

## 자동차용 댐퍼의 비선형 동특성

### Nonlinear Dynamic Characteristics of an Automobile Damper

조성진\* · 전광기\*\* · 최성진\*\* · 최규재\*\*\* · 최연선\*\*\*\*

Sung-Jin Cho\*, Kwang-Ki Jeon\*\*, Sung Jin-Choi\*\*, Gyoo-Jae Choi\*\*\* and Yeon-Sun Choi\*\*\*\*

Key Words : Nonlinear System Identification(비선형 시스템 규명), Hysteresis(이력감쇠), Least Square Method(최소자승법)

#### ABSTRACT

The nonlinear characteristics of a damper is directly related to the car behavior and performance, both for handling and comfort. So considering the nonlinear characteristics of a damper such as hysteresis is important to analyze the dynamic characteristics of a car suspension. In this study, a mathematical nonlinear dynamic damper model based on experimental data is devised to estimate the nonlinear parameters of a NEW EF-SONATA damper using the least square method. The devised nonlinear dynamic damper model is used to analyze the reaction force of a NEW EF-SONATA suspension using ADAMS. The simulation results are good agreement with the experimental data than those of the linear model.

#### 1. 서 론

차량은 주행 중에 다양한 노면입력과 운전조건에 따라 상하운동 및 피칭(pitching), 롤링(rolling), 요잉(yawing)운동을 한다. 이중 차량의 상하운동과 피칭은 승객의 불편감을 유발하는 요인으로 현가장치의 특성에 따라 좌우된다. 따라서 차량의 설계 시 현가장치의 동특성을 예측하는 것은 중요하다. 현가장치의 동특성 예측을 위해 Clark[1]과 Mitschkel[2]는 2차원 4자유도 모델을 제시하였다. Kohr[3]의 3차원 7자유도 모델을 제시하였고, 최근에는 각 부품에 대한 영향을 예측하기 위해 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS를 이용한 동특성 해석[4]이 많이 이루어지고 있다. 그러나 기존의 연구로부터 스프링, 댐퍼는 비선형 요소임이 확인되었고 선형모델로는 해석의 정확도 측면에서 한계가 있다는 것이 입증되었다.[5-6] 실제적으로 스프링은 형상과 선간 접촉에 따라 비선형성을 가지며 댐퍼는 인장과 압축 시에 감쇠력이 틀려지고 주기적인 동하중을 받을 경우 히스테리시스 현상(hysteresis curve)을 보이며 댐퍼 로드와 튜브사이의 마찰에 의해 비선형성을 가지게 된다. 하지만 현재 자동차 업계는 설계 시 각 기계요소의 비선형

성을 고려하지 않기 때문에 승차감 향상을 위해 반복적인 실험과 전문 테스트 드라이버의 튜닝감각에 의존하고 있는 실정이다. 따라서 현가장치의 동특성 해석 시 각 기계요소를 비선형으로 모델링 하는 것이 필수적이다. 2000년대에 들어서 비선형에 관한 연구가 활발히 진행되고 있는데 Kulisiewicz[7]는 기계 시스템에서 비선형 감쇠항과 비선형 강성항이 동시에 작용하는 운동방정식을 제시하였고, Li[8]는 1자유도 비선형 현가장치 모델로 차량의 상하운동에 따른 혼동운동을 해석하였다.

본 연구에서는 뉴 EF 소나타 승용차의 현가장치요소 중 댐퍼의 비선형성을 실험을 통해 확인하고, 이 실험 데이터를 비선형 시스템 규명법(nonlinear system identification)에 적용하여 댐퍼의 비선형 모델을 제시하였다. 또한 이 모델을 ADAMS의 CSM(conceptual suspension module)을 사용하여 현가장치의 부품하중 해석을 하였고, 해석결과를 실험 및 선형 모델 해석결과와 비교하여 추정된 비선형 댐퍼모델의 타당성을 검증하였다.

#### 2. 뉴 EF 소나타의 비선형 댐퍼

댐퍼의 감쇠력 측정을 위해 MTS사의 단축 시험기를 사용하였다. 실험장비 및 센서 위치는 Fig. 1과 같다. 그림에서와 같이 댐퍼 아래부분은 가진기에 고정하였고 댐퍼의 윗부분은 감쇠력 측정을 위해 로드셀에 고정하였다. 또 온도

\* 정희원, 성균관대학교 기계공학과 대학원  
\*\* 정희원, 자동차부품연구원 연구개발총괄본부  
\*\*\* 정희원, 군산대학교 기계공학과  
\*\*\*\* 책임저자, 정희원, 성균관대학교 기계공학과  
E-mail : yschoi@yurim.skku.ac.kr  
Tel : (031)290-7440. Fax : (031)290-5849

에 따른 감쇠력의 변화를 최소화하기 위해 온도센서를 부착하여 실험 중에 실시간으로 댐퍼의 온도를 모니터링하였다.

댐퍼의 비선형 시스템 규명을 위해 Fig. 2와 같은 조화가진에 대한 댐퍼의 감쇠력 측정데이터가 사용되었다. 입력신호는 변위로 가해졌으며, 댐퍼의 감쇠력 추정에 필요한 속도신호는 변위를 미분함으로써 구할 수 있다.

초기모델의 구조는 Kulisiewicz[7]가 연구한 비선형 댐퍼 모델을 제시하였다. 이 밖에 강성과 감쇠의 연성을 고려한 항을 포함하여  $L = 5, M = 3$ 으로 놓고 식 (2)과 같이 감쇠력 모델을 만들었다. 각 항의 중요도는 모델링 오차감소에 대한 중요도를 기준으로 판별하여야 한다. 오차감소율(error reduction ratio)[9]은 식 (1)와 같이 나타낼 수 있으며, 여기서  $y$ 는 시스템의 응답,  $X_i$ 는 후보항,  $n$ 은 후보항의 갯수이다. 즉 오차감소율은 전체 응답에 대한 각 후보항의 비율을 의미한다. 모델조합이 만들어지고  $1 - \sum_{i=1}^n [ERR]_i$  을 계산하여

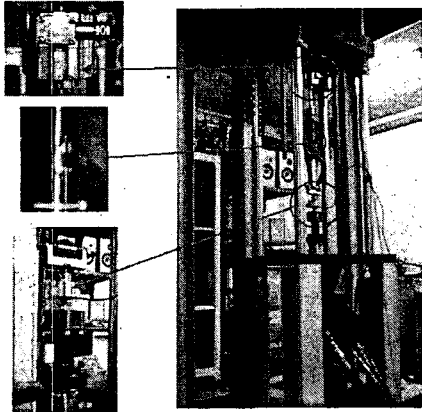


Fig. 1 Experimental Set-up

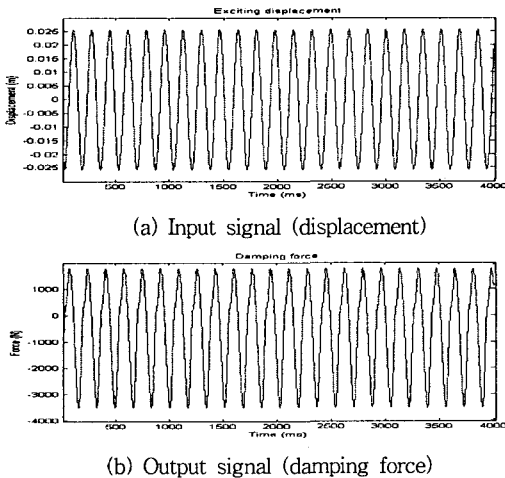


Fig. 2 Measurement data

실정한 오차보다 작으면 최적의 모델 조합이 만들어졌다고 할 수 있다.

$$[ERR]_i = \frac{(X_i)^2}{y^2}, \quad (0 \leq i \leq n) \quad (1)$$

모델선택과정을  $1 - \sum_{i=1}^n [ERR]_i \leq 0.01$ 가 만족될 때까지 반

복하였으며 오차감소율이 0.01보다 큰 항만을 최종 모델에 포함시켰다. Fig. 3은 이와 같은 모델 선택과정을 블록다이어그램으로 나타낸 것이고, Table 1은 이 과정을 통해 구한 오차감소율이다. 그 결과 최종적으로 식 (3)과 같은 모델을 얻었다. 최종 모델에 대한 각 파라미터는 최소자승법을 이용하여 추정하였고 그 값은 Table 2와 같다.

$$f(x, \dot{x}) = \sum_{n=1}^L k_n x^n + \sum_{n=1}^L c_n \dot{x}^n + \sum_{n=1}^M \sum_{m=1}^M h_{nm} x^n \dot{x}^m \quad (2)$$

$$f(x, \dot{x}) = k_1 x + c_1 \dot{x} + c_2 \dot{x}^2 + c_3 \dot{x}^3 + c_4 \dot{x}^4 + c_5 \dot{x}^5 + h_1 x \dot{x} \quad (3)$$

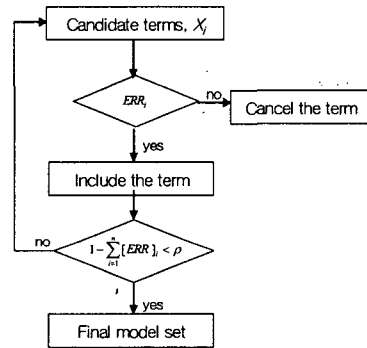


Fig. 3 Model estimation process

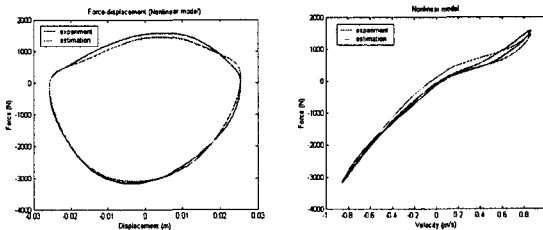
Table 1 Error reduction ratio of each term

Term	ERR	Term	ERR
$x$	0.06700	$x\dot{x}$	0.21581
$x^2$	0.00078	$x\dot{x}^2$	0.00151
$x^3$	0.00050	$x\dot{x}^3$	0.00245
$x^4$	0.00004	$x^2\dot{x}$	0.00045
$x^5$	0.00010	$x^2\dot{x}^2$	0.00520
$\dot{x}$	0.41145	$x^2\dot{x}^3$	0.00203
$\dot{x}^2$	0.23712	$x^3\dot{x}$	0.00002
$\dot{x}^3$	0.02078	$x^3\dot{x}^2$	0.00001
$\dot{x}^4$	0.01574	$x^3\dot{x}^3$	0.00005
$\dot{x}^5$	0.01895	-	-

### 3. 비선형 댐퍼모델 검증

댐퍼는 주기적인 동하중을 받을 때 히스테리시스 현상을 보인다. 히스테리시스 현상은 기계시스템의 비선형 현상으로 댐퍼의 내, 외부 마찰에 의한 에너지 손실에 의해 발생하게 된다. 이 현상은 댐퍼의 감쇠력 특성에 영향을 미치기 때문에 차량의 동특성 예측 시 중요하므로 댐퍼 모델링 시 이 현상을 재현할 수 있는 모델을 만들어야 한다. 본 연구에서는 비선형 시스템 규명을 통한 댐퍼모델에 주기적인 동하중을 가하여 히스테리시스 현상을 재현하고, 이를 실험결과와 비교하여 모델의 타당성을 검증하였다. 또 이 모델을 가지고 랜덤입력신호에 대한 감쇠력 특성을 수치해석하고 그 결과를 실험결과와 비교하여 이 비선형 댐퍼모델이 실제 차량의 가진인 랜덤입력신호에도 적합한 모델임을 검증하였다.

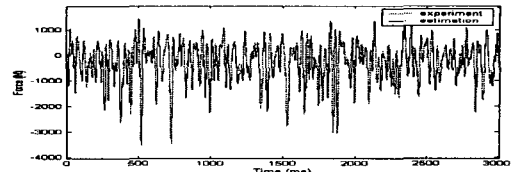
먼저 식 (3)의 비선형 댐퍼모델에 변위  $\pm 25\text{ mm}$ ,  $5.5\text{ Hz}$ 의 입력신호를 가하였다. Fig. 4 (a)는 이 입력신호에 대한 힘-변위 곡선을 나타낸 것이고 Fig. 4 (b)는 힘-속도 곡선을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 히스테리시스 현상을 잘 표현하는 모델임을 알 수 있고 이 현상은 실험결과와도 일치한다. 랜덤입력신호에 대해서도 모델검증을 하였다. 모두 세 종류의 랜덤입력신호에 대한 수치해석을 실시하였다. Fig. 5는 실험과 수치해석 결과를 나타낸다. 그림과 같이 이 비선형 댐퍼모델은 랜덤입력신호에 대한 감쇠력 특성 해석에도 적합함을 알 수 있다.



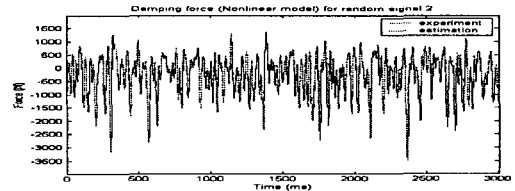
(a) Force-displacement curve (b) Force-velocity curve  
Fig. 4 Model verification for harmonic input

Table 2 System parameters

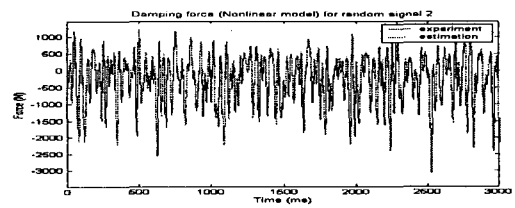
Para.	Value	Para.	Value
$k_1$	$4318\text{ N/m}$	$c_4$	$1369\text{ (Ns/m)}^4$
$c_1$	$2202\text{ Ns/m}$	$c_5$	$800\text{ (Ns/m)}^5$
$c_2$	$-2175\text{ (Ns/m)}^2$	$h_1$	$4679\text{ (N/m)}^2\text{ s}$
$c_3$	$22\text{ (Ns/m)}^3$	-	-



(a) Damping force for random signal 1



(b) Damping force for random signal 2



(c) Damping force for random signal 3

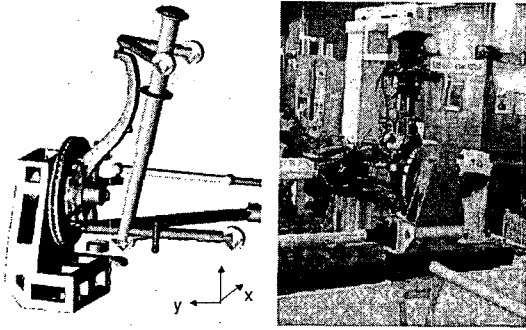
Fig. 5 Model verification for random input

### 4. ADAMS를 이용한 부품하중해석

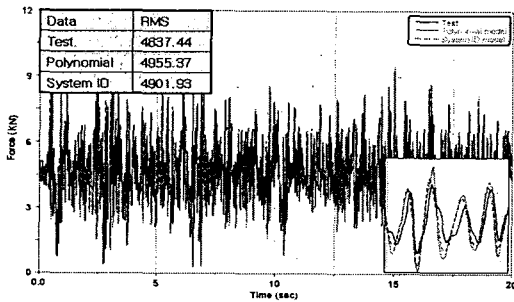
현가장치의 내구성 향상과 최적 설계를 위해서는 각 부품의 동특성과 각 부품에 대한 동하중의 정확한 해석이 중요하다.

본 연구에서는 시스템 규명을 통해 개발되어진 비선형 댐퍼모델을 ADAMS를 이용한 뉴 EF 소나타 샤시코너모듈의 부품하중해석에 이용하고, 그 결과를 선형 모델 및 실험결과와 비교하였다. Fig. 6 (a)는 ADAMS를 이용한 3축 시험기 모델을 나타낸 것이고 (b)는 부품하중해석을 위한 실험장치를 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 ADAMS를 이용하여 3축 시험기의 wheel jig, actuator jig의 질량과 관성 영향이 포함되도록 모델링하였고, 가진입력은 실차 주행시험에서 측정된 신호를 바탕으로 생성한 구동파일을 사용하여 3축 시험기의 가진기에서 발생하는 힘 성분을 사용하였다.

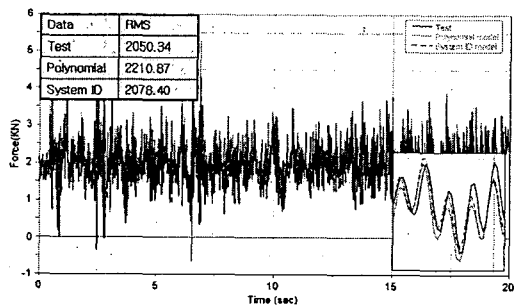
Fig. 7은 댐퍼의 특성에 의해 가장 큰 영향을 받는 현가장치의 로어암(lower arm)과 어퍼암(upper arm)의 볼조인트에서의 부품하중 측정값과 ADAMS 해석결과를 비교한 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 선형 모델보다 비선형 모델이 실험결과와 잘 일치함을 알 수 있다.



(a) Simulation (b) Experiment  
**Fig. 6** 3-axis simulator



(a) Lower arm ball joint tension



(a) Upper arm ball joint lateral  
**Fig. 7** ADAMS simulation results

## 5. 결 론

뉴 EF 소나타 현가장치요소 중 댐퍼의 히스테리시스 현상을 실험을 통해 확인하였고, 이 실험데이터에 비선형 시스템 규명을 적용하여 댐퍼의 히스테리시스 현상을 반영하는 비선형 모델을 개발하였다. 개발되어진 비선형 모델의 타당성을 검증하기 위해 조화입력과 랜덤입력에 대한 감쇠력

을 수치해석하였고, 이를 실험결과와 비교하였다. 또 개발된 비선형 모델을 ADAMS를 이용 샤시코너모듈의 부품하중해석에 이용하였고, 그 결과 선형 모델보다 좋은 결과를 나타내었다. 본 연구에서 개발된 비선형 모델은 향후 자동차용 현가장치의 내구성해석 및 승차감해석에도 유용할 것으로 판단된다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부가 지원하는 중기거점기술개발사업(샤시코너모듈 공통기반기술개발)으로 지원받아 수행하였습니다.

## 참 고 문 헌

- (1) D. C. Clark, 1962, "A preliminary investigation into the dynamic behavior of vehicles and highways", SAE Trans., Vol. 70, pp. 447-455.
- (2) M. Mitschke, 1962, "Influence of road and vehicle dimensions on the amplitude of body motion and dynamic wheel loads", SAE Trans., Vol. 70, pp. 434-447.
- (3) R. H. Kohr, 1961, "Analysis and simulation of automobile ride", SAE Trans., Vol. 69, pp. 110-119.
- (4) A. K. Rao, F. Giannopoulos, 1981, "Dynamic loads on suspension component using mechanism programs", SAE 811307.
- (5) K. Reybrouck, "A non linear parametric model of automotive shock absorber", SAE 940869.
- (6) B. Ravindra and A. K. Mallik, 1994, "Performance of non-linear vibration isolation under harmonic excitation", Journal of Sound and Vibration, Vol. 170, No. 3, pp. 325-337.
- (7) M. Kulisiewicz, R. Iwankiewicz, S. Piesiak, 1997, "An identification technique for nonlinear dynamical system under stochastic excitation," Journal of Sound and Vibration, Vol. 200, No.1, pp. 31-40.
- (8) Shaohua Li, Shaopu Yang, Wenwo Guo, 2004, "Investigatin on chaotic motion in hysteretic nonlinear suspension system with multi-frquency excitations," Mechanics Research Communications 31, pp 229-236.
- (9) S. Chen, S. A. Billings and W. Luo, 1989, "Extended model set, global data and threshold model identification of severely non-linear system", International Journal of Control, Vol. 50, pp. 1897-1923.