

<논 문>

속도변동성분을 갖는 회전디스크의 횡진동 안정성 해석
Stability Analysis of Transverse Vibration of a Spinning Disk
with Speed Fluctuation

신 응 수[†] · 이 기 념* · 신 태 명** · 김 옥 현***

Eung-Soo Shin, Kee-Nyeong Lee, Tae-Myung Shin and Ock-Hyun Kim

(2001년 7월 24일 접수 ; 2001년 12월 14일 심사완료)

Key Words : Transverse Vibration (횡진동), Spinning Disk(회전 원판), Cogging Torque(코깅 토크), Speed Fluctuation(속도 변동), Stability(안정성), Perturbation Method(섭동법), Multiple Time Scales(다중 척도법), Parametric Resonance(매개 공진)

ABSTRACT

This paper intends to investigate the effects of speed fluctuation caused by the cogging torque in permanent magnetic motors on the stability of the transverse vibration for a spinning disk. Based on the Kirchhoff's plate theory and the assumed mode methods, a set of discretized equations of motion were derived for an annular disk rotating with a harmonically varying speed. Then, a perturbation method using the multiple time scales was employed and stability boundaries were determined explicitly in terms of the magnitude and frequency of speed fluctuation, a nominal speed and the modal characteristics of the disk. It is found that parametric resonance occurs at several speed ranges and a single mode or a combination of two modes are involved to cause instability. It is also observed that unstable regions become broadened as the spinning speed increases or two modes are combined in parametric instability. As numerical simulations, stability analysis of a conventional CD-ROM drive was performed. Results of this work can be used as guidelines for motor design and operations with low vibration.

1. 서 론

회전 원판은 하드디스크 드라이브 및 광디스크 드라이브 등과 같은 컴퓨터 저장기기를 비롯하여 많은 분야에 활용되고 있는데 고속화, 고정밀화의 추세에 따라 동적 거동에 대한 보다 면밀한 해석과 진동 저감에 대한 요구가 높아지고 있다. 회전 원판에서 발생하는 진동에 관해서는 많은 연구가 발표되었는데

특히 여러 진동 발생 요인이 원판의 안정성에 미치는 영향에 관하여 많은 연구가 수행되었다. 이 중 기계적 가진원에 대한 분석 사례를 살펴보면 컴퓨터 하드디스크 드라이브에서 베어링으로부터의 가진에 의한 진동을 억제하기 위한 모터 회전수 선정에 관한 연구와⁽¹⁾ 회전 원판과 헤드와 같은 외부 시스템과의 간섭이 안정성에 미치는 영향에 대한 연구^(2~4) 등을 들 수 있다. 이밖에 공기 역학적 측면에서 분석한 사례로 회전 원판과 주변 유체를 동시에 고려해 안정성 해석을 수행한 연구가 있는데⁽⁵⁾ 유체의 강성 및 감쇠 특성에 따라 플러터 현상이 발생하기 이전에 불안정 영역이 존재함을 수치적으로 확인하였다. 또한 초임계 속도에서 발생하는 플러터에 의한 불안정 발생을 줄이기 위해 원판에 초기 응력을 주는 방안이⁽⁶⁾ 제시된

† 책임저자, 정회원, 충북대학교 공과대학 기계공학부
E-mail : esshin@cbucc.chungbuk.ac.kr

Tel : (043) 261-3159, Fax : (043) 263-2448

* 충북대학교 대학원 기계공학부

** 정회원, 충주대학교 기계설계학과

*** 충북대학교 공과대학 기계공학부

바 있다.

한편 회전 원판을 구동하는 모터가 원판의 진동에 미치는 영향에 대한 연구가 많이 수행되어 왔는데 모터 스피들의 축방향 및 반경 방향의 운동이 회전 원판의 동특성에 미치는 영향을 분석한 경우와⁽¹⁷⁻¹⁹⁾ 코깅 토크와 같이 모터 자체의 특성에 의한 가진원을 분석한 사례들⁽¹⁰⁾ 들 수 있다. 특히 코깅 토크의 저감 방안에 관해서는 영구자석 모터의 설계 분야에서 활발하게 논의되고 있으나 코깅 토크가 회전 원판의 진동에 미치는 영향에 관한 직접적인 연구는 발표된 바가 없는 실정이다. 회전 속도가 변하는 회전계에 대한 연구로서 구동축에 대한 안정성을 분석한 사례는⁽¹¹⁾ 많이 있으나 유연 원판에 대한 연구는 많지 않다. 중심이 고정된 단순 원판에 대해 안정성을 해석한 사례와⁽¹²⁾ 일정 선속도 방식의 CD-ROM 드라이브와 같이 원판의 회전 주기에 비해 속도의 변동 주기가 매우 긴 경우에 동특성을 분석한 결과가^(13, 14) 발표된 바 있다. 본 연구에서는 영구자석 모터에 의해 구동되는 회전 원판에서 코깅 토크에 의해 발생하는 회전 속도의 변동이 횡방향 진동에 미치는 영향을 분석하고자 한다. 속도의 변동 성분은 코깅 토크와 동일한 주파수 특성을 갖는다는 가정하에 조화 함수의 형태로 나타내고 이에 근거한 운동방정식을 유도한 후 섭동법에 의한 안정성 해석을 수행하여 원판의 불안정을 발생시키는 조건을 회전 속도, 속도 변동의 크기 및 주파수의 영역에 대해 구한다.

2. 해석 모델

Fig. 1에 보이는 바와 같이 회전 속도 Ω 가 변동 성분을 갖는 유연 원판에 대하여 키리호프의 평판이론과 칼만의 비선형 변형률 이론에 근거하여 횡방향 변위 w 에 대한 운동방정식을 고정좌표계에 대해 유도하면 아래와 같다.

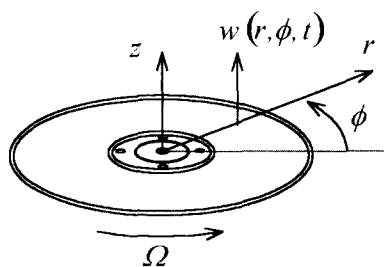


Fig. 1 Schematic of a spinning disk

$$\rho h \left(\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + 2\Omega \frac{\partial^2 w}{\partial \phi \partial t} + \Omega^2 \frac{\partial^2 w}{\partial \phi^2} + \dot{\Omega} \frac{\partial w}{\partial \phi} \right) + D \nabla^4 w - \frac{h}{r} \left\{ \frac{\partial}{\partial r} \left(r \sigma_r \frac{\partial w}{\partial r} + \sigma_{r\phi} \frac{\partial w}{\partial \phi} \right) - \frac{\partial}{\partial \phi} \left(\sigma_{r\phi} \frac{\partial w}{\partial r} + \sigma_\phi \frac{\partial w}{r \partial \phi} \right) \right\} = 0 \quad (1)$$

여기서 ρ 와 h 는 회전 원판의 밀도와 두께를, D 는 원판의 굽힘 강성계수를 각각 나타내며 σ_r , $\sigma_{r\phi}$ 및 σ_ϕ 는 회전에 의해 원판에 발생하는 응력으로 회전 속도 Ω , 회전 가속도 $\dot{\Omega}$, 그리고 반경 방향의 거리 r 의 함수로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \sigma_r &\equiv \Omega^2 \sigma_r^*; & \sigma_\phi &\equiv \Omega^2 \sigma_\phi^*; & \sigma_{r\phi} &\equiv \dot{\Omega} \sigma_{r\phi}^* \\ \sigma_r^* &\equiv \frac{\rho}{8} \left\{ c_1 + \frac{c_2}{r^2} - (3+\nu)r^2 \right\} \\ \sigma_\phi^* &\equiv \frac{\rho}{8} \left\{ c_1 - \frac{c_2}{r^2} - (1+3\nu)r^2 \right\} \\ \sigma_{r\phi}^* &\equiv \frac{\rho a^2}{4} \left(\frac{r^2}{a^2} - \frac{a^2}{r^2} \right) \\ c_1 &= (1+\nu) \frac{(3+\nu)a^4 + (1-\nu)b^4}{(1+\nu)a^2 + (1-\nu)b^2} \\ c_2 &= (1-\nu)a^2 b^2 \frac{(3+\nu)a^2 - (1+\nu)b^2}{(1+\nu)a^2 + (1-\nu)b^2} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 a 및 b 는 원판의 외경과 내경이다.

한편 회전 속도 Ω 는 코깅 토크에 비례한다는 가정하에 조화 함수의 형태로 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Omega(t) = \Omega_0 + \Delta \Omega \cos(\omega_r t) \equiv \Omega_0 \{1 + \varepsilon \cos(P\Omega_0 t)\} \quad (3)$$

위 식에서 ε 과 P 는 속도 변동을 평균 회전속도 Ω_0 에 관해 무차원화시킨 변수로서 ε 은 속도 변동의 크기를, P 는 속도 변동의 주파수를 각각 나타내며 영구자석 모터에서 극수와 슬롯 수의 최소공배수에 해당한다.

식 (1)을 만족하는 w 를 구하기 위하여 가정모드법에 적용하였으며 가정 모드로서 회전하지 않는 원판의 고유모드를 사용하여 근사적인 w 를 아래와 같이 나타냈다.

$$w(r, \phi, t) = \sum_m \sum_n W_{mn}(r, \phi) q_{mn}(t) = \sum_m \sum_n R_{mn}(r) e^{in\phi} q_{mn}(t) \quad (4)$$

위 식에서 W_{mn} 은 정지 원판의 정규화된 고유모드로서 m 은 절원의 개수를, n 은 절직경의 개수를 나타내며 R_{mn} 은 반경 방향의 모드 함수이다. 식 (4)를 식 (1)에 대입하고 갤러킨 방법을 적용하여 복소수 형태로 정의된 정규모드 W_{kl} 의 공액복소수를 곱한 후 원판의 영역에 대해 적분을 수행하면 아래와 같은 이산화된 방정식을 구할 수 있다.

$$\ddot{q}_{kl} + i(2\ell\Omega)\dot{q}_{kl} + \left\{ \omega_{kl}^2 - (\ell\Omega)^2 \right\} q_{kl} + \Omega^2 \sum_m \sum_n C_{kl}^{mn} q_{mn} + i(\ell\Omega)q_{kl} - i(\ell\Omega) \sum_m \sum_n D_{kl}^{mn} q_{mn} = 0 \quad (5)$$

위 식을 살펴보면 일반좌표계 q_{kl} 과 p_{mn} 이 서로 연성되어 있으며 그와 관련한 계수 C_{kl}^{mn} 및 D_{kl}^{mn} 은 아래와 같이 주어진다.

$$C_{kl}^{mn} \equiv - \int_0^{2\pi} \int_b^a \left\{ \frac{h}{r} \frac{d}{dr} \left(r \sigma_r \frac{dR_{mn}}{dr} \right) - \frac{n^2 h}{r^2} \sigma_\theta R_{mn} \right\} R_{kl} e^{i(n-\ell)\phi} r dr d\phi$$

$$D_{kl}^{mn} \equiv \int_0^{2\pi} \int_b^a \left\{ \frac{h}{r} \frac{d}{dr} \left(\sigma_\theta R_{mn} \right) + \frac{h}{r} \sigma_r \frac{dR_{mn}}{dr} \right\} R_{kl} e^{i(n-\ell)\phi} r dr d\phi \quad (6)$$

여기서 C_{kl}^{mn} 및 D_{kl}^{mn} 은 식 (2), (4)의 조건으로부터 아래의 관계를 만족한다.

$$C_{kl}^{mn} = 0; \quad D_{kl}^{mn} = 0 \quad \text{for } n \neq \ell$$

$$C_{kl}^{m\ell} = C_{m\ell}^{kl}; \quad D_{kl}^{m\ell} = -D_{m\ell}^{kl}; \quad D_{kl}^{k\ell} = 0 \quad (7)$$

위 식을 이용하여 이산화된 방정식 (5)를 무차원화된 형태로 나타내면 다음과 같다.

$$q_{kl}'' + i(2\sigma_\ell)(1 + \varepsilon \cos 2\tau)q_{kl}' + \left\{ \delta_{kl} + \lambda_{kl}(1 + \varepsilon \cos 2\tau) \right\} q_{kl} - 2i(\varepsilon\sigma_\ell \sin 2\tau)q_{kl} + \varepsilon\eta \sum_{m \neq k} E_{kl}^{m\ell} q_{m\ell} + 2i(\varepsilon\sigma_\ell \sin 2\tau) \sum_{m \neq k} D_{kl}^{m\ell} q_{m\ell} = 0 \quad (8)$$

여기서,

$$\tau \equiv \frac{1}{2} P \Omega_o t; \quad \sigma_\ell \equiv \frac{2\ell}{P}; \quad \eta \equiv \frac{4}{P^2}; \quad C_{kl}^{m\ell} \equiv \varepsilon E_{kl}^{m\ell}$$

$$\delta_{kl} \equiv \left(\frac{2\omega_{kl}}{P\Omega_o} \right)^2; \quad \lambda_{kl} \equiv \frac{4(C_{kl}^{k\ell} - \ell^2)}{P^2} \quad (9)$$

식 (8)을 살펴보면 같은 절직경 l 을 갖는 고유모드에 해당하는 일반좌표계 q_{kl} 과 $q_{m\ell}$ 사이에 연성이

존재함을 알 수 있다.

3. 섭동법에 의한 안정성 해석

매개공진 시스템에 대한 안정성 해석은 일반적으로 플로케 방법을 적용하여 수행할 수 있으나 식 (8)과 같이 일반좌표계 q_{kl} 과 $q_{m\ell}$ 사이에 연성이 존재하는 경우 연립하여 수치 적분할 방정식의 개수가 늘어나게 된다. 따라서 본 논문에서는 다중척도법에 근거한 섭동법을 적용하여 안정성 해석을 수행하였으며 다중척도로는 속도 변동의 크기 ε 에 대하여 다음과 같이 정의하였다.

$$\tau \equiv T_0; \quad \varepsilon\tau \equiv T_1 \quad (10)$$

또한 일반좌표계 q_{kl} 도 ε 에 대하여 아래와 같이 나타낸다.

$$q_{kl}(\tau) = q_{kl}^0(T_0, T_1) + \varepsilon q_{kl}^1(T_0, T_1) + \dots \quad (11)$$

식 (10), (11)을 식 (8)에 대입하여 전개한 후 ε 의 차수에 대해 정리하여 다음과 같은 방정식을 얻을 수 있다.

$$O(\varepsilon^0): D_0^2 q_{kl}^0 + i(2\sigma_\ell)D_0 q_{kl}^0 + (\delta_{kl} + \lambda_{kl})q_{kl}^0 = 0$$

$$O(\varepsilon^1): D_0^2 q_{kl}^1 + i(2\sigma_\ell)D_0 q_{kl}^1 + (\delta_{kl} + \lambda_{kl})q_{kl}^1$$

$$= -2D_0 D_1 q_{kl}^0 - i(2\sigma_\ell)D_1 q_{kl}^0 - i(2\sigma_\ell \cos 2\tau)D_0 q_{kl}^0$$

$$- i(2\lambda_{kl} \cos 2\tau)D_0 q_{kl}^0 + i(2\sigma_\ell \sin 2\tau)q_{kl}^0$$

$$- \eta \sum_{m \neq k} E_{kl}^{m\ell} q_{m\ell}^0 - i(2\sigma_\ell \sin 2\tau) \sum_{m \neq k} D_{kl}^{m\ell} q_{m\ell}^0 = 0 \quad (13)$$

위 식에서 $D_n \equiv \partial / \partial T_n$ 이다. 식 (13)으로부터 q_{kl}^0 를 구하면 다음과 같다.

$$q_{kl}^0 = A_{kl}(T_1) e^{i(\alpha_{kl} - \sigma_\ell)T_1} + B_{kl}(T_1) e^{-i(\alpha_{kl} + \sigma_\ell)T_1} \quad (14)$$

여기서 α_{kl} 은 원판과 같이 회전하는 좌표계에 대해 나타낸 원판의 고유주파수로서 아래와 같이 주어진다.

$$\alpha_{kl} \equiv \sqrt{\delta_{kl} + \lambda_{kl} + \sigma_\ell^2} \quad (15)$$

식 (14), (15)를 식 (13)에 대입하고 매개 공진이 발생하는 조건을 찾으면 α_{kl} 및 $\alpha_{m\ell}$ 에 따라 다음과 같다.

(1) 단일모드 공진 ($\alpha_{kf} = 1 + \epsilon\alpha_1$)

식 (13)의 우변에서 q_{kl}^1 의 공진을 야기하는 고유항 (secular term)을 정리하면 q_{kl}^0 을 포함한 항만으로 표시된다.

$$\begin{aligned} 2i\alpha_{kf} \frac{\partial A_{kf}}{\partial T_1} + \{\sigma_f(\alpha_{kf} - 1 + \sigma_f) + \lambda_{kf}\} B_{kf} e^{-2i\alpha_{kf} T_1} &= 0 \\ \{\sigma_f(\alpha_{kf} - 1 - \sigma_f) - \lambda_{kf}\} A_{kf} e^{2i\alpha_{kf} T_1} + 2i\alpha_{kf} \frac{\partial B_{kf}}{\partial T_1} &= 0 \end{aligned} \quad (16)$$

위 식에서 q_{kl}^0 의 진폭 A_{kl} 과 B_{kl} 이 발산하는 불안정 조건을 찾으면 다음과 같다.

$$|\alpha_1| \leq \frac{\lambda_{kf} + \sigma_f^2}{2} \quad (17)$$

(2) 복합모드 공진 ($\alpha_{kf} + \alpha_{mf} = 2 + \epsilon\alpha_2$)

이 경우 고유항이 q_{kl}^0 와 q_{ml}^0 을 포함하는 항들의 함수로 식 (18)과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} 2i\alpha_{kf} \frac{\partial A_{kf}}{\partial T_1} + \sigma_f D_{kf}^{mf} B_{mf} e^{-i\alpha_{kf} T_1} &= 0 \\ -\sigma_f D_{kf}^{mf} A_{kf} e^{i\alpha_{kf} T_1} + 2i\alpha_{mf} \frac{\partial B_{mf}}{\partial T_1} &= 0 \end{aligned} \quad (18)$$

식 (18)로부터 불안정 영역을 구하면 다음과 같다.

$$|\alpha_2| \leq \frac{\sigma_f D_{kf}^{mf}}{\sqrt{\alpha_{kf} \alpha_{mf}}} \quad (19)$$

4. 모의 실험

4.1 CD-ROM 드라이브의 안정성 해석

Table 1에 나타난 바와 같은 물성치를 갖는 CD-ROM 드라이브에 대해 모의 실험을 수행하여 속도 변동에 따른 안정성을 검토했다. 우선 식 (8)의 계수들을 결정하기 위해서는 원판의 모드 특성을 알아야 하는데 내주가 고정되고 외주가 자유로운 경계 조건을 갖는 회전하지 않는 원판에 대한 고유 주파수는 Table 2에 정리한 바와 같이 이론적으로 구할 수 있으며 베셀 함수의 형태로 주어지는 고유 진동모드의 이론해도 구할 수 있다. 따라서 이를 가정모드로 하여 회전하는 CD-ROM 드라이브의 고유주파수를

Table 1 Geometric and material properties of a CD-ROM drive

Properties	Numerical values
Inner radius (b)	15 mm
Outer radius (a)	60 mm
Thickness (h)	1.2 mm
Density (ρ)	1220 kg/mm ³
Young's modulus (E)	2.2×10^9 N/m ²
Poisson ratio (ν)	0.3

Table 2 Natural frequencies of a non-rotating CD-ROM drive (in Hz)

Nodal diameter	Nodal circle		
	0	1	2
0	125.9	796.1	2313.4
1	120.9	842.0	2369.2
2	153.1	988.9	2543.7
3	277.1	1251.4	2851.5
4	472.6	1627.9	3303.4
5	723.1	2099.7	3894.9

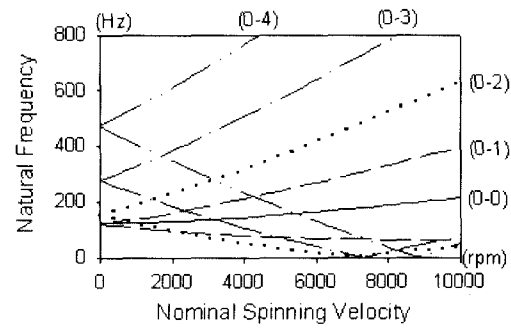


Fig. 2 Natural frequencies of a CD-ROM drive vs. spinning speed

Table 3 Coupling parameter, C_{kf}^{mf}

k	m ($\geq k$)	ℓ					
		0	1	2	3	4	5
0	0	1.07	1.38	2.31	3.77	5.66	7.90
	1	-0.78	-0.61	-0.20	0.30	0.82	1.36
	2	-0.98	-0.90	-0.68	-0.56	-0.58	-0.70
1	1	7.78	8.43	10.30	13.40	17.40	22.20
	2	1.08	1.44	2.13	3.32	4.62	5.96
2	2	23.30	24.00	26.40	30.30	35.60	42.10

구한 결과를 Fig. 2에 도시하였는데 모드 분리에 의해 후진파의 고유주파수가 0이 되는 임계 속도가

7058 rpm으로서 현재의 고배속 CD-ROM 드라이브의 경우 7000 rpm 이상의 초임계 속도로 회전하게 된다. 또한 식 (6)으로 정의되는 연성 계수 C_{kl}^{mi} 및 D_{kl}^{mi} 은 Table 3 및 Table 4에 나타낸 바와 같다. 이를 기초로 하여 정격 회전속도 Ω_0 , 속도 변동 파라미터 P 및 ϵ 의 변화에 따라 CD-ROM 드라이브의 안정성을 판별할 수 있다. 우선 단일모드 공진의 경우 식 (17)로부터 불안정 영역의 크기를 결정하는 α_1 을 절원 k 와 절직경 l 에 관계없이 항상 구할 수 있는데 Fig. 3은 속도 변동의 크기 ϵ 과 회전속도의 변화에 따른 불안정 영역을 도시한 것으로 정격 회전속도 Ω_0 를 임계 속도로 나눈 무차원 회전속

Table 4 Coupling parameter, D_{kl}^{mi}

k	m ($> k$)	l					
		0	1	2	3	4	5
0	1	2.42	2.39	2.31	2.19	2.07	1.96
	2	2.50	2.46	2.23	1.87	1.48	1.15
1	2	8.89	8.23	8.68	8.43	8.08	7.65

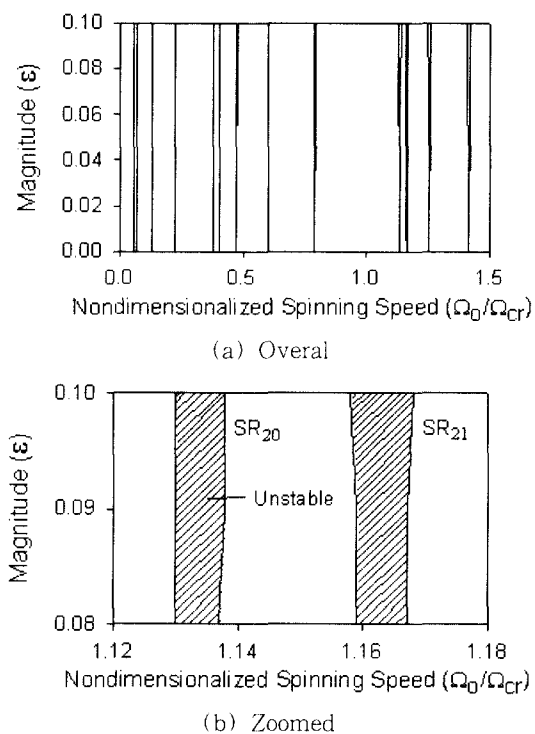


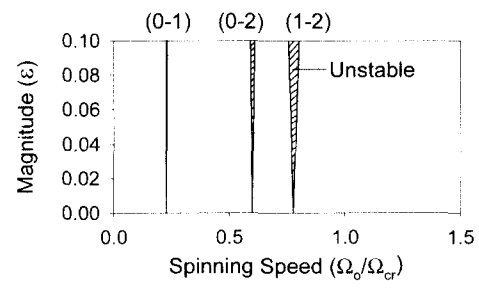
Fig. 3 Stability diagram of single mode resonance with respect to fluctuation magnitude vs. spinning speed

도에 대해 나타냈다. Fig. 3으로부터 단일 모드 공진 시 불안정 영역은 아주 좁은 회전속도 구간에서 발생하며 속도 변동의 크기가 증가함에 따라 아주 작은 폭으로 불안정 구간이 커짐을 알 수 있다. 한편 복합 모드 공진 경우의 불안정 영역은 식 (18)로부터 결정할 수 있는데 절직경 l 이 0인 경우에는 σ_l 이 식 (9)의 정의에 의해 0이 되므로 불안정 영역은 존재하지 않는다. 따라서 절직경이 0보다 큰 경우에만 불안정 영역이 나타나게 되는데 Fig. 4 및 Fig. 5는 이를 도시한 것이다. 속도 변동의 크기 변화에 따른 불안정 영역을 나타낸 Fig. 4를 보면 ϵ 값이 커지거나 CD-ROM 드라이브의 회전속도가 커짐에 따라 불안정 영역이 넓어지는 것을 알 수 있으며 단일모드 공진과 비교하여 불안정 영역이 큰 폭으로 변하는 것을 알 수 있다. 또한 절원이나 절직경의 수가 증가할수록 불안정 영역의 폭이 커지는 것을 확인할 수 있다. Fig. 5는 속도 변동의 주파수 P 의 변화에 따른 불안정 영역을 도시한 것이다.

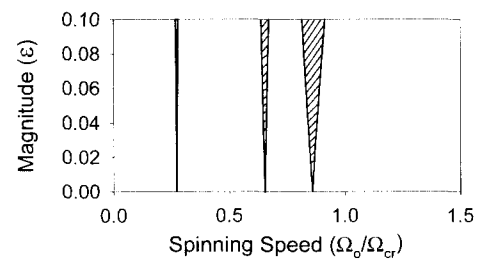
한편 섭동법에 의한 해석 결과를 검증하기 위하여 플로케 이론과 수치 적분에 의한 시간 응답을 구해서 주어진 조건에서의 안정 조건을 살펴보았다. 플로케 이론에 따르면 식 (8)과 같이 주어지는 매개 가진 시스템은 복소수의 형태로 주어지는 플로케 상수 중에서 절댓값이 1보다 큰 경우가 존재하면 계가 불안정하다. Fig. 6은 플로케 상수를 섭동법으로 얻은 안정선도와 비교하여 도시한 것으로서 식 (8)에 나타난 바와 같이 q_{kl} 과 q_{ml} 사이에 연성이 존재하므로 k 및 m 값을 0에서 2까지 변화시키면서 미분 방정식을 각각 나타낸 후 동시에 수치 적분을 수행하여 플로케 상수를 구했는데 섭동법에 의해 구한 안정선도와 잘 일치함을 확인할 수 있다. 또한 Fig. 6(a)의 안정선도에서 P 를 36으로 고정시킨 상태에서 회전속도를 변화시키면서 구한 시간 응답을 Fig. 7에 나타냈는데 불안정 영역에 해당하는 회전 속도에서 복합 모드 공진에 의해 발산하는 것을 확인할 수 있다.

4.2 결과 고찰

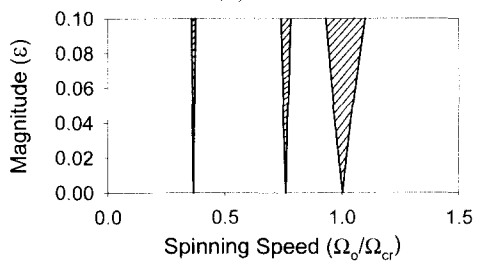
CD-ROM 드라이브에서 회전 속도의 변동이 안정성에 미치는 영향은 Fig. 3에서 Fig. 6의 결과에서 알 수 있는 바와 같이 정격 회전 속도의 여러 구간에서 불안정한 응답을 발생시킬 수 있다. 특히 CD-ROM 드라이브가 임계 속도 이상의 고속으로 회전할 때 복



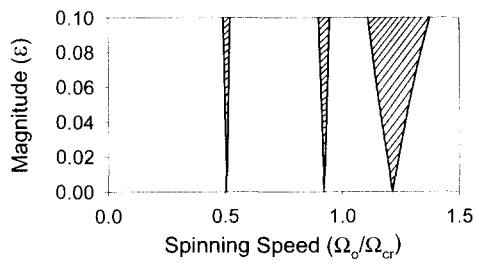
(a) $\ell = 1$



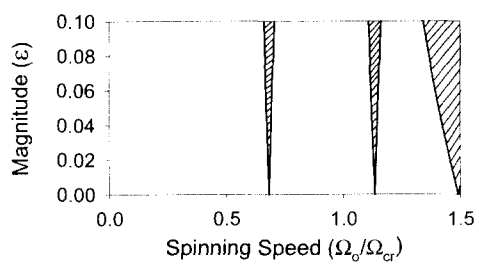
(b) $\ell = 2$



(c) $\ell = 3$

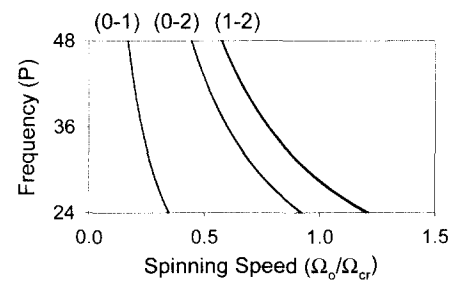


(d) $\ell = 4$

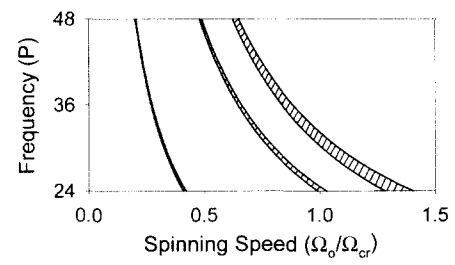


(e) $\ell = 5$

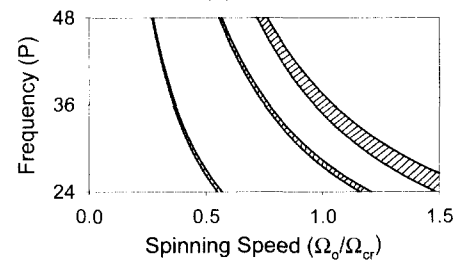
Fig. 4 Stability diagram of combination mode resonance with respect to fluctuation magnitude vs. speed



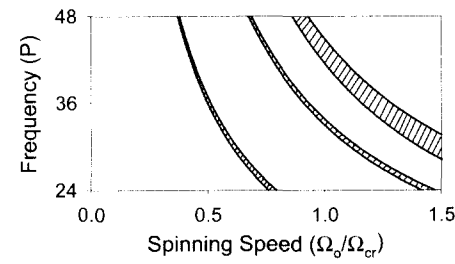
(a) $\ell = 1$



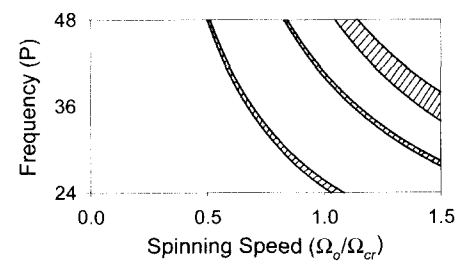
(b) $\ell = 2$



(c) $\ell = 3$



(d) $\ell = 4$



(e) $\ell = 5$

Fig. 5 Stability diagram of combination mode resonance with respect to fluctuation frequency vs. speed

합 모드 공진에 의해 발생하는 불안정 영역은 넓은 속도 범위에 걸쳐 분포하므로 안정성에 영향을 주는 파라미터인 P , ϵ 및 Ω_0 를 조절하여 공진 대역을 피할 필요가 있다. 이 중에서 속도 변동의 크기 ϵ 의 변화에 따른 회전 속도의 불안정 구간의 변화는 미미한 반면 변동 주파수 P 의 변화에 따른 불안정 영역의 변화는 민감하다. 따라서 갈수록 고속화 추세에 있는 CD-ROM 드라이브에서 속도 변동을 고려한 안정성 확보를 위해서는 Fig. 5와 같이 주어지는 안정선도에서 Ω_0 와 P 값이 불안정 영역을 벗어나도록 정하는 것이 좋다.

한편 Fig. 3의 단일모드 공진인 경우에는 불안정 영역이 아주 좁은 속도 구간에서 나타나고 있는데 실제 CD-ROM 드라이브에서는 코깅 토크에 의한 ϵ 의 값이 매우 작고 계에 약간의 감쇠 효과가 존재하므로 단일모드 공진에 의한 불안정 현상은 거의 발생하지 않을 것으로 보인다. 또한 실제 시스템에서는 구동 모터 스피들이 축 방향 및 반경 방향으로 약간의 운동이 발생할 수 있고 절직경 l 이 0 또는 1인 디스크 모드는 이러한 운동과 연성되기 때문에 복합 모드 공진에 대한 불안정 영역을 나타낸 Fig. 4 및 Fig. 5의

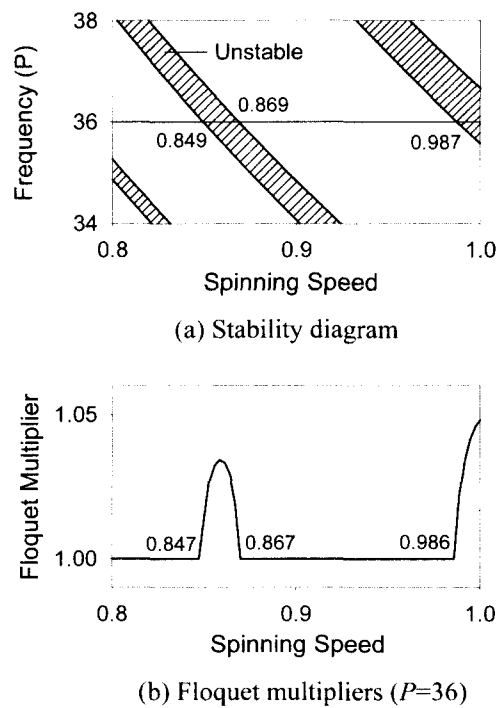


Fig. 6 Comparison of the stability results for combination resonance ($\epsilon = 0.02$)

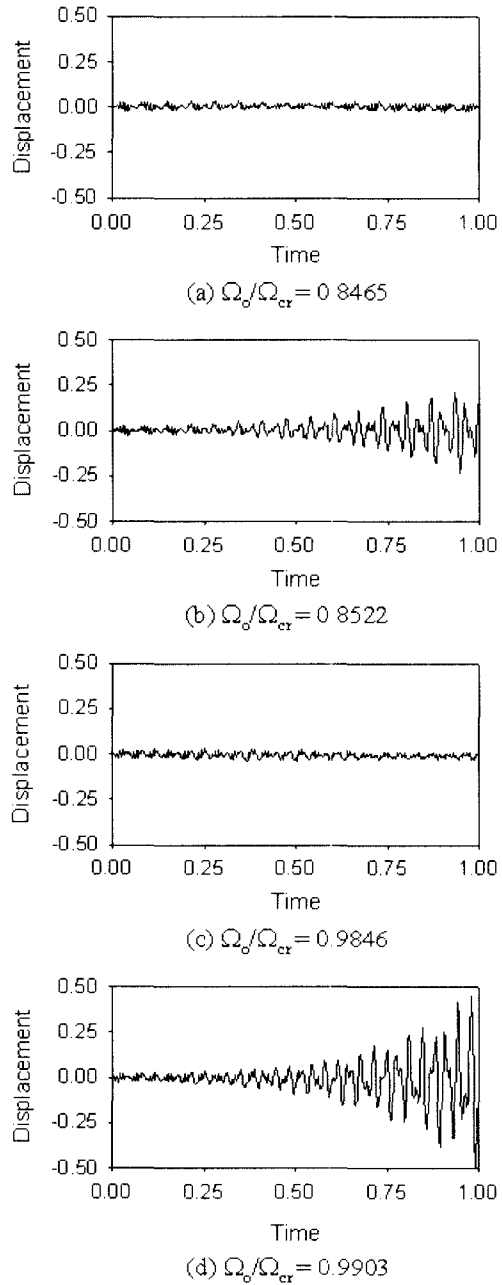


Fig. 7 Time histories ($P = 36, \epsilon = 0.02$)

결과 중에서 (a), (b)의 불안정 영역은 약간 달라질 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 코깅 토크에 의해 회전 속도가 변화

는 원판에서 속도의 변동이 횡방향 진동의 안정성에 미치는 영향을 분석하였다. 주요 결과로서 안정 경계 영역을 원판의 정격 회전 속도, 속도 변동의 크기 및 주파수의 변화에 대해 구하고 모의 실험으로서 CD-ROM 드라이브의 안정성을 분석하였다. 그에 따른 결론은 다음과 같다.

(1) 속도 변동에 의한 매개 가짐에 의해 여러 속도 구간에서 불안정 현상이 발생할 수 있으며 그 영역은 플러터 현상에 의한 속도보다 훨씬 낮은 속도 범위에 존재한다.

(2) 회전 속도가 증가하거나 공진이 발생하는 모드의 절직경 및 절원의 수가 클수록 불안정 영역의 폭이 넓어진다.

(3) CD-ROM 드라이브와 같이 임계 속도 이상의 범위에서 회전하는 원판의 경우 속도 변동에 의한 불안정 현상을 방지하기 위해서는 정격 회전속도와 속도 변동 주파수를 적절하게 조절하는 것이 바람직하다.

후 기

본 논문은 1999년 한국과학재단의 특정기초연구(KOSEF 1999-2-302-003-2)의 연구비 지원으로 이루어진 것으로 이에 재단 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) 정진태, 1995, "컴퓨터 하드 디스크의 안정성을 위한 스피들 모터 회전수 선정에 관한 연구." 한국소음진동공학회지, 제 5권, 제 2호, pp. 163~168.
 (2) Kyosuke, O., Chen, J. S. and Bogy, D. B., 1992, "Stability Analysis for Head-Disk Interface in a Flexible Disk Drive." ASME J. of Applied Mechanics, Vol. 58, pp. 1005~1014.
 (3) 임경화, 2000, "헤드 간섭으로 인한 회전 디스크의 안정성 분석." 한국소음진동공학회지, 제 10권, 제 5호, pp. 163~168.
 (4) Shen, I. Y. and Mote, C. D., 1992, "Parametric Excitation Under Multiple Excitation Parameters: Asymmetric Plates Under a Rotating Spring." Int. J. of Solids Structures, Vol. 29, No. 8, pp. 1019~

1032.

(5) Huang, F. Y. and Mote, C. D., 1995, "On the Stability Mechanisms of a Disk Rotating Close to a Rigid Surface." ASME J. of Applied Mechanics, Vol. 62, pp. 764~771.

(6) 이승엽, 김재관, 김수경, 1999, "차세대 광 디스크의 진동특성(2) : 초기응력에 의한 고유진동수 변화." 한국소음진동공학회, 추계학술대회논문집, pp. 455~461.

(7) Lee, C. W. and Chun, S. B., 1998, "Vibration Analysis of a Rotor With Multiple Flexible Disks Using Assumed Modes Method." ASME J. of Vibration and Acoustics, Vol. 120, pp. 87~94.

(8) Parker, R. G. and Sathe, P. J., 1999, "Exact Solution for the Free and Forced Vibration of a Rotating Disk-spindle System." J. of Sound and Vibration, Vol. 223, No. 3, pp. 445~465.

(9) Wang, J. H. and Huang, W. C., 2001, "The Improvement of the Dynamic Behaviour of a Spindle Motor for a CD-ROM Drive." Int. J. of Acoustics and Vibration, Vol. 6, No. 2, pp. 57~64.

(10) Rahman, B. S. and Lieu, D. K., 1994, "Optimization of a Magnetic Pole Geometry for Field Harmonic Control in Electric Motors." J. of Vibration and Acoustics, Vol. 116, pp. 173~178.

(11) Mazzei, A. J. Jr., Argento, A. and Scott, R. A., 1999, "Dynamic Stability of Rotating Shaft Driven Through a Universal Joint." J. of Sound and Vibration, Vol. 222, No. 1, pp. 19~47.

(12) Young, T. H., 1992, "Nonlinear Transverse Vibrations and Stability of Spinning Disks with Nonconstant Spinning Rate." ASME J. of Vibration and Acoustics, Vol. 114, pp. 506~513.

(13) 최태영, 정진태, 2000, "비연성된 지배 방정식을 이용한 각가속도를 갖는 회전원판의 동적 안정성 해석." 대한기계학회논문집 A권, 제 24권, 제 6호, pp. 1363~1370.

(14) Fung, R. F., 1997, "Vibration and Variable Structure Control with Integral Compensation in a Non-Constant Rotating Disk System." J. of Sound and Vibration, Vol. 119, No. 2, pp. 223~236.