

# KTX 주행특성 해석

## Dynamic analysis of KTX running characteristics

강부병<sup>†</sup>, 정홍채<sup>\*</sup>, 김재철<sup>\*\*</sup>, 구동회<sup>\*\*\*</sup>

Kang, Bu-Byoung, Chung Heung-Chai, Kim, Jae-Chul, Goo, Dong-Hoe

---

**ABSTRACT** : The acceptance test of KTX has been performed in Korea. During the test, lateral vibration of carbody over the accepted value called sway was found. Many activities have been taken to find the cause of the vibration and the counter-measure. KTX has 20 car trainset formation whose trailer cars are linked by articulate bogies. So this study is performed to see the effects of long trainset formation on vehicle dynamics and the train stability by 16 car vehicle model. Firstly the reliable vehicle model which shows well the tendencies appeared in the tests on the high speed test line is required to find the cause of lateral vibration and the countermeasure. Vehicle model was made for the analysis with VAMPIRE.

The analysis results show that secondary air spring lateral stiffness is the most significant parameter to cause carbody lateral vibration. Mode analysis results show that the least damped mode shape is similar to the vibration pattern shown in the tests that the amplitude of the motion increases along the train set and decreases in the tail part. The lateral vibration was appeared at the speed range between 100km/h and 200km/h and disappeared at the low speed and the high speed.

**Key Words** : Carbody Lateral Vibration, Dynamic Analysis, Secondary Airspring Stiffness, Highspeed Train, Sway

---

### 1. 서론

KTX는 2004년 4월 개통을 목표로 현재 최고속도 300Km/h의 시험운행중에 있다. KTX 차량은 경부고속선 시험선로에서 시속 200km까지 운행 시험중 시속 140km 이상에서 차량의 후미부 진동 현상이 발생하였다. 후미부 진동현상은 대기온도가 약15℃ 이상인 경우에는 발생하지 않고 동절기의 저온상태에서만 발생하는 것으로 알려져 있다. 차체의 진동은 환경조건에 따라 다르지만 횡가속도 기준치인  $0.183m/s^2$  보다 약 1.5배인  $0.26\sim 0.288m/s^2$  정도로 측정되었다. 일단 후미부 진동이 시작되면 차체는 0.5~0.6Hz 사이의 일정한 진동수로 진동하는 현상을 보였다. 이 진동현상의 원인 규명과 방지를 위하여 다방면의 시험이 수행되었고 연구가 진행되어왔다. KTX는 객차부 차량간 연결이 차량간 댐퍼와 고정링, 이동링, 관절대차로 연결되어 차량간 상대운동이 연성되는 독특한 특성이 있다. 또한 KTX는 10량편성 또는 전후부 10량 열차가 자동연결기로 연결된 중련편성 상태로 운전되는 프랑스의 TGV 고속차량과 달리 관절대차로 연결된 20량 장대편성으로 운행되고 있다. 이러한 독특한 차량편성과 한국의 동절기 저온 환경 등이 고속차량의 독특한 진동을 발생시키는 것으로 생각된다.

본 연구에서는 KTX 차량의 다량편성 모델링을 통한 후미진동을 해석적으로 재현하고 이상진동의 원인을 해석적으로 규명하고자 한다. 또한 후미진동에 영향을 미치는 차량 현가장치 특성과 진동대책에 대해 해석적으로 연구하고자 한다. KTX 차량의 동특성 해석은 영국 AEA에서 개발한 철도 차량 동역학 전용해석 프로그램인 Vampire를 이용하여 수행되었다.

---

† 한국철도기술연구원, 차량기계연구본부 주임연구원

\* 한국철도기술연구원, 차량기계연구본부장

\*\* 한국철도기술연구원, 차량기계연구본부 선임연구원

\*\*\* 한국철도기술연구원, 책임연구원

## 2. 해석모델

### 2.1 차량모델

해석용 시스템 편성 모델은 Fig. 1에서와 같이 P(동력차) + MT(동력객차) + 14T(객차) + MT(동력객차) + P(동력차)로 구성하였으며, 대차는 동력차용 동력대차(PMB, Power Motor Bogie) 4대, 동력객차(MT)용 동력대차(MTB, Motorized Tailer Bogie) 전후 2대 및 동력객차와 객차, 객차와 객차를 연결하는 관절대차(ATB, Articulated Trailer Bogie) 13대로 구성되어져 있다. 숫자는 강체의 질량번호를 의미하며 뒤에서 해석결과 설명시 이 질량번호를 기준으로 기술하였다.

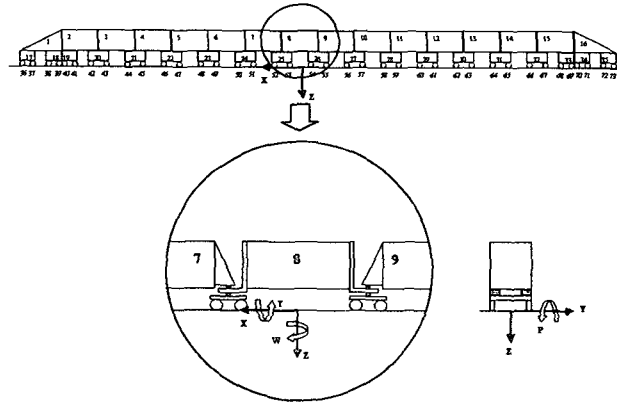


Fig. 1 차량모델 좌표계 및 차량편성

### 2.2 궤도 모델

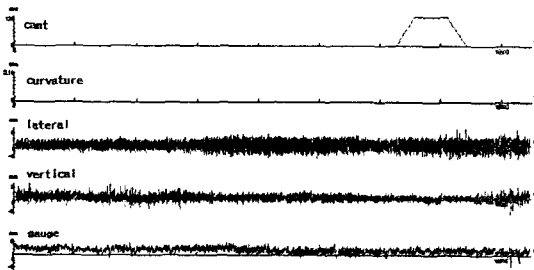


Fig. 2 경부고속선 하선구간(106.3Km~123.3Km)

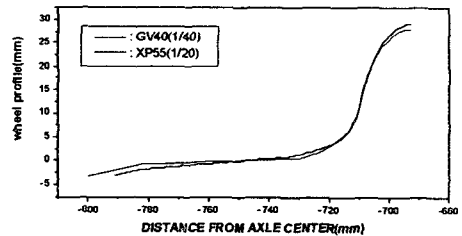


Fig. 3 휠 프로파일

경부 고속선 궤도 모델링은 궤도 검측차로 검측한 실제 데이터를 가공하여 이용하였다. 서울기점 106.3Km~123.3Km 구간의 검측데이터를 Vampire에서 요구하는 궤도입력 조건으로 변환하여 모델링 하였다. Fig. 2는 해석구간의 궤도데이터를 보여준다. 해석구간에는 곡선반경 7000m 구간이 포함되어 있다.

### 2.3 휠 레일 모델

차륜 답면부 형상 모델에는 경부고속열차에 적용된 NFF0112(GV40)를 레일 형상에는 경부 고속선에 사용되고 있는 UIC60레일의 1/20경사된 모델을 사용하였다. Fig. 3은 해석에 사용된 차륜의 형상을 보여준다.

### 3. 해석결과

#### 3.1 비선형 해석결과

Fig. 4~5는 횡진동이 발생한 경우인 GV40차륜 담면을 적용하고 공기스프링 횡방향 강성이 0.2MN/m인 경우의 150Km/h 주행시 횡방향 진동 가속도의 주파수 분석 결과이다. 차체와 대차 그리고 차축 모두 0.54Hz의 진동 성분을 확인 할 수 있다. 차체의 경우는 0.54Hz의 횡진동이 지배적이고 차축과 대차의 경우는 고주파성분의 진동성분이 지배적이지만 0.54Hz의 진동성분이 포함되어 있다. 이 주파수 성분은 Fig. 12의 모우드 해석 결과와도 일치하는 결과이다. Fig. 6~7은 차체중심의 횡방향 가속도 해석결과를 보여준다. 진동발생시 일정 진동수로 차체가 흔들리는 것을 확인 할 수 있다.

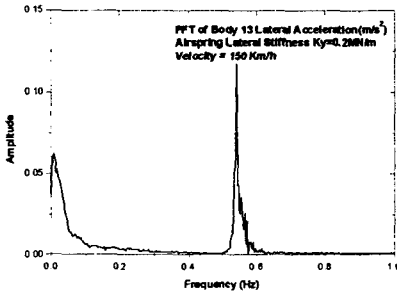


Fig. 4 13번 차체 중심 횡방향 진동가속도 주파수 분석

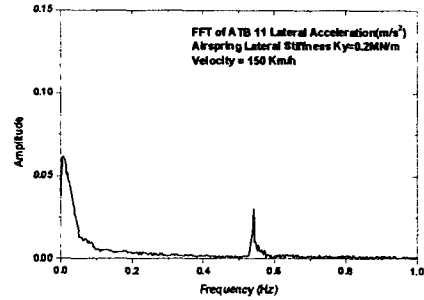


Fig. 5 11번 관절대차 중심 횡방향 진동가속도 주파수 분석

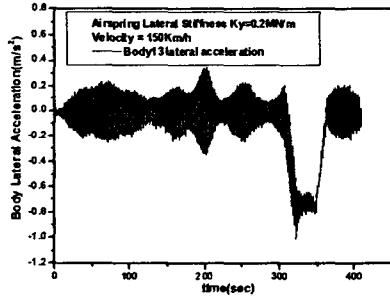


Fig. 6 13번 차체 중심 횡방향 진동가속도

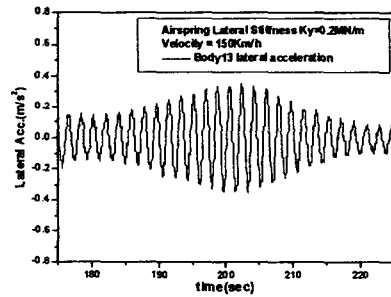


Fig. 7 13번 차체 중심 횡방향 진동가속도 부분확대(0.54Hz)

Fig. 8은 150Km/h로 주행시 횡방향 강성 변화에 따른 차호별 횡방향 진동값(RMS)의 변화를 보여준다. 횡방향 강성이 0.1MN/m에서 0.3MN/m로 변할 때에 횡방향 진동의 크기가 급격하게 커지는 것을 알 수 있다. 또한 차량편성의 후미 부로 갈수록 커지다가 후부 동력차에서 감소하는 경향을 보이고 있다. 이런 경향은 Fig. 15에서와 같이 모우드 해석시 나타난 불안정 모우드 형상과 일치하고 있어 이 불안정 모우드가 가진 되어 횡진동이 발생하는 것으로 추정된다. 예상되는 가진원은 사행동과 궤도틀림이 있는데 차륜의 형상에 따라 진동현상이 크게 영향을 받는 것으로 보아 차륜 담면구배와 주행속도에 따라 영향을 받는 사행동 진동수가 특정속도 대역에서 차량의 불안정 진동수와 근접한 진동수로 차량을 가진하여 진동이 발생하는 것으로 생각된다.<sup>(1,4,5,6)</sup>

Fig. 9는 공기스프링 횡방향 강성이 0.25MN/m인 경우 속도변화에 따른 차호별 횡방향 진동(RMS) 변화를 보여준다. 차체의 횡가속도는 승차감에 영향을 미치는 수치로서  $0.183\text{m/s}^2$  이하로 규정되어 있다. 그림에서와 같이 100Km/h속도에서는 안정한 값을 보이다가 150Km/h로 속도가 상승되면서 진동

의 크기가 증가하여 불안정해지고 다시 250Km/h, 300Km/h로 상승하면서 기준치(0.183m/s<sup>2</sup>)이하로 안정화되는 것을 알 수 있다.

Fig. 10과 Fig. 11은 2차 공기스프링 횡방향 강성값이 0.1MN/m인 차량과 0.25MN/m인 차량의 차량 속도가 100Km/h에서 300Km/h로 증가시 후부 차량인 12호~16호 차량의 차체 중심 가속도 변화를 보여준다. Fig. 10은 상온상태의 경우로 횡진동 발생이 없고 Fig. 11은 횡진동이 속도 150Km/h시에 크게 나타나다가 속도가 증가하면서 횡진동의 크기가 감소하는 경향을 보이고 있는 것을 알 수 있다.

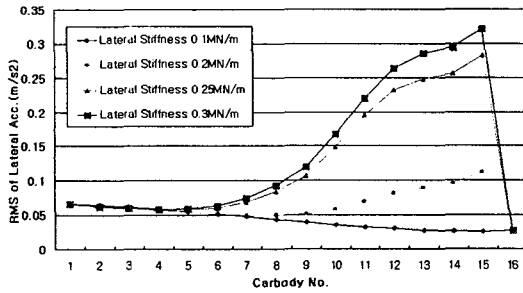


Fig. 8 횡방향 강성 변화에 따른 차호별 진동변화 (150Km/h)

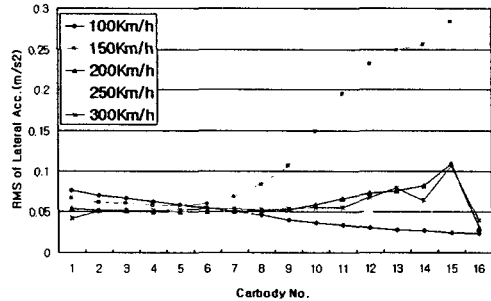


Fig. 9 속도변화에 따른 차호별 횡방향 진동 (RMS)변화(공기스프링 횡방향 강성:0.25MN/m)

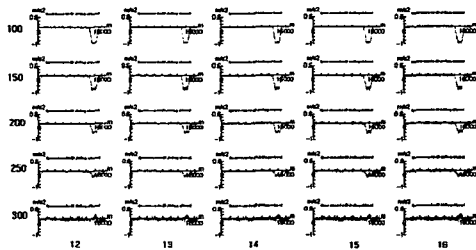


Fig. 10 속도별(100~300Km/h), 차호별(12호~16호) 차체 중심 가속도 변화(횡방향 강성 0.1MN/m)

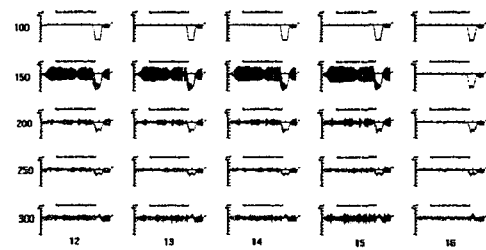


Fig. 11 속도별(100~300Km/h), 차호별(12호~16호) 차체 중심 가속도 변화(횡방향 강성 0.25MN/m)

### 3.2 선형 모드 해석

Fig. 12는 2차 공기스프링 횡방향 강성이 0.2MN/m일 때 담면구배와 속도변화에 따른 모달댐핑이 음(-)인 불안정 모우드의 진동수를 보여주고 있다.<sup>(1,2,3)</sup> 고속시험선에서의 시험결과를 보면 횡진동 주파수가 0.5Hz~0.6Hz대역인 것을 알 수 있는데 Fig. 12에서 보면 담면구배가 0.025~0.035인 경우 0.5Hz대역의 불안정 모우드가 발생하는 것을 알 수 있다. 또한 0.5Hz대역의 불안정 모우드의 모우드 형상을 보면 Fig. 14(b)에서와 같이 차량편성 후부 쪽으로 갈수록 차체의 모우드 진폭이 커지다가 다시 감소하는 형상으로 시험시 진동분포와 유사한 것을 알 수 있다. Fig. 14(a)는 전부 동력객차 대차와 동력 객차의 좌우 진동형 모우드로 0.4H이하의 저주파 대역에서 상대적으로 불안정한 모우드로 나타나고 있지만 담면구배가 커지면 불안정도가 작아져 사라지는 것을 알 수 있다. Fig. 14(c)와 같이 고속에서 나타나는 전후 동력차의 롤링 모드도 상대적으로 불안정한 모우드로 보인다. 이 모우드는 속도에 따라서 바뀌지만 1Hz~2Hz 대역의 진동으로 상대적으로 고속에서 나타나며 담면구배가 0.025에서 증가할수록 불안정진동 발생속도가 낮아지는 것을 알 수 있다. 따라서 동력차의 경우는 담면구배

를 작게 유지하는 것이 안정성을 높일 수 있을 것으로 생각된다. Fig. 13은 답면구배가 0.025이고 주 속도가 150Km/h일 때 모우드별 모달댐핑값의 변화를 보여준다.

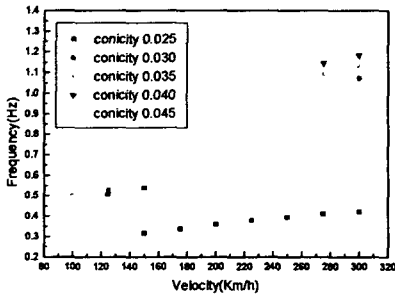


Fig. 12 불안정 모우드 진동수 특성

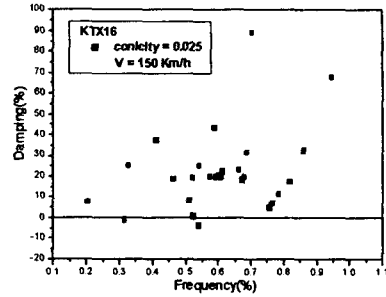


Fig. 13 모우드별 모달댐핑값 변화



(a)0.314Hz(150Km/h) (b)0.539Hz(150Km/h) (c) 1.072Hz(300/Km/h, 답면구배=0.03)

Fig. 14 주요 불안정 모드 형상(답면구배 0.025)

### 3.3 시험결과와의 비교

Fig. 15는 횡진동이 발생했을 때인 200Km/h로 주행시의 고속시험선로에서의 KTX 차량의 후부 객차 중심의 바닥 좌우에서 측정한 횡방향 진동시험결과이다. Fig. 16은 200Km/h로 주행시 해석결과로서 해석모델의 13번 차체 중심 횡방향 진동가속도 해석결과이다. 해석모델은 횡방향 강성이 0.2MN/m 이고 차륜답면은 기존 KTX차륜을 적용하였다. 실차 시험시 차량의 조건이 정확하게 어느 값인 지는 알 수가 없다. 단지 해석 결과를 검토해 볼 때 현장에서 얻어지는 데이터들은 해석상으로 공기 스프링 횡강성이 0.2MN/m 근방일 때의 결과와 유사하여 이 차량 모델을 사용하여 얻은 결과와 비교하였다.

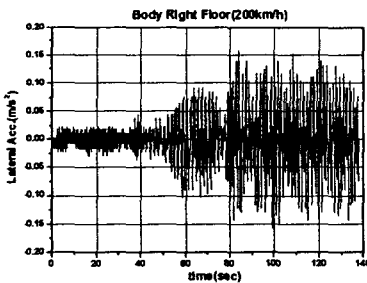


Fig. 15 KTX 차체 오른쪽 바닥 횡방향 진동가속도 측정값

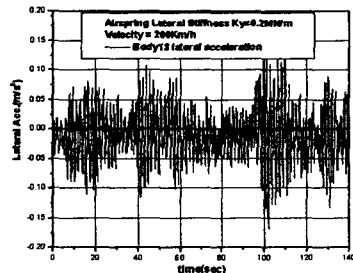


Fig. 16 13번 차체 중심 횡방향 진동가속도 해석결과

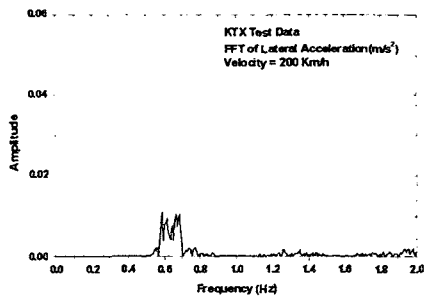


Fig. 17 KTX 차체 바닥 횡방향 진동가속도 시험결과 주파수분석

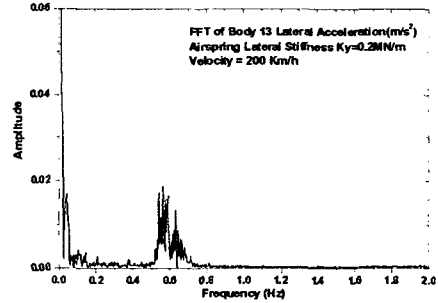


Fig. 18 13번 차체 중심 횡방향 진동가속도 해석결과 주파수 분석

#### 4. 결론

본 연구로 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 시험시 측정된 횡진동의 진동수와 차량의 고유모드 해석시 나타난 차체의 불안정모드의 진동수가 거의 일치하였다.
- 2) 차량의 불안정 모드 형상은 후부 쪽으로 커지다가 감소하는 경향을 보였고 해석시 모드 형상과 측정된 횡진동 분포 형상은 유사하였다.
- 3) 담면구배가 커지면 객차부 후미 횡진동에 대한 불안정도가 감소하였다.
- 4) 횡진동 발생이 담면 형상에 민감한 결과로부터 궤도틀림보다는 차량의 사행동 진동수가 KTX 차량의 장대 편성 불안정 모우드 진동수와 일치 할 때 횡진동이 발생하는 것으로 판단된다.

향후에는 본 연구결과 얻어진 해석 기술 및 차량모델을 활용하여 횡진동 방지 대책 및 운행중 발생하는 KTX의 진동관련 문제에 대한 심도 있는 연구가 이루어 질 수 있으리라 생각된다.

#### 후 기

본 연구는 한국고속철도건설공단의 지원으로 수행되었습니다. 지원해 주신 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참고문헌

- (1) AEA TECHNOLOGY, 1998, "Introduction to railway vehicle dynamics-Ch4 Stability", pp1-8
- (2) 김성원 외3, 1998, "기계진동학", pp. 249 -255
- (3) Daniel J. Inman, 1989, "Vibration with Control, Measurement, and Stability", Prentice Hall, pp. 126-128
- (4) 백남옥, 강부병 외, 1998, "철도차량총서", 기전연구소, pp. 23-26
- (5) 박광복, 1993, "철도차량공학", 삼성종합출판, pp. 399-402
- (6) AEA TECHNOLOGY, 1998, "Introduction to railway vehicle dynamics-Ch3 Equations of Motion", pp1-14