

상용 마이크로 가스터빈의 구성부 성능분석

이종준* · 윤재은* · 김동섭**

Evaluation of Component Performance of a Commercial Micro Gas Turbine

J. J. Lee*, J. E. Yun*, T. S. Kim**

Key Words: Micro gas turbine (마이크로 가스터빈), Measurement (측정), Part load (부분부하), Component(구성부), Performance(성능)

ABSTRACT

This study aims at evaluation of component performance of a commercial micro gas turbine by detailed measurements of various system parameters. A test facility to measure performance of a micro gas turbine was set up. Performance parameters such as turbine exit temperature, exhaust gas temperature, engine inlet temperature, compressor discharge pressure and fuel flow rate were measured. Variations in measured data and estimated performance parameters were analyzed. In addition to overall engine performance, component characteristic parameters including the turbine inlet temperature, the compressor efficiency, the turbine efficiency, the recuperator effectiveness were estimated. Behaviors of the estimated characteristic parameters with operating condition change were examined.

1. 서론

최근의 에너지자원 고갈 및 환경오염의 영향으로 세계적으로 에너지 문제가 이슈화 되고 있다. 교토 의정서(Kyoto Protocol)가 발효되어 각국의 온실가스 배출 총량을 감축해야 하며, 화석연료 고갈에 대한 우려의 목소리 또한 높아지고 있는 가운데 점차 친환경적이고 고 효율의 발전시스템에 대한 관심이 고조되고 있는 실정이다. 특히 전력이송에 의한 손실을 최소화 하고 분산된 에너지 수요에 대응하기 위한 방안으로 분산발전 시스템에 대한 관심이 높아지면서 기존의 중·대형 발전시스템에 비하여 상대적으로 소형이면서

운전성능과 신뢰성이 우수한 발전시스템이 대안으로 자리매김 하고 있는 가운데 현재의 기술수준과 경제성을 고려할 때 가스터빈(Gas Turbine) 역시 주요 발전 시스템의 하나로 주목받고 있다. 이에 따라 세계적으로 마이크로 가스터빈(Micro Gas Turbine, 이하 MGT)의 개발 및 상품화가 빠른 속도로 진행되고 있다.^(1,2)

가스터빈은 넓은 용량범위에서 설계가 가능한데, 대체로 200kW이하의 소형 가스터빈을 MGT로 분류한다⁽¹⁾. MGT의 터빈 입구온도(Turbine Inlet Temperature 이하 TIT)는 중·대형 가스터빈에 비하여 상대적으로 낮은 온도를 유지하게 된다. 이는 터빈 냉각기술을 적용하기 어렵기 때문이다. 이에 따라 MGT는 중·대형 가스터빈에 비하여 효율이 상대적으로 낮게 설계되며 이를 보완하기 위하여 재생기를 출구에 설치하여 열 회수를 통하여 효율을 극대화시키는 기술을 사용한다.

* 인하대학교 대학원 기계공학부

** 인하대학교 기계공학부

책임저자 E-mail : kts@inha.ac.kr

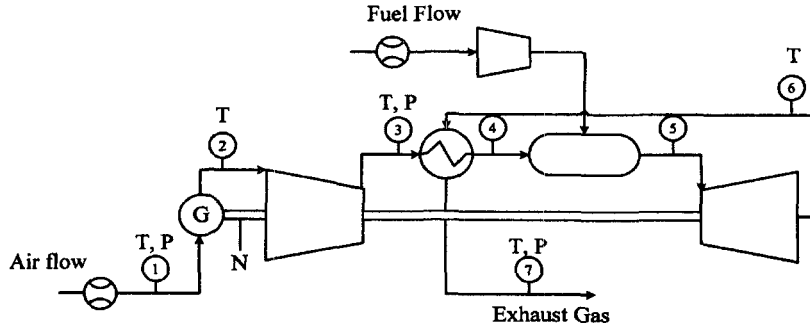


Fig. 1 Schematic of the micro gas turbine with measuring location

또한 재생효과를 최대화하기 위하여 낮은 압력비에서 설계된다. 보편적으로 MGT의 경우 터빈 입구온도는 800~900℃, 압력비는 3~5에서 설계되며 이때 시스템 효율은 25~30%정도이고, 비출력은 100kJ/kg을 약간 상회하는 정도이다.⁽³⁾ 현재 국내에서도 MGT의 개발이 시도되고 있으며,^(4,5,6) 이들의 사양 역시 이 범위에 해당한다. 현재 개발되고 있는 200~300kW급 엔진들의 개발 목표는 발전효율 약 30%대 중반이며, 배기열을 이용하여 추가의 전력을 얻는 복합 시스템을 통하여 40%의 효율을 얻고자 연구개발이 진행되고 있다.^(8,9)

MGT의 개발에 있어서 컴팩트하고 효율이 높은 열교환기의 설계는 엔진 성능을 향상시키는데 큰 역할을 한다.^(7,10) 또한 가변 회전수 운전과 같은 특수한 운전 방식을 사용하여 부분부하 성능을 더욱 안정적으로 이끌어 내는 것이 가능하다. 이런 운전 방식을 이용하면 연료만의 제어를 하는 경우에 비하여 훨씬 좋은 부분부하 성능을 끌어낼 수 있다.^(11,12) 따라서 실제로 현재 개발되는 엔진들에서는 가변회전수 운전(variable speed operation)을 통하여 터빈출구온도를 높게 유지하는 방식을 채용하는 경우가 많다.

한편 최적 설계나 운전 못지않게 성능진단이 중요하다. MGT의 상용화가 본격적으로 이루어진지 오래 되지 않았으므로 성능진단 분야의 개발이 아직은 다른 산업용 가스터빈이나 항공용 엔진에 비하여 일반적이지는 않다. 그러나 MGT 역시 운전시간이 증가함에 따라 점차적으로 성능이 저하되므로 성능진단을 통하여 최적의 상태를 유지하는 것이 중요하다고 판단된다. 그러나 가변 회전수 운전 및 제어시스템(Digital Power Controller이하 DPC)과 재생기의 사용 등과 같은 MGT 특유의 설계 및 운전방식은 MGT의 성능진단을 어렵게 하는 요소로서 작용할 수 있다. 최근 MGT의 성능 진단을 위한 요소성능의 측정 및 해석에

대한 연구가 조금씩 진행되고 있으며 소형 제트엔진 뿐만 아니라 상용 MGT의 성능진단에 관한 연구 결과도 발표되기 시작하였다.^(13,14,15)

본 연구에서는 실제 시스템의 운전실험 중에 얻은 자세한 측정 데이터들을 바탕으로 MGT의 부분부하 상태에서의 작동 특성을 파악하고 각 구성부들의 성능을 추출해 내는 것을 목적으로 한다. 선행 연구⁽¹⁶⁾를 기반으로 구축된 시스템에서 추가적으로 측정한 데이터들을 바탕으로 하여 엔진 전체적인 성능 지표들뿐 아니라 추가적으로 엔진 입구 온도와 압축기, 터빈, 열교환기의 효율 등 구성부 성능 파라미터들을 얻고자 한다.

2. 성능 실험 및 시스템 해석

2.1. 발전기 시스템

본 연구에 사용한 실험장비는 Capstone사에서 제작한 C30모델 MGT이다.⁽¹⁷⁾ 이 엔진은 ISO 조건 (15℃, 1 atm)에서 정격출력 30 kW(+0/-2), 발전효율 26%(±2)로 설계된 것으로 알려져 있다(연료압축기 전력 소모 제외). 특징으로 공기베어링을 사용하고 있으며 엔진 흡입공기를 이용하여 냉각을 하는 방식의 발전기를 사용하며, 가변회전수 운전방식을 채택하고 있다. 이러한 이유로 전기는 가변 주파수로 나오게 되며 이는 제어시스템(DPC)에서 교류-직류-교류 변환 과정을 거치면서 시스템 출력으로는 항상 일정한 주파수의 전기를 생산한다. 시스템 내부에 위치한 제어장치는 엔진운전, DPC 및 기타 시스템 내부 여러 보조 장치들에 필요한 전력을 공급하는 등의 전반적인 제어를 하게 된다. 또한 시스템 내부에 자체적으로 중요한 운전 파라미터들, 예를 들어 각 위치에서의 전기출력, 엔진

축 회전수, 압축기입구 온도 및 터빈출구 온도 등 최소한의 주요 파라미터들이 측정된다.

2.2. 실험 장치

시스템의 개략도와 측정 위치를 Fig. 1에 나타내었다. 연료는 도시가스를 사용하였으며, 시스템 내부의 연료압축기를 거쳐 연소기에 분사된다. 압축기 이전의 공급라인에 유량계를 설치하여 연료유량을 측정하였다.

엔진 자체 및 구성부의 성능 분석을 위해서는 다양한 위치에서의 온도, 압력 측정이 필요하다. 본 시스템에서는 내부에서 자체적으로 압축기 입구온도 (T_2)와 터빈 출구온도(T_6)와 대기압이 측정된다. 여기에 추가적으로 센서를 설치하여 압축기 출구의 온도와 압력, 배기가스의 압력을 측정하였다. 엔진 입구에 노즐형 유량계를 설치하여 공기유량을 측정하였다.

재생사이클 가스터빈에서 성능을 좌우하는 가장 주요 구성요소 중 하나는 재생기이다. 재생기의 역할은 설계 성능 뿐 아니라 부분부하 성능에도 큰 영향을 미치게 되므로⁽¹¹⁾ 재생기의 성능 지표인 재생기 효율(recuperator effectiveness)을 정확히 계산하는 것이 필요하며 이를 위해서는 공기 및 가스의 입출구 온도 측정이 필수적이다. 그러나 현실적으로 공기측 출구온도(T_4 , TIT)는 현 엔진 설계 구조 및 고온 센서를 설치하여야 하는 어려움으로 측정이 쉽지 않기 때문에 제외하였다. 가스측 재생기 출구온도(T_7)는 배기가스

온도로서 측정이 용이하다. 이에 따라 열전대 6개를 배기관에 삽입하여 측정 평균값을 취하였다. 또한 압축기 출구 (T_3)의 온도를 측정하기 위하여 압축기 출구 압력을 측정하는 센서와 함께 열전대를 삽입하였다. 한편, 흡입공기가 발전기냉각을 하여 압축기입구에서 공기온도가 흡입되는 대기 온도보다 높으므로 그 차이를 분석하기 위하여 흡입구 앞에서 온도(T_1)를 추가로 측정하였으며 열전대 3개의 평균값을 사용하였다. Fig. 2에 마이크로터빈 실험장비의 실물 사진과 구조를 나타내었고, Table. 1에 실험장치의 측정위치치를 표시하였다.

2.3. 시스템 해석

시스템 해석은 크게 두 부분으로 나누어서 수행하였다. 먼저 전체 엔진의 성능을 추출하였고, 두 번째로 추출된 데이터를 바탕으로 하여 엔진 요소의 성능을 계산하였다. 엔진 전체 성능을 계산하기 위해서는 엔진의 축에서 발생하는 출력을 측정하여야 한다. 그러나 본 엔진은 발전기 출력을 측정하게 되어 있다. 발전기 출구 출력 값에서 축 출력을 추출하기 위하여 발전기가 단열이라고 가정하면 발전기에서의 에너지 손실은 발전기로 들어오는 입구 공기가 얻는 열량과 같으므로 축 출력(\dot{W}_{sh})을 계산하는 것이 가능하다.⁽¹⁶⁾

이렇게 계산된 축 출력과, 측정을 통하여 얻은 연료유량을 바탕으로 다음과 같이 축에서의 열효율을 계산할 수 있었다.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{sh}}{(\dot{m} \cdot LHV)_f} \quad (1)$$

위와 같이 얻은 데이터들을 바탕으로 성능진단 기

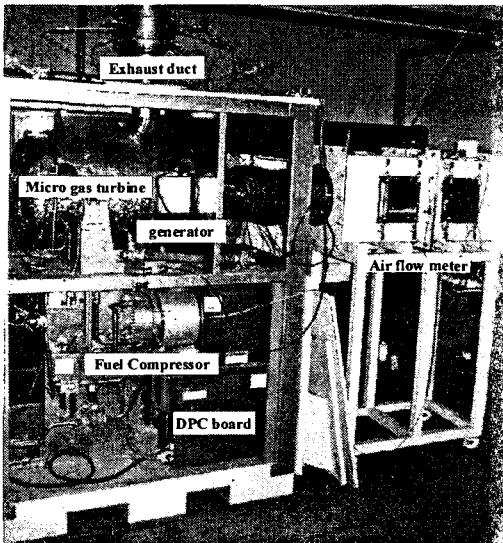


Fig. 2 Micro gas turbine test facility

Table. 1 List of measured parameters

Station	Location	Measured parameter
0	Fuel line	Fuel flow rate
1	Inlet	Air flow rate Temperature Pressure
2	Compressor inlet	Temperature
3	Compressor exit	Temperature Pressure
4	Recuperator exit	-
5	Turbine inlet	-
6	Turbine exit	Temperature
7	Engine exhaust	Temperature Pressure
8	Generator end	power

법과 유사한 해석 방법을 이용하여 각 요소들의 특성 파라미터 즉 압축기, 터빈 및 열교환기의 성능을 예측할 수 있었다. 압축기, 터빈, 재생기의 효율은 다음과 같이 정의한다.

$$\eta_c = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} \quad (2)$$

$$\eta_t = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \quad (3)$$

$$\eta_{rec} = \frac{T_4 - T_3}{T_6 - T_3} \quad (4)$$

또한 위의 세 개의 특성 파라미터를 추산하는 과정에서 터빈 입구 온도(T_5) 역시 예측이 가능하다. 결과적으로 해석적 방법을 사용함으로써 4개의 성능특성 파라미터를 추산할 수 있다.

비상시 압축기에서 공기를 배출하기 위한 공기 배출구(air bleed line)에 설치한 압력센서 및 열전대를 통하여 압축기 출구 온도(T_3)를 측정하였으며 이 값을 이용하여 압축기의 효율을 식 (4)에 의하여 바로 계산할 수 있다. 또한 터빈 입구온도를 적절하게 추측한 상태에서 열교환기의 효율 및 터빈효율을 계산하는 것이 가능하다. 이렇게 압축기 출구 온도를 측정함으로써 남은 미지수는 터빈입구온도 하나로 줄어들게 되며, 다음과 같이 계산된 출력과 연료유량을 측정값들과 비교하여 평균 오차가 최소가 되도록 터빈입구온도를 정하였다. 하첨자 *m*, *sim*, *max*는 각각 실험, 계산 및 최대값을 의미한다.

$$\delta_{power} = \frac{W_{sh,sim} - W_{sh,m}}{W_{sh,max}}, \delta_{power} = \frac{m_{f,sim} - m_{f,m}}{m_{f,max}} \quad (5)$$

$$RMS = \sqrt{\frac{\delta_{power}^2 + \delta_{fuel}^2}{2}} \quad (6)$$

각 해당요소에서의 압력손실은 측정하는 것이 불가능하므로 합리적인 값으로 가정하였다. 발전기, 재생기 공기축, 연소기, 재생기 가스축의 압력강하를 각각 0.5%, 1.0%, 4.0%, 2.0%로 고려하였다. 이 값은 엔진의 전부하 상태에서의 값으로써 부분 부하시에는 이론적인 압력강하 관계식을 사용하여 수정하였다.

3. 실험 및 결과

3.1. 실험개요

엔진 성능실험은 무 부하 상태에서 시작하여 전 부하 상태까지 2kW씩 출력을 증가시키면서 측정된 데이터를 이용하여 해석하였다. 엔진 입구 온도(T_1)가 25℃로 거의 일정하게 유지되는 상태에서 실험을 수행하였다. 실험 외부조건에 따라 발전기에서의 최대 출력은 30.45kW로 나타났으며 최대 축 출력은 30.74kW로 계산되었다. 고속발전기에서의 손실 및 발전기 효율, 축 출력의 분리과정 등은 선행연구⁽¹⁶⁾에 자세히 언급되어 있다. Fig. 3에 부하 감소에 따른 회전수의 변화와 이에 대한 압력비의 변화를 나타내었다. 회전수는 최대 출력일 때 96,000rpm에서 무 부하 상태일 때 45,000rpm까지 가변 회전수 운전을 한다. 압력비는 최대 출력일 때 3.5, 무 부하 상태일 때 1.4를 나타내었다. 압력비의 변화가 출력의 변화에 따라 거의 선형적으로 변하는 것을 확인할 수 있다.

3.2. 요소별 특성 파라미터 해석

Fig. 4에 압축기의 효율을 나타내었다. 압축기의 효율은 출력이 감소함에 따라 점차 감소하는 일반적인 경향을 잘 따르는 것으로 보인다. 그러나 최대 출력일 때 압축기 효율이 약 65%로 계산되었는데, 일반적으로 사용하는 압축기의 효율이 약 70% 이상인 것으로 미루어 볼 때 이 값은 너무 낮다. 이는 공기 배출구에서 측정된 압축기 출구의 온도가 정확한 압축기 출구의 온도를 측정하는 것이 아니기 때문으로 판단되는데, 이는 엔진의 구조상 열교환기가 코어엔진을 감싸고 있

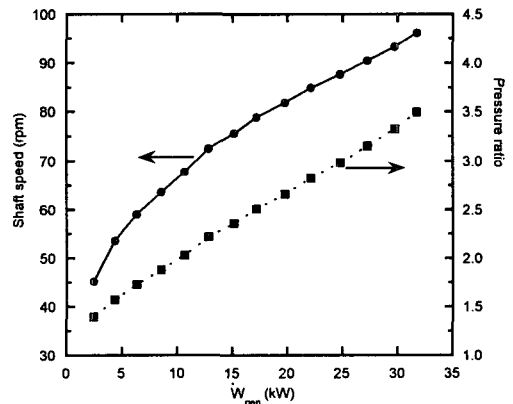


Fig. 3 Variations in the shaft speed and compressor pressure ratio

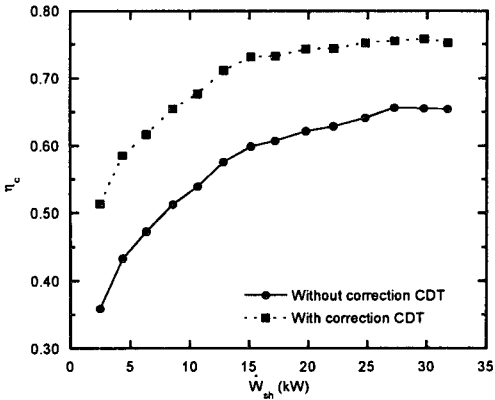


Fig. 4 Variations in estimated compressor efficiency

기 때문에 비롯된 것으로 생각된다. 즉 압축기의 외부에 열교환기가 설치되어 있으므로 압축기 출구에서 연결된 공기 배출구 역시 열교환기에 둘러싸여 있는 형태로 되어 있으며 열교환기에서 방출되는 높은 온도에 의한 복사 열전달 효과에 의하여 원래 온도보다 더 높게 측정된 것으로 생각된다. 그 결과로 측정된 압축기 출구 온도를 이용하여 계산할 경우 압축기 효율은 낮게 계산되었으며 TIT, 터빈 효율, 재생기 효율 등은 매우 높은 값을 가지는 것으로 나타났다 (추후 예시할 것임).

반면 압축기 효율을 현재 기술 수준으로 가능하다고 생각되는 값 (약 75%)으로 가정하고 해석을 하면 압축기 출구 온도 및 터빈 효율, 재생기 효율과 터빈 입구온도가 보다 합리적인 결과를 나타내었다. 이 때의 압축기 출구 온도는 실제 측정된 값보다 약 25°C 정도 낮은 값이어야 한다. 이에 따라 실제 실험한 압축기 출구 온도값을 보정하여 전 부하에 걸쳐 약 25°C

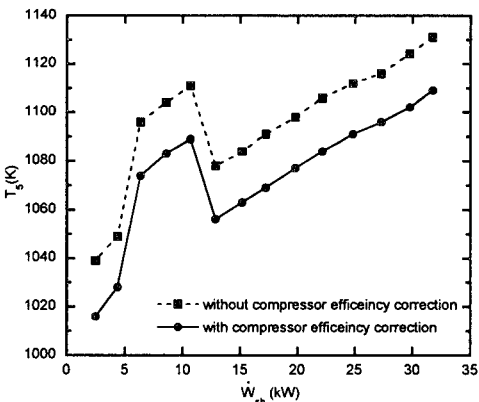


Fig. 5 Estimated turbine inlet temperature

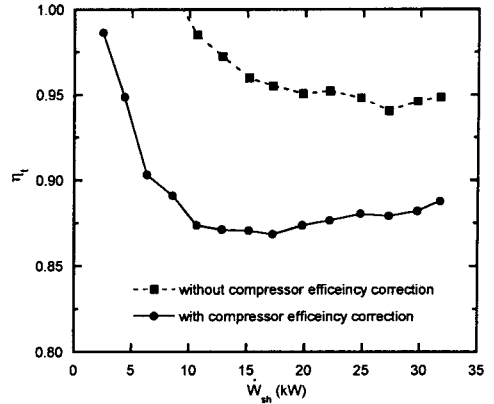


Fig. 6 Estimated turbine efficiency

정도 낮게 설정한 후 압축기 효율을 보정하였다. 압축기 출구 온도 실측 값과 보정 값을 기준으로 수행한 두 가지 해석 결과를 함께 보일 것이다.

Fig. 5에 예측된 터빈 입구온도를 나타내었다. 최대 출력일 때에 비하여 무 부하 상태일 때 약 100K 정도 낮은 값을 나타내는 것을 알 수 있다. 또한 압축기 효율을 보정하지 않은 경우에 터빈 입구온도가 더 높게 예측된다. Fig. 6에 터빈 효율을 나타내었다. 압축기 효율을 보정하지 않은 경우에 전 부하(full load) 조건에서부터 이미 다소 과도하게 높은 터빈 효율을 예측하며 출력이 낮은 부분에서는 비정상적인 효율 수치를 예측한다. 반면 압축기 효율 보정을 통하여 얻은 터빈 효율의 경우에는 매우 낮은 부하를 제외하고는 대체로 적절한 터빈 효율을 예측해 내었다.

재생기 효율을 Fig. 7에 나타내었다. 출력이 감소함에 따라 재생기 효율은 감소하는 경향을 보이며 이는 적절한 것으로 판단된다. 출력이 감소함에 따라 전체

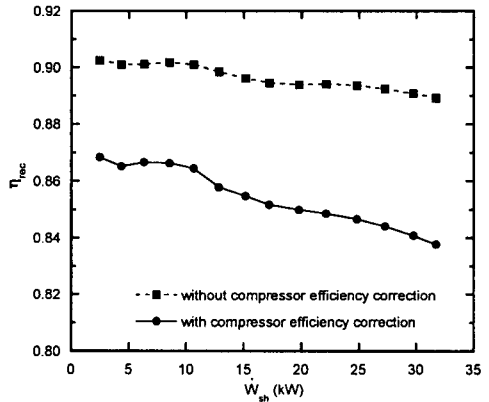


Fig. 7 Estimated recuperator effectiveness

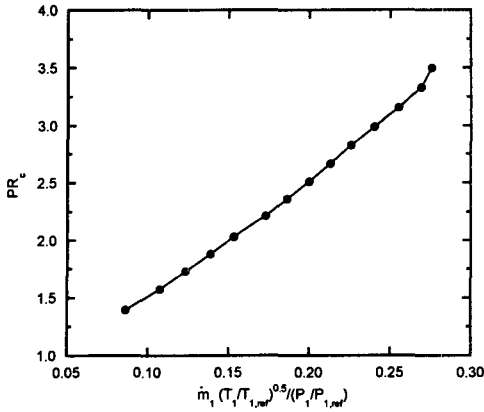


Fig. 8 Compressor running line

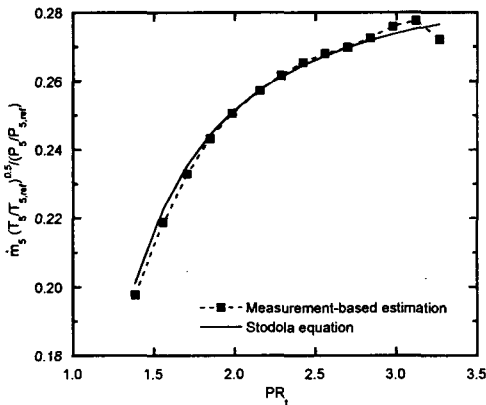


Fig. 9 Turbine running line

유량이 감소하게 되고, 열교환 효율은 유량이 감소하면 증가하는 것이 일반적이므로,⁽¹²⁾ 이와 같은 경향을 나타내는 것은 적절하며, 본 측정이나 해석이 매우 적절히 이루어진 것을 보여주는 예라 하겠다.

Fig. 8에는 압축기의 작동선도를 나타내었다. 기준 온도는 288K, 기준압력은 101.3kPa 이다. 터빈의 작동선도는 Fig. 9에 나타내었다. 기준온도 및 압력은 터빈의 최대 출력조건일 때의 값들을 사용하였다. 터빈의 작동 조건은 출력이 높은 상태에서는 초경에 근접하지만 낮은 출력에서는 무차원 유량이 많이 감소하는 경향을 보인다. 터빈내부에서의 작동특성을 표현하는 Stodola equation⁽²¹⁾을 다음과 같이 적용하여 보았다.

$$\frac{\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}/P_{in}}}{(\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}/P_{in}})_{ref}} = \frac{\sqrt{1 - (P_{out}/P_{in})^2}}{\sqrt{1 - (P_{out}/P_{in})_{ref}^2}} \quad (7)$$

이 식에 의한 작동 경향이 실측값을 매우 잘 재현

하는 것을 확인하였다. 이는 매우 유용한 결과로서, 추후 다양한 운전 상태 해석 시에 간단한 이론식으로서 큰 오차 없이 해석이 가능함을 의미한다.

4. 결론

상용 마이크로터빈에서 각 지점의 온도 및 압력을 측정하여 엔진의 성능을 계산하고 구성부 성능 파라미터를 추산하기 위한 데이터를 얻었다. 측정값들을 기반으로 해석 기법을 사용하여 측정된 데이터로부터 압축기 효율, 터빈 효율, 재생기 효율과 같은 각 요소별 특성 파라미터 및 측정이 불가능한 지점인 터빈 입구 온도의 예측이 가능하였다. 운전상태 변화에 따른 각 구성부 성능의 변화가 합리적으로 예측되었다. 측정된 압축기 효율을 보정하는 방법으로 좀더 정확한 특성 파라미터를 추산하였다. 보정을 통하여 예측한 각 특성 파라미터의 값이 일반적인 결과와 일치하였다. 압축기와 터빈의 작동 선도를 예측하였으며, 특히 터빈 작동선도는 이론식으로 잘 재현됨을 확인하였다. 이러한 해석 방법을 마이크로 가스터빈 성능진단에 활용할 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 산업자원부 전력산업연구개발사업의 일환으로 수행되었다.

참고문헌

- (1) Rodgers, C., Watts, J., Nichols, K. And Brent, R., 2001, Microturbines, in Distributed Generation, Borbely, A.M. And Kreider, J, Ed., Crc press, pp. 119-150.
- (2) Haight, D, 2003, Microturbine Equipment, Panel Session Presented At Asme Turbo Expo 2003, June 16-19, Atlanta, Georgia, U.S.A.
- (3) U.S. Department Of Energy, 2000, Advanced Microturbine Systems, Program Plan For Fiscal Year 2000 Through 2006.
- (4) 오종식, 이현석, 2003, "분산발전용 75kW급 마이크로터빈의 시제개발," 유체기계연구개발발표회 논문집, pp. 307-313.
- (5) 김수용, 박무용, 최범석, 안국영, 최상규, 2003, "50kW 마이크로 가스터빈 개발," 유체기계연구개

- 발표회 논문집, pp. 314-319.
- (6) 권기훈, 김승우, 이시우, 2003, "분산형 마이크로 터빈 열병합 발전시스템 개발," 유체기계연구개발 발표회 논문집, pp. 320-327.
- (7) McDonald, C. F., 2000, "Low-Cost Compact Primary Surface Recuperator Concept For Microturbines," *applied Thermal Engineering*, vol. 20, pp. 471-497.
- (8) UTC Power, <http://www.utcpower.com/html/microturbine.Shtml>
- (9) 이준희, 김동섭, 2004, "마이크로 가스터빈과 유기 매체 랜킨사이클을 결합한 복합시스템의 설계 성능해석," 대한설비학회 동계학술대회 논문집, pp. 131-138.
- (10) McDonald, C. F. and Rogers, C., 2005, "Ceramic Recuperator and Turbine The Key to Achieving a 40 percent Efficient Microturbine," ASME paper GT2005-68644.
- (11) 김동섭, 황성훈, 2004, "마이크로 가스터빈의 탈설계 운전 성능특성," 유체기계저널, 제7권, 제3호, pp. 39-47.
- (12) Kim, T. S., 2006, "Part Load Performance Analysis of Recuperated Gas Turbines Considering Engine Configuration And Operation Strategy," *Energy*, vol. 31, pp. 260-277.
- (13) Davidson, C. R. And Birk, A. M., 2004, "Set Up And Operational Experience With A Micro-Turbine Engine for Research and Education," ASME paper GT2004-53377.
- (14) Davidson, C. R. And Birk, A. M., 2004, "Steady State And Transient Modeling of a Micro-Turbine With Comparison To Operating Engine," ASME paper GT2004-53378.
- (15) Yin, J., Li, M. S., Huang, W., 2003, "Performance Analysis And Diagnostics of a Small Gas Turbine," Proc. of The Int. Gas Turbine Congress, Nov. 2-7, 2003, Tokyo, Japan, IGTC2003 Tokyo TS-006.
- (16) 김동섭, 이종준, 2004, "마이크로 가스터빈 발전 시스템의 운전 성능분석," 유체기계저널, 제8권, 제5호, pp.
- (17) Capstone Turbine Co., <http://www.microturbine.com/Documents/C30.pdf>
- (18) Saravanamuttoo, H. I. H., Cohen, H. and Rogers, G. F. C., 2001, *Gas Turbine Theory*, 5th ed., John Wiley & Sons.
- (19) Bettocchi, R. and Spina, P. R., 1999, "Diagnosis of Gas Turbine Operating Conditions by Means of the Inverse Cycle Calculation," ASME paper 99-GT-185.
- (20) Kim, T. S. and Ro, S. T., 1995, "Comparative Evaluation of the Effect of Turbine Configuration on the Performance of Heavy-duty Gas Turbines," ASME paper 95-GT-334.
- (21) Dixon, S. L., 1978, *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, 3rd ed., Pergamon Press.