

# ER 유체 감쇠기를 이용한 유연 회전축 계의 진동제어

## Vibration Control of Flexible Rotor Systems Using an Electro-rheological Fluid Damper

임 승 철† · 채 정 재\* · 박 상 민\* · 윤 은 규\*

Seungchul Lim, Jeong-Jae Chae, Sang-Min Park and Eun-Gyu Yun

(2002년 1월 30일 접수 : 2002년 4월 11일 심사완료)

**Key Words** : ER Fluid(전기유동 유체), AI(인공지능), Semiactive Control(반능동 제어), FEM(유한요소법)

### ABSTRACT

This paper concerns the design and application of an electro-rheological (ER) fluid damper to semiactive vibration control of rotor systems. In particular, the system under present study is constructed structurally flexible in order to explore multiple critical speeds within operation range. To this end, the dynamic models of the proposed ER damper and its associated amplifier are derived in the first place. Subsequently entire rotor system model is assembled along with the dynamics of the end effector based on a finite element method enabling prediction as to its free and forced vibration characteristics. Next, an artificial intelligent (AI) feedback controller is synthesized taking into account the peculiarity of Coulomb damping effect in rotor applications. Finally, computational and experimental results are presented including model validation and control performances. In practice, such an AI control proved effective whether the spin speed was either before or after critical speeds.

### 1. 서 론

최근 거의 모든 회전체가 그 성능의 향상을 위하여 고속화되는 동시에 자원의 절약을 위하여 경량화되고 있다. 이와 같은 맥락에서 불균형 질량, 베어링 결함, 축의 정렬불량 등 다양한 가진원에 의하여 회전축계의 휘(whirl)과 같은 진동들이 운전중 더욱 크게 유발되고 있다. 이러한 측면은 기계의 소음 발생, 성능 저하 및 피로 손상 등을 야기시키는 중대한 원인이 되고 있다.

상기 관점에서 회전축계의 진동 억제에는 중요성이 더욱 부각되고 있으며, 그 수단으로 크게 수동, 능동 그리고 그 중간 성격을 갖는 반능동식 제어 방법이

있다.<sup>(1,2)</sup> 본 논문에서는 그 중 전기장에 의하여 액상에서 고상으로 가역 변화하는 ER 유체를 이용한 반능동형 제어방법을 탐구하고자 한다. 사실상 ER 유체는 최근 들어 벨브나 현수장치 등으로 일부 적용된 바 있으나,<sup>(3,4)</sup> 회전체 진동에 적용된 사례는 극히 드물며 그 연구조차 아직 초기 수준에 머물러 있다.<sup>(5,6)</sup>

따라서 여기서는 회전체에 쉽게 적용 가능한 간소형의 ER 유체 감쇠기를 설계, 제작하여 작은 용량의 모터로도 고속 회전축계의 특성을 보이도록 제작된 유연 회전축계에 적용하였다. 또한, 그 성능의 예측을 목적으로 먼저 ER유체 감쇠기와 주변회로의 수학적 모델을 유도하였으며, 이를 Lim<sup>(7)</sup>이 개발한 유한 요소 모델에 결합하여 전체계의 운동방정식을 구하였다. 또한, 회전축 계에서의 감쇠특성을 고려한 인공지능 기반 제어를 설계하였으며, 최종적으로는 모델의 충실성과 제어성능을 검증하기 위하여 각종 자유 및 강제 응답 특성을 수치계산하고 이들을 실험치와 비교하였다.

† 책임저자, 정회원, 명지대학교 기계공학과  
E-mail: slim@mju.ac.kr  
TEL: (031)330-6428 FAX: (031)321-4959

\* 명지대학교 대학원 기계공학과

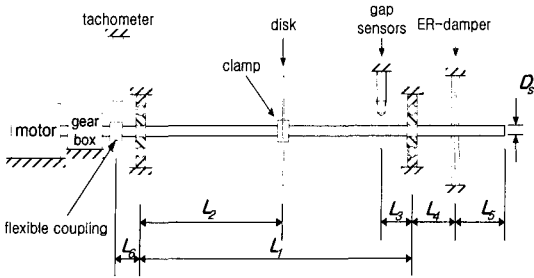


Fig. 1 Schematic diagram of the test rig

한편, 실험용 회전축계는 Fig. 1과 같이 두 개의 볼 베어링으로 지지된 가는 축과 단일 박 원판으로 구성 되어 있으며, 1차 위험속도 이상 고속에서의 성능도 파악하기 위하여 구동모터의 출력을 증속하는 단순 기어열이 설치되어 있고 플렉서블 커플링을 통하여 동력을 전달시키고 있다. 또한 진동억제용 ER감쇠기 외에 휠의 감지를 위한 비접촉식 갭센서 두개가 동일 위치에 직교하게 설치되어 있다.

## 2. ER 감쇠기의 동적 모델

주어진 제어신호에 따라 최종효과를 발휘하기 위하여 설계된 ER유체 감쇠기는 축 대칭 원판형으로서 Fig. 2와 같은 단면을 갖는다.

감쇠기의 하우징은 고정되며 감쇠기내 박원판은 내주축 베어링과 고무 실링 패드의 강성 덕택으로 축과 동반 회전하지 않는다. 다만, 자신과 하우징간에 형성되는 전기장 사이를 병진운동하게 되는 데 이 때, 전압 인가시 유체내 형성되는 사슬모양의 입자구조와 마찰하는 과정 중에 진동 에너지의 감쇠가 일어나며 이것이 곧 감쇠기로서의 기능을 갖게 한다.

한편 장기간 사용시 감쇠에 의한 열 발생으로 감쇠기내 온도가 상승하면 상부의 공기압이 증가되어 유체가 아래로 누설되거나, 유체내 전도성 입자가 침전되면서 전압 인가시 단락현상이 발생하여 동작이 불가능해질 수 있다. 이를 방지하기 위하여 감쇠기 상부에 공기 배출구를 설치하였다.

설계된 ER 감쇠기는 기본적으로 Fig. 3에서와 같은 스프링-질량-댐퍼 계로 이상화할 수 있다. 그 중, 질량  $m_{ER}$ 은 감쇠기내 박 원판을 비롯하여 병진운동하는 가동부의 질량, 스프링  $k_{ER}$ 은 유체의 밀봉과 원판의 회전을 방지하기 위한 고무패드의 강성, 댐퍼는

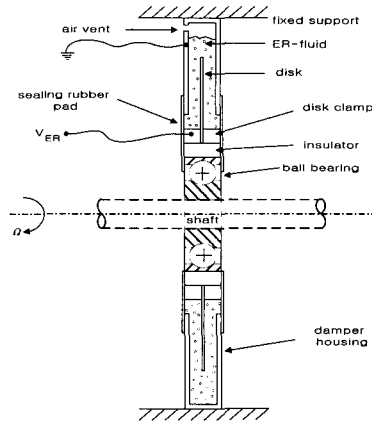


Fig. 2 Designed ER damper

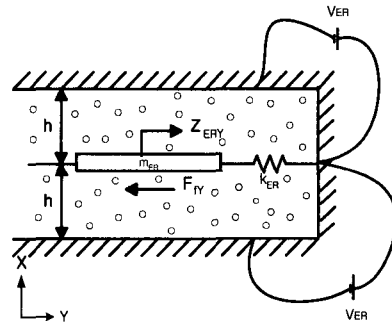


Fig. 3 Idealized ER damper model

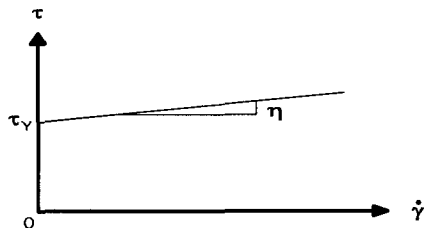


Fig. 4 Bingham fluid model

ER 유체가 가동부에 작용하는 마찰력  $F_{fY}$ 에 기인한다. 상기 계에 뉴턴 법칙을 적용하면 다음과 같은 운동 방정식을 얻을 수 있다.

$$m_{ER} \ddot{Z}_{ERY} + k_{ER} Z_{ERY} = -F_{fY} \quad (1)$$

여기서  $Z_{ERY}$ 은 고정 관성 좌표계  $\{0\}$  즉,  $\{XYZ\}$ 에 기준한 원판의 Y축 방향 변위이다.

한편, 마찰력  $F_{fY}$ 는 ER 유체를 Fig. 4와 같이 통상적인 빙햄 유체로 모델링할 때 다음과 같이 구해진다.

$$F_{FY} = \tau_A = (\tau_Y + \eta \dot{\gamma}) n 2\pi (R_o^2 - R_i^2) \quad (2)$$

여기서  $\tau_Y = \alpha E^\beta$ 는  $\alpha$ 와  $\beta$ 가 유체 상수이고  $E = V_{ER}/h$ 가 전체의 크기일 때, ER유체가 유동하기 시작하는 전단 항복 응력을 나타내며,  $\eta$ 는 점도,  $\dot{\gamma}$ 는 전단율,  $n$ 은 원판의 개수,  $R_o$ 와  $R_i$ 은 각각 원판의 외경과 내경을 나타낸다. 그 중, 전단율은 정의에 의하여  $\partial \dot{Z}_{ERY} / \partial X$ 이 되나 전극간의 간극이 충분히 작으므로  $\dot{Z}_{ERY}/h$ 으로 근사화될 수 있다.

따라서, 이상 모든 관계들을 고려하면 식 (1)은 다음과 같이 재정리될 수 있다.

$$m_{ER} \ddot{Z}_{ERY} + c_{ER} \dot{Z}_{ERY} + k_{ER} Z_{ERY} = -F_{ERY} \quad (3)$$

여기서 점성 마찰 계수  $c_{ER} = 2\pi n (R_o^2 - R_i^2) \eta / h$  이며, 입력 전압의 함수인 쿨롱 마찰력  $F_{ERY} = 2\pi n (R_o^2 - R_i^2) \alpha (V_{ER}/h)^\beta \text{sgn}(\dot{Z}_{ERY})$ 이다. 그러므로 통상적인 전단율의 범위내에서 입력전압의 크기가 어느 이상이 되면 감쇠기의 점성마찰력 보다는 쿨롱 마찰력이 훨씬 우세해 진다.

지금까지는 단일 자유도만을 고려하였으나 축계와 감쇠기가 등방성이고 평면내에서 휠이 발생하므로 그의 직교 방향 운동  $Z_{ERZ}$ 에 관해서도 동일한 관계식을 얻을 수 있다. 그 경우  $j = \sqrt{-1}$ ,  $Z_{ER} = Z_{ERY} + jZ_{ERZ}$ ,  $F_{ER} = F_{ERY} + jF_{ERZ}$ 로 정의하면 2자유도 운동 방정식이 다음과 같이 얻어진다.

$$m_{ER} \ddot{Z}_{ER} + c_{ER} \dot{Z}_{ER} + k_{ER} Z_{ER} = -F_{ER} \quad (4)$$

한편,  $Z_{ER}$ 은 축과 같이 속도  $\Omega$ 로 회전하는 회전좌표계 {1}을 기준으로 하는 원판의 변위  $z_{ER}$ 과는  $Z_{ER} = e^{j\Omega t} z_{ER}$ 과 같은 관계가 있으므로 그러한 좌표 변환을 적용하면, {1}에 대한 ER 감쇠기의 운동방정식을 최종적으로 아래와 같이 얻을 수 있다.

$$m_{ER} \ddot{z}_{ER} + (c_{ER} + 2j\Omega m_{ER}) \dot{z}_{ER} + (k_{ER} + j\Omega c_{ER} - \Omega^2 m_{ER}) z_{ER} = -f_{ER} \quad (5a)$$

여기서 {1}을 기준으로 하는 복소 쿨롱 마찰력  $f_{ER}$ 은 다음과 같다.

$$f_{ER} = 2\pi n (R_o^2 - R_i^2) \alpha (V_{ER}/h)^\beta \{ \text{sgn}(\text{Re}(j\Omega z_{ER} + \dot{z}_{ER})) \}$$

$$+ j \text{sgn}(\text{Im}(j\Omega z_{ER} + \dot{z}_{ER})) \} \quad (5b)$$

한편, ER유체는 그 효과를 극대화하기 위하여 일반적으로 고전압 증폭기와 함께 사용하게 된다. 이러한 증폭기의 경우, 내부 저항이나 커패시터 등에 연유한 시간지연을 피할 수 없으므로 시상수  $\tau_A$ 를 고려하고 입력력 전압간에 비선형성을 무시하는 경우 아래와 같은 1차 선형계로 모델링될 수 있다.

$$\tau_A \dot{V}_{ER} + V_{ER} = K_A V_o \quad (6)$$

여기서  $K_A$ 는 정상상태 이득이다.

### 3. 전체 축계의 운동방정식

Fig. 1에서와 같이 축, 디스크, 커플링, 베어링, 그리고 ER 감쇠기에 관한 식 (5)를 포함하는 피구동 전체 축계의 동적 유한요소 모델은 회전좌표계 {1}에 대하여 다음과 같이 얻어진다.<sup>(7,8)</sup>

$$M \ddot{z} + (C + j\Omega G) \dot{z} + (K_0 + j\Omega K_1 + \Omega^2 K_2) z = Q_{EX} + Q_{ER} \quad (7)$$

여기서  $z$ 는 모든 절점에서의 복소 변위를 표현하는 벡터이며, 모든 계수 행렬은 대칭으로서  $M$ ,  $C$ ,  $G$ 는 전체 질량, 감쇠, 자이로 행렬이며 강성 행렬중  $K_0$ ,  $K_1$ ,  $K_2$ 는 각각 회전속도  $\Omega$ 와 무관하거나 1차, 2차로 비례하는 계수성분을 나타낸다. 또한  $Q_{EX}$ 는 가진력 벡터를,  $Q_{ER}$ 는  $V_{ER}$ 와  $z$ 의 비선형 함수  $f_{ER}$ 을 포함하는 쿨롱 마찰력 벡터를 나타낸다.

한편, 시간응답 계산의 효율성을 위한 모드 축소의 수행여부에 관계없이 식 (7)을 상태 방정식으로 변환하고 이를 작동기의 동역학 모델 식 (6)과 연립하면 전체 계의 모델은 아래 식과 같이 된다.

$$\dot{y} = f(y, V_o) \quad (8)$$

여기서  $f$ 는 비선형 함수벡터,  $y$ 는 상태변수 벡터로서 모델의 비축소시  $y = [z^T \dot{z}^T V_{ER}]^T$ 로 정의된다.

식 (7) 혹은 (8)의 시스템 운동 방정식을 이용하면 계에 관한 다양한 자유 및 강제 진동해석<sup>(7~10)</sup> 그리고 제어기 설계가 가능하다.

#### 4. 인공지능 귀환 제어기

과거연구<sup>(5,6)</sup>에 의하면 ER 감쇠기는 일정전압 인가 시 축계가 여러개의 공진점을 통과할 때 휠의 크기를 감소시키는 순기능과 그 반대인 역기능을 반복한다. 따라서, 인가전압을 회전속도 구간별로 적절히 변화시키는 것이 바람직하다.

이러한 사실을 감안할 때, 제안된 ER 감쇠기를 이용하여 회전축계를 제어하는 데에는 다양한 방법이 있을 수 있다. 그 중 하나는 축계의 공진점들을 미리 파악하여 두고 그 구간별로 전압을 최대와 최소값 (0 V) 중에서 bang-bang 형태로 가변시키는 것이다.<sup>(5)</sup> 그러나 다양한 회전축계, 혹은 동일 회전축계라 하더라도 매개변수가 변화하여 공진점이 달라지는 경우에 자율적으로 대처하기에는 이 방법은 부적합하다. 이에 반하여 회전속도와 무관하게 휠 변위 등 계의 상태변수들을 측정하여 그 값들이 영이 되도록 하는 PID식 제어방법도 있으나 이 경우는 비례제어에 따른 강성 증가로 인하여 공진점 이후 구간에서 역효과를 발생시키는 단점이 있다.<sup>(2)</sup>

따라서 본 논문에서는 회전축계의 정속운전시 적용 가능하며, 아래 식과 같은 논리로 표현되는 인공지능 귀환 제어기를 제안한다.

$$\begin{aligned} &\text{If } \partial r_{ave} / \partial V_{ER} > 0, \text{ then } u = 0. \\ &\text{Else, } u = V_{ERmax} / K_A. \end{aligned} \quad (9)$$

즉, 회전속도가 거의 일정한 경우에는 휠반경의 변화대 ER댐퍼의 전압증가율을 파악하여 식 (9)에서와 같이 최저전압 0 V를 가하거나 최고전압  $V_{ERmax} / K_A$ 를 출력하고, 회전속도가 변화되지 않는 한 그 값을 유지시킨다. 단, 이 때 상기 비율의 근사치 즉,  $\Delta r_{ave} / \Delta V_{ER}$ 은  $\Delta V_{ER}$ 만큼 차이를 갖는 두 가지 전압을 가한 상태에서 공히 과도시간  $t_d$ 만큼이 경과되어 정상상태로 진입한 후의 휠 평균값들로부터 구한다.

본 제어기는 두가지 센서 신호에 근거하여 계의 상태를 판단하고 두가지 제어 입력 중 최적의 것을 선택하는 간단한 형태의 인공지능 제어기로서, 시스템의 불확실성에 대하여 강인하며 설계변수로서  $\Delta V_{ER}$ 와  $t_d$ 를 갖게 된다. 참고로 이 두 변수사이에는 전자가 증가하면 계의 감쇠가 커져 후자가 작아져도 되는 상호 반비례 관계에 있다. 한편, 본 제어 방식은 설계

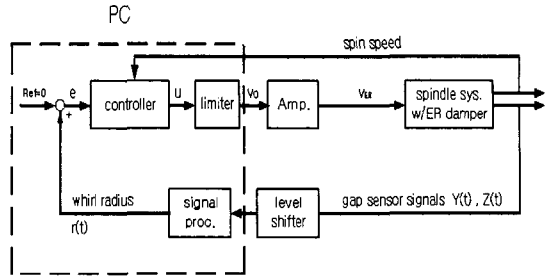


Fig. 5 AI feedback control loop

변수값들에 따라 성능의 차이는 나타날 수 있지만 기본적으로 반응동 제어이므로 센서와 작동기의 동일위치 여부에 관계없이 항상 양의 감쇠를 발생시켜 제어계의 안정성이 보장되는 또 다른 장점이 있다.

상기 제어기를 포함하면 Fig. 5와 같이 축계 진동의 페루프 제어시스템을 구축할 수 있다. 그 중 퍼스널 컴퓨터(PC)는 2개 갭센서의 신호를 직류 레벨이동시켜 연계 되는 순수 진동 성분만을 기준으로 휠반경  $r = \sqrt{Y^2 + Z^2}$ 을 계산하는 것과 상기 인공지능 제어 그리고 ER 댐퍼 증폭기의 사양에 맞도록 제어기 출력의 최대 값을 제한하는 기능 등을 담당한다.

#### 5. 계산 및 실험 결과

한편 축계의 기계적 사양은 다음과 같다. mm 단위로 디스크 내경, 외경, 두께가 각각 6, 100, 1,  $L_1 = 350$ ,  $L_2 = 175$ ,  $L_3 = 30$ ,  $L_4 = 60$ ,  $L_5 = 60$ ,  $L_6 = 35.5$ ,  $D_S = 6$ , 클램프의 두께=10 등이며,  $E_S = E_D = 2.060 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ ,  $\nu = 0.3$ ,  $\rho_S = \rho_D = 7800 \text{ kg/m}^3$ ,  $k_B = 3.0 \times 10^7 \text{ N/m}$ ,  $c_B = 100 \text{ Ns/m}$ . 또한, 커플링에 관련된 제원들은  $\rho_F = 592 \text{ kg/m}^3$ ,  $k_F = 1.31 \times 10^4 \text{ N/m}$ ,  $c_F = 0.2476 \text{ Ns/m}$ , 반경=11 mm, 폭=12.5 mm 등이며, 또한 ER 감쇠기에 관련된 상수들은  $\alpha = 204.91$ ,  $\beta = 1.11443$ ,  $\eta = 0.3227$ ,  $R_o = 45 \text{ mm}$ ,  $R_i = 10 \text{ mm}$ ,  $h = 1 \text{ mm}$ ,  $n = 1$ ,  $m_{ER} = 48.8 \text{ g}$ ,  $k_{ER} = 3266.7 \text{ N/m}$ 이며, 고전압 증폭기 관련 상수들은 ER 댐퍼가 연결된 상태에서 입출력간 특성을 보이고 있는 Fig. 6에서 알 수 있듯이  $\tau_A = 25 \text{ ms}$ 이며 그밖에,  $V_{ERmax} = 3500 \text{ V}$ ,  $K_A = 1000$  등이다.

한편, 제 계산을 위하여 기어열 이후 피 구동 전체 축계를 Fig. 7에서와 같이 총 15개로 요소 분할한 후,

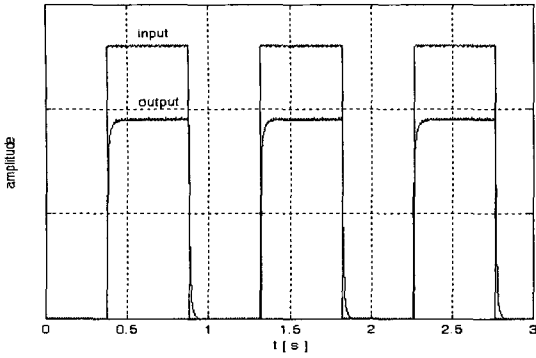


Fig. 6 ER amplifier dynamics

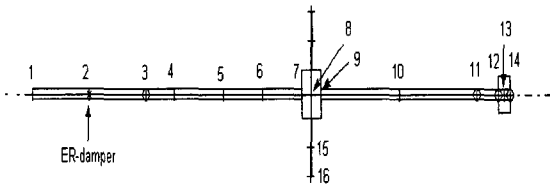


Fig. 7 Finite element meshes

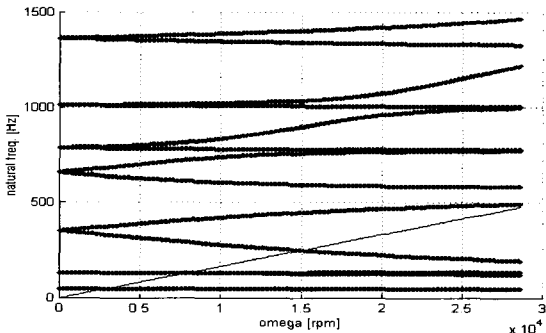


Fig. 8 Campbell diagram

자체 개발한 유한요소 code<sup>(7-9)</sup>를 사용하였다. 여기서 감쇠기는 1, 2차 모드에 걸쳐 제어효과를 극대화하기 위하여 overhang부분에 설치하였고 갭센서는 베어링 근처 절점 4에 설치하였다.

이하 본 절에서는 진동 고유 모드를 비롯하여 시스템 식별에 해당하는 결과를 먼저 보이고 곧 이어 ER 감쇠기 효과, 제어성능과 같은 강제 응답 결과를 제시하고자 한다.

### 5.1 진동 고유 모드

식 (8)에 근거하여 고유모드 해석을 수행하면 ER 전압이 영인 경우의 축계의 각 진동 모드나 고유진동

수를 예측할 수 있다. 그중 원판과 축의 연성 모드에 관한 캠벨 선도와 비회전 상태에서의 고유 모드 형상은 각각 Figs. 8, 9과 같다. 이를 검증하기 위하여 비회전 상태에서 FRF(주파수 응답함수)를 실험적으로 구해본 결과 Fig. 10과 같은 결과를 얻었으며 연성 1차(45 Hz), 2차(130 Hz), 3차(320 Hz) 모드에 걸쳐 잘 일치함을 알 수 있다.

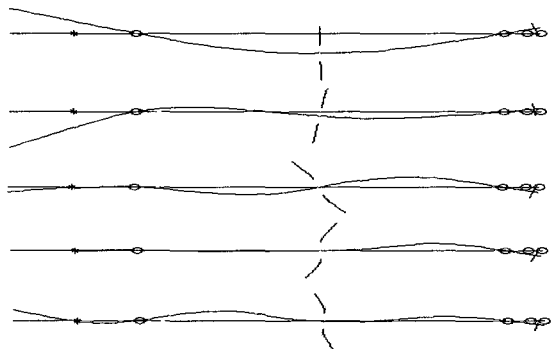


Fig. 9 1st to 5th mode shapes

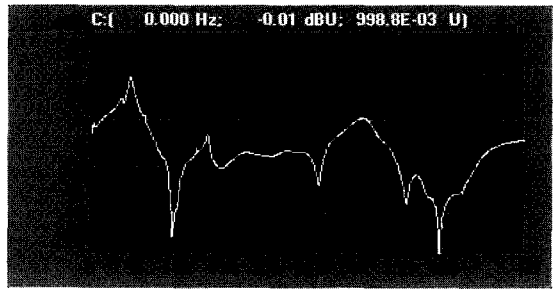


Fig. 10 Experimental FRF at 0 rpm

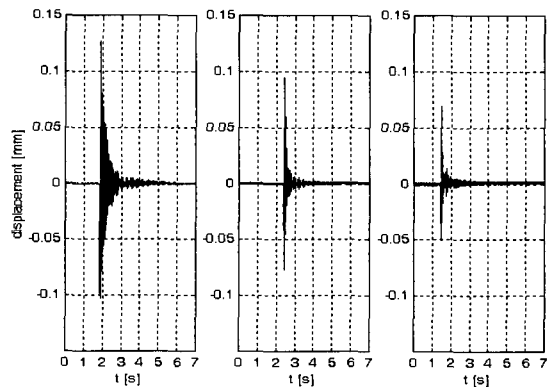


Fig. 11 Impulse responses when  $V_{ER} = 0, 0.5, 1.5$  kV (from left to right)

### 5.2 임펄스 응답

ER 댐퍼의 동특성과 전체계의 시상수를 파악하기 위하여 비회전 상태에서 5번 절점 위치에 충격을 가하여 축계의 시간응답을 관찰하였다. 그 결과 Fig. 11에서와 같이 ER유체의 동특성은 전단율이 비교적 큰 초기에는 지수적으로 점성감쇠하나 약간의 시간이 경과되어 그 값이 작아지고 부터는 일차 식으로 쿨롱 감쇠함을 알 수 있었고, 이로써 빙햄 유체 모델의 비선형 감쇠 특성이 확인되었다.

또한 ER전압이 영인 경우, 우세한 1차 진동모드의 고유치 해석을 통해서도 알 수 있지만 약 1/3 s정도 상수를 갖으나 그 전압크기가 증가함에 따라 감쇠도 더욱 증가하여 시상수가 크게 작아짐을 알 수 있었다.

### 5.3 주파수 응답 함수

앞에서 제시된 Fig. 10의 FRF는 충격해머를 사용하여 5번 절점에서 축을 중력방향으로 가진하고 그 진동 변위를 갠센서로 감지하여 얻은 실험 결과이며, 동일 상황에 대한 FRF를 식 (8)로부터 구해보면 Fig. 12와 같다.

한편 Fig. 12의 compliance [mm/N] 크기 값은 사용된 해머와 센서의 이득으로부터 환산하면 종축 눈금에 약 100 dB을 더한 값이 되며, 이에 그 DC값의 경우 dB단위로는 Fig. 10과 같이 0에 해당된다.

### 5.4 ER 감쇠기 효과(정상상태)

다양한 가진원이 존재하는 상황에서 ER 감쇠기가 과연 어떠한 진동 억제 효과를 갖는지는 흥미롭다. 이와 관련하여, 수치 계산상에서는 가장 큰 가진원인 편심만을 고려하되 먼저 박원판상에 크기 4g인 불평형 질량이 중심으로부터 반경방향 위치 2mm상에 존재한다고 가정하였다. 이 때의 정상상태 불균형 응답을 계산한 결과 Fig. 13을 얻었으며 한편, 이에 대응하는 실험 결과는 Fig. 14와 같다.

위 두 결과를 비교해 보면 실제 상황에서의 편심량 오차, 다양한 기타 가진원의 존재, ER 유체 및 증폭기의 모델링 오차 등으로 인하여 휠 크기와 감쇠 정도의 차이는 존재하나 경향의 일관성을 확인할 수 있다. 즉, ER 감쇠기의 효과는 기동시부터 1차 공진 근처까지는 전압에 비례하여 진동 억제 기능이 커지나, 그 이후부터 어떤 속도까지는 역 효과가 발생하며 다시 그 이후부터 2차 공진 근처까지는 진동억제 효과

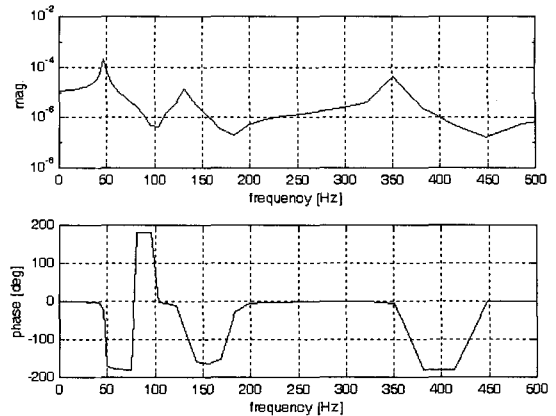


Fig. 12 Computed FRF at 0 rpm: magnitude and phase

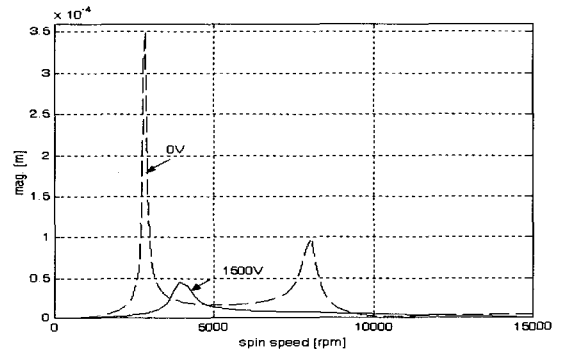


Fig. 13 Computed ER damper effect

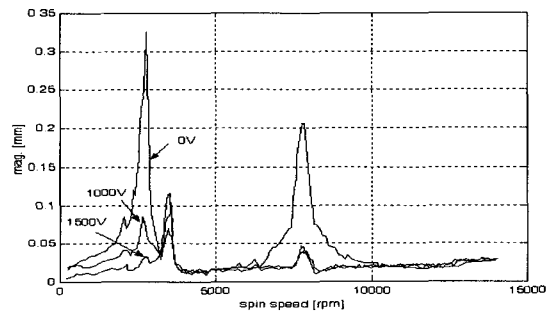


Fig. 14 Experimental ER damper effect

가 나타나는 등 공진을 전후하여 그러한 패턴이 반복됨을 알 수 있다.

이와 같이 휠 피크가 그 값이 작아지면서 고주파 영역으로 이동하는 현상은 전압인가시 발생하는 쿨롱 감쇠의 독특한 특성 때문으로 여겨진다. 즉, 크기가 어느 정도 이상인 속도범위에서는 쿨롱감쇠가 점성감

쇠와 같이 거의 감쇠 작용만을 하지만 그 이하의 속도 범위 특히 0을 전후하여 진동을 하는 경우에는 반대 방향으로 작용하는 펄스 형태의 큰 힘 때문에 마치 on/off형태의 위치 유지 제어기처럼 작용하여 강성 또한 증가시키기 때문이다.

### 5.5 제어 성능

인공지능 제어기 관련 설계변수  $\Delta V_{ER}$ 과  $t_d$ 는 앞에서 언급한 바대로 상호 반비례하는 관계에 있다. 한편,  $\Delta V_{ER}$ 이 너무 작으면 신호 대 잡음 비가 충분치 않아 휠의 변화율을 올바르게 파악하기 어려우며 반대로 너무 커지면 과도상태동안 시스템에 악영향을 미치게 된다. 따라서 최적의 성능을 위하여는 이들 값의 설계시 주위가 요망된다.

본 논문에서는  $\Delta V_{ER}=1\text{ kV}$ ,  $t_d=0.14\text{ s}$ 인 경우에 대하여 축이 정상상태에 진입한 후(계산상 2s 소요)  $t_d$  동안의 비제어시와 그 이후  $2t_d$ 동안의 변화율 탐색구간을 거친후의 제어시의 응답을 계산하고 실험해 보았다. 그 결과 휠 반경에 관하여 각각 Figs. 15~18과 같은 결과를 얻었으며 그 때의 제어기 출력값  $u$ 는

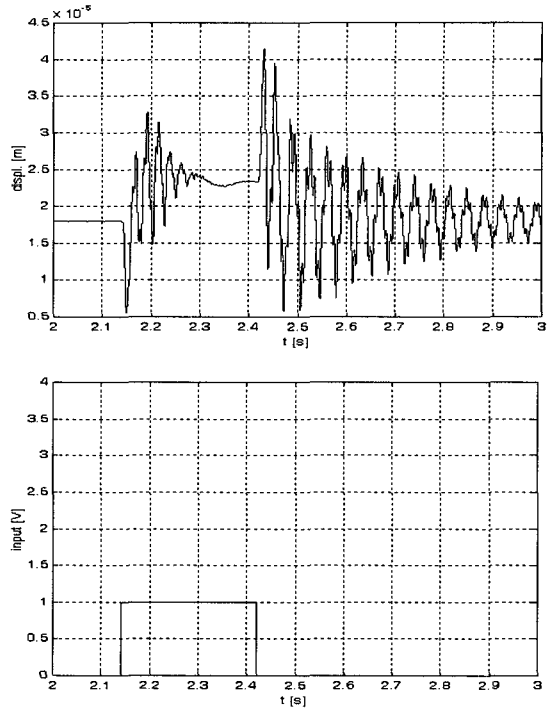


Fig. 16 Computed control response at  $\Omega=4.5$  krpm: whirl radius and control input

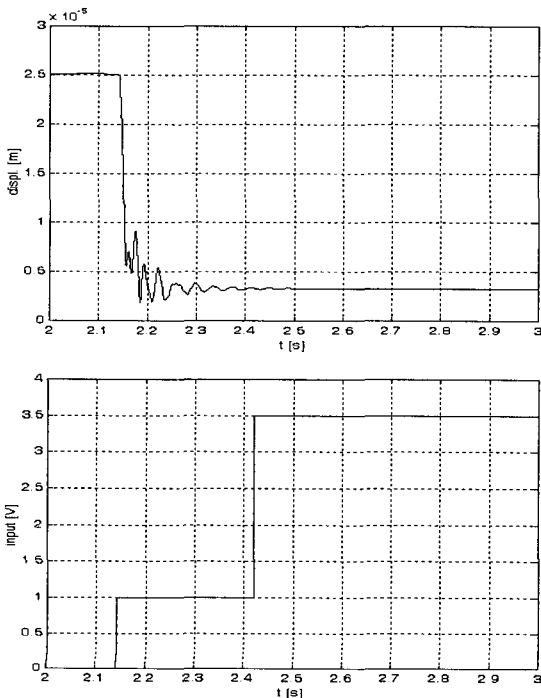


Fig. 15 Computed control response at  $\Omega=2.4$  krpm: whirl radius and control input

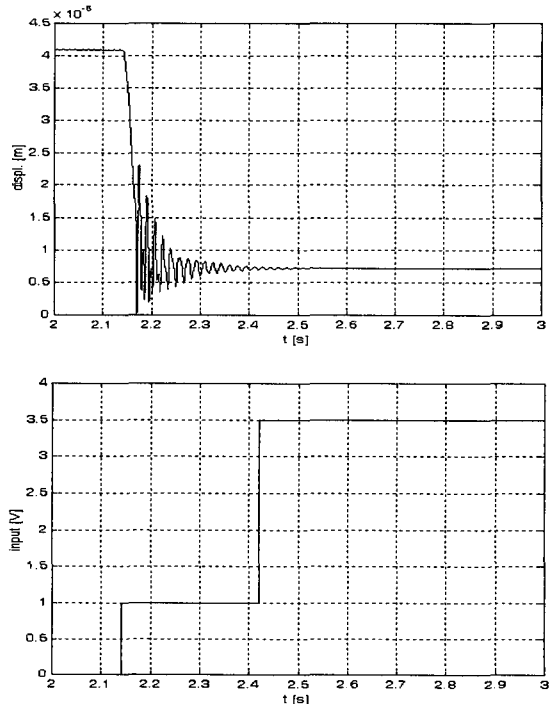


Fig. 17 Computed control response at  $\Omega=7.5$  krpm: whirl radius and control input

각각 Figs. 15~17의 하단 그림에서와 같다. 축의 정속 운전 속도로는 1차 공진점을 전후한 2.4, 4.5 krpm 그리고 2차 공진점 직전의 7.5 krpm을 선택하였으며 샘플링 주기는 공히 0.14 ms로 설정하였다.

시뮬레이션 결과로부터, 제어시 ER 감쇠기가 역효과 없이 약 80%가량의 제진효과를 발휘함을 알 수 있다. 또한 Figs. 15와 18을 비교하면 실제 상황에서의 편심량 오차, 기타 가진원의 존재, ER 증폭기의 비선형성, 실시간 제어시 유한한 샘플링 주기 등으로 인하여 그 값의 차이는 존재하나 경향의 일치를 확인할 수 있으며 제안된 인공지능 제어기의 강인성을 확인할 수 있다.

한편, Fig. 18에서 관찰되는 휠 반경상의 ripple은 휠 궤도가 상하보다 좌우가 넓은 비 대칭 타원형임을 반증하며 그 현상은 특히 공진점 근방과 같이 휠이 클 때 두드러지는데 이는 상하방향으로 증속 기어부에서 약간의 간섭이 존재하기 때문이다. 또한 휠 궤

도 자체가 굵게 보이는 것은 역시 공진점 근방에서와 같이 휠 크기 대 회전속도의 기울기가 큰 대역에서 두드러지는 데 이는 운전시 나타나는 다소간의 회전속도의 변화에 따라 특히 휠 크기가 그 만큼 더 민감하게 변화하기 때문이다.

## 6. 결 론

본 논문에서는 고속 유연 회전축 계의 진동억제를 위하여 ER유체를 이용한 간소형 감쇠기를 적절히 설계하고 그의 수학적 모델과 ER 감쇠기용 증폭기의 입력력 동적모델을 유도하였다. 또한 이들을 포함한 전체 회전축 계의 유한 요소 모델을 제시하였으며, 회전체에서의 쿨롱 감쇠가 갖는 특유성을 고려하여 ER감쇠기의 기능을 극대화하는 반능동식 인공지능 기반 제어를 제안하였다.

이상의 모델을 검증하기 위하여 수치계산과 실험을 병행하였으며, 그 결과 시스템의 강제응답의 경우 미지의 인자등에 의하여 양자간 다소의 정량적 차이는 있지만, 모델의 충실성을 확인할 수 있었다.

또한 모델에 기반하여 설계된 인공지능 제어기를 실험 축계에 적용한 결과 예측한 바대로 축계의 정속시 탁월한 강인성과 진동억제 효과를 관찰할 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 2000년도 명지대학교 교비국외과건 교원 지원사업에 의하여 지원 받았으며, 이에 감사를 드립니다.

## 참 고 문 헌

- (1) Lubell, D. and San Andres, L., 1998, "Imbalance Response of a Test Rotor Supported on Squeeze Film Dampers", ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 120, No. 2, pp. 397~404.
- (2) Kasarda, M. E. F., Allaire, P. E., Humphris, R. R. and Barrett, L. E., 1990, "A Magnetic Damper for First-mode Vibration Reduction in Multimass Flexible Rotors", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 112, pp. 463~

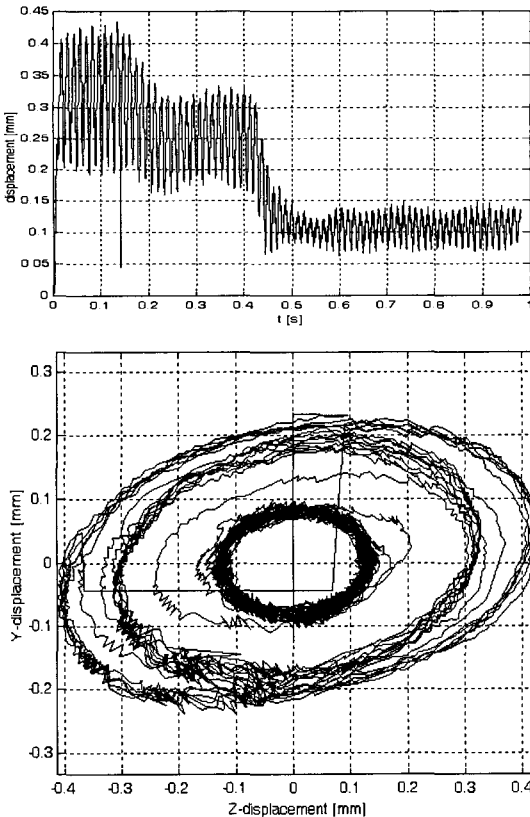


Fig. 18 Experimental control response at  $\Omega=2.4$  krpm: whirl radius and orbit



169.

(3) 박동원, 최승복, 강운수, 서문석, 신민재, 최교준, 1999, "ER 현수장치를 갖는 궤도차량의 진동제어(II)", 대한기계학회 논문집 A, 제 23 권, 제 11 호, pp. 1960~1969.

(4) Choi, S. B. and Lee, J. H., 1998, "Vibration Control of Flexible Structures Using ER Dampers", Journal of KSNVE, Vol. 8, No. 2, pp. 313~323.

(5) Yao, G. Z., Qiu, Y., Meng, G., Fang, T. and Fa, Y. B., 1999, "Vibration Control of a Rotor System by Disk Type Electrorheological Damper", Journal of Sound and Vibration, Vol. 219, No. 1, pp. 175~188.

(6) 정시영, 김창호, 이승복, 2000, "슬롯링을 장착한 전기유변 스퀴즈 필름 댐퍼의 감쇠 성능 해석",

한국윤활학회지, 제 16 권, 제 2 호, pp. 75~83.

(7) Lim, S., 2000, "Finite Element Analysis of Flexural Vibrations in Hard Disk Drive Spindle Systems", Journal of Sound and Vibration, Vol. 234, No. 4, pp. 601~616.

(8) 임승철, 제인주, 1999, "다중 박원판을 갖는 유연 회전축계의 유한요소 및 실험적 모드 해석", 한국소음진동공학회논문집, 제 9 권, 제 5 호, pp. 1029~1035.

(9) 임승철, 2000, "하드 디스크 드라이브 회전축계의 강제진동해석", 한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 1601~1608.

(10) Dimarogonas, A. D. and Haddad, S., 1992, Vibration for Engineers, Prentice Hall, New Jersey.