

# ER 효과를 이용한 회전축계의 진동제어

임승철\*, 0박상민\*\*, 채정재\*\*

## Vibration Control of Rotor Systems Using ER Effect

Seungchul Lim, Sang-Min Park, and Jeong-Jae Chae

### ABSTRACT

This paper is concerned with the design and application of an Electro-Rheological(ER) fluid damper to suppress the vibration of a rotor system. The system is flexible with a slender shaft and a thin disk, being supported by two ball bearings. In addition, to investigate the system performances also in the high speed range, the driving torque is made transmit through a speed increasing gear train. Along with the experiments, to predict and compare the ER damper effect, the rotor system is simulated as to its free and forced vibration characteristics by means of a finite element method code, which is assembled with the mathematical model of the designed ER damper.

### 1. 서론

최근 거의 모든 회전체가 그 성능의 향상을 위하여 경량화되는 동시에 고속화되고 있다. 이와 같은 맥락에서 볼 때 불균형 질량, 베어링 결함, 축의 정렬불량 등 다양한 가진원에 의하여 회전축계의 whirl과 같은 진동들이 더욱 크게 유발될 수 있다. 또한 기동순간부터 고속인 운전 속도에 이르기까지 혹은 정지하는 역순으로 여러개의 위험 속도를 통과하는 것이 예상된다. 이러한 두 가지 측면은 기계의 피로 및 손상을 야기시키는 중대한 원인이 된다.

상기 측면에서 회전축계의 진동 억제에는 매우 중요하며 이에 다양한 수동적 방법<sup>[1,2]</sup>과 능동적 방법<sup>[3]</sup>이 있고 그 중간 성격을 갖는 반능동적 제어 방법이 있다. 본 논문에서는 그들중 전기장에 의하여 액상에서 젤 상태로 가역 변화하는 ER(전기유동) 유체를 이용한 반능동적 제어방법을 탐구하고자 한다. 사실상 ER유체는 최근 들어 비회전 구조 진동 분야에 많이 적용되어 왔다<sup>[4]</sup>.

그러나 회전체에 적용된 사례는 극히 드물며 그

연구조차 아직 초기 단계에 머물러 있다<sup>[4]</sup>.

따라서 본 논문에서는 회전체에 간편하게 적용 가능한 compact형의 ER유체 감쇠기를 설계, 제작하여 유연 회전 축계에 적용하였다. 또한, 그 성능의 예측과 검증을 목적으로 ER유체 감쇠기의 수학적 모델을 유도하였으며, 이를 Lim<sup>[6]</sup>이 개발한 유한 요소 code에 결합하여 전체계의 자유 및 강제 응답 특성을 분석하고 실험치와 비교하였다.

한편, 실험용 회전축계는 Fig. 1과 같이 구성되어 있으며 가는 축과 박 원판을 갖고 있어 구조적으로 유연하며 주 위험속도 이상 고속에서의 성능도 파악하기 위하여 DC 구동모터의 출력을 증속하는 기어열이 설치되어 있으며 출력 기어축과 주 축과는 플렉서블 커플링이 설치되어 있다.

### 2. ER감쇠기의 구조 및 수학적 모델

설계된 ER 감쇠기는 축 대칭 원판형이며 그 단면의 개략도는 Fig. 2와 같다. 한편, 감쇠기의 housing은 고정되어 있으며 감쇠기내 원판은 내주 축 베어링과 고무 실링 패드의 강성에 덕택으로

\*명지대학교 기계공학과, \*\*명지대학교 대학원

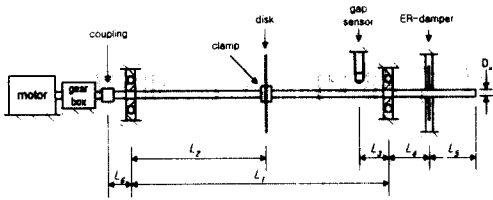


Fig. 1 Schematic diagram of the test rig

축과 동반 회전하지 않는다. 다만, 원판과 housing 간에 형성되는 전기장사이를 병진운동하게 되며 이 때, 전압 인가시 유체내 형성된 사슬모양의 cluster를 끊으려 하는 과정에서 진동 에너지의 감쇠가 일어나며 이것이 곧 감쇠기로서의 기능을 갖게 한다. 여기서 한가지 첨언할 것은 장기간 사용시 감쇠에 의한 열 발생으로 감쇠기내 온도가 상승하면 상부의 공기압이 증가되고 이에 유체가 아래로 밀려 실링 접착부가 파손되면서 유체가 누설될 수 있다. 이 때 유체내 전도성 입자가 침전되면서 전압 인가시 단락현상이 발생하며 동작이 불가능해짐을 발견하였다. 이를 방지하기 위하여 감쇠기 상부에 공기 배기구를 설치하였다.

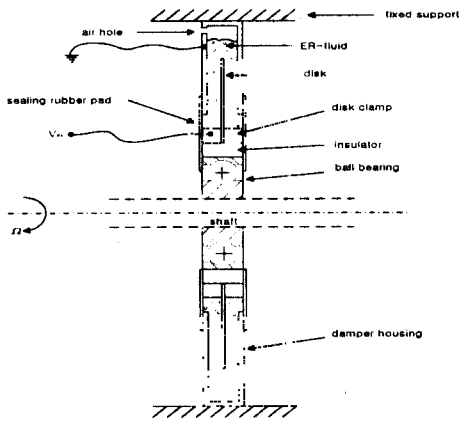


Fig. 2 Designed ER damper

설계된 ER감쇠기의 수학적 모델은 기본적으로 Fig. 3에서와 같은 스프링-댐퍼-질량계이다. 그 중, 질량은 감쇠기내 박 원판을 비롯하여 병진운동하는 가동부의 질량, 스프링은 유체의 밀봉과 원판의 회전을 방지하기 위한 고무패드의 강성, 댐퍼는 ER유체가 가동부에 작용하는 마찰력에 해당된다.

상기 계에 Newton법칙을 적용하면 다음과 같은 운동 방정식을 얻을 수 있다.

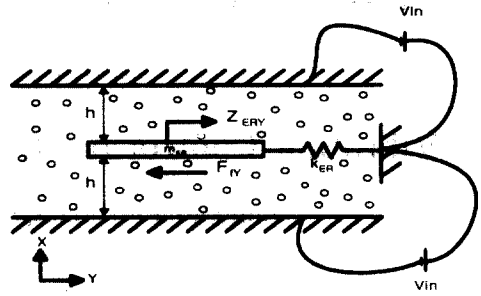


Fig. 3 ER damper model

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

여기서  $m_{ER}$ ,  $k_{ER}$ ,  $Z_{ERY}$ 은 각각 상기 질량, 강성, 그리고 원판의 고정 관성 좌표계 (0)에 기준한 원판의 변위이다.

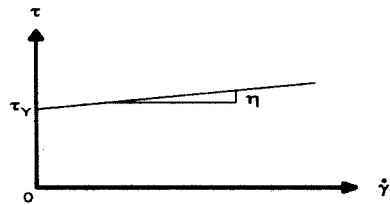


Fig. 4 Bingham fluid model

한편, 마찰력  $F_{fY}$ 는 ER유체를 Fig. 4와 같이 통상적인 Bingham 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  $E = V_m/h$ 가 전계의 크기일 때, 유체가 유동하기 시작하는 전단 항복 응력을 나타내며,  $\eta$ 는 점도,  $\gamma$ 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 작으므로  $\gamma \cong \dot{Z}_{ERY} / h$ 으로 근사화 가능하다.

따라서, 이상 모든 관계들을 고려하면 식 (2)는 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  $c_{ER} = 2\pi n(R_o^2 - R_i^2)\eta/h$ , 입력 전압의 함수인 Coulomb 마찰력  $F_{ERY} = 2\pi n(R_o^2 - R_i^2)\alpha(V_{in}/h)^\beta \text{sgn}(\dot{Z}_{ERY})$ 이다. 그러므로 통상적인 전단율의 범위내에서 입력전압의 크기가 어느 이상이 되면 감쇠기의 점성마찰력 보다는 Coulomb 마찰력이 훨씬 우세해진다.

지금까지는 1자유도만을 고려하였으나 축계와 감쇠기가 동방성이고 평면내에서 whirl이 발생하므로 그의 직교 방향 운동  $Z_{ERZ}$ 에 관해서도 동일한 수식을 얻을 수 있다. 그 경우  $j = \sqrt{-1}$ 일 때,  $Z_{ER} = Z_{ERY} + jZ_{ERZ}$ 와  $F_{ER} = F_{ERY} + jF_{ERZ}$ 를 정의하여 해당 두 식을 합하면, 2 자유도 운동 방정식이 다음과 같이 복소 방정식으로 얻어진다.

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

한편, 문헌<sup>[6,7]</sup>에 있는 축계의 회전좌표계 {1}에 관한 유한 요소 모델과 식 (4)의 모델을 직접 결합하기 위하여는  $Z_{ER}$ 을 회전좌표계로 표현할 필요가 있다. 그 경우, 축과 같이 속도  $\Omega$ 로 회전하는 회전좌표계를 기준으로 하는 원판의 변위  $z_{ER}$ 과는 다음과 같은 관계가 있으므로

$$Z_{ER} = e^{j\Omega t} z_{ER} \quad (5a)$$

절대 속도  $\dot{Z}_{ER}$ 와 절대 가속도  $\ddot{Z}_{ER}$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$\dot{Z}_{ER} = e^{j\Omega t} (j\Omega z_{ER} + \dot{z}_{ER}) \quad (5b)$$

$$\ddot{Z}_{ER} = e^{j\Omega t} (-\Omega^2 z_{ER} + 2j\Omega \dot{z}_{ER} + \ddot{z}_{ER}) \quad (5c)$$

마침내, 식(5)를 식(4)에 대입하여 정리하고  $F_{ER}$

에 대하여도 식(5a)와 같이  $F_{ER} = e^{j\Omega t} f_{ER}$ 을 적용하면, {1}에 대한 ER감쇠기의 운동방정식을 최종적으로 아래와 같이 얻을 수 있다.

$$m_{ER} \ddot{z}_{ER} + (c_{ER} + 2j\Omega m) \dot{z}_{ER} + (k_{ER} + j\Omega c_{ER} - \Omega^2 m) z_{ER} = -f_{ER} \quad (6a)$$

여기서 {1}좌표계를 기준으로 하는 복소 Coulomb 마찰력

$$f_{ER} = 2\pi n(R_o^2 - R_i^2)\alpha(V_{in}/h)^\beta \{ \text{sgn}(\text{Re}(j\Omega z_{ER} + \dot{z}_{ER})) + j \text{sgn}(\text{Im}(j\Omega z_{ER} + \dot{z}_{ER})) \}. \quad (6b)$$

### 3. 전체 계의 유한요소 모델과 정적 변형해석

Fig. 1에서와 같이 축, 디스크, 커플링, 베어링, 그리고 ER 감쇠기를 포함하는 피구동 전체계의 유한요소 모델은 {1}에 대하여 다음과 같이 얻어진다 [8].

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

여기서 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.

식 (7)의 시스템 운동 방정식으로부터 다양한 진동해석을 수행할 수 있다. 그 중 대별하면 모드 해석과 주 및 부 위험속도들의 예측, 그리고 동적 안정도 판별등의 자유 진동 해석과 주파수 응답 함수 (FRF), 편심질량에 의한 불균형 응답, 그리고 임의 형태의 입력에 대한 시간 응답 등 강제진동 해석이 대표적이다. 이러한 해석 방법론에 관하여는 문헌<sup>[8]</sup>에 자세히 설명되어 있으므로 참고하기 바라며, 다만 여기서는 자중에 의한 정적 변형 해석 방법만을 다루고자 한다. 축계의 정적 변형이 지나치면 통상 가정해온 변위의 탄성한계를 초과하게 되며 그 경우 직선보에 관한 선형이론은 더 이상 적용될 수 없기 때문이다.

상대적으로 작은 불균형 질량을 포함하여 원판

과 허브등 축계 전체의 자중에 의한 정적 변형을 구하는 경우에는 회전속도가 영인 경우를 살펴보면 충분하다. 이 경우 좌표계 (0)와 (1)은 동일해지므로 식 (4)를 그대로 사용하되 변위의 시간 미분항을 무시하면, 정적변위는

$$K_0 z = Q \quad (8)$$

이 된다. 다만, 이 경우 외력은 관성좌표계 (0)의 중력방향으로만 작용하므로  $Q$  벡터를 그에 맞춰 재구성할 필요가 있다.

(0)={1}이므로 특정 절점에서의 축의 변위  $z_S$  중 실수부와 허수부의 1, 2번째 요소는 각각  $q_1 = v$ ,  $q_4 = \theta_y$ 와  $q_2 = w$ ,  $q_3 = -\theta_z$ 가 된다. 한편, 원판상의 특정 절점에서 변위의 경우는

$${}^0 u_D(r^*, \theta^*, t) = \begin{Bmatrix} q_{Dc1}(t) \cos \theta^* + q_{Dsl}(t) \sin \theta^* \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (9)$$

이 된다. 여기서  $q_{Dc1}$ 과  $q_{Dsl}$ 은 각각 특정 원판 절점에서의 변위  $z_D$  중 실수부와 허수부의 첫 번째 요소들이며, 절직경 수를 나타내는  $n$ 값은 축과의 연성을 고려하므로 1이 되어야 한다.

한편,  $-Y_0$ 를 중력방향이라고 할 때  $Q$  중 균일 분포자중  $W_S$ 에 의하여 특정 축요소에 작용하는 하중  $Q_S$ 는 그 정의<sup>[6]</sup>와 사용된 Hermite 형상함수를 고려하면

$$Q_S = -W_S [1/2 \quad 1/12 \quad 1/2 \quad -1/12]^T \quad (10)$$

이 된다. 또한, 원판요소에 작용하는 면내 하중은 축변형에 관한 집중하중만이 의미가 있으므로 그 크기를  $W_D$ 라고 할 때, 원판 절점에 관하여 다음과 같이 구해진다.

$$Q_D = -W_D [1 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T \quad (11)$$

#### 4. 계산 및 실험 결과

Photo. 1은 Fig. 1의 장치의 실제 외관과 각 구성요소 즉, ① 직류 모터 ② 기어열 ③ 비접촉식 타코미터 ④ 커플링 ⑤ gap sensor converter ⑥ 스탠드 ⑦ gap sensor probe ⑧ ER감쇠기 ⑨ 고전압 ER용 Amp. 등을 보여 주고 있다.



Photo. 1 Experimental rotor system

한편, 축계의 구체적 사양은 다음과 같다. 디스크 내경=6mm, 디스크 외경=100mm, 디스크 두께=1mm,  $L_1 = 350$ mm,  $L_2 = 175$ mm,  $L_3 = 30$ mm,  $L_4 = 60$ mm,  $L_5 = 60$ mm,  $L_6 = 35.5$ mm,  $D_S = 6$ mm, 클램프의 두께=10mm,  $E_S = E_D = 2.060 \times 10^{11}$  N/m<sup>2</sup>,  $\nu = 0.3$ ,  $\rho_S = \rho_D = 7800$  Kg/m<sup>3</sup>,  $k_B = 3.0 \times 10^7$  N/m,  $c_B = 100$  N·sec/m. 또한, 커플링에 관련된 재료들은  $\rho_F = 592$  Kg/m<sup>3</sup>,  $k_F = 1.31 \times 10^4$  N/m,  $c_F = 0.2476$  N·sec/m, 반경=11mm, 폭=12.5mm 등이며, ER감쇠기에 관련된 상수들은  $\alpha = 594.498$ ,  $\beta = 1.029$ ,  $\eta = 0.3227$ ,  $R_0 = 45$ mm,  $R_1 = 10$  mm,  $h = 1$ mm,  $n = 1$ ,  $m_{ER} = 48.8$ g,  $k_{ER} = 3266.7$  N/m 등이다.

계산을 위하여 동력을 받아 회전하는 커플링 이후 전체 축계를 아래와 같이 총 15개로 요소 분할한 후, 자체 개발한 유한요소 code인 RODAS (Rotor Dynamics Analysis Software)를 사용하였다. 여기서 감쇠기 설치 위치는 1, 2차 모드에 걸쳐 제어효과를 극대화하기 위하여 overhang부분에 설치하였고 갭센서의 위치는 변위가 작은 베어링 근처 절점4에 설치하였다.

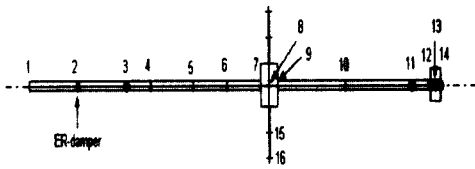


Fig. 5 Finite element meshes

#### 4.1 정적 변형

식 (8)에 근거하여 자중에 의한 축계의 정적 변형 형상을 구해 100배 확대한 경우, Fig. 6와 같은 결과를 얻었으며 디스크 근방에서의 최대 변위가 약 0.1mm로서 충분히 작은 값을 알 수 있었다.

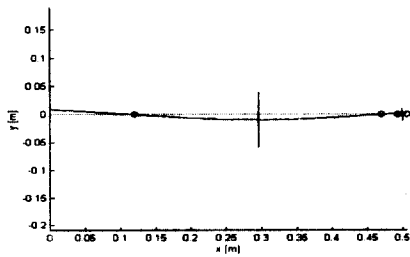


Fig. 6 Static deflection

#### 4.2 진동 고유 모드

고유모드 해석을 통하여 얻은 원판과 축의 연성 모드에 관한 (0)에 대한 Campbell 선도와 비회전 상태에서의 고유 모드 형상은 각각 Figs. 7, 8과 같다. 이를 검증하기 위하여 비회전 상태에서 FRF를 실험적으로 구해본 결과 Fig. 9와 같은 결과를 얻었으며 연성 1차(45Hz), 2차(130Hz), 3차(320Hz) 모드에 걸쳐 잘 일치함을 알 수 있다. 다만, 1차 모드 직전(35Hz)의 작은 피크는 증속 기어열중 출력 피니언 기어의 불완전 지지에 의한 횡진동 성분이며, 1차 모드 직후(60Hz)의 또 다른 피크는 커플링의 축방향 유연성에 의한 1차 축 진동 성분을 확인하였다.

#### 4.3 주파수 응답 함수

앞절에서 제시된 Fig. 9의 실험적 FRF는 5번 접점에서 축을 중력방향으로 충격해머로 가진하고 그 진동 변위를 갠센서로 감지하여 얻은 결과이다.

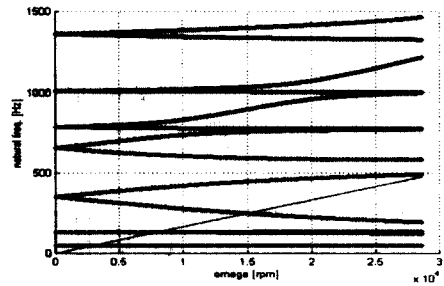


Fig. 7 Campbell diagram

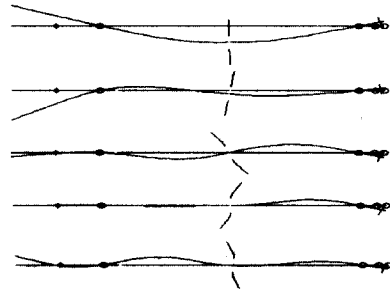


Fig. 8 1st to 5th mode shapes from the top



Fig. 9 Experimental FRF at 0 rpm

이와 같은 상황을 가정하여 FRF를 계산적으로 구해보면 Fig. 10과 같다.

한편 각 모드의 compliance [mm/N]의 dB값은, 해머와 센서의 이득으로부터 환산하면 Fig. 10의 종축눈금에 약 100 dB을 더한 값이 된다.

#### 4.4 정상상태에서의 ER 감쇠기 효과

다양한 가진원이 존재하는 상황에서 ER감쇠기가 어느정도의 진동 억제 효과를 갖는지는 흥미롭다. 이와 관련하여, 가장 큰 가진원인 편심만을 고

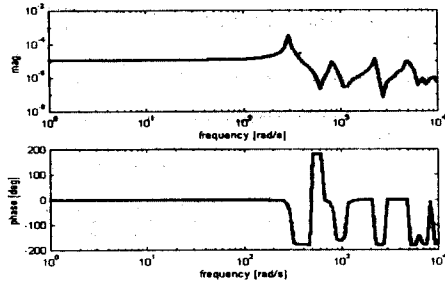


Fig. 10 Computed FRF at 0 rpm

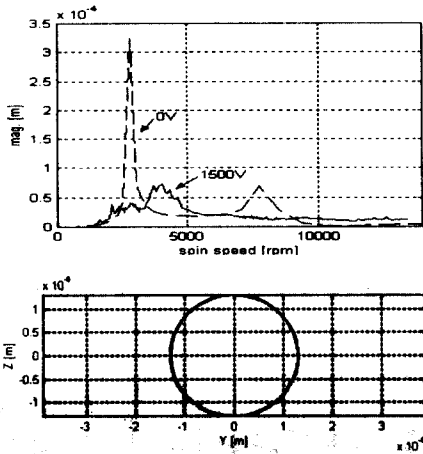


Fig.11 Computed ER-damper effect:  
top) mag. vs. speed, bot.) orbits at 1020rpm

려하되 먼저 박원판과 크기 4.35g인 불평형 질량이 반경방향 위치 2mm에 존재한다고 가정하였다. 이때의 정상상태 불균형 응답을 계산한 결과 Fig. 11을 얻었다.

위의 계산 과정에 대하여 부언하고자 하는 것은 인가전압이 0V일 때는 식 (7)의 정상 상태 해를 용이하게 구할 수 있으나, 인가전압이 영이 아닐 때는 Coulomb마찰력을 표현하는 signum함수의 비선형성에 기인하여 초기상태로부터 전 시간구간에 걸쳐 적분하되 계산중의 발산현상에 대비하여 식(7)을 아주 작은 step size로 적분하지 않고서는 정상 상태 값을 구하기 어렵다는 점이다<sup>[9]</sup>. 이에 계산시간이 상당히 소요되는 애로점이 있었다. 한편, 위의 결과에 대응하는 실험 결과는 Fig. 12와 같다. 위 두 결과를 비교해보면 실제 상황에서의 편심량

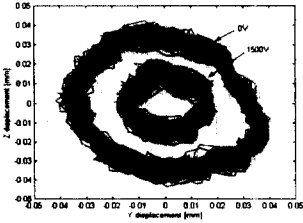
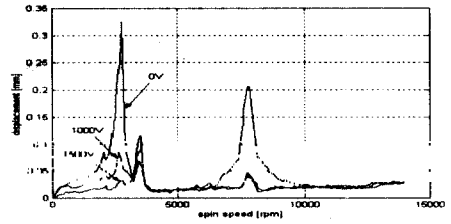


Fig.12 Experimental ER damper effect: top) mag. vs. speed  
bot.) orbits at 1020 rpm

오차, 다양한 기타 가진원의 존재 등으로 인하여 그 값의 차이는 존재하나 경향의 일관성을 확인할 수 있다.

이들 결과로부터, ER감쇠기의 효과는 1차 공진점까지는 전압에 비해하여 진동 억제 기능이 커지나, 1차 공진점부터 1차와 2차 공진점 중간 속도까지는 역 효과가 발생하며 다시 그 이후부터 2차 공진점까지는 진동 억제 효과가 나타나다가 또 다시 역효과가 발생하는 반복된 패턴을 보이이는 것을 알 수 있다.

이와 같은 현상은 whirl의 위상과 밀접한 관련이 있다고 판단된다. 즉, 전진과의 경우처럼 축의 회전 방향과 편심에 의한 원심 가진력이 같은 방향을 가지며 위상차가  $0^\circ$  이 되는 경우에는 원심력이 whirl을 크게 하는 방향으로 작용하지만 후진과의 경우는 반대로 위상차가  $180^\circ$  가 되어 원심력이 whirl을 작게하는 쪽으로 작용한다. 한편, Coulomb마찰력은 항상 운동의 반대 방향으로 작용하므로 전진과의 경우는 whirl을 작게, 후진과의 경우는 whirl을 크게 하는 것이다.

다만, Fig. 12에서는 1차 공진점 직후 약 3500 rpm에서 나타나는 축진동과의 연성 모드가 나타나며 이것이 1차 공진 이후에 존재함으로 해서 ER감

쇠기의 역효과를 받아 뚜렷히 보이고 있다.

#### 4.5 ER감쇠기 작동시의 과도 응답

앞 절에서 언급하였듯이 ER감쇠기는 여러개의 공진점을 통과 할 때, 순기능과 역 기능을 반복한다. 따라서, 인가전압을 회전속도 구간별로 0V 혹은 최대 가용전압을 선택하여 사용하는 것이 효과적이다. 이에 관한 구체적인 방법론은 하나의 반응동 진동제어기의 설계에 해당한다. 따라서 여기서는 공진점을 미리 알고 있을 때 간단히 적용해볼 수 있는 on/off제어의 경우를 상정하여 그 실현 가능성 여부를 확인하고자 한다<sup>(4)</sup>.

일정 회전속도 2100 rpm에서 인가전압 1 KV를 단속한 경우(off→on→off)의 시간응답을 실험적으로 구해보면 Fig. 13과 같다. 여기서 시스템의 1차 전진 및 후진과 근접함에 기인하는 beat현상, 시스템 안정성, ER유체의 가역성, 그리고 ER 감쇠기를 포함한 전체계의 응답속도 등을 파악할 수 있다.

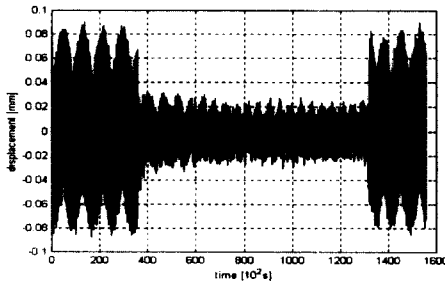


Fig.13 Experimental transient Response with ER damper turn off-on-off

한편, 이에 대응하는 계산결과는 Fig. 14로서 유사한 경향을 보이나 응답의 속도와 크기 등에 있어 다소 차이가 남을 알 수 있다. 그 이유는 ER 감쇠기의 모델링시 시간지연을 고려하지 않았고, 가진원에 관한 가정에 오차가 있기 때문이다.

### 5. 결론

본 논문에서는 고속 유연 회전축계의 진동억제를 위하여 적합한 ER유체 감쇠기를 설계하고 그의

수학적 유한요소 모델을 유도하였으며 계산에 의하여 그 성능을 예측하였다. 또한 이를 검증하기 위하여 실험을 병행하였다.

그 결과, 미지의 인자등에 의하여 양자간 다소간의 크기 차이는 있지만, 공히 ER 감쇠기의 회전체 진동의 억제 효과를 확인할 수 있었다. 그러나 회전속도에 따라 때때로 그것이 발생시키는 역효과를 방지하기 위하여는 추후 적절한 반응동제어기의 설계가 필요하다.

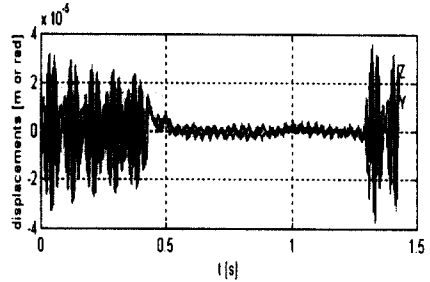


Fig.14 Computed transient Response with ER damper turn off-on-off

### 참고문헌

1. 임승철, 1999, "구조물의 능동 진동 제어", 한국소음진동 공학회지, 9권, 1호.
2. Lubell, D., and L., San Andres, 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.
3. M.E.F.Kasarda, P.E. Allaire, R.R.Humphris, L.E.Barrett, 1990, "A Magnetic Damper for First-Mode Vibration Reduction in Multimass Flexible Rotors", J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.112, pp.463-469.
4. G.Z.Yao, Y.Qiu, G.Meng, T.Fang, Y.B.Fan, 1999, "Vibration Control of a Rotor System by Disk Type Electrorheological Damper", Journal of Sound and Vibration, Vol 219, No.1.
5. 최승복, 김형석, 정달도, 성금길, 1999, "ER 밸브 작

동기를 이용한 하역 시스템 모델의 슬라이딩 제어”, 대한기계학회 논문집 A.

6. S.Lim, 2000, “Finite Element Analysis of Flexural Vibrations in Hard Disk Drive Spindle Systems”, Journal of Sound and Vibration (in press).

7. 임승철, 제인주, 1999, “다중 박원판을 갖는 유연 회전축계의 유한요소 및 실험적 모드 해석”, 한국소음진동공학회 논문지, 9권, 5호, pp. 1029-1035.

8. 임승철, 2000, “하드 디스크 드라이브 회전축계의 강제진동해석”, 한국소음진동공학회 춘계학술대회.

9. D.J. Inman, 1994, Engineering Vibration, Prentice Hall.