

< 논문 >

대형트럭 다판 스프링과 테이퍼 판스프링의 진동특성 비교

문 일 동[†] · 오 재 윤^{*}

(2004년 8월 3일 접수, 2004년 12월 23일 심사완료)

Comparison of Vibration Characteristics of a Multi-leaf Spring and a Tapered Leaf Spring of a Heavy Truck

Il-Dong Moon and Chae-Youn Oh

Key Words : Flexible Body Computational Model(유연체 컴퓨터 모델), Finite Element Model(유한요소 모델), Heavy Truck(대형트럭), Multi-Leaf Spring(다판 스프링), Tapered Leaf Spring(테이퍼 판 스프링), Vertical Acceleration(수직가속도), Vibration Characteristics(진동특성)

Abstract

This paper develops the flexible computational model of a heavy truck by interfacing the frame modeled as a flexible body to the heavy truck's computational model composed of rigid bodies. The frame is modeled by the finite element method. Three torsional modes and three bending modes of the frame are considered for the interface of the heavy truck's computational model. The actual vehicle test is conducted off road with a velocity of 20km/h. The vertical accelerations at the cab and front axle are measured in the test. For the verification of the developed computational model, the measured vertical acceleration profiles are compared with the simulation results of the heavy truck's flexible computational model. E grade irregular road profile of ISO is used as an excitation input in the simulation. The verified flexible computational model is used to compare the vibration characteristics of a front suspension system having a multi-leaf spring and that having a tapered leaf spring. The comparison results show that the front suspension having a tapered leaf spring has a higher vertical acceleration at the front axle but a lower vertical acceleration at the cab than the suspension system having a multi-leaf spring.

1. 서론

대형트럭은 승용차에 비하여 차량의 지상고가 높고 적차 중량이 매우 큼으로 해서 도로 주행 도중 노면의 요철(凹凸) 가진에 의한 차량의 진동특성은 운전자가 느끼는 승차감(ride quality)에 좀 더 많은 영향을 미칠 뿐 아니라 경우에 따라서는 차량의 조종성(handling)에 까지도 영향을 미칠 수 있다.

노면 가진원에 의한 진동은 포장로의 범프를 통과할 때 운전자에게 가해지는 연속적인 충격과 비포장로 또는 파손로를 주행할 때에 운전자에게 가해지는 진동이 있다. 지금까지 이러한 대형트럭의 진동특성에 관한 연구는 주로 실차시험에만 의존되어 왔다. 하지만 대형트럭의 경우 실차시험은 많은 시간과 비용이 들뿐만 아니라 운전자의 숙련도에 크게 의존하며 실차시험 결과의 재현성 확보가 어려우므로 현실적으로 실차시험에만 의존하는 데는 많은 어려움이 있다.⁽¹⁾

대형트럭 현가장치에 사용되는 판스프링은 차량의 진동특성 및 중량 절감측면에서 어느 부품보다도 큰 비중을 차지하고 있으며 이 부품의 경량화는 적재량의 증가에 그대로 기여할 수 있다. 그리고 이 부품의 동특성(dynamic characteristics) 개

† 책임저자, 회원, 타타대우상용차㈜
E-mail : moonid68@daum.net
TEL : (063)469-3383 FAX : (063)469-3600
* 회원, 전북대학교 기계항공시스템공학부 자동차신기술연구소
E-mail : ohcy@chonbuk.ac.kr
TEL : (063)270-2377 FAX : (063)270-2388

선에 따른 성능 향상은 운전자의 피로를 경감시키고 화물의 안전운수에 크게 기여할 수 있으므로 판스프링에 관한 연구가 활발하게 수행되고 있다.⁽¹⁻³⁾

현재 대부분의 대형트럭 현가장치로 사용되는 다판 스프링(multi-leaf spring)은 이력현상(hysteresis)에 의한 승차감 저감 문제⁽²⁾와 판과 판 사이의 마찰에 의한 소음 발생 문제 등을 가지고 있다. 그래서 다판 스프링은 대형트럭의 고성능화를 위한 동특성 개선과 경량화 측면에서 한계점에 도달한 것으로 여겨지고 있다.⁽³⁾

테이퍼 판스프링(tapered leaf spring)은 일반적으로 12개의 판으로 구성된 다판스프링에 비하여 스프링 판의 수가 2~4개 이루어져 있다. 또한 판의 두께와 테이퍼 형상을 적절하게 설계하여 스프링의 판간 마찰 면적을 2배 이상 감소시킨다. 스프링 판의 수가 적기 때문에 중량도 다판스프링에 비하여 30% 절감할 수 있으며 판간 마찰 면적이 감소하여 승차감 측면에서도 우수한 성능을 보여 준다.⁽²⁾ 또한 스프링 판간 마찰 면적을 크게 감소할 수 있으므로 판과 판 사이에서 발생하는 소음을 감소시킬 수 있고 판스프링의 수명을 연장시킬 수 있어서 유지관리가 용이하다.

본 논문에서는 주행시 노면으로부터 발생하는 불규칙 노면 파형(irregular road profile)에 의한 대형트럭의 진동특성을 평가하기 위하여 프레임을 유연체(flexible body)로 고려한 유연체 컴퓨터 모델을 개발한다. 유연체 컴퓨터 모델의 신뢰성을 검증하기 위하여 실차 주행시험을 수행한다. 공차상태에서 20km/h의 속도로 비포장 노면 위를 주행하는 실차시험에서 캡과 전방 차축의 수직가속도(vertical acceleration)를 측정한다. 실차 주행시험으로부터 신뢰성이 검증된 컴퓨터 모델을 이용하여 전방 현가장치를 구성하고 있는 판스프링을 다판스프링과 테이퍼 판스프링으로 각각 고려한 경우에 대해서 불규칙 가진 모의시험을 수행하여 진동특성을 비교하였다.

2. 대형트럭 컴퓨터 모델 개발

본 논문에서는 불규칙 가진 입력에 대한 대형트럭의 진동특성 평가를 위한 유연체 컴퓨터 모델(flexible body computational model)을 개발하였다. 대형트럭 유연체 컴퓨터 모델은 전방, 후방 현가장치, 동력전달계(power-train), 데크, 캡 시스템 등으

로 이루어지고, MSC.ADAMS⁽⁴⁾를 이용하여 개발한 대형트럭 컴퓨터 모델⁽⁵⁾에 강체가 아닌 유연체로 모델링한 프레임 모델을 인터페이스하여 개발하였다.

본 논문에서 이용한 대형트럭 프레임은 사다리 형상을 가지고 있으며 전후 방향의 사이드 멤버(side member)와 좌우 방향의 크로스 멤버(cross member)로 구성되었다. 프레임의 탄성을 고려하기 위하여 유한요소법(Finite Element Method)을 이용하여 모델링하였으며, 유한요소 모델링에는 MSC.PATRAN⁽⁶⁾을 이용하였다. 프레임의 주요 부재인 사이드 멤버와 크로스 멤버의 유한요소 모델링은 각 부재의 두께를 고려하여 중립면(mid-plane)을 구한 후, MSC.PATRAN에서 제공하는 사각형 쉘 요소(QUADR shell element)와 삼각형 쉘 요소(TIRAR shell element)를 이용하여 모델링하였다. 프레임의 크로스 멤버와 사이드 멤버의 체결 방식은 대형트럭 동특성에 많은 영향을 미친다.⁽⁷⁾ 일반적으로 플랜지(flange) 체결방식과 웨브(web) 체결 방식이 쓰이는데, 본 논문에서 사용된 프레임은 크로스 멤버를 사이드 멤버의 플랜지면에 체결하는 방식을 사용하였다. 그리고 사이드 멤버와 크로스 멤버의 체결은 강체요소, 즉 MSC.PATRAN에서 MPC(multi-point constraint) 요소 중에서 RBE 2 요소를 이용하여 모델링하였다. Fig. 1은 사이드 멤버와 두 번째 크로스 멤버의 연결 부위를 보여준다. Fig. 1에서 보는 바와 같이 크로스 멤버를 사이드 멤버의 상,하 플랜지 면에 결합하고 있으며 실제 차량에서는 리벳을 이용하여 결합하는데 유한요소 모델에서는 강체요소를 이용하여 결합하였다. 프레임에 장착되는 행온 파트(hang-on parts)들인 연료탱크, 배터리, 에어 탱크 등과 같은 부품들은 집중질량(lumped mass) 요소 즉 MSC.PATRAN에서 포인트 요소(point element)를 이용하여 모델링하였다. 이와 같이 본 논문에서 개발한 유한요소 프레임 모델은 18,159개의 노드, 16,398개의 쉘 요소와 포인트 요소, 368개의 강체요소로 이루어져 있다.

대형트럭 유연체 컴퓨터 모델을 개발하기 위하여 프레임 모델을 대형트럭 모델에 인터페이스하였다. 인터페이스를 하기 위해서는 프레임의 고유모드에 대한 정보가 필요하다. 프레임의 고유모드는 MSC.NASTRAN⁽⁸⁾을 이용한 고유모드 해석(normal mode analysis)을 수행하여 구하였다. 본

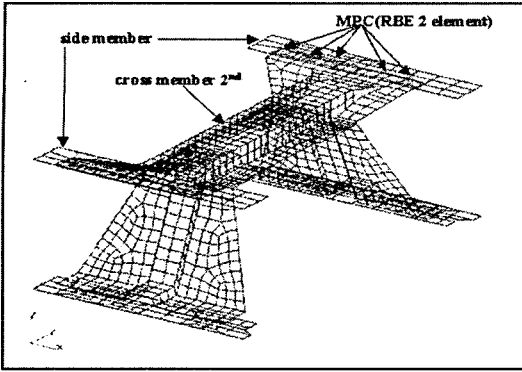


Fig. 1 Finite element model of the 2nd cross member

논문에서 대형트럭 프레임의 유연체 특성을 구현하기 위하여 프레임의 강체 모드 외에 처음 세 개의 비틀림 모드(torsional mode)와 처음 세 개의 굽힘 모드(bending mode)를 고려하였다. 이와 같은 정보를 MSC.ADAMS에서 제공하는 FLEX 모듈을 이용하여 MSC.ADAMS 모델에 인터페이스 할 수 있는 포맷 형태로 변환하였다. 변환된 유연체 프레임 모델을 대형트럭 모델과 인터페이스하였다. 유연체 프레임 모델과 MSC.ADAMS에서 모델링한 강체 차량 모델 사이에 더미 모델을 추가하여 연결하였다. 더미 모델과 유한요소 프레임은 고정 조인트(fixed joint)를 이용하여 구속하였고 강체 요소들과 더미 모델은 각각의 운동 조건에 맞는 조인트를 이용하여 모델링하였다. Fig. 2는 액추에이터(actuator) 위에 대형트럭 진동특성 평가를 위해 본 논문에서 개발한 유연체 컴퓨터 모델이 놓여있는 상태를 보여준다. 액추에이터는 대형트럭에 불규칙 가진 입력을 가하는데 사용된다. 즉, 불규칙 가진 입력은 타이어와 노면의 접촉점에서 액추에이터 모델을 이용하여 가해지도록 모델링하였다.

컴퓨터 모델을 이용하여 노면 가진 모의시험을 수행하는 경우와 같이 액추에이터를 이용하여 가진 입력을 가하여 진동특성을 해석하는 모의시험을 수행할 때 컴퓨터 모델에서는 롤 운동(roll motion), 피치 운동(pitch motion), 요 운동(yaw motion)이 발생한다. 따라서 본 논문에서는 실제 차량에 장착된 타이어와 같이 컴퓨터 모델의 타이어도 액추에이터 위에서 자유로운 거동 즉, 6 자유도 운동($X, Y, Z, \Phi, \Psi, \Theta$)이 가능하도록 Fig. 3 과 같은 타이어 좌표계를 이용하여 모델링을 수행하였다.

Fig. 4 는 대형트럭 유연체 컴퓨터 모델에 불규칙 가진 입력을 가하기 위한 타이어와 액추에이터 부분의 모델 개략도를 보여주고 있다. Fig. 4 에서

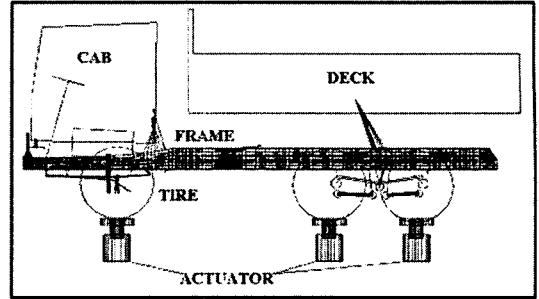


Fig. 2 Computational model of the large truck

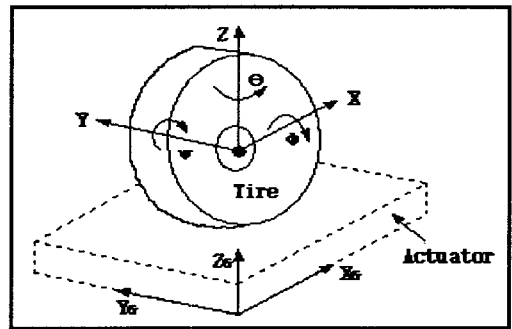


Fig. 3 Coordinates of the actuator and tire model

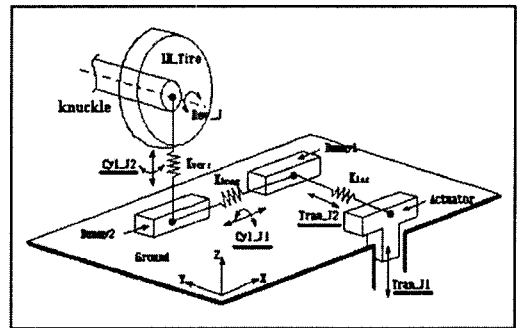


Fig. 4 Schematic drawing of the actuator and tire in the computational model of the large truck

보는 바와 같이 타이어-액추에이터의 접촉점은 타이어가 노면과 접촉하는 지점이며 모델은 액추에이터, 더미(dummy) 1, 더미 2, 타이어, 너클(knuckle) 등 5개의 강체와 2개의 병진 조인트(translational joint), 2개의 원통 조인트(cylindrical joint), 1개의 회전 조인트(revolute joint), 3개의 병진 스프링으로 구성하였다.

타이어-액추에이터 모델은 Fig. 3에서 보는 바와 같이 액추에이터의 Z-방향 운동을 정의하기 위하

여 그라운드(ground)와 액추에이터 사이를 병진 조인트로 연결하였으며, 타이어의 Y방향 운동을 정의하기 위하여 액추에이터와 더미 1 사이를 병진 조인트로 연결하였다. 타이어의 X방향 운동과 Φ 방향 운동을 정의하기 위하여 더미 1과 더미 2 사이를 원통 조인트로 연결하였으며 타이어의 Z-방향 운동과 Θ 방향 운동을 정의하기 위하여 더미 2와 타이어 사이를 원통 조인트로 연결하였다. 타이어의 Ψ 방향 운동을 정의하기 위하여 타이어와 너클 사이를 회전 조인트를 이용하여 연결하여 모델을 구성하였다. 특히 타이어-액추에이터 모델에서 병진 조인트 1(Fig. 4에서 Tran_J1), 병진 조인트 2(Fig. 4에서 Tran_J2), 원통 조인트 1(Fig. 4에서 Cyl_J1), 원통 조인트 2(Fig. 4에서 Cyl_J2)는 컴퓨터 모델에서 한 점에 모델링하여 타이어와 노면의 접촉을 묘사하였다. 또한 타이어와 더미 2 사이는 병진 스프링을 이용하여 타이어 수직강성(vertical stiffness : $K_{vertical}$)을 모델링하였다. 그리고 더미 2와 더미 1사이는 병진 스프링을 이용하여 타이어의 종강성(longitudinal stiffness : $K_{longitudinal}$)을 모델링하였다. 더미 1과 액추에이터 사이는 병진 조인트를 이용하여 타이어 횡강성(lateral stiffness : $K_{lateral}$)을 모델링하였다. 이 같은 모델링을 위해 필요한 타이어의 수직강성, 횡강성, 종강성은 단품시험을 통하여 구한 결과를 이용하였다.

3. 개발된 유연체 컴퓨터 모델의 신뢰성 검증

본 논문에서는 대형트럭 진동특성 해석을 위해 개발한 대형트럭 유연체 컴퓨터 모델의 신뢰성 검증을 위해 비포장 노면 위를 주행하는 실차 주행 시험 결과와 비교하였다. 실차 주행시험은 공차 상태로 수행하였으며, 20km/h 속도로 비포장 노면 위를 주행하였다. 실차 주행시험에서는 가속도계를 캡과 전방 차축에 부착하여 각각의 위치에서 수직가속도를 측정하였다.

Table 1은 실차 주행시험에서 이용한 대형트럭의 휠베이스(wheelbase)와 휠 트레드(wheel tread)와 같은 주요 제원과 전방과 후방 현가장치 스프링 강성을 기술하였다. Table 1에서 기술한 바와 같이 본 논문에서 이용한 대형트럭의 전방과 후방 현가 장치에 다관 스프링을 장착하였다. 전방 현가장치 다관 스프링의 설계기준 강성은 367.46(N/mm)이고,

후방 현가장치 다관 스프링의 설계기준 강성은 2729.2(N/mm) 이었다.

실차 주행시험으로부터 측정한 결과를 본 논문에서 개발한 유연체 컴퓨터 모델의 모의시험 결과와 비교하여 유연체 컴퓨터 모델의 신뢰성을 검증하였다. 유연체 컴퓨터 모델을 이용한 모의시험을 실차 주행시험과 최대한 동일한 시험 조건을 부여하기 위하여 타이어와 노면 사이의 접촉점에서 불규칙 가진 입력을 액추에이터를 통해 가하였다. 그리고 ISO에서는 노면의 거칠기에 따라 노면 파형을 8등급으로 구분하고 있는데 그 중에서 “very poor” 노면으로 분류되는 E 등급 불규칙 노면 파형⁽⁹⁾을 실차 주행시험의 노면 상태를 묘사하는 불규칙 가진 입력으로 이용하였다. Fig. 5는 대형트럭의 진동특성을 평가하기 위해 불규칙 가진 입력으로 이용한 ISO E 등급 불규칙 노면 파형을 보여주 고 있다.

Table 1 Specifications of the large truck

item		specification
wheelbase (mm)	1 st wheelbase	3930
	2 nd wheelbase	1300
wheel tread (mm)	front suspension system	1942
	rear suspension system	1701
spring stiffness (N/mm)	front suspension system	367.46
	rear suspension system	2729.20

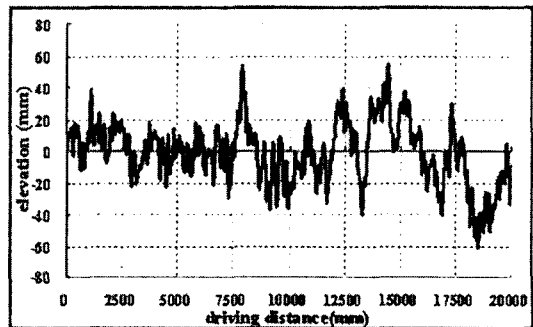


Fig. 5 Irregular road profile of ISO E-grade⁽⁹⁾

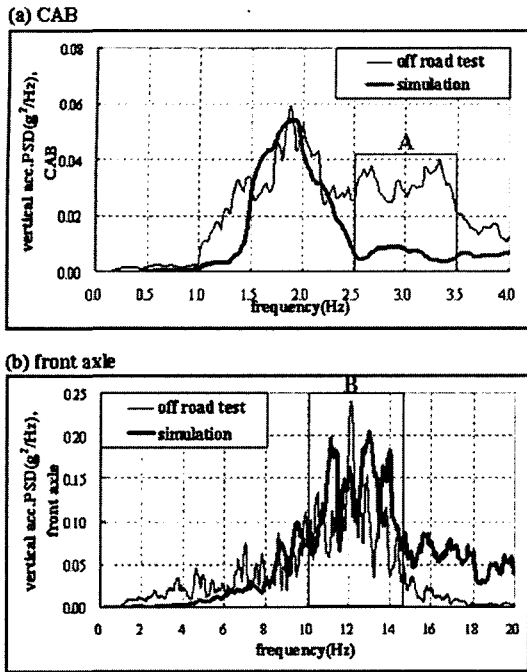


Fig. 6 Comparison of the vertical acceleration PSD in off-road driving test and simulation

Fig. 6은 비포장 노면 위를 20km/h의 속도로 주행하는 실차 주행시험으로부터 측정한 캡과 전방 차축의 수직가속도와 유연체 컴퓨터 모델의 불규칙 가진 모의시험을 수행하여 구한 수직가속도를 비교하여 보여주고 있다. Fig. 6(a)는 캡의 수직가속도 특성을 주파수 영역에서 보여주고 있다. 실차 주행시험 결과를 보면 1.8Hz 부근에서 피크주파수가 발생하였다. 모의시험 결과는 1.8Hz의 피크주파수 뿐 아니라 피크주파수에서 가속도의 크기를 매우 유사하게 예측하였다. 그리고 피크주파수 부근에서 실차 주행시험과 모의시험의 가속도 경향이 상당히 유사함을 알 수 있다. 그러나 2.5~3.5Hz 대역에서(Fig 6(a)의 A부근)는 실차 주행시험과 모의시험 결과가 가속도 크기에서 차이를 보였다. 일반적으로 4Hz 미만 주파수 대역은 캡 현가장치를 포함한 캡 시스템에 의하여 주도적인 영향을 받는 주파수 대역이다.⁽¹⁰⁾ 이와 같이 2.5~3.5Hz 대역에서 크기의 차이를 보이는 이유는 본 논문에서 개발한 유연체 컴퓨터 모델은 캡 시스템을 강체로 가정하고 모델링하였기 때문으로 생각한다. 따라서 컴퓨터 모델의 캡 시스템을 유연체로 고려한 컴퓨터 모델을 이용하여 모의시험을 수행하

면 2.5~3.5Hz 대역에서 실차 주행시험 결과를 상당히 정확하게 예측할 수 있을 것으로 생각된다. Fig. 6(b)는 전방 차축의 주파수 특성을 비교한 결과를 보여주고 있다. 실차 주행시험 결과를 보면 12Hz부근의 주파수 대역에서 피크값이 발생하였다. Fig. 6(b)에서 보는 바와 같이 모의시험 결과가 비포장 노면 위의 실차 주행시험 결과를 피크주파수 및 가속도 경향을 매우 유사하게 예측하였다. 그러나 12Hz 부근(Fig 6(b)의 B 부근)의 피크주파수는 정확하게 예측하였음에도 불구하고 가속도 크기에서 약간의 차이를 보이고 있다. 이는 유연체 컴퓨터 모델의 전방 차축을 강체로 모델링하였기 때문으로 생각된다.

Fig. 6의 결과로부터 프레임을 유연체로 모델링한 대형트럭 컴퓨터 모델은 불규칙 가진 모의시험 과정에서 프레임의 굽힘 모우드 및 비틀림 모우드를 적절하게 모사할 수 있음으로 해서 비포장 노면 위를 주행하는 실차 주행시험에서 캡 및 전방 차축의 수직가속도의 피크주파수 대역 뿐 만 아니라 가속도의 경향까지도 매우 근사하게 예측하였다. 그러나 일부 주파수 대역에서 캡 및 전방 차축 등을 강체로 가정하고 모델링하였기 때문에 수직가속도 크기에서 약간의 차이를 보였다. 향후에 캡과 차축을 유연체로 모델링하면 더욱더 향상된 결과를 얻을 수 있을 것으로 생각된다.

4. 대형트럭 다판 스프링과 테이퍼 판스프링의 진동특성

본 절에서는 실차 주행시험 결과와 비교를 통해 신뢰성을 검증한 유연체 컴퓨터 모델을 이용하여 대형트럭의 전방 현가장치를 구성하는 판스프링으로 다판 스프링을 장착한 경우와 테이퍼 판스프링을 장착한 경우의 진동특성을 비교하였다. 따라서 두 모의시험에 사용된 유연체 컴퓨터 모델은 모든 시스템은 동일하고 단지 전방 현가장치에 다판 스프링을 사용하는 것과 테이퍼 판스프링을 사용하는 것만을 달리 하였다.

본 논문의 불규칙 가진 모의시험에서 이용한 전방 현가장치 다판 스프링의 스프링 상수는 367.46(N/mm)이고, 테이퍼 판스프링의 설계기준 스프링 상수는 395.25(N/mm)이었다. 이와 같이 다판 스프링에 비하여 7.5% 정도 큰 스프링 상수를 가진 테이퍼 판스프링을 모의시험에 이용하였다.

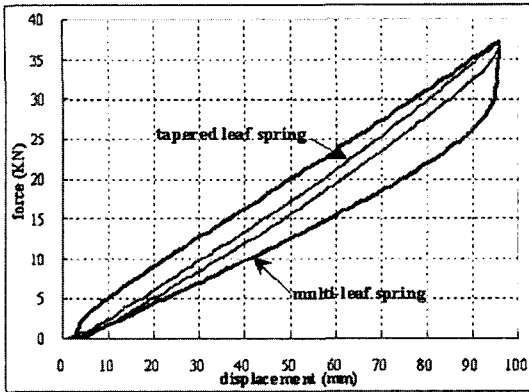


Fig. 7 Static force-displacement characteristics of the multi-leaf spring and tapered leaf spring

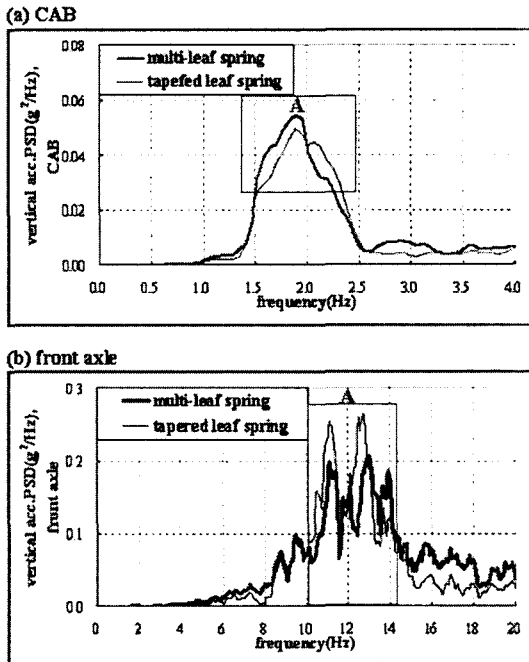


Fig. 8 Comparison of the vertical acceleration PSD of the model with the multi-leaf spring and the model with the tapered leaf spring

다판 스프링과 테이퍼 판스프링 모델링에 필요한 입력 데이터를 구하기 위하여 다판 스프링과 테이퍼 판스프링의 정적 단품시험을 수행하였다. 정적 단품시험은 공차상태에서 사다리꼴 형태의 하중을 0.1Hz 사이클 타임으로 가하였다. Fig. 7은 정적 단품시험을 수행하여 구한 다판 스프링과 테이퍼 판스프링의 이력특성을 보여주는 하중-변위 선도(load-displacement curve)다. Fig. 7로부터 본 논문에서 사용된 테이퍼 판스프링은 다판 스프링 보다 약간 큰 설계기준 스프링 상수를 가지고 있음

을 확인할 수 있다. 그러나 이력곡선의 면적에 의해 계산되는 감쇄량은 다판 스프링이 테이퍼 판스프링에 비하여 월등히 크다는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 전방 현가장치를 다판 스프링과 테이퍼 판스프링으로 각각 모델링한 유연체 컴퓨터 모델을 이용하여 불규칙 가진 모의시험을 수행하여 구한 캡 및 전방 차축의 수직가속도를 주파수 영역에서 비교하여 보여준다. Fig. 8(a)는 모의시험을 수행하여 구한 캡의 주파수 분석 결과를 보여주고 있다. 다판 스프링과 테이퍼 판스프링의 피크주파수는 1.8Hz 정도로 거의 동일하였고, 경향도 유사하였다. 그러나 Fig. 8(a)에서 보는 바와 같이 피크 주파수 대역에서 가속도 크기가 다판 스프링에 비하여 테이퍼 판스프링이 전반적으로 약간 작은 값을 보여주었다. Fig. 8(b)는 모의시험을 수행하여 구한 전방 차축의 수직가속도를 주파수 분석한 결과이다. Fig. 8(b)에서 보는 바와 같이 다판 스프링을 적용한 경우와 테이퍼 판스프링을 적용한 경우가 유사한 경향을 보였다. 그러나 12Hz 전후(Fig. 8(b)에서 A 영역)의 대역에서 가속도의 크기는 다판 스프링을 장착한 경우보다 테이퍼 판스프링을 장착한 경우가 전반적으로 상당히 컸다.

이와 같이 테이퍼 판스프링을 장착한 경우가 다판 스프링을 장착한 경우에 비해 전방 차축에서 가속도 크기는 상당히 큼에도 불구하고, 캡에서의 가속도 크기가 작게 나타났다. 이것은 테이퍼 판스프링을 장착한 차량이 다판 스프링을 장착한 차량에 비해 진동승차감 측면에서는 유리할 것이라고 생각할 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 불규칙 가진 입력에 따른 대형트럭의 진동특성을 분석하고자 하였다. 전방,후방 샤시 현가장치, 캡 등으로 구성된 컴퓨터 모델에 유한요소법을 이용하여 유연체로 모델링한 프레임을 인터페이스함으로써 유연체 컴퓨터 모델을 개발하였다. 유연체 프레임 모델은 처음 세 개의 비틀림 모드와 처음 세 개의 굽힘 모드를 고려하였다. 비포장 노면 위에서 20km/h의 속도로 공차 상태에서 실차 주행시험을 수행하여 캡과 전방 차축에서의 수직가속도와 컴퓨터 모델의 모의시험 결과로부터 신뢰성을 검증하였다. 프레임을 유연체로 모델링한 컴퓨터 모델은 실차 주행시험 결과와 매우 유사한 경향을 보여주었으며 피크주파수 값

을 정확하게 예측하였다.

신뢰성이 검증된 유연체 컴퓨터 모델을 이용하여 전방 현가장치를 구성하는 판스프링을 각각 다판 스프링과 테이퍼 판스프링으로 장착한 경우에 대해서 모의시험을 수행하였다. 모의시험 결과 캡과 전방차축에서 피크주파수 및 경향이 거의 유사하였다. 전방차축에서 테이퍼 판스프링을 장착한 경우가 다판 스프링을 장착한 경우보다 피크주파수 대역에서 전반적으로 큰 가속도 크기를 보였다. 그러나 캡에서는 테이퍼 판스프링을 장착한 경우가 다판 스프링을 장착한 경우보다 피크주파수 대역에서 전반적으로 약간 작은 가속도 크기를 보였다. 따라서 테이퍼 판스프링을 장착한 차량이 다판 스프링을 장착한 차량보다 진동승차감 측면에서는 유리할 것이라고 생각된다.

참고문헌

- (1) Moon, I. D., Oh, C. Y., 2001, "A Study on the Estimation of the Ride Quality of a Large-Sized Truck Using a Computer Model," *Trans. of KSME*, Vol. 25, No. 12, pp. 2048~2055.
- (2) SAE, 1996, "Spring Design Manual," Society of Automotive Engineering Inc., USA.
- (3) Kim, D. W., Lim, J. H., 1996, "A Study on Improving Ride Quality of the Commercial Vehicle," *Trans. of KSAE*, Vol. 4, No. 6, pp. 229~235.
- (4) MSC.ADAMS, 2001, "MSC.ADAMS User's Manual," Mac Neal-Schwendler Corporation, USA.
- (5) Moon, I. D., Kwon, H. J., Oh, C. Y., 2000, "Development of a Computer Model for the Turning Maneuver Analysis of a Heavy Truck," *Trans. of KSAE*, Vol. 8, No. 4, pp. 121~129.
- (6) McNitt, L. F., 1969, "Truck Frame Side Rail Bulking Stresses," SAE Paper 690176.
- (7) MSC.PATRAN, 1994, "MSC.PATRAN User's Manual," MacNeal-Schwendler Corporation, USA.
- (8) MSC.NASTRAN, 1994, "MSC.NASTRAN User's Manual," MacNeal-Schwendler Corporation, USA.
- (9) Wong, J. Y., 1993, "Theory of Ground Vehicles," Department of Mechanical and Aerospace Engineering, Carleton University, Ottawa, Canada, pp. 348~387.
- (10) Sakuma, N., Kadono, I., Dohi, M., Nakai, H., 1985, "Heavy Duty Truck Ride-Comfort Analysis by Computer Simulation," *Transaction of JSAE*, pp.108~113.