

## ER 유체를 이용한 상용차 운전석의 반능동형 현가 장치

°최정환\*, 남무호\*\*, 최승복\*\*\*, 정재천\*\*\*

### A Semi-Active Suspension Using ER Fluids for a Commercial Vehicle Seat

°Jeong-Hwan Choi\*, Moo-Ho Nam\*\*, Seung-Bok Choi\*\*\* and Chae-Cheon Cheong\*\*\*

#### ABSTRACT

This paper presents a new concept of a semi-active suspension system for a commercial vehicle seat. The proposed suspension system features an ER(electro-rheological) damper which can produce continuously tunable damping forces by control electric fields. A dynamic model of the ER damper is first achieved by incorporating Bingham property of the ER fluid, followed by the formulation of governing equations of motion for the suspension system. A sliding mode controller is then designed on the basis of the hyper-plane sliding mode scheme. The effectiveness of the proposed control system is evaluated by investigating control performance for vibration isolation.

#### 1. 서론

최근 상용 차량의 연구 동향을 보면 인간에 대한 고려가 더욱 가미된 이른바 생체공학적 개념을 접목시키는 연구가 크게 대두되고있다.<sup>(1)</sup> 차량을 운전하는 운전자는 필연적으로 피로를 느끼게 되는데, 특히 대형 상업용 차량의 경우 장거리, 장시간의 운행, 거친 환경 또는 열악한 도로 조건 등으로 인하여 이를 운전하는 운전자는 승용차를 운전하는 일반인보다 훨씬 큰 피로를 느끼게 된다. 이에 앞으로의 상업용 대형차량 개발의 중요한 요인 중 하나인 운전자의 피로감을 줄이는 장치에 대한 연구 개발이 필수적이다.<sup>(2)</sup> 운전자가 피로를 느끼게 되는 가장 큰 요인은 운전자에게 전달되는 진동 때문이며 이를 적절히 절연 시키기 위한 장치로는 주 현가 장치(primary suspension), 캐빈 현가 장치(cabin suspension), 운전석 현가 장치(seat suspension)등이 있으며 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.<sup>(3)</sup>

이에 본 논문에서는 최근 각광 받고 있는 스마트 재료 중 하나인 전기 유동 유체 [이하 ER(electro-rheological) 유체라 칭함] 를 이용한 운전석용 반 능동형 현가 장치를 제안하고, 이에 대한 제어기로, 고차 가변 구조 슬라이딩 모드 제어를 적용하여 운전자로 전달되는 진동을 효율적으로 절연하고자 한다.

#### 2. 운전석 현가 장치 모델링

##### 2.1 ER 댐퍼 모델링

ER 유체의 특성은 일반적으로 전기장이 가해짐에 따라 유체의 전단 응력이 변화되는 것으로, 전기장 무부하시에는 유체 입자가 자유로이 운동하는 뉴토니안(Newtonian) 유체 상태에서, 전기장 부부하시에는 입자가 체인형의 구조를 형성하여 유체가 항복 응력을 갖는 빙햄(Bingham) 유체 상태로 변화하게 된다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$\tau = \eta \dot{\gamma} + \tau_y(E) \tag{1}$$

여기서  $\tau$ 는 유체의 전단 응력(shear stress)을 나타내고  $\dot{\gamma}$ 은 전단 속도비(shear rate)이며,  $\eta$ 는 ER 유체의 점성 계수를 나타낸다.  $\tau_y(E)$ 는 ER 유체의 항복 응력을 표현한 것으로 전기장  $E$ 의 크기에 지수 함수의 관계를 갖는다. 따라서 식(1)을 다시 쓰면 다음과 같다.

$$\tau = \eta \dot{\gamma} + \alpha E^\kappa \tag{2}$$

여기서  $\alpha$  및  $\kappa$  값은, ER 유체의 고유치로서 용매 종류, 용매 점도, 입자 종류, 입자 중량비, 등 ER 유체 조성 조건에 따라 달라진다. 본 연구에 적용된 ER 유체는 실리콘 오일을 기본유로 하는 것으로서, 이 ER 유체의 항복 응력을 식(2)와 같이 쓰면  $97.42E^{1.38} Pa$ 의 관계식으로 표현할 수 있다.

본 연구에서 제안된 ER 댐퍼의 구조는 Fig. 1에

\* 인하대학교 대학원 기계공학과

\*\* 유한전문대학 기계과

\*\*\* 인하대학교 기계공학과

서 보는바 와 같다. ER 유체가 원형 덕트사이로 유동할 때 발생하는 유체 저항은 다음과 같이 주어진다.

$$R_e = \frac{12\eta L}{bh^3} \quad (3)$$

한편 전기장 부하시 ER 유체의 전단 응력 증가에 따른 압력 강하  $P_{ER}$  은 다음과 같이 주어진다.

$$P_{ER} = 2 \frac{L}{h} \alpha E^\kappa \quad (4)$$

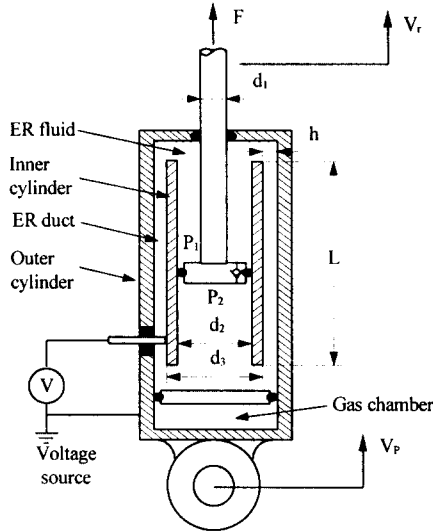


Fig. 1 Schematic diagram of the ER damper

Fig. 1 에 주어진 ER 댐퍼의 본드 그래프 모델을 통하여 다음과 같은 지배 방정식을 얻을 수 있다.

$$\dot{q}_1 = A_r(V_p - V_r) \quad (5)$$

$$F = \frac{A_r}{C_g} q_1 + (A_p - A_r)^2 R_e (V_p - V_r) + (A_p - A_r) P_{ER} \quad (6)$$

여기서,  $C_g$  는 가스 챔버에서의 가스의 압축성으로 인하여 발생하는 컴플라이언스이고,  $A_r$  은 피스톤 로드와 단면적이며,  $A_p$  는 피스톤 단면적을 나타낸다. 또한,  $q_1$  은 하부 챔버의 부피,  $F$  는 ER 댐퍼의 댐핑력,  $V_p$  는 피스톤 속도, 그리고  $V_r$  은 피스톤 로드와 속도이다.

## 2.2 운전석 현가 장치 모델링

본 연구에서 제안된 운전석 현가 장치 모델은 Fig. 2 에서 보는 바와 같다.

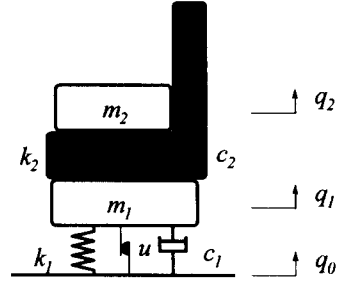


Fig. 2 ER seat suspension system

상기의 모델로부터 동적 지배 방정식을 유도하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{q}_1 &= -c_1(\dot{q}_1 - \dot{q}_0) - k_1(q_1 - q_0) \\ &\quad + c_2(\dot{q}_2 - \dot{q}_1) + k_2(q_2 - q_1) - u \quad (7) \\ m_2 \ddot{q}_2 &= -c_2(\dot{q}_2 - \dot{q}_1) - k_2(q_2 - q_1) \end{aligned}$$

여기서  $m_1$  은 운전석 지지부의 질량,  $m_2$  는 운전자의 질량,  $c_2$  와  $k_2$  는 각각 운전석 쿠션의 댐핑 계수와 스프링 상수이며,  $u$  는 제어 입력(댐핑력)을 나타낸다. 상태 변수  $X = [q_1 \ q_2 \ \dot{q}_1 \ \dot{q}_2]^T$  로 정의하면, 식(7)은 다음과 같은 상태 방정식(state-equation)으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{X} = AX + Bu + D$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{k_1 + k_2}{m_1} & \frac{k_2}{m_1} & -\frac{c_1 + c_2}{m_1} & \frac{c_2}{m_1} \\ \frac{k_2}{m_2} & -\frac{k_2}{m_2} & \frac{c_2}{m_2} & -\frac{c_2}{m_2} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{m_1} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{c_1}{m_1} \dot{q}_0 + \frac{k_1}{m_1} q_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

### 3. 제어기 설계

반 능동형 운전석 현가 장치를 위한 제어기로 시스템 불확실성과 외란 등에 강건한 슬라이딩 모드 제어기 중 상태 변수를 모두 고려하는 고차 가변 구조 슬라이딩 모드 제어기를 사용하였다.<sup>(6)</sup> 먼저 슬라이딩 서피스를  $S(X) = CX$  라 정의하고, 슬라이딩 서피스 계인  $C$ 를 결정하기 위하여  $A$ 의 고유치를 고려하여 차수(order)가 하나 낮은 요구 고유치를 선택한다. 이로부터 얻어지는 행렬을  $J$ 라 할 때, 이 행렬은 대각 행렬 이거나 Jordan-블록 형태의 행렬이 된다. 임의의 행렬  $L$ 을 정의하고 고유 벡터 행렬  $W$ 를 다음과 같이 구한다.

$$AW - WJ = BL \quad (9)$$

$W$ 를 구한 후  $[B \ W]^{-1}$ 을 계산한 결과로부터 요구 슬라이딩 계인  $C$ 를 도출해 낼 수 있다. 그리고, 슬라이딩 모드가 존재하기 위한 조건은  $S(X)\dot{S}(X) < 0$  이므로 이를 만족하는 불연속 제어기  $u$ 는 다음과 같다.

$$u = -(CB)^{-1}[CAX + k \text{sat}(S)] \quad (10)$$

$$k > |k_1 q_0| + |c_1 \dot{q}_0|$$

$$\text{sat}(S) = \begin{cases} S / \varepsilon, & |S| < \varepsilon \\ \text{sgn}(S), & |S| > \varepsilon \end{cases}$$

여기서  $k$ 는 불연속 제어 계인이며, 포화 함수  $\text{sat}(S)$ 는 불연속 제어기 적용시 발생하는 채터링을 줄이기 위하여 부호 함수 대신 사용되었다. 제어기로부터 결정된  $u$ 는 다음과 같은 반능동형 현가 장치 제어 입력 조건을 통하여 결정된다.

$$\begin{aligned} u \cdot \text{sgn}(\dot{q}_1 - \dot{q}_0) > 0 &\rightarrow u \\ u \cdot \text{sgn}(\dot{q}_1 - \dot{q}_0) < 0 &\rightarrow 0 \end{aligned} \quad (12)$$

최종 결정된 제어 입력  $u$ 는 다음과 같이 전기장의 함수로 전환되어 ER 댐퍼에 공급된다. 아래의 식에서 제어 입력  $u$ 는 전기장에 의해 발생하는 ER 유체의 항복 응력 변화에 의한 댐핑력 변화를 의미 한다.

$$E = \left[ \frac{u}{(A_p - A_r)} \cdot \left( \frac{h}{2L\alpha} \right) \right]^{\frac{1}{\kappa}} \quad (13)$$

### 4. 컴퓨터 시뮬레이션

#### 4.1 시스템 변수 설정

본 연구에 사용된 ER 댐퍼의 사양은 Table 1 과 같다.

Table 1 Specifications of the ER damper  
Unit : (m)

Radius of rod	$d1$	0.0055
Radius of piston	$d2$	0.018
Electrode length	$L$	0.1
Radius of Inner cylinder	$d3$	0.019
Gap size	$h$	0.00075

Table 2는 본 연구의 컴퓨터 모의 실험에 적용된 운전석 현가 장치의 매개 변수 값을 나타낸다. 이 값들은 기존의 상용차 운전석 현가 장치를 기준으로 설정하였다.<sup>(6)</sup>

Table 2 Specifications of ER seat suspension

Seat frame mass (Kg)	$m_1$	49.72
Human body mass (Kg)	$m_2$	15
Seat suspension damping (Ns/m)	$c_1$	728
Seat cushion damping (Ns/m)	$c_2$	150
Seat suspension stiffness (N/m)	$k_1$	4900
Seat cushion stiffness (N/m)	$k_2$	70000

한편, 슬라이딩 서피스 계인은 시스템의 요구 고유치를  $[-30 \pm 70i, -8]$ 로 선정하여 다음과 같이 도출되었다.

$$C = [-1047.2, 589.48, -14.9925, -55.3068]$$

승차감 성능 평가를 위한 실제 도로 조건에 상응하는 랜덤(random) 입력은 다음과 같이 설정 할 수 있다.

$$\dot{Z} + \alpha VZ = VW(t) \quad (13)$$

$Z$ 는 노면 가진 변위이며,  $V(m/sec)$ 는 차량의 속도,  $\alpha$ 는 노면의 거칠기 상수,  $W(t)$ 는  $2\sigma^2\alpha V$ 의 강도(intensity)를 갖는 백색 잡음(white noise)이다.<sup>(6)</sup> 본 연구에서는 Table 3 과 같은 2 가지 조건으로 시뮬레이션을 수행하였다.

Table 3 Parameters of random road

	Unit	Asphalt road	Paved road
Road roughness factor ( $\alpha$ )	$m^{-1}$	0.15	0.45
Covariance ( $\sigma^2$ )	$mm^2$	9	300
Velocity ( $V$ )	(m/sec)	20	10

보다 실제적인 도로 주행시 운전석 현가 장치 시뮬레이션을 위하여, 본 연구에 사용된 운전석 현가 장치는 전형적인 COE (cab over engine) 형태의 상용차에 장착된 것으로 하였다.<sup>10)</sup> 상기의 Table 3 과 같은 조건으로 상용차가 주행 할 때 노면 가진에 의해 상용차의 주 현가 장치 및 캐빈 현가 장치를 거쳐, 최종 계산된 캐빈 바닥의 수직 변위를 운전석 현가 장치의 가진 입력  $q_0$ 로 하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다.

4.2 결과 및 고찰

ER 댐퍼를 적용한 상용차 운전석의 반능동형 현가 장치의 성능을 평가하기 위하여 주파수 영역 및 시간 영역에서 제어 결과를 나타내었다. Fig. 3 에, 가진 입력  $q_0$ 를  $\pm 25 mm$ 의 정현파로 하였을 때의 주파수에 따른 인체의 R. M. S. (root-mean-square) 가속도 전달률 및 변위 전달률을 나타내고 있다. 그림에서 보듯이 전기장 무부하시 공진 주파수에서의 전달률이 약 1.4이며, 슬라이딩 모드 제어기 사용 시에는 전 영역에서 전달률이 1 이하의 우수한 성능을 발휘하였다. Fig. 4는 시간 영역에서 제어하지 않았을 때와, 슬라이딩 모드 제어시 첫번째 공진 주파수에서의 가속도 및 변위의 변화를 나타내고 또한, ER 댐퍼에 인가되는 전기장을 보였다. 그림에서 슬라이딩 모드 제어시 가속도 및 변위가 줄어듦을 볼 수 있다.

Fig. 5와 Fig. 6에, Table 3에서와 같은 각각의 조건으로 도로를 주행할 때 운전자에게 전달되는 가속도 및 변위를 시간 영역에서 나타내었다. 그림에서 슬라이딩 모드 제어를 수행하였을 때, 각 주행 조건에서 모두 효율적인 진동 감소를 볼 수 있다.

여러 진동 조건에 인체가 노출 되었을 때 안락감, 작업 효율, 건강 및 안전에 문제점을 발생하게 되므로, 이에 대해 I. S. O. (International Standard Organization)는 ISO 2631에 인체가 각 진동 조건에 노출 되었을 때, 주파수 영역에서 RMS 가속도의 크기에 제한 시간을 두어 판단 기준으로 제시하였다.<sup>10)</sup>

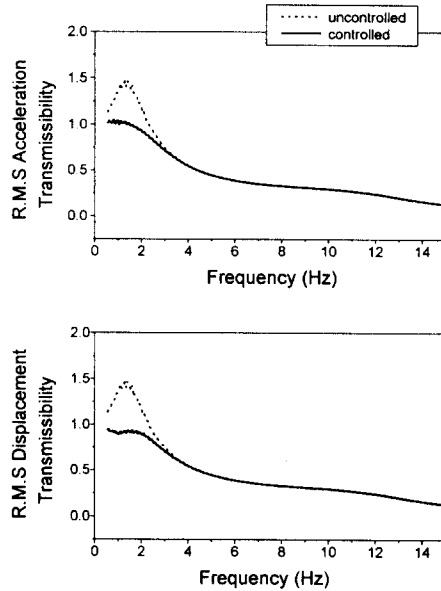


Fig. 3 Transmissibility of ER seat suspension system

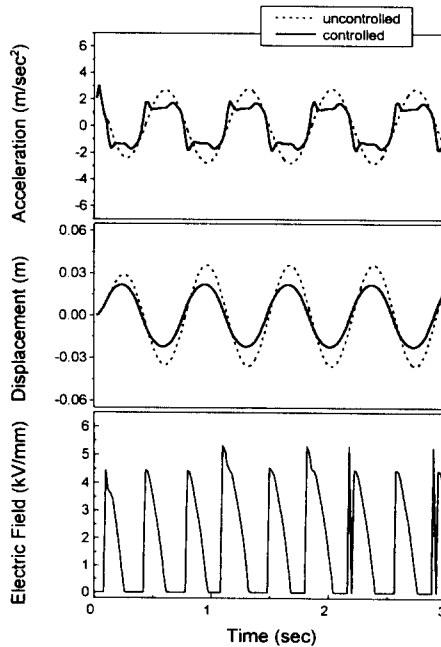


Fig. 4 Time responses of ER seat suspension system (1.4Hz)

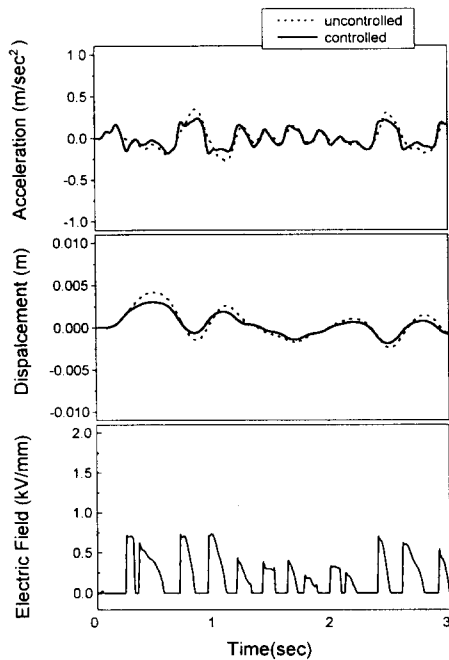


Fig. 5 Random responses of ER seat suspension system (Asphalt road)

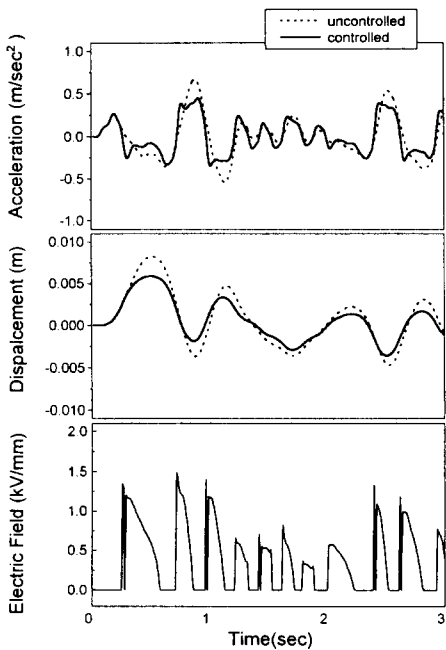


Fig. 6 Random responses of ER seat suspension system (Paved road)

이중 작업 효율과 관계 있는 FDP (fatigue-decrease-proficiency boundary) 기준과 시뮬레이션 결과를 비교하였다. Fig. 7 과 Fig. 8 은 각각 Table 3 의 조건으로 주행 하였을 때의 주파수 분석의 결과로, Fig. 7 에서 아스팔트 도로 주행시 제어하지 않았을 때 1.75 ~ 2.5Hz 사이에서 ISO-16 시간 기준을 초과 하는 반면 슬라이딩 모드 제어시 전영역에서 기준을 만족함을 알 수 있다. 또한 포장도로 주행시 제어하지 않았을 때 1.2 Hz ~ 2.75Hz 에서 ISO-8 시간 기준을 초과 하는 반면, 슬라이딩 모드 제어시에는 2.3Hz 근방을 제외하고, 대부분의 주파수 영역에서 제한 기준을 초과하지 않음을 알 수 있다.

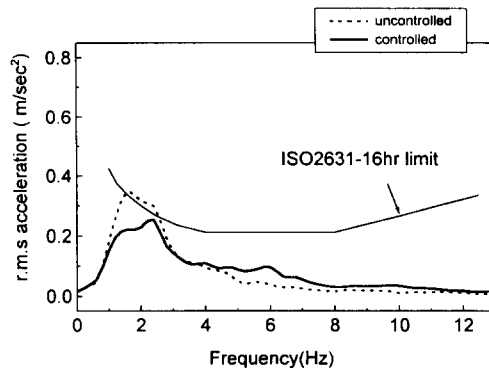


Fig. 7 RMS vertical acceleration of the driver (Asphalt road)

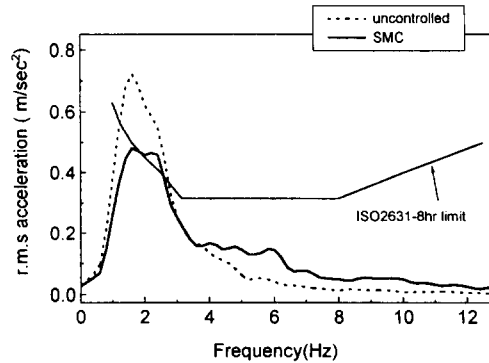


Fig. 8 RMS vertical acceleration of the driver (Paved road)

## 5. 결 론

본 논문에서는 상용차 운전시 운전자에게 전달되는 진동을 줄여 승차감을 향상 시키고 피로감을 감소시키기 위하여, ER 유체를 이용한 상용차 운전석용 반능동형 현가 장치를 제안하여 모델을 구성

하였으며, 빙햄 거동과 연계된 ER 댐퍼의 지배 방정식으로부터 시뮬레이션에 필요한 댐퍼의 각 파라미터를 도출하였다. 또한, ER 댐퍼의 제어를 위한 제어기로는 고차 가변 구조 슬라이딩 모드 제어기를 사용하였다. 상용차 운전석 현가 장치에 ER 댐퍼를 적용 하였을 때, 슬라이딩 모드 제어시 공진 주파수에서의 진동을 효율적으로 억제 할 뿐만 아니라 주파수가 높아져도 진동 전달률이 증가 하지 않았다. 또한, 각 도로 주행시 슬라이딩 모드 제어기를 적용하였을 때, 같은 조건에서 제어 하지 않았을 때 보다 우수한 진동 절연 성능을 발휘 함을 알 수 있었다. 따라서, ER 댐퍼를 장착한 상용차 운전석의 반능동형 현가 장치는 적절한 제어 시, 운전자에게 전달되는 진동을 효과적으로 절연 하여 승차감을 크게 증진함을 알 수 있었다. 향후 연구 계획은, 본 연구에서 제안된 운전석용 ER 댐 퍼를 설계 제작하여 진동 제어에 대한 실험적 고찰을 수행 할 예정이다.

### 참 고 문 헌

(1) Robert P. Hubbard, William A. Haas, Robert L. Boughner, Richard A. Canole, and Neil J. Bush, "New Biomechanical Models for Automobile Seat Design", SAE Paper No. 930110, 1993.

(2) Robert M. Braswell, Harrison T. Pannella, Joseph F. Broder, Robert L. Rak, Peggy J. Fisher, George H. Rood, Jr., Robert D. Flesher, James Salas, David Foster, C. Oren Summer, Sid Gooch, Victor Suski, Kenneth F. Johnson, Jerry Thrift, "Tomorrow's Trucks: A progress review and Reappraisal of Future Needs", SAE Paper No. 932975, 1993.

(3) S. Rahkeja, Y. Afework, S. Sankar, "An Analytical and Experimental Investigation of the Driver-Seat-Suspension System", Vehicle System Dynamics, 23, pp. 501~524, 1994.

(4) S. B. Choi, Y. T. Choi, E. J. Chang, S. J. Han and C. S. Kim, "Control Characteristics of a Continuously Variable ER Damper", Mechatronics, 1997 (to be appeared)

(5) C. M. Dorling and A. S. I. Zinober, "Two approaches to hyperplane design in multivariable variable structure control systems", INT. J. CONTROL, Vol. 44, No. 1,

1985.

(6) N. C. Nigam, S. Narayana, "Applications of Random Vibrations", Narosa Publishing House, 1994.

(7) Sunder Vaduri and E. Harry Law, "Development of a Simulation for Assessment of Ride Quality of Tractor Semi-Trailers", SAE Paper No. 932940, 1993.

(8) International Standard Organization ISO-2631/1, (1985). Evaluation of Human Exposure to Whol-body Vibration, part 1:General requirements.