

<논 문>

인체 진동을 고려한 최적 현가장치의 선정에 관한 비선형 모의실험

The Nonlinear Simulation on the Selection of Suitable Suspension Considering Human Vibration

김진기* · 홍동표** · 최만용*

Jin-Ki Kim, Dong-Pyo Hong and Man-Yong Choi

(1999년 9월 16일 접수:2000년 3월 20일 심사완료)

Key Words : Ride Quality(승차감), Evaluation of Ride Quality(승차감 평가), Human Vibration(인체 진동), Vibration Exposure(진동 피폭), Shock Absorber(속삭쇼버), Frequency Weighting Function(주파수 가중함수), Vehicle(자동차).

ABSTRACT

The evaluation of the ride quality had been performed by the subjective method before ISO2631 (International Organization for Standard 2631) and BS6841(British Standard 6841) was presented, but many research programs have been performed by the objective method after that. On this study, the ride quality was evaluated related with the objective method which considered the vibration which the human body feels on the driver's seat while driving on the road. In particular, we made the shock absorber nonlinear model and also selected the suitable shock absorber in the part of the vibration which the human body feels into the simulation. The shock absorber of suspension was dealt with 3 cases respectively with the front wheel and rear wheel. The vibration of the car driving on the road can be transferred to the wheel, the suspension, the vehicle body, the seat and the human body. The signal which was gained from the seat(hip) and the floor(foot) of the human body was changed to the vibration signal which the human body felt through using the frequency weighting function. And then the performance of the shock absorber was calculated through the statistic processing.

기 호 설 명

x	Distance(m)
v	Velocity of vehicle(km/h, m/s)
t	Time(sec)
V	Relative velocity of shock absorber(m/s)
W_b	Weighting function to assess human response to vibration
$a_w(t)$	Weighted acceleration

1. 서 론

자동차가 노면을 주행할 때 발생하는 진동 중 많은 부분이 노면에 의해 발생한다. 노면에 의해 발생된 진동은 바퀴, 현가장치, 차체 그리고 시트를 통해 사람에게 전달되어 진다. 승차감이란 이러한 진동을 사람이 느끼는 쾌적의 정도이다⁽¹⁾. 자동차의 승차감에 영향을 주는 인자는 많이 있지만 그 중에서도 서스펜션이 영향을 많이 주기 때문에 서스펜션을 고려한 승차감 향상에 대해 많은 연구들이 수행되어지고 있다⁽²⁾.

차량에서 느끼는 승차감의 평가는 지금까지 주관적인 방법을 많이 사용하고 있다. 그러나 이러한 방법은 사람의 기분, 건강의 상태, 평가 시간대 등에 의해 차이가 발생하여

* 정회원, 한국표준과학연구원, 계측공학그룹

** 정회원, 전북대학교 기계공학부, 자동차 신기술연구소

객관적인 평가 방법이 대두되었고, ISO 2631(International Organization for Standardization 2631)과 BS 6841(British Standard 6841)이 발표되면서 객관적인 평가방법에 많은 연구 성과를 거두고 있다.

ISO 2631과 BS 6841에서 제안한 방법으로 차량 전체의 응답 특성을 고려하여 승차감을 평가하는 것은 아직 드물며⁽³⁾ 운전자 혹은 탑승자의 접촉부로 전달되는 전신 피폭 진동을 이용한 승차감 평가가 수행되어지고 있다⁽⁴⁾. 그러므로 본 논문에서는 이 평가 방법을 사용하여 차량 전체의 승차감 평가를 위한 모의 실험을 수행하였다. 특히 현가장치의 속업쇼버의 감쇠 특성에 따른 승차감을 상대적으로 비교·분석하였다.

이 평가 방법은 상대적인 승차감 평가 방법으로 차체나 시트에서 사람에게 전달되는 진동 신호에 주파수 가중함수를 사용하여 사람이 느끼는 진동 신호로 변환하고 그것을 통계적인 방법으로 평가하는 것이다.

승차감은 속업쇼버 이외에 현가장치의 스프링 상수, 링크 구조, 그리고 킹핀, 캐스터, 토우 등에 의해서도 영향을 받고, 이런 변수 값들이 변화하면 조향성에도 영향을 미친다. 그러나 본 논문에서는 감쇠 특성 외의 다른 조건들은 모두 동일한 것으로 보았기 때문에 그것들의 영향은 무시하였다.

2. 모의 실험 모델링

모의 실험은 MATLAB 5.1과 SIMULINK 2.0의 상용화된 프로그램을 사용하여 수행하였다.

2.1 노면 모델링^(5,6)

시뮬레이션에 사용하는 노면은 범프(bump), 성크(sunk), 아스팔트(asphalt)이다. 범프와 성크 노면은 실제 실험 노면의 형상을 모델링 하였으며, 아스팔트 노면은 ISO 5008⁽⁶⁾에

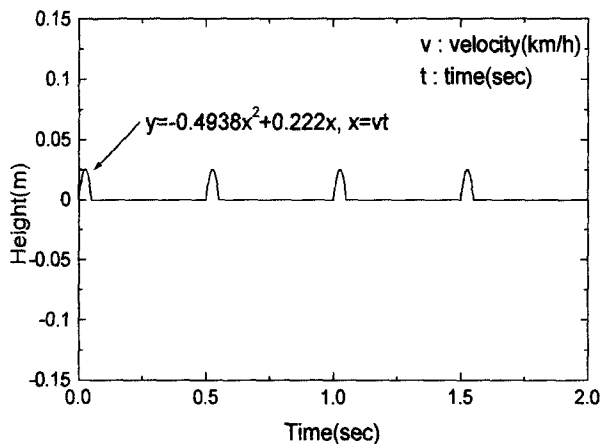


Fig. 1 Time signal of bump road at 30 km/h

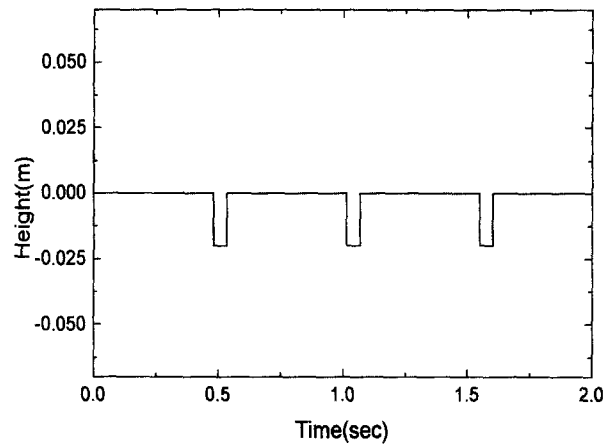


Fig. 2 Time signal of sunk road at 30 km/h

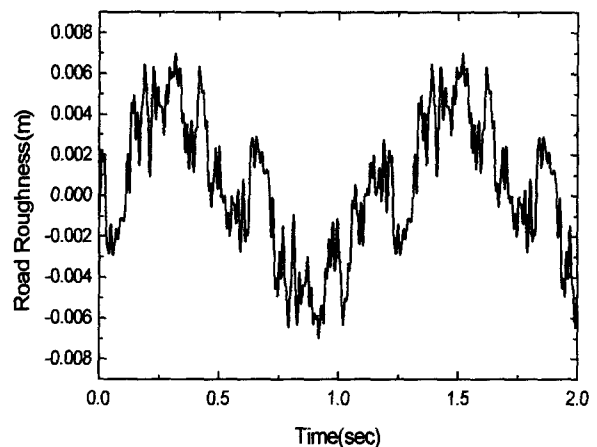


Fig. 3 Time signal of asphalt at 30 km/h(white noise)

서 규정하고 있는 노면 거칠기 분류 중 B 거칠기(Good 등급)를 사용하여 공간 주파수(spatial frequency) 형태로 화이트노이즈(white noise)를 발생하였다. 그 중에서도 주행 차량의 진동 입력으로는 타이어와 순간적으로 점 접촉을 이루는 두 곳의 조도만을 사용하기 때문에 차량의 진동 입력은 화이트 노이즈의 일부분인 칼라노이즈(colored noise)만을 사용하였다. 이러한 노면은 차량의 타이어 모델링의 변위로 입력이 된다. 노면의 각각의 형상은 Fig. 1~Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3은 공간주파수의 형태를 시간 함수로 나타낸 것이다.

2.2 속업쇼버(Shock Absorber)의 모델링⁽⁷⁾

속업쇼버는 일반적으로 선형으로, 즉 속업쇼버가 인장과 압축일 때, 그리고 속업쇼버의 상대 속도에 비례한 값을 갖는 것으로 가정한다. 그러나 실제의 속업쇼버의 경우는 Fig. 4와 같이 압축과 인장일 때 각각 다른 감쇠값을 갖는다. 뿐만 아니라 속업쇼버의 상대 속도에 따라 2차 함수와 1차

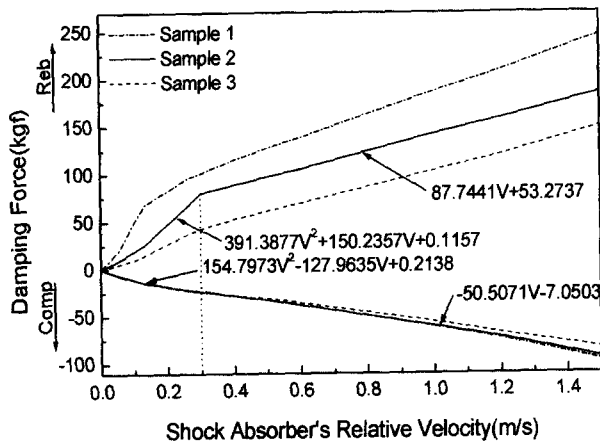


Fig. 4 The diagram of rear shock absorber's damping force

Table 1 The equations of shock absorber modeling

Model		Equations [damping force - unit : kgf (kg=9.81N)] [velocity - unit : m / s]
Front	Sample 1	Reb. $-75.4757V^2 + 456.0633V - 2.3983$ $137.3303V + 79.5212$
		Comp. $143.6951V^2 + 109.5812V - 1.0015$ $28.5442V + 33.9317$
	Sample 2	Reb. $714.6264V^2 + 145.512V + 0.1169$ $90.5011V + 83.7390$
		Comp. $-130.254V^2 + 115.2532V - 0.0927$ $48.4306V + 7.2939$
	Sample 3	Reb. $223.7856V^2 + 125.329V - 0.3951$ $94.5617V + 29.3833$
		Comp. $-658.7533V^2 + 340.0089V + 0.616$ $102.0705V + 9.4952$
Rear	Sample 1	Reb. $-923.2267V^2 + 625.0253V - 3.5064$ $119.0264V + 66.5973$
		Comp. $-170.7974V^2 + 128.7475V - 0.121$ $60.6039V + 2.9283$
	Sample 2	Reb. $391.3877V^2 + 150.2357V + 0.1157$ $87.7441V + 53.2737$
		Comp. $-154.7973V^2 + 127.9635V - 0.2138$ $50.5071V + 7.0503$
	Sample 3	Reb. $188.6944V^2 + 88.8435V - 0.1701$ $87.397V + 16.6187$
		Comp. $167.3023V^2 + 129.2738V - 0.0779$ $57.6953V + 4.8136$

cf) Reb. : Rebound, Comp. : Compression

함수의 특성을 갖는다⁽⁸⁾. 2차 함수와 1차 함수의 기준은 속업쇼버의 상대속도 0.3m/s이다. 일본의 자동차 규격(JASOC

Table 2 The number of case which is composited each sample

FDF \ RDF	Sample 1 (High)	Sample 2 (Medium)	Sample 3 (Low)
Sample 1 (High)	-	Case 1	-
Sample 2 (Medium)	Case 4	Case 2	Case 5
Sample 3 (Low)	-	Case 3	-

cf) FDF : Front Damping Force
RDF : Rear Damping Force
ex) Case 1 : Sample 1(Front) - Sample 2(Rear)

602)에서는 0.3 m/s일 때의 인장의 감쇠값을 속업쇼버의 선형 감쇠 대표값으로 쓰고 있다⁽¹⁾. 본 논문에서도 이 규격에 준하여 0.3 m/s의 인장시의 감쇠값을 사용하였다(Fig. 4 참조).

Fig. 4는 모의실험의 후륜에 사용된 속업쇼버의 감쇠 특성을 나타낸 선도이다. 이 감쇠 선도는 실험에 사용될 속업쇼버의 감쇠 특성을 측정하여 모델링한 것이다. 전륜과 후륜의 감쇠 함수는 Table 1에 나타내었다. 그리고 Table 2에서 시뮬레이션을 수행한 속업쇼버의 경우의 수를 나타내었다.

2.3 차량의 모델링^(9,10)

차량은 시트를 포함한 반차(a half car)의 5자유도 모델을 사용하였다. 이것을 Fig. 5에 나타내었다. 시트를 모델에 포함시킨 이유는 사람이 느끼는 진동을 측정하기 위해서이다. 그리고 사람을 따로 모델링하지 않고 시트와 사람이 하나로 거동하는 것으로 가정하였다. 즉 시트의 질량과 사람의 질량을 합하여 모의실험을 수행하였다. 그리고 시트에서 발생하는 진동은 엉덩이에서의 진동 성분으로 가정하였다. 현가장치의 탄성계수는 선형으로 취급하였으며, 속업쇼버의 상대속도 0.055 m/s이하에서는 일정한 감쇠값을 갖는 것으로 보았다. 타이어는 탄성 계수만을 고려하였고, 감쇠는 무시할 만큼 작다고 보았다. 차량의 주행 속도는 각각 30, 60, 100 km/h로 하였다.

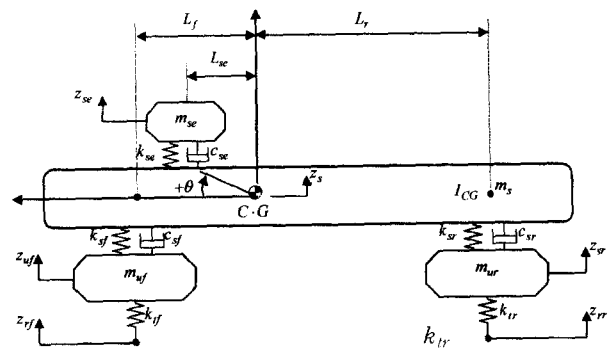


Fig. 5 A half car model with seat(5 D.O.F)

2.4 인체 감응 특성에 의한 승차감 평가^(11,12,13)

사람의 몸에 전달되는 진동은 인체와 시트의 접촉부를 통해서 전달된다. 인체의 접촉부의 위치 및 방향, 가해지는 진동의 주파수 성분에 따라 사람의 몸은 다른 인지 정도를 보인다. 이렇게 접촉부의 위치 및 축 방향에 대한 상대적 인지 정도를 수치화 한 인자를 '축방향보정치(axis multiplying factor)'라 하며 진동 성분의 주파수에 따른 인체가 느끼는 정도를 등가화 한 것을 '주파수 가중함수(frequency weighting function)'라 한다⁽¹¹⁾.

본 연구에서 사용한 진동축은 BS 6841의 진동 측정축(Griffin의 12축) 중에 두 축만을 사용하였다. 12축 모두를 사용하기 위해서는 사람을 따로 모델링하여야 하는데 여기에서는 다루지 않았다. 단지, 두 축만을 사용하였다. 그 두 축은 시트에서의 수직축(엉덩이 성분)과 차체 바닥(발)에서의 수직축이다. 이 두 축만을 사용한 이유는 Table 3에서 이 두 축의 진동량이 인체에 미치는 진동량의 63%를 차지하고 있기 때문이다⁽¹⁾. 엉덩이 부분의 수직 방향의 축보정계수는 1이고, 발 부분의 축보정계수는 0.4이다. 그리고 이 두 축에 사용되어지는 주파수 가중함수는 W_b 이다. 이 주파수 가중함수는 BS 6841에서 제안된 것이며, Fig. 6에 나타내었다⁽¹²⁾.

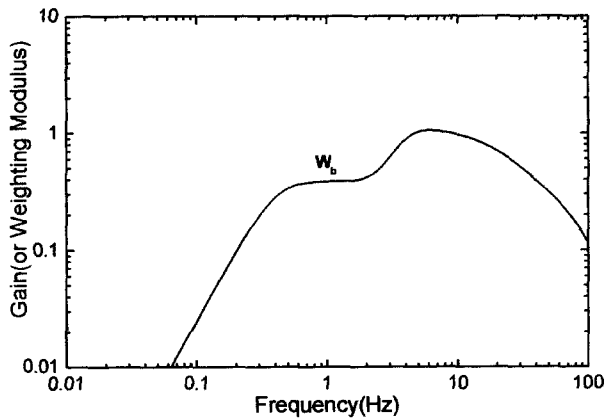


Fig. 6 Frequency characteristics of equivalent filters to weighting functions to assess human response to vibration

Table 3 The influence of ride on each vibration axis⁽¹⁾

Axis	Seat cushion				Seat back				Feet			
	x_s	y_s	z_s	r_x	r_y	r_z	x_b	y_b	z_b	x_f	y_f	z_f
Influence (%)	5	5	51	2	2	4	11	1	1	3	3	12
	69				13				18			
	82						18					

차체와 시트로부터 나온 가속도 신호는 실제 인간의 감성기관을 통하여 인지되는 감성량이 아닌 접촉부를 통하여 인체에 전달되는 물리적 측정치일 뿐이다. 이 신호를 푸리에 변환(fourier transform)시킨 후 인체의 주파수 가중 함수와 축보정계수를 거치게 된다. 그리고 이것을 다시 역 푸리에(inverse fourier transform) 변환을 하면 주파수가 가중된 가속도 신호를 얻을 수 있다.

승차감의 객관적인 평가량은 두 가지로 표현할 수 있다. 한 가지는 측정된 신호의 실효치(root mean squares, *r.m.s.*)이다.

$$r.m.s_{component} = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a_w^2(i) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

여기서 $a_w(i)$ 는 i 번째 가중된 진동 측정치의 진폭이며, N 은 샘플링된 진동 신호의 총 개수이다. 그리고 아래 첨자 'component'는 12가지 측정 진동 성분의 색인을 의미한다. 이 실효치는 진동량의 단순 크기를 나타낸다.

승차감을 평가하는 것은 인체에 가해지는 진동의 누적량을 고려한 인체 피폭 진동의 누적량으로 한다.

$$VDV_{component} = \left[\frac{T_s}{N} \sum_{i=1}^N a_w^4(i) \right]^{\frac{1}{4}} \quad (2)$$

여기서 T_s 는 진동 측정 시간이다. 진동 피폭량은 진폭의 4 제곱근으로 정의되며, 이는 진동 진폭 a 와 노출 시간 T 의 관계를 나타내는 4승의 법칙 즉, " $a^4 \cdot T = constant$ "는 실험적 결과에 근거를 두고 있다⁽¹²⁾.

실제 주행 중 인체에 가해지는 진동은 한정된 축 방향의 진동이거보다는 접촉 부분의 모든 축 방향의 진동 성분이 복합적이고도 동시적으로 전달된다. Griffin 교수가 지금까지 실험적 연구에서 밝힌 바⁽⁹⁾와 같이 각 부위의 개별적 진동량 크기의 비교에 의한 요소 승차감(component ride quality)분석 뿐만 아니라, 각각의 요소 승차감 결과를 취합한 전체 승차감(overall ride quality) 분석 또한 가능하게 하였다. 종합적 승차감 평가치인 전체 승차감 값은 요소 승차감을 정의하는 방법과는 다르게 환산한다. 실효치로 정의할 경우는 식 (3)과 같이 각 요소 승차감 값의 제곱 합의 제곱근으로 전체 승차감 값을 정의한다.

$$r.m.s_{overall} = \left[\sum r.m.s_{component}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3)$$

그리고 진동 피폭량(vibration dose value, VDV)으로 정의할 경우는 요소 승차감 값의 4승 합의 4승근으로 전체 승차감 값을 정의한다⁽¹³⁾.

$$VDV_{overall} = \left[\sum VDV_{component}^4 \right]^{\frac{1}{4}} \quad (4)$$

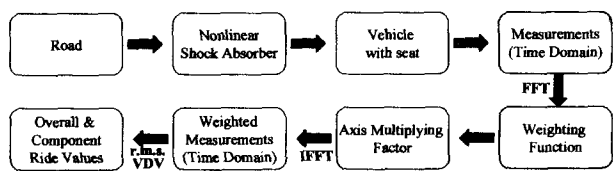


Fig. 7 Signal processing scheme of applying frequency weighting and axis multiplying factor to evaluated vibration signal

상기에서 언급한 가중함수와 식 (1)~(4)을 이용하여 일반 가속도 데이터를 가중된 가속도 데이터로 변환하였고 이 데이터를 수식을 이용하여 평가하는 프로그램(통계 처리)을 작성하였다. Fig. 7에서 신호 처리하는 전체 개념도를 나타내었다.

본 연구에서는 요소 승차감 값과 전체 승차감 값으로 실효치와 진동 피폭량을 함께 이용하여 속업쇼버의 성능을 비교하기 위하여 승차감에 대한 모의 실험 결과로 비교 분석하였다. 앞에서 언급했듯이 전체 승차감 값은 시트의 엉덩이와 발의 수직 방향 성분만 고려하였다.

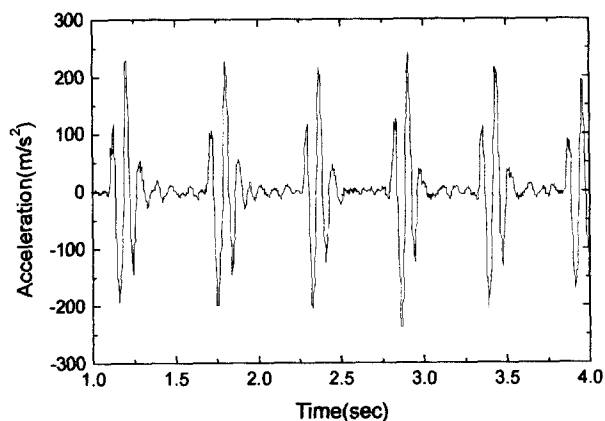
3. 속업쇼버의 선형모델과 비선형모델의 비교

Fig. 8(a), (b)에서 알 수 있듯이, 차량이 범프 노면을 주행할 때 스프링 아래 질량(unsprung mass)의 거동은 선형이든 비선형이든 아주 유사한 형상을 나타내고 있고 실험한 결과와도 거의 유사한 형태를 가지고 있다. 단지 진동의 크기만 다를 뿐이다.

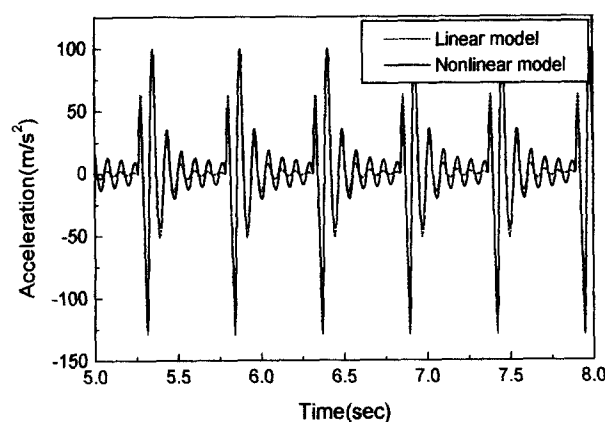
Fig. 9는 차량이 양호한 아스팔트 노면(good asphalt road, B class, ISO 5008)을 주행할 때의 스프링 아래 질량(unsprung mass)의 가속도를 나타낸 것이다. 선형 모델과 비선형 모델 사이에 많은 차이가 있음을 알 수 있다. 물론 경향은 비슷하나, 진동 가속도의 크기가 많은 차이가 있음을 확인할 수 있다.

범프 노면과 성크 노면과는 달리 아스팔트 노면에서 두 모델 사이에 차이가 많이 있는 이유는 속업쇼버의 상대 속도 때문이다. 즉 차량이 범프 노면과 성크 노면을 주행할 경우에는 속업쇼버의 상대 속도는 거의 0.3 m/s~1.5 m/s 사이에 놓이게 된다. 그래서 감쇠값은 선형 모델의 감쇠 기울기와 비슷하게 된다. 그리고 차량이 아스팔트 노면을 주행할 때 속업쇼버의 상대 속도는 0.3 m/s이하에 있게 된다. 비선형 모델은 이 구간에서 2차 함수의 감쇠 특성을 갖게 되므로 선형 모델의 기울기와는 많은 차이가 있게 된다.

이와 같이 비선형 모델은 차량이 거친 노면을 주행할 경우나 좋은 노면을 주행할 때도 효과적으로 그 영향을 평가할 수 있다.



(a) Acceleration signal of experiment



(b) Acceleration signal of simulation

Fig. 8 Acceleration of unsprung mass in each linear, nonlinear shock absorber and experiment (Bump, 30 km/h)

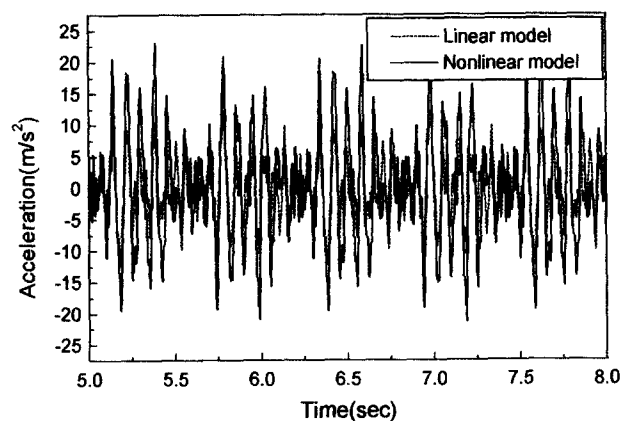


Fig. 9 The simulation acceleration of unsprung mass in each linear and nonlinear shock absorber model(a good asphalt road, 30 km/h)

4. 인체 감응 특성에 의한 승차감평가 모의 실험 결과

Fig. 10에서는 차량이 범프 노면을 속도 30 km/h로 주행했을 때 시뮬레이션을 수행한 결과, 시트에서의 가속도이다. Fig. 11에서는 차량에 장착된 속업쇼버의 감쇠 특성과 주행 속도 그리고 노면에 따라 인체에 미치는 영향성을 모의 실험한 결과를 나열하였다. 'S1S2' 등의 기호는 속업쇼버의 샘플의 기호이며 전륜이 Sample 1, 후륜이 Sample 2임을 의미한다.

Fig. 11으로부터 범프 노면이나 성크 노면에서는 RMS값과 VDV값의 경향성에 많은 차이가 보이는 것은 RMS값이 순간적이거나 과도기적으로 발생하는 큰 진동량에 대해서는 제대로 반영을 하지 못하기 때문이다⁽¹¹⁾. 그러나 VDV값은 그러한 큰 진동량에 대해서도 정확히 산출 할 수 있다. 이러한 이유 때문에 아스팔트 노면에서는 RMS 값과 VDV 값이 유사한 경향으로 나타나는 것을 볼 수 있다. 그러므로 범프나 성크 노면에서는 RMS 값보다는 VDV 값을 사용하는 것이 효과적이라 할 수 있다.

Fig. 11으로부터 아스팔트 노면을 주행할 때 어떤 속도에서도 좋은 속업쇼버는 S3S2로 나타났으며, S2S3은 고속에서, S2S1은 저속에서 양호한 것을 알 수 있다. 차량은 항상 아스팔트와 같은 좋은 노면만을 주행하지는 않는다. 범프나 성크와 같은 노면이나, 범프와 성크가 아주 심한 비포장도로도 주행할 경우가 있다. 그러므로 속업쇼버는 이러한 모든 조건을 모두 충족시켜야만 한다. S3S2는 일반 다른 속업쇼버보다는 전륜과 후륜 모두 감쇠값이 작은 것을 알 수 있다.

일반적으로 좋은 노면에 대해서는 낮은 감쇠값을 가지고 있는 것이 승차감이 좋은 것으로 알려지고 있다. 반면에 범프 노면에서는 아주 치명적으로 승차감 값이 좋지 않은

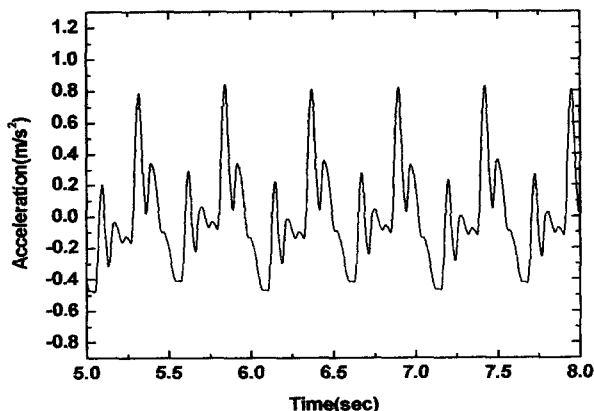
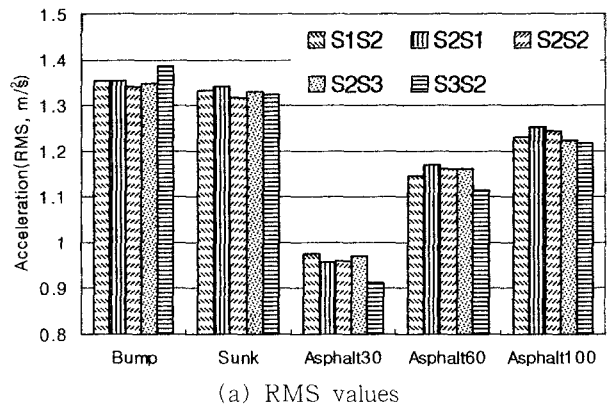
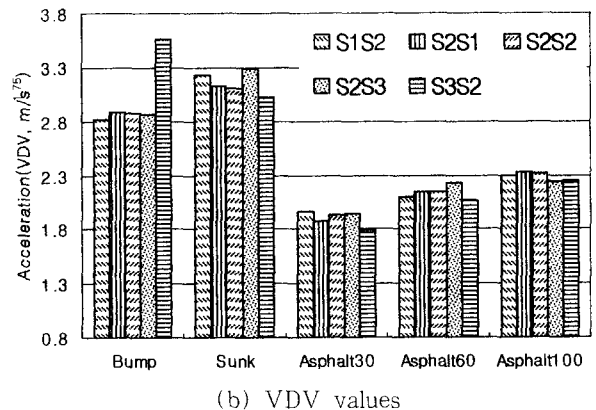


Fig. 10 Acceleration at seat(Case 2, Bump road, 30Km/h) : Simulation Result



(a) RMS values



(b) VDV values

Fig. 11 Overall vibration ride values on all shock absorbers

것을 알 수 있다. 이것도 일반적으로 알려진 사실로써 범프나 성크 노면에서 감쇠값이 작으면 오랫동안 진동하므로 좋지 않은 효과를 얻게 된다^(1,8). 그러므로 S3S2의 속업쇼버 조합은 좋은 것이라고는 말할 수 없다.

아스팔트 노면에서 모든 진동량은 속도에 따라 증가함을 알 수 있다. 그리고 S2S2가 범프 노면이나 성크 노면, 그리고 아스팔트 노면에서 속도에 따라라도 항상 중간값을 갖는 것을 알 수 있다. 즉 어떤 노면에서도 평이하게 적용될 수 있다는 것이다. 다른 속업쇼버의 조합들을 보면 아스팔트 노면에서 좋다면 범프 노면에서 아주 나쁜 것을 알 수 있다. 그러므로 시뮬레이션에 사용한 차량에 최적의 속업쇼버는 전륜에 Sample 2와 후륜에 Sample 2를 사용하는 것임을 확인 할 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 비선형 모델의 속업쇼버를 사용하여 차량을 모델링 하였으며, 노면으로부터 차체에 전달되는 진동이 사람에게 미치는 진동을 고려하여 속업쇼버의 성능을 상대

적으로 비교·분석하였다.

사람이 인지하는 진동 성분은 차체에서 전달되는 진동과는 다르다. 사람은 진동축, 진동 주파수에 따라 다른 정도를 가지고 인지하는데 이것을 확립한 것이 ISO 2631과 BS 6841이다. 본 논문에서는 이 규정들 중 BS 6841의 가중합수를 사용하였으며, 통계처리 및 평가 방법은 ISO 2631에 근거하여 주파수 가중 가속도를 구하고 그것에 의한 승차감을 비교하였다.

속업쇼버를 감쇠력 특성에 따라 전륜에 3개, 후륜에 3개의 모델을 만들어 차량에 모델에 적용하여 차량의 속도와 주행 노면에 따라 발생하는 진동을 인체에 미치는 진동을 고려하여 적절한 속업쇼버를 선정하였다.

참고 문헌

- (1) 사단법인 한국자동차공학회, 1996, 자동차 기술 핸드북, 1권 기초 이론편, 사단법인 한국자동차공학회, pp. 259~352.
- (2) John Woodrooffe, "Heavy Truck Suspension Damper Performance for Improved Road Friendless and Ride Quality", SAE Paper 952636.
- (3) Wen L. Li, Gopi Somayajula, 1994, "Off-Highway Vehicle Ride Comfort Analysis", SAE Paper No. 941815.
- (4) 정완섭, 우춘규, 박세진, 김수현, 1997, "동시 3축 가진에 의한 자동차 의자류의 승차감 평가, 한국소음진동학회, 제 7 권, 제 1 호, pp. 143~152.
- (5) 김광석, 유완석, 1997, "전력밀도함수를 이용한 노면 형상 생성에 관한 연구", 한국자동차공학회, 제5권, 제1호, pp.136~145.
- (6) ISO/TC108/SC2/WG4 NG4 N57, Reporting Vehicle Road Surface Irregularities, 1982.
- (7) A. Jolly, 1983, "Study of Ride Comfort Using a Nonlinear Mathematical Model of a Vehicle Suspension", Int. J. of Vehicle Design, vol. 4, no.3.
- (8) 김호용 譯, 가야마공업주식회사 編, 1997, "자동차 현가장치", 에드텍 출판사.
- (9) 류광찬, 1994, "Human Perception Response를 고려한 자동차 현가장치의 설계", 단국대학교 공학석사 학위 논문.
- (10) D. Moline, S. Floyd, and et al., "Simulation and Evaluation of Semi-active Suspension", SAE Paper 940564.
- (11) M. J. Griffin, 1990, Handbook of Human Vibration, Academic Press, London.
- (12) British Standards Institution, 1987, British Standard Guide to Measurement and Evaluation of Human Expose to Whole-body Mechanical Vibration and Repeated Shock(BS6841), British Standards Institution.
- (13) International Organization for Standardization, 1985, Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration Part I : General Requirement (ISO 2631/1), International Organization for Standardization.