

# 디스크 드라이브 스피들 계의 동특성 해석 프로그램

<sup>0</sup>오동호\*, 김철순\*, 박노열\*, 노광춘\*

## Dynamic Analysis Program for Disk Drive Spindle Systems

<sup>0</sup>Dong-Ho Oh\*, Cheol-Soon Kim\*, No-Yeol Park\*, Kwang-Choon Ro\*

### ABSTRACT

A disk rotor dynamic analysis program called by DR. DAP is developed for disk drive spindle systems to analyze dynamic characteristics in operation and to estimate the effects of excitation sources. It is applicable to design for stabilization and to select parts of disk drive spindle systems. The disk drive spindle system in this program is modeled as a flexible shaft with multiple flexible disks, which is supported by bearings and driven by electric motor, and its complicated coupled vibration characteristics are analyzed by using a substructure synthesis technique with the assumed-modes method. All the coupled modes of interest can be well predicted by the example of a three disk hard disk drive with the three tuning parameters. It is also shown that, with the introduction of the excitation sources associated with the defects of ball bearing systems, the magnetic unbalance of spindle motor, the program can well predict the stability of the system, i.e., the possibility of resonance.

### 1. 서론

디스크 드라이브 스피들 계는 유연한 다중 원판이 회전축에 고정되어 회전하는 형태로 매우 복잡한 동역학 시스템 중의 하나이다. 회전원판은 많은 사람들에 의해 연구가 진행되어 왔고, 최근까지도 절직경 모드와 절원 모드에 대한 내용의 연구가 발표되고 있다. 또한 회전축계도 유사한 시스템이지만 특성상 따로 연구되어 오다가 근래에 와서는 이들을 같이 포함한 시스템의 해석이 요구됨에 따라 이에 대한 연구 결과가 발표되고 있다.

최근 전자, 기계분야 등에서 필요로 하는 디스크 스피들 계의 특성은 고 회전, 고 정밀 및 고 효율로 되어감에 따라, 설계 단계에서 과거보다 더욱 정확한 해석이 요구된다. 예전처럼 디스크 스피들 계에서 디스크를 강체로 가정하여 해석하면, 동특성의 정확한 예측이 어렵다. 따라서 동특성을 보다 잘 이해하고 정확하게 예측하기 위해서는 각 요소들의 연성(Coupling)이 고려된 해석이 요구된다. 이런 연성을 고려하더라도 유한요소 해석을 한다면 많은 자유도와 계산량을 필요로 하여, 다양한 매개변수에 대한 동특성 파악이 어렵고 해석 모델의 변경에 대해 수정에 많은 시간이 소요되었다. 가정모드 및 부분구조 합성법[1]은 디스크를 갖는 회전체 계에 대한 모드의 이해로 유한요소 해석의 단점을 효율적으로 해결하였다.

이밖에 회전체의 지지를 맡고 있는 볼베어링의 강성, 수명, 결합 주파수를 예측하는 프로그램과 구동 모터의 전자기적 불균형에 의한 가진 주파수를 구하는 프로그램들은 회전체 계의 안정화 해석/평가에 반드시

필요한 것들이다. 그러나, 개별 시스템에 대한 해석/평가는 전체 설계의 사전 평가에 많은 어려움과 불편함을 가지고 있어 통합 해석/평가에 대한 필요성이 증가해오고 있었다.

이번에 개발된 프로그램 DR.DAP (Disk-Rotor system Dynamic Analysis Program)은 디스크 회전축계에 대한 가정모드 및 부분구조 합성 해석, 볼베어링의 강성/수명 해석, 그리고 가진원 해석 등 필요로 하는 해석/평가 프로그램들을 일괄적으로 통합한 프로그램으로 디스크 스피들 계의 기본 사양들과 해석 조건만 입력하면, 전체 시스템의 고유 특성은 물론 가진 해석과 공진의 가능성 등의 결과를 표와 그림, 그리고 애니메이션으로 출력한다. 또한, 보다 쉬운 사용을 위해 Windows95 또는 Windows NT 환경에서 GUI(Graphic User Interface)를 사용하였다.

해석/평가 프로그램의 유용성은 실제 현상과의 일치이다. 이런 면에서 DR. DAP은 삼성전자 하드 디스크 드라이브인 APLUS, Winner, Voyager 모델 등의 디스크 스피들 계에 적용하여 프로그램의 정확성을 확인 하였다.

### 2. 이론적 배경

#### 2.1 모델링

디스크 드라이브 스피들 계는 다수의 탄성 원형 판이 클램프로써 회전축에 고정되어 있는 형태로 회전시 디스크 자체의 진동외에 회전축의 진동과 중첩되어 나타난다. 일반적으로 디스크는 대칭이고 축과 디스크는 고정되어 있으며, 축은 양쪽에 스프링으로 지지 되어 있는 것으로 모델링 된다. N장의 유연한

\* 정회원, 삼성종합기술원 정밀기계Lab.

디스크와 유연한 축으로 이루어진 디스크 드라이브 스핀들 계의 모델이 Fig. 1에 도시 되어 있다. 축은 단면적이 변하는 환상(環狀)의 보이고 각 디스크는 균일한 원형 평판으로 가정할 수 있다. 해석시 미소변형을 가정하면 유연한 축/디스크계의 복잡한 연성진동이 해석된다. 모델링에 대한 보다 자세한 내용은 참고문헌 [2]에 기술되어 있다.

하드 디스크(HDD)의 경우 운전속도가 임계속도 이하이고 따라서 디스크 진동에 영향을 미치는 모드는 저차 모드로서 이는 모두 400-600 Hz 에 있어 축방향으로의 뒤틀림 모드는 실제적인 HDD 스핀들 계에서 발견되지 않으므로 고려하지 않는다.

디스크 드라이브 스핀들 계에서 볼베어링은 디스크 회전축 계를 정지상태 및 고속 회전시에도 안정하게 지지하며 회전축 계의 강성을 결정하는 중요한 요소이다. 또한 회전운동시 볼베어링 시스템의 피로수명이 회전축 계의 수명을 결정하며, 내부요소인 볼, 내외륜의 결합은 디스크 드라이브 스핀들 계의 가진원으로 소음과 진동의 원인을 제공한다. 고속화에 따른 안정된 설계, 생산을 위해 볼베어링의 회전속도와 예상에 따른 강성계수, 피로수명 및 결합에 의한 가진주파수의 정확한 해석 및 예측이 필요하게 되었다.

축방향의 예압을 받고 있는 볼베어링은 예압의 변화와 고속회전에 의한 강성의 변화는 스핀들모터의 고유진동수의 변화를 가져오게 하고, 피로수명과 결합주파수의 분포에도 영향을 미치게 된다. 본 프로그램에서는 볼베어링의 정지시와 회전시의 강성해석, 내부하중분포와 내부속도분포에 대한 해석을 통한 정격수명과 결합주파수를 계산할 수 있다.

또한 Jang 등[3]에 의한 구동 직류모터의 자기력에 의한 가진 해석도 Table 5와 같이 포함되어 있다.

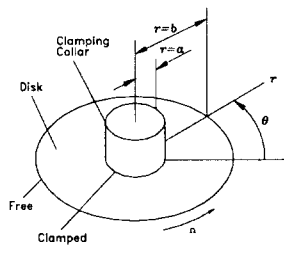
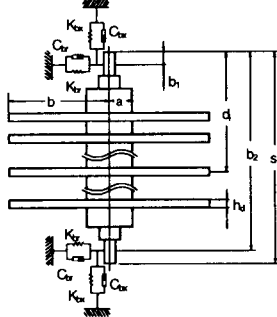


Fig. 1, Analytic Model

Fig. 2

Fig. 2, Coordinate System for Coupled Analysis

## 2.2 이론적 해석

### (1) 디스크의 유연성에 의한 연성과 해석 방법

디스크의 유연성에 의해 야기된 연성(Coupling)을 조사하기 위해 한 디스크를 포함한 축/디스크계의 한 단면을 취한다. 이 단면이 그림 2에 도시 되어 있다.

디스크는 축에 균게 결합되어 있고, 이때 탄성적인 디스크의 변위는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$w(r, \theta, t) = \sum_{i=1}^{\infty} w_i(r, \theta) q_i(t) \quad (1)$$

여기서  $w_i(r, \theta)$ 는 디스크의 직교 모드이며,  $q_i(t)$ 는 그에 해당하는 시간 변수에 종속된 일반 좌표계이다. 조화진동을 고려하면,  $\ddot{q}_i(t) = -\omega_i^2 q_i(t)$  이고,  $w_i(r, \theta) (= w_{mn}(r, \theta))$ 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$w_{mn}(r, \theta) = R_{mn}(r) (a_{mn} \cos m\theta + b_{mn} \sin m\theta), m, n = 0, 1, 2, \dots, \infty \quad (2)$$

$w_{mn}(r, \theta)$ 는  $m$ 개의 절선(nodal line)과  $n$ 개의 절원(nodal line)이 있는 모드를 나타내고 있다.  $w_i(r, \theta)$ 를 고유진동수가 증가하는 순서로 재배열한 것이다.  $a_{mn}$  과  $b_{mn}$ 는 상수이며 진동하는 디스크의 관성력  $F$ 는 다음과 같다.

$$F = -\rho h \int_0^{2\pi} \int_a^b \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} r dr d\theta \quad (3)$$

$$= -\rho h \sum_{i=1}^{\infty} \omega_i^2 q_i \int_0^{2\pi} \int_a^b R_{mn}(r) (a_{mn} \cos m\theta + b_{mn} \sin m\theta) r dr d\theta.$$

여기서  $\rho$ 는 단위 부피당 질량이고  $h$ 는 두께이며,

$$\int_0^{2\pi} (a_{mn} \cos m\theta + b_{mn} \sin m\theta) d\theta = \begin{cases} 2\pi a_{0n}, & \text{for } m=0, \\ 0, & \text{for } m \neq 0. \end{cases} \quad (4)$$

임의의 직경(예로써  $\theta = \theta_0$ )에 대한 관성 모멘트  $M_0$ 는

$$M_0 = -\rho h \int_0^{2\pi} \int_a^b \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} r \sin(\theta - \theta_0) r dr d\theta \quad (5)$$

$$= -\rho h \sum_{i=1}^{\infty} \omega_i^2 q_i(t) \int_0^{2\pi} \int_a^b f(r, \theta) r dr d\theta$$

이 때,

$$f(r, \theta) = R_{mn}(r) (a_{mn} \cos m\theta + b_{mn} \sin m\theta) \sin(\theta - \theta_0) r^2 \int_0^{2\pi} (a_{mn} \cos m\theta + b_{mn} \sin m\theta) \sin(\theta - \theta_0) d\theta = \begin{cases} \pi(b_{1n} \cos \theta_0 - a_{1n} \sin \theta_0), & \text{for } m=1 \\ 0, & \text{for } m \neq 1 \end{cases}$$

식(4)와 (5)에서 절선이 없는 모드 (umbrella mode)는 관성력  $F$ 에 대해 축방향 진동과 연성되어 있으며, 절선이 하나인 모드는 관성모멘트  $M_0$ 에 대해 축의 굽힘진동과 연성되어 있음을 알 수 있다. 그리고 절선이  $m \geq 2$ 인 다른 모든 디스크 모드들은 축진동과 아무런 연성이 없음도 알 수 있다. 따라서 진동 해석을 다음과 같은 3가지 부분으로 나눌 수 있다.

- 연성되지 않은 디스크의 진동 ( $m \geq 2$ ),
- 축방향으로 연성된 디스크진동( $m=0$ ),
- 축의 회전 방향으로 연성된 굽힘 진동 ( $m=1$ ).

디스크 회전축 계의 해석 방법으로는 부분구조 합성법과 가정모드 방법이 함께 사용되어 연성된 진동을 해석한다. 전체 시스템은 유연한 축과 유연한 디스크의 부분구조로 이루어진 조립 형태로 생각할 수 있다. 각 구조물의 에너지 요소들은 탄성적인 변형과 가상적인 경계 구속조건에 따라 결정되며, 모든 부분구조의 운동은 허용함수들의 가중 중첩으로 기술된다. 여기서 허용 함수로는 각각의 요소에 대해 회전하지 않을 때의 해석 해로부터 얻어진 모드형상을 사용하고, 요소들은 허용함수를 사용하여 이산화시킬 수 있다. 연성되지 않은 디스크 진동에서는 가정모드 방법만으로 해석

가능하다. 그리고 라그랑즈 방정식으로 운동방정식을 구성하였다. 축방향 또는 굽힘 연성된 진동의 지배 방정식은 참고문헌 [1]에 상세히 기술 되어있다.

이러한 해석 방법은 유한 요소 해석 방법에 비해 상당히 적은 차수로 해석 가능하여 수치 계산 면에서 효율적이다. 그러므로 여러 모델에 대한 평가 해석 또는 설계 최적화 과정에 유용하다. 단, 부분 구조들과 연성에 대한 모드 정보와 충분한 이해가 필요하다.

## (2) 볼 베어링 강성 해석

볼베어링 계의 강성 해석은 Jones[4], Mul et. Al[5], Lim[6], 그리고 Jang[7] 등에 의해 규명되어 왔다. 볼베어링 계는 Fig. 3과 같이 5자유도를 갖는다.

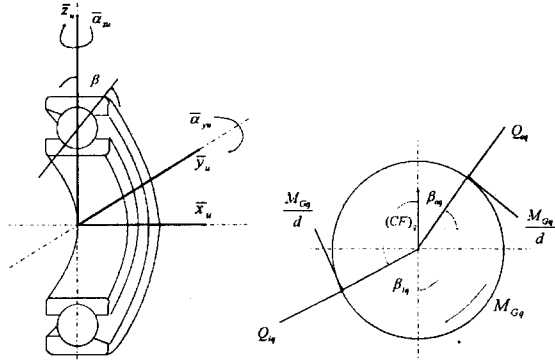


Fig. 3

Fig. 4

Fig. 3 5-Degree of Freedom of Ball Bearing

Fig. 4 Forces and Moments acting on the q-th Ball

볼의 회전에 의한 원심력과 자이로스코픽 효과에 의한 모멘트에 의해서 볼에 작용하는 힘과 모멘트는 Fig. 4와 같을 때 회전하는 5자유도계의 볼베어링에 관한 운동 방정식은 변수  $\delta_u(\bar{x}_u, \bar{y}_u, \bar{z}_u, \bar{\alpha}_u, \bar{\beta}_u)$ 에 대한 비선형 방정식이므로, 뉴튼-랩슨 방법을 이용하여 구할 수 있고 변수의 초기값을  $\delta_u^{old}$ , 개선값을  $\delta_u^{new}$  라고 표현하면 다음과 같다.[7]

$$\delta_u^{new} = \delta_u^{old} - K^{-1} \epsilon_u \quad (6)$$

여기서  $\epsilon_u$ 는 힘과 모멘트의 함수와 실제 각 방향으로 작용한 힘과 모멘트의 차이이고, K 행렬은 볼베어링 계의 강성행렬이 된다.

## (3) 볼 베어링 결함 주파수 해석

볼베어링이 구름운동을 할 때, 제조상의 결함이나 사용중에 발생한 결함은 볼베어링 자체가 시스템에 대해 진동 가진원으로서 직접 작용하게 된다. 이런 결함에 의한 진동현상은 볼베어링의 내부 구성요소들의 속도분포를 해석함으로써 예측이 가능하다. 외/내륜 회전  $f_o, f_i$ 의 경우 케이지의 회전속도  $f_c$ 를 Hz로 표현하면,

$$f_c = \frac{f_o}{2}(1+\gamma), f_c = \frac{f_i}{2}(1-\gamma) \text{ and } f_o = \frac{\omega_o}{60} \quad (7)$$

여기서  $\omega_o$ 는 외륜의 회전속도 (rpm)이다. 또한 케이지에 대한 외/내륜의 상대회전속도는 다음과 같다.

$$f_{co} = f_o - f_c = \frac{f_o}{2}(1-\gamma) \quad f_{ci} = f_i - f_c = \frac{f_i}{2}(1+\gamma) \quad (8)$$

볼의 구름에 의한 구름속도는 다음과 같을 때,

$$f_R = \frac{f_o \cdot d_m}{2d} (1-\gamma^2) \quad (9)$$

실제 볼베어링의 런아웃(runout)에서는 위에서 구한 기본 결함주파수 ( $f_c, f_{ci}, f_{co}, f_R$ )들의 조합에 의해 진동현상이 발생하게 되는데 Table 1은 회전각속도  $f_o$ 로 외륜회전시 가진 가능한 결함 주파수들이다.

Table 1, Expected defect frequencies of ball bearing

Causes	Defect Frequencies
Inner Race defect or waviness	$pn f_o$ $pn f_{co} \pm q f_o$
Outer Race defect or waviness	$pn f_c$ $pn f_c \pm q f_o$
Irregularity of Ball	$2p f_R \pm f_c$ $2p f_R + f_c - q f_o$
Difference of ball diameter	$p f_c$

(p, q are positive integer)

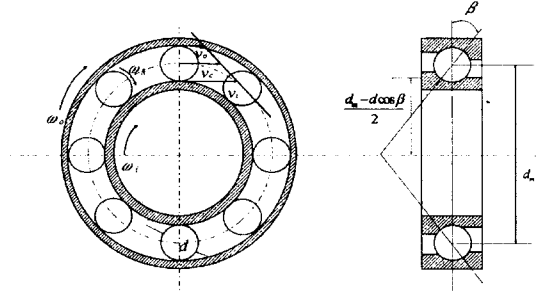


Fig. 5 Internal velocity distribution of ball and inner-outer race

## 3. 프로그램을 이용한 동특성 해석

### 3.1 프로그램 개요

디스크-회전축계 동특성 해석 프로그램은 DR.DAP으로 디스크 회전축 계 안의 필요한 모든 해석/평가 프로그램을 일괄적으로 표준화 하여 통합한 프로그램으로 디스크 회전축 계의 기본 사양들과 해석 조건만 입력하면, 전체 시스템의 고유 특성은 물론 가진 해석과 공진의 가능성 등의 결과를 표와 그림, 그리고 애니메이션으로 출력한다.

### 3.2 프로그램의 구성과 블록 선도

DR.DAP의 구성은 다음의 3부분으로 나눌 수 있고,

- (1) 입력모듈: 볼베어링, 모터, 회전체 구성등 설계자가 결정해야할 데이터 입력
- (2) 해석모듈: 볼베어링 강성/결함 주파수 계산 프로그램, 모터의 전자기적 불평형에 의한 가진주파수 계산, 디스크-회전체 진동해석

(3) 출력모델: 고유진동수 및 모드 형상, 회전체의 회전시 공진 가능성 및 공진 원인 예측 블록 선도는 Fig. 6과 같다.

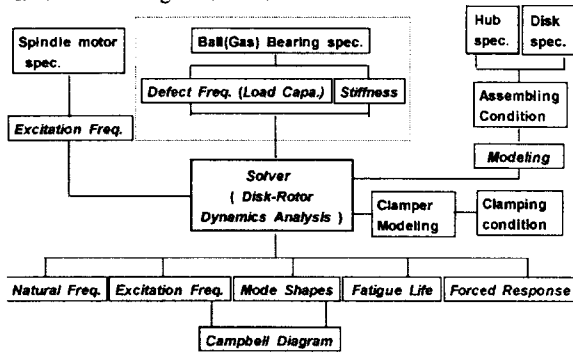


Fig. 6, Block diagram of the DR. DAP

### 3.3 프로그램을 이용한 동특성 해석 결과

프로그램의 동특성 해석 결과는 회전에 따른 고유진동수와 모드 형상, 이에 대한 Whirl Chart, 볼베어링의 강성 및 수명 계산과 결함 등에 의한 가진 주파수, 스핀들 모터의 전자기적 원인에 의한 가진 주파수, 그리고 이들을 종합한 Campbell diagram 등이 있다.

#### (1) 입력

시뮬레이션의 해석 환경을 설정하는 것으로 Fig. 1과 같은 해석 모델에 대해 Fig. 7과 같이 회전축(허브)과 디스크 각각에 대하여 탄성체 가정, 허용함수의 차수, 디스크 모드에서 고려하는 가장 높은 질적경의 수, 모드 연성 종류의 선택, 계산될 회전수의 범위, 그리고 계산될 모드의 수를 입력한다.

볼베어링의 조립 과정에서의 예압을 포함한 설계 변수 값은 Fig. 8과 같이 입력한다. 디스크에 대해서도 물성 값과 설계 변수 값을 Fig. 9 (a) (b)와 같이 입력한다. 허브와 이와 관련된 부분의 설계변수 값도 Fig. 10 (a) (b)와 같이 입력한다.

이밖에 스핀들 모터의 극과 슬롯의 수를 입력하는데, 극과 슬롯의 수는 모터에 의한 전자기적 가진 주파수와 직접적인 관계이다.



Fig. 7, Analysis configuration

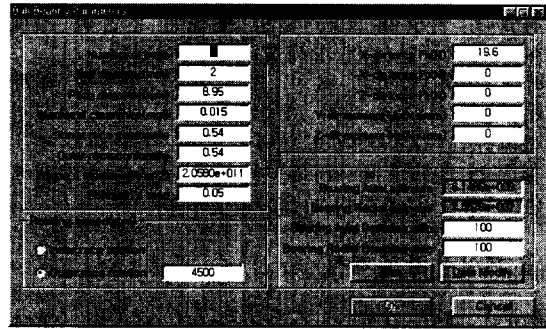


Fig. 8, Design parameters of ball bearing system

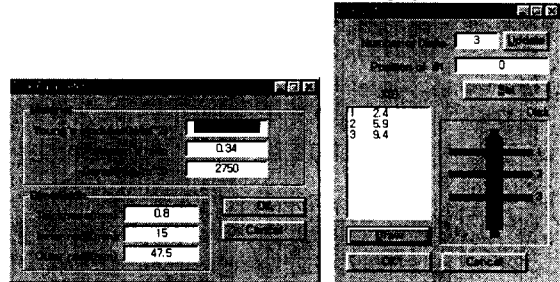


Fig. 9 (a)

Fig.9 (b)

Fig. 9 (a) (b), Design parameters of disks

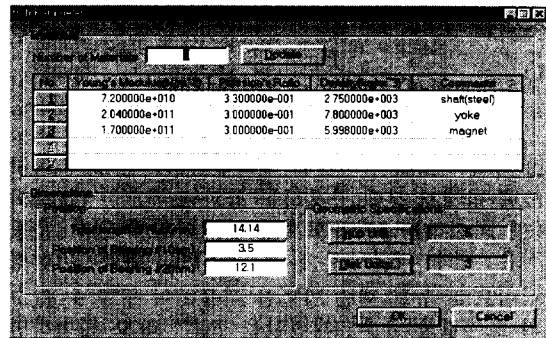


Fig. 10 (a), Design parameters of hub/shaft)

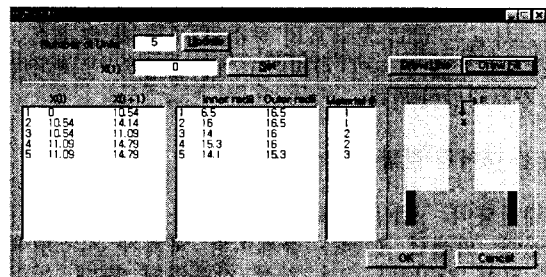


Fig. 10 (b), Design parameters of hub/shaft)

#### (2) 고유진동수

Table 2의 결과는 회전수에 따른 고유진동수를 모드별로 출력한 것이다. 여기서 후진과 전진 고유진동수는 회전단면을 2차원 복소수 상대좌표로

하고 푸리에 변환하여 해석할 때 나오는 결과로 고유진동수가 회전 운동에 의해 회전방향과 역회전방향 관점에서 분리되는 현상을 의미한다.

Table 2, Natural Frequencies (Hz) of Stationary state and Operating state

-4.728e+002	5.625e+002	-5.690e+002	6.590e+002	-5.690e+002	6.590e+002
-4.598e+002	5.794e+002	-5.560e+002	6.760e+002	-5.560e+002	6.760e+002
-4.473e+002	5.986e+002	-5.436e+002	6.936e+002	-5.436e+002	6.936e+002
-4.353e+002	6.174e+002	-5.317e+002	7.117e+002	-5.317e+002	7.117e+002
-4.239e+002	6.332e+002	-5.203e+002	7.303e+002	-5.203e+002	7.303e+002
-4.129e+002	6.521e+002	-5.095e+002	7.495e+002	-5.095e+002	7.495e+002

### (3) 피로 수명

디스크-회전축 계의 수명은 부품 중 수명이 가장 짧은 볼베어링에 의해 결정된다. 볼베어링의 수명을 확률적으로 예측한 결과를 계산할 수 있다.

### (4) 볼베어링의 강성

DR. DAP에서는 볼베어링에 대한 특성 해석 차원에서 강성 행렬까지 출력할 수 있다. Table 3의 결과는  $\{F_x, F_y, F_z, M_x, M_y, M_z\} = K\{x, y, z, \theta_x, \theta_y, \theta_z\}$  에서 강성 행렬 **K**를 나타내는 것이다.

Table 3, Stiffness Coefficient Matrix of Ball Bearing System

6.463729e+003	-1.215425e-012	-2.546585e-011	-2.455835e-011	-8.956910e-013	
-7.606626e-013	2.506160e+004	-1.079783e-012	-5.142283e-012	3.942163e+004	
-1.273293e-011	-2.444025e-012	2.506160e+004	3.942163e+004	1.224180e-012	
-2.364686e-011	-3.323361e-012	3.942273e+004	6.521101e+004	5.940826e-012	
4.685511e-013	3.942273e+004	-5.940826e-012	6.688647e-011	6.621101e+004	

### (5) 가진원 해석

디스크-회전축 계는 대부분 모터에 의해 구동되고 베어링에 의해 지지된다. 이상적인 모터와 베어링에 의해 구동되고 지지된다면 디스크 회전축 계는 외부의 충격이나 가진을 제외한 어떠한 가진도 받지 않는다. 하지만 이상적인 모터와 베어링은 존재하기 힘들어 모터의 전자기적 가진과 베어링의 결함 등에 의한 가진은 언제나라도 가진의 가능성을 가지고 있다.

#### 볼베어링에 의한 가진

볼베어링에 의한 가진은 외/내륜의 결함, 볼 요소의 스핀 결함과 롤링 결함, 그리고 케이지에 의한 것으로 확률적으로 예측된 결과를 Table 4와 같이 출력할 수 있다.

#### 스핀들 모터에 의한 가진

스핀들 모터에 의한 전자기적 가진은 모터의 극의 수와 슬롯 수에 의해 결정된다. 가진 원인으로는 코깅 (Cogging) 토크, 토크 변동, 불균형 자력, 고정자의

기계적 편심, 영구자석의 착자 편심 등이 있다. Table 5에서 결과는 3상 직류 모터를 기준으로 계산 된 것이다.

Table 4, Excitation by Ball Bearing System

Contact Point	2.367263e+002	4.734526e+002	7.101789e+002	9.469052e+002
Spindle Motor	3.632737e+002	7.265474e+002	1.089821e+003	1.453095e+003
Ball Bearing	1.603475e+002			
Ball Bearing	3.206951e+002			
Roller Contact	4.540921e+001			

Table 5, Excitation by Spindle Motor

Spindle Motor	Contact Point	Ball Bearing
1800 * i	LCM(p, s) * rps * i	
1800 * i	p * s * rps * i	
600 * i	p * rps * i	
600 * i	p * rps * i	
900 * i	s * rps * i	

### (6) Whirl Chart/Campbell Diagram

회전수에 대한 고유 진동수 그리고 가진원을 그림으로 보여준 것으로 공진 가능성을 예측하고 진동 원인을 분석할 수 있는 그림이다. 마우스 좌측 버튼을 누른 상태에서 움직이면 오른쪽 하단의 상태 창에 현재 마우스가 있는 곳의 회전수와 주파수를 확인할 수도 있다.

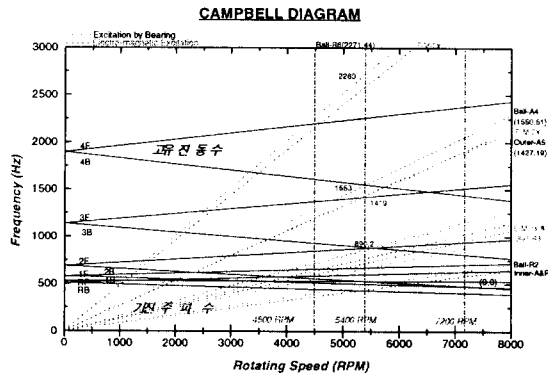


Fig. 11, Campbell Diagram

### (7) 모드 형상

Fig. 12는 2차원 디스크 (1,1) 모드 형상을 보여준다. 모드는 이론적 배경에서와 같이 크게 3가지 종류로 나눌 수 있고, Fig. 12는 그 중 회전축 굽힘과 디스크 연성에 첫 번째 모드 형상을 출력한 결과이다.

더불어 모드 형상의 3차원 형상과 OpenGL로 구현한 애니메이션도 보여준다. Fig. 13의 (a), (b)는 각각 두 번째 굽힘 연성 모드 형상과 렌더링을 한 축방향 연성 모드 형상이다.

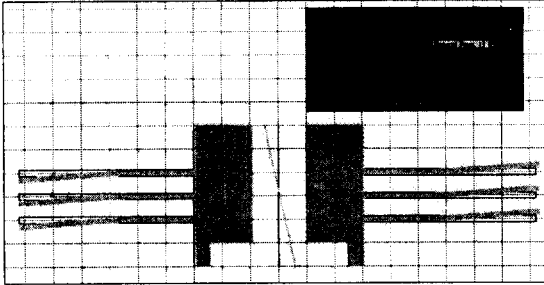


Fig. 12, Bending Coupled Mode Shape

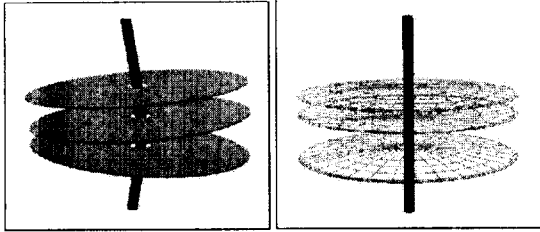


Fig.13 (a) Fig.13 (b)  
 (a), 3D bending coupled second mode shape  
 (b), 3D rendered axial coupled second mode shape

#### 4. 실험적 동특성 분석

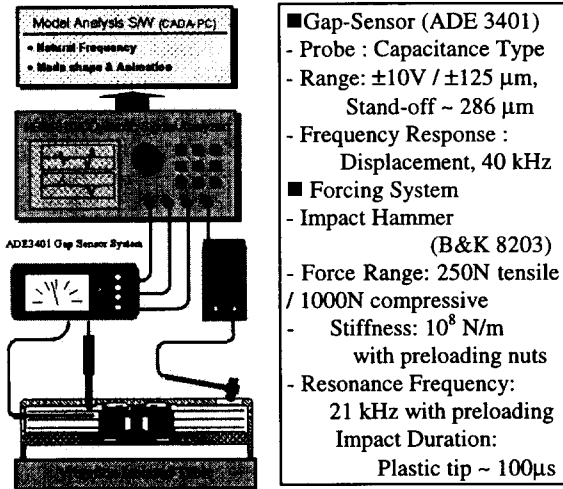


Fig. 14, Experimental setup

실험 측정 대상은 삼성전자의 HDD (APLUS 모델)로 3장의 디스크를 가진 디스크 드라이브 스펀들 계를 가지고 있다. HDD 디스크-스핀들 계에 대한 실험적 모드해석 장치를 Fig. 14에 나타내었다.

3장의 디스크가 적층되어 있는 경우 디스크간의 간격이 좁아 측정과 가진이 어렵다. 이를 위해 얇은 정전형 비접촉 변위센서를 디스크 사이에 넣어 모든 디스크의 변위를 측정하였다. 가진 방법에서 소형 충격

해머를 디스크의 정지 및 회전시에 사용하였는데, 회전시 이 방법은 간단하면서도 효과적이었다.[8]

모드해석 실험시 한 장의 디스크에서 36점(반경방향 3개×회전방향 12개)의 변위를 측정하였고, HDD 디스크 스펀들 계의 정지 와 회전 (4500RPM) 할 때 고유진동수는 Table 7의 실험결과(Exp.)와 같다.

#### 5. 결과 및 모델의 보정

HDD 디스크-스핀들 계의 진동은 기록밀도에 영향을 미치는 중요한 기계적 특성의 하나인데, 원추 모드의 전진모드, (0,0) 모드, (1,0) 모드의 후진모드, (2,0) 모드의 후진모드 등이 대개 460 ~ 560 Hz 사이에 집중되어 있기 때문에, 모드들이 뚜렷이 구분되지 않거나 섞여져 나타나는 등의 현상이 종종 관측된다. 향후 고밀도 기록을 위해 헤드 높이를 낮추고 트랙 밀도(TPI)를 높일 경우에 강제모드 뿐만 아니라 디스크의 면 진동도 영향을 미치게 되므로, 디스크의 (0,0), (1,0), (2,0), (3,0) 모드에 의한 영향도 고려되어야 한다. 특히 디스크 모드중 후진모드는 회전수가 증가할 때 모드차수×회전수에 비례하여 고유진동수가 감소하여 볼베어링의 결합 주파수 등과 공진을 일으키기 쉬우므로 고속/고밀도 HDD의 설계 때에는 반드시 고려되어야 한다.

하드디스크 드라이브 (삼성 APLUS) 스펀들 계의 고유진동수가 Table 6에 주어져 있다. 실험은 3개의 샘플에 대하여 얻어진 것이고, 계산값과 실험값1의 오차값을 오차1, 계산값과 실험값2의 오차값을 오차2라 할 때 원추형(Conical), (3,0)와 (4,0) 모드를 제외하고는 실험에서 구한 결과와 해석결과가 6%이상씩 차이를 보이고 있다. 이에 대해 다음과 같이 보정을 할 수 있다.

##### (1) 연성된 축방향 모드

축방향 모드(회전축 모드와 디스크 (0,0) 모드) 고유진동수의 실험적인 측정치는 계산결과에 비해 매우 낮다. 이런 고유진동수의 감소는 덮개와 플랜지의 유연성 때문에 발생된 것이다. 계산상에서는 이 요소들을 단단한 강체로 가정한다. 이것을 검증하기 위해 단단한 베이스로 실험한 결과가 Table 6의 실험2이다. 축방향으로 연성된 모드의 고유진동수가 증가한 것을 알 수 있다. 하지만 다른 고유진동수에 미치는 영향은 거의 없다.

하드디스크의 고유진동수를 계산할 경우에 덮개와 플랜지의 유연성을 포함시키기 위해, 축방향 유효강성인  $K_{xe} = K_x \cdot K_{bc} / (K_x + K_{bc}) = K_x \cdot \alpha$  ( $K_x$ : 베어링의 축방향 강성,  $K_{bc}$ : base/cover 강성)라 할 수 있다. 여기서  $\alpha$ 는 실험에 의해 0.877로 값을 정할 수 있다

##### (2) 디스크 모드[9]

Table 6에서 디스크 모드의 계산 결과가 실험 결과와 비교해 보았을 때 더 높게 나타나 있다. 계산 결과가 정확하다면 수학적 모델에서 가장 첫번째로 생각할 수 있는 오차의 원인은 내부 고정 경계조건이다. 특히 윗 클램프의 두께가 얇기 때문에 (평균두께  $\approx 1.6\text{mm}$ ), 단단한 내부 고정 경계조건이 이러한 상황에서는

적합하지 않다. 클램프가 고정되면서 유효 고정반경이 호칭반경보다 작아지므로 유효 내부 고정반경을 16.5mm 대신 15mm로 택하면, Table 7과 같이 이론적인 결과와 실험적인 결과가 잘 일치하는 것을 확인 할 수 있다.

Table 6, Estimation Error Comparison between Actual HDD and Rigid Base

Results Modes	Actual HDD (Test 1)	Rigid Base (Test 2)	Simul.	Estimation Error	
				Error 1 (%)	Error 2 (%)
Conical	526 <sup>+2</sup> <sub>-3</sub>	517 <sup>+7</sup> <sub>-6</sub>	528	0.38	1.54
Axial	549 <sup>+1</sup> <sub>-1</sub>	592 <sup>+2</sup> <sub>-4</sub>	652	18.76	6.10
Disk (0,0)	615 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>	618 <sup>+3</sup> <sub>-5</sub>	672	9.27	8.73
(1,0)	609 <sup>+4</sup> <sub>-4</sub>	611 <sup>+3</sup> <sub>-6</sub>	677	11.17	10.8
(2,0)	721 <sup>+4</sup> <sub>-3</sub>	726 <sup>+4</sup> <sub>-3</sub>	781	8.32	7.58
(3,0)	1162 <sup>+8</sup> <sub>-8</sub>	1168 <sup>+6</sup> <sub>-5</sub>	1199	3.18	2.65
(4,0)	1912 <sup>+6</sup> <sub>-8</sub>	1918 <sup>+6</sup> <sub>-10</sub>	1934	1.15	0.83

Table 7, Estimation errors (%) between experiments and tuned simulations at 0 (rpm) and 4500 (rpm) for 3 disk hard disk spindle system.

rpm Mode	0 (rpm)			4500 (rpm)		
	Exp.	Simul	Error	Exp.	Simul	Error
Conical (b)	526 <sup>+2</sup> <sub>-3</sub>	528	0.38	457 <sup>+3</sup> <sub>-7</sub>	459	0.44
Conical (f)				605 <sup>+3</sup> <sub>-5</sub>	609	0.66
Axial (0,0)	549 <sup>+1</sup> <sub>-1</sub>	549	0.00	555 <sup>+5</sup> <sub>-5</sub>	552	-0.54
Disk (0,0)	615 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>	610	-0.81	621 <sup>+2</sup> <sub>-1</sub>	615	-0.97
(1b,0)	609 <sup>+4</sup> <sub>-4</sub>	611	0.33	543 <sup>+2</sup> <sub>-3</sub>	543	0.00
(1f,0)				692 <sup>+1</sup> <sub>-2</sub>	693	0.14
(2b,0)	721 <sup>+4</sup> <sub>-3</sub>	717	-0.55	583 <sup>+6</sup> <sub>-4</sub>	577	-1.03
(2f,0)				882 <sup>+3</sup> <sub>-3</sub>	877	-0.57
(3b,0)	1162 <sup>+8</sup> <sub>-8</sub>	1160	-0.17	949 <sup>+9</sup> <sub>-9</sub>	943	-0.63
(3f,0)				1394 <sup>+9</sup> <sub>-9</sub>	1393	-0.07
(4b,0)	1912 <sup>+6</sup> <sub>-8</sub>	1916	0.21	1624 <sup>+6</sup> <sub>-8</sub>	1624	0.00
(4f,0)				2219 <sup>+6</sup> <sub>-8</sub>	2224	0.27

## 6. 결론

디스크 드라이브 스피들 계의 해석 프로그램의 목적은 동작 중 동특성과 가진원의 영향을 예측/분석함으로 디스크-회전축 계의 회전시 공진 가능성과 원인을 예측하여 안정화 설계나 회전체 부품의 설계 및 선정하는 것이다. 이번에 개발한 디스크-회전축계 동특성 해석 프로그램인 DR.DAP (Disk-Rotor system Dynamic Analysis Program의 약자)은 디스크-회전축계 안의 필요한 모든 해석/평가 프로그램을 일괄적으로 표준화 하여 통합한 프로그램으로 디스크-회전축계의 기본 사양들과 해석 조건만 입력하면, 전체 시스템의 고유 특성은 물론 가진 해석과 공진의 가능성 등의 결과를 표와 그림, 그리고 애니메이션으로 출력한다. 또한, 보다 쉬운 사용을 위해 Windows95 또는 Windows NT 환경에서 GUI(Graphic User Interface)를 사용하였다.

DR.DAP 은 다음과 같은 특징을 가지고 있다.

- (1) 회전체와 디스크의 탄성모드간의 연성을 고려,
- (2) 회전에 의한 고유진동수 분리현상을 차트로 출력,
- (3) 가정모드/부분구조 합성법으로 유한요소 해석에서 비해 낮은 차수의 해석모델로 설계변수 변경에 대한 단점을 효율적으로 해결,
- (4) 볼베어링과 구동 모터에 의한 가진주파수 분석 및 회전시 안정성 예측,
- (5) 회전에 의한 가진원의 영향 예측,
- (6) GUI환경 프로그램으로 사용에 용이.

해석/평가 프로그램의 유용성은 실제 현상과의 일치이다. 이런 면에서 디스크-회전축계 동특성 해석 프로그램(DR.DAP)은 삼성전자 HDD인 APLUS, Winner 그리고 Voyager 모델에 사용 중인 디스크 드라이브 스피들 계에 적용하여 해석의 정확성을 확인 하였다.

## 7. 참고문헌

- [1] C. -W. Lee and S.B. Chun, "Vibration Analysis of a Rotor with Multiple Flexible Disks using Assumed Modes Method", ASME J. of Vibration and Acoustics, Vol. 119, 1997
- [2] C. -W. Lee, Vibration Analysis of Rotors. Kluwer Academic Publisher, 1995, Chap. 2
- [3] G. H. Jang et. al, "Performance of a Brushless DC Motor due to the Axial Geometry of the Permanent Magnet", IEEE Tran. on Magnetics, Vol. 33, No. 5, 1977
- [4] A. B. Jones, "A General Theory for Elastically Constrained Ball and Roller Bearings under Arbitrary Load and Speed Conditions", ASME J. of Basic Eng., June 1, pp. 309-320, 1960
- [5] J.M. de Mul and J.M. Vree, "Equilibrium and Distribution in Ball and Roller Bearing Loaded in Five DOF while Neglecting Friction", ASME J. of Tribology, Jan., pp. 142-148, 1989
- [6] T.C. Lim and R. Singh, "Vibration Transmission through Rolling Element Bearing I, ASME J. of Sound & Vibration, Jan., pp. 179-199, 1990
- [7] G. H. Jang, et. al, "Analysis of the Dynamic Characteristics of Ball Bearing in 3.5 inch HDD Spindle Motor", Proceedings of Incremental Motion Control Systems and Devices, pp167-174, 1996
- [8] C.S.Kim and J.S. Park, "Experimental Modal Analysis of Disk-Spindle System in Hard Disk Drive", KSNVE Proceedings, Spring conference, Yongpyong, 1998
- [9] C.-W. Lee, "Tuning of Simulated Natural Frequencies for a Flexible Shaft - Multiple Flexible Disk System", J. of Sound and Vibration, Vol. 207, No. 4, pp 435-451, 1997