

모드 해석과 충격 가진을 이용한 차륜 진동에 대한 연구

A study on the wheel vibration using modal analysis and impact test

이 태욱*

우 관제*

김 종년*

이 화수*

Lee, Tae-Wook

Woo, Kwan-Je

Kim, Jong-Nyeun

Lee, Hwa-Soo

ABSTRACT

When a train moves on rails, wheel and rail vibrate to produce contact noise and contact force. The former results in airborne noise and the latter transmits through bogie and excites carbody to generate structure borne noise. In this paper, wheel vibration is studied by theoretical and experimental approaches. Theoretical analysis is performed by finite element method and experimental analysis is performed by impact test. Using modal analysis and model tuning, we could have good agreement between the two approaches.

1. 서론

철도 차량이 80km/h 정도의 속도로 주행 시 실내 외 소음에 큰 영향을 미치는 소음원 중 하나는 차륜/레일 접촉음이다. 이때 접촉력도 발생하여 차륜과 대차를 거쳐 차체(carbody)의 진동을 유발하며 이에 따른 구조 기인 소음(structure born noise)은 실내의 소음치를 높게 하고 있다. 당사에서는 현재 시험적인 통계적 에너지 기법(Experiment Statistical Energy Analysis)과 유한 요소 해석(Finite Element Method) 기법 등의 시험 및 해석 방법을 이용하여 대차(bogie)와 차체의 진동 전달 현상에 대하여 연구가 진행되고 있다[1]. 이 중에서 가장 기본이 되는 것은 차륜으로서 접촉력을 대차와 차체에 전달할 뿐 아니라 그 자체가 소음원이기 때문에 차륜의 진동 특성을 정확히 파악하는 것이 필요하다. 또한 진동 데이터는 차륜 레일 해석 (TWINS) 소프트웨어 등 여타 프로그램에 활용 된다.

본 논문에서는 서울시 지하철 4호선 전동차에 부착된 지름 915mm, 호이만 프로파일(heumann profile)의 차륜에 대하여 유한요소해석을 이용한 해석과 충격 가진 방법을 통한 시험을 동시에 수

* 주식회사 로템 기초연구팀

행하였다. 이들 결과를 비교하여 차륜 진동 현상을 파악하고 이를 바탕으로 하여 향후 차륜 해석 결과의 정확성을 높이고자 한다.

2. 본론

(1) 충격 가진 방법 (impact test)

임의의 시스템의 고유 진동 특성을 파악하기 위하여, 일반적으로 사용되는 방법이 충격 가진이다. 해머(hammer)를 이용하여 시스템에 타격을 하면 고주파까지 비교적 일정한 크기로 가진을 하게 되므로 이에 대한 출력 신호비는 그 시스템의 고유한 진동 특성이 된다. 이러한 진동 특성은 고유 진동수(natural frequency), 감쇠 계수(damping)와 모드 형상(mode shape)으로 표현된다. 모드 형상은 시스템이 각 모드마다 발생하는 공간적인 운동 형태로서 차륜과 같은 원판 형상의 경우 (n,m)으로 표시가 되며 n은 반경 방향의 노달 라인(nodal line), m은 원주의 노달 서클(nodal circle)을 뜻한다.

본 시험에서는 축(axle)이 연결된 차륜의 상단 부위(tyre) 한 지점에서 가진하고 여러 지점(tyre와 web 영역)에서 축방향과 차륜 반경 방향의 주파수 응답 신호(Frequency Response Function)를 수집하였다. 또한 정확한 고유 진동수와 모드 형상을 얻기 위해서 차륜의 1/4 단면은 세분화하여 측정하였다. 수집된 신호를 바탕으로 데이터 후처리 프로그램인 MEscapeVES를 이용하여 각각 모드의 고유 진동수, 감쇠 계수 그리고 모드 형상을 추출하였다. 그림 1은 주파수 응답 신호의 측정 위치를 나타내고 그림 2는 측정된 신호를 도시한 것이다.

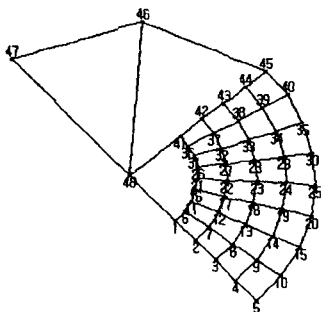


그림 1. 충격 가진 시험 측정 위치

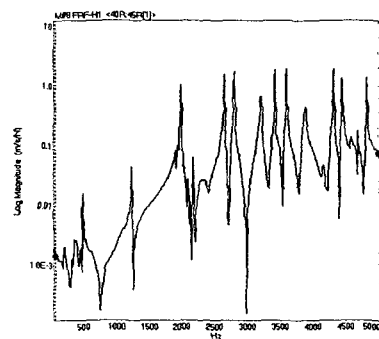


그림 2. 주파수 응답 신호

(2) 이론적 모드 해석 (analytical modal analysis)

앞에서는 가진 시험을 통하여 모드 별 주파수, 감쇠 계수, 모드 형상 등 차륜의 모드 파라미터(modal parameter)를 구했으나 이번에는 차륜의 형상을 모델링하고 이론적 해석 방법을 적용하여 이들 파라미터를 구하였다. 대부분의 차륜이 축 대칭이므로 먼저 그림 3과 같이 그 단면을 모델링한 후 이를 축 중심으로 회전을 시켜서 그림 4와 같은 3차원 형상을 만들었다. 첫번째 모델에서는 축을 제외하는 대신에 축과의 접촉 지점인 허브(hub) 안쪽 부분에 고정(fixed) 경계 조건을 설정하였다. 두번째 모델에서는 축을 포함하여 모델링 하였다. 이러한 각 모델에 I-DEAS 해석 소프트웨어를 이용하여 모드 해석을 수행하였으며 이를 바탕으로 시험 측정 위치마다 이론적인 주파수 응답 신호도 구하였다.

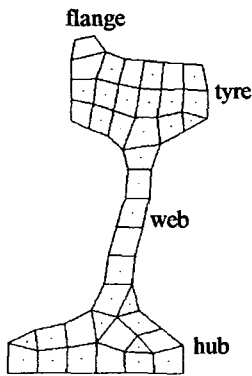


그림 3. 차륜 단면과 각 부분 명칭

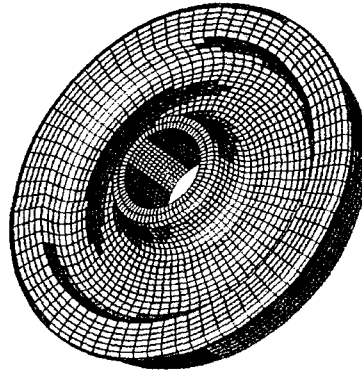


그림 4. 차륜의 3차원 모델

(3) 시험 결과와 해석 결과의 비교

앞에서 언급한 가진 시험과 축을 제외, 포함한 각각의 해석 과정을 통해서 구한 모드 별 고유 진동수를 표 1에 정리, 비교하였다. 축을 포함하지 않은 경우의 해석 결과에서 $n=0, 1$ 모드에서는 최대 30% 차이가 나며 나머지 모드에서는 최대 10% 오차 내에서 일치하고 있다. 특히 500Hz 이하의 저주파 대역에서 오차가 크게 나타나는데 축을 포함한 경우의 해석 결과에서는 시험치와 비교했을 때 8%이내의 오차가 나타났다. 그림 5와 6은 시험과 해석으로 구한 각각의

(0,0) 모드 형상으로써 고정된 허브를 중심으로 축 방향 진동을 하는 형태이다. 이러한 결과를 바탕으로 해석을 통해 구한 주파수 응답 신호와 시험으로 구한 것을 비교하였다.

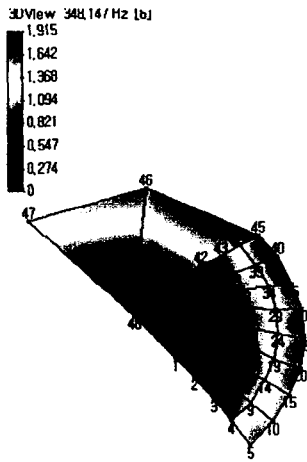


그림 5. (0,0) 모드 형상(시험 결과)

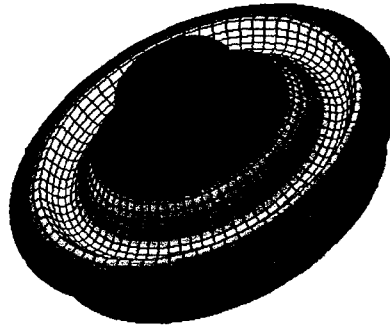


그림 6. (0,0) 모드 형상(해석 결과)

표 1. 차륜의 고유 진동수 (해석치와 시험치 비교)

Nodal line(n) \ Nodal circle(m)		Nodal line(n)							
		0	1	2	3	4	5	6	7
0	해석(축제외)	375	251	480	1230	2170	3210	4310	5420
	해석(축포함)	360	210	489	1240	2190	3210	4220	5170
	시험	348	194	484	1226	2168	3214	4312	5439
radial	해석(축제외)	3310	1390	1990	2620	3390	4290		
	해석(축포함)	3330	-	2000	2630	3390	4290		
	시험	3198	1225	1975	2637	3414	4306		
1	해석(축제외)	1860	2200	2870	3620	4430			
	해석(축포함)	1900	2370	2870	3620	4380			
	시험	1901	2085	2788	3585	4433			
2	해석(축제외)	4920	4960	5160					
	해석(축포함)	4970	5060	-					
	시험	4950	5236	4682					

그림 7에서 1000Hz 이상의 고주파 대역에서는 해석치와 시험치가 일치하고 있지만 안티 노드 (anti node)는 차이를 나타내고 있는데 이는 시험과 해석 지점이 정확하게 일치하지 않기 때문인 것으로 생각된다. 500Hz 정도의 저주파 대역에서는 해석과 시험 결과가 많이 차이가 나는데 이는

축의 영향에 기인한 것으로 차륜 진동에서 $n=1$ 인 모드들은 축의 굽힘(bending) 모드와 연동되어 있으며 $n=0$ 인 모드들은 비틀림(torsion) 혹은 확장(extension) 모드와 연동되어 있기 때문이다[2,3]. 그림 8은 같은 상황에서 축을 포함하여 모델링 한 후 재 해석하여서 구한 주파수 응답 신호와 시험치를 1000Hz 아래 주파수 대역에서 비교한 것으로 해석 결과와 시험 결과가 거의 일치함을 알 수 있다.

시험과 해석의 주파수 응답 신호 비교에서 시험과 해석 결과의 피크 크기 차이는 감쇠 계수에 따른 것이다. 해석을 수행할 때 감쇠 계수는 직접 시험을 통하여 정확한 값을 구해야 하는데 이번 해석 작업에서는 감쇠 계수(%)를 0.3으로 일정하게 가정하였다. 따라서 해석의 경우는 각 피크 크기들이 일정하지만 시험의 경우는 차륜이 강한 탄성체(stiffness dominated)이므로 저주파에서 고주파 대역으로 피크 크기가 증가하는 경향을 보인다[4].

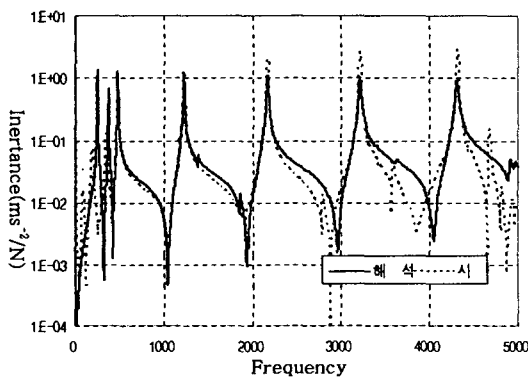


그림 7. 동일 지점 주파수 응답 신호(tyre 영역)

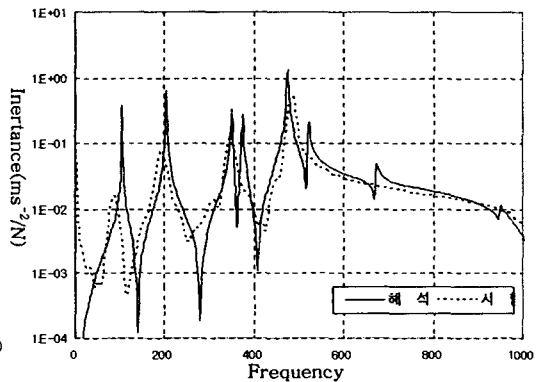


그림 8. 축을 포함했을 때 주파수 응답 신호

3. 결론

차륜의 진동 현상을 이해하기 위하여 해머로 가격하는 충격 가진과 소프트웨어를 이용한 해석 방법을 이용하였다. 그 결과 고주파 대역에서는 많은 부분이 일치하지만 저주파 대역에서는 축의 영향으로 인하여 진동 모드의 차이가 생김을 알 수 있었으나 모델링에 축을 포함하고 재해석한 결과 저주파 대역까지 일치시킬 수 있었다. 이러한 차륜의 진동 현상을 바탕으로 하여 차륜과 레일의 접촉력으로 발생하는 소음과 이를 통해 발생하는 진동 전달 현상 및 구조 기인 소음(structure

borne noise)에 대하여 연구 중이다.

4. 참고 문헌

1. 이화수,우관제,김종년,이태욱 “시험적인 통계적 에너지 기법(ESEA)을 적용한 진동 전달 특성 연구,” 한국철도학회 추계학술대회, 2002
2. D. J. Thompson, “Wheel-rail noise generation, part II; wheel vibration,” *Journal of sound and vibration*, 1993,161(3), pp. 401-419
3. TNO, TWINS version 3.0, Theoretical Manual
4. D.J.Ewins, *Modal Testing : Theory and Practice*, Research Studies Press