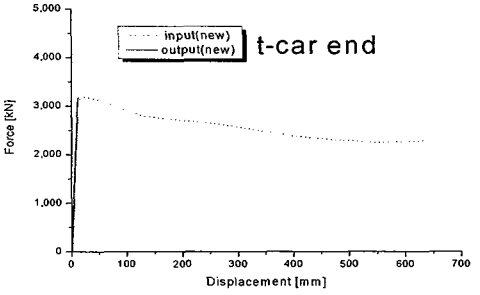
<그림 3.2.77> MT-car door input vs. output F-δ curve(new)



<그림 3.2.78> MT-car end input vs. output F-δ curve(new)



<그림 3.2.79> T-car door input vs. output F-δ curve(new)

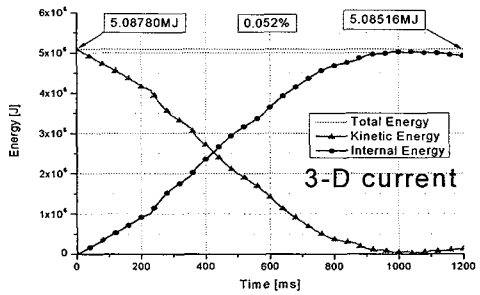


<그림 3.2.80> T-car end input vs. output F-δ curve(new)

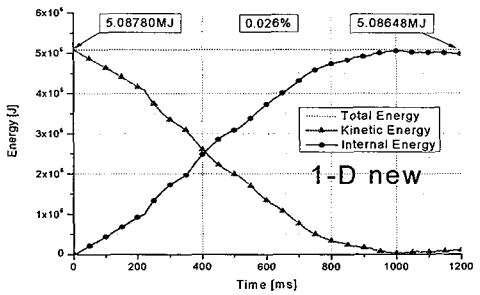
② 3차원 모델과 1차원 모델의 결과비교

㉮ 에너지 흡수곡선

<그림 3.2.81>과 <그림 3.2.82>은 충돌해석 시 3차원 유한요소 모델과 1차원 모델의 에너지 전환이력을 나타낸 것이다. 초기 운동에너지의 전부가 흡수되었으며 에너지 변화량도 3차원은 0.052%, 1차원은 0.026%로 전체 에너지가 보존되었다.



<그림 3.2.81> Energy history curve of 3-D(new)

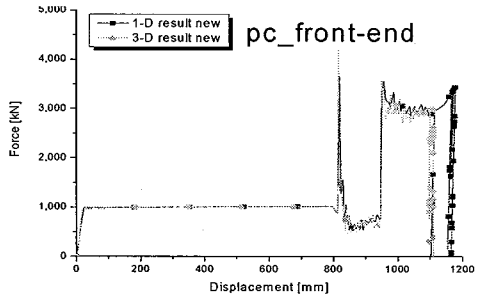


<그림 3.2.82> Energy history curve of 1-D(new)

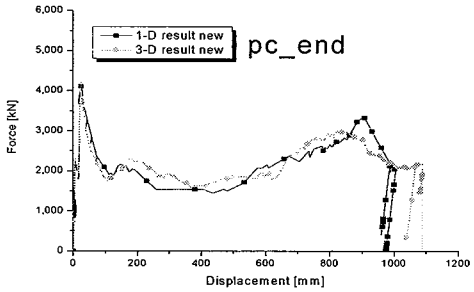
㉯ 하중-변형량 곡선

<그림 3.2.83~3.2.88>은 충돌해석의 결과로서 3차원 및 1차원 모델의 각 차

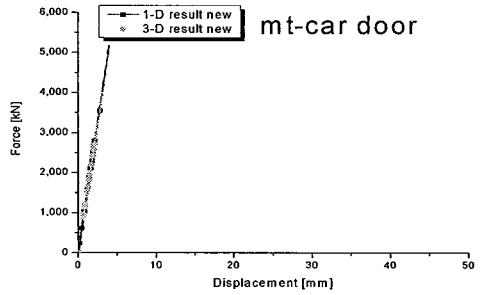
량의 구간별 하중-변형량 곡선을 비교한 것이다. 대부분의 충돌 거동이 유사한 경향을 나타내고 있다. 동력차 전두부의 경우 1차원 모델에서 약 50mm정도 초과변형이 발생하였다. 동력차 후미부의 경우에는 전체적인 압괴량과 압괴 하중이 유사하고 1차원해석 결과에서의 변형량이 100mm정도 적었다. 그 이외의 동력 객차의 도어부와 후미부, 단부객차의 도어부, 후미부는 대체적으로 압괴 하중과 변형량이 유사하고 탄성영역으로 아주 적은 에너지가 흡수되었다. 객차의 도어부의 변형량에서 미소한 차이가 발생하였다.



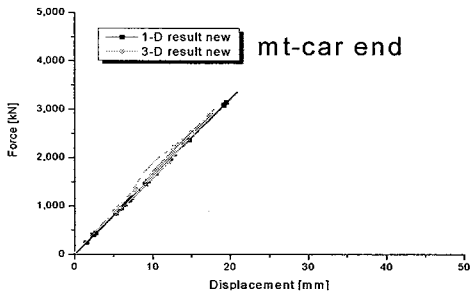
<그림 3.2.83> Power car front-end F-δ curve(new)



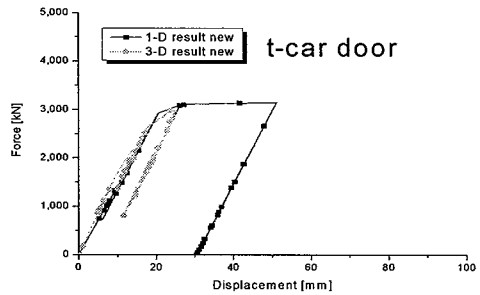
<그림 3.2.84> Power car end F-δ curve(new)



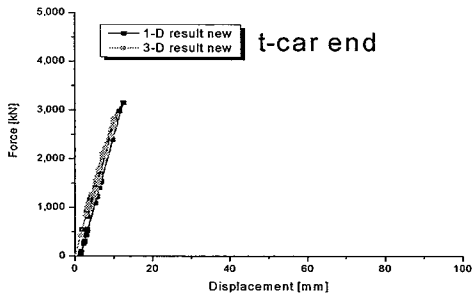
<그림 3.2.85> MT-car door F-δ curve(new)



<그림 3.2.86> MT-car end F-δ curve(new)



<그림 3.2.87> T-car door F-δ curve(new)

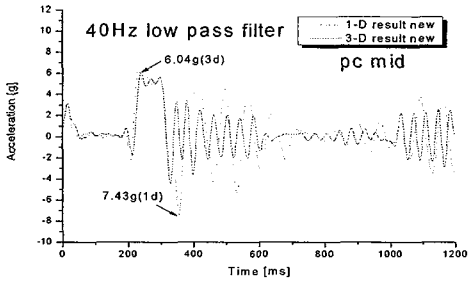


<그림 3.2.88> T-car end F-δ curve(new)

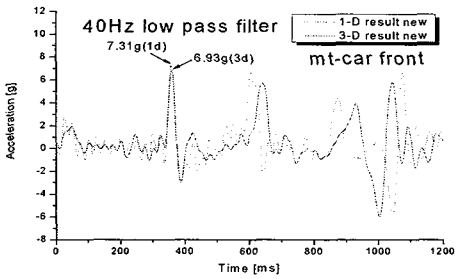
㉯ 충돌가속도

㉠ 최대가속도 비교

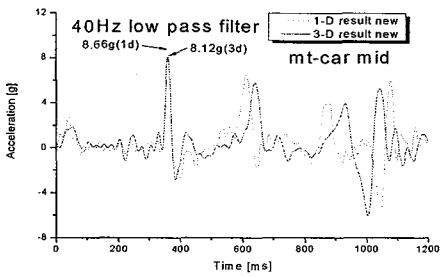
최대 가속도는 FFT 40Hz low pass filter로 필터링 하였고 3차원 모델과 1차원 모델의 최대가속도를 비교하였다. 동력차 중앙부에서는 <그림 3.2.89>와 같이 1차원 모델에서 최대 7.43g, 3차원 모델에서 6.04g의 최대가속도가 발생하였다. 동력객차의 전방부에서는 <그림 3.2.90>와 같이 1차원 모델에서 최대 7.31g, 3차원 모델에서 6.93g의 최대가속도가 발생하였다. 동력객차의 중앙부에서는 <그림 3.2.91>과 같이 1차원 모델에서 최대 8.66g, 3차원 모델에서 8.12g의 최대가속도가 발생하였다. 객차의 중앙부에서는 <그림 3.2.92>과 같이 1차원 모델에서 최대 10.83g, 3차원 모델에서 7.97g의 최대가속도가 발생하였다.



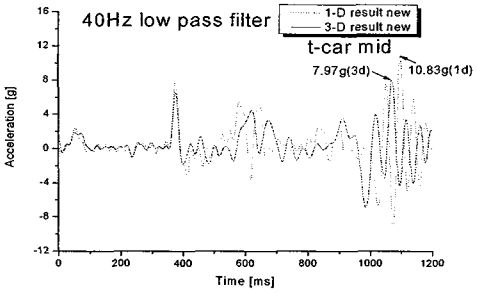
<그림 3.2.89> 1-D vs. 3-D acceleration result of the PC mid(new)



<그림 3.2.90> 1-D vs. 3-D acceleration result of the MT-Car front(new)



<그림 3.2.91> 1-D vs. 3-D acceleration result of the MT-Car mid(new)

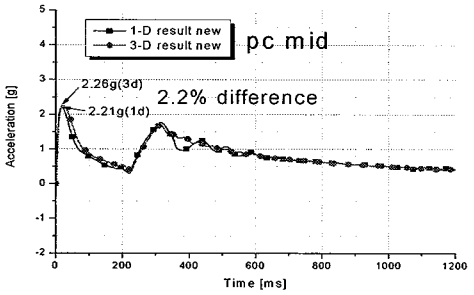


<그림 3.2.92> 1-D vs. 3-D acceleration result of the T-Car mid(new)

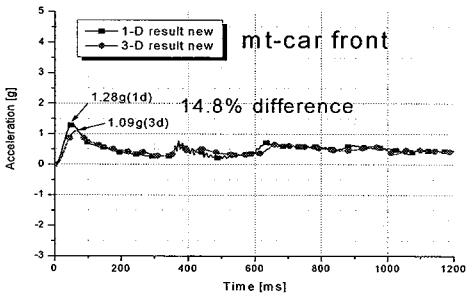
㉡ 평균가속도 비교

Raw data의 누적 평균을 계산하여 1차원 모델과 3차원 모델의 평균가속도 피크 값을 비교하였다. <그림 3.2.93>과 같이 동력차 중앙부의 경우 1차원 모델은 2.21g, 3차원 모델은 2.26g의 가속도가 발생하였고 2.2% 정도의 차이가 발생하였다. <그림 3.2.94>와 같이 동력객차 전방부의 경우 1차원 모델은 1.28g, 3차

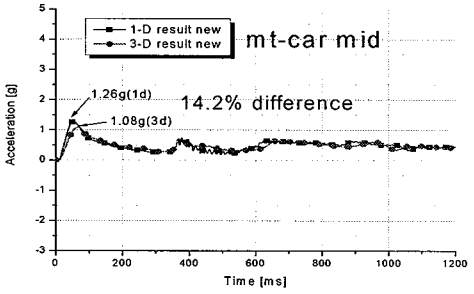
원 모델은 1.09g의 가속도가 발생하였고 그 차이가 14.8%정도로 나타났다. 동력 객차의 중앙부는 <그림 3.2.95>과 같이 1차원 모델은 1.26g, 3차원 모델은 1.08g의 가속도가 발생하였고 그 차이가 14.2%정도로 나타났다. 객차의 경우에는 <그림 3.2.96>과 같이 1차원 모델은 0.9528g, 3차원 모델은 0.9129g의 가속도가 발생하였고 4.2%정도의 차이가 발생하였다. 기존 방법에 비해 두 모델간의 평균가속도 값의 차이가 감소하였다.



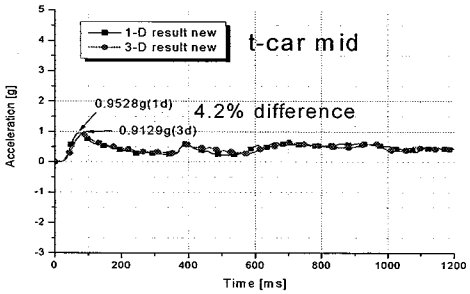
<그림 3.2.93> Cumulative average accel. curve of the PC mid(new)



<그림 3.2.94> Cumulative average accel. curve of the MT-Car front(new)



<그림 3.2.95> Cumulative average accel. curve of the MT-Car mid(new)



<그림 3.2.96> Cumulative average accel. curve of the T-Car mid(new)

㉮ 가속도 필터링 제안 방법

유럽의 TSI 규정에서는 운전실 및 객실의 최대 평균 감가속도는 5g의 제한조건을 적용하고 있다. 그러나 불필요한 고주파 성분과 노이즈를 적절하게 필터링하는 방법은 제시되어 있지 않다. 우리나라와 차체 강도가 유사한 유럽에서 주로 사용하는 FFT를 이용한 필터링 방법 역시 국내 차량에 적용을 하여도 적절한지에 대해 검증된 바가 없다. 외국의 경우는 FFT를 통해 필터링을 해서 최대 감속도를 평가하는 것이 아니라 평균가속도에 대해서 비교를 하는 것으로 국내에서만 최대 감속도를 평가하도록 규정되어져 있다. 따라서 최대 감속도를 평가하는 것에 대한 규정화된 방법이 없고 raw data를 적절하게 필터링 하는 것에 대한 연구가 필요하다.

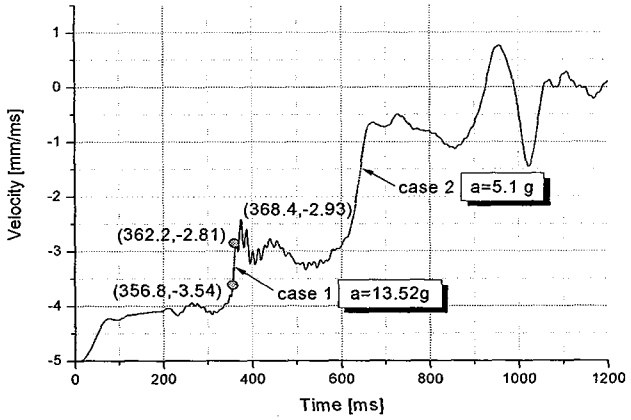
동력차의 경우 단부 구간의 강성이 작기 때문에 고주파가 많이 발생하지 않고, 질량이 매우 크므로 진동이 거의 발생하지 않아서 노이즈가 심하지 않다.

또한 운전자 구간과 중간 구간을 강체로 설정하였기 때문에 진동이 매우 작아서 raw data를 필터링 하지 않고 그대로 평가하였다. 그러나 동력객차와 객차는 질량이 작고 링 구조의 강성이 커서 진동이 매우 심하므로 적절한 필터링이 필요하다. 기존에는 유럽의 규정으로 필터링하였지만 유럽의 규정도 우리나라 철도차량에 적절한지 검증된 바가 없다. 따라서 본 연구에서는 속도곡선 분석법을 이용하여 3차원 모델의 구간별 주파수를 선정하여 기존의 방법으로 모델링한 1차원 모델과 제안방법으로 모델링한 1차원 모델에 적용하여 비교하였다.

㉠ 속도곡선 비교법을 통한 주파수 선정

최대 가속도를 추출하는 방법은 속도곡선 분석법을 이용하였고 이를 검증하기 위해 변위비교법, 속도비교법[3.2.15]을 사용하였다. <그림 3.2.97>는 동력객차 전방부의 시간-속도곡선이다. 두 가지 경우 중 가장 경사진 case1의 기울기를 분석해보면 356.8~362.2ms에서 최대충돌가속도는 13.52g 이다. <표 3.2.3>은 <그림 3.2.97>에서 얻어낸 최대 충돌가속도를 수치로 나타낸 것이다. <표 3.2.4>는 가속도 데이터를 FFT low pass filter를 사용하여 10~100Hz 로 필터링한 결과를 수치로 나타낸 것이다.

속도곡선 분석법에서 추출한 최대 가속도는 FFT로 필터링한 데이터에서 80Hz와 가장 유사했다. 또한 속도곡선에서 최대기울기 구간의 주기를 기준으로 계산한 필터링 주파수 86.21Hz와도 유사하였다. <그림 3.2.98>은 80Hz로 선정된 주파수를 검증하기 위해 속도곡선을 이용하여 비교하였고, <그림 3.2.99>는 변위곡선을 이용하여 비교하였다. 속도곡선이 잘 일치하였고, <그림 3.2.100>와 같이 변위도 0.23%이내의 오차로 유사함을 확인하였다. <그림 3.2.101>은 raw data 가속도와 80Hz로 필터링한 가속도를 보여주고 있다.



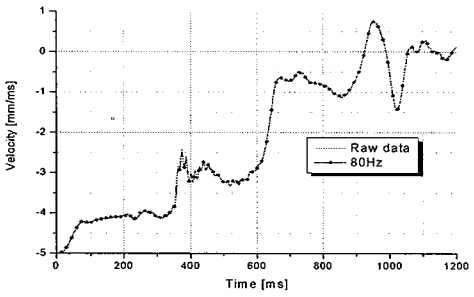
<그림 3.2.97> Velocity curve analysis of the MT-Car front

<표 3.2.3> Maximum acceleration using velocity curve of the MT-Car front

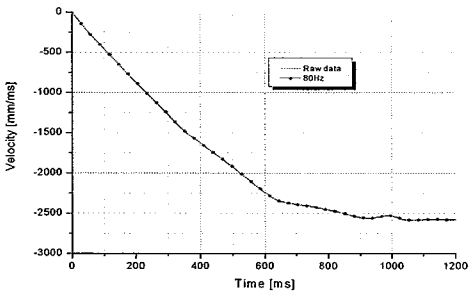
Case		Time [ms]	Velocity [mm/ms]	a_{max} [g]	Filtering frequency[Hz]
1	Initial	356.8	-3.54	13.52	86.21
	Final	362.2	-2.81		
2	Initial	629.4	-2.26	5.10	16.74
	Final	658.8	-0.76		

<표 3.2.4> Maximum accelerations using FFT filter of the MT-Car front

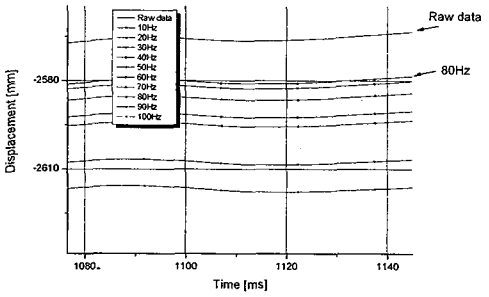
Filtering Frequency [Hz]	T [ms]	a [g]
10	990.94	4.55
20	1042.07	5.92
30	359.07	6.41
40	358.63	6.93
50	358.78	8.02
60	358.19	7.99
70	356	8.78
80	357.17	13.54
90	358.19	15.07
100	358.49	15.73



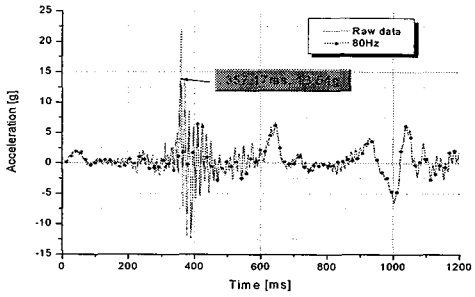
<그림 3.2.98> Velocity curve of the MT-Car front



<그림 3.2.99> Displacement curve of the MT-Car front

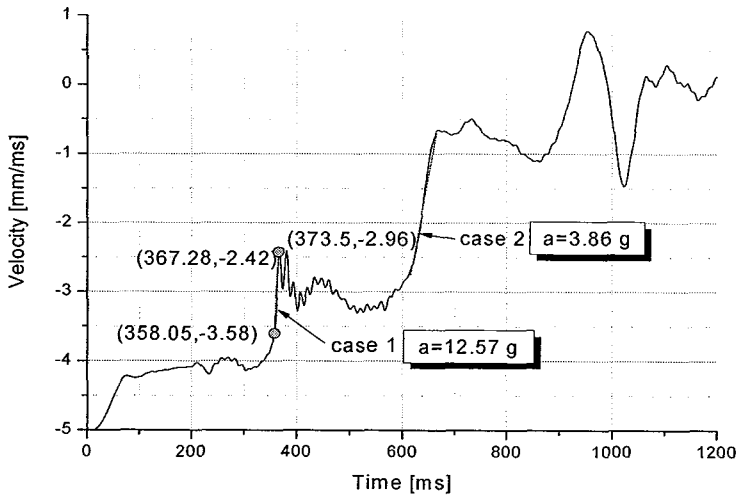


<그림 3.2.100> Displacement curve of the MT-Car front



<그림 3.2.101> Acceleration curve of the MT-Car front

<그림 3.2.102>과 같이 동력객차 중앙부의 시간-속도 곡선을 통해 도출한 최대 가속도는 12.57g이고 <표 3.2.5>에 최대 가속도가 발생하는 시간을 나타내었다. <표 3.2.6>는 FFT low pass filter를 사용하여 10~100Hz까지 필터링하여 도출된 주파수별 최대 가속도이다. 속도곡선의 최대 기울기에서 얻어진 가속도와 60Hz로 필터링한 최대 가속도가 유사하였다. <그림 3.2.103>은 60Hz로 필터링한 가속도를 적분한 속도곡선을 이용하여 검증하였고 <그림 3.2.104>는 변위곡선을 이용하여 검증하였다. <그림 3.2.105>과 같이 변위는 약 0.075%이내의 오차로 유사함을 확인하였다. <그림 3.2.106>은 raw data 가속도와 60Hz로 필터링한 가속도를 보여주고 있다.



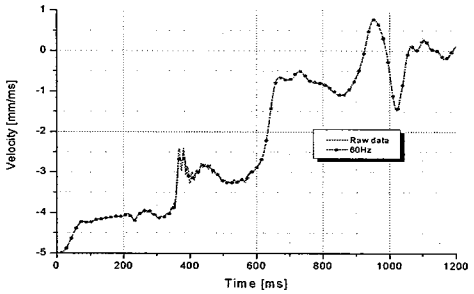
<그림 3.2.102> Velocity curve analysis of the MT-Car mid

<표 3.2.5> Maximum acceleration using velocity curve of the MT-Car mid

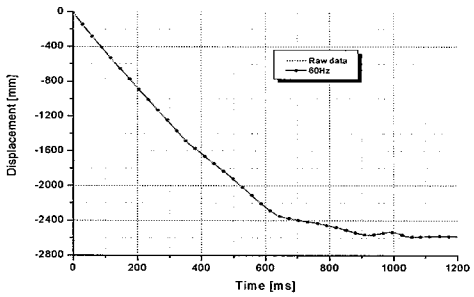
Case		Time [ms]	Velocity [mm/ms]	a_{max} [g]	Filtering frequency[Hz]
1	Initial	358.05	-3.58	12.57	64.39
	Final	367.28	-2.42		
2	Initial	613.11	-2.73	3.86	35.16
	Final	666.73	-0.66		

<표 3.2.6> Maximum accelerations using FFT filter of the MT-Car mid

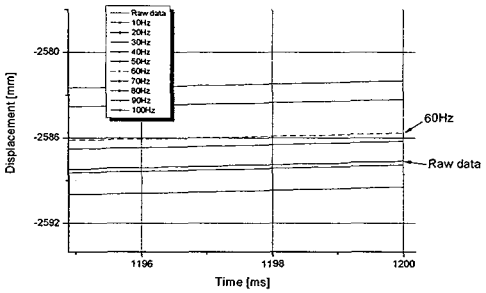
Filtering Frequency [Hz]	T [ms]	a [g]
10	990.06	4.59
20	1001.63	5.88
30	360.1	6.9
40	360.24	8.12
50	359.95	10
60	360.24	12.5
70	360.68	15.8
80	362.3	18.75
90	362.88	18.63
100	363.03	18.77



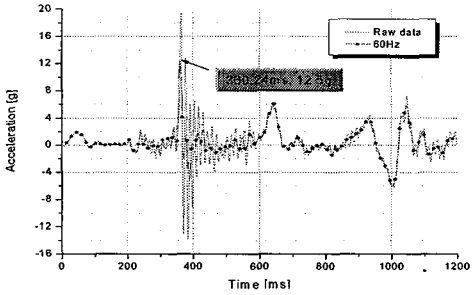
<그림 3.2.103> Velocity curve of the MT-Car mid



<그림 3.2.104> Displacement curve of the MT-Car mid

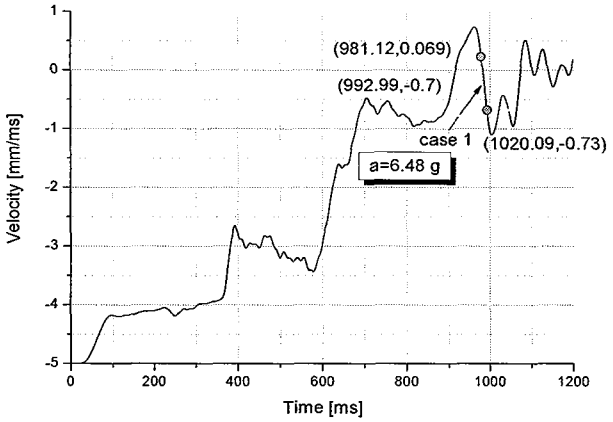


<그림 3.2.105> Displacement curve of the MT-Car mid



<그림 3.2.106> Acceleration curve of the MT-Car mid

객차 중앙부에서의 최대 기울기를 분석한 결과는 <그림 3.2.107>와 같다. 최대가속도는 6.48g가 발생하였고 <표 3.2.7>는 최대가속도가 발생하는 시간과 주기이다. <표 3.2.8>은 가속도 데이터를 FFT low pass filter를 사용하여 10~100Hz로 필터링하였고 20Hz low pass filter를 사용한 결과에서 최대가속도가 유사하고 주기를 계산한 결과도 유사하였다. <그림 3.2.108> 속도곡선을 이용하여 비교하였고, <그림 3.2.109>는 변위곡선을 이용하여 비교하였다. 속도곡선이 잘 일치하였고, <그림 3.2.110>와 같이 변위도 3.37%이내의 오차로 유사함을 확인하였다. <그림 3.2.111>은 raw data 가속도와 20Hz로 필터링한 가속도를 나타내었다.



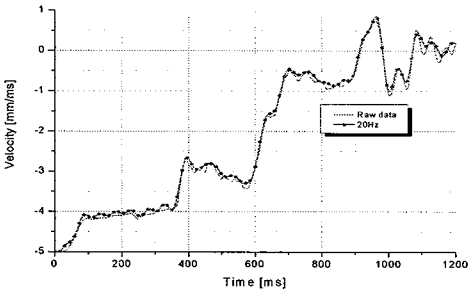
<그림 3.2.107> Velocity curve analysis of the T-Car mid

<표 3.2.7> Maximum acceleration using velocity curve of the T-Car mid

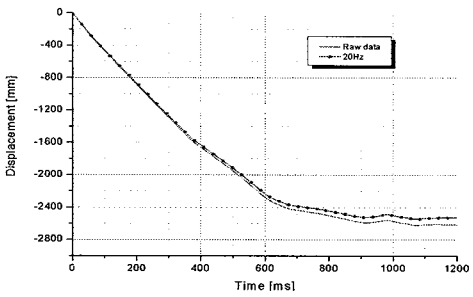
Case		Time [ms]	Velocity [mm/ms]	a_{max} [g]	Filtering frequency[Hz]
1	Initial	981.12	0.069	6.48	25.66
	Final	992.99	-0.7		

<표 3.2.8> Maximum accelerations using FFT filter of the T-Car mid

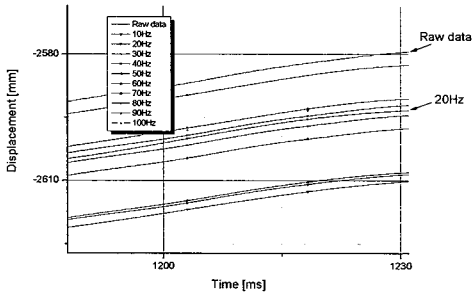
Filtering Frequency [Hz]	T [ms]	a [g]
10	986.98	3.44
20	984.34	7.42
30	1070.49	7.73
40	1070.34	7.97
50	1069.61	7.98
60	1070.34	7.98
70	1070.78	7.78
80	1070.78	7.83
90	1070.93	7.83
100	1070.93	7.81



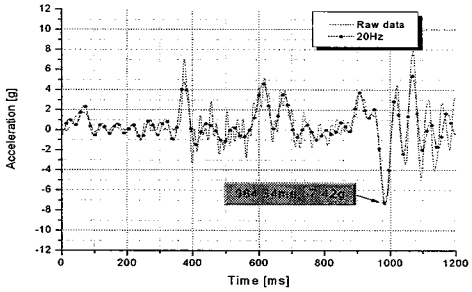
<그림 3.2.108> Velocity curve of the T-Car mid



<그림 3.2.109> Displacement curve of the T-Car mid



<그림 3.2.110> Displacement curve of the T-Car mid

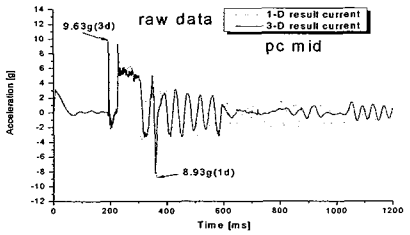


<그림 3.2.111> Acceleration curve of the T-Car mid

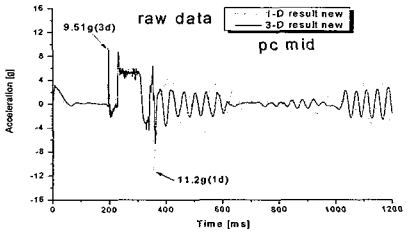
㉡ 최대가속도 비교

속도 곡선 분석법으로 선정한 각 구간별 주파수로 필터링을 하여 1차원 모델과 3차원 모델의 최대 충돌가속도를 비교하였다. 동력차 중앙부는 필터링 없이 raw data를 그대로 비교하였고 <그림 3.2.112>과 같이 기존의 방법으로 모델링된 1차원 모델에서 8.93g, 3차원 모델에서 9.63g의 가속도가 발생하였다. <그림 3.2.113>은 제안한 방법으로 모델링된 동력차 중앙부의 결과로 1차원 모델에서 11.2g, 3차원 모델에서 9.51g의 가속도가 발생하였다. 동력객차 전방부는 80Hz의 주파수로 필터링하였고 <그림 3.2.114>와 같이 기존방법으로 모델링된 1차원 모델에서는 15.21g, 3차원 모델에서 9.07g의 가속도가 발생하였다.

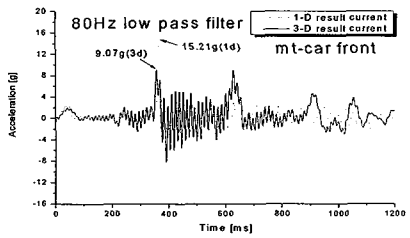
<그림 3.2.115>은 제안한 방법으로 모델링된 동력객차 전방부의 결과로 1차원 모델에서 9.63g, 3차원 모델에서 13.54g의 가속도가 발생하였다. 동력객차 중앙부는 60Hz의 주파수로 필터링하였고 <그림 3.2.116>과 같이 1차원 모델에서 14.77g, 3차원 모델에서 11.71g의 가속도가 발생하였다. <그림 3.2.117>는 제안한 방법으로 모델링된 동력객차 중앙부의 결과로 1차원 모델에서 11.56g, 3차원 모델에서 12.50g의 가속도가 발생하였다. 객차의 중앙부는 20Hz의 주파수로 필터링하였고 <그림 3.2.118>과 같이 1차원 모델에서 4.40g, 3차원 모델에서 4.33g의 가속도가 발생하였다. <그림 3.2.119>는 제안한 방법으로 모델링된 객차 중앙부의 결과로 1차원 모델에서 6.45g, 3차원 모델에서 7.42g의 가속도가 발생하였다.



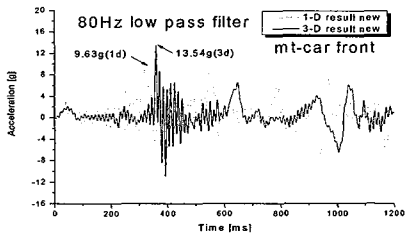
<그림 3.2.112> 1-D vs. 3-D acceleration result of the PC mid(raw data-current)



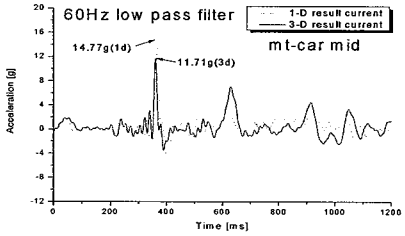
<그림 3.2.113> 1-D vs. 3-D acceleration result of the PC mid(raw dat-new)



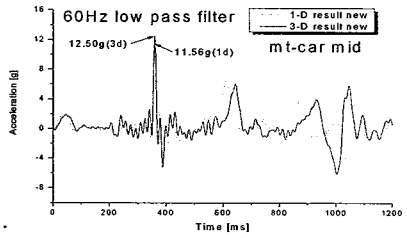
<그림 3.2.114> 1-D vs. 3-D acceleration result of the MT-Car front(80Hz-current)



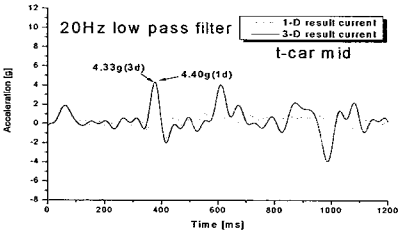
<그림 3.2.115> 1-D vs. 3-D acceleration result of the MT-Car front(80Hz-new)



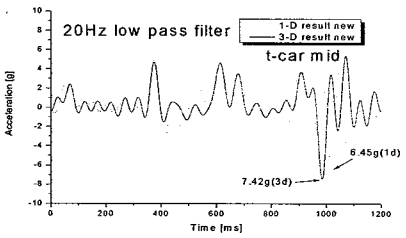
<그림 3.2.116> 1-D vs. 3-D acceleration result of the MT-Car mid(60Hz-current)



<그림 3.2.117> 1-D vs. 3-D acceleration result of the MT-Car mid(60Hz-new)



<그림 3.2.118> 1-D vs. 3-D acceleration result of the T-Car mid(20Hz-current)



<그림 3.2.119> 1-D vs. 3-D acceleration result of the T-Car mid(20Hz-new)

(다) 결과분석

본 연구에서는 복잡한 3차원 모델의 충돌거동과 동일한 1차원 동역학 모델을 개발하기 위하여 기존 모델링 방법을 개선하였다. 충돌거동을 동일하게 모사하기 위하여 최종적으로 확인해야할 가장 중요한 결과는 승객구간의 가속도이다. 하지만 충돌 가속도에는 고주파에 해당하는 노이즈 성분이 포함되어 있어서 정확하게 일치시키기에는 기술적으로 한계가 있으나 본 연구에서 제안한 방법으로 모델링 시에는 거의 유사한 충돌가속도를 도출할 수 있었다. 충돌 가속도를 일치시키기 위해서는 복잡한 3차원 열차의 형상을 1차원화 하는 것도 중요하지만 충돌시 에너지를 효과적으로 흡수하는 압괴 구간의 특성을 얼마나 정확하게 모델링하느냐가 관건이다.

차체단면(cross-section plane - Ls-Dyna의 option card)을 사용하여 구간별 하중-변형량 특성 곡선을 도출하는 방법은 1차원 모델과 3차원 모델의 각 구간별 하중-변형량 곡선을 기존 방식보다 더욱 유사하게 일치시켰고, 기존방법으로 구간별 해석 시 나타난 문제점인 충돌에 의한 초기과도 하중을 감소시켰다. 1차원 모델과 3차원 모델의 시뮬레이션 결과인 각 압괴 구간의 하중-변형량 곡선은 대체적으로 유사하였다. 변형량에서 두 모델간의 약간의 차이가 발생하였는데, 3차원 모델의 압괴 특성을 동일하게 적용한 1차원 모델의 동력차 전두부에

서 60mm(4.8%)정도 변형량이 더 발생하였다. 이로 인해 에너지 보존법칙에 따라 동력차 후미부의 변형량이 전두부의 에너지만큼 덜 발생되었다. 이러한 차이가 발생한 이유는 1차원으로 모델링 시 근사적으로 적용한 집중질량의 질량분포 차이로서 충돌 시 집중질량에 의한 관성효과 때문에 초기 충돌 부위인 동력차 전두부 구간에서 과도한 압괴가 발생하였다. 1차원 모델의 경우 각 구간을 두 개의 절점으로 정의함으로써 각 열차구간의 질량이 절점에 집중되고 3차원 유한요소 모델보다 훨씬 적은 절점으로 이루어져 있다. 강체벽과의 충돌로 인해 1차원 집중질량 모델의 전두부에서 과도한 변형이 생겨난 것으로 판단할 수 있다.

<표 3.2.9>은 raw data를 사용하여 3차원 모델과 1차원 모델의 누적평균 가속도를 비교한 것으로 본 연구에서 제안한 모델링 기법을 사용할 경우 더 유사해진 충돌 가속도를 보여주고 있다.

<표 3.2.10>은 40Hz FFT로 필터링한 가속도를 비교한 것으로 이 경우에도 제안한 모델링 기법을 사용할 경우 3차원 모델과 1차원 모델의 충돌가속도 차이가 적어지는 것으로 나타났다. 하지만 40Hz의 FFT의 필터링 기법은 유럽에서 통용되고 있는 방법이며 아직 국내 열차에 적용하기에는 검증된 방법이 아니므로 타당한 충돌가속도의 비교를 위해서는 앞에서 제시한 속도곡선 분석법을 통한 각 구간별 필터링 주파수를 선정하여 평가하여야한다.

<표 3.2.11>는 속도곡선 분석법을 통해 필터링 주파수를 선정하여 비교한 결과로서 필터링 주파수가 높아진 구간 때문에 기존 40Hz 필터링 결과보다 높은 최대가속도 수치를 보여주고 있고 본 연구에서 제안한 모델링기법을 사용한 결과가 대체적으로 적은 가속도 차이를 보여주고 있다. 하지만 동력차의 중앙부와 객차의 승객구간의 경우 제안된 모델의 해석결과에서 최대가속도 크기의 차이가 기존 보다 크지만 가속도의 전체 경향은 오히려 더 유사함을 볼 수 있다. 현재 국내규정에서는 충돌 가속도의 최대값을 7.5g로 제한하고 있지만 철도 선진국인 유럽의 국제규정은 평균 가속도(5g로 제한)로 평가하도록 하고 있다. 순간적인 최대 가속도는 승객에 미치는 영향이 적음으로 이를 평균적으로 고려해야 할 필요가 있다.

<표 3.2.9> Cumulative average acceleration of the current vs. new

	PC mid	MT-car front	MT-car mid	T-car mid
current(1-D)	2.31	1.38	1.34	0.9712
current(3-D)	2.25	1.09	1.07	0.9071
difference(current)	2.6%	21.0%	20.1%	6.6%
new(1-D)	2.21	1.28	1.26	0.9528
new(3-D)	2.26	1.09	1.08	0.9129
difference(new)	2.2%	14.8%	14.2%	4.2%

<표 3.2.10> Maximum acceleration of the current vs. new(FFT)

	PC mid	MT-car front	MT-car mid	T-car mid
frequency(Hz)	40	40	40	40
current(1-D)	7.97	9.08	10.52	6.55
current(3-D)	6.21	6.90	8.15	6.47
difference(current)	22.1%	24.0%	22.5%	1.2%
new(1-D)	7.43	7.31	8.66	10.83
new(3-D)	6.04	6.93	8.12	7.97
difference(new)	18.7%	5.2%	6.2%	26.4%

<표 3.2.11> Maximum acceleration of the current vs. new

(velocity curve analysis)

	PC mid	MT-car front	MT-car mid	T-car mid
frequency(Hz)	raw data	80	60	20
current(1-D)	8.93	15.21	14.77	4.40
current(3-D)	9.63	9.07	11.71	4.33
difference(current)	7.3%	40.3%	20.7%	1.6%
new(1-D)	11.2	9.63	11.56	6.45
new(3-D)	9.51	13.54	12.50	7.42
difference(new)	15.0%	28.8%	7.5%	13.1%

(라) 결 론

본 연구에서는 3차원 모델의 거동을 분석하고 비교하여 1차원 모델링 방법과 절차서를 개발하였다. 두 모델간의 비교를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

○ 본 연구에서 제안한 1차원 모델링 방법(전체열차 해석 방법-new)으로 해석한 결과가 기존 방법(구간별 해석 방법-current)보다 3차원 모델의 해석 결과와 거의 유사한 충돌거동을 보이고 있다.

○ 3차원 모델의 거동과 동일한 1차원 모델을 개발하기 위해서는 각 구간별 하중-변형량의 압괴 특성을 동일하게 입력하여야 하며 본 연구에서 사용한 차체단면(cross-section plane - Ls-Dyna의 option card)은 3차원 모델의 구간별 압괴 특성을 도출하는데 효과적이다.

○ 기존의 구간별 해석을 통한 압괴 특성 도출방법은 열차 간 충돌거동을 정확히 표현하지 못하고 충돌에 의한 초기과도하중이 발생하는 단점이 있으나 전체열차의 각 구간에 차체단면을 사용하여 구간 압괴 특성을 도출함으로써 구간별 해석의 단점을 보완하였다.

○ 충돌 거동은 압괴 하중-변형량 곡선과 충돌 가속도로 비교하여 유사함을 확인하였으며, 충돌 가속도의 경우 고주파 성분의 노이즈를 제거하는 필터링 기법을 사용해야 한다. 본 연구에서는 최대 충돌가속도를 추출하기 위해 속도곡선 분

석법을 이용하여 적절한 필터링 주파수를 선정하고 선정된 주파수로 가속도를 필터링하여 비교분석하는 방법을 제시하였다. 또한 평균 충돌 가속도는 누적평균으로 계산하여 충돌시간에 따라 증감하는 평균 충돌가속도의 경향을 분석하였다.

1차원 동역학 모델을 만드는 절차는 다음과 같다.

(ⅰ) 각종 물성치 및 실험치 정보 수집

- 열차의 3차원 모델을 수집한다.
- Material 특성을 수집한다.(탄성계수, 최대 변형량 등등)
- 실험값으로 이미 정해져있는 정보를 수집한다.

(ⅱ) 3차원 유한요소 모델링

- G7의 경우 차량이 동력차, 동력객차, 객차로 3가지 종류이므로 3량을 mesh 한다.
- 요소의 크기 및 time step size등을 일관성 있게 모델링한다.
- Warped elements가 없도록 mesh한다.

(ⅲ) 구간정의

- 각 차량별로 구간별 거리와 질량을 정의한다.
- 일반적으로 전두부 구간, 승객 탑승 구간, 후미 구간으로 나뉜다.

이때, 중간에 출입구가 있을 경우 구간을 더 분류한다.

(ⅳ) 3차원 유한 요소 상세 모델링

- 한계 압괴 거리를 도출하기 위해 차체 뒤쪽에 집중질량을 부과하거나 끝 절점에 강제 속도를 부과 한다. 이때 속도는 사고 시나리오와 동일하게 적용하여야 한다.
- 각 구간별 경계면에 차체단면을 설정한다. 이때 요소의 양 끝점의 중앙에 위치하도록 설정 한다.(끝점에 설정할 경우 차체단면이 요소를 인식하지 못하여 하중 계산 시 포함 시키지 않기 때문임)
- 차체단면의 위치는 승객탑승 구간의 양 끝 경계면으로 한다.
- 동력차의 운전자 구간, 중앙 구간, 동력객차의 중앙 구간, 객차의 중앙 구간을 강체로 설정하고 가속도를 평가하기 위해 각 구간의 절점을 설정한다.

(ⅴ) 1차원 충돌동역학 모델링

- 3차원 모델의 열차길이 및 질량을 구간별로 분류하고 절점과 요소를 생성하여 1차원 스프링으로 모델링한다.
- 3차원 모델을 통해 얻어진 하중-변형량 곡선을 각 구간별로 1차원 스프링 요소에 입력한다. 이때 히스테리시스를 주의하여 입력한다.
- 구간별로 분포된 질량 외에 추가할 것이 있으면 해당 절점에 집중질량을 부과한다.

본 연구의 3차원 유한요소모델은 운전자 및 승객의 탑승 영역을 강체로 모델링

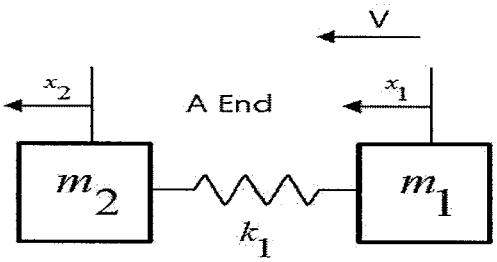
하였으나 실제로는 승객구간에서도 약간의 변형이 발생할 것으로 예상 된다. 추후 실제와 더 가까운 거동 해석을 위해서는 운전자 및 승객 탑승 영역을 유연체로 모델링 하여 해석을 실시하는 것이 필요하다.

(3) 타고오름 메커니즘 분석 및 2차원 수학적 모델링

(가)타고오름 메커니즘 분석

① 1차원 수학적모델에 의한 충돌하중 계산

충돌하는 열차사이의 초기 하중-시간 커브는 초기충돌이 직접적으로 일어난 두 차량을 고려함으로써 계산할 수 있다. <그림 3.2.120>은 충돌의 근사 모델이며 m_1과 m_2를 각 차량의 질량이라 하자. 여기서 m_1과 m_2는 각각 impacting car, impacted car의 질량이다. k는 길이방향 강성을 나타내는 스프링 상수이다. 그리고 차량 m_1은 $t=0$에서 속도 V로 m_2에 충격을 가한다.



<그림 3.2.120> 두 질량의 충돌

그림 1처럼 충돌하는 2개 질량의 길이방향 거동을 나타낸 식은 다음과 같다.

$$m_1\ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_2) = 0 \qquad (3.2.3)$$
$$m_2\ddot{x}_2 + k_1(x_2 - x_1) = 0$$

(3.2.3)식의 해는 간단하게 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$x_2 - x_1 = -\frac{V}{w_0}\sin w_0 t \qquad (3.2.4)$$
$$x_2 = \frac{V m_1}{m_1 + m_2}\left(t - \frac{\sin w_0 t}{w_0}\right)$$

여기서 w_0, m은 다음과 같다.

$$w_0 = \sqrt{\frac{k_1}{m}}\,,\ m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \qquad (3.2.5)$$

충돌된(impacted) 차량 양쪽 끝단에서의 길이방향 하중은 다음과 같다.

$$F(t) = k_1(x_1 - x_2) = V\sqrt{k_1 m}\,\sin w_0 t \qquad (3.2.5)$$

탄성 충돌일 경우 최대 하중은 다음과 같다.

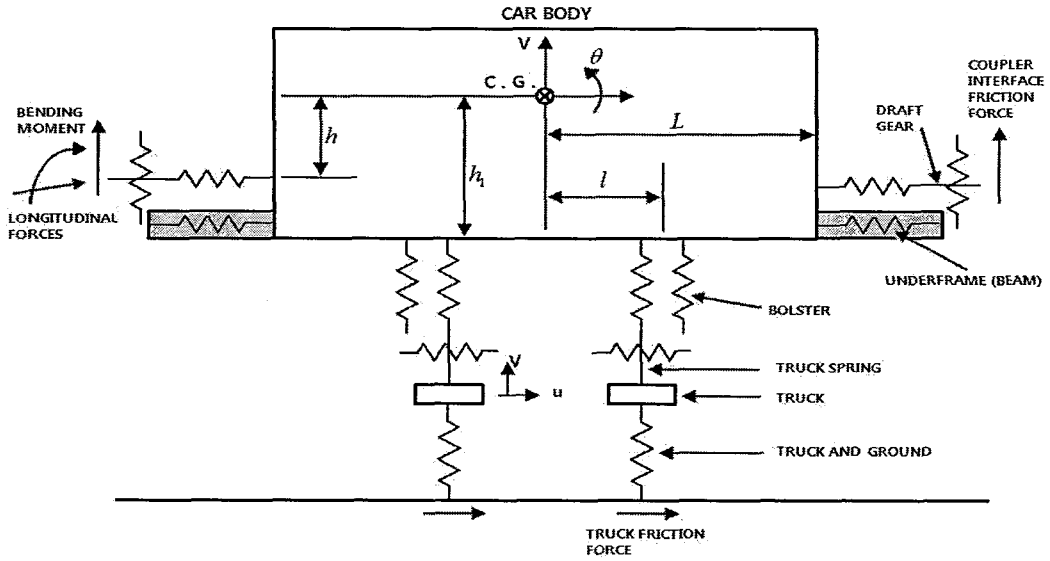
$$F_{max} = V\sqrt{\frac{(m_1 + m_2)k}{m_1 m_2}} \qquad (3.2.6)$$

여기서 V는 충돌속도이고 k는 두 차량사이의 등가강성이다. F_{max}는 차량의 강도를 초과하지 않도록 제한된다.

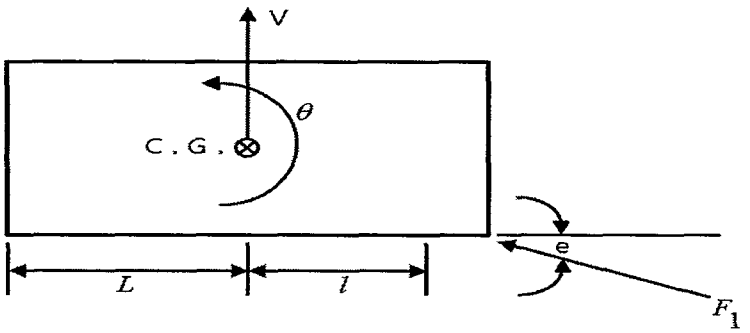
② 2차원 수학적모델에 의한 타고오름의 메커니즘

타고오름은 한 차량의 차체가 다른 차량의 상부구조와 충돌이 일어날 때 발생되는 수직 거동에 의해 야기된다. 상부구조가 바닥이나 center sill 보다 아주 약하기 때문에, 타고올라타지는 차량(overriden car)은 심각한 압괴나 침투가 발생하기 쉽다.

수직거동을 분석하기 위해서 차체는 강체 질량 m, 관성모멘트 I(대차 무게는 제외)로 <그림 3.2.121>처럼 모델링되었다. 열차의 무게중심은 보통 연결기보다 높은 곳에 위치하므로 연결기끼리의 충돌시 차체는 양쪽모두 대칭적으로 피칭 거동이 발생한다.



<그림 3.2.121> 철도차량의 수학적 모델



<그림 3.2.122> 충돌 후 피치운동과 수직운동 발생

충돌 수직거동은 1차원 모델의 길이방향 충돌하중인 차량사이의 하중-시간 커브 식 (3.2.5)를 사용하여 유도할 수 있다. 이러한 거동의 근사식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_2\ddot{v} + k_t(v - l\theta) + (k_t + k_v)(v + l\theta) &= eF_1(t) \\ I_2\ddot{\theta} + k_t l(l\theta - v) + (k_t + k_v)l(v + l\theta) &= -hF_1(t) + eLF_1(t) \end{aligned} \tag{3.2.7}$$

m_2와 I_2는 각각 충돌된 차량의 질량과 회전관성모멘트이고, k_t는 대차의 스프링 계수이며, k_v는 센터 실의 수직방향 강성이다. $eF_1(t)$항은 각도 e만큼 틀어진 연결기로부터 전달되는 하중이다. 길이방향 하중의 방향은 두 충돌차량 사이에 장착된 연결기의 상대높이, 충돌면의 변형과 형상 등에 좌우된다. 이를 다음과 같이 근사적으로 표현하였다.

$$e = \frac{\text{연결기의 높이 차}}{\text{두 차량사이에 장착된 } draft\text{기어의 거리}} \tag{3.2.8}$$

실제 대차 스프링 강성 보다 센터 실의 수직강성이 크므로, $k_t \ll k_v$라는 조건을 적용하여 식 (3.2.7)은 다음과 같이 근사시킬 수 있다.

$$\begin{aligned} m_2\ddot{v} + (k_t + k_v)(v + l\theta) &= ev\sqrt{k_1 m}\,\sin w_0 t \\ I_2\ddot{\theta} + (k_t + k_v)l(v + l\theta) &= (eL - h)v\sqrt{k_1 m}\,\sin w_0 t \end{aligned} \tag{3.2.9}$$

여기서 m과 $w_0 = \sqrt{k_1/m}$는 식 (3.2.5)에서 정의되었다. 위 식은 충돌 끝단부의 대차에서 피봇이 일어나는 거동임을 추측할 수 있다.

(3.2.9) 식의 해는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} v &= B_v t + D_v\frac{\sin w_v t}{w_v} + F_v\frac{\sin w_0 t}{w_0} \\ \theta &= B_\theta t + D_\theta\frac{\sin w_v t}{w_v} + F_\theta\frac{\sin w_0 t}{w_0} \\ v + l\theta &= (F_v + F_\theta l)\left(\frac{\sin w_0 t}{w_0} - \frac{\sin w_v t}{w_v}\right) \end{aligned} \tag{3.2.10}$$

여기서 $w_v = \sqrt{\frac{k_a}{m_2} + \frac{k_a l^2}{I_2}} = \sqrt{\frac{k_a(I_2 + l^2 m_2)}{m_2 I_2}}$, $k_a = k_t + k_v$ 이고 각각의 계수들의 값은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$B_v = \frac{vml(le+h-eL)}{I_2+m_2l^2}$$

$$F_v = \frac{vm}{w_v^2-w_0^2}\left[\frac{ew_0^2}{m_2} - \frac{w_v^2 l(le+h-eL)}{I_2+m_2l^2}\right]$$

$$D_v = -B_v - F_v$$

$$B_\theta = -\frac{vm(le+h-eL)}{I_2+m_2l^2}$$

$$F_\theta = \frac{vm}{w_v^2-w_0^2}\left[\frac{w_0^2(eL-h)}{I_2} + \frac{w_v^2(le+h-eL)}{I_2+m_2l^2}\right]$$

$$D_\theta = -B_\theta - F_\theta$$

위의 식들은 두 차량이 충돌 시(during impact)일 때 즉, $0 < t < \pi/w_0$ 에서 연결기로부터 충격력이 가해질 때의 수직거동을 계산한 결과이다. 두 차량은 $t = \pi/w_0$때 각각 분리가 된다. 분리 후 m_2의 운동은 오직 차체와 대차의 상호작용만 발생한다. 이러한 거동은 다음과 같은 식으로 표현된다.

$t \geq \frac{\pi}{w_0}$ 일 때,

$$\begin{aligned} m_2\ddot{v} + k_t(v+l\theta) &= -m_2 g \\ I_2\ddot{\theta} + k_t\, l(v+l\theta) &= 0 \end{aligned} \qquad (3.2.11)$$

위 식은 우측 항을 제외하고 식 (3.2.9)과 비슷하다. 위의 식의 해는 다음으로 표현할 수 있다.

$$v = M_v + N_v\tilde{t} + \frac{1}{2}P_v\tilde{t}^2 + Q_v\cos w_x\tilde{t} + R_v\frac{\sin w_x\tilde{t}}{w_x}$$

$$\theta = M_\theta + N_\theta\tilde{t} + \frac{1}{2}P_\theta\tilde{t}^2 + Q_\theta\cos w_x t + R_\theta\frac{\sin w_x t}{w_x}$$

$$v+l\theta = \left(v_0+\theta_0 l+\frac{g}{w_x^2}\right)\cos w_x\tilde{t} + (\dot{v_0}+\dot{\theta}_0 l)\frac{\sin w_x\tilde{t}}{w_x} - \frac{g}{w_x^2} \qquad (3.2.12)$$

여기서 $\tilde{t} = t - \frac{\pi}{w_0}$, $w_x = \sqrt{\frac{k_t}{m_2}+\frac{k_t l^2}{I_2}} = \sqrt{\frac{k_t(I_2+l^2m_2)}{m_2 I_2}}$ 이고, 각각의 계수들은 값은 다음으로 표현할 수 있다.

$$M_v = \frac{m_2 l^2 v_0 - I_2 l\theta_0}{I_2 + m_2 l^2} + \frac{1}{w_x^2}\left(\frac{m_2 l^2 g}{I_2 + m_2 l^2} - g\right) \tag{3.2.13}$$

$$N_v = \frac{m_2 l^2 \dot{v}_0 - I_2 l\dot{\theta}_0}{I_2 + m_2 l^2}$$

$$P_v = -\frac{m_2 l^2 g}{I_2 + m_2 l^2}$$

$$Q_v = v_0 - \frac{m_2 l^2 v_0 - I_2 l\theta_0}{I_2 + m_2 l^2} - \frac{1}{w_x^2}\left(\frac{m_2 l^2 g}{I_2 + m_2 l^2} - g\right)$$

$$R_v = \dot{v}_0 - \frac{m_2 l^2 \dot{v}_0 - I_2 l\dot{\theta}_0}{I_2 + m_2 l}$$

$$M_\theta = \frac{I_2\theta_2 - m_2 l v_0}{I_2 + m_2 l^2} - \frac{1}{w_x^2}\left(\frac{m_2 l g}{I_2 + m_2 l^2}\right)$$

$$N_\theta = \frac{I_2\dot{\theta}_0 - m_2 l\dot{v}_0}{I_2 + m_2 l^2}$$

$$P_\theta = \frac{m_2 l g}{I_2 + m_2 l^2}$$

$$Q_\theta = \theta_0 - \frac{I_2\theta_2 - m_2 l v_0}{I_2 + m_2 l^2} + \frac{1}{w_x^2}\left(\frac{m_2 \mathrm{lg}}{I_2 + m_2 l^2}\right)$$

$$R_\theta = \dot{\theta}_0 - \frac{I_2\dot{\theta}_0 - m_2 l\dot{v}_0}{I_2 + m_2 l^2}$$

② 2차원 수학적모델의 수직 및 피칭 거동에 의한 최대 높이 계산

우리는 두 가지 최대의 경우를 고려하여 충돌된 차량의 최대높이를 계산하였다.

Case. a $e = 0$, $w_v \gg w_0$, $w_x \gg 1$ 가정을 한다. $t > \pi/w_0$ 일 때 위의 식들을 이용하여 다음과 같은 해를 얻을 수 있다.

$$v = v_0 + \dot{v}_0\tilde{t} - \frac{1}{2}\left(\frac{m_2 l^2 g}{I_2 + m_2 l^2}\right)\tilde{t}^2$$

$$= \frac{vmlh\pi}{(I_2 + m_2 l^2)w_0} + \frac{2vmlh}{I_2 + m_2 l^2}\tilde{t} - \frac{1}{2}\left(\frac{m_2 l^2 g}{I_2 + m_2 l^2}\right)\tilde{t}^2$$

$$v + l\theta = 0 \tag{3.2.14}$$

여기서 v는 무게중심의 수직변위이다. 위 조건에서는 후방대차 축을 중심으로 차체가 시계방향으로 피칭거동을 일어남을 확인할 수 있다.

Case. b $e=0,\ w_v \ll w_0,\ w_x \ll 1$ 가정한다. 이 경우 충돌 후 m_2의 충돌 끝단이 피치다운운동이 발생하여 대차스프링이 최대로 압축된다. 이때 대차스프링 k_t는 매우 커지게 되어 $w_x \gg 1$로 되고 차체가 다시 상승하면서부터 $w_x \ll 1$이 된다.

Case. b를 적용하여 해를 구하면 다음과 같다.

$t > \pi/w_0$일 때,

$$v = \frac{1}{2}P_v\tilde{t}^2 + M_v(1-\cos w_x\tilde{t}) + N_v\left(\tilde{t} - \frac{\sin w_x\tilde{t}}{w_x}\right)$$

$$v + l\theta = \left(v_0 + \theta_0 l + \frac{g}{w_x^2}\right)\cos w_x\tilde{t} + (\dot{v}_0 + \dot{\theta}_0 l)\frac{\sin w_x\tilde{t}}{w_x} - \frac{g}{w_x^2} \qquad (3.2.15)$$

$t = \pi/w_0 + \pi/w_x$일 때,

$$v = \frac{2vmlh\pi}{(I_2 + m_2l^2)w_0}$$

$$v + l\theta = \frac{vmlh\pi}{I_2 w_0} \qquad (3.2.16)$$

$t > \pi/w_0 + \pi/w_x$일 때, $\left(t = \tilde{\tilde{t}} + \pi/w_0 + \pi/w_x\right)$

$$v = \frac{1}{2}a\tilde{\tilde{t}}^2 + V_0\tilde{\tilde{t}} + v_0 = \frac{1}{2}P_v\tilde{\tilde{t}}^2 + \frac{4vmlh}{I_2 + m_2l^2}\tilde{\tilde{t}} + \frac{2vmlh\pi}{(I_2 + m_2l^2)w_0} v_0 \qquad (3.2.17)$$

$$v + l\theta = \frac{1}{2}a\tilde{\tilde{t}}^2 + V_0\tilde{\tilde{t}} + v_0 = -\frac{1}{2}g\tilde{\tilde{t}}^2 + \frac{vmlh\pi}{I_2 w_0}\tilde{\tilde{t}} + \frac{2vmlh}{I_2} \qquad (3.2.18)$$

여기서 계수는 다음과 같다.

$$M_v = -\frac{I_2 l\theta_0}{I_2 + m_2l^2} = \frac{vmlh\pi}{(I_2 + m_2l^2)w_0}$$

$$N_v = -\frac{I_2 l\dot{\theta}_0}{I_2 + m_2l^2} = \frac{2vmlh}{I_2 + m_2l^2}$$

$$P_v = -\frac{m_2 l^2 g}{I_2 + m_2l^2}$$

이 때, 차체와 충돌끝단 대차스프링이 거의 한계치까지 압축되면서 $k_t \gg 1$로 인하여 차체는 다시 상승하게 된다.(다시 $k_t \ll 1$). 연결기의 수직 속도($\dot{v_I}$)을 구하는 식과 해는 다음으로 표현할 수 있다.

$\tilde{t} > \pi/w_x$일 때 다시 $w_x \ll 1$이 되므로 $\ddot{v} + l\ddot{\theta} = -g$ 등가속도 운동을 한다.

$$v + L\theta = (M_v + LM_\theta) + (N_v + LN_\theta)\tilde{t} + \frac{1}{2}(P_v + LP_\theta)\tilde{t}^2 + (Q_v + LQ_\theta)\cos w_x\tilde{t} + (R_v + LR_\theta)\frac{\sin w_x\tilde{t}}{w_x}$$

$$\dot{v} + L\dot{\theta} = (N_v + LN_\theta) + (P_v + LP_\theta)\tilde{t} - (Q_v + LQ_\theta)w_x \sin w_x\tilde{t} + (R_v + LR_\theta)\cos w_x\tilde{t}$$

$\tilde{t} = \pi/w_x$을 대입하여 위의 식을 정리하면 다음으로 표현할 수 있다.

$$\dot{v_I} = \dot{v} + L\dot{\theta} = (N_v + LN_\theta) - \left[L\dot{\theta_0} - (N_v + LN_\theta)\right] \qquad (3.2.19)$$

$$= \frac{4vmh}{I_2 + m_2l^2}(l - L) + \frac{2vmh}{I_2}L$$

$$= \frac{2vmh}{I_2 + m_2l^2}\left[2l + L\left(\frac{m_2l^2}{I_2} - 1\right)\right]$$

그리고 연결기의 수직 변위(v_I)을 등가속도 운동을 고려하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$v_I = \frac{1}{2}a\tilde{\tilde{t}}^2 + V_0\tilde{\tilde{t}} + v_0$$

$$= -\frac{1}{2}g\left(t - \frac{\pi}{w_0} - \frac{\pi}{w_x}\right)^2 + \dot{v_I}\left(t - \frac{\pi}{w_0} - \frac{\pi}{w_x}\right) + \frac{2vmh\pi}{(I_2 + m_2l^2)w_0}(l - L) + \frac{Lhvm\pi}{I_2w_0} \qquad (3.2.20)$$

$$\tilde{\tilde{t}} = t - \frac{\pi}{w_0} - \frac{\pi}{w_x}$$

$$a = -g, \quad V_0 = \dot{v_I}, \quad v_0 = \frac{2vmh\pi}{(I_2 + m_2l^2)w_0}(l - L) + \frac{Lhvm\pi}{I_2w_0}$$

$v + L\theta$에 $\tilde{t} = \pi/w_x$을 대입하여 정리하면 v_0이다. 정리한 식은 다음으로 표현할 수 있다.

$$v_0 = (M_v + LM_\theta) - (Q_v + LQ_\theta) \qquad (3.2.21)$$

$$= \frac{2vmh\pi}{(I_2 + m_2 l^2)w_0}(l - L) + \frac{Lhvm\pi}{I_2 w_0}$$

v_I가 최대 값을 가지는 시간은 다음으로 표현할 수 있다.

$$v_I = \frac{1}{2}a\tilde{\tilde{t}}^2 + V_0\tilde{\tilde{t}} + v_0 \qquad (3.2.22)$$

$$\dot{v_I} = a\tilde{\tilde{t}} + V_0$$

$$= a\left(t - \frac{\pi}{w_0} - \frac{\pi}{w_x}\right) + V_0$$

v_I가 0이 되는 t의 값을 구하면 다음과 같다.

$$t = \frac{\pi}{w_0} + \frac{\pi}{w_t} + \frac{V_0}{g} \qquad (3.2.23)$$

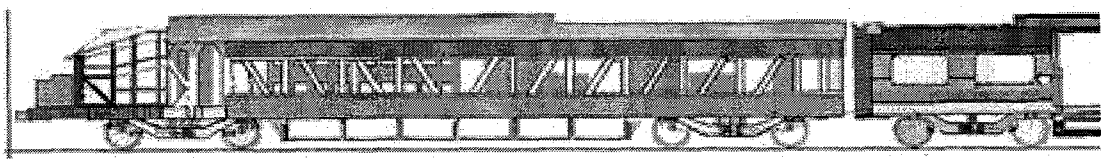
$$= \frac{\pi}{w_0} + \frac{\pi}{w_t} + \frac{\dot{v_I}}{g}$$

v_I의 최대 값은 v_I의 값에 최대 값을 가지는 시간 t를 대입하면 구할 수 있다.

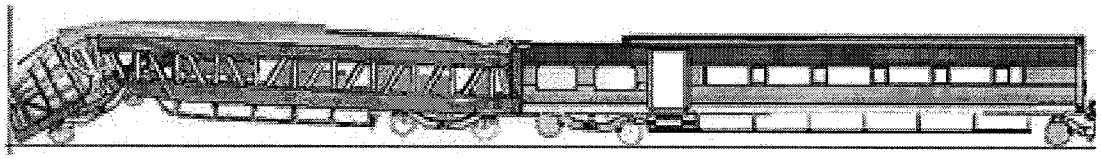
$$(v_I)_{\max} = \frac{1}{2}\frac{\dot{v_I^2}}{g} + \frac{2vmh\pi}{(I_2 + m_2 l^2)w_0}(l - L) + \frac{Lhvm\pi}{I_2 w_0} \qquad (3.2.24)$$

(나) 타고오름 및 좌굴거동이 가능한 열차의 2차원 모델링

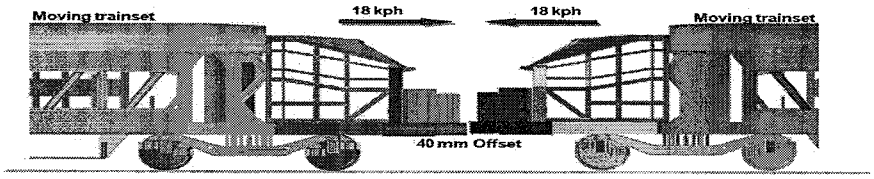
전년도 연구결과인 주행장치를 상세 모델링 한 VTM의 시뮬레이션 결과는 아래 그림과 같다. <그림 3.2.123>, <그림 3.2.124>는 36km/h 상대속도로 강체벽 충돌 시뮬레이션이고 <그림 3.2.125>, <그림 3.2.126>는 전두차량이 40mm offset후 상대속도 36km/h 열차대 열차 충돌 시뮬레이션이다. 두 시뮬레이션 결과 PC차량의 door 구간에서 좌굴이 발생하였는데 그 원인은 door 구간의 언더프레임의 길이방향 압괴 강도가 루프와 사이드프레임에 비하여 상대적으로 취약했기 때문이다.



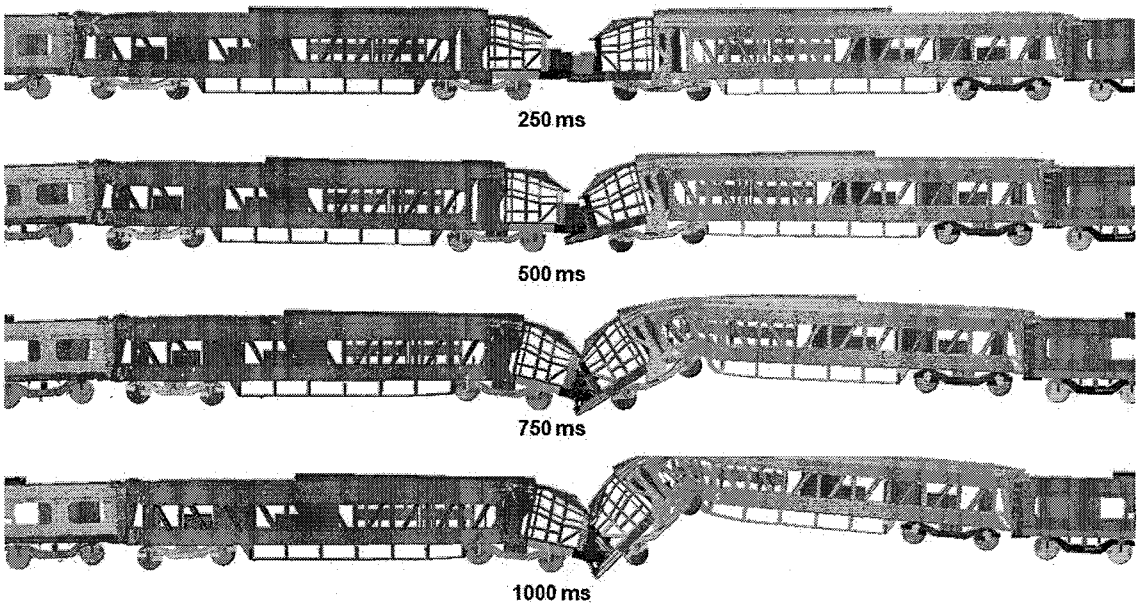
<그림 3.2.123> The side view of VTM at 0msec



<그림 3.2.124> The side view of VTM at 700msec



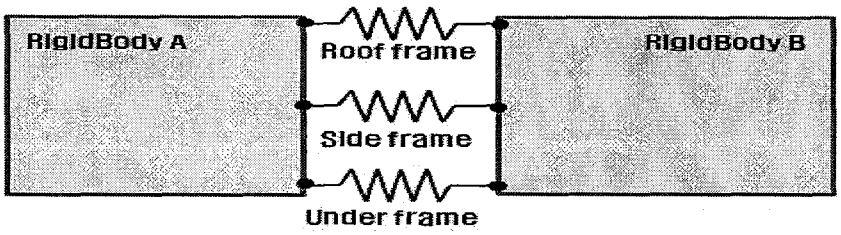
<그림 3.2.125> The side view of the offset collision at 0msec



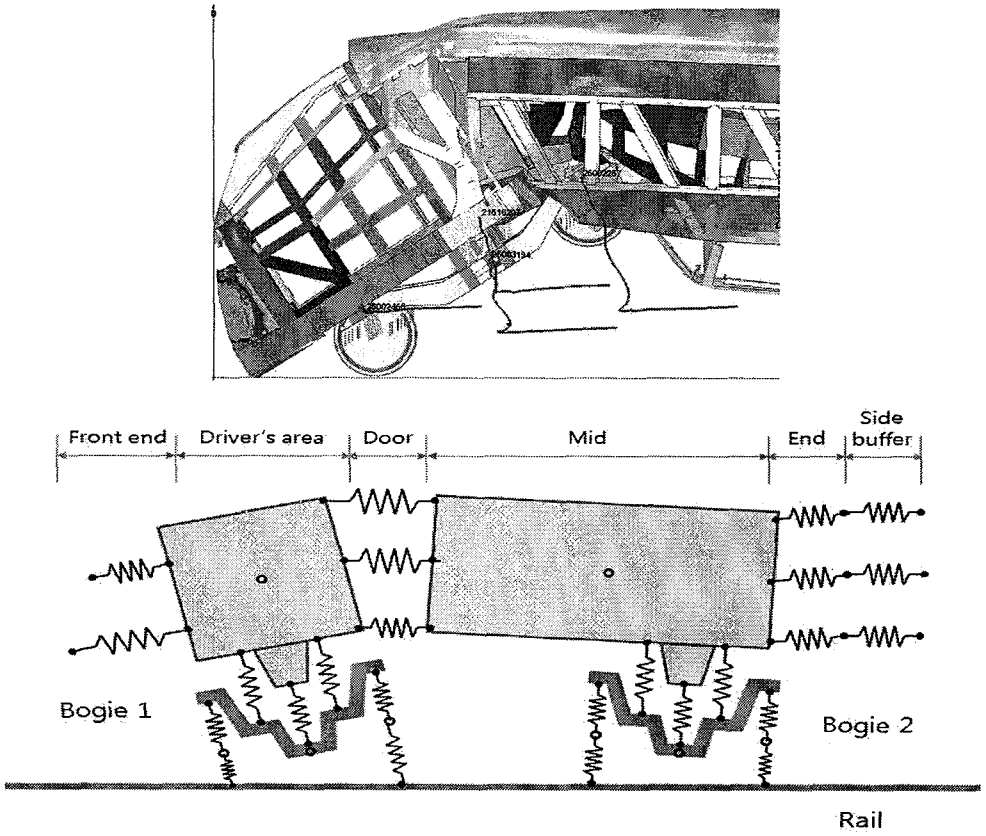
<그림 3.2.126> The side views of the offset collision

비정상적인 좌굴거동은 VTM의 시뮬레이션을 통하여 확인할 수 있었다. 하지만 VTM 모델을 개발하는 시간과 비용측면에서 비효율적이므로 실제 차량을 설계하기 위해선 VTM과 유사한 거동을 보여주는 간단한 모델링 기법이 필요하다. VTM의 비정상적인 좌굴거동을 통하여 한가지 모델링 기법을 제안하고자 한다. 이러한 좌굴거동은 상부구조와 하부구조의 압괴강도의 상대적인 차이로 발생하기 때문에 그림 과 같이 차체의 압괴구간을 상, 중, 하 3개의 스프링으로 분류한 2차원 모델에서는 유사한 거동 예측이 가능하다. <그림 3.2.127>는 열차의 압괴구간의 모델링을 비선형 거동이 가능한 3개의 스프링으로 모델링된 개념도이다. 사부를 루프프레임, 중부를 사이드프레임, 하부를 언더프레임으로 나

누어 각 구조의 길이방향 및 수직방향의 압괴특성을 입력하게 되면 <그림 3.2.128>과 같은 VTM과 유사함 좌굴거동이 가능해질 것이다.



<그림 3.2.127> Deformation of a car body by three springs



<그림 3.2.128> 2-Dimensional model on buckling similar with VTM

2차원 모델의 시뮬레이션 결과를 검증하기 위하여 상, 중, 하부의 압괴특성을 VTM 시뮬레이션을 통하여 추출하여야한다. 추출하는 방법은 앞에서 설명한 '3차원 전체 모델의 해석 결과를 적용한 1차원 등가모델'에서의 차체단면을 사용하여 각각의 압괴특성을 추출할 수 있다.

2차원 모델링시 주의해야할 점은 강체구간과 변형구간을 적절히 분류하여야 한다. 일반적으로 운전자구간과 승객구간은 알류미늄 압출재를 사용하여 타 구간보다 강도가 높으므로 이 두구간을 강체구간으로 정의하고 나머지 승객출입구간이나 차체후미구간 및 사이드버퍼 등의 구간을 변형구간으로 모델링하여야

한다.

위와 같은 방법으로 개발된 2차원 모델은 열차의 3차원 전두부와 결합한 하이브리드 모델을 만들 수 있다. 하이브리드 모델은 VTM 보다 적은 시간으로 모델링이 가능하고 2차원 모델보다 정확하기 때문에 준 평가용 모델로서 가치가 있다.

(4) 충돌 시험용 50ton, 200ton 복합재 에너지 흡수장치 제작

(가) 충돌 시험 목표 및 기존 시험 결과 분석

① 충돌시험 목표

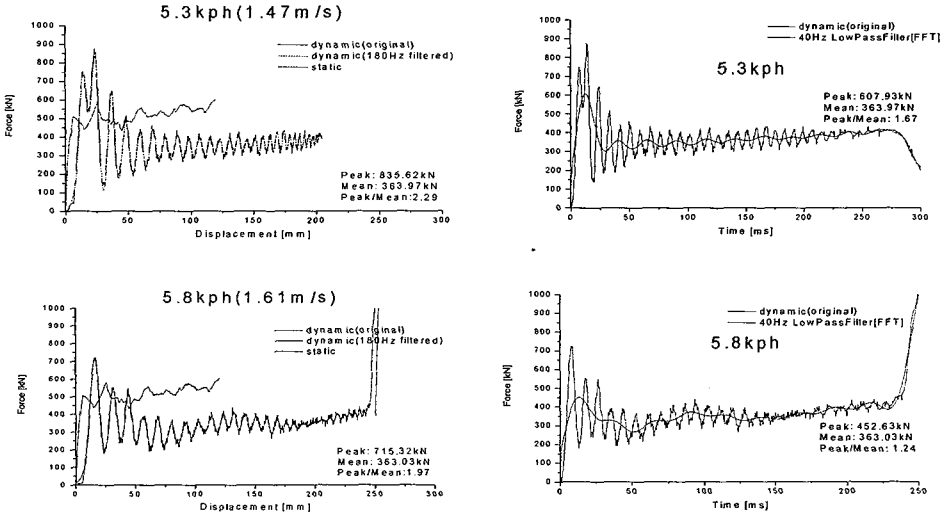
우수한 에너지 흡수 부재의 요구조건 중 가장 중요한 변수로써 최대압괴하중에 대한 평균압괴하중의 비율이라 할 수 있다. 하지만 실제 충돌사고시 압괴 초기에 발생하는 최대하중이 크게 작용하여 충돌가속도가 그대로 탑승자에게 전해질 가능성이 높으므로 초기 최대압괴하중을 제거하고 평균압괴하중과의 비율이 1.25(peak/mean) 이하가 되는 충격흡수 부재를 개발하는 것이 본 시험의 목표이다. (논문참조, Karbhari, Vistasp M., Falzon, Paul J., and Herzberg, Israel ""Energy Absorption Characteristics of Hybrid Braided Composite Tubes,"" Journal of Composite Materials, Vol. 31, No. 12.1997, pp. 1165-1186.)

② 준정적 및 동적 시험 결과 비교

동적시험이 준정적시험결과 보다 평균압괴하중이 약 140kN(30%) 낮게 측정되었고 peak/mean force는 거의 2배 높게 측정되었다.

<표 3.2.12> GE6e10_55 복합재 튜브의 준정적-동적 시험 결과

Specimen ID	Test method (Crush rate)	Mean crush force (F_{avg}) [kN]	$\frac{F_{peak}}{F_{avg}}$ (F_{ratio})	$\frac{F_{peak}}{F_{avg}}$ (F_{ratio}) 40Hz FFT
GE6e10_55	quasi-static (0.2mm/s)	509.4	1.197	1.197
	dynamic (1.47m/s)	363.97	2.29	1.67
	dynamic (1.61m/s)	363.03	1.97	1.24



<그림 3.2.129> GE6e10_55 복합재 튜브의 준정적-동적 시험 결과

③ 문제점 해결방안

충돌시험 결과 중 평균 압괴하중은 복합재 두께를 키움으로써 해결할 수 있지만 초기최대하중과 오실레이션을 제거하기 위하여 아래와 같은 방법이 있다.

㉮ 초기최대하중을 완화시키는 방법으로 트리거 메커니즘을 적용하는 방법

: 더블 베벨 트리거 적용(45°) - 논문 참고(Hong-Wei Song, Xing-Wen Du, Gui-Fan Zhao, "Energy absorption behavior of double-chamfer triggered glass/epoxy circular tubes", Journal of Composite Materials, Vol. 36, No. 18, pp. 2183-2198, 2002)

- 효과: 초기 선형압괴구간의 증가로 인하여 피크하중 감소

㉯ 초기압괴진행방향으로 일부 컷팅하여 사용 - 미국 특허(Alan Lampe Browne, "reduced crush initiation force composite tube", United States Patent, Patent number: 5,914,163, Date of Patent: Jun.22, 1999)

- 효과: 초기 최대하중감소

㉰ 전체적인 오실레이션을 완화시키는 방법으로 쐐기를 사용하는 방법

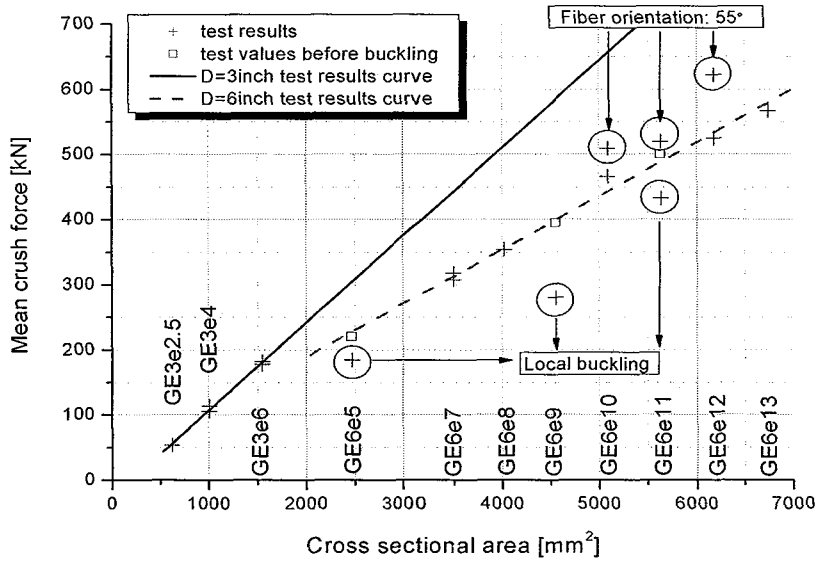
:쐐기 사용(라운드 효과) - 논문 참고(N.A. Warrior, T.A. Turner, E. Cooper, M Ribeaux, "Effects of boundary conditions on the energy absorption of thin-walled polymer composite tubes under axial crushing", Thin-Walled Structures, Vol. 46, pp. 905 - 913, 2008)(S. J. Beard, F-K Chang, "Energy absorption of braided composite tubes", International Journal of Crashworthiness, Vol. 7, No. 2, pp. 191 - 206, 2002)

- 효과: 피크하중 및 압괴 전체구간의 오실레이션을 감소, 그러나 평균압괴하중 또한 떨어진다.(R/t에 반비례)

(나) 동적성능 관련인자 분석을 위한 충돌시험편 제작

① 충돌 시험 계획

복합재 튜브의 동적 압괴성능 관련인자를 분석하기 위하여 위의 3가지 해결방안을 고려하여 <표 3.2.14>의 충돌시험계획을 수립하였다. 시험편 치수 및 예상 압괴하중은 앞에서 분석한 정적시험과 동적시험분석결과를 고려하여 예상 동적평균압괴하중을 계산하였다.



<그림 3.2.130> 복합재 튜브의 준정적 시험 결과

<표 3.2.13> 충돌시험편 치수 및 예상 압괴하중

시편 ID	길이 [mm]	내경 [mm]	두께 [mm]	정적평균 압괴하중 [kN]	예상동적평균 압괴하중 [kN]	예상동적최대 압괴하중 [kN]
GE3e4	500	76	4	114.2	79.74	159.8이하
GE3e5	500	76	5	148.3	103.8	207.7이하
GE3e6	500	76	6	182.5	127.7	255.5이하

㉮ 실험목적

- 고정인자 내에서 최소 peak/mean 값 도출

㉯ 특성치

- peak/mean, mean crush force

㉰ 인자

ㄱ. 고정인자: 내경-3인치(76mm), 두께-4mm, 길이-300mm+트리거길이

ㄴ. 제어인자:

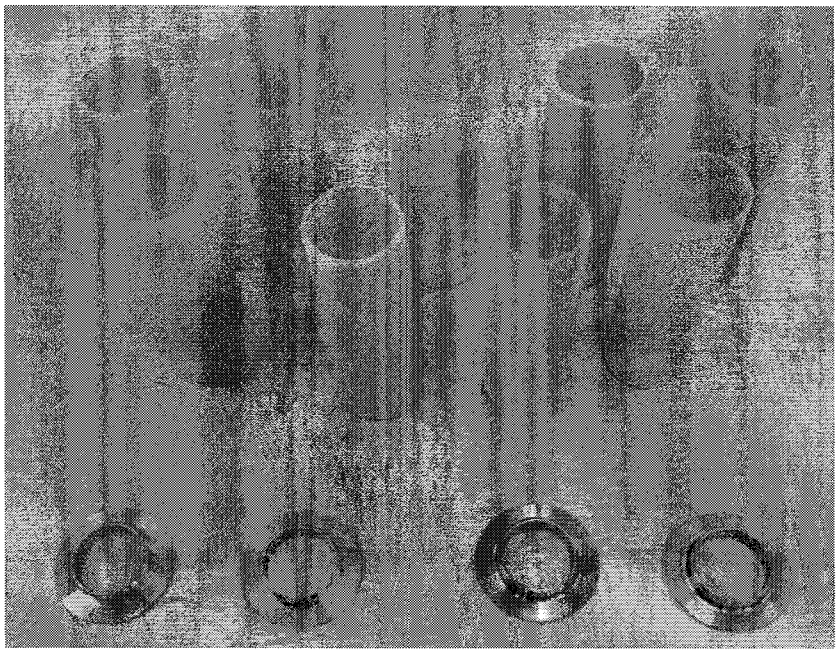
- 트리거 각도: 15°, 30°, 45°
- 쐐기 fillet: 없는 것, R=0mm, R=4mm
- 섬유배향각: ±45°, ±60°, ±75°
- 두께: 3mm, 4mm, 5mm

<표 3.2.14> 동적성능 분석을 위한 충돌실험계획

실험번호	인자 / ID	트리거메커니즘 더블챔퍼트리거	쐐기 fillet R(mm)	섬유배향각	두께 t[mm]
1	GE15-45_3	15°	-	±45°	3
2	GE15060_4	15°	0	±60°	4
3	GE15475_5	15°	4	±75°	5
4	GE30-45_5	30°	-	±60°	5
5	GE30045_3	30°	0	±75°	3
6	GE30445_4	30°	4	±45°	4
7	GE45-75_4	45°	-	±75°	4
8	GE45045_5	45°	0	±45°	5
9	GE45460_3	45°	4	±60°	3

㉰ 복합재 튜브 및 지그 제작 완료 사진

<표 3.2.14>의 3인치 복합재 튜브 9종류 3개씩 총 27개와 고정 지그 4개 제작 완료



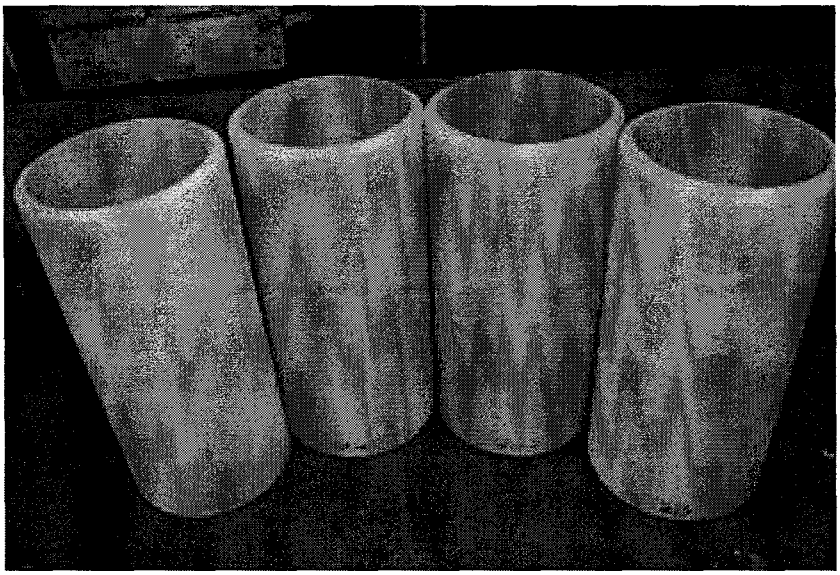
<그림 3.2.131> 동적성능 제어인자 분석용 복합재 튜브 및 지그

(다) 경충돌 안전장치용 50ton 복합재 튜브 제작

<그림 3.2.130> 복합재 튜브의 준정적 시험 결과를 통하여 50ton 복합재 튜브의 시편은 GE6e10_55이 적당하나 충돌시험을 통하여 최종적으로 검증하여야 한다. 1차 충돌시험은 2009년 4월 22일 폴란드 CNTK 시험연구소에서 이루어진 전두부 구조 실차 충돌시험을 통하여 그림처럼 압괴 진행과정과 형상을 확인하였으며 2차 충돌시험은 브리넬 연구소에서 복합재 튜브의 단품 시험을 수행하였다.

경충돌 안전장치용 50ton 복합재 튜브는 기존 단품 충돌시험을 통해 확인된 2가지 문제점을 보완하였다. 첫째로 준정적시험용 튜브 보다 30% 성능을 향상시키기 위하여 튜브의 두께를 증가시켰으며, 둘째로 충돌시 발생하는 초기피크하중은 더블 챔퍼 트리거 와 라운드 쐐기를 사용하여 감소시키고자 한다.

3차 충돌 시험편 치수는 GE6e11_45으로 최종선택 되었고 지그와 튜브제작은 완료되었다. 아래사진은 제작완료된 복합재 튜브 시험편이다.



<그림 3.2.132> 경충돌 안전장치용 50ton 복합재 튜브 3차 시험편

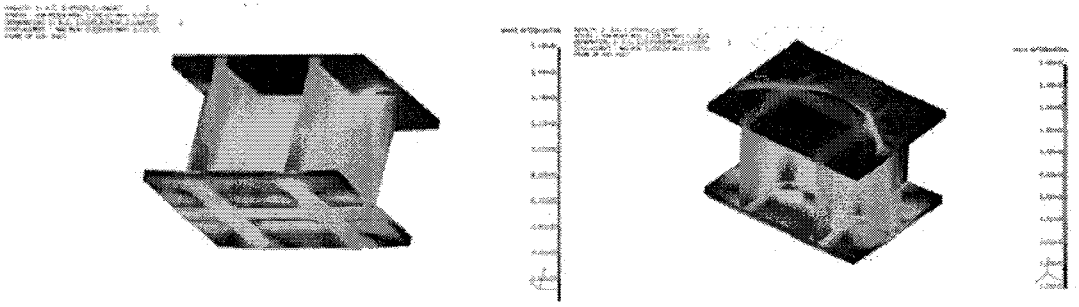
(라) 전두부 운전자보호용 200톤 복합재 튜브 에너지 흡수 모듈 제작

① 준정적시험을 위한 전두부용 200ton 복합재 튜브 에너지 흡수 모듈 개발

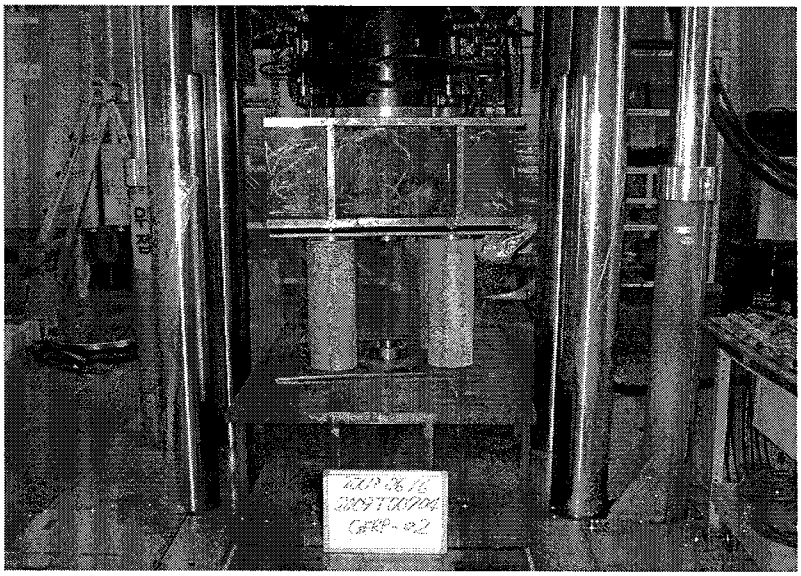
준정적시험을 위한 전두부용 200ton 복합재 튜브 에너지 흡수 모듈 개발을 위하여 50ton GFRP 튜브 4개로 구성된 복합재 튜브 모듈을 설계/제작하였다.

사용된 복합재는 <그림 3.2.130>의 50ton 사양 GE6e10_55이며 4개를 병렬로 연결하여 압괴하중을 200ton으로 설계하였다. 정적 시험용 복합재는 초기피크하중의 영향이 아주 적기 때문에 한쪽 면에만 트리거를 적용하였다. 200ton 시험용 지그를 설계하기 위해 <그림 3.2.133>와 같이 정적해석을 수행하고 해석을 통해 입증된 지그를 사용하여 준정적 압괴시험을 포항산업과학연구소에서 실시하였다.

<그림 3.2.137>은 동일한 사양을 가진 복합재 3set의 시험결과이다. 평균하중은 요구사항대로 약 200ton으로 측정되었으며 압괴도중 국부좌굴이 발생하였다. 국부좌굴의 원인은 섬유배향각의 방향으로 섬유와 모재가 debonding되고 delamination이 발생하였는데 이는 섬유와 모재간의 접착강도의 문제로 보여진다. 하지만 이는 준정적 시험으로 인한 것으로 하중이 전 튜브에 고르게 분포됨으로써 발생할 수 있는 현상이며 충돌시험의 경우 이런한 좌굴현상은 거의 일어나지 않는다.



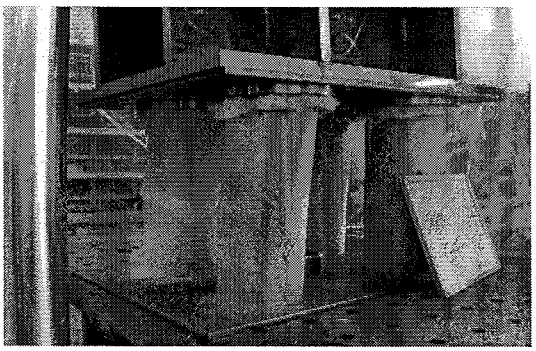
<그림 3.2.133> 200ton jig for quasi-static test



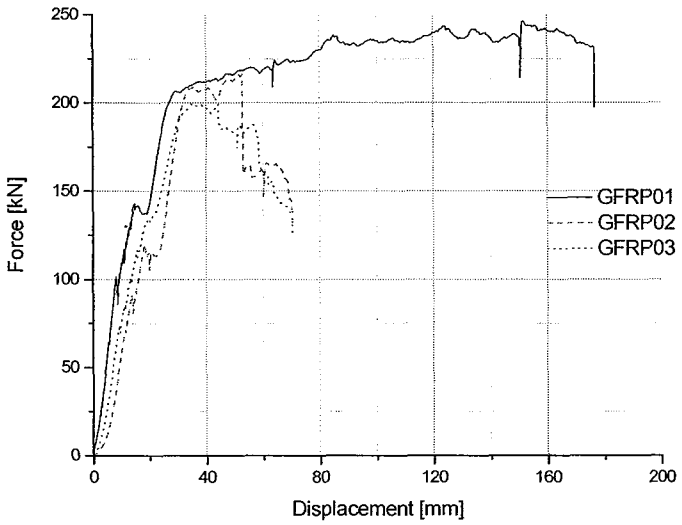
<그림 3.2.134> GFRP tube block module of 200 ton



<그림 3.2.135> Local buckling at the GFRP02 test



<그림 3.2.136> Local buckling_at the GFRP03 test

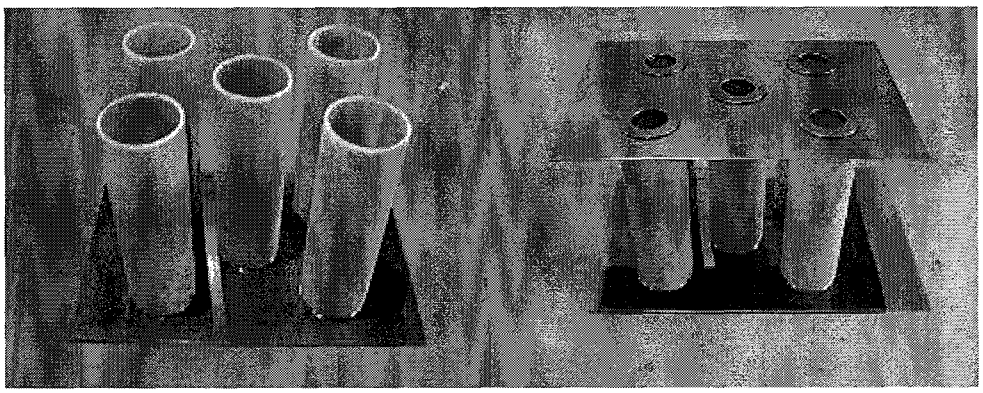


<그림 3.2.137> Test results of GFRP module 3set

② 충돌시험을 위한 200톤 복합재 전두부 구조 모듈 제작

충돌시험을 위한 전두부용 200ton 복합재 튜브 에너지 흡수 모듈을 제작하기 위하여 정적시험과 동일한 50ton GFRP 튜브 5개로 구성된 복합재 튜브 모듈을 설계/제작하였다. 다만, 충돌 벽에 고정될 수 있도록 지그의 설계가 다소 수정되었다.

사용된 복합재는 <그림 3.2.130>의 50ton 사양 GE6e10_55이며 4개를 병렬로 연결하여 압괴하중을 200ton으로 설계하였다. 충돌 시험용 복합재는 초기피크하중의 영향이 아주 크기 때문에 양쪽 면에 챔퍼 트리거와 라운드 쐐기를 적용하였다.



<그림 3.2.138> 충돌시험용 200ton 복합재 튜브 모듈 시험편

제3절 VTM을 이용한 충돌 원인 탈선해석 기술(III)

검증계획서 (Verification Plan)	**ID No :** RC - SR03 - SSR01 - 2009 작성일 : 2010. 05. 수정일 :

3. 프로젝트는 충돌에 의한 탈선 및 타고오름 사고 예측기술을 개발해야 한다.

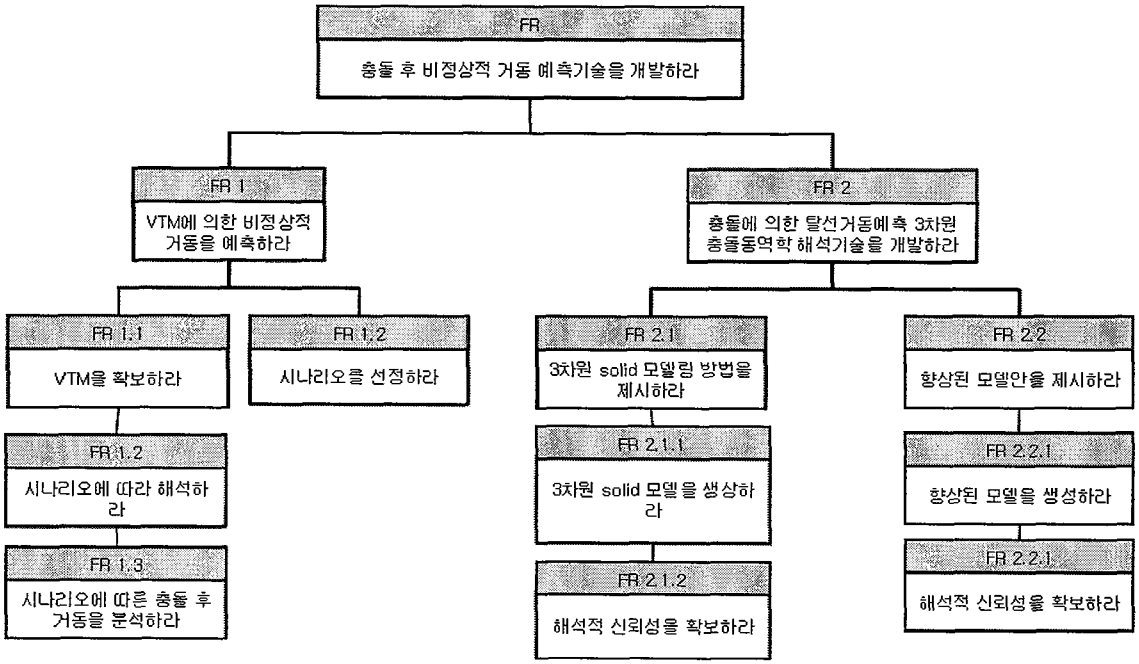
3.1 프로젝트는 충돌 후 비정상적 거동예측기술을 개발해야 한다.

입력물 :	업무 :	출력물 :
☐ 요구사항 (Requirement) - 요구사항 문서 - 검증 요구사항 추적 매트릭스(VRTM) ☐ 기술 개발 계획(Technical Plan) - 연구계획서 - WBS (Work Breakdown Structure) ☐ 설계정보 및 평가자료 - 성과물 : 충돌원인 탈선모델 - 기능 아키텍처 - 물리 아키텍처 - 설계 분석 보고서 (DARs) ☐ 검증 방법 -2.2 공학적 해석 4.1 컴퓨터 시뮬레이션	- SE 검증	- 수정 VRTM - 검증결과표

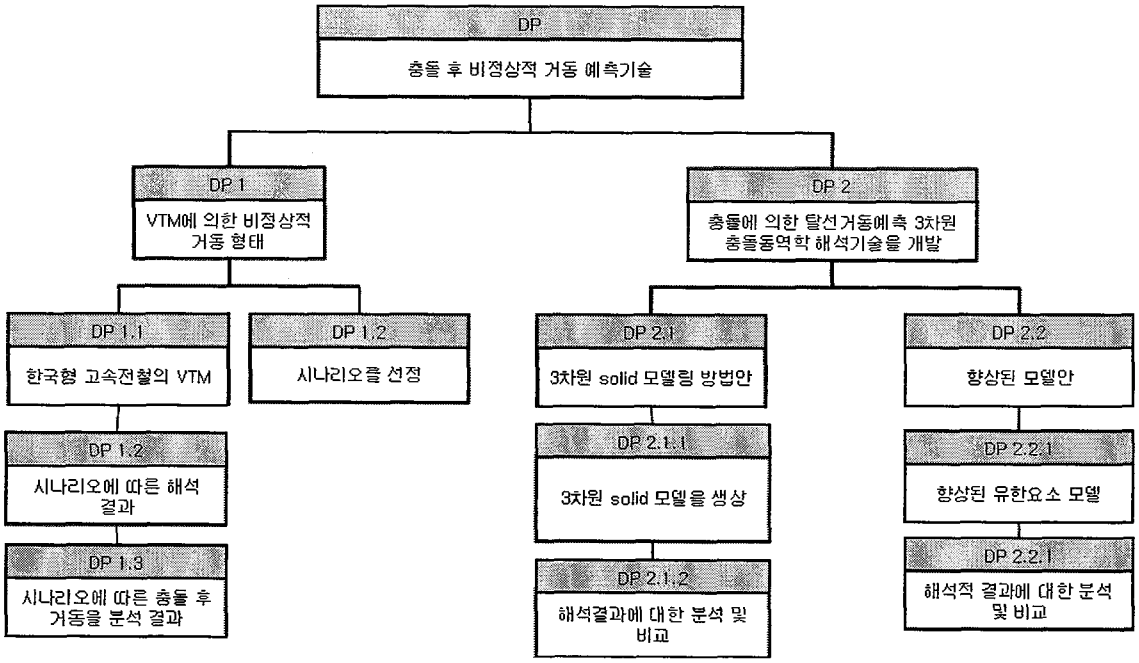
Verification Specification (검증기준) :

1. VTM 이용 충돌원인 탈선 해석 문제정의
   1.1 차륜-레일 접촉은 탈선해석에 적합하게 고려되었는가?
2. VTM 이용 충돌원인 탈선 시뮬레이션 기법
   2.1 수직좌굴에 의한 탈선 시뮬레이션이 가능한가?
   2.2 강체 레일에 대하여 차륜-레일 접촉을 고려한 탈선 시뮬레이션이 가능한가?
   2.3 해석시간을 줄일 수 있는 단순화된 차륜-레일 접촉 알고리즘이 제시되었는가?
3. VTM 이용 충돌원인 탈선 해석결과는 합리적으로 검증되었는가?
   3.1 수치적 수렴성은 검증되었는가?
   3.2 VTM 이용 충돌원인 탈선 해석결과는 비교 가능한 연구 결과와 비교되었는가?
4. VTM 이용 충돌원인 탈선 해석결과는 충돌안전도 구조 및 부품의 설계사양 도출과 검증에 활용가능한가?
   4.1 시뮬레이션 모델 크기와 해석시간이 수용할 수 있는 수준인지 분석하였는가?
   4.2 충돌사고 시뮬레이션에 의하여 편성열차 탈선성능 평가 가능성을 제시하였는가?

1. 기능 아키텍처



2. 물리 아키텍처



3. 설계분석보고서

가. 요구사항과 적합성

VTM을 이용한 충돌 원인 탈선해석 기술은 시스템 요구사항 『SR 3. 프로젝트는 충돌에 의한 탈선 및 타고오름 사고 예측기술을 개발해야 한다』 중 『SSR. 3.1. 프로젝트는 충돌 후 비정상적 거동을 예측해야 한다』에 해당하는 내용이다. 본 과제에서는 새로운 충돌원인 탈선예측기술 개발의 일환으로 VTM을 이용한 탈선해석기술을 확보하고, 향상된 3차원 충돌동역학 해석기술을 개발하였다.

나. 설계기준

○ 한국형고속전철의 가상시험모델(Virtual Testing Model)은 유럽충돌안전검증기준인 EN15227에 근거하여 생성되었다.

○ 레일은 UIC60레일을 기준으로 생성되었다.

다. 검증 방법에 따른 증거자료

(1) 가상시험모델의 수치적 검증

가상시험모델의 검증을 위해 철도안전법에 명시된 정면충돌사고 시나리오에 대한 시뮬레이션을 수행하였다. 해당 사고 시나리오는 정지상태의 차량과 36 km/h로 정면충돌하는 조건이며, 실제 충돌해석에서는 강체 고정벽에 18 km/h로 충돌하는 조건을 적용하였다. 주요 검증대상은 대차부의 현가요소들의 입력특성의 추종성 여부이다.

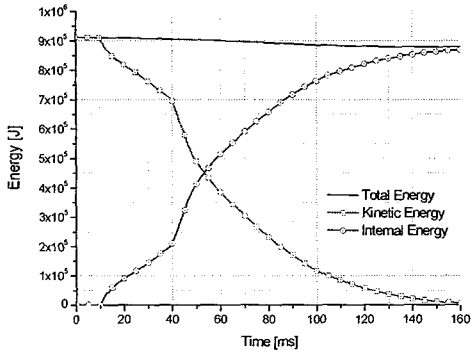
<그림 3.3.1>의 시뮬레이션 결과를 살펴보면 전체에너지 변화량은 초기 0.910 MJ에서 0.878 MJ로 약 3.64 %의 감소율을 나타내었다. 이는 중력에 의한 외부에너지(6.524 kJ)와 접촉에 의한 슬라이딩 에너지(3.054 kJ)가 주 요인이며, 이러한 소산에너지를 고려하더라도 전체에너지 변화율은 5 % 이내이므로 신뢰할 수 있는 수준의 결과임을 알 수 있다.

충돌에 의해 차체에 전달되는 충격력은 <그림 3.3.2>에 나타낸 바와 같이 6,036 kN 발생하였다. 정면충돌 조건 시 동력차 전두부 구조의 변형 형상은 <그림 3.3.3>과 같이 하니컴과 헤드스톡의 일부분만 변형하였다.

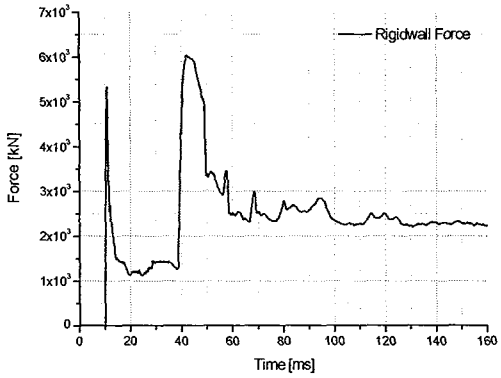
본 시뮬레이션의 주 관심대상인 주요 현가요소들의 정상작동 유무를 판단하기 위해 해당 부품의 특성곡선과 응답결과를 분석하였다. 분석은 구성된 전체요소들 중 전방대차에 속하는 임의의 요소들을 대상으로 수행하였고, 분석결과는 수직현가요소는 수직성분을 수평 또는 길이방향 요소들은 주요 기능방향에 대해 정리하였다. 현가요소특성의 비교분석결과는 <그림 3.3.4~그림 3.3.12>와 같고, 결과곡선에서 나타난 바와 같이 정의된 각 현가요소들은 입력특성곡선에 대해 정확하게 추종함을 알 수 있었다.

결과적으로 충돌 후 차륜-레일 간 거동분석에 사용된 가상시험모델은 해의

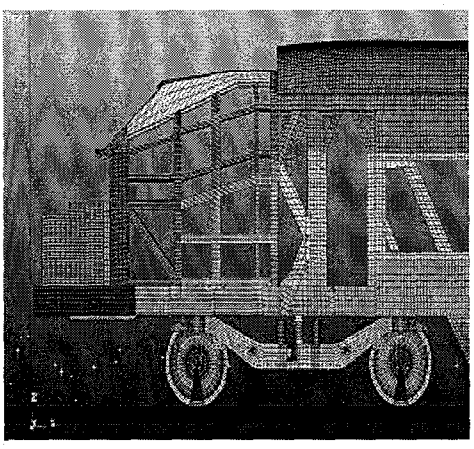
유효성 측면에서 충분한 정확성과 안정성을 갖는 모델이며, 본 모델을 이용한 시뮬레이션 결과는 신뢰할 수 있음을 입증하였다.



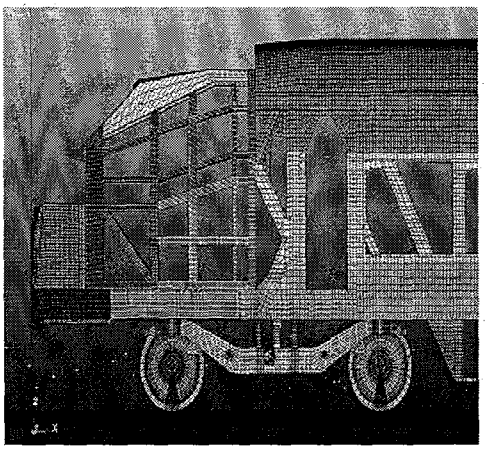
<그림 3.3.1> Energy result curves



<그림 3.3.2> Impact force curve

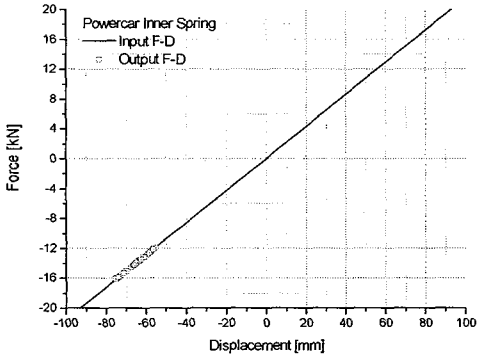


(a) Initial state (0 ms)

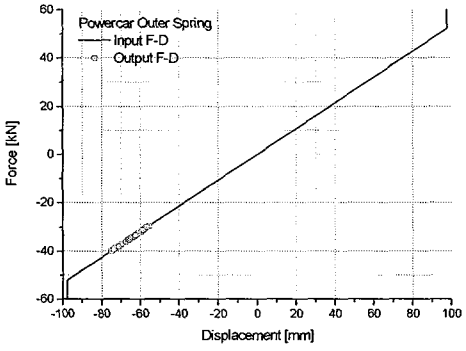


(b) After collision state (160ms)

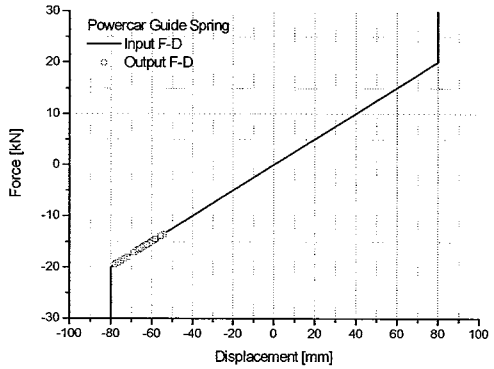
<그림 3.3.3> Deformed shape of the front-end structure of the VTM



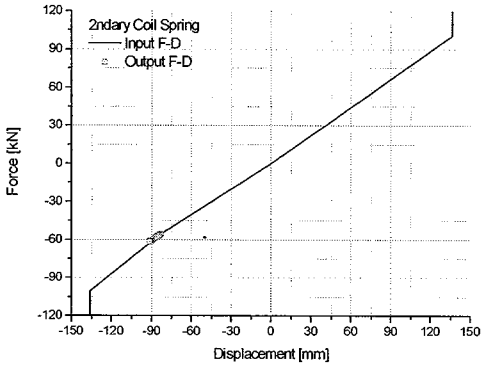
<그림 3.3.4> Result of the inner spring



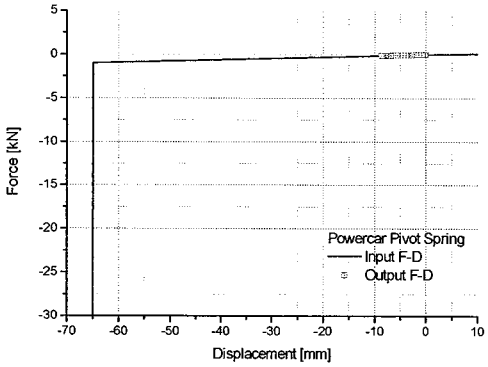
<그림 3.3.5> Result of the outer spring



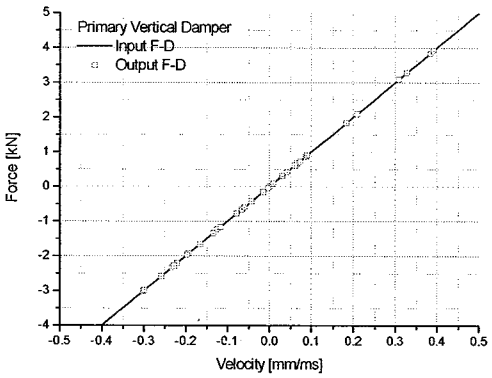
<그림 3.3.6> Result of the guide spring



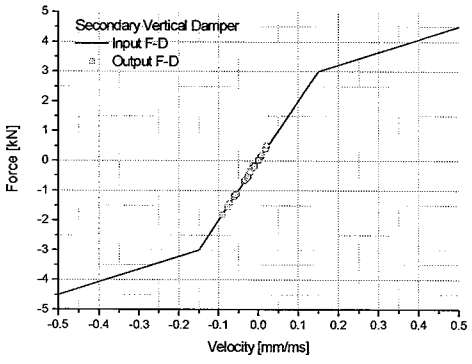
<그림 3.3.7> Result of the secondary coil spring



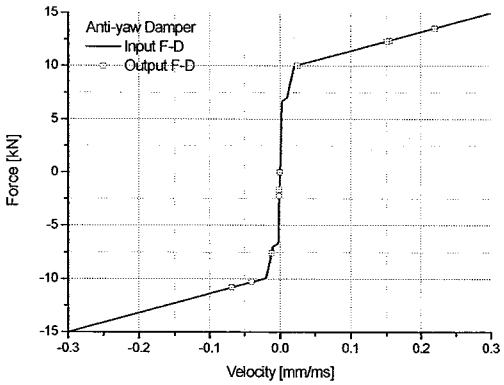
<그림 3.3.8> Result of the pivot spring



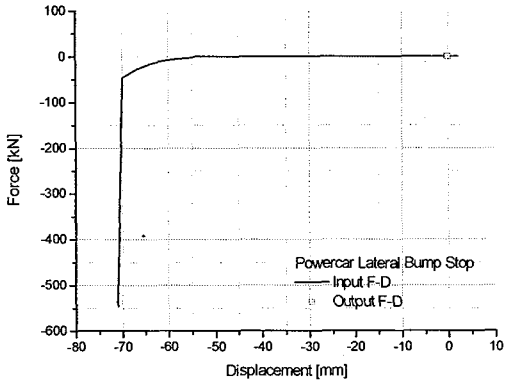
<그림 3.3.9> Result of the vertical damper



<그림 3.3.10> Result of the secondary vertical damper



<그림 3.3.11> Result of the anti-yaw damper



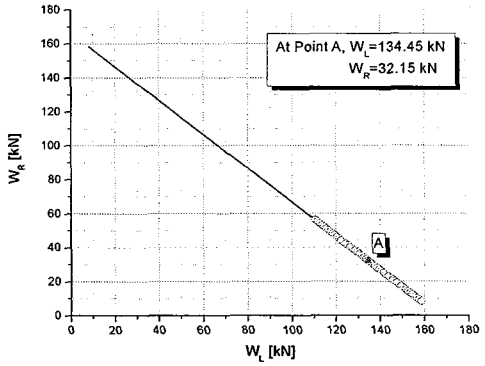
<그림 3.3.12> Result of
the lateral bump stop

(2) 동역학 시뮬레이션을 이용한 탈선이론모델 검증

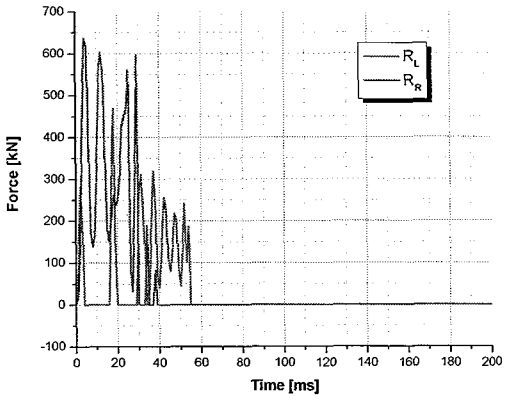
(가) 슬립오버(slip-over) 탈선조건에 대한 검증

슬립오버의 이론식에 대한 검증을 위해 플랜지 각 65°인 윤축 모델을 동역학 범용 프로그램인 Functionbay(社)의 Recurdyn으로 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션 조건은 횡방향 하중 F를 300 kN으로 가정할 때 이론식에 의해 계산된 모든 W_R과 W_L 결과들 중에 슬립오버 조건을 만족시키는 범위의 W_R과 W_L을 분류하고, 분류된 데이터 중 중간 값을 선정하여 적용하였다. 선정된 초기 입력값은 F는 300 kN, W_R은 32.15 kN, W_L은 134.45 kN 이다.

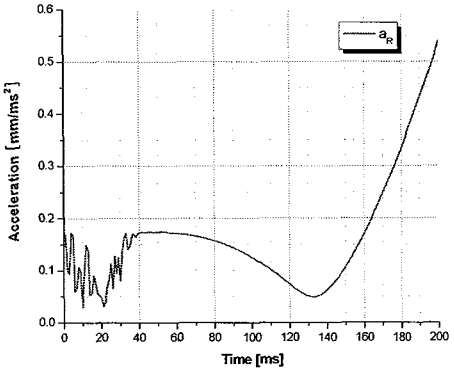
시뮬레이션 결과 윤축은 탈선이 완료되는 50 ms 까지 해당조건인 $a_R > 0$, $R_L > 0$, $R_R > 0$을 만족하였으며, 거동 역시 슬립오버 유형을 확인할 수 있었다.



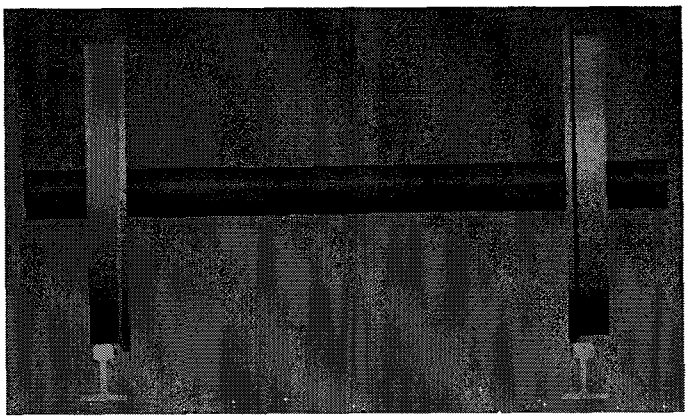
<그림 3.3.13> Sampling data to
simulate slip-over behavior



<그림 3.3.14> Result of R_L and R_R (slip-over)



<그림 3.3.15> Result of a_R (slip-over)

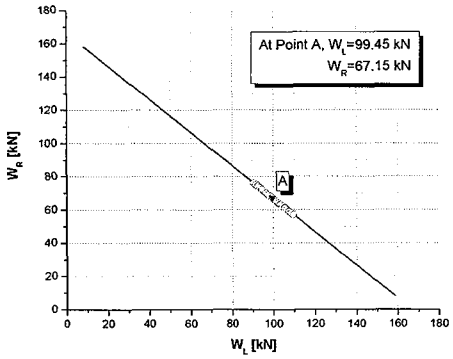


<그림 3.3.16> Derailment behavior of slip-over condition

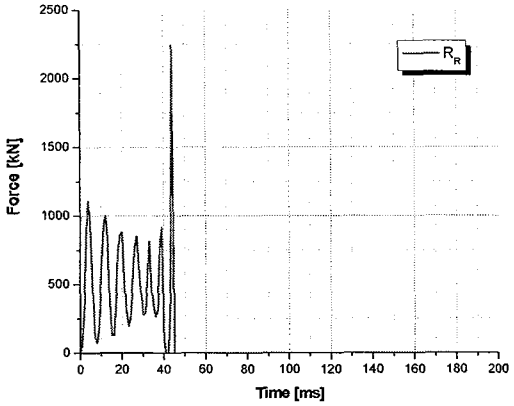
(나) 슬립엔 롤오버(Slip & roll-over) 탈선조건에 대한 검증

슬립엔 롤오버의 이론식에 대한 검증을 슬립오버와 마찬가지 방법으로 평가하였다. 시뮬레이션 조건은 횡방향 하중 F를 500 kN으로 가정할 때 이론식에 의해 계산된 모든 W_R과 W_L 결과들 중에 슬립엔 롤오버조건을 만족시키는 범위의 W_R과 W_L 데이터들 중 중간 값을 선정하여 적용하였다. 선정된 시뮬레이션 초기 입력 값은 F는 500 kN, W_R은 67.15 kN, W_L은 99.45 kN 이다.

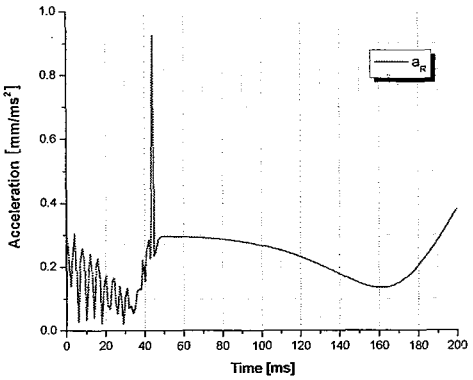
시뮬레이션 결과 윤축은 탈선이 완료되는 45 ms까지 해당조건인 $\ddot{\theta} < 0$, $a_R > 0$, $R_R > 0$을 만족하였다. 여기서 각가속도인 $\ddot{\theta}$ 데이터로는 명확한 판단에 제약이 있으므로 2차 적분을 통해 회전변위를 획득해 분석하였는데 회전변위를 살펴보면 탈선이 완료되는 시점인 45 ms 까지 윤축이 음(-)의 방향으로 회전하였다. 윤축의 거동 역시 슬립엔 롤오버 현상을 나타냄을 분석할 수 있었다.



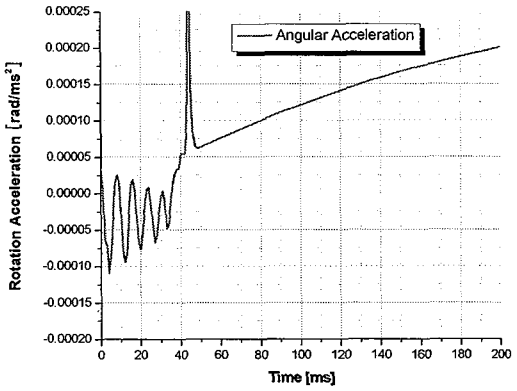
<그림 3.3.17> Sampling data to simulate slip & roll-over behavior



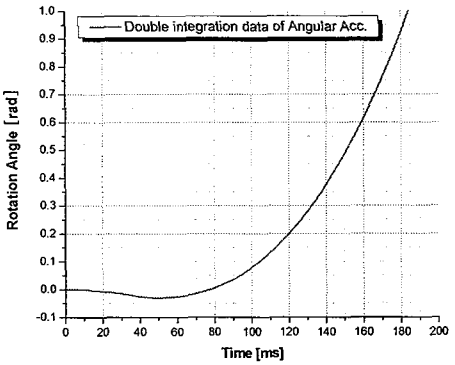
<그림 3.3.18> Result of R_R (slip & roll-over)



<그림 3.3.19> Result of a_R (slip & roll-over)



<그림 3.3.20> Result of $\ddot{\theta}$ (slip & roll-over)



<그림 3.3.21> Result of $\Delta\theta$ (slip & roll-over)

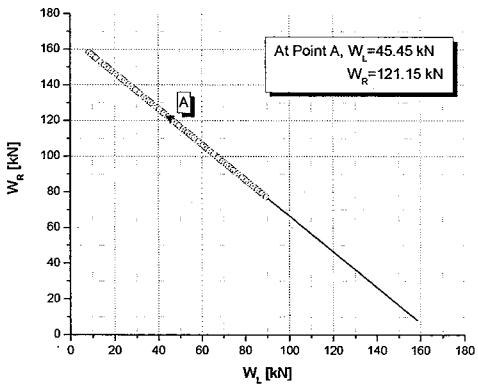


<그림 3.3.22> Derailment behavior of the slip & roll-over

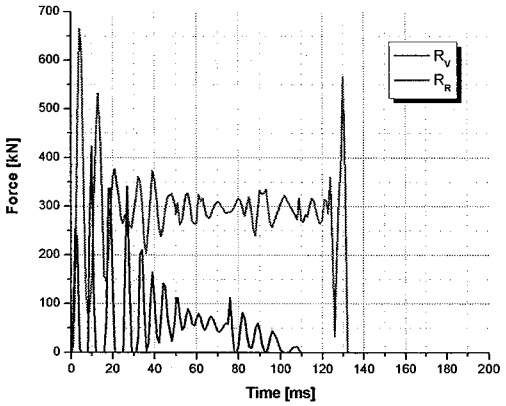
(다) 롤오버(roll-over) 조건에 대한 검증

롤오버의 이론식에 대한 검증도 Recurdyn 시뮬레이션을 이용한 방법으로 평가하였다. 시뮬레이션 조건은 횡 방향 하중 F를 300 kN으로 가정할 때 이론식에 의해 계산된 모든 W_R과 W_L 결과들 중에 롤오버 조건을 만족시키는 범위의 W_R과 W_L 데이터들 중 중간 값을 선정하여 적용하였다. 선정된 시뮬레이션 초기 입력 값은 F는 300 kN, W_R은 121.15 kN, W_L은 45.45 kN 이다.

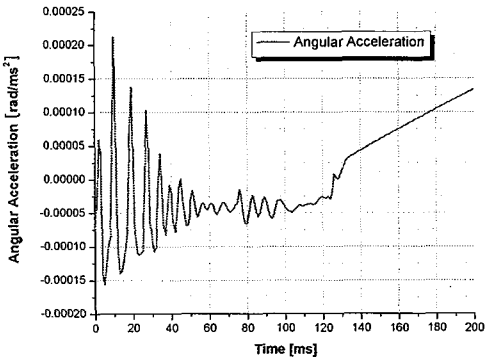
시뮬레이션 결과 윤축은 탈선이 완료되는 132 ms 까지 해당조건인 $\ddot{\theta}<0$, $R_V>0$, $R_R>0$을 만족하였다. 여기서 각가속도인 $\ddot{\theta}$ 데이터로는 명확한 판단에 제약이 있으므로 2차 적분을 통해 회전변위를 획득해 분석하였는데, 회전변위를 살펴보면 탈선이 완료되는 시점인 132 ms 까지 윤축이 음(-)의 방향으로 회전하였다. 윤축의 거동 역시 롤오버 현상을 나타냄을 알 수 있었다.

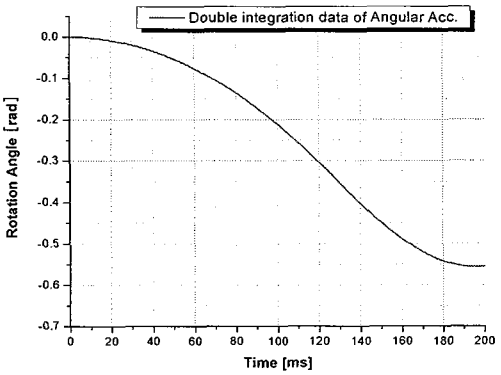


<그림 3.3.23> Sampling data to simulate roll-over behavior



<그림 3.3.24> Result of R_R and R_V (roll-over)





<그림 3.3.25> Result of $\ddot{\theta}$ (roll-over) <그림 3.3.26> Result of $\Delta\theta$ (roll-over)



<그림 3.3.27> Derailment behavior of roll-over condition

라. 성과물의 내용 및 결과

국내의 철도차량은 최초 고속전철인 KTX 차량이 도입 결정된 1994년 이후로 국가 기반기술개발의 일환으로 고속화와 안전성의 기술적 성능향상에 대한 연구가 본격적으로 수행 되어왔다.[3.3.1~3.3.3] 이로 인해 차체 경량화 및 충돌안전도 기술이 도입된 다양한 형식의 차량이 운용되고 있다. 그러나 최근 최고속도 350km/h 인 KTX-II가 운행되는 등 고속화 분야의 기술적 진보는 물류 운송능력 및 여객 수송 등의 경제적 측면에서는 효율적이나 상대적으로 안전의 측면에서는 위험요인을 증가시키는 모순도 동시에 내재하게 되었다.

충돌 및 탈선관련 대표적인 사례로 주행 중 곡선구간에서의 탈선으로 인한 차량 전복사고나 충돌 등으로 인한 차체의 망실 등이 있다. 국내에서 발생한 탈선사고의 예로는 1993년 3월 28일 구포역 인근에서 발생한 열차 전복 사고가 있으며, 이 사고는 55명의 사망자와 243명의 부상자를 낸 경산 열차 충돌 사고(1981년 5월 14일)에 이어 열차 사고사상 최악의 사고로 기록되고 있다. 근래에는 2003년 8월 8일 경산에서 발생한 열차추돌로 2명의 사망자와 57명의 부상자를 낸 사고가 있다.

언급된 사고의 주요 원인은 주행 중 탈선이나 충/추돌로 정의가 될 수 있으며 탈선 후 충돌이나 충돌 후 탈선과 같은 현상이 동시에 발생하여 피해 수준이 더욱 높아지는 특성이 있다. 근래에도 이러한 유형의 사고가 발생한 사례가 있는데 2003년 5월 30일 호남선 새마을호가 서대전역 인근에서 철거 중이던 육교의 구조물과 충돌 후 기관차 포함 3량이 탈선하는 대형사고가 그 예이다. 이러한 사고들은 사전에 예방할 수 있는 능동적 안전관리 체계(active safety)로 감소될 수 있으나, 피해저감에 대한 기술적 대비(passive safety)는 반드시 필요하다.

충돌 또는 탈선사고에 대한 대응방안으로 국내·외에서는 차량의 충돌안전도 설계와 주행안정성 확보에 대한 안전기준이 마련되고 이에 평가도 세부적으로 명시되어 있다.[3.3.4~3.3.8] 충돌안전도 설계 검증에 필요한 평가기술도 연구되고 있으나, 완성차량의 안전성능평가를 위한 충돌시험은 시간과 비용측면에서 상당한 제약이 따를 뿐만 아니라 단순 충돌시험이 아닌 충돌 후 탈선 시험과 같은 경우는 재연성 측면에서도 많은 불확실성이 내재하는 등 기술적 한계도 따른다. 이에 대한 대안기술로 가상시험모델을 이용한 간접적인 평가방법이 제시되고 있다.[3.3.9~3.3.11]

가상시험모델은 유한요소모델로 철도차량 차체와 주요 부품을 모델링하여 완성차량과 유사한 조건을 갖는 시뮬레이션용 차량을 의미한다. 가상시험모델을 이용한 평가는 개발된 모델을 이용해 여러 가지 가정된 조건에 적용해 실제시험에서 얻기 어려운 정보를 얻을 수 있고, 실제 시험과 같은 외부적 환경요인을 고려할 필요가 없다.

철도차량의 충돌사고 유형으로는 충돌 후 열차 간 타고오름, 측면 회전력에 의한 측방좌굴 및 탈선, 전복사고 등 복잡한 형태로 나타나므로 이러한 현상을 재연하고 평가를 수행함에 가장 합리적인 대안이 가상시험모델을 이용한 평가기법이다.[3.3.12~3.3.15] 가상시험모델을 이용한 철도차량 충돌 후 거동 평가는 국내에서 수행된 바가 거의 없으며 지속적인 연구를 통해 충돌 후 차체의 거동 및 차륜-레일 간의 상호운동 등에 관한 기본적인 역학적 현상을 분석하고, 가상시험모델 개선을 통하여 충돌안전도 평가기법의 효용성을 높이는 시뮬레이션 기술 개발이 반드시 필요하다.

따라서 본 연구에서는 철도차량의 충돌사고 시 발생할 수 있는 탈선 유형과 각 탈선거동의 이론적 발생조건을 정립하고 차륜-레일 접촉 모델을 적용한 국내 고속철도차량의 가상시험 모델을 경사진 물체와 충돌 해석하여 충돌에 의한 탈선 메커니즘을 규명한다. 또 본 이론적 탈선발생 조건식을 바탕으로 차륜-레일 접촉조건을 단순 경계조건으로 처리한 VTM(Virtual Testing Model) 충돌해석으로 탈선 발생 유형을 예측하는 방법을 제시한다. 그리고 상용 프로그램(LS-DYNA 등)에서 제공하고 있는 roll-over 탈선이 가능한 단순화된 차륜-레일 점접촉 모델(*RAIL 함수)을 개선하여 충돌 시 발생하는 튀어오름 탈선 메커

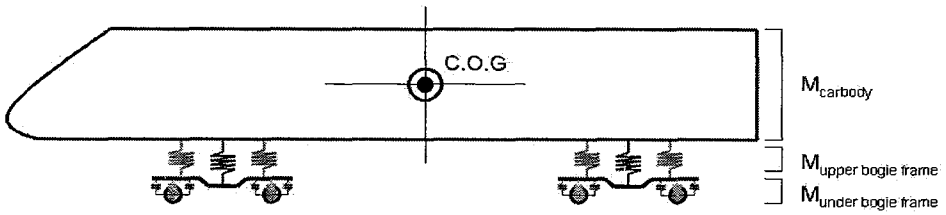
니즘을 구현할 수 있는 새로운 차륜-레일 점접촉 모델도 제시하고자 한다.[3.3.16~3.3.17]

(1) 충돌해석 용 가상시험모델

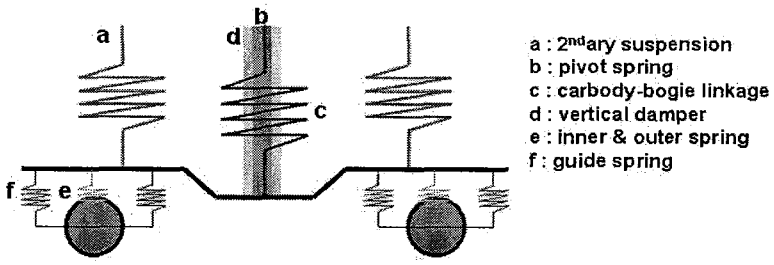
본 가상시험모델은 충돌 후 탈선거동을 평가하기 위해 실제 차량의 물리적 특성을 유한요소를 이용해 구성한 모델을 의미한다. 또한 기존 주행탈선 평가에 사용되어 온 강체기반의 동역학모델로는 표현 불가능한 차체의 비선형 압괴 변형이 표현되므로 시험평가의 대안기법으로 활용 가능하다. 본 연구에서 사용된 대상차량은 한국형고속전철의 동력차이며, 시뮬레이션은 충돌해석 전용프로그램인 LSTC(社)의 LS-DYNA를 이용하였다.

(가) 가상시험모델 개요

본 연구에 사용된 가상시험모델 대상차량은 한국형 고속전철의 동력차 1량이며, <그림 3.3.28>과 같이 차체, 대차틀, 윤축은 유한요소로 모델링하였다. 그리고 차체와 대차틀, 대차틀과 윤축 간 연결부 구성요소인 현가 및 댐핑 요소는 6자유도 탄소성 스프링과 댐핑 특성 적용이 가능한 discrete 요소를 사용하여 모델을 구성하였다. 대차부의 구성은 <그림 3.3.29>와 같다.



<그림 3.3.28> Schematic view of the KHST power car



<그림 3.3.29> Composition of the bogie part

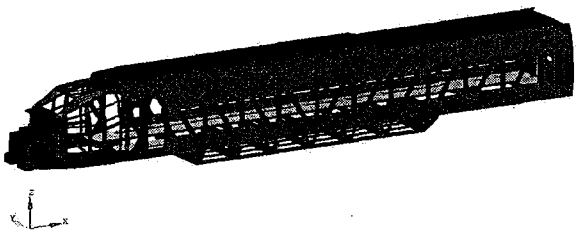
한국형 고속전철 동력차량의 주요 설계중량 및 현가요소 제원은 한국형 고속전철의 기반기술연구보고서를 인용하였다.[3.3.1] 주요 질량구성은 <표 3.3.1>에 정리하였다.

<표 3.3.1> Mass Distribution of the KHST power car

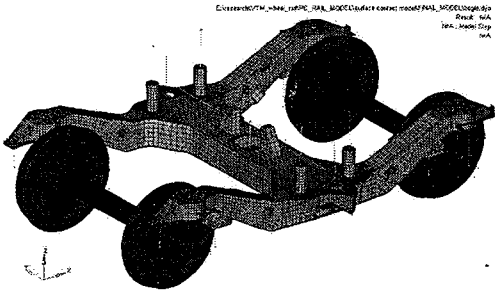
Index	Detail	Mass [kg]
Carbody Shell Assembly	Underframe	4,907
	Cab frame	1,618
	Right lateral side	981
	Left lateral side	980
	Rear end	252
	Spacer beams	51
	Carbody shell assembly	987
Bogie/Carbody Assembly	Front motor bogie	11,030
	Rear motor bogie	11,000
External Equipment and Layout	Equipment at front	1,192
	Mounting of the fairing	735
	Lower metal sheeting	179
	Side fittings	867
	Equipment at rear	762
	Mounting of roof hoods	2,673
Inter. Equipment and Layout		421
Mounting of Blocks & Equip't	Mounting of blocks/carbody	21,671
	Mounting of equipment/underframe	2,865
Cab Layout		1,004
Wiring System		2,344
Piping System		389
Duct System		210
Painting and Inscription Set		175
Miscellaneous		250

가상시험모델의 차체 무게중심은 대차 간 중심으로 설정하였고, 차량을 구성하는 각 기기들의 질량을 무게중심을 기준으로 길이방향과 폭 방향 대칭이 되도록 집중 질량요소를 분포하였다. 무게중심의 상세설정은 자중에 의해 각 현가스프링의 초기 압축량과 차륜-레일 간 작용하중인 축중을 결정하게 되므로 엄격하게 준수되어야 한다.

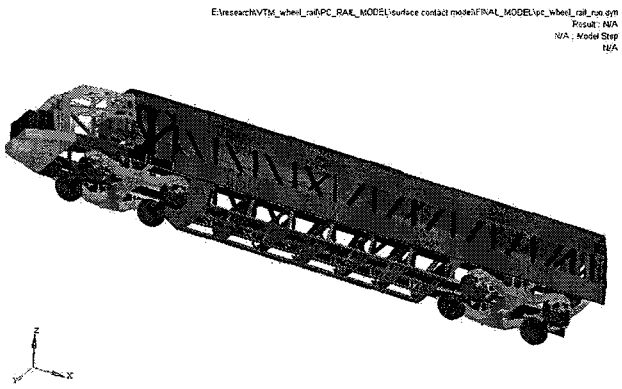
<그림 3.3.30>은 본 연구에 사용된 가상시험모델 차체의 유한요소 모델이다. 차체와 연결되는 대차부는 현가스프링, 대차틀, 윤축, 장착 기기들로 구성되는데, 현가스프링, 대차틀, 윤축은 재료의 물성치로부터 질량을 계상하고, 이외 장착 기기는 질량요소를 이용하여 해당 위치에 적절히 부가하였다. 본 연구에 사용된 대차부의 유한요소모델은 <그림 3.3.31>와 같다. 차체부와 대차부를 조합하여 완성된 가상시험모델은 <그림 3.3.32>와 같으며, 본 모델의 유한요소구성은 <표 3.3.2>에 정리하였다.



<그림 3.3.30> Carbody structure of VTM



<그림 3.3.31> Bogie part of VTM



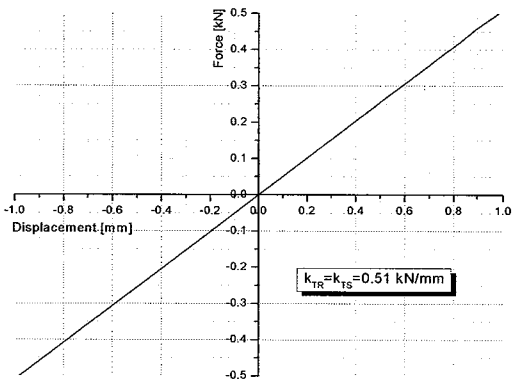
<그림 3.3.32> Virtual Testing Model

<표 3.3.2> Finite element model composition of the PC

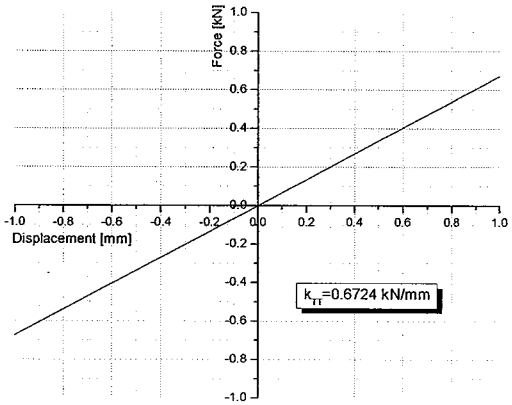
	Nodes	Elements	Composition
Car body	237,262	243,930	1D Mass : 8
			Solid : 19,754
			Shell : 219,138
Bogie Part	160,059	231,640	1D linkage : 58
			Spring : 82
			Shell : 20,014
			Solid : 200,128

(나) 현가요소 구성 및 동적특성

가상시험모델의 대차부를 구성하는 주요 현가요소의 기계적 특성은 실제 차량제작사양을 반영하였고, 대차틀, 윤축, 차륜은 <표 3.3.1>의 상세에 근거하여 유한요소모델을 생성 후 밀도 값으로 보정하여 질량 값을 계상하였다. 또한 주요 현가요소의 기계적 특성은 해당 연구 자료를 인용 하였다. 입력된 각 요소별 동역학적 특성곡선은 <그림 3.3.33~그림 3.3.41>에 정리하였다.

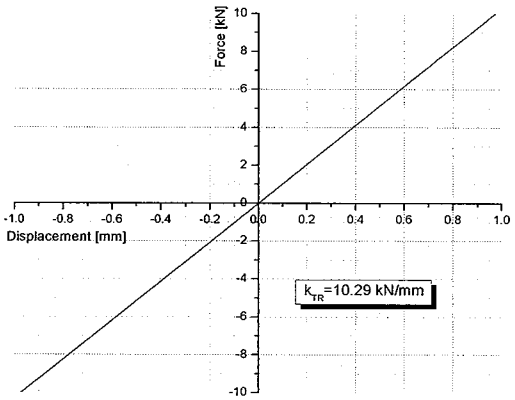


(a) Longitudinal & lateral direction

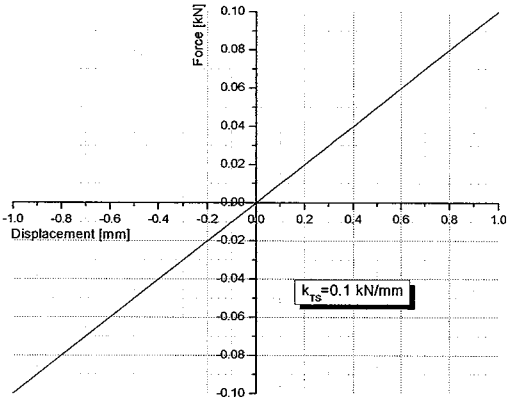


(b) Vertical direction

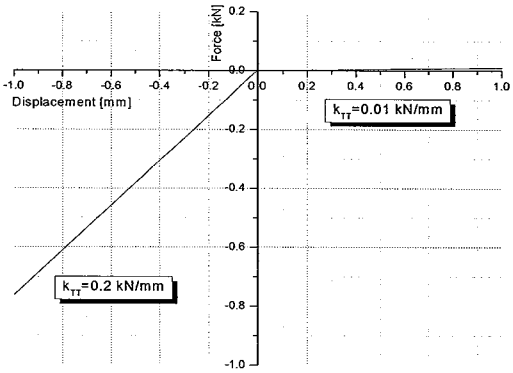
<그림 3.3.33> Mechanical properties of secondary coil spring



(a) Longitudinal direction

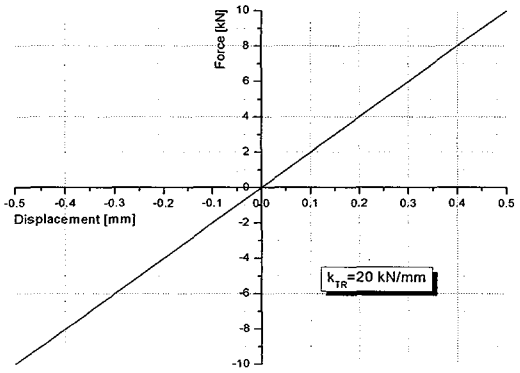


(b) Lateral direction

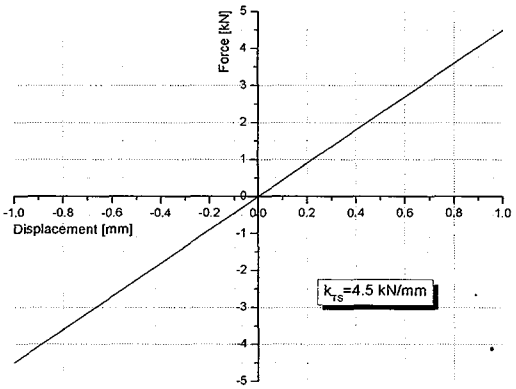


(c) Vertical direction

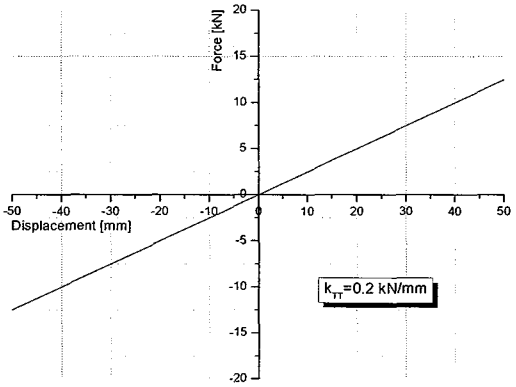
<그림 3.3.34> Mechanical properties of pivot spring



(a) Longitudinal direction

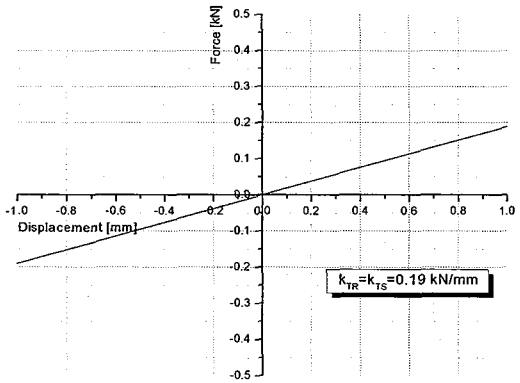


(b) Lateral direction

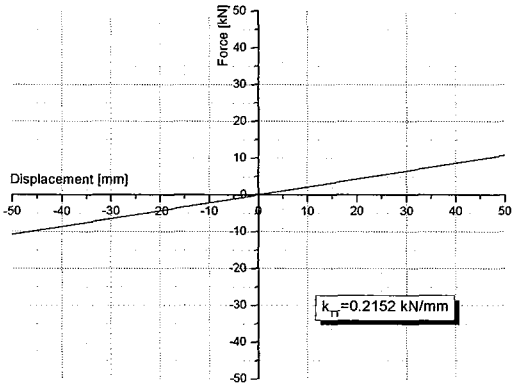


(c) Vertical direction

<그림 3.3.35> Mechanical properties of guide spring

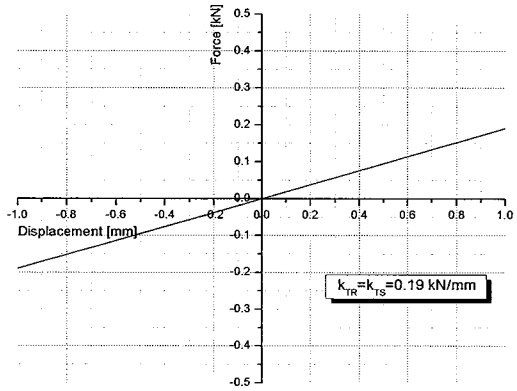


(a) Longitudinal and lateral direction

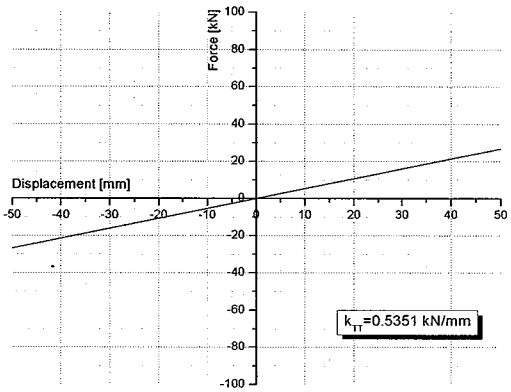


(b) Vertical direction

<그림 3.3.36> Mechanical properties of inner spring

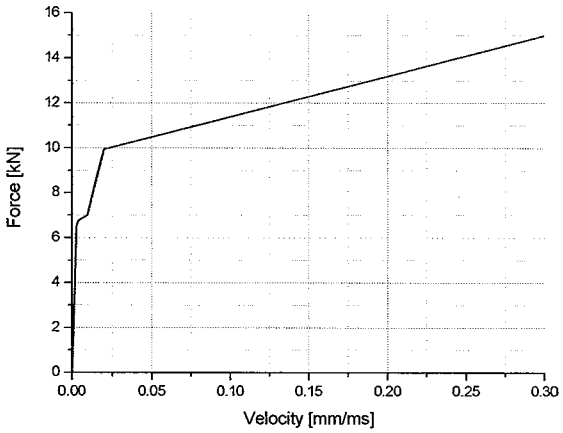


(a) Longitudinal and lateral direction

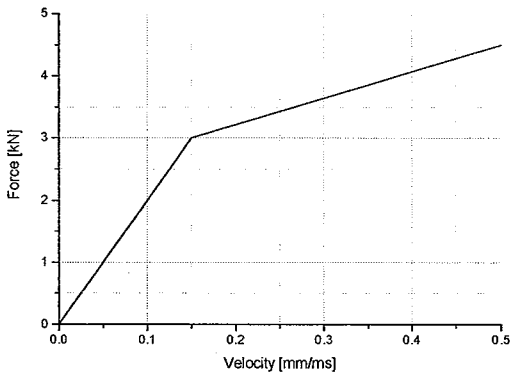


(b) Vertical direction

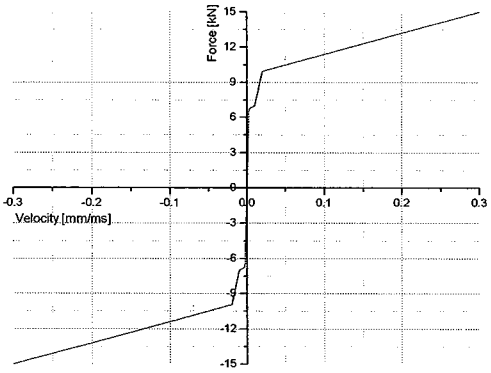
<그림 3.3.37> Mechanical properties of outer spring



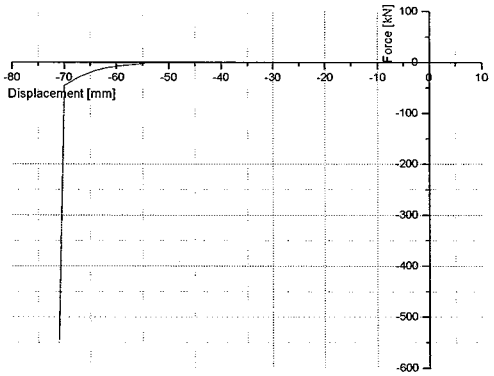
<그림 3.3.38> Mechanical property of primary vertical damper



<그림 3.3.39> Mechanical property of secondary vertical damper



<그림 3.3.40> Mechanical property of anti-yaw damper



<그림 3.3.41> Mechanical property of lateral bump stop

정상운행상태에서는 각 현가장치가 자중에 의한 초기 압축량을 갖게 된다. 차륜-레일 간 접촉문제를 다루는 시뮬레이션을 위해서는 자중에 의한 접촉력의 안정화(dynamic relaxation) 이후 축중이 설계 값에 근접한 수치를 나타내어야 한다. 이를 확인하기 위한 가장 간단한 방법은 시뮬레이션 모델에 중력을 작용시켜 각 현가스프링을 초기화 상태에 이르도록 하는 방법이 있는데, 이는 모델의 수치적 안정화에 있어 많은 계산시간이 소요된다.

이에 본 연구에서는 가상시험모델의 각 현가요소들이 분담하는 하중과 초기 압축량을 계산하여 초기 입력 값으로 처리하여 축중이 정상운행 조건에 빨리 수렴할 수 있도록 하였다. 각 현가요소의 초기 값을 설정하기 위한 식은 다음과 같다.

Carbody suspended mass : $M_{carbody}$

Bogie frame suspended mass : M_{bogie}

Wheelset suspended mass : $M_{wheelset}$

Suspension spring constant : $k_i = \frac{F_i}{\delta_i}$

Suspension spring constant ratio : $R_i = \frac{k_i}{\sum_{i=1}^{n} k_i}$ (3.3.1)

where $\sum_{i=1}^{n} R_i = 1$

임의의 차체-대차 간 현가요소의 중력장에 의한 초기 압축량의 경우

Carbody weight : $W_{carbody} = M_{carbody} \cdot g(gravity)$ (3.3.2)

Suspended load in suspension : $W_i = R_i \cdot W_{carbody}$ (3.3.3)

Initial compressing length of suspension : $\delta_i = \frac{W_i}{k_i}$ (3.3.4)

$(const = \delta_1, \delta_2, \delta_3, \ldots)$

본 수식을 이용한 초기 압축량은 운행조건의 근사치를 추정하는 데는 합리적이나 몇 차례 시뮬레이션을 통하여 수치적 안정화를 확인하고 보정하는 작업이 필요하므로 일정한 노력과 시간이 필요하다.

(다) 중력에 의한 차륜-레일 접촉력의 안정화기법

차륜과 레일의 접촉부는 현가스프링의 경우와 달리 자중에 의한 변형량을 입력 값으로 설정해 줄 수가 없으므로 접촉력의 오실레이션(oscillation)을 제어하

는 동적 안정화 과정(dynamic relaxation)이 필요하다. 그러나 동적 안정화 과정에서 자중에 의한 각 스프링요소와 접촉부의 고유 진동에 의해 유발되는 수치해의 오실레이션은 짧은 시간 내에 안정된 수치해를 계산하는 것을 어렵게 한다.

따라서 본 가상시험모델과 같이 재질과 요소의 비선형 특성으로 구성된 대형 유한요소모델의 경우에는 자중에 의한 동적 안정화가 완료되는 데는 많은 계산량과 시간이 소요되는 어려움이 있다. 이는 중력장을 체적력으로 적용하는 대부분의 동역학 시뮬레이션에서 초기에 해결해야 하는 문제이며, 짧은 시간 내에 안정화를 이루는 것이 기술적으로 해결해야 하는 부분이다.

본 연구에서는 가상시험모델의 초기 차륜과 레일의 접촉부와 주요 현가부의 정적등가상태를 만족시키기 위한 변수를 제어하여 가장 효율적인 모델의 동적 안정화를 구현하기 위한 과정을 소개하고, 제어변수로 인해 차량의 주행조건에서의 운동에너지 손실량을 평가하였다.

① 감쇠제어를 이용한 안정화기법

㉠ 감쇠제어를 이용한 안정화 개념

동적인 문제를 안정화 시키는데 사용되는 이론은 감쇠변수(Damping term)가 반영된 동적등가이론식(Dynamic equilibrium equation)이다.

$$Ma^n + Cv^n + Q^n(d) = 0 \qquad (3.3.5)$$

$$Q^n(d) = F^n - P^n - H^n$$

여기서 M은 질량매트릭스(mass matrix), C는 감쇠매트릭스(damping matrix), n은 time step의 차수, a^n은 가속도, v^n은 속도, d는 변위벡터(displacement vector)를 나타낸다. Δt를 고정된 시간증분으로 정의하면, 중심차분(central difference scheme)에 의해 다음과 같이 속도와 가속도를 정의할 수 있다.

$$v^{n+1/2} = \frac{(d^{n+1} - d^n)}{\Delta t} \qquad (3.3.6)$$

$$a^n = \frac{(v^{n+1/2} - v^{n-1/2})}{\Delta t} \qquad (3.3.7)$$

v^n은 평균값 을 의미하므로

$$v^n = \frac{1}{2}(v^{n+1/2} + v^{n-1/2}) \qquad (3.3.8)$$

로 다시 정리되고, 등가이론식에 적용하면 다음과 같다.

$$\nu^{n+1/2} = \left(\frac{1}{\Delta t}M + \frac{1}{2}C\right)^{-1}\left[\left(\frac{1}{\Delta t}M - \frac{1}{2}C\right)\nu^{n-1/2} - Q^n\right] \tag{3.3.9}$$

$$d^{n+1} = d^n + \Delta t\nu^{n+1/2}$$

동적안정화식(dynamic relaxation scheme) C를 다음과 같이 표기하고, 등가이론식에 대입하면

$$C = c \cdot M \text{ (where } M \text{ and } C \text{ is diagonal matrix)}$$

$$\nu^{n+1/2} = \frac{2-c\Delta t}{2+c\Delta t}\nu^{n-1/2} + \frac{2\Delta t}{2+c\Delta t}M^{-1}Q^n \tag{3.3.10}$$

M은 대각행렬 이므로, 해는 각 성분벡터로 정의가 가능하다.

$$\nu^{n+1/2} = \frac{2-c\Delta t}{2+c\Delta t}\nu_i^{n-1/2} + \frac{2\Delta t}{2+c\Delta t}\frac{Q_i^n}{m_i} \tag{3.3.11}$$

안정화의 초기상태는 속도와 변위는 0(zero) 상태이므로, $\nu^0 = 0$, $d^0 = 0$ 이다.

준정적해의의 초기 해는 0(zero)이 만족되어야 하므로, ν^n의 평균값은 다음의 조건을 만족한다.

$$\nu^{-1/2} = -\nu^{1/2} \tag{3.3.12}$$

결국 +1/2 일 때의 속도는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\nu^{1/2} = -\frac{\Delta t}{2}M^{-1}Q^0 \tag{3.3.13}$$

감쇠계수(Damping coefficient)는 최소시간에 속도가 0(zero)에 도달하는 정적 조건에 수렴되어야 하므로, 최적의 값은 구조의 주파수에 근거한다.

$C = C_{cr} = 2\omega_{\min}m$ (여기서 m 은 modal mass)이고, 최소고유치 $\omega_{\min}$은 다음과 같다.

$$\omega_{\min}^2 = -\frac{(\lambda_D^2 - \lambda_D \cdot \beta + \alpha)}{\lambda_D \cdot \gamma} \tag{3.3.14}$$

여기서

$$\alpha=\frac{2-c\Delta t}{2+c\Delta t},\quad \beta=\alpha+1,\ \gamma=\frac{2\Delta t^2}{2+c\Delta t},\ \lambda_D=\frac{\| d^{n+1}-d^n \|}{\| d^n-d^{n-1} \|} \qquad (3.3.15)$$

최대고유치는 시간증분(time step)을 결정하게 되며, 모델로부터 얻을 수 있다.

$$\omega_{\max}^2=\frac{4.0}{(\Delta t)^2} \qquad (3.3.16)$$

만일 현재 수렴율과 최적수렴율의 비교를 반복수행하여 신뢰할 수 있는 해를 계산하게 된다.

$$C=\frac{4.0}{\Delta t}\frac{\sqrt{\omega_{\min}^2\cdot\omega_{\max}^2}}{(\omega_{\min}^2+\omega_{\max}^2)} \qquad (3.3.17)$$

차륜-레일 간 접촉의 경우, 절점의 침투량을 계산하여 해당 변위에 대한 침투한 절점을 계산하는 해당 영역의 강성(stiffness)으로부터 접촉력을 계산하고, 접촉면에 절점의 속도가 0(zero)로 수렴 할 때까지 침투와 밀어내기를 반복적으로 수행한다. 이는 질량과 접촉부의 강성으로 표현됨으로 인해 스프링-질량 시스템과 유사하다고 할 수 있다. 이러한 주기적인 운동을 제어하는데 사용되는 대표적인 방법으로 점성감쇠를 이용한다. 그러나 점성감쇠(viscous damping)의 감쇠력은 진동하는 속도에 비례하므로 인해 전체 시스템의 운동을 방해하는 요인이 될 수 있으므로 동적인 진동현상이 제어된 이후에는 감쇠력 작용이 없도록 제어하는 것이 필요하다.

점성감쇠력(Viscous damping force) F는 속도에 비례하므로

$$F=-c\dot{x} \qquad (3.3.16)$$

으로 나타낼 수 있다. 또한 일반 운동방정식에 적용하면 다음과 같으며, 이때 F가 0(zero)인 조건은 힘의 평형이 만족되는 조건이다.

$$F(x)=m\ddot{x}+c\dot{x}+kx \qquad (3.3.17)$$

운동방정식의 해를 $x(t)=Ce^{st}$으로 가정하고, 운동방정식에 대입하면 다음과 같은 특성식을 얻을 수 있다.

$$ms^2+cs+k=0 \qquad (3.3.18)$$

해당식의 두 근은 다음과 같다.

$$S_{1,2}=\frac{-c\pm\sqrt{c^2-4mk}}{2m}=-\frac{c}{2m}\pm\sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2-\frac{k}{m}} \qquad (3.3.19)$$

근으로부터 해를 구하면, $x_1(t)=C_1e^{s_1t}$, $x_2(t)=C_2e^{s_2t}$이고, 일반해는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} x(t) &= C_1e^{s_1t}+C_2e^{s_2t} \qquad (3.3.20)\\ &= C_1e^{\left\{-\frac{c}{2m}+\sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2-\frac{k}{m}}\right\}t}+C_2e^{\left\{-\frac{c}{2m}-\sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2-\frac{k}{m}}\right\}t} \end{aligned}$$

임계감쇠상수(Critical damping constant) c_c는 근을 0(zero)로 만드는 감쇠상수 c로 정의된다.

$$\left(\frac{c_c}{2m}\right)^2-\frac{k}{m}=0 \qquad (3.3.21)$$

결국, 다음과 같이 정리된다.

$$c_c=2m\sqrt{\frac{k}{m}}=2\sqrt{km}=2m\omega_n \qquad (3.3.22)$$

임계감쇠계에서 감쇠비(damping ratio)는 임계감쇠상수에 대한 감쇠상수의 비이며, 다음과 같이 표현된다.

$$\zeta=c/c_c \qquad (3.3.23)$$

결국, $\frac{c}{2m}=\zeta\omega_n$로 되고, 식 (3.3.17)과 (3.3.18)의 관계식으로부터 근을 계산하게 된다.

$$s_{1,2}=(-\zeta\pm\sqrt{\zeta^2-1})\omega_n \qquad (3.3.24)$$

본 가상시험모델의 수직 접촉력 안정화를 위한 주요변수는 임계감쇠상수와 접촉부의 절점의 주기적인 속도범위를 이용하여 제어하게 된다.

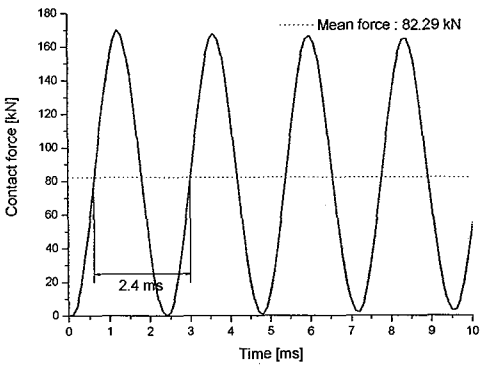
㉡ 감쇠제어를 이용한 안정화 시뮬레이션

상기의 이론을 가상시험모델에 적용하여 중력에 의한 접촉부의 수직방향 동적거동을 제거하고, 초기 운동속도와 변위가 0(zero)에 수렴하는 준정적등가조건에 만족시키는 모델을 획득하기 위한 시뮬레이션을 수행하였다.

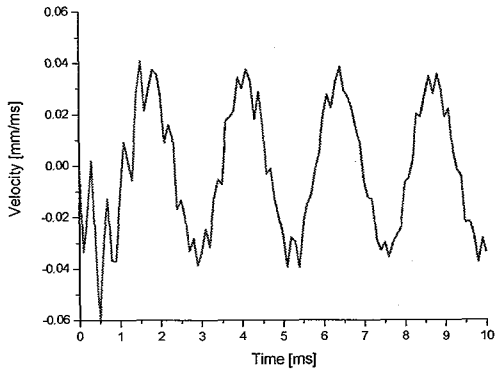
먼저 차륜과 레일간의 수직방향 접촉력과 주기를 분석하기 위해 차체의 질량에 중력만을 적용한 해석을 수행하였다. <그림 3.3.42>는 접촉력의 주기를 나타낸 것인데 등가조건에 만족하는 하중인 82.29 kN을 기준으로 1 cycle에 2.4 ms의 주기를 나타냈다. 또한 접촉부 절점의 수직방향 속도는 최대 0.04 mm/ms에서 최소 -0.04 mm/ms의 대역으로 주기적인 변화를 나타내었다. 결과로부터 임계감쇠상수를 계산하면 <표 3.3.3>과 같다.

<표 3.3.3> Input parameters for damping control

	m	ω_n	c_c	ν
Unit	$[kg]$	$[cycle/ms]$	$[kg/ms]$	$[mm/ms]$
Value	67,177	0.425	57,100	-0.04 ~ +0.04



<그림 3.3.42> Response of wheel-rail contact force

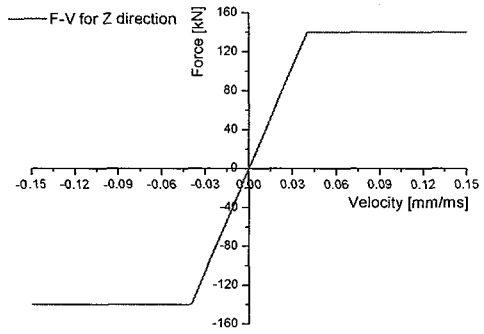


<그림 3.3.43> Vertical velocity of the wheel-rail contact point

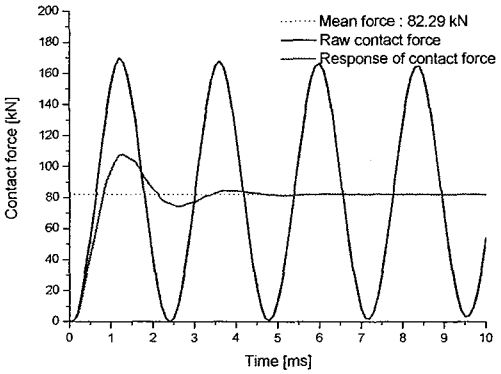
본 가상시험모델에서 자중에 의한 수직 접촉력 시뮬레이션 결과, 침투속도의 최대값과 최소값 범위는 -0.04~+0.04 mm/ms이였으며, 해당속도를 제어하기 위한 c_c(임계감소상수)를 적용하여 안정화되는 경향을 살펴보았다. 모델링의 안정화에 사용한 요소는 6자유도 특성의 입력이 가능한 비선형 감쇠/스프링 요소

를 사용하였고, 그 중 수직방향에 해당하는 자유도에만 감쇠특성을 반영하였다. 사용된 감쇠요소(damping element)는 가상시험모델의 탈선 시뮬레이션에서는 안정화 이후 요소가 제거되도록 하여 전체시스템의 운동에는 영향을 미치지 않게 하였다. 가상시험모델에 사용된 감쇠특성곡선은 <그림 3.3.44>과 같다.

중력에 의한 동적 안정화 시뮬레이션을 t=10 ms까지 수행한 결과, 차륜-레일 간 수직 접촉력은 정적평형조건인 82.29 kN을 유지하는데 <그림 3.3.45>과 같이 약 t=5 ms가 필요하였다. 이는 시스템의 사양과 모델을 구성하는 요소의 개수에 따라 해를 얻는 시간이 차이가 나타날 수 있지만 매우 빠르게 안정된 해를 구할 수 있었다. 결론적으로 임계감쇠를 이용한 동적인 시스템의 중력 적용에 대한 안정화는 제어방식이 간단하고, 해가 빠르게 안정된다.



<그림 3.3.44> Force vs. velocity curve for damping control



<그림 3.3.45> Response of damping control

② 하중제어를 이용한 안정화기법

본 소절에서는 하중제어를 이용한 차륜-레일 간 수직 접촉력의 동적 오실레이션을 제어하기 위한 기법을 제안하고 시뮬레이션을 통해 분석하였다. 기본적인 개념은 중력에 의해 레일에 전달되는 수직 접촉력의 변동 주기를 분석하여 작용력의 반대방향으로 저항하는 힘을 부과하여 접촉부의 오실레이션을 상쇄시키는 방법이다. 본 안정화 기법은 감쇠제어에 비하면 해석과정에서 운동 에너지의 손실이 없고 안정화 이후에는 제어하중을 부과하지 않으므로 간단하게 안정화시킬 수 있는 장점이 있다.

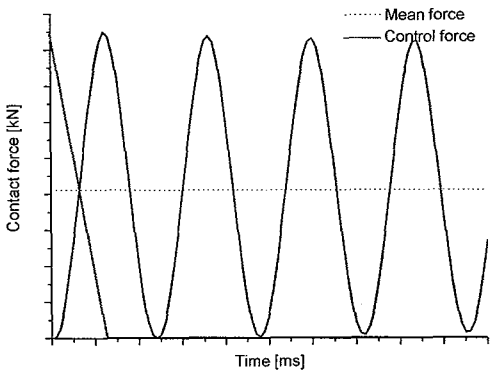
㉮ 하중제어를 이용한 안정화 개념과 시뮬레이션

하중제어의 기본개념은 제어하중을 접촉하중과 보상이 되도록 부과하여 각 하중의 합을 평균값(mean force)에 수렴시키는 것이다. 본 가상시험모델의 경우 차륜과 레일간의 접촉력은 주기함수로 발생되므로 매 주기 동안 발생하는 접촉력을 제어하는 것이 효율적이다. 하중제어를 위한 기본개념은 식(3.3.25)와 같다.

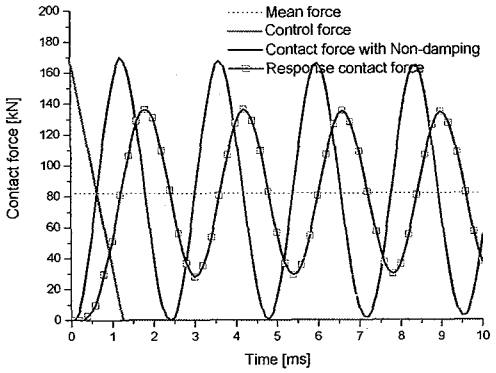
$$\sum F(t) = -W + F(t) \qquad : t = 0 \qquad (3.3.25)$$

$$\sum F(t) = -W + F_{control}(t) + F_{contact}(t) = 0 : t > 0$$

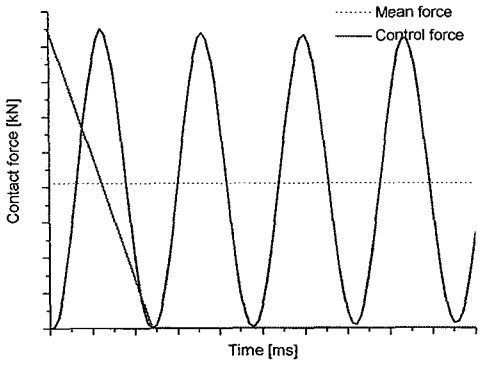
시뮬레이션 결과, 0.5 cycle의 하중제어 조건은 <그림 3.3.47>과 같이 동적안정화 수렴조건의 접촉력을 기준으로 약 50 % 수준의 감쇠효과를 나타내었고, <그림 3.3.48~그림 3.3.53>과 같이 1 cycle 이상의 조건에서는 100 % 감쇠효과를 나타내었다. 그러나 2 cycle 이상의 하중제어조건에서는 <그림 3.3.49>와 <그림 3.3.50> 같이 안정화에 도달하는 시간이 해당 cycle 만큼 소요되었다. 따라서 <그림 3.3.48>과 같이 1 cycle 동안 가상 힘을 적용하는 방법이 가장 우수하다. 결국 하중제어를 이용한 동적안정화 구현은 접촉력의 변동주기를 초기에 획득하기 위하여 수직 진동 1주기 발생 시간에 해당하는 시뮬레이션을 수행해야 하는 과정을 거쳐야 하지만, 반면에 안정화를 위한 제어는 비교적 간단하여 효율적으로 활용할 수 있는 기법이라고 판단된다.



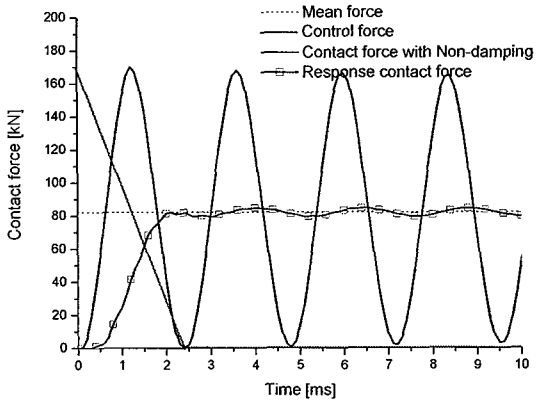
<그림 3.3.46> A half cycle force control



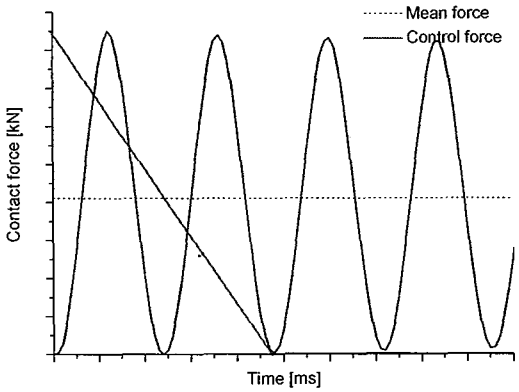
<그림 3.3.47> Result of a half cycle force control



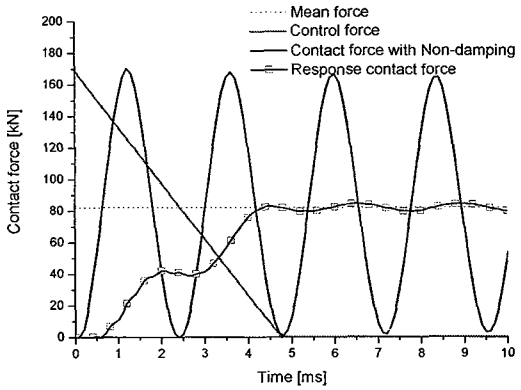
<그림 3.3.48> One cycle force control



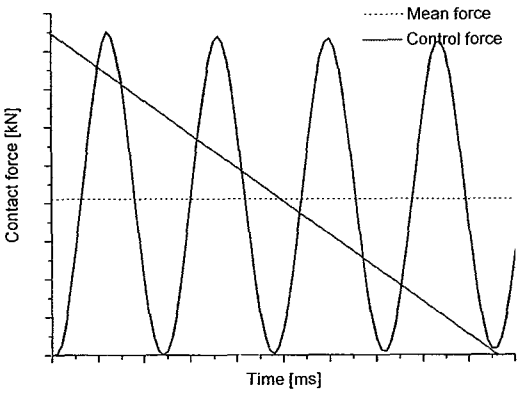
<그림 3.3.49> Result of one cycle force control



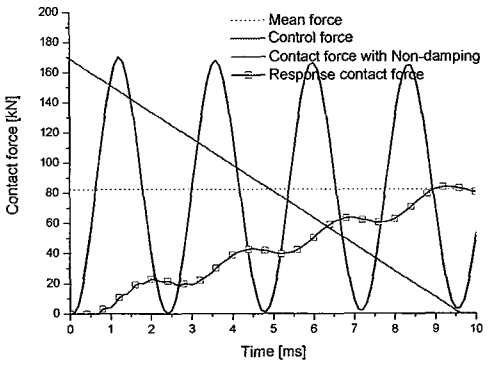
<그림 3.3.50> Two cycle force control



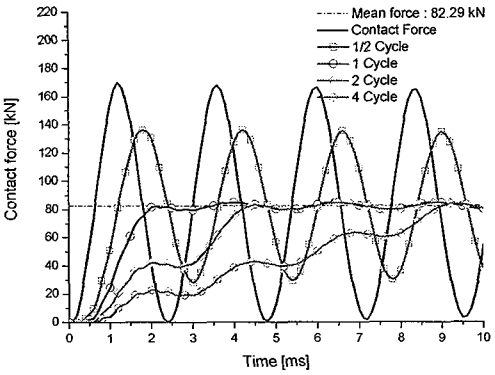
<그림 3.3.51> Result of two cycle force control



<그림 3.3.52> Four cycle force control



<그림 3.3.53> Result of four cycle force control



<그림 3.3.54> Comparison of each force control

(2) 충돌 후 탈선거동 예측을 위한 차륜-레일 모델링 기법

본 소절에서는 충돌 후 탈선거동 예측을 위해 차륜-레일의 접촉을 효과적으로 표현할 수 있는 모델링 방법을 연구하였다. 원리적으로 차륜-레일의 접촉을 3차원 유한요소 간 접촉으로 표현하는 면접촉 기법이 실제에 가까운 모델링 방법이지만, 충돌속도와 접촉부의 기하학적 형상에 따라 요소 개수의 증가로 수치계산이 복잡하고 계산시간이 비례적 증가로 인한 어려움이 있다.

이에 대한 대안으로 LS-DYNA에서 지원하는 *RAIL 함수를 사용하는 방법이 있는데 횡방향 탈선 거동이 구속되어 실제 탈선 현상과 매우 상이하게 된다. 그래서 차륜-레일 간에 수직방향과 수평방향 두 개의 스프링으로 구성한 점접촉 모델을 연구하였다. 본 연구의 점접촉 모델은 수직방향과 수평방향의 접촉력과 변위 특성을 각 스프링에 입력하여 실제와 유사한 윤축거동을 표현하도록 모델링 하였다.

또한 충돌시 발생하는 탈선 메카니즘의 시뮬레이션으로 구현하기 위하여 VTM에 적용할 차륜-레일 면접촉 모델링 방법을 개발하고 수치적 안정화 방법과 타당성을 평가하였다.

마지막으로 윤축을 이용한 차륜-레일 탈선이론 모델은 윤축의 작용력으로부터 윤축의 거동을 예측하는 기법을 제시하였는데, 여기서 4가지의 가능한 탈선 유형을 정의하고 성립조건을 이론적으로 분석한다. 본 탈선이론모델은 동역학 전용 프로그램인 Functionbay(社)의 Recurdyn을 이용하여 단순 윤축모델의 시뮬레이션을 통해 검증하였다.

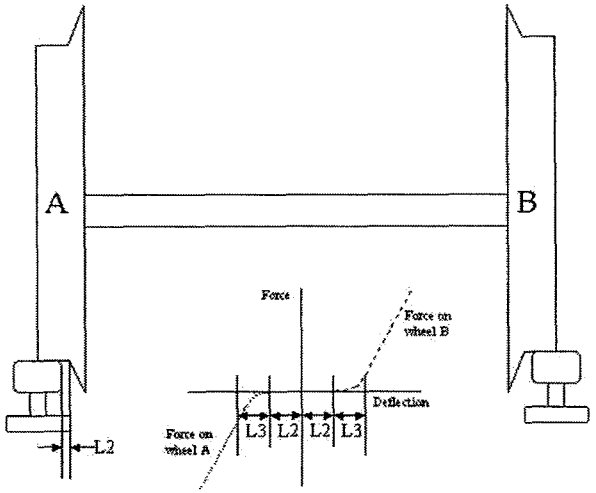
(가) 차륜-레일 점접촉 모델

① LS-DYNA의 *RAIL 함수를 이용한 점접촉 모델

LS-DYNA에서 지원하는 *RAIL 함수를 사용하여 경사진 강체벽 충돌 시뮬레이션을 수행하였다. *RAIL 함수의 차륜-레일 인터페이스는 윤축의 절점들이 레일을 따라 진행하면서 페널티(penalty)기법에 의해 수직 및 수평 접촉력을 계산하게 된다. 수직 접촉력은 차륜-레일 접촉 강성을 입력하면 침투량에 상응하는 반발력으로 계산되며, 횡방향 변위는 일정한 범위 내에 강하게 구속되어 있어서 롤오버(roll-over) 탈선거동 외에는 다른 유형의 탈선이 일어나지 않도록 되어있다.

본 연구에서는 가상시험모델에 *RAIL 함수를 적용하여 탈선거동을 살펴보았다. <그림 3.3.55>은 *RAIL의 횡방향 특성을 도식화한 그림이다. 수직방향과 횡방향 강성은 1 *MN/mm*로 정의하였으며 L2와 L3의 길이는 면접촉모델과 동일한 값을 적용하여 시뮬레이션을 수행하였다. L2는 초기에 윤축과 레일이 접촉이 일어나지 않는 거리이며 L3는 접촉후 횡방향 접촉력이 포물선을 이루며 최종 강성값 1 *MN/mm*까지 도달하기 전까지의 거리이다. 여기서 L2는 탈선모드중 정상상태의 지속시간을 결정하게 되고, L3은 슬립(slip)을 결정하게 됨을

예상할 수 있다. 하지만 횡방향 변위가 L3을 넘어서게 되면 횡방향 강성에 변위가 구속되어 슬립엔 롤오버(slip & roll-over, '한쪽차륜은 레일접촉을 유지하나, 반대쪽은 상방향으로 떨어진 상태로 접촉차륜이 미끄러져 레일을 타고오르는 현상', 이하 '슬립엔 롤오버'라 함)는 발생되지 않고 롤오버 탈선이 일어남을 알 수 있었다. *RAIL은 그 외에도 중력에 의한 시뮬레이션의 동적 안정화를 위하여 예하중값을 적용할 수 있는 장점이 있으나 레일과 차륜을 한 점 접촉으로 단순화하였고 마찰계수를 고려할 수 없는 단점이 있다.

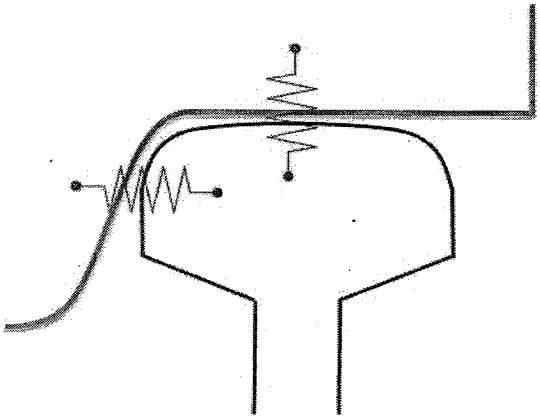


<그림 3.3.55> Wheel-rail interface of *RAIL function

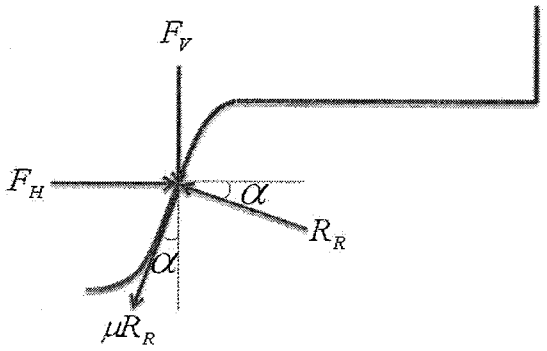
② 수직-수평 스프링요소를 이용한 점접촉 모델

*RAIL 함수를 이용한 모델이 슬립오버(slip-over, '차륜이 레일과 접촉을 유지하면서 미끄러져 레일을 타고오르는 현상', 이하 '슬립오버'라 함) 현상을 표현하지 못하는 한계와 면접촉 모델의 복잡한 모델링기법을 보완하기 위하여 <그림 3.3.56>와 같이 차륜과 레일의 횡방향 접촉강성을 갖는 스프링요소를 이용한 모델링 기법을 개발하였다. 본 모델링 기법은 횡방향 접촉강성을 마찰조건 별로 입력하여 시뮬레이션을 할 수 있는 장점이 있다. 본 모델은 차륜과 레일의 접촉점에 독립된 수직과 횡방향 스프링을 구성하여 모든 탈선거동이 표현 가능하도록 하였다.

모델의 구성을 살펴보면 레일은 <그림 3.3.56>와 같이 레일의 수직, 수평 특성을 분리하여 근사적인 스프링으로 모델링하였다. 수직 스프링 특성은 차량의 동적 안정화(dynamic relaxation)를 위하여 예비하중(preload)을 적용하였다. 레일의 강성은 일반적으로 Hertzian contact에 근거한 2 MN/mm 사용하고 있으나 높은 강성에 의한 오실레이션과 계산오차를 줄이기 위하여 1 MN/mm로 적용하였다. 수평 스프링 특성에는 차륜의 플랜지와 레일의 접촉면 간 마찰을 고려한 특성곡선을 입력하였다.



<그림 3.3.56> Spring model of wheel-rail interface



Lateral force of Spring rail = $-F_H$

<그림 3.3.57> Free body diagram of slip-over behavior

<그림 3.3.57>은 미끄러져 오를 때의 차륜과 레일의 힘의 관계이며 정적 평형 방정식을 정리하면 다음과 같다.

$$\sum F_x = F_H - R_R\cos\alpha - \mu R_R\sin\alpha = 0 \qquad (3.3.26)$$

$$\sum F_y = -F_V + R_R\sin\alpha - \mu R_R\cos\alpha = 0 \qquad (3.3.27)$$

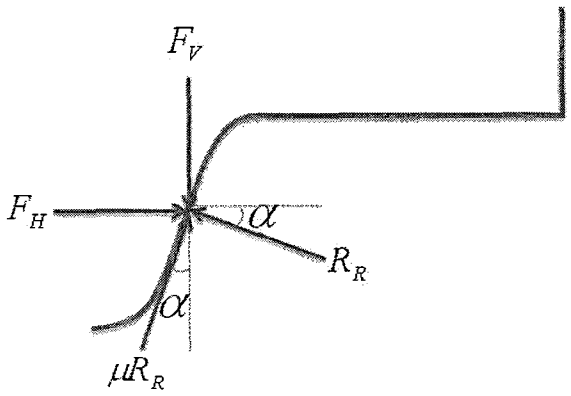
식 (3.3.27)를 다시 정리하면 다음과 같다.

$$R_R = \frac{F_V}{\sin\alpha - \mu\cos\alpha} \qquad (3.3.28)$$

식 (3.3.24)을 F_H에 대하여 정리할 수 있다.

$$F_H = R_R(\cos\alpha + \mu\sin\alpha) \qquad (3.3.29)$$

여기서 F_H는 정적평형조건을 만족하기 위한 레일의 횡방향의 반발력과 마찰력의 합으로서 이를 차륜의 미끄러져 오를 때 스프링 레일의 횡방향 특성으로 적용하였다.



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

<그림 3.3.58> Free body diagram of slip-down behavior

<그림 3.3.58>는 미끄러져 내려갈 때의 차륜과 레일의 힘의 관계이며 이때 마찰력의 방향은 미끄러져 오를 때와 반대방향이며 정적 평형 방정식을 정리하면 다음과 같다.

$$\sum F_y = -F_V + R_R \sin\alpha + \mu R_R \cos\alpha = 0 \tag{3.3.30}$$

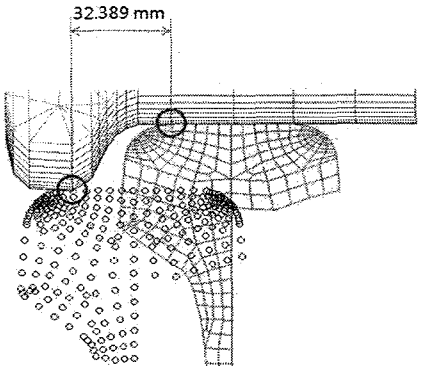
식 (3.3.30)를 이용하여 R_R에 대하여 표현할 수 있다.

$$R_R = \frac{F_V}{\sin\alpha + \mu\cos\alpha} \tag{3.3.31}$$

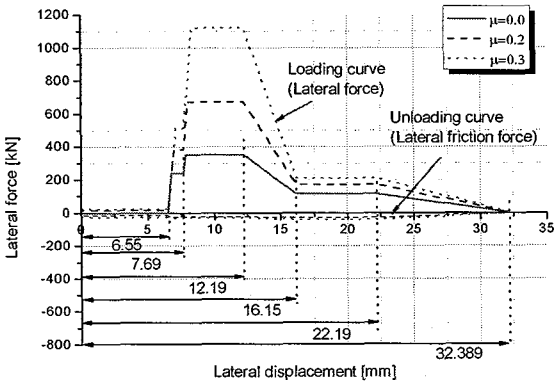
이를 이용하여 차륜이 미끄러져 내려갈 때 횡방향 마찰력은 다음과 같다.

$$f = \mu R_R \sin\alpha = \frac{\mu F_V}{1 + \mu\cot\alpha} \tag{3.3.32}$$

위의 식 (3.3.31)과 (3.3.32)의 스프링 레일의 수직과 수평방향 특성은 레일과 차륜의 접촉각에 의하여 값이 달라지므로 <그림 3.3.58>와 같이 레일과 차륜의 횡변위에 대한 기하학적 접촉각을 고려하여 <그림 3.3.60>의 스프링 레일의 횡방향 특성을 도출하였다.



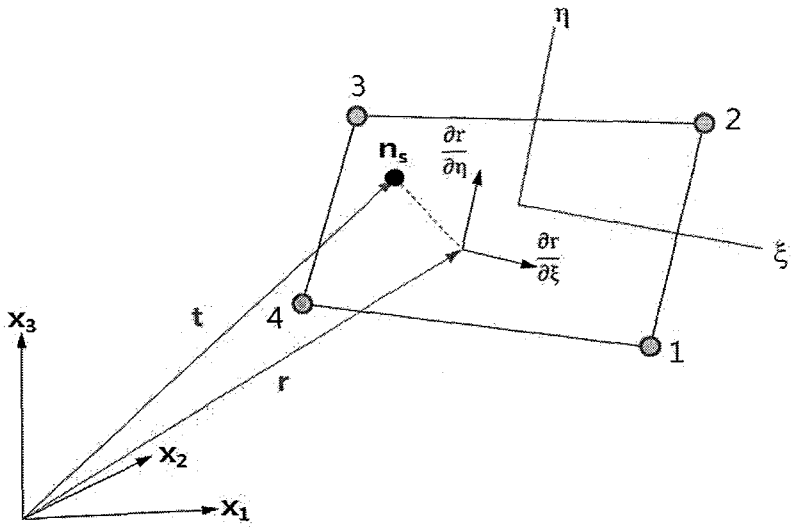
<그림 3.3.59> Lateral displacement during derailment



<그림 3.3.60> Wheel-rail properties of lateral direction

(나) 차륜-레일 면접촉 모델

차륜-레일 간의 접촉을 표현하기 위해 차륜은 3차원 솔리드와 레일은 3차원 쉘요소를 이용하여 레일을 구성하였다. 레일의 재질은 강체물성을 적용하였다. 기본적인 차륜-레일 간 접촉알고리듬을 판단하는 대표적인 이론으로 Penalty method가 있다.[3.3.2] 기본 개념은 살펴보면 slave node가 master surface에 침투하였을 경우 접촉력(contact force)은 침투량과 접촉강성으로 부터 계산된다. 결국 침투량의 증가에 비례하여 접촉력도 증가하게 된다.



<그림 3.3.61> Location of contact point when n_S lies above master segment

$$l = n_i \times [t - r(\xi_c, \eta_c)] < 0 \qquad (3.3.33)$$

$$n_i = n_i(\xi_c, \eta_c)$$

Least-squares projection iteration으로부터 초기치를 추정하고,

$$\xi_0 = 0,\ \eta_0 = 0, \qquad (3.3.34)$$

$$\begin{bmatrix} r_{,\xi} \\ r_{,\eta} \end{bmatrix} [r_{,\xi}\ r_{,\eta}] \begin{Bmatrix} \Delta\xi \\ \Delta\eta \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{,\xi} \\ r_{,\eta} \end{bmatrix} \{r(\xi_i, \eta_i) - t\},$$

$$\xi_{i+1} = \xi_i + \Delta\xi,\ \eta_{i+1} = \eta_i + \Delta\eta$$

Newton-Rahpson iteration으로부터 penetration coordinate를 구한다.

$$[H] \begin{Bmatrix} \Delta\xi \\ \Delta\eta \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} r_{,\xi} \\ r_{,\eta} \end{bmatrix} \{r(\xi_i, \eta_i) - t\}, \qquad (3.3.35)$$

$$[H] \begin{Bmatrix} \Delta\xi \\ \Delta\eta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} r_{,\xi} \\ r_{,\eta} \end{Bmatrix} [r_{,\xi}\ r_{,\eta}] + \begin{bmatrix} 0 & r \cdot r_{,\xi\eta} \\ r \cdot r_{,\xi\eta} & 0 \end{bmatrix},$$

$$\xi_{i+1} = \xi_i + \Delta\xi,\ \eta_{i+1} = \eta_i + \Delta\eta$$

Master surface에 침투된 slave node coordinate n_s로부터 침투량을 산출하면 식 (3.3.35)과 같다.

$$l = n_i \times [t - r(\xi_c, \eta_c)] < 0 \qquad (3.3.36)$$

여기서 contact point에서 master surface의 normal vector는

$$n_i = n_i(\xi_c, \eta_c) \qquad (3.3.37)$$

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

$$f_s = -lk_i n_i \qquad \text{if} \quad l < 0 \qquad (3.3.38)$$

이다. 또 n_s의 자유도를 고려하면, 접촉력은

$$f_m^i = \phi_i(\xi_c, \eta_c) f_s \quad \text{if } l < 0 \tag{3.3.39}$$

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

$$k_i = \frac{f_{si} K_i A_i}{\max(shell\,diagonal)} \quad \text{(for shell elements)} \tag{3.3.40}$$

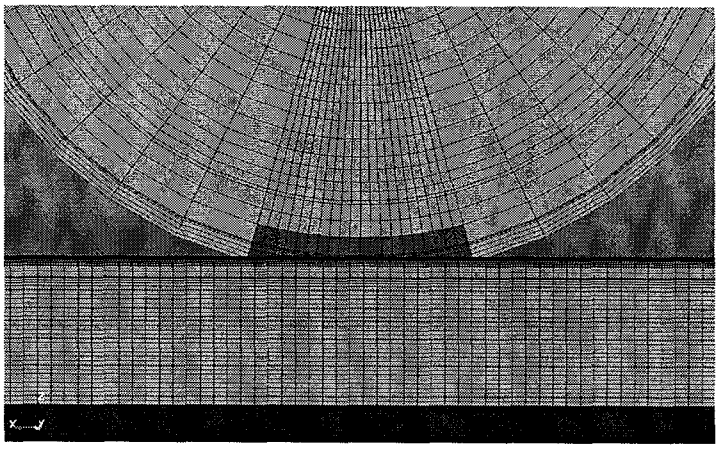
일반적으로 접촉문제를 다루는데 있어서 가장 유용하게 활용하는 접촉 알고리듬으로 한방향 접촉분석법(one-way contact search method)와 양방향 접촉분석(two-way contact search method)이 있다.

한방향 접촉분석은 정의된 slave의 절점들의 좌표를 master segment (또는 surface)의 정의된 평면을 기준좌표로 설정하여 침투량을 연산주기마다 체크하야 접촉력 계산하는 알고리듬을 사용한다. 한방향 접촉분석법은 master가 강체인 모델과 펀치 또는 금형과 같은 금속의 스템핑(stamping) 시뮬레이션에 적합하다. 또 비교적 평탄하고 세밀한 메쉬(fine mesh)를 갖는 slave와 굵은 메쉬(coarse mesh) 변형체간의 접촉에도 유용하다. 그 밖에 활용 가능한 조건의 접촉으로는 beam과 surface 또는 shell edge와 surface 조건 등이 있다.

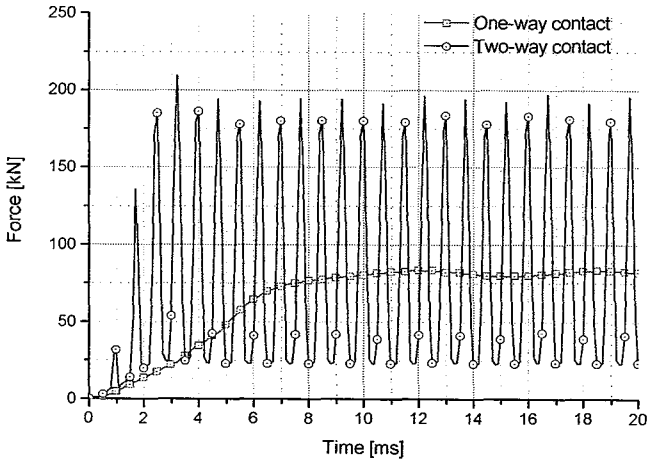
양방향 접촉분석법은 master surface(또는 segment)와 slave surface(또는 segment) 간의 침투량을 연산주기마다 서로 계산하여 접촉력을 계산하는 알고리듬을 사용한다. 양방향 접촉분석은 한방향 접촉분석 보다는 접촉력 연산에 있어 유효한 결과를 얻을 수 있는 장점이 있으나 계산량 증가로 인해 연산속도는 다소 느린 단점이 있다. 하지만 현재 운용하는 연산시스템(computer)의 주 처리장치(CPU)와 데이터 통신 속도의 획기적인 발달로 인해 사용자에게 큰 장애가 되지 못하는 실정이다. 활용범위로는 충돌문제 또는 대변형에 가장 효율적이며, 한방향 접촉방법에서 적용하는 조건의 시뮬레이션을 대체 가능하다. 본 연구에서 차륜-레일 간 플렌지와 레일 측부 간 횡방향 접촉문제를 다루는데 적용한 기법이기도 하다.

본 연구에서 다루는 유한요소로 생성된 레일의 경우는 master part의 각 요소에서 정의된 master surface들로 구성되므로 차륜의 slave node가 접촉되는 경로에 해당되는 모든 master surface에 침투량이 연속적으로 계산되어지므로 순간 접촉력의 발생이 연속적으로 발생하게 되어 접촉력의 오실레이션 현상 제어에 상당한 어려움이 있다. 이를 검토하기 위해 유한요소로 구성한 레일 상에서 72 km/h로 주행하는 조건의 시뮬레이션을 수행하였다. 비교분석을 위한 시뮬레이션 모델에는 초기에 안정화를 위해 감쇠특성 요소를 반영하였고, 예상한 바와 같이 양방향 접촉방법의 시뮬레이션 결과 주행 시 차륜-레일간 수직접촉력의 동적 오실레이션을 확인할 수 있었다. <그림 3.3.62>은 차륜-레일 간 접촉분석

에 사용된 유한요소모델이고, <그림 3.3.63>는 한방향 접촉기법과 양방향 접촉기법으로 수행한 차륜-레일 간 수직접촉력 결과이다. <그림 3.3.63>와 같이 한방향 접촉기법은 수직접촉력의 동적안정화에 있어 좋은 결과를 나타내었으므로 본 연구에서는 차륜답면-레일답면 상부 접촉에 대하여 이 알고리즘과 유사한 기하학적 강체평면(rigid planar)을 이용한 접촉방법을 사용하였다.

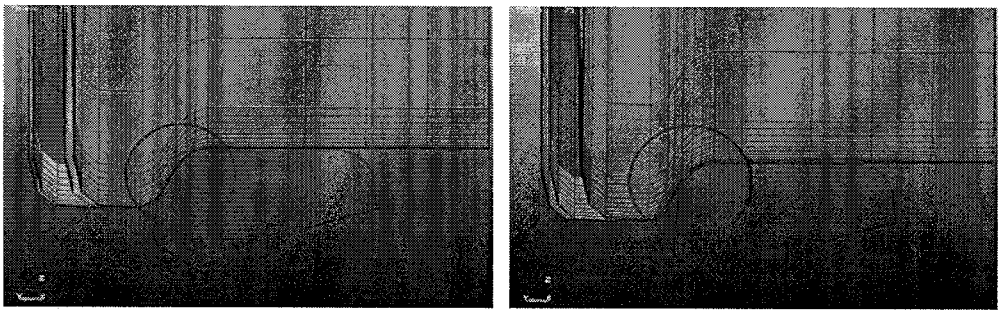


<그림 3.3.62> Finite element model for the wheel-rail contact simulation



<그림 3.3.63> Comparison of contact forces for each contact method

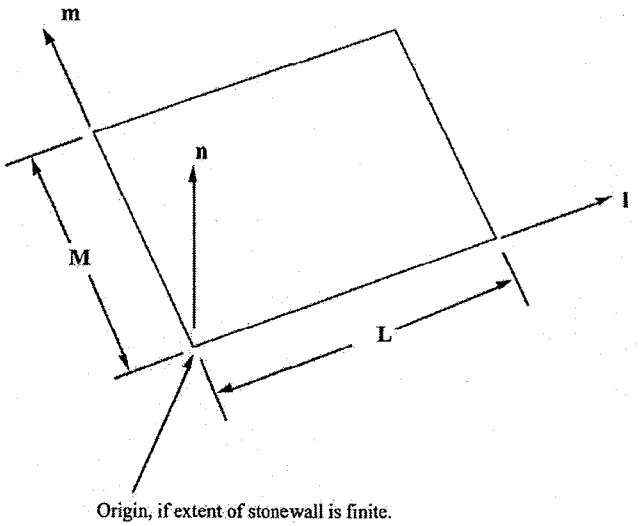
그러나 충돌시 미끄러져 오르는 차륜 플렌지와 레일 두부 측면의 횡방향 접촉에서는 중력에 대한 동적안정화 문제보다는 기하학적 침투방지 조건이 중요하므로 이에 대한 분석을 수행하였다. 시뮬레이션 결과는 <그림 3.3.64>과 같이 한방향 접촉방법의 경우 차륜-레일의 횡방향 접촉현상을 정확히 표현하지 못하므로 횡방향 접촉이 잘 표현되는 양방향 접촉방법을 가상시험모델에 적용하였다.



(a) one-way contact (b) two-way contact

<그림 3.3.64> Comparison of lateral contact results for each contact method

기하학적 강체평면(rigid planar)을 이용한 접촉방법은 정의된 평면을 1개의 master surface로 정의하므로 정의된 기하학적 평면 내에서는 접촉력의 계산을 연속적으로 수행할 수 있다는 장점이 있다. 또한 정의된 slave 절점들만 침투량을 계산하는 한방향 접촉기법이 적용되므로 연산속도 측면에서 효율적이다. 기하학적 강체평면을 이용하여 접촉력을 계산하는 방식의 이론을 정리하면 다음과 같다.



<그림 3.3.65> Definition of normal vector n in rigid planar

Origin n으로부터의 position vector를 r_k^{n+1}라 정의하고,

$$r_k^{n+1} \cdot l \leq L$$
$$r_k^{n+1} \cdot m \leq M \qquad (3.3.41)$$

위의 같은 조건이 성립되지 않으면 침투량을 계산하게 된다.

$$r_k^{n+1} \cdot n < 0 \qquad (3.3.42)$$

또한 속도와 가속도는 강체평면에서 0(zero)로 설정된다. 이는 강체평면에서의 소성 충격결과에서 에너지의 소실을 완전히 제거하기 위함이다.

$$a_{k_i}^n = a_{k_{old}}^n - (a_{k_{old}}^n \cdot n)n$$
$$v_{k_i}^n = v_{k_{old}}^n - (v_{k_{old}}^n \cdot n)n \qquad (3.3.43)$$

경계절점(boundary node)의 tangential motion은 마찰계수에 따라 자유운동, 완전고정 등으로 제어할 수 있다.

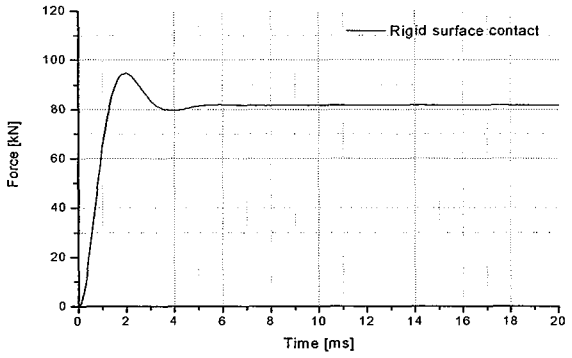
$$n_t = \frac{v_{k_i}^n}{\sqrt{v_{k_i}^n \cdot v_{k_i}^n}} \qquad (3.3.44)$$

Tangential force는 motion의 반대방향으로 적용되며, 다음과 같이 계산된다.

$$f_t = \min\left(\frac{m_s\sqrt{v_{k_i}^n \cdot v_{k_i}^n}}{\Delta t}, \mu|f_n|\right) \qquad (3.3.45)$$

여기서 m_s는 slave node의 질량이고, f_s는 normal force 이다.

강체평면을 적용한 차륜-레일 간의 자중에 의한 접촉력의 해석결과, 동적 안정화 조건에 수렴하는 결과를 얻을 수 있었다. 가상시험모델에 기하학적 강체평면 접촉방법을 차륜과 레일 간 수직 접촉을 적용한 시뮬레이션 결과는 <그림 3.3.66>와 같다.



<그림 3.3.66> Result of contact force using rigid surface contact method

(다) 윤축을 이용한 차륜-레일 탈선이론 모델

윤축의 동역학적 이론모델은 충돌 후 나타날 수 있는 탈선거동을 정상상태, 슬립오버(slip-over), 슬립엔 롤오버(slip & roll-over), 롤오버(roll-over, '한쪽차륜은 레일과의 접촉을 유지하면서 접촉점을 회전중심축으로 하여 반대쪽 차륜을 레일의 상면방향으로 들어 올리며 윤축이 회전되는 현상', 이하 '롤오버'라 함)로 정의하고 각 유형에 성립되는 윤축거동을 이론적으로 분석한 것이다.

① 차륜-레일 탈선 이론모델 개요

㉠ 정상상태에 대한 윤축의 이론모델

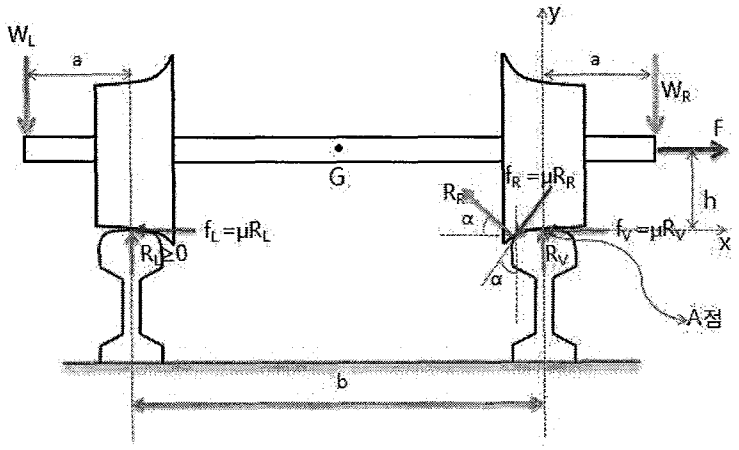
우측으로 횡하중이 작용하는 차륜과 레일 접촉모델의 정적평형조건에 대한 자유물체도는 <그림 3.3.67>과 같다. 여기서 좌측차륜의 답면이 레일에 접촉하여 생기는 수직방향 반력을 R_L, 좌측차륜의 답면이 레일에 접촉하여 생기는 수직방향 반력을 R_V, 그리고 우측 차륜의 플랜지와 레일이 접촉하여 생기는 반력은 R_R이라 정의한다. 차륜이 플랜지와 접촉을 유지하고 정상상태를 이룰 때, $R_L>0$, $R_V>0$이고 R_R은 접촉여부에 따라서 $R_R>0$, $R_R=0$ 두 가지로 나타날 수 있다.

정적 평형방정식을 각 방향성분에 대해 분류하고, 정리하면 다음과 같다.

$$\sum F_H = -\mu R_L - R_R\cos\alpha - \mu R_R\sin\alpha - \mu R_V + F = 0 \tag{3.3.46}$$

$$\sum F_V = R_L + R_R\sin\alpha - \mu R_R\cos\alpha + R_V - W_L - W_R = 0 \tag{3.3.47}$$

$$\sum M_A = -hF - aW_R - bR_L + (a+b)W_L = 0 \tag{3.3.48}$$



<그림 3.3.67> Free body diagram of steady state

여기서 모멘트 계산 시, 차륜과 우측 레일상의 모든 질점은 A점의 한 질점으로 가정한다. 식 (3.3.36)을 다시 정리하면 다음과 같다.

$$-\beta F - \gamma W_R - R_L + (1+\gamma)W_L = 0$$

$$R_L = (1+\gamma)W_L - \gamma W_R - \beta F \qquad (3.3.49)$$

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

식 (3.3.49)는 초기 조건 $R_L > 0$을 만족하여야 한다. 식 (3.3.46)에 식 (3.3.48)에서 R_V를 정리하면 식 (3.3.50)과 같다.

$$R_V = (1+\gamma)W_R - \gamma W_L + \beta F - R_R(\sin\alpha - \mu\cos\alpha) \qquad (3.3.50)$$

여기에 R_L과 R_V로부터 R_R이 정리된다.

$$-R_R(\cos\alpha + \mu^2\cos\alpha) + F - \mu W_L - \mu W_R = 0$$

$$R_R = \frac{F - \mu(W_L + W_R)}{\cos\alpha(1+\mu^2)} \qquad (3.3.51)$$

앞에서 언급하였듯이, R_R은 $R_R > 0$과 $R_R = 0$의 두 가지 조건으로 분류할 수 있으며 해당조건에 대해 정리하면 다음과 같다.

i) $R_R > 0$ 이면 플랜지가 접촉된 상태이다.

$$R_V = (1+\gamma)W_R - \gamma W_L + \beta F - \frac{F - \mu(W_L + W_R)}{\cos\alpha(1+\mu^2)}(\sin\alpha - \mu\cos\alpha) \geq 0 \qquad (3.3.52)$$

ii) $R_R = 0$ 이면 플랜지가 접촉되지 않은 상태이므로

$$R_V = (1+\gamma)W_R - \gamma W_L + \beta F > 0 \qquad (3.3.53)$$

이고, $R_R = 0$이므로 $R_R = \frac{F - \mu(W_L + W_R)}{\cos\alpha(1+\mu^2)}$로부터 식 (3.3.48)가 구해진다.

$$\mu = \frac{F}{W_L + W_R} \qquad (3.3.54)$$

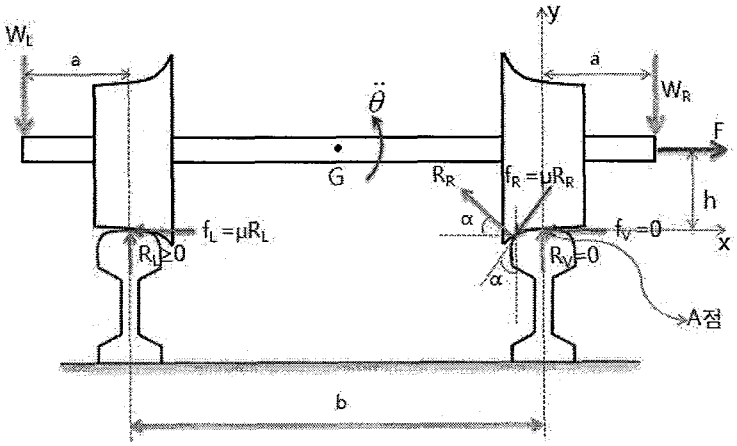
㉡ 슬립오버(slip-over) 탈선조건에 대한 윤축의 이론모델

슬립오버 탈선조건은 <그림 3.3.68>에서 $R_L > 0$, $R_R > 0$, $a_R > 0$ 조건을 동시에 만족하여야 한다. F방향으로의 슬립오버 탈선조건에 대한 각 성분별 운동방정식을 정리하면 다음과 같다.

$$\sum F_H = F - R_R\cos\alpha - \mu R_R\sin\alpha - \mu R_L = ma_{Gx} \quad (3.3.55)$$

$$\sum F_V = R_L + R_R\sin\alpha - \mu R_R\cos\alpha - W_L - W_R = ma_{Gy} \quad (3.3.56)$$

$$\sum M_A = -hF - aW_R - bR_L + (a+b)W_L = -\bar{y}ma_{Gx} + \bar{x}ma_{Gy} + I_G\ddot{\theta} \quad (3.3.57)$$



<그림 3.3.68> Free body diagram of slip-over condition

윤축이 외력에 의하여 운동이 발생하면, 한쪽 플랜지 접촉점의 가속도는 플랜지 면을 따라 미끄러져 올라가게 되는데 이때 윤축의 횡방향 가속도를 a_R이라고 가정한다. 횡방향을 x라 하고, 수직방향을 y라 가정하면 각 방향에 대한 가속도성분은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$a_{Gx} = a_R\sin\alpha - h\ddot{\theta} \quad (3.3.58)$$

$$a_{Gy} = a_R\cos\alpha - \frac{b\ddot{\theta}}{2} \quad (3.3.59)$$

여기서 $\bar{y}=h$, $\bar{x}=-\frac{b}{2}$, $\ddot{\theta}=\frac{a_R\cos\alpha}{b}$이고, 평형방정식에 대입하면 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\sum F_H = F - R_R\cos\alpha - \mu R_R\sin\alpha - \mu R_L = ma_R(\sin\alpha - \beta\cos\alpha) \quad (3.3.60)$$

$$\sum F_V = R_L + R_R\sin\alpha - \mu R_R\cos\alpha - W_L - W_R = ma_R\frac{\cos\alpha}{2} \quad (3.3.61)$$

$$\sum M_A = -hF - aW_R - bR_L + (a+b)W_L \qquad (3.3.62)$$
$$= \left[\frac{I_G\cos\alpha}{b} - mh(\sin\alpha - \beta\cos\alpha) - \frac{mb}{4}\cos\alpha\right]a_R$$

이때 탈선거동으로부터 발생하는 차륜-레일 간 접촉점의 변화에 의한 모멘트 변화량은 무시한다. 식 (3.3.62)를 다시 정리하면 다음과 같다.

$$-\beta F - \gamma W_R - R_L + (1+\gamma)W_L \qquad (3.3.63)$$
$$= a_R\left[\frac{I_G\cos\alpha}{b^2} - \beta m\sin\alpha + \beta^2 m\cos\alpha - \frac{m}{4}\cos\alpha\right]$$
$$= a_R m_I$$

여기서 $m_I = \frac{I_G\cos\alpha}{b^2} - \beta m\sin\alpha + \beta^2 m\cos\alpha - \frac{m}{4}\cos\alpha$ 이다. R_L에 대하여 다시 정리하면 식(3.3.64)과 같다.

$$R_L = (1+\gamma)W_L - \gamma W_R - \beta F - a_R m_I \qquad (3.3.64)$$

식 (3.3.60)을 R_R에 대하여 정리하면 식(3.3.65)과 같다.

$$R_R(\cos\alpha + \mu\sin\alpha) \qquad (3.3.65)$$
$$= F - \mu[(1+\gamma)W_L - \gamma W_R - \beta F] + a_R[\mu m_I - m(\sin\alpha - \beta\cos\alpha)]$$

식 (3.3.61)과 식 (3.3.64)으로 부터 R_R을 정리하면 식(3.3.66)와 같다.

$$R_R(\cos\alpha - \mu\sin\alpha) = (1+\gamma)W_R - \gamma W_L + \beta F + a_R\left(m_I + \frac{m\cos\alpha}{2}\right) \qquad (3.3.66)$$

마찬가지로 식 (3.3.65)과 식(3.3.66)로부터 a_R이 구해진다.

$$a_R = \frac{1}{m_I^*}[F(\sin\alpha - \mu\cos\alpha - \mu^2\beta\cos\alpha - \beta\cos\alpha) \qquad (3.3.67)$$
$$+ W_L(\gamma\cos\alpha - \mu\sin\alpha + \mu^2\cos\alpha + \mu^2\cos\alpha)$$
$$- W_R(\cos\alpha + \mu\sin\alpha + \gamma\cos\alpha + \mu^2\gamma\cos\alpha)$$

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

이론식으로부터 F방향에 대한 슬립오버 조건을 정리하면 다음과 같다.

i) $a_R > 0$

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

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

㉢ 슬립엔 롤오버(Slip & roll-over) 탈선조건에 대한 윤축의 이론모델

슬립엔 롤오버 탈선은 슬립오버(slip-over)와 롤오버(roll-over) 거동이 동시에 발생하는 현상을 의미하며, 롤오버 탈선과 유사하게 한쪽 차륜이 레일과의 접촉이 해제되면서 수평 작용력에 의해 반대쪽 차륜 플렌지가 레일측면과의 접촉 후 미끄러져 타고 오르면서 회전하는 형태의 탈선을 의미한다. 결국 양쪽의 차륜 답면은 레일과 접촉되지 않고, 플렌지와 레일의 미끄럼 접촉 운동으로 탈선되는 현상이므로 우측으로 발생하는 슬립엔 롤오버조건은 $R_L = 0$, $R_V = 0$ 으로 표현된다.

슬립엔 롤오버 탈선거동의 초기 발생조건을 정리하면 다음과 같다.

i) $\ddot{\theta} < 0$ (실제는 $\ddot{\theta}$의 2차 적분 값인 θ값으로 판정)

ii) $R_R > 0$

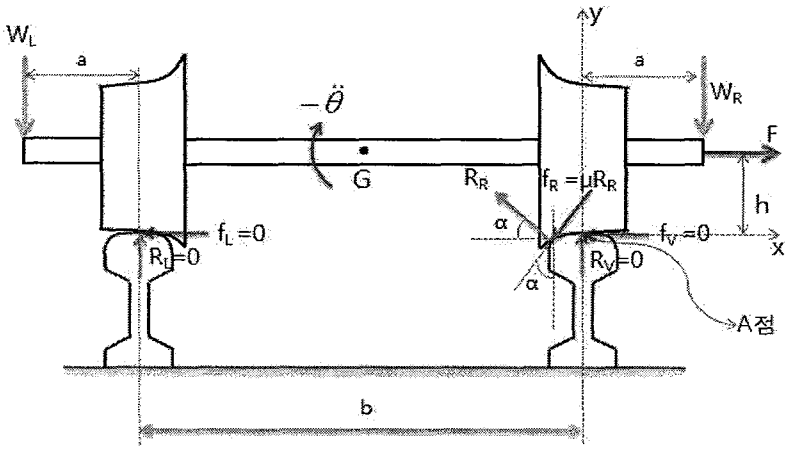
iii) $a_R > 0$

<그림 3.3.69>로부터 각 성분별로 운동방정식을 정리하면 다음과 같다.

$$\sum F_H = F - R_R\cos\alpha - \mu R_R\sin\alpha = m(a_R\sin\alpha - h\ddot{\theta}) \tag{3.3.68}$$

$$\begin{aligned}\sum F_V &= R_R\sin\alpha - \mu R_R\cos\alpha - W_L - W_R \\ &= m(a_R\cos\alpha - \frac{b\ddot{\theta}}{2}) \\ &= m(a_R\cos\alpha - \frac{b\ddot{\theta}}{2})\end{aligned} \tag{3.3.69}$$

$$\begin{aligned}\sum M_A &= -hF - aW_R + (a+b) W_L \\ &= -mh(a_R\sin\alpha - h\ddot{\theta}) - \frac{mb}{2}(a_R\cos\alpha - \frac{b\ddot{\theta}}{2}) + I_G\ddot{\theta}\end{aligned} \tag{3.3.70}$$



<그림 3.3.69> Free body diagram of slip & roll-over condition

식 (3.3.68)과 식 (3.3.69)으로부터 다음과 같이 다시 정리할 수 있다.

$$m(a_R\sin\alpha - h\ddot{\theta}) = F - R_R\cos\alpha - \mu R_R\sin\alpha$$

$$m\left(a_R\cos\alpha - \frac{b\ddot{\theta}}{2}\right) = R_R\sin\alpha - \mu R_R\cos\alpha - W_L - W_R \qquad (3.3.71)$$

위 식을 식 (3.3.70)에 적용하면 다음과 같이 표현된다.

$$\left(\gamma+\frac{1}{2}\right)(W_L - W_R) = R_R\left[\left(\beta\cos\alpha - \frac{1}{2}\sin\alpha\right) + \mu\left(\frac{1}{2}\cos\alpha + \beta\sin\alpha\right)\right] + \frac{I_G}{b}\ddot{\theta} \qquad (3.3.72)$$

식 (3.3.68)를 ma_R에 대해 정리하면 다음 식과 같다.

$$ma_R = \frac{1}{\sin\alpha}[F - R_R\cos\alpha - \mu R_R\sin\alpha + mh\ddot{\theta}] \qquad (3.3.73)$$

식 (3.3.69)과 식 (3.3.73)를 이용하여, R_R에 대해 정리하면 다음과 같다.

$$R_R = (W_L + W_R)\sin\alpha + F\cos\alpha + m\left(h\cos\alpha - \frac{b\sin\alpha}{2}\right)\ddot{\theta} \qquad (3.3.66)$$

식 (3.3.72)과 식 (3.3.73)로부터 $\ddot{\theta}$에 대해서 정리하면 식 (3.3.75)가 된다.

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{I^*}\left[\left(\frac{1}{2}+\gamma\right)(W_L - W_R)\right] - \frac{1}{I^*}[\{(W_L + W_R)\sin\alpha + F\cos\alpha\}\left(\beta\cos\alpha - \frac{\sin\alpha}{2} + \frac{\mu\cos\alpha}{2} + \mu\beta\sin\alpha\right)] \qquad (3.3.75)$$

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

식 (3.3.72), (3.3.73) 그리고 (3.3.74)가 초기조건을 만족하여야 하므로 다음과 같은 조건이 정의된다.

i) $\ddot{\theta}<0$

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

iii) $a_R=\frac{1}{m\sin\alpha}[F-R_R\cos\alpha-\mu R_R\sin\alpha+mh\ddot{\theta}]>0$

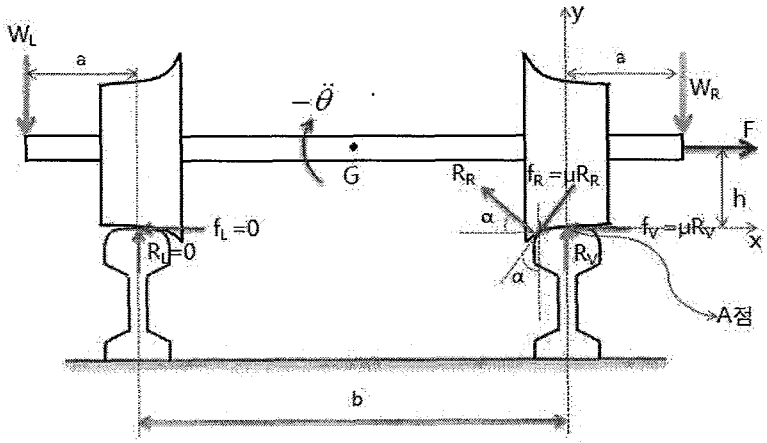
㉡ 롤오버(roll-over) 탈선조건에 대한 윤축의 이론모델

롤오버 탈선현상은 수평방향의 움직임이 없이 한쪽 차륜이 플렌지와 레일의 접촉점을 중심으로 회전하면서 탈선하는 형태이므로 a_R은 고려되지 않는다. <그림 3.3.70>의 F방향에 대해 롤오버 탈선의 초기조건을 정리하면 다음과 같다.

i) $\ddot{\theta}<0$

ii) $R_R>0$

iii) $R_V>0$



<그림 3.3.70> Free body diagram of roll-over condition

<그림 3.3.70>로부터 각 성분별로 평형방정식을 정리하면 다음과 같다.

$$\sum F_H=F-R_R\cos\alpha-\mu R_R\sin\alpha-\mu R_V=-mh\ddot{\theta} \tag{3.3.76}$$

$$\sum F_V=R_V+R_R\sin\alpha-\mu R_R\cos\alpha-W_L-W_R=-m\frac{b\ddot{\theta}}{2} \tag{3.3.77}$$

$$\sum M_A=(a+b)W_L-hF-aW_R=h^2m\ddot{\theta}+\frac{b^2}{4}m\ddot{\theta}+I_G\ddot{\theta} \tag{3.3.78}$$

식(3.3.78)에서 탈선거동 진행 동안 발생하는 차륜-레일 간 접촉점의 변화에 의한 모멘트 변화량은 무시한다. 식(3.3.78)을 다시 정리하면 다음과 같다.

$$(1+\gamma)W_L-\beta F-\gamma W_R=\frac{I_A}{b}\ddot{\theta} \tag{3.3.79}$$

여기서 $I_A=m\left(h^2+\frac{b^2}{4}\right)+I_G$이고, $\ddot{\theta}$에 대하여 다시 정리하면 다음과 같다.

$$\ddot{\theta}=\frac{b}{I_A}\left[(1+\gamma)W_L-\beta F-\gamma W_R\right] \tag{3.3.80}$$

식 (3.3.77)으로부터 R_V에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$R_V=W_L+W_R-(\sin\alpha-\mu\cos\alpha)R_R-m\frac{b\ddot{\theta}}{2} \tag{3.3.81}$$

식 (3.3.81)과 식 (3.3.76)을 이용하여 R_R을 정리하면 식 (3.3.82)과 같다.

$$\begin{aligned}R_R=&\frac{1}{I_A\cos\alpha(1+\mu^2)}\left[W_L\left\{-\mu I_A+mb\left(h+\frac{\mu b}{2}\right)(1+\gamma)\right\}\right]\\&+\frac{1}{I_A\cos\alpha(1+\mu^2)}\left[W_R\left\{-\mu I_A-mb\gamma(h+\frac{\mu b}{2})\right\}\right]\\&+\frac{1}{I_A\cos\alpha(1+\mu^{2)}}\left[F\left\{I_A-mb\beta(h+\frac{\mu b}{2})\right\}\right]\end{aligned} \tag{3.3.82}$$

또한 R_R 식에서 $\ddot{\theta}$항을 포함시킨 식은 다음과 같이 표현된다.

$$R_R=\frac{1}{(1+\mu^2)\cos\alpha}\left[-\mu(W_L+W_R)+F+m\left(h+\frac{\mu b}{2}\right)\ddot{\theta}\right] \tag{3.3.83}$$

식 (3.3.81)에 위의 식 (3.3.83)를 대입하면 R_V에 대해 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned}R_V=&\frac{1}{2(1+\mu^2)I_A}\left[W_L\{2I_A(1+\mu\tan\alpha)-mb(1+\gamma)b_h{}^*\}\right.\\&\left.+W_R\{2I_A(1+\mu\tan\alpha)+mb\gamma b_h{}^*\}-F\{2I_A(\tan\alpha-\mu)-mb\beta b_h{}^*\}\right]\end{aligned} \tag{3.3.84}$$

식(3.3.84)에서 $b_h{}^*=b+2h\tan\alpha+\mu b\tan\alpha-2\mu h$)이다. 롤오버 탈선 초기 조건으로 $\ddot{\theta}$, R_R, R_V를 다음과 같이 정의할 수 있다.

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

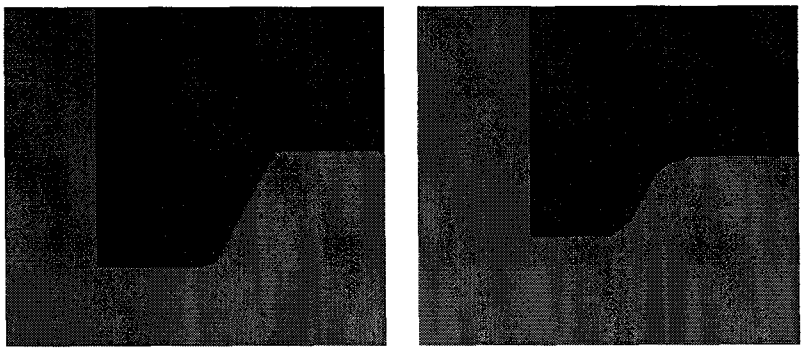
ii) $R_R = \frac{1}{(1+\mu^2)\cos\alpha}\left[-\mu(W_L + W_R) + F + m\left(h + \frac{\mu b}{2}\right)\ddot{\theta}\right] > 0$

iii) $R_V > 0$

② 동역학 시뮬레이션을 이용한 이론모델의 기하학적 형상 추종성 평가

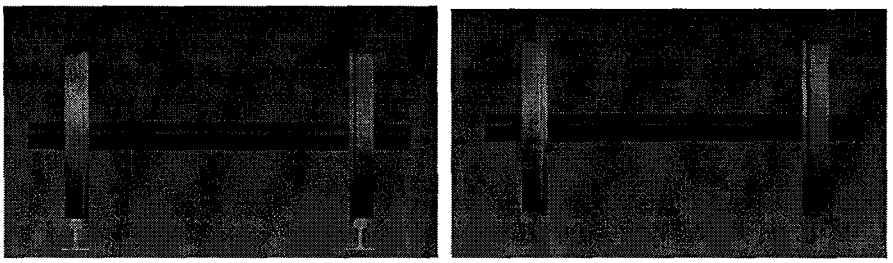
본 이론모델은 차륜 답면에서 플랜지 끝부분까지 하나의 각도를 유지하는 차륜의 기하학적 프로파일 형상에 기반한 것이다. 따라서 연속적인 곡률을 갖는 실제 차륜 프로파일 모델을 이용한 재연성 분석은 이론모델의 효용성을 입증하는데 있어서 중요하다. 여기서 이론모델의 기하학적 플랜지 형상을 단순플랜지(simple flange) 모델이라 한다. 본 절은 실제 차륜의 플랜지 형상을 반영한 모델이 이론모델에 근거한 탈선거동 조건을 적용할 때 유사한 거동과 응답을 갖는지를 시뮬레이션을 통해 분석하였다. <그림 3.3.71>은 시뮬레이션에 사용된 차륜의 플랜지형상을 나타낸 것인데 (a)는 기 수행된 단순플랜지 모델이고, (b)는 실제차륜의 플랜지형상 모델이다. 여기서 플랜지 각은 65°로 두 모델 공히 동일하고, 적용된 탈선거동은 슬립엔 롤오버이다.

슬립엔 롤오버 조건은 기 수행한 입력 값은 F=500 kN, W_R=67.15 kN, W_L=99.45 kN 이다. 시뮬레이션 결과 실제플렌지 모델은 단순플렌지 모델과 동일한 슬립엔 롤오버 현상이 발생하였고, 이는 윤축의 동역학 이론모델이 실제플렌지 모델에서도 거동의 재연성이 있음을 입증하는 것이다. <그림 3.3.72>은 시간대 별 슬립엔 롤오버 시뮬레이션 거동결과이다.

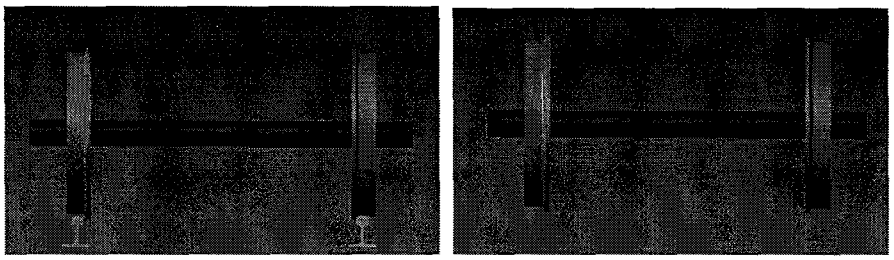


(a) Simple flange model (b) Real flange model

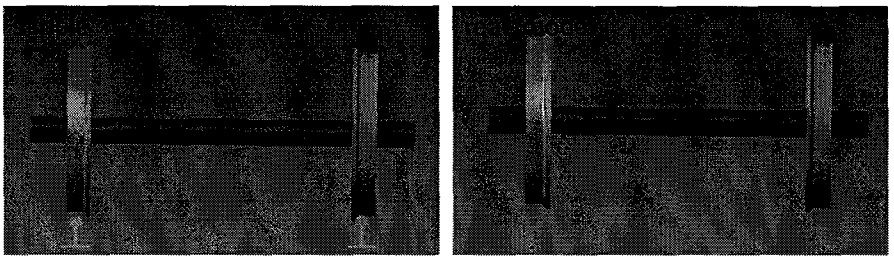
<그림 3.3.71> Flange shapes to compare derailment behavior



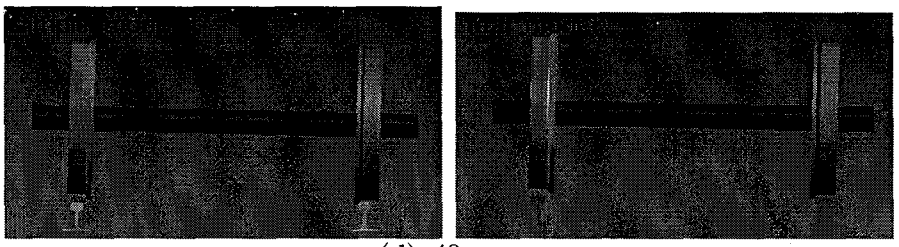
(a) 10 ms



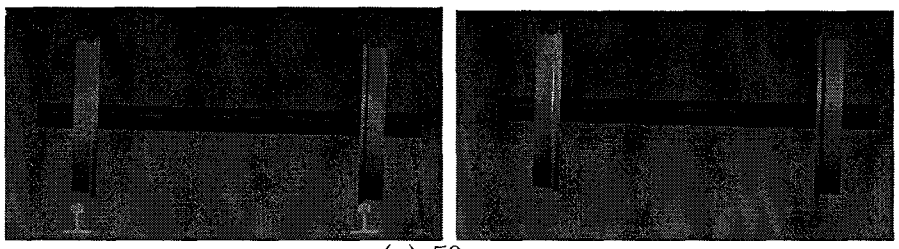
(b) 20 ms



(c) 30 ms



(d) 40 ms

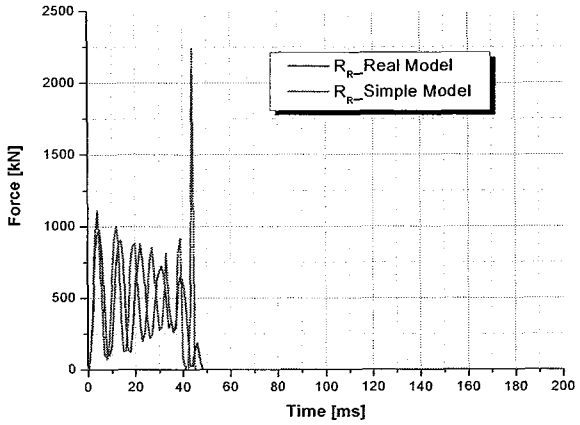


(e) 50 ms

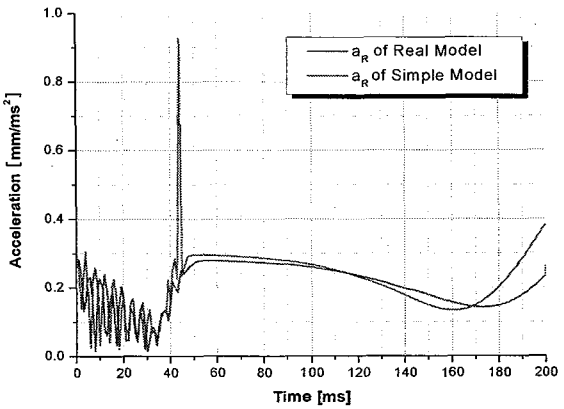
<그림 3.3.72> Comparison of derailment behavior between simple and real model

실제 플렌지 모델의 경우에도 슬립엔 롤오버 조건인 $\ddot{\theta}<0$, $a_R>0$, $R_R<0$을

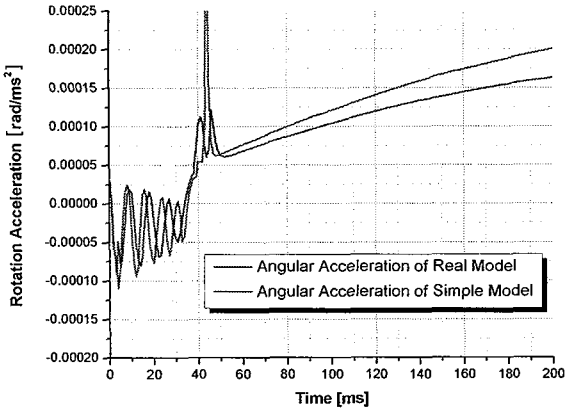
모두 만족하였다. R_R의 충격력이 단순플렌지 모델보다 약간 낮은 수준이고, a_R과 $\ddot{\theta}$의 응답은 약간의 시차가 발생하였으나 거의 유사경향과 결과를 나타냄을 확인하였다. 결론적으로 단순플렌지 모델에 근거한 윤축의 동역학 이론모델은 실제플렌지 형상모델의 탈선거동을 판정에 적용 가능함을 입증하였다.



<그림 3.3.73> Comparison R_R response for simple and real model



<그림 3.3.74> Comparison a_R response for simple and real model



<그림 3.3.75> Comparison $\ddot{\theta}$ response for simple and real model

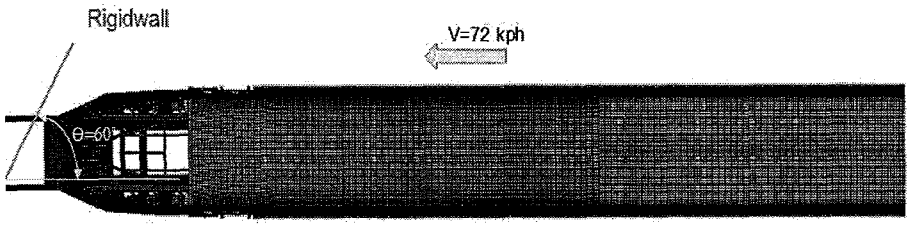
(3) 충돌 후 탈선거동 해석결과의 비교검토

본 소절에서는 KHST 동력차량을 모델로 개발된 가상시험모델을 대상으로 충돌 후 탈선거동을 분석한다. 충돌 후 탈선 시뮬레이션에 사용될 가상시험모델은 실제차량의 대안모델로 사용할 수 있음을 앞에서 입증하였다. 동역학적 원리를 적용하여 개발한 탈선이론모델의 경우 한 개의 윤축에 대해서는 동역학 시뮬레이션을 통해 검증한 바 있으나, 본 연구의 최종목표는 실제차량 모델을 대상으로 충돌 후 탈선거동을 예측하는 것이다. 충돌 시뮬레이션은 탈선현상이 발생할 수 있도록 설정한 조건으로 수행하였고, 그 결과는 제시된 윤축의 이론모델을 통해 윤축거동과 탈선거동을 분석하였다. 시뮬레이션에 사용된 소프트웨어는 충돌해석 전용 프로그램인 LSTC(社)의 LS-DYNA 이다.

주요 내용은 앞에서 제안된 차륜-레일의 접촉기법에 대한 충돌 후 탈선거동 분석이며, 실제거동을 윤축의 이론모델을 통해 얻은 탈선거동과 비교분석 하는 것이다. 본 연구의 주요 목표는 차륜과 레일의 접촉을 고려하지 않은 모델이 윤축의 이론모델을 이용한 충돌 후 탈선여부와 유형을 예측할 수 있는지 여부를 판단하는 것이며, 이에 대한 분석도 수행되었다.

(가) 점접촉 모델을 이용한 충돌 후 탈선거동 해석

충돌 후 차륜-레일 간 거동을 분석하기 위하여 강체벽과 충돌하는 조건의 시뮬레이션을 수행하였다. 강체벽은 차륜-레일 간 차륜거동이 발생하도록 강제하기 위하여 <그림 3.3.76>과 같이 레일을 기준 축으로 놓았을 때 기준 축과 60°로 설치하였고, 차량이 고정벽에 72 km/h로 충돌하는 조건을 적용하였다. 이때 강체벽과 차량의 마찰계수는 0(zero)로 설정하였다.



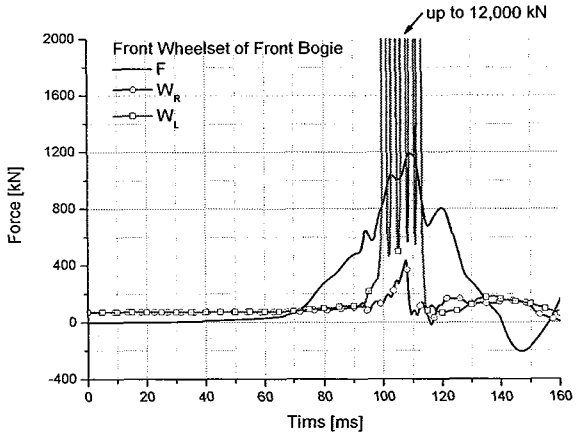
<그림 3.3.76> Reference collision scenario using oblique rigidwall

① LS-DYNA의 *RAIL 함수를 이용한 점접촉 모델의 탈선거동 해석

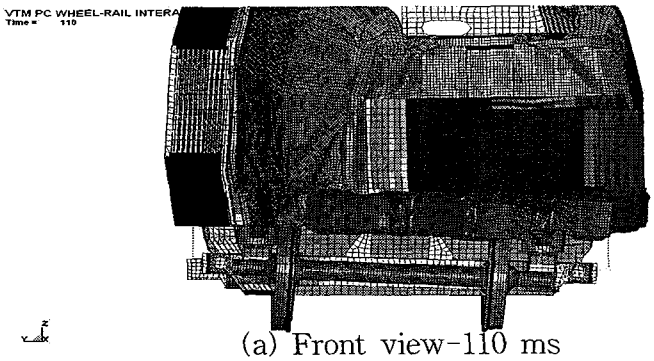
<그림 3.3.77>는 충돌 후 대차로부터 윤축에 가해지는 수직 및 횡방향 하중이다. 수직력인 W_L과 W_R은 윤축과 레일의 접촉이 일어난 70 ms 부터 90 ms 까지 서서히 동일하게 증가하다가 우측차륜과 레일의 지속적인 충돌에 의하여 윤축에 모멘트를 발생하게 되며 이는 W_L의 수직력이 W_R 보다 증가하는 원인이다. 또한 대차의 수직이동이 차체 밑면과의 충돌에 의해 저지되고 좌측차륜과 운전자구간 밑면과도 충돌이 발생하여 100 ms 부터는 W_L에 큰 압축력이 발생함을 확인할 수 있다. <그림 3.3.78 (a), (b), (c)> 140 ms 부터는 윤축에 작용하는 횡력의 방향이 바뀌게 되는데 이는 윤축과 대차간의 횡방향 스프링에 의한 진동에 의하여 대차의 중심위치가 15 ms 동안 윤축 중심을 기준으로 반대방향으로 잠시 바뀌어 생기는 것이다.<그림 3.3.78 (d)>

㉠ 동역학 이론모델의 판정조건에 의한 탈선거동

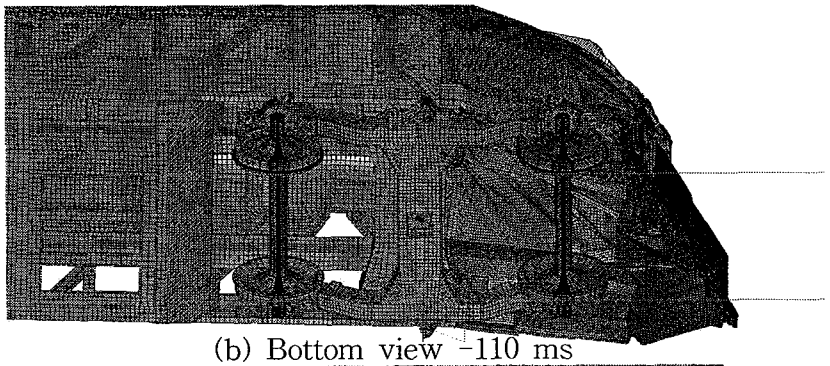
<그림 3.3.79>는 윤축에 작용하는 횡방향 하중 및 변위와 레일의 횡방향 접촉력을 정리한 것이다. 경사진 강체벽 충돌에 의하여 차체와 대차를 거쳐 F가 윤축에 가해지고 이는 레일과의 충돌로 R_R을 발생시킨다. 여기서 F의 증감은 R_R과 유사함을 확인할 수 있으며, 이는 상호 충격량 측면에서 밀접한 관계에 있다.



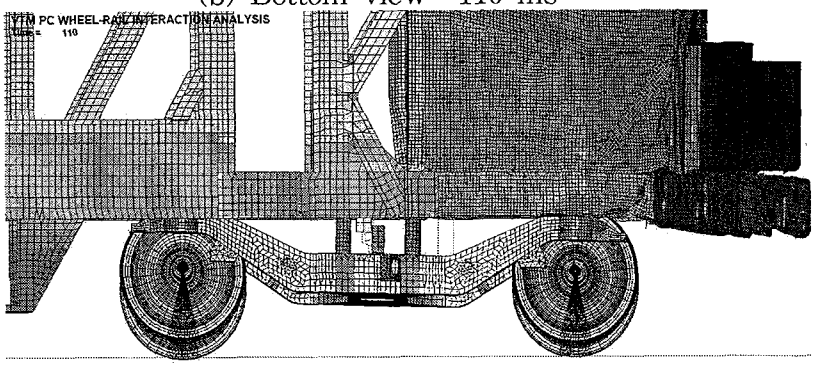
<그림 3.3.77> F, W_R, and W_L result



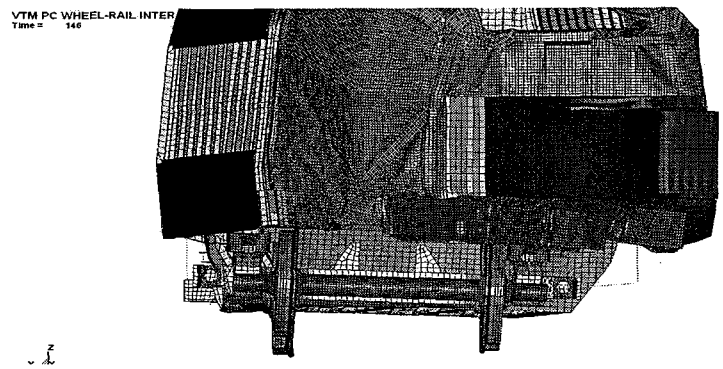
(a) Front view-110 ms



(b) Bottom view -110 ms

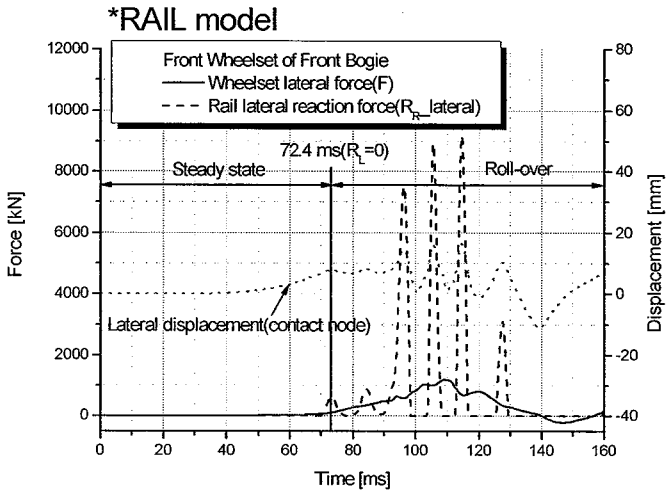


(c) Left view -110 ms



(d) Front view -146

<그림 3.3.78> Derailment behavior of *RAIL function model



<그림 3.3.79> Lateral force and displacement result

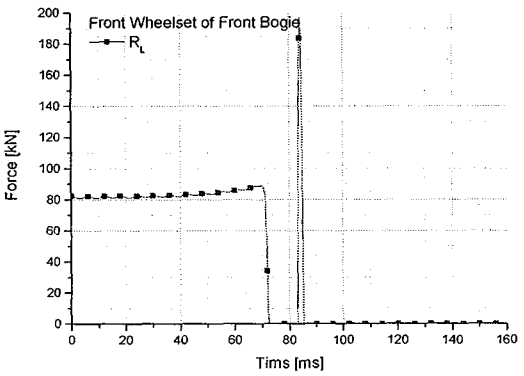
<그림 3.3.80>는 70 ms에서 우측차륜과 레일의 충돌 후 좌측차륜이 들리는 것을 확인 할 수 있으며 <그림 3.3.78>의 접촉점의 횡변위 구속과 <그림 3.3.81>의 윤축의 회전각의 증감을 종합적으로 고려하면 이는 롤오버의 탈선이 일어나고 있음을 알 수 있다. 또한 윤축의 회전각은 대차 및 윤축과 차체 밑면의 충돌로 인하여 117 ms부터 감소한다.

<그림 3.3.82>은 우측 차륜과 레일의 수직방향 접촉력과 변위이다. 좌측차륜보다 최대 10배 이상의 수직 접촉력이 발생하며 이는 접촉부의 오실레이션 현상에 기인한 것이다.

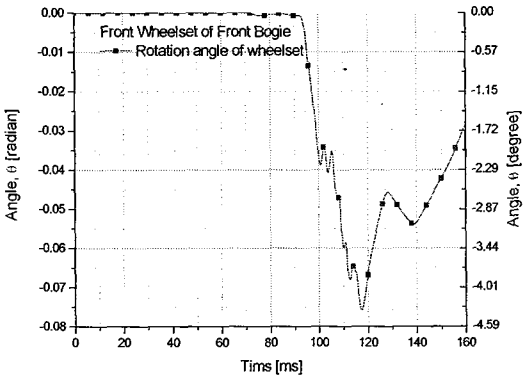
윤축의 동역학적 이론 모델의 4가지 탈선거동 조건을 적용하여 시뮬레이션 결과를 <그림 3.3.79>와 같이 분류하였다. 분류기준은 차륜-레일 접촉점에서의 반력인 R_R, R_L, R_V이 +(양)일 때 정상상태로, R_L, R_R, d_R(접촉점에서부터 미끄러진 거리로 a_R의 2차 적분 값, 또는 a_R)이 +(양)일 때 슬립오버, R_R, R_V가 +(양)이고 θ(또는 $\ddot{\theta}$)가 -(음)일 때 롤오버, R_R, d_R +(양)이고 θ가 -(음)일 때 슬립엔 롤오버로 각각 분류하였다. 이 경우 시뮬레이션 결과는 차륜과 레일의 충돌에 의하여 오실레이션 현상이 발생하므로 접촉점의 반력인 R_L, R_R의 순간적인 높은 하중은 평균적으로 고려하였다. 또한 d_R은 차륜이 레일과의 접촉점에서부터 미끄러지는 거리로서 레일 강성에 의한 변형량으로 +(양)인 경우에는 조건에서 제외하였다. *RAIL 함수의 경우 횡방향 접촉 특성이 높은 강성에 의해 구속되어 윤축이 미끄러지는 탈선은 재현되지 못하므로 슬립오버와 슬립엔 롤오버는 일어나지 않는다.

*RAIL 함수를 사용하여 시뮬레이션을 수행하면 <그림 3.3.81>과 같이 차륜과 레일의 접촉부의 횡방향 특성을 L2(충돌 전), L3(충돌 후 포물선구간), 강성값 3단계로 표현함에 따라 강성값에 의한 차륜의 횡방향 구속에 의해 레일과

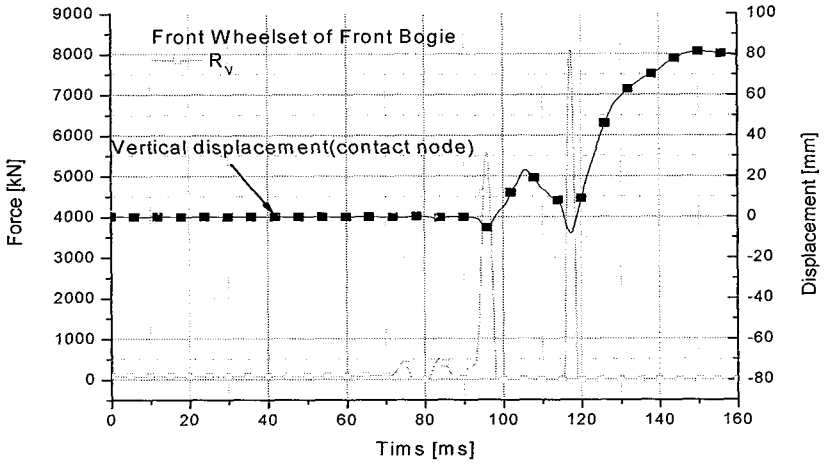
충돌 후 미끄러져 오르는 현상(슬립오버, 슬립엔 롤오버)은 거의 일어나지 않으며 롤오버 현상이 지배적으로 나타난다. 실제 탈선거동을 모사하기에 *RAIL 함수는 한계가 있으며 슬립현상의 탈선거동이 일어나도록 차륜-레일 특성을 보완하여야 할 필요가 있다.



<그림 3.3.80> R_L result



<그림 3.3.81> Rotational angle result



<그림 3.3.82> Vertical force and displacement result

㉡ 윤축의 동역학적 이론을 적용한 LS-DYNA 점접촉 모델의 탈선거동 분석

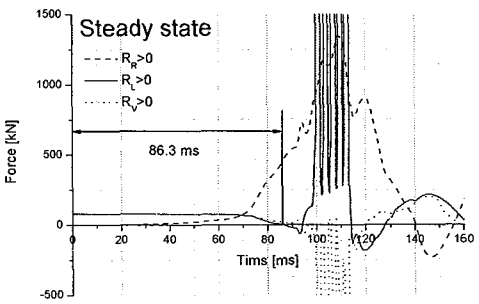
기 수행한 *RAIL 함수를 이용한 점접촉 모델의 시뮬레이션 결과분석을 통해 롤오버 탈선거동이 일어남을 확인하였다. 본 소절에서는 시뮬레이션을 통해 얻은 윤축의 작용하중 결과를 동역학적 이론모델에 입력하여 분류된 4가지 탈선거동에 대해 분석하였다. 탈선거동 평가는 앞에서 구한 윤축 시뮬레이션 결과 중 W_L, W_R, F를 사용하였고, 계산된 R_R, R_L, a_R, $\ddot{\theta}$ 등의 결과로 분석하였다. 동역학적 이론모델의 접촉각은 윤축의 근사모델과 단순모델의 비교결과인 27.5°(플렌지 각 62.5°)를 적용하였다. 또한 윤축의 중량은 시뮬레이션 결과에 절반씩 W_L, W_R에 할당하였다.

<그림 3.3.83~그림 3.3.86>은 각 탈선거동에 대한 분석결과를 나타낸 것이다. 모든 그래프에서 100 ms 부터 순간적으로 발생하는 높은 하중을 볼 수 있는데, 이는 시뮬레이션결과에서 대차의 수직이동이 차체의 언더프레임에 의해 구속되어 좌측차륜과 운전실 하부의 접촉충격에 의해 발생하는 현상이기 때문에 100 ms 이후의 결과는 동역학적 이론모델 분석이 무의미하였다.

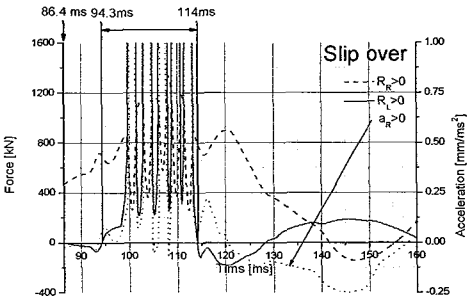
이론모델은 회전각이 0인 상태에서 윤축의 거동과 레일의 반력을 계산하므로 윤축의 변위와 회전각 증가로 인한 시뮬레이션 결과와의 오차를 예상할 수 있으나 분석결과를 살펴보면 시뮬레이션 결과와 비교적 일치하였다.

<그림 3.3.83>은 정상상태의 조건식결과이며 86.3 ms까지 3가지 조건식을 만족하고 있다. <그림 3.3.84>와 <그림 3.3.85>은 슬립오버와 슬립엔 롤오버 조건에 대한 분석결과인데 해당조건을 만족하지 않았다. <그림 3.3.86>은 롤오버 조건식 결과로 93.6 ms 까지 만족하고 있다.

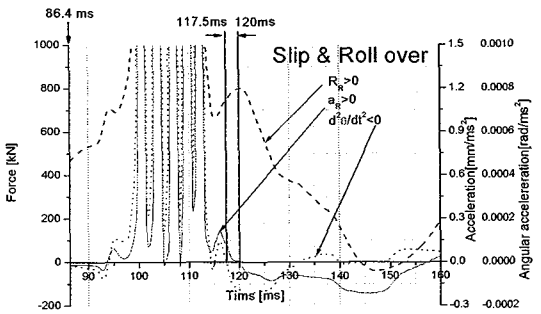
결과적으로 동역학적 이론모델은 차륜과 레일을 점접촉으로 표현하는 *RAIL 함수의 시뮬레이션 모델에 대해서도 탈선거동을 평가할 수 있음을 확인하였다.



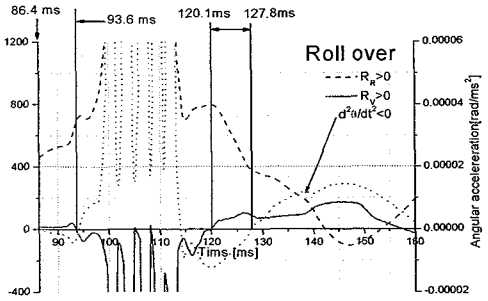
<그림 3.3.83> Evaluation of steady state condition



<그림 3.3.84> Evaluation of slip-over condition



<그림 3.3.85> Evaluation of slip & roll-over condition



<그림 3.3.86> Evaluation of roll-over condition

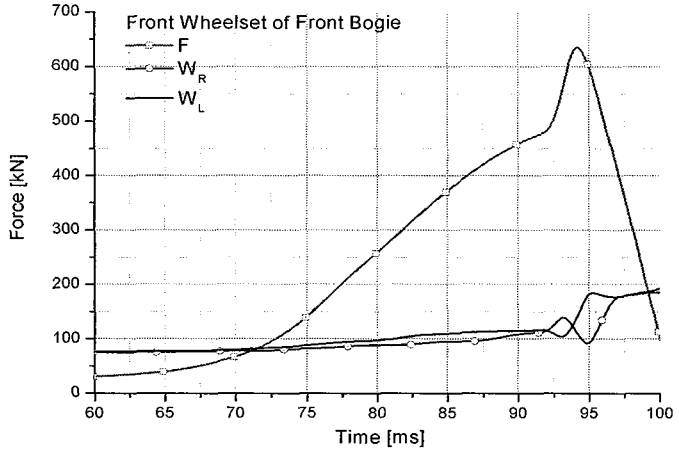
② 수직-수평 스프링요소를 이용한 점접촉 모델의 탈선거동 해석

차륜-레일의 접촉특성을 수직-수평 스프링의 힘-변위곡선으로 모델링하여

LS-DYNA의 *RAIL 함수를 적용할 때 수평탈선 변위가 구속되는 현상을 개선하는 방법을 제시하였다. 이 경우 마찰을 고려한 데이터를 입력하여 차륜-레일의 마찰효과를 고려할 수 있고 슬립오버나 슬립엔 롤오버 탈선 평가가 가능한 장점이 있다. 본 시뮬레이션에서는 마찰을 고려하지 않은 조건과 마찰계수를 0.3으로 적용한 조건에 대해 충돌 후 탈선거동을 분석하였다.

㉠ 차륜과 레일의 마찰을 고려하지 않은 차륜-레일 모델의 탈선거동

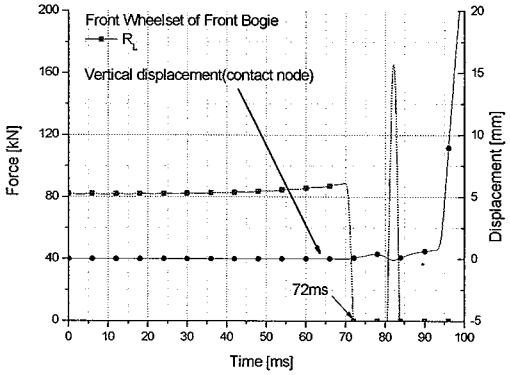
<그림 3.3.87>는 대차로부터 윤축에 가해지는 수직 및 횡방향 하중이다. 차륜-레일 스프링 모델의 윤축거동도 타 시뮬레이션 결과와 동일하게 우측차륜과 레일의 충돌에 의한 윤축 모멘트에 의해 W_L의 수직력이 W_R보다 크게 작용하고 있다.



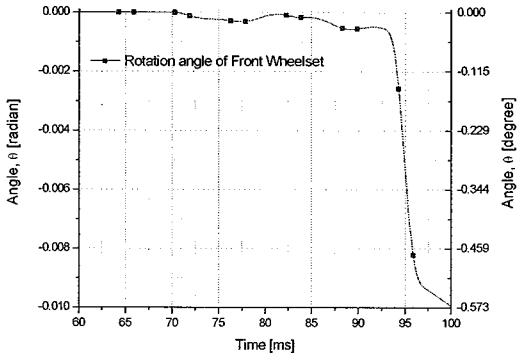
<그림 3.3.87> F, W_R, and W_L result (μ=0)

<그림 3.3.88>의 좌측 차륜 수직력을 보면 72 ms에서부터 좌측차륜의 접촉이 해제되면서 정상상태가 종료된다. 약 80 ms 부근에서는 순간 접촉력이 발생하는데 이는 <그림 3.3.89>의 윤축의 회전각 변화에서 확인할 수 있듯이 차륜-레일의 강성에 의해 롤링진동 현상이 발생한 것으로 추측할 수 있다.

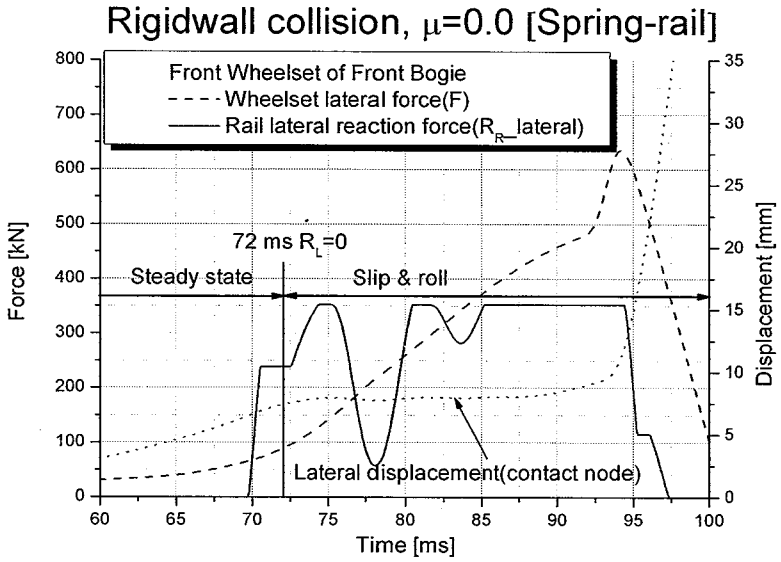
<그림 3.3.90>는 윤축에 작용하는 횡하중, 레일의 횡 반발력과 접촉점의 횡변위 결과이다. 강체벽 충돌에 의해 횡력이 계속 증가하고 있으며 레일의 반발력에 의해 차륜의 횡변위가 서서히 증가하게 되며 약 93 ms부터 탈선이 급격하게 진행되고 횡력과 횡반발력이 감소한다. 결과적으로 수평-수직 스프링 요소로 차륜과 레일의 접촉을 모델링한 가상시험모델의 충돌 후 탈선거동은 면접촉 모델과 동일한 슬립엔 롤오버로 확인되었다. 따라서 본 모델링 기법은 면접촉모델과 유사한 결과를 얻을 수 있었다.



<그림 3.3.88> R_L result (μ=0)



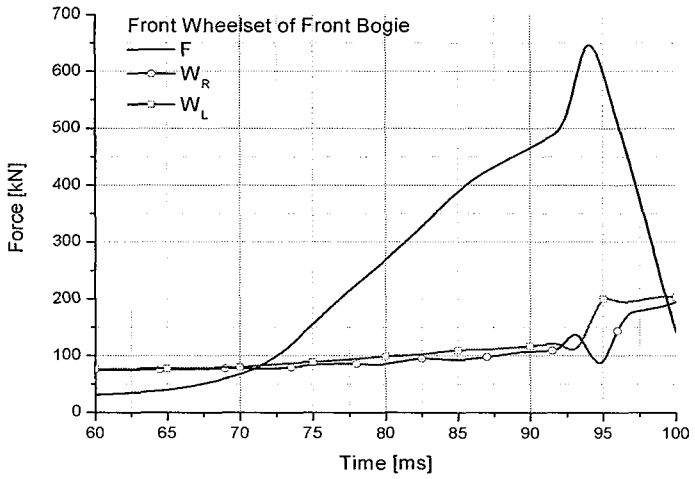
<그림 3.3.89> Rotational angle result (μ=0)



<그림 3.3.90> Lateral force and displacement result (μ=0)

㉡ 차륜과 레일의 마찰을 고려한 차륜-레일 모델의 탈선거동

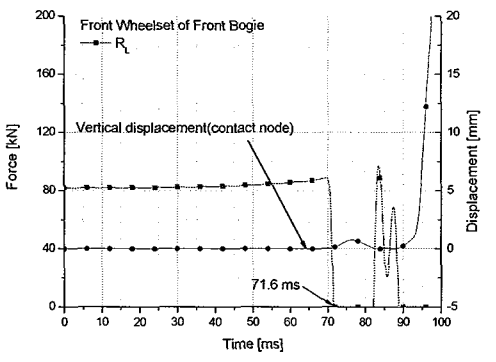
마찰계수가 0.3인 차륜-레일 스프링특성을 적용하여 해석을 수행하였다. <그림 3.3.91>은 충돌 시뮬레이션 결과로 구해진 대차로부터 윤축에 가해지는 수직 및 횡방향 하중이다. 본 스프링 모델의 윤축거동도 면접촉 모델의 시뮬레이션 결과와 동일하게 우측 차륜과 레일의 접촉 후 윤축의 회전운동에 의하여 W_L이 W_R보다 크게 발생하였다.



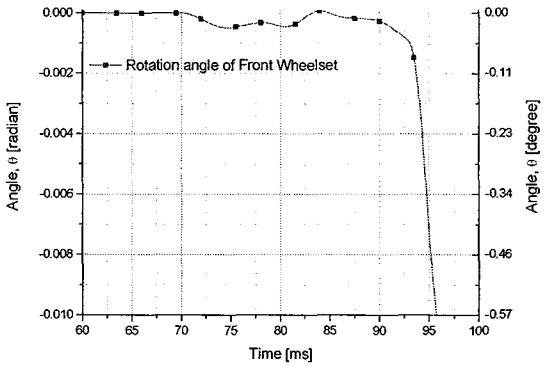
<그림 3.3.91> F, W_R, and W_L result (μ=0.3)

<그림 3.3.91>에는 좌측 차륜에 발생하는 수직력을 나타내었는데 우측차륜과 레일의 충돌 후 71.6 ms부터 좌측차륜이 부상하면서 정상상태가 끝나고 탈선이 시작된다. 약 82 ms에서 순간 접촉력이 발생하는데 이는 <그림 3.3.92>의 윤축의 회전각 변화에서 확인할 수 있듯이 차륜-레일의 강성에 의해 롤링진동 현상이 발생한 것으로 볼 수 있다.

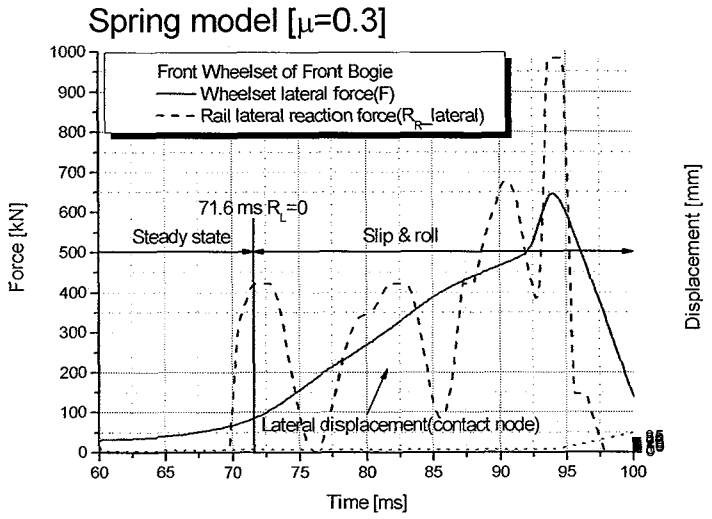
<그림 3.3.93>은 윤축에 작용하는 횡력, 레일의 횡반발력 및 차륜 접촉점의 횡변위 등을 나타낸 것이다. 강체벽 충돌에 의해 횡력이 계속 증가하고 있으며 레일의 반발력에 의해 차륜의 횡변위가 서서히 증가하게 되며 약 93 ms부터 탈선이 급격하게 진행되고 횡력과 횡반발력이 감소한다. <그림 3.3.91~그림 3.3.93>을 종합적으로 정리하면 면접촉 모델과 유사한 슬립앤 롤오버의 탈선이 일어나고 있음을 알 수 있다.



<그림 3.3.92> R_L result (μ=0.3)



<그림 3.3.93> Rotational angle result (μ=0.3)



<그림 3.3.94> Lateral force and displacement result (μ=0.3)

(나) 면접촉 모델을 이용한 충돌 후 탈선거동 해석

① 강체벽과 충돌 후 탈선거동 해석

㉠ 시뮬레이션 결과분석

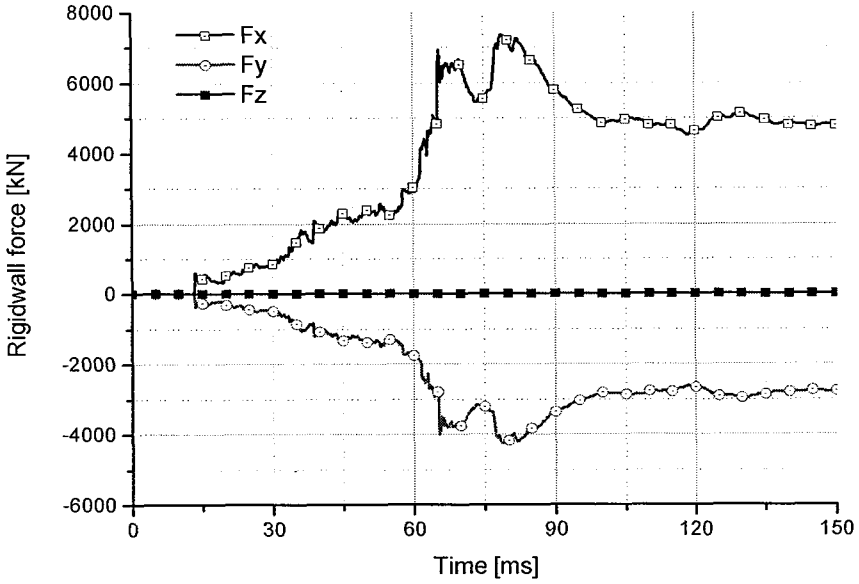
면접촉 모델을 이용한 탈선거동 해석에서 강체벽 충돌 조건은 기 수행된 점접촉 모델과 동일하고, 차륜-레일의 접촉부에 마찰을 고려하지 않은 모델과 마찰계수를 0.1, 0.2, 0.3을 적용한 모델을 이용하여 탈선거동 해석을 수행하고 분석하였다.

마찰을 고려하지 않은 조건에 대한 시뮬레이션 결과를 살펴보면 강체벽에서 발생하는 충격력은 진행방향에 대해 최대 약 7,368 kN, 횡방향에 대해 최대 약 4,254 kN 발생하였다. 충돌에 의한 탈선은 전방대차의 후방윤축에서 가장먼저 발생하였고, 이에 해당윤축에 대해 결과분석을 수행하였다.

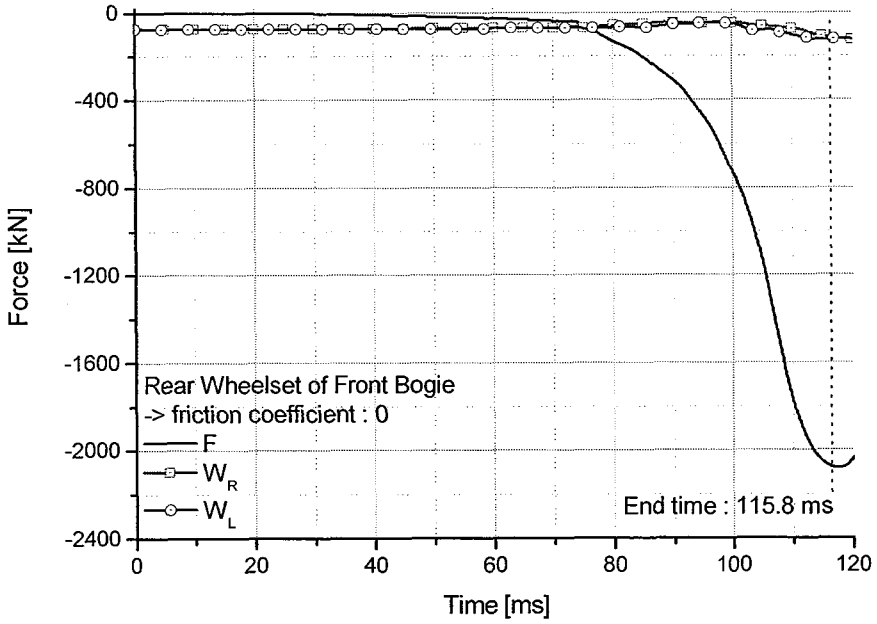
윤축에 작용하는 현가요소들의 수직력과 횡력은 차량 전면을 본 시점을 기준으로 할 때 우측에 발생하는 수직력(W_R)은 좌측에서 발생하는 수직력(W_L)과 유사한 증감 경향을 나타내었으나, W_L 보다 W_R이 수치적으로 낮은 수준이었다. 이러한 현상은 윤축의 시계방향 회전운동을 예상할 수 있다. 윤축거동은 동역학적 이론에 근거하여 추가로 분석하였다.

차륜과 레일의 접촉력을 살펴보면 <그림 3.3.97>의 결과곡선으로부터 차륜과 레일의 수직력 R_L과 R_V는 73.5 ms까지 정상주행조건이 유지되다가 오른쪽 차륜 플렌지의 접촉력 발생 이후에는 R_L이 0(zero)으로 제거되었다. 이는 좌측 차륜과 레일의 접촉이 발생하지 않음을 의미하고, 해당 시점이후에는 우측 플렌지

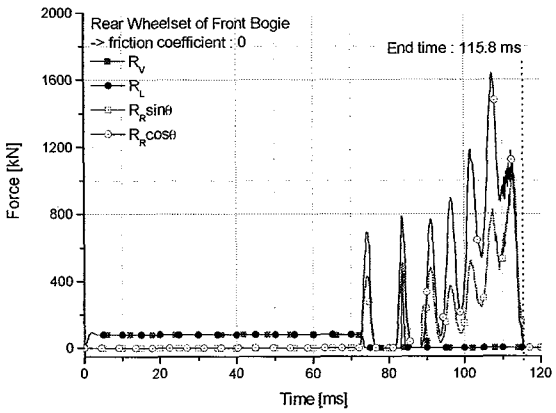
와 레일 측면의 접촉으로 인한 수직력($R_R\sin\theta$)과 횡력($R_R\cos\theta$)만이 존재하였다. 추가로 횡력($R_R\cos\theta$)은 수직력($R_R\sin\theta$)의 2배 수준을 유지하면서 증가하는 경향도 확인 할 수 있었다. 결과곡선으로부터 본 충돌조건에서는 슬립오버(slip-over)와 롤오버(roll-over)가 동시에 나타나는 탈선거동을 예상할 수 있다. 탈선거동의 VTM 시뮬레이션 결과는 <그림 3.3.98>에 나타내었다.



<그림 3.3.95> Rigid wall force (μ=0)

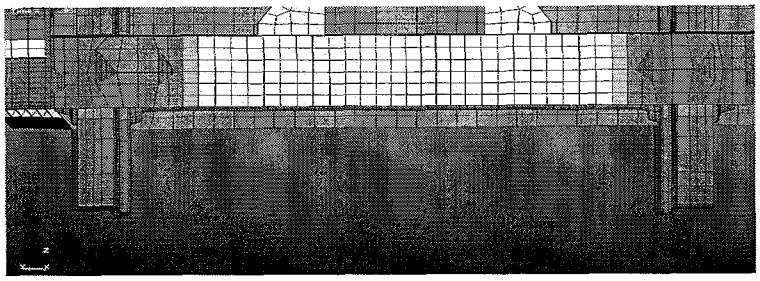


<그림 3.3.96> F, W_R, and W_L result (μ=0)

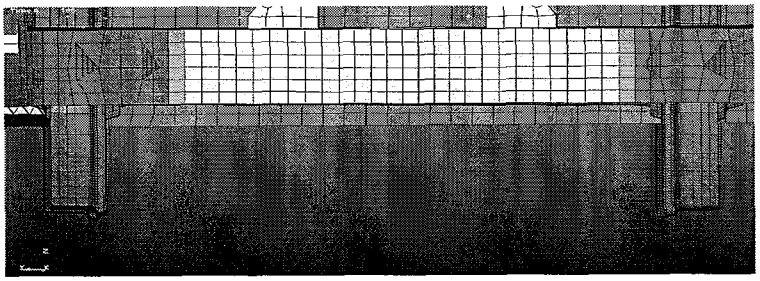


<그림 3.3.97> R_L, R_V, and R_R result

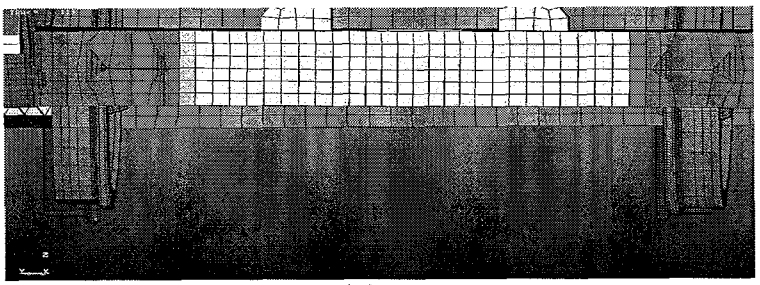
(μ=0)



(a) 95 ms



(b) 105 ms



(c) 115 ms

<그림 3.3.98> Derailment behavior after collision

(μ=0)

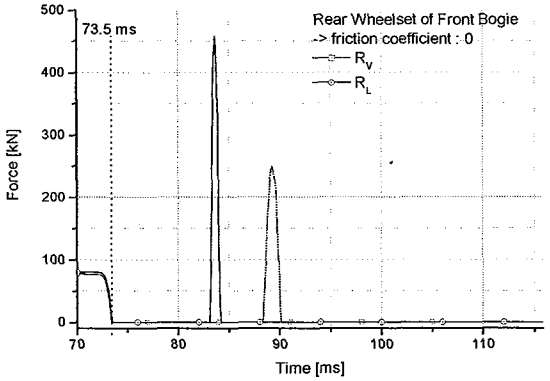
<표 3.3.4>은 탈선거동의 평가를 위해 탈선이 발생한 해당윤축의 시뮬레이션 결과를 정리한 것이다. 평가에 해당하는 변수는 R_L, R_R, R_V, a_R, $\ddot{\theta}$ 이다. 먼저 결과곡선 <그림 3.3.99>로부터 R_L과 R_V는 73.5 ms 이후 순간적으로 발생하는 수직력으로 일시적 슬립오버와 롤오버 유형이 발생하였으나 전체적으로 0(zero) 상태를 유지하므로 해당 탈선거동으로 판정할 수 없다.

<그림 3.3.100>의 R_R의 결과곡선은 87 ms 이후 $R_R > 0$ 조건을 만족한다. 이는 정상상태(steady state)를 제외한 모든 조건에 해당한다. <그림 3.3.101>은 a_R 결과를 나타낸 것인데 데이터의 고주파성분으로 인해 판정은 이론식에서 언급한 바와 같이 2차 적분을 통한 변위결과로 $a_R > 0$ 여부를 분석하였다. a_R의 2차 적분 결과곡선은 <그림 3.3.102>과 같으며, 변위는 양(+)의 값을 나타내므로 $a_R > 0$인 조건에 해당한다. 이는 슬립엔 롤오버 탈선거동에 해당한다. $\ddot{\theta}$도 마찬가지 방법으로 분석하였는데 <그림 3.3.103>의 $\ddot{\theta}$ 결과곡선을 2차 적분한 각 변위는 <그림 3.3.104>와 같이 음(-)의 결과를 얻었으므로 $\ddot{\theta} < 0$이라 판단할 수 있다.

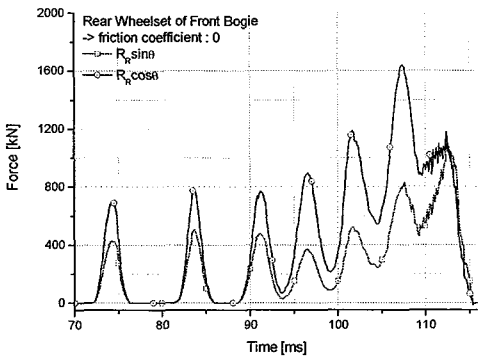
결과적으로 차륜-레일 간 마찰을 고려하지 않은 강체벽 충돌조건에 대한 시뮬레이션결과, 차륜탈선거동이 가장 먼저 발생한 전방대차의 후방윤축은 슬립오버와 롤오버 현상이 동시에 존재하는 슬립엔 롤오버 탈선거동이 나타냄을 알 수 있다.

<표 3.3.4> Evaluation of derailment behavior (μ=0)

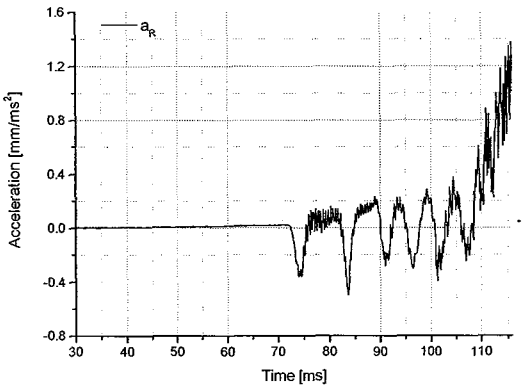
	Steady state	N/O	Slip	N/O	Slip & Roll	N/O	Roll	N/O
Condition	$R_L > 0$	×	$R_L > 0$	×	$\ddot{\theta} < 0$	○	$\ddot{\theta} < 0$	○
	$R_V > 0$	×	$R_R > 0$	○	$R_R > 0$	○	$R_R > 0$	○
			$a_R > 0$	○	$a_R > 0$	○	$R_V > 0$	×



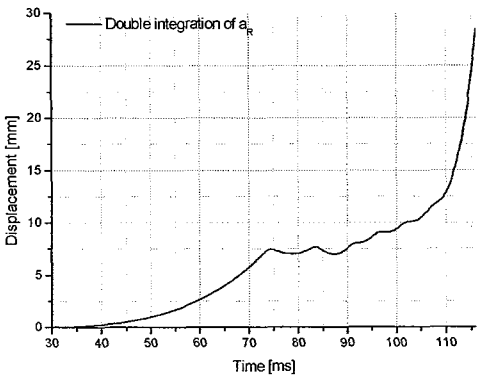
<그림 3.3.99> R_V and R_L result (μ=0)



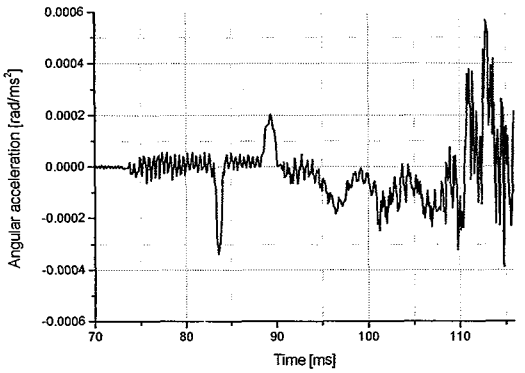
<그림 3.3.100> R_R result (μ=0)



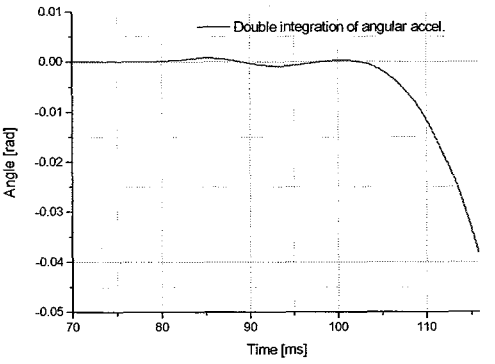
<그림 3.3.101> a_R result (μ=0)



<그림 3.3.102> Double integration result of a_R (μ=0)



<그림 3.3.103> $\ddot{\theta}$ result (μ=0)



<그림 3.3.104> Double integration result of $\ddot{\theta}$ (μ=0)

마찰을 고려한 조건은 차륜과 레일의 접촉부에 마찰계수 0.1, 0.2, 0.3을 적용한 모델을 이용하여 시뮬레이션을 수행한 것이다. 본 절에서는 마찰계수가 적용된 모델을 대상으로 윤축과 접촉부에 발생하는 주요 응답을 분석하였고, 각 마찰계수 해당 모델의 탈선거동 분석은 별도로 다루었다.

먼저 차륜과 레일의 마찰이 차체에 발생되는 충격력에 미치는 영향을 분석하기 위해 강체벽의 충격력을 살펴보았다. 시뮬레이션 결과곡선은 길이방향과 폭방향 성분에 대해 <그림 3.3.105>에 분류하였는데 레일과 60° 기울어진 강체벽과 72 km/h로 충돌하는 조건에서는 마찰조건에 대한 영향이 거의 없음을 알 수 있었다.

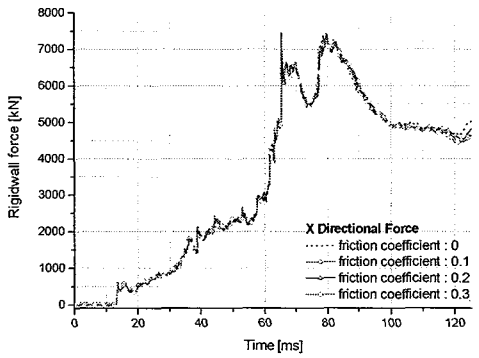
윤축의 수직력과 횡력 기준은 차량을 정면에서 볼 때 횡력의 +값은 우측방향이고, 수직력의 -값은 하방향을 의미한다. 횡하중(F)은 <그림 3.3.106>과 같이 마찰계수가 클수록 저항계수의 증가에 의해 상대적으로 높은 값이 나타낸다. 좌

측 수직력(W_L)과 우측 수직력(W_R)의 경우도 <그림 3.3.111>과 <그림 3.3.112>의 탈선완료 시점을 기준으로 할 때 마찰계수가 클수록 수직압축력이 높은 경향을 나타내었다. 탈선완료 시점을 기준으로 한 마찰조건 별 F, W_L, W_R 결과값을 정리하면 <표 3.3.5>와 같다.

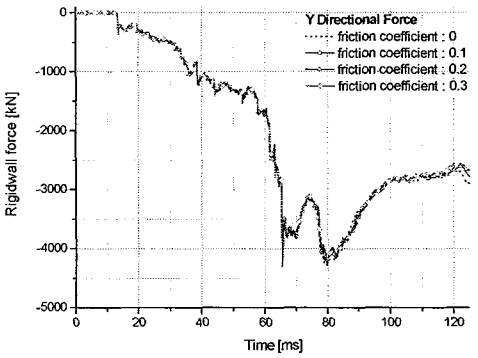
차륜-레일 간의 수직접촉력을 살펴보면 좌측차륜과 레일의 접촉력에 해당하는 R_L과 우측차륜과 레일의 접촉력에 해당하는 R_V는 마찰조건과 상관없이 거의 동일한 경향을 나타내었다. 그러나 차륜과 플렌지의 접촉은 마찰계수가 클수록 상대적으로 오래 유지하였다. 결과곡선은 <그림 3.3.109~그림 3.3.112>에 정리하였다.

<표 3.3.5> F, W_L and W_R result for each friction condition

Friction condition	F [kN]	W_L [kN]	W_R [kN]	End time of derailment motion [ms]
$\mu=0.1$	-2172.88	-134.73	-108.63	117.4
$\mu=0.2$	-2352.42	-154.68	-107.43	118.4
$\mu=0.3$	-2480.12	-169.08	-120.84	120.2

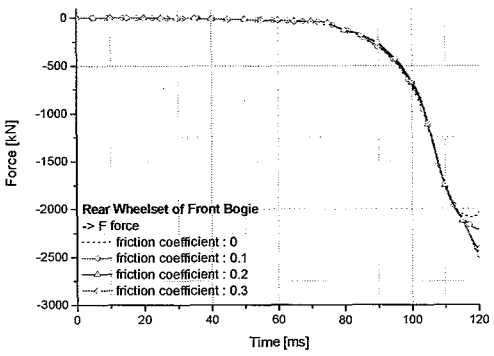


(a) X directional force (Longitudinal direction)

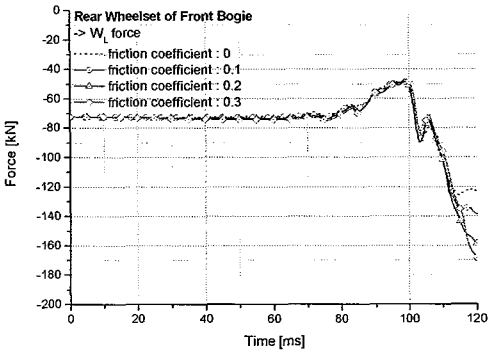


(b) Y directional force (Lateral direction)

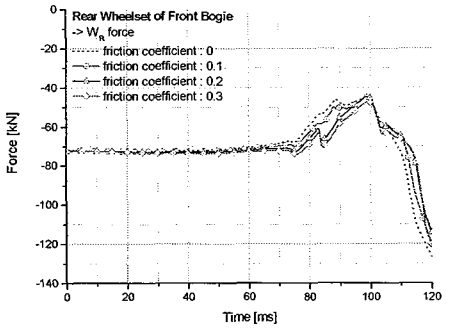
<그림 3.3.105> Rigidwall force of each friction condition



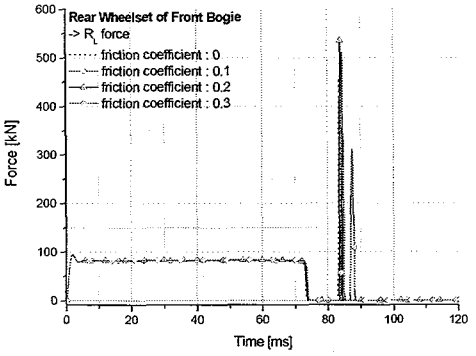
<그림 3.3.106> F results of each friction condition



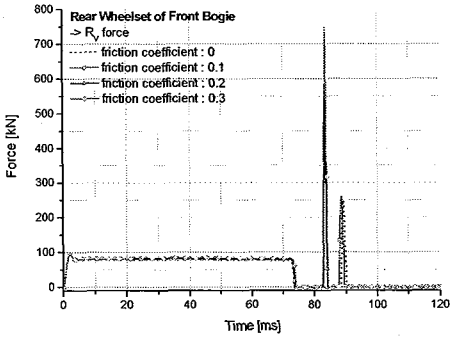
<그림 3.3.107> W_L results of each friction condition



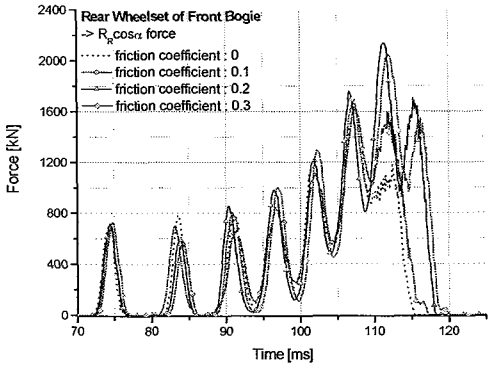
<그림 3.3.108> W_R results of each friction condition



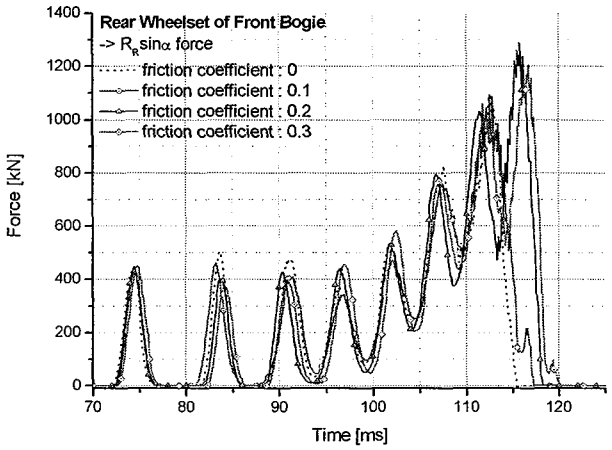
<그림 3.3.109> R_L results of each friction condition



<그림 3.3.110> R_V results of each friction condition



<그림 3.3.111> $R_R\cos\alpha$ results of each friction condition



<그림 3.3.112> $R_R$sinα results of each friction condition

앞에서 구한 면접촉 시뮬레이션 결과를 윤축의 동역학적 이론의 4가지 탈선 유형 조건에 적용하여 분석 평가하였다. 탈선거동평가는 시뮬레이션을 통해 획득된 R_R, R_L, R_V, a_R, $\ddot{\theta}$ 등의 결과를 이용하여 <표 3.3.6>으로부터 윤축거동을 정상상태, 슬립오버, 슬립엔 롤오버, 롤오버 등으로 판정하는 것이다.

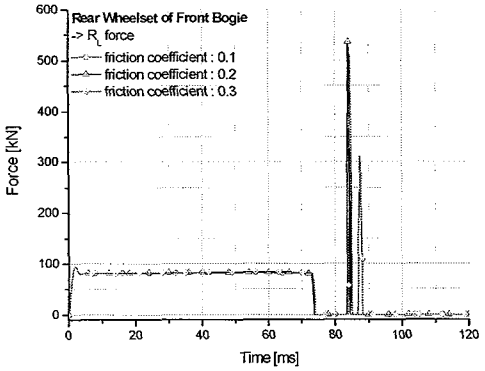
<표 3.3.6> Evaluation variables for each derailment behavior

	Steady state	Slip-over	Slip & roll-over	Roll-over
Conditions	$R_L > 0$	$R_L > 0$	$\ddot{\theta} < 0$	$\ddot{\theta} < 0$
	$R_V > 0$	$R_R > 0$	$R_R > 0$	$R_R > 0$
		$a_R > 0$	$a_R > 0$	$R_V > 0$

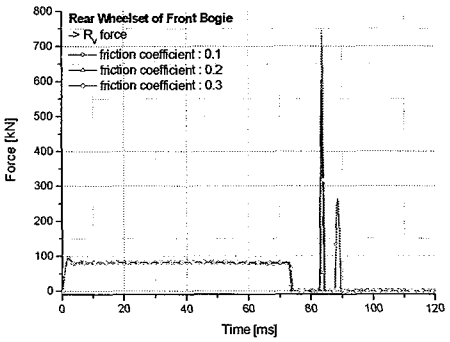
마찰조건을 고려하지 않은 모델과 마찬가지 방법으로 동역학적 이론 조건에 근거하여 시뮬레이션 결과의 탈선거동을 분석한 결과, <표 3.3.7>와 같이 슬립엔 롤오버 탈선거동을 나타내었다. 각 마찰계수에 대한 평가항목별 결과곡선은 <그림 3.3.113~그림 3.3.117>와 같다.

<표 3.3.7> Evaluation of derailment behavior (μ=0.1, 0.2, 0.3)

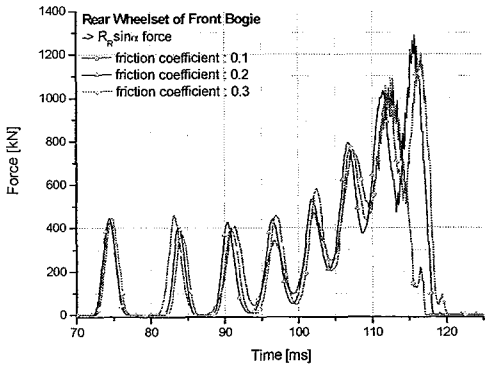
	Steady state	N/O	Slip	N/O	Slip & Roll	N/O	Roll	N/O
Conditions	$R_L > 0$	×	$R_L > 0$	×	$\ddot{\theta} < 0$	○	$\ddot{\theta} < 0$	○
	$R_V > 0$	×	$R_R > 0$	○	$R_R > 0$	○	$R_R > 0$	○
			$a_R > 0$	○	$a_R > 0$	○	$R_V > 0$	×



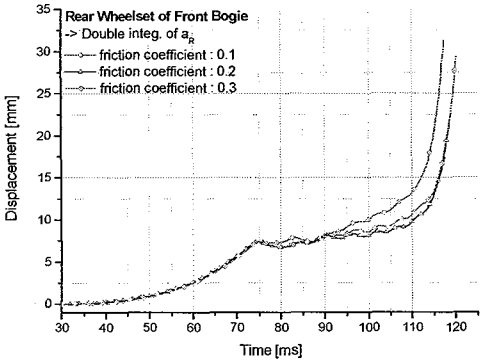
<그림 3.3.113> R_L result (μ=0.1, 0.2, 0.3)



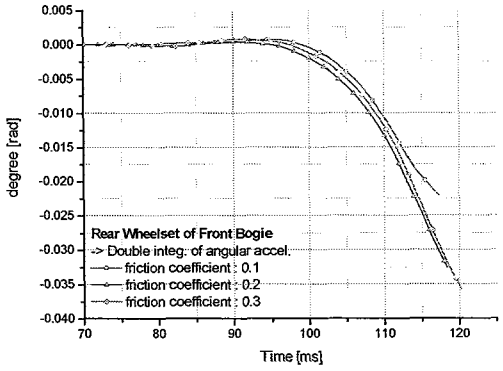
<그림 3.3.114> R_V result (μ=0.1, 0.2, 0.3)



<그림 3.3.115> R_R result (μ=0.1, 0.2, 0.3)



<그림 3.3.116> Double integration of a_R result (μ=0.1, 0.2, 0.3)



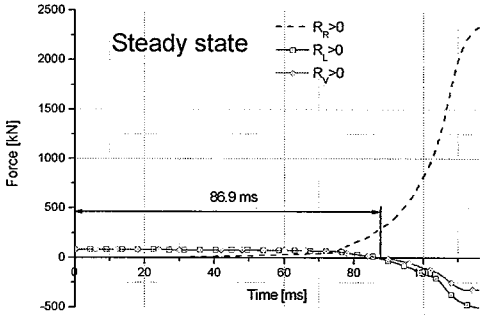
<그림 3.3.117> Double integration of $\ddot{\theta}$ result (μ=0.1, 0.2, 0.3)

㉡ 윤축의 동역학적 이론을 적용한 면접촉 모델의 탈선거동 평가

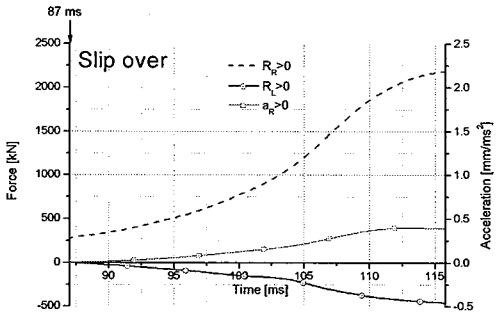
윤축의 동역학적 이론을 적용한 탈선거동 평가는 VTM의 시뮬레이션 결과 중 F, W_L, W_R 을 이론모델의 탈선유형에 입력하여 계산한 R_L, R_R, R_V, a_R, $\ddot{\theta}$ 을 이용하여 탈선유형을 시간대별로 분석하고 기 수행된 면접촉 가상시험모델의 탈선거동이 재연되는지를 확인하는 것이다. 분석절차는 각 유형의 판정조건에 대해 계산된 결과곡선을 정리하여 각 탈선거동이 발생하는 시간대역을 확인하였다.

차륜-레일 마찰을 고려하지 않은 모델의 경우, 정상상태 조건은 $R_L > 0$과 $R_V > 0$의 두 가지 조건을 동시에 만족하는 경우인데 <그림 3.3.118>의 결과곡선으로부터 0 ~ 86.9 ms 로 나타났다. 슬립오버 조건은 $R_L > 0$, $R_R > 0$, $a_R > 0$ 이 동시에 만족하는 것인데 계산된 결과인 <그림 3.3.119>에서는 만족하는 시간대역이 없었다. 슬립엔 롤오버 조건에 대한 동역학적 이론의 계산 결과 $R_R > 0$, $\ddot{\theta} < 0$, $a_R > 0$ 조건을 동시에 만족하는 구간이 <그림 3.3.120>와 같이 86.9 ms 부터 탈선완료시점인 115.8 ms까지 존재하였다. 롤오버의 분석결과는 <그림 3.3.121>에 나타난 바와 같이 $R_V > 0$ 구간이 존재하지 않으므로 롤오버 탈선거동 발생하지 않았다.

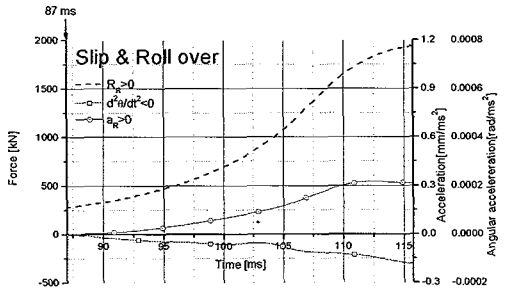
결론적으로 마찰조건이 고려되지 않은 차륜-레일 간 면 접촉 모델의 VTM 시뮬레이션 결과를 동역학적 이론에 적용하여 분석한 결과, 시뮬레이션 결과와 마찬가지로 슬립오버와 롤오버가 동시에 발생하는 탈선거동으로 판정되었다. 이것으로 차륜-레일 간 면 접촉 모델의 VTM 시뮬레이션 결과와 윤축의 동역학적 탈선이론모델의 유효성이 동시에 검증되었다.



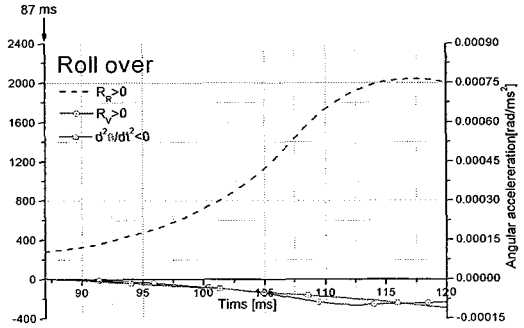
<그림 3.3.118> Evaluation of steady state condition (μ=0)



<그림 3.3.119> Evaluation of slip-over condition (μ=0)



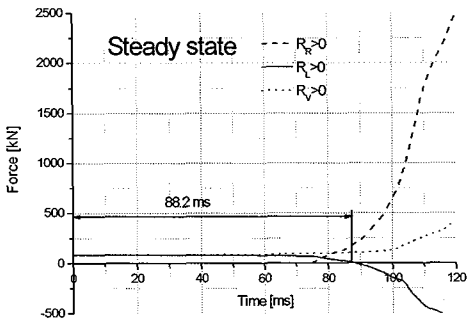
<그림 3.3.120> Evaluation of slip & roll-over condition (μ=0)



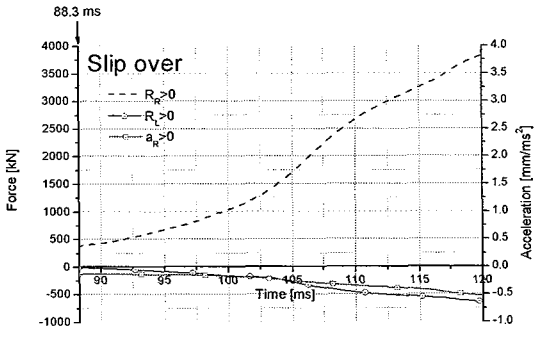
<그림 3.3.121> Evaluation of roll-over condition (μ=0)

차륜-레일 마찰을 고려한 모델의 경우, 차륜-레일 간 마찰조건 중 대표적으로 마찰계수가 0.3인 조건을 동일한 방법으로 분석하였다. 분석결과 0~88.2 ms까지는 정상상태를 나타내었고, 88.2 ms 이후에는 <그림 3.3.123>의 슬립오버 조건이나 <그림 3.3.124>의 슬립엔 롤오버조건은 성립되지 않았고, <그림 3.3.125>의 롤오버 탈선조건을 만족하였다.

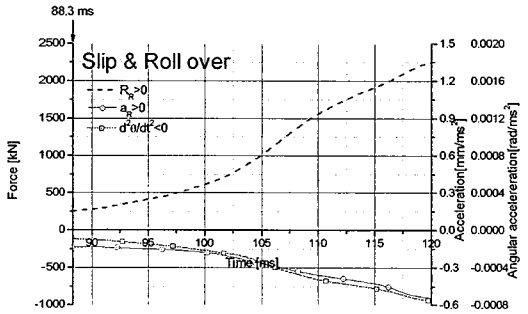
본 결과는 가상시험모델의 면 접촉 시뮬레이션 결과인 슬립엔 롤오버와 상이하였는데, 원인을 살펴보면 첫째 이론모델은 차륜과 레일의 접촉각을 단순화함으로 인해 실제 차륜-레일의 형상의 기하학적 형상을 고려할 수 없으며, 둘째로 이론모델에서는 수직력(W_L, W_R)의 작용점이 절대위치로 가정하였으나 시뮬레이션 모델에서는 윤축에 연결된 각 현가요소에서 순간적으로 높은 힘이 작용할 때 수직력의 작용점이 축상에서 변화되어 이론모델에서 정의한 a(수직작용점~차륜-레일 반력작용점 간의 거리)값이 일정하지 않음으로 인한 오차로 분석할 수 있다.



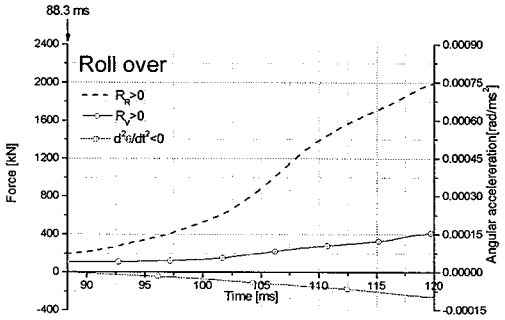
<그림 3.3.122> Evaluation of steady state condition (μ=0.3)



<그림 3.3.123> Evaluation of slip-over condition (μ=0.3)



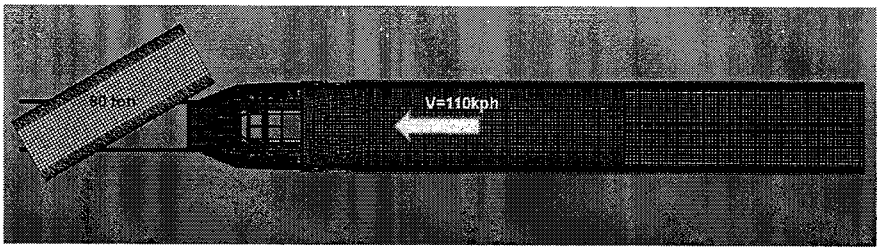
<그림 3.3.124> Evaluation of slip & roll-over condition (μ=0.3)



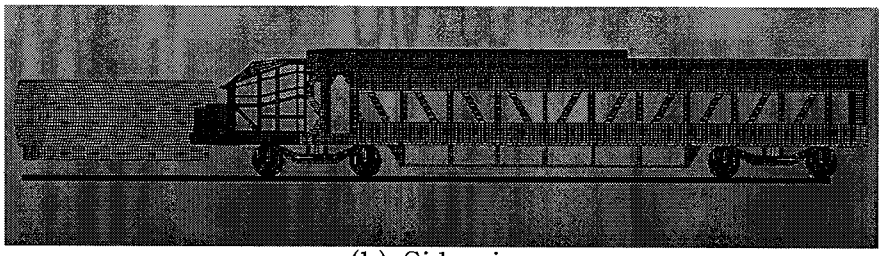
<그림 3.3.125> Evaluation of roll-over condition (μ=0.3)

② 대형장애물과의 충돌 후 탈선거동 해석

대형 변형체 장애물과의 충돌사고 시뮬레이션을 수행하기 위해 철도안전법에서 요구하는 대형장애물을 사용하였다. 대형장애물은 기계적 특성은 변경 하지 않고 질량은 1988년 프랑스 Voiron의 TGV 충돌사고와 유사하게 80 ton으로 증가시켰다. 대형장애물의 배치는 레일을 기준으로 30° 비스듬히 설치하여, 충돌 후 차륜거동을 분석한다. 대형장애물의 위치는 철도안전법에서 명시한 바와 같이 무게중심을 레일상단을 기준으로 1,750 mm로 설정하였다. <그림 3.3.126>은 시뮬레이션의 조건을 나타낸 것이다.



(a) Top view



(b) Side view

<그림 3.3.126> Reference collision scenario using large obstacle

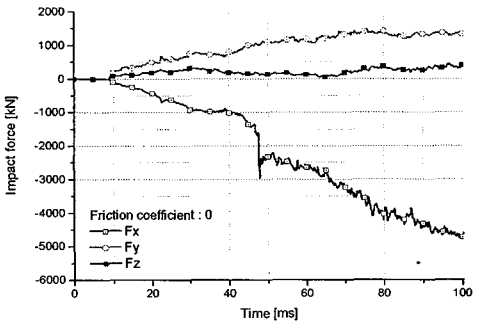
㉠ 시뮬레이션 결과분석

먼저 차륜-레일의 마찰을 고려하지 않은 조건에 대한 시뮬레이션을 수행하고 결과를 살펴보았다. 먼저 대형장애물과의 충돌에 의해 차체에 전달되는 충격력은 강체벽과의 충돌조건의 결과와 달리 수직방향의 충격력이 나타났으며, 차륜 거동도 전방대차의 전방윤축에서 발생하였다. 각 방향성분별 충격력을 살펴보면 진행방향에 대해 최대 4,604.3 kN, 횡방향에 대해 최대 약 1,322.1 kN, 수직방향에 대해 최대 약 391.9 kN 발생하였다. 길이방향 충격력이 횡방향 대비 약 3.4배 높게 나타났다.

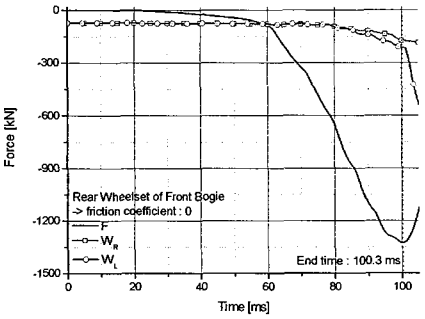
차량 전면을 정면에서 바라본 시점을 기준으로 하여 윤축에 작용하는 현가요소들의 수직력과 횡력을 살펴보면 우측 윤축에 발생하는 수직력(W_R)은 좌측 윤축에서 발생하는 수직력(W_L) 보다 낮은 수준을 유지하며 증가함을 알 수 있었는데, 윤축의 자중에 의해 현가요소들에 인장이 발생하지 않음은 윤축의 회전으로 인한 모멘트 외력이 작용함을 예상할 수 있다. 자세한 거동분석은 다음절에서 살펴본다. 수치적으로 살펴보면 W_R은 초기상태인 -72.36 kN 수준을 70 ms까지 유지한 이후 탈선완료 시점인 100.3 ms 동안 수직압축력이 -172.92 kN으로 증가하였고, W_L도 해당시점에 -214.25 kN으로 동일하게 증가하였다. 윤축의 수직력과 횡력 결과곡선은 <그림 3.3.128>에 나타내었다.

차륜-레일의 접촉력을 살펴보면 차륜거동의 시작은 차륜과 레일의 초기 횡접촉 후 차륜 플렌지와 레일이 접촉하는 시점으로 정의할 수 있으며, <그림 3.3.129>의 결과곡선으로부터 60 ms ~ 65 ms 사이로 예측할 수 있다. 결과곡선에서 레일과 접촉으로 인해 발생하는 수직력 R_L과 R_V는 59.7 ms까지 정상주행조건인 82.3 kN을 약간 상회하는 88.38 kN을 유지하다가 오른쪽 차륜 플렌지와 접촉력 증가 과정인 60.6 ms 이후에는 0(zero)로 변화됨을 알 수 있다. 이는 차륜과 레일의 접촉이 발생하지 않음을 의미하고, 해당 시점이후에는 오른쪽 플렌지의 수직방향 접촉력($R_R\sin\theta$)과 횡방향 접촉력($R_R\cos\theta$)만이 존재하였다.

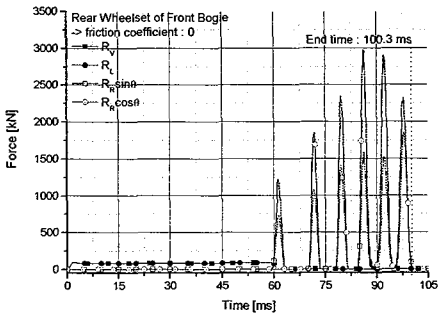
<그림 3.3.129>의 결과곡선에 의하면 75 ms 이후 플렌지와 레일 간에는 충격적으로 접촉력이 발생하고 있다. 결과곡선으로부터 W_L의 압축력이 플렌지와 레일의 접촉이후에 증가하는 현상과 플렌지와 레일의 접촉력의 경향으로 볼 때 슬립오버와 롤오버가 동시에 작용하는 거동과 롤오버 현상을 예상할 수 있다. 시뮬레이션으로부터 해당 윤축의 거동은 <그림 3.3.131>과 같으며 슬립오버와 롤오버의 동시현상 또는 롤오버 탈선거동을 나타내고 있다.



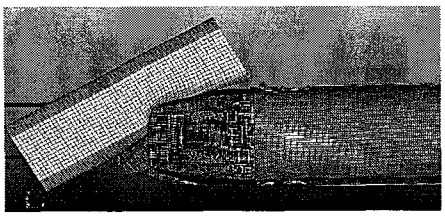
<그림 3.3.127> Impact force between VTM and obstacle (μ=0)



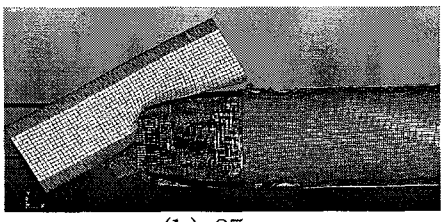
<그림 3.3.128> F, W_R, and W_L result (μ=0)



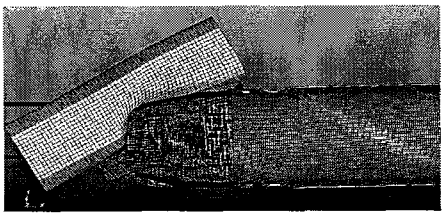
<그림 3.3.129> R_V, R_L, and R_R result (μ=0)



(a) 85 ms

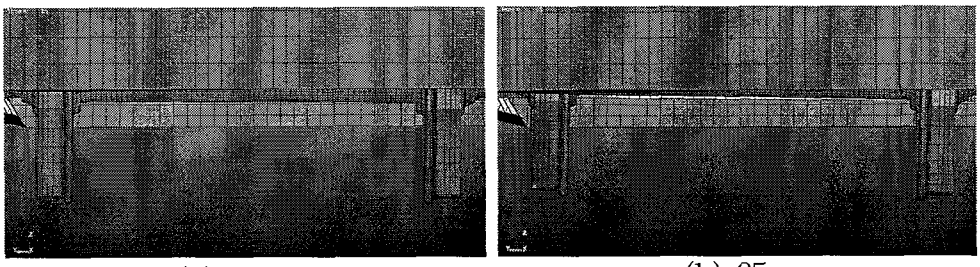


(b) 95 ms

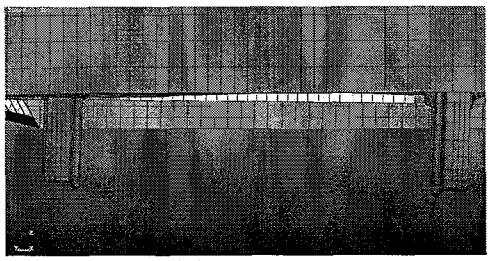


(c) 105 ms

<그림 3.3.130> Deformed shape of front end structure (μ=0)



(a) 85 ms (b) 95 ms



(c) 105 ms

<그림 3.3.131> Derailment behavior after collision (μ=0)

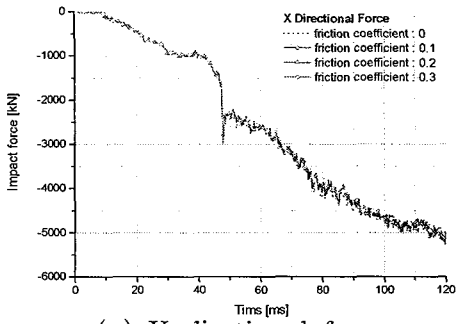
차륜-레일 간의 마찰을 고려한 경우, 차륜-레일 간의 마찰계수(μ)를 0.1, 0.2, 0.3으로 적용하여 동일한 충돌 시나리오 조건에 대한 시뮬레이션을 수행하고, 마찰조건에 따른 접촉력 응답의 경향을 분석하였다. 방향성분의 정의는 차량의 전면을 마주보는 시점을 기준으로 좌측과 우측을 의미한다. 따라서 주행방향에 대해 좌측방향은 본 절에서는 우측이 된다.

먼저 대형장애물과 차체간의 충격력을 살펴보면 마찰조건의 차이에도 거의 동일한 결과를 나타내므로 인해 마찰조건은 본 시나리오에 대해 충돌에 의한 충격력에 영향을 주지 못함을 확인하였다. 각 방향성분 별 충격력 결과곡선은 <그림 3.3.132>과 같다.

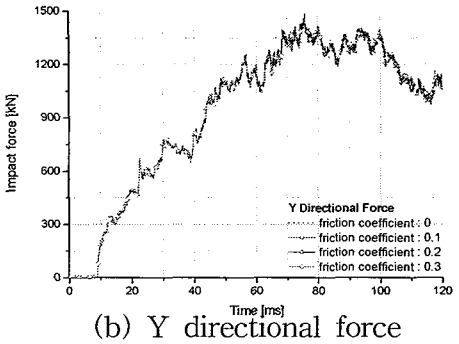
횡방향 윤축 전달력 F는 80ms 까지 동일한 경향을 유지하다가 이후 예상대로 마찰계수가 큰 모델이 높은 수치를 나타냄을 확인하였다. 각 차륜에 작용하는 수직력을 살펴보면 W_R은 마찰계수에 비례하여 수직력이 증가하는 경향을 나타내었으나, W_L은 <그림 3.3.134>의 결과곡선과 같이 현가요소들의 압축 한계를 초과할 때 발생하는 순간적인 높은 압축력으로 인해 마찰효과에 대한 결과를 분석하기 어려웠다. 차륜-레일 간의 접촉력인 R_R, R_V, R_L의 결과를 살펴보면 본 시뮬레이션 조건에서는 마찰조건이 적용된 모델 간의 접촉력 결과에 있어서는 수치적 차이가 크지 않음을 알 수 있다. 차륜-레일 간의 접촉력 결과는 <그림 3.3.136~3.3.139>와 같다.

마찰계수에 의한 응답경향을 거시적으로 살펴보기 위해 마찰계수가 0(zero)인 모델과 0.3인 모델 간의 결과를 분석하였다. 먼저 윤축에 발생하는 횡하중 F는 마찰특성으로 높은 경향을 나타내었다. 수치적 비교를 하면 100.2 ms 시점에 마찰계수가 0(zero)인 모델은 -1326.38 kN, 마찰계수가 0.3인 모델은 -1546.18 kN

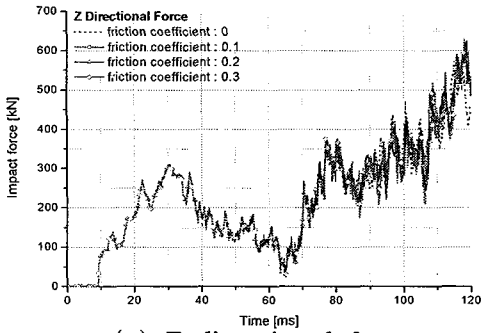
으로 약 14 % 수준의 차이였다. 각 윤축에 전달되는 수직력인 W_L과 W_R의 경우도 마찬가지로 마찰계수가 0.3인 모델이 높은 수직압축력의 응답을 얻었다. 해당 결과곡선은 <그림 3.3.141~3.3.142>과 같다. 차륜과 레일의 접촉력을 살펴보면 R_L과 R_V의 차이는 거의 없었으나, 플렌지와 레일의 접촉력인 R_R의 방향성분별 결과는 마찰계수가 0.3인 모델이 마찰계수가 0(zero)인 모델보다 상대적으로 높은 수치와 접촉상태가 더 유지됨을 확인할 수 있었다. 이는 마찰특성에 의해 예상할 수 있는 경향이나 본 충돌조건에서는 마찰효과에 의한 영향은 크지 않음을 알 수 있었다.



(a) X dirctional force
(Longitudinal direction)

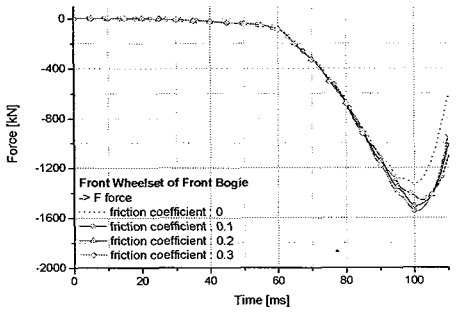


(b) Y directional force
(Lateral direction)

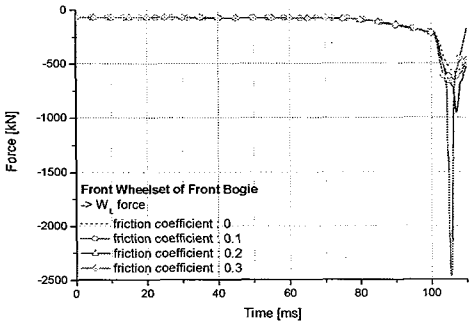


(c) Z directional force
(Vertical direction)

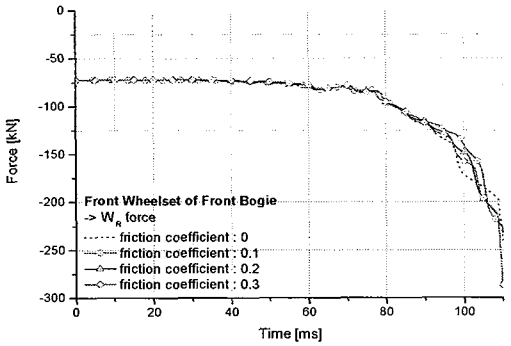
<그림 3.3.132> Impact force between VTM and obstacle



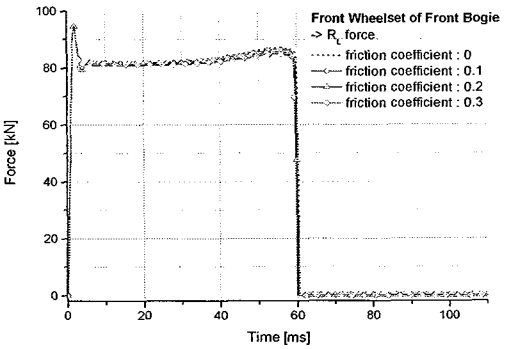
<그림 3.3.133> F results of each friction condition



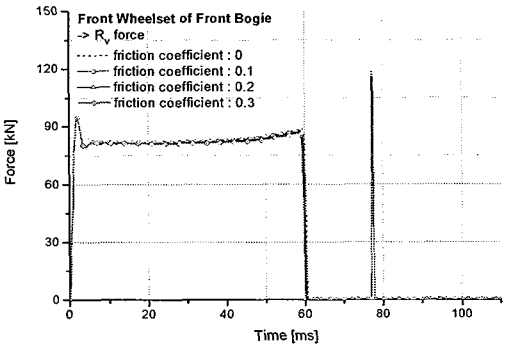
<그림 3.3.134> W_L results of each friction condition



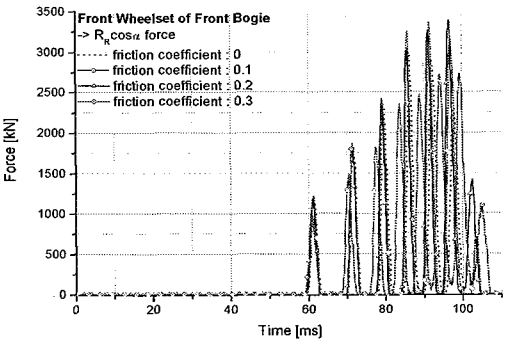
<그림 3.3.135> W_R results of each friction condition



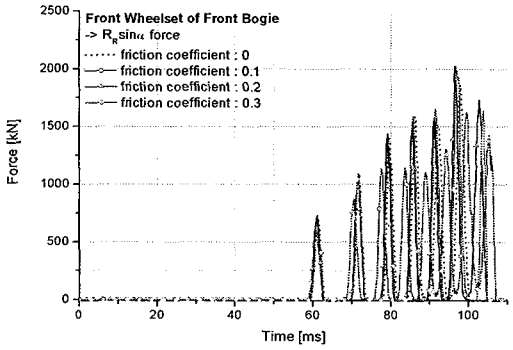
<그림 3.3.136> R_L results of each friction condition



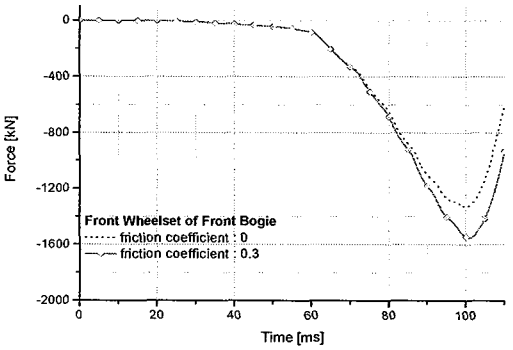
<그림 3.3.137> R_V results of each friction condition



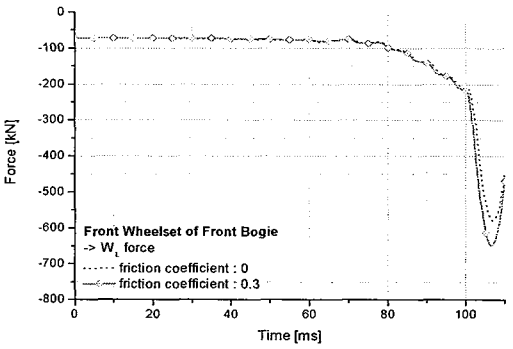
<그림 3.3.138> $R_R\cos\alpha$ results of each friction condition



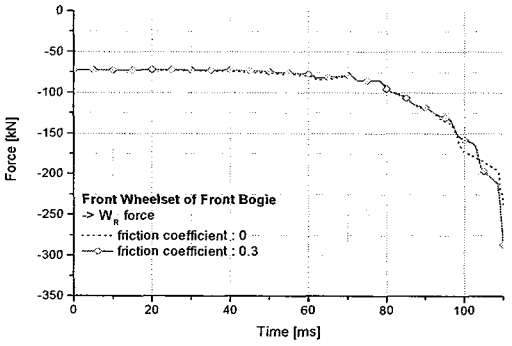
<그림 3.3.139> $R_R$sinα results of each friction condition



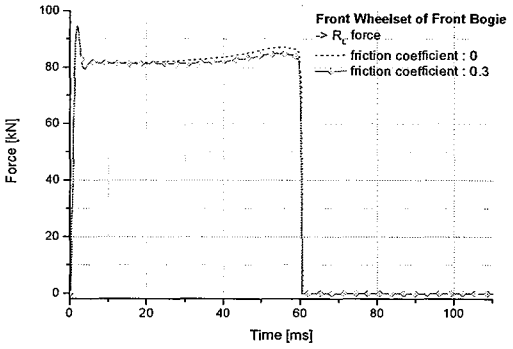
<그림 3.3.140> Comparison of F between μ=0 and μ=0.3



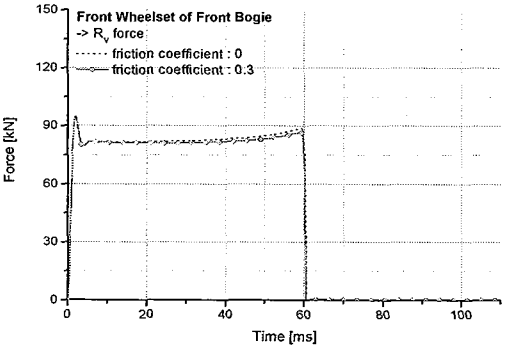
<그림 3.3.141> Comparison of W_L between μ=0 and μ=0.3



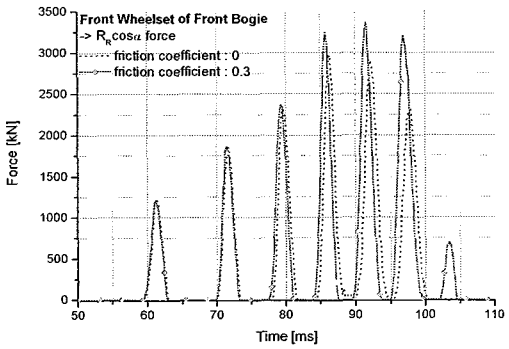
<그림 3.3.142> Comparison of W_R between μ=0 and μ=0.3



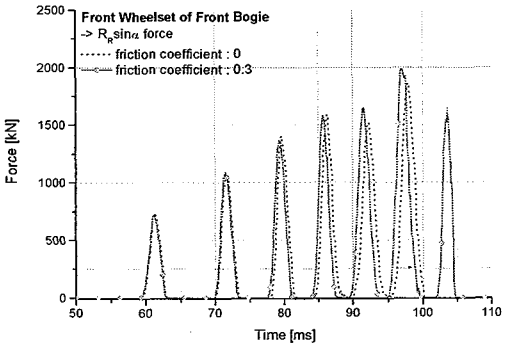
<그림 3.3.143> Comparison of R_L between μ=0 and μ=0.3



<그림 3.3.144> Comparison of R_R between μ=0 and μ=0.3



<그림 3.3.145> Comparison of $R_R\cos\alpha$ between μ=0 and μ=0.3



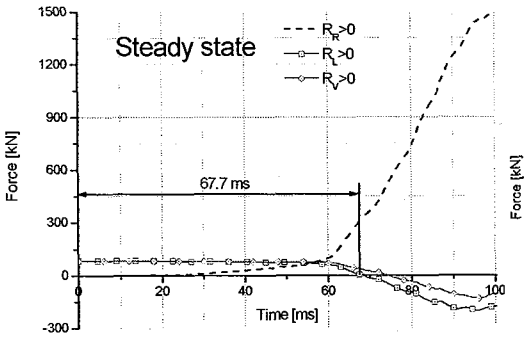
<그림 3.3.146> Comparison of $R_R\sin\alpha$ between μ=0 and μ=0.3

㉡ 윤축의 동역학적 이론을 이용한 면접촉 모델의 탈선거동 평가

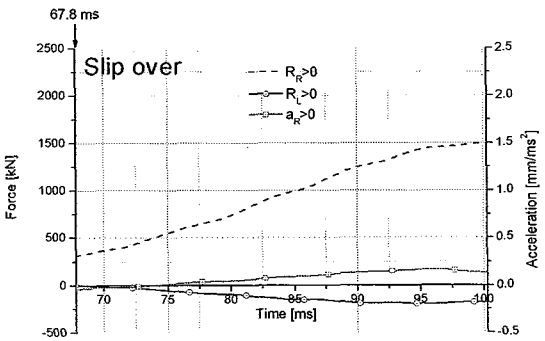
80톤 대형장애물과의 충돌 후 시뮬레이션 결과 중, F, W_L, W_R의 데이터를 동역학적 이론에 입력하여 계산된 R_L, R_R, R_V, a_R, $\ddot{\theta}$으로부터 탈선유형을 분석하였다. 분석절차는 각 유형의 판정조건에 대해 계산된 결과곡선을 정리하여 각 탈선거동이 발생하는 시간대역을 확인하였다.

분석결과 정상상태는 67.7 ms까지 유지됨을 알 수 있다. <그림 3.3.148>은 슬립오버 조건에 대해 분석한 결과인데 $R_L > 0$ 구간이 존재하지 않으므로 성립되지 않음을 알 수 있었다. 슬립엔 롤오버 조건은 <그림 3.3.149>와 같이 74 ms 이후에 시작하여 탈선완료시점인 100.3 ms 까지 존재하였다. 롤오버 조건에 대해 살펴보면 67.8~74.0 ms 구간에서 조건을 만족하였으나, 이후 $R_V > 0$이 성립되지 않았다.

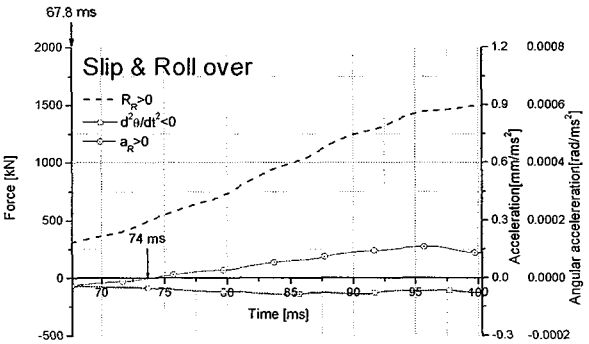
이론모델을 이용한 탈선거동 분석결과 롤오버와 슬립엔 롤오버 거동을 확인할 수 있었고, 시뮬레이션에서 나타낸 슬립엔 롤오버 탈선거동을 재연함을 확인하였다.



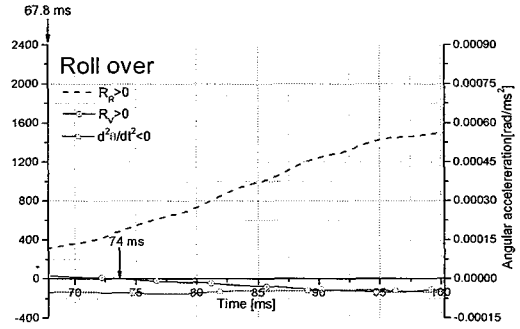
<그림 3.3.147> Evaluation of steady state condition (μ=0)



<그림 3.3.148> Evaluation of slip-over condition (μ=0)



<그림 3.3.149> Evaluation of slip & roll-over condition (μ=0)

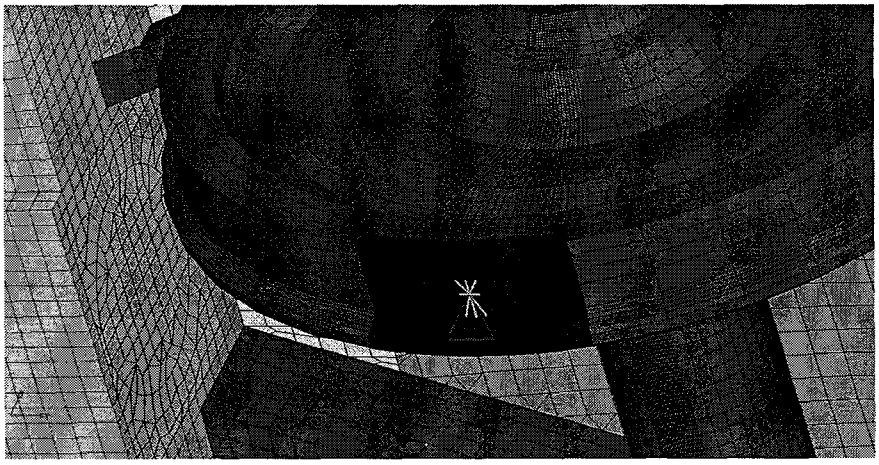


<그림 3.3.150> Evaluation of roll-over condition (μ=0)

(다) 윤축의 동역학적 차륜-레일 이론모델을 이용한 충돌 후 탈선거동 예측

앞에서 수행한 차륜과 레일의 접촉 모델 시뮬레이션에 대한 윤축의 동역학적 차륜-레일 이론 적용은 시뮬레이션 결과와 이론분석 결과의 상호 평가 검증에 목적을 두었다. 그러나 본 연구에서 개발한 동역학적 이론모델을 이용하여 차륜-레일의 접촉 모델을 고려하지 않고 시뮬레이션 하여 충돌 후 차체구조로부터 윤축에 전달되는 힘의 성분으로부터 윤축의 거동과 탈선유무를 판정하는 것이 최종 목표이다. 만약 차륜과 레일의 접촉 모델링을 사용하지 않고 충돌 해석한 윤축의 작용력 결과만으로 실제 탈선현상을 예측할 수 있다면 동역학적 이론모델의 효용성은 매우 크다고 할 수 있다.

이론모델의 검증을 위한 시뮬레이션 모델은 레일부를 제거하여 차륜-레일 간의 접촉을 고려하지 않고, 레일과 접촉하는 차륜답면의 절점을 <그림 3.3.151>과 같이 횡방향과 수직방향을 고정하고 차량 진행방향인 길이방향에 대해서는 자유롭게 운동할 수 있는 조건을 할당하였다. 또한 차륜은 탄성재질의 솔리드 요소로 모델링 되어있으므로 회전운동에 대한 자유도를 구속시키기 위해 구속 절점의 이웃한 8개 절점과 연결하여 6자유도 강체요소로 모델링 하였다.

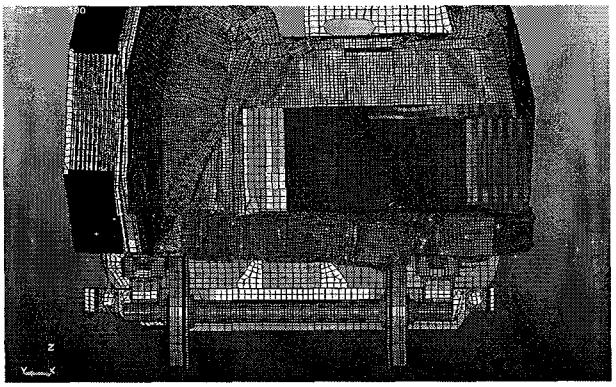


<그림 3.3.151> Boundary condition of constrained W/R model

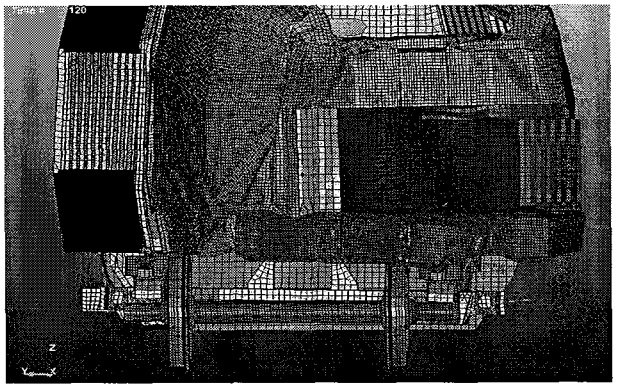
시뮬레이션 결과를 살펴보면 차륜의 답면이 고정되어 있으므로 <그림 3.3.152>과 같이 윤축의 좌우 및 상하 운동이 발생하지 않음을 확인할 수 있다. 그러나 충돌 후 차체의 횡방향 변형에 의해 대차와 윤축을 연결하는 스프링의 횡방향 변형을 확인할 수 있다. 본 시뮬레이션에서 대차와 윤축을 연결하는 스프링의 횡력과 윤축 양단에 작용하는 수직력을 입력 데이터로 사용하여 윤축의 거동을 분석하게 된다. 획득된 데이터는 <그림 3.3.153>과 같다.

입력된 시뮬레이션 데이터를 이용하여 정상상태, 슬립오버, 슬립엔 롤오버, 롤오버 조건에 대한 분석을 수행하였다. 분석결과 정상상태는 86.5 ms 까지 유지되었으며, 이는 차륜과 레일의 면 접촉 결과인 86.9 ms와 거의 차이가 없었다. 탈선거동을 살펴보면 $R_R > 0$, $a_R > 0$, $\ddot{\theta} < 0$은 조건을 만족하므로 면접촉 모델과 동일한 슬립엔 롤오버 유형임을 알 수 있다. 각 유형별 분석결과는 <그림 3.3.154 ~그림 3.3.157>에 정리하였다.

최종적으로 차륜과 레일의 접촉모델을 사용하지 않고 윤축 운동을 구속한 모델의 시뮬레이션으로 구한 윤축 작용력에 동역학적 이론모델을 적용하면 충돌 후 탈선거동을 분석할 수 있음을 확인하였다.

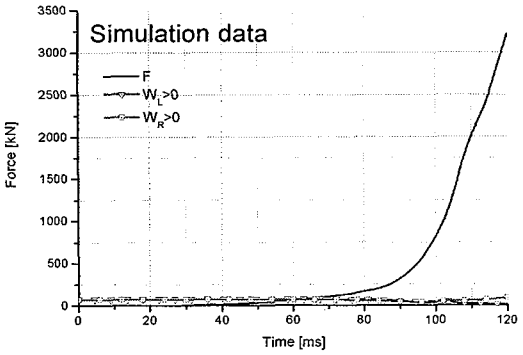


(a) 100 ms

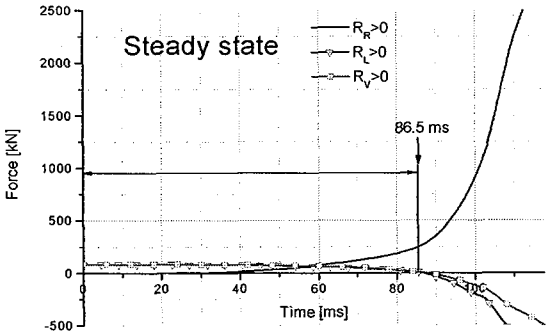


(b) 120 ms

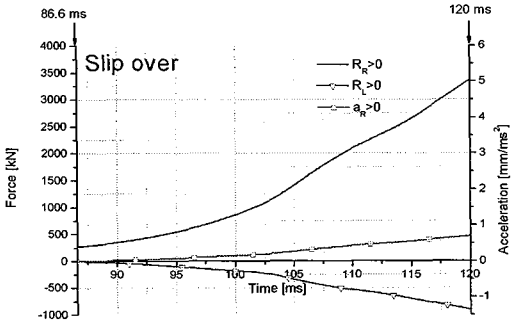
<그림 3.3.152> Deformed shape of simulation using W/R constrained model



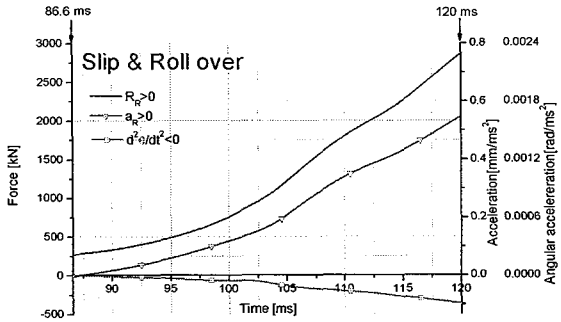
<그림 3.3.153> F, W_R, and W_L result



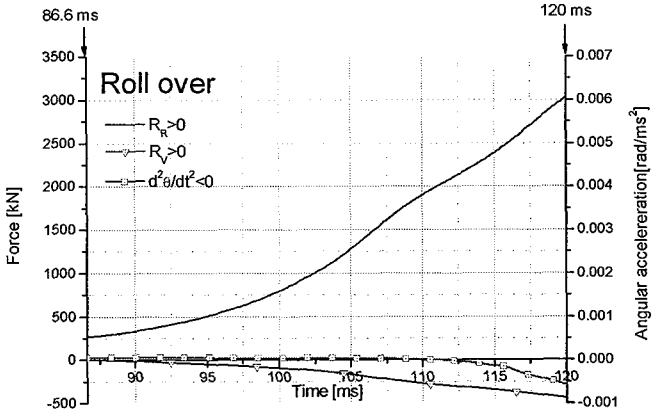
<그림 3.3.154> Evaluation of steady state condition



<그림 3.3.155> Evaluation of slip-over condition



<그림 3.3.156> Evaluation of slip and roll-over condition



<그림 3.3.157> Evaluation of roll-over condition

(라) 차륜-레일 모델링에 따른 충돌 후 탈선거동 비교 평가

차륜-레일의 모델링에 따른 충돌 후 탈선거동을 윤축 동역학 이론모델의 탈선 유형에 따라 분석하고 각 모델링 방법의 차별성을 분석하였다. 평가용 시뮬

레이션 시나리오는 레일을 기준으로 60° 기울어진 고정벽에 72 km/h로 충돌하는 조건이고, 분석 윤축은 면접촉 모델 시뮬레이션 시 탈선거동이 가장 먼저 발생하는 전방대차 후방윤축이다. 결과비교 분석에 있어서 기준모델은 실제와 가깝게 모델링된 면접촉 모델이다. 차륜-레일 간의 마찰조건은 0.2를 적용하였다.

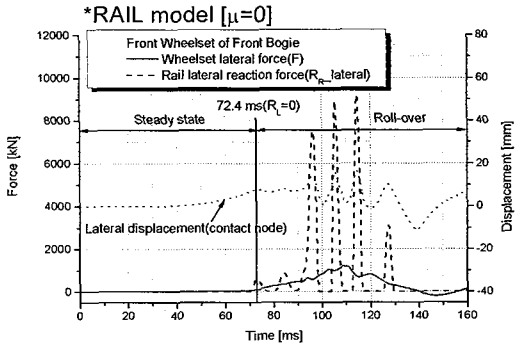
*RAIL 함수를 이용한 점접촉 모델은 차륜-레일의 상호작용을 변위와 접촉력 특성곡선으로 표현할 수 있으나 횡방향 접촉특성은 1 MN/mm의 높은 강성으로 설정되어 초기접촉 이후로는 횡방향 변위가 구속되는 효과를 갖게 된다. 이는 이론모델에서 슬립오버와 슬립엔 롤오버 조건을 결정하는 횡방향 변위를 제한하므로 이 방법의 시뮬레이션으로 충돌 후 탈선거동을 평가하는 데 한계가 있다. 또한 차륜-답면의 마찰조건을 고려하지 못하는 것도 해결되어야 하는 부분이다. <그림 3.3.158>은 *RAIL 함수를 이용한 모델의 탈선거동 분석결과이며, 언급한 바와 같은 요인으로 인해 롤오버 탈선거동이 나타남을 알 수 있다. 탈선거동의 발생시점은 72.4 ms 이다.

또한 본 연구에서 제안한 수평/수직 스프링을 이용한 점접촉 모델은 차륜-레일의 마찰조건을 스프링의 각 방향성분에 하중-변위 특성곡선으로 정의할 수 있다는 점은 *RAIL 함수를 이용한 모델의 한계를 보완한 것이다. 윤축의 거동이 실제와 가깝게 표현될 수 있으므로 충돌 후 탈선거동의 평가에 있어서는 효율적이나 입력 특성곡선은 차륜-답면의 등가조건에 근거하므로 정확한 마찰 접촉 특성을 고려하기 어렵다. <그림 3.3.159>는 마찰계수가 0.2인 조건에 대한 충돌 후 탈선거동 결과이며, 슬립엔 롤오버 현상이 발생하였다. 탈선거동의 발생시점은 78.6 ms로 마찰조건이 적용되지 않은 *RAIL 함수를 이용한 모델보다 늦은 시점을 나타내었다.

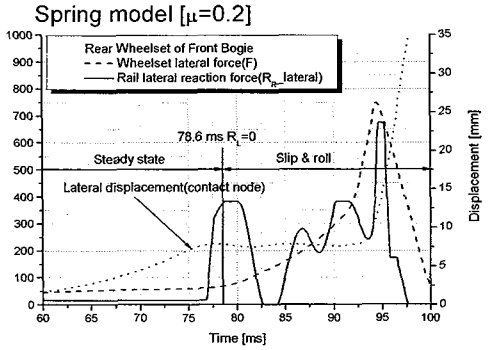
한편 차륜-레일을 면접촉으로 표현한 모델은 실제 조건와 가장 유사한 모델이며, 언급한 바와 같이 여러 가지 모델링 기법들의 유효성을 검증하는 기준 모델이라 할 수 있다. 시뮬레이션 결과로부터 탈선거동을 분석한 결과 73.7 ms 까지 정상상태를 유지한 이후 슬립엔 롤오버 탈선거동이 발생하였다. 탈선거동 측면에서는 수평/수직 스프링 점접촉 모델과 동일함을 알 수 있다. 면접촉 모델의 결과곡선은 <그림 3.3.160>와 같다.

마지막으로 차륜-레일의 접촉을 고려하지 않은 모델의 충돌 후 탈선거동을 살펴보았는데, 본 모델링에서는 차륜-레일의 횡방향 거동을 구속하였으므로 윤축에 발생하는 작용력을 윤축의 동역학적 이론모델에 적용하여 탈선거동을 예측하는 절차를 거치게 된다. 분석결과 정상상태는 86.5 ms 까지 유지한 이후 롤오버 탈선거동을 나타내어 면접촉 모델링 방법의 결과와 차이를 나타내었다. 본 모델의 탈선거동 시점은 면접촉 모델의 탈선거동 발생시점인 78.6 ms와 차이를 나타내었는데 이에 대한 명확한 분석을 위해 스프링 모델과 면접촉 모델의 윤축 작용력을 동역학적 이론모델에 적용하여 각각 상대비교 하였다. 분석결과, 스프링 모델은 87.6 ms, 면접촉 모델은 87.7 ms로 최대 1.1 ms 이내의 작은 상

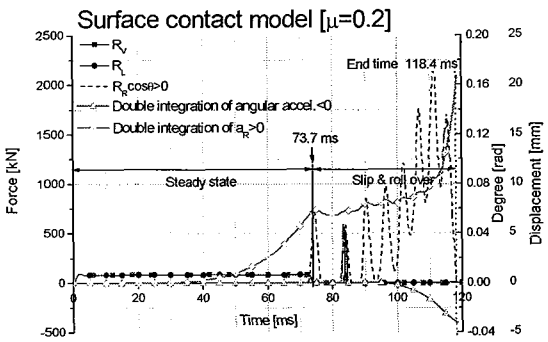
대오차를 나타내므로 동역학적 이론을 적용한 예측 방법은 신뢰할 수 있다고 판단된다. 또한 동역학적 이론모델을 이용한 탈선거동 예측이 면접촉 모델과 다른 결과를 나타낸 것은 이론모델에서 차륜-레일의 기하학적 형상을 고려하지 않고 접촉각을 단순화 등으로 차륜의 미끄러져 오름을 근사하게 표현하지 못하여 발생한 누적오차가 주요 원인으로 판단되며, 이를 보완하기 위한 추가적인 연구가 필요하다. 차륜-레일의 접촉을 고려하지 않은 시뮬레이션 결과의 이론모델에 의한 분석과 각 모델에 대한 탈선 거동 분석은 <그림 3.3.161~그림 3.3.166>에 정리하였다.



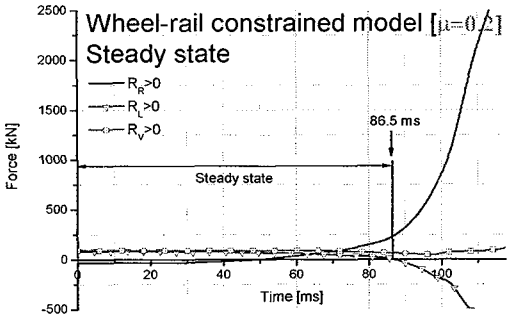
<그림 3.3.158> Derailment behavior of *RAIL model (μ=0)



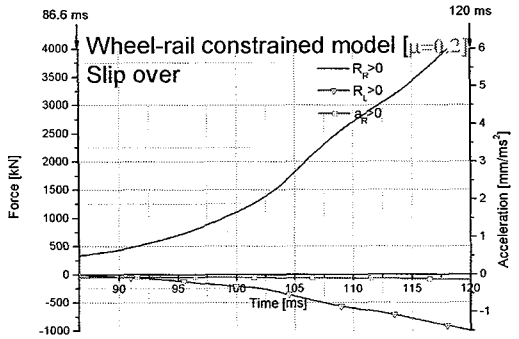
<그림 3.3.159> Derailment behavior of the proposed spring model (μ=0.2)



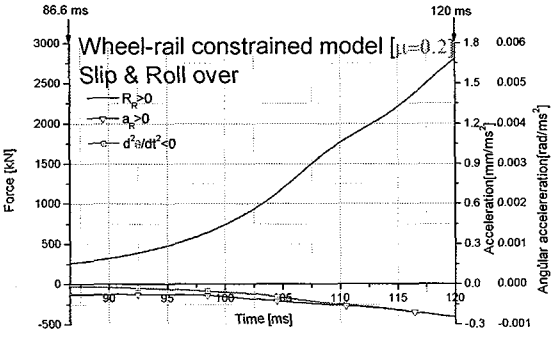
<그림 3.3.160> Derailment behavior of surface contact model (μ=0.2)



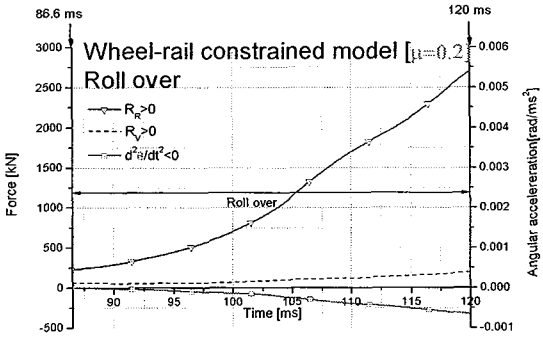
<그림 3.3.161> Evaluation of steady state condition of constrained W/R model (μ=0.2)



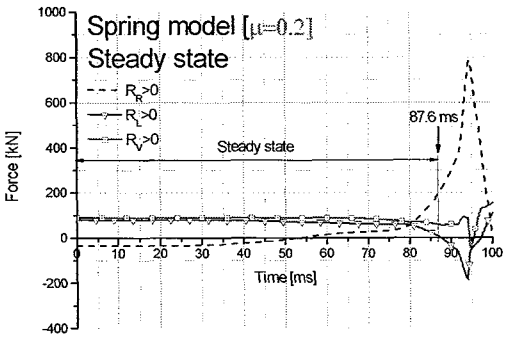
<그림 3.3.162> Evaluation of slip-over condition of constrained W/R model (μ=0.2)



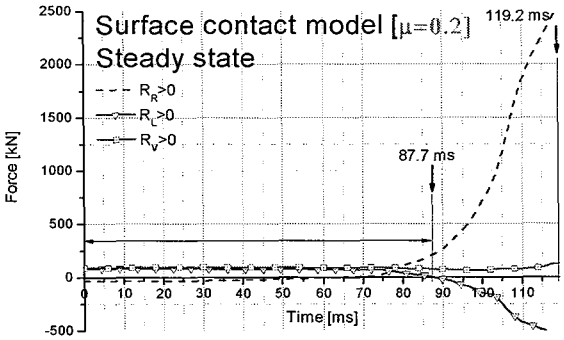
<그림 3.3.163> Evaluation of slip & roll-over condition of constrained W/R model (μ=0.2)



<그림 3.3.164> Evaluation of roll-over condition of constrained W/R model (μ=0.2)



<그림 3.3.165> Evaluation of steady state condition of the porposed spring model (μ=0.2)



<그림 3.3.166> Evaluation of steady state condition of surface contact model (μ=0.2)

(4) 결 론

열차충돌사고는 순간적으로 발생하는 높은 충격력으로 인해 차체의 거동을 예측하기 어려울 뿐만 아니라 복잡한 차륜-레일 간의 접촉관계로 인해 탈선여부를 판정

하는 것은 많은 기술적 분석이 필요하다. 이러한 기술적 분석에는 발생할 수 있는 탈선거동에 대한 범주의 구분이 선행되어야 하고, 각 유형에 대한 판정을 위한 조건이 정의되어야 한다.

본 연구에서는 충돌 후 윤축에 전달되는 수직력과 횡방향 하중을 분석하여 탈선의 유형을 예측할 수 있는 이론적 기반을 정리하였고, 도출된 이론의 검증을 위한 단순윤축모델을 이용한 시뮬레이션 평가를 수행하였다. 또한 시뮬레이션 모델의 유효성을 확인하기 위한 실제 차량과 유사한 가상시험모델을 개발하고 충돌 후 탈선거동과 주요 데이터를 동역학 이론모델에 입력하여 탈선거동의 재연성을 분석하였다. 그리고 최종적으로 차륜-레일 간의 접촉을 고려하지 않은 가상시험모델을 이용하여 충돌 후 윤축의 작용력을 구한 후, 윤축의 동역학 이론모델을 적용하여 탈선거동 예측하는 방법을 제시하였다.

추가로 차륜-레일 간의 접촉부를 단순하게 표현하기 위한 모델링기법에 대한 연구를 수행하였다. 먼저 LS-DYNA에서 제공하는 점접촉 모델을 사용하였으나 탈선거동표현의 한계와 마찰특성이 고려되지 않는 한계를 나타내었으며, 이를 보완하기 위한 대안으로 차륜-레일 간 접촉특성을 비선형 스프링 요소를 이용한 모델링 기법을 연구하였다.

본 연구는 위와 같은 충돌 후 차륜-레일 간의 거동과 접촉에 의한 응답특성을 분석 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

○ 충돌에 의한 탈선 현상을 해석하고 검증하기 위한 대상모델로 실제차량과 동일한 조건을 갖는 가상시험모델을 개발하였다. 또한 가상시험모델의 안정적인 주행특성을 얻기 위해 차륜-레일 간 수직 접촉력의 오실레이션 현상을 효과적으로 제어할 수 있는 임계감쇠기법과 하중감쇠기법을 개발하였다. 본 기법은 철도차량이외의 응용해석에도 효율적으로 사용될 수 있다고 판단된다.

○ 충돌 후 탈선거동의 분석을 위해 사용된 대형장애물과의 충돌을 수행하기 위해 철도안전법에서 요구하는 물리적 특성을 갖는 대형장애물을 개발하였고, 개발된 모델은 철도안전법 시행지침 제 16조의 열차 충돌성능평가에 사용 가능하다.

○ 충돌 후 윤축에 작용하는 충격력으로부터 탈선거동을 평가하기 위한 이론모델을 도출하고, 이론식에 근거한 탈선거동을 정의한 후 동역학 시뮬레이션을 통해 검증하였다. 본 이론모델은 단순 플랜지 형상의 차륜모델을 사용하였으나, 실제 플랜지 형상의 차륜 모델에 대한 탈선현상 예측 및 평가에도 유효하였다.

○ 유한요소로 구성된 차륜-레일 간의 면 접촉 시뮬레이션을 위한 다양한 접촉해석기법을 개발하였고, 이를 활용한 가상시험모델의 충돌 후 거동 시뮬레이션을 수행하였다. 열차 대 열차 충돌조건 및 대형장애물 충돌조건에 대한 시뮬레이션 결과 충돌 후 차륜-레일 간 접촉운동으로 인해 발생하는 탈선거동은 슬립오버와 롤오버가 동시에 발생함을 확인할 수 있었다.

○ 충돌 후 차륜-레일 간 면 접촉 시뮬레이션에 상응하는 해석 결과를 얻을 수

있는 새로운 단순 점접촉모델링 기법을 제안하였다. 기존의 점접촉 모델 기법으로 개발된 LSTC(社)의 LS-DYNA *RAIL 기능은 슬립오버 현상을 재연하지 못하는 기술적 한계를 가지고 있으나, 본 연구에서 제안한 수평/수직 스프링을 이용한 점접촉 모델은 면접촉 모델과 같은 유형의 윤축거동을 나타낼 수 있다.

○ 차륜-레일 간 접촉을 고려하지 않은 VTM의 충돌 해석 후, 이론모델을 통한 탈선거동 예측가능 여부를 분석한 결과 면접촉 모델과 동일한 유형의 거동을 얻을 수 있었다. 이는 차륜-레일 간 접촉을 고려하지 않아도 이론모델을 이용해 충돌 후 탈선거동을 예측할 수 있음을 보여준다.

제4절 안전의자 표준모델, 완충장치 설계 및 시제품 제작

검증계획서 **(Verification Plan)**	**ID No :** **RC - SR04 - SSR03 - 2009** 작성일 : 2010. 05. 수정일 :

4. 프로젝트는 에너지 흡수식 충돌안전장치 표준성능모델을 개발해야 한다.

4.3 프로젝트는 승객보호용 충격에너지 흡수식 의자를 개발하여야 한다.

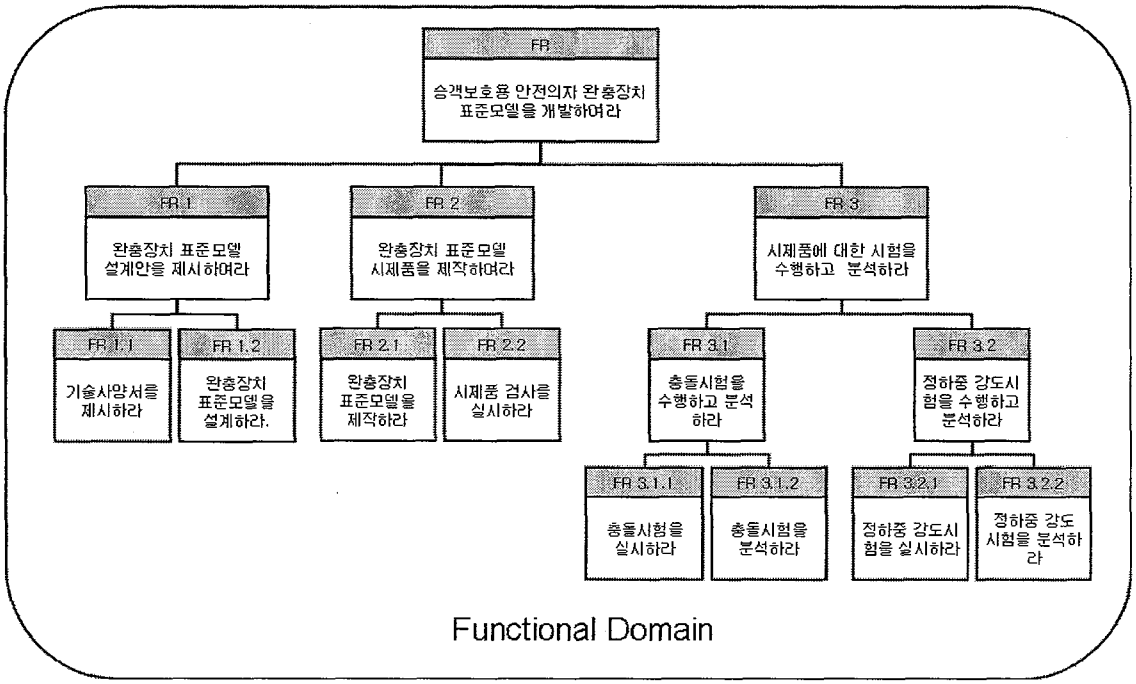
입력물 :	**업무 :**	**출력물 :**
☐ 요구사항 (Requirement) - 요구사항 문서 - 검증 요구사항 추적 매트릭스(VRTM) ☐ 기술 개발 계획(Technical Plan) - 연구계획서 - WBS (Work Breakdown Structure) ☐ 설계정보 및 평가자료 - 성과물 : 승객용 안전의자 완충장치 표준모델 시제품 - 기능 아키텍처 - 물리 아키텍처 - 설계 분석 보고서 (DARs) ☐ 검증 방법 - 5.1 육안검사 - 5.3 기능시험	- SE 검증	- 수정 VRTM - 검증결과표

Verification Specification (검증기준) :

1. 시제품 검사
   1.1 시제품은 사양 및 도면 기준으로 제작되었는가?
2. 개발품의 성능
   2.1 안전의자 완충장치 시제품 제작을 위한 연구를 수행하였는가?
   2.2 안전의자 완충장치에 대한 충돌모의시험 및 정하중 강도시험을 실시하고 분석하였는가?

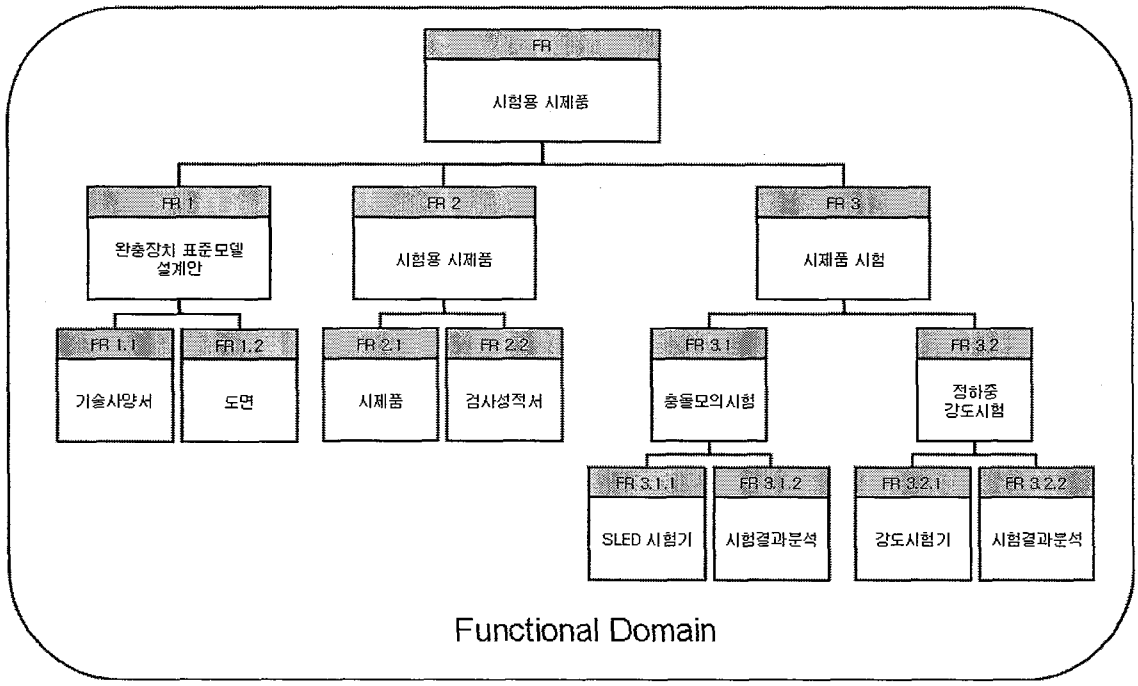
1. 기능 아키텍처

승객보호용 안전의자 완충장치 표준모델 기능 아키텍쳐



2. 물리 아키텍처

승객보호용 안전의자 완충장치 표준모델 물리 아키텍쳐



3. 설계분석보고서

가. 요구사항과의 적합성

승객보호용 안전의자 핵심기술 개발에 대한 연구는 시스템 요구사항 『SR 4. 프로젝트는 에너지 흡수식 충돌안전장치 표준성능모델을 개발해야 한다.』 중 『SR 4.3 프로젝트는 승객보호용 충격에너지 흡수식 의자를 개발하여야 한다.』에 해당하는 내용이다. 본 과제에서는 승객보호용 안전의자 핵심기술을 개발하는 방안으로 안전의자 표준모델 완충장치 시제품을 설계하여 시제품을 제작하였으며, 충돌 시험 및 정하중 강도시험을 수행하였다.

나. 설계기준

○ 안전의자 완충장치 표준모델은 기술사양서상의 시험조건을 만족하도록 설계함.

- 기술사양서상의 재료 및 구조를 만족할 것.
- 안전의자 표준모델에 대한 정하중 강도 시험 기준을 만족할 것.
- 안전의자 표준모델에 대한 충돌안전 시험기준을 만족할 것.

○ 전년도 정하중 강도시험 및 충돌모의 시험 분석 자료를 근거로 충격을 가장 많이 흡수할 수 있는 다리(Pedestal) 부위에 우레탄 재질을 사용한 완충장치를 설치하는 것으로 설계함.

○ 다리(Pedestal) 부위에서 충격량을 최대한 흡수하기 위하여 테이퍼의 각도를 변경하면서 최적의 형상을 구현하도록 설계하였으며, 정하중 강도시험 및 충돌모의시험을 통하여 검증함.

다. 검증 방법에 따른 증거 자료

본 연구의 검증방법은 VRTM의 『5.1 육안 검사』와 『5.3 기능 시험』의 두 가지이다. 육안 검사는 시제품에 대한 외관 및 치수 검사를 실시한 검사성적서가 있다. 기능 시험은 시제품에 대한 충돌모의시험을 실시한 동영상 자료 및 사진 자료와 시험결과보고서가 있다. 또한 정하중 강도시험을 실시한 사진 및 시험결과 보고서가 있다.

라. 성과물의 내용 및 결과

(1) 안전의자 완충장치 표준모델 제작을 위한 기술사양서

안전의자 완충장치 표준모델 제작을 위한 기술사양서를 작성하여 설계를 위한 목표로 활용하며, 시제품 검사를 위한 기준을 제공한다. 또한 충돌모의시험 및 정하중 강도시험을 위한 시험 방법 및 시험 기준으로 활용한다.

(가) 의자 부품별 재질 선정 기준

전년도 충돌모의시험 분석 결과를 바탕으로 승객이 의자에 부딪치는 부위에는 충격을 흡수 완화할 수 있는 구조 및 재질을 선정한다. 승객의 머리가 부딪치는 부위인 등받이 후면부는 프레임 외부에 P.U Foam으로 감싸고 카바지로 포장하는 구조를 적용하여 승객의 머리가 의자의 등받이 후면부에 충돌시 에너지를 흡수 완화할 수 있는 구조로 한다. 승객의 종아리 및 무릎이 부딪치는 부위인 발걸이와 등받이 하단부 프레임은 충격을 완화 흡수할 수 있는 구조나 재질을 사용하여야 한다. 의자 하부 구조는 취성에 약한 알루미늄이나 마그네슘을 사용하지 않고 스틸류의 용접 구조물을 적용하여 충돌시 변형을 통한 충격 에너지를 흡수하는 구조로 한다.

(나) 의자 정하중 강도 시험 기준 선정

현재 국내 법규에는 의자에 대한 정하중 강도 시험 기준이 별도로 규제되어 있지 않다. 이에 정하중 강도 시험에 대한 사양 조사와 정하중 강도 시험 결과를 통하여 분석한 결과를 바탕으로 국내 고속전철 차량에 적용을 하고 있는 NF F 31-119 규격에 제시된 시험 기준을 적용한다. 아울러 다리(Pedestal) 및 완충장치에 대한 정하중 강도시험을 수행하기 위하여 별도의 시험 방법 및 기준을 제시하여 적용한다.

(다) 의자 충돌안전 시험 기준 선정

현재 국내 법규에는 의자에 대한 충돌안전 시험 기준이 별도로 규제되어 있지 않다. 이에 충돌안전 시험에 대한 사양 조사를 통하여 전년도 충돌모의시험에 적용한 영국 철도차량운영자협회(ATOC)의 AV/ST 9001 규격을 적용한다. 현재 법규로 제안중인 95%ile 강도시험만 적용하여야 하나, 완충장치에 대한 검증을 위하여 50%ile 상해기준도 함께 적용한다.

(라) 의자 화재안전 성능 시험 기준 선정

현재 국내 철도 차량에 적용되고 있는 철도차량 안전기준에 관한 지침(국토해양부 고시 제2008-610호)을 적용한다.

(마) 안전의자 표준모델 기술사양서

1. 적용범위

본 사양서는 철도종합안전기술개발사업의 승객보호용 안전의자 핵심기술 개발과 관련하여 안전의자 완충장치 표준모델 제작을 위한 SEAT의 일반적인 기술 사항에 대하여 규정한다.

2. 적용규격

○ NF F 31-119 Railway rolling stock-Behaviour of rolling stock's seats at static stress, fatigue stress, vibrations stress and shocks stress (정적 응력, 파괴 응력, 진동 응력과 충격 응력에서 철도차량 의자의 거동)

○ UIC 566 UIC 566 Loadings of coach bodies and their component (철도차량에 대한 하중 강도시험)

○ AV/ST 9001 Vehicle Interior Crashworthiness (철도차량 실내 충돌 강도시험)

○ 철도차량 안전기준에 관한 지침(국토해양부 고시 제2008-47호)

(1)

3 필요조건

3.1 일반사항

1) 의자는 한국인의 체형에 맞고, 언제나 승객에게 안락감을 주어야 하며, 불편을 느끼지 않도록 제작되어야 한다.
2) 의자는 정상 상태에서 180° 회전되어야 한다.
3) 의자는 승객에게 안락감을 주기 위하여 등받이 각도 조절이 되어야 한다. 팔걸이 내측에 설치된 버튼을 조작함으로써 지정된 각도 범위 내에서 임의의 위치로 조절되어야 한다.
4) 의자 안장 및 등받이는 탈·장착시 쉽게 분해 조립되어야 한다.
5) 유해한 덧살 및 날카로운 모서리등 승객에게 유해한 부위는 완전히 제거되어야 한다.
6) 의자의 카바지는 내구성이 우수하고 쉽게 오염되지 않아야 한다.
7) 적용되는 의자의 기능 부품들은 내구시험에 적합해야 하고, 결함이나 소음을 발생시키지 않아야 한다.

3.2 주요 기능

NO	구 분	기 능	비 고
1	등 각도 조절	등-안장 연동식	
2	회전 조절	180° 회전	
3	발받침대	상하 접이식	
4	탁자판	인출식	
5	팔걸이	접이식	

3.3 재료

의자에 사용된 재료는 KS 또는 ISO, BS, NF, UIC 등의 규격에 준하여 물리적 특성 및 화학조성이 우수한 것을 사용한다.

NO	구 분	주 요 재 질
1	카바지	모켓트
2	패드	폴리우레탄 폼
3	의자 프레임	탄소강 또는 알루미늄 합금
4	등	프레임 & 패드 & 카바지
5	안장	프레임 & 패드 & 카바지
6	다리	탄소강 또는 마그네슘 합금
7	팔걸이	탄소강 또는 알루미늄 합금 또는 마그네슘 합금 & 플라스틱 & 패드 & 카바지
8	탁자판	탄소강 또는 알루미늄 합금 또는 마그네슘 합금
9	발받침대	탄소강 또는 알루미늄 합금 또는 마그네슘 합금

3.4 구조

3.4.1 다리(Pedestal)

1) 의자의 다리는 탄소강 또는 마그네슘 합금 프레임으로 충분한 강도 및 강성을 유지할 수 있는 구조로써 차체 바닥에 고정될 수 있어야 한다.
2) 다리의 상부에는 의자를 180° 회전시킬 수 있는 회전 장치가 장착되어 있어야 한다.
3) 수동 회전 시 잠금 모드를 해제할 수 있는 페달이 의자의 양 측단에 설치되어야 한다.

3.4.2 안장(Cushion)

1) 의자의 안장은 프레임 위에 패드를 놓고 카바지로 포장한 구조이어야 한다.
2) 안장은 전후로 움직이고, 등과 연동하여 작동하여야 된다.
3) 의자 안장의 하부에는 리클라이닝 장치가 설치되어야 한다.

3.4.3 등(Backrest)

1) 의자의 등은 프레임 외부가 패드로 덮이고 카바지로 포장된 구조이어야 한다.
2) 등은 상하로 슬라이딩 되는 동시에 전후로 각도 조절이 되며, 안장과 연동하여 작동되어야 한다.

3.4.4 발받침대(Footrest)

1) 발 받침대는 탄소강 또는 알루미늄 합금 또는 마그네슘 합금이 주재질로 되어야 한다.
2) 발 받침대는 상하로 접히는 구조이다.

3.4.5 팔걸이(Armrest)

1) 의자의 팔 받침대 하부는 탄소강 또는 알루미늄 합금 또는 마그네슘 합금으로 구성된 프레임이고 상부는 플라스틱 카바위에 패드와 카바지로 포장된 쿠션재가 설치되어 있는 구조이어야 한다.
2) 팔걸이는 상하로 접을 수 있는 구조이어야 하고, 측면 팔걸이에는 등 리클라이닝 각도를 조절하는 버튼이 설치되어 있어야 한다.
3) 의자의 팔걸이는 작동 중 승객이 상해를 입지 않도록 설계되어야 하며, 절손 시에도 승객에게 어떠한 상처를 주어서는 안된다.

3.4.6 탁자판(Table)

1) 탁자판은 음료나 캔 등의 바닥을 고정할 수 있는 구조로 되어야 한다.
2) 탁자판은 의자의 후면부에 설치되고, 인출식 구조로 되어야 한다.
3) 탁자판은 정위치 및 작동 시 이음이 발생하지 않는 구조이어야 한다.

3.4.7 잡지꽂이(Magazine pocket)

1) 의자의 후면부 하단에 설치하며, 플라스틱 구조로 되어 작은 물건(잡지, 신문)을 넣을 수 있는 구조가 되어야 한다.
2) 포켓의 크기, 깊이 및 두께는 물건을 넣고 뺄 때 불편이 없도록 충분한 크기 및 형상을 갖추어야 한다.
3) 포켓의 하부에는 쓰레기 등이 쌓이지 않도록 개방되어야 한다.

3.4.8 회전 장치

1) 회전체는 축 기능을 포함한 상부판과 부쉬 기능을 포함한 하부판의 기본 골조이며, 마찰과 유격을 방지하는 패드, 회전 고정용 로크 장치, 회전충격 흡수용 댐퍼, 기타 체결용 부품으로 구성되어야 한다.
2) 회전 페달 및 로크 풀림 장치는 안장하부 베이스 프레임에 장착되어 있으며, 페달을 밟으면 연결축의 레버가 회전체의 로크 장치를 들어 올려 회전이 가능하도록 해야 한다.
3) 회전 장치는 페달을 밟은 상태에서 손으로 회전시킴으로써 작동되어야 한다.
4) 의자의 회전을 위하여 페달을 밟으면 등과 안장은 초기상태로 복귀되며, 발받침도 자동 복귀되어야 한다. 단, 탁자판은 의자를 회전시키기 전에 사용자가 직접 원위치로 복귀시킨 후 회전시켜야 한다.

3.4.9 리클라이닝 장치

1) 의자의 안장 하부에는 리클라이닝 장치가 설치되어야 한다.
2) 안장 하부와 베이스 프레임 사이에 로크장치가 설치되며, 로크장치의 길이 변화에 따라 안장이 슬라이딩되며, 안장 뒤쪽에 힌지로 연결된 등이 연동되어 리클라이닝 되는 구조이어야 한다.
3) 수동 리클라이닝의 경우 의자의 안장하부에 설치된 로크장지의 잠금 및 풀림을 조절하는 케이블이 팔 받침에 설치된 버튼에 연결되어 버튼을 누르면 안장하부의 로크장치가 풀림으로서 안장을 슬라이딩하여 지정된 각도 범위 내에서 임의의 위치로 리클라이닝 조절되어야 한다.

4. 시험

4.1 시험 분류

1) 작동내구 시험
2) 정하중 강도시험
3) 충돌모의 시험
4) 화재안전 시험

4.2 시험 방법

4.2.1 작동내구 시험(Cycle Test)

1) 시험 방법

작동내구 시험은 의자의 각 부품별로 작동을 구현할 수 있는 전용 시험 기기에 의하여 실시하며, 시험 방법 및 기준은 NF F 31-119 규격에서 규정된 시험 방법 및 기준에 따라 실시한다.

각각의 부품에 따른 작동 시험 횟수 및 방법은 다음과 같다.

항 목	작동 횟수	Cycle Time (/min)
탁자판 작동	30,000 회	7 ±50%
발받침대 작동	30,000 회	10 ±50%
회전 장치 작동	30,000 회	4 ±50%
리클라이닝 장치 작동	30,000 회	7 ±50%
팔걸이 작동	30,000 회	10 ±50%

또한 각각의 부품에 따른 작동시 작동력을 확인하여야 한다.

2) 시험 기준

작동내구 시험을 실시한 후, 다음 사항을 만족하여야 한다.

- 시험 후 어떤 고장이나 크랙, 풀림, 비정상적인 작동 등이 없어야 한다.
- 시험 후 각 작동부위의 작동력은 초기 값의 ±50% 이내이어야 한다.

3) 작동내구시험은 전년도 안전의자 완충장치 표준모델 시제품과 동일하므로 별도로 시험을 실시하지 않고 전년도 시험 성적서로 대체한다.

4.2.2 정하중 강도시험(Static Load Test)

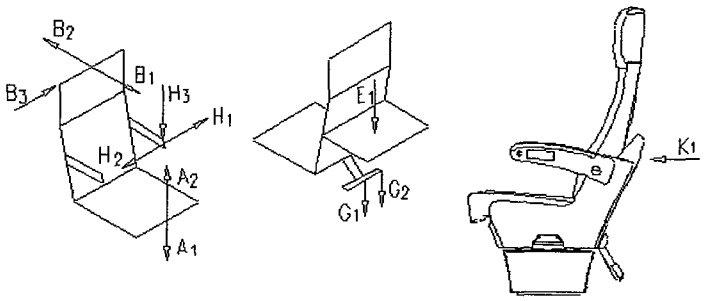
1) 시험 방법

정하중 강도시험은 규정된 적정하중을 가할 수 있는 전용 시험기기에 의해 실시하며, 시험 방법 및 기준은 NF F 31-119 규격에서 규정된 시험 방법 및 기준에 따라 실시한다.

○ 부하 하중 및 위치

구 분	부 하	하중값(N)	가압판 크기
B1,B2	등받이 상부 전/후방	1,500	Ø100mm
B3	등받이 측면 내부측 방향	500	Ø100mm
A1	안장 전방 하방향	1,000	Ø100mm
A2	안장 전방 상방향	1,200	Ø100mm
H3	팔걸이 끝단 하방향	800	Ø100mm
H1,H2	팔걸이 끝단 내/외부측 방향	750	Ø100mm
E1	탁자판 중앙부 하방향	750	Ø100mm
G1	발받침 중앙부 하방향	2,000	Ø100mm
G2	발받침 테두리부 하방향	1,000	Ø100mm

* 다리(Pedestal)에 대한 강도시험은 리어 프레임 후면 상단부(K1)에 분포 하중을 가하여 시험한다. (3000N, 5000N, 10000N)



○ 시험 절차

① 초기 하중 100%를 의자의 시험지점에 가한다.

② 초기 하중 제거 후 측정기의 영점을 설정한다.

③ 하중을 가한 후 유지한 상태에서 변위량 측정한다.

④ 하중 제거 후 변형량을 측정한다.

⑤ 크랙 또는 파손여부를 확인한다.

2) 시험 기준

작동내구 시험을 실시한 후, 다음 사항을 만족하여야 한다.

- 시험 후 균열이나 파손이 없어야 한다.
- 영구 변형량이 없어야 한다. 단, 하중을 제거한 후의 변형량이 하중을 가했을 때의 변위량의 10%이내이어야 한다.
- 시험 후 정상 기능을 유지해야 한다.
- 다리(Pedestal)에 대하여는 3,000N 및 5,000N의 하중에서 시험기준을 만족하여야 하며, 10,000N은 참고용으로 시험한다.

3) 정하중 강도시험은 전년도 안전의자 완충장치 표준모델 시제품과 동일하므로 별도로 시험을 실시하지 않고 전년도 시험 성적서로 대체한다.

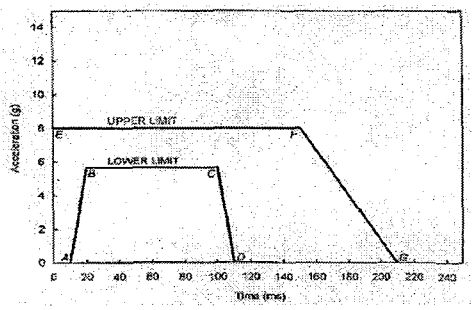
단, 다리(Pedestal)에 대한 정하중 강도시험은 완충장치의 강도를 검증하기 위한 것으로 제품 제작시마다 시험을 실시한다.

4.2.3 충돌 모의 시험(Sled Test)

충돌 모의 시험(Sled Test)을 통하여 충돌시 승객의 거동 및 충돌 부위, 의자의 파손 유무, 승객의 상해치 평가 등을 조사, 분석하여 안전의자 완충장치 표준 모델에 대한 설계 검증을 실시하는 것이다.

1) 시험 방법

시험 지그 위에 의자를 전후 2열로 배열하고, 의자의 전후 간격 및 체결 볼트, 바닥재를 실제 차량과 동일하게 설치한 후, 2열 의자에 두 개의 Dummy를 착좌한 후 시험을 실시한다. 시험 가속도 펄스 기준은 영국 철도차량운영자협회(ATOC)의 AV/ST 9001 규격에서 제시된 가속도 펄스로서 다음과 같으며, 제시된 하한값(Lower Limit)값과 상한값(Upper Limit) 사이에 시험 가속도 펄스가 들어오면 그 시험은 유효한 것으로 인정한다.



	Time (ms)	Acceleration (g)
A	10	0.00
B	20	5.67
C	100	5.67
D	110	0.00
E	0	8.00
F	150	8.00
G	210	0.00

시험은 좌석 안전도 평가와 상해치 평가를 각각 실시한다.

좌석 안전도 평가 시험은 Hybrid Ⅲ 95%ile 성인남자 인체모형 두 개를 사용하여 시험하며, 의자의 이탈 유무 및 파손 유무를 평가한다.

상해치 평가 시험은 Hybrid Ⅲ 50%ile 성인남자 인체모형 두 개를 사용하여 시험하며, 인체 각 부위별 상해치를 평가한다.

2) 시험 기준

좌석 안전도 평가 시험 후 의자는 차체로부터 이탈되지 않아야 한다.

상해치 평가 시험 후 Dummy의 상해치는 다음 기준을 만족하여야 한다.

구 분		상해기준
Head	HIC36	500
	3ms	80g
Neck	Flexion	190Nm
	Extension	57Nm
Femur	Compression (LH/RH)	4kN/4kN
Knee	Displacement (LH/RH)	12mm/12mm
Tibia	LH Upper	0.75
	LH Lower	0.75
	RH Upper	0.75
	RH Lower	0.75

4.2.4 화재안전 시험(Fire Safety Test)

의자의 각 부품에 대한 화재안전 시험은 철도차량 안전기준에 관한 지침에 따르며, 시험 방법 및 기준은 다음과 같다.

화재성능 요구기준	시험방법 및 규격	시험항목	합격기준			
			위험등급 [1]	위험등급 [2]	위험등급 [3]	위험등급 [4]
커버 (Moquette)	ISO 4589-2	산소지수(LOI)	≥24	≥26	≥28	≥28
	ASTM E 662	Ds(1.5min)	≤150	≤125	≤100	≤100
	ASTM E 662	Ds(4.0min)	≤300	≤250	≤200	≤200
	BS 6853 Annex B.2	독성지수(R)	≤3.2	≤2.7	≤2.3	≤2.0
쿠션 (P.U. Foam)	ISO 4589-2	산소지수(LOI)	-	≥22	≥24	≥28
	ASTM E 662	Ds(1.5min)	≤175	≤175	≤125	≤100
	ASTM E 662	Ds(4.0min)	≤300	≤300	≤200	≤175
	BS 6853 Annex B.2	독성지수(R)	≤3.6	≤3.6	≤3.2	≤3.2
몸체 (Plastic)	ISO 4589-2	산소지수(LOI)	≥28	≥28	≥32	≥32
	ASTM E 662	Ds(1.5min)	-	-	-	≤100
	ASTM E 662	Ds(4.0min)	≤300	≤300	≤200	≤200
	BS 6853 Annex B.2	독성지수(R)	≤3.2	≤2.7	≤2.3	≤2.0

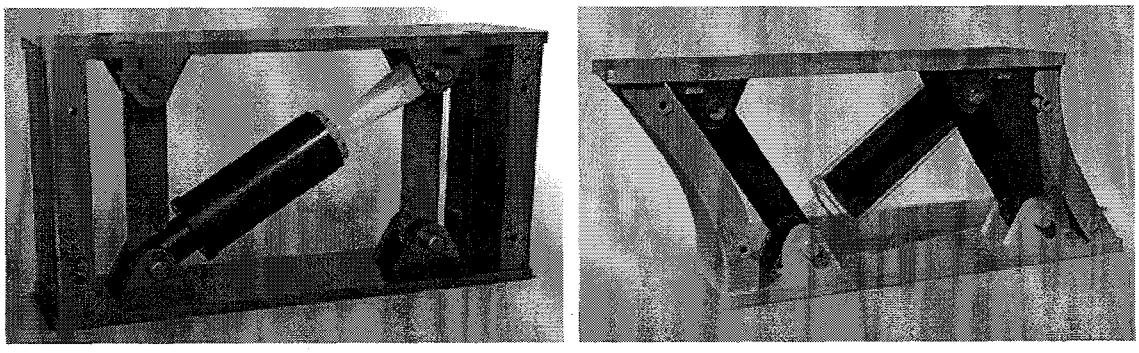
- 산소지수 32 이상의 방염막으로 포장한 쿠션의 경우 산소지수 시험을 면할 수 있다.

(2) 안전의자 완충장치 표준모델(1차)

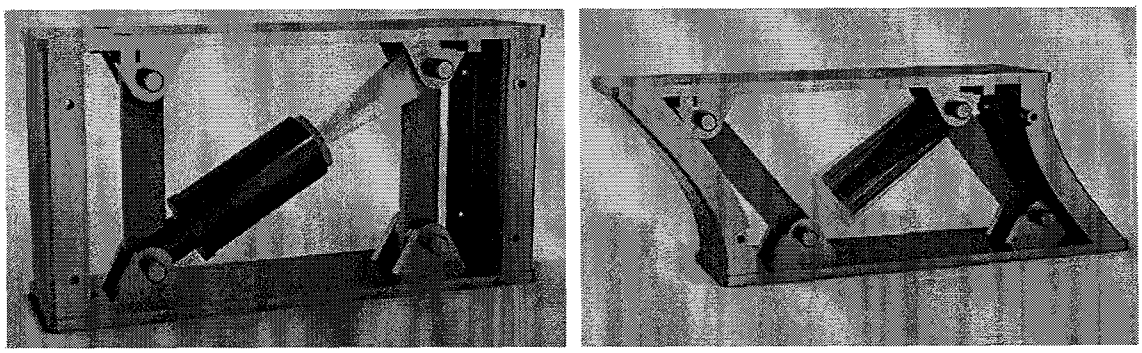
(가) 안전의자 완충장치 표준모델(1차) 설계

전년도 최종적으로 설계된 안전의자 완충장치 표준모델인 나사산 구조와 우레탄 구조에 대하여 충돌모의시험 및 정하중 강도시험을 실시하여 성능을 검증한 결과 우레탄 타입의 완충장치 구조가 정하중 강도 시험 및 좌석 안전도 평가 시험을 모두 만족하므로 우레탄 구조를 기본으로 하여 충격 에너지를 최대 흡수할 수 있는 구조로 방향을 정하였다. 전년도 우레탄 타입의 구조를 분석한 결과 기본적으로 정하중 강도시험 및 좌석 안전도 평가 시험은 모두 만족하는 구조로써 승객의 상해치를 최대한 저감할 수 있는 구조로 설계를 구상하였다.

하부 다리(Pedestal)의 외부 구조가 외관 디자인 및 전체 치수 등을 고려하여 더 이상 크기를 증가시키지 못함으로 인하여 내부 완충장치의 구조를 변경하여 충격 에너지 흡수율을 높일 수 있도록 최적의 설계를 구현하였다.

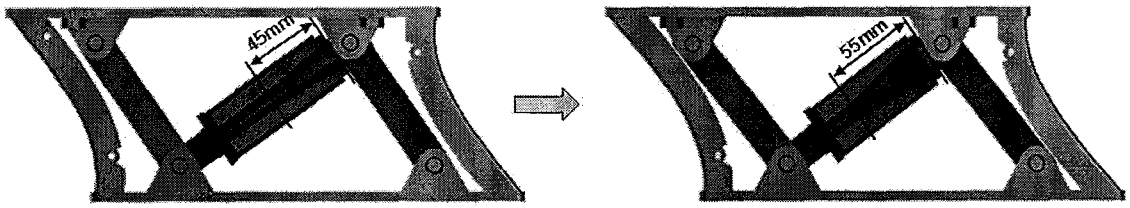


<그림 3.4.1> 기존 타입 완충장치 구조

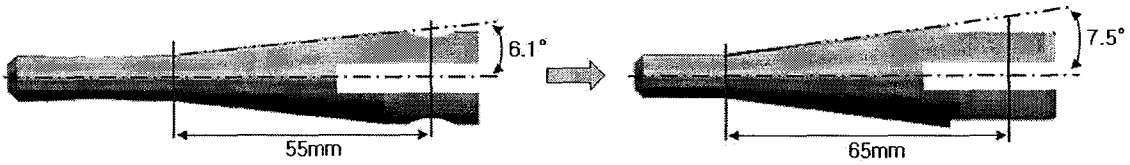


<그림 3.4.2> 1차 완충장치 구조 설계

충격에 따른 다리(Pedestal)의 최대 변형량을 기존 대비 5mm(각도상으로 4°) 증가시켜 의자의 최대 변형 위치를 전체적으로 전방으로 이동함에 따라 상해치를 저감할 수 있도록 하였다. 또한 충격시 우레탄에 삽입되어 에너지를 흡수하는 테이퍼 핀의 마찰 거리를 45mm에서 55mm로 10mm 증가하였으며, 에너지 흡수량을 증가시키기 위하여 테이퍼 핀의 형상 각도를 6.1°에서 7.5°로 변경하여 전체적으로 충격 에너지를 최대한 흡수할 수 있도록 구조를 변경하였다.



<그림 3.4.3> 1차 완충장치 설계 완충 구간 변경



<그림 3.4.4> 1차 테이퍼 핀 형상 변경

(나) 안전의자 완충장치 표준모델(1차) 시제품 제작

설계된 도면 및 기술사양서에 따라 안전의자 표준모델 완충장치 및 안전의자를 5조 제작하였으며, 충돌모의시험용으로 4조, 정하중 강도시험용으로 1조를 활용하기 위함이다.



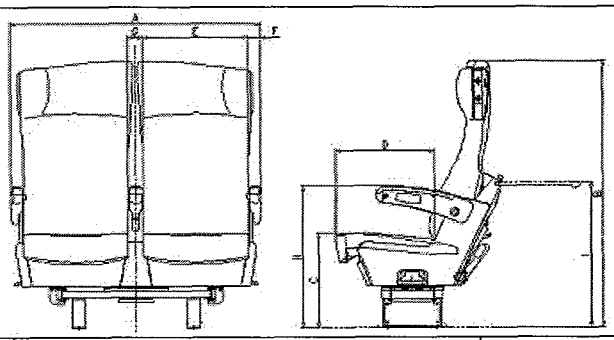
<그림 3.4.5> 1차 안전의자 완충장치 표준모델 시제품

(다) 안전의자 표준모델 및 완충장치 시제품 검사

시제품에 대하여 도면 및 기술사양서에 따라 치수 및 외관, 작동 검사 등을 실시하여 문제가 없음을 확인하였다.

부품 제작 검정 기록서

제 작 사	대원강업 (주) 성환공장	수 량	5 조
품 명	충돌과제 SEAT ASS'Y	도면 및 근거	0814101
검 정 일	2009년 11월 10일	판 정	합 격
계측장비	줄자(3.5m), LAYOUT MACHINE(D07094-8945), H/G(D08094-10843)		

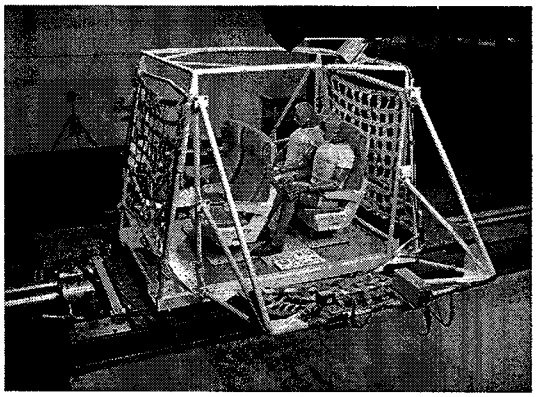


구분	외관검사	치수검사									작동검사				
기준치 / NO.	외관상 유해한 흠, 균열, 비틀림 등이 없을 것	A	B	C	D	E	F	G	H	I	라클라이닝	팔받침	테이블	발받침	회전장치
		1070	1140	400	445	450	50	60	600	620	원활하게 작동되고 정확한 기능을 발휘할 것				
		-16°	±10	±10	±10	±10	±5	±5	±10	±10					
SAMPLE 1	양호	1068	1142	402	447	448	50	58	602	622	양호	양호	양호	양호	양호
SAMPLE 2	양호	1068	1143	403	448	448	49	57	601	623	양호	양호	양호	양호	양호
SAMPLE 3	양호	1067	1145	404	447	449	50	58	604	624	양호	양호	양호	양호	양호
SAMPLE 4	양호	1068	1143	403	448	448	49	59	603	624	양호	양호	양호	양호	양호
SAMPLE 5	양호	1066	1144	403	447	447	50	58	604	622	양호	양호	양호	양호	양호

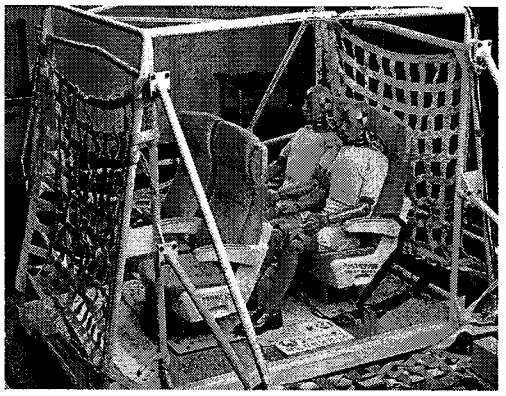
<그림 3.4.6> 1차 시제품 치수 및 외관, 작동 검사 성적서

(라) 충돌모의시험 실시 및 분석

시제품으로 자동차성능연구소에서 보유하고 있는 충돌모의시험 장비를 활용하여 시험을 실시하였다. 시험은 좌석 안전도 평가와 상해치 평가를 각각 실시하였으며, 좌석 안전도 평가 시험은 Hybrid Ⅲ 95%ile 성인남자 인체모형 두 개를 사용하여 1회 실시하여 의자의 이탈 유무 및 파손 유무를 검증하고, 상해치 평가 시험은 Hybrid Ⅲ 50%ile 성인남자 인체모형 두 개를 사용하여 1회 실시하여 각 부위별 상해치를 측정하였다.

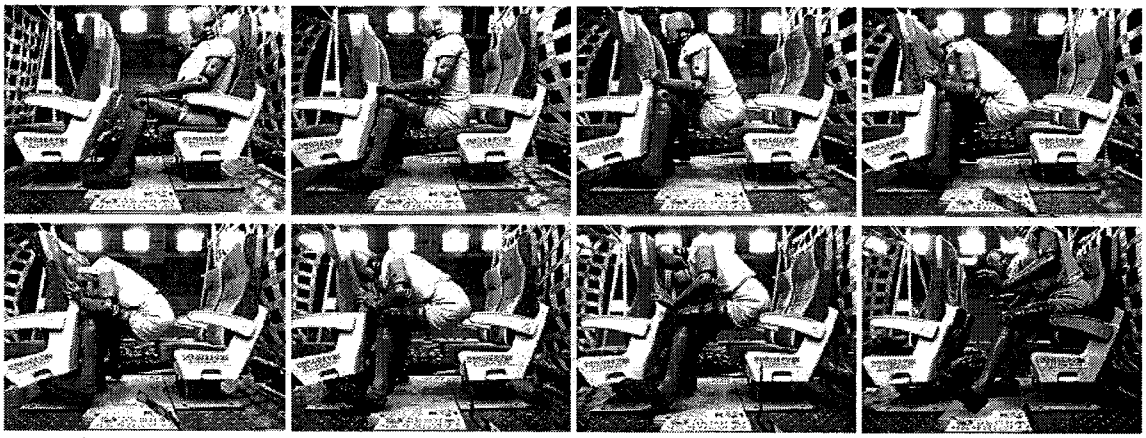


<그림 3.4.7> 1차 좌석안전도 평가시험



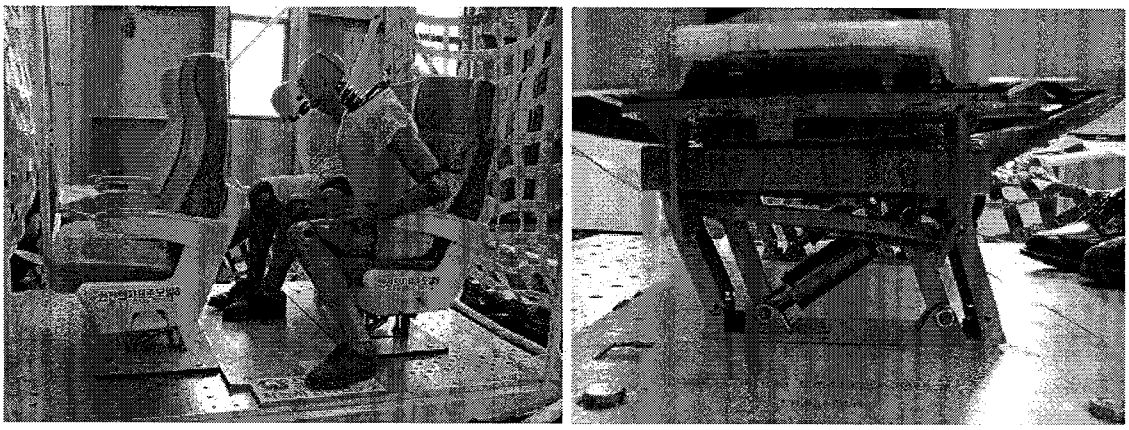
<그림 3.4.8> 1차 상해치 평가시험

좌석 안전도 평가 시험을 실시한 결과 시험 가속도 파형은 AV/ST 9001 규격에 규제된 가속도 파형 조건을 만족하였다. 더미의 거동을 분석한 결과 무릎이 후면부 프레임에 부딪친 후 의자가 앞으로 기울어지면서 1차적으로 완충장치 부위에서 변형이 발생하여 충격 에너지를 흡수하였다. 완충장치 부위의 변형이 완료된 후 2차적으로 회전 가이드 브라켓에서 변형이 발생되었고, 머리가 등받이 후면부 중앙에 부딪치면서 완충장치 부위와 회전 가이드 브라켓에서 3차 변형이 발생하여 충격 에너지를 흡수하였다. 이후 더미는 후방으로 튕겨져 나와 2열 의자에 안착되었다.



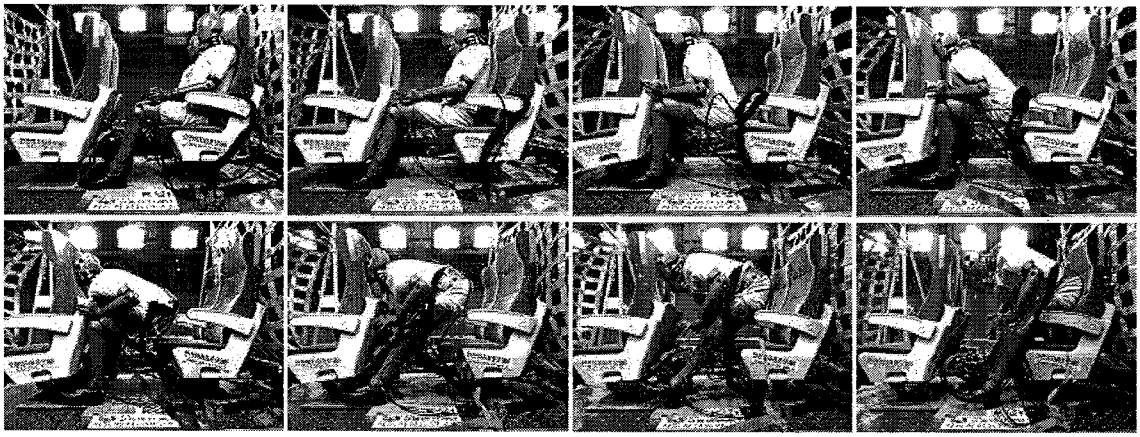
<그림 3.4.9> 1차 좌석안전도 평가시험 더미 거동

의자가 바닥으로부터 이탈되지 않아 시험기준에는 만족하나 완충장치 부위인 우레탄에서 테이퍼 핀이 덜 삽입되어 에너지 흡수량이 적게 나온 것으로 분석되었다. 우레탄에 삽입되는 테이퍼 핀의 마찰거리가 완전히 삽입이 될 때 55mm임에 반하여 시험 결과 약 25mm만 삽입이 되어 충격 흡수량이 적게 나온 것으로 분석되었다. 따라서 테이퍼 핀의 각도를 변경하여 충격시 우레탄에 완전히 삽입될 수 있도록 설계를 보완하여야 할 것으로 분석되었다.



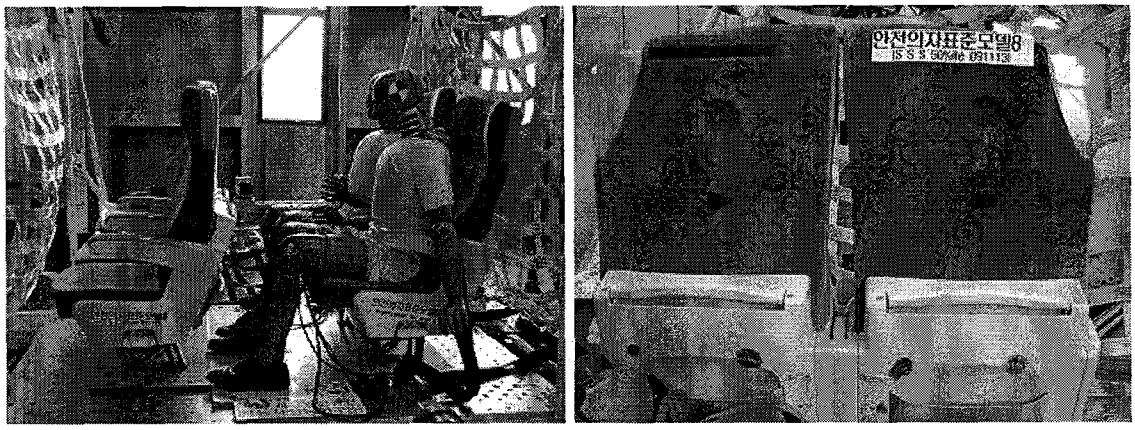
<그림 3.4.10> 1차 좌석안전도 평가시험 상태

상해치 평가 시험을 실시한 결과 시험 가속도 파형은 AV/ST 9001 규격에 규제된 가속도 파형 조건을 만족하였다. 더미의 거동을 분석한 결과 좌석 안전도 평가 시험과 동일한 양상을 보였다.



<그림 3.4.11> 1차 상해치 평가시험 더미 거동

상해 기준은 영국 철도차량운영자협회(ATOC)의 AV/ST 9001 규격에서 제시한 기준값을 적용하여 비교 평가하였는데 머리와 목 부위에서 상해값이 기준치보다 훨씬 높게 나왔다. 완충장치 부위인 우레탄에서 테이퍼 핀이 덜 삽입됨으로 인하여 의자가 앞으로 완전히 넘어가지 못한 상태에서 머리가 등받이에 부딪쳐 충격량이 크게 나온 것으로 분석되었다. 따라서 테이퍼 핀의 각도를 변경하여 충격시 우레탄에 완전히 삽입될 수 있도록 설계를 보완하여야 할 것으로 분석되었다.



<그림 3.4.12> 1차 상해치 평가시험 상태

<표 3.4.1> 1차 상해치 평가시험 측정치

상해기준			좌측	우측
Head	HIC36	500	804.9	825.8
	3ms	80g	115.7	116.5
Neck	Flexion	190Nm	330	99.4
	Extension	57Nm	247	57
Femur	LH Compression	4kN	4.9	3.8
	RH Compression	4kN	5.5	5.6
Knee	LH Displacement	12mm	11.7	9.5
	RH Displacement	12mm	11.3	11.6
Tibia	LH Upper	0.75	0.7	0.9
	LH Lower	0.75	0.3	0.3
	RH Upper	0.75	0.9	0.7
	RH Lower	0.75	0.3	0.3

(마) 정하중 강도시험 실시 및 분석

시제품으로 정하중 강도시험을 실시하였다. 시험 하중 조건인 300Kgf 및 500Kgf에서는 프레임의 균일이나 파손이 없이 모두 시험 기준을 만족하였다. 참고용으로 시험한 1,000Kgf의 하중에서는 프레임의 영구변형이 8mm 발생하였다. 따라서 현재 설계된 구조를 적용하더라도 정하중 강도 시험 기준은 문제가 없을 것으로 분석된다.

부품 제작 검정 기록서

구 분	철도종합안전기술개발사업	제 작 회 사	대원강업(주) 성환공장
품 명	충돌과제 SEAT ASS'Y	수량	1조
검 정 일	2009년 11월 19일	시험명	정적강도시험
계 측 장 비	정하중 시험기(D07094-8940, 8905)	판 정	합 격

1. 규격 : 안전의자 표준모델 기술사양서

2. 시험 방법

가) 초기 하중 100%를 구조물의 시험지점에 가한다.
나) 초기 하중 제거 후 측정기의 영점을 설정한다.
다) 하중을 가한 후 유지한 상태에서 변위량을 측정한다.
라) 하중 제거 후 변형량을 측정한다.
마) 또 다른 하중을 가하여 크랙 또는 파손여부를 확인한다.
바) 하중조건은 가압판을 사용하며, 하중위치는 가압판의 원둘레가 시편의 끝단을 벗어나지 않도록 한다.

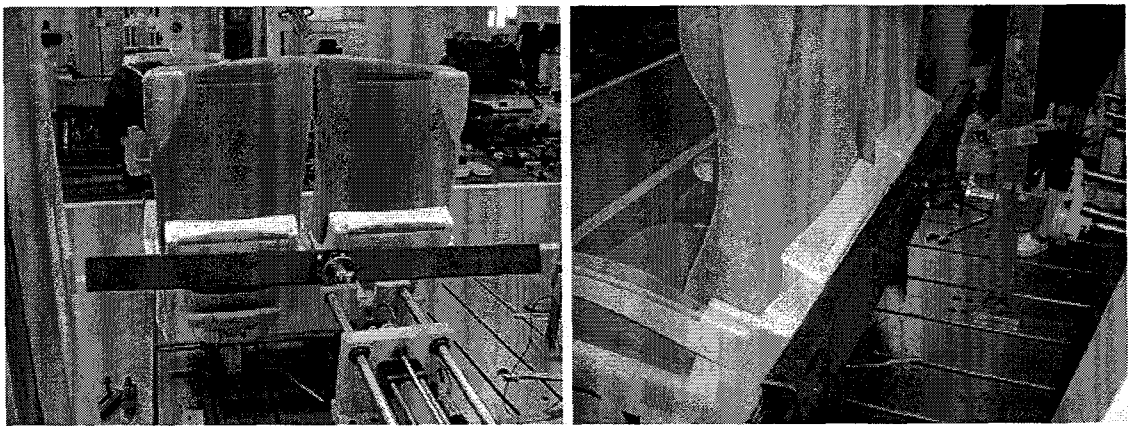
2. 시험 기준

* 다리(Pedestal)에 대하여는 3,000N 및 5,000N의 하중에서 시험기준을 만족하여야 하며, 10,000N은 참고용으로 시험한다.
가) 시험 후 균열이나 파손이 없어야 한다.
나) 영구 변형량이 없어야 한다. 단, 하중을 제거한 후의 변형량이 하중을 가했을 때의 변위량의 10%이내이어야 한다.
다) 시험 후 정상 기능을 유지해야 한다.

1. 시 험 결 과

구 분 / 시험 항목	부하 하중 (kgf)	변위량(mm)	변형량(mm)	판정 기준 및 시험 결과	
				변형량≤변위량의 10%이하	균열이나 파손 없으며, 정상적인 기능 유지할 것
다리(Pedestal) 강도시험	300	5	0.5	0.5 ≤ 0.5	이상없음
	500	25	2	2 ≤ 2.5	이상없음
	1,000	66	8	8 ≤ 6.6	프레임 변형

<그림 3.4.13> 1차 시제품 정하중 강도시험 성적서

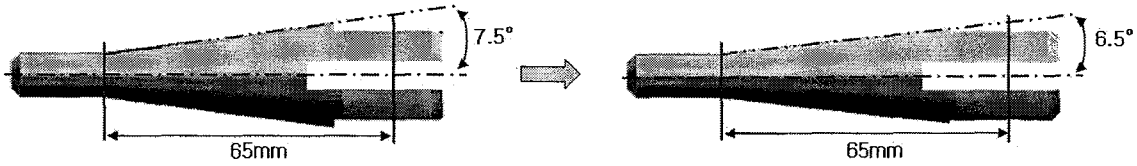


<그림 3.4.14> 1차 정하중 강도시험 상태

(3) 안전의자 완충장치 표준모델(2차)

(가) 안전의자 완충장치 표준모델(2차) 설계

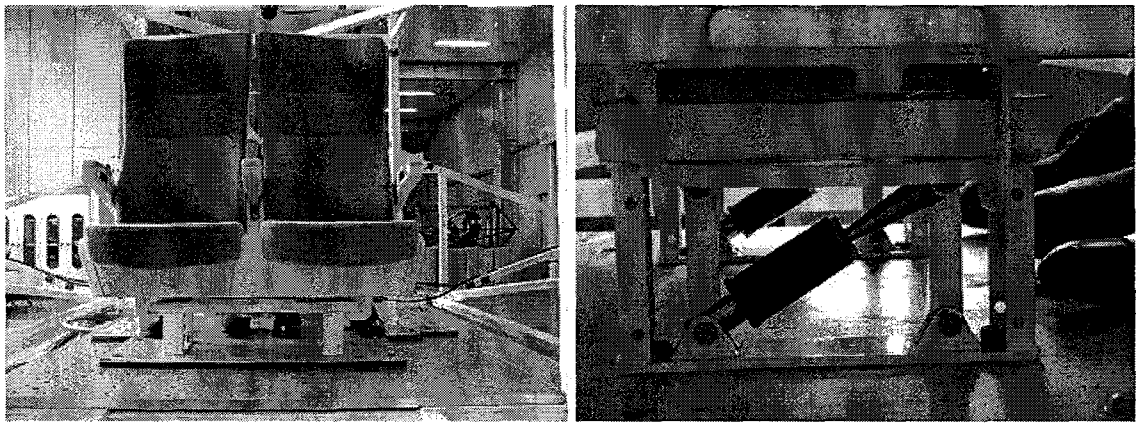
안전의자 완충장치 표준모델(1차)에 대한 정하중 강도시험 및 충돌 모의시험 결과를 분석한 결과 정하중 강도 시험 및 좌석 안전도 평가 시험은 기준을 모두 만족하였으나 상해치 평가시험에서는 상해치가 전반적으로 높게 나와 상해 기준치를 만족하지 못하였다. 이는 완충장치 구조에서 우레탄에 삽입되는 테이퍼 핀이 덜 삽입됨으로 인하여 의자가 앞으로 최대한 기울어지지 못하면서 충격량이 크게 나온 것으로 분석되었다. 이에 따라 테이퍼 핀의 형상 각도를 기존 7.5°에서 6.5°로 1°를 줄여 테이퍼 핀이 우레탄에 완전히 삽입될 수 있도록 형상을 변경하였다.



<그림 3.4.15> 2차 테이퍼 핀 형상 변경

(나) 안전의자 완충장치 표준모델(2차) 시제품 제작

설계된 도면 및 기술사양서에 따라 안전의자 표준모델 완충장치 및 안전의자를 5조 제작하였으며, 충돌모의시험용으로 4조, 정하중 강도시험용으로 1조를 활용하기 위함이다.



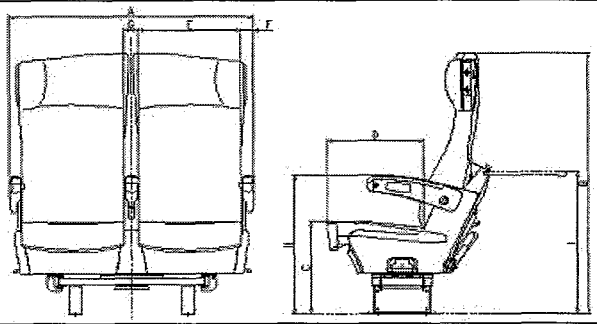
<그림 3.4.16> 2차 안전의자 완충장치 표준모델 시제품

(다) 안전의자 표준모델 및 완충장치 시제품 검사

시제품에 대하여 도면 및 기술사양서에 따라 치수 및 외관, 작동 검사 등을 실시하여 문제가 없음을 확인하였다.

부품 제작 검정 기록서

제 작 사	대원강업 (주) 성환공장	수 량	5 조
품 명	충돌과제 SEAT ASS'Y	도면 및 근거	0814101
검 정 일	2010년 03월 10일	판 정	합 격
계측장비	줄자(3.5m), LAYOUT MACHINE(D07094-8945), H/G(D08094-10843)		

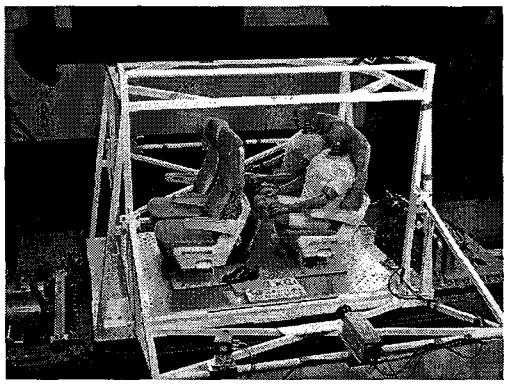


구분	외관검사	치수검사									작동검사				
기준치 / NO.	외관상 유해한 흠, 균열, 비틀림 등이 없을 것	A	B	C	D	E	F	G	H	I	리클라이닝	팔받침	테이블	발받침	회전장치
		1070	1140	400	445	450	50	60	600	620	원활하게 작동되고 정확한 기능을 발휘할 것				
		-15°	±10	±10	±10	±10	±5	±5	±10	±10					
SAMPLE 1	양호	1066	1144	404	448	446	49	59	603	623	양호	양호	양호	양호	양호
SAMPLE 2	양호	1065	1142	403	448	445	50	58	602	622	양호	양호	양호	양호	양호
SAMPLE 3	양호	1064	1141	402	446	445	49	59	603	623	양호	양호	양호	양호	양호
SAMPLE 4	양호	1066	1142	402	449	446	51	58	604	623	양호	양호	양호	양호	양호
SAMPLE 5	양호	1065	1143	403	447	445	50	58	603	622	양호	양호	양호	양호	양호

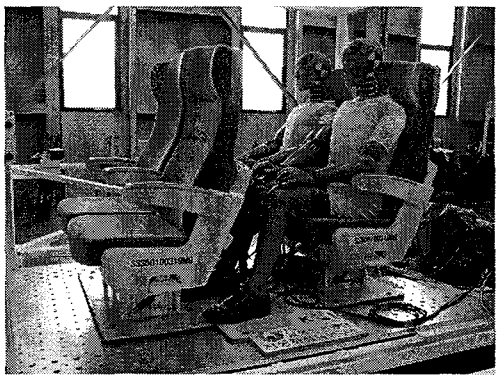
<그림 3.4.17> 2차 시제품 치수 및 외관, 작동 검사 성적서

(라) 충돌모의시험 실시 및 분석

시제품으로 자동차성능연구소에서 보유하고 있는 충돌모의시험 장비를 활용하여 시험을 실시하였다. 시험은 좌석 안전도 평가와 상해치 평가를 각각 실시하였으며, 좌석 안전도 평가 시험은 Hybrid Ⅲ 95%ile 성인남자 인체모형 두 개를 사용하여 1회 실시하여 의자의 이탈 유무 및 파손 유무를 검증하고, 상해치 평가 시험은 Hybrid Ⅲ 50%ile 성인남자 인체모형 두 개를 사용하여 1회 실시하여 각 부위별 상해치를 측정하였다.

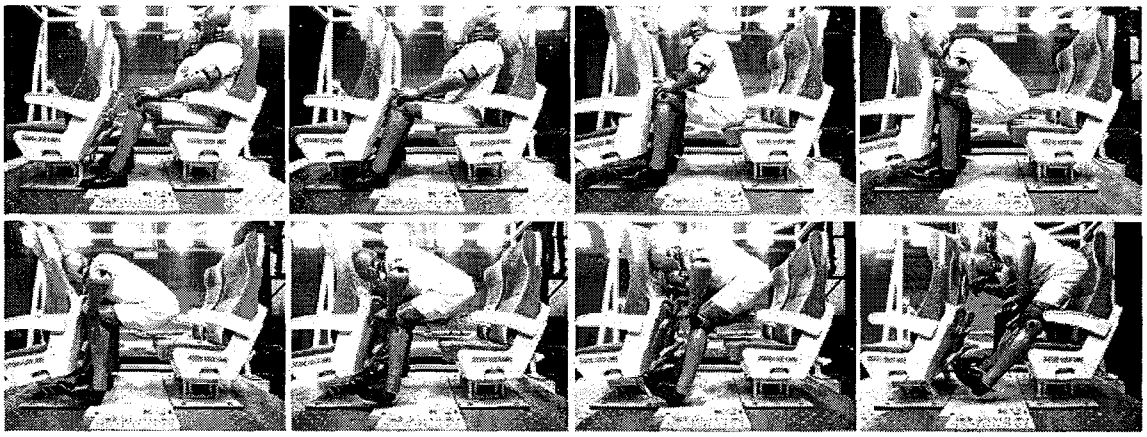


<그림 3.4.18> 2차 좌석안전도 평가시험



<그림 3.4.19> 2차 상해치 평가시험

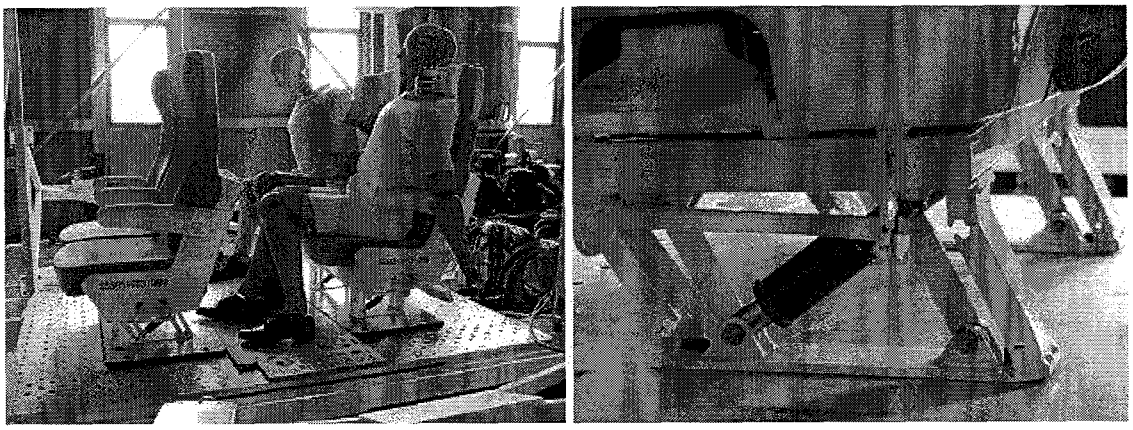
좌석 안전도 평가 시험을 실시한 결과 시험 가속도 파형은 AV/ST 9001 규격에 규제된 가속도 파형 조건을 만족하였다. 더미의 거동을 분석한 결과 무릎이 후면부 프레임에 부딪친 후 의자가 앞으로 기울어지면서 1차적으로 완충장치 부위에서 변형이 발생하여 충격 에너지를 흡수하였다. 완충장치 부위의 변형이 완료된 후 2차적으로 회전 가이드 브라켓에서 변형이 발생되었고, 머리가 등받이 후면부 중앙에 부딪치면서 완충장치 부위와 회전 가이드 브라켓에서 3차 변형이 발생하여 충격 에너지를 흡수하였다. 이후 더미는 후방으로 튕겨져 나와 2열 의자에 안착되었다.



<그림 3.4.20> 2차 좌석안전도 평가시험 더미 거동

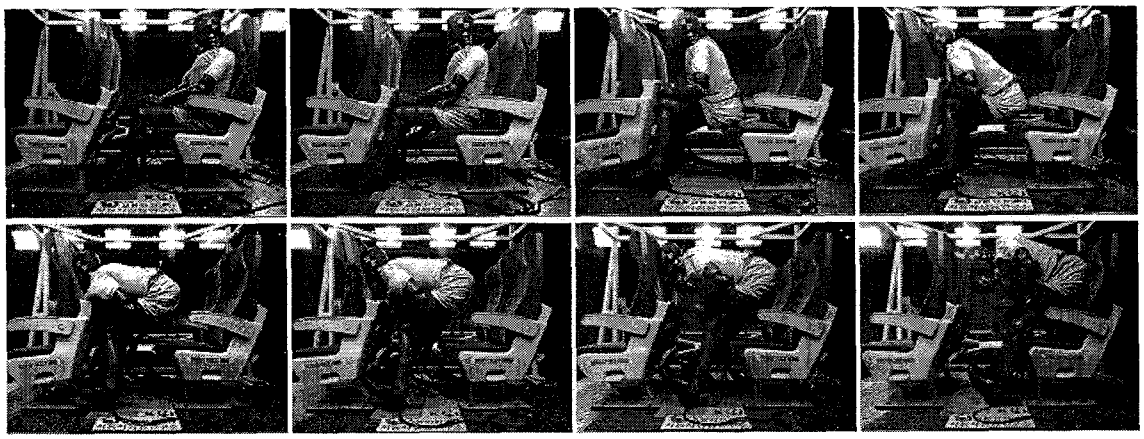
의자가 바닥으로부터 이탈되지 않아 시험기준에는 만족하나 완충장치 부위인 우레탄에서 테이퍼 핀이 덜 삽입되어 에너지 흡수량이 적게 나온 것으로 분석되었다. 우레탄에 삽입되는 테이퍼 핀의 마찰거리가 완전히 삽입이 될 때 55mm임에 반하여 시험 결과 약 35mm만 삽입이 되어 충격 흡수량이 적게 나온 것으로 분석되었다. 1차 시험 결과보다는 10mm 더 삽입이 되어 충격량이 감소하였으나 우레탄에 완전히 삽입될 수 있도록 설계를 보완하여야 할 것으로

파악되었다.



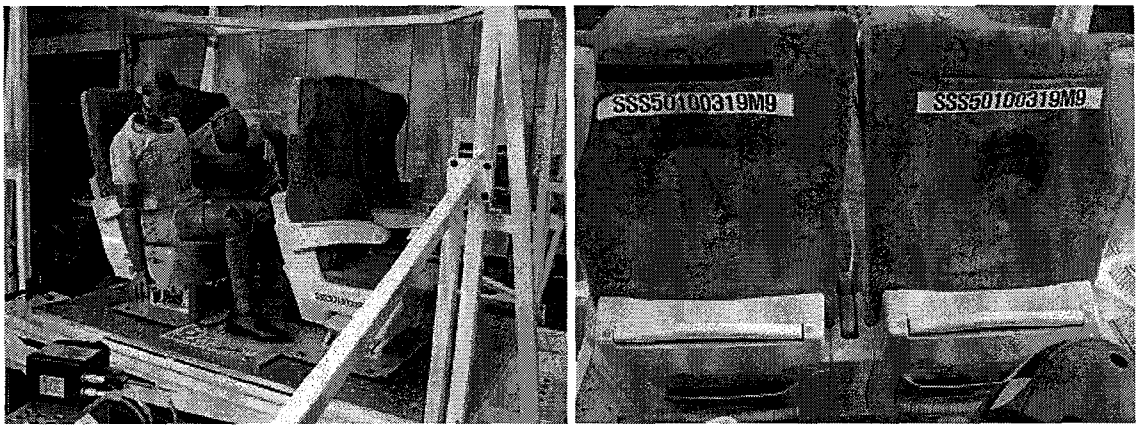
<그림 3.4.21> 2차 좌석안전도 평가시험 상태

상해치 평가 시험을 실시한 결과 시험 가속도 파형은 AV/ST 9001 규격에 규제된 가속도 파형 조건을 만족하였다. 더미의 거동을 분석한 결과 좌석 안전도 평가 시험과 동일한 양상을 보였다.



<그림 3.4.22> 2차 상해치 평가시험 더미 거동

상해 기준은 영국 철도차량운영자협회(ATOC)의 AV/ST 9001 규격에서 제시한 기준값을 적용하여 비교 평가하였는데 머리와 목 부위에서 상해값이 기준치보다 높게 나왔다. 완충장치 부위인 우레탄에서 테이퍼 핀이 덜 삽입됨으로 인하여 의자가 앞으로 완전히 넘어가지 못한 상태에서 머리가 등받이에 부딪쳐 충격량이 크게 나온 것으로 분석되었다. 이는 1차 상해치 평가 시험에서 알 수 있듯이 의자가 앞으로 덜 기울어지면서 충격량이 크게 나온 것이며, 1차 시험 결과에 비하여 우레탄에 삽입되는 테이퍼 핀이 10mm 더 삽입됨으로써 상해치 결과값은 많이 줄어든 것으로 분석되었다. 따라서 우레탄에 테이퍼 핀이 완전히 삽입되어 의자가 앞으로 최대한 기울어진다면 충격량을 최소화시켜 상해치를 낮출 수 있을 것으로 분석되었다.



<그림 3.4.23> 2차 상해치 평가시험 상태

<표 3.4.2> 2차 상해치 평가 결과 측정치

상해기준			1차 시험 결과		2차 시험 결과	
			좌측	우측	좌측	우측
Head	HIC36	500	804.9	825.8	539.8	374.8
	3ms	80g	115.7	116.5	99.7	84.9
Neck	Flexion	190Nm	330	99.4	123.2	88.5
	Extension	57Nm	247	57	61	34
Femur	LH Compression	4kN	4.9	3.8	5.3	5.9
	RH Compression	4kN	5.5	5.6	3.6	4.4
Knee	LH Displacement	12mm	11.7	9.5	13	10.7
	RH Displacement	12mm	11.3	11.6	11.3	10.1
Tibia	LH Upper	0.75	0.7	0.9	0.8	1.0
	LH Lower	0.75	0.3	0.3	0.3	0.2
	RH Upper	0.75	0.9	0.7	0.7	0.7
	RH Lower	0.75	0.3	0.3	0.3	0.3

(마) 정하중 강도시험 실시 및 분석

시제품으로 정하중 강도시험을 실시하였다. 시험 하중 조건인 300Kgf 및 500Kgf에서는 프레임의 균일이나 파손이 없이 모두 시험 기준을 만족하였다. 참고용으로 시험한 1,000Kgf의 하중에서는 프레임의 영구변형이 10mm 발생하였다. 따라서 현재 설계된 구조를 적용하더라도 정하중 강도 시험 기준은 문제가 없을 것으로 분석된다.

부품 제작 검정 기록서

구 분	철도종합안전기술개발사업	제 작 회 사	대원강업(주) 성환공장
품 명	충돌과제 SEAT ASS'Y	수량	1조
검 정 일	2010년 03월 16일	시험명	정적강도시험
계 측 장 비	정하중 시험기(D07094-8940, 8905)	판 정	합 격

1. 규격 : 안전의자 표준모델 기술사양서

2. 시험 방법

가) 초기 하중 100%를 구조물의 시험지점에 가한다.
나) 초기 하중 제거 후 측정기의 영점을 설정한다.
다) 하중을 가한 후 유지한 상태에서 변위량을 측정한다.
라) 하중 제거 후 변형량을 측정한다.
마) 또 다른 하중을 가하여 크랙 또는 파손여부를 확인한다.
바) 하중조건은 가압판을 사용하며, 하중위치는 가압판의 원둘레가 시편의 끝단을 벗어나지 않도록 한다.

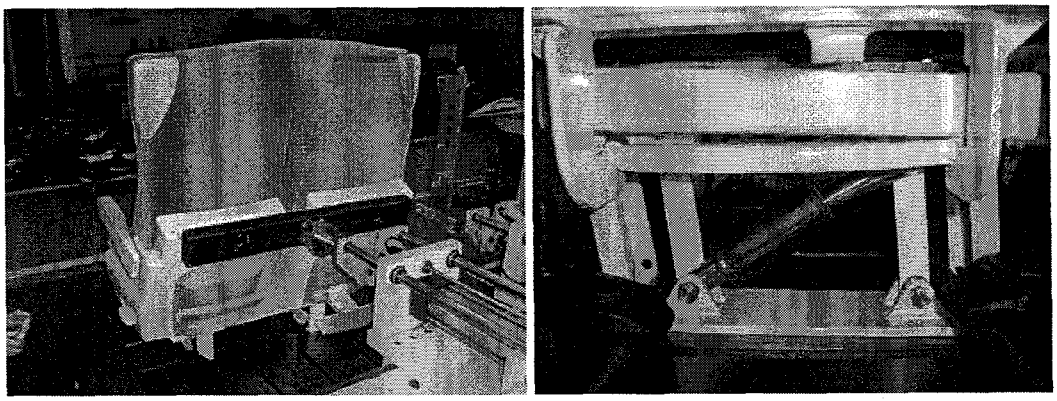
2. 시험 기준

* 다리(Pedestal)에 대하여는 3,000N 및 5,000N의 하중에서 시험기준을 만족하여야 하며, 10,000N은 참고용으로 시험한다.
가) 시험 후 균열이나 파손이 없어야 한다.
나) 영구 변형량이 없어야 한다. 단, 하중을 제거한 후의 변형량이 하중을 가했을 때의 변위량의 10%이내이어야 한다.
다) 시험 후 정상 기능을 유지해야 한다.

1. 시 험 결 과

구 분 / 시험 항목	부하 하중 (kgf)	변위량(mm)	변형량(mm)	판정 기준 및 시험 결과	
				변형량≤변위량의 10%이하	균열이나 파손 없으며, 정상적인 기능 유지할 것
다리(Pedestal) 강도시험	300	6	0.5	0.5 ≤ 0.6	이상없음
	500	28	2.5	2.5 ≤ 2.8	이상없음
	1,000	75	10	10 ≤ 7.5	프레임 변형

<그림 3.4.24> 2차 시제품 정하중 강도시험 성적서

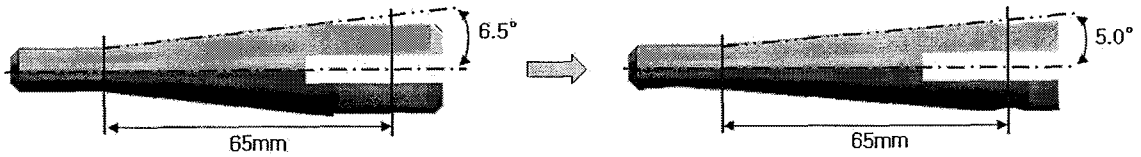


<그림 3.4.25> 2차 정하중 강도시험 상태

(4) 안전의자 완충장치 표준모델(3차)

(가) 안전의자 완충장치 표준모델(3차) 설계

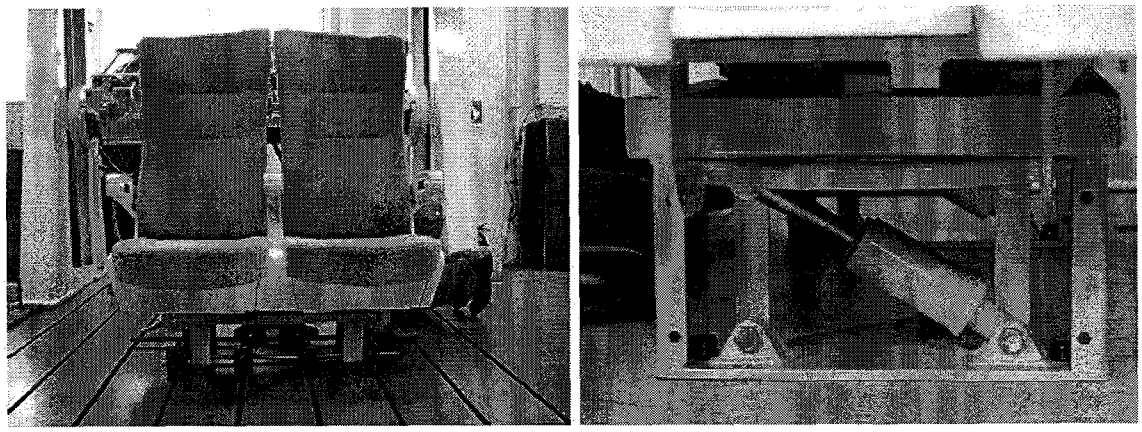
안전의자 완충장치 표준모델(2차)에 대한 정하중 강도시험 및 충돌 모의시험 결과를 분석한 결과 정하중 강도 시험 및 좌석 안전도 평가 시험은 기준을 모두 만족하였으나 상해치 평가시험에서는 상해치가 높게 나와 상해 기준치를 만족하지 못하였다. 이는 완충장치 구조에서 우레탄에 삽입되는 테이퍼 핀이 덜 삽입됨으로 인하여 의자가 앞으로 최대한 기울어지지 못하면서 충격량이 크게 나온 것으로 분석되었다. 이에 따라 테이퍼 핀의 형상 각도를 기존 6.5°에서 5.0°로 1.5°를 줄여 테이퍼 핀이 우레탄에 완전히 삽입될 수 있도록 형상을 변경하였다.



<그림 3.4.26> 3차 테이퍼 핀 형상 변경

(나) 안전의자 완충장치 표준모델(3차) 시제품 제작

설계된 도면 및 기술사양서에 따라 안전의자 표준모델 완충장치 및 안전의자를 7조 제작하였으며, 충돌모의시험용으로 4조, 정하중 강도시험용으로 1조, 성과물 전시 및 보관용으로 2조를 활용하기 위함이다.



<그림 3.4.27> 3차 안전의자 완충장치 표준모델 시제품

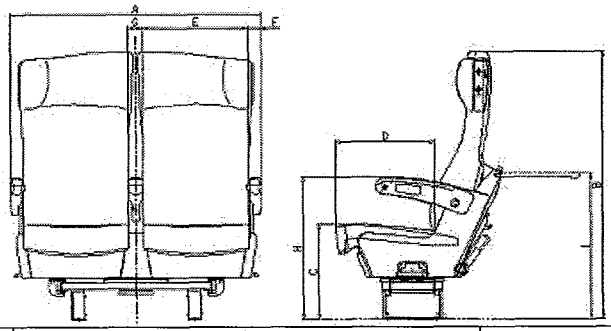
(다) 안전의자 표준모델 및 완충장치 시제품 검사

시제품에 대하여 도면 및 기술사양서에 따라 치수 및 외관, 작동 검사 등을

실시하여 문제가 없음을 확인하였다.

부품 제작 검정 기록서

계 작 사	대원강업 (주) 성환공장	수 량	7조
품 명	충돌과제 SEAT ASS'Y	도면 및 근거	0814101
검 정 일	2010년 05월 19일	판 정	합 격
계측장비	줄자(3.5m), LAYOUT MACHINE(D07094-8945), H/G(D08094-10843)		

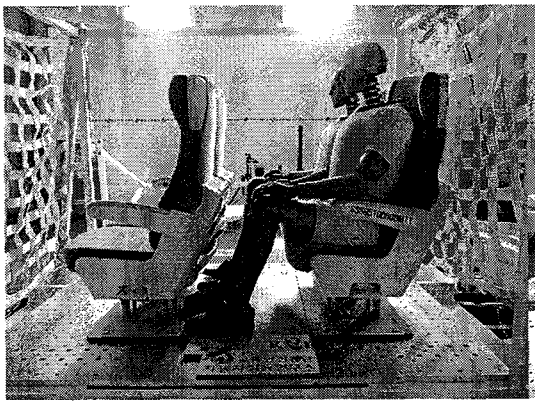


구분	외관검사	치수검사									작동검사				
기준치 / NO.	외관상 유해한 흠, 균열, 비틀림 등이 없을 것	A	B	C	D	E	F	G	H	I	리클라이닝	팔받침	테이블	발받침	회전장치
		1070	1140	400	445	450	50	60	600	620	원활하게 작동되고 정확한 기능을 발휘할 것				
		-1.6°	±10	±10	±10	±10	±5	±5	±10	±10					
SAMPLE 1	양호	1067	1143	403	447	447	50	58	601	622	양호	양호	양호	양호	양호
SAMPLE 2	양호	1065	1142	402	446	446	50	59	602	623	양호	양호	양호	양호	양호
SAMPLE 3	양호	1066	1143	403	447	446	51	58	601	622	양호	양호	양호	양호	양호
SAMPLE 4	양호	1067	1144	403	448	447	50	59	603	622	양호	양호	양호	양호	양호
SAMPLE 5	양호	1066	1143	402	446	445	49	58	602	623	양호	양호	양호	양호	양호
SAMPLE 6	양호	1067	1142	403	447	447	50	58	603	622	양호	양호	양호	양호	양호
SAMPLE 7	양호	1066	1142	403	447	447	50	59	602	623	양호	양호	양호	양호	양호

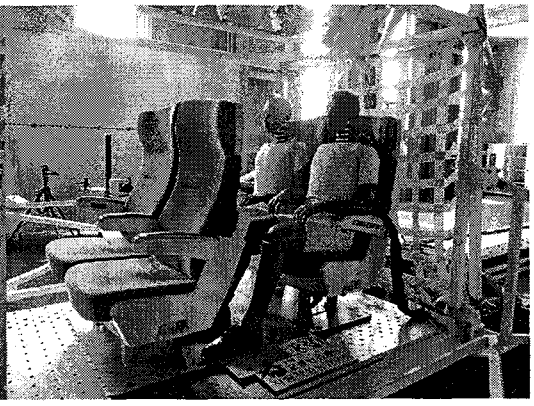
<그림 3.4.28> 3차 시제품 치수 및 외관, 작동 검사 성적서

(라) 충돌모의시험 실시 및 분석

시제품으로 자동차성능연구소에서 보유하고 있는 충돌모의시험 장비를 활용하여 시험을 실시하였다. 시험은 좌석 안전도 평가와 상해치 평가를 각각 실시하였으며, 좌석 안전도 평가 시험은 Hybrid Ⅲ 95%ile 성인남자 인체모형 두 개를 사용하여 1회 실시하여 의자의 이탈 유무 및 파손 유무를 검증하고, 상해치 평가 시험은 Hybrid Ⅲ 50%ile 성인남자 인체모형 두 개를 사용하여 1회 실시하여 각 부위별 상해치를 측정하였다.



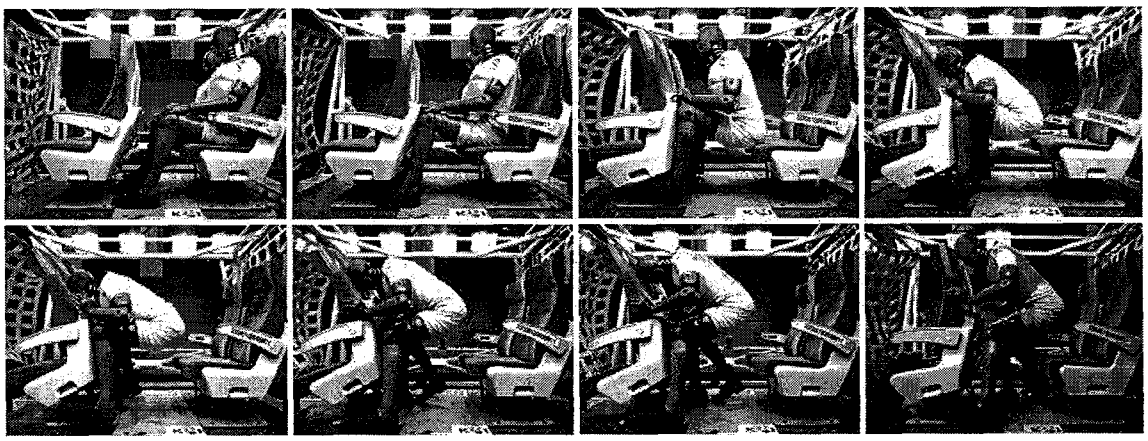
<그림 3.4.29> 3차 좌석안전도 평가시험



<그림 3.4.30> 3차 상해치 평가시험

좌석 안전도 평가 시험을 실시한 결과 시험 가속도 파형은 AV/ST 9001 규격에 규제된 가속도 파형 조건을 만족하였다. 더미의 거동을 분석한 결과 무릎이 후면부 프레임에 부딪친 후 의자가 앞으로 기울어지면서 1차적으로 완충장치 부위에서 변형이 발생하여 충격 에너지를 흡수하였다. 완충장치 부위의 변형이 완료된 후 2차적으로 회전 가이드 브라켓에서 변형이 발생되었고, 머리가 등받이 후면부 중앙에 부딪치면서 완충장치 부위와 회전 가이드 브라켓에서 3차 변형이 발생하여 충격 에너지를 흡수하였다. 이후 더미는 후방으로 튕겨져 나와 2열 의자에 안착되었다.

현재까지 시험한 결과 더미의 거동은 모두 유사한 양상을 보였다.



<그림 3.4.31> 3차 좌석안전도 평가시험 더미 거동

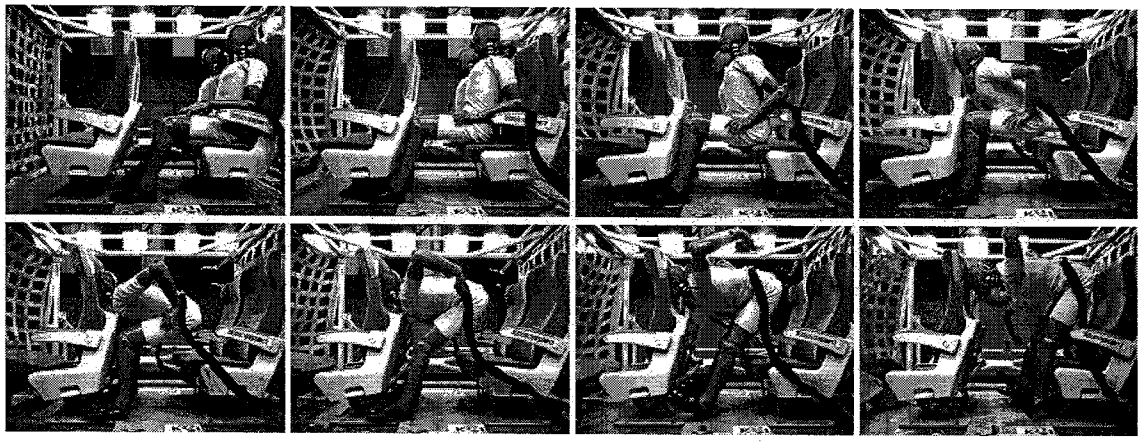
의자가 바닥으로부터 이탈되지 않아 시험기준에는 만족한 결과를 도출하였다.

그러나 완충장치 부위인 우레탄에서 테이퍼 핀이 덜 삽입되어 에너지 흡수량이 적게 나온 것으로 분석되었다. 2차 시험에 비하여 테이퍼 핀의 각도를 1.5° 줄였음에도 불구하고 우레탄에 삽입되는 테이퍼 핀의 삽입거리가 2차 시험 결과와 유사하게 나왔다. 이는 완충장치에서 테이퍼 핀의 각도를 더 줄여도 효과가 미비할 것으로 분석되었다. 현재까지 개발된 완충장치 구조는 좌석 안전도 평가 기준인 바닥으로부터의 이탈이 없는 수준으로는 만족한 결과를 도출하였다.



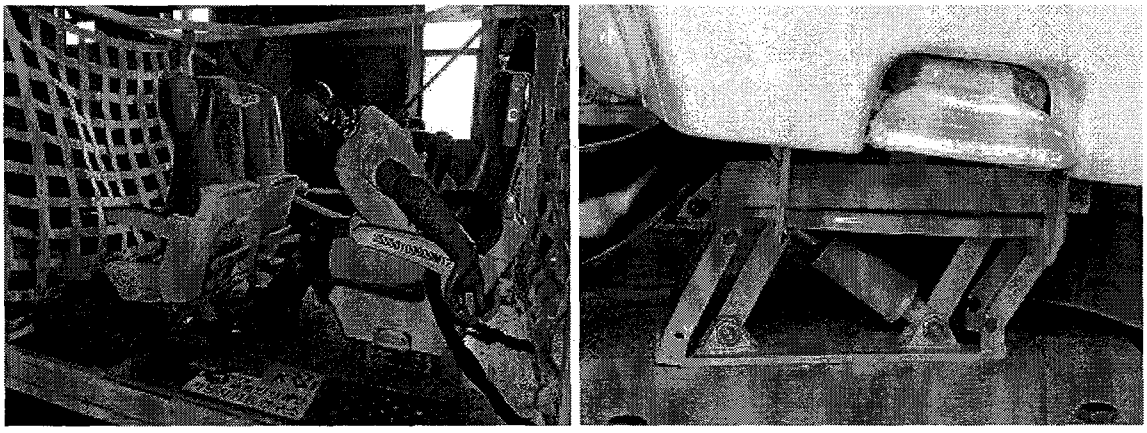
<그림 3.4.32> 3차 좌석안전도 평가시험 상태

상해치 평가 시험을 실시한 결과 시험 가속도 파형은 AV/ST 9001 규격에 규제된 가속도 파형 조건을 만족하였다. 더미의 거동을 분석한 결과 좌석 안전도 평가 시험과 동일한 양상을 보였다.



<그림 3.4.33> 3차 상해치 평가시험 더미 거동

상해 기준은 영국 철도차량운영자협회(ATOC)의 AV/ST 9001 규격에서 제시한 기준값을 적용하여 비교 평가하였는데 머리와 목, 정강이 부위에서 상해값이 기준치보다 높게 나왔다. 1차 시험 결과에 비하여는 약 30%이상 상해치 개선 효과가 나타났으나 2차 시험 결과와는 유사하게 상해치 결과가 나왔다. 테이퍼 핀의 각도를 줄였음에도 불구하고 2차 시험 결과와 유사하게 완충장치 부위인 우레탄에서 테이퍼 핀이 덜 삽입되었다. 이는 현재의 완충장치 구조에서는 더 이상 개선을 하여도 충격을 최대로 흡수하기에는 효과가 미비할 것으로 분석되었다. 따라서 더미가 부딪치는 부위를 개선하는 것이 상해치를 감소시킬 수 있을 것으로 파악되었다. 1차적으로는 완충장치 구조에서 충격량을 흡수하여 상해치를 저감시키며, 2차적으로 더미가 부딪치는 부위를 개선함으로써 전체적으로 상해치를 저감시킬 수 있을 것으로 판단된다. 무릎이 부딪치는 시트 후면부 프레임 부위와 머리가 부딪치는 부위인 등받이 후면부 등의 재질 및 형상을 변경하여 충격량을 흡수할 수 있도록 하여야 할 것이다. 본 과제에서는 기존 시트를 활용하여 완충장치 구조를 개발하고자 한 것으로, 추가적인 개선안에 대하여는 현재의 시트 구조로는 변경하기 어려우므로 신규 설계 및 개발을 통하여 개선할 수 있을 것으로 분석되었다. 또한 실제 차량에 적용되는 시트의 경우 수요처의 요구사항과 시트의 외관 디자인, 시트의 부가 기능 등을 고려하여 개발되어야 할 것으로 분석되었다.



<그림 3.4.34> 3차 상해치 평가시험 상태

상해기준			1차 시험 결과		2차 시험 결과		3차 시험 결과	
			좌측	우측	좌측	우측	좌측	우측
Head	HIC36	500	804.9	825.8	539.8	374.8	559.1	727.2
	3ms	80g	115.7	116.5	99.7	84.9	77.2	91.7
Neck	Flexion	190Nm	330	99.4	123.2	88.5	33	141.1
	Extension	57Nm	247	57	61	34	90.8	104.9
Femur	LH Compression	4kN	4.9	3.8	5.3	5.9	5.7	6.1
	RH Compression	4kN	5.5	5.6	3.6	4.4	4.4	5.0
Knee	LH Displacement	12mm	11.7	9.5	13	10.7	9.2	9.8
	RH Displacement	12mm	11.3	11.6	11.3	10.1	11.4	0
Tibia	LH Upper	0.75	0.7	0.9	0.8	1.0	0.6	0.5
	LH Lower	0.75	0.3	0.3	0.3	0.2	0.8	0.6
	RH Upper	0.75	0.9	0.7	0.7	0.7	0.2	0.2
	RH Lower	0.75	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3	0.3

<표 3.4.10> 3차 상해치 평가 결과 측정치

(마) 정하중 강도시험 실시 및 분석

시제품으로 정하중 강도시험을 실시하였다. 시험 하중 조건인 300Kgf 및 500Kgf에서는 프레임의 균일이나 파손이 없이 모두 시험 기준을 만족하였다. 참고용으로 시험한 1,000Kgf의 하중에서는 프레임의 영구변형이 10mm 발생하였다. 따라서 현재 설계된 구조를 적용하더라도 정하중 강도 시험 기준은 문제가 없을 것으로 분석된다.

부품 제작 검정 기록서

구 분	철도종합안전기술개발사업	제 작 회 사	대원강업(주) 성환공장
품 명	충돌과제 SEAT ASS'Y	수량	1조
검 정 일	2010년 06월 03일	시험명	정적강도시험
계 측 장 비	정하중 시험기(D07094-8940, 8905)	판 정	합 격

1. 규격 : 안전의자 표준모델 기술사양서

2. 시험 방법

가) 초기 하중 100%를 구조물의 시험지점에 가한다.
나) 초기 하중 제거 후 측정기의 영점을 설정한다.
다) 하중을 가한 후 유지한 상태에서 변위량을 측정한다.
라) 하중 제거 후 변형량을 측정한다.
마) 또 다른 하중을 가하여 크랙 또는 파손여부를 확인한다.
바) 하중조건은 가압판을 사용하며, 하중위치는 가압판의 원둘레가 시편의 끝단을 벗어나지 않도록 한다.

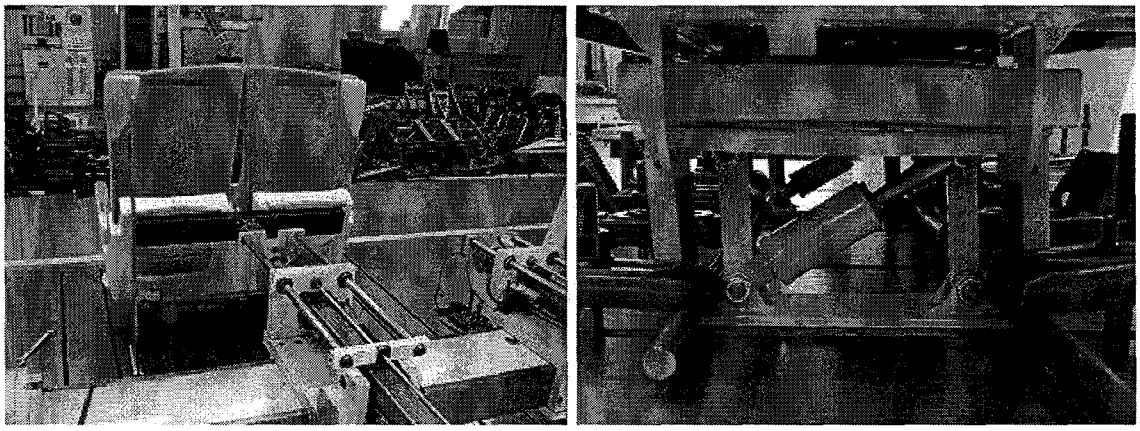
2. 시험 기준

* 다리(Pedestal)에 대하여는 3,000N 및 5,000N의 하중에서 시험기준을 만족하여야 하며, 10,000N은 참고용으로 시험한다.
가) 시험 후 균열이나 파손이 없어야 한다.
나) 영구 변형량이 없어야 한다. 단, 하중을 제거한 후의 변형량이 하중을 가했을 때의 변위량의 10%이내이어야 한다.
다) 시험 후 정상 기능을 유지해야 한다.

1. 시 험 결 과

구 분 / 시험 항목	부하 하중 (kgf)	변위량(mm)	변형량(mm)	판정 기준 및 시험 결과	
				변형량≤변위량의 10%이하	균열이나 파손 없으며, 정상적인 기능 유지할 것
다리(Pedestal) 강도시험	300	15	0.7	0.7 ≤ 1.5	이상없음
	500	27	2.0	2.0 ≤ 2.7	이상없음
	1,000	70	18	18 ≤ 7.0	프레임 변형

<그림 3.4.35> 3차 시제품 정하중 강도시험 성적서

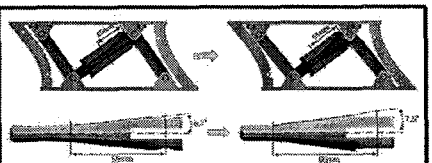
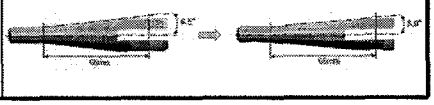


<그림 3.4.36> 3차 정하중 강도시험 상태

(5) 결론

전년도에 시트 모델을 선정하여 완충장치가 없는 구조에서부터 여러 가지 완충장치 구조를 변경하여 충돌모의시험을 실시한 결과 우레탄 구조의 완충장치가 개선 효과가 크게 나올 것으로 분석되었으며, 금년도에는 우레탄을 이용한 완충장치 구조를 기본으로 하여 정하중 강도시험 및 충돌모의시험 기준을 만족하는 완충장치 구조를 개발하고자 하였다. 금년도에는 3차에 걸쳐 완충장치를 보완 설계하고 정하중 강도 시험 및 충돌모의시험을 실시하고 그 결과를 분석하였다.

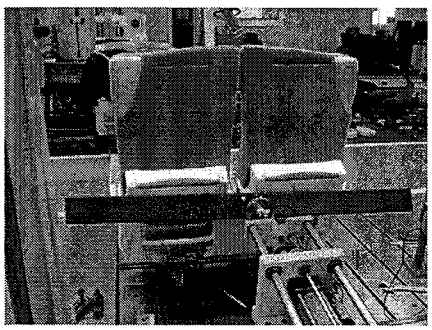
1차 설계에서는 전년도 마지막에 설계된 우레탄 완충장치 구조에 대하여 충격 흡수량을 높이기 위하여 구조를 보완하여 충격에 따른 변형량을 최대화하였으며, 테이퍼 핀의 형상 각도를 변경하였다. 2차와 3차 설계에서는 다리의 전반적인 구조는 변경하지 않고 테이퍼 핀의 형상 각도를 변경하여 충격 에너지 흡수량을 높이기 위한 보완 설계를 실시하였으며, 충격에 따른 승객의 상해치 저감에 주안점을 두고 설계를 하였다.

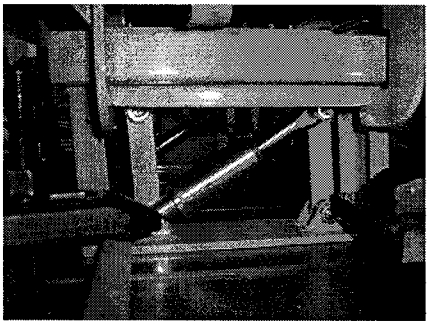
1차	- 충격에 따른 Pedestal의 최대 변형량 5mm(각도상으로 4°) 증가 ⇒ 의자의 최대 변형 위치를 전방으로 이동함에 따라 상해치 저감. - 테이퍼 핀의 마찰 거리를 45mm에서 55mm로 10mm 증가 - 테이퍼 핀의 형상 각도를 6.1°에서 7.5°로 변경 ⇒ 우레탄에 삽입되는 테이퍼 핀의 에너지 흡수율 증가로 상해치 저감	
2차	- 테이퍼 핀의 형상 각도를 7.5°에서 6.5°로 변경 ⇒ 우레탄에 삽입되는 테이퍼 핀의 에너지 흡수율 증가로 상해치 저감	
3차	- 테이퍼 핀의 형상 각도를 6.5°에서 5.0°로 변경 ⇒ 우레탄에 삽입되는 테이퍼 핀의 에너지 흡수율 증가로 상해치 저감	

<그림 3.4.37> 완충장치 설계

정하중 강도시험을 실시한 결과 300Kgf 및 500Kgf의 하중 조건에서는 시험기준을 만족하는 결과를 보였으며, 참고용으로 시험한 1,000Kgf의 하중조건에서는 프레임의 변형이 발생됨을 관찰할 수 있었다. 따라서 개발된 완충장치 구조를 적용하더라도 기술사양서에 규정된 정하중 강도시험 기준은 만족함을 알 수 있었다. 정하중 강도시험을 실시하고 분석한 자료를 근거로 현재 법제화가 추진

되고 있는 철도차량안전기준에관한지침중 객실의자 안전 세부기준에 반영을 하고자 한다.



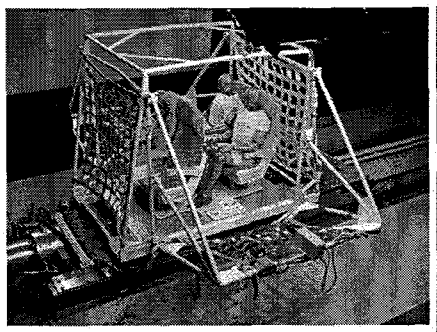


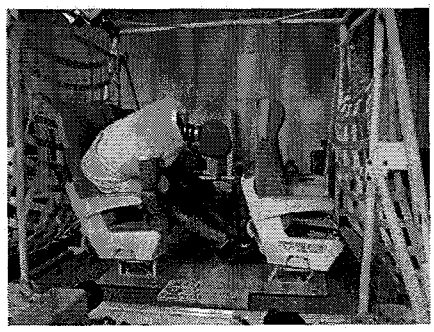
- 시험 하중 : 300kgf, 500kgf, 1000kgf의 하중을 순차적으로 가함.
- 부하 방향 : 후면 REAR FRAME 상단부에 수평 방향으로 전방으로 부하함.
- 시험 기준 : 영구 변형량이 최대 변위량의 10%이내이어야 하며, 균열이나 파손이 없어야 하며, 정상 기능을 유지할 것.
- 설계 목표 : 500kgf의 하중에서 시험 기준 만족하여야 함.

구분	하중	최대 변위량 (mm)	영구 변형량 (mm)	외관상태	합격유무
1차	300kgf	5	0.5	양호	합격
	500kgf	25	2	양호	합격
	1,000kgf	66	8	변형	참고용
2차	300kgf	6	0.5	양호	합격
	500kgf	28	2.5	양호	합격
	1,000kgf	75	10	변형	참고용
3차	300kgf	15	0.7	양호	합격
	500kgf	27	2	양호	합격
	1,000kgf	70	18	변형	참고용

<그림 3.4.38> 정하중 강도시험 실시 결과

충돌모의시험중 좌석 안전도 평가를 실시한 결과 시험기준인 바닥으로부터 이탈되지 않는 조건은 모두 만족하는 결과를 보였다. 충격에 따른 프레임의 변형이 발생하더라도 바닥으로부터 분리 또는 이탈이 되지 않았다. 전년도 초기 개발 모델의 경우 충격모의시험을 실시한 결과 시트가 앞으로 넘어가는 현상이 발생하여 시험이 실패하였으나 완충장치 구조를 보완 개선한 결과 모두 시험기준을 만족하였으며, 보완 개발된 완충장치 구조는 안정화되었다고 분석된다. 좌석 안전도 평가시험을 실시하고 분석한 자료를 근거로 현재 법제화가 추진되고 있는 철도차량안전기준에관한지침중 객실의자 안전 세부기준에 반영을 하고자 한다.





- 시험 조건 : 의자를 전후 2열로 배열, 2열 의자에 2개 더미 착좌
- 더미 : HYBRID III 95%ile 성인남자 인체모형 사용
- 시험 가속도 기준 : 영국 철도차량운영자협회의 AV/ST 9001 규격 적용
- 시험 기준 : 시험후 의자는 차체로부터 이탈되지 않아야 함.

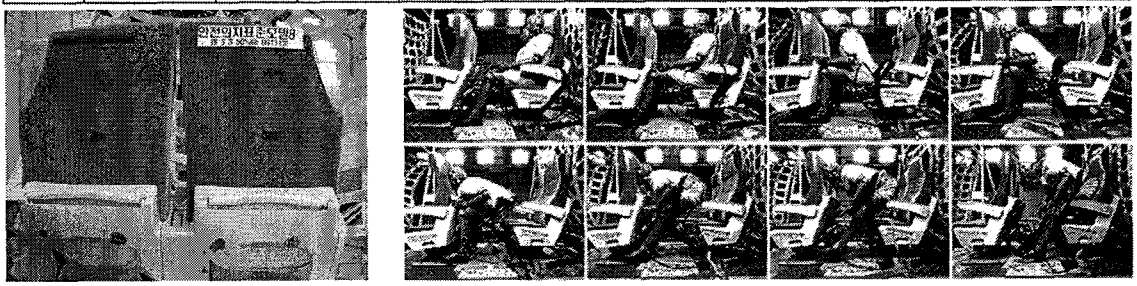
구분	시험가속도 기준	시험 기준	시험 분석
1차	만족	합격	- 1차 PEDESTAL 부위 변형 발생 - 2차 가이드 브라켓 변형 발생 - 우레탄에서 테이퍼 핀이 덜 삽입되어 에너지 흡수량이 적게 나온 것으로 분석됨. (55mm중 25mm만 삽입됨)
2차	만족	합격	- 1차 PEDESTAL 부위 변형 발생 - 2차 가이드 브라켓 변형 발생 - 우레탄에서 테이퍼 핀이 덜 삽입되어 에너지 흡수량이 적게 나온 것으로 분석됨. (55mm중 35mm만 삽입됨)
3차	만족	합격	- 1차 PEDESTAL 부위 변형 발생 - 2차 가이드 브라켓 변형 발생 - 2차와 동일하게 변형 발생 (완충장치의 테이퍼 핀의 각도 효과 미비)

<그림 3.4.39> 좌석 안전도 평가시험 실시 결과

완충장치 구조는 승객의 상해치 감소에 주안점을 두고 진행하였다. 완충장치 개발을 통하여 현재의 시트 구조보다 얼마만큼 상해치를 저감할 수 있는가에 초점을 두었다. 전년도에 완충장치 구조가 없는 시트에 대한 상해평가 시험 분석 결과 머리, 목, 대퇴부, 무릎, 정강이 등의 모든 부위에서 시험기준보다 높은 상해값이 나왔다. 이에 비하여 2차 시험한 결과 머리, 목, 대퇴부 등에서 시험기준보다 높은 상해값이 나왔지만 전반적으로 완충장치 구조가 없는 시트보다 약 30%정도 상해값이 낮게 나옴을 알 수 있었으며, 완충장치 구조가 상해치를 저감하는데 효과가 있는 것으로 분석되었다. 하지만 3차 상해평가 시험 분석 결과 테이퍼 핀의 각도를 줄였음에도 불구하고 상해값이 2차 시험 결과와 유사하거나 높게 나왔다. 이는 완충장치 구조에서는 테이퍼의 형상을 더 이상 변경하여도 충격을 최대로 흡수하기에는 효과가 미비할 것으로 파악되었다. 따라서 현재 개발된 완충장치 구조에서는 더 이상 개선효과가 미비할 것으로 파악되며, 완충장치가 없는 시트보다 약 30%정도 상해 저감 효과가 있는 것으로 결과가 도출되었다.

- 시험 조건 : 의자를 전후 2열로 배열, 2열 의자에 2개 더미 착좌
- 더미 : HYBRID III 50%ile 성인남자 인체모형 사용
- 시험 가속도 기준 : 영국 철도차량운영자협회의 AV/ST 9001 규격 적용
- 시험 기준 : 영국 철도차량운영자협회의 AV/ST 9001 규격 적용

시험기준			완충장치 없는 구조				1차				2차				3차			
			Aisle		Window		Aisle		Window		Aisle		Window		Aisle		Window	
HEAD	HIC36	500	506.5		676		804.9		825.8		539.8		374.8		559.1		727.2	
	3 ms	80 g	95.8		106.3		115.7		116.5		99.7		84.9		77.2		91.7	
NECK	flexion	190 Nm	82.2		89.6		330		99.4		123.2		88.5		33		141.1	
	extension	57 Nm	75.3		102.8		247		57.0		61.0		34.0		90.8		104.9	
FEMUR	compression	4 KN	4.4	4.7	6.2	3.9	4.9	5.5	3.8	5.6	5.3	3.6	5.9	4.4	5.7	4.4	6.1	5.0
KNEE	Displacement	12 mm	5.5	5.6	15	15	11.7	11.3	9.5	11.6	13	11.3	10.7	10.1	9.2	11.4	9.8	0
TIBIA	LH Upper	0.75	14.0		2.6		0.7		0.9		0.8		1.0		0.6		0.5	
	LH Lower	0.75	8.8		15.0		0.3		0.3		0.3		0.2		0.8		0.6	
	RH Upper	0.75	0.9		0.7		0.9		0.7		0.7		0.7		0.2		0.2	
	RH Lower	0.75	0.2		0.3		0.3		0.3		0.3		0.3		0.3		0.3	



<그림 3.4.40> 좌석 상해 평가시험 실시 결과

시트 구조에서 전반적으로 상해치를 감소시킬 수 있는 방안으로는 1차적으로 완충장치 구조에서 충격량을 흡수하여 상해치를 저감시키며, 2차적으로 더미가 부딪치는 부위를 개선함으로써 전체적으로 상해치를 저감시킬 수 있을 것으로 파악된다. 무릎이 부딪치는 시트 후면부 프레임 부위의 재질 및 형상을 변경하여 무릎과 정강이 부위의 상해치를 감소할 수 있으며, 머리가 부딪치는 부위인 등받이 후면부 의 재질 및 구조를 변경하여 머리와 목의 상해치를 감소할 수 있을 것으로 분석된다. 따라서 현재의 시트 구조에서 후면부 형상을 변경하여 적용이 가능하나, 이는 현재의 시트 구조로는 변경하기 어려우며, 신규 설계 및 금형 개발을 통하여 개선할 수 있을 것이나, 충격을 흡수할 수 있는 구조로 시트 표준모델을 개발하더라도 동일 구조 및 형상 등을 실제 철도차량에 적용하기는 어려울 것으로 예상되며, 수요처에서의 요구사양, 외관 디자인, 여러 가지 작동 기능품 등 적용차량에 따라 요구사항이 다양하기 때문에 동일 시트 모델 적용은 어려울 것으로 예상된다.

따라서 현재 개발된 완충장치 구조를 신규 개발 차종에 적용할시 좌석 안전도 평가 시험은 만족할 수 있으나 상해 평가시험은 완충장치 자체만으로 만족하기에는 한계성이 있으므로 시트 전체적인 구조에서 보완 작업이 이루어져야 할 것으로 판단되며, 향후 법제화가 된다면 신규 디자인에 반영하여 적용 가능하리라 예상된다.

검증계획서 **(Verification Plan)**	**ID No :** **RC - SR04 - SSR04 - 2006** 작성일 : 2010. 05 수정일 :

4. 프로젝트는 에너지 흡수식 충돌안전장치 표준성능모델을 개발해야 한다.

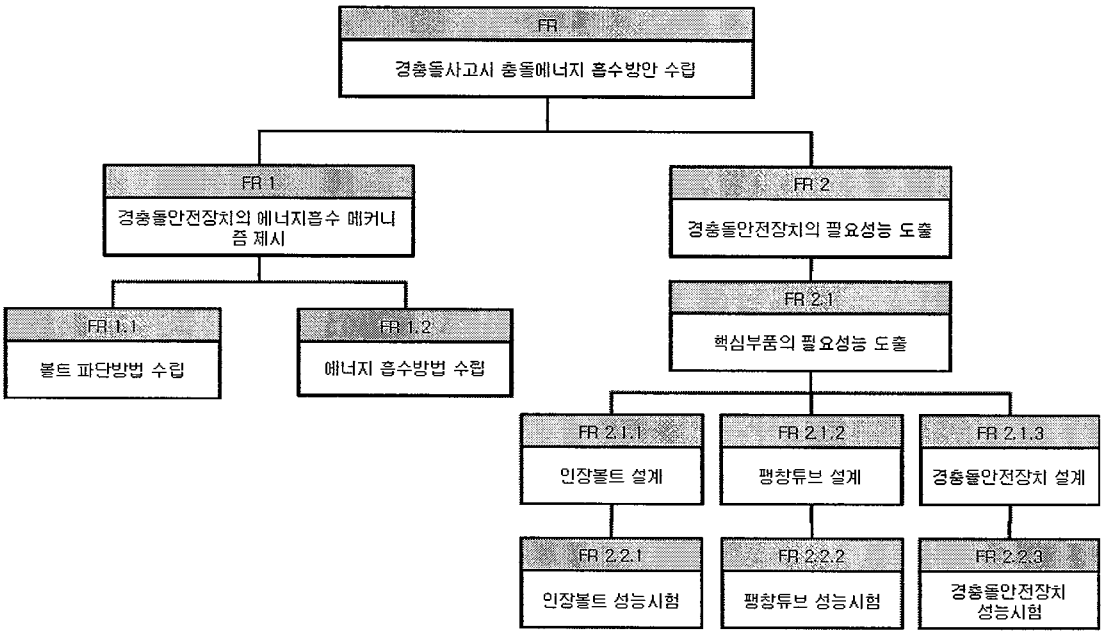
4.4 프로젝트는 에너지 흡수식 연결기의 충돌안전 성능평가기술을 개발하여야 한다.

입력물 :	**업무 :**	**출력물 :**
☐ 요구사항 (Requirement) - 요구사항 문서 - 검증 요구사항 추적 매트릭스(VRTM) ☐ 기술 개발 계획(Technical Plan) - 연구계획서 - WBS (Work Breakdown Structure) ☐ 설계정보 및 평가자료 - 성과물 : 시험용 경충돌 안전장치 - 기능 아키텍처 - 물리 아키텍처 - 설계 분석 보고서 (DARs) ☐ 검증 방법 - 2.2 공학적 해석, 5.3 기능시험	- SE 검증	- 수정 VRTM - 검증결과표

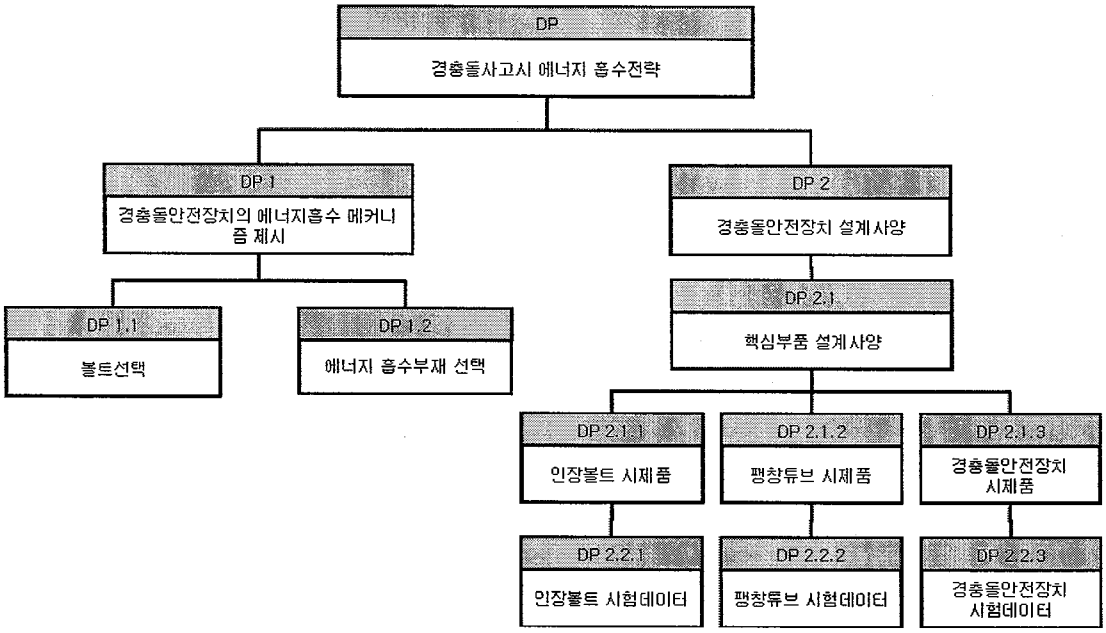
Verification Specification (검증기준) :

1. 사양도출
   1.1 개발목적에 맞는 사양이 도출 되었는가
   1.2 목적하는 바의 기능실현을 위한 기구 구상은 적합 한가
2. 구성품의 성능
   2.1 인장bolt 시제품 시험 결과는 적절 한가
   2.2 인장 bolt 설계 기초자료는 충분히 확보 되었는가
   2.3 에너지흡수튜브 시제품 시험 결과는 적절 한가
   2.4 에너지흡수튜브 설계기초자료는 충분히 확보 되었는가
3. 장치설계 기반기술
   3.1 경충돌안전장치 성능 시험 결과는 적합 한가
   3.2 경충돌안전장치 설계 기초자료는 충분히 확보 되었는가

1. 기능 아키텍처



2. 물리 아키텍처



3. 설계분석보고서

가. 요구사항과의 적합성

경충돌 안전장치 개발은 시스템 요구사항 『SR 4. 프로젝트는 에너지 흡수식 충돌안전장치 표준 성능모델을 개발해야 한다.』 중 『SSR. 4.4. 프로젝트는 에너지 흡수식 연결기의 충돌안전 성능평가기술을 개발하여야 한다.』 에 해당하는 내용이다. 본 과제에서는 경충돌 안전장치 개발의 방안으로서 경충돌 안전장치 시제품 및 핵심 부품개발과 시험에 대해 작성하였다.

나. 설계기준

○ 경충돌 안전정치는 SNCF와 SAFE TRAIN 보고서에 명기되어있는 사고시나리오를 바탕으로 수립된 일반철도전두부 에너지흡수전략에 따라 개발되었다.

○ "SAFE TRAIN Final Report"의 "2.4 Design and Test Specification"을 참조 하였다.

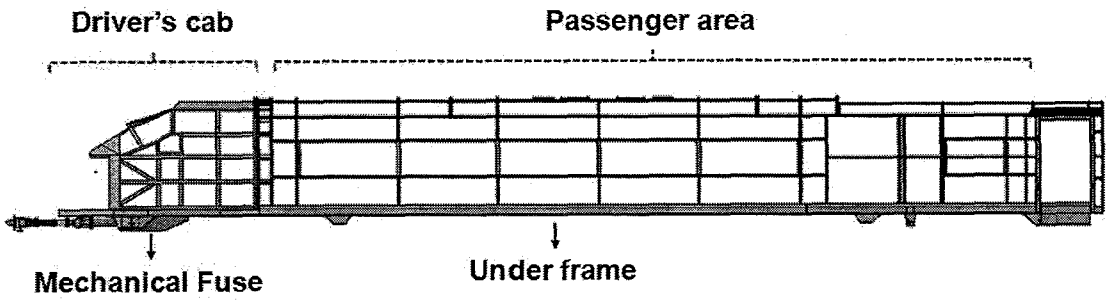
다. 검증 방법에 따른 증거 자료

(1) 경충돌 안전장치의 개념 및 구조

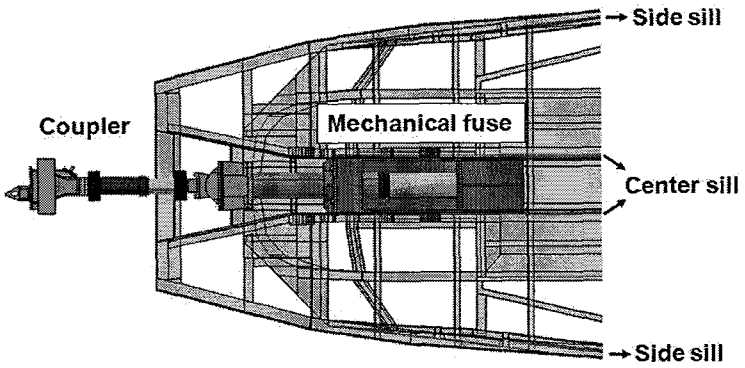
열차의 경충돌 사고는 heavier shunting과 상대열차 또는 선로 위 장애물과 저속으로 충돌하는 사고로 사고 발생 시 열차의 주요 구조물과 승객에 어떠한 손상도 발생하지 않아야 한다. 이러한 요구조건을 만족시키기 위해서 경충돌 사고 시 충돌 에너지를 흡수할 수 있는 경충돌 안전장치와 같은 충돌에너지 흡수장치가 필요하다. 그림 5.1은 한국형 틸팅열차의 프레임구조로 운전자가 탑승하는 전두부영역과 승객이 탑승하는 객차영역으로 나누어져 있다. 경충돌 안전장치는 <그림 3.5.1> <그림 3.5.2>와같이 연결기 후방과 언더프레임의 중앙에 위치한 center sill 사이에 장착된다. <그림 3.5.3>은 경충돌 안전장치의 주요구조로 경충돌 안전장치는 impact bar, 펀치, 팽창튜브, 가이드 그리고 인장볼트로 이루어져 있다. impact bar는 연결기와 경충돌 안전장치를 연결하고 충돌하중을 인장볼트와 팽창튜브로 전달하는 역할을 한다. 팽창튜브는 충돌에너지를 소성변형에너지와 마찰에너지로 전환하여 흡수한다. 또한, 가이드는 펀치가 튜브의 길이방향으로만 진행할 수 있도록 하여 충돌방향이 기울어지더라도 경충돌 안전장치가 정상적으로 작동할 수 있도록 도와주는 장치이다. 인장볼트는 특정속도 이하에서 충돌이 발생할 경우 경충돌 안전장치의 작동을 방지한다. 하지만 특정속도 이상에서 충돌이 발생할 경우 인장볼트가 파단되어 경충돌 안전장치가 작동되도록 한다.

<그림 3.5.4>는 경충돌 안전장치와 연결기의 하중-변위특성 선도로 경충돌 사고발생시 연결기와 경충돌 안전장치에서 흡수되어야할 충돌에너지양을 나타낸다. 경충돌사고가 발생하면 1차적으로 연결기에서 0.1MJ의 충돌에너지를 흡수한다. 하지만 연결기의 흡수용량보다 더 큰 충돌에너지가 가해질 경우 약 1,500kN의 충돌하중에서 인장볼트가 파단되고 펀치가 튜브를 팽창시키면서 진

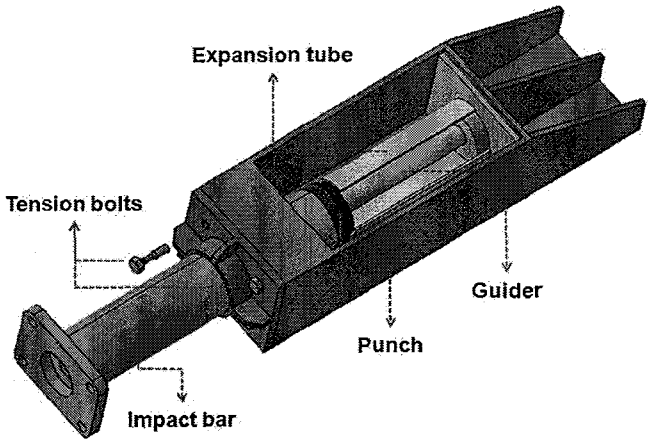
행하여 나머지 충돌에너지를 흡수한다.



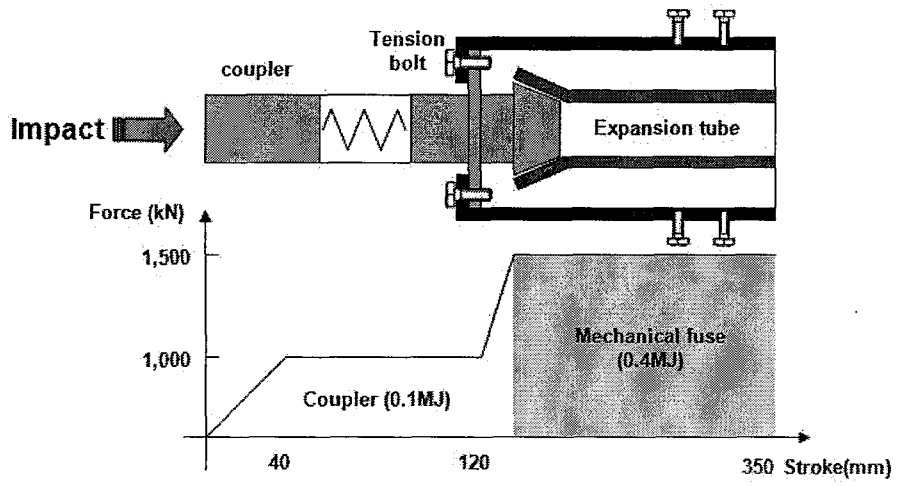
<그림 3.5.1> 일반철도 동력객차의 주요구조



<그림 3.5.2> 경충돌 안전장치의 위치



<그림 3.5.3> 경충돌 안전장치의 주요명칭



<그림 3.5.4> 에너지흡수전략

(2) 경충돌 안전장치의 설계사양

경충돌 안전장치는 크게 인장볼트, 압입펀치, 팽창튜브 그리고 외부 프레임으로 구성된다. 본 연구에서 개발 중인 경충돌 안전장치에는 4개의 인장볼트가 사용되므로 설계사양에 따라 1,500kN의 충돌하중이 인장볼트에 작용할 때 파단되어야 하기 때문에 하나의 인장볼트는 375kN의 인장하중에서 파단 되도록 설계하였다. 또한 팽창튜브는 약 0.4MJ의 충돌에너지를 흡수해야 하므로, 유요행정거리(변형길이)와 압입하중을 각각 267mm, 1,500kN으로 설계하였다. 또한, 시험장치의 외부프레임은 1,500kN의 충돌하중이 작용하여도 어떠한 소성변형도 발생하지 않도록 설계하였다.

(3) 주요부품의 성능

(가) 인장볼트

① 실험

◎ 재료의 특성

인장볼트의 재료는 크롬-몰리브덴합금강인 AISI 4140(SCM440; JIS standard)으로, 단조가공, 기계가공 그리고 열처리공정을 거쳐 제작되었다. <그림 3.5.7>과 같이 인장볼트의 주요구조는 크게 탄성변형부와 소성파단부로 나누어져있다. 인장볼트에 동적하중이 가해지면 상대적으로 단면이 작은 소성파단부에 하중이 집중되어 탄성-소성변형이 발생하고 더 큰 하중이 가해지면 최종적으로 파단 된다. <그림 3.5.8>은 인장볼트의 주요 치수로 소성파단부 지름(D)은 20.6mm이고 길이(l)는 29mm이다. 그리고 소성파단부의 곡률반경(R)은 15mm이다. AISI4140과 같은 탄소강재료는 변형률속도에 따라 항복응력의 크기가 변하기 때문에 변형률속도의 영향을 고려한 인장볼트설계가 이루어져야 한다. 변형률속도에 따른 AISI4140의 기계적 성질을 구하기 위하여 고속재료인장시험기를 이용하였으며, 측정한 변형률속도 범위는 $0.003s^{-1}$~$300s^{-1}$이다.

Johnson-Cook 모델의 재료상수를 결정하기 위하여 1/sec의 변형률속도에서 측정한 응력-변형률선도를 참조하였다. Johnson-Cook 모델의 구성방정식은 다음과 같이 정해진다.

$$\bar{\sigma} = (A + B\bar{\epsilon}^{n})(1 + C\ln\dot{\bar{\epsilon}})(1 - T^{*m}) \tag{3.5.1}$$

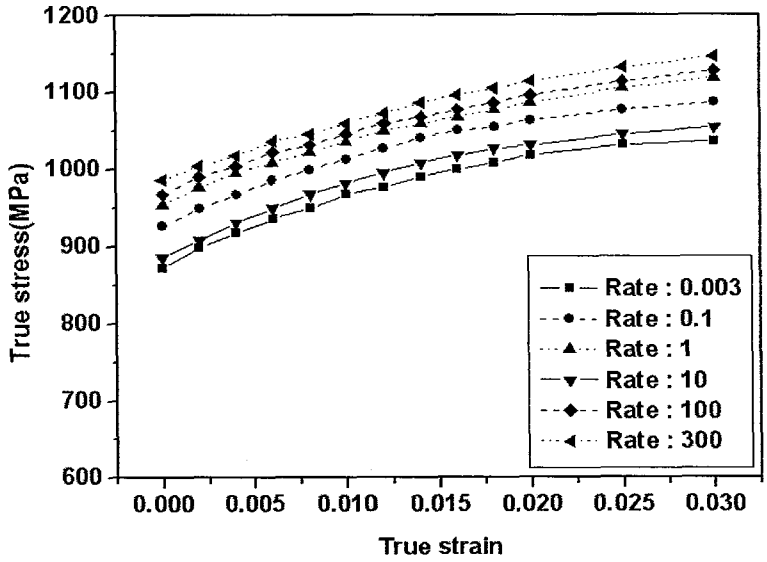
$$T^{*} = \frac{T - T_{room}}{T_{melt} - T_{room}}$$

T는 시편의 온도이고 T_{melt}는 시편의 용융온도이다. 고속재료인장시험으로부터 구한 Johnson-Cook모델의 재료상수는

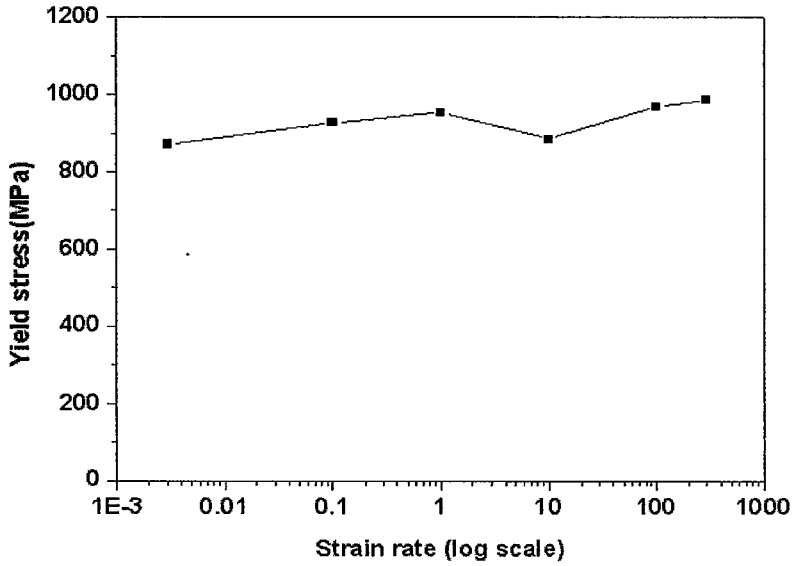
<표 3.5.1> Johnson-Cook 모델의 재료상수

재료상수	A(MPa)	B(MPa)	n	C
값	954.1	1,320.2	0.608	0.00342

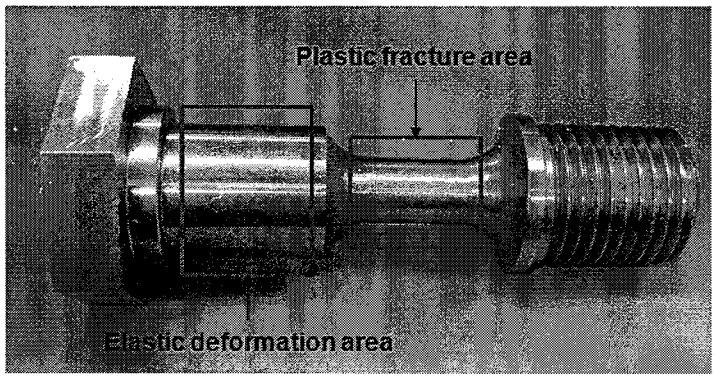
<그림 3.5.5>는 변형률속도에 따른 진변형률과 진응력선도 이고, <그림 3.5.6>은 변형률속도에 따른 항복응력의 변화를 나타낸 그래프이다. 볼트체결시 발생하는 pretension과 볼트의 파단하중을 정밀하게 측정하기 위하여 <그림 3.5.8>과 같이 탄성변형부에 동적스트레인게이지를 부착하였다. 또한 볼트체결시 발생할 수 있는 굽힘에 의한 변형률차이를 보정하기 위하여 180°간격으로 두 개의 strain gage를 부착하였다.



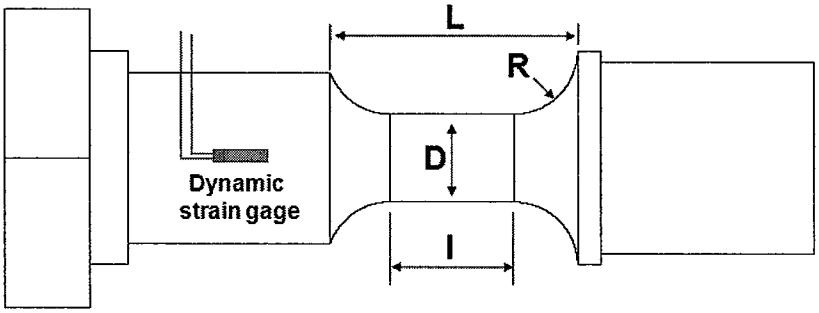
<그림 3.5.5> 변형률속도에 따른 진응력의 변화



<그림 3.5.6> 변형률속도에 따른 항복응력의 변화



<그림 3.5.7> 인장볼트의 주요명칭



<그림 3.5.8> strain gage위치 및 주요치수

◎ 충돌실험

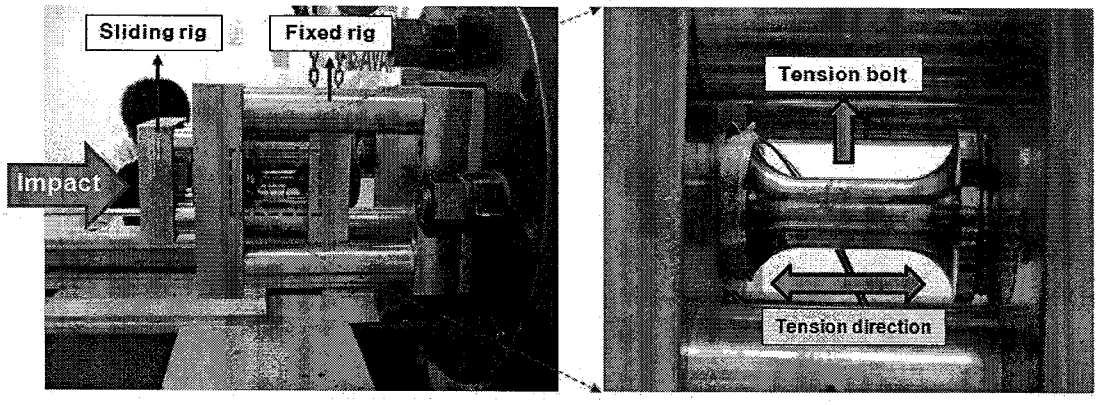
충돌시험을 수행하기 위하여 KAIST(Korea Advanced Institute of Science and Technology)에 있는 충돌시험기에 특별히 제작된 시험지그와 인장볼트를 장착하였다. <그림 3.5.9>는 충돌시험을 위해 실험지그를 충돌시험장치에 장착한 사진이다. 실험지그는 고정벽에 부착된 고정지그와 충돌방향으로 움직이는 슬라이딩지그로 구성된다. 인장볼트는 고정지그와 슬라이딩지그를 연결하도록 장착되어있어 유압실린더로 발사된 대차가 슬라이딩지그와 충돌하면 두 지그간의 상대운동이 발생하므로 인장볼트에는 인장하중이 발생하게 된다. Pretension은 스패너로 인장볼트를 체결할 때 인장파단부에 발생하는 예하중으로 항복강도(s_y=871.6MPa)의 0%, 18.9% 그리고 60.9%에 해당되는 0kN, 55kN 그리고 177kN의 pretension을 각각 볼트에 가한 다음 충돌시험을 수행하였다.

유압실린더를 이용하여 250kg의 충돌대차를 약 9.5m/s의 속도로 슬라이딩 지그에 충돌시켰다. pretension과 파단하중은 탄성변형부에 부착된 동적스트레인게이지를 이용하여 측정되었고 볼트의 늘어난 길이는 고속카메라를 이용한 이미지프로세싱을 이용하여 측정되었다.

<표 3.5.2> Pretension

Test number	D1	D2	D3	D4	D5	D6
P_t(kN) (s_c/s_y)	55 (0.189)	177 (0.609)	177 (0.609)	177 (0.609)	0 (0)	0 (0)

P_t : pretension, s_c : pre-stress acting in tension bolt, s_y : yield stress

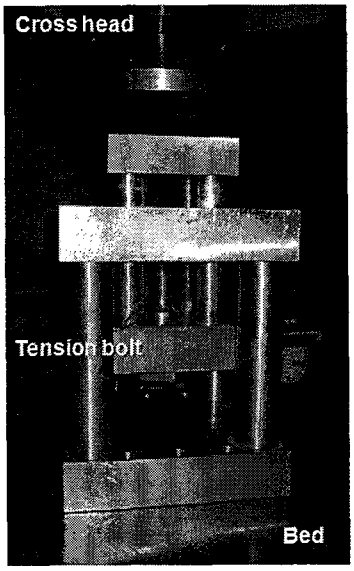


<그림 3.5.9> 충돌실험

◎ 준정적실험

변형률속도가 인장볼트의 파단하중에 미치는 영향을 확인하기 위하여, 준정적시험을 수행한 다음 그 결과를 충돌시험과 비교하였다. 준정적시험을 위해 5,000kN의 유압프레스를 사용하였고 <그림 3.5.10>과 같이 프레스의 크로스헤

드와 베드사이에 시험지그를 설치한 다음 약 9.0×10^{-5}m/s 속도로 베드를 올려 시험을 수행하였다. 준정적시험에서는 pretension의 영향을 고려하지 않았다. 볼트의 파단하중은 프레스에 장착된 5,000kN의 로드셀로 측정하였고 볼트의 변위는 LVDT를 이용하여 측정하였다.



<그림 3.5.10>
준정적실험

◎ 실험결과

pretension과 변형률속도가 인장볼트의 동적파단거동에 미치는 영향을 분석하기 위하여 충돌시험과 준정적시험결과로부터 평균하중(F_m), 순간 최대하중(F_{max}) 그리고 흡수된 에너지(E)를 계산하여 <표 3.5.3>에 정리하였다. 충돌시험결과 하중변동이 매우 심하기 때문에 식(3.5.2)을 이용한 평균파단하중(F_m)을 계산하여 시험결과들을 서로 비교하였다.

$$F_m = \frac{\int_0^{\delta_f} F(\delta)d\delta}{\delta_f} \qquad (3.5.2)$$

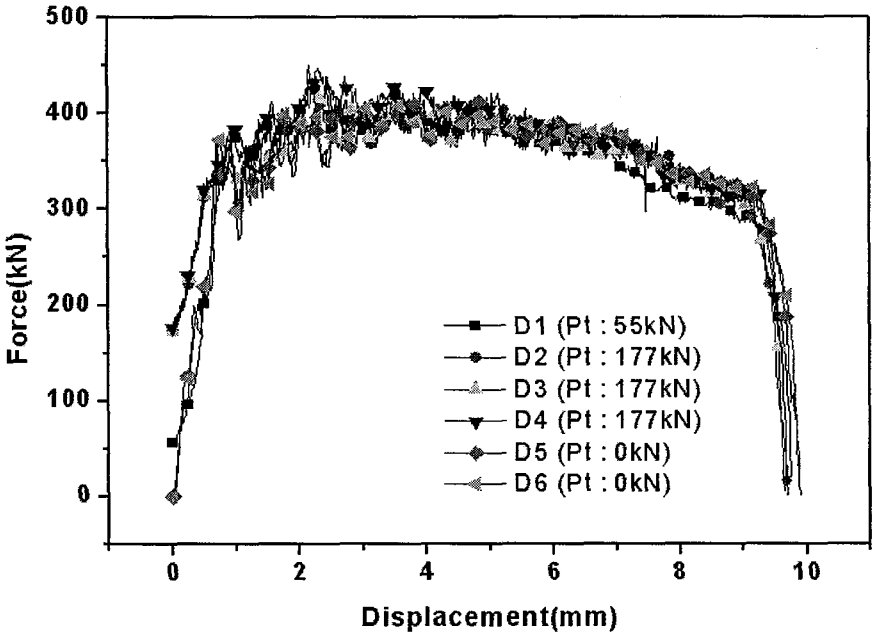
δ_f는 파단까지 늘어난 길이이고, $F(\delta)$는 임의의 늘어난 길이(δ)에서의 하중이다. <그림 3.5.11>과 <그림 3.5.12>는 충돌시험과 준정적시험에서 볼트에 작용한 하중의 변화를 늘어난 길이로 나타낸 그래프이다. <그림 3.5.13>은 pretension이 작용하는 경우와 작용하지 않는 경우에 대해 각각의 시험결과를 비교한 그래프로 평균파단하중(F_m)은 비슷하지만 necking 이전까지 하중변동은 pretension이 작용하는 경우가 더 적었다. <그림 3.5.14>는 충돌시험과 준정적

시험결과를 비교한 그래프로, 변형률속도가 인장볼트의 파단하중에 큰 영향을 미침을 알 수 있다. 평균파단하중(F_m)을 비교해보면 충돌시험결과가 정하중시험보다 약 14.5%(44.217kN)정도 크게 나왔다. <그림 3.5.15>는 pretension이 작용하고 있는 인장볼트가 파단되는 과정을 고속카메라로 촬영한 사진으로 충돌하중이 볼트에 가해지면 탄성변형-소성변형-necking-fracture의 순서로 볼트가 파단됨을 알 수 있다. 그리고 <그림 3.5.15>는 인장볼트의 시험 전·후 형상을 보여주는 사진으로 파단면은 전형적인 금속의 연성파괴 형상인 cup-cone모양임을 알 수 있다.

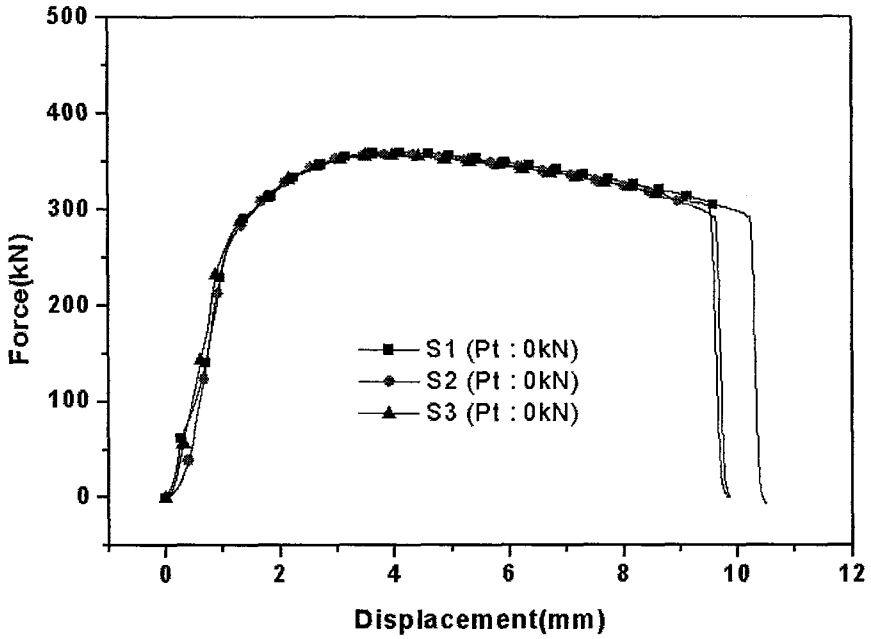
<표 3.5.3> 실험결과

Specimens	P_t(kN)	F_m(kN)	F_{max}(kN)	E(kJ)
D1	55	339.554	437.547	3.311
D2	177	349.358	438.400	3.389
D3	177	350.091	433.329	3.378
D4	177	362.082	446.984	3.526
D5	0	343.769	449.438	3.403
D6	0	343.439	434.612	3.405
S1	0	305.538	359.665	3.208
S2	0	302.634	358.002	2.985
S3	0	303.325	356.519	2.989

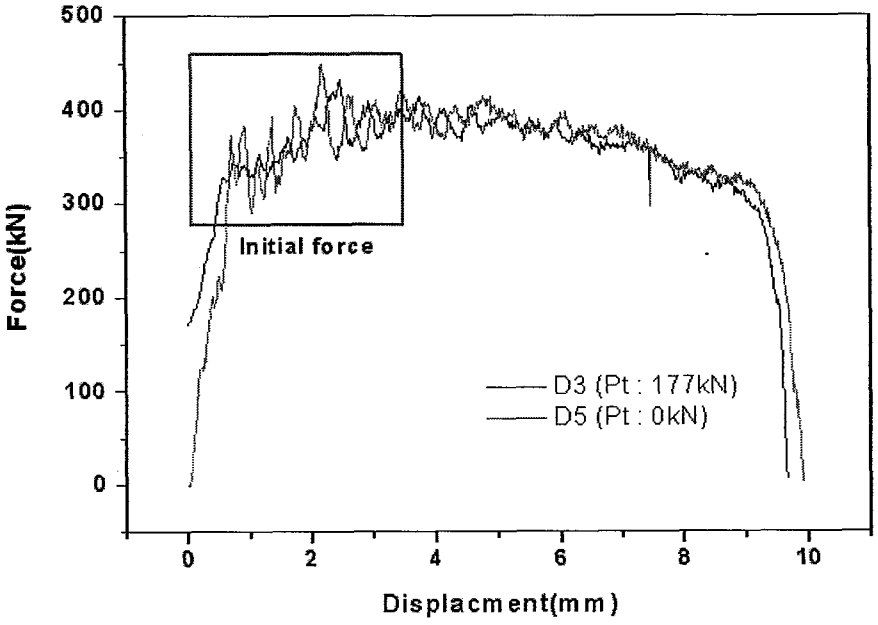
D:dynamic test, S:static test, P_t:pretension



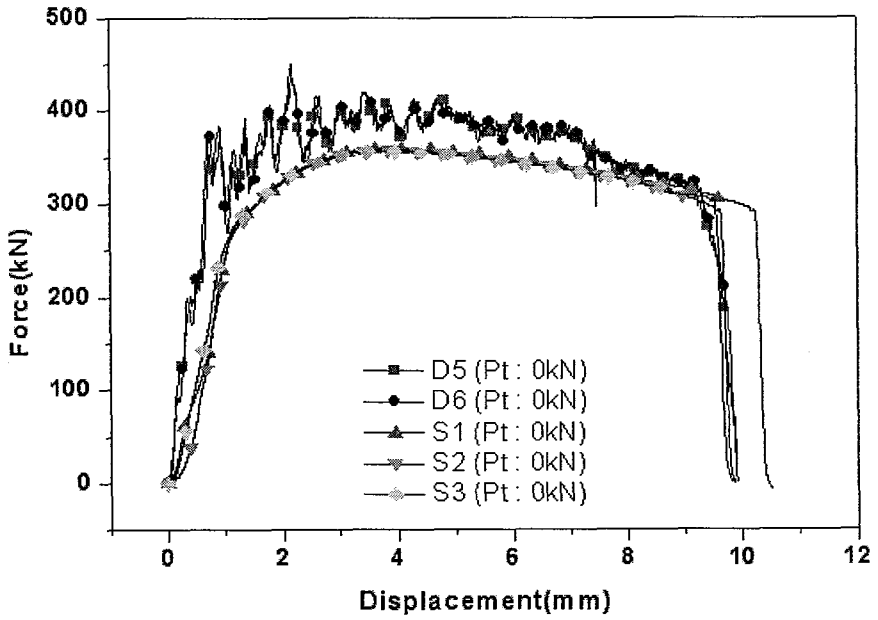
<그림 3.5.11> 충돌시험결과



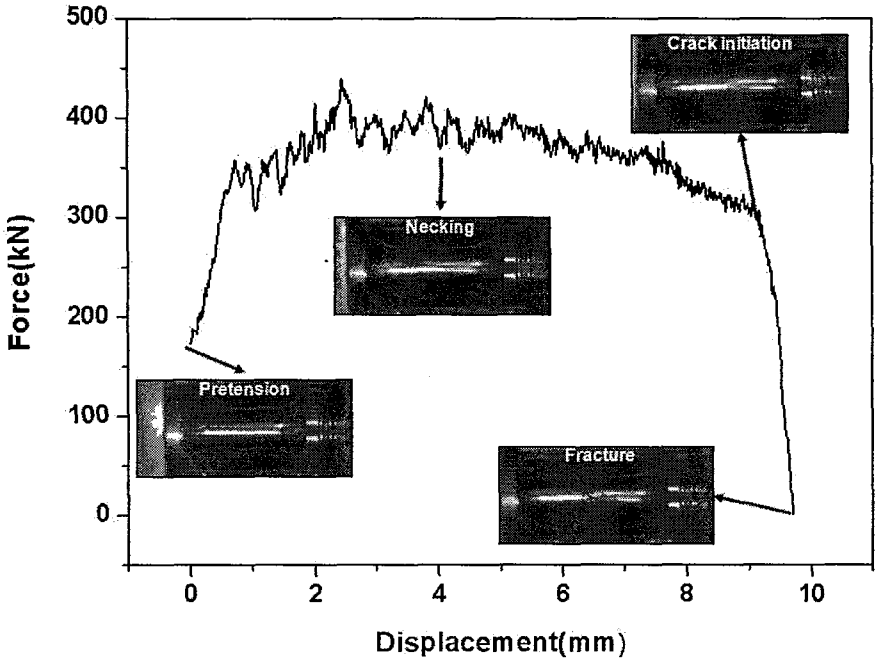
<그림 3.5.12> 준정적실험결과



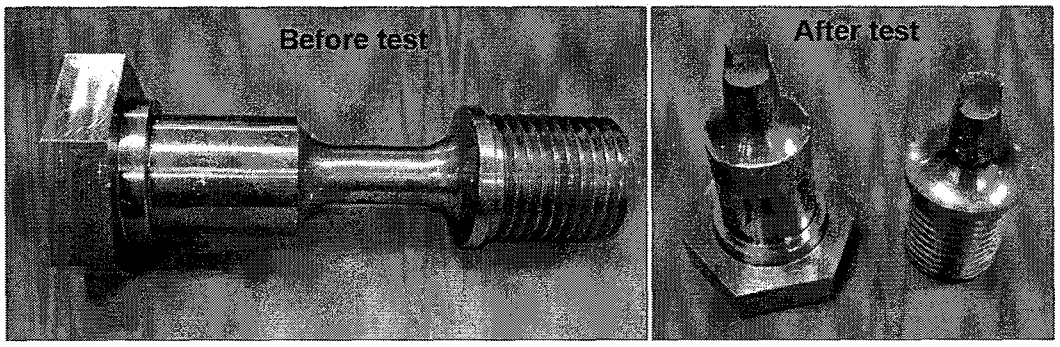
<그림 3.5.13> Pretension의 영향



<그림 3.5.14> 준정적실험과 충돌시험 결과비교



<그림 3.5.15> 인장볼트의 파단순서(D2, P_t:177kN)



<그림 3.5.16> 인장볼트의 파단 전·후

② 유한요소해석

◎ Damage model

유한요소법을 이용하여 충돌속도에 따른 파단하중을 예측하기 위하여 재료의 동적물성과 damage model을 적용한 충돌해석이 수행되어야 한다. 금속재료의 연성파괴 메커니즘을 묘사하기위해 최근에 이용되고 있는 damage model은 Gurson, Tvergaard-Needleman(GTN) damage model로, 이 모델에 따르면 금속재료에 외력이 가해지면 그 재료의 내부에 존재하는 microvoid가 nucleation-growth-coalescence의 과정을 거쳐 성장하게 되고 최종적으로 파단된다.

본 연구에서는 상용유한요소프로그램인 ABAQUS/Explicit와 GTN damage model을 이용하여 인장볼트의 충돌해석을 수행하였다. GTN damage model의

항복함수는 식(3.5.3)과 같다.

$$\Phi = \frac{\sigma_e}{\sigma_y} + 2q_1 f^* \cosh\left(\frac{3}{2} q_2 \frac{\sigma_h}{\sigma_y}\right) - (1 + q_3 f^{*2}) = 0 \tag{3.5.3}$$

σ_e는 equivalent Von Mises stress, σ_y는 재료의 항복응력, σ_H는 정수압응력 그리고 q_1, q_2, q_3는 model parameters이다. f^*는 요소의 하중전달능력을 나타내는 void volume fraction 함수로 식(3.5.4)과 같다.

$$f^*(f) = \begin{cases} f & \text{if } f < f_c \\ f_c + \dfrac{1/q_1 - f_c}{f_f - f_c}(f - f_c) & \text{if } f > f_c \end{cases} \tag{3.5.4}$$

여기서, f_c와 f_f는 각각 critical void volume fraction과 failure void volume fraction을 나타낸다. 기공 성장률에 관한 방정식은 식(3.5.5)와 같으며, $\dot{f}_{growth}$는 이미 존재하고 있는 기공의 성장률에 관한 방정식이고, $\dot{f}_{nucleation}$은 변형률증가에 따른 새로운 기공발생률에 관한 방정식이다.

$$\dot{f} = \dot{f}_{growth} + \dot{f}_{nucleation} \tag{3.5.5}$$

$$\dot{f}_{growth} = (1 - f) tr\dot{\varepsilon}^{pl} \tag{3.5.6}$$

$$\dot{f}_{nucleation} = A\dot{\varepsilon}_M^{pl}, \qquad A = \frac{f_n}{S_n\sqrt{2\pi}} EXP\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{\overline{\varepsilon_m^{pl}} - \varepsilon_N}{S_N}\right)^2\right] \tag{3.5.7}$$

GTN damage model을 이용하여 볼트파단해석을 수행하기 위해서는 7개의 parameter(q_1, q_2, ε_N, S_N, f_N, f_C, f_f)를 결정해야 한다. 7개의 값 중 2개는 일반적인 연성금속재료에 쓰이는 값인 q_1=1.5, q_2=1을 적용하였고, 나머지 5개의 parameter를 결정하기 위하여 정하중실험결과와 유한요소해석결과를 비교-수정하는 반복 작업을 수행하였다. 그 결과 ε_N=0.3, S_N=0.2, f_N=0.05, f_C=0.075, f_f=0.08일 때 시험결과와 유한요소해석결과가 잘 일치하였다. 또한, GTN model의 parameter 값들이 변형률속도에 영향을 받는지 확인하기 위하여 정하중에서 결정한 parameter값을 충돌해석에 적용하여 충돌시험결과와 비교하였다. 그 결과

그림 10.17, 10.18에서 GTN damage parameter 값은 변형률속도에 영향을 받지 않음을 알 수 있었다.

◎ FEM Modelling

상용유한요소해석 프로그램인 ABAQUS/explicit와 GTN damage 모델을 이용하여 quasi-static 해석과 충돌해석을 수행하였다. 정하중시험에서는 로드셀을 이용하여 하중을 측정하였기 때문에 시험지그 전체를 모델링하여 quasi-static 해석을 수행 하였지만, 충돌시험에서는 dynamic strain gage를 이용하여 볼트에서 직접 하중을 측정하였기 때문에 볼트와 plate만 모델링하여 충돌해석을 수행하였다. 볼트 요소는 8-node brick element로 인장파단부의 요소크기는 1mm이고, 그 외 부분은 5mm의 크기로 요소망을 구성하였다.

일반적으로 볼트를 체결할 때 발생하는 pretension은 볼트헤드와 나사산의 마찰계수 그리고 체결 torque에 의해 결정된다. 식 (3.5.8)은 체결 torque를 계산할 때 일반적으로 사용되는 식으로, torque, 마찰계수 그리고 pretension의 상호관계를 보여준다. 이 식에 의하면 같은 torque를 볼트에 가하더라도 마찰계수에 따라 pretension의 크기가 달라진다. 충돌실험에서는 55kN과 177kN의 pretension을 인장볼트에 가하였기 때문에 실제로는 인장파단부에 각 pretension에 해당하는 moment가 발생하였지만 측정장비의 문제로 이 moment를 측정하지 못 하였다. 그러나 <그림 3.5.11>을 보면 pretension의 크기가 다르더라도 (55kN, 177kN) 파단하중과 연신율은 거의 변화가 없기 때문에 torque에 의해 발생한 moment의 영향이 거의 없음을 실험결과로 부터 알 수 있다. 하지만 GTN damage 모델을 적용한 파단해석에서도 실험과 같은 결과가 나오는지 확인하기 위하여, pretension이 55kN과 177kN일 때 발생하는 각각의 체결 torque를 식(3.5.8)을 이용하여 계산한 후 충돌해석에 적용하였다. 하지만 나사산과 볼트헤드의 마찰계수를 알 수 없기 때문에 두 부분의 마찰계수가 같다고 가정한 후 마찰계수가 0.1과 0.25일 때의 torque를 계산하여 각각 충돌해석에 적용하였다.

$$T = KP_t d \tag{3.5.8}$$

$$K = \left(\frac{d_m}{2d}\right)\left(\frac{\tan\lambda + \mu\sec\alpha}{1 - \mu\tan\lambda\sec\alpha}\right) + 0.625\mu_c$$

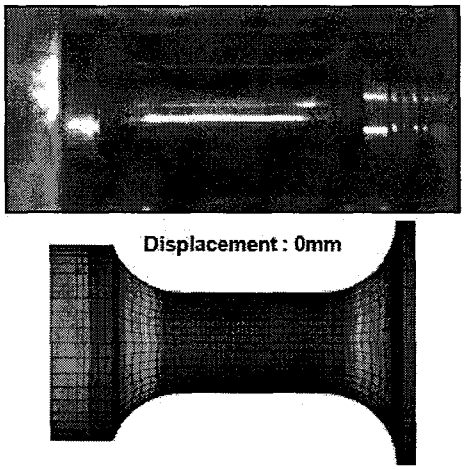
T : Torque
K : Torque coefficient
P_t : Pretension
d_m : Pitch diameter
d : Nominal diameter
μ : Friction coefficient of thread
μ_c : Friction coefficient of collar
λ : Thread angle
α : Thread half angle

◎ 유한요소 해석결과

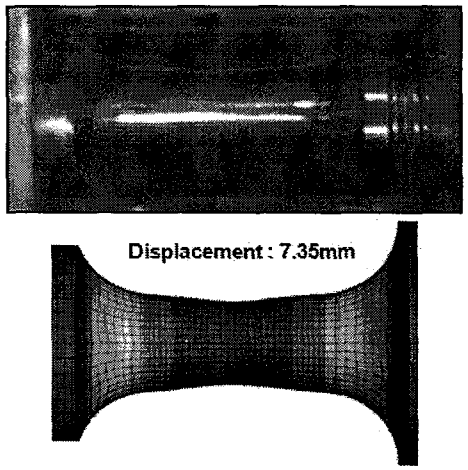
Quasi-static해석(P_t:0kN)과 충돌해석(P_t:0kN, P_t:55kN, P_t:177kN)을 수행한 결과를 실험과 비교하였고 그 결과를 <표 3.5.4>에 정리하였다. <표 3.5.4>에서 평균파단하중과 흡수된 에너지를 보면 실험결과와 해석결과의 편차가 약 2.0% 이내로 매우 잘 일치함을 알 수 있다. 그러므로 GTN damage 모델이 인장볼트의 충돌해석에 적합하다는 것을 알 수 있다. <그림 3.5.17>은 각 변위에서 고속카메라로 촬영한 실험사진과 해석결과를 보여주는 사진으로 변형형상이 둘 다 매우 유사함을 알 수 있다. 하지만 마지막 파단면을 보면 실험결과와 달리 유한요소해석결과에는 cup-cone현상이 발생하지 않았다. <그림 3.5.18~3.5.19>를 보면 GTN damage model의 parameter들은 변형률속도에 영향을 받지 않는 다는 것을 알 수 있다. 또한, <그림 3.5.20~3.5.21>을 보면 pretension과 torsion에 의해 발생한 인장파단부의 moment가 볼트의 파단하중에 거의 영향을 주지 않음을 알 수 있다. 실험에서는 pretension이 없는 볼트가 있는 볼트보다 necking전까지 하중진폭이 다소 크게 나타났지만 해석결과는 pretension에 의한 하중진폭의 차이는 나타나지 않았다.

<표 3.5.4> 유한요소해석과 실험결과 비교

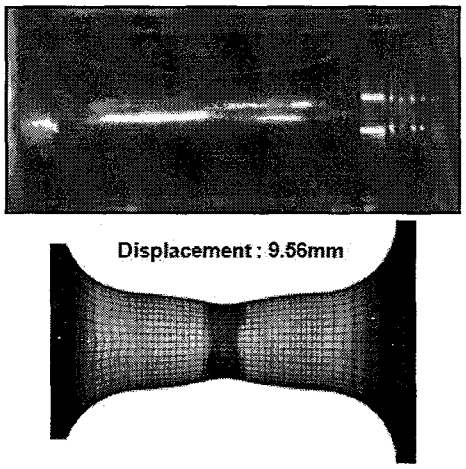
	P_t(kN)	μ	K	v(m/s)	Torque(N·m)		F_m(kN)	E(kJ)
					bolt head	Tension fracture area		
Simulation	55	0.1	0.132	9.5	326.7	88.558	345.638	3.379
Simulation	55	0.25	0.307	9.5	759.825	133.073	345.627	3.379
D1(test)	55	-	-	9.5	-	-	339.554	3.311
Simulation	177	0.1	0.132	9.5	1,051.38	275.085	349.652	3.341
Simulation	177	0.25	0.307	9.5	2,445.255	424.465	348.406	3.354
D2(test)	177	-	-	9.5	-	-	349.358	3.389
Simulation	0	-	-	9.5	-	-	346.046	3.379
D6(test)	0	-	-	9.5	-	-	343.439	3.405
Simulation	0	-	-	9.0e-5	-	-	303.916	2.968
S2(test)	0	-	-	9.0e-5	-	-	302.634	2.985



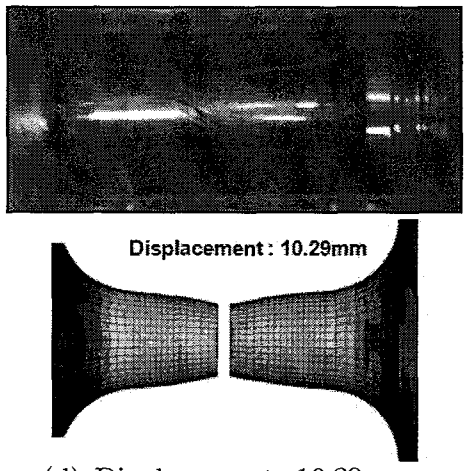
(a) Displacement: 0mm



(b) Displacement : 7.35mm

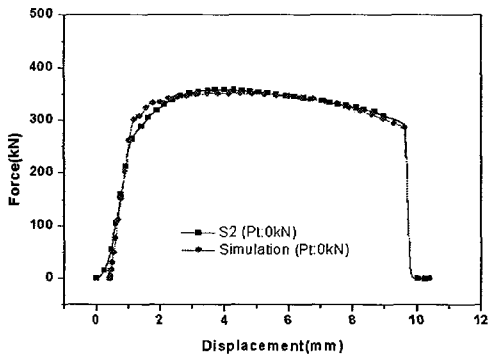


(c) Displacement: 9.56mm

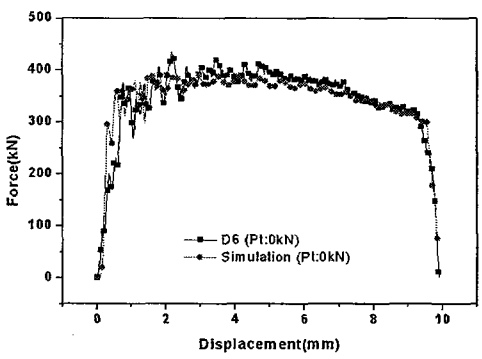


(d) Displacement: 10.29mm

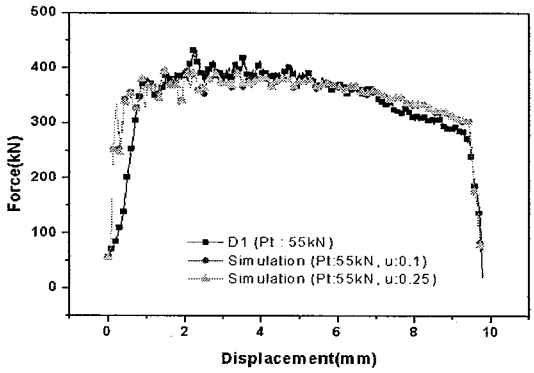
<그림 3.5.17> 유한요소해석과 실험결과 비교



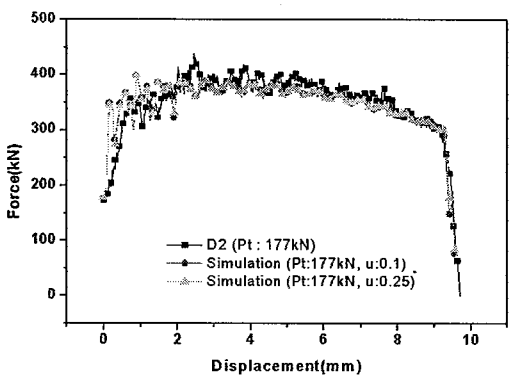
<그림 3.5.18> 유한요소해석과 실험결과 비교(P_t:0kN)



<그림 3.5.19> 유한요소해석과 실험결과 비교(P_t:0kN)



<그림 3.5.20> 유한요소해석과 실험결과 비교(P_t:55kN)



<그림 3.5.21> 유한요소해석과 실험결과 비교(P_t:177kN)

③ 결론

경충돌 안전장치 및 충돌에너지 흡수장치의 trigger로 사용되는 인장볼트의 파단거동특성을 연구하기 위하여, pretension 및 변형률속도를 변화 시키면서 충돌 및 정하중시험을 수행하였다. 또한, 유한요소법을 이용하여 인장볼트의 평균파단하중을 정밀하게 예측하기 위하여 GTN damage 모델을 선정하였고, 상용유한요소프로그램인 ABAQUS/Explicit을 사용하여 실험과 같은 조건으로 충돌 및 quasi-static해석을 수행하였다. 또한, 체결 torque에 의해 발생하는 인장파단부의 moment가 인장볼트의 파단거동에 미치는 영향을 FEM을 이용한 해석적방법으로 연구하였다. 그 결과를 정리하면 다음과 같다.

- Pretension은 볼트의 평균파단하중에 거의 영향을 미치지 않았지만 pretension이 있는 볼트가 없는 볼트보다 necking전까지 초기 하중진폭이 더 작았다. 하지만 해석결과는 pretension 차이에 의한 하중진폭의 변화는 없었다.

- 충돌시험과 정하중시험을 비교한 결과 약 9.8m/s로 충돌시험한 결과가 정하중시험결과보다 약 14.5%(44.217kN)정도 평균파단하중이 크게 나왔다.

- 정하중시험으로 부터 얻은 GTN damage parameter를 충돌해석에 적용하여 충돌실험과 비교한 결과 매우 잘 일치하였다. 그러므로 GTN damage parameter들은 변형률속도에 따라 그 값이 변하지 않음을 알 수 있었다.

- GTN damage 모델을 이용한 유한요소해석과 실험과의 차이가 약 2% 이내이므로 GTN damage model이 인장볼트 충돌해석에 적합함을 알 수 있었다.

- Torque-pretension 관계식을 이용하여 얻은 체결 torque를 볼트에 적용하여 충돌해석을 수행한 결과 인장파단부에 발생한 moment는 볼트의 평균파단하중에 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있었다.

(나) 팽창튜브

① 펀치각의 영향

◎ 준정적실험

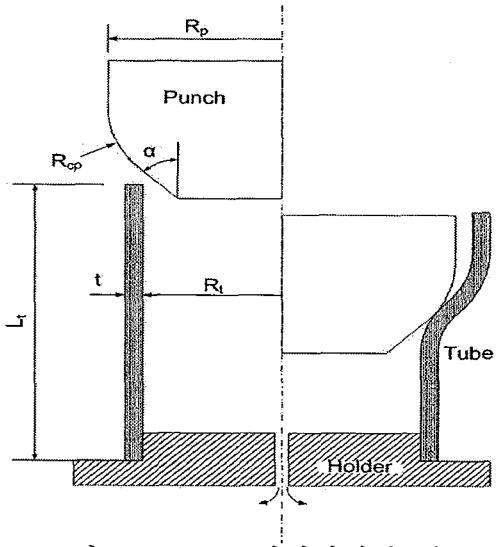
실험에 사용된 팽창튜브를 제작하기 위하여 첫 단계로 단조가공된 SCM440

재료를 딥홀가공 하였고, 두 번째 단계로튜브의 연신율을 높이기 위한 열처리를 수행하였다. 마지막으로 정밀기계가공을 통하여 팽창튜브제작을 완료하였다. 열처리된 팽창튜브의 기계적 특징을 알아보기 위하여 봉형 인장시편을 제작하였고, UTM(Universal Test Machine)을 이용한 표준인장시험을 수행하여 진응력과 진변형률을 계산하였다. 인장시험을 통해 얻은 SCM440의 진응력-진변형률 관계를 홀로만식(Hollowman equation)으로 나타내면 K가 1 GPa이고 n은 0.189이다.

$$\bar{\sigma} = K\bar{\epsilon}^{n} \tag{3.5.9}$$

팽창튜브실험을 수행하기 위하여 최대행정거리 1,000 mm, 최대압축하중 5,000 kN의 유압프레스를 사용하였고 모든 실험은 준정적조건하에서 수행되었다. 펀치가 팽창튜브를 확관시킬 때 발생하는 반력을 측정하기 위하여 3,000 kN 로드셀을 크로스헤드에 장착하였고, 튜브 환관용 펀치를 로드셀 하부에 설치하였다. 또한, 펀치의 이동거리를 측정하기 위하여 와이어방식의 변위센서를 크로스헤드와 베드사이에 연결시켜 실험 시 측정된 와이어의 변위로 펀치의 이동거리를 계산하였다.

펀치의 경사면 각이 팽창튜브의 에너지흡수특성에 미치는 영향을 실험적으로 확인하기 위하여 경사면각(a)이 15°, 30°, 45°인 세 종류의 펀치를 제작하였다. 팽창튜브를 확관시킬 때 펀치와 튜브사이의 접촉면에 작용하는 수직응력은 튜브의 항복강도보다 크기 때문에 펀치손상에 의해 발생하는 비정상적인 하중과 튜브재료가 펀치에 고착되어 발생하는 경작마찰을 방지하기 위하여 펀치표면을 경질크롬도금처리 하였다. 또한, 튜브와 펀치사이는 드라이접촉조건(dry contact condition)을 유지해야 하므로 시험 전에 펀치와 튜브표면의 오염물질을 제거하였다. <그림 3.5.22>는 팽창튜브실험의 개념도이고, <표 3.5.5>는 펀치와 튜브의 주요치수를 보여준다.



<그림 3.5.22> 준정적실험의 개요

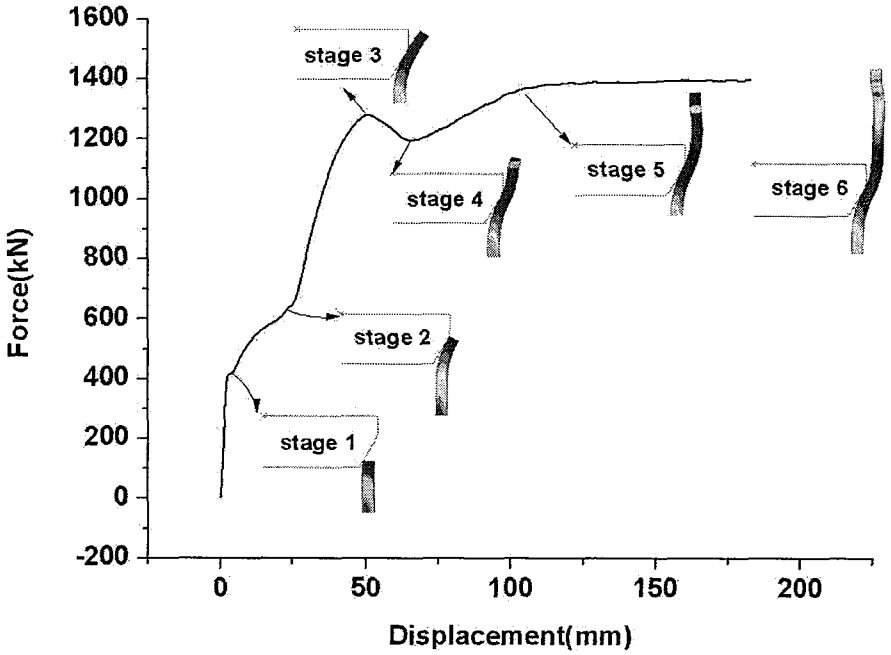
<표 3.5.5> 주요치수

Variable	R_p(mm)	R_t(mm)	R_{cp}(mm)	L_t(mm)	t(mm)	α(deg)
Value	107.5	93	20	350	11	15,30,45

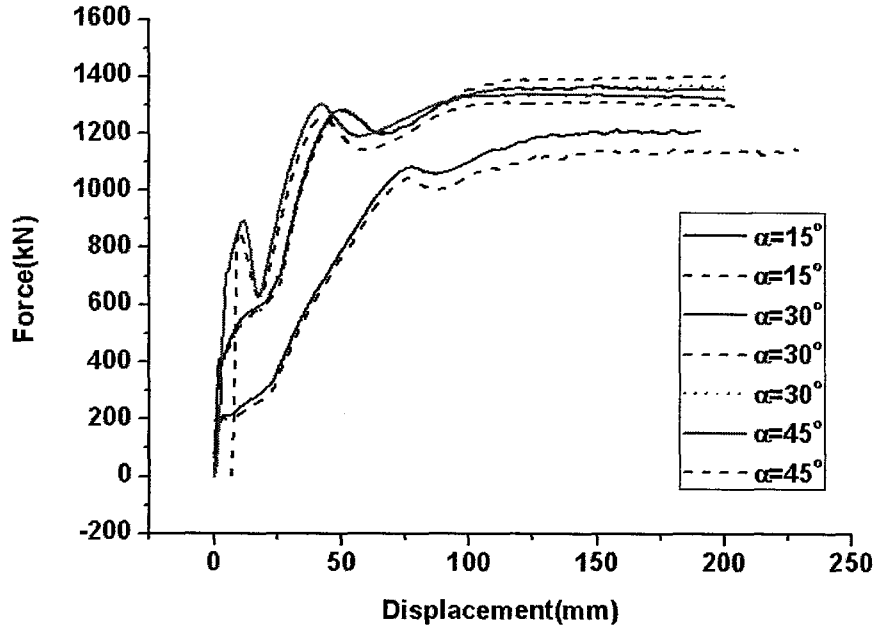
◎ 실험결과

<그림 3.5.23>은 압입하중에 따른 팽창튜브의 단면변화를 보여주는 그림으로 튜브가 완전히 팽창되어 균일하중상태에 이르기까지 총 5단계(stage 1~5)의 하중변화를 거치게 된다. 펀치가 튜브를 확관하기 시작하면 튜브끝단은 펀치의 경사면을 따라 바깥쪽으로 벌어지게 되고 이와 동시에 압입하중은 점진적으로 증가한다(stage1~3). 하지만, 튜브를 더욱 팽창시키면 압입하중이 특정하중에 도달하게 되고 펀치모서리(R_{cp}) 부근에서 튜브에 굽힘변형이 발생하게 된다. 이때 압입하중은 다소 감소한다(stage 4). stage 4이후 튜브를 더욱 팽창시키면 하중은 다시 점진적으로 증가하다가 더 이상 증가하지 않는 완전팽창상태(stage 5)에 도달하게 된다. <그림 3.5.24>는 정하중실험결과로 펀치의 이동거리에 따른 압입하중의 변화를 보여준다. 초기 확관구간(stage 1~3)의 압입하중을 비교하면 펀치 각이 45°일 때 압입하중이 가장 컸고 15°일 때 제일 작았다. 하지만 완전 팽창구간(stage 5~6)에서의 압입하중은 30°일 때 가장 컸고 15°일 때 가장 작았다. 압입초반(stage 1~3)에는 튜브가 펀치의 경사면을 따라 쐐기형태로 벌어지기 때문에 초기의 튜브소성변형양은 펀치 각에 영향을 받는다. 그러므로 초기 압입하중은 펀치 각이 클수록 커진다.

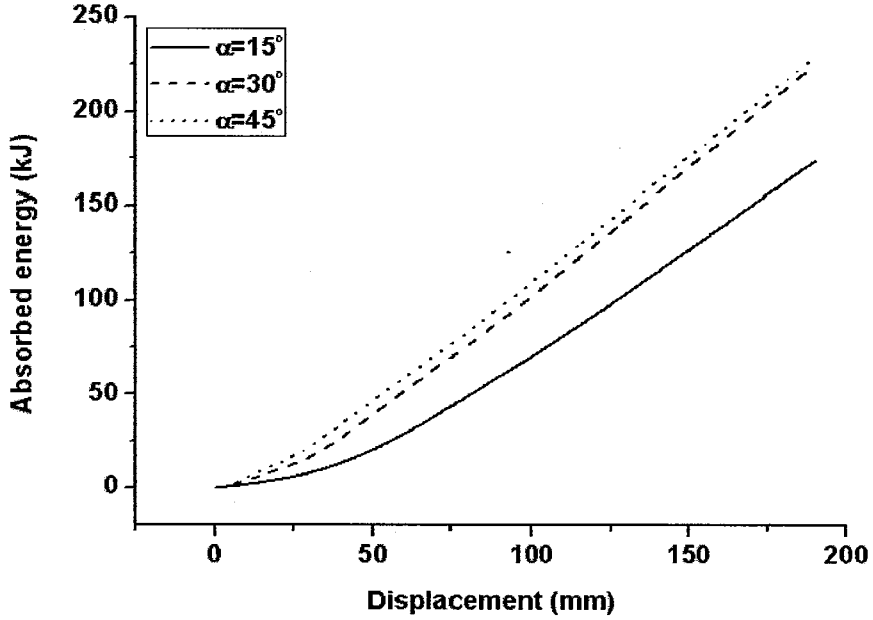
펀치 각이 에너지흡수량에 미치는 영향을 비교하기 위하여 펀치가 190 mm 진행하는 동안 에너지변화를 <그림 3.5.25>에 나타내었다. 그림 5.26은 튜브에 흡수된 에너지를 비교한 그래프로 에너지는 펀치 각의 크기에 비례하여 증가하지 않고 특정 각 이상이 되면 증가량이 감소하여 특정하중으로 수렴하는 경향을 보였다. 흡수된 에너지양을 비교하면 펀치 각이 45°일 때 가장 컸고30°, 15° 순으로 작았다. stage 3까지 45°와 30°의 에너지차이($E_{45°} - E_{30°}$)가 그 이후보다 크기 때문에, 비록



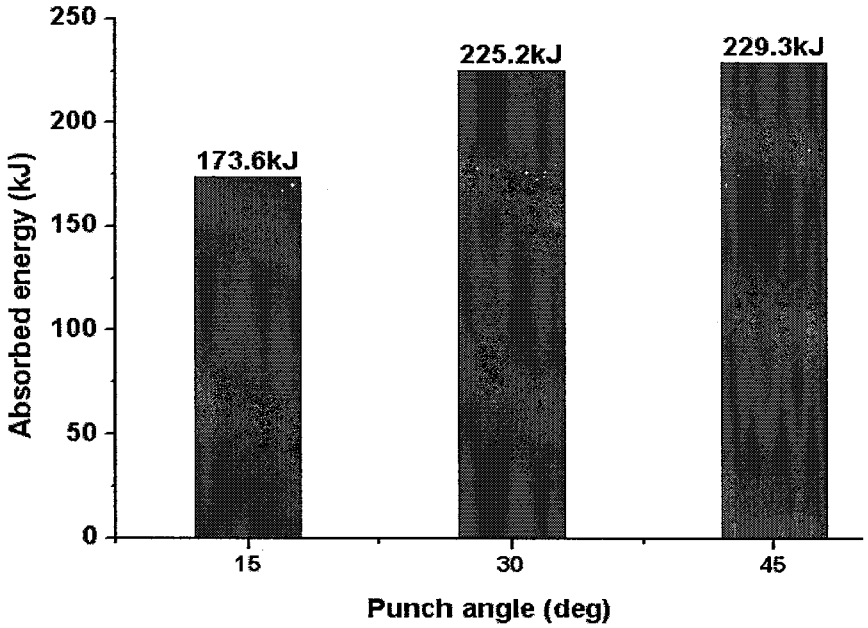
<그림 3.5.23> 압괴거리에 따른 튜브형상의 변화



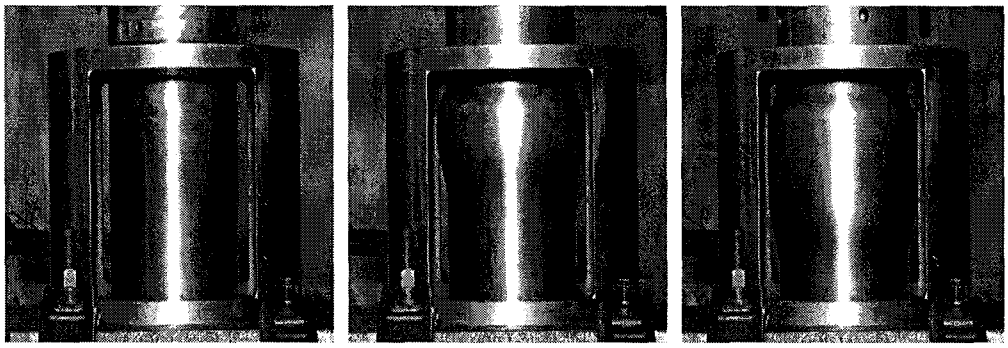
<그림 3.5.24> 실험결과



<그림 3.5.25> 흡수된 에너지의 변화



<그림 3.5.26> 흡수된 에너지의 비교



<그림 3.5.27> 팽창튜브의 에너지흡수과정

<표 3.5.6> 펀치각이 에너지흡수특성에 미치는 영향

Punch angle	15°	30°	45°
Absorbed energy(kJ)	173.6	225.2	229.3
Increasing rate of absorbed energy(kJ/mm)	1.141	1.363	1.33

완전팽창구간에서의 하중은 30°가 더 크지만 190 mm까지 흡수된 에너지양은 45°가 더 컸다. <그림 3.5.25>의 직선구간에서 계산된 에너지증가율 (dE/dD, E:absorbed energy, D:displacement)을 비교하면 a= 30° > 45° > 15° 순으로 이는 완전팽창구간에서 압입하중 크기순서와 일치한다. 190 mm까지 흡수된 에너지양은 45°가 가장 크지만 에너지증가율은 30°가 가장 크므로 튜브의 압입길이가 증가하면 45°보다 30°가 더 많은 에너지를 흡수한다. 압입길이가 190 mm 이상 일 때 흡수된 에너지양을 계산하면 390 mm에서 45°와 30°의 에너지흡수량이 같아지고 그 이상이 되면 30°가 더 많은 에너지를 흡수한다. <표 3.5.6>은 팽창튜브의 실험과정을 펀치의 이동거리에 따라 촬영한 사진으로 튜브가 팽창되는 과정을 보여준다. 그리고 <표 3.5.7>은 펀치 각에 따른 흡수된 에너지와 에너지증가율을 정리한 것이다.

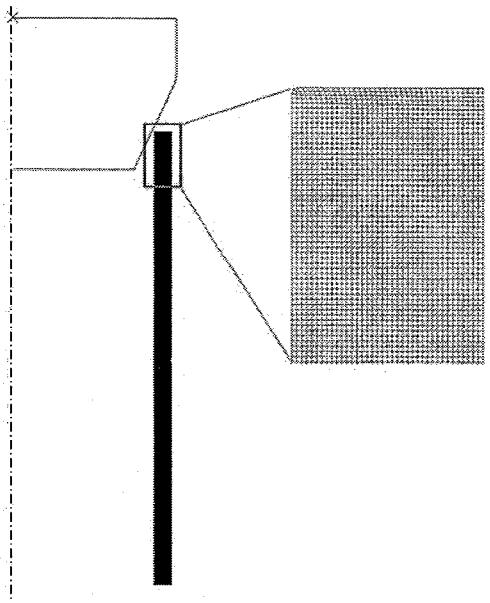
◎ 유한요소해석

<그림 3.5.28>은 팽창튜브의 유한요소해석모델로 펀치는 강체(discrete rigid body)로 가정하였고, 팽창튜브는 1개의 적분점(reduced integration)을 가진 4절점 축대칭요소(axisymmetric element)로 구성하였다. 요소망의 크기는 0.3 mm 이다. <그림 3.5.29>는 표준인장시험으로부터 구한 SCM440의 진응력-진변형률 선도로 등방성(isotropic)재료로 가정하여 유한요소해석을 수행하였다. 실험에서는 펀치속도가 매우 낮기 때문에 변형률속도(strain rate)의 영향은 무시할 만큼 작다고 가정하여 준정적조건으로 유한요소해석을 수행하였다.

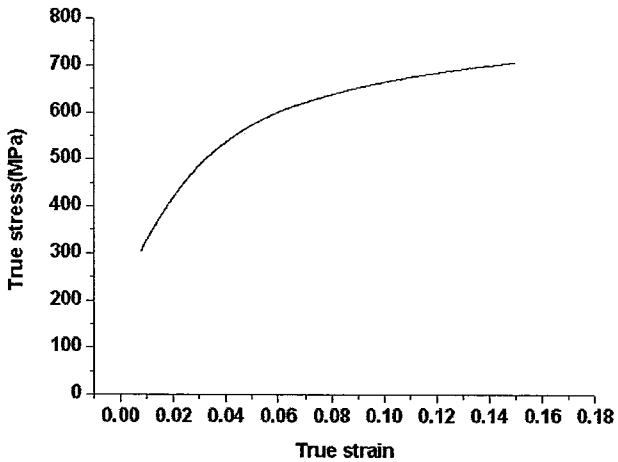
$$E_{total} = \int_V \bar{\sigma}\,\dot{\bar{\epsilon}}\,dV + \int_{S_f}\int_{|u_r|} (\tau_f du_r) dS \qquad (3.5.10)$$

식 (3.5.10)은 팽창튜브의 에너지식으로 첫 번째 항은 튜브의 내부변형에너지이고 두 번째 항은 마찰에너지이다. 여기서, τ_f는 펀치와 튜브사이의 전단응력이고 u_r은 접촉면의 상대속도이다. 식 (3.5.10)과 같이 팽창튜브는 충돌에너지를 내부변형에너지와 마찰에너지로 흡수한다.

< 마찰모델 >



<그림 3.5.28> 유한요소모델



<그림 3.5.29> 진응력-진변형률선도

쿨롱마찰계수(coulomb friction coefficient)는 식 (3.5.11)으로 정의되며 τ은 접촉면에 작용하는 전단응력, σ_N은 수직응력 그리고 A_r은 실제 접촉 면적이다. 식 (3.5.12)는 전단마찰인자(shear friction factor)로 τ_i는 접촉면에 작용하는 전단응력이고 k는 전단항복응력으로 $k=\overline{\sigma_0}/\sqrt{3}$ ($\overline{\sigma_0}$: von mises yield stress)로 표현된다.

$$\mu = \frac{F}{N} = \frac{\tau A_r}{\sigma_N A_r} = \frac{\tau}{\sigma_N} \tag{3.5.11}$$

$$m = \frac{\tau_i}{k} \tag{3.5.12}$$

<그림 3.5.30>은 쿨롱마찰모델과 전단마찰모델의 수직응력과 전단응력사이의 관계를 보여주는 그래프로 접촉면에 작용하는 수직응력이 작을 경우 쿨롱마찰모델이 주로 사용되지만 두 물체 중 약한 재료에 소성변형이 발생할 만큼 큰 수직응력이 발생한다면 전단마찰모델이 사용된다. 펀치와 팽창튜브사이에 발생하는 수직응력은 튜브재료의 항복강도보다 1.5~2.5정도 크기 때문에 전단마찰인자를 튜브해석에 사용하였다.

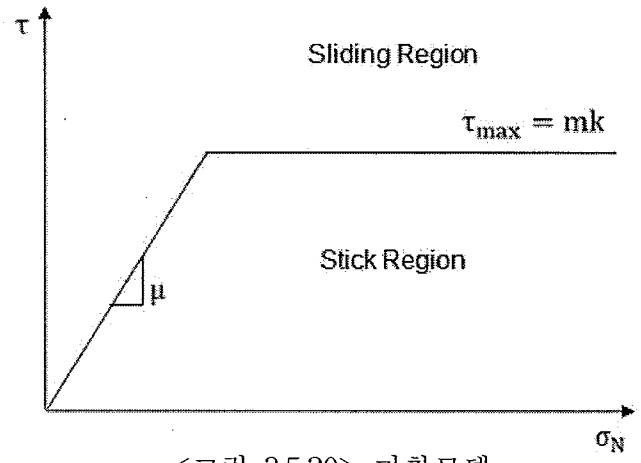
실험과 일치하는 전단마찰인자를 찾기 위해 식 (3.5.13)의 최소자승법(least square method)을 이용한 inverse method를 사용하여 실험과 해석결과에서 얻은 압입하중의 차이가 가장 작은 전단마찰인자(m)를 구하였다.

$$m^{opt} \in \Lambda, \text{ such as } \phi(m^{opt}) = Min\phi(m)$$

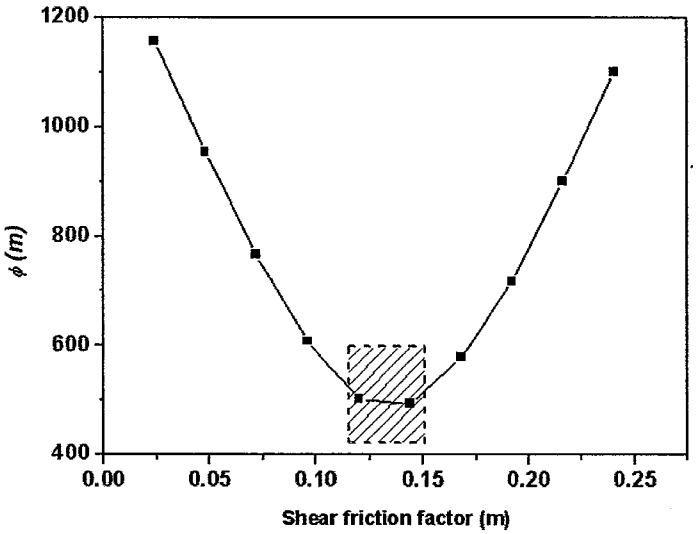
$$\phi(m) = \sqrt{\sum_{i=1}^{n}\left(D_i^{FEM}(m) - D_i^{\exp}\right)^2} \tag{3.5.13}$$

여기서, ϕ는 비용함수(cost function)이고, D_i^{FEM}는 유한요소해석에서 계산된 i번째 값이다. 그리고 $D_i^{\exp}$는 실험에서 구한 i번 째 값이고, Λ는 제약공간(constraint space)이다.

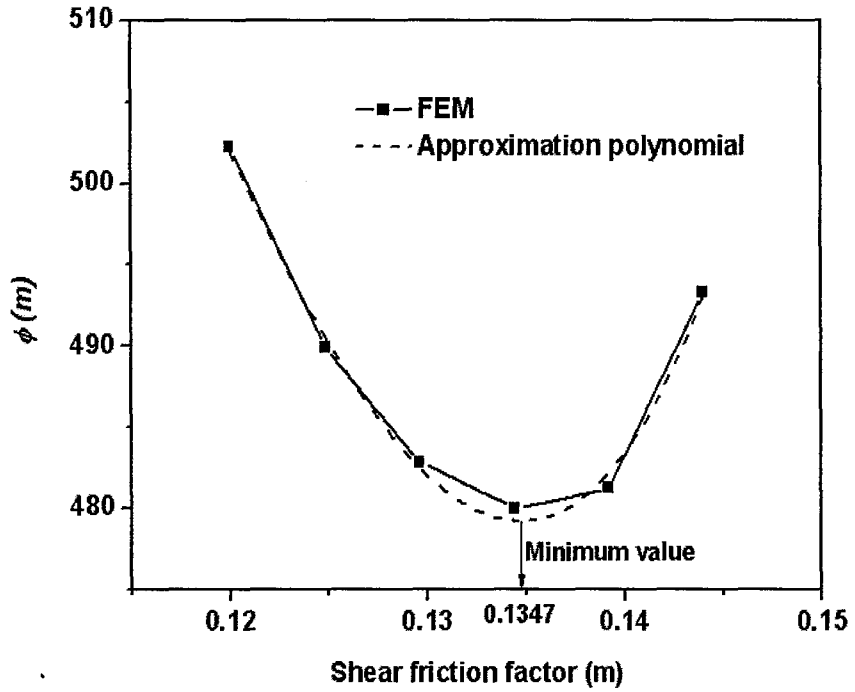
<그림 3.5.31>은 a=30°인 경우 10개의 전단마찰인자 (0.024~0.24)로 최소자승법을 수행한 결과로 최소값이 빗금 친 영역 (0.012~0.0144)에 존재함을 알 수 있다. 최소값을 찾기 위하여 빗금 친 영역을 더욱 세분화하여 유한요소해석을 수행하였고 3차 다항식으로 근사하여 최소값 (m=0.1347)을 구하였다.<그림 3.5.32>



<그림 3.5.30> 마찰모델



<그림 3.5.31> 최소자승법결과 (a=30°)



<그림 3.5.32> 최소 값 결정 (a=30°)

◎ 유한요소해석결과

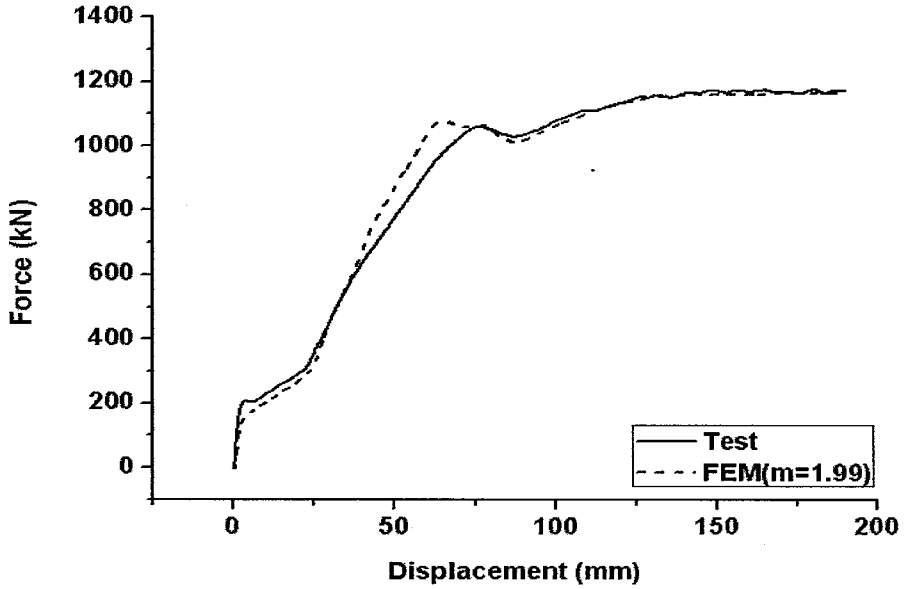
<그림 3.5.33~3.5.35>는 유한요소해석결과와 실험을 비교한 그래프로 해석이 실험결과와 잘 일치함을 알 수 있다. <그림 3.5.36>은 inverse method를 이용하여 구한 펀치각도에 따른 전단마찰인자 값으로 전단마찰인자는 일정한 값을 가지는 것이 아니라 펀치각도가 증가하면 선형적으로 감소한다는 것을 알 수 있다. 펀치 각 20°, 25°, 35°, 40°의 유한요소해석을 수행하기 위해 Fig. 15를 선형보간(linear interpolation)한 값을 사용하였다. <그림 3.5.37>은 펀치각도 별로 흡수된 에너지양을 비교한 그래프로 전체에너지는 25°부터 더 이상 증가하지 않았지만, 내부에너지는 30°부터 더 이상 증가하지 않았다. 마찰에너지는 내부에너지와 반대로 펀치 각이 증가하면 지속적으로 감소하였다. <그림 3.5.38>을 보면 팽창비는 30°까지 증가하다가가 그 후부터는 더 이상 증가하지 않았다.

◎ 결 론

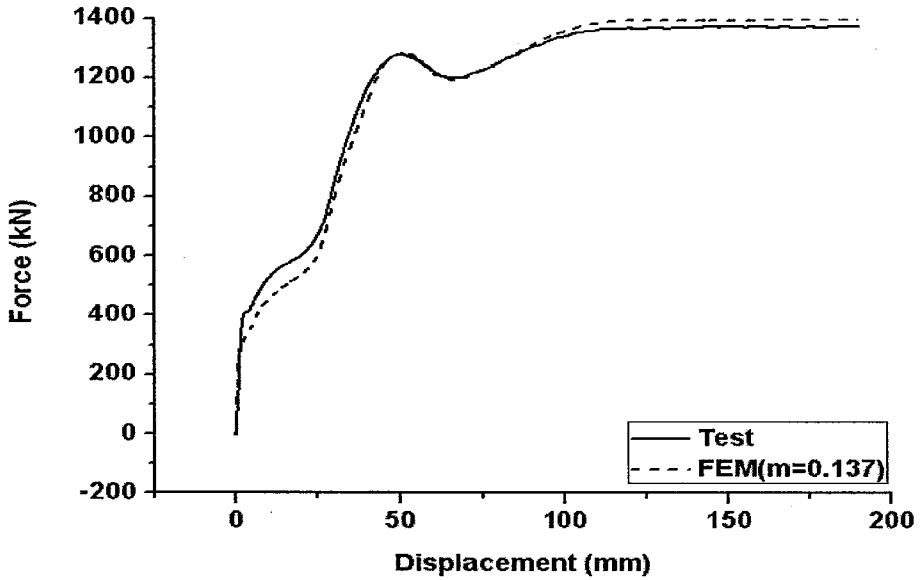
펀치 각이 팽창튜브의 에너지흡수특성에 미치는 영향을 확인하기 위하여 3가지 펀치(15°, 30°, 45°)를 가지고 준정적시험을 수행하였다. 또한, 실험과 같은 조건으로 전단마찰모델을 적용한 유한요소해석을 수행하여 펀치 각에 따른 전단마찰인자의 변화를 확인하였고 20°, 25°, 35°, 40°에 대한 해석을 수행하여 펀치 각이 에너지(내부에너지, 마찰에너지)와 팽창비에 미치는 영향을 해석적으로 확인하였다.

실험결과 튜브에 흡수된 에너지가 더 이상 증가하지 않고 특정 각(30°)이상이 되면 특정 압입하중으로 수렴하는 경향을 보였다. 펀치 각이 30°일 때 에너지증

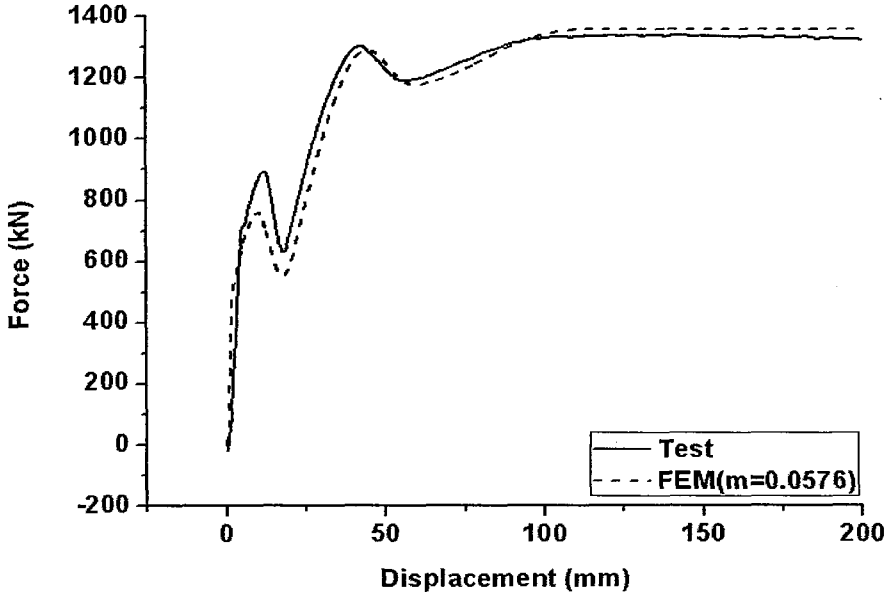
가율이 가장 크기 때문에 압입길이가 390 mm보다 크면 30°가 45°보다 더 많은 에너지를 흡수한다. 하지만 전체에너지에 비하면 그 차이는 매우 작다.



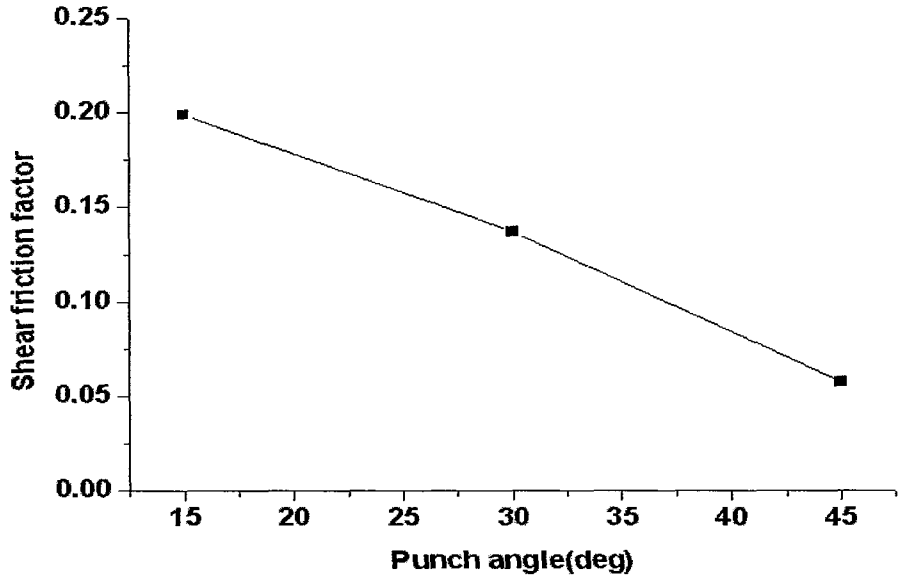
<그림 3.5.33> 실험과 해석결과 비교(a=15°)



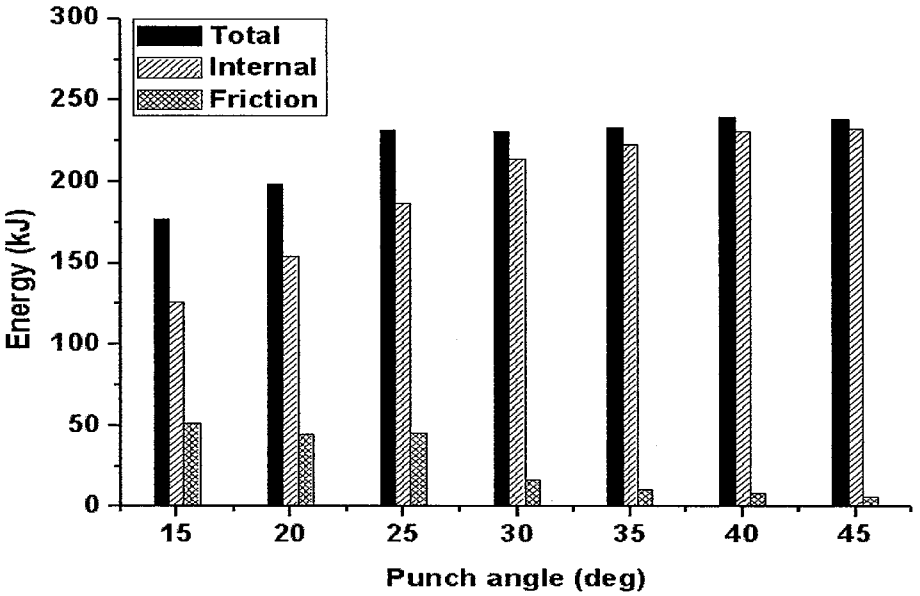
<그림 3.5.34> 실험과 해석결과 비교(a=30°)



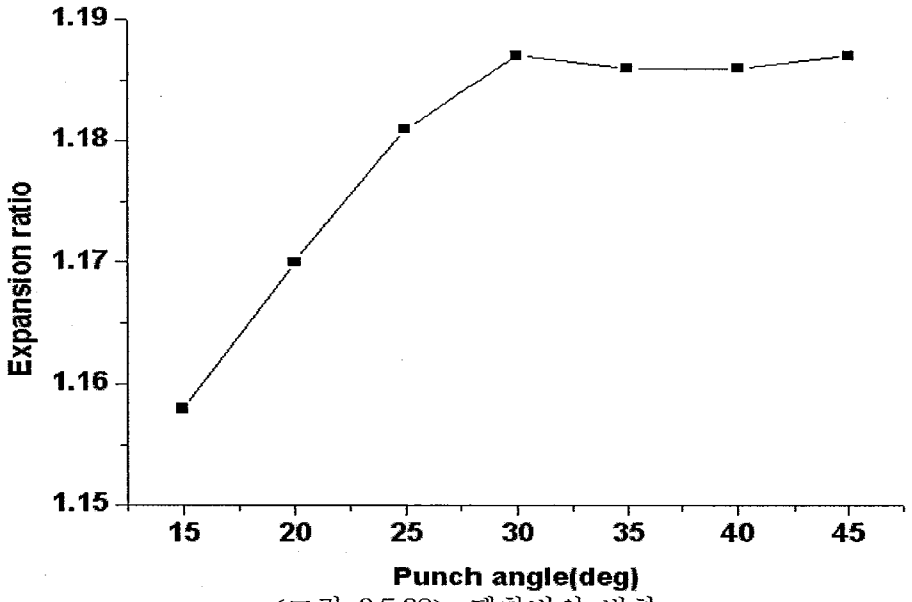
<그림 3.5.35> 실험과 해석결과 비교(a=45°)



<그림 3.5.36> 전단마찰인자(m)



<그림 3.5.37> 펀치각에 따른 흡수된 에너지의 변화



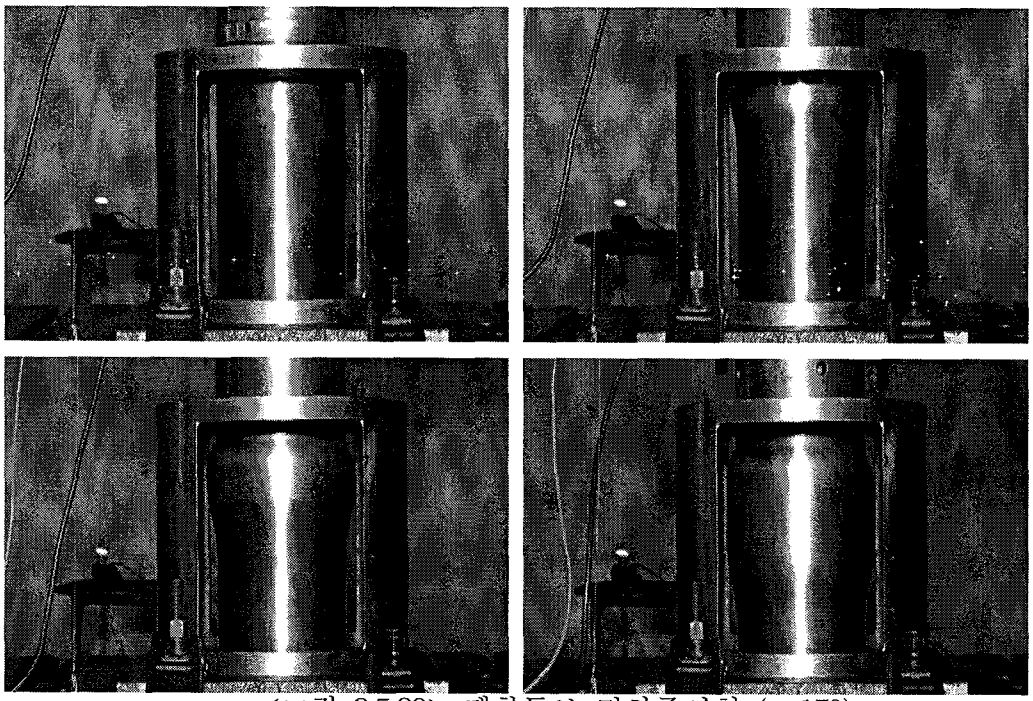
<그림 3.5.38> 팽창비의 변화

유한요소해석결과 펀치 각이 증가하면 전단마찰인자는 선형적으로 감소하는 경향을 보였다. 이러한 현상은 펀치각의 변화에 따른 수직응력과 접촉 면적의 변화가 원인인 것으로 사료된다. 그러므로 유한요소법을 이용하여 팽창튜브에 흡수된 에너지를 예측하기 위해서는 펀치 각에 적합한 전단마찰인자 값이 사용되어야 한다. 실험에서는 30°에서 흡수된 전체에너지가 더 이상 증가하지 않았지만, 펀치 각을 더욱 세분화 한 해석한 결과에서는 25°에서 에너지가 증가하지 않았다. 이는 전체에너지가 증가하지 않는 특정 각이 20°~30°사이에 존재 한다는 것을 의미한다. 해석결과 전체에너지와 내부변형에너지가 변하지 않는 특정

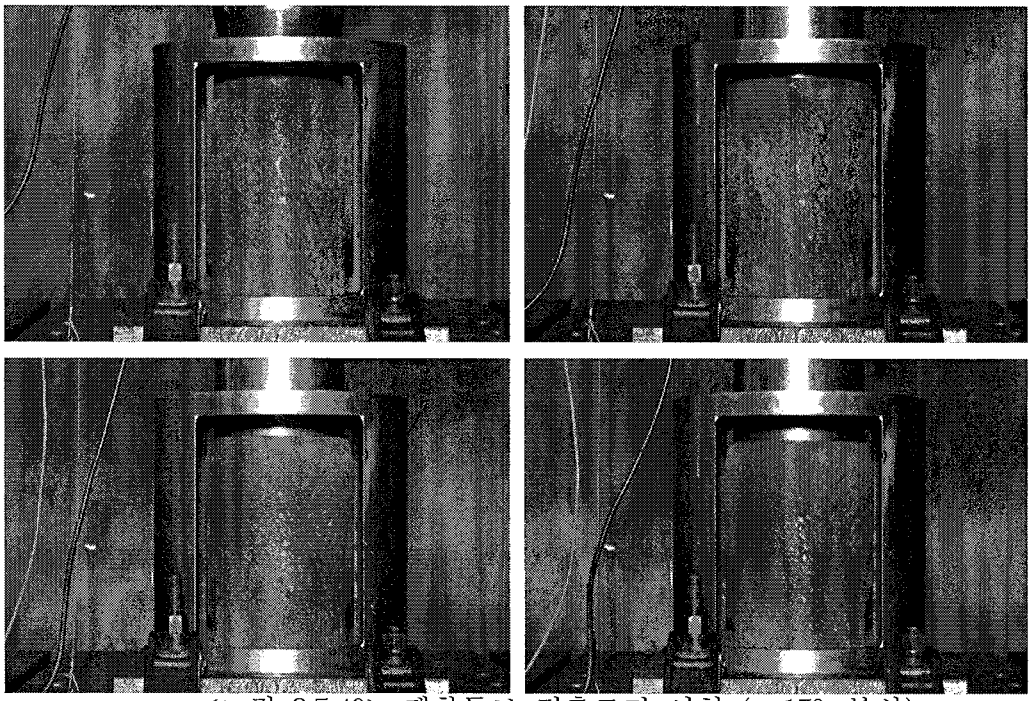
각도가 각각 25°와 30°로 일치하지 않았다. 그 이유는 펀치 각이 25°로 커질 때 마찰에너지는 거의 감소하지 않았지만 내부변형에너지는 증가하여 전체 에너지의 커졌기 때문이다. 마찰에너지는 내부변형에너지와 반대로 펀치 각에 반비례하여 지속적으로 감소하였다. 팽창비는 30°까지 펀치 각에 따라 선형적으로 증가하였지만 그 이상은 일정한 값을 유지하였다.

② 접촉조건의 영향

압입펀치와 팽창튜브사이의 접촉조건이 튜브의 에너지흡수량에 미치는 영향을 실험적으로 확인하기 위하여 dry, lubrication, corrosion 조건에 대해 각각 정하중 실험을 수행하였다. 실험에 사용된 펀치의 경사면 각은 15°로 lubrication 조건에 쓰인 윤활유는 고체윤활제인 이산화몰리브덴을 배합한 그리스인 Molykote 윤활유를 사용하였다. 그리고 튜브를 부식시키기 위해 KS D 9502조건으로 120시간을 부식시험기에서 부식시켰다. 그 외 시험조건(펀치의 압입속도, 유압프레스 등)은 경사면각의 시험조건과 동일하다.

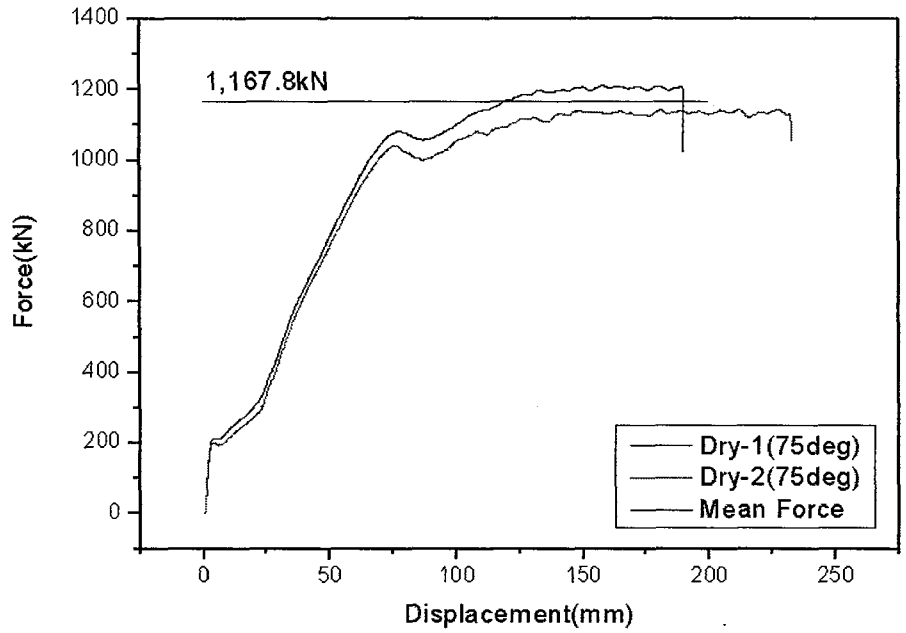


<그림 3.5.39> 팽창튜브 정하중시험 (a=15°)

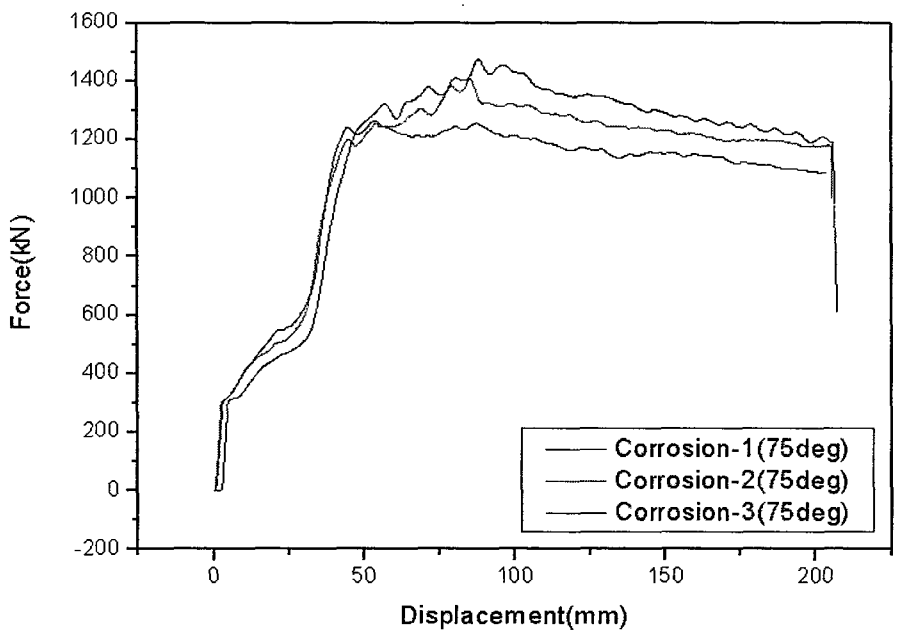


<그림 3.5.40> 팽창튜브 접촉조건 시험 (a=15°, 부식)

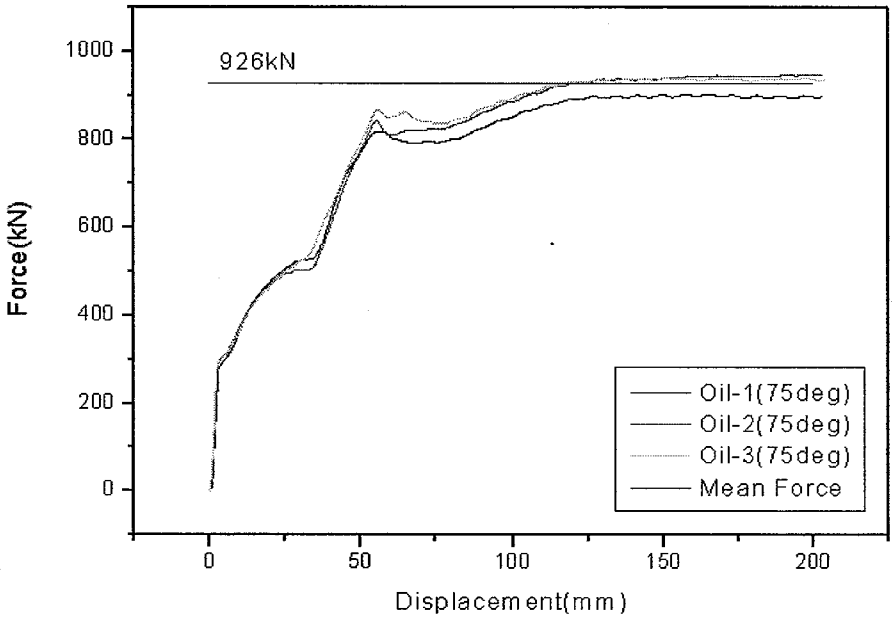
<그림 3.5.41~3.5.43>는 압입펀치와 튜브의 접촉조건이 dry, corrosion, lubrication일 때 하중변화를 나타낸 그래프이다. dry contact의 경우 lubrication contact보다 약 241.8kN 정도 하중이 크게 나타났다. corrosion contact의 경우 초기에 하중이 약 150ton 까지 크게 증가하였다가 그 후 감소하여 dry contact의 평균하중 크기인 116ton 까지 감소하였다. 이러한 현상은 튜브내면에 붙어 있던 부식물질이 펀치에 의해 하중을 받으면서 떨어져 나와 펀치와 튜브사이에 끼여 튜브의 원주방향 변형률을 증가시켰기 때문이다. 그 후 펀치가 계속진행하면서 부식물질이 점점 제거되면서 하중이 감소하는 경향이 보였다.



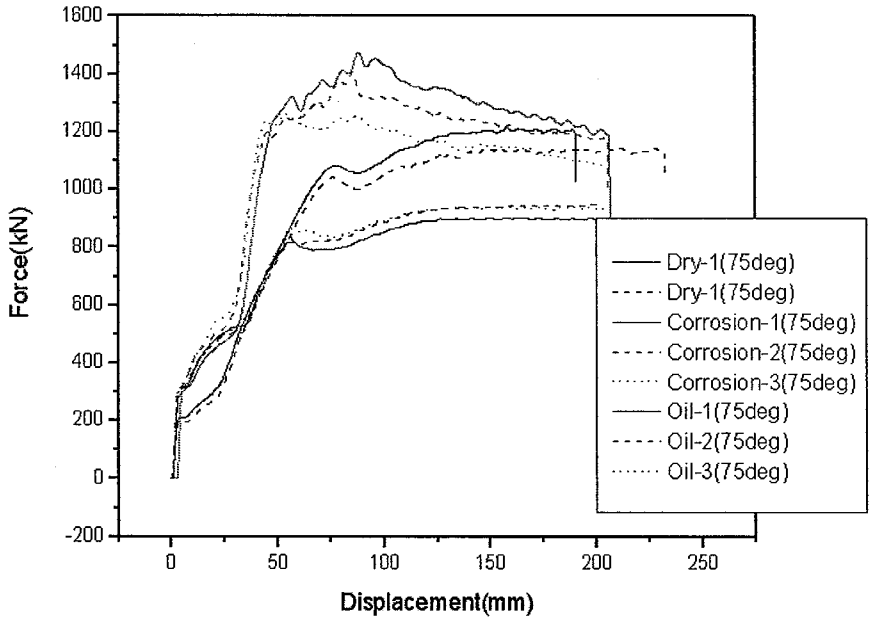
<그림 3.5.41> Dry contact



<그림 3.5.42> Corrosion contact



<그림 3.5.43> Lubrication contact



<그림 3.5.44> 접촉조건에 따른 하중변화
(dry, corrosion, lubrication)

③ 충돌속도의 영향

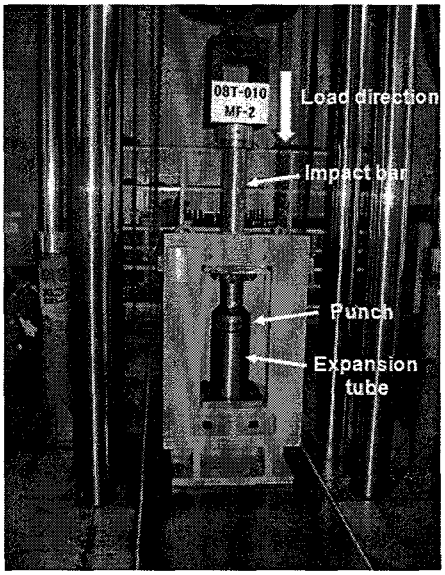
팽창튜브의 재료는 S20C로 딥홀가공과 열처리 그리고 정밀가공을 통하여 팽창튜브를 제작하였다. 충돌이 발생하였을 때 충돌에너지는 펀치가 튜브를 확관시키면서 발생하는 소성변형에너지와 마찰에너지로 흡수된다. 변형률속도가 증가하면 재료의 특성상 팽창튜브의 항복강도도 같이 증가하기 때문에 속도가 증

가 할수록 튜브의 소성변형에너지도 증가하게 된다. 하지만 식 (3.5.14)와 같이 마찰계수는 두 접촉면의 상대속도가 증가할수록 지수함수관계로 감소하기 때문에 속도가 증가할수록 마찰에너지는 감소하게 된다.

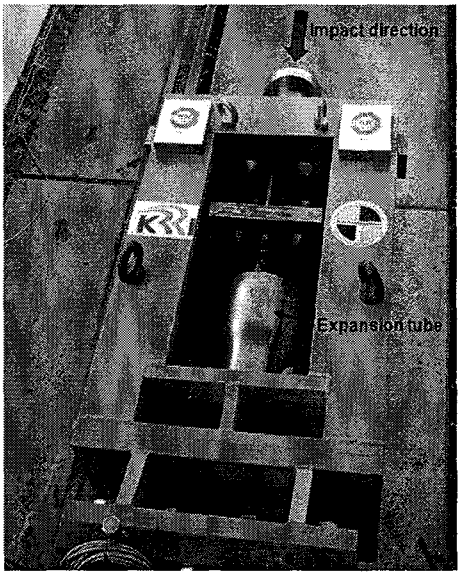
$$\mu = \mu_k + (\mu_s - \mu_k)e^{d_c \dot{\gamma}_{eq}} \qquad (3.5.14)$$

여기서, μ_k는 kinematic friction coefficient, μ_s는 static friction coefficient, d_c는 decay coefficient 그리고 $\dot{\gamma}_{eq}$는 slip rate이다.

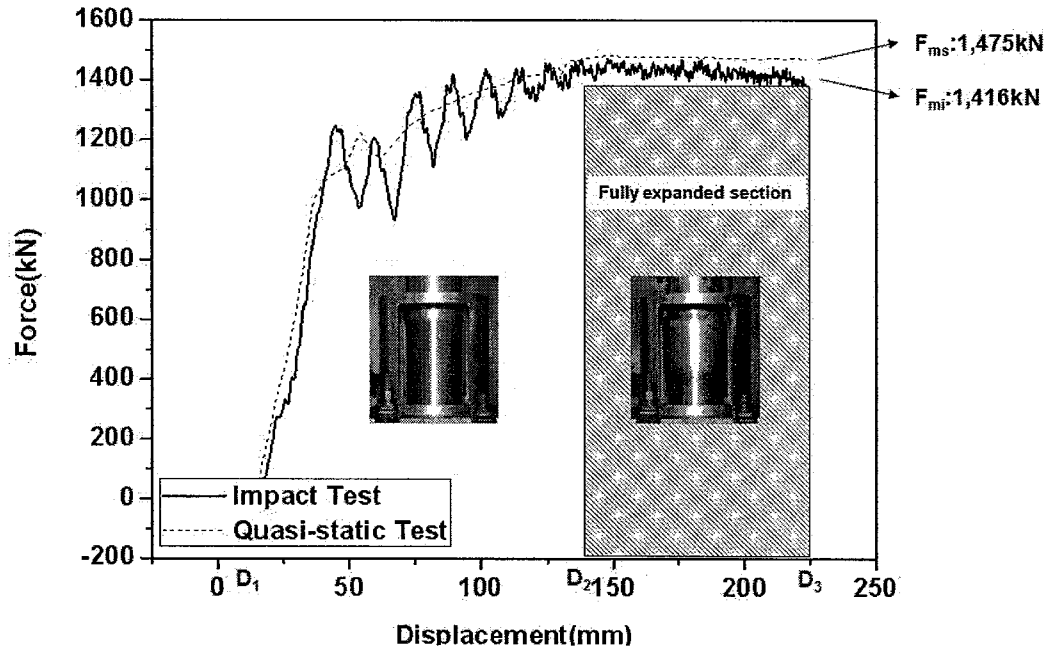
이와 같이 팽창튜브는 충돌속도에 따라 에너지흡수특성이 변하므로 충돌속도에 따른 팽창튜브의 에너지흡수특성을 확인하기 위하여 준정적실험과 충돌실험을 각각 수행하였다. 준정적실험을 수행하기 위하여 3,000kN 유압프레스를 사용하였으며, 약 0.002mm/min의 펀치속도로 팽창튜브를 확관 시켰다. 충돌시험은 76ton의 impacting car를 9.6m/s로 펀치와 충돌시켜 시험을 수행하였다. 팽창튜브의 모든 실험은 경충돌 안전장치의 실험지그를 사용하였다. 준정적실험에서 인장볼트는 팽창튜브에 거의 영향을 미치지 않기 때문에 경충돌 안전장치의 준정적 시험데이터에서 팽창튜브부분만 취하였고, 충돌실험은 인장볼트가 팽창튜브에 영향을 미치기 때문에 팽창튜브만 따로 장착한 다음 충돌실험을 수행하였다. <그림 3.5.45>와 <그림 3.5.46>은 준정적실험과 충돌실험사진이고 <그림 3.5.47>은 펀치의 이동변위에 따른 팽창튜브에 발생한 반력의 변화를 나타낸 그래프이다. 그리고 <그림 3.5.48>은 에너지흡수량을 비교한 그래프로 준정적조건에서 흡수한 에너지양이 충돌조건에서보다 더 크다는 것을 알 수 있다. 실험결과 충돌속도가 증가하면 변형률속도 증가에 따른 소성변형에너지증가율 보다 마찰에너지의 감소율이 더 크다는 것을 알 수 있다.



<그림 3.5.45> 준정적실험



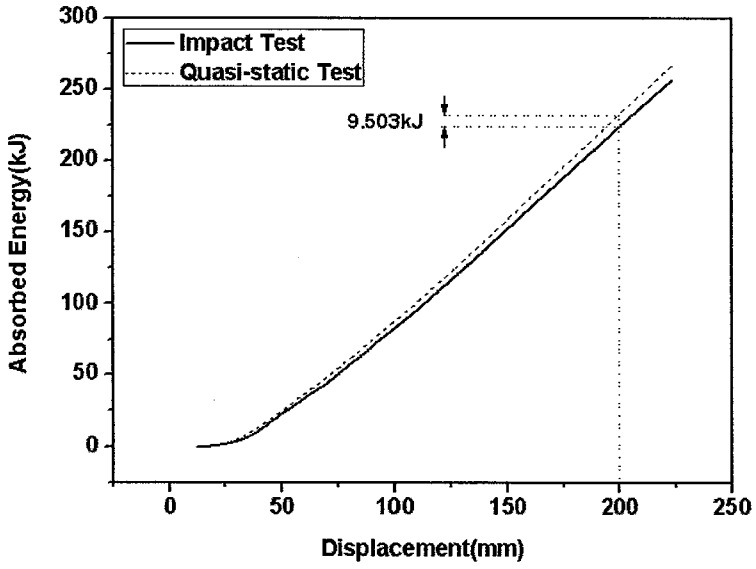
<그림 3.5.46> 충돌실험



<그림 3.5.47> 준정적 및 충돌실험결과

F_{ms} : Mean force under the quasi-static condition between D_2 and D_3

F_{mi} : Mean force under the impact condition between D_2 and D_3



<그림 3.5.48> 흡수된 에너지 비교

(4) 경충돌 안전장치 성능검증 실험

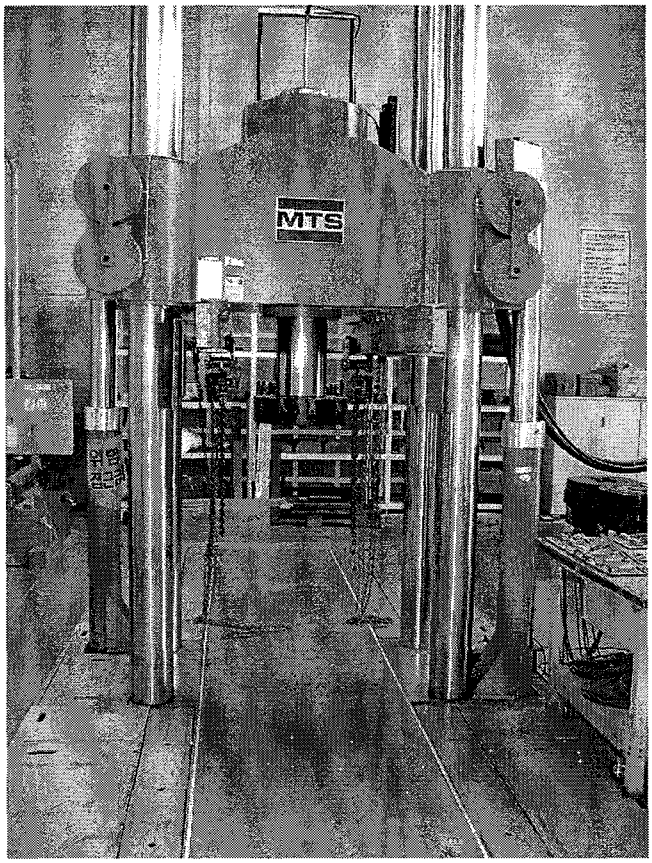
(가) 정하중실험

① 실험준비

경충돌 안전장치의 충돌시험을 수행하기위한 전단계로 시험지그의 안전성과 작동메커니즘을 확인하고 충돌시험결과와 비교하기 위한 데이터 확보를 위해

포항산업과학연구원산하 강구조연구소에서 정하중시험을 수행하였다.

경충돌 안전장치의 정하중시험을 수행하기위하여 <그림 3.5.49>의 1,000mm의 행정거리를 가진 300ton유압프레스를 사용하였다.



<그림 3.5.49> 300ton 유압프레스

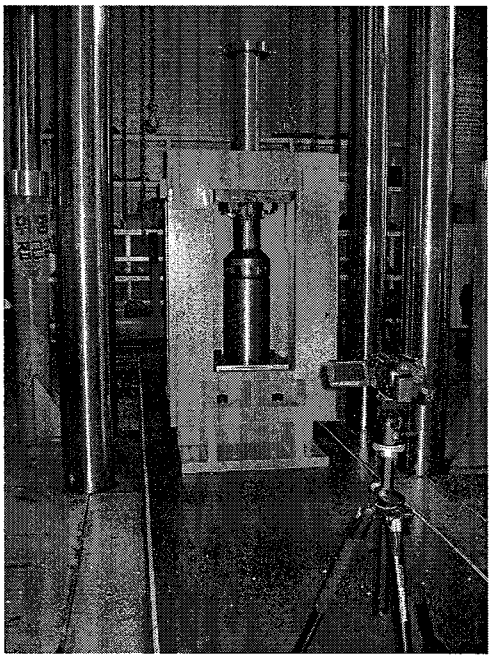
경충돌 안전장치에 장착된 인장볼트의 파단하중과 팽창튜브의 압입하중은 프레스의 크로스헤드에 장착된 로드셀에서 측정하였으며, 이동변위는 크로스헤드의 이동량으로 측정하였다. 크로스헤드의 이동속도는 0.02mm/min로 초기위치에서 300mm만큼 아래로 이동시켰다.

② 실험결과

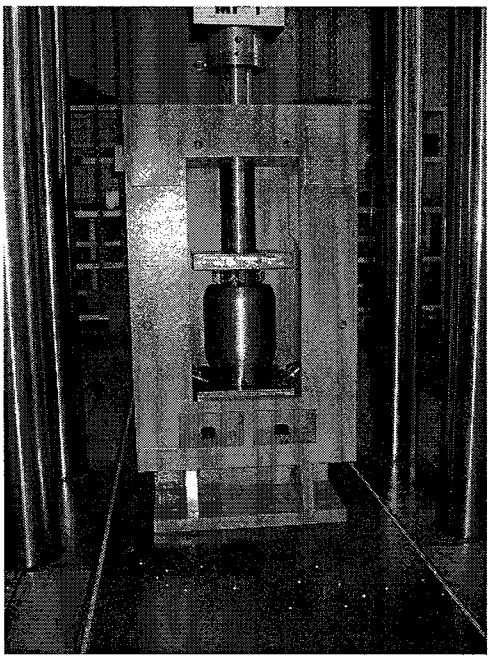
<그림 3.5.50>과 <그림 3.5.51>은 각각 유압프레스에 장착된 경충돌 안전장치와 시험이 끝난 후위 경충돌 안전장치의 사진이다. 또한, <그림 3.5.52>는 시험후 파단된 인장볼트의 사진이다.

정하중시험결과 시험지그에 어떠한 소성변형도 발생하지 않았고 볼트파단 이후 impact rod가 가이드를 따라 이동하여 설계의도대로 시험지그가 잘 작동됨을 확인하였다. <그림 3.5.53>은 크로스헤드의 이동변위와 하중을 나타낸 그래프로 인장볼트는 준정적조건하에서 약 120ton일 때 파단되었고 팽창튜브의 압

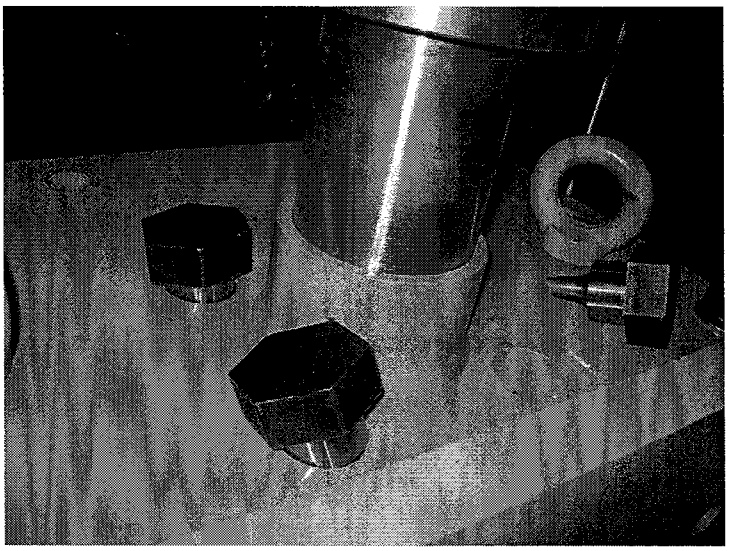
입하중은 약 148ton이였다. 위 그래프에서 알 수 있듯이 준정적 하중조건하에서는 4개의 인장볼트에 동일한 인장하중에 작용하지 않고 하중불안전성 때문에 각 인장볼트에는 파중 편차가 발생하였다. 그러므로 4개의 인장볼트가 동시에 파단되지 않고 작용하중이 크기에 따라 파단되어 설계하중보다 작은 약 120ton에서 전체 인장볼트가 파단되었다. 팽창튜브의 압입하중은 설계하중인(150ton)보다 작은 148ton이었다.



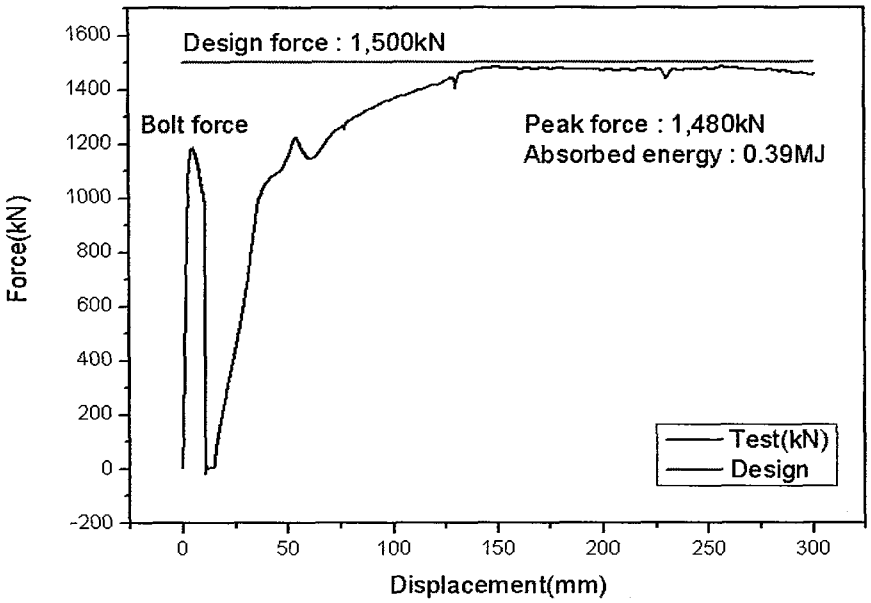
<그림 3.5.50> 정하중시험 준비



<그림 3.5.51> 정하중시험 후



<그림 3.5.52> 파단된 인장볼트



<그림 3.5.53> 경충돌 안전장치 하중-변위선도

(나) 충돌시험

① 실험준비

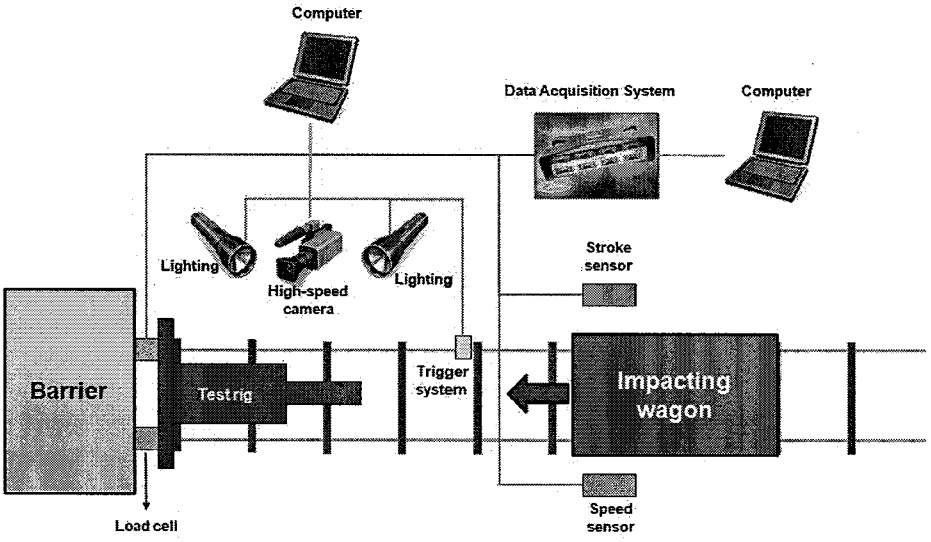
경충돌 안전장치의 주요부품인 인장볼트와 팽창튜브는 충돌속도에 따라 그 거동특성이 다르기 때문에 모든 부품이 조립된 전체 경충돌 안전장치의 충돌시험을 수행하여 충돌거동특성을 실험적으로 확인하여야한다. 또한, 실체 충돌상황과 유사한 상황에서 경충돌 안전장치가 설계의도에 따라 작동되는지 실험적으로 확인을 해야 한다.

경충돌 안전장치의 충돌실험은 독일 Görlitz에 위치한 TÜV SÜD사의 테스트트랙에서 수행되었다. 충돌시험은 총 4회가 수행되었으며, 1회는 팽창튜브의 충돌거동 특성을 파악하기 위하여 인장볼트가 없는 상태로 시험을 수행하였고 나머지 3회는 4개의 인장볼트를 체결한 상태로 시험을 수행하였다.

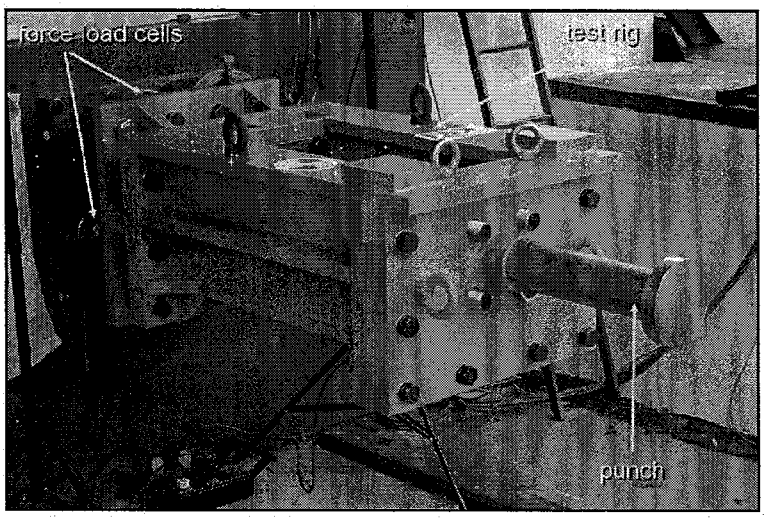
충돌시험 수행절차 및 데이터처리는 유럽규정인 DIN EN 15227에 따랐으며 충돌시험을 위하여 4-axle crash tank wagon을 impacting wagon으로 사용하였다. 이 wagon은 v22 동력차에 의해 가속되며 목표속도에 도달하면 wagon과 분리된다. 경충돌 안전장치가 흡수할 수 있는 충돌에너지 용량은 약 0.4MJ이기 때문에 약 80ton의 impacting wagon을 약 11km/h까지 가속시켰다.

인장볼트의 파단하중과 팽창튜브에 의해 흡수된 에너지양을 계산하기 위하여 충돌하중과 팽창튜브의 압괴길이를 측정해야한다. 충돌하중은 시험지그 후방에 설치된 3개의 로드셀로부터 측정되었고 압괴길이는 wagon에 설치된 변위측정장치로 측정되었다. 측정된 데이터는 ERRI B 12/RP 17에 따라 4-th order Butterworth low pass filter, 180Hz로 필터링 하였다. <그림 3.5.54>는 시험배

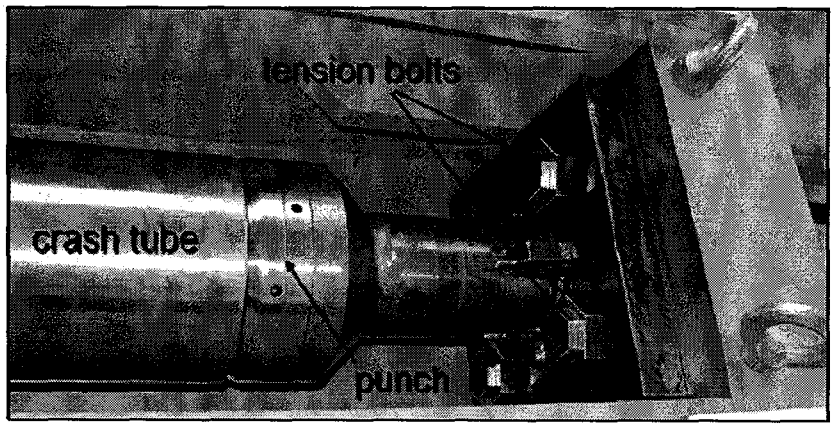
치도로 각 센서의 위치, 시험지그 그리고 impacting wagon의 위치를 보여준다.



<그림 3.5.54> 시험장비 배치도



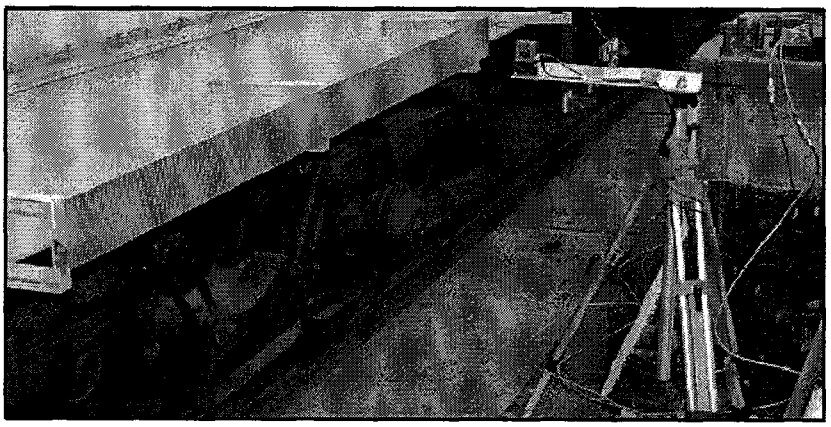
<그림 3.5.55> 시험지그 장착



<그림 3.5.56> 팽창튜브와 인장볼트



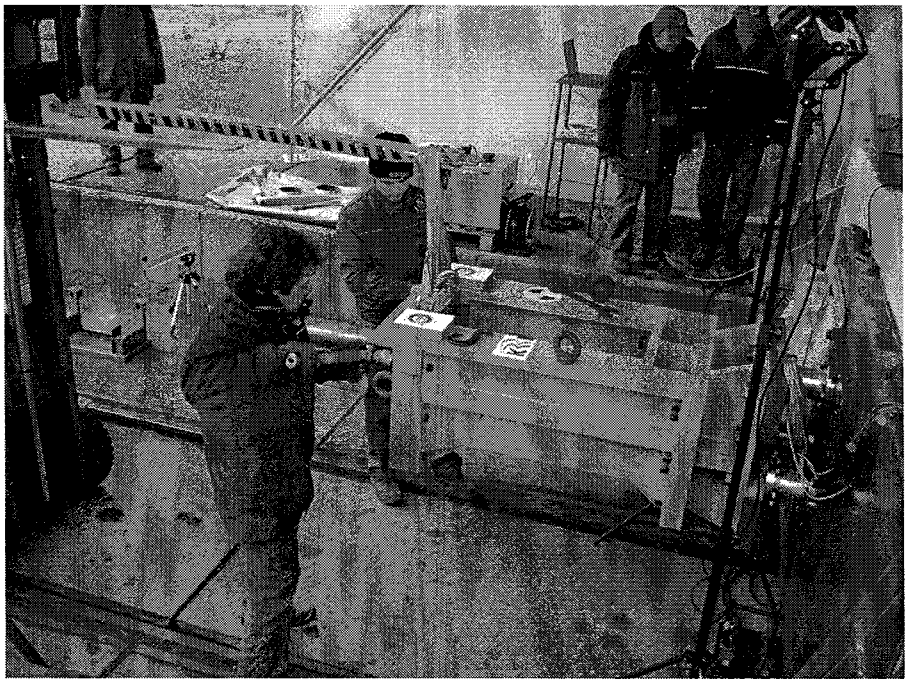
<그림 3.5.57> 속도측정 장치



<그림 3.5.58> 변위측정 장치



<그림 3.5.59> Impacting wagon



<그림 3.5.60> 실험준비작업

② 실험결과

<표 3.5.7>은 충돌시험결과를 정리한 표로 V는 충돌속도, S는 impact rod의 이동변위, F_{mean}은 평균 충돌하중, F_{max}는 최대 충돌하중, W_e는 흡수된 에너지이다. <그림 3.5.61~3.5.64>는 각 시험의 하중-변위선도와 시험조건을 보여주는

그래프와 테이블이다. 시험결과를 보면 인장볼트가 있는 경우 충돌속도가 증가할수록 최대하중이 증가하였다. 그 이유는 식 (3.5.15)과 같이 충돌에 의해 발생한 stress wave의 중첩이 최대하중 및 평균하중에 영향을 미쳤기 때문이다. 또한, 시험 1의 튜브시험과 달리 인장볼트가 있는 경우 하중진폭이 상당히 크다는 것을 알 수 있다. 그 이유는 인장볼트가 파단되기 전까지 약 3ton의 무게를 가진 시험지그가 볼트에 의해 압축하중을 받다가 볼트파단 직후 실험지그는 압축하중에서 해방되었고 그 영향으로 인해 길이방향으로 작용하는 변동하중이 발생하여 로드셀에 전달되었다. 하지만 튜브의 팽창작용이 감쇠효과를 주어 펀치가 진행할 수 록 진폭이 감소하였다.

$$\sigma_v = \rho C_0 V_0 \qquad (5.15)$$

$$C_0 = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$$

C_0 : wave speed, V_0 : impact speed, ρ : density

<그림 3.5.65>는 test 4의 결과를 보여주는 그래프로 300mm 변위 이후에 하중이 급격히 상승한 이유는 과도한 충돌속도로 impact wagon의 운동에너지가 경충돌 안전장치가 흡수할 수 있는 허용에너지용량을 초과하였기 때문에 압입펀치가 튜브의 최대 압괴길이 이상을 전진하여 로드셀이 부착되어있는 고정벽에 부딪쳤기 때문이다.

<표 3.5.7> 충돌시험결과

No	V(km/h)	S(mm)	F_{mean}(kN)	F_{max}(kN)	W_e(kJ)	기타
1	8.7	214	1225	1456	261	without tension bolts
2	10.2	231	1262	2565	290	with tension bolts
3	10.9	258	1299	2956	334	with tension bolts
4	12.4	310	1323	3238	409	with tension bolts

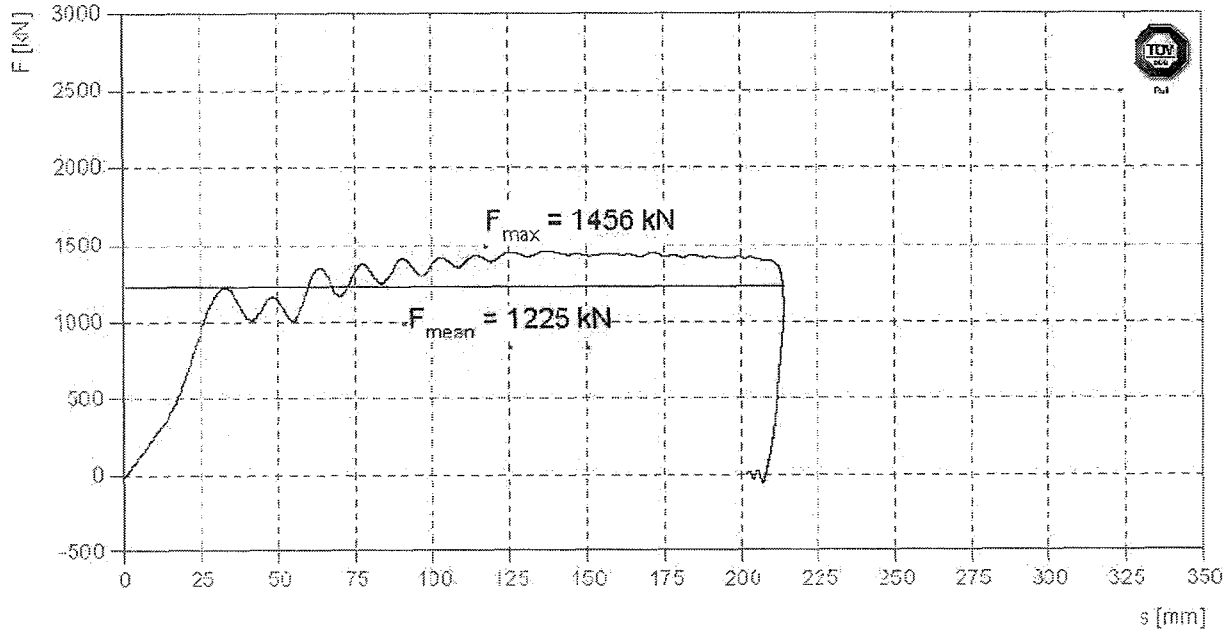


Diagram 1: Test at v = 8.7 km/h; curve filtered

Test results			
Speed	v	=	8.7 km/h
Total stroke	s	=	214 mm
Mean force	F_{mean}	=	1225 kN
Maximum force	F_{max}	=	1456 kN
Stored energy	W_e	=	261 kJ
Test conditions			
Ambient temperature	4°C		
Test wagon	4-axle tank wagon 76 t		

<그림 3.5.61> Test 1 without tension bolts

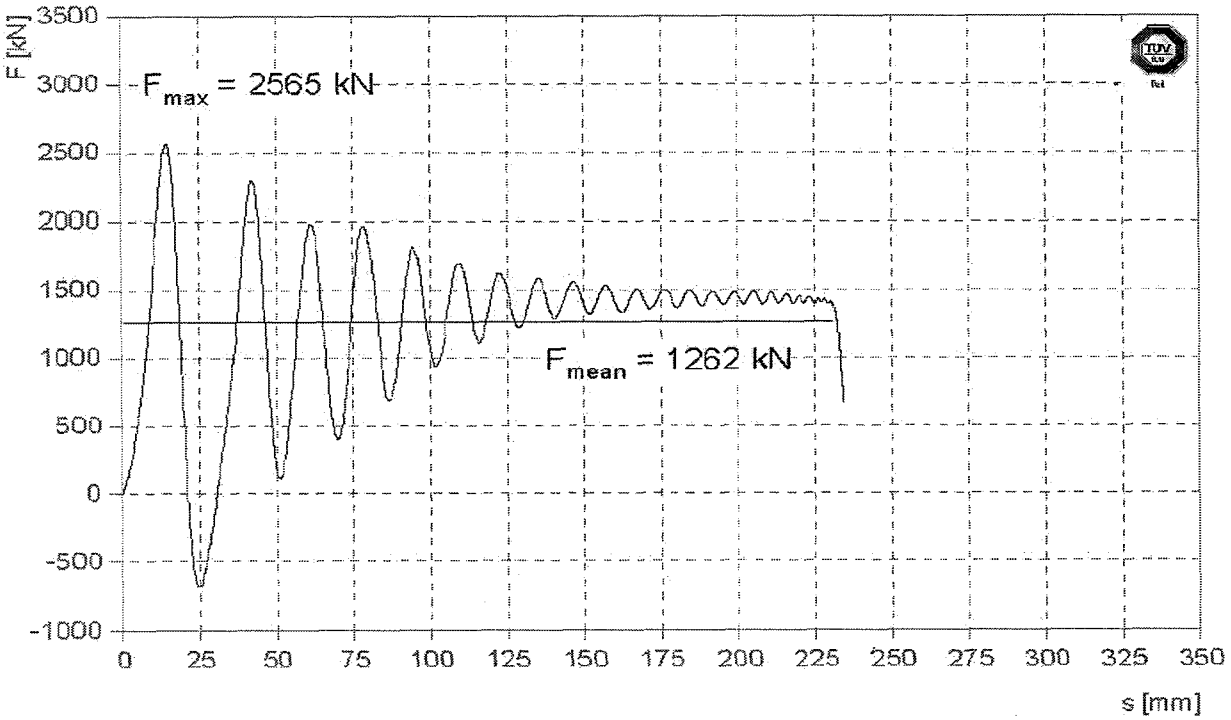


Diagram 2: Test at v = 10.2 km/h; curve filtered

Test results			
Speed	v	=	10.2 km/h
Total stroke	s	=	231 mm
Mean force	F_{mean}	=	1262 kN
Maximum force	F_{max}	=	2565 kN
Stored energy	W_e	=	290 kJ
Test conditions			
Ambient temperature	4°C		
Test wagon	4-axle tank wagon 76 t		

<그림 3.5.62> Test 2 with tension bolts

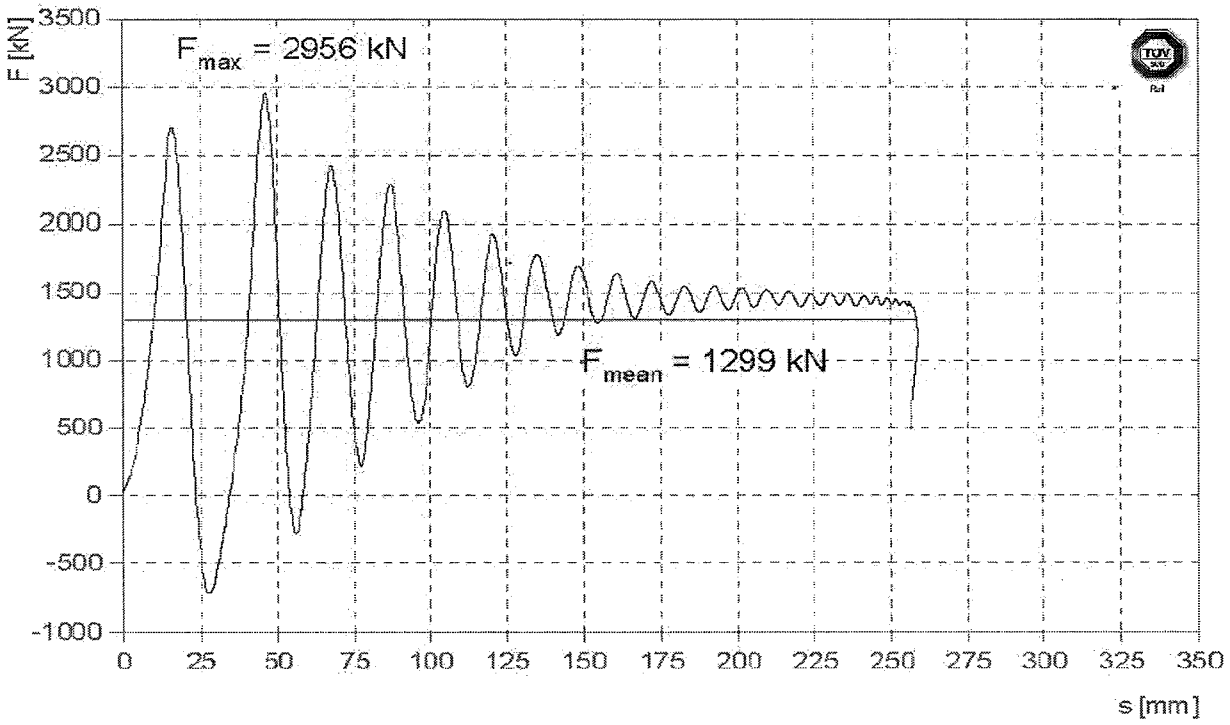


Diagram 3: Test at v = 10.9 km/h; curve filtered

Test results				
Speed	v	=	10.9	km/h
Total stroke	s	=	258	mm
Mean force	F_{mean}	=	1299	kN
Maximum force	F_{max}	=	2956	kN
Stored energy	W_e	=	334	kJ
Test conditions				
Ambient temperature	4°C			
Test wagon	4-axle tank wagon 76 t			

<그림 3.5.63> Test 3 with tension bolts

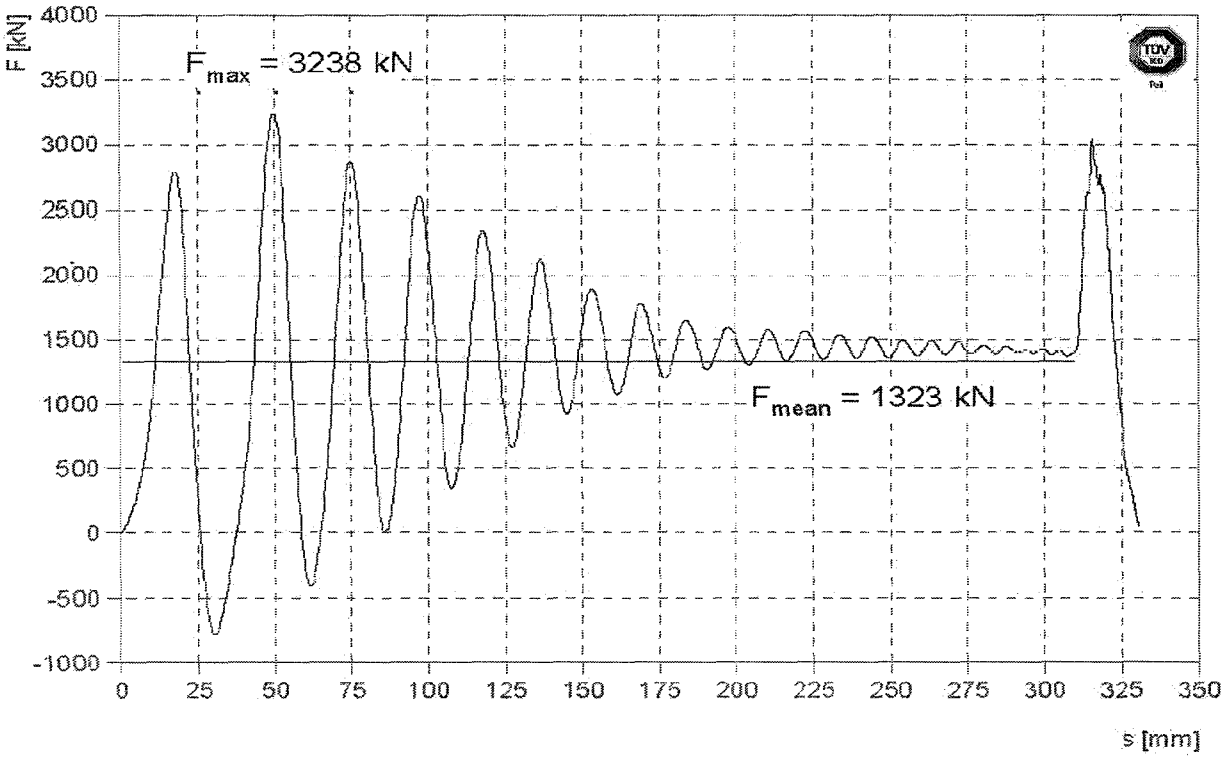
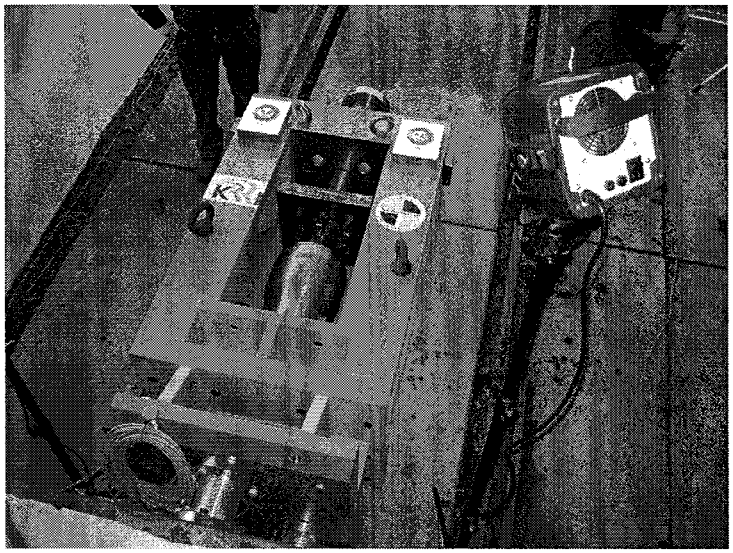


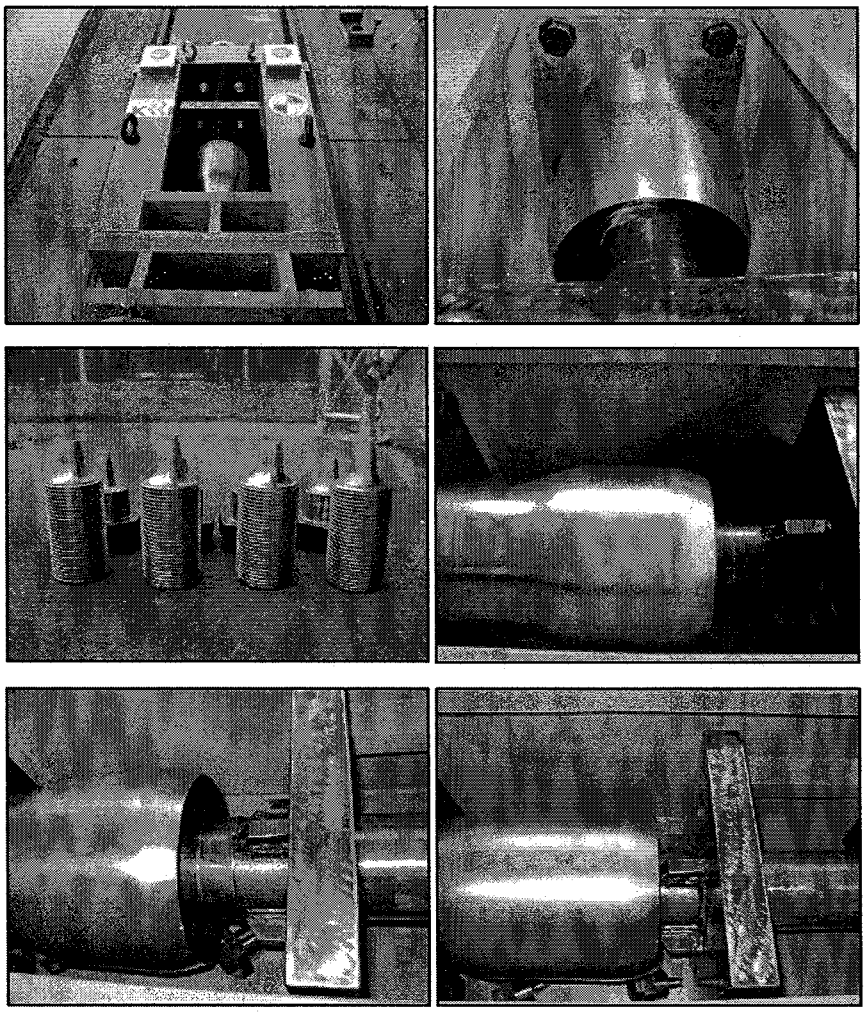
Diagram 4: Test at v = 12.4 km/h; curve filtered

Test results			
Speed	v	=	12.4 km/h
Total stroke	s	=	310 mm
Mean force	F_{mean}	=	1323 kN
Maximum force	F_{max}	=	3238 kN
Stored energy	W_e	=	409 kJ
Test conditions			
Ambient temperature	4°C		
Test wagon	4-axle tank wagon 76 t		

<그림 3.5.64> Test 4 with tension bolts



<그림 3.5.65> 충돌시험 후

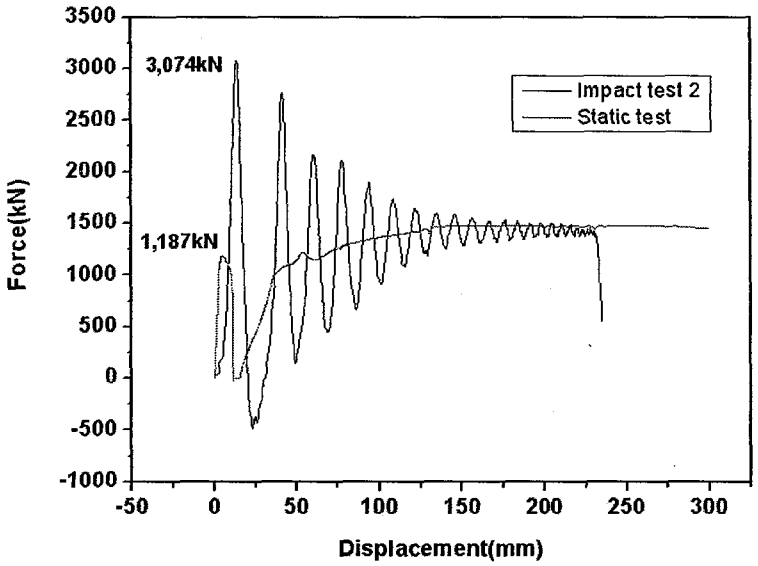


<그림 3.5.66> 충돌시험결과

③ 정하중시험과 비교

충돌시험과 정하중시험을 비교한 결과 인장볼트의 파단하중은 충돌시험이 정하중 시험보다 약 2.5배 컸다. 충돌시험의 경우 시험지그 뒷면에 설치된 로드셀에서 인장볼트의 파단하중을 측정하였기 때문에 충돌발생지점과 하중측정지점과의 거리가 상당히 떨어져 있다. 그러므로 충돌속도에 의해 발생한 stress wave의 영향으로 실제 볼트의 파단하중보다 큰 하중이 로드셀에 의해 측정되었다. 반대로 정하중 실험의 경우 준정적하중조건하에서는 4개의 인장볼트에 발생하는 인장하중이 불균일하기 때문에 인장볼트가 동시에 파단되지 않고 하중의 크기대로 순차적으로 파단되어 설계파단하중(150ton)보다 작은 하중이 측정되었다.

팽창튜브의 압입하중의 경우 정하중시험보다 충돌시험결과가 더 작게 나타났다. 충돌이 발생하면 튜브의 내면과 펀치가 서로 상대운동을 하게 되는데 마찰현상의 특성상 상대운동속도가 증가하면 두 면사이의 마찰계수가 감소하고 상대운동속도가 감소하면 마찰계수가 증가하는 경향이 있다. 그러므로 충돌시험의 경우 상대운동이 크기 때문에 정하중실험보다 작은 마찰계수가 발생하였고 결국 정하중시험보다 충돌시험에서 더 작은 마찰에너지가 발생하였다. 이러한 이유로 충돌시험에서의 압입하중의 크기가 정하중시험보다 작게 발생하였다.



<그림 3.5.67> 충돌시험과 정하중시험의 비교

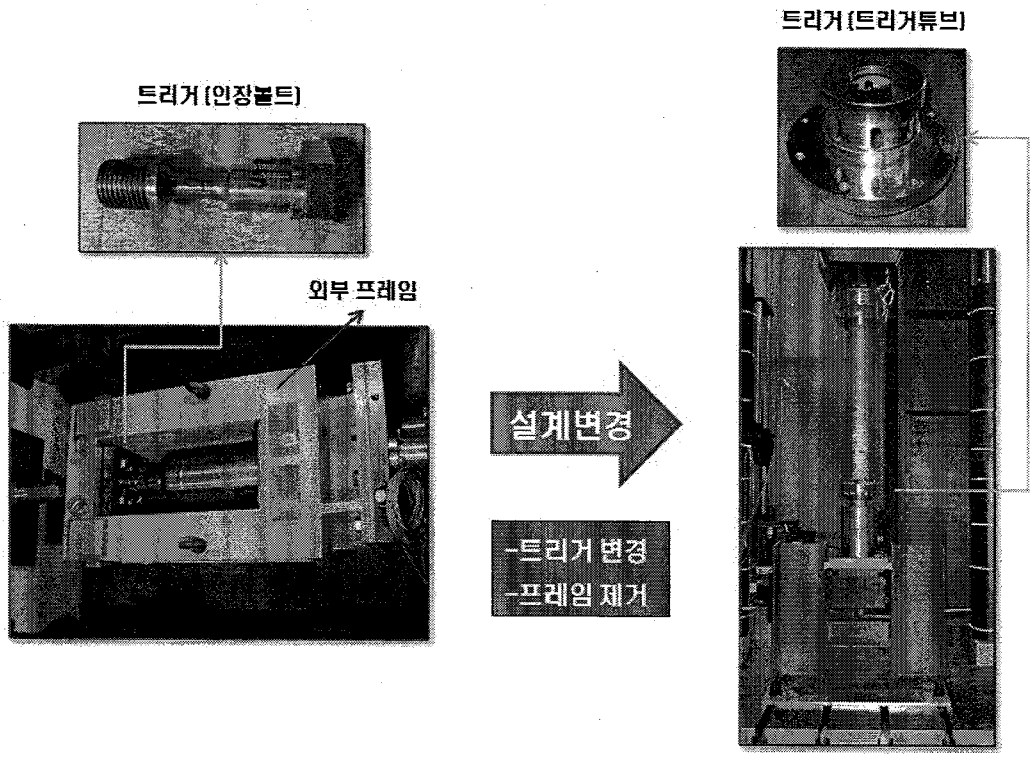
(5) 경충돌 안전장치의 실차적용

(가) 설계변경

기존의 경충돌 안전장치 시험시제품은 충격하중을 전달하는 임팩트로드, 팽창튜브를 확관시키는 펀치, 펀치를 축 방향으로만 움직이게 하는 가이더, 충돌에너지를 흡수하는 팽창튜브, 트리거역할을 하는 인장볼트 그리고 인장볼트를 거

치하는 외부 프레임으로 구성된다. 인장볼트를 사용하여 경충돌 안전장치를 트리거하는 방법은 이미 해외에서도 널리 사용되는 방법으로 설계가 용이하다는 장점은 있으나 인장볼트를 거치하고 파단까지 하중을 견뎌야 하는 외부프레임이 필요하여 무게가 많이 나가는 단점이 있다. 그러므로 실차적용을 위한 경량화를 달성하기 위하여 경량화 효과가 가장 큰 프레임을 제거해야만 한다.

프레임을 제거하기 위해서는 트리거방식을 기존의 인장볼트에서 다른 방법으로 변경해야만 한다. 현재 철도기술연구원에서는 새로운 트리거형태로 트리거튜브를 개발하였고 경충돌 안전장치에 적용함으로써 약 1,000kg을 경량화 하였다. 그림 5.68은 기존의 경충돌 안전장치와 설계 변경된 경충돌 안전장치를 보여주는 사진으로 인장볼트를 트리거튜브로 대체하여 외부 프레임이 제거 된 것을 알 수 있다.

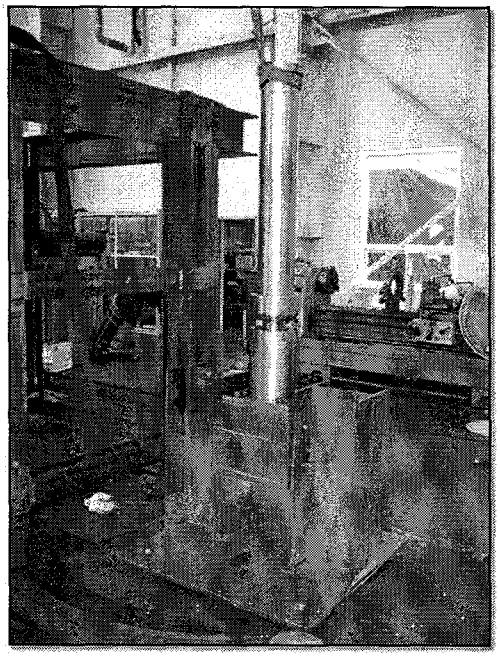


<그림 3.5.68> 경충돌 안전장치의 설계변경

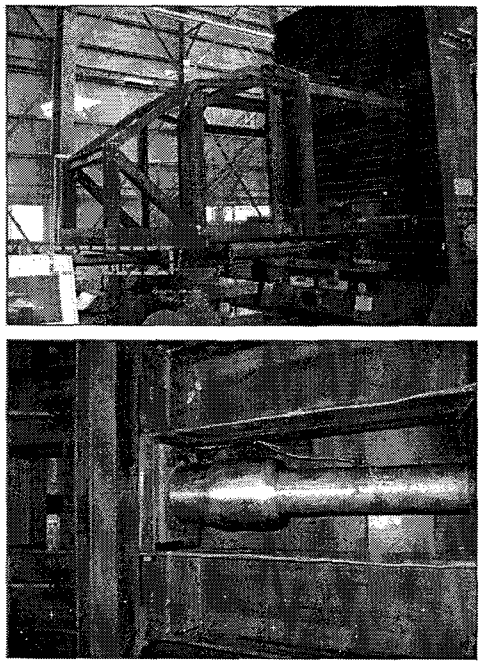
(나) 준정적시험

개발된 경충돌 안전장치의 실용화 방안으로 저속충돌사고에서 일반철도차량을 보호할 수 있도록 장치를 계량하였으며 그 성능을 검증하기 위해 전두부에 장착하여 준정적시험을 수행하였다. 일반철도차량용 경충돌 안전장치는 약 0.4MJ의 충돌에너지를 흡수하며 트리거는 1,500kN에서 파단된다. 충돌에너지를 흡수하는 팽창튜브의 압괴하중은 약1,500kN이고 허용압괴거리는 274mm이다.

<그림 3.5.69>은 일반철도 전두부에 맞게 설계가 수정된 경충돌 안전장치이고 <그림 3.5.70>는 ROTEM 창원공장에서 보유하고 있는 철도차량용 정압괴 시험기로 최대스트로크는 2,000mm이고 1,000ton까지 측정 가능하다. 경충돌 안전장치는 8개의 볼트를 이용하여 전두부의 센터실에 장착되었다. 연결기는 선두에 장착되어야 하지만 본 시험에서는 연결기역할을 할 수 있는 동일한 길이의 환봉을 설치하여 시험을 수행하였다.



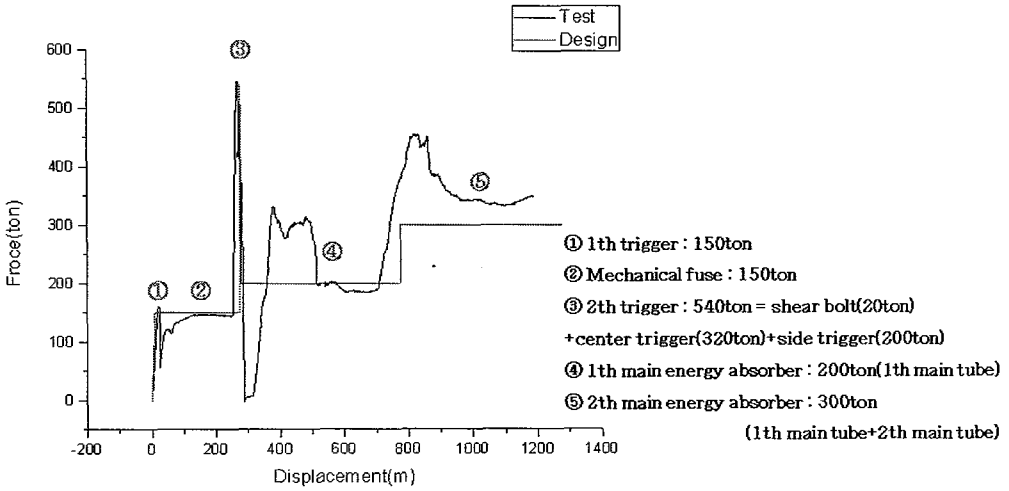
<그림 3.5.69> 일반철도 전두부용 경충돌 안전장치



<그림 3.5.70> 일반철도 전두부 준정적시험(경충돌 안전장치 장착)

(다) 실험결과

일반철도전두부의 준정적시험은 2회에 거쳐 수행되었으며, 시험결과 경충돌 안전장치는 설계의도 되로 작동되었다. <그림 3.5.71>은 시험결과를 정리한 그래프로 ①은 트리거의 파단하중으로 설계하중(150ton)과 거의 일치하였다. ②는 팽창튜브의 압괴하중으로 설계하중(150ton)과 일한 결과를 보였다.



<그림 3.5.71> 일반철도 전두부 시험결과

라. 성과물의 내용 및 결과

"철도 종합 안전기술 개발사업"의 일환인 "철도차량 충돌 안전성능 평가 및 피해저감 기술개발"의 5차년도 과제중 하나인 "경충돌 안전장치 개발"을 성공적으로 수행하기 위해, 경충돌 안전장치 및 주요부품인 인장볼트와 팽창튜브의 설계기술을 확보하였고, 경충돌 안전장치와 주요부품이 설계사양을 만족하는지 그리고 인장볼트와 팽창튜브의 연속적인 충돌에너지 흡수메커니즘 및 이상거동 발생여부를 확인하기 위해, 경충돌 안전장치와 인장볼트 그리고 팽창튜브의 시험시제품을 제작하여 성능시험을 수행하였다. 팽창튜브의 경우 압입펀치의 형상과 접촉조건 그리고 충돌속도가 팽창튜브의 압입하중에 미치는 영향을 정하중시험과 충돌실험을 통하여 확인하였고, 인장볼트의 경우 변형률속도와 pretension이 볼트의 파단하중에 미치는 영향을 충돌시험과 정하중시험을 통하여 확인하였다. 또한, 경충돌 안전장치의 충돌시험을 수행하기전에 준정적실험을 수행하여 충돌시험시 발생 할 수는 장치의 이상거동 발생여부를 확인하였고, 인장볼트의 파단하중과 팽창튜브의 압입하중이 설계사양을 만족하는지 확인하였다. 실험결과 인장볼트는 설계하중보다 작은 하중에서 파단되었으며 그 이유는 준정적상태에서 하중불균일성에 기인한다. 하지만 팽창튜브는 설계하중과 잘 일치하였다.

실제 충돌시 경충돌 안전장치의 작동메커니즘과 이상거동의 발생여부를 확인하기 위하여 독일 TÜV SÜD 열차시험소에서 실차충돌시험을 수행하였다. 충돌시험절차와 데이터처리방법은 유럽규정인 DIN EN 15227에 따랐다. 시험결과 인장볼트의 파단이 시험지그에 영향을 미쳐 큰 하중진동이 발생하였으며, 이로 인하여 지그후방에 부착된 로드셀에서 볼트의 파단하중을 정밀하게 측정하는 것은 불가능하였다.

경충돌 안전장치의 실용화 방안으로 일반철도에 적용할 수 있는 장치를 설계하였으며, 실제 일반철도 전두부에 장착하여 준정적시험을 수행하여 작동메커니

즘 및 성능을 검증하였다.

본 연구의 주요 연구목표와 달성도를 <표 3.5.8>에 정리하였다.

<표 3.5.8> 연구목표 및 달성도

성과물	내용	비고
인장볼트 설계	375kN 볼트설계	완료
팽창튜브 설계	0.4MJ 팽창튜브설계 (1,500kN×267mm)	완료
경충돌 안전장치 설계	0.4MJ 경충돌 안전장치 설계	완료
인장볼트 시험데이터 확보	KAIST시험	완료
팽창튜브 시험데이터 확보	정하중시험	완료
	충돌시험	완료
경충돌 안전장치 시험데이터 확보	정하중시험	완료
	충돌시험	완료
경충돌 안전장치 실용화 모델 개발	설계변경	완료
	정하중시험	완료
	충돌시험	시험준비 중

제6절 세이빙 공정을 이용한 완충차막이 개발

검증계획서 (Verification Plan)	ID No : RC - SR04 - SSR05 - 2009 작성일 : 2010. 05. 수정일 :

4. 프로젝트는 에너지 흡수식 충돌안전장치 표준성능모델을 개발해야 한다.

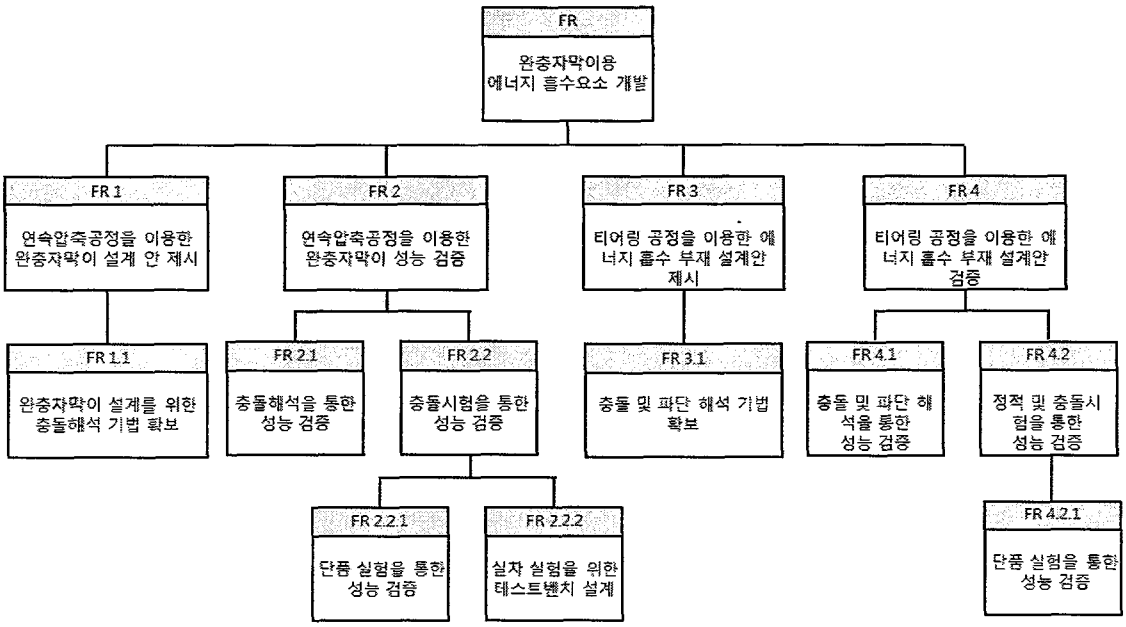
4.5 프로젝트는 완충차막이의 충돌안전 성능평가기술을 개발하여야 한다.

입력물 :	업무 :	출력물 :
☐ 요구사항 (Requirement) - 요구사항 문서 - 검증 요구사항 추적 매트릭스(VRTM) ☐ 기술 개발 계획(Technical Plan) - 연구계획서 - WBS (Work Breakdown Structure) ☐ 설계정보 및 평가자료 - 성과물 : 완충 차막이 - 기능 아키텍처 - 물리 아키텍처 - 설계 분석 보고서 (DARs) ☐ 검증 방법 - 4.1 컴퓨터 시뮬레이션 - 5.3 기능 시험	- SE 검증	- 수정 VRTM - 검증결과표

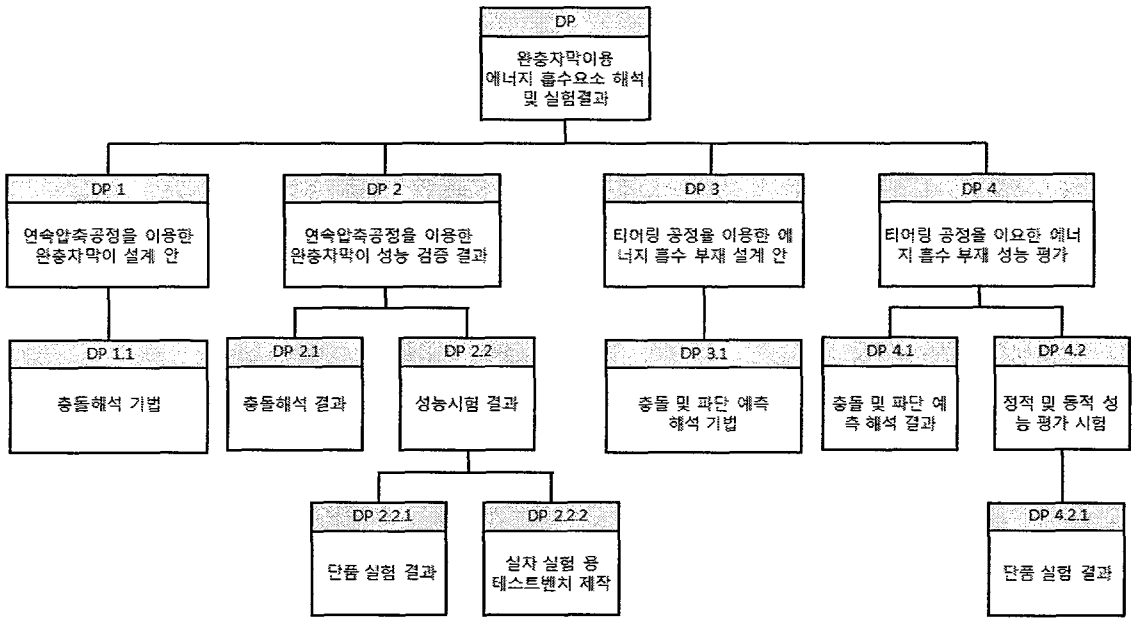
Verification Specification (검증기준) :

1. 유한요소해석 기법 확보
   1.1 재료의 동적 물성을 고려하였는가?
   1.2 완충차막이의 에너지 흡수능력 및 변형형상을 예측할 수 있는가?
   1.3 유한요소해석 결과가 실제 실험 결과와 부합하는가?
2. 완충차막이 개념 설계
   2.1 완충차막이의 각 부품의 강도설계는 타당한 근거를 바탕으로 하였는가?
3. 기능시험 수행
   3.1 수치해석 및 실험 결과를 바탕으로 설계된 완충차막이용 에너지 흡수요소가 설계 목표를 만족하였는가?

1. 기능 아키텍처



2. 물리 아키텍처



3. 설계분석보고서

가. 요구사항과 적합성

요구사항 : 효율적인 열차 제동을 위한 완충차막이용 에너지 흡수요소 개발

적합성 : 충돌 시뮬레이션 및 실험을 통하여 열차의 중량 및 속도에 따른 제동장치 적용이 가능할 것으로 판단

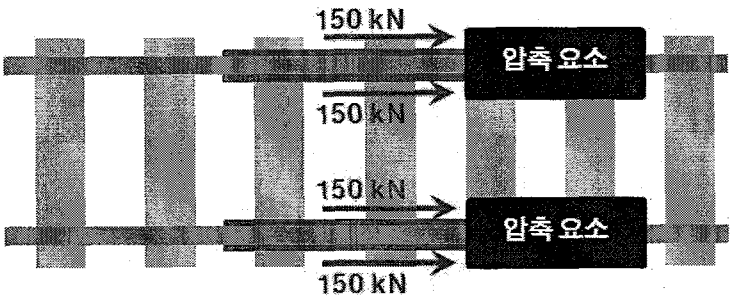
나. 설계기준

550ton, 15 km/h의 열차를 감가속도 5G 이하로 제동 가능

다. 검증방법에 따른 증거자료

1) 연속압축공정을 이용한 완충차막이

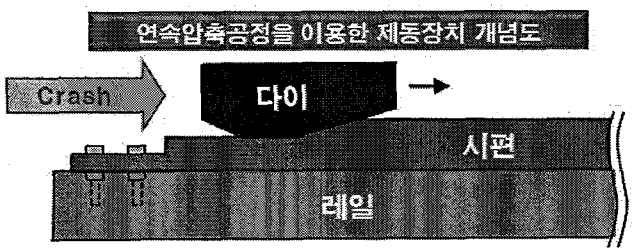
(1)연속압축공정을 이용한 완충차막이 설계 안 제시



<그림 3.6.1> 설계 목표

설계 목표 : 150 kN의 제동력을 갖는 연속압축공정의 설계

- 150 kN 4(2개의 레일 양쪽 면) = 600 kN의 제동력을 통하여 약 7 m의 제동 거리로 550 ton, 15 km/h의 열차 제동

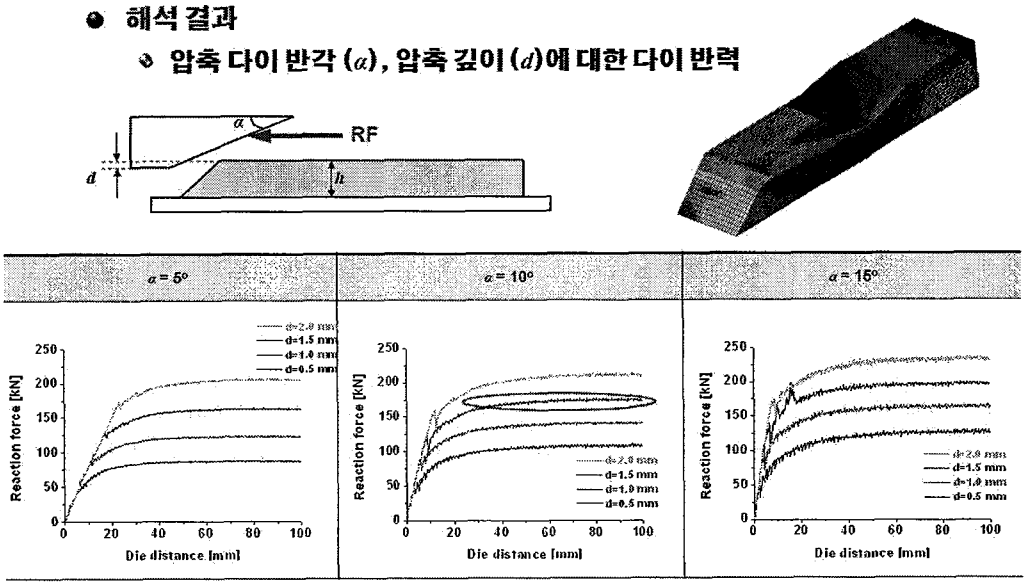


<그림 3.6.2> 연속압축공정을 이용한 제동장치 개념도

(2) 연속압축공정을 이용한 완충차막이 설계 안

유한요소해석을 이용하여 목표 제동력을 얻기 위한 압축 다이 및 시편형상 결정

- 유한요소 해석 결과, 다이 반각 10°, 압축 깊이 1.5 mm로 설계할 경우 약 150 kN의 제동력을 얻을 수 있음을 확인



<그림 3.6.3> 유한요소해석 결과

(3)완충차막이 설계를 위한 충돌해석 기법 확보

① 시편 용 재료 선정 및 신뢰성 있는 충돌해석을 위한 재료의 동적 물성 확보

- 시편 용 재료로 선정된 C1100 (Tough Pitch Copper)에 대한 다양한 변형률 속도에서의 인장실험 수행

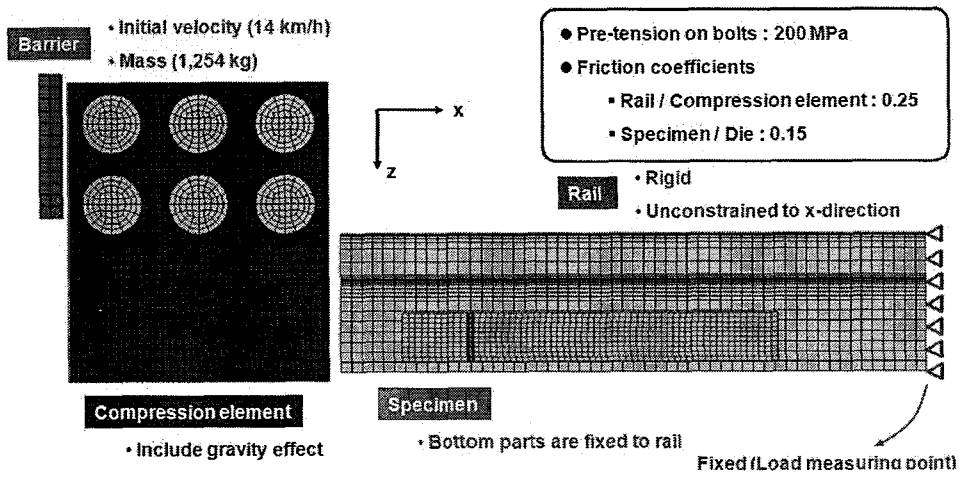


<그림 3.6.4> 재료선정 근거 및
다양한 변형률 속도에서의 재료 물성 실험 조건

② 충돌해석 기법 확보

- 연속압축공정의 제동성능을 예측할 수 있는 충돌해석 기법을 확보하고 이

를 통하여 효율적인 연속압축공정 설계 수행



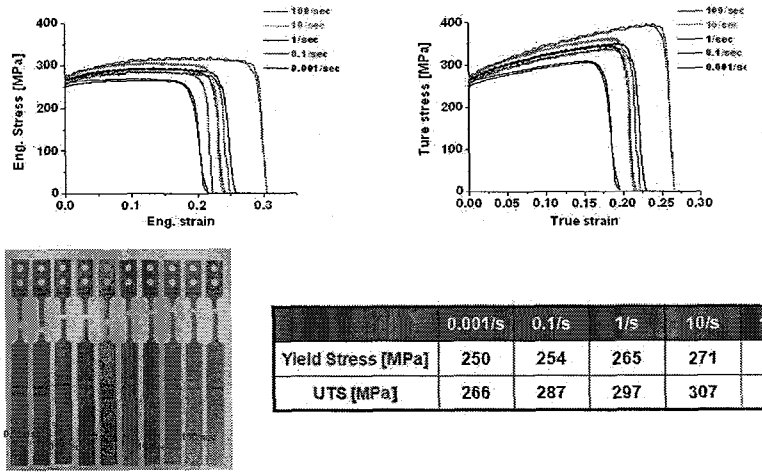
<그림 3.6.5> 연속압축공정의 제동성능 예측을 위한
충돌해석 유한요소모델 예

(4) 충돌해석 기법

① 시편 용 재료 선정 및 신뢰성 있는 충돌해석을 위한 재료의 동적 물성 확보

- 인장실험 결과 선정된 C1100의 경우 충돌 속도가 증가할수록 변형률 경화 및 연신율이 증가하는 경향을 보이며 이는 고속 충돌 시 제동 성능 및 압축성을 향상시키는 특성이 될 것으로 판단

- 인장실험을 통하여 획득한 다양한 변형률 속도에서의 재료 특성을 충돌해석에 적용하여 보다 신뢰성 있는 충돌해석 결과 예측



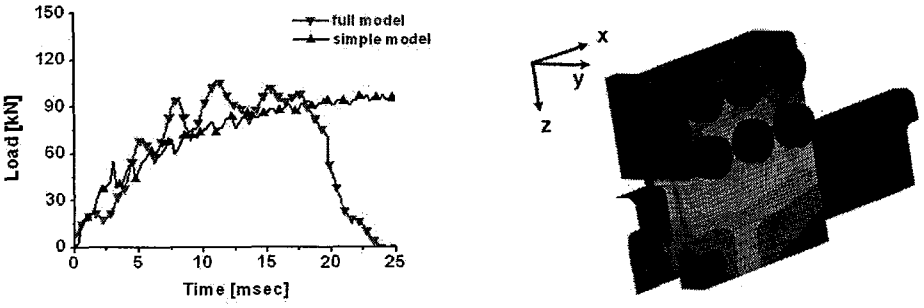
	0.001/s	0.1/s	1/s	10/s	100/s
Yield Stress [MPa]	250	254	265	271	275
UTS [MPa]	266	287	297	307	320

<그림 3.6.6> 다양한 변형률 속도에서의 재료 물성 실험 결과

② 충돌해석 기법 확보

- 연속압축공정의 제동성능을 예측할 수 있는 충돌해석 기법을 확보하고 이

를 통하여 효율적인 연속압축공정 설계 수행

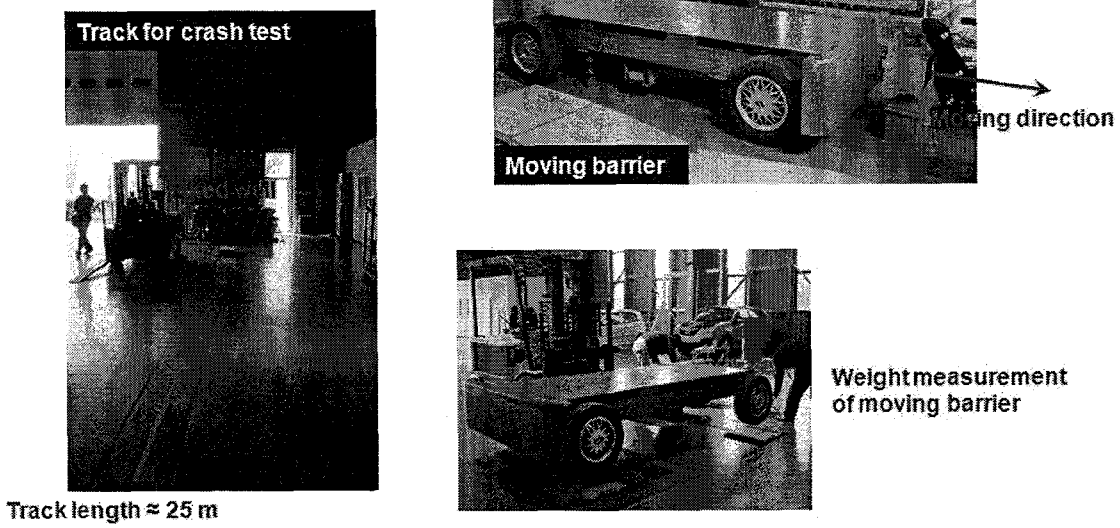


<그림 3.6.7> 연속압축공정 충돌해석 결과

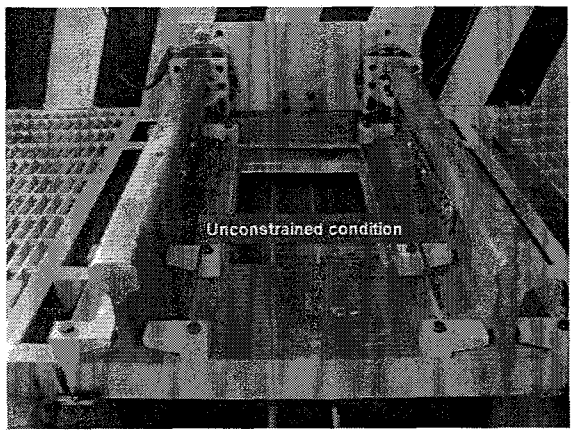
(5) 단품실험을 통한 성능검증

- 충돌해석 기법의 신뢰성 검증을 위한 단품 충돌실험 수행

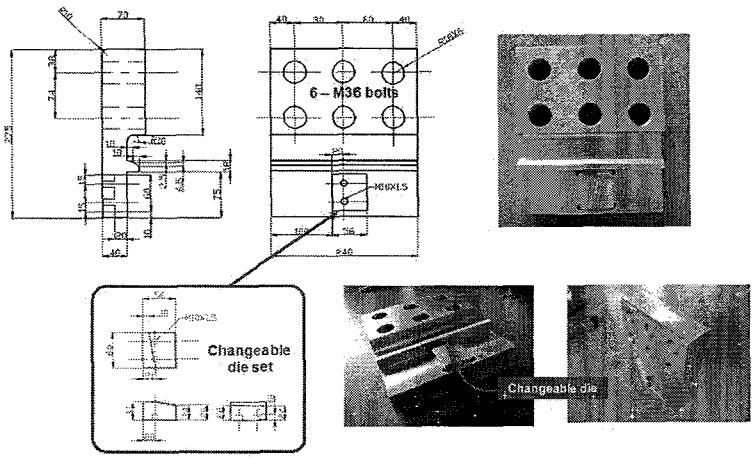
- **최대속도≈16 km/h**
- **대차질량=1,254 kg**



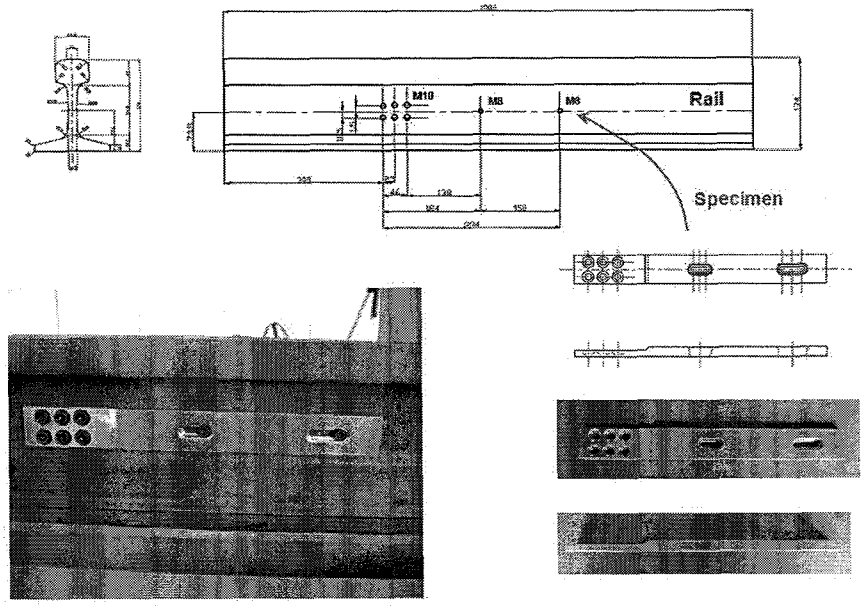
<그림 3.6.8> 단품 충돌실험용 저속충돌실험 장비(KATRI)



<그림 3.6.9> 레일고정용 지그 및 로드셀



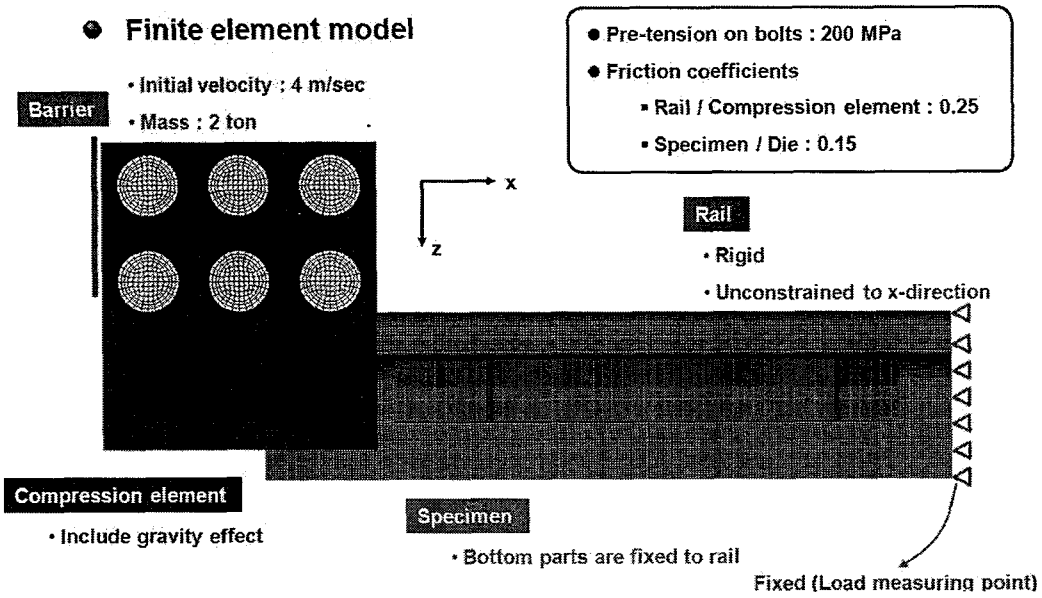
<그림 3.6.10> 연속압축요소 및 압축다이



<그림 3.6.11> 압축용 시편제작 및 부착

(6) 충돌실험을 통한 단품실험 결과 예측

- KATRI에서 수행될 단품실험과 동일한 조건의 유한요소모델을 이용하여 충돌해석 결과 예측



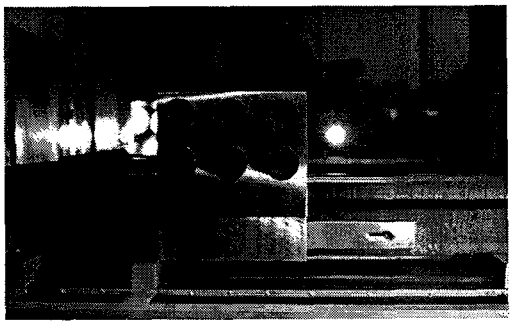
<그림 3.6.12> 단품실험 충돌해석 조건

(7) 단품실험 결과

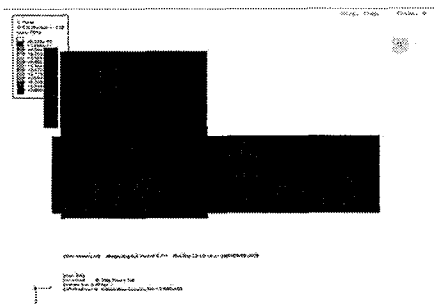
- 단품 충돌시험을 수행하여 충돌해석 기법의 신뢰성 검증

• 단품 충돌시험 결과와의 비교를 통하여 충돌해석의 제동력, 제동거리, 감가속도 예측 결과의 신뢰성 확보

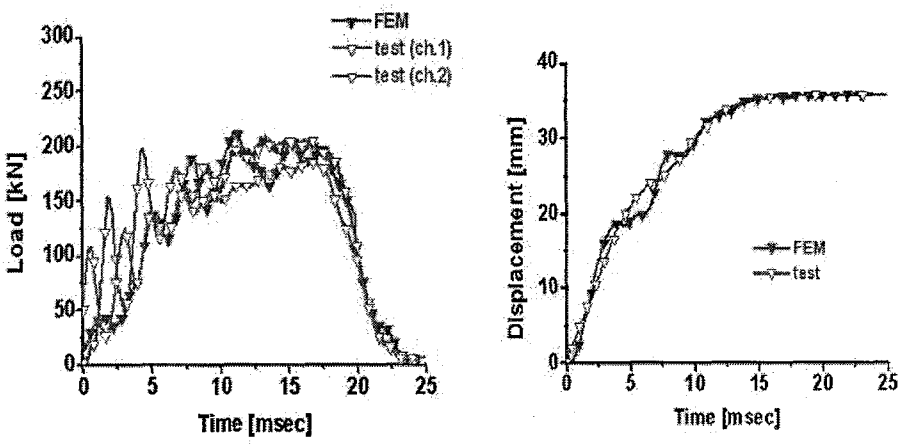
• 검증된 충돌해석기법을 통하여 실차 제동성능 예측 가능



<그림 3.6.13> 충돌실험을 통한 제동성능 검증

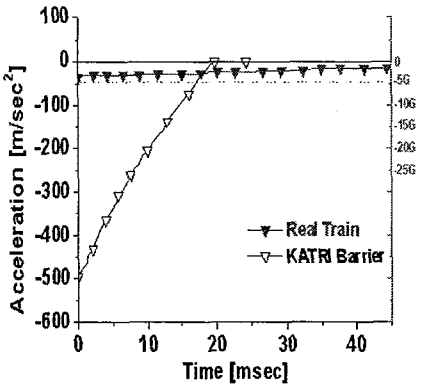


<그림 3.6.14> 충돌 시뮬레이션을 통한 제동성능 검증



(a) 하중 비교 (b) 변위비교

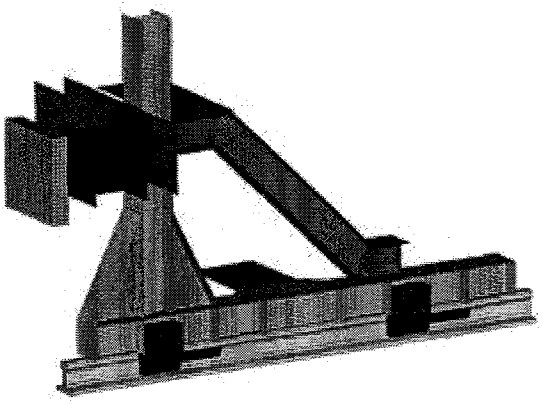
<그림 3.6.15> 하중 및 변위 비교



<그림 3.6.16>감가속도 비교

(8) 실차 실험을 위한 테스트벤치 설계

- 실차 실험 시 다양한 조건에서의 실험을 수행할 수 있는 테스트벤치 설계



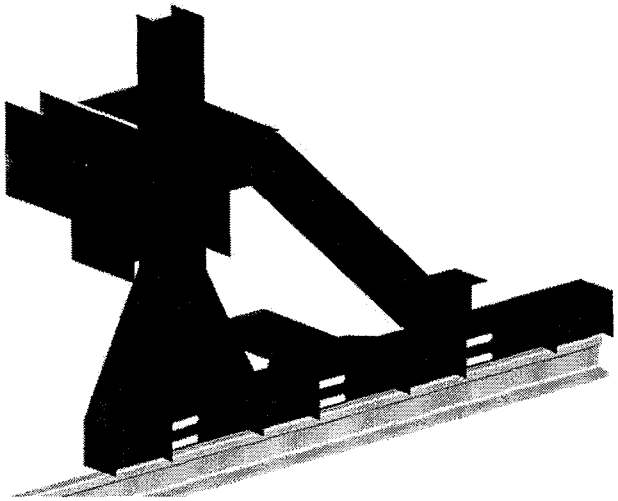
<그림 3.6.17> 테스트 벤치 설계

및 효율적인 제동을 위한 연속압축공정

적용 방안 제안

(9) 실차 실험을 위한 테스트벤치 제작

- 테스트벤치 제작에 앞서 유한요소 충돌해석을 통하여 테스트벤치의 충돌성능 검증 단계 진행 중



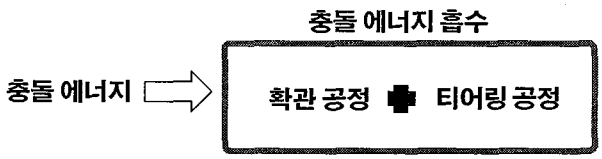
<그림 3.6.18> 충돌 시뮬레이션을 통한
테스트벤치 성능 검증

7차년도 과제 시 본 테스트벤치를 이용한 실차성능시험 후 성능 검증을 통해 테스트벤치 형상을 토대로 한 완충차막이 풀 모델 프레임 설계 및 제작 예정

2) 티어링 공정을 이용한 에너지 흡수 부재

(1) 티어링 공정을 이용한 부재 설계안 제시

가. 티어링 공정의 에너지 흡수 기구



<그림 3.6.19> 에너지 흡수 기구

나. 효과적이 티어링 공정의 수행을 위한 티어링 기구의 기능

-티어링 펀치 : 티어링 튜브의 확관(1차 확관), 찢어짐(2차 확관)을 유도

-티어링 튜브 : 1차 확관 시 파단이 발생하지 않고 확관튜브와 동일한 에너지을 흡수하도록 하며, 2차 확관 시 튜브의 파쇄와 함께 굽힘 변형이 발생하도록 하여 충돌 에너지 흡수

(2) 티어링 공정을 이용한 부재 설계안

가. 티어링 기구의 설계 인자

-티어링 튜브의 초기 확장(pre-expanded region) 영역의 설계

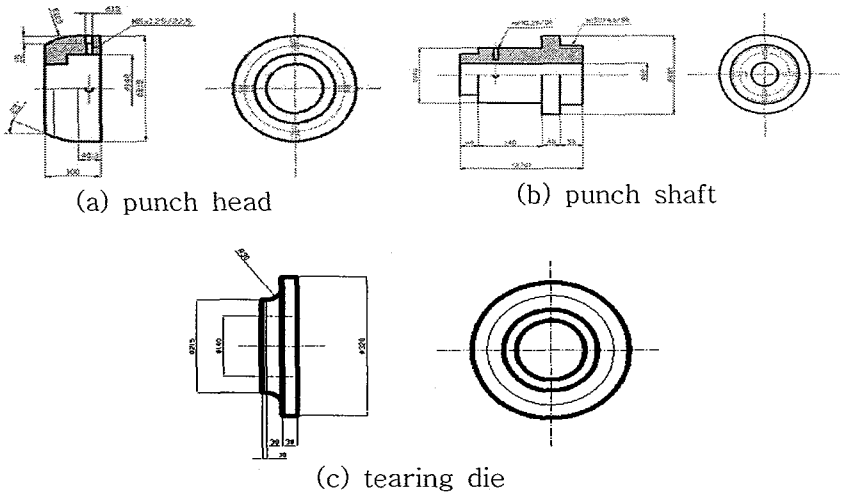
-티어링 튜브의 초기 컷 형상 결정

-티어링 튜브의 초기 홈 형상 결정

-티어링 펀치의 도입부 반경 결정

-티어링 다이의 어깨부의 반경 결정

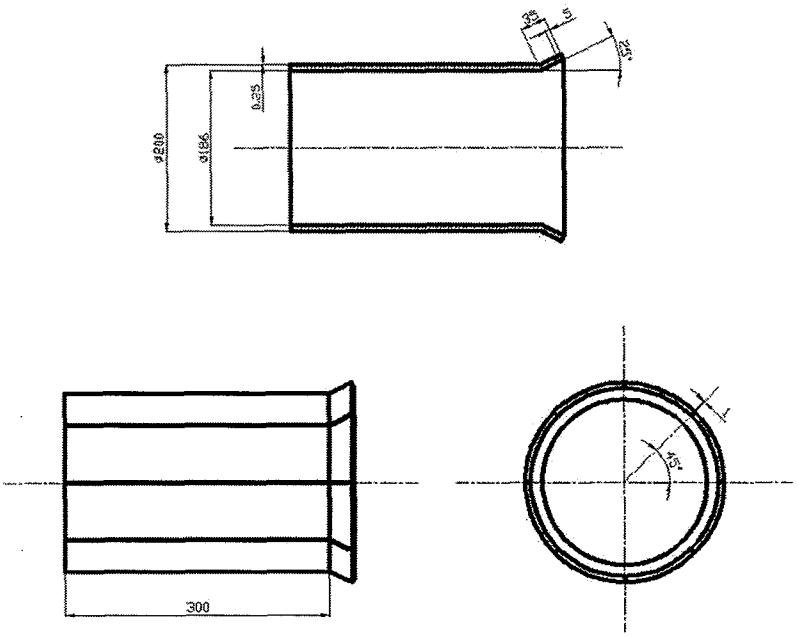
나. 티어링 기구의 설계 인자 연구를 바탕으로 한 설계안 도출



(a) punch head (b) punch shaft

(c) tearing die

<그림 3.6.20> Drawing of punch set for tearing process

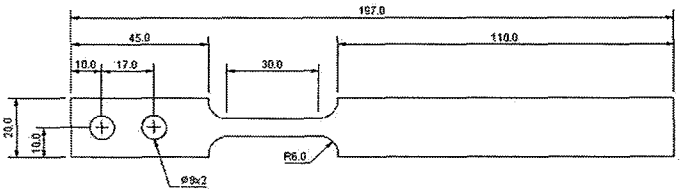


<그림 3.6.21> Drawing of Tearing Tube

3) 충돌 및 파단 해석 기법 확보

(1) 충돌에 의한 고속 변형시 발생하는 재료의 동적 효과 고려

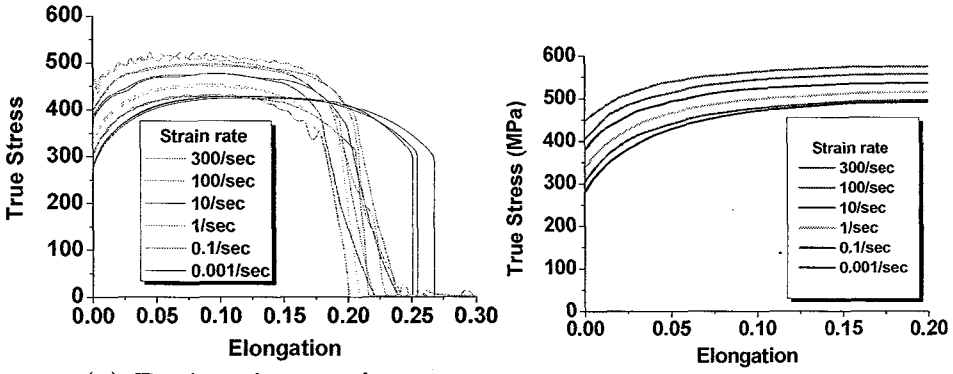
가. 동적 물성 측정을 위한 인장 시편 형상



<그림 3.6.22> The shape and dimensions of cylindrical type tensile specimen

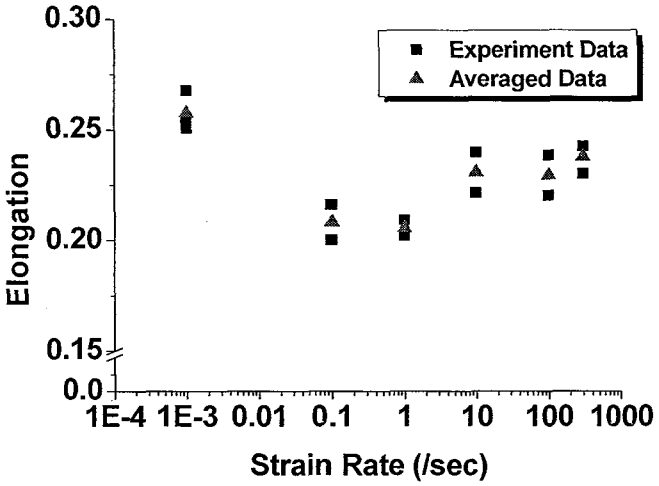
나. 동적 인장 시험을 통한 strain rate별 유동 응력

(2) 동적 변형 시 발생하는 파단 특성 고려



(a) Engineering strain-stress (b) True strain-stress

<그림 3.6.23> Flow stress curve of S20C



<그림 3.6.24> Fracture strain of S20C according to strain rates

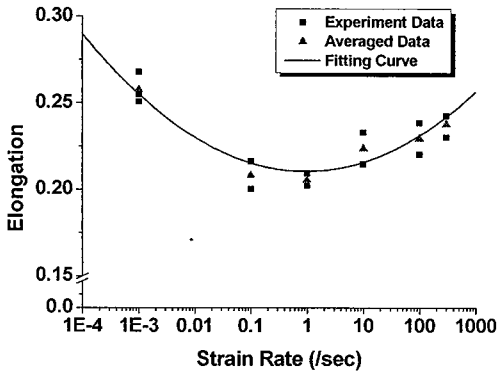
4) 충돌 및 파단 해석 기법 제시

(1) 파단을 예측하기 위한 연성 파단 기준의 유한요소 해석 적용(ABAQUS/V UMAT) - 2006년에 Ko and Huh 에 의하여 제안된 연성파단 기준

$$D_{new} = \int_0^{\bar{\varepsilon}^p_f} \frac{\sigma_{\max}}{\bar{\sigma}} \left\langle 1+3\frac{\sigma_{mean}}{\bar{\sigma}} \right\rangle d\bar{\varepsilon}^p \qquad (3.6.1)$$

(2) 동적 인장 시험을 통하여 얻어진 파단 변형률의 적용

- 파단 변형률의 strain rate에 대한 관계식



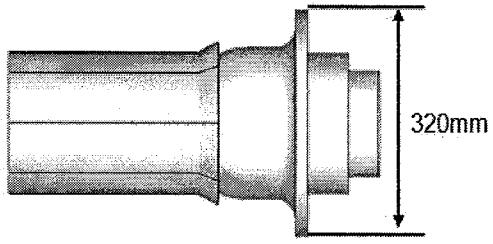
<그림 3.6.25>동적 인장 시험 결과

$$\varepsilon_f(\dot{\varepsilon}) = 0.21046 + 0.000249 \cdot \log(\dot{\varepsilon}) + 0.00502 \cdot \log(\dot{\varepsilon})^2 \qquad (3.6.2)$$

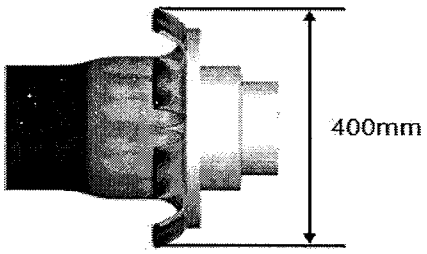
(3) 동적 물성 및 파단 특성을 고려한 유한요소 해석 결과

-1차 확관 시 파단이 발생하지 않고 충돌 에너지 흡수

-2차 확관 시 파단 발생 및 다이를 따라 굽힘 변형하면서 충돌 에너지 흡수



<그림 3.6.26>
초기 형상



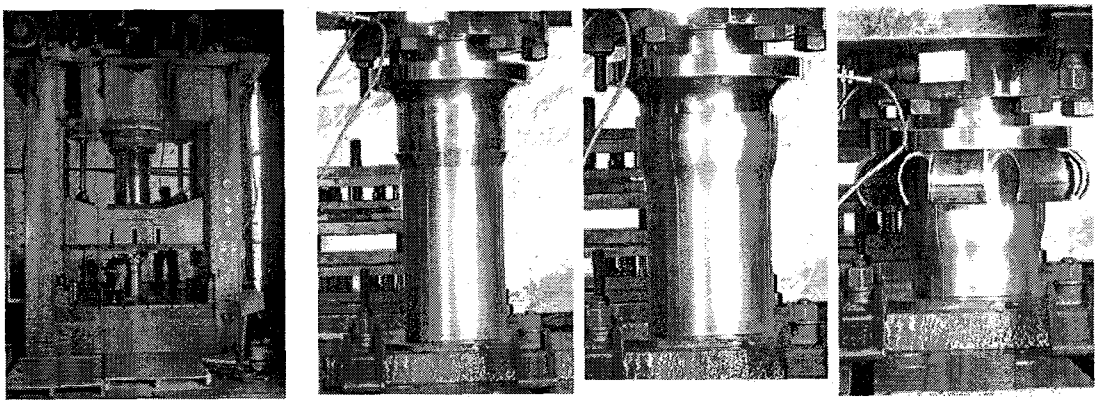
<그림 3.6.27> 티어링 공정 후
변형 형상

5) 티어링 공정을 이용한 에너지 흡수 부재 설계안 검증

티어링 공정을 이용한 에너지 흡수 부재의 설계안의 타당성 및 유한요소 해석 기법의 신뢰성을 검증하기 위하여 정적 및 동적 티어링 시험을 통하여 티어링 기구의 신뢰성 및 성능 평가를 수행한다.

6) 정적 및 충돌 시험을 통한 티어링 기구의 성능 검증

(1) 정적 티어링 시험을 통하여 제안된 티어링 기구의 타당성을 검증



<그림 3.6.28> 정적 티어링 시험 과정

-1차 확관시 파단이 발생하지 않고 튜브의 확관이 일어남

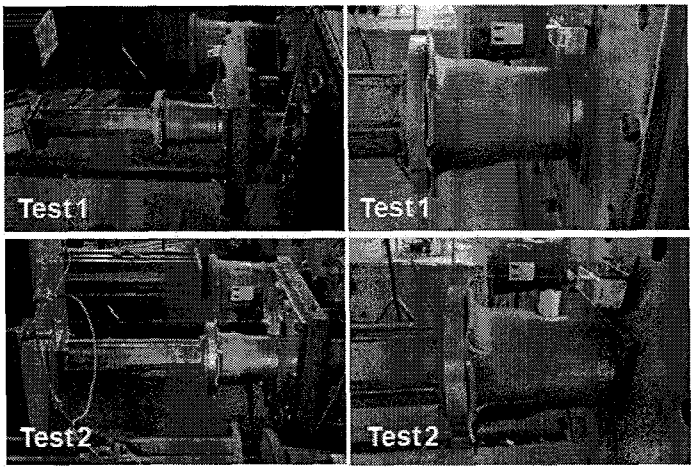
-2차 확관을 통하여 초기 컷에서 시작된 파단이 전파되고 찢어진 튜브가 티어링 다이를 따라 변형하고 있는 것을 확인

(2) 동적 티어링 시험을 통하여 제안된 티어링 기구의 타당성을 검증

- 시험은 독일 TÜV SÜD 충돌 시험 센터에서 수행

-1차 확관시 파단이 발생하지 않고 튜브의 확관이 일어남

-2차 확관을 통하여 초기 컷에서 시작된 파단이 전파되고 찢어진 튜브가 티어링 다이를 따라 변형하고 있는 것을 확인



<그림 3.6.29> 동적 티어링 시험 과정

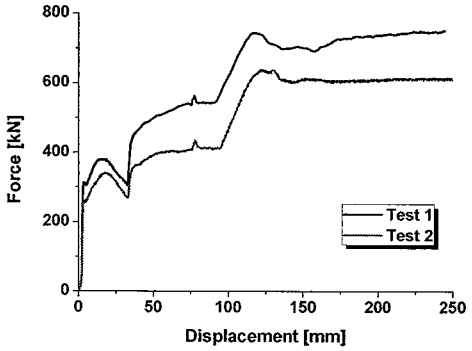
동적 티어링 시험 역시 1차 확관시 파단이 발생하지 않고 튜브의 확관이 일어나고 있으며, 이 후 2차 확관을 통하여 초기 컷에서 시작된 파단이 전파되고

찢어진 튜브가 티어링 다이를 따라 변형하고 있는 것을 확인

7) 정적 및 동적 성능 평가 시험

(1) 반력 특성 평가를 통한 정적 티어링 공정의 성능 평가

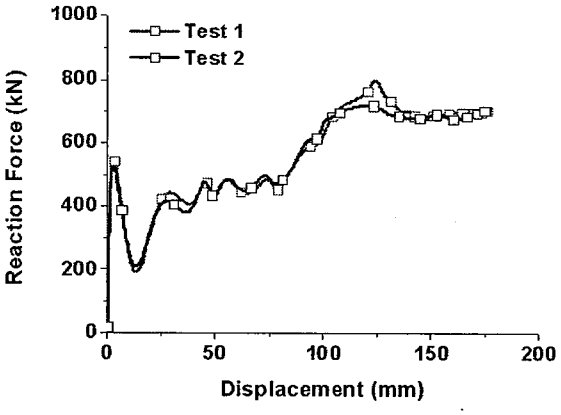
- 100mm stroke 이후에 티어링 공정에 의하여 반력이 급격하게 증가
- 단순 확관 공정 의한 에너지 흡수 능력에 비하여 대략 25%의 에너지 흡수 능력 향상



<그림 3.6.30> 정적 티어링 시험의 반력 특성

(2) 반력 특성 평가를 통한 동적 티어링 공정의 성능 평가

- 100mm stroke 이후에 티어링 공정에 의하여 반력이 급격하게 증가
- 1차 확관 및 2차 확관 특성이 명확
- 단순 확관 공정 의한 에너지 흡수 능력에 비하여 대략 25%의 에너지 흡수 능력 향상

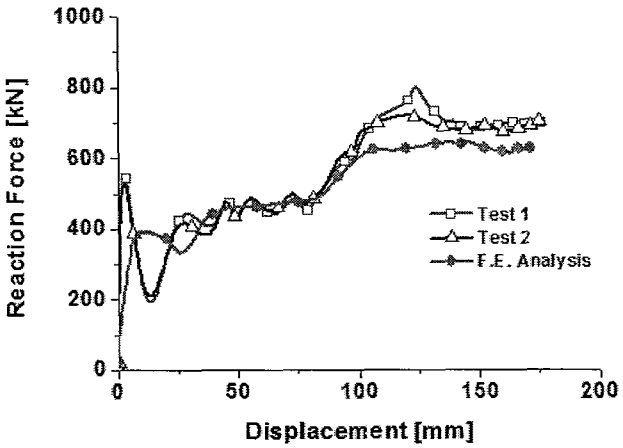


<그림 3.6.31> 동적 티어링 시험의 반력 특성

8) 충돌 및 파단 해석을 통한 성능 검증

(1) 변형 형상 분석을 통한 동적 티어링 공정의 성능 평가
- 확관 공정에 의한 파단은 발생하지 않아 2차 확관이 진행
- 2차 확관 후 변형 형상이 실제 시험 결과와 매우 유사

9) 충돌 및 파단 예측 해석 결과
(1) 반력 특성 분석을 통한 동적 티어링 공정의 파단 예측의 신뢰성 평가
- 튜브의 확관 과정과 티어링 영역이 명확하게 나타남
- 기존 확관 공정 대비 25% 이상의 에너지 흡수 능력이 향상
- 2차 확관 시 파단 예측 오차로 인한 반력 오차 발생(80kN)
- 정밀한 파단 기구의 연구를 통한 파단 시점을 예측하기 위한 기법이 요구



<그림 3.6.32> 동적 티어링 시험 및
해석 결과의 반력 특성 비교

라. 성과물의 내용 및 결과

<표 3.6.1> 성과물의 내용 및 결과

성과물의 내용	결과
연속압축공정을 이용한 완충차막이 충돌해석	효율적인 충돌성능 검증을 위한 충돌해석 기법 확립
연속압축요소 시제품	충돌실험을 위한 시제품 제작
실차실험을 위한 테스트벤치	실차실험을 위한 테스트벤치 설계안
티어링 공정을 이용한 에너지 흡수 부재의 충돌 및 파단 해석	정확한 에너지 흡수 성능을 획득하기 위하여 충돌 및 파단 해석 기법 확립
티어링 튜브의 정적 티어링 공정 시험	티어링 공정의 검증
티어링 튜브의 동적 티어링 공적 시험	충돌 시험을 통한 성능 검증 및 평가

검증계획서 **(Verification Plan)**	**ID No :** **RC - SR05 - SSR02 - 2009** 작성일 : 2010. 05. 수정일 :

5. 프로젝트는 차체구조 충돌안전성능평가기술을 개발해야 한다.

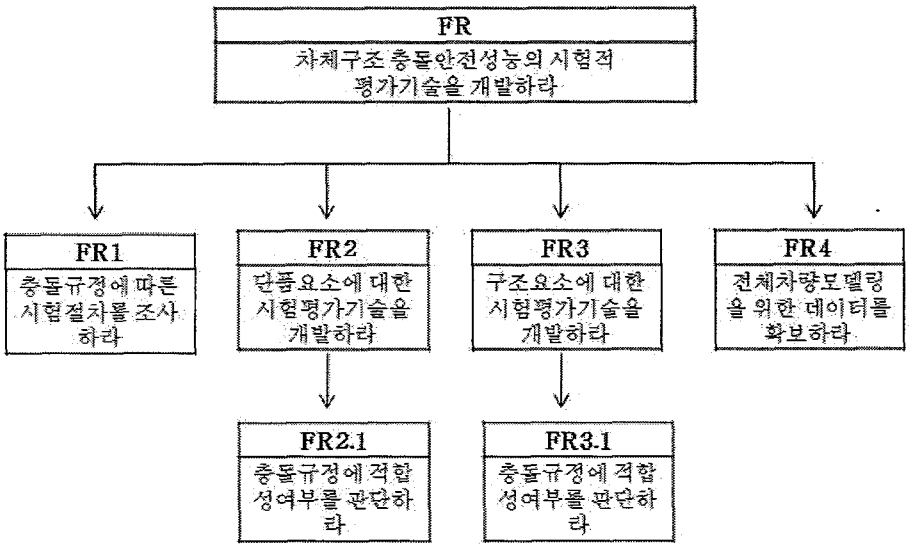
5.2 프로젝트는 에너지흡수구조의 시험적 평가기술을 개발해야 한다.

입력물 :	업무 :	출력물 :
☐ 요구사항 (Requirement) - 요구사항 문서 - 검증 요구사항 추적 매트릭스 (VRTM) ☐ 기술 개발 계획(Technical Plan) - 연구계획서 - WBS (Work Breakdown Structure) ☐ 설계정보 및 평가자료 - 성과물 : 열차 충돌안전성능의 시험적 평가기법 지침서 - 기능 아키텍처 - 물리 아키텍처 - 설계 분석 보고서 (DARs) ☐ 검증 방법 - 5.0 시험 - 5.1육안검사 - 5.2 기능검사	- SE 검증	- 수정 VRTM - 검증결과표

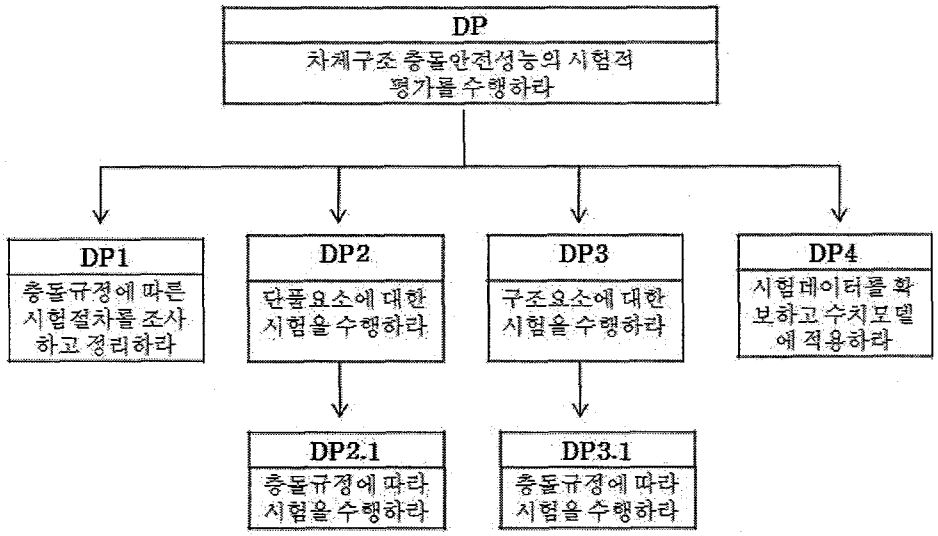
Verification Specification (검증기준) :

1. 에너지 흡수장치에 대한 시험
   1.1 각 튜브에 대한 시험은 수행되었는가?
   1.2 인장과 전단볼트에 대한 시험을 수행되었는가?
   1.3 trigger에 대한 시험은 수행되었는가?
2. 전두부 구조체에 대한 시험
   2.1 전두부 시험시제에 대한 시험은 수행되었는가?
3. 결과에 대한 평가
   3.1 결과데이터에 대한 수집은 완료되었는가?
   3.3 결과에 대한 평가는 이루어 졌는가?

1. 기능 아키텍처



2. 물리 아키텍처



3. 설계분석보고서

가. 요구사항과 적합성

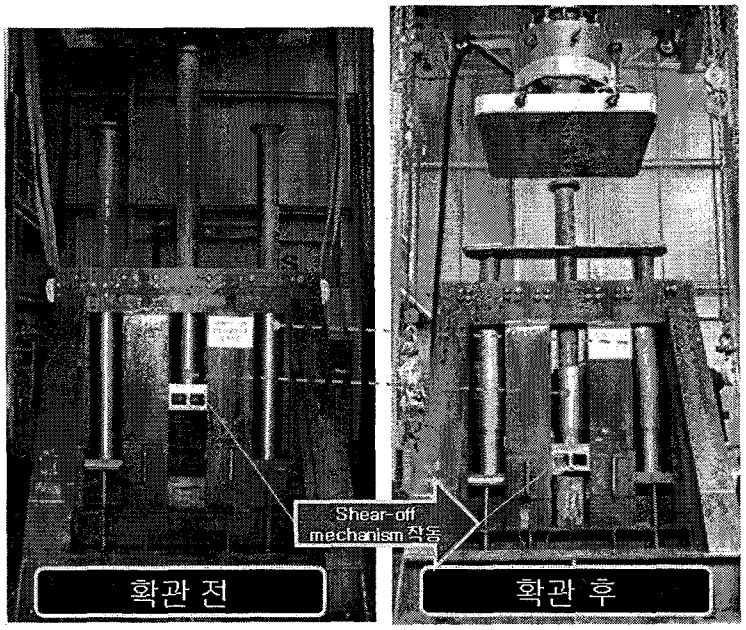
차체구조 충돌안전성능 해석평가기술은 시스템 요구사항 『SR 5. 프로젝트는 차체구조 충돌안전성능평가기술을 개발해야 한다.』 중 『SSR. 5.2. 프로젝트는 에너지흡수구조의 해석적 평가기술을 개발해야 한다.』에 해당하는 내용이다. 본 장에서는 새로운. 전두부 충돌에너지 흡수 메커니즘 개발의 일환으로 이 구조의 충돌안전도 평가를 위한 유한요소 해석기법에 대해 연구하였다.

나. 평가기준

○ 충돌안전도평가는 "철도차량안전기준"과 "EN15227"의 평가기준에 따름.

다. 검증 방법에 따른 증거자료

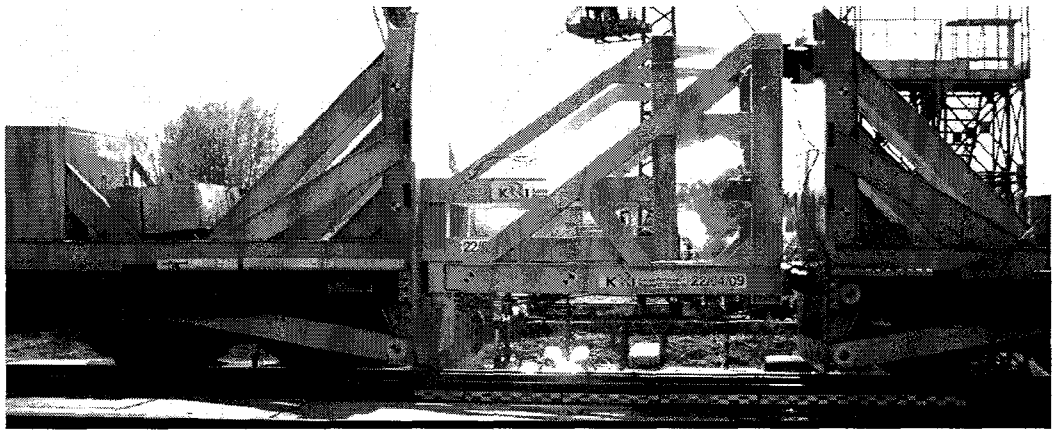
에너지흡수구조의 시험적평가기술의 검증기준에 따라 각 충돌요소들에 대한 단품 시험을 수행하였다. 먼저 각 150톤 튜브, 100톤 튜브, 19톤 인장볼트, 13톤 인장볼트, 그리고 20톤 전단볼트에 대해 그 성능들을 평가하였다. 이들에 평가는 최종 2008년 12월 24일에 수행되었다. 아래의 <그림 3.7.1>은 시험전과 시험후의 결과를 보여주고 있다. 다음으로 <그림 3.7.2>는 개념시제 전두부의 충돌시험으로 2009년 04월 22일에 수행되었다. 이 시험은 개념전두부시제, 2대의 화차 그리고 동력차로 구성되어 있다. 또한 데이터 측정을 위해 로드셀, 가속도계, 속도계, 거리감지센서, 스트레인게이지 등이 사용되었다.



<그림 3.7.1> 정압괴 시험 전과 후 사진

이들의 시험을 위해 사전에 모든 시제에 대해 설계 도면과 대조해보고, 불일치한 요소들은 수정하였으며, 시험에 최적화된 환경을 만들기 위한 절차들을 수

행하였다. 또한 시험전에 push-back 구조와 같은 메커니즘은 사전에 기능검사를 실시하였다.



<그림 3.7.2> 우측카메라의 1500mm 압괴되는 순간의 사진

라. 성과물의 내용 및 결과

(1) 고속철도 전두부

1. 서 론

열차 충돌로부터 승객의 안전을 지키는 방법은 크게 두 가지로 나눌 수 있다. active safety와 passive safety에 의한 방법들이다. passive safety의 목적은 예상치 못한 사고가 발생하여, active safety에 의해 승객의 안전을 보장할 수 없을 때, 승객의 피해를 최소화하는 마지막 수단으로 사용하는 것이다. 그만큼 passive safety의 검증은 승객의 생명과 직결된다. 그래서 피해저감구조와 장치를 검증하는 기법 또한 중요하다.

유럽에서는 EN15227을 참조하여 각 나라 열차의 충돌안전도 요건들을 결정하고 있다. 예를 들어 영국에서는 Draft EN15227[3.7.1], 프랑스에서는 NF EN 15227(2008)[3.7.2]를 각 열차의 충돌안전도 요구기준으로 사용하고 있다. 국내에서는 "철도차량 안전기준에 관한 지침 "중 제15조와 제16조항[3.7.3]을 통해 충돌안전도평가기준을 규정하고 있다. 미국에서는 49CFR 중 238.403[3.7.4]항목에 따라 상용차량의 충돌에너지 흡수성능을 요구하고 있다.

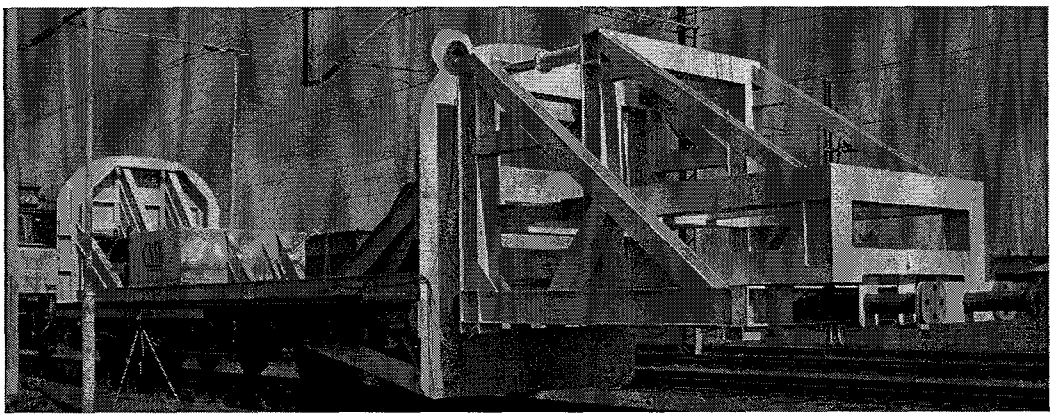
국내에서 2007년 7월 고시된「철도차량 안전기준에 관한 지침」을 따르면 에너지 흡수 장치 및 부재의 검증을 1단계, 에너지 흡수 구조의 검증 2단계, 최종 평가 시뮬레이션은 3단계로 나누어 피해저감구조와 장치를 검증하도록 하고 있다. 하지만 다수의 에너지흡수부재가 결합된 2단계부터는 복잡한 구조로 인해 많은 해석시간을 필요로 하고, 이는 다양한 시나리오에 대처하기 어려움을 의미한다. 따라서 솔리드 (solid) 혹은 쉘 (shell) 요소의 기존 에너지흡수부재를 1차원 등가 요소로 변환할 필요가 있다.

본 연구에서는 고속철도차량 전두부의 푸시-백 에너지흡수 구조를 검증하기 위해, 1차원 에너지흡수부재가 사용된 가상모델을 만들고, 이를 실물 충돌 시험과 비교를 통해 검증하였다.

2. 시험적 연구

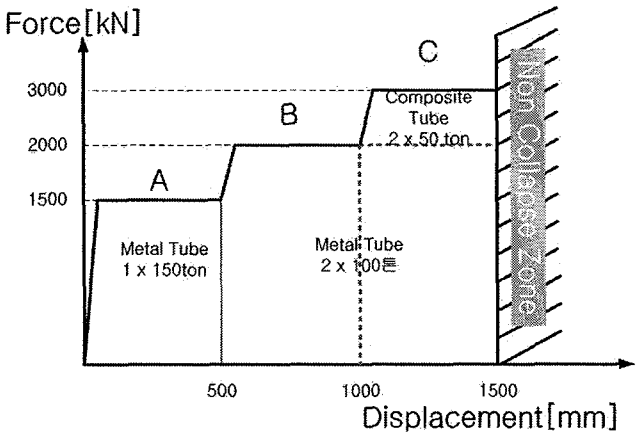
(1) 푸쉬-백 구조 전두부

고속열차 전두부의 에너지흡수특성을 평가하기 위해 실제 크기 전두부를 제작하였다. 3단계에 걸쳐 에너지 흡수하도록 설계되었으며, 푸시-백 (push-back) 구조로 에너지 흡수 중에는 전두부의 일부가 뒤로 이동하고, 에너지 흡수가 완료되면 단단한 구조물로서 운전자를 보호하는 구조이다. <그림 3.7.3>은 완성된 전두부의 모습이다.

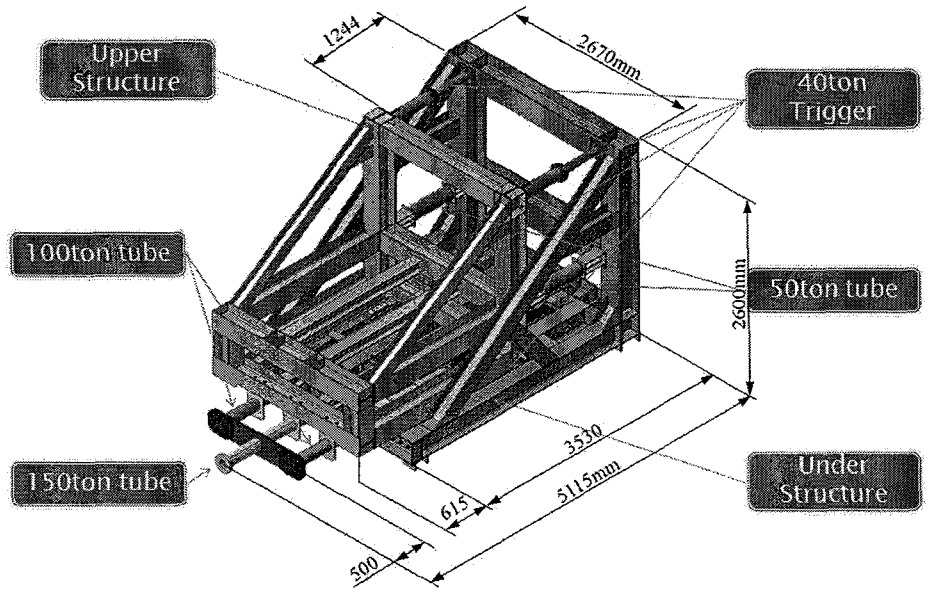


<그림 3.7.3> Cab Structure at CNTK

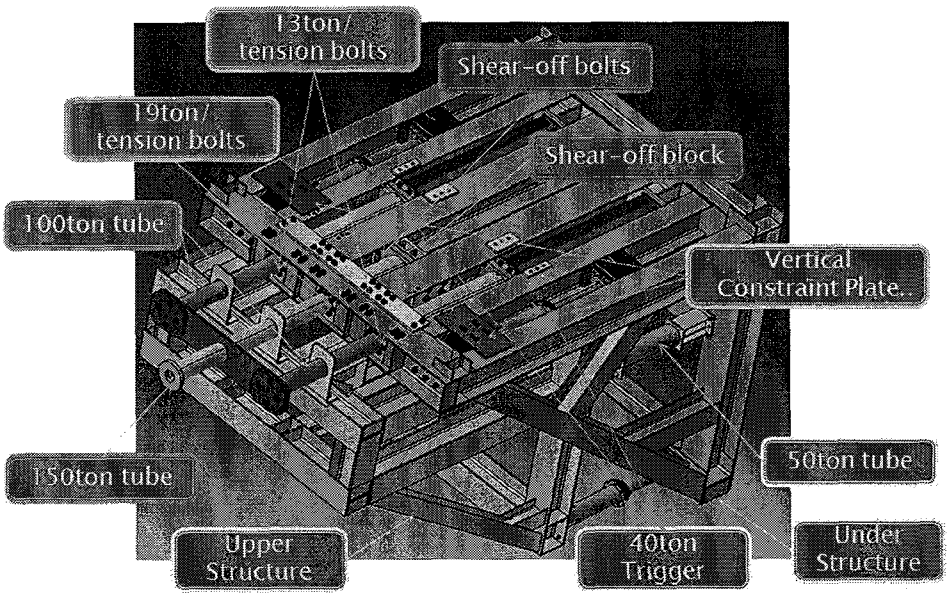
에너지 흡수 과정은 <그림 3.7.4>와 같이 3단계로 이루어진다. <그림 3.7.5>에서 볼 수 있듯이, 첫 번째 단계로 190kN의 인장볼트 8개, 1,500kN 확관 튜브 한 개, 이들을 지지하는 200kN 전단볼트 12개로 구성되어 있다. 두 번째 단계는 130kN의 인장볼트 8개, 1,000kN의 확관튜브 한 개로 2조설치되어 있다. 세 번째 단계는 2개의 400kN의 트리거와 500kN의 복합재 튜브로 2조 구성되어 있다.



<그림 3.7.4> The energy absorbing characteristics



(a) Top is view of the cab structure



(b) Bottom iso view of the cab structure

<그림 3.7.5> The cab structure

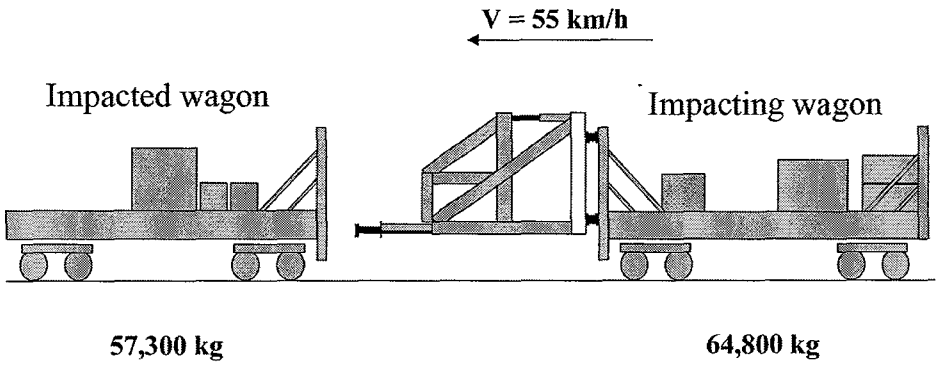
(2)시험 준비

고속열차 전두부의 동적압괴특성을 평가하기 위해 폴란드 CNTK (CENTRUM NAUKOWO-TECHNI CZNE KOLEJNICTWA) 열차 시험소에서 시험을 수행하였다.

충돌차량의 중량은 64.8톤, 목표 속도는 55km/h이며 피충돌차량의 중량은 57.3톤 속도는 0 (zero)으로 제동은 잡혀있지 않다<그림 3.7.6>. 충돌차량의 전체 운동에너지량은 식(3.7.1)에 의해 7.56MJ이다. 전체 운동에너지 중 3.25MJ은

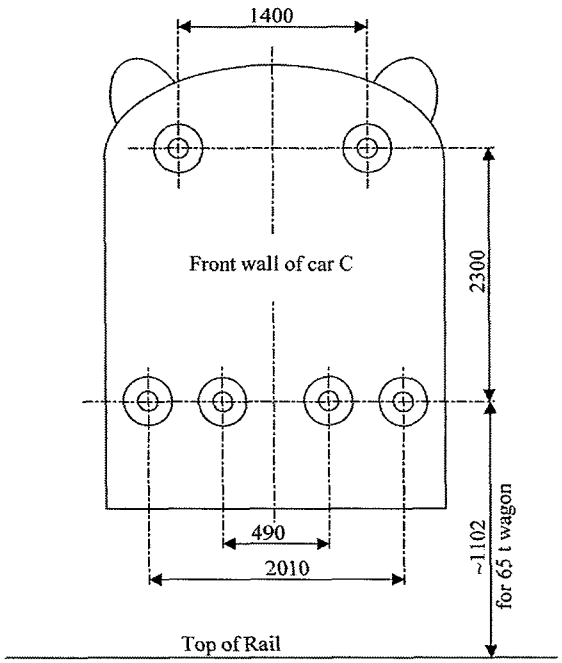
충돌시 전두부의 에너지 흡수부재에서 흡수하게 되고, 잔여 에너지는 충돌 후 피충돌차량이 뒤로 이동됨으로서 소비하게 된다.

$$E_K = \frac{1}{2}mv^2 \qquad (3.7.1)$$



<그림 3.7.6> Test configuration

전두부와 시험차량 사이에 6개의 로드셀 (Load Cell)을 <그림 3.7.7> 위치에 설치하여, 하중을 측정하였고 충돌 및 피충돌차량의 속도는 포토셀 (Photo Cell)을 이용하여 측정하였다.



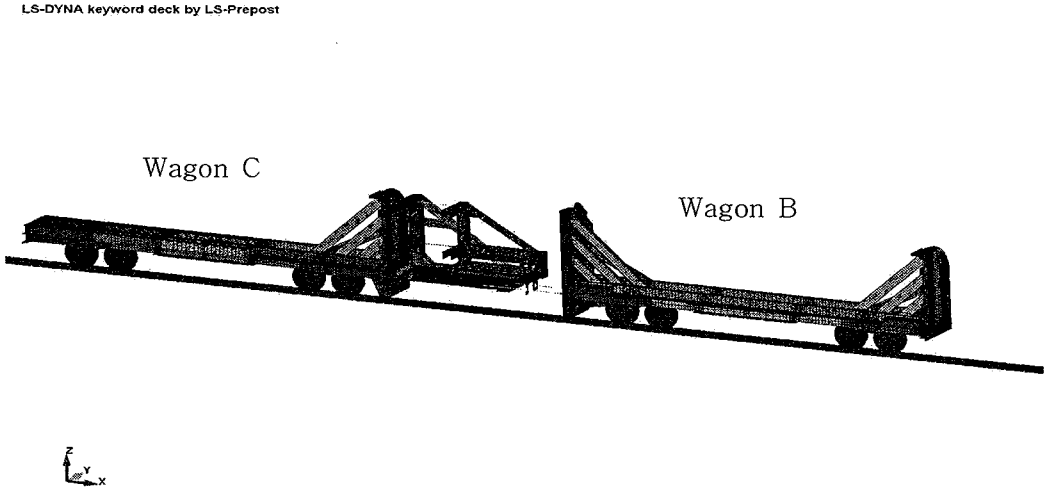
<그림 3.7.7> Location of loadcell

3. 요소 모델링

(1) 유한요소모델링

유한 요소 모델링은 하이퍼메쉬 9.0에서 수행하였다. 전두부의 구조와 작동을

검증하는 정면충돌이기 때문에 해석 시간을 줄일 수 있도록 1/2 (Half) 모델링만 하였다. 전두부와 시험차량 사이에 설치된 로드셀을 모델링하여 충돌시 발생하는 하중을 측정할 수 있도록 하였다. 수치해석 모델은 <그림 3.7.8>과 같으며 사용된 요소의 종류와 수량은 <표 3.7.1>과 같다.



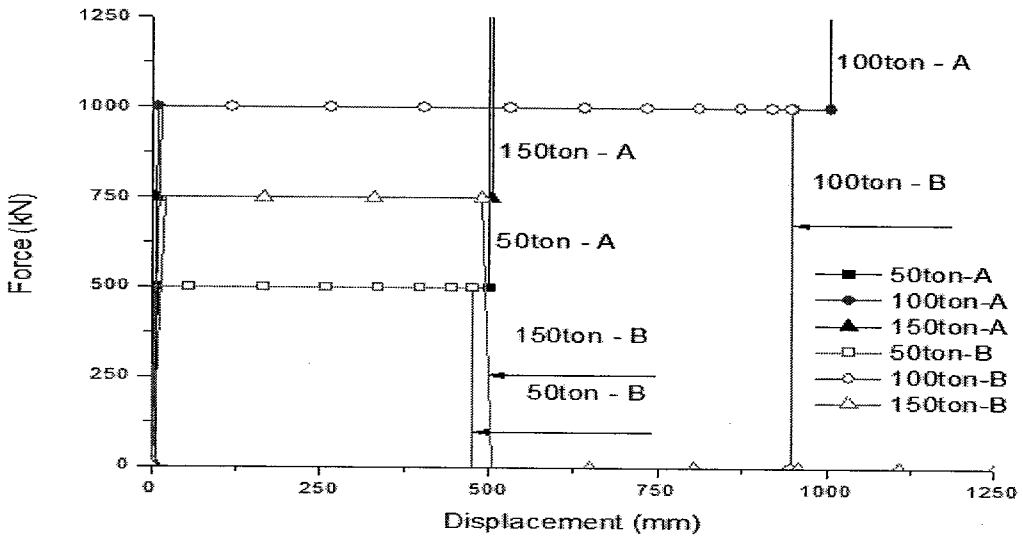
<그림 3.7.8> Finite element model

<표 3.7.1> Element type and quantity

	Type	Quantity
1D	Mass	133
	rigid	169
	Beam	27
2D	Tri	14,501
	Quad	129,532
3D	Penta	9,783
	Hexa	120,969
	Tetra	4
	Total	275,118

(2) 에너지 흡수 부재 1차원 요소 모델링

열차의 충돌해석에서는 해석 시간을 고려하기 위해 1차원 요소의 사용은 필수적이다. <그림 3.7.9>의 하중 변위 선도는 지난 년도 연구에서 사용한 각 부재별 이상 (ideal) 하중 곡선을 나타내고 있다.



<그림 3.7.9> The ideal F-D curve

해석의 정밀도를 향상시키기 위해, 이상 곡선을 대신하여 준정적 압괴시험에서 얻은 데이터를 사용하였다. <그림 3.7.10>은 준정적 정압괴 시험에서 얻은 데이터와 1차원 요소에 입력한 하중-변위 곡선을 나타내고 있다. 또한 파단이 발생하는 인장볼트, 전단볼트는 파단 조건을 적용하였다.

준정적 압괴시험에서는 모든 부재의 단품시험을 수행하지 않고, 인장볼트를 조립한 세트 단위로 시험을 하였다. 하지만 1차원 요소 모델링에서는 인장볼트, 튜브 등 부재 단위로 하중-변위 곡선을 적용해야 하기 때문에, <그림 3.7.10(a)>의 1,500kN, 1,000kN 튜브에서 인장볼트로 인해 하중이 증가하는 부분은 삭제하고 압괴 진행의 시작 부분은 적절히 연장하여 사용하였다.

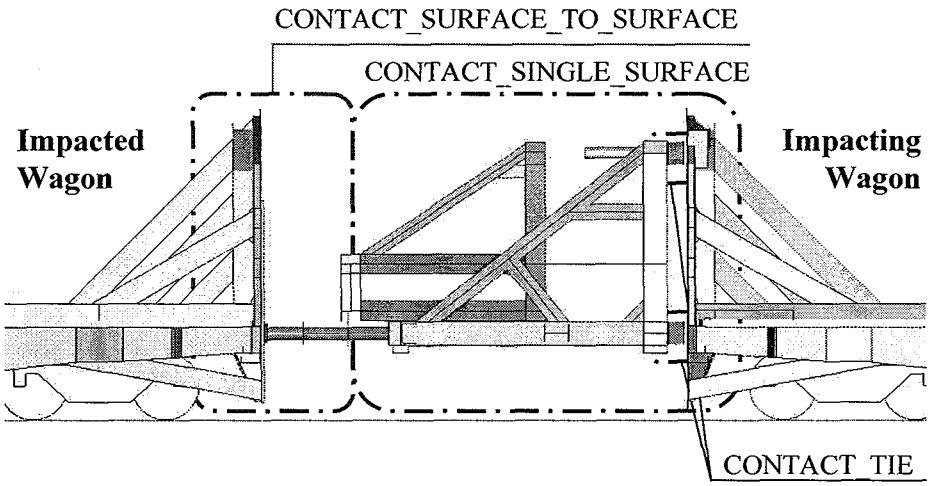
(a) 1,500kN, 1,000kN, and 500kN Tubes (b) 130kN, 190kN Tension Bolts

(c) 200kN Shear Bolt (d) 400kN Trigger

<그림 3.7.10> Quasi-static force-displacement curve for 1D elements

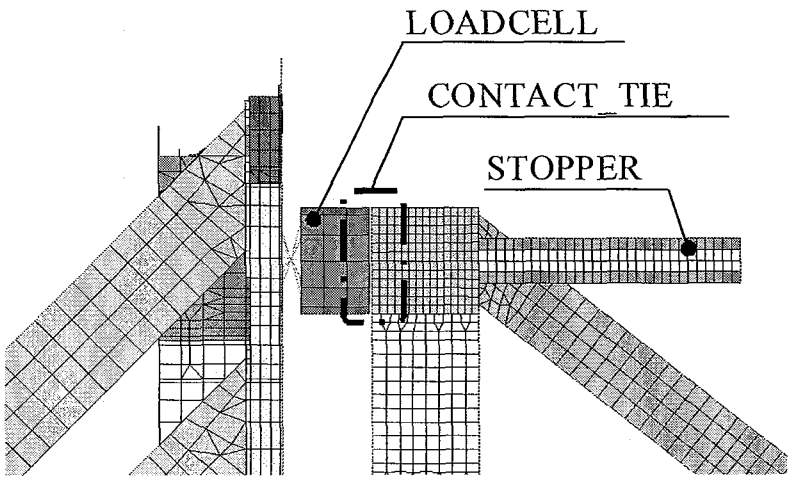
(3) 하중, 경계, 접촉 조건 모델링

충돌차량의 초기속도는 55km/h, 피충돌차량의 초기속도는 0 (Zero)으로 하였으며, 유한요소모델 전체에 중력가속도를 적용하였다. 시험차량의 중량을 일치시키기 위해 차량 상부에 균일하게 질량 (mass)를 부가하였으며, 1/2 모델의 특성상 대칭 경계조건을 적용하였다.



<그림 3.7.11> Overview of FE Modeling

접촉조건은 <그림 3.7.11>과 같이 충돌차량과 피충돌차량이 충돌하는 부분은 AUTOMATIC CONTACT SURFACE TO SURFACE를 사용하였으며, 차체의 각 부품들의 접촉을 고려하기 위해 부분적으로 AUTOMATIC CONTACT SINGLE SURFACE를 사용하였다. 전두부와 시험차량 사이에 설치된 로드셀을 <그림 3.7.12>에서 처럼 CONTACT TIE SURFACE TO SURFACE를 사용하여 부착하였고 이곳에서 접촉하중을 측정하였다.



<그림 3.7.12> Comparison of experimental and numerical force-time curve.

4.수치해석 결과

(1) 1차 해석 결과

수치 해석은 상용 외연적 코드인 LS-DYNA 9.71에서 수행하였다. <그림 3.7.13>에서는 로드셀에서 측정한 하중과 수치해석 모델의 하중 측정을 비교하고 있다. 1단계인 1,500kN 튜브의 하중 값과 나머지 단계의 하중 발생 시간이 시험과 해석이 큰 차이를 보이고 있다.

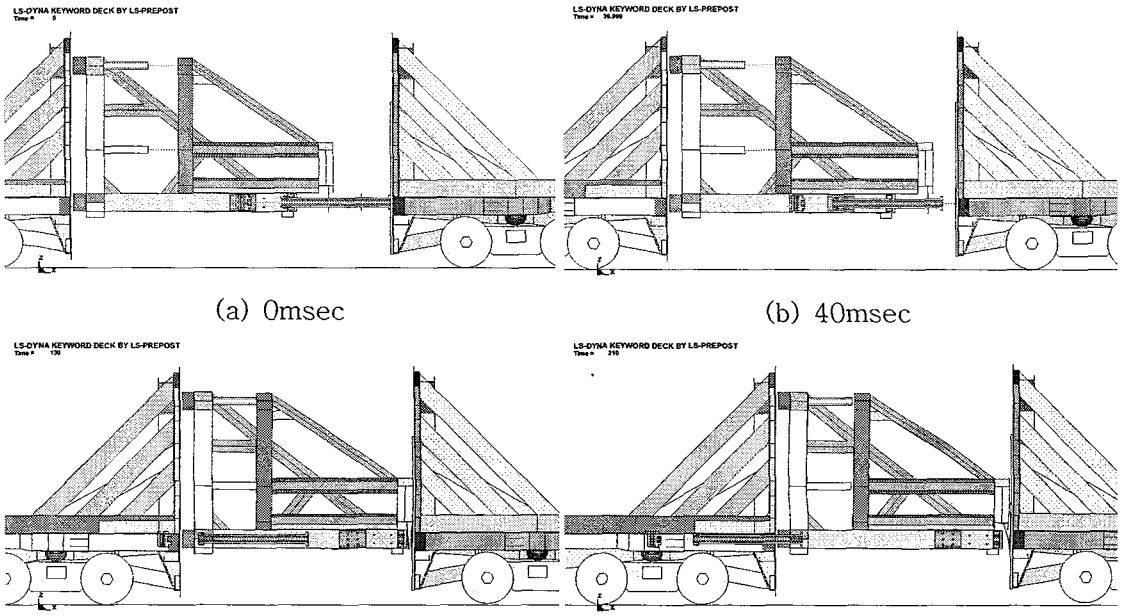
<그림 3.7.13> Comparison of experimental and numerical force-time curve.

이 현상은 시험에서 전단볼트가 계획보다 먼저 파단되어 1,500kN 에너지 흡수 튜브 대부분이 작동되지 않았기 때문이다. 따라서 충돌초기만 하중이 발생하고, 곧 0으로 감소됨을 보였다. 해석에서는 같은 용량의 전단볼트를 사용하였지만 조립, 용접 등이 없는 이상적인 조건이기 때문에 전단볼트가 먼저 파단되는 현상이 모사되지 않았다. 따라서 <그림 3.7.13>의 해석결과는 충돌 후 확관튜브에 의해 40msec까지 1,500kN이 유지되었다.

전단볼트의 파단 원인은 치수 공차로 인한 것으로, 균일하지 않은 차체와 전단볼트 사이의 틈(gap) 때문이다. 충돌 초기에 12개의 전단볼트 중 일부가 먼저 파단되었고 나머지 볼트도 1,500kN 튜브의 하중을 지지하지 못하고 파단되었다.

(2) 2차 해석 결과

해석기법의 증명과 시험과의 비교를 위해 시험과 같은 조건의 해석이 수행되어야 한다. 따라서 같은 조건을 만들기 위해 전단볼트의 용량을 170kN으로 감소시켜 전단볼트가 일찍 파단되도록 가상모델을 수정하고 2차 해석을 수행하였다. <그림 3.7.14>은 전두부의 에너지 흡수 과정을 보여주고 있다. 0msec에서 1단계 1,500kN 확관 튜브와 연결된 로드가 충돌한다. 490mm가 압괴되고 33msec에서 2단계 1,000kN의 확관튜브가 470mm가 압괴된다. 67msec 에서 상부구조물과 피충돌차량이 충돌하여 2단계의 잔여 행정과 3단계인 트리거, 복합재튜브와 동시에 압괴가 진행된다. 495mm가 압괴되고 나면, 스토퍼에 닿아 전두부의 푸쉬-백 구조의 작동은 멈추고 운전자를 보호하는 구조물이 된다.

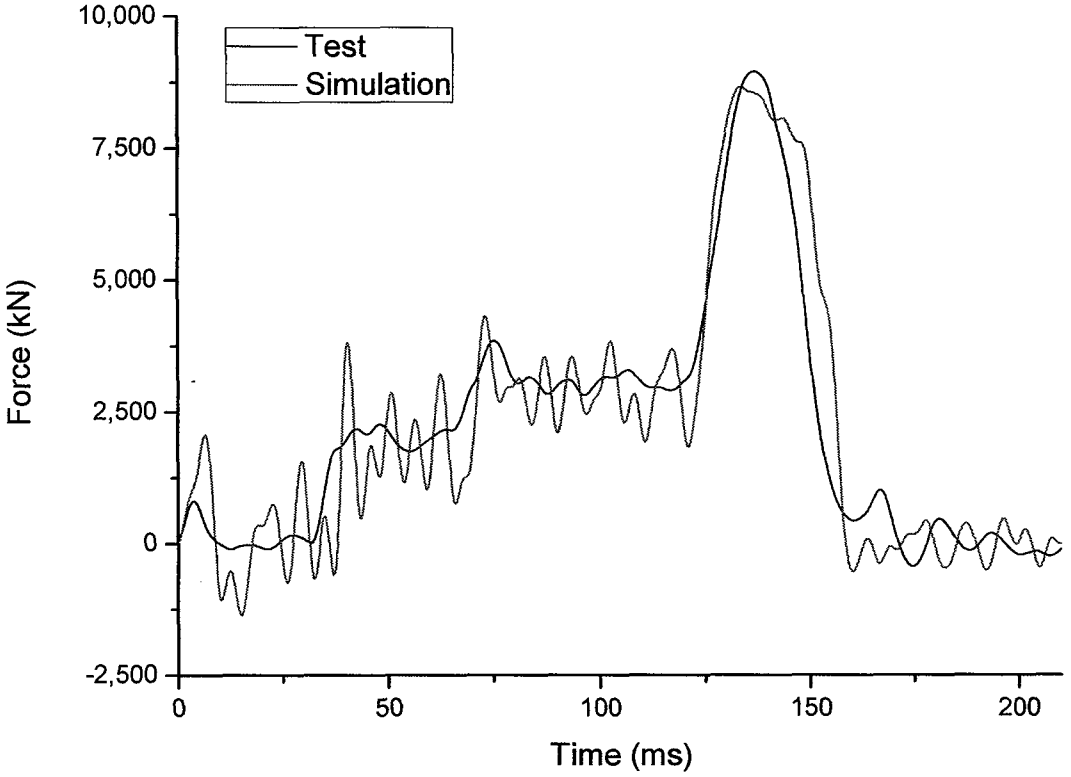


(a) 0msec (b) 40msec

(c) 130msec (d) 210msec

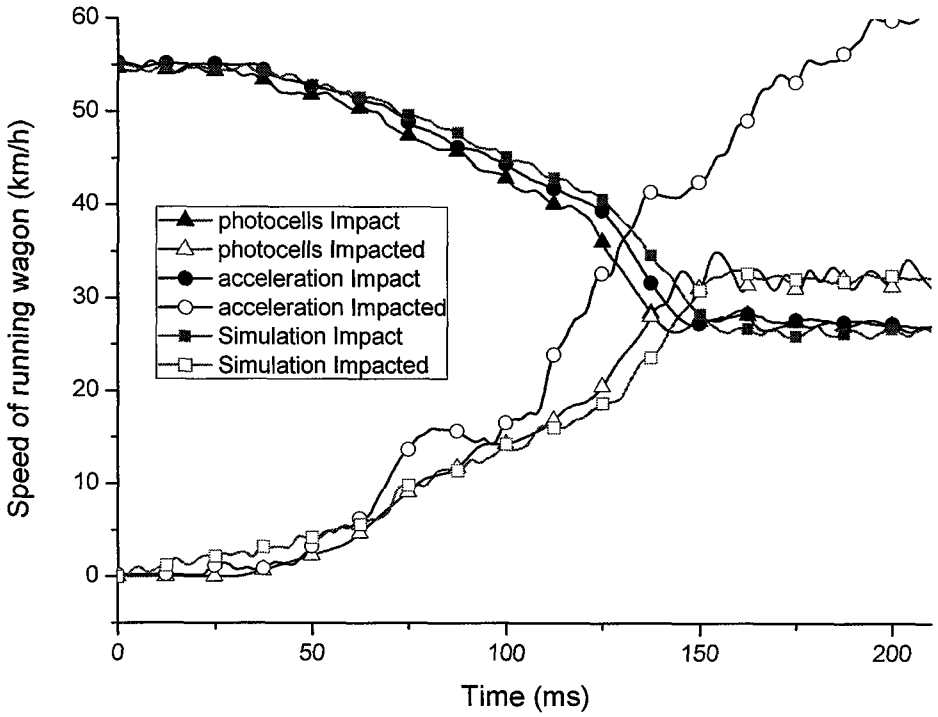
<그림 3.7.14> Crashed Shapes of Cab Structure

<그림 3.7.15>에서는 로드셀에서 측정한 하중과 수치해석 모델의 하중 측정을 비교하고 있다.



<그림 3.7.15> Comparison of experimental and numerical force-time curve.

첫 번째 단계에서는 시험과 같이 전단볼트가 먼저 파단되어 33msec까지 0으로 유지되고 있다. 두 번째 단계에서는 130kN의 인장볼트 8개 2세트에 의하여 40msec 부근에서 2,000kN (해석: 3,700kN)으로 나타나고 있으며 70ms 부근에서 3단계인 복합재 튜브와 같이 압괴가 시작된다. 따라서 2,000kN의 2단계 튜브, 1000kN의 복합재 튜브에 의해 3,000kN의 압괴하중이 발생되고 있다. 130msec 부근에서는 푸쉬-백 구조에 의해 상측 구조물이 행정 (Stroke) 끝에 도달하여, 트리거 부품 일부가 스토퍼 (Stopper)로 작동하여 하중이 증가하고 있다.

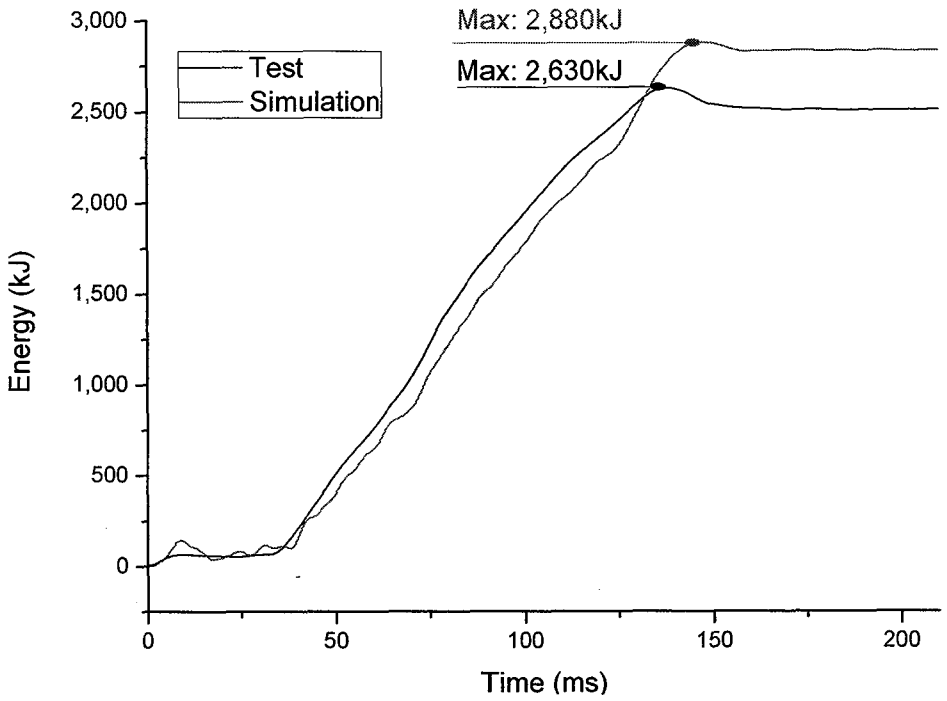


<그림 3.7.16> Comparison of experimental and numerical velocity curve.

<그림 3.7.16>에서는 충돌 및 피충돌차량의 속도를 나타내고 있다. 시험 결과는 식(3.7.2)을 이용하여 가속도를 적분한 값과 포토셀을 이용하여 측정하였고, 해석에서는 충돌차량과 피충돌차량의 무게중심 상의 절점 (node) 속도를 나타내고 있다.

$$V = \int a dt \qquad (3.7.2)$$

충돌차량은 에너지흡수에 의해 속도가 감소하고, 피충돌차량은 잔여 에너지에 의해 뒤로 이동되며 속도가 증가하고 있다. 100msec에서 시험 (포토셀): 42.78km/h, 해석: 45.10km/h로 4.4%, 125msec에서는 시험 (포토셀): 35.93km/h, 해석: 40.59km/h로 12.4%의 오차가 발생하고 있다. 이러한 속도 차이는 작동부의 마찰 및 구름저항을 고려하지 않은 이상적인 해석 모델을 사용했기 때문이다.

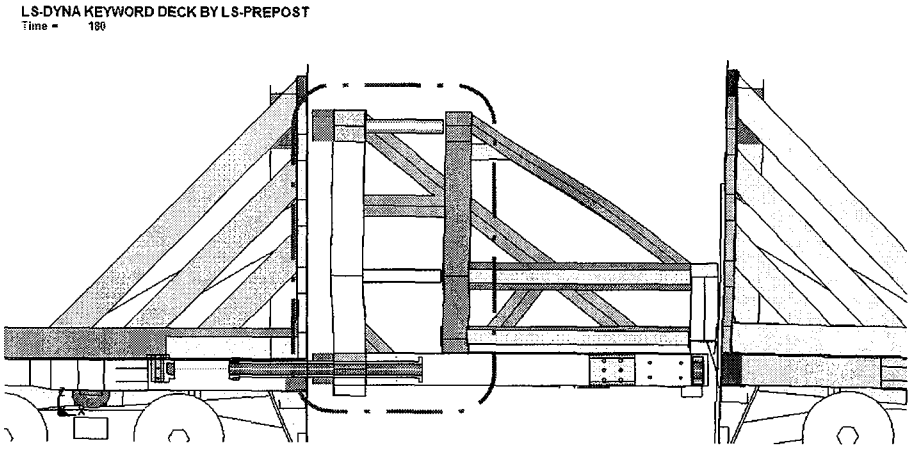


<그림 3.7.17> Comparison of experimental and numerical energy absorbing curve

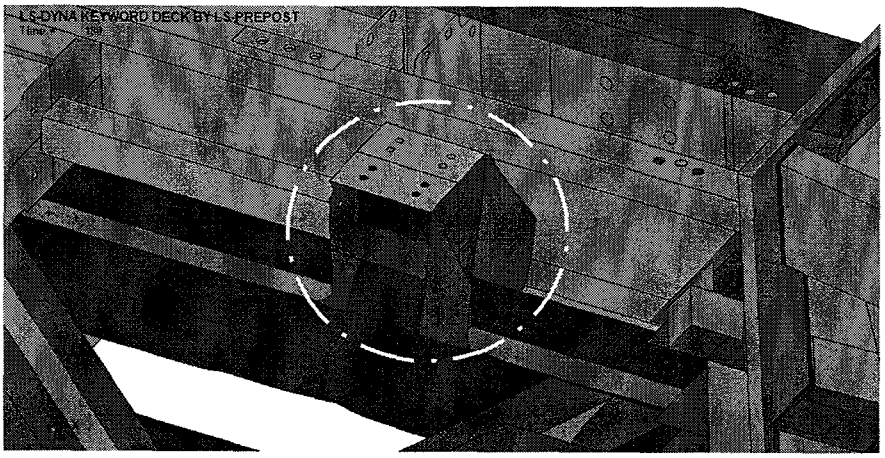
<그림 3.7.17>은 식(3.7.3)에 의해 계산된 에너지 흡수량을 보여주고 있다. V_r은 러닝 (running) 차량의 속도, 즉 충돌차량의 속도이고 V_s는 스탠딩 (standing) 피충돌차량의 속도이다. 전단볼트가 먼저 파손된 이유로 두 번째 에너지 흡수부재가 작동되는 70msec까지 에너지 흡수가 발생하지 않지만 나머지 단계에서는 정상적으로 압괴가 이루어져 최대압괴 시점까지 시험과 해석이 유사한 형태로 에너지를 흡수하고 있다. 하지만 130msec에서 최대 압괴가 이루어진 후, 해석결과가 2,880kJ로 시험 2,630kJ보다 약 9.5% 많은 에너지를 흡수하였다. <그림 3.7.16>의 속도 비교에서 알 수 있듯이 해석모델의 충돌차량 속도가 다소 높은데, 이때 강한 접촉 (Hard contact)이 발생하여 <그림 3.7.18>에서처럼 구조물에 추가적인 소성변형이 발생했기 때문이다.

최종적으로 전체 에너지 흡수량은 시험 2,630kJ, 해석 2,880kJ로 목표 에너지 흡수량인 3.25MJ에 약 80% 수준을 이루었다.

$$E = \int F(V_r - V_s)dt \qquad (3.7.3)$$



(a) Permanent deformation of frame

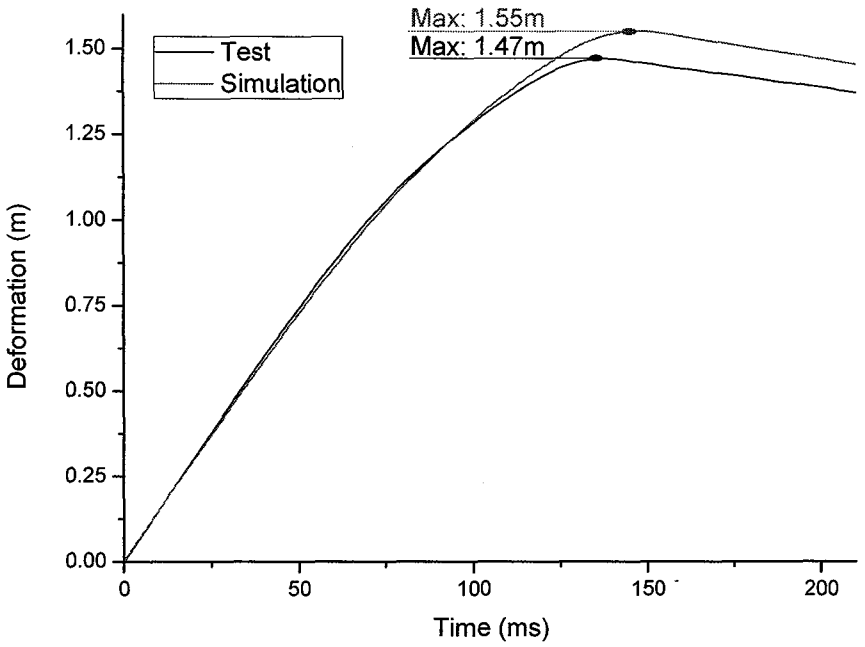


(b) Permanent deformation of stopper

<그림 3.7.18> Final crushed shape

<그림 3.7.19>은 충돌차량과 피충돌차량의 상대거리로 압괴거리를 나타낸 것으로, 시험에서 변위는 식(3.7.4)를 이용하여 계산하였고, 해석결과는 속도와 같은 위치의 절점을 측정하였다. 시험은 1,470mm로 목표변위의 1,500mm에 맞춰 변형되었지만, 해석결과에서는 차재의 변형으로 인해 1,550mm로 50mm 추가적인 변형이 발생되었다.

$$U = \int V_r dt - \int V_s dt \qquad (3.7.4)$$



<그림 3.7.19> Comparison of experimental and numerical deformation curve.

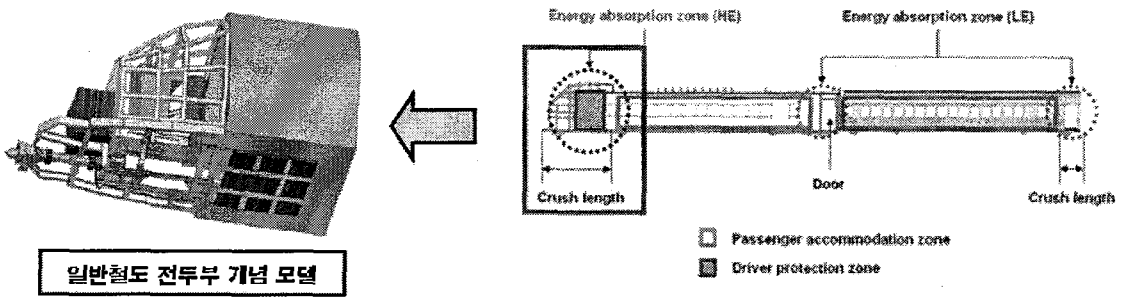
4. 결론

본 연구에서는 1차원 에너지흡수 부재의 유용성을 증명하기 위해 전두부의 충돌 해석을 수행하여 시험 결과와 비교하였다. 해석 모델에 사용한 1차원 에너지 흡수 부재는 정확히 작동하였으며 해석과 시험 결과의 비교에서 속도는 12.4%, 에너지흡수, 압괴하중, 변위는 10% 미만의 오차를 보이고 있다. 따라서 열차, 차량 혹은 다수의 에너지흡수부재가 포함된 구조물에 사용이 가능할 것으로 판단된다. 다만, 해석의 정확도를 높이기 위해, 작동부의 마찰 및 구름저항을 적용할 수 있는 추가적인 연구가 필요하며 향후, 전두부시제 모델을 G7차량과 결합하여 사고각본에 따른 해석을 수행함으로서 EN15227과 국내 충돌안규정에서 다룬 편성차량의 최종 충돌안전도 평가를 할 수 있을 것이다.

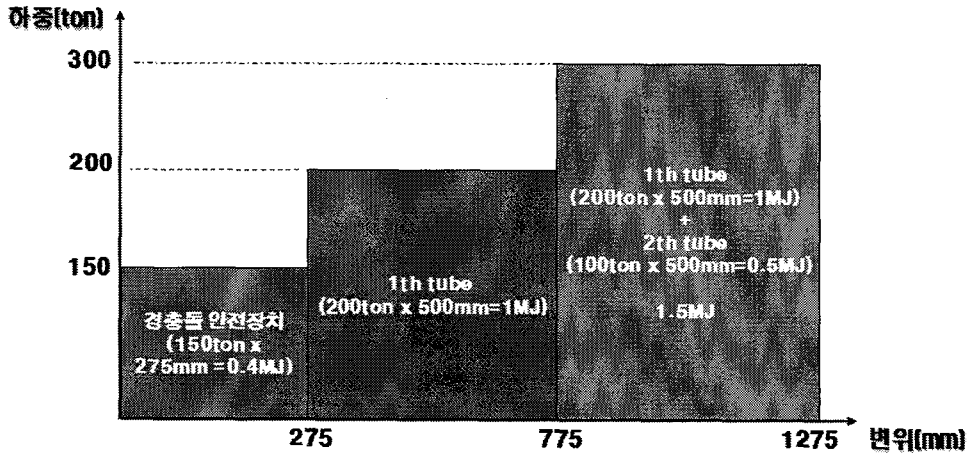
(2) 일반철도 전두부

(가) 충돌에너지 흡수전략 수립

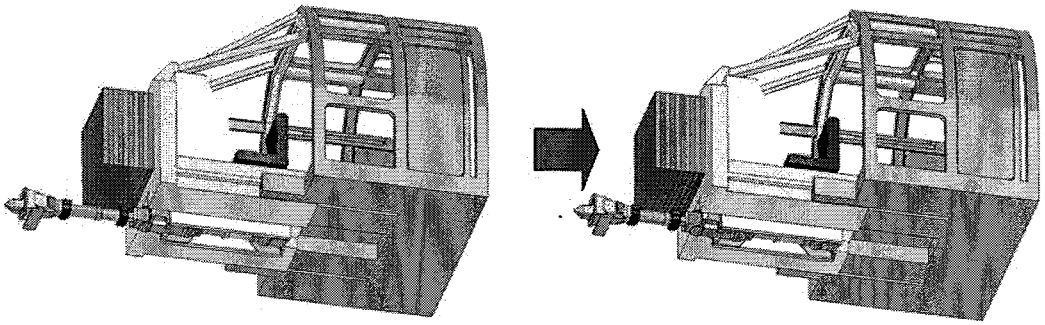
<그림 3.7.20>은 일반철도 전두부의 개념모델과 차량의 충돌에너지 흡수전략을 나타낸 것으로, 전두부영역에서 고에너지(high energy)를 흡수하고, M car 영역에서 저에너지(low energy)를 흡수한다. 한편, 운전자 보호구역과 승객 탑승구역은 충돌 시 변형이 일어나지 않도록 하여 운전사와 승객의 안전을 확보할 수 있도록 하였다. 충돌 시 변형이 발생하는 압괴영역은 전두부의 경우 운전자 보호구역을 제외한 나머지 영역이고 M car의 경우 출입문이 위치한 영역이다. 그림 7.2는 전두부의 충돌에너지 흡수전략을 나타낸 그림으로 충돌사고 발생 시 연결기에서 0.1MJ<그림 3.7.21>, 경충돌 안전장치에서 0.4MJ(그림 3.7.22> 그리고 허니콤과 주 에너지흡수장치에서 약 4.0MJ<그림 3.7.23>의 충돌에너지를 흡수 한다.



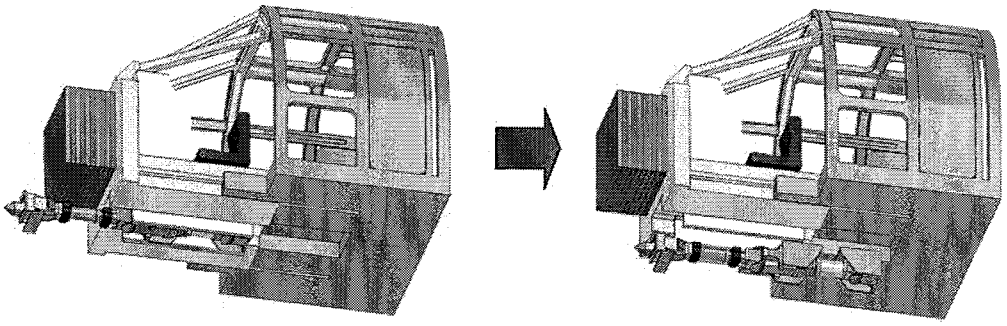
<그림 3.7.20> 일반철도전두부 개념모델



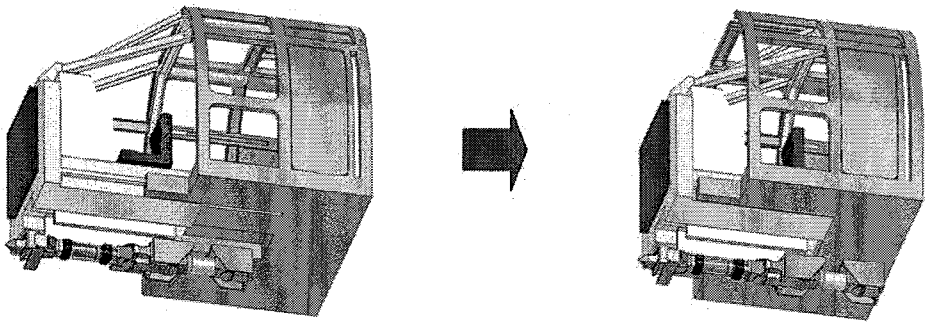
<그림 3.7.21> 충돌에너지 흡수단계



<그림 3.7.22> 연결기 충돌에너지흡수(0.1MJ)



<그림 3.7.23> 경충돌 안전장치 충돌에너지흡수(0.4MJ)

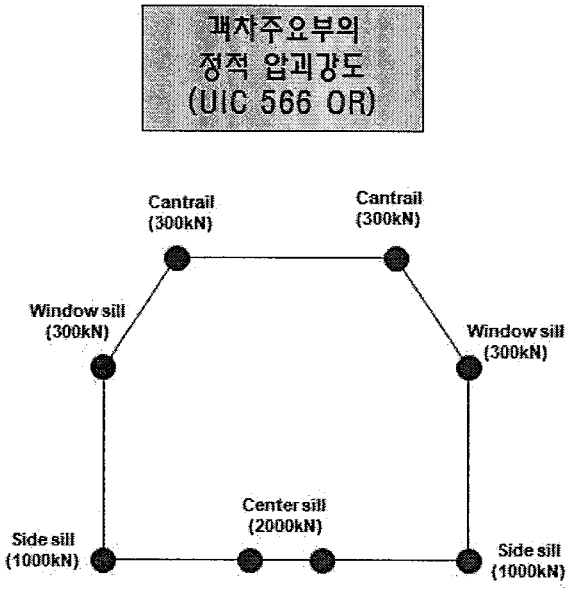


<그림 3.7.24> 주 에너지흡수장치에서 충돌에너지흡수(2.5MJ)

(나) 전두부설계

일반철도 전두부는 객차의 선두에 위치하기 때문에 전두부에서 충돌에너지를 흡수하는 동안 객차에 어떠한 변형도 발생해서는 안 된다. 그러므로 전두부의 압괴강도는 객차의 허용압괴강도 보다 작아야한다. 충돌에너지 흡수장치의 장착 위치와 에너지흡수부재의 압괴강도는 객차 주요부의 압괴강도와 직접적인 관계가 있기 때문에 에너지흡수장치가 너무 큰 압괴강도를 가지도록 설계되면 충돌

사고시 충돌에너지가 흡수되기 전에 객차부가 붕괴되어 승객이 위험에 노출된다. 객차의 압괴강도는 center sill, side sill, window sill 그리고 cant rail과 같은 주요 프레임에 의해 결정되기 때문에 이 주요 프레임들이 전두부의 충돌에너지흡수장치의 압괴하중을 버틸 수 있도록 전두부를 설계해야 한다. <그림 3.7.25>은 유럽 UIC 566 규정에 따른 객차 주요부의 압괴강도이다.

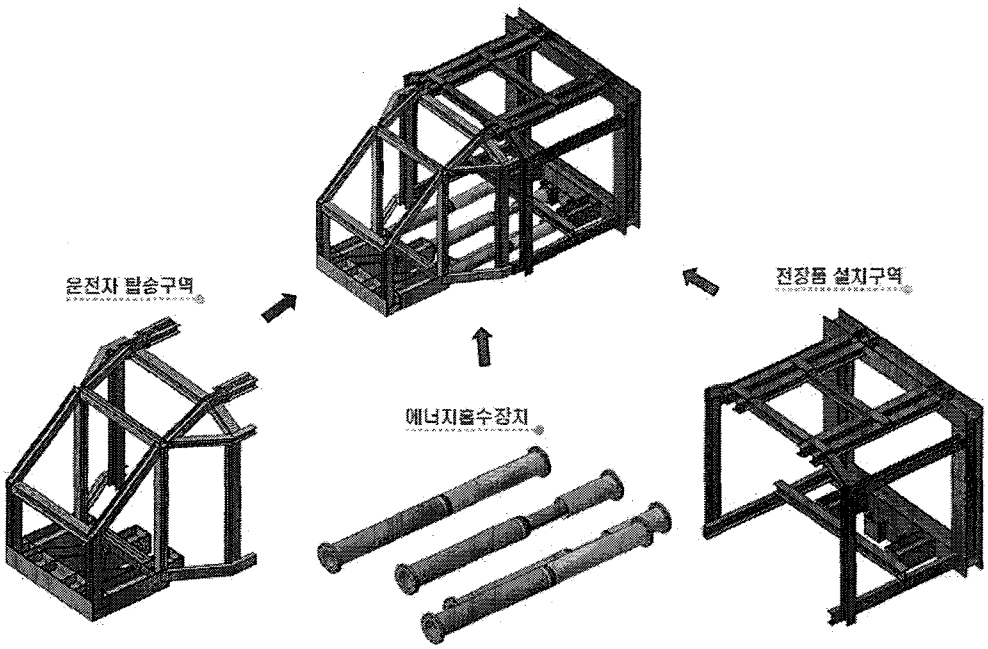


<그림 3.7.25> 객차 단부의 압괴강도

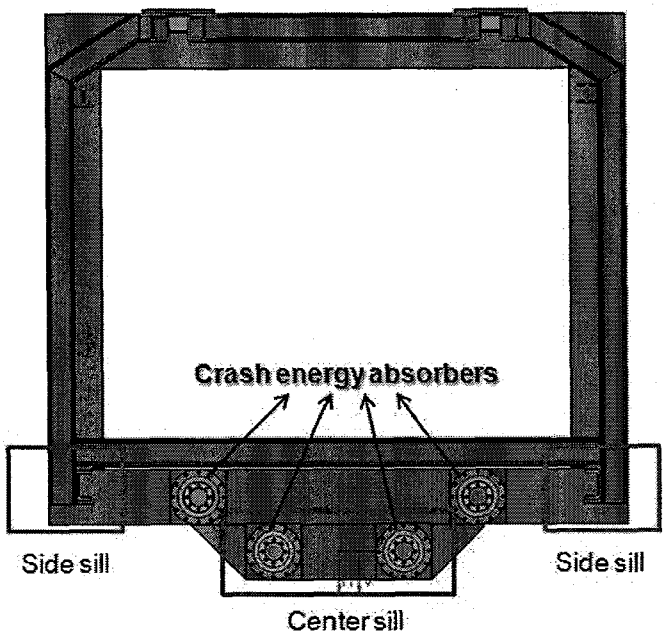
① 언더프레임의 구조

충돌사고 발생시 대부분의 충돌에너지는 전두부의 언더프레임에 장착된 에너지흡수장치에서 흡수된다. 전두부가 충돌에너지를 흡수하는 동안 언더프레임에는 길이방향의 축하중과 상·하 그리고 좌·우 방향의 하중이 발생한다. 그러므로 언더프레임은 압축과 굽힘에 견딜 수 있게 설계되어야 한다. 기존의 전두부는 center sill과 side sill이 같은 수평면에 있도록 설계되기 때문에 축하중과 좌·우방향의 굽힘에는 강하지만 상·하방향의 굽힘에는 약한 구조이다. 이러한 취약점 때문에 전두부에서 충돌에너지를 흡수하는 동안 언더프레임에서 좌굴이 발생할 수 있다. 그러므로 이러한 좌굴을 방지하기 위하여 <그림 3.7.27>과 같이 굽힘에 견딜 수 있게 center sill과 side sill의 위치를 역마름모꼴로 배치하였다. <그림 3.7.26>은 일반철도전두부의 구조로

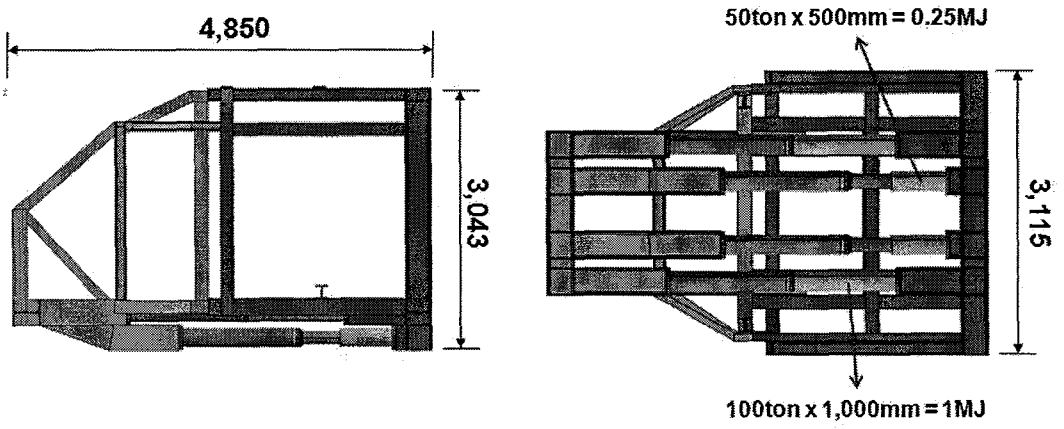
크게 운전자탑승구역과 전장품설치구역 그리고 에너지흡수부재로 나누어진다.
7.9는 전두부의 주요치수와 언더프레임에 위치한 에너지흡수부재의
에너지흡수용량으로 총 2.5MJ의 충돌에너지를 흡수할 수 있다.



<그림 3.7.26> 전두부구조



<그림 3.7.27> 언더프레임의 구조



<그림 3.7.28> 전두부의 주요치수와 에너지흡수부재 용량

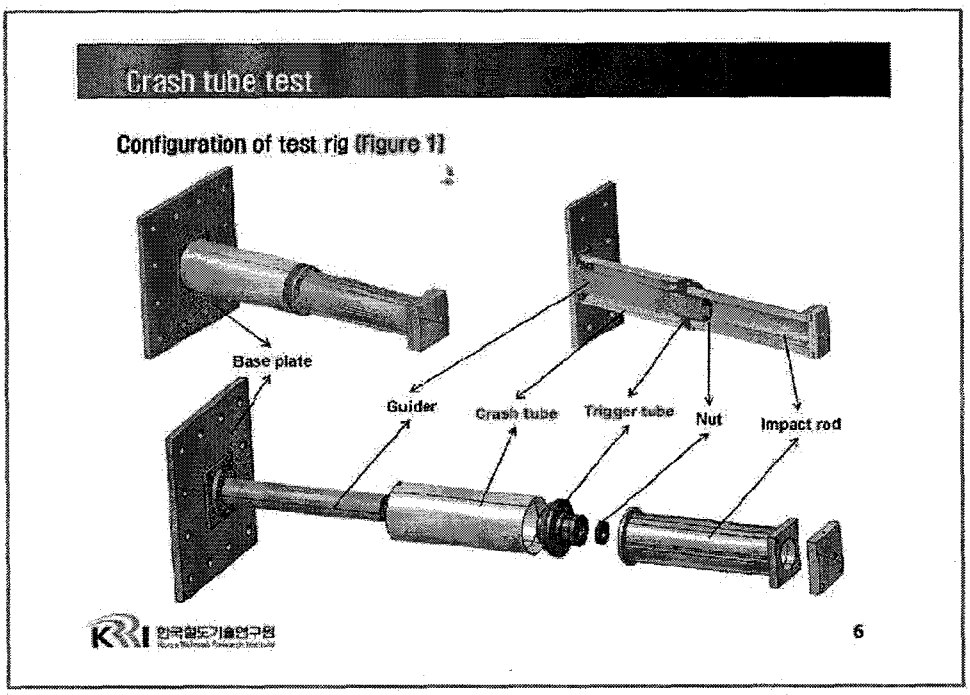
(다) 에너지흡수장치 검증시험

① 주 에너지흡수장치

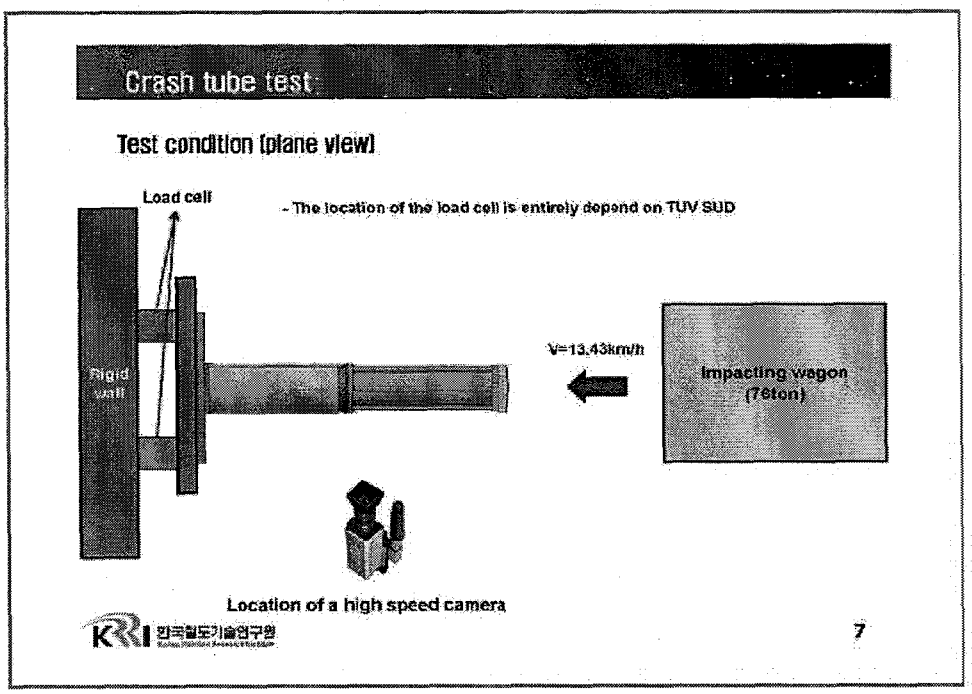
◎ 실험준비

주 에너지흡수장치는 트리거역할을 하는 트리거튜브와 충돌에너지를 흡수하는 팽창튜브로 구성된다. 실체 충돌시 작동메커니즘을 확인하고 트리거튜브와 팽창튜브의 설계를 검증하기 위하여 독일 TÜV SÜD 열차시험소에서 에너지흡수장치의 실차충돌시험을 수행하였다.

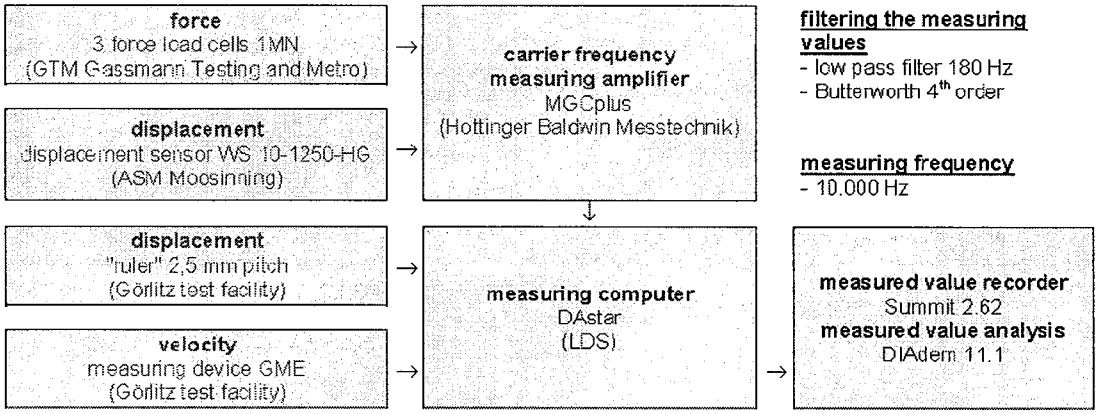
실차충돌시험은 총 4회에 걸쳐 수행되었고 시험조건은 유럽규정인 DIN EN 15227에 따라 수행되었다. 에너지흡수장치의 용량은 약 0.7MJ 이지만 장치 및 시험장비의 보호를 위해 총 에너지의 70%인 0.5MJ에 대해 충돌시험을 수행하였다. <그림 3.7.29>은 충돌에너지 흡수장치의 구조로 impact rod에 충돌하중이 가해지면 트리거튜브가 설계하중에서 파단되고 충돌에너지는 팽창튜브로 흡수된다. <그림 3.7.30>은 실차충돌시험의 개요를 보여주는 그림으로 에너지흡수장치는 로드셀과 함께 고정벽에 부착되며 약 76ton의 wagon이 정해진 속도까지 가속하여 흡수장치와 충돌하게 된다. 이 때 충돌하중은 3개의 로드셀에 의해 측정되면 변위 및 가속도는 레이저센서를 이용한 포토셀과과 변위센서로 측정되었고, 충돌순간은 측면과 상부를 촬영하는 2대의 고속카메라를 이용해 촬영하였다. <그림 3.7.31>는 데이터측정에 사용된 측정장비와 필터링방법을 보여주는 그림이고, <그림 3.7.32>은 시험장비 설치완료사진이다.



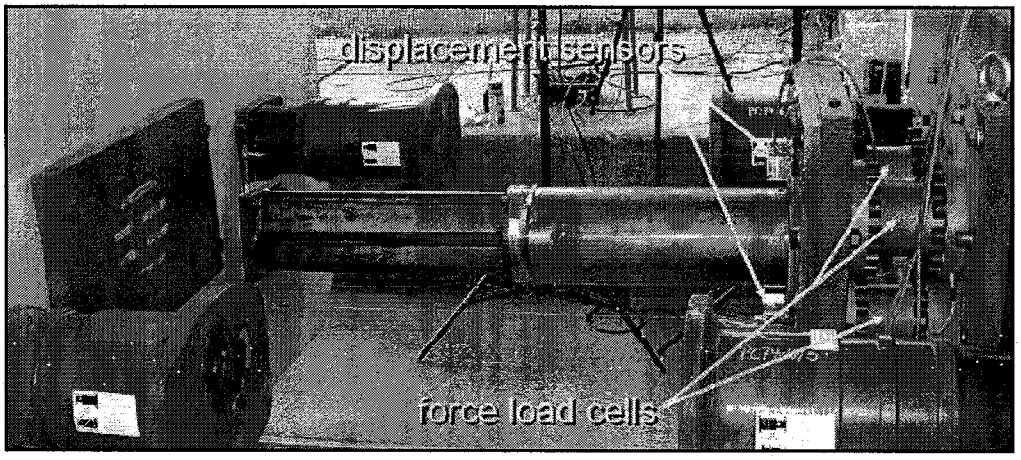
<그림 3.7.29> 충돌에너지 흡수장치의 구조



<그림 3.7.30> 실차충돌시험 개요



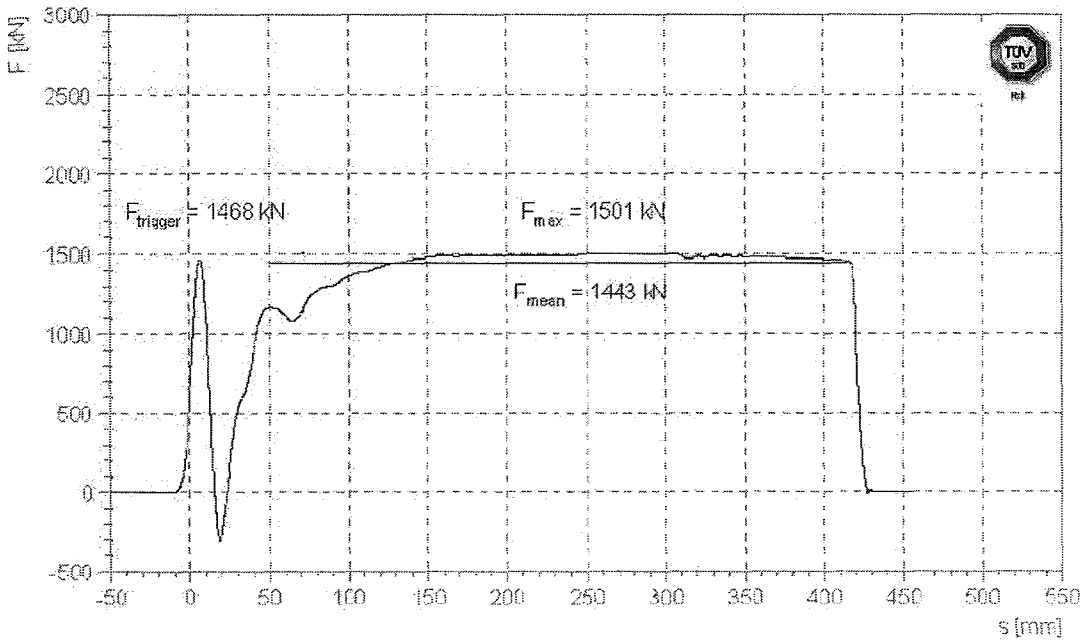
<그림 3.7.31> 주요 데이터의 측정장비 및 필터링방법



<그림 3.7.32> 시험장치 설치완료 모습

◎ 시험결과

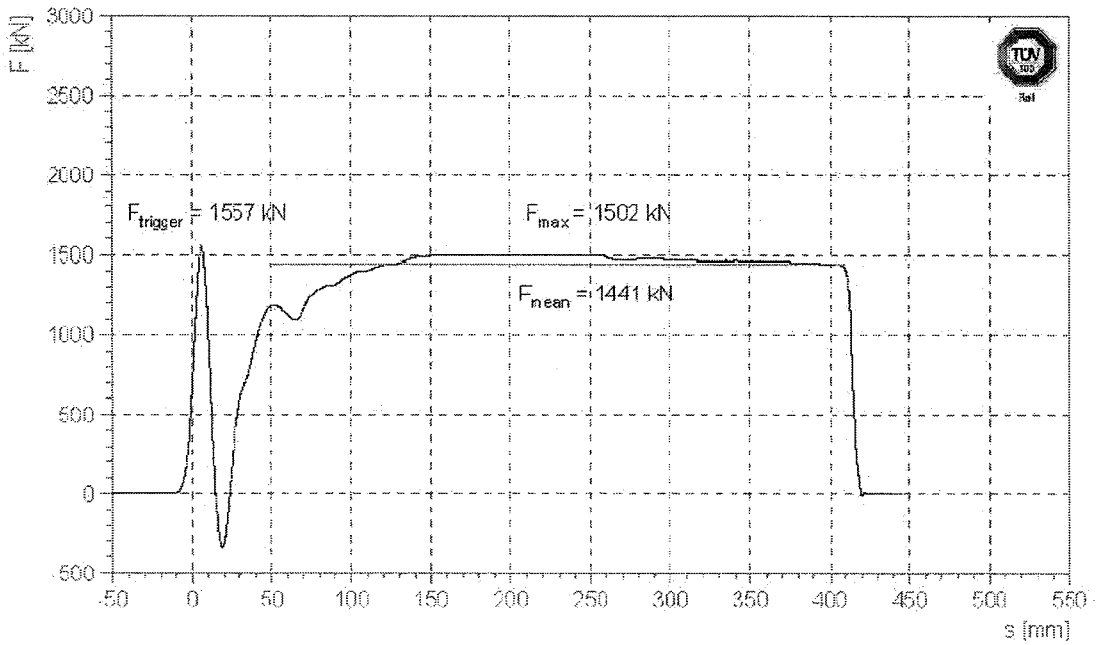
시험결과 트리거튜브는 설계하중(1,500kN)에서 파단되었고 팽창튜브의 압괴하중도 설계하중과 동일한 1,500kN이였다. <그림 3.7.33~3.7.36>은 충돌시험결과를 보여주는 데이터로 충돌에너지가 흡수되는 동안 측정된 압괴하중과 충돌속도 등을 보여준다. <그림 3.7.37>은 충돌시험 후 변형된 충돌에너지 흡수장치로 트리거튜브와 팽창튜브가 설계의도대로 파단되고 변형되었음을 알 수 있다.



Graph 1: Test No.1: Crash tube No.1, 180 Hz filtered curve

Test results			
velocity	v	=	13,7 km/h
total stroke	s	=	419 mm
trigger force	$F_{trigger}$	=	1468 kN
mean force	F_{mean}	=	1443 kN
maximum force	F_{max}	=	1501 kN
stored energy	W_e	=	544 kJ
Test conditions			
ambient temperature	20°C		
test wagon	4-axle tank wagon 76 t		

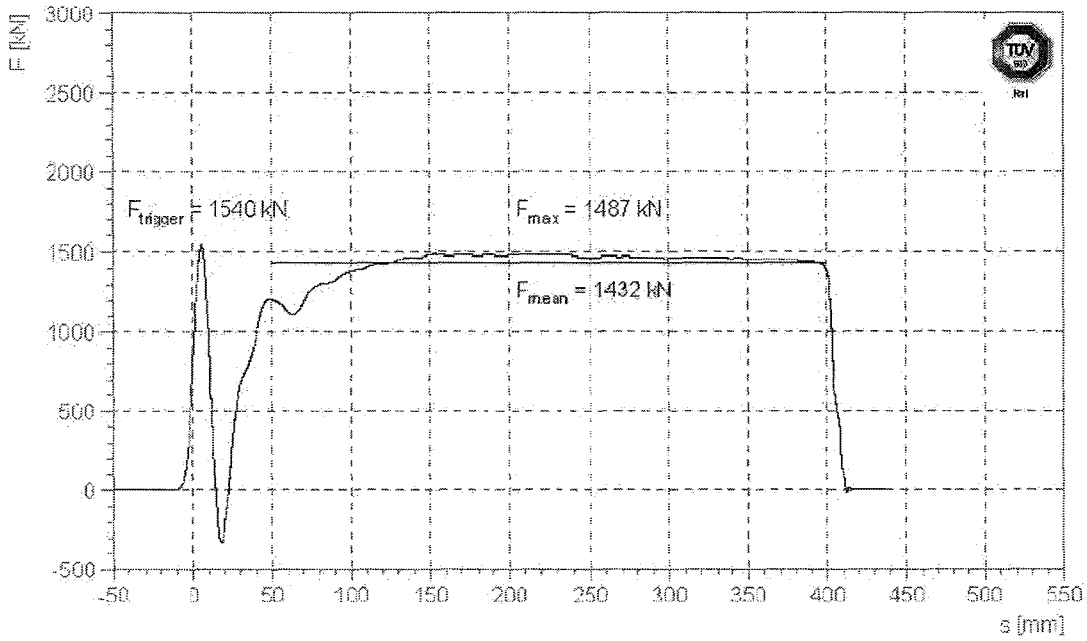
<그림 3.7.33> Test 1



Graph 2: Test No.2: Crash tube No.2, 180 Hz filtered curve

Test results			
velocity	v	=	13,6 km/h
total stroke	s	=	411 mm
trigger force	$F_{trigger}$	=	1557 kN
mean force	F_{mean}	=	1441 kN
maximum force	F_{max}	=	1502 kN
stored energy	W_e	=	516 kJ
Test conditions			
ambient temperature	20°C		
test wagon	4-axle tank wagon 76 t		

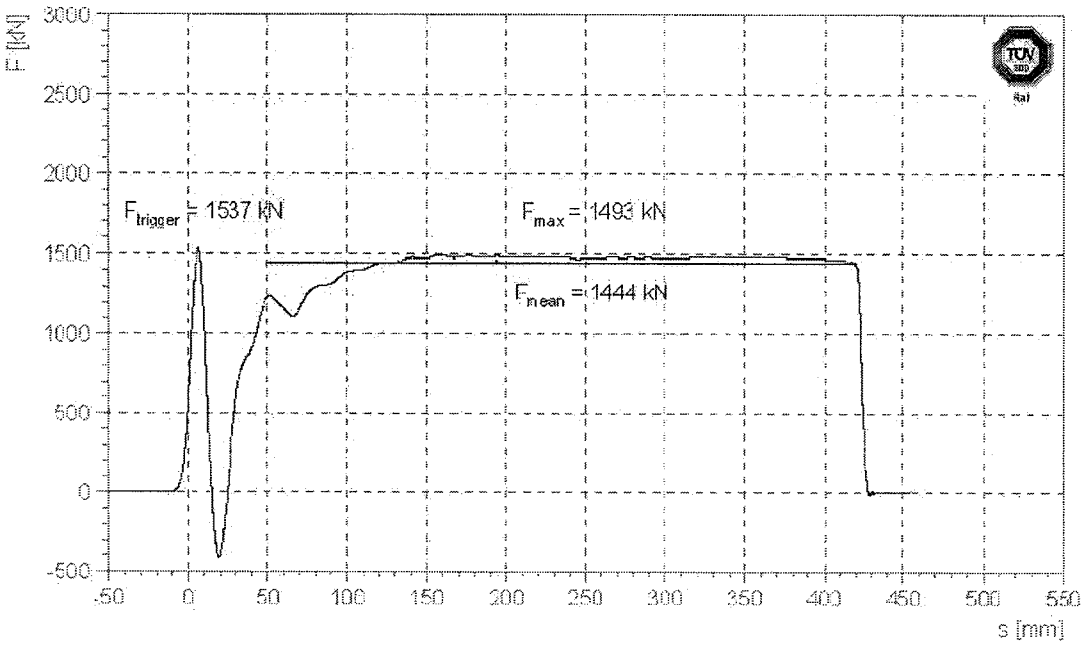
<그림 3.7.34> Test 2



Graph 3: Test No.3: Crash tube No.3, 180 Hz filtered curve

Test results			
velocity	v	=	13,4 km/h
total stroke	s	=	401 mm
trigger force	$F_{trigger}$	=	1540 kN
mean force	F_{mean}	=	1432 kN
maximum force	F_{max}	=	1487 kN
stored energy	W_e	=	474 kJ
Test conditions			
ambient temperature	20°C		
test wagon	4-axle tank wagon 76 t		

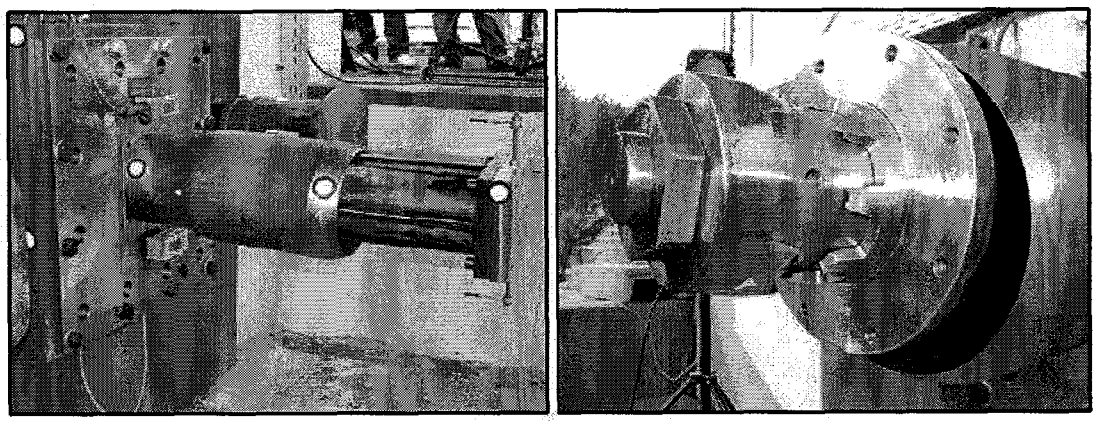
<그림 3.7.35> Test 3



Graph 4: Test No.4: Crash tube No.4, 180 Hz filtered curve

Test results			
velocity	v	=	13,7 km/h
total stroke	s	=	420 mm
trigger force	$F_{trigger}$	=	1537 kN
mean force	F_{mean}	=	1444 kN
maximum force	F_{max}	=	1493 kN
stored energy	W_e	=	530 kJ
Test conditions			
ambient temperature	20°C		
test wagon	4-axle tank wagon 76 t		

<그림 3.7.36> Test 4



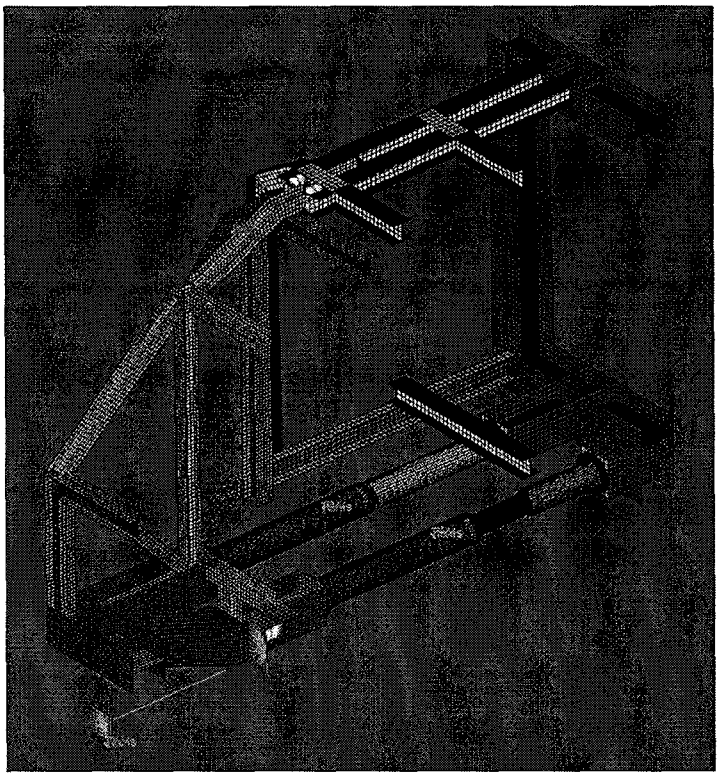
<그림 3.7.37> 충돌시험결과

(라) 전두부의 준정적시험

① 유한요소해석

◎ 유한요소모델

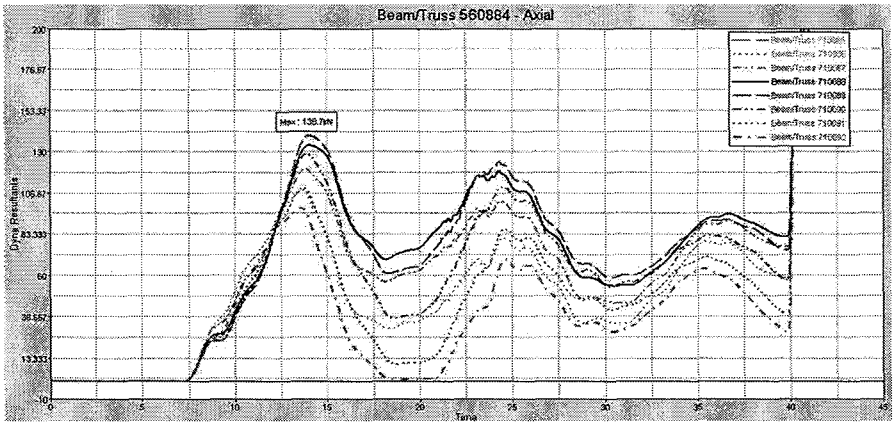
전두부의 준정적시험을 수행하기 전에 경충돌안전장치를 포함한 전체 에너지흡수메커니즘을 검증하고 트리거하중을 결정하기 위해 LS-DYNA를 이용한 충돌해석을 수행하였다. 길이방향으로만 작동하는 경충돌 안전장치는 해석시간을 줄이기 위해 1차원 빔요소로 모델링하였다. 하지만 주 에너지흡수부재는 트리거튜브는 1차원 빔으로 모델링하였고 팽창튜브는 쉘요소로 모델링하였다. 그리고 impact rod와 guider는 솔리드요소로 모델링하여 최대한 실제모델로 모델링하였다. <그림 3.7.38>는 유한요소해석모델이다.



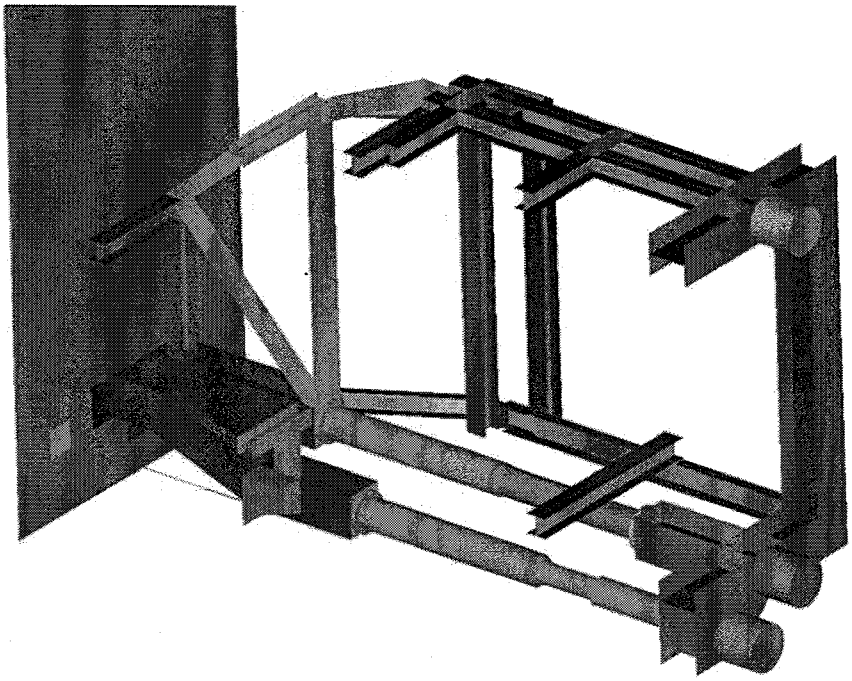
<그림 3.7.38> 유한요소모델

◎ 유한요소해석결과

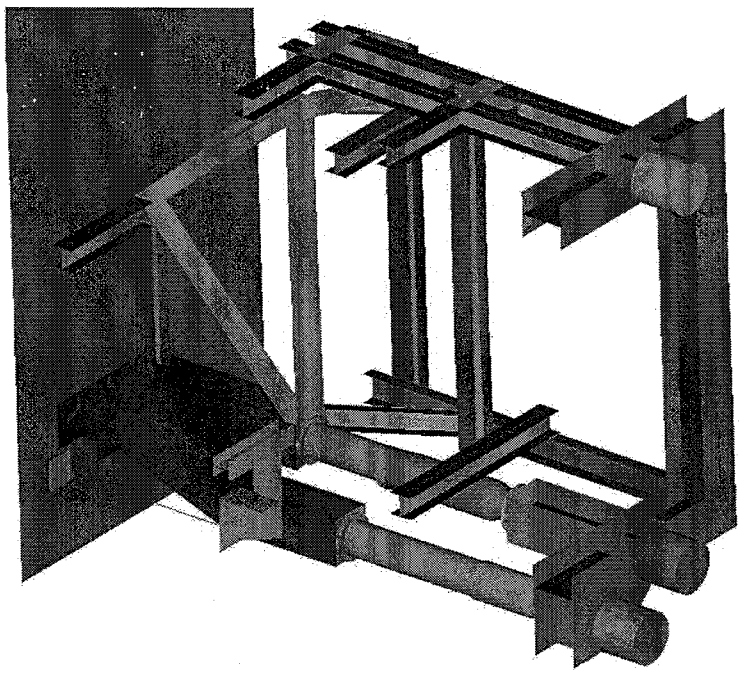
유한요소해석결과 주 에너지흡수부재의 트리거 용량은 각각 320ton과 200ton으로 결정되었고, 전체에너지를 흡수하는 동안 전두부 프레임 및 주 에너지흡수장치에는 어떠한 변형도 발생하지 않았다. <그림 3.7.39>은 해석결과 트리거에 발생한 하중의 변화이고 <그림 3.7.40>과 <그림 3.7.41>은 충돌해석결과를 보여준다.



<그림 3.7.39> 트리거하중변화



<그림 3.7.40> 충돌해석 전



<그림 3.7.41> 충돌해석 후

① 준정적시험

◎ 시험준비

실제로 제작된 일반철도전두부의 성능을 검증하기 위하여 ROTEM 창원공장에 위치한 철도차량용 정압괴시험기에서 전두부의 준정적시험을 수행하였다. <그림 3.7.42>은 일반철도 전두부에 맞게 설계가 수정된 경충돌 안전장치이고 <그림 3.7.43>은 ROTEM 창원공장에서 보유하고 있는 철도차량용 정압괴시험기로 최대스트로크는 2,000mm이고 1,000ton까지 측정 가능하다. 경충돌 안전장치는 8개의 볼트를 이용하여 전두부의 센터실에 장착되었다. 연결기는 선두에 장착되어야 하지만 본 시험에서는 연결기역할을 할 수 있는 동일한 길이의 환봉을 설치하여 시험을 수행하였다.

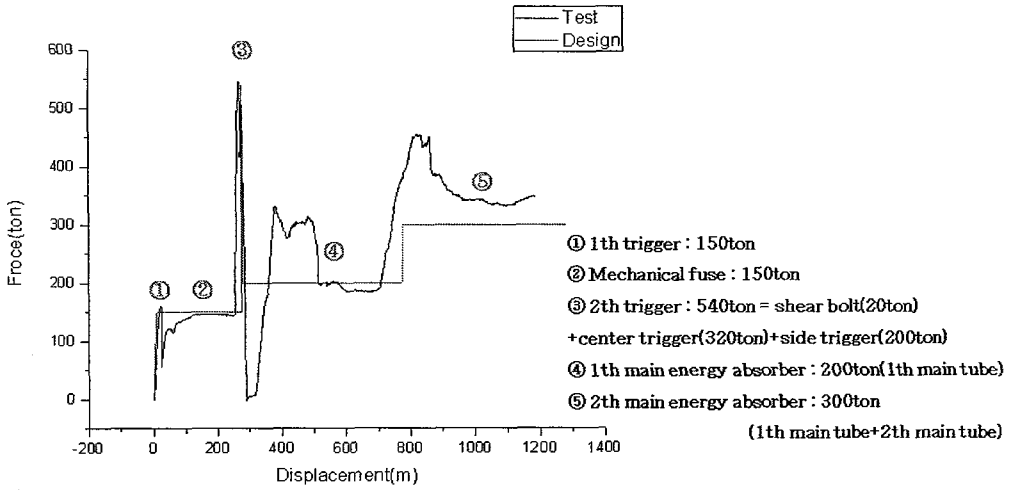


<그림 3.7.42> 일반철도전두부의 시험준비

◎ 시험결과

일반철도전두부의 준정적시험은 2회에 거쳐 수행되었으며, 시험결과 전두부는 설계의도 되로 작동되었다. <그림 3.7.43>는 시험결과를 정리한 그래프로 ①은 트리거의 파단하중으로 설계하중(150ton)과 거의 일치하였다. ②는 팽창튜브의

압괴하중으로 설계하중(150ton)과 일한 결과를 보였다. 그리고 ③은 트기거의 파단하중으로 설계하중과 동일한 540ton에서 파단되었다. ④와 ⑤는 주 에너지흡수부재로 우측팽창튜브가 제대로 팽창되지 않고 팽창초기에 파단이 발생하였고, 펀치 제작시 열처리 부재로 펀치와 튜브내면에 응착이 발생하여 설계하중보다 큰 하중이 발생하였다.

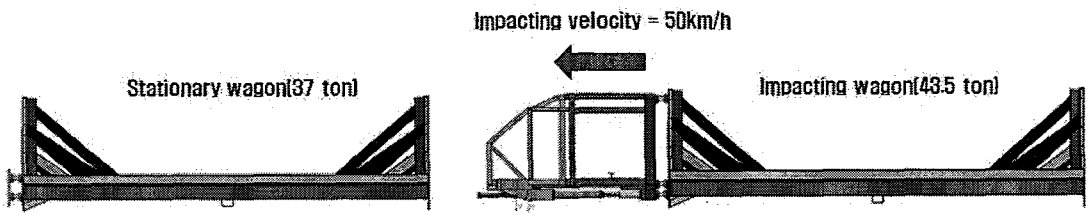


<그림 3.7.43> 일반철도 전두부 시험결과

② 충돌시험

◎ 시험준비

일반철도전두부의 충돌안전도를 검증하기 위하여 목포 대불역에서 실차충돌시험을 수행하였다. <그림 3.7.44>는 실차충돌시험의 개요를 보여주는 그림으로 전두부를 부착한 충돌차량(impacting wagon)을 충돌속도까지 가속시킨 다음 정지해 있는 차량(stationary wagon)에 충돌시키는 방법으로 수행되었다. 충돌차량의 충돌속도는 에너지보존법칙과 운동량보전법칙으로부터 유도된 식 (7.1)에서 계산되었다.



<그림 3.7.44> 일반철도전두부 충돌시험의 개요

$$
\begin{aligned}
m_1 v_0 &= (m_1 + m_2) v' \\
v' &= \frac{m_1}{(m_1 + m_2)} v_0 \\
E_{absor} &= \frac{1}{2} m_1 v_0^2 - \frac{1}{2} (m_1 + m_2) v'^2 \\
&= \frac{m_1 m_2}{2(m_1 + m_2)} v_0^2
\end{aligned}
\tag{7.1}
$$

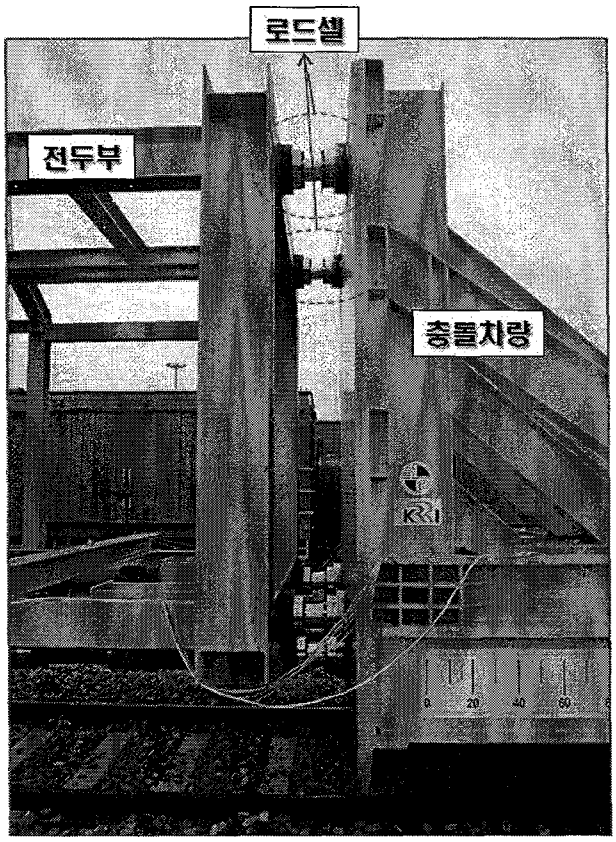
여기서 v_0는 충돌속도, v'은 충돌 후 속도, E_{absor}는 전두부에 흡수되는 에너지양, m_1은 충돌차량의 질량 그리고 m_2는 정치차량의 질량이다. 전두부의 무게는 약 6.5ton이고 충돌차량과 정지차량의 무게는 모두 37ton이므로 m_1은 43.5ton이고 m_2는 37ton이다. 일반철도전두부는 2.9MJ의 충돌에너지를 흡수하도록 설계되었으므로 식(7.1)로부터 61km/h의 속도로 정지차량에 충돌해야한다. 하지만 차량의 탈선 등 안전상의 이유로 실제 시험에서는 50km/h 속도로 충돌하였다.

충돌속도가 50km/h이면 전두부에서 약 1.9MJ의 충돌에너지를 흡수한다. 이는 설계용량(2.9MJ)의 약 66%로 전두부의 3단계 에너지흡수 과정 중 마지막과정에 있는 에너지흡수장치가 작동되지 않는다.

<그림 3.7.45>과 <그림 3.7.46>은 충돌시험을 위해 일반철도 전두부를 충돌차량에 부착한 사진으로 충돌하중을 측정하는 6개의 로드셀을 전두부와 충돌차량사이에 부착하였다. 충돌순간을 촬영하기위하여 6대의 고속카메라를 <그림 3.7.47>과 같이 설치하였다. 충돌순간 에너지흡수장치의 작동을 촬영하기 위해 하부에 2대의 카메라를 설치하였고 좌·우측면에 한 대씩 고속카메라를 설치하였다. 또한, 충돌순간 전두부의 거동을 상부에서 촬영하기 위하여 크레인에 사람과 카메라를 설치할 수 있는 특수한 장치를 설치하였다. 고속카메라의 동영상은 전두부의 충돌거동분석뿐만 아니라 전두부의 압괴변위를 측정하는 용도로도 사용되었다.



<그림 3.7.45> 충돌시험 준비



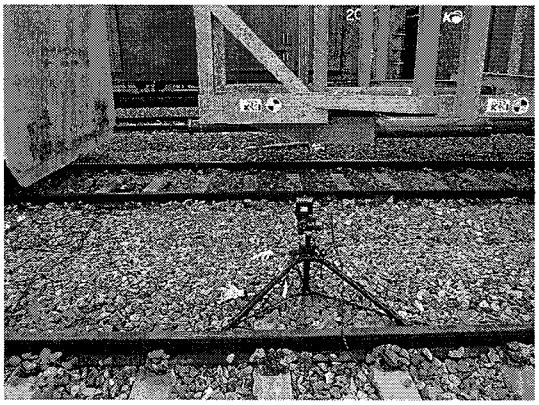
<그림 3.7.46> 충돌하중 측정용 로드셀



(a) 하부



(b) 우측면



(c) 좌측면



(d) 전체

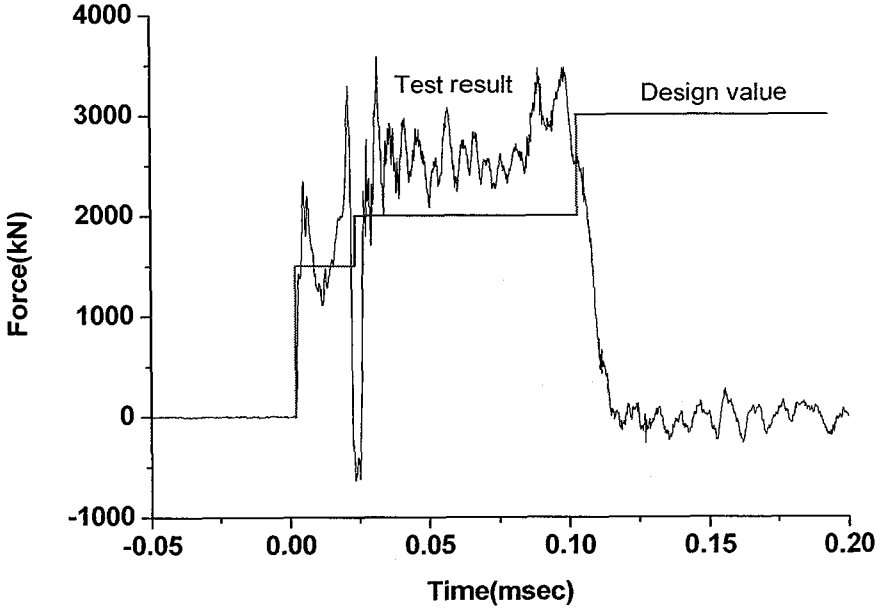


(e) 상부

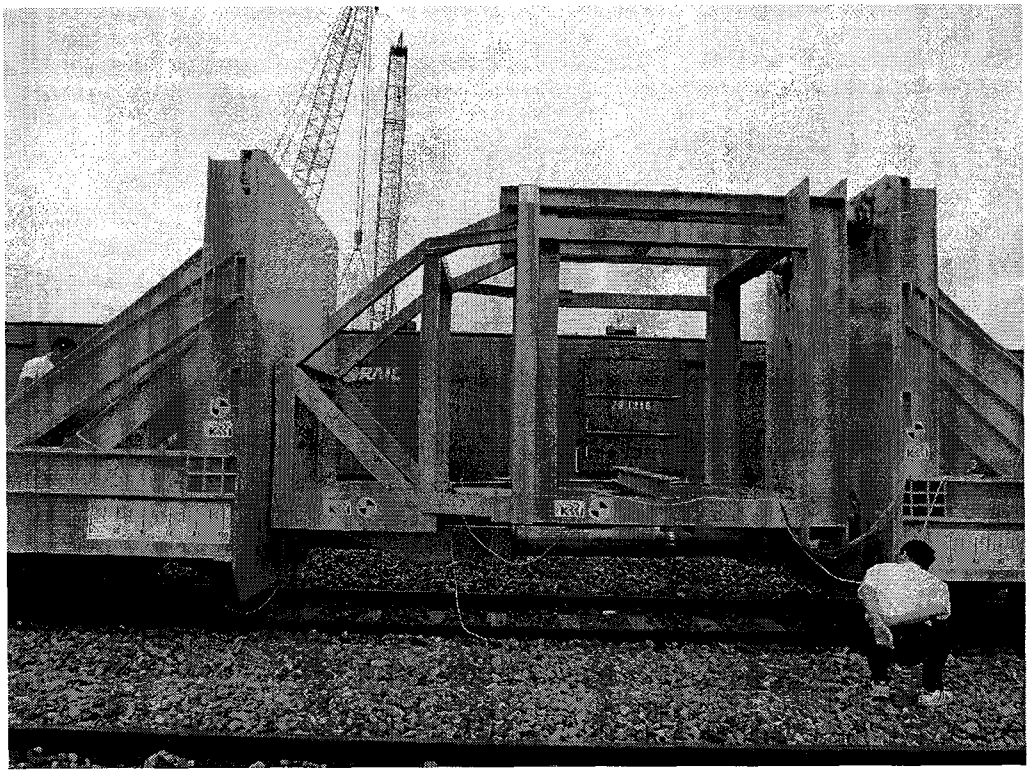
<그림 3.7.47> 고속카메라 위치

◎ 시험결과

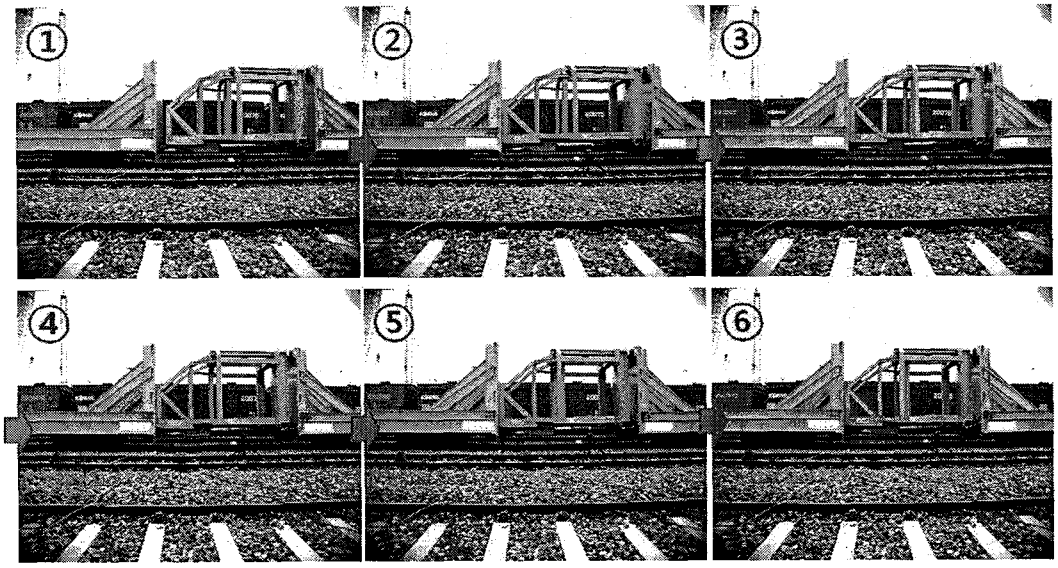
충돌시험결과 일반철도전두부는 설계 의도된 에너지흡수메커니즘에 따라 작동되었지만 안전상의 이유로 충돌속도를 50km/h로 하여 <그림 3.7.21>의 에너지흡수전략에 따른 2.9MJ의 충돌에너지를 흡수하지 못하고 약 66인1.9MJ의 충돌에너지만 흡수하였다. 이러한 이유로 흡수전략의 마지막 단계인 0.5MJ을 흡수하는 에너지흡수튜브가 작동하지 않았다. <그림 3.7.48>는 전두부의 시험결과로 압괴하중을 나타내는 그래프로 압괴하중이 설계하중보다 좀 크게 나타났다. <그림 3.7.49>는 충돌시험 후 전두부의 변형된 형상으로 운전자탑승구역이 전장품 구역으로 밀려들어 갔음을 알 수 있다. <그림 3.7.50>은 우측 고속카메라에서 촬영한 동영상의 정지사진으로 충돌순간 전두부가 설계 의도된 메커니즘으로 작동됨을 알 수 있다. <그림 3.7.51>는 시험 후 에너지흡수장치의 변형형상을 보여주는 것으로 튜브가 팽창되면서 충돌에너지를 흡수하였다.



<그림 3.7.48> 일반철도전두부 압괴하중



<그림 3.7.49> 일반철도 전두부 충돌후 변형 형상



<그림 3.7.50> 일반철도 전두부의 순차적인 변형형상



<그림 3.7.51> 일반철도 전두부 에너지흡수구조 변형 형상

라. 성과물의 내용 및 결과

"철도 종합 안전기술 개발사업"의 일환인 "철도차량 충돌 안전성능 평가 및 피해저감 기술개발"의 5차년도 과제중 하나인 "일반철도 전두부 시험"을 성공적으로 수행하기 위해, 일반철도 전두부의 에너지흡수전략을 수립하였고 에너지흡수전략을 토대로 충돌에너지흡수 메커니즘을 구성하였다. 에너지흡수 메커니즘을 구현하기 위하여 가장 큰 에너지를 흡수하는 언더프레임과 에너지흡수장치 그리고 트리거튜브를 설계하였다. 또한, 에너지흡수장치의 에너지흡수메커니즘을 검증하기 위하여 독일의 TÜV SÜD열차시험소에서 실차충돌시험을 수행하였고, 전두부의 준정적시험을 수행하여 에너지흡수메커니즘을 검증하였다. 실차충돌시험결과 에너지흡수장치는 설계의도대로 작동되었다. 하지만 전두부의 준정적시험결과 경충돌 안전장치와 트리거파단까지는 제대로 작동되었지만 주 에너지흡수부재는 펀치의 제작상 결함으로 인해 설계하중보다 더 큰 하중이 발생하였다. 일반철도 전두부시험에 관한 성과물 내용 및 결과를 <표 3.7.2>에 정리하였다.

<표 3.7.2> 연구목표 및 달성도

성과물	내용	비고
전두부설계	에너지흡수전략에 따른 모듈식 일반철도 전두부 설계	완료
시험시제품제작	2.9MJ 시험시제품제작	완료
에너지흡수장치 성능검증	실차충돌시험수행	완료
준정적시험데이터 확보	준정적시험수행	완료
충돌시험데이터 확보	실차충돌시험수행	준비 중

제8절 열차실물충돌시범 시험

검증계획서 (Verification Plan)	ID No : RC - SR05 - SSR02 - 2009 작성일 : 2010. 05. 수정일 :

5. 프로젝트는 차체구조 충돌안전성능평가기술을 개발해야 한다.

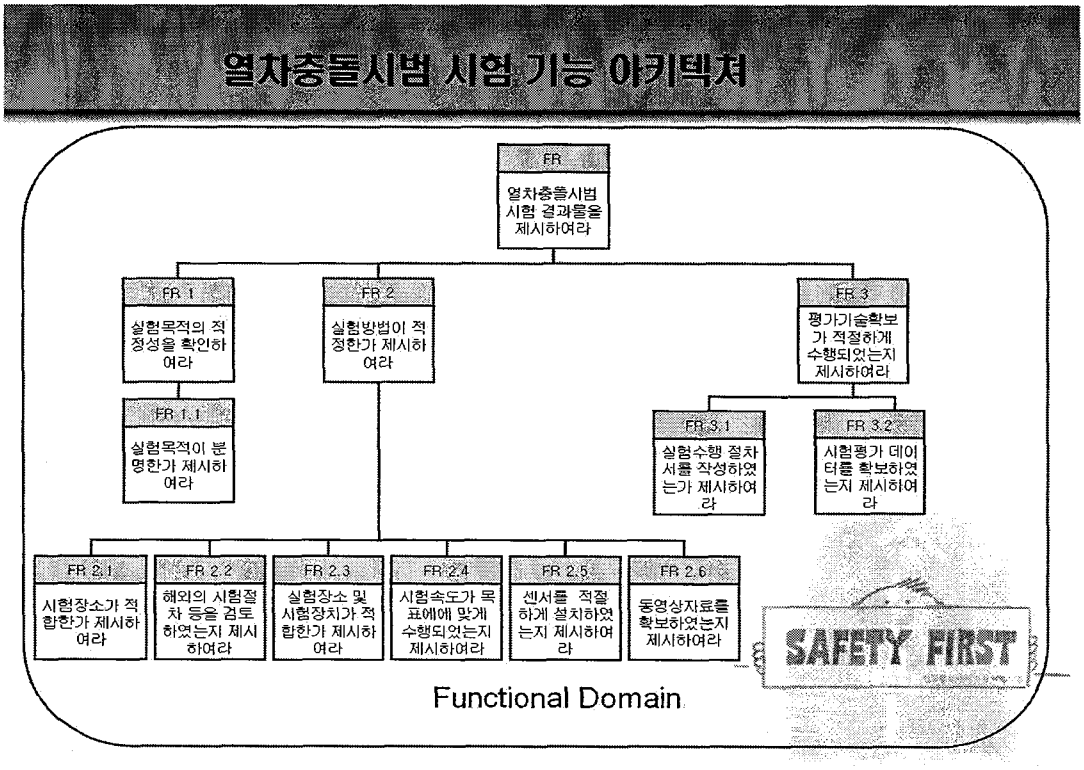
5.2 프로젝트는 에너지 흡수구조의 시험적 평가기술을 개발하여야 한다.

입력물 :	업무 :	출력물 :
☐ 요구사항 (Requirement) - 요구사항 문서 - 검증 요구사항 추적 매트릭스(VRTM) ☐ 기술 개발 계획(Technical Plan) - 연구계획서 - WBS (Work Breakdown Structure) ☐ 설계정보 및 평가자료 - 성과물 : 연구보고서, 시험데이터, 시험동영상 - 기능 아키텍처 - 물리 아키텍처 - 설계 분석 보고서 (DARs) ☐ 검증 방법 - 5.1 육안검사 -5.3 기능시험	- SE 검증	- 수정 VRTM - 검증결과표

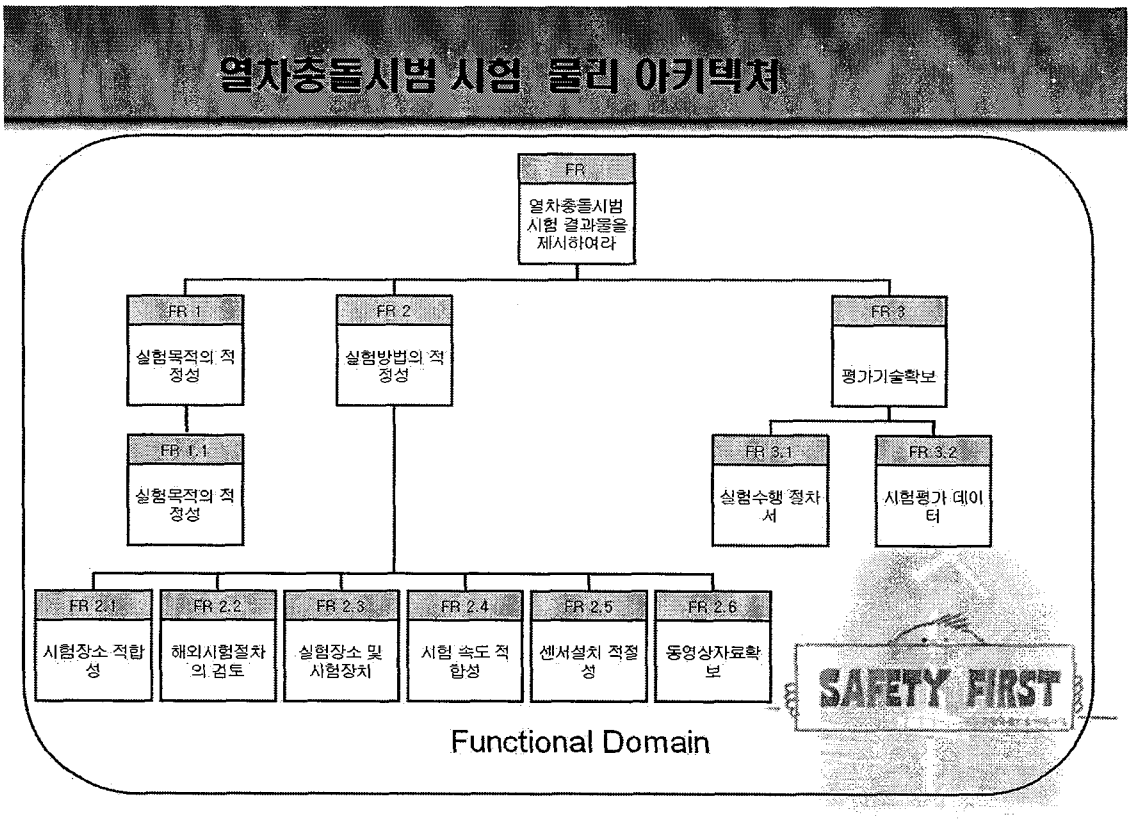
Verification Specification (검증기준) :

1. 실험목적
   1.1 실험목적이 분명한가?
2. 실험계획
   2.1 충돌시범 시험을 하기 위한 적합한 장소인가?
   2.2 해외의 시험절차등을 검토하였는가?
3. 실험 수행
   3.1 시험 속도가 목표에 맞게 수행하였는가?
   3.2 충돌시험시설을 평가하기 위한 센서를 적절하게 설치 하였는가?
   3.3 충돌시험시설 평가를 위한 동영상 자료를 확보 하였는가?
4. 평가기술 확보
   4.1 실험수행 절차를 작성하였는가?
   4.2 시험평가 데이터를 확보하였는가?

1. 기능 아키텍처



2. 물리 아키텍처



3. 시험목적

본 연구과제를 수행함에 있어 구축된 충돌고정벽과 시험장비 등에 대한 검증과 철도충돌시험에 대한 기술 및 경험 축적

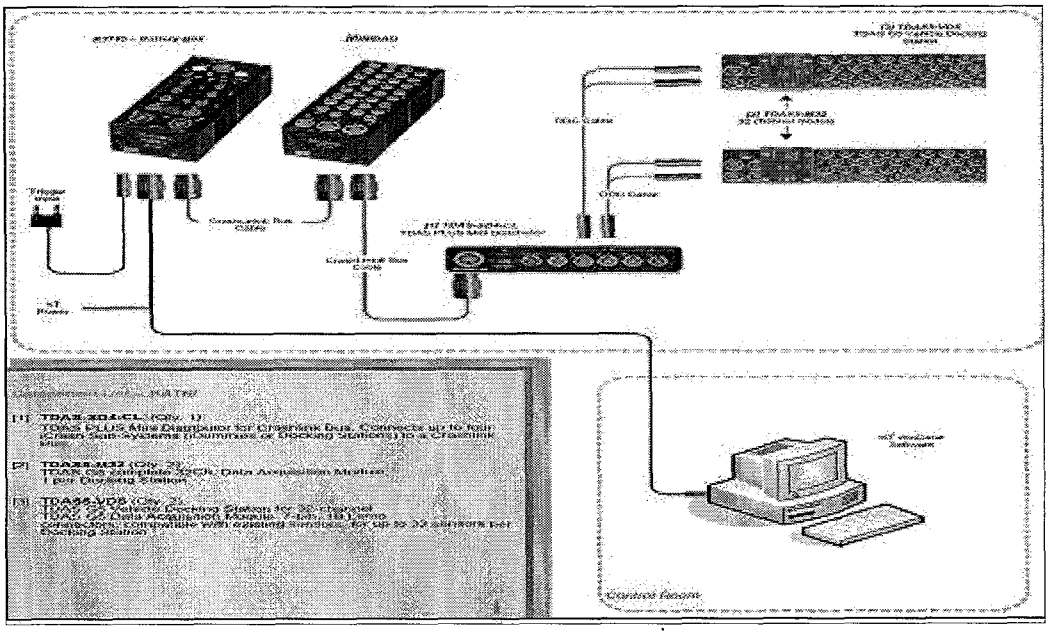
4. 시험계획

가. 시험에 필요한 주요장비

(1) 데이터계측장비 및 시스템

(가) 계측채널 : 최대 1대당 96채널까지 가능

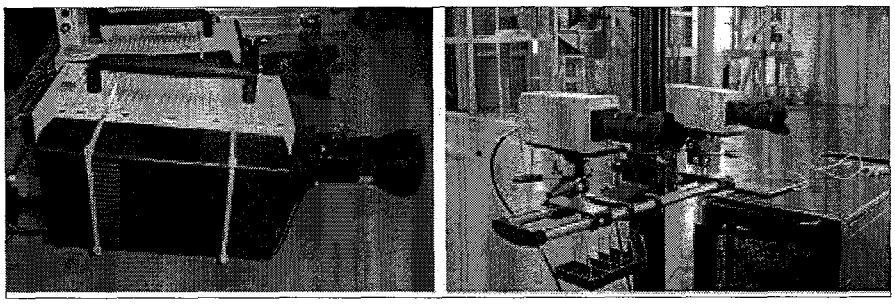
(나) 구성 : 탑재 및 비탑재 계측장비, 컴퓨터



<그림 3.8.1> 데이타계측장비 및 시스템

(2) 고속디지탈 카메라 및 시스템

(가) 최대 프레임 수 : 초당 3000장 이상



<그림 3.8.2> 고속디지털카메라

(나) 대수 : 차량외부(2대). 차량내부(8대)

(3) 속도측정장비

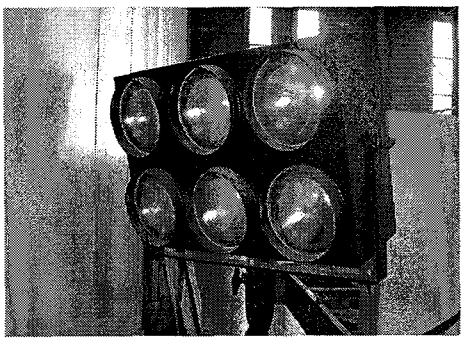
(가) 광전관식 속도계

(나) 옵티칼 레이져 빔
(다) 타코메타 센서
(라) 고속카메라

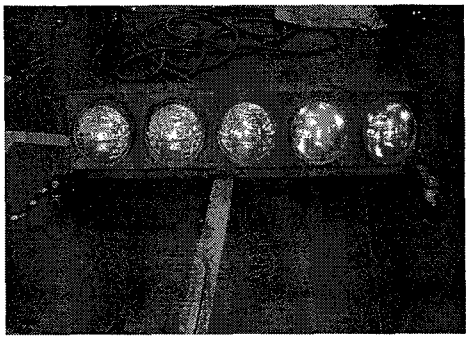
<표 3.8.1> 계측기별 속도 검출방법

구 분	계측기	검출 방법
①	광전관식 속도계	2점의 광전관을 시험차량이 노출하는 시간 차이에서 속도를 검출
②	옵티칼 레이져 빔	충돌시험차에 일정한 간격의 흑백의 띠테이프를 부착 후 레이져 빔 투과 후 반사빛 으로 속도를 검출
③	타코메타 센서	구동축의 RPM을 측정하여 속도로 환산
④	고속 촬영 카메라	프레임수와 시험차량의 이동량으로 구함

(4) 조명장치
(가) 이동식 스탠드 형 및 그라운드 형
(나) HMI 또는 할로겐 형



<그림 3.8.3> 스탠드 형



<그림 3.8.4> 그라운드 형

(5) 각종 센서류
(가) 가속도계 : 시험차량 차체, 인체모형 머리, 가슴, 골반 등 가속도값 측정
(나) 로드셀 : 인체모형 목, 무릎, 정강이, 요추 등 하중 측정
(다) 스트레인 게이지 : 인체모형 가슴, 갈비뼈 등 변위량 측정

(6) 인체모형

(가) 정면충돌 : Hybrid Ⅲ 50% 성인남자

(나) 가속도계, 흉부 변위계, 대퇴부 하중계 등 장착



<그림 3.8.5> 인체모형

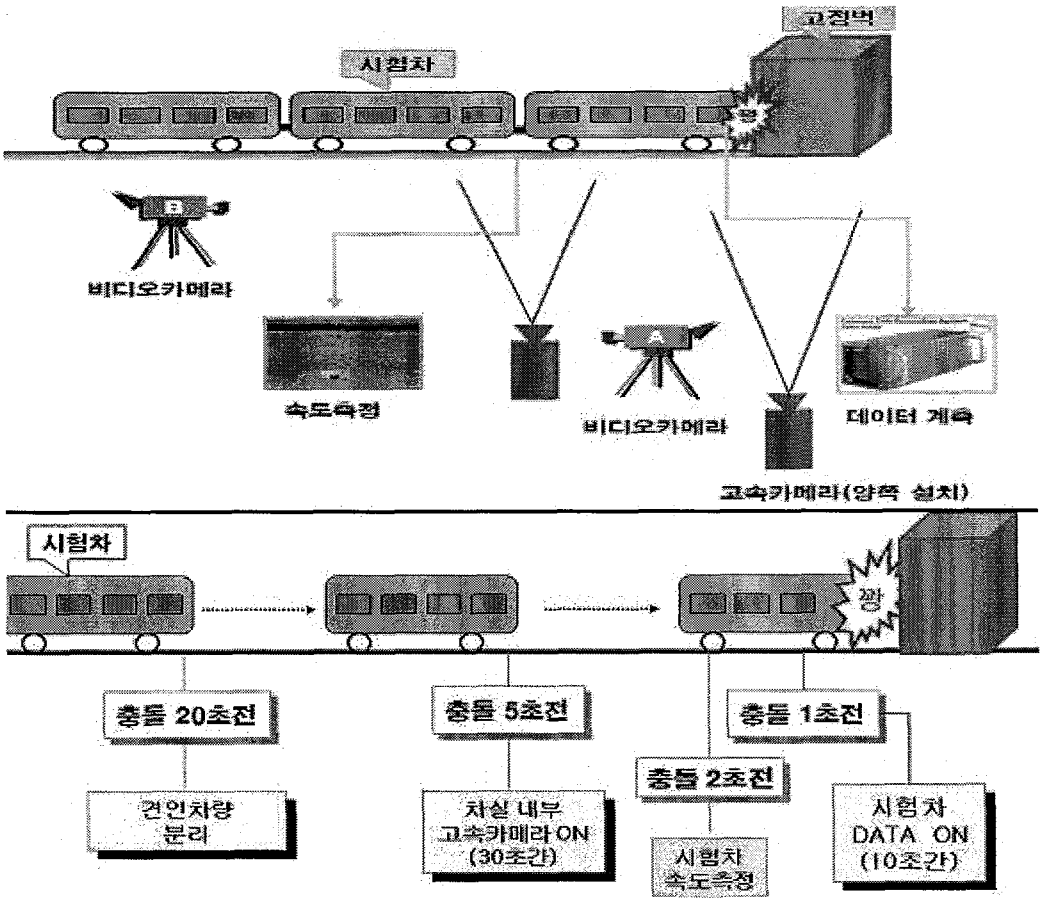


<그림 3.8.6> 교정장비

나. 시험 계획

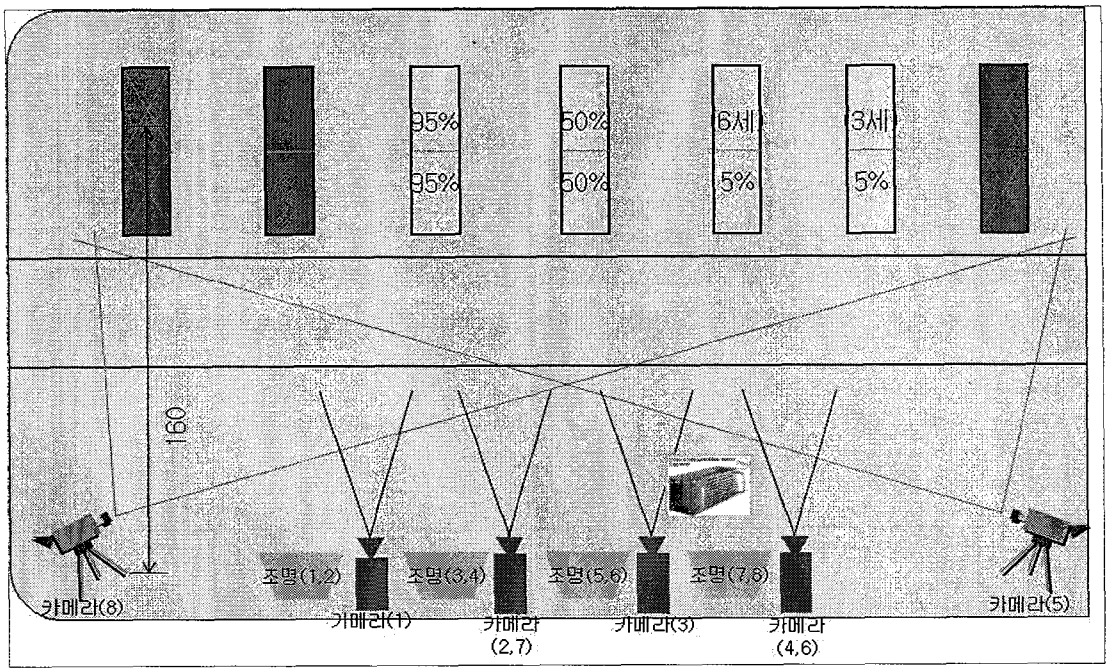
(1) 시험차량의 속도 : 10~20km/h

(2) 충돌시험 예상 시나리오(차량 외부)



<그림 3.8.7> 충돌시험 예상 시나리오(차량외부)

(3) 충돌시험 예상 시나리오(차량 내부)



<그림 3.8.8>충돌시험 예상 시나리오(차량 내부)

(4) 고속카메라 위치

<표 3.8.2> 고속카메라 위치

카메라 번 호	촬 영 부 위	카메라위치(mm) *			속도 (FPS)
		X	Y	Z	
1	95% 인체모형 좌측	280	160	175	1,000
2	50% 인체모형 좌측	390	160	175	1,000
3	5%, 6세 인체모형 좌측	500	160	175	1,000
4	5%, 3세 인체모형 좌측	624	160	175	1,000
5	좌측후면에서 전체	979	160	175	1,000
6	5%, 3세 인체모형 좌측	624	160	175	1,000

7	50%인체모형 좌측	390	160	90	1,000
8	좌측전면에서 전체	70	160	90	1,000

(5) 계측장비 위치

<표 3.8.5> 계측장비 위치

계측기 번 호	계측	계측기 위치(mm) *		
		X	Y	Z
1	95% 인체모형	500	60	0
2	95%,50% 인체모형	500	60	0
3	50% 인체모형	520	60	0
4	5%, 6세 인체모형	520	60	0
5	5%, 3세 인체모형	540	60	0

(6) 조명장비 위치

(7) 데이터 계측

(가) 인체모형 상해치 측정 : 3세, 6세, 5%여성, 50%, 95%남성 상해 값 측정

(나) 차체 감가속도 값 측정 : 시험차량 차체 감가속도 값 측정

5. 시험방법 및 절차

가. 시험 방법

시험차량을 견인차로 견인하여 강화콘크리트와 강철로 만든 무게 톤의 고정벽에 목표 시험속도로 견인된 시험차량을 분리시켜 충돌시험을 실시하여, 충돌시 시험차량의 감가속도 값과 탑승한 인체모형의 상해치를 측정함. 또한 충돌시 인체모형의 거동과 차량의 변형량을 분석하기위해 시험차량의 내부와 외부에 일정수량의 고속카메라를 설치하여 충돌장면을 고속 촬영 함.

나. 시험 절차

(1) 시험차량의 준비

(가) 시험차량의 인수 및 확인

① 차량 모의주행시 좌우 균형 상태는 정상이어야 한다.

② 주행시 직진 안전성은 정상이어야 한다.

③ 차체 및 하단부 등의 결점이 없어야 한다.

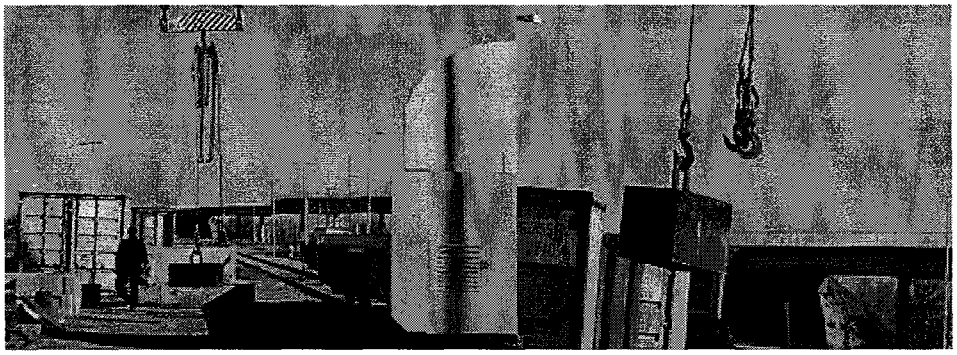
④ 시트 및 내장재등의 탑승자안전설비는 정상적으로 설치되어 있어야 한다.

(나) 설정된 목표중량 확인 및 측정

① 인수시 차량의 공차중량 확인

② 시험준비 완료 후 최종 목표중량 확인

(다) 목표중량과 측정중량이 일치하지 않을시 중량 보정 작업을 실시한다.



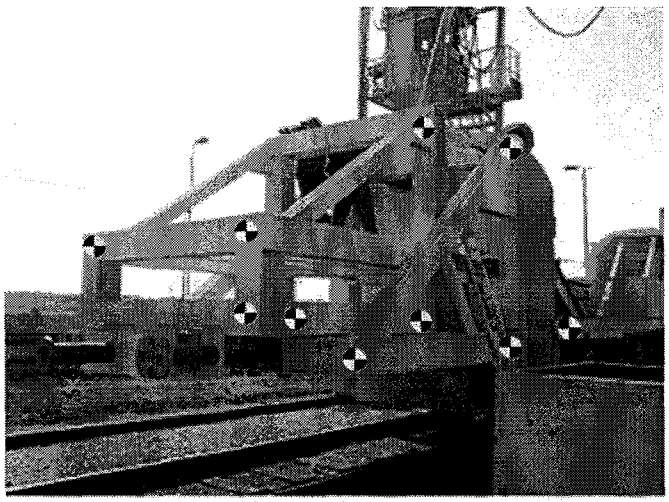
<그림 3.8.9> 크레인으로 웨이트 보정 예

(2) 변위량 측정을 위한 표적부착

(가) 25mm 폭의 띠테이프를 차량 중심선을 따라 부착한다.

(나) 25mm폭의 띠테이프를 따라 600mm에서 1000mm간격으로 지름 125mm의 원형 스티커를 붙인다.

(다) 100mm 또는 125mm의 원형 스티커를 시험전후 차량변위량을 측정하기 위한 부위에 부착하고 시험 후 고속카메라로 분석 한다.



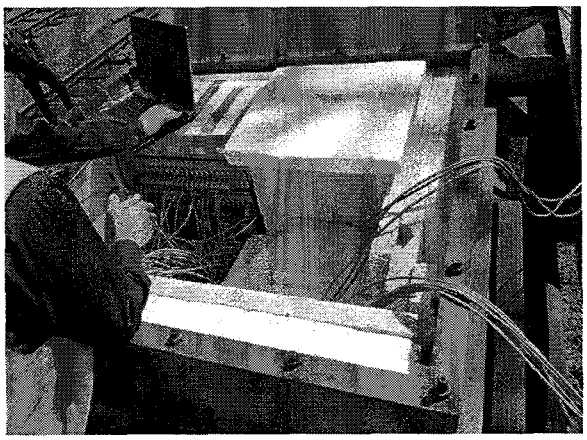
<그림 3.8.10> 변위량 측정부위 스티커부착 예

(3) 계측기 및 센서 설치

시험 차량에 가속도계 및 계측용 기기를 설치한다.

(가) 부착 위치 및 부착 방법

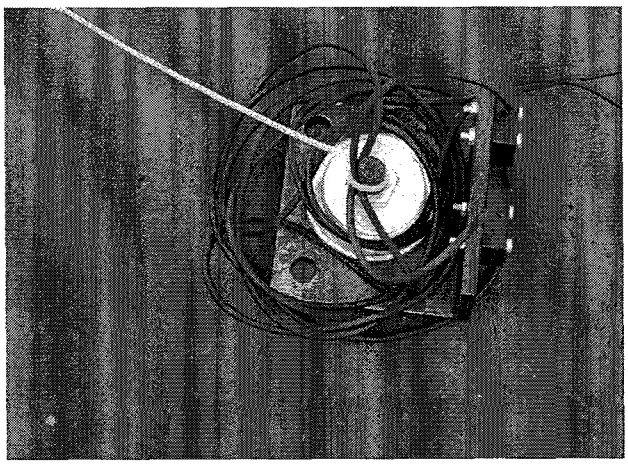
센서는 차량 내부나 외부의 설치하고자 하는 부위에 페인트나 카페트류가 있으면 제거를 하고 철판 부분에 붙인다. 계측용 기기는 충돌시 충격으로 손상되지 않도록 완충재 등을 설치하여 부착한다.



<그림 3.8.11> 계측기 설치 예

(나) 가속도계 부착시 주의사항

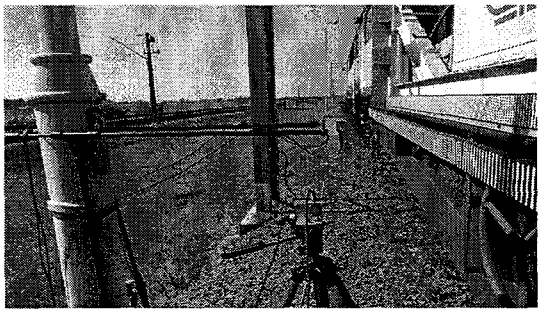
가속도계 부착시에는 볼트 및 순간 접착제 등을 이용하여 고정하고 시험시 충격에도 떨어지지 않아야 한다. 가속도계를 떼어낼 때에는 가속도계에 손상을 가하지 않도록 한다. 직접 차체에 부착이 어려울 때는 브라켓을 제작하여 부착한다.



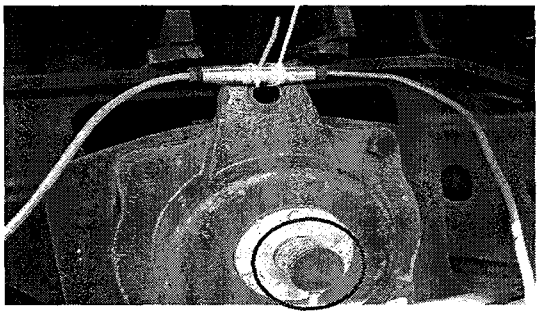
<그림 3.8.12> 브라켓 사용 가속도계 설치 예

(4) 속도 측정장치 및 display 장치 설치

(가) 시험 순간 시험차량의 속도 측정을 위해 광전관식 속도계나 옵티칼 레이져 빔, 타코메타 센서 등을 설치하며, 최소한 2대 이상을 설치한다.

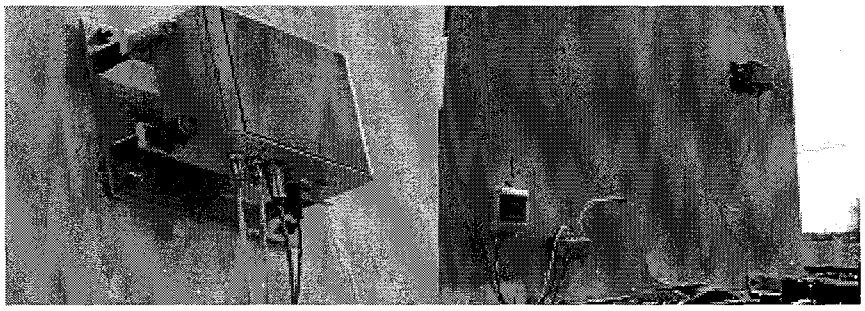


<그림 3.8.13> 옵티칼 레이져 빔 설치 예



<그림 3.8.14> 바퀴축에 타코메타 센서 설치 예

(나) 측정된 속도를 육안으로 확인하기 위한 display장치 설치



<그림 3.8.15> 속도 display 장치

(5) 시험 전·후 차량 및 시설물의 일반사진 촬영

시험 전·후 시험차량의 파손과 변형량 등을 기록·보존하기 위해 일반 카메라 또는 디지털 카메라로 촬영을 한다.

아래 열거한 장면은 기본으로 촬영한다.

(가) 시험용 차량 정면
(나) 시험용 차령 좌측면
(다) 시험용 차량 우측면
(라) 시험용 차량 상부

(6) 충돌순간 섬광전구 설치

충돌 개시시에 고속카메라 촬영시 충돌순간을 포착하기 위한 섬광전구를 차량의 내부나 차체 주위에 설치한다.

(7) 고속카메라 설치

(가) 영상에 의한 충돌시험 기록

실차 충돌시험의 영상 기록 항목은 크게 3단계로 나눈다.

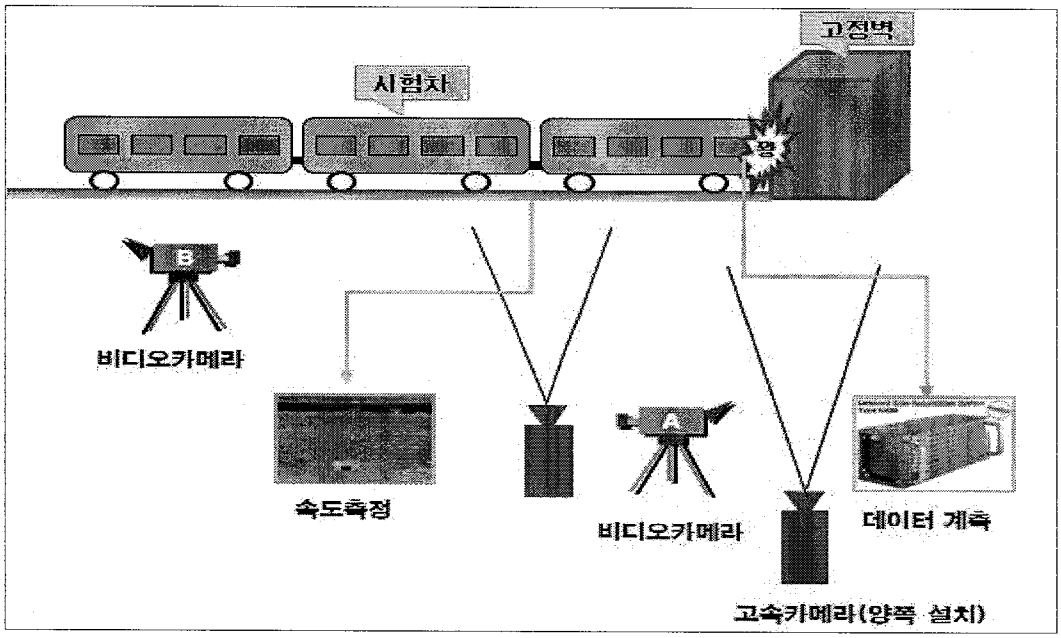
시험 전 단계에서는 시험 차량의 상황을 촬영한다. 충돌시험 직전 상황은 고속카메라, 일반카메라 등으로 정해진 장소를 촬영한다.

충돌시험 중에는 시험차량의 동적인 거동을 고속카메라, 일반카메라(측면 및 정면에서 연속 촬영)로 정확하게 촬영한다.

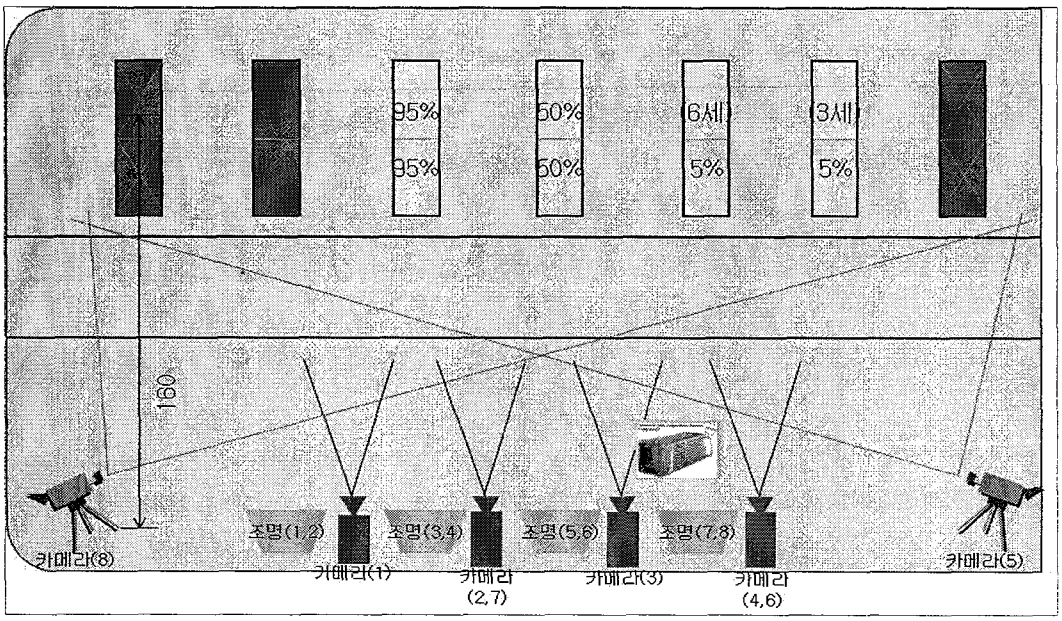
시험 종료 후에는 시험 차량이 받은 손상상태를 충돌시험 전과 동일하게 사진 기록으로 남긴다.

(나) 촬영에 필요한 고속 카메라 설치 대수는 해당시험조건에 따라 다르게 설치할 수 있다.

(다) 충돌시험에서 사용하는 고속카메라의 설치위치 및 촬영부위는 아래와 같다.

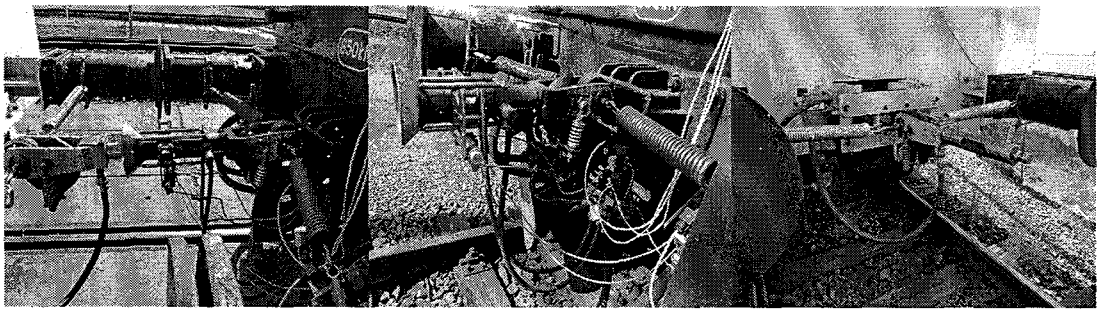


<그림 3.8.16> 카메라 설치 위치 및 차량외부 촬영 View 예



<그림 3.8.17> 카메라 설치 위치 및 차량내부 촬영 View 예

(8) 시험차량을 구동시키는 전동차 또는 기관차와 시험차량을 충돌전에 분리시킬 수 있는 유압 또는 공압식 분리 장치를 제작하여 설치한다.



<그림 3.8.18> 공압용 분리장치 설치 예

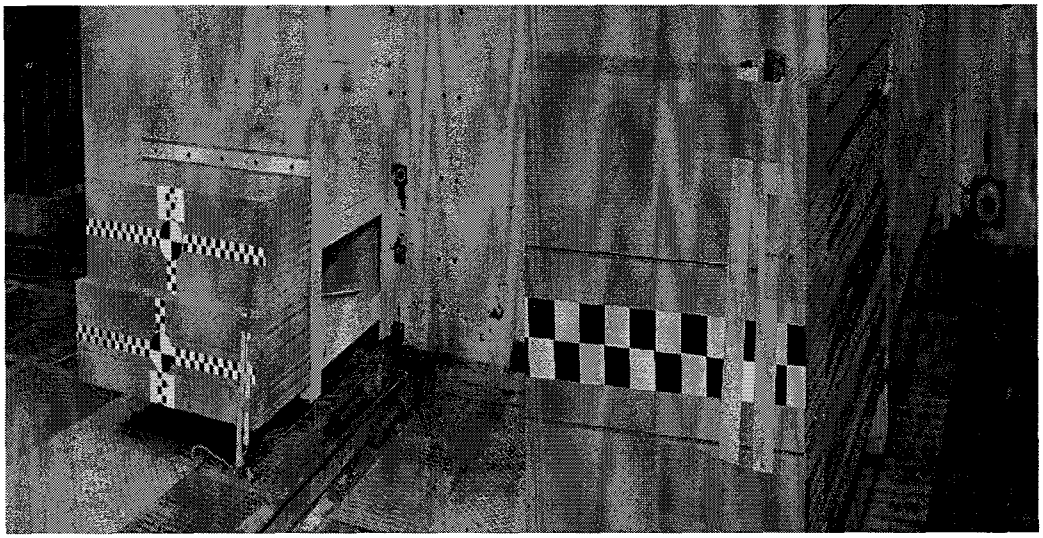
<그림 3.8.19> 전동열차 쪽 분리장치

<그림 3.8.20> wagon 쪽 분리장치

(9) 전두부 충돌시험을 할 경우에는 전두부와 연결된 웨건(대차)에 충돌 후 일정 시간이 지나면 스스로 정지할 수 있는 on-board 브레이크 장치를 설치 한다.

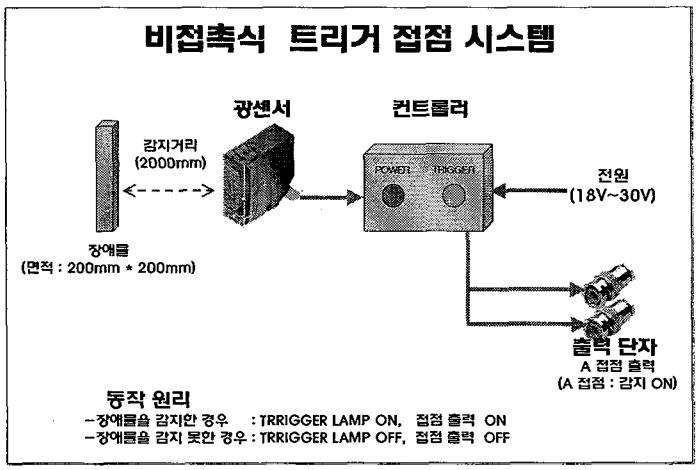
(10) 충돌 순간 센서들의 데이타 측정과 고속카메라 촬영을 할 수 있도록 개시신호를 알려주는 트리거 장치를 충돌지점(고정벽 또는 시험차량 앞쪽)에 설치한다.

(가) 접촉식 타입 : 테이프 스위치 방식



<그림 3.8.21> 테이프스위치 부착 예

(나) 비접촉식 타입



<그림 3.8.22> 자동 트리거 시스템

(11) 충돌 순간부터 고속카메라 촬영 시간을 측정할 수 있는 time display 장치를 고속카메라 촬영 동영상에 포함될 수 있도록 충돌 지점 부근에 설치하고 시험 후 고속카메라 동영상 분석시 이용할 수 있게 한다.

(가) 정밀도 : 0.5ms 이하

(나) display : 0.1ms



<그림 3.8.23> time display 장치

(12) 인체모형을 탑재하여 인체상해치를 측정할 때에는 정면충돌 인체모형을 좌석에 착석시켜 설치된 모든 승객보호장치를 체결한 상태에서 충돌 후 데이타를 측정한다. 인체모형의 착석방법은 설계착석기준점이 있을 경우 착석기준점을 기준으로 정해진 지점에 착석시킨다.

(13) 고속카메라로 촬영할 부위가 선명하게 보이지 않을 경우 필요한 부위에 이동형 조명장치를 설치한다.

(14) 각각의 센서들과 계측장치들의 필터링 주파수와 sampling rate는 SAE규정에 따르며, 필요시 조정을 하여 측정할 수 있다.

(15) 실차충돌 시험전 예비시험 실시

(가) 모든 준비가 완료된 후 예비 충돌시험을 실시한 후 계측기와 고속카메라, 속도측정장치 등 모든 장비의 작동 상태를 점검한다.

(나) 어떠한 장비에 문제가 발생하였을 때는 수리 또는 교체 후 재점검을 실시 한다.

(16) 실차충돌시험실시

(17) 시험 후 확인 내용

(가) 정해진 시험 속도로 시험을 실시한 후, 시험 속도를 확인 한다.

(나) 트리거 신호가 정상적으로 작동되었는지 확인 한다.

(다) 계측기를 다시 연결 후 모든 데이타 들이 정상적으로 계측되었는지 확인 한다.

(라) 고속카메라가 정상적으로 작동되었는지 확인한다.

(마) 시험차의 파손상태 및 손상여부 등 전반적인 상태를 확인한다.

(18) 시험 후 측정 내용

(가) 시험 후 변형량 측정(시험전과 비교)

(나) 시험 후 일반카메라 촬영(시험전과 동일 부위)

(다) 시험 후 확인한 고속카메라 촬영동영상 및 모든 데이타들을 PC로 다운 받은 후, 분석 프로그램으로 분석 한다. 이때 분석을 위한 데이타의 time 설정 구간은 시험조건 및 상황에 따라 조정 할 수 있다.

제9절 충돌시험시설 발주 및 인수시험

검증계획서 **(Verification Plan)**	**ID No :** **RC - SR06 - SSR05 - 2009** 작성일 : 2010. 05. 수정일 :

6. 프로젝트는 차체구조 충돌안전성능평가 시험설비를 구축해야 한다.

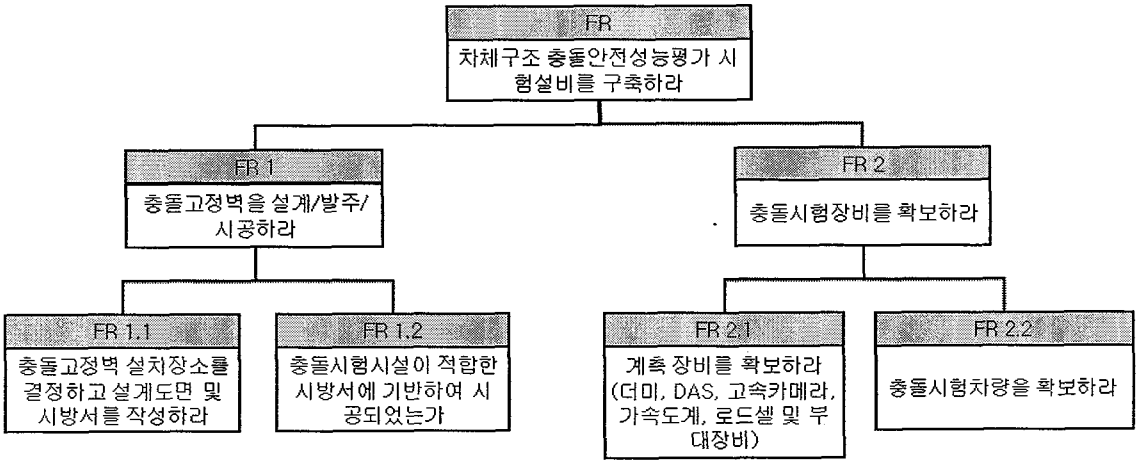
6.5 프로젝트는 충돌시험 시설 및 장비를 구축하여야 한다.

입력물 :	업무 :	출력물 :
☐ 요구사항 (Requirement) - 요구사항 문서 - 검증 요구사항 추적 매트릭스(VRTM) ☐ 기술 개발 계획(Technical Plan) - 연구계획서 - WBS (Work Breakdown Structure) ☐ 설계정보 및 평가자료 - 성과물 : 충돌원인 탈선모델 - 기능 아키텍처 - 물리 아키텍처 - 설계 분석 보고서 (DARs) ☐ 검증 방법 - 3.3 전문가검토 - 5.1 육안검사 - 5.3 기능시험	- SE 검증	- 수정 VRTM - 검증결과표

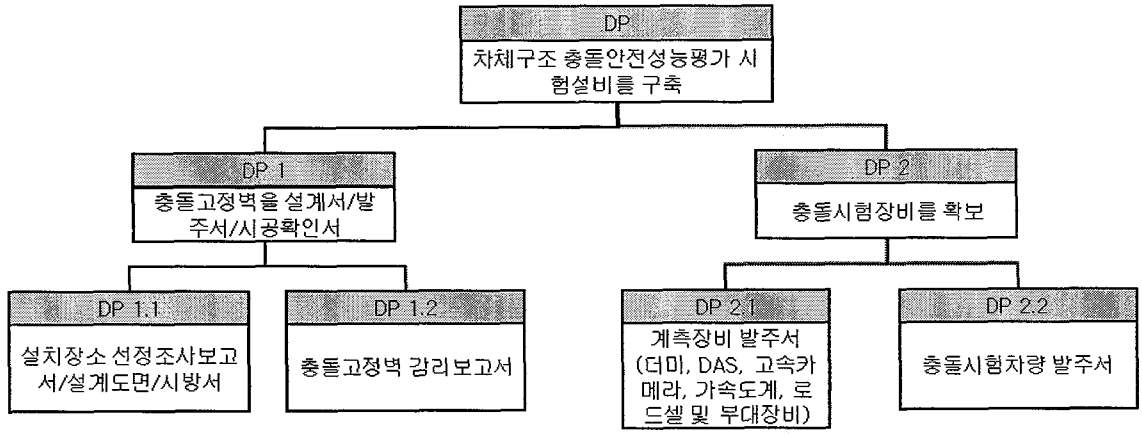
Verification Specification (검증기준) :

1. 충돌시험시설 설계
   - 1.1 충돌고정벽 설치장소에 대한 지질조사가 수행되었는가?
   - 1.2 충돌고정벽 설계도면 및 시방서가 작성되었는가?
   - 1.3 충돌시험장비에 대한 최적구축방안이 수립되었는가?
   - 1.4 충돌시험시설은 다양한 시험이 가능하도록 설계되었는가?
   - 1.5 충돌시험시설 설계 시 국내의 관련전문가 의견이 반영되었는가?
2. 충돌시험시설 발주/시공
   - 2.1 충돌고정벽에 대한 시공발주가 이루어졌는가?
   - 2.2 충돌시험장비에 대한 구매발주가 이루어졌는가?
   - 2.3 충돌고정벽이 시방서에 따라 적절히 시공되었는가?
3. 충돌시험시설 인수시험 계획수립
   - 3.1 충돌시험시설에 대한 인수시험 계획이 수립되었는가?

1. 기능 아키텍처



2. 물리 아키텍처



3. 설계분석보고서

가. 요구사항과 적합성

충돌시험시설 발주 및 인수시험은 시스템 요구사항 『SR 5. 프로젝트는 차체 구조 충돌안전성능평가 시험설비를 구축해야 한다.』 중 『SSR. 6.5. 프로젝트는 충돌시험 시설 및 장비를 구축하여야 한다.』에 해당하는 내용이다. 본 장에서는 충돌안전성능 평가 시험설비 구축의 일환으로 실차 충돌시험을 위한 충돌 고정벽 및 계측장비의 구성에 대해 연구하였다.

나. 평가기준

○ 국내외 철도차량의 충돌성능을 규정하고 있는 기준은 '철도차량 안전기준에 관한 규칙(국토해양부령 제35호)/지침(국토해양부고시 제2008-47호)','도시철도차량 안전기준에 관한 규칙'(국토해양부령 제4호) 등이 있으며, US CFR49 Sec.238.203, US AAR S-580, UK RGS GM/RT2100 등에 정의하고 있다.

다. 검증방법에 따른 증거자료

먼저 충돌고정벽의 경우 전문 감리사의 감리평가서, 육안검사, 실차 충돌시험 데이터를 근거로 공사의 건전성을 검증하며 충돌시험 시 하중을 비롯한 가속도, 변형률, 변형모드 측정을 위한 계측장비의 구성은 구매발주서 및 기능시험 결과를 검증을 위한 증거자료로 한다. 또한 충돌차량 및 피충돌차량은 육안 검사 및 기능시험을 통해 검증한다.

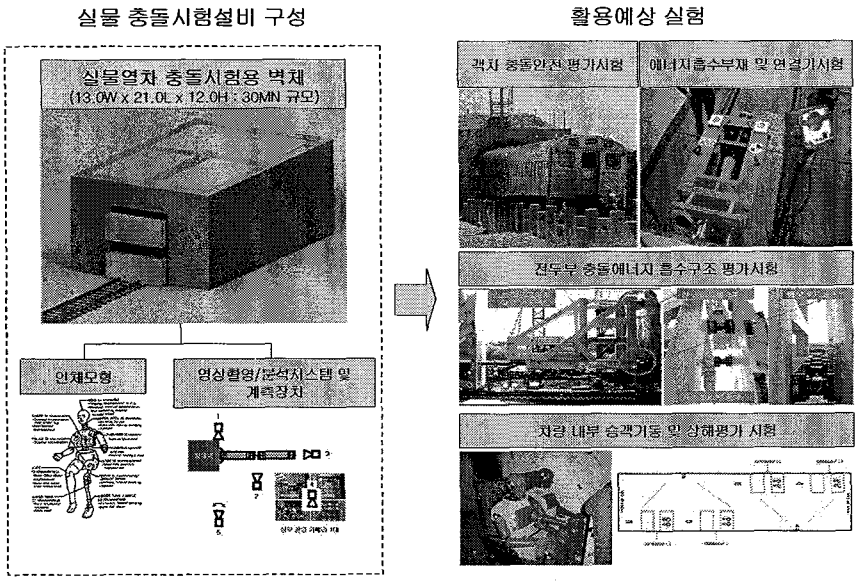
라. 성과물의 내용 및 결과

(1) 도입장비 개요

(가) 도입장비의 용도

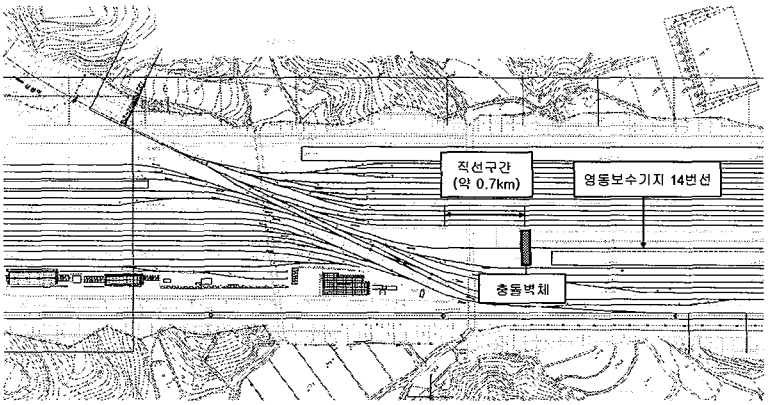
국내법인 "철도차량 안전 기준에 관한 지침"의 표준충돌사고 각본 부록 '나'항의 개별차량 충돌안전 성능평가 방법에 따른 표준열차의 고정벽 충돌 시험 규정의 충돌 시험용임. 시험설비의 주요 3가지 분류는 (1) 실물열차 충돌 시험용 고정벽체, (2) 계측장비 및 인체모형, (3) 충돌 시험용 화차 및 대차 등으로 구분함.

(나) 도입장비의 구성

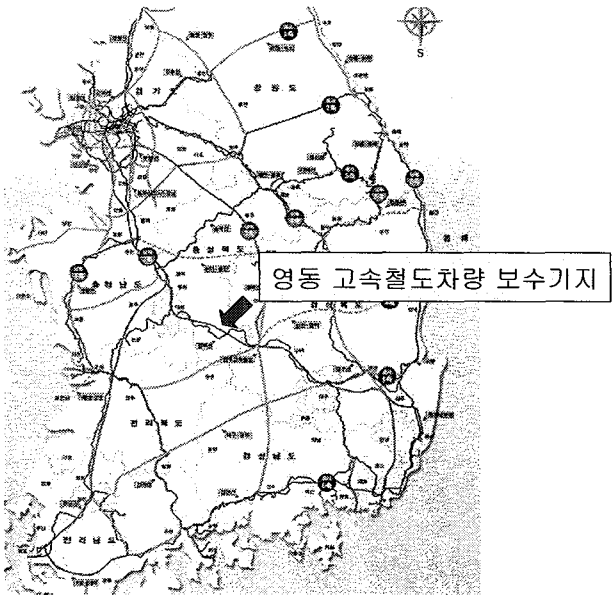


<그림 3.9.1> 도입장비의 구성

(다) 설치장소 : 충북 영동 고속철도차량 보수기지 내 14번선 단부



<그림 3.9.2> 실차 충돌 시험 설비 설치예정지 요도
(영동기지 내 14번선 단부)





<그림 3.9.3> 실차 충돌 시험 설비 설치 지역

(라) 장비구분 사양 1 (열차충돌 시험용 반력벽)

① 제원: 21.0m(충돌방향)×13.0m(충돌직각방향)×12.0m(벽체높이)

② 구조형식: 철근 콘크리트구조, 함형구조

③ 동하중 조건: 최고 6,000kN의 차량구조가 120ms의 동하중의 충돌조건

④ 설계조건: 구조해석을 통한 등가정하중 30MN 선정 및 벽체구조설계

⑤ 충돌 시험 가능조건

<표 3.9.1> 충돌 시험 가능조건

시험차량 총중량(ton)	충돌속도(km/h)	비 고
30	50	계산상 70km/h까지 가능 (설치예정지의 현장조건 제약)
40	45	계산상 59km/h까지 가능 (설치예정지의 현장조건 제약)
60	40	-
80	30	-
100	24	-

⑥ 국내외 충돌 시험조건

- 본 충돌벽의 충돌 시나리오는 국내법 중 "철도차량 안전 기준에 관한 지침"의 표준충돌사고 각본 부록 '나'항의 개별차량 충돌안전 성능평가 방법에 따른 표준열차의 고정벽 충돌 시험 규정을 충족함.

- 국외기준으로 US49 CFR238.403, EU TSI 사고 시나리오 1&2, GM/RT2100 9.2절의 충돌속도 기준(차량중량 35ton이하, 충돌속도 60km/h), EN 15227 충돌 시나리오 1(시나리오 2는 1/2속도일 경우)에 대한 시험수행이 가능함.

(마) 장비구분 사양 2 (계측장비 및 인체모형)

<표 3.9.2> 계측장비 및 인체모형 사양

분류	품명	규격	수량
영상촬영 및 분석 시스템	고속카메라	- 내충격성: 100G 이상 - 최대해상도: 1000*1000 pixels 이상 - 촬영속도: 최대해상도에서 1000fps 이상	10
	캠코더	- 화질: Full-HD급 - 해상도: 1920*1080 pixels 이상	3
	구성품	- 전원 공급 장치(Onboard/Offboard) - LinkBox(Onboard/Offboard) - Onboard Lens(8개 이상) - Offboard Lens(2개 이상) - Onboard Camera Mount(8개 이상) - Offboard 촬영용 삼각대(5개 이상) - Onboard Lighting System - 고속카메라 Control S/W - 케이블 트리거 등 기타 구성품	1식
데이터 획득 장치	DAS	- 내충격성: 100G 이상 - 채널수: 32채널	5
	구성품	- 전원 공급 장치(Onboard/Offboard) - LinkBox(Onboard/Offboard) - Laptop Control PC(2대 이상)	1식

		- Aanlysis Program - 속도 측정 장치 - 케이블, 트리거 등 기타 구성품	
인체모형	95% 성인남성	- Hybrid III 95% Large Dummy	1
	50% 성인남성	- Hybrid III 50% Dummy - 머리, 목, 가슴, 골반, 대퇴부, 정강이 상해 측정 장치 포함	2
	5% 성인여성	- Hybrid III 5% Female Dummy - 머리, 목, 가슴, 골반, 대퇴부 상해 측정 장치 포함	2
	6세 어린이	- Hybrid III 6 Year Old Dummy - 머리, 목, 가슴 상해 측정 장치 포함	1
	3세 어린이	- Hybrid III 3 Year Old Dummy - 머리, 목, 가슴 상해 측정 장치 포함	1
하중 측정 장치	로드셀	- 최대압축하중: 3,000kN 이상	6

(바) 장비구분 사양 3(시험차량-개조화차)

<표 3.9.3> 시험차량-개조화차 사양

분류	품명	규격	수량
시험차량 (개조 화차)	시험차량 구체	-언더프레임 - 어복형 용접구조 -센타실, 사이드실, 엔드실, 차체볼스터 - SS490A -로킹 장치, 측등걸이, 손잡이 및 발판-제외	2대
	시험차량 대차	-윤축-KS R 9221 적용 -저어널베어링-Ø140x254mm RCT형 NFL 베어링 -축상-탄소 주강 -1차 지지 장치-코일스프링/엑슬 박스	4대
	시험차량 제동장치	-공기제동-고무판식 제어밸브(P4a) -제동통, 피스톤 행정 -355mm, 180mm -앵글코크-차단 시 호스 내 압력공기 대기 방출 -공기호스-KRS BR 0006-06	1식

(2) 도입필요성 및 활용계획

(가) 도입목적 및 필요성

① 국내외 철도차량의 충돌성능을 규정하고 있는 기준은 '철도차량 안전기준에 관한 규칙(국토해양부령 제35호)/지침(국토해양부고시 제2008-47호)', '도시철도차량 안전기준에 관한 규칙'(국토해양부령 제4호) 등이 있으며, US CFR49 Sec.238.203, US AAR S-580, UK RGS GM/RT2100 등에 정의하고 있음.

② 철도차량 충돌사고는 60km/h이하의 차 대 차 사고에서 발생하고, 그 중 절반 이상은 시속 15km/h이하에서 주로 발생하고 있음. 일반적인 충돌보다 차량의 타고 오름이 발생한 사고의 위험도가 30배 이상임.

③ 국내의 철도차량 충돌 시험의 수요(연구원, 철도차량제작업체 등)는 국내 충돌 시험소의 전무로 인해 국외의 TÜV SÜD(독일), CNTK(폴란드) 등에서 실시하고 있어 충돌 시험과 관련 연구에 대한 기간 및 예산 면에서 많은 부하를 요구받고 있음.

④ 이에 국내외 철도차량 충돌 시험을 만족하는 충돌 시험시설을 설치하여 충돌 시험 연구에 있어 원활하고 다양한 실험을 가능케 하며 더불어 예산절감에 효과가 있음.

<표 3.9.4> 국외 충돌 시험 의뢰 현황(연구원)

시험소	년도	시험내용	시험비용(€)
TUV SUD	2007	-경충돌 안전장치	17,000
TUV SUD	2008	-에너지흡수부재 2종 -경충돌 안전장치	12,000
CNTK	2009	-전두부 충돌 시험	98,000
TUV SUD	2009	-에너지흡수부재 3종	21,900
계			148,900

(나) 활용계획

① 과제와 관련한 활용계획

- 차량구조의 국내외 충돌성능 규정에 따라 연결기, 전두부의 충돌 시험 수행할 예정임.
- 열차충돌 시험자료 및 평가기술 확보 예정임.

② 과제종료 후 활용계획

- 신규개발차량의 충돌안전도 검증
- 도시철도차량 안전기준에 따른 차량의 충돌안전도 검증
- 철도차량 안전기준에 따른 차량의 충돌안전도 검증
- 차량개발단계에서 충돌에너지 흡수구조 검증
- 해외 수출차량에 대한 충돌안전도검증시험

③ 공동 활용 계획 (내부 및 외부기관)

- 내부기관 충돌성능평가 시험 요청에 대한 수행
- 외부기관 수탁실험연구 수행

<표 3.9.5> [연간 장비 활용 시간]

내 용	1/4분기	2/4분기	3/4분기	4/4분기	합계
	2회	2회	2회	2회	8회

(다) 장비의 활용성 향상 방안

- 장비의 많은 부분을 차지하는 계측기류는 자동차의 충돌안전 공인시험과 공동으로 활용하는 방안 구상
- 장비도입이 완료되면 본 과제의 세부연구기관인 교통안전공단 자동차성능연구소와 계측장비 공동 활용에 대한 MOU 체결 추진

(라) 시험항목

① 충돌에너지 흡수부재 성능평가시험
(a) 버클링튜브 에너지 흡수성능 평가시험
(b) 확관튜브 에너지 흡수성능 평가시험
(c) 복합재튜브 에너지 흡수성능 평가시험
(d) 티어링튜브 에너지 흡수성능 평가시험

② 충돌에너지 흡수장치 성능평가시험
(a) 전단볼트, 인장볼트 성능평가시험
(b) 경충돌 안전장치 성능평가시험
(c) 완충차막이 성능평가시험
(d) 타고오름 방지장치 성능평가시험
(e) 장애물제거기 성능평가시험

③ 충돌에너지 흡수구조 성능평가시험
(a) 일반철도, 고속철도 전두부 충돌에너지 흡수구조 성능평가시험
(b) 도시철도 전두부 하부 충돌에너지 흡수구조 성능평가시험
(c) 객차 및 동력객차 단부 충돌에너지 흡수구조 성능평가시험

④ 차량실내 승객거동 및 상해평가시험
(a) 순방향좌석 승객거동 및 상해평가시험
(b) 역방향좌석 승객거동 및 상해평가시험
(c) 마주보는 좌석 승객거동 및 상해평가시험
(d) 측면좌석 승객거동 및 상해평가시험

(마) 시험 사례

① 에너지 흡수부재 및 장치시험

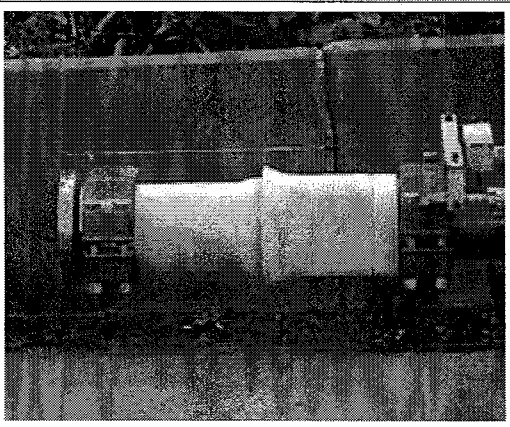
<표 3.9.6> 시험 목적과 측정 항목

시험항목	시험목적	측정항목
연결기충돌 시험	- 연결기의 충돌안전성능 검증 - 시뮬레이션 결과를 검증 - 장치의 연구·개발	충돌하중, 변위, 속도, 가속도, 고속촬영 등
에너지흡수장치충돌 시험	- 변형구역을 구성하는 장치의 충돌안전성능 검증 - 시뮬레이션 결과를 검증 - 장치의 연구·개발	
에너지흡수 부재충돌 시험	- 에너지흡수장치를 구성하는 부재의 충돌안전성능 검증 - 시뮬레이션 결과를 검증 - 장치의 연구·개발	

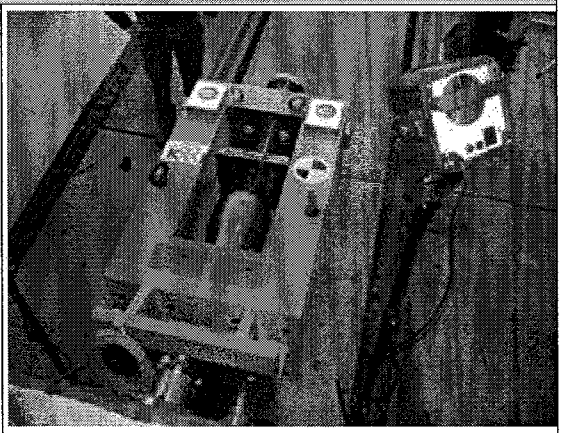
관련규정

1. 도시철도차량 안전기준에 관한 규칙
   - -제3절 제22조: 볼스터 방식 차량충돌
   - -제3절 재23조: 공차상태 연결기 충돌
2. 철도차량 안전기준에 관한 규칙
   - 제33조: 연결기 및 차량충돌

시험사례



연결기 충돌 시험

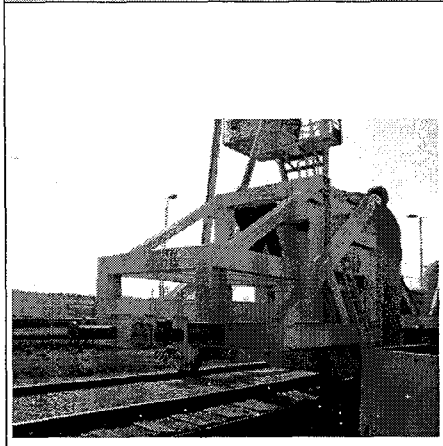


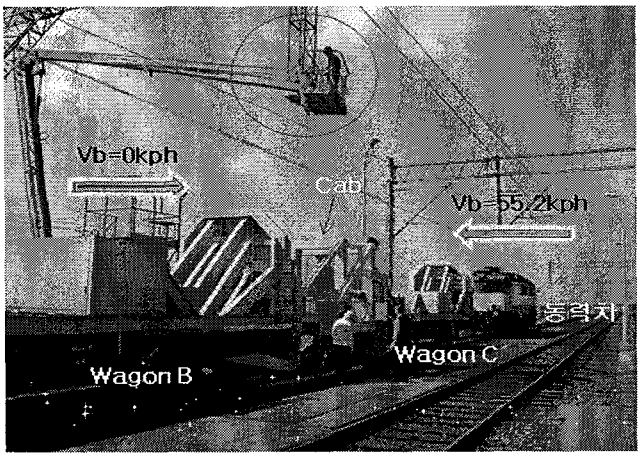
에너지 흡수장치 충돌 시험
(경충돌 안전장치)

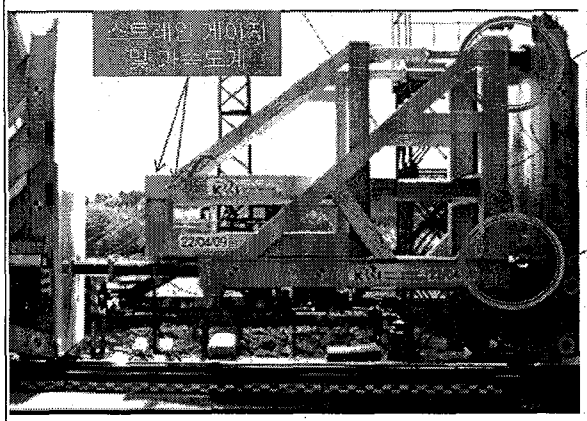
② 전두부 충돌에너지 흡수구조 평가시험

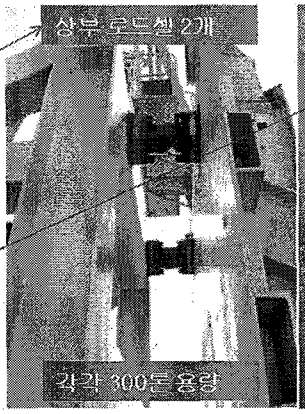
<표 3.9.7> 전두부 충돌에너지 흡수구조 평가시험 사례

시험개요
- 전두부 구조시험. 열차 전두부의 에너지 흡수성능 검증. - 하중, 압괴거리, 속도, 가속도, 변위측정
관련규정
- "철도차량 안전기준에 관한 지침" 중 표준충돌사고각본의 검증절차
시험사례









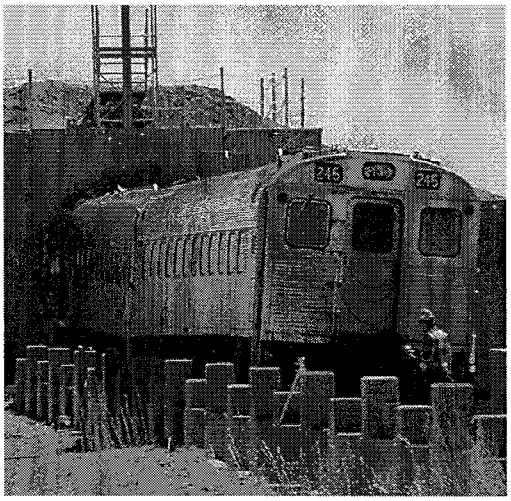


압괴하중 측정과 가속도계측을 위한 로드셀과 가속도계 부착(예)

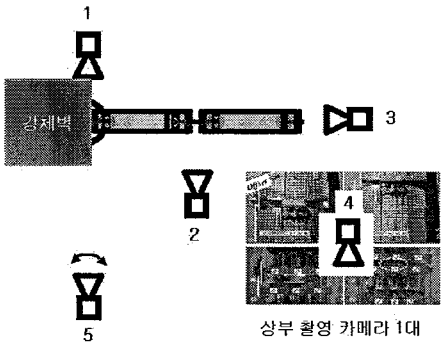
③ 객차 충돌안전 평가시험

<표 3.9.8> 객차 충돌안전 평가시험

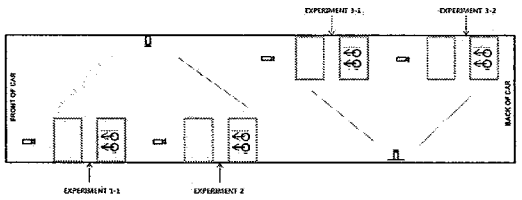
시험개요
- 열차 대 열차 또는 건널목 사고 시나리오를 구현 및 충돌안전도 향상 - 충돌사고 발생 시 승객생존을 위한 공간 확보 여부 평가 - 에너지 흡수영역의 변형모드 측정 - 커플러로 연결된 차량 간의 상호작용 조사 및 타고오름 측정 - 승객의 차량 내 이차충돌에 의한 상해 평가
관련규정
- "철도차량 안전기준에 관한 지침" 중 표준충돌사고각본의 검증절차 - 승객상해평가는 AV/ST 9001의 기준에 따름
시험사례



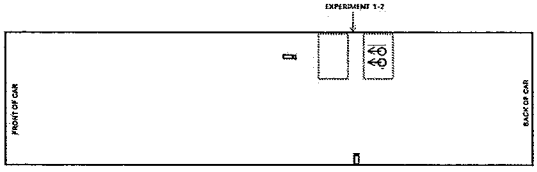
객차2량 강체벽 충돌 시험
(TTCI, 2002)



외부 카메라 배치도



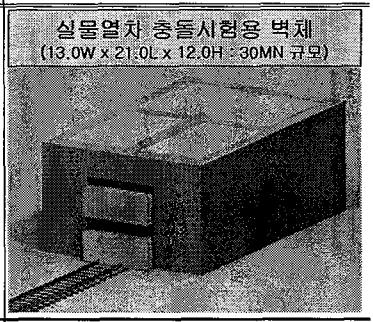
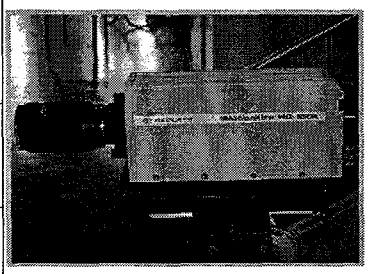
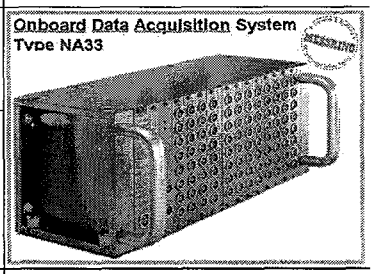
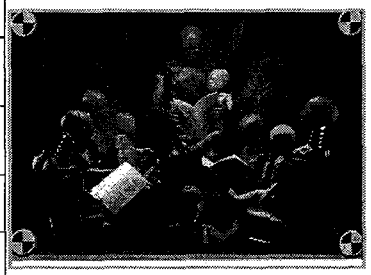
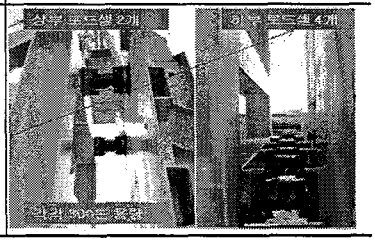
선두차량 내부 계측장치/인체모형 배치도

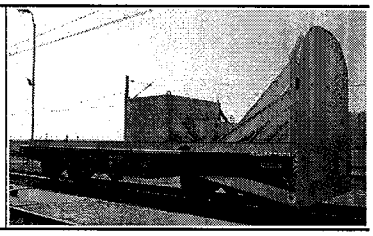


후미차량 내부 계측장치/인체모형 배치도

(3) 충돌시험설비 구축

<표 3.9.9> 충돌 시험 장비 구성

분류	품명	용도	수량	비고
충돌 고정벽	열차충돌 시험용 반력벽	- 시험체를 장착한 차량이 시험 속도로 충돌	1	
영상촬영 및 분석 시스템	고속카메라	- 차량 외부 및 내부에 장착하여 시험체 및 인체모형의 거동을 기록하기 위한 고속영상 촬영용	12	
	캠코더	- 차량 외부에서 시험체의 거동을 기록하기 위한 일반 동영상 촬영용	3	
	구성품	- 고정 장치, 전원장치, 케이블, Trigger 장치, 조명장치, 분석 S/W, 등	1식	
데이터 획득 장치	DAS	- 시험차량에 탑재하여 충돌하중, 가속도, 변위, 인체상해 등의 측정데이터를 저장	7	
	구성품	- 고정 장치, 전원장치, 케이블, Trigger 장치, 속도 측정 장치, 분석 S/W, 등	1식	
인체모형	50% Hybrid III Pedestrian	- 접촉사고자 상해평가	1	
	95% Hybrid III	- 의자 충격강도 평가	1	
	50% Hybrid III	- 표준 남성 상해평가	2	
	5% Hybrid III	- 표준 여성 상해평가	2	
	6세 어린이	- 표준 어린이 상해평가	1	
	3세 어린이	- 표준 유아 상해평가	1	
하중 측정 장치	로드셀	- 시험체 충격하중 측정	6	

시험차량	시험차량	- 시험체를 장착하고 고정벽에 충돌하는 시험용 차량	2	

<표 3.9.10> 구축 장비 사양서-Camera system

품명	수량	사양		비고
High Speed Digital Camera	10	shock	100g for any axis or more	
		Image Resolution	Color CMOS, (H)1,280X(V)1,024 Pixels	
		Internal Memory	1,000fps at full resolution	
		Record time	1.6sec(1,000fps at full resolution)	
		Frame rate	1,000fps t full resolution or more	
		Min.Electronic shutter time	2micro-sec	
		Lens mount	Standard C-mount, F-mount, Hi-G mount available	
		The enough length and number of necessaty cable should be supplied	Cables supplied will be suitable for frequent hostile environment for indoor and outdoor test	
			The specially necessary mehanical tools for installation and maintenance will be included in the system	
		Carrying case	-	
Digital Camcorder	3	Image Resolution	Full-HD Color, (H)1,920x(V)1,080 Pixels or more	
		All standard accessories will be provided	-	
Accessories	-	Battery for each camera	Onboard&Offboard available	
		Power suply for each camera	Must be suplied with power to each camera	
		Lenses	Onboard Lenses: 8ea, 8mm and 12.5mm/f1.8	
			Offboard Lenses: 2ea, 28070mm/2.8f	
			Protect filter for each Lenz	
		LinkBox Offboard	To connect up to 8 cameras	
			Trigger in/out, sync in/out	
			DC in/out	
			Ethernet communication	
			All cables included	

품명	수량	사양		비고
		LingkBox Onboard	Hi-G version: 100g	
			To connect up to 9 cameras	
			Trigger in/out, sync in/out	
			DC in/out	
			Ethernet communication	
			All cables included	
		Onboard Mount for camera	8EA	
		Tripod with 3D geared head for camera and camcorder	5EA	
		Onboard lighting system for 8 onboard cameras	Onboard light	
			Onboard battery	
			Onboard mount	
		Operating software for camera system	-	

<표 3.9.11> 구축 장비 사양서-Dummy

품명	수량	사양		비고
95% Dumy	1	Hybrid Ⅲ 95% dummy	ACCEL MOUNT KIT (H.C.P) 6 AXIS HEAD, ENDEVCO 7264-2000 HYBRID Ⅲ	
			TOOL ACCESSORY KIT FOR DUMMY SHIPMENTS	
		Includes Shoes, Men's dress	-	
50% Dummy	2	Hybrid Ⅲ 50% dummy wint Bal bearing Knee slider and Zipped Lower leg flesh	ACCEL MOUNT KIT (H.C.P) 6 AXIS HEAD, ENDEVCO 7264-2000 HYBRID Ⅲ	
			TOOL ACCESSORY KIT FOR DUMMY SHIPMENTS	
		Includes sShoes, Men's dress	-	
		Uniaxial Accelerometers for Head(3), Chest(3), Pelvis(3)	-	
		6 Axis Upper/Lower Neck Load Cel	-	
		Uniaxial Femur Load Cell	-	
		Tibia Load Cell	4 AXIS UPPER TIBIA LOAD CELL	
			4AXIS LOWER TIBIA LOAD CELL	
			LOWER LEG TUBE ASSEMBLY H3-50TH	

품명	수량	사양		비고
			SCREW MODIFIED FOR LEG TUBE	
			WELDMENT	
			KNEE CLEVIS	
			STRUCTURAL REPLACEMENT	
		Includes Cables, Lemo Connectors	-	
5% Dummy	2	Hybrid Ⅲ 5% dummy	ACCEL MOUNT KIT (H.C.P) 6 AXIS HEAD,CHEST & PELVIS	
			TOOL ACCESSORY KIT FOR DUMMY SHIPMENTS	
		Includes Shoes, Women's dress	-	
		Uniaxial Accelerometers for Head(3), Chest(3), Pelvis(3)	-	
		6 Axis Upper Neck Load Cell	-	
		Uniaxial Femur Load Cell	-	
		Inclues Cables, Lemo Connectors	-	
6 Year Old Dummy	1	Hybrid Ⅲ 6 year Old Dummy	ACCEL MOUNTS FOR ENDEVCO 7264-2000 HYB-Ⅲ 6YR OLD 6 AXIS	
			TOOL ACCESSORY KIT FOR DUMMY SHIPMENTS	
		Includes Shoes, Dress	-	
		Uniaxial Accelerometers for Head(3), Chest(3)	-	
		6 Axis Upper Neck Load Cell	-	
		Uniaxial Femur Load Cell	-	
		Includes Cables, Lemo Connectors	-	
3 Year Old Dummy	1	Hybrid Ⅲ 3 Year Old Dummy	ACCEL MOUNT H3 3 YO. 7264-2000, USE SHT 3 OF 210-0000 FOR ASSY DWG REF	
			TOOL ACCESSORY KIT FOR DUMMY SHIPMENTS	
		Includes Shoes, Dress	-	
		Uniaxial Accelerometers for	-	

품명	수량	사양		비고
		Head(3), Chest(3)		
		6 Axis Upper/Lower Neck Load Cel	-	
		Includes Cables, Lemo Connectors	-	

<표 3.9.12> 구축 장비 사양서-Loadcell

품명	수량	사양		비고
Customized Crash Load Cell 3MN	6	Special force transducer with different load directions	Normal axial: 3MN compressive force	
			Load limit - Compression force: Max. 3.5MN - Tensile force: Max. 200kN - Bending momnet: Max. 6.7kMN	
		Accuracy class	0.5% (typical 0.2%)	
		Linearity deviation	±0.5%	

<표 3.9.13> 구축 장비 사양서-Data Acquisition System

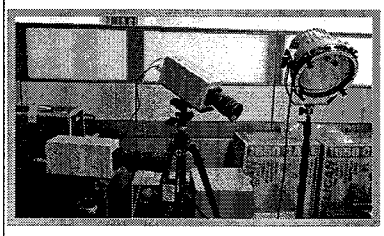
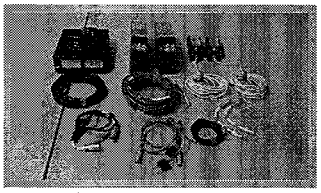
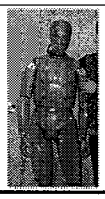
품명	수량	사양		비고
32ch Onboard DAS	5	32 sensor input channels, 16 digital input channels	-	
		Onboard, crashworthy design	Shock: at least 100G	
			System should be set on the crash vehicle, provide all plates for DAS	
			Onboard/Offboard Battery, Power Supply	
		LEMO connectors	-	
		Including all accessories and cables	-	
Software&Accessories	2	Laptop Control PC	2EA	
		Analysis Program	DIAdem advanced edition and crash analysis toolset	
		Velocity Measurement system	-	

<표 3.9.14> 구축 장비 사양서-Remarks

품명	사양	비고
Remarks	Two yearswarranty after user;s acceptance	
	Each two copies of the mnual for instruction, operation and maintenace of all equioment should be provided	
	Power source should be as Koran Stndard 110/220V, 1phase/3phase and 60Hz	
	Including all stndard accessories	

① 기 구매 장비

<표 3.9.15> 기 구매 장비

분류	품 명	모 델 명	수량	참고사진
영상 촬영 및 분석 시스템	고속카메라	Redlake MotionXtra HG-100K	2	
	악세사리	Power Suply Battery Pack for Outdoor Test Tripod with Gear Head 12.5mm/F1.4 Lens(2ea) 24-70mm/F2.8 Lens(2ea) 80-200mm/F2.8 Lens(2ea) Analysis S/W: Viewpoint Advanced Version Tungsten Lighting Set (offboard)	-	
데이터 획득 장치	DAS	DTS TDAS G5(32ch)	2	
	주변장치	TDAS G5 Vehicle Docking Station(2ea) TDAS G5 Digital Input Terminal TDAS PLUS Power Supply TDAS Control S/W Package	-	
인체 모형	50%ile Male	Denton Hybrid III Pedestrian In Dummy Das System	1	

② 당해연도 구매장비

<표 3.9.16> 당해연도 구매장비

분류	품명	사양	수량
충돌 고정벽	열차충돌 시험용 반력벽	- 제원: 21.0m(충돌방향)×13.0m(충돌직각방향)×12.0m (벽체높이) - 구조형식: 철근 콘크리트구조, 함형구조 - 동하중 조건: 최고 6,000kN의 차량구조가 120ms의 동하중의 충돌조건 - 설계조건: 구조해석을 통한 등가정하중 30MN 선정 및 벽체구조설계	1
영상촬영 및 분석 시스템	고속카메라	- 내충격성: 100G 이상 - 최대해상도: 1000*1000 pixels 이상 - 촬영속도: 최대해상도에서 1000fps 이상	10
	캠코더	- 화질: Full-HD급 - 해상도: 1920*1080 pixels 이상	3
	구성품	- 전원 공급 장치(Onboard/Offboard) - LinkBox(Onboard/Offboard) - Onboard Lens(8개 이상) - Offboard Lens(2개 이상) - Onboard Camera Mount(8개 이상) - Offboard 촬영용 삼각대(5개 이상) - Onboard Lighting System - 고속카메라 Control S/W - 케이블 트리거 등 기타 구성품	1식
데이터 획득 장치	DAS	- 내충격성: 100G 이상 - 채널수: 32채널	5
	구성품	- 전원 공급 장치(Onboard/Offboard) - LinkBox(Onboard/Offboard) - Laptop Control PC(2대 이상) - Aanlysis Program - 속도 측정 장치 - 케이블, 트리거 등 기타 구성품	1식
인체 모형	95% 성인남성	- Hybrid III 95% Large Dummy	1
	50% 성인남성	- Hybrid III 50% Dummy - 머리, 목, 가슴, 골반, 대퇴부, 정강이 상해 측정 장치 포함	2
	5% 성인여성	- Hybrid III 5% Female Dummy - 머리, 목, 가슴, 골반, 대퇴부 상해 측정 장치 포함	2
	6세 어린이	- Hybrid III 6 Year Old Dummy - 머리, 목, 가슴 상해 측정 장치 포함	1
	3세 어린이	- Hybrid III 3 Year Old Dummy - 머리, 목, 가슴 상해 측정 장치 포함	1
하중 측정 장치	로드셀	- 최대압축하중: 3,000kN 이상	6
시험차량	시험차량	- 시험차량 구체, 대차 및 제동장치	2

(a) 충돌고정벽, 계측장비 및 충돌화차 입찰공고

공고번호 제2009-31호

외자입찰(긴급)공고

1. 용역명 : 철도차량 실물충돌 안전성 평가 시험설비

2. 입찰에 부치는 사항

가. 입찰방법 : 규격가격 분리 동시입찰(규격가격 동시제출)

나. 추정금액 : 3,300,000,000원(부가세 포함)(장기계속계약)

※ 당해연도 예산 20억원은 확정/ 차년도 예산 13억원은 미확보로 변동가능함

다. 납품기한 : 계약일로부터 9개월이내

3. 입찰 장소와 일시

구 분	입찰등록 일시 및 장소	입찰일시 및 장소
일시 및 장소	2009년 06월 05일 14 : 00 한국철도기술연구원 자재팀	2009년 06월 05일 15 : 00 한국철도기술연구원 입찰실

4. 입찰참가 자격 : 다음 각 호의 요건을 모두 구비한 자에게 한합니다.

가. 공동수급 가능함(공동수급인 경우에는 대표사를 제외한 수급사는 입찰참가신청시 대표사가 공동수급자 전원이 날인한 공동수급표준협정서(공동이행방식) 제출로 입찰참가신청을 한 것으로 봄)

나. 국가를당사자로하는계약에관한법률시행령 제12조 및 동 시행규칙 제14조에 의한 유자격자

다. 대외무역법에 의한 자격 구비자

라. 공고일 기준으로 최근 5년간 국내 차량제작사 및 시험인증기관에 충돌시험용 혹은 모의충돌시험용 설비 납품 실적 총액이 16.5억원이상이 있는 업체(실적증명서 1부 제출)

5. 입찰 및 등록구비서류 : 입찰안내서를 참조하여 주시기 바랍니다.

6. 입찰 보증금

응찰금액의 5/100 이상의 현금, 유가증권 또는 보증보험증권으로 입찰등록 시 납부(낙찰업체가 소정의 기일 내에 계약을 체결하지 않을 경우 보증금은 연구원에 귀속함)하여야 합니다.

7. 낙찰자 선정 : 국제사양 평가결과 적격자 중 예정가격 이하의 최저가 응찰자

8. 입찰의 무효에 관한 사항 : 입찰안내서를 참조하여 주시기 바랍니다.

9. 기타 사항

- 우편입찰은 받지 않으며 제출된 서류는 일체 반환하지 않습니다.
- 입찰 설명은 우리연구원(www.krri.re.kr)과 기획재정부 알리오(www.alio.go.kr) 홈페이지 및 조달청 나라장터에 게시한 입찰안내서의 공람으로 대체합니다.
- 입찰참가자는 입찰등록일 이전에 반드시 입찰공고, 입찰안내서 등을 공람하여 입찰절차의 숙지 및 등록 구비서류준비에 유의하시기 바랍니다.
- 입찰등록 등 구비서류의 모든 사본에는 원본 대조필 도장을 날인하여야 합니다.
- 입찰과 관련한 문의사항은 우리 연구원 총무·자재팀 (☎ 031-460-5135) 또는 주행추진연구실 (☎ 031-460-5224)으로 문의하여 주시기 바랍니다.

상기와 같이 공고합니다.

2009년 5월 25일

한국철도기술연구원장

<그림 3.9.4> 충돌고정벽, 계측장비 및 충돌화차 입찰공고

(b) 충돌고정벽, 계측장비 및 충돌화차 물품구매 계약서

협조	팀원	팀장	부장	원장

물품구매 계약서

계약번호	2009-PF-9
공고번호	제2009-031호

계약자	발주처	한국철도기술연구원			
	계약상대자	상호	(주)주원	법인등록번호	110111-0209125
		주소	경기도 성남시 분당구 구미동 158번지 하나EZ타워 6층	전화번호	031-726-1585
		대표이사	이 윤 명		
	계약상대자	상호	한엔지니어링(주)	법인등록번호	135111-0043417
		주소	경기도 군포시 당정동 500-1	전화번호	031-456-5553
		대표이사	선 종 석		

계약내용	
계약명	철도차량 실물충돌 안전성 평가 시험설비
1차 계약 금액	외자 FOB(본선인도조건) EURO 209,300 , USD 520,503 + 내자 ₩971,212,000
총 계약부가금액	외자 FOB(본선인도조건) EURO 209,300 , USD 520,503 + 내자 ₩971,212,000
계약보증금	계약금액의 100분의 10
지체상금율	1000분의 1.5
1차 계약기간	계약일로부터 9개월이내
총 계약기간	계약일로부터 9개월이내
하자보수보증금	계약금액의 100분의 10 (하자담보 책임기간 : 1년)
위치	한국철도기술연구원 지정장소
기타사항	- 분할선적 불허함, - 장기계속계약 (다만, 1차년도 예산(2억)범위안에서 총 예산(총계약금액)을 확보함에 따라 연차계약없이 1차년도를 총계약과 동일하게 계약함) - 1차년도 내자에 한해서 선금 계약후 20%, 잔금 준공후80% (다만, 외자물품인 경우에는 신용장 조건에 따라 지급하고 내자인 경우에는 기성대가에 따라 지급할 수 있다.)

한국철도기술연구원과 계약대상자는 상호 대등한 입장에서 붙임의 계약문서에 의하여 위의 물품구매에 대한 계약을 체결하고 신의에 따라 성실히 계약상의 의무를 이행할 것을 확약하며, 계약의 증거로서 계약서를 작성하여 당사자가 기명날인 후 각각 1통씩 보관한다.

붙임서류 :

1. 외자구매입찰유의서 1부
2. 외자구매 계약조건 1부
3. 입찰사양서 1부
4. 청렴계약이행각서 1부.
5. 산출내역서, Quotation 및 Offer 각 1부.
6. 공동수급 표준협정서 및 합의각서 각 1부. 끝.

계약일자 : 2009년 6월 29일

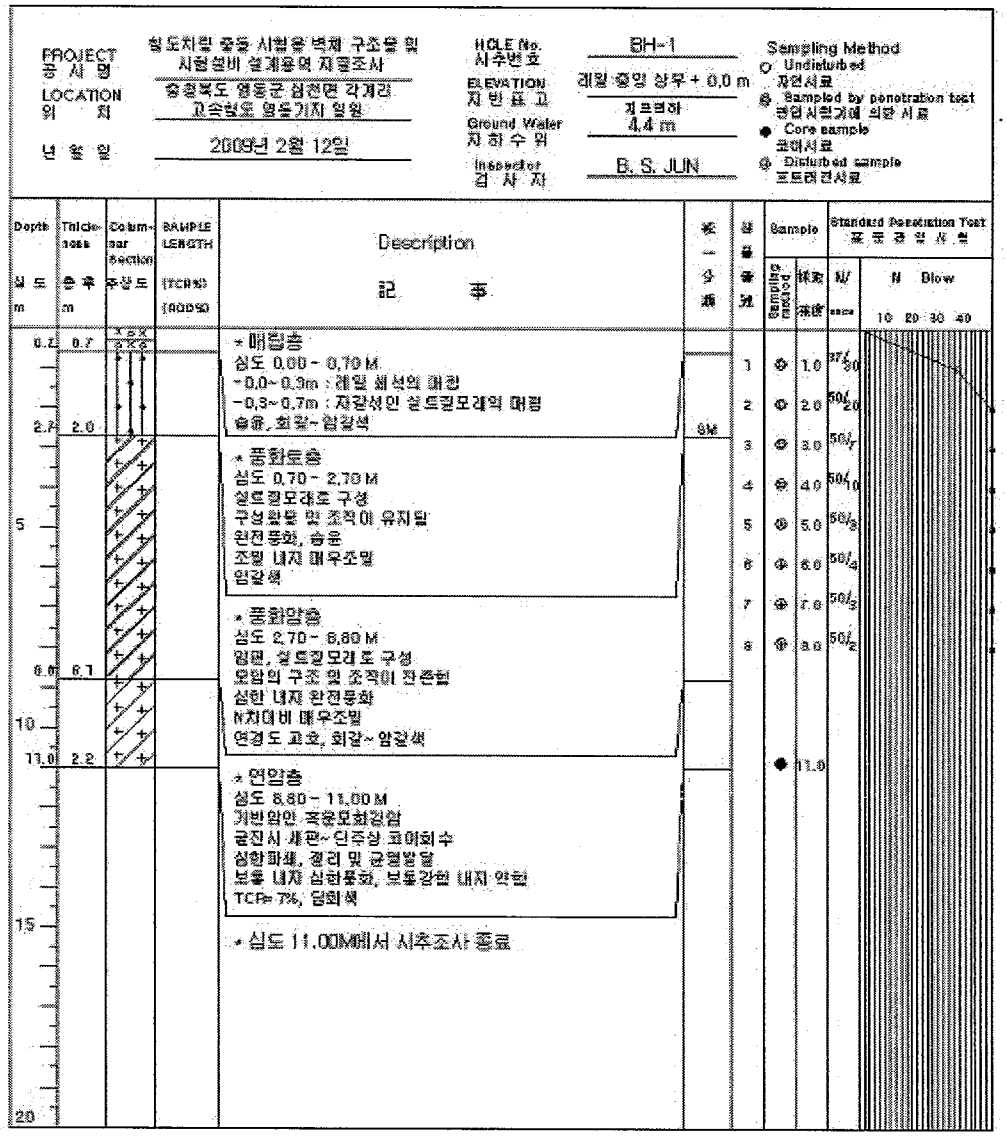
발주자 : 한국철도기술연구원 원장 최 성 규

계약상대자 : (주)주원 대표이윤명

한엔지니어링(주) 대표선종석

<그림 3.9.5> 충돌고정벽, 계측장비 및 충돌화차 물품구매 계약서

(c) 충돌고정벽 설치 지역의 지질조사서

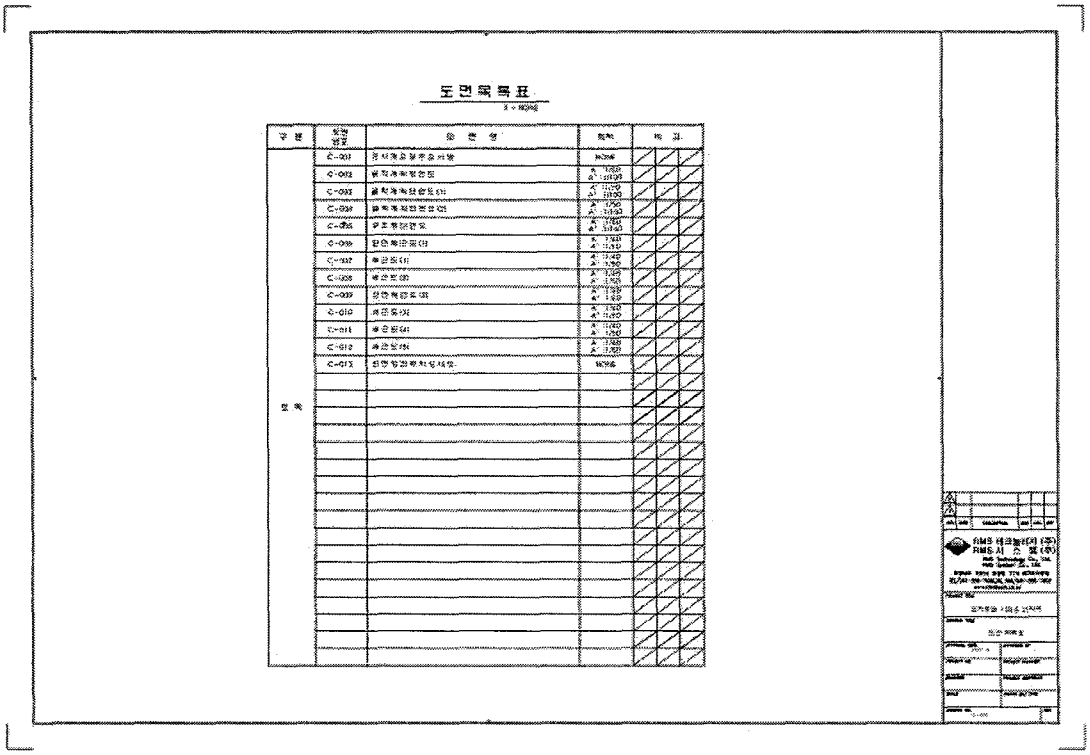


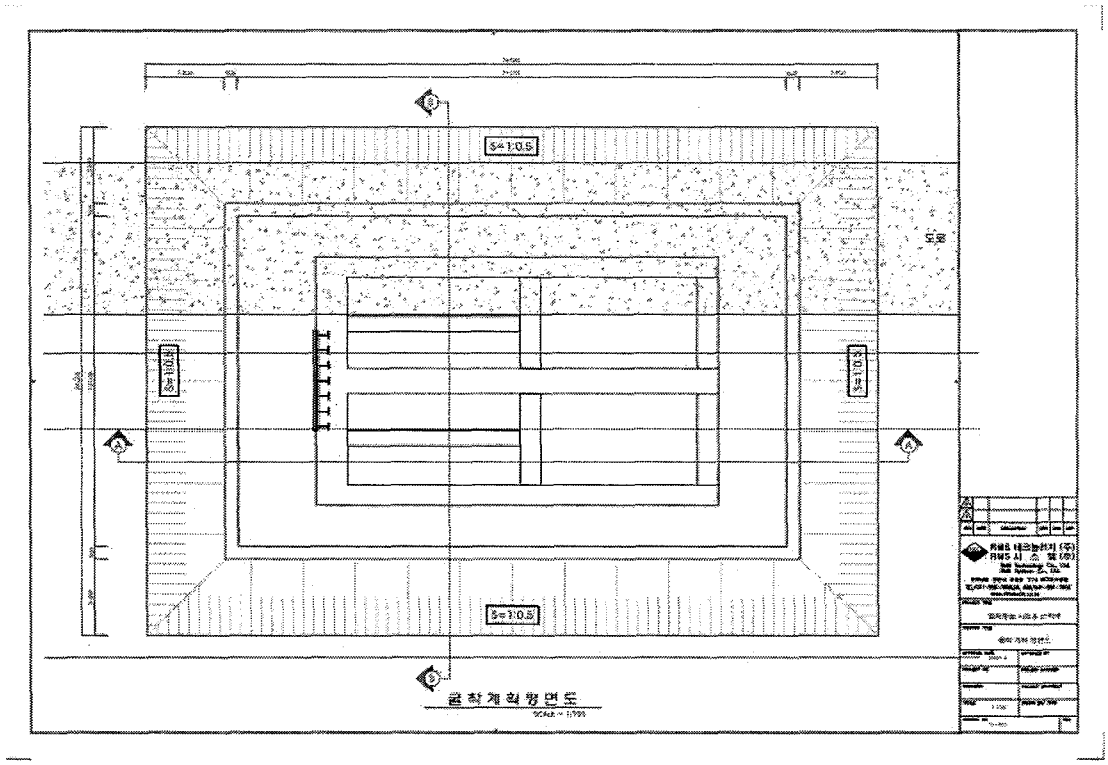
<그림 2-11> 시추 주상도

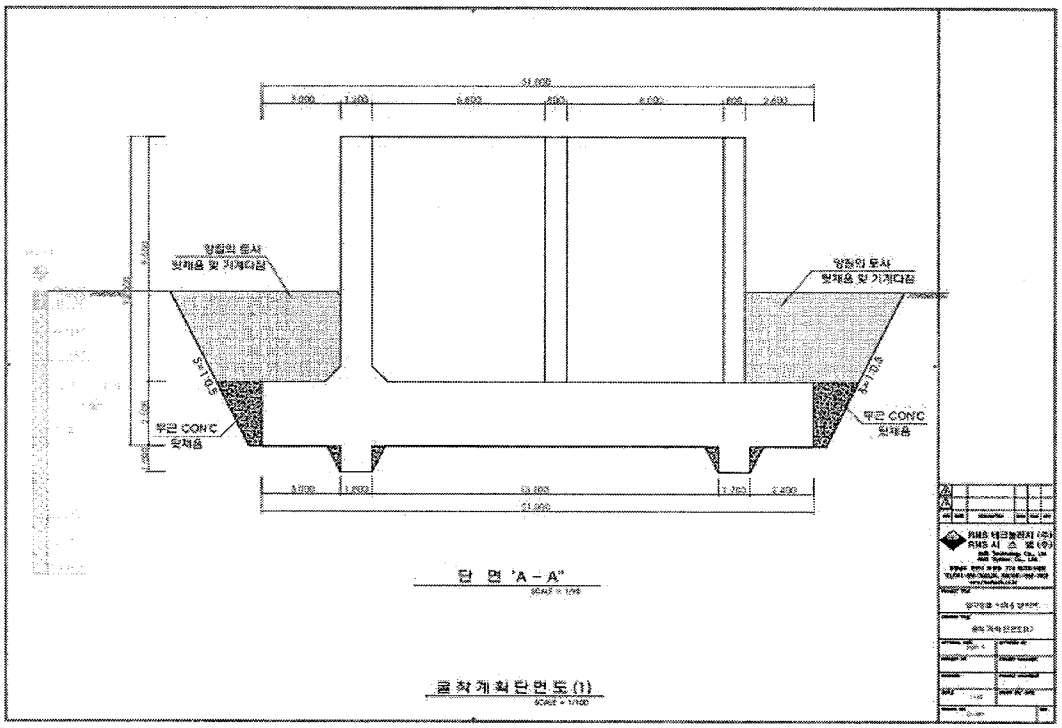
상기 자료와 같이 영동 기지 충돌 벽체 설치 지역의 시추 조사 결과 매립층 0~0.7m, 풍화토층 0.7~2.7m, 풍화암층 2.7~8.8m 및 8.8m 이하 시추 조사 종료 심도 11m 까지 연암층으로 구성되어 비교적 양호한 지반 조건을 갖추고 있는 것으로 나타났다.

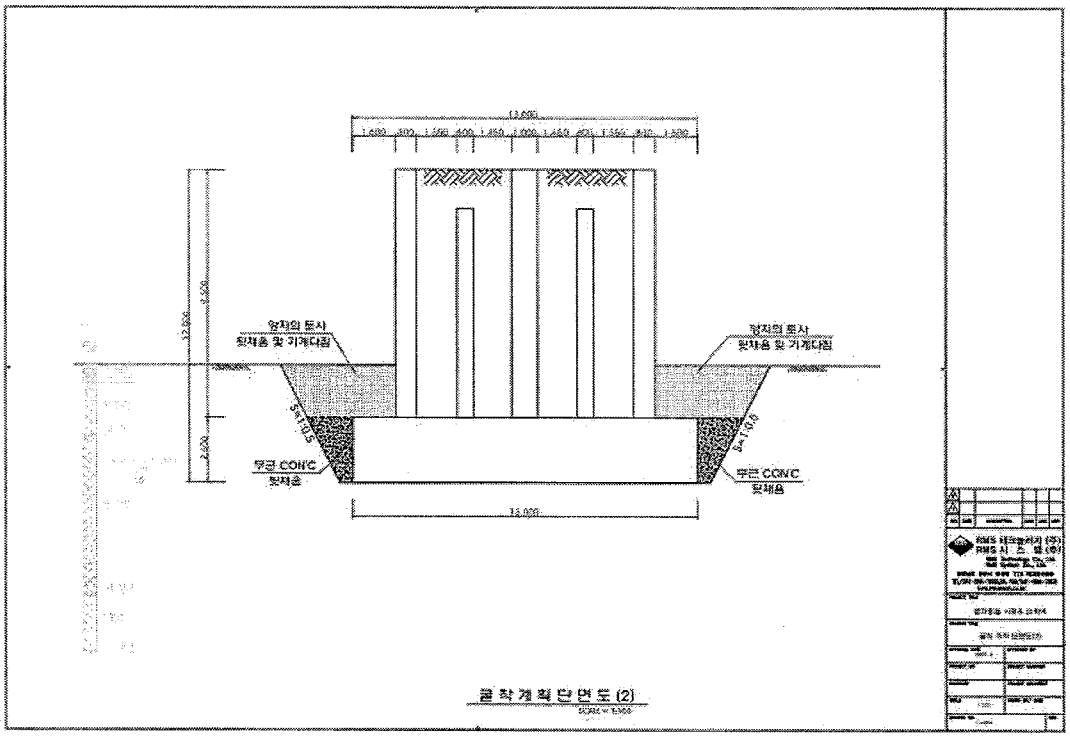
<그림 3.9.6> 충돌고정벽 설치 지역의 지질조사서

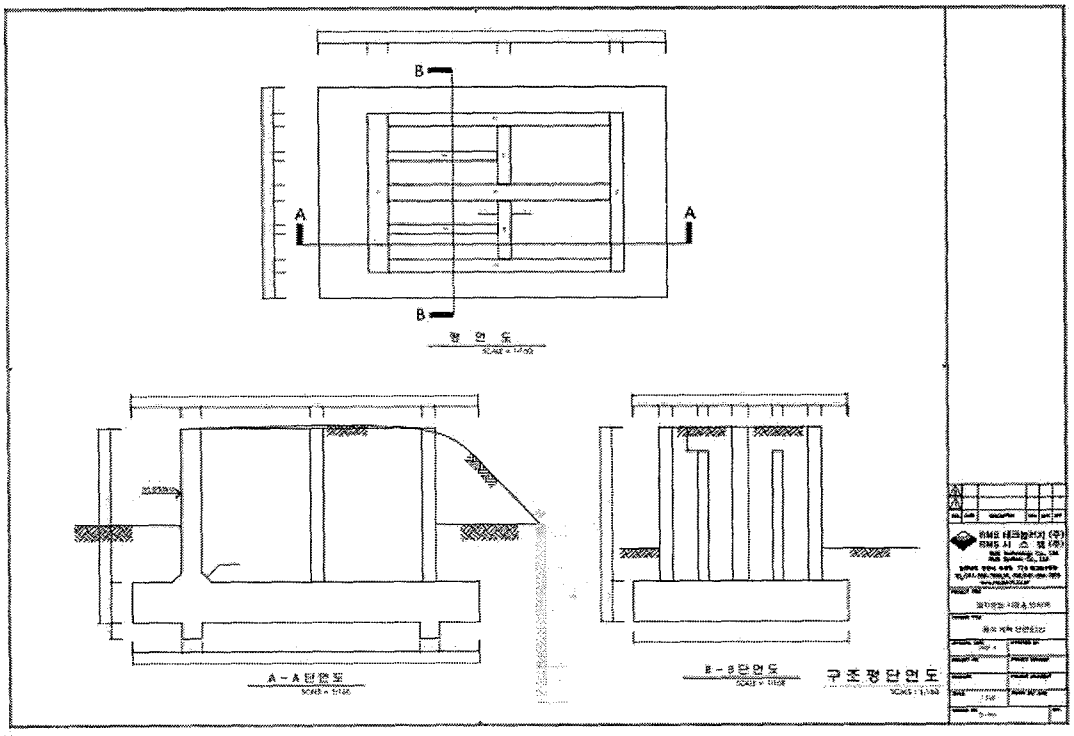
(d) 충돌고정벽 설계도면 및 시방서

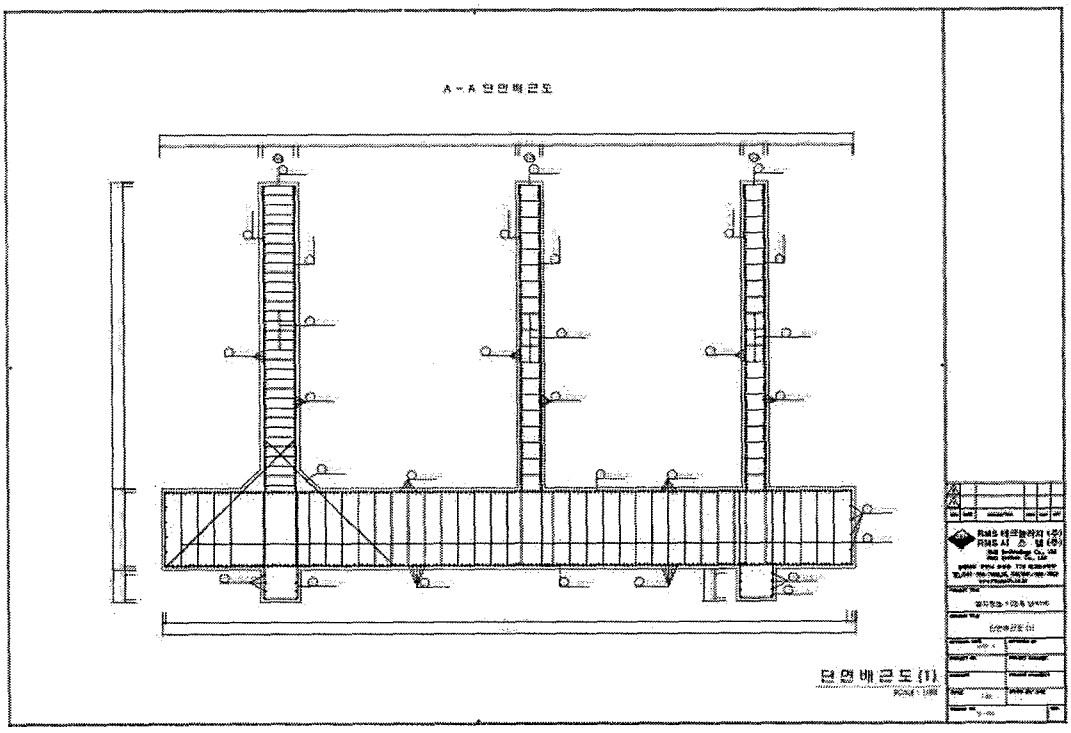


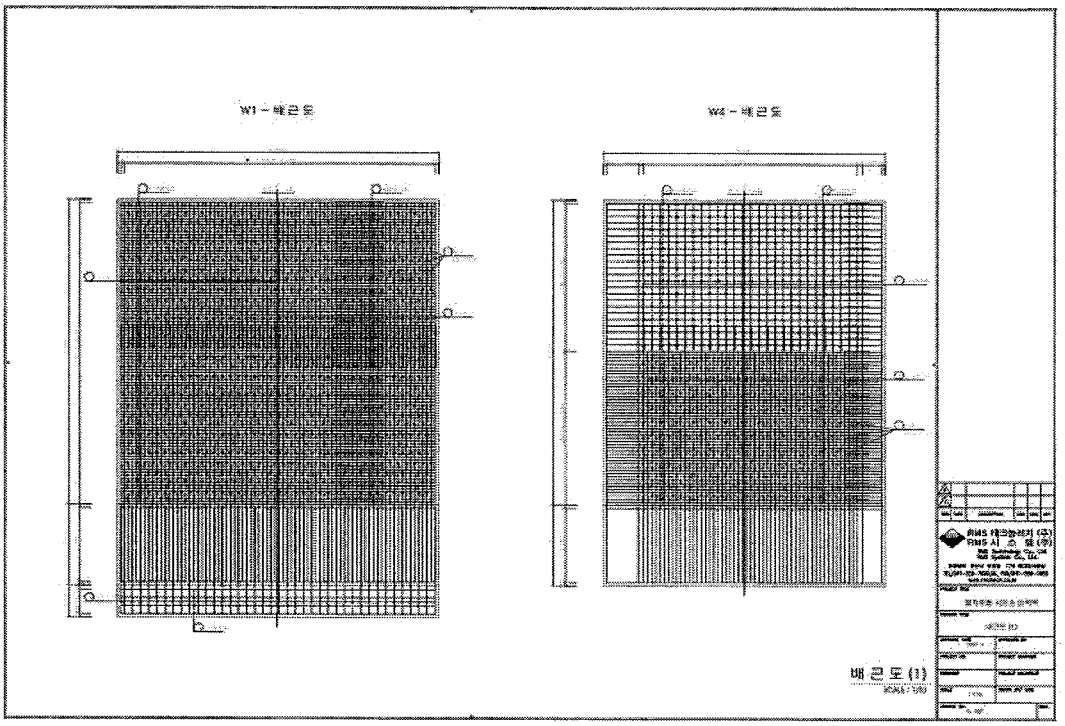


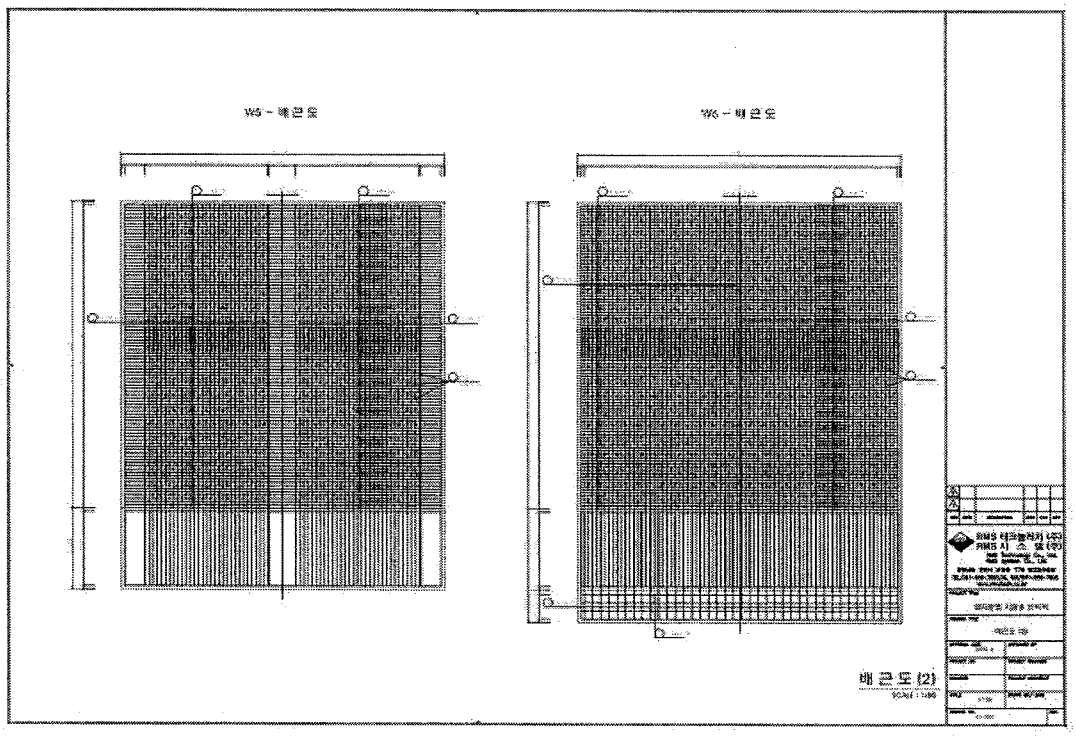

양측의 토사
뒷채움 및 기계다짐
양측의 토사
뒷채움 및 기계다짐
무근 CON'C
뒷채움
무근 CON'C
뒷채움
단 면 'A - A"
굴착계획단면도 (1)

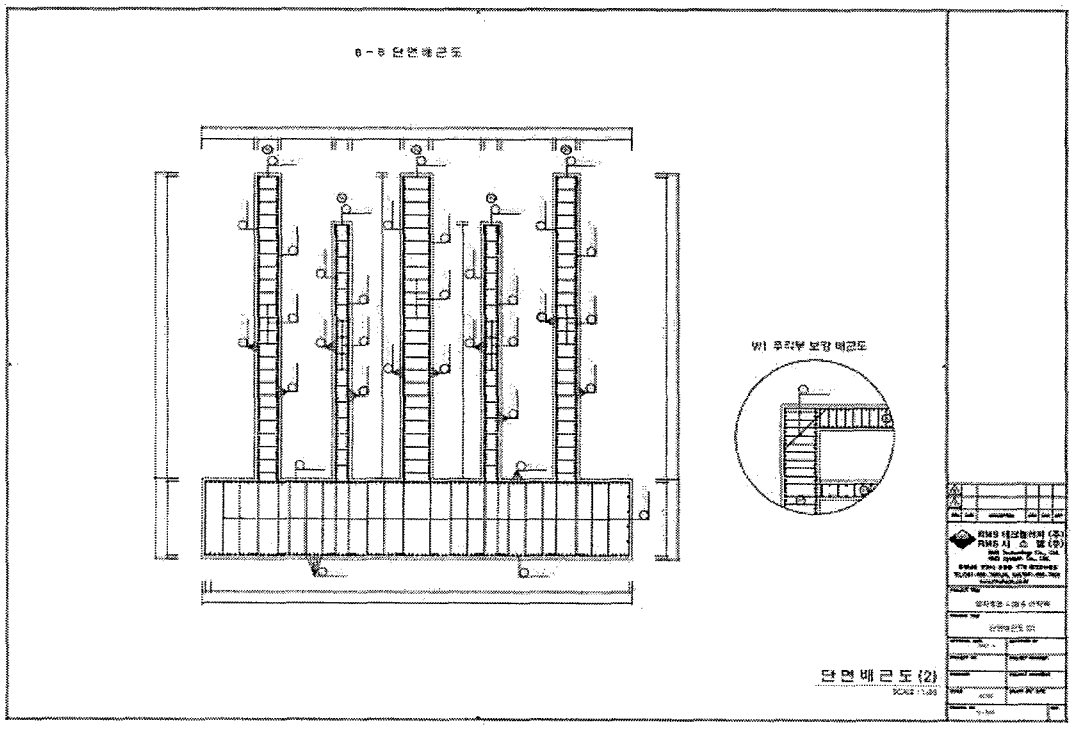

양측의 토사
뒷채움 및 기계다짐
양측의 토사
뒷채움 및 기계다짐
무근 CON'C
뒷채움
무근 CON'C
뒷채움
굴착계획단면도 (2)

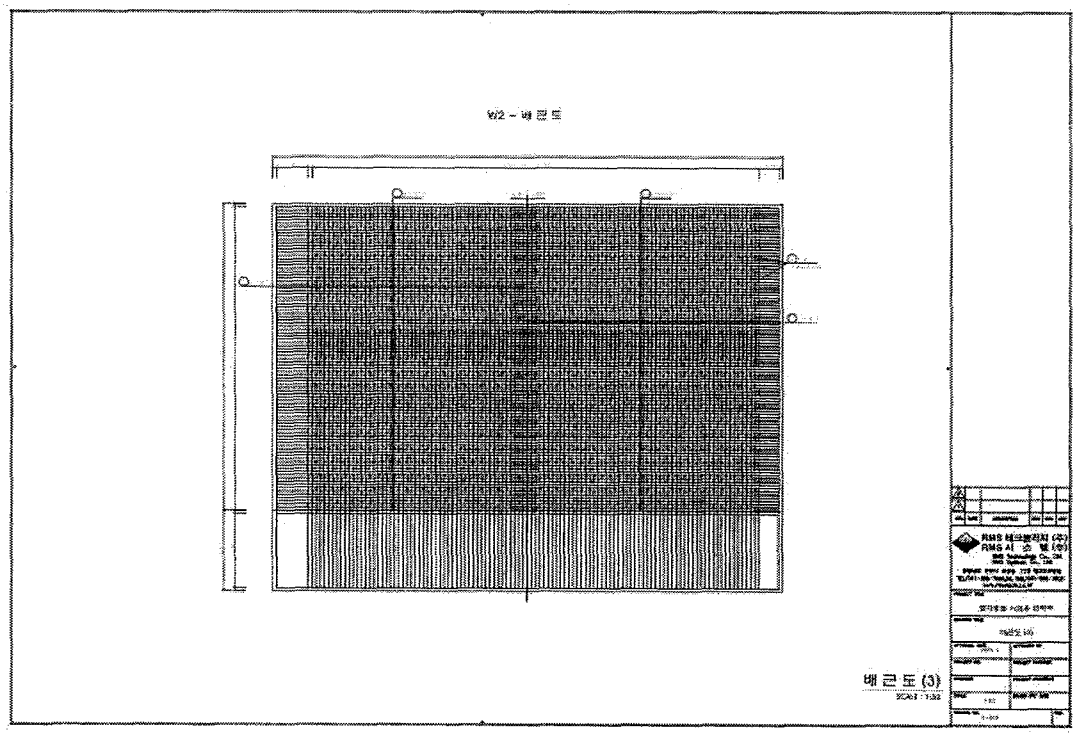

B
A
A
B
A - A 단면도
B - B 단면도
구조평단면도

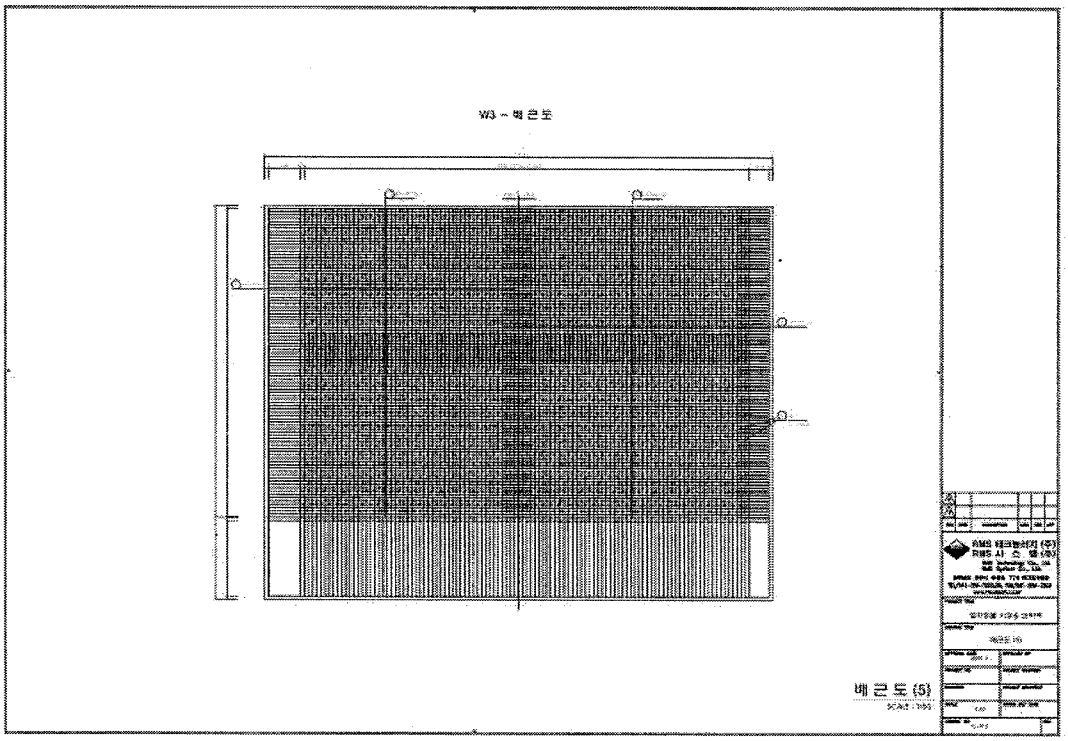

A - A 단면배근도
단면배근도 (1)

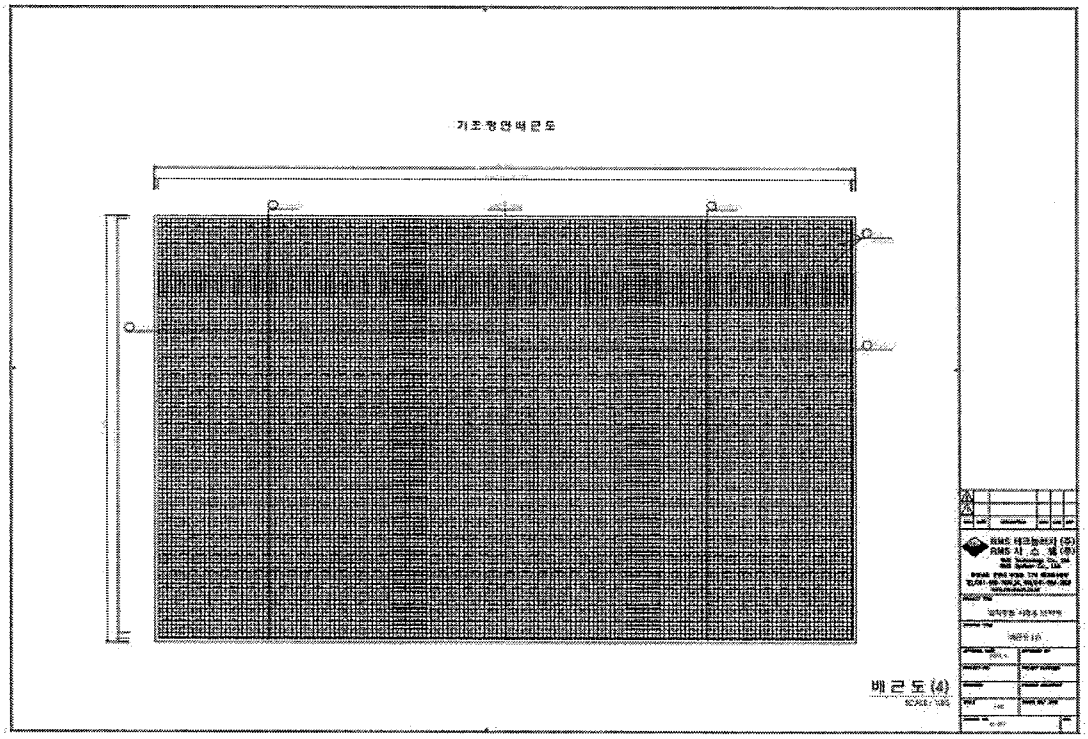

W1 - 배근도
W4 - 배근도
배근도 (1)

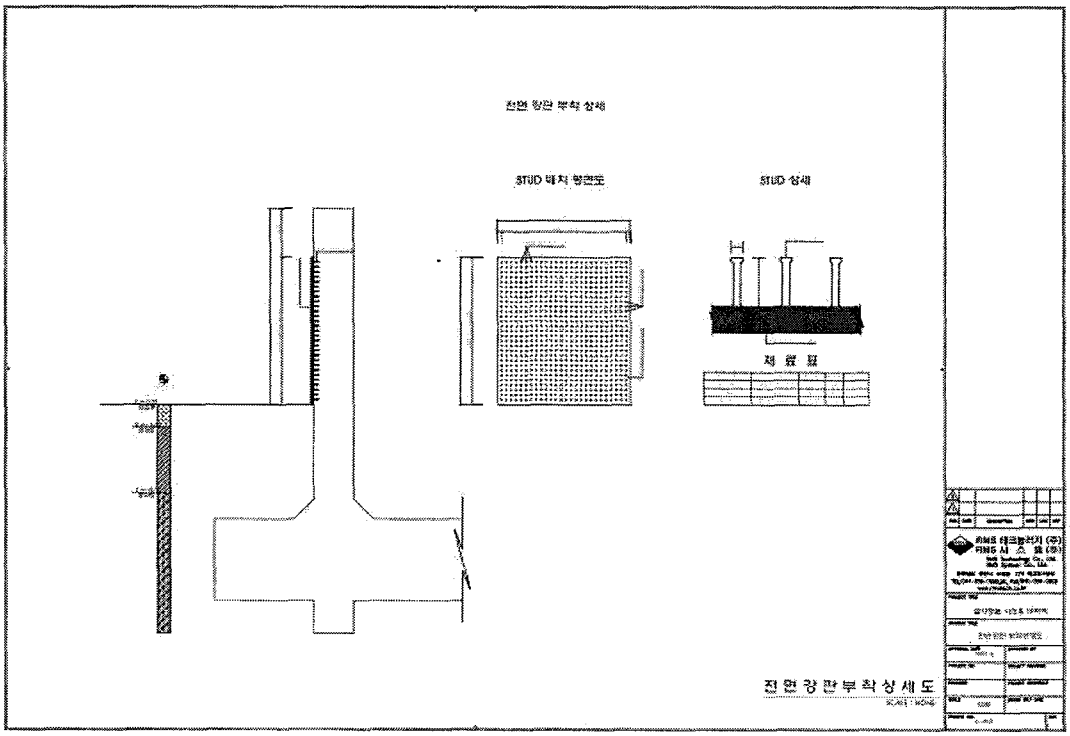

W5 - 배근도
W6 - 배근도
배근도 (2)


8 - 8 단면배근도
W1 주각부 보강 배근도
단면 배근도 (2)

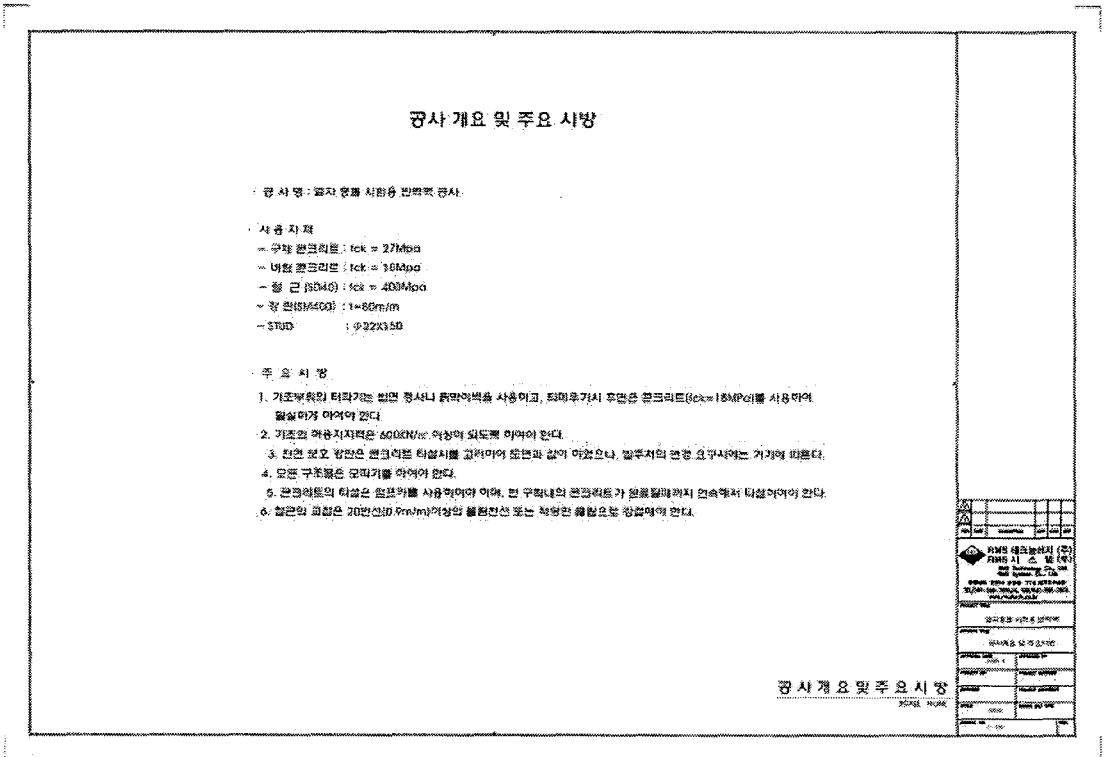

W2 - 배근도
배근도 (3)


W3 ~ 배근도
배근도 (5)


기초형태배근도
배근도 (4)



<그림 3.9.7> 충돌고정벽 설계도면



<그림 3.9.8> 충돌고정벽 시방서

(e) 충돌고정벽 감리보고서(2010년 3월 말 기성보고서 첨부)

現代綜合設計

(고속철도 영동기지내 충돌고정벽 구축공사)

본사: 우. 110-742 서울특별시 종로구 돈니동 88-5 삼환빌딩 4층 전화: 708-7000 / Fax : 708-7010

현장: 우. 370-851 충북 영동군 심천면 작계리423,424 전화: 00000-0000

문서번호 : 제2010-193호

시행일자 : 2010. 03. 30.

수 신 : 한국철도기술연구원장

참 조 : 철도구조연구실

선결		서승명	지시		
접수	일자시간	2010. 4. 13 AM 9:58	결재		
	번 호	184			
처리과		철도구조연구실	공람		
담당자		정원동			

제 목 : 고속철도 영동기지내 충돌고정벽 구축공사 제1회 기성검사 결과보고

1. 귀원의 무궁한 발전을 기원합니다.

2. 고속철도 영동기지내 충돌고정벽 구축공사의 제1회 기성검사 결과를 붙임과 같이 보고합니다.

붙임 : 1) 기성검사조서 1부
2) 기성검사감리조서 1부
3) 기성검사 결과보고서 1부
4) 기성사진대지 1부

접수 2010.03.30

(주) 현 대 종 합 설 계

대 표 이 사 민 [illegible]

공사기성부분 검사조서

공사명 : 고속철도 영동기지내 충돌고정벽 구축공사

위 공사 제1회 기성부분검사의 명을 받아 철도차량 실물충돌 안전성 평가 시험설비 중 반력벽 공사를 검사한 결과 별지내역서와 같이 전 공사에 대하여 그 기성공정을 조정함.

2010년 3월 30일

기성부분검사자 : 신 동 [illegible]

한국철도기술연구원장 귀하

감리원 기성부분 감리조서

공사명 : 고속철도 영동기지내 충돌고정벽 구축공사

위 공사의 감리원으로 임명받아 2010년 3월 30일까지 실지 현장감리한 결과 철도차량 실물충돌 안전성 평가 시험설비 기성부분 검사까지의 공사전반에 걸쳐 설계도서, 품질관리기준 및 기타 약정대로 어김없이 전 공사의 기성되었음을 인정함.

2010년 3월 30일

책임감리원 : 신 동 [인]

한국철도기술연구원장 귀하

기성검사 결과보고서

공 사 명	고속철도 영동기지내 층돌고정벽 구축공사
공 사 개 요	구체콘크리트 : fck = 27Mpa 철 근 : fck = 400Mpa 강 판 : t = 80m/m/SM400 S T U D : ø 22 × 150
계 약 자	(주)한엔지니어링
계 약 금 액	일금 오억 팔천만원 정(₩580,000,000)
증 액	해당없음
기 성 금 액	일금 사억 육천 육백 구십 칠만 오백 팔십 원정 (₩466,970,580)
선 급 금	계약금액의 20%
기성검사일자	2010년 03월 30일
준공예정일	2010년 05월 28일
기성조사검토의견	설계도서대로 이상없이 기성됨
기성검사자	비상주 책임감리원 신 동 윤

기 성 검 사 지 적 사 항

계약명 : 고속철도 영동기지내 층돌고정벽 구축공사

구 분	시 정 사 항	비 고
토 목	• 이상없음	
건 축	• 이상없음	

2010년 3월 30일

기성부분검사자 : 신 동 윤

비상주감리원 지적사항 시정내용

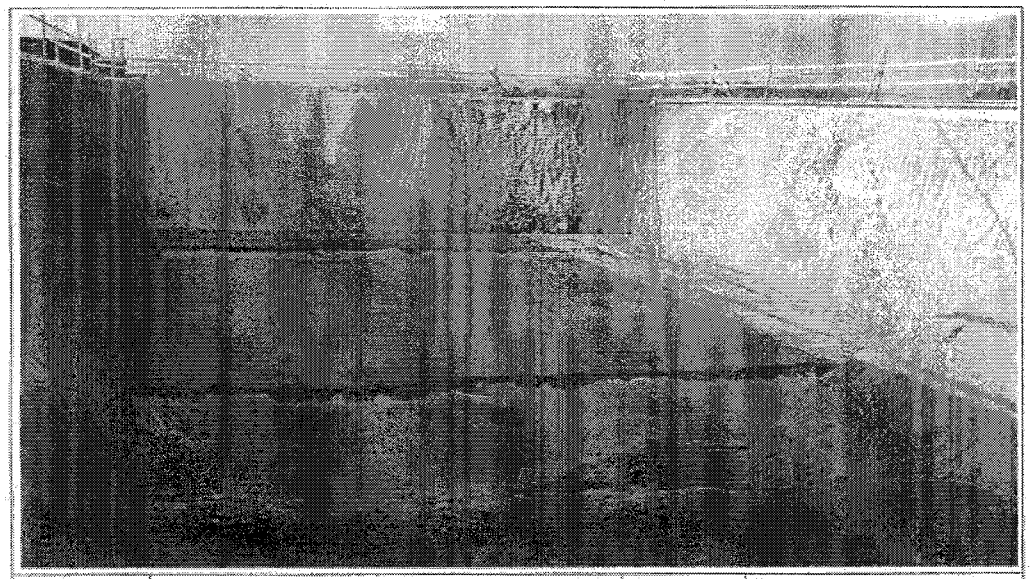
계약명 : 고속철도 영동기지내 옹벽고정벽 구축공사

구 분	지 적 사 항	시 정 내 용	비 고
토 목	• 이상없음		
건 축	• 이상없음		

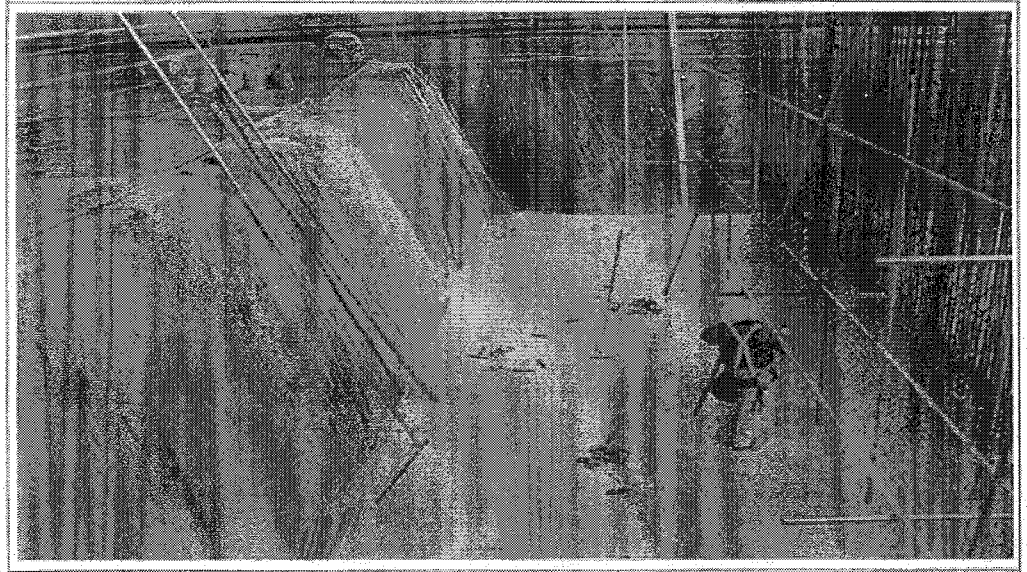
2010년 3월 30일

기성부분검사자 : 신 등 용 (申)

사 진 대 지

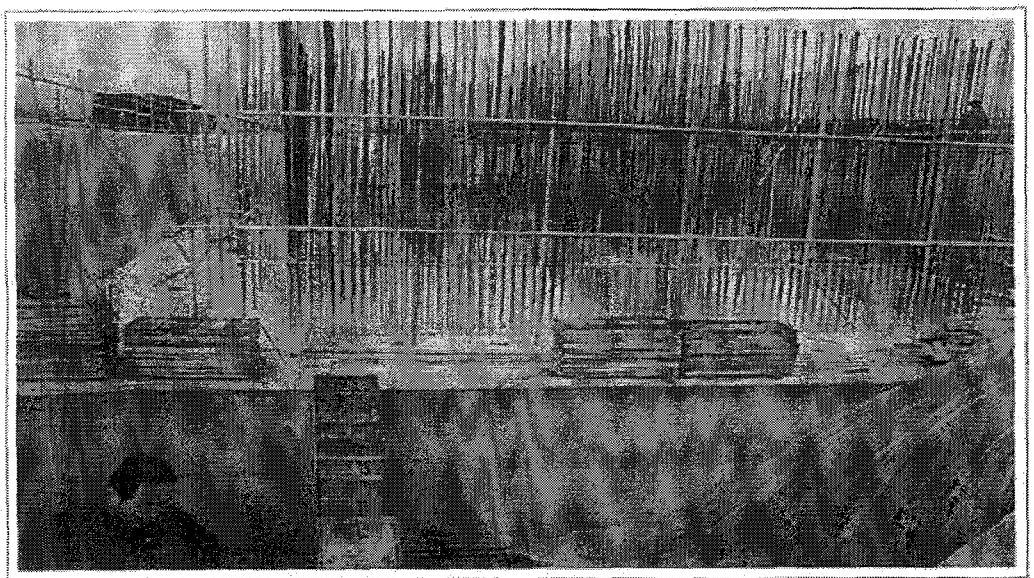


내 용	기성검사	일 자	2010. 3. 30.

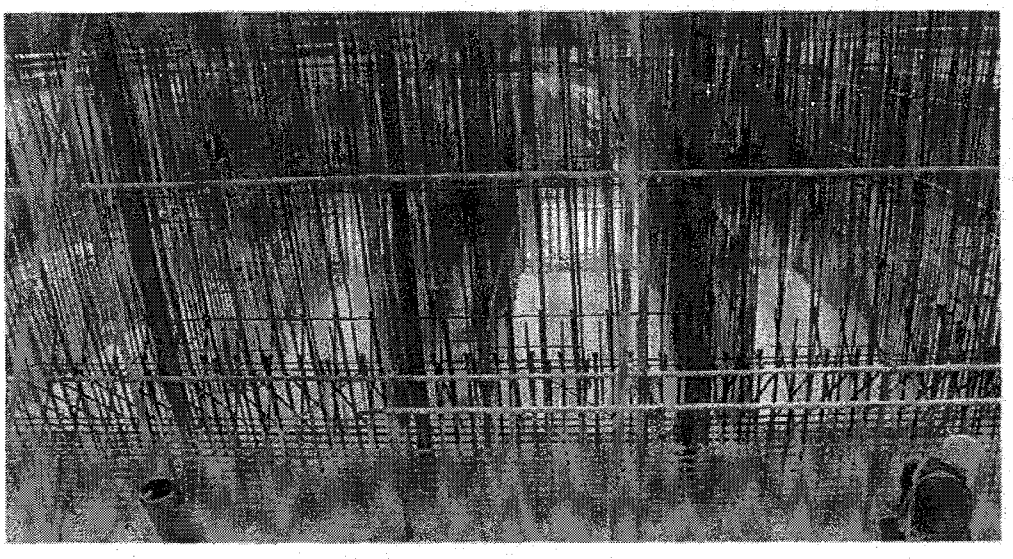


내 용	기성검사	일 자	2010. 3. 30

사 진 대 지

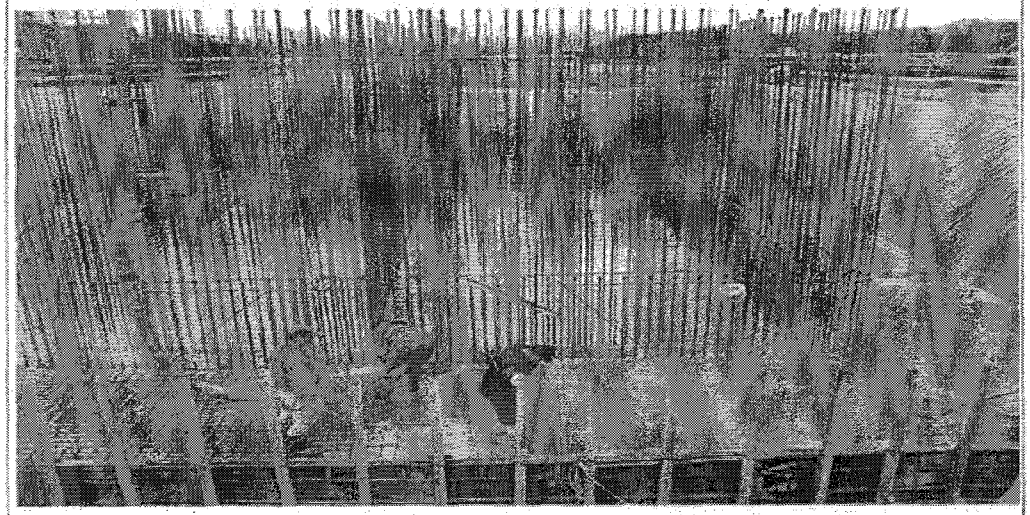


내 용	기성검사	일 자	2010. 3. 30

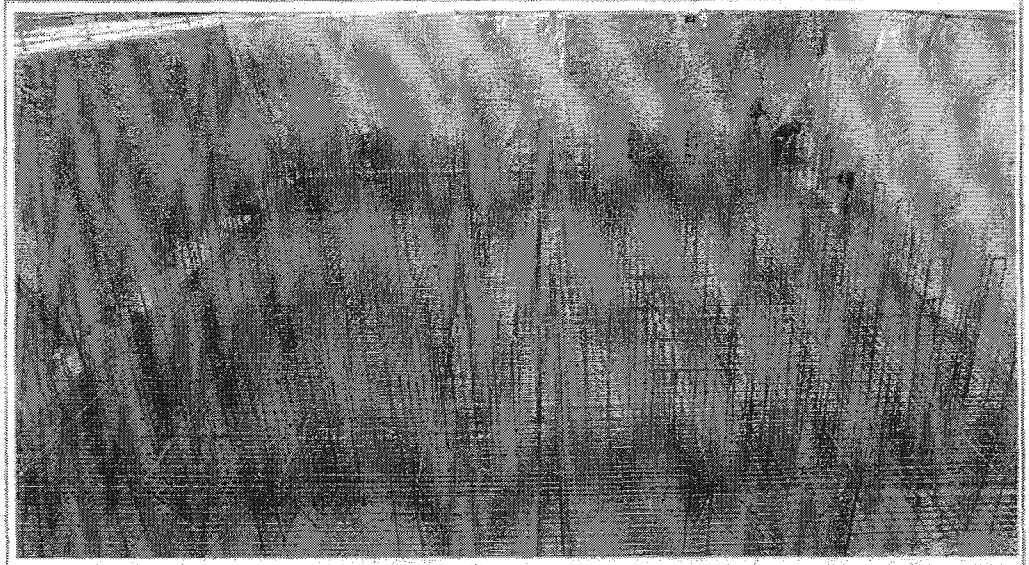


내 용	기성검사	일 자	2010. 3. 30.

사 진 대 지

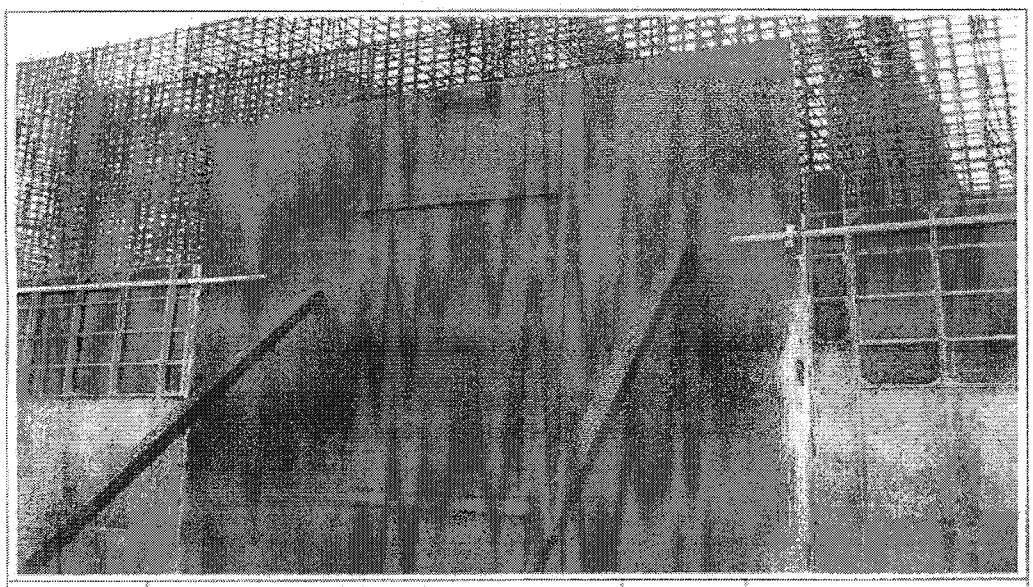


내 용	기성검사	일 자	2010. 3. 30

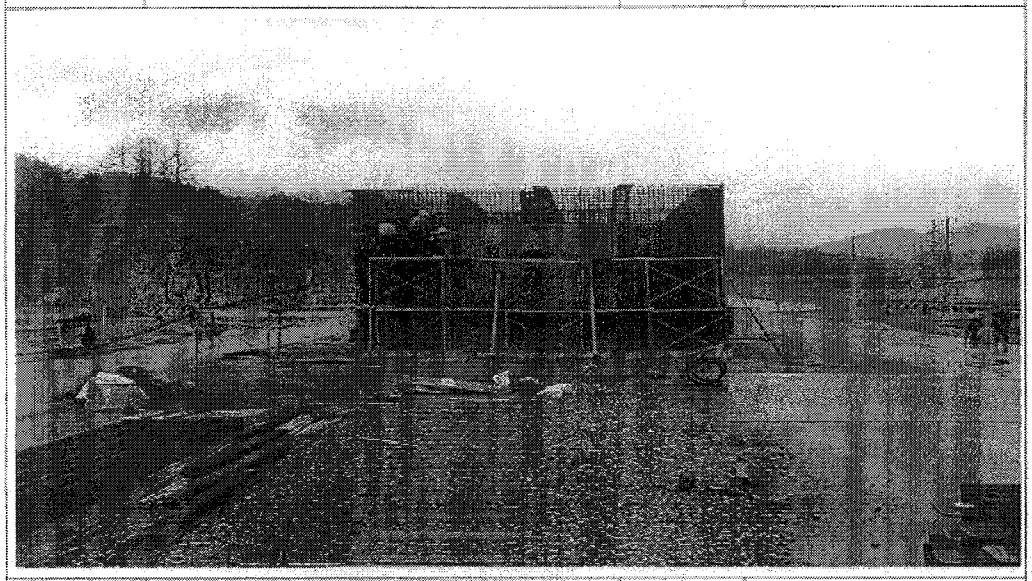


내 용	기성검사	일 자	2010. 3. 30.

사 진 대 지



내 용	기성검사	일 자	2010. 3. 30.



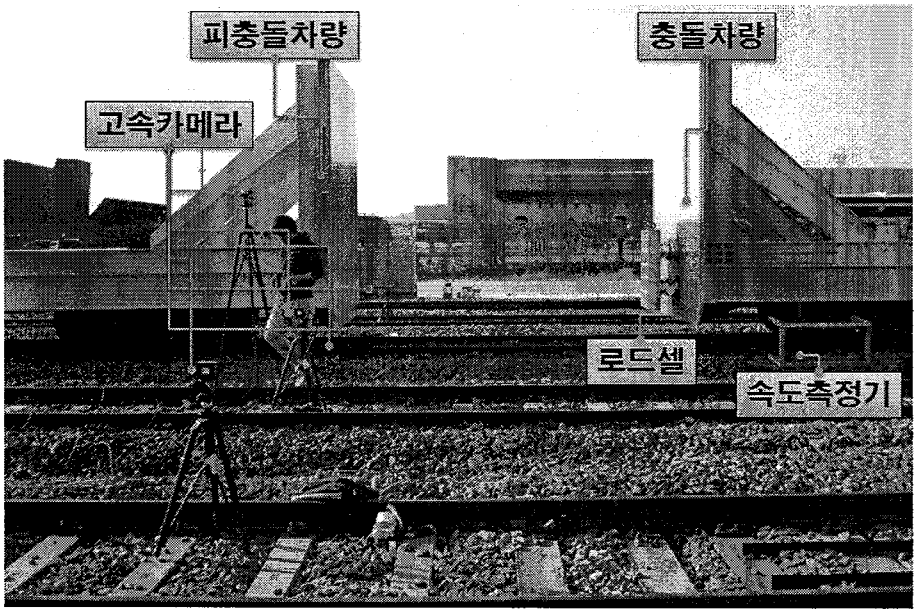
내 용	기성검사	일 자	2010. 3. 30.

<그림 3.9.9> 충돌고정벽 감리보고서

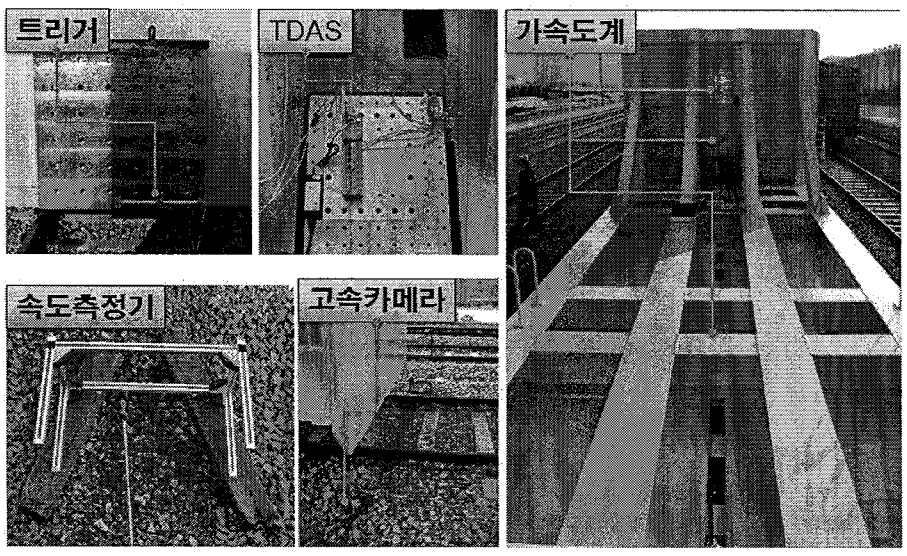
(4) 충돌시험시설 인수시험 계획

- 충돌시험 시설 중 충돌고정벽, 계측장비 및 인체모형의 최종 인수시험은 "SR5.2b 열차실물충돌시범시험"의 절차에 따라 수행됨.

- 충돌시험 시설 중 계측장비 및 충돌차량의 인수시험은 대불역 구내선로 4번선에서 아래와 같이 수행하였음.



<그림 3.9.10> 계측장비 및 충돌차량 인수시험도

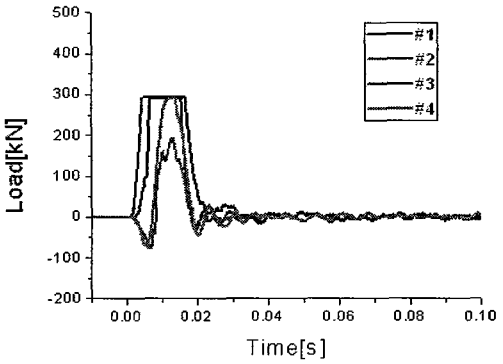


<그림 3.9.11> 충돌차량 및 계측장비 상세도

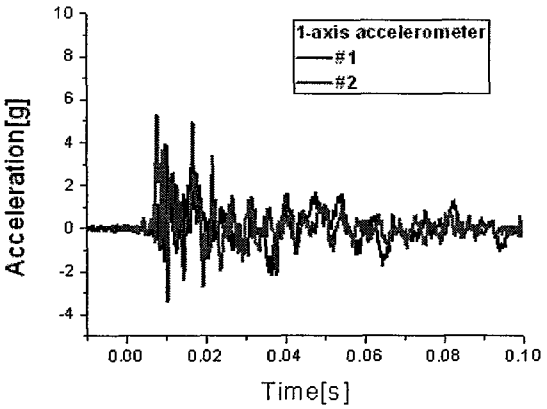
- <그림 3.9.10>과 <그림 3.9.11> 같이 충돌차량 및 피충돌차량을 위치시킴. 충돌차량에 에너지흡수부재 충돌실험을 위하여 로드셀을 포함한 지그를 장착하

였음. 충돌부에 트리거를 위한 테이프스위치를 붙여 충돌 시점을 동기화 하였음.

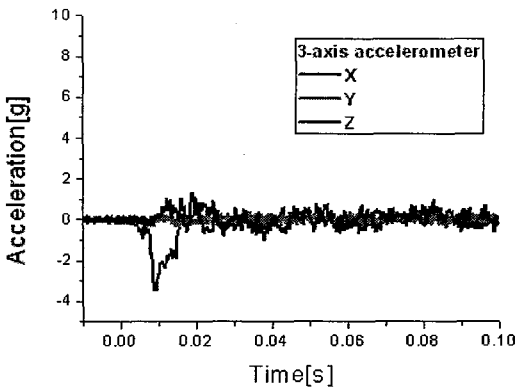
- 고속카메라는 총 6대로 촬영하였으며 6대를 동기화하여 촬영함.
- 속도측정기는 충돌차량의 측면에 달린 봉이 속도측정기의 양쪽 포토셀을 지나는 시간과 거리를 환산하여 측정함.
- 가속도계는 충돌면의 뒤편에 1축가속도계 2개, 충돌차량의 무게중심에 3축 가속도계를 1개 장착하여 측정하였음.
- 충돌속도는 약 3.5 km/h이며 계측된 데이터는 아래의 그래프와 같음.
- 하중 및 가속도 데이터가 테이프스위치의 트리거에 맞춰 동기화되어 측정되었으며 계측이 원활이 이루어짐.
- 충돌후 계측장비 및 충돌차량의 이상이 발견되지 않았으며 향후 보다 빠른 충돌속도로 에너지흡수부재 충돌실험을 통한 검증 필요.



<그림 3.9.12> 로드셀로부터 측정한 하중신호



<그림 3.9.13> 1축 가속도계로부터 측정한 충돌차량의 축방향 가속도



<그림 3.9.14> 3축 가속도계로부터 측정한 충돌차량의 각 축방향 가속도

제10절 철도차량용 의자의 충돌안전 성능평가기술 개발

검증계획서 (Verification Plan)	**ID No :** RC - SR07 - SSR01 - 2009 작성일 : 2010. 05. 수정일 :

7. 프로젝트는 탑승자의 충돌상해치 평가기술을 개발해야 한다.

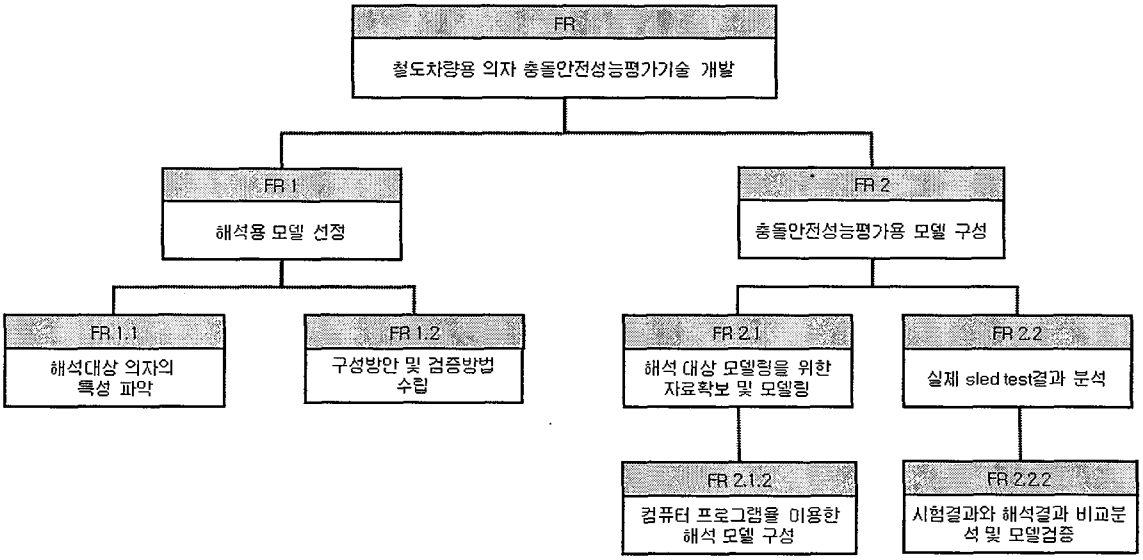
7.1 프로젝트는 철도차량용 의자의 충돌안전 성능평가기술을 개발하여야 한다..

입력물 :	업무 :	출력물 :
☐ 요구사항 (Requirement) - 요구사항 문서 - 검증 요구사항 추적 매트릭스(VRTM) ☐ 기술 개발 계획(Technical Plan) - 연구계획서 - WBS (Work Breakdown Structure) ☐ 설계정보 및 평가자료 - 성과물 : Virtual Test Model 구성방안 - 기능 아키텍처 - 물리 아키텍처 - 설계 분석 보고서 (DARs) ☐ 검증 방법 - 4.1 컴퓨터 시뮬레이션	- SE 검증	- 수정 VRTM - 검증결과표

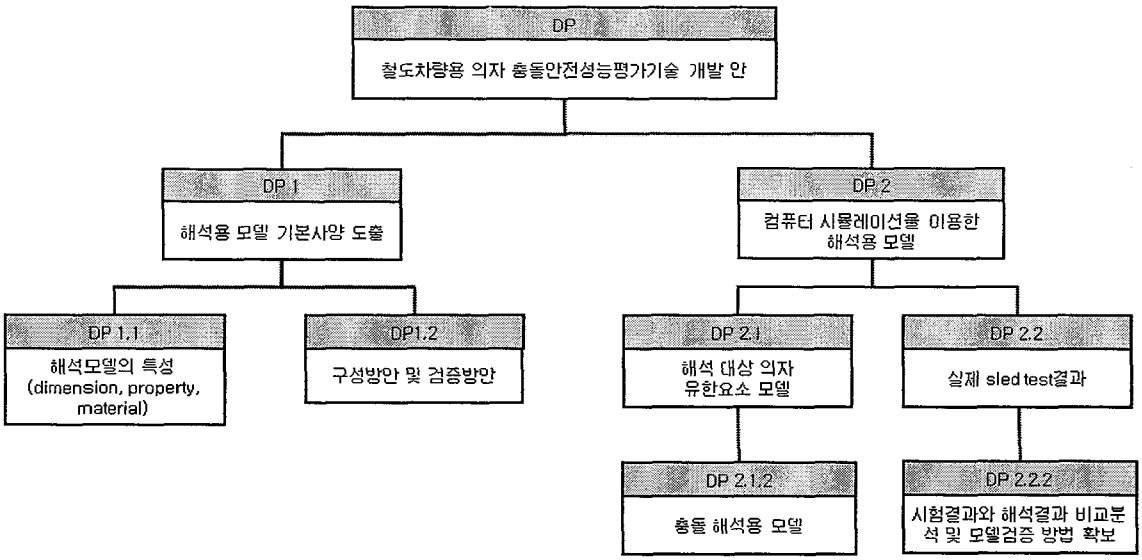
Verification Specification (검증기준) :

1. 표준의자 상세모델링
   1.1 시뮬레이션에 사용될 유한요소 모델에 실제 의자와 동일한 특성(dimension, property, material)이 적용되었는가?
2. 유한요소모델을 이용한 시뮬레이션 수행
   2.1 안전의자 표준모델의 유한요소모델은 의자의 mechanism이 적합하게 적용되었는가?
   2.2 시험과 동일한 조건의 해석방법이 적용되었는가?
3. 해석결과의 검증
   3.1 시험결과와 해석결과는 일치하는가?
   3.2 시험결과와의 correlation방법은 검증되었는가?

1. 기능 아키텍처



2. 물리 아키텍처



3. 설계분석보고서

가. 요구사항과의 적합성

열차 승객 상해치 기준연구는 시스템 요구사항 『SR 7. 프로젝트는 탑승자의 충돌상해치 평가기술을 개발해야 한다.』 중 『SSR. 7.1.프로젝트는 철도차량용 의자의 충돌안전 성능평가기술을 개발하여야 한다.』 에 해당하는 내용이다. 본 과제에서는 철도차량용 의자의 충돌안전 성능평가개발로서 열차의자의 충돌안전성능에 대한 해석적 평가를 연구하였다.

나. 설계기준

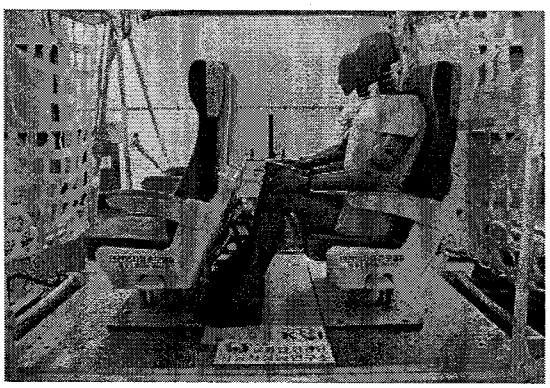
- ○ "SAFE TRAIN Final Report"의 "2.5 Improved Passenger and Crew Safety"을 참조하였다.
- ○ 영국 철도 운영자 협회의 철도차량 실내의 충돌안전에 대한 규격인 "AV/ST9001" 기준을 참조하였다.

다. 검증 방법에 따른 증거 자료

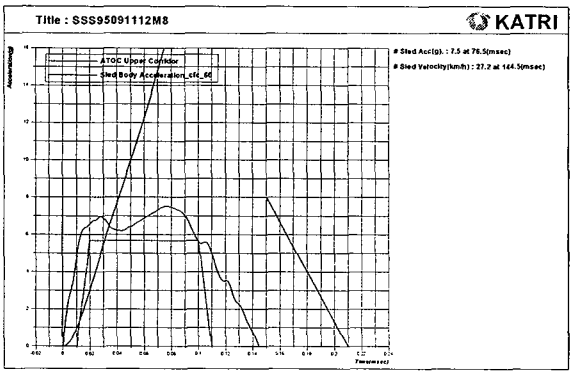
본 연구의 검증방법은 VRTM의 "4.1 컴퓨터 시뮬레이션" 이다. 따라서 충돌모의시험의 결과를 바탕으로 유한요소모델을 이용하여 컴퓨터시뮬레이션을 수행하고 그 결과를 비교하여 신뢰성을 검증한다.

(1) 안전의자 표준모델 충돌모의 시험

아래 <그림 3.10.1> 은 현재 개발 중에 있는 열차 안전의자 표준모델과 충돌모의시험에 사용된 Sled, HybridⅢ 95%tile 성인남자 더미 등을 보여주고 있는 사진이다. 의자 간격 및 바닥체결부 등은 실제도면과 동일하게 설치하였고, 더미세팅은 AV/ST9001규격의 착좌 절차를 따랐다. <그림 3.10.2> 는 시험에 사용된 감가속도 값으로 AV/ST9001에서 제시하고 있는 기준안에 들어온 유효한 값임을 알 수 있다.



<그림 3.10.31> 안전의자 표준모델
충돌모의시험



<그림 3.10.32> 안전의자 표준모델
시험pulse

(2) 유한요소 모델을 이용한 해석결과의 신뢰성 확보를 위해 충돌모의시험결과와 비교분석

라. 성과물의 내용 및 결과

(1) 개요

(가) 목적

열차의 충돌사고 시 승객은 일반적으로 열차의 내부시설물에 충돌하여 상해를 입게 되는 2차 충돌을 겪게 되는데 특히 그 중 승객과 직접적으로 부딪히는 앞좌석의자가 승객의 상해정도에 큰 영향을 주는 요소이다. 에어백이나 안전벨트와 같은 안전장치가 없는 열차의 경우 앞좌석 의자가 승객을 보호할 수 있는 유일한 수단이므로 구조적으로 승객의 거동을 제어하며, 적절한 변형을 일으켜 충격에너지를 흡수하여 승객을 보호할 수 있어야한다. 이러한 안전의자를 개발하는 데에 있어서 본 과제에서 개발되는 안전의자 및 의자의 완충장치에 대해 설계변경 시 매번 충돌모의시험을 할 수 없으므로 이를 대신하여 컴퓨터 시뮬레이션 기법을 이용하여 충돌안전성능을 평가할 수 있는 기법을 개발하고 활용하는 것이 본 연구의 목적이다.

따라서 본 연구에서는 충돌사고 시 승객의 거동으로 인해 발생하는 충격으로부터 철도차량용 의자의 충돌안전성능을 평가하기 위한 방법을 정립하기 위하여 안전의자 표준모델 2인용 좌석과 HybridⅢ 95%tile 성인남성더미를 이용하여 충돌모의시험을 수행한 실험적 결과를 바탕으로 컴퓨터 시뮬레이션 기법을 이용하여 유한요소 모델링 및 충돌해석을 수행하였고 시험결과와의 비교 검증을 하였다.

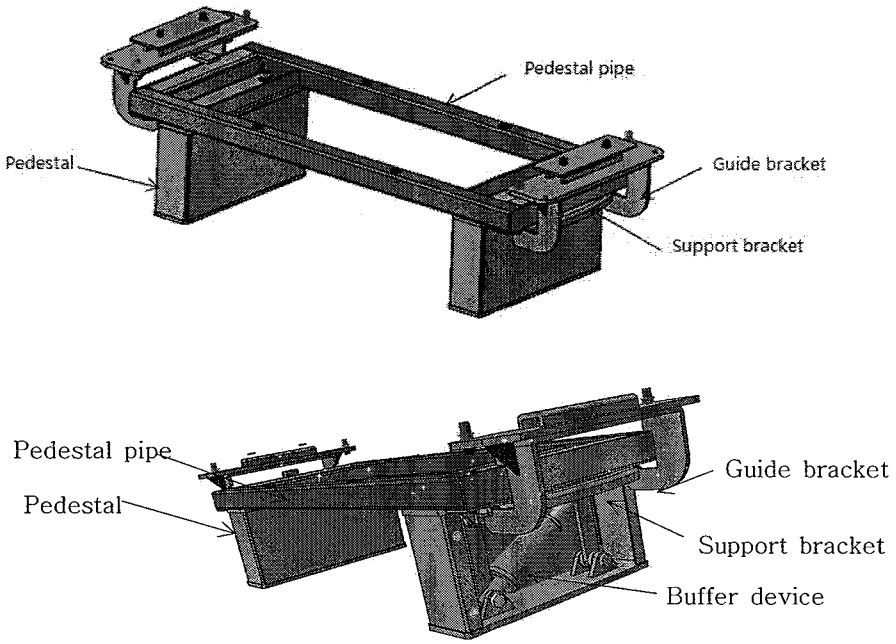
(나) 안전의자 표준모델 충돌해석

① 기하학적 모델

의자의 구조는 크게 의자다리(Pedestal)와 완충장치(Buffer device), 상판을 지

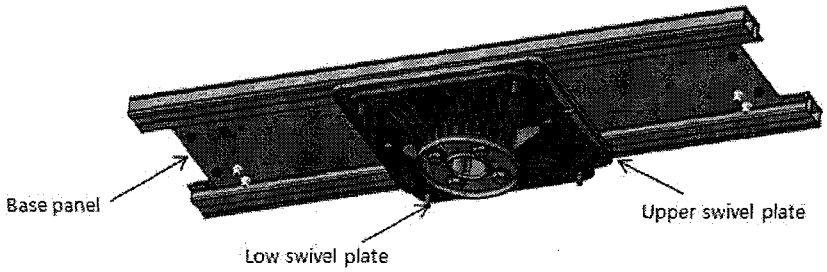
지해주는 브라켓(Support bracket), 의자를 회전하는 역할을 하는 회전판(Swivel plate)과 등받이(Back rest), 승객이 착석하는 Seat 부분으로 나눌 수 있다.

그림<그림 3.10.3> 는 의자의 다리 부분이다. 개선 전 모델에서는 그림에서 보이듯이 의자를 지지해 주는 다리(Pedestal)는 차체 바닥과 체결되고 양 옆에는 의자의 상판과 연결해 주는 동시에 충돌이 일어났을 때 의자의 상판이 앞으로 넘어가지 않도록 지지해 주는 Guide bracket과 이를 연결하고 있는 Support bracket만이 있다. 개선 후 모델에서는 효율적으로 충격에너지를 흡수 할 수 있도록 완충장치(Buffer device)가 양쪽으로 설계되어있다.



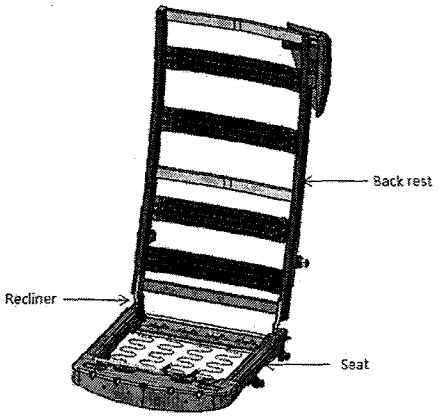
<그림 3.10.3> 안전의자 표준모델 Pedestal 개선 전(상), 개선 후(하)

의자의 다른 구조는 5차년도의 의자와 비슷하며 다음과 같다. <그림 3.10.4>는 의자가 회전할 수 있도록 해주는 회전판(Swivel plate)과 의자의 상판(Base panel)과 연결되어 있는 모습을 나타낸다. 회전판의 좌우 양쪽에 회전 핀으로 고정되어 있다. 회전 핀은 각각 위쪽 회전판(Upper swivel plate)과 상판, 아래쪽 회전판(Lower swivel plate)과 다리를 연결하고 있으며 핀이 아래위로 빠지면서 상하 회전판이 분리되고 상판이 회전 가능하도록 되는 구조이다.



<그림 3.10.35> 안전의자 표준모델 Swivel plat

<그림 3.10.5>는 승객이 앉아있는 Seat 와 등받이 부분의 골조구조이다. 등받이와 seat는 승객이 등받이를 젖힐 수 있도록 리클라이너로 연결되어 있다. 그러나 충돌모의시험에서 더미가 부딪혔을 때 등받이가 앞쪽으로 회전하는 특성이 관찰되지 않았으므로 회전특성을 적용하지 않았다.



<그림 3.10.36> 안전의자 표준모델
Seat and Back rest

② 유한요소모델

안전의자 표준모델 및 완충장치 설계 시 실제 충돌모의시험 이전에 유한요소모델을 이용한 해석을 수행하여, 승객거동에 의한 의자의 충돌특성을 파악하는 것이 필요하다. 즉, 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 의자에 충격이 가해졌을 때 구조적으로 안전한지를 확인해야 하며 적절한 영구변형이 발생하여 충격에너지를 흡수 할 수 있는지를 평가해야 한다. 이를 위해 먼저 해석을 하기위해 Hyper-Mesh를 이용하여 유한요소 모델링작업을 하였으며 이는 <그림 3.10.6>과 같다.

모델링 작업 및 해석 시간을 줄여 해석의 효율성을 높이기 승객의 거동에 영향을 미치지 않는 부분들을 단순하게 모델링을 하였다. 각 체결부 볼트의 모델링은 생략하고 각 부분을 강체구속조건(NODAL_RIGID_BODY)으로 적용하였으며 쿠션부를 제거한 골조구조만 모델링 하였다. 의자의 전체중량을 맞추기 위해

분포질량을 적용하였다. 또한 기존의 모델보다 각 부품별로 더 세밀한 모델링을 하였으며, 기존 모델의 전체 노드의 개수는 49537개 이며 요소는 58614개로 구성되어 있고 새로운 모델의 전체 노드 개수는 65586개 이며 요소는 67180개로 구성되어 있다.



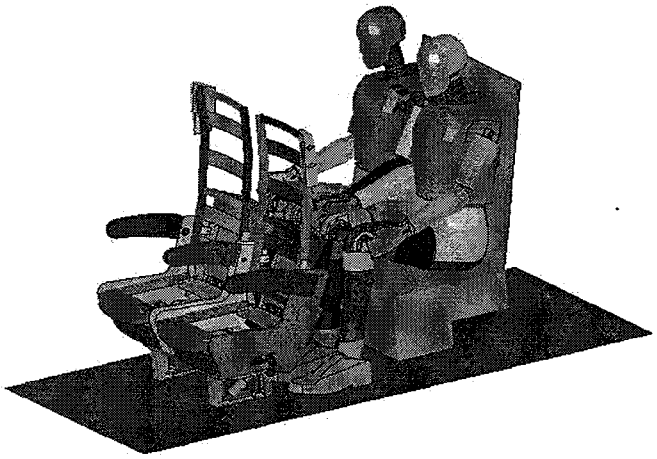
<그림 3.10.37> 안전의자
표준모델의 유한요소 모델

의자의 물성은 주로 STEEL계열과 MAGNESIUM으로 구성되어 있는데 주요 부위에 대한 물성 값은 다음과 같다.

<표 3.10.1> 안전의자 표준모델 물성치

	STEEL					MAGNESIUM
	SPHC			SPCC		AM60
Young's Modulus (N/mm^2)	210.0E+03			210.0E+03		210.0E+03
Poisson's Ratio	0.3			0.3		0.3
Density (tone/mm^3)	7.89E-09			7.89E-09		7.89E-09
Yield Stress (N/mm^2)	227			163		227
MAT (DYNA)	Power_low_ Plasticity (MAT 18)	$\sigma = K(\varepsilon_0 + \varepsilon)^n$		Power_low_ Plasticity (MAT 18)	$\sigma = K(\varepsilon_0 + \varepsilon)$	Power_Piecewise_ Linear_Plasticity (MAT 24)
		K	586		K 610	
		n	0.2017		n 0.303	

③ 충돌해석용 모델

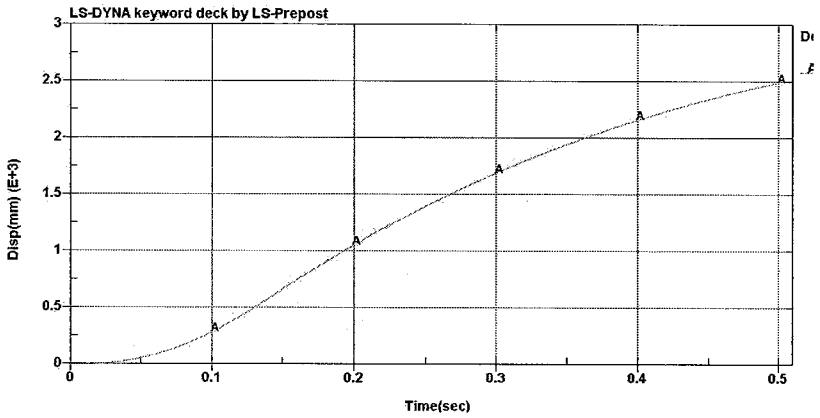


<그림 3.10.38> 안전의자 표준모델의 충돌해석 모델

해석은 5차년도와 비슷한 과정으로 진행 되었다. 아래 <그림 3.10.38>은 해석 대상인 안전의자 표준모델 2조에 더미를 착좌시킨 모습니다. 충돌해석을 위하여 비선형유한요소해석용 소프트웨어인 LS-DYNA를 사용하였다. 의자는 유한요소 모델을 사용하였으며, 더미는 강체특성(MAT_RIGID)의 유한요소로 이루어진 HybridⅢ 95%tile 더미를 사용하였다. 의자 간격은 충돌모의 시험 시 배치간격과 동일하게 하였으며 해석 시간을 줄이기 위해 변형관찰 대상인 앞좌석 의자만 유한요소를 사용하고 뒷좌석 의자는 단순화 하여 강체(MAT_RIGID)로 모델링 하였다. 더미는 시험에서 측정한 위치를 참고로 하여 최대한 유사한 위치에 착좌시켰고 앞 의자와 접촉조건(AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE)을 적용하였다. 또한 충돌이 일어났을 때 앞 의자의 변형으로 인한 자체접촉(AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE)도 고려하였다.

바닥과 의자의 체결부는 의자다리부분의 볼트체결부위와 바닥을 연결하여(RIGID_BODIES) 6자유도 구속을 하였다. 상판이 회전 될 수 있도록 해주는 회전판은 회전 핀으로 고정되어 있는데, 핀이 아래위로 분리되면 회전이 가능해진다. 이는 체결부에 Z방향 구속을 풀러줌으로써 실차와 동일한 조건을 갖도록 하였다.

중력에 의한 초기접촉 및 하중에 대한 영향은 중력가속도를 먼저 부과하여 반영한 후(DYNAMIC_RELAXATION) 충돌해석을 수행하였다. 충돌 시간동안 전체모델에는 중력(LOAD_BODY)이 적용되었고, <그림 3.10.39>과 같이 바닥에 감가속도 시험 값을 적분한 Time-Displacement Curve를 (PRESCRIBED MOTION RIGID) 적용하여 실제 시험과 동일한 조건으로 충돌해석을 수행하였다.

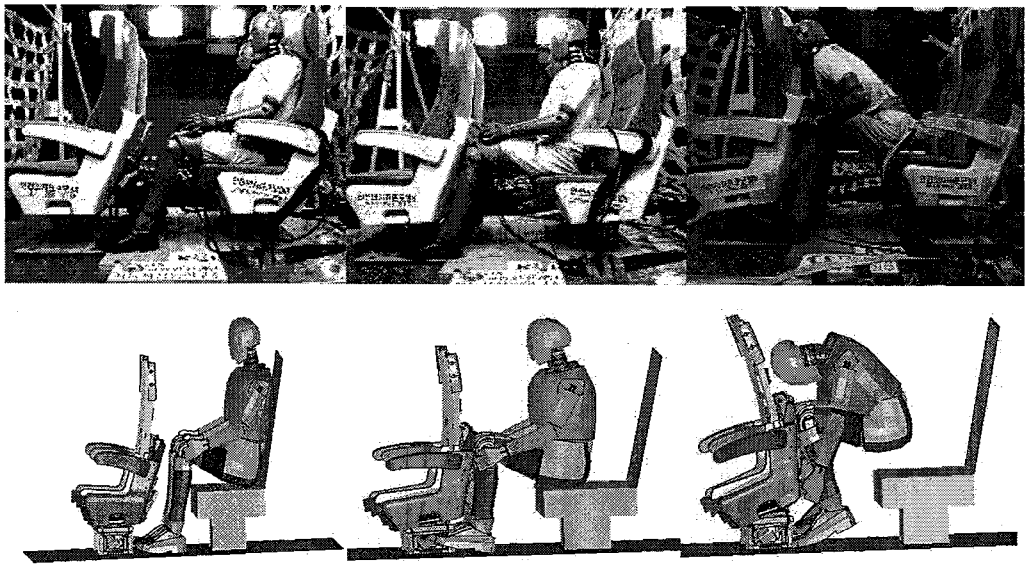


<그림 3.10.39> Time-Displacement Curve

④ 충돌해석 결과

(a) 더미 거동

<그림 3.10.40>는 시험 전 설치된 모습과 충돌 후 특정시각별(100, 200msec)로 더미거동을 비교한 그림이다. 실제충돌모의시험과 컴퓨터 시뮬레이션 결과에서 나타나는 더미의 거동은 약간의 차이가 있지만 전체적인 거동형상이 유사하며, 앞좌석에 충돌하는 위치도 거의 비슷함을 알 수 있다. 시험과 차이를 나타내는 더미의 거동은 뒷좌석의 단순화로 인한 착좌 좌표의 변화와 모든 재료값이 소성변형까지 고려되지 않았기 때문에 앞 의자의 변형이 더미 거동에 반영되므로 써 나타날 수 있다고 판단된다. 추 후 개선된 안전의자의 해석을 수행할 때에는 정확한 더미 착좌위치를 반영하고, 좀 더 자세한 물성데이터를 확보하여 이를 유한요소 모델에 적용하는 것이 필요하다.



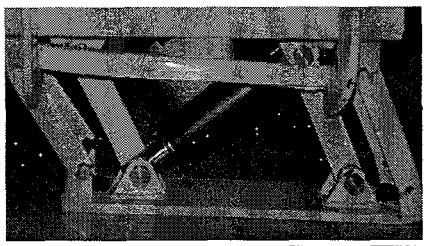
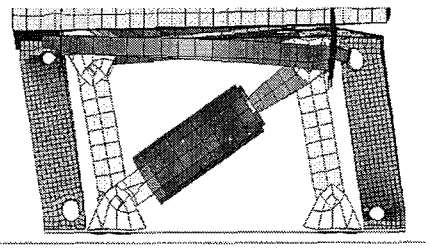
<그림 3.10.40> 더미거동 비교

(b) 앞좌석 의자의 변형

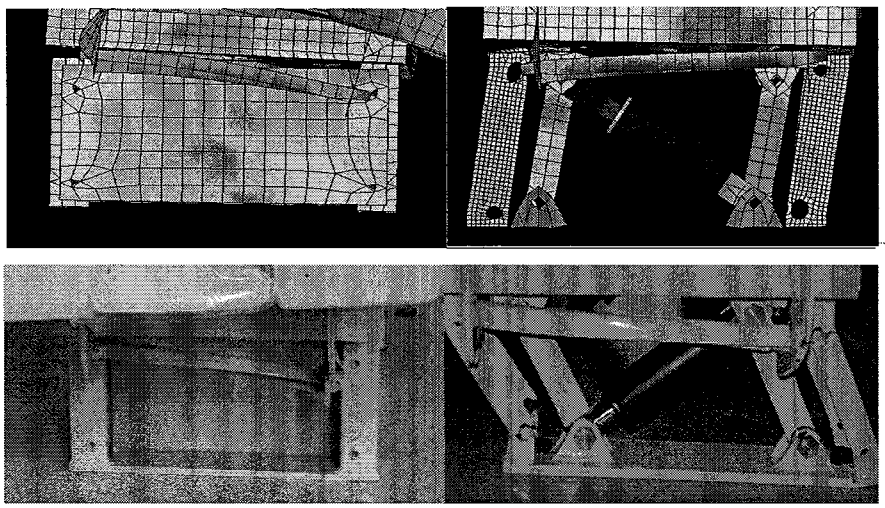
더미가 충돌한 직후에는 <그림 3.10.40> 에서도 볼 수 있듯이 회전판의 들림 현상이 나타난 후 다시 제자리로 돌아오는데, 이러한 현상이 해석결과에서도 잘 반영됨을 알 수 있다. 또한 Guide bracket을 연결시켜주는 Support backet 부분의 들림 형태와 Guide bracket의 변형형태도 시험과 거의 유사하게 관찰되었다.

<표 3.10.2>는 충돌 후 앞좌석 의자다리(Pedestal)의 변형을 비교한 것이다. 더미가 충돌하여 충격을 받은 후 의자의 상판이 넘어가지 않도록 지지해 주는 Guide bracket부분과 의자를 지지하는 다리에서 영구변형이 일어난 모습을 볼 수 있다. 두 모델에서 bracket의 위치 차이는 시뮬레이션은 충돌 직후의 모습이라 의자가 다시 내려앉지 않아 생기는 차이이다. 전체적으로는 시험 후 모습과 시뮬레이션 후의 모습이 유사함을 알 수 있다. 하지만 모델링의 단순화로 인한 홀 부분의 파단 유무와 기울어진 각도의 오차가 7.41% 생긴 것을 알 수 있다. 이 부분은 추후 다리부분과 완충장치의 모델링의 보완으로 해결할 수 있다고 판단된다.

<표 3.10.2> Sled test와 Simulation 비교

	Sled test	Simulation
		
다리의 변형 형상	다리의 중간 홀에서 끊어짐이 발생	홀 부분에서 변형만 발생
기울어진 각도	71.57°	76.86°
Bracket 형상	Guide bracket, Support backet 모두 영구 변형 발생	Guide bracket, Support backet 모두 영구 변형 발생

<그림 3.10.41>은 더미가 충돌 한 후 튕겨져 나간 뒤의 기존모델과 개선모델의 앞 의자 Pedestal 부분의 비교 모습이다. 더미가 충돌할 때의 충격으로 인한 변형의 개선전 모델에서는 Bracket 부분에서의 충격에너지 흡수가 대부분인데 반해, 새로 개발된 안전의자의 Pedestal에서는 Bracket 부분과 의자를 지지하는 다리부분, 완충장치에 걸쳐 충격에너지를 흡수한 모습을 볼 수 있다.



<그림 3.10.41> Pedestal 부분의 충돌 후 모습 비교

(라) 결론

본 연구에서는 열차 충돌 시 승객의 상해를 줄이기 위한 목적으로 안전의자 개발에 활용하기 위한 안전의자 표준모델의 기하학적 모델을 바탕으로 유한요소 모델을 생성하였다. 이를 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 충돌해석을 수행하고 충돌모의시험결과와 비교분석을 하였다. 본 연구의 결론을 정리하면 다음과 같다.

- 시뮬레이션과 충돌모의실험의 더미거동을 비교한 결과 앞좌석에 부딪히는 위치와 전체적인 거동 형상이 유사하지만, 약간의 차이를 보이고 있다. 이것은 빠른 해석을 위해 쿠션 등을 제거한 것과 뒷좌석의 단순화로 시험 모델과의 차이로 인한 것으로 파악된다.

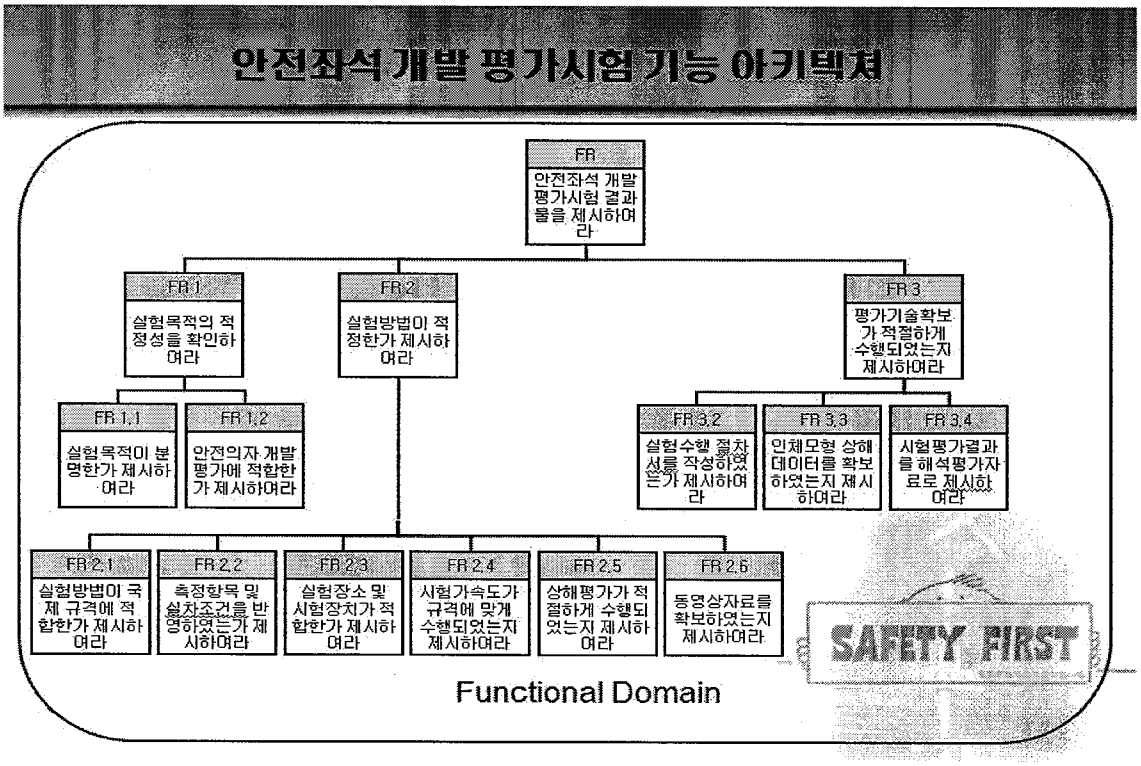
- 의자의 구조적 변형을 살펴보면 충돌 시 가장 변형이 많이 일어나는 부분과 완충장치, 주요 변형 형상이 거의 유사하게 나온 결과를 관찰 할 수 있다. 이는 더미 거동으로 인한 의자의 변형이 잘 반영되었다고 판단 할 수 있다. Simulation과 Sled test의 비교결과가 거의 일치하게 나옴으로서 Simulation의 신뢰성을 확보하였다. 또한 개선된 의자는 기존과 대비하여 더 많은 충격에너지 흡수로 더 안전하게 설계되었다고 판단 할 수 있다.

- 본 연구로 Simulation의 거동을 통해 의자를 평가 할 수 있게 되었으며 앞으로 개발될 다양한 안전의자 및 완충장치의 평가에 있어 충돌모의시험을 대체할 수 있을 것으로 예상된다. 이번 연구에서 부족했던 해석의 속도와 정확성을 조율하여 유한요소모델의 수정하고 추가적인 소성영역 물성 데이터 확보를 통해 시뮬레이션 모델의 완성도를 더 높일 수 있을 것이라 기대된다.

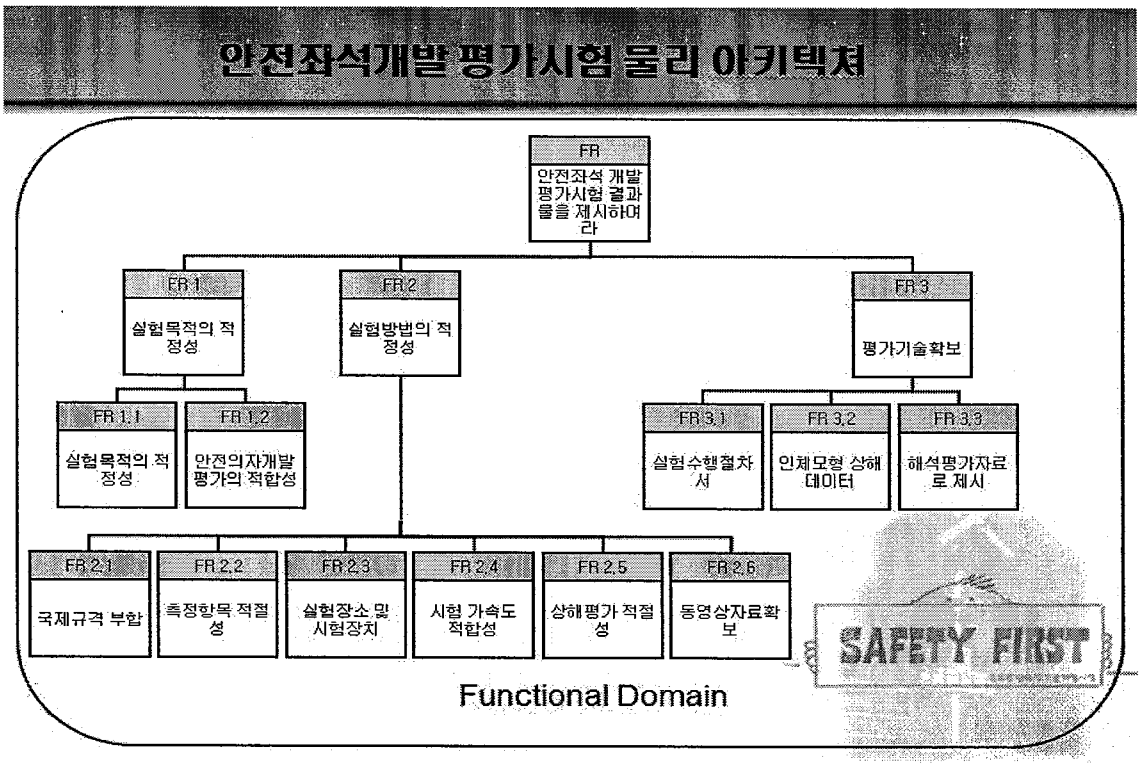
제11절 안전의자 개발 평가시험

검증계획서 (Verification Plan)		**ID No :** RC - SR07 - SSR02 - 2009 작성일 : 2010. 05. 수정일 :
7. 프로젝트는 탑승자의 충돌상해치 평가기술을 개발해야 한다.		
7.2 프로젝트는 철도승객 Sled test 시험기법을 연구하여야 한다.		
입력물 : ☐ 요구사항 (Requirement) - 요구사항 문서 - 검증 요구사항 추적 매트릭스 (VRTM) ☐ 기술 개발 계획(Technical Plan) - 연구계획서 - WBS (Work Breakdown Structure) ☐ 설계정보 및 평가자료 - 성과물 : 연구보고서, 시험데이터, 시험동영상 - 기능 아키텍처 - 물리 아키텍처 - 설계 분석 보고서 (DARs) ☐ 검증 방법 - 3.1 국제규격부합	**업무 :** - SE 검증	**출력물 :** - 수정 VRTM - 검증결과표
Verification Specification (검증기준) : 1. 실험목적 1.1 실험목적이 분명한가? 1.2 안전의자 표준모델의 개발 평가에 적절한가? 2. 실험방법 2.1 실험방법이 국제규격에 적합한가? 2.2 측정항목이 적절하고 안전의자 설치가 실차조건을 반영하였는가? 2.3 실험장소 및 시험장치가 적합한가? 3. 실험수행 3.1 시험 가속도가 AV/ST9001규격에 맞게 수행하였는가? 3.2 인체모형의 상해평가가 적절하게 수행하였는가? 3.3 안전의자 평가 및 인체모형 거동을 위한 동영상자료를 확보하였는가? 4. 평가기술 확보 4.1 실험수행 절차를 작성하였는가? 4.2 시험별 인체모형 상해 데이타를 확보하였는가? 4.3 시험평가 결과를 해석평가 검증 자료로 활용되었는가?		

1. 기능 아키텍처



2. 물리 아키텍처



3. 설계분석보고서

가. 요구사항과의 적합성

실내안전성 확보를 위한 안전좌석 개발 평가에 대한 연구는 시스템 요구사항『SR 9. 실내안전성 확보를 위한 안전좌석 개발 평가시험 결과물을 제시해야 한다.』중『SR 9.1 실내안전성 확보를 위한 안전좌석 개발 평가시험 결과물을 제시해야 한다.』 에 해당하는 내용이다. 본 과제에서는 열차의 실내안전성 확보를 위한 안전좌석개발을 위해 유럽의 실내충돌안전규정에 따라 교통안전공단 자동차성능연구소에서보유하고 있는 충돌모의시험장비를 활용하여 대원강업에서 개발 중인 안전의자의 안전도 및 승객상해평가를 수행하였다.

나. 설계기준

현재 국내의 철도차량 의자에 대한 안전기준은 국토해양부령 제 455호 철도차량 안전기준에 관한 규칙 제48조에서 찾아볼 수 있는데, 충돌사고 발생 시 충격을 흡수 할 수 있는 구조로 설계되어야 한다는 원칙만 언급하고 있으며 구체적인 방법이 제시되어있지 않아 국내기준 개정안으로 검토하고 있는 철도운영자협회(ATOC)의 AV/ST9001규정에서 제시한 시험방법으로 철도차량 좌석 안전도평가 및 탑승자의 상해치를 평가하였다. AV/ST9001규정은 유럽의 충돌안전 프로젝트의 최신 연구결과들이 상당수 포함되어 구체적이고 자세한 요구조건을 제시하고 있다.

따라서 열차의 실내안전성 확보를 위한 안전좌석개발을 위해 AV/ST9001규정에 따라 대원강업에서 개발 중인 안전좌석의 안전도 및 승객상해평가를 수행하여 승객용 친 안전 좌석개발에 활용할 수 있도록 승객상해 평가 데이터를 확보할 수 있도록 설계되어야 한다.

다. 검증 방법에 따른 증거 자료

본 연구의 검증방법은 VRTM의 『3.1 국제규격부합』와 『5.1 육안검사』의 두 가지이다. 국제규격부합은 유럽의 실내충돌안전규정(AV/ST9001)에서 제시된 시험조건을 만족하였으며, 고속카메라 동영상 및 인체상해데이터를 수집하였다. 육안 검사는 시제품에 대한 시험 전 후의 자료와 시험결과보고서가 있다.

라. 성과물의 내용 및 결과

(1) 실내안전성 확보를 위한 안전좌석 개발 평가시험

(가) 안전좌석 개발평가시험 종류

본 연구에서 사용된 안전좌석은 6개, 3세트로 (주)대원강업으로부터 직접공급받아 설치하여 평가하였으며 시험 종류 및 순서는 <표 3.11.1>과 같다.

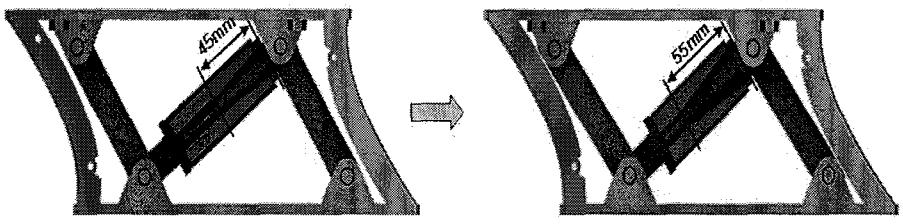
<표 3.11.1> 안전의자 시험조건

순서	모델(시험번호)	시험기준	시험종류	시험조건	비고
1	안전의자 모델 8 (SSS95091112M8)	AV/ST 9001규정	강도시험	95%ile 더미 2set, 고속카메라 5대	09.11.12 시험완료
2	안전의자 모델 8 (SSS50091113M8)	〃	상해시험	50%ile 더미2set, 고속카메라 5대	09.11.12 시험완료
3	안전의자 모델 9 (SSS95100319M9)	〃	강도시험	95%ile 더미2set, 고속카메라 5대	09.11.13 시험완료
4	안전의자 모델 9 (SSS50100319M9)	〃	상해시험	50%ile 더미2set, 고속카메라 5대	09.11.13 시험완료
5	안전의자 모델 10 (SSS95100519M10)	〃	강도시험	95%ile 더미2set, 고속카메라 5대	10.05.19 시험예정
6	안전의자 모델 10 (SSS50100520M10)	〃	상해시험	50%ile 더미2set, 고속카메라 5대	10.05.20 시험예정

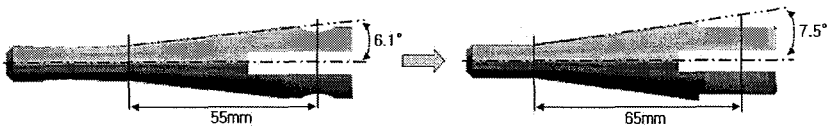
(나) 안전좌석모델별 조건

- 안전의자 모델 8

충격에 따른 다리(Pedestal)의 최대 변형량을 기존 대비 5mm(각도상으로 4°) 증가시켜 의자의 최대 변형 위치를 전체적으로 전방으로 이동함에 따라 상해치를 저감할 수 있도록 하였다. 또한 충격시 우레탄에 삽입되어 에너지를 흡수하는 테이퍼 핀의 마찰 거리를 45mm에서 55mm로 10mm 증가하였으며, 에너지 흡수량을 증가시키기 위하여 테이퍼 핀의 형상 각도를 6.1°에서 7.5°로 변경하여 전체적으로 충격 에너지를 최대한 흡수할 수 있도록 구조를 변경하였다.



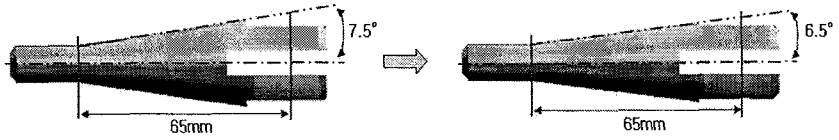
<그림 3.11.1> 1차 완충장치 설계 완충 구간 변경



<그림 3.11.2> 1차 테이퍼 핀 형상 변경

- 안전의자 모델 9

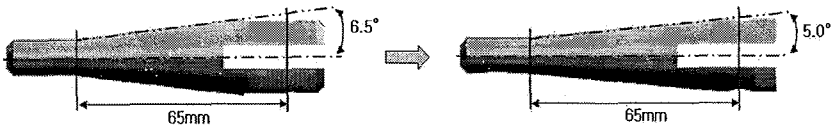
테이퍼 핀의 형상 각도를 기존 7.5°에서 6.5°로 1°를 줄여 테이퍼 핀이 우레탄에 완전히 삽입될 수 있도록 형상을 변경하였다.



<그림 3.11.3> 2차 테이퍼 핀 형상 변경

- 안전의자 모델 10

테이퍼 핀의 형상 각도를 기존 6.5°에서 5.0°로 1.5°를 줄여 테이퍼 핀이 우레탄에 완전히 삽입될 수 있도록 형상을 변경하였다.



<그림 3.11.4> 3차 테이퍼 핀 형상 변경

(다) 연구방법

대원강업에서 개발한 안전의자에 대하여 현재 국내기준개정안으로 검토하고 있는 철도운영자협회(ATOC)의 AV/ST9001규정에서 제시한 시험방법으로 교통안전공단 자동차성능연구소에서 보유하고 있는 충돌모의 시험 장비를 활용하여 철도차량 좌석 안전도평가 및 탑승자의 상해치를 평가하였으며, 안전좌석의 시험조건은 의자의 간격 및 체결볼트 및 바닥재등 대원강업에서 제시한 조건으로 시험을 실시하였다.

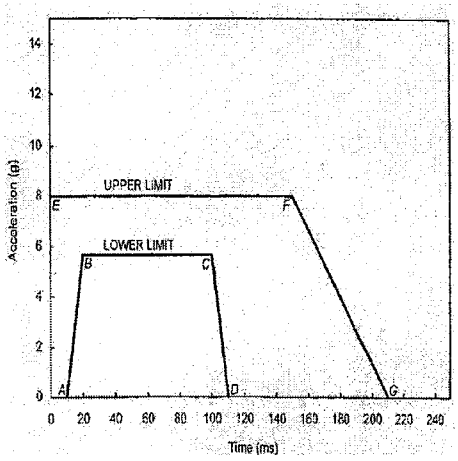
(라) 시험기준

시험기준은 철도운영자협회(ATOC)의 AV/ST9001에서 규정한 상해기준 <표 3.11.2>과 같다.

<표 3.11.2> Injury Criteria - SAFETRAIN & AV/ST9001

Body Segment	Injury Criteria	AV/ST 9001
Head	HIC36	500
	Head 3 ms exceedance	80g
Neck	Flexion bending moment	190 Nm
	Extention bending moment	57 Nm
	Compressive force	-
	Tensile force	-
	Shear force	-
Thorax	Thorax compression	-
	Viscous compression	-
Leg	Femur compression force	4kN
	Tibia compression force	-
	Tibia index	0.75
	Knee sliding joint displacement	12mm

<그림 3.11.5>은 AV/ST9001 규격에서 제시된 하한(lower limit)과 상한(upper limit)사이에 들어오면 시험이 유효한 것으로 인정한다. <표 3.11.3> 에서는 시험펄스 하한과 상한선 주요 지점의 위치가 나와 있다.



<그림 3.11.5>AV/ST 9001
시험 펄스

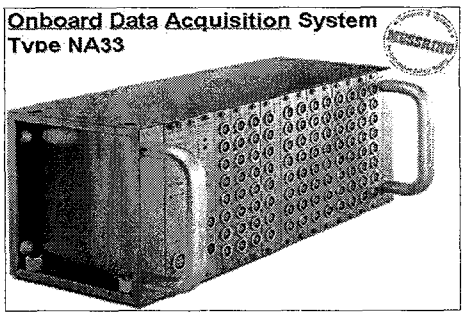
<표 3.11.3>The co-ordinates of points A to G on the graph

	Time (ms)	Acceleration (g)
A	10	0.00
B	20	5.67
C	100	5.67
D	110	0.00
E	0	8.00
F	150	8.00
G	210	0.00

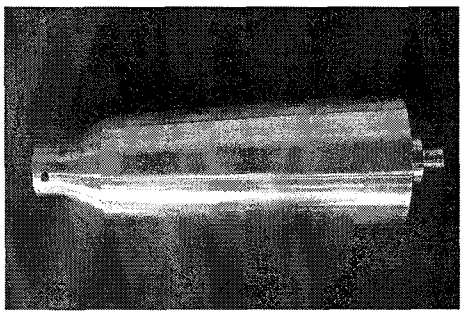
(마) 시험장치

충돌모의시험장치는 직경 12인치, 공압식 가속 추진형 시험 장치를 사용하였으며, 데이터계측시스템(NA33)은 그림 4와 같으며 국내열차좌석에 대한 승객상해평가를 수행하기위하여 Hybrid Ⅲ50th% 성인남자 인체모형 두 조의 측정센서인 가속도계, 하중계, 모멘트계 등으로부터 얻어진 신호를 가지고 데이터를 수

집하였다.



<그림 3.11.6> 데이터계측시스템



<그림 3.11.7> 미터링핀

본 시험에서는 ATOC 펄스 조건을 맞추기 위해 <그림 3.11.7>와 같은 미터링 핀을 설계·제작하여 사용하였다. 또한 고속디지털카메라 5대를 이용하여 각각에 대한 동영상을 분석하였다.

(바) 안전의자 시험절차서

1. 철도좌석 평가시험

1.1 적용범위

본 규정은 철도충돌시 승차자의 상해를 감소시키기 위한 철도좌석 동하중 평가시험 방법에 대하여 규정한다.

1.2 제출서류 및 시험품

철도좌석은 2대 제출을 원칙으로 하며 신청인과 시험인의 합의하에 시험결과에 나쁜 영향을 줄 수 있는 모든 선택사양을 철도에 설치하여야 하며 제출서류는 다음과 같다.

1) 철도좌석의 제원과 구성 재질에 관한 도면 및 기술자료
2) 승객실내의 상세도면 및 기술자료
3) 좌석과 승객의 착석위치등에 관한 도면 및 기술자료
4) 기타 시험과 관련하여 필요한 설계도면 및 자료

1.3 시험기준

안전기준 제00조의 기준에 적합하여야 한다.

<표 3.11.4> 상해기준

Body Segment	Injury Criteria	기준
Head	HIC36	500
	Head 3 ms exceedance	80g
Neck	Flexion bending moment	190 Nm
	Extention bending moment	57 Nm
	Compressive force	-
	Tensile force	-
	Shear force	-
Thorax	Thorax compression	-
	Viscous compression	-
Leg	Femur compression force	4kN
	Tibia compression force	-
	Tibia index	0.75
	Knee sliding joint displacement	12mm

1.4 시험조건

1.4.1 철도좌석의 동하중 시험

다음의 조건들은 철도좌석의 동하중시험에 일반적으로 적용된다.

1) 시험장치를 설치한 상태에서 다음과 같아야 한다.

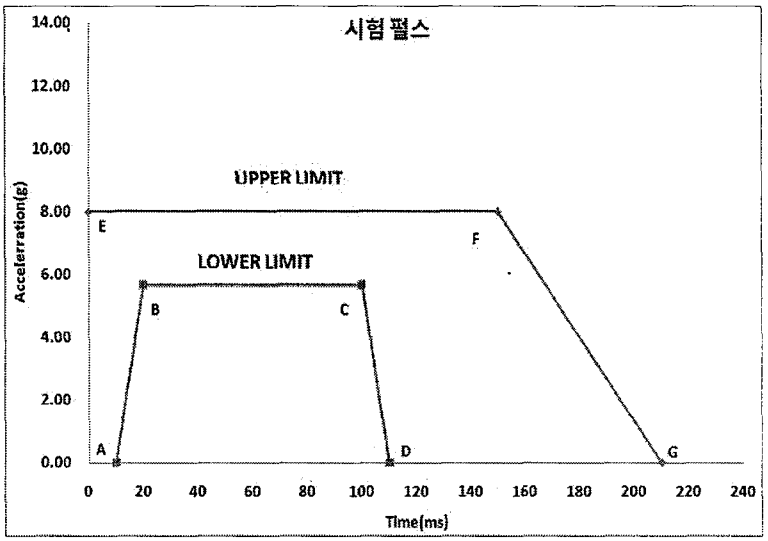
가. 철도좌석의 설치는 철도에서 사용되고 있는 간격과 방향으로 시험한다.

나. 철도좌석들의 고정장치는 해당 좌석이 사용될 예정인 철도에서 사용되는 고정장치와 동일하게 설치하여야 한다.

다. 시험될 좌석은 모든 부속품이 갖추어진 상태에서 시험한다.

라. 조정 가능한 좌석등받이 등은 가장 높은 위치로 조정하여야 한다.

2) 동하중 시험조건은 <그림 3.11.8>에서 제시된 하한과 상한 사이에 들어오면 유효한 것으로 인정한다.



<그림 3.11.8> 동하중 시험 조건

<표 3.11.5> 동하중 시험 조건

	Time(ms)	Accelerration(g)
A	10	0.00
B	20	5.67
C	100	5.67
D	110	0.00
E	0	8.00
F	150	8.00
G	210	0.00

3) 시험에 사용되는 인체모형은 별첨 "인체모형의 특성"을 만족하여야 한다.

4) 인체모형에는 체형에 맞게 늘어나는 면으로 만든 반팔상이와 장딴지 중간 길이의 바지를 입혀야 하며 양발에는 발의 형상 및 발바닥, 뒤꿈치 치수에 맞으며 무게가 0.57±0.09㎏인 신발을 신겨야 한다.

5) 인체모형의 팔다리 연결부는 수평으로 폈을때 팔다리 무게를 겨우 지탱할 정도인 1g로 맞추고 다리 연결부는 반드시 누운 위치에서 몸통으로 조정한다.

6) 계측기기는 충돌 시험시 인체모형의 움직임에 영향을 주지 않아야 한다.

7) 측정기기 시스템의 온도는 시험을 하기전에 안정되어야 하고 가능하면 19℃~26℃사이를 유지해야 한다.

1.5 인체모형의 착석방법

1.5.1 머리

머리의 계측용 횡단면은 수평면과 0.5° 이내의 각을 이루어야한다.

1.5.2 팔

1) 운전자의 팔 윗부분은 팔의 중심선이 가능한 한 수직면이 되도록 몸통에 인접해야한다

2) 승객의 팔 윗부분은 좌석 등받이와 몸통측면에 접촉해야 한다.

1.5.3 손

1) 운전자 인체모형의 손바닥은 조향핸들 림의 수평중심선에서 그림 외면에 접촉해야한다.

2) 승객 인체모형의 손바닥은 외측 허벅지에 접촉해야하고 새끼손가락은 좌석 쿠션에 접촉해야 한다.

1.5.4 몸통

1) 승객 인체모형의 상부몸통을 좌석 등받이에 기대야한다. 운전자 인체모형의 중앙봉합면은 차량의 길이방향 중심선에 수직 및 평행해야한다.

2) 76mm×76mm의 평편한 표면의 강체를 이용하여 인체모형의 몸통의 앞부분에 놓고 250N에서 350N의 하중으로 열차의 길이방향으로 하중을 가한다.

1.5.5 다리

인체모형의 대퇴부는 발의 위치로 허용되는 정도까지 좌석 쿠션에 기대어진다. 무릎 U자형고리의 외측표면간의 거리는 처음에 269mm가 되어야 한다. 가능한 한 양 다리는 길이방향 수직면내에 위치해야 한다.

1.5.6 발

인체모형의 양 발꿈치는 가능한 한 앞쪽으로 위치하여 바닥판에 놓여져야 한다. 양발은 가능한 한 발판 표면에 평평하게 놓여야 하고 후방으로 10mm밀어져야한다. 발의 길이방향 중심선은 자동차의 길이방향 중심선에 가능한 한 평행해야 한다.

1.6 시험 데이타 획득 및 추출

아날로그 데이타는 별첨4 "계측 기기의 특성"에 명시된 등급 1000으로 필터링되고 각 채널별로 초당 최소한 8,000개 이상으로 디지탈화 되어야 하며 디지탈 필터링시 요구기준은 아래와 같다.

1) 인체모형 머리 데이타용 등급 : 1000

2) 인체모형 대퇴부 데이타용 등급 : 600

3) 자동차 가속도 및 고정 충돌벽 하중계 데이타의 등급 : 60

1.7 시험결과

인체모형의 상해치등을 별지 제1호 서식의 "철도좌석 동하중시험 결과 기록표"에 기록한다.

(별지 제1호 서식)

"철도좌석 동하중 시험결과 기록표"

제 작 사 : _____

사용된 인체모형 : _____

장착된 선택사양 :_____

o 동하중 시험

구 분	상해기준		판 정
	-	기준	
머리	HIC36	500	
	Head 3ms exceedance	80g	
목	Flexion bending moment	190Nm	
	Eexion bending moment	57Nm	
다리	Femur compression force	4KN	
	Tibia index	0.75	
	Knee sliding joint displacement	12mm	

담당자의견 _____

_____

담당자 _____

시험일자 _____

확인자 _____

(라) 시험조건 및 결과

1) SSS95091112M8

가)시험조건

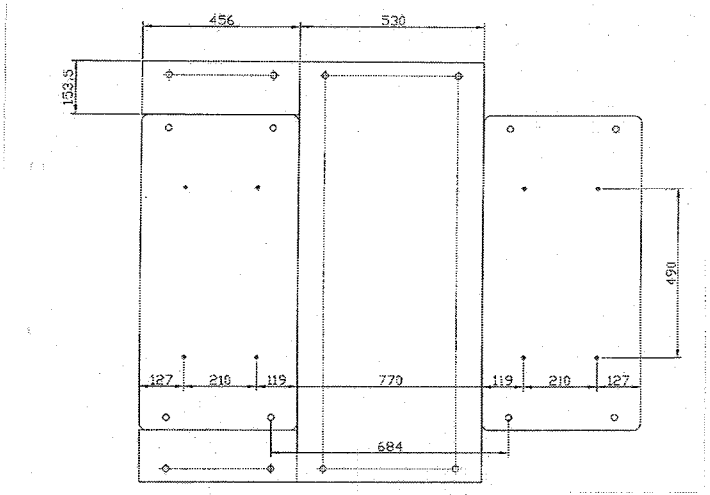
안전의자 모델 8의 강도평가 시험조건은 <그림 3.11.8>과 같이 안전의자 간격을 530mm 으로 설치하였으며 체결볼트 및 바닥재 등 대원강업에서 제시한 방법으로 설치하였으며 95퍼센트 인체모형 2조 설치하여 시험하였으며, 동영상을 촬영하기위하여 고속디지털카메라 5대를 설치였고, 시험펄스를 측정하기위하여 프레임에 100g 가속도계 2개를 설치하여 측정하였으며, <그림 3.11.9> 및 <그림 3.11.10>과 같다.



<그림 3.11.9>
안전의자표준모델-8



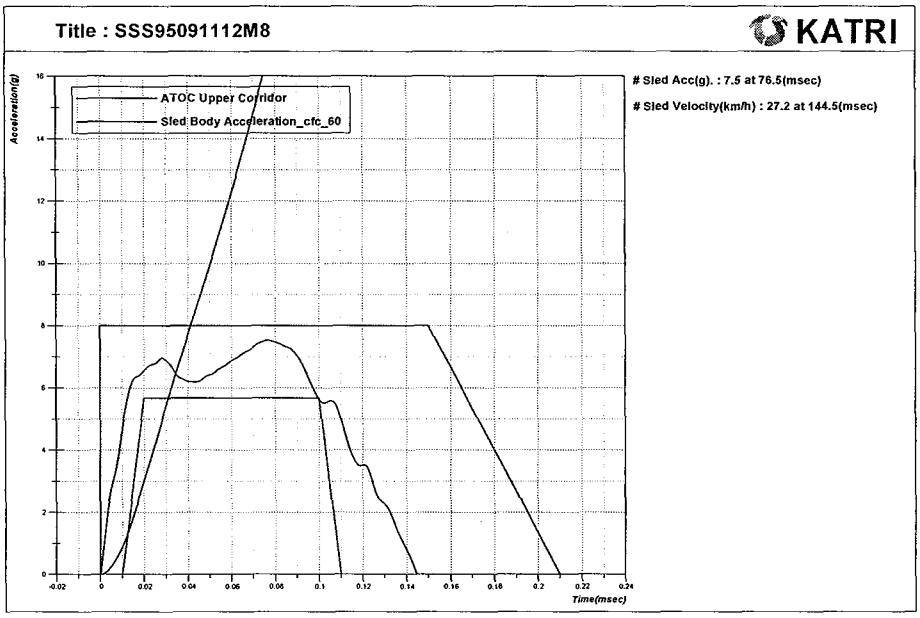
<그림 3.11.10>
안전의자표준모델-8



<그림 3.11.11> 의자간격 조건

나) 시험가속도 파형

안전의자 모델 8의 강도평가 속도조건은 AV/ST9001규격에 나와 있는 가속도 파형조건을 만족하도록 시험하였으며 <그림 3.11.12>과 같다



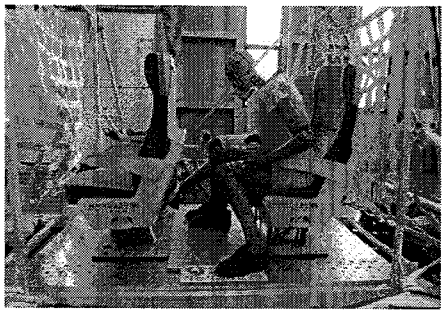
<그림 3.11.12> 안전의자표준모델-8 시험펄스

다) 시험결과

좌석 안전도 평가 시험을 실시한 결과 시험 가속도 파형은 AV/ST 9001 규격에 규제된 가속도 파형 조건을 만족하였다. 더미의 거동을 분석한 결과 무릎이 후면부 프레임에 부딪친 후 의자가 앞으로 기울어지면서 1차적으로 완충장치 부위에서 변형이 발생하여 충격 에너지를 흡수하였다. 완충장치 부위의 변형이 완료된 후 2차적으로 회전 가이드 브라켓에서 변형이 발생되었고, 머리가 등받이 후면부 중앙에 부딪치면서 완충장치 부위와 회전 가이드 브라켓에서 3차 변형이 발생하여 충격 에너지를 흡수하였다. 이후 더미는 후방으로 튕겨져 나와 2열 의자에 안착되었다. 의자가 바닥으로부터 이탈되지 않아 시험기준에는 만족하나 완충장치 부위인 우레탄에서 테이퍼 핀이 덜 삽입되어 에너지 흡수량이 적게 나온 것으로 분석되었다. 우레탄에 삽입되는 테이퍼 핀의 마찰거리가 완전히 삽입이 될 때 55mm임에 반하여 시험 결과 약 25mm만 삽입이 되어 충격 흡수량이 적게 나온 것으로 분석되었다. 따라서 테이퍼 핀의 각도를 변경하여 충격시 우레탄에 완전히 삽입될 수 있도록 설계를 보완하여야 할 것으로 분석되었다.



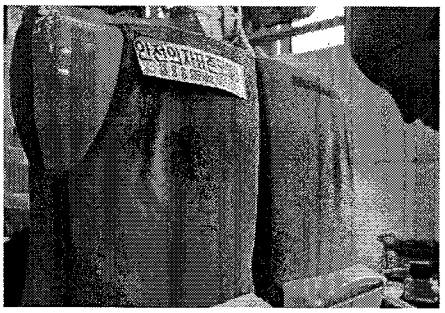
<그림 3.11.13> 시험결과 1



<그림 3.11.14> 시험결과 2



<그림 3.11.15> 시험결과 3



<그림 3.11.16> 시험결과 4

3) SSS50091113M8

가)시험조건

안전의자 모델 8의 상해평가 시험조건은 안전의자 간격을 530mm 으로 설치하였으며 체결볼트 및 바닥재 등 대원강업에서 제시한 방법으로 설치하였으며, 50퍼센트 인체모형 2조 설치하여 시험하였으며, 상해데이터를 측정하기위하여 머리, 목, 대퇴부, 무릎등에 대한 센서를 장착하여 설치하였으며, 동영상을 촬영하기위하여 고속디지털카메라 5대를 설치였고, 시험펄스를 측정하기위하여 프레임에 100g 가속도계 2개를 설치하여 측정하였으며, <그림 3.11.17> 및 <그림 3.11.18>과 같다.



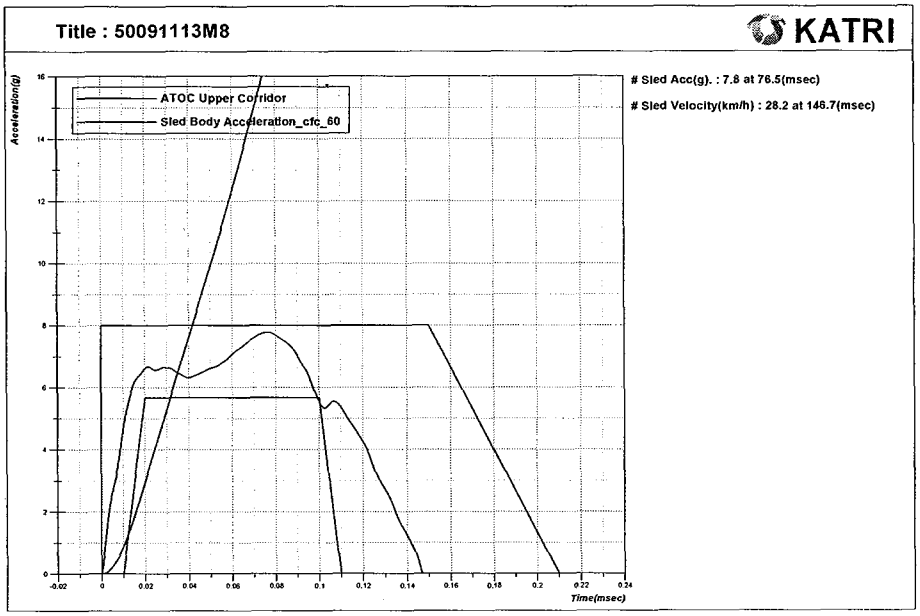
<그림 3.11.17>
안전의자표준모델-8



<그림 3.11.18>
안전의자표준모델-8

나) 시험가속도 파형

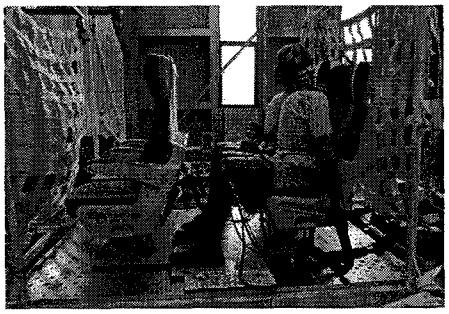
안전의자 모델 8의 상해평가 속도조건은 AV/ST9001규격에 나와 있는 가속도 파형조건을 만족하도록 시험하였으면 <그림 3.11.19>과 같다



<그림 3.11.19> 안전의자표준모델-8 시험펄스

다) 시험결과

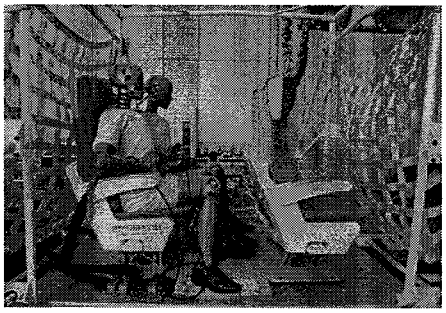
상해 기준은 영국 철도차량운영자협회(ATOC)의 AV/ST 9001 규격에서 제시한 기준값을 적용하여 비교 평가하였는데 머리와 목 부위에서 상해값이 기준치보다 훨씬 높게 나왔다. 완충장치 부위인 우레탄에서 테이퍼 핀이 덜 삽입됨으로 인하여 의자가 앞으로 완전히 넘어가지 못한 상태에서 머리가 등받이에 부딪쳐 충격량이 크게 나온 것으로 분석되었다. 따라서 테이퍼 핀의 각도를 변경하여 충격시 우레탄에 완전히 삽입될 수 있도록 설계를 보완하여야 할 것으로 분석되었다.



<그림 3.11.20> 시험결과 1



<그림 3.11.21> 시험결과 2



<그림 3.11.22> 시험결과 3



<그림 3.11.23> 시험결과 4

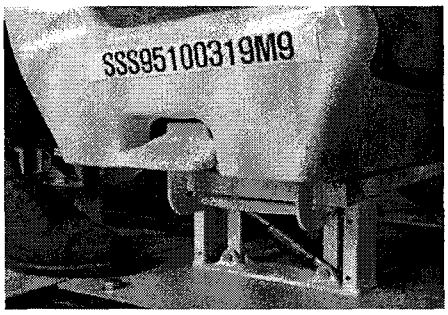
<표 3.11.6> Test Result : MODEL 8 Injury values

상해기준			SSS50091113M8			
			Aisle		Window	
HEAD	HIC36	500	804.9		825.8	
	3 ms	80 g	115.7		116.5	
NECK	flexion	190 Nm	330		99.4	
	extension	57 Nm	247		57.0	
FEMUR	compression	4 KN	4.9	5.5	3.8	5.6
KNEE	Displacement	12 mm	11.7	11.3	9.5	11.6
TIBIA	LH Upper	0.75	0.7		0.9	
	LH Lower	0.75	0.3		0.3	
	RH Upper	0.75	0.9		0.7	
	RH Lower	0.75	0.3		0.3	

3) SSS95100319M9

가)시험조건

안전의자 모델 9의 강도평가 시험조건은 <그림 3.11.24>과 같이 안전의자 간격을 530mm 으로 설치하였으며 체결볼트 및 바닥재 등 대원강업에서 제시한 방법으로 설치하였으며 95퍼센트 인체모형 2조 설치하여 시험하였으며, 동영상을 촬영하기위하여 고속디지털카메라 5대를 설치였고, 시험펄스를 측정하기위하여 프레임에 100g 가속도계 2개를 설치하여 측정하였으며, <그림 3.11.24> 및 <그림 3.11.25>과 같다.



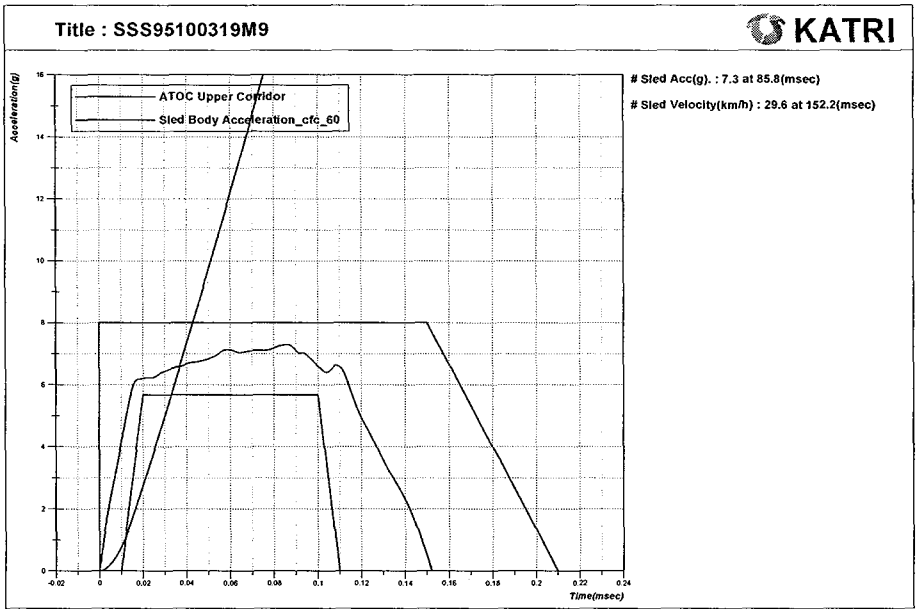
<그림 3.11.24>
안전의자표준모델-9



<그림 3.11.25>
안전의자표준모델-9

나) 시험가속도 파형

안전의자 모델 9의 강도평가 속도조건은 AV/ST9001규격에 나와 있는 가속도 파형조건을 만족하도록 시험하였으며 <그림 3.11.26>과 같다

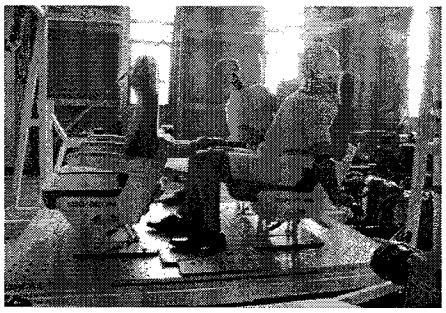


<그림 3.11.26> 시험가속도 파형

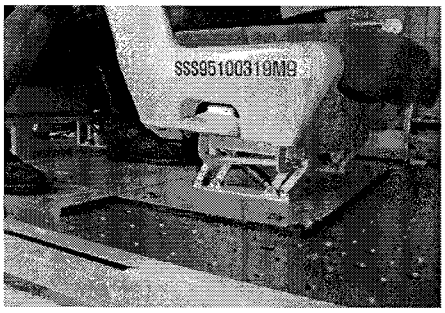
다) 시험결과

좌석 안전도 평가 시험을 실시한 결과 시험 가속도 파형은 AV/ST 9001 규격에 규제된 가속도 파형 조건을 만족하였다. 더미의 거동을 분석한 결과 무릎이 후면부 프레임에 부딪친 후 의자가 앞으로 기울어지면서 1차적으로 완충장치 부위에서 변형이 발생하여 충격 에너지를 흡수하였다. 완충장치 부위의 변형이 완료된 후 2차적으로 회전 가이드 브라켓에서 변형이 발생되었고, 머리가 등받이 후면부 중앙에 부딪치면서 완충장치 부위와 회전 가이드 브라켓에서 3차 변

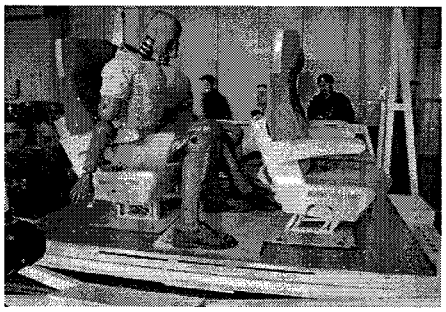
형이 발생하여 충격 에너지를 흡수하였다. 이후 더미는 후방으로 튕겨져 나와 2열 의자에 안착되었다. 의자가 바닥으로부터 이탈되지 않아 시험기준에는 만족하나 완충장치 부위인 우레탄에서 테이퍼 핀이 덜 삽입되어 에너지 흡수량이 적게 나온 것으로 분석되었다. 우레탄에 삽입되는 테이퍼 핀의 마찰거리가 완전히 삽입이 될 때 55mm임에 반하여 시험 결과 약 35mm만 삽입이 되어 충격 흡수량이 적게 나온 것으로 분석되었다. 1차 시험 결과보다는 10mm 더 삽입이 되어 충격량이 감소하였으나 우레탄에 완전히 삽입될 수 있도록 설계를 보완하여야 할 것으로 파악되었다.



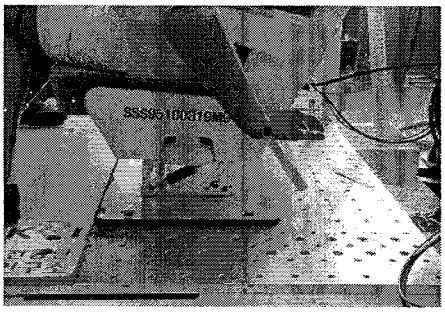
<그림 3.11.27> 시험결과 1



<그림 3.11.28> 시험결과 2



<그림 3.11.29> 시험결과 3

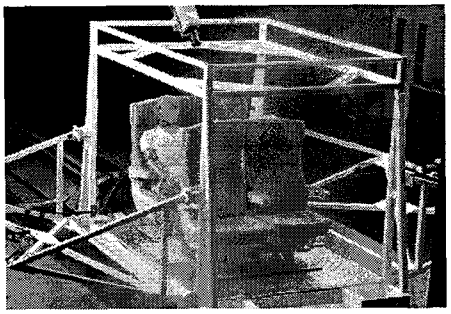


<그림 3.11.30> 시험결과 4

3) SSS50100319M9

가)시험조건

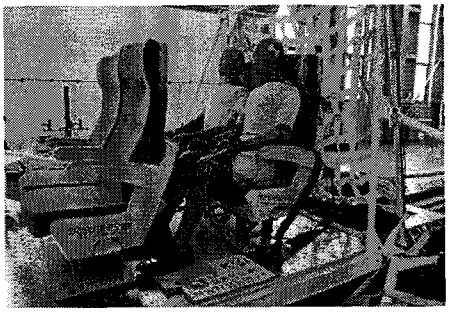
안전의자 모델 9의 상해평가 시험조건은 안전의자 간격을 530mm 으로 설치하였으며 체결볼트 및 바닥재 등 대원강업에서 제시한 방법으로 설치하였으며, 50퍼센트 인체모형 2조 설치하여 시험하였으며, 상해데이터를 측정하기위하여 머리, 목, 대퇴부, 무릎등에 대한 센서를 장착하여 설치하였으며, 동영상을 촬영하기위하여 고속디지털카메라 5대를 설치였고, 시험펄스를 측정하기위하여 프레임에 100g 가속도계 2개를 설치하여 측정하였으며, <그림 3.11.31> 및 <그림 3.11.32>과 같다.



<그림 3.11.31>
안전의자표준모델-9



<그림 3.11.32>
안전의자표준모델-9



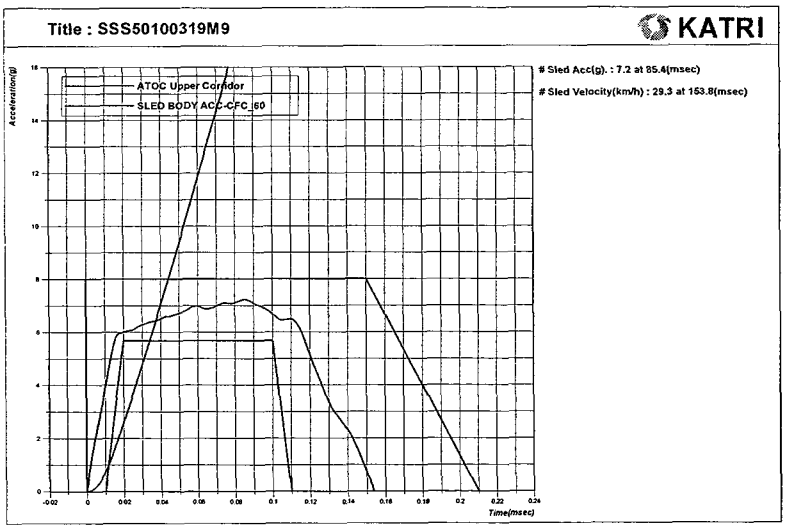
<그림 3.11.33>
안전의자표준모델-8



<그림 3.11.34>
안전의자표준모델-8

나) 시험가속도 파형

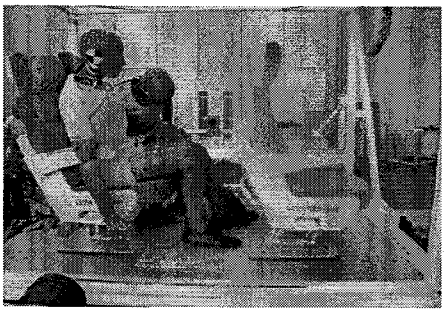
안전의자 모델 9의 상해평가 속도조건은 AV/ST9001규격에 나와 있는 가속도 파형조건을 만족하도록 시험하였으면 <그림 3.11.35>과 같다



<그림 3.11.35> 안전의자표준모델-9 시험펄스

다) 시험결과

안전의자 모델 9의 상해평가시험결과 상해 기준은 영국 철도차량운영자협회(ATOC)의 AV/ST 9001 규격에서 제시한 기준값을 적용하여 비교 평가하였는데 머리와 목 부위에서 상해값이 기준치보다 높게 나왔다. 완충장치 부위인 우레탄에서 테이퍼 핀이 덜 삽입됨으로 인하여 의자가 앞으로 완전히 넘어가지 못한 상태에서 머리가 등받이에 부딪쳐 충격량이 크게 나온 것으로 분석되었다. 이는 1차 상해치 평가 시험에서 알 수 있듯이 의자가 앞으로 덜 기울어지면서 충격량이 크게 나온 것이며, 1차 시험 결과에 비하여 우레탄에 삽입되는 테이퍼 핀이 10mm 더 삽입됨으로써 상해치 결과값은 많이 줄어든 것으로 분석되었다. 따라서 우레탄에 테이퍼 핀이 완전히 삽입되어 의자가 앞으로 최대한 기술어진다면 충격량을 최소화시켜 상해치를 낮출 수 있을 것으로 분석되었다.



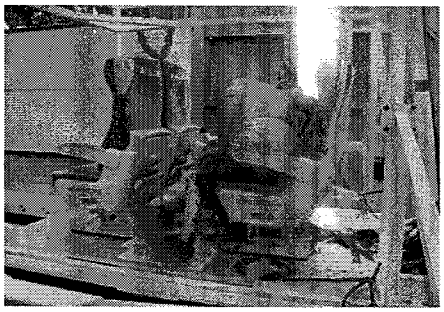
<그림 3.11.36> 시험결과 1



<그림 3.11.37> 시험결과 2



<그림 3.11.38> 시험결과 3

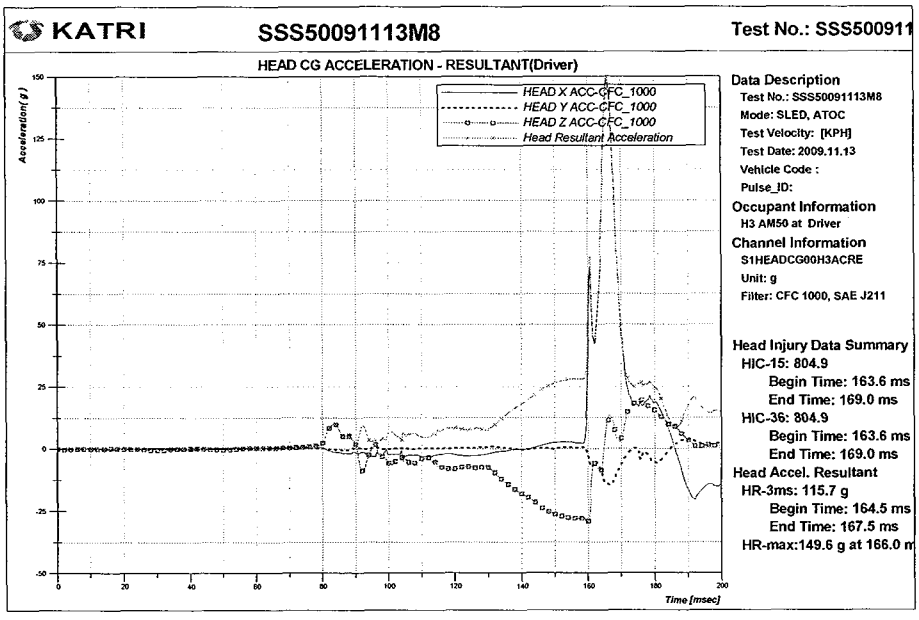


<그림 3.11.39> 시험결과 4

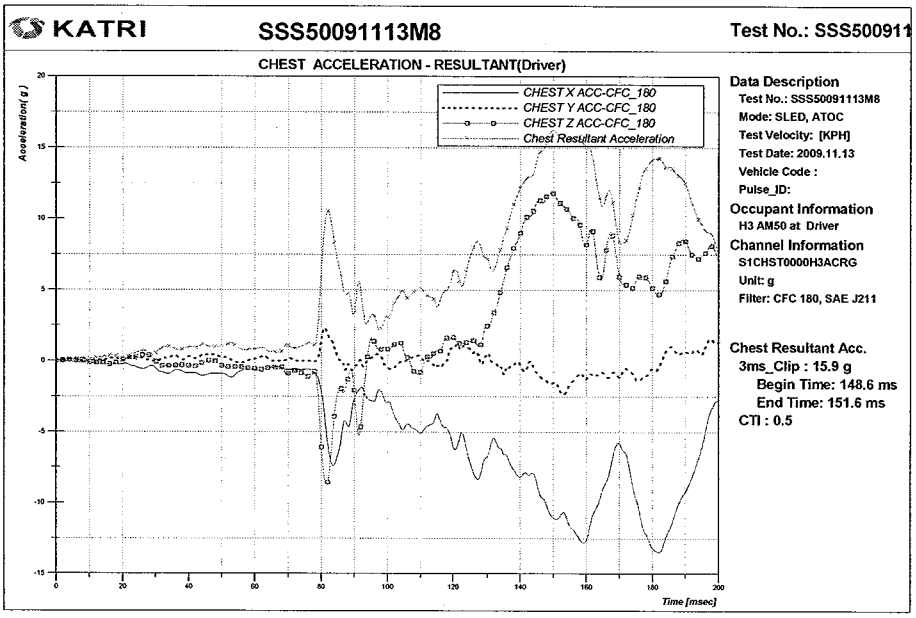
<표 3.11.7> Test Result : MODEL 9 Injury values

상해기준			SSS50100319M9			
			Aisle		Window	
HEAD	HIC36	500	539.8		374.8	
	3 ms	80 g	99.7		84.9	
NECK	flexion	190 Nm	123.2		88.5	
	extension	57 Nm	61.0		34.0	
FEMLR	compression	4 KN	5.3	3.6	5.9	4.4
KNEE	Displacement	12 mm	13	11.3	10.7	10.1
TIBIA	LH Upper	0.75	0.8		1.0	
	LH Lower	0.75	0.3		0.2	
	RH Upper	0.75	0.7		0.7	
	RH Lower	0.75	0.3		0.3	

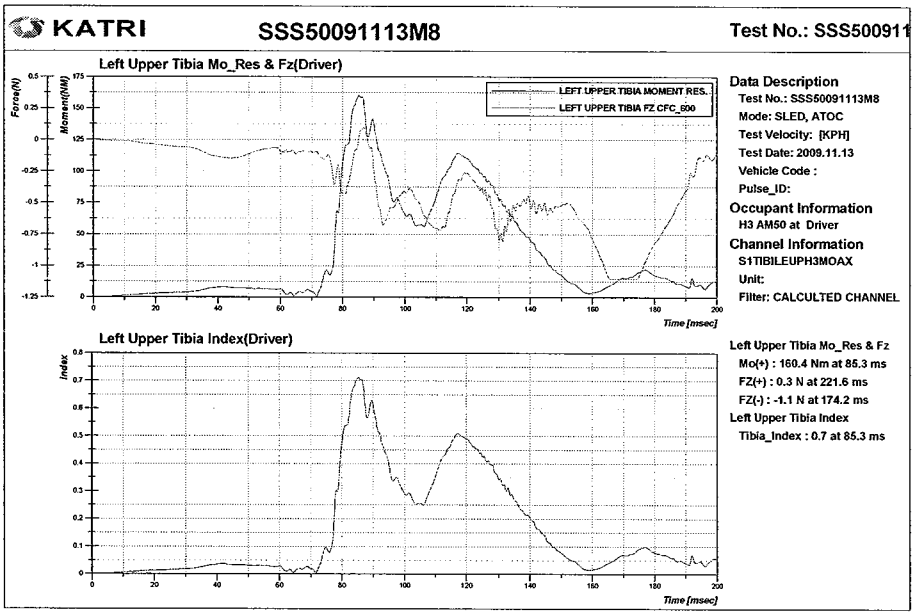
- 시험결과 그래프



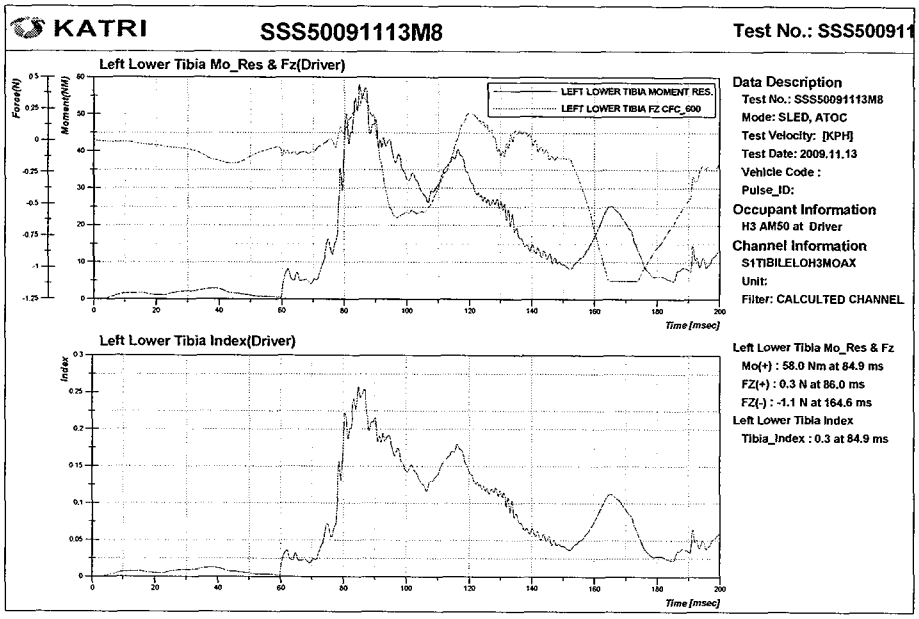
<그림 3.11.40> HEAD RESULTANT



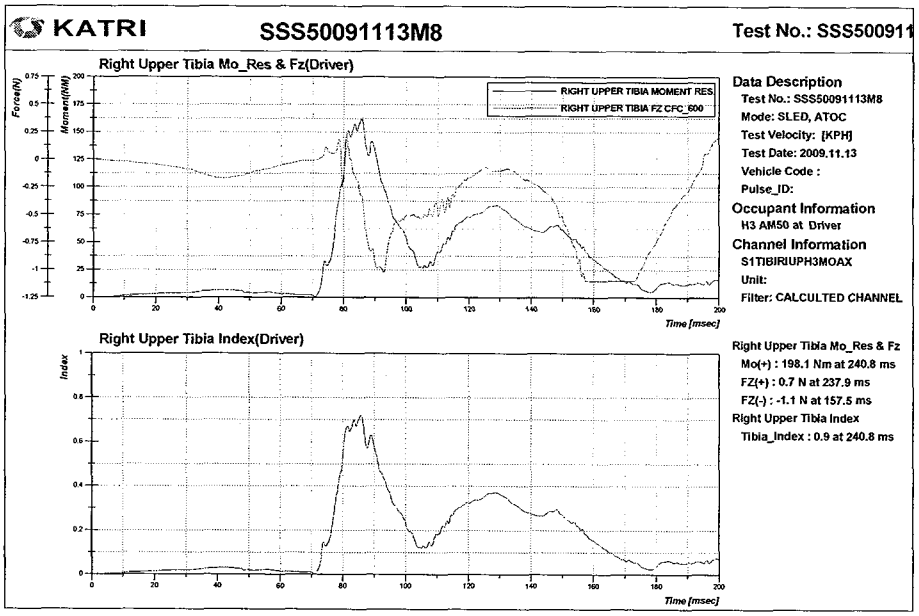
<그림 3.11.41> CHEST RESULTANT



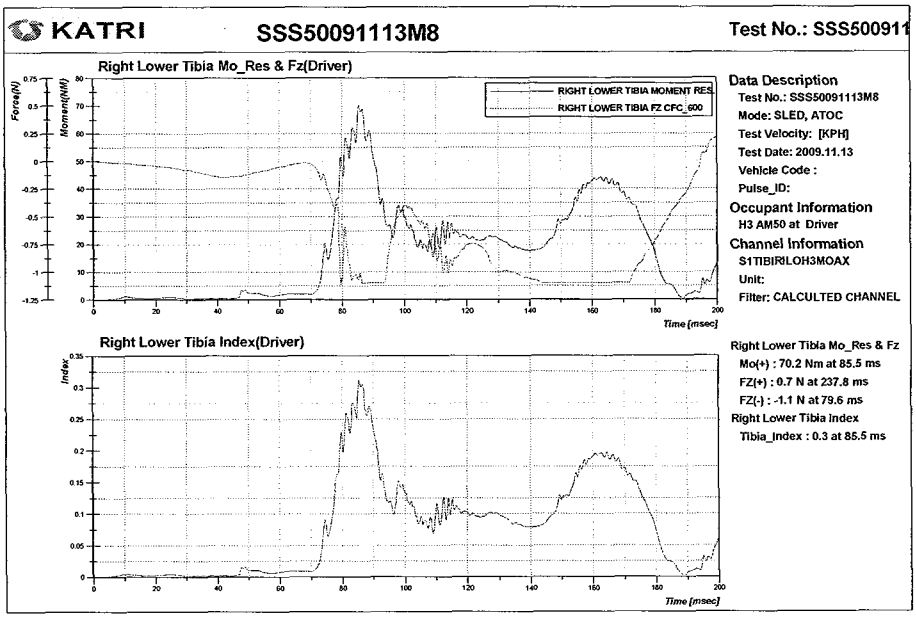
<그림 3.11.42> Left Upper Tibia



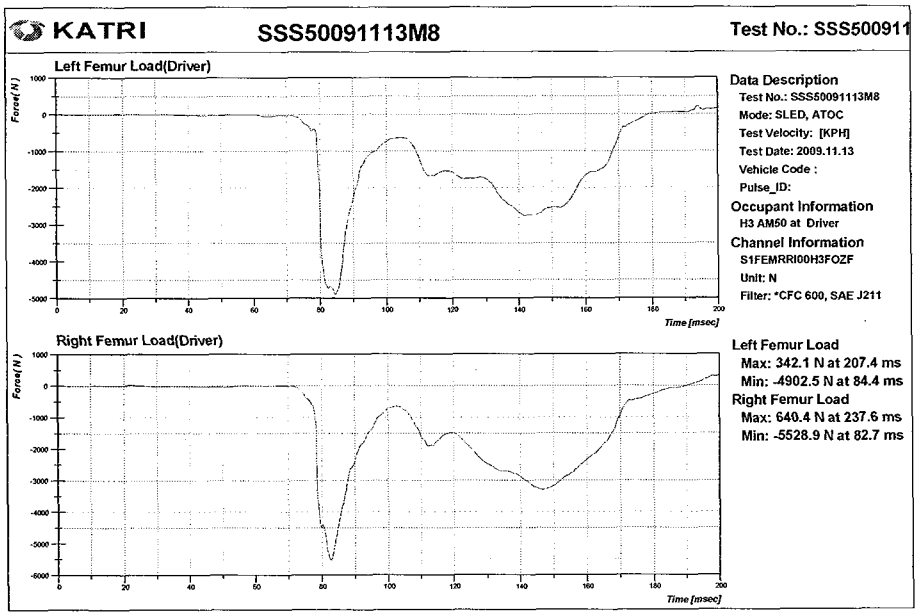
<그림 3.11.43> Left Lower Tibia



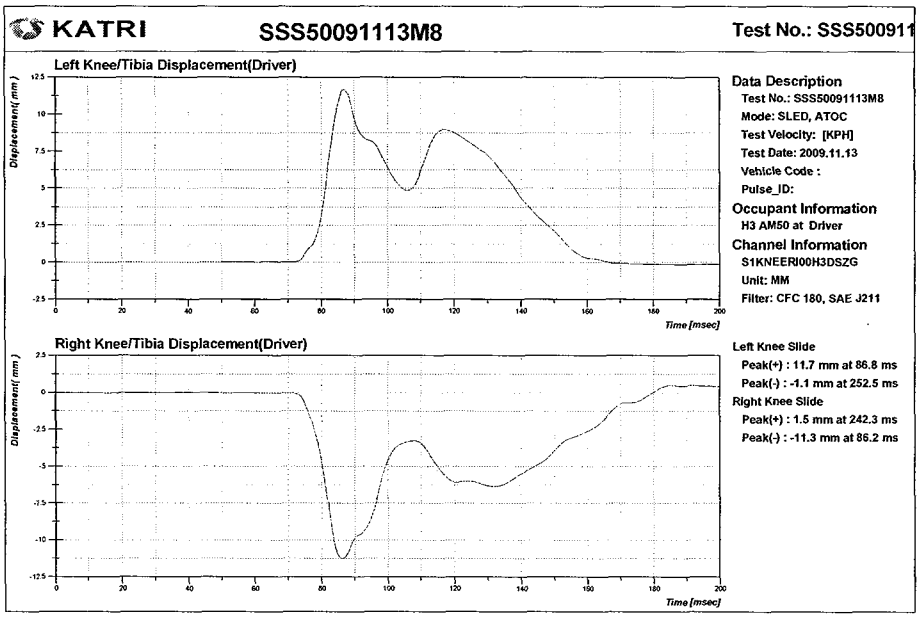
<그림 3.11.44> Right Upper Tibia



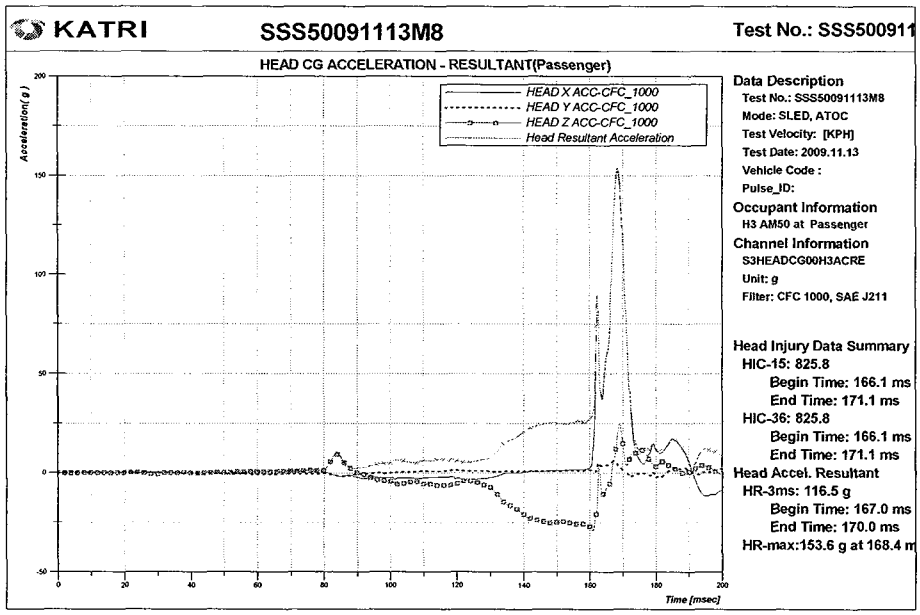
<그림 3.11.45> Right Lower Tibia



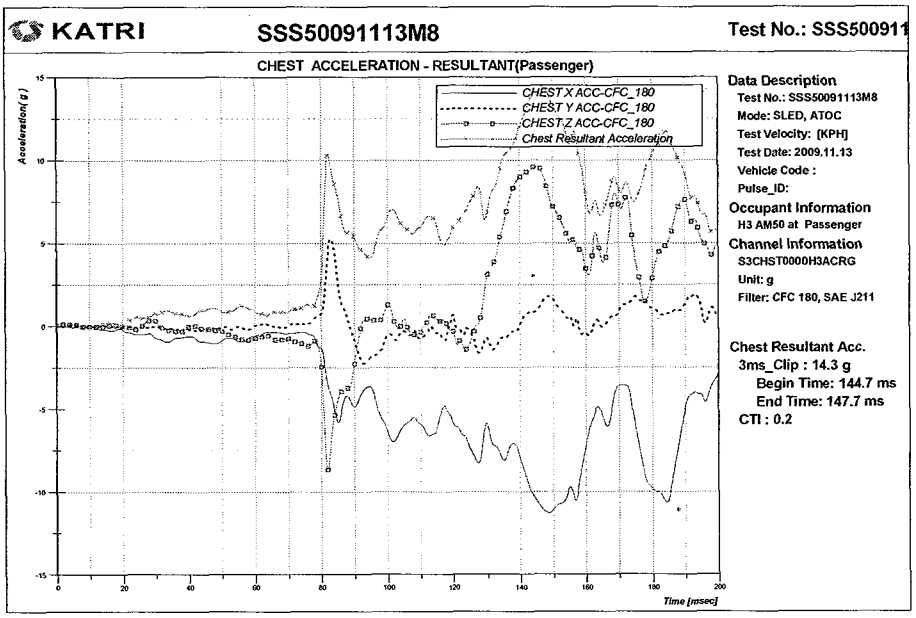
<그림 3.11.46> Left, Right Femur load



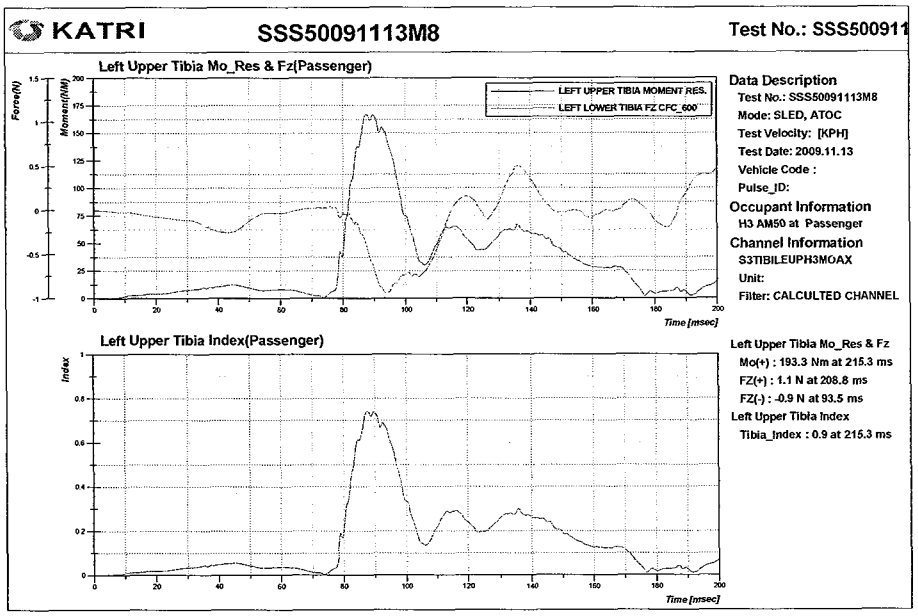
<그림 3.11.47> Left, Right Knee/Tibia Displacement



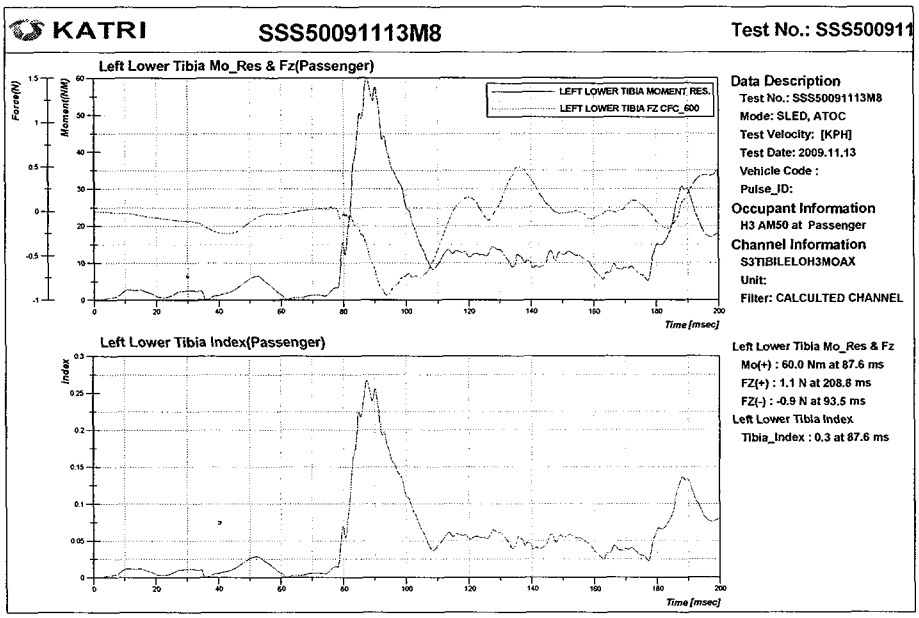
<그림 3.11.48> HEAD RESULTANT



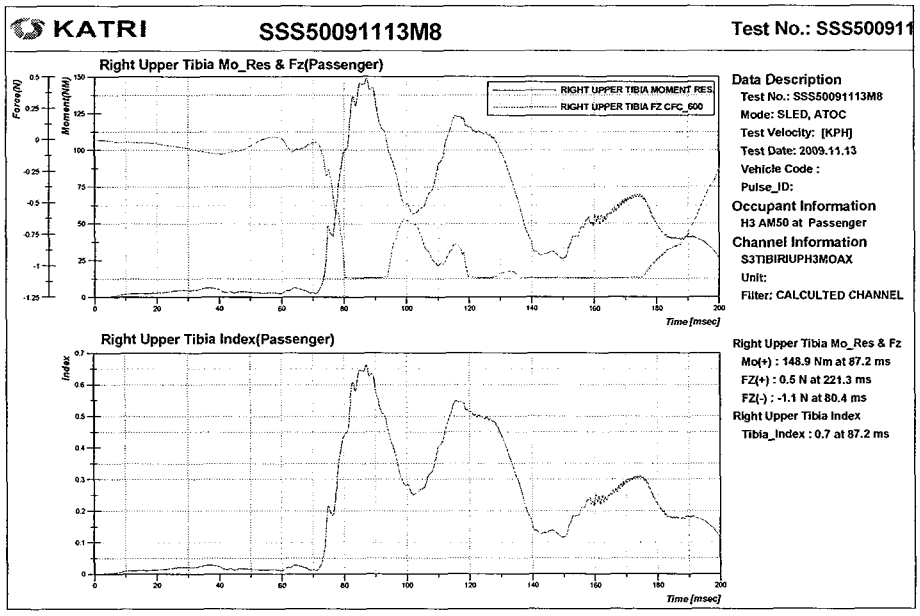
<그림 3.11.49> CHEST RESULTANT



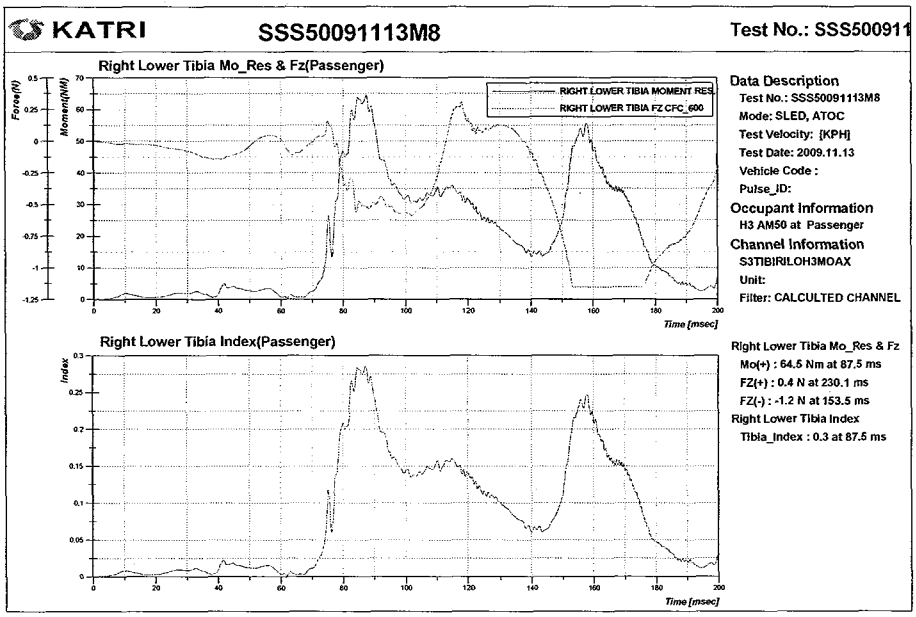
<그림 3.11.50> Left Upper Tibia



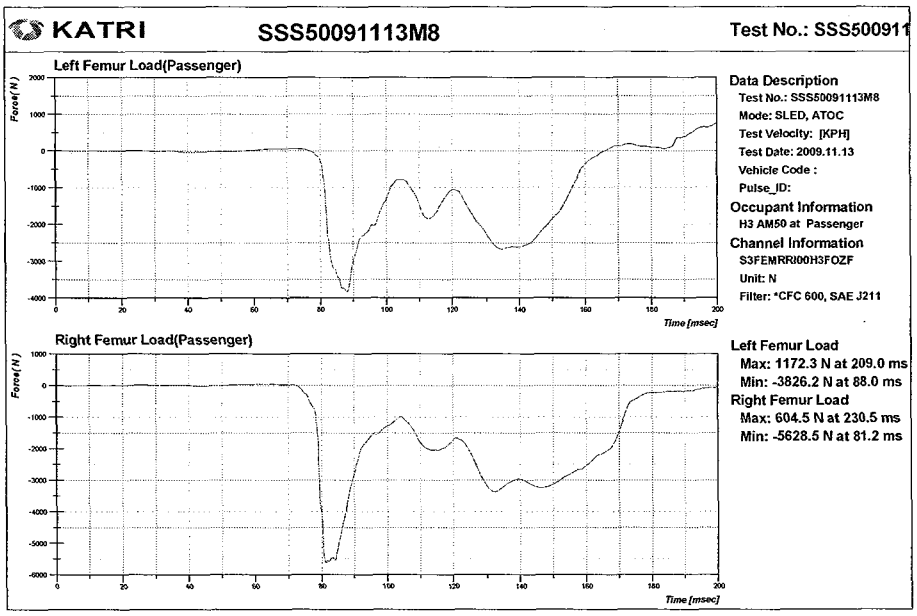
<그림 3.11.51> Left Upper Tibia



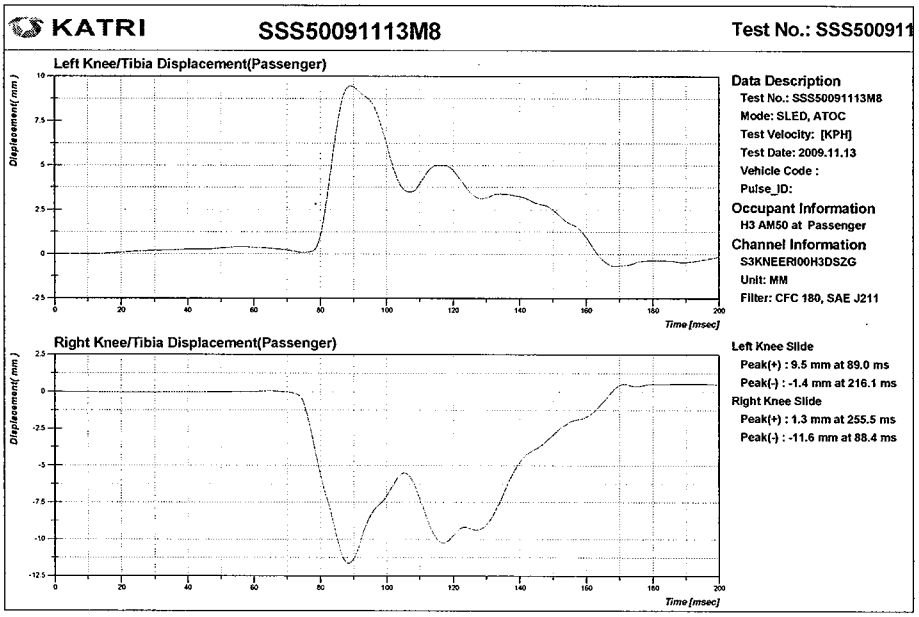
<그림 3.11.52> Left Lower Tibia



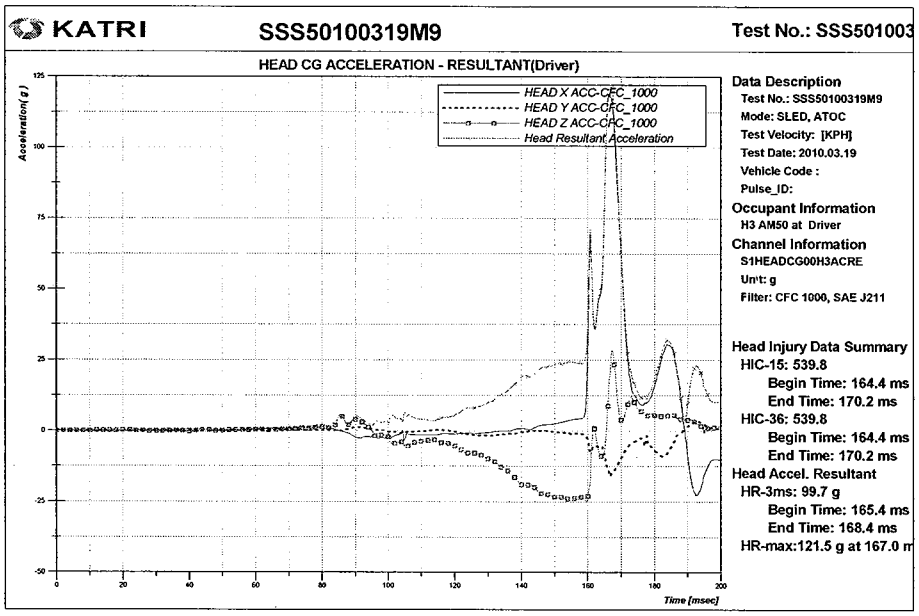
<그림 3.11.53> Right Upper Tibia



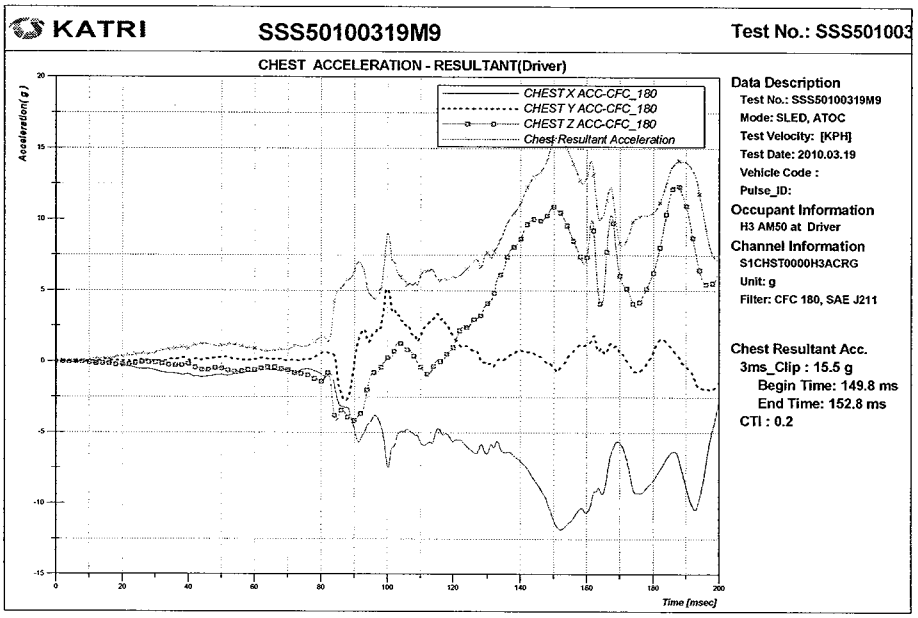
<그림 3.11.54> Left, Right Femur load



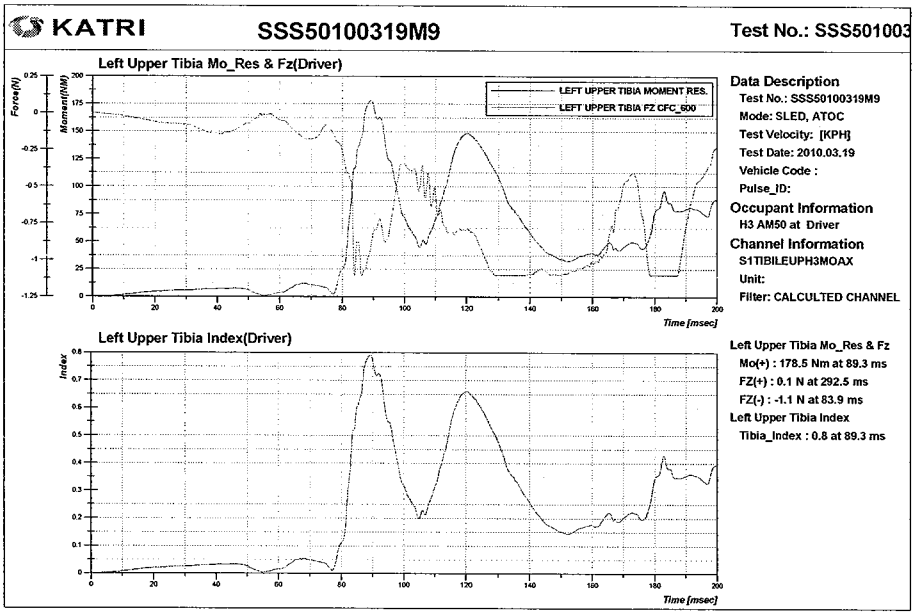
<그림 3.11.55> Left, Right Knee/Tibia Displacement



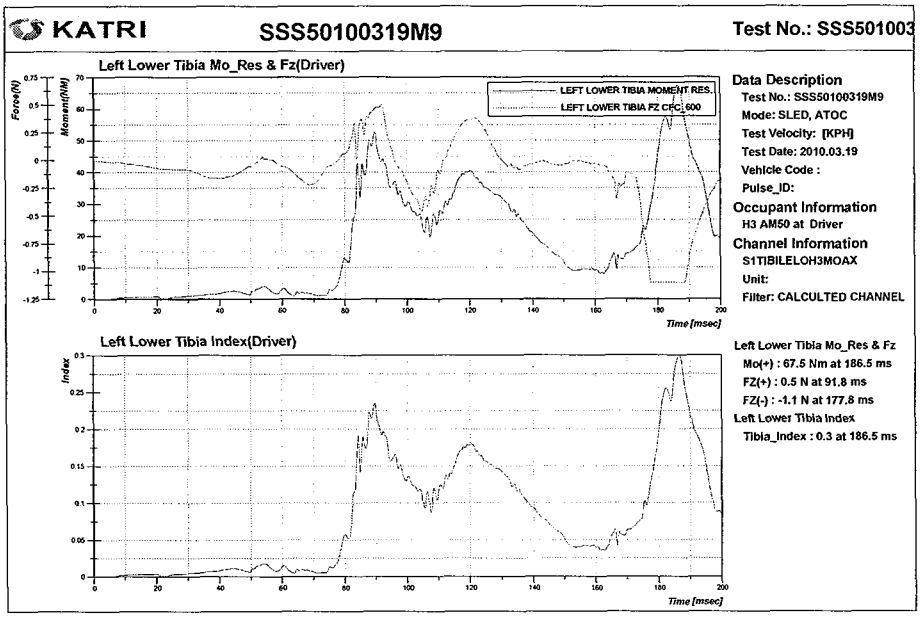
<그림 3.11.56> HEAD RESULTANT



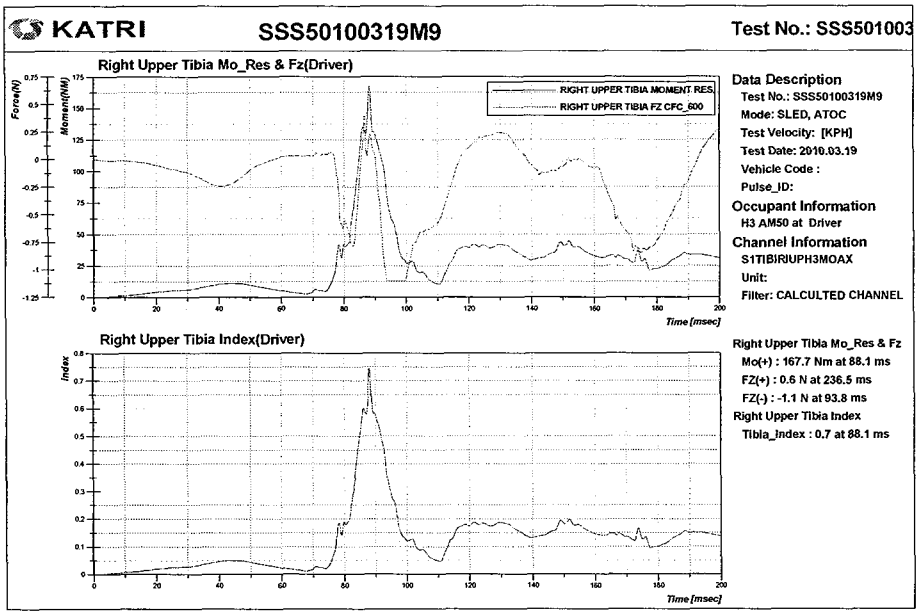
<그림 3.11.57> CHEST RESULTANT



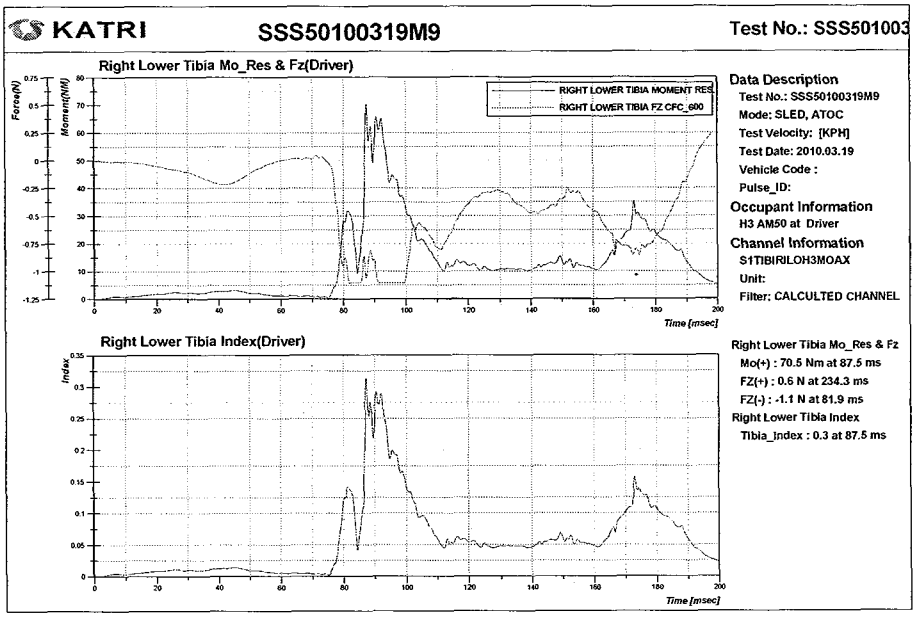
<그림 3.11.58> Left Upper Tibia



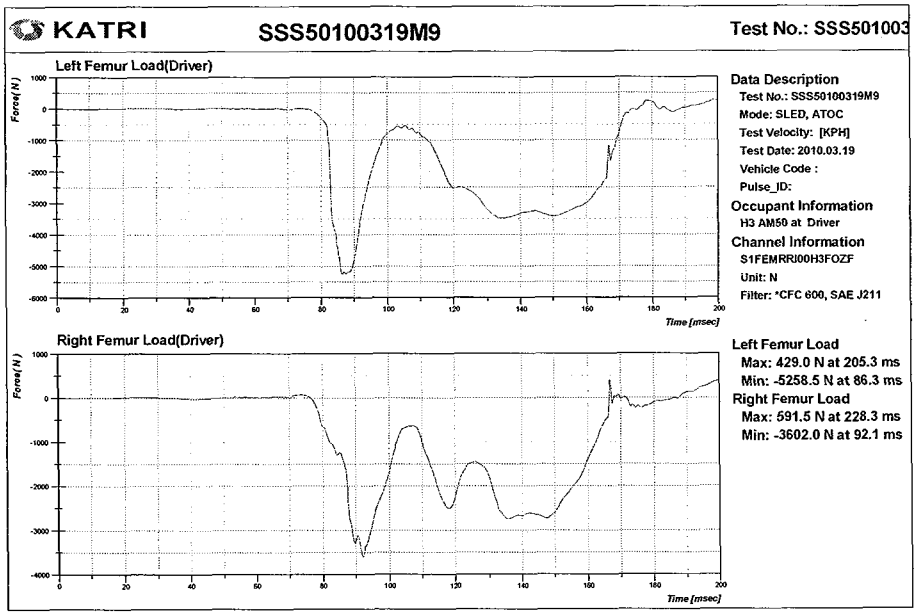
<그림 3.11.59> Left Lower Tibia



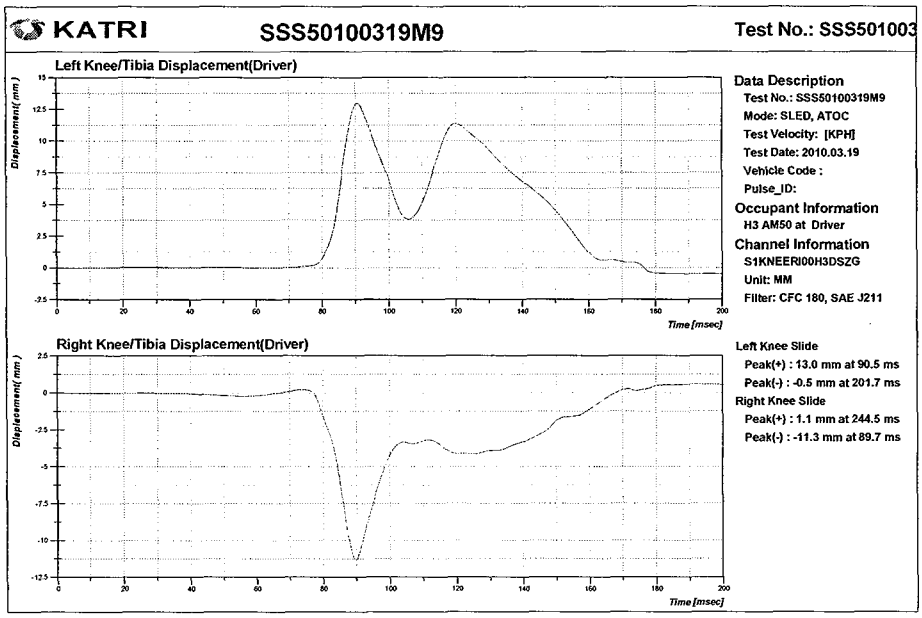
<그림 3.11.60> Right Upper Tibia



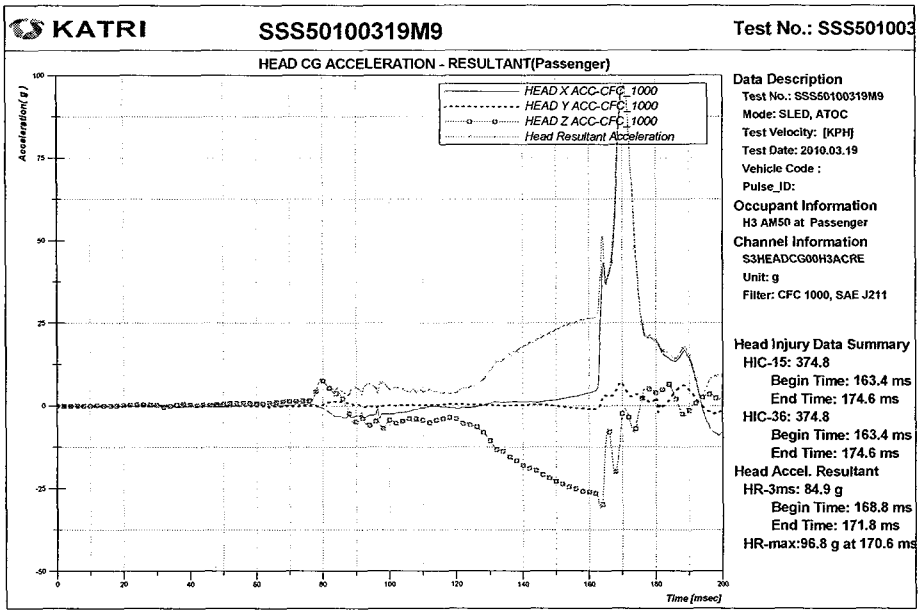
<그림 3.11.61> Right Lower Tibia



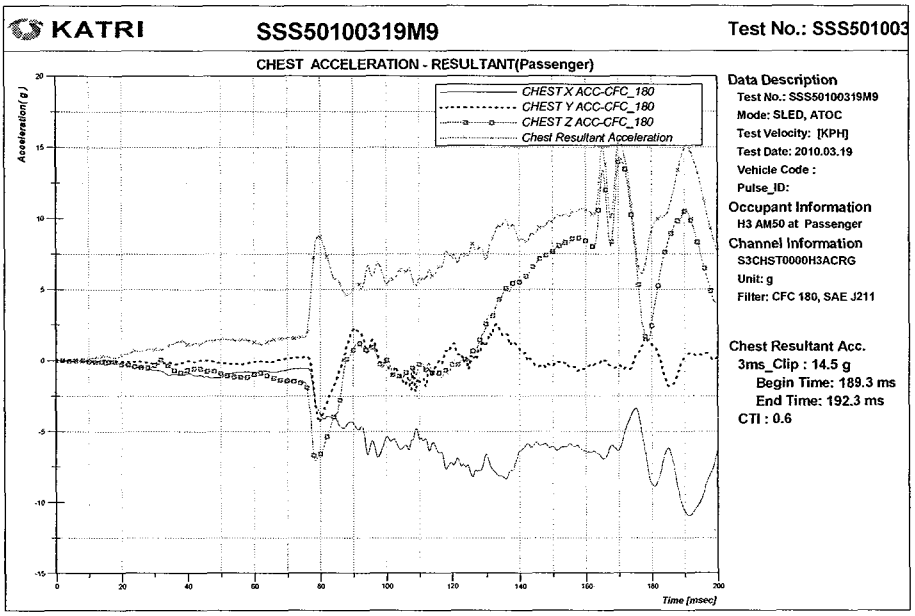
<그림 3.11.62> Left, Right Femur Load



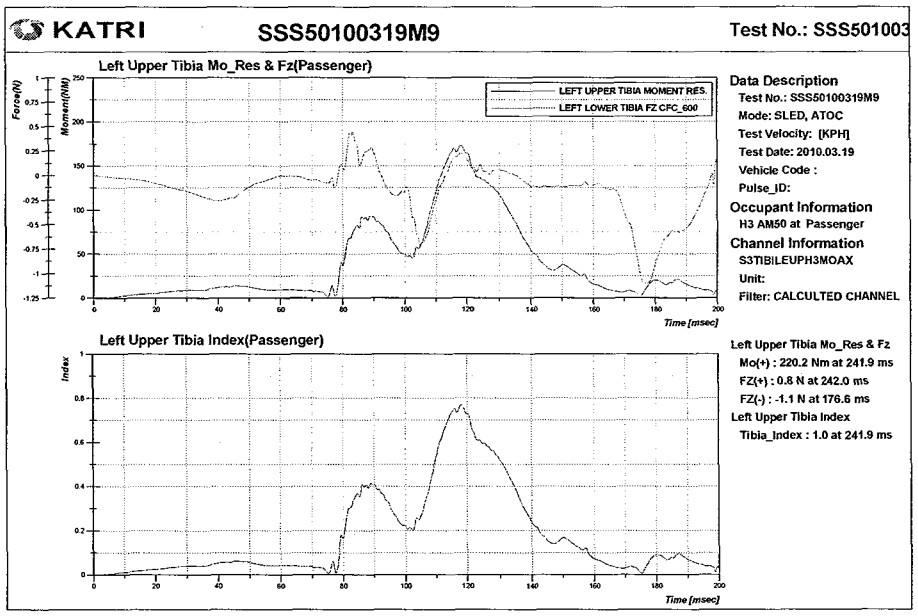
<그림 3.11.63> Left, Right Knee/Tibia Displacement



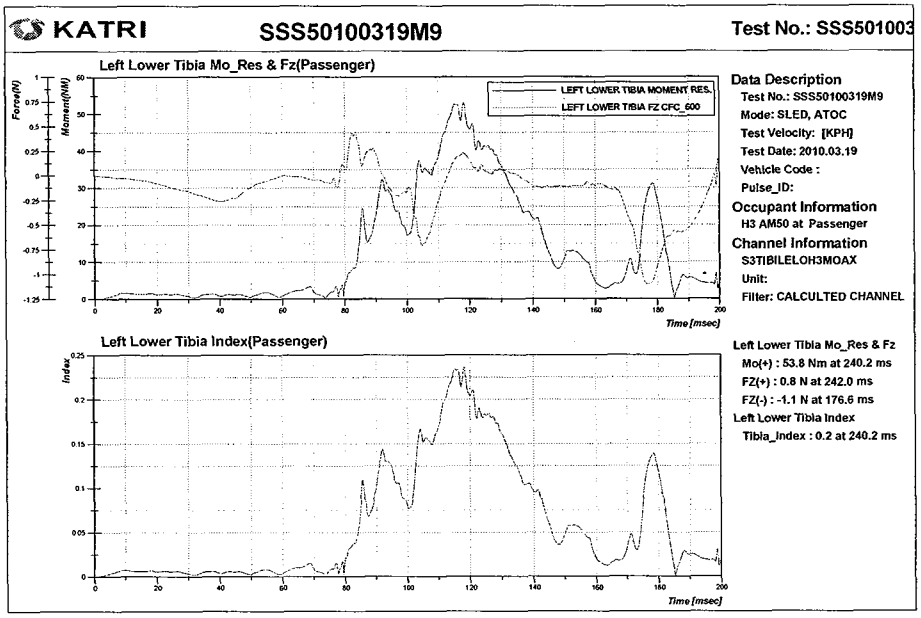
<그림 3.11.64> HEAD RESULTANT



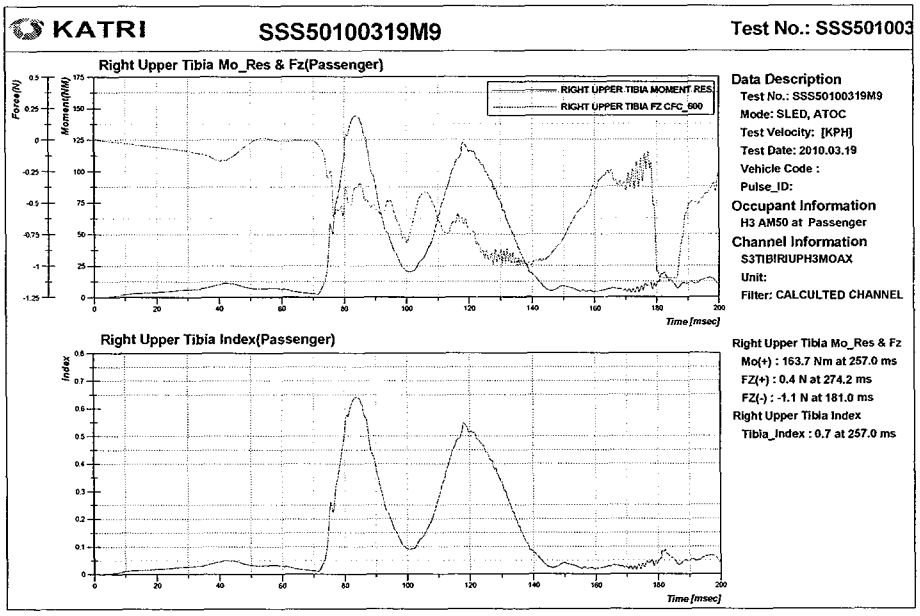
<그림 3.11.65> CHEST RESULTANT



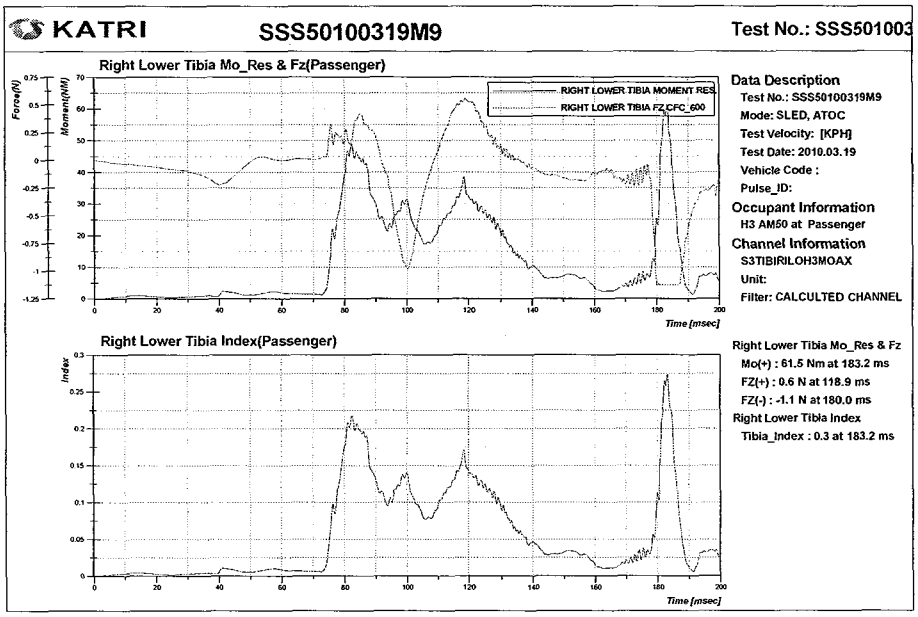
<그림 3.11.66> Left Upper Tibia



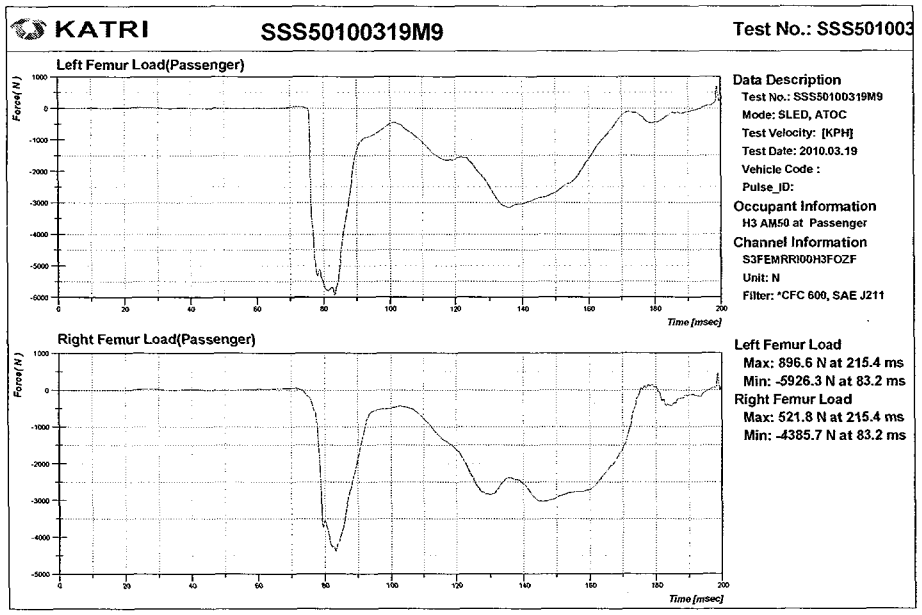
<그림 3.11.67> Left Lower Tibia



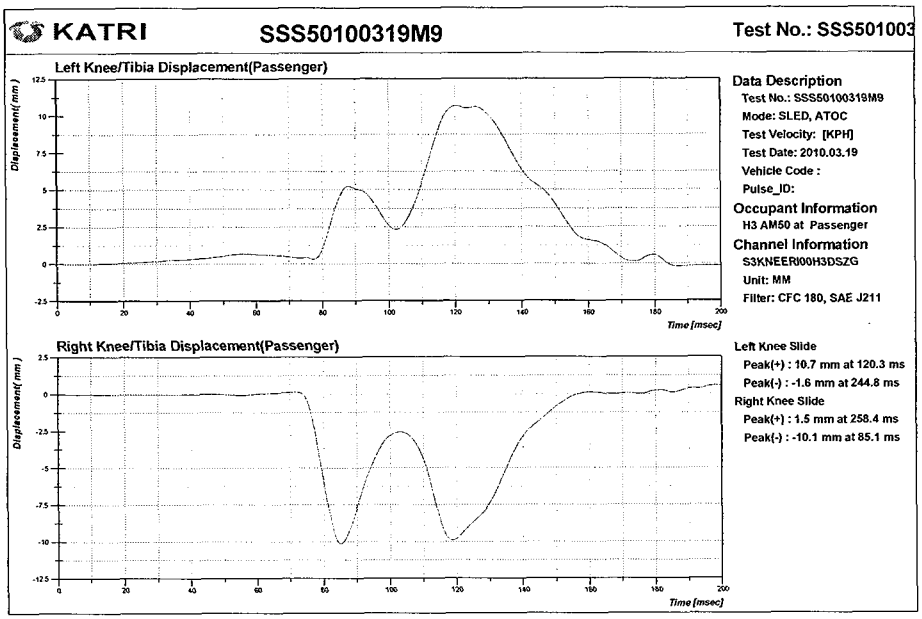
<그림 3.11.68> Right Upper Tibia



<그림 3.11.69> Right Lower Tibia



<그림 3.11.70> Left, Right Femur load



<그림 3.11.71> Left, Right Knee/Tibia Displacement

제12절 안전의자의 인체상해 평가 해석 모델

	검증계획서 **(Verification Plan)**	**ID No :** **RC - SR07 - SSR02 - 2009** 작성일 : 2010. 05. 수정일 :

7. 프로젝트는 탑승자의 충돌 상해치 평가기술을 개발해야 한다.

7.2 프로젝트는 철도승객 Sled test 시험 기법을 연구하여야 한다.

입력물 :	**업무 :**	**출력물 :**
☐ 요구사항 (Requirement) - 요구사항 문서 - 검증 요구사항 추적 매트릭스 (VRTM) ☐ 기술 개발 계획(Technical Plan) - 연구계획서 - WBS (Work Breakdown Structure) ☐ 설계정보 및 평가자료 - 성과물 : 안전좌석 상해해석 모델 구성 - 기능 아키텍처 - 물리 아키텍처 - 설계 분석 보고서 (DARs) ☐ 검증 방법 - 1.1 국내자료와 비교, 4.1 컴퓨터 시뮬레이션	- SE 검증	- 수정 VRTM - 검증결과표 V

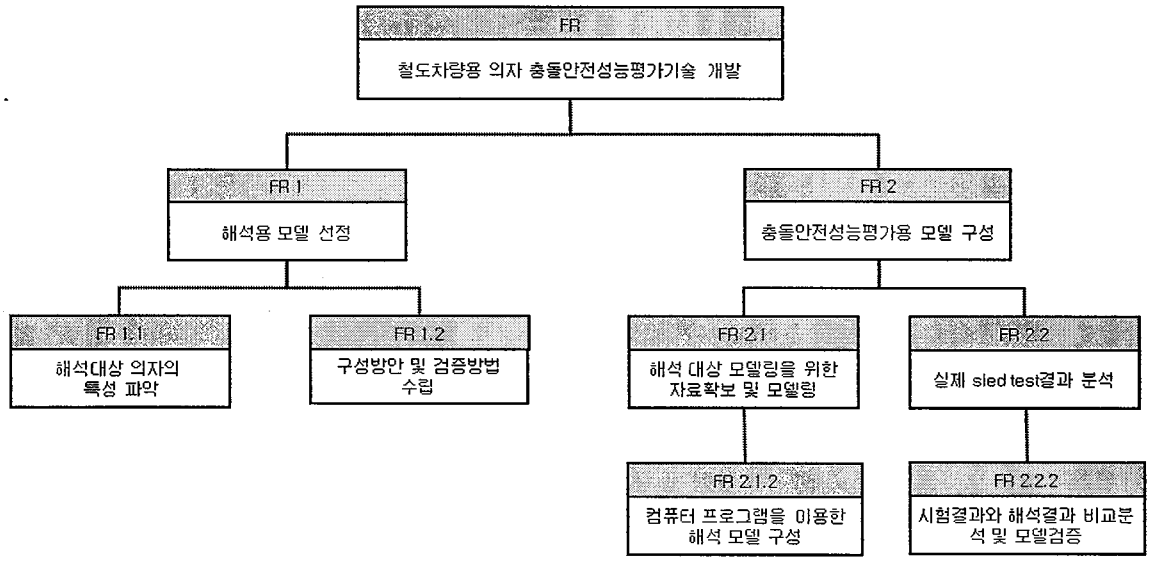
Verification Specification (검증기준) :

1. 안전의자 시뮬레이션 기법에 대한 연구방안 계획 수립 및 검토
   1.1 안전의자 해석모델이 실제 안전의자의 물리량과 유사하게 모델링 되었는가?
   1.2 안전의자 모델링의 중요 착안점은 무엇인가?
   1.3 해석 조건이 실제 Sled-Test 조건과 유사하게 적용되었는가?

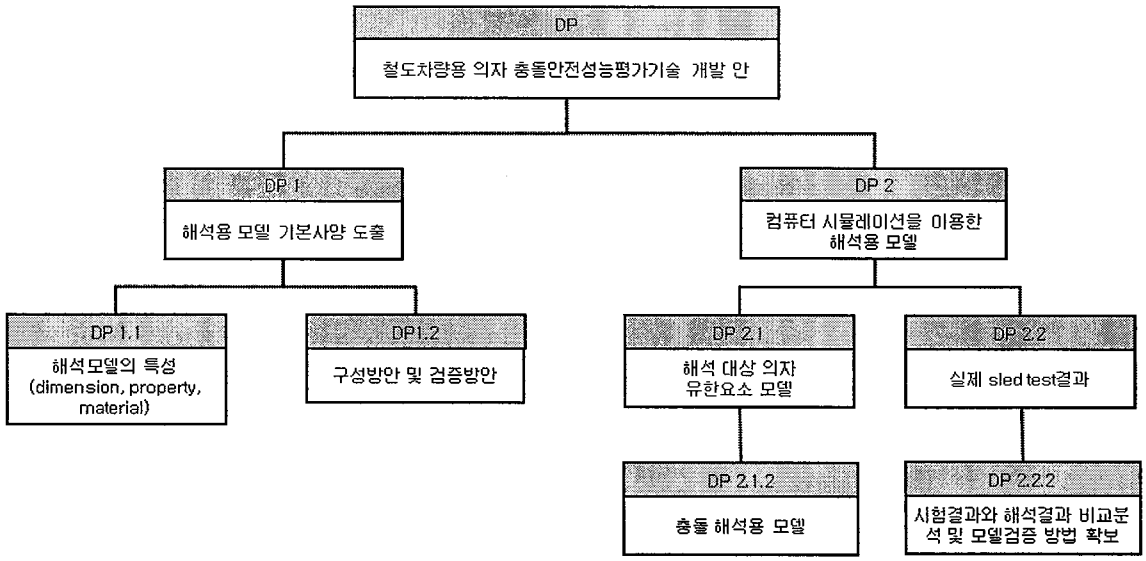
2. 안전의자 시뮬레이션 해석결과 검증
   2.1 해석결과가 실제 Sled-Test의 거동과 유사한가?
   2.2 해석결과가 실제 Sled-Test의 상해치와 유사한가?

3. 안전의자설계지원
   3.1 안전의자모델 해석 결과를 바탕으로 안전의자설계 지원을 하였는가?

1. 기능 아키텍처



2. 물리 아키텍처



3. 설계분석보고서

가. 요구사항과의 적합성

승객 보호용 안전의자 기술 개발에 대한 연구는 시스템 요구사항 『SR 7. 프로젝트는 탑승자의 충돌 상해치 평가기술을 개발해야한다.』 중 『SR 7.2 프로젝트는 철도승객 Sled Test 시험기법을 연구하여야 한다.』에 해당하는 내용이다. 본 과제에서는 열차의 실내 안전성 확보를 위한 안전좌석 개발을 위해 유럽의 실내충돌안전규정에 따라 교통안전공단 자동차성능연구소에서 보유하고 있는 충돌모의시험장비를 활용하여 대원강업에서 개발 중인 안전의자의 안전도 및 승객상해평가를 수행한 후 그 결과를 바탕으로 안전의자에 대한 인체 상해 컴퓨터 시뮬레이션을 개발하여 안전의자를 개발하는데 지원을 하였다.

나. 설계기준

현재 국내의 철도차량 의자에 대한 안전기준은 국토해양부령 제 455호 철도차량 안전기준에 관한 규칙 제48조에서 찾아볼 수 있는데, 충돌사고 발생 시 충격을 흡수 할 수 있는 구조로 설계되어야 한다는 원칙만 언급하고 있으며 구체적인 방법이 제시되어있지 않아 국내기준 개정안으로 검토하고 있는 철도운영자협회(ATOC)의 AV/ST9001규정에서 제시한 시험방법으로 철도차량 좌석 안전도평가 및 탑승자의 상해치를 평가하였다. AV/ST9001규정은 유럽의 충돌안전 프로젝트의 최신 연구결과들이 상당수 포함되어 구체적이고 자세한 요구조건을 제시하고 있다. 따라서 안전좌석개발을 위해 AV/ST9001규정에 따라 대원강업에서 개발 중인 안전좌석의 안전도 및 승객상해평가를 수행한 안전의자 모델과 시험조건방식 그대로 컴퓨터 시뮬레이션을 모델링 하여 승객용 친 안전좌석 개발지원에 활용할 수 있도록 설계되어야 한다.

다. 검증 방법에 따른 증거 자료

본 연구의 검증방법은 VRTM의 『1.1 국내자료와 비교』와 『4.1 컴퓨터 시뮬레이션 결과』의 두 가지이다. 국내자료와 비교는 자동차 성능 연구소가 유럽의 실내충돌안전규정(AV/ST9001)에서 제시한 시험조건들을 만족한 인체 상해에 대한 안전좌석 Sled-Test 결과가 있으며 인체 상해 해석 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램인 MADYMO 해석 프로그램에 대한 자료와 시험결과 보고서가 있다.

라. 성과물의 내용 및 결과

(1) 차실내부 및 승객거동 해석법

① 충돌시 승객의 거동

충돌시 열차의 전체뿐만 아니라 국부적으로도 충돌 에너지에 대한 고려를 충분히 하여 승객이 탄 객실 지역은 그 공간이 보호되어야 한다. 그러므로 승

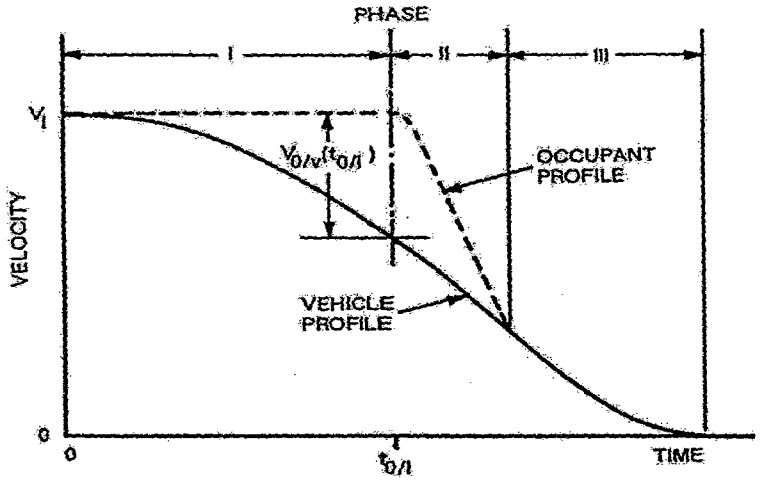
객은 충돌로 계속 변형하는 공간 내에 있어서는 안되며 또한 다른 장애물과 부딪쳐서도 안 되며 객실 밖으로 튀어나가서도 안된다는 점이 승객의 보호 차원에서 가장 중요하고 기본적이다. 승객은 객차 객실의 충돌 파형에 직접적인 영향을 받게 되는데 충돌 파형 및 승객과 객실 구조물과의 접촉은 객차의 위치 및 승객의 위치와 상관관계가 크다.

승용차와 같은 경우 비록 객실의 공간은 작지만 안전벨트, 에어백 등의 승객 보호장치로 충분히 승객을 외부의 충돌 환경으로부터 보호가 가능하지만 열차와 같이 객실의 공간이 큰 경우 비록 열차의 충돌 파형이 작고 심각하지 않다고 하여도 승객이 객실의 구조물과 아주 다양한 형태로 충돌하는 관계로 승객에게는 상당히 치명적일 수가 있다. 그이유로는 우선 객실 공간이 열차와 같이 큰 경우 승객을 착석하고 있는 의자로부터 분리되는 것을 막을 수 있는 구속장치가 없다는 점이다.

이로 인해 비록 크기가 작은 충돌 파형이라도 승객과 열차 객실 차체 간의 상대속도가 커서 큰 속도로 승객이 객실 구조물과 충돌할 가능성이 높기 때문이다. 객실 공간이 크므로 인해 승객이 부딪칠 가능성이 있는 객실의 공간이 아주 다양하다는 사실이다. 대부분의 열차 객실 공간은 승객이 부딪쳤을 때 상당히 큰 부상을 입힐 수 있는 불규칙한 외형 형태와 아주 견고한 구조로 이루어져 있어 승객을 충분히 보호해 줄 수 있는 여지가 없다 그리고 객실내에 있는 짐들이 충돌로 인해 떨어지면서 승객에게 부딪칠 가능성이 많다. 또한 승객이 앉아 있는 좌석을 보더라도 다양한 형태로 시트가 배열될 수 있기에 변수가 많이 있다는 점이다. 그리고 승객도 착석하고 있는 형태 또한 다양하여 일반의 승용차와는 상당히 양상이 다르다.

예를 들면 승객이 서있을 수 있고 등받이에 있는 리클라이너를 다른 각도로 작동하고 있거나 Footrest의 사용 유무 또는 앞의 테이블을 펼치고 있는 등 다양한 형태로 나타날 수 있기에 열차 승객의 거동을 모두 예측하여 보호하기는 어려운 점이 많다.

그러나 일반적으로 승객보호 장구로 보호를 받고 있지 않는 열차 승객의 거동은 충돌시 승객의 객실은 빠른 속도로 감속을 하게 된다. 이때 승객은 구속되어있지 않기에 자유스럽게 충돌초기 속도로 충돌 방향으로 진행되는데 객실의 구조물과는 그 거리만큼 상대속도를 가지고 날아가서 충돌하게 된다. 이를 승객이 경험하는 2차 충돌이라 한다. <그림 3.12.1> 에 나타난 바와 같이 구속되지 않은 승객은 승객의 앞에 위치한 좌석과 충돌하게 되는데 크게 세 단계로 나눌 수 있다. 차량이 장애물과 충돌하면 차량은 감속하기 시작하는데 첫 단계로 이때 승객은 초기 충돌속도 Vi로 열차 진행방향으로 계속 움직이고 있다. 이런 자유비행 'Free flight' 구간을 phase I로 정의된다.



<그림 3.12.1> 승객과 객차의 상대속도

Phase I는 승객이 앞좌석과 거리만큼 진행되어 부딪치는 시간 to/i 까지 진행된다. 이때 차량과 승객과의 상대속도 Vo/v라고 정의 할 수 있다. 만약 차량의 감가속도 파형이 크고 또한 상대적으로 충돌 초기에 최대치가 발생하면서 진행기간이 상당히 긴 경우(대부분의 열차의 감가 속도 파형은 상당히 긴 진행기간을 가지고 있다), 승객과 차량 간의 상대속도는 상당히 커서 상대적으로 심각한 상해를 입을 가능성이 있다. 승객과 차량의 상대속도가 영일 경우까지를 Phase II로 정의하는데 상해는 승객의 상대속도가 어떠한 곡선을 가지면서 차량의 속도와 동일하게 되는지에 따라 결정적으로 영향을 받게 된다.

승객이 가지고 있는 Kinetic 에너지는 객실내부의 구조물과 부딪치면서 객실내부의 변형 또는 승객 자체의 변형 등으로 흡수되게 되는데 이런 변형의 경로가 상해에 결정적인 영향을 미치게 된다. 그러므로 승객이 입는 상해는 크게 두 가지의 변수 즉 승객의 상대속도와 승객이 부딪치는 객실구조물의 에너지 흡수력인 하중-변위 곡선에 달려있다.

예를 들면 좌석에 앉아있는 승객은 앞좌석 시트백(Seatback)의 특성에 따라 Ridedown하는 정도가 다르므로 시트백이 충격완화 구실을 하면서 인간이 견딜 수 있는 가속도구간 이내로 가속도를 조절하면서 많은 충격 에너지를 흡수할 수 있는 좌석의 경우 승객을 충분히 보호할 수 있게 된다. 그러나 서있는 승객이나 걷고 있는 승객의 경우 이동거리가 커서 큰 상대속도와 다른 객실내의 고정구조물과 충돌할 가능성이 크므로 상당히 위험에 노출되어 있다.

② 열차승객의 상해 특성

열차사고 시 법적으로 구체적인 승객의 상해기준은 없으나 열차사고시 승객이 입는 상해에는 크게 두 가지 종류가 있다. Type A라고 정의되는 첫 번째 상해 유형은 객차 구조가 전체 또는 국부적인 파열로 인한 것이다. 최소한의

승객 생존 공간의 손실로 승객의 몸체 일부가 압착되는 형태나, 또는 작은 형태의 침입하여 들어오는 장애물에 관통되는 상해이다.

다른 형태로는, Type B 승객이 객실의 구조물과 넓은 면적을 가지고 부딪치는 경우로 대부분의 열차 승객 사고시 입을 수 있는 상해의 형태이다. 구속되지 않은 열차 승객이 Type B의 상해를 입는 원인은 승객의 크기 및 무게, 승객과 객실간의 상대속도 변화, 객실 내부의 충격 에너지 흡수능력, 승객이 내부와 부딪치는 면적 등이다. 인체의 상해는 인체의 부위에 가해지는 국부적인 충격하중으로 인해 인체 전체(Whole-body)가 아니라 국부적인 위치에서의 가속도 크기, 하중크기에 의해 서로 다른 허용기준을 가지고 있다.

● Head

머리의 상해는 Skull, Scalp/brain에 관계되는 것으로 직접적인 충격 또는 관성력에 의한 하중에 의한 상해이다. 자동차뿐만 아니라 항공기에서도 가장 보편적으로 사용되는 머리에 대한 상해기준은 HIC (head injury criteria)로 인체가 허용되는 가속도의 크기에 기초를 두고 아래의 식과 같이 계산이 된다.

$$HIC = \max[\frac{1}{t_2 - t_1}\int_{t_1}^{t_2} a(t)dt]^{2.5}(t_2 - t_1)$$

인체가 최대한 허용 가능한 HIC의 값은 1000으로 평균 성인남자(50% male dummy)로 측정한 것이다.

● Chest

Chest에 충격이 가해질 경우 Rib이 부러지는 것을 방지하기 위해서는 Padding등으로 보호되어 하중이 집중되지 않도록 하여 분산되도록 하여야한다. 자동차의 경우 지속시간이 3msec를 초과할 경우 가속도가 60g를 넘지 않도록 규제하고 있다. 또한 Chest의 변위 규정에서는 Spine과 Sterm의 상대변위가 75 mm를 넘지 않도록 정하고 있다.

● Pelvis 및 Lower Extremities

Lower extremities의 주요 부분에 대한 뼈의 파손이 상해를 일으키는 주요 인자이다. 중요 부위로는 Pelvis, femur (thigh or upper leg bone), tibia와 fibula (lower leg bones) 그리고 patella (knee cap)으로 충돌사고시 가장 상해를 유발하는 bone들이다. 자동차의 경우 법규로 Femur에 가해지는 하중을 10KN으로 제한하고 있다.

열차에 대한 안전기준은 현재까지 유럽 및 북미에서는 충돌시 열차의 안전도를 구조적인 면에서 정의하고 규제하고 있지만 향후 탑승한 승객의 상해치

를 기준으로 제정하려는 움직임이 있다. 그 예로서 프랑스의 SNCF에서는 열차의 충돌시험시 인체모형을 사용하여 상해치를 측정하는 실험을 진행하고 있으며 미국에서는 1999년 이후 꾸준히 열차 충돌시험을 실시하고 있다. 미국에서 실시한 시험의 주요목적은 열차의 충돌 경향 및 구조적 특징을 이해하고 승객의 상해의 정도를 판단하기 위한 목적이었다.

(2) 유럽의 열차충돌안전 연구 및 상해기준

유럽의 열차충돌안전연구는 1990년대부터 프랑스, 영국 등에서 본격적으로 수행되기 시작했으며, 이 후 유럽연합의 지원으로 SAFETRAIN 프로젝트(1997-2001), SAFETRAM 프로젝트(2001-2004), TRAINSAFE 프로젝트(2002-2004) 등이 수행되었고, 현재는 SAFEINTERIORS 프로젝트(2006-현재)가 수행 중이다. 특히, SAFETRAIN 프로젝트에서는 과거 유럽의 열차충돌사고 통계자료를 바탕으로 위험도 분석을 수행하여 표준 사고 시나리오를 정의하였고, 이를 바탕으로 차체구조의 에너지 흡수 영역 설계 및 시험 평가 방법을 제시하였을 뿐 아니라, 차량 실내의 승객 및 승무원의 부상을 경감하기 위한 방안으로 탑승자 상해치 가이드라인을 제시하였다. 영국의 철도운영자협회에서는 SAFETRAIN 프로젝트의 연구결과를 바탕으로 AV/ST9001(Vehicle Interior Crashworthiness) 규격을 만들었다.

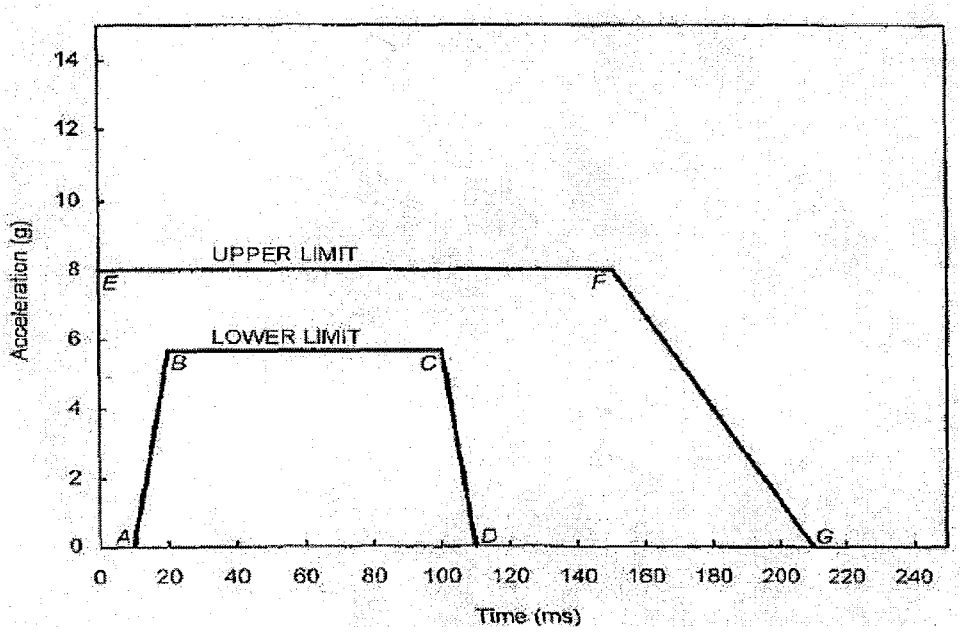
현재 유럽연합에서 지원 중인 SAFEINTERIORS(Train Interior Passive Safety for Europe) 프로젝트는 열차 내부의 피해저감기술 체계, 열차상해기준과 측정 및 시험, 내부장치의 기능적 스펙, 내장 설계 및 검증, 규격 제안 등의 연구를 수행 중에 있다.

자동차에 대한 탑승자 상해평가방법 및 상해기준은 많이 개발되어 있는 반면 열차승객에 대한 상해기준은 많지 않다. 열차승객에 대한 상해 기준으로 SAFETRAIN 프로젝트와 AV/ST9001 규격에 제시된 내용이 <표 3.12.1>에 정리되어 있는데, 두 기준은 거의 유사하지만 다리상해기준의 경우 AV/ST9001이 좀 더 엄격하다. <그림 3.12.2>은 SAFETRAIN 프로젝트와 AV/ST9001 규격에 제시된 Sled 시험용 가속도 펄스로 시험가속도가 <그림 3.12.2>에서 제시된 하한(lower limit)과 상한(upper limit) 사이에 들어오면 시험이 유효한 것으로 인정된다. <표 3.12.2>에는 시험펄스 하한과 상한선 주요 지점의 위치가 나와 있다.

<표 3.12.1> Injury Criteria - SAFETRAIN & AV/ST9001

Body Segment	Injury Criteria	SAFETRAIN	AV/ST9001
Head	HIC36	500	500
	Head 3 ms exceedance	80g	80g

Neck	Flexion bending moment	190 Nm	190 Nm
	Extention bending moment	57 Nm	57 Nm
	Compressive force	1100N	-
	Tensile force	2900N	-
	Shear force	1100N	-
Thorax	Thorax compression	50 mm	-
	Viscous compression	1.0m/s	-
Leg	Femur compression force	7.58kN	4kN
	Tibia compression force	8kN	-
	Tibia index	1.0	0.75
	Knee sliding joint displacement	15mm	12mm



<그림 3.12.2> Test Pulse - SAFETRAIN and AV/ST 9001

<표 3.12.2> The co-ordinates of points A to G on the graph

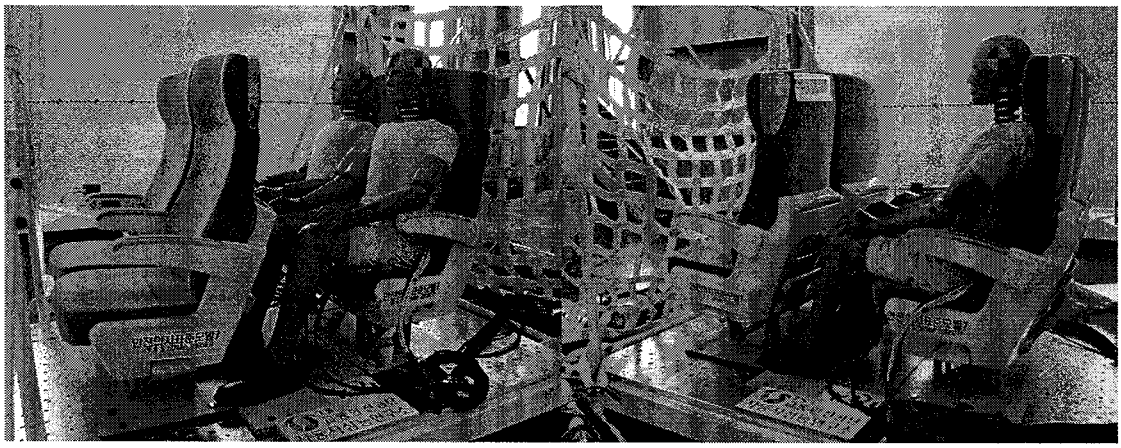
	Time (ms)	Acceleration (g)
A	10	0.00
B	20	5.67
C	100	5.67
D	110	0.00
E	0	8.00
F	150	8.00
G	210	0.00

<그림 3.12.2>에서 제시된 시험펄스는 하한선 5g, 상한선 8g로 국내의 철도차량 차체 충돌안전설계 관련 지침에서 요구하고 있는 탑승자 감속도 기준(평균 5g, 최대 7.5g)에 잘 부합하고 있다. 따라서 국내 철도차량 의자의 탑승자 상해 평가를 위한 가속도 펄스로 매우 적합하다고 판단된다.

(3) 연구 수행 내용

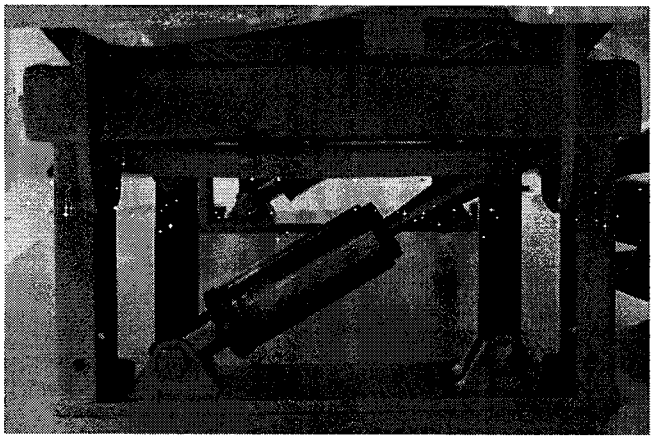
① 승객안전좌석 충돌모의시험

충돌모의시험에 사용한 열차 좌석은 <그림 3.12.3>처럼 현재 상용화된 KTX-II 열차 2인용 좌석에 이번 6차년도 연구 목적에 맞게 완충장치를 Pedestal부위에 적용한 완충장치 적용 좌석 모델이고 Dummy는 Hybrid Ⅲ 50%tile 성인남자 2마리를 안착하여 승객상해 측정 시험을 현재까지 총 두 번 실시하였다. 의자의 간격 및 체결볼트 등 실차와 동일한 조건으로 하였다.



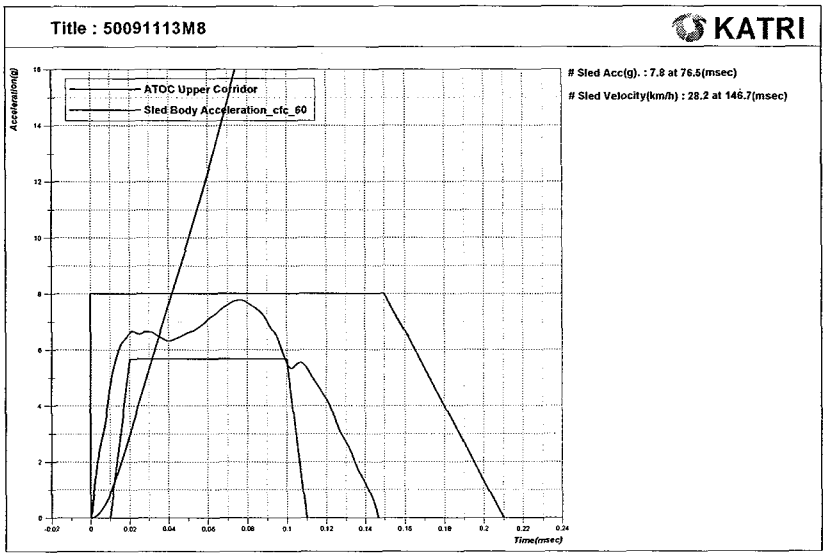
<그림 3.12.3> Train_Safety_Seat and Hybrid III 50%tiles

아래 <그림 3.12.4>는 Pedestal의 완충장치를 나타낸다. 이는 충돌시 완충바가 원통형의 우레탄 쪽으로 밀려들어가면서 충돌에너지를 흡수하여 최종적으로는 승객 상해를 저감 시키는 시스템으로 구성되어 있다.



<그림 3.12.4> Pedestal Absorbing device

<그림 3.12.5>은 사용된 가속도 펄스로 SAFETRAIN 프로젝트와 AV/ST9001 펄스 기준에 맞는 것을 알 수 있다.



<그림 3.12.5> Train_Safety_Seat Test Pulses

② 승객안전좌석 충돌모의시험 승객 거동 및 상해평가 결과

<표 3.12.3>은 완충장치를 적용한 안전좌석 승객상해 결과를 AV/ST9001의 규격과 비교 평가 하였다. 안전좌석 등받이 부분이 실제 시험에서 머리가 부딪치는 곳인데 이 쿠션 뒷부분의 속이 딱딱한 재질로 되어있어 실질적인 상해를 입는 부위이다. 상해 기준은 영국 철도차량운영자협회(ATOC)의 AV/ST 9001 규격에서 제시한 기준값을 적용하여 비교 평가하였는데 머리와 목 부위에서 상해 값이 기준치보다 훨씬 높게 나왔다. 완충장치 부위인 우레탄에서 테이퍼 핀이 덜 삽입됨으로 인하여 충돌에너지를 충분히 흡수하지 못한 상태에서 머리가 등받이에 부딪쳐 충격량이 크게 나온 것으로 분석되었다. 따라서 테이퍼 핀의 각도를 변경하여 충격시 우레탄에 완전히 삽입될 수 있도록 설계를 보완하여야 할 것으로 분석되었다. 이 Sled-Test의 결과를 기준으로 해석 시뮬레이션을 진행하였다.

<표 3.12.3> Test Result : Train_Safety_Seat Injury Values

상 해 기 준			우레탄 완충장치 표준모델 (1차 Sled-Test)			
			Aisle		Window	
HEAD	HIC36	500	804.9		825.8	
	3 ms	80 g	115.7		116.5	
NECK	flexion	190Nm	330		99.4	
	extension	57Nm	247		57.0	
FEMUR	Compression	4 kN	4.9 (LH)	5.5 (RH)	3.8 (LH)	5.6 (RH)
KNEE	Displacement	12mm	11.7	11.3	9.5	11.6
TIBIA	LH Upper	0.75	0.7		0.9	
	LH Lower	0.75	0.3		0.3	
	RH Upper	0.75	0.9		0.7	
	RH Lower	0.75	0.3		0.3	

③ 완충장치 안전좌석 해석용 모델링 및 MADYMO 충돌 승객 상해해석 모델링

㉮ 완충장치 안전좌석 전처리 해석 모델링

충돌모의시험에 사용된 완충장치 안전좌석의 모델은 <그림 3.6>에서와 같이 안전좌석의 치수 및 위치는 설계도면을 이용하여 3D모델링이 되었다.



<그림 3.12.6> Train_Safety_Seat 3D Modeling

또한 <그림 3.12.7>에서처럼 완충장치 안전좌석의 상해해석을 위해 전처리 프로그램인 Hyper-Mesh를 이용하여 2인용 완충장치 안전좌석 3D 모델을 Mesh모델링 작업을 하였다. 또한 Mesh 모델링을 하면서 해석 목적에 부합하는

중요 착안점과 실제 안전좌석에 대한 조건들을 적용하기 위해 최대한 안전좌석을 각각의 Part별로 나누어 전체에 대한 중량과 Material 등의 물리량을 적용하였다. 이에 따른 해석용 안전좌석의 모델링은 총 60개의 Part와 10종류의 Material 물성치값, 그리고 3만5천개의 Mesh수 등의 조건들로 구성되어 있다.

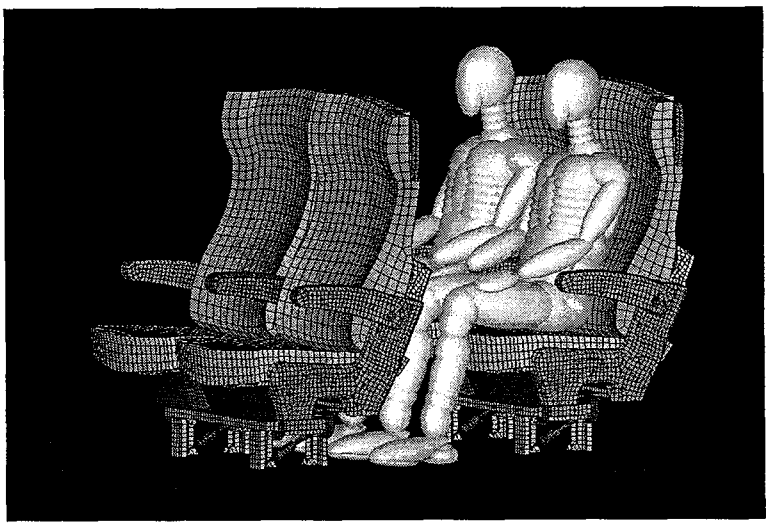


<그림 3.12.7> Train_Safety_Seat

Mesh Modeling

㉰ 컴퓨터 시뮬레이션 완충장치 안전좌석 MADYMO 모델링

승객거동의 해석은 해석상 그 변수가 다양할 수 있는데, 특히 시트의 배열순서가 일렬인지 또는 서로 마주보고 있는지의 여부 그리고 승객이 성인 남자, 여자 혹은 유아 등에 따라 많은 차이를 보일 수 있으나 충돌모의시험과 똑같이 2인용 좌석 일렬 배열과 Hybrid Ⅲ 50%tile 성인남성을 기준으로 모델링하였다. 따라서 안전좌석 Mesh 모델링한 것을 가지고 충돌 시뮬레이션 프로그램인 MADYMO를 이용하여 충돌모의시험을 했을 때와 같은 조건으로 모델링 하였다. 또한 인체 상해해석을 위해 MADYMO에서 제공하는 Ellipsoid Model HybridⅢ 50%tile Dummy를 사용하여 상해 해석을 모델링하였다. 아래 그림 <그림 3.12.8>은 Ellipsoid Dummy를 가지고 모델링 한 것이다.

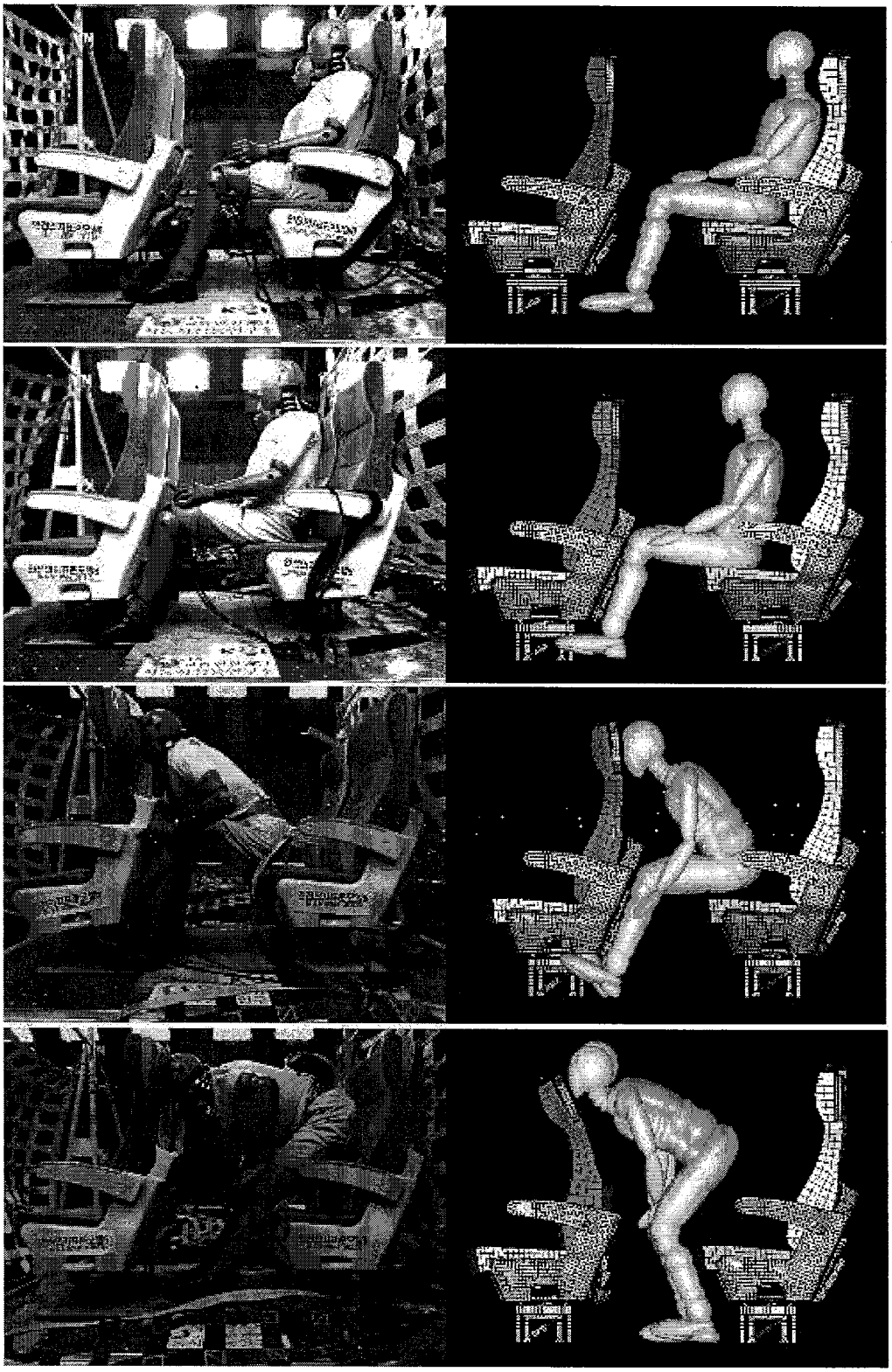


<그림 3.12.8> MADYMO Simulation Modeling
with Eillpsoid Dummy

④ 완충장치 안전의자(1차)에 대한 MADYMO 충돌 승객 상해 해석결과

㉮ Sled-Test 승객 거동과 MADYMO 충돌 승객 거동에 대한 비교

안전좌석 2인용을 HybridⅢ 50%tile Dummy를 안착시켜 충돌모의시험을 먼저 수행하여 상해해석측정 및 평가를 하고 그에 따른 실험적 결과를 바탕으로 모델링하여 해석을 수행하였고 이에 따른 충돌모의시험과 시뮬레이션 충돌시험 해석 결과인 승객 거동을 가지고 비교하면 거의 유사한 거동 형태를 나타내는 것을 확인 할 수 있었다. 아래 <그림 3.12.9>에서 나타낸 것처럼 더미의 거동을 분석한 결과 무릎이 후면부 프레임에 부딪친 후 의자가 앞으로 기울어지면서 1차적으로 완충장치 부위에서 변형이 발생하여 충격 에너지를 흡수하였다. 완충장치 부위의 변형이 완료된 후 2차적으로 머리가 등받이 후면부 중앙에 부딪치면서 완충장치 부위와 회전 가이드 브라켓에서 변형이 발생하여 충격 에너지를 흡수하였다. 이후 더미는 리바운딩되어 후방으로 튕겨져 나와 2열 의자에 안착되었다.



<그림 3.12.9> Sled-Test(Left) and Ellipsoid-MADYMO Simulation(Right)

㈏ Sled-Test 승객 상해와 MADYMO 충돌 승객 상해에 대한 비교

일반적으로 철도 충돌시 승객의 상해는 앞좌석의 충돌에너지 흡수력에 의해 크게 좌우되는데 그 중 특히 승객의 머리 부위가 부딪치는 Seat-back의 상단부가 상해에 큰 영향을 미치고 Seat-back의 하단부는 Femur 상해치에 영향을 미친다. 이러한 현상에서 이번 연구에서는 Pedestal 부위에 완충장치를 적용하여 이들의 에너지 흡수력에 따른 상해치 해석을 수행하였다. 실제 Sled-Test 승객 상해측정 결과와 시뮬레이션 상과의 상해값을 비교하면 유사하게 나타났다. 이는 <표 3.12.4>를 비교하면 알 수 있으며 실제 Sled-Test의 상해값과 비교하면 시뮬레이션 해석상의 결과 값이 일반 허용 오차범위에 있다는 것을 알 수 있으며 이에 MADYMO 해석 모델링에 대한 정확성을 확인 할 수 있다.

<표 3.12.4> Test Result : MADYMO Train_Safety_Seat Injury Values

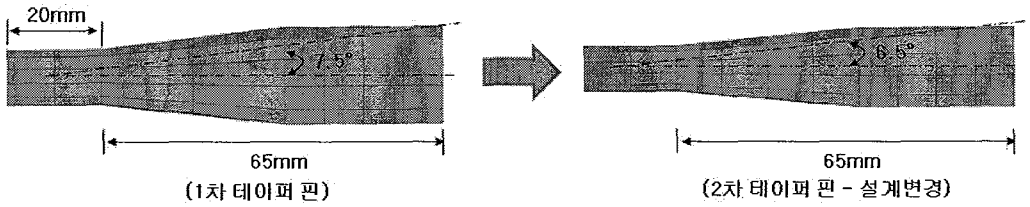
상 해 기 준			우레탄 완충장치 표준모델 (1차 Sled-Test)				MADYMO Simulation (1차 Sled-Test)			
			Aisle		Window		Aisle		Window	
HEAD	HIC36	500	804.9		825.8		843.5		885.3	
	3 ms	80 g	115.7		116.5		121.2		120.4	
NECK	flexion	190Nm	330		99.4		123		385	
	extension	57Nm	247		57.0		265		87.0	
FEMUR	Compression	4 KN	4.9 (LH)	5.5 (RH)	3.8 (LH)	5.6 (RH)	3.9 (LH)	4.6 (RH)	5.3 (LH)	5.8 (RH)
KNEE	Displacement	12mm	11.7	11.3	9.5	11.6	11.8	11.4	10.3	11.6
TIBIA	LH Upper	0.75	0.7		0.9		0.8		0.9	
	LH Lower	0.75	0.3		0.3		0.4		0.4	
	RH Upper	0.75	0.9		0.7		0.8		0.9	
	RH Lower	0.75	0.3		0.3		0.5		0.5	

④ 안전의자(2차)에 대한 MADYMO 충돌 승객 상해 선해석과 충돌 모의시험

㉮ Pedestal 부위의 완충장치 설계변경지원 및 상해해석(1차)

실질적으로 상해를 저감시키기 위한 완충장치에서 에너지 흡수는 우레탄에 테이퍼 핀이 얼마나 충돌에너지를 흡수하여 침투하는냐에 달려있다. 따라서 1차 시험에 대한 결과를 가지고 완충장치의 테이퍼 핀을 설계변경을 하였는데 그 근거로 1차 시험때 머리와 목 부위에서 상해 값이 기준치보다 훨씬 높게 나왔는데 이는 완충장치 부위인 우레탄에서 테이퍼 핀이 덜 삽입됨으로 인하여 충

돌에너지를 완충장치가 충분히 흡수하지 못했기 때문이었다. 따라서 테이퍼 핀의 각도를 변경하여 충격시 우레탄에 완전히 삽입될 수 있도록 페이터 핀을 변경하여 MADYMO 시뮬레이션 상해 해석을 몇차례 선수행하였다. 그 중 상해저감을 효과적으로 볼 수 있는 것을 선정하여 실제 테이퍼 핀을 설계 변경하는데에 기술 지원을 하였다. 아래 <그림 3.12.10>은 완충장치의 테이퍼 핀을 설계변경하여 적용한 시뮬레이션에 적용한 것이다. <표 3.12.5>은 1차 설계변경에 따른 MADYMO 상해 해석값을 나타낸다.



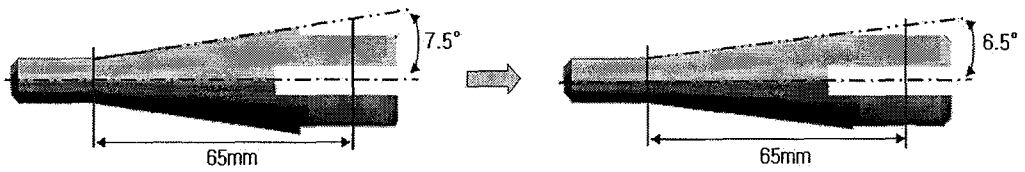
<그림 3.12.10> Analysis Absorbing device change-1

<표 3.12.5> Test Result : MADYMO Absorbing device change-1

상 해 기 준			MADYMO (1차 완충장치 설계변경)			
			Aisle		Window	
HEAD	HIC36	500	487.3		427.8	
	3 ms	80 g	75.4		78.2	
NECK	flexion	190Nm	121.2		112.1	
	extension	57Nm	55		53	
FEMUR	Compression	4 kN	3.5 (LH)	3.8 (RH)	3.8 (LH)	5.7 (RH)
KNEE	Displacement	12mm	10.2	11.2	10.9	11.4
TIBIA	LH Upper	0.75	0.7		0.7	
	LH Lower	0.75	0.3		0.5	
	RH Upper	0.75	0.7		0.7	
	RH Lower	0.75	0.3		0.6	

㉰ 완충장치 설계변경(1차) 충돌모의시험

완충장치 테이퍼 핀의 설계변경하여 MADYMO로 선 해석을 하고 가장 효과적으로 상해저감을 얻은 경우를 실 설계 변경에 반영하여 충돌모의시험을 실시 하였다. <그림 3.12.11>은 실 테이퍼 핀을 설계 변경한 그림이다.



<그림 3.12.11> Real Absorbing device change-1

<표 3.12.6>은 충돌모의시험에 대한 상해 결과값이다. MADYMO로 선해석한 결과값과 비교하면 유사한 상해값이 나온것을 알 수 있으며 상해값을 살펴보면 1차 시험 결과에 비하여 설계 변경한 테이퍼 틴이 우레탄에 삽입되는 부분에서 10mm 더 삽입됨으로써 상해치 결과값은 많이 줄어든 것으로 분석되었다. 따라서 우레탄에 테이퍼 핀이 완전히 삽입되어 의자가 앞으로 최대한 기술어진다면 충격량을 최소화시켜 상해치를 낮출 수 있을 것으로 분석되었다.

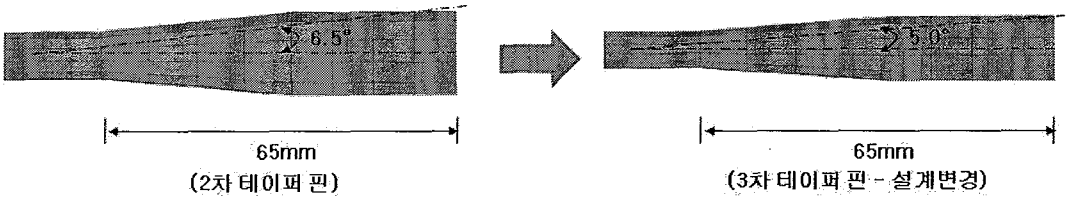
<표 3.12.6> Test Result : Train_Safety_Seat Injury Values-1

상 해 기 준			우레탄 완충장치 (1차 완충장치 설계변경)			
			Aisle		Window	
HEAD	HIC36	500	539.8		374.8	
	3 ms	80 g	99.7		84.9	
NECK	flexion	190Nm	123.2		88.5	
	extension	57Nm	61.0		34.0	
FEMUR	Compression	4 kN	5.3 (LH)	3.6 (RH)	5.9 (LH)	4.4 (RH)
KNEE	Displacement	12mm	13	11.3	10.7	10.1
TIBIA	LH Upper	0.75	0.8		1.0	
	LH Lower	0.75	0.3		0.2	
	RH Upper	0.75	0.7		0.7	
	RH Lower	0.75	0.3		0.3	

⑤ 안전의자(3차)에 대한 MADYMO 충돌 승객 상해 선해석과 충돌 모의시험

㉮ Pedestal 부위의 완충장치 설계변경지원 및 상해해석(2차)

테이퍼 핀을 변경한 1차 시험에 대한 결과를 가지고 이번 2차에서도 테이퍼 핀의 각도를 변경하여 MADYMO 시뮬레이션 상해 해석을 몇차례 선수행하였다. 그 중 상해 저감을 효과적으로 볼 수 있는 것을 선정하여 실제 테이퍼 핀을 설계 변경하는데에 기술 지원을 하였다. 아래 <그림 3.12.12>은 완충장치의 테이퍼 핀을 설계 변경하여 적용한 시뮬레이션에 적용한 것이다. <표 3.12.7>은 2차 설계변경에 따른 선수행 MADYMO 상해 해석값을 나타낸다.



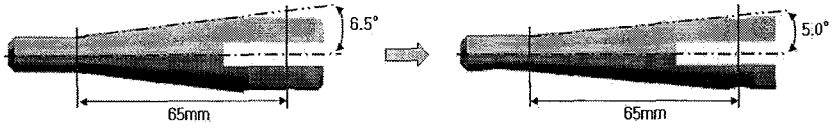
<그림 3.12.12> Analysis Absorbing device change-2

<표 3.12.7> Test Result : MADYMO Absorbing device change-2

상 해 기 준			MADYMO (2차 완충장치 설계변경)			
			Aisle		Window	
HEAD	HIC36	500	417.3		398.8	
	3 ms	80 g	70.4		69.2	
NECK	flexion	190Nm	119.2		112.1	
	extension	57Nm	53		50	
FEMUR	Compression	4 kN	3.3 (LH)	3.5 (RH)	3.2 (LH)	3.4 (RH)
KNEE	Displacement	12mm	10.2	11.2	10.9	11.4
TIBIA	LH Upper	0.75	0.6		0.6	
	LH Lower	0.75	0.3		0.4	
	RH Upper	0.75	0.6		0.6	
	RH Lower	0.75	0.3		0.4	

㉰ 완충장치 설계변경(2차) 충돌모의시험(5월 중순 예정)

완충장치 테이퍼 핀의 설계변경(2차)하여 MADYMO로 선 해석을 하고 가장 효과적으로 상해저감을 얻은 경우를 실 설계 변경에 반영제작하였다. <그림 3.12.13>은 실 테이퍼 핀을 설계 변경한 그림이다.



<그림 3.12.13> Real Absorbing device change-2

제13절 감지장치 시험 및 신뢰성 향상방안

검증계획서 (Verification Plan)	**ID No :** RC - SR09 - SSR02 - 2009 작성일 : 2010. 05. 수정일 :

9. 프로젝트는 공중사상자의 피해저감 방안을 제시해야 한다.

9.2 프로젝트는 구명장치(feasibility)를 연구해야 한다.

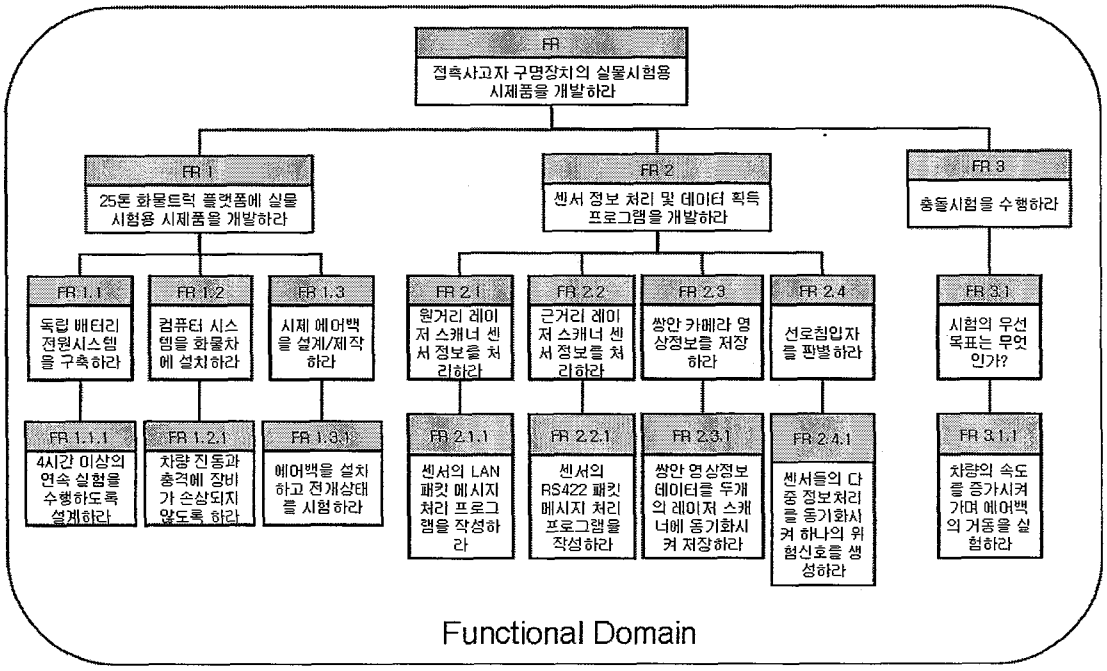
입력물 :	업무 :	출력물 :
☐ **요구사항 (Requirement)** - 요구사항 문서 - 검증 요구사항 추적 매트릭스(VRTM) ☐ **기술 개발 계획(Technical Plan)** - 연구계획서 - WBS (Work Breakdown Structure) ☐ **설계정보 및 평가자료** - 성과물 : 시험데이터, 시험동영상 - 기능 아키텍처 - 물리 아키텍처 - 설계 분석 보고서 (DARs) ☐ **검증 방법** - 5.3 기능시험 - 5.6 기타시험	- SE 검증	- 수정 VRTM - 검증결과표

Verification Specification (검증기준) :

1. 연구목표의 지향점
   1.1 감지장치가 기능과 성능은 연구목표와 부합하는가?
2. 인명 감지시스템의 시스템요구사양
   2.1 열차운행조건 시 감지 데이터의 수집이 가능한가?
   2.2 감지장치는 사람과 사물의 식별이 가능한가?
   2.3 감지장치는 주행조건 시 실시간 판단이 가능한가?
3. 인명 감지시스템의 기술적 검증절차
   3.1 감지장치의 기술적 검증을 위한 성능시험은 수행하였는가?
   3.2 감지장치의 기술적 목표사양과 한계사양의 검토는 수행하였는가?
4. 인명감시시스템의 효용성 검증
   4.1 센서에서 인명감지 시 운전자 및 요구대상에 정보제공이 가능한가?
   4.2 개발된 인명감지시스템은 조작성 측면에서 합리적인가?
   4.3 감지 후 인명보호를 위한 별도시스템과의 인터페이스가 가능한가?

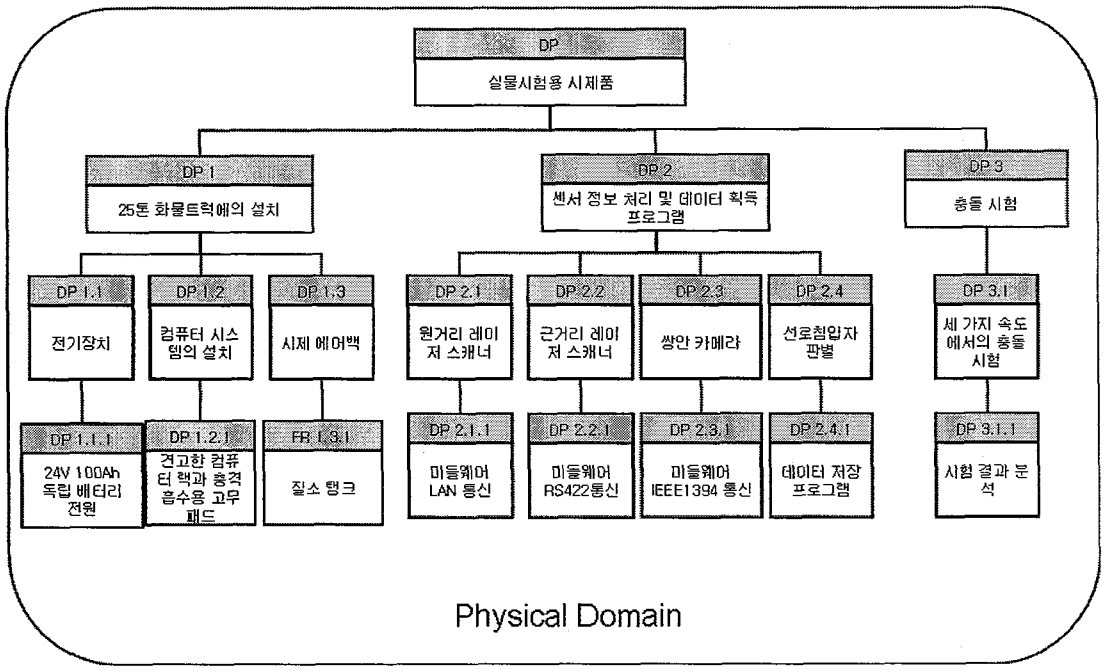
1. 기능 아키텍처

실물시험용 시제품의 기능 아키텍쳐



2. 물리 아키텍처

실물시험용 시제품의 물리 아키텍쳐



3. 설계분석보고서

가. 요구사항과의 적합성

○ 도시철도차량의 운행 시 발생할 수 있는 공중사상을 사전에 인지하고, 방지하기 위한 감지시스템을 제작하고, 효용성을 검증하기 위해 실차시험을 수행하였다.

○ 본 연구과제에서 제작된 감지시스템은 운전자의 요구 조건과 차량의 운행속도를 고려하여 위험도 수준을 설정 가능하며, 설정된 위험도 수준의 최상위 단계 시 공중사상을 방지하기 위한 하드웨어 장치(에어백 시스템)에 구동신호를 전달하게 된다.

○ 당해년도에 개발된 감지시스템은 추후 낮은 속도대역의 운행조건 시 차상제어시스템과 연동하여 능동적 위험원회피를 실현할 수 있는 대안기술로 활용될 수 있다.

나. 설계기준

○ 본 감지시스템은 선로상의 인체를 인식하는 감지부와 위험도를 판단하는 판단부로 구성되어 있다. 감지부는 센서로부터 150 m 전방의 인체를 인식할 수 있으며, 인식 후 영상녹화기능이 작동되도록 설계되었다. 위험도 수준은 시속 60 킬로미터 주행 시 3초의 시간을 확보할 수 있는 50 m 지점부터 판단알고리듬이 작동되고, 인명을 보호하기 위한 별도의 시스템과 연동하여 해당 시스템의 구동에 필요한 시간대역에 정확한 신호를 전달할 수 있도록 설계되었다.

다. 검증 방법에 따른 증거 자료

○ 본 시스템은 실차시험을 통해 검증하였으며, 해당 시험결과를 근거로 시험성적서와 사양서를 작성하였다.

라. 성과물의 내용 및 결과

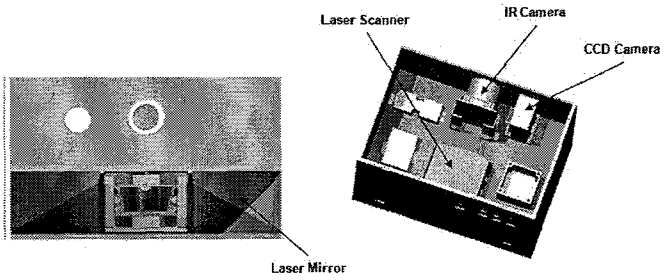
(1) 인명감지시스템 구성 및 제작

본 인명감지시스템은 선로상의 인명검출과 위험도를 분석하기 위한 영상 및 신호정보를 획득하는 센서로 구성된 하드웨어시스템과 획득된 정보를 분석하는 판단하기 위한 알고리듬을 장착한 소프트웨어시스템으로 구성되어 있다.

각 시스템의 구성을 살펴보면 센서부는 선로상의 인명을 실시간 획득하는 IR카메라, 위험요인 발생 시 영상자동 녹화와 원거리 운전자 모니터링이 가능한 광학카메라, 그리고 위험도수준을 판단하기 위한 위치검출용 레이저 스캐너로 구성되어 있다. 레이저 스캐너는 5차년도에 레이저광의 밀도를 높이기 위해 차체중심에서 폭 방향 동일간격으로 2대를 설치하였으나, 설치치 및 제작단가의

효율성을 고려하여 레이저 반사경을 통해 유사한 효과를 얻을 수 있도록 설계하였다. 각 센서배치의 레이아웃은 <그림 3.13.1>과 같으며, 설계를 통해 제작된 감지시스템의 시작품은 <그림 3.13.2>와 같다.

구성된 하드웨어시스템의 각 센서는 판단용 소프트웨어시스템에 영상 및 신호를 전달하기 위해 <그림 3.13.3>의 통신방식으로 전달된다.

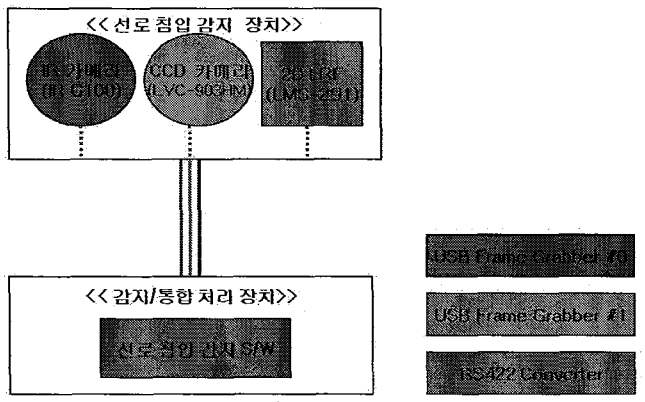


(a) Front view (b) Inner view

<그림 3.13.1> 감지시스템의 구성 및 배치도



<그림 3.13.2> 감지시스템 시작품



<그림 3.13.3> 인명감지용 센서와
소프트웨어시스템과의 통신방식 개념도

본 시스템을 통해 획득된 영상신호와 위치데이터는 인명검출과 위험도 판단 알고리듬에 의해 운전자에게 전달되고, 자동판단 후 처리프로세스에 의해 구명

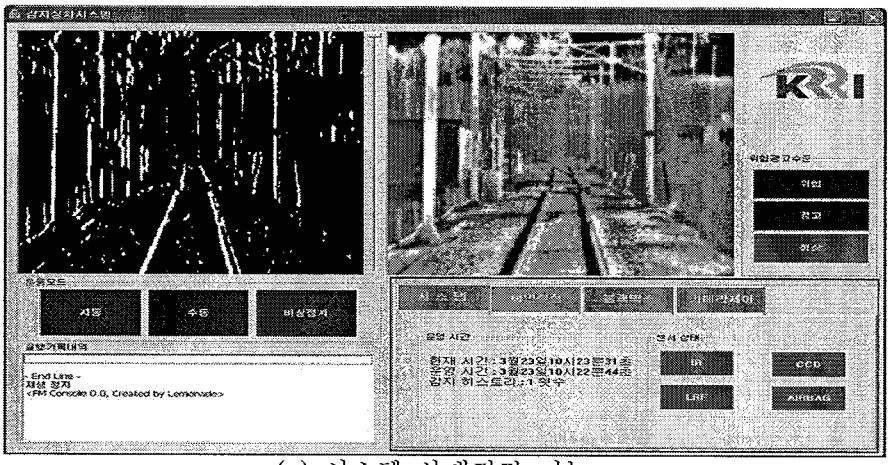
시스템에 트리거신호를 송출하게 된다. 감지 및 판단 알고리듬은 내부적인 처리를 통해 수행되지만 <그림 3.13.4>의 운전자 모니터링 시스템을 통해 실시간 정보가 제공된다.



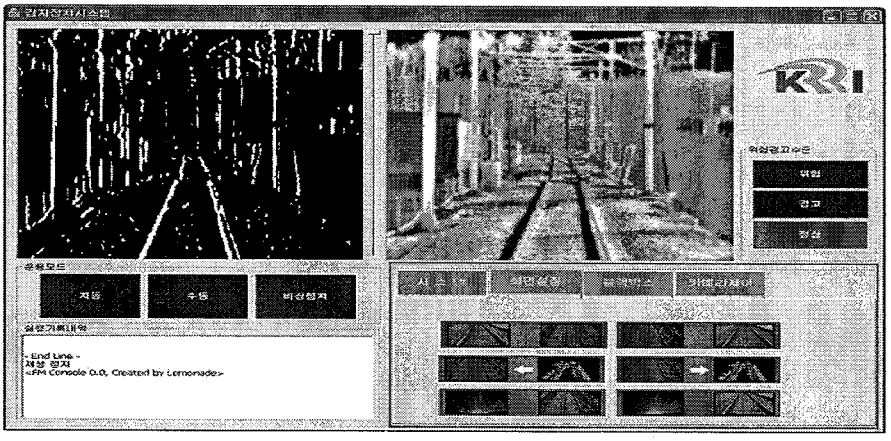
<그림 3.13.4> 운전자 모니터링 시스템

본 운전자 모니터링 시스템은 운전모드의 설정기능과 영상출력의 설정기능으로 구성되어 있다. 운전모드로는 자동, 수동 그리고 비상정지 모드로 전환이 가능하며, 모니터링 모드는 시스템, 화면설정, 블랙박스 그리고 카메라제어가 가능하도록 구현하였다. 각 모드별로 살펴보면 자동모드는 초기에 설정된 위험도설정과 선로감시조건에 의해 실행되는 기능이며, 수동모드는 선로감시 폭과 위험도수준을 임의로 설정하고, 일부기능을 ON/OFF 할 수 있는 조건을 설정하여 실행하도록 하는 기능이 있다. 비상정지는 운전자가 자의적 판단에 의해 감지시스템을 강제로 정지시키는 것을 가능하게 한다. 비상정지의 경우 차량기지 내의 작업자가 빈번히 활동하는 구간에 차량이 진입하거나 선로 내에 정차 시 차량점검을 수행하는 조건에도 활용 가능한 기능이다.

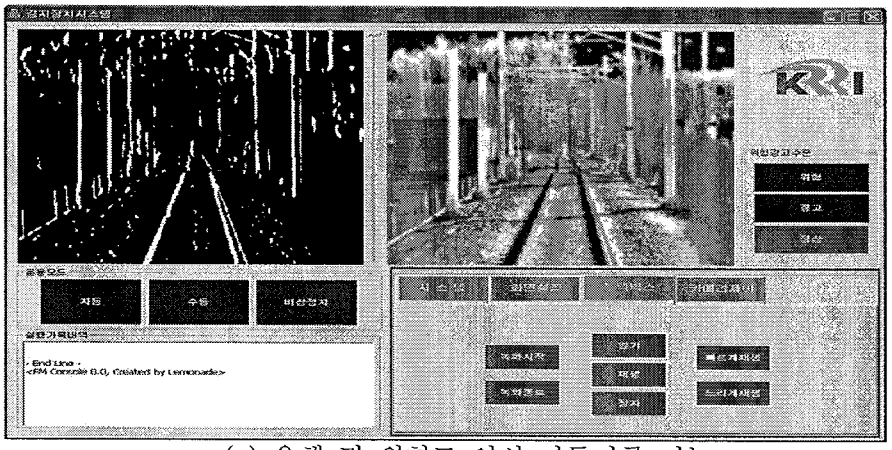
모니터링 모드에서 시스템 기능은 각 감지센서의 통신여부를 체크할 수 있는데 통신이 정상상태인 경우 녹색으로 전환되어 운전자가 상시 점검할 수 있다. 화면설정 기능은 센서로 부터 실시간 획득된 영상신호를 좌/우 현시 창에 사용자가 원하는 윈도우로 구성할 수 있는 기능을 제공한다. 블랙박스 기능은 운행 시 위험요인 발생 시 자동 저장된 영상정보를 재생할 수 있으며, 운전자가 원하는 구간이나 운행전체구간을 임의로 저장할 수 있다. 카메라제어 기능은 원거리 감시가 가능한 CCD카메라의 배율과 초점을 제어할 수 있다. <그림 3.13.5>는 모니터링 모드의 각 기능별 구현환경을 나타낸 것이다.



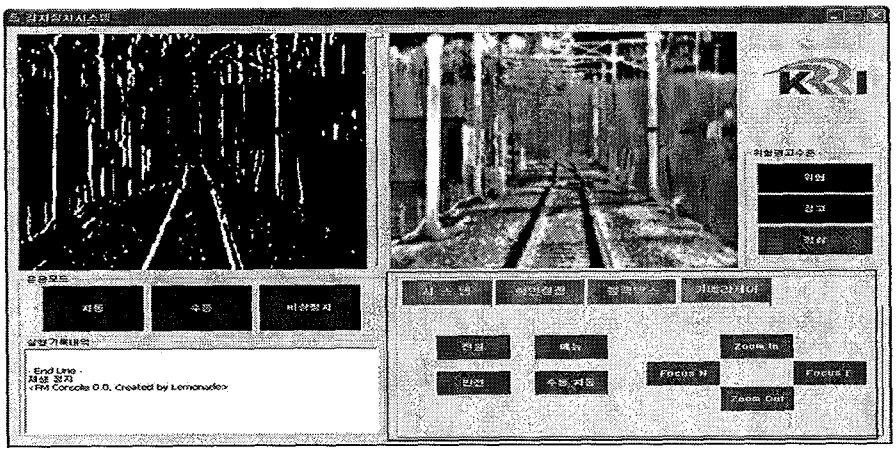
(a) 시스템 상태점검 기능



(b) 화면설정 기능



(c) 운행 및 위험도 인식 자동기록 기능



(d) 원거리 감시 기능

<그림 3.13.5> 운전자 모니터링 시스템이 각 기능별 UI환경

하드웨어와 소프트웨어시스템으로 구성된 인명감지시스템의 제원을 정리하면 <표 3.13.1>과 같다.

<표 3.13.1> 인명감지시스템 제원

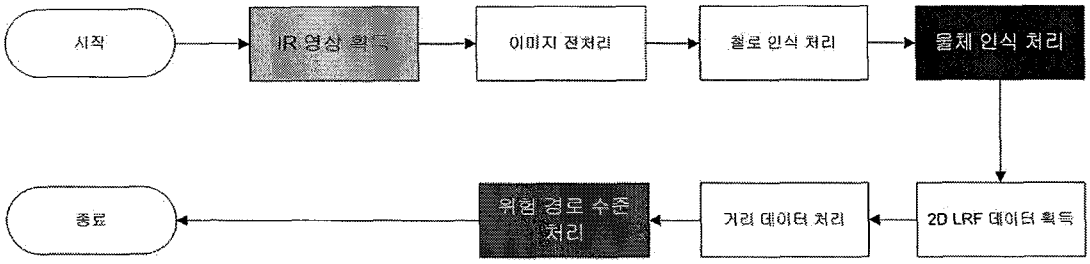
항 목		제 원
형상치수		428(W)×350(D)×76(H)
감지능력	인명감지	Max.150 M ≥ (±5 % at 80kph)
	선로 상 위치분석	Max.150 M ≥ (±5 % at 80kph)
	위험도분석	Max. 50 M ≤ (±5 % at 80kph) Min. 20 M ≤ (±1 % at 80kph)
영상신호 이미지처리		30 Frame/sec≥
운영체계		MS windows 32bit O/S
운전모드		Auto/Manual/Emergency mode
연산장치		Intel Core 2 Duo 2.2GHz≥
다중센서 통합처리		에프엠전자(주) middleware
전원공급		에프엠전자(주) SMPS
구명시스템과 통신방식		구명시스템의 요구사양에 근거

(2) 인명감지 프로세스

인명감지를 위한 기본센서로 IR카메라를 선정하였는데 이는 보편적인 광학카메라를 이용한 영상데이터를 근거로 기하학적 인체형상을 예측/판단하는데 기술적 인 어려움이 있을 뿐만 아니라 일조량 부족 시 발생할 수 있는 데이터소실을 고려한 것이다. 사용된 IR카메라는 온도차에 의해

피사체를 구성하는 픽셀이 0-255의 값으로 처리되고, 처리된 해당 픽셀은 이미지 상에 음영레벨로 표현된다. 본 시스템은 정상상태의 인체온도가 출력이미지 상에 나타나는 수치의 대역을 설정하기 위해 실내/외에서 측정한 실측 이미지에서 추출한 정보를 근거로 인명감지 알고리듬을 개발하였다. 향후 이미지처리 기법의 개발을 통해 정교한 인체식별 성능을 보완할 것이다.

<그림 3.13.6>은 본 인명감지 프로세스의 개념을 나타낸 것인데, IR카메라를 통해 획득된 영상으로 부터 선로를 인식하고 설정된 영역 내의 인명유무를 실시간으로 분석하게 된다. 만일 영역 내에 인명으로 판단되는 대상이 감지되면, 2차원 레이저스캐너를 통해 50 m 이내에서 실시간으로 위치정보를 분석하여 위험도수준을 상세하게 분석한다.

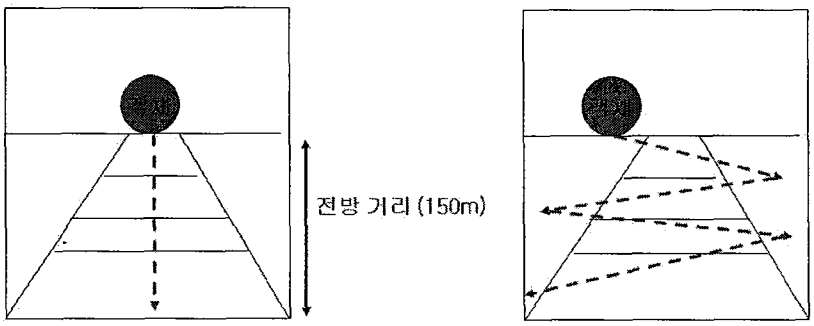


<그림 3.13.6> 인명감지 프로세스 개념도

(3) 인명감지시스템 기능검토

개발된 인명감지시스템을 이용한 실차시험을 수행하기 위해 하드웨어와 소프트웨어 시스템간의 통신을 점검하였고, 각 센서별로 기본적인 성능을 검토하였다. 성능검토를 위한 시나리오는 센서를 고정한 상태에서 감지대상인 인명이 이동하거나, 센서를 수동으로 이동시킬 수 있는 별도의 구동기구를 제작하고 활용하였다.

시험 장소는 한국철도기술연구원 인근의 선로와 터널로 선정하였고, 시험결과 광량이 충분하지 못한 터널 내의 환경에서 기본 목표사양인 원거리 150 m 지점에서 인명이 감지됨을 확인하였다. 적용된 기본 시나리오는 <그림 3.13.7>과 같고, 터널 내에서 수행된 시험결과는 그림 3.13.8과 같다.



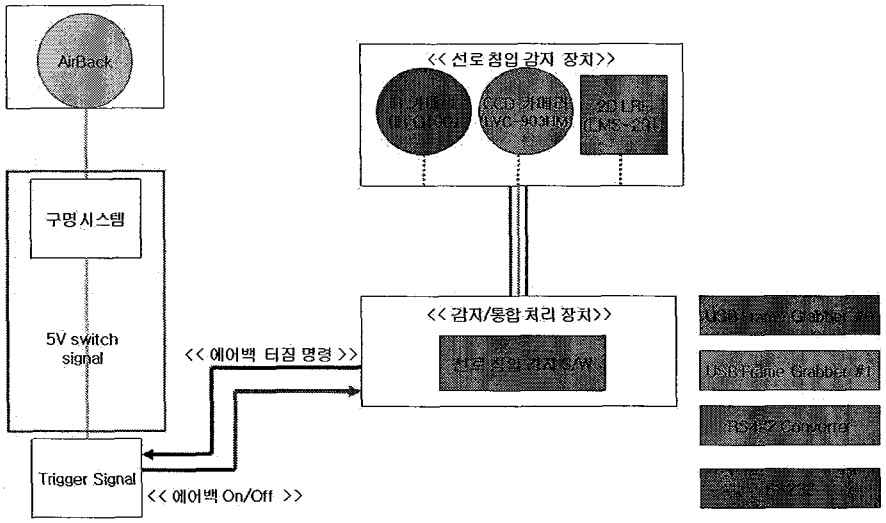
<그림 3.13.7> 인명감지 프로세스 개념도



<그림 3.13.8> 터널내부 인명감지 시험결과

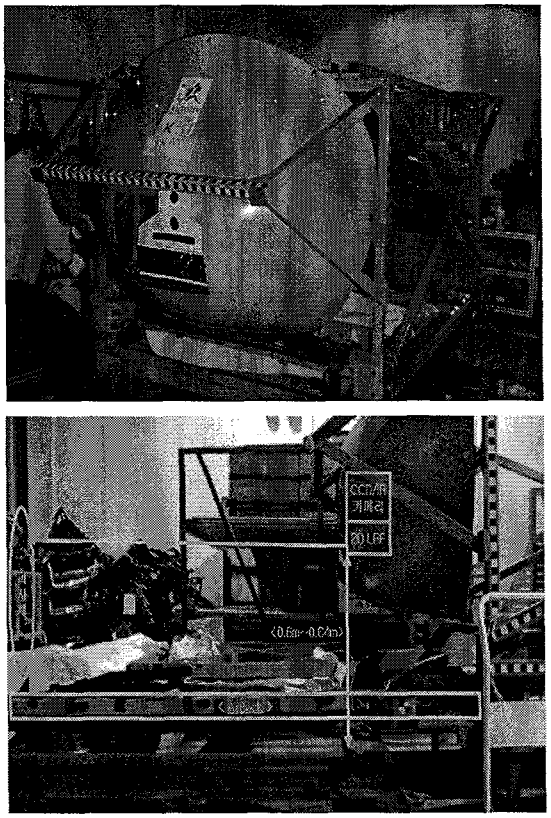
(4) 인명감지시스템과 구명시스템 인터페이스

제작된 인명감지시스템은 <그림 3.13.9>와 같이 인터페이스 되며, 5V 트리거신호를 전달하여 구명시스템의 작동여부를 명령하게 된다. 이때 구명시스템은 별도의 프로세스를 통해 인명의 상해치를 저감시키도록 설계되어 있으며, 해당 프로세스가 수행되는 소요시간을 확보할 수 있도록 트리거신호의 타이밍을 설정할 수 있다.



<그림 3.13.9> 감지시스템과 구명시스템 간의 인터페이스 개념도

구명시스템과의 인터페이스를 위해 제작된 철도차량 전두부에 감지시스템을 장착하고, 실차시험을 위한 사전작업을 완료하였다. <그림 3.13.10>은 구명시스템이 탑재된 철도차량 전두부 구조물에 설치된 감지시스템을 나타낸 것이다.

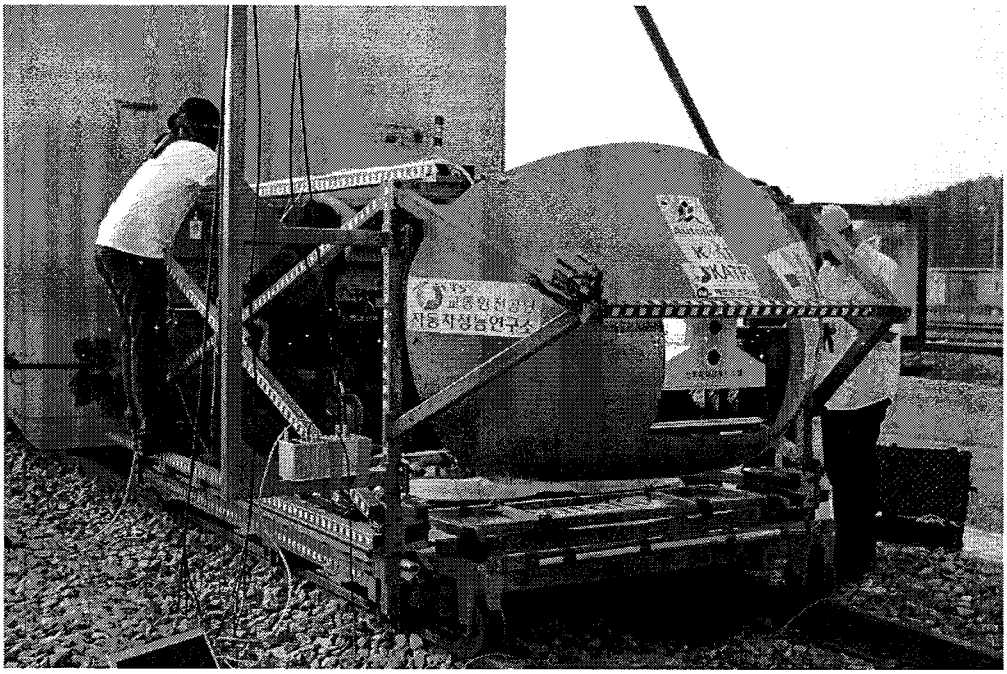


<그림 3.13.10> 감지시스템과
구명시스템의 인터페이스

(5) 인명감지시스템과 구명시스템의 인터페이스 검증시험

당해년도에 개발된 인명감지시스템을 검증하기 위해 선로환경에 대한 실차시험을 수행하였다. 본 시험은 구명시스템과의 인터페이스를 실제 운행조건에 적용가능한지 여부를 판단하기위한 것이 일차적인 목표이고, 구명시스템에서 요구하는 위험도 조건에 대해 실시간 감지를 통해 감지시스템의 신뢰성을 검증하는 것이 최종목표이다.

실차시험에 사용된 모의 철도차량은 한국철도기술연구원에서 설계 제작한 선로시험용 대차이며, 인명감지장치가 설치되는 열차 전두부 모형이 해당 대차 전방에 장착된다. 시험용 대차는 기관차와 연결기로 체결된 상태로 운행되며, 운행속도는 휴대용 GPS와 운전실 내의 속도계를 통해 주행상태에서 실시간으로 확인하였다. <그림 3.13.11>은 시험용 대차에 장착된 감지시스템과 구명시스템을 나타낸 것이다.

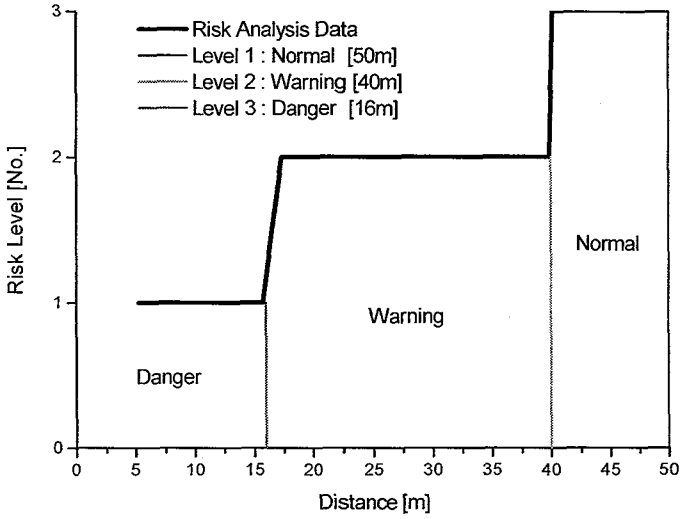


<그림 3.13.11> 설치 완료된 감지시스템과 구명시스템

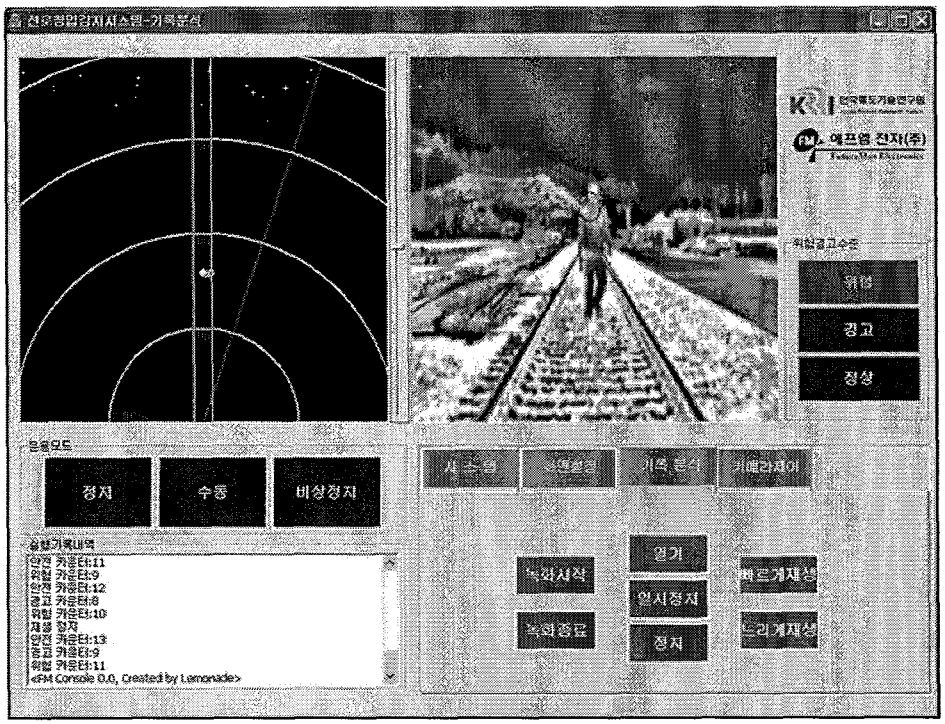
실차시험 시나리오는 운행속도 시속 10킬로미터로 설정하였고, 인체모형의 설치위치로부터 16 m 지점에서 위험신호를 운전자에게 전달하는 동시에 구명시스템에 작동신호를 송출하도록 하였다. 제작된 인명감지시스템은 위험도 단계를 인체모형과 50 m 접근이전에는 정상상태, 16 m ~ 50 m는 경고상태, 그리고 16 m 지점이내에서는 위험상태로 총 3단계 설정하였다.

시험결과 구명시스템에서 요구하는 16 m 감지에 대해서는 2 % 오차를 갖는 15.69 m에서 판단 후 구명장치 동작신호를 송출하였고, 경고조건에 대해서는 39.9 m에서 감지되어 0.25 %의 오차를 나타내었다. 이러한 결과는 주행조건 시 진동

등의 환경요인에 대해서도 만족스러운 오차율임을 나타내며, 실차시험을 통한 위험도분석이 안정적으로 수행됨을 확인하였다. 위험도판단 소프트웨어에서 획득한 결과데이터를 곡선으로 표현하면 <그림 3.13.12>와 같다. 그리고 위험도 단계에 대한 운전자 모니터링 시스템의 현시장면은 <그림 3.13.13>에 나타내었다.



<그림 3.13.12> 실차시험을 통한 위험도분석 결과

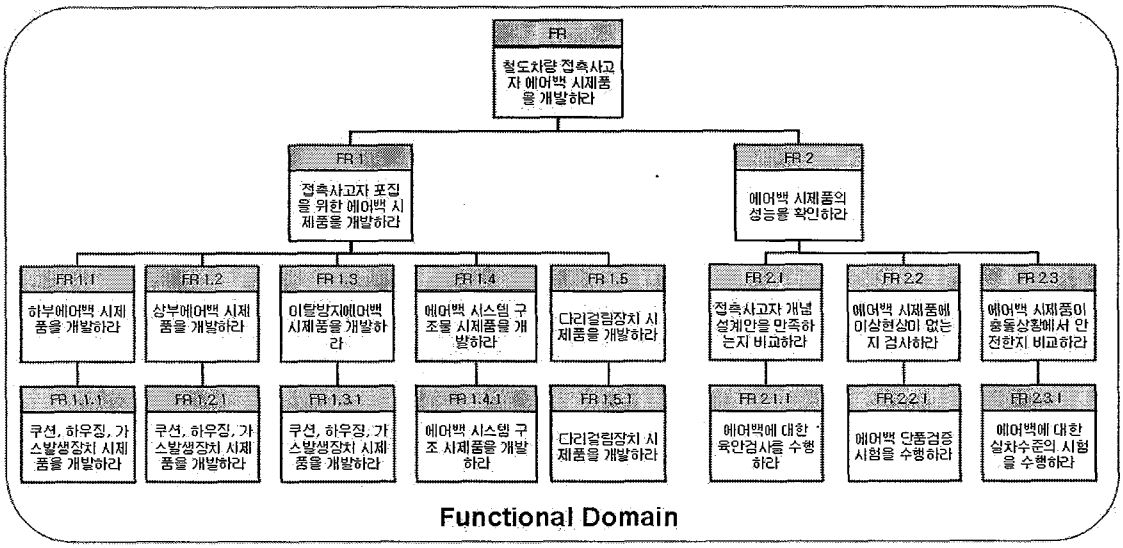


<그림 3.13.13> 실차시험을 통한 위험도분석 모니터링 UI 결과(위험단계)

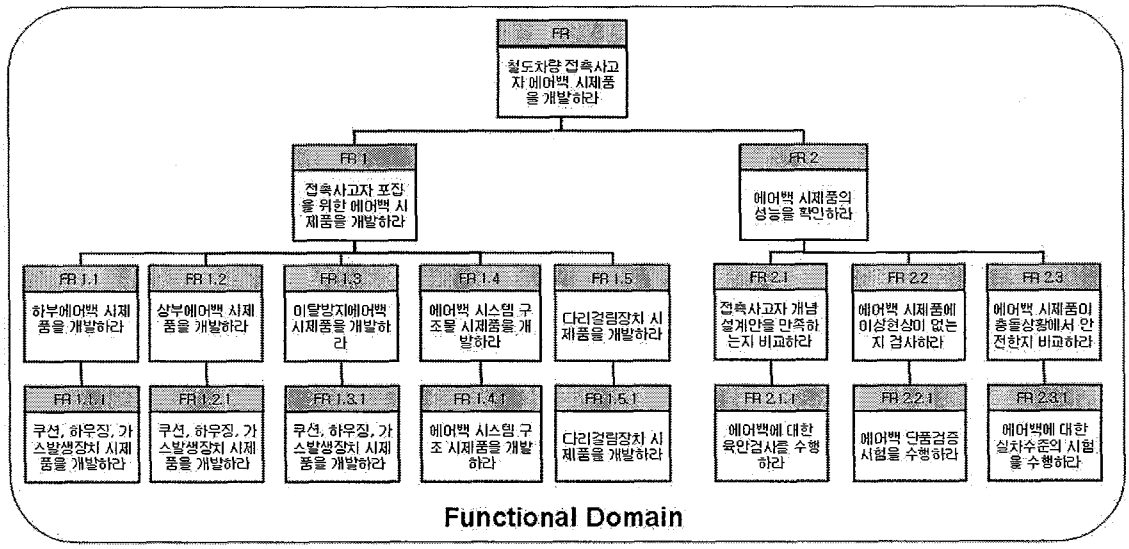
제14절 공중사상자 피해저감 방안 연구

검증계획서 (Verification Plan)	ID No : RC - SR09 - SSR03 - 2009 작성일 : 2010. 05. 수정일 :	
9. 프로젝트는 공중사상자의 피해저감 방안을 제시해야 한다.		
9.3 프로젝트는 구명장치 실용화를 수행하여야 한다.		
입력물 : ☐ 요구사항 (Requirement) - 요구사항 문서 - 검증 요구사항 추적 매트릭스 (VRTM) ☐ 기술 개발 계획(Technical Plan) - 연구계획서 - WBS (Work Breakdown Structure) ☐ 설계정보 및 평가자료 - 성과물 : 구명장치 실용화 결과 보고서 - 설계 분석 보고서 (DARs) ☐ 검증 방법 -4.1 컴퓨터 시뮬레이션 -5.1 육안검사 -5.3 기능시험	업무 : - SE 검증	출력물 : - 시제품
Verification Specification (검증기준) : 1. 사고시 접촉사고자를 보호할 수 있는 장치 1.1 전개 및 포집과정에서 에어백 찢어짐등 이상현상은 없는가? 1.2 포집후 접촉사고자가 포집장치밖으로 이탈되지 않는가? 2. 접촉 사고자 보호 에어백 설계 2.1 에어백을 부풀리기 위한 에너지원에 대한 검토가 되었는가? 2.2 에어백은 만개후 사고자와 접촉하는가? 3. 슬라이딩 에어백 지지 구조물의 설계 3.1 슬라이딩 구조물은 접촉사고자를 보호할 수 있는 위치로 동작되는가? 3.2 슬라이딩 구조물의 동작에서 이상현상은 없는가? 3.3 에어백 지지 구조물의 강성은 충분한가? 3.4 실제 열차선로상에서의 동작에서 이상현상은 없는가?		

1. 기능 아키텍처



2. 물리 아키텍처



3. 설계분석보고서

가. 요구사항과 적합성

본 과제의 요구조건 9.3는 공중사상자 피해저감 방안의 하나로 구명장치 실용화를 수행하는 것이다. 이러한 요구조건을 만족시키기 위해 당해 연도에는 철도차량 접촉사고자 에어백 개발 연구를 수행하여 에어백 시제품을 제출하고자 한다.

나. 설계기준

철도차량 접촉사고자 에어백 개발 연구의 개념설계안의 설계기준은 다음과 같다. 접촉사고자를 아래 에어백 시스템 구조를 이용하여 포집하는 것을 목적으로 한다.

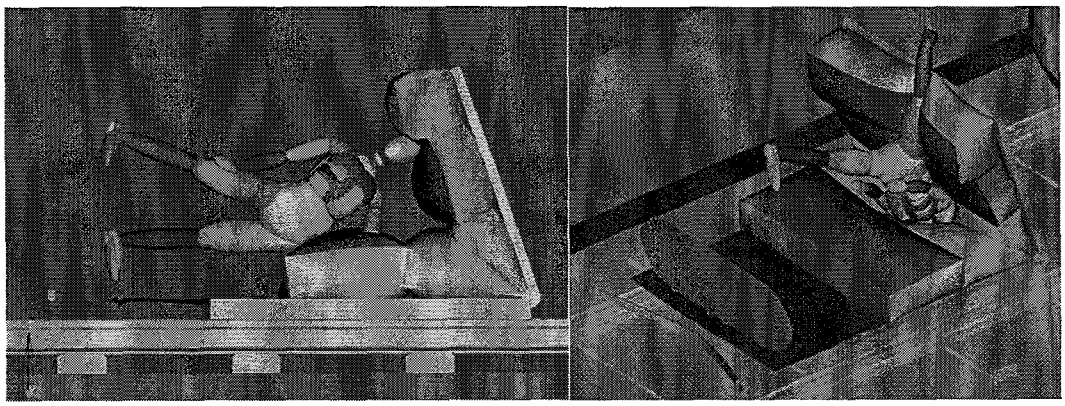
- 에어백은 상부에어백과 하부에어백, 이탈방지펜스에어백으로 구성할 것
- 에어백 형상 및 구성은 아래 그림과 같이 유사할 것 <그림 3.14.1>
- 에어백에 대한 설계세부사항은 <표 3.14.1>을 기초로 할 것, 중요설계인자로는 에어백 내부압력, 공기배출구멍(vent hole), 체적, TTF(Time to Fire).
- 에어백의 시험결과 쿠션 찢어짐 등 이상 현상이 없을 것
- 에어백에 구조물 구성요소의 순차적 동작에 대한 세부사항은 <표 3.14.2> 및 <그림 3.14.2>를 기초로 할 것.
- 에어백이 철도차량 전두부 앞에서 접촉사고자를 포집할 수 있게 적절한 에어백 시스템 구조를 가질 것
- 에어백 구조물 시스템은 전두부 하부에 장착되어 있다가, 감지장치에 의한 접촉사고자 발견신호(트리거)에 의해 사고자를 보호하는 위치로 발사(이동)가능할 것.
- 에어백 구조물 시스템은 전두부 앞으로 발사시, 에너지를 견딜 수 있는 강성을 가질 것.<그림 3.14.3>

<표 3.14.1> 접촉사고자 에어백 개념설계 결과물

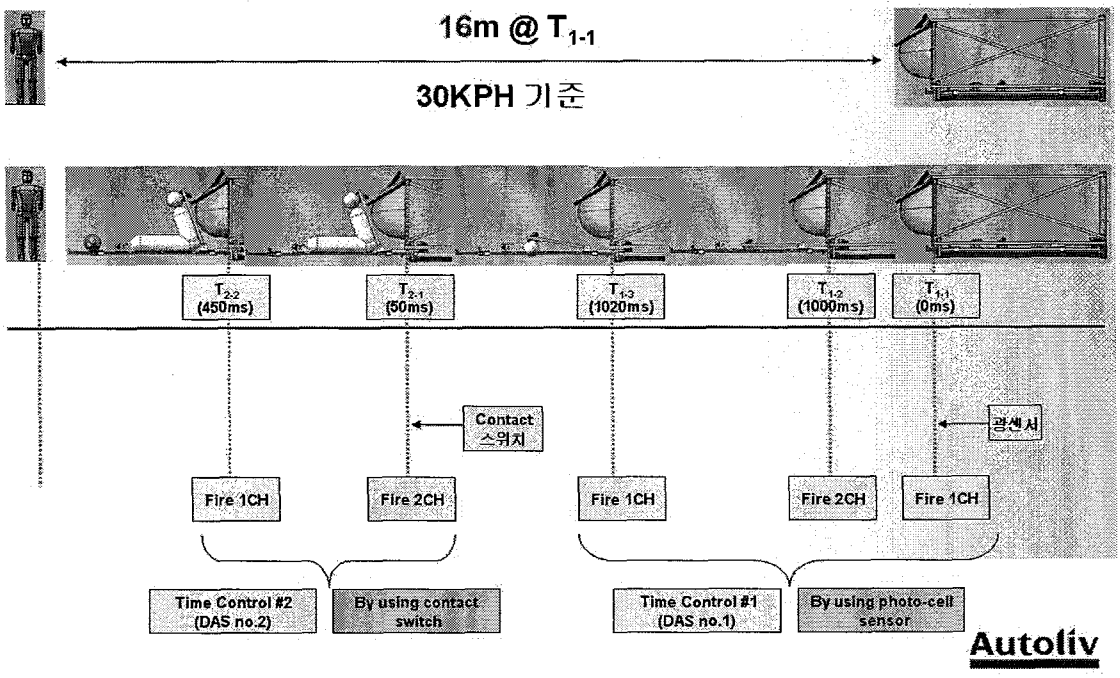
Cushion	가스발생장치(Inflator)		Vent Hole	체적 (Volume) (liter)		TTF (ms)
	No. of Inflators	Bag Internal Pressure		Before	After	
상부에어백	1	60kPa	None	135	237	T_{1-3}=1020
하부에어백	4.0	25kPa	4 EA	570	836	T_{2-1}=50
이탈방지펜스 에어백(2EA)	1	60kPa	2 EA	135	237	T_{2-2}=450
다리걸림장치 (범퍼)	Distance : 2.4m, 4t steel / both side accordion design					

<표 3.14.2> 접촉사고자 에어백 구조물 시스템 개념설계 결과물

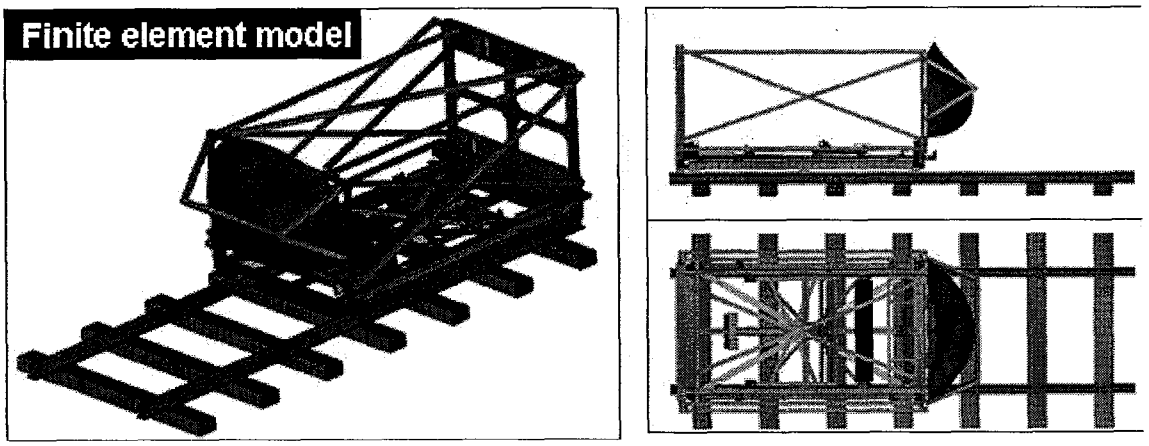
에어백 구조물	발사에너지(Inflator)		정지에너지 (Honeycomb)	발사속도	TTF (ms)
	No. of Inflators	Energy			
Sliding 에어백 하우징	1	4000 J	360psi 135*120*60	5m/s	T_{1-1}=0
70도 구조물 고정장치(PLP)	2	N/A	N/A	N/A	T_{1-2}=1000



<그림 3.14.1> 에어백 시스템 전체 구성도



<그림 3.14.2> 접촉 사고자 보호 에어백 전개 시나리오(TTF)



<그림 3.14.3> 에어백 구조물 시스템 전체 강성 해석

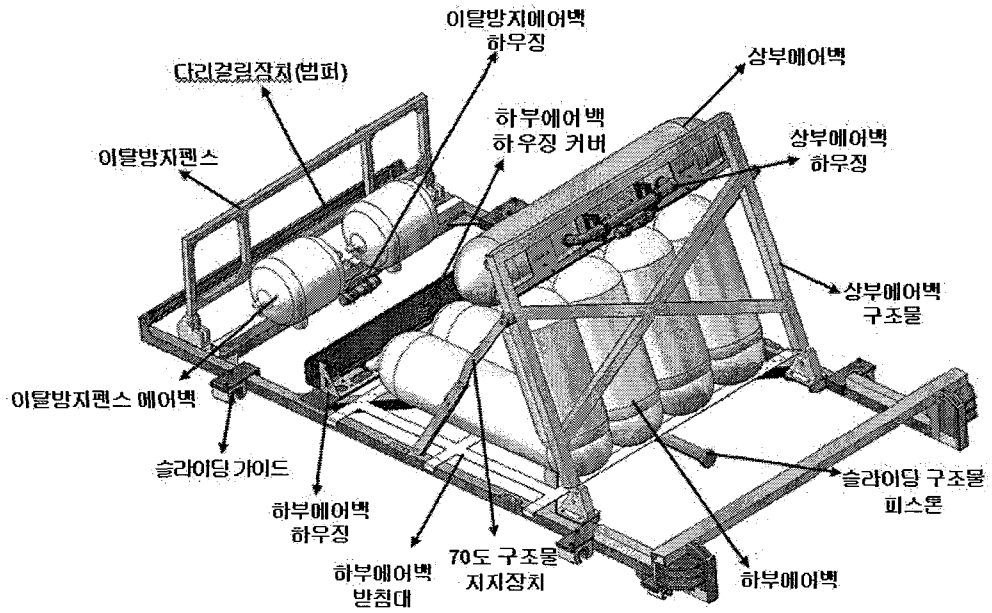
다. 검증방법에 따른 증거자료

(1) 철도차량 접촉사고자 에어백 3차원 설계

본 연구에 사용된 설계 소프트웨어는 오토리브사가 보유한 Solidworks, CATIA V5인데, 3차원 설계 및 도면작업에 효과적으로 사용되었다.

(가) 접촉사고자 포집을 위한 에어백시스템 구조설계

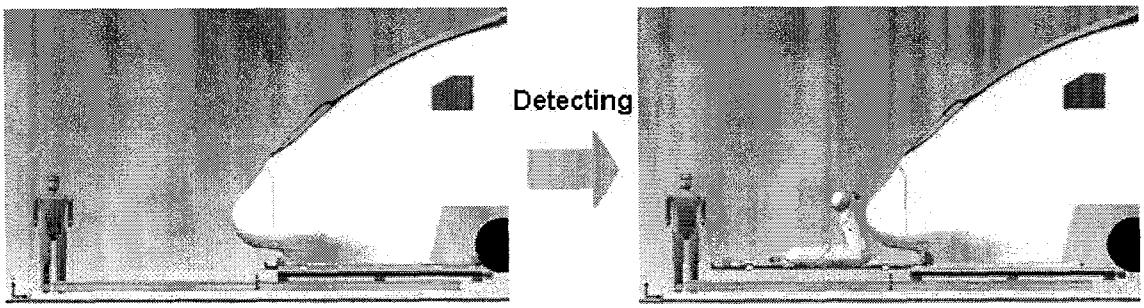
본 연구에서는 에어백 디자인과 접촉사고자 포집을 위한 에어백시스템 구조설계의 개선이 실시되었다. 개선 설계 기준은 5차년도 MADYMO, LS-DYNA 해석 결과물 및 시험결과이었다. 이 결과물들을 개선하여 시제품을 제작하는 것이 에어백 및 에어백 시스템 구조설계의 주된 내용이었다. <그림 3.14.4>는 접촉사고자 포집을 위해 최적화된 에어백 시스템 구조를 나타내고 있다. 이 에어백 시스템은 오토리브에 의해 설계되었다. 에어백은 V-형태의 하부에어백(Lower Airbag)과 원통형의 상부에어백(Upper Airbag), 접촉사고자가 이탈되지 않도록 하는 이탈방지펜스에어백으로 구성되어 있고, 에어백에 가스공급을 위한 가스공급장치(Inflator)가 상부/하부/이탈방지펜스 에어백에 별도의 시스템 구조를 가지고 있다. 상부에어백 구조물은 수평에서 70도 각도로 기울어져 있어, 접촉사고자를 안전하게 에어백 앞으로 포집할 수 있게 했다. 상부에어백 구조물은 0에서 70도까지 회전 가능하며, 평상시에는 아래 하부 에어백 프레임 구조물에 겹쳐 고정되어 있다. <그림 3.14.4>에서 접촉사고자와의 접촉기준점은 상부에어백 구조물 회전 중심점에서 앞으로 2.4m 길이이다. 다리걸림장치(범퍼)는 에어백 시스템 앞에 가로놓여 있다.



<그림 3.14.4> 접촉사고자 에어백 시스템 구조

<그림 3.14.4>의 구조물 설계는 실차 시험을 염두에 둔 설계로 안전장치가 배려되어 있다. 따라서 순수한 접촉사고자 포집을 위한 에어백 시스템장치는 이보다 매우 간단하며, 중량도 가벼울 것이다. 철도차량 실용화를 위한 에어백 시스템 구조에 대한 최적화는 차량용 에어백 개발과 마찬가지로 별도의 패키징 연구가 필요하다.

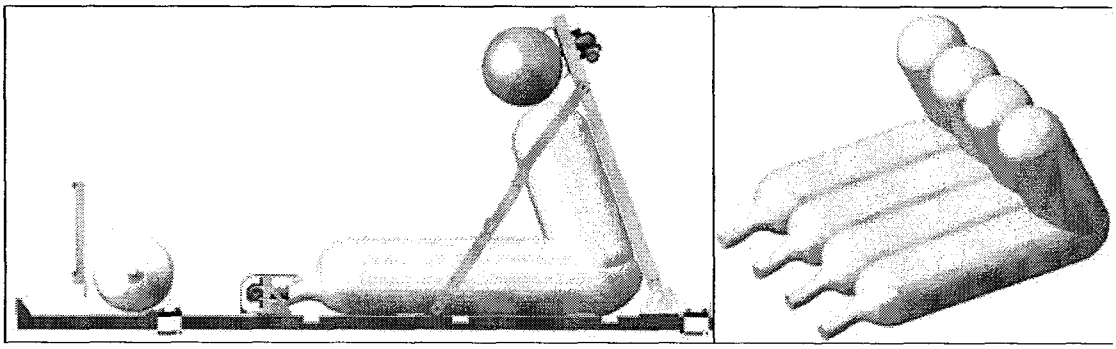
접촉사고자 포집을 위한 에어백시스템의 작동원리는 다음과 같다. 열차에 설치된 접촉사고자 감지장치에서 접촉사고자를 감지하여 발사신호를 인가하게 되면, <그림 3.14.5> (왼쪽 그림)의 철도차량 전두부 하부에 장착되어 있는 에어백 시스템이, 접촉사고자 포집을 위해 <그림 3.14.5> (오른쪽 그림)처럼 철도차량 전두부 앞으로 빠른 속도로 돌출한다. 접촉사고자가 <그림 3.14.2>와 같이 미리 설정된 근접거리로 접근되면, 에어백이 작동되면서 접촉사고자를 포집한다.



<그림 3.14.5> 접촉사고자 에어백 시스템 동작원리

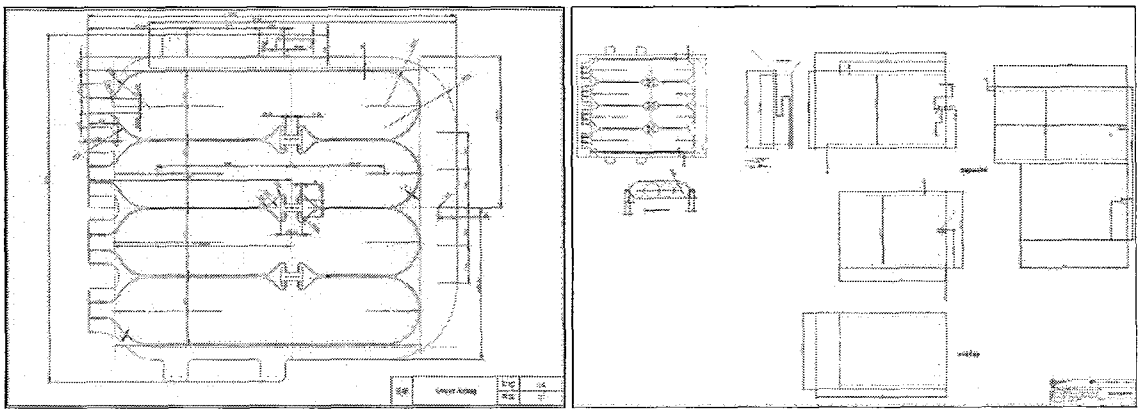
(나) 하부에어백 (Lower Airbag) 설계

본 연구에서는 5차년도의 설계물 <그림 3.14.6>의 하부에어백을 개선 설계하였다. 하부에어백은 접촉사고자의 머리 및 흉부의 충격을 완화하여 보호하는 것을 목적으로 한다. V-형상의 하부에어백은 독립적인 직경 300mm 원통형 챔버로 설계된다. 각각의 원통형 챔버는 서로 연결되어 있으며, 4개의 챔버가 하나의 하부 에어백을 구성한다. 하부에어백 쿠션은 오토리브 에어백 제조기술인 OPW(One piece woven)를 이용 제작하였다. 가스공급장치(Inflator)는 모두 4개로 독립적으로 원통형 챔버에 가스를 공급한다. 현재 개발중인 오토리브의 대용량 가스공급장치가 런칭되면 가스공급장치는 1개로 줄어들 것이다. 에어백 쿠션이 꺾이는 부위에 6개의 가스배출구멍이 숨어있다. 이 가스배출구멍은 하부에어백 중간 지점에 위치하여 접촉사고자의 머리가 하부에어백 닿을 시 효과적으로 에어백 내부 가스를 배출할 수 있다. 또 하부에어백은 <그림 3.14.7>의 설계도와 같이 4개의 원통형 챔버를 에어백 원단으로 한 번 더 감싸주어, 에어백 쿠션을 잠재적 위험 요소로부터 보호하는 역할을 하게 했으며, 원통과 원통 사이의 골을 매우는 역할을 하게 된다. 이 4개의 원통형 챔버의 개수를 증가시키면 보호영역를 쉽게 확장시킬 수 있는 하부 에어백 설계의 특징이다. 본 설계에는 가스공급에 의한 쿠션 손상을 최소화하는 <그림 3.14.8>의 인너튜브 기술이 적용되었다.



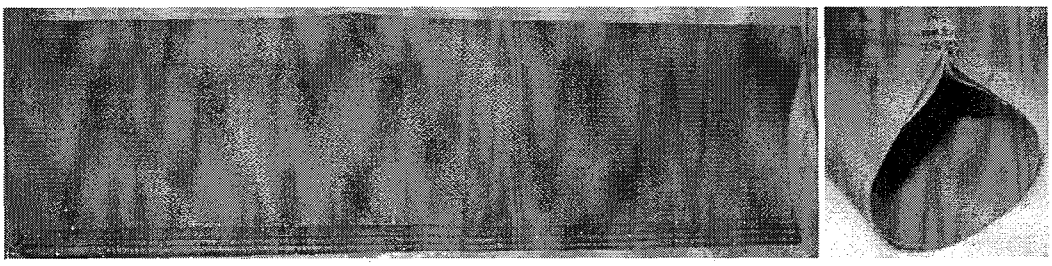
<그림 3.14.6> 접촉사고자 하부 에어백(Lower airbag)

인너튜브는 가스공급장치(Inflator)의 초기의 강한 폭발력으로부터 하부에어백의 손상을 최소화 한다. 또한, 가스의 공급을 유도하여 빠른 시간내에 에어백에 가스가 차도록 한다. 인너튜브는 단위면적당($1m^2$) 120g의 실리콘으로 특별히 코팅된 두겹의 에어백 원단을 겹쳐 봉제제작하였다.

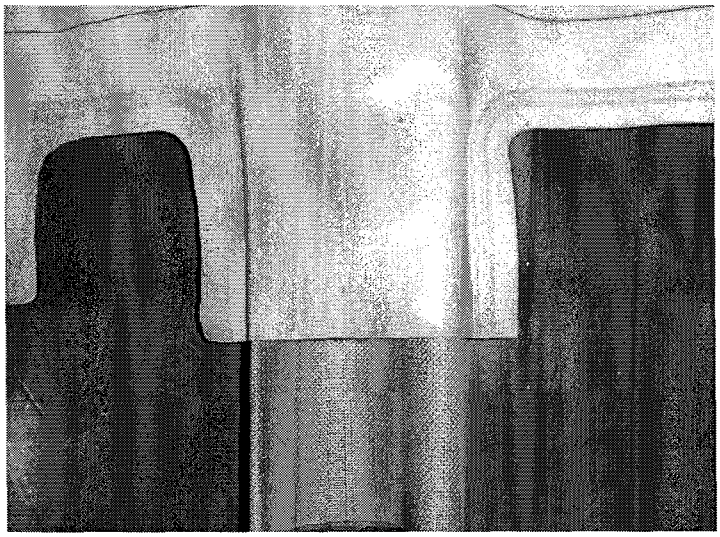


<그림 3.14.7> 하부 에어백(Lower airbag) 상세 설계도

인너튜브는 <그림 3.14.9>과 같이 하부에어백과 결합되어 하부에어백 하우징에 체결되게 된다.



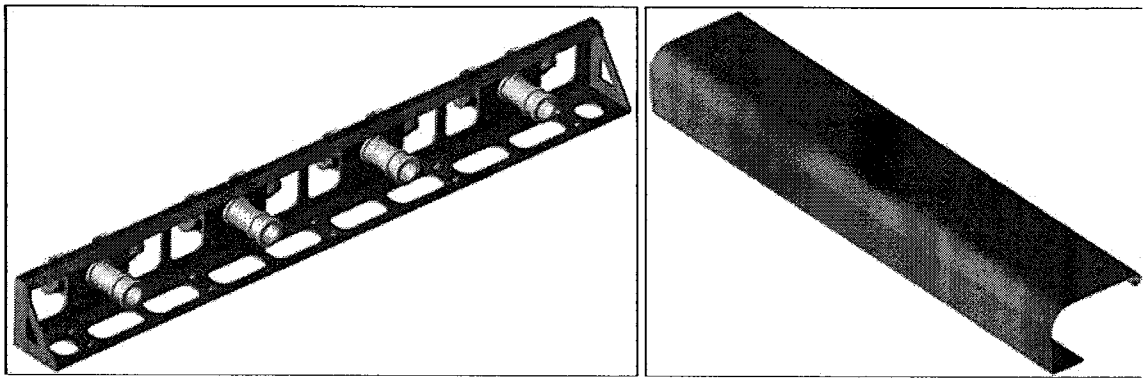
<그림 3.14.8> 인너튜브(Inner Tube)



<그림 3.14.9> 인너튜브(Inner Tube)와 에어백의 결합

<그림 3.14.10>은 하부에어백에 가스를 공급하는 하우징 장치와 하우징 보호

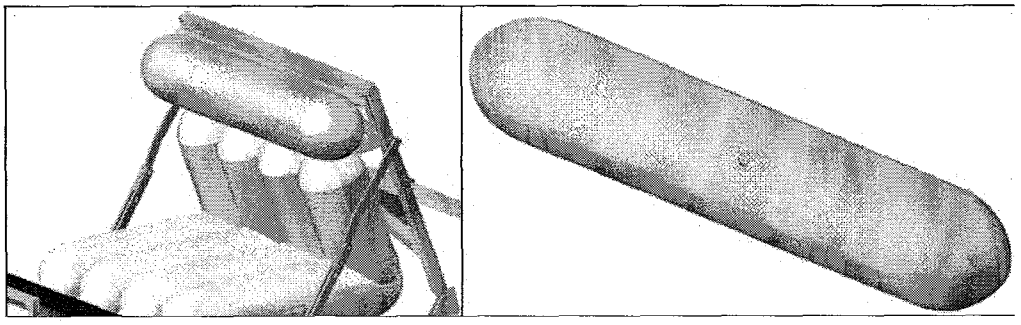
커버를 보여주고 있다. 하우징 장치는 4개의 가스발생장치(Inflator)를 장착할 수 있는 구조이며, 각 가스발생장치(Inflator)는 각각 독립적으로 원통형 챔버에 가스를 공급한다. 가스발생장치가 대용량 가스발생장치로 대체되면 하우장 장치는 그에 맞게 쉽게 수정 가능하도록 설계되었다. 하우징 보호커버는 접촉사고자 포집 과정에서 접촉사고자가 에어백과 접촉 후 앞으로 리바운드되어 나오는데, 이 때 이 하우징 장치 위로 접촉사고자가 떨어진다. 하우징 장치 구조물과의 직접 충돌로 부터 접촉사고자를 보호하기 위해 2mm 두께의 철판을 이용하여 하우징 보호커버를 고안 설계하였다.



<그림 3.14.10> 하부 에어백 하우징 및 보호커버

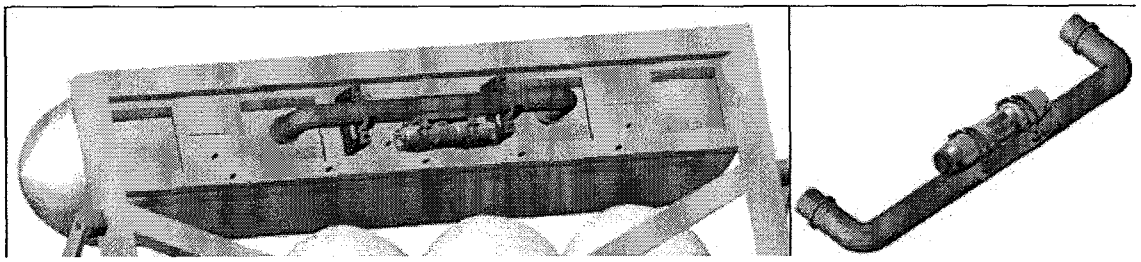
(다) 상부에어백 (Upper Airbag) 설계

상부에어백도 5차년도의 설계물 <그림 3.14.11>의 상부에어백을 개선 설계하였다. 직경 300mm 단일 원통형 모양의 상부에어백은 70도 구조물을 초기에 들어올리고, 그후 접촉사고자의 하지를 보호한다. 또한, 접촉사고자가 계속 회전하는 것을 방지하며, 궁극적으로 접촉사고자를 안전하게 포집하게 하는 역할을 한다. 이 상부에어백 쿠션도 오토리브의 OPW(One piece woven) 기술을 이용 제작하였다. 상부에어백은 설계 목적상 장시간 에어백 압력을 유지해야 하기 때문에 가스배출 또는 누출이 없어야 한다. 가스배출 및 누출을 줄이기 위하여 인너튜브를 사용하였고, 에어백 원단의 코팅량을 강화하였다. 상부에어백은 1개의 가스발생장치(Inflator)를 이용 원통형 챔버에 가스를 공급한다. <그림 3.3.12> 하우징의 가스발생장치로부터 발생된 가스는 분기된 파이프 양쪽으로 상부에어백 쿠션에 가스를 공급된다. 본 설계는 가스가 균일하게 양쪽으로 균일하게 공급되고 빠른 인포지션을 목적으로 한다. 상부 에어백에도 가스 공급에 의한 쿠션 손상을 최소화하는 인너튜브 기술을 적용하였다.



<그림 3.14.11> 접촉사고자 상부 에어백(Upper airbag)

<그림 3.21.12>은 상부에어백 하우징과 조립된 후의 최종형태를 보여주고 있다.



<그림 3.14.12> 상부 에어백 하우징

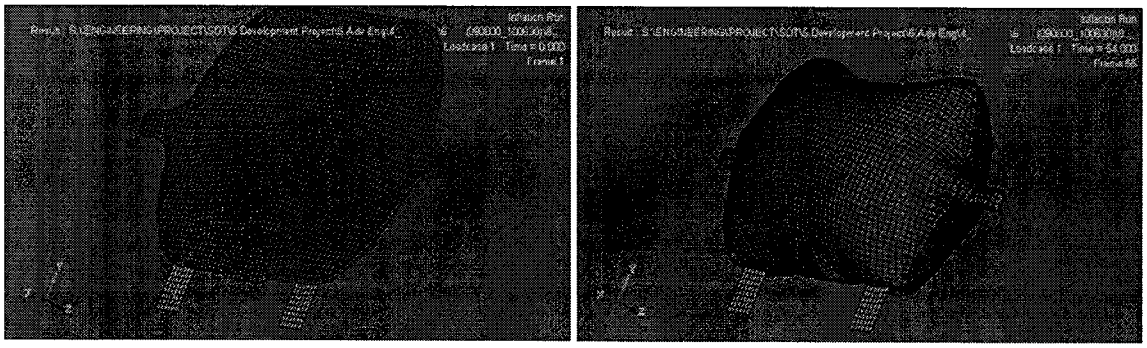
(라) 이탈방지펜스 에어백 설계

접촉사고자의 충돌시 거동을 5차년도 시험결과와 Madymo를 통해 분석한 결과, 사고자는 하부 및 상부 에어백에 의해 완충되어 보호되었다가 그림<3.14.13>과 같이 에어백 시스템 구조물 밖으로 이탈되는 거동을 보여준다. 이와 같은 현상을 방지하기 위하여 이탈방지펜스 에어백을 보완설계하였다.



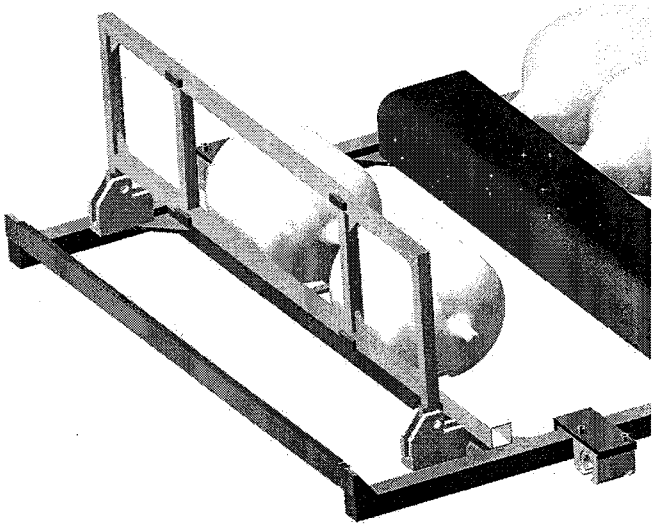
<그림 3.14.13> 접촉사고자 이탈현상(Bouncing) 거동(kinematics)

이탈방지펜스 에어백은 <그림 3.14.13>과 같이 접촉사고자의 이탈을 방지하여 사고자를 에어백 구조물내에 포집되어 있는 상태를 유지하는 역할을 한다. <그림 3.3.14>는 6차년도에 설계된 새로운 이탈방지펜스 에어백의 형상을 확인하기 위해 Madymo를 이용하여 해석한 결과이다. 설계의도와 같은 형상을 유지하였고, 이를 바탕으로 오토리브의 OPW(One piece woven)를 이용 제작하였다.



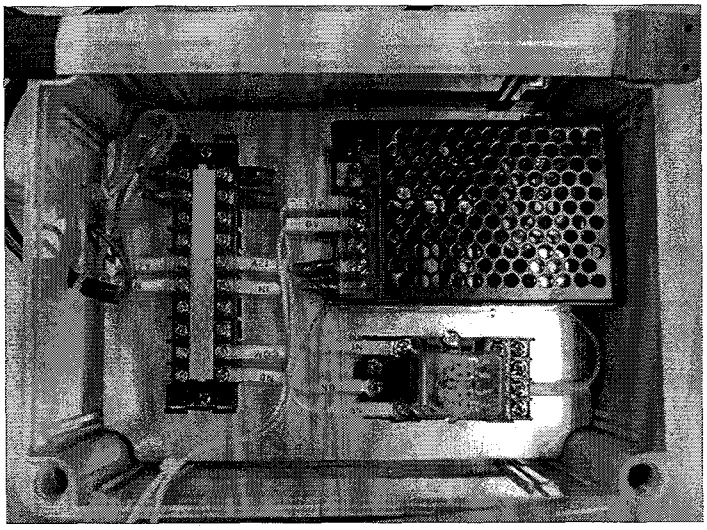
<그림 3.14.14> 접촉사고자 이탈방지펜스(Anti-Bouncing)에어백

새로운 이탈방지펜스 에어백은 2개로 이루어져 있지만, 분기관 형식의 하우징 설계로 1개의 가스발생장치(Inflator)를 이용, 각각의 에어백에 효율적으로 가스를 공급한다. 에어백의 양끝단에는 공기배출구멍(vent-hole)이 설계되어있어, 사고자가 에어백 쿠션이 접촉할시 상해저감을 돕는다. 본 설계에도 가스공급장치의 초기 폭발력에 의한 쿠션 손상을 최소화하는 기술인 인너튜브가 적용되었다. <그림 3.14.15>에서 보이는 Fence 는 에어백의 이탈방지기능을 보강하는 기능을 하고, 이는 이탈방지펜스 에어백에 의해 90도로 가동된다.



<그림 3.14.15> 접촉사고자 이탈방지펜스

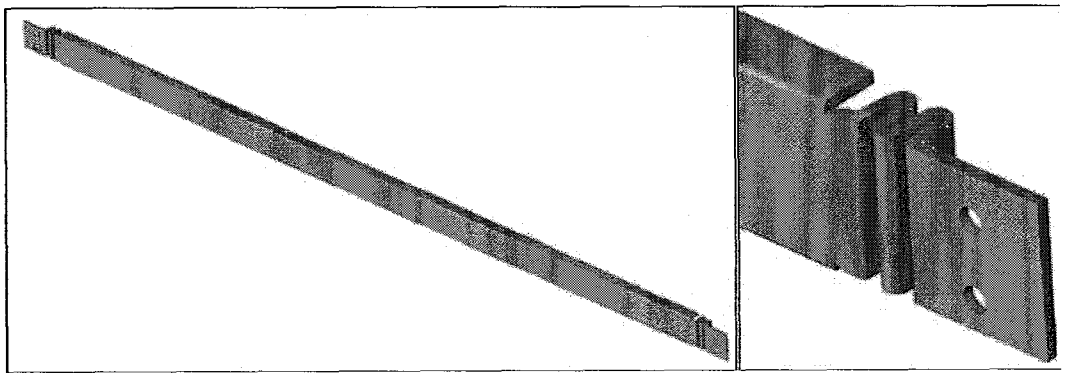
또한, 만약 저속 충돌 시 접촉사고자가 하부에어백에 포집되지 않고 이탈방지펜스위에 위치하게 되면 이탈방지펜스 에어백 전개에 의해 오히려 기차의 진행방향이나 선로양쪽으로 튕겨 나갈 수 있다. 이를 방지하기 위해 안전장치를 설계하여 추가하였다. <그림 3.3.16> 는 이탈방지펜스 안전장치의 완성품으로서 노란색의 띠테잎 형태의 접촉스위치가 접촉사고자에 의해 눌리면 안전장치내의 릴레이 작동에 의해 에어백 전개 신호가 단락되어 에어백이 부풀지 않게 된다.



<그림 3.14.16> 이탈방지펜스 안전장치

(마) 다리걸림장치 (범퍼)

접촉사고자 포집을 위한 1단계로 <그림 3.14.17> 같은 접촉사고자 다리걸림장치가 필요하다. 이 다리걸림장치는 접촉사고자를 안정적으로 포집하기 위해 가장 중요한 역할을 하게 된다.



<그림 3.14.17> 다리걸림장치 3D 디자인

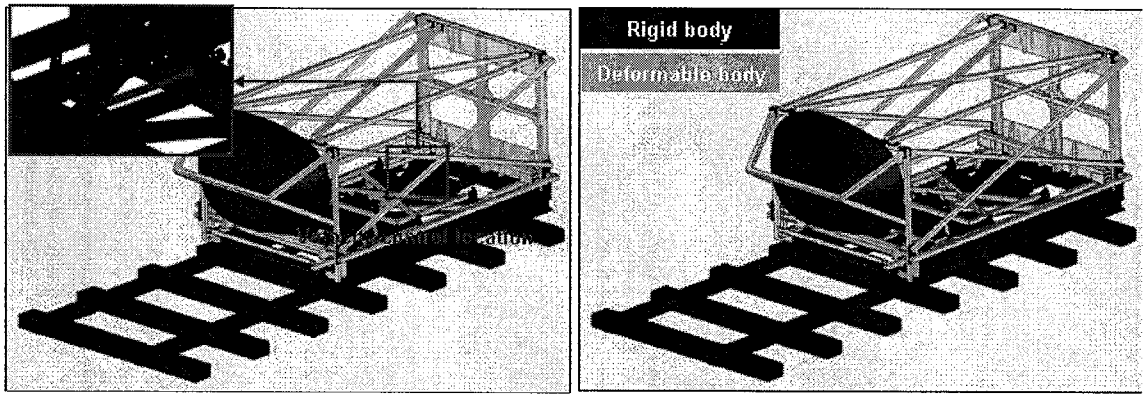
본 설계 안은 MADYMO 해석 결과물로, 개념설계 원안에 충실하게 설계 및 제작하였다. 다리걸림장치는 4.0mm 철판을 ㄷ-자 형태로 굽혀서 만들고, 양쪽에 아코디언 모양으로 굽혀서 접촉사고자다리가 다리걸림장치와 충돌할 때, <그림 3.14.18>과 같이 아코디언 부분이 일정양의 충격을 완화하면서 접촉사고자를 회전시켜 하부에어백 안으로 전도시키는 역할을 하게 된다.



<그림 3.14.18> 다리걸림장치의 작동

(바) 전두부 하부 장착 슬라이딩(Sliding) 에어백 구조물 보완설계

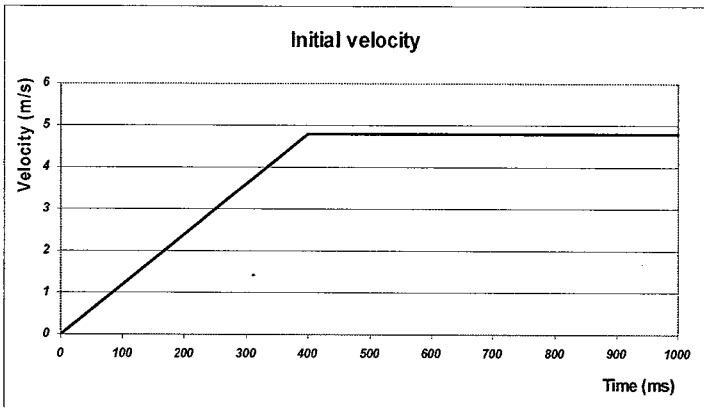
슬라이딩 에어백 구조물은 전두부 하부에 장착되어 있다가, FM전자의 감지 시스템이 보행자를 감지하면 가스발생장치의 폭발력에 의해 빠른 속도로 돌출되어 접촉사고자를 포집할 수 있는 위치로 자리한다. 이 돌출을 위한 강한 폭발력은 슬라이딩 에어백 구조물에 변형을 야기하였고, 또한 빠른 속도로 돌출된 슬라이딩 에어백 구조물이 멈추는 그 순간에 운동에너지가 멈춤장치에 집중되며 변형이 발생하였다. 이러한 변형은 슬라이딩 에어백 구조물의 접촉사고자 포집을 위한 동작을 불가능하게 할 수도 있기 때문에, 보강설계후 LS-DYNA를 통해 강성 해석후 최적화하였다.



<그림 3.14.19> Piston부분의 안정성예측(prediction of the structure stability)

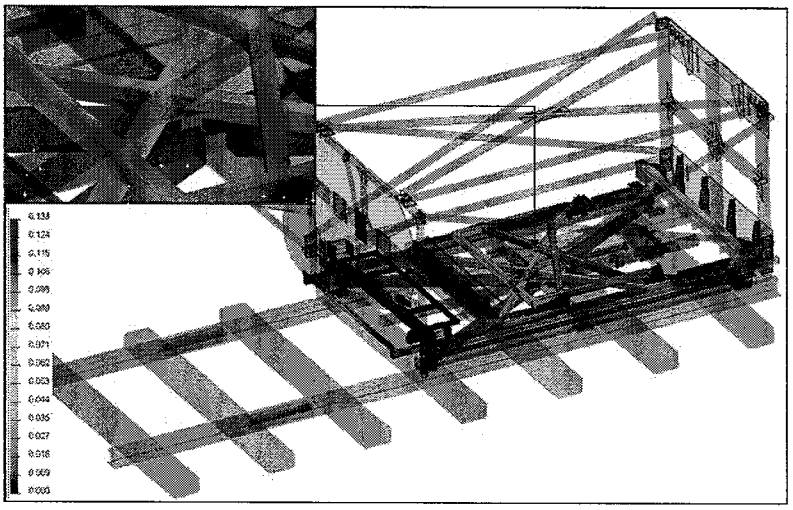
<그림 3.3.19>의 왼쪽의 빨간 사각형 부분이 슬라이딩 구조물 발사시 폭발력에 의해 가장 하중을 많이 받는 부분인데, 이 부분이 변형에 의해 선형성이 떨어지면 발사속도가 저하되어 원하는 시간내에 포집가능위치로 이동이 불가능해진다. 폭발력에 의한 에너지 전달을 고려하여,

<그림 3.14.20>과 같은 속도조건을 구한뒤 해석에 적용하였다. <그림 3.14.19>의 오른쪽은 해석을 위한 경계조건 설정을 나타내고 있다.



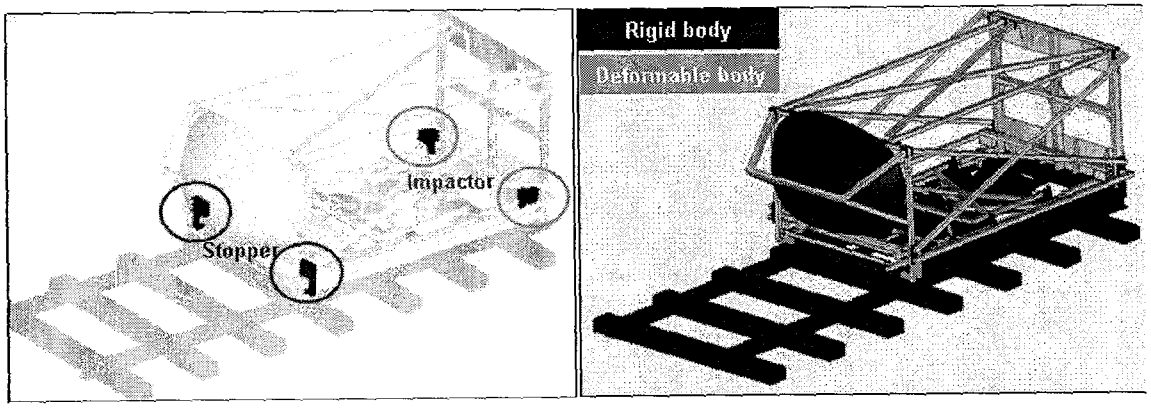
<그림 3.14.20> 폭발력에 의한 슬라이딩 구조물의 속도조건

해석결과는 <그림 3.14.21>와 같이 나타났다. 강한 폭발력에 의해서도 피스톤 부분의 변형이 극히 적어 슬라이딩 구조물의 선형적인 발사는 문제가 없을 것으로 예측되었고, 5차년도의 슬라이딩 구조물에 대한 보강설계는 타당한 것으로 검증되었다.



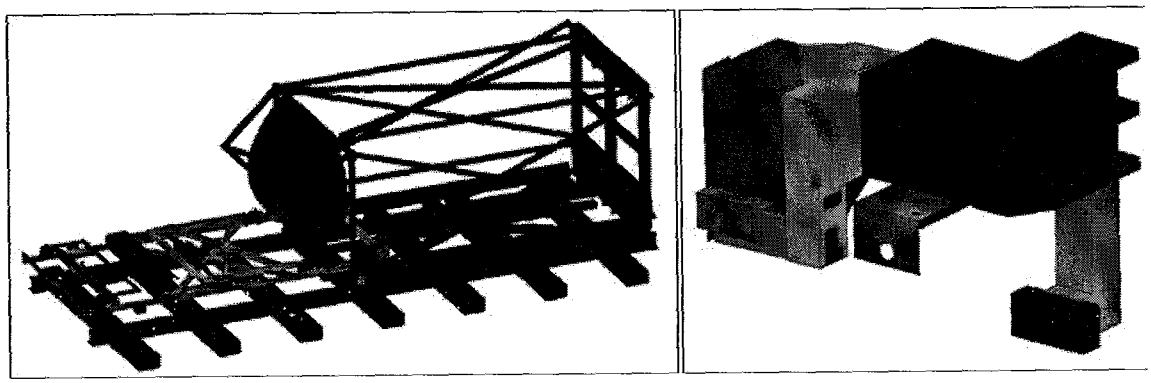
<그림 3.14.21> 폭발력에 의한 슬라이딩 구조물의 변형예측 해석결과

<그림 3.3.22>의 왼쪽의 원안의 장치들은 슬라이딩 구조물의 멈춤을 위해 설계된 것들이다. 이 부분의 보완설계 타당성을 검증하기 위하여 <그림 3.3.22>의 오른쪽과 같이 경계조건을 설정후 <그림 3.3.20> 속도조건으로 해석을 실시하였다.



<그림 3.14.22> 멈춤장치부분의 안정성예측(prediction of the stopper stability)

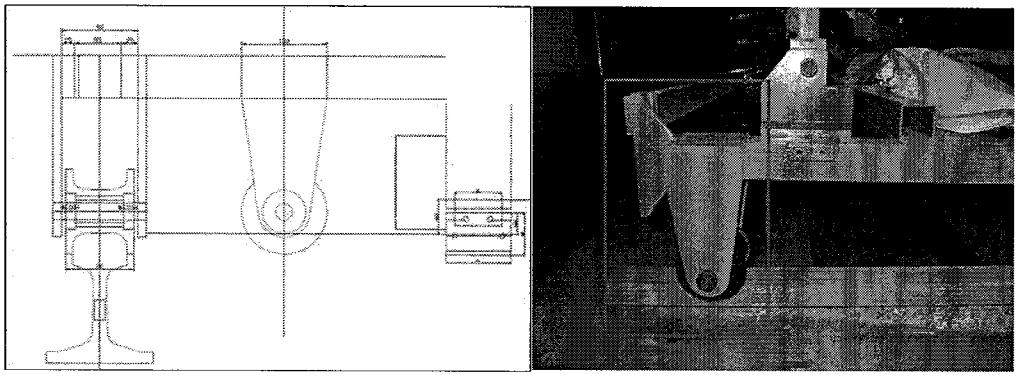
해석결과는 <그림 3.3.23>과 같이 나타났고, 역시 보완설계로 인하여 충분한 강성을 가지게 되었음을 확인할 수 있었다. 이 해석결과를 바탕으로 6차년도의 슬라이딩 에어백 구조물을 제작하였다.



<그림 3.14.23> 발사에 의한 멈춤장치 변형예측 해석결과

(사) 슬라이딩 에어백 구조물의 레일안착장치설계

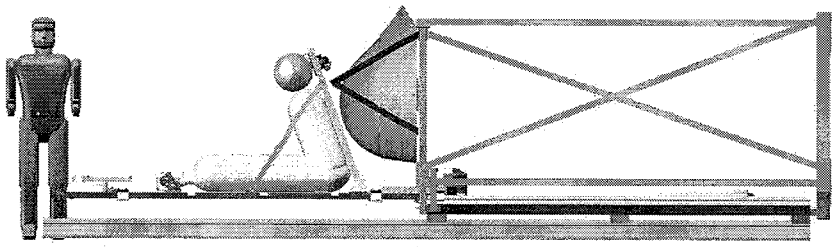
5차년도까지 실차 검증시험은 자동차성능연구소(KATRI)의 주행장에서 실시가 되었지만 6차년도에서는 선로상에서 시험이 진행되기 때문에, 슬라이딩 에어백 구조물에 래일 안착을 위한 장치 설계가 필요하게 되었다. <그림 3.14.24>는 레일안착을 위한 롤러의 제작도로서 재질은 엠씨나일론(MC Nylon)으로 제작하였다. 1차로 제작된 엠씨나일론 재질의 롤러는 동적전개시험시 파손되어 S45C로 재질이 변경되어 2차 제작되었다.



<그림 3.14.24> 슬라이딩 구조물의 레일안착 롤러 제작도 및 실제완성품

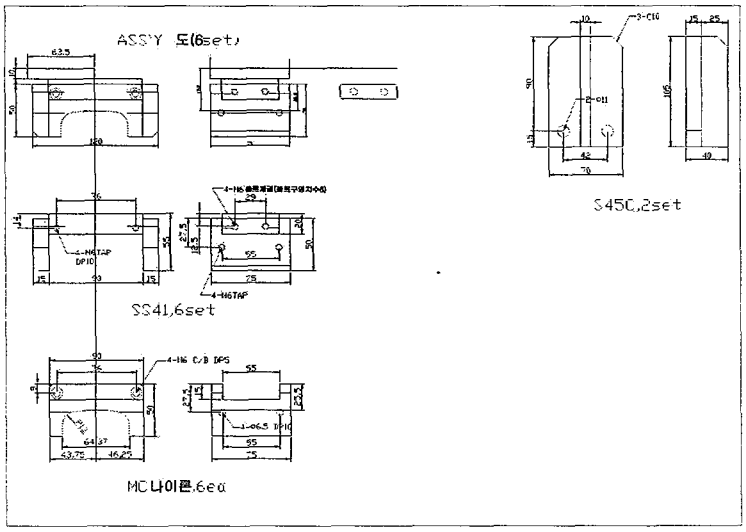
(아) 레일 시스템(Rail System Ass'y) 보완설계

6차년도 실차수준의 검증시험은 선로상에서 실시되기 때문에 레일시스템(Rail System Ass'y)도 설계변경이 필요하다. <그림 3.14.25>은 실차수준의 검증시험에 대한 묘사이고, 이러한 시험환경에서의 레일 시스템의 작동을 위해 레일 시스템 아래쪽에 엠씨 나일론(MC Nylon)을 가공하여 선형가이드(Linear Guide)를 설계하여 부착하였다..이는 레일시스템이 철도기술연구원에서 제작한 충돌대차에 부착되어 철도레일위에서 이동가능하게 한다.

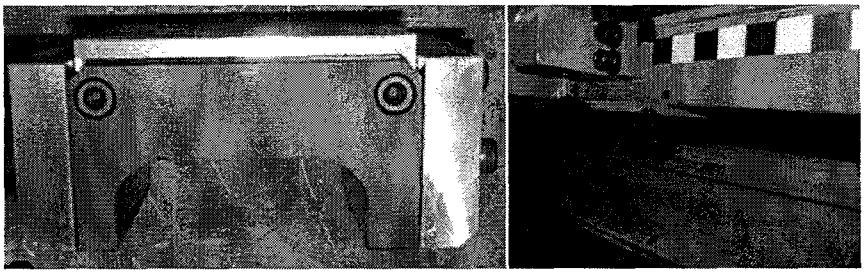


<그림 3.14.25> 실차수준의 검증시험 도시도

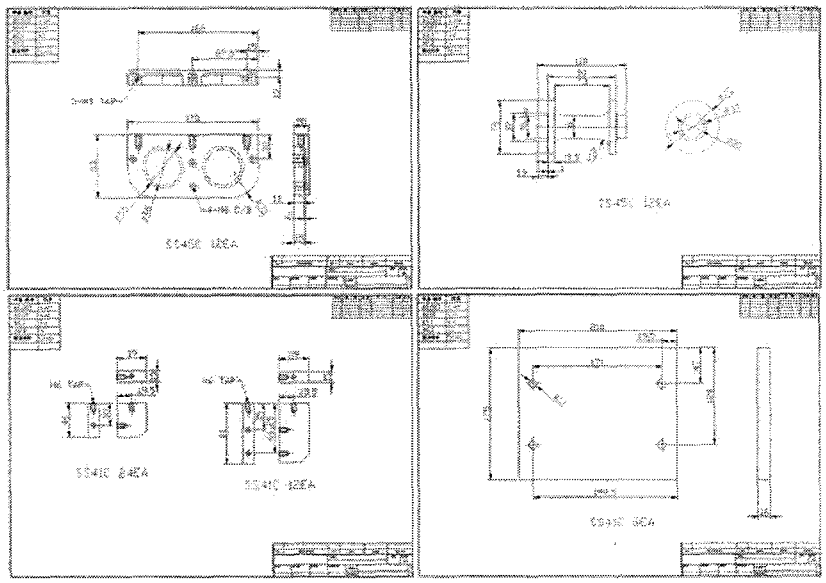
<그림 3.14.26>는 선형가이드(Linear Guide)의 1차 설계도면이며, <그림 3.14.27>는 선형가이드의 실제완성품과 레일시스템에 장착된 상태를 나타내고 있다. 1차 제작품으로 오토리브 시험실에서 검증시험을 한 결과, 면접촉 방식의 선형가이드는 레일상에서 주행시 마찰에 의해 레일 시스템의 수명단축 및 전복위험을 야기 시킬 수 있는 문제점이 발견되어 <그림 3.14.28>과 같이 선형가이드의 방식을 면접촉 타잎에서 구름방식 타잎으로 설계변경을 실시하였다.



<그림 3.14.26> 선형가이드(Linear Guide) 1차 설계도

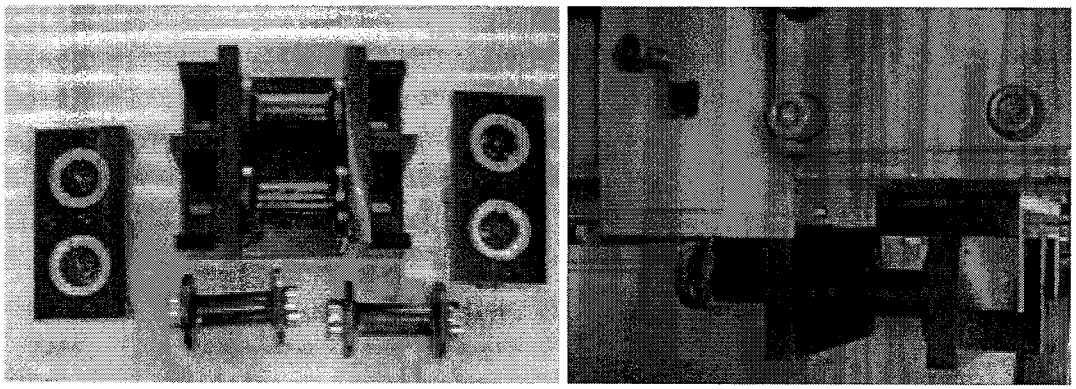


<그림 3.14.27> 선형가이드(Linear Guide) 1차 제작품 및 레일시스템 장착도



<그림 3.14.28> 선형가이드(Linear Guide) 2차 설계도

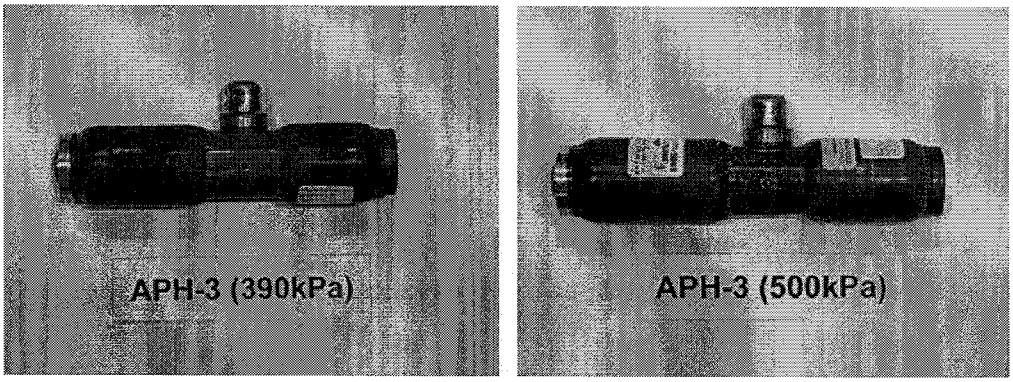
<그림 3.14.29>의 2차 제작 선형가이드의 특징은 1개소 마다 4개의 특수베어링이 장착되어 롤러의 회전력을 분산하여 레일시스템이 무리없이 작동하도록 하게 해준다. 이러한 선형가이드는 레일시스템의 하부에 총 6개가 장착되며, 레일시스템의 하중을 분산시켜 레일상에서 원활한 작동을 하게 한다.



<그림 3.14.29> 선형가이드(Linear Guide) 2차 제작품 및 레일시스템 장착도

(자) 가스발생장치 (Inflator):

6차년도의 가스발생장치는, <그림 3.14.30>과 같은 오토리브 혼합식 (Hybrid) APH-3 (single stage) 가스발생장치가 사용되었다. 혼합식은 화약식과 압축공기를 함께 이용하는 것으로 온도는 화약식 보다는 낮고 압력유지 시간이 길며, 가스발생용량을 상황에 맞게 쉽게 조절하여 생산할 수 있는 특징을 가지고 있다. 6차년도에서는 에어백으로의 가스 공급은 <그림 3.14.30> 왼쪽의 390kPA, 그리고 슬라이딩 픽스쳐의 발사는 <그림 3.14.30> 오른쪽의 500kPa의 용량을 가진 가스발생장치를 각각 이용하였다.



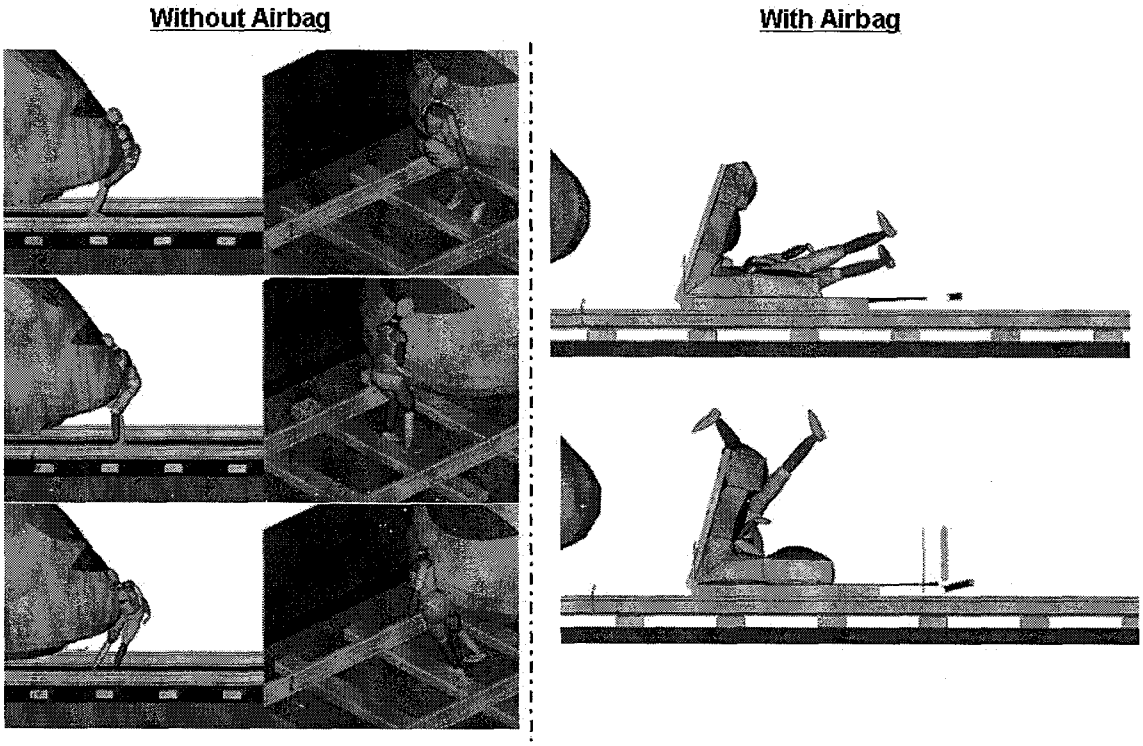
<그림 3.14.30> 오토리브 혼합식(Hybrid) 가스발생장치(Inflator)

(2) 접촉사고자 에어백 보호성능 해석(Simulation)

본 연구에 사용된 소프트웨어는 오토리브사가 보유한 Madymo 와 DIADEM 인데, 접촉사고자의 거동 및 상해 분석에 효과적으로 사용되었다.

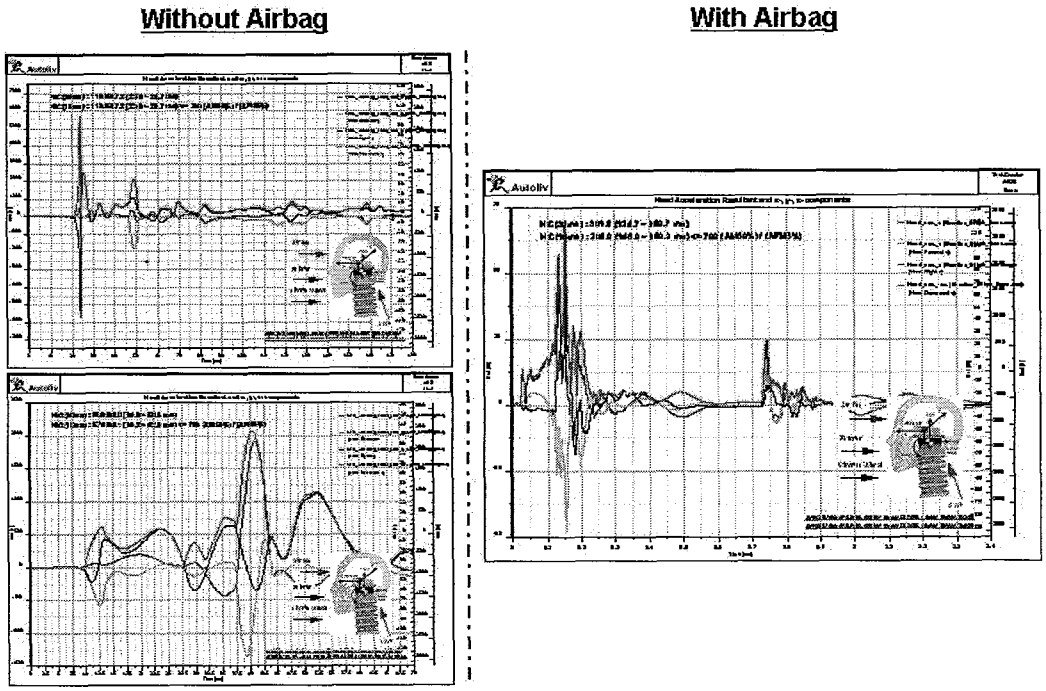
(가) 에어백 유무에 따른 접촉사고자 거동(Kinematics) 및 상해(Injury) 분석

<그림 3.14.31>은 Madymo 해석 소프트웨어에 의해 예측된 접촉 사고자 보호 에어백의 유무에 따른 접촉 사고자의 거동을 나타내고 있다. 에어백이 없을 경우 접촉 사고자는 <그림 3.14.31> 왼쪽과 같이 열차의 전두부에 의해 직접 타격이 되고, 그 타격위치가 머리와 가슴쪽에 집중되는 것을 볼 수 있다. 이를 통해 충돌에 의해 접촉사고자가 심각한 상해를 입을 수 있다는 것을 쉽게 예측할 수 있다. 반면, 접촉 사고자 보호에어백이 있는 경우에는 <그림 3.14.31> 오른쪽과 같이 접촉 사고자가 에어백 안으로 포집되어 충격 에너지가 흡수되는 형태의 거동을 볼 수 있다.



<그림 3.14.31> 에어백 유무에 따른 접촉사고자 거동(Kinematics)

<그림 3.14.32> 의 각각 상황에 따른 접촉사고자의 상해는 DIADEM을 통해 <그림 3.14.32>과 같이 분석되었다. 접촉사고자가 직접 열차의 전두부와 충돌시에 머리쪽에는 중력가속도(G=9.8m/s^2)의 2000배가 넘는 가속도가 발생하게 되고, 이는 사고자를 바로 사망에 이르게 하는 수치이다.



<그림 3.14.32> 에어백 유무에 따른 접촉사고자 상해(Injury)

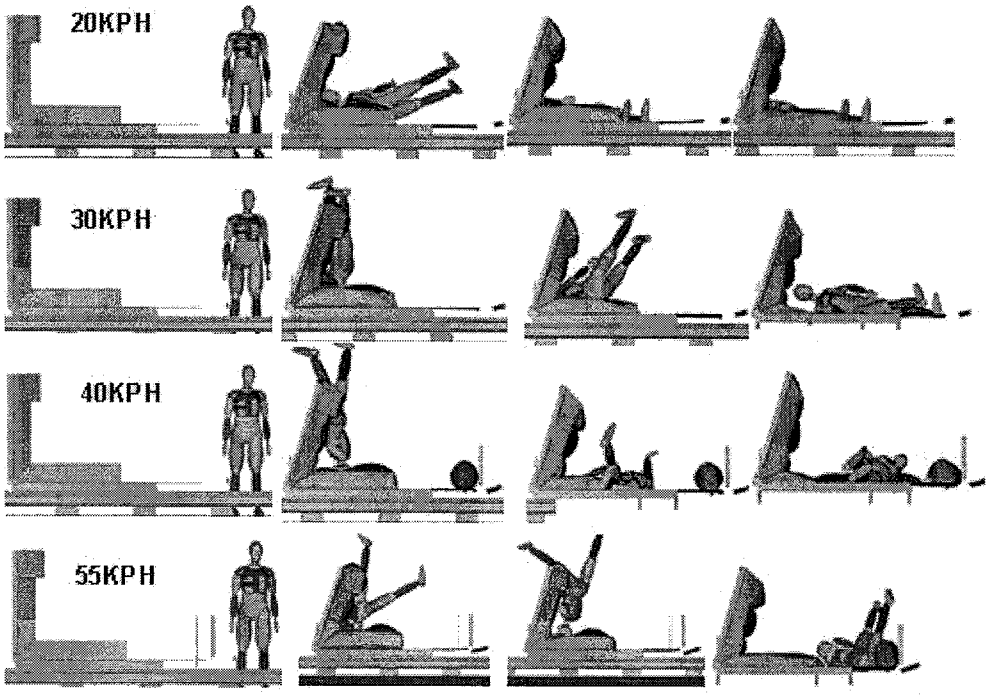
반면, 에어백이 있는 경우에는 머리쪽 최대 발생 가속도가 중력가속도의 50배 정도로 나타났으며, 이는 자동차 충돌시 상해를 규정한 법규에서 승객이 사망하지 않는 안전한 상태라는 기준값(중력가속도의 80배:80G) 이하의 값으로서 접촉사고자 에어백이 있는 경우 안전하게 접촉사고자를 보호할 수 있음을 의미한다.

(나) 충격 속도에 따른 접촉사고자 거동(Kinematics) 및 상해(Injury) 분석

<그림 3.14.33>은 Madymo의 해석 결과물로서, 열차와 접촉 사고자간 충돌 속도에 따라 접촉 사고자가 포집 되었을 때의 거동이 어떻게 되는지 나타내고 있다. 20km/h 의 속도에서는 접촉사고자는 하부에어백에 닿은 뒤 미끄러지듯이 포집하게 되고, 30km/h 이상의 속도에서는 접촉 사고자는 하부에어백에 머리가 닿은 뒤 열차방향으로 회전하는 전형적인 보행자 루프볼트(roof vault) 거동을 보여주고 있다.

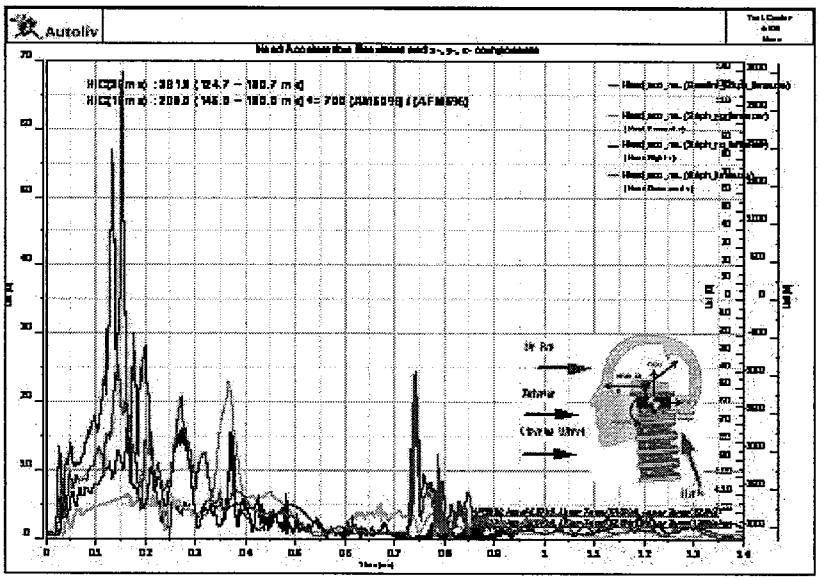
이러한 루프볼트(roof vault) 거동을 억제하기 위하여 상부 에어백이 장착되는 구조물이 70도 각도로 설계된 것이다. 모든 충돌 속도에서 접촉 사고자의 머리가 먼저 하부 에어백에 닿기 때문에, 하부에어백에는 6개의 공기배출구멍이 설계 및 적용되었다.

<그림 3.14.34>는 충돌 속도에 따른 접촉사고자의 상해를 나타낸 선도(graph)로서



<그림 3.14.33> 충돌 속도에 따른 접촉사고자 포집 거동(Kinematics)

DIADEM 에 의해 분석되었다. 가장 낮은 속도인 20km/h에서 중력가속도의 20배, 가장 빠른 속도인 55km/h에서도 최대 상해치가 중력가속도의 50~60배정도인 것으로 파악되어 각각의 속도에서 접촉사고자 에어백이 있는 경우 안전하게 접촉사고자를 보호할 수 있음을 예측할 수 있었다.



<그림 3.14.34> 충돌속도에 따른 접촉사고자 상해(Injury)

(3) 접촉사고자 에어백 및 전두부 하부 장착 에어백 구조물 평가시험

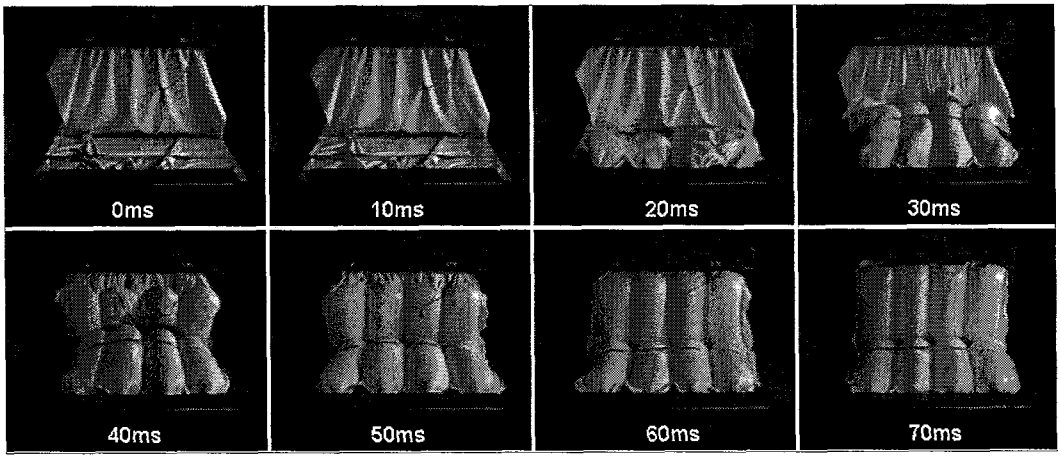
개념설계 해석결과물(설계기준)을 기초로 오토리브는 에어백 및 전두부 하부 장착구조물 시제품에 대한 3차원 설계를 실시하였다. 3차원 설계물들은 모두 Madymo와 LS-DYNA를 통해 해석을 통한 사전 검증후 시제품으로 제작되었다. 오토리브에서 설계된 접촉사고자 에어백 시스템 시제품은 1차, 2차, 3차에 걸쳐 제작하였고, 각 차수별로 에어백 시제품이 설계기준을 만족하는지 확인하기 위한 평가시험을 실시하였다. 각 차수별로 평가시험 후 시험결과를 분석하고 해석을 하여, 다음 차수에 설계 개선을 실시하였다. 단품에 대한 평가시험은 오토리브 차체 시험실에서 실시하였고, 전체 시스템을 이용한 실차 조건의 시험은 KATRI에서 실시하였다.

에어백 전개시험의 목적은 에어백 전개가 안정적인지, 에어백 쿠션의 찢어짐 등 이상 현상이 있는지를 확인하며, 에어백 내부 압력 및 완전 전개 까지 소요되는 시간 등을 확인하는 것이다. 전두부 하부 장착 에어백 구조물 시스템의 시험목적은 시스템이 실제로 발사가 되어 포집위치로 이동하는지 확인하며, LS-DYNA의 해석결과 로 나타난 취약부의 보강설계가 효과적이었는지 확인한다. 또한, 발사체에 의한 최종속도가 충돌 시나리오에 대응 가능한 속도인지 확인한다.

(가) 에어백 평가시험

① 접촉사고자 보호 하부에어백

하부에어백은 OPW 쿠션 위에 에어백 원단이 더 덮여 있지만, 본 시험에서는 하부에어백의 이상유무를 육안으로 점검하기 위하여 <그림 3.14.35>과 같이 인위적으로 원단을 제거하여 평가시험을 실시하였다.

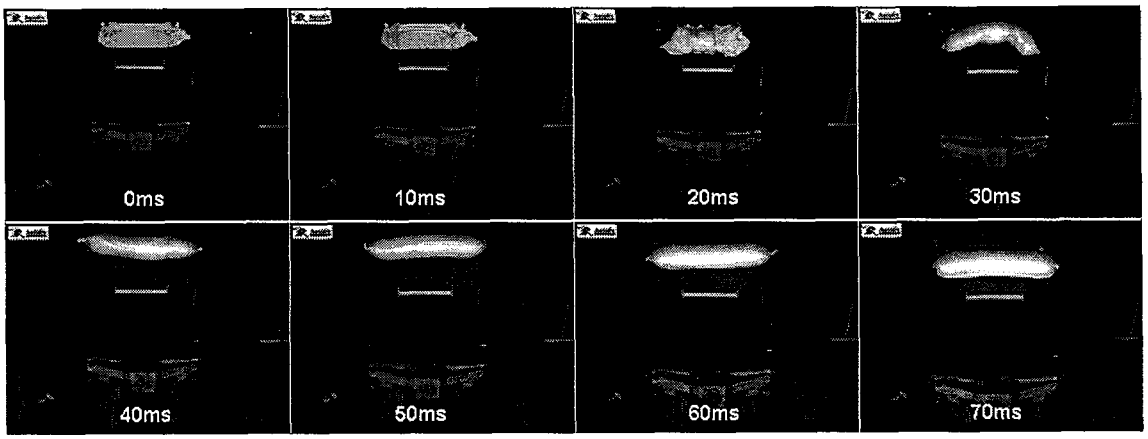


<그림 3.14.35> 하부에어백 평가시험

하부에어백 평가시험후 육안검사결과 OPW 쿠션의 찢어짐이나 하우징에서의 이탈현상은 발생하지 않았다. 이는 지속적인 개선을 통하여 제품의 완성도를 높였기 때문에 나온 결과라고 볼 수 있다.

② 접촉사고자 보호 상부에어백

상부에어백은 장착된 70도 구조물을 들어올리는 역할을 한 후 그대로 전개 위치를 유지하며 접촉사고자의 하지를 보호할 수 있는 상태여야만 한다. 70도 구조물을 들어 올린 상태에서 에어백 시스템은 열차 전두부앞에서 계속 주행중이기 때문에 바람의 영향을 받을 수 있다. 따라서, 본 시험에서는 <그림 3.3.36>와 같이 실제 시험조건과 같이 55km/h로 움직이는 대차위에 유사하게 설정을 하여 평가 시험을 실시하였다.

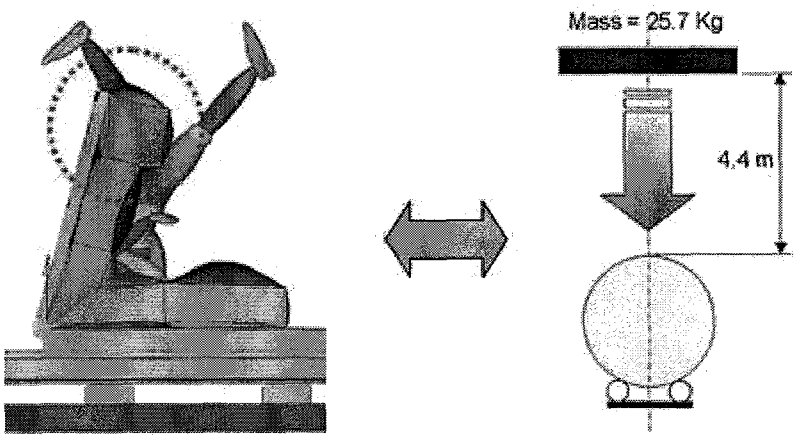


<그림 3.14.36> 상부에어백 평가시험

상부에어백 평가시험결과 55km/h 의 속도로 움직이는 대차위에서도 이상없이 전개되었으며, 속도의 영향을 받지 않고 하지를 보호할 수 있는 위치에 자리잡고 있었다. 또한, 육안검사결과 OPW 쿠션의 찢어짐이나 하우징에서의 이탈현상은 발생하지 않았다.

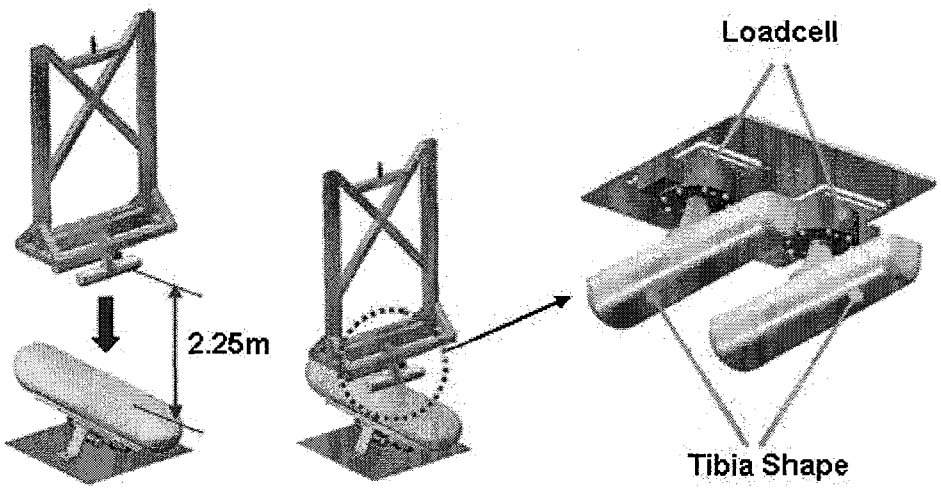
③ 에어백 Drop Testing

에어백 Drop Testing은 무게, 형상, 속도 등이 미리 설정된 Impactor를 지구중력을 이용 시간에 맞게 전개된 에어백에 충돌시켜, 에어백에 동적하중을 가하는 시험으로 에어백의 동적성능을 평가하는 간단하지만, 매우 효과적인 시험방법이다. 5차년도의 Drop Testing 시험지그는 <그림 3.14.37> 오른쪽과 같이 평판형태이기 때문에 <그림 3.14.37> 왼쪽의 접촉사고자 하지와 상부에어백 접촉시의 상태를 대표하기 힘들다. 따라서, 당해년도에서는 Drop Testing을 위해서 개선된 시험지그를 제작 시험을 실시하였다.



<그림 3.14.37> 접촉사고자 하지거동 및 기존 시험지그

<그림 3.14.38>은 보행자 하지형태를 고려하여 설계 및 제작한 개선지그로서 하지형태의 반대쪽에는 로드셀(loadcell)을 부착하여 보다 에어백과 접촉시 정확하게 하지에 가해지는 힘을 측정할 수 있도록 하였다.



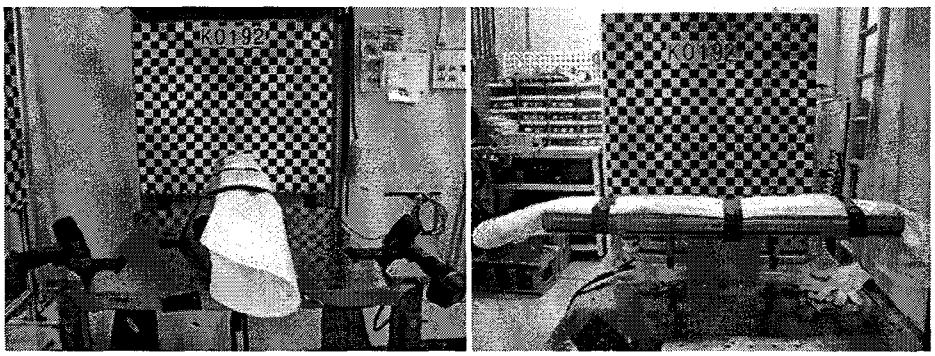
<그림 3.14.38> 보행자 하지형태의 Drop Testing 지그

새로 제작된 <그림 3.14.38>의 개선된 지그로 <표 3.14.3>과 같은 시험조건을 반영하여 Drop Testing 을 실시하였다.

<표 3.14.3> 에어백 Drop Testing 시험조건

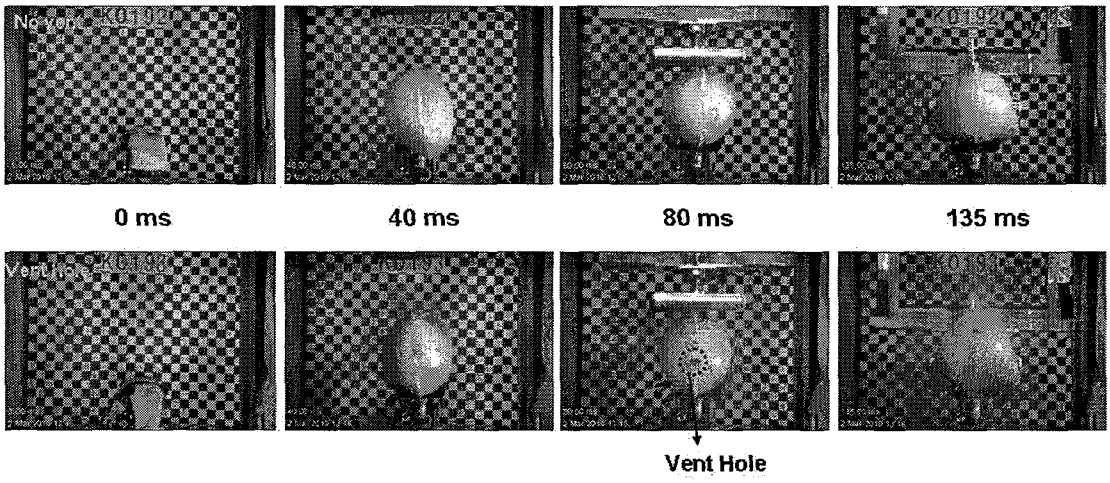
Impact between upper leg and airbag	Dynamic Drop Testing condition
- Impact Velocity = 90% of Train velocity (55km/h) - 90% of 55km/h = 49.5 km/h (13.8m/s) - Mass of one leg = 11.7kg - Kinetic Energy(K.E) = (1/2)*M*V^2 = 1102 (J)	- Drop Impactor Mass = 50kg - Impactor Velocity = 6.64m/s - Drop Height 2.25m - K.E = 1102 (J)

<그림 3.14.39>은 에어백에 대한 Drop Testing 직전의 사진이다.



<그림 3.14.39> 에어백 Drop Testing전 장착 사진

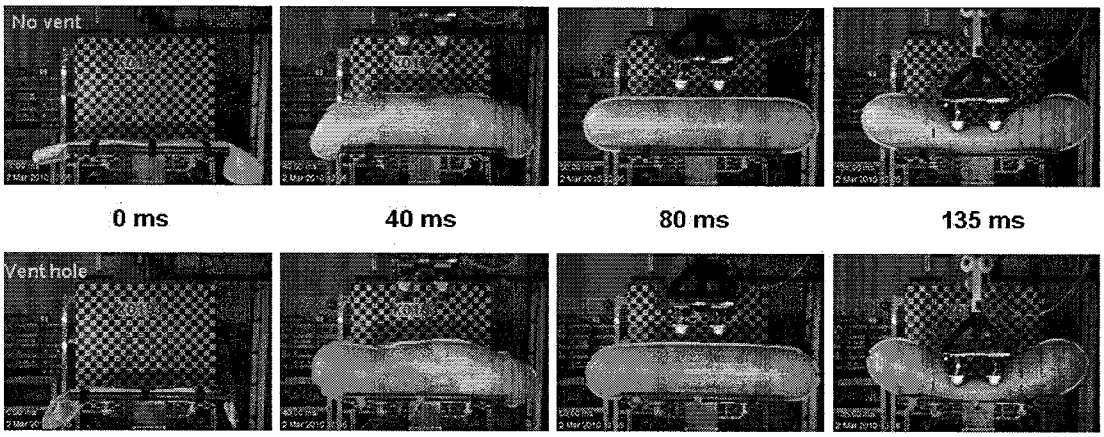
시험은 2회에 걸쳐 실시가 되었다. 시험번호 K0192는 공기배출구멍이 없는 사양의 에어백이고, K0193은 에어백 양쪽 측면에 15mm X 20mm 크기의 공기 배출구멍을한개씩 가지고 있다.



<그림 3.14.40> 에어백 Drop Testing 동영상 측면뷰

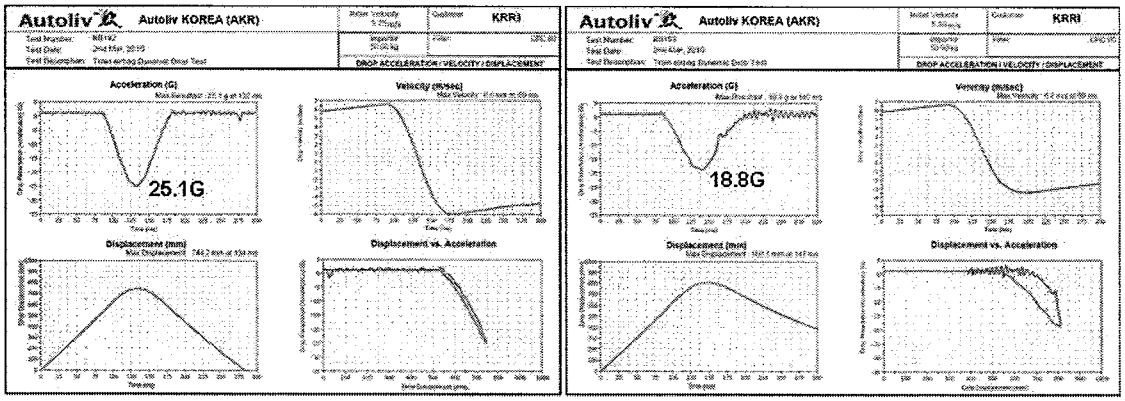
<그림 3.14.41>에서 공기배출구멍이 있는 K0193의 경우 Drop Testing 지그가 좀 더 에어백을 누르는 현상을 볼 수 있다. 이는 Drop Testing 지그가 에어

백에 접촉하는 순간 공기배출구멍에 의해 에어백 내부의 가스가 배출되어 에어백이 좀 더 소프트해지기 때문이다. 이는 자동차 에어백에서 상해를 저감하기 위해 많이 사용하는 기술이다.



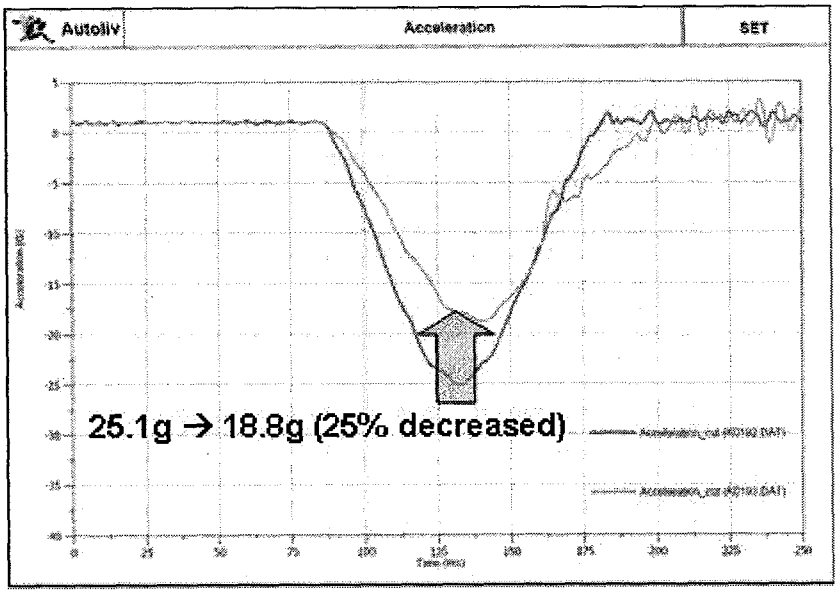
<그림 3.14.41> 에어백 Drop Testing 동영상 정면뷰

<그림 3.14.42>은 에어백 Drop Testing 결과 데이터중 가속도 성분만을 정리한 것이다. 공기배출구멍이 없는 경우 최대가속도가 중력가속도의 25.1배, 공기배출구멍이 있는 경우 18.8배의 결과를 얻었다.



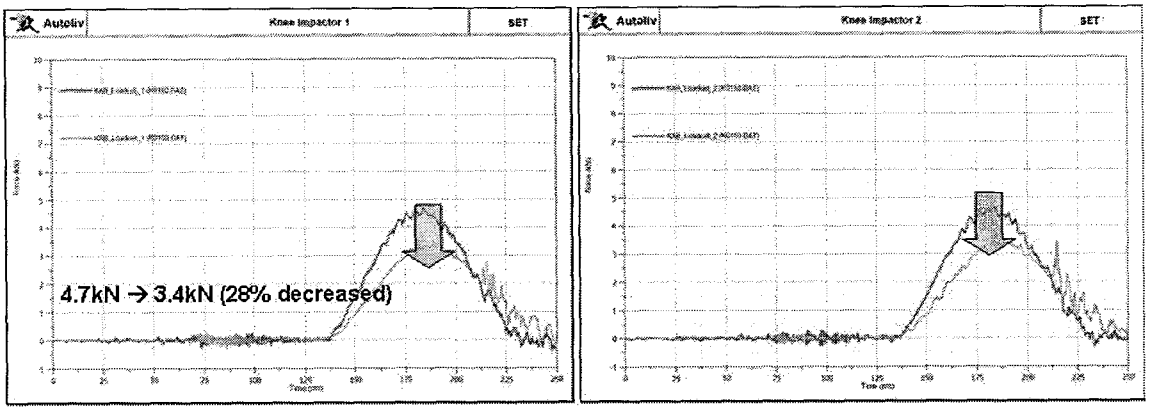
<그림 3.14.42> 에어백 Drop Testing 결과 가속도 선도

<그림 3.14.43>은 공기배출구멍이 없는 에어백과 있는 에어백의 가속도 선도를 겹쳐서 그린 결과로서 공기배출구멍이 있는 경우 충격량을 25% 감소시키는 효과를 볼 수 있음을 알 수 있다.



<그림 3.14.43> 에어백 Drop Testing 결과 가속도 비교

<그림 3.14.44>는 에어백 Drop Testing 결과 데이터중 하지(Tibia)의 하중을 겹쳐서 그린 선도로서 빨간색 라인은 공기배출구멍이 없는 사양, 녹색 라인은 공기배출구멍이 있는 사양이다. 여기서도 마찬가지로 하지(Tibia)에 가해지는 하중이 공기배출구멍의 적용에 따라 28% 감소되는 것을 알 수 있다. 이 시험결과들을 반영하여, 에어백에 대한 공기배출구멍을 적용하였다.



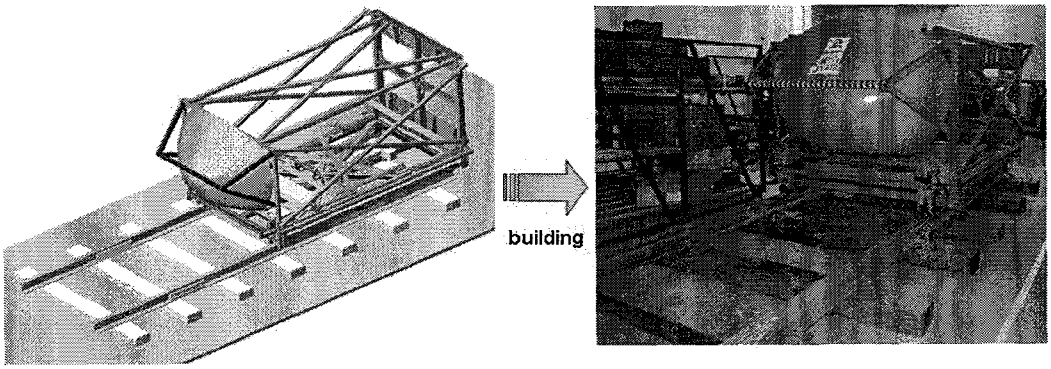
<그림 3.14.44> 에어백 Drop Testing 결과 하지(Tibia) 하중비교

(나) 전두부 하부 장착 에어백 구조물 시스템 평가시험

6차년도의 최종검증시험은 선로상에서 실시된다. 따라서, 접촉사고자 보호 에어백이 최종 시제품으로 개발되기 위해서는 슬라이딩 에어백 구조물이 선로상에서 동작가능하도록 구조변경이 필요하다. 슬라이딩 에어백 구조물이 튀어나와 기차 선로상에 안착하도록 개념설계를 하였고, 그에 대한 평가를 진행하였다.

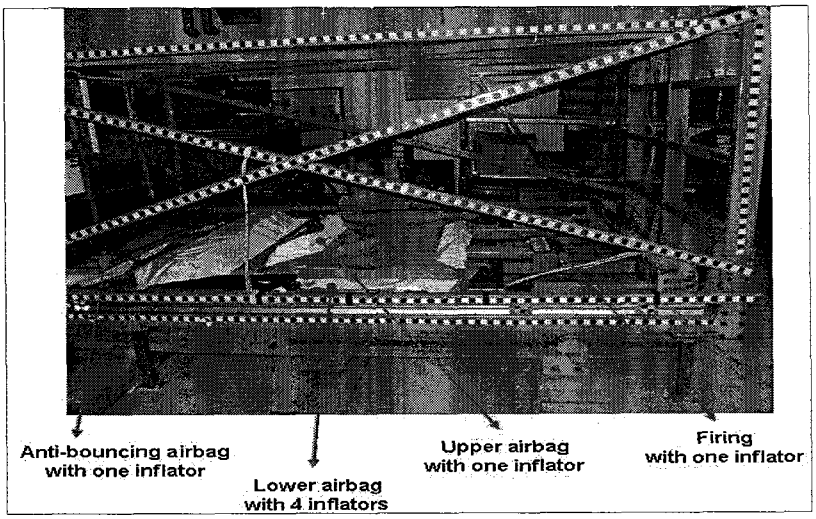
① 1차 동작평가

실제 실차수준의 검증시험 상황과 유사한 수준으로 에어백 구조물을 평가하기 위하여, <그림 3.14.45> 과 같이 레일시스템(Rail System) 시뮬레이터를 설계 및 제작하여 오토리브 시험실에 설치하였다. 이 레일시스템 시뮬레이터를 이용하여 에어백구조물의 동작평가 시험을 실시하였다.



<그림 3.14.45> 레일시스템(Rail System) 시뮬레이터

<그림 3.14.46>와 같이 모든 에어백을 설치하였고, 정해진 전개순서에 따라 시험을 실시하였다. 본 시험에서는 계측기의 오류로 인하여 발사 및 전개 동영상을 확보하지 못하였다. 시험후의 에어백 구조물의 육안검사 결과 70도 구조물에 변형이 발생하여, 이를 보완 설계하여 2차 평가를 실시하였다.

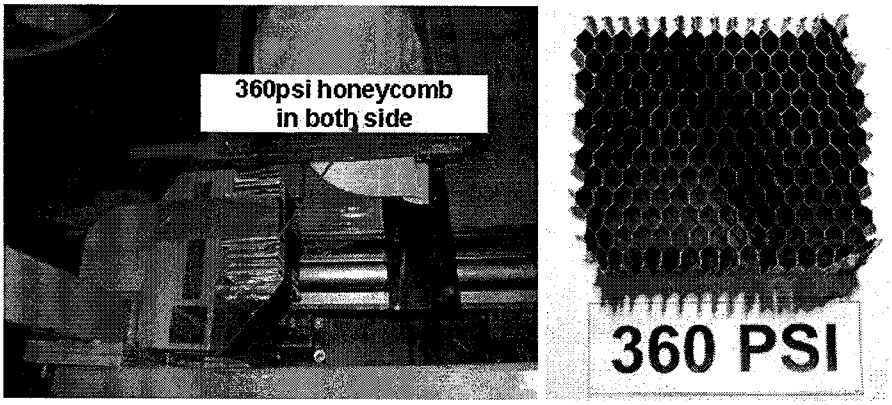


<그림 3.14.46> 슬라이딩 구조물 평가전 에어백 설치사진

② 2차 동작평가

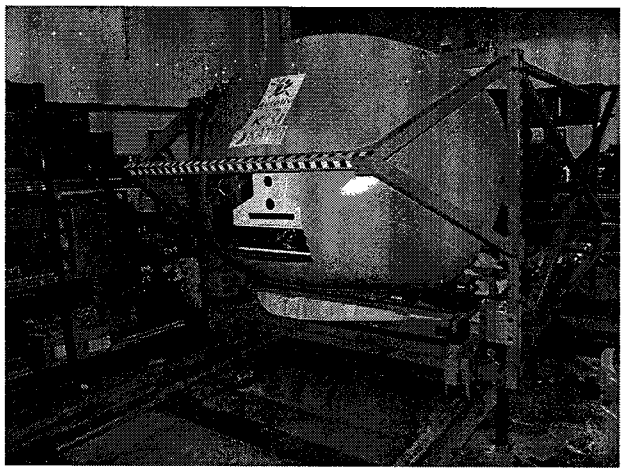
2차 동작평가는 70도 구조물에 대한 보강 후 실시되었다. 시험조건은 1차 평가때와 동일하다. <그림 3.14.47>는 슬라이딩 에어백 구조물이 전두부 앞으로 발사되어, 보행자 포집전 정지를 하도록 하는 멈춤장치로서, 알루미늄 재질의

벌집구조(Honeycomb)형태로 되어있다.



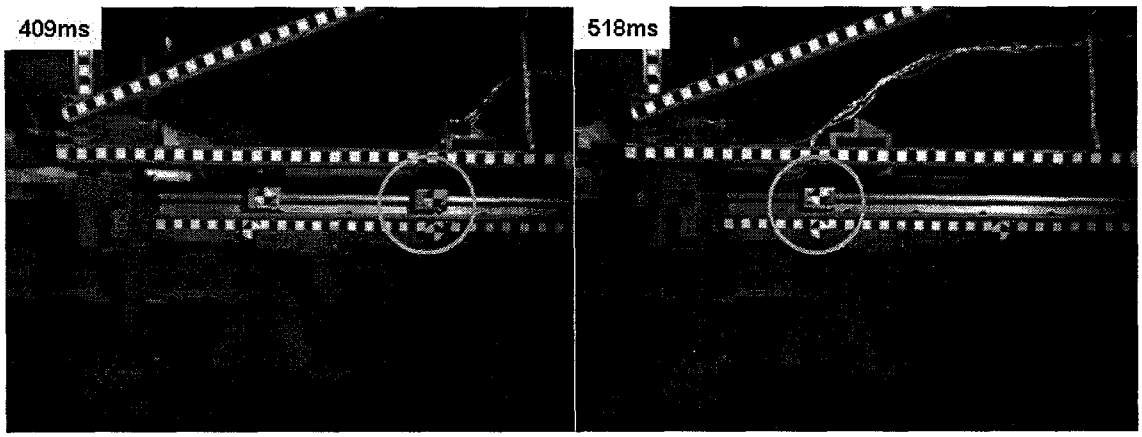
<그림 3.14.47> 슬라이딩 구조물 멈춤장치(Honeycomb)

이 허니컴(honeycomb)은 단위면적당 360PSI 를 견딜 수 있으며, 당해연도의 에어백 구조물의 운동에너지에 맞도록 크기를 조절하였다. 슬라이딩 에어백 구조물의 발사속도는 약 4.34m/s 로서 3582J 의 발사에너지를 가지게 된다. 허니컴의 특성을 이용, 양쪽에 각각 1개씩 장착되어 목표 에너지 3582J 보다 30% 많게 안전설계하여 총 4825J의 에너지를 멈출 수 있도록 계산한 결과 135mm (폭)X125mm(높이)X 60mm(두께)의 값을 결정하였다.



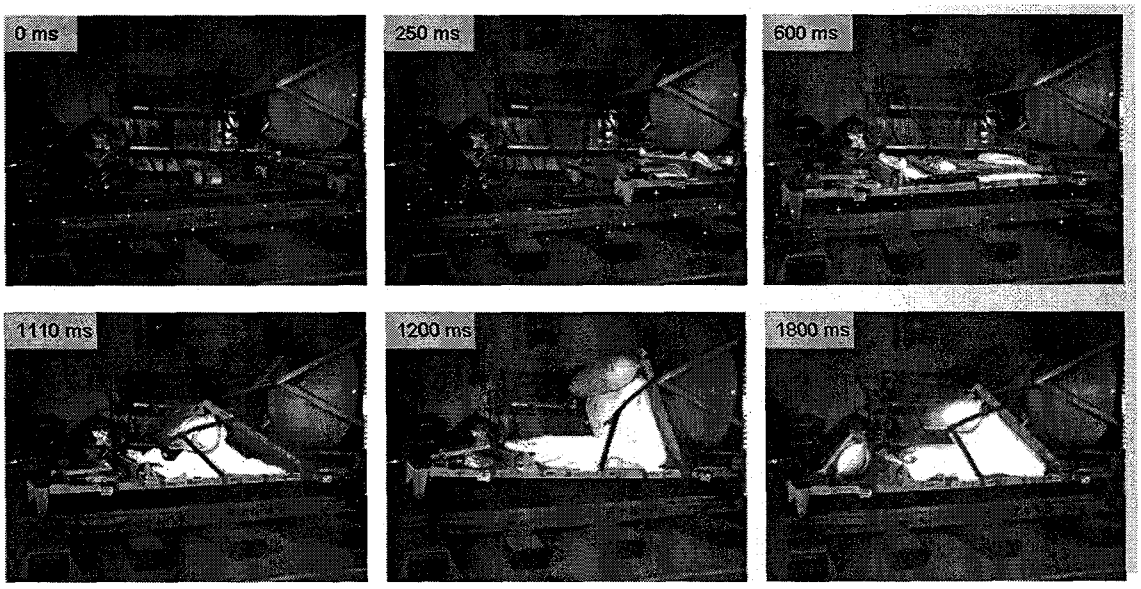
<그림 3.14.48> 보행자 감지장치가 설치된
시뮬레이터

2차 평가시험은 FM전자에서 개발한 선로작업자 감지 장치를 <그림 3.14.48>와 같이 전두부 안에 설치, 인터페이스를 연동하여 실시하였다. 2차 평가시험에서 계산된 슬라이딩 에어백 구조물의 속도는 4.89m/s 였으며, <그림 3.14.49>과 같은 시험동영상을 통하여 단위 시간당 이동한 거리를 측정하여 계산하였다.



<그림 3.14.49> 슬라이딩 에어백 구조물 속도측정

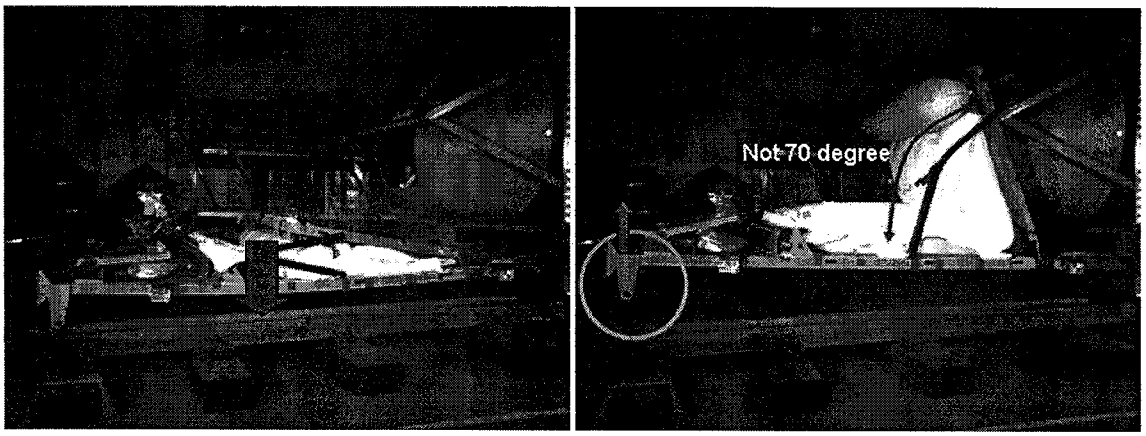
<그림 3.14.50>은 에어백 구조물의 2차 평가시험 동영상이다. 모든 에어백은 정상 적으로 전개되었으나 시험조건의 변화, 즉 선로상의 조건으로 변경되면서 70도 구조물이 완전하게 고정되지 못하는 현상을 발견하였다. 이 현상이 발생한다면, 접촉사고자를 완전하게 포집하지 못할 확률이 높아지게 된다.



<그림 3.14.50> 슬라이딩 에어백 구조물 2차 평가시험 동영상

따라서, <그림 3.14.51>와 같이 원인 분석을 한 후 설계변경을 실시하였다. 선로상의 환경으로 바뀐뒤 70도 구조물이 완전히 고정되지 못하는 이유는, 상부 에어백 전개에 의해 슬라이딩 에어백 전체 구조물에 반발력이 생기는데 5차년도에서는 아스팔트의 표면에 전측 바퀴도 탄성이 있는 고무타이어였기 때문에, 반발력이 약하여 70도 각도를 유지하였으나 현재는 선로, 즉 단단한 강체이기 때문에 반발력이 커서 슬라이딩 구조물이 <그림 3.14.51> 오른쪽과 같이 위로 들리게 되어 70도 각도가 형성이 안되어 70도 구조물이 고정이 되지 않는 것이

었다. 이를 해결하기 위해 70도 구조물 뒤쪽으로 보조 고정장치를 추가하였다. 이 장치는 실차수준의 평가시험중 에어백 시스템 단품 동작평가시 확인될 것이다.

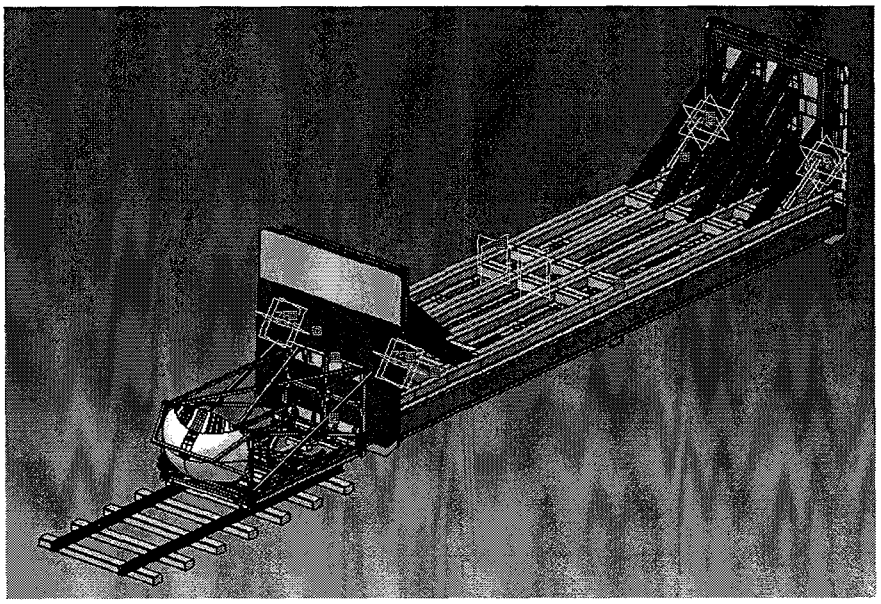


<그림 3.14.51> 슬라이딩 에어백 구조물 2차 평가시험 분석도

(다) 실차수준의 평가시험

접촉 사고자 에어백의 사고자 포집성능을 평가하기 위하여, 인체모형(dummy)을 이용한 실차수준의 시험이 필요하다. 당해연도 철도차량 접촉사고자 에어백 시제품에 대한 최종 실차수준의 확인시험은 1차 2010년 5월 27일 목포 대불역, 2차 2010년 6월16일 충북 영동 고속철도기지의 레일위에서 2회에 걸쳐 실시되었다.

<그림 3.21.52>는 실차시험에서 사용될 3차원 구조물 설계를 보여주고 있다. 오토리브 에어백 시스템뒤의 구조물은 철도기술연구원에서 제작한 임팩트웨건(impact wagon)으로 기관차에 연결되어 에어백 시스템 전체를 밀어주는 역할은 한다. 목포 대불역에서의 시험은 2회로 나누어 진행이 되었다. 첫 번째 시험에서는 실차수준의 시험에서 에어백 시스템이 이상없이 운행되는지, 30km/h의 실제시험속도로 주행하여 시스템을 검증하였고, 두 번째 시험에서는 슬라이딩 구조물과 접촉사고자 보호 에어백이 실차조건에서 시나리오대로 동작하는지를 마네킨을 이용하여 평가하였다. 목포대불역에서의 검증시험에서 FM전자의 선로침입자 감지시스템과 KATRI의 DAS 시스템 사이의 통신오류로 인하여, 에어백 시스템이 동작을 하지 않아 원인분석후 영동 고속철도기지에서 시험을 재실시 하였다. 첫 번째 시험에서는 FM전자의 선로침입자 감지시스템의 보행자의 정상적인 감지여부를 확인하였으며, 두 번째 시험에서는 인체모형을 이용하여, 접촉사고자 에어백 시스템에 의해 인체모형이 의도된 대로 포집이 되는지를 평가하였다.



<그림 3.14.52> 실차 수준의 검증시험을 위한 에어백 시스템

① 1차 실차수준의 검증시험

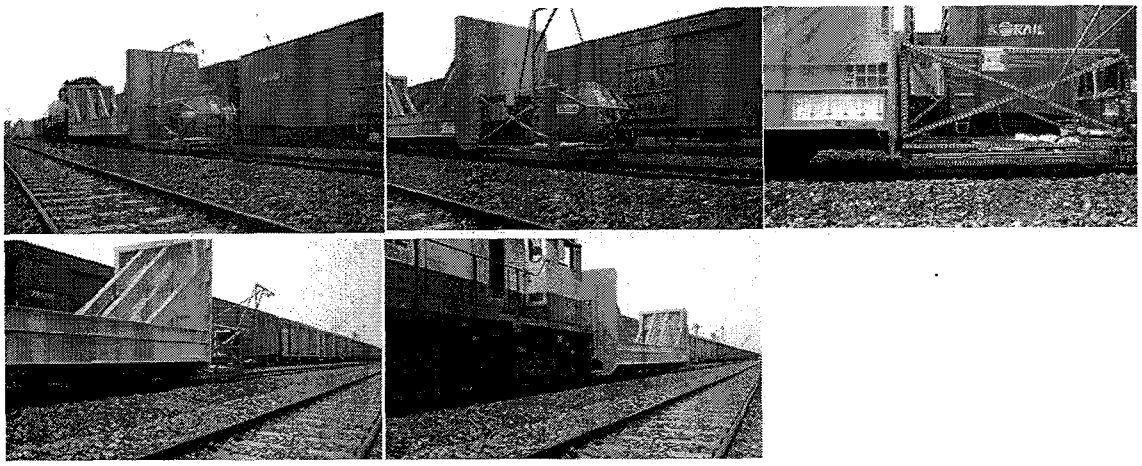
목포 대불역에서 실차수준의 검증시험을 위한 셋업은 <그림 3.14.53>과 같이 이루어졌다. 30km/h의 충돌속도조건으로 에어백 시스템을 움직이기 위해 기관차가 구동원으로 사용되었으며, 에어백 시스템과 기관차 사이를 연결하기 위한 어댑터로서 철도기술연구원에서 제작한 임팩트웨건(impact wagon)이 사용되었다. 사각형안의 픽스쳐(fixture)가 오토리브에서 제작한 접촉사고자 보호 에어백 시스템이다.



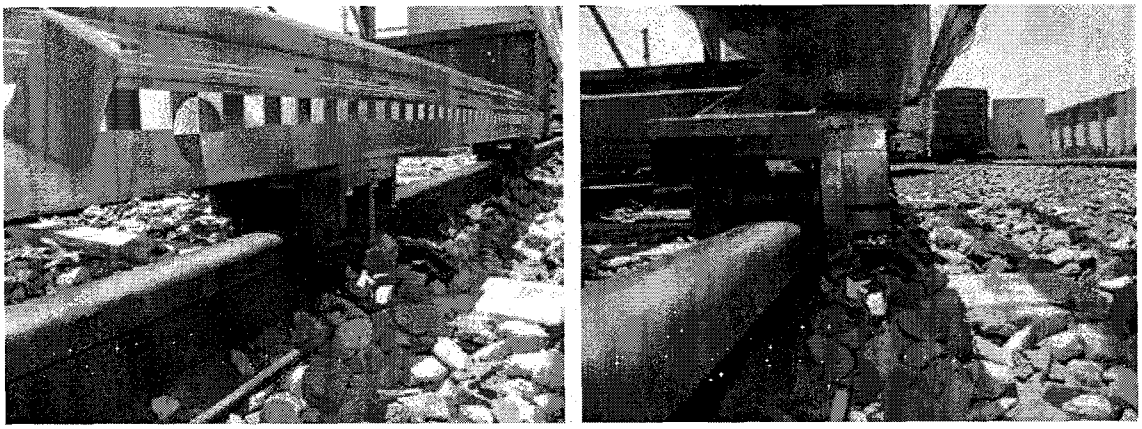
<그림 3.14.53> 실차수준의 시험을 위한 픽스쳐(Fixture) 셋업-목포 대불역

①-1 레일에서의 에어백 시스템 구동평가

레일위에서의 에어백 시스템 구동확인은 1회에 걸쳐 진행되었으며, 시험속도는 30km/h 였다. <그림 3.14.54>와 같이 30km/h의 주행속도로 이상없이 구동되었으며, 시험후 <그림 3.14.55>와 같이 에어백 시스템 하부 레일접촉 구동부에는 아무런 파손이나 변형이 없었다. 에어백 시스템 구조물의 하중이 6개의 구동부에 적절히 분산되었기 때문이라고 생각된다. 구동확인 시험을 통해 에어백 시스템이 레일상에서 시험하는데 문제가 없을 것이라 판단하여 마네킨을 이용한 시험단계로 진행을 하였다.



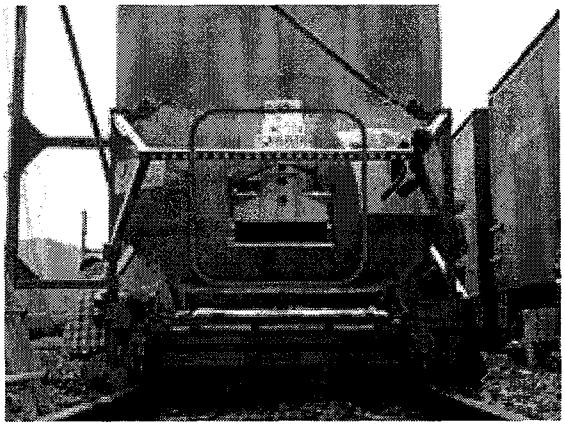
<그림 3.14.54> 열차선로상에서의 에어백 시스템 동작시험



<그림 3.14.55> 에어백 시스템 하부 롤러시스템 (시험후)

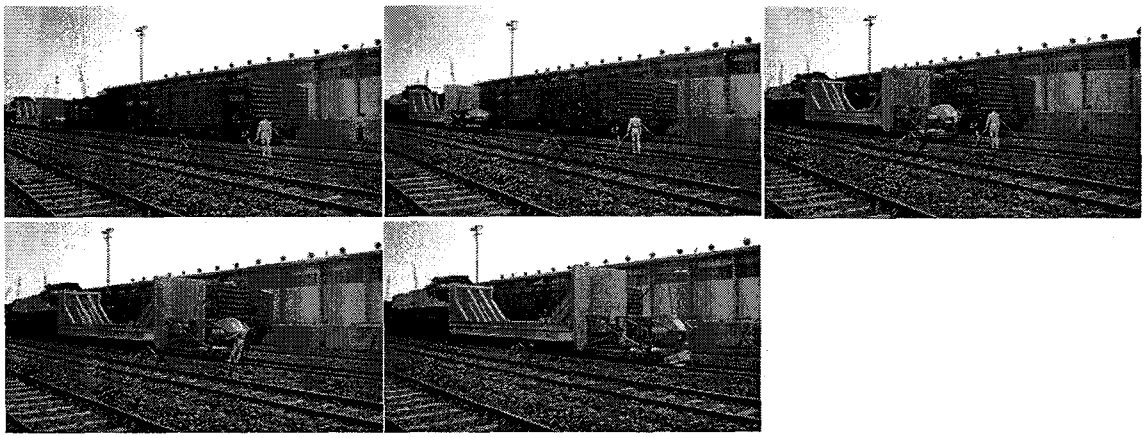
①-2 마네킨을 이용한 에어백 시스템 동작확인평가

5차년도까지는 에어백 시스템을 동작을 위한 트리거(trigger)로서 KATRI의 광센서를 사용하였으나, 당해연도의 에어백 시스템 동작평가는 <그림 3.14.56>과 같은 FM전자의 선로침입자 감지시스템으로부터 트리거(trigger)신호를 받아 슬라이딩 픽스쳐(Sliding Fixture)를 발사하는 인터페이스로 변경, 사용하였다. FM전자의 선로침입자 감지장치는 시나리오에 의해 설정된 거리에서 보행자가 감지되면 트리거(trigger)신호를 계측장비(DAS)시스템으로 인가한다. 그 후 계측장비(DAS)는 입력된 알고리즘(TTF:Time to fire)조건에 따라 순차적으로 에어백 시스템에 전개신호를 주게 된다. 계측장비(DAS)에 입력된 알고리즘(TTF:Time to fire)는 오토리브에 의해 제공되었다.



<그림 3.14.56> 선로침입자 감지시스템

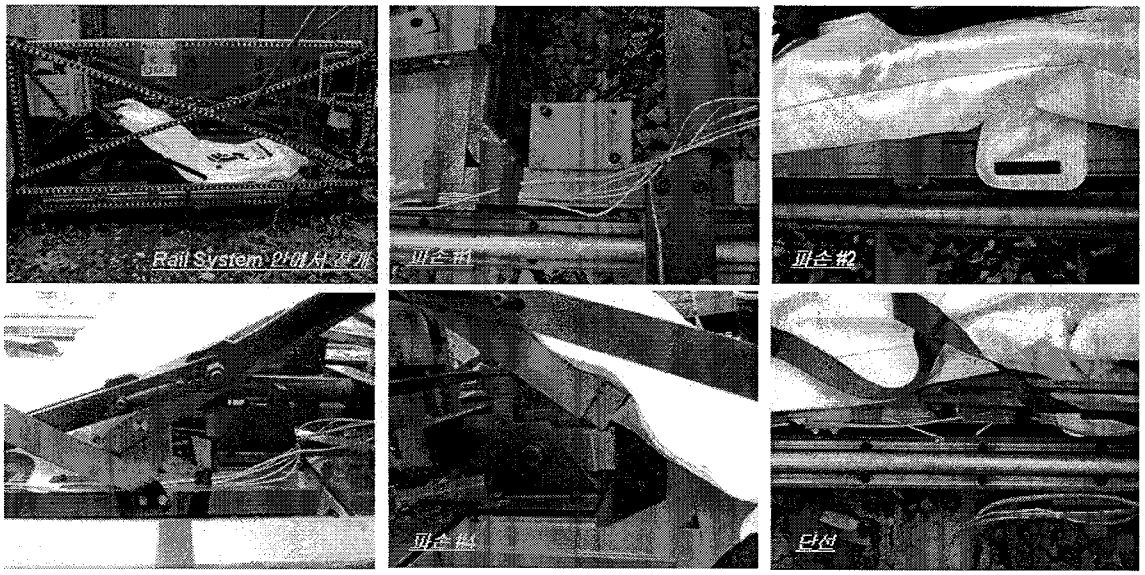
<그림 3.14.56>은 마네킨을 이용한 에어백 시스템의 동작확인시험결과이다. 정상적이라면, 16m의 거리에서 보행자를 감지하여 트리거(trigger)신호를 줘야하지만 통신오류로 인하여 계측시스템에 트리거(trigger)신호가 입력되지 않았다. 그 결과 접촉사고자 에어백 시스템이 동작하지 않았고, 마네킨은 전두부와 충돌후 아래쪽으로 말려들어가게 되었다.



<그림 3.14.57> 마네킨을 이용한 에어백 시스템 동작확인시험

아래쪽으로 말려 들어간 마네킨은 하부에어백에 오동작을 야기하여 <그림 3.14.58>과 같이 에어백 시스템을 파손시켰다. 통신오류에 대한 원인분석결과 FM전자 선로침입자 감지장치와 계측시스템(DAS)사이의 통신선의 단선에 의한 것으로 파악되어, 단선에 대한 조치를 하였다. 파손된 에어백 시스템은 오토리브로 옮겨 수리 및 보강 후, 기관차가 사용가능한 영동 고속철도기지 고정벽 시험시설로 옮겨 재시험

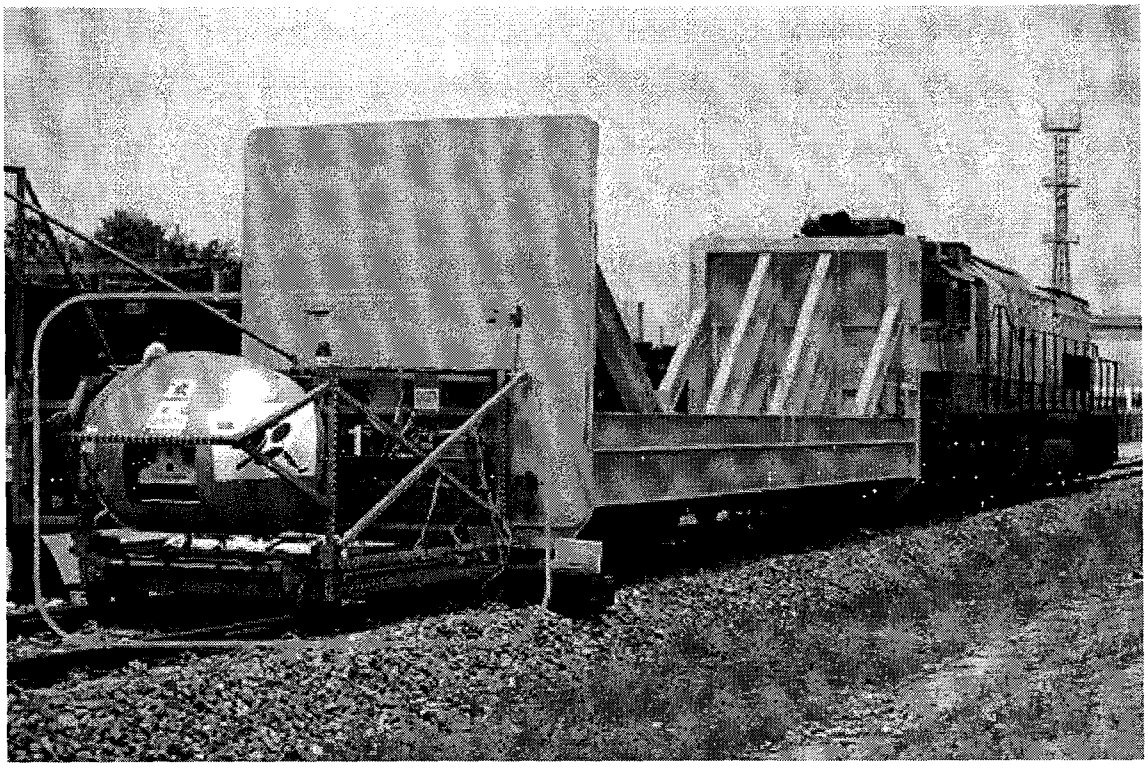
을 실시하였다.



<그림 3.14.58> 접촉사고자 에어백 시스템 파손 (시험후)

② 2차 실차수준의 검증시험

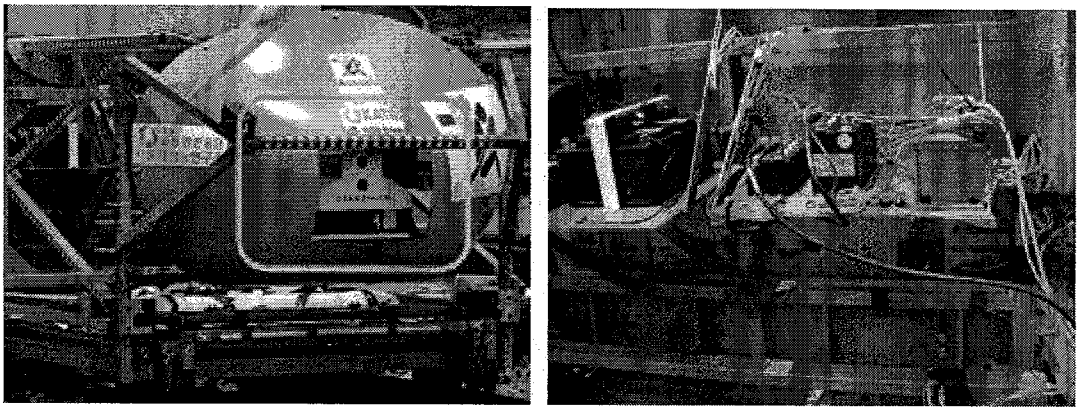
영동 고속철도기지에서의 실차수준의 검증시험을 위한 셋업은 목포 대불역과 크게 다르지 않으며 <그림 3.14.59>와 같다. 30km/h의 충돌속도조건으로 에어백 시스템을 움직이기 위해 기관차가 동일하게 구동원으로 사용되었으며, 철도기술연구원의 도움으로 목포 대불역에서 임팩트웨건(impact wagon)을 가져와 에어백 시스템과 기관차 사이를 연결하기 위한 어댑터로서 사용하였다. 사각형안의 픽스쳐(fixture)는 목포 대불역 시험후 파손된 것을 수리 및 보강 작업한 접촉사고자 보호 에어백 시스템이다.



<그림 3.14.59> 실차수준의 시험을 위한 픽스쳐(Fixture) 셋업 - 고속철도영동기지

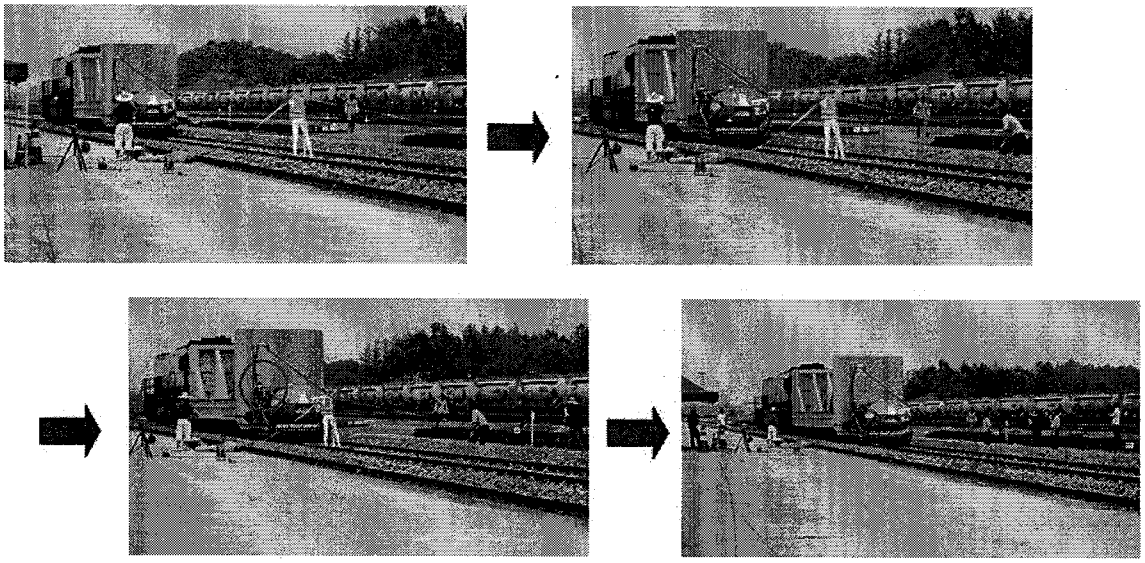
②-1 레일상에서의 에어백 시스템 구동 및 선로침입자 감지시스템 평가

인체모형을 사용한 실차수준의 시험전 안전한 시험 조건을 확인하기 위하여, 레일위에서의 에어백 시스템 구동 및 인터페이스 확인시험을 실시하였다. <그림 3.14.60>처럼 FM전자의 선로침입자 감지시스템과 KATRI의 계측시스템(DAS)이 사용되었다. 시험은 FM전자의 선로침입자 감지장치가 시나리오에 의해 설정된 거리에서 보행자를 감지하면 트리거(trigger)신호를 계측장비(DAS)시스템으로 인가하는 대신 경고 사이렌을 울려 시스템을 점검하는 방식으로 하였다.



<그림 3.14.60> 선로침입자 감지시스템 및 DAS 시스템

<그림 3.14.61>과 같이 에어백 시스템 구동시험 및 선로침입자 감지시스템 동작평가시험이 실시되었다. 시험결과 구동에는 이상현상이 발생하지 않았으며 선로침입자 감지시스템은 보행자를 성공적으로 감지하였다. FM전자의 선로침입자 감지시스템은 16m의 거리에서 선로상의 마네킨 발견 후 지속적으로 경보음을 발생시켰다. 이는 계측시스템에 트리거(trigger)신호를 인가해 줄 수 있는 것을 의미한다.



<그림 3.14.61> 레일에서의 에어백 시스템 및 선로침입자 감지시스템 동작평가시험

구동확인 시험을 통해 선로침입자 감지 시스템 및 에어백 시스템이 시험을 하는데 문제가 없을 것이라 판단하여 인체모형을 이용한 실차수준의 검증시험단계로 진행하였다.

②-2 인체모형을 사용한 실차수준의 에어백 시스템 성능평가

접촉사고자 보호 에어백 시스템의 평가를 위하여, HybridⅢ 50th 남성 보행자 인체모형을 사용하였으며 충돌속도는 30km/h 였다. 이 충돌속도는 해석을 통해 여러 가지 속도의 인체모형의 거동(kinematics) 분석결과, 안전한 시험을 위하여 결정된 속도이다. 시험결과는 <그림 3.14.62>와 같다.

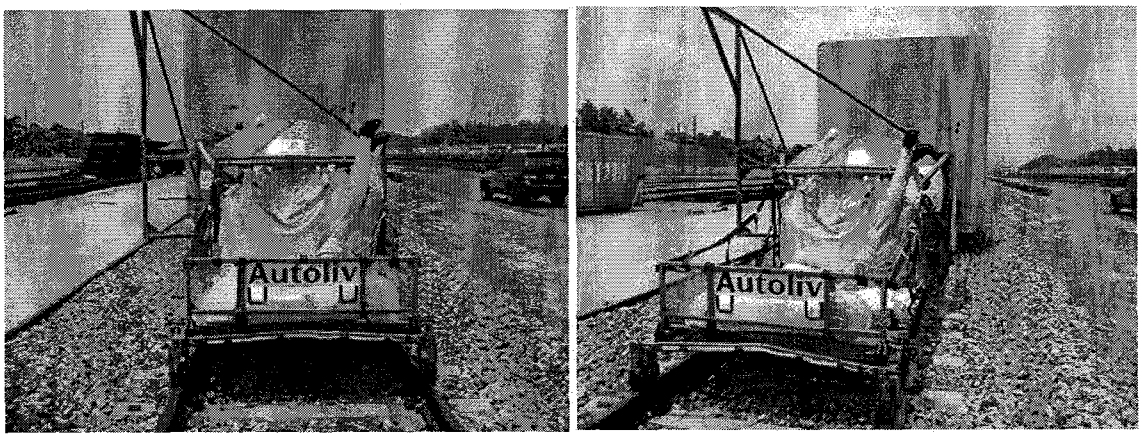
FM전자의 선로침입자 감지시스템에 의해 인체모형이 16m의 거리에서 감지되고, 감지시스템은 계측장비(DAS)에 트리거(trigger)를 인가하였다. 입력된 알고리즘(TTF:Time to fire)에 따라 순차적으로 슬라이딩 구조물이 발사되고, 그 후 70도 구조물 고정장치가 동작되어 상부에어백이 동작할 수 있는 환경을 만들어 준다. 상부 에어백의 전개에 따라 70도 구조물이 위쪽으로 들려서 접촉사고자를 보호할 수 있는 상태로 된 후 하부에어백이 전개되었다.



<그림 3.14.62> 인체모형을 사용한 실차수준의 에어백 시스템 성능평가시험

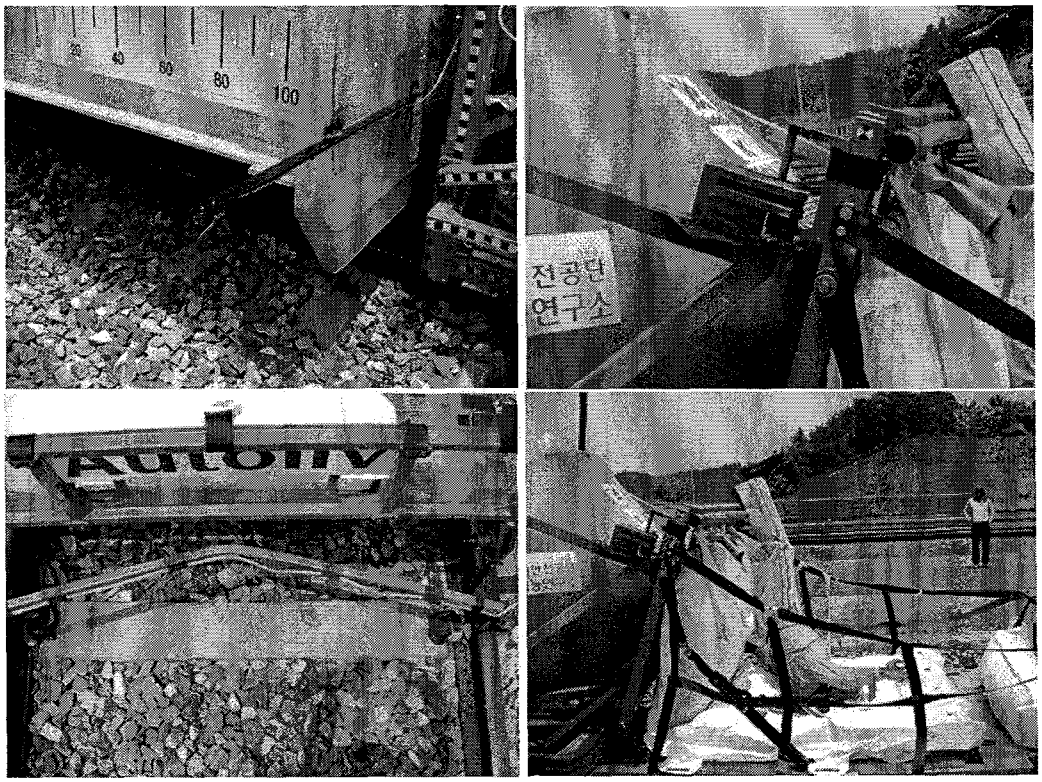
하부 에어백 전개후 보행자는 전도되어 접촉사고자 보호 에어백 안으로 들어오게

되었고, 보행자 루프볼트(roof vault) 거동 후 리바운드 되어 나가는 보행자는 이탈방지펜스에어백 및 사이드보조펜스가 적절한 순간 동작되어 이탈을 방지하였다. 그 결과 접촉사고자 보호 에어백은 안전하게 인체모형을 포집하였다.



<그림 3.14.63> 접촉사고자 에어백 시스템의 인체모형 포집성공

<그림 3.14.63>은 시험 종료후의 사진으로 성공적으로 포집된 접촉사고자 인체모형을 보여주고 있다. 70도 구조물 지지장치 및 추가고정장치, 사이드보조펜스, 사고자 하지보호범퍼도 등도 <그림 3.14.64> 와 같이 이상현상 없이 동작하였다.



<그림 3.14.64> 실차 수준의 검증시험후 각 Fixture의 동작여부

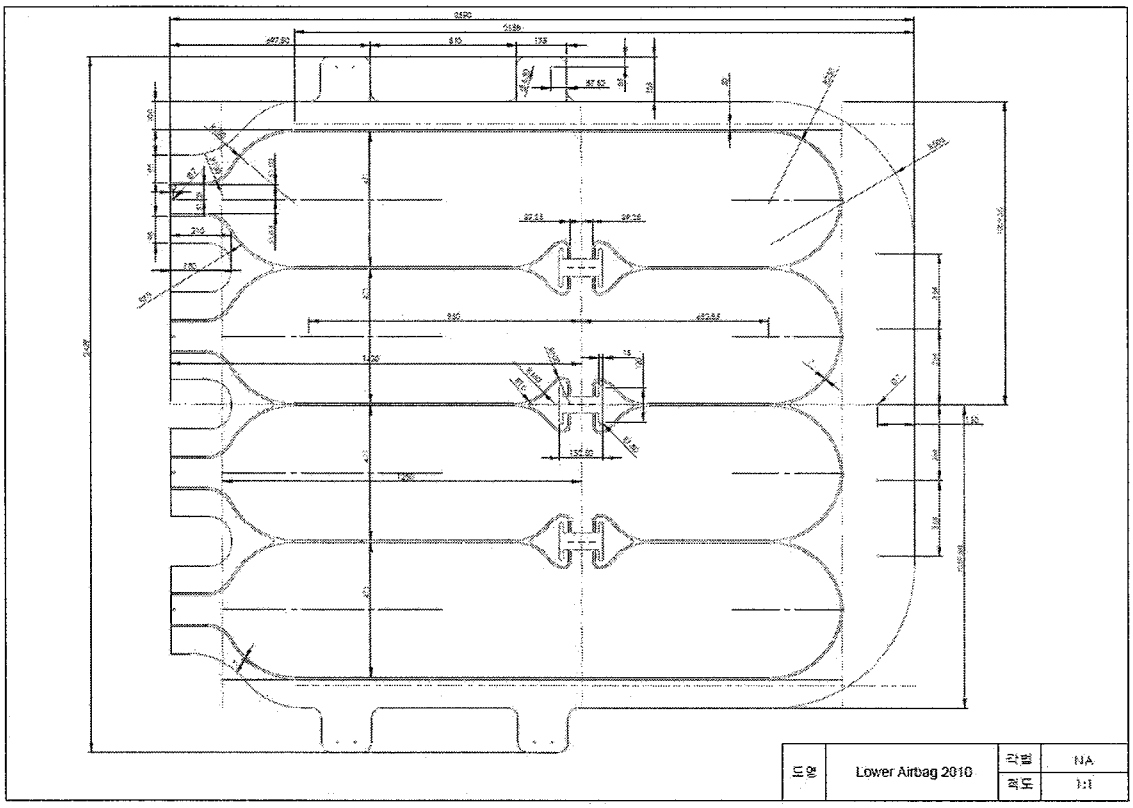
라. 성과물의 내용 및 결과

본 연구결과의 시제품은 목포 대불역과 고속철도 영동기지에서 실시한 실차 수준의 검증시험에 사용되었다.

(1) 성과물의 내용(도면)

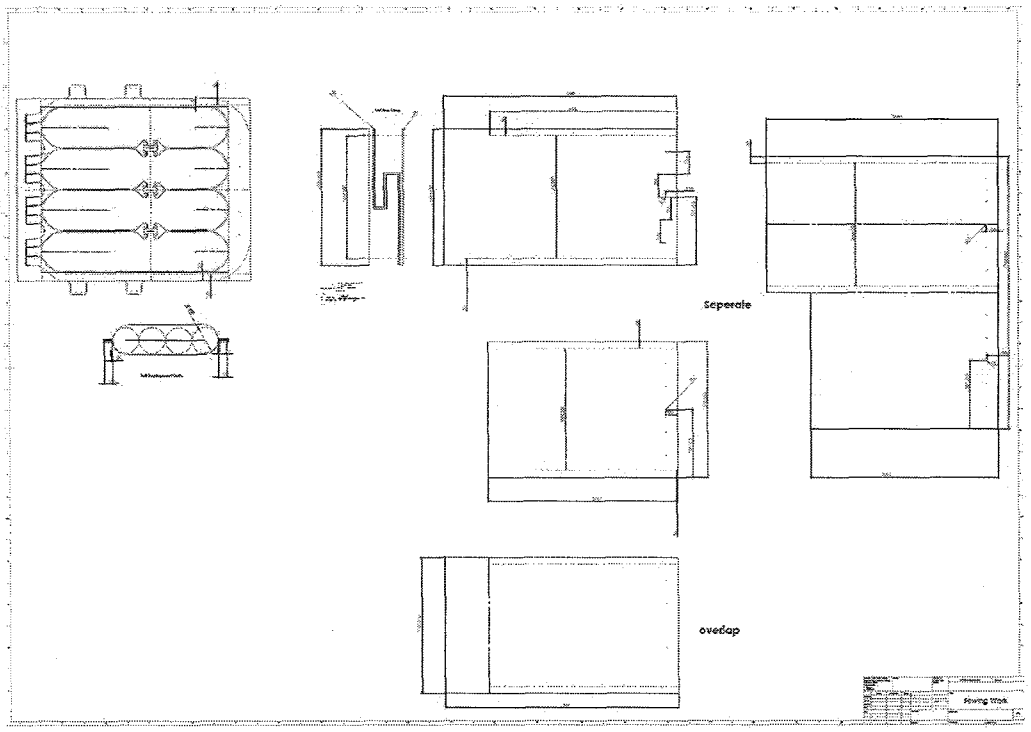
(가) 하부에어백 (Lower Airbag) 설계 결과

① 하부에어백 쿠션 도면



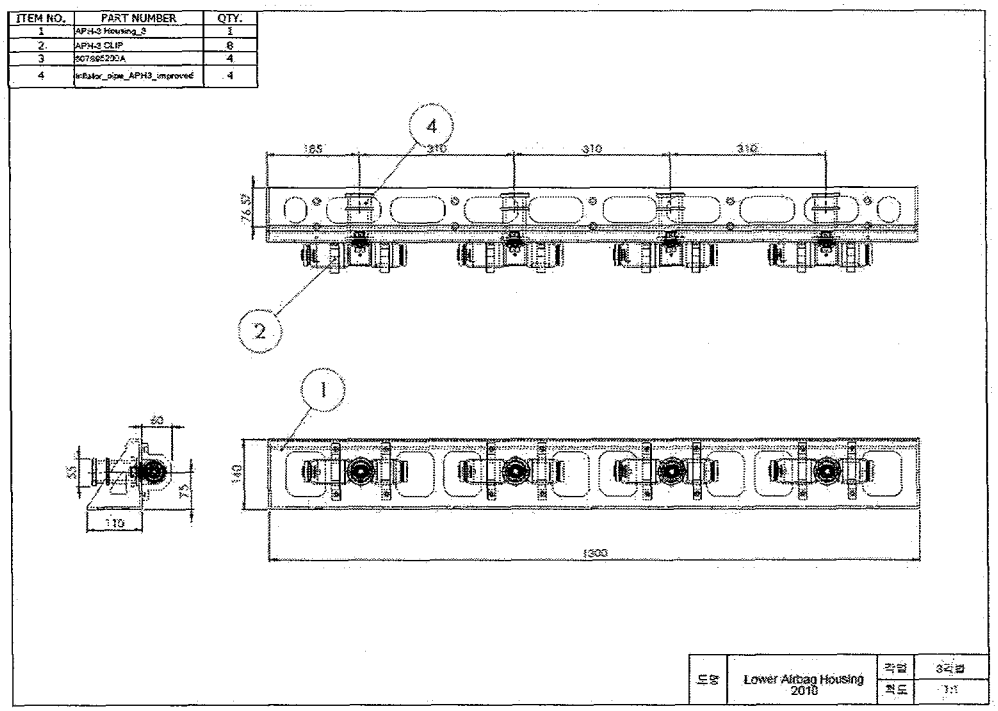
<그림 3.14.65> 하부에어백 쿠션 도면

② 하부에어백 OPW 쿠션을 감싸는 에어백 쿠션 도면



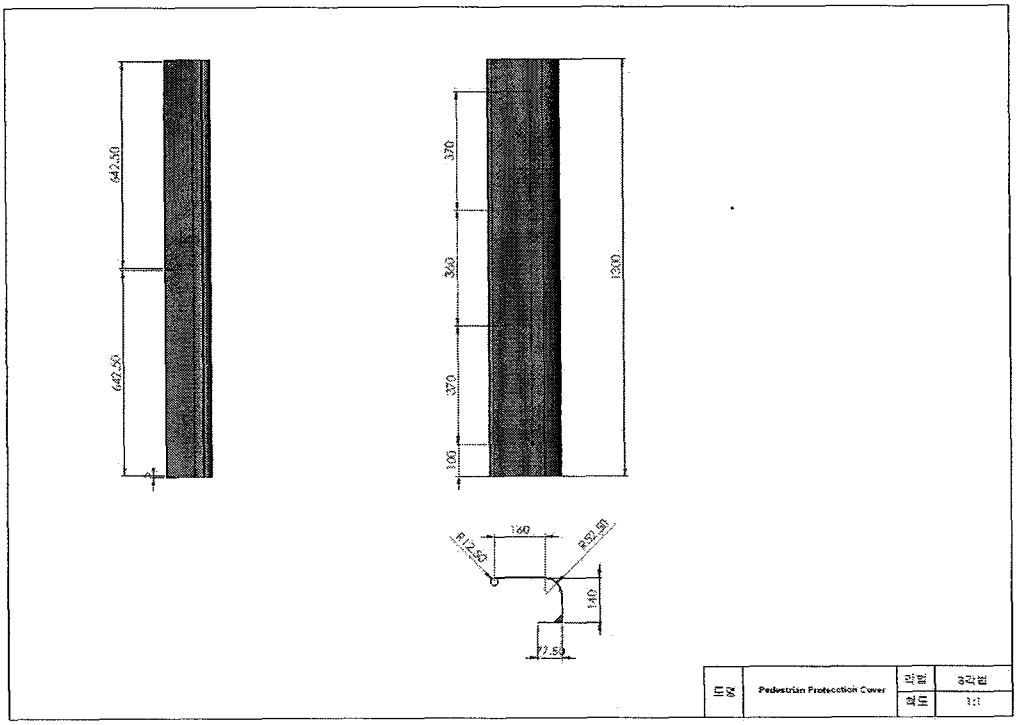
<그림 3.14.66> 하부에어백 쿠션을 감싸는 원단의 재직 도면

③ 하부에어백 하우징 도면



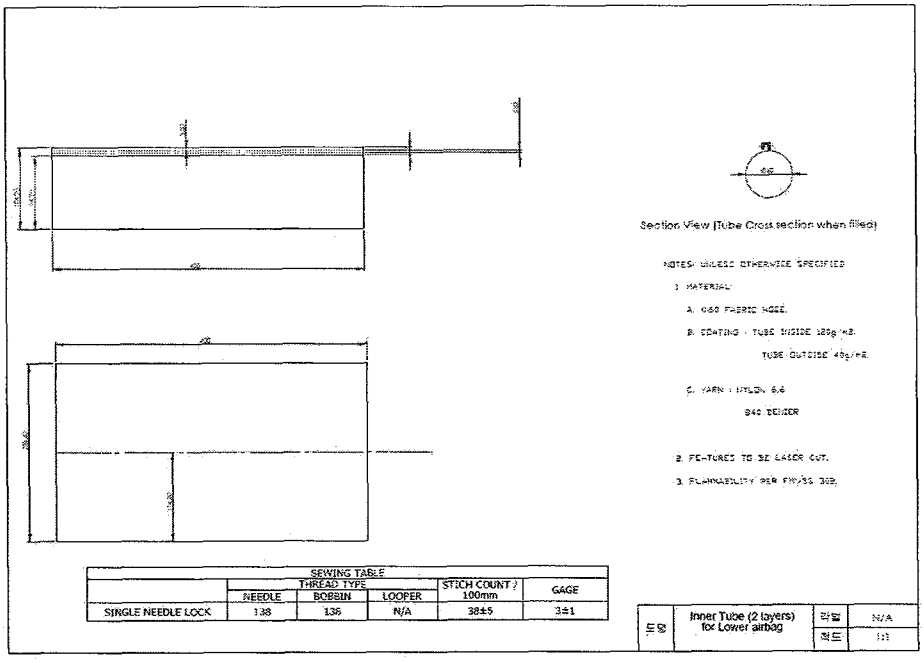
<그림 3.14.67> 하부에어백 하우징 도면

④ 하부에어백 하우징 보호커버 도면



<그림 3.14.68> 하부에어백 하우징 보호커버 도면

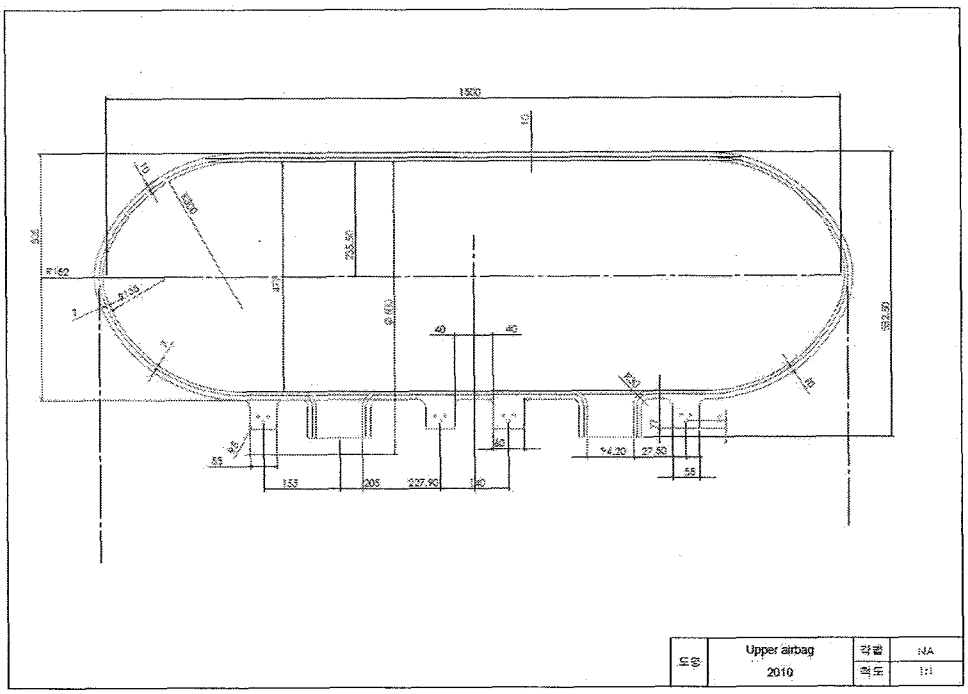
⑤ 하부에어백 인너튜브 도면



<그림 3.14.69> 하부에어백 인너튜브 도면

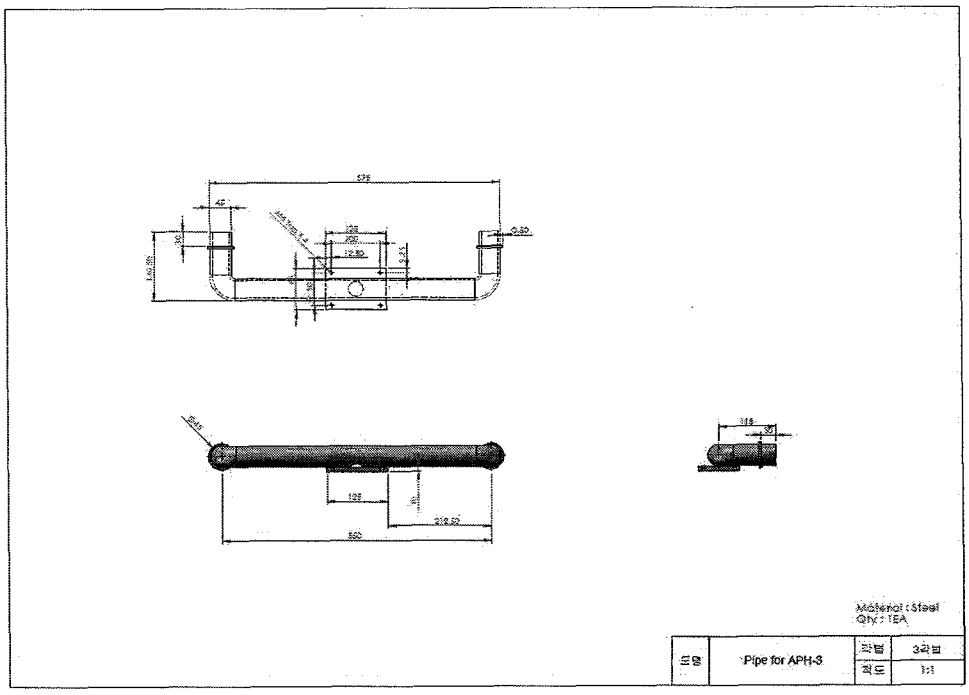
(나) 상부에어백 (Upper Airbag) 설계 결과

① 상부에어백 쿠션 도면



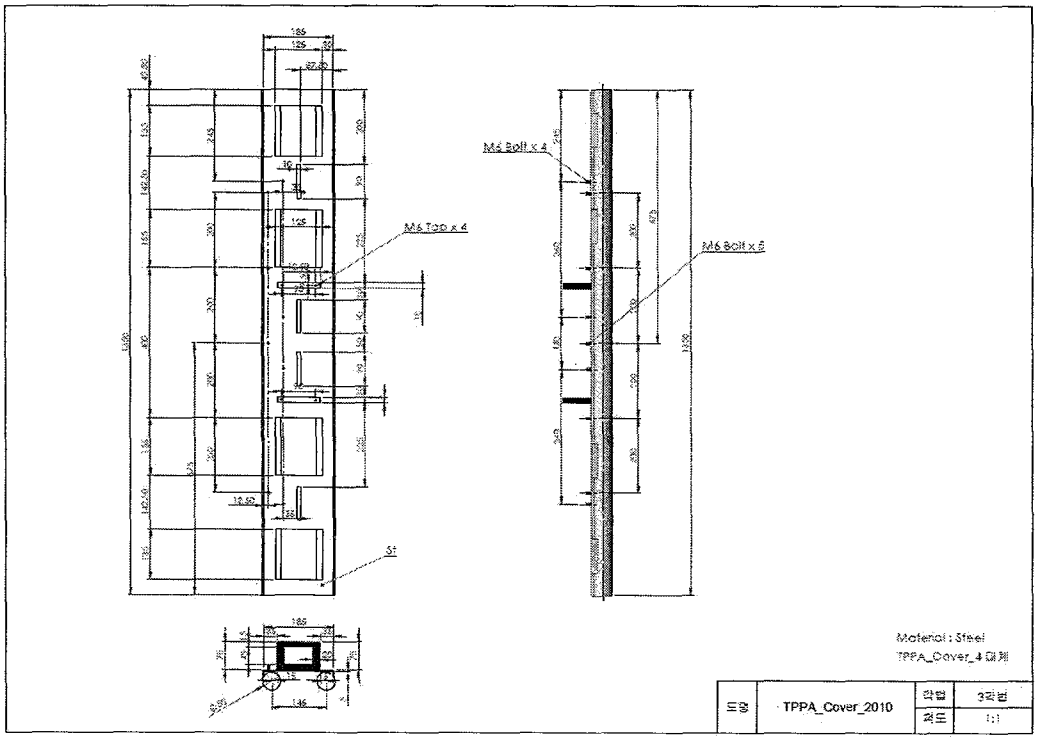
<그림 3.14.70> 상부에어백 도면

② 상부에어백 하우징 도면



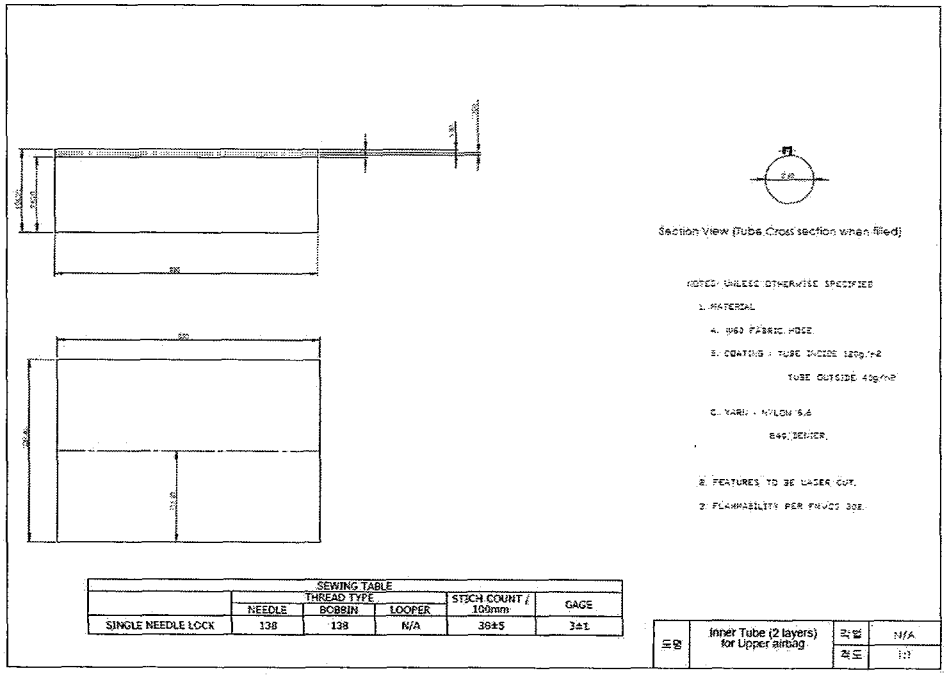
<그림 3.14.71> 상부에어백 하우징 도면

③ 상부에어백 장착판 도면



<그림 3.14.72> 상부에어백 장착판 도면

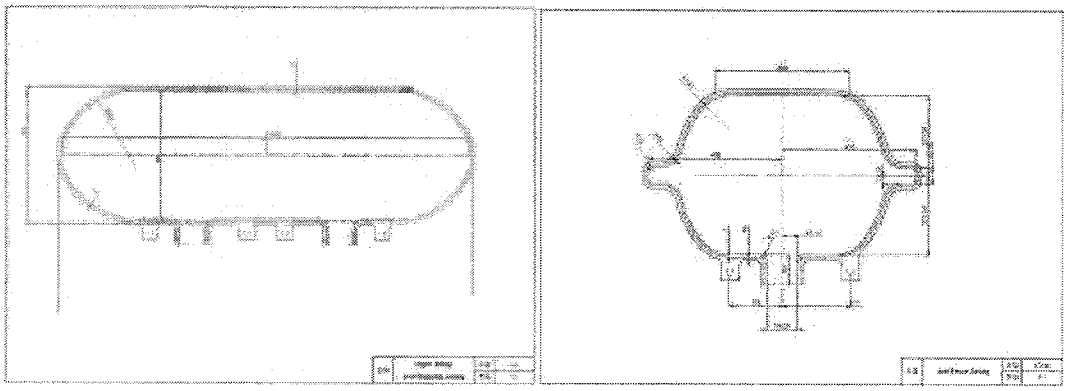
④ 상부에어백 인너튜브 도면



<그림 3.14.73> 상부에어백 인너튜브 도면

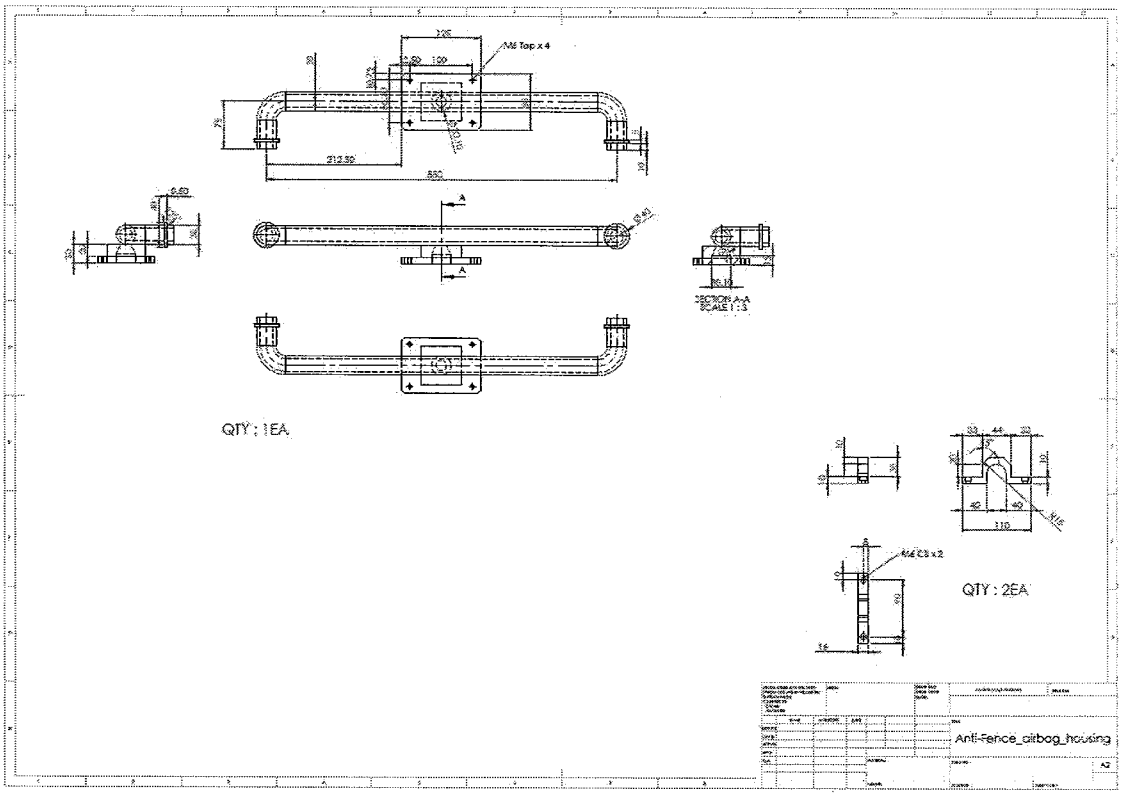
(다) 이탈방지펜스에어백 (Anti-bounce fence Airbag) 설계 결과

① 이탈방지펜스에어백 쿠션 도면



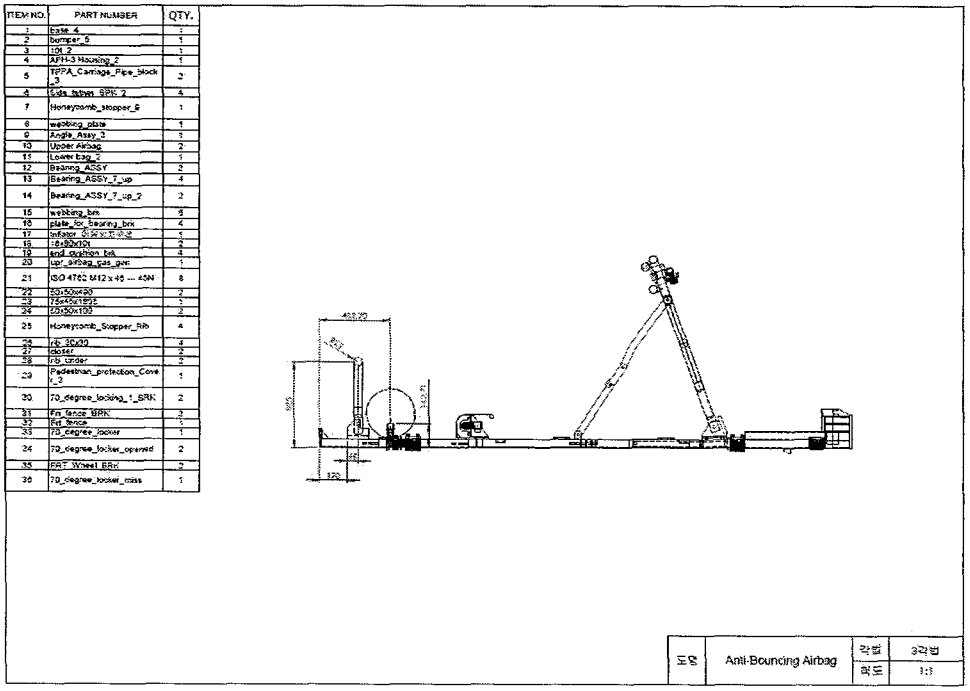
<그림 3.14.74> 이탈방지펜스에어백 쿠션 도면

② 이탈방지펜스에어백 하우징 도면



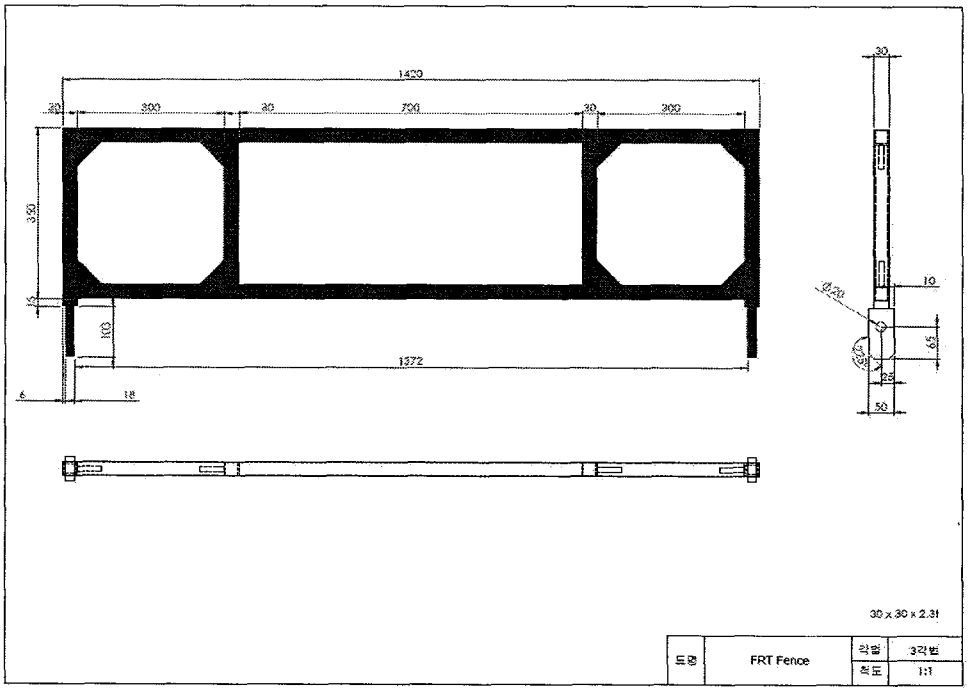
<그림 3.14.75> 이탈방지펜스에어백 하우징 도면

③ 이탈방지펜스에어백 장착 도면



<그림 3.14.76> 이탈방지에어백 장착 도면

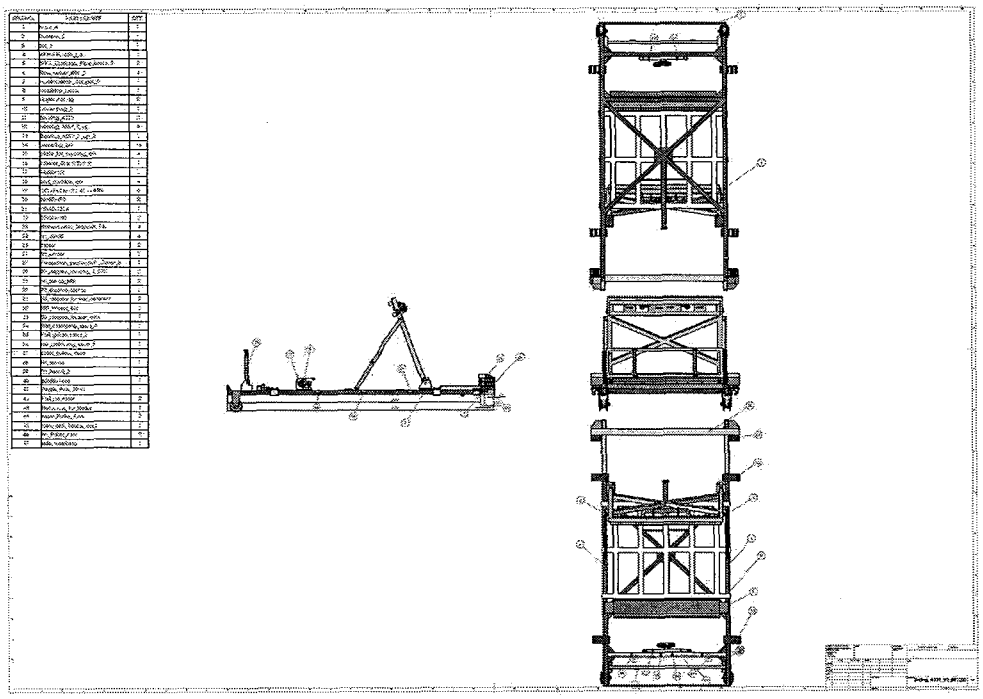
④ 이탈방지펜스에어백 보조펜스 도면



<그림 3.14.77> 이탈방지에어백 보조펜스 도면

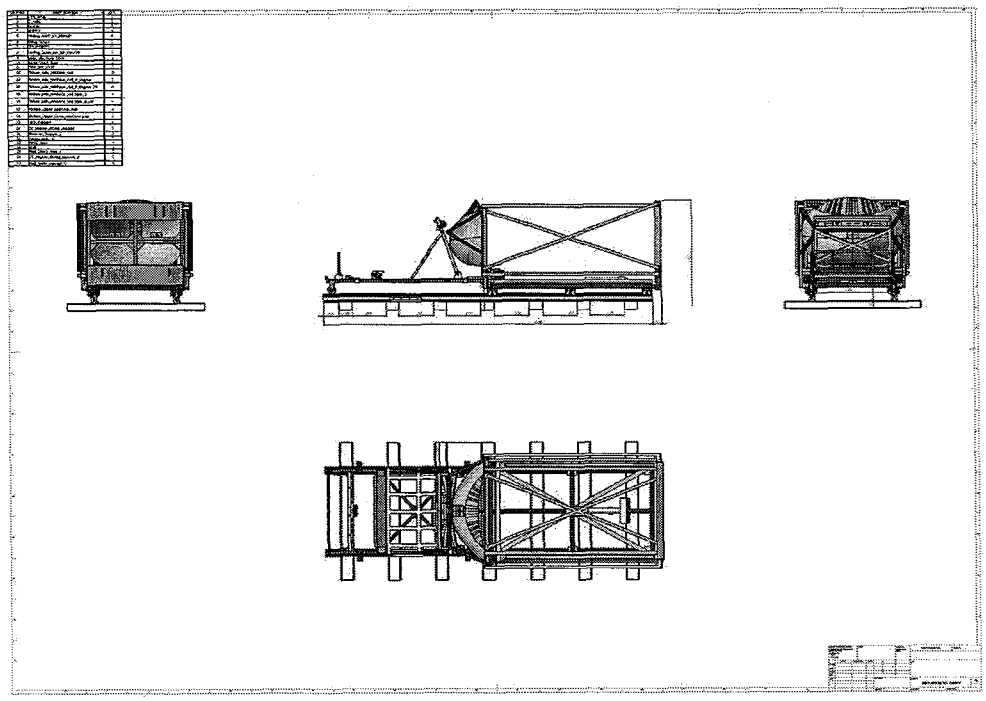
(라) 에어백 시스템 구조 설계 결과

① 전두부 하부장착 슬라이딩 구조물 시스템 도면



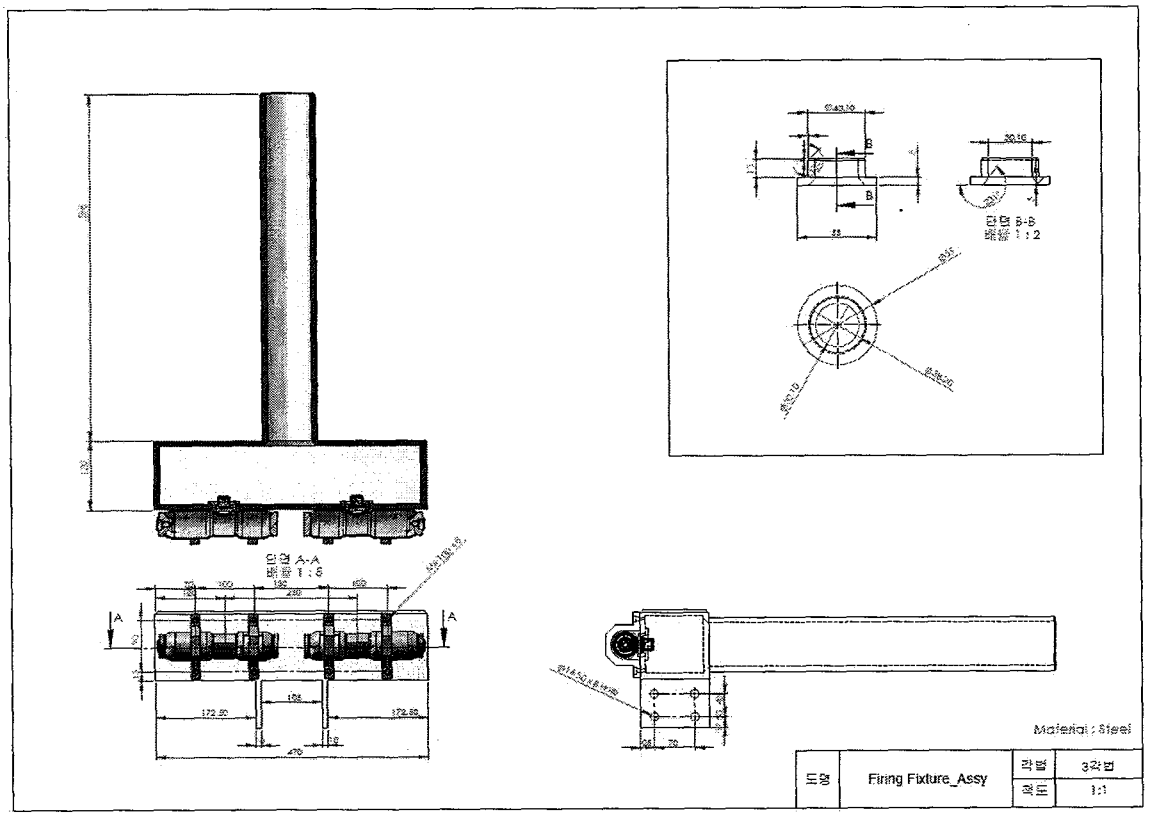
<그림 3.14.78> 전두부 하부장착 슬라이딩 구조물 시스템 도면

② 에어백 구조물 시스템 도면



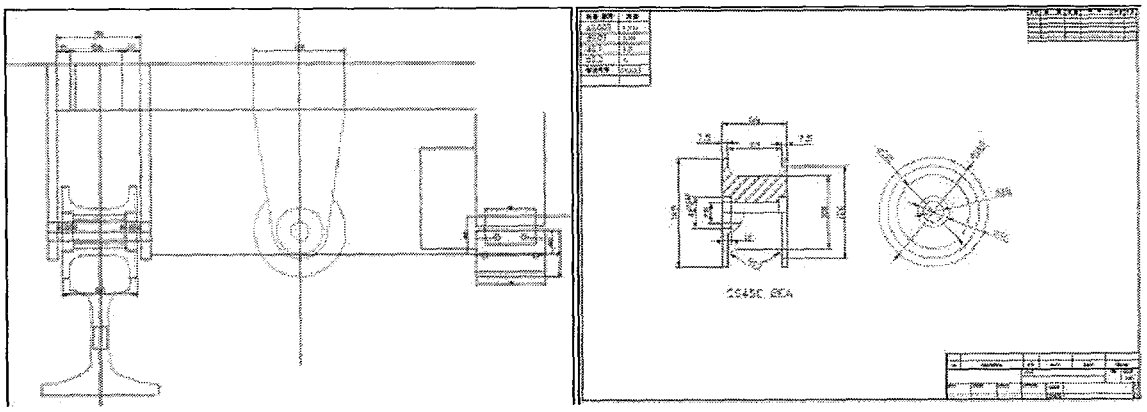
<그림 3.14.79> 에어백 구조물 시스템 도면

③ 슬라이딩 에어백 구조물 발사체 도면



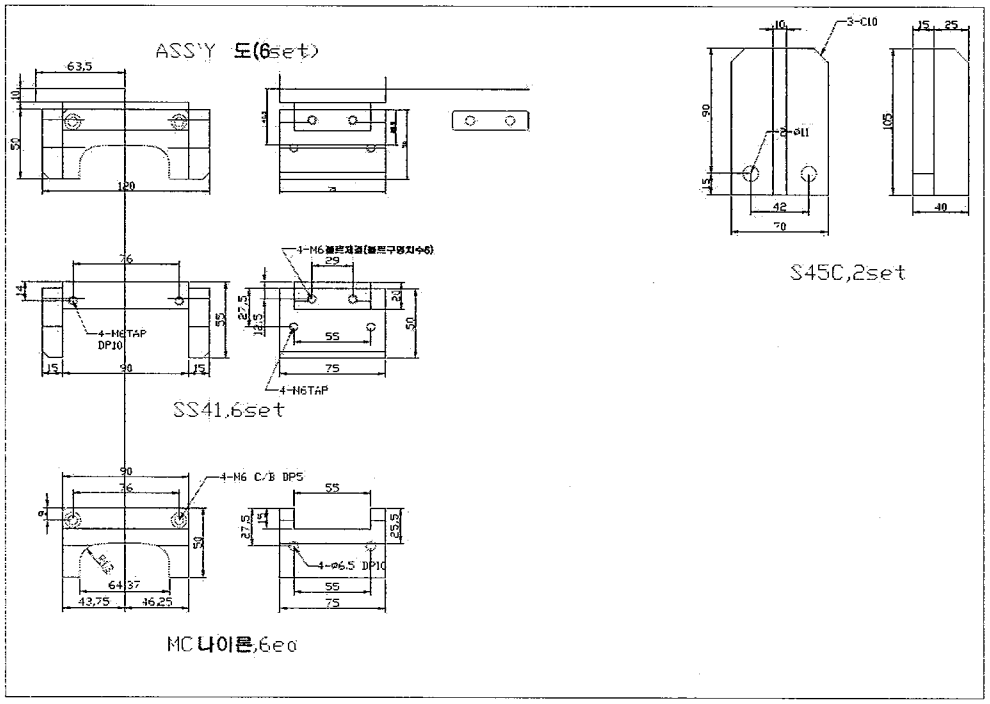
<그림 3.14.80> 슬라이딩 에어백 구조물 발사체 도면

④ 슬라이딩 구조물의 레일안착 롤러 설계도면



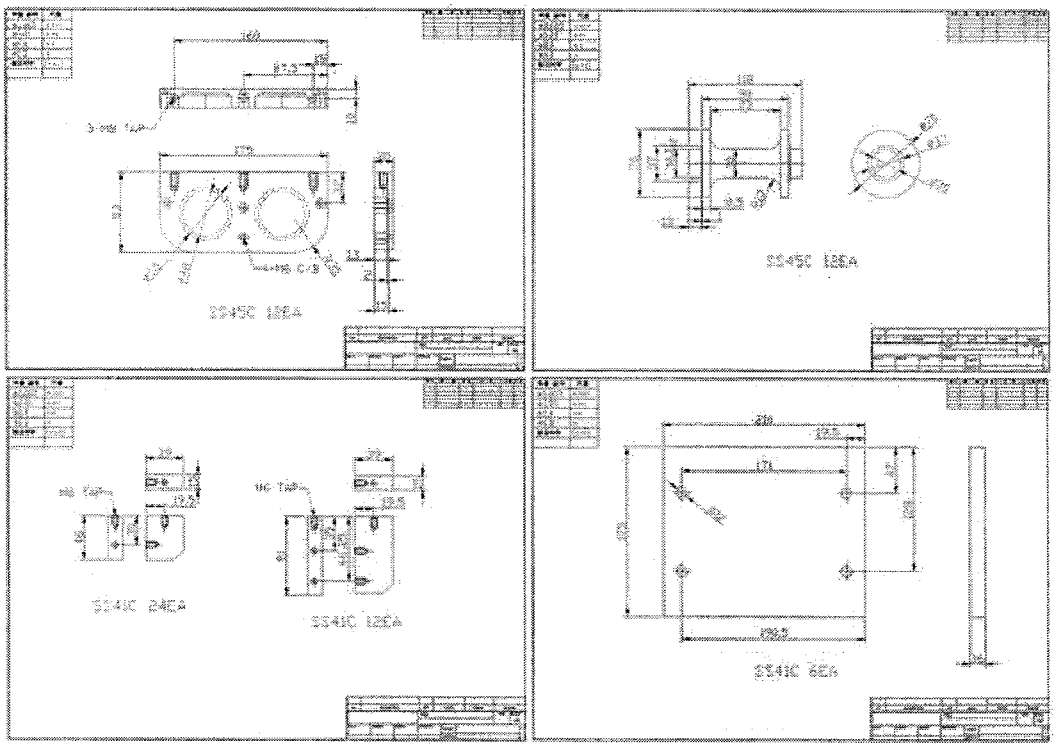
<그림 3.14.81> 슬라이딩 구조물의 레일안착 롤러 설계도면

⑤ 에어백 시스템 하부 레일선형가이드 1차 제작도면



<그림 3.14.82> 에어백 시스템 하부 레일선형가이드 1차 제작도면

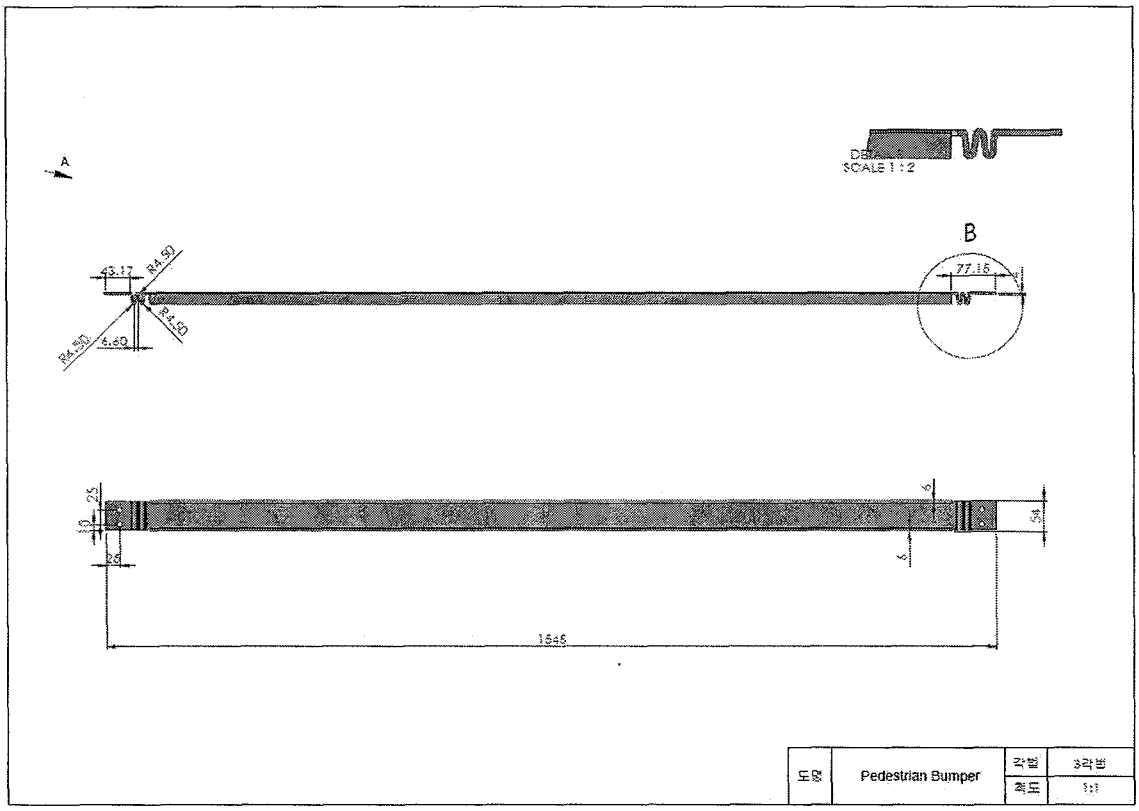
⑥ 에어백 시스템 하부 레일선형가이드 2차 제작도면



<그림 3.14.83> 에어백 시스템 하부 레일선형가이드 2차 제작도면

(마) 다리걸림장치 (범퍼) 설계 결과

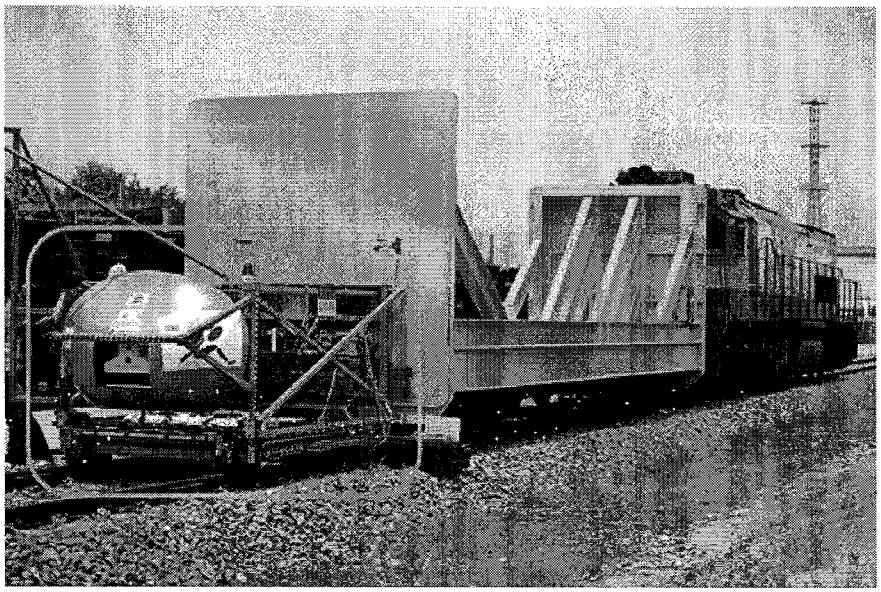
① 다리걸림장치 도면



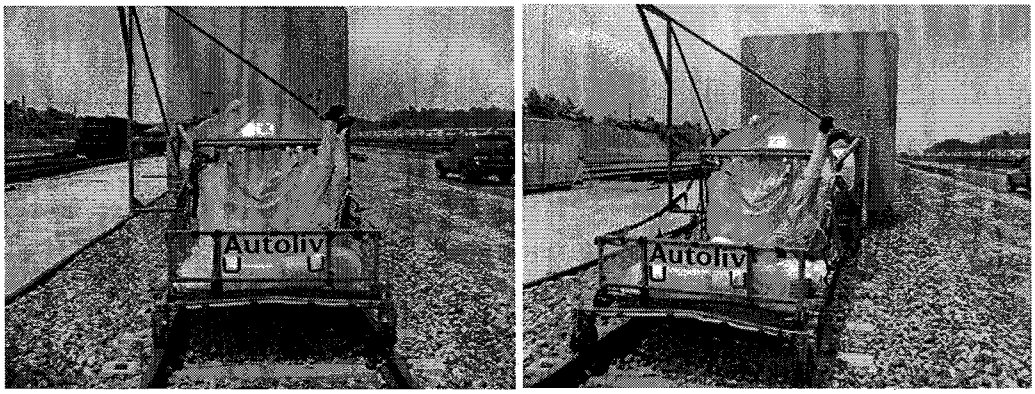
<그림 3.14.84> 다리걸림장치 도면

(2) 성과물의 결과

<그림 3.14.85>는 시제품의 실차수준의 평가시험(장소:목포 대불역,고속철도 영동기지)을 위해 오토리브가 설계 및 제작한 접촉사고자 보호 에어백 구조물 시스템 시제품이다. 접촉사고자 보호 에어백 및 하우징, 레일시뮬레이터 등으로 구성되어 있다. 실차시험은 기관차앞에 철도기술연구의 임팩트웨건(impact wagon)을 연결하고 그 반대면에 에어백 구조물 시스템을 장착하여 진행하였다. 보행자 감지를 가정하여 접촉사고자 에어백 모듈을 발사시켜 일정속도로 보행자 인체모형과 충돌하면서, 보행자 인체모형을 포집하는 방법으로 진행되었다. <그림 3.14.86>과 같이 성공적으로 접촉사고자 인체모형을 안전하게 포집할 수 있었다.



<그림 3.14.85> 실차수준의 시험을 위한 픽스처(Fixture) 셋업



<그림 3.14.86> 접촉사고자 에어백 시스템의 인체모형 포집

제15절 전기제동성능 극대화 제어 로직

검증계획서 (Verification Plan)	ID No : RC - SR02 - SSR03 - 2009 작성일 : 2010. 05 수정일 :

2. 프로젝트는 충돌 시 승객의 생존가능성 증대방안을 수립해야 한다.

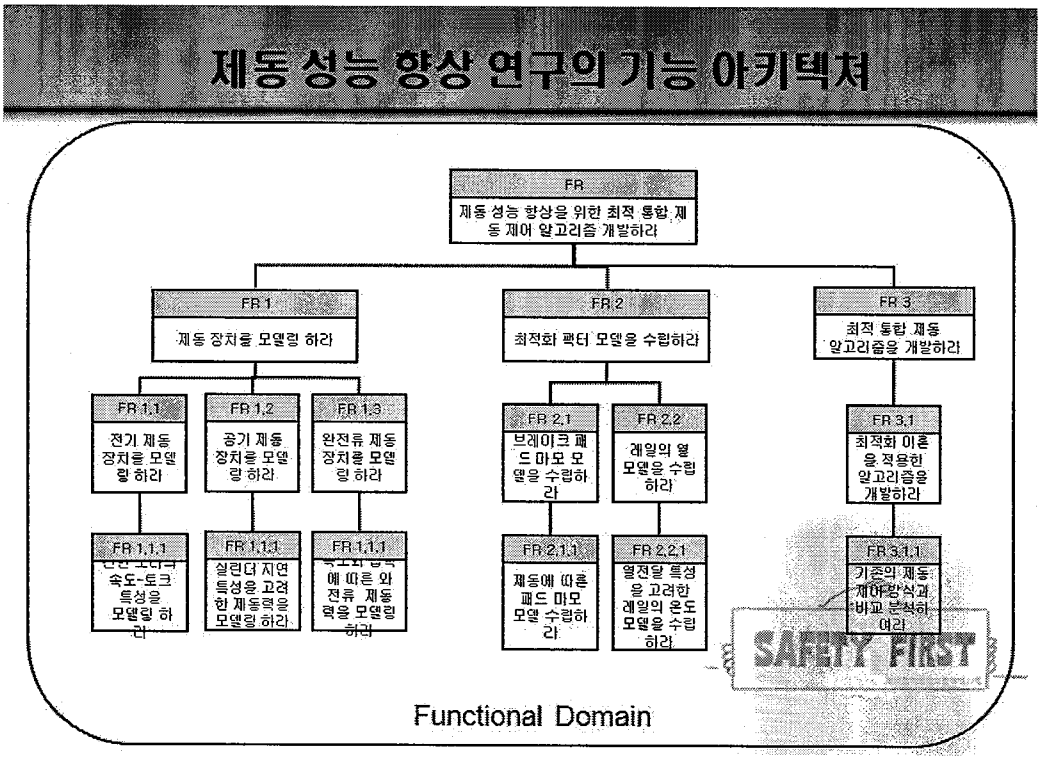
2.3 급제동시 열차의 충돌안전성능 향상 방안을 수립하여야 한다.

입력물 :	업무 :	출력물 :
☐ 요구사항 (Requirement) - 요구사항 문서 - 검증 요구사항 추적 매트릭스 (VRTM) ☐ 기술 개발 계획(Technical Plan) - 연구계획서 - WBS (Work Breakdown Structure) ☐ 설계정보 및 평가자료 - 성과물 : 전기제동 극대화 개념모델 - 기능 아키텍처 - 물리 아키텍처 - 설계 분석 보고서 (DARs) ☐ 검증 방법 - 1.1 국내자료와 비교 - 4.1 컴퓨터 시뮬레이션	- SE 검증	- 수정 VRTM - 검증결과표

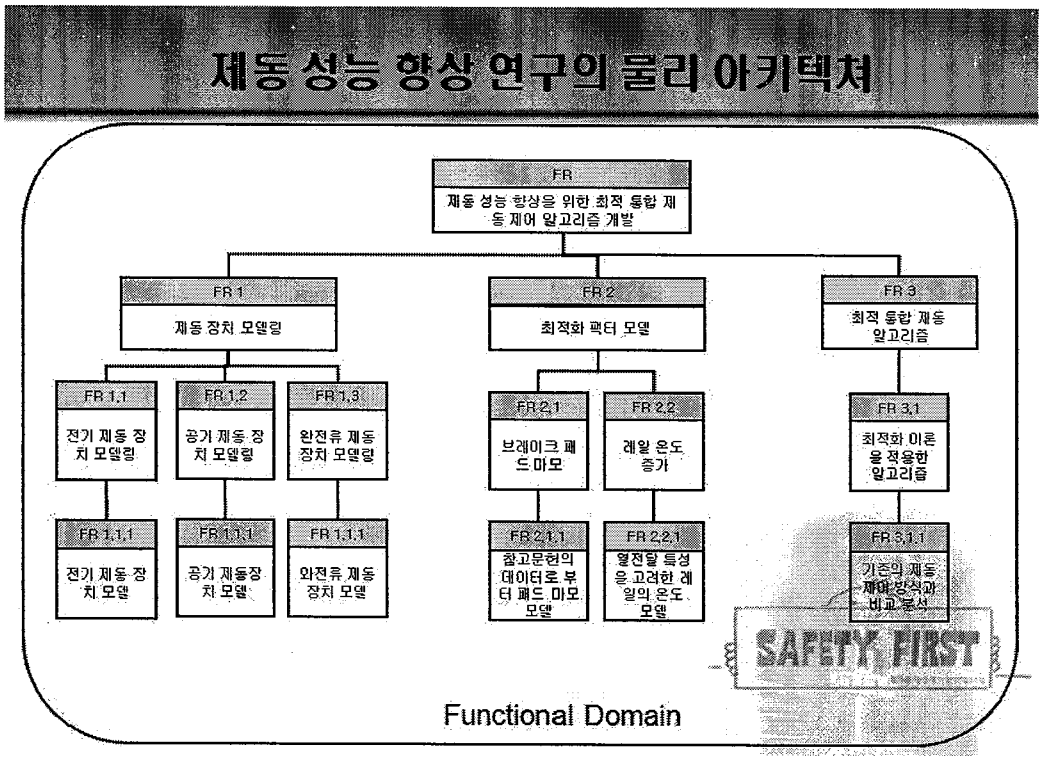
Verification Specification (검증기준) :

1. 모델의 정확성
   1.1 가정이 타당하고 수식에 오류가 없는가?
   1.2 목표사양의 기능실현을 위하여 모델이 합리적으로 설계되었는가?
2. 사양도출
   2.1 해석 목적에 부합하도록 차량의 사양도출이 합리적으로 되었는가?
   2.2 운전조건 및 외부 인자의 사양도출이 합리적인가?
3. 제어로직의 타당성
   3.1 제어로직 유도가 합리적이고 정확한가?
   3.2 향상된 제동거리는 적절한가?
4. 시뮬레이션의 정확성
   4.1 시뮬레이션 결과가 실제 시스템과 유사한가?

1. 기능 아키텍처



2. 물리 아키텍처



3. 설계분석보고서

1.당해 연도 연구목표 및 내용

1) 연구 배경

철도 차량 시스템은 여러 가지 서브시스템으로 구성되어 있다. 그 가운데 '안전'과 가장 밀접한 관련을 가지고 있는 장치는 제동 시스템이다. 제동 시스템은 열차가 규정 속도를 지킬 수 있도록 열차의 속도를 제어 하고, 역의 알맞은 위치에 정차할 수 있도록 하며, 차고지에서 정차 상태를 유지할 수 있게 하는 역할을 담당하고 있다. 제동 시스템은 열차의 목적과 사양에 맞는 제동 장치와 이를 제어하는 제동 제어 장치로 이루어져 있다. 대표적인 예로 서울 지하철에 운용되고 있는 전동차는 회생 제동 장치와 공기 제동 장치를 구비하고 있는데, 전-공 협조 제어 장치를 이용해서 열차의 속도와 회생 제동력에 따른 제동 제어를 수행하고 있다. 운전사로 부터 제동 지령이 발생하면 제동 제어 장치에서는 요구 감속도를 산출하고 각 제동 장치에서 발생해야 하는 제동력을 산출하여 세부 제동 제어 장치에 전달한다. 이때 에너지 효율을 높이기 위해서 우선적으로 에너지를 회수할 수 있는 회생 제동에 큰 제동력을 분배한다. 회생 제동 제어 장치에서는 현재 장치의 상태로부터 실제로 출력 가능한 제동력을 산출하여 상위의 제동 제어 장치로 피드백 한다. 상위 제동 제어 장치에서는 이로부터 모자란 제동력을 공기 제동 제어 장치에 지령을 전달하여 운전사가 요구하는 제동력을 만족할 수 있게 한다. 또한 열차의 속도가 5km/h 이하의 저속일 때는 점차 회생 제동력을 줄이고 공기 제동 장치의 분담을 높이는데, 이는 저속에서의 회생 제동의 효율이 좋지 않고, 정지 상태를 유지하기에는 공기 제동 장치가 유리하기 때문이다. 고속 열차에서는 200km/h가 넘는 고속에서의 제동력 확보를 위해서 회생 제동 장치와 공기 제동 장치에 추가적으로 와전류 제동 장치를 이용하는 사례가 있다. [1]

와전류 제동 장치는 전자기 유도 방식으로 제동력을 얻는 비접촉식 장치로서 고속영역에서의 제동에서 마모에 의한 손실이 없이 높은 제동력을 얻을 수 있다는 장점이 있다. 독일의 고속철도 ICE에서는 고속 영역에서 제동력이 감소되는 회생 제동력을 보완하기 위해서 와전류 제동 장치를 사용 하였는데, 우선적으로 회생 제동 장치를 사용하고 모자라는 제동력을 와전류 제동으로 분담하는 방법으로 제어하고 있다.[2] 와전류 제동 장치는 레일에 와전류를 발생 시켜 제동력을 얻으므로, 에너지 변환 측면에서 살펴보면 열차의 운동에너지를 레일의 열 에너지로 변환 한다. 따라서 와전류 제동 장치를 사용함에 따라 레일의 온도가 상승하는 것은 불가피하고 잦은 와전류 제동의 사용은 레일의 변형과 같은 문제를 야기할 수 있다.

본 연구에서는 전기 제동 장치, 공기 제동 장치, 와전류 제동장치를 모델링하고 현재의 제동 제어의 문제점을 해결하기 위한 통합 제동 제어 알고리즘을 개발한다. 이를 위해서 전기 제동의 속도에 따른 출력 변화, 공기 제동의 마모

정도, 와전류 제동 장치에 의한 레일의 온도 변화를 모델링 한 뒤 제동 시스템의 에너지 효율은 향상 시키고, 마모량과 레일의 온도 증가는 저감 시키면서 제동 성능은 유지하기 위해서 최적 이론을 적용하여 통합 제동 제어 알고리즘을 개발한다.

2) 연구 내용

열차의 여러 가지 제동 장치의 성능과 특성을 동역학적/전자기적 모델링과 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 분석하여 제동거리 단축, 에너지 효율, 차량 안정성, 승차감, 내구성 등을 고려한 상이한 장치간의 최적 통합 제동 제어 전략을 도출한다.

이번 연도의 주요 연구 내용을 <표 3.15.1>에 정리하였다.

<표 3.15.1> 주요 연구 내용

연구목표	주요 연구내용
전기, 공기, 와전류 제동 시스템 모델링	전동차 모델에 세 가지 제동 시스템의 모델을 추가
전기, 공기, 와전류 제동 시스템 협조 제어 전략 분석	현재 세 가지 제동 시스템의 협조 제동이 이루어지는 방법을 모델을 이용한 시뮬레이션을 통해 분석하고 평가한다.
최적 통합 제동 제어 전략 개발	제동거리 단축, 에너지 효율,내구성 등을 고려한 최적의 제동 효과를 얻을 수 있는 통합 제동 제어 전략 개발

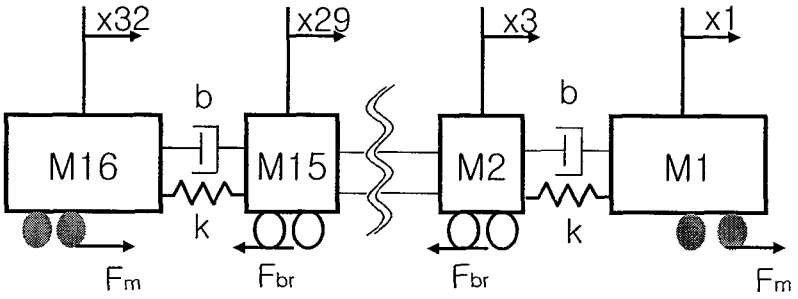
2. 본론

1. 모델링

1) 열차 모델링

가) 열차 운동 방정식

이번 연도의 연구 목적인 통합 제동 제어 개발을 위해서는 직접적인 제어의 대상이 되는 제동 장치의 모델링은 물론 제동 장치가 제동력을 적용하는 열차의 모델링이 수행 되어야 한다. 열차 모델링은 차량 동역학의 종방향 모델을 기반으로 하여 전기 제동 장치, 공기 제동 장치, 와전류 제동 장치가 적용될 수 있는 16량 편성
(2P+2M+12T)의 고속 전철을 대상으로 수행 하였다.



<그림 3.15.1> 대상 차량 모델 도식

<그림 3.15.1>은 대상 차량의 다물체 모델로서 각 량을 질량체로 두고 차량 간 커플러를 스프링, 댐퍼로 모델링 하였다. 뉴턴의 운동 방정식을 이용하여 아래와 같은 방정식을 수립할 수 있다.

$$\begin{aligned} M_1 x_2 &= F_m - k(x_1 - x_3) - b(x_2 - x_4) \\ M_2 x_4 &= k(x_1 - 2x_3 + x_5) + b(x_2 - 2x_4 + x_6) + F_{br} \\ &\vdots \\ M_{15} x_{30} &= k(k_{27} - 2x_{29} + x_{31}) + b(x_{28} - 2x_{30} + x_{32}) + F_{br} \\ M_{16} x_{32} &= F_m + k(x_{29} - x_{31}) + b(x_{30} - x_{32}) \end{aligned} \qquad (3.15.1)$$

여기서 M_1~ M_{10},는 각 차체의 질량, x_1, x_{10}은 변위, k는 커플러의 강성, b는 댐핑 계수, F_m은 전동기에 의한 견인력 또는 전기 제동력, F_{br}은 비전기 제동력 (공기 제동력or 와전류 제동력) 이다. 고속 전철의 사양은 다음 <표 3.15.2>에 나타낸다.

<표 3.15.2> 대상 고속전철 사양

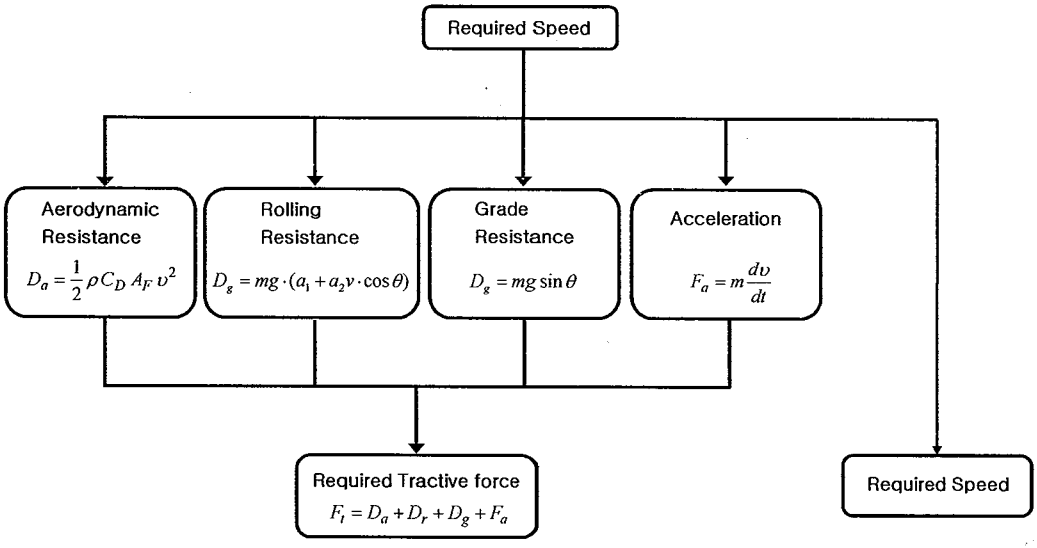
	사양
최고속도	350km/h
중량	630ton 이하
편성	16량 (2P+ 2M+ 12T)

나) 종방향 모델

열차가 주행할 때에는 항상 진행 방향과 반대 방향으로 저항이 작용한다. 이를 주행 저항이라고 하는데, 주행 저항에는 여러 가지 복잡한 요소가 있지만 주요 인자를 열거하면 다음과 같다.

- 차륜과 레일간의 마찰에 의한 저항
- 차축과 베어링 간의 마찰에 의한 저항
- 공기에 의한 저항
- 구배에 의한 저항
- 가속을 시킬 때 발생하는 저항

여기서 열거된 저항 성분들은 선로조건, 차량 조건, 환경 조건에 따라 그 값이 크게 변하므로 정확하게 분석하는 것은 쉽지 않다. 본 연구에서는 구배가 없는 조건 하에서의 주행 에너지 소모 양상과 열차의 동역학적 거동을 분석하기 위해 구름 저항, 공기 저항, 가속 저항의 3가지만을 고려하여 모델링을 진행 하였다. 모델링한 내용을 도식화 하면 <그림 3.15.2>와 같다.



<그림 3.15.2> 열차의 종방향 거동의 모델 구조

(1) 공기 저항력 (aero dynamic drag force)

열차 주행 시 차체와 공기사이에 발생하는 마찰력에 의한 저항을 공기저항력이라고 한다. 이 저항은 전동차 전면에 가해지는 저항, 전동차 후부가 진공 상태가 되어 전동차가 후부로 끌리는 저항, 각 차량 간에 공기의 와류에 의한 저항, 전동차 측면과 공기와의 마찰 저항 등으로 구분되며, 차량의 형상, 단면적, 연결 차량 수, 궤간의 대소, 선로의 상태, 기후, 공기밀도 등에 따라 다르다. 공기저항은 다음 수식 (3.15.2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$R_a = \frac{1}{2}\rho A_F C_d v^2 = Cv^2 \qquad (3.15.2)$$

여기서 R_a는 공기저항, ρ는 공기 밀도, A_F는 차량 유효 전면적, C_d는 공기저항 계수, v는 열차의 속도, $C = \frac{1}{2}\rho A_F C_d$ 이다.

(2) 구름 저항력 (Rolling resistance force)

구름저항력은 차축과 베어링, 차륜과 레일 사이의 마찰 저항, 기계부분의 마찰 저항 등을 말한다. 차륜과 레일 사이의 마찰 저항은 선로의 상태에 따라 다소 변화가 있으며 속도에 거의 비례하고 차량의 중량에도 비례하지만 차축의 마찰저항에 비해 훨씬 작다. 기계부분의 마찰 저항은 전기자 베어링, 대소치차, 주전동기 지지베어링 등의 부분에 있어서 마찰 혹은 충격에 의한 기계적인 저항을 말한다. 이들 저항은 일반적으로 수식 (3.15.3)과 같이 속도에 대한 일차함수로 나타낸다.

$$R_r = A + Bv \qquad (3.15.3)$$

여기서 R_r은 구름저항, A는 차축과 베어링 사이와 같은 기계부의 쿨롱 마찰의 총합을 표현하고, B는 기계부의 점성 마찰 계수, v는 열차의 속도이다.

(3) 가속 저항력 (Acceleration)

전동차가 가속하기 위해서는 그에 따른 가속력이 필요하다. 이 가속력은 전동차를 가속시키기 위해 필요한 여분의 힘이므로 일종의 저항으로 생각하여 가속저항이라 부른다. 이를 식으로 표현하면 수식 (3.15.4)와 같다.

$$F_a = ma \qquad (3.15.4)$$

여기서 F_a는 가속저항, m은 열차의 질량, a는 열차의 가속도이다.

다) 드라이브 라인 모델

드라이브 라인은 원동기인 견인 모터에서 발생한 동력이 차륜까지 전달되는 경로를 의미한다. 드라이브 라인은 견인 모터, 기어박스, 차륜으로 이루어져 있다고 가정하고 모델링을 수행한다.

(1) 차륜 모델링

열차가 가속/등속 주행 중이거나 회생제동 중에 필요한 동력은 드라이브라인

(driveline)으로부터 받는다. 하지만 제동 시 열차의 비전기 제동력 (공기 제동과 와전류 제동)은 견인 모터가 연결된 드라이브라인과 독립적으로 제어된다. 따라서 앞서 구한 열차에 필요한 견인력, 혹은 제동력에서 비 전기 제동력을 제외한 만큼에 차륜의 반지름을 곱해서 그로 인한 요구 견인토크를 계산한다.

$$\text{가속/등속 주행 시, } T_d = r F_t \tag{3.15.5}$$

$$\text{제동 시, } T_d = r F_{rb} \tag{3.15.6}$$

여기서 T_d는 요구 견인력(F_t:열차 종방향 모델로부터 입력)에 의한 요구 견인 토크이다.

드라이브라인이 제공하는 동력 중 일부는 차륜의 회전에 의한 관성모멘트로 인해 손실 된다. 따라서 이를 극복하기 위한 토크를 앞서 구한 요구 토크에 더해 주어야 한다.

$$T_i = I\dot{\omega} \tag{3.15.7}$$

여기서 T_i는 관성모멘트를 극복하기 위한 요구 토크, I는 바퀴의 관성모멘트이다. 따라서 열차 종방향 모델에서 계산에 사용하는 견인력은 드라이브 라인에서 공급되는 토크에서 차륜 관성 모멘트 토크 분을 빼고 차륜의 반지름으로 나누어서 구한다. 이를 수식으로 나타내면 다음 수식 (3.15.8,), 수식 (3.15.9)와 같다.

$$T_{d,avail} = T_{total,avail} - T_i \tag{3.15.8}$$

$$F_{rb,avail} = \frac{T_{d,avail}}{r} \tag{3.15.9}$$

여기서 $T_{d,avail}$은 이용 가능한 견인토크, $T_{total,avail}$은 이용 가능한 총 견인토크, $F_{t,avail}$은 이용 가능한 견인력이다.

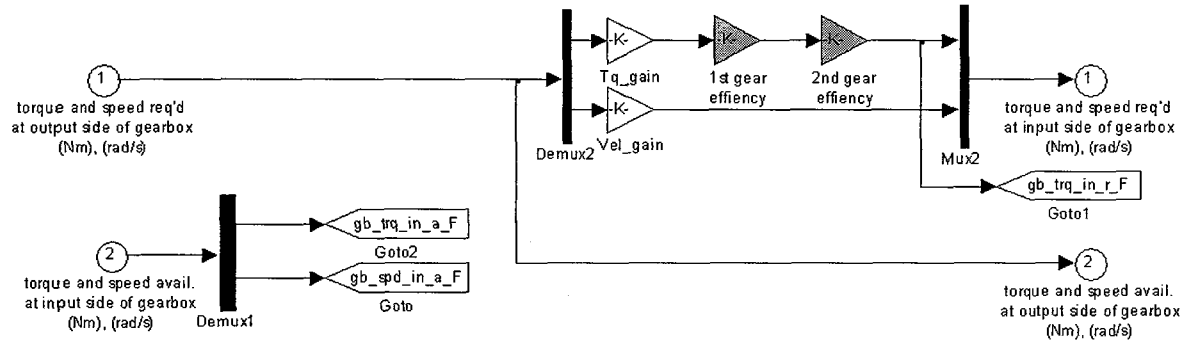
$T_{total,avail}$

(2) 기어박스 모델링

기어박스 모델은 기어의 동적 특성은 고려하지 않고 기어박스의 기본 구동 원리인 감속과 토크 증대만을 구현하였다. <그림 3.15.3>은 열차 내의 기어박스의 시뮬링크 모델을 나타낸다. 후면 기어박스의 경우는 전면 기어박스와 동일한 구조로 설계되어있다.

<그림 3.15.3>의 구조는 위의 내용에서 설명했듯이 간단한 구조로 설계되었다. Tg_gain은 바퀴에서 모터 방향으로의 토크 비를 나타낸다. 감속기어의 기본 원리상 기어는 동력원으로부터 동력전달을 받는 부분으로 토크가 증대되고 속도는 그에 반비례하여 감소한다. 하지만 Tg_gain블록은 Backward-facing appr

oach구조를 따르고 있으므로 바퀴에서 모터 방향으로의 토크 비는 동력전달을 받는 부분으로부터 동력원으로의 토크 비를 의미한다. gear efficiency 블록은 기어에서 발생되는 손실을 고려한 효율을 의미하는데, 동력 전달 효율이 95.0 6% 정도라고 가정하였다.



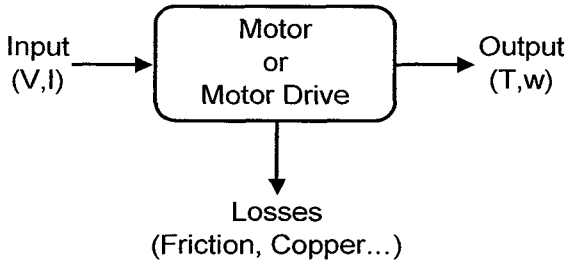
<그림 3.15.3> 기어박스 시뮬링크 모델

(3) 견인 모터 모델링

(가) 모터 모델링의 원리

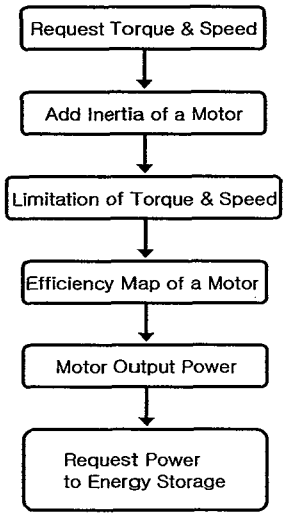
대부분의 산업용 모터는 미리 정해져 있는 운전점(operating point)에서 동작한다. 하지만 열차의 견인 모터는 모든 영역의 토크와 속도에서의 운전점(operating point)을 필요로 한다. 따라서 모터는 모든 속도 영역에서 높은 출력 토크를 발생시킬 수 있어야 하고 효율이 높아야 한다.

견인 모터와 같이 복잡한 모델을 단순화하기 위한 방법으로, 모터에 전압과 전류가 가해지면 속도와 그에 따른 효율이 곱해진 토크가 발생되는 원리를 적용하면 견인 모터의 효율 맵을 이용한 모델링이 가능하다.



<그림 3.15.4> 효율 맵을 이용한
모터 모델링의 도식화

모터 효율 맵을 이용하면 모터는 <그림 3.15.4>과 같이 특정한 값의 입력이 들어가면 그에 따른 알려진 값이 출력으로 나오는 '블랙박스'와 같은 시스템으로 표현될 수 있다. 이 시스템에서는 '특정한 토크와 속도 출력에서 최고의 효율을 얻기 위해 입력은 최적화된다.'는 가정을 한다.



<그림 3.15.5> 모터 모델의
전체 도식화

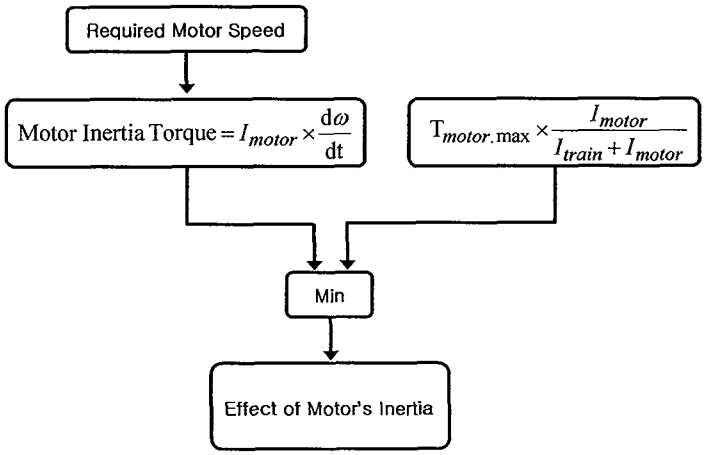
이를 기반으로 전동차의 모터 모델링을 도식화하면 <그림 3.15.5>와 같이 구성된다. 열차 종방향 모델의 요구 견인력과 속도를 충족시키기 위한 모터의 토크와 속도가 모터 모델의 입력으로 작용한다. 모터의 관성을 고려하여 요구 토크에 합하고 모터의 특성에 따른 최대 토크와 최대 속도에 의해 모터 거동에 제한을 가한다. 그 후 효율 맵에 따라 모터의 요구 파워가 결정되고 그에 해당하는 파워를 가선이나 충전매체에서 받아서 사용한다. 제동 시 에너지를 회수할 경우에는 모터가 발전기로 동작하게 되고 데이터 흐름의 순서는 모터와 동일하다.

(나) 모터 관성 효과

모터의 관성모멘트를 가속시키기 위한 요구 토크를 구한다. 이러한 요구 토크 값은 전동차의 전체 관성모멘트 중에서 모터의 관성모멘트가 차지하는 비율과 최대 모터 토크 값의 곱보다는 작아야한다. 수식 (3.15.10) 모터의 관성모멘트를 가속시키기 위한 요구 토크를 구하는 과정을 아래 <그림 3.15.6>에 나타내었다.

$$T_{motor.\max} \times \frac{I_{motor}}{I_{train} + I_{motor}} \qquad (3.15.10)$$

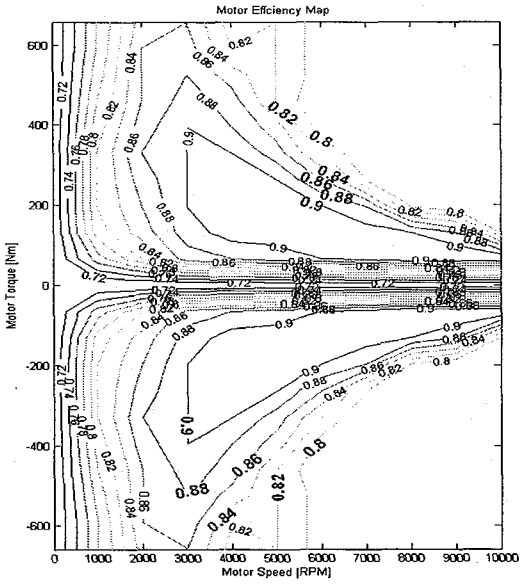
여기서 $T_{motor.\max}$는 모터가 발생시킬 수 있는 최대 토크, I_{motor}는 모터의 관성모멘트, I_{train}은 열차의 등가 관성모멘트이다.



<그림 3.15.6> 관성 모멘트의 영향 도식화

(다) 모터/컨트롤러 효율 맵

<그림 3.15.7>은 모터 모델에서 사용된 75kW 유도기(모델 통합할 때 1,185kW/1기로 upscale)의 효율 맵을 나타낸다. 적용되는 모터 토크의 0값을 기준으로 위의 곡선들은 견인 효율 맵을 의미하고 아래의 곡선들은 제동 시에 모터가 발전기 역할을 하여 에너지를 회수할 때의 효율 맵을 의미한다.



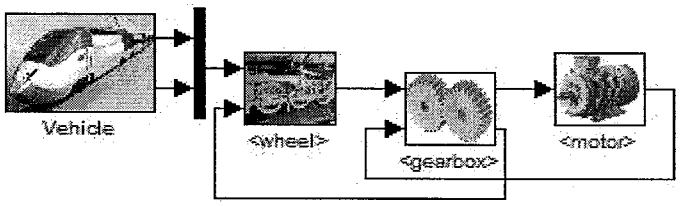
<그림 3.15.7> 75kW 유도 모터의 효율 맵

시뮬레이션 프로그램의 motor.m 파일에서 <그림 3.15.7>의 모터 속도와 토크에 따른 효율 맵을 이용하여 시뮬레이션 프로그램을 초기화할 때 모터 속도와

토크에 따른 요구 전력 맵을 미리 계산해 놓는다. 시뮬레이션 프로그램이 수행되는 동안에 변화하는 모터 속도와 토크에 대하여 미리 연산된 요구 전력 맵의 해당하는 요구 파워가 출력된다.

라) 모델 통합

위에서 서술한 열차 운동 방정식과 종방향 모델, 드라이브 라인 모델을 통합하여 열차 모델을 완성한다. <그림 3.15.8>에 simulink 블록을 나타내었다. Vehicle 블록이 열차 종방향 모델을 나타내고 있고 wheel, gearbox, motor가 드라이브 라인 모델을 나타내고 있다.



<그림 3.15.8> 통합 모델 도식화

2) 제동 장치 모델링

가) 전기 제동 장치

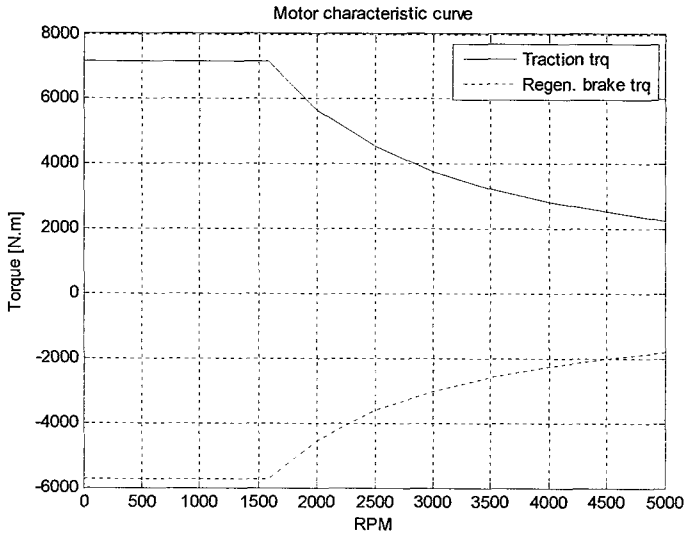
전기 제동은 추가적인 기계 장치가 추가되는 것이 아니라 견인 모터를 발전기로서 작동시킴으로써 제동력을 얻는 것을 말한다. 따라서 앞에서 서술한 견인 모터 모델링과 원리적으로 완벽히 같은 내용이다. 이번 절에서는 이번 연구에서 사용된 모터의 성능 곡선을 나타내고자 한다. 다음의 <표 3.15.3>에 회생 제동 장치인 견인 모터의 사양을 나타내었다.

<표 3.15.3> 견인 모터 사양

		사양
용량		1,185 [kW]
RPM	Base	1,585 [RPM]
	최 대	4,240 [RPM]
Torque	기동시	7,142 [N.m]
	최대속도시	2,669 [N.m]
최고 속도		350 [km/h]
기어 비		4.05
바퀴 반경		885 [mm]

대상 열차의 회생 제동 사양으로부터 시뮬레이션 모델의 motor.m 파일을 수정하여 회생 제동 모델을 구축 하였다. 구축된 모델의 속도-토크 특성을 <그림 3.15.9>에 나타내었다. 푸른색의 실선은 견인 모터로서 동작 할 때의 성능 곡선이고

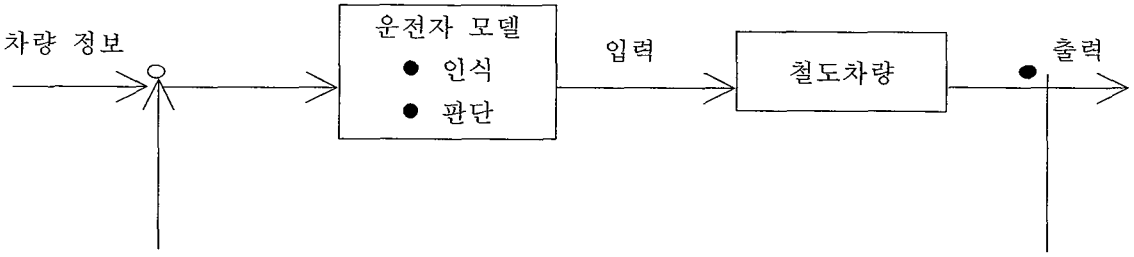
붉은색 점선은 회생 제동 시에 발전기로서 동작 할 때의 특성 곡선이다. 1584 RPM에서 base RPM을 형성하고 있으며 출력 최대 토크는 견인 시 7,142 N.m, 제동 시 -6427.8 N.m 이다. 이때 차륜의 반경은 0.885m 이고 기어비는 4.05 이다.



<그림 3.15.9> 견인 모터 특성 곡선

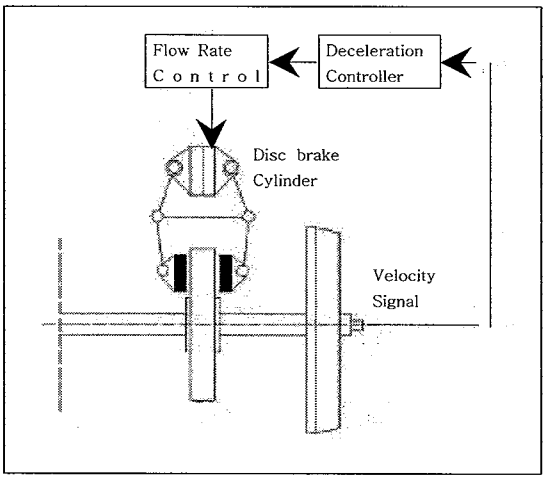
나) 공기 제동 장치

공기 제동 장치의 제어 시스템 모델은 아래 <그림 3.15.10>에서 보는 바와 같이 인식, 판단, 그리고 조작을 하는 운전자 모델 과 철도 차량 으로 구성 되어 있다. 대상 철도 차량에 입력은 운전자 모델을 통한 제동 명령을 의미하고, 철도차량의 출력은 대상 차량의 속도를 의미한다. 이 속도는 다시 운전자에게 Feedback 되고, 운전자는 철도 차량의 감속도 를 고려해 제동지령의 입력을 변화시키게 됨으로써 최종적으로 철도 차량이 정지하게 되는 것이다.[3]

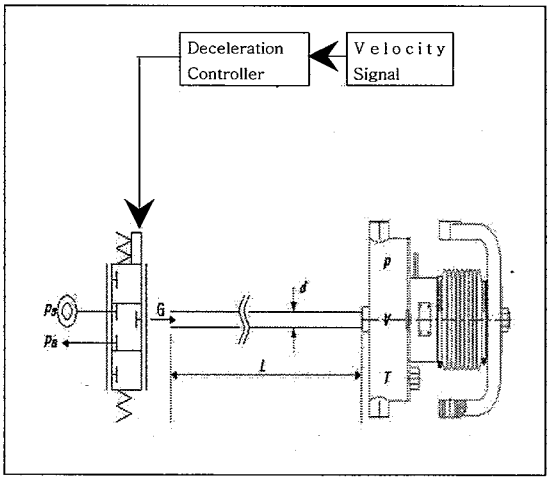


<그림 3.15.10> 운전자 모델과 철도차량상의 제어 시스템 모델

(1) 공기제동 시스템 모델링[4]



<그림 3.15.11> 공기제동 시스템 구조



<그림 3.15.12> 감속도 제어기 시스템 구조

<그림 3.15.11>과 <그림 3.15.12>는 공기제동 시스템의 구조로 철도차량에서 Feedback 받은 신호를 이용하여 감속도의 양을 계산하고, 계산된 감속도 신호가 감속도 제어기를 통해 제어 입력으로 연산되어 제어 밸브를 조정한다. 이때, 제어 밸브를 통해 흐르는 유량이 디스크 실린더의 압력을 변화시키고, 실린더 압력으로 브레이크 패드가 휠 디스크를 잡게 되어 철도차량의 감속도를 제어 하는 구조이다.

(2) 운전자 입력에 대한 공기제동력 의 전달 함수[1]

운전자 모델에서 철도차량에 제동 입력을 인가 시, 철도 차량에 작용하는 제동력은 수식 (3.15.11)과 같이 표현 된다.

$$F_b = \frac{\pi}{4} D^2 E_b n_b \eta f p = k_b f p \qquad (3.15.11)$$

$$Where\ k_b = \frac{\pi}{4} D^2 E_b \eta_b \eta$$

여기에서, F_b 는 제동력, D 는 제동 실린더 지름, E_b 는 브레이크 배율, n_b 는 브레이크 실린더 개수, η 는 브레이크 효율, f 는 마찰 계수이다.

공기제동시, 차량의 운동에너지가 차륜 및 제륜자 사이의 마찰력에 의해 열에너지로 변화되어 대기로 방산된다. 이때, 차륜과 제륜자 사이의 마찰 계수는 Reizfeld's의 실험 공식에 의해 수식 (3.15.12)와 같이 마찰계수를 속도 별로 구할 수가 있다.

$$f = \frac{C \times (1 + 0.0112 \times V)}{(1 + 0.06 \times V)} \qquad (3.15.12)$$

여기에서 f 는 마찰계수, V 는 제동시 속도(km/h), C 는 기후조건에 따른 상수(맑을때:0.45, 정상시:0.32, 우천시:0.25) 이다.

또한, 운전자의 제동 입력에 따라 발생되는 브레이크 실린더 압력의 변화는 수식 (3.15.13)과 같은 미분 방정식으로 나타난다.

$$\dot{p}=-\frac{1}{\tau}p+\frac{k_p}{\tau}u \qquad (3.15.13)$$

여기에서, p는 브레이크 실린더 입력, τ 는 시정수, k_p 는 압력 시스템 게인, u는 제동지령(운전자 입력)이다.

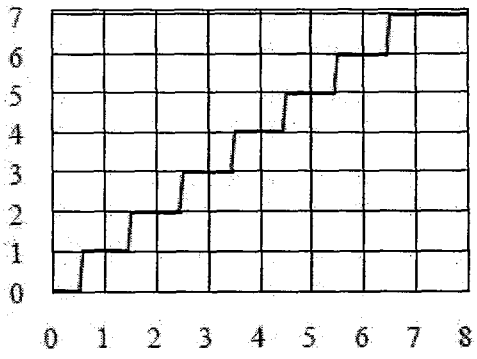
결론적으로, 철도차량이 역에 근접하는 상황과 같이 차량이 정지를 해야 하는 상황에서 운전자가 내리는 제동 명령과 철도차량에 가해지는 제동력 간의 전달 함수는 수식 (3.15.14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{F(s)}{U(s)}=\frac{k_b k_p f}{1+\tau s} \qquad (3.15.14)$$

여기에서, $k_b=\frac{\pi}{4}D^2E_b\eta_b\eta$, k_p는 압력시스템 게인, f 는 마찰계수, τ 는 시정수이다.

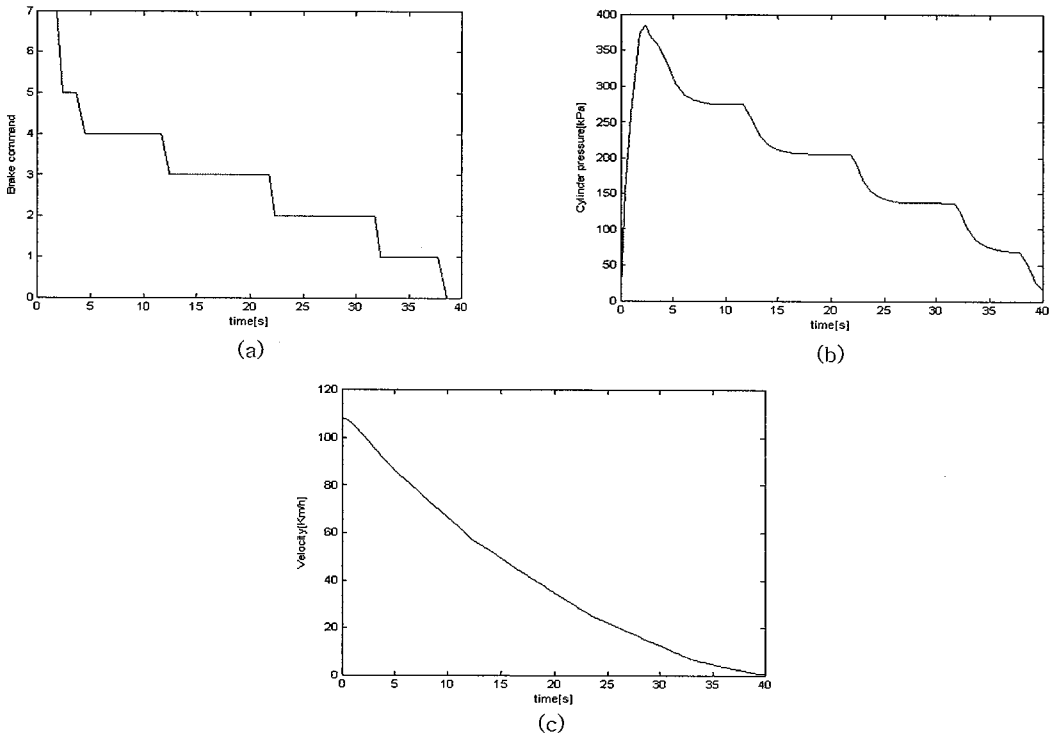
(3)철도차량의 운전자 제동 모델

철도 차량에서의 제동 명령은 크게 7 단계로 나눌수 있다. 철도차량 운전자는 차량의 요구 감속도에 따라 각 단계 별로 제동 명령을 내린다. 제동 지령의 단계는 아래 <그림 3.15.13>에서 보는 바와 같다.



<그림 3.15.13> 제동 입력과
브레이크 입력 특성 곡선

(4) Simualtion 결과



<그림 3.15.14> (a) 제동명령, (b) 실린더 압력, (c) 열차 속도

철도 차량의 운전자가 "제동을 해야 한다." 라고 판단 하였을때 <그림 3.15.14 (a)> 와 같이, 제동시 요구 감속도에 따라 제동 명령을 1~7 단계까지 철도 차량의 입력으로 인가 할 수 있다. 처음 7단계의 제동 명령 인가시, <그림 3.15.14 (b)>와 같이 브레이크 실린더 내의 압력이 380kpa 으로 작용 하고 점차 브레이크 실린더 내의 압력이 줄어들게 된다. 그 결과, <그림 3.15.14 (c)>에서 보는 바와 같이 40 초 후, 110km/h로 달리던 철도 차량이 정지 하게 된다.

다) 와전류 제동 장치

와전류 제동은 전자석과 궤도의 상대 운동에 의해 유기되는 와전류에 의해 발생되는 제동력을 이용한 것으로 비접촉 제동이기 때문에 마찰에 의한 손실이 없어 거의 반영구적으로 사용할 수 있으며 안전성이 향상된다. 이와 더불어 속도에 따라 증가하는 와전류의 크기가 제동력에 영향을 주는 구동원리이기 때문에 속도가 상승함에 따라 제동력이 증가하는 특성이 있어 고속에서 제동하는 경우에 이점이 있다. 특히 차체축 전자석의 여자 전류를 변화시킴에 따라 제동력을 연속적으로 조절할 수 있어 특히 고속차량에 적합하며 와전류 제동장치가 고속철도에 사용되는 예로는 독일의 ICE 프랑스의 TGV 일본의 JR-500의 경우가 있다. 우리나라에서는 1997년에 건설교통부, 통상산업부, 과학기술처 주관으

로 비접촉 제동시스템 개발을 주제로 와전류 제동장치에 대하여 제동장치의 사양, 전자석 설계 및 제동력 실험 등의 연구결과가 존재한다. 앞으로 설명할 와전류 제동장치에 대한 모델링은 우선 와전류 제동장치의 작동원리를 설명하고 기존에 연구되어 있던 자료를 기반으로 고속열차에 적합하도록 와전류 제동장치를 모델링 하였다.

(1) 와전류 제동장치의 작동원리

와전류 제동기는 도체가 자계내에서 움직일 때 발생하는 와전류와 자계의 상호작용에 의해서 제동력이 발생하는 원리를 이용하고 있어 이에 대한 해석은 속도 기전력이 고려되는 운동자계 문제로서 다루어진다. 전자석을 탑재한 차량의 이동은 렌츠의 법칙에 의해 도체인 레일의 자기장 변화를 일으키고 자기장의 변화를 방해하는 방향으로 자기장을 만들어 주는 와전류가 발생한다. 수직 자기장이 들어오는 부분은 자기장을 감소하는 방향으로 와전류가(N극) 생성되고 수직 자기장을 떠나는 부분에서는 자기장을 증가시키는 방향으로 와전류가(S극) 생성된다. 이 와전류에 의해 제동력이 발생하며 물질내에서의 전계와 자계에 대한 해석으로 제동력을 계산할 수 있고 공간에 대한 유한 요소법, 맥스웰 응력법이 적용되는 복잡한 과정이 필요하지만 보고서에서는 간략하게 설명한다.

Maxwell 방정식 중에서 Ampere 법칙은 수식 (3.15.15)와 같이 나타낸다.

$$\nabla \times \vec{H} = \vec{J} + \frac{\partial \vec{D}}{\partial t} \qquad (3.15.15)$$

여기서 $\vec{H}$, $\vec{J}$, $\vec{D}$는 magnetic field intensity, 전류밀도(current density), elet ric flux density를 각각 나타내며, 변위전류(displacement current)를 무시할 수 있는 준 정상상태라고 가정하며 수식 (3.15.15)는 수식 (3.15.16)과 같다.

$$\nabla \times \vec{H} = \vec{J_o} + \vec{J_e} \qquad (3.15.16)$$

여기서 $\vec{J_o}$, $\vec{J_e}$ 는 입력전류밀도, 와전류밀도(eddy current density)를 각각 나타낸다.

자속밀도 (magnetic flux density) $\vec{B}$는 자기벡터포텐셜 $\vec{A}$로 수식 (3.15.17)과 같이 나타낼 수 있으며, $\vec{H}$와 수식 (3.15.18)의 관계를 가진다

$$\vec{B} = \nabla \times \vec{A} \qquad (3.15.17)$$

$$\vec{B} = \mu \vec{H} \qquad (3.15.18)$$

여기서 μ는 투자율(permeability)을 나타낸다. 수식 (3.15.17)을 수식 (3.15.15)에 대입하고 수식 (3.15.18)을 적용하면 수식 (3.15.19)로 정리할 수 있다.

$$\nabla \times (\frac{1}{\mu} \nabla \times \vec{A}) = \vec{J_o} + \vec{J_e} \tag{3.15.19}$$

균일한 자속밀도 $\vec{B}$에서 도체가 속도 $\vec{v}$로 운동할 경우 운동 기전력(motional electric field intensity) $\vec{E}_m$는 수식 (3.15.20)과 같다.

$$\vec{E}_m = \vec{v} \times \vec{B} \tag{3.15.20}$$

도체내의 와전류 밀도는 다음과 같이 나타낸다.

$$\vec{J_e} = \sigma \vec{E}_m \tag{3.15.21}$$

여기서 σ는 도체의 도전율을 나타낸다.

수식 (3.15.20)을 수식 (3.15.21)에 대입하면 와전류 밀도는 수식 (3.15.22)로 나타낼 수 있다.

$$\vec{J_e} = \sigma \vec{v} \times \vec{B} \tag{3.15.22}$$

수식 (3.15.22)를 수식 (3.15.19)에 적용하면 수식 (3.15.23)과 같다.

$$\nabla \times \left(\frac{1}{\mu} \nabla \times \vec{A} \right) = \vec{J_o} + \sigma \vec{v} \times \vec{B} \tag{3.15.23}$$

2차원 유한요소 해석을 위해 계에서의 전류 성분과 벡터 포텐셜은 적층방향인 z방향 성분만 존재하며, 전류밀도는 도체 내에서 일정하고, 자성의 재질은 등방성이라고 가정한다. 이 가정하에 쿨롱 게이지 조건(Coulomb gauge conditi on) $\nabla \cdot A = 0$ 을 적용하여 수식 (3.15.23)을 전개하면 아래와 같은 Poisson 방정식을 얻을 수 있다.

$$-\frac{1}{\mu} \nabla^2 \vec{A} = \vec{J_o} + \sigma \vec{v} \times \vec{B} \tag{3.15.24}$$

속도 기전력항은 수식 (3.15.25)와 같이 정리되고

$$\vec{v} \times \vec{B} = (v_x \vec{a_x} + v_y \vec{a_y}) \times \left(\frac{\partial A_z}{\partial y} \vec{a_x} - \frac{\partial A_z}{\partial x} \vec{a_y} \right) = \left(-v_x \frac{\partial A_z}{\partial x} - v_y \frac{\partial A_z}{\partial y} \right) \vec{a_z} \tag{3.15.25}$$

와전류 제동장치에 대한 2차원 계에서의 자기장의 지배 방정식은 수식 (3.15.12)와 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{1}{\mu}\frac{\partial A_z}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(\frac{1}{\mu}\frac{\partial A_z}{\partial y}\right)=-J_o+\sigma\left(v_x\frac{\partial A_z}{\partial x}+v_y\frac{\partial A_z}{\partial y}\right) \qquad (3.15.26)$$

자기장의 지배 방정식을 구한 후 맥스웰 응력법을 이용해 전자력을 계산한다. 자기력 밀도 $\vec{f}$는 전류밀도 $\vec{J}$와 자속밀도 $\vec{B}$에 의해서 다음과 같이 표시된다.

$$\vec{f}=\vec{J}\times\vec{B}\ [N/m^3] \qquad (3.15.27)$$

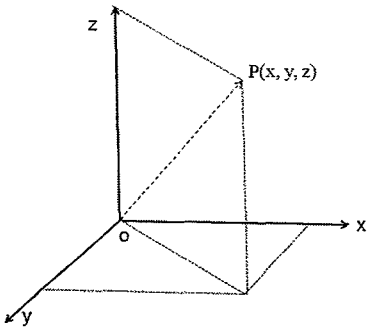
일반적으로 전자력 계산은 수식 (3.15.27)의 로렌츠 식을 이용하지만 자장속에서 전류가 흐르지 않은 영역의 전자력은 계산 할 수 없다. 맥스웰 응력법은 전류항을 자속밀도의 항으로 처리하므로 이러한 단점을 극복할 수 있다.

수식 (3.15.27)에 암페어의 주회법칙인 수식 (3.15.28)를 대입하여 전류항을 자속밀도의 항으로 치환한 것이 수식 (3.15.29)이다.

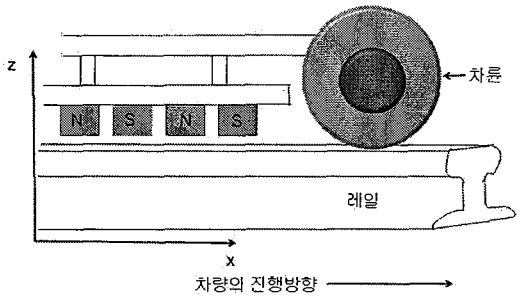
$$\nabla\times\vec{B}=\mu_0(\vec{J}+\epsilon_0\frac{\partial\vec{E}}{\partial t}) \qquad (3.15.28)$$

$$\vec{f}=\frac{1}{\mu_0}(\nabla\times\vec{B})\times\vec{B}-\epsilon_0\frac{\partial\vec{E}}{\partial t}\times\vec{B} \qquad (3.15.29)$$

수식 (3.15.29)를 준정근사(Quasistatic Approximation)하면 전계 세기의 시간 미분항을 포함하는 우변 두 번째 항이 소거되어 다음과 같이 된다.



<그림 3.15.15> 직각 좌표계



<그림 3.15.16> 와전류 제동장치

$$\vec{f}=\frac{1}{\mu_0}(\nabla\times\vec{B})\times\vec{B} \qquad (3.15.30)$$

따라서 최적 V인 물체가 자기장에 의해 작용 받는 전자력은

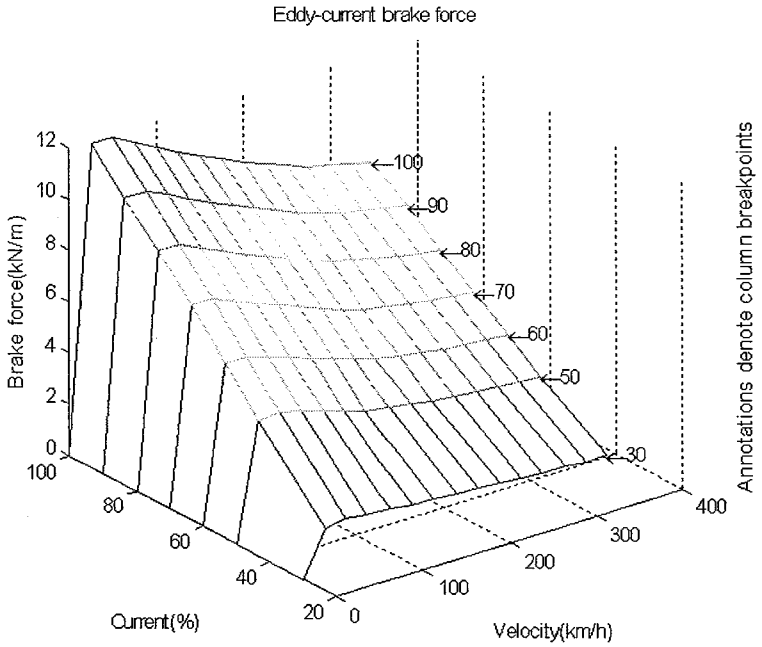
$$\vec{F}=\int_V\vec{f}dV=\int_V\frac{1}{\mu_0}(\nabla\times\vec{B})\times\vec{B}dV \qquad (3.15.31)$$

로 계산된다. 수식 (3.15.31)에서 체적적분은 체적의 표면을 적분하는 면적적분으로 변환되어 계산되고 이후 유한요소 정식화와 이산화를 통해서 공간분석이 이루어지며 직각좌표계에서 x, y, z축 방향으로 얼만큼의 힘이 가해지는 지를 계산할 수 있게 된다. 제동력과 관련 있는 x축 방향의 힘은 최종적으로 아래의 수식을 이용해 구할 수 있다.

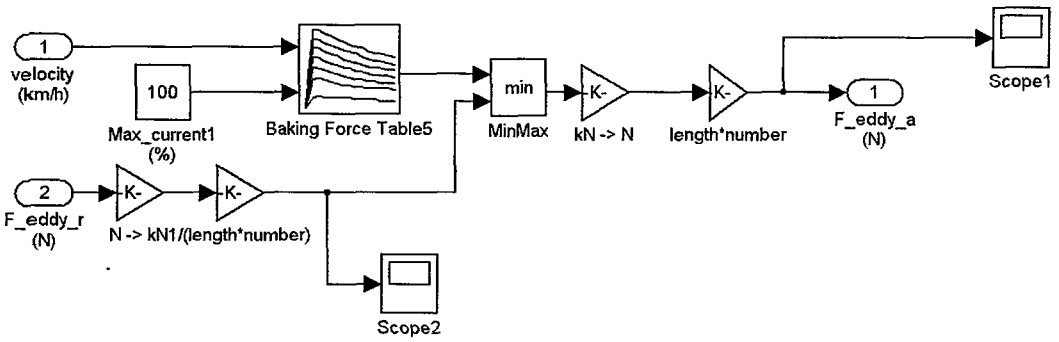
$$P_x = \frac{1}{2\mu_o}\left\{\left(B_x^2 - B_y^2 - B_z^2\right)n_z + 2B_x\left(B_y n_y + B_z n_z\right)\right\} \qquad (3.15.32)$$

$$\vec{F} = \oint_s \vec{P}x\, ds \qquad (3.15.33)$$

하지만 이런 과정을 거쳐 제동력을 도출하는 것은 상당히 복잡한 과정이며 그 결과가 합리성을 확보하기에 무리함이 있어 비접촉 제동 시스템 개발 과제의 1차년도 연차보고서에 기록된 와전류 제동력 표를 제동력 모델링의 Lookup table로 사용하였다. 표로부터 와전류 제동력의 경향성을 보면 정격 전류에서 차량의 속도가 25km/h 이하일 경우 와전류 제동력의 크기는 급감하며 50km/h에서 가장 큰 제동력을 발생시키며 그 이후 속도에서는 최대 제동력의 크기가 감소하는 것을 알 수 있다. 차량이 특정 속도로 달리고 있을 때 제동력의 크기는 전류의 공급을 조절하여 정할 수 있다. 와전류 제동장치는 총 20개가 장착되고 1개의 전자석의 길이는 1.85m로 한 전자석의 평균 제동력은 11.56kN 이고 와전류 제동의 제동 분담력은 평균 231.2kN 값으로 설정하였다.



<그림 3.15.17> 와전류 제동력



<그림 3.15.18 > 와전류 제동 block diagram

<표 3.15.4> 전류와 속도에 따른 제동력 table

구분	전류 100%	전류 90%	전류 80%	전류 70%	전류 60%	전류 50%	전류 30%
속도 [km/h]	제동력[kN/m]						
0	0	0	0	0	0	0	0
25	11.914	10.484	9.106	7.703	6.119	4.566	1.761
50	11.932	10.507	9.107	7.674	6.111	4.593	1.837
75	11.488	10.117	8.736	7.322	5.830	4.390	1.757
100	11.016	9.668	8.314	6.953	5.548	4.144	1.693
125	10.54	9.256	7.953	6.624	5.253	3.902	1.600
150	10.141	8.891	7.604	6.288	4.962	3.657	1.562
175	9.784	8.538	7.278	5.969	4.706	3.472	1.530
200	9.407	8.189	6.944	5.687	4.462	3.338	1.482
225	9.066	7.856	6.647	5.416	4.307	3.248	1.423
250	8.723	7.558	6.397	5.238	4.168	3.170	1.360
275	8.427	7.305	6.193	5.095	4.064	3.094	1.297
300	8.199	7.096	6.027	4.976	3.975	3.015	1.248
325	7.978	6.939	5.888	4.871	3.891	2.931	1.186
350	7.81	6.794	5.771	4.777	3.804	2.843	1.148

나. 제어 알고리즘

철도 차량에서는 전기식 제동, 기계식 제동에 관계없이 차륜과 레일간의 점착력에 의지하는 점착(마찰) 제동이 주로 사용되고 있다. 하지만 제동력이 점착력보다 클 경우 레일 위를 미끄러지는 활주현상이 발생하고 고속 전철에서는 활주 빈도가 높아지지 않도록 고속 영역에서 제동력을 낮추고 결과적으로 제동성능이 저하되는 결과가 발생한다. 이를 보완하기 위해 차륜 레일간의 점착력을 향상시키는 증 점착 방안, 기존의 점착력을 최대한 이용하는 고도 활주방지 제어방법, 제동력의 부족분을 보완하는 제동장치 추가하는 방안이 고려되고 있다. 제동 성능을 높이기 위한 타 열차의 사례를 보면 200계 신칸센 전차의 경우 상용 제동시 통상 제동으로 전기 제동을 주로 사용하고 전기 제동 실효 속도 이하 혹은 전기 제동력이 부족한 경우, 공기 제동이 전기 제동 대신에 작용한다. 독일의 ICE3에서는 최고속도 330km/h 및 35~40%의 구배에 대처하기 위한 제동 시스템이 고려되었다. 따라서 전동차에는 동력 회생제동, 공기식 디스크 제동, 부수차에는 와전류 레일 제동의 세 종류의 독립된 제동 시스템을 장비하였다. 제동력 배분은 회생 제동, 와전류 제동, 디스크 제동으로 우선순위를 두었고 저속에서는 와전류 제동력이 크지 않으므로 디스크 제동을 사용하였다.

본 연구에서는 제동 성능 향상을 위해 고속에서 제동성능이 뛰어난 와전류 제동 장치를 기존의 전기(회생)제동, 공기제동을 보완하는 제동장치로 추가하였으며 와전류 제동 장치를 포함한 제동 시스템에 제동력을 분배하는 제어알고리즘에 대해 연구하였다.

1) 최적화 이론

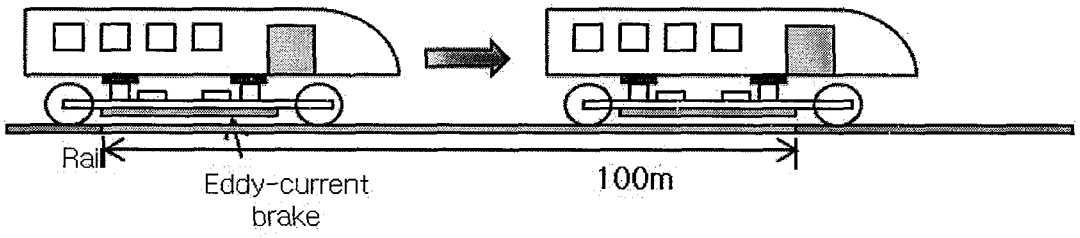
본 연구의 차량 모델의 제동시스템은 회생제동, 공기제동, 와전류 제동 장치로 구성되어 있다. 재사용 가능한 에너지를 발생시키는 회생제동 장치에 1순위로 제동력을 분배하고 더 필요한 제동력은 공기제동과 와전류 제동장치로 분배하는 방안을 고려한다. 현재 철도 차량의 제동시스템과 유사한 구조를 갖는 ICE3의 경우 회생제동을 모두 사용한 후에 필요한 제동력은 와전류 제동에 우선적으로 사용하였다. 이러한 제동력 분담은 공기제동으로 인한 브레이크 패드의 마모량을 줄이고 고속에서 와전류 제동이 비점착 제동으로 활주는 방지하는 이점을 살리기 위한 것이지만 단점으로 와전류 제동이 레일의 온도 상승을 초래하여 레일의 변형에 따른 철도 차량의 전복이나 탈선의 위험성을 지니고 있다. 현재 우리나라의 고속철도는 기본적으로 레일의 뒤틀림이나 수축에 강한 장대레일을 사용하고 있지만, 여름철 한 낮의 대기온도가 30℃를 넘는 경우에는 레일 온도가 대기 온도보다 10~20℃ 가량 높게 나타나기 때문에, 레일의 실제 온도는 50℃가 넘게 된다. KTX의 경우, 레일 온도가 55℃를 넘으면 열차의 속도를 230km/h로 낮추고, 60℃를 넘어서면 70km/h이하로 서행 운전하며, 64℃를 넘을 경우에는 열차 운행을 중지하도록 규정되어 있다. 따라서 레일의 온도가

기본적으로 높은 상태인 여름철에도 보다 안전하면서 좋은 제동성능을 보장하기 위하여 공기제동과 와전류 제동간의 제동력을 적절하게 분담하는 전략이 필요하다. 본 연구에서는 최적화 해법으로 두 제동장치 사이에 제동력을 분담시키기 위해 목적함수를 구성하고 목적함수를 최소화하는 최적 분배 값을 도출하였다. 이 목적함수를 구성하는 최적화 팩터로는 공기 제동에 의한 브레이크 패드의 마모량과 와전류 제동으로 인한 레일의 온도 증가량을 선택하였다. 구성된 목적함수를 풀어내는 최적 기법은 등식 제약조건하에서 다변수 함수의 최적 값을 도출해낼 수 있는 라그랑지 승수(Lagrange multipliers)기법이 적용되었다.

2) 최적화 팩터 모델

가) 온도 모델

와전류 제동장치는 제동력이 발생될 때 차량의 운동에너지가 레일의 열에너지로 변환되어 선로의 온도상승을 초래하게 되는데 레일의 온도 상승은 와전류 제동을 제한하게 되는 주요 요인이기 때문에 온도를 예측하는 모델은 제동력 분배를 최적화 하는데 있어 반드시 필요한 팩터이다. 와전류 제동에 의한 온도를 추정하는 레일의 온도 모델링 개념도는 아래와 같다.



<그림 3.15.19> 온도 상승 모델링 개념도

열차의 25km/h, 50km/h, . . . , 350km/h으로 각각 25km/h의 속도차이가 나도록 제동 초속도를 정하여 주었고 각 속도에서 와전류 제동력의 크기를 10kN, 20, 30, . . . ,150kN 변화시키면서 100m사이에 운동에너지 변화를 관찰하였다. 열차는 제동력외에도 마찰 저항과 공기에 의한 저항이 고려되어 있는 모델로 시뮬레이션 되었고 차량의 운동에너지는 초속도보다 제동력에 의해 변화가 커지는 것을 볼 수 있다. 아래 그림 2는 초속도와 제동력이 주어졌을 때 운동에너지 변화를 시뮬레이션 할 수 있는 Simulink 모델이다. 와전류 제동력에 의한 차량의 운동에너지 소모량이 주어지면 운동에너지 소모량이 전부 레일의 열 에너지로 변환 되었다고 가정하고 레일의 공급 열량을 정하였다. 레일의 공급열량이 정해지면 열 공급과 방출, 레일의 특성을 고려한 레일의 온도 추정 모델이 필요하다. 실제적으로 레일의 온도를 추정하는 것은 열 공급에 따른 레일의 온도변화를 레일에서도 세부적인 지점에 따라 변화 양상을 파악해야 하지만 본 연구

에서는 세부적인 한 지점에서의 온도 추정보다는 100m 레일에 평균 온도를 추정하여 전체적인 관점에서 와전류 제동이 레일에 미치는 영향을 파악하는데에 주안점을 두었다. 100m의 레일은 외부 환경에 충분히 영향을 받는 길이 이고 방출 열량을 계산하는데 있어 복사, 대류에 의한 방출을 고려해주었고 레일의 질량은 50kg/m, 비열은 110cal/kg • K로 정하였고 100m 레일의 온도 변화를 추정하는 모델은 아래와 같다.

$$\triangle T_{rail} = \frac{Q_{eddy} - Q_{conv} - Q_{rad}}{c \cdot m} \qquad (3.15.34)$$

Q_{eddy} : $Quantity\ of\ heat\ by\ eddy\ current\ brake$
Q_{conv} : $Quantity\ of\ heat\ by\ convection$
Q_{rad} : $Quantity\ of\ heat\ by\ radiation$
c : $specific\ heat,\ 110cal/kg \cdot K$
m : $mass,\ 50kg/m$

대류와 복사에 의한 방출은 제동거리가 100m 되기까지의 시간을 측정하여 계산되었다. 대류에 의한 열 방출량은 수식 (3.15.35)로 나타나며 복사에 의한 열 방출량은 수식 (3.15.36)으로 나타내고 식에서 사용한 parameter들의 값은 <표 3.15.5>에 제시하였다.

$$Q_{conv} = h \times A \times (T_{rail} - T_{amb}) \qquad (3.15.35)$$

h : $convection\ heat\ transfer\ coefficient\ (w/m^2K)$
A : $rail\ area\ (m^2)$
T_{rail} : $temperature\ of\ rail\ (K)$
$T_{ambient}$: $temperature\ of\ ambient\ (K)$

대류 열전달 상수는 레일과 주위 대기와의 열 전달량을 나타내는데 이 값은 풍속에 따라 바뀌는 값이고 시뮬레이션 상에서 풍속을 측정할 수 없기 때문에 과거 기후 관련 자료를 참조하여 7월 평균 풍속인 2.4 m/s를 기준으로 대류 열전달 상수의 값을 정하였다.

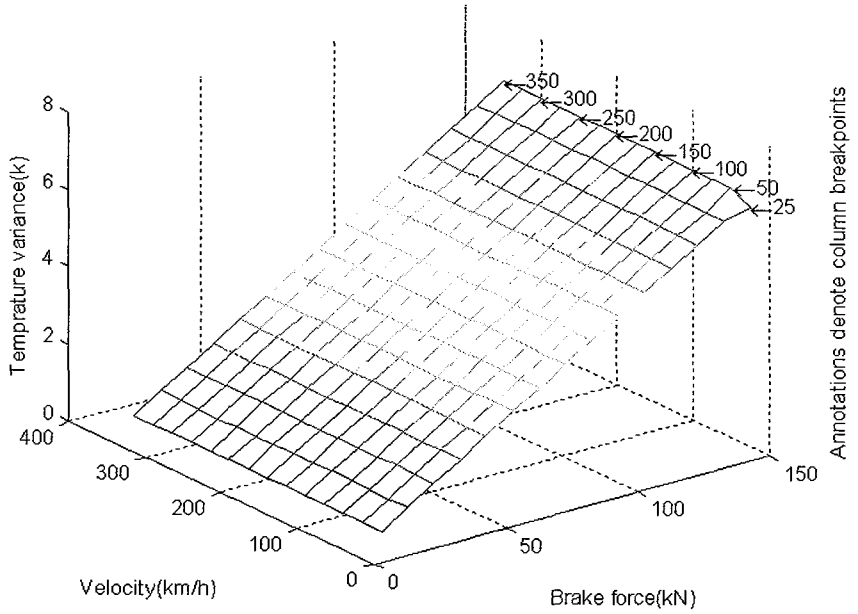
$$Q_{rad} = e \times \partial \times A \times (T_{rail}^4 - T_{ambient}^4) \qquad (3.15.36)$$

e : $emissivity\ of\ rail$
∂ : $stefan's\ constant\ (w/m^2K^4)$

<표 3.15.5> 열해석에 사용된 파라미터

Parameter	Value
Specific heat of rail(cal/kg·K)	110
width of rail(cm)	6
Temperature of ambient(℃)	25
Convection coefficient(W/m²℃)	15.2
Emissivity of rail	0.75

레일의 복사율은 레일이 외부로 방출하는 복사 에너지량과 관계있으며 이 값은 레일의 재료와 온도에 의해 정해지는 값이고 일반적인 철로 일 때 레일의 표면에 따라 0.65 ~ 0.85값을 가지고 본 연구에서는 평균값이 0.75로 복사율 값을 설정하였다. 레일의 온도 상승을 추정하기 위해 필요한 파라미터 값들이 <표 3.15.5>에 나타나있다. 이 값들을 기반으로 와전류 제동시 감소한 운동에너지를 레일의 공급열량으로 한 레일의 온도 변화를 시뮬레이션하여 구한 결과는 <그림 3.15.20>와 같다.



<그림 3.15.20> 온도 시뮬레이션 결과

온도 변화 시뮬레이션 결과를 보면 레일의 온도 변화는 제동이 시작되는 초속도와 제동력에 따라 단조 증가하는 값을 보였으면 제동력에 의해 많은 변화를 보이는 것을 알 수 있다. 그리고 상용제동에 해당하는 150kN에서 6.2도 ~ 6.5도의 레일의 온도 증가를 보이고 있는데 이는 와전류 제동에 의한 레일의 온도 증가에 대해 언급한 논문과 비교해 볼 때 시뮬레이션 결과가 타당하다고 할 수 있다. 이 결과를 수식화를 하기 위해 앞서 브레이크 패드의 마모량 수식화에서 설명했던 최소자승법이 사용되었다. 최소 자승법을 적용한 레일의 온도 증가

추정 값은 수식 (3.15.37)로부터 구해진다.

$$\triangle T = 0.0041 \times v^{1/2} + 0.0431 \times F_b \qquad (3.15.37)$$

수식 (3.15.37)은 최적화 팩터로 제동력 분배 알고리즘에서 목적함수를 구성할 때 하나의 항으로 들어간다.

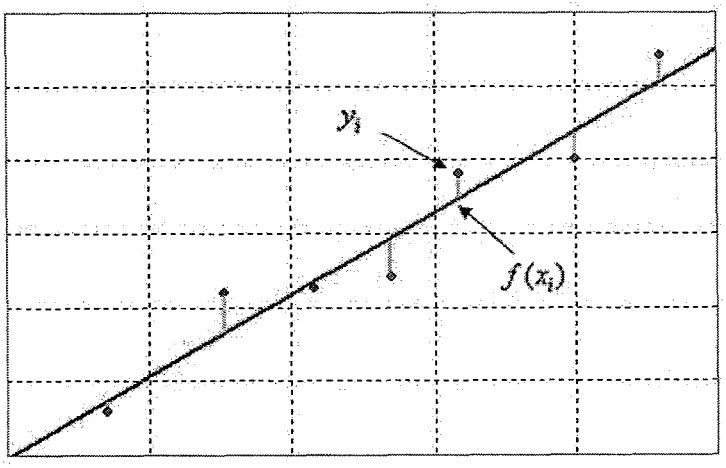
나) 패드 마모 모델

(1) 최소자승법

N회 측정한 측정값 $y_1, y_2, \cdots, y_n$ 이 어떤 다른 측정값 $x_1, x_2, \cdots, x_n$ 의 함수라고 추정할 수 있을 때, 측정값 y_i와 함수 값 $f(x_i)$의 차리를 제곱한 것의 합 이 최소가 되도록 하는 함수 $f(x)$를 구하는 것이 최소 자승법의 원리이다.

$$\sum_{i=1}^{n}(y_i - f(x_i))^2 \qquad (3.15.38)$$

이렇게 해서 구해진 함수 $y=f(x)$는 이 측정 값 들의 관계에서 가장 적합한 함수라고 할 수 있다. 아래의 그림에서 표시된 각 점들은 측정값 (x_i, y_i) 이고, 직선$(x, f(x_i))$ 은 최소 자승법을 사용해 구한, 측정 값 들의 분포를 가장 잘 나타내는 일차 함수이다. 즉, 이 함수는 (측정값 - 함수값)^{2}의 총합 (오차의 총합)이 최소가 되는 직선 이라고 할 수 있다.



<그림 3.15.21> 최소 자승법을 이용한
일차 함수Graph

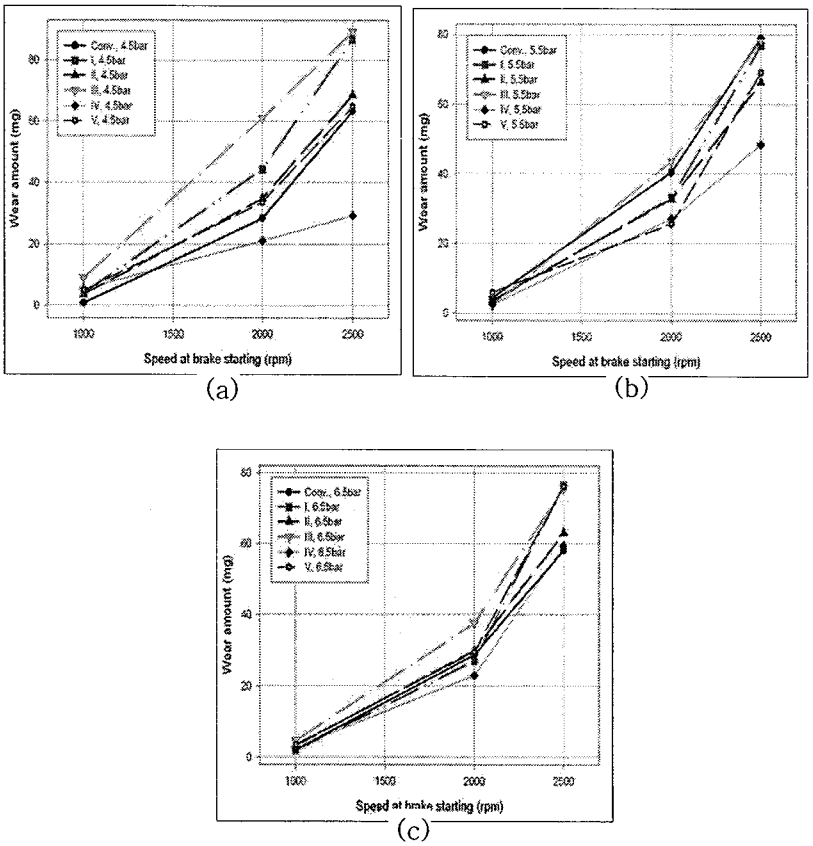
최소 자승법을 이용하여 적합한 함수를 구하는 다른 접근방법은, 잔차(residual) $r=Ax-y$ 라 정의 하고 잔차 $\|r\|$ 을 최소화 하는 $x=x_{ls}$ 를 구하는 것 이

다. x_{ls}를 구하기 위해 잔차의 제곱 norm 인 $\| r \|^2 = x^T A^T Ax - 2y^T Ax + y^t y$을 0 이라 놓고 gradient를 취하면 $\nabla_x \| r \|^2 = 2A^T Ax - 2A^T y = 0$ 이 된다. 따라서 $A^T Ax = A^T y$ 가 되고 이때, $A^T A$가 역행렬을 가진다 라고 하면 $x_{ls} = (A^T A)^{-1} A^T y$ 이다.

(2) 공기제동 시 패드의 마모량 공식 도출

아래 <그림3.15.22>은 실제 브레이크 패드에 4.5bar, 5.5bar, 6.5bar 의 제동 압력을 가하고 각 압력에 대한 제동 초속도 1,000rpm, 2,000rpm , 3,000rpm에서의 제동 실험을 실시하여 패드의 마모량을 나타낸 그래프 이다.[2] 이 실험 결과에서 수행한 다양한 재질의 브레이크 패드 중 한 가지 종류의 브레이크 패드에 대한 마모량 그래프로 부터 패드의 마모량 공식을 구하기 위해 아래의 <표 3.15.6>을 작성 하였다.

자동차의 마모공식을 도출 한 논문[3] 을 참고하여 패드의 마모량 공식 인 $\omega_{pv} = (1330p - 1.99v + 26.4) \times 10^{-7}$에서 각 항의 계수를 α, β, γ 라고 놓은 후, Matlab 을 이용해 계수를 구하여 공기제동 마모량을 예상하는 공식을 도출 할 수 있다.



<그림 3.15.22> 각 제동 입력에서의 패드 마모량 실험치

<표 3.15.6> 속도와 압력에 따른 패드 마모량

압력 / 속도	4.5bar	5.5bar	6.5bar
1000rpm	0.02mg	0.08mg	0.08mg
2000rpm	0.56mg	0.8mg	0.56mg
3000rpm	1.28mg	1.6mg	1.16mg

자동차에서 도출된 패드의 마모 공식[5]을 참고하여 수식 (3.15.39)와 같은 패드 마모량 공식으로 표현 할 수 있다.

$$\omega_{pv} = \alpha p + \beta v + \gamma \tag{3.15.39}$$

계수 도출 방법으로는 아래의 (3.15.40)과 같이 $Y = AX$ 라고 놓은 후, 마모량을 Y 행렬로 표현하고 마모량에 대응하는 $p, v, 1$ 을A 행렬로 표현한다. 그리고 계수인 α, β, γ 를 X 행렬로 표현 한다.

$Y = A \cdot X$ 에서

$$\begin{bmatrix} 0.02 \\ 0.08 \\ 0.08 \\ 0.56 \\ 0.8 \\ 0.56 \\ 1.28 \\ 1.6 \\ 1.16 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 4.5 & 1000 & 1 \\ 5.5 & 1000 & 1 \\ 6.5 & 1000 & 1 \\ 4.5 & 2000 & 1 \\ 5.5 & 2000 & 1 \\ 6.5 & 2000 & 1 \\ 4.5 & 3000 & 1 \\ 5.5 & 3000 & 1 \\ 6.5 & 3000 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \alpha \\ \beta \\ \gamma \end{bmatrix} \tag{3.15.40}$$

Matlab에서 $x_{ls} = (A^T A)^{-1} A^T y$ 명령어를 통해 계수를 구하여 수식 (3.15.41)와 같은 패드 마모량 공식을 얻었다.

$$\omega_{pv} = -0.01p + 0.006v - 0.5494 \tag{3.15.41}$$

여기에서, 실제 데이터 값과 공식에 의한 값의 차이인 잔차(Residual)을 구하기 위해 $Z = y - A \times x_{ls}$ 를 구하고 $\| r \|^2 = Z^T Z$ 을 이용하여 잔차 $r = 0.1517$ 라는 비교적 적은 값을 얻을 수 있었다.

3) 제동력 분배 전략 개발

전술에서 제동력 분배는 목적함수를 최소화 시키도록 공기 제동과 와전류 제동간에 비율이 정해진다고 언급하였고 목적함수를 구성하기 위해 최적화 팩터로 브레이크 패드의 마모량과 레일의 상승 온도를 모델링하여 수식화 하였다. 브레이크 패드의 마모량 수식에서 압력과 속도에 관한 함수를 공기 제동력과 속도에 관한 함수로 변환 시키면 수식 (3.15.42)와 같다.

$$f_1(v,F_1) = -0.0003265 \times F_1 + 0.1076 \times v - 0.8148 \quad (3.15.42)$$
$$F_1 : pneumatic\ brake\ \text{force}$$

또한 온도증가 모델을 속도와 와전류 제동력에 관한 함수로 나타내면 수식 (3.15.43)과 같다.

$$f_2(v,F_2) = 0.0041 \times v^{1/2} + 0.0431 \times F_2 \quad (3.15.43)$$
$$F_2 : eddy-current\ brake\ \text{force}$$

수식 (3.15.42)와 수식 (3.15.43)을 수식 (3.15.44)로 정규화를 시킨다.

$$normalization : \frac{f_i - f_{i,\min}}{f_{i,\max} - f_{i,\min}}, \ i = 1,2 \quad (3.15.44)$$

정규화된 두 최적화 팩터에 가중치를 곱하여 수식으로 표현한 최종 목적함수는 수식 (3.15.45)와 같다.

$$Object\ function : \frac{F_1}{K} \times \frac{f_1(v,F_1)}{9.6466} + \frac{F_2}{K} \times \frac{f_2(v,F_2)}{6.505} \quad (3.15.45)$$
$$K = F_1 + F_2,\ F_1 \geq 0,\ F_2 \geq 0$$

목적함수에서 나타난 K값은 철도 차량의 전체 요구제동력에서 회생 제동력을 제외한 값으로 실질적으로 분배가 되는 제동력이다. 정의된 목적 함수를 토대로 라그랑제 승수에 의해서 분배 비율이 정해진다. 라그랑제 승수에 의한 전개과정을 살펴보면 아래와 같다.

$$L = \frac{x}{K} \times \frac{f_1(v,x)}{9.6466} + \frac{y}{K} \times \frac{f_2(v,y)}{6.505} + \rho(x+y-K) \quad (3.15.46)$$
$$constraint : x + y = K,\ x \geq 0,\ y \geq 0$$
$$\rho : \text{라그랑제 승수}$$

$$\frac{\partial L}{\partial x} = \frac{1}{9.6466K}(f_1(x,v)) + x \times \frac{\partial f_1}{\partial x} + \rho = 0 \quad (3.15.47)$$

$$\frac{\partial L}{\partial y} = \frac{1}{6.505K}(f_2(y,v)) + y \times \frac{\partial f_2}{\partial y} + \rho = 0 \quad (3.15.48)$$

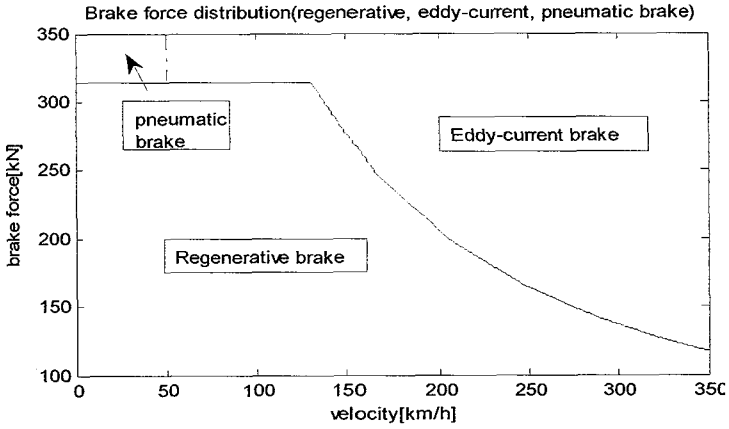
$$\frac{\partial L}{\partial \rho} = x + y - K \quad (3.15.49)$$

라그랑제 승수 과정에 의해 결정되는 최종 제동 비율은 요구 제동력에서 회생 제동력을 뺀 제동력과 열차의 속도에 의해 정해지는 값으로 수식 (3.15.50)과 같이 표현된다.

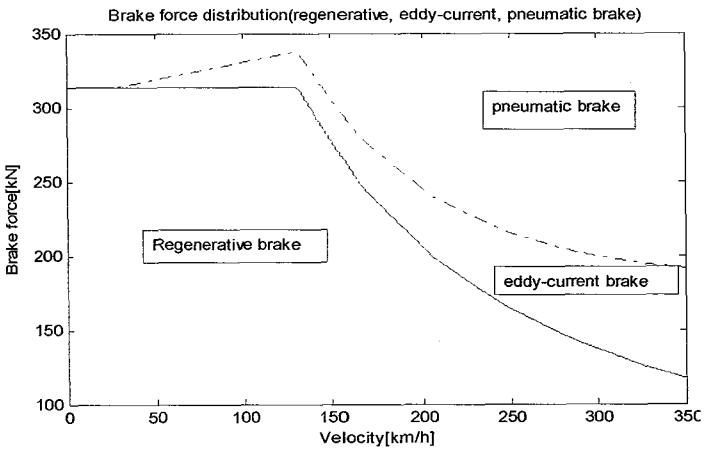
$$x = F_1 = \frac{2dK + e - b}{2a + 2d},$$
$$a = -\frac{0.00003384}{K},\ d = \frac{0.0066251}{K},\ b = \frac{(0.01115v - 0.08446)}{K},\ e = \frac{0.00063 \times v^{1/2}}{K} \quad (3.15.50)$$

4) 시뮬레이션 결과

라그랑제 승수법에 의해 요구 제동력이 주어졌을 때 회생제동을 우선 할당하고 공기제동과 와전류 제동으로 배분하는 비율이 정해졌다. 이 개념은 결론적으로 레일의 온도 상승과 패드의 마모량을 절충하려는 것이고 레일의 온도가 철도 차량에 미치는 영향이 큰 여름철에 적용되는 제동 방식이다. 비교 대상으로는 현재 철도 모델과 유사한 제동시스템을 갖춘 ICE3의 제동력 분배 전략을 정하였다.

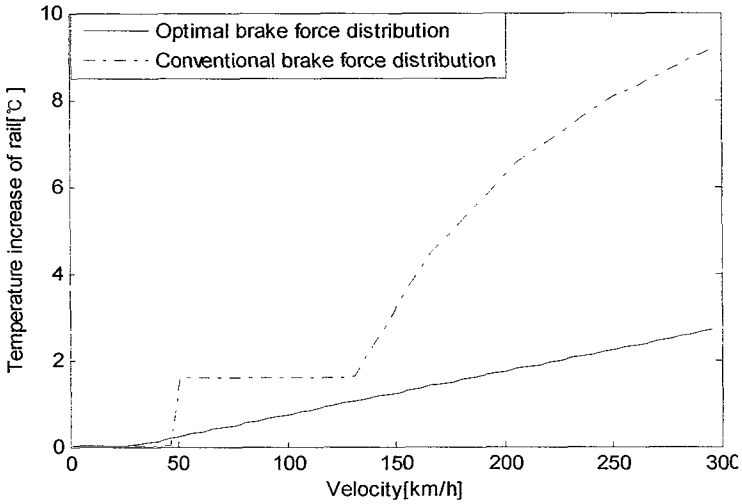


<그림 3.15.23> 제동력 분배(ICE3)



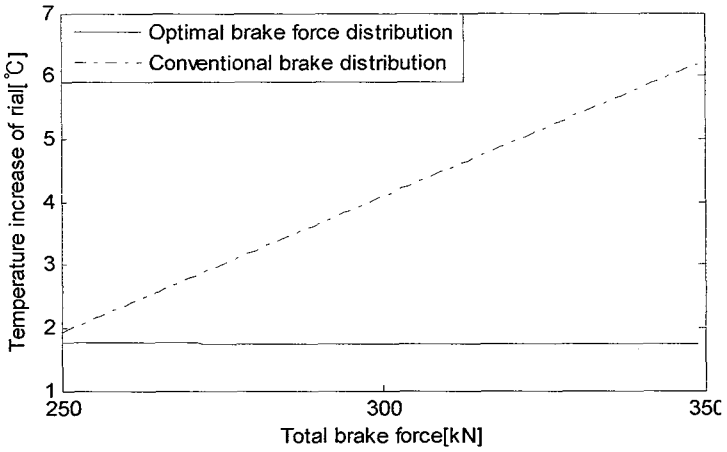
<그림 3.15.24> 제안된 제동력 분배 전략

시뮬레이션 결과를 보면 새로 제안된 제동력 분배 전략으로 기존의 ICE3방식에 비해 50km이상의 속도 영역에서 와전류 제동과 공기 제동력이 분할되는 것을 확인할 수 있다. 이러한 제동력 분배로 레일의 온도 상승을 보면 아래와 같다.



<그림 3.15.25> 레일의 온도 상승(제동력: 350kN고정)

상용제동력이 350kN으로 고정시켜놓고 제동 초속도를 증가시켰을 대의 레일의 온도 상승을 시뮬렝션 결과를 살펴보면 기존 방식의 경우 50km/h에서 현저하게 증가하는 것을 확인할 수 있다.



<그림 3.15.26> 레일의 온도 상승
(초속도: 200km/h 고정)

<그림 3.15.26>에서 레일의 초속도를 200km/h로 고정 시켜놓고 제동력을 250 kN에서 350kN가지 증가시켰을 경우에도 레일의 온도 상승 차이가 뚜렷하게 나타남을 알 수 있다.

3. 결 론

본 연구에서는 차량 시스템에서 안전과 직결된 제동 장치의 성능을 개선하기 위한 다음과 같은 연구를 수행하였다.

- 16량 편성의 차량을 다물체 모델로 모델링하고 주행 저항을 수학적으로 모델링하여 고속 전철의 차량 종방향 모델을 수행하였다.

- 차량에 탑재될 세 가지 제동 장치를 각각의 특성을 고려하여 모델링 하였다. (전기 제동, 공기 제동, 와전류 제동)

- 고속 전철 차량 모델과 세 가지 제동 장치 모델을 matlab/simulink 상에서 통합하여 제동 제어 알고리즘 개발 환경을 구축 하였다.

- 상이한 제동 장치의 특성을 고려하여 최적화 해야 될 인자를 도출 하고 이를 수학적으로 최적화 시키기 위해 모델링 하였다. (제동 패드의 마모량, 레일의 온도 상승을 최소화)

- 최적 통합 제동 제어를 위한 기본 전략을 수립 하였다. 전기 제동에 최우선적으로 제동력을 분배하여 회생 에너지를 최대화 하고, 모자란 제동력을 공기 제동과 와전류 제동에서 분담함에 있어서 패드 마모와 레일의 온도 상승을 최소화 하도록 전략을 수립하였다.

- 최적 통합 제어를 위한 코스트 함수를 수립하였다. 제동력을 최적화 함에 있어서 고려해야할 제한 조건을 라그랑제 승수를 이용해 코스트 함수에 더해줌으로써 제한 조건을 만족하는 최적 제동력 분배 방안을 도출하였다.

- 시뮬레이션을 통해 레일의 온도가 높은 상황에서의 대처 능력이 있음을 확인함

제 4 장 연구 개발 목표 달성도 및 관련분야에의 기여도

목 표		달성도(%)	내 용
▪철도안전SE과제와의 연계사항 관리 및 조정	▪철도안전SE과제와의 연계사항 관리 및 조정	90	▪철도안전SE과제와의 연계사항 관리 및 조정
▪충돌안전도 설계 가이드라인 연구	▪충돌 후 탈선 및 타고오름 사고 예측기술 개발	90	▪개발된 타고오름 사고 해석 모델링 기술의 검증 ▪개발된 충돌 원인 탈선사고 해석 모델링 및 시뮬레이션 기술의 타당성 검증
	▪제동성능향상 대책 검증	80	▪제동 장치 모델 및 분석 ▪제동 장치 협조 제어 알고리즘 개발
▪충돌안전도 성능평가 기술개발	▪차체구조 충돌안전성능 시험평가 기술 개발	80	▪표준충돌사고각본 검증절차에 따른 실차충돌시험 수행 ▪표준충돌사고각본 검증절차에 따른 시험결과와 해석모델의 비교 검증 ▪다양한 충돌동역학 모델에 의한 해석적 충돌성능 평가 기술 개발
	▪철도승객 Sled 시험기법 연구	90	▪승객보호용 안전의자 인체상해 해석 모델 개발 ▪승객보호용 안전의자 설계안의 Sled 시험수행
	▪철도차량용 의자의 충돌안전성능 평가기술 개발	90	▪승객보호용 안전의자 설계안의 충돌안전성 평가 해석 모델 개발
	▪차막이 성능시험	80	▪연속 압축 공정을 적용한 완충차막이의 성능 시험 수행 ▪티어링 공정을 통한 에너지 흡수 부재 성능시험 수행
	▪연결기 충돌안전성능평가기술 개발	80	▪개발된 경충돌 안전장치의 성능검증
▪충돌안전도 표준 성능구조 및 표준성능장치 연구	▪전동차 전두부 하부구조 개발	80	▪단부구조 해석 및 준정적 시험 결과 ▪전동차 전두부 해석/시험 평가 및 표준 구조물 ▪전두부 보호용 복합재 구조 모듈 개발
	▪승객용 안전의자 개발	90	▪안전의자 완충장치 표준모델 핵심기술 개발
	▪공중사상 피해저감 방안의 feasibility 검토 및 실용화 방안	90	▪감지장치 시험 및 신뢰성 향상방안 ▪철도차량 접촉사고자를 보호하기 위한 실용화 가능성이 높은 에어백 시제품 개발 ▪접촉사고자 보호장치 평가시험 수행
▪시험시설구축 및 시험평가절차 개발	▪충돌시험시설 및 장비 설치 및 인수시험	80	▪실차충돌시험시설구축

	▪시범 충돌시험 실시	80	▪실제 열차의 실물 충돌시험을 수행하여 충돌안전도 평가
총 달성도		80	

제5장 연구개발결과의 활용계획

가. 활용방안

본 과제의 중요한 전략 중 하나는 안전기준을 강화하고, 강화된 안전기준을 평가할 기술을 갖추는 동시에, 기업에서 이러한 요구조건에 맞는 제품을 생산할 수 있도록 기술을 지원하는 것이다. 향후 안전기준을 만족하지 못하면 납품을 할 수 없는 법적 제도와 민간이 이에 대응하도록 설계기술을 지원하는 점이 시너지 효과를 냄으로써, 본 과제에서 개발되는 구조 및 장치 등은 실용화의 가능성이 아주 높다.

o 고속철도/일반철도/도시철도 충돌에너지 흡수구조 시범적용 및 실용화

본 과제에서 개발되는 에너지 흡수구조는 표준모델로 개발되었으며 차년도 연구를 통해 시범적용 및 실용화된다. 이미 개발된 일반철도 전두부 표준모델과 차년도 연구를 통해 개발될 일반철도 운전자 보호구조를 결합한 일반철도 충돌에너지 흡수구조 표준모델은 구축된 충돌시험설비를 이용하여 안전성능시험을 수행하고 시범적용된다. 시범적용이 완료되면 실용화 연구를 통해 실제 일반철도 충돌에너지 흡수구조의 설계 및 적용에 기본 모델로 활용될 것으로 예상된다.

o 완충차막이 및 경충돌안전장치 시범적용 및 실용화

차년도 연구를 통하여 완충차막이 및 경충돌안전장치의 충돌안전도 평가 및 검증이 완료된다. 완충차막이는 순수 국내 기술로 개발되어 선로 끝단 혹은 열차가 멈출 필요가 있는 지점에 시범적용될 것으로 예상된다. 또한 경충돌안전장치의 에너지흡수구조는 실제 전두부 구조에 적용되어 사고재현시험을 통한 성능 검증을 완료하고 시범적용될 것으로 예상되어 향후 충돌사고 발생시 인적, 물질적 피해를 최소화할 것으로 기대된다.

o 안전기준 검증

철도안전법에 의한 철도차량안전기준이 시행되고 그에 따르는 세부지침이 본격적으로 적용될 때, 안전에 대한 성능평가기술이 없다면 안전기준은 무용지물이 된다. 따라서, 이러한 평가기술은 세부지침과 시험절차를 만드는데 활용되며, 안전기준의 실질적 시행기반이 된다.

o 국내기술분야 선도

3차원 충돌해석의 경우는 전산역학의 최고봉 중의 하나이므로 이에 대한 본격적 연구는 국내기술분야에 새로운 파장을 만들 수 있다. 본 과제에서는 슈퍼

컴퓨터를 본격적으로 활용하여 현재 기술수준이 허용하는 한도까지 계산역학에 대한 연구를 시도한다. 동시에, 국내외 새로운 기술분야로 관심을 모으고 있는 유연다물체 동역학에 대한 연구를 소개하는 계기로 활용된다.

o 성능평가기술의 해외시장 진출

충돌안전에 대한 시험설비 및 기술은 현재 미국과 유럽등지에서 본격적으로 연구 중이다. 최근 인도와 같은 나라에서도 본격적으로 뛰어들기 시작했다. 현재 동아시아 국가에서는 이러한 분야에서의 다소 미진하다. 중국, 일본 등에서 본격적인 열차충돌시험설비의 구축이 없으며 성능평가기술의 연구가 상대적으로 부족한 점으로 보아, 국내에서 이러한 기술을 개발한다면 동아시아에서 열차충돌 안전분야의 선도적 역할을 하게 될 것이다. 따라서, 국내에서 서둘러 기술개발 및 설비를 구축한다면, 거리상으로 인접한 중국과 일본의 열차충돌시험에 대한 기술용역이 충분히 가능하리라 판단된다.

o 충돌안전시험설비의 연구용 활용
- 제품의 설계→평가→수정의 반복과정에서 연구개발용
- 개발된 안전장치의 성능검증용
- 충돌안전도 평가기법개발에서의 연구용으로 사용

o 충돌안전시험설비의 인증용 활용
- 안전기준의 세부시행지침을 수행하기 위해 차량의 인증용 장비로 사용

나. 기대효과

o 기술적 측면

- 철도차량 안전기준의 세부시행에 필요한 표준충돌각본 및 설계 가이드라인 도출에 기여

- 선진국에서는 철도차량 설계에 보편적으로 활용하고 있는 1차원/2차원 충돌동역학 기술을 국내에서도 설계에 적용할 수 있는 기술적 기반 마련

- 위험한 탈선사고를 빈번하게 유발하는 장애물 충돌에 의한 탈선에서 탈선현상을 규명하고 대책을 마련할 수 있는 3차원 충돌동역학 해석 기술 확보

- 충돌 중대사고방지를 위한 기술개발과 우리나라 철도안전을 선진국수준으로 끌어올리기 위하여 꼭 필요한 시험시설을 확보함에 따라 내실 있는 철도 안전기술개발이 가능

- 열차안전에 대해 국제적 수준의 승객보호 기준, 평가방법 및 절차를 확보하여 열차 승객 및 선로내 작업자/보행자 보호를 위한 철도차량 안전 기술의 발달에 크게 기여

- 철도 안전 평가에 필요한 기준 및 시험절차와 승객 상해 평가 시스템에 대한 기술/기준의 확보로 철도 차량 및 부품에 대한 안전 기술발달의 선진화에 크게 기여

ㅇ 경제·산업적 측면

- 점점 엄격해지는 선진국의 안전기준에 대응할 수 있는 기술을 개발함으로써 해외 수출 경쟁력 확보에 기여
- 국내에서는 기존에 없었던 충돌안전도 설계 관련 부품이 개발됨으로써 국내 산업 활성화에 기여
- 대형 사고 피해를 저감하여 국민의 복리증진 및 피해 손실 비용 절감
- 본 연구사업에서 5년간 36회(8회/년간)의 열차충돌시험이 예상되고, 향후 철도 충돌 안전도 관련 연구 및 기술개발 과정에서 철도차량을 외국으로 이송해서 시험하기는 매우 어려운 실정을 감안 할 때, 막대한 예산 낭비의 최소화 등 경제적 기대효과가 있다고 사료됨
- 열차 사고시 그 피해를 최소화하는 기술 및 우리나라 현실과 환경에 적합한 안전기준을 확보함으로서 해마다 연간 200여명의 공중인명 사상자를 줄이고 대형사로로 이어지는 열차사고시 승객의 피해를 최소화하여 국민의 생명과 권익을 보호
- 철도 안전 친화적 기술개발에 대한 기초기술기반을 확보하여 수출 철도차량(전동차 등)의 국제 경쟁력이 향상됨에 따라 국내 열차산업의 국제 경쟁력을 확보
- 철도 차량의 구조, 부품 등에 대한 안전도 평가를 위한 기술의 국산화를 통하여 완성차 제작사 또는 부품회사의 평가시스템에 대한 수입대체 효과 및 평가기술 발전을 위한 기초기반을 확보하여 향후 기술 발전에 기여
- 선진국 수준의 안전 기준 및 법규제정 등을 통한 일관적인 정부정책의 추진 및 정부정책에 대한 객관성과 투명성을 확보하여 국가 신뢰도 및 경쟁력 향상

가. 연구결과의 활용방안

- 국내 표준충돌각본 및 표준충돌성능 차량 설계 사양 도출: 철도차량 안전기준을 만족시키는 표준충돌성능 차체구조 및 충돌안전도 부품 설계 기준으로 활용 ⇒ 차량 경량화, 신소재 차량 개발 추세에 맞도록 추가 연구 필요
- Mechanical fuse 등 충돌에너지 흡수 구조 부품 개발에 활용: 경충돌 완충장치 실용화에 활용 ⇒ 기술이전 및 기업화 지원
- 충돌 동역학 평가기술 개발을 통한 충돌에 의한 타고오름 및 탈선 거동 예측: 충돌에너지 흡수부품 및 구조, 타고오름방지장치, 배장기 등의 설계사양 결정 및 충돌에너지 흡수성능 평가에 활용

나. 기대성과

(1) 기술적 측면

- 철도차량 안전기준의 세부시행에 필요한 표준충돌각본 및 설계 가이드라인 도출에 기여

- 선진국에서는 철도차량 설계에 보편적으로 활용하고 있는 1차원/2차원 충돌동역학 기술을 국내에서도 설계에 적용할 수 있는 기술적 기반 마련

- 위험한 탈선사고를 빈번하게 유발하는 장애물 충돌에 의한 탈선에서 탈선현상을 규명하고 대책을 마련할 수 있는 3차원 충돌동역학 해석 기술 확보

- 복합재 에너지 흡수 구조부품(energy absorber, mechanical fuse)의 설계기술 확보

(2) 경제·산업적 측면

- 충돌안전도 설계 기준 도출과 설계 방법을 개발함으로써 국내 철도차량의 안전성 향상뿐만 아니라 수입대체 효과 발생

- 점점 엄격해지는 선진국의 안전기준에 대응할 수 있는 기술을 개발함으로써 해외 수출 경쟁력 확보에 기여

- 국내에서는 기존에 없었던 충돌안전도 설계 관련 부품이 개발됨으로써 국내 산업 활성화에 기여

- 대형사고 피해를 저감하여 국민의 복리증진 및 피해손실 비용 절감

다. 타 산업에 미치는 효과

- 본 연구의 에너지 흡수 구조부품(energy absorber, mechanical fuse)의 설계기술은 각종 산업 플랜트, 수송 및 운송하역기계 시스템의 완충장치로 활용 가능

라. 관련 후속연구개발의 전망

- 장애물 충돌 시 충격 에너지 흡수능력 제고 및 탈선 저감 기술은 고도의 시뮬레이션 기술과 에너지 흡수 장치가 필요하므로 후속 연구를 통하여 발전시켜야 함

제6장 참고문헌

[3.3.1] J. S. Koo & H. J. Cho, Theoretical Method for Predicting the Weight Reduction Rate of a Box-Type Car Body for Rolling Stock by Material Substitution Design, International Journal of Automotive Technology, Vol. 10, No. 3, pp.355-363, 2009

[3.3.2] J. S. Koo and H. S. Jung, A Study on Material Substitution Design and Evaluation Method for Structural Components of Rolling Stocks, Transactions of KSAE, Vol. 12, No. 4, pp.74-85, 2004

[3.3.3] 구정서, 조현직, 소재대체에 의한 하이브리드형 차체구조의 경량화 예측방법, 한국철도학회학술지, Vol. 9, No. 6, pp. 635-643, 2006

[3.3.4] FCD, Crashworthiness Requirements for Railway Vehicle Bodies, EN15227, 2005

[3.3.5] AEIF/TSI, Technical Specification for Interoperability Relating to the Rolling Stock Subsystem of the Trans-European High-speed Rail System, 2002

[3.3.6] 건설교통부, 철도차량 안전기준에 관한 규칙, 건설교통부령 제455호, 2005

[3.3.7] 건설교통부, 철도차량 안전기준에 관한 지침, 건설교통부고시 제2005-438호, 2005

[3.3.8] 건설교통부, 철도차량 안전기준에 관한 지침, 건설교통부고시 제2007-278호, 2007

[3.3.9] S. R. Kim, T. S. Kwon & J. S. Koo, Crashworthiness Evaluation of the Korean High Speed Train Using a Virtual Testing Model, International Journal of Modern Physics B, Vol. 22, pp.1383-1390, 2008

[3.3.10] S. R. Kim & J. S. Koo, A Study on Strain Rate Effects in Collision Analysis of Rolling Stock, International Journal of Modern Physics B, Vol. 22, pp.1423-1430, 2008

[3.3.11] H. S. Han & J. S. Koo, Simulation of Train Crashes in Three Dimensions, Vehicle System Dynamics, Vol. 40, No. 6, pp.435-450, 2003

[3.3.12] D. C. Tyrell, K. J. Sevrson, and B. J. Marquis, Train Crashworthi- ness Design for Occupant Survivability", ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition", AMD-Vol. 210, pp.59-74, 1995

[3.3.13] D. C. Tyrell, K. J. Sevrson, and B. J. Marquis, "Analysis of Occupant Protection Strategies in Train Collisions", ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition", AMD-Vol. 210, pp.539-557, 1995

[3.3.14] J. S. Koo, D. S. Kim, H. J. Cho, T. S. Kwon, and S. K. Choi, "Analysis on the Crashworthiness of the Full Rake Korean Electric Multiple Unit Train", Korean Society for Railway, Vol. 3, No. 1, pp.27-33, 2000

[3.3.15] C. R Paetsch, & A. B. Perlman, "Dynamic Simulation of Train Derailments", Proceedings of IMECE, 2006
[3.3.16] LSTC, LS-DYNA Keyword User's Manual ver.971, 2007
[3.3.17] LSTC, LS-DYNA Theory Manual ver.971, 2007
[3.3.18] R. Stringfellow, P. Llana, "Detailed Modeling of the Train-to-Train Impact Test: Rail Passenger Equipment Impact Tests." U.S. Department of Transportation, DOT/FRA/ORD-07/20, 2007
[3.3.19] 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

[3.7.1] BSI, " Draft EN 15227 Railway applications - Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies," 2005.
[3.7.2] AFNOR, "Railway applications - Crashworthiness requirements for railway vehicle bodies," 2008.
[3.7.3] 건설교통부고시 제2007-278호, "철도차량 안전기준에 관한 지침,"2007.
[3.7.4] FRA, DOT, "Subpart E-Specific Requirements for Tier II Passenger Equipment, 49CFR238.403 - Crash energy management," Code of Federal Regulations.

[3.15.1] 최성규 외, "신개념열차 기술 개발" 한국 철도기술 연구원 2006. 12
[3.15.2] 최권희, 장대성, 김철근, 한동인, 전영욱 "고속전철용 트랙제동 및 와전류제동장치 기술동향" 한국철도학회 2005년도 추계학술대회논문집 2005. 11, pp. 1~5
[3.15.3] H.Yamazaki, "Driver model Simulation For Railway Brake Systems", IEEE
[3.15.4] 이광국, "공기제동 시스템의 감속도 제어기 설계", 한국철도학회 2004년도 춘계 학술대회 논문집 2004.06, pp 18~23
[3.15.5] 여태인, "디스크 브레이크 패드 수명 예측에 관한 연구", 한국 자동차 공학회 논문집 제10권 제4호 2007.7, pp 199 ~ 205
[3.15.6] 임충환, 구병춘, "제동디스크 소재의 마찰-마모 특성 시험", 한국철도학회 2008년도 추계학술대회 논문집 2008.11, pp 1761 ~ 1765
[3.15.7] 이광국, "공기제동 시스템의 감속도 제어기 설계", 한국철도학회 2004년도 춘계 학술대회 논문집 2004.06, pp 18~23
[3.15.8] 강도현 외, "비접촉 제동 시스템 개발 연차 보고서" 1998. 10
[3.15.9] 박훈규 외, "제동시스템 개발(최종 보고서)" 2002. 10
[3.15.10] 강도현, 김용주, "고속전철 비접촉 와전류 제동장치 개발" 전력전자학회지

Vol. 2 No. 4 1997. 12
[3.15.11] Ohgami, Imamura, "207계 전차의 전기 브레이크와 공기 브레이크의 협조에 대해서" 일본 기계공학회 7회 철도기술연합심포지엄 2000. 12
[3.15.12] 연세대학교 일반 물리학 실험실, "최소자승법"
http://phylab.yonsei.ac.kr/board.php?board=excel&indexorder=2&command=body&no=17