

## 공기포일베어링에 지지된 마이크로가스터빈의 회전체동역학적 설계

김영철\* · 한정완\*\* · 김경웅\*\* · 김수용\*

### Rotordynamic Design of the Micro Gas Turbine Supported by Air Foil Bearings

Young-Cheol Kim\*, Jung-Wan Han\*\*, Kyung-Woong Kim\*\*, Soo-Yong Kim\*

*Key Words* : Micro-gas turbine(마이크로가스터빈), Air foil bearing(공기포일베어링), Rotordynamics(회전체동역학)

#### ABSTRACT

This paper presents a performance analysis of the 1st generation bump foil journal bearings for the micro gas turbine TG75. Static performances such as load capacity and attitude angle are estimated by using soft elasto-hydrodynamic analysis technique, and dynamic performances such as stiffness and damping coefficients are estimated by perturbation method. Rotordynamic analysis for TG75 is performed by using the bearing analysis results. TG75 rotor has 2 horizontal and vertical directional natural modes due to the bearing stiffness characteristics. TG75 rotor will be stably operated between the 1st bending mode at 33000cpm and the 2nd bending mode at 85500cpm. Unbalance response analysis results satisfy the API vibration criteria.

#### 1. 서론

마이크로 가스터빈(Micro gas turbine)의 개발은 1990년대 이후 미국, 영국, 일본 등 선진국에서 자동차 및 가스터빈 전문회사가 협력하여 차세대 자동차의 추진동력원과 발전설비용으로 추진되어 왔으며, 최근 발전용도로 초기상용화가 이루어지는 추세에 있다. 국내에서도 1990년대 말부터 한국기계연구원(KIMM)을 비롯한 여러 기관에서 마이크로 가스터빈의 개발을 추진하고 있다. 마이크로 가스터빈은 고온 고속 환경에 적용할 수 있는 적절한 베어링 시스템을 필요로 한다. 최근에는 보다 구조를 간단히 하고 고속에서 기계적 손실을 줄일 뿐 아니라 고온 환

경에서 베어링 오일의 성능저하나 점화, 누수 등의 문제를 해결하기 위해 유막베어링 대신 공기포일베어링(Air Foil Bearing)을 장착하는 추세이다.

Fig. 1은 유체베어링을 이용한 일반적인 마이크로 가스터빈 구조의 한 예를 나타낸 것으로, KIMM에서 개발한 TG50은 이와 같은 형태를 가지고 있다. 반면 Fig. 2는 에어포일베어링을 이용한 마이크로가스터빈 구조의 한 예를 나타낸 것으로, Capston의 가스터빈이나 KIMM에서 개발 중인 TG75와 같은 형태이다. Fig. 2에서 3개의 베어링을 사용하는 것은 유체베어링에 비해 부족한 부하지지능력을 만회하기 위함이다. 결국 유체베어링 대신 공기포일베어링을 마이크로 가스터빈에 성공적으로 장착시키기 위해서는 ①부하지지능력을 향상시키고 ②감쇠능력을 향상시키며 ③고체윤활코팅(Solid Lubricant Coating)을 통해 고온 환경에서 내구성을 가지도록 하는 것이 가장 핵심적인 기술이라 할 수 있다.

\* 한국기계연구원 회전체그룹

\*\* 한국과학기술원 기계공학과

E-mail : kyc@kimm.re.kr

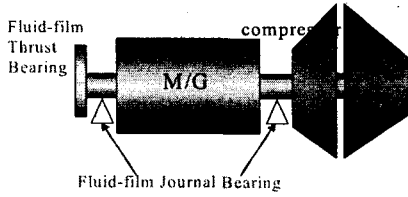


Fig. 1 Micro gas turbine with fluid film bearings

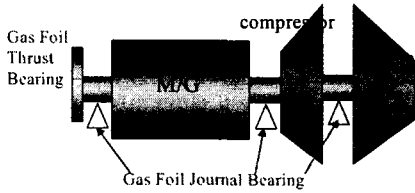


Fig. 2 Micro gas turbine with air foil bearings

본 연구에서는 공기포일베어링의 해석이론을 정립하고 베어링의 정적 및 동적 성능을 해석하기 위한 프로그램을 작성하였다. 개발되어진 해석 코드를 이용하여 KIMM에서 개발 중인 TG75 회전체에 장착될 공기포일 베어링에 대하여 부하지지능력 및 강성, 감쇠계수를 계산하였다. 또한 이 결과를 이용하여 TG75 회전체에 대한 회전체 동역학적 설계를 검토함으로써, 마이크로 가스터빈에의 적용 가능성을 검토하였다.

## 2. 공기포일베어링 해석

### 2.1 베어링 해석 이론

Fig. 3은 가스포일 저널베어링의 해석모델을 나타낸다. 가스포일 저널베어링의 지배방정식은 다음과 같은 무차원 레이놀즈방정식(Dimensionless Reynolds Equation)으로 표현된다.

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left( PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left( \frac{r}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left( PH^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = \Lambda_j \frac{\partial}{\partial \theta} (PH) + 2\Lambda_j \gamma \frac{\partial}{\partial T} (PH) \quad (1)$$

이 때 무차원 변수는 다음과 같다.

$$P = \frac{p}{p_a} \quad H = \frac{h}{c} \quad Z = \frac{z}{L} \quad (2)$$

$$\Lambda_j = \frac{6\eta\omega r^2}{p_a c^2} \quad \gamma = \frac{\nu}{\omega} \quad T = \nu t$$

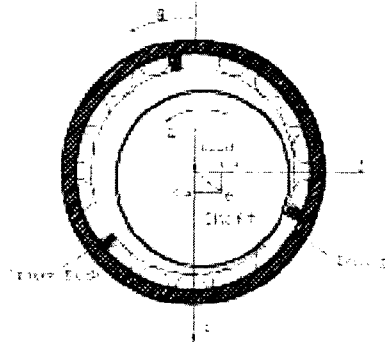


Fig. 3 Air Foil Bearing Model

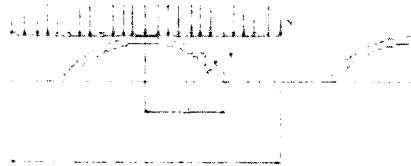


Fig. 4 Bump Configuration

이 방식식의 해를 구하기 위한 경계조건은 다음과 같다.

- ① 축방향의 끝단( $L = \pm \frac{1}{2}$ )에서의 압력은 대기압 ( $P = 1$ )이다.
- ② 선단(Leading Edge)에서의 압력은 대기압( $P = 1$ )이다.
- ③ 후단(Trailing Edge)에서의 압력은 대기압( $P = 1$ )이고, 대기압보다 낮은 압력이 발생할 가능성이 있는 위치(여기서부터 일정한 공기막두께가 유지된다고 가정)에서는 레이놀즈 경계조건( $\frac{\partial P}{\partial \theta} = 0, P = 1$ )을 만족한다.

이상의 경계조건과 가정을 이용하여 다음과 같은 공기막두께 조건식을 유도할 수 있다.

- ①  $P > 1$ 인 경우,

$$H = 1 + \varepsilon \cos(\theta - \varphi) + \alpha(P - 1) \quad (3)$$

여기서, 저널의 편심률  $\varepsilon$ (eccentricity)과 포일의 컴플라이언스  $\alpha$ (compliance)는 다음과 같이 각각 정의되어진다.

$$\varepsilon = \frac{e}{c} \quad (4)$$

$$\alpha = \frac{2p_a s}{cE} \left( \frac{h_0}{t} \right)^3 (1 - \nu^2) \quad (5)$$

- ②  $P = 1$ 인 경우,

$$H = H_R \quad (6)$$

여기서,  $H_R$ 은 레이놀즈 경계조건이 만족하는 지점에서의 공기막두께이다.

식 (1)의 레이놀즈방정식을 이용하여 정적 및 동적해석을 수행하기 위하여 다음과 같은 공기막두께와 압력에 대한 섭동식을 적용함으로써 섭동 미분방정식을 유도할 수 있다.

$$H = H_o + H_x\Delta H + H_x\Delta X + H_x\Delta\dot{X} + H_y\Delta\dot{Y} \quad (7)$$

$$P = P_o + P_x\Delta X + P_y\Delta Y + P_x\Delta\dot{X} + P_y\Delta\dot{Y} \quad (8)$$

이와 같이 유도한 섭동방정식을 수치적으로 풀기 위해 유한차분법(Finite Difference Method)을 이용하였다.

무차원 하중은 정상압력분포  $P_o$ 를 적분하여 구할 수 있다.

$$W = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \quad (9)$$

이 때,

$$F_x = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} (P_o - 1) \cos\theta d\theta dZ \quad (10)$$

$$F_y = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} (P_o - 1) \sin\theta d\theta dZ$$

무차원 강성계수는 압력변동분  $P_x$ ,  $P_y$ 을 적분하여 구할 수 있다.

$$K_{xx} = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} P_x \cos\theta d\theta dZ$$

$$K_{yx} = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} P_x \sin\theta d\theta dZ \quad (11)$$

$$K_{xy} = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} P_y \cos\theta d\theta dZ$$

$$K_{yy} = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} P_y \sin\theta d\theta dZ$$

무차원 감쇠계수는 압력변동분  $P_x$ ,  $P_y$ 을 적분하여 구할 수 있다.

$$C_{xx} = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} P_x \cos\theta d\theta dZ$$

$$C_{yx} = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} P_x \sin\theta d\theta dZ \quad (12)$$

$$C_{xy} = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} P_y \cos\theta d\theta dZ$$

$$C_{yy} = -\frac{L}{r} \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{2\pi} P_y \sin\theta d\theta dZ$$

## 2.2 소형가스터빈용 베어링 해석 결과

Table 1은 마이크로 가스터빈에 사용되는 3개의 베어링에 대한 운전특성을 기술한 것이다. 고속 전동발전기 양단에 위치하고 있는 두 개의 베어링 AFB #1과 #2는 상온에서 운전된다고 가정하였으며, 터빈과 압축기 사이에 위치한 AFB #3은 최고 1200℃ 이상에서 운전되는 터빈축의 온도로 인해 600℃까지 온도가 상승하는 것으로 가정하였다. 이러한 가정에 따라 베어링의 점성이 거의 두 배로 상승하게 됨을 볼 수 있다.

Table 2는 베어링의 설계 파라미터이다. 패드의 수가 1개인 경우보다 3개인 경우 안정성이 더욱 좋다고 알려져 있으며, 본 연구에는 3개의 패드를 가진 베어링에 대해 해석을 수행하였다.

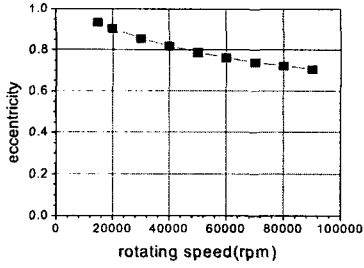
Fig. 5와 Fig. 6은 각각 상온과 고온(600℃)에서 운전되는 공기포일 베어링에 대해 편심률, 편심각, 강성계수 및 감쇠계수를 운전속도에 따라 계산한 결과이다. 표면 거칠기를 고려할 때 편심률이 0.95이하이면 부상한 것으로 가정해 보면, 상온측 베어링은 14000rpm정도에서 부상하는 것으로 보여지며, 고온측 베어링은 7000rpm정도에서 부상하는 것으로 나타났다. 강성계수를 살펴보면, 하중방향(x)의 강성에 비해 하중에 수직방향(y)으로의 강성이 현저하게 떨어짐을 볼 수 있다.

Table 1. Bearing operating condition

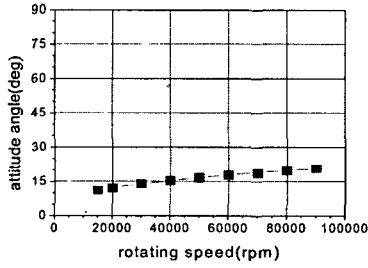
	AFB #1, #2	AFB #3
Position	Both ends of motor/generator	Between Turbine and compressor
Temp. condition	Room Temp.	600℃
Load condition	50N	50N
viscosity	1.79E-5 Pa·s	3.85E-5 Pa·s

Table 2. Bearing parameters

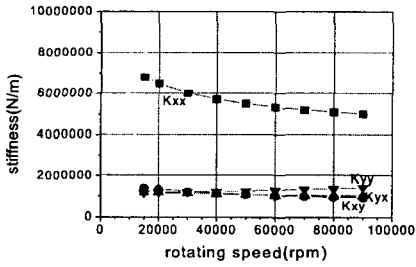
Parameters		Values
Bearing	Number of pad	3
	Length	40mm
	Diameter	40mm
	Radial clearance	0.04mm
	Thickness of pad	0.1mm
Bump Foil	pitch	3.0mm
	half wave length	1.0mm
	thickness	0.075mm
	Modulus of elasticity	200GPa



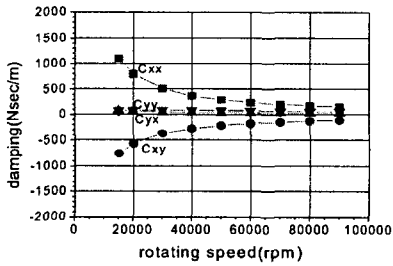
(a) Eccentricity



(b) Attitude angle

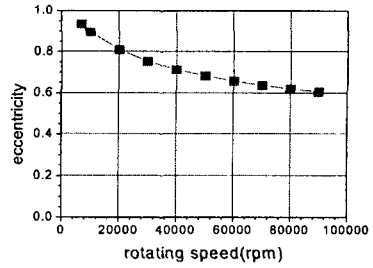


(c) Stiffness coefficient

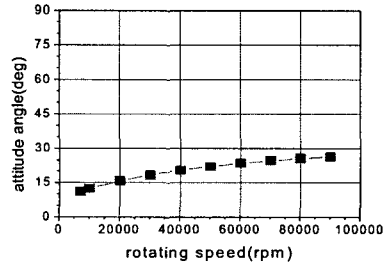


(d) Damping coefficient

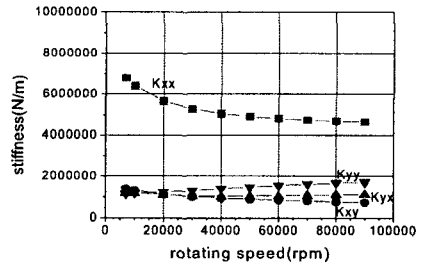
Fig. 5 Static and dynamic performance curves for the air foil bearing at room temperature



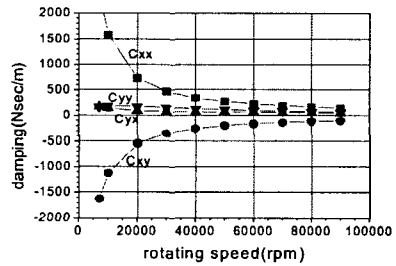
(a) Eccentricity



(b) Attitude angle



(c) Stiffness coefficient



(d) Damping coefficient

Fig. 6 Static and dynamic performance curves for the air foil bearing at 600°C

### 3. 회전체동역학적 해석

#### 3.1 마이크로 가스터빈의 모델링

본 연구 대상 75KW급 마이크로 가스터빈의 회전축계는 원심형 압축기 및 터빈 임펠러가 각각 1단으로 구성되어 있고, 이를 구동하기 위한 BLDC 전동발전기의 회전자가 동일 회전축에 설치되어 있다. Fig. 7은 회전체 동역학적 해석을 위한 유한요소 모델이다. Table 3은 터빈과 압축기 및 전체 회전체의 관성 물성치를 정리한 것이다. 회전체의 총길이는 0.536mm이며, 베어링은 2.2절에서 계산된 결과를 사용하였다.

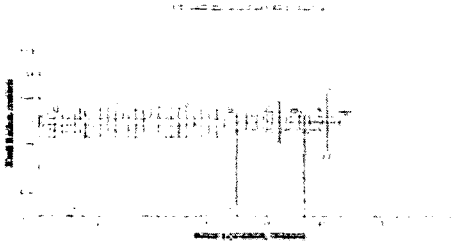


Fig. 7 Rotordynamic analysis model of TG75

Table 3 Inertia properties of TG75

	m(kg)	$I_p(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$	$I_t(\text{kg} \cdot \text{m}^2)$
Turbine	1.838	0.002212	0.001452
Compressor	0.533	0.000513	0.000318
Rotor	9.896	0.239301	0.005653

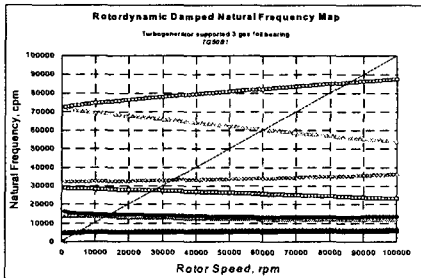


Fig. 8 Campbell diagram for TG75

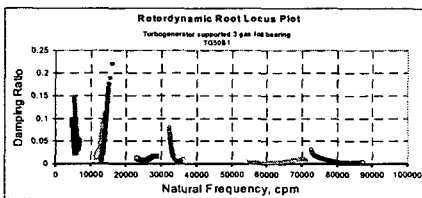
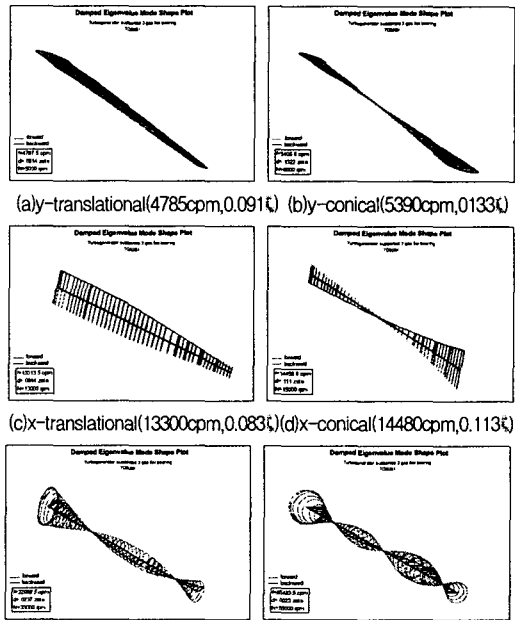


Fig. 9 Root locus plot for TG75

#### 3.2 고유진동 해석

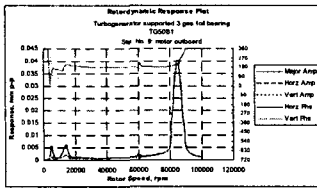
Fig. 8은 감쇠고유진동수를 계산한 Campbell diagram이다. TG75의 정격운전속도 6500rpm까지 2개의 강체모드와 1개의 굽힘모드를 가진 고유진동수가 존재한다. Fig. 9는 고유치(감쇠고유진동수와 감쇠비)의 궤적을 나타낸 근계적선도인데, 모든 고유치의 감쇠비가 양의 값을 가지므로 시스템은 안정영역에서 거동함을 알 수 있다.

Fig. 10은 위험속도에서의 고유모드를 나타낸 것이다. 1차 모드는 y방향(수평방향)으로의 병진강체모드(4785cpm) 또는 회전강체모드(5390cpm)이고, 2차모드는 x방향(수직방향)으로의 병진강체모드(13300cpm) 또는 회전강체모드(14480cpm)이다. 이와 같이 저차의 두 모드가 y방향으로 공진을 먼저 일으키고 보다 고속에서 x방향 공진을 일으키는 것은, 베어링의 x방향 강성치가 y방향 강성치보다 훨씬 크기 때문이다. 1,2차 강체모드를 통과하면, 3차 고유모드는 1차 굽힘모드로서 33000cpm에서 발생하고, 4차 고유모드는 2차 굽힘모드로서 85550cpm에서 발생하므로, 운전속도 6500rpm을 기준으로 충분한 분리여유를 갖는 것으로 판단된다. 하지만 TG75는 압축기, 터빈, 전동발전기가 함께 조립되면서 실제 강성보다도 떨어질 가능성이 있으므로 실험을 통해 충분한 검증작업이 수반되어야 한다.

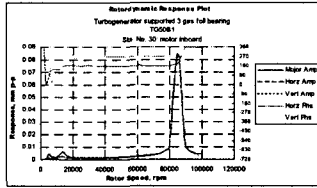


(a)y-translational(4785cpm,0.091ζ) (b)y-conical(5390cpm,0.133ζ)  
(c)x-translational(13300cpm,0.083ζ)(d)x-conical(14480cpm,0.113ζ)  
(e)1st bending(33000cpm,0.024ζ)(f)2nd bending(85550cpm,0.002ζ)

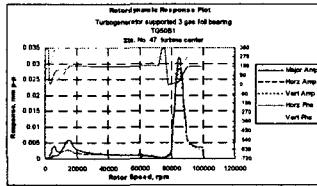
Fig. 10 Mode shapes for TG75



(a) outboard end of motor-generator

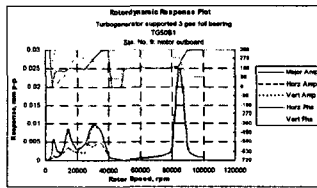


(b) inboard end of motor-generator

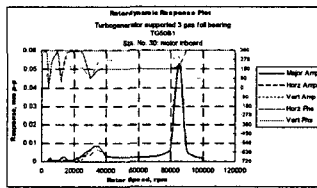


(c) turbine center

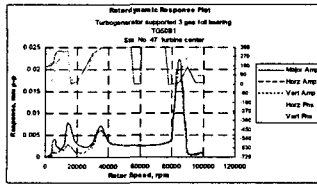
Fig. 11 In-phase unbalance response for TG75



(a) outboard end of motor-generator



(b) inboard end of motor-generator



(c) turbine center

Fig. 12 Out-of-phase unbalance response for TG75

### 3.3 불평형응답 해석

API에서는 위험속도에서 진동센서가 위치한 곳의 최대 허용 진동한계치를 다음과 같이 규정하고 있다.

$$L_v = 25.4 \sqrt{\frac{12,000}{N}} \quad (\mu m, pp) \quad (13)$$

이 한계치(65000rpm에서 10.9 $\mu$ m이내)를 만족하는지를 검증하기 위해 G6.3을 기준으로 전동발전기 중심에 3g·mm의 잔류불평형량을, 터빈 중심에 2g·mm의 잔류불평형량을 가하여 불평형응답 해석을 수행하였다.

Fig. 11은 두 불평형량이 in-phase로 가하였을 때의 응답인데, 저차에서 두 개의 병진강체모드가 가진되어지며, 1차 굽힘모드는 modal balancing 효과에 의해 진동이 크게 줄어들었음을 확인할 수 있다. Fig. 12은 두 불평형량이 out-of-phase로 가하였을 때의 응답인데, 저차에서 두 개의 회전강체모드가 가진되어지며, 1차 굽힘모드는 크게 가진되고 있음을 확인할 수 있다. 결국 1차 굽힘모드는 modal balancing 기법에 의해 공진통과가 가능할 것으로 판단된다. Fig. 11과 12의 결과로부터 API 규정 (13)식을 만족하고 있음을 확인할 수 있다.

### 4. 결론

본 연구에서는 공기포일베어링의 해석이론을 정립하고 TG75 회전체에 장착될 공기포일 베어링에 대하여 부하지지능력 및 강성, 감쇠계수를 계산하였다. 또한 이 결과를 이용하여 TG75 회전체에 대한 회전체 동역학적 설계를 검토하였다. 공기포일 베어링은 하중방향이 그 수직방향에 비해 상당히 높아, 저차에서 각 방향으로의 강체모드 공진을 일으킬 것으로 예상된다. 또한 TG75는 1차와 2차 굽힘모드 사이에서 운전되는데, modal balancing에 의해 공진통과가 가능하며, 충분한 분리여유를 가지고 안정되게 운전될 것으로 예상된다.

### 후 기

본 연구는 산업자원부에서 시행한 차세대신기술개발사업(과제번호 10006918)으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

### 참고문헌

- (1) 최상규, 김영철, 이동환, "스퀴즈필름 댐퍼-베어링에 장착된 50kW 터보제너레이터 초임계 로터의 동적응답", 한국소음진동공학회 2001년도 춘계학술대회논문집, pp.521~527.