MEMS/MST 고속 회전체 요소의 안정성에 관한 연구

이 용 복* · 곽 연 덕 · 김 창 호
(KIST, 트라이볼로지연구센터)

1. 머리말

21세기는 세계 인구의 증가 및 삶의 질(質)의 향상으로 과거 어느 때 보다 에너지 소비가 증가하고 있다. 그에 반하여 지구 환경은 에너지 소비의 증가로 인한 "green house effect"와 같은 심각한 환경 오염을 직면하고 있으며, 오늘날 환경 문제는 벌써부터 인류의 큰 문제로 대두되고 있다. 이에 한정된 에너지 자원을 보다 효율적으로 이용하기 위한 해결책 마련과 대체 에너지 개발을 위하여 보다 구체적이고, 적극적인 대응 방안을 마련해야만 한다. 특히 연구 분야에서는 상기의 문제점을 감안 할 때 첫째, 에너지 절약 차원의 고효율 기기의 개발이 더욱 강조되고 있으며, 둘째는 환경 오염 문제의 해결을 위하여 청정 에너지 생산을 위한 많은 연구 투자가 이루어지고 있다. 따라서 본 특집에서는 그와 관련한 연구 결과 가운데 착용 및 휴대 그리고 향후 양산화가 가능한 초소형 에너지 발생 장치(new small energy source)인 Power MEMS 중 "초소형 가스터빈" 및 "초소형 동력원 개발 기술"에 가운데 핵심인 초소형 가스 윤활 베어링 및 그 에 따른 안정성 설계에 대한 연구 개발 현황과 문제점에 대하여 알아보고자 한다.

* 본 학회 편집위원
E-mail : lyb@kist.re.kr

2. MEMS/MST의 터빈 및 지지 베어링의 개요

2.1 Micro Gas Turbine의 구조

최근, MEMS(micro electro mechanical system) 및 MST(micro system technology) 기술은 크게 화학공정을 기반으로 하는 에칭(부식) 기술과 5축 가공이 가능한 초소형 밀리 가공기를 기반으로 하는 기계 가공 기술로 나눌 수 있으며, 단순히 정적 구조물을 가공하는 데에서 벗어나 일체화 된 초소형 시스템을 설계하고 제작하는 것으로 영역을 확대하고 있다.

Power MEMS 초소형 가스 터빈의 엔진이 성공하기 위하여는 여러 해결하여야 할 핵심 요소 기술들이 있다. 먼저 초소형 가스 터빈의 용도와 개념을 설정하고 압축기 및 터빈에 대한 브레이턴 사이클(Brayton cycle)의 해석을 통한 터보 기계의 설계 후, 연소기의 설계를 수행한다. 초소형 연소기의

경우 기존의 내연기관과 달리 그 형상이 매우 작아 연료 공기의 혼합 및 안정 적인 화염 유지가 엔진의 효율과 밀접한 관계를 가지며, 이에 대한 적극적인 연구가 현재 여러 곳에서 이루어지고 있다. 한편, 초소형 가스 터빈은 크기가 기존의 가스 터빈에 비해 매우 작은 관계로 충분한 압축비를 얻기 위해서는 매우 고속의 회전이 필요하다. 이를 위해서는 로터의 안정성이 필수적이며, 따라서 베어링의 선정 및 설계가 매우 중요하다. 특히, 가공방법의 한계로 인해 로터의 형상비(L/D ratio)가 매우 작은 값으로 제한되며, 이런 경우 베어링의 하중 지지력 및 안정성이 기존의 베어링에 비해 현저히 떨어진다. 또한, 고속 회전하는 압축기로부터 발생하는 축방향 하중은 로터 자중에 의한 하중과 더불어 로터의 안정적인 부상 및 회전에 가장 큰 어려움으로 작용한다. 따라서, 초소형 가스 터빈의 성공적인 개발을 위해선, 베어링 요소의 정확한 해석 및 설계 기술이 필수적이며, 특히 축방향 하중을 지지하기 위한 스러스트 베어링의 설계 또한 매우 중요하다. 특히 압축기와 터빈이 단일 로터의 상하면에 일체형으로 위치하고 있는 구조는 단일 터빈만으로 구성된 구조에 비해 압축기의 영향 및 베어링 면적 등의 감소로 인해 베

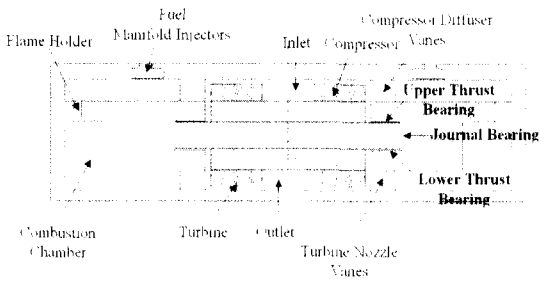

그림 1 Cut-away view of Micro Gas Turbine

어링 설계의 중요성이 부각되고 저널 베어링과 스러스트 베어링이 연성(coupled)되어 있을 경우, 각 베어링 틈새 내에서 유동의 상호 작용에 따른 베어링의 특성 변화가 있어 이에 대한 고려가 필수적이다.

2.2 초소형 가스 베어링의 해석

초소형 가스 터빈의 로터는 1,000,000 rpm이상의 고속으로 회전하나, 그 크기가 수 밀리미터 정도로 매우 작기 때문에 베어링 틈새내의 유동은 층류로 가정 할 수 있다. 따라서, 베어링의 해석을 위한 지배 방정식으로 레이놀즈 방정식을 사용할 수 있다. 일반적으로 압축성 유동을 고려한 레이놀즈 방정식은 다음과 같이 무차원화 된 식으로 표현될 수 있다.

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

$$\frac{\partial}{\partial\eta}\left(\eta PH^3\frac{\partial P}{\partial\eta}\right)+\frac{1}{\eta}\frac{\partial}{\partial\theta}\left(PH^3\frac{\partial P}{\partial\theta}\right)=\Lambda\frac{\partial(PH)}{\partial\theta} \tag{2}$$

여기서, 식 (1) 및 식 (2)는 각각 저널 베어링 및 스러스트 베어링에 상응하는 레이놀즈 방정식이다.

가스 베어링의 해석에 사용한 유한 차분법(finite difference method)을 적용하였으며, 레이놀즈 방정식을 임의의 절점에서 제어 표면에 대하여 적분하여 중앙 차분식을 적용하면 식 (3) 및 (4)와 같은 대수 방정식을 얻을 수 있으며, 이 식들의 반복 계산을 통해 각 절점에서의 압력을 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned}&(A_1+A_2+A_3+A_4)P_{i,j}\\&=A_1P_{i+1,j}+A_2P_{i,j+1}+A_3P_{i-1,j}+A_4P_{i,j-1}-A_5+A_6+Q_{Si,j}\end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned}&(B_1+B_2+B_3+B_4)P_{i,k}\\&=B_1P_{i+1,k}+B_2P_{i,k+1}+B_3P_{i-1,k}+B_4P_{i,k-1}-B_5+B_6+Q_{Si,k}\end{aligned} \tag{4}$$

2.3 저널 및 스러스트 베어링의 연성 경계조건

그림 2는 스러스트 베어링과 저널 베어링의 연성 경계를 도식적으로 나타내고 있다. 스러스트 베어링과 저널 베어링의 연성은 연성 경계(coupled boundary)내의 제어 체적에 유량의 연속 조건을 적용하여 이루어 질 수 있다. 각 베어링 틈새 내에서 원주 방향의 유동이 반경 방향 및 길이 방향의 유동에 비하여 상대적으로 작은 값을 가진다는 가정과 연성 경계 내에서 압력 강하는 일어나지 않는다는 가정을 적용하게 되면 연성 경계에서의 유량 연속 조건은 식 (5)와 같이 표현 될 수 있다.

$$\dot{m}_{\zeta} + \dot{m}_{\eta} = 0 \tag{5}$$

여기서, 각 유량은 다음과 같이 정의된다.

$$\dot{m}_{\zeta} = -\rho \frac{H_J^3}{12\mu}\frac{\partial P_J}{\partial \zeta} = -\frac{P_J(i,j)H_J^3(i,j)}{12\mu RT}\frac{\partial P_J}{\partial \zeta} \tag{6}$$

$$\dot{m}_{\eta} = -\rho \frac{H_T^3}{12\mu}\frac{\partial P_T}{\partial \eta} = -\frac{P_T(i,k)H_T^3(i,k)}{12\mu RT}\frac{\partial P_T}{\partial \eta} \tag{7}$$

식 (6)과 식 (7)을 식 (5)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 관계를 얻을 수 있다.

$$H_T^3(i,k)\frac{\partial P_T}{\partial \eta} + H_J^3(i,j)\frac{\partial P_J}{\partial \zeta} = 0 \tag{8}$$

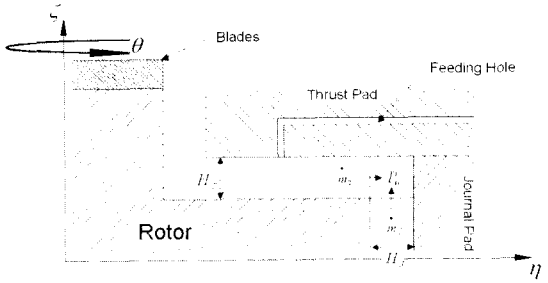

그림 2 Schematics of coupled control volume

식 (8)의 압력 구배를 중앙 차분식을 적용하여 이산화하고, 연성 경계에서의 압력강하는 없다는 가정을 적용하면, 식 (9)와 같이 연성 된 절점에서의 압력을 구할 수 있다.

$$P_0 = \frac{1}{\dfrac{H_T^3(i,k)}{\Delta\eta} + \dfrac{H_J^3(i,j)}{\Delta\zeta}} \cdot \left[\frac{H_T^3(i,k)}{\Delta\eta}P_T(i,k_{end}-1) + \frac{H_J^3(i,j)}{\Delta\zeta}P_J(i,j_{end}-1)\right] \tag{9}$$

2.4 Knudsen Number for Thin Film

초소형 베어링은 일반적인 베어링에 비하여 (1) 축 직경에 비하여 틈새가 매우 작으므로 제작이 어렵고, (2) 축 직경이 매우 작아 축의 표면에서의 유속도 매우 작다. (3) 특히 공기 베어링의 경우 비 연속체(non-continuum)의 효과가 중요 할 수 있다. 따라서 마이크로 형태의 윤활은 일반적인 윤활과 다른 양상을 띄고 있어 그 적용 또한 달라져야 한다. 일반적인 유체 베어링에서의 유막 특성은 아래의 식과 같이 무차원 수인 레이놀즈 수(Reynolds number)에 의하여 그 특성을 나타낸다.

$$Re = \frac{inertia}{viscous} = \frac{\rho_0 u_0 c_0}{\mu_0} \tag{10}$$

여기서 ρ_0, u_0, c_0와 μ_0는 각각 밀도, 유속, 공칭 틈새 그리고 점도를 나타낸다. 그러나 초소형 베어링의 유동 해석은 지배방정식인 레이놀즈 수식을 적용하기에 앞서 유막의 최소 두께(minimum fluid film thickness)에 대하여 고려해야만 한다. 유막의 최소 두께가 가스 분자의 평균 자유 분자 행로와

비교하였을 때 매우 작으면 가스는 베어링의 표면에서 미끄럼이 발생한다. 이를 미끄럼 유동(slip flow)라 하는 데[6, 7] 이때 유막에서의 미끄럼 유동에 속도 형태는 일반적인 층류와 다른 양상을 보인다. 이러한 미끄럼 유동은 표면에서 평균 유동 속도와 표면의 속도와의 차이가 존재한다. 따라서 유동에 미끄럼이 발생되는 데 이때 레이놀즈 식은 더 이상 유용하지 않다. 미끄럼 유동에 대한 Knudsen number, Kn은 다음 식과 같이 표현된다.

$$Kn = \frac{\lambda_m}{h} \tag{11}$$

여기서 λ_m은 가스 입자의 평균 자유 행로이고 h는 유막 두께이다.

Knudsen number, Kn이 0.01보다 적을 경우 그 유동의 형태는 층류의 유동을 보이나 그 보다 클 경우에는 유동이 미끄럼에 의한 현상이 지배적이게 된다. 일반적으로 공기의 λ_m 값이 0.064 μm 이고, 유막의 두께 h가 10 μm 내외의 MST에서는 Knudsen number, Kn가 충분한 층류의 영역이나 MEMS 가공 후의 베어링은 미끄럼 유동이 발생 할 수 있다. 따라서 이러한 현상을 고려한 별도의 유동 방정식의 적용이 필요하다. 그림 3은 베어링 틈새 내의 유선(streamline)의 형태를 편심률과 미끄럼 계수(slip factor) S에 따라 나타낸 것으로 상부에서 하부로 이동 할 경우 편심률이 0.2에서 0.5, 0.8로 커지며, 또한 좌에서 우로 이동함에 따라 미끄럼 계수 S가 증가한다. 편심률이 0.5 이상에서는 회류(recirculation)가 발생하며, 반면에 미끄럼이 반대편에서 발생함을 보여 주고 있다.

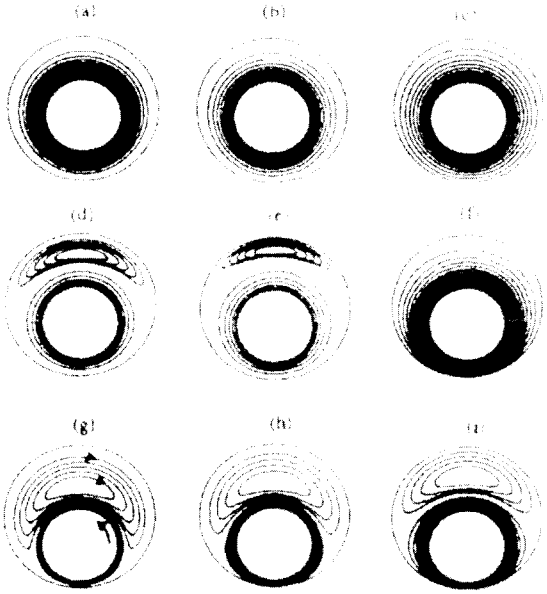

그림 3 Effect of slip factor and eccentricity on streamline ; from top to bottom : ε = 0.2, 0.5, 0.8 : from left to right : S= 0, 0.1, 0.5

3. 베어링의 설계 및 해석 결과의 예

3.1 MST 가스 터빈 베어링의 설계 사양

실제 초소형 가스 터빈 시스템은 로터의 직경이 5 밀리미터, 전체 시스템의 크기가 40 밀리미터 정도로 매우 작은 값을 가진다. 그러나, 베어링의 성능 실험을 실제 크기의 로터로 수행하는 것은 제작상의 오차, 조립 및 측정 등의 문제로 인해 매우 어렵다. 따라서 2:1의 크기로 scaled-up 모델을 제작하였으며, 베어링의 설계 및 해석은 scaled-up 모델을 기본으로 하여 수행되었다.

표 1은 scaled-up 모델의 주요 치수 및 사양을 보이고 있다. 회전속도는 670,000

표 1 Properties of rotor and bearing

Rotational speed	670,000 rpm
Diameter of rotor	10 mm
Diameter of journal bearing	12 mm
Length of journal bearing	1 mm
Outer radius of thrust bearing	6 mm
Inner radius of thrust bearing	5 mm
Material of rotor	INCONEL 718

rpm으로 설정되었으며, 로터 및 저널 베어링의 직경은 각각 10, 12 밀리미터이다. 한편, 저널 베어링의 길이는 1 밀리미터 정도의 값을 가지는데, 저널 베어링의 길이 대 직경비(L/D ratio)를 계산해 보면 0.083정도의 값을 가지게 된다. 이는 실제 MEMS 가공방법의 한계에서 기인하는 베어링의 형상비의 제약과 관계가 있다. 한편, scaled-up 모델이 사용되는 로터는 INCONEL 718을 소재로 하여 5축 정밀 밀링머신에서 가공하였다.

베어링의 주된 설계 변수로는 외경 및 내경, 틈새(clearance), 급기공의 직경, 개수 및 위치, 급기압 등이 있다. 그러나, 베어링의 외경 및 내경의 선정은 전체 시스템의 크기 제한, 압축기 및 터빈 설계와의 연계성 등의 문제로 인해 제한되어 있으며, 급기압 역시 압축기의 압력 한계 등으로 인해 변경이 어렵다. 따라서, 베어링의 틈새 및 급기공의 직경, 개수에 따른 하중지지능력 및 강성 해석을 수행하였으며, 아울러 연성경계조건의 영향을 고찰하였다.

3.2 저널 베어링 및 스러스트 베어링의 해석 결과

그림 4는 4개의 급기공을 갖는 외부 가압형태의 저널 베어링의 경우 베어링 틈새 내

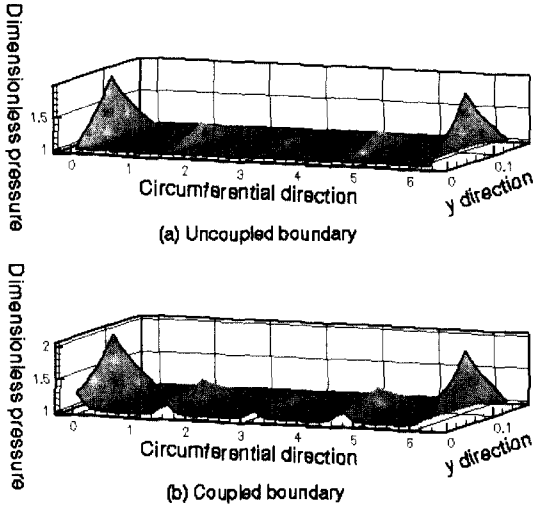

그림 4 Pressure distribution of journal bearing externally pressurized, four feeding holes, L/D=0.083, pressure ratio of thrust and journal = 4.0, *eccentricity ratio* = 0.5

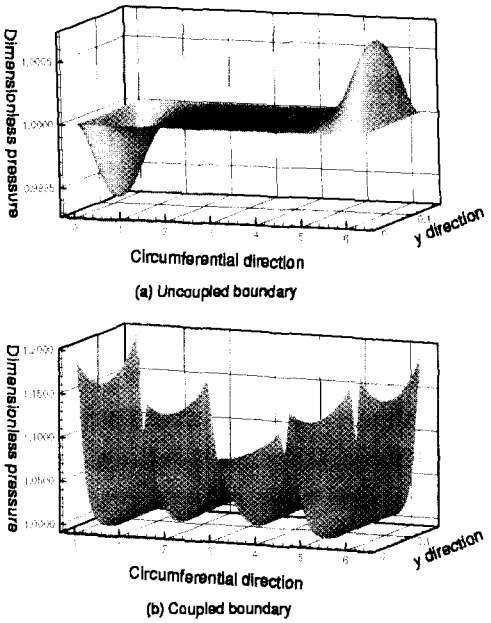

그림 5 Pressure distribution of journal bearing hydrodynamic, L/D = 0.083, eccentricity ratio = 0.5

에서 발생되는 압력 분포를 도시하고 있다. 급기공에 근처에는 가압의 효과에 의하여 압력 피크가 발생하고 있으며 저널 베어링과 스러스트 베어링의 연성 해석의 경우가 비 연성의 해석 보다 약간 압력 증가를 보였고, 하중 지지력에서도 그 차이가 나타났다. 반면 그림 5는 동압에 의한 베어링의 발생 압력 분포를 도시하고 있는 데 외부 가압의 경우에 비하여 상대적으로 압력의 피크는 적으나 그 변화의 차이는 뚜렷이 관찰되었다. 특히 이 경우는 연성과 비연성에 따라 모서리 부근의 압력 경계 조건이 대기압과 임의의 압력과의 조건이 달라 그 차이가 확연함으로 실제 그러한 구조의 초소형 베어링은 연성 해석이 필수적임을 알 수 있다.

그림 6은 급기공이 4개, 베어링 틈새가 10 일 때 공급압력을 변화시키며 스러스트 베어링에 발생하는 힘을 축방향 편심률에 따라 도식한 결과를 보이고 있으며, 그림 7은 이 때 급기공을 통해 베어링으로 유입되는 유량을 도시한 것이다. 쉽게 예상할 수 있듯

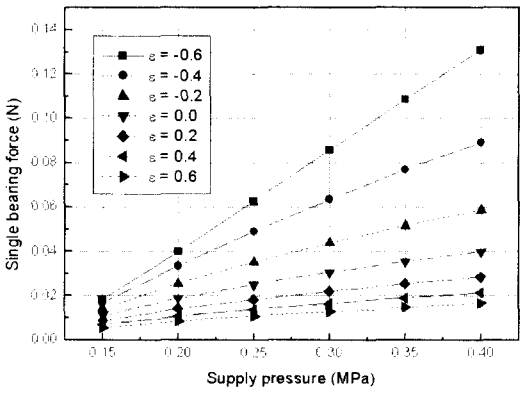

그림 6 Bearing force vs. supply pressure of single thrust bearing (with four capillaries, capillary radius =50 μm, clearance=10 μm)

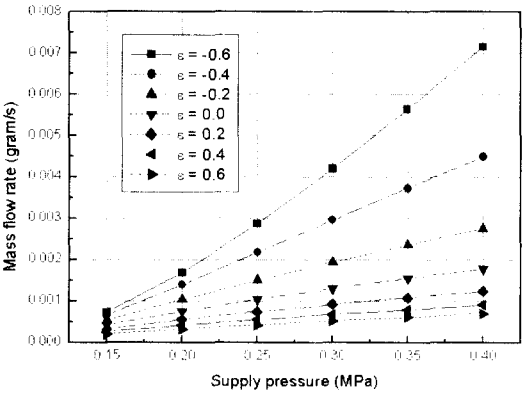

그림 7 Mass flow rate vs. supply pressure of single thrust bearing (with four capillaries, capillary radius=50 μm, clearance=10 μm)

이 각 편심률에서 힘은 공급압력에 따라 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있으며, 이것으로부터 베어링의 하중지지능력은 공급압력에 따라 선형적으로 증가한다는 것을 알 수 있다. 또한, 급기압이 0.4 MPa 일 때, 편심률에 따라 베어링에 발생하는 힘은 0.02~0.14 N 정도의 값을 가지는데, 이는 대략 2~14 gram 정도의 하중을 지지할 수 있는 크기로 로터의 중량이 1 gram 미만인 것을 고려할 때, 충분한 여유를 가지는 값이다. 한편, 그림 5에서 볼 수 있듯이 베어링으로 유입되는 유량은 급기압 0.4 MPa, 축방향 편심률이 0.6일 때 초당 0.008 gram 의 최대값을 보이고 있다. 이는 초소형 가스 터빈의 전체 유량 0.002 kg/s의 4 %정도에 상응하는 값으로 압축기에서 압축되어 연소실로 유입되는 유량의 일부를 로터를 지지하기 위해 사용해도 전체 시스템의 성능에 크게 영향을 미치지 않을 것으로 예상된다.

그림 6은 스러스트 베어링에 발생하는 힘과 베어링 틈새와의 관계를 급기공의 크기

에 따라 계산한 결과를 나타내고 있으며, 베어링의 틈새가 커질수록, 또한 급기공의 반경이 작아질수록 하중지지능력이 감소하는 경향을 보이고 있다. 그림에서 볼 수 있는 바와 같이 모든 곡선의 기울기가 베어링 틈새의 증가에 따라 완만해지는 것을 볼 수 있는데, 이는 베어링의 강성이 틈새에 따라 변화하는 것을 의미한다. 일반적으로 베어링의 강성은 부하 하중에 따른 베어링의 변위로 표현될 수 있으며, 이는 그림 8에서 곡선의 기울기로 대별된다. 따라서, 베어링 틈새가 작을수록 강성이 증가한다고 말할 수 있다. 또한, 급기공의 반경이 작을수록 기울기의 크기가 큰 경향을 보이고 있으며, 이는 틈새에 따른 베어링 강성의 변화가 급기공의 반경이 작을수록 민감하다는 것을 의미한다. 한편, 일반적으로 로터-베어링 시스템의 고유 진동수(natural frequency)는 베어링의 강성이 클수록 증가하는데, 초소형 가스 터빈의 운전속도가 매우 고속인 것을 감안한다면 공진에 따른 불안정성을 회피하기 위해서 베어링이 높은 강성을 가지도록 설계하는 것이 바람직하다고 할 수 있다.

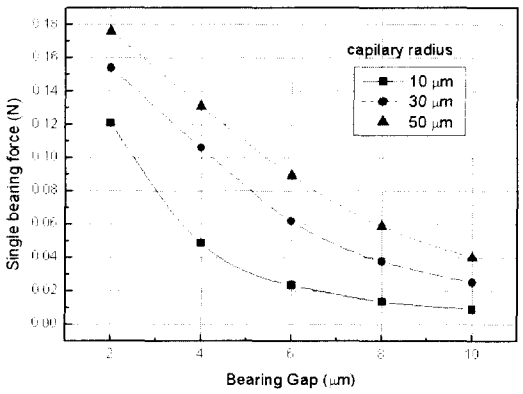

그림 8 Single bearing force vs. bearing gap of thrust bearing (with four capillaries, supply pressure = 0.4 MPa, axial eccentricity ratio = 0)

3.3 연성 경계에 따른 압력 분포의 차이

본 연구에서 초소형 가스 터빈의 로터를 지지하기 위한 베어링은 스러스트 베어링과 저널 베어링이 연성(coupled)되어 있는 구조

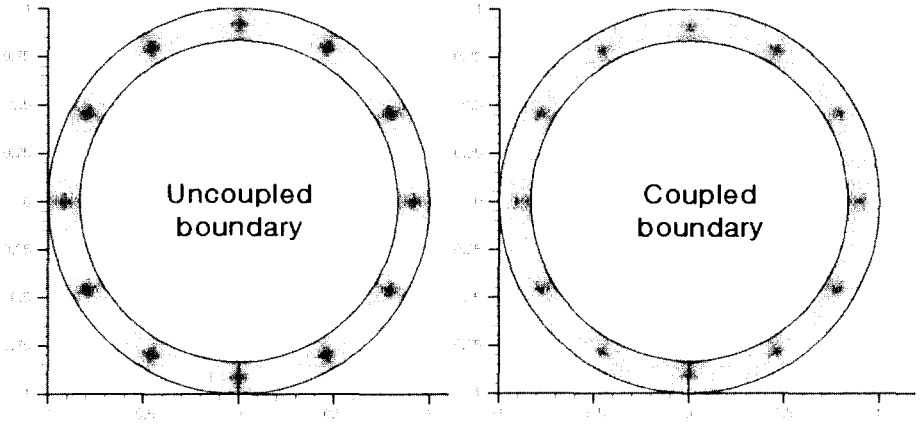

그림 9 Pressure distribution of thrust bearing (with twelve capillaries, supply pressure = 0.4 MPa)

로 되어있다. 따라서, 각 베어링 틈새 내에 유동의 상호작용으로 인해 베어링의 특성이 비연성(uncoupled)일 경우와 달라질 것으로 예상된다.

그림 9는 각각 비연성 되었을 때와 연성 되었을 경우의 스러스트 베어링의 압력분포를 보이고 있다. 먼저 비연성 되었을 경우, 베어링내의 압력은 대부분 급기공과 가까운 영역에서만 형성되고, 대부분의 베어링 표면에서는 잘 형성되지 않는 것을 볼 수 있는데, 이는 베어링의 형상비가 매우 작아 일어나는 현상이다. 이 경우, 로터는 회전에 따라 주기적으로 베어링 표면의 고압부와 저압부를 통과하게 되며, 결과적으로 고압부와 저압부의 압력차이는 로터를 축방향으로 가진하는 가진력(excitation force)으로 작용할 수 있다. 그러나, 스러스트 베어링과 저널 베어링이 연성되어 있을 경우를 보면, 압력이 비연성 되었을 경우에 비해 베어링 표면을 따라 비교적 균일하게 분포하고 있다. 결과적으로, 스러스트 베어링과 저널 베어링의 연성은 베어링 표면에 분포하는 평균 압력의 상승에 따른 하중지지능력의 증가와 스러스트 베어링에 의한 축방향 가진력의 감소 효과를 가져올 수 있다.

4. 초소형 파워 시스템 및 관련 베어링 기술의 국내외 연구 동향

Power MEMS 기술은 크게 두 부류로 나눌 수 있는데 하나는 고출력(output) 발생이 가능한 대 변위 액추에이터(actuator), 고속의 초소형 터빈, 초소형 열 교환기 등이 있으며, 또 다른 하나는 에너지 발생 장치인 초소형 제너레이터(generator), 마이크로 연료전지(fuel cell), 그리고 마이크로 스러스트(thrust)등을 들 수 있다. 그 가운데 초소형 가스 터빈 엔진(micro gas turbine)은 여러 Power MEMS 가운데 가장 효율 높고 또한 에너지 밀도가 현재의 리튬 이온 전지에 비하여 10 배 이상 우수하여, 미래에 실현 가능성을 한층 더 높이고 있다. 이처럼 높은 에너지 밀도를 가지는 초소형 가스 터빈 엔진이 성공적으로 개발될 경우, 로보트나 군사용 UAV(unmanned air vehicle), 또는 여러 소형 시스템의 전력 공급 장치로 사용될 수 있으며, 특히 회전체 요소의 지지 및 윤활 기술은 micro tribology 의 핵심 기술로 활용 가능하다.

현재 미국은 NASA의 주관 아래 1995년부터 "new millennium porgram(일명 moon light project)"을 통하여 1 ~ 10 kg급의 초소형 인공위성을 탑재 할 수 있는 마이크로 로켓과 그 에 따른 기반 기술로 초소형 발전기에 대한 관련 연구를 진행 중에 있다. 특히 동 분야에 선두 그룹인 미국 MIT의 연구 현황을 보면 출력 10 W의 터빈을 실제 수소 혹은 메탄 연료를 이용하여

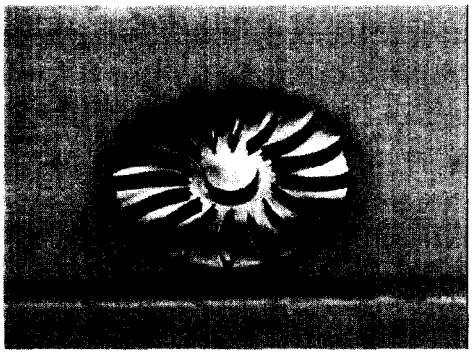

그림 10 Micro gas turbine fabricated by deep rie- diameter : 5 mm (KIST)

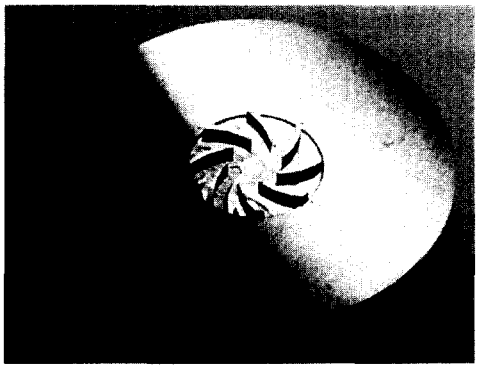

그림 11 Scaled-up micro gas turbine fabricated by micro maching center-diameter : 10 mm (KIST)

1,000,000 rpm 이상의 고속에서 운전한 경험이 있으며, 최종 목표를 2,400,000 rpm으로 설정하여 그 연구에 박차를 가하고 있다. 또한 일본의 Tohoku 대학의 Esashi와 Tanaka는 micro-reaction-sintering process를 이용한 마이크로 터빈 로터(micro-turbine rotor)의 가공 및 마이크로 5축 밀링 가공을 연구 중에 있으며, 이미 9,800 rpm 정도의 속도로 터빈을 구동한 바 있다.

한편 국내에서는 서울 대학교에서는 마이크로 파워 시스템의 일환으로 MEMS 연구 기반의 고속 회전하는 마이크로 터빈과 마이크로 연소기의 설계, 제작 및 평가와 관련하여 연구를 수행하고 있다.

또한 한국과학기술연구원(KIST)에서는 반도체 공정의 MEMS 기반의 초소형 터빈 제작(직경 5 mm)과 그 에 2배 되는 마이크로 시스템 즉 초소형 정밀 가공기술(MST)에 의하여 제작 된 초소형 터빈 및 압축기 일체형의 회전기 제작 및 시험 평가 연구가 이루어지고 있으며, 특히 이를 지지하는 베어링의 설계 및 시험에 연구 역량을 집중하고 있다.

5. 맺음말

본 특집에서는 Power MEMS의 일환인 초소형 가스 터빈 시스템의 구성 중 핵심 요소 부품인 초소형 가스 베어링의 설계 기술 및 연구 동향에 대하여 다루었다.

초소형 가스 터빈은 크기가 기존의 가스 터빈에 비해 매우 작은 관계로 충분한 압축비를 얻기 위해서는 매우 고속의 회전이 필요하다. 이를 위해서는 로터의 안정성이 필수적이며, 베어링의 선정 및 설계가 매우 중요하다. 특히, 가공방법의 한계로 인해 로터의 형상비(L/D ratio)가 매우 작은 값으로 제한되며, 이런 경우 베어링의 하중 지지력 및 안정성이 기존의 베어링에 비해 현저히 떨어진다. 또한, 고속 회전하는 압축기로부터 발생하는 축방향 하중은 로터 자중에 의한 하중과 더불어 로터의 안정적인 부상 및 회전에 가장 큰 어려움으로 작용한다.

따라서, 초소형 가스 터빈의 성공적인 개발을 위해선, 베어링 요소의 정확한 해석 및 설계 기술이 필수적이다.

후 기

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

참고문헌

(1) Tanaka, S. 2000, "Power-croelec-

tromehanical Systems(Power MEMS)", Sixth International Micromachine Sym- posium, pp. 91 ~ 97.

(2) Orr, D. J., 2000, "Macro-Scale Investigation of High Speed Gas Bearings for MEMS Devices", Ph. D. Thesis, Dept. of Aeronautics and Astronautics, Massachusetts Institute of Techonology.

(3) Piekos, E. S. and Breuer, K. S., 1999, "Pseudospectral Orbit Simulation of Nonideal Gas-Lubricated Journal Bearing for Microfabricated Turbomachines", Journal of Tribology, Vol. 121, pp. 604 ~ 609.

(4) Tanaka, et al., 2000, "Air turbine-driven Micro-polarization Modulator for Fourier Transform Infrared Spectroscopy", 17th Sensor Symposium, pp. 29 ~ 32.

(5) Ian A. waitz, Guatam Guaba and Yang-Sheng Tzeng, 1998. "Combustors for Micro Gas Turbine Engines", Journal of Fluids Eng., Vol. 120, pp. 109 ~ 117.

(6) Lee, Y. B., Kwak, H. D., Kim, C. H. and Jang, G. H. 2001, "Analysis of Gas-lubricated Bearings for Micro Gas Turbine with Coupled Boundary Effects", STLE Tribology Transactions, Vol. 44, No. 4, pp. 685 ~ 691.

(7) 김세준, 민홍석, 박건중, 방정환, 전병선, 민경덕, 송성진, 주영창, 2001, "MEMS- based 마이크로 파워시스템 개발", 대한기계학회 2001 년도 열 및 유체공학부문 추계학술대회 논문집, pp. 315 ~ 320.

(8) Gad-el-Hak, 1997, "Flow and Load Characteristics of Microbearings with Slip", Journal of Micromech. Microeng. 7(1997), pp. 55 ~ 64.