

터보기기용 포일 저널 베어링 개발

김경수* · 이기호* · 김승우*

Development of Foil Journal Bearing for Turbo Machinery

Kyeong Su Kim*, Ki Ho Lee*, Seung Woo Kim*

Key Words : Foil Journal Bearing(포일 저널 베어링), Bump Type(범프형), Load Capacity Coefficient(하중능력계수)

ABSTRACT

Foil bearings have been successfully used for small high speed rotors, such as ACM(Air Cycle Machine), turbo charger, turbo compressor, high speed motor, etc. Recently advanced researches are concentrated on the high load capacity and the extreme temperature foil bearings to extend the application boundary. Some bearings are already adopted into cryogenic machines and micro gas turbines.

In this paper, a foil journal bearing designed for high load capacity, which is under development, is introduced. The bearing is for the turbo refrigerator which has a rotor of 18~25 kgf rotating at 23,000 ~ 38,000 rpm. This application is well beyond conventional spectrum of foil bearings because the rotor is relatively heavy and the rotational speed is low. Therefore, the development is challenging. The foil bearing is a bump type, the size is 60mm in diameter and 50mm in length, the operating fluid is air and rotational speed is 26,000 rpm. In-house software was developed and used for bearing design. Tested maximum load capacity is 80kgf, 0.62 in terms of load capacity coefficient, and testing is being continued.

1. 서론

Fig. 1과 같이 고속으로 회전하는 로터 표면에는 작동유체의 점성 저항에 의해서 유도되는 유체의 흐름이 발생하며 이 유체의 흐름은 베어링 하우징에 의해서 형성되는 쉘기 형태의 수축부를 통과하면서 유속과 압력이 높아져서 로터를 지지하게 된다.

이러한 저널베어링에 공기 및 가스를 작동유체로 사용하면 낮은 점성계수에 의해서 고속회전이 가능할 뿐만 아니라 별도의 오일공급 장치 등의 부가장치가 필요 없기 때문에 전체 시스템이 간단해 지며 오일을 사용하지 않기 때문에 환경친화적인 제품개발이 가능하다.

그러나 로터와 베어링 하우징만으로 구성되어 있는 저널 베어링은 형상이 간단하지만 고속회전에서 베어링의 동적 불안정성이 발생하기 때문에 적용범

위에서 제한을 받게 된다. 이러한 단순 저널베어링의 문제점을 극복하기 위해서 개발된 것이 포일 베어링이다.

뿐만 아니라, 스프링 역할을 하는 포일에 의해서 축 어긋남을 어느 정도 허용할 수 있으며, 베어링의 제작 및 조립에서 발생하는 오차에도 덜 민감하다. 또한 구름 베어링을 적용할 수 없는 극저온 및 고온

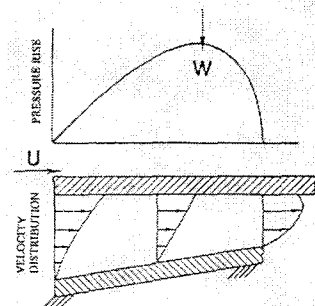


Fig. 1 Principle of Air Bearing

* 터보에너지 연구소, 뉴로스(주)

환경에 적용이 가능하며, 구조가 간단하고 수명이 매우 길어 유지보수가 거의 필요 없다.¹⁾ 포일 베어링 개발초기에 주로 사용된 것은 Fig. 2에서 볼 수 있는 리프형(Leaf Type) 베어링이었는데, 베어링 성능이 낮기 때문에 최근에는 범프형(Bump Type)의 베어링이 주류를 이루고 있으며 성능개량을 위해서 여러 가지 형태로 연구 개발되고 있다.

이러한 포일 베어링은 현재까지 소형 고속 회전체가 사용되는 ACM(Air Cycle Machine), 터보차저, 터보압축기, 고속모터 등의 터보기기에 성공적으로 사용되고 있으며, 최근에는 응용범위를 넓히기 위해서 대용량 포일 베어링³⁾과 가스터빈과 같이 고온 환경에서도 사용가능한 베어링이 집중적으로 연구되고 있으며⁴⁾ 일부는 소형 발전용 가스터빈에 적용이 되고 있다. 그러나 포일 베어링은 회전체를 지지하는 부양력이 회전속도가 낮을수록 구름베어링 보다 현저히 떨어지기 때문에 사용가능한 범위가 상대적으로 고속이면서 가벼운 로터에 제한된다. (Fig. 3 참조) 그리고 고속에서 동적안정성 문제가 여전히 존재하기 때문에 이로 인한 로터다이나믹스 및 진동 문제가 발생할 수 있으므로 베어링의 부양력과 감쇄를 증가시킬 수 있는 최적 설계기술이 필요하다. 또한 회전체의 시동과 정지 때 발생하는 베어링의 접

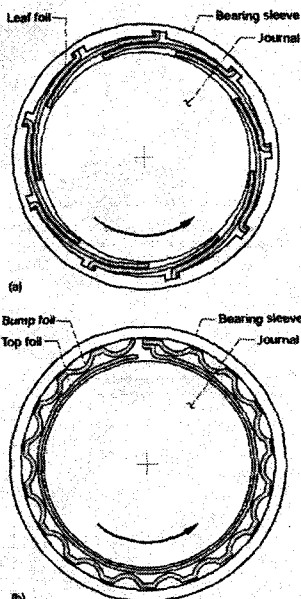


Fig. 2 Foil Journal Bearing
(a) Leaf Type (b) Bump Type

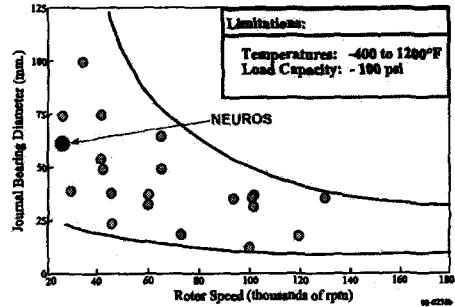


Fig. 3 Application Spectrum of Foil Journal Bearing

촉마모를 감소시킬 수 있는 코팅기술에 의해서 적용 가능한 온도범위와 베어링의 수명이 결정되기 때문에 이에 대한 연구개발이 이루어져야 한다.

현재 당사에서는 자체적으로 개발한 베어링 설계 소프트웨어를 사용하여 대용량의 포일 베어링을 개발하고 있다. 이 베어링은 역시 당사에서 개발 중인 터보냉동기에 적용하는 것을 목표로 하고 있는데, 터보냉동기의 로터는 무게가 18 ~ 20 kgf, 회전속도가 23,000 ~ 38,000 RPM이다. 이는 Fig. 3에서 알 수 있듯이 현재까지 개발되어 적용된 소형, 고속 회전체용 포일 베어링과는 달리, 아직까지 실용화된 제품이 별로 없는 기술적인 난이도가 높은 범주에 속하는 베어링이다. 이 베어링이 개발되면 최근의 대용량 베어링 개발 추세와 발맞추어 포일 베어링의 응용범위를 넓힐 수 있는 계기가 될 것으로 기대된다.

2. 본론

2.1 포일 베어링 이론

포일 베어링의 이론적인 배경은 기하학적인 형상에 따른 작동 유체의 압력을 나타내는 압축성 레이놀즈 방정식(Compressible Reynolds Equation)과 이러한 압력에 의해서 발생하는 포일의 탄성변형 방정식으로 정리할 수 있다. 레이놀즈 방정식은 베어링의 틈새 간격인 유체막 두께(Film Thickness)와 압력분포 향으로 구성되어 있는 비선형 방정식으로, 압력분포가 유체막 두께의 세제곱에 비례하기 때문에 레이놀즈 방정식의 해는 포일의 변형량에 대하여 매우 민감하게 변한다. 이 두 가지 방정식은 서로 연성되어 있기 때문에 수치적인 반복 작업에 의해서 해를 구하게 되는데, 베어링계수(Bearing Number 또는 Compressibility Number)가 높을수록 해의 수렴성이 크게 나빠지므로 유체막 두께에

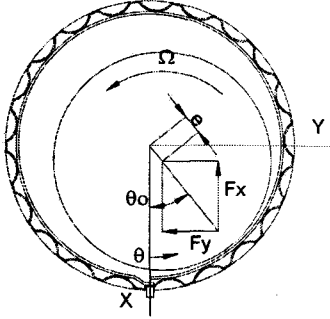


Fig. 4 Coordinate System

대한 압력분포의 민감도를 완화시키기 위해서 완화계수(Relaxation Factor)를 사용함으로써 수치적인 불안정성 문제를 해결한다.

Fig. 4와 같은 극좌표계를 사용하는 무차원화 된 2차원 압축성 레이놀즈 방정식은 아래와 같이 나타낼 수 있다.⁵⁾

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (PH) \quad (1)$$

여기서 베어링 길이방향으로의 압력변화는 원주방향의 압력변화에 비해서 매우 작기 때문에, 원주방향만 고려하여 아래와 같은 1차원 방정식을 적용한다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = \Lambda \frac{\partial}{\partial \theta} (PH) \quad (2)$$

포일의 탄성변형은 크게 탑포일(Top Foil)의 변형과 범프포일(Bump Foil)의 변형으로 나눌 수 있으며, 베어링의 기하학적 형상에 따라서 두 포일의 강성을 조합하여 포일의 변형을 계산한다. 포일 베어링의 강성은 범프포일의 두께 및 형상에 의해서 크게 좌우가 되며, 범프포일의 강성이 높을수록 베어링의 하중능력(Load Capacity)은 증가하나 일반 저널 베어링의 특성과 유사해지기 때문에 자세각이 커지면서 동적 불안정성이 발생하기 쉽다. 따라서, 범프포일이 적절한 탄성을 가지도록 포일의 두께 및 범프의 형상을 최적화하는 설계과정을 수행하여야 하며, 베어링 하우징 및 탑포일 사이에서 발생하는 마찰효과도 고려하여야 한다. 그러므로 범프포일의 특성을 파악하는 데에는 해석과 더불어 실험에 의한 방법도 사용이 되고 있다.⁶⁾ 포일의 탄성변형 방정식

은 쉘 또는 빔으로 표현이 가능한데, 탑포일의 변형 방정식은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 6l & -12 & 6l \\ 6l & 4l^2 & -6l & 2l^2 \\ -12 & -6l & 12 & -6l \\ 6l & 2l^2 & -6l & 4l^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_i \\ \theta_i \\ u_{i+1} \\ \theta_{i+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_i \\ 0 \\ f_{i+1} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

Fig. 4에서 볼 수 있듯이 베어링에 대한 로터의 상대변위 e 에 의해서 포일 베어링의 쉘기 형태의 수축부가 형성이 되며, 그 크기에 따라서 베어링에서 발생하는 압력 분포 및 포일의 변형량은 크게 달라진다. 베어링에 발생하는 압력은 수축부에서 증가하다가 최소 유체막 두께 이전에서 최대가 되며 확장부에서 압력이 급격하게 감소하여 일부에서는 대기압보다 낮은 압력이 발생한다. 그러나 실제로는 주위의 공기가 유입되기 때문에 최소 압력은 대기압으로 생각할 수 있다.

최소 유체막 두께 위치와 최대 압력이 발생하는 위치가 일치하지 않기 때문에 베어링에서는 자세각인 θ_0 이 발생하는데 이 값이 클수록 베어링의 동특성은 나빠진다. 자세각은 베어링에서 발생하는 압력분포를 수치적분을 수행하여 얻을 수 있는 X 방향 힘과 Y 방향 힘으로부터 계산한다.

포일 베어링은 로터의 스테이터 사이에 접촉하는 부위가 없으므로 베어링에서 발생하는 동력손실은 매우 작지만, 유체가 좁은 수축부를 지날 때 Coutte Flow에 의해서 항력이 발생하고 이로 인해서 어느 정도의 동력손실은 발생한다. 포일 저널 베어링에서 발생하는 항력은 아래와 같이 표현할 수 있다.⁷⁾

$$F_L = \int_A \tau dA \quad (4)$$

$$\tau = \frac{h}{2R} \frac{\partial p}{\partial \theta} + \frac{\mu U_0}{h}$$

수치해석은 FDM과 Newton-Raphson을 사용하였고, 압력변화가 심한 최소 유체막 두께 부위에는 절점 수를 증가시켜서 수치해의 정확도 및 수렴성을 높였다.

2.2 포일 베어링 해석결과

해석에 사용된 포일 저널 베어링은 범프형(Bump Type)이며 크기는 60(mm) D × 50(mm) L, 작동유

체는 공기, 온도는 21℃, 베어링의 틈새(Clearance)는 50 μ m, 회전속도는 26,000 RPM이다. 범프포일에서 발생하는 마찰계수는 0.3과 0.6을 각각 사용하여 이에 의한 영향을 살펴보았으며, 로터의 편심율을 0.1 ~ 5로 변경시키면서 베어링의 특성을 분석하였다.

Fig. 5 ~ Fig. 8에는 편심율에 따른 포일 저널 베어링의 하중능력과 최소 유체막 두께, 자세각 및 동력손실을 나타내었다. 여기에는 범프포일의 마찰계수가 0.3과 0.6일 때의 결과를 동시에 나타내었는데, 마찰계수가 높을수록 범프포일의 강성이 올라가기 때문에 베어링의 하중능력과 동력손실은 증가하고 최소 유체막 두께는 감소한다. 이때 자세각의 변화는 크지 않다.

로터의 편심율이 증가하면, 베어링의 하중능력은 거의 비례해서 증가하게 되고 최소 유체막 두께 및 자세각은 거의 0에 가까워지며 동력손실은 기하급수적으로 증가한다. 편심율이 5일때(로터의 변위 0.25mm) 베어링 계수는 300, 베어링의 하중능력은 약 80kgf이며, 이때 베어링의 최소 유체막 두께는 2 ~ 3 μ m가 되고, 자세각은 약 2°, 동력손실은 120 ~ 160 W가 된다.

일반 저널 베어링은 편심율이 1 이상이 될 수 없지만, 포일 베어링은 위의 결과에서 알 수 있듯이 포일의 탄성에 의해서 베어링 면의 변형이 발생하므로 초기 베어링 틈새의 약 5배까지도 로터의 움직임을 허용하며, 편심율이 증가할수록 베어링의 자세각이 작아져서 동적 특성이 더 양호해진다. 뿐만 아니라 베어링의 유체막 두께도 전체적으로 줄어들기 때문에 외부 충격에 의한 베어링의 파손 위험성도 그 만큼 줄어든다고 볼 수 있다.

이와 같이 포일 베어링은 베어링에 가해지는 하중이 증가하더라도 포일의 탄성변형에 의해서 베어링의 동적 특성이 양호해지며, 또한 베어링의 스프링상수 또는 거의 일정하게 유지되는 장점이 있기 때문에 하중증가에 따라 베어링의 특성이 급격하게 변하는 일반 저널 베어링의 특성과는 크게 구별된다.

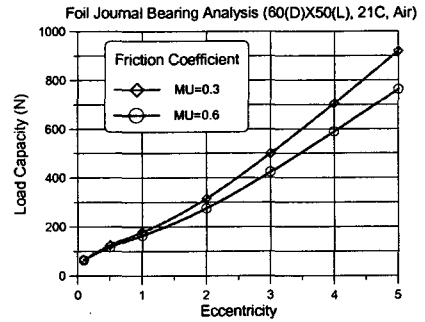


Fig. 5 Load Capacity vs. Eccentricity

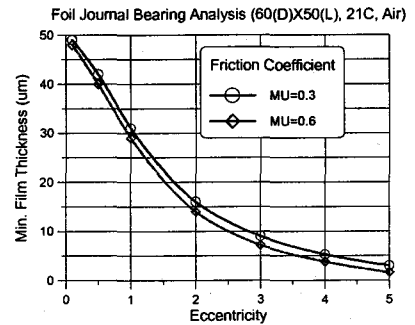


Fig. 6 Minimum Film Thickness vs. Eccentricity

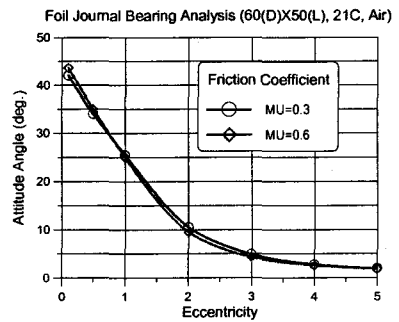


Fig. 7 Attitude Angle vs. Eccentricity

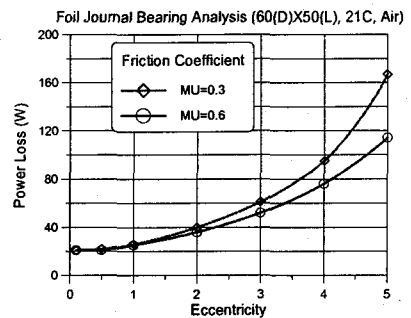


Fig. 8 Power Loss vs. Eccentricity

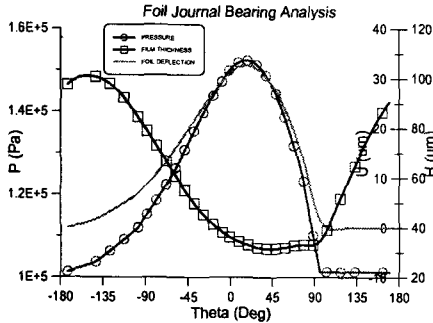


Fig. 9 Pressure, Min. Film Thickness, Foil Deflection (Eccentricity=1)

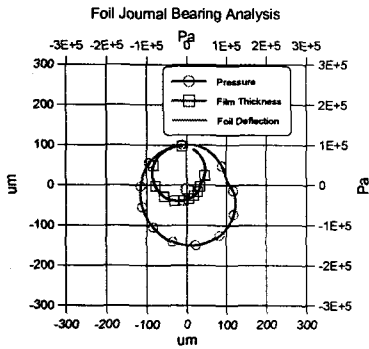


Fig. 10 Pressure, Min. Film Thickness, Foil Deflection (Eccentricity=1, Polar Coordinates)

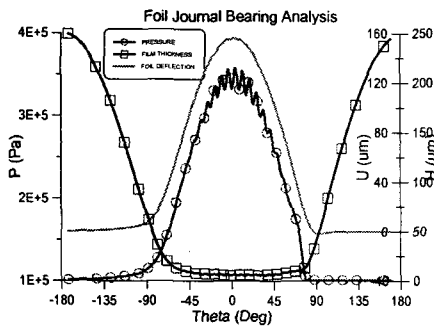


Fig. 11 Pressure, Min. Film Thickness, Foil Deflection (Eccentricity=4)

Fig. 9 ~ Fig. 12에는 편심율이 1일 때와 4일 때의 압력분포, 유체막 두께 그리고 포일의 변형량을 원주방향에 따라서 나타내었다. 편심율이 증가하여 압력이 높아질 때 범포일이 지지하는 곳과 지지하지 않는 곳의 탐포일 변형량이 달라지면서 압력분포 또한 정형과 형태로 바뀐다. 그리고, 이때 베어링의 유체막 두께는 압력이 높게 발생하는 부위에서 거의 일정하게 나타나는 것을 볼 수 있다.

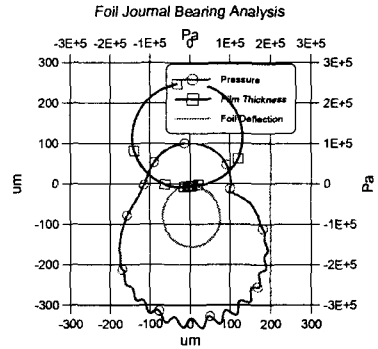


Fig. 12 Pressure, Min. Film Thickness, Foil Deflection (Eccentricity=4, Polar Coordinates)

2.3 포일 베어링 시험결과

Fig 13과 Fig. 14에는 현재 개발 중인 포일 저널 베어링의 형상 및 베어링시험기를 보이고 있다. 시험기는 압축공기와 터빈을 사용하여 구동한다. Fig. 15에는 시험결과를 나타내었는데, 로드셀을 통해서 측정된 하중과 로터의 회전속도, 그리고 로터의 변위를 볼 수 있다.

26,000 RPM에서 최대로 가해진 하중은 80kgf (261 kPa)이며, 이때 측정된 로터의 변위는 약 0.22 mm 이다. 현재 사용되고 있는 시험기는 터빈의 구동 파워가 낮아서 하중을 더 이상 증가시키면 로터가 정지해 버리기 때문에 더 높은 하중시험은 불가능하며 추후에 시험기를 보강하여 추가시험을 계획하고 있다.

Fig. 16에는 기존에 개발된 베어링과 성능을 비교하여 나타내었는데, 현재까지 시험에서 확인된 베어링의 성능은 하중능력 계수(Load Capacity Coefficient)가 0.62로서 비교적 높은 편에 속한다는 것을 알 수 있다. 향후에는 최고 수준의 성능을 확보할 계획이다. 여기서 베어링의 하중능력 계수는 베어링의 성능을 나타내는 지표로서⁸⁾, 베어링의 크기와 회전속도 그리고 하중 조건이 반영되어 있다. 높은 값을 가질수록 좋은 성능을 가지며, 아래와 같이 정의된다.

$$D_L = \frac{W}{(L \times D)(D \times \Omega)} \quad (5)$$

여기서

D_L : Load Capacity Coefficient

W : Load Capacity (lbs)

L : Bearing Length (in)

D : Bearing Diameter (in)
 Ω : Rotational Speed (kRPM)

시험결과를 해석결과와 비교해 보면, 그 결과가 아주 유사하다는 것을 알 수 있다. 범프포일의 마찰 계수에 따라서 해석결과가 많이 달라질 수 있지만 마찰계수가 0.6인 경우, 해석에서 편심율이 5일때 (로터의 변위 0.25mm) 베어링의 하중능력은 약 80kgf이었으며, 시험결과에서도 로터 변위가 약 0.22mm일 때 하중능력은 80kgf이다. 따라서, 해석에 사용된 1차원 포일 베어링 해석 프로그램은 어느 정도 타당한 결과를 제시하여 주고 있으며, 포일 베어링 설계에 적극 활용될 수 있을 것으로 기대된다.

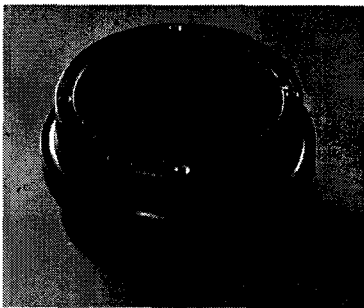


Fig. 13 Tested Foil Journal Bearing

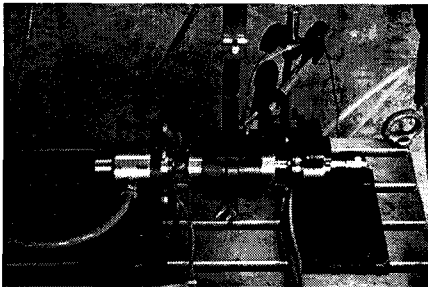


Fig. 14 Test Rig for Foil Journal Bearing

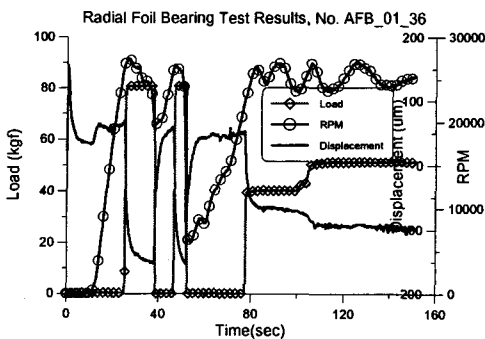


Fig. 15 Test Results

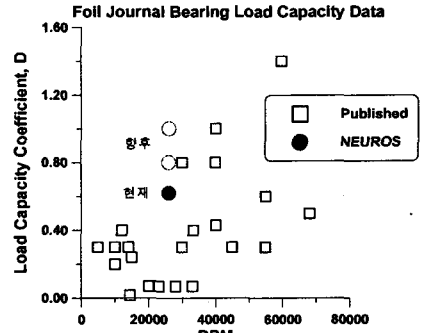


Fig. 16 Load Capacity of Foil Journal Bearing

3. 결론

본 논문에서는 포일 저널 베어링의 작동원리 및 개발과정을 소개하였다. 포일 베어링은 현재까지 소형 고속 회전체가 사용되는 ACM(Air Cooling Machine), 터보차저, 터보압축기, 고속모터 등의 터보기기에 성공적으로 사용되고 있으며, 최근에는 응용범위를 넓히기 위해서 대용량 포일 베어링과 가스터빈과 같이 고온환경에서도 사용 가능한 베어링이 집중적으로 연구되고 있으며 일부는 소형 발전용 가스터빈에 적용되고 있다.

현재 당사에서는 자체적으로 개발한 베어링 설계 소프트웨어를 사용하여 대용량의 포일 베어링을 개발하고 있다. 이 베어링은 역시 당사에서 개발 중인 터보냉동기에 적용하는 것을 목표로 하고 있는데, 터보냉동기의 로터는 무게가 약 20kgf, 회전속도가 26,000 RPM이다. 포일 저널 베어링은 범프형이며 크기는 60(mm)D X 50(mm)L, 작동유체는 공기이며 지금까지 시험으로 확인된 베어링의 하중 성능은 로터 변위 0.22mm에서 최대 80kgf로서, 하중능력 계수가 약 0.62(261 kPa)이다. 이 시험결과는 해석에서 편심율이 5일때(로터의 변위 0.25mm)의 결과와 매우 유사하므로 베어링 해석 프로그램의 타당성을 입증해 준다.

이 포일 저널 베어링은 현재까지 개발되어 적용된 소형, 고속 회전체용 포일 베어링과는 달리, 아직까지 실용화된 제품이 별로 없는 기술적인 난이도가 높은 범주에 속하는 베어링이다. 이 베어링이 개발 되면 최근의 대용량 베어링 개발 추세와 발맞추어 포일 베어링의 응용범위를 넓힐 수 있는 계기가 될 것으로 기대된다.

참고문헌

- (1) Giri L. Agrawal, 1997, "Foil Air/Gas Bearing Technology-An Overview", International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition
- (2) Hooshang Heshmat, 1999, "Operation of Foil Bearings Beyond the Bending Critical Mode", 99-Trib-48
- (3) Erik E. Swanson, Hooshang Heshmat, 2000, "Capabilities of Large Foil Bearings", 2000-GT-0387
- (4) Hooshang Heshmat, James F. Walton II, 2000, "Oil-Free Turbocharger Demonstration Paves Way to Gas Turbine Engine", 2000-GT-620
- (5) Nagaraj K. Arakere, 1996, "Analysis of Foil Journal Bearings with Backing Springs", Tribology Transaction, Vol 39, No.1 pp 208 ~ 214
- (6) C.-P. Roger Ku, 1994, "Dynamic Structural Properties of Compliant Foil Thrust Bearings-Comparison Between Experimental and Theoretical Results", Journal of Tribology, Vol. 116, pp 70~75
- (7) Frank M. White, 1991, Viscous Fluid Flow, 2nd Edition, McGRAW-HILL, pp 106 ~ 114
- (8) Christopher DellaCorte, Mark J. Valco, 2000, "Load Capacity Estimation of Foil Air Journal Bearings for Oil-Free Turbomachinery Applications", NASA/TM-2000-209782