

범프 포일 베어링들의 동적 계수에 관한 연구

이용복, 김태호, 김창호, 이남수*, 최동훈*

한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터
*한양대학교 대학원 기계설계학과

An Experimental Study on the Structural Stiffness and Damping of Self-Acting Compliant Foil Journal Bearings

Yong-Bok Lee, Kim Tae Ho, Chang-Ho Kim, Nam-Soo Lee*, Dong-Hoon Choi*

Tribology Research Center, KIST

*Department of Mechanical & Design Engineering, Hanyang University

Abstract - Experiments were conducted to determine the structural dynamic characteristics of bump foil bearing. The housing of the bearing on the journal was driven by two shakers which were used to simulate dynamic forces acting on the bump foil strips. Three different bump foils(Cu-coated bump, silicon bump, viscoelastic bump) are tested and the dynamic coefficients of three bump foils compared, based on the experimental measurements for a wide range of operating conditions. From the test results, the high damping coefficients of viscoelastic bump are achieved and the possibility of the super-bending-critical operation is suggested.

1. 서론

범프 포일 베어링은 크게 탑 포일과 범프 포일로 이루어진다. 탑 포일은 범프 포일 위에 장착되어 부드러운 윤활 틈새를 만드는 역할을 하며, 범프 포일은 여러 개의 범프로 구성되어 있어서 베어링 내에 탄성체 역할을 한다. 이러한 범프 포일 베어링의 구조를 Fig. 1에 나타내었다.

포일 베어링이 사용되는 최근 터보 기기들에 대한 자료를 Fig. 2에 나타내었다. 이러한 터보 기기들은 효율을 향상시키고자 임계 속도 이상에서 운전 속도를 갖는 시스템이 증가되는 추세이다[1]. 이 경우 대개 임계 속도 근방에서 공진에 의한 커다란 진동이 발생하는데, 범프 베어링은 원천적으로 감쇠력이 취약한 구조로 되어있기 때문에 그 설계 및 운전이 매우 제한되었다[2-5].

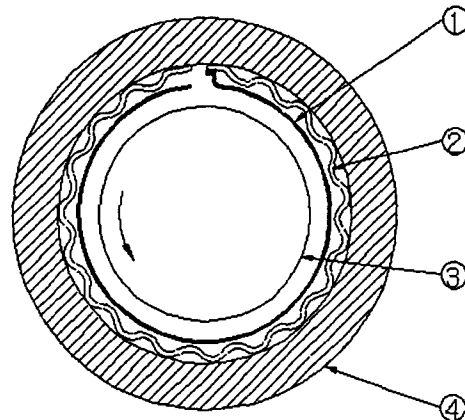


Fig. 1 Bump Foil Journal Bearing

- ① top foil
- ② bump foil
- ③ journal
- ④ sleeve

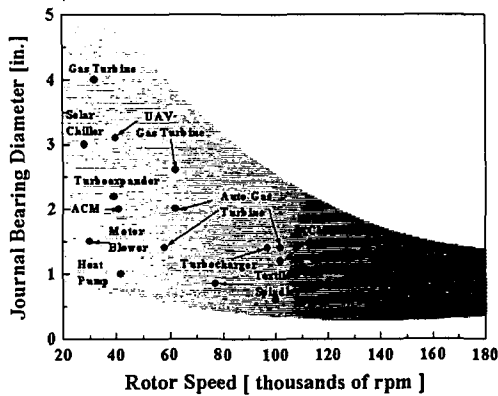


Fig. 2 Spectrum of industrial application of compliant surface bearings

이러한 단점을 보완하고자 Heshmat는 포일의 구조를 변경하여 하중지지 능력을 증가시켰으며[6], 범프 포일의 동적 계수를 추출하여 그 특성을 파악하였다[7]. Peng은 수치 해석을 통하여 범프 포일의 동적 계수가 전체 베어링의 강성과 감쇠 값에 영향을 미친다는 것을 밝혔다[8].

본 논문에서는 범프 포일의 실제 특성을 실험하여 동적 계수를 추출하고, 이를 고속 터보 기기의 베어링으로 적용하고자 하였다. 또한 감쇠 특성을 파악하고자 구리 도금된 범프, 실리콘 범프, 그리고 점탄성 범프에 대한 가진 실험을 통하여 동적 계수를 추출하였으며, 이 실험 결과를 토대로 감쇠가 높은

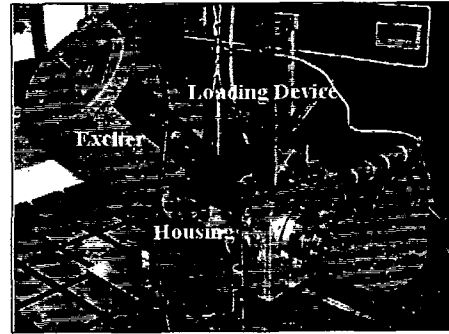


Fig. 3 Bump foil dynamic characteristics experimental setup

범프 구조를 제안하고자 하였다. 이러한 베어링은 특히 굽힘 모드 운전(super-bending-critical operation) 시 전체 시스템의 안정성에 기여를 할 수 있으리라 판단된다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치

여러 가지 형태의 범프 포일에 대한 강성과 감쇠 계수를 추출하기 위하여 각각 포일에 대하여 가진 실험을 수행하였다. 실험 장치에 대한 개략도를 Fig. 3에 나타내었으며, 상세도를 Fig. 4에 나타내었다. 회전축은 양단에 볼베어링(4)으로 지지되며, 베어링 슬리브 내에 범프 포일이 장착되어있다. 베어

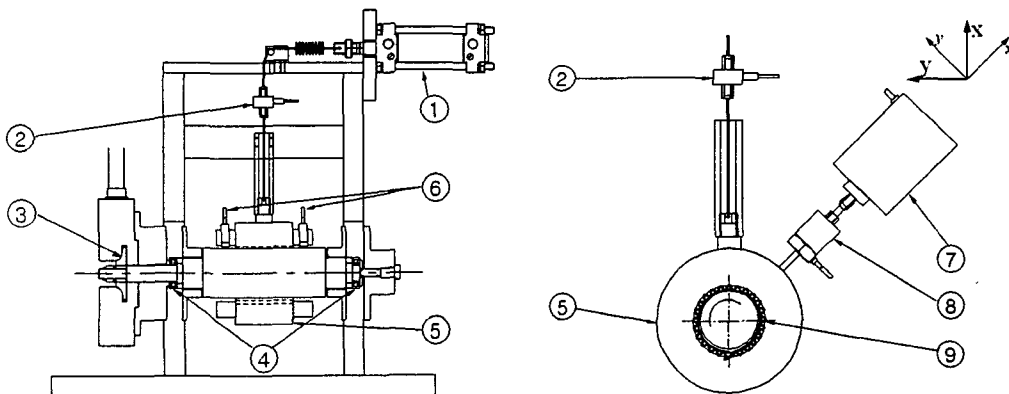


Fig. 4 Bump foil journal bearing test apparatus

- ① air cylinder ② load cell ③ air turbine ④ ball bearings ⑤ test foil bearing sleeve
⑥ gap sensors ⑦ shaker ⑧ force transducer and accelerometer ⑨ test bump foils

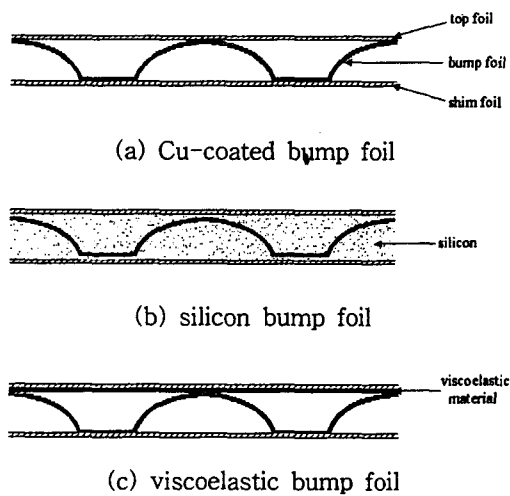


Table 1. Specification of bump foils

Bump foil data [mm]	
Radius of shaft	30.00
Radius of sleeve	30.70
Material of foils	SUS301
Width of foils	60.00
Thickness of top foil	0.100
Thickness of bump foil	0.076
Thickness of shim foil	0.076
Height of Cu-coated bump foil	0.450
Height of silicon bump foil	0.470
Thickness of viscoelastic material	0.100

Fig. 5 Configuration of various bump foils

링 슬리브(⑤)의 총 질량은 5.2kg이며, 범프 포일(⑨)에 작용하는 초기 정하중을 조절하고 측정하기 위하여 공압 실린더(①)와 힘 센서(②)를 장착하였다. 범프 베어링의 하중 지지 능력을 측정하기 위하여 공기 터빈(③)이 설치되어 있다. 변위 센서(⑥)는 서로 수직 방향으로 두 개씩 베어링 슬리브(⑤) 양 끝에 설치되어, 범프 포일(⑨)의 변형을 측정하였다. 가진기(⑦)는 변위 센서(⑥)와 설치된 동일한 방향에서 베어링 슬리브(⑤) 내에 있는 범프 포일(⑨)을 가진하도록 되어 있다. 또한 가진기(⑦) 끝 부분에는 힘 센서와 가속도계(⑧)가 설치되어, 범프 포일(⑨)에 가해지는 힘과 그 때의 가속도를 측정할 수 있도록 되어 있다. 이렇게 설치된 실험 장치를 이용하여, 가진 시의 가진력, 베어링 슬리브의 가속도, 그리고 범프의 변형을 측정하였다.

본 논문에서는 세 가지 형태의 범프 포일에 대하여 실험을 하였다. 각각 범프에 대한 구조를 Fig. 5에 나타내었으며, 이에 대한 자세한 사항은 Table 1에 기재하였다. (a)는 구리 도금된 범프, (b)는 실리콘 범프, (c)는 점탄성 범프를 각각 나타낸다. 구리 도금된 범프 포일은 범프 포일의 양면에 구리 도금을 하였으며, 탐 포일은 양면에 구리 도금을 수행한 후 저어닐과 접촉하는 윗 부분만 MoS₂ 코팅을 수행하였다. 실리콘 범프는 범

프 포일 양면에 실리콘을 범프 높이와 동일하게 도포하고자 하였으나, 실리콘이 범프 높이가 보다 약 20mm 높게 도포가 되었다. 점탄성 범프는 탐 포일과 범프 포일 사이에 점탄성 물질을 중간에 넣은 것이다.

2.2 실험 방법

범프 포일의 구조적 강성과 감쇠는 운전시 동압에 의한 유막이 형성하는 유막력에 따른 강성 및 감쇠에 비하여 그 크기가 크므로 설계시 충분히 이러한 점을 감안하여 구조적인 강성 및 감쇠의 값을 선정할 필요가 있다. 본 논문에서는 세 가지 형태의 범프 포일에 대한 가진 실험을 각각 수행하여, 각각 포일에 대한 강성과 감쇠 계수를 계산하였다. 가진기의 주파수는 150, 200, 250 Hz로 변화시켰으며, 각각 범프의 변형은 1.0, 1.5, 2.0, 2.5mm가 되도록 가진기의 힘을 변화시켰다. 즉 각각 범프에 대해서 가진기의 주파수와 힘의 크기를 변화시키면서 강성과 감쇠 값을 측정하였다.

3. 범프 포일의 동적 계수 계산

범프 포일을 가진하여 가진력, 베어링 슬리브의 가속도, 그리고 범프의 변형을 측정하면, 범프 포일의 강성과 감쇠 계수를 계산할 수 있으며 그 과정은 아래와 같다.

x 와 y 방향에 대한 힘평형 방정식은 아래와 같이 적을 수 있다.

$$F_x \sin \Omega t = M^j A^i_{xx} \sin(\Omega t + \theta_{xx}) + F^B_{xx} \quad (1a)$$

$$0 = M^j A^i_{xy} \sin(\Omega t + \theta_{xy}) + F^B_{xy} \quad (1b)$$

$$F_y \sin \Omega t = M^j A^i_{yy} \sin(\Omega t + \theta_{yy}) + F^B_{yy} \quad (1c)$$

$$0 = M^j A^i_{yx} \sin(\Omega t + \theta_{yx}) + F^B_{yx} \quad (1d)$$

여기서, F_i 는 i 방향에서의 가진력을, M^j 는 베어링 하우징의 전체 질량을, $A^i_{ij}(i,j=x,y)$ 는 i 방향에서 가진될 때 j 방향에서 발생하는 하우징 가속도의 크기를, $\theta_{ij}(i,j=x,y)$ 는 i 방향에서 가진될 때 j 방향에서 발생하는 하우징 가속도의 위상을, F^B_{ij} 는 i 방향에서 가진될 때 j 방향에서 발생하는 범프 포일에서의 힘을 나타낸다. (1b)식의 좌변이 0인 이유는 x 방향에서 가진되면 y 방향으로의 가진력이 없기 때문이다. 마찬가지로 (1d)식의 좌변도 0이다.

범프 포일에서 발생하는 힘, 즉 베어링 반력이 강성과 감쇠 계수로 표현될 수 있다고 가정하면 아래와 같이 적을 수 있다.

$$F^B_{xx} = K_{xx} d_{xx} \sin(\Omega t + \gamma_{xx}) + \Omega C_{xx} d_{xx} \cos(\Omega t + \gamma_{xx}) + \Omega C_{xy} d_{xy} \cos(\Omega t + \gamma_{xy}) \quad (2a)$$

$$F^B_{yy} = K_{yy} d_{yy} \sin(\Omega t + \gamma_{yy}) + \Omega C_{yy} d_{yy} \cos(\Omega t + \gamma_{yy}) + \Omega C_{yx} d_{yx} \cos(\Omega t + \gamma_{yx}) \quad (2b)$$

$$F^B_{xy} = K_{xy} d_{xy} \sin(\Omega t + \gamma_{xy}) + \Omega C_{xy} d_{xy} \cos(\Omega t + \gamma_{xy}) + \Omega C_{xx} d_{xx} \cos(\Omega t + \gamma_{xx}) \quad (2c)$$

$$F^B_{yx} = K_{yx} d_{yx} \sin(\Omega t + \gamma_{yx}) + \Omega C_{yx} d_{yx} \cos(\Omega t + \gamma_{yx}) + \Omega C_{yy} d_{yy} \cos(\Omega t + \gamma_{yy}) \quad (2d)$$

여기서, d_{ij} 와 $\gamma_{ij}(i,j=x,y)$ 는 i 방향에서 가진될 때 j 방향에서 발생하는 범프 포일 변형의 크기와 위상을 각각 나타낸다. 또한 가속도는 변위를 두 번 미분하여 구할 수 있으며, 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$A_{ij} \sin(\Omega t + \theta_{ij}) = -\Omega^2 d_{ij} \sin(\Omega t + \theta_{ij}) \quad (3)$$

식(2)를 식(1)에 대입한 후 정리하면, 여덟개의 강성 및 감쇠 계수는 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

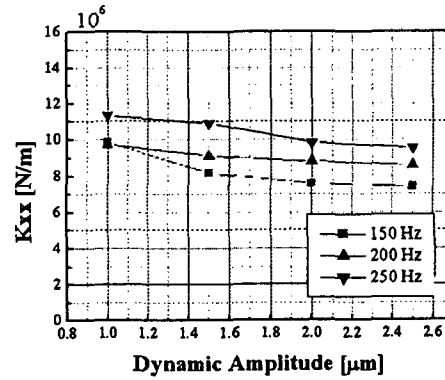


Fig. 6 Kxx of Cu-coated bump foil

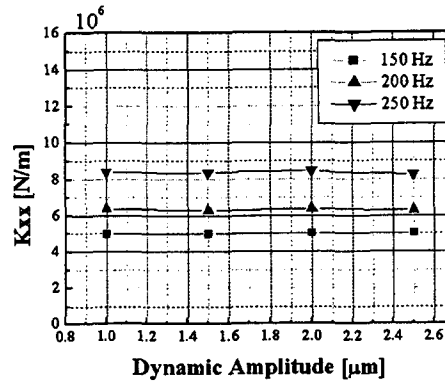


Fig. 7 Kxx of silicon bump foil

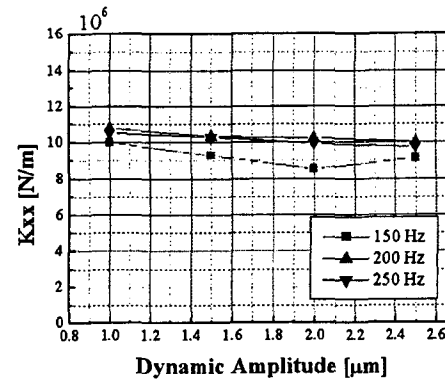


Fig. 8 Kxx of viscoelastic bump foil

$$\{K\} = [d]^{-1}(\{F\} - \{A\}) \quad (4)$$

여기서, $\{K\}$, $\{F\}$, $\{A\}$, 그리고 $[d]$ 는 본 논문의 부록에 나타내었다.

4. 실험 결과 및 토의

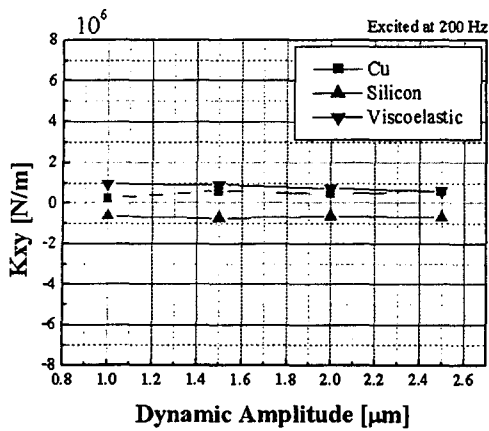


Fig. 9 K_{xy} of various bump foils

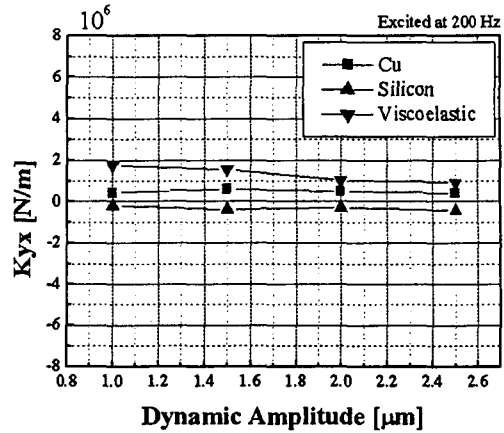


Fig. 10 K_{yx} of various bump foils

구리 범프, 실리콘 범프 및 점탄성 범프에 대하여 가진 실험을 각각 수행한 후 각각 주파수와 진폭에 대한 강성과 감쇠 계수를 앞서 설명한 방법으로 계산하였다. 구한 동적 계수는 이해를 돕기 위하여 Fig. 4에 기재되어 있는 x , y 에 대한 좌표로 변환하였다. 실험 결과가 지면에 모두 기재하기에는 많기 때문에 본 논문에서 설명하기 용이하도록 표현하였다.

각각 범프 포일에 대한 강성 계수(K_{xx})를 Fig.6~Fig.8에 각각 나타내었다. 구리 범프는 실험 영역에서 대략 $7.4 \times 10^6 \sim 11.8 \times 10^6$ 범위에서 값을 가진다. 또한 가진 주파수가 증가할수록 강성이 증가하며, 범프의 변형이

증가할수록 강성이 감소하였다. 실리콘 범프는 실험 영역에서 대략 $5.0 \times 10^6 \sim 8.5 \times 10^6$ 범위에서 값을 가진다. 또한 가진 주파수가 증가할수록 강성이 증가하며, 범프의 변형에 관계없이 거의 일정한 강성을 나타내었다. 점탄성 범프는 실험 영역에서 대략 $8.5 \times 10^6 \sim 10.8 \times 10^6$ 범위에서 값을 가진다. 가진 주파수가 150Hz일 때 강성이 가장 작고, 200Hz와 250Hz에서는 강성이 거의 비슷한 값을 나타내었다. 또한 범프의 변형이 증가할수록 강성이 대체로 감소하였다. 이러한 실험 결과로 볼 때 구리 범프와 점탄성 범프의 강성은 거의 비슷하며 가진 주파수와 변형에 따른 강성의 변화폭은 점탄성 범프가

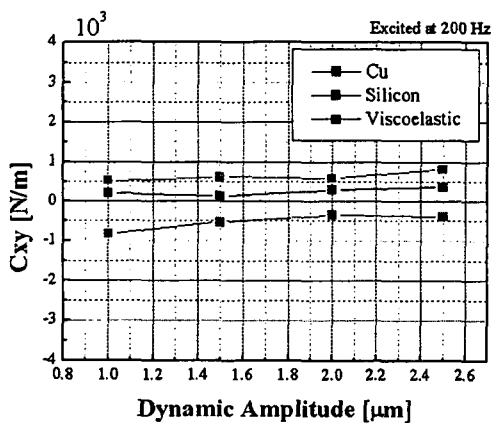


Fig. 11 C_{xy} of various bump foils

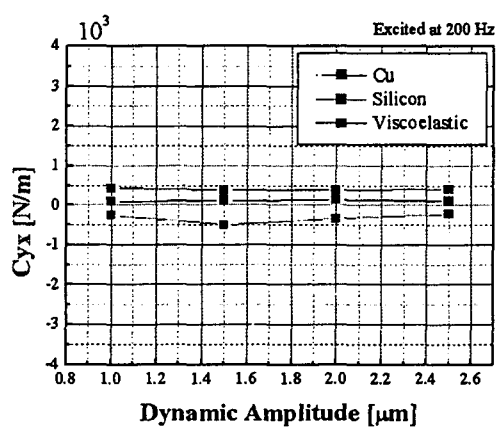


Fig. 12 C_{yx} of various bump foils

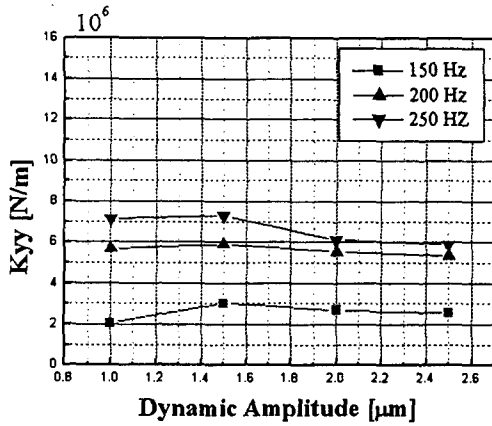


Fig. 13 Kyy of viscoelastic bump

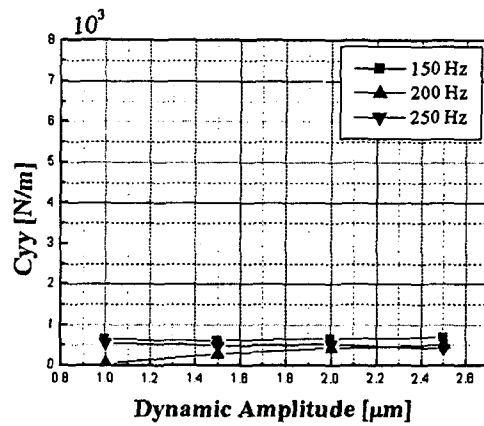


Fig. 14 Cyy of silicon bump

더 작음을 알 수 있었다. 실리콘 범프는 변형에 대해서는 거의 일정한 강성을 나타내었으나, 그 값이 다른 범프들보다 작음을 알 수 있었다. 이러한 현상이 나타난 원인은 실리콘이 범프 높이 보다 약 20mm 높게 도포가 되었기 때문이라 사료된다.

각각 범프에 대한 Kxy, Kyx와 Cxy, Cyx의 값을 Fig. 9~Fig. 12에 나타내었다. 가진 주파수가 200Hz일 때의 결과를 기재하였으며, 다른 주파수도 동일한 경향을 나타내었으므로 생략하였다. 본 논문은 범프에 대한 가진 실험이므로, 일반적인 베어링 가진 실험과는 달리 연성 요소가 0이 되어야 한다. Fig. 9 ~Fig. 12에서 볼 수 있듯이 실험 오

차를 감안한다면 연성 요소들이 Kxx와 Cxx의 값에 비해 작은 값을 나타냄을 알 수 있다.

Fig. 13와 Fig. 14에는 점탄성 범프의 Kyy와 실리콘 범프의 Cyy를 각각 나타내었다. 범프가 축과 연직 방향으로 접촉하고 있기 때문에 Kyy와 Cyy값은 X 방향에 비해서 상대적으로 작은 값을 나타내고 있음을 알 수 있다. 이러한 경향은 구리 범프, 실리콘 범프, 점탄성 범프에 대해서 동일하기 때문에 나머지 결과는 생략하였다.

각각 범프에 대한 Cxx값을 Fig. 15와 Fig. 16에 나타내었다. Fig. 15에는 가진 주파수가 200Hz일 때의 결과를, Fig. 16에는 250Hz일

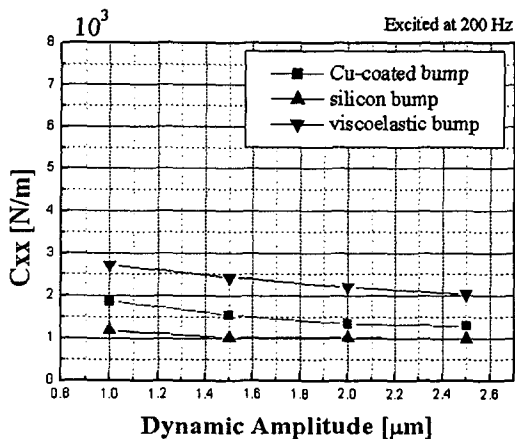


Fig. 15 Cxx of various bump at 200 Hz

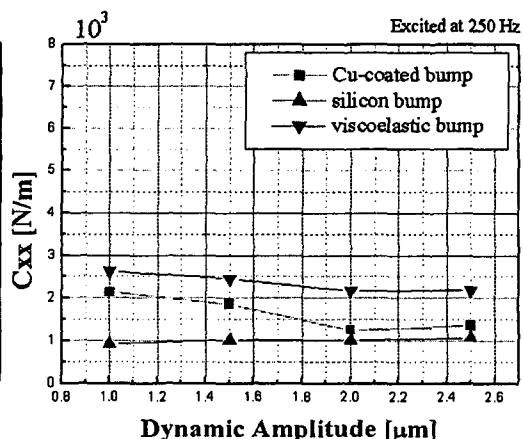


Fig. 16 Cxx of various bump at 250 Hz

때의 결과를 각각 나타내었다. 100Hz에서의 결과는 유사하기 때문에 생략하였다. Fig. 15에서 구리 범프의 감쇠 계수는 $1.8 \times 10^3 \sim 1.3 \times 10^3$ 정도의 값을, 실리콘 범프의 감쇠 계수는 $1.2 \times 10^3 \sim 1.0 \times 10^3$ 정도의 값을, 점탄성 범프의 감쇠 계수는 $2.7 \times 10^3 \sim 2.0 \times 10^3$ 정도의 값을 나타내었다. Fig. 16에서 구리 범프의 감쇠 계수는 $2.1 \times 10^3 \sim 1.3 \times 10^3$ 정도의 값을, 실리콘 범프의 감쇠 계수는 $1.1 \times 10^3 \sim 0.9 \times 10^3$ 정도의 값을, 점탄성 범프의 감쇠 계수는 $2.6 \times 10^3 \sim 2.2 \times 10^3$ 정도의 값을 나타내었다. 즉 실리콘 범프의 감쇠 계수가 변형에 대해서 가장 변화가 적었으나, 그 값이 가장 적었다. 점탄성 범프의 감쇠 계수는 다른 범프의 감쇠 계수보다 높게 나타났으며, 실리콘 범프에 비해 최대 1.5×10^3 정도 높게 나타났다.

구리 범프, 실리콘 범프, 그리고 점탄성 범프에 대하여 동적 계수인 강성과 감쇠 계수를 측정된 결과 다음과 같은 사실을 알 수 있었다. 구리 범프의 강성 계수 값이 제일 높게 나타났으며, 감쇠 계수 값은 점탄성 범프의 경우가 가장 높게 나타났다. 이에 비해서 실리콘 범프는 강성과 감쇠 계수가 다른 범프에 비해서 가장 낮게 나타났다. 실리콘 범프가 다른 범프에 비해서 낮게 나타난 이유는 실리콘이 도포된 두께가 범프의 높이에 비해서 약 20mm 높기 때문이라 사료된다. 또한 점탄성 범프의 강성 계수는 구리 범프의 강성 계수와 거의 비슷하지만, 감쇠 계수는 가장 높게 나타났다. 이는 탐 포일과 범프 사이에서 감쇠 계수를 높이는 역할을 했기 때문이다. 이러한 사실은 범프 베어링에 점탄성 범프를 사용할 경우, 전체 범프 베어링의 강성 계수는 크게 손상시키지 않으면서 감쇠 계수를 높일 수 있다는 것을 의미한다. 즉 이러한 베어링은 감쇠가 많이 필요한 경우, 특히 급힘 모드 운전시 전체 시스템의 안정성에 기여를 할 수 있으리라 판단된다.

5. 결론

본 실험에서는 범프 포일 베어링의 구조적 특성을 연구하고 이를 바탕으로 고속 터보

기기의 베어링으로 적용하고자 각각 범프에 대한 강성과 감쇠 계수를 계산하였다. 이를 위하여 구리 범프, 실리콘 범프, 및 점탄성 범프에 대하여 가진 실험을 수행한 결과, 다음과 같은 결론을 내릴 수 있었다.

1. 구리 범프의 강성 계수는 대략 $7.4 \times 10^6 \sim 11.8 \times 10^6$ 범위에서 값을 가지며, 가장 높게 나타났다. 또한 가진 주파수가 증가할수록 강성이 증가하며, 범프의 변형이 증가할수록 강성이 감소하였다.
2. 실리콘 범프의 동적 계수는 범프의 변형에 관계없이 거의 일정한 값을 나타내었으나, 강성과 감쇠 계수가 모두 가장 낮게 나타났다. 이와 같은 결과가 나타난 이유는 실리콘의 도포 두께가 범프보다 약 20mm 높기 때문이라 사료된다.
3. 점탄성 범프의 강성 계수는 $8.5 \times 10^6 \sim 10.8 \times 10^6$ 정도로 구리 범프의 강성 계수와 거의 비슷하게 나타났지만, 감쇠 계수는 $2.7 \times 10^3 \sim 2.0 \times 10^3$ 정도로 가장 높게 나타났다. 이러한 사실은 범프 베어링에 점탄성 범프를 사용할 경우, 임계 속도 이상에서 운전 속도를 갖는 고속 터보 기기의 안정성에 기여를 할 수 있으리라 판단된다.

현재 급힘 모드에서 운전되는 시스템을 제작 중에 있으며, 향후 이 시스템에 점탄성 범프 베어링을 적용할 계획에 있다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업 (기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고 문헌

1. Heshmat, H., "Operation of Foil Bearings Beyond the Bending Critical Mode," ASME J. of Trib., Vol. 122, 2000
2. Barnett, M. A. and Silver, A. "Application of Air Bearings to High-Speed Turbo-machinery," SAE Paper 700720, 1970
3. Heshmat, H. "A Feasibility Study on the

Use of Foil Bearings in Cryogenic Turbo pumps," AIAA-91-2103-CP, 1991

4. Heshmat H. and Hermel P., "Compliant Foil Bearing Technology and Their Application to High Speed Turbo machinery," The 19th Leeds-Lyon Symposium on Thin Film Tribology From Micro Meters to Nano Meters, Leeds, U.K., pp 559-575, 1992

5. Howard S. A., "Rotordynamics and Design Methods of an Oil-Free Turbocharger," NASA/CR-1999-208689, 1999

6. Heshmat, H., "Advancements in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings High Speed and Load Capacity," ASME J. of Trib., Vol. 116, pp 287-295, 1994

7. Heshmat, H., "Structural Damping of Self-Acting Compliant Foil Journal Bearings," ASME J. of Trib., Vol. 116, pp 76-82, 1994

8. Peng, J. P. and Carpino, M., "Coulomb Friction Damping Effects in Elastically Supported Gas Foil Bearings," Trib. Trans., Vol. 37, pp 91-98, 1993

$$\{F\} = \begin{pmatrix} F_y \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F_x \\ 0 \end{pmatrix} \quad (A4)$$

$$\{A\} = \begin{pmatrix} A_{yy} \cos \gamma_{yy} \\ A_{yy} \sin \gamma_{yy} \\ A_{yx} \cos \gamma_{yx} \\ A_{yx} \sin \gamma_{yx} \\ A_{xy} \cos \gamma_{xy} \\ A_{xy} \sin \gamma_{xy} \\ A_{xx} \cos \gamma_{xx} \\ A_{xx} \sin \gamma_{xx} \end{pmatrix} \quad (A5)$$

부록

$$\{K\}^T = \{K_{yy}, K_{yx}, K_{xy}, K_{xx}, \Omega C_{yy}, \Omega C_{xy}, \Omega C_{yx}, \Omega C_{xx}\} \quad (A1)$$

$$[d] = \begin{bmatrix} d_1 & d_3 & 0 & 0 & -d_2 & -d_4 & 0 & 0 \\ d_2 & d_4 & 0 & 0 & d_1 & d_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & d_1 & d_3 & 0 & 0 & -d_2 & -d_4 \\ 0 & 0 & d_2 & d_4 & 0 & 0 & d_1 & d_3 \\ d_5 & d_7 & 0 & 0 & -d_6 & -d_8 & 0 & 0 \\ d_6 & d_8 & 0 & 0 & d_5 & d_7 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & d_5 & d_7 & 0 & 0 & -d_6 & -d_8 \\ 0 & 0 & d_6 & d_8 & 0 & 0 & d_5 & d_7 \end{bmatrix} \quad (A2)$$

$$\begin{pmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ d_4 \\ d_5 \\ d_6 \\ d_7 \\ d_8 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} d_{yy} \cos \gamma_{yy} \\ d_{yy} \sin \gamma_{yy} \\ d_{yx} \cos \gamma_{yx} \\ d_{yx} \sin \gamma_{yx} \\ d_{xy} \cos \gamma_{xy} \\ d_{xy} \sin \gamma_{xy} \\ d_{xx} \cos \gamma_{xx} \\ d_{xx} \sin \gamma_{xx} \end{pmatrix} \quad (A3)$$