

LS/IV 기법을 이용한 공기 포일 베어링의 동특성 계수에 관한 연구

A Study on the Dynamic Characteristics of Air Foil Bearings Using LS(Least Square)/IV(Instrumental Variable) Method

°조준현* · 류근* · 이용복* · 김창호*

Junhyeon Jo, Keun Ryu, Yong-Bok Lee and Chang-Ho Kim

Key Words : Air Foil Bearing(공기포일 베어링) Least Square Method(최소자승법), Stiffness Matrix(강성 행렬), Dynamic Characteristics(동특성), Transfer Matrix(전달 행렬), Standard Error of Estimate(표준 오차의 평가)

ABSTRACT

This paper describes a method for identifying the dynamic characteristics of air foil bearings for high speed turbomachinerys with the LS/IV method. In fact, identifying the characteristics of air foil bearings is very difficult work, and it is tried to identify it. Experiments were conducted to determine the structural dynamic and hydrodynamic characteristics of air foil bearings. Numerical predictions compare the static and dynamic force performances. The housing of the bearing on the journal was driven by the impact hammer which were used to simulate impact force acting on air foil bearings. The characteristics of air foil bearings were extracted from the frequency response function (FRF) by LS(Least Square) method and IV(Instrumental Variable) method. The experiment was tested at 0 rpm and 10000~16000rpm. And the test results were introduced about the dynamic characteristics of air foil bearings, and also compared with theoretical results.

1. 서 론

베어링(bearing)이나 실(seal)과 같은 회전기기 요소는 축의 회전 속도가 증가함에 따라 정적 및 동적 특성이 변화하는데, 이러한 특성의 변화는 전체 시스템에 영향을 미친다. 특히 동특성(dynamic characteristics)은 유체의 관성을 나타내는 질량 그리고, 강성 및 감쇠의 계수로 표현되어지며, 때때로 이러한 계수의 변화가 시스템에 나쁜 영향을 미치어 불안정성(instability)을 일으키게 되며, 급격한 진동 문제를 발생시킨다. 이러한 점을 감안할 때 정확한 동특성 계수의 예측은 시스템의 안정성 향상이라는 측면에서 큰 중요성을 띠고 있다.

베어링의 동특성 계수들을 규명하기 위해서는 실험 장치의 구성 및 가진 방법에 따라 적절한 방법을 선택해야 한다. 일반적인 규명 방법은 각각 시간 영역(time domain)과 주파수 영역(frequency domain)에서 규명하는 두 가지로

분류된다. 시간 영역에서 사용되는 대표적인 방법으로 Kalman Filter(Fritzen⁽¹⁾; Mohammad⁽²⁾) 가 있으며, 반복적인 계산과정을 거쳐야 하는 비선형적인 특성을 갖는다. 주파수 영역에서의 방법은 비교적 시간 영역의 해석 방법보다 쉽게 구할 수 있는, 주파수 대역을 갖는 가진(multi-frequency excitation)에 의해 얻어진 응답 신호를 통해 전달함수(transfer function)에 의한 계수를 추출하는 방법이다. R.Nordmann에 의하여 처음으로 제안되어, 현재는 실, 베어링과 같은 회전기기의 동특성 예측 기법으로 널리 사용되고 있다.^(3,4) 선형 시스템의 경우 가진력과 그 응답은 주파수의 함수로써 표현된다. 결국 주파수 응답 함수에 대한 최소자승법(least square method)을 적용함으로써 베어링의 동특성 계수들을 측정한다. 이 방법은 베어링 계수들에 대한 통찰력을 제공하며 시각적인 정보를 주는 장점이 있다. 또한 공기 포일 베어링의 선형화 된 동특성을 규명하기 위해 주파수 응답 함수를 사용하였다. 시스템에 가진되는 방법은 임펄스 해머에 의한 가진과 유압력의 제어에 따른 유압식 가진기로 구분되며, 측정된 베어링 시스템의 전달 함수의 경우 대개는 노이즈가 내포된 신호를 처리하게 되는데 이러한 잡음은 가진에 의한 입력신호와, 그 응답의 측정인 변위 센서에서의 신호에 포함된다. 이러한

† 책임저자, 정희원, 한국과학기술연구원 트라이볼로지연구센터
E-mail : lyb@kist.re.kr
Tel : (02)958-5663, Fax : (02) 958-5659

* 한국과학기술연구원 트라이볼로지연구센터

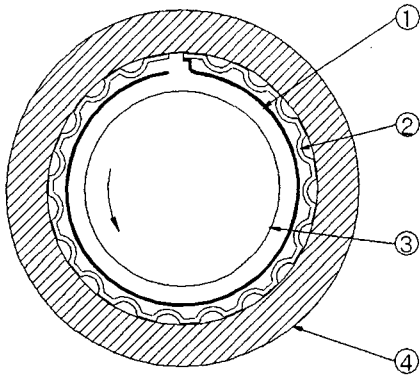


Fig. 1 Bump foil bearing configuration

- ① top foil ② bump foil
- ③ journal ④ bearing housing

회전 기기요소의 노이즈는 순수 베어링의 동특성을 왜곡시킬 수 있다. 따라서 본 연구에서는 가진 주파수 영역에서 응답 함수에 내재된 노이즈에 의한 왜곡을 최소화하면서 신뢰할 만한 실험 결과를 얻기 위해 IV(Instrumental Variable) 법을 적용하여 새로이 개발된 고속 회전 공기 포일 베어링 실험장치의 정확한 동특성 계수를 예측하였다.⁽⁶⁾

2. 공기 포일 베어링의 구조 및 실험장치의 구성

2.1 공기 포일 베어링의 구조

공기 포일 베어링은 크게 탑 포일(top foil, ①)과 범프 포일(bump foil, ②)로 이루어진다. 상부 표면은 고체 윤활 코팅된 탑 포일은 범프 포일 위에 장착되어 부드러운 윤활 틈새를 만드는 역할을 하며, 범프 포일은 여러 개의 범프로 이루어져, 높은 하중지지 능력을 얻을 수 있으며 탑 포일과 범프 포일 간의 접촉 마찰에 의해 감쇠력을 향상시킨다.^(6,7) 이

러한 공기 포일 베어링의 구조를 Fig. 1 에 나타내었다. 공기의 저 점도에 따른 고속에서의 안정성이 상대적으로 취약하여 그 설계 및 운전이 매우 제한되었으며, 고속 회전 시와 초기 운전 시의 안정성(stability)과 신뢰성(reliability)에 대한 연구가 요구되어진다.⁽⁸⁾

2.2 실험장치

공기 포일 베어링의 동특성을 규명하기 위한 실험 장치는 Massmann 과 Nordmann⁽⁹⁾ 이 제안한 방법을 기초로 하여 설계하였다. Fig. 2 는 실험 장치에 대한 개략도를 나타내었다. 실험 장치는 크게 볼 베어링으로 지지되는 회전축 및 테스트 베어링이 장착된 유연한 하우징(flexible housing, ⑤)과 이를 구동하기 위한 구동 모터(motor, ④)로 구성된다. 하우징은 가진 시의 기울어짐(tilting)을 방지하기 위해 지지대(supports, ②)와 하우징 사이에 스프링(spring, ①)으로 고정되어 있으며, 스프링은 하우징과 회전축의 동심을 맞추기 위해 수직 방향(중력 방향)과 수평 방향으로 움직일 수 있게 하였다. 실제 공기 포일 베어링 시스템에서 베어링내의 반력은 고정된 하우징에 대한 축의 움직임에 의해 발생하지만, 본 실험 장치에서는 하우징을 가진하여 베어링에 의한 반력을 측정한다.

본 실험은 가진 시 응답 신호는 회전축과 동일한 중심을 갖는 X, Y 좌표계 시스템에서 변위 센서를 통하여 측정되며, 이는 회전축의 거동을 측정하기 위한 변위 센서를 베어링 하우징에 고정하였다. 회전축의 상대 변위는 Bently Nevada 사의 190 Proximeter(8Vdc/mm)의 와전류(eddy current)형태의 변위 센서로 측정하였다. 이를 통해 축과 하우징 사이의 상대 변위를 측정할 수 있으며, 하우징과 회전축에서 측정된 상대 변위와의 관계를 통해 회전축과 공기 포일 베어링 사이의 절대 변위를 측정할 수 있다.

공기 포일 베어링에 대한 강성과 감쇠 계수를 추출하기 위한 실험 장치에서, 회전축은 양단에 볼베어링으로 지지되

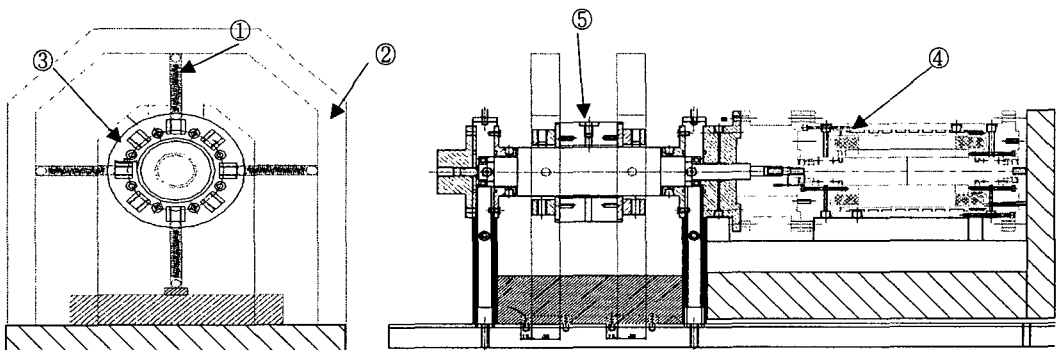


Fig. 2 Scheme of the air foil bearing test rig

- ① spring ② spring supports ③ test air foil bearing ④ motor ⑤ bearing housing

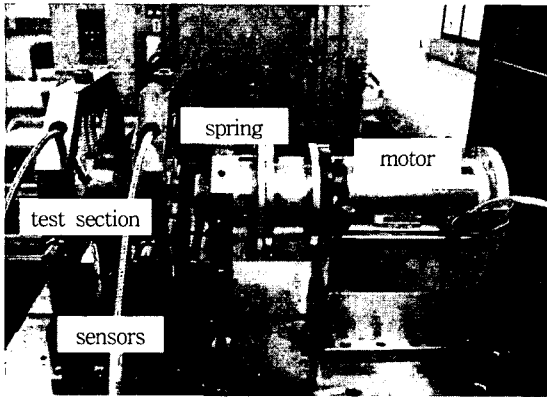


Fig. 3 Air foil bearing test rig

며, 베어링 하우징(bearing housing) 내에 공기 포일 베어링이 장착되어 있다. 베어링 하우징의 총 질량은 4.8kg이다. 축을 회전시키기 위하여 모터가 설치되어 있으며, 변위 센서는 서로 수직 방향으로 두 개씩 베어링 슬리브 양 끝에 설치되어, 공기 포일의 변형을 측정하였다. 임팩트 햄머는 변위 센서가 설치된 동일한 방향에서 베어링 하우징 내에 장착되어 있는 공기 포일 베어링을 가진하도록 되어 있다. 이렇게 설치된 실험 장치를 이용하여, 베어링의 변형을 측정하였다. Table 1은 실험에 사용된 공기 포일 베어링의 사양을 보여주고 있으며, Fig. 3은 구성된 실험 장치의 사진을 나타낸다.

3. 공기 포일 베어링의 동특성 계수 측정

3.1 주파수영역 해석을 위한 수학적 모델링

공기 포일 베어링의 구조적 강성과 감쇠는 운전시 동압(hydrodynamic pressure)에 의한 유막이 형성하는 유막력에 따른 계수들이며, 강성 및 감쇠에 관한 부분은 동특성 계수를 추출하는데 중요한 요인이 되므로, 설계 시 충분히 이

Table 1 Specification of Air foil Bearing

Bump foil data [mm]	
Radius of shaft	30.00
Radius of housing	30.70
Material of foils	SUS301
Width of foils	60.00
Thickness of top foil	0.100
Thickness of bump foil	0.100
Height of Cu-coated bump foil	0.450

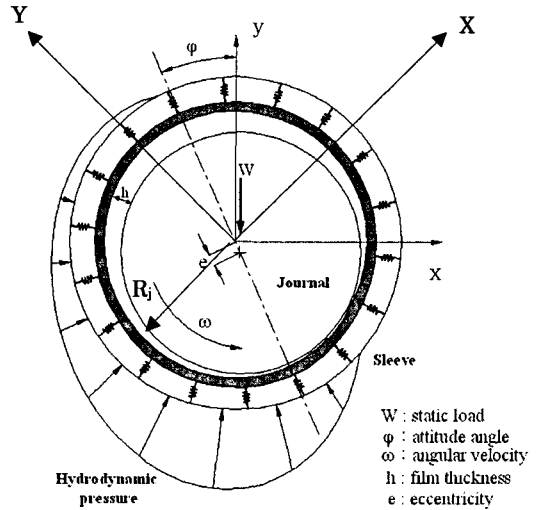


Fig. 4 Coordinates for air foil bearing model

러한 점을 감안하여 구조적인 강성 및 감쇠의 값을 선정해 주어야 할 필요가 있다.

공기 포일 베어링에서 발생된 힘은 회전축과 공기 포일 베어링 사이의 상대변위, 속도, 그리고, 가속도에 연관된 강성(stiffness), 감쇠(damping), 부가질량(inertia)의 함수로 이루어지는데 이러한 동적 계수(dynamic coefficient)를 구하기 위해서는 실험적 방법으로 구한 주파수 응답 함수(Frequency Response Function: FRF)를 이용할 수 있다. 공기 포일 베어링에 관해서는 Fig. 4와 같이 고정 위치에 있는 공기 포일 베어링과 회전축으로 구성된 기계적인 모델을 설정할 수 있으며, 이 계의 선형화된 운동 방정식은 다음식(1)과 같이 표현된다.

$$\begin{bmatrix} M_{xx} & 0 \\ 0 & M_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} \quad (1)$$

여기서, 가진 진동수가 w 일 경우 가진력과 계의 응답은 다음과 같은 조화함수라 가정할 수 있다.

$$x = X e^{j\omega t} \quad y = Y e^{j\omega t} \quad F_x = F_X e^{j\omega t} \quad F_y = F_Y e^{j\omega t} \quad (2)$$

식 (2)을 식 (1)에 대입하여 주파수 영역에서 표현하면 다음과 같이 정리된다.

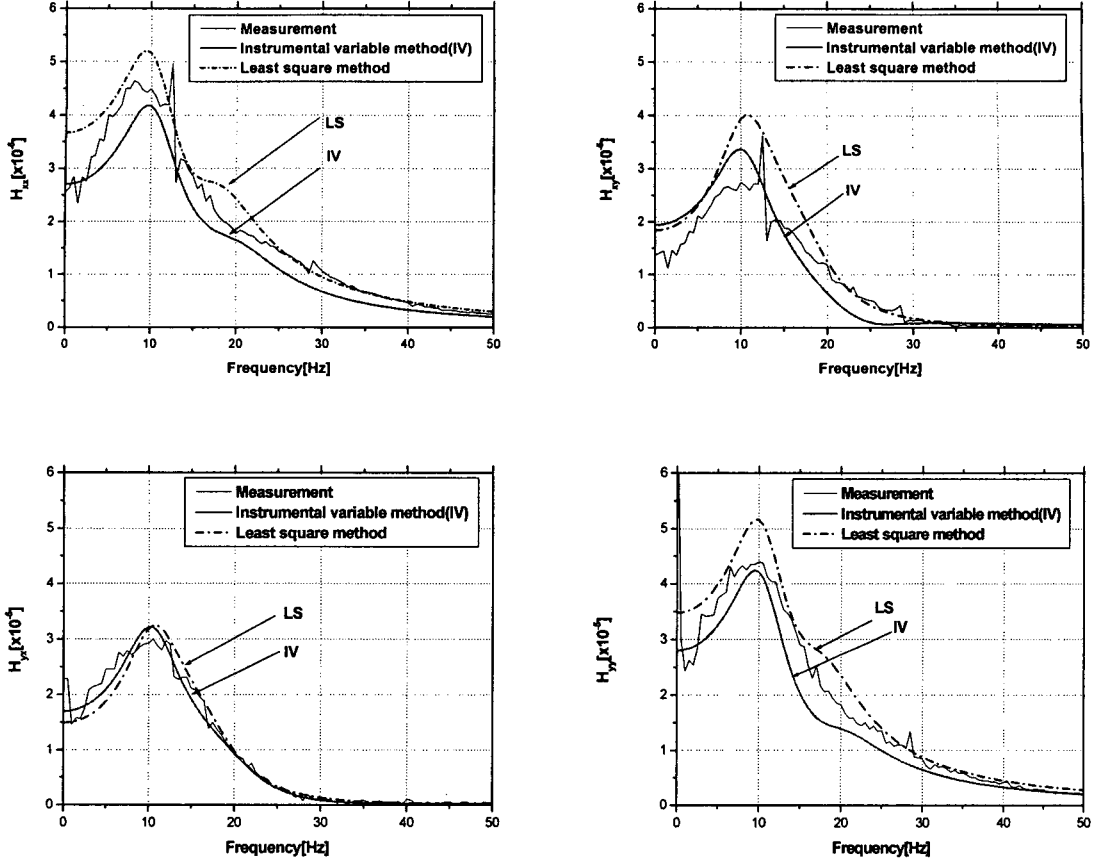


Fig. 5 Frequency Response Function of air foil bearings using LS/TV method(10,000rpm)

$$\begin{bmatrix} K_{xx} - w^2 M_{xx} + jw C_{xx} & K_{xy} + jw C_{xy} \\ K_{yx} + jw C_{yx} & K_{yy} - w^2 M_{yy} + jw C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X \\ Y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_X \\ F_Y \end{Bmatrix} \quad (3)$$

가진력에 대한 변위 신호의 응답을 구하기 위해 식(3)의 역행렬을 취해 리셉턴스 행렬(receptance matrix)을 구하면 다음과 같이 정리된다.

$$[H] = \frac{1}{\Delta} \begin{bmatrix} K_{yy} - w^2 M_{yy} + jw C_{yy} & -K_{xy} - jw C_{xy} \\ -K_{yx} - jw C_{yx} & K_{xx} - w^2 M_{xx} + jw C_{xx} \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\Delta = (K_{xx} - w^2 M_{xx} + jw C_{xx})(K_{yy} - w^2 M_{yy} + jw C_{yy}) - (K_{xy} + jw C_{xy})(K_{yx} + jw C_{yx}) \quad (5)$$

리셉턴스 행렬은 강성 행렬의 역수이므로, 식(3)의 강성 행렬과 식(4)의 리셉턴스 행렬의 곱은 단위 행렬로 표현된다. 이를 식으로 표현하면 다음과 같다.

$$[H]([K] - w^2 [M] + jw [C]) = [E] + [S]' \quad (6)$$

여기서 [M], [C], [K] 는 각각 부가 질량, 감쇠, 강성 행렬을 나타내며, [E] 는 단위 행렬을 나타낸다. 식 (6)을 실수부와 허수부로 분해하여 정리하면 w 에 대한 8개의 방정식을 얻을 수 있으며, 이를 행렬 형태로 정리하면 다음과 같이 얻어진다.

$$[A][X] = [E]' \quad (7)$$

식 (7)에서 [A] 는 가진 진동수 w 와 주파수 응답 함수로 이루어져 있으며, [X] 는 구하고자 하는 공기 포일 베어링의 동특성 계수로 이루어진 행렬이다.

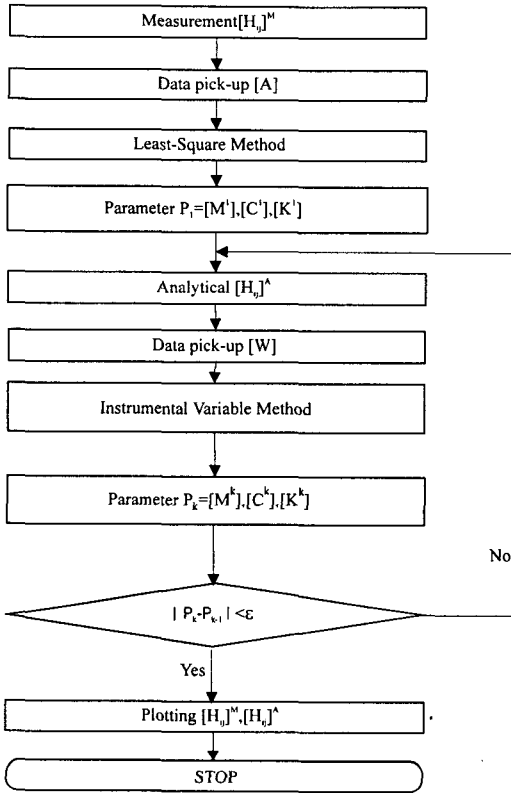


Fig. 6 Flow chart of characteristics identification algorithm of air foil bearings by IVM

$$[A] = \begin{bmatrix} H_{xx}^r & H_{xy}^r & -w^2 H_{xx}^r & -w^2 H_{xy}^r & -w H_{xx}^i & -w H_{xy}^i \\ H_{yx}^r & H_{yy}^r & -w^2 H_{yx}^r & -w^2 H_{yy}^r & -w H_{yx}^i & -w H_{yy}^i \\ H_{xx}^i & H_{xy}^i & -w^2 H_{xx}^i & -w^2 H_{xy}^i & w H_{yx}^r & w H_{xy}^r \\ H_{yx}^i & H_{yy}^i & -w^2 H_{yx}^i & -w^2 H_{yy}^i & w H_{yx}^r & w H_{xy}^r \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$[X] = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \\ M_{xx} & 0 \\ 0 & M_{yy} \\ C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \quad (9) \quad [E]' = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

따라서, 공기 포일 베어링의 동특성을 나타내는 행렬 $[X]$ 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$[X] = ([A]^T [A])^{-1} [A]^T [E]' \quad (11)$$

식 (11) 통해 얻어진 동특성 계수들은 공기 포일 베어링의 동특성 계수와 유연한 하우징의 동특성 계수를 포함하게 된다. 따라서 포일 베어링의 동특성 계수 측정을 위해서는

측정 결과로부터 하우징의 동특성 계수들을 제거하여야 하며 이는 비회전 상태의 순수한 하우징의 구조적 동특성 계수들을 측정함으로써 이루어졌다. 한편, 실제 실험에서 각 방향 성분의 주파수 응답 함수는 구동 모터에서 유발되는 노이즈의 영향을 받게 된다. 따라서 이러한 영향을 최소화하기 위해 최소자승법(least-square method)을 사용하였으며, 이외에 노이즈에 둔감한 IV(Instrumental Variable Method) 방법을 사용하였다.

3.2 Instrumental Variable Method(IVM)

아울러 신호에 대한 노이즈의 비가 클 경우 위에 기술한 최소자승 방법과 함께 노이즈에 둔감하고 오차를 줄일 수 있는 Instrumental Variable Method (IVM)를 Fig. 6 과 같이 추가로 사용하는데 그 내용은 다음과 같다. 먼저 식(11)에서 처음으로 구한 $[M]^k, [C]^k, [K]^k$ 의 값으로 해석적인 전달 함수인 analytical receptance function 를 $[H]^A$ 구하고 $[H]^A$ 를 이용해서 행렬 $[W]^T$ 를 만든다. 이를 다시 대입하면 아래와 같이 다시 파라미터 $[X]$ 를 구할 수 있게 된다.

$$[W]^T [A][X] = [W]^T [E]' + [W]^T [S]' \quad (12)$$

Fig. 5 는 실제 최소 자승법(least square method)과 IV(Instrumental variable) 방법을 사용한 결과를 퍼팅한 그래프를 나타내고 있다. 측정된 전달 함수의 노이즈 신호는, 변위 센서에서 측정시에 포함되어진 것으로, 축의 회전시 유체의 유동에 따른 베어링의 가진 및 그 외 전기적 노이즈의 영향이라 사료된다. IV기법으로 퍼팅한 경우 수렴 조건을 계수의 변화율이 1% 이하의 경우로 수렴조건을 잡았으며, 최소 자승법에 의해서 추출되어진 계수값들이, IV방법에 의해서 추출된 결과보다 변화가 크고, 특히 노이즈 영향에 의한 편차가 더 크다는 사실을 보여준다. Table 2 는 측정된

Table 2 Comparison of SEE values of FRF with different identification methods

SEE[Standard error of estimate ref.(10)]	Identification method	SEE _{H_{xx}}	SEE _{H_{yy}}
SEE=	LSM	2.2307	5.3308
$\left\{ \frac{\sum_{i=1}^N [Y_i - F_i]^2}{N-2} \right\}$	IVM	1.0298	2.122

Y_i : Real value of the measurement data to be curve fit

F_i : Value of the curve fit

N : Number of data points in the curve fit

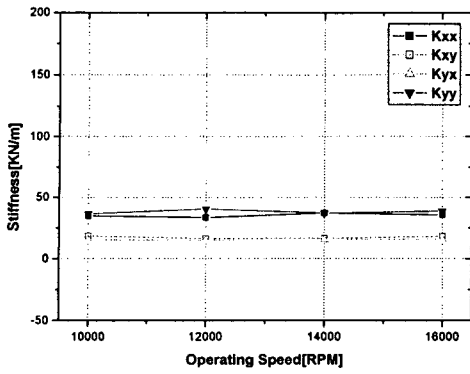


Fig. 7 Direct and cross-coupled stiffness of air foil bearing in a range of operating speed in experiment

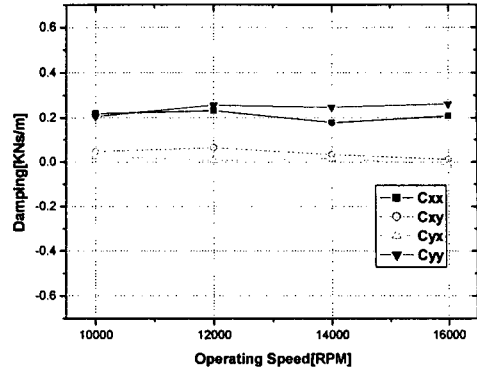


Fig. 8 Direct and cross-coupled damping of air foil bearing in a range of operating speed in experiment

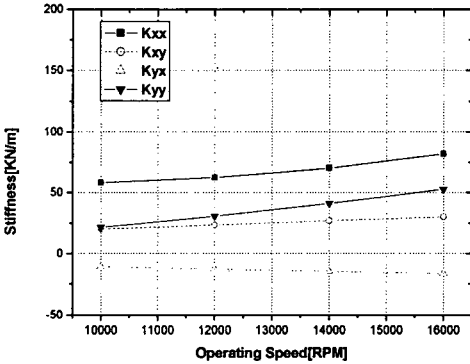


Fig. 9 Direct and cross-coupled stiffness of air foil bearing in a range of operating speed in numerical analysis

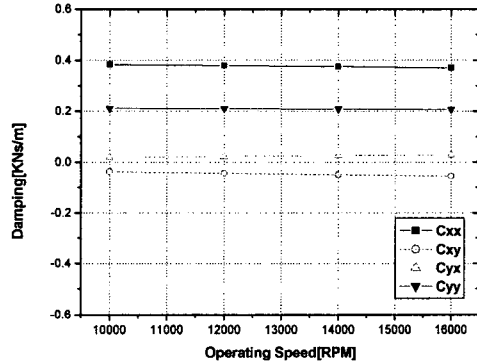


Fig. 10 Direct and cross-coupled damping of air foil bearing in a range of operating speed in numerical analysis

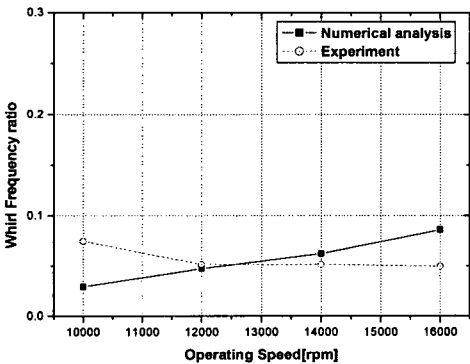


Fig. 11 Whirl frequency ratio in numerical analysis and experiment

네 개의 전달 함수 중 xx 와 yy 성분의 측정값에 대한 SEE(standard error of estimate)⁽¹⁰⁾ 값을 피팅 기법에 따라 비교한 것이다. 일반적으로 SEE의 값은 편차의 제곱의 평균값 즉, 오차의 표준 편차 값으로써 정의되며 그 값이 큰 것은 피팅시 그만큼 오차가 큼을 알 수 있다. 적용된 여러 기법 중 IV 기법이 SEE값이 가장 적었으며, 측정값에 대한 피팅 오차 역시 가장 적음을 알 수 있었고, 그 이외에 LS 기법은 오차의 고려 정도에 따라 피팅의 정확도가 달라짐을 알 수 있었다.

4. 실험결과

4.1 공기 포일 베어링의 강성 및 감쇠 계수

Fig. 7 및 Fig. 9 는 모터의 회전 속도를 10000 rpm에서

16000 rpm 까지 변화시켰을 경우 공기 포일 베어링에서 유발되는 강성 계수(stiffness coefficient)를 실험적인 방법과, 수치 해석적인 방법을 이용하여 도시한 그림이다. 일반적으로 유체 동압 베어링의 경우에는 직렬 강성 계수(direct stiffness: K_{xx} , K_{yy})는 회전 속도 증가에 따라 변화가 없거나, 회전에 따른 동압 효과(hydrodynamic effect)에 의해 약간 증가하는 것으로 알려져 있다. 수치 해석을 이용하여, 섭동법에 의한 방법으로 계산되어진 값 (Fig. 9)들은 회전속도가 증가함에 따라 강성 계수의 값들이 약간씩 증가하는 현상을 보이고 있다. 실험을 통해 도출된 값(Fig. 7)들은 그래프에 나타난 바와 같이 직렬 강성 계수는 회전 속도의 증가에 따라 일정하거나 약간 증가하는 경향을 보이고 있다. 이는 축이 부상하게 되는 시점 (약 3000rpm)과 비교할 때, 10000 rpm에서 16000rpm 으로 회전속도를 증가시킴에 따라 임의적으로 센터 포지션에 축의 중심을 맞추려 했기 때문에 눈에 띄는 강성 계수의 증가량은 보이지 않았으며, 이는 편심율의 감소와 자세각의 상승, 공기 유막의 최소 두께의 증가, 그리고 공기 포일 베어링과 회전축 사이의 편심에 의한 유막력이 감소하기 때문인 것으로 사료된다. 한편, 연성 강성 계수(cross-coupled stiffness: K_{xy} , K_{yx})는 그래프에 나타난 바와 같이 해석적인 방법과 실험적인 방법에 대해서, 회전 속도가 증가함에 따라 약간 증가하거나, 일정한 경향을 보이고 있다. 이는 공기 포일 베어링의 비선형적인 특성에 기인함 때문임을 예측할 수 있으며, 불안정성을 야기시킬 수 있는 Whirl frequency ratio 에 영향을 주는 요인이 되기도 한다.

Fig. 8 및 Fig. 10 는 공기 포일 베어링의 감쇠 계수(damping coefficient)를 도시한 것이다. 직렬 감쇠 계수(direct damping: C_{xx} , C_{yy})는 직렬 강성 계수와 마찬가지로 회전 속도에 따라 일정하거나 약간 증가하는 경향을 보이고 있으며, 그 경향은 해석을 통하여 나타난 값과, 실험에 의해 나타난 값이 거의 같다. 연성 감쇠 계수(cross-coupled damping: C_{xy} , C_{yx})역시 연성 강성 계수의 경우와 유사하게 회전 속도에 따라 거의 0의 값에 가까이 가면서, 일정해 지는 경향을 보이고 있다.

4.2 공기 포일 베어링의 등가 휘돌림 주파수비

베어링이나 비접촉식 실과 같은 트리보 요소는 회전 속도 증가에 따라 간극 내에서 작동 유체의 점선유동속도가 증가하게 된다. 이러한 작동 유체 점선유동속도의 증가는 시스템을 불안정화하려는 힘으로 작용하게 되며, 이러한 트리보 요소의 불안정성의 정도를 나타내는 지표로 휘돌림 주파수비(whirl frequency ratio)⁽¹¹⁾를 사용하게 된다. 휘돌림 주파수비는 시스템을 불안정화 하려는 힘과 안정화하려는 힘의 비로 표현되며, 공기 포일 베어링과 같이 편심이 존재하는 트리보 요소의 경우 다음과 같은 등가 휘돌림 주파수비(equivalent whirl frequency ratio)를 사용한다.

$$WFR = \sqrt{\frac{(K_{eq} - K_{xx})(K_{eq} - K_{yy}) - K_{xy}K_{yx}}{(C_{xx}C_{yy} - C_{xy}C_{yx})\omega^2}} \quad (12)$$

여기서, K_{eq} 은 등가 강성(equivalent stiffness)으로 다음과 같이 정의된다.

$$K_{eq} = \frac{K_{xx}C_{yy} + K_{yy}C_{xx} - K_{xy}C_{yx} - K_{yx}C_{xy}}{C_{xx} + C_{yy}} \quad (13)$$

식(12)로 표현되는 등가 휘돌림 주파수비는 그 값이 작을수록 안정성이 우수하다는 것을 의미한다. Fig. 11 은 해석적인 방법과 실험적인 방법을 통해서, 얻어진 동특성 계수를 (12), (13) 식에 대입하여 공기 포일 베어링의 등가 휘돌림 주파수비를 회전 속도에 따라 도시한 것이다.

회전 속도의 증가에 따라 등가 휘돌림 주파수비가 0 값의 근처에 있음을 알 수 있으며, 이는 공기 포일 베어링이 고속에서의 안정적으로 운전이 가능함을 의미한다. 실험과 수치 해석적인 부분에 있어서, 휘돌림 주파수비의 경향은 회전 속도에 따라 약간 다른데, 이는 실제로 실험을 하는 동안, 축이 회전하면서 발생한 공기 포일 베어링의 편심(eccentricity)에 의한 영향으로 사료되며, 향후 공기 포일 베어링에 미치는 편심과 관련된 연구가 진행되어야 할 것으로 사료된다.

5. 결론

본 연구에서는 고속 회전하는 공기 포일 베어링의 동특성 계수에 관한 실험과 연구를 수행하였다. 또한 실험 결과에서 동특성 계수를 정확히 예측하는 방법의 하나로 전달함수를 이용한 최소 자승법(LS)과 Instrumental Variable(IV) 방법을 적용하였다. 또한, 동특성 값을 추출하는 과정에서, 실험을 통한 데이터와 섭동법을 이용하여 수치 해석적인 방법에 의한 이론 데이터를 상호간에 비교해 보았다. 공기 포일 베어링의 동특성은 회전 속도에 따라 직렬 강성 계수 및 감쇠 계수는 일정하거나 약간 증가하는 경향을 보였으며, 연성 강성 계수 및 감쇠 계수도 일정한 경향을 보였다. 또한, 등가 휘돌림 주파수비가 낮은 값을 나타냄을 확인 하고, 공기 포일 베어링이 고속에서 안정적으로 운전이 가능함을 확인하였다.

후 기

본 연구는 한국 과학 기술 연구원 기관 고유 사업 “지능형 트리보 센서/액츄에이터 기술 개발”과 과학기술부의 첨단 기계류 부품 사업의 일환으로 이루어 졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Fritzen, C. P., 1985, "Identification of Mass, Damping, and Stiffness Matrices of Mechanical Systems," ASME 85-DET-91
- (2) Mohammad, Z. Y., and Burdess, J. S., 1990, "Identification Journal Bearing Stiffness and Damping Coefficients by Extended Kalman Filter," Proceedings of the 3rd International Conference on Rotordynamics, Lyon France, pp.445-451
- (3) Nordmann, R., 1984, "Identification of Modal Parameters of an Elastic Rotor with Oil Film Bearings," J. Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol 106, pp. 107~112.
- (4) Nordmann, R. and Massmann, H., 1984, "Identification of Dynamic Coefficients of Annular Turbulent Seals," NASA Conference Publication 2338, Rotordynamic Instability Problems in High Performance Turbomachinery, Proceeding of a Workshop, May 28-30, pp. 295~311.
- (5) 이용복, 김창호, 최동훈, 1996, "TV 방법을 이용한 잡음이 포함된 베어링 실험 장치의 동특성 파라미터 추출," 한국소음진동공학회지 제6권 제5호, pp. 679~684.
- (6) 이용복, 김태호, 김창호, 이남수, 최동훈, 2002, "범프 포일 베어링들의 동적 계수에 관한 실험적 연구," Journal of the KSTLE, Vol. 18, No. 1, pp. 42~48
- (7) 김태호, 이용복, 김창호, 이남수, 장건희, 2002, "공기윤활 범프포일 저널 베어링의 내구성 특성에 관한 연구," Journal of the KSTLE, Vol. 18, No. 2, pp. 153~159
- (8) Roger Ku, C. -P. and Heshmat, H., "Compliant Foil Bearing Structural Stiffness Analysis: Part I -Theoretical Model Including Strip and Variable Bump Foil Geometry," ASME, Journal of Tribology, Vol. 114, pp. 394~400, 1992.
- (9) Massmann, S., and Nordmann, R., 1985, "Some New Results Concerning the Dynamic Behavior of Annular Turbulent Seals", NASA CP 2409, Proceeding of the Workshop: Instability in Rotating Machinery held in Carson City, pp. 179-194.
- (10) Coleman, H. E. and Steele, W. G., 1989, Experimentation and Uncertainty Analysis for Engineers, John Wiley and Sons, New York
- (11) Lund, J., 1965, "The Stability of an Elastic Rotor in Journal Bearings with Flexible, Damped Supports," ASME J. of Applied Mechanics, pp. 911~920