



초소형 가스 터빈용 스러스트 베어링 내의 유동특성 해석

서준혁,¹ 백제현^{*2}ANALYSIS OF FLUID CHARACTERISTICS OF THRUST BEARING
ON MILLIMETER-SCALE MICRO GAS TURBINEJ.H. Seo¹ and J.H. Baek^{*2}

Since MEMS based micro actuators or generating devices showed high efficiency per volume, plenty of research are ongoing. Among them, MEMS based millimeter-scale micro gas turbine is one of the most powerful item for replacing chemical batteries. However, due to MEMS manufacturing technique, it is very difficult that makes wide turbine bearing area. It causes low DN number, so sufficient bearing force is hard to achieve. Thus, the most important issue on micro gas turbine is to design the proper bearing which can keep rotor stable during operation. In order to that, micro-scale gas-lubricated bearing is generally used. In this paper, basic feasibility study of thrust bearing of 10mm diameter turbine is described. Thrust bearing is hydrostatic gas-lubricated type. Numerical simulation is performed with ANSYS CFX 11.0 which is commercial numerical tool. Relationship between bearing inlet pressure and mass flow rate and bearing force is figured while changing bearing gap and number of capillaries. The simulation results will be used for further design of micro gas turbine.

Key Words : 초소형(Micro), 가스터빈(Gas turbine), 스러스트 베어링(Thrust bearing)

1. 서 론

MEMS 기술을 사용한 여러 가지 초소형 추진체 및 발전기는 부피 대비 높은 에너지 효율을 가지고 있어 다양한 연구가 진행되고 있다. 특히 MEMS 기술을 사용한 밀리미터 단위의 초소형 가스 터빈은 높은 효율과 빠른 재충전 시간과 높은 휴대성으로 인해 현재의 배터리를 대체할 수 있는 유력한 후보로 손꼽히고 있다. MIT에서는 MEMS 가공법을 이용하여 실리콘 웨이퍼(Silicon Wafer)기반의 초소형 가스터빈을 제작하기 위한 연구가 주로 진행되었고 Christophe[1]는 터빈 로터 직경 6mm급 초소형 가스 터빈(Micro Gas Turbine)의 시스템 설계를 수행하였고, Nicholas[2]등은 전체 크기 20mm급의 초소형 가스 터빈의 설계, 제작, 실험에 대한 종합적인 연구를 수행하였다. 한편 일본 Tohoku 대학에서도 5축 정밀가공

기기를 사용하여 금속이나 SiC를 이용한 초소형 가스터빈의 개발을 시작하였으나,[3] 터빈 로터 직경 10mm급으로 MIT와 비슷한 크기에 MEMS 가공 기술을 사용하지 않은 3차원 구조물을 성형하여 전체 시스템의 크기가 6.5cm 정도로 크다. 한국에서는 서울대의 송성진 교수팀의 전병선[4]등이 MEMS 기술을 사용하여 MIT와 유사한 구조의 터보차저를 제작하여 실험하였다. 그리고 벨기에나 중국에서도 비슷한 연구가 활발하게 진행되고 있다[4][5].

초소형 가스 터빈 개발은 터보차저(Turbocharger), 연소기(Combustor)와 발전기(Generator)로 나누어 크게 생각할 수 있다. 그중에서도 터보차저는 연소된 열에너지를 기계적 에너지로 바꿔주는 초소형 가스 터빈의 중요한 요소이다. 또한 터보차저는 고속으로 회전을 하기 때문에 이를 지지할 수 있는 스러스트 베어링(Thrust bearing)과 저널 베어링(Journal bearing)의 개발이 필수적으로 선행되어야 한다. 전체 시스템의 크기가 매우 작고, MEMS 제작공정의 특성상 로터의 크기에 비해 축의 길이가 매우 짧기 때문에 볼 베어링보다는 공기유체베어링(Air lubricated bearing)이 더 적합하여 주로 사용된다.

본 연구에서는 터보차저의 축방향 진동을 잡아주는 스러스트

1 포항공과대학교 기계공학과 대학원

2 종신회원, 포항공과대학교 기계공학과

* TEL : (054) 279-2168

* Corresponding author, E-mail: jhbaek@postech.ac.kr

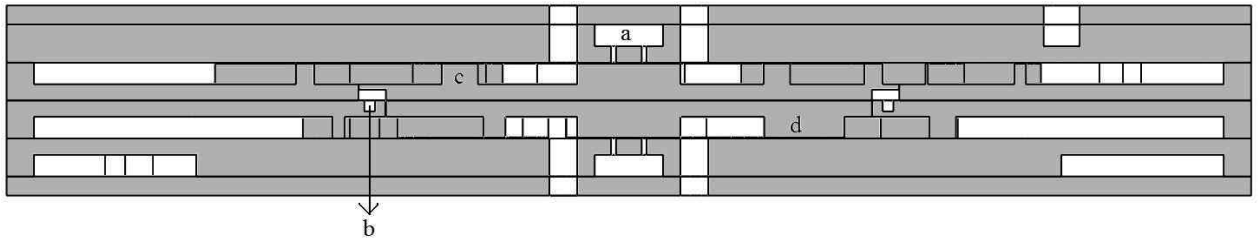


Fig. 1 Overview of micro-turbocharger (a : thrust bearing, b : journal bearing, c : compressor blade, d : turbine blade)

트 베어링의 설계와 이를 상용 수치해석 프로그램인 ANSYS CFX 11.0을 사용하여 그 특성을 분석하였다.

2. 본 론

2.1 시스템 구조

2.1.1 터보차저

본 연구에 사용된 스러스트 베어링은 로터직경 10mm급 초소형 터보차저에 사용된다. Fig. 1에 전체 터보차저 시스템의 구조가 나타내었다. MIT에서 시도한 초소형 가스터빈과 비슷한 구조를 가지고 있고, 터빈과 압축기의 직경은 각각 10mm와 9mm이고 전체 시스템의 크기는 23mm x 23mm x 3mm이고 6장의 실리콘 웨이퍼의 접합으로 이루어져있다. 터빈과 압축기의 로터는 서로 붙어있으며, 그 축의 앞뒤를 스러스트 베어링이 지지하여 축방향의 평형을 이루도록 한다.

2.1.2 스러스트 베어링

Fig. 2에 압축기 위쪽에 설치된 스러스트 베어링의 구조를 확대하여 유로를 나타내었다. 먼저 직경 1.6mm인 베어링 입구에 고압의 공기가 주입된다. 이렇게 주입된 공기는 입구 아래면에 원형으로 배치된 지름 10 μ m, 길이 100 μ m인 베어링 모세관을 통과하여 베어링 패드에 균일하게 분사된다. 베어링 패드의 밑면은 압축기의 축이 위치하게 되며, 모세관을 통과한 공기가 직경 2mm인 베어링 패드를 지나갈 동안 압축기를 축방향으로 밀어주게 되고 그리고 베어링 간극을 통해 압축기의 주 유로와 만나 방출되게 된다.

본 연구에서는 베어링 모세관의 개수와 베어링 간극의 크기를 변수로 두고 각 변수의 변화에 따른 베어링의 유량과 힘을 분석하였다.

2.2 격자 및 계산조건

Fig. 2에 나타낸 유로를 기반으로 하여 Ansys ICEM CFD를 사용하여 H-type의 격자를 생성하였다. 베어링 모세관이 1개만 포함되도록 유로를 부채꼴 모양으로 잘라 격자를 생성하

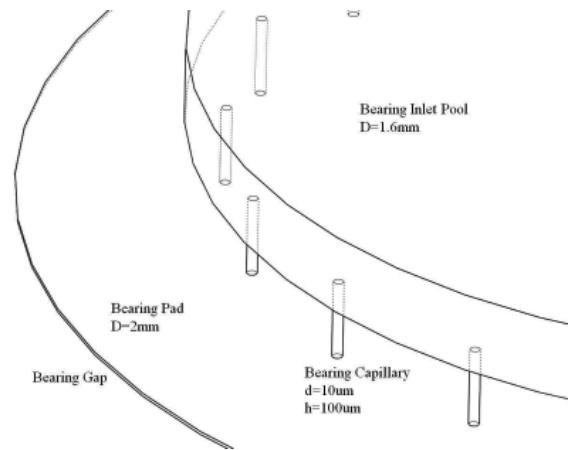


Fig. 2 Thrust bearing flow geometry

여 양 옆단에 회전반복조건(Rotational Periodicity)을 주어 대칭적으로 계산이 이루어지도록 하였다. 따라서 베어링 모세관의 개수가 10, 20, 25로 변환에 따라 10분할, 20분할, 25분할 격자를 생성하였다. 그리고 베어링 패드의 제일 안쪽의 꼭짓점은 회전반복조건에 의해 특이점을 생성하게 되므로 약간 잘라내어 그 면에 벽(Wall)조건을 주었다. 각 격자는 33만개의 노드(Node)를 갖도록 생성하였다. Fig. 3에 각 모세관 개수에 따른 격자의 형태를 나타내었다.

생성된 격자를 ANSYS CFX 11.0 Solver를 이용하여 계산을 수행하였다. 정상상태(Steady state) 계산을 하였으며, 작동 유체는 공기를 사용하였다. 베어링 입구에는 전온도(Total Temperature) 25 $^{\circ}$ C, 전압력(Total Pressure)조건을 부가하였고, 전압력을 2~9기압까지 바꾸어 가면서 계산을 하였다. 베어링 간극으로 빠져나가는 출구조건은 정압력(Static Pressure)조건으로 대기압을 부가하였고, 나머지 면은 단열, 점착조건(No-slip condition)을 부가하였다.

베어링 모세관 개수를 20개로 고정시킨 상태에서 베어링 간극을 0.1~4 μ m으로 바꾸어 격자를 구성하고 각 격자마다 입구압력을 2~9atm으로 변화시켜 계산을 수행하였고, 베어링 간극을 4 μ m으로 고정하고 베어링 모세관 개수를 10,20,25개

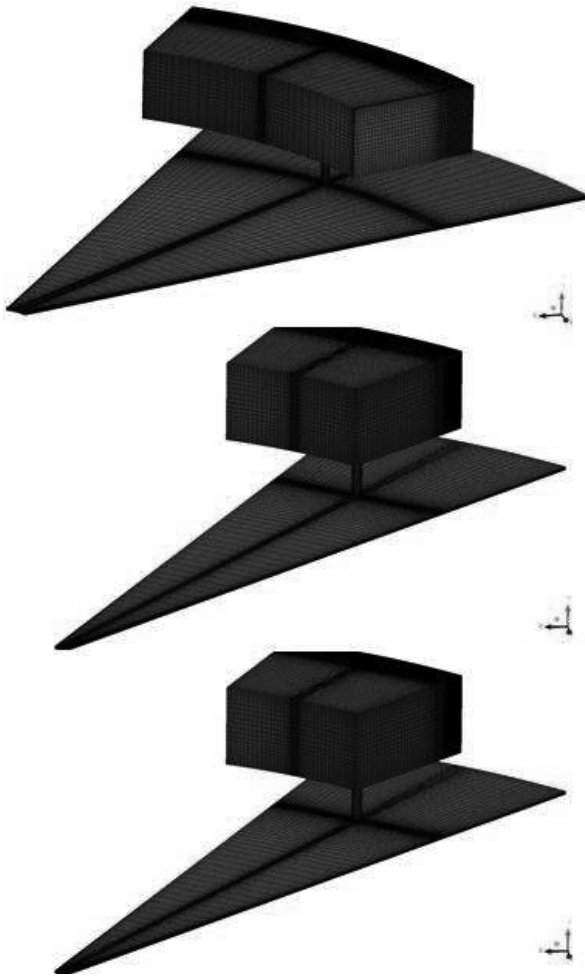


Fig. 3 Thrust bearing Meshes (10, 20, 25division)

로 바꾸어 격자를 구성하고 입구압력을 변화시켜 계산을 수행하였다.

3. 계산결과 및 고찰

3.1 격자 의존성

본 계산에 들어가기에 앞서 격자의 의존성을 확인하기 위한 계산을 수행하였다. 앞에서 서술한 본 격자와 노드 개수를 15만개로 줄인 격자를 준비하여 베어링 간극 4μm, 베어링 모세관 20개의 경우에 입구압의 변화에 따른 유량(Mass flow rate)을 계산하여 Fig. 4에 결과를 나타내었다.

격자의 노드 개수와 관계없이 유량이 동일함을 잘 보여주고 있다. 그러나 성긴 격자의 경우, 베어링 간극과 베어링 모세관 사이의 좁은 공간을 제대로 모사하지 못하여 단면의 압

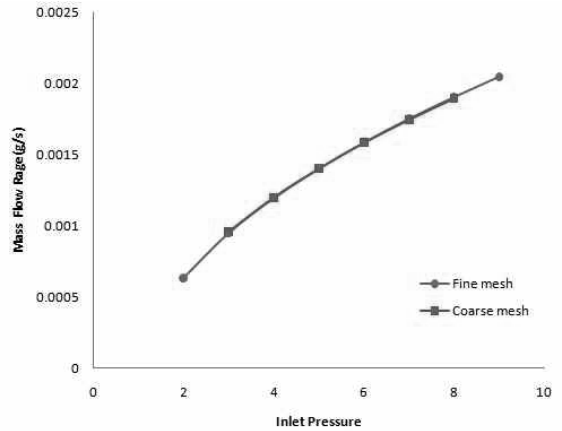


Fig. 4 Mesh dependence for fine and coarse mesh

력을 표현하기에 적절하지 않으므로 33만개 격자를 사용하였다.

3.2 특성 비교

3.2.1 간극별 특성변화

먼저 베어링 간극을 변화시키며 유량과 베어링 패드 밀면에 가하는 힘을 계산하여 결과를 Fig 5,6에 나타내었다. Fig 5를 보면 입구압력이 증가하면 유량이 선형적으로 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 베어링 간극이 감소하면 유량이 급격히 감소하고, 입구압력이 증가함에 따라 유량이 증가하는 기울기 또한 점점 0에 가까워지는 것을 알 수 있다. 이는 유로 면적이 감소하면서 생기는 정상적인 현상이며 계산이 제대로 이루어 졌음을 나타내고 있다. Fig. 6을 보면 고정 입구압력 하에서 베어링 간극에 따른 힘의 변화를 알 수 있다. 일반적으로 정적공기베어링(Hydrostatic air bearing)의 경우 힘과 베어링 간극간의 관계는 다음 수식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\Delta P^2}{(\mu RT\dot{m}/h^3)} = \phi(N, \frac{r}{R})$$

h : bearing gap (1)

$\frac{r}{R}$: bearing pad ratio

N : bearing orillary

ΔP : pressure drop on bearing pad

위 식에서 힘은 압력의 분포와 비례하므로 Fig. 6에서와 같이 베어링 간극이 감소할 때 힘이 기하급수적으로 증가하는 것을 잘 설명할 수 있다. 또한 입구압력이 증가할수록 힘 곡선의 기울기가 더 증가하는 것을 알 수 있는데, 기울기가 크면 축의 작은 변위(disturbance)에도 베어링 힘이 크게 변화

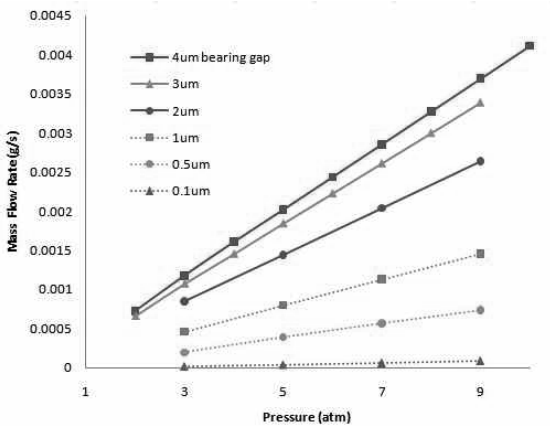


Fig. 5 Mass flow rate v.s. the inlet pressure

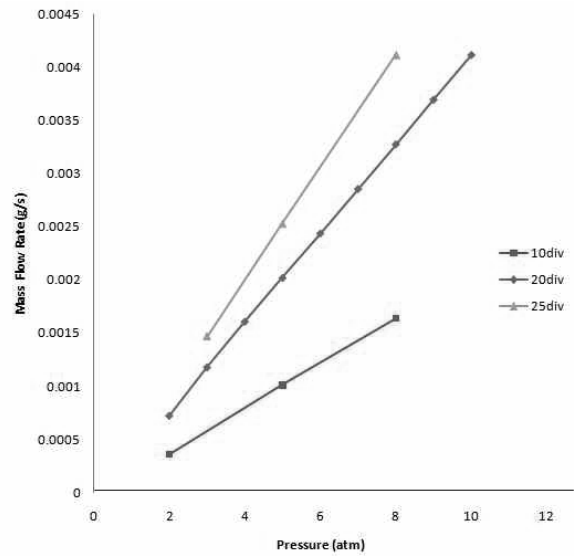


Fig. 7 Mass flow rate with respect to the number of capillaries

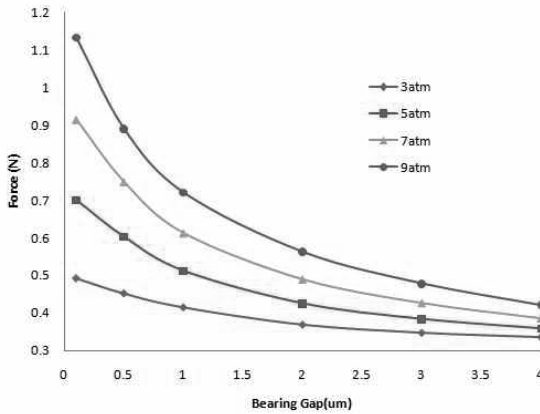


Fig. 6 Force v.s bearing gap

므로 강성(Stiffness)가 좋아져서 더 안정적으로 작동할 수 있다. 따라서 입구압력은 높을수록 좋다는 것을 알 수 있다.

3.2.2 베어링 모세관 개수별 특성변화

베어링 간극을 $4\mu\text{m}$ 으로 고정하고 베어링 모세관의 개수를 10개, 20개, 25개로 변화시켜 가며 베어링 모세관의 개수가 유량과 힘에 미치는 영향을 분석하였다. Fig. 7은 모세관의 개수에 따른 유량의 변화를 나타내고 있다. 모세관 개수의 증가는 유로면적의 증가를 의미하므로 Fig. 7과 같이 모세관 개수와 유량은 서로 비례한다. Fig. 8은 모세관 개수에 따른 힘의 변화를 나타내고 있다. Fig. 5,6에서 볼 수 있듯이, 일반적으로 유량의 증가는 힘의 증가를 의미한다.

계산결과 모세관 개수의 증가는 유량과 힘 모두를 증가시키는 것을 알 수 있다. 따라서 모세관은 많으면 많을수록 이득이나, MEMS 제작공정상의 편의를 위해 일정 수 이상 많게 하지 않는 것이 바람직하다.

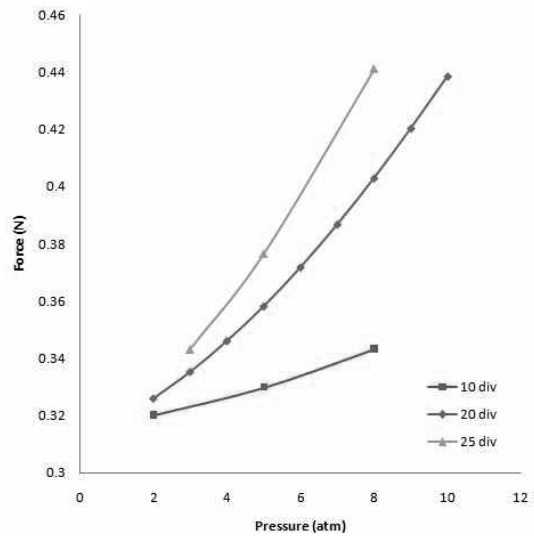


Fig. 8 Force with respect to the number of capillaries

4. 결론

본 연구에서는 MEMS 기술을 사용한 초소형 가스터빈에 사용될 슬러스트 베어링의 유동특성을 해석하였다. 직경 $10\mu\text{m}$, 길이 $100\mu\text{m}$ 의 모세관을 20개를 배치하고 직경 2mm의 베어링 패드를 $4\mu\text{m}$ 의 간극을 기본 값으로 설계하였다. 그리고 베어링의 간극을 $0.1 \sim 4\mu\text{m}$ 으로 조절하면서 계산을 수행한 결과 기본적으로 입구압력이 증가하면 유량과 힘이 동시에 증가한다는 것과 간극이 증가할수록 유량은 증가하나



힘은 감소한다는 결과를 얻었다. 그리고 모세관의 개수를 10, 20, 25개로 바꾸어 가며 모세관의 개수가 유량과 힘에 미치는 영향을 분석한 결과 모세관의 개수가 증가할수록 유량과 힘은 증가함을 보였다.

본 연구 계산 결과의 정확성을 확인하기 위해 실험값이 필요하지만, 기초 개념을 도입한 MIT의 실험결과[6]를 참조하여 계산 결과의 경향성이 실험결과와 일치한다는 것을 확인하였다.

후 기

본 연구는 BK21과 국방 MEMS 센터의 연구비 지원에 의해 수행되었고, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- [1] 1995, Christophe, "Preliminary Design Study of a Micro-Gas Turbine Engine," *MS Thesis at Massachusetts Institute of Technology*.
- [2] 2004, Savoulides, N., "Development of a MEMS Turbocharger and Gas Turbine Engine," *Ph.D Thesis at Massachusetts Institute of Technology*.
- [3] 2004, Isomura, K., "Development of Micromachine Gas Turbine for Portable Power Generation," *JSME International Journal*, Vol.47, pp.459-464.
- [4] 2008, Peirs, J., "Measurement of Compressor and Turbine Maps for an Ultra-Miniature Gas Turbine," *Proceeding of PowerMEMS*, Sendai, Japan.
- [5] 2009, Fu, L., "Aerodynamic Design and Numerical Investigation on Overall Performance of a Micro Radial Turbine with Millimeter-Scale," *Proceeding of ASME Turbo Expo*, Orlando, Florida, USA.
- [6] 1999, Lin, C.-C., "Development of a Microfabricated Turbine-Driven Air Bearing Rig," *Ph.D Thesis at Massachusetts Institute of Technology*.

[1] 1995, Christophe, "Preliminary Design Study of a Micro-Gas