

500W급 초소형 가스터빈 개발을 위한 압축기 성능 평가

서정민** · 박준영* · 최범석* · 박무룡*

Performance Evaluation of Compressor to Develop 500W Class Ultra-Micro Gas Turbine

JeongMin Seo**, Jun Young Park*, Bum Seok Choi*, Moo Ryong Park*

Key Words : UMG(초소형 가스터빈), Performance evaluation(성능 평가), Compressor(압축기), Static air bearing(공기 정압 베어링)

ABSTRACT

Performance evaluation of a compressor is conducted to develop 500W class ultra-micro gas turbine (UMGT) for power generation. The performance evaluation is essential to check the performance of the components of UMGT, a radial turbine, a centrifugal compressor, an angular combustor and a shaft, which have been already designed in previous researches. The purpose of this study is to introduce the development process of the performance testing equipments of the UMGT and to present the results of compressor performance test. For the performance evaluation of the compressor, two test equipments are developed and the initial test equipment uses commercial static air bearings with long shaft. In the improved test equipment, static air bearing is improved to increase rotating speed and compressed nitrogen gas is used for utility gas of the static air bearing to supply compressed air in a stable and steady way. To increase rotating speed to 320,000 rpm, 80% speed of design speed, compressed air is provided to the turbine. The performance map of the compressor with the 50%, 60%, 70%, 80% speed of design point is presented. The results of the performance test of compressor show a good agreement with the results of 3D CFD.

1. 서 론

최근 MEMS 기술을 기반으로 한 chip 초소형화 기술의 발전에 힘입어 휴대용 무선 전자기기는 급속도로 발전하였다. 특히 디스크 용량, CPU 속도 등은 비약적인 발전을 보여 왔다. 하지만 휴대용 전자기기의 생명인 기동성(mobility)은 그 발전 속도를 따라가지 못하고 있는데, 그 이유는 배터리 등 동력원의 성능 증대가 상대적으로 매우 느리기 때문이다.

MP3 플레이어, 휴대폰, 디지털 카메라, 노트북 등 소비전력이 0.1~100W 영역의 일반 디지털 기기의 경우에는 전기 전자공학기술을 바탕으로 한 소비전력 저감기술로 동력원 문제를 해결하고 있다. 하지만 소형 로봇, 전동공구, 전동스쿠터 등 100W 이상의 소비전력을 가지며 모터 등을 이용한 구동장치를 가지는 소형 동력기기는 동력원 문제가 매우 심각하다. 특히 이러한 소형 동력기기는 높은 에너지 밀도뿐만 아니라

높은 출력 밀도를 요구한다. 이러한 용도에 적합한 마이크로 동력발생장치(Micro or Mobile Power Generator: MPG)의 개발에 대한 요구가 높아지는데, 고에너지 밀도와 고출력 밀도의 특징을 갖는 대표적인 MPG가 바로 초소형 가스터빈(Ultra-Micro Gas Turbine: UMG)이다⁽¹⁾.

UMGT는 로봇의 동력원뿐만 아니라 군사용 장비로의 활용가치도 높다. 특히 미국 MPG 전문가들이 군사용 장비에 적합한 MPG 후보들을 비교 분석한 연구 보고서⁽²⁻³⁾에 의하면, 장시간 사용 장치의 경우 100W급의 경우는 스테링 엔진이나 내연기관이 유리하나 500W급 이상은 UMG가 유리하다고 한다. 500W급의 UMG 발전기는 군사용으로는 무기체계 분야에서 초소형 무인항공기, 무인로봇, 분대/소대급 전원 공급 장치 등으로 활용이 가능하고, 민수용으로는 소형 로봇, 골프 카트, 휴대용 발전기 등에 활용가능하다.

40% 수준의 효율을 보이는 중대형 가스터빈에 비해 UMG의 경우 공간적 제약으로 인한 온도 관리의 어려움으로 낮은 연소온도와 열손실로 인한 낮은 효율이 실용화에 가장 큰 걸림돌로 작용한다. 따라서 열설계 기술 및 초소형 고효율 열

* 한국기계연구원 극한에너지기계연구실

† 교신저자, E-mail : jmseo@kimm.re.kr

교환기 기술이 초소형 가스터빈의 실용화에 핵심 기술 중 하나이다.

본 연구원에서는 500W급 초소형 가스터빈 발전기 개발을 위한 사이클 해석(4), 압축기 및 터빈 공력 설계(5-7), 축 시스템 개발(8), 열교환기 설계(9) 등 다양한 연구를 수행하였다(10). 본 연구는 500W급 초소형 가스터빈 발전기 개발을 위해 압축기 성능시험을 수행하고 그 결과를 3D CFD와 비교하였다.

2. 공력 설계 및 해석

2.1 사이클 해석 및 layout

본 연구는 출력 500W, 총 체적 1L의 휴대 가능한 초소형 가스터빈 발전기의 개발을 목표로 하고 있다. 가스터빈의 설계 및 해석 과정은 Fig. 1과 같다. 가스터빈 공력 설계의 출발점인 사이클 해석은 시스템 전체의 열역학적 해석으로 시스템의 크기, 효율, 출력, 터빈 입구 온도, 회전 속도, 압축비 등 기본 설계에 필요한 자료를 얻는 과정이다. 사이클 해석은 가스터빈 사이클 해석 프로그램인 GasTurb 11(11)을 사용하였다. 사이클 해석을 위해서는 각 구성기기에 대한 압력 손실에 대한 가정을 필요로 한다. 이러한 가정은 요소 부품의 해석이나 기술 자료 등을 참조하여 보다 정확한 가정 값을 사용하도록 수정이 필요하며, 이러한 과정을 통해 기존의 결과 값들(4)을 수정하였고 수정된 가정들은 Table 1에 나타 내었다. 별도의 계산에 의해 도출된 수정된 열교환기의 효율은 75%이다. 사이클 해석에 사용된 시스템의 모델은 Fig. 2와 같다. 수정된 사이클 해석의 결과를 Table 2에 제시하였다(12).

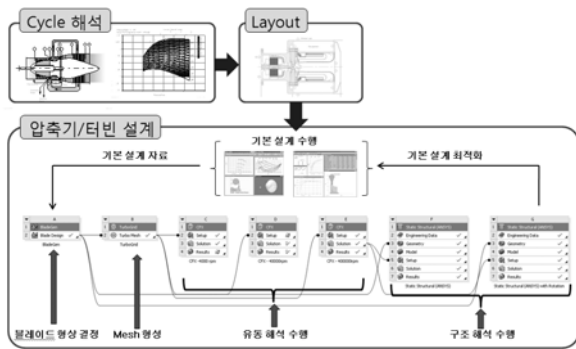


Fig. 1 Process of aerodynamic design and analysis of UMGT

Table 1 Assumption of pressure loss

압력 손실 구간	손실 값
압축기 후단-열교환기(저온부) 후단	3%
연소기 내부	3%
diffuser 내부	2%
터빈 출구-열교환기(고온부) 후단	6%

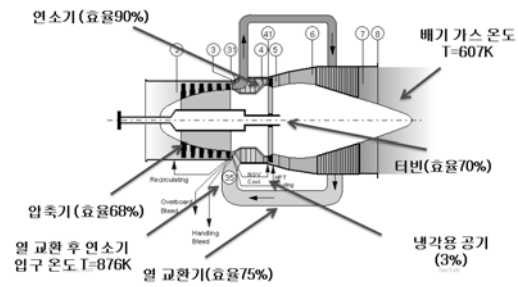


Fig. 2 Cycle analysis model for UMGT by GasTurb 11

사이클 해석을 바탕으로 시스템 전체 layout을 Fig. 3과 같이 구성하였다. 터빈에 의해 구동되는 압축기를 거치며 압축된 공기는 열교환기(recuperator)에서 온도가 상승하고, 이 공기는 연소기를 지나며 TIT=1200K로 가열된 후, 터빈을 구동하게 된다. 이후 공기는 다시 열교환기를 통해 배기되는 구조를 가진다. 압축기에 유입되는 공기는 발전기를 거쳐 들어오는데 이는 터빈으로부터 축을 통해 발전기로 전달되는 열을 식히는 역할도 겸하게 된다.

Table 2 Results of cycle analysis

항목	단위	값
mass flow rate	kg/s	0.02
압축기 압력비(P3/P2)		3
터빈 입구 온도(TIT)	K	1200
연료 유량	kg/s	0.0001945
압축기 효율 (isentropic)	%	68
연소기 효율 (isentropic)	%	90
터빈 효율 (isentropic)	%	70
열교환기 효율 (isentropic)	%	75
발전기 효율 (isentropic)	%	80
터빈 출력	kW	4.01
압축기 출력	kW	3.14
축력(shaft power)	kW	0.87
발전기 출력(generator power)	kW	0.70
열효율(thermal efficiency)	%	10.4

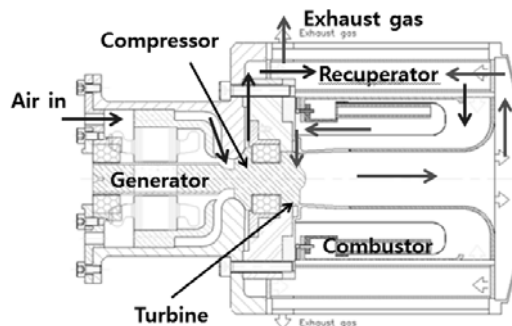


Fig. 3 Layout of UMGT

2.2 1D 설계 및 성능 해석

압축기 1D 설계는 NREC 사의 COMPAL⁽¹³⁾ 프로그램을 사용하였고, 터빈 1D 설계는 NREC 사의 RITAL⁽¹⁴⁾ 프로그램을 사용하여 일차원적인 평균유선법으로 공력 설계를 수행하였다⁽⁷⁾. 압축기의 날개 수는 7(main blade)+7(splitter)개이다. 압축기에서 디퓨저는 시스템 전체의 크기 및 유량을 고려한 유로의 크기를 고려할 때 guide vane을 설치할 공간의 부재로 인하여 vaneless diffuser를 사용하였다. 터빈은 날개 수가 8개이며 터빈 노즐의 날개 수는 14개이다. 압축기 및 터빈의 틱간극(tip clearance)은 0.1mm로 동일하다. 1D 설계는 정격 회전수에서 블레이드 날개의 개수, 블레이드 높이 등을 적절히 조절하여 최적의 값을 찾고 탈설계점(off-design) 해석을 통해 블레이드 및 노즐의 설계 값을 수정하였다. 1D 설계를 통해 도출된 자오면 형상을 Fig. 4에 제시하였다.

2.3 3D 설계 및 시제품 제작

1D 설계를 바탕으로 ANSYS 사의 BladeGen을 사용하여 압축기 임펠러 및 터빈 로터의 3D 형상을 설계하였다. 설계된 3D 형상은 ANSYS 사의 TurboGrid 13.0을 사용하여⁽¹⁵⁾ CFD를 위한 격자를 생성하였고, Fig. 5에 나타냈다.

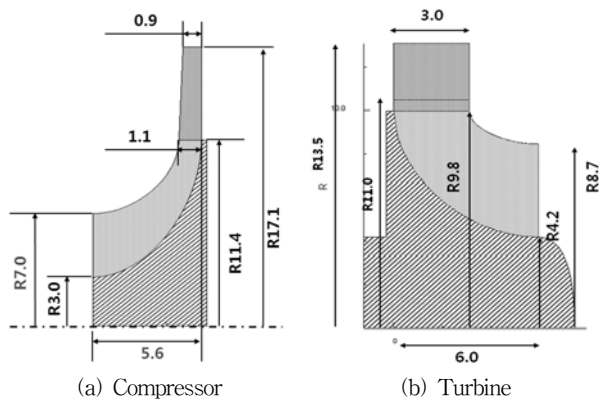


Fig. 4 Meridional view of UMGT (unit: mm)

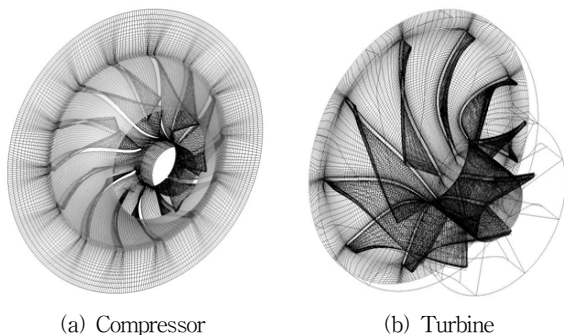


Fig. 5 Computational grid

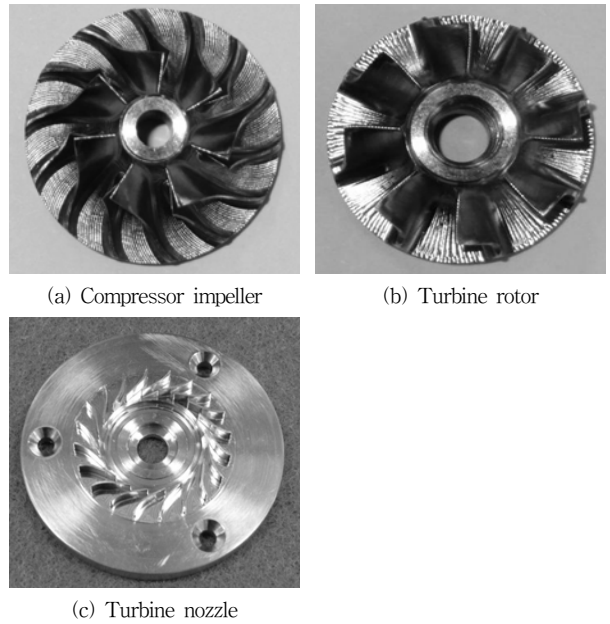


Fig. 6 Compressor and turbine of UMGT

3D 성능 해석은 ANSYS 사의 CFX 13.0을 사용하였고, 난류유동은 $k-\omega$ SST모델을 사용하였다. 입구 경계 조건으로 전압과 전온도를 고정하였고, 압축기의 출구조건으로 질량 유량을 고정하였으며, 터빈의 출구조건으로 정압과 질량 유량을 고정하였다. 압축기 3D 성능 해석은 탈설계점 조건에서도 수행하였다. 탈설계점 조건에서의 3D 성능 해석 결과와 1D 성능 해석 결과를 비교해봄으로써 1D 자오면 형상 설계가 제대로 이루어짐을 확인할 수 있었다^(7,16).

수차례의 3D 유동 해석과 구조 해석을 통한 3D 설계 최적화로 재질 선정이 이루어졌다. 압축기 임펠러는 티타늄(titanium) 합금 재질로 제작되었고, 터빈과 노즐은 Inconel 718 재질로 5축 가공을 통하여 제작되었다. Fig. 6은 제작된 압축기 임펠러와 터빈의 로터 및 노즐이다.

3. 압축기 성능 시험

3.1 1차 압축기 성능 시험 장치

가스터빈 개발의 필수적인 절차 중 가장 중요한 것이 압축기 시험을 수행하는 것이다. 따라서 초소형 가스터빈도 압축기 성능 시험이 필요하다. 정적 속도인 400,000rpm의 회전을 전기 모터로 회전시키는 것이 불가능하므로 압축기의 회전은 고압 공기를 이용한 터빈을 사용하였다.

압축기 성능 시험 장치를 위한 터빈은 자오면 1차원 해석 결과 UMGT를 위하여 설계한 터빈을 TIT=420K, 팽창비 4.2, 유량 50g/s를 이용할 경우, 회전수 400,000rpm에 출력 4.2kW를 얻는 것이 가능함을 확인하였다. 이 조건에 대한 탈설계점 해석 결과는 Fig. 7에 나타냈다. 압축기 시험 장

치를 위한 압축기 및 터빈을 본 연구에서 UMGТ를 위해 개발된 압축기, 터빈 및 노즐을 그대로 사용함으로써, 제작 기간 및 시험 비용을 절감할 수 있게 되었다. Fig. 8은 UMGТ에서 사용하는 동일한 압축기 임펠러 및 터빈 로터를 이용한 1차 압축기 성능 시험 장치의 layout이다.

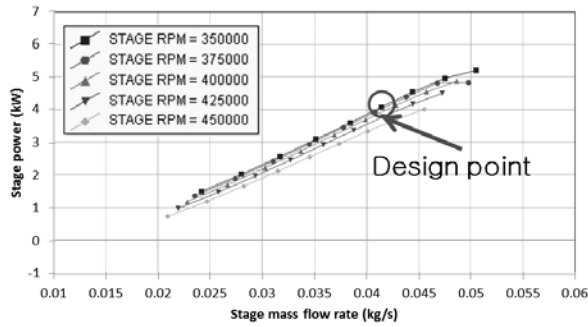


Fig. 7 Off-design performance map for compressor performance test equipment

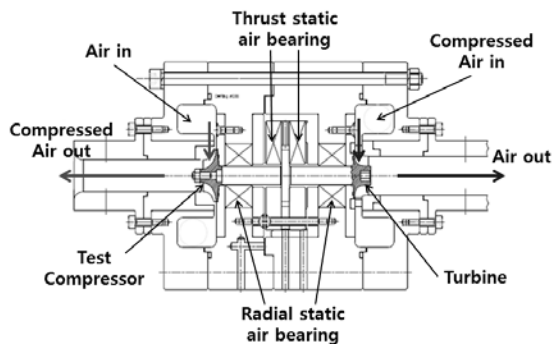
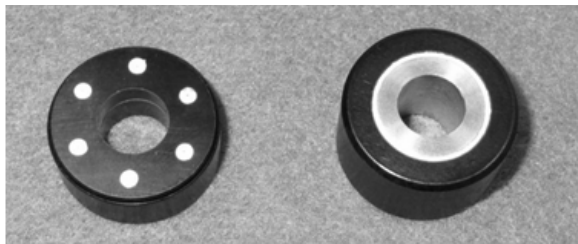
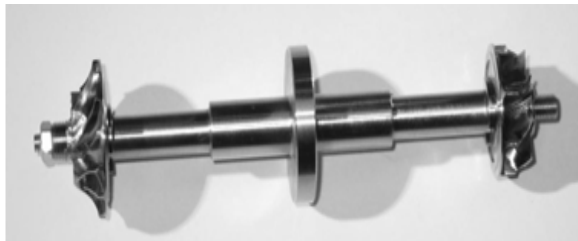


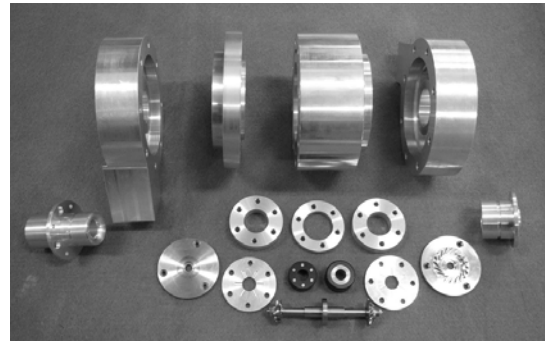
Fig. 8 Layout of the 1st test equipment



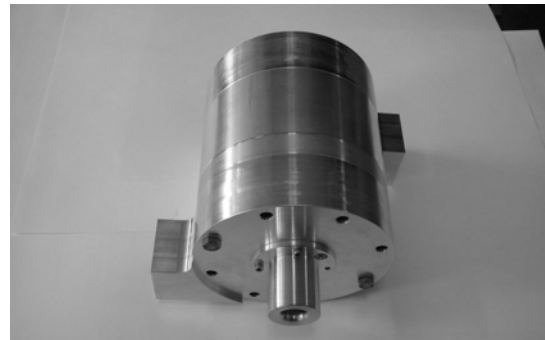
(a) Thrust (left) and radial (right) static air bearing



(b) Shaft and compressor impeller (left) and turbine rotor (right)



(c) Unassembled equipment

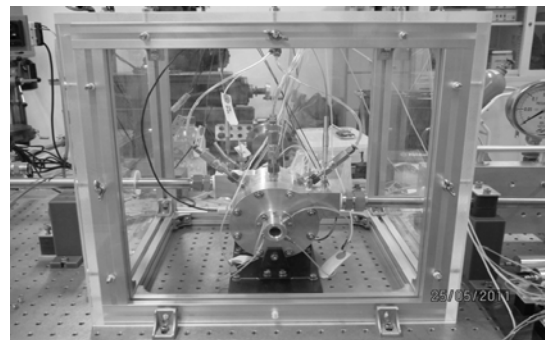


(d) Assembled equipment

Fig. 9 UMGТ of the 1st compressor test equipment



(a) Test facility



(b) Test equipment in a safety box
Fig. 10 The 1st compressor test facility

1차 압축기 성능 시험 장치에는 베어링으로 Nelson 사에 주문 제작한 한 쌍의 반경방향 및 축방향 공기정압베어링 (static air bearing)을 사용하였다. 임펠러 축은 Inconel 718을 재질로 하여 5축 가공하여 제작하였다. Fig. 9는 1차 압축기 성능 시험 장치에 사용된 공기정압베어링, 제작된 축계 및 UMGТ에 사용된 부품들을 나열한 그림이다.

Fig. 10은 1차 압축기 성능 시험 설비를 타나냈다. 압축기 구동을 위해 터빈은 7bar의 utility air로 구동되며, 공기정압베어링도 utility air로 압력 부하를 인가하였다. 압축기로는 대기 공기가 흡입 및 토출되었다. 특히 시험 장치는 400,000rpm의 고속으로 회전하므로, 안전을 위해 투명의 합성수지로 보호용 덮개 장치를 장착하였다.

1차 압축기 성능 시험 장치를 사용하여 최대 150,000rpm까지의 성능 결과를 측정하였으나 그 이상의 회전 속도는 낼 수가 없었다. 이는 공기정압베어링의 장착을 위해 축 길이가 길어져 진동 등의 문제를 일으키고, 또한 utility air가 충분한 압력으로 안정적으로 공급되지 않는 문제로 인하여 정격 속도의 37.5% 수준까지 압축기 성능을 측정할 수밖에 없었다. 1차 성능 시험 장치에 의한 측정 결과로는 기존의 1D 및 3D 수치해석 결과와 비교하기에는 무리가 있었다.

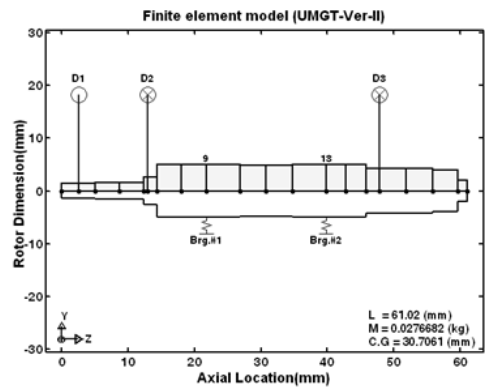
3.2 2차 압축기 성능 시험 장치

2차 압축기 성능 시험 장치는 1차 압축기 성능 시험 장치에서 발생한 문제점들을 분석하여 개선하였다. 먼저 공기정압베어링에 고압의 공기를 안정적으로 인가하기 위해 utility air 대신에 질소 탱크를 이용하여 충분한 양의 고압 질소가 공급되도록 하였다. 또한 1차 성능 시험 장치에서 Nelson 사의 반경방향 및 축방향 공기정압베어링 때문에 길어졌던 회전축의 길이를 줄이기 위해 새로운 베어링 및 축계를 설계하였다. 회전체 베어링 시스템의 안정성을 높이기 위해서는 로터 시스템이 축방향으로 짧아지고, 반경은 길어지는 것이 바람직하다. 하지만 UMGТ를 위해 제작된 압축기 및 터빈을 그대로 사용하기 위해서는 반경방향으로는 설계변경이 힘들고, 축 길이를 최대한 줄이는 방향으로 설계를 진행하였다. 그 결과 자체적으로 반경방향-축방향 일체형 공기정압베어링을 설계하였다.

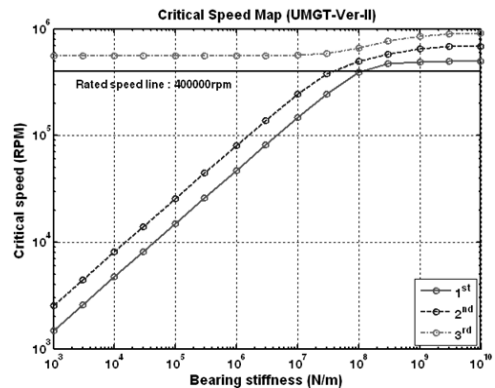
새로 설계한 고압 질소를 이용한 반경방향-축방향 일체형 공기정압베어링과 길이가 줄어든 축을 고려한 회전체 동역학 해석을 수행하였다. Fig. 11은 회전체 동역학(rotordynamics) 해석을 위한 모델과 그 해석 결과인 위험속도 선도(critical speed map)를 나타낸다. 회전체 동역학 해석 모델은 압축기 임펠러 및 터빈 로터의 위치와, 베어링의 위치, CFD에 의해 도출된 압축기 및 터빈에 작용하는 압력 분포 등도 고려하였다. 위험속도 선도를 보면 정격 회전수 400,000rpm은 베어링 강성이 $10^7 \sim 10^8 \text{N/m}$ 영역에서 1차 강체 모드와 2차 강체 모드를 지나치는 것으로 나타나며, 1차 굽힘(bending) 모드

보다 작은 것으로 나타났다. 베어링의 강성은 베어링 자체의 고유 특성으로 일반적으로 볼베어링의 강성은 $10^7 \sim 10^8 \text{N/m}$ 수준의 강성을 가지며, 공기정압베어링의 강성은 $10^5 \sim 10^6 \text{N/m}$ 영역의 강성을 가지는 것으로 알려져 있다. 특히 공기정압베어링은 공급된 공기의 압력에 따라 강성이 변한다. 회전체 베어링 시스템의 안정적 구동을 확보하기 위해서는, 1차 굽힘 모드가 정격 회전수의 110%인 440,000rpm 이상이 되어야 하며, 해석 결과인 위험속도 선도에 따르면, 설계된 베어링 시스템이 이러한 조건을 만족하는 것으로 나타났다. Fig. 12는 자체 제작한 반경방향-축방향 일체형 공기정압베어링과 길이가 줄어든 축계를 나타냈다.

새롭게 적용된 베어링과 축계 시스템으로 인하여 회전축이 매우 짧아져 고속에서도 안정적인 동작이 가능하였다. 축이 안정적으로 회전함으로써 임펠러 및 터빈 로터의 틱간극을 원래의 설계 사양인 0.1mm로 설정할 수 있게 되었다. Fig. 13은 2차 압축기 성능 시험 장치의 layout과 제작된 시험 장치를 나타냈다.



(a) Rotordynamic analysis model for rotor



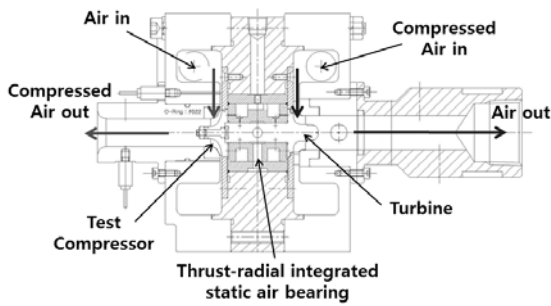
(b) Critical speed map

Fig. 11 Rotordynamic analysis of the 2nd compressor test equipment

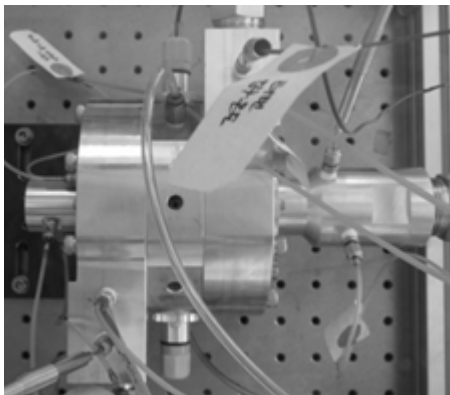


Fig. 12 Thrust-radial integrated static air bearing and shaft system

2차 압축기 성능 시험 장치에는 공기정압베어링에 고압의 질소를 안정적으로 공급하기 위해 질소 탱크를 사용하였고, 터빈을 돌리기 위한 고압 공기를 공급하기 위해 별도의 공기 탱크를 설치하였다. 공기 탱크에는 2대의 왕복동식 압축기를 이용하여 최대 15bar의 공기를 저장할 수 있게 하였다. Fig. 14는 2차 압축기 성능 시험 설비를 나타냈다. 그림에서 좌측에 보이는 탱크가 터빈을 구동하기 위한 압축 공기를 공급하는 공기 탱크이며, 우측의 2대의 탱크가 공기정압베어링에 인가되는 질소 탱크이다.



(a) Layout of test equipment



(b) Test equipment

Fig. 13 The 2nd compressor test equipment

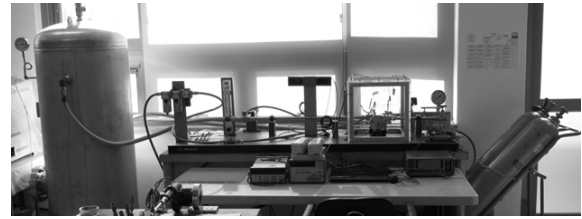


Fig. 14 The 2nd compressor test facility

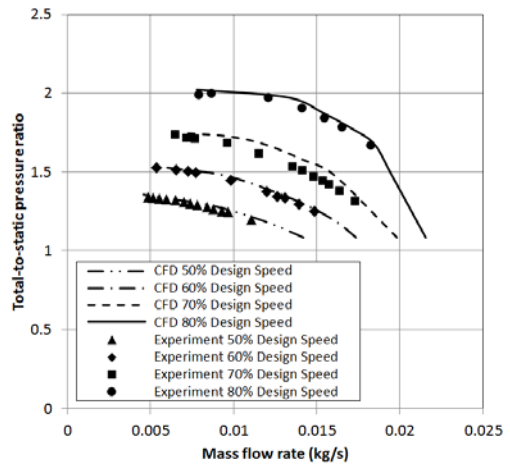


Fig. 15 Compressor performance map of UMG T

3.3 성능 시험 결과

2차 압축기 성능 시험 장치로 최대 회전수 320,000rpm의 성능을 측정할 수 있었다. 이는 정격 회전수의 80% 수준으로 압축기 성능 평가를 위해 충분한 회전수이다. 압축기 성능 시험은 정격 회전수의 50%, 60%, 70%, 80%에서 수행되었다. 압축기 성능 평가의 목적은 압축기 3D 공력 설계 및 성능 해석의 검증이므로, 시험에 의한 결과와 3D 수치 해석 결과를 비교하였다. 압축기의 3D 전산 유체 해석은 압축기 성능 시험에서 수행한 정격 회전수와 동일한 정격 회전수에서 수행하였고 그 결과는 Fig. 15에 나타내었다. 성능 시험 결과는 수치 해석 결과와 거의 일치하여 압축기 설계를 위해 수행한 수치 해석의 정확도가 매우 높음을 확인할 수 있었다.

4. 결론

출력 500W, 총 체적 1L의 휴대 가능한 초소형 가스터빈 (UMGT) 발전기를 개발하기 위해 공력 설계 및 수치 해석을 수행하고, 공력 설계 및 수치 해석 결과를 검증하기 위해 압축기 성능 시험을 수행하였다. 본 연구를 통해 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 공력 설계는 사이클 해석, 1D/3D 공력 설계 및 성능 해석의 순서로 진행되었고, 수치 해석 결과를 성능 시험 결과와 비교함으로써 공력 설계의 타당성을 검증할 수 있었다.

- 2) 독자적으로 설계 및 제작한 축방향-반경방향 일체형 공기정압베어링의 적용으로, 회전축 길이를 줄여 압축기 성능 평가 시험 장치의 회전 특성을 향상시켰다.
- 3) 압축기 성능 평가는 정격의 50%, 60%, 70%, 80%에서 성능곡선도를 구하였고, 3D 수치 해석 결과와의 비교를 통해, 압축기 설계를 위해 수행한 1D/3D 공력 설계 및 수치 해석의 정확도가 매우 높음을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 방위사업청 및 국방과학연구소 지원으로 수행되는 차세대 군용전원특화연구센터 사업의 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) 오창보, 최범석, 2006, “마이크로 동력원의 분류와 특징,” 유체기계저널, Vol. 9, No. 6, pp. 63~66.
- (2) Browning V. DARPA palm power program, <http://www.darpa.mil/dso/thrust/matdev/palmpowr.htm>.
- (3) Derek Dunn-Rankin, Elisângela Martins Leal, David C. Walther, 2005, “Personal power systems,” Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 31, Issues 5-6, pp. 422~465
- (4) 한상조, 박준영, 박무룡, 최범석, 2010, “초소형 가스터빈 사이클 해석,” 대한기계학회 춘계학술대회, pp. 357~358.
- (5) Han, S. J., Seo, J. M., Park, J. Y., Choi, B. S., Do, K. H., 2010, “Design and Simulation of 500W Ultra-micro Gas Turbine Generator,” PowerMEMS, pp. 247~250.
- (6) Seo, J. M., Park, J. Y., Choi, B. S., Park, M. R., Han, S. J., 2011, “Evaluation of 500W Ultra-micro Gas Turbine Compressor,” PowerMEMS, pp. 447~449.
- (7) 서정민, 최범석, 박준영, 박철훈, 김유일, 2011, “500W급 발전용 초소형 가스터빈 설계,” 한국군사과학기술학회지, 제14권, 제6호, pp. 1207~1214.
- (8) 박철훈, 최상규, 함상용, 2011, “임팩트 테스트를 이용한 초고속 회전체용 공기 포일 베어링의 동특성 계수 측정,” 유체기계저널, 제14권, 제1호, pp. 5~10.
- (9) 도규형, 한용식, 최병일, 김명배, 2011, “오프셋 스트립 휠을 가지는 리큐퍼레이터의 내부 형상 최적화,” 한국군사과학기술학회지, 제14권, 제6호, pp. 1178~1185.
- (10) 최상규, 최범석, 한용식, 우병철, 송인혁, 민성기, 임진식, 2011, “500W급 초소형 마이크로 터빈 발전기 시스템 설계,” 한국군사과학기술학회 종합학술대회, pp. 1607~1610.
- (11) Kurzke, J., 2007, “GasTurb 11 Design and Off-Design Performance of Gas Turbine,” Germany.
- (12) 박철훈, 최상규, 함상용, 2011, “손실을 고려한 500W급 마이크로 가스터빈 발전기용 전동발전기의 요구동력 및 요구효율 선정,” 유체기계저널, 제14권, 제5호, pp. 24~30.
- (13) NREC, COMPAL, Version 8.0.1.0.
- (14) NREC, RITAL, Version 8.0.1.0.
- (15) ANSYS, CFX and TurboGrid, Version 13.0.
- (16) 한상조, 서정민, 최범석, 2010, “대형 가스터빈 엔진 개발 과정,” 유체기계저널, 제13권, 제4호, pp. 58~62.