

한국형 고속전철 시제차량 설계검증을 위한 동특성 해석

Analysis of Dynamic Behavior for Design Review of the Korean High Speed Prototype Test Train

정경렬*, 0백진성*, Johannes Picht**

Kyung-Ryul Chung, Jin-Sung Paik and Johannes Picht

Keyword : Korean High Speed Test Train(한국형 고속전철 시제차량), Power Car(동력차)
Running Stability(주행 안정성), Track Shifting Force(궤도변동력)

ABSTRACT

In this study, a computer simulation of the Korean High Speed Prototype Test Train was performed to investigate the dynamic behavior(running stability, safety and comfort) in detail design process. The simulation model which was prepared by ADAMS/Rail V10.1 consists of power car and middle car assembly (2 motorized cars + 3 trailer cars). The nonlinear analysis takes into account the full vehicle model including wheel/rail contact and the influence of disturbed track. Throughout the dynamic calculation of KHST on the straight and the curved track, accelerations in car body, ride comforts and wheel rail forces were investigated.

1. 서론

경부고속전철 이전기술을 기본으로 하여 한국의 각 연구기관 및 산업체들은 새로운 개념의 고속전철을 개발하고 있고 G7 고속전철기술개발사업을 통하여 7량(2대의 동력차, 2대의 동력객차, 3대의 객차)의 시제차를 제작하고 있다.

이중 차량에 대한 동특성 해석은 차량의 안정성 확보 및 승차감 수준을 예측한다는 측면에서

매우 중요한 분야이다.

고속전철의 속도향상을 위하여는 레일-차륜-대차-차체로 구성되는 고속전철 차량시스템의 차량 동역학 현상을 해석하여 차량시스템의 설계변수와 속도 및 동적성능 그리고 안정성 기준의 상관관계를 규명하여야 한다. 또한 고속화에서의 차량의 진동현상을 미리 예측함으로써 설계단계에서부터 이에 대한 충분한 검토와 설계요소에 대한 예측설계가 가능하다. 동적거동 측면에서 차량의 속도향상시에 주로 고려되어야 하는 항목은 차량의 고속주행시 안정성을 확보하고 쾌적한 승차감을 유지하는 것이다.

주로 현재까지는 한국형 차량시스템에 대한

* 한국생산기술연구원 고속전철기술개발사업단

** Bombardier Transportation - Talbot

개념설계 및 시제차량의 기본설계 통합을 수행하였고 이를 통한 기본설계의 검증들을 위하여 시제차량의 주행안정성, 승차감 등을 해석하고 이를 설계에 반영하고자 하였으며 이를 위하여 현가장치를 구성하는 각 현가요소나 연결부품요소의 강성이나 감쇠계수와 같은 시스템 설계변수의 영향을 인지하여 최적화된 설계치들을 도출하는 연구를 수행해왔으며, 이를 토대로 기본설계를 완료하였다.

본 연구에서는 기본설계시 문제점으로 지적되었던 동력차의 승차감 향상측면을 고려하여 상세설계가 종료되는 시점에서 실제 시제차량 7량에 대한 모델을 구현하여 각 설계치들을 중심으로 설계검증을 위한 해석을 상용 동역학해석 소프트웨어인 ADAMS/Rail V10.1을 이용하여 수행하였다.

2. 차량모델의 구성 및 설계치

2.1 차량모델의 구성

시제차량의 동적거동을 해석하기 위하여 편성차량을 크게 동력차(2대)와 중간차(동력객차 2대(TM1, TM5)+객차 3대(TT2, TT3, TT4))로 구분하였으며 TM1의 앞쪽대차와 TM5의 뒤쪽대차는 동력객차용 대차, 그리고 나머지 차량간 연결되는 부분에는 부수대차 4대 및 차간연결기로 연결되어 있다. 각 대차모델의 주요 요소들은 표. 1과 같고 차체를 포함한 차량 해석모델은 그림. 1, 2, 3에서 보여주고 있다. 모델의 각 방향성은 각 그림. 1, 2, 3의 왼쪽 아래에 나타나 있으며 다음과 같다.

- X : 차량의 주행방향(왼쪽밀)이 +,
- Y : 차량 주행방향에 대하여 오른쪽(왼쪽위)이 +
- Z : 차량의 아래방향이 +)

표. 1 대차모델의 주요요소

동력차용 대차	중간차의 동력객차용 대차
2개의 윤축	2개의 윤축
4개의 액슬박스	4개의 액슬박스
대차프레임	대차프레임
윤축과 액슬박스사이의 4개의 Revolute joint	윤축과 액슬박스사이의 4개의 Revolute joint
1차 현가장치 (1개의 코일스프링, 1개의 댐퍼, 2개의 가이드 스프링)	1차 현가장치 (1개의 코일스프링, 1개의 댐퍼, Trailing arm 어셈블리)
2차 현가장치	2차 현가장치, 안티롤바 어셈블리
2개씩의 수직, 요방향 댐퍼 1개의 횡댐퍼	각각 2개씩의 수직, 횡, 요방향 댐퍼
센터피봇과 횡방향 bumpstop	센터피봇과 횡방향 bumpstop
중간차의 부수대차	
기본적으로 중간차의 동력객차용 대차의 요소와 동일하고 차이점은 다음과 같음	
2차 횡, 수직댐퍼가 없음	차간연결장치로는 각각 2개씩의 위아래 길이방향 댐퍼, 횡방향 댐퍼, Articulation cone 등

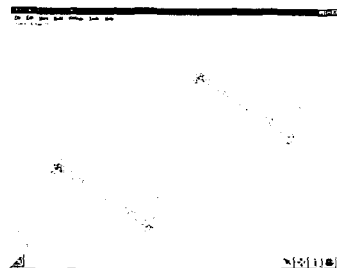
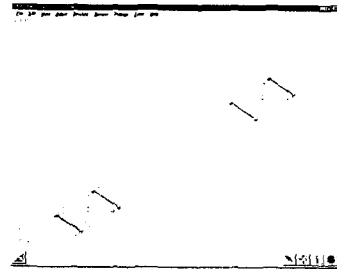


그림. 1 동력차 및 동력차용 대차의 모델

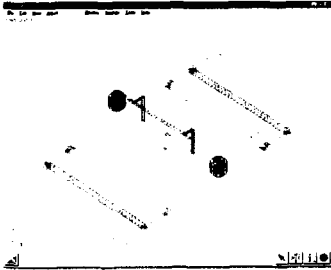
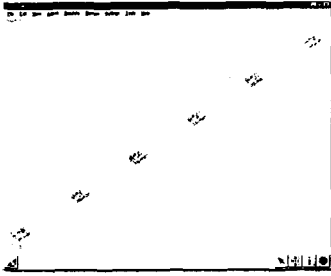


그림. 2 중간차 및 동력객차용 대차의 모델

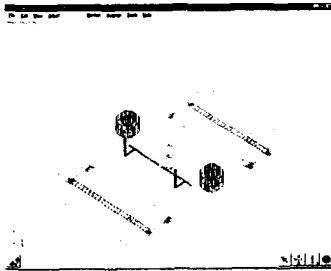


그림. 3 중간차의 부수대차와 차간연결기 모델

2.2 각 차량모델의 설계치

2.2.1 동력차 모델의 설계치

표. 2 중량 설계치

	중량[kg]	Cog x[m]	Cog y[m]	Cog z[m]	I_{xx} [kg·m ²]	I_{yy} [kg·m ²]	I_{zz} [kg·m ²]
차체	53809	-0.18	0.01	-1.41	58660	1160450	1143300
대차	2447.9	0	0	-0.156	1309	2128	3227
윤축	1891.9	0	0	0	965.6	145.7	981.5
역삼박스	146	0	0	-0.156	2.7	15.9	14.5

※ Cog : Center of gravity

표. 3 스프링 설계치

	k_x [kN/mm]	k_y [kN/mm]	k_z [kN/mm]
2차 스프링	0.302	0.302	1.268
1차 코일스프링	0.5813	0.5813	0.74
1차 가이드스프링	20	3.815	0.191

표. 4 댐퍼 설계치

	c[kN/(m/s)]	
	속도[m/s]	힘[kN]
요댐퍼	0	0
	0.0026	7.707
	0.003	8.007
	0.01	8.307
	0.02	8.707
	0.3	15.707
2차 횡댐퍼	100	
2차 수직댐퍼	14	
1차 댐퍼	10	

2.2.2 중간차 모델의 설계치

표. 5 중량 설계치

	중량[kg]	Cog x[m]	Cog y[m]	Cog z[m]	I_{xx} [kg·m ²]	I_{yy} [kg·m ²]	I_{zz} [kg·m ²]
중간차 공차 [확선계도]							
차체1	37606	2.56	0.04	-1.749	53520	1504300	1498900
차체2	20802	-0.85	0	-1.605	26210	807520	807140
차체3	19741	0.13	0.02	-1.575	25780	766450	765930
차체4	21031	0.42	0.01	-1.795	27250	816610	816660
차체5	39197.2	-2.84	0.02	-1.929	57460	1518700	1510200
중간차 만차 [곡선계도]							
차체1	41806	2.10	0.03	-1.879	56430	1632300	1629100
차체2	22677	-1.04	0	-1.695	26950	836660	837110
차체3	22366	0.11	0.02	-1.705	25850	825110	825560
차체4	25231	0.51	0.01	-1.945	29160	930880	931390
차체5	41297.2	-2.59	0.02	-1.979	58900	1552550	1545200
대차1	2741.3	0	0	-0.202	2531	2561	4791
대차2	3696.8	0	0	-0.13	2773	3138	4998
대차3	3647.6	0	0	-0.11	2812	3130	4924
대차4	3647.6	0	0	-0.11	2812	3130	4924
대차5	3696.8	0	0	-0.13	2773	3138	4998
대차6	2741.3	0	0	-0.202	2531	2561	4791
윤축1	2510	0	0	0	1533	219	1570
윤축2	2510	0	0	0	1533	219	1570
윤축3	3078.9	0	0	0	1336	176	1342
윤축4	3078.9	0	0	0	1336	176	1342
윤축5	2070.4	0	0	0	1331	176	1337
윤축6	2070.4	0	0	0	1331	176	1337
윤축7	2070.4	0	0	0	1331	176	1337
윤축8	2070.4	0	0	0	1331	176	1337
윤축9	3078.9	0	0	0	1336	176	1342
윤축10	3078.9	0	0	0	1336	176	1342
윤축11	2510	0	0	0	1533	219	1570
윤축12	2510	0	0	0	1533	219	1570
역삼박스	240	0	0	0	7.5	25	20

※ 1-12 : 차량 주행반대방향(-X방향)으로 차례로 정의함

표. 6 스프링 설계치

		k_x [kN/mm]	k_y [kN/mm]	k_z [kN/mm]
중간차의 동력객차용 대차				
공기스프링	유효면적	0.245 m ²		
	초기부피, 공기스프링	0.075 m ³		
	부피, reservoir	0.058 m ³		
	오리피스 직경 공기스프링, reservoir	0.04 m		
	길이방향 강성	0.1 kN/mm		
	횡방향 강성	0.2 kN/mm		
1차 스프링	0.9672	0.9672	1.3453	
1차 부상	49.45	14.405	49.45	
중간차의 부수대차				
공기스프링	유효면적	0.25 m ²		
	초기부피, 공기스프링	0.082 m ³		
	부피, reservoir	0.168 m ³		
	오리피스 직경 공기스프링, reservoir	0.12 m		
	길이방향 강성	0.1 kN/mm		
	횡방향 강성	0.2 kN/mm		
1차 스프링	0.3266	0.3266	0.62964	
1차 부상	49.45	14.405	49.45	

표. 7 댐퍼 설계치

		c[kN/(m/s)]	
동력객차용 대차			
요댐퍼	속도[m/s]	힘[kN]	
	0	0	
	0.0026	7.707	
	0.003	8.007	
	0.01	8.307	
	0.02	8.707	
	0.3	15.707	
2차 횡댐퍼	23.7		
2차 수직댐퍼	14		
1차 댐퍼	7		
부수대차			
요댐퍼	속도[m/s]	힘[kN]	
	0	0	
	0.01	8.712	
	0.02	12.030	
	0.035	14.430	
	0.1	15.630	
	0.2	16.830	
0.3	18.030		
위쪽 길이방향 댐퍼	0	0	
	0.001	9.900	
	0.003	11.550	
	0.1	13.200	
아래쪽 길이방향 댐퍼	0	0	
	0.001	13.200	
	0.003	15.400	
	0.1	17.600	
위쪽 횡댐퍼	0	0	
	0.1	7.250	
	0.13	8.519	
	0.15	8.791	
	0.3	9.063	
	0.5	9.334	
1차 댐퍼	6.05		

3. 선형해석

선형해석을 통하여 초기 설계치를 이용한 고유치 해석을 수행하고 고유진동수와 고유감쇠를 결정한다. 이 값들은 근궤적선도(root locus plots)를 사용하여 선형 설계치들에 대한 변화에 따른 고찰에서 어떤 고유치가 차량의 안정성에 악영향을 끼치게 되는가를 판단하는데 유용할 뿐만 아니라 비선형 해석에서 가속도값들을 규명하는데 유용하게 사용된다.

3.1 휠/레일의 접촉

차량의 주행안전성 및 안정성 해석시 고려된 레일의 형상은 표준궤도(1435 mm)를 가지는 1:20의 구배를 갖는 UIC60 레일과 NF F 01-112의 휠의 조합으로 휠의 단면구배가 선형이고 휠이 심하게 마모되기 전에는 휠의 레일에 대한 상대운동이 비교적 작아서 주행안전성 해석시 선형접촉이론을 적용하게 되는데 이때 선형진폭을 3mm로 결정하였으며 임계속도에 큰 영향을 미치는 차륜단면구배는 0.025로 하였다.

3.2 동력차의 선형 해석결과에 대한 고찰

동력차의 경우 차량 모델의 고유모드와 탄성 차체의 고유모우드를 비교하면 표. 8과 같이 9.46 Hz의 대차 피칭모드와 9.5 Hz의 2차 굽힘모드가 서로의 모드에 영향을 미칠것으로 우려되는 면도 있지만 대차 피칭모드의 감쇠비가 94.1%이므로 큰 영향을 미치지 않을 것으로 판단된다.

표. 8 동력차의 차량모델과 탄성차체의 모드비교

비감쇠 고유진동수 [Hz]	감쇠비 [%]	감쇠 고유진동수 [Hz]	모우드
0.81	51.4	0.69	차체 롤링 & 횡방향
1.09	54.9	0.91	차체 롤링 & 횡방향
1.23	7.1	1.22	차체 바운싱
1.80	10.3	1.79	차체 피칭
3.44	82.2	1.96	차체 요잉 & 대차 롤링
8.54-8.57	60.2-60.7	6.81-6.82	대차 바운싱
9.46	94.1	3.19	대차 피칭

1차 굽힘 모드	5.3 Hz
2차 굽힘 모드	9.5 Hz
1차 비틀림 모드	3.8 Hz
2차 비틀림 모드	9.0 Hz

그림. 4 동력차 설계치의 고유치 변화

고유치의 실수부와 허수부를 나타내는 근궤적선도를 이용하여 속도변화에 따른 고유진동수와 고유감쇠의 변화를 그래프로 관찰하면 고유치들의 +표시는 5m/s로부터 110 m/s까지의 속도변화에 따른 고유치의 변화를 나타낸다. 차체의 요모드는 82 m/s의 속도에서부터 음의 감쇠(불안정 모드)를 나타내며 이에 해당하는 110m/s(1.2 Hz)에서 비록 낮은 진동수이지만 불안정성을 분명히 나타낸다. 이것에 대한 영향은 비선형해석을 통하여 확인하기로 하였다.

3.3 중간차의 선형 해석결과에 대한 결과

중간차의 경우 차량 모델의 고유모드와 탄성차체의 고유모우드를 비교하면 표. 9와 같이

표. 9 중간차의 차량모델과 탄성차체의 모드비교

비감쇠 고유진동수 [Hz]	감쇠비 [%]	감쇠 고유진동수 [Hz]	모우드
0.43	12.6	0.43	차체 롤링
0.55	20.8	0.54	차체 요잉
0.63	87.3	0.31	1차 차체 횡방향 굽힘
0.91	12.7	0.91	차체 피칭
0.99	16.8	0.97	차체 바운싱
1.08	43.4	0.97	1차 차체 수직방향 굽힘
1.92	19.7	1.88	차체 롤링
2.31	31.5	2.20	1차 차체 비틀림
2.58	74.7	1.71	2차 차체 비틀림
5.99	91.1	2.46	4차 차체 비틀림
6.75-6.86	64.0-65.9	5.10-5.19	대차(2-5) 피칭
6.24-6.48	38.6-40.6	5.71-5.94	대차(2-5) 바운싱
7.92-7.95	46.1-46.2	7.03-7.05	대차(1, 6) 바운싱
11.1-11.3	59.1-59.8	8.96-9.03	대차(1, 6) 피칭
17.4	72.7	12.0	차체 바운싱/피칭
17.8	87.5	8.63	차체 요잉
18.8	73.4	12.8	차체 바운싱/피칭
19.2	78.0	12.0	차체 바운싱/피칭
20.1-20.7	21.0-22.5	20.1-20.7	대차(2-5) 롤링
22.7	89.6	10.1	차체 요잉
25.8	88.4	12.1	차체 요잉
32.6-32.7	13.8	32.3	대차(1, 6) 롤링

1차 굽힘 모드	8.1 Hz
2차 굽힘 모드	17.0 Hz
1차 비틀림 모드	10.4 Hz
2차 비틀림 모드	19.8 Hz

7.92-7.95 Hz의 대차(1, 6)의 바운싱 모드와 8.1 Hz의 1차 굽힘모드가 근접해 있으나 대차(1, 6)의 바운싱 모드의 큰 감쇠비(46.1-46.2%)로 인해 간섭효과가 적을것으로 판단되며 20.1-20.7 Hz의 부수대차(2-5)의 롤링 모드와 19.8 Hz의 2차 비틀림 모드는 좀더 구체적인 검토가 필요할 것으로 보인다.

그림. 6 중간차 설계치의 고유치 변화

기본적으로 두 모드가 불안정 또는 한계 (marginal) 감쇠를 나타내었다. 하나는 여러가지 모드가 복합된 형태로 차체의 횡방향 움직임 (lateral movement), 굽힘, 요잉 및 앞쪽대차의 횡방향 움직임(lateral movement)을 나타내는 모드는 30 m/s의 속도에서부터 55 m/s까지 감쇠비가 음으로 감소(불안정 모드)하고 그 이상의 속도에서는 점차 감쇠비가 증가한다. 또 다른 하나는 서로 다른 크기와 상을 갖는 4개의 부수대차가 횡방향과 요잉 움직임을 나타내며 속도가 증가함에 따라 음의 감쇠(불안정 모드)를 나타내었다. 이것에 대한 영향은 비선형해석을 통하여 확인하였다.

4. 비선형해석

비선형해석은 단순히 안정인지 불안정인지를 구분하는 것이 아니라 힘, 가속도 및 변위 등의 정량적인 값에 대한 정보를 준다. 휠/레일 접촉및 궤도 불규칙도의 영향을 포함한 전체차량 모델을 고려하여 수행하였다. 이때 차량의 주행안전성 해석 시 고려되는 궤도 불규칙도는 직선구간뿐만 아니라 특히 곡선구간 주행시의 차륜과 레일사이에 작용되는 횡압, 탈선계수, 승차감 등에 큰 영향을 미치며 본 연구에서 고려된 궤도불규칙도의 종류와 그 정도를 그림. 4에 도시하였다.

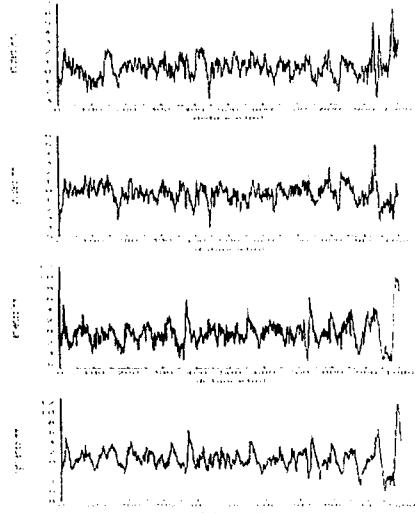


그림. 7 궤도 불규칙도(차량 진행방향을 중심으로 위부터 왼쪽 횡방향, 오른쪽 횡방향, 왼쪽 수직방향, 오른쪽 수직방향)

그리고 표. 10, 11은 비선형해석을 수행하기 위하여 고려된 조건과 평가기준이다.

표. 10 비선형해석 조건

항 목	조 건
회전반경	직선궤도, 7000 m
곡선에서의 캔트	90, 120, 150, 180 m
불규칙도	Line speed 270 km/h -게이지 1435 mm, 0-1km
궤도 게이지	직선궤도에서 1435, 1432 mm 곡선궤도에서 1435 mm
레일 프로파일	UIC60 (1:20)
휠 프로파일	1/40 NF F 01-112
속도	50, 60, 70, 80, 90, 100, 110 m/s 직선궤도(동력차) 70, 80, 90, 100, 110 m/s 직선궤도 (중간차) 100 m/s 곡선궤도
하중조건	동력차는 service 조건 중간차는 직선에서는 공차, 곡선에서는 만차조건
곡선궤도에서 횡방향 비보정 가속도	0.84, 0.64, 0.45, 0.25 m/s ² (캔트가 증가함에 따라 감소)

표. 11 비선형해석의 평가기준

99.85% 값	Track shifting forces (SuY)	low pass 30 Hz, sliding average	64 kN	동력차(대차 1)
			66.3 kN	동력차(대차 1)
			61.1 kN	중간차(대차 1)
			58.1 kN	중간차(대차 2)
			55.8 kN	중간차(대차 3)
			56.8 kN	중간차(대차 4)
			59.0 kN	중간차(대차 5)
63.3 kN	중간차(대차 6)			
99.85% 값	탈선계수 (Y/Q)	low pass 30 Hz, sliding average	0.8	
99.85% 값	횡압(Q)	low pass 30 Hz	160 kN	
50% 값	윤중(Y)	low pass 30 Hz	60 kN	오직 곡선에서
50% 값	횡압(Q)	low pass 30 Hz	145 kN	오직 곡선에서
99.85% 값	횡방향 가속도 $y..*$	band pass 0.4-10 Hz	2.5 m/s ²	
99.85% 값	수직방향 가속도 $z..*$	band pass 0.4-10 Hz	2.5 m/s ²	
rms 값	횡방향 가속도 $y..*$	band pass 0.4-10 Hz	0.5 m/s ²	
rms 값	수직방향 가속도 $z..*$	band pass 0.4-10 Hz	1.0 m/s ² 0.75 m/s ²	동력차 중간차

4.1 직선궤도에서 동력차의 해석 결과

윤축과 대차프레임의 궤도변동력, 횡압 등은 비교적 적은 것으로 나타났고 차체의 횡방향 및 수직방향 가속도도 기준치 이하의 동적거동을 보이는 경향을 나타내었다.

표. 12 직선궤도에서 동력차의 해석 결과(110 m/s)

	평가기준	해석결과
궤도변동력(99.85%)	64 kN	28.8 kN
탈선계수(99.85%)	0.8	0.227
횡압(99.85%)	160 kN	151 kN
횡방향 가속도(99.85%)	2.5 m/s ²	1.02 m/s ²
수직방향 가속도(99.85%)	2.5 m/s ²	1.87 m/s ²
횡방향 가속도(rms)	0.5 m/s ²	0.349 m/s ²
수직방향 가속도(rms)	1.0 m/s ²	0.585 m/s ²

※ 궤도변동력, 탈선계수, 횡압 : 윤축 및 대차프레임에서의 해석결과임

※ 횡방향 및 수직방향 가속도 : 대차위의 차체 가속도 해석결과임

4.2 곡선궤도에서 동력차의 해석 결과

전체적으로 큰 회전반경(7000 m)에서의 거동은 직선궤도에서의 경향과 비슷하게 윤축과 대차프레임의 궤도변동력, 횡압 등은 비교적 적은 것으로 나타났고 차체의 횡방향 및 수직방향 가속도도 기준치 이하의 동적거동을 보이는 경향을 나타내었다.

표. 13 곡선궤도에서 동력차의 해석 결과 (100 m/s, 캔트 90 mm)

	평가기준	해석결과
궤도변동력(99.85%)	64 kN	53.3 kN
탈선계수(99.85%)	0.8	0.356
횡압(99.85%)	160 kN	153 kN
횡방향 가속도(99.85%)	2.5 m/s ²	1.04 m/s ²
수직방향 가속도(99.85%)	2.5 m/s ²	1.56 m/s ²
횡방향 가속도(rms)	0.5 m/s ²	0.289 m/s ²
수직방향 가속도(rms)	1.0 m/s ²	0.521 m/s ²

4.3 직선궤도에서 중간차의 해석 결과

전체적으로 차체의 횡방향 또는 수직방향 가속도는 안정적으로 나타나지만 윤축과 대차프레임의 궤도변동력과 횡압은 속도가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보였다. 특히 속도 90 m/s에서부터는 앞쪽대차에서 횡압의 불안정성이 나타나기 시작하여 110 m/s에서는 그 경향이 두드러지며 이때는 탈선계수도 비슷한 경향을 보인다.

표. 14 직선궤도에서 중간차의 해석 결과
(90, 100 m/s)

속도 (90 m/s)	평가기준	해석결과
궤도변동력(99.85%)	56 kN	37.4 kN
탈선계수(99.85%)	0.8	0.363
횡압(99.85%)	160 kN	130 kN
횡방향 가속도(99.85%)	2.5 m/s ²	0.636 m/s ²
수직방향 가속도(99.85%)	2.5 m/s ²	0.417 m/s ²
횡방향 가속도(rms)	0.5 m/s ²	0.158 m/s ²
수직방향 가속도(rms)	0.75 m/s ²	0.077 m/s ²

속도 (100 m/s)	평가기준	해석결과
궤도변동력(99.85%)	56 kN	65.9 kN
탈선계수(99.85%)	0.8	0.527
횡압(99.85%)	160 kN	232 kN
횡방향 가속도(99.85%)	2.5 m/s ²	0.832 m/s ²
수직방향 가속도(99.85%)	2.5 m/s ²	0.477 m/s ²
횡방향 가속도(rms)	0.5 m/s ²	0.265 m/s ²
수직방향 가속도(rms)	0.75 m/s ²	0.082 m/s ²

4.4 곡선궤도에서 중간차의 해석 결과

직선궤도에서의 경향과 마찬가지로 속도 90 m/s에서부터는 앞쪽대차에서 횡방향 힘의 불안정성이 나타나기 시작하여 110 m/s에서는 그 경향이 두드러진다. 특히, 속도 100 m/s에서는 탈선계수가 기준치보다 약간 상회하는 경향을 보였다.

표. 15 곡선궤도에서 중간차의 해석 결과
(90, 100 m/s, 캔트 90 mm)

속도 (90 m/s)	평가기준	해석결과
궤도변동력(99.85%)	56 kN	67.4 kN
탈선계수(99.85%)	0.8	0.459
횡압(99.85%)	160 kN	200 kN
횡방향 가속도(99.85%)	2.5 m/s ²	0.676 m/s ²
수직방향 가속도(99.85%)	2.5 m/s ²	0.513 m/s ²
횡방향 가속도(rms)	0.5 m/s ²	0.190 m/s ²
수직방향 가속도(rms)	0.75 m/s ²	0.090 m/s ²

속도 (100 m/s)	평가기준	해석결과
궤도변동력(99.85%)	56 kN	90.6 kN
탈선계수(99.85%)	0.8	0.813
횡방향 힘(99.85%)	160 kN	224 kN
횡방향 가속도(99.85%)	2.5 m/s ²	1.17 m/s ²
수직방향 가속도(99.85%)	2.5 m/s ²	0.63 m/s ²
횡방향 가속도(rms)	0.5 m/s ²	0.329 m/s ²
수직방향 가속도(rms)	0.75 m/s ²	0.113 m/s ²

5. 결론

본 연구에서는 앞으로 설계 제작될 한국형 고속전철 시제차량의 상세설계의 설계검증 차원에서 차량의 승차감과 안정성을 예측하기 위한 동특성 해석을 수행하였다.

시제차량 7량에 대해서 크게 동력차와 중간차(동력객차 2대+객차 3대)로 나누어 각각의 동적 거동을 예측하였다.

특히, 직선 및 곡선궤도에서의 운축 및 대차 프레임에서 보이는 궤도변동력 및 횡압에 대해서는 좀 더 개선의 여지를 보이고 있다. 부분적으로 이를 개선하기 위하여 횡댐퍼 또는 요댐퍼의 최적화를 수행하기는 하였으나 개발일정으로 인해 상세한 검토작업은 제작/시험과정에서 이루어질수 밖에 없는 실정이다.

후 기

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

참고문헌

1. 정경렬 외(1999), “차량시스템 엔지니어링기술 개발 보고서”, 한국생산기술연구원.
2. 김경택, 정경렬, “한국형 고속전철 차량시스템의

- 개념설계”, 한국철도학회, 1999.11.10, pp172-180
3. 한상훈, 이병현, 김경택, 정경렬, “한국형 고속전철 시제차량 기본설계 통합”, 한국철도학회, 1999.11.10, pp202-208
 4. 정경렬, 김경택, Jurgen Jakob, “분산식 관절형 차량시스템용 한국형 차세대 대차 기본설계”, 대한기계학회 2000년도 동역학 및 제어부문 하계 학술대회 논문집, 2000, pp496-502, KSME00DC091
 5. 정경렬, 김상현, 백진성, T.Schwiegel, “한국형 고속전철 차량시스템의 동특성 해석”, 한국소음진동공학회 10주년 기념 소음진동학술대회 논문집, 2000, pp900-910
 6. Bombardier Transportation - Talbot, “G7-train Dynamic calculations and Testing”, 2000.
 7. 정경렬 외(2000), “차량시스템 엔지니어링기술 개발 보고서”, 한국생산기술연구원.