

고속전철의 안전운행과 고장감지를 위한 철도차량의  
비선형 동적 해석모델 개발 및 비선형 설계 변수 영향 분석  
**최종보고서**

2015. 04.

Infrastructure  
R&D Report

주관연구기관 / 성균관대학교

국 토 교 통 부  
국토교통과학기술진흥원

## 2. 제출문

### 제 출 문

국토교통부 장관 (국토교통과학기술진흥원장) 귀하

이 보고서를 "고속전철의 안전운행과 고장감지를 위한 철도차량의 비선형 동적 해석모델 개발 및 비선형 설계변수 영향 분석에 관한 연구"과제의 보고서로 제출합니다.

2015. 4.

주관연구기관명 : 성균관대학교 산학협력단

주관연구책임자 : 최 연 선

연구원 : 송 기 석

" : 이 효 주

" : 이 경 하

" : 윤 현 석

## 3. 보고서 요약서

### 보고서 요약서

|                      |                       |                                                            |                                 |         |                                        |
|----------------------|-----------------------|------------------------------------------------------------|---------------------------------|---------|----------------------------------------|
| 과제고유번호               | 12PRTD-C<br>061720-01 | 해 당 단 계<br>연 구 기 간                                         | 2012.03.30.<br>~ 2015.03.29     | 단 계 구 분 | (해당단계)/<br>(총 단 계 )                    |
| 연 구 사 업 명            | 건설교통기술촉진연구사업          |                                                            |                                 |         |                                        |
| 연 구 과 제 명            | 최 상 위<br>과 제 명        | 고속전철의 안전운행과 고장감지를 위한 철도차량의 비선형 동적 해석모델 개발 및 비선형 설계변수 영향 분석 |                                 |         |                                        |
|                      | 단위과제명                 |                                                            |                                 |         |                                        |
| 연 구 책 임 자            | 최연선                   | 총연구기간<br>참 여<br>연구원수                                       | 총 : 5 명<br>내부 : 5 명<br>외부 : 0 명 | 총연구비    | 정부:212,000천원<br>기업 : 천원<br>계:212,000천원 |
| 연구기관명 및<br>소 속 부 서 명 | 성균관대학교 기계공학부          |                                                            | 참여기업명                           |         |                                        |
| 국제공동연구               | 상대국명 :                |                                                            |                                 |         |                                        |

## 4. 요약문

### 요 약 문

#### I. 제 목

고속전철의 안전운행과 고장감지를 위한 철도차량의 비선형 동적 해석모델 개발 및 비선형 설계변수 영향 분석

#### II. 연구개발과제 개요

철도차량의 진동은 기본적으로 차륜/레일 접촉에서 발생하는 크리프 현상에 기인한다. 차륜/레일 접촉에 의해 발생한 진동은 1차, 2차 현가장치를 통해 윤축, 대차, 차체로 전달된다.

차륜에서 대차로, 대차에서 차체로 전달되는 진동은 1차, 2차 현가장치의 설계변수에 따라 달라지므로 각각의 설계변수가 최적화되어야 한다. 이를 위해 본 연구에서는 ADAMS/Rail을 이용하여 진동이 커지는 곡선구간에서의 주행해석 결과를 바탕으로 반응표면법을 적용하여 1차 및 2차 현가장치의 설계변수를 최적화하였다.

차륜과 레일에서 발생된 크리프 현상에 의한 철도차량의 진동은 승차감과 더불어 임계속도를 결정하는 주요 원인이므로 이에 대한 연구가 필요하다. 그러나 기존 철도차량의 동특성 해석을 위한 해석모델에서는 Kalker의 선형 크리프이론을 주로 사용하였다. 이에 본 연구에서는 Vermulen, Wormley, Polach, Strip theory 등의 비선형 크리프이론을 적용하여 크리프 곡선 변화에 따른 임계속도의 영향을 검토함으로써 차륜 형상 설계의 방향을 제시하였다.

또한 고속철도의 곡선구간 주행은 직선구간에 비해 진동과 탈선의 위험이 커지므로 현가장치, 차륜과 레일의 답면구배, 곡률반경, 캔트량 등의 설계인자가 철도차량 동특성에 미치는 영향을 검토하여야 한다. 이를 위해 본 연구에서는 2, 6, 14, 20 자유도계 등 다양 철도 차량 모델에 선형, 비선형 크리프 이론을 적용하여 임계속도, 승차감, 탈선 등 철도차량의 안정성과 안전성을 검토하였다.

#### III. 연구개발 수행내용

철도차량의 곡선주행 시 현가장치는 주행안전성 및 곡선주행성능을 결정하는 중요한 요소이다. 본 연구에서는 고속 열차의 곡선주행 시 발생하는 횡진동을 다양한 곡률반경에 대하여 ADAMS/Rail을 이용하여 계산하고 주파수 응답과 차체, 대차, 윤축간의 진동 전달함수를 계산하였다. 또한 1차, 2차 현가장치의 설계인자 변화에 따른 차체, 대차, 윤축의 횡변위로부터 반응표면법을 적용하여 최적 현가장치 설계

인자를 구하였다.

차륜과 레일에서 발생하는 크리프 현상은 고속전철의 임계속도를 결정하는 주요 인자이다. 본 연구에서는 Kalker의 선형 크리프이론, Wormley 비선형 크리프모델, Vermeulen의 비선형 크리프 모델, Polach 계산식에 의한 크리프모델, 차륜형상에 줄 이론을 적용하여 계산한 비선형 크리프 모델 등을 사용하여 크리프-크리프력 곡선에 따른 횡진동 변화를 6자유도 대차모델에 대한 수치적분 및 슈팅알고리즘을 이용하여 Hopf 분기에 의한 Hunting 발생 여부를 추정하였다. 또한 현가장치의 설계변수와 플랜지 접촉이 철도차량의 임계속도에 미치는 영향을 검토하였다.

또한 곡선주행 시 발생하는 철도차량의 동특성을 파악하기 위하여 윤축, 대차, 차체에서 횡변위와 요(yaw)변위를 각각 고려한 2, 6, 14, 20 자유도모델을 만들어 곡률반경, 차륜의 플랜지와 레일의 접촉, 캔트량의 변화에 따른 응답을 계산하였다. 또한 완화곡선에서의 천이상태 응답과 탈선계수의 변화를 계산하였다.

| 연구개발목표                            | 연구개발내용 및 범위                                                                                                                                                                                                                    |
|-----------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <b>현가장치 최적화</b>                   | <ul style="list-style-type: none"> <li>◦ ADAMS/Rail 주행해석을 통한 곡률반경 변화에 따른 속도별 횡방향 진동</li> <li>◦ 윤축, 대차, 차체에서의 주파수 응답 및 진동전달함수 산출</li> <li>◦ 반응표면법에 의한 현가장치 설계변수 최적화</li> </ul>                                                  |
| <b>비선형 크리프를 고려한 고속철도의 임계속도 해석</b> | <ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 크리프 곡선 산출 : Kalker, Wormley, Vermeulen, Polach, 줄 이론</li> <li>◦ 철도차량 모델과 운동방정식 해석</li> <li>◦ 한계사이클과 임계속도 해석</li> <li>◦ 현가장치 설계변수 변화에 따른 임계속도</li> <li>◦ 플랜지 접촉에 의한 임계속도 변화</li> </ul> |
| <b>곡선 구간에서의 철도차량 비선형 동적해석</b>     | <ul style="list-style-type: none"> <li>◦ 곡선주행 해석모델 개발</li> <li>◦ 현가장치, 곡률반경 변화에 따른 동특성 해석</li> <li>◦ 플랜지 접촉과 캔트량 변화에 따른 동특성 해석</li> <li>◦ 완화곡선에서의 천이응답과 동적 탈선계수 산정</li> </ul>                                                  |

#### IV. 연구개발결과

##### ● ADAMS/Rail을 통한 철도차량 현가장치 최적화

- 윤축, 대차, 차체에서의 횡가속도는 직선구간보다 곡선구간에서 속도 증가 영향이 최대 약 3.5배 큼.
- 곡선구간에서 윤축의 횡진동은 고속주행 시 78 Hz, 직선구간에서는 40 Hz 진동이 발생함.
- 1차 스프링, 2차 스프링의 횡방향 강성은 10 % 감소, 2차 감쇠의 횡방향 감쇠계수는 10 % 증가하였을 경우, 횡방향 진동은 윤축에서 3 % , 대차에서 1 % 감소하였음.

##### ● 비선형 크리프를 고려한 고속철도의 임계속도 해석

- 크리프 곡선은 한계값으로 수렴하지만 이론에 따라 그 기울기는 다르고 차륜의 형상을 고려한 크리프 곡선은 특정이론 결과와 차이가 있음.
- 작은 차륜 답면구배는 큰 크리프력을 발생시켜 임계속도를 증가시킴.
- 속도  $y$ , 요속도  $\dot{\psi}$ 는 각각 횡방향 및 요 운동을 억제할 수 있는 감쇠로 작용하나 연성 강성(coupled stiffness)으로 작용하는 요각  $\psi$ 과 횡변위  $y$ 는 시스템의 불안정성을 유발할 수 있어 크리프 곡선의 기울기가 크면 임계속도는 상승됨.  
따라서 크리프 곡선의 기울기가 큰 차륜 형상을 개발해야 고속전철의 속도를 올릴 수 있음.
- 현가장치의 강성의 증가는 임계속도를 증가시키나 그 영향은 미미하며, 현가장치의 감쇠계수는 임계속도 변화에 무관함.
- 플랜지 접촉은 임계속도를 올리나 높은 주파수를 유발함.

##### ● 곡선주행 시 발생하는 철도차량 동특성 해석

- 1개의 윤축모델을 2 자유도, 2개의 윤축모델과 1개의 대차모델을 6 자유도, 4개의 윤축모델과 2개의 대차모델, 1개의 차체모델을 14 자유도계로 구성하고, 14 자유도 모델에서 대차와 차체의 롤(roll)각을 추가한 20 자유도계 모델 개발.
- 곡선구간에서 철도차량의 동특성은 현가장치 설계변수 변화에 의해 크게 변하지 않음.
- 곡선주행 시 철도차량의 동특성을 파악하기 위해서는 대차모델이 아닌 차체까지 고려된 모델로 해석하여야 함.
- 윤축의 진동은 주행속도가 커지면 무한히 커지나 플랜지에 의해 허용 데드밴드의 범위 내로 제한되지만, 레일의 곡률반경이 커지면 속도 증가에 따라 대차 및 차체가 불안정해지므로 일정 속도 이상으로 주행해서는 안됨.

- 곡률반경과 캔트량이 증가할수록 임계속도는 증가함 .
- 차체의 진동은 완화곡선으로 진입하는 순간 급격히 커짐.
- 곡률반경이 커질수록, 캔트량이 증가할수록 더 높은 속도에서 탈선이 발생하나 플랜지 접촉을 고려하면 탈선계수는 안전영역에 있음.

## V. 최종 연구성과 및 적용실적

### ■ 국내학술지 게재

- 차륜 불평형이 있는 철도차량의 동적해석 2013, 이승일, 최연선, 대한기계학회, Vol. 37, No. 11, pp. 1387-1395.
- 진동을 이용한 철도차량의 무게중심과 관성모멘트 현장 측정, 2013, 송기석, 최연선, 한국소음진동공학회, Vol. 23, No. 10, pp. 878-884.
- 마찰과 토크를 고려한 차륜/레일 접촉 해석, 2014, 송기석, 한승희, 최연선, 한국철도학회, Vol. 17, No. 1, pp. 1-4.
- 고속전철의 임계속도와 헌팅현상 해석, 2014, 송기석, 구자춘, 최연선, 한국철도학회, Vol. 17, No. 5, pp. 342-348.

### ■ 국외학술지 게재

- Dynamic analysis on wheel-set vibration due to wheel/rail contact, Seung-Hee Han, Ki-Seok Song, Ja-Choon Koo, Yeon-Sun Choi, 2014, International Journal of Advanced Railway, Vol. 2, No. 3, pp. 141-148.
- Optimization of Suspension Under the Condition of Curved Track in Railway Vehicle, Jong Yoon Choi, Zheng Yuan Li, Seung Guk Baek, Ki Seok Song, Ja Choon Koo, Yeon Sun Choi, 2014, IJR International Journal of Railway, Vol. 7, No. 2, pp. 57-63.

### ■ 소프트웨어(S/W) 등록

- 고속철도 휠 반경변화에 따른 임계속도 산출 프로그램(C-2012-016557)
- 고속철도 가감속 주행 시 차량 진동 분석 소프트웨어(C-2012-016558)
- 차륜불평형에 따른 임계속도 측정(C-2012-016559)
- 운동마찰을 고려한 철도차륜의 견인력 산출 프로그램(C-2013-001427)
- 철도차륜 견인력 산출 프로그램(C-2013-001428)
- 철도차량 대차모델의 동특성 해석 프로그램 (C-2014-031268)

## VI. 연구개발결과의 활용계획

본 연구를 통하여 현가장치의 설계변수의 최적화 방법이 제안되었으므로 고속전철의 현가장치 설계에 이용될 수 있다. 다만 현가장치 설계변수 변화에 의한 임계속

도 증가 효과는 그리 크지 않으므로 기울기기 큰 크리프 곡선을 만족하는 차륜을 개발하여야 함을 알았으므로, 추후 한국형 고속전철 철도차륜 개발에 직접적으로 이용될 수 있을 것이다. 또한 곡선주행과 관련 다양 전산해석 결과가 도출되었으므로 고속전철이 곡선주행 시 발생하는 문제점 해결에 이용될 수 있을 것이다.

## 5. 영문 요약서

### SUMMARY

#### I. TITLE

“Analysis of nonlinear design parameters and development of nonlinear dynamic analytical model for safe operation and fault detection of high-speed train”

#### II. The purpose and need for research and development

- The vibration of railway vehicles is basically caused by creep phenomenon which occurs during the wheel/rail contact. The vibration caused by the wheel/rail contact is transmitted from a wheelset to a bogie, and from a bogie to a carbody via the primary and secondary suspension.

Because these vibrations depend on the design parameter of the primary and secondary suspension, each design parameter should be optimized. For this purpose, in this research, the primary and secondary suspension are optimized using the response surface method based on the results of running analysis using ADAMS/Rail program on the curved tracks.

The vibration of railway vehicle by creep phenomenon is the main factor for the determination of the critical speed and the ride comfort. Therefore the research on this problem is necessary for an in-depth study. The analytical model for dynamic analysis of railway vehicle has mainly used Kalker's linear creep theory. In this study, the ideal wheel profile is proposed by applying the nonlinear creep theory such as Vermeulen, Wormley, Polach, Strip theory and examined on the effects of the critical speed in accordance with the variation of creep curve.

Also, the risk of the derailment and the vibration increases when the railway vehicle runs on curved track compared to straight track, therefore, it should be conducted how each design parameters such as suspension, the conicity of the wheel and the rail, the curvature, the cant of railway vehicle affect the railway vehicle dynamics. In this respect, the safety and stability of railway vehicle are reviewed for various railway vehicle models of 2, 6, 14, 20 DOF model which accommodates the linear or nonlinear creep theory.

### III. Task

- The suspension of high speed train is the most important element when the railway vehicle drives on curved track for the ride quality and the driving performance. In this study, the lateral vibration is calculated using ADAMS/Rail, and the transfer function and frequency response are calculated from the wheelset to the bogie and the carbody. Also, an optimal suspension parameters are determined using response surface method with the primary and secondary suspension parameter variation from the lateral displacement of the wheelset, the bogie, and the carbody.

The creep phenomenon which caused by wheel-rail contact determines the critical speed of high speed train. In this study, the hunting due to Hopf bifurcation are investigated for 6 DOF bogie model using Kalker's linear creep theory, Wormley's nonlinear creep model, Vermeulen's nonlinear creep model, the creep model made by Polach's calculation, and the new nonlinear creep model calculated by Strip theory. These are estimated using numerical integration and shooting algorithm. Also, the relationships between critical speed, flange contact and suspension parameters are also reviewed.

In order to identify the railway vehicle dynamics on curved track, 2, 6, 14, 20 DOF models are made for the consideration of the lateral displacement and yawing angle of the wheelset, bogie, and carbody, respectively. And then, the vibration responses are calculated for the various the radius of curvatures, the wheel-rail contact, and the cant. Additionally, the safety of railway vehicle on curved track is reviewed by calculating the transient response and the variation of the derailment coefficient on transition track.

| Research Development Objectives                                                                                | Research contents and scope                                                                                                                                                                                                                                                                                                                     |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| <ul style="list-style-type: none"> <li>■ Suspension optimization</li> </ul>                                    | <ul style="list-style-type: none"> <li>■ Lateral vibration depending on the radius of curvature through ADAMS/Rail running analysis</li> <li>■ Calculation of the vibration transfer function and the frequency response of the wheelset, bogie, and carbody</li> <li>■ Suspension parameter optimization by response surface method</li> </ul> |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>■ Critical speed analysis considering nonlinear creep</li> </ul>        | <ul style="list-style-type: none"> <li>■ Creep curve calculation : Kalker, Wormley, Vermeulen, Polach, Strip theory</li> <li>■ Development of railway vehicle model and equation of motion</li> <li>■ Analysis on limit cycle and critical speed</li> <li>■ Critical speed depending on suspension parameter</li> </ul>                         |
| <ul style="list-style-type: none"> <li>■ Railway vehicle nonlinear dynamic analysis in curved track</li> </ul> | <ul style="list-style-type: none"> <li>■ Analytical model on curved track</li> <li>■ Dynamics analysis depending on the suspension, the radius of curvature, and flange contact</li> <li>■ Transient response in transition track and dynamic derailment coefficient</li> </ul>                                                                 |

#### IV. Output

- **Railway vehicle suspension optimization using ADAMS/Rail**

- The lateral vibrations of wheelset, bogie, and carbody on curved track are greater than on straight track up to about 3.5 times.
- The lateral vibration of wheelset generates 78 Hz on curved track, and 40 Hz on straight track.
- When the lateral stiffness of the primary and secondary spring decreases 10 % and the secondary damping coefficient of the secondary damping increases 10 %, the lateral vibration decreases 3 % at the wheelset and 1 % at the bogie.

- **Critical speed of high speed train considering nonlinear creep**

- The creep curve converges to a limit value, however, the slopes are different depending on creep theories, and the creep curve with the consideration of the wheel profile is different from that of a specific creep theory.
- Small wheel conicity which can generate the large creep force can make a greater critical speed.
- Velocity,  $y$  and yaw velocity,  $\dot{\psi}$  works as damping which inhibits the lateral and yaw motion, respectively. However, yaw angle,  $\psi$  and lateral

displacement which works as the coupled stiffness can lead to instability of the system, if the slope of the creep curve is large, the critical speed of railway vehicle increases. Therefore the wheel profile which has a large slope in its creep curve should be developed to increase the critical speed of high speed train.

- Larger stiffness of the suspension can make larger critical speed, but the effect can be negligible. Also, the damping coefficient is irrelevant to critical speed.

- The flange contact can make a large critical speed, but it can generate the high frequency.

- **Railway vehicle dynamic analysis while running on curved track**

- 2 DOF model which is composed a wheelset, 6 DOF model which is composed 2 wheelsets and 1 bogie, 14 DOF model which is composed 4 wheelsets, 2 bogies, and 1 carbody. Additionally, 20 DOF model is developed by adding the roll angle of carbody and bogie.

- During curved track running, railway vehicle dynamics does not change depending on the suspension parameter.

- In order to analyze the dynamics of the railway vehicle which running on curved track, the dynamics of carbody should be considered

- The vibration of the wheelset is limited by the flange to the range of permissible deadband, however, the more the radius of curvature is large, the more the bogie and carbody become unstable as the velocity increase. Therefore, the railway vehicle should not run over this velocity which makes the instability of the railway vehicle.

- As the radius of curvature and cant increases, the critical speed increases.

- The vibration of carbody is dramatically increased at the entering point to a transition curve.

- As the radius of curvature and cant become large, the critical speed becomes faster but the dynamic derailment coefficient becomes less if the flange contact is considered.

## V. The final results of research and application performance

### ■ Domestic Journal Publish

- Dynamic Analysis of Railway Vehicle with Wheel Unbalance, 2013, Seung-Il Lee, Yeon-Sun Choi, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 37, No. 11, pp. 1387-1395.
- Field Measurement of the Center of Gravity and the Moment of Inertia of Railway Vehicles Using Vibration, 2013, Ki-Seok Song, Yeon-Sun Choi, Transactions of the KSNVE, Vol. 23, No. 10, pp. 878-884.
- Wheel/Rail Contact Analysis with Consideration of Friction and Torque, 2014, Ki-Seok Song, Seung-Hee Han, Yeon-Sun Choi, Journal of the Korean Society for Railway, Vol. 17, No. 1, pp. 1-4.
- Analysis of the Critical Speed and Hunting Phenomenon of a High Speed Train, 2014, Ki-Seok Song, Ja-Choon Koo, Yeon-Sun Choi, Transactions of the Korean Society for Railway, Vol. 17, No. 5, pp. 342-348.

### ■ Foreign Journal Publish

- Dynamic analysis on wheel-set vibration due to wheel/rail contact, Seung-Hee Han, Ki-Seok Song, Ja-Choon Koo, Yeon-Sun Choi, 2014, International Journal of Advanced Railway, Vol. 2, No. 3, pp. 141-148.
- Optimization of Suspension Under the Condition of Curved Track in Railway Vehicle, Jong Yoon Choi, Zheng Yuan Li, Seung Guk Baek, Ki Seok Song, Ja Choon Koo, Yeon Sun Choi, 2014, IJR International Journal of Railway, Vol. 7, No. 2, pp. 57-63.

### ■ Software development

- Dynamic characteristic analysis software with railway vehicle bogie model (C-2014-031268)

## V. Application plan of the research results

In this study, the optimization method of the suspension parameter is proposed. Therefore, this could be used for the design of the suspension of high speed train. However, the critical speed depending on the suspension parameter is not so effective. Instead, the development of the wheel profile which has large slope of the creep curve is necessary. This can be used for the development of the wheel profile of Korean high speed train. Also, many computational results at the running condition on curved track could be used to solve the several problems of high speed train, which occurs at running condition.

## 6. 영문 목차

### 목차

|                                                                                               |            |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------|------------|
| <b>1<sup>st</sup> Year Report</b> .....                                                       | <b>14</b>  |
| 1. Wheel unbalance .....                                                                      | 14         |
| 2. Wheel/rail contact .....                                                                   | 32         |
| <b>2<sup>nd</sup> Year Report</b> .....                                                       | <b>82</b>  |
| 1. Introduction .....                                                                         | 82         |
| 2. Creep .....                                                                                | 84         |
| 3. Railway vehicle model .....                                                                | 99         |
| 4. Stability .....                                                                            | 107        |
| 5. Design parameter .....                                                                     | 115        |
| 5. Conclusion .....                                                                           | 129        |
| <b>3<sup>rd</sup> Year Report</b> .....                                                       | <b>131</b> |
| <b>Chapter 1. Introduction</b> .....                                                          | <b>131</b> |
| <b>Chapter 2. Contents and results of research and development achievement</b><br>.....       | <b>132</b> |
| 1. Suspension optimization for lateral vibration reduction .....                              | 132        |
| 2. Critical speed analysis of high-speed railway vehicle considering<br>nonlinear creep ..... | 145        |
| 3. Dynamic analysis applied the wheel-rail contact analysis on curved tracks<br>.....         | 159        |
| 4. Conclusion .....                                                                           | 184        |
| <b>Chapter 3. The final results of research and application performance</b> ...               | <b>186</b> |
| <b>Chapter 4. The research objects and effects</b> .....                                      | <b>189</b> |
| <b>Chapter 5. Utilization of research results and additional research needs</b>               | <b>191</b> |
| <b>Appendix</b> .....                                                                         | <b>192</b> |
| <b>Reference</b> .....                                                                        | <b>220</b> |

## 7. 한글 목차

|                                     |     |
|-------------------------------------|-----|
| 1차년 보고서 .....                       | 14  |
| 1. 차륜 불균형 .....                     | 14  |
| 2. 차륜/레일 접촉 .....                   | 32  |
| 2차년 보고서 .....                       | 82  |
| 1. 서론 .....                         | 82  |
| 2. 크리프 .....                        | 84  |
| 3. 철도차량 모델 .....                    | 99  |
| 4. 안정성 .....                        | 107 |
| 5. 설계인자 .....                       | 115 |
| 5. 결론 .....                         | 129 |
| 3차년 보고서 .....                       | 131 |
| 제 1 장 연구개발과제 개요 .....               | 131 |
| 제 2 장 연구개발 수행 내용 및 결과 .....         | 132 |
| 1. 차량 횡진동 저감을 위한 현가장치 최적화 .....     | 132 |
| 2. 비선형 크리프를 고려한 고속전철의 임계속도 해석 ..... | 145 |
| 3. 차륜-레일 접촉 해석기법을 적용한 곡선구간 해석 ..... | 159 |
| 4. 결론 .....                         | 184 |
| 제 3 장 최종 연구성과 및 적용실적 .....          | 186 |
| 제 4 장 연구목표 달성 및 효과 .....            | 189 |
| 제 5 장 연구성과의 활용 및 추가연구 필요성 .....     | 191 |
| 부록 .....                            | 192 |
| 참고문헌 .....                          | 220 |

## ■ 1차년 보고서

### 1. 차륜 불균형

#### 1.1 마모에 의한 불규칙 차륜

철도차량의 진동은 1차적으로 차륜과 레일의 접촉에 기인한다. 차륜은 레일과의 접촉으로 마모가 발생하게 되고, 마모로 인한 차륜의 손상은 철도차량의 승차감 및 주행 안정성에 영향을 미친다. 차륜에 손상이 발생하면 차륜삭정을 통해 마모나 결함을 제거한다. 차륜의 삭정은 차량기지에 차량을 편성단위로 입고하여 차륜삭정기로 대차를 분해하지 않고 시행한다. 주기적인 검수를 통해 답면균열, 답면찰상, 박리 등의 결함은 삭정으로 수정하고 삭정 후에는 KTX의 경우 Table 1.1.1의 확인사항을 기준으로 모든 결함이 제거되었는지를 확인하게 된다.

Table 1.1.1 Check points after KTX wheel reprofiling

| 차륜 내용                        | 기 준                              |
|------------------------------|----------------------------------|
| 동일 차축내 양차륜간 최대 직경차           | 0.3 mm                           |
| 최대편심                         | 0.3 mm                           |
| 동일 차축내 최대 플랜지 두께차            | 1 mm                             |
| qR                           | 차륜 Profile에 적합성 여부               |
| 플랜지 높이                       | XP : 29±0.5 mm<br>GV : 28±0.5 mm |
| 동일 동력대차중 다른 차축의 양 차륜간 최대 직경차 | 최대 20 mm                         |
| 차륜 내면간의 거리                   | Min : 1,352 mm<br>Max : 1,358 mm |
| 차륜 활동면간의 거리                  | Min : 1,414 mm<br>Max : 1,419 mm |
| 차륜 삭정 후 제한 직경                | 852 mm                           |

철도차량의 고속화 추세에 따라 결함 및 마모가 커질 것으로 예측되므로 주행의 안정성을 확보하기 위하여 다양한 연구가 필요하다. 현재까지의 연구는 주로 차륜 답면 플랜지 마모가 차륜 전체에 일정하게 발생됨에 한정되었다. 그러나 사행동에 의해 차륜 답면의 접촉위치가 변하게 되어 마모가 불규칙

하게 일어난다. 이에 따라 차륜의 반경이 마모로 인해 불규칙하게 되고 차륜  
 답면도 마모가 축방향으로 불규칙한 형태가 된다. 이에 반경방향의 불규칙한  
 변형과 답면의 축방향 불규칙한 마모를 운동방정식에 대한 수치해석과  
 ADAMS/Rail로 임계속도를 각각 예측하였다.

철도차량의 임계속도를 계산하기 위하여 대차와 윤축의 좌우방향 응답과 요  
 운동을 고려한 6 자유도 모델을 이용하였다. 6 자유도 모델에서 차체를 강체  
 로 가정하여 대차와 차체의 연결을 2차 현가장치로 모델링하고, 차륜-레일  
 사이의 크리피지를 고려하였다.

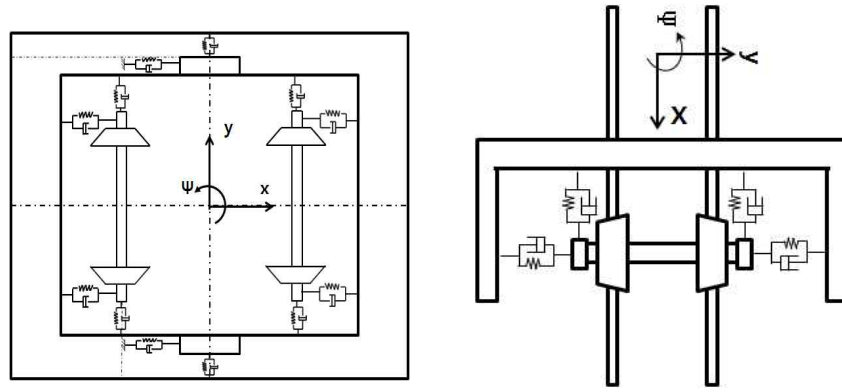


Fig. 1.1.1 6 DOF Bogie model

## 6 자유도 운동방정식

### - 대차

$$\ddot{y}_b = -(2K_{2y} + 4K_{1y}) \cdot y_b + 2K_{1y} \cdot y_{w1} + 2K_{1y} \cdot y_{w2} - (2C_{2y} + 4C_{1y}) \cdot \dot{y}_b + 2C_{1y} \cdot \dot{y}_{w1} + 2C_{1y} \cdot \dot{y}_{w2} \quad (1.1.1)$$

$$I_{bz} \cdot \ddot{\psi}_b = -(2L_{csy}^2 \cdot K_{2x} + 4L_{bpy}^2 \cdot K_{1x} + 4L_{bpx}^2 \cdot K_{1y}) \cdot \psi_b + 2L_{bpx} \cdot K_{1y} \cdot y_{w1} + 2L_{bpy}^2 \cdot K_{1x} \cdot \psi_{w1} - 2L_{bpx} \cdot K_{1y} \cdot y_{w2} + 2L_{bpy}^2 \cdot K_{1x} \cdot \psi_{w2} - (2L_{csy}^2 \cdot C_{2x} + 4L_{bpy}^2 \cdot C_{1x} + 4L_{bpx}^2 \cdot C_{1y}) \cdot \dot{\psi}_b + 2L_{bpx} \cdot C_{1y} \cdot \dot{y}_{w1} + 2L_{bpy}^2 \cdot C_{1x} \cdot \dot{\psi}_{w1} - 2L_{bpx} \cdot C_{1y} \cdot \dot{y}_{w2} + 2L_{bpy}^2 \cdot C_{1x} \cdot \dot{\psi}_{w2} \quad (1.1.2)$$

### - 윤축 ( =1,2)

$$\ddot{y}_{wj} = 2K_{1y} \cdot y_{bj}(-1)^{j+1}2L_{bpx} \cdot K_{1y} \cdot \psi_{bj} - 2K_{1y} \cdot y_{wj} + 2C_{1y} \cdot \dot{y}_{bj} + (-1)^{j+1}2L_{bpx} \cdot C_{1y} \cdot \dot{\psi}_{bj} + F_{creep,y} \quad (1.1.3)$$

$$I_{wz} \cdot \ddot{\psi}_{wj} = 2L_{bpy}^2 \cdot K_{1x} \cdot \psi_b - 2L_{bpy}^2 \cdot K_{1x} \cdot \psi_{wj} + 2L_{bpy}^2 \cdot C_{1x} \cdot \dot{\psi}_b - 2L_{bpy}^2 \cdot C_{1x} \cdot \dot{\psi}_{wj} + M_{creep,z} \quad (1.1.4)$$

$M_b, M_w$  : 대차, 윤축의 무게

$I_{bz}, I_{wz}$  : 대차, 윤축의 요방향 질량관성모멘트

$K_{1x}, K_{2x}$  : 1차, 2차 현가장치의 진행방향 스프링 강성계수

$K_{1y}, K_{2y}$  : 1차, 2차 현가장치의 좌우 스프링 강성계수

$C_{1x}, C_{2x}$  : 1차, 2차 현가장치의 진행방향 댐핑계수

$C_{1y}, C_{2y}$  : 1차, 2차 현가장치의 좌우 댐핑계수

$\psi_b, \psi_w$  : 대차, 윤축의 요방향 변위

$L_{csy}$  : 2차 현가장치 y방향 사이의 반 거리

$L_{bpx}, L_{bpy}$  : 1차 현가장치 스프링 x, y방향 사이의 반 거리

크리피지는 차륜과 레일 접촉시 미끄러짐에 기인한다. 윤축의 경우 좌우방향 진동이 횡방향 크리피지에 기인한다. Dukkipati[1]가 적용한 Kalker의 선형이론을 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$F_{creep,y} = - \frac{2f_{11}}{V} \dot{y}_{wj} + 2f_{11}\psi_{wj} - \frac{2f_{12}}{V} \dot{\psi}_{wj} - W_a^\lambda y_{wj} - \frac{2r_0 f_{11}}{V} \frac{\lambda}{a} \dot{y}_{wj} \quad (1.1.5)$$

$$F_{creep,z} = - \frac{2f_{11}}{V} \lambda^2 \dot{\phi}_{wj} y_{wj} - \frac{2f_{11}}{V} \phi_{wj} \dot{y}_{wj} - \frac{2f_{12}}{V} \phi_{wj} \dot{\psi}_{wj} - \frac{2f_{11}r_0}{V} \dot{\phi}_{wj} \phi_{wj} + \frac{2f_{12}}{r_0} \lambda^2 \quad (1.1.6)$$

$$M_{creep,x} = \frac{2f_{12}\lambda^4 W}{r_0} y_{wj} - \frac{2f_{11}(r_0 + a\lambda)}{V} \dot{y}_{wj} + \frac{2f_{22}\lambda^2}{r_0} \psi_{yj} + \frac{I_{wy}}{r_0} V - \frac{2f_{12}r_0}{V} - \frac{2f_{12}a\lambda}{V} \dot{\psi}_{yj} + (2\lambda^2 f_{12} + a\lambda W) \phi_{wj} - \frac{2f_{11}r_0 a\lambda}{V} + \frac{2f_{11}r_0^2}{V} \dot{\phi}_{wj}$$

(1.1.7)

$$\begin{aligned}
& - \frac{2a\lambda f_{33}}{r_0} y_{wj} + \frac{2f_{12}}{V} \dot{y}_{wj} + (-2f_{12} + a\lambda W) \psi_{wj} - \frac{2a^2 f_{33}}{V} + \frac{2f_{22}}{V} \dot{\psi}_{wj} \\
& + \left( -\frac{I_{wy} V}{r_0} + \frac{2r_0 f_{12}}{V} \right) \frac{\lambda}{a} \dot{y}_{wj}
\end{aligned} \quad (1.1.8)$$

$f_{12}$  : 좌우 크리프계수

$f_{12}$  : 좌우/스핀 크리프계수

$f_{22}$  : 스핀 크리프계수

$f_{33}$  : 전후 크리프계수

$V$  : 속도

$a$  : 궤간의 반 거리

$W$  : 윤축의 하중

$r_0$  : 차륜의 반경

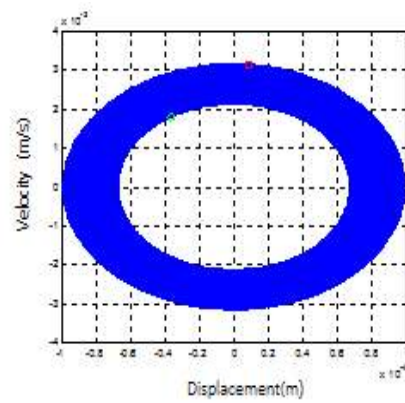
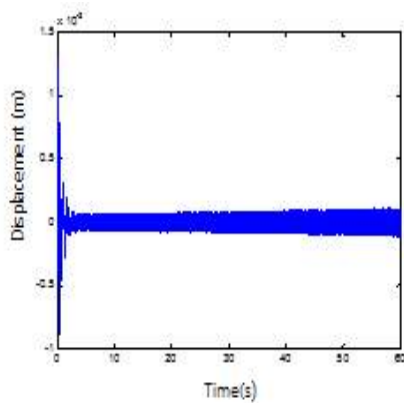
$\lambda$  : 차륜의 구배

식 (1.1.5)~(1.1.8)로 크리프력과 크리피지의 관계를 나타내었다. 6 자유도 운동방정식에서는 Kalker의 크리프력과 크리프 모멘트를 레일과 접촉하는 윤축에서 적용하였다.

6 자유도 모델을 Table 1.1.2의 설계변수에 대하여 수치적분하여 분산형 고속전철의 임계속도를 예측하였다. 검증을 위해 ADAMS/Rail로 고유치를 계산하여 비교, 검증하였다. Fig.1.1.2는 주행속도 566 km/h에서의 대차의 횡방향 진동으로서 시간이 경과함에 따라 진동이 커짐을 볼 수 있고, 변위와 속도를 같이 그린 상태도(phase diagram))에서 보는바와 같이 Limit cycle이 나타난다. Fig.1.1.3는 고유치 계산 결과로 임계속도가 565.3 km/h로 수치적분결과와 유사함을 확인하였다.

Table 1.1.2. Specification of HEMU-430X

| Index                | Terms                                         | Symbol     | Unit           | Value              |
|----------------------|-----------------------------------------------|------------|----------------|--------------------|
| Bogie                | Weight of the Bogie                           |            | $g$            | 3600               |
|                      | Moment of Inertia(Yaw)                        | $I_{bz}$   | $kg \cdot m^2$ | 3000               |
| Wheel-set            | Weight of the Wheel-set                       | $M_w$      | $kg$           | 1650               |
|                      | Moment of Inertia(Pitch)                      | $I_{wy}$   | $kg \cdot m^2$ | 1050               |
|                      | Moment of Inertia(Yaw)                        | $I_{wz}$   | $kg \cdot m^2$ | 120                |
| Primary Suspension   | Logitudinal Stiffness                         | $K_{1x}$   | $N/m$          | 750000             |
|                      | Lateral Stiffness                             | $K_{1y}$   | $N/m$          | 250000             |
|                      | Logitudinal Damping                           | $C_{1x}$   | $Ns/m$         | 16                 |
|                      | Lateral Damping                               | $C_{1y}$   | $Ns/m$         | 5                  |
| Secondary Suspension | Logitudinal Stiffness                         | $K_{2x}$   | $N/m$          | 100000             |
|                      | Lateral Stiffness                             | $K_{2y}$   | $N/m$          | 100000             |
|                      | Logitudinal Damping                           | $C_{2x}$   | $Ns/m$         | 166000             |
|                      | Lateral Damping                               | $C_{2y}$   | $Ns/m$         | 10000              |
| Dimension            | Half of between 2nd suspension center (front) | $L_{csy}$  | $m$            | 1.25               |
|                      | Half of between 1st spring(side)              | $L_{bpx}$  | $m$            | 1.3                |
|                      | Half of between 1'st spring(front)            | $L_{bpy}$  | $m$            | 1.025              |
|                      | Half of wheel-set distance                    | $L_w$      | $m$            | 0.75               |
|                      | Wheel radius                                  | $r_0, H_w$ | $m$            | 0.38               |
| Creepage             | Wheel conicity                                | $\lambda$  | $\cdot$        | 1/40               |
|                      | Half of the track gauge                       | $a$        | $m$            | 0.75               |
|                      | Axle load                                     | $W$        | $N$            | $1.224 \cdot 10^5$ |
|                      | Lateral creep force coefficient               | $f_{11}$   | $N$            | $2.212 \cdot 10^6$ |
|                      | Lateral/spin creep force coefficient          | $f_{12}$   | $Nm^2$         | 3120               |
|                      | Spin creep force coefficient                  | $f_{22}$   | $N$            | 16                 |
|                      | Longitudinal creep force coefficient          | $f_{33}$   | $N$            | $2.563 \cdot 10^6$ |



(a) Lateral displacement

(b) Limit cycle

Fig. 1.1.2 Lateral displacement of bogie at  $v = 566 \text{ Km/h}$

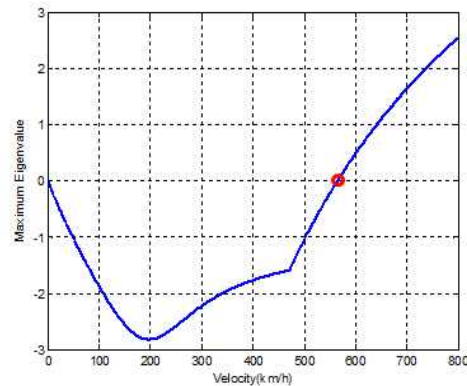
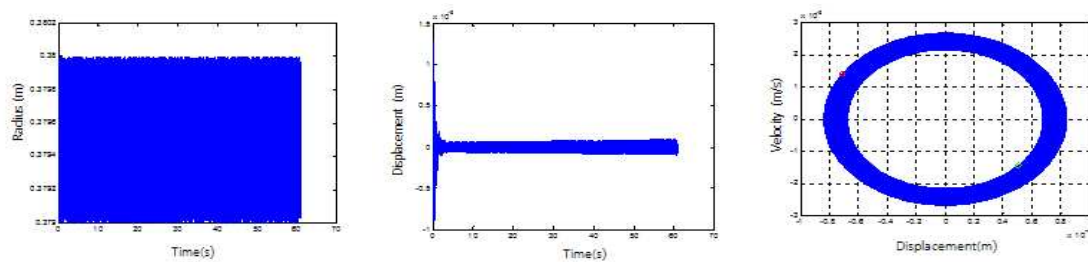


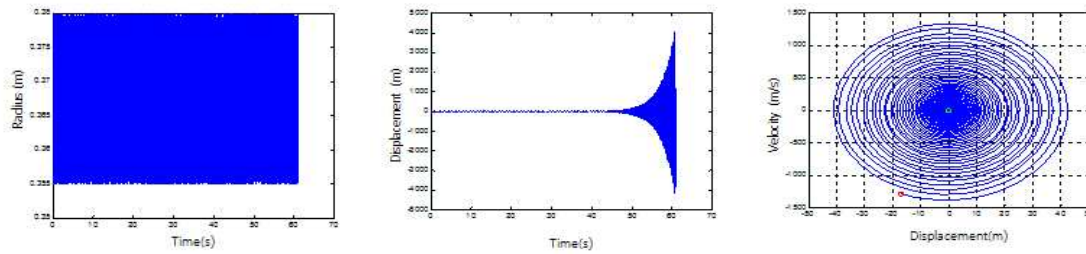
Fig. 1.1.3 Critical speed by Eigenvalue analysis

마모가 일어남에 따라 차륜의 반경방향 불규칙 변형이 있는 경우 임계속도를 해석하였다. 불규칙 반경변화는 MATLAB의 Random함수로 가정하였다. Random함수는 일정 속도에서 차륜이 한 바퀴 회전하는 시간을 10 등분하였다. Fig. 1.1.4 (a)는 60초 동안 반경이 0.38~0.379 m범위에서 불규칙하게 변하도록 가정하였다. 그 결과 임계속도는 565 km/h가 되었다. Fig. 1.1.5과 Fig. 1.1.6은 각각 반경의 변화를 0.38~0.355 m, 0.38~0.335 m의 범위로 보다 큰 마모가 발생했다고 가정하면 임계속도는 558 km/h, 545 km/h로 약간 작게 계산되었다. 이로써 마모에 의해 반경의 변화가 크면 클수록 임계속도가 작아짐을 확인할 수 있다. 그러나 마모로 인해 실제 발생하는 좌우 차륜의 반경 차이는 최대 1.5 mm임으로 차륜마모로 인한 임계속도의 변화는 크게 영향을 미치지 못하는 것으로 추정할 수 있다.



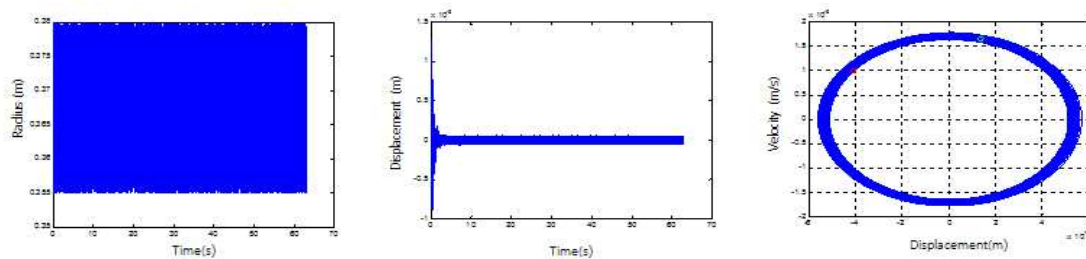
(a) = 0.38~0.379 m (b) Lateral displacement (c) limit cycle

Fig. 1.1.4 Radius 0.38~0.379 m



(a)  $r_0 = 0.38 \sim 0.355$  m (b) Lateral displacement (c) limit cycle

Fig. 1.1.5 Radius 0.38~0.355 m



(a)  $r_0 = 0.38 \sim 0.335$  m (b) Lateral displacement (c) limit cycle

Fig. 1.1.6 Radius 0.38~0.335 m

차륜 답면의 횡방향 불규칙 마모 영향을 알아보기 위하여 ADAMS/Rail을 이용하여 고유치에 의한 임계속도를 계산하여 보았다. 아래의 Fig. 1.1.7과 같이 ADAMS/Rail내의 기본모델 차륜반경은 0.46 m, 축 길이 2 m, 질량 1503 kg로 구성하였다. ADAMS/Rail에서 차량의 안정성 해석은 고유치의 실근이 설계변수의 변화에 따라 음(-)에서 양(+)이 되는 속도가 임계속도이다. 불규칙한 답면 마모의 임계속도 변화를 확인하기 위하여 Fig. 1.1.8과 같이 차륜 답면에 마모가 일어나지 않은 경우에 대해 임계속도를 계산한 결과 345.6 km/h가 되었다.

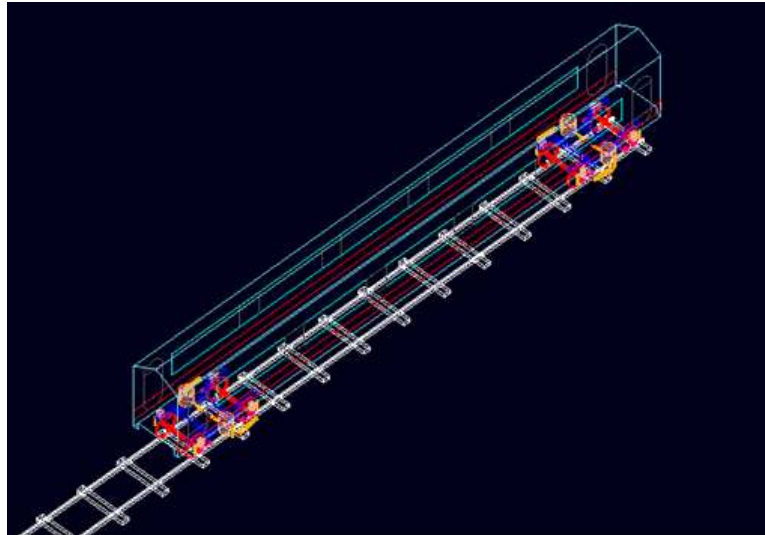


Fig. 1.1.7 ADAMS/Rail model

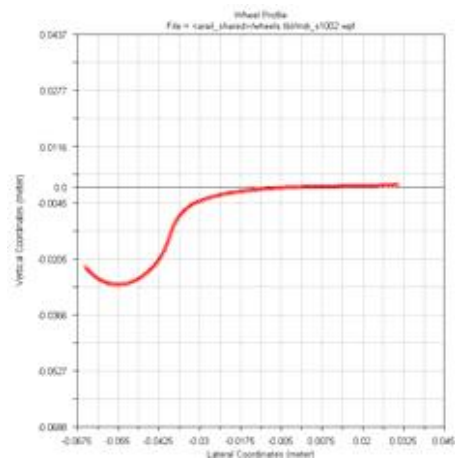


Fig. 1.1.8 Wheel profile

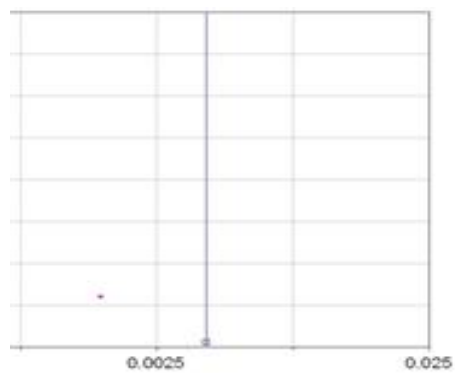


Fig. 1.1.9 Stability analysis

ADAMS/Rail은 차륜 답면정보를 좌표로 나타내어 형태 및 위치를 변경할 수 있다. 답면의 좌표 값을 sine과 cosine으로 된 임의의 함수  $\times 10^{-6} \cos(2x) + 9 \times 10^{-6} \sin(3x) + 9 \times 10^{-6} \cos(5x) + 9 \times 10^{-6} \sin(7x) - 6 \times 10^{-5}$ 에 대입하여 Fig. 1.1.10과 같이 답면을 불규칙하게 하여 안정성해석을 수행하였다. 마모가 일어나지 않았을 경우와 비교하였을 때 고유치 실근들의 변화는 있었으나 음(-)에서 양(+)으로 변하는 임계속도는 345.6 km/h로 동일하게 나타났다. 즉 마모에 의한 차륜형상의 불규칙한 변형과 차륜 답면의 불규칙한 변화는 마모로 인한 임계속도에 영향을 미치지 못함을 알 수 있었다.

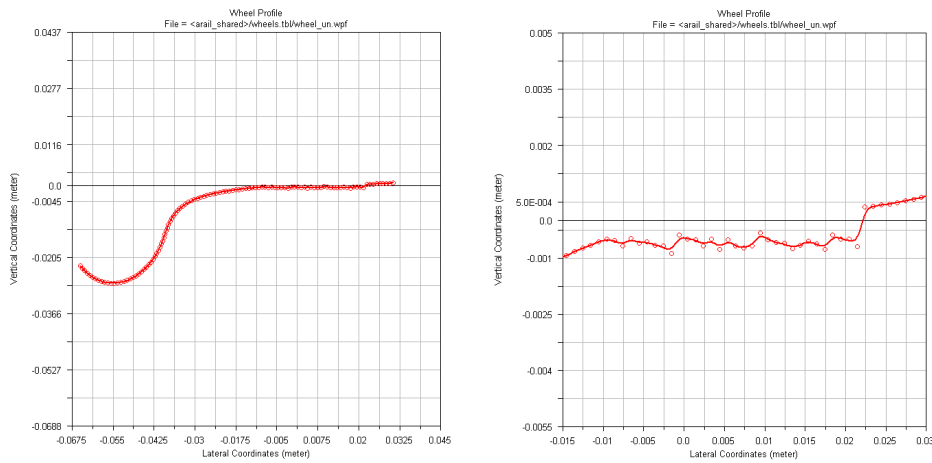


Fig. 1.1.10 Worn wheel profile

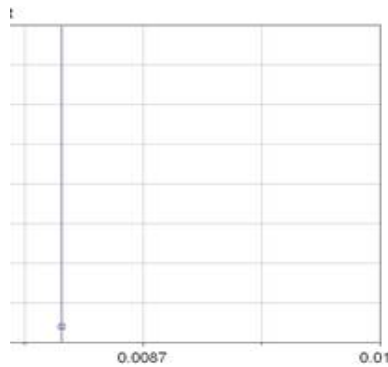


Fig. 1.1.11 Stability analysis

## 1.2 차륜 불평형

회전체에서 무게중심이 기하학적 중심축과의 편차, 즉 편심(eccentricity)이 있게 되면, 회전체 편심 질량과 편심거리의 곱에 해당하는 불평형

(unbalance)이 발생하게 된다. 불평형은 회전체의 회전속도에 따라 원심력을 유발하여 회전체의 진동을 일으킨다. 따라서 회전기계의 제작 및 조립 시에는 항상 평형잡기 기계(balancing machine)를 이용하여 평형잡기를 실시한다. 철도차량에서도 한쌍의 차륜과 한 개 차축으로 조합되는 윤축 제작과정과 오랜 시간 차량 주행에 의해 차륜마모 및 차륜찰상 등으로 인해 차륜에는 불평형이 발생된다. 이러한 차륜 불평형은 철도차량의 대차 및 차체의 진동 원인이 된다.

Table 1.2.1 UIC code 510-2

| Conditions                                                                          | Maximum speed of the vehicle<br>[km/h] |            |         |
|-------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------------|------------|---------|
|                                                                                     | $\leq 160$                             | $\leq 200$ | $> 200$ |
| Maximum residual dynamic out-balance of wheelset in each plane of equilibrium [g·m] | 125                                    | 75         | 50      |

일본의 경우, 철도차량 차륜의 정적 불평형은  $250 \text{ g} \cdot \text{m}$ 를 넘지 않도록 규제하고 있으나, 진동에 미치는 영향이 크기 때문에 운영자에 따라서는  $150 \text{ g} \cdot \text{m}$ 이하로 엄밀하게 관리하기도 한다. 또한 신칸센 고속전철에서는 정적 불평형 질량이  $50 \text{ g} \cdot \text{m}$ 이하로 규제하고 있으며, 차륜이 윤축에 조립된 후 불평형 관리도 엄밀히 실시되고 있다. 유럽의 경우, Table 1.2.1의 UIC code 510-2와 같이 차량의 최대속도에 따라 윤축의 불평형을 규정하고 있다.

국내의 경우, 신차의 차륜 제조 시 UIC code 510-2에 따라 제조하고 있으나, 운영 기관에서 중수선 유지보수 시, 이를 엄밀히 적용하지 못하는 것으로 파악되고 있다.

본 연구에서는 철도차량의 동적해석을 수행하여 차륜 불평형 및 차륜 답변 구배의 변화에 따른 차량 임계속도의 변화와 차륜 불평형이 차체 공진에 미치는 영향을 검토하고, 정적과 동적 불평형 해석을 수행하여 차륜 불평형 수정방안을 제안하였다.

### 1.2.1 차륜 불평형과 임계속도

차륜 불평형이 있는 철도차량 주강대차의 운동을 해석하기 위하여 대차 운동방정식을 수치해석하였다. 철도차량의 임계속도를 부록의 운동방정식에 대해 수치해석하고, 다물체 동역학 상용해석 프로그램인 VI-Rail[2]로 전산해석

하였다. 임계속도는 횡변위가 지속적으로 발생하는 헌팅(hunting)발생 여부로 판단할 수 있다. 차륜 불평형은 회전축 중심으로부터 반경방향으로 위치에 불평형 질량,  $m_e = 0, 50, 150, 250, 500, 1000$  g이 존재한다. 따라서 Fig. 1.2.1에서와 같이 차륜 불평형은  $m = m_e \cdot r_e$ 이고, 좌우(lateral)방향 불평형은  $U_e = m_e \cdot r_e \cdot \delta_0$ , 요(yaw)방향 불평형은  $U_{eZ} = m_e \cdot r_e \cdot l_e$ 이다. 이때  $r_e$ 는 차륜의 반경이고,  $\delta_0$ 는 좌우차륜의 접촉각의 차이이고,  $l_e$ 은 윤축중심으로부터 차륜까지의 거리이다.

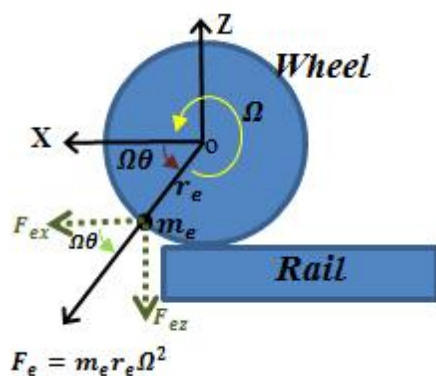


Fig. 1.2.1 Wheel unbalance

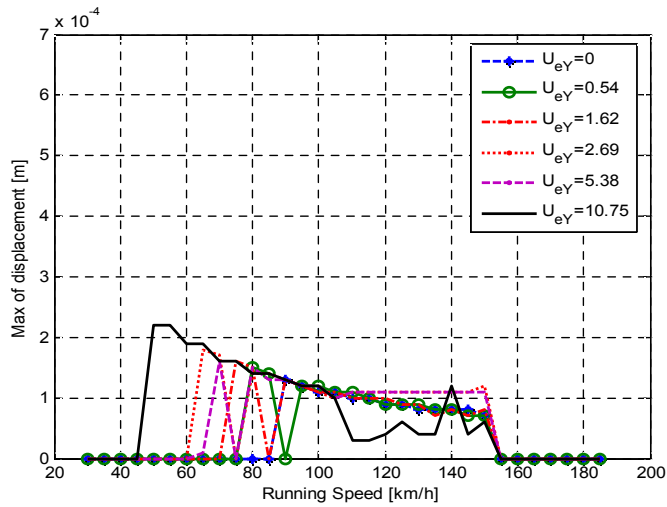
Table 1.2.2 Variation of the critical speed due to wheel unbalance

| $m_e$ [g] | $U_m$ [g · m] | $U_{eY}$ [g · m] | $U_{eZ}$ [g · m <sup>2</sup> ] | Critical speed [km/h] |
|-----------|---------------|------------------|--------------------------------|-----------------------|
| 0         | 0             | 0                | 0                              | 115                   |
| 50        | 21.5          | 0.54             | 15.05                          | 110                   |
| 150       | 64.5          | 1.62             | 45.15                          | 100                   |
| 250       | 107.5         | 2.69             | 75.25                          | 95                    |
| 500       | 215           | 5.38             | 150.5                          | 80                    |
| 1000      | 430           | 10.75            | 301.0                          | 20                    |

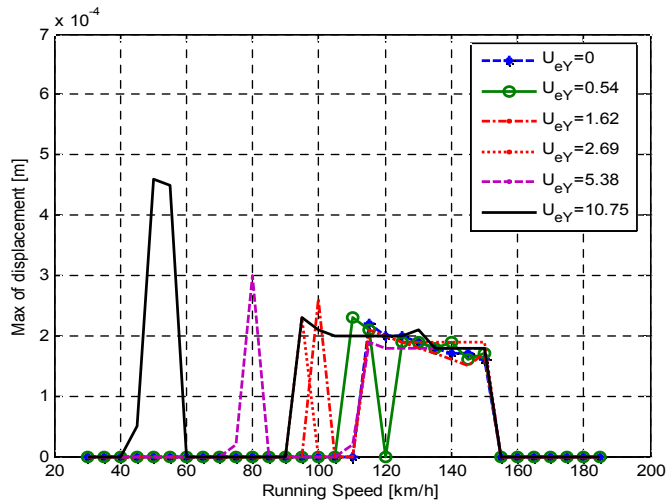
차륜 마모에 따른 불평형 질량이  $r_e = 0.43$  m에 위치해 있다고 가정하고, 좌우차륜의 접촉각의 차이,  $\delta_0$ 가 0.025 rad, 윤축중심으로부터 불평형 질량이 위치한 거리,  $l_e$ 가 0.7 m 일 때,  $m_e$  변화에 따른 차륜 불평형,  $U_m = m_e \cdot r_e$ , 좌우(lateral)방향 불평형,  $U_{eY} = m_e \cdot r_e \cdot \delta_0$ , 요(yaw)방향 불평형,  $U_{eZ} = m_e \cdot r_e \cdot l_e$ 에 따른 각각의 수치해석의 결과를 Table 1.2.2에 나타내었다. 차륜 불평형에 의해 진동이 발생되고, 차륜 불평형이 증가함에 따라 임

계 속도가 감소함을 확인할 수 있다.

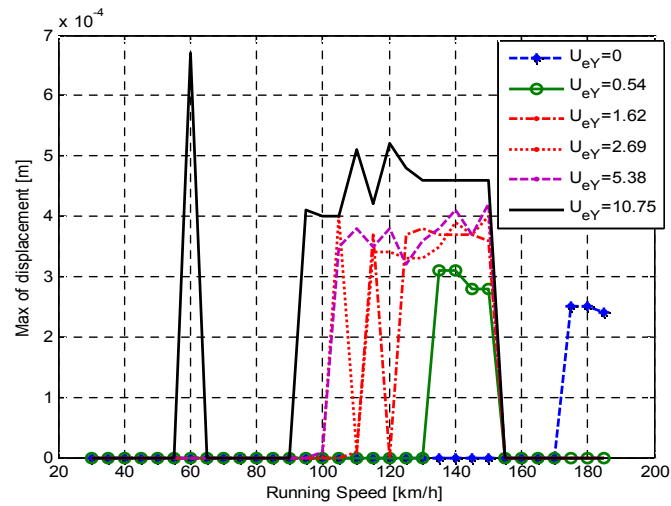
차륜 답면구배 변화에 따라 차량의 임계속도에 영향을 미칠 수가 있으므로, 차륜 답면 구배와 차륜 불평형의 변화에 따른 해석을 수행하였다. 차륜 답면 구배,  $\lambda$ 는 저속 주행용으로 사용되는 1/10, 1/20과 고속주행용으로 사용되는 1/40에 대해 각각 해석하였다. Fig. 1.2.2와 Fig. 1.2.3에서와 같이 차륜 답면 구배가 클수록 임계속도는 감소하였고, 차륜 불평형이 증가할수록 임계속도가 감소되는 것을 알 수 있다. 차륜 답면구배는 횡방향 크리프력(부록 식 (A4))에 영향을 미치고, 차륜 답면구배가 커짐에 따라 좌우차륜의 접촉각의 차이,  $\delta_e$ 가 증가하면서 좌우방향 불평형( $e = m_e \cdot r_e \cdot \delta_0$ )에 의한 가진력의 증가로 인해 차량의 임계속도가 감소되는 것으로 판단된다.



(a)  $\lambda=1/10$



(b)  $\lambda=1/20$



(c)  $\lambda=1/40$

Fig. 1.2.2 Maximum lateral(Y-direction) displacement of carbody due to wheel unbalance and conicity  
( $\lambda=1/10, \lambda=1/20, \lambda=1/40$ )

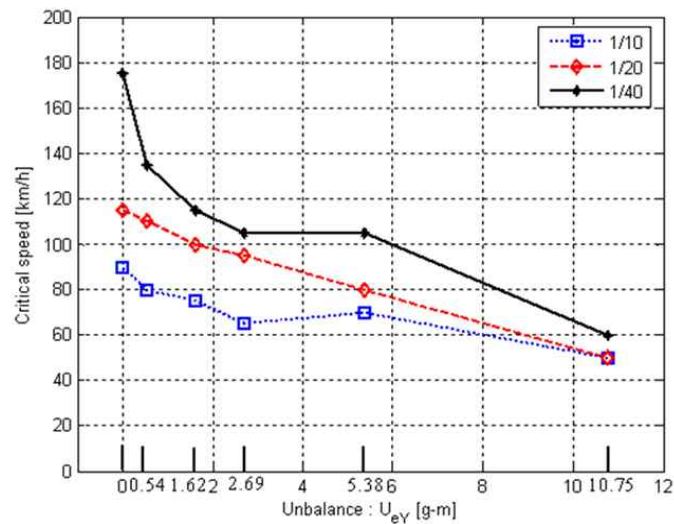


Fig. 1.2.3 Variation of the critical speed due to wheel conicity and unbalance diagram

### 1.2.2 차륜 불평형과 차체 공진

철도차량 차륜에 불평형이 있으면 차륜 1회전마다 윤축이 원심력에 의해 진동한다. 윤축의 진동은 차체에 진동을 유발한다. 속도가 증가함에 따라 차륜의 회전에 의해 발생하는 불평형 가진주파수가 증가하게 되고, 견인장치를 매개로 차체에 전달되어 차체의 고유진동 주파수와 근접 또는 일치했을 때 대차의 상하, 전후진동이 증가하여, 승객에 대해 불쾌감을 주게 된다.

VI-Rail로 차륜 불평형이 포함된 철도차량의 주행속도 변화에 따른 차량의 동특성을 분석하였다. Table 3은 철도차량의 고유 진동모드로써 ① 롤링(rolling mode, 3.16 Hz), ② 전후진동(longitudinal mode, 4.81 Hz), ③ 상하진동(vertical mode, 5.20 Hz), ④ 피칭(pitching mode, 6.7 Hz), ⑤ 요잉(yawing mode, 8.02 Hz), ⑥ 좌우진동(lateral mode, 11.56 Hz)가 각각 나타났다. 주행속도에 따른 윤축, 대차의 사행동 주파수와 속도별 주파수 성분 비교는 Fig. 4와 같다. Fig. 4에서와 같이 차륜 불평형이 없을 때 ⑥의 차체 좌우진동 모드 주파수와 주행속도 115 km/h의 주파수가 11.5 Hz로 일치하였고, 차륜 불평형, 이 430  $\cdot m$  일 때 ③의 차체 상하진동 모드 주파수와 주행속도 50 km/h의 주파수가 5.2 Hz로 일치하였다. 이는 차륜 불평형의 증가에 따른 차체의 진동에 의한 공진현상이 발생함을 알 수 있다.

Table 1.2.3 Vibration modes of carbody

| Number | Frequency [Hz] | Mode Shape                                                                          | Remarks      | Number | Frequency [Hz] | Mode Shape                                                                            | Remarks  |
|--------|----------------|-------------------------------------------------------------------------------------|--------------|--------|----------------|---------------------------------------------------------------------------------------|----------|
| ①      | 3.16           |  | rolling      | ④      | 6.7            |  | pitching |
| ②      | 4.81           |  | longitudinal | ⑤      | 8.02           |  | yawing   |
| ③      | 5.20           |  | vertical     | ⑥      | 11.56          |  | lateral  |

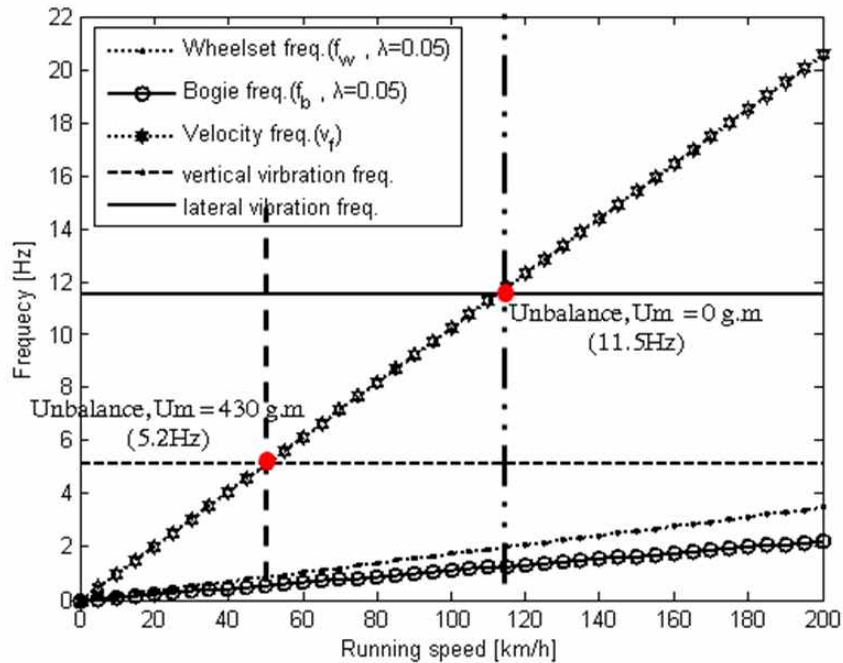
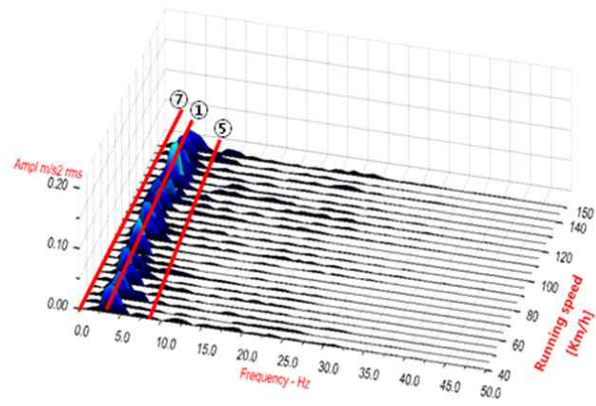
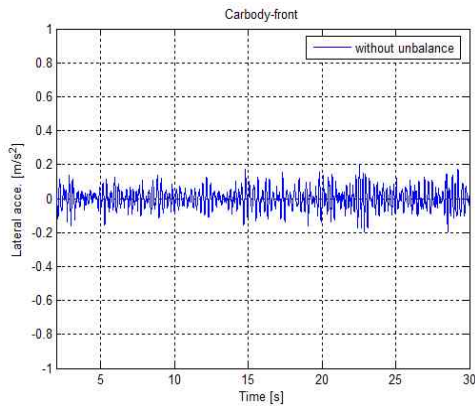
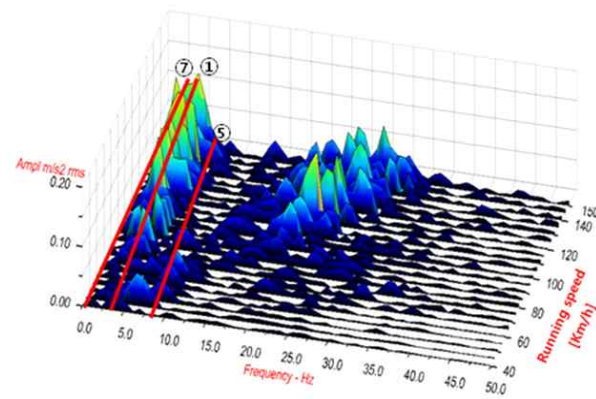
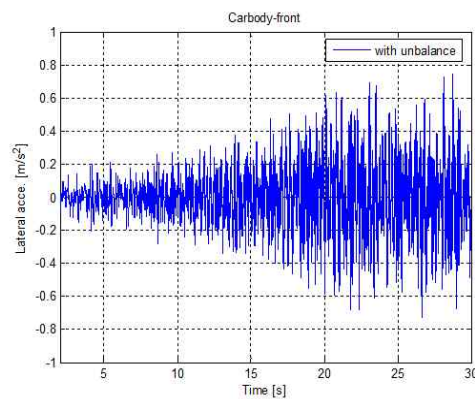


Fig. 1.2.4 Kinematic frequency and wheel unbalance

철도차량 주행속도를 40 km/h에서 150 km/h까지 5 km/h씩 증가시키면서 좌우, 상하 진동 가속도의 시간영역과 주파수영역 결과를 Fig. 1.2.5와 Fig. 1.2.6에 나타내었고, 차량 불평형이 있는 경우와 없는 경우 각각에 대해 시간 응답을 구하고, 이를 주파수 분석하였다. 주파수 분석은 차체의 저차 고유모드만을 고려하기 위해 low pass filtering된 0~50 Hz 성분만 고려하였다. 진동 가속도 성분을 waterfall diagram를 통하여 Fig. 1.2.5와 Fig. 1.2.6에 나타내었다. Fig. 1.2.5의 (a)는 차량 불평형이 있는 경우의 좌우진동으로써 ①의 차체 롤링모드(3.16 Hz)와 ⑤의 차체 요잉모드(8.02 Hz)가 나타났고, 주행속도에 따라 ⑦의 윤축 사행동에 의한 주파수 성분이 나타났다. Fig. 1.2.5의 (b)는 차량 불평형이 없는 경우의 좌우진동으로써 ①의 차체 롤링모드가 나타났으나, 진폭이 불평형이 있는 경우보다 작게 나타났다. 반면에 ⑤의 차체 요잉모드와 ⑦의 윤축 사행동에 의한 주파수 성분은 나타나지 않았다. Fig. 1.2.5의 (a)와 (b)에서와 같이 차량 불평형이 있는 경우가 없는 경우보다 좌우진동이 크게 나타났다. 이는 차량 불평형에 의한 가진주파수의 증가로 인한 영향으로 판단된다.



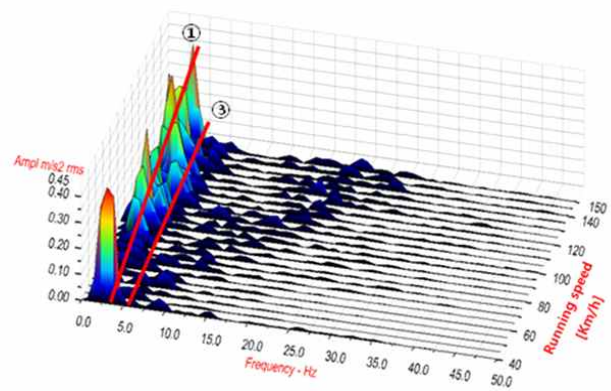
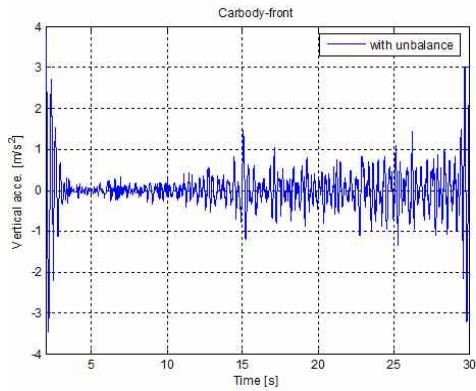
(a) With unbalance,  $430 g \cdot m$



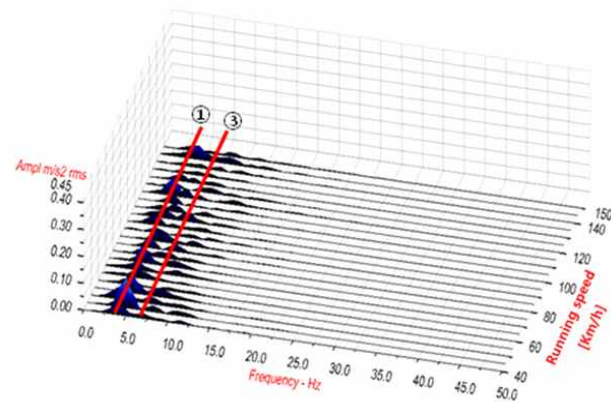
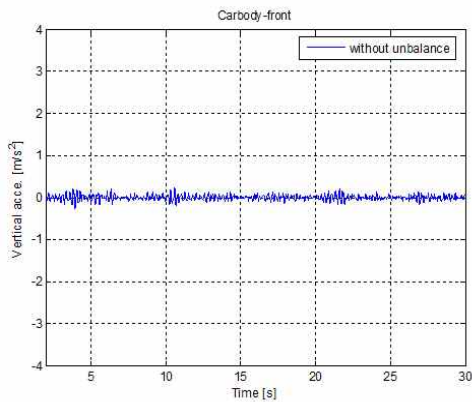
(b) Without unbalance,  $U_m = 0 g \cdot m$

Fig. 1.2.5 Time response and waterfall diagram for the cases of with/without unbalance(Y-direction)

Fig. 1.2.6의 (a)는 차륜 불평형이 있는 경우의 상하진동으로써 ①의 차체 롤링모드(3.16 Hz)와 ③의 차체 상하 진동모드(5.2 Hz)가 나타났다. Fig. 1.2.6의 (b)는 차륜 불평형이 없는 경우의 상하진동으로써 ①의 차체 롤링모드와 ③의 차체 상하 진동모드가 나타났으나, 불평형이 있는 경우보다 진폭이 작게 나타났다. Fig. 1.2.6의 (a)와 (b)에서와 같이 상하진동은 차륜 불평형이 있는 경우가 없는 경우보다 크게 나타났다. 이는 차륜 불평형에 의한 가진주파수의 증가로 인한 영향으로 판단된다.



(a) With unbalance,  $430\text{ g} \cdot \text{m}$



(a) Without unbalance,  $U_m = 0\text{ g} \cdot \text{m}$

Fig. 1.2.6 Time response and waterfall diagram for the cases of with/without unbalance(Z-direction)

### 1.2.3 정적, 동적 불평형

불평형은 정적 불평형(static unbalance)과 동적 불평형(dynamic unbalance)으로 나눌 수 있는 바, 정적 불평형은 단면 균형잡기(single-plane balancing)로 동적 불평형은 양면 균형잡기(two-plane balancing)로 각각 수정한다. 차량의 불평형을 수정하기 위해서는 무거운 쪽의 반대측에 추를 놓는 방법과 무거운 쪽을 깎아내는 방법이 있다. 일본의 경우에는 차량 불평형의 수정은 차량 뒷면 림(rim)의 내경을 가공하여 수정하고 있으며, 수정 가공한 후의 불평형 위치를 림의 뒷면을 각인하고, 좌우 차량에 대한 각인 표시가 서로  $180^\circ$ 어긋나게 조립하도록 유지관리하고 있다[3]. 즉 정적 불평형을 제거하는 대신 동적 불평형을 허용하고 있는 것이다.

정적과 동적 불평형 효과를 검토하기 위해 Fig. 1.2.7과 같이 불평형 위상차를  $0^\circ$ (정적 불평형)와  $180^\circ$ (동적 불평형)가 되도록 모델링하고, 차량의 정적,

동적 불평형 유무와 불평형이 없을 때의 주행속도에 따른 좌우, 상하방향의 진동가속도를 전산해석하여, 평균값(RMS)을 비교 분석한 결과, Fig. 1.2.8에서와 같이 두 모델 모두 주행속도가 증가함에 따라 좌우, 상하진동이 증가하였고, 위상차에 따라, 즉 위상  $0^\circ$ (정적 불평형)보다 위상  $180^\circ$ (동적 불평형)의 경우가 좌우, 상하진동이 더 감소됨을 알았다. 따라서 차량 유지보수 측면에서 차륜을 차축에 조립할 때는 좌우 차륜에 불평형 위치를 각인하고, 서로의 위상차가  $180^\circ$ 되는 것이 위상차가  $0^\circ$ 인 경우보다 상하진동이 감소될 수 있다.

그러나 Fig. 1.2.8에서와 같이 불평형이 없는 경우가 동적, 정적 불평형의 경우보다 진동이 더욱 감소함을 확인하였다. 따라서 일본 철도에서 허용하고 있는 동적 불평형까지 제거할 수 있다면 진동을 더욱 감소시킬 수 있을 것이다. 특히 고속철도와 같이 고속으로 주행하는 차량의 경우에는 작은 차륜 불평형에 의해서도 진동이 크게 발생될 수 있으므로 차륜 불평형을 최소화할 수 있는 양면 밸런싱(two-plane balancing)에 의한 차륜 불평형 수정 및 유지보수가 필요할 것으로 판단된다.

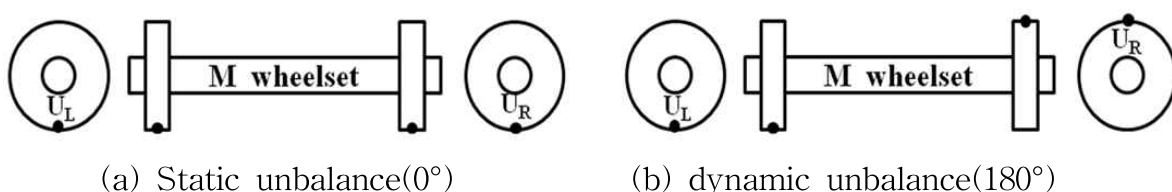


Fig. 1.2.7 Static and dynamic unbalance in railway wheelset

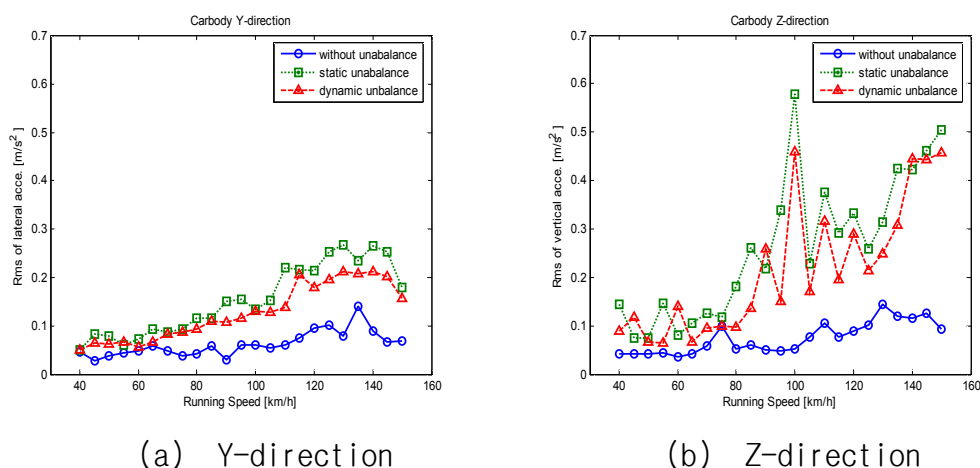


Fig. 1.2.8 Vibration for the cases of with/without static and dynamic unbalance

## 2. 차륜/레일 접촉

### 2.1 차륜/레일 접촉이론

철도차량에서 크리프력(creep force)은 차륜과 레일이 접촉함으로써 발생한다. 크리프력은 종방향으로 견인력을 유발하고 횡방향으로 대차 및 차체의 좌우 진동의 원인이 되어 주행 안정성 및 승차감을 결정하게 됨에 따라 차륜과 레일의 접촉 문제는 많은 연구가 이루어져 오고 있다.

차륜/레일 접촉문제는 Fig. 2.1.1에서 보인 바와 같이 차륜과 레일이 각각의 곡률반경을 갖는 2개의 탄성체가 접촉하여 자중에 의한 수직항력과 견인모터로부터 회전모멘트가 주어지는 상황에서 수직방향으로 수직항력(normal force), 수평방향으로 마찰에 의한 견인력(traction force)이 발생하는 경우로서 접촉면에서 수직방향으로 변형이 일어나고, 수평방향으로 점착/미끄러짐(stick/slip)이 발생하여 차축의 회전에 의한 이론적 진행거리와 실제 진행거리가 차이가 나게 된다. 즉 크리프(creep)이 생기는 것이다. 크리프는 Fig. 2.1.2에서 보인 바와 같이 종방향(longitudinal), 횡방향(lateral), 회전방향(spin)으로 각각 발생하게 되며, 견인력과 주행 속도는 종방향 크리프가, 헌팅(hunting)에 의한 차체의 임계속도(critical speed)는 횡방향 크리프가, 곡선 구간 주행에서는 회전방향 크리프가 각각 중요해 진다. 차륜과 레일 접촉 연구는 결국 마모와 피로를 최소화하고 주행 안정성을 확보하는 최적의 차륜과 레일을 설계하는데 목표가 있다.

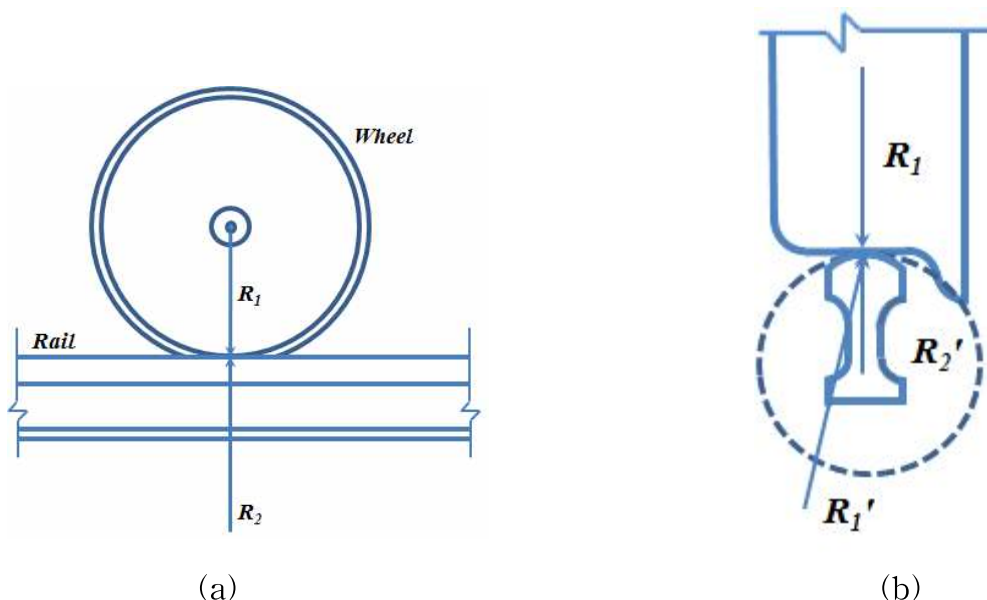


Fig. 2.1.1 (a) Principal wheel and (b) Rail radii of curvature

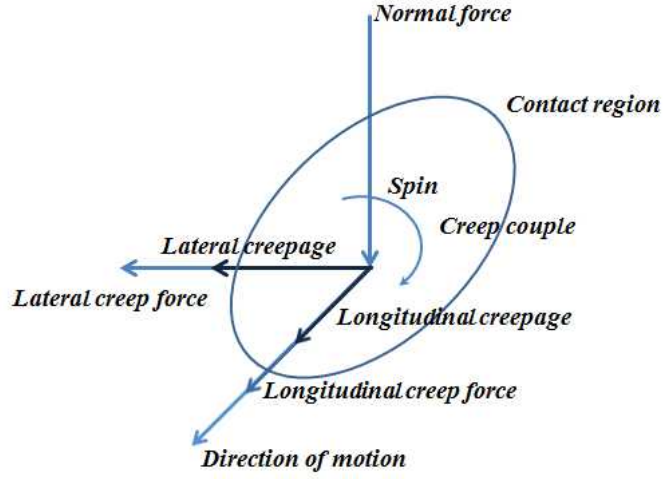


Fig. 2.1.2 Creepage and creep forces

차륜과 레일 접촉에 관한 중요한 연구는 1926년 Carter[4]에 의한 종방향 크리프와 견인력에 관한 이론적 연구이다. Carter는 2차원 직사각형 평판이 무한 탄성 원통과 접촉한다고 가정하여 Fig. 2.1.3과 같이 전면에서는 점착(adhesion), 후면에서는 미끄러짐(slip)이 발생한다고 가정하여 수직력, 즉 자중만이 무차원 변수인 크리피지(creepage)에 대한 견인력 계수,  $f_{33}$ 을 구하였다.

$$= f_{33} \xi_x (N) \quad (2.1.1)$$

$$f_{33} = 3500 \frac{R_1}{N} \quad (2.1.2)$$

$F$  : Total tractive effort of the wheel

$R_1$  : Radius of the wheel

$N$  : Normal force

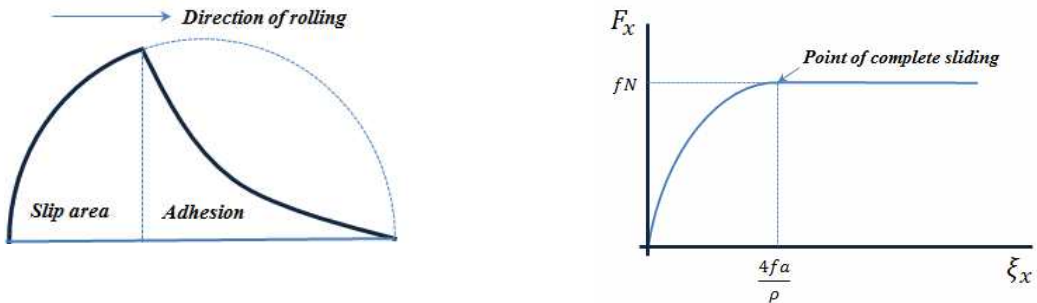


Fig. 2.1.3 (a) Local traction distribution according to Carter's theory. (b) Carter's creep force law

1958년 Johnson[5]은 Carter의 2차원 이론을 확장시켜 2개의 탄성구(sphere)가 구름접촉할 때, Fig. 2.1.4와 같이 종방향, 횡방향 크리피지를 동시에 고려하여 자중에 따른 견인력을 산출하였다. 실험결과와 비교한 결과 25 % 이내에서 잘 일치함이 밝혀졌다.

$$F = \begin{cases} \left[ \left(1 - \frac{1}{3}\tau\right) - 1 \right] \tau (\xi + \eta j) & \text{for } |\tau| \leq 3 \\ -\frac{1}{\tau}(\xi + \eta j) & \text{for } |\tau| \geq 3 \end{cases} \quad (2.1.3)$$

$\xi$  : normalized longitudinal creepage :  $\frac{\pi ab G_{sx}}{fN\phi}$

$\eta$  : normalized lateral creepage :  $\frac{\pi ab G_{sy}}{fN\psi_1}$

$$\tau = \xi^2 + \eta^2 \quad (2.1.4)$$

N : total normal force

f : friction coefficient

F : total resulting tangential force

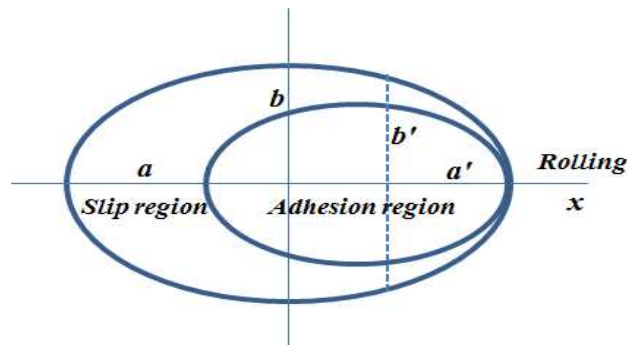


Fig. 2.1.4 Contact area according to Johnson and Vermeulen. (Ratio of semi-axes is  $(a/b)=(a'/b')$ )

1963년 Halling[6]는 Carter의 이론에서 접촉면적이 타원이 됨을 고려하여 타원을 여러개의 줄(strip)로 나누어 각각의 줄에 Carter이론을 적용하여 Carter보다 정확한 견인력을 산출하였다.

Kalker[7]는 이러한 Halling의 줄이론(strip theory)을 종방향, 횡방향 크리피지를 동시에 고려하고 약간의 회전 크리피지까지 넣어서 Kalker의 선형이론(Kalker's linear theory)을 완성하였다.

$$-f_{33}\xi_x \quad (2.1.5)$$

$$F_y = -f_{11}\xi_y - f_{12}\xi_{sp} \quad (2.1.6)$$

$$M = f_{12}\xi_y - f_{22}\xi_{sp} \quad (2.1.7)$$

$$F_{11} = (ab)GC_{22} \quad (2.1.8)$$

$$F_{12} = (ab)^2 GC_{23} \quad (2.1.9)$$

$$F_{22} = (ab)^2 GC_{33} \quad (2.1.10)$$

$$F_{33} = (ab)GC_{11} \quad (2.1.11)$$

$F_x$  : longitudinal creep force

$F_y$  : lateral creep force

$M_z$  : spin-creep moment

$F_{11}, F_{12}, F_{22}, F_{33}$ : creep coefficient

$\xi_x, \xi_y, \xi_z$  : longitudinal, lateral and spin creepages, respectively

$a$  : semi axis of the contact lipse and the rolling direction

$b$  : semi axis of the contact lipse and the lateral direction

$G$  : modulus of rigidity

$C_{ij}$  : creepage and spin coefficients, which depend only on Poisson's ratio  $\sigma$  and the ratio of the semi axis of the contact lipse( $a/b$ )

이러한 Kalker의 선형이론은 철도 차량 주행 시뮬레이션에 널리 쓰이고 있다. 그러나 차량과 레일의 형상을 충분히 고려하지 못하고 있을 뿐만 아니라 자중에 의한 최대 견인력이 산출됨으로써 견인전동기에 의한 회전토크가 주어지는 상황과 레일과 차량 접촉에서 점착 시, 마찰계수는 정지마찰계수,  $\mu_s$ 에 해당하나 미끄러지는 경우 마찰계수가 동마찰계수,  $\mu_k$ 가 됨을 고려하지 못하고 있다. 따라서 Kalker의 선형이론 이후에도 다양한 수치해석과 실험 등에 의한 차량과 레일의 접촉현상에 대한 보다 확실한 이해를 도모함으로써 국가별로 고유의 레일과 차량 모델을 개발하고 있다. 이에 본 연구의 1차년도에서는 종방향 크리프와 관련된 Carter이론으로부터 정지마찰계수와 동마찰계수를 동시에 고려하고 견인전동기에 의한 회전토크가 차량에 주어지는 상황을 연구하였다.

## 2.2 강체 회전접촉

지표면에서 강체 원형 실린더가 구름접촉 할 때, 질량 , 회전토크 , 마찰 계수  $\mu$ 에 따라 순수구름(rolling)과 미끄러짐(slipping)이 발생한다. Fig. 2.2.1과 같이 반경  $r$ 인 원형 실린더가 평판 위에서 회전할 경우, 원형 실린더의 질량  $m$ , 관성모멘트  $I$ , 가해지는 회전 토크를  $T$ 라 할 때, 강체는 면으로부터 수직항력  $N$ 을 받고 강체와 지표면의 상태 운동에 따라 마찰력  $f$ 가 발생한다. 마찰력  $f$ , 가속도  $a$ , 각가속도  $\alpha$ 의 각각의 방향을 Fig. 2.2.1과 같이 정의하면 식 (2.2.1)~(2.2.2)이 성립한다.

$$M - fr = I\alpha \quad (2.2.1)$$

$$ma = f = \mu N \rightarrow a = \frac{\mu N}{m} = \mu g \quad (2.2.2)$$

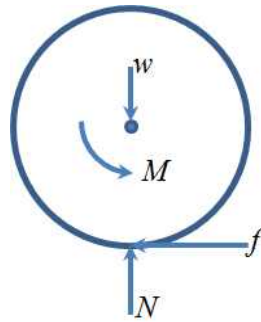


Fig. 2.2.1 Wheel rolling

식 (2.2.1)~(2.2.2)에서는 3 개의 미지수가 존재한다. 2 개의 식 만으로는 3 개의 미지수가 결정될 수 없고, 또 하나의 조건이 필요하다. 여기서 마찰력과 수직항력의 관계인 마찰계수에는 정적마찰계수  $\mu$  와 동적 마찰계수  $\mu_d$ 가 존재한다. 여기서 미끄러짐이 없고 순수 구름마찰이 발생하는 경우와 미끄러짐이 발생하는 경우를 각각 고려해보자. 단 전진에 따른 공기저항은 무시하기로 한다.

### 2.2.1 구름마찰 (rolling)

미끄러짐이 없는 순수 구름마찰은  $r\alpha = a$ 의 조건을 만족해야 한다. 이를 식 (2.2.2)에 대입하면 식 (2.2.3)을 얻는다.

$$T - fr = ma \quad (2.2.3)$$

이때 마찰력  $f$ 는  $\mu N$ 보다 작아야 한다. 따라서 식 (2.2.1)에서 미끄러지지 않는 최대 가속도는 식 (2.2.4)와 같음을 알 수 있다. 즉 최대가속도는 차륜과 레일의 정적마찰계수가 결정 변수임을 알 수 있다.

$$a < \mu_s g \quad (2.2.4)$$

최대가속도를 얻기 위해서는 회전토크가 커져야 하나, 회전토크는 순수구름(pure rolling)을 위해서는 식 (2.2.5)~(2.2.6)을 초과할 수 없음을 알 수 있다.

$$T_{\text{rolling}} - \mu_s mgr = \frac{I\mu_s g}{r} \quad (2.2.5)$$

$$T_{\text{rolling}} = \frac{I\mu_s g}{r} + \mu_s mgr = \mu_s g \left( \frac{I}{r} + mr \right) \quad (2.2.6)$$

### 2.2.2 미끄럼마찰 (slipping)

회전토크가 식 (2.2.6) 이상의 값을 갖게 되면 미끄러짐이 발생할 수 있으며, 이때 마찰력  $f = \mu_d N = \mu_d mg$ 의 관계를 갖는다. 이때 최대 가속도는  $a = \mu_d g$ 가 되고 바퀴가 헛돌면  $r\alpha > a$  이므로

$$r \frac{T_{\text{slip}} - \mu_d mg}{I} > \mu_d g \quad (2.2.7)$$

$$T_{\text{slip}} > \frac{\mu_d g}{r} I + \mu_d mg = \mu_d g \left( \frac{I}{r} + m \right) \quad (2.2.8)$$

최대 회전토크가 계산될 수 있다. 만약 브레이킹 상황에서 완전 멈춤상태에 이르기 까지는 회전토크는 식 (2.2.8)보다 작아야 한다.

이상의 경우를 HEMU-430X에 적용한 결과를 Table 2.2.1에 정리하였다.

Table 2.2.1 HEMU-430X parameters

|                          |       |                  |
|--------------------------|-------|------------------|
| $(kg)$                   | 800   |                  |
| $(kg \cdot m)$           | 73.96 | $\frac{mr^2}{2}$ |
| $\mu_s$                  | 0.4   |                  |
| $\mu_d$                  | 0.3   |                  |
| $T_{rolling}(N \cdot m)$ | <2026 |                  |
| $T_{slip}(N \cdot m)$    | >2861 |                  |

견인모터에 의한 회전토크가 증가하여 1350  $N \cdot m$ 가 될 때까지 가속도는 음수로서 물리적으로 무의미하다. 즉 회전토크가 일정 값 이상을 가져야 움직이기 시작한다. Fig. 2.2.2는 이를 의미하며, 회전토크가 증가하며 2026  $N \cdot m$ 가 될 때까지 차륜은 순수구름 상태를 유지한다. 회전토크가 2861  $N \cdot m$ 까지 순수구름과 미끄러짐이 동시에 발생하며 그 이후로는 미끄러짐만 발생하나 가속도는 계속 커짐을 알 수 있다. 즉 차륜과 레일 접촉에서는 크리프가 발생하여야 회전토크가 견인력을 유발하며 견인력이 커지면 커질수록 미끄러짐이 커짐을 알 수 있다. 다만 이러한 강체모델 해석으로는 회전토크가 커지면 미끄러지면서도 견인력은 계속 커지는 것으로 되어있다.

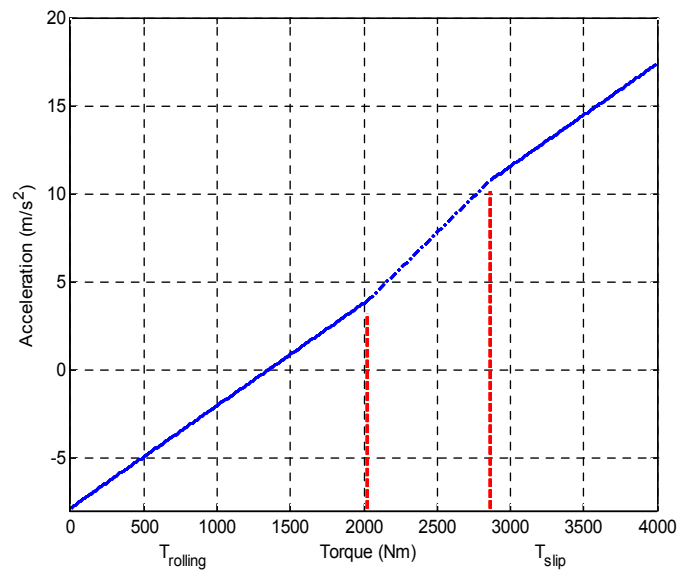


Fig. 2.2.2 Acceleration on torque change

## 2.3 탄성 회전접촉

### 2.3.1 탄성체의 회전마찰

차륜과 레일의 접촉을 강체로 고려하여 해석을 할 경우, 탄성체인 실제 차륜과 레일과는 다를 수밖에 없다. 실제 차륜과 레일사이의 접촉을 보다 정확

히 알아보기 위해서 차륜과 레일을 각각 탄성체로 가정하여 접촉현상을 이해하여야 한다.

2D와 3D의 접촉현상을 각각 비교, 검증하였다. 2D 접촉문제는 두 실린더가 서로 평행하게 접촉하는 경우이고, 3D는 서로 90° 틀어진 두 실린더가 접촉하는 경우이다. 이 두 경우에 대하여 대표적인 접촉이론인 Hertz 접촉이론을 이용하여 전산해석과 비교, 검증하였다. MATLAB 프로그램[8]으로 만들어 놓은 Hertz 접촉이론의 기본적인 수식들 중, 실린더 접촉 관련 수식을 사용하였다. 전산해석은 다물체 동역학 해석 프로그램인 SAMCEF[6]을 사용하여 수행하였다.

반경  $R_1$ , 종탄성계수  $E_1$ , 프와송 계수  $\nu_1$  인 원통과 반경  $R_2$ , 종탄성계수  $E_2$ , 프와송 계수  $\nu_2$  인 원통이 평행상태에서 접촉할 때, 접촉계수(contact modulus)  $E^*$ 와 상대곡률반경(relative radius of curvature) $R$ 은 각각 다음과 같이 계산된다.

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (2.3.1)$$

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (2.3.2)$$

동일 물성의 2개의 탄성 원통이 단위 길이당 수직력  $W$ 를 받아  $2a$ 의 접촉폭이 발생한다면  $a$ 와 압력분포  $p(x)$ 는 각각 다음과 같이 계산된다.

$$a^2 = \frac{4WR}{\pi E^*} \quad (2.3.3)$$

$$p(x) = \frac{2W}{\pi a^2} (a^2 - x^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.3.4)$$

이때 최대 압력  $p_0$ 는 다음과 같다.

$$p_0 = \frac{2W}{\pi a} = \left( \frac{WE^*}{\pi R} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.3.5)$$

반경  $R$ 인 탄성 구(sphere)가 평면(plane)과 접촉하여 수직력  $W$ 를 받는다면 접촉반경  $a$ , 최대압력  $p_0$ , 접촉변형량  $d$ 는 각각 아래와 같이 계산된다.

$$= \frac{3WR}{4} \quad (2.3.6)$$

$$p = \frac{3W}{2\pi a^2} = \frac{1}{\pi} \left( \frac{6WE^{*2}}{R^2} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.3.7)$$

$$d = \frac{a^2}{R} = \left( \frac{9W^2}{16RE^{*2}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.3.8)$$

이상의 결과는 반경  $R$ 인 두개의 원통이 식  $90^\circ$  틀어진 상태에서 접촉했을 때의 경우와 같은 결과값을 갖는다.[9]

길이  $L$ 인 두개의 원통이 접촉할 때, 접선방향으로 견인력  $F$ 가 주어지면 전단 응력  $\tau$ 는 Fig. 2.2.3의 A 곡선과 같이 발생한다.

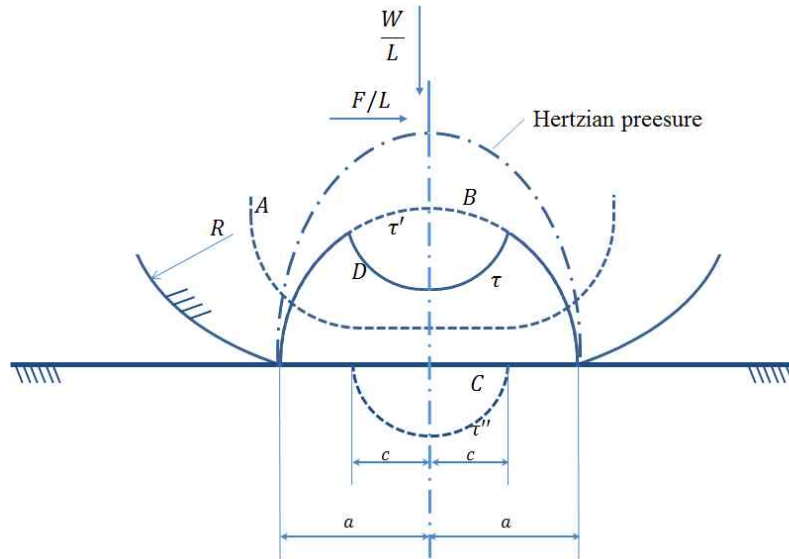


Fig. 2.3.1 Contact between cylinders with parallel axes

$$\tau(x) = \frac{F}{aL\pi(1 - \frac{x^2}{a^2})^{\frac{1}{2}}} \quad (2.3.9)$$

견인력이 주어진 상태에서 미끄러지려면 자중  $p_0$ 에 의한 수직항력(normal force)에 정지마찰계수 곱한 마찰력 B곡선을 초과해야 한다.

$$\tau'(x) = \mu p_0 (1 - x^2/a^2)^{\frac{1}{2}} \quad (2.3.10)$$

$$p_0 = 2W/L\pi a \quad (2.3.11)$$

따라서 A곡선이 B곡선을 초과하지 않는 범위에서는 마찰에 의한 미끄러짐은 발생하지 않는다. 즉 가장자리에서 미끄러짐이 시작하고 가운데 영역에서는 마지막으로 미끄러짐이 발생한다. 미끄러짐이 발생하지 않는 상황에서는 윗면의 상대면인 바닥면에서 작용-반작용 법칙에 의거 C곡선과 같은 전단응력이 아래와 같이 발생한다.

$$\tau''(x) = -\frac{c}{a} \mu p \left(1 - \frac{x^2}{c^2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.3.12)$$

따라서 전체 전단응력은 D 곡선과 같이 된다.

$$\tau(x) = \tau'(x) + \tau''(x) = \mu p_0 \left[ \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)^{\frac{1}{2}} - \frac{c}{a} \left(1 - \frac{x^2}{c^2}\right)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (2.3.13)$$

여기서 견인력과 전단응력은 다음 관계를 만족하므로

$$F = \int_{-a}^a \tau(x) dx = \int_{-a}^a \tau'(x) dx + \int_{-c}^c \tau''(x) dx \quad (2.3.14)$$

$\frac{c}{a} = 1 - \frac{F}{\mu W^{\frac{1}{2}}}$ 의 관계식을 얻는다.

즉 견인력이 커지면 점착영역  $c$ 가 작아져 궁극적으로는 전체가 움직이게 된다.

이상은 2개의 실린더가 정지된 경우이고 Fig. 2.3.2와 같이 2개의 실린더가 회전하는 경우에는 Fig. 2.3.3과 같이 점착영역이 2개의 실린더가 처음 만나는 끝에서부터 시작한다.

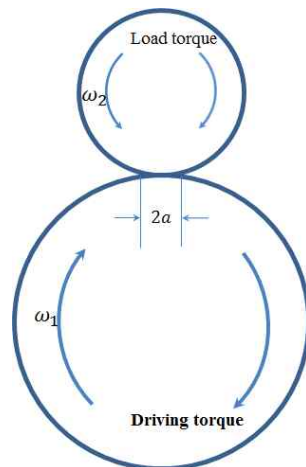


Fig. 2.3.2 Rolling contacts

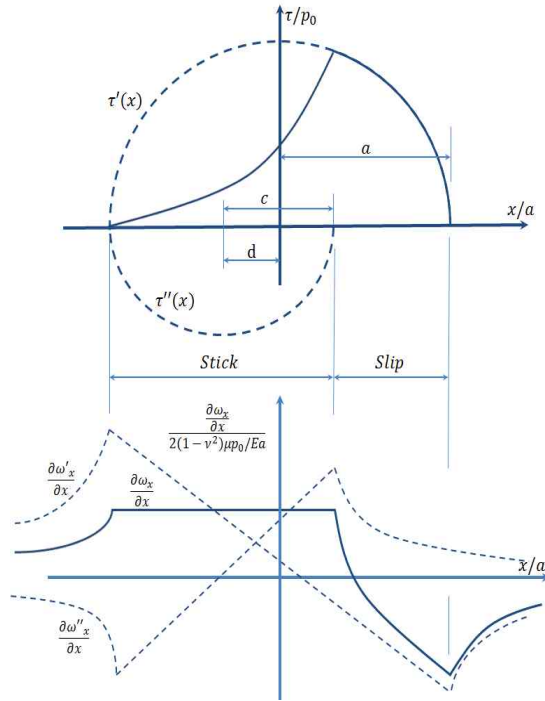


Fig. 2.3.3 Tractive rolling contact of similar cylinders

여기서  $\tau'$ 은 식 (2.3.10)과 같고  $\tau''$ 은 식 (2.3.16)과 같이 된다.

(2.3.15)

$$\tau''(x) = -\frac{c}{a} \mu p \left(1 - \frac{(x+d)^2}{b^2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.3.16)$$

이때 변위의 변화는 Fig. 2.3.4와 같고 크리피지는 식 (2.3.17)과 같이 계산된다 [10].

$$\xi = -\mu a \left[1 - 1 - \frac{F}{\mu W}\right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.3.17)$$

$$a^2 = \frac{4WR}{\pi E^*} \quad (2.3.18)$$

$$d = a^* \left(1 - \left(1 - \frac{T}{\mu W}\right)^{\frac{1}{2}}\right) \quad (2.3.19)$$

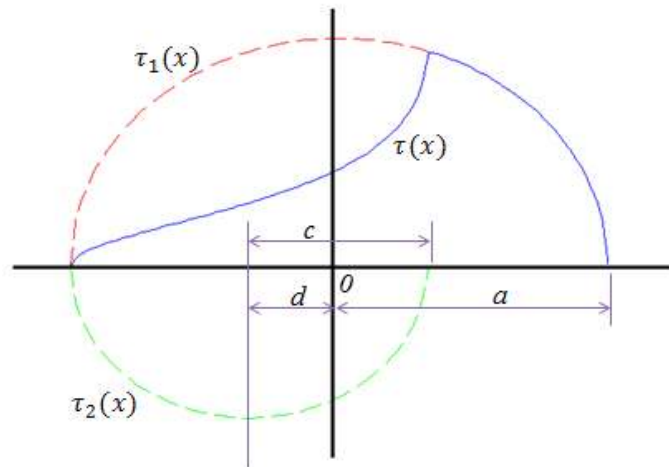


Fig. 2.3.4 Distribution of tangential tractions

Fig. 2.3.4는 구름 접촉 시 발생하는 전단력분포를 나타낸 그래프이고, 식 (2.3.18)~(2.3.19)를 통하여  $c$ 와  $d$ 를 구할 수 있다. Fig. 2.3.4에서의  $\tau(x)$ 는 Fig. 2.3.1의 전단응력분포인 C곡선과 의미가 같다. 이상의 계산식을 사용하여 Table 2.3.1의 KTX 제원에 적용하여 접촉압력과 전단력을 상용수치연산 프로그램인 MATLAB으로 계산하였다. Fig. 2.3.5는 차륜 하나에 가해지는 자중에 의한 접촉 압력으로 식 (2.3.7)과 (2.3.11)로써 구할 수 있다. Fig. 2.3.5는 차륜에 작용하는 전단력이 최대정지마찰력보다 작은 경우에 나타나는 현상이다. 전단력이 작용하지만 최대정지마찰력보다 작다면 이는 상쇄된다. 따라서 전단응력은 전단력의 반대방향으로 발생되고, 이는 Fig. 2.3.6처럼 양수부분은 전단력분포, 음수부분은 전단응력으로 나타낼 수 있다.

전단응력이 반대로 작용한다는 것은 움직이지 않은 점착영역임을 의미하고, 반대로 그렇지 않은 부분은 미끄럼이 발생하는 부분이라 할 수 있다. Fig. 2.3.7은 전단응력에 의해 상쇄된 최종 전단력 분포를 나타내고, 전단응력에 의해 상쇄된 부분은 점착영역, 그렇지 않은 앞, 뒷부분은 미끄럼영역을 의미한다. 이는 MATLAB으로 프로그램화하여 S/W 등록을 하였다[철도차륜 전단력 산출 프로그램(C-2013-001428)]. 이 프로그램은 설계변수 변화에 따른 전단력 분포를 산출하고 차륜의 자중 및 동력이 변함에 따라 전단력 분포를 동영상화하였고, Fig. 2.3.11에 나타내었다.

Fig. 2.3.8은 전단력이 최대정지마찰력보다 커져 운동마찰력이 작용하는 경우이다. 이 경우에는 전단력에 의해 차륜이 움직이고, 그로인해 전단응력이 커지고 미끄럼이 발생하게 된다. 움직이는 상태이므로 처음에는 미끄럼이 발생

하지 않다가 뒷부분에서 발생을 하게 된다. 이는 Fig. 2.3.5에서 앞부분에서 전단응력이 음수부분에 있는 것으로 설명할 수 있으며, 뒷부분에서 전단응력이 0으로 미끄럼이 발생하는 것을 확인할 수 있다. 이 또한 MATLAB으로 프로그램화하여 S/W 등록을 하였다[운동마찰을 고려한 철도차륜의 견인력 산출 프로그램(C-2013-001427)]. 일정한 마찰계수가 아닌 운동 중 변화된 마찰계수를 사용함으로써 기존의 견인력 그래프와는 다른 Fig. 2.3.10의 결과를 나타내었다. 마찰계수의 변화와 함께 자중과 동력의 변화함에 따라 견인력의 분포가 어떻게 달라지는가를 동영상화하였고, Fig. 2.3.12에 나타내었다.

Table 2.3.1 KTX Specification

| Parameter                       | Input value |
|---------------------------------|-------------|
| Radius of wheel (m)             | 0.43        |
| Poisson ratio of wheel          | 0.3         |
| Poisson ratio of rail           | 0.3         |
| Young's modulus of wheel (GPa)  | 207         |
| Young's modulus of rail (GPa)   | 207         |
| Width of rail (m)               | 0.746       |
| Wheel load (N)                  | 80000       |
| Traction force (N)              | 18000       |
| Coefficient of static friction  | 0.4         |
| Coefficient of dynamic friction | 0.3         |

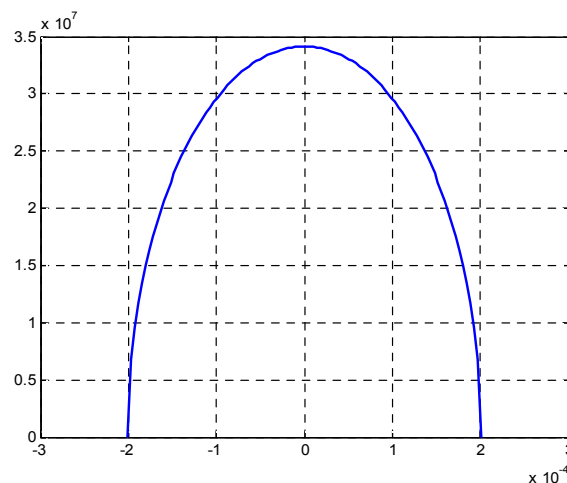


Fig. 2.3.5 Contact pressure distribution

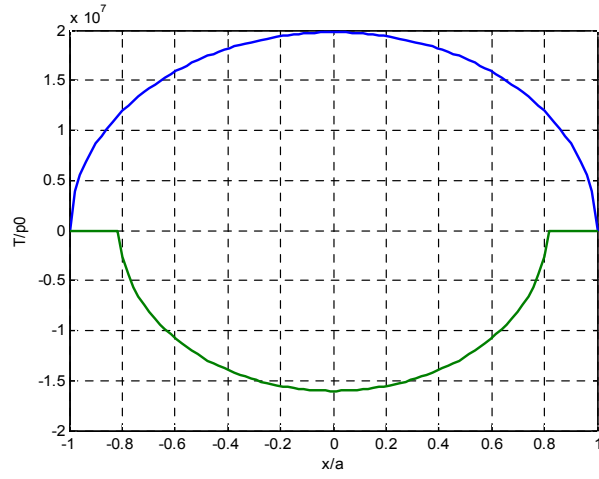


Fig. 2.3.6 Traction force at static situation

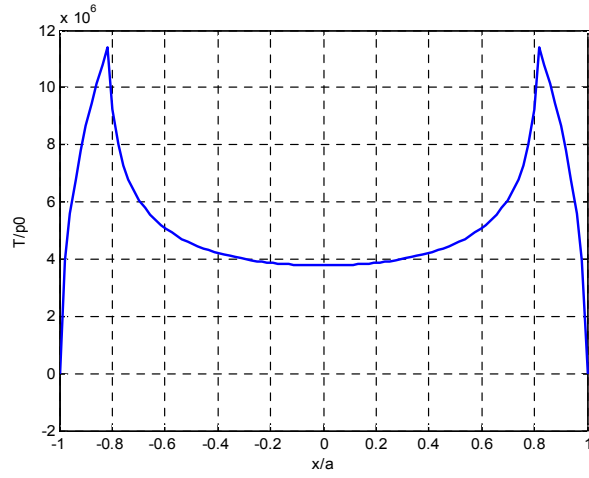


Fig. 2.3.7 Final traction force distribution at static situation

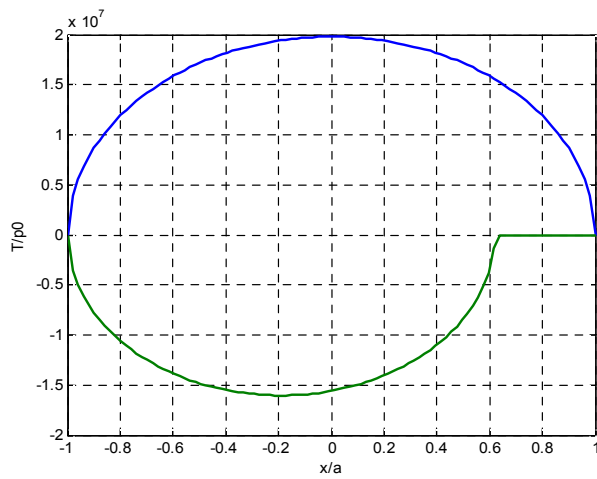


Fig. 2.3.8 Traction force distribution at dynamic situation

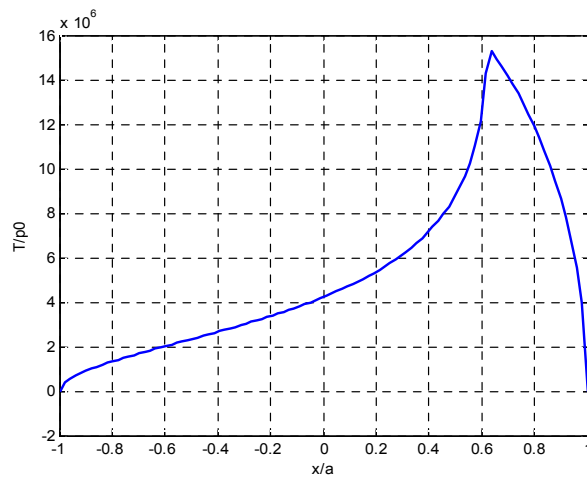


Fig. 2.3.9 Final traction force distribution at dynamic situation

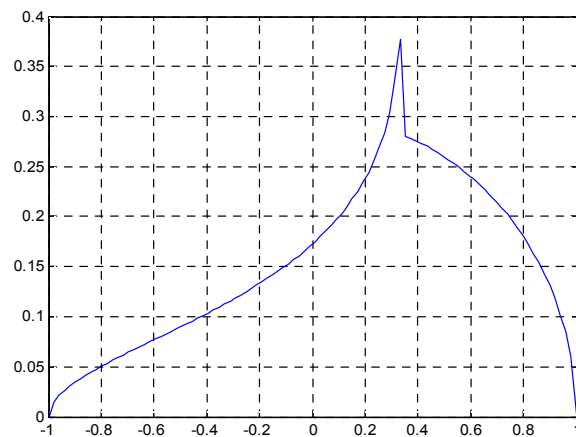


Fig. 2.3.10 Traction force distribution considering friction

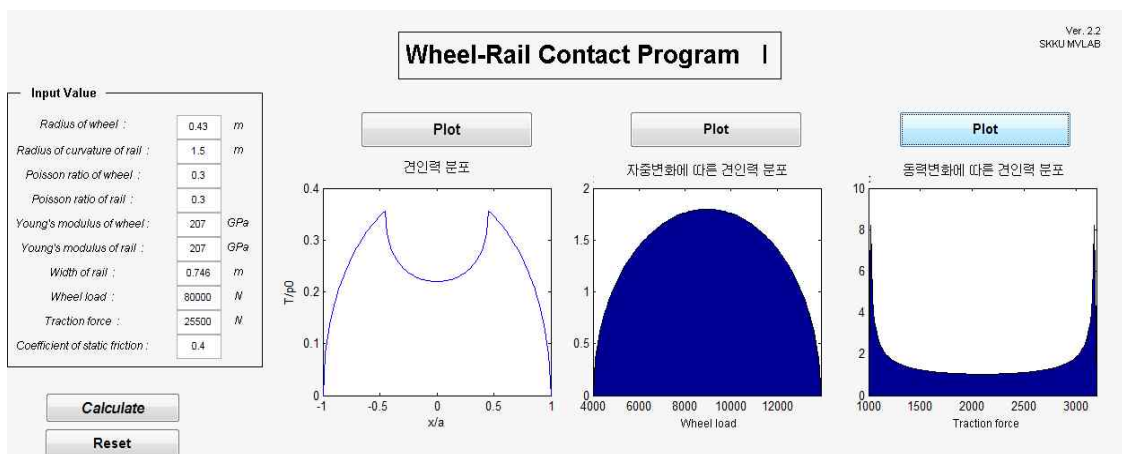


Fig. 2.3.11 Program 1

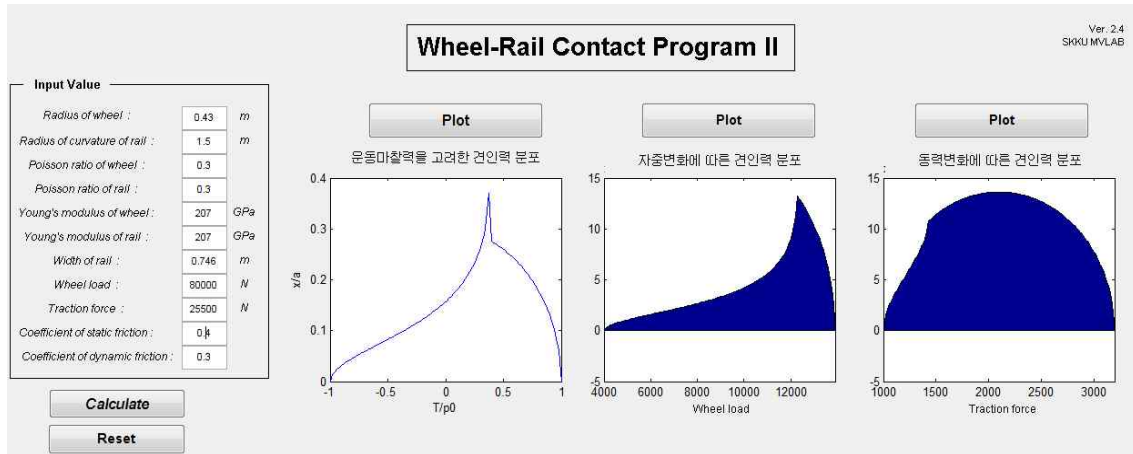


Fig. 2.3.12 Program 2

### 2.3.2 변수 변화에 따른 견인력 변화

철도차량에서 견인력은 상황에 따라 달라진다. 그중 대표적으로 견인력에 영향을 주는 자중, 마찰계수, 동력의 변화가 견인력에 미치는 영향을 확인하였고 Fig. 2.3.13은 자중 변화에 따른 견인력이다. Fig. 2.3.13에서 견인력을 보면 그래프가 꺾이는 것을 볼 수 있다. 이는 자중이 4400 N일 때를 나타내는 Fig. 2.3.14(a)에서는 완전 점착이 이루어지나 4500 N일 때를 나타내는 Fig. 2.3.14(b)에서 보면 미끄럼이 발생한 것을 알 수 있다. 이는 차륜 하나에 하중이 4400 N이상의 하중이 되어야함을 알 수 있다.

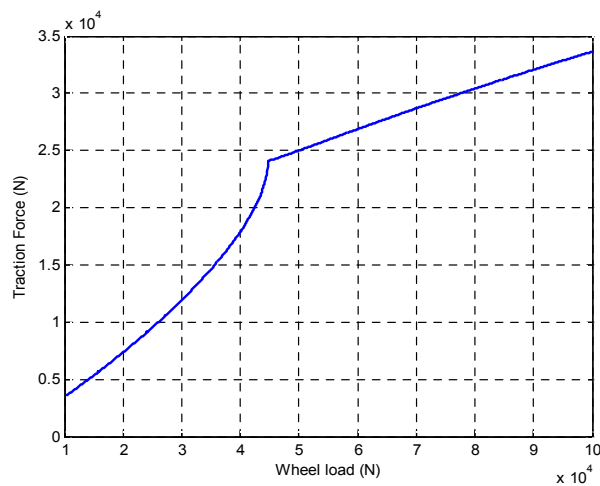
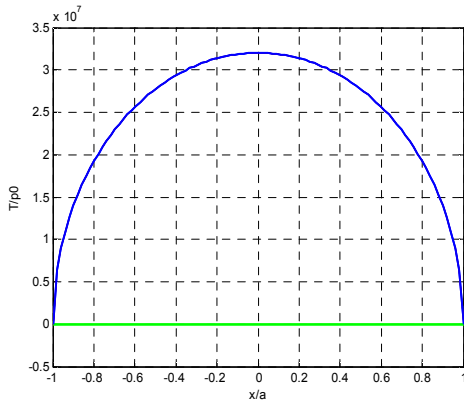
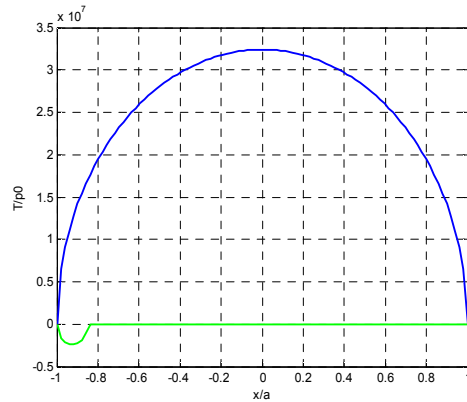


Fig. 2.3.13 Traction distribution about wheel load change I



(a) 44000 N



(b) 45000 N

Fig. 2.3.14 Traction distribution about wheel load change II

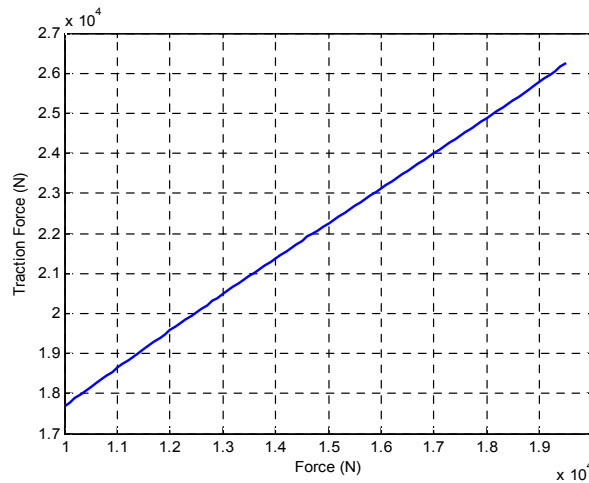


Fig. 2.3.15 Traction distribution about motor force change

Fig. 2.3.15는 모터에서 전달되는 동력의 변화에 따른 차륜 견인력의 변화를 나타낸 그래프이다. 즉 회전토크가 커지면 견인력은 같이 커짐을 알 수 있다.

Fig. 2.3.16은 마찰계수 변화에 따른 견인력 변화를 나타낸 그래프이다. Fig. 2.3.16 역시 마찰계수 변화에 의해 Fig. 2.3.13과 같은 현상이 발생함을 확인할 수 있다. 이 또한 같은 이유로 Fig. 2.3.17(a), (b)를 보면 설명이 가능하다. Fig. 2.3.17(a)는 마찰계수가 0.22인 경우, Fig. 2.3.17(b)는 마찰계수가 0.23인 경우에 대하여 나타낸 그래프이다. Fig. 2.3.13와 마찬가지로 마찰계수가 0.23이 될 때, 점착영역이 발생하는 것을 확인할 수 있다. Table 2.3.1의 제원인 경우 마찰계수가 0.22이상은 되어야 한다는 것을 알 수 있다.

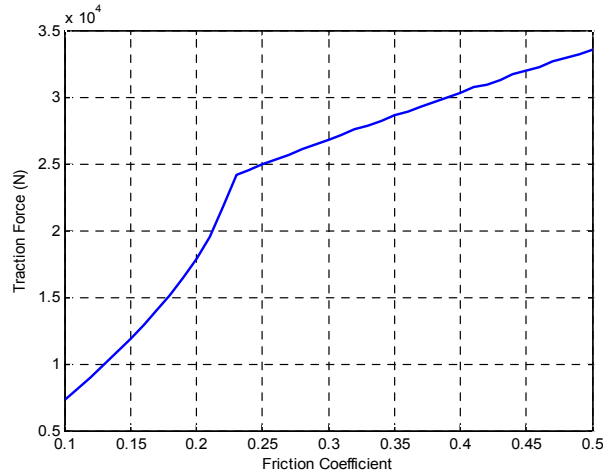


Fig. 2.3.16 Traction distribution about friction coefficient change I

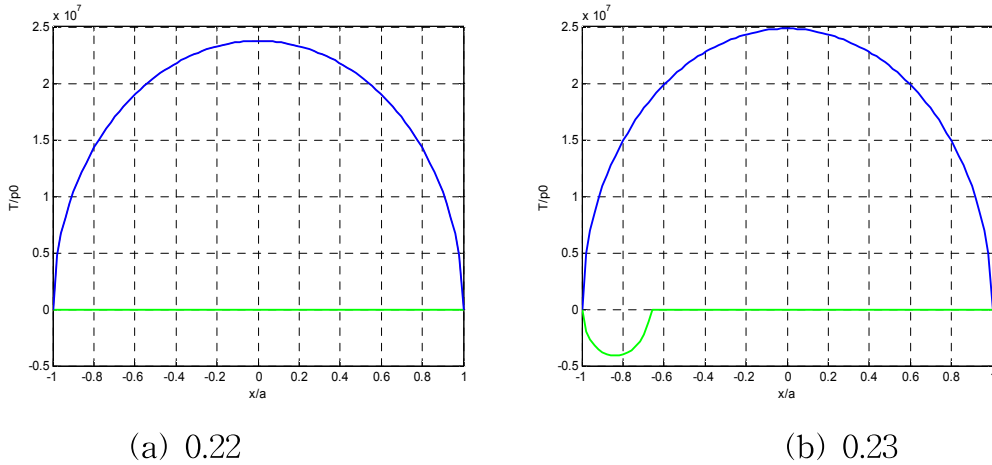


Fig. 2.3.17 Traction distribution about friction coefficient change II

크리피지에는 여러 가지 이론이 존재한다. 식 (2.3.20)는 미끄럼이 일어나지 않는 경우에 발생하는 줄 이론(strip theory)을 나타낸 식이고, 식 (2.3.21)에서 점착되는 부분의 범위를 구할 수 있고, 이로부터 식 (2.3.22)의 Carter의 creep곡선이 나타낼 수 있다. 그 결과는 Fig. 2.3.18에 나타내었다.

$$= -4(1-\nu^2)\mu p_0 d/a \quad (2.3.20)$$

$$\frac{d}{a} = 1 - \frac{c}{a} = 1 - (1 - T_x/\mu W)^{\frac{1}{2}} \quad (2.3.21)$$

$$\xi_x = -\frac{\mu a}{R} (1 - (1 - T_x/\mu F)^{\frac{1}{2}}) \quad (2.3.22)$$

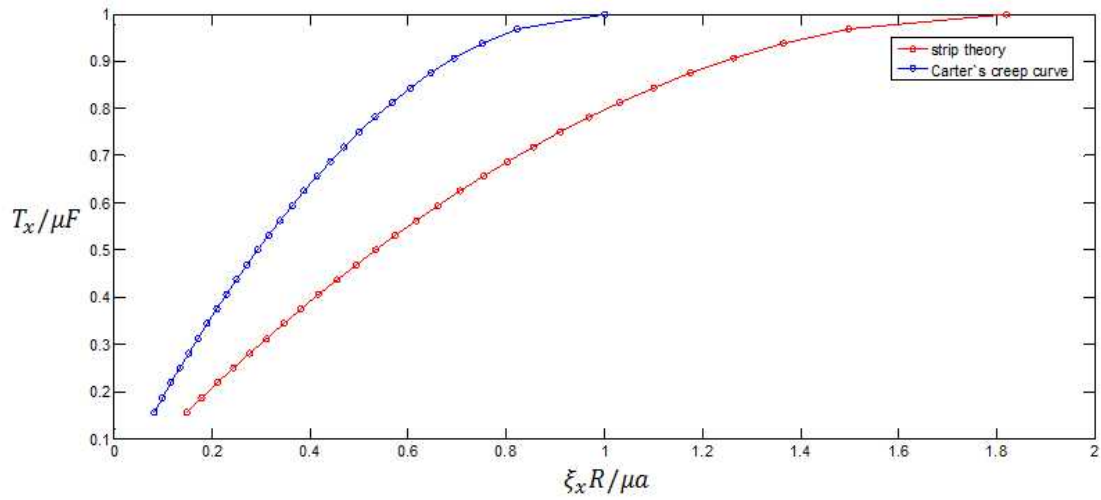


Fig. 2.3.18 Creep curve for traction rolling contact

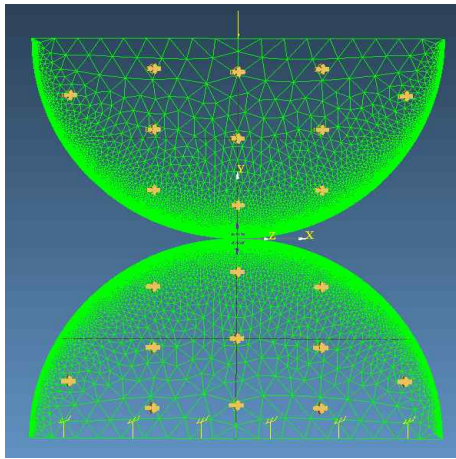
## 2.4 차륜/레일 접촉 전산해석

### 2.4.1 2차원 원통 접촉 전산해석

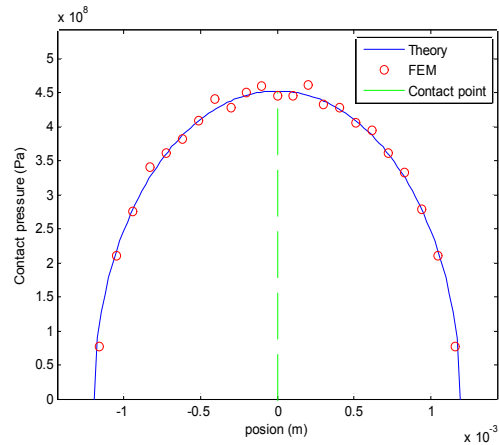
상용 유한요소 해석프로그램인 SAMCEF[11]를 이용하여 레일과 차륜을 탄성체로 보고 접촉을 해석하였다. 먼저 반경이 같은 두 원통을 2차원으로 해석하였다. 접촉문제에 대한 유한요소해석의 정확성을 도모하기 위해 SAMCEF의 Implicit Nonlinear 모듈을 사용하여 외력이 순차적으로 증가하도록 하였고, 2차원 단면을 3차원 원통으로 가정하기 위해 Plain strain으로 설정하였다. Table 2.4.1은 원통 접촉에 적용한 변수 값이다. 수직하중을 원통 중심에서 가하고, 아래 원통 밑면의 모든 방향은 구속하였다. 구름접촉 해석 시 위의 원통 중심에 접선방향으로 구속하여 원통이 병진운동하지 않도록 하고, 구름운동을 일으키기 위해 접촉점에서 접선방향으로 하중을 가하였다. Fig. 2.4.1은 수직하중만 가하여 접촉시켰을 때, 식 (2.3.1)~(2.3.5)의 헤르츠 접촉이론과 접촉압력분포를 비교한 그림이다. 는 수직하중,  $R$   $R_2$ 는 반경,  $\nu_1, \nu_2$ 는 포와송 비,  $E_1, E_2$ 는 탄성계수,  $x$ 는 접촉점에서의 거리이다. 최대 접촉압력의 이론값은 452.9 MPa, 전산해석 결과는 454.9 MPa으로 오차율 0.4 %이며, 접촉압력분포가 동일하게 나타나는 것을 확인하였다.

Table 2.4.1 Input value of cylinder contact

| Parameter                         | Input value |
|-----------------------------------|-------------|
| Radius ( $R_2$ )                  | 0.3 m       |
| Young's modulus ( $E_1, E_2$ )    | 207,000 MPa |
| Poisson ratio ( $\nu_1, \nu_2$ )  | 0.3         |
| Friction ratio ( $\mu$ )          | 0.4         |
| Normal load ( $F$ )               | 850000 N    |
| Tangential traction force ( $T$ ) | 255000 N    |



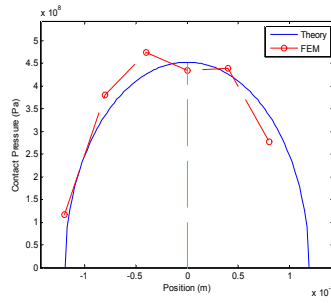
(a) 2D model



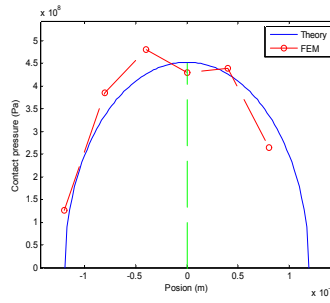
(b) Contact pressure distribution

Fig. 2.4.1 Hertz contact

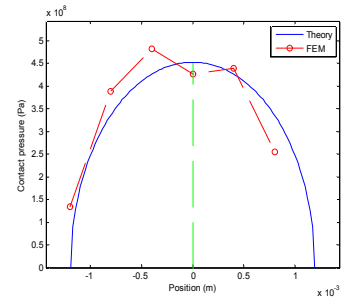
Fig. 2.4.2 ~ 4는 접선방향 하중을 증가시켰을 때, 접촉압력, 전단응력, 등가응력 등의 변화를 나타낸 그래프이다. 접촉압력은 구름운동이 발생하더라도 헤르츠 접촉이론과 같이 접촉압력분포가 타원형으로 나타나는 것을 확인하였다. 전단응력 분포는 2.3절에서 이론적으로 점착된 접촉영역의 앞부분에서는 작게 나타나고, 뒷부분은 미끄러짐이 발생하면서 크게 나타나는 것을 유한요소 해석결과와 비교하였다. 접선방향 하중이 증가함에 따라 그래프의 추세가 유사하게 나타남을 확인하였다. 레일 접촉면의 등가응력은 점착된 접촉영역에서 등가응력이 증가하며, 미끄러짐이 발생하는 접촉영역에서 등가응력이 감소하게 된다. 또한 접선방향 하중이 255,000 N/m에서 330,000 N/m으로 변할 때, 평균적으로 25% 증가하여, 접선방향의 하중이 증가할수록 점착된 접촉영역의 등가응력이 더 크게 나타나는 것을 확인하였다.



(a) 255,000 N/m

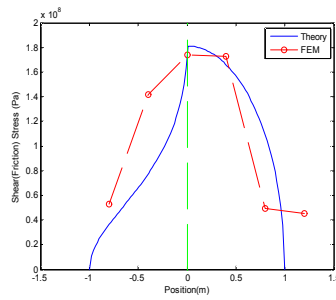


(b) 300,000 N/m

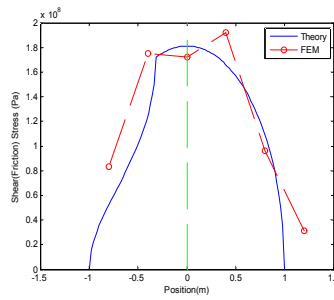


(c) 330,000 N/m

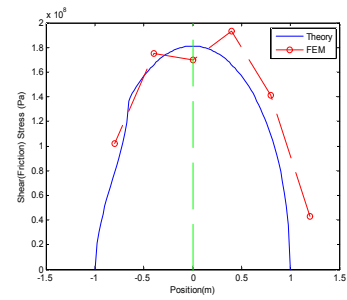
Fig. 2.4.2 Contact pressure distribution along different traction load



(a) 255,000 N/m

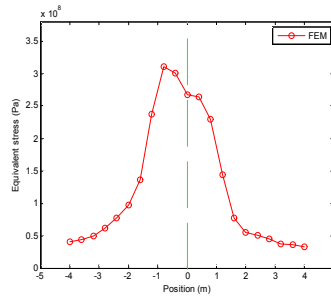


(b) 300,000 N/m

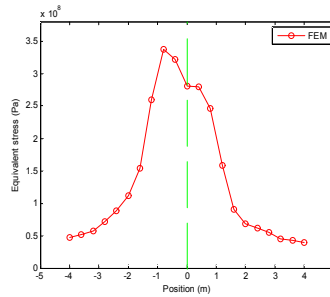


(c) 330,000 N/m

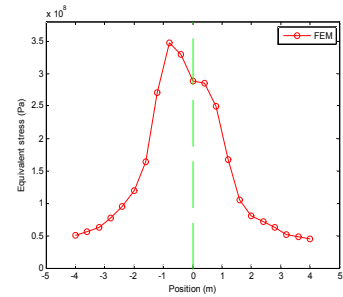
Fig. 2.4.3 Shear stress along different traction load



(a) 255,000 N/m



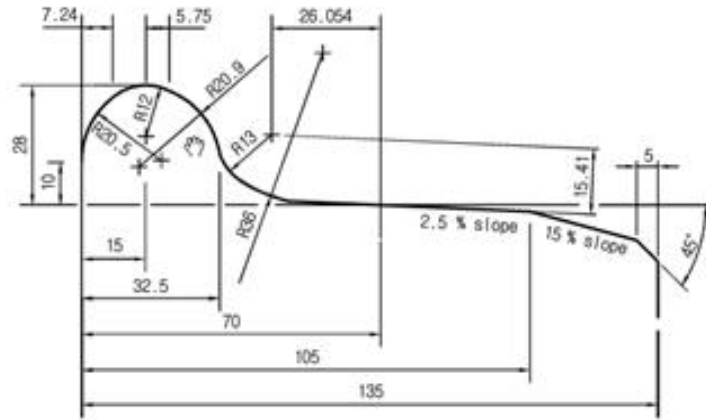
(b) 300,000 N/m



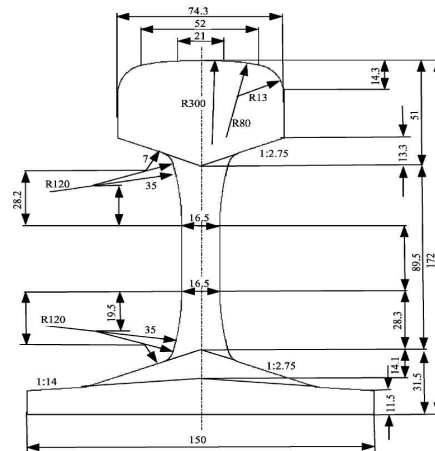
(c) 330,000 N/m

Fig. 2.4.4 Equivalent stress(Von-Mises) along different traction load

원통 접촉을 통해 유한요소 해석과 이론 결과가 유사함을 확인하였으므로 실제 차륜과 레일의 형상을 고려하여 접촉위치에 따른 접촉압력을 확인하였다. 차륜의 형상은 Fig. 2.4.5의 현재 KTX에 적용되고 있는 동력차륜 (GV-40)과 고속선의 UIC 60 레일을 사용하였다.



(a) KTX Wheel tread (GV-40)



(b) UIC 60 rail

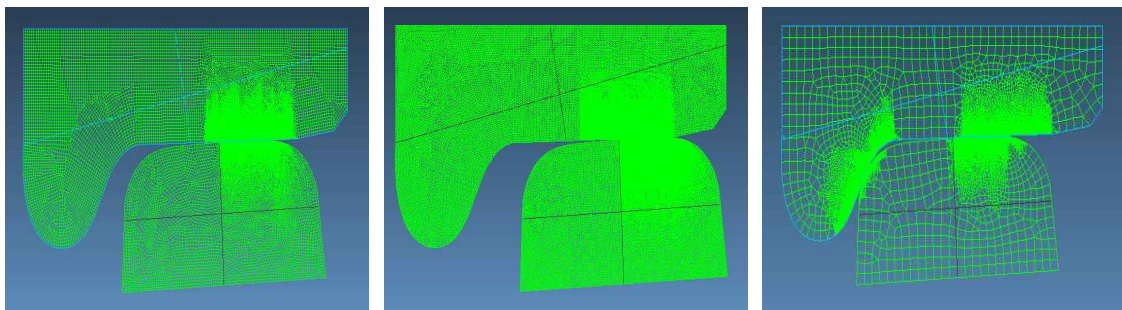
Fig. 2.4.5 Wheel/rail profile

차륜과 레일의 접촉 시 접촉압력은 매우 작고, 그 변화가 크기 때문에 메시의 간격은 작아야한다. 그러나 메시의 간격이 작아지면 해석시간이 길어지고, 계산이 수렴이 되지 않는 경우가 나타나 해석에 어려움이 있다. 이에 차륜과 레일 모델을 비접촉 영역은 단순화하여 모델링하고, 예상되는 접촉영역은 메시지를 조밀하게 구성하였다. 접촉영역의 메시 간격은 정상접촉과 필드방향 접촉일 때 0.1 mm로 하였다. 플랜지 접촉의 경우 플랜지에 닿는 접촉영역이 차륜 답면에 닿는 접촉영역보다 더 작기 때문에 메시 간격을 0.08 mm 하였다. 접촉영역 이외에 메시 간격은 정상접촉일 때, 0.8 mm, 필드방향 접촉일 때, 0.6 mm, 플랜지 접촉일 때, 3 mm로 하여 계산이 수렴하도록 하였다. Table 2.4.2는 차륜과 레일에 적용한 변수 값으로 수직하중은 차륜 하나에 걸리는 85000 N으로 하였고, 모듈은 원통 접촉과 같은 Implicit nonlinear,

Plain strain으로 하였다. 경계조건은 레일의 아랫면을 모든 방향을 구속하였고, 접촉위치가 바뀌지 않도록 차륜의 플랜지면을 접선방향으로 구속하였다. 차륜간의 거리 1,356 mm, 궤간 1,435 mm의 위치를 접촉위치 중심으로 하고, 차륜을 플랜지 방향과 필드방향으로 8.95 mm로 변경하여 접촉위치를 변화시켰다.

Table 2.4.2 Wheel/rail contact

| Parameter                        | Input value |
|----------------------------------|-------------|
| Young's modulus ( $E_2$ )        | 207,000 MPa |
| Poisson ratio ( $\nu_1, \nu_2$ ) | 0.3         |
| Friction ratio ( $\mu$ )         | 0.4         |
| Normal load ( $F$ )              | 85000 N     |
| Rail slope                       | 1/20        |



(a) Normal contact (b) Thin contact (c) Flange contact

Fig. 2.4.6 Wheel/rail contact position

Fig. 2.4.7은 접촉위치에 따른 접촉압력분포이다. 그래프의 x축은 레일의 중심에서 떨어진 거리로 접촉위치가 변하더라도 레일에 닿는 면은 유사한 것으로 나타났다. 플랜지접촉은 플랜지에서 접촉이 일어나지 않은 것으로 나타났다. 이는 단순화한 모델이기 때문에 변형이 적어 접촉이 일어나지 않은 것으로 예상된다. 또한 차륜의 반경 460 mm와 레일의 접촉면의 반경 300 mm를 원통으로 가정하였을 때, 헤르츠 접촉이론의 최대접촉압력은 130.1 MPa으로 나타나 차륜과 레일의 접촉이 크게 나타났다. 정확한 접촉압력분포를 확인하기 위하여 수직하중을 10배로 하여 접촉면적을 넓혀 계산을 하였다.

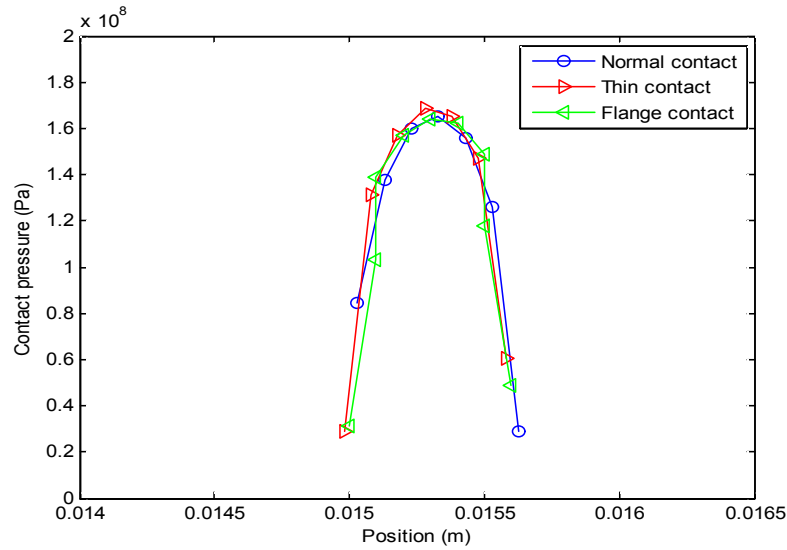
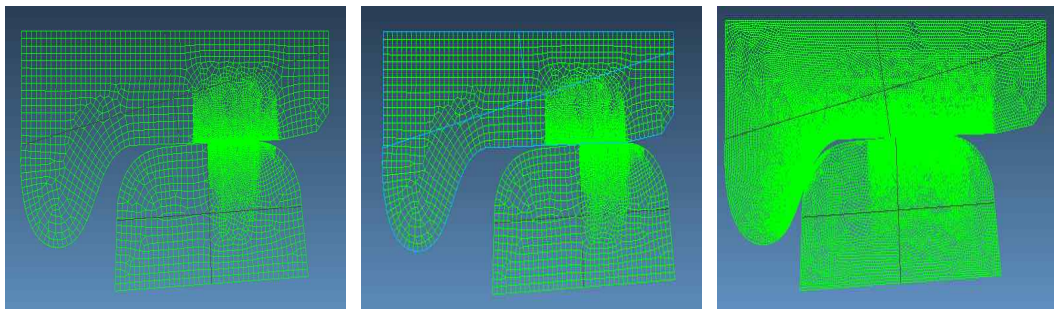


Fig. 2.4.7 Contact pressure of different contact position



(a) Normal contact      (b) Thin contact      (c) Flange contact

Fig. 2.4.8 Wheel/rail contact position with normal load 850000 N

Fig. 2.4.8은 수직하중을 850,000 N으로 주었을 때, 접촉위치별 응력분포이다. 정상접촉과 필드방향 접촉의 메시 간격은 2 mm로 하였고, 접촉영역 메시 간격은 0.2 mm로 하였다. 플랜지접촉의 메시 간격은 0.8 mm, 접촉영역 메시 간격은 0.8 mm로 하였다. 수직하중과 메시의 변화 이외에 조건은 이전과 같다. 해석결과 접촉압력분포는 Fig. 2.4.9에 나타났다. 이전의 해석과 같이 레일에 접촉하는 면이 유사하게 나타났고, 플랜지접촉의 경우 수직하중의 증가로 인해 변형이 커져 플랜지에서 접촉이 나타났다. 원통으로 가정하였을 때의 헤르츠 접촉은 411.7 MPa로 이전의 해석과 같이 차륜과 레일의 접촉압력이 크게 나타났다.

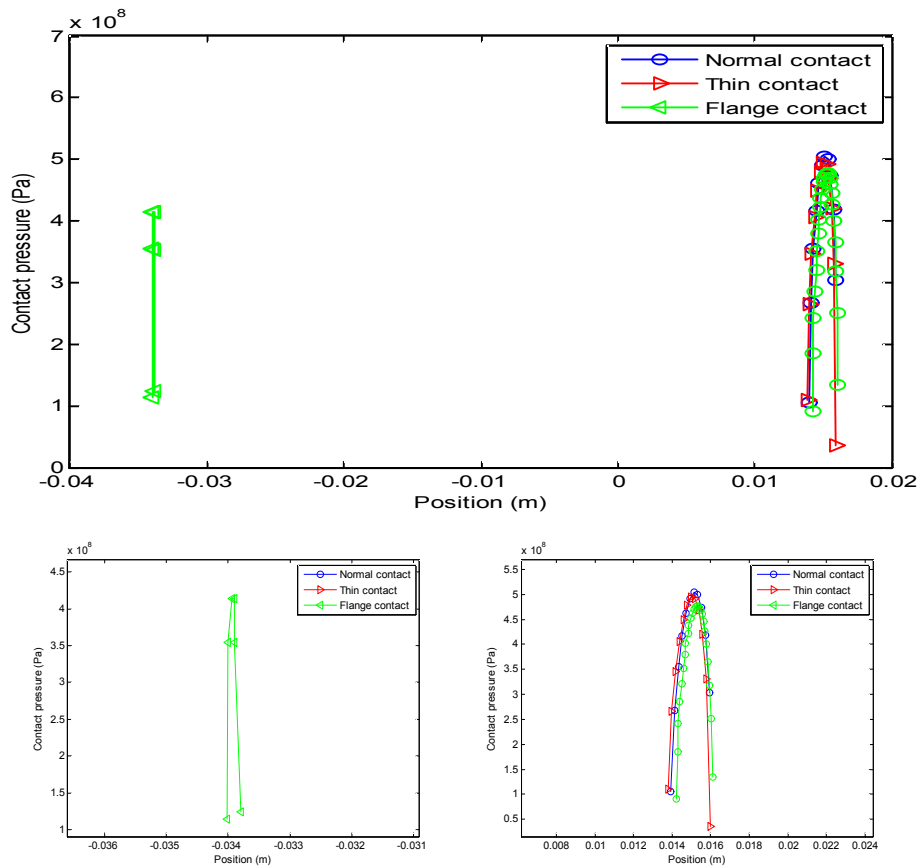


Fig. 2.4.9 Contact pressure of different contact position with normal load 850,000 N

#### 2.4.2 직교 3차원 원통 접촉 전산해석

기존의 한국철도기술연구원 등이 수행한 관련 연구는 Ring-Rolling 이론과 ABAQUS를 이용하여 전산해석을 하였다. 차륜과 레일의 접촉을 Fig. 2.4.10 (a)과 같이 평행하는 3차원 원통이나 구의 접촉으로 가정하여, 크리프, 접촉 압력, 전단응력 등을 해석하였고[12,13], 축소모델로 차륜과 레일의 점착문제에 관하여 연구하였다[14]. 이에 2.4.1절에서 기존 연구와 같이 차륜과 레일을 평행한 원통으로 가정하여 전산해석하였고, 그 값을 헤르츠 접촉이론식과 비교하였다. 그러나 실제 차륜과 레일은 Fig. 2.4.10(b)와 같은 두 원통이 직교한 형상과 유사하다.

본절에서는 실제 차륜과 레일과의 접촉각도가 차륜의 회전축 방향(Y-방향)과 레일 답면의 원호의 중심축 방향(X-방향)이 90°의 각도를 중심으로 미세한 각도 변화가 있음에 착안하여, 직교하는 3차원 원통의 접촉압력과 전단응력, 등가응력, 노드변위 등을 해석하였다. 결과는 2.4.1의 2차원 해석결과와 기존의 Mesys.AG프로그램[15]의 이론값과 비교 분석하였다.

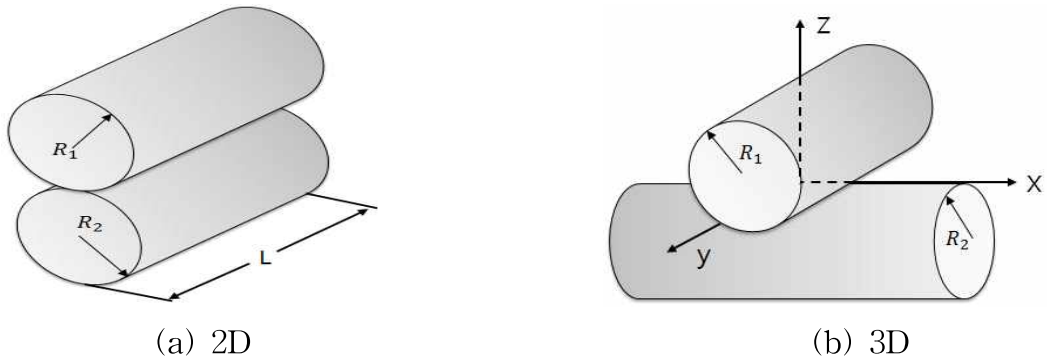
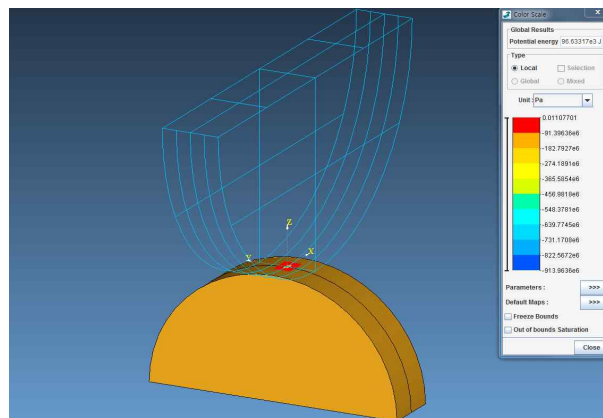


Fig. 2.4.10 Simple model for the wheel-rail contact simulation

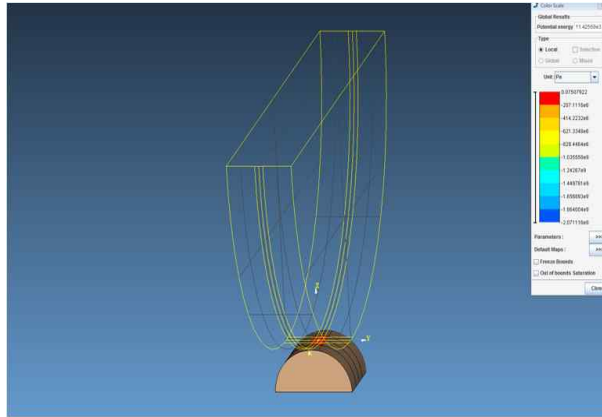
Fig 2.4.11 - 12는 Fig 2.4.5의 KTX 차륜과 UIC 60 레일에 대해 모델링한 그림이다. 위의 원통은 반경 460 mm, 길이 135 mm으로 하고, 밑의 원통 길이는 135 mm, 반경은 레일이 차륜과 접촉하는 영역 300 mm와 80 mm으로 각각 나타냈었다. Table 2.4.3은 직교한 원통접촉에 적용한 변수 값이다. 모델은 Implicit nonlinear, 3D로 하였고, 접촉영역의 메시 간격은 1 mm로 하였다.

Table 2.4.3 Perpendicular cylinder for normal contact

| Parameter                        | Input value   |
|----------------------------------|---------------|
| Radius ( )                       | 0.46 m        |
| Radius( $R_2$ )                  | 0.3 m, 0.08 m |
| Young's modulus ( $E_1$ $E_2$ )  | 207,000 MPa   |
| Poisson ratio ( $\nu_1, \nu_2$ ) | 0.3           |
| Friction ratio ( $\mu$ )         | 0.4           |
| Normal load ( $F$ )              | 80,000 N      |

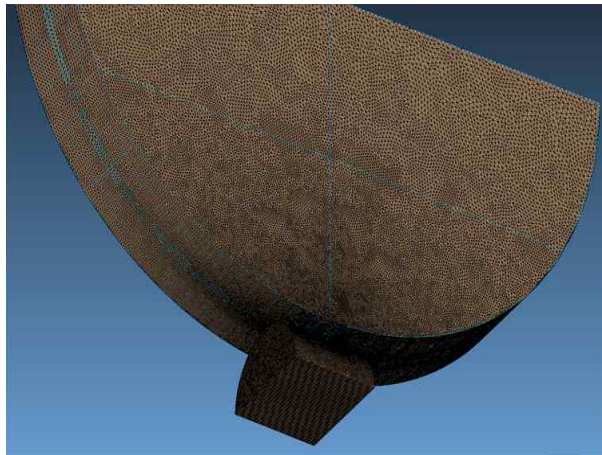


(a) Radius( $R_2$ ) 0.3 m

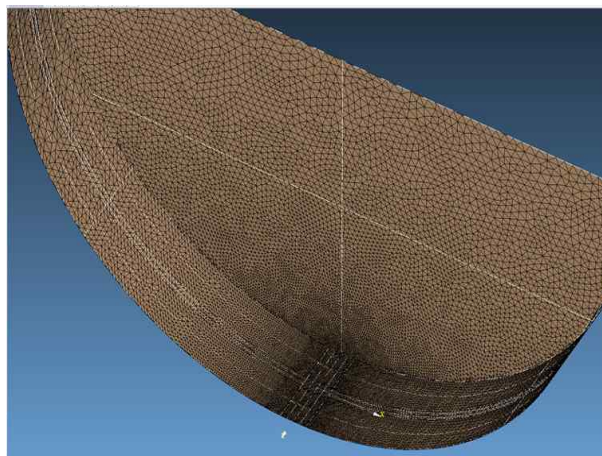


(b) Radius( ) 0.08 m

Fig. 2.4.11 Perpendicular 3D solid model - Simplified wheel and rail



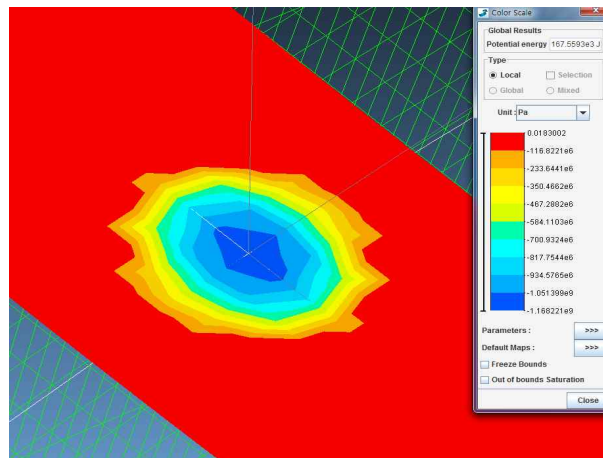
(a) Mesh model



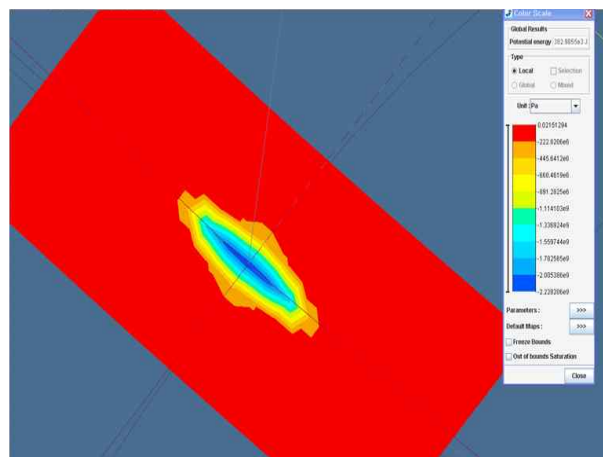
(b) Detailed view of 3D cylinder mesh

Fig. 2.4.12 Perpendicular 3D cylinder model - Simplified wheel and rail

Fig. 2.4.13은 직교한 원통의 접촉압력 해석결과이다. Fig. 2.4.14는 접촉압력 분포를 MESYS.AG프로그램으로 계산한 값과 비교한 그래프이다. 반경이 300 mm일 경우 MESYS.AG프로그램의 최대 접촉압력은 1137.88 MPa, 진행 방향 접촉반경은 6.68 mm로 전산해석의 최대 접촉압력 1142.52 MPa, 진행 방향 접촉반경 7 mm로 유사하게 나타나는 것을 확인하였다. 반경이 80 mm 일 경우 역시 MESYS.AG프로그램의 최대 접촉압력은 1902.93 MPa, 진행방 향 접촉반경은 7,9678 mm로 전산해석의 최대 접촉압력 2228.206 MPa, 진행 방향 접촉반경 8.5 mm과 유사하게 나타났다. 접촉압력분포는 타원의 형태로 접촉영역으로부터 접촉압력 감소하는 비율이 평행한 원통접촉과 유사하나 그 값은 다르게 나타났다.

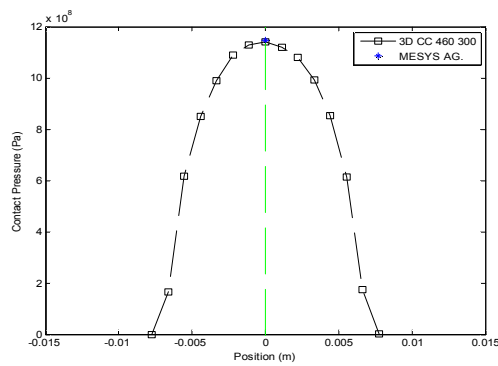


(a) Radius( ) 0.3 m

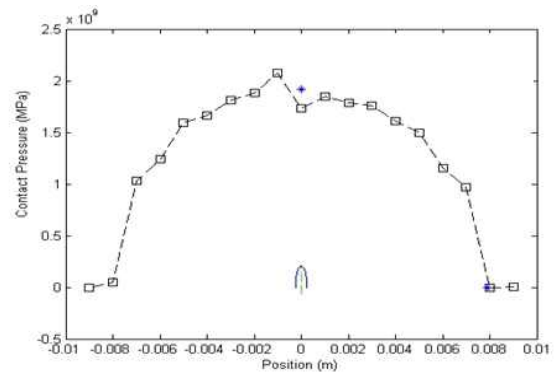


(b) Radius( $R_2$ ) 0.08 m

Fig 2.4.13 Contact pressure of the perpendicular 3D cylinder



(a) Radius( ) 0.3 m



(b) Radius( $R_2$ ) 0.08 m

Fig 2.4.14 Contact pressure distribution for perpendicular 3D cylinder

실제 차륜의 회전으로 인한 구름접촉을 고려하기 위해 직교하는 3차원 원통의 접선방향 하중을 가하였다. 접선방향의 하중을 가하였을 경우, 노드의 변위를 확대한 그림 Fig. 2.4.15에서 보는 것과 같이 위의 원통이 회전하는 것이 나타났다. 접촉압력 분포는 Fig. 2.4.16에서와 같이 접선방향의 하중을 가하더라도 유사하게 나타났다. 이는 실제 차륜이 회전하더라도 접촉영역에서의 압력은 그 영향이 미미함을 알 수 있다.

Table 2.4.4 Perpendicular cylinder contact with traction load

| Parameter                         | Input value |
|-----------------------------------|-------------|
| Radius ( $R_1$ )                  | 0.46 m      |
| Radius( $R_2$ )                   | 0.055 m     |
| Young's modulus ( $E_1$ $E_2$ )   | 207,000 MPa |
| Poisson ratio ( $\nu_1, \nu_2$ )  | 0.3         |
| Friction ratio ( $\mu$ )          | 0.4         |
| Normal load ( $F$ )               | 850,000 N   |
| Tangential traction force ( $T$ ) | 255,000 N   |

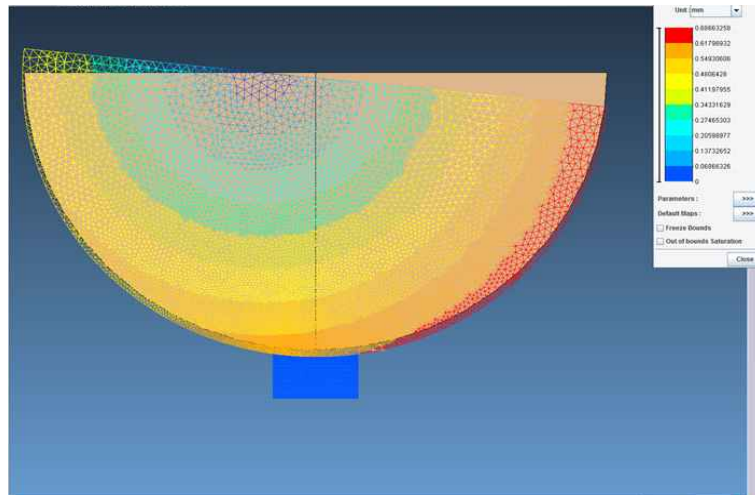
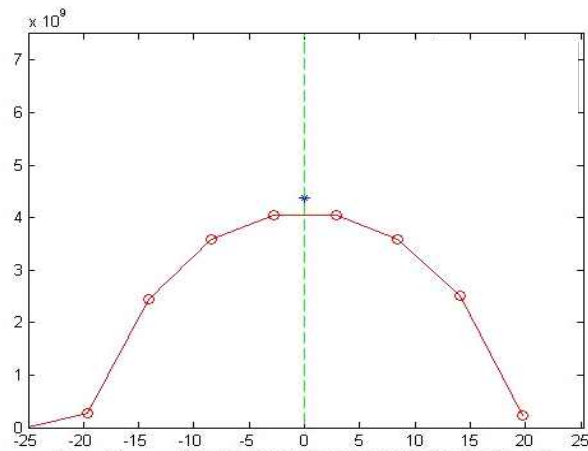
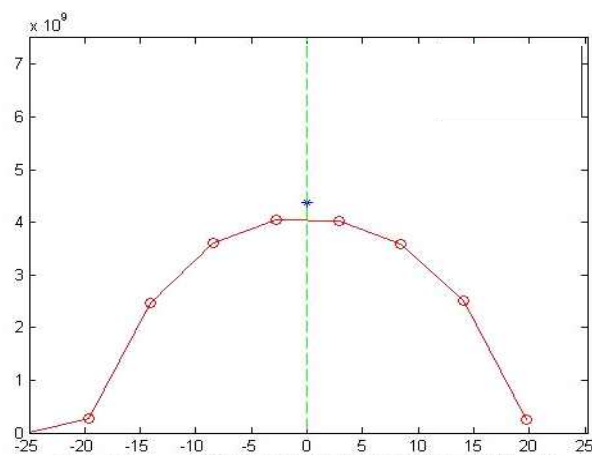


Fig. 2.4.15 Deformed shape of the 3D cylinder with normal and traction force



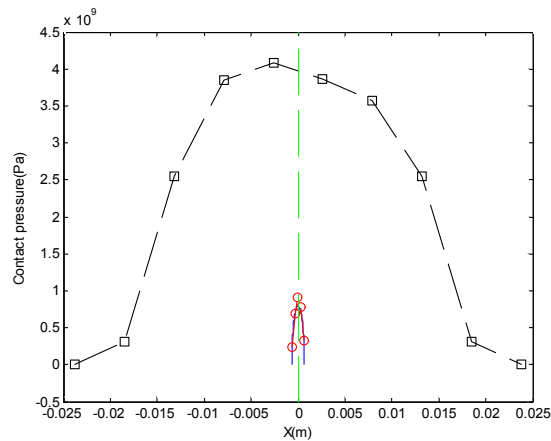
(a) 0 N



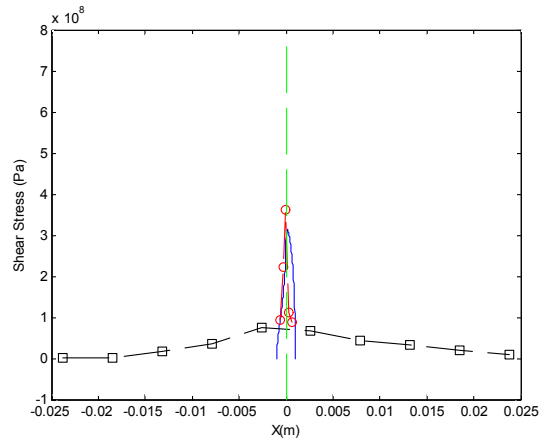
(b) 255,000 N

Fig. 2.4.16 Contact pressure distribution along different traction load

Fig. 2.4.17은 접선방향 하중이 적용하였을 경우, 직교하는 원통접촉의 결과를 평행한 원통접촉 결과와 비교한 그래프이다. 접촉압력과 접선방향 트랙션 분포 값은 크게 다르게 나타났으나, Fig. 2.4.18의 그래프와 같이 최대 접촉응력과 최대 전단응력으로 정규화(normalizing)하였을 경우 그 형태는 유사하게 나타났다. 이는 직교하는 원통과 평행하는 원통의 접촉영역에서 발생하는 압력과 응력이 다르나 점착과 미끄러짐이 이론과 같은 형태의 접촉이 이루어짐을 확인할 수 있다.



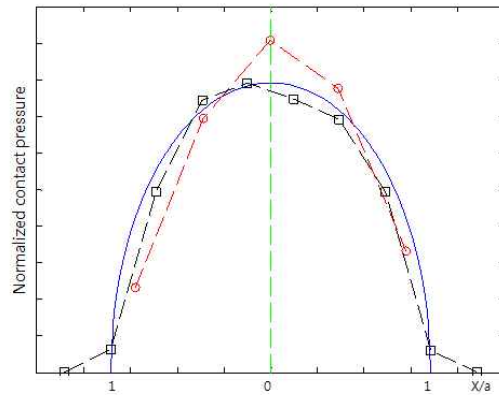
(a) Contact pressure distribution



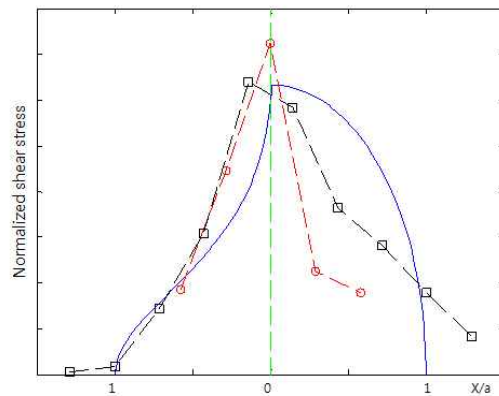
(b) Shear stress distributio

----- : Theory  
 -o-o-o-o-o- : 2D parallel cylinder 전산해석  
 -□-□-□- : 3D perpendicular cylinder 전산해석

Fig 2.4.17 FEM results of perpendicular 3D cylinder



(a) Contact pressure distribution



(b) Shear stress distribution

----- : Theory

-o-o-o-o-o- : 2D parallel cylinder 전산해석

-□-□-□- : 3D perpendicular cylinder 전산해석

Fig 2.4.18 Normalized FEM results of perpendicular 3D cylinder

### 2.4.3 차륜과 레일의 접촉압력과 전단응력 3D 전산해석

본절에서는 KTX/KTX\_II에 장착된 차륜에 대한 간략화 모델로서, 플랜지가 있는 원통 (460 mm 반경)과 UIC-60 레일에 대한 Fig. 2.4.19에 보인 바와 같은 3차원 Solid 모델에 대한 접촉응력과 전단응력을 전산해석 (SAMCEF)을 하였다.

Fig. 2.4.5의 KTX 차륜과 UIC 60 레일의 도면을 참고하여 변곡점 및 꼭지점에서 좌표를 계산하여, SAMCEF 모델에 입력한 후 Wire 기능 등을 이용하여 각 점을 이어 반경 460 mm 의 차륜의 단면을 작도하였다. 이를

revolution 기능을 이용하여 180°회전시켜 반원통을 완성하였다. 레일 또한 같은 방법으로 단면을 작도한 뒤, prism과 sweeping기능 등을 이용하여 135 mm 길이의 3차원 형상을 Fig. 2.4.19와 같이 입력하였다.

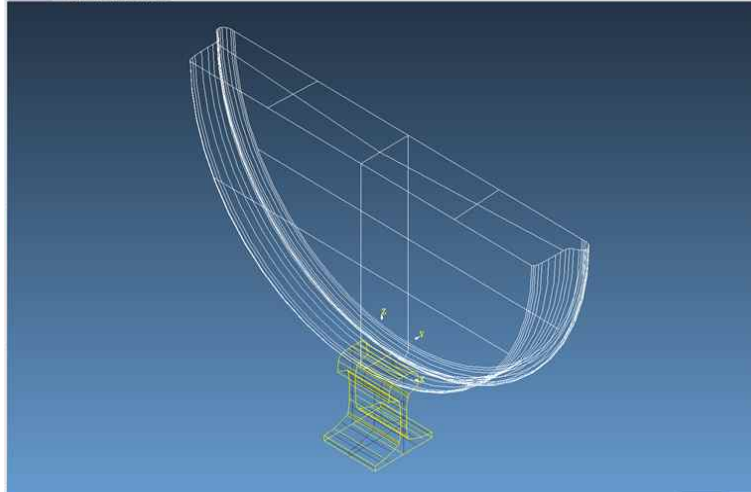


Fig. 2.4.19 Wheel / UIC-60 rail - SAMCEF 3D solid model

Fig. 2.4.20는 플랜지가 있는 원통 형태의 차륜과 레일이 접촉하는 방향과 접촉부위를 나타냈고, Fig. 2.4.21은 원통모양의 차륜 접촉부위의 mesh 단면을 나타냈다(접촉부위의 mesh 최소 크기는 2 mm 이다).

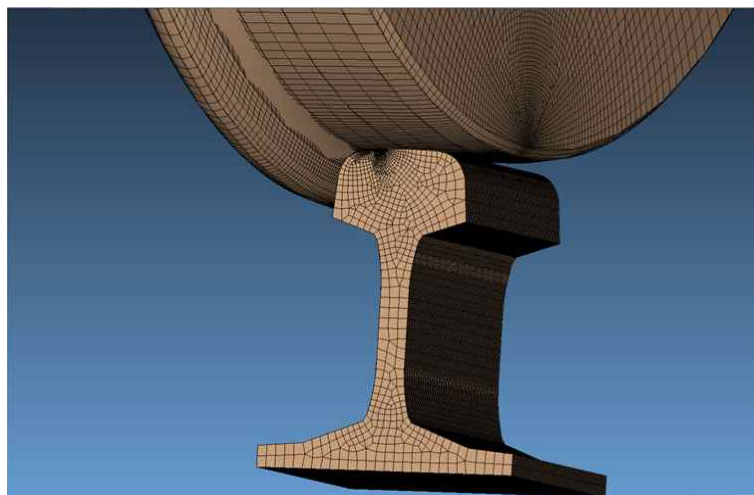


Fig. 2.4.20 Wheel / UIC-60 rail - SAMCEF 3D mesh

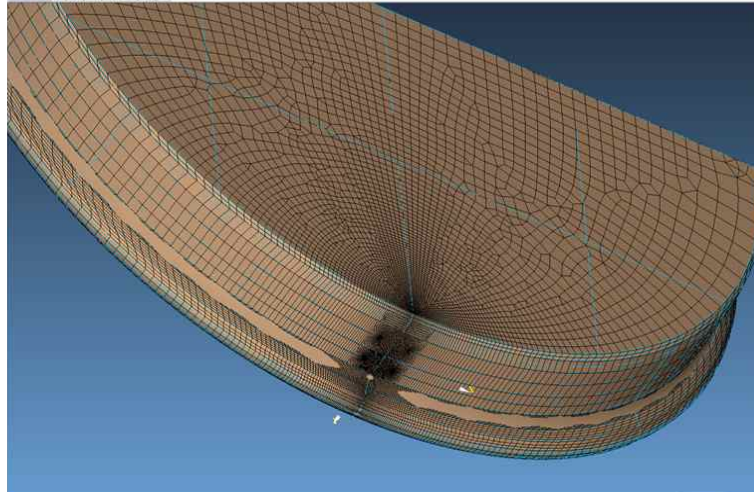


Fig. 2.4.21 SAMCEF 3D mesh for wheel contact area

레일의 최고점과 차륜의 기준위치(외측으로부터 55 mm 위치의 하부)를 직각좌표계의 원점에 놓은 뒤 단면을 확인한 결과 간섭이 발생하였다. 차륜-레일 접촉점 설정은 접촉거리가 초기에는 조절 범위가  $0^2$  mm 단위로 접촉이 일어나는 좌표와 일어나지 않는 좌표 사이의 값을 Golden Section Method 를 이용하여 오차를 줄여 나갔다.  $10^{-5}$  mm 부터는 추가 이동을 해도 표현되지 않아 프로그램의 한계로 추정하여 오차 이내로 들도록, 두 접촉점간의 수직거리가 최소가 되도록 하여 접촉점(contact point)을 설정하였다(Fig. 2.4.22 - 25 참조).

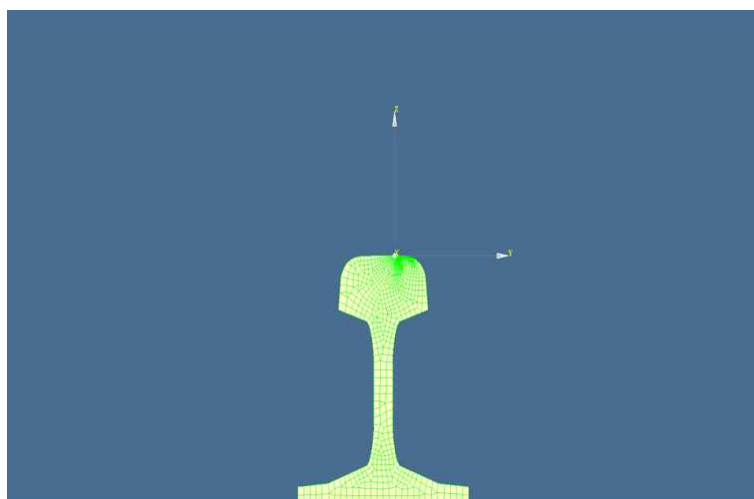


Fig. 2.4.22 SAMCEF 3D mesh for KTX UIC-60 rail

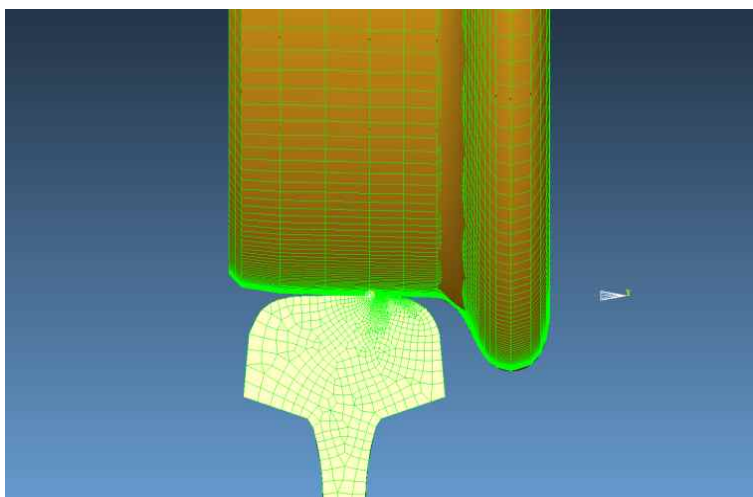


Fig. 2.4.23 Wheel / UIC-60 rail SAMCEF 3D mesh - X view

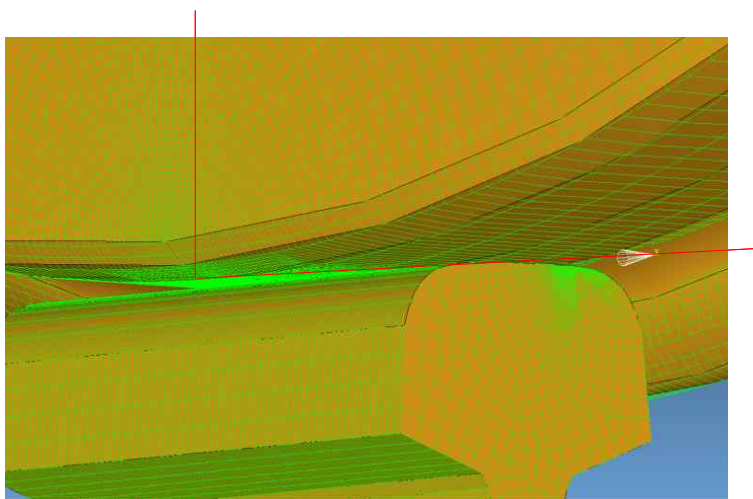


Fig. 2.4.24 Wheel / UIC-60 rail SAMCEF 3D mesh - Y view

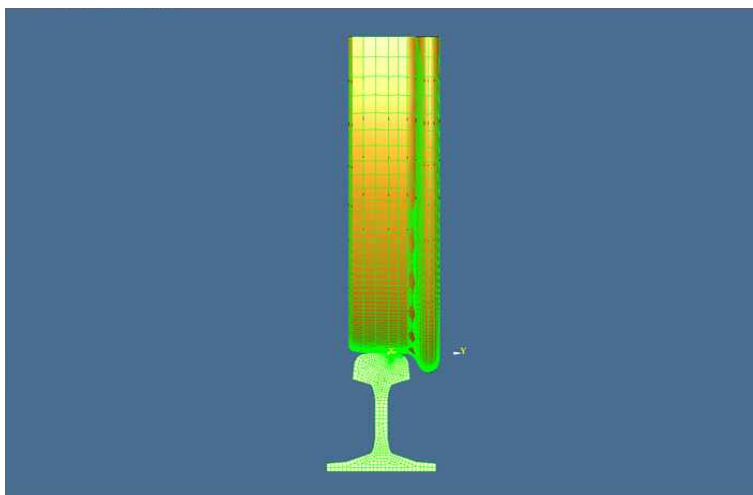


Fig. 2.4.25 Wheel/UIC-60 rail contact

KTX/KTX\_II 차륜에 대한 간략화 모델로서, 플랜지가 있는 원통(460 mm 반경)과 UIC-60 레일에 대하여 SAMCEF implicit nonlinear로 전산해석한 결과, Fig. 2.4.26에 보인 바와 같은 변형된 형상을 나타냈고, Fig. 2.4.27에 접촉압력 분포를, Fig. 2.4.28은 접촉압력의 X 방향 분포, Fig. 2.4.29는 전단 응력 분포를 나타내었다. Fig. 2.4.2에서와 같이 직교하는 3차원 원통접촉에서와 같이 접촉압력 분포는 타원형태의 분포를 나타내고 있지만, 접촉압력의 크기는 증가 하였다. 이 경우에 있어서 레일의 단면적이 중간 부분에 급격히 줄어드는 점이 3차원 원통모델과는 큰 차이가 있어, 레일이 탄성체로 횡방향(Y 방향)으로도 크게 변형이 되어 접촉 압력의 크기가 변화했을 것이라고 추정되며, 향후 이 부분에 대한 더욱 정밀한 해석과 기존 연구 결과들과 비교 분석이 필요하리라 판단된다.

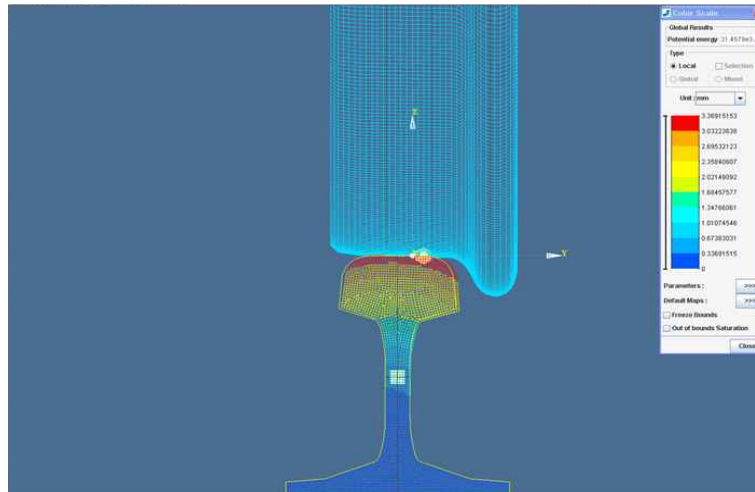


Fig. 2.4.26 Wheel/UIC-60 rail contact - Nodal Displacement (deformed shape)

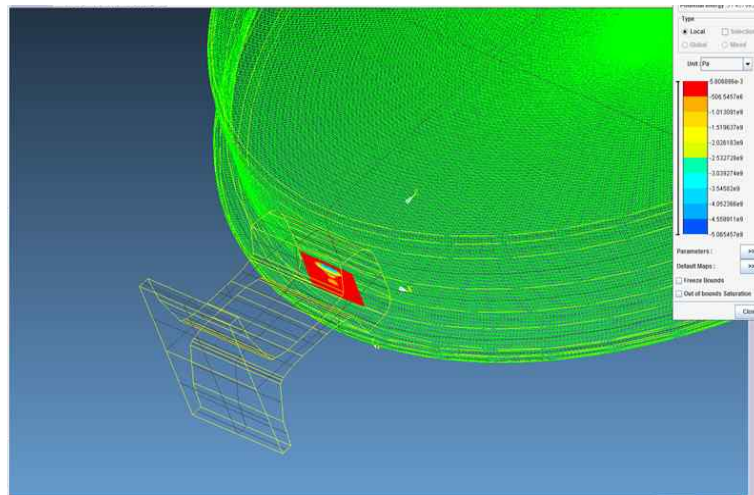


Fig. 2.4.27 Wheel/UIC-60 rail contact pressure distribution(3D plot)

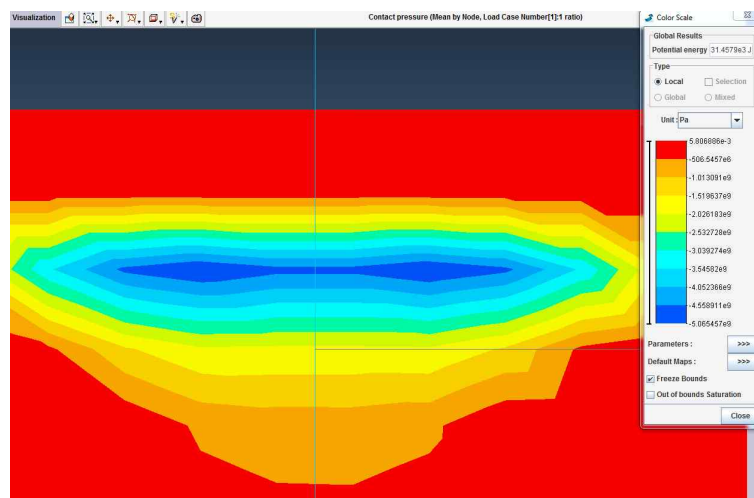


Fig. 2.4.28(a) Wheel/UIC-60 rail contact pressure distribution

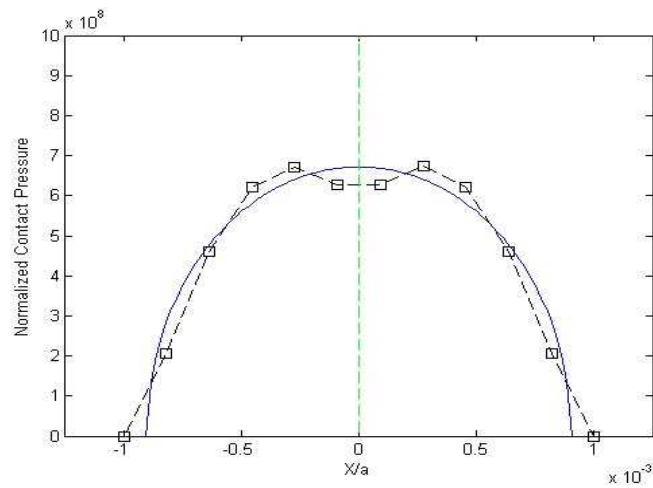


Fig. 2.4.28(b) Wheel/UIC-60 rail contact pressure distribution

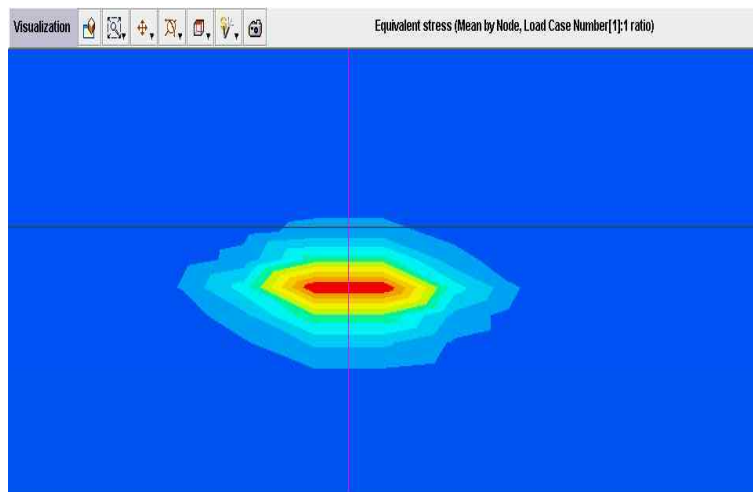


Fig. 2.4.29 Wheel/UIC-60 rail shear stress distribution

다음은 KTX/KTX\_II에 장착된 차륜과 UIC-60 레일(Fig. 2.4.5)을 SAMCEF에서 3차원 solid 모델링 한 결과(Fig. 2.4.30)이며, Fig. 2.4.31은 전산해석(implicit nonlinear)을 위한 mesh model이다.

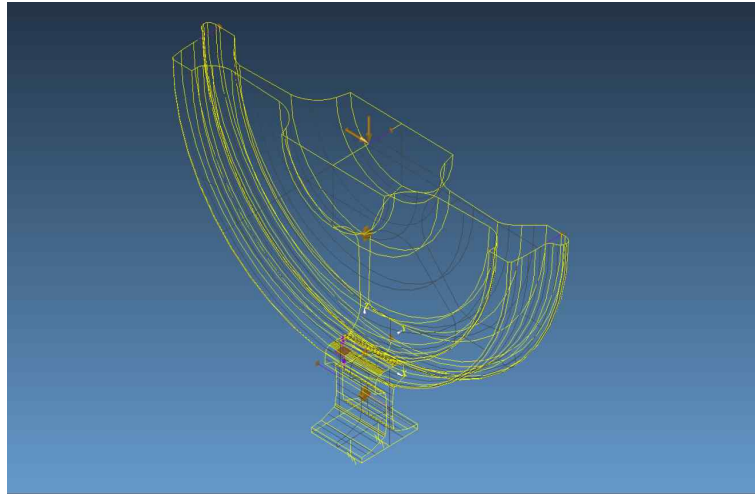


Fig. 2.4.30 KTX Wheel/UIC-60 rail SAMCEF 3D solid model

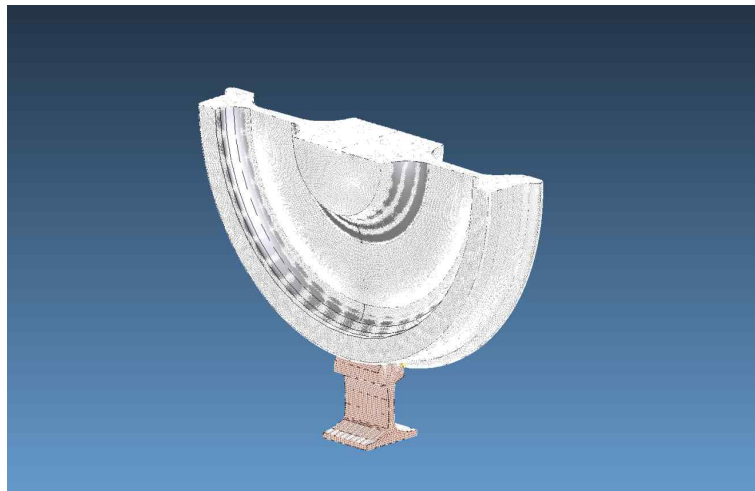


Fig. 2.4.31 KTX wheel / UIC-60 Rail SAMCEF 3D mesh model

Fig. 2.4.32 와 Fig. 2.4.33 에서는 Z축 방향으로 가해진 수직하중과 견인력에 의해 형성된 접촉압력분포와 전단응력분포를 나타내었다.

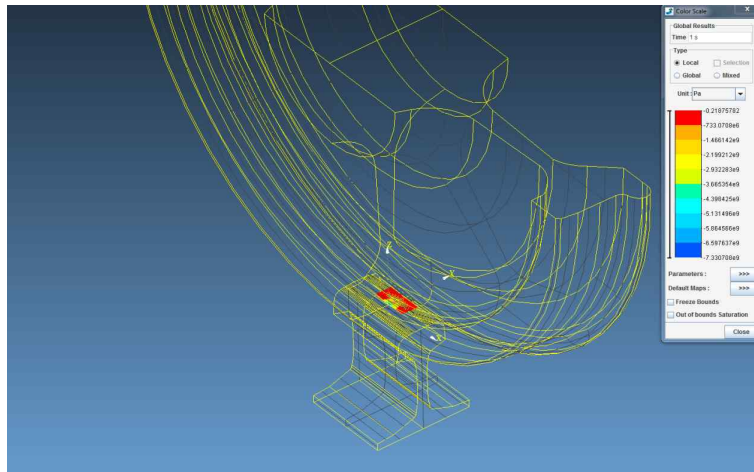


Fig. 2.4.32 KTX wheel / UIC-60 Rail contact pressure distribution

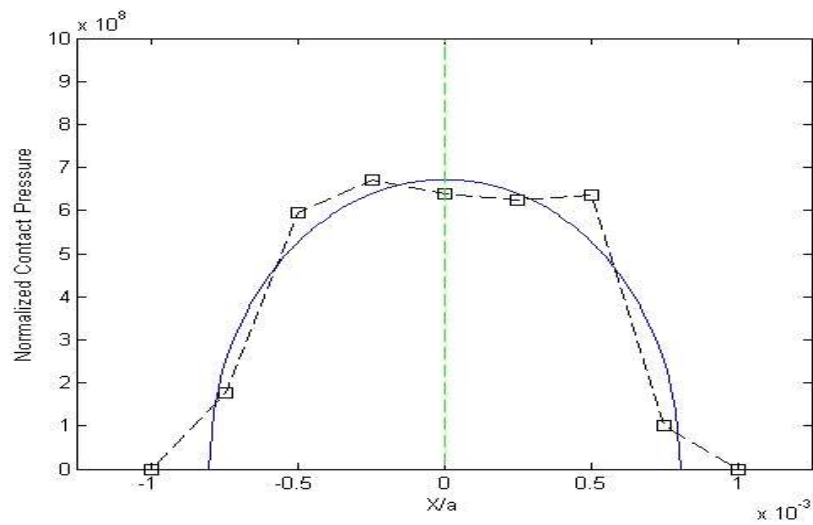


Fig. 2.4.33 KTX wheel / UIC-60 Rail contact pressure distribution

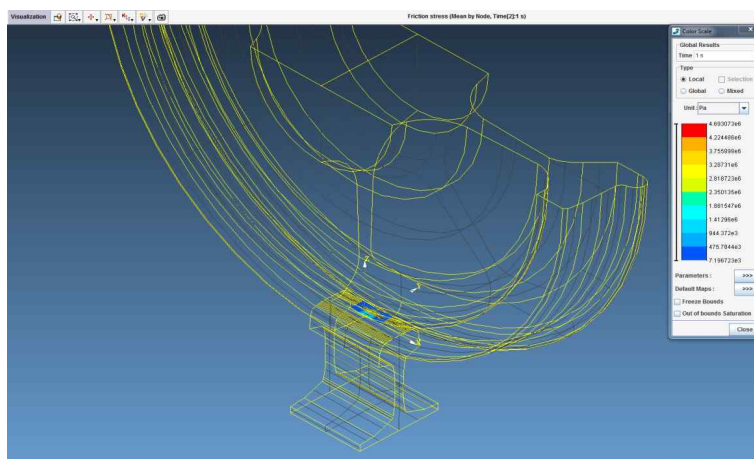
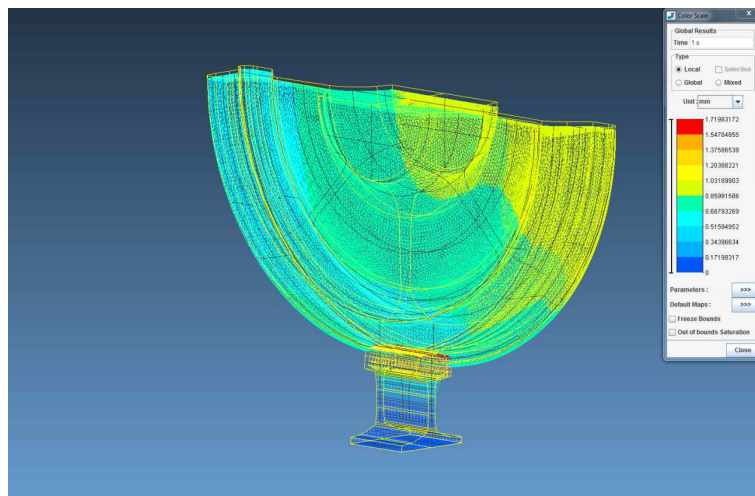


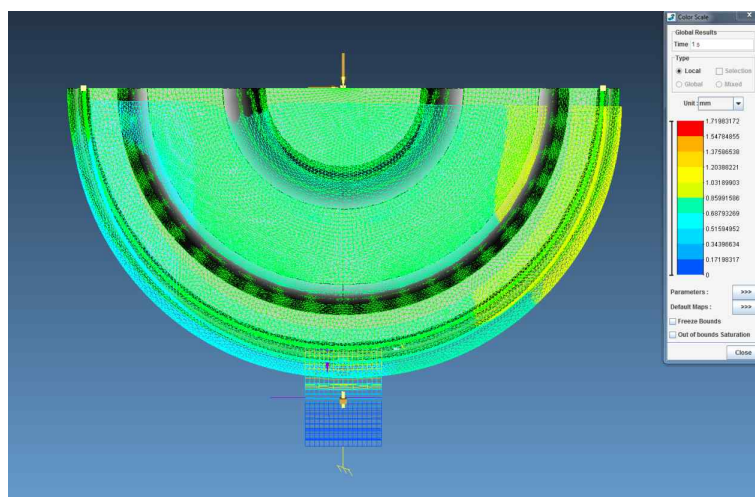
Fig. 2.4.34 KTX wheel / UIC-60 rail shear stress distribution

KTX/KTX\_II 차륜과 UIC 레일에서도 Fig. 2.4.2에서와 같이 직교하는 3차원 원통접촉에서와 같이 접촉압력 분포는 타원형태의 분포를 나타내고 있지만, 접촉압력의 크기는 더욱 증가하였다. 차륜과 레일의 모두가 단면적이 중간 부분에 급격히 줄어드는 점이 3차원 원통모델과는 큰 차이가 있어, 차륜과 레일이 탄성체로 횡방향(Y 방향)으로도 크게 변형이 되어 접촉 압력의 크기가 변화했을 것이라고 추정되며, 향후 이 부분에 대한 더욱 정밀한 해석과 기존 연구 결과들과 비교 분석이 필요하리라 판단된다.

Fig 2.4.35와 Fig 2.4.36에서는 Z축 방향으로 가해진 수직하중과 견인력에 의해 차륜이 약간 기울어진 형상과 레일이 변형된 형상을 나타내고 있음이 SAMCEF에서 확인되었다.

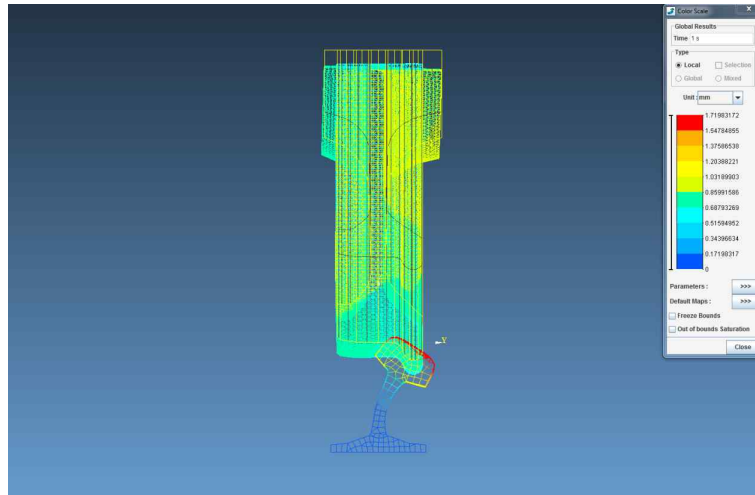


2.4.35 KTX wheel / UIC-60 rail contact - Nodal displacement

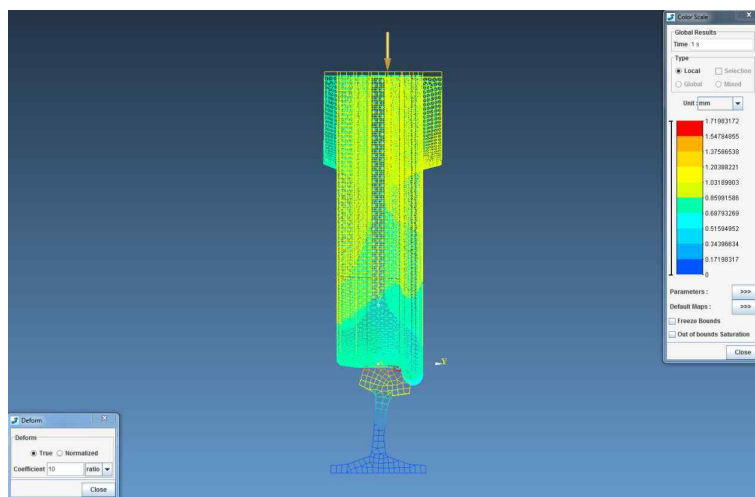


2.4.36 KTX wheel / UIC-60 rail contact - Nodal displacement - Y view

Fig 2.4.37 와 Fig 2.4.38 에서는 Z축 방향으로 가해진 수직하중과 견인력에 의해 차륜이 약간 기울어진 형상과 레일이 변형된 형상을 진행방향(X축 방향)에서 본 것인데, 접촉부위에서 전달되는 수직하중에 의해, 레일 답면보다 단면적이 작은 레일 중간부분의 횡방향으로 변형이 일어나고 있음이 SAMCEF 전산해석결과에서 확인되었다.



2.4.37 KTX wheel / UIC-60 rail - Enlarged nodal displacement - X view



2.4.38 KTX wheel / UIC-60 rail nodal displacement - X view

Z축 방향으로 가해진 하중에 의해 차륜과 레일이 변형된 형상을 나타낸 그림으로 실제 레일인 경우, 접촉점이 레일 답면의 중심부를 벗어나면 수직하중에 의해 레일 중간(단면적이 작은 부분)의 변형에 의해(UIC-60 rail의 경우 최적설계에 의해 응력집중을 최소화할 수 있도록 매우 복잡한 곡선 형태

로 설계되어 있음), 기존의 헤르츠 접촉이론에서 가정하는 조건과는 다르게, 접촉점이 아닌 레일의 다른 부위에서도 큰 변형이 일어날 수 있어, 향후 이 점을 고려한 효율적인 3D 접촉전산해석에 대한 추가 연구가 2차년도에는 필요할 것으로 판단된다.

## 2.5 ADAMS/Rail을 이용한 전산해석

크리피지(creepage)와 크리프력(creep force)의 관계에 대해 알아보기 위하여 상용 철도차량 동적해석 프로그램인 ADAMS/Rail[16]을 사용하여 전산해석을 수행하였다. 전산해석 모델은 Fig. 2.5.1과 같이 분산형 고속전철 HEMU-430X의 MC차량을 대상으로 하였다. 전산해석 모델은 차체, 전방대차, 후방대차 세 부분으로 나눌 수 있다. 모델링 시 각 부분을 하나의 템플릿(template)으로 모델링하고 서브시스템(subsystem)을 각각 생성하고 조합하여 최종적으로 하나의 조립체(assembly)를 생성하였다. Fig. 2.5.1(a)는 차체 모델을 나타내며 Fig. 2.5.1(b)는 대차모델이다. Fig. 2.5.2는 최종 조립모델과 실제 주행선로를 나타낸 그림이다.

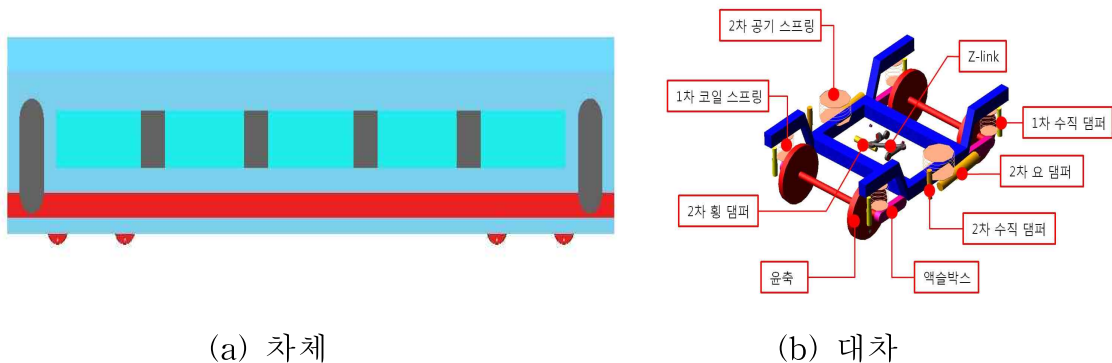


Fig. 2.5.1 HEMU-430X model I

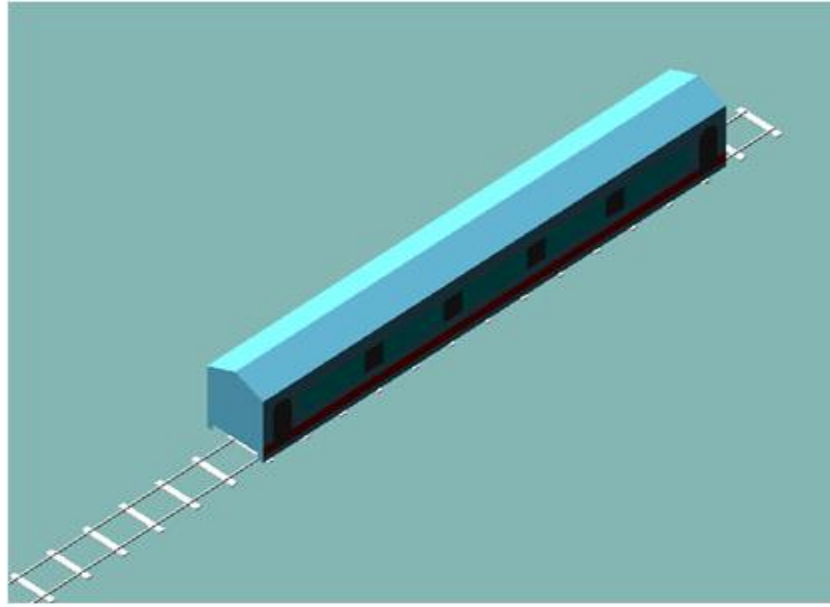
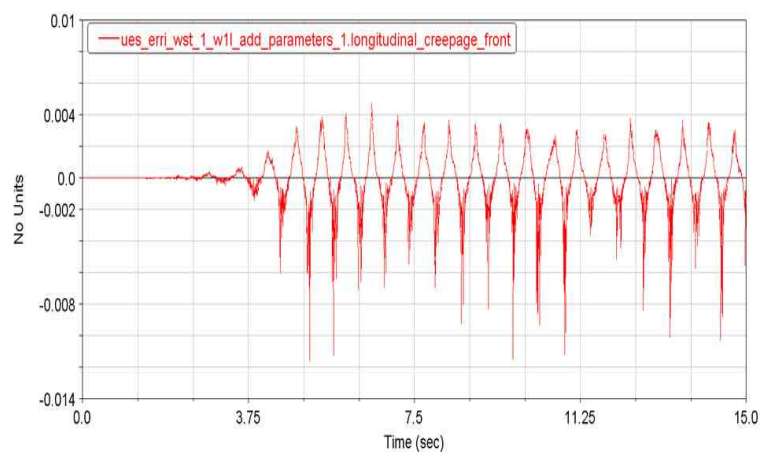


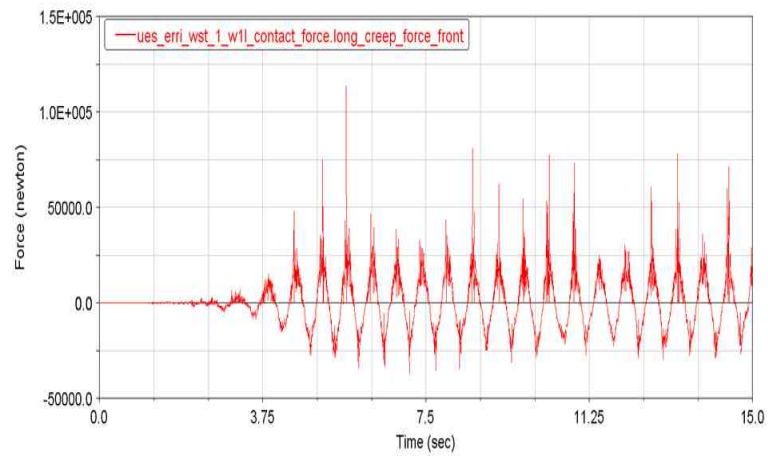
Fig. 2.5.2 HEMU-430X Model II

Fig. 2.5.3은 ADAMS/Rail에서 동적해석을 수행하는 창을 나타낸다. 선로는 진행방향의 동특성만을 알아보기 위하여 경부선 직선선로를 사용하였다.

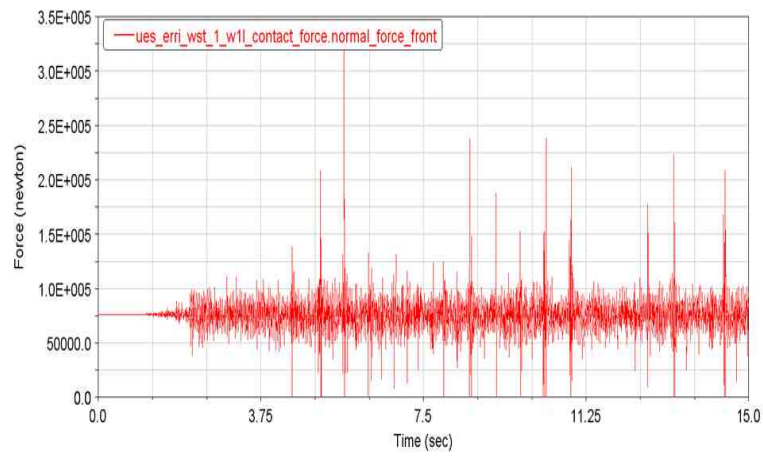
Fig. 2.5.7~8은 주행속도가 300 km/h인 경우의 전산해석 결과이다. Fig. 2.5.7은 마찰계수가 일정한 접촉 모듈 mdi\_contact\_tab.ccf를 사용하여 전산해석을 수행한 결과이고, Fig. 2.5.8은 접촉 모듈 mdi\_contact\_tab\_mu\_spline.ccf를 사용하여 수행한 결과이다. 모든 그래프에서 처음 시작부분에서 0의 값은 열차가 정지 상태에서부터 달리기 시작하여 300 km/h에 도달할 때까지를 의미한다.



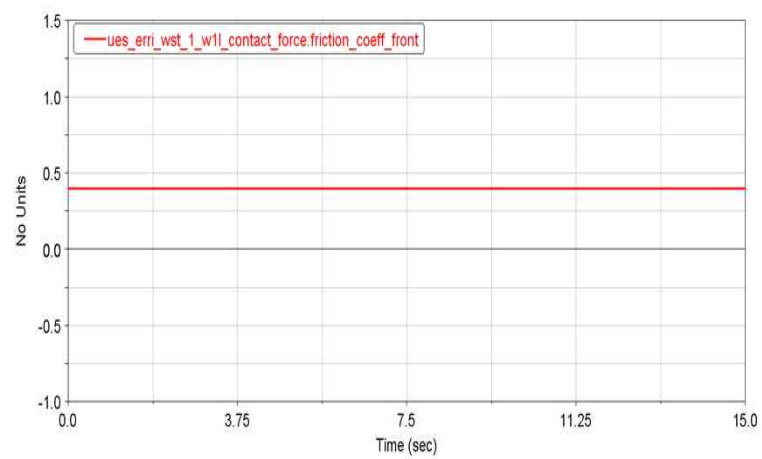
(a) creepage



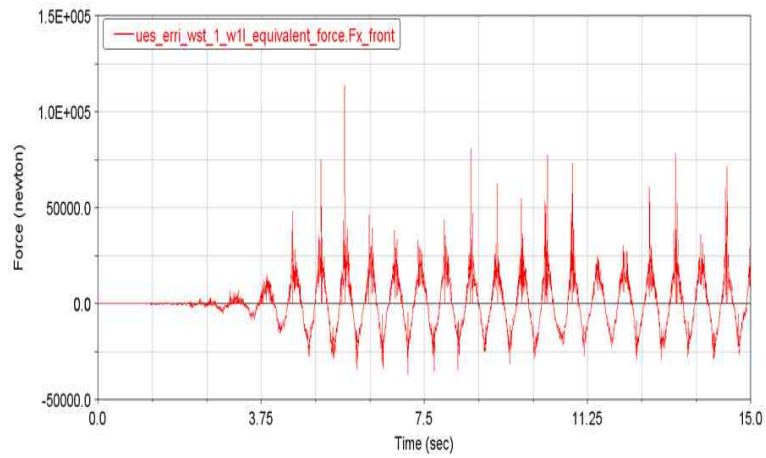
(b) creep force



(c) normal force

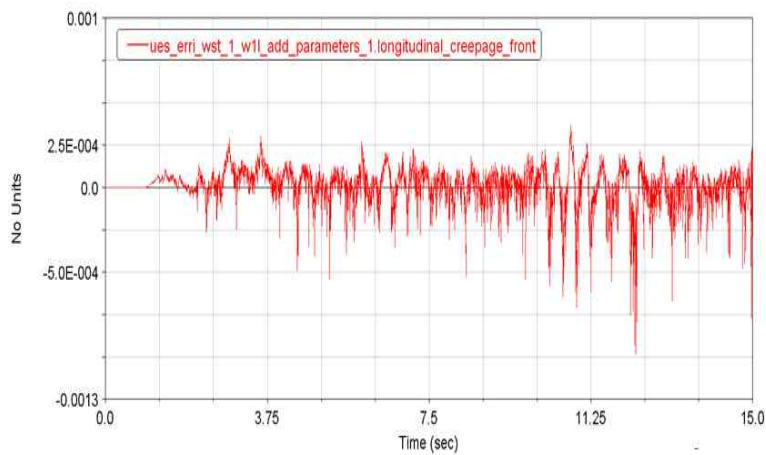


(d) friction coefficient

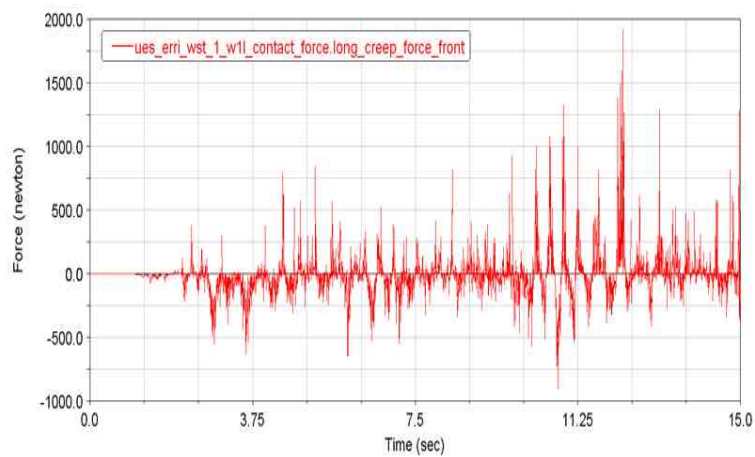


(e) longitudinal force

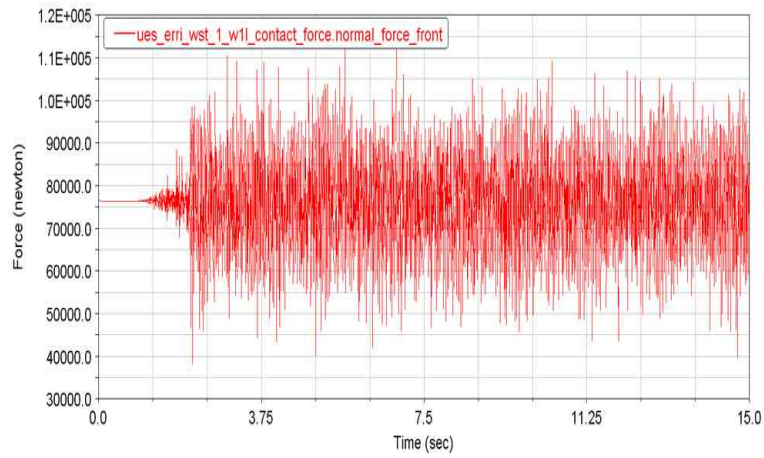
Fig. 2.5.7 Numerical results at 300 km/h using mdi\_contact\_tab.ccf



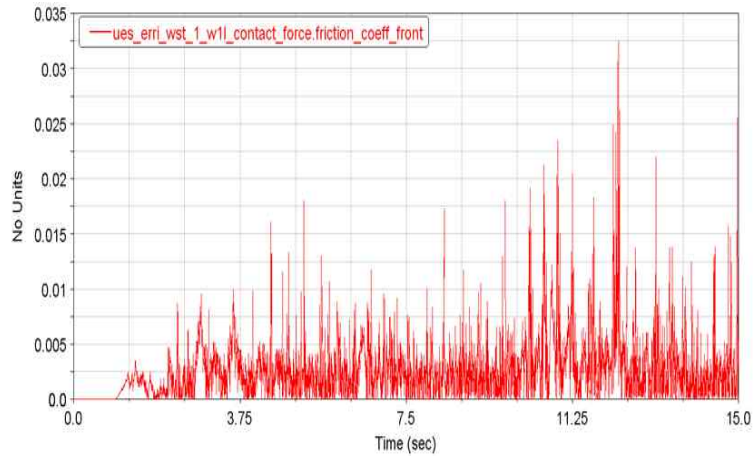
(a) creepage



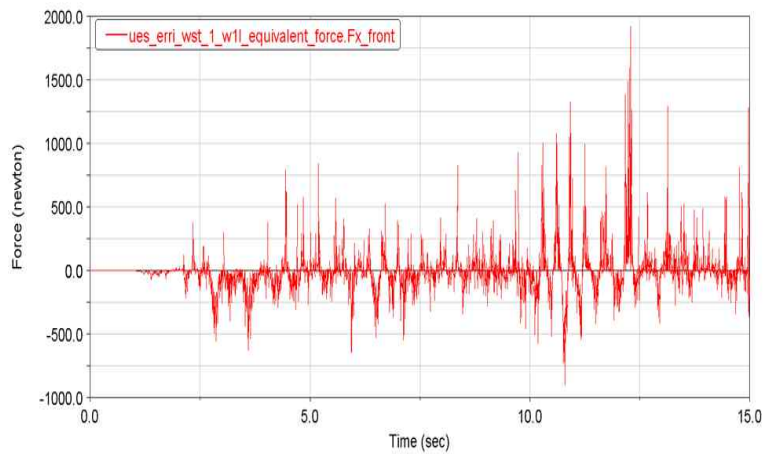
(b) creep force



(c) normal force



(d) friction coefficient



(e) longitudinal force

Fig. 2.5.8 Numerical results at 300 km/h using  
mdi\_contact\_tab\_mu\_spline.ccf

최종적으로 줄(strip)이론과 Carter의 크리프이론의 결과와 비교하기 위하여 Fig. 2.5.9~10의 그래프를 나타내었다. Fig. 2.5.9는 레일을 강체(rigid)로 보았을 경우이고, Fig. 2.5.10은 레일을 유연체(flexible)로 보았을 경우이다. 줄이론과 Carter의 크리프이론의 식은 식 (2.5.2)~(2.5.4)와 같다. Fig. 2.5.9~10은 전산해석 결과 얻은 데이터를 4차로 보간하여 각각을 나타낸 그래프이다. 보간 결과 잔차(residual)값을 보면 3차와 4차의 차이가 없는 것을 확인할 수 있었다. Fig. 2.5.9에서 나타낸 4차 보간식은  $0.23375x + 3.2229x^3 - 4.9509x^2 + 2.901x + 0.00015545$ 로 나타낼 수 있고, Fig. 2.5.10에서 나타낸 4차 보간식은  $-2.4175x^4 + 5.4039x^3 - 5.6345x^2 + 3.2935x + 0.00053519$ 로 나타낼 수 있다. Fig. 2.5.11은 이론식과 비교해놓은 그래프이다. Fig. 2.5.11(a)은 ADAMS/Rail의 원 데이터와 비교를 한 그래프이고, Fig. 2.5.11(b)는 원 데이터의 보간 그래프와 이론식을 비교한 그래프이다. 줄 이론과 Carter의 크리프이론을 전산해석 결과와 비교했을 경우, 전체적인 경향은 강체 레일과 유연체 레일 모두 비슷하였지만 Fig. 2.5.11(b)를 보면 강체 레일모델보다는 유연체 레일모델이 이론적인 값과 유사한 것을 확인할 수 있다. 실제 레일 또한 완전한 강체가 아니라 유연체로 봐야하기 때문에 이러한 결과는 타당성이 있다고 볼 수 있다.

$$\xi_x = -4(1 - \nu^2)\mu p_0 d/a \quad (2.5.2)$$

$$\frac{d}{a} = 1 - \frac{c}{a} = 1 - (1 - T_x/\mu W)^{\frac{1}{2}} \quad (2.5.3)$$

$$\xi_x = -\frac{\mu a}{R} (1 - (1 - T_x/\mu F)^{\frac{1}{2}}) \quad (2.5.4)$$

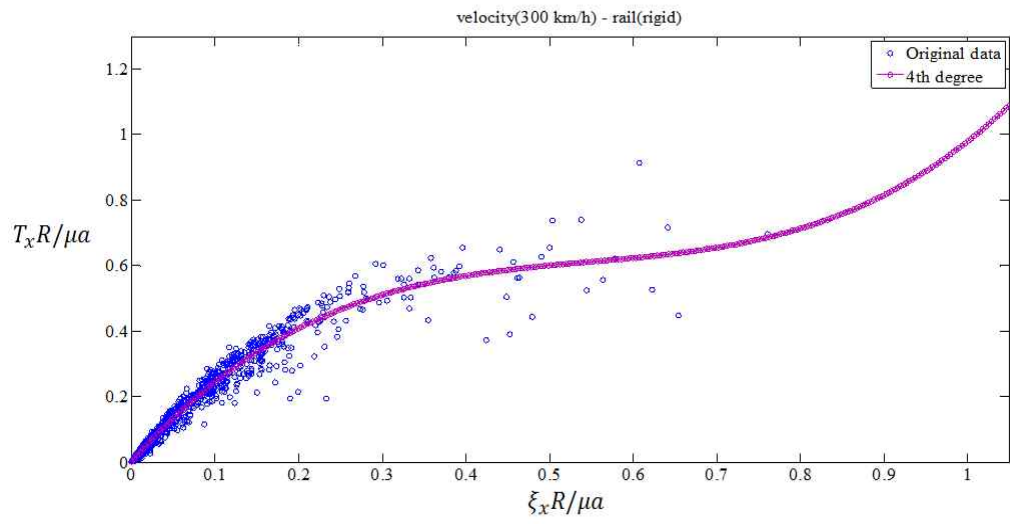


Fig. 2.5.9 Creep curve for traction rolling contact (rigid rail)

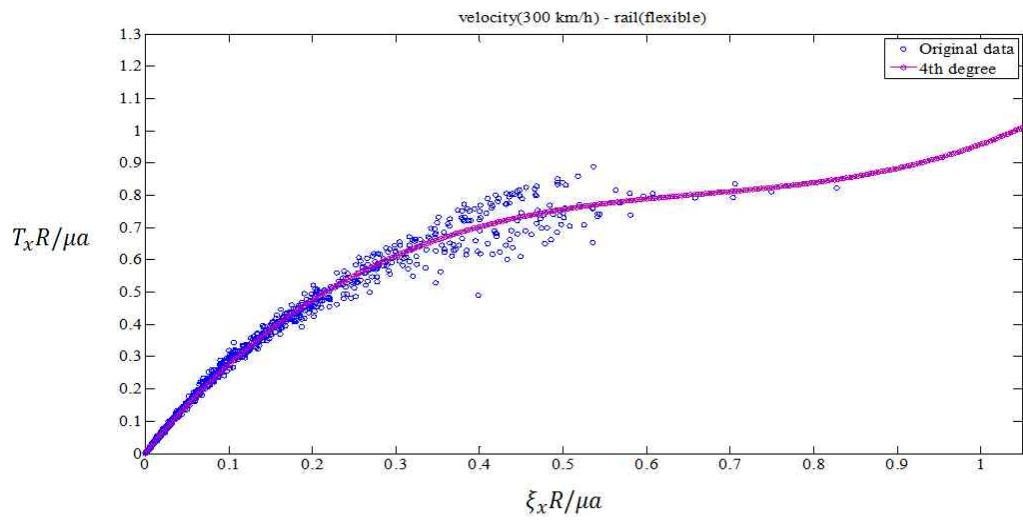
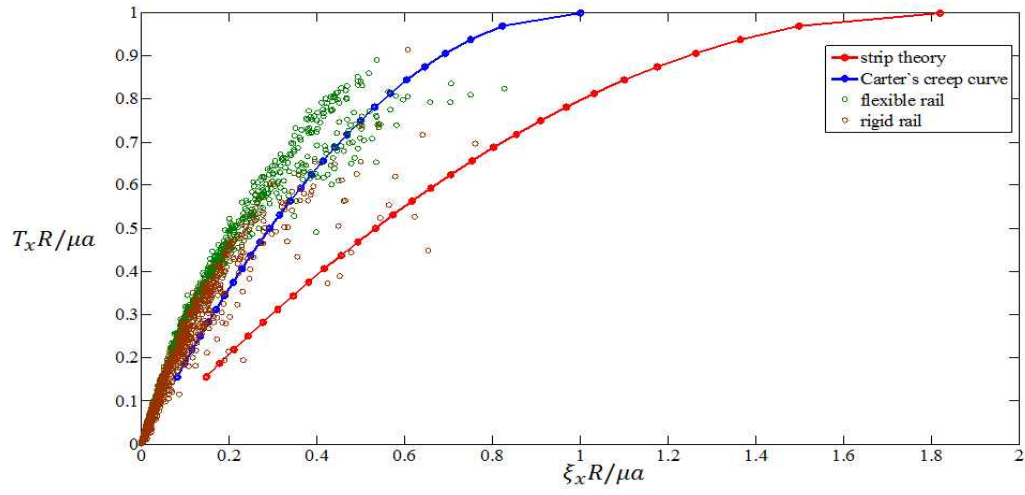
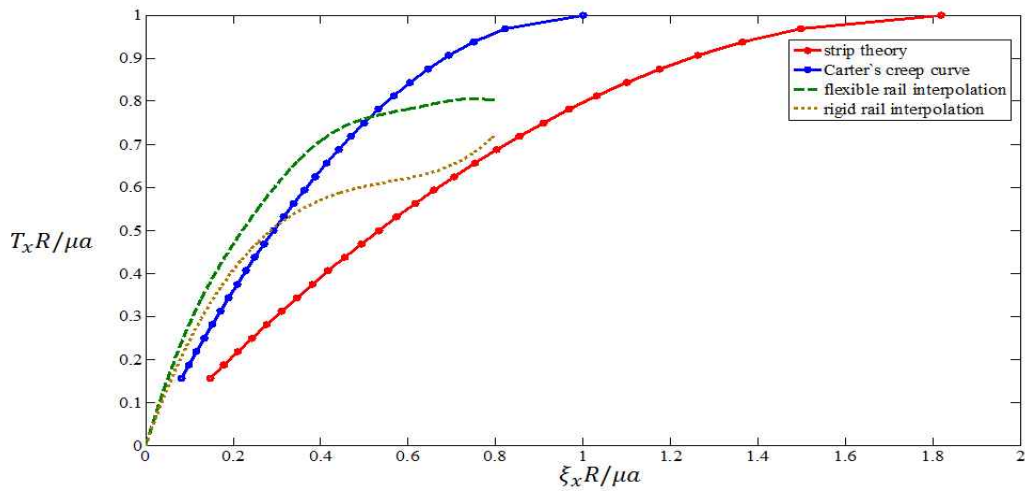


Fig. 2.5.10 Creep curve for traction rolling contact (flexible rail)



(a) Comparison with raw data



(b) Comparison with interpolated data

Fig. 2.5.11 Comparison between theoretical and numerical result

## ■ 2차년 보고서

### 1. 서론

최근 중국은 605 Km/h 고속열차를 개발했다고 발표하였다. 프랑스의 SNCF는 2007년 574.8 Km/h의 주행시험을 성공한 바 있다. 한국은 현재 차세대 국산 고속열차 ‘해무(HEMU)’가 430 Km/h 목표로 주행시험을 하고 있다. 고속전철의 최고 속도는 당해 국가의 기술력의 한 척도로써 국가의 자존심이기도 하다. 국가 간 경쟁에서 기술개발은 독자 개발일 수밖에 없으며 독자개발을 위해서는 고속전철의 물리적, 역학적 동특성을 확실히 이해하여 예측 가능한 설계가 되어야 하고, 주행시험 혹은 운행 중 문제 발생하면 원인과 대처 방법을 스스로 판단 대처하여야 한다. 이에 본 연구에서는 고속전철의 물리적, 역학적 동특성을 이해하고자 하였다.

철도차량의 동특성은 1차적으로 차륜과 레일의 접촉에 기인한다. 크리프에는 종방향 크리프(longitudinal creep), 횡방향 크리프(lateral creep), 회전 크리프(spin creep)가 있다. 1차년도에는 철도차량 차륜/레일의 종방향 크리프에 대해 연구하여 자중, 회전토크, 마찰계수 등에 따른 변형과 견인력 등을 계산하였다. 횡방향 크리프는 횡방향 진동, 특히 헌팅(hunting)을 발생할 수 있어 고속전철의 최대 주행 가능고속도인 임계속도(critical speed)를 결정하는 주요 설계인자이다. 본 2차년도 연구에서는 횡방향 크리프와 고속전철의 횡진동에 대해 연구하였다.

크리프 관련하여 최초로 Carter[4]는 차륜과 레일 접촉을 2차원 직사각형 평판에 무한 탄성 원통과 접촉한다고 가정하여 종방향 크리프와 견인력 관계를 연구하였다. Johnson[5]은 Carter의 2차원 이론을 확장시켜 2개의 탄성구가 구름 접촉할 때, 종방향과 횡방향 크리피지를 동시에 고려하여 자중에 따른 견인력을 산출하였다. Halling[6]는 Cater 이론에서 접촉 면적이 타원이 됨을 고려하여 타원을 여러 개의 Strip으로 나누어 각각의 Strip에 Cater이론을 적용하여 견인력을 산출하였다. Kalker[7]는 이러한 Halling의 Strip 이론을 바탕으로 종방향과 횡방향 크리피지만 아니라 회전 크리피지를 추가적으로 고려하고, 크리프력이 크리프에 선형적으로 비례하는 것을 가정하여 Kalker의 선형이론(Kalker linear theory)을 제시하여 많은 연구에서 참고하고 있다. Vermeulen[50]은 크리프력과 크리프의 비선형성을 고려한 이론을 제시하였다.

철도차량의 횡진동을 연구하기 위하여 Ahmadian[51]은 윤축과 대차의 좌우

방향과 요잉(yawing) 운동을 고려한 6자유도 모델을 제시하였다. 이를 바탕으로 Sen-Yung Lee[52]가 롤링과 상하방향 운동을 추가로 고려하여 10 자유도 모델을 제시하였다. Yung-Chang Cheng[53]는 윤축, 대차, 차체 모두를 고려한 14 자유도 모델을 제시하고 자유도에 따른 임계속도해석을 하였다. 정우진[54]은 차륜/레일 크리프 접촉이론을 사용하여 차량을 모델링하고 임계속도를 예측하였고, 이래민[55]은 크리피지와 요잉, 롤링(rolling), 피칭(pitching)을 모두 고려하여 34 자유도 모델을 제시하였다. Kass-Petersen[56]는 차륜이 플랜지와 접촉하는 경우를 고려한 14 자유도 모델을 제시하고, 수치해석으로 동특성을 예측하였다. 전형호[57]는 현가장치의 비선형성을 고려하기 위해 댐퍼는 구간에 따라 댐핑력의 변화를 주고, 스프링은 히스테리시스 곡선을 선형화 및 보간법 등으로 변수화시켜 승차감을 해석하였다.

최근 크리프 관련 연구는 시뮬레이션을 이용하여 이론에서 가정하였던 부분을 실제 차륜과 레일을 해석하고 있다. Telliskivi[58]는 차륜과 레일의 프로파일을 측정하고 유한요소해석을 통해 접촉압력과 접촉응력을 해석하였다. Enblom[59]는 수치적방법과 유한요소해석을 통해 접촉압력과 접촉면적, 접촉형상 관계를 연구하였다. 국내에서는 이동형[13]은 두 개의 원통에 대하여 구름 접촉할 때, 접촉응력을 3차원 유한요소 해석하였고, 최하영[12]은 실제 사용 중인 차륜과 레일 프로파일로 차륜만 고려한 모델, 차륜과 레일을 단순화 시킨 모델, 차륜과 차축을 고려한 모델 각각에 대하여 접촉위치 및 접촉압력을 비교 분석하고, 각 모델에 대해 접촉위치에 따른 변화를 분석하였다. 조재익[60]은 개발 프로그램을 이용하여 차륜과 레일의 접촉점을 계산하고, Kalker의 FASTSIM[61]을 이용하여 크리프력을 구하였다. 현석[62]은 ADAMS/Rail을 이용하여 현가장치의 강성, 윤증을 변화시켜 탈선계수에 미치는 영향을 확인하였다. 김범수[63]는 구동과 마찰조건에 따른 크리프를 Remington[64]의 결과와 비교하였고, 발생하는 음압과의 상관성을 확인하였다.

이와 같이 철도 동특성 관련 연구는 상당히 다양하며, 그 목표는 고속철도의 속도증가와 승차감 확보에 있다. 고속철도의 개발은 상당한 시간과 비용이 소요되므로 우선 해석모델에 의한 전산해석을 수행하여 최적의 설계변수를 구축하고, 이를 설계, 제작하여 시운전으로 검증하게 된다. 전산해석을 위한 다양한 상용전산해석 코드도 있어 설계 및 연구에 많이 이용되고 있다. 그러나 상용전산해석 코드의 결과를 신뢰하는 것에는 한계가 있고 최적의 고속철도를 개발하기 위해서는 고속철도 동특성을 이해하여야 한다. 이에 2

차년도 본 연구에서는 크리프력 계산방법과 크리프력에 따른 고속철도의 동특성을 2, 6, 14 자유도계를 각각 모델링하여 임계속도와 안정성 관계, 리밋 사이클(limit cycle) 발생, 플랜지 접촉(flange contact), 레일불규칙(rail irregularity), 비선형 현가장치(nonlinear suspension) 등을 해석함으로써 횡방향 크리프에 의한 고속철도의 동특성을 이해하고자 하였다.

## 2. 크리프

철도차량이 주행할 수 있는 것은 차륜과 레일 접촉에 의한 크리프력에 기인한다. 크리프력은 종방향으로 주행을 위한 견인력이 되고 횡방향으로는 주行的 안정성을 도모한다.

차륜/레일 접촉문제는 2개의 탄성체가 접촉하여 수직 방향으로 수직항력(normal force), 수평방향으로 마찰에 의한 견인력(traction force)이 발생하는 경우로서 접촉면에서는 수직 방향으로의 변형과 수평 방향으로의 점착/미끄러짐(stick/slip)이 일어나 차축의 회전에 의한 이론적 진행거리( $c$ )와 실제 진행거리( $\vec{v}$ )가 차이가 나는 크리프현상이 나타난다. 크리프는 Fig. 2.1에서 보인 바와 같이 종방향(longitudinal), 횡방향(lateral), 회전방향(spin)으로 각각 정의되며, 식 (2.1)로 나타낼 수 있다. 종방향 크리프는 견인력과 주행속도, 횡방향 크리프는 헌팅(hunting)에 의한 차체의 임계속도, 회전방향 크리프는 곡선구간 주행에서 각각 중요해진다.

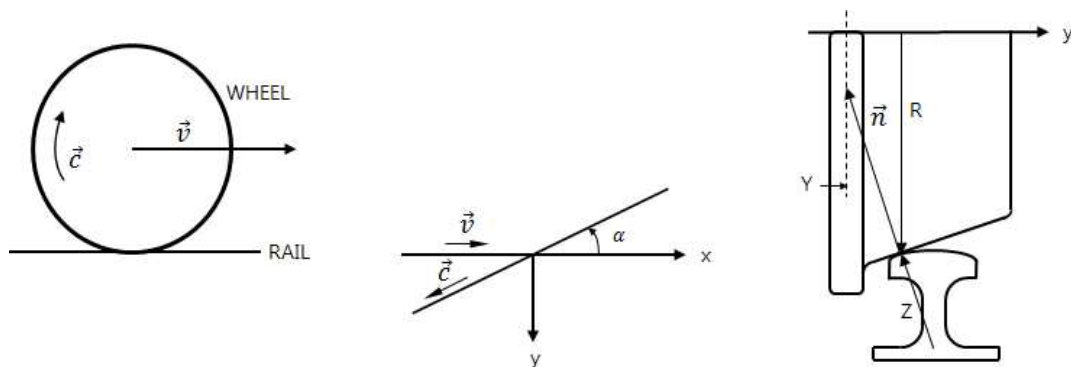


Fig. 2.1 (a) Longitudinal, (b) lateral , (c) spin creepage

$$\begin{aligned}
&= \frac{(|v| - |c|)}{|v|} \\
\xi_y &= \alpha \\
\xi_{sp} &= \frac{\sin \gamma}{|c| \gamma} \simeq \frac{R \sin \gamma}{|v| \gamma}
\end{aligned} \tag{2.1}$$

radius of wheel

$\gamma$ : wheel conicity

## 2.1 차륜/레일 접촉이론

차륜과 레일 접촉에 관한 연구는 1926년 Carter[1]에 의한 종방향 크리프와 견인력에 관한 이론적 연구이다. Carter는 2차원 직사각형 평판이 무한 탄성 대형 원통과 접촉한다고 가정하여 Fig. 2.2과 같이 전면에서는 점착(adhesion), 후면에서는 미끄러짐(slip)이 발생한다고 가정하여 수직력, 즉 자중만이 무차원 변수인 견인력 계수  $f_3$  을 구하였다.

$$F_{33} = 3500 \frac{R_1}{N} (N) \tag{2.2}$$

$R_1$ : radius of wheel

$N$ : normal force

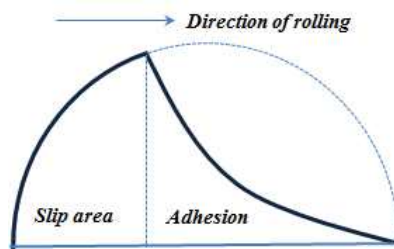


Fig. 2.2 Traction due to Carter

1958년 Johnson[2]은 Carter의 2차원 이론을 2개의 탄성구(elastic sphere)가 구름접촉하는 3차원으로 확장시켜 종방향, 횡방향 크리피지를 동시에 고려하였다. 1964년 Johnson과 Vermeulen은 반무한 평면에서 구름접촉할 때, Fig. 2.3과 같이 점착과 미끄러짐을 나타냈다.

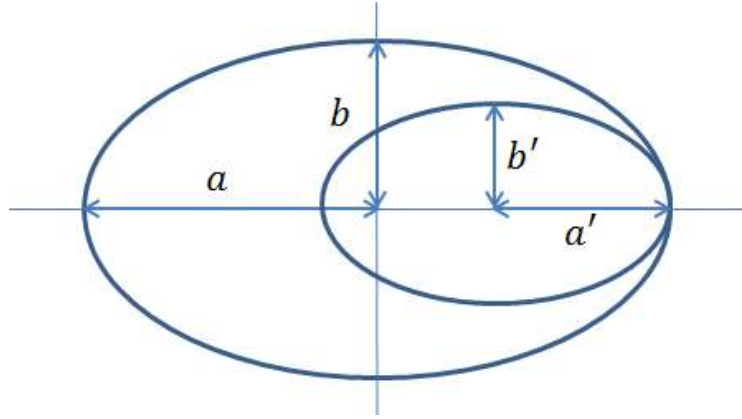


Fig. 2.3 Contact area according to Johnson and Vermeulen[50]

종방향 변위  $q_1$  에 의한 크리프력  $F_x$  와 횡방향 변위  $q_2$  에 의한 크리프력  $F_y$  를 각각 아래와 같이 정의된다.

$$\dot{q}_1 - q_2, \quad \xi_y = a \frac{\dot{q}_2}{V} + \frac{\lambda q_1}{r_0} \quad (2.3)$$

$$F_x = \frac{\xi_x}{\Psi_1} \frac{F}{\xi}, \quad F_y = \frac{\xi_y}{\Phi} \frac{F}{\xi_R} \quad (2.4)$$

$$\xi_R = \left( \frac{\xi_x}{\Psi_1} \right)^2 + \left( \frac{\xi_y}{\Phi} \right)^2$$

Vermeulen은 크리프력,  $F$ 를 아래의 3차 다항식으로 표현하였다.

$$\frac{F}{fN} = \begin{cases} u - \frac{1}{3}u^2 + \frac{1}{27}u^3 & \text{for } |u| \leq 3 \\ 1 & \text{for } |u| \geq 3 \end{cases} \quad (2.5)$$

$q_1$  : Lateral displacement of wheel

$q_2$  : Yaw angle of wheel

$V$  : velocity of railway vehicle

$\xi$  : normalized longitudinal creepage  $\frac{\pi ab G \xi_x}{fN\phi}$

$a$  : semiaxis of the contact ellipse in the longitudinal direction

$b$  : semiaxis of the contact ellipse in the lateral direction

$G$  : modulus of rigidity

: coefficient of friction

$$\tau = \xi + \eta^2$$

: total normal force

$F_x$  : the creep force due to longitudinal motion

$F_y$  : the creep force due to lateral motion

$F$  : total resulting tangential force

1963년 Halling은 Carter이론을 바탕으로 Strip 이론을 제시하였다. 헤르츠 접촉을 통해 접촉면적을 타원으로 가정하고, 여러 Strip로 나누어 각각에 Carter이론을 적용함으로써 Carter보다 정확한 견인력을 산출하였다. Strip 이론은 FASTSIM, CONTACT 등 상용전산코드에서 이용되었다.

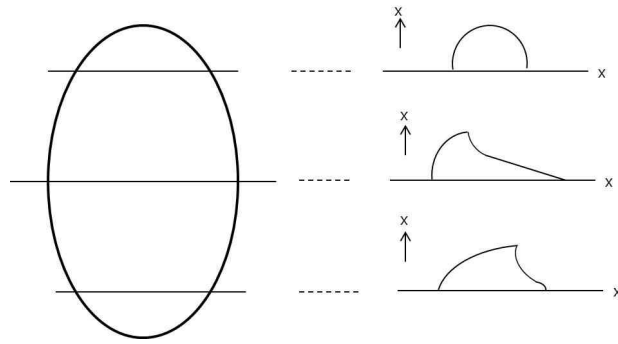


Fig. 2.4 Halling's strip theory[6]

Kalker는 차륜과 레일 접촉에 의한 크리프력을 선형으로 가정하여 Kalker의 선형이론(Kalker's linear theory)을 제시하였다. Halling의 Strip 이론을 종방향, 횡방향 크리피지를 동시에 고려하고 회전 크리피지를 추가한 Kalker 선형이론은 현재 철도차량 동특성을 예측하는데 널리 쓰이고 있다.

$$f_{11} = (ab)GC_{22}, f_{12} = (ab)^{3/2}GC_{23}, f_{22} = (ab)^2GC_{33}, f_{33} = (ab)GC_{11} \quad (2.6)$$

$$F_x = -f_{33}\xi_x \quad (2.7)$$

$$F_y = -f_{11}\xi_y - f_{12}\xi_{sp} \quad (2.8)$$

$$M_z = f_{12}\xi_y - f_{22}\xi_{sp} \quad (2.9)$$

$f_{11}, f_{12}, f_{22}, f_{33}$  : creep coefficient

$\xi_x, \xi_y, \xi_{sp}$  : longitudinal, lateral and spin creepage, respectively

- : semiaxis of the contact ellipse in the longitudinal direction
- $b$  : semiaxis of the contact ellipse in the lateral direction
- : modulus of rigidity
- $C_j$  : creepage and spin coefficient, which depend only on Poisson's ratio  $\sigma$  and the ratio of the semiaxis of the contact ellipse ( $a/b$ )
- $F_x$  : longitudinal creep force
- $F_y$  : lateral creep force
- $M_z$  : spin creep moment

FASTSIM은 Kalker 이론을 간략화한 프로그램으로 보다 빠르게 계산하지만 복잡한 다자유도계의 계산은 긴 시간이 걸린다. 이에 Polach[65]는 짧은 계산시간을 가지며 Kalker 이론의 계산과 차이가 적은 알고리즘을 제안하였다. Fig. 2.5의 그림은 Polach 이론에서 가정한 방법이다. 차륜과 레일이 접촉할 때, 타원형태로 접촉한다고 가정하고 헤르츠 접촉이론을 적용하였다. 종방향, 횡방향 크리프에 의한 크리프력과 회전에 의해 발생된 횡력은 각각 따로 계산하였다. 회전에 의한 모멘트와 횡방향의 미끄러짐에 의한 모멘트는 차량의 다른 모멘트에 비해 매우 작기 때문에 무시하였다.

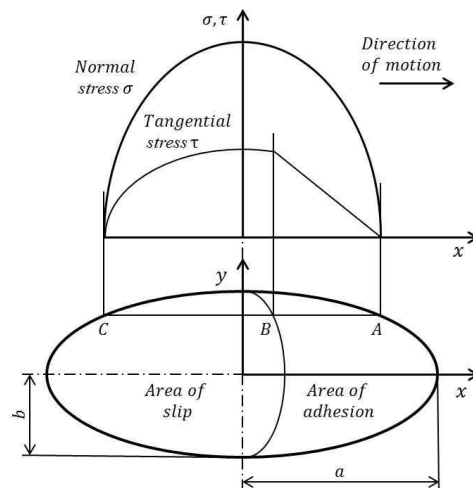


Fig. 2.5 Polach's assumption

## 2.2 차륜/레일 전산해석

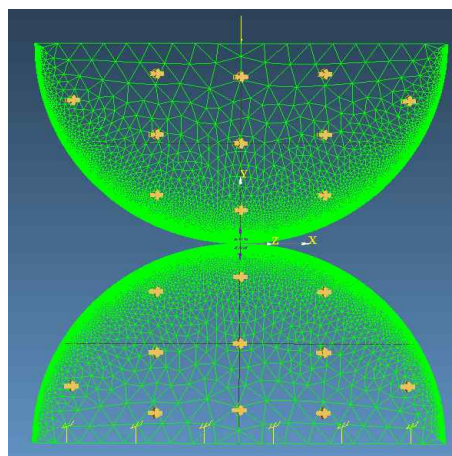
차륜과 레일의 형태에 따라 접촉면적 및 접촉압력은 달라질 수 있다. 기존의 Kalker, Vermeulen, Polach 이론은 접촉면적을 타원으로 가정하여 차륜과 레일의 물성치 변화만을 고려하였다. 본 연구에서는 실제 차륜과 레일의 형상을 고려하여 접촉면적 및 접촉압력을 계산하고 Strip 이론을 적용하여 크리프와 크리프력의 관계를 계산하였다.

실제 차륜과 레일의 접촉특성을 해석하고자 상용 유한요소 해석프로그램인 SAMCEF[11]를 이용하였다. 차륜/레일 해석에 앞서 해석방법을 검증하고자 두 개의 원통이 접촉하는 모델에 대하여 전산해석을 수행하여 이론해석 결과와 비교하였다.

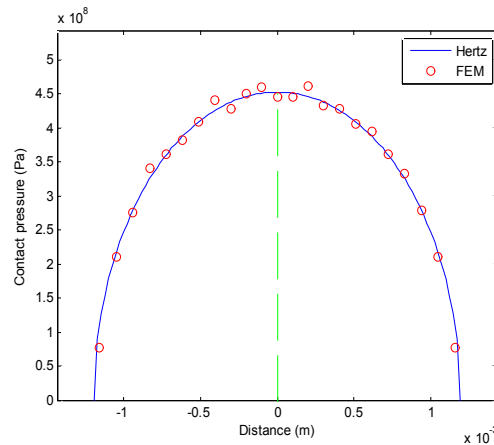
Table 2.1은 원통에 적용한 변수 값으로 평행하는 두 원통의 반경, 탄성계수, 포와송 비이다. 아래 원통의 밑면을 모든 방향에 대해 구속하고 위의 원통의 중심에서 수직하중을 주었다. 면대면 접촉조건을 주어 두 원통의 접촉하는 면을 설정하였다. Fig. 2.6은 SAMCEF 전산해석과 헤르츠 접촉이론에 의한 계산결과를 비교한 그림으로 잘 일치됨을 볼 수 있다.

Table 2.1 Specifications of parallel two cylinders

| Parameter               | Input value |
|-------------------------|-------------|
| Radius ( )              | 0.3 m       |
| Young's modulus ( $E$ ) | 207,000 MPa |
| Poisson ratio ( )       | 0.3         |
| Normal load ( $N$ )     | 850,000 N   |



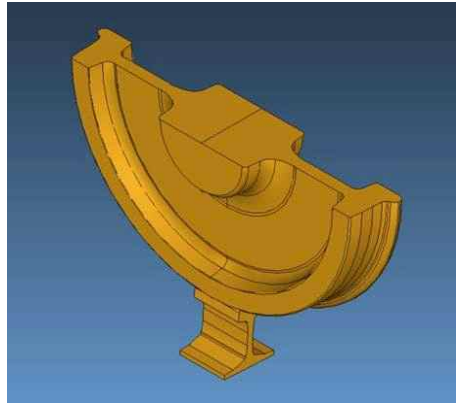
(a) Two cylinder contact FEM model



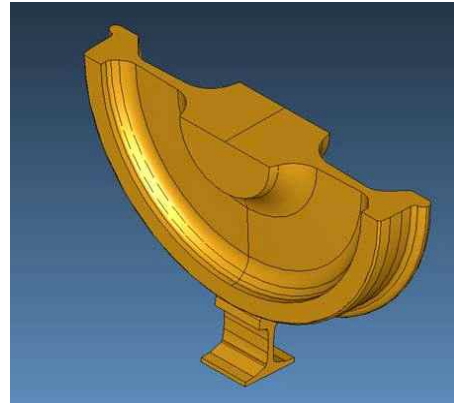
(b) Contact pressure

Fig. 2.6 Two cylinder contact

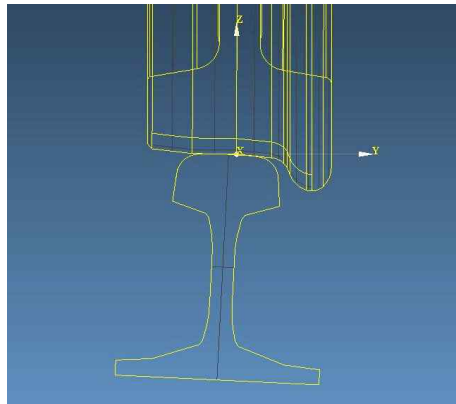
차륜/레일 접촉모델은 Fig. 2.7에서 보는 것과 같이 KTX 동력차량의 GV-40차륜과 HEMU차륜을 선정하였고, 레일은 현재 고속선에 사용 중인 UIC 60레일을 대상으로 하였다. 차륜/레일의 접촉위치는 차륜 내측간의 거리 1,356 mm, 궤간 1,435 mm를 고려하여 중간위치에서 정상 접촉하는 것으로 가정하였다. 탄성계수 207,000 MPa, 포와송비 0.3을 각각 적용하였다. 접촉조건은 원통해석과 동일하게 면대면 접촉을 사용하여 차륜의 접촉면과 레일의 접촉면을 지정하였다. 또한 레일의 아랫면을 모든 방향에 대해 구속하였고, 실제 레일은 무한한 길이를 가지므로 레일의 양 단면을 x방향으로 구속하였다. 차륜은 윗면의 중심에서 850,000 N의 수직력을 가하였다. 메쉬(mesh)는 접촉영역의 범위가 매우 작고, 그 변화가 크기 때문에 간격은 최대한 조밀하여야 한다. 그러나 메쉬의 간격이 작아지면 해석시간이 길어지고 계산이 수렴하지 않는 경우가 나타날 수 있다. 이에 예상되는 접촉영역 범위의 메쉬의 간격은 레일의 경우 0.5 mm, 차륜은 0.8 mm로 하였으며 다른 영역은 10 mm로 하였다. Fig. 2.8은 각 차륜이 레일과 접촉한 전산해석 결과이다. 두 차륜 모두 평면에서 두 정점의 거리의 합을 일정한 타원 형태와는 약간 다르게 나타났다.



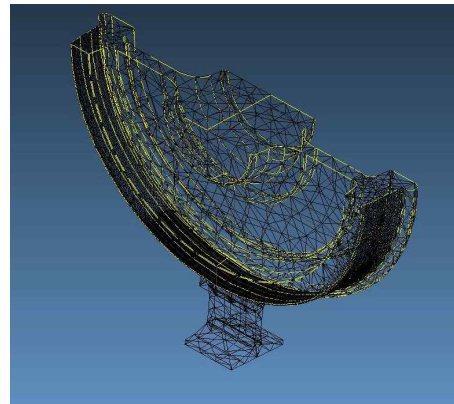
(a) HEMU Wheel



(b) GV-40 Wheel

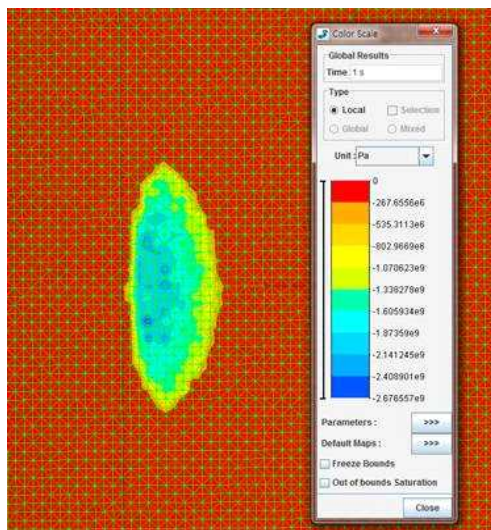


(c) Contact position

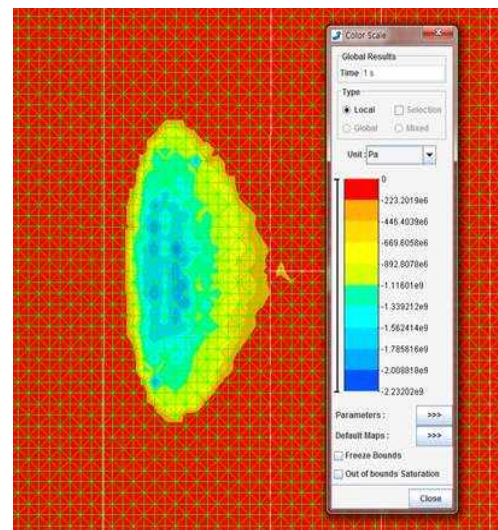


(d) Partial mesh model

Fig. 2.7 Wheel / Rail SAMCEF model

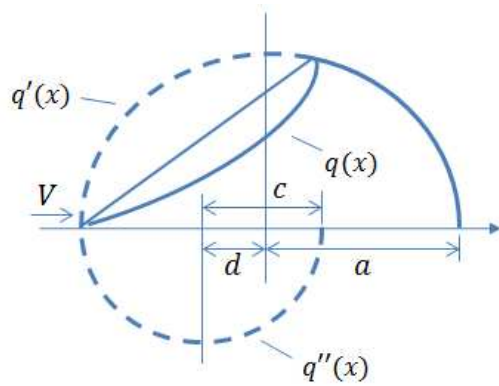


(a) HEMU wheel



(b) GV-40 wheel

Fig. 2.8 Contact pressure



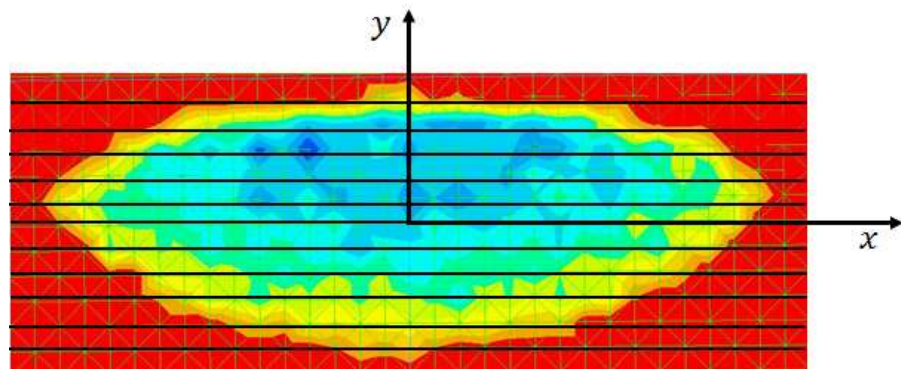
$$q'(x) = \mu p_0 \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right)^{1/2}$$

$$q''(x) = -\frac{c}{a} \mu p_0 \left\{1 - \frac{(x+d)^2}{c^2}\right\}^{1/2}$$

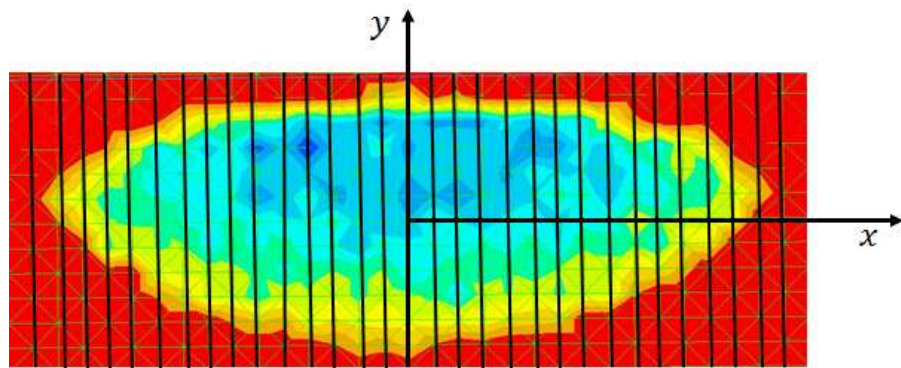
$$q(x) = q'(x) + q''(x)$$

$$\xi = -\frac{\mu a}{R} \left\{1 - \left(1 - \frac{Q_x}{\mu P}\right)^{1/2}\right\}$$

Fig. 2.9 Strip theory



(b) Longitudinal strip



(b) Lateral strip

Fig. 2.10 Strip of contact area

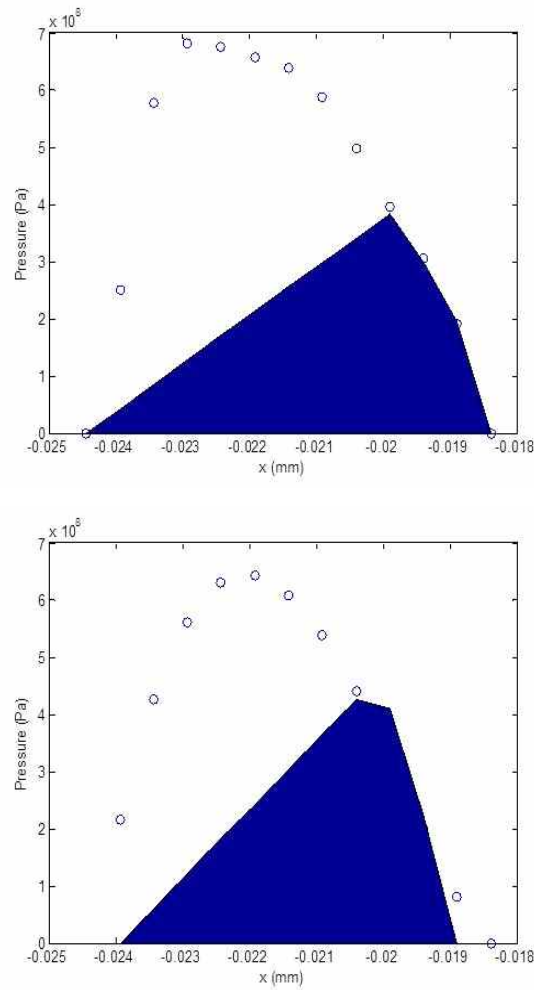


Fig. 2.11 Contact pressure of each strip in equivalent creep

SAMCEF 전산해석으로 계산된 접촉압력으로부터 크리프와 크리프력을 계산하기 위하여 Fig. 2.9의 Strip 이론을 적용하였다. Strip 이론은 접촉형태를  $a$ 의 폭을 가진 타원형으로 가정한다. 미끄러짐이 일어나지 않을 경우 수직응력에 의해 접촉면에 발생하는 전단응력은 Hertz이론에 의거하여  $q'(x)$ 식이며, 최대전단응력은  $\mu$  이다. 미끄러짐이 발생할 경우 접촉영역에서 작용-반작용에 의해 반대방향의 전단응력  $q''(x)$ 식이 유도된다. 따라서  $q'(x)$ 와  $q''(x)$ 합은 타원형태의 접촉에서 미끄러짐이 일어날 때 발생하는 접선방향으로 작용하는 총 전단응력이다. 여기서  $a$ 는 접촉영역의 반지름,  $c$ 는 반대방향으로 작용하는 전단응력 곡선의 반지름,  $d$ 는  $a - c$ ,  $p$ 는 최대접촉압력,  $\mu$ 는 마찰계수이다. 본 연구에서는 수직응력은 전산해석하였고, 미끄러짐에 의해 발생하는 반대방향 힘은 Carter이론과 같이 접촉의 앞 가장자리에서 미끄러짐이 이뤄지는 위치까지 선형으로 가정하여 크리프력을 계산하였다. 크리프

는 Carter 식을 사용하였다. Strip이론 적용의 예시로 Fig. 2.11은 Fig. 2.10(b)에서 횡방향으로 31개로 나눈 Strip의 16번째 Strip과 12번째 Strip의 접촉압력이다. Fig. 2.11(a)와 (b)는 같은 크리프일 때 미끄러짐이 다르게 일어나므로 각 Strip의 크리프력을 합하여 총 크리프력을 구하였다. Fig. 2.12의 flow chart는 SAMCEF 전산해석의 Strip 이론을 통한 크리프력 계산 프로그램 과정이다. 계산 프로그램에서 전산해석 결과는 접촉압력이 X축,Y축에 대응하도록 각각 불러들였고, 해석에 사용한 변수값은 별도로 입력하였다. 타원으로 가정한 이론과 달리 접촉형태가 전산해석 결과로 나타나기 때문에 접촉영역을 Strip으로 나눠 각 Strip의 접촉영역의 반지름  $r$  와  $b$ , 최대 접촉압력  $p$  를 구했다. 데이터 간격에 따라 미끄러짐을 가정하고, 미끄러지는 위치까지 선형으로 이어 각 경우에 따른 크리프를 계산하고, 이때 면적으로부터 크리프력을 계산하였다. 접촉영역 가장자리 Strip의 경우, 크리프가 증가하면 접촉영역이 점차 줄어들다가 모든 영역에서 미끄러짐이 이뤄진다. 이후 계속 크리프가 증가하여도 크리프력은 모든 영역에서 미끄러질 때와 동일하며, 이를 그로스 슬라이딩(gross sliding)[7]이라고 불린다. 따라서 각 Strip에서 같은 크리프를 갖거나 모든 영역에서 미끄러짐이 일어나는 Strip의 크리프력을 합하여 총 크리프력을 구하였다.

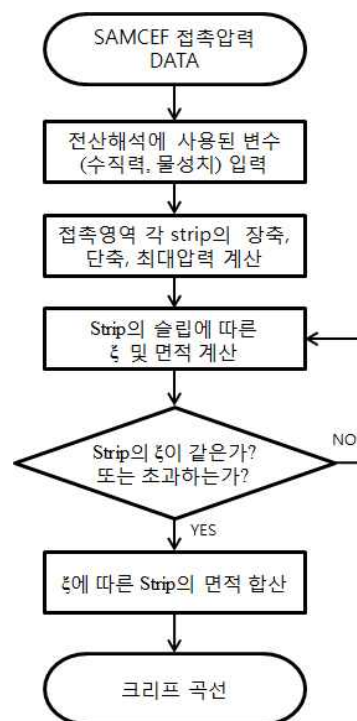
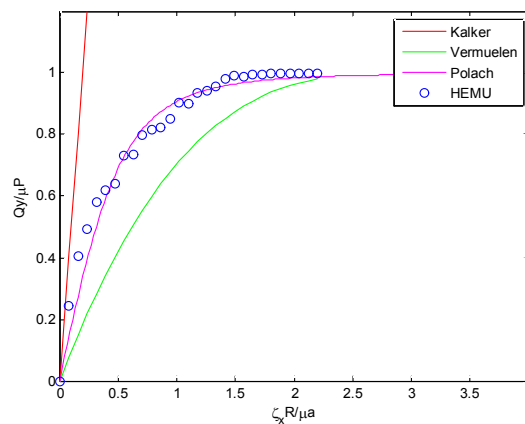


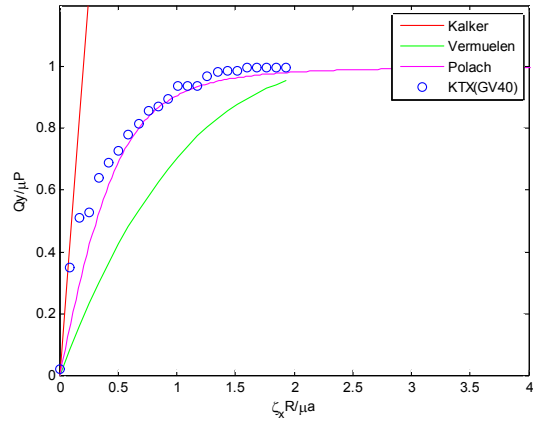
Fig. 2.12 Flow chart

### 2.3 크리프 곡선

크리프 곡선은 크리프의 변화에 따른 크리프력을 무차원화한 그래프이다. Fig. 2.13~14는 앞서 설명한 이론과 전산해석 결과를 종방향, 횡방향의 크리프 곡선으로 나타낸 것이다. HEMU 차륜 접촉해석의 접촉형태는 종방향 최대 반지름 7.5 mm, 횡방향 최대 반지름 3 mm이며, GV-40차륜은 종방향 최대 반지름 7 mm, 횡방향 최대 반지름 3.8 mm이다. 종방향의 경우 HEMU, GV-40 차륜 모두 비교적 Polach의 곡선과 비슷한 형태로 나타났으나, 횡방향 크리프 곡선은 다른 이론 곡선보다 기울기가 작게 나타났다. 횡방향 크리프 곡선을 이용하여 철도차량의 동특성 해석을 위해 Table 2.2에 MATLAB[8]의 polyfit.m을 이용하여 고차다항식(high order polynomial equation)으로 나타내었다. 또한 정상접촉이 아닌 차륜을 이동시켜 좌우의 차륜을 크리프 곡선으로 Fig. 2.15~16에 나타내었다. HEMU차륜의 경우 차륜이 좌로 이동할 때, 우측차륜은 접촉위치가 플랜지 쪽을 바뀌었으며 접촉영역이 좌측으로 치우치며 좁아지는 경향을 보였다. 이에 접촉영역의 압력도 높게 나타났다. GV-40차륜의 경우 HEMU 차륜과 달리 차륜이 이동하더라도 레일과 접촉위치가 유사하게 나타났으며, 우측차륜의 접촉영역이 넓게 나타났다. HEMU 차륜과 GV40차륜의 형상이 달라 접촉위치가 서로 다르게 나타난다.

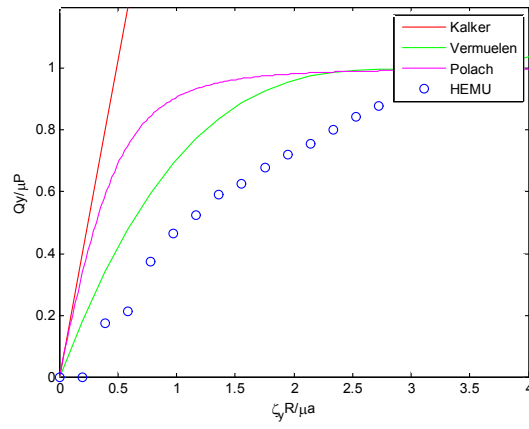


(a) HEMU wheel

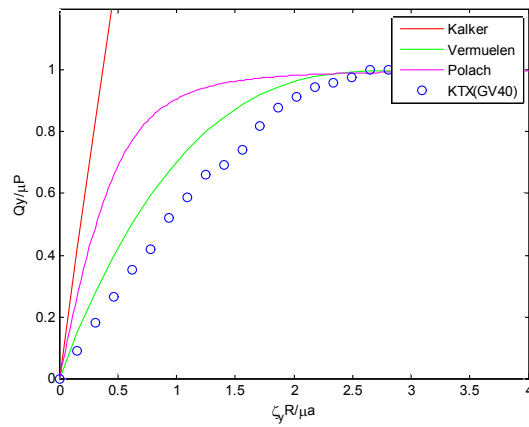


(b) GV-40

Fig. 2.13 Longitudinal creep curve



(a) HEMU wheel

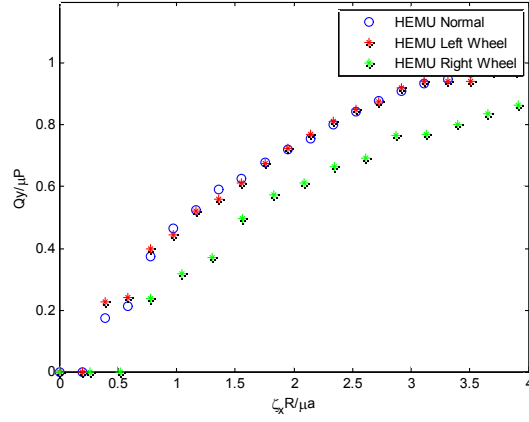


(b) GV-40

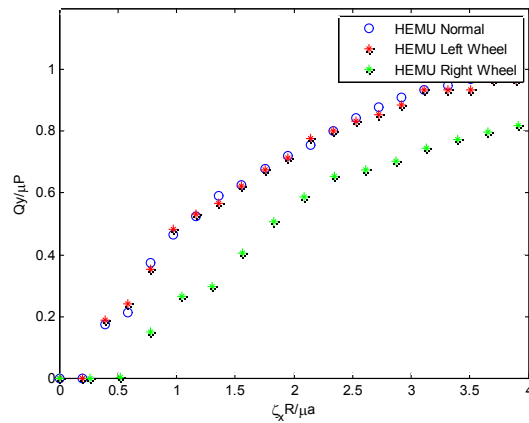
Fig. 2.14 Lateral creep curve

Table 2.2 Polynomials of each creep curve

| $= a x^8 + a_7 x^7 + a_6 x^6 + a_5 x^5 + a_4 x^4 + a_3 x^3 + a_2 x^2 + a_1 x + a_0$ |        |                                                                                                                                                                                     |
|-------------------------------------------------------------------------------------|--------|-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|
| HEMU                                                                                | Strip  | $= 0.0063371, a_2 = -0.10628, a_1 = 0.58235, a_0 = -0.044194$                                                                                                                       |
|                                                                                     | Polach | $a_8 = -2.3859 \times 10^{-6}, a_7 = 0.00011843, a_6 = -0.0024566,$<br>$a_5 = -0.027621, a_4 = -0.18266, a_3 = 0.72119, a_2 = -1.6473,$<br>$a_1 = 1.9875, a_0 = 0.0093499$          |
| GV-40                                                                               | Strip  | $a_4 = 0.0088459, a_3 = -0.065669, a_2 = 0.047161, a_1 = 0.5445,$<br>$a_0 = 0.0046773$                                                                                              |
|                                                                                     | Polach | $a_8 = -1.8298 \times 10^{-6}, a_7 = 9.4471 \times 10^{-5}, a_6 = -0.0020368,$<br>$a_5 = 0.02378, a_4 = -0.16306, a_3 = 0.66611, a_2 = -1.5689,$<br>$a_1 = 1.9414x, a_0 = 0.015665$ |

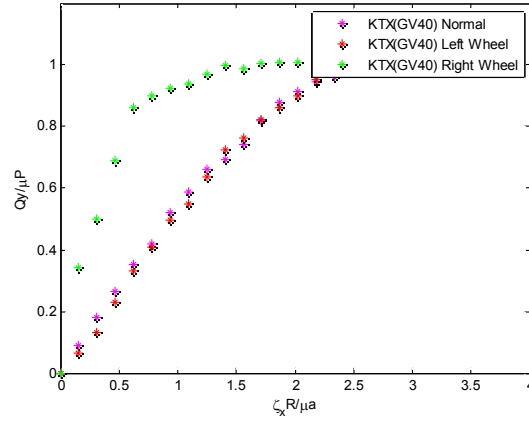


(a) Wheel displacement 5 mm

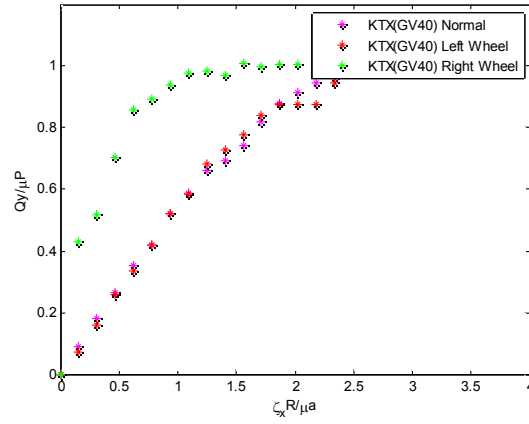


(b) Wheel displacement 8 mm

Fig. 2.15 Lateral creep curve of HEMU wheel



(a) Wheel displacement 5 mm



(b) Wheel displacement 8 mm

Fig. 2.16 Lateral creep curve of GV-40 wheel

Table 2.3 Polynomials of each creep curve

| $= a x^8 + a_7 x^7 + a_6 x^6 + a_5 x^5 + a_4 x^4 + a_3 x^3 + a_2 x^2 + a_1 x + a_0$ |      |       |                                                                                  |
|-------------------------------------------------------------------------------------|------|-------|----------------------------------------------------------------------------------|
| HEMU                                                                                | 5 mm | Left  | $= 0.0066056, a_2 = -0.10662, a_1 = 0.57371, a_0 = -0.029084$                    |
|                                                                                     |      | Right | $a_3 = 0.0028968, a_2 = -0.061283, a_1 = 0.44031, a_0 = -0.084489$               |
|                                                                                     | 8 mm | Left  | $a_3 = 0.0073289, a_2 = -0.011227, a_1 = 0.58471, a_0 = -0.038486$               |
|                                                                                     |      | Right | $a_3 = 0.0021791, a_2 = -0.051198, a_1 = 0.4056, a_0 = -0.09905$                 |
| GV-40                                                                               | 5 mm | Left  | $a_4 = 0.01022, a_3 = -0.079652, a_2 = 0.088458, a_1 = 0.51768, a_0 = -0.015448$ |

|  |      |       |                                                                                                   |
|--|------|-------|---------------------------------------------------------------------------------------------------|
|  | 8 mm | Right | $= 0.006084, a_4 = -0.094323, a_3 = 0.55547, a_2 = -1.5412,$<br>$a_1 = 2.0008, a_0 = 0.031366$    |
|  |      | Left  | $a_4 = 0.0088459, a_3 = -0.065669, a_2 = 0.047161, a_1 = 0.5445,$<br>$a_0 = 0.0046773$            |
|  |      | Right | $a_5 = 0.0079347, a_4 = -0.11573, a_3 = 0.64146, a_2 = -1.677,$<br>$a_1 = 2.0559, a_0 = 0.054827$ |

### 3. 철도차량 모델

철도차량의 동특성을 파악하기 위해 VAMPIRE, FATSIM, ADAMS/Rail 등 다양한 상용 전산해석 프로그램이 이용된다. 그러나 상용 전산 프로그램은 각각 고유의 특성이 있고 그 해석결과도 정확하다는 확증은 없다. 이에 본 연구에서는 단순화 모델을 통해 철도차량의 동특성을 파악하고자 하였다.

기본적으로 철도차량은 윤축, 대차, 차체로 구성되나 가진원은 차륜과 레일의 접촉에 기인한다. 레일/차륜 접촉에 기인한 진동은 윤축, 대차, 차체로 전달된다. 윤축의 진동은 1차 현가장치를 통해 대차에 전달되고, 대차의 진동은 2차 현가장치를 통해 차체에 전달된다. 여기서 윤축만을 고려한 2 자유도 계 모델, 윤축이 2개 있고 대차를 고려한 6 자유도 모델, 대차가 2개 있는 차체까지 고려한 14 자유도 모델을 각각 만들고 운동방정식을 세웠다. Fig. 3.1은 전체 철도차량의 개략도로서 는 차륜과 레일의 접촉을 모델링한 것이다.  $K_1, C_1$ 은 1차 현가계,  $K_2, C_2$ 는 2차 현가계를 의미한다.

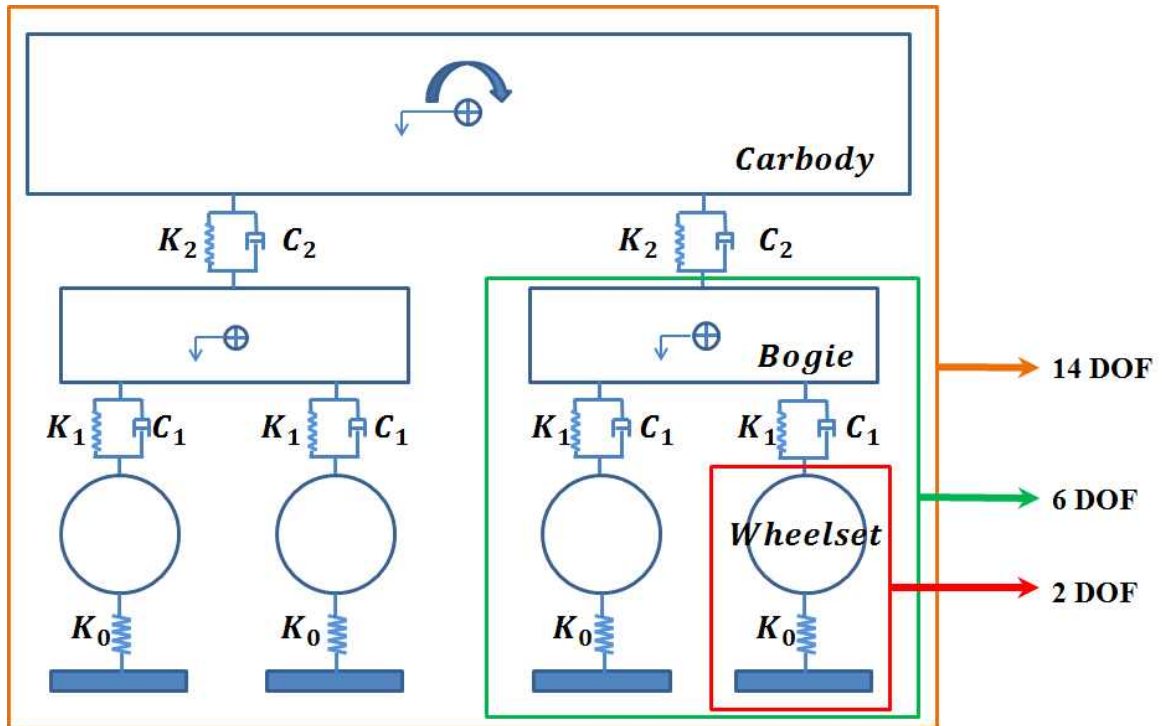


Fig. 3.1 Railway vehicle model

### 3.1 2 자유도 철도차량 모델

크리프력  $F_{creep}$  과 크리프력에 의한 모멘트  $M_{creep}$  은 크리프와 크리프력과의 관계에 따라 선형과 비선형으로 구별할 수 있다. Kalker식은 선형이고, Vermeulen의 3차식, Polach 계산에 의한 크리프력, SAMCEF의 접촉해석에 Strip 이론을 적용한 식은 비선형이 된다.

철도차량에서의 진동은 기본적으로 차륜과 레일 접촉에 기인한다. 따라서 차륜-윤축 모델은 철도차량 해석에서 가장 기본 모델이다. Fig. 3.2는 차륜-윤축 모델로써 윤축의 횡 변위(lateral displacement)과 요 각변위(yaw angular displacement)을 각각 자유도로 갖는다. Fig. 3.2에서  $y$  는 차륜의 반지름,  $y$  는 윤축의 횡 변위,  $\phi$ 는 윤축의 요 각변위,  $F_{sy}$  은 윤축의 하중,  $M_{sx}$  는 각 각 횡 방향으로 작용하는 힘과 윤축의 회전모멘트를 의미한다.

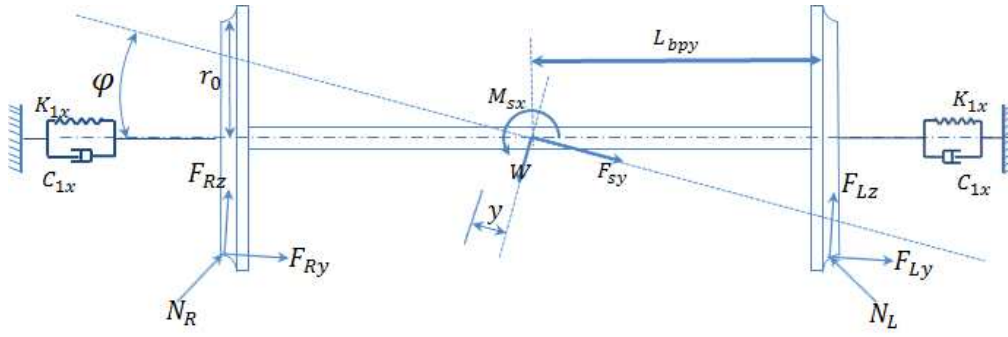


Fig. 3.2 Free-body diagram of 2 DOF model

2 자유도 운동방정식은 윤축의 횡 운동과 요 운동으로만 이루어지며 식 (3.1)~(3.2)와 같다. 이 모델에서는 차륜과 레일사이의 접촉에 의해 발생하는 크리프력과 좌우진동에 의해 발생하는 플랜지 접촉을 고려하였다. 식 (3.3)~(3.4)는  $F_{creep}$ 는 크리프력,  $F_{flange}$ 는 플랜지 접촉력을 나타내며 크리프력은 크리프곡선의 함수로 각각 구할 수 있다. 운동방정식의 각 변수는 Table 3.1에 나타내었다.

$$M_w \ddot{y} = -(2K_{1y}y + 2C_{1y}\dot{y} + F_{creep} + F_{flange}) \quad (3.1)$$

$$I_{wz} \ddot{\psi} = -(2K_{1x}L_{bpy}^2 \psi + 2C_{1x}L_{bpy}^2 \dot{\psi} + M_{creep}) \quad (3.2)$$

$$F_{flange}(y) = \begin{cases} K_o(y - \delta) & \delta < y \\ 0 & -\delta > y \\ K_o(y - \delta) & -\delta > y \end{cases}$$

$$F_{creep} = \frac{2f_{11}}{V} (\dot{y} + r_0 \frac{\lambda}{a} \dot{y} - \psi V) + 2f_{12} \frac{\dot{\psi}}{V} + M_w g \frac{\lambda}{a} y \quad (3.3)$$

$$M_{creep} = \frac{I_{wy} V}{a r_0} \lambda \dot{y} + 2af_{33} \frac{\lambda}{r_0} y - \frac{2f_{12}}{V} (\dot{y} + r_0 \frac{\lambda}{a} \dot{y} - \psi V) + 2a^2 f_{33} \frac{\dot{\psi}}{V} - aM_w g \lambda \psi + 2f_{22} \frac{\dot{\psi}}{V} \quad (3.4)$$

Table 3.1 Design parameters of 2 DOF model

| Index              | Terms                                         | Symbol    | Unit           |
|--------------------|-----------------------------------------------|-----------|----------------|
| Wheel-set          | Mass of the Wheel-set                         |           | $g$            |
|                    | Moment of Inertia(Yaw)                        | $I_{wz}$  | $kg \cdot m^2$ |
| Primary Suspension | Lateral Stiffness                             | $K_{1y}$  | $N/m$          |
|                    | Lateral Damping                               | $C_{1y}$  | $Ns/m$         |
| Dimension          | Half of between 1 <sup>st</sup> spring(front) | $L_{bpy}$ | $m$            |
|                    | Wheel radius                                  | $r_0$     | $m$            |
| Creepage           | Wheel conicity                                | $\lambda$ | $\cdot$        |
|                    | Half of the track gauge                       | $a$       | $m$            |
|                    | Axle load                                     | $W$       | $N$            |

### 3.2 6 자유도 철도차량 모델

차륜과 레일 접촉에 의해 발생한 진동은 1차 현가장치에 의해 윤축이 대차와 연결되어 진동이 전달된다. 6 자유도 모델은 윤축 2개, 대차 1개에 대한 모델로서 대차와 윤축의 횡 운동과 요 운동을 각각 고려한다. 윤축과 대차는 4개의 1차 현가장치로 연결되어 있다. 6 자유도 모델에서 차체는 고려되어 있지 않으나, 차체를 강체로 가정하여 대차와 차체의 연결을 2차 현가장치로 모델링한다. Fig. 3.3은 6 자유도 철도차량모델이며,  $C_{1x}$ 는 1차 현가장치 중 X방향(longitudinal) 스프링과 댐퍼,  $K_{1y}$ ,  $C_{1y}$ 는 Y방향(lateral) 스프링과 댐퍼를 각각 나타낸다. 아래첨자 1은 1차 현가장치, 아래첨자 2는 2차 현가장치를 의미한다.

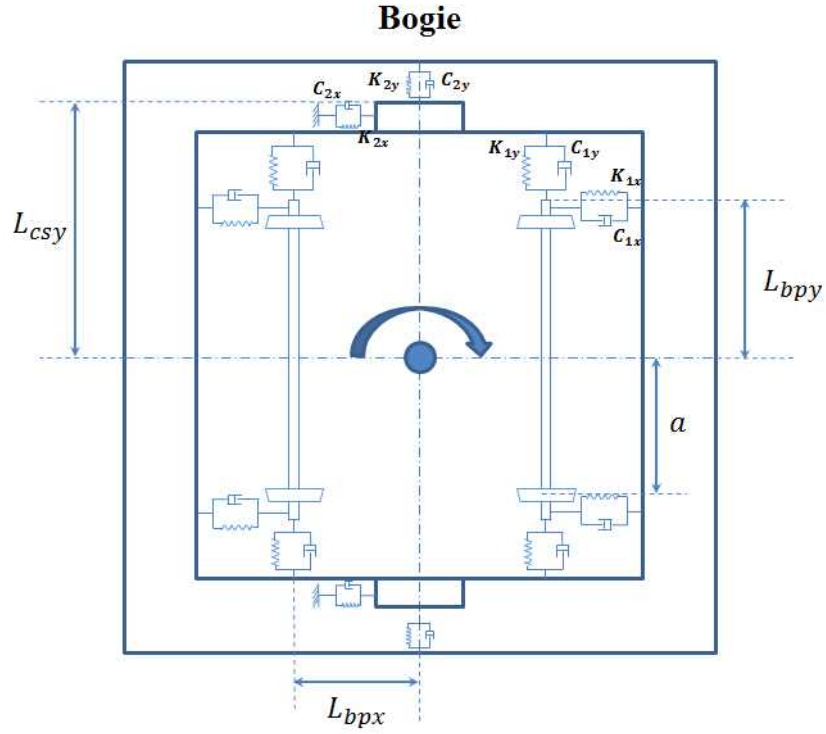


Fig. 3.3 Free-body diagram of 6 DOF model

6 자유도의 운동방정식은 대차 1량과 윤축 2개로 이루어지며 식 (3.5)~(3.8)과 같다. 차륜과 레일 접촉에 의해 발생하는 크리프력과 모멘트는 각각  $F_{creep}$ 과  $M_{creep}$ 으로 나타내었다. 변수에 대한 설명은 Table 3.2에 정리하였다.

-대차의 운동방정식

$$M_b \ddot{y}_b = -(2K_{2y} + 4K_{1y})y_b + 2K_{1y}y_{w1} + 2K_{1y}y_{w2} - (2C_{2y} + 4C_{1y})\dot{y}_b + 2C_{1y}\dot{y}_{w1} + 2C_{1y}\dot{y}_{w2} \quad (3.5)$$

$$\begin{aligned} I_{bz} \ddot{\psi}_b = & -(2L_{csy}^2 K_{2x} + 4L_{bpy}^2 K_{1x} + 4L_{bpx}^2 K_{1y})\psi_b + 2L_{bpx} K_{1y}y_{w1} + 2L_{bpy}^2 K_{1x}\psi_{w1} \\ & - 2L_{bpx} K_{1y}y_{w2} + 2L_{bpy}^2 K_{1x}\psi_{w2} - (2L_{csy}^2 C_{2x} + 4L_{bpy}^2 C_{1x} + 4L_{bpx}^2 C_{1y})\dot{\psi}_b \\ & + 2L_{bpx} C_{1y}\dot{y}_{w1} + 2L_{bpy}^2 C_{1x}\dot{\psi}_{w1} - 2L_{bpx} C_{1y}\dot{y}_{w2} + 2L_{bpy}^2 C_{1x}\dot{\psi}_{w2} \end{aligned} \quad (3.6)$$

-윤축의 운동방정식 ( j=1, 2)

$$\begin{aligned} M_w \ddot{y}_{wj} = & 2K_{1y}y_{bi} + (-1)^{j+1}2L_{bpx}K_{1y}\psi_{bi} - 2K_{1y}y_{wj} \\ & + 2C_{1y}\dot{y}_{bi} + (-1)^{j+1}2L_{bpx}C_{1y}\dot{\psi}_{bi} - 2C_{1y}\dot{y}_{wj} + F_{creep} \end{aligned} \quad (3.7)$$

$$I_{wy} \ddot{\psi}_{wj} = 2L_{bpy}^2 K_{1x}\psi_{bi} - 2L_{bpy}^2 K_{1x}\psi_{wj} + 2L_{bpy}^2 C_{1x}\dot{\psi}_{bi} - 2L_{bpy}^2 C_{1x}\dot{\psi}_{wj} + M_{creep} \quad (3.8)$$

Table 3.2 Design parameters of 6 DOF model

| Index                | Terms                                                     | Symbol    | Unit           |
|----------------------|-----------------------------------------------------------|-----------|----------------|
| Bogie                | Weight of the Bogie                                       |           | $g$            |
|                      | Moment of Inertia(Yaw)                                    | $I_{bz}$  | $kg \cdot m^2$ |
| Wheel-set            | Weight of the Wheel-set                                   | $M_w$     | $kg$           |
|                      | Moment of Inertia(Yaw)                                    | $I_{wz}$  | $kg \cdot m^2$ |
| Primary Suspension   | Longitudinal Stiffness                                    | $K_{1x}$  | $N/m$          |
|                      | Lateral Stiffness                                         | $K_{1y}$  | $N/m$          |
|                      | Longitudinal Damping                                      | $C_{1x}$  | $Ns/m$         |
|                      | Lateral Damping                                           | $C_{1y}$  | $Ns/m$         |
| Secondary Suspension | Longitudinal Stiffness                                    | $K_{2x}$  | $N/m$          |
|                      | Lateral Stiffness                                         | $K_{2y}$  | $N/m$          |
|                      | Longitudinal Damping                                      | $C_{2x}$  | $Ns/m$         |
|                      | Lateral Damping                                           | $C_{2y}$  | $Ns/m$         |
| Dimension            | Half of between 2 <sup>nd</sup> suspension center (front) | $L_{csy}$ | $m$            |
|                      | Half of between 1 <sup>st</sup> spring(side)              | $L_{bpx}$ | $m$            |
|                      | Half of between 1 <sup>st</sup> spring(front)             | $L_{bpy}$ | $m$            |
|                      | Wheel radius                                              | $r_0$     | $m$            |
| Creepage             | Wheel conicity                                            | $\lambda$ | .              |
|                      | Half of the track gauge                                   | $a$       | $m$            |
|                      | Axle load                                                 | $W$       | $N$            |
|                      | Lateral creep force coefficient                           | $f_{11}$  | $N$            |
|                      | Lateral/spin creep force coefficient                      | $f_{12}$  | $Nm^2$         |
|                      | Spin creep force coefficient                              | $f_{22}$  | $N$            |
|                      | Longitudinal creep force coefficient                      | $f_{33}$  | $N$            |
| Contact              | Vertical Track Stiffness                                  | $K_{0z}$  | $N/m$          |
|                      | Lateral Track Stiffness                                   | $K_{0y}$  | $N/m$          |
|                      | Vertical Track Damper                                     | $C_{0z}$  | $Ns/m$         |
|                      | Lateral Track Damper                                      | $C_{0y}$  | $Ns/m$         |

### 3.3 14 자유도 철도차량 모델

Fig. 3.4는 차체, 대차, 윤축을 모두 고려한 14 자유도 철도차량 해석모델이다. 기존의 6 자유도 모델에 차체가 추가된다. 차체의 질량과 관성모멘트는 중요한 설계인자이므로, 6 자유도 모델을 확장하여 14 자유도 모델을 수립하였다. 14 자유도 모델은 1개의 차체, 2개의 대차, 4개의 윤축의 횡 변위와 요

운동을 각각 고려한다.

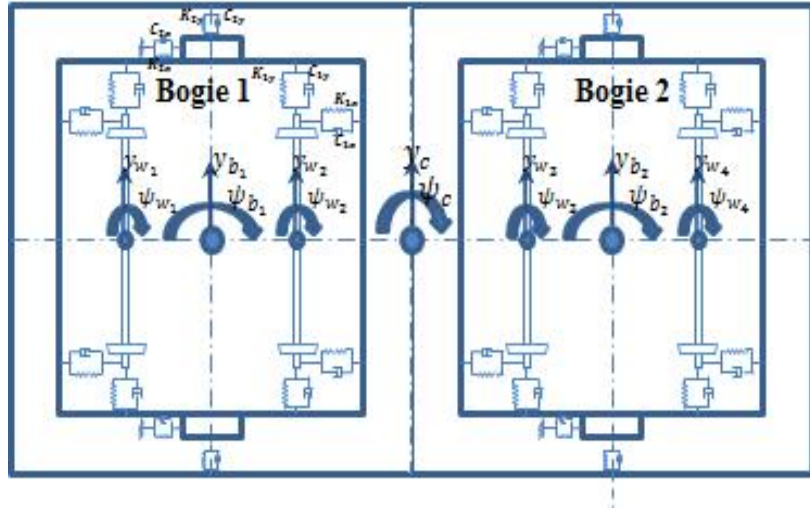


Fig. 3.4 Free-body diagram of a 14 DOF

14 자유도의 운동방정식은 차체 1량, 대차 2량과 윤축 4개로 이루어지며 식 (3.9)~(3.14)와 같다. 6 자유도 모델과 마찬가지로 차륜과 레일 접촉에 의해 발생하는 크리프력과 모멘트는 각각  $r_{creep}$ 과  $M_{creep}$ 으로 나타내었으며, 아래 첨자 1은 1차 현가장치를, 2는 2차 현가장치를 나타내며,  $x$ 는 X방향(longitudinal)을,  $y$ 는 Y방향(lateral)을 나타낸다. 각 변수에 대한 설명은 Table 3.3에 정리하였다.

- 차체의 운동방정식

$$y_c = -4K_{2y}y_c + 2K_{2y}y_{b1} + 2K_{2y}y_{b2} - 4C_{2y}\dot{y}_c + 2C_{2y}\dot{y}_{b1} + 2C_{2y}\dot{y}_{b2} \quad (3.9)$$

$$I_{cz}\ddot{\psi}_c = (-4L_{csy}^2 K_{2x} - 4L_{csx}^2 K_{2y})\psi_c + 2L_{csx}K_{2y}y_{b1} + 2L_{csy}^2 K_{2x}\dot{\psi}_{b1} - 2L_{csx}K_{2y}y_{b2} + 2L_{csy}^2 K_{2x}\dot{\psi}_{b2} + (-4L_{csy}^2 C_{2x} - 4L_{csx}^2 C_{2y})\dot{\psi}_c + 2L_{csx}C_{2y}\dot{y}_{b1} + 2L_{csy}^2 C_{2x}\dot{\psi}_{b1} - 2L_{csx}C_{2y}\dot{y}_{b2} + 2L_{csy}^2 C_{2x}\dot{\psi}_{b2} \quad (3.10)$$

- 대차의 운동방정식(Front bogie : i=1, Rear Bogie : i=2)

$$M_{bi}\ddot{y}_{bi} = 2K_{2y}y_c + (-1)^{i+1}2L_{csx}K_{2y}\psi_c - (2K_{2y} + 4K_{1y})y_{bi} + 2K_{1y}y_{w(2i-1)} + 2K_{1y}y_{w(2i)} + 2C_{2y}\dot{y}_c + (-1)^{i+1}2L_{csx}C_{2y}\dot{\psi}_c - (2C_{2y} + 4C_{1y})\dot{y}_{bi} + 2C_{1y}\dot{y}_{w(2i-1)} + 2C_{1y}\dot{y}_{w(2i)} \quad (3.11)$$

$$I_{bz}\ddot{\psi}_{bi} = 2L_{csy}^2 K_{2x}\psi_c - (2L_{csy}^2 K_{2x} + 4L_{bpy}^2 K_{1x} + 4L_{bpx}^2 K_{1y})\psi_{bi} + 2L_{bpx}K_{1y}y_{w(2i-1)} + 2L_{bpy}^2 K_{1x}\dot{\psi}_{w(2i-1)} - 2L_{bpx}K_{1y}y_{w(2i)} + 2L_{bpy}^2 K_{1x}\dot{\psi}_{w(2i)} + 2L_{csy}^2 C_{2x}\dot{\psi}_c - (2L_{csy}^2 C_{2x} + 4L_{bpy}^2 C_{1x} + 4L_{bpx}^2 C_{1y})\dot{\psi}_{bi} + 2L_{bpx}C_{1y}\dot{y}_{w(2i-1)} + 2L_{bpy}^2 C_{1x}\dot{\psi}_{w(2i-1)} - 2L_{bpx}C_{1y}\dot{y}_{w(2i)} + 2L_{bpy}^2 C_{1x}\dot{\psi}_{w(2i)} \quad (3.12)$$

- 윤축 운동방정식(j=1, 2 일 때 i=1, j=3, 4 일 때 i=2)

$$Y_{wj} = 2K_{1y}y_{bi} + (-1)^{j+1}2L_{bpx}K_{1y}\dot{\psi}_{bi} - 2K_{1y}\dot{y}_{wj} + 2C_{1y}y_{bi} + (-1)^{j+1}2L_{bpx}C_{1y}\dot{\psi}_{bi} - 2C_{1y}\dot{y}_{wj} + F_{creep} \quad (3.13)$$

$$I_{wy}\ddot{\psi}_{wj} = 2L_{bpy}^2 K_{1x}\psi_{bi} - 2L_{bpy}^2 K_{1x}\psi_{wj} + 2L_{bpy}^2 C_{1x}\dot{\psi}_{bi} - 2L_{bpy}^2 C_{1x}\dot{\psi}_{wj} + M_{creep} \quad (3.14)$$

Table 3.3 Design parameters of 14 DOF model

| Index                | Terms                                                     | Symbol    | Unit           |
|----------------------|-----------------------------------------------------------|-----------|----------------|
| Car body             | Weight of the Car body                                    | $M_c$     | $kg$           |
|                      | Moment of Inertia(Yaw)                                    | $I_{cz}$  | $kg \cdot m^2$ |
| Bogie                | Weight of the Bogie                                       | $M_b$     | $kg$           |
|                      | Moment of Inertia(Yaw)                                    | $I_{bz}$  | $kg \cdot m^2$ |
| Wheel-set            | Weight of the Wheel-set                                   | $M_w$     | $kg$           |
|                      | Moment of Inertia(Yaw)                                    | $I_{wz}$  | $kg \cdot m^2$ |
| Primary Suspension   | Longitudinal Stiffness                                    | $K_{1x}$  | $N/m$          |
|                      | Lateral Stiffness                                         | $K_{1y}$  | $N/m$          |
|                      | Longitudinal Damping                                      | $C_{1x}$  | $Ns/m$         |
|                      | Lateral Damping                                           | $C_{1y}$  | $Ns/m$         |
| Secondary Suspension | Longitudinal Stiffness                                    | $K_{2x}$  | $N/m$          |
|                      | Lateral Stiffness                                         | $K_{2y}$  | $N/m$          |
|                      | Vertical Stiffness                                        | $K_{2z}$  | $N/m$          |
|                      | Longitudinal Damping                                      | $C_{2x}$  | $Ns/m$         |
|                      | Lateral Damping                                           | $C_{2y}$  | $Ns/m$         |
|                      | Vertical Damping                                          | $C_{2z}$  | $Ns/m$         |
| Dimension            | Half of between 2 <sup>nd</sup> suspension center (front) | $L_{csy}$ | $m$            |
|                      | Half of between 1 <sup>st</sup> spring(side)              | $L_{bpx}$ | $m$            |
|                      | Half of between 1 <sup>st</sup> spring(front)             | $L_{bpy}$ | $m$            |
|                      | Wheel radius                                              | $r_0$     | $m$            |
| Creepage             | Wheel conicity                                            | $\lambda$ | $\cdot$        |
|                      | Half of the track gauge                                   | $a$       | $m$            |
|                      | Axle load                                                 | $W$       | $N$            |
|                      | Lateral creep force coefficient                           | $f_{11}$  | $N$            |
|                      | Lateral/spin creep force coefficient                      | $f_{12}$  | $Nm^2$         |
|                      | Spin creep force coefficient                              | $f_{22}$  | $N$            |
|                      | Longitudinal creep force coefficient                      | $f_{33}$  | $N$            |

#### 4. 안정성

철도차량에서 횡진동이 커지면 승차감이 저하되고 나아가 탈선의 위험도 있어 횡진동은 철도차량의 임계속도를 결정하는 주요 변수이다. 그러나 철도차량은 동역학적으로 자율계(autonomous system)로서 외부의 공기저항, 레일의 불규칙을 무시하면 외부의 가진이 없어 진동은 발생될 수 없다. 자율계에서의 진동은 선형의 경우 발산(divergence)에 의한 무한 진동이거나 비선형의 경우 리밋 사이클(limit cycle)일수 밖에 없다. 이에 본 연구에서는 차륜/레일 접촉을 Kalker의 선형이론과 Vermeulen의 3차식, Polach 법과 Strip 법에 의한 고차다항식을 비선형 수치적분을 통해 안정성(stability) 해석을 하였다.

운동방정식을 MATLAB의 ODE45.m를 사용하여 주행 동특성을 해석하였다. 기존의 철도차량의 동특성 해석에는 Kalker 선형이론이 주로 사용되었으나, 이는 크리프가 매우 작다는 가정 하에 성립하는 이론으로써 실제 차량의 주행 시 운동과는 차이가 있을 수 있다. 따라서 실제 차량의 동특성을 해석하기 위해 비선형 크리프 이론인 Vermeulen 이론, Polach 계산식, Strip 이론 등에 의한 크리프곡선을 각 자유도 모델에 적용시켜 임계속도를 구하였다. Polach 계산식과 Strip 이론은 2장에서 구한 고차다항식을 사용하여 해석하였다. 또한 철도차량의 동특성은 크리프뿐만 아니라 현가장치 설계변수의 변화에 따라서도 크게 변할 수 있기 때문에, 3가지의 설계변수로써 해석을 하였다. 3가지 설계변수는 각각 KTX II 설계변수, HEMU 초기 설계변수, HEMU 최종 설계변수이며, 부록 C에 정리하였다.

##### 4.1 기구학적 안정성

철도차량의 안정성은 철도 동역학 연구의 오래된 과제이다. 차륜이 원추형 임을 감안하면 차륜이 레일을 굴러가며 Fig. 4.1과 같은 좌우 운동이 예상된다. 따라서 한 개 차륜의 거리는 식 (4.1)로 정의된다. 철도차량이 속도 로 주행하면 좌우 진동의 주파수는 식 (4.2)와 같이 됨을 Klingel이 계산하였다. 이때 차량의 어느 부품의 고유진동수가 계산된 주파수와 일치하면 공진을 일으키게 된다. 진동이 커져 플랜지와 레일이 접촉하면 충격적 접촉과 반발이 연속적으로 발생할 수 있다. 이를 헌팅(hunting)이라고 정의한다.

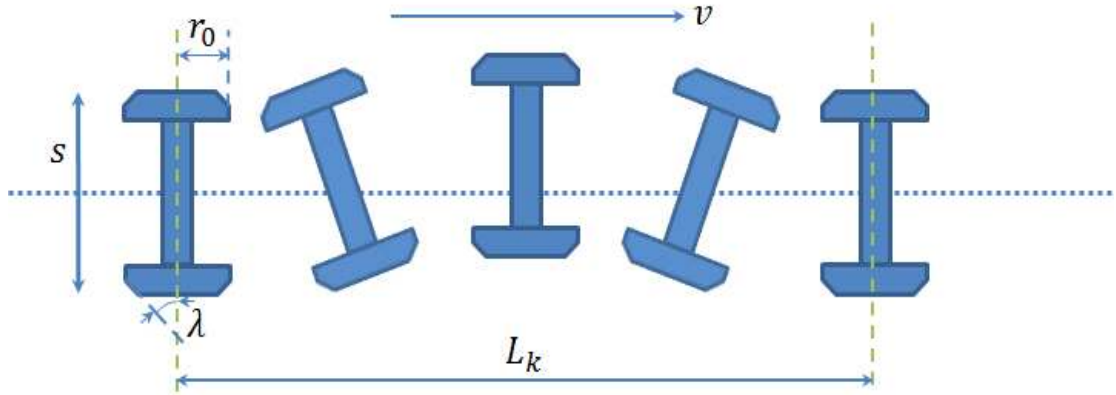


Fig. 4.1 Klingel movement

$$2\pi \frac{r s}{\lambda} \quad (4.1)$$

$$f = \frac{v}{L} \quad (4.2)$$

#### 4.2 선형 안정성

선형 진동계는 고유치 해석을 통하여 시스템의 안정여부를 쉽게 판단할 수 있다. 철도차량에서 차륜과 레일의 접촉에 의해 발생하는 크리프는 변위와 속도의 함수로서 진동계의 감쇠와 강성을 변화시킨다.

Kalker의 선형 크리프 이론을 적용하면  $F_{creep}$  과  $M_{creep}$  은 주행속도의 함수로서  $F_{creep}$ ,  $M_{creep}$ 을 구성하는 감쇠와 강성이 주행속도의 함수이다.

$$M\ddot{x} + C(v)\dot{x} + K(v)x = 0 \quad (4.3)$$

식 (4.3)에서 2차 운동방정식을 1차 상태방정식으로 변환하여 행렬 A의 고유치를 계산하면 안정, 불안정을 쉽게 판별할 수 있다. 여기서  $\lambda_i$ 는 행렬 A의 고유치를 의미한다.

$$\dot{x} = y \quad (4.4)$$

$$\dot{y} = A(v)y \quad (4.5)$$

$$if \quad \lambda_i > 0 \quad \quad \quad unstable \quad (4.6)$$

$$if \quad \lambda_i < 0 \quad \quad \quad stable \quad (4.7)$$

2 자유도계의 행렬 A는 다음과 같다. 6 자유도계와 14 자유도계도 운동방정식으로부터 같은 방식으로 계산될 수 있다.

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ (-2 - \frac{M_u g \lambda}{a})/M_w & (-2C_{1y} - 2\frac{f_{11}}{V}(1+r_0\frac{\lambda}{a}))/M_w & 2f_{11}/M_w & -2\frac{f_{12}}{V}/M_w \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ (-2af_{33}\frac{\lambda}{a})/I_{wz} & (-I_{wy}\frac{V}{ar_0}\lambda + 2\frac{f_{12}}{V}(1+r_0\frac{\lambda}{a}))/I_{wz} & (-2L_{bpy}K_{1x} - 2f_{12} + aM_u g\lambda)/I_{wz} & (-2L_{bpy}L_{csy}C_{1x} - 2a^2\frac{f_{33}}{V} - 2\frac{f_{22}}{V})/I_{wz} \end{bmatrix}$$

Kalker의 선형이론을 적용한 2 자유도계 운동방정식인 식 (3.1)~(3.2)는 수치적분으로 시간 경과에 따른 횡(y) 변위 및 요 ( )변위를 그려볼 수 있다.

부록 B-1은 KTX II, HEMU-1, HEMU-2에 대해 수치적분한 결과이다. 일정속도 이하에서는 초기 조건이 0으로 수렴하였으나 특정 속도 이상에서는 발산하는 것을 볼 수 있다. 일정속도 이하에서 뿐만 아니라 특정 속도, 즉 임계속도에서 횡(y)변위와 상태도를 그려본 결과 발산하는 것을 알 수 있었다.

2자유도 해석을 6, 14자유도로 확장하여 수치적분을 통하여 임계속도를 계산해보면 각각 부록 B-1과 같이 나타낼 수 있다. Fig. 4.2는 수치적분 및 안정성 해석을 통한 임계속도를 비교하여 나타낸 그래프이다. KTX II보다 HEMU의 임계속도가 커짐을 알 수 있었고, 설계 중간의 HEMU-1보다 최종 설계 제원인 HEMU-2에서 임계속도가 증가됨을 알 수 있었다. 다만 14자유도 HEMU-1은 고유치해석에 의한 안정성은 판별 할 수 없었다. 이는 다양한 설계변수 조합에 따라 수치불안정에 기인하는 것으로 판단된다.

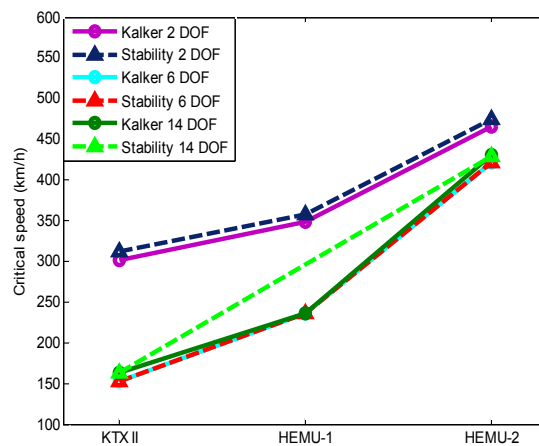


Fig. 4.2 Critical speed

### 4.3 비선형 안정성

크리프와 크리프력의 관계가 선형으로 무한정 증가할 수는 없다. 100 % 미끄러짐(slip)이 발생하는 경우, 크리프력은 더 이상 증가할 수 없다. 2장의 크리프 곡선은 크리프가 3 이상일 경우, 무차원 크리프력이 1 이 됨을 알 수 있다. Vermeulen에 의한 3차식 크리프 곡선, Polach 법과 Strip 법에 의한 고차다항식 형태의 크리프 곡선에 의한  $\mu_{creep}$ ,  $M_{creep}$ 을 2, 6, 14 자유도계에 대입하여 계산하였다.

Fig. 4.3~4는 각각 속도 100 km/h에서 600 km/h까지 25 km/h씩 증가시키면서 KTX II, HEMU-1, HEMU-2에 대한 2 자유도계 정상상태의 횡변위, 요변위를 그린 것이다. 일정속도 이하에서는 초기조건이 0으로 수렴하나 특정속도 이상에서는 횡변위가 급격히 증가하며 이후 점차 변위가 커짐을 볼 수 있다. 변위가 커졌을 때 변위와 속도를 2차원 평면에 그린 상태로서 궤적을 HEMU-2에 대해서 Fig. 4~7에 횡변위, Fig. 8~10에 요변위를 각각 나타내었다.

속도가 증가하면서 변위와 속도가 커짐을 볼 수 있지만 그보다 크리프곡선 형태에 따라 상태궤적(phase portrait)이 크게 달라짐을 볼 수 있다. 특히 Polach 곡선에 의한 상태도는 정상상태에서도 변위와 속도가 계속 변하고 있음을 보여주고 있다.

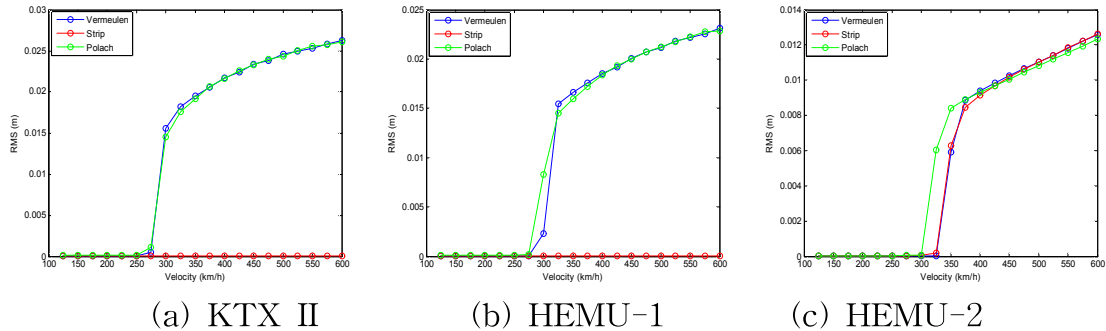


Fig. 4.3 Lateral displacement

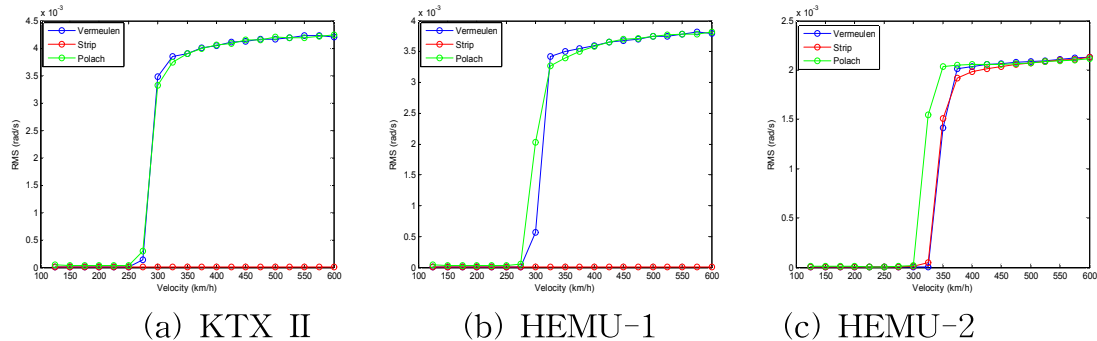
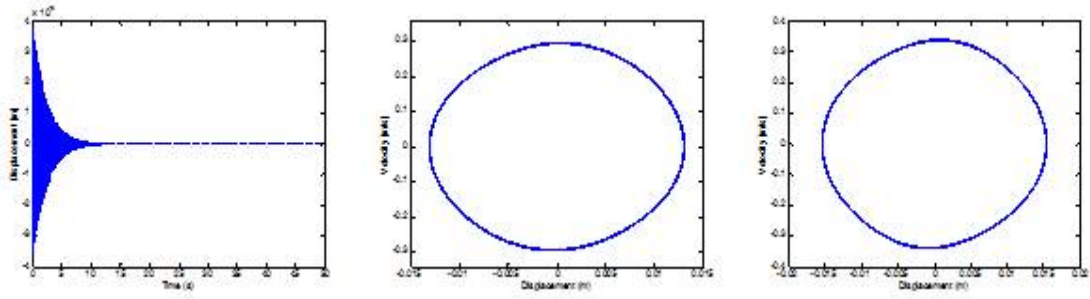


Fig. 4.4 Yaw displacement

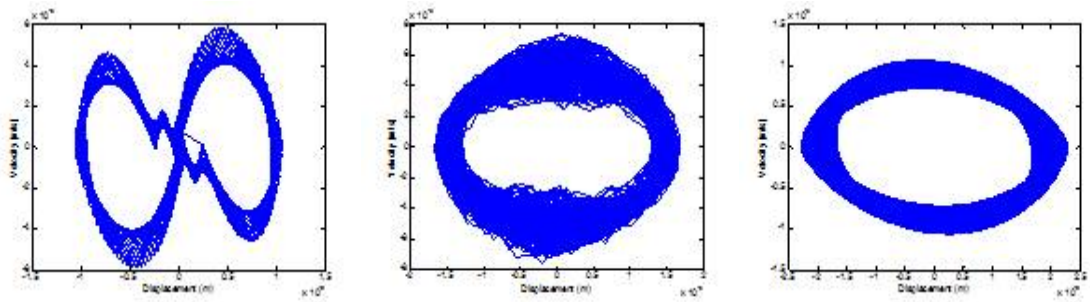


(a) 300 km/h

(b) 400 km/h

(c) 500 km/h

Fig. 4.5 Lateral displacement of Vermeulen's creep curve

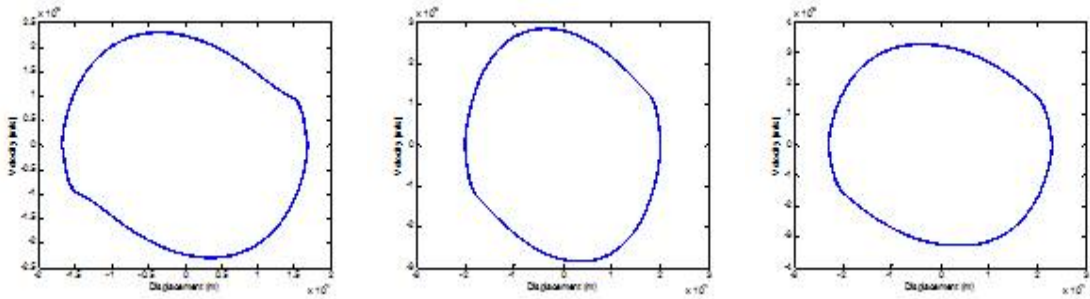


(a) 300 km/h

(b) 400 km/h

(c) 500 km/h

Fig. 4.6 Lateral displacement of Polach's creep curve

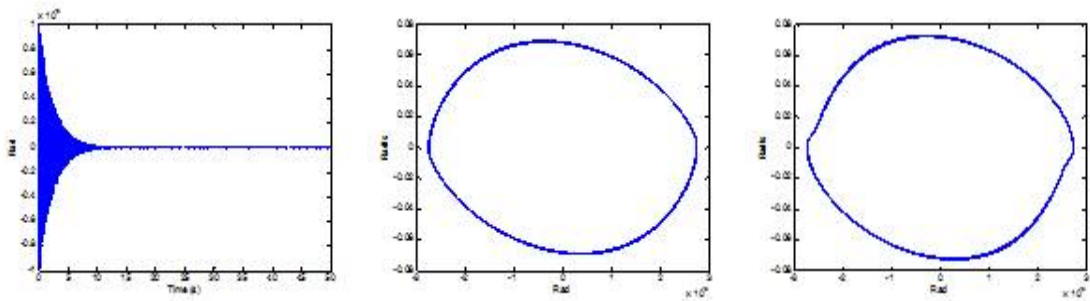


(a) 300 km/h

(b) 400 km/h

(c) 500 km/h

Fig. 4.7 Lateral displacement of Strip creep curve



(a) 300 km/h

(b) 400 km/h

(c) 500 km/h

Fig. 4.8 Yaw displacement of Vermeulen's creep curve

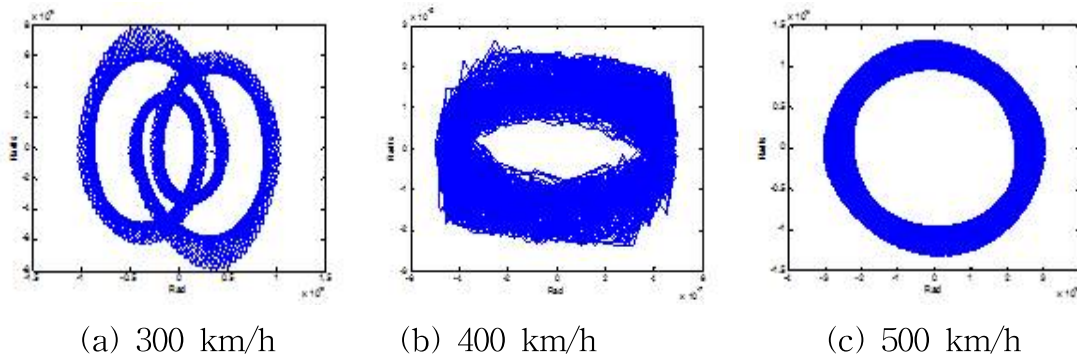


Fig. 4.9 Yaw displacement of Polach's creep curve

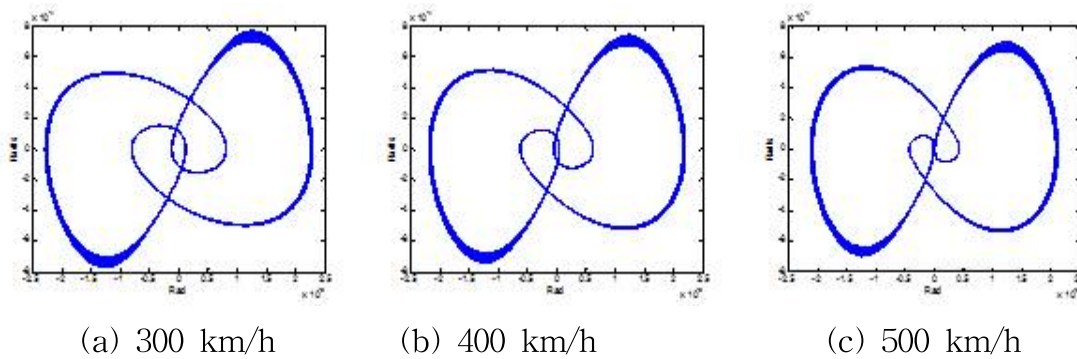


Fig. 4.10 Yaw displacement of Strip creep curve

Fig. 4.8~10의 요 변위에 대한 상태도는 횡운동과는 다르게 복잡한 상태궤적을 그리고 있음을 보여주고 있다. 부록 B-2, 3, 4에 각 크리프 곡선에 따른 상태도를 그렸다.

Fig. 4.11은 2자유도 운동방정식에 KTX II, HEMU-1, HEMU-2에 대해 크리프 곡선이 달라짐에 따른 임계속도로서 KTX II의 임계속도가 가장 낮고, HEMU-2가 가장 높은 것을 볼 수 있다. 또한 Kalker에 의한 임계속도보다 Vermeulen, Polach, Strip에 의한 임계속도가 약간 작아짐을 볼 수 있다. Vermeulen, Polach, Strip 비선형 크리프곡선의 차이에 따른 임계속도의 변화는 미미함을 알 수 있다.

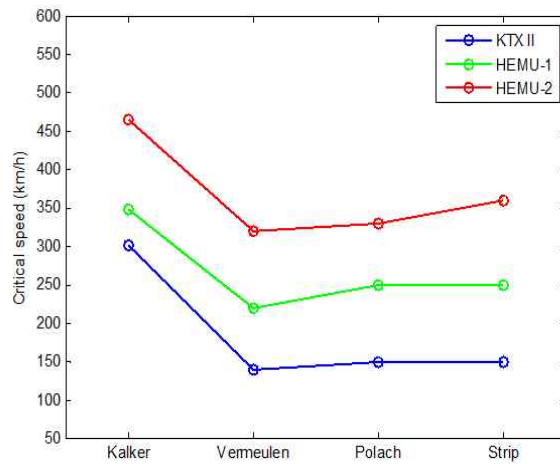
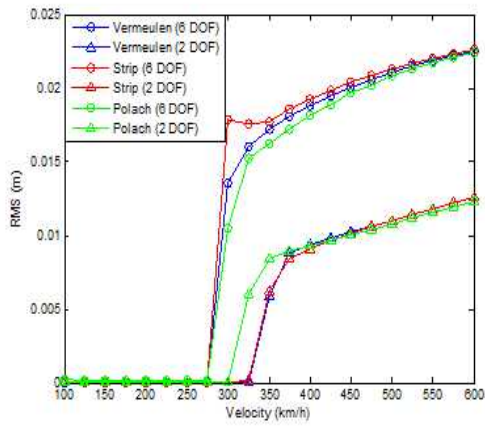


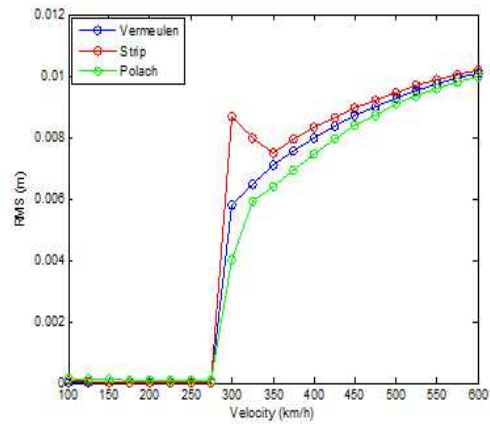
Fig. 4.11 Critical speed

Fig. 4.12는 6 자유도계 운동방정식에 비선형 크리프 곡선을 적용하여 그린 횡변위이며, Fig. 4.13은 요변위를 나타낸 그림이다. 6자유도 모델은 윤축과 대차의 운동을 볼 수 있다. 2자유도 모델의 윤축운동과 6자유도 모델의 윤축운동을 비교하여 Fig. 4.12(a)에 그렸다. 6자유도 모델의 변위가 커짐을 볼 수 있고 임계속도도 2자유도 모델보다 작아짐을 볼 수 있다. 그러나 비선형 크리프 곡선에 따른 차이는 크지 않았다. 다만 Strip 이론에 의한 크리프곡선을 적용했을 때, 임계속도 부근에서 일시적으로 변위가 커짐을 볼 수 있다. 이는 Fig. 4.14에서 보는 바와 같이 임계속도 250 km/h를 지나면서 2차 분기(bifurcation)가 발생하여 맥놀이(beat) 현상까지 보였다. 이와 같이 차륜과 레일 형상에 따라 달라지는 크리프 곡선은 비선형성을 가지므로 예측 불허하는 운동이 발생될 수 있음을 알 수 있다.

6자유도 모델을 확장한 14자유도에서도 6자유도와 비슷한 현상이 발생하였다. 다만 차체의 운동이 아주 작아 거의 0에 가까우나 속도 증가에 따라 오히려 변위가 감소함을 보여주고 있다.

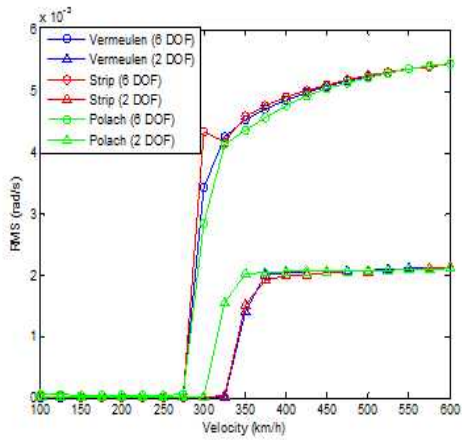


(a) Wheelset

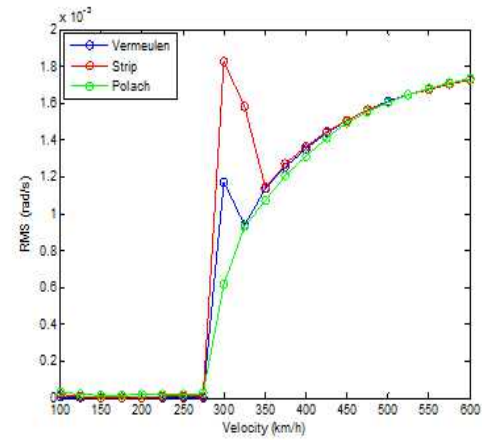


(b) Bogie

Fig. 4.12 Lateral displacement

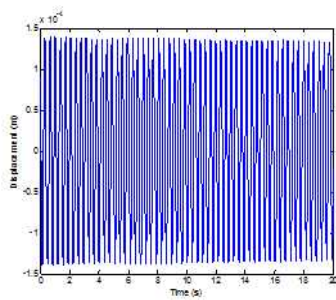


(a) Wheelset

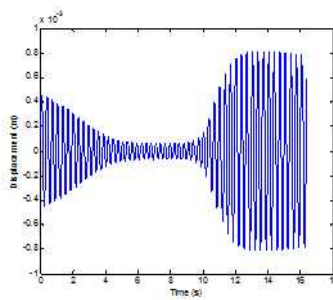


(b) Bogie

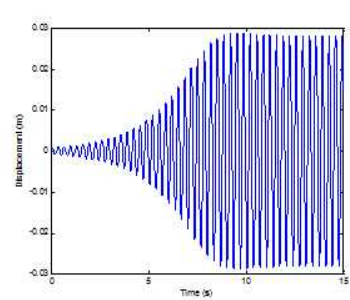
Fig. 4.13 Yaw displacement



(a) 250 km/h



(b) 275 km/h



(c) 300 km/h

Fig. 4.14 Lateral displacement

## 5. 설계인자

철도차량의 운동은 1차, 2차 현가장치의 설계변수에 따라 크게 달라질 수 있다. 또한 현가장치에 비선형 요인이 있는 경우 철도차량의 운동을 예측하기는 쉽지 않다. 횡변위는 차륜의 플랜지가 레일과 접촉하여 그 운동이 구속된다. 물론 충격적 접촉과 반발이 연속적으로 발생하여 헌팅(hunting)으로도 연결될 수 있다. 더불어 레일의 불균일 혹은 차륜마모에 의한 차륜 반경의 불균일 등은 철도차량의 불규칙 진동(random vibration)을 유발할 수 있다. 이상의 3가지 설계인자는 직접 시뮬레이션 해보기 전에는 예측이 쉽지 않다. 이에 본장에서는 설계인자 변화에 따른 철도차량의 횡진동 나아가 임계속도 변화를 고찰해보기로 한다.

### 5.1 현가장치

1, 2차 스프링 및 댐퍼 등의 현가장치는 고속전철의 임계속도에 영향을 미치는 중요한 요소이다. 현가장치의 설계변수 변화가 임계속도에 어떠한 영향을 미치는지 확인하기 위하여 20 %,  $\pm 10$  %로 선형적으로 변화를 주어 임계속도 변화추이를 살펴보았다. Table 5.1은 HEMU-2의 1차 현가장치 설계변수 변화에 따른 임계속도를 나타낸 것이고, Table 5.2는 2차 현가장치 설계변수 변화에 따른 임계속도를 나타낸 것이다. Table 5.1에서 1차 댐퍼의 영향은 크게 없는 것을 알 수 있다. 그러나 1차 X방향 강성(longitudinal stiffness)과 Y방향 강성(lateral stiffness)이 증가함에 따라 임계속도도 크게 증가하는 것을 확인할 수 있다. X방향 강성과 Y방향 강성이 각각 20 %씩 증가시켰을 때, 임계속도도 각각 16 %, 12 %씩 증가함을 알 수 있다. 즉 1차 강성이 커지면 차륜의 횡변위를 억제하는 효과가 있어 임계속도를 올릴 수 있는 것이다.

이러한 경향은 2차 현가장치에서는 반대로 나타난다. Table 5.2에서 보듯이 2차 강성변화에 따른 임계속도의 변화는 거의 없는 것을 알 수 있다. 그러나 2차 X방향 댐퍼(longitudinal damper)의 값을 20 % 증가시켰을 경우, 임계속도는 6 % 증가하지만, Y방향 댐퍼(lateral damper)의 값을 20 % 감소시켰을 때, 임계속도는 오히려 4.5 % 증가함을 알 수 있다. 이로써 임계속도를 증가시키기 위해서는 즉 좌우 횡진동을 줄이기 위해서는 1차 강성의 값을 크게 하여야 하고, 차체의 진동을 줄이면서 임계속도를 올리기 위해서는 2차 댐퍼에서 X방향은 크게 하고, Y방향 댐퍼는 작게 설계되어야 함을 알 수 있다. 이와 같이 단일 현가계 설계변수 변화에 따라 임계속도는 달라진다. 임계속

도를 높이기 위해서는 다수의 설계변수를 동시에 최적화하는 과정이 필요함을 알 수 있다.

Table 5.1 Critical speeds with the 1st suspension design parameter change

(units : km/h)

|          | -20 % | -10 % | 0   | 10 % | 20 % |
|----------|-------|-------|-----|------|------|
| $x$      | 442   | 441   | 437 | 436  | 434  |
| $C_{1y}$ | 438   | 438   | 437 | 438  | 438  |
| $K_{1x}$ | 370   | 403   | 437 | 474  | 512  |
| $K_{1y}$ | 387   | 411   | 437 | 464  | 490  |

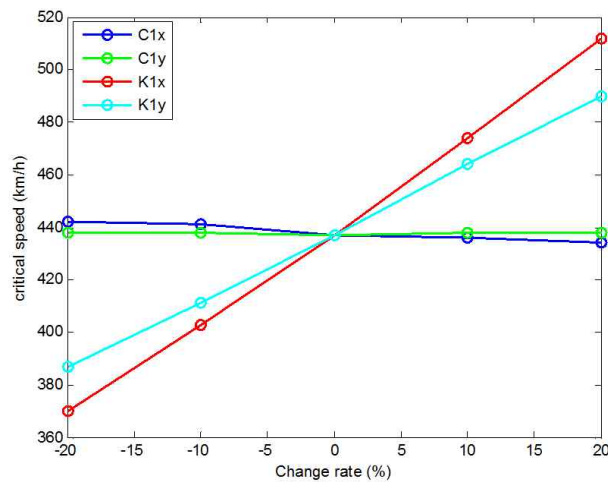


Fig. 5.1 Critical speed by 1st suspension design parameter change

Table 5.2 Critical speed by 2nd suspension design parameter change

(units : km/h)

|          | -20 % | -10 % | 0   | 10 % | 20 % |
|----------|-------|-------|-----|------|------|
| $C_{2x}$ | 400   | 420   | 437 | 452  | 463  |
| $C_{2y}$ | 457   | 446   | 437 | 430  | 425  |
| $K_{2x}$ | 439   | 439   | 437 | 436  | 436  |
| $K_{2y}$ | 439   | 439   | 437 | 436  | 436  |

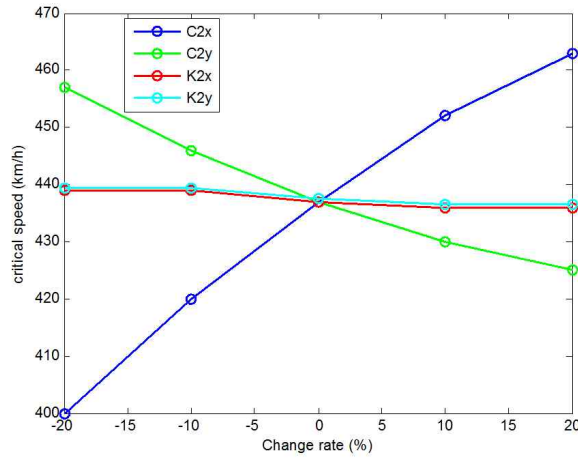


Fig. 5.2 Critical speed by 1st suspension design parameter change

앞선 모델의 동특성은 선형 현가장치로서 해석되었다. 그러나 실제 철도차량은 2차 현가장치인 에어스프링에서 비선형적인 특성이 있다. 따라서 2차 현가장치에서의 비선형성을 고려하여 동특성을 해석하였다. Fig. 5.3~4는 각각 2차 횡댐퍼(lateral damper)와 요댐퍼(yaw damper)의 속도별 감쇠력을 나타낸다. 각각을 편직선형(piecewise linear)로 가정하면 식 (5.1)~(5.2)가 된다. HEMU-2의 데이터를 고려하여 동특성을 해석한 결과는 Fig. 5.5~7에 나타나 있다. Fig. 5.5는 Vermeulen, Fig. 5.6은 Strip, Fig. 5.7은 Polach 크리프 식을 각각 사용하여 선형 현가장치가 고려된 결과와 비교한 그래프이다. 전반적으로 수치 결과값이 매우 작은 값으로써 비교는 어렵지만 낮은 속도에서는 약간 차이가 발생하고, 속도가 증가할수록 점차 비슷해지는 경향을 확인할 수 있다.

$$F_{2nd longitudinal damping for \phi} = \begin{cases} 41667v - 18750 & v < -0.04 \\ 510417.5v & -0.04 \leq v \leq 0.04 \\ 41667v + 18750 & v > 0.04 \end{cases} \quad (5.1)$$

$$F_{2nd lateral damping for \phi} = \begin{cases} 4000v - 3000 & v < -0.5 \\ 10000v & -0.5 \leq v \leq 0.5 \\ 4000v + 3000 & v > 0.5 \end{cases} \quad (5.2)$$

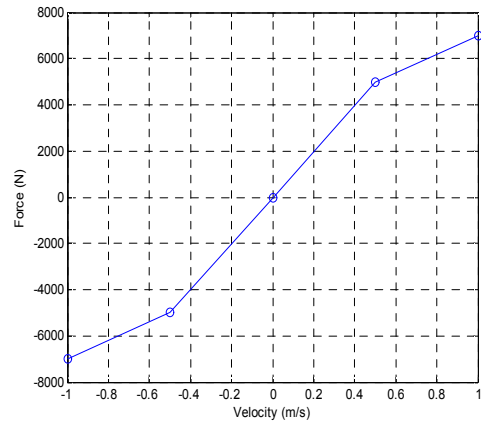


Fig. 5.3 2nd lateral damper force vs velocity

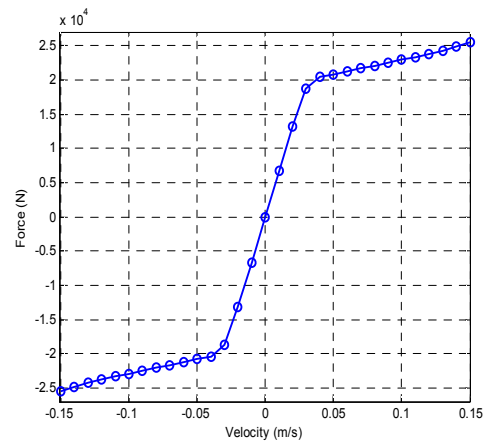
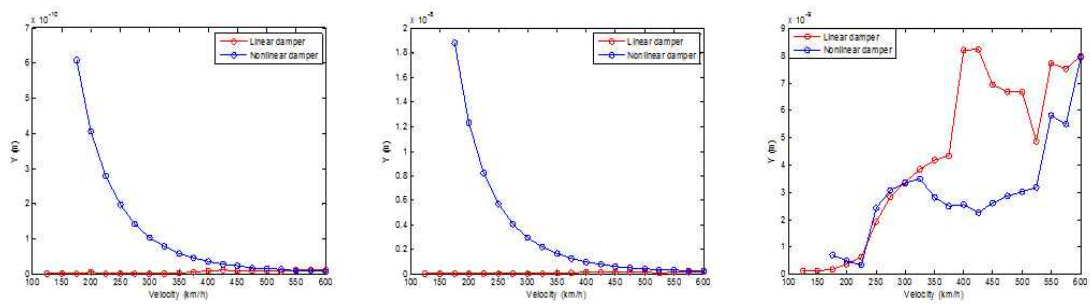


Fig. 5.4 2nd yawing damper force vs velocity



(a) Carbody

(b) Bogie

(c) Wheelset

Fig. 5.5 Lateral displacement with Vermeulen

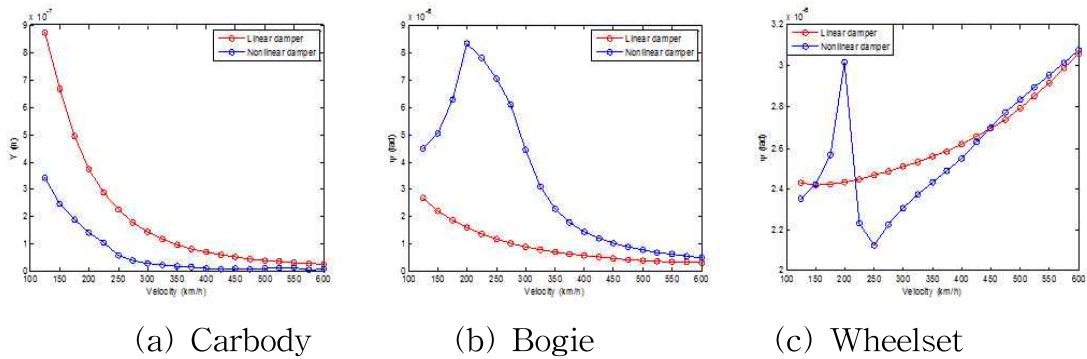


Fig. 5.6 Lateral displacement with Strip

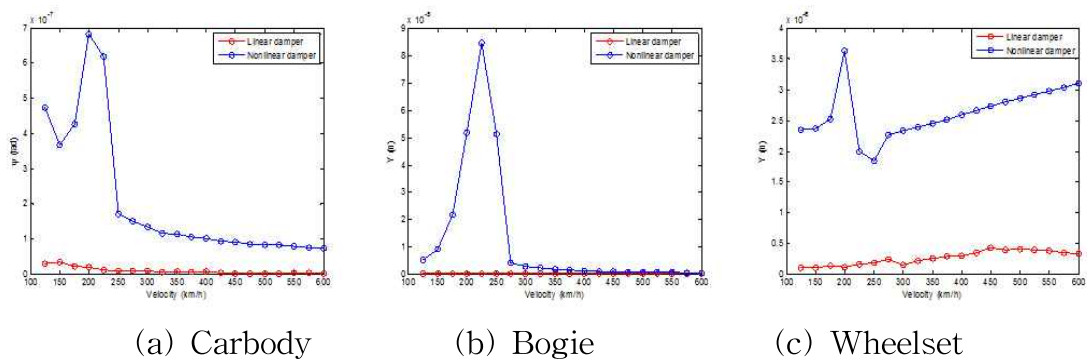


Fig. 5.7 Lateral displacement with Polach

## 5.2 플랜지 접촉

플랜지는 좌우 진동이 발생하는 구간에서 탈선을 막아주는 역할을 한다. 하지만 차륜의 플랜지와 레일의 접촉함으로써 헌팅이 발생하며, 차량 동특성에 영향을 미칠 수 있다. 따라서 플랜지 접촉에 의한 동특성 해석이 필요하다. 앞선 4.1절에서 Klingel 이론을 사용하여 실제 철도차량과 비교를 해보았다. Table 5.3은 해석하기 위한 파라미터를 나타낸 것이고, Table 5.4는 식 (4.1)~(4.2)를 바탕으로 2자유도 윤축모델에서 플랜지 접촉을 고려하여 비교한 것이다. Table 5.3에서  $r$ 는 차륜의 반경,  $\lambda$ 는 답면구배,  $s$ 는 궤간의 길이,  $\sigma$ 는 플랜지 간격을 의미한다. Table 5.4에서 보듯이 2 자유도 모델에서는 Klingel 이론과 실제 차량 운동에서의 주파수가 유사하게 나왔음을 알 수 있으며, 플랜지 접촉의 영향은 크지 않다는 것을 알 수 있다. Table 5.5~6은 답면구배의 값의 변화에 따른 주파수를 비교한 표로써 Table 5.5는 1/40의 답면구배를 가지는 경우, Table 5.6은 1/20의 답면구배를 가지는 경우이다. Klingel 이론의 경우 답면구배에 따른 주파수가 크게 변화가 없었지만 실제 차량운동의 경우 답면구배가 커지면 전반적으로 주파수가 줄어드는 것을 확

인할 수 있다.

Fig. 5.8~9에서 Vermeulen 비선형 크리프이론을 사용하여 플랜지 접촉이 있는 경우와 없는 경우를 비교하였다. Fig. 5.8~9를 비교하였을 경우, 속도가 증가하면서 플랜지 접촉으로 인해 변위가 더 이상 커지지 못함을 볼 수 있다. 또한 Fig. 5.10~12는 답면구배를 1/40에서 1/20으로 변경시킨 뒤 플랜지 접촉을 고려하여 그린 상태도이다. 플랜지 접촉을 고려하지 않았을 때 답면구배가 1/40인 경우보다 1/20인 경우에서 보다 정확한 리밋 사이클을 확인하였으며, 플랜지 접촉을 고려하였을 때 1/40인 경우보다 1/20인 경우에서 낮은 속도에서부터 진동발생이 크게 나타남을 확인하였다.

플랜지 접촉을 고려한 경우와 그렇지 않은 경우를 비교하였을 때, 철도차량의 동특성은 확연히 차이가 난다는 것을 알 수 있다. 따라서 실제 철도차량의 동특성을 해석하기 위해서는 플랜지 접촉을 반드시 고려되어야 한다.

Table 5.3 Parameters

|           |         |
|-----------|---------|
|           |         |
|           | 0.43 m  |
| $\lambda$ | 1/40    |
| $s$       | 1.435 m |
| $\sigma$  | 9.1 mm  |

Table 5.4 Frequency of Y motion for 2 DOF

(units : Hz)

|                                                                                  | 300 km/h | 400 km/h | 500 km/h |
|----------------------------------------------------------------------------------|----------|----------|----------|
| <i>lingel</i>                                                                    | 3.78     | 5.05     | 6.31     |
| W/<br><i>Flange contact</i>                                                      | 3.81     | 5.17     | 6.64     |
| W/O<br><i>Flange contact</i>                                                     | 3.81     | 5.17     | 6.64     |
| $L_k = 2\pi \frac{r_0 s}{2\lambda} = 2\pi \frac{0.43 * 1.435}{2 * (1/40)} = 22m$ |          |          |          |

Table 5.5 Frequency of Y motion for 6 DOF with 1/40 conicity  
(units : Hz)

|                                                                                | 300 km/h | 400 km/h | 500 km/h |
|--------------------------------------------------------------------------------|----------|----------|----------|
| <i>ingel</i>                                                                   | 3.78     | 5.05     | 6.31     |
| W/<br><i>Flange contact</i>                                                    | 3.22     | 3.51     | 3.41     |
| W/O<br><i>Flange contact</i>                                                   | 3.22     | 3.41     | 3.32     |
| $L = 2\pi \frac{r_0 s}{2\lambda} = 2\pi \frac{0.43 * 1.435}{2 * (1/40)} = 22m$ |          |          |          |

Table 5.6 Frequency of Y motion for 6 DOF with 1/20 conicity  
(units : Hz)

|                                                                                                  | 300 km/h | 400 km/h | 500 km/h |
|--------------------------------------------------------------------------------------------------|----------|----------|----------|
| <i>Klingel</i>                                                                                   | 5.34     | 7.12     | 8.90     |
| W/<br><i>Flange contact</i>                                                                      | 4.49     | 5.47     | 6.25     |
| W/O<br><i>Flange contact</i>                                                                     | 3.41     | 3.22     | 3.12     |
| $L_k = 2\pi \sqrt{\frac{r_0 s}{2\lambda}} = 2\pi \sqrt{\frac{0.43 * 1.435}{2 * (1/20)}} = 15.6m$ |          |          |          |

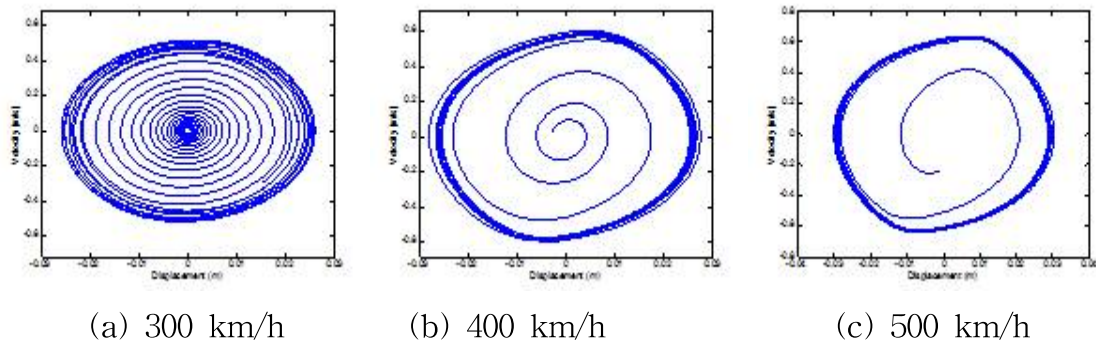
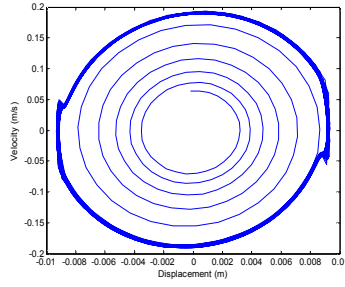
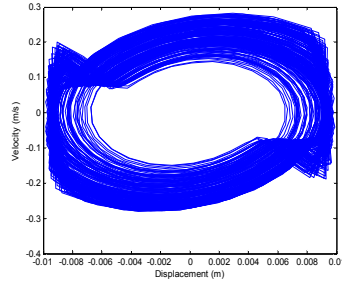


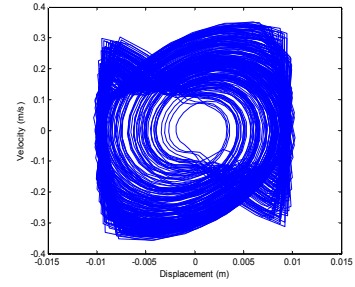
Fig. 5.8 Lateral displacement without flange contact by Vermeulen



(a) 300 km/h

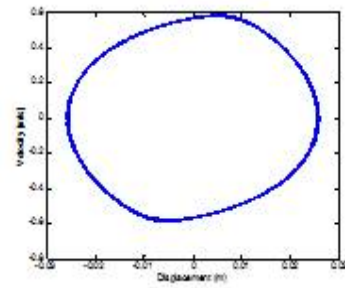


(b) 400 km/h

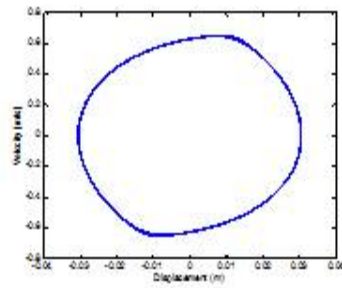


(c) 500 km/h

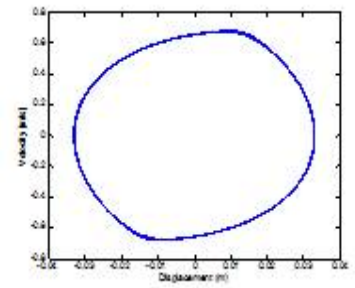
Fig. 5.9 Lateral displacement with flange contact by Vermeulen



(a) 300 km/h

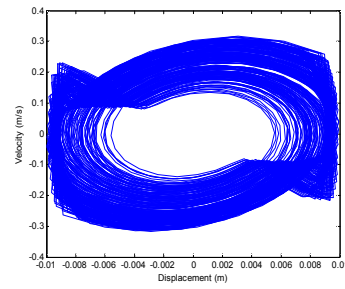


(b) 400 km/h

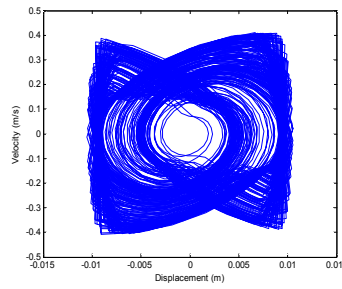


(c) 500 km/h

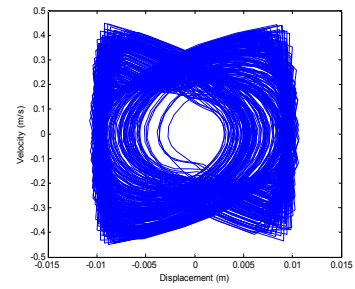
Fig. 5.10 Phase diagram of Vermeulen's creep curve without flange contact, 1/20 conicity



(a) 300 km/h

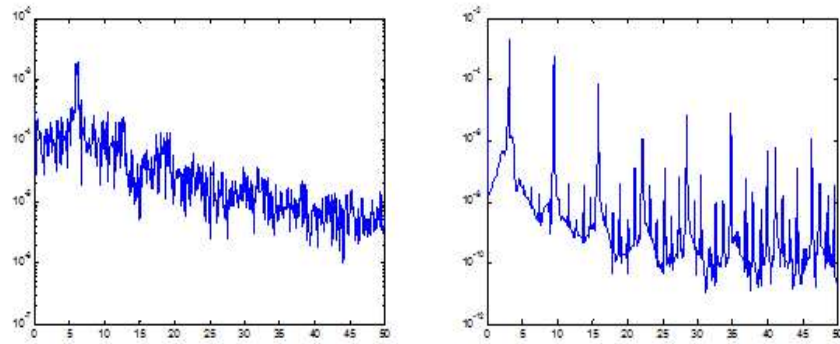


(b) 400 km/h



(c) 500 km/h

Fig. 5.11 Phase diagram of Vermeulen's creep curve with flange contact, 1/20 conicity



(a) With flange contact at 500 km/h (b) Without flange contact at 500 km/h

Fig. 5.12 Frequency analysis

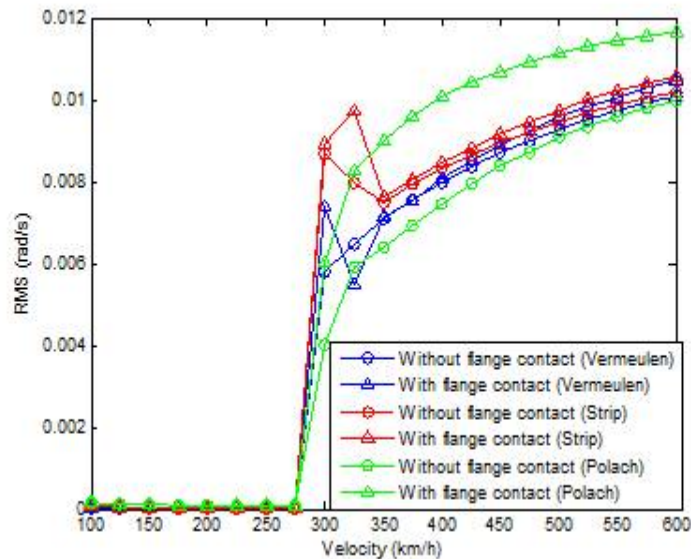


Fig. 5.13 Lateral displacement

### 5.3 레일 불규칙도

레일은 상하, 좌우 방향으로의 불규칙도가 있다. Fig. 5.14~15는 상하방향 불규칙도와 횡방향 불규칙도 데이터를 나타낸다. 본 연구에서는 횡변위에 초점을 맞추었기 때문에 좌우진동에 기인하는 Fig. 5.15의 횡방향 불규칙도만을 고려하였다. Fig. 5.16~17에서 4장에서의 기본모델과 횡방향의 레일 불규칙도를 고려하였을 경우의 수치해석 결과를 비교하였다. 마찬가지로 Vermeulen, Strip, Polach 크리프식을 사용하여 비교하였으나, 크리프이론에 따라 큰 차이는 없는 것으로 확인하였다. 다만 레일 불규칙도가 존재할 경우, 레일 불규칙도를 고려하지 않았을 경우와 비교하여 비교적 큰 진동이 발생함을 알 수 있다. 레일 불규칙도에 의한 진동을 줄이고 철도차량의 안정성

확보를 위하여는 현가장치의 설계가 중요해짐을 알 수 있다.

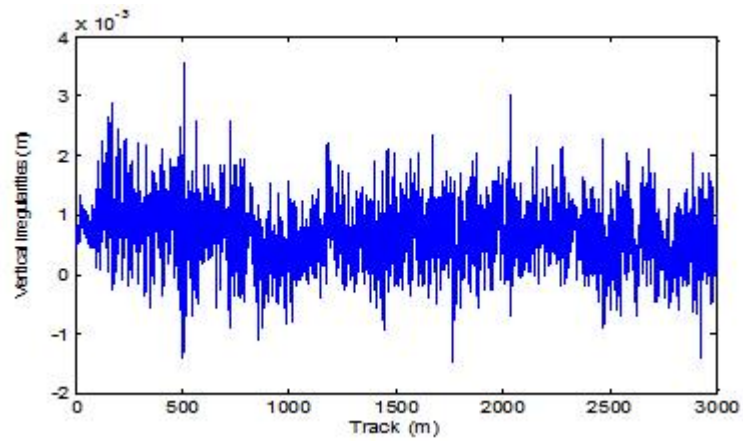


Fig. 5.14 Z-direction irregularity

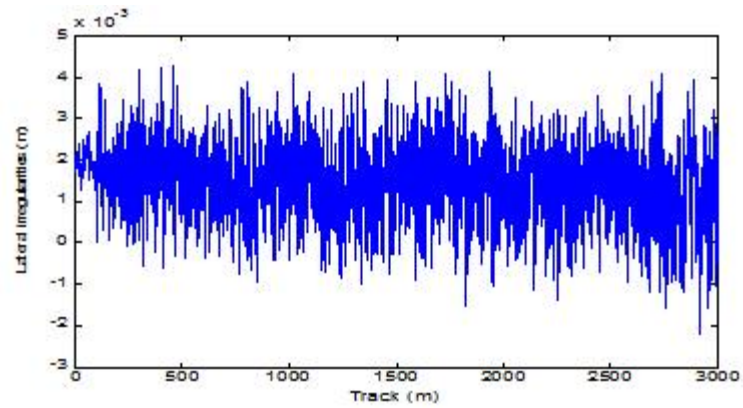


Fig. 5.15 Y-direction irregularity

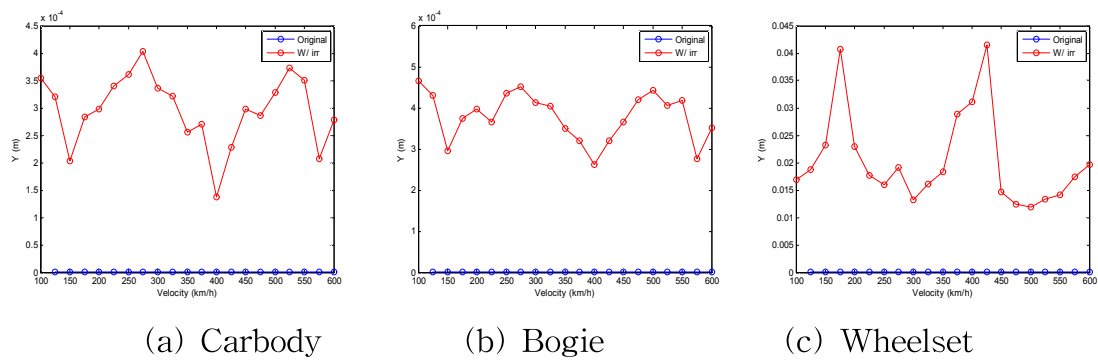


Fig. 5.16 Lateral displacement

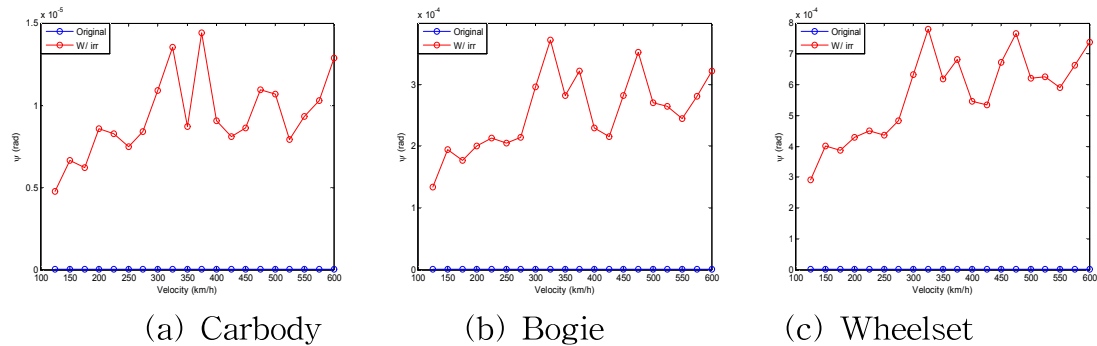


Fig. 5.17 Yaw displacement

#### 5.4 ADAMS/Rail 전산해석

앞선 수치해석은 이론해석이기 때문에 실제 철도차량의 운동과는 차이가 있을 수 있다. 따라서 수치해석 결과를 검증하기 위하여 상용 해석 프로그램인 ADAMS/Rail[16] 전산해석 결과와 비교하였다. 전산해석 모델은 Fig. 5.18과 같이 분산형 고속전철 HEMU-430X의 MC차량을 대상으로 하였다. 전산해석 모델은 차체, 전방대차, 후방대차 세 부분으로 나눌 수 있다. 모델링 시 각 부분을 하나의 템플릿(template)으로 모델링하고 서브시스템(subsystem)을 각각 생성하고 조합하여 최종적으로 하나의 조립체(assembly)를 생성하였다. Fig. 5.18(a)는 차체 모델 템플릿이며, Fig. 5.18(b)는 대차 모델 템플릿이다. Fig. 5.19는 최종 조립모델과 실제 주행선로를 나타낸 그림이다. 모델의 설계 인자는 부록 C-3의 데이터를 사용하였다. Fig. 5.20은 해석창을 표시한 그림이다. 9,000 m의 직선선로를 해석에 사용하였으며, 레일의 불규칙도는 Fig. 5.14~15의 데이터를 사용하였다. 전체 해석시간은 50초까지 수행하였으며, Number of Steps를 12,345으로 설정하였다. Number of Steps는 샘플링 데이터 갯수이다. 전체 해석시간 즉, 50초에 12,345개의 데이터를 받는 것이며, 이는 600 km/h의 속도에서 차륜 한 바퀴 당 4개의 데이터를 측정함을 의미한다. 여기서 차륜의 반경은 부록 C-3과 같이 0.43 m로 계산하였다. 해석은 수치해석과 동일하게 100 km/h부터 25 km/h간격으로 600 km/h까지 해석하였다. Number of Steps는 속도에 따라 다르게 설정하였다.

5.1~3절에서 4장의 기본 모델을 바탕으로 레일의 불규칙도, 현가장치의 설계변수 변화 및 비선형 댐퍼, 플랜지 접촉 효과를 각각 고려하면서 실제 철도차량의 운동과 유사한 조건을 대입하여 수치해석을 하였다. 5.4절에서는 실제 철도차량의 주행에서 발생하는 차륜의 플랜지와 레일의 접촉, 레일의 불규칙도 및 2차 댐퍼의 비선형성을 고려하여 수치해석 함으로써 ADAMS/Rail 전산해석 결과와 비교하였다. Fig. 5.21~23은 Strip 크리프 곡선을 적용한 수치해석 결과와 ADAMS/Rail 전산해석에서 차체, 대차, 윤축

에서의 횡변위를 비교한 그림이다. Fig. 5.21~23에서와 같이 실제 철도차량의 운동에서 레일의 불규칙도가 고려되면서 변위는 랜덤하게 진동하지만 속도가 증가하면서 그 값은 점차 커지는 것을 확인할 수 있다. 차륜과 레일의 접촉으로 인해 발생하는 진동이 윤축을 통해 대차, 차체로 전달되며 현가장치에 의해 진동값은 줄어듦을 확인할 수 있다. 수치해석과 전산해석의 결과를 비교하면 완전히 일치할 수는 없으나 계산차수(order of magnitude) 범위 내에서 잘 일치함을 알 수 있다. 즉 윤축이  $0^{-2}$ , 대차가  $10^{-3}$ , 차체가  $10^{-4}$  m임을 알 수 있다.

앞선 5.1~3절에서 레일 불규칙도, 현가장치, 플랜지 접촉 등을 고려하여 철도차량의 동특성을 해석하였다. 하지만 실제 철도차량 주행에서는 이 모든 조건이 동시 발생하므로, 모두 고려한 해석 결과와 ADAMS/Rail 전산해석 결과의 비교가 필요하다. Fig.5-21~23은 각각 Vermeulen, Strip, Polach 크립 식을 사용하여 ADAMS/Rail 전산해석 결과와 비교한 그래프이다. 전반적인 수치로서 윤축에서 레일 불규칙 등으로 인한 외력을 받아 진동이 크게 발생하고, 현가장치에 의해 대차, 차체로 전달될수록 그 수치가 작아지는 것을 확인할 수 있다. 또한 진동이 심한 윤축에서는 수치해석과 전산해석의 결과가 일치하지 않지만 대차, 차체로 갈수록 유사해짐을 확인할 수 있다. 그 중 흔히 사용되는 Vermeulen 크립식보다 실제 HEMU 차륜과 레일의 모델로써 전산해석한 결과인 Strip 크립식이 ADAMS/Rail 전산해석 결과가 가장 유사한 것을 볼 수 있다.

이 결과로써 한국형 고속전철의 동특성을 보다 정확하게 해석하기 위해서는 흔히 사용되는 Kalker 선형이론, Vermeulen 비선형 크립식보다 실제 차량의 차륜과 레일로써 해석하여 새로운 크립식 정립이 필요함을 알 수 있다.

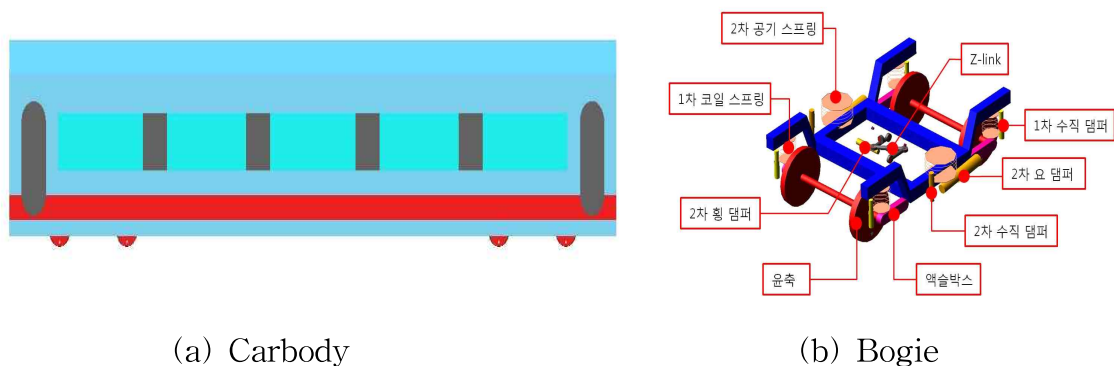


Fig. 5.18 HEMU-430X model I

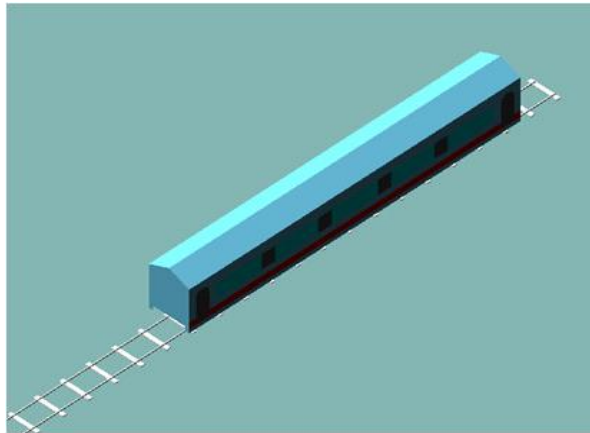
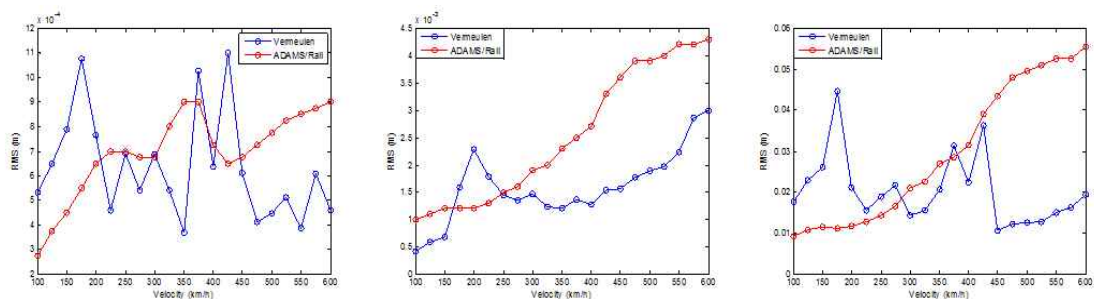


Fig. 5.19 HEMU-430X Model II

 A screenshot of the 'Rail Analysis Dynamics Submit' dialog box. It contains the following fields and options:
 

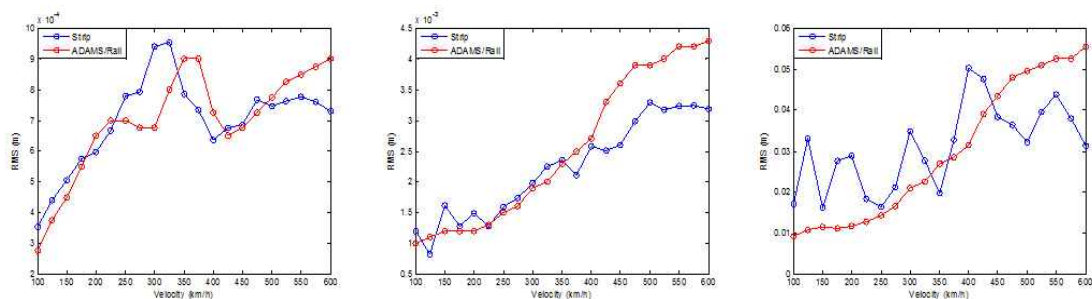
- Assembly: HEMU\_430X
- Analysis Name: V600\_str9000\_t50
- End Time: 50
- Number of Steps: 12345
- Mode of Simulation: interactive
- Track Property File: mdirs://JYwork/tracks.tbl/jytrack\_0
- Contact Configuration File: mdirs://JYwork/contact\_configurati
- Number of Analysis: 1
- Initial Velocity: ( 600/3.6 )
- Max Initial Velocity: (empty field)
- Track Type: rigid
- Guiding Rail: off
- Use Wheel Flat Description: ☐
- Auto-Configure Request Activity: ☒
- Cruise Control: ☐
- Create Analysis Log File: ☒
- Buttons: OK, Apply, Cancel

Fig. 5.20 Analysis window



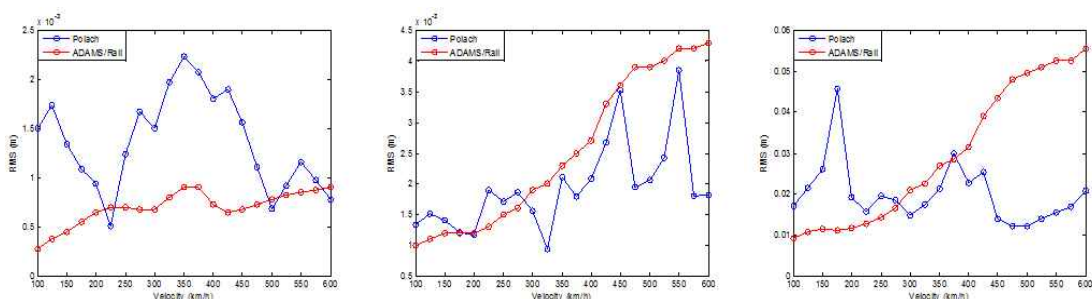
(a) Carbody                      (b) Bogie                      (c) Wheelset

Fig. 5.21 Lateral displacement with Vermeulen



(a) Carbody                      (b) Bogie                      (c) Wheelset

Fig. 5.22 Lateral displacement with Strip



(a) Carbody                      (b) Bogie                      (c) Wheelset

Fig. 5.23 Lateral displacement with Polach

## 6. 결론

본 2 차년도 연구에서는 횡방향 크리프에 의한 고속철도의 동특성을 이해하고자 하였다. 이를 위해 HEMU 고속전철의 차륜과 레일에 Strip 이론을 적용하여 크리프와 크리프력 관계인 크리프 곡선을 직접 구하고, Kalker의 선형 크리프 이론, Vermulen의 3차 다항식으로 표현되는 크리프 곡선, Polach의 크리프 계산방법에 의한 고차다항식 크리프 곡선에 윤축, 대차, 차체의 동특성을 2, 6, 14 자유도계로 모델링하여 임계속도와 안정성 관계, 리밋 사이클(limit cycle) 발생, 플랜지 접촉(flange contact), 레일불규칙(rail irregularity), 비선형 현가장치(nonlinear suspension) 등에 대해 해석함으로써 다음과 같은 결론을 도출할 수 있었다.

- 크리프와 크리프력 관계는 차륜과 레일 형상에 따라 크게 달라진다. Strip 이론을 적용하여 계산한 크리프곡선은 동일 크리프에 대해 횡방향 크리프력은 종방향 크리프력에 비해 작았다.

- 크리프 곡선의 선형관계만을 고려하면 진동 발산이 시작하는 속도, 즉 임계속도를 계산할 수 있으나 실제 고속전철은 임계속도를 넘어가도 진동이 무한대로 증가하지 않으므로 선형이론으로는 임계속도 이후의 진동을 설명할 수 없다.

- 비선형 크리프 곡선을 적용하면 자율계(autonomous system)의 특징인 리밋 사이클(limit cycle)발생하며 특정 주파수를 갖는다. 이는 실제 고속전철의 주행실험 및 ADAMS/Rail 등 전산해석 결과와도 일치한다.

- 철도차량에서 리밋 사이클이 발생하면 진동이 커져 차륜의 플랜지와 레일이 접촉함으로써 진동이 국한되나 주파수가 증가하는 헌팅(hunting) 현상이 발생한다. 그러나 주파수는 플랜지 접촉이 없을 때와 비교하여 크게 증가하지는 않는다.

- 2 자유도 모델은 윤축운동만, 6 자유도 모델은 윤축과 대차 운동까지를, 14 자유도 모델은 차체운동까지 고려하는 모델로서 2 자유도 모델은 차륜과 레일의 관계, 6 자유도 모델은 1차 현가계, 14 자유도 모델은 2차 현가계까지 고려하는 모델로서 실제 철도차량 운동에 보다 가까운 모델은 당연히 14

자유도 모델이 된다.

- 고속전철의 속도를 올리려면 1차 현가계의 강성을, 2차 현가계의 감쇄를 크게 하여야 한다. 비선형 현가계는 직선주행에서는 크게 효과가 없으나 곡선주행에서는 차체와 대차의 진동이 커지므로 효과가 기대된다.

- 레일의 불규칙도는 철도차량의 진동을 크게 하므로 가능한 한 불규칙도를 줄여야함을 알 수 있다. 레일 불규칙까지 고려하면 ADAMS/Rail의 전산해석 결과와 유사하다. 더불어 차륜 마모에 의한 불규칙 효과가 커지므로 차륜 삭정의 주기를 가능한 한 최소화 하여야 할 것이다.

- 본 해석 결과 대체적으로 KTX-II 보다 HEMU-1(초기설계치)이, HEMU-1보다 HEMU-2(최종설계치)의 진동이 줄어듦을 알 수 있어, 본 연구를 기초로 많은 연구와 실험을 실시하면 보다 높은 속도의 신형 고속전철이 개발 될 수 있을 것이다.

본 연구에서 횡방향 크리프 곡선이 횡진동에 영향이 있음은 알았으나 임계속도를 올리기 위해서는 어떠한 형태의 크리프 곡선, 즉 차륜형상이 어떻게 되어야 함은 알 수 없었다. 이와 관련 추후 보다 많은 연구가 필요하다. 또한 현가계의 설계변수가 임계속도에 영향을 미침은 알았으나 최적의 설계변수 선택은 최적화 과정이 필요하다. 더불어 고속전철에서 곡선 구간에서의 동특성은 직선 주로보다 진동이 커져 주행안전성과 승차감에 크게 영향을 줄 수 있으므로 차년도 연구에서 수행할 예정이다.

## ■ 3차년 보고서

# 제 1 장 연구개발과제 개요

본 연구에서는 고속전철의 고장 및 운행 장애를 일으키는 고속전철의 비선형 동특성을 학문적으로 규명함으로써 운행 중 발생하는 이상진동을 감지하여 고속전철의 안전운전을 도모하고, 나아가 보다 성능이 개선된 고속전철 개발을 위한 고속전철 기술의 고도화를 이룩하고자 하였다.

본 연구의 주요 핵심 분야는 크게 다음 3가지로 볼 수 있다.

- 철도차량 현가장치 최적화
- 현가장치 및 비선형 설계변수
- 곡선궤도 주행

이상의 분야는 그 중요성만큼이나 많은 연구가 있어 왔으나, 비선형 현상의 결부로 인해 이론적 접근보다는 실험적인 연구가 주로 진행되고 있다. 그러나 보다 근본적인 비선형 현상에 대한 이해가 있어야 철도차량의 고속화 및 안정성 확보가 가능하다. 따라서 위 3분야의 고속에서의 주행 안전성, 승차감 확보를 위해서 실험적 연구뿐만 아니라 지속적인 이론적 연구가 필요한 분야이다.

철도차량의 안정성 및 안전성 확보를 위해 가장 중요한 것이 바로 철도차량의 진동문제이다. 철도차량의 진동은 기본적으로 차륜/레일 접촉에서 발생하는 크리프 현상에 기인한다. 차륜/레일 접촉에 의해 발생한 진동은 1, 2차 현가장치를 통해 윤축, 대차, 차체로 전달된다. 따라서 진동을 최소화시킬 수 있는 최적화된 현가장치의 개발이 필요하다. 또한 크리프에 의한 크리프력이 커지면 차량진동이 커지며, 이는 철도차량의 안정성에 문제가 된다. 따라서 철도차량의 안정성 확보를 위해 차륜/레일 접촉에 의한 진동, 특히 크리프에 대한 연구가 필요하다. 또한 보다 빠르고, 안전한 차량설계를 위해서는 현가장치, 차륜과 레일의 답면구배, 캔트량 등 여러 설계인자가 철도차량 동특성에 어떠한 영향을 미치는지에 대한 연구가 필요하다. 설계변수 변화는 임계속도나 승객이 느끼는 진동의 크기와 같은 차량안정성, 탈선문제와 같은 차량안전성에 많은 영향을 미치기 때문이다. 이뿐만 아니라 앞서 언급된 탈선 사고의 대다수의 사고가 곡선 주행에서 발생하였다. 따라서 철도차량의 안전성 확보를 위해서는 곡선주행에 대한 연구도 동시에 수반되어야 한다.

이에 본 연구에서는 고속전철 동특성 관련 3 분야에 대한 기존 연구를 검토, 분석하고, 비선형 이론해석 모델 및 비선형 크리프 모델을 정립하고, 고속전철에서 발생하는 임계속도, 탈선, 주행 불안정 등에 대한 물리적 이해를 도모하고자 한다. 또한 각각의 설계변수 변화에 따른 동특성 변화를 규명함으로써 고장여부를 판별하고, 나아가 성능개선을 위한 고속전철 개발의 핵심기술을 개발하고자 한다.

## 제 2 장 연구개발 수행 내용 및 결과

### 1. 차량 횡진동 저감을 위한 현가장치 최적화

#### 1.1 설계변수 변화에 따른 철도차량 임계속도

철도차량의 곡선주행 시 현가장치는 주행안전성 및 곡선주행성능을 결정하는 중요한 요소이다. 일반적으로 철도차량의 고속주행 시 차체 및 대차의 안전성을 확보하기 위해 현가장치에 대한 강성을 크게 하나 곡선주행성능을 감소시키는 단점이 있다[66]. 현가장치 설계는 주행안전성 및 곡선주행성능을 모두 절충하는 방향으로 이루어져야 한다.

철도차량이 균형속도를 유지하지 않은 상태로 곡선구간을 운행할 때는 곡선의 바깥쪽을 향하는 가속도가 발생하게 된다. 이 가속도는 현가장치에 작용하는 힘이 곡선운동 시의 차체 및 대차에 작용하는 힘과 균형을 이룰 때까지 현가장치를 횡방향으로 움직이게 한다. 열차의 곡선주행은 준 정적상태로 가정하지만, 실제 곡선주행에서는 구간의 불규칙성이 존재하기 때문에 정상상태의 평형은 이루어지지 않는다.

이러한 고속전철의 현가장치 특성에 관하여 많은 연구가 수행되었다. Nishimura[67]은 고속으로 주행하는 철도차량의 주행성, 안정성을 만족하는 현가장치 설계방법을 제안하였다. Martowicz[68]은 철도차량의 안전성을 확보하기 위해 반응표면법을 이용하여 현가장치의 최적설계방안을 연구하였다. Johnson[69]은 철도차량의 주행안전성 및 주행성능을 향상하기 위해서 대차의 횡방향 감쇠에 관하여 연구하였다. 박찬경[70]은 철도차량의 현가장치의 다양한 설계변수를 고려하여 반응표면법 및 신경회로망 등을 이용하여 최적화하였다.

본 연구에서는 고속 열차의 곡선주행 시 발생하는 횡진동의 영향을 검토하여 주행안전성과 곡선주행성능 향상을 위한 현가장치의 설계인자 영향을 고려한 현가장치의 최적 설계방향을 제시하였다.

##### 1.1.1 해석모델

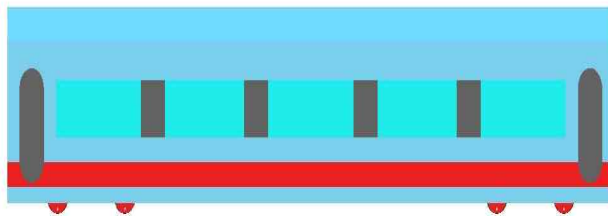
전산해석은 상용프로그램인 ADAMS/Rail을 이용하였다. 철도차량은 한국형 고속전철의 제원을 이용하였다. 동력차 현가장치들의 설계제원은 Table 1.1과 같다. 철도차량 모델은 차체, 전방대차, 후방대차 세 가지로 구분된다. 차체, 전방대차, 후방대차를 각각 하나의 템플릿으로 모델링하고, 스프링과 감쇠, 부시, 기어박스, 댐퍼스탑 등으로 서브시스템을 구성하였다. Fig. 1.1은 ADAMS/Rail의 전산해석모델을 나타낸 그림이다.

본 연구에서는 횡방향 강성 및 감쇠계수를 설계인자로 결정하였다. 철도차량이 주행 시 이용된 구간의 제원은 Table 1.2와 같다. 곡선주행에서 구간의 곡률 반경에 따른 열차의 횡가속도 성분을 확인하기 위해서 곡률반경이 5000, 6000, 7000 m인

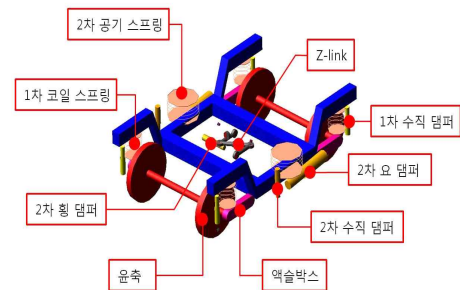
곡선구간을 이용하였다.

Table 1.1 Specifications of running vehicle

| Index               | Terms                            | Units | Input   |
|---------------------|----------------------------------|-------|---------|
| 1 <sup>st</sup> S/P | Longitudinal Stiffness           | N/m   | 450,000 |
|                     | Lateral Stiffness                | N/m   | 200,000 |
| 2 <sup>nd</sup> S/P | Longitudinal Stiffness           | N/m   | 120,000 |
|                     | Lateral Stiffness                | N/m   | 120,000 |
| 1 <sup>st</sup> S/P | Longitudinal Damping coefficient | Ns/m  | 10,000  |
|                     | Lateral Damping coefficient      | Ns/m  | 1,000   |
| 2 <sup>nd</sup> S/P | Longitudinal Damping coefficient | Ns/m  | 70,000  |
|                     | Lateral Damping coefficient      | Ns/m  | 40,000  |



(a) Carbody



(b) Bogie

Fig. 1.1 ADAMS/Rail model

Table 1.2 Property of running track

| Index                 | Curved Radius (m) |
|-----------------------|-------------------|
| <b>Straight track</b> | 0                 |
| <b>Curved track</b>   | 5,000             |
|                       | 6,000             |
|                       | 7,000             |

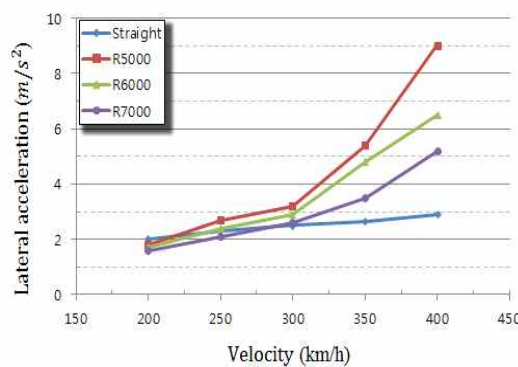
### 1.1.2 주행 시뮬레이션

최적의 현가장치를 구현하기 위해 다양한 설계변수에 따른 차량의 동특성을 전산 해석하였다. 차량의 200~400 km/h(차량의 최고 주행속도 포함)의 영역을 50 km/h 간격으로 해석하였으며, 1차 현가장치 횡방향 강성, 2차 현가장치 횡방향 강성, 2차 현가장치 횡방향 감쇠를 설계변수로 하였다. 각각의 설계변수의 물성은 10 % 내에서 차량의 진동응답을 확인하였다. 구간은 직선구간, 곡률반경 5000, 6000, 7000 m의 곡선구간을 사용하였다. ADAMS/Rail로 동적해석 시 열차의 주행거리를 1400 m로 해서 철도차량 1량을 해석하였다.

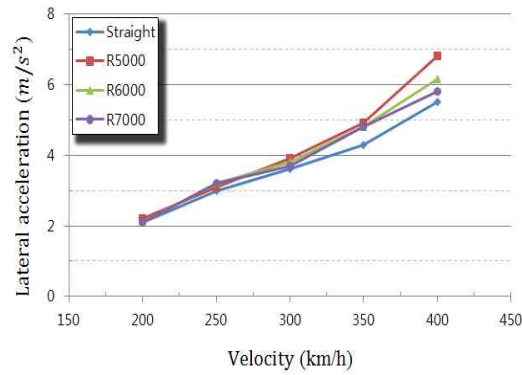
### 1.1.3 가진원 주파수 분석

다물체 동역학 상용프로그램인 ADAMS/Rail을 이용하여 주행환경의 변화에 따른 철도차량의 거동을 확인하였다. 한국형 고속전철 설계제원을 반영한 철도차량에서 속도를 최대 400 km/h까지 증가시키면서 곡률반경이 5000, 6000, 7000 m인 곡선구간과 직선구간에서 철도차량의 횡가속도를 확인하였다. Fig. 1.2은 동적해석 결과로써 레일의 곡률반경에 따른 윤축, 대차, 차체에서의 횡방향 가속도를 나타낸 그림이다. 해석결과 철도차량은 주행하는 곡선궤도의 곡률반경이 작아질수록 윤축, 대차, 차체에서의 횡방향 가속도가 증가함을 알 수 있다. Fig. 1.2(a)와 Fig. 1.2(b)은 각각 궤도의 곡률반경이 5000, 6000 m 곡선 궤도에서의 횡방향 가속도를 나타낸 그림이고, 300 km/h 이상 고속주행 시 윤축의 횡방향 진동이 급격히 증가하는 것을 알 수 있다. Fig. 1.2(c)와 Fig. 1.2(d)은 각각 곡률반경이 7000 m인 곡선구간과 직선구간에서의 횡방향 가속도를 나타낸 그림이다.

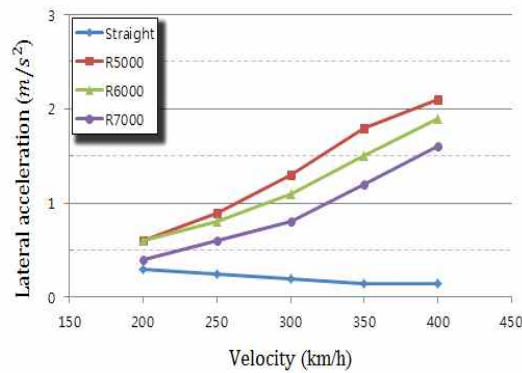
철도차량의 윤축, 대차, 차체에서의 횡가속도는 직선구간보다 곡선구간에서 속도 증가에 영향을 더 받는 것을 알 수 있다. 곡선구간을 주행하는 철도차량은 직선구간을 주행하는 철도차량에 비해 윤축에서의 횡방향 가속도 크기가 최대 약 3.5배 크며, 직선구간에서 차체의 횡방향 가속도는 속도가 증가함에 따라 감소하는 경향을 보였다.



(a) Wheel-set



(b) Bogie



(c) Carbody

Fig. 1.2 Lateral acceleration depending on curve radius

## 1.2 주파수 특성

열차의 횡방향 진동은 열차가 주행하는 레일특성과 철도차량의 주행속도에 영향을 받는다. 열차의 횡방향 진동에 영향을 미치는 주요한 주파수 영역 또한 레일특성에 따라 달라진다.

Fig. 1.3은 열차의 속도 및 레일특성에 따른 윤축, 대차, 차체에서의 주요 주파수 영역을 나타낸 그림이다. 열차가 200 km/h 주행하는 경우, 횡진동의 주요 주파수는 직선구간보다 곡선구간에서 저주파이다. 윤축에서의 횡진동은 직선구간보다 곡선구간에서 저주파로 나타난다. 곡선구간에서 철도차량의 횡진동이 저주파 영역에서 크게 나타나므로 직선구간보다 곡선구간에서 횡진동을 줄이는 방향으로 현가장치 설계가 이루어져야 한다.

곡선구간에서는 곡률반경에 상관없이 20 Hz 구간에서 윤축의 횡진동이 가장 크게 발생하며, 직선의 경우 47 Hz 구간에서 윤축의 횡진동이 발생한다. 열차가 400 km/h 고속주행 시 윤축에서의 주요 주파수영역은 200 km/h 주행과 반대되는 경향을 보인다. 철도차량이 400 km/h 주행 시 윤축에서의 주요 주파수 영역은 직선구간보다 곡선구간에서 높게 나타난다. 곡선구간에서 고속주행 시 78 Hz 구간에서 윤축의 횡진동이 가장 크게 발생하였으며, 직선구간의 경우는 40 Hz 구간에서 윤축에서의 횡진동이 가장 크게 발생하였다.

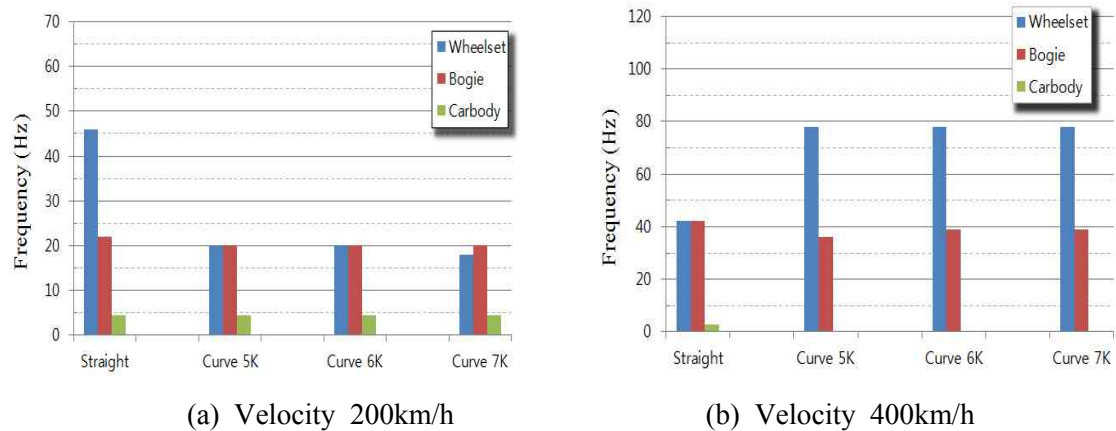


Fig. 1.3 Frequency components of running vehicle

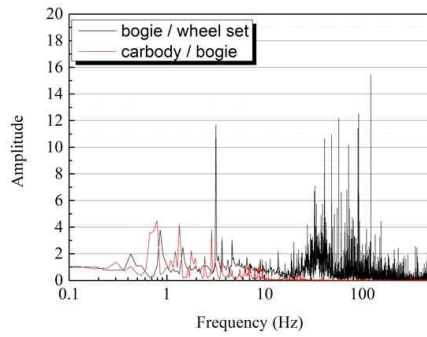
대차에서의 횡진동 주요 주파수 영역은 레일특성보다 속도에 더 큰 영향을 받는다. 차체의 횡진동에 주요주파수 영역은 2 Hz 이하에서 나타난다.

### 1.3 전달함수

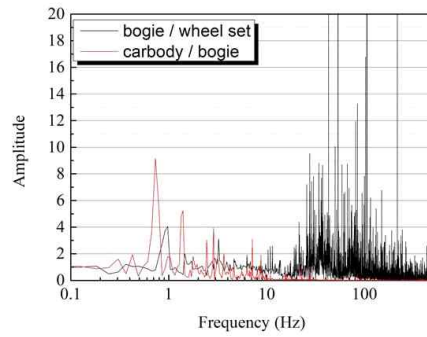
고속열차의 곡선구간과 직선구간에서의 주행안전성과 곡선주행성능을 검토하기 위해 철도차량의 윤축과 대차, 대차와 차체 상호 간의 전달함수를 고려하였다. Fig. 1.4는 구간의 곡률반경에 따른 철도차량의 윤축, 대차, 차체에서의 전달함수를 나타낸 그림이다.

대차와 차체 두 시스템 상호 간의 횡진동은 윤축과 대차 두 시스템 상호 간에 전달되는 횡진동보다 저주파 영역에서 나타남을 알 수 있다. 곡선구간 주행 시 대차에서 차체로 전달되는 횡진동의 크기는 주로 1 Hz 이하 주파수 영역에서 가장 크게 나타나며, 윤축에서 대차로 전달되는 횡진동의 크기는 주로 50 Hz 이상인 주파수 영역에서 나타난다. 대차에서 차체로 전달되는 횡진동은 저주파 영역에서 나타나므로 2차 현가장치 설계 시 횡진동을 줄일 수 있게 설계되어야 한다. 곡률반경이 5000 m인 곡선구간에서는 3 Hz 구간에서 윤축에서 대차로 전달되는 횡진동이 증가하였음을 알 수 있다.

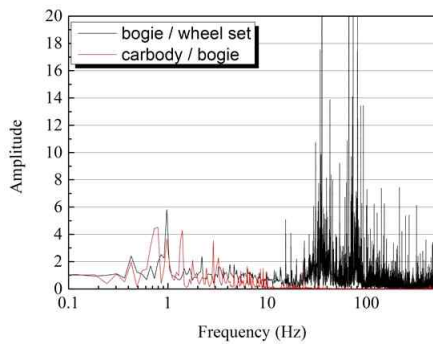
Table 1.3은 레일특성에 따른 철도차량 전달함수에서의 주요 주파수 영역을 나타낸다. 대차에서 차체로 전달되는 횡진동의 주요 주파수 영역은 레일특성에 상관없이 1 Hz 이하로 나타남을 알 수 있다. 윤축에서 대차로 전달되는 횡진동의 주요한 주파수 영역은 50 Hz 이상에서 나타나며, 곡선구간보다 직선구간에서 철도차량은 250 Hz 이상의 높은 주파수 영역에서 횡진동이 가장 크게 전달되었다.



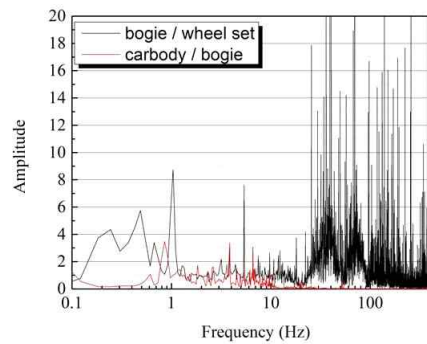
(a) Curved radius 5000 m



(b) Curve radius 6000 m



(c) Curved radius 7000m



(d) Straight track

Fig. 1.4 Frequency components of running vehicle

Table 1.3 Frequency components of transfer function

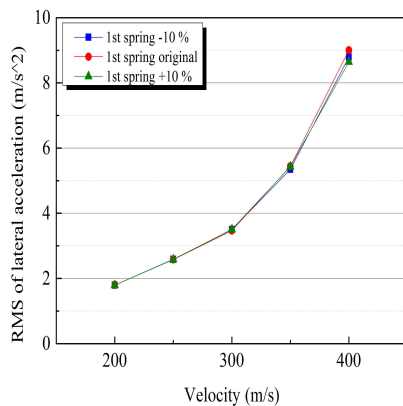
|                    | Car body / Bogie | Bogie / Wheelset |
|--------------------|------------------|------------------|
| Curve radius 5000m | 0.79 Hz          | 122 Hz           |
| Curve radius 6000m | 0.73 Hz          | 53 Hz            |
| Curve radius 7000m | 0.79 Hz          | 66 Hz            |
| Straight track     | 0.84 Hz          | 255 Hz           |

#### 1.4 현가장치 설계변수 변화에 따른 철도차량 주행해석

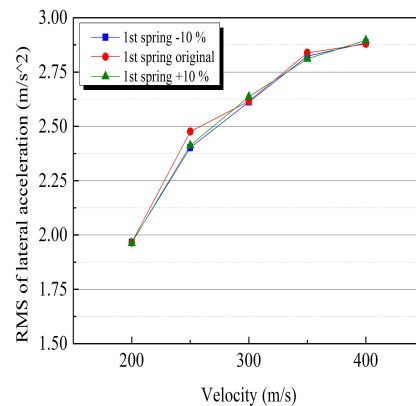
1.3절에서는 다물체 동역학 상용프로그램인 ADAMS/Rail을 이용하여 현가장치 설계변수 변화에 따른 철도차량의 거동을 확인하였다. 한국형 고속전철 설계제원의 횡방향 현가장치를  $\pm 10\%$ 로 변화시키면서 곡률반경이 5000, 6000, 7000 m인 곡선 구간과 직선구간에서 철도차량의 횡가속도를 확인하였다.

열차의 곡선주행에서 구간의 불규칙성에 의한 영향을 열차의 거동에 반영하기 위해 열차의 거동을 준 정적상태로 가정하지 않고, 철도차량을 구성하고 있는 현가장

치의 횡방향 특성 변화에 따른 횡진동 영향을 살펴보았다. Fig. 1.5는 곡선구간과 직선구간에서 주행속도를 고려한 1차 스프링 현가장치의 횡방향 강성변화에 따른 윤축에서의 횡가속도를 나타낸 그림이다. 대차와 차체에서는 1차 현가장치의 영향이 거의 없음을 알 수 있다. 400 km/h로 고속 주행을 하는 철도차량에서 1차 현가장치의 횡방향 강성의 영향은 직선구간보다 곡선구간에서 약간 나타났다. Fig. 1.6은 2차 현가장치의 횡방향 강성변화에 따른 윤축에서의 횡가속도 성분을 나타낸 그림이다. 2차 현가장치의 횡방향 강성변화의 영향은 곡선구간에서 350 km/h 이상의 속도로 주행 시에 두드러졌다. 횡방향 강성변화는 윤축, 대차, 차체의 횡가속도와 선형적인 관계일 수는 없다. Fig. 1.7은 2차 현가장치의 횡방향 감쇠계수 변화에 따른 윤축에서의 횡가속도 성분을 나타낸 그림이다. 대차와 차체에서는 2차 현가장치 감쇠계수의 영향은 두드러지지 않는다. 2차 현가장치의 횡방향 감쇠계수의 변화는 곡선구간보다 직선구간에서 두드러졌다. 철도차량이 곡선구간 및 직선구간에서 1, 2차 현가장치에 대한 영향은 선형적인 관계를 이루고 있지 않다. 철도차량의 현가장치 설계는 구간의 곡률반경, 주행속도, 현가장치의 영향을 최적화 목적함수에 반영하여 철도차량의 횡진동이 감소하는 방향으로 현가장치 설계가 진행되어야 한다.

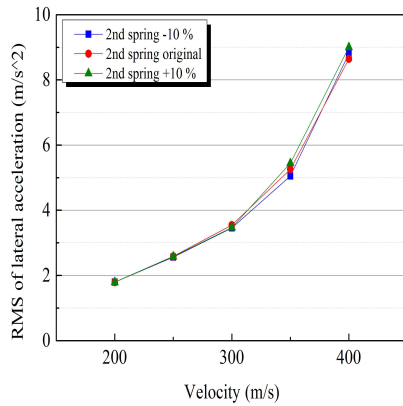


(a) Curved track

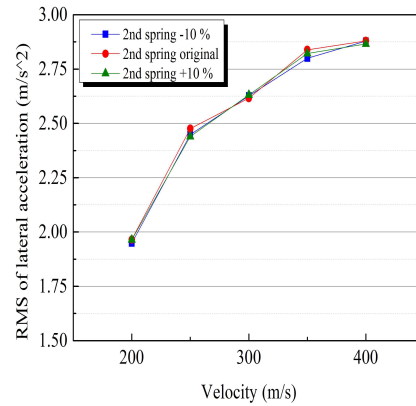


(b) Straight track

Fig. 1.5 Lateral stiffness of 1st spring

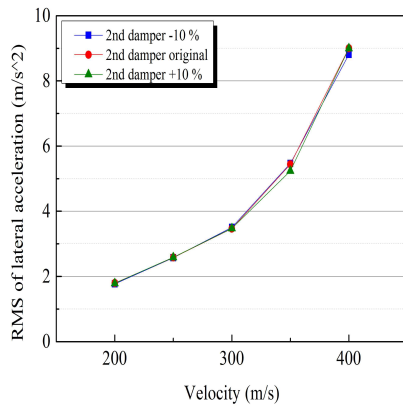


(a) Curved track

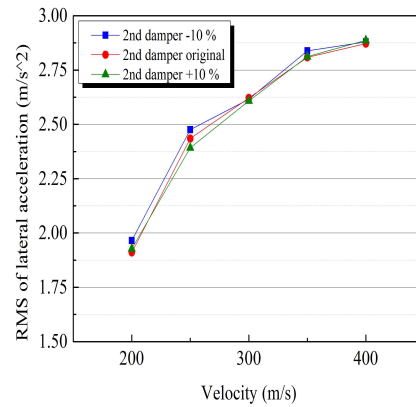


(b) Straight track

Fig. 1.6 Lateral stiffness of 2<sup>nd</sup> spring



(a) Curved track



(b) Straight track

Fig. 1.7 Lateral damping coefficient of 2<sup>nd</sup> damper

## 1.5 현가장치 최적화

철도차량의 횡진동을 줄일 수 있는 1, 2차 현가장치에 대하여 반응표면법을 이용하여 최적화를 진행하였다. 철도차량의 주행안전성 및 곡선주행성능에서 현가장치의 횡방향 강성 및 감쇠계수는 철도차량의 진동을 감소시킬 수 있는 주요 인자이다. 곡률반경 5000, 6000, 7000 m 및 속도의 영향을 고려하여 현가장치의 설계인자를 확인하였다.

최적화된 설계인자를 도출하기 위해서 철도차량의 횡진동에 영향을 미치는 인자와 성능을 명확히 해야 한다. 본 연구에서는 현가장치 인자의 수준과 반응변수의 관계를 회귀식으로 나타내어 철도차량의 횡진동을 줄일 수 있는 인자를 반응표면법을 이용하여 규명하였다. 반응표면법은 복수의 변수의 복합적인 영향으로 인하여 반응변수에 나타나는 결과를 반응표면으로 나타내는 통계적 분석방법이다. 반응표면법을 이용하면 독립변수에 해당하는 설계인자들이 여러 개 존재할 때, 어떤 독립변수

들의 조합으로 반응량의 최적값을 결정할 수 있고, 각 독립변수 간의 어떠한 교호 작용이 있는지를 확인할 수 있다. 철도차량의 설계인자들 상호 간에는 선형적인 관계가 아니기 때문에 반응표면법을 이용하여 설계점 영역에서 근사화하고자 하는 해석치의 일반적인 경향을 알 수 있다. 근사 함수를 이용하기 때문에 해석 횟수를 줄일 수 있다[71,72,73]. 본 연구에서는 철도차량의 현가장치, 레일의 특성, 철도차량의 속도에 따른 철도차량의 횡가속도를 목적함수에 반영하였다.

반응변수에 해당하는 철도차량의 횡진동 크기와 독립변수에 해당하는 현가장치들의 관계를 바탕으로 등고선도를 만들었다. 본 연구에서는 가파른 경사로를 택하여 최저점을 확인하는 최급하강법(steepest decent method)을 이용하여 최적인자를 도출하였다.

식 (1.1)은 최급하강법에 의하여 반응변수가 최저영역에 도달하는 회귀적인 방법을 통하여 근사적 추정을 위한 2차 모형식이다.

$$= a + \sum_{i=1}^k a_i x_i + \sum_{i=1}^k a_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j} a_{ij} x_i x_j \quad (1.1)$$

여기서  $x_1, x_2, x_3$ 는 각각 1차 스프링, 2차 스프링, 2차 감쇠에 해당하는 변수이다.  $a$ 는 회귀식을 통해서 도출한 각 변수의 계수를 나타낸다.

식 (1.1)의 추정 회귀식을 통해서 정점(stationary point)을 찾기 위해 식 (1.2), 식 (1.3)과 같이 표현하였다.

$$y = a_0 + x a + x \quad (1.2)$$

$$a = \begin{bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{bmatrix}, A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ \frac{a_{21}}{2} & a_{22} & \frac{a_{23}}{2} \\ \frac{a_{31}}{2} & \frac{a_{32}}{2} & a_{33} \end{bmatrix} \quad (1.3)$$

정점에서 목적함수에 해당하는 횡가속도의 크기가 최소값을 가질 가능성이 있기 때문에 식 (1.4)를 통해 확인하였다.

$$\frac{\partial y}{\partial x} = 0, x_{stationary} = -\frac{1}{2} A^{-1} a \quad (1.4)$$

현가장치의 특성을 고려한 3 인자 독립변수들의 관계를 확인하고, 각각의 인자를 5

수준에서 CCC(Central Composite Circumscribed) 타입을 적용하였다. 각각의 인자들의 변화에 따른 횡진동 특성을 확인하기 위해서 코드화한 것을 Table 1.4에 나타냈다. 설계인자 최적화 단계를 거쳐 최적의 인자를 도출하기 위해 열차의 주행속도와 직선구간과 곡선구간의 곡률반경에 의한 영향을 목적함수에 함께 고려하였다. 독립변수인 인자들의 교호작용에 의한 영향을 Fig. 1.8에 등고선도로 나타내었다. Fig. 1.8(a)은 2차 감쇠의 횡방향 감쇠계수와, 1차 스프링의 횡방향 강성이 변함에 따른 횡방향 가속도를 나타낸다. 철도차량의 횡방향 가속도 값의 최소값은 1차 스프링 강성 값이 10 % 감소, 2차의 감쇠계수가 10 % 증가하였을 경우 나타난다. Fig. 1.8(b)은 2차 감쇠의 횡방향 감쇠계수와, 2차 스프링의 횡방향 강성이 변함에 따른 횡방향 가속도를 나타낸다. 철도차량의 횡방향 가속도 값의 최소값은 2차 감쇠의 감쇠계수가 10 % 증가, 2차 스프링 강성 값이 10 % 감소하였을 경우 나타난다. Fig. 1.8(c)은 1차 스프링의 횡방향 감쇠계수와, 2차 스프링의 횡방향 강성이 변함에 따른 횡방향 가속도를 나타낸다. 철도차량의 횡방향 가속도 값의 최소값은 1차 스프링 강성 값이 10 % 감소, 2차 스프링 강성 값이 10 % 감소하였을 경우 나타난다.

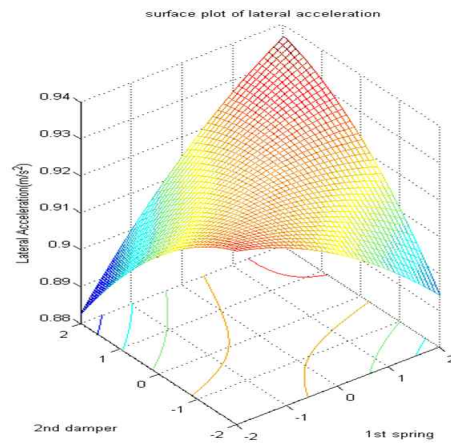
설계인자에 해당하는 독립변수들의 교호작용을 반응표면에 대한 통계적 분석방법으로 횡진동이 가장 작게 나타나는 최적인자를 도출하였다. 1차 스프링, 2차 스프링의 횡방향 강성은 10 % 감소, 2차 감쇠의 횡방향 감쇠계수는 10 % 증가하였을 경우 철도차량의 횡방향 진동의 크기는 최소값을 나타낸다. 최적화를 통해 도출한 1, 2차 현가장치의 횡방향 강성 변화 값을 Table 1.5에 정리하였다.

Table 1.4 Coded factor of 5 level analysis

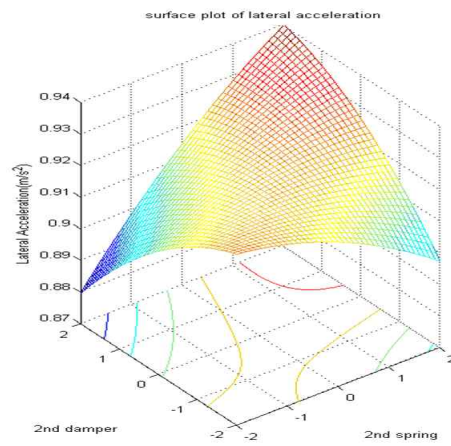
| Coded      | -2   | -1  | 0  | 1   | 2    |
|------------|------|-----|----|-----|------|
| Real Value | -10% | -5% | 0% | +5% | +10% |

Table 1.5 Optimization of suspension

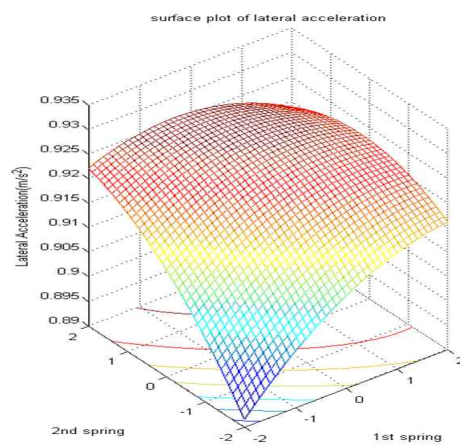
|                        | Stationary point | Optimization result |
|------------------------|------------------|---------------------|
| 1 <sup>st</sup> spring | 0%               | -10%                |
| 2 <sup>nd</sup> spring | -2%              | -10%                |
| 2 <sup>nd</sup> damper | -3%              | +10%                |



(a) 2<sup>nd</sup> damper, 1<sup>st</sup> spring



(b) 2<sup>nd</sup> damper, 2<sup>nd</sup> spring



(c) 2<sup>nd</sup> spring, 1<sup>st</sup> spring

Fig. 1.8 Response surface plot

Fig. 1.9는 반응표면법을 이용하여 철도차량의 횡진동을 줄일 수 있는 1, 2차 현가장치 최적인자의 ADAMS/Rail 동적해석 결과를 나타낸 그림이다. 곡선 구간을 주행하는 철도차량의 횡진동이 줄어든 것을 확인하였다. 철도차량의 윤축에서 횡진동이 최대 약 3 % 줄고, 대차에서는 횡진동이 최대 약 1 % 줄었다. 그러나 결과적으로 최적화 과정을 통해 현가장치의 설계변수를 구하였으나 진동저감 효과는 미미하였다. 따라서 고속전철의 진동저감 및 임계속도 향상을 위해서는 진동 발생의 원인이 되는 차륜과 레일의 접촉을 고려해 보아야 한다.

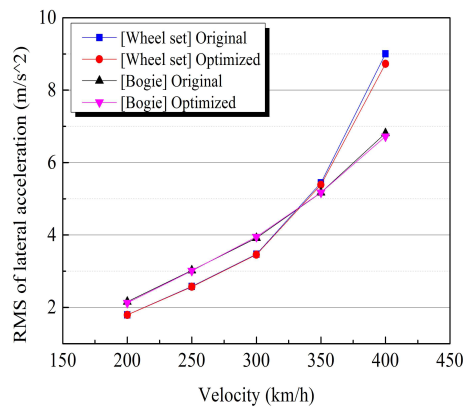


Fig. 1.9 Optimization result

## 1.6 소결론

본 절에서는 철도차량 고속주행 시 발생하는 횡진동의 영향을 검토하여 주행안정성과 곡선주행성능향상을 위해 현가장치의 설계변수를 최적화하는 방법을 택하고, 연구를 수행하였다.

이를 위해 상용 해석 프로그램인 ADAMS/Rail을 사용하여 HEMU 철도차량을 모델링하고, 직선주로 및 곡률반경이 다른 곡선주로에서 HEMU 차량 설계값을 기반으로 현가장치 설계변수를  $\pm 5, 10 \%$ 로 변화함에 따라 달라지는 임계속도를 확인하였다. 곡선주행해석 시 곡률반경은 각각 5000, 6000, 7000 m로 선정하였으며, 이는 경부고속선과 호남고속선의 최대곡률반경을 고려한 데이터이다. 해석 결과 직선주로보다 곡선주로에서 주행 시 횡진동의 영향을 더 크게 받으며, 300 km/h 이상 고속주행 시 횡진동이 급격히 증가함을 알 수 있었다. 또한 철도차량의 횡진동에 영향을 미치는 주요한 주파수 영역을 알아보기 위하여, 주파수 분석 및 윤축-대차, 대차-차체로 이어지는 전달함수를 산출함으로써 주행안정성과 곡선주행성능을 검토하였다. 그 결과 윤축에서 대차로 전달되는 횡진동은 50 Hz 이상의 주파수 영역에서, 대차에서 차체로 전달되는 횡진동은 1 Hz 이하의 주파수 영역에서 크게 발생하였다. 실제 탑승 승객이 느끼는 진동은 1~10 Hz 미만 영역의 진동이므로 차량 안정성에는 크게 문제가 될 것으로 판단되지 않으나, 보다 안정성이 높은 차량설계를 위해서는 2차 현가장치의 최적 설계를 통한 횡진동 저감이 가능하다.

1, 2차 현가장치에 대하여 반응표면법을 이용하여 최적화를 진행하였다. 반응표면법은 복수의 변수의 복합적인 영향으로 인하여 반응변수에 나타나는 경로를 반응표면으로 나타내는 통계적 분석방법이다. 반응표면법을 이용하면 독립변수에 해당하는 설계인자들이 여러 개 존재할 때, 어떤 독립변수들의 조합으로 반응량의 최적값을 결정할 수 있고, 각 독립변수 간의 어떠한 교호작용이 있는지를 확인할 수 있다. 그러나 최적화 결과 철도차량 윤축에서의 횡진동이 최대 3 % 감소하였으며, 대차에서의 횡진동은 최대 1 % 감소하였다. 결과적으로 최적화 과정을 통해 현가장치의 설계변수를 구하였으나 진동저감 효과는 미미하였으며, 이로써 이미 최적화되어 있는 현가장치의 설계변수로써 HEMU 차량이 설계되어 있음을 확인할 수 있었다. 따라서 고속전철의 진동저감 및 임계속도 향상을 위해서는 진동 발생의 원인이 되는 차륜과 레일의 접촉을 고려해 보아야 한다.

## 2. 비선형 크리프를 고려한 고속전철의 임계속도 해석

승차감을 유지하면서 고속전철의 속도를 증가시키는 것은 고속전철 개발의 중요한 과제이다. 이를 위해 고속전철의 진동은 최소화되어야 하며, 특히 횡진동은 헌팅현상(hunting)을 유발시키기 때문에 반드시 줄여야 한다. 헌팅은 극심한 횡진동으로써 승차감에 심각한 영향을 줄뿐만 아니라 차륜/레일에 물리적 손상을 유발하므로 일반적으로 헌팅현상이 발생하는 속도를 흔히 임계속도라 정의한다.

Cooperrider[74]는 철도차량의 임계속도 해석에 비선형성을 처음 도입하여 자율계에서의 안정성 저하로 헌팅현상을 설명하였다. 정상상태에서의 Hopf 분기이론을 연구한 Huilgol[75]은 임계속도가 분기현상(bifurcation)에 기인한 한계사이클(limit cycle)임을 밝혔다. Ahmadian[76]은 레일과 윤축 사이에서 발생하는 Hopf 분기와 헌팅현상에 대해 연구하였으며, 1차 현가장치의 비선형성과 플랜지 접촉이 헌팅현상에 영향을 미친다고 하였다. Zeng[77]은 고속전철의 비선형 안정성을 이론적으로 연구하였으며, 롤러리그시험을 통해 이론해석을 검증하였다. Cheng[78]은 분기이론을 적용하여 철도차량의 헌팅운동을 연구하여, 선형 및 비선형 임계속도를 구하였다. Kim[79] 분기해석을 하기 위하여 비선형성이 고려된 31 자유도 차량모델을 수립하고 선형 및 비선형 크리프 이론을 사용하여 전체 차량모델에서 한계사이클이 나타나는 것을 확인하였다.

기본적으로 Hopf 분기현상의 발생 원인에 대한 이해는 고속전철 설계에 있어 중요한 문제이다. 따라서 다양한 이론모델이 수립되었으며, 다양한 설계인자 연구가 진행되고 있다. Lee[80]는 6, 10 자유도 차량모델을 사용하여, 선형 크리프이론을 적용하여 임계속도해석을 하였다. Cheng[81]은 비선형 크리프모델을 사용하여 곡선주행 시 철도차량에서의 헌팅현상과 동특성을 연구하였다. 또한 주요 설계인자의 영향에 의한 철도차량의 헌팅 안정성을 연구하였다[82]. Park[83]은 철도차량의 횡방향 안정성에 대해 연구하였으며, 현가장치 설계변수와 마찰력이 차량 임계속도에 미치는 영향은 미미함을 밝혔다. Bigoni[84]는 현가장치 설계변수에 따른 임계속도의 민감도에 대해 연구하였다. Koo[85]는 최적화 알고리즘을 사용하여 전동차에서 최적의 현가장치 설계변수 값을 찾는 연구를 하였다. 그러나 현가장치 설계변수 변화는 철도차량 임계속도 향상에 크게 영향을 미치지 못함을 확인하였다.

임계속도를 벗어나 차량 주행 시 차륜의 횡변위는 레일 사이의 간극 이상으로 증가하려 하므로, 차륜의 플랜지와 레일 사이에 접촉이 발생한다. 그러므로 철도차량 동특성 해석을 위해서는 플랜지 접촉이 고려되어야 한다. Pombo[86]는 잠재적인 탈선 위험 분석과 플랜지 접촉점과 레일의 끝점과 차륜이 접촉하는 두 접촉점을 알기 위해 차륜과 레일의 접촉점을 계산하였다. Zhang[87]은 차륜/레일의 접촉 문제를 유한요소법을 사용하여 해석하여 차륜 플랜지와 레일의 마모 문제를 연구하였다.

고속전철의 임계속도는 일반적으로 수치해석을 통해 예측된다. 사전에 철도차량

동특성에 영향을 미치는 설계인자에 대한 연구가 진행된다면, 보다 정확하고 안전한 철도차량 설계가 가능하기 때문이다. 그러나 대부분의 철도차량 동특성 연구는 특정 크리프 모델과 운동방정식을 사용하였다. 본 연구에서는 Kalker의 선형 크리프이론을 적용한 운동방정식과 이를 수정한 Wormley 크리프모델을 적용한 운동방정식을 사용하였다. 추가적으로 Vermeulen의 비선형 크리프모델, Polach 계산식에 의한 크리프모델, 크리프 곡선으로부터 줄 이론을 적용하여 직접 계산한 크리프모델을 사용하여 Hopf 분기에 의한 헌팅 발생을 연구함으로써 크리프모델, 즉 차륜의 형상에 따른 고속철도의 속도 증가 가능성을 연구하였다. 또한 현가장치의 설계변수와 플랜지 접촉이 철도차량의 임계속도에 미치는 영향을 검토하였다.

## 2.1 크리프 곡선

Kalker는 차륜과 레일 사이의 접촉 면적을 타원으로 가정하고, 선형함수로서 크리프력을 식 (2.1)과 같이 계산하였다. 식 (2.1)은 크리프가 작아야 한다는 가정에도 불구하고 수많은 철도의 동특성 연구에 사용되고 있다.

$$\begin{aligned} & -f_{33}\xi_x \\ F_y &= -f_{11}\xi_y - f_{12}\xi_{sp} \\ M_z &= f_{12}\xi_y - f_{22}\xi_{sp} \end{aligned} \quad (2.1)$$

Vermeulen은 Carter이론을 확장하여 접촉의 3 차원 형태를 가정하여 크리프 힘 F를 식 (2.2)와 같이 표현하였다. [88]

$$\begin{aligned} \frac{F}{\mu N} &= \begin{cases} u - \frac{1}{3}u^2 + \frac{1}{27}u^3 & \text{for } |u| \leq 3 \\ 1 & \text{for } |u| \geq 3 \end{cases} \\ u &= \frac{\pi ab G}{\mu N} \left( \frac{\xi_x}{\Phi} \right)^2 + \left( \frac{\xi_y}{\Psi} \right)^2 \\ \xi_x &= \frac{\dot{y}}{V} - \psi \\ \xi_y &= \frac{a}{V} \dot{\psi} + \frac{\lambda}{r_0} y \end{aligned} \quad (2.2)$$

여기서,  $\mu$ 는 마찰계수,  $N$ 은 수직력이고,  $\xi_x$ ,  $\xi_y$ 는 각각 종, 횡방향의 크리프,  $\Phi$ 와  $\Psi$ 는 각각 종, 횡방향의 크리프계수이다.  $a$ 와  $b$ 는 각각 접촉면이 타원이라는 가정 하에 장축과 단축의 길이이며,  $G$ 는 강성계수이다.

Polach [89]는 여러 크리프계수를 상수값으로 가정함으로써 신속하고 간단하게 크리프력을 계산하기 위해 컴퓨터 코드를 개발하였다. 크리프 및 크리프력에 영향을

미치는 접촉면적 및 압력은 차륜/레일 형상에 의해 변경될 수 있다. 따라서 차륜/레일 형상을 고려한 접촉면적 및 압력의 정확한 계산이 중요하다. 차륜/레일 접촉해석을 위해, 상용 FEM 프로그램인 SAMCEF[11]를 사용하였다. Fig. 2.1은 1/20의 답면구배를 갖는 차륜이다. 접촉영역의 크기가 매우 작기 때문에 메쉬 크기가 적당히 선택되어야 한다. 본 연구에서는, 메쉬 크기가 접촉 영역의 근방에 0.5 mm로 설정하고, 그 외 부분은 10 mm로 설정하였다. 탄성계수는 207 GPa 이고, 포아송 비는 0.3이다.



Fig. 2.1 Wheel profile

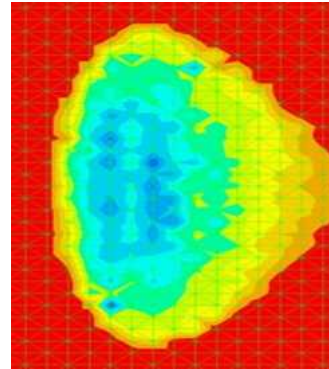


Fig. 2.2 Wheel-rail contact pressure

Fig. 2.2는 계산된 접촉압력을 나타낸다. 접촉면적은 완벽한 타원이 아니며, 접촉압력 또한 차륜형상에 따라 달라진다. 줄 이론(strip theory)에 따르면, 접촉면적이 여러 조각으로 분할될 수 있고, Carter이론을 종방향 및 횡방향으로 각각 적용하였다. 여기서 크리프 대비 크리프력을 얻을 수 있으며, 계산된 크리프 및 크리프력은 무차원 크리프 곡선으로 표현하였다. Fig. 2.3은 비교를 위해 부록 E의 데이터를 사용하여 줄 이론, Vermeulen 이론 및 Polach 계산식을 이용한 종, 횡방향 크리프 곡선을 나타낸 것이다[90]. 모든 크리프 곡선은 한계값으로 수렴하지만 그 기울기는 다르다. 무차원 크리프는 종방향 크리프,  $\frac{Eab}{\mu} C_{1\xi_x}$ 와 횡방향 크리프,  $\frac{Eab}{3\mu N} C_{22\xi_y}$ , 그리고 무차원 견인력은  $\frac{F}{\mu N}$ 이다.

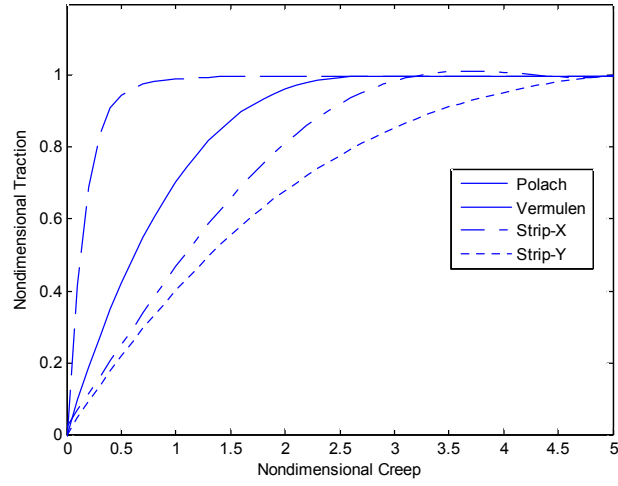


Fig. 2.3 Non-dimensional creep curve

## 2.2 철도차량모델과 운동방정식

Fig. 2.3에 도시된 기울기가 다른 크리프 곡선에 따른 철도차량 동특성을 비교하기 위해, 모델과 운동방정식을 개발하였다. 대차 모델은 차량 본체에 연결 때문에 철도 차량의 동역학을 연구하기 적합한 철도차량 모델로서 두 개의 윤축을 포함한다. Fig. 2.4는 두 개의 윤축을 포함하는 대차 모델이다.  $x$ ,  $C_{1y}$ ,  $K_{1x}$ ,  $K_{1y}$  는 1차 현가장치,  $C_{2x}$ ,  $C_{2y}$ ,  $K_{2x}$ ,  $K_{2y}$  는 2차 현가장치 차축지지 시스템을 보여준다. 이 모델에서  $y_b$ ,  $\psi_b$ 는 각각 횡변위(lateral displacement)와 요각(yaw angle)을 나타내며,  $y_1$ ,  $\psi_1$ ,  $y_2$ ,  $\psi_2$ 는 각각 윤축에서의 횡변위와 요각을 나타낸다.

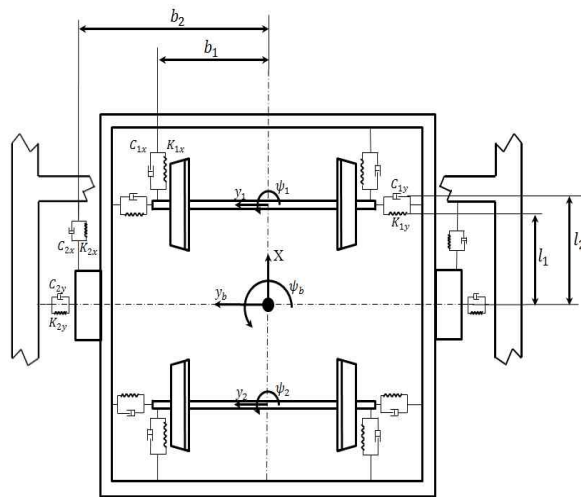


Fig. 2.4 A bogie model

대차의 운동방정식은 차체, 윤축의 1, 2차 현가장치로 연결된 대차의 상대운동으로 표현할 수 있다.

윤축의 운동방정식은 현가장치 반력, 수직력  $F_n$ , 크리프력  $F_c$ , 플랜지 접촉력  $F_f$ 로 이루어져 있다.

$$M_b \ddot{y}_b = 2K_{1y}y_{w1} + 2C_{1y}\dot{y}_{w1} + 2K_{1y}y_{w2} + 2C_{1y}\dot{y}_{w2} - (2K_{2y} + 4K_{1y})y_b - (2C_{2y} + 4C_{1y})\dot{y}_b \quad (2.3)$$

$$I_b \ddot{\psi}_b = -(2b_2^2 K_{2x} + 4b_1^2 K_{1x} + 4l_1^2 K_{1y})\psi_b + (2b_2^2 C_{2x} + 4b_1^2 C_{1x} + 4l_2^2 C_{1y})\dot{\psi}_b + 2l_1 K_{1y}y_{w1} + 2b_1^2 K_{1x}\psi_{w1} - 2l_1 K_{1y}y_2 + 2b_1^2 K_{1x}\psi_{w2} + 2l_2 C_{1y}\dot{y}_{w1} + 2b_1^2 C_{1x}\dot{\psi}_{w1} - 2l_2 C_{1y}\dot{\psi}_{w2} + 2b_1^2 C_{1x}\dot{\psi}_{w2} \quad (2.4)$$

$$M_w \ddot{y}_i = F_{syi} + F_{ni} + F_{ci} + F_{fi} \quad (2.5)$$

$$I_{wz} \ddot{\psi}_i = M_{si} + M_{ni} + M_{ci} + M_{fi} \quad (2.6)$$

여기서  $i=1,2$ 는 각각 앞, 뒤 윤축을 나타낸다.

현가장치 반력과 모멘트는 각각 식 (2.7)~(2.8)과 같으며, 수직력과 모멘트는 식 (2.9)~(2.10)과 같다.

$$F_{syi} = -2K_{1y}y_{wi} - 2C_{1y}\dot{y}_{wi} + 2K_{1y}y_b + 2C_{1y}\dot{y}_b - (-1)^i 2K_{1y}l_1\psi_b - (-1)^i 2C_{1y}l_2\dot{\psi}_b \quad (2.7)$$

$$M_{szi} = 2K_{1x}b_1^2\psi_b + 2C_{1x}b_1^2\dot{\psi}_b - 2K_{1x}b_1^2\psi_{wi} + 2C_{1x}b_1^2\dot{\psi}_{wi} \quad (2.8)$$

$$F_{ni} = \left( \frac{M_c + 2M_b}{4} + M_w \right) g \cdot \frac{\lambda}{a} \cdot y_i \quad (2.9)$$

$$M_{ni} = \left( \frac{M_c + 2M_b}{4} + M_w \right) g \cdot a \lambda y_i \quad (2.10)$$

크리프력은 기본적으로 Kalker에 의한 선형 크리프력과 Vermeulen에 의한 비선형 크리프력, 두 가지로 나눌 수 있다. Kalker의 도출은 포화 상수(saturation constant)를 사용 Wormley [91]에 의해 수정되었다. 크리프력과 모멘트는 식 (2.11)~(2.12)와 같다.

$$F_{cri} = -\frac{2\alpha_i f_{11}}{V} (\dot{y}_{wi} - V\psi_{wi}) - \frac{2\alpha_i f_{12}}{V} (\dot{\psi}_{wi} - \frac{V}{R}) - \frac{2r_0 \alpha_i f_{11}}{V} \frac{\lambda}{a} \dot{y}_{wi} \quad (2.11)$$

$$M_{cri} = -\frac{2a\lambda\alpha_i f_{33}}{r_0} y_{wi} + \frac{2\alpha_i f_{12}}{V} \dot{y}_{wi} - (I_{wy} \frac{V}{r_0} - \frac{2r_0 \alpha_i f_{12}}{V}) \frac{\lambda}{a} \dot{y}_{wi} - 2\alpha_i f_{12} \psi_{wi} - \left( \frac{2a^2 \alpha_i f_{33}}{V} + \frac{2\alpha_i f_{22}}{V} \right) \dot{\psi}_{wi} \quad (2.12)$$

여기서 포화 상수는 크리프력의 비선형성을 고려하기 위해 Wormley에 의해 정의되었다.

$$= \begin{cases} \frac{1}{\beta_i} \beta_i - \frac{1}{3} \beta_i^2 + \frac{1}{27} \beta_i^3 & \beta_i \leq 3 \\ \frac{1}{\beta_i} & \beta_i \geq 3 \end{cases} \quad (2.13)$$

여기서  $\beta_i$ 는 Wormley의 비선형 크리프 모델의 비선형 계수이다.

$$\begin{aligned} c &= -2F_y(\xi_y) \\ M_c &= -2F_x(\xi_x) \end{aligned} \quad (2.14)$$

Vermeulen 크리프 이론은 동시에 종방향 및 횡방향 크리프력을 고려했다. 마지막으로 식 (2.15)와 같이 플랜지와 레일 사이의 접촉력을 표현할 수 있다. 여기서  $\delta$ 는 정상상태에서의 차륜과 레일의 플랜지 사이의 거리를 의미한다.

$$F_f = \begin{cases} k_0(y-\delta) & \delta < y \\ 0 & -\delta \leq y \leq \delta \\ k_0(y+\delta) & y < -\delta \end{cases} \quad (2.15)$$

### 2.3 한계사이클과 안정성

포화상수가 1인 경우, 운동방정식 (2.3), (2.4), (2.5), (2.6)과 식 (2.13), (2.14)는 Kalker 선형 크리프이론과 같이 선형적인 결과를 나타낸다. 그러나 Vermeulen에 의한 3차 다항식, 그 이상 고차 다항식으로 표현하는 Polach 계산식과 줄 이론 결과는 비선형적인 결과를 나타낸다. 크리프를 고려한 대차의 동특성은 수치적분을 통해 결과를 얻을 수 있지만, 수치해석 결과의 정확성이 보장 될 수 없고, 수치적분법의 특징상 수치적 오류가 발생할 수 있다. 따라서 수치적분법이 아닌 다른 해석법이 필요하고, 안정성 분석은 실질적인 해의 존재를 확인하기 위해 필요하다.

6 자유도 대차 시스템의 상태방정식은 식 (2.16)과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{X} = F(X, V) \quad (2.16)$$

여기서 상태벡터  $X \in R^{12}$ ,  $f$ 는 벡터장을 의미하며,  $V$ 는 차량의 전진속도를 나타낸다. 식 (2.17)과 같은 선형방정식은 테일러급수를 통해 얻을 수 있다.

$$= J(V)X \quad (2.17)$$

여기서  $J(V) = \partial F / \partial x_i$ , ( $i, j = 1, \dots, 12$ )는 속도  $V$ 에서의 자코비언 행렬(Jacobian matrix)이다.

비선형방정식의 해  $X=O$ 은 시스템의 평형점이다. 비선형 시스템의 평형 상태의 안정성은 행렬  $J(V)$ 의 고유치를 계산함으로써 결정할 수 있다. 일반적으로 낮은 속도에서 행렬  $J(V)$ 의 모든 고유값은 음의 실수만이 존재한다. 속도  $V$ 가 증가하면 공액복소수는 Hopf 분기에 의한 한계사이클의 발생을 의미한다. 한계사이클을 계산하기 위해서 다중 스케일 방법(multiple scale method), 평균치 방법(averaging method), 직접 수치적분, 슈팅 방법(shooting method) 등 여러 가지 방법이 있다. 본 연구에서는 운동방정식이 복잡하므로 단순 계산이 어려워 슈팅 방법을 적용하였다.

만약 대차의 횡방향 속도가  $X_2(0)=0$ 로 설정되고,  $X_2$  대신 주기  $T$ 가 미지수로 설정 된다면 12개의 미지수를 가지게 된다.  $t=0$ 에서 가정된 초기조건에서  $T$ 의 응답은 수치적분을 통해 계산할 수 있고 평형점에서의 자코비언을 계산할 수 있다.  $(X(t) = X(t+T))$  식을 만족하는 해는 뉴턴-랩슨 반복법(Newton-Raphson iteration)을 통해 찾을 수 있다. 한계사이클의 안정성은 시스템의 일가성 행렬(monodromy matrix)를 연구함으로써 평가할 수 있다.

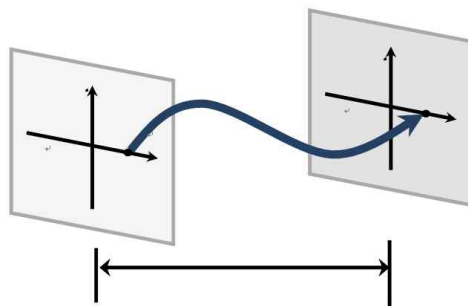


Fig. 2.5 Shooting method

## 2.4 수치해석

크리프 곡선 변화에 따른 대차의 횡변위가 Fig. 2.7에 도시되어 있다. Kalker의 이론 적용 시 305 km/h 근처에서 횡변위는 발산한다. 그러나 Wormley의 비선형 크리프 모델을 사용하여 얻은 임계속도는 Kalker의 선형 크리프모델에서보다 큰 값이다. 그러나 Wormley 모델은 Kalker의 선형 크리프모델의 변형으로 물리적 타당성은 입증할 수는 없다. 줄 이론, Vermeulen 이론과 Polach의 계산 등의 크리프를 통해 구한 임계속도는 Kalker와 Wormley의 임계속도와 다르다. 이것은 크리프 곡선의 기울기가 고속열차의 임계속도를 결정하는 중요한 요소임을 의미한다. Fig.

2.6은 종방향의 줄 이론을 적용하여 구한 대차와 앞, 뒤 윤축의 횡변위를 의미한다. 그것은 수평 변위가 220 km/h 근처에서 동시에 발산함을 나타낸다. Fig. 2.3을 고려하여 Fig. 2.7과 같이 크리프 곡선의 기울기가 크다면 임계속도는 상승한다. 이는 식 (2.2) 및 (2.14)로 설명 할 수 있다. 즉 횡속도  $y$ , 요속도  $\dot{\psi}$ 는 각각 횡방향 및 요운동을 억제할 수 있는 감쇠로 작용한다. 그러나 연성 강성(coupled stiffness)으로 작용하는 요각  $\psi$ 과 횡변위  $y$ 는 시스템의 불안정성을 유발할 수 있다. 크리프 곡선의 기울기가 크면 응답의 크기를 억제할 수 있으며, 그 결과 임계속도는 상승하는 것이다.

Fig. 2.8은 1/20과 1/40 차륜 답면구배에 따른 대차, 전면 및 후면 바퀴의 횡변위를 Wormley의 모델로서 계산한 결과이다. 또한 Fig. 2.8은 더 작은 차륜 답면구배가 임계속도 증가에 크게 영향을 미치는 것을 나타내고 있으며, 동일한 크리프에서 작은 답면구배의 차륜이 더 큰 크리프력을 발생시키기 때문이다. 그러나 Fig. 2.6~2.8은 MATLAB의 ODE45.m-룬지쿠타(Runge-Kutta method)법을 이용하여 수치적분 결과로서 애매모호한 한계사이클을 나타낸다. Fig. 2.9는 Wormley 모델을 이용하여 구한 대차에서의 임계속도를 나타낸 그림이다. RK inc는 속도를 증가시키며 룬지쿠타법을 사용하여 구한 횡변위를 의미하며, RK dec는 반대로 속도를 감소시키며 구한 횡변위를 의미한다. 이러한 계산에서 특정 속도에서의 초기조건은 이전 속도의 마지막 결과를 대입하여야 한다. 두 계산의 차이는 비선형 효과가 있음을 의미한다.

수치해석 결과를 확인하기 위해 2.1.2절의 슈팅 알고리즘을 사용하였다. 뉴튼-랩슨법에서 초기조건 선택은 중요하다. 초기상태의 선택의 차이에도 불구하고 슈팅 방식에 의한 결과는 속도가 저하하는 결과로써 거의 동일하다. 슈팅 알고리즘으로부터 한계사이클이 구해지면 그 한계사이클의 안정성을 일가성 행렬(monodromy matrix)를 계산하여 판별할 수 있다. 속도가 280 km/h로 증가할 때까지 해는 안정하며, 280~335 km/h에서는 불안정하다. 그리고 335 km/h에서 고유치가 복소값을 갖는다. 이는 335 km/h에서 호프 분기(Hopf bifurcation)가 존재한다는 것을 의미한다.

Fig. 2.10은 슈팅 방식을 이용하여 한계사이클의 주기를 계산한 그림이다. 주기는 속도에 따라 약간 변화한다. Fig. 2.11은 400 km/h에서 대차의 횡변위(a), 요운동(b), 앞, 뒤 차륜을 나타낸다. 궤도는 정확한 원이 아니다.

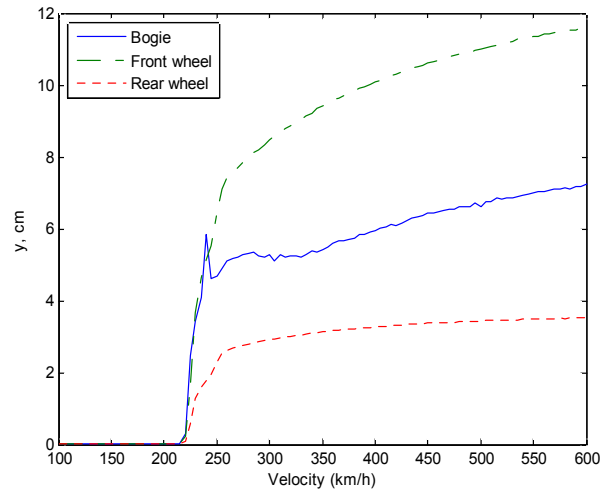


Fig. 2.6 Lateral displacement of bogie, front and rear wheel using strip theory

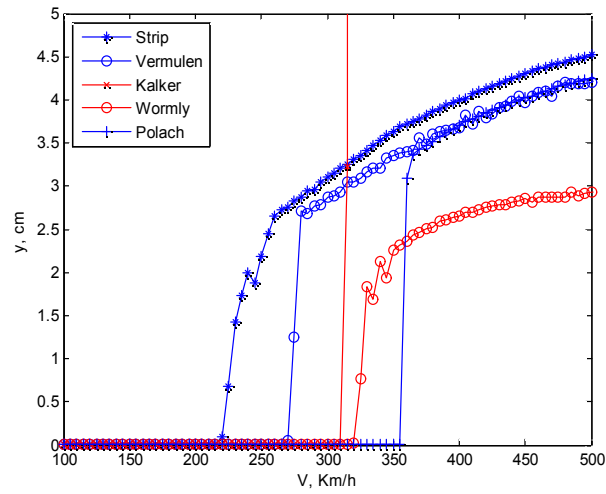


Fig. 2.7 Lateral displacements depending on creep theories

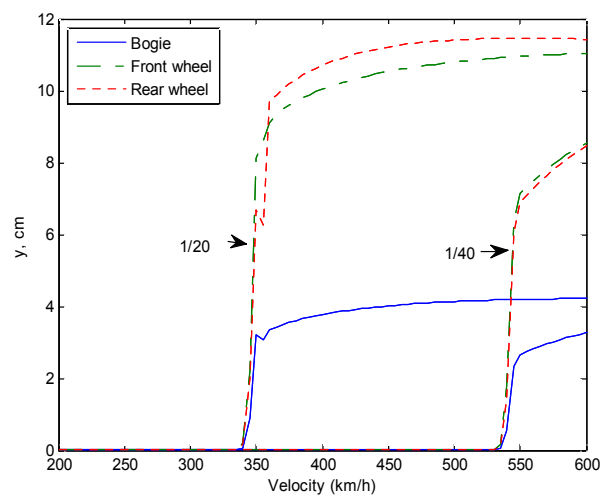


Fig. 2.8 Lateral displacements of bogie, front wheel, and rear wheel with the variation of wheel conicity

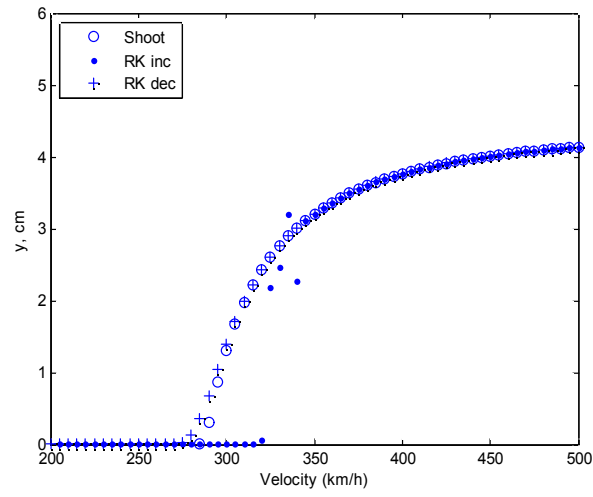


Fig. 2.9 Initiation of limit cycle

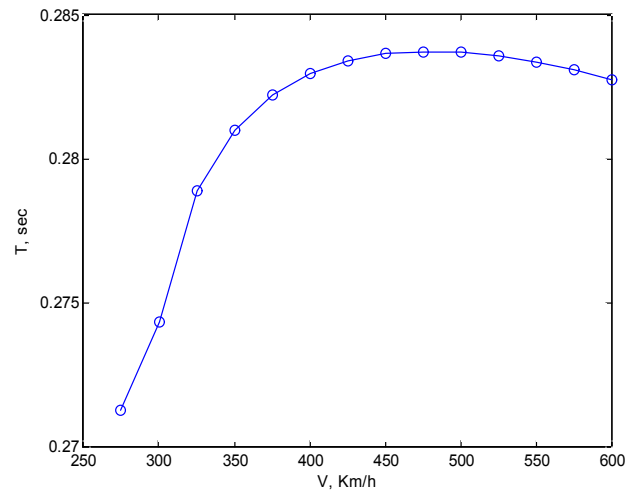
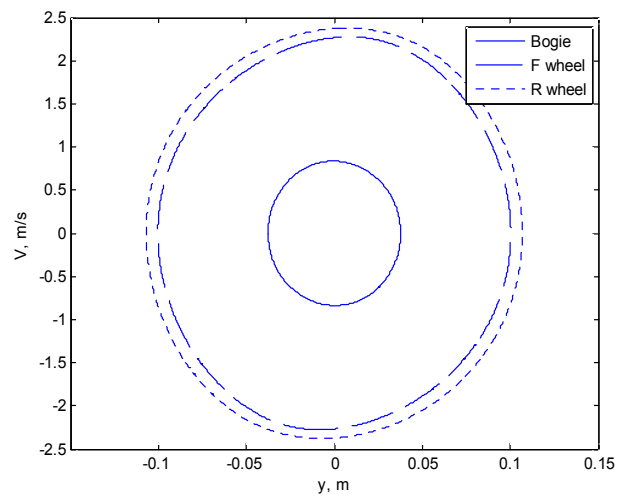
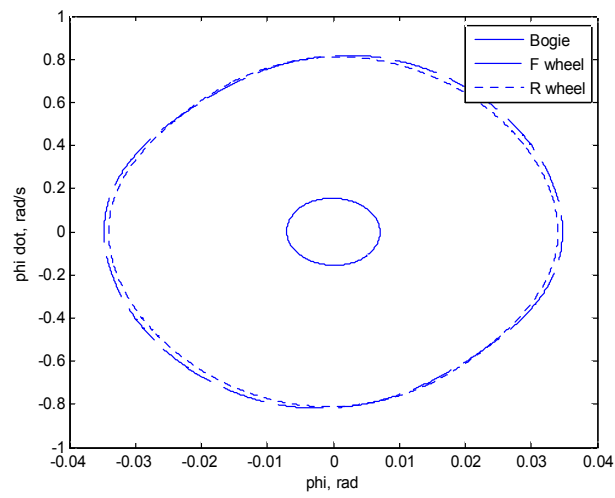


Fig. 2.10 Periods of the limit cycle using shooting method

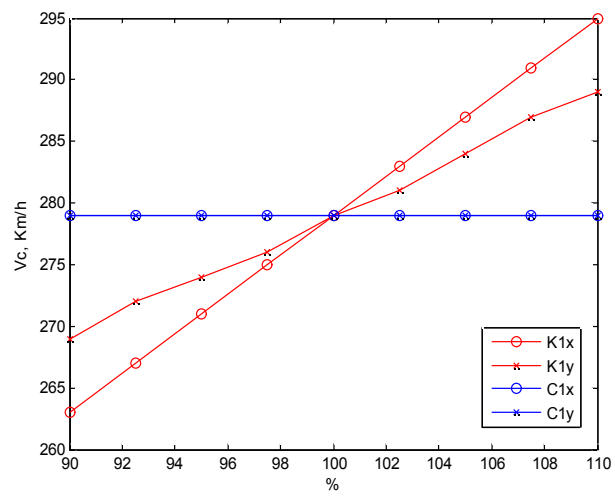


(a) Lateral motion

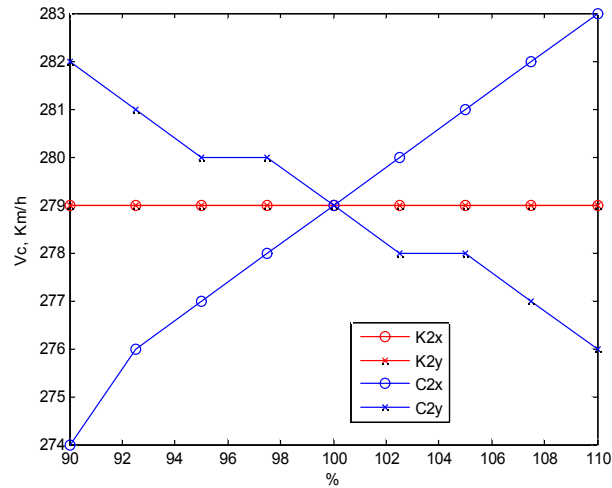


(b) Yawing motion

Fig. 2.11 Limit cycle at 400 km/h



(a) primary suspension



(b) secondary suspension

Fig. 2.12 Influence of suspension parameters

Fig. 2.12는 Wormley의 모델을  $x=0$ 의 고정점에서 1차 및 2차 현가장치의 매개변수 변화를 통한 안정성 분석결과를 나타낸 것이다. Fig. 2.12(a)로부터 1차 현가장치의 강성의 증가는 임계속도의 증가에 영향을 미침을 보여준다. 그러나 1차 현가장치의 감쇠계수는 임계속도 변화에 무관함을 알 수 있다. Fig. 2.12(b)는 2차 현가장치의 강성은 임계속도에 영향을 커다란 영향을 미치지 못함을 보여준다. 그러나 2차 현가장치의 감쇠계수는 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 현가장치 파라미터의  $\pm 10\%$ 의 편차에 의한 임계속도의 변화는 크리프 곡선의 기울기 변화에 따른 임계속도와 비교하여 영향이 적다는 것을 알 수 있다.

차륜의 횡변위가 레일과 차륜 사이의 허용 간극(dead band)를 초과하는 경우(본 연구에서는 3cm), 플랜지 접촉이 발생한다. Fig. 2.13은 Vermeulen 크리프이론을 적용하여 플랜지 접촉을 고려한 경우와 그렇지 않은 경우를 비교한 그림이다. 전륜의 횡변위는 275 km/h 이상에서 플랜지 접촉이 발생된다. 이는 플랜지 접촉이 고려되지 않은 해석 결과에 비해 크게 감소된 값이다. Fig. 2.13은 플랜지 접촉에 의해 임계속도가 커졌음을 나타낸다. 따라서 고속전철의 정확한 임계속도를 계산하기 위해서는 플랜지 접촉이 고려되어야 함을 알 수 있다. Fig. 2.14는 300 km/h의 차륜의 상태도(phase diagram)를 나타낸다. Fig. 2.14에 도시된 바와 같이 플랜지 접촉이 이루어지면 횡변위는 제한되나 접촉에 의해 복잡한 상태도 그리게 되며 이는 높은 주파수를 유발함을 알 수 있다.

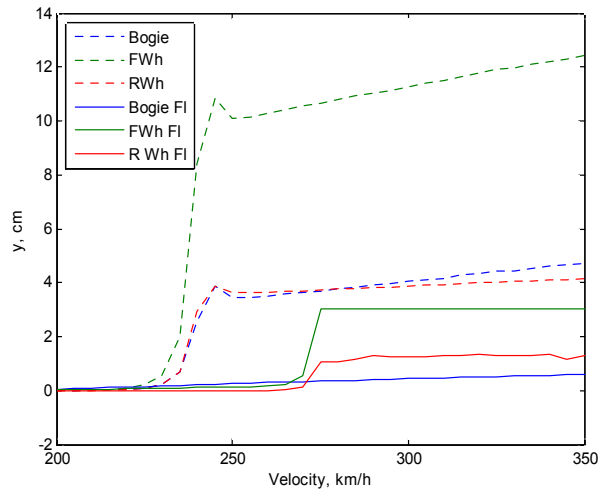


Fig. 2.13 Lateral displacement due to flange contact

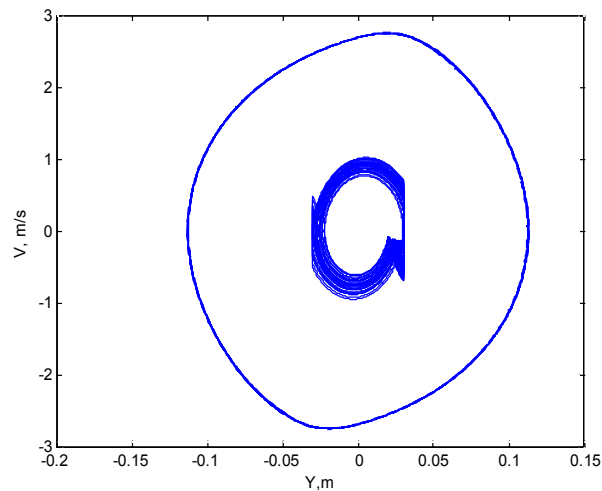


Fig. 2.14 Lateral phase portrait of the front wheel at 300 km/h

## 2.5 소결론

고속전철의 성능 중 임계속도는 주요인자 중 하나이다. 임계속도를 증가시키기 위해, 차륜/레일 접촉에 의해 발생하는 크리프 곡선 특성을 6 자유도 대차 모델로서 Kalker 선형 크리프이론, Vermeulen 비선형 크리프이론을 적용하여 해석하였다. 대차와 윤축의 횡운동과 요운동을 알기 위하여 운동방정식은 수치해석과 슈팅 알고리즘을 사용하여 해석하고, 해의 안정성을 확인하였다.

철도차량의 임계속도는 Kalker의 선형 크리프이론에서 불안정점에 의해 정의된다. 그러나 비선형성이 있는 Wormley 모델, Vermeulen 모델, Polach 모델, 줄 이론에 의해 계산된 모델은 Hopf 분기를 통해 한계사이클이 발생한다. Kalker의 선형 크리프이론을 수정한 Wormley 모델은 포화상수를 1로 정의함으로써 Kalker의 이론을

적용했을 때와 동일한 임계속도를 구할 수 있다. Vermeulen 모델, Polach 모델, 줄 이론을 적용한 모델은 크리프 곡선에서 수렴하기 전까지의 기울기가 급할수록, 임계속도가 커짐을 알 수 있었다. 크리프력의 변화가 클수록 작용하는 감쇠값이 커져 시스템의 불안전성을 막아준다. 또한 차륜의 답면구배가 작을수록 임계속도는 증가하며, 1, 2차 강성 및 감쇠계수의 변화는 임계속도에 크게 영향을 미치지 못한다. 그러므로 크리프 곡선의 기울기를 급하게 만들어줄 수 있는 차륜의 형상을 설계한다면 임계속도를 향상시키는 효과를 볼 수 있다. 만약 플랜지 접촉을 고려한다면 한계사이클이 발생하는 속도는 고려하지 않은 경우보다 임계속도가 더 큰 것을 확인하였다. 플랜지 접촉이 발생할 경우, 윤축의 횡변위는 차륜 플랜지 간극만큼으로 제한되고, 주파수는 증가한다. 이 때 증가된 주파수는 철도차량에서 공진을 발생시킬 수 있으므로, 설계 시 주의하여야 한다.

### 3. 차륜-레일 접촉을 고려한 곡선주행 해석

2절에서 직선주행 시 발생하는 비선형 크리프에 의한 철도차량 임계속도를 해석하였다. 그러나 실제 철도차량이 주행할 경우 직선구간보다 곡선구간에서 안정성 및 안전성 문제가 크게 발생한다.

다수의 철도차량 곡선주행에 관한 기존연구는 차량안정성에 초점이 맞추어져 있으며, 일반적으로 철도차량 동특성해석을 위해서 차량운동을 준정적(quasi-static) 상태로 가정한 뒤 수치해석을 하였다. 이를 바탕으로 특정 철도차량에서의 차량안정성 연구가 이루어져왔다. Knothe[92]는 지난 2세기 동안의 철도차량 안정성에 대한 연구를 정리하였다. 또한 Knothe는 앞선 철도차량 안정성 연구를 위해 분기해석을 하였으며, 윤축의 비선형 동특성을 속도, 현가장치, 플랜지 접촉력 등의 함수로써 표현하였다[93]. Yang[94]은 차량 대차의 임계속도와 비선형 요댐퍼, 차륜/레일 접촉문제와의 상관관계를 연구하였다. 또한 1개의 윤축에서 발생하는 헤팅과 Hopf 분기현상에 대해 1차 요댐퍼와 차륜/레일 접촉력의 관점에서 설명하였다. Yabuno[95]는 윤축의 헤팅을 제어하는 방법에 대해 연구하였으며, Scheffel[96]은 대차의 헤팅 안정성 향상을 위해 비선형 수동 현가장치(passive suspension)을 제안하였다. Cheng[97]은 철도차량을 27 자유도 모델로 모델링한 후 현가장치 설계변수 변화에 따른 차량의 안정성 및 탈선계수를 계산하였다. Wen[98]은 철도차량이 곡선주로 통과 시 발생하는 레일마모의 형태를 수치해석하였다. 그 결과 철도차량이 곡선주행 시 레일표면에 파상마모가 발생하며, 곡선주로 간격 변화에 따라 차륜과 레일에서 진동이 발생하였다. 또한 레일에서 횡방향으로 마모가 발생하는 것을 확인하였다. Zboinski[99]는 철도차량이 곡선주행 시 발생하는 비선형 안정성을 윤축에 한정하여 연구하였다. 조재익[100]은 국내 철도차량인 차세대 고속철도의 대차 연결장치(Z-link)를 고려하여 ADAMS/Rail로 모델링한 후 안정성, 가진응답 등을 해석하였다.

실험적인 연구로서 Matsumoto[101]는 곡선주행 시 발생하는 스켈소음, 탈선, 레일 마모의 원인을 차륜/레일 사이의 마찰로 가정하고, 이를 검증하기 위하여 마찰계수를 변화에 따른 롤러리그 시험을 하였다. Sun[102]은 곡선주로에서 차륜의 점착과 미끄러짐에 의해 발생하는 레일의 마모에 대한 연구를 하였다. 신유정[103]은 철도차량의 승차감 향상을 위해 2차 현가장치의 변화에 따른 주행특성을 알아보고, 그에 따른 주행안정성을 판단하기 위해 실제 차량 모델을 근사화한 차체 상사모델을 제작하여 실험하였다. 엄범규[104]는 상사기법을 적용하여 1/5 축소대차로서 주행안정성 시험을 하였다.

탈선에 관한 연구로는 Nadal[105]은 플랜지 타오르기 탈선(flange climb derailment)이 발생하는 판단기준으로 차륜의 횡력과 수직력의 비로써 탈선계수를 제안하였다. Nadal식은 탈선여부를 판별하는데 유용하게 쓰이고 있다. 그러나

Nadal의 탈선계수는 차륜의 플랜지와 레일의 접촉 평면에서 단순 힘의 평형만으로 이루어져 있어, 실제 탈선여부를 판별하기에는 한계가 있다. Kalmel[106]과 Sweet[107]는 상세한 차륜 탈선모델을 수립하고, 하나의 윤축에서 타고오름 탈선에 대한 실험과 수치해석을 하였다.

기존의 곡선주행에 관한 연구에 따르면 철도차량 안정성을 위해 차륜/레일 접촉문제와 현가장치에 대한 연구가 주를 이루고 있으며, 최근 들어 수치해석을 통해 철도차량의 안정성 및 안전성을 판단하는 연구가 이루어지고 있다. 국내연구에서는 철도차량 동특성 이해를 위해 축소모델을 통한 실험적 접근, ADAMS/Rail 등의 상용프로그램을 통한 전산해석적 접근이 주를 이루고 있다. 본 연구에서는 곡선주행 시 발생하는 철도차량의 동특성을 파악하기 위하여 윤축, 대차, 차체에서 횡변위와 요변위를 각각 고려한 2, 6, 14 자유도모델을 만들었으며, 보다 정확히 안정성을 평가하기 위하여 대차와 차체의 수직변위를 고려한 20 자유도모델까지 수립하였다. 임계속도 향상을 위해 현가장치 설계변수 최적화를 수행하였으며, 곡선주행 시 철도차량의 동특성의 변화를 파악하기 위하여, 곡률반경 변화에 따른 수치해석을 하였다. 직선주조뿐만 아니라 탈선방지를 위한 차륜의 플랜지와 레일의 접촉 시 철도차량 동특성에 어떠한 영향을 미치는지에 대해 연구하였으며, 주행안정성을 위해 설계된 캔트량의 변화가 차량안정성에 미치는 영향에 대해 연구하였다. 또한 보다 현실에 근접한 해석을 위하여 완화곡선을 고려하여 수치해석하였고, 이를 바탕으로 곡선주행 시 발생할 수 있는 탈선문제에 대해 연구하였다.

### 3.1 곡선주행 해석모델

식 (3.1)~(3.8)은 각각 차체, 대차, 윤축에서의 횡(y)변위와 요(yaw)각을 표현한 모델이다. Fig. 3.1과 같이 1개의 윤축모델을 2 자유도, 2개의 윤축모델과 1개의 대차모델을 6 자유도, 4개의 윤축모델과 2개의 대차모델, 1개의 차체모델을 14 자유도로 구성하였으며, 20 자유도 모델은 14 자유도 모델에서 대차와 차체의 롤(roll)각을 추가한 모델이다. Fig. 3.1에서  $y_1$ 은 윤축의 중심으로부터 1차 현가장치까지의 거리,  $b_2$ 는 윤축의 중심으로부터 2차 스프링까지의 거리,  $b_3$ 은 2차 댐퍼까지의 거리를 나타내며,  $l_1$ ,  $l_2$ 는 각각 차체의 중심으로부터 1차 스프링과 댐퍼까지의 거리를 나타낸다.  $\alpha$ 는 2절에서의 설명한 포화상수이며,  $v$ 는 철도차량의 주행속도,  $g$ 는 중력가속도를 의미한다. 또한  $M$ 은 질량,  $I$ 는 관성모멘트를 의미하며, 아래첨자  $c$ ,  $t$ ,  $w$ 는 각각 차체, 대차, 윤축을 의미하고,  $i$ ,  $j$ 로서 전, 후를 구분하였다. 곡선구간 모델의 경우, 2.1.1절의 직선구간 모델에 레일의 곡률반경  $R$ 과 캔트량  $\phi_{se}$ 가 추가적으로 고려되었다. 해석을 위한 매개변수는 부록 E에 정리하였다. 식 (3.7)~(3.8)에서의  $y_{ij}$ 와  $M_{szij}$ 는 각각 현가장치에 의한 힘과 모멘트로서, 식 (2.8)~(2.9)와 동일하게 적용하였으며, 운동방정식은 크리프력과 현가장치의 의한 힘의 합으로서 표현된다.

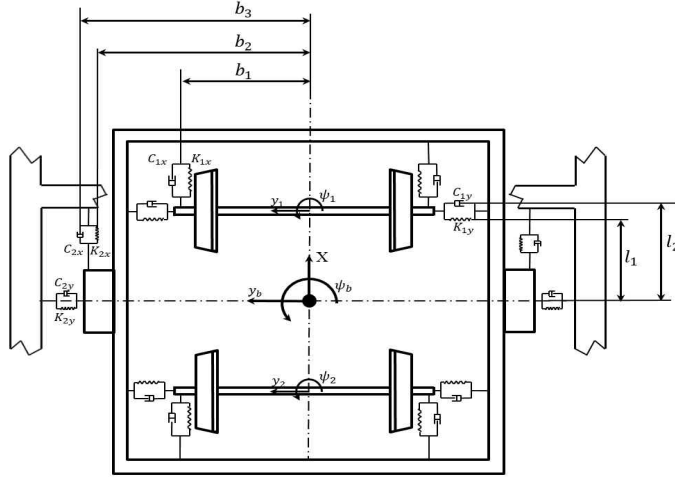


Fig. 3.1 Railway vehicle model

$$y_c = F_{syc} + \left( \frac{V^2}{gR} - \phi_{se} \right) M_c g \quad (3.1)$$

$$M_c \ddot{z}_c = F_{szc} - \left( 1 + \frac{V^2}{gR} \phi_{se} \right) M_c g \quad (3.2)$$

$$I_{cx} \ddot{\phi}_c = M_{sxc} \quad (3.2)$$

$$I_{cz} \ddot{\psi}_c = M_{szc} \quad (3.3)$$

$$M_t \ddot{y}_{ti} = F_{syti} + \left( \frac{V^2}{gR} - \phi_{se} \right) M_t g \quad (3.4)$$

$$M_t \ddot{z}_{ti} = F_{szti} - \left( 1 + \frac{V^2}{gR} \phi_{se} \right) M_t g \quad (3.5)$$

$$I_{tx} \ddot{\phi}_{ti} = M_{sxt} \quad (3.5)$$

$$I_{tz} \ddot{\psi}_{ti} = M_{szt} \quad (3.6)$$

$$M_w \left( y_{wij} - \frac{V^2}{R} \right) = - \frac{2\alpha_{ij} f_{11}}{V} (y_{wij} - V\psi_{wij}) - 2 \frac{\alpha_{ij} f_{12}}{V} (\psi_{wij} - \frac{V}{R}) - \frac{2r_0 \alpha_{ij} f_{11}}{V} (\lambda/a) y_{wij} \dot{\phantom{y}} \\ - [(W_{ext} + M_w g) + \frac{V^2 W_{ext}}{gR} \phi_{se}] \phi_{wij} - (W_{ext} + M_w g) \phi_{se} + \frac{V^2 W_{ext}}{gR} + F_{syij} \quad (3.7)$$

$$I_{wz} \ddot{\psi}_{wij} = - \frac{2a\lambda \alpha_{ij} f_{33}}{r_0} y_{wij} + \frac{2\alpha_{ij} f_{12}}{V} y_{wij} \dot{\phantom{y}} - (I_{wy} \frac{V}{r_0} - \frac{2r_0 \alpha_{ij} f_{12}}{V}) (\lambda/a) y_{wij} \dot{\phantom{y}} - 2\alpha_{ij} f_{12} \psi_{wij} \dot{\phantom{\psi}} \\ + (W_{ext} + M_w g + \frac{V^2 W_{ext}}{gR} \phi_{se}) a \lambda \psi_{wij} - \left( \frac{2a^2 \alpha_{ij} f_{33}}{V} + \frac{2\alpha_{ij} f_{22}}{V} \right) \psi_{wij} \dot{\phantom{\psi}} + \frac{2\alpha_{ij}}{R} (a^2 f_{33} + f_{22}) + M_{sziij} \quad (3.8)$$

### 3.2 현가장치 변화

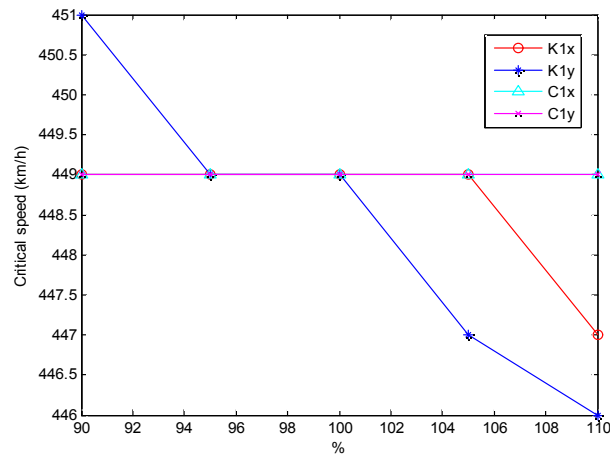
철도차량의 동특성은 현가장치 설계변수 변화에 의해 달라진다. 그러나 2.1.3절에서 직선구간에서 현가장치 설계변수 변화에 의한 철도차량의 임계속도는 크게 변하지 않음을 확인하였다. 본절에서는 곡선구간에서도 직선구간에서와 마찬가지로 현가장치 설계변수가 철도차량의 동특성에 크게 영향을 미치지 못하는지를 알기 위해 3.1절의 각 모델로 수치해석을 하였다. 수치해석 방법으로는 우선적으로 고유치해석으로 안정, 불안정 여부를 판단함으로써 임계속도를 구하려 하였으나,  $\omega = 0$ 의 고정점을 찾을 수 없어 부록 E에 정리된 HEMU 차량의 매개변수를 사용하여, MATLAB[8]의 ODE45.m을 사용함으로써 룬지쿠타법을 적용하여 수치적분을 하였다. 철도차량 동특성에 현가장치가 미치는 영향을 보기 위하여 HEMU 차량의 현가장치 설계 값을 기준으로  $\pm 5\%$ ,  $\pm 10\%$ 로 각각 변화시켜가며 임계속도해석을 하였다. 임계속도는 한계사이클이 발생하는 시점으로 정의하였다.

Fig. 3.2는 6 자유도 모델을 사용하여 각각 1, 2차 현가장치의 설계값을 변화시켜 임계속도 해석한 결과이다. Fig. 3.2에서 보면 1, 2차 댐핑계수(damping coefficient)의 변화에 의해서는 임계속도가 전혀 변하지 않았으며, 1차 강성(stiffness)이 증가할수록, 2차 강성이 줄어들수록 임계속도는 감소하는 것을 알 수 있으나, 전체적으로  $\pm 10\%$  변화에도 임계속도는 최대 1 %도 변하지 않았음을 알 수 있다.

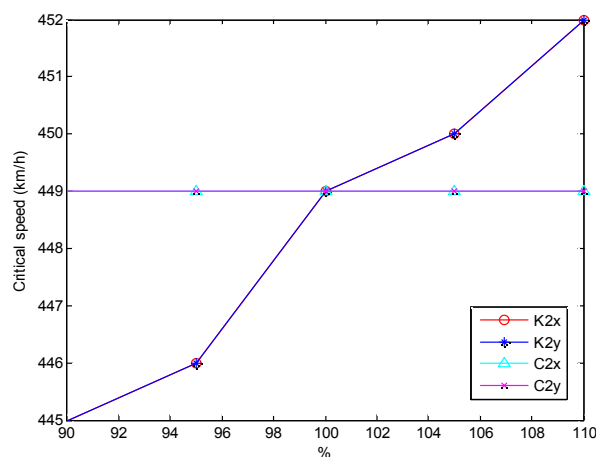
Fig. 3.2의 결과로부터 직선구간에서와 마찬가지로 곡선구간에서 철도차량의 동특성은 현가장치 설계변수 변화에 의해 크게 변하지 않음을 알 수 있다. 즉 철도차량 동특성은 현가장치가 아닌 다른 설계변수의 영향이 클 것으로 예상된다.

Park[109]은 1, 2차 현가장치 설계변수 변화가 임계속도에 미치는 영향을 검토한 결과 현가장치 설계변수 변화는 임계속도에 크게 영향을 미치지 못함을 보였다. Park은 1, 2차 현가장치의 설계변수를  $\pm 40\%$  변화시키며 분기해석을 하여 임계속도를 정의하였다. 그 결과 1차 현가장치의 경우 현가장치의 설계변수의  $+40\%$ 인 경우와  $-40\%$ 인 경우, 임계속도는 최대 약 20 km/h의 차이가 발생하였으며, 2차 현가장치의 경우는 최대 20 km/h의 차이도 나지 않는 결과를 나타내었다. 이 논문에서 나타낸 최대 임계속도의 값이 약 380 km/h인 점을 감안할 때, 현가장치 설계변수를  $\pm 40\%$ 의 큰 폭으로 변화시켰음에도 불구하고 최대 20 km/h 정도의 차이는 현가장치의 영향은 크지 않음을 의미한다. 본 연구에서는 1, 2차 현가장치의 설계변수를 HEMU 차량 기준  $\pm 10\%$ 로 변화시켜가며 임계속도 해석을 한 결과  $+10\%$ 인 경우와  $-40\%$ 인 경우, 임계속도는 1차 현가장치의 경우 최대 약 5 km/h, 2차 현가장치의 경우 최대 약 7 km/h의 차이가 발생함을 나타내었다. 기존의 Park의 연구와 유사한 비율의 결과로 나타났음을 알 수 있었으며, 이로써 본 연구결과의 신뢰성을 확보하였다고 판단하였다. 또한 Lee[66]는 대차모델을 윤축과 대차의 횡변위와 요각을 고려한 6 자유도 모델, 6 자유도 모델에서 윤축에서의 롤링각과 수직변위를 추가 고려함으로써 10 자유도 모델로 정의하고, 각각에 대해 현가장치 설계변수를 변화시켜가며 임계속도를 해석하였다. 정확한 임계속도의 값은 나타내고 있

지 않지만, 각 현가장치 설계변수 별 임계속도의 변화를 그래프로써 표현하였다. 그 결과로써 현가장치의 설계변수가 증가함에 따라 임계속도가 일정값으로 수렴하는 현상을 나타내고 있다. 1차 종방향 스프링의 경우 약  $5 \times 10^5 \text{ N/m}$  이상에서, 1차 횡방향 스프링의 경우 약  $2 \times 10^5 \text{ N/m}$  이상에서 임계속도가 크게 변하지 않는 현상이 나타났다. 본 연구의 HEMU 차량의 1차 현가장치의 설계변수는 각각  $7.5 \times 10^5 \text{ N/m}$ ,  $2.5 \times 10^5 \text{ N/m}$ 로써 이 범위에서 임계속도는 크게 변화하지 않음을 확인할 수 있다. 또한 기존문헌에서 2차 스프링 및 댐핑의 경우 설계변수 영향이 임계속도에 거의 영향을 미치지 못하는 현상을 보이는 등 현가장치의 설계변수의 변화가 임계속도에 미치는 영향이 미미함을 나타내고 있으며, 이 역시 본 연구결과와 동일함을 알 수 있다.



(a) primary suspension



(b) secondary suspension

Fig. 3.2 Influence of suspension parameters

### 3.3 곡률반경 변화에 따른 동특성 해석

레일의 곡률반경 이 곡선구간에서의 철도차량 동특성에 미치는 영향을 살펴보았다. 또한 크리프 곡선 변화에 따른 철도차량 동특성을 보기 위하여 Wormley 모델과 Vermeulen 모델을 각각 적용하여 수치해석하였다. 해석방법은 3.2절과 동일하며, 철도건설규칙[108]에 의거 Table 3.1과 같이 선로등급에 따라 경부고속선 (R7000 m), 호남고속선 (R5000 m) 및 1급선과 2급선을 각각 R3000 m, R1000 m로 가정하여 총 4가지 경우에 대해 각각 해석하였다.

Table 3.1 The radius of curvature along the track

| 선로의 등급 |       | 곡률반경 (m) |
|--------|-------|----------|
| 고속선    | 경부고속선 | 7,000    |
|        | 호남고속선 | 5,000    |
| 기존선    | 1급선   | 2,000    |
|        | 2급선   | 1,200    |

Fig. 3.3~3.6은 Wormley 모델을 적용하여 해석한 결과이며, Fig. 3.7~3.9는 Vermeulen 모델을 적용하여 해석한 결과이다. Fig. 3.3은 2 자유도 모델로써 곡률반경 변화에 따른 결과이다. Fig. 3.3에서 곡률반경이 커져도 횡진동이 급격히 커지는 구간, 즉 임계속도가 약 300 km/h로 일정함을 알 수 있다. Fig. 3.4는 6 자유도 모델로 해석한 결과이다. R1000과 R3000인 경우 임계속도가 증가하다가, 안정화된 후부터 2 자유도 모델과 마찬가지로 곡률반경 증가에도 불구하고 임계속도가 일정한 것을 확인할 수 있다. Fig. 3.5는 14 자유도 모델로 해석한 결과이며, 곡률반경이 증가함에 따라 임계속도가 증가하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 3.6은 14 자유도 모델에서 차체와 대차의 롤링(rolling)현상이 추가된 20 자유도 모델의 해석결과로써, 14 자유도 모델과 같이 곡률반경이 증가하면 임계속도 역시 증가함을 나타내고 있다.

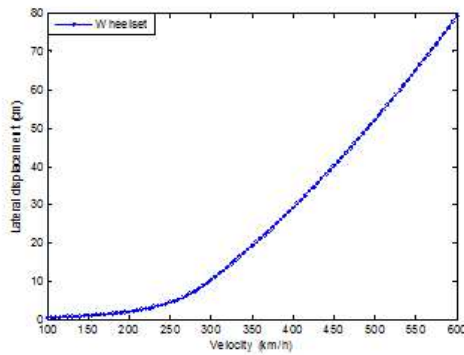
곡률반경이 증가할수록 직선구간과 유사해지므로, 임계속도 역시 증가해야 한다. 그러나 6 자유도 모델까지는 곡률반경이 증가해도 임계속도가 일정한 것으로 나타났다. Fig. 3.7~3.9는 Vermeulen 모델을 적용하여 해석한 결과로써 Wormley 모델과 같은 결과를 나타냄을 확인할 수 있다. Fig. 2.3에서 나타낸 Strip 크리프모델과 Polach 크리프모델을 각각 적용하여 해석한 결과는 부록 F에 나타내었다. Wormley, Vermeulen 모델뿐 아니라 Strip, Polach 모델에서도 동일한 결과를 확인할 수 있다. 이로써 실제 곡선주행 시 철도차량의 동특성을 파악하기 위해서는 대차모델이 아닌 차체까지 고려된 모델로 해석을 하여야 한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 3.10은 Vermeulen 모델과 Wormley 모델, Strip 모델을 각각 6, 14, 20 자유도 모델에서 임계속도를 비교한 그래프로서, 6 자유도에서는 곡률반경의 변화에 따라 임계속도가 달라지지 않은 현상을 보였다. 앞선 설명과 마찬가지로 곡선주행에서의 철도차량 동특성해석에 있어 6 자유도 모델은 무의미하다고 볼 수 있다. 14 자유도

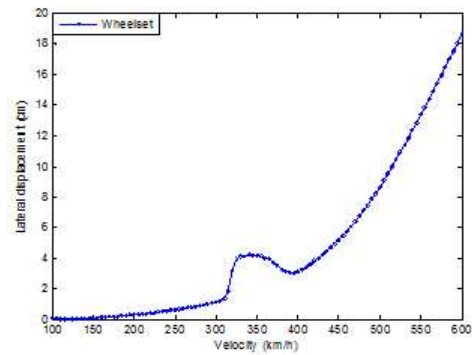
모델과 20 자유도 모델에서는 각 이론 적용 시 임계속도가 유사하게 나온 것을 확인할 수 있다.

차체는 철도차량 전체 무게 중 차지하는 비율이 가장 클 뿐만 아니라 실제 승객이 탑승하는 곳이기 때문에 진동에 가장 민감한 부분이다. 더욱이 곡선주행 시에는 곡률반경과 캔트량에 의해 차체가 기울어서 주행함으로써 차량안정성에 큰 영향을 미칠 수 있다. 따라서 곡선주행해석은 직선주행과는 달리 차량까지 고려된 14, 20 자유도 모델에서 해석되어야 함을 알 수 있다.

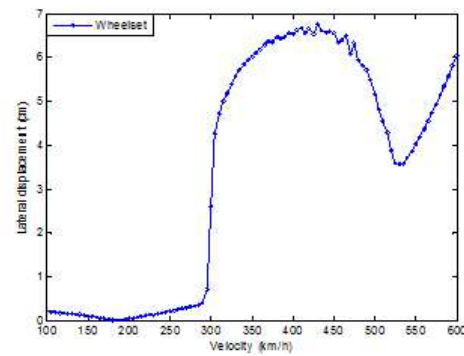
그러나 모든 해석결과에서 속도가 증가할수록 횡진동값이 무한히 커지는 것을 보이고 있다. 이는 탈선현상으로써 실제 상황에서는 차륜의 플랜지(flange)가 탈선을 막아주는 역할을 하고 있다. 따라서 플랜지 접촉을 고려하여 해석해야 보다 정확한 철도차량의 동특성 파악이 가능하다.



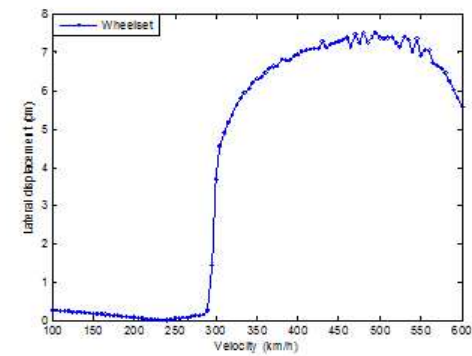
(a) R1000



(b) R3000

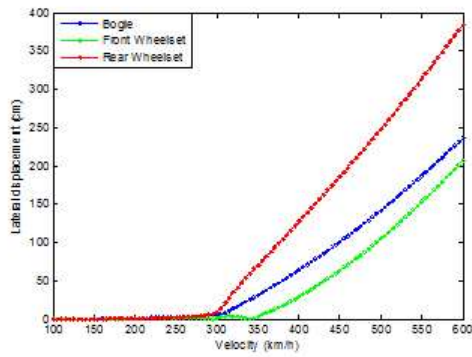


(c) R5000

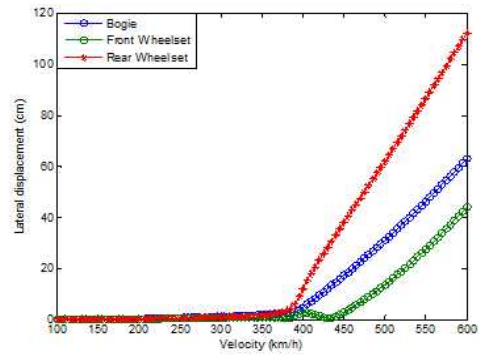


(d) R7000

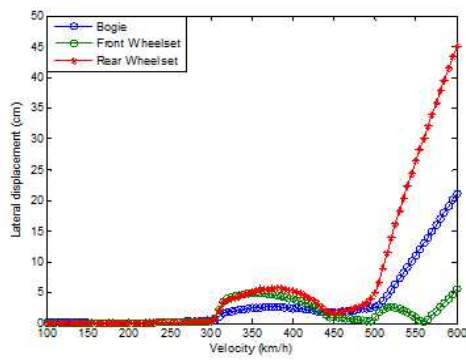
Fig. 3.3 Lateral vibration depending on the curvature with 2 DOF Wormley model



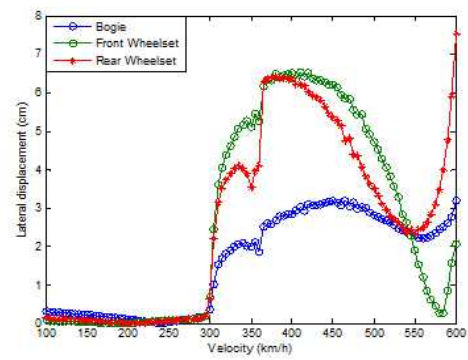
(a) R1000



(b) R3000

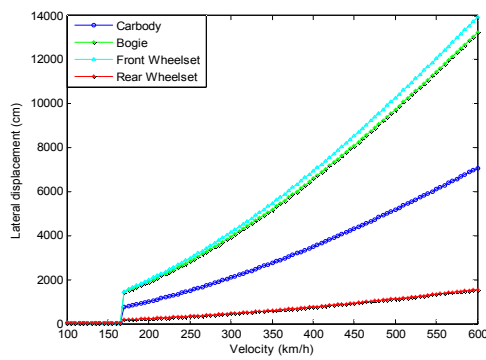


(c) R5000

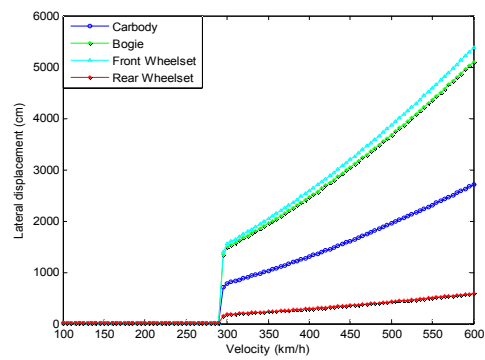


(d) R7000

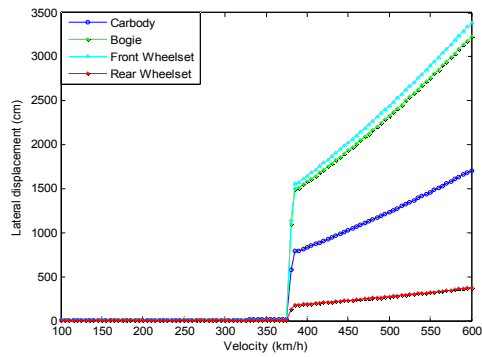
Fig. 3.4 Lateral vibration depending on the curvature with 6 DOF Wormley model



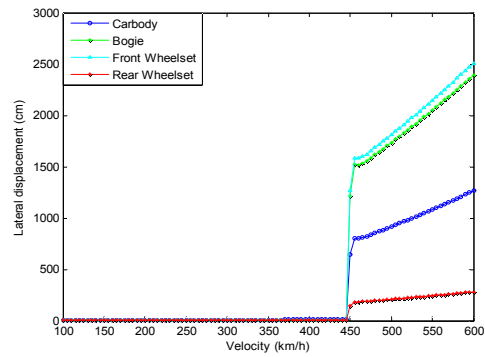
(a) R1000



(b) R3000

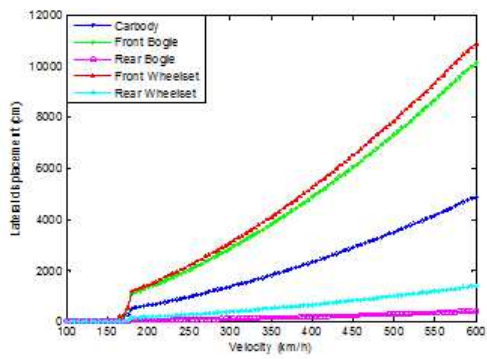


(c) R5000

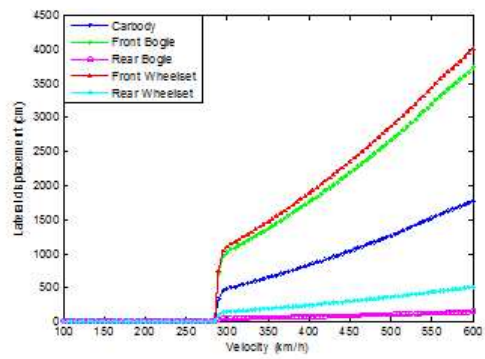


(d) R7000

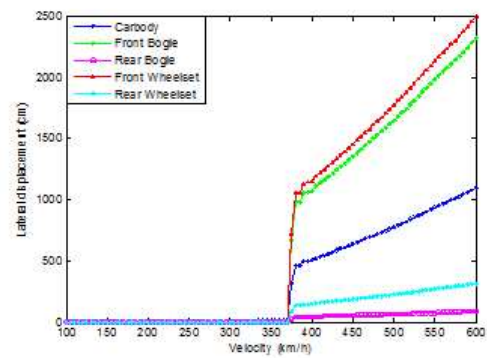
Fig. 3.5 Lateral vibration depending on the curvature with 14 DOF Wormley model



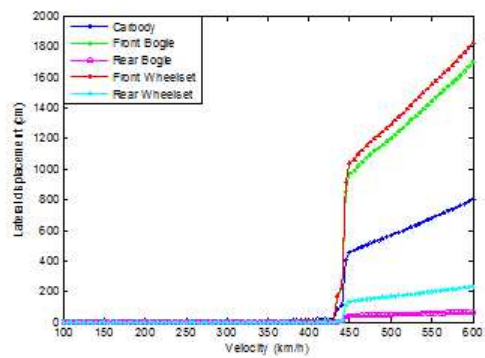
(a) R1000



(b) R3000

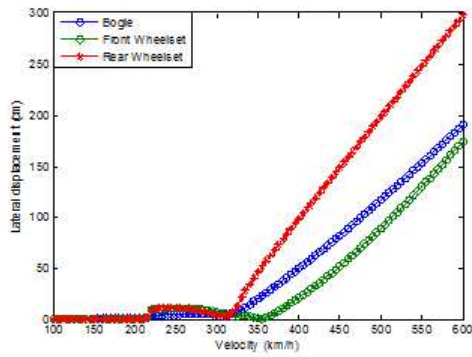


(c) R5000

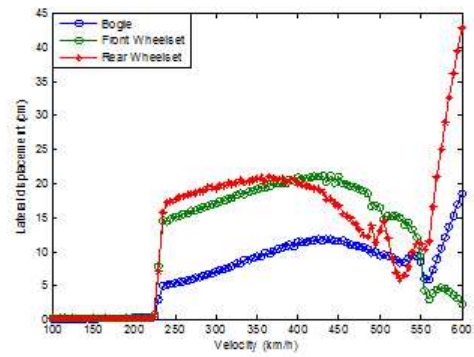


(d) R7000

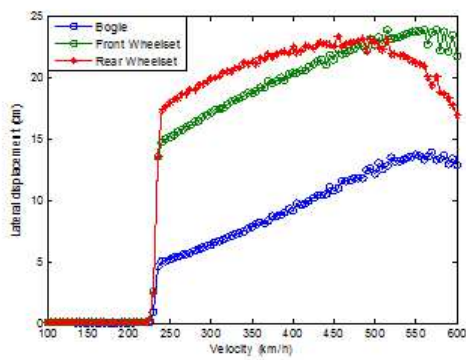
Fig. 3.6 Lateral vibration depending on the curvature with 20 DOF Wormley model



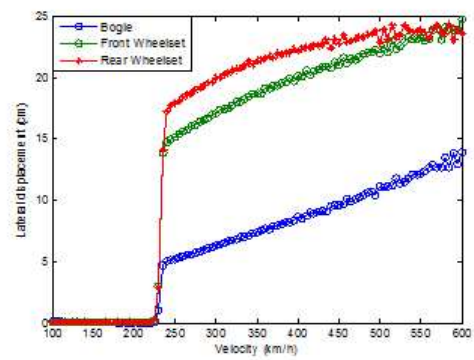
(a) R1000



(b) R3000

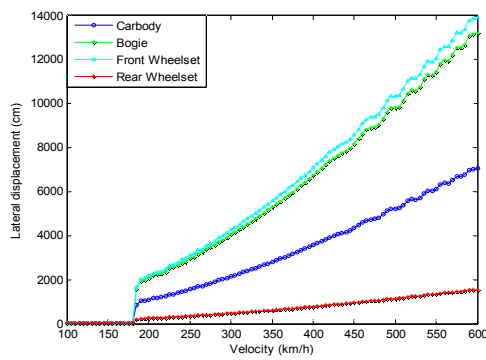


(c) R5000

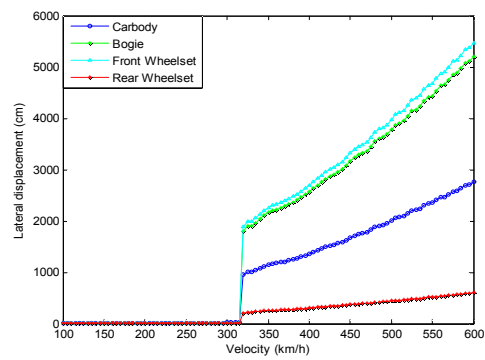


(d) R7000

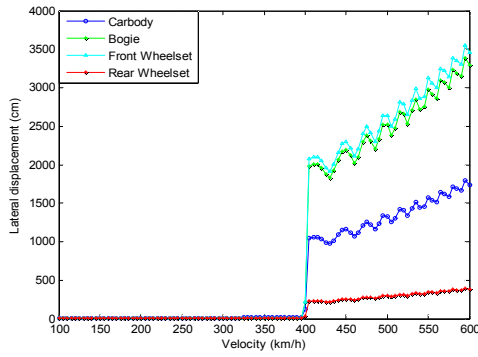
Fig. 3.7 Lateral vibration depending on the curvature with 6 DOF Vermeulen model



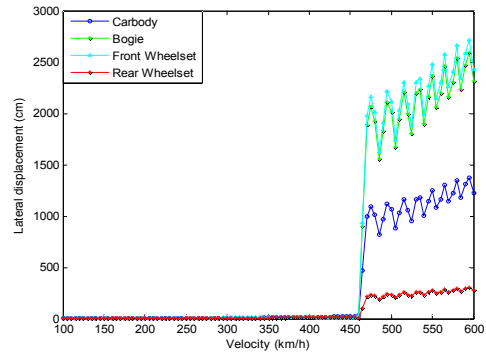
(a) R1000



(b) R3000

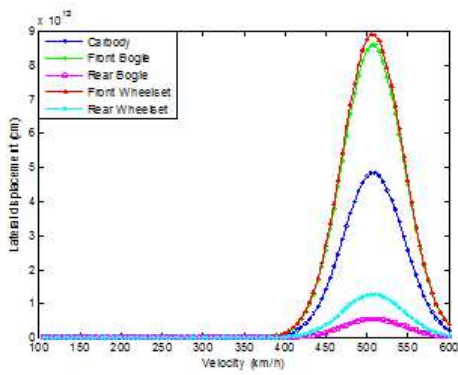


(c) R5000

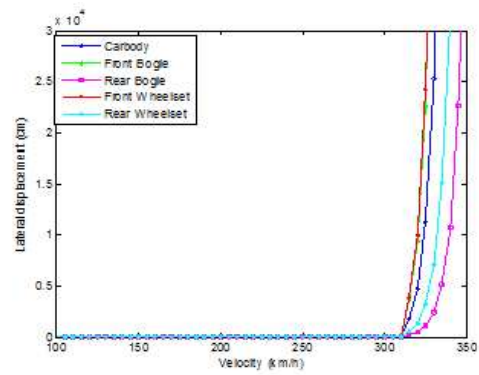


(d) R7000

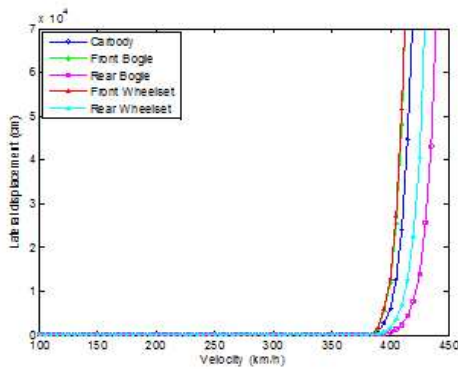
Fig. 3.8 Lateral vibration depending on the curvature with 14 DOF Vermeulen model



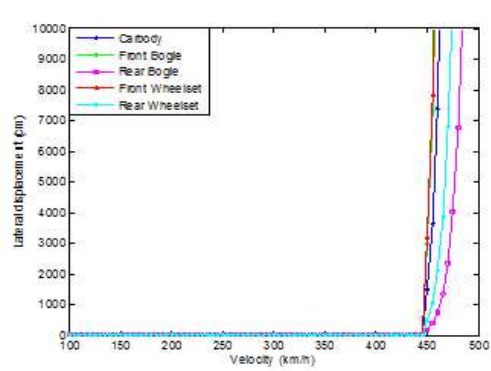
(a) R1000



(b) R3000



(c) R5000



(d) R7000

Fig. 3.9 Lateral vibration depending on the curvature with 20 DOF Vermeulen model

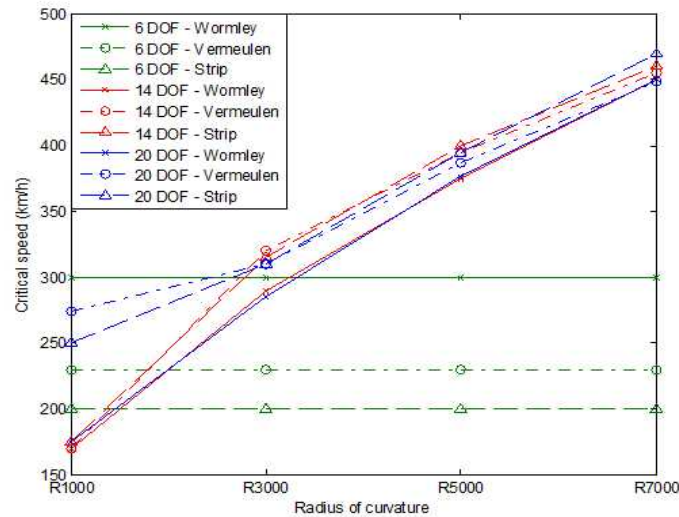


Fig. 3.10 Critical speed depending on curvature

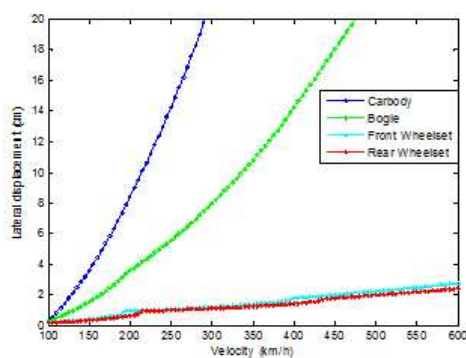
### 3.4 플랜지 접촉에 따른 동특성 해석

플랜지는 철도차량의 좌우변위를 제한함으로써, 철도차량 동특성에 크게 영향을 미친다. 2.1.3절에서 직선주행 시 플랜지 접촉에 의해 달라지는 동특성에 대해 연구하였으며, 본절에서는 곡선주행 시 플랜지 접촉에 의해 달라지는 철도차량의 동특성에 대해 연구하였다. 플랜지 접촉을 고려하기 위해 식 (3.15)를 사용하였다. Fig. 3.11~3.12는 각각 14, 20 자유도 Wormley모델, Fig. 3.13~3.14는 Vermeulen모델에서의 플랜지 접촉을 고려한 수치해석 결과이다. Strip모델을 적용한 해석 결과는 부록 G에 나타내었으며, 3.3절의 결과를 바탕으로 차체를 고려하지 않은 2, 6 자유도 모델해석은 제외하였다. 각 그림에서 보는 바와 같이 3.3절의 결과와는 다르게 윤축의 횡운동이 플랜지에 의해 제한된다는 것을 의미한다. 그러나 직선주행 시와 달리 곡선주행 시에는 윤축의 진동이 커지는 구간이 임계속도라고 보기는 어렵다. 직선주행 시에는 대차 및 차체의 주 가진원은 레일의 불규칙도에 의해 윤축에서 발생하는 진동이다. 따라서 직선주행 시 철도차량 동특성에 가장 큰 영향을 미치는 요소는 윤축의 운동이며, 윤축의 횡변위가 허용간극을 벗어나지 않는 이상 대차 및 차체의 안정성은 나빠지지 않는다. 그러나 곡선주행 시에는 차체 자체가 기울어져 주행하기 때문에 윤축의 탈선 문제가 발생하기 전, 안정성의 문제가 발생할 수 있다. 따라서 곡선주행 시 임계속도를 판단하기 위해서는 윤축의 진동값이 아닌 대차 및 차체의 진동값을 보아야 한다. 각 모델을 적용하여 해석한 결과를 보면 윤축의 진동은 윤축 고유의 특성에 의해 일정한 속도대역에서 커지나 플랜지에 의해 허용 데드밴드의 범위 내로 제한되는 것을 알 수 있다. 그러나 레일의 곡률반경이 커지면, 속도 증가에 따라 대차 및 차체가 불안정해지는 지점 즉, 진동이 커지는 지점의 속도가 점점 증가함을 알 수 있다. 대차 및 차체가 불안정해지는 속도를 임계속도라 정의

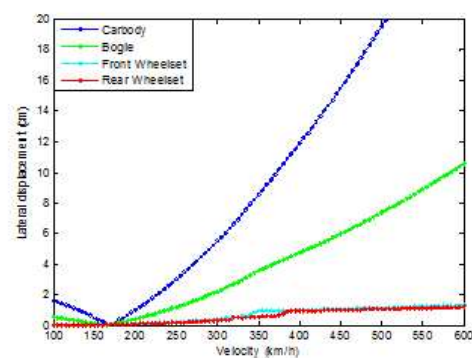
한다면, 레일의 곡률반경이 커짐에 따라 차량의 임계속도는 증가한다. Wormley모델 뿐만 아니라 Vermeulen모델을 적용한 Fig. 3.13~3.14에서도 동일한 결과를 확인할 수 있다. Wormley 모델을 적용한 결과와 비교하여 임계속도가 다른 것을 확인할 수 있지만, 다른 크리프 곡선을 적용하였을 경우 임계속도가 달라지는 것은 2.1.3절에서 설명하였다. Strip 모델을 적용한 경우에도 동일한 결과를 나타냈다.

Fig. 3.15는 14 자유도와 20 자유도 모델에서의 임계속도를 비교한 그림이다. Fig. 3.10과 비교하면 플랜지 접촉을 고려하였을 때의 임계속도가 낮은 것을 확인할 수 있다. 이는 직선주행과는 정반대의 결과이다. 이러한 결과는 윤축의 진동이 커지는 부분을 임계속도로 본 것이 아니라 차체의 진동이 커지는 부분을 임계속도로 보았기 때문이다. 여기서의 임계속도는 철도차량이 더 이상 달리지 못하는 속도가 아니라 차량이 불안정해지기 시작하는 시점으로 정의하였다.

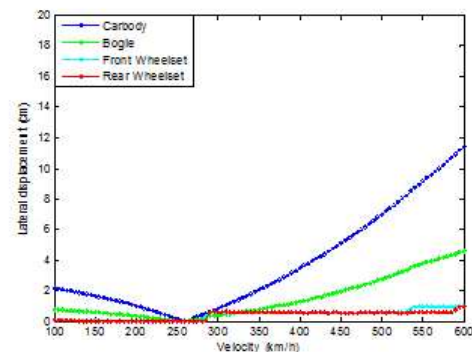
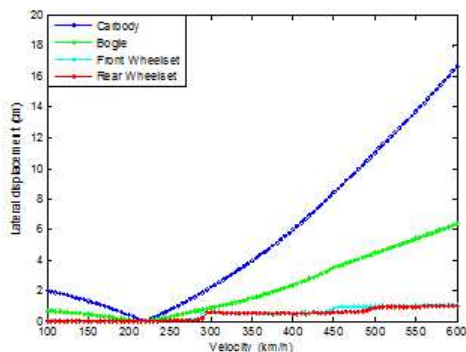
이 해석에서 문제가 되는 부분은 바로 임계속도 이전 부분이다. 임계속도 이전 속도대역에서 대차 및 차체의 진동값을 보면 불안정함을 알 수 있다. 이는 일정한 캔트량으로 여러 곡률반경 변화에 따른 해석을 하였기 때문이다. 실제 레일은 곡률반경에 따라 차량의 최대 진행속도가 다르며, 이에 따라 캔트량도 모두 다르다. 즉, 크지 않은 곡률에 과도한 레일의 높낮이 차가 발생하며, 임계속도 이전에서 불안정성이 나타난 것이다. 따라서 곡률반경 변화에 따라 캔트량이 조정되어야 함을 알 수 있다.



(a) R1000



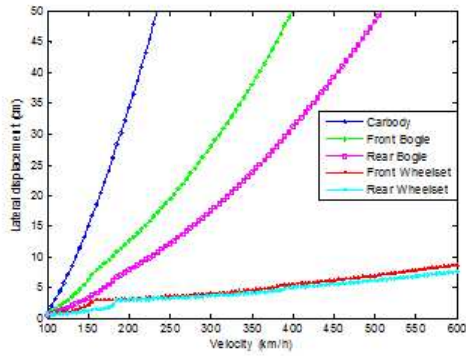
(b) R3000



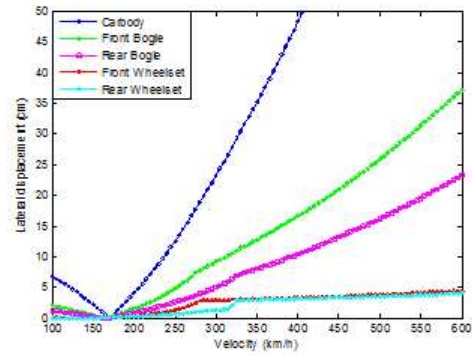
(c) R5000

(d) R7000

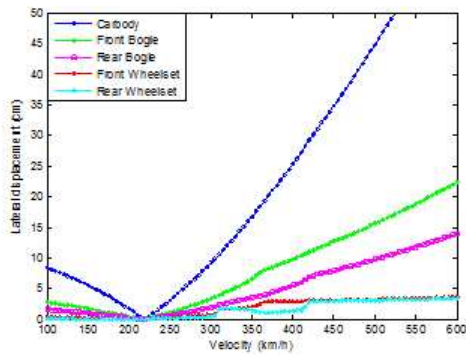
Fig. 3.11 Lateral vibration depending on the curvature with 14 DOF Wormley model considering flange contact



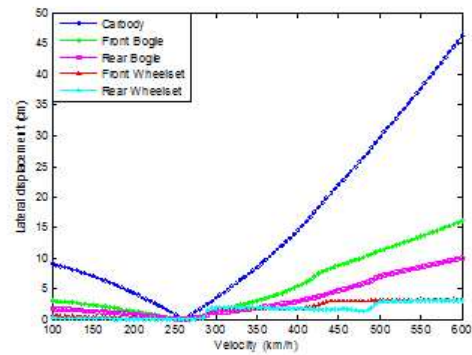
(a) R1000



(b) R3000

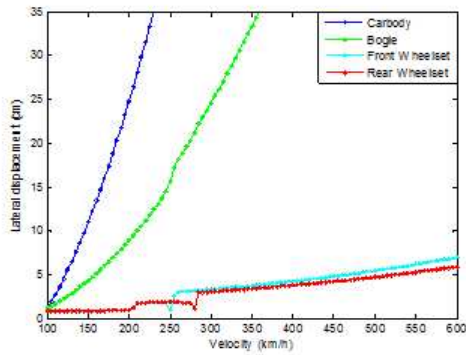


(c) R5000

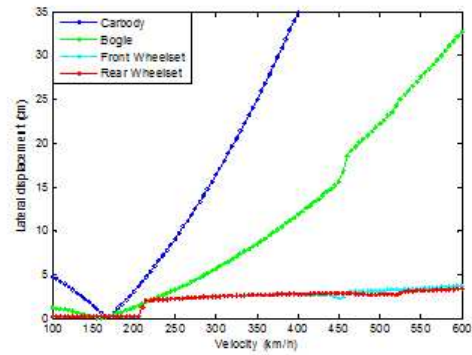


(d) R7000

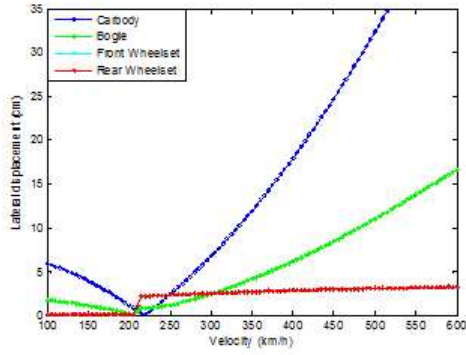
Fig. 3.12 Lateral vibration depending on the curvature with 20 DOF Wormley model considering flange contact



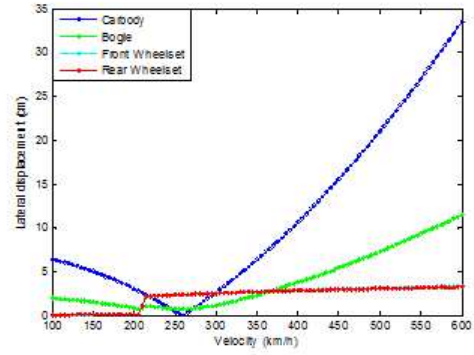
(a) R1000



(b) R3000

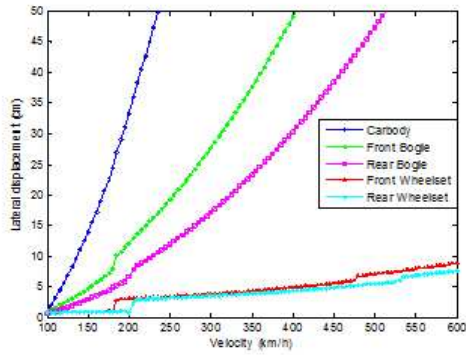


(c) R5000

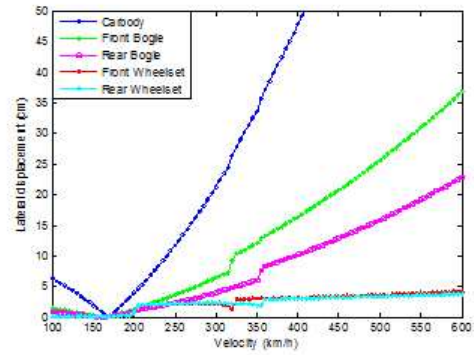


(d) R7000

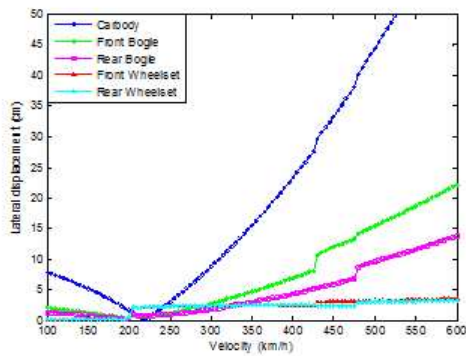
Fig. 3.13 Lateral vibration depending on the curvature with 14 DOF Vermeulen model considering flange contact



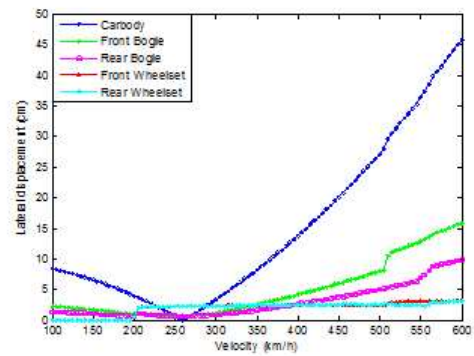
(a) R1000



(b) R3000



(c) R5000



(d) R7000

Fig. 3.14 Lateral vibration depending on the curvature with 20 DOF Vermeulen model considering flange contact

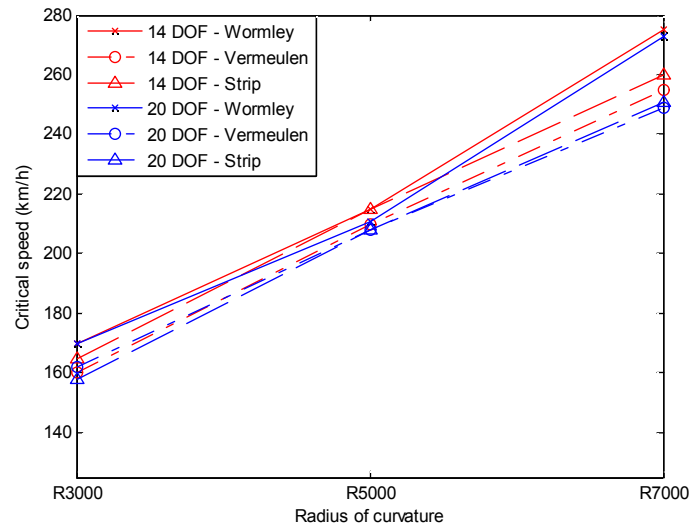


Fig. 3.15 Critical speed depending on curvature considering flange contact

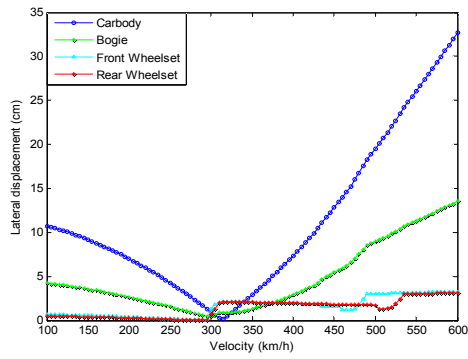
### 3.5 캔트량 변화에 따른 동특성 해석

캔트(cant)는 곡선주행 시 차량의 원심력이 발생하므로, 차량 안전성 및 안정성을 위해 반드시 고려되어야 하는 사항이며, 도시철도건설규칙[108]에 정의되어 있다.

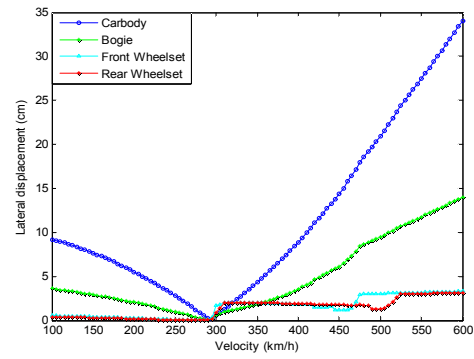
3.4절에서 곡률반경의 변화에 따른 동특성 해석을 하였으나 곡률반경과 캔트량은 동시에 진행되어야 함을 알 수 있었다. 따라서 본절에서는 특정 곡률반경에서 캔트량 변화에 따라 철도차량의 동특성이 어떻게 변하는지에 대해 연구하였다. 본 연구에서는 최대 캔트량 160 mm를 넘어서지 않는 범위 내에서 해석을 하였다.

Fig. 3.16~3.17은 Wormley모델을 적용하여 캔트량 변화에 따른 임계속도해석을 한 결과이다. Fig. 3.16~3.17을 보면 캔트량이 감소하면 임계속도 이전 속도대역에서의 차량 안정성이 향상된 것을 확인할 수 있는 반면, 캔트량이 감소하면 임계속도 역시 감소하며, 임계속도보다 큰 주행속도대역에서의 대차 및 차체의 진동이 커지는 것을 알 수 있다. Fig. 3.18~3.19는 Vermeulen모델을 적용하여 임계속도 해석을 한 결과이며, Wormley모델과 동일한 결과를 보임을 알 수 있다. 또한 부록 H에 나타난 Strip모델을 적용한 결과에서도 마찬가지로 동일한 결과가 나타남을 알 수 있다. 즉 저속구간에서는 캔트량이 작아야하며, 고속구간에서는 캔트량이 커야만 차량안정성을 확보할 수 있다. Fig. 3.20은 플랜지 접촉을 고려하였을 경우, 크리프곡선에 따라 달라지는 임계속도를 나타낸 것이다. 여기서 크리프곡선 변화에 따라 임계속도는 큰 변화는 없는 것을 확인할 수 있다. 적용된 크리파이론은 수직방향(z)의 힘은 고려되지 않기 때문에, 곡선주행에서는 횡방향(y)뿐만 아니라 수직방향(z)의 영향이 크다는 것을 알 수 있다. 곡률반경과 캔트량이 증가할수록 임계속도는 증가하는 것을 알 수 있지만, 실제 철도차량 설계 시 설계자가 어느 수준의 진동까지 곡률반경에 적합한 캔트량 선정이 필요한 것이고, 허용할 것인지 여부를 판단하여야

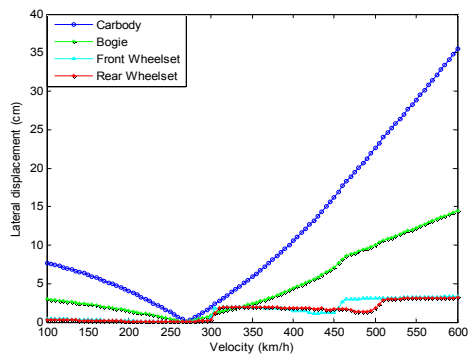
한다.



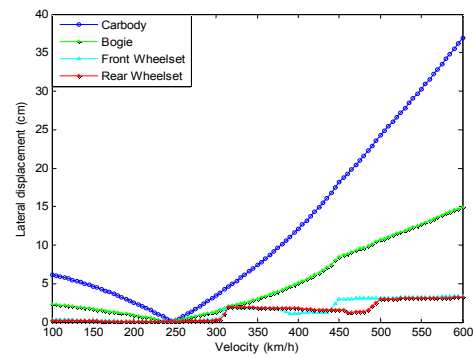
(a) 160 mm



(b) 140 mm

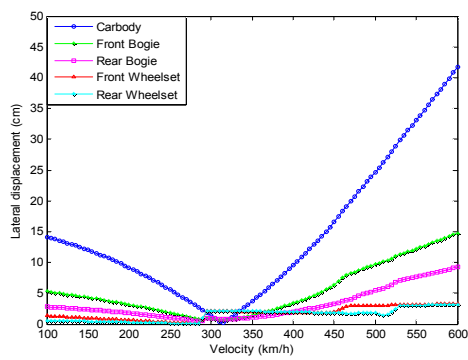


(c) 120 mm

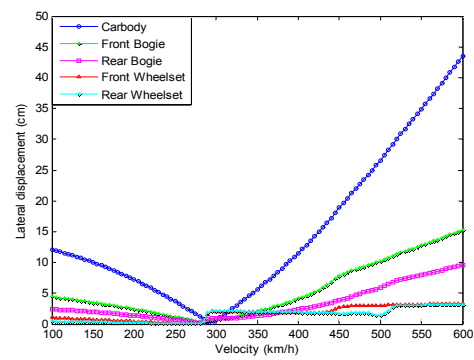


(d) 100 mm

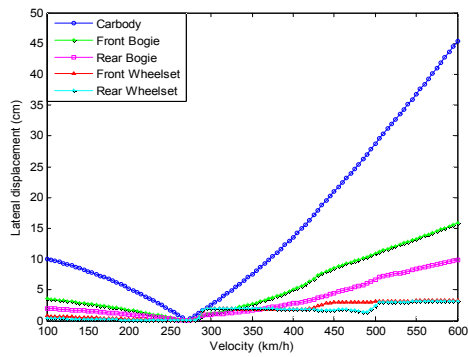
Fig. 3.16 Critical speed analysis using 14 DOF Wormley model  
by changing cant



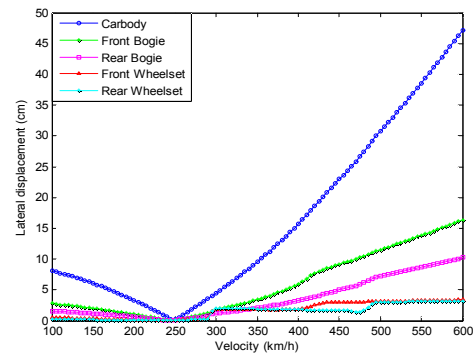
(a) 160 mm



(b) 140 mm

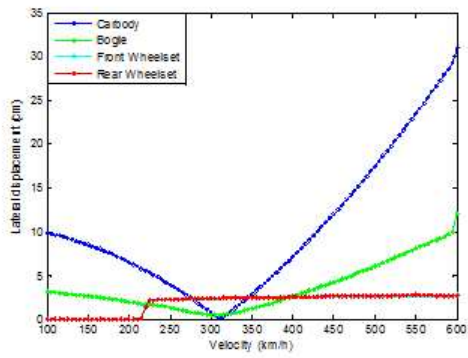


(c) 120 mm

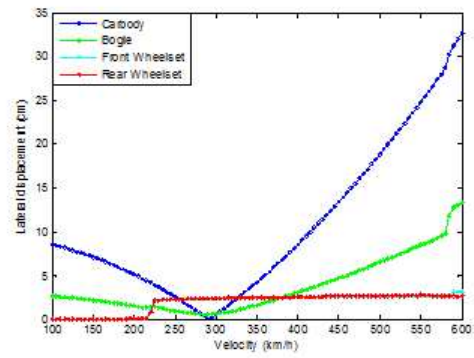


(d) 100 mm

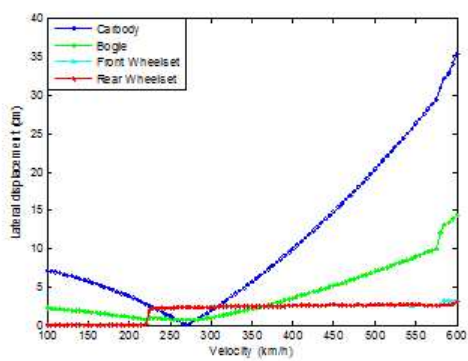
Fig. 3.17 Critical speed analysis using 20 DOF Wormley model  
by changing cant



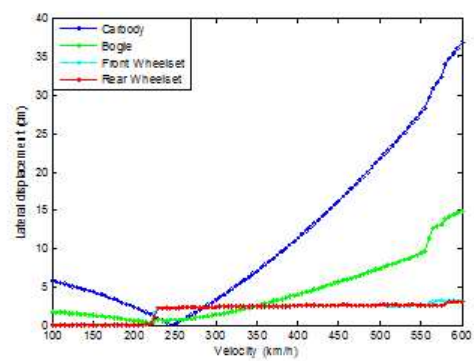
(a) 160 mm



(b) 140 mm

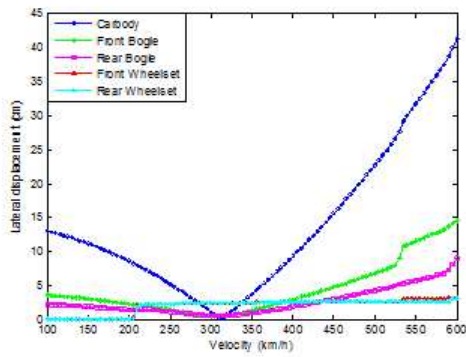


(c) 120 mm

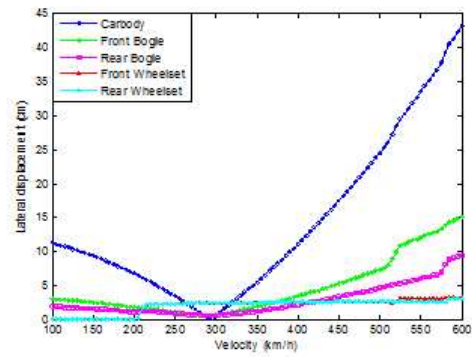


(d) 100 mm

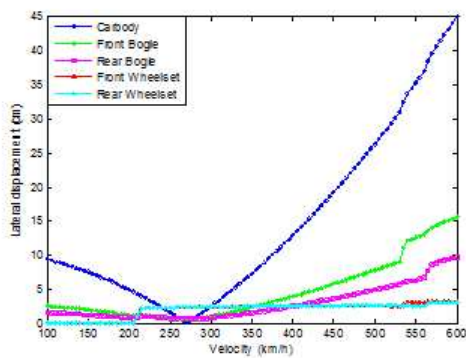
Fig. 3.18 Critical speed analysis using 14 DOF Vermeulen model  
by changing cant



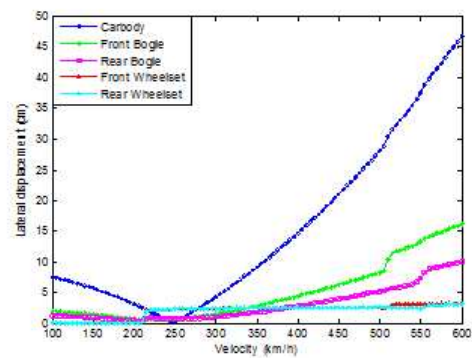
(a) 160 mm



(b) 140 mm



(c) 120 mm



(d) 100 mm

Fig. 3.19 Critical speed analysis using 20 DOF Vermeulen model  
by changing cant

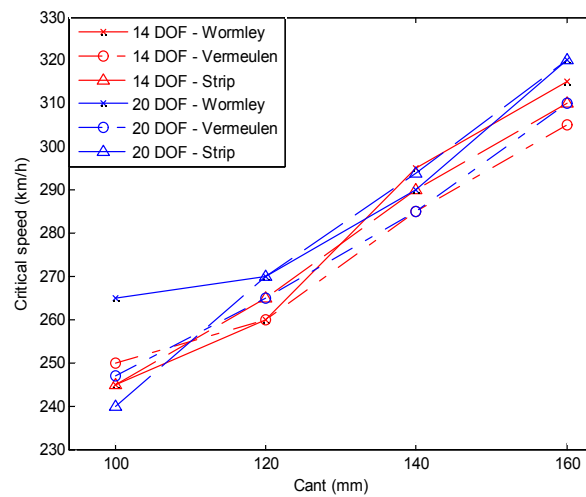


Fig. 3.20 Critical speed

### 3.6 선로의 곡선반경과 완화곡선

3장에서 주로 곡선주행에 관한 연구를 진행하였으나 실제 레일은 직선과 곡선 레일이 혼합된 형태이다. 곡선 레일에서는 곡률반경과 캔트가 있게 되며 실제 레일에

서는 직선 레일이 곡선 레일로 바뀌는 구간에서 두 레일 사이의 차이를 최대한 줄여주는 완화곡선이 존재한다. 따라서 보다 실제 주행 상태에서의 철도차량 동특성을 이해하기 위해서는 완화곡선에 대한 연구가 중요하다. Fig. 3.21은 완화곡선의 개념을 나타낸다. 직선주로에서 곧장 곡선주로로 변경되는 것이 아닌 캔트량을 조금씩 증가시키는 완화곡선구간이 존재한다. 완화곡선의 역할은 곡선주로로 변경될 때 발생하는 철도차량의 안정성 및 안전성 확보이다. Fig. 3.22에서와 같이 직선주로로는 곡률반경이 무한대이고, 완화곡선에서 곡률반경이 조금씩 작아져 최종적으로 곡선주로로 철도차량이 진입하게 된다. Fig. 3.22에서 완화곡선에서의 곡률반경을  $r$ , 곡선주로에서의 곡률반경을  $R$ , 완화곡선과 곡선주로를 합친 전체 곡선주로의 길이를  $L$ , 완화곡선으로 진입한 이후의 진행거리를  $x$ , 직선주로와 완화곡선이 접하는 각을  $\phi$ 라고 한다면, 완화곡선의 곡률반경은 식 (3.9)로 표현되며, 식 (3.10)으로도 표현가능하다. 식 (3.9)와 (3.10)을 병합하여 적분하면 식 (3.11)을 얻을 수 있으며, 완화곡선 시작점인  $x=0$ 인 지점에서  $\phi=0$ 이므로 식 (3.12)을 만족시키는 것을 알 수 있다.  $\phi = \frac{dy}{dx}$  이므로, 식 (3.12)로부터 적분하여 식 (3.13)을 얻을 수 있다.  $x=0$ 인 지점에서  $y=0$ 이므로 식 (3.14)을 만족시킨다. 즉, 완화곡선은 진행거리  $x$ 의 3차식으로 표현이 가능하다. 또한 완화곡선의 길이  $L$ 은 도시철도건설규칙에 의거 캔트량의 600배 이상으로 설계한다. 따라서 식 (3.9)는 식 (3.15)로 표현이 가능하며, 여기서  $k$ 는 임의의 상수를,  $\phi_e$ 는 캔트량을 의미한다. 즉, 완화곡선에서의 곡률반경  $r$ 은 캔트량  $\phi_{se}$ 의 함수로써 표현가능하다.

$$\frac{1}{r} = \frac{x}{RL} \quad (3.9)$$

$$\frac{1}{r} = \frac{d\phi}{dx} \quad (3.10)$$

$$\phi = \frac{x^2}{2RL} + C_1 \quad (3.11)$$

$$\phi = \frac{x^2}{2RL} \quad (3.12)$$

$$y = \frac{x^3}{6RL} + C_2 \quad (3.13)$$

$$y = \frac{x^3}{6RL} \quad (3.14)$$

$$r = \frac{R}{x} k \phi_{se} \quad (3.15)$$

본 연구에서는 완화곡선의 길이 변화와 캔트량 변화에 따른 철도차량 동특성을 수치적분하였다. Fig. 3.23은 각각 직선, 곡선, 완화곡선에서의 임계속도를 나타낸 그

림이며, 직선 레일에서의 임계속도가 가장 높으며, 완화곡선에서 임계속도가 가장 낮은 것을 확인할 수 있다. 이는 직선에서 곡선으로 바뀌는 완화곡선구간에서 진동이 급격히 커지기 때문이다. Fig. 3.24에서 보면 윤축의 진동은 점차 커지다가 허용 테드밴드에서 제한되는 것을 확인할 수 있으며, 차체의 진동은 완화곡선으로 진입하는 순간 급격히 커지는 것을 확인할 수 있다.

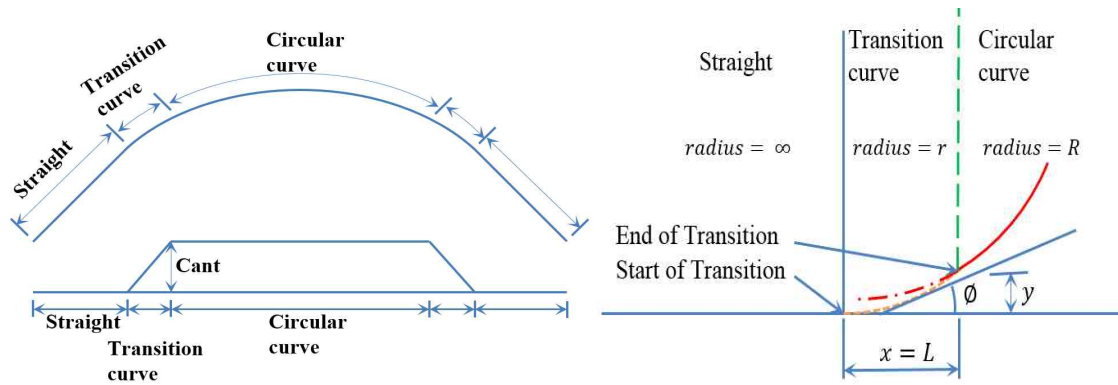


Fig. 3.21 A concept graphic of the transition curve Fig. 3.22 A typical introduction curve

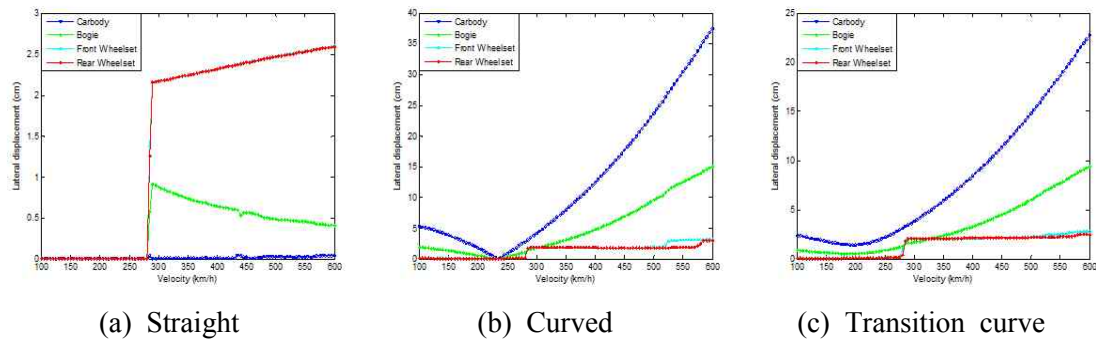


Fig. 3.23 Critical speed

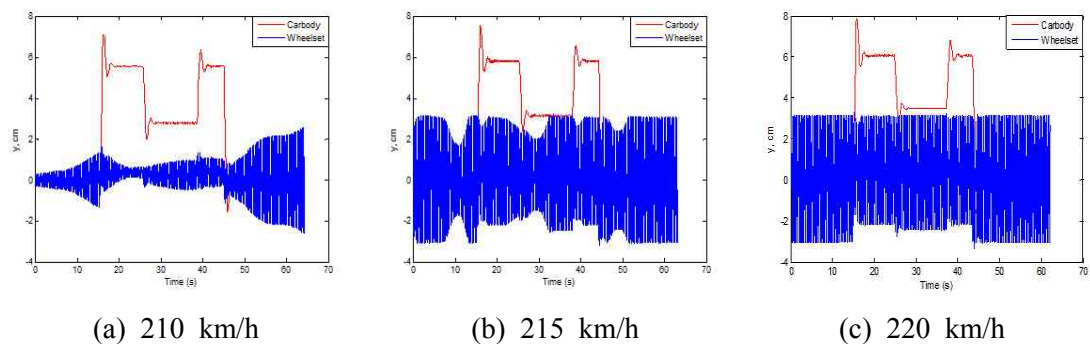


Fig. 3.24 Vibration analysis on the transition curve

### 3.7 곡선주행 시 철도차량의 안전성

철도차량이 곡선주행 시 차량진동 등 안정성에 비해 크게 문제가 되는 부분이 바로 탈선과 같은 안전성 문제이다. 탈선이 생길 경우, 대형사고가 발생할 수 있기 때문에 철도차량 안전성 관련 연구가 수행되어야 한다. 대다수의 연구에서 철도차량의 안전성 확보를 위해 탈선여부를 확인하는 방법을 사용한다. 본 연구에서도 철도차량모델의 안전성을 확인하기 위하여 탈선계수를 사용하여 탈선여부를 판단하였다. 탈선계수는 Nadal[105]의 식을 사용하였으며,  $Q$ 으로 정의된다. 여기서  $Q$ 은 차륜/레일 접촉점에서의 횡력을 의미하며,  $P$ 는 수직력을 의미한다. 기본 개념은 차륜/레일에서 발생하는 횡력이 수직력보다 커지면 탈선이 발생한다는 것이다. 따라서  $\frac{Q}{P}$ 의 비율이 1보다 커지면 탈선이 발생한다고 볼 수 있다. 실제에서는 안전율을 감안하여 0.8정도까지를 안전영역으로 간주한다. 동적 탈선계수는 정적 탈선계수식인 Nadal식과 달리 시간의 함수로서 식 (3.27)과 같이 정의되며,  $F_{r(y)}$ ,  $F_{(y)}$ 는 각각 횡방향(y)의 크리프력과 횡력을 나타내며,  $F_{cr(z)}$ ,  $F_{N(z)}$ 는 각각 수직방향(z)의 크리프력과 수직력을 나타낸다. 각각의 수식은 식 (3.28)~(3.31)과 같다. 본 연구에서는 보다 정확한 탈선계수 산출을 위하여, 수직(z)방향의 운동을 추가하여 27 자유도 모델을 수립하였다. 27 자유도 모델은 식 (3.16)~(3.26)과 같으며, 20 자유도와 비교하여 윤축에서의 수직변위, 롤(roll)운동이 추가로 고려되었으며, 탈선은 차륜과 레일사이의 접촉에서 발생하는 문제이기 때문에 차체에서의 수직운동은 제외하였다.

Fig. 3.25는 플랜지 접촉을 고려하지 않은 상태에서 산출한 탈선계수를 나타낸다. Fig. 3.25(a)는 레일의 곡률반경을 변화시켜가며, Fig. 3.25(b)는 캔트량을 변화시켜가며 탈선계수를 산출하였다. 그 결과 곡률반경이 커질수록, 캔트량이 증가할수록 더 높은 속도에서 탈선이 발생하였다. 하지만 플랜지 접촉을 고려하면 결과는 달라진다. Fig. 3.26은 플랜지 접촉을 고려하여 해석한 결과이다. Fig. 3.25과 비교하였을 경우, 탈선이 발생하지 않는 것을 확인할 수 있다. Fig. 3.26에서와 같이 플랜지 접촉을 고려하였을 경우, 탈선계수는 안전영역인 0.8에 한참 미치지 못하는 결과를 나타냈다. 이로써 플랜지의 역할이 탈선방지 등의 안전성 확보에 있음을 알 수 있다.

Cheng[97]은 Kalker의 선형 이론을 적용하여 개발한 윤축 모델을 기반으로 직선주행 및 곡선주행에서의 대차, 차체 모델을 정의하고, Wormley 크리프이론을 적용하여 차량안전성 확보를 위해 탈선여부를 판단하였다. 이 과정에서 Nadal의 정적상태에서의 이론을 동적상태에서 발생하는 크리프력으로써 탈선여부를 판단하였다. 이는 본 연구와 동일한 방법으로 탈선여부를 판단함으로써 연구과정의 타당성을 입증해주는 예시이나, 본 연구에서는 Wormley 크리프이론이 아닌 Strip 크리프식을 적용하여 결과를 도출한 결과 전체적으로 경향은 일치하나 크리프 모델에 따라 탈선계수가 약간 달라짐을 보였다.

$$y_c = F_{syc} + \left( \frac{V^2}{gR} - \phi_{se} \right) M_c g \quad (3.16)$$

$$I_{cx} \ddot{\phi}_c = M_{sxc} \quad (3.17)$$

$$I_{cz} \ddot{\psi}_c = M_{szc} \quad (3.18)$$

$$M_t \ddot{y}_{ti} = F_{syti} + \left( \frac{V^2}{gR} - \phi_{se} \right) M_t g \quad (3.19)$$

$$M_t \ddot{z}_t = F_{sxti} - \left( 1 + \frac{V^2}{gR} \phi_{se} \right) M_t g \quad (3.20)$$

$$I_{tx} \ddot{\phi}_{ti} = M_{sxti} \quad (3.21)$$

$$I_{tz} \ddot{\psi}_{yi} = M_{sxti} \quad (3.22)$$

$$\begin{aligned} M_w \left( \ddot{y}_{wij} - \frac{V^2}{R} \right) = & - \frac{2\alpha_{ij} f_{11}}{V} \left( \dot{y}_{wij} - V \dot{\phi}_{wij} \right) - \frac{2\alpha_{ij} f_{12}}{V} \left( \dot{\psi}_{wij} - \frac{V}{R} \right) - \frac{2r_0 \alpha_{ij} f_{11}}{V} \dot{\phi}_{wij} \\ & - \left[ W_{ext} + M_w g + \frac{V^2 W_{ext}}{gR} \phi_{se} \right] \phi_{wij} - (W_{ext} + M_w g) \phi_{se} + \frac{V^2 W_{ext}}{gR} + F_{syij} \end{aligned} \quad (3.23)$$

$$\begin{aligned} M_w \left( \ddot{z}_{wij} + \frac{V^2}{R} \phi_{se} \right) = & - \frac{2\lambda^2 f_{11}}{V} y_{wij} \dot{\phi}_{wij} - \frac{2f_{11}}{V} \dot{y}_{wij} \phi_{wij} - \frac{2f_{12}}{V} \phi_{wij} \dot{\psi}_{wij} \\ & + \frac{2f_{12}}{R} \phi_{wij} - \frac{2r_0 f_{11}}{V} \phi_{wij} \dot{\phi}_{wij} + \frac{2\lambda^2 f_{12}}{r_0} + F_{sziij} \end{aligned} \quad (3.24)$$

$$\begin{aligned} I_{wx} \ddot{\phi}_{wij} = & I_{wy} \left( \frac{V}{r_0} \right) \left( \dot{\psi}_{wij} - \frac{V}{R} \right) \frac{2\lambda^2 \alpha_{ij} f_{12}}{r_0} y_{wij} - \left( W_{ext} + M_w g + \frac{V^2 W_{ext}}{gR} \phi_{se} \right) \lambda^2 y_{wij} \\ & - \frac{2f_{11} (a\lambda + \alpha_{ij} r_0)}{V} \dot{y}_{wij} + \left( W_{ext} + M_w g + \frac{V^2 W_{ext}}{gR} \phi_{se} \right) a\lambda \phi_{wij} \\ & + (2\lambda^2 f_{12} + \frac{2a\lambda f_{12}}{r_0} (1 - \alpha_{ij})) \phi_{wij} - \frac{2r_0 f_{11}}{V} (a\lambda + \alpha_{ij} r_0) \dot{\phi}_{wij} \\ & + (2f_{11} (a\lambda + \alpha_{ij} r_0) + \frac{2f_{22} \lambda^2}{r_0}) \psi_{wij} - \frac{2f_{12}}{V} (a\lambda + \alpha_{ij} r_0) \dot{\psi}_{wij} \\ & + \frac{2f_{12}}{R} (a\lambda + \alpha_{ij} r_0) + M_{sxiij} + M_{exiij} \end{aligned} \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned} I_{wz} \ddot{\psi}_{wij} = & - \frac{2a\lambda \alpha_{ij} f_{33}}{r_0} y_{wij} + \frac{2\alpha_{ij} f_{12}}{V} \dot{y}_{wij} - \left( I_{wy} \frac{V}{r_0} - \frac{2r_0 \alpha_{ij} f_{12}}{V} \right) \dot{\phi}_{wij} - 2\alpha_{ij} f_{12} \psi_{wij} \\ & + \left( W_{ext} + M_w g + \frac{V^2 W_{ext}}{gR} \phi_{se} \right) a\lambda \psi_{wij} - \left( \frac{2a^2 \alpha_{ij} f_{33}}{V} + \frac{2\alpha_{ij} f_{22}}{V} \right) \dot{\psi}_{wij} \\ & + \frac{2\alpha_{ij}}{R} (a^2 f_{33} + f_{22}) + M_{sziij} \end{aligned}$$

(3.26)

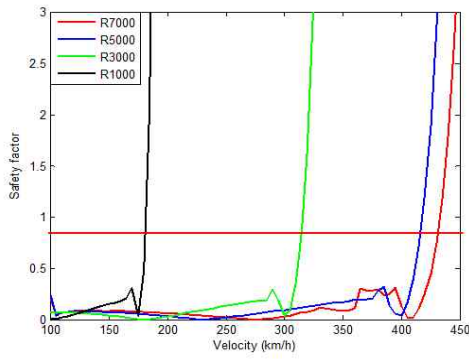
$$Q = \frac{F_{cr(y)} + F_{N(y)}}{F_{r(z)} + F_{(z)}} \quad (3.27)$$

$$F_{N(z)} = \frac{1}{2} (W_{ext} + M_w g + \frac{V^2 W_{ext}}{gR} \phi_{se}) \quad (3.28)$$

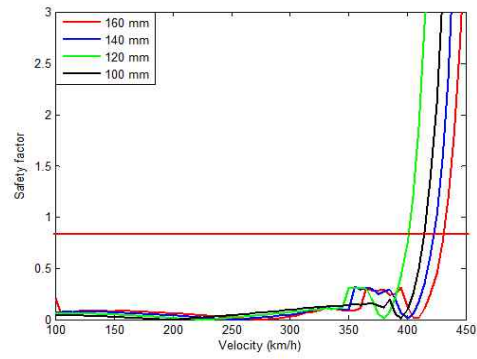
$$F_{N(y)} = -F_{N(z)} \tan(\delta + \phi_w) \quad (3.29)$$

$$F_{cr(z)} = -\frac{\alpha f_{11}}{V} (\delta + \phi_w) (\dot{y}_w - V\dot{\psi}_w + (\lambda y_w + r_0)\dot{\phi}_w) - \frac{\alpha f_{12}}{V} (\delta + \phi_w) (\dot{\psi}_w - \frac{V}{R} - \frac{V}{r_0} \delta) \quad (3.30)$$

$$F_{cr(y)} = -\frac{\alpha f_{33}}{V} \psi_w (V(1 + \frac{a}{R} - \frac{(\lambda y_w + r_0)}{r_0}) - a\dot{\psi}_w) - \frac{\alpha f_{11}}{V} (\dot{y}_w - V\dot{\psi}_w + (\lambda y_w + r_0)\dot{\phi}_w) - \frac{\alpha f_{12}}{V} (\dot{\psi}_w - \frac{V}{R} - \frac{V}{r_0} \delta) \quad (3.31)$$

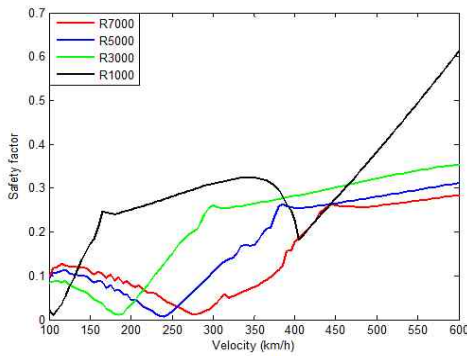


(a) Change of curvature

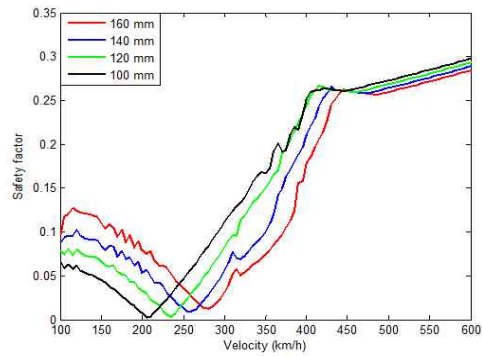


(b) Change of cant

Fig. 3.25 Derailment analysis using 27 DOF model without flange contact



(a) Change of curvature



(b) Change of cant

Fig. 3.26 Derailment analysis using 27 DOF model with flange contact

### 3.8 소결론

본 절에서는 곡선주행 시 발생하는 철도차량 동특성을 확인하기 위해 곡선주행 시 고려되어야 할 곡률반경 및 캔트량을 추가하여 윤축, 대차, 차체를 각각 2, 6, 14 자유도로 모델링하고, 임계속도해석을 하였다. 직선주행 해석 및 ADAMS/Rail 해석 결과에서 현가장치의 설계변수 변화에 따른 임계속도의 영향은 미미하다는 사실을 확인하였다. 이러한 결과가 곡선주행에서도 적용되는 것인지 확인하기 위하여 현가장치 변화에 따른 임계속도를 해석하였다. 그 결과 현가장치 설계변수가  $\pm 10\%$ 의 변화에도 임계속도는 최대 1%도 변하지 않음을 확인하였으며, 이로써 곡선주행 시에도 현가장치 설계변수의 영향은 미미함을 확인하였다.

임계속도에 크게 영향을 미쳤던 크리프 곡선 변화와 동시에 곡률반경 변화에 따른 임계속도 해석을 수행하였다. 그 결과 2, 6 자유도의 윤축, 대차모델에서는 곡률반경이 달라짐에도 임계속도가 변하지 않는 이상현상을 나타내었으며, 곡선주행 해석 시 윤축 및 대차 모델이 아닌 차량 전체 모델이 필요함을 알 수 있었다. 곡률반경이 증가함에 따라 임계속도 또한 증가함을 알 수 있었다. 플랜지는 철도차량의 안전성을 확보해주는 안전장치로써 특히 곡선주행 시 플랜지와 레일의 접촉은 반드시 발생하는 현상으로 플랜지 접촉 시 발생하는 철도차량 동특성에 대한 연구가 필요하다. 해석 결과 플랜지 접촉을 고려하였을 때, 그러지 않았을 때와 비교하여 임계속도가 줄어드는 것을 확인하였다. 이러한 결과는 윤축의 진동이 커지는 부분을 임계속도로 본 것이 아니라 차체의 진동이 커지는 부분을 임계속도로 보았기 때문이다. 여기서의 임계속도는 철도차량이 더 이상 달리지 못하는 속도가 아니라 차량이 불안정해지기 시작하는 시점으로 정의하였기 때문에 나타나는 현상이다. 이 경우 임계속도 이전 속도에서 대차 및 차체의 초기 진동값으로 인해 불안정성을 나타낼 수 있었으며, 이는 캔트량 조정을 통해 저감이 가능하다. 캔트량이 줄어들에 따라 초기 진동값 저감효과를 볼 수 있었으나, 임계속도 또한 감소하는 현상을 나타내었다. 따라서 임계속도를 증가시키기 위해서는 곡률반경과 캔트량의 적절한 설계가 이루어져야 함을 알 수 있었다. 이러한 현상으로 인해 도입되는 개념이 완화곡선이며, 완화곡선을 적용하여 임계속도해석을 하였다. 그 결과 완화곡선 도입 시 진동값이 커졌지만 이후 안정되는 모습을 확인하였다.

철도차량이 고속화됨에 따라 차량안정성뿐만 아니라 차량안전성에 대한 문제가 크게 대두되고 있다. 따라서 본 연구에서는 탈선여부판단을 통해 차량안전성 문제에 접근하였다. 기존의 Nadal식은 정적상태에서의 힘으로써 탈선여부를 판단하였다면, 본 연구에서는 주행 시 변화하는 크리프력을 산출하여 탈선여부를 판단함으로써 보다 현실에 근접한 해석결과를 도출하였다. 그 결과 플랜지 접촉이 탈선을 방지함으로써 차량안전성을 확보함을 알 수 있었다.

## 4. 결론

본 3차년 연구에서는 2차년도 직선주행 해석에 이어 곡선주행 시 발생하는 철도차량 동특성을 해석하였다. 윤축, 대차, 차체를 각각 2, 6, 14 자유도계로 모델링하고, 최종적으로 차체와 대차의 수직운동까지 고려한 20 자유도계로 모델링하였다. 현가장치 설계변수 변화에 따른 철도차량 동특성 변화를 알아보기 위하여, 상용 해석프로그램인 ADAMS/Rail으로 현가장치의 설계변수를 변화시켜가며 해석을 하였다. 추가적으로 HEMU 차량의 현가장치 설계값을 기반으로 5, 10% 범위에서 임계속도 해석을 하였다. 그 결과 직선주로뿐만 아니라 곡선주로에서도 현가장치 설계변수 변화는 임계속도를 크게 변화시키지 못함을 알 수 있었다. 즉, 현가장치 설계변수는 직선주행 및 곡선주행 상관없이 철도차량 동특성에 크게 영향을 미치지 못함을 알 수 있다.

이에 고속전철의 속도를 증가시킬 수 있는 방안을 차륜 형상에서 찾아보았다. 본 연구에서는 임계속도 해석을 위해 차륜/레일 접촉에 의해 발생하는 크리프 곡선 특성을 6 자유도 대차 모델로서 Kalker 선형 크리프이론, Vermeulen 비선형 크리프이론을 각각에 대하여 해석하였다. 대차와 윤축의 횡운동과 요운동을 알기 위하여 운동방정식은 수치해석과 슈팅 알고리즘을 사용하여 해석하고, 해의 안정성을 확인하였다.

철도차량의 임계속도는 많은 연구가 Kalker의 선형 크리프이론으로부터 고유치가 양인 불안정점으로 정의했다. 그러나 비선형성이 있는 Wormley 모델, Vermeulen 모델, Polach 모델, 줄 이론에 의해 계산된 비선형 모델은 Hopf 분기를 통해 한계사이클이 발생함을 보여준다. Kalker의 선형 크리프이론을 수정한 Wormley 모델은 포화상수를 정의함으로써 Kalker의 이론을 적용했을 때와 거의 동일한 임계속도를 보여 준다. Vermeulen 모델, Polach 모델, 줄 이론은 크리프 곡선이 수렴하기 전까지의 기울기가 급할수록, 임계속도가 커짐을 알 수 있었다. 크리프력의 변화가 크면 클수록 감쇠값이 커져 시스템의 불안정성을 막아준다. 따라서 크리프 곡선의 기울기를 급하게 만들어줄 수 있는 차륜의 형상을 설계한다면 임계속도를 향상시키는 효과를 볼 수 있다.

또한 차륜의 답면구배가 작을수록 임계속도는 증가하며, 1, 2차 강성 및 감쇠계수의 변화는 임계속도에 크게 영향을 미치지 못한다. 만약 플랜지 접촉을 고려한다면 한계사이클이 발생하는 속도는 고려하지 않은 경우보다 임계속도가 더 커지는 것을 확인하였다. 플랜지 접촉이 발생할 경우, 윤축의 횡변위는 차륜 플랜지 간극만큼으로 제한되고, 주파수는 증가한다. 이때 증가된 주파수는 철도차량에서 공진을 발생시킬 수 있으므로, 설계 시 주의하여야 한다.

고속철도 주행 시 곡선구간은 직선구간보다 위험하다. 따라서 철도차량의 곡선주행에 대한 연구가 보다 중요해 질 수 있다. 곡선주행 시의 철도차량 동특성을 파악하기 위해서는 레일의 곡률반경과 캔트량에 대한 고려가 있어야 한다. 이에 고속선

및 기존선의 실제 곡률반경을 기반으로 각 곡률반경에 여러 크립모델에 대해 임계속도를 해석하였다. 곡선주행이 직선주행과 다른 점은 직선주행 시는 윤축 및 대차, 각각의 불안정성 여부로 전체 철도차량의 안정성을 판단할 수 있었다. 하지만 2, 6 자유도계의 해석결과에서 곡률반경이 변함에도 불구하고 임계속도가 일정한 무의미한 결과가 나왔으며, 이를 바탕으로 곡선주행 시에는 윤축 및 대차만의 불안정성 여부로 철도차량 전체의 불안정성을 판단할 수 없었다. 따라서 곡선에서의 철도차량 동특성 해석은 윤축, 대차, 차체로 이루어진 전체 차량모델로써 해석해야 한다. 14, 20 자유도계로서 해석한 결과, 곡률반경이 커짐에 따라 임계속도가 증가하는 것을 확인하였다. 곡선주행 시 임계속도 이전에서도 차체의 진동이 발생하는 것을 확인하였으며, 이를 해결하기 위해서는 캔트량이 조절되어야 함을 알 수 있었다. 동일한 곡률반경에서 고속일수록 캔트량은 커져야하며, 캔트량이 커질수록 전체적으로 임계속도가 증가함을 보여 주었다.

완화곡선은 직선주로에서 곡선주로로 진입하는 과정에서 철도차량의 안정성 및 안전성 확보를 위해 만들어진 주로로서, 임계속도에는 큰 영향을 미치지 않는다. 하지만 완화곡선을 고려하여 해석한 결과, 고려하지 않은 경우와 비교하여 전체적으로 진동이 줄어드는 것을 확인할 수 있었다.

철도차량 곡선주행에서 승차감 이상으로 중요한 것이 탈선, 즉 안전성 문제이다. 본 연구에서는 동적상황에서의 탈선계수를 산출함으로써 철도차량의 안전성여부를 검토하였다. 동적상황에서 탈선계수 산출을 위해 윤축의 수직방향이 고려된 27 자유도 모델을 이용하였다. 탈선 방지의 역할을 하는 플랜지와 레일과의 접촉을 고려하지 않는 경우, 탈선이 발생하는 현상을 보였지만, 플랜지 접촉을 고려한 경우 탈선계수가 안전영역에 존재함으로써 탈선이 발생하지 않음을 확인하였다.

## 제 3 장 최종 연구성과 및 적용실적

### 1. 정량적 연구성과

#### (1) 논문게재 성과

| 게재연도     | 논문명                                                                                           | 저자  |      |                          | 학술지명                                               | Vol.(No.) | 국내외<br>구분 |
|----------|-----------------------------------------------------------------------------------------------|-----|------|--------------------------|----------------------------------------------------|-----------|-----------|
|          |                                                                                               | 주저자 | 교신저자 | 공동저자                     |                                                    |           |           |
| 2013. 11 | 차륜 불평형이<br>있는 철도차량의<br>동적해석                                                                   | 이승일 | 최연선  |                          | 대한기계학<br>회논문집                                      | 37(11)    | 국내        |
| 2013. 12 | 진동을 이용한<br>철도차량의<br>무게중심과<br>관성모멘트 현장<br>측정                                                   | 송기석 | 최연선  |                          | 한국소음진<br>동공학회<br>논문집                               | 23(10)    | 국내        |
| 2014. 02 | 마찰과 토크를<br>고려한 차륜/레일<br>접촉 해석                                                                 | 송기석 | 최연선  | 한승희                      | 한국철도학<br>회논문집                                      | 17(1)     | 국내        |
| 2014. 10 | 고속전철의<br>임계속도와<br>현탕현상 해석                                                                     | 송기석 | 최연선  | 구자춘                      | 한국철도학<br>회논문집                                      | 17(5)     | 국내        |
| 2014. 6  | Optimization of<br>suspension under<br>the condition of<br>curved track in<br>railway vehicle | 최종윤 | 최연선  | 이정원<br>백승국<br>송기석<br>구자춘 | IJR<br>Internationa<br>l Journal of<br>Railway     | 7(2)      | 국외        |
| 2014. 9  | Dynamic analysis<br>on wheel-set<br>vibration due to<br>wheel/rail contact                    | 송기석 | 최연선  | 한승희<br>구자춘               | International<br>Journal of<br>Advanced<br>Railway | 2(3)      | 국외        |

#### (2) 프로그램(S/W) 등록

| S/W 명칭                             | 등록번호          | 창작일        | 저작자명            |
|------------------------------------|---------------|------------|-----------------|
| 고속철도 휠 반경변화에<br>따른 임계속도 산출<br>프로그램 | C-2012-016557 | 2012-08-16 | 한승희             |
| 고속철도 가감속 주행 시<br>차량 진동 분석<br>소프트웨어 | C-2012-016558 | 2012-08-16 | 한승희             |
| 차륜불평형에 따른<br>임계속도 측정               | C-2012-016559 | 2012-08-16 | 한승희             |
| 운동마찰을 고려한<br>철도차륜의 견인력 산출<br>프로그램  | C-2013-001427 | 2013-01-14 | 송기석, 최연선        |
| 철도차륜 견인력 산출<br>프로그램                | C-2013-001428 | 2013-01-14 | 송기석, 최연선        |
| 철도차량 대차모델의<br>동특성 해석 프로그램          | C-2014-031268 | 2014-11-26 | 성균관대학교<br>산학협력단 |

## 2. 정성적 연구성과

| 성과목표 |                                            | 성 과 지 표 |                                                                        | 성과검증 기준   |             |                    |         |
|------|--------------------------------------------|---------|------------------------------------------------------------------------|-----------|-------------|--------------------|---------|
|      |                                            |         |                                                                        | 목표수준      |             | 측정방법               | 검증방법    |
|      |                                            |         |                                                                        | 목표치       | 달성치         |                    |         |
| 3-1  | Nonlinear dynamic modeling on curved track | ①       | Nonlinear full vehicle modeling using MATLAB<br><br>Model verification | 해석모델 정립   | 해석모델 정립     | 수치해석 프로그램 결과 검토    | 보고서/발표  |
| 3-2  | Safety, Stability                          | ①       | Critical Speed Analysis                                                | 해석모델 정립   | 해석모델 정립     | ADAMS/Rail모델링 절차검토 | 보고서/발표  |
|      |                                            | ②       | Model verification                                                     | 해석결과대비10% | 해석결과대비10%이내 | 전산해석 및 수치해석 결과 비교  | 오차10%이내 |
| 3-3  | ADAMS /Rail modeling                       | ①       | Running simulation                                                     | 해석모델 정립   | 해석모델 정립     | 전산해석 프로그램 결과 검토    | 보고서/발표  |

### 3. 연구비 집행실적

(단위 : 천원)

| 항목    | 연도       |      | 1차년도<br>(2012.3.29.) |        | 2차년도<br>(2013.3.29.) |        | 3차년도<br>(2014.3.29.) |        | 합계      |        | 비고    |  |
|-------|----------|------|----------------------|--------|----------------------|--------|----------------------|--------|---------|--------|-------|--|
|       |          |      | 금액                   | 비율     | 금액                   | 비율     | 금액                   | 비율     | 금액      | 비율     |       |  |
| 직접비   | 인건비      | 미지급용 |                      | 24,000 | -                    | 24,000 | -                    | 24,000 | -       | 72,000 | -     |  |
|       |          | 지급용  | 현금                   |        |                      |        |                      |        |         |        |       |  |
|       |          |      | 현물                   |        |                      |        |                      |        |         |        |       |  |
|       | 학생인건비    |      |                      | 29,280 | 41.82                | 33,780 | 48.25                | 31,040 | 43.1    | 89,600 | 44.38 |  |
|       |          |      |                      |        |                      |        |                      |        |         |        |       |  |
|       | 소계       |      |                      | 29,280 | 41.82                | 33,780 | 48.25                | 31,040 | 43.1    | 89,600 | 44.38 |  |
|       | 연구장비·재료비 | 현금   | 11,100               | 15.86  | 10,000               | 14.28  | 11,970               | 16.63  | 33,070  | 15.6   |       |  |
|       |          | 현물   |                      |        |                      |        |                      |        |         |        |       |  |
|       | 연구활동비    |      |                      | 8,900  | 12.72                | 3,700  | 5.29                 | 2,200  | 3.06    | 14,800 | 6.98  |  |
|       | 연구과제추진비  |      |                      |        |                      | 3,000  | 4.29                 | 6,800  | 9.44    | 9,800  | 4.62  |  |
|       | 연구수당     |      |                      | 4,200  | 6                    | 3,000  | 4.29                 | 3,000  | 4.17    | 10,200 | 4.81  |  |
|       | 소계       |      |                      | 24,200 | 28.58                | 19,700 | 28.15                | 23,970 | 33.3    | 67,870 | 32.02 |  |
|       | 위탁연구개발비  |      |                      |        |                      |        |                      |        |         |        |       |  |
| 간접비   | 인력지원비    |      |                      |        |                      |        |                      |        |         |        |       |  |
|       | 연구지원비    |      |                      | 16,520 | 23.6                 | 16,520 | 23.6                 | 16,990 | 23.6    | 50,030 | 23.6  |  |
|       | 성과활용지원비  |      |                      |        |                      |        |                      |        |         |        |       |  |
|       | 소계       |      |                      | 16,520 | 23.6                 | 16,520 | 23.6                 | 16,990 | 23.6    | 50,030 | 23.6  |  |
| 연구개발비 |          | 현금   | 70,000               | 100    | 70,000               | 100    | 72,000               | 100    | 212,000 | 100    |       |  |
|       |          | 현물   |                      |        |                      |        |                      |        |         |        |       |  |
|       |          | 총액   | 70,000               | 100    | 70,000               | 100    | 72,000               | 100    | 212,000 | 100    |       |  |

|  |           |  |  |  |  |  |
|--|-----------|--|--|--|--|--|
|  | 세세분과제(공동과 |  |  |  |  |  |
|--|-----------|--|--|--|--|--|

|                      | 제)명<br>(연구목표,분야)      |                                                                                            | 성과목표 |                                                           | 성과지표    |                                                                                   | 성과검증 기준   |                 |                       |                 |          | 가중치      | 달성평점<br>(평균:1~5) |      |          |
|----------------------|-----------------------|--------------------------------------------------------------------------------------------|------|-----------------------------------------------------------|---------|-----------------------------------------------------------------------------------|-----------|-----------------|-----------------------|-----------------|----------|----------|------------------|------|----------|
|                      |                       |                                                                                            |      |                                                           |         |                                                                                   | 목표수준      |                 | 측정방법                  |                 | 검증<br>방법 |          |                  |      |          |
|                      |                       |                                                                                            |      |                                                           |         |                                                                                   |           |                 |                       |                 |          |          |                  | 목표치  | 달성치      |
| 성과<br>질적<br>목표<br>점검 | 3                     | 고속<br>전차<br>안전<br>행위<br>고장<br>감소<br>위험<br>방지<br>비동<br>해설<br>및비<br>설수<br>영분<br>선형<br>변<br>향 | 3-1  | Nonlinear<br>dynamic<br>modeling<br>on<br>curved<br>track | ①       | Nonlinear full<br>vehicle<br>modeling<br>using<br>MATLAB<br>Model<br>verification | 해석모델 정립   | 해석모델 정립         | 수치해석 프로그램 결과<br>검토    | 보고서/<br>발표      | 0.15     | 0.15     |                  |      |          |
|                      |                       |                                                                                            | 3-2  | Safety,<br>Stability                                      | ①       | Critical<br>Speed<br>Analysis                                                     | 해석모델 정립   | 해석모델 정립         | ADAMS/Rail모델링<br>절차검토 | 보고서/<br>발표      | 0.15     | 0.15     |                  |      |          |
|                      |                       |                                                                                            |      |                                                           | ②       | Model<br>verification                                                             | 해석결과대비10% | 해석결과대비10%이<br>내 | 전산해석 및 수치해석 결과<br>비교  | 오차<br>10%이<br>내 | 0.2      | 0.2      |                  |      |          |
|                      |                       |                                                                                            | 3-3  | ADAMS<br>/Rail<br>modeling                                | ①       | Running<br>simulation                                                             | 해석모델 정립   | 해석모델 정립         | 전산해석 프로그램 결과<br>검토    | 보고서/<br>발표      | 0.1      | 0.1      |                  |      |          |
|                      | 종합점수=Σ(성과목표별달성평점×가중치) |                                                                                            |      |                                                           |         |                                                                                   |           |                 |                       |                 |          | 0.6      | 0.6              |      |          |
| 양적<br>목표<br>점검       | 사업연계지표                |                                                                                            |      |                                                           | 목표      |                                                                                   | 목표건수      |                 | 달성건수                  |                 | 증빙       | 인정<br>건수 | 달성율<br>(%)       | 가중치  | 달성평<br>점 |
|                      |                       |                                                                                            |      |                                                           | 국외논문게재  |                                                                                   | 1         |                 | 2                     |                 | 2        | 1        | 100              | 0.15 | 0.15     |
|                      |                       |                                                                                            |      |                                                           | 국내논문게재  |                                                                                   | 3         |                 | 4                     |                 | 4        | 4        | 100              | 0.15 | 0.15     |
|                      |                       |                                                                                            |      |                                                           | S/W등록건수 |                                                                                   | 3         |                 | 6                     |                 | 6        | 6        | 100              | 0.1  | 0.1      |
|                      | 종합점수=Σ(성과별달성율×가중치)    |                                                                                            |      |                                                           |         |                                                                                   |           |                 |                       |                 |          | 0.4      | 0.4              |      |          |

## 2. 연구개발 성과의 기술적 효과분석

본 연구는 고속전철의 동특성 관련 연구로써 고속전철의 임계속도는 Hopf 분기에 의해 limit cycle이 생성되는 속도로 정의되며 임계속도를 크게 하기 위해서는 1, 2차 현가장치 설계변수보다 차륜과 레일 접촉과정에서 발생하는 크리프 곡선의 기울기의 영향이 큼을 밝혔습니다. 실제 한국형 고속전철 차륜 개발을 위해서는 차륜/레일 접촉에 따른 크리프 곡선을 정확히 산출하여 최적의 차륜답면 형상을 유도해야함을 밝혔습니다. 또한 실제 차륜-레일에 의한 비선형 크리프 모델을 직선구간과 곡선구간에서의 철도차량 동특성을 해석함으로써 철도차량의 안전성을 검토하였다. 이러한 본 연구결과로서 향후 고속전철의 속도를 증가시킬 수 있는 설계가 가능할 것이다.

## 3. 연구개발 성과의 경제적 효과분석

국내 고속전철이 도입된 이래 크고 작은 다양한 사고가 발생하였고, 특히 고속주행에 따른 진동 및 승차감은 접근하기 어려운 과제였다. 나아가 보다 높은 속도로 주행할 수 있는 고속전철의 독자적 개발은 국제적 경쟁력 확보를 위해서는 시급한 문제이나 고속전철의 비선형 동역학에 대한 이해를 요하는 문제로써 그간 접근이 쉽지 않은 과제였다. 본 연구에서는 이러한 고속전철 관련 비선형 동역학 문제를 규명하고자 하였다. 따라서 본 연구의 결과는 고속전철 운행시 발생하는 진동 및 승차감 문제를 해결하고 나아가 보다 높은 속도의 고속전철 개발을 가능케 할 것이다. 특히 차륜 형상 관련 비선형 크리프 연구는 차후 한국형 고속전철용 철도차륜 개발에 직접적으로 사용될 수 있을 것이다.

## 제 5 장 연구성과의 활용 및 추가연구 필요성

### 1. 연구성과 향후 활용방안

철도차량 동역학에서 크리프 현상은 철도차량 불안정성 및 탈선과 같은 차량안전성에 큰 영향을 미치는 요소이다. 이에 본 연구에서는 윤축, 대차, 차체의 철도차량 모델을 수립하고, 한국형 고속전철의 설계변수에 대해 선형 및 비선형 크리프이론을 적용하여 철도차량 동특성을 이해하여 보다 안전한 고속전철의 개발을 이루고자 하였다. 또한 차륜과 레일의 접촉에 의한 크리프 곡선은 기존의 Kalker 이론, Vermeulen 이론, Wormley 이론을 쓰기보다 접촉에 따른 접촉응력 계산 결과를 바탕으로 Strip 이론에 의한 크리프 곡선이 선정되어야 함을 밝혔습니다. 이는 직선주행뿐만 아니라 곡선주행에서도 영향을 주는 바 이는 본 연구 결과를 바탕으로 대형 컴퓨터에 의해 정확한 계산이 추후 이루어져야 할 것입니다. 본 연구결과를 바탕으로 실험을 통한 검증이 이루어진다면 실제 현장에서 차량 설계과정에 적용이 가능하고, 완성차량에 대한 보다 빠르고 정확한 보수, 유지 및 고장 진단이 가능할 것이다.

### 2. 추가연구 필요성

본 연구는 직선 및 곡선주행 시 철도차량 동특성을 파악하기 위하여 윤축, 대차, 차체를 각각 2, 6, 14, 20 자유도계로 모델링하고 수치해석을 하였다. 또한 실제 차륜/레일 접촉현상을 이해하기 위하여 SAMCEF를 사용하여 FEM 해석을 하였으며, ADAMS/Rail을 사용하여 주행해석을 함으로써 직선 및 곡선주행에서의 철도차량 동특성을 예측하였다. 그러나 전산해석적 접근은 현상 예측은 가능하지만 실제 현상을 제대로 구현한다는 보장이 없다. 따라서 향후 본 연구 결과를 바탕으로 실험적 연구를 통하여 검증이 이루어질 필요가 있다. 특히 이번 연구에서 중점적으로 다루었던 차륜/레일 접촉 시 발생하는 크리프 측정 실험을 통해 연구결과를 검증 및 실차 개발에 적용함으로써 보다 발전된 고속전철의 개발을 위한 한국형 고속전철의 차륜 설계가 가능할 것이다.

## 부록

### A1. 해석모델

#### A1.1 운동방정식

차륜과 레일의 기하학적 운동으로 발생하는 대차 헌팅운동과 차륜 불평형에 대한 운동 방정식을 Fig. A1과 Fig. A2의 차륜과 대차모델로부터 Fig. A2와 같이 전위와 후위 차축과 프레임의 좌우, 요잉, 롤링 등의 7개 자유도 갖는 식(A1)의 운동방정식으로 표현할 수 있다[17, 18].

$$\begin{aligned}
 \ddot{q}_1 + \dots + 2F_{xf} + F(q_1) &= m_e r_e \Omega^2 \delta_0 \sin \Omega t \\
 I_{uv} \ddot{q}_2 + A_3 + 2aF_{vf} &= -m_e r_e \Omega^2 l_e \cos \Omega t \\
 m_w \ddot{q}_3 + A_2 + 2F_{xr} + F_T(q_3) &= 0 \\
 I_{uv} \ddot{q}_4 + A_4 + 2aF_{vr} &= 0 \\
 m_f \ddot{q}_6 - A_1 - A_2 + A_6 &= 0 \\
 I_{fv} \ddot{q}_6 - bA_1 + bA_2 - A_3 - A_4 + A_6 &= 0 \\
 I_{fr} \ddot{q}_6 - h_1 A_1 - h_1 A_2 - h_2 A_6 + A_7 &= 0
 \end{aligned} \tag{A1}$$

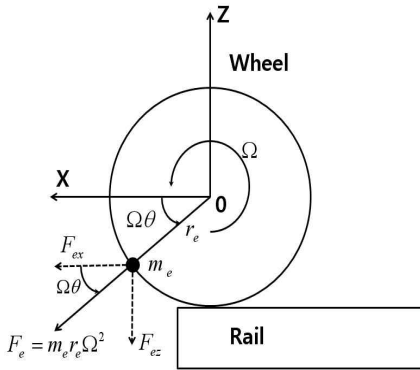


Fig. A1 Wheel unbalance

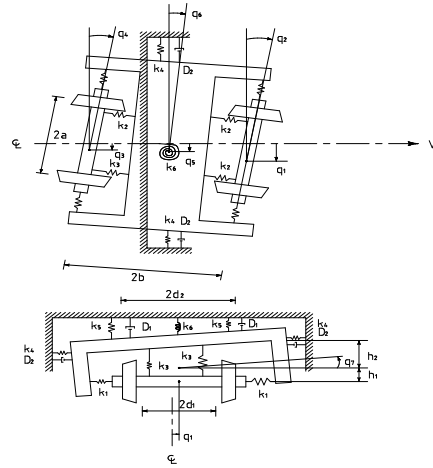


Fig. A2 Analytical model of a bogie

여기서

$$\begin{aligned}
 A_1 &= 2k_1(q_1 - q_6 - bq_6 - h_1 q_r) \\
 A_2 &= 2k_1(q_3 - q_6 + bq_6 - h_1 q_r) \\
 A_6 &= 3D_2(\dot{q}_6 - h_2 \dot{q}_r) + 2k_4(q_6 - h_2 q_r)
 \end{aligned}$$

$$k_6 q_6$$

$$A_r = 2D_1 d_2^2 \dot{q}_r + 2k_6 d_2^2 q_r + 4k_3 d_1^2 q_r \quad (A2)$$

식 (A1)의 크리프력(creep force)은 전위 차축과 후위 차축에 대하여 횡방향 크리프력, (Fy)과 길이방향 크리프력, (Fx)을 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_{xf} = \frac{\zeta_{xf} F_R}{\Psi \zeta_f}, \quad F_{vf} = \frac{\zeta_{vf} F_R}{\Phi \zeta_{Rf}}, \quad F_{xr} = \frac{\zeta_{xr} F_R}{\Psi' \zeta_{Rr}}, \quad F_{vr} = \frac{\zeta_{vr} F_R}{\Phi \zeta_{Rr}} \quad (A3)$$

$$\zeta_{Rf} = \left( \frac{\zeta_{xf}}{\Psi} \right)^2 + \left( \frac{\zeta_{vf}}{\Phi} \right)^2, \quad \zeta_{Rr} = \sqrt{\left( \frac{\zeta_{xr}}{\Psi'} \right)^2 + \left( \frac{\zeta_{vr}}{\Phi} \right)^2}$$

$$\zeta_{xf} = \frac{\dot{q}_1}{V} - q_2, \quad \zeta_{vf} = a \frac{\dot{q}_2}{V} + \frac{\lambda q_1}{r_0}, \quad \zeta_{xr} = \frac{\dot{q}_3}{V} - q_4, \quad \zeta_{vr} = a \frac{\dot{q}_4}{V} + \frac{\lambda q_3}{r_0} \quad (A4)$$

$$F_R = \mu N \begin{cases} u - \frac{1}{3}u^2 + \frac{1}{27}u^3 & u < 3 \\ 1 & u \geq 3 \end{cases}$$

$$u = \frac{G\pi a_e b_e \zeta_R}{\mu N} \quad (A5)$$

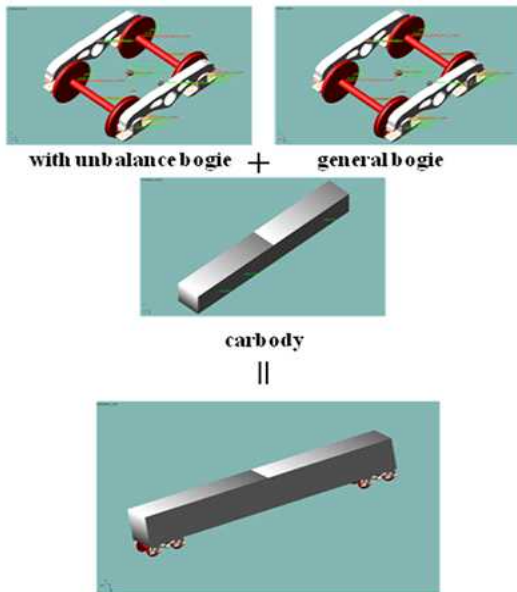
여기서  $\mu$ 는 마찰계수이며,  $N$ 은 수직력,  $a_e$ 와  $b_e$ 는 차륜과 레일의 접촉면에 생기는 타원의 장단경이고, 함수  $\Psi$ 와  $\Phi$ 는 각각 0.5412, 0.60252이다[19]. 또한 대차해석모델에 차륜 플렌지와 레일의 접촉에 의해 발생하는 횡압을 고려하기 위해 식(A6)을 추가하였다.

$$F_T(q_1) = \begin{cases} k_0(q_1 - \delta) & \delta < q_1 \\ 0 & -\delta \leq q_1 \leq \delta \\ k_0(q_1 + \delta) & q_1 \leftarrow -\delta \end{cases}$$

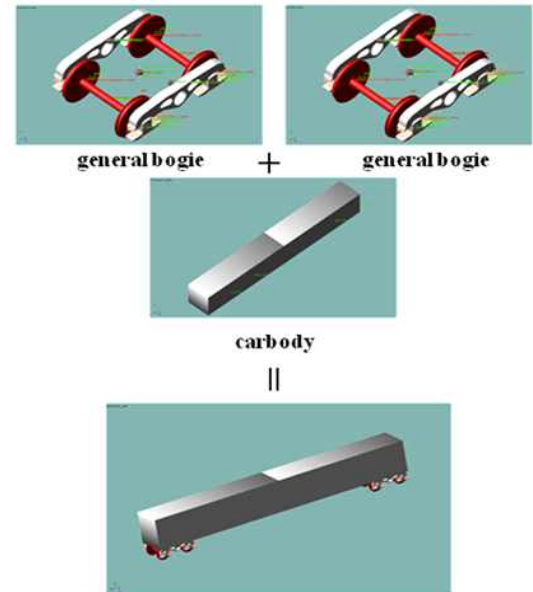
$$F_T(q_3) = \begin{cases} k_0(q_3 - \delta) & \delta < q_3 \\ 0 & -\delta \leq q_3 \leq \delta \\ k_0(q_3 + \delta) & q_3 \leftarrow -\delta \end{cases} \quad (A6)$$

## A1.2 VI-RAIL 모델

VI-RAIL를 이용한 화차에 대한 해석모델은 차체, 전대차, 후대차를 하나의 템플릿(Template)으로 각각 모델링하고, 서브시스템(Subsystem)을 생성하고, 이들을 이용하여 최종적으로 조립체를 생성하였다. Fig. A3은 차체, 불평형 대차, 일반대차, 차륜 불평형이 포함된 차량과 차륜 불평형이 포함되지 않은 일반 차량의 해석모델이다.



(a) with unbalance car



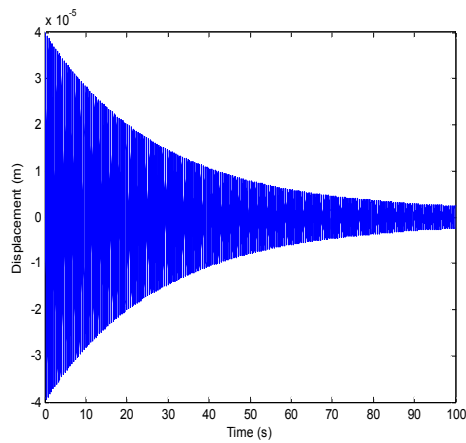
(b) without unbalance car

Fig. A3 Analytical model

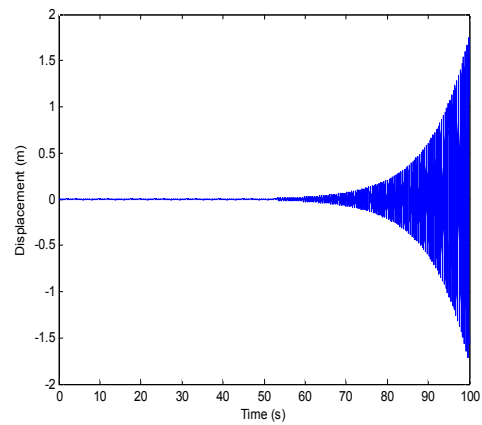
## B. Numerical Analysis

### B-1 Kalker's creep curve

#### B-1-1 2 DOF

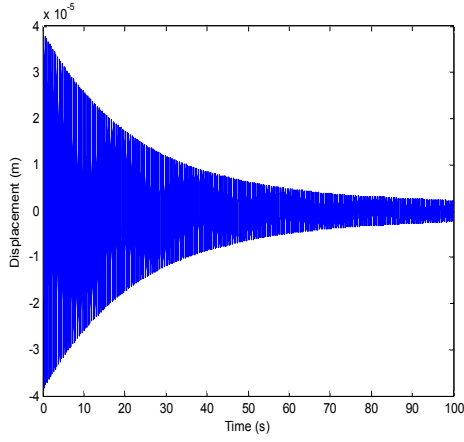


(a) Lateral displacement at 300 km/h

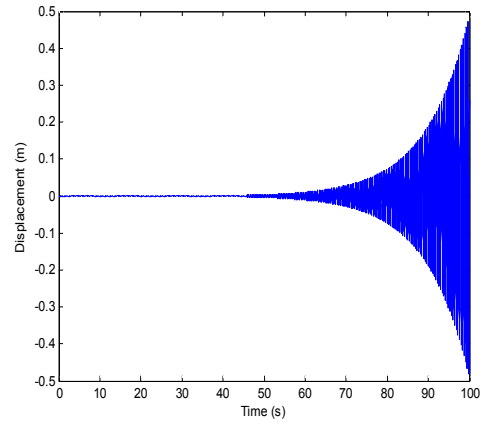


(b) Lateral displacement at 310 km/h

Fig. B-1.1 Dynamic characteristic analysis in KTX II

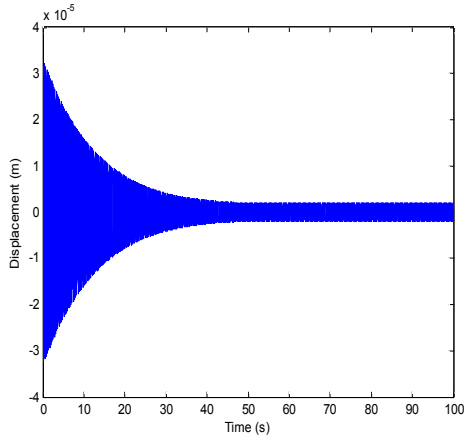


(a) Lateral displacement at 340 km/h

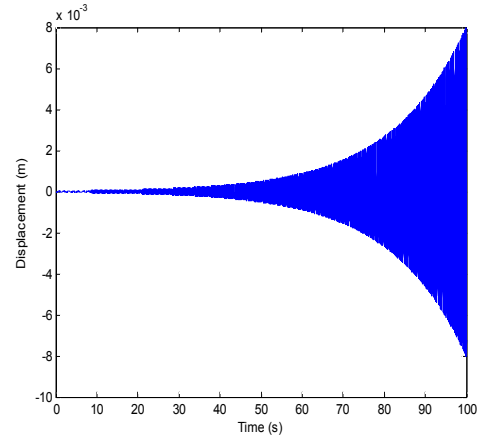


(b) Lateral displacement at 350 km/h

Fig. B-1.2 Dynamic characteristic analysis in HEMU-1



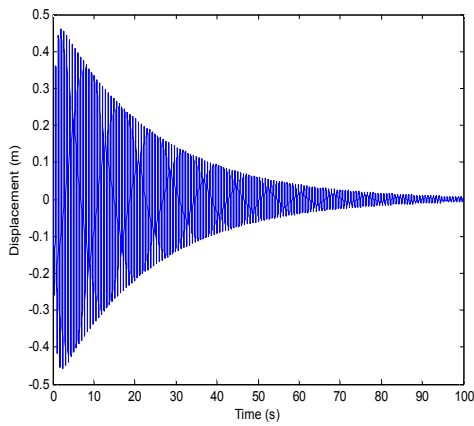
(a) Lateral displacement at 460 km/h



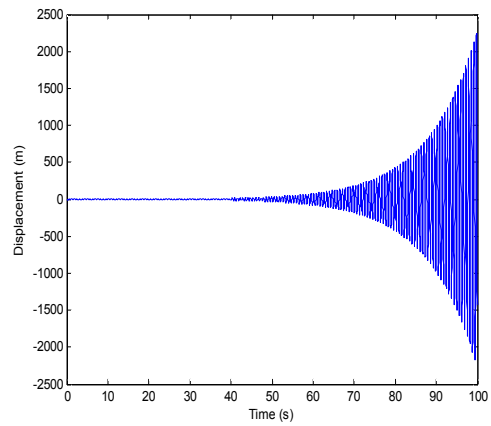
(b) Lateral displacement at 470 km/h

Fig. B-1.3 Dynamic characteristic analysis in HEMU-2

## B-1-2 6 DOF

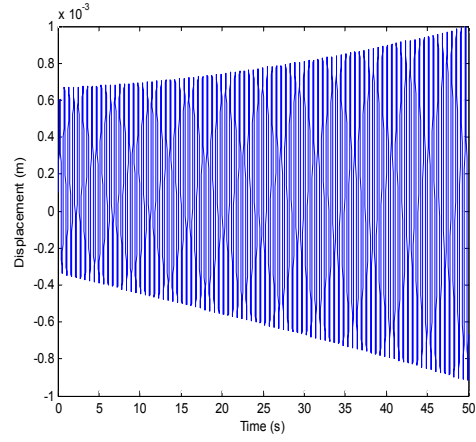
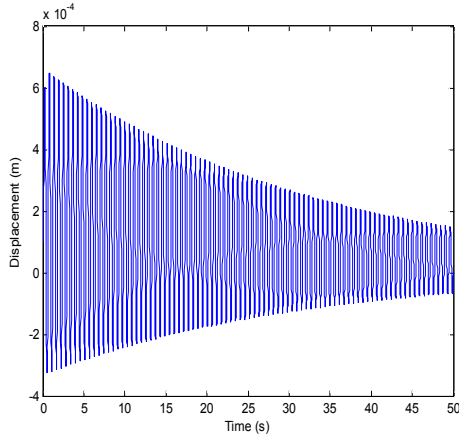


(a) Lateral displacement at 150 km/h



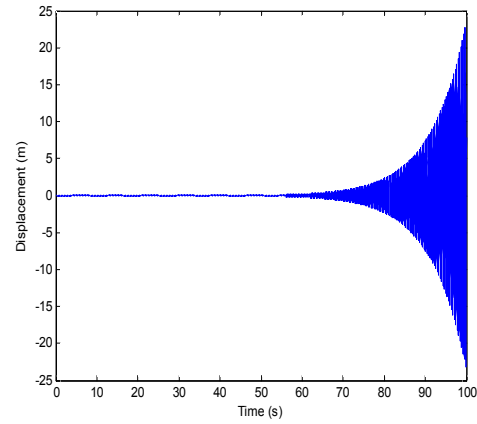
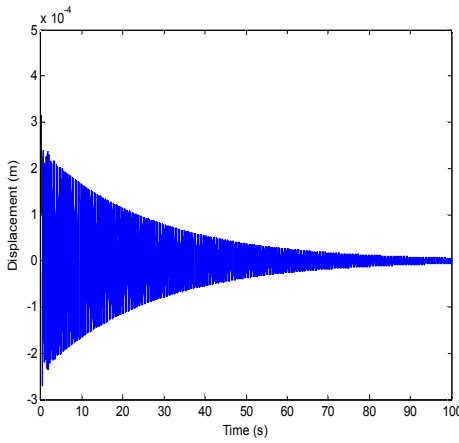
(b) Lateral displacement at 160 km/h

Fig. B-1.4 Dynamic characteristic analysis in KTX II



(a) Lateral displacement at 150 km/h (b) Lateral displacement at 200 km/h

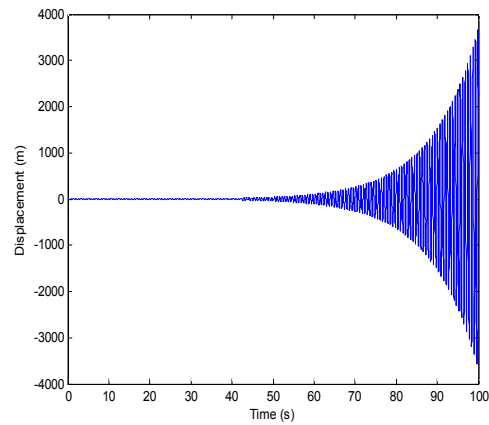
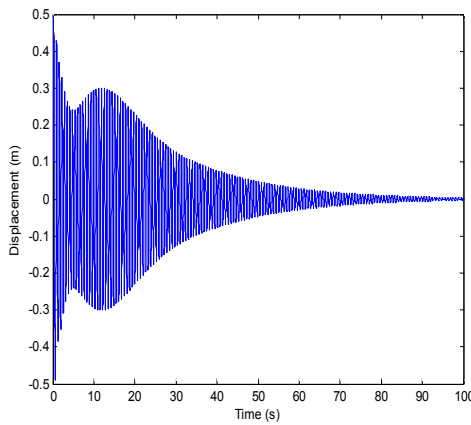
Fig. B-1.5 Dynamic characteristic analysis in HEMU-1



(a) Lateral displacement at 420 km/h (b) Lateral displacement at 430 km/h

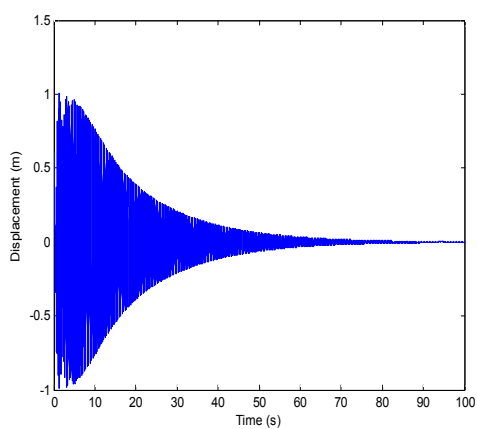
Fig. B-1.6 Dynamic characteristic analysis in HEMU-2

### B-1-3 14 DOF

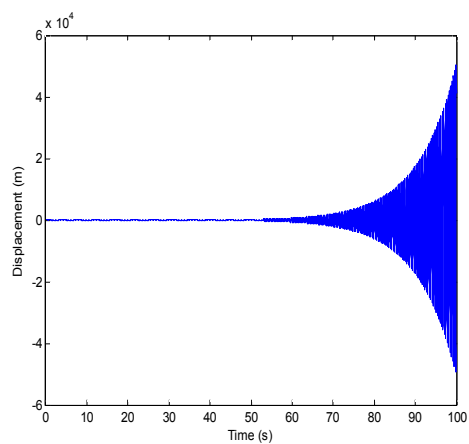


(a) Lateral displacement at 160 km/h (b) Lateral displacement at 170 km/h

Fig. B-1.7 Dynamic characteristic analysis in KTX II

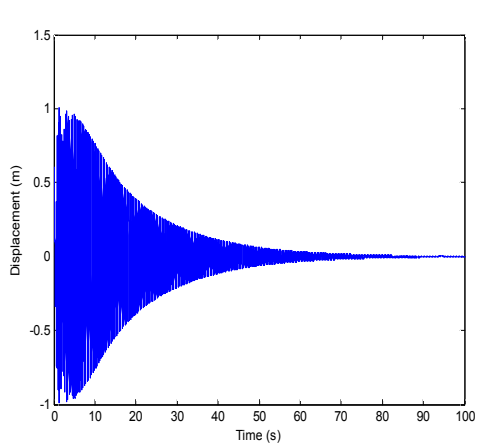


(a) Lateral displacement at 420 km/h

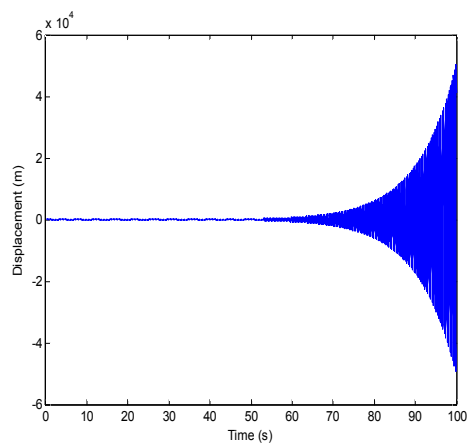


(b) Lateral displacement at 430 km/h

Fig. B-1.8 Dynamic characteristic analysis in HEMU-1



(a) Lateral displacement at 420 km/h

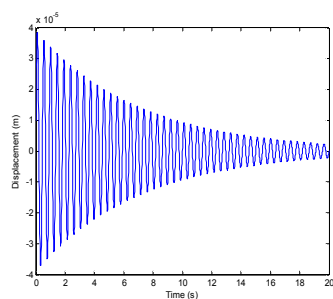


(b) Lateral displacement at 430 km/h

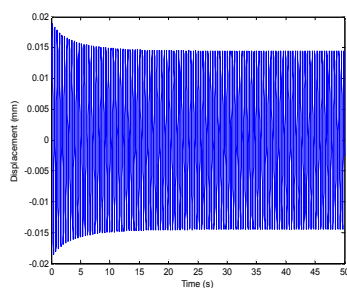
Fig. B-1.9 Dynamic characteristic analysis in HEMU-2

## B-2 Vermeulen's creep curve

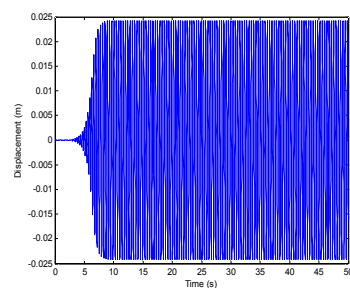
### B-2-1 2 DOF



(a) 190 km/h

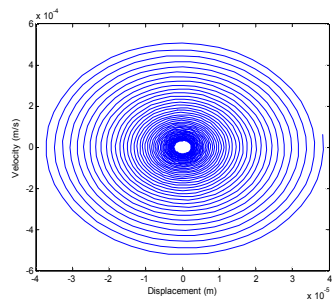


(b) 200 km/h

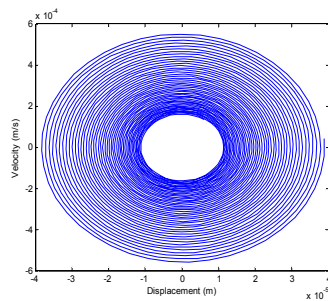


(c) 300 km/h

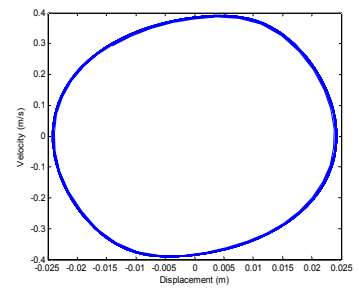
Fig. B-2.1 Lateral displacement of KTX II parameter



(a) 190 km/h

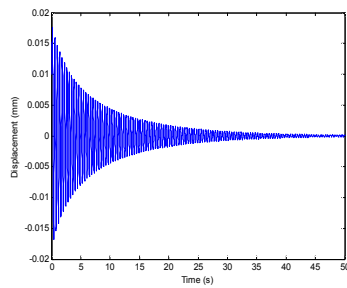


(b) 200 km/h

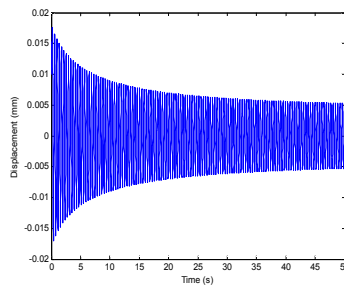


(c) 300 km/h

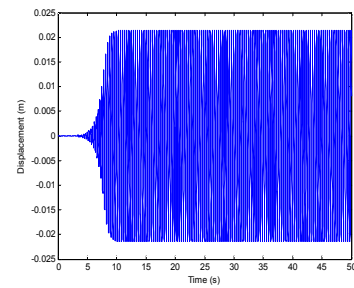
Fig. B-2.2 Phase diagram of KTX II parameter



(a) 220 km/h

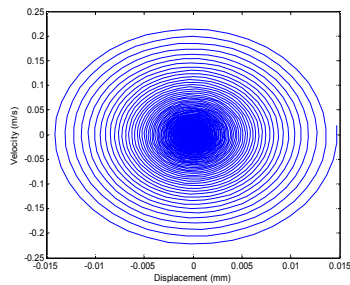


(b) 230 km/h

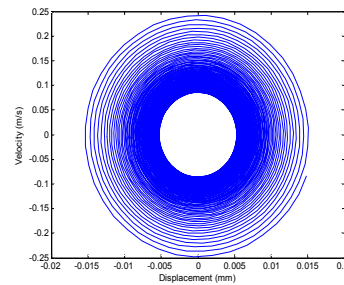


(c) 300 km/h

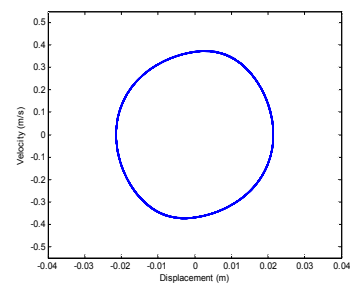
Fig. B-2.3 Lateral displacement of HEMU-1 parameter



(a) 220 km/h

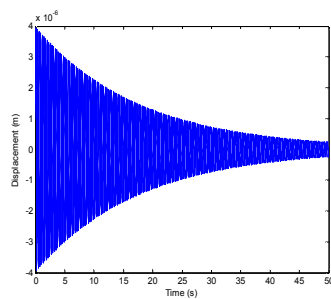


(b) 230 km/h

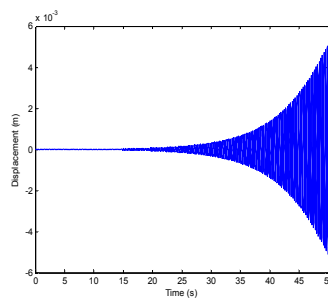


(c) 300 km/h

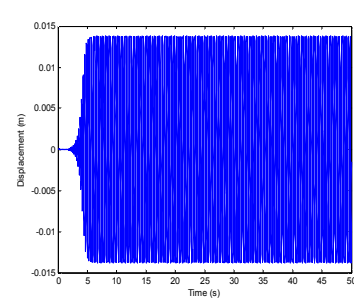
Fig. B-2.4 Phase diagram of HEMU-1 parameter



(a) 320 km/h

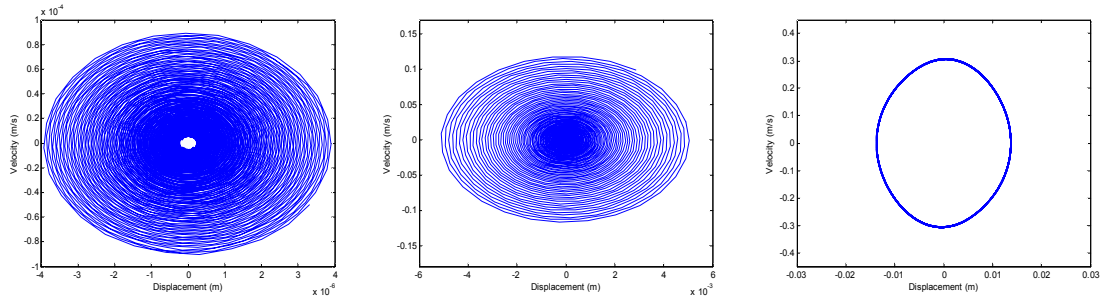


(b) 330 km/h



(c) 400 km/h

Fig. B-2.5 Lateral displacement of HEMU-2 parameter



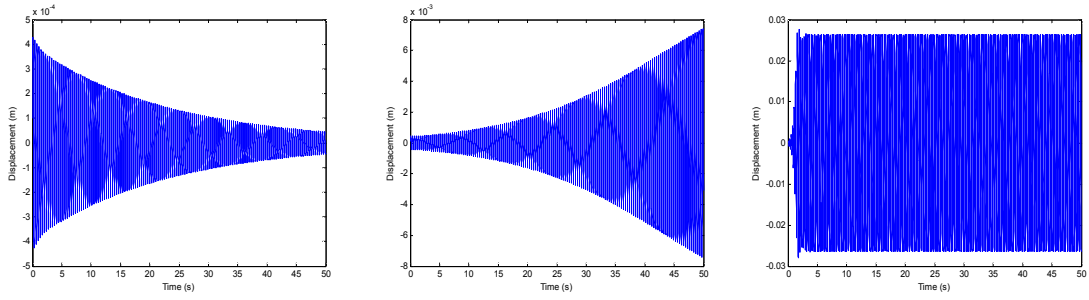
(a) 320 km/h

(b) 330 km/h

(c) 400 km/h

Fig. B-2.6 Phase diagram of HEMU-2 parameter

B-2-2 6 DOF

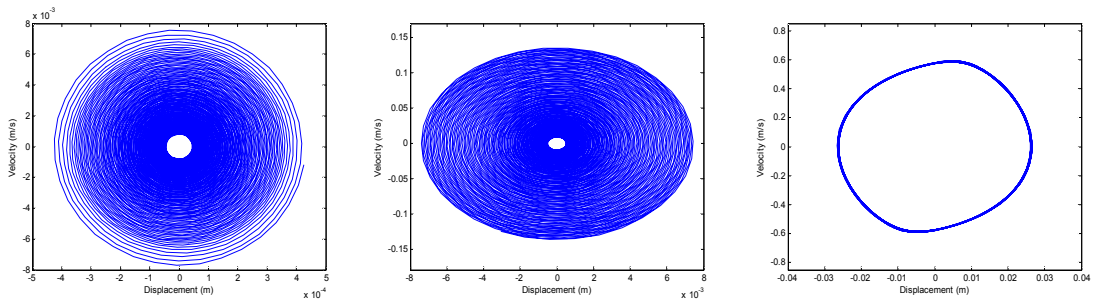


(a) 250 km/h

(b) 260 km/h

(c) 400 km/h

Fig. B-2.7 Lateral displacement using HEMU-2 parameter



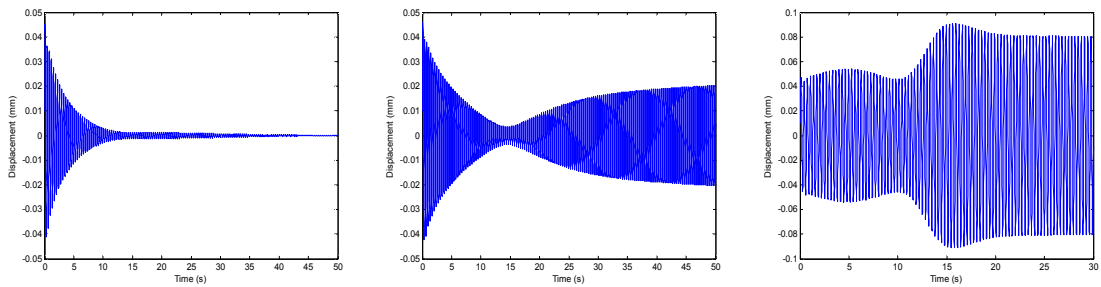
(a) 240 km/h

(b) 260 km/h

(c) 400 km/h

Fig. B-2.8 Phase diagram using HEMU-2 parameter

B-2-3 14 DOF

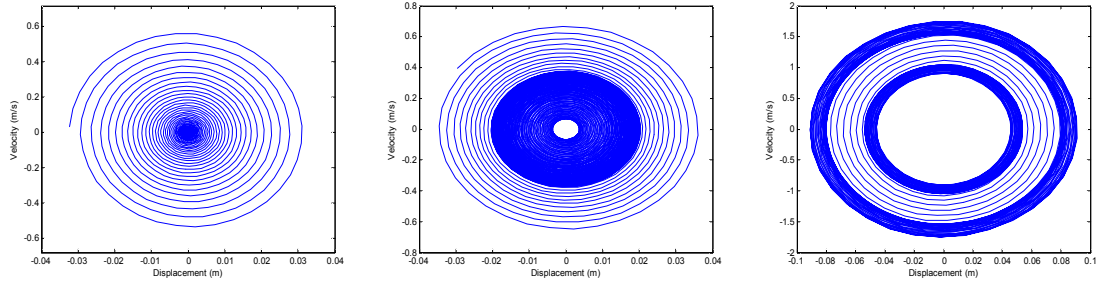


(a) 250 km/h

(b) 260 km/h

(c) 280 km/h

Fig. B-2.9 Lateral displacement using HEMU-2 parameter



(a) 250 km/h

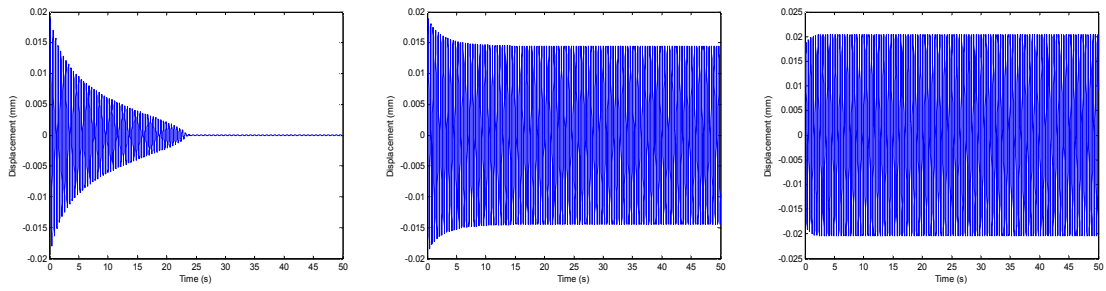
(b) 260 km/h

(c) 280 km/h

Fig. B-2.10 Phase diagram using HEMU-2 parameter

### B-3 Strip creep curve

#### B-3-1 2 DOF

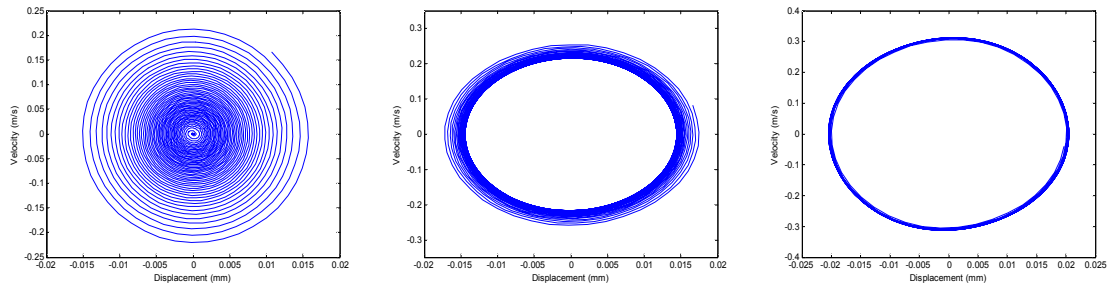


(a) 150 km/h

(b) 160 km/h

(c) 170 km/h

Fig. B-3.1 Lateral displacement using KTX II parameter

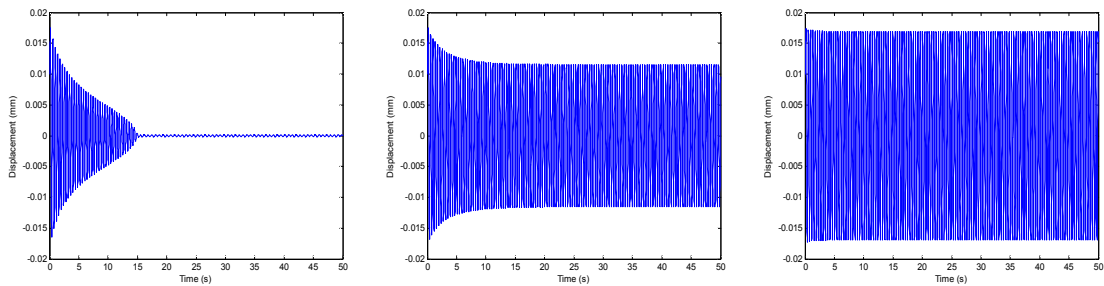


(a) 150 km/h

(b) 160 km/h

(c) 170 km/h

Fig. B-3.2 Phase diagram using KTX II parameter

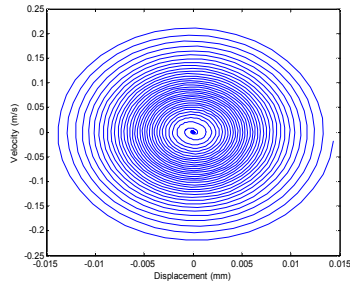


(a) 250 km/h

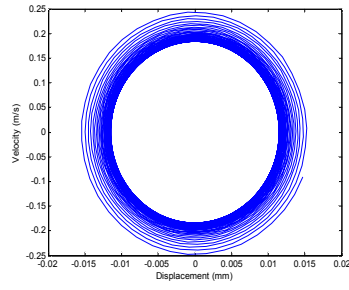
(b) 260 km/h

(c) 270 km/h

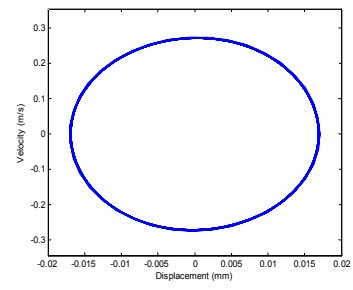
Fig. B-3.3 Lateral displacement using HEMU-1 parameter



(a) 250 km/h

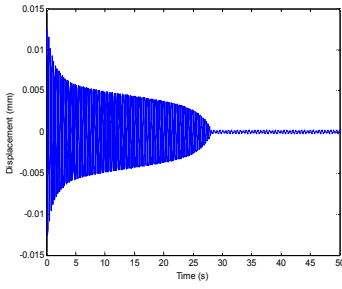


(b) 260 km/h

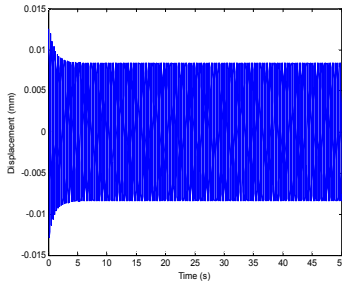


(c) 270 km/h

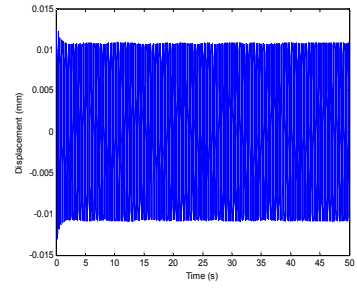
Fig. B-3.4 Phase diagram using HEMU-1 parameter



(a) 360 km/h

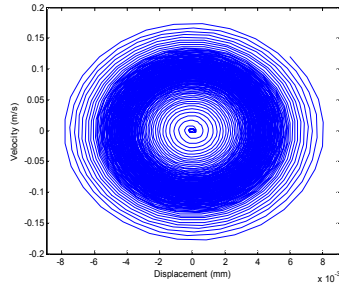


(b) 370 km/h

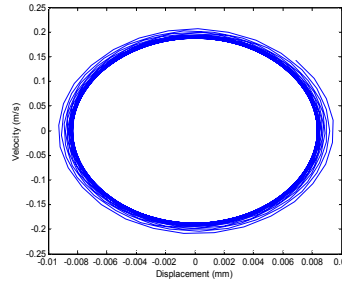


(c) 380 km/h

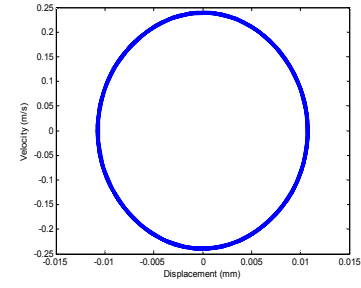
Fig. B-3.5 Lateral displacement using HEMU-2 parameter



(a) 360 km/h



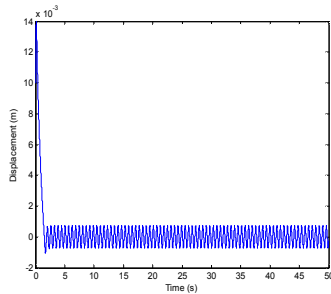
(b) 370 km/h



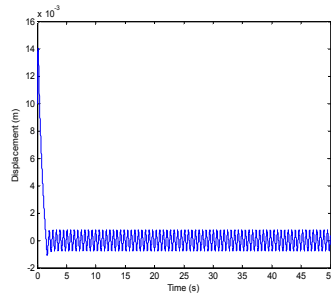
(c) 380 km/h

Fig. B-3.6 Phase diagram using HEMU-2 parameter

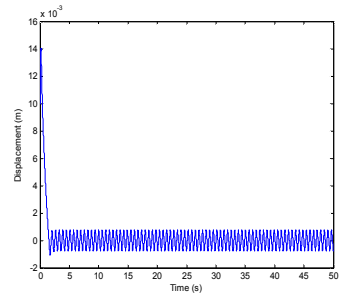
### B-3-2 6 DOF



(a) 200 km/h

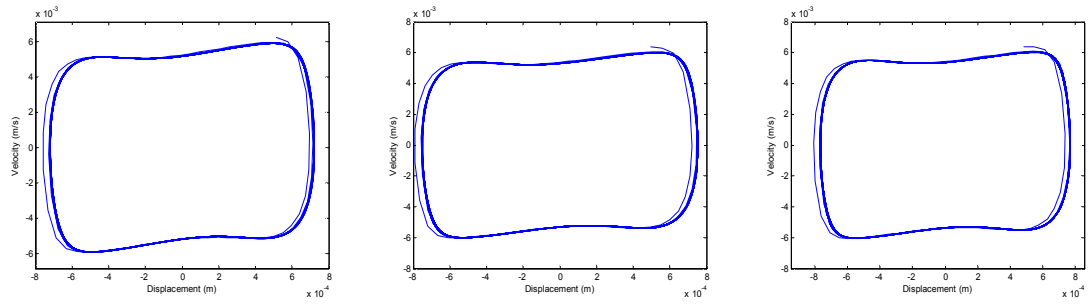


(b) 300 km/h



(c) 400 km/h

Fig. B-3.7 Lateral displacement using KTX II parameter

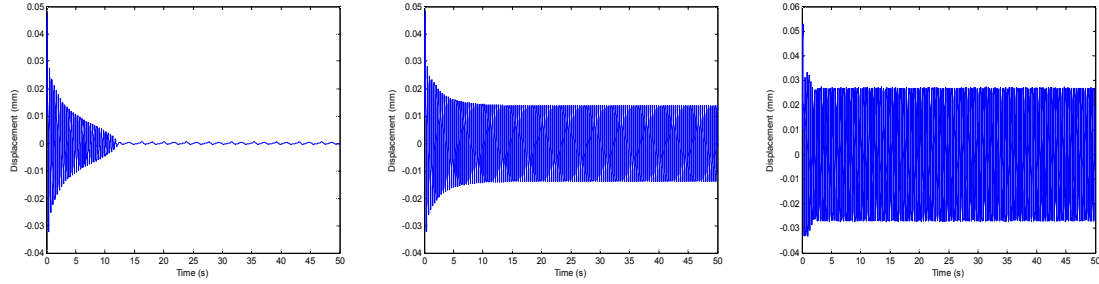


(a) 200 km/h

(b) 300 km/h

(c) 400 km/h

Fig. B-3.8 Phase diagram using KTX II parameter

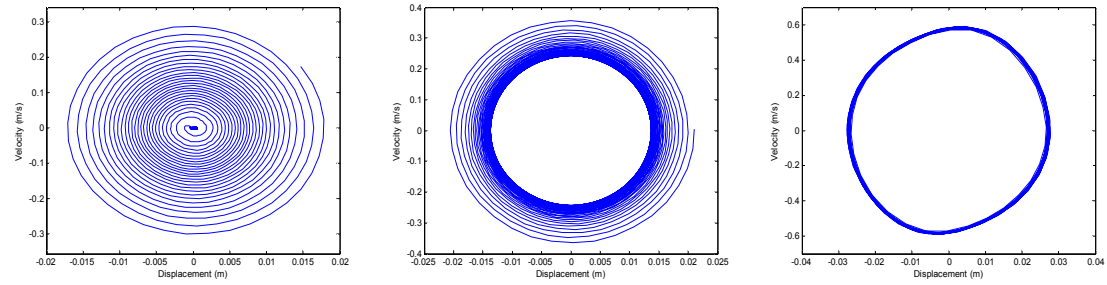


(a) 280 km/h

(b) 290 km/h

(c) 400 km/h

Fig. B-3.9 Lateral displacement using HEMU-2 parameter



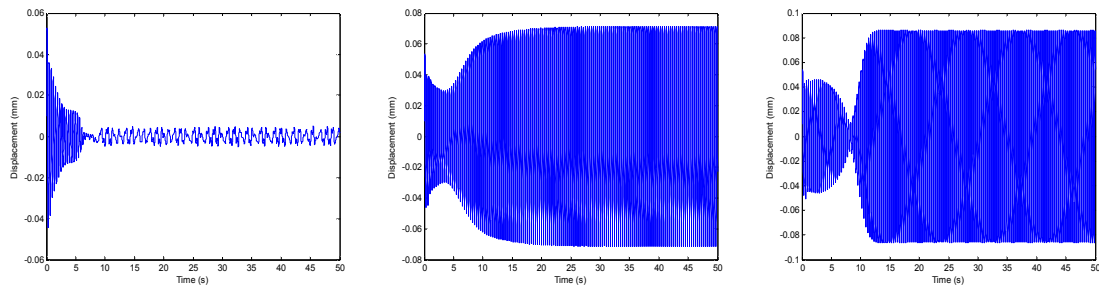
(a) 280 km/h

(b) 290 km/h

(c) 400 km/h

Fig. B-3.10 Phase diagram using HEMU-2 parameter

### B-3-3 14 DOF

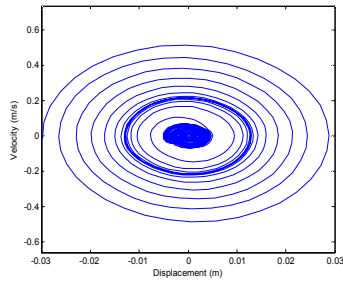


(a) 290 km/h

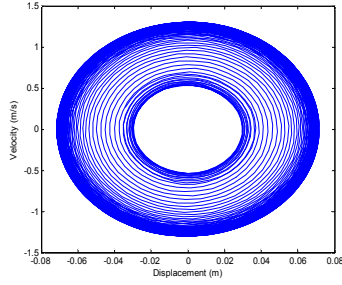
(b) 300 km/h

(c) 280 km/h

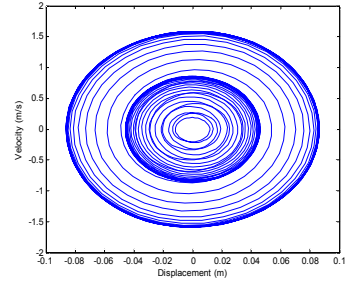
Fig. B-3.11 Phase diagram using HEMU-2 parameter



(a) 250 km/h



(b) 260 km/h

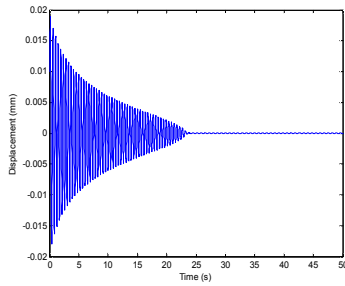


(c) 280 km/h

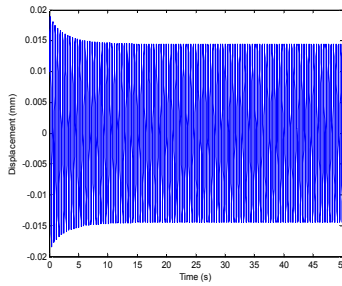
Fig. B-3-12 Phase diagram using HEMU-2 parameter

## B-4 Polach's creep curve

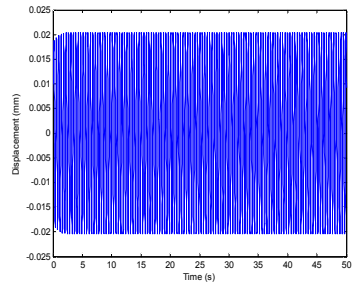
### B-4-1 2 DOF



(a) 150 km/h

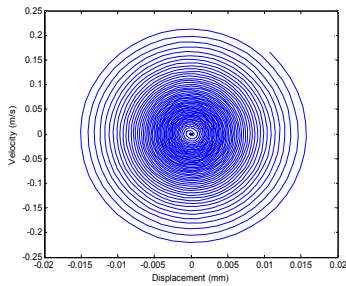


(b) 160 km/h

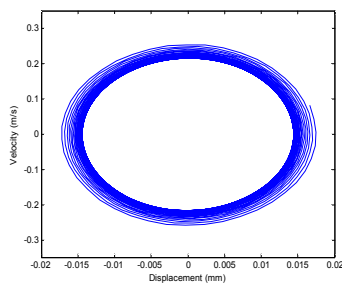


(c) 170 km/h

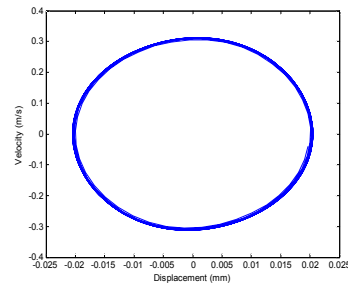
Fig. B-4.1 Lateral displacement using KTX II parameter



(a) 150 km/h

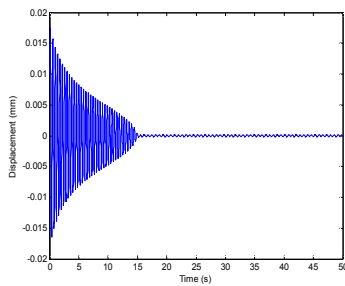


(b) 160 km/h

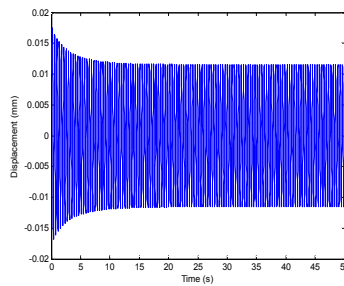


(c) 170 km/h

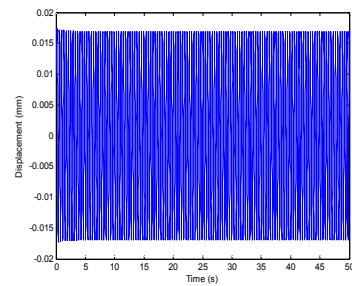
Fig. B-4.2 Phase diagram using KTX II parameter



(a) 250 km/h

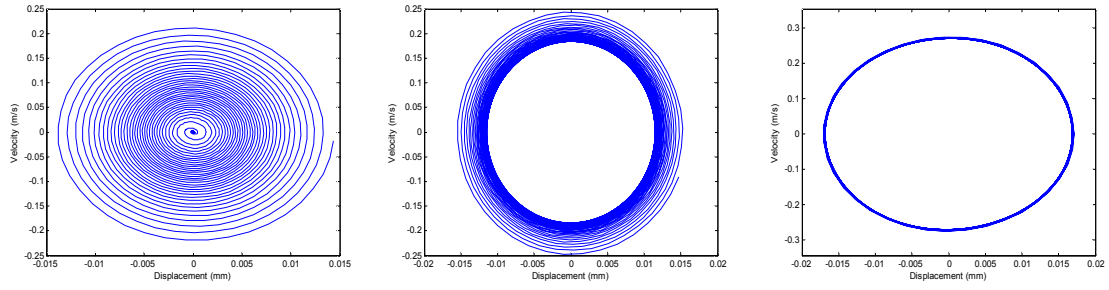


(b) 260 km/h



(c) 270 km/h

Fig. B-4.3 Lateral displacement using HEMU-1 parameter

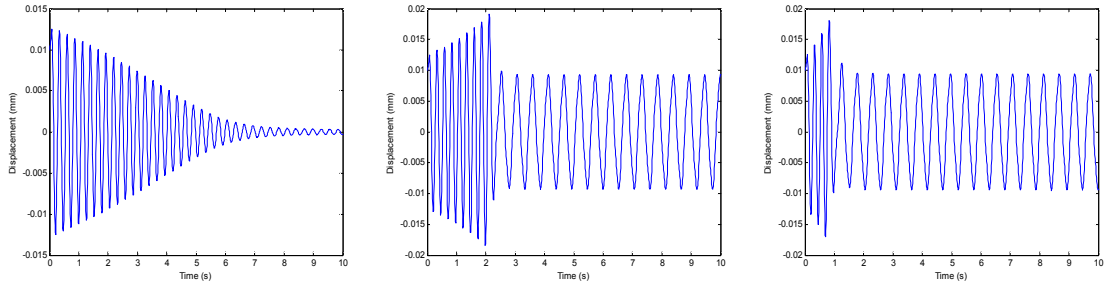


(a) 250 km/h

(b) 260 km/h

(c) 270 km/h

Fig. B-4.4 Phase diagram using HEMU-1 parameter

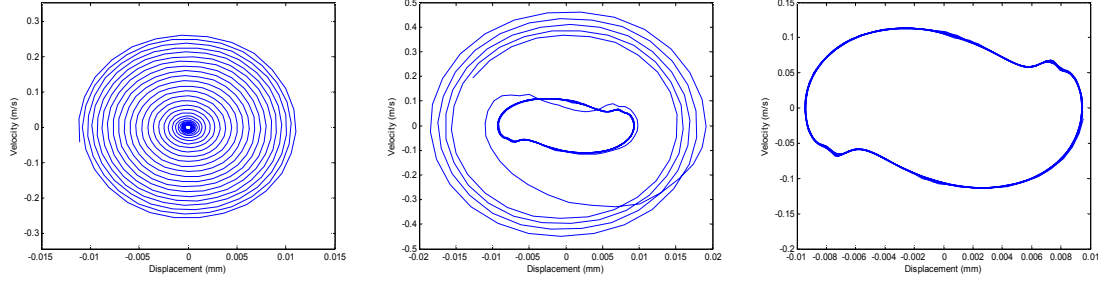


(a) 330 km/h

(b) 340 km/h

(c) 350 km/h

Fig. B-4.5 Lateral displacement using HEMU-2 parameter



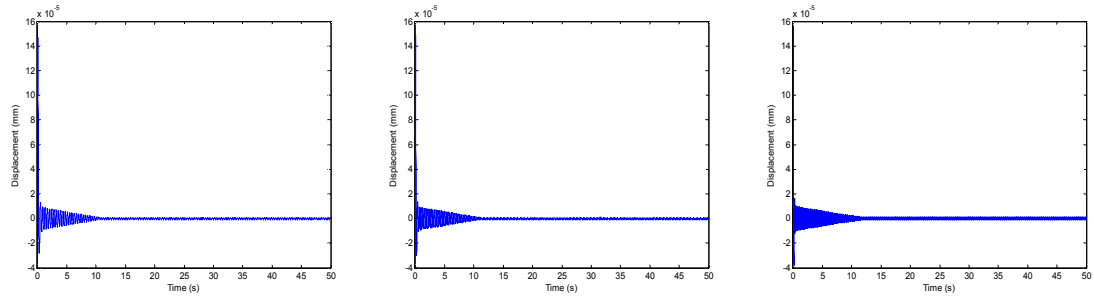
(a) 330 km/h

(b) 340 km/h

(c) 350 km/h

Fig. B-4.6 Phase diagram using HEMU-2 parameter

## B-4-2 6 DOF

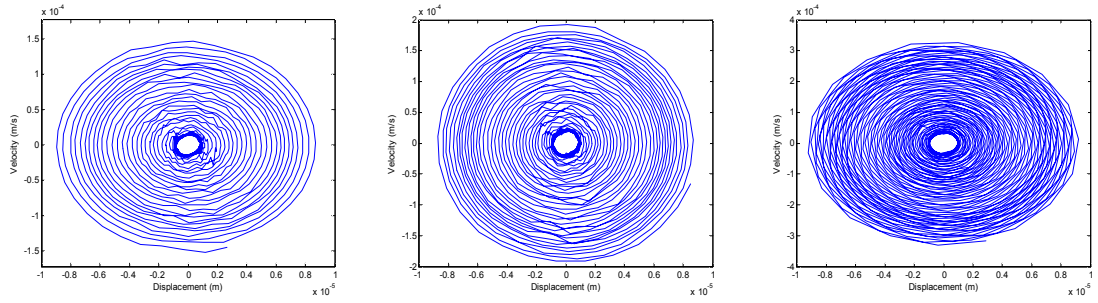


(a) 150 km/h

(b) 200 km/h

(c) 250 km/h

Fig. B-4.7 Lateral displacement using KTX II parameter

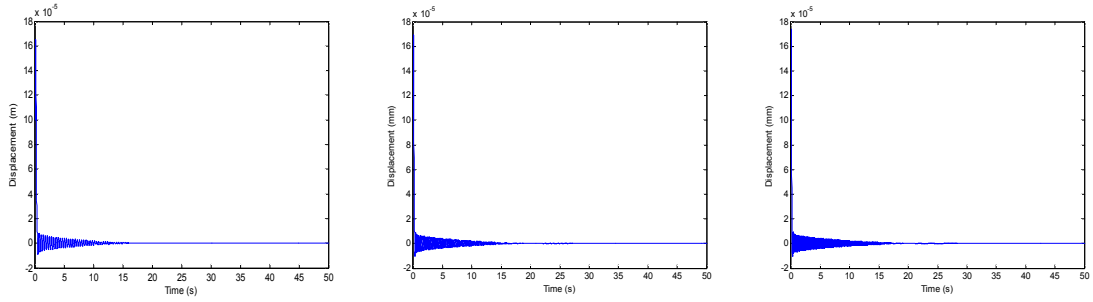


(a) 150 km/h

(b) 200 km/h

(c) 250 km/h

Fig. B-4.8 Phase diagram using KTX II parameter

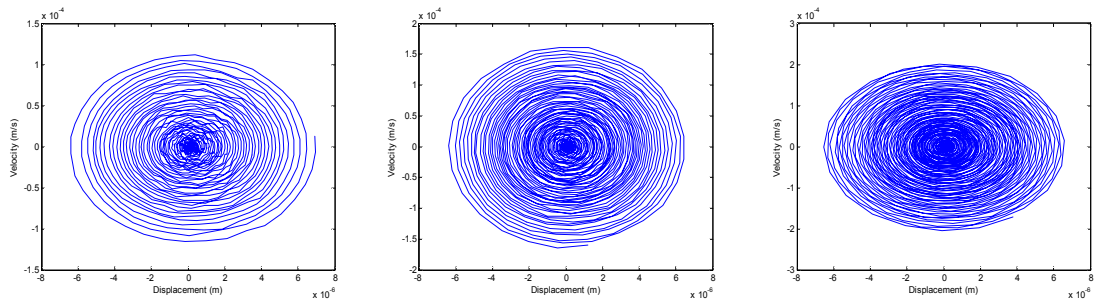


(a) 200 km/h

(b) 300 km/h

(c) 400 km/h

Fig. B-4.9 Lateral displacement using HEMU-1 parameter

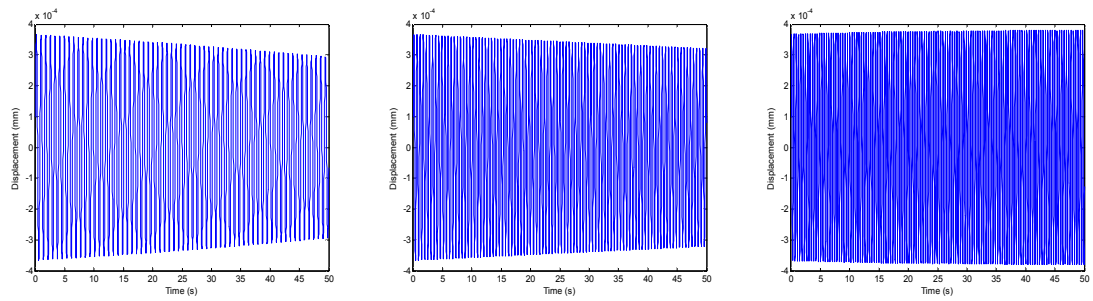


(a) 200 km/h

(b) 300 km/h

(c) 200 km/h

Fig. B-4.10 Phase diagram using HEMU-1 parameter

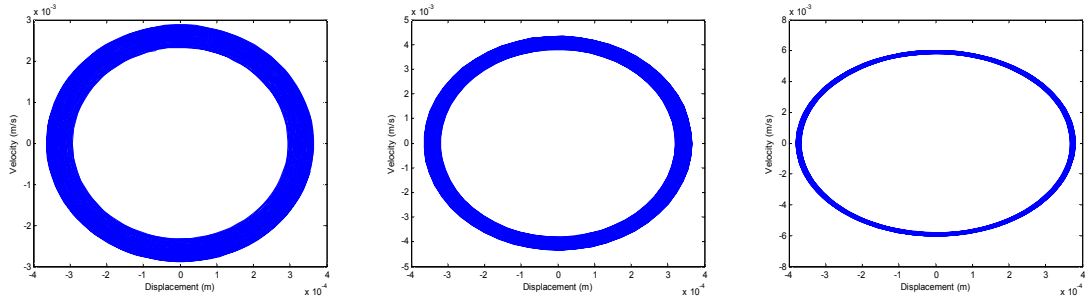


(a) 100 km/h

(b) 150 km/h

(c) 200 km/h

Fig. B-4.11 Lateral displacement using HEMU-2 parameter



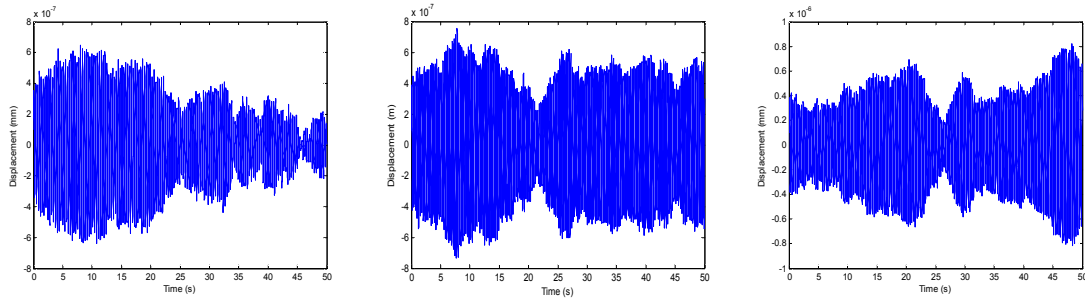
(a) 100 km/h

(b) 150 km/h

(c) 200 km/h

Fig. B-4.12 Phase diagram using HEMU-2 parameter

#### B-4-3 14 DOF

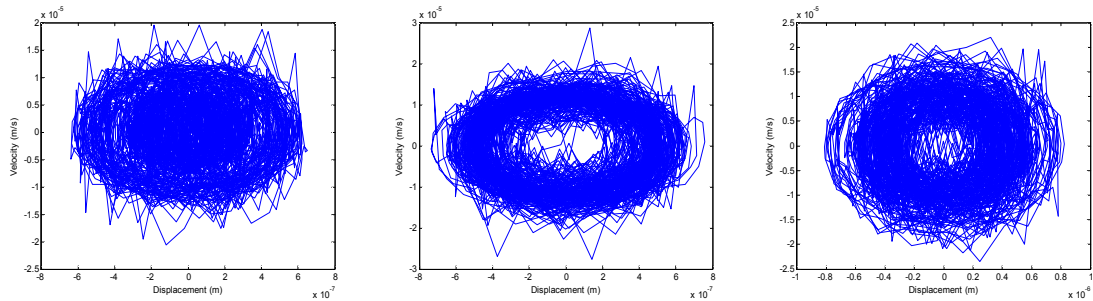


(a) 250 km/h

(b) 275 km/h

(c) 300 km/h

Fig. B-4.13 Lateral displacement using KTX II parameter

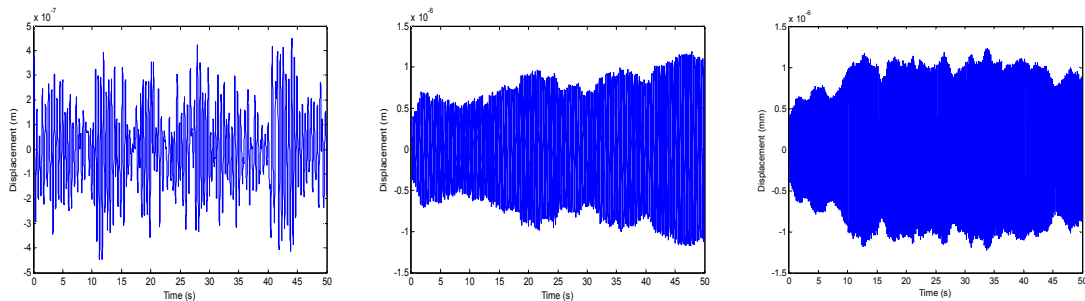


(a) 250 km/h

(b) 275 km/h

(c) 300 km/h

Fig. B-4.14 Phase diagram using KTX II parameter

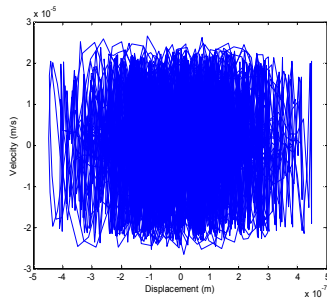


(a) 200 km/h

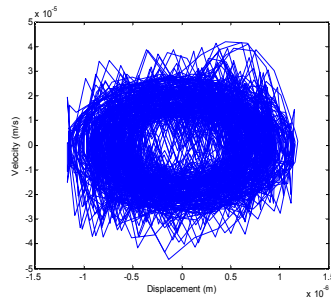
(b) 300 km/h

(c) 400 km/h

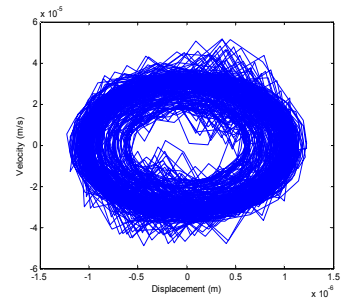
Fig. B-4.15 Lateral displacement using HEMU-1 parameter



(a) 200 km/h

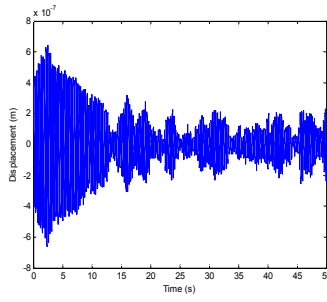


(b) 300 km/h

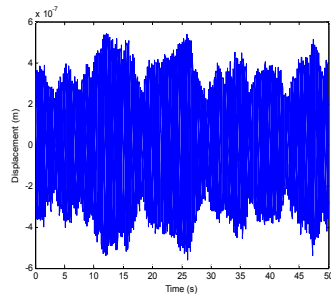


(c) 400 km/h

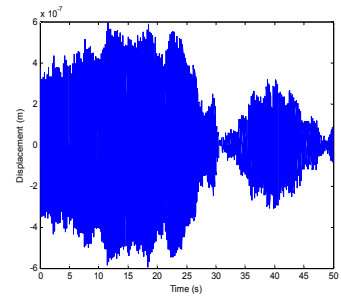
Fig. B-4.16 Phase diagram using HEMU-1 parameter



(a) 250 km/h

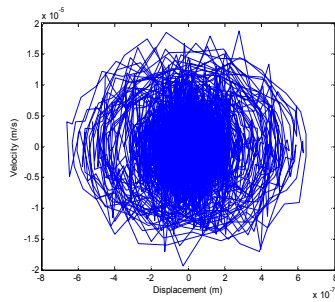


(b) 275 km/h

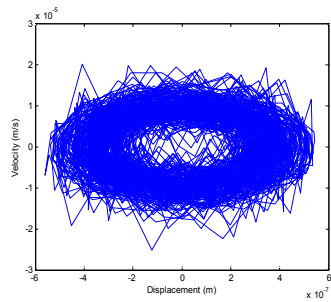


(c) 300 km/h

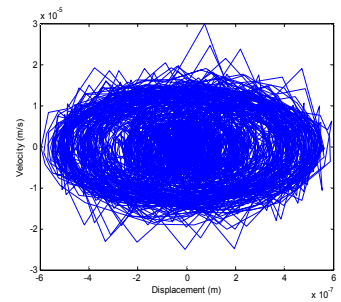
Fig. B-4.18 Lateral displacement using HEMU-2 parameter



(a) 250 km/h



(b) 275 km/h



(c) 300 km/h

Fig. B-4.19 Phase diagram using HEMU-2 parameter

## C. Specifications of High Speed Train

Table C-1 Specification of KTX II

| Index                | Terms                                         | Symbol    | Unit           | Value              |
|----------------------|-----------------------------------------------|-----------|----------------|--------------------|
| Car-body             | Weight of the Car-body                        |           | $g$            | 53319.2            |
|                      | Moment of Inertia(Roll)                       | $I_{cx}$  | $kg \cdot m^2$ | 58660              |
|                      | Moment of Inertia(Pitch)                      | $I_{cy}$  | $kg \cdot m^2$ | 1160450            |
|                      | Moment of Inertia(Yaw)                        | $I_{cz}$  | $kg \cdot m^2$ | 1143300            |
| Bogie                | Weight of the bogie                           | $M_b$     | $kg$           | 2447.9             |
|                      | Moment of Inertia(Roll)                       | $I_{bx}$  | $kg \cdot m^2$ | 1309               |
|                      | Moment of Inertia(Pitch)                      | $I_{by}$  | $kg \cdot m^2$ | 2128               |
|                      | Moment of Inertia(Yaw)                        | $I_{bz}$  | $kg \cdot m^2$ | 3227               |
| Wheel-set            | Weight of the Wheel-set                       | $M_w$     | $kg$           | 2184               |
|                      | Moment of Inertia(Roll)                       | $I_{bx}$  | $kg \cdot m^2$ | 1285.5             |
|                      | Moment of Inertia(Yaw)                        | $I_{wz}$  | $kg \cdot m^2$ | 120                |
| Primary Suspension   | Logitudinal Stiffness                         | $K_{1x}$  | $N/m$          | 40379300           |
|                      | Lateral Stiffness                             | $K_{1y}$  | $N/m$          | 8020300            |
|                      | Logitudinal Damping                           | $C_{1x}$  | $Ns/m$         | 0                  |
|                      | Lateral Damping                               | $C_{1y}$  | $Ns/m$         | 0                  |
| Secondary Suspension | Logitudinal Stiffness                         | $K_{2x}$  | $N/m$          | 151600             |
|                      | Lateral Stiffness                             | $K_{2y}$  | $N/m$          | 151600             |
|                      | Logitudinal Damping                           | $C_{2x}$  | $Ns/m$         | 0                  |
|                      | Lateral Damping                               | $C_{2y}$  | $Ns/m$         | 92700              |
| Dimension            | Half of between 2nd suspension center (front) | $L_{csy}$ | $m$            | 1.125              |
|                      | Half of between 2nd suspension center (side)  | $L_{csx}$ | $m$            | 6.9                |
|                      | Half of between 1st spring(side)              | $L_{bpy}$ | $m$            | 0.7175             |
|                      | Half of between 1st spring(front)             | $L_{bpx}$ | $m$            | 1.05               |
|                      | Half of wheel-set distance                    | $L_w$     | $m$            | 0.75               |
|                      | Wheel radius                                  | $r_0$     | $m$            | 0.46               |
| Creepage             | Wheel conicity                                | $\lambda$ | $\cdot$        | 1/40               |
|                      | Half of the track gauge                       | $a$       | $m$            | 0.75               |
|                      | Axle load                                     | $W$       | $N$            |                    |
|                      | Lateral creep force coefficient               | $f_{11}$  | $N/m$          | $2.212 \cdot 10^6$ |
|                      | Lateral/spin creep force coefficient          | $f_{12}$  | $N/m$          | 3120               |
|                      | Spin creep force coefficient                  | $f_{22}$  | $N/m$          | 16                 |
|                      | Longitudinal creep force coefficient          | $f_{33}$  | $N/m$          | $2.563 \cdot 10^6$ |

Table C-2 Specification of HEMU-1

| Index                | Terms                                         | Symbol    | Unit           | Value              |
|----------------------|-----------------------------------------------|-----------|----------------|--------------------|
| Car-body             | Weight of the Car-body                        |           | $g$            | 36100              |
|                      | Moment of Inertia(Roll)                       | $I_{cx}$  | $kg \cdot m^2$ | 50000              |
|                      | Moment of Inertia(Pitch)                      | $I_{cy}$  | $kg \cdot m^2$ | 1390000            |
|                      | Moment of Inertia(Yaw)                        | $I_{cz}$  | $kg \cdot m^2$ | 1385000            |
| Bogie                | Weight of the bogie                           | $M_b$     | $kg$           | 3600               |
|                      | Moment of Inertia(Roll)                       | $I_{bx}$  | $kg \cdot m^2$ | 2000               |
|                      | Moment of Inertia(Pitch)                      | $I_{by}$  | $kg \cdot m^2$ | 1200               |
|                      | Moment of Inertia(Yaw)                        | $I_{bz}$  | $kg \cdot m^2$ | 3000               |
| Wheel-set            | Weight of the Wheel-set                       | $M_w$     | $kg$           | 1650               |
|                      | Moment of Inertia(Pitch)                      | $I_{bx}$  | $kg \cdot m^2$ | 1050               |
|                      | Moment of Inertia(Yaw)                        | $I_{wz}$  | $kg \cdot m^2$ | 120                |
| Primary Suspension   | Logitudinal Stiffness                         | $K_{1x}$  | $N/m$          | 176400             |
|                      | Lateral Stiffness                             | $K_{1y}$  | $N/m$          | 176400             |
|                      | Logitudinal Damping                           | $C_{1x}$  | $Ns/m$         | 16000              |
|                      | Lateral Damping                               | $C_{1y}$  | $Ns/m$         | 5000               |
| Secondary Suspension | Logitudinal Stiffness                         | $K_{2x}$  | $N/m$          | 1000               |
|                      | Lateral Stiffness                             | $K_{2y}$  | $N/m$          | 1000               |
|                      | Logitudinal Damping                           | $C_{2x}$  | $Ns/m$         | 2500000            |
|                      | Lateral Damping                               | $C_{2y}$  | $Ns/m$         | 10000              |
| Dimension            | Half of between 2nd suspension center (front) | $L_{csy}$ | $m$            | 1.125              |
|                      | Half of between 2nd suspension center (side)  | $L_{csx}$ | $m$            | 8.5                |
|                      | Half of between 1st spring(side)              | $L_{bpy}$ | $m$            | 1.3                |
|                      | Half of between 1'st spring(front)            | $L_{bpx}$ | $m$            | 1.025              |
|                      | Half of wheel-set distance                    | $L_w$     | $m$            | 0.75               |
|                      | Wheel radius                                  | $r_0$     | $m$            | 0.43               |
| Creepage             | Wheel conicity                                | $\lambda$ | $\bullet$      | 1/40               |
|                      | Half of the track gauge                       | $a$       | $m$            | 0.75               |
|                      | Axle load                                     | $W$       | $N$            | 124587             |
|                      | Lateral creep force coefficient               | $f_{11}$  | $N/m$          | $2.212 \cdot 10^6$ |
|                      | Lateral/spin creep force coefficient          | $f_{12}$  | $N/m$          | 3120               |
|                      | Spin creep force coefficient                  | $f_{22}$  | $N/m$          | 16                 |
|                      | Longitudinal creep force coefficient          | $f_{33}$  | $N/m$          | $2.563 \cdot 10^6$ |

Table C-3 Specification of HEMU-2

| Index                | Terms                                         | Symbol    | Unit           | Value              |
|----------------------|-----------------------------------------------|-----------|----------------|--------------------|
| Car-body             | Weight of the Car-body                        |           | $g$            | 36100              |
|                      | Moment of Inertia(Roll)                       | $I_{cx}$  | $kg \cdot m^2$ | 50000              |
|                      | Moment of Inertia(Pitch)                      | $I_{cy}$  | $kg \cdot m^2$ | 1390000            |
|                      | Moment of Inertia(Yaw)                        | $I_{cz}$  | $kg \cdot m^2$ | 1385000            |
| Bogie                | Weight of the bogie                           | $M_b$     | $kg$           | 3600               |
|                      | Moment of Inertia(Roll)                       | $I_{bx}$  | $kg \cdot m^2$ | 2000               |
|                      | Moment of Inertia(Pitch)                      | $I_{by}$  | $kg \cdot m^2$ | 1200               |
|                      | Moment of Inertia(Yaw)                        | $I_{bz}$  | $kg \cdot m^2$ | 3000               |
| Wheel-set            | Weight of the Wheel-set                       | $M_w$     | $kg$           | 1650               |
|                      | Moment of Inertia(Pitch)                      | $I_{bx}$  | $kg \cdot m^2$ | 1050               |
|                      | Moment of Inertia(Yaw)                        | $I_{wz}$  | $kg \cdot m^2$ | 120                |
| Primary Suspension   | Logitudinal Stiffness                         | $K_{1x}$  | $N/m$          | 750000             |
|                      | Lateral Stiffness                             | $K_{1y}$  | $N/m$          | 250000             |
|                      | Logitudinal Damping                           | $C_{1x}$  | $Ns/m$         | 16000              |
|                      | Lateral Damping                               | $C_{1y}$  | $Ns/m$         | 5000               |
| Secondary Suspension | Logitudinal Stiffness                         | $K_{2x}$  | $N/m$          | 100000             |
|                      | Lateral Stiffness                             | $K_{2y}$  | $N/m$          | 100000             |
|                      | Logitudinal Damping                           | $C_{2x}$  | $Ns/m$         | 166000             |
|                      | Lateral Damping                               | $C_{2y}$  | $Ns/m$         | 10000              |
| Dimension            | Half of between 2nd suspension center (front) | $L_{csy}$ | $m$            | 1.125              |
|                      | Half of between 2nd suspension center (side)  | $L_{csx}$ | $m$            | 8.5                |
|                      | Half of between 1st spring(side)              | $L_{bpy}$ | $m$            | 1.3                |
|                      | Half of between 1'st spring(front)            | $L_{bpx}$ | $m$            | 1.025              |
|                      | Half of wheel-set distance                    | $L_w$     | $m$            | 0.75               |
|                      | Wheel radius                                  | $r_0$     | $m$            | 0.43               |
| Creepage             | Wheel conicity                                | $\lambda$ | $\bullet$      | 1/40               |
|                      | Half of the track gauge                       | $a$       | $m$            | 0.75               |
|                      | Axle load                                     | $W$       | $N$            | 124587             |
|                      | Lateral creep force coefficient               | $f_{11}$  | $N/m$          | $2.212 \cdot 10^6$ |
|                      | Lateral/spin creep force coefficient          | $f_{12}$  | $N/m$          | 3120               |
|                      | Spin creep force coefficient                  | $f_{22}$  | $N/m$          | 16                 |
|                      | Longitudinal creep force coefficient          | $f_{33}$  | $N/m$          | $2.563 \cdot 10^6$ |

## D. Creep Curves by Wheel/Rail Contact Analysis

### D-1 GV40 차륜

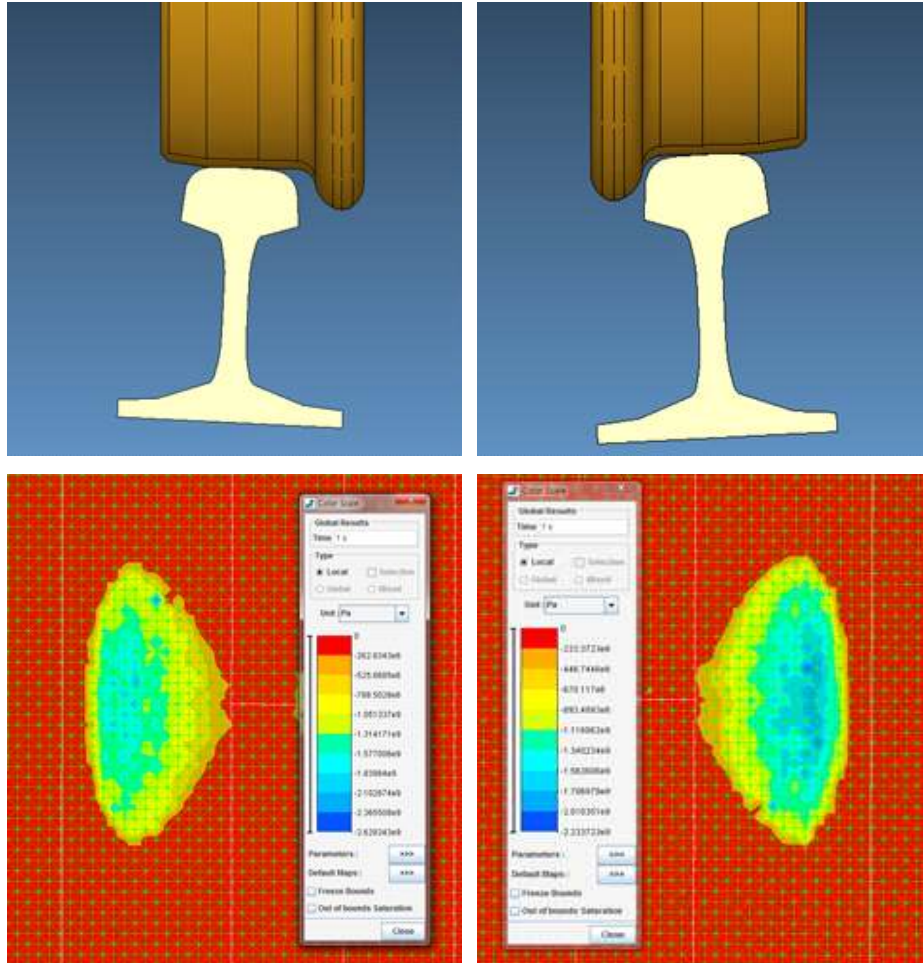
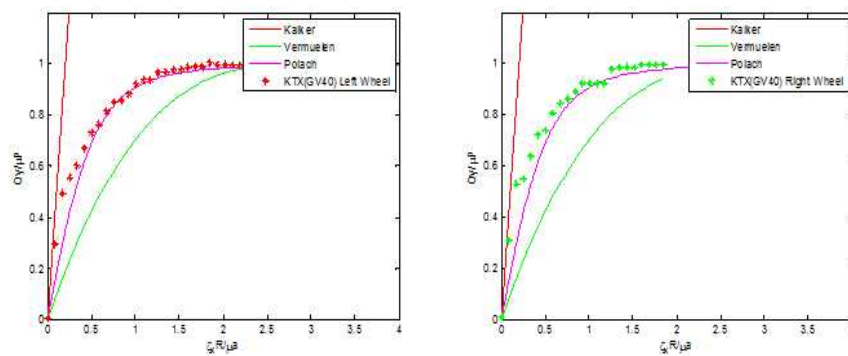


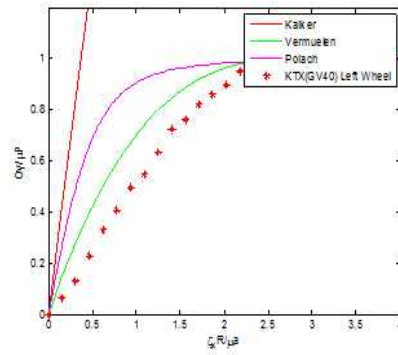
Fig. D-1.1 Contact pressure of GV-40 wheel (left 5 mm)



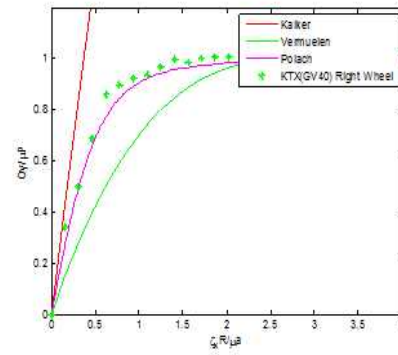
(a) Left

(b) Right

Fig. D-1.2 Longitudinal creep curve (left 5 mm)



(a) Left



(b) Right

Fig. D-1.3 Lateral creep curve (left 5 mm)

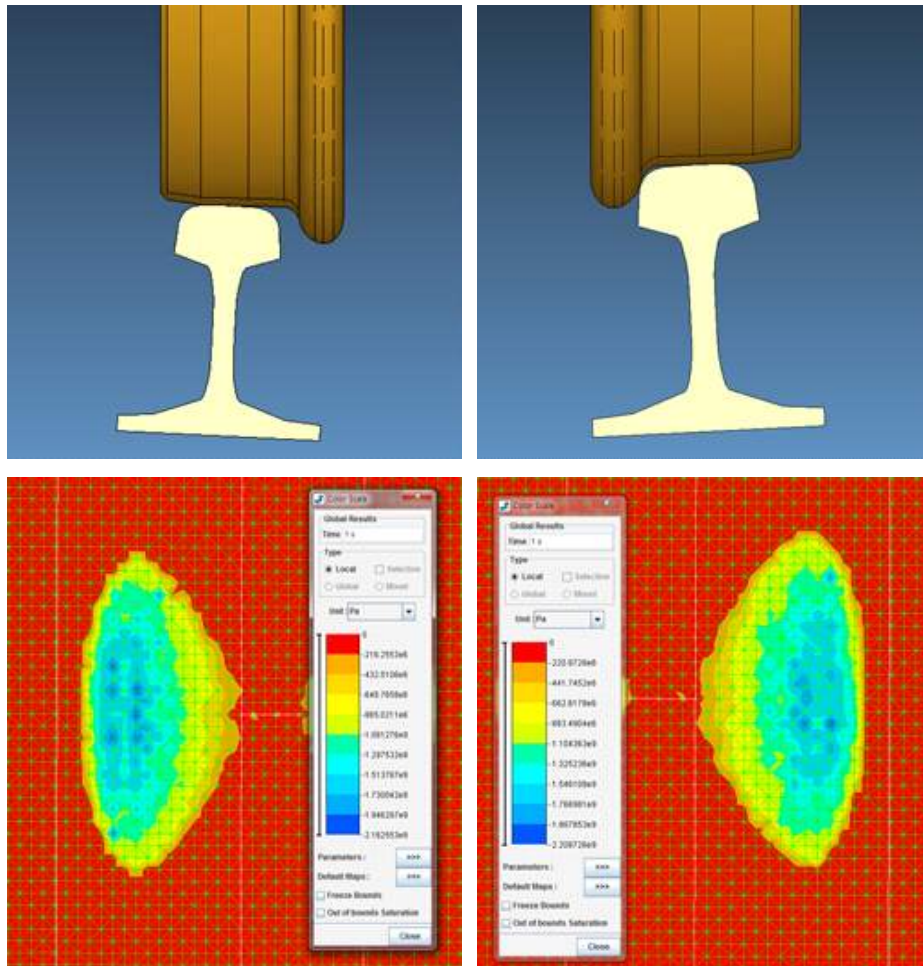
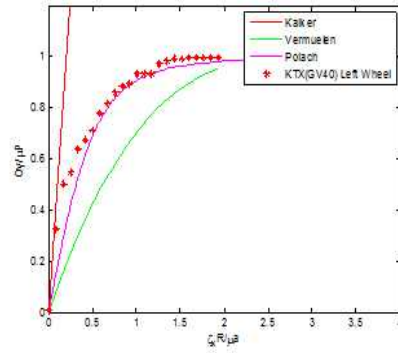
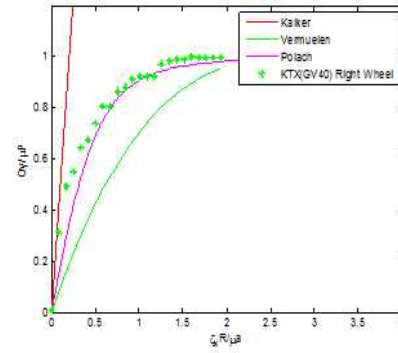


Fig. D-1.4 Contact pressure of GV-40 wheel (left 8 mm)

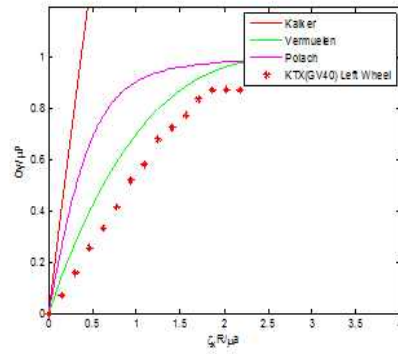


(a) Left

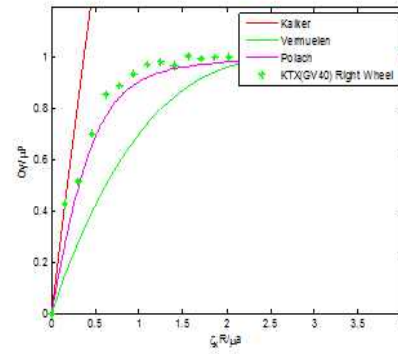


(b) Right

Fig. D-1.5 Longitudinal creep curve (left 8 mm)



(a) Left



(b) Right

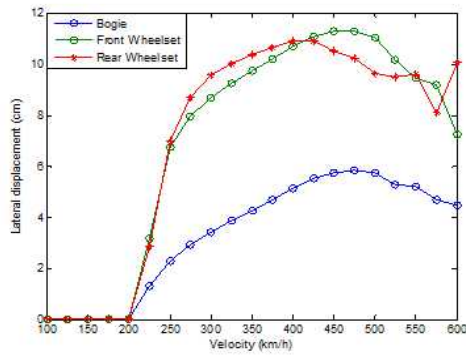
Fig. D-1.6 Lateral creep curve (left 8 mm)

## E. Parameters of high speed train

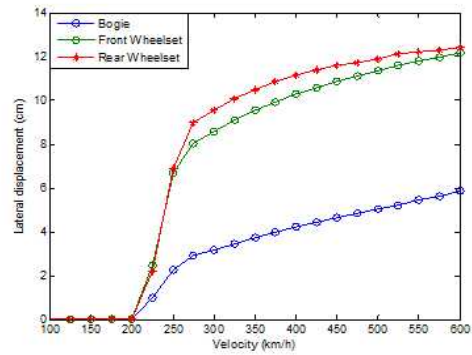
| Index              | Terms                    | Symbol   | Unit           | Value   |
|--------------------|--------------------------|----------|----------------|---------|
| Car-body           | Weight of the Car-body   |          | $g$            | 36100   |
|                    | Moment of Inertia(Roll)  | $I_{cx}$ | $kg \cdot m^2$ | 50000   |
|                    | Moment of Inertia(Pitch) | $I_{cy}$ | $kg \cdot m^2$ | 1390000 |
|                    | Moment of Inertia(Yaw)   | $I_{cz}$ | $kg \cdot m^2$ | 1385000 |
| Bogie              | Weight of the bogie      | $M_t$    | $kg$           | 3600    |
|                    | Moment of Inertia(Roll)  | $I_{tx}$ | $kg \cdot m^2$ | 2000    |
|                    | Moment of Inertia(Pitch) | $I_{ty}$ | $kg \cdot m^2$ | 1200    |
|                    | Moment of Inertia(Yaw)   | $I_{tz}$ | $kg \cdot m^2$ | 3000    |
| Wheel-set          | Weight of the Wheel-set  | $M_w$    | $kg$           | 1650    |
|                    | Moment of Inertia(Pitch) | $I_{bx}$ | $kg \cdot m^2$ | 1050    |
|                    | Moment of Inertia(Yaw)   | $I_{wz}$ | $kg \cdot m^2$ | 120     |
| Primary Suspension | Logitudinal Stiffness    | $K_{1x}$ | $N/m$          | 750000  |
|                    | Lateral Stiffness        | $K_{1y}$ | $N/m$          | 250000  |
|                    | Logitudinal Damping      | $C_{1x}$ | $Ns/m$         | 16000   |
|                    | Lateral Damping          | $C_{1y}$ | $Ns/m$         | 5000    |
| Secondary          | Logitudinal Stiffness    | $K_{2x}$ | $N/m$          | 100000  |

|            |                                               |           |           |                     |
|------------|-----------------------------------------------|-----------|-----------|---------------------|
| Suspension | Lateral Stiffness                             | $y$       | $N/m$     | 100000              |
|            | Logitudinal Damping                           | $C_{2x}$  | $Ns/m$    | 166000              |
|            | Lateral Damping                               | $C_{2y}$  | $Ns/m$    | 10000               |
| Dimension  | Half of between 2nd suspension center (front) | $L_{csy}$ | $m$       | 1.125               |
|            | Half of between 2nd suspension center (side)  | $L_{csx}$ | $m$       | 8.5                 |
|            | Half of between 1st spring(side)              | $L_{bpy}$ | $m$       | 1.3                 |
|            | Half of between 1'st spring(front)            | $L_{bpx}$ | $m$       | 1.025               |
|            | Half of wheel-set distance                    | $L_w$     | $m$       | 0.75                |
|            | Wheel radius                                  | $r_0$     | $m$       | 0.43                |
| Creepage   | Wheel conicity                                | $\lambda$ | $\bullet$ | 1/40                |
|            | Half of the track gauge                       | $a$       | $m$       | 0.75                |
|            | Axle load                                     | $W$       | $N$       | 124587              |
|            | Lateral creep force coefficient               | $f_{11}$  | $N/m$     | $2.212 \times 10^6$ |
|            | Lateral/spin creep force coefficient          | $f_{12}$  | $N/m$     | 3120                |
|            | Spin creep force coefficient                  | $f_{22}$  | $N/m$     | 16                  |
|            | Longitudinal creep force coefficient          | $f_{33}$  | $N/m$     | $2.563 \times 10^6$ |

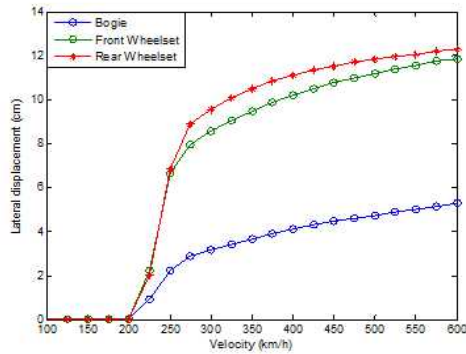
## F. 곡률반경 변화에 따른 철도차량 동특성



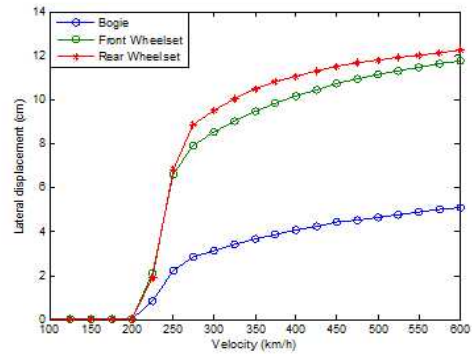
(a) R1000



(b) R3000

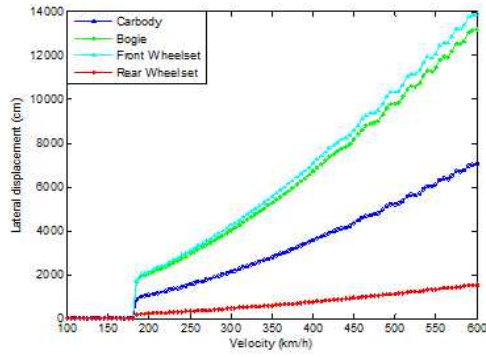


(c) R5000

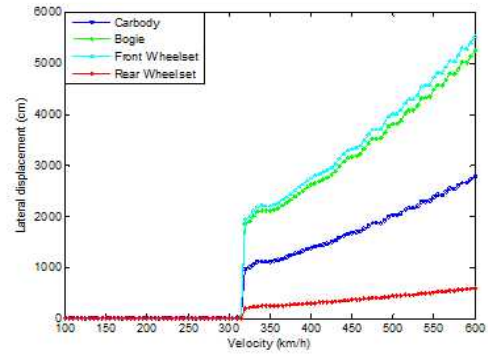


(d) R7000

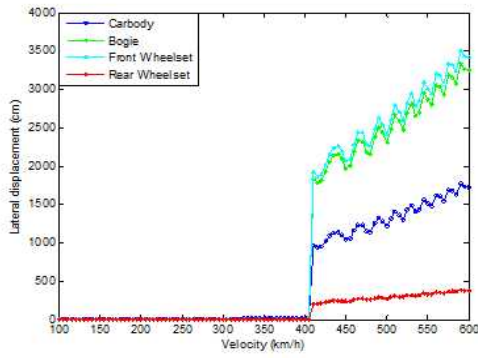
Fig. F-1 Lateral vibration depending on the curvature with 6 DOF Strip model



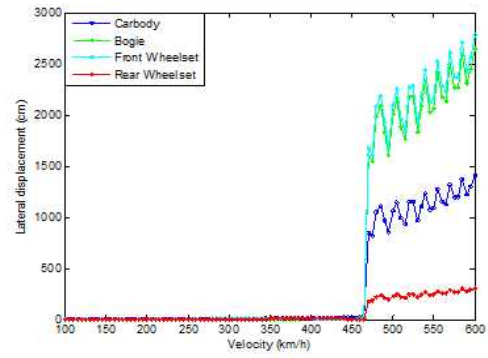
(a) R1000



(b) R3000

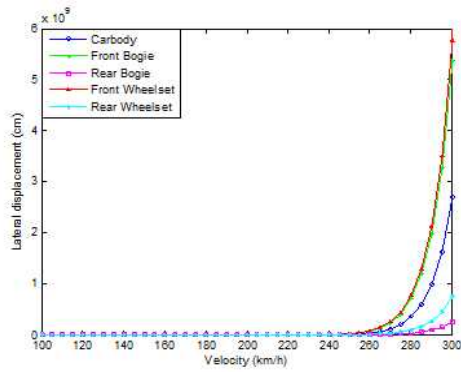


(c) R5000

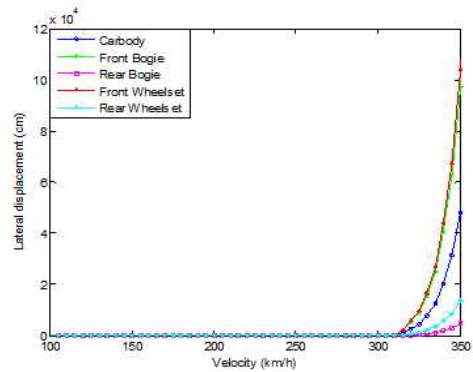


(d) R7000

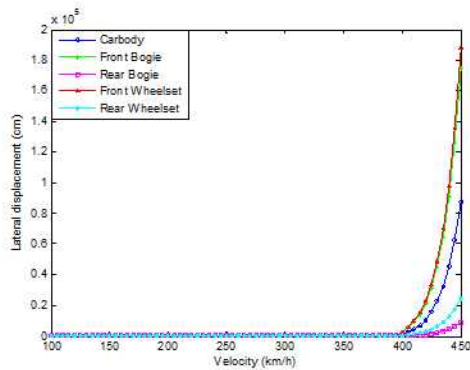
Fig. F-2 Lateral vibration depending on the curvature with 14 DOF Strip model



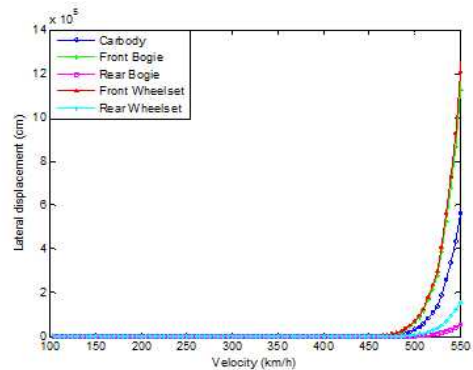
(a) R1000



(b) R3000

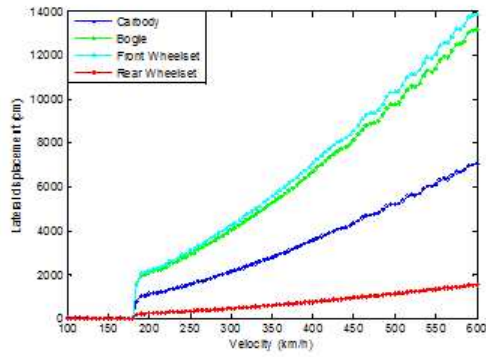


(c) R5000

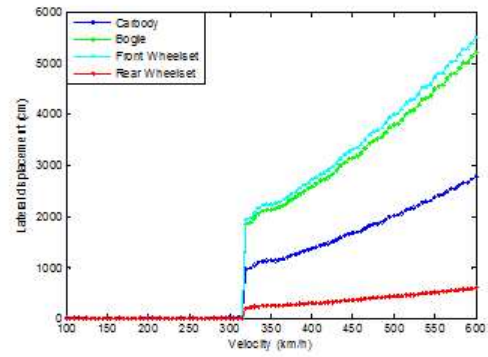


(d) R7000

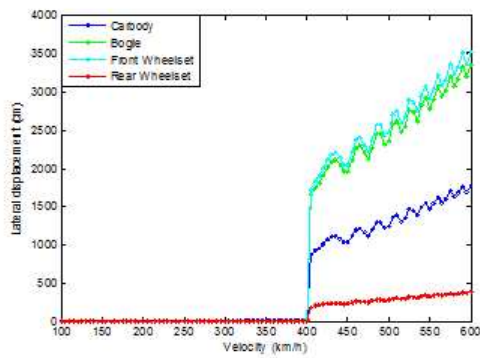
Fig. F-3 Lateral vibration depending on the curvature with 20 DOF Strip model



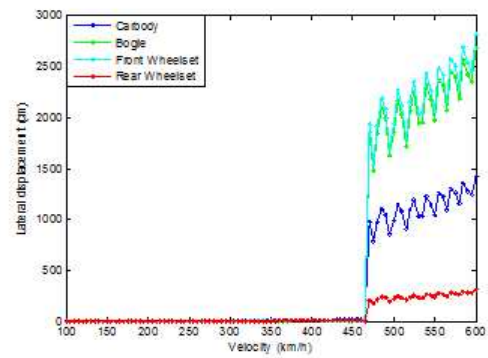
(a) R1000



(b) R3000



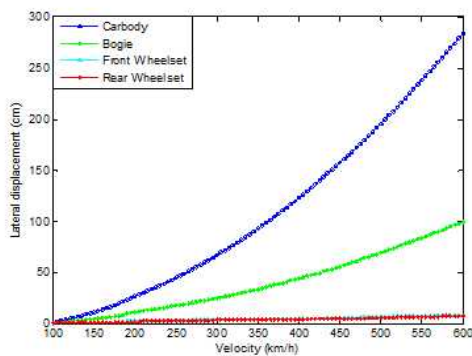
(c) R5000



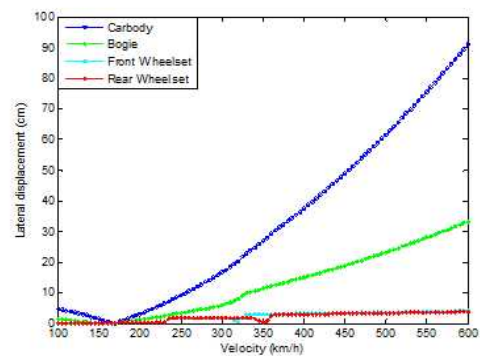
(d) R7000

Fig. F-4 Lateral vibration depending on the curvature with 14 DOF Polach model

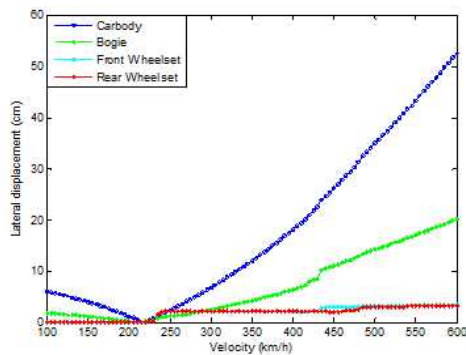
## G. 플랜지 접촉을 고려한 철도차량 동특성



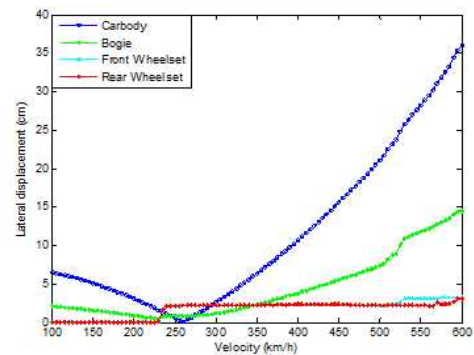
(a) R1000



(b) R3000

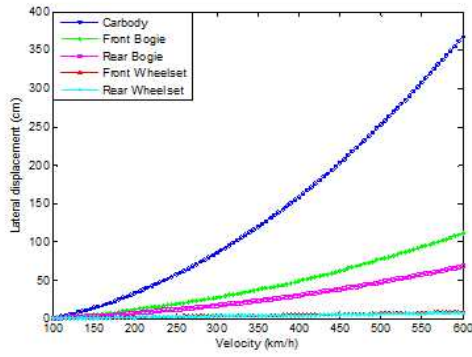


(c) R5000

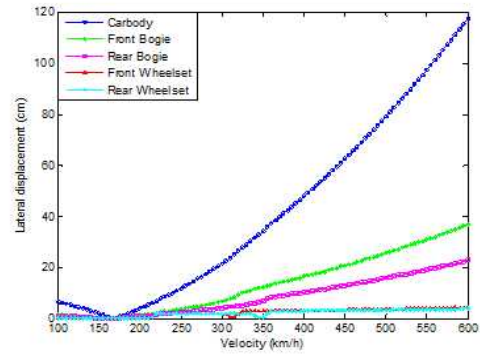


(d) R7000

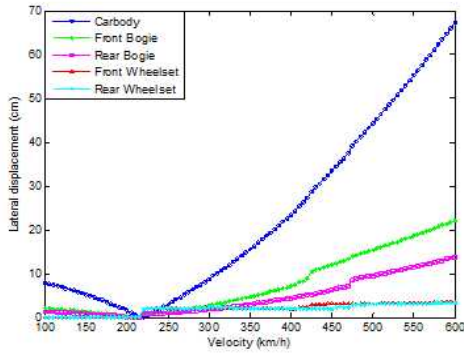
Fig. G-1 Lateral vibration depending on the curvature with 14 DOF Strip model considering flange contact



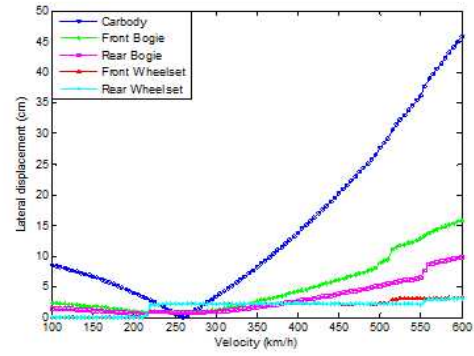
(a) R1000



(b) R3000



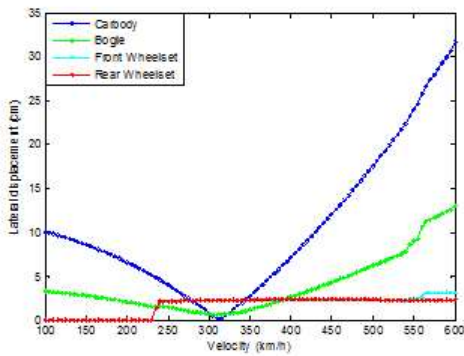
(c) R5000



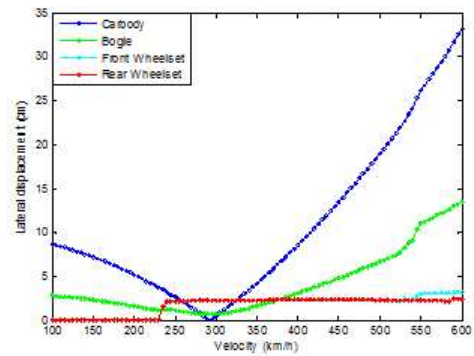
(d) R7000

Fig. G-2 Lateral vibration depending on the curvature with 20 DOF Strip model considering flange contact

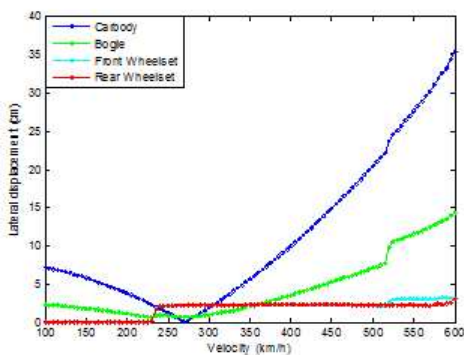
## H. 캔트량 변화에 따른 철도차량 동특성



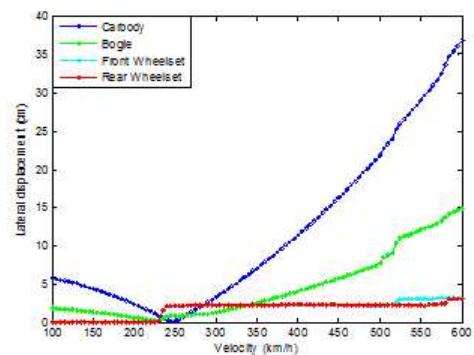
(a) 160 mm



(b) 140 mm

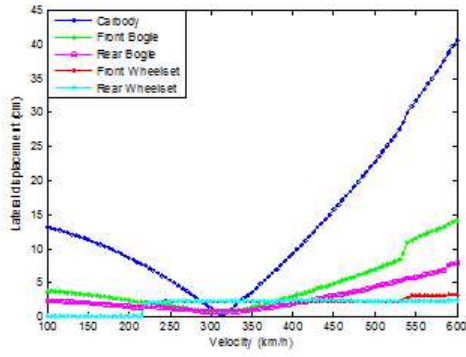


(c) 120 mm

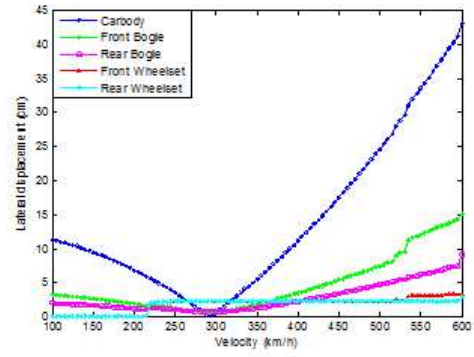


(d) 100 mm

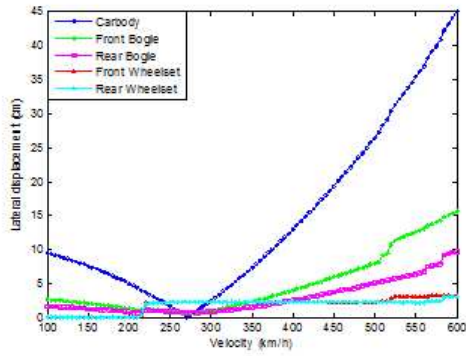
Fig. H-1 Critical speed analysis using 14 DOF Strip model by changing cant



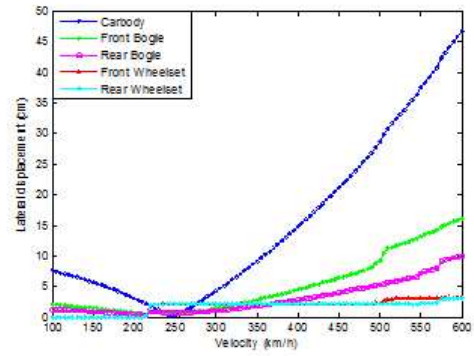
(a) 160 mm



(b) 140 mm

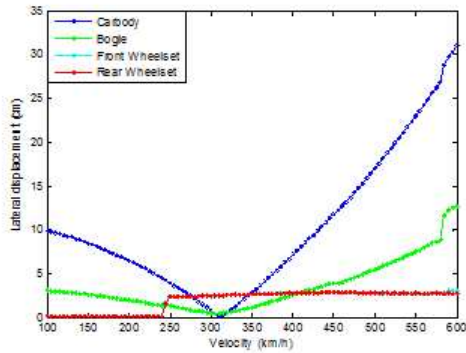


(c) 120 mm

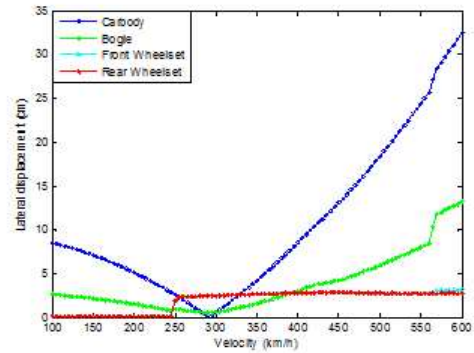


(d) 100 mm

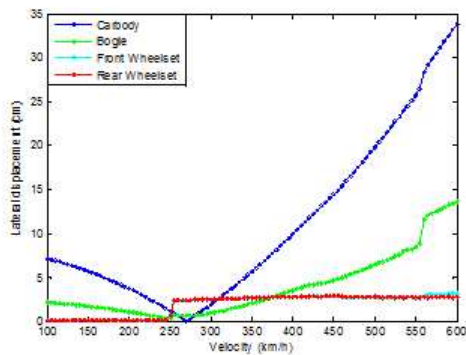
Fig. H-2 Critical speed analysis using 20 DOF Strip model by changing cant



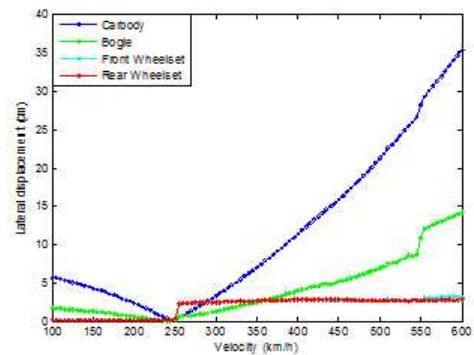
(a) 160 mm



(b) 140 mm



(c) 120 mm



(d) 100 mm

Fig. H-3 Critical speed analysis using 14 DOF Polach model by changing cant

## I. 정량적 연구성과

### ■ 국내학술지 게재

- 차륜 불형평이 있는 철도차량의 동적해석, 2013, 이승일, 최연선, 대한기계학회, Vol. 37, No. 11, pp. 1387-1395.
- 진동을 이용한 철도차량의 무게중심과 관성모멘트 현장 측정, 2013, 송기석, 최연선, 한국소음진동공학회, Vol. 23, No. 10, pp. 878-884.
- 마찰과 토크를 고려한 차륜/레일 접촉 해석, 2014, 송기석, 한승희, 최연선, 한국철도학회, Vol. 17, No. 1, pp. 1-4.
- 고속전철의 임계속도와 헌팅현상 해석, 2014, 송기석, 구자춘, 최연선, 한국철도학회, Vol. 17, No. 5, pp. 342-348.

### ■ 국외학술지 게재

- Dynamic analysis on wheel-set vibration due to wheel/rail contact, Seung-Hee Han, Ki-Seok Song, Ja-Choon Koo, Yeon-Sun Choi, 2014, International Journal of Advanced Railway, Vol. 2, No. 3, pp. 141-148.
- Optimization of Suspension Under the Condition of Curved Track in Railway Vehicle, Jong Yoon Choi, Zheng Yuan Li, Seung Guk Baek, Ki Seok Song, Ja Choon Koo and Yeon Sun Choi, 2014, IJR International Journal of Railway, Vol. 7, No. 2, pp. 57-63.

### ■ 소프트웨어(S/W) 등록

- 고속철도 휠 반경변화에 따른 임계속도 산출 프로그램 (C-2012-016557)
- 고속철도 가감속 주행 시 차란 진동 분석 소프트웨어 (C-2012-016558)
- 차륜불평형에 따른 임계속도 측정 (C-2012-016559)
- 운동마찰을 고려한 철도차륜의 견인력 산출 프로그램 (C-2013-001427)
- 철도차륜 견인력 산출 프로그램 (C-2013-001428)
- 철도차량 대차모델의 동특성 해석 프로그램 (C-2014-031268)

## 참고문헌

- [1] Rao V. Dukkipati, Vijay K. Garg, Dynamics of Railway Vehicle Systems, 1984.
- [2] VI-Rail.
- [3] 高速車輛用輪軸研究委員會 編, 鐵道輪軸, 丸善株式會社 出版社業部, pp.210~213, 2008.
- [4] F. W. Carter, On the action of a locomotive driving wheel, Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical and Physical Character, Vol. 112, No. 760, pp. 151-157, 1926.
- [5] K. L. Johnson, A note on the adhesion of elastic solids, British Journal of Applied Physics, Volume 9, Issue 5, pp. 199-200, 1958.
- [6] J. Halling, Microslip between a rolling element and its track arising from geometric conformity and applied surface tractions, Journal of Mechanical Engineering Science, Volume 8, no. 4, pp. 320-321, 1964.
- [7] J. J. Kalker, On the rolling contact of two elastic bodies on the presence of dry friction, Thesis Delft, 1967.
- [8] MATLAB R2007B.
- [9] Valentine L. Popov, Contact Mechanics and Friction, Springer, p. 62, 2009.
- [10] John Williams, Engineering Tribology, Cambridge University Press, 2005 p. 422
- [11] SAMCEF 8.3. 2010.
- [12] 최하영, 이동형, 유원희, 이종수, 차륜 및 차축의 변형을 고려한 차륜-레일 접촉해석, 한국정밀공학회지 제 27 권 8호 pp.20-27, 2010.
- [13] 이동형, 서정원, 권석진, 함영삼, 최하영, 고속철도 차륜-레일 구름접촉시 슬립율에 따른 접촉변수의 변화, 한국정밀공학회 추계학술대회논문집 pp.1023-1024, 2011.
- [14] 허현무, 김남포, 차륜/레일 점착관점에서의 축소모델 상사성 검토, 한국정밀공학회 추계학술대회논문집 pp. 1255-1256, 2012.
- [15] MESYS.AG Program - [<http://www.mesys.ch/calc/hertz.fcgi>].
- [16] ADAMS/Rail 2005R2.
- [17] K. Nishimura, N. C. Perkins, W. Zhang, "Suspension Dynamics and Design Optimization of A High Speed Railway Vehicle," Proceedings of ASME/IEEE Joint Rail Conference, pp. 129-139, 2004.
- [18] S. I. Lee, Y. S. Choi, Running Safety of High Speed Freight Bogie, Journal of the Korean Society for Railway, Vol. 4, No. 3, pp.80~86, 2001.
- [19] W. J. Jung, An Analysis of Critical Speed of a Train using the Bifurcation Theory, KSME Fall Proceedings Transactions A, pp. 694~699, 1998.
- [20] GETTING STARTED USING VI-RAIL(2010), Mechanical Dynamics.
- [21] 정병환, 김찬묵, "직교 보강재가 임의의 각도로 부착된 편면 보강평판의 진동 특성에 관한 연구," 한국소음진동공학회 추계학술대회논문집, pp. 172 - 178, 1995,.
- [22] 탁태오, "민감도 해석을 이용한 현가장치의 동역학적 최적설계," 한국자동차공학회

논문집, pp. 50-61, 1994.

- [23] D. V. Nguyen, K. D. Kim, P. Warnitchai, 2009, "Simulation procedure for vehicle-substructure dynamic interactions and wheel movements using linearized wheel-rail interfaces," *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 45, pp. 341-356.
- [24] D. J. Johns, R. Nataraja, "Vibration of a square plate symmetrically supported at four points," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 25, pp. 75-82, 1972.
- [25] C. S. Kim, S. M. Dickinson, "The flexural vibration of rectangular plates with point supports", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 117, pp. 249-261, 1987.
- [26] G. Yamada, and T. Irie, and M. Takahashi, "Determination of the steady state response of a viscoelastically point-supported rectangular plate," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 102, pp. 285-295, 1985.
- [27] T. Takahiro, T. Takigami, K. Aida, "Modal Analysis of Railway Vehicle Carbodies Using a Linear Prediction Model," *Journal of system design and dynamics*, Vol. 3, No. 6, pp. 918-931, 2009.
- [28] H. Wakui, M. Tanabe, N. Matsumoto, "Study on dynamic interaction analysis for railway vehicles and structures - mechanical model and practical analysis method," *Quarterly reports*, Vol. 35, No. 2, pp. 96-104, 1994.
- [29] B. Allotta, L. Pugi, M. Malvezzi, F. Bartolini, F. Cangioli, "A scaled roller test rig for high-speed vehicles," *Vehicle system dynamics*, Vol. 48, pp. 3-18, 2010.
- [30] H. Hahn, G. Siegl, "Numerical Simulation and Experimental Verification of the German Roller Rig for Rail Vehicles," *Vehicle system dynamics*. Vol. 15, No. 6, pp. 303-334, 1986.
- [31] 손영진, 정수영, 장원탁, 최상춘, "철도차량의 운행 중 소음 저감을 위한 휠업소버의 해석 및 실험적 고찰," *한국철도학회 춘계학술대회 논문집*, pp. 2143 - 2152, 2008.
- [32] C. K. Hui, C. F. Ng, "Improvement of lightweight floating ceiling design with optimum stiffener and isolator locations," *Journal of Sound and Vibration*, vol 327, pp. 333 - 353, 2009.
- [33] 한성천, 최삼열, "면내 압축 및 전단하중을 받는 적층 복합 보강 판의 자유진동해석," *대한토목학회논문집*, pp. 191 - 203, 2006.
- [34] 정병환, 김찬묵, "직교 보강재가 임의의 각도로 부착된 편면 보강평판의 진동 특성에 관한 연구," *한국소음진동공학회 추계학술대회논문집*, pp. 172 - 178, 1995.
- [35] 탁태오, "민감도 해석을 이용한 현가장치의 동역학적 최적설계," *한국자동차공학회 논문집*, pp. 50 - 61, 1994.
- [36] R. Fan, G. Meng, J. Yang, C. He, "Experimental study of the effect of viscoelastic damping materials on noise and vibration reduction within railway vehicles," *Journal of Sound and Vibration*, vol 319, pp. 58 - 76, 2009.
- [37] T. Takigami, T. Tomioka, K. Aida, "Improving the Rigidity of Railway Vehicle Carbodies Using Non-Structural Members," *Quarterly Report of RTRI*, Vol. 50, pp.

63 - 69, 2009.

[38] S. Y. Lee, Y. C. Cheng, "Hunting Stability Analysis of High-Speed Railway Vehicle Trucks on Tangent Tracks," Journal of sound and vibration, Vol. 282, pp. 881 - 898, 2005.

[39] M. Ahmadian, S. Yang, "Effect of system nonlinearities on locomotive bogie hunting stability," vehicle system dynamics, Vol. 29, pp. 365 - 384, 1998.

[40] Samtech, Samcef Field 6.2, 2005.

[41] 서사범, "개정2판 선로공학," 북깁러리, pp. 245-246, 1999.

[42] 박성현, "현대실험 계획법," 민영사, pp. 413-432, 2003.

[43] 이상복, "새 Minitab 실무 완성," 이레테크, pp. 436-441, 2005.

[44] V. Dukkupati, R. Amyot, "Computer Aided Simulation in Railway Dynamics," Marcel Dekker, 1988

[45] International Union of Railways, "UIC code 513R," International Union of Railways.

[46] J. S. Bendat, A. G. Piersol, "Random data Analysis and Measurement Procedure," Wiley Inter-Science, 2000.

[47] 김영훈, 김기남, 장현목, 박영일, "전동차 충돌해석을 위한 연결장치의 모델링," 한국철도학회 학술발표대회논문집, pp. 192-197, 2004.

[48] 장현목, 김남욱, 박영일, "연결기용 완충기의 시뮬레이션 모델 비교," 한국자동차공학회논문집, Vol. 18, No. 4, pp. 107-114, 2010.

[49] M. Chou, X. Xia, C. Kayser, "Modelling and Model Validation of Heavy-haul Trains Equipped with Electronically Controlled Pneumatic Brake Systems," Control Engineering Practice, Vol. 15, No. 4, pp. 501-509, 2007.

[50] K. L. Johnson, P. J. Vermeulen, Contact of non-spherical bodies transmitting tangential forces, Journal of Applied Mechanics, Vol. 25, pp. 339-346, 1958.

[51] M. Ahmadian, S. Yang, Effect of System Nonlinearities on Locomotive Bogie, Vehicle System Dynamics 29, pp.365-384, 1998.

[52] S. Y. Lee, Y. C. Cheng, Hunting stability analysis of high-speed railway vehicle trucks on tangent tracks, Journal of Sound and Vibration 282, pp.881-898, 2005.

[53] Y. C. Cheng, S. Y. Lee, H. H. Chen, Modeling and nonlinear hunting stability analysis of high-speed railway vehicle moving on curved tracks, Journal of Sound and Vibration 324, pp.139-160, 2009.

tracks, Journal of Sound and Vibration 324, pp.139-160, 2009.

[54] 정우진, 김성원, 철도차량의 임계속도에 관한 연구, 대한기계학회논문집. 제 24 권 8호, pp. 1991-1999, 1998.

[55] 이래민, 이필호, 김주섭, 구자춘, 최연선, 이상원, 크리피지를 고려한 분산형 고속전철의 3차 자유도 동적해석, 한국철도학회, pp. 465-470, 2009.

- [56] Ch. Kaas-Petersen, Chaos in a railway bogie, *Acta Mechanica*, Vol. 61 No. 1, pp. 89-107, 1986.
- [57] 전형호, 탁태오, 비선형 현가장치를 가진 철도차량의 승차감 민감도 해석, 한국철도학회지, 제 5권 1호, pp. 77-84, 2002.
- [58] T. Telliskivi, U. Olofsson, Contact mechanics analysis of measured wheel-rail profiles using the finite element method, *Journal of rail and rapid transit*, Vol. 215 No. 2, pp. 65-72, 2001.
- [59] R. Enblom, M. Berg, Impact of non-elliptic contact modelling in wheel wear simulation, *Wear*, Vol. 265, No. 9-10, pp. 1532-1541, 2008.
- [60] 조재익, 박태원, 윤지원, 김지영, 휠-레일 접촉 알고리즘 개발 및 동역학 해석, 한국철도학회, 학술대회논문집, pp. 963-969, 2010.
- [61] J.J. Kalker, A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact, *Vehicle Syst. Dyn.* 11, pp. 1 - 13, 1982.
- [62] 현석, 엄범규, 이희성, 현가장치 강성변화에 따른 주행안전성 해석에 관한 연구, 한국철도학회 학술대회논문집, pp. 1622-1627, 2008.
- [63] 김범수, 김관주, 박진규, 김상수, 이찬우, 구동과 마찰조건에 따른 차륜의 크립 특성 연구, 한국소음진동공학회 학술발표논문집, 2007.
- [64] P. J. Remington, Wheel/rail squeal and impact noise: what do we know? what don't we know? where do we go from here? *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 116, pp. 339-353, 1987.
- [65] O. Polach, A fast wheel - rail forces calculation computer code, *Vehicle Syst. Dyn. Suppl.* 33, pp. 728 - 739, 1999.
- [66] Y. Y. Lee, H. S. Lee, 2009, "A study on the optimization of suspension characteristics for improving running safety of railway vehicle", *Journal of Korean Society for Railway*, Vol.12, No.6, pp. 909-914.
- [67] Kazuhiko Nishimura, N. C. Perkins and WeimingZhang, 2004, "Suspension Dynamics and Design optimization of a High Speed Railway Vehicle," *ASME/IEEE Joint Rail Conference*, pp. 129-139.
- [68] Adam Martowicz, Piotr Kurowski, Tadeusz Uhl and Gregorz Lasko, 2011, "An Application of Response Surface Method to Design Optimization of a Model of rail Vehicle Considering Uncertainties," *Mechanics and Control*, Vol. 30, No. 2, pp. 85-95.
- [69] A. Johnson, V. Berbyuk and M. Enelund, 2010, "Vibration Dynamics of High Speed Train with Pareto optimized Damping of Bogie Suspension to Enhance Safety and Comfort." *ISMA 2010 Including USD 2010*, pp. 3477-3488.
- [70] C. Y. Park Y. G. Kim and D. S. Bae, 2004, "A study on the response surface model and the neural network model to optimize the suspension characteristics for Korean High Speed Train", *Summer Conf Korean Society For Railway*, pp.7-12.

- [71] Marco Cavazzuti, 2013, "Optimization Methods: From Theory to Design", Springer.
- [72] S. H Park, 2008, "Design Expert 7 & Minitab", Freeaca.
- [73] J. S. Arora, 1994, "Introduction to optimum design", McGraw-Hill, Korea.
- [74] Cooperrider, N.K., 1972, "The Hunting Behavior of Conventional Railway Trucks," ASME Journal of Eng. Industry, Vol. 94, pp. 752-762.
- [75] Huilgol, R.R., "Hopf-Friedrichs Bifurcation and the Hunting of a Railway Axle," Quart.J. Appl. Math., Vol. 36, pp. 85-94.
- [76] M. Ahmadian, S. Yang, 1998, "Hopf Bifurcation and Hunting Behavior in a Rail Wheelset with Flange Contact," Nonlinear Dynamics, 15, pp. 15-30.
- [77] J. Zeng, W. H. Zhang, H. Y. Dai, X. J. Wu, Z. Y. Shen, 1998, "Hunting Instability Analysis and  $H^\infty$  Controlled Stabilizer Design for High Speed Railway Passenger Car," Vehicle System Dynamics Supplement, 28, pp. 655-668.
- [78] W. Chung and S. Kim, 2000, "A Study on the critical speed of railway vehicles", Transaction of KSME A, Vol. 24, No. 8, pp.1991-1999.
- [79] P. Kim, J. W. Seok, 2010, "Bifurcation analysis on the hunting behavior of a dual-bogie railway vehicle using the method of multiple scales," Journal of Sound and Vibration 329, pp. 4017-4039.
- [80] S. Y. Lee, Y. C. Cheng, 2005, "Hunting stability analysis of high-speed railway vehicle trucks on tangent tracks," Journal of Sound and Vibration, 282, pp. 881-898.
- [81] Y. C. Cheng, S. Y. Lee, H. H. Chen, 2009, "Modeling and nonlinear hunting stability analysis of high-speed railway vehicle moving on curved tracks," Journal of Sound and Vibration, 24(3), pp. 139-160.
- [82] S. Y. Lee, Y. C. Cheng, 2005, "Nonlinear analysis on the hunting stability of high speed railway vehicle trucks on curved tracks," Transactions of the ASME Journal of Vibration and Acoustics, 127, pp. 324-332.
- [83] J. H. Park, H. M. Hur, W. H. You, N. P. Kim, 2009, "Instability analysis of the railway vehicle wheel in curving," pp. 766-771.
- [84] D. Bigoni, H. True, A. P. Engsig-Karup, 2014, "Sensitivity analysis of the critical speed in railway vehicle dynamics," Vehicle System Dynamics, Vol. 52, Supplement, pp. 272-286.
- [85] J. W. Jang, S. G. Baek, S. W. Lee, Y. S. Choi, J. C. Koo, 2010, "Optimum suspension Design for Enhancing Ride Comfort of High Speed Train with Consideration of Coupler System," pp. 165-166.
- [86] J. Pombo, J. Ambrosio, M. Silva, 2007, "A new wheel - rail contact model for railway dynamics," Vehicle System Dynamics, 45(2), pp. 165-189.
- [87] S. Zhang, S. Sun, X. Jin, 2009, "Numerical Simulation of Two-Point Contact between Wheel and Rail," The Chinese Society of Theoretical and Applied

Mechanics, 22, pp. 352–359.

- [88] R. V. Dukkipati, V. K. Garg, 1984, "Dynamics of railway vehicle systems," Academic Press, Canada.
- [89] O. Polach, 1999, "A fast wheel/rail forces calculation computer code," J. Vehicle System Dynamics, 33, pp. 728–739.
- [90] P. J. Vermeulen, K. L. Johnson, 1964, "Contact of Nonspherical Elastic Bodies Transmitting Tangential Forces," Journal of Applied Mechanics, Vol. 86, June, pp. 338–340.
- [91] D. Horak, D. N. Wormley, 1982, "Nonlinear stability and tracking of rail passenger trucks," ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 104, pp. 256–263.
- [92] K. Knothe, F. Bohm, 1999, "History of stability of railway and road vehicles," Vehicle System Dynamics, 31, pp. 283–323.
- [93] J. Kisilowski, K. Knothe, 1991, "Advanced Railway Vehicle System Dynamics," WNT, Warsaw.
- [94] M. Ahmadian, S. Yang, 1998, "Effect of system nonlinearities on locomotive bogie hunting stability," Vehicle system dynamics, Vol. 29, pp. 365–384.
- [95] H. Yabuno, T. Okamoto, N. Aoshima, 2001, "Stabilization control for the hunting motion of a railway wheelset," Journal of Vehicle System Dynamics, Vol. 35, pp. 41–55.
- [96] H. Scheffel, 2003, "Passive nonlinear elastic suspension devices for improved hunting stability of railway bogies," Journal of Vehicle System Dynamics, Vol. 37, pp. 554–564.
- [97] Y. C. Cheng, C. T. Hsu, 2014, "Running safety and comfort analysis of railway vehicles moving on curved tracks," International Journal of Structural Stability and Dynamics, Vol. 14, No. 4.
- [98] Z. Wen, X. Jin, 2005, "Effect of track lateral geometry defects on corrugations of curved rails," Wear, Vol. 259, pp. 1324–1331.
- [99] K. Zboinski, M. Dusza, 2010, "Self-exciting vibrations and Hopf's bifurcation in non-linear stability analysis of rail vehicles in a curved track," European Journal of Mechanics A/Solids, Vol. 29, pp. 190–203.
- [100] J. I. Cho, T. W. Park, J. W. Yoon, J. Y. Kim, Y. G. Kim, 2010, "Stability and Safety Analysis on the Next Generation High-Speed Railway Vehicle," Journal of the Korean Society for Railway, Vol. 13, No. 3, pp. 245–250.
- [101] A. Matsumoto, Y. Sato, H. Ohno, M. Tomeoka, K. Matsumoto, T. Ogino, M. Tanimoto, Y. Oka, M. Okano, 2005, "Improvement of bogie curving performance by using friction modifier to rail/wheel interface Verification by full-scale rolling stand test," Wear, Vol. 258, pp. 1201–1208.

- [102] Y. Q. Sun, S. Simson, 2008, "Wagon - rack modelling and parametric study on rail corrugation initiation due to wheel stick-slip process on curved track," *Wear*, Vol. 265, pp. 1193-1201.
- [103] Y. J. Shin, W. H. You, H. M. Hur, J. H. Park, 2011, "Development of the Roller Rig for 1/5 Scaled Half Railway Vehicle to perform Running Stability Test," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering* Vol. 28, No. 5, pp. 543-550.
- [104] B. G. Eom, B. B. Kang, H. S. Lee, 2012, "A Running Stability Test of 1/5 Scaled Bogie using Small-Scaled Derailment Simulator," *Journal of the Korean Society for Railway*, Vol.15, No.1, pp.9-16.
- [105] M. J. Nadal, 1896, "Theorie de la stabilite des locomotives - part II," *Movement de Lacet. Annales des Mines*, 10, pp. 232-255.
- [106] A. Karmel, L. M. Sweet, 1984, "Wheelset Mechanics During Wheelclimb Derailment," *J. Appl. Mech.* 51(3), pp. 680-686.
- [107] L. M. Sweet, J. A. SIVAK, W. F. PUTMAN, 1980, "Measurements of nonlinear wheelset forces in flange contact using dynamically scaled models," *Journal of transportation safety & security*.
- [108] 철도건설규칙, 2010, 제10~13조.
- [109] J. H. Park, H. I. Koh and N. P. Kim, Parametric study of lateral stability for a railway vehicle, *Journal of Mechanical Science and Technology*, 25 (7) (2011) 1657-1666.

### 주 의

1. 이 보고서는 국토교통부에서 시행한 건설교통기술촉진사업의 연구보고서입니다.
2. 이 보고서 내용을 발표하는 때에는 반드시 국토교통부에서 시행한 사업의 연구 결과임을 밝혀야 합니다.
3. 국가과학기술 기밀유지에 필요한 내용은 대외적으로 발표 또는 공개하여서는 아니됩니다.