

가스 포일 베어링으로 지지된 고속 회전체의 경사각과 베어링의 기계적 예압이 고유 진동수와 불안정성 발생 속도에 미치는 영향

박문성¹ · 이종성¹ · 김태호^{2*}

¹국민대학교 대학원 기계설계학과, ²국민대학교 기계시스템공학부

Effects of the Slopes of the Rotational Axis and Bearing Preloads on the Natural Frequencies and Onset Speed of the Instability of a Rotor Supported on Gas Foil Bearings

Moon Sung Park¹, Jong Sung Lee¹ and Tae Ho Kim^{2*}

¹Graduate School, Dept. of Mechanics and Design, Kookmin University

²School of Mechanical Systems Engineering, Kookmin University

(Received 2014 March 20, 2014 ; Revised 2014 May 1, 2014 ; Accepted 2014 May 4, 2014)

Abstract – This study investigates the effects of the slopes of the rotational axis and bearing preloads on the natural frequencies and onset speeds of the instability of a rotor supported on gas foil bearings (GFBs). The predictive model for the rotating system consists of a rigid rotor supported on two gas foil journal bearings (GFJBs) and a pair of gas foil thrust bearings (GFTBs). Each GFJB supports approximately half the rotor weight. As the slope of the rotational axis increases from 0° (horizontal rotor operation) to 90° (vertical rotor operation), the applied load on the GFJB owing to the rotor weight decreases. The predictions show that the natural frequency and onset speed of instability decrease significantly with an increase in the slope of the rotational axis. In a parametric study, the nominal radial clearance and preload for the GFJB were changed. In general, a decrease in the nominal radial clearance lead to an increase in the natural frequency and onset speed of instability. For constant assembly clearance, the decrease in the preload changed the natural frequency and onset speed of instability with insignificant improvements in the rotordynamic stability. The present predictions can be used as design guidelines for GFBs for oil-free high-speed rotating machinery with improved rotordynamic performance.

Keywords – gas foil journal bearing (가스 포일 저널 베어링), preload (예압), natural frequency (고유 진동수), instability (불안정성), slope of rotational axis (회전축 경사각)

1. 서 론

가스 포일 베어링(gas foil bearing)은 베어링 하우징(bearing housing) 내면에 탑 포일(top foil)과 그 아래 위치한 범프 포일(bump foil)의 탄성 구조체(elastic foil structure)로 구성된다. 이러한 구조는 넓은 범위의

최소유막두께를 형성하여 베어링의 하중지지능력(load capacity)을 향상시킨다[1]. 또한 탄성 구조체간의 상호 작용을 통하여 발생하는 마찰력으로 인한 강성(stiffness) 증가와 마찰 감쇠(coulomb damping)를 생성하여 회전체-베어링 시스템의 안정성을 향상시킨다[2].

가스 포일 베어링은 무급유(oil-free) 윤활 베어링으로서, 일반적인 유체 베어링과 달리 오일 대신에 공기를 윤활제로 사용하기 때문에 오일 펌프가 불필요하며 높은 저널 편심량으로 인해 휠 불안정성(whirl instability)

*Corresponding author : thk@kookmin.ac.kr
Tel: +82-2-910-4723, Fax :+82-2-910-4839

을 억제하는데 유리하다. 또한 시스템이 단순하여 관리가 쉽고 여타 다른 베어링에 비하여 고온이나 고속 등 극한 환경에서도 운영이 용이하다는 장점이 있다[1]. 하지만 압축성 유체인 공기 유회 모델링과 복잡한 포일 간 상호 작용 모델링의 난해함으로 인해 해석적 연구가 꾸준히 진행되고 있다.

Heshmat 등[2]은 범프 포일이 탑 포일에 가해지는 압력에 따라 선형적으로 변형한다는 가정하에 포일 베어링의 하중지지능력을 수치적으로 계산하였다. Peng 등[3]은 공기 포일 베어링의 동특성을 예측하고 범프 포일과 공기 유막의 강성이 베어링 전체에 미치는 영향을 분석하였다.

Heshmat[4]은 크기가 서로 다른 범프 포일을 사용하여 하중지지능력을 2배 이상 향상시켰다. Dellacorte 등[5]은 포일 표면에 Al_2O_3 를 코팅하여 베어링의 마모 특성을 향상시켜 고온과 저온 상태의 운영 조건에서 베어링의 수명이 연장됨을 보였다. Bruckner 등[6]은 온도가 증가하면 포일에 변형이 발생하여 하중지지능력이 감소하고 압력이 증가하면 유회 역할을 하는 공기의 질량유량(mass flow)이 많아져 하중지지능력이 증가한다는 것을 보였다.

Heshmat 등[7]은 실험을 통하여 포일 패드 개수를 1개에서 3개로 증가시켰을 때에 고속에서의 안정성이 향상 된다는 것을 보였다. Kim 등[8]은 1패드 가스 포일 베어링의 범프 포일 밑에 얇은 금속 판재(metal shim)를 추가하여 기계적 예압(mechanical preload)과 같은 효과를 주었다. 그리고 실험과 예측을 통하여 예압이 적용된 베어링이 예압이 없는 베어링에 비하여 불안정성(instability)을 유발하는 비동기 진동 성분(sub-synchronous)의 발생 속도를 지연시켰으며 진폭(amplitude)을 감소시킨다는 것을 보였다. Koo 등[9]은 3패드 베어링이 1패드 베어링에 비하여 작은 회전체 동기 및 비동기 진동을 유발하고 비동기 진동을 210% 이상 지연시킨다는 것을 보였다. 최근 Lee 등[10]은 3패드 가스 포일 저널 베어링(3 pad gas foil journal bearing, 3 pad GFJB)의 기계적 예압의 증가에 따라 주강성은 증가하고 연성강성은 감소하여 안정성이 향상됨을 보였다.

한편, Radil 등[11]은 베어링 간극(clearance)의 변화에 따른 하중지지능력 계수를 분석하여 특정 간극에서 하중지지능력이 우수함을 보였다. Kim 등[12]은 간극에 비하여 기계적 예압이 증가 할수록 주강성이 높은 값을 가지며 또한 낮은 편심량을 가진다는 것을 해석

적으로 증명했다. Walton 등[13]은 회전체-베어링 시스템이 바닥과 수평 혹은 수직일 때 1, 2차 강제모드 임계 속도(critical speed)를 측정하여 두 가지 경우에 대한 각각의 안정성을 실험적으로 비교하였다.

이처럼 회전체-베어링 시스템에서 위험속도 해석 및 불안정성 해석은 고속 터보기계의 신뢰성을 좌우하는 중요한 요소이다. 현재 국내외 많은 연구자들이 이 분야에 연구를 하고 있지만 베어링의 기계적 예압 증가와 회전축의 지평면에 대한 경사각 증가에 따른 고유진동수와 불안정성에 대한 연구는 미비한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 3 pad GFJB로 지지되는 회전체-베어링 시스템에서 베어링의 기계적 예압과 회전축의 경사각이 동시에 변화할 때 고유진동수와 불안정성의 변화에 대해 해석하고 이에 따른 고속 터보기계의 안정성을 향상시키는 방향을 제시한다.

2. 해석 모델

2-1. 베어링 해석

Fig. 1은 범프 타입 3 pad GFJB의 개략도이다. 베어링 하우징 내면이 점선으로 표기한 원이 아닌 로브(lobe) 형태를 갖도록 기계적 예압이 적용되었다[10]. 베어링 내면에 각각 3개의 탑 포일과 범프 포일이 키(key)에 용접되어 베어링 하우징에 고정된다.

베어링의 해석을 위해서 공기유막을 등온, 등점성, 이상기체로 가정하여 (1)과 같은 압축성 유체를 위한 레이놀즈 방정식(Reynolds equation)을 적용하였다[8].

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(ph^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(ph^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu\Omega R \frac{\partial(ph)}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial(ph)}{\partial t} \quad (1)$$

여기서, $x, z, p, h, \mu, \Omega, R$ 는 각각 원주방향 좌표

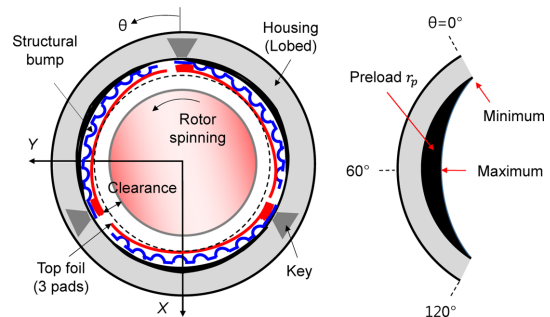
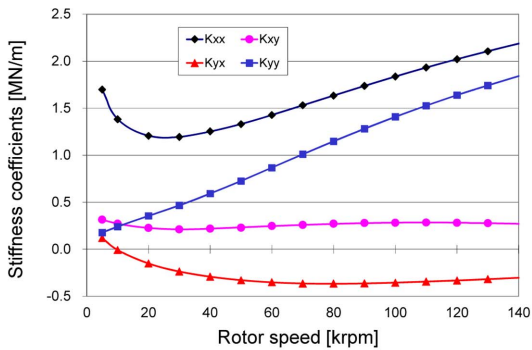


Fig. 1. Schematic view of bump type 3 pad gas foil journal bearing (GFJB).

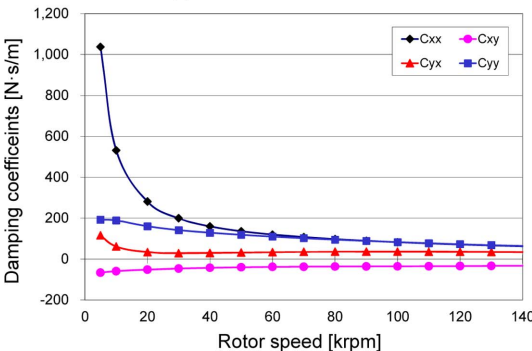
(=Rθ), 축방향 좌표, 윤활 공기유막의 압력, 공기유막 두께, 공기 점도, 회전 각속도, 저널 반지름을 나타낸다.

Table 1. Specification of 3pad GFJB

Parameter	Value
Bearing diameter	40 mm
Bearing length	35 mm
Radial clearance(c)	60 μm
Mechanical preload(r_p)	30 μm
Preload offset	0.5
Foil 1 - arc length	120°
Bump foil thickness	127 μm
Bump pitch	4.57 mm
Bump half length	1.81 mm
Bump height	0.50 mm
Foil elastic modulus	214 GPa
Foil poisson's ratio	0.29
Friction coefficient	0.1



(a) Stiffness coefficients



(b) Damping coefficients

Fig. 2. Stiffness and damping coefficients vs. rotor speed. Load: 9.68 N, Vertical load (180°).

Table 1은 해석에 사용된 3 pad GFJB의 주요 치수를 보여준다. 베어링의 직경은 40 mm, 간극(radial clearance)은 60 μm이고 베어링 하우징에 30 μm의 기계적 예압이 적용되었다.

Fig. 2는 3pad GFJB의 회전체의 회전 속도에 따른 (a) 강성 계수(stiffness coefficient)와 (b) 감쇠 계수(damping coefficient)를 보여준다. 주강성(K_{xx})은 회전 속도 약 30 krpm을 기준으로 강성 계수가 비선형적으로 감소하다 다시 선형적으로 증가한다. 주강성(K_{yy})은 회전 속도에 선형적으로 증가한다. 일반적으로 연성강성(K_{xy} , K_{yx})은 주강성(K_{xx} , K_{yy})에 비하여 작은 값을 가진다. 반면 주감쇠(C_{xx} , C_{yy})는 회전 속도가 증가할수록 비선형적으로 감소하고 연성감쇠(C_{xy} , C_{yx})는 대체적으로 주감쇠보다 작은 일정한 값을 보인다.

2-2. 로터 다이내믹 해석

Fig. 3은 회전체역학 해석에 사용된 영구자석 모터 회전축의 사진이다. 회전축은 좌측의 커넥팅 로드(connecting rod)와 우측의 스러스트 칼라(thrust collar)로 구성되어 있고 두 개의 3 pad GFJB로 지지된다. 회전축의 길이는 244 mm, 직경은 40 mm, 무게는 19.36 N이다. 최대 구동속도는 100,000 rpm이다.

Fig. 4는 회전축의 유한요소 모델로 총 35개의 요소로 나누어졌으며, 각 요소의 밀도(density, ρ), 탄성 계

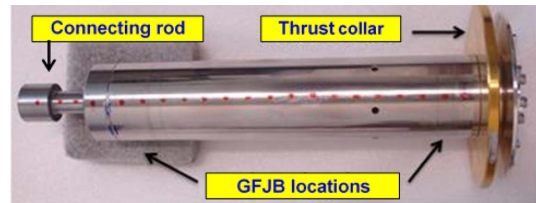


Fig. 3. A photo of test rotor with thrust collar[14].

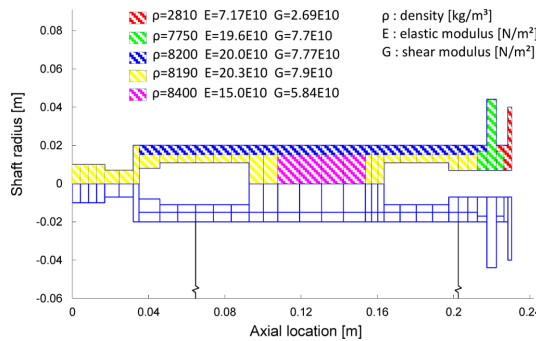


Fig. 4. Finite element model of test rotor.

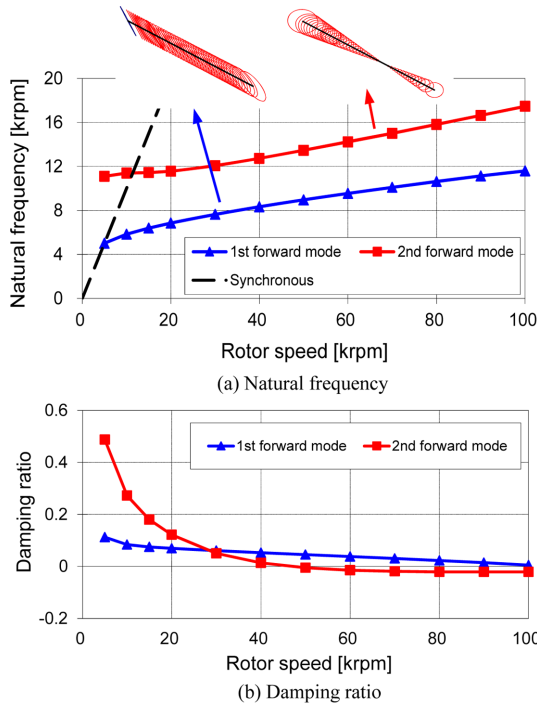


Fig. 5. Natural frequency and damping ratio vs. rotor speed.

수(elastic modulus, E)와 전단 계수(shear modulus, G)를 그림에 표기하였다. 회전축은 중간에 영구자석을 포함하고 있으며 베어링 위치부는 중공축(hollow shaft)으로 이루어져 있다.

Fig. 5는 선형 해석을 통해 예측한 회전 속도에 따른 1, 2차 강체모드(rigid mode, forward)의 (a) 고유진동수(natural frequency)와 (b) 감쇠비(damping ratio)의 결과이다. 100,000 rpm 이하에서는 총 2개의 고유진동수가 존재한다. 1차 mode의 경우는 원통형(cylindrical) 형상을, 2차 mode는 원뿔형(conical) 형상을 가진다. 각 mode의 고유진동수가 동기(synchronous) 직선과 교차하는 5,000 rpm과 11,400 rpm에서 회전체-베어링 시스템의 고유진동이 발생함을 예측한다.

한편 감쇠비가 양의 값을 가지면 진동의 진폭이 시간에 따라 감소하여 안정화되지만, 감쇠비가 음의 값을 가지는 경우에는 진폭이 증가하여 불안정성을 갖게 된다. 이는 실제 구동에서 큰 진폭을 갖는 비동기 진동 성분(subsynchronous)으로 나타난다[8]. 감쇠비가 음의 값을 갖는 지점은 불안정성 발생 속도(onset speed of instability, OSI)로 정의된다.

해석 결과 1차 mode의 경우 100,000 rpm 이내에서 항상 양의 값을 가져 안정한 것을 알 수 있다. 반면 2차 mode는 47,500 rpm (OSI) 이상에서 불안정성이 발생한다. 2.3절의 다양한 해석 케이스들도 위와 동일한 방법으로 해석을 수행하였다.

2.3. 해석 케이스

Table 2는 3pad GFJB의 조립 간극과 예압이 회전체의 고유진동수와 고속 안정성에 미치는 영향을 비교하기 위해 선정한 12세트의 수치를 보여준다. 조립 간극(c_m)은 베어링의 최소 간극(minimum clearance)으로서 간극(c)에서 기계적 예압(r_p)을 뺀 값이며 예압비(r)는 기계적 예압을 간극으로 나눈 값이다. 조립 간극은 10, 30, 50 μm 로 선정하였으며 각 조립 간극에 대하여 예압비는 0, 0.33, 0.50, 0.67이다.

Table 3은 회전축의 경사각에 따른 3pad GFJB에 가해지는 하중을 나타낸다. 회전체-베어링 시스템이 바

Table 2. 12 GFJB configurations with different bearing clearances and preloads

Assembly clearance ($c_m = c - r_p$)	Clearance (c)	Preload (r_p)	Preload ratio ($r = r_p/c$)
10 μm	10 μm	0 μm	0
	15 μm	5 μm	0.33
	20 μm	10 μm	0.50
	30 μm	20 μm	0.67
30 μm	30 μm	0 μm	0
	45 μm	15 μm	0.33
	60 μm	30 μm	0.50
50 μm	90 μm	60 μm	0.67
	50 μm	0 μm	0
	75 μm	25 μm	0.33
	100 μm	50 μm	0.50
	150 μm	100 μm	0.67

Table 3. Bearing loads for increasing rotor angles

Rotor angle	Bearing load
0°	9.68 N
30°	8.38 N
60°	4.84 N
90°	1 N

닥과 수평인 0°를 기준으로 30°, 60° 그리고 수직으로 세워진 90°에 대하여 해석 케이스를 선정하였다. 19.36 N의 하중을 갖는 회전축을 두 개의 3 pad GFJB 이 동일한 하중 9.68 N을 나누어 지지한다고 가정하였다. 경사각이 증가할수록 베어링이 지지하는 하중은 감소하여 수직인 90°에서는 지지하는 하중이 없으므로 해석 가능한 상대적으로 작은 값인 1 N으로 가정하여 해석을 수행하였다.

3. 결과 및 고찰

3-1. 고유진동수

Fig. 6은 조립 간극 (a) 10 μm, (b) 30 μm, (c) 50 μm에 대하여 회전축의 경사각과 예압비(r)에 따른 1차 고유진동수 변화를 3차원 그래프로 보여준다. 1차 고유진동수는 대체로 회전축의 경사각이 감소함에 따라 증가하며, 예압비가 0.33까지 증가함에 따라 증가하였다가 다시 감소하는 경향을 갖는다.

Fig. 7은 2차 고유진동수 해석 결과로서 회전축의 경사각과 예압비에 대한 고유진동수의 변화를 보다 뚜렷이 보여준다. 1차 고유진동수와 마찬가지로 회전축의 경사각이 감소할수록 증가하며, 예압비가 0.33까지 증가함에 따라 고유진동수가 증가하였다가 다시 감소한다. 이러한 경향은 기계적 예압의 변화와 하중의 변화가 베어링의 강성에 영향을 주기 때문으로 사료된다[10].

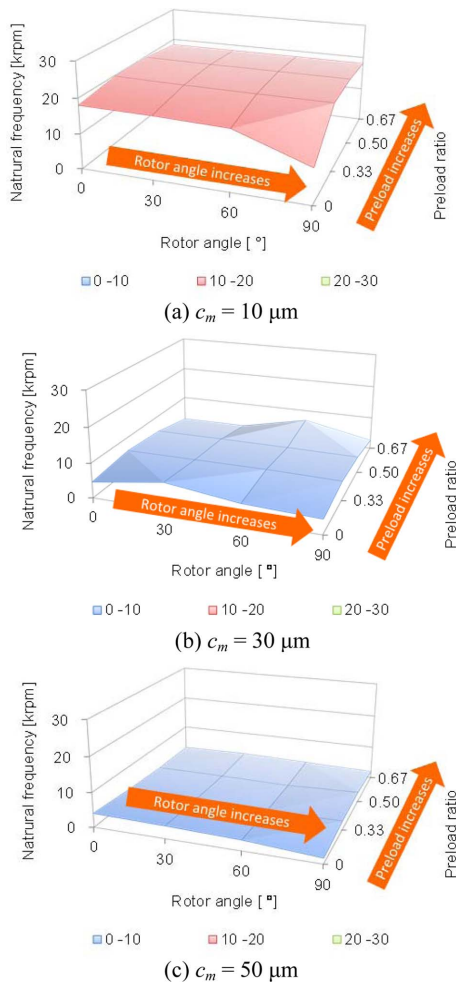


Fig. 6. 1st mode natural frequency vs. rotor angle for increasing preload ratio.

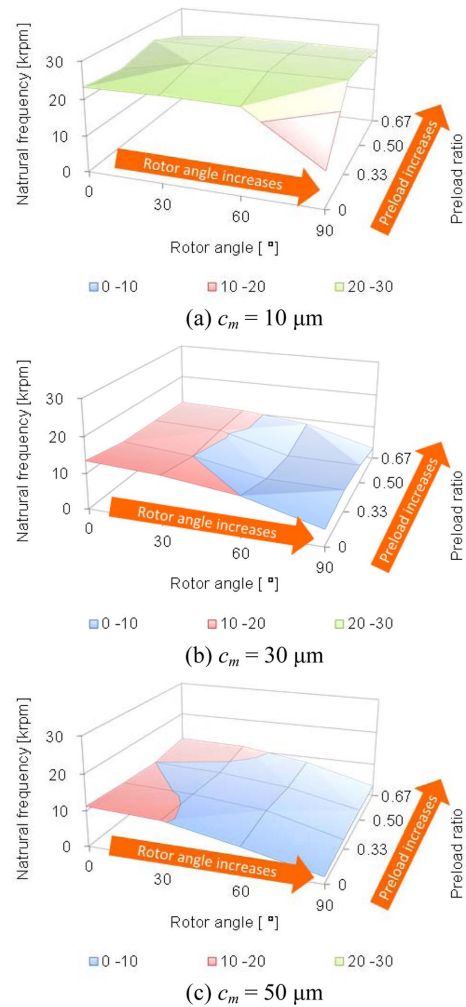


Fig. 7. 2nd mode natural frequency vs. rotor angle for increasing preload ratio.

또한, 조립 간극이 감소함에 따라 베어링의 강성이 증가하여 1, 2차 고유진동수는 모두 뚜렷이 증가하는 경향을 보인다.

3-2. 불안정성 발생 속도

Fig. 8은 조립 간극 (a) 10 μm , (b) 30 μm , (c) 50 μm 에 대하여 회전축의 경사각과 예압비 증가에 따른 1차 mode의 불안정성 발생 속도(OSI)를 나타낸다. 조립 간극이 10 μm 인 경우 최대 운전 속도 범위를 초과하는 150,000 rpm에서도 회전축의 경사각과 베어링의 예압비에 관계없이 불안정성이 발생하지 않는다. 조립 간극이 30 μm 와 50 μm 에서는 기계적 예압이 존재하지 않을 때에는 경사각에 상관없이 불안정성이

발생하지 않지만, 기계적 예압비(r)가 0.33까지 증가함에 따라 OSI가 급격히 감소하였다가 이후 다시 증가하는 경향을 갖는다. 또한, 기계적 예압이 존재할 경우에는 회전축의 경사각이 증가할수록 OSI가 감소한다.

Fig. 9는 2차 mode에서의 해석결과를 보여준다. 조립 간극이 10 μm 인 경우 150,000 rpm까지 회전축의 경사각과 베어링의 예압비에 관계없이 불안정성이 발생하지 않는다. 그러나, 조립 간극이 30 μm 와 50 μm 로 증가할 경우 1차 mode와 마찬가지로 회전축의 경사각이 증가할수록, 그리고 기계적 예압비(r)가 0.33까지 증가함에 따라 OSI가 감소하였다. 기계적 예압비(r)가 0.33이상에서는 OSI가 다시 증가하는 경향을

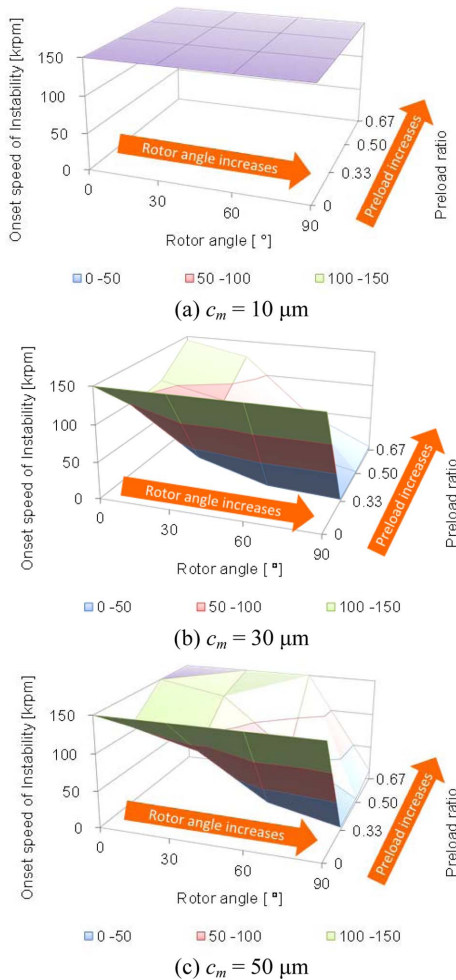


Fig. 8. 1st mode onset speed of instability vs. rotor angle for increasing preload ratio.

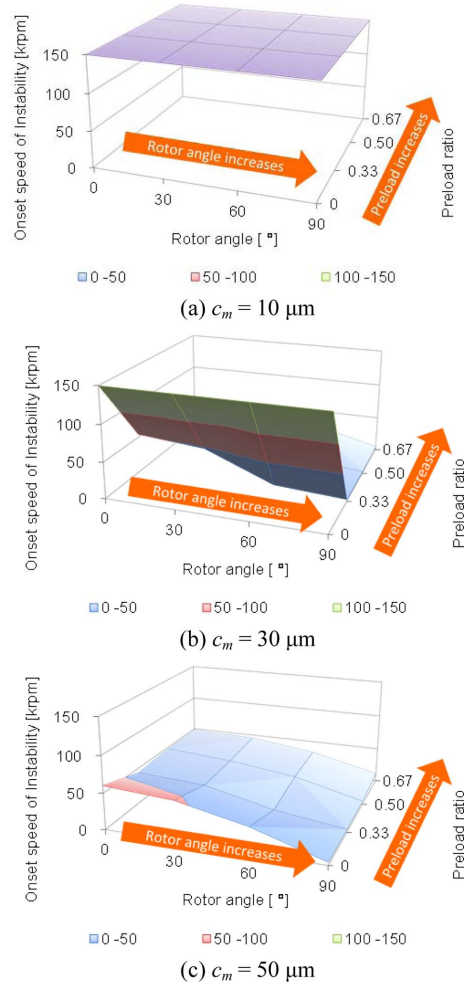


Fig. 9. 2nd mode onset speed of instability vs. rotor angle for increasing preload ratio.

갖는다.

요약하건대, 해석 결과는 조립 간극과 회전축의 경사각이 작을수록 안정성이 향상되는 경향을 보여준다. 또한, 베어링의 기계적 예압 또는 반경방향 간극($c = c_m + r_p$)이 작을수록 일반적으로 안정성 향상에 유리함을 알 수 있다.

4. 결 론

유체 동압(Hydrodynamic) 베어링의 한 형태인 가스 포일 저널 베어링(GFJB)은 회전속도에 따라 공기 유막의 강성과 감쇠계수가 변하기 때문에 회전기 시스템의 고유진동수와 감쇠비 해석을 통한 불안정성 예측이 필수적이다. 따라서 본 연구에서는 안정성이 뛰어난 것으로 알려진 3pad GFJB의 회전 속도에 따른 강성과 감쇠 계수를 해석을 통해 예측하였으며, 회전축의 경사각과 베어링의 기계적 예압이 소형 영구자석 전동기 회전체 시스템의 1, 2차 mode 고유진동수와 불안정성 발생 속도(OSI)에 미치는 영향을 예측하였다. 본 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

1) 일반적으로 회전 속도가 증가할수록 3 pad GFJB의 주강성은 증가하고 연성감쇠는 감소한다. 또한 주강성과 주감쇠는 연성강성 및 연성감쇠 보다 큰 값을 갖는다.

2) 회전 속도가 증가할수록 3 pad GFJB으로 지지된 소형 영구자석 전동기의 1, 2차 mode 고유진동수는 증가하고 감쇠비는 감소한다.

3) 일반적으로 회전체의 경사각이 감소할수록 그리고 기계적 예압이 감소할수록 1, 2차 mode의 고유진동수와 불안정성 발생 속도(OSI)가 증가 하여 안정성이 향상된다.

4) 일반적으로 작은 베어링 간극과 조립 간극을 유지하는 것은 불안정성 발생 속도를 늦추어 고속 회전시 안정성 향상에 유리하다.

Acknowledgement

본 연구는 2013년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술연구원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구 과제(No. 20134040200580)와 한국 과학기술연구원(KIST)에서 지원하는 “3 pad top foil 가스 포일 베어링의 동특성 및 열해석” 연구 과제의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

References

- [1] Agrawal, G. L., “Foil Air/Gas Bearing Technology: An Overview”, ASME paper No. 97-GT-347, 1997.
- [2] Heshmat, H., Walowit, J. A. and Pinkus, O., “Analysis of Gas-Lubricated Foil Journal Bearings”, *ASME J. Lubr. Technol.*, Vol. 105, No. 4, pp. 647-655, 1983.
- [3] Peng, J.-P. and Carpino, M., “Calculation of Stiffness and Damping Coefficients for Elastically Supported Gas Foil Bearings”, *ASME J. Tribol.*, Vol. 115, No. 1, pp. 20-27, 1993.
- [4] Heshmat, H., “Advancements in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings: High Speed and Load Capability”, *ASME J. Tribol.*, Vol. 116, No. 2, pp. 287-295, 1994.
- [5] Dellacorte, C., Fellenstein, J. A. and Benoy, P. A., “Evaluation of Advanced Solid Lubricant Coatings for Foil Air Bearings Operating at 25° and 500°C”, NASA/TM-1998-208660, 1998.
- [6] Bruckner, R. J. and Puleo, B. J., “Compliant Foil Journal Bearing Performance at Alternate Pressures and Temperatures”, ASME Paper No. GT2008-50174, 2008.
- [7] Heshmat, H., Shapiro, W., and Gray, S., “Development of Foil Journal Bearings for High Load Capacity and High Speed Whirl Stability”, *ASME J. Lubr. Technol.*, Vol. 104, No. 2, pp. 149-156, 1982.
- [8] Kim, T. H. and San Andres, L., “Effects of a Mechanical Preload on the Dynamic Force Response of Gas Foil Bearings: Measurements and Model Predictions”, *STLE Tribol. Trans.*, Vol. 52, No. 4, pp. 569-580, 2009.
- [9] Koo, B. J., Sim, K. H. and Kim, T. H., “Rotordynamic Performance of a Rotor Supported on 3 Pad Gas Foil Bearings: Effect of Bearing Geometry”, KSTLE Spring Conference, 2013.
- [10] Lee, J. S. and Kim, T. H. “Analysis of Three-Pad Gas Foil Journal Bearing for Increasing Mechanical Preloads”, *J. Korean Soc. Tribol. Lubr. Eng.*, Vol. 30, No. 1, pp. 1-8, 2014.
- [11] Radil, K., Howard, S., and Dykas, B., “The Role of Radial Clearance on the Performance of Foil Air Bearings”, *STLE Tribol. Trans.*, Vol. 45, No. 4, pp. 485-490, 2002.
- [12] Kim, T. H., San Andres, L., Nourse J., Wade, J. L. and Lubell, D. R., “Modeling of a Gas Foil Bearing for Microturbine Applications: Predictions versus Experimental Stiffness and Damping Force Coefficients”, World Tribology Congress, Kyoto, Japan, Sept. 2009.
- [13] Walton, J. F. and Heshmat, H., “Application of Foil Bearings to Turbomachinery Including Vertical Opera-

- tion", *ASME J. Eng. Gas Turbine Power*, Vol. 124, No. 4, pp. 1032-1041, 2002.
- [14] Sim, K. H., Koo, B. J., Lee, J. S. and Kim, T. H., "Effects of Mechanical Preloads on the Rotordynamic Performance of a Rotor Supported on 3 Pad Gas Foil Journal Bearings", AMSE Paper No. GT2014-25849, 2014.