

한국형 고속전철 차량시스템의 동특성 해석

⁰정경렬*, 김상현**, 백진성*, T.Schwiegel***

Analysis of Dynamic Behavior of the Korean High Speed Train

KyungRyul Chung, SangHun Kim, JinSung Paik and T.Schwiegel

ABSTRACT

This study have been performed to investigate the dynamic behavior of the Korean High Speed Train(KHST) during the conceptual design process. This study gets a focus on the analysis of the rigid model, for which the yaw damper layout is modified in a nonlinear limit cycle analysis. In this study, influences of the system parameters such as stiffness of suspension and connection elements as well as damping coefficients were studied and an optimized parameter set is achieved. Throughout the dynamic calculation of KHST on the straight and the curved track, vibration accelerations in car body, ride comforts and wheel rail forces are investigated. Finally the vibration characteristics from rigid car body are compared with those due to the influence of elastic car body.

1. 서 론

1996년 선도기술개발과제의 일환으로 시작된 G7 고속전철기술개발사업과 더불어 고속전철의 여러 주요분야들에 대한 연구가 진행되어 왔다. 고속전철기술개발사업에서는 새로운 차량시스템 개념을 도출하기 위하여 여러 철도선진국과 공동으로 기술현황 분석, 편성안 검토, 시스템 설계통합/분석 등을 심도있게 다루어왔으며 이를 통하여 한국형 고속전철 시제차량의 기본설계를 거의 마무리하는 단계에 이르게 되었다. 본 연구에서는 이 기본설계의 검증을 위하여 시제차량의 주행안정성,

승차감 등을 해석하고 이를 설계에 반영하고자 하였으며 이를 위하여 현가장치를 구성하는 각 현가 요소의 특성을 파악하고 독자적으로 고속전철의 동역학적 해석 기법을 확보하고자 하였다.

본 연구의 목적은 한국형 고속전철의 동역학적 시뮬레이션을 수행하고 유한요소모델을 갖는 다물체계(Multi Body System) 모델과 차체의 모우드 변수를 계산하여 차체 구조의 진동을 최적화하는 것이다.

철도차량의 진동은 궤/레일의 접촉, 바람, 가속 및 감속, 견인전동기 및 동력원등의 가진원으로 부터 발생하여 차체, 대차, 시스템 등의 고유진동수에 영향을 미치며 구조적 조건, 부하의 조건, 대차의 연결방식, 기타 외력등의 따라 많은 차이를 보이게 되며 최종적으로 승차감, 주행안전성 및 안정성에 영향을 미치게 되며 때때로 진동에 의한

* 한국생산기술연구원 고속전철기술개발사업단

** 산업기술시험원 구조해석팀

*** IfS DWA

파손을 야기하기도 한다. 이와 같이 발생된 진동을 최적화 하기 위해서는 질량의 위치를 변화시키는 방법, 구조물 및 스프링의 강성을 변화시키는 방법, 구조물 및 댐퍼의 감쇠력을 변화시키는 방법, 질량부가를 통한 고유진동수 피크를 저감시키는 방법 등을 사용한다.

동역학적 시뮬레이션의 목적은 설계 과정에서 시스템의 거동을 관찰하는 것이다. 이 과정에서 현가장치와 연결장치 사이의 강성과 감쇠계수 등과 같은 시스템의 거동을 표현할 수 있는 매개변수들에 대한 연구를 수행하며 그들 매개변수들의 최적값을 구할 수 있다.

본 연구는 Bombardier Transportation - DWA와 공동 수행하였으며 독일의 철도차량분야에서 일반적으로 사용하고 있는 상업용 소프트웨어인 SIMPACK을 활용하여 차량의 동역학특성을 분석하였다.

해석절차중 가장 먼저 시도되는 것이 비선형계의 선형화이며 부하가 가해진 차량 모델에 대한 선형해석을 통하여 초동결과 및 시스템의 경향을 얻을 수 있다. 선형해석에서는 근계적의 계산 및 고유진동수를 해석적으로 구하며 전체 속도에서의 차량시스템의 고유모우드, 고유진동수, 고유댐핑을 결정하였다. 이과정을 통하여 스프링 및 댐퍼의 개략적인 최적화가 가능하다.

리미트사이클(Limit cycle)은 시스템의 모든 비선형성을 갖는 차량의 주행중 거동을 볼 수 있다. 복잡한 기하학을 갖는 선로에서의 차량의 주행중 거동을 관찰하기 위하여 비가진 직선선로에서의 비선형 차량모델을 해석하였으며 차량의 안전성을 검토하기 위하여 리미트사이클을 이용하였다.

또한 비선형 차량모델의 주행중 거동을 관찰하기 위하여 시간영역에서의 시뮬레이션을 직선선로와 곡선선로에서 수행하였다. 해석에서는 측정에 의한 선로의 가진력을 사용하였다.

본 연구에서 계산된 해석결과는 차량의 설계기준과 비교하여 고찰되며 대상차량의 설계기준을 Table1에서 보여준다.

차량 개발과정에서 문제를 쉽게 규명하고 시험비용을 최소화하며 체계적이고 정확한 데이터의 수집이 이루어진다면 그 모델의 일련의 최적화된 설계변수들을 예측하는데 있어서 신뢰를 가질 수 있다. 본 연구에서의 동역학 시뮬레이션의 목적도 설계과정에서 차량시스템의 동특성을 파악하고 현 가장치나 연결부품요소의 강성이나 댐핑계수와 같은 시스템 설계변수의 영향을 인지하여 최적화된 설계변수들을 도출해내는 것이다.

Table 1 Design criteria of the train

Evaluation Items		Criteria
Ride comforts	rms	$< 0.5m/s^2$
Max. acc at car body	$a_{max(<8Hz)}$	$< 1.50m/s^2$
Max. acc at car body (single value)	$a_{max(<8Hz, single value)}$	$< 2.50m/s^2$
Wheel/Rail force ratio	Y/Q_{max}	< 1.2
Sum of lateral wheel/rail forces	$\sum Y_{max(2m)}$	$\leq 0.85(10+2Q/3)$
quasistatic lateral wheel force	$Y_{max,qst}$	$\leq 60kN$
quasistatic vertical wheel force	$Q_{max,qst}$	$\leq 145kN$
Max. quasist. vertical wheel force	$Q_{max,qst+dynamic}$	$\leq 170kN$

2. 차량의 동역학 모델 설정

차량편성을 다물체계(MBS : Multi body system)으로 보고 동력차의 운동에 의한 동력객차의 탄성 거동을 관찰하고자 하였으며 대상 차량의 동적 거동을 해석하기 위하여 편성차량을 3대로 간략화하여 동력차(P2), 동력객차(M2), 객차(T3)의 구성으로 모델링 하였다.(Fig.1)

우선, 커플링 및 연결 조인트와 같은 각 차량의 연결부위는 매우 강(stiff)하게 연결된 것으로 모델링하고 구속조건을 부여하였다. 동력객차와 객차 사이의 연결 조인트는 보통의 구속조건과 같은 강성($k > 80 \times 10^6 N/m$)으로 간주하였다. 나중에 이 구속조건들은 적절한 강성과 감쇠 특성을 갖는 힘요

소(force element)로 대체된다. 또한 동력객차와 객차는 4개의 종방향 댐퍼와 하나의 횡방향 댐퍼로 연결된다.

차량 모델은 2대의 동력차대차(PC Bogie 1,2)와 1대의 동력객차대차(MC Bogie), 1대의 부수대차(TC Bogie)로 구성된다. 각 대차는 1,2차 현가장치가 있으며 차량과 대차 모델의 주요요소들을 Table 2에서 보여주고 있다.

3. 차체의 탄성해석

강제 차체를 갖는 다물체계의 동특성 해석과 더불어 탄성차체의 영향을 파악하기 위하여 동력객차(M2)의 탄성해석을 수행하였다. 탄성해석의 목적은 승차감, 특히 차체 중심에서의 승차감의 계산결과를 향상시키기 위한 것이다.

동력객차 차체의 유한요소해석을 통하여 고유진동수와 고유모우드를 구할 수 있으며 이 고유치들은 다물체 시스템 해석시 입력데이터로 활용된다. Table3에서는 동력객차 차체의 고유모우드와 고유진동수를 나타내고 있으며 계산된 고유모우드 중에서 가장 중요한 6~22Hz의 주파수 범위내의 모우드들 만을 Table3에 나타내었다.

4. 선형해석

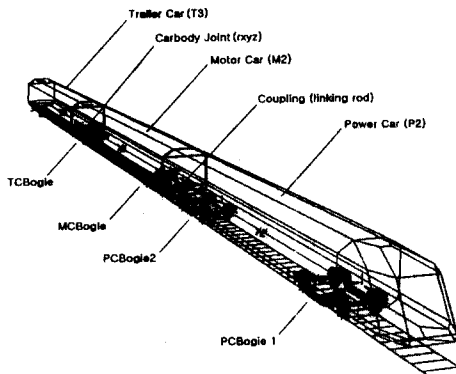


Fig.1 MBS model of three unit train

선형해석을 수행하기 위해서 정적 평형점(a point of static equilibrium)을 계산하여야 하며 휠/레일 접촉을 선형화 하여야 한다. 휠/레일 접촉부에서 답면구배는 주행차량의 사행동과 직결되기 때문에 선형화를 위해서는 휠/레일 접촉부의 단면이 중요한 인자가 된다.

Table 2 Model setup for dynamic simulation

	Bodies	Force Elements
Car body	P Car P2 M Car M2 Trailer T3	Coupling P2-M2 (Coupler) Connection M2-T2 (Joint) Long. car body damper in lower position (LD11/12low) Long car body damper in high position (LD11/12high) Horizontal car body damper (HD1)
Power Car Bogie	PC Bogie Journal Box Wheelset	Primary coil spring (PCS) Rubber guide spring (RGS) Primary vertical damper (PVD) Secondary coil spring (SCS) Secondary vertical damper(SVD) Secondary lateral damper (SLD) Secondary yaw damper (SYD)
Motorized Car Bogie	MC Bogie Journal Box Wheelset	Primary coil spring (PCS) Primary vertical damper (PVD) Elastic Joint (EJoint) Secondary air spring (SAS) Secondary vertical damper(SVD) Secondary lateral damper (SLD) Secondary yaw damper (SYD) Anti-roll bar (Roll bar)
Trailer Car Bogie	TC Bogie Journal Box Wheelset	Primary coil spring (PCS) Primary vertical damper (PVD) Elastic Joint (EJoint) Secondary air spring (SAS) Secondary yaw damper (SYD) Anti-roll bar (Roll bar) Longitudinal dampers (LD11lo/hi) Anti-heel damper (HD)

Table 3 Structural modes added to the MBS model of the motor car body

	Eigenmode	Eigen frequency
mode 2	torsion of car body front	6.3173 Hz
mode 3	torsion + bending	6.3403 Hz
mode 4	1st bending	8.1854 Hz
mode 5	buckling front	8.9433 Hz
mode 7	2nd bending	10.953 Hz
mode 8	3rd floor bending	11.174 Hz
mode 12	2nd torsion + 3rd floor bending	16.775 Hz
mode 15	3rd bending	18.558 Hz
mode 17	3rd bending + 2nd side wall bending	20.436 Hz
mode 19	floor- + side wall deformation	21.344 Hz
mode 20	floor- + side wall deformation	21.445 Hz

1:40의 구배를 갖는 UIC60 레일과 S1002의 철의 조합인 경우에는 보통 선형 진폭은 3mm로 결정되며 진폭이 커지면 임의의 점에서 단면 구배값이 증가한다. 단면 구배값을 크게 하면 주행안정성이 더 위험해 질 수 있기 때문에 본 연구에서는 진폭을 위험수위인 6mm로 크게 선정하였다.

모델 내부의 많은 힘요소들은 비선형 특성을 갖는다. 이러한 요소들로는 2차 현가장치의 횡강성, 부수대차의 센터피봇(center pivot)의 강성, 2차 댐퍼 및 차체 사이의 댐퍼의 감쇠특성 등을 들 수 있다. 감쇠는 차량의 안정성에 중요한 역할을 하기 때문에 효과적인 감쇠계수를 정확하게 선형화하여야 한다. 본 연구에서 선형해석을 위하여 사용된 감쇠계수는 Table 4와 같다.

4.1 고유치의 계산

우선, Table4의 초기값을 이용하여 고유치 해석을 수행하고 고유진동수와 고유댐핑(damping factor)을 결정하였다. 이 값들은 근궤적선도(root locus plots)를 사용하여 선형 파라미터 변화에 따른 고찰에서 어떤 고유치가 차량의 안정성에 악영향을 끼치게 되는가를 판단하는데 유용할 뿐만 아니라 비선형 해석에서 가속도 피크값 등을 규명하는데 유용하게 사용된다. 편성차량의 차체의 고

Table 4 Effective damping coefficients in sec. dampers and car body dampers

Damper	velocity [m/s]	eff. damping [Ns/m]
PCBogie		
SVD	±0.08	20,000
SYD	±0.05	220,000
SLD	±0.07	100,000
MCBogie		
SVD	±0.04	20,000
SYD	±0.05	220,000
SLD	±0.15	23,000
TCBogie		
SYD	±0.07	240,000
Car Body Dampers		
LD11low	±0.05	240,000
LD11high	±0.04	225,000
HD	±0.08	77,000

유치들을 Table 5에 나타내었다.

원래 목표는 1Hz 주변의 고유진동수에서의 고유댐핑값이 $-0.2 < D < -0.3$ 인 범위에 있도록 하는 것이다. $D = -0.05 \sim -0.08$ 을 갖는 동력차의 수직 모드(수직 및 피치)들은 충분히 감쇠되지 않는다. 이 영향은 나중에 선로의 가진을 받는 비선형해석에서 다루어 질 것이다.

4.2 선형 파라미터 변화에 따른 고찰

본 연구에서는 고유치의 실수부와 허수부를 나타내는 근궤적선도를 이용하여 속도 변화에 따른 고유진동수와 고유댐핑의 변화를 그래프로 관찰하였다.

Fig.2는 초기 구성된 차량편성에 대한 0~2Hz 사이의 고유치를 보여주고 있다. 고유치들의 +표시의 크기는 35km/h로부터 385km/h까지의 속도에 비례하여 커진다. Fig.2를 보면 동력차대차 및 부수대차의 사행동 고유주파수에서의 감쇠값은 속

Table 5 Eigenvalues of car bodies

Eigenmode	f[Hz]	D[-]
sway MC+TC	0.38	-0.3
sway PC	0.57	-0.15
vertical MC+TC	0.75	-0.28
swing MC+TC	0.75	-0.63
vertical PC	1.18	-0.052
swing PC & hunting Bogies	1.30...1.29	-0.39...-0.44
yaw PC	1.69	-0.80
pitch PC	1.76	-0.08

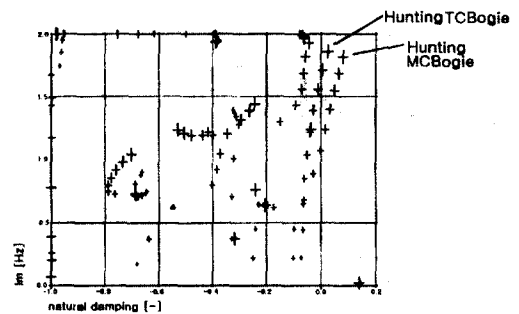


Fig.2 Eigenvalues of initial configuration

도가 증가하면서 양의 값을 갖으며 불안정해지는 것을 볼 수 있다. 따라서 본 연구에서는 동력객차 대차와 부수대차의 사행동에 큰 영향을 미치는 2차 요(yaw) 댐퍼의 변화와 동력객차 대차의 2차 횡댐퍼의 변화를 감쇠값에 따라 관찰하였다.

Fig.3은 요댐퍼의 감쇠계수를 100kNs/m에서 900kNs/m까지 변화할 때의 고유감쇠값을 보여주고 있다. 그림을 보면 요댐퍼의 감쇠계수가 약 300kNs/m 이상에서부터 고유감쇠치가 음의 값을 갖게됨을 짐작할 수 있다.

동력객차 대차에서 2차 횡댐퍼가 차량의 안정성에 어떤 영향을 미치는 가를 Fig.4에서 보여주고 있다. Fig.4는 감쇠계수가 10kNs/m~90kNs/m인 경우에 동력객차 대차의 사행동 운동의 고유감쇠치를 보여준다. 여기서 횡댐퍼의 댐핑계수가 증가하면 계의 감쇠값은 감소한다. 이것은 횡댐퍼가 대차의 양쪽에 배치되어있기 때문일 수 있지만 동력객차 대차에서 횡방향 댐퍼를 없애는 것이 더 좋을 수 있다는 판단을 할 수도 있다. 이것에 대한 영향은 비선형해석에서 확인하기로 한다.

5. 비선형 해석 : 리미트사이클

선형해석에서는 동력객차대차 및 객차대차를

안정화시키기 위하여 2차 요댐퍼와 횡댐퍼의 감쇠값을 개략적으로 구하였다. 본 연구에서는 비선형 해석을 통하여 주행중의 각 대차의 댐퍼들의 감쇠값들을 정확히 예측하고자 하였다. 비선형 해석의 결과는 시간영역에서의 리미트사이클의 계산에 의해 전체 비선형 모델에 대하여 검증하였다. 또한 선형 해석의 결과를 확인하기 위하여 최고속도에서 2차 요댐퍼와 횡댐퍼의 변화를 관찰하였다.

Fig.5는 전체 차량 모델에 대하여 2차 요댐퍼와 2차 횡댐퍼의 조합된 파라미터의 변화에 따른 변위-시간 선도를 보여준다. Fig.5는 각 댐퍼의 감쇠값에 따라 주행시작후 대차가 얼마나 빨리 안정화되는가를 판단할 수 있다.

요댐퍼의 감쇠계수가 250kNs/m이고 횡댐퍼의 감쇠계수가 100kNs/m인 동력객차 대차는 거동상태가 좋다는 것은 선형해석에서 이미 보여 주었다. Fig.5(a)와 같이 요댐퍼의 감쇠계수를 350kNs/m까지 증가시키면 계는 더욱 안정화되는 것을 볼 수 있다.

Fig.5(b)와(c)를 보면 동력객차 대차와 부수대차의 거동은 초기 구성에서는 만족스럽지는 못하다. 여기서 초기 가진을 감쇠시키기 위해서는 요댐퍼를 350kNs/m로, 횡댐퍼를 40kNs/m로 강하게 할 필요가 있다. 결국 횡댐퍼를 없애도 좋을 것으로

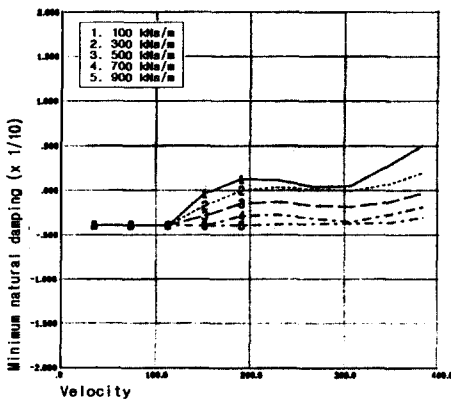


Fig.3 Minimum damping for increasing damping coefficients of yaw dampers in MCBogie and PCBogie

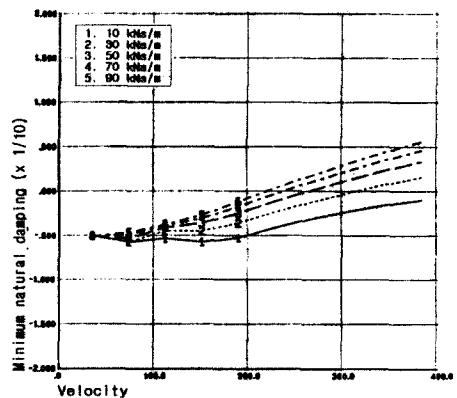


Fig.4 Minimum damping for increasing damping coefficients of lateral dampers in MCBogie

판단되었던 선형해석의 예측은 더 이상 옳지 않으며 오히려 40kNs/m로 강하게 할 필요가 있는 것으로 나타났다.

횡댐퍼의 부착이 더 좋은 결과로 나타남에 따라 동력궤차 대차에서의 횡댐퍼의 위치가 대칭인 경우와 비대칭인 경우의 영향을 예측하고자 하였다. 이 리미트사이클 계산의 결과는 Fig.6에서 보여준다. 여기서 초기 댐퍼의 위치를 $x = \pm 0.595m$ 로 한 경우와 $x=0m$ 에 가상의 댐퍼를 대칭으로 위치시킨 경우에 대하여 2차 횡댐퍼의 감쇠계수를 변경하여 검토하였다. Fig.6을 보면 횡댐퍼의 위치가 비대칭인 경우 차량이 더 안정성을 증가시키는 것을 볼 수 있다.

리미트사이클 계산의 결과로서 대차의 요댐퍼와 횡댐퍼의 감쇠값들은 Table 5와 같이 결정되었다.

6. 비선형 해석 : 최적화

6.1 차량의 거동에 대한 예비해석

리미트사이클 계산에서 차량이 안정적이라고 결정한 파라미터 값들을 바탕으로, 차량의 속도를 160km/h와 385km/h로 직선선로 상에서 주행 시뮬레이션을 수행하였다. 결과로 ISO2631의 필터를 적용하여 수직진동 rms값을 필터링하고 횡방향 가

Table 5 Damping coefficients in sec. dampers for vehicle stability

Damper	damping [Ns/m]
PCBogie	
SVD	20,000
SYD	250,000
SLD	100,000
MCBogie	
SVD	20,000
SYD	350,000
SLD	40,000
TCBogie	
SYD	350,000
Car Body Dampers	
LD11low	240,000
LD11high	225,000
HD	77,000

속도의 최대값을 8Hz 저주파 통과 필터를 사용한 경우에 횡방향 및 수직방향의 승차감 시뮬레이션 결과를 Table 6에 나타내었다.

이 결과를 보면 동력궤차는 매우 좋은 승차감을 갖는다는 것을 알 수 있지만 반면에 동력차의 운전석은 승차감이 매우 나쁜 것을 알 수 있다. 385km/h의 경우 직선선로에서 rms값은 0.4 ~ 0.7 m/s^2 을 보이고 있으며 가속도 피크값도 $2m/s^2$ 으로

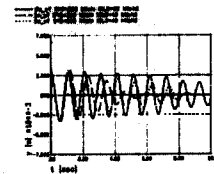
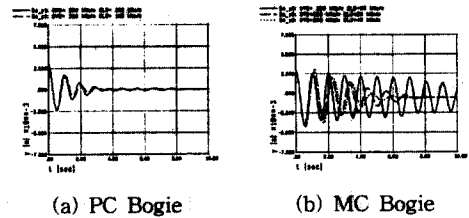


Fig.5 Limit cycle calculation : variation of yaw damper and lateral damper

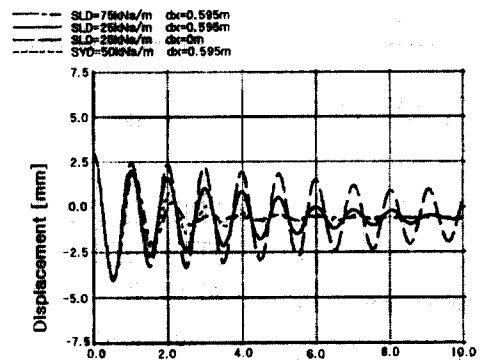


Fig.6 Limit cycle calculation : variation of yaw damper capacity and position

높게 나타나고 있다. 따라서 최적화의 목적은 차량의 주행안정성을 유지하면서 동력차의 운전석에서의 승차감을 향상시키는 것이다. 진동 승차감의 rms값은 $a_{y,z} = 0.5m/s^2$ 은 확보되어야 한다.

Fig.7과 Fig.8은 주행시물레이션에서 계산된 바와 같이 동력차의 운전석과 동력객차의 앞쪽, 중앙, 뒷쪽에서의 횡방향 및 수직방향 가속도를 보여주고 있다. 좌측은 8Hz 저주파 대역 통과필터를 통과한 가속도 신호를 시간영역에서 보여주고 있으며 오른쪽은 이들 가속도의 주파수 스펙트럼을 보여주고 있다. 차량이 160km/h로 주행하는 경우, 운전석에서의 수직 진동 가속도는 2Hz 주변에서 정확한 피크를 보이고 있으나 횡방향 가속도는 두

드러진 양상을 띄지 않고 있다. 이 경우에 동력차의 피치 모우드($f=1.76Hz$, $D=0.08$)의 진동이 가해지고 있음을 알 수 있다. 계의 선형해석에서 언급한 바와 같이, 이 고유 모우드에서의 감쇠는 매우 작다. 385km/h로 주행중인 경우에, 수직진동은 증가하였으며 횡방향 진동 가속도도 거의 크기가 같다. 이 경우에, 횡방향 진동 가속도는 약 3Hz에서 피크를 보이고 있는데 그 원인은 대차의 사행동 때문이다.

따라서 본연구에서는 동력차에서 승차감을 향상시키기 위해서 다음과 같은 제안을 하고 상세히 검토하였다.

- ① 동력차 대차에서 2차 댐핑을 증가시킨다.
- ② 동력차 대차의 2차 코일 스프링의 수직 강성을 감소시킨다.
- ③ 동력차 대차의 요운동을 추가로 감쇠시킨다.

Table 6 Comfort values in power and motor car

Location	Component	v=160km/h	v=385km/h
Driver cab	$a_{v,rms}[m/s^2]$	0.21	0.67
	$a_{v,max}[m/s^2]$	0.7	2.0
	$a_{z,rms}[m/s^2]$	0.22	0.44
	$a_{z,max}[m/s^2]$	1.2	2.0
MC Center	$a_{v,rms}[m/s^2]$	0.06	0.13
	$a_{v,max}[m/s^2]$	0.20	0.5
	$a_{z,rms}[m/s^2]$	0.03	0.09
	$a_{z,max}[m/s^2]$	0.12	0.4

6.2 동력차 대차의 2차 수직댐퍼의 변화에 따른 고찰

첫 번째 단계에서 동력차 대차의 2차 수직 댐퍼의 감쇠계수를 차량의 속도가 35km/h에서 385km/h로 빨라짐에 따라 20kNs/m에서 80kNs/m

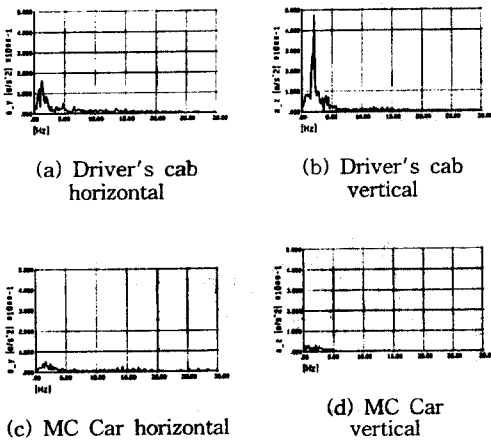


Fig.7 Vertical and lateral accelerations in car body for reference calculation v=160km/h

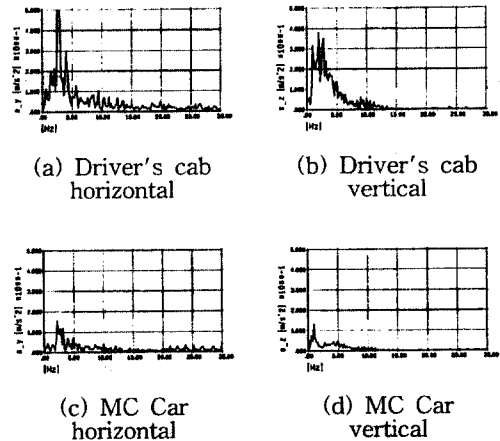


Fig.8 Vertical and lateral accelerations in car body for reference calculation v=385km/h

로 증가시키면서 승차감을 계산하였다. 계산결과 동력차 운전석 및 동력객차와 객차의 승차감에는 큰 변화를 야기하지 않았으며 진동이 가장 큰 385km/h 주행중의 운전석의 승차감을 Table7에 나타내었다. Table7에서 감쇠계수가 커지면 운전석에서의 진동은 다소 감쇠하는 것을 볼 수 있으나 큰 변화는 없는 것으로 판단되었다.

Table7 Ride comfort in power car at 385km/h

Sec. Vertical Damping	Horizontal $a_{v,rms}[m/s^2]$	Vertical $a_{z,rms}[m/s^2]$
20 kNs/m	0.67	0.54
40 kNs/m	0.71	0.53
60 kNs/m	0.65	0.53
80 kNs/m	0.62	0.52

6.3 2차 코일 스프링의 수직 강성의 변화에 따른 고찰

승차감을 좀더 향상시키기 위한 방법으로 2차 현가장치의 강성을 줄이고자 하였다. 차량의 속도가 최대 385km/h인 경우, 2차 코일 스프링의 강성을 634kN/m에서 500kN/m로 감소시킨 강성변화에 대한 영향을 Table8에서 보여주고 있다. 이것을 평가하여 보면 동력차의 운전석에서의 수직방향 rms값을 약간 줄일 수 있는 가능성이 있다. 그러나 이 시도는 동시에 횡방향 진동의 rms값을 증가시키며 따라서 이 방법도 좋은 방법이 되지 않는 듯하다.

Table8 Ride comfort in power car at 385km/h

Stiffness	Horizontal $a_{v,rms}[m/s^2]$	Vertical $a_{z,rms}[m/s^2]$
634 kN/m	0.59	0.51
500 kN/m	0.75	0.47

6.4 동력차의 2차 요댐퍼의 변화에 따른 고찰

횡방향 가속도가 높은 것은 동력차 대차가 최고속도에서 리미트사이클내에서 주행하기 때문일 가능성이 높다. 이 경우에 진동을 줄이기 위해

서 요댐퍼의 감쇠계수를 증가시킬 필요가 있다. Table9는 요댐퍼의 감쇠계수를 150kNs/m에서 450kNs/m로 변경한 것에 대한 결과를 보여준다. 결과를 보면 수직 진동 rms값은 이러한 변화에 영향을 받지 않으며 동력차의 횡방향 진동 rms값은 감쇠계수의 값에 따라 약간씩 변화된다. 리미트사이클 계산은 차량이 안정된 운동을 가지기 위해서 요댐퍼 및 횡댐퍼가 균형을 유지하여야 한다는 것을 보여주었다. 이러한 결과에 의해 요댐퍼를 변경하는 것은 별로 영향이 없을 것으로 판단되었다.

Table9 Ride comfort in power car at 385km/h

Sec. Yaw Damping	Horizontal $a_{v,rms}[m/s^2]$	Vertical $a_{z,rms}[m/s^2]$
150 kNs/m	0.59	0.51
250 kNs/m	0.62	0.54
350 kNs/m	0.63	0.54
450 kNs/m	0.61	0.54

6.5 최종 파라미터의 확정에 따른 직선선로 및 곡선선로에서의 시뮬레이션

승차감에 대한 영향을 분석하기 위해 주행상태에 대하여 계산하였다. 2차 횡댐퍼의 영향이 적었기 때문에 동력차의 수직방향의 진동을 저감하기 위해서는 1차 수직댐퍼를 강화할 필요가 있음을 짐작하였다. 동력차 대차의 2차 횡댐퍼들은 동력객차 대차와 같은 형태로 배치된다. 대차 중심에서 길이방향으로 약 $\Delta x=1m$ 가량 치우쳐 있는 것으로 가정되었으며, 리미트사이클 계산을 통하여, 댐퍼를 중심에서 벗어나 위치를 잡는 것은 대차의 안정성을 증가시킨다는 것을 알 수 있었다. 마찬가지로 동력차 대차의 감쇠용량은 두 개의 횡댐퍼를 사용하여 부담을 줄임으로서 동력차에서 횡방향 진동의 rms값을 낮추고자 하였다. 최초의 파라미터들은 본 연구를 통하여 Table10의 값들로 최종 결정되었으며 이들 파라미터들을 이용하여 직선선로나 곡선선로 등의 경우에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션에 사용된 선로데이터는 Table11과 같다.

6.5.1 자체중량 조건에서의 차량의 거동

해석결과 차체의 진동 및 가속도는 속도가 클수록 진동값이 크게 나타났으며 Table12에서는 385km/h주행시의 차량의 거동을 보여주고 있다.

차체의 가속도

해석결과 속도가 v=85km/h와 v=235km/h인 경우에는 차체의 가속도는 위험하지 않은 것으로 나타났으며 최고값은 동력차에서 발생하며 설계기준치인 $a_{y,z}=2.5m/s^2$ 을 밑돈다. Table12에서 나타난

Table10 Changed parameters after optimization

Damper	initial damping [Ns/m]	final damping [Ns/m]
PCBogie		
PVD		20,000
SVD	20,000	120,000
SYD	220,000	250,000
SLD	100,000	2x50,000
MCBogie		
SVD	20,000	60,000
SYD	220,000	350,000
SLD	23,000	40,000
TCBogie		
SYD	240,000	350,000
Car Body Dampers		
LD1low	240,000	240,000
LD1high	225,000	225,000
HD	77,000	77,000

Table11 Track data in straight and curved track

Track data	Velocity [km/h]		
	85	235	385
L_s (m) length of straight track	296	615	1129
R (m) curve radius	400	3000	7000
L_T (m) length of transition track	62.4	65	83.4
C [mm] rail cant	104	108	139
ΔC [mm] rail cant deficiency	100	100	100
L_o (m) start of excitation	80	125	166
L_R (m) length of excitation ramp	25	50	75

바와 같이 수직진동의 경우 하나의 가속도 피크값이 $a_z=3.0m/s^2$ 에 달한다. 동력객차와 객차에서의 수평 가속도는 $a_y \geq 3.0m/s^2$ 인 값을 갖는다. 이것은 본 연구에서 사용된 램프나 변환선로에서도 최고

Table12 Dynamic behavior of vehicle in tare load condition

Evaluation Items			Simulation	Design Criteria
Acceleration of Carbody				
Power Car	Horizontal	max. acc	1.8	1.5
		single value	2.3	2.5
	Vertical	max. acc	2.3	1.5
		single value	3.0	2.5
Motor Car	Horizontal	max. acc	1.9	1.5
		single value	3.0	2.5
	Vertical	max. acc	1.2	1.5
		single value	1.2	2.5
Trailer Car	Horizontal	max. acc	1.9	1.5
		single value	3.0	2.5
	Vertical	max. acc	1.3	1.5
		single value	1.3	2.5
Ride Comfort				
Straight track	PCar	Horizontal	0.55	0.5
		Vertical	0.55	
	MCar	Horizontal	0.18	
		Vertical	0.16	
	TCar	Horizontal	0.06	
		Vertical	0.12	
Curved track	PCar	Horizontal	0.44	
		Vertical	0.54	
	MCar	Horizontal	0.17	
		Vertical	0.16	
	TCar	Horizontal	0.14	
		Vertical	0.07	
Wheel/Rail Forces				
PC Bogie	Lateral	75	85	
	Vertical	170	170	
	Ratio (Y/Q)	1.5	1.2	
MC Bogie	Lateral	70	85	
	Vertical	165	170	
	Ratio (Y/Q)	1.5	1.2	
TC Bogie	Lateral	60	85	
	Vertical	160	170	
	Ratio (Y/Q)	1.5	1.2	

속도를 낼 수 있도록 거리를 줄여서 최소의 캔트 값을 갖는 것으로 계산하였기 때문이다.

RMS 값(승차감)

Table12의 승차감은 ISO2631의 필터를 사용하여 구한 rms 가속도 값이다. 최대 값은 여기서도 동력차에서 나타났다.

횡방향 rms 값은 Table 6의 초기 구성에 비해 약18%가량 줄어들었다. 그러나 수직진동값은 22%까지 증가하였다. 전체적으로 rms 값은 목표치인 $a_{y,z \text{ rms}} = 0.5 \text{ m/s}^2$ 를 약간 초과하고 있다.

휠-레일에 작용하는 힘(주행안정성)

Table12는 횡압(Y)과 윤중(Q)성분 뿐만 아니라 탈선계수(Y/Q)를 보여주고 있다. 계산시 sliding mean value는 2미터 이상으로 적용하였다. Table12를 보면 385km/h의 최고속도에서는 탈선계수가 기준값인 Y/Q=1.2를 초과하고 있다. 본 연구에서의 시뮬레이션이 강체선로에서 수행되었다는 점을 고려한다면 실제로 Y/Q의 비는 더 낮아질 수 있다.

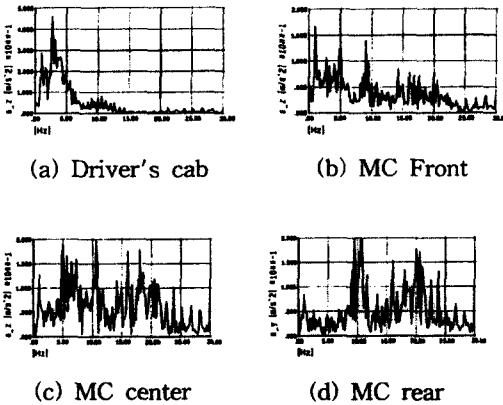


Fig.9 Influence of elastic car body on vertical acceleration

6.5.2 탄성차체의 영향

탄성차체의 영향은 차체의 가속도 레벨과 rms 값에 모두 영향을 미친다. Fig.9와 같이 동력차와 동력객차의 주파수스펙트럼을 비교하여 보면 20Hz이상에서 높은 가속도 성분을 보이고 있다. 특히 동력객차의 중심과 뒤쪽에서 수직가속도는 너무 높다. 전체적으로 탄성 차체 구조는 10Hz 이상의 주파수 영역에서 매우 높은 가속도 레벨을 야기한다.

이것은 동력객차의 중심에서 수직 방향으로의 rms 진동크기가 매우 높게 나타나는 것을 보여준다.

직선선로에서 $v=385\text{km/h}$ 로 주행중 :

$$a_{z,rms}=0.10 \text{ m/s}^2, a_{z,rms,el}=0.58 \text{ m/s}^2$$

곡선선로에서 $v=385\text{km/h}$ 로 주행중 :

$$a_{z,rms}=0.13 \text{ m/s}^2, a_{z,rms,el}=0.26 \text{ m/s}^2$$

차체의 유한요소해석은 굽힘과 비틀림의 조합된 모드 뿐만 아니라 1차 굽힘모우드가 6~8Hz 사이에 존재하며 이것은 5Hz 근방에서 존재하는 동력객차 대차의 피치모우드와 가깝다는 것을 보여준다. 이것은 승차감에 부정적인 영향을 나타낼 수 있다.

구조적으로 차체의 관구조에서 측문(side door)를 잘라내는 것은 부정적인 영향을 미친다. 이것은 고유모우드에 영향을 미쳐서 그 부분에서 상당한 변형과 비틀림을 보이게 된다. 부품에 걸리는 동적 하중의 측면에서 볼 때, 구조물내에 그와 같은 강성의 jump 현상을 보이는 것은 피해야 한다.

차체의 동적 거동을 향상시키기 위해서 다음과 같은 제안을 할 수 있다.

- ① 충분한 내부 강성을 가진 floating floor를 적용(사용)한다.
- ② 차체의 관구조에서 강성을 증가시킨다.
- ③ 차체의 고유진동수를 대차의 고유진동수와 맞춘다.

7. 결 론

KHST 차량의 동적거동의 해석을 위하여 3량의 차량에 대한 다물체모델을 만들었으며 지속적으로 개량되었다. 최종적으로 동력학적 계산에 맞는 동력객차의 유한요소모델이 완성되었다. 연구과정에서 유한요소모델은 축소되었으며 필수적인 탄성데이터만 다물체모델에 포함되었다.

본 연구의 목적은 강체 모델의 해석에 있으며 요댐퍼의 구성을 비선형 리미트사이클 해석을 통하여 수정제시 하였다.

또한 동력객차와 객차의 승차감은 좋은 것으로 나타났으며 동력차의 승차감은 다소 향상시킬 필요가 있음을 알 수 있었다. 이것은 1,2차 현가장치를 수정하는 과정에서 알 수 있었다.

탄성차체의 계산은 강체 계산의 결과와 비교하기 위해서만 수행되었다. 그 결과는 동력객차 차체 구조의 동적 거동은 매우 높은 진동 rms값을 갖는 것을 보여 주었다. 동력객차의 승차감을 향상시키기 위해서는 동력객차의 차체 구조를 향상시킬 필요가 있다. 이를 위해서는 높은 강성을 갖는 floating floor를 사용한다든가 혹은 차체 shell의 강성을 증가시키는 등의 노력이 필요하다.

후 기

본 연구는 G7 고속전철기술개발사업의 "차량 시스템 엔지니어링기술 개발" 과제의 일환으로 수행되었으며, 관계자 여러분의 지원에 감사드립니다.

참고문헌

1. 김종인, 유흥희, 황요하, "고속전철 시스템의 정적평형 및 선형진동해석", 한국철도학회 1998년도 추계학술대회논문집, pp. 305-312.
2. 김선호, "철도시스템의 이해", 자작아카데미, 1998

2. BOMBARDIER, "Korean High Speed Train", Technical Library 2.99.52, 1999.
3. Vijay K. Garg, Rao V. Dukkipati, "Dynamics of Railway Vehicle Systems", Academic Press, 1984.
4. 황요하, 이종민, 김창호, "철도차량의 동력학적 해석", 1994년도 국책연구과제 고속전철 기술개발사업 연구결과 논문집, 한국기계연구원, pp. 121-135.
5. 송달호 등, "고속전철 시스템의 속도향상에 미치는 기계적 요인에 관한 연구", 한국기계연구원, 1991. 6.
6. 정경렬 외(1999), "차량시스템 엔지니어링기술개발 보고서", 한국생산기술연구원.