트럭 탑재 특수 장비의 충격 주행 해석

Shock Traveling Analysis of Truck-Mounted Special Equipments

송 오 섭*·이 학 렬*

Ohseop Song and Hak-Yeol Lee

(2010년 1월 28일 접수 ; 2010년 3월 25일 심사완료)

Key Words : Shock Traveling(충격주행), Road Bump(도로 범프), Wash Board Road(파형로), Modified Bump Configuration(수정된 범프 형상)

ABSTRACT

Modern military equipments are often required to be mounted on a truck for their survivability and operation performance. Special units installed on the truck at times experience serious shock vibration caused by obstacles of road and/or uncommon road shape. It is then essential to analyze the travel performance of truck-mounted special units for their survivability and performance. In this paper, shock responses of the equipments subjected to bump passing and wash board road are experimentally obtained and also analyzed via FEM. Modified bump configuration and road profile considering the interface with tire are suggested. Analytical results considering this modification show good agreement with test results.

1. 서 론

현대의 군사용 특수 장비는 생존성 및 작전 운용성 증대를 위하여 차량에 탑재되는 이동식으로 개발되고 있다. 또한 전자기술의 발달과 사용자의 다양한 요구로 인하여 여러 전자장비를 이용한 복잡하고 정교한 형태로 개발되는 추세이다. 따라서 군사용 특수 장비는 설계 시 기동성 향상을 위한 설계가 요구되고 있으며, 특수 장비의 기동성이 향상됨으로써 주행 중에 전자장비와 같은 주요 탑재장비는 차량의 진동 및 충격에 의해 영향을 받게 된다. 주행 중에 발생하는 진동 및 충격은 장비에 지속적인 피로 하중을 가하여 장비의 수명을 단축시키거나 내구성에 큰 영향을 미칠 수 있다. 주행 중의 진동 및 충격은 탑재 장비의 수명 단축 및 고장

의 주요 원인이 될 수 있으므로, 차량 탑재 특수 장비는 주행진동 및 충격진동에 대하여 안전성이 확보되도록 설계되어야 한다. 주행 중에 발생하는 차량의 진동은 노면으로부터 전달되는 진동과 차량의 엔진 및 추진체로부터 발생하는 진동으로 나뉘어진다. 차량의 자체 진동은 차량의 특성에 의해 발생하나 노면에서 전달되는 진동은 특수 장비의 운용 조건과 밀접한 관계가 있다. 개발되는 군용 특수 장비는 제작에서부터 수명주기까지의 운용에서 여러 환경의 도로 주행 진동을 받게 된다. 이와 같은 도로 주행에 대한 진동을 파악하여야 차량 탑재 특수 장비의 설계 자료로 활용할 수 있다. 운용환경에서 특수 장비가 받는 진동특성을 실제시험을 수행하지 않고 시뮬레이션을 통하여 주행진동 특성을 파악할 수 있으면 효과적인 설계 수단을 제공할 수 있다. 주행 중 진동 특성을 파악하기 위한 연구로서, 차량의 승차감 해석을 위하여 주행진동 해석을 위한 도로의 입력조건을 제시하였고⁽¹⁾. 단순화된 모델에 대하여 NASTRAN 소프트웨어를 이용하여 차량의 주

† 교신저자 ; 정회원, 충남대학교 기계공학과
E-mail : songos@cnu.ac.kr

Tel : (042)821-5650, Fax : (042)822-5642

* 국방과학연구소

행진동 특성을 해석하였다⁽²⁾. 포장도로 및 비포장도로를 정상적으로 주행할 경우에 차량탑재 특수장비의 진동특성을 유한요소법을 이용하여 해석하고 시험결과와 비교하여 타당성을 확인하였다⁽³⁾. 충격주행 진동에 관한 연구는 차량의 통특성을 시간영역에서 분석하고 검토하는 것으로 볼 수 있으며, 이러한 연구는 다물체 동역학 해석을 통하여 많은 연구가 이루어졌다^(4,5). 충격주행 시 진동특성을 정확히 해석하기 위해서는 구조의 탄성을 고려한 해석이 필요한데 이와 같은 연구는 다물체 동역학 프로그램에서 탄성 효과를 추가하는 방식으로 이루어졌고⁽⁶⁾, 실제 구조의 탄성을 온전히 고려하여 연구한 예는 드물다.

이 연구는 군사용 특수 장비에 대한 충격주행 진동 시험을 통하여 특수장비의 충격진동 특성을 분석하였고, 이와 같은 조건에 대하여 특수장비의 구조 동특성을 고려한 충격진동 특성을 ABAQUS 소프트웨어를 이용하여 해석을 수행하였다. 시험내용은 도로 주행 시 돌발장애물을 지나가는 경우로서 범프를 통과하는 시험과 특수도로 주행의 경우로 파형로를 주행하는 시험을 수행하였다. 해석은 고유진동해석을 통하여 특수장비의 진동특성을 규명하였고, 시험과 같은 조건에 대하여 진동해석을 수행하였다. 해석에서 도로에 의한 입력을 타이어와 범프 및 특수도로의 형상을 고려하여 입력조건을 수정하여 적용하였다. 노면으로부터 전달되는 진동은 차량의 차축을 통하여 차량의 몸체에 전달되고, 이는 다시 특수장비의 주요 탑재장비에 전달된다. 주요 전달 부위에 대한 가속도 크기 및 진동 형태를 비교하여 해석의 타당성을 확인하였다.

2. 트럭 및 특수장비의 유한요소모델링

이 연구에 사용된 트럭 및 특수장비의 형상은 Fig. 1과 같으며, 군사용 장비를 장착하는 특장부 부분과 이동기능을 수행하는 차량으로 구분된다. 특수장비는 기본 베이스 구조 역할을 하는 하부프레임, 군사용 장비를 탑재하고 운용 시에 운용 상태로 구동되는 상부프레임과 상부/하부 프레임을 연결하는 링크구조, 상부프레임을 운용 상태로 구동하는 구동장치, 운용 시 특수 장비를 지지하는 잭 등으로 구성된다. 특수 장비 구동을 위한 유압동력장치와 발

진기, 전원분배장치, 특수 장비 제어장치 등의 전기장치가 특수 장비 하부프레임에 장착된다. 특수목적장비는 원통형의 구조 내부에 위치하고 후미와 전방부에서 고정된다. 차량은 싱글 캐빈 형태의 10톤 군용 새시 차량으로, 차축이 4개이고 1,2 축은 일반 차축이고 3,4축은 보기 차축이다. 차량과 특수장비의 구조는 좌우 각각 5개소에서 고정되고 고정 형태는 볼트 체결 형식이다.

특수장비 구조는 형강과 강판 등으로 구성되고 유한요소모델은 보 요소와 셸 요소를 이용하여 모델링

Table 1 Properties of vehicle suspension

Classification			Properties
Axle 1,2	Suspension	Spring	3.92×10^5 N/m
		Damper	1×10^4 N·s/m
	Tire(single)	Spring	9.81×10^5 N/m
		Damper	4×10^2 N·s/m
Axle 3,4 (bogie axle)	Suspension	Spring	2.89×10^6 N/m
		Damper	1×10^4 N·s/m
	Tire(double)	Spring	1.96×10^6 N/m
		Damper	4×10^2 N·s/m

Fig. 1 Configuration of truck-mounted special equipment and positions of measurement

Fig. 2 Configuration of FEM model

하였다. 특수 장비에 탑재되는 전자장비 및 링크 구조, 구동장치, 잭 등은 장착위치에 집중질량으로 모델링하여 무게효과를 반영하였고, 발전기는 무게중심 위치에 집중질량으로 모델링하고 이를 보 요소로 연결하였다. 특수목적 장비와 고정 구조는 원통형 보 요소로 모델링하였다. 특수목적 장비는 무게 및 무게중심을 실제와 동일하도록 하여 집중질량으로 모델링하였다. 특수목적 장비의 고정부는 강성이 큰 보 요소로 연결하였다. 차량의 기본 새시는 형강이고 유한요소 모델은 보 요소로 모델링하였고, 캐빈의 무게중심 위치에 집중질량으로 연결하고 차량의 새시와 보 요소로 연결하였다. 특수 장비 구조와 차량 새시의 연결부는 강성이 큰 보 요소로 연결하였다. 현수장치는 실제 현수장치의 작동상태를 모사할 수 있도록 실제구조와 동일하게 모델링하였다. 충격주행 진동 해석을 위한 타이어와 지면의 모델링은, 타이어가 스프링으로 모델링되어 있으므로 실제 타이어와 지면의 접촉은 모델링에서 타이어의 질점에 대한 접촉이므로 gap 요소를 사용하여 모델링 하였다. 현수장치 연결부는 좌우 및 전후 방향으로 구속하여 실제와 같이 운동이 발생하도록 하였고 차축은 회전을 구속하여 더미 운동이 생기지 않도록 하였다. 현수장치의 물성치는 Table 1과 같다. 보기 차축의 댐핑은 겹판 스프링의 마찰에 의한 댐핑을 가정하여 설정하였고, 타이어의 댐핑은 정적 평형 상태 해석 및 실제 물성을 가정하여 수치를 설정하였다. 트럭과 발사대 유한요소모델은 Fig. 2와 같으며 총 무게는 약 30톤이고, 유한요소모델에서 차량의 길이방향이 x 좌표, 횡 방향이 y 좌표, 높이 방향이 z 좌표이다.

3. 충격주행 시험 및 해석

3.1 고유진동 해석 및 분석

고유진동은 동적계의 진동 특성을 이해할 수 있는 주요 요소이므로 이 장비의 진동 특성을 파악하기 위해서 고유진동 해석을 수행하였다. 특히 차량의 현수장치 고유모드와 구조의 저주파 모드는 차량의 진동 특성을 지배한다. 현수장치 고유모드인 sprung mass 모드는 발사대 프레임의 진동에 큰 영향을 미치고, 차축 고유모드인 unsprung mass 모드는 차축의 진동에 지배적인 영향을 미친다. 고유진

동은 타이어가 지면에 닿아 있는 상태에 대한 것이므로, 고유진동 해석 시 지면과 타이어의 모델링인 gap 요소를 제거한 상태로 해석을 수행하였다. 해석결과 현수장치 고유모드와 구조의 굽힘 모드를 Fig. 3, Fig. 4에 나타내었고, 고유모드 해석결과를 Table 2에 정리하였다. Table 2의 결과에서 살펴보면, sprung mass 고유모드는 1~3차 모드에서 나타나고 롤링, 바운스, 피칭 고유진동수는 각각 1.23,

Fig. 3 Pitching mode of FEM analysis

Fig. 4 Structural bending mode of FEM analysis

Table 2 The result of normal mode analysis

No.	Freq. (Hz)	Mode shape	Remarks
1	1.23	Rolling mode	Sprung mass mode
2	1.92	Bounce mode	
3	2.78	Pitching mode	
4	8.50	Pitching mode of 3,4 axles	Unsprung
5	8.56	Structural 1st twisting mode	Structural
6	8.77	Bounce mode of 2 axle	Unsprung mass mode
7	8.83	Bounce mode of 1 axle	
8	10.86	Structural 1st bending mode	Structural
9	11.34	Bounce mode of 3,4 axles	Unsprung mass mode
10	11.91	Rolling mode of 2 axle	
11	11.92	Rolling mode of 1 axle	
12	12.46	Rolling mode of 3,4 axles	
13	13.29		
14	15.92	Structural 2nd twisting mode	Structural
15	-	Regional modes	

1.92, 2.78 Hz이고, unsprung mass 고유모드는 보기 차축인 3,4축의 피칭모드가 8.5 Hz, 1축, 2축 및 3,4축의 바운스 모드가 각각 8.83 Hz, 8.77 Hz, 11.34 Hz에 나타나고, 차축의 롤링모드는 11.91 Hz~13.29 Hz 사이에 존재한다. 구조의 변형 모드는 비틀림이 8.56 Hz, 굽힘이 10.86 Hz에 나타나고, 이 이상의 고주파는 국부모드 형태를 나타내고 있다. 이상의 결과에서 발사대의 진동 특성을 분석하면, 발사대 구조부는 sprung mass 모드인 약 1.28~2.8 Hz 사이에서 지배적인 진동 특성을 나타내고 차축은 8.5~13.3 Hz에서 주진동이 나타날 것으로 판단할 수 있다.

3.2 범프 통과 주행시험 및 해석

범프 통과 주행시험은 주행 시 돌발 장애물을 통과하는 경우에 대한 것으로 단일 범프를 통과하는 시험을 수행하였다. 시험도로 바닥에 스틸로 제작된 범프를 앵커볼트로 고정하고 시험차량을 고정된 범프를 통과하는 방식으로 범프 통과 시험을 수행하였다. 범프의 형상은 반경이 0.09 m인 반구 형태이고 범프 통과 속도는 30 km/h로 시험을 수행하였다. 시험 시 계측은 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 도로에서 특수 장비에 가해지는 진동 전달 경로 위치에 대해 수행하였고, 그 위치는 차축, 특수장비의 구조인 프레임의 전방 및 후방, 특수 목적 장비의 전방 및 후방이다.

범프 통과 충격주행 진동 해석은 시험과 같은 조건에 대하여 수행하였다. 해석의 정확성을 높이기 위해서는 입력이 정확히 이루어지는 것이 매우 중요하다. 이 해석의 모델은 타이어의 형상을 고려하지 않고 스프링으로 모델링 되었으므로 타이어에 가해지는 입력은 노드에 범프의 형상을 입력하여야 한다. 해석에서 범프의 형상을 그대로 입력할 경우 타이어와 범프의 형상에 의한 실질적인 입력형태를 왜곡하는 현상이 생긴다. 따라서 해석 시에 입력할 범프의 형상을 타이어와 범프의 상호관계를 고려하여 수정하여야 한다. 해석 입력을 위한 범프를 산출하기 위한 개념도를 Fig. 5에 나타내었다. 그림에서 타이어가 범프에 접촉하여 범프를 타고 넘어가는 과정에서 타이어 변형이 없다고 가정하면 타이어 중심의 궤적이 수정된 범프의 형상이 된다. 타이어가 범프를 넘어가는 동안 타이어 중심이 궤적은 범

프 중심에서 범프 반경과 타이어 반경의 합이 반경이 되는 궤적을 그리므로 Fig. 5에 표시한 것과 같이 수정된 범프의 형상이 만들어진다.

그리고 타이어의 스프링 상수는 평평한 지면에서 하중에 대한 타이어의 변형 비율을 나타낸다. 이때 타이어의 변형은 타이어 내부의 공기 압축 부피에 지배적인 영향을 받는다고 볼 수 있다. 타이어의 변형은 타이어에 작용하는 하중에 대해서 타이어는 내부의 공기가 압축될 것이므로, 타이어가 범프를 통과할 경우에 압축되는 양은 타이어가 평평한 지면에서 압축되는 양보다 적을 것으로 추정할 수 있다. 이와 같은 관계를 그림으로 Fig. 6에 나타내었다. 그림에서 타이어가 범프를 통과하는 경우에는 범프의 곡면에서의 타이어의 변형이 곡선형태가 될 것으로 추정하였고, 평평한 지면과 비교하면 같은 하중에 대해 타이어의 변형량이 2배 정도 되는 것으로 가정하였다. 해석은 수정된 범프 형상을 입력하고 타이어 스프링 상수를 1/2로 수정하여 해석을 수행하였다.

Fig. 5 Configuration of modified bump for analysis

Fig. 6 Configuration of the deformed tire

해석 수행 절차는 첫 번째로 유한요소모델링 상태에서 정적 해석을 수행하여 초기 변형 상태를 구하고, 이어서 중력을 동하중으로 가하여 평형상태가 될 때까지 해석을 수행한 다음에 실제 해석조건에 대한 해석을 수행하였다. 중력을 동하중으로 해석한 것은 중력에 의한 효과를 반영하기 위한 것이다.

범프 통과 주행 해석에서는, 범프 통과 시 범프와 타이어의 형상을 고려하여 해석을 위한 범프 수평과 타이어의 범프 접촉 형태에 따른 스프링상수 조정하였다. 해석결과에 대한 분석을 위해서는 해석에 적용된 입력의 정확성을 먼저 확인하여야 한다. 범프의 입력에 의해 1차적으로 영향을 받는 차축에 대한 해석결과의 타당성을 확인함으로써 입력의 정확성을 확인할 수 있다. Fig. 7 및 Fig. 8은 1축 및 3축에 대한 시험결과와 수정된 범프 및 타이어 스프링 상수를 적용한 경우에 대한 해석결과이다. Fig. 7에서 범프와 타이어의 스프링을 수정하지 않은 경우의 해석결과는 시험결과와 큰 차이를 보이고, 이는 타이어와 범프의 형태를 고려한 범프의 수정이 타당함을 나타낸다. 타이어의 스프링 상수를 수정하지 않은 경우와 상수를 절반으로 축소된 경우는 시험결과와 다소 차이는 보이지만 두 경우 모두 어느 정도 합당한 결과로 보인다. Fig. 8의 3축은 1축과 마찬가지로 범프의 형태를 수정하지 않은 경우는 시험결과와 해석결과가 큰 차이를 보이고, 스프링 상수를 수정하지 않은 경우에도 해석결과의 최대가속도가 시험결과에 비해 50% 이상 크게 나타난다. 반면에 스프링 상수를 절반으로 수정한 경우는 시험결과와 유사하게 나타난다. 1축 및 3축에 대한 분석결과에서 해석의 정확성을 위해서는 범프형상의 수정은 반드시 필요할 것으로 판단되고, 스프링상수를 수정하는 것이 타당성이 있다고 생각된다.

범프형상 및 타이어 스프링 상수를 조정한 경우에 대해 후방 프레임 및 특수목적 장비의 전방에 대한 해석결과를 Fig. 9, Fig. 10에 시험결과와 비교하여 나타내었다. 그림에서 1축이 범프를 통과하는 시간은 약 0.5초 전후이다. 후방 프레임 및 특수 목적 장비의 전방 위치의 결과에서, 차량에 충격이 가해지는 범프 통과 시간에서 시험결과와 해석결과의 진동 양상은 대체적으로 유사하고 가속도 피크치는 해석결과가 다소 크다. 범프 통과 후의 진동은 댐핑에 의해 진동이 자연적으로 줄어드는 구간인데 해

석결과와 진동주기가 시험결과보다 길다. 이는 범프와 타이어의 접촉 형상에 따른 스프링 상수를 조정하였기 때문이다. 이상의 결과에서, 범프와 타이어의 형상을 고려한 해석용 범프 형상 수정 및 타이어 스프링 상수 조정이 범프 통과 주행 동특성 해석에 유용하게 적용됨을 알 수 있다. 그리고 최대 가속도가 나타나는 시점은 3/4 축이 범프를 통과한 시험에서 나타난다. 이는 3/4축의 현수장치 스프링 상수가 1/2축보다 큼으로써 차축의 진동 흡수 능력이 떨어져서 가속도를 차량으로 많이 전달하기 때문인 것으로 판단할 수 있다.

주행 충격 이후의 진동 양상이 정현파의 양상을 보이는 구간은 고유진동에 의한 진동으로 볼 수 있다. Fig. 7, Fig. 8의 시험결과는 주행 충격 이후 정현파의 모양을 보이고 있으며, Fig. 7에서 주기를 추출하면 약 12.5 Hz, Fig. 8에서 주기를 뽑으면 약 11.5 Hz 정도가 된다. 1축의 댐퍼 상수가 큰 것을 감안하면 추출된 주기는 Table 2의 시험결과와 unsprung mass 고유모드와 유사함을 알 수 있으며, 이로부터 고유진동 해석결과가 타당성이 있음을 추정할 수 있다.

해석결과에 대한 가속도 크기를 Table 3에 시험결과와 비교하여 나타내었다. 시험결과는 2회 계측의 평균치이다. 전방부와 1,2축은 해석 및 시험결과가 유사한 반면에 후방부 및 3,4축은 해석결과가 다소 큰 값을 나타내지만, 차축 대비 차량상부 가속도 크기 비율은 시험 및 해석결과가 비슷한 양상을 보인다. 이 결과는, 해석에서 가속도의 크기를 정확히 예측하기 위해서는 범프와 타이어의 형상을 고려한 타이어의 스프링 상수 조정이 필요함을 보여준다. 타이어의 스프링 상수 조정을 정확히 하기 위해서는 실제 타이어와 범프에서 시험을 통한 스프링 상수를 산출할 필요가 있을 것으로 판단된다.

Fig. 11은 3축의 범프에 의한 입력 변위와 타이어 노드의 변위 해석결과를 나타낸 것이다. 이 해석결과로부터 타이어가 지면에서 떨어지는지를 추정할 수 있다. 범프 최대 높이에서 약간 떨어지고 범프 후반부에서 지면에서 떨어진 후에 지면에 밀착한 다시 지면과 떨어지는 모양을 보인다. 이와 같은 현상은 범프에 의한 입력 속도와 현수장치의 진동 주기의 차이에 의해 발생할 수 있으므로 물리적인 현상과 일치하는 내용이다. 차량의 주행 속도가 증가

하면 범프에 의해 차량에 가해지는 시간이 단축되므로 타이어나 범프의 접촉이 떨어지는 양상은 뚜렷하게 나타날 것으로 추정된다.

Fig. 7 Axle 1 acceleration time history of experiment and analysis for bump passing

이상의 결과에서, 타이어나 범프의 형상을 고려하여 해석을 위한 범프를 수정하고, 타이어의 접촉 형태를 고려한 물성의 조정한 해석결과가 시험결과와 잘 일치하므로 이와 같은 해석 방법이 타당함을

Fig. 10 Fore position acceleration time history of experiment and analysis for bump passing

Fig. 8 Axle 3 acceleration time history of experiment and analysis for bump passing

Fig. 11 Input and tire displacements for bump passing period

Fig. 9 Rear frame acceleration time history of experiment and analysis for bump passing

Table 3 Peak g accelerations of analysis for bump passing

Classification	Peak g acc.	
	Experiment	Analysis
Axle 1	11.2	10.2
Axle 2	11.6	10.5
Axle 3	8.3	11.4
Axle 4	7.4	10.5
Fore frame	0.6	0.7
Rear frame	0.9	1.2
Fore position	0.7	0.9
Rear position	0.95	1.3

알 수 있다. 이러한 결과는 유사한 해석에 유용하게 적용할 수 있을 것으로 판단된다.

3.3 파형로 주행시험 및 해석

파형로 주행시험은 특수도로 주행조건에 대한 시험이다. 파형로 도로 단면 형상은 Fig. 12와 같으며 정현파와 형상이다. 주행시험 속도는 12 km/h로 수행하였고 계측위치는 범프 통과 시험과 동일하게 하였다. 범프 통과 해석 시와 같이 도로 형상과 타이어의 형상을 고려하여 주행도로의 형상을 수정하여야 한다. 반구 단면 형태와 같은 기하학적인 단순형상의 경우에는 도로의 형상이 쉽게 산출될 수 있으나, 이 시험에 적용한 정현파와 같은 도로는 쉽게 도로의 형상이 수정되기 어렵다. 이와 같은 경우에는 적절한 도구를 사용하여 도로의 형태를 수정하여야 한다. 이 연구에서는 ADAMS 소프트웨어를 이용하여 도로의 형태를 수정하였다. 실제 타이어 형상과 도로의 형태를 Fig. 13과 같이 ADAMS의 part로 모델링하고 타이어가 도로를 접촉하면서 이동하도록 해석을 수행하였다. 이 해석의 타이어 중심의 궤적이 수정된 도로의 형태가 된다. 실제도로의 형태와 수정된 도로의 형태를 Fig. 14에 나타내었다. 실제 특수도로 주행시험이 12 km/h의 주행속도로 수행되었으므로 이 조건에 대하여 해석을 수

행하였다. 해석수행 절차는 범프 통과 해석 시와 동일하다.

특수도로 주행조건에 대한 시험으로 정현파와 파형로 시험을 수행하였고, 같은 조건에 대해 해석을 수행하였다. 파형로 주행 해석의 경우도 범프 통과 해석과 같이 입력에 대한 타당성 확인이 필요하다. Fig. 15, Fig. 16의 1축 시험 및 해석결과에서 도로를 수정하지 않은 경우는 도로의 형태와 동일하게 정현파 형태를 보이고 도로를 수정한 경우는 진폭의 크기가 주기적으로 변화는 양상을 나타내고 있으며, 시험결과와 비교하면 도로를 수정한 경우가 시험결과와 유사성이 좋을 수 있다. Fig. 17, Fig. 18의 3축은 진폭이 크고 작음이 주기적으로 나타나는 양상은 유사하지만, 시험결과와 비교하면 도로의 형태를 수정한 경우가 유사성이 많음을 알 수 있다. 도로를 수정하지 않은 경우의 해석결과에서 3축은 1축과 달리 진폭이 주기적으로 변하는데, 이는 보기 차축인 3,4 축이 연동되기 때문인 것으로 추정된다. 이상의 결과에서 진폭의 크기 및 진폭의 변화 양상을 고려하면 도로의 형태를 수정한 경우의 해석결과와 시험결과와 보다 잘 일치하는 것으로 판단할 수 있다. 따라서 도로의 형태를 수정하여 해석하는 것이 타당한 것으로 판단된다.

1축 시험 및 해석결과에서 진동주기는 비슷하지만 진동양상 및 크기는 다소 차이를 보인다. 이러한 차이는, 현수장치 댐퍼는 주행 중 충격은 완화하고 진동은 감소시키는 특성을 좋게 하기 위해서 수축 시에는 상수 값이 작고 팽창 시에는 상수 값이 크도록 설계되는데, 해석 모델에서는 일정한 상수 값을 사용함으로써 주기적으로 가진되는 진동의 특성을 잘 반영하지 못하기 때문인 것으로 추정된다.

Fig. 12 Section configuration of wash board road

Fig. 13 ADAMS model for extracting real displacement of tire

Fig. 14 Analysis result of real displacement of tire

Fig. 17~20의 3축 및 차량 상부의 가속도 계측결과와 시험결과와는 진동 양상 및 지폭의 크기가 매우

유사함을 보여주고 있다. 이로부터 해석모델 및 해석방법의 신뢰성을 확인할 수 있고 입력 데이터의

Fig. 15 Axle 1 acceleration time history of experiment for wash board road moving

Fig. 18 Effect of road modification on the acceleration response of axle 3 for wash board road moving (analysis)

Fig. 16 Effect of road modification on the acceleration response of axle 1 for wash board road moving (analysis)

Fig. 19 Rear frame acceleration time history of experiment and analysis for wash board road moving

Fig. 17 Axle 3 acceleration time history of experiment for wash board road moving

Fig. 20 Fore position acceleration time history of experiment and analysis for wash board road moving

Table 4 Peak g accelerations of analysis for wash board road moving

Classification	Oscillation max g acc.	
	Experiment	Analysis
Axle 1	3.5	3.9
Axle 2	4.4	4.4
Axle 3	5.7	5.7
Axle 4	5.3	5.5
Fore frame	0.4	0.3
Rear frame	0.8	0.8
Fore position	0.6	0.6
Rear position	0.9	0.9

정확성을 확인할 수 있다. 노드 입력에 대한 보정 방법이 매우 타당함을 알 수 있다. 또한 진동양상이 일정한 형태를 나타내는데, 이는 입력가진이 지속적으로 반복하중이 가해지기 때문에 강제진동 양상을 보이기 때문이다.

Table 4에 시험결과와 해석결과의 가속도 크기를 나타내었고 시험결과는 2회 시험의 평균치이다. 해석결과가 시험결과와 매우 잘 일치함을 알 수 있으며, 이는 해석 방법 및 절차가 타당함을 보여주는 것이다.

4. 결 론

트럭에 탑재된 형태의 특수 장비에 대한 충격주행 진동 특성을 파악하기 위하여 주행 계측시험을 수행하고, 같은 조건에 대한 해석을 수행하였다. 해석 시 타이어와 범프 및 도로의 기하학적인 인터페이스를 고려하였다. 이와 같은 범프 통과 및 파형로 시험 및 해석 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 범프 통과 시 현수장치의 스프링 상수가 작은 1축이 3축보다 큰 가속도를 나타낸다. 이는 충격에 대한 진동을 많이 흡수하기 때문으로 판단된다.

(2) 범프 통과 해석에서, 타이어와 범프의 형상을 고려하여 해석을 위한 범프를 수정하고, 타이어의 접촉 형태를 고려하여 물성을 조정한 해석결과가 시험결과와 잘 일치하므로 이와 같은 해석 방법이 타당함을 알 수 있다.

(3) 범프 통과 시 타이어가 지면에서 떨어짐을

해석을 통하여 확인하였다. 이는 범프에 의한 가진 속도와 현수장치의 진동 주기에 기인한 것으로 통과 속도가 빠르면 타이어가 지면에서 떨어지는 시점이 당겨질 것으로 판단된다.

(4) 충격로 시험결과는 지속적으로 반복하여 입력이 가해지므로 강제진동 형태의 응답 특성을 보인다.

(5) 충격로 주행 해석에서 도로와 타이어의 상관 관계를 다물체 동역학 해석을 통하여 도로의 형태를 수정하고, 이를 해석의 입력가진으로 사용한 충격진동 해석이 시험결과와 잘 일치하였다. 이는 입력가진을 수정하여 해석하는 방법이 타당함을 의미한다.

참 고 문 헌

- (1) Van Deusen, B. D., 1967, "Analytical Technique for Designing Riding Quality into Automotive Vehicle," SAE, Paper No. 670021.
- (2) Howell, L. T., 1974, "Power Spectral Density Analysis of Vehicle Vibration Using the NASTRAN Computer Program," SAE, Paper No. 740328.
- (3) Song, O. S., Lee, H. Y., 2009, "Analysis of Transportation Vibration for Truck-mounted Special Equipments via FEM and Experiments," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 19, No. 10, pp. 1083~1091.
- (4) Han, J. G., Kim, D. H., Kim, S. S., Yoo, W. S. and Kim, S. S., 2000, "Development of Vehicle Dynamics Program AutoDyn(II) - Pre-processor and Post- Processor," SAE No. 2000-03-0059.
- (5) Kim, S. S., Lee, C. H., Jeong, W. H., Lee, S. H., 2006, "Approximate Function Method for Real Time Multibody Vehicle Model," Journal of the KSAE, Vol. 14, No. 6, pp. 57~65.
- (6) Moon, I. D., Kim, B. S. and Chi, C. H., 2005, "Development of the Computer Model Considering Flexible Effect of a Large-sized Truck on the Bump Road," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 10, pp. 1202~1210.