

중형 트럭의 피칭 운동 저감을 위한 현가계의 설계 변수에 관한 해석적 연구

An Analytical Study of Suspension Design Parameters in order to Reduce the Pitching Motion of Medium Truck

이 회 범*, 이 기 호**, 김 태 식**, 손 한 규*, 안 찬 우***
H. B. Lee, G. H. Lee, T. S. Kim, H. G. Sohn, C. W. Ahn

ABSTRACT

Ride quality of medium truck became a very important factor in the suspension design, to the demand of more comfortable ride of passengers. This study describes how to determine and evaluate design parameters related to the chassis suspension system with time and frequency analysis. The spring stiffness and damping force of the chassis suspension system were obtained by observing the vertical acceleration PSD. The simulation was carried out on various road profiles, which was suggested by ISO. The pitching motion of the medium size truck was observed to improve the ride quality. A computer simulated truck model was constructed using DADS, a commercial dynamic analysis software, in order to simulate the truck motions. From the analyzed process of suspension parameters, it was concluded that the spring and the shock absorbers affect the pitching of the vehicle. In order to validate the computer simulated truck model, a physical prototype was constructed and tested.

주요기술용어 : Ride Quality(승차감), Pitching Motion(전후운동), Suspension System(현가계), Design Parameter(설계변수), Simulation(시뮬레이션), PSD

1. 서 론

* 정회원, 현대자동차 상용제품개발연구소
** 현대자동차 상용제품개발연구소
*** 정회원, 동아대학교 기계공학과

차량의 각종 주행 상태에 따라 노면으로부터
현가계에 전달되는 입력은 스프링 및 속업쇼버

에 의해 충격과 진동이 저감되어 차체에 전달된다. 이들 입력 중에서 차량의 피칭 운동과 충격에 의한 감쇠 특성에 영향을 미치는 인자는 차량의 전체 제원과 현가계를 구성하는 전후 스프링 강성 및 속업쇼버의 감쇠력에 따라 그 양상이 달리 나타날 수 있다.¹⁾ 차량의 설계 초기 단계에서 스프링의 강성과 속업쇼버의 감쇠력 크기를 결정하는 데는, 차량마다 일정한 기준이 없어 결정에 어려움이 있다. 차량의 조종 안정성과 승차감 측면 중, 한가지 측면에 비중을 두지 않고 양측의 성능을 만족시키기 위해서는 현가계 설계 변수의 결정과정이 체계적으로 설정되어 있어야 한다. 본 연구에서는 중형 트럭을 모델로 하여 현가계 설계 변수의 변화에 따라 차량의 피칭을 억제하면서 충격 감을 저감하기 위한 설계 변수 특성치의 결정과정을 설명하고, 각종 노면 입력을 달리하면서, 속업쇼버의 전달력 및 작동 속도를 저속, 중속, 고속에 따른 차량의 피칭 응답성을 차체의 상하 가속도 크기 및 가속도 PSD로 비교하여, 속업쇼버의 감쇠력 설정 방향을 제시하였다.

2. 차량의 피칭 운동

교량과 같은 연속적인 단차가 있는 노면이나 정현파의 노면에서는 차체와 샴시의 상대운동이 차량의 피칭 운동으로 나타나게 된다. 일반적인 실제 노면에서는 저주파의 피칭 운동과 충격에 의한 고주파 운동이 동시에 나타나게 된다. 차량의 피칭 운동을 억제하기 위하여 차량의 질량 관성 모멘트를 작게 하거나, 차량의 축간 거리를 크게 하거나, 차량의 전후에 장착된 스프링 강성의 변화 및 차량의 전후에 장착된 속업쇼버의 감쇠 계수를 크게 하는 것 등이 일반적인 개선 방안으로 제시되고 있다.²⁾ 그리고, 노면의 입력 주파수와 피칭 주파수는 서로 겹치지 않도록 해야 한다. 차량의 노면 입력 주파수(f_n)는 식 (1)과 같다. 차속(V)과 노면 굴곡의 파장(L)과의 관계를 Fig.1과 같이 나타내었다. 차량의 고유진동수(f_{np})는 식 (2)와 같다. 전후 스프링 강성(k_1, k_2), 전후륜에서의 무게중심까지의 수평거리

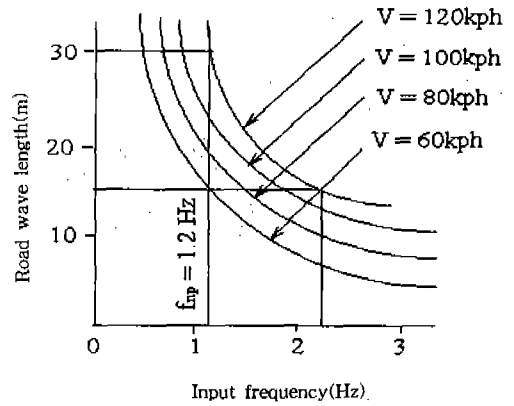


Fig.1 Road wave length and input frequency

(l_1, l_2), 피칭관성모멘트(I)로 나타내었다.

$$f_n = \frac{V}{L} \quad (1)$$

$$f_{np} = \sqrt{(k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2) / I} \quad (2)$$

일반 노면의 파장은 15~30m가 많아 상용 속도 영역에서의 노면의 공진점인 1.2Hz를 피하기 위해서는, 현재의 현가계 고유진동수가 1.2Hz에서 2.2Hz 이상으로 이동이 되도록 전후의 스프링 강성 또는 속업쇼버 감쇠력을 증가시켜야 한다.

3. 해석 모델 구성

3.1 차량 모델

중형 트럭의 피칭 운동을 시뮬레이션하기 위한 차량 모델은 캡 부분과 샴시 부분으로 구성되어 있는데, 피칭 운동에 영향을 미치는 주요 설계 변수는 샴시를 지지하는 차량 전·후의 스프링과 속업쇼버의 특성 값에 의해 결정된다. 차량의 모델링은 범용 소프트웨어인 DADS를 이용하였다.³⁾ 스프링과 속업쇼버의 모델은 차체와 언스프링과의 상대운동을 병진 스프링(TSDA) 또는 회전스프링(RSDA) 엘리먼트로 나타내고, 그 외 현가계를 구성하는 요소로는 회전, 병진 조인트와 부싱 요소로 이루어져 있다. 이를 나타

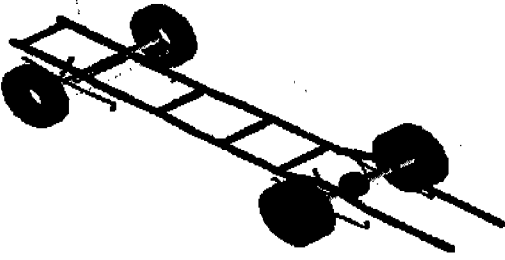


Fig.2 The simulation model

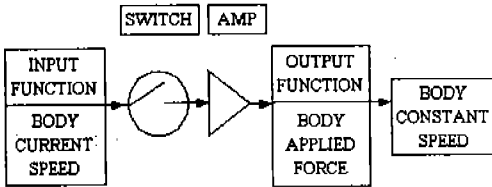


Fig.3 The control logic

내면 Fig.2와 같다. 차량의 주행 속도는 노면 조건에 따라 40kph, 60kph 로써 정속으로 주행시키기 위하여 Fig.3 과 같은 제어 로직을 구성하였다.

3.2 해석 과정 및 이론적 배경

차량의 운동 방정식을 유도하려면 먼저 시스템을 여러 개의 몸체와 연결부로 나타낸 후 각각의 몸체에 고정된 좌표계를 설정한다. 이때 i 번째 몸체에 대해 병진 좌표는 r_i 로, 회전 좌표는 오일러 파라미터로 나타낼 수 있으며 이를 총괄하여 위치 벡터 q_i 로 설정하면 각 좌표 값은 방향변환 행렬에 의해 관성 좌표 값으로 나타낼 수 있다. 이때 직선운동과 회전운동에 대해 속도는 $\dot{r}_i, \dot{\omega}_i$ 으로, 가속도는 $\ddot{r}_i, \ddot{\omega}_i$ 로 각각 나타낸다.

각 몸체 사이의 기구학적 연결은 다음과 같이 표현한다.

$$\Phi(q) = 0 \quad (3)$$

식 (3)을 시간에 대해 미분하면 다음의 식으로부터 기구학적 속도의 가속도 방정식을 얻을 수 있다.

$$\Phi_q \dot{q} = -\dot{\Phi}_t \quad (4)$$

$$\Phi_q \ddot{q} = -\{(\Phi_q \dot{q})_q \dot{q} + \ddot{\Phi}_t\} \quad (5)$$

여기서 Φ_q 는 연결부 구속 조건으로부터 구해지는 자코비안(jacobian) 행렬이다.

전체 시스템의 운동 방정식은 가상일의 원리와 라그랑지 승수 이론을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} M & \Phi_q^T \\ \Phi_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q^A + Q^C \\ \lambda \end{bmatrix} \quad (6)$$

여기서,

q : generalized coordinates

M : mass matrix

Φ_q : constraint jacobian

λ : Lagrange multipliers

γ : right hand side of acceleration equation

Q^A : generalized forces without contact forces

Q^C : contact forces

방정식 (3)~(6)은 카르테시언(Cartesian) 절대 좌표계를 이용해서 다물체계의 운동을 묘사하기 위한 미분 대수 연립 방정식이며 이를 풀기 위해서는 복잡한 수치해석이 필요하나 DADS에 의해서 자동으로 연산 되며 그 해답으로부터 시스템의 동적 거동에 관한 모든 정보를 얻어낼 수 있다.

3.3 노면 조건

차량의 피칭 운동은 저주파가 우세한 노면에서 빈번하게 발생한다. ISO에서 분류하는 노면 거칠기는 Fig.4와 같이 A등급에서 H등급까지 8단계로 되어있다. 본 연구에서는 C등급인 보통 노면을 선택하여 저주파가 우세한 노면을 공진 주파수로 변환하여 Fig.5(a)와 같이 나타내었다.⁴⁾ 또한 차량의 모델 타당성을 검토하기 위해 노면의 실제 형상을 수식화 할 수 있는 정현파의 노면을 이용했으며, 충격에 의한 차량 감쇠성을 검토하기 위해서 Fig.5(b)과 같이 단일 돌기물 노면의 형상을 적용한다.

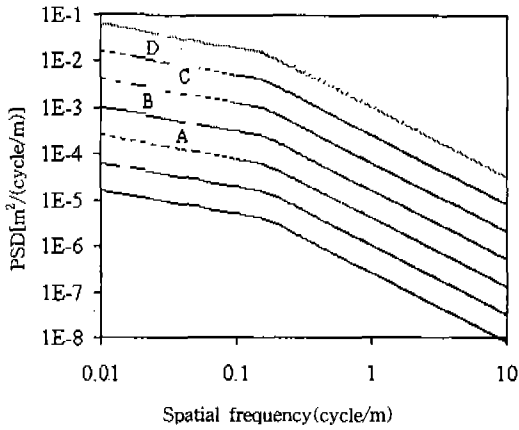
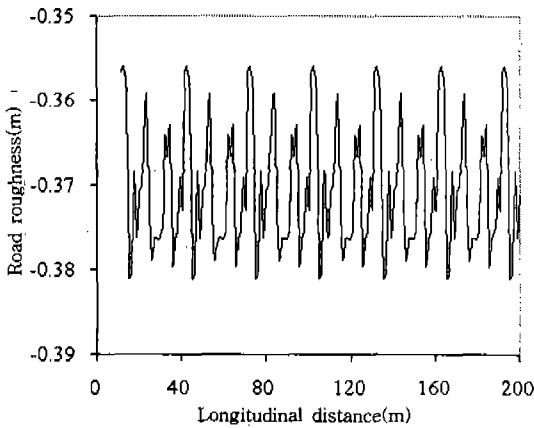


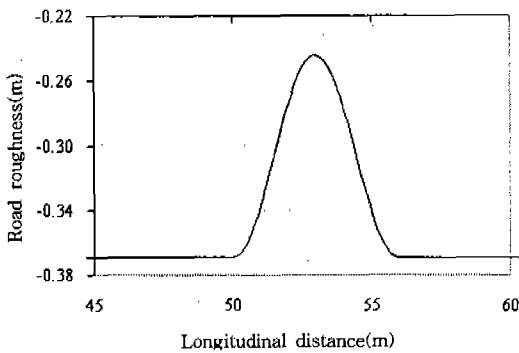
Fig.4 Road wave length and input frequency

3.4 설계 변수 변경 범위

차량 현가계의 설계 변수인 스프링 강성은 기준 값(k_{r2}, k_{r1})에서 $\pm 10\%$ 증감시키는 시뮬레이션을 수행하여 Fig.6의 (a), (b)와 같이 나타내었다. 이들 전후 스프링 강성들의 조합에 의한 차량 차체의 피칭 공진 주파수의 최대 값을 비교하게 된다. 또한 차량의 전후 속업쇼버 감쇠력의 변경폭은 Fig.7에서와 같이 전방 표준 감쇠력 및 후방 표준 감쇠력 대비 2배, 3배 증가시켰으며, 전속도 구간에서 동일하게 증감하여 저주파수 입력에 의한 감쇠력의 효과를 확인하였

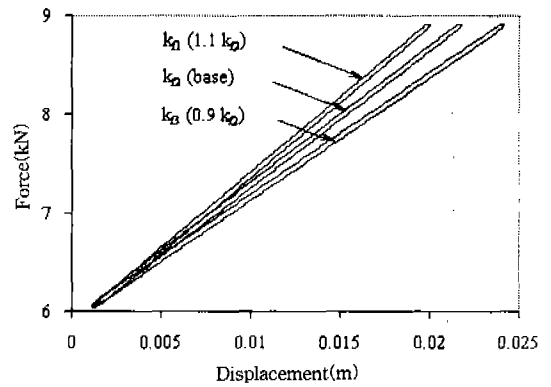


(a) Random road profile

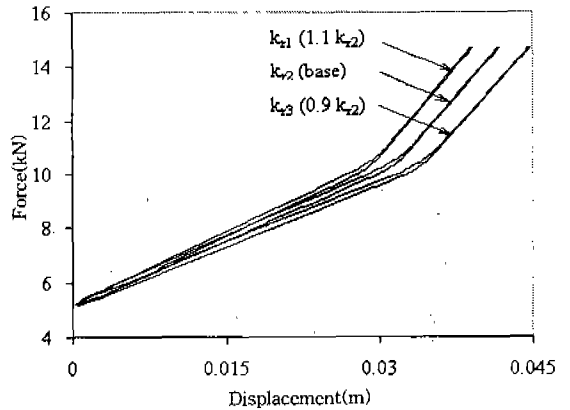


(b) Single bump road

Fig.5 Road profile

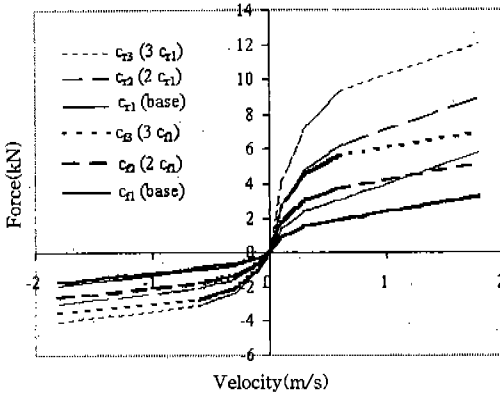


(a) Front spring rate



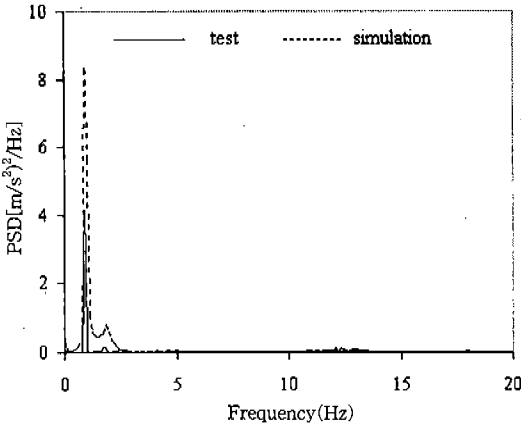
(b) Rear spring rate

Fig.6 The change of front and rear spring rate

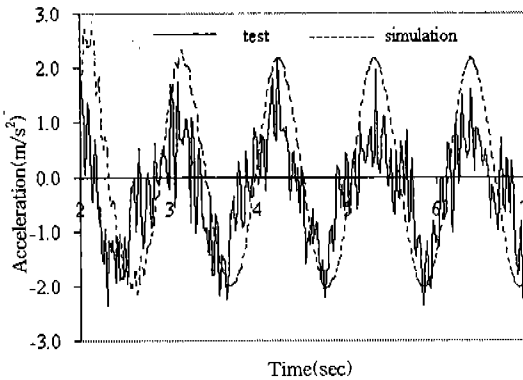


cf, cr : shock absorber damping force of front/rear

Fig.7 The change of shock absorber damping force



(a) Frequency response



(b) Time response

Fig.8 Comparison simulation and test of vertical direction on the front frame

다. 상기의 스프링 강성 변화폭과 표준 감쇠력 변화폭은 중형 트럭의 보편적인 특성치 범위의 상하한치로 설정 하였다.

4. 모델 타당성 확인

시뮬레이션 모델의 신뢰성 확보를 위해, 폭 12m, 진폭 0.09m의 실제 정현파 노면에서 실차 주행한 결과와 시뮬레이션 결과를 비교하였다. 비교대상은 차체 프레임에서 측정된 상하 가속도의 시간 응답성과 가속도 PSD의 최대값으로 비교하여 Fig.8(a), (b)에 나타내었다.

시뮬레이션 결과는 실측 대비 시간 응답성에서 가속도의 크기는 유사하나, 잔 진동이 없이 피칭 운동이 명확하게 나타나서, 공진 주파수 영역에서의 최대값은 다소 크게 나타났다. 언스프링 공진 주파수(12.5Hz)의 위치도 유사하게 나타났다. 전체적으로는 공진 주파수의 위치는 유사하나, 진폭의 크기는 약간의 차이를 보였다.

실측과 해석의 차이점은 시간 영역에서의 잔 진동유무와 주파수 영역에서의 PSD 레벨의 크기 차이에 있다. 실측치 경우는 현가계 시스템의 탄성효과가 포함되나, 해석 시는 강체해석에 따른 원인으로 판단된다.

5. 설계 변수 특성치 해석

5.1 전후 스프링 특성치 결정

차량의 속업쇼버의 감쇠력 작용 없이 정현파 노면에서 차량의 전후 스프링의 적정 강성을 결정하기 위해 9가지 경우의 수를 시뮬레이션한 결과, Fig.9와 같이 차량의 전륜 중량 배분율이 약 50%정도에서는 전륜의 스프링 강성은 증대(k_B)시키고, 후륜의 스프링 강성은 저하(k_f)시키는 것이 원하는 차량의 피칭 공진 주파수에 근접하고, 최대치의 저하에도 유리하게 나타났다. 전후 스프링의 절대치 강성은 동일한 것이 유리하게 나타났다.

5.2 속업쇼버의 작동 영역

5.2.1 저속의 작동 영역

차량의 상하 진동으로는 스프링 공진이 대부분

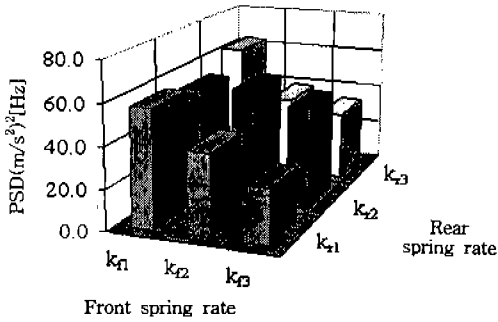
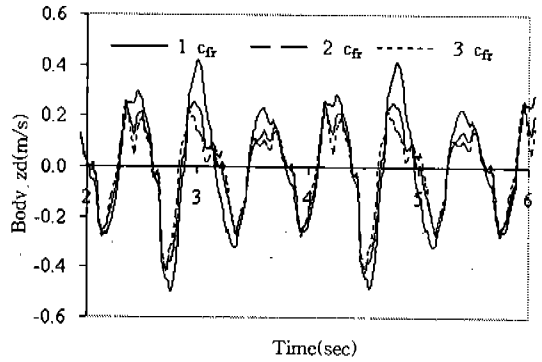


Fig.9 Vertical acc. PSD of body with varying spring stiffness

분을 점유하고, 속업쇼버의 전달력의 기여도가 매우 높게 나타난다.⁵⁾ 스프링과 언스프링과의 상대속도를 지속적으로 작동시키기 위해 차속 40kph로 정현파 노면 주행에 대해 시뮬레이션을 수행한 결과, 속업쇼버 작동 변위가 큰 저속 정현파 노면에서는 Fig.10에서와 같이 감쇠력이 큰 것이 피칭 주파수의 최대치가 작게 나타났다.⁶⁾

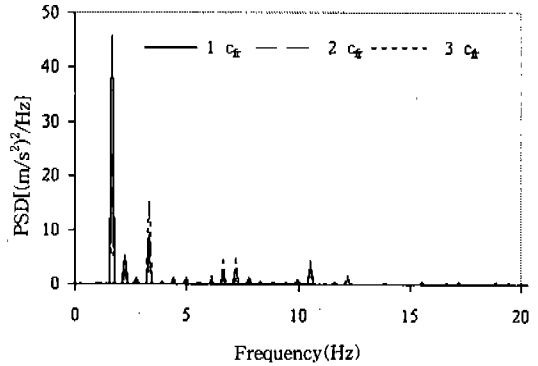
5.2.2 중속, 고속의 작동 영역

ISO에서 제시되는 C등급의 노면은 저주파가 우세한 불규칙 노면으로써 속업쇼버의 작동 속도는 Fig.11(a)에서와 같이 0.3~0.4m/s로 나타났는데, Fig.11(b)의 주파수 분석에서 감쇠력이 작은 것은 저주파의 피칭이 불리하고, 4~8Hz또는 그 이상의 주파수에서는 유리하게 나타났다.



c_{fr} : shock absorber damping force of front/rear

(a) Shock absorber relative speed



c_{fr} : shock absorber damping force of front/rear

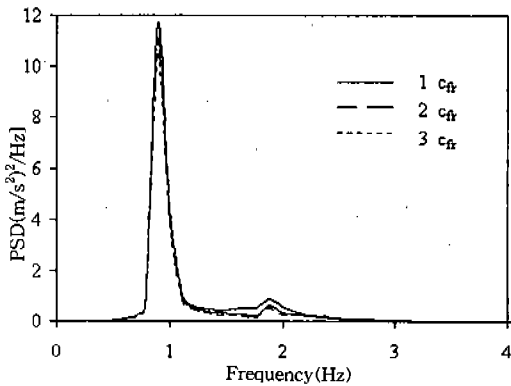
(b) Vertical acceleration PSD of body

Fig.11 Shock absorber velocity and vertical acc.PSD on the random road

감쇠력 증대는 피칭, 비운칭 운동량은 줄이나, 차체의 상하 운동 시 속업쇼버 감쇠력의 불규칙 진동으로 인하여 인간이 민감하게 느끼는 4~8Hz구간 및 그 외의 주파수에서는 승차감 측면이 불리하게 나타났다.

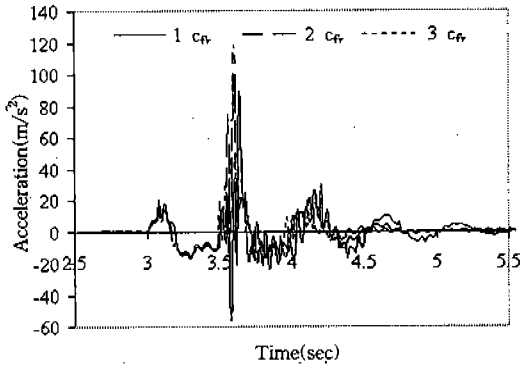
5.2.3 단일 돌기물 노면

차속이 60kph에서 폭 6m, 진폭 0.125m인 단일 돌기물 통과시, Fig.12와 같이 차량의 응답성을 보면 감쇠력이 증가하면 충격 후 진폭 감쇠효과를 가져온다. 그러나, 충격에 의한 언스프링의 공진 주파수(12.5Hz)의 PSD 최대 값의 증대로 인하여 승차감 측면에서는 불리하게 나타났다.



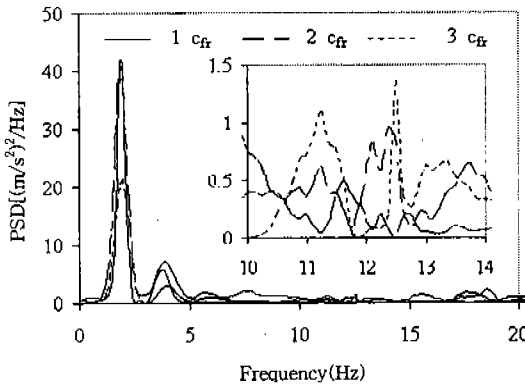
c_{fr} : shock absorber damping force of front/rear

Fig.10 Vertical acceleration PSD of body (sine road)



c_{fr} : shock absorber damping force of front/rear

(a) Vertical acceleration of body



c_{fr} : shock absorber damping force of front/rear

(b) Vertical acceleration PSD of body

Fig.12 Shock absorber velocity and vertical acceleration PSD on the bump road

6. 결 론

1) 현가 장치의 전후 스프링 강성에 따른 피칭 운동의 해석 결과, 전방 스프링은 증대(k_{f3})시키고, 후방 스프링은 감소(k_{r1})시키므로써, 노면 공진 주파수의 영향을 벗어나, 피칭을 줄이는 방향으로 설정할 수 있었다.

- 2) 차량의 피칭 운동 저감을 위해서는 저속 구간에서 속업쇼버 감쇠력을 증대하면, 변위 저하 측면에서 유리하다. 중·고속 구간에서는 저속보다 억제하여 완만한 기울기로 설정되어야 한다. 중·고속 구간에서의 단순한 감쇠력의 증가는 피칭 감쇠력은 증대하지만, 언스프링의 잔 진동으로 승차감은 불리하게 나타났다.
- 3) 본 해석을 통하여 차량의 피칭 운동을 다양한 노면에 의해 시간, 주파수 영역에서 해석적으로 비교할 수 있었다.

참 고 문 헌

1. Thomas D. Gillespie, "Fundamental of Vehicle Dynamics", Society of Automotive Engineers, 1992.
2. Hiroshi Ohasawa 외 2인, "A Study of Ride Improvement of the Bus", 일본자동차기술회, 학술강연회전체집 936, 1993-10, 9306714.
3. DADS User Manual, Computer Aided Design Software, Inc., Oakdale, IA, U. S. A. 1993.
4. 김광석, 유완석, "전력밀도함수를 이용한 노면형상 생성에 관한 연구", 한국자동차공학회 논문집, 제5권 제1호, pp. 136~145, 1997.
5. Naoto Fukushima, "Optimum Characteristics of Automotive Shock Absorbers under Various Driving Condition and Road Surface", JSAE Review, March 1983.
6. 福鳥直入 외 2인, "Suspension 입력을 고려한 Shock Absorber 특성의 적정화", 일본자동차 기술회, 1984.