

마이크로 가스터빈 발전시스템의 운전성능 분석

이종준* · 김동섭**

Analysis of Operation Performance of a Micro Gas Turbine Generator System

J. J. Lee* and T. S. Kim**

Key Words: MGT (마이크로 가스터빈), Performance experiment (성능실험), Part load (부분부하), Efficiency (효율), Power (출력), Analysis (해석)

ABSTRACT

This study aims to analyze operating performance of a micro gas turbine with the aid of detailed measurements of various system parameters. In addition to embedded measurements, parameters such as exhaust temperatures, engine inlet temperatures and fuel flow rates are measured. Variations in measured data and estimated performance parameters are analyzed. Those data are processed to calculate losses along the power transmission line and the net gas turbine performance (power and efficiency based on the gas turbine shaft end) is isolated from the overall system performance. A method to estimate characteristic parameters such as component efficiencies, based on the comparison between measured and predicted performance data, is suggested and exemplified for the full load condition.

1. 서론

최근 들어 전력이송으로 인한 손실을 최소화하고 분산된 에너지 수요에 대응하기 위한 분산발전 시스템 (distributed generation system)에 대한 관심이 높아지고 있다. 이에 따라 기존의 중대형 발전 시스템에 비하여 상대적으로 소형이면서 운전성능과 신뢰성이 우수한 발전시스템에 대한 관심이 고조되고 있으며, 현재까지 개발된 기술수준과 경제성을 고려할 때 가스터빈이 주요 동력원의 하나로 부상하고 있다. 따라서 현재 세계적으로 수십 kW급의 마이크

로 가스터빈 (micro gas turbine, 이하 MGT)의 개발 및 상품화가 빠른 속도로 진행되고 있다⁽¹⁾. 수십 kW급의 MGT들이 선진업체를 중심으로 상용화 되는 단계이고⁽²⁾, 선진 업체에서는 출력이 일층 증가 되고 (200~300 kW), 효율도 향상된 시스템을 개발하고 있다^{(3),(4)}.

소형 가스터빈에서는 대형 가스터빈에서 사용하는 고온부 냉각기술을 사용하기 힘들므로 터빈입구온도가 낮게 설계된다. 따라서 단순 사이클로는 열효율이 낮기 때문에 재생기를 사용하게 되고 재생효과를 충분히 얻기 위하여 낮은 압축비로 설계된다. 재생사이클로 제작되는 현재의 MGT들은 대체로 터빈입구온도 800~900℃, 압력비 3~5로 설계되며 효율은 25~30% 정도이고, 비출력은 100 kJ/kg을 약간 상회하는 정

* 인하대학교 대학원 기계공학부

** 인하대학교 기계공학부

책임저자 E-mail : kts@inha.ac.kr

도이다. 현재 국내에서도 MGT의 개발이 시도되고 있으며⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾, 이들의 사양 역시 이 범위에 해당한다. 터빈 및 재생기에 모두 초내열 합금, 나아가 세라믹 재질을 적용하여 고온화가 가능하며 궁극적으로 50%대 까지도 효율을 얻을 수 있을 것으로 예상된다⁽⁸⁾. 그러나 현실적인 목표는 효율 40%를 얻는 것이며, 이 또한 현재 개발 추세로는 가까운 장래에는 얻기가 쉽지않은 않다. 현재 개발되고 있는 200~300 kW급 엔진들의 개발 목표는 발전효율 약 30%대 중반이며, 배기열을 이용하여 추가의 전력을 얻는 복합 시스템을 통하여 40%의 효율을 얻고자 하는 노력도 시도되고 있다^{(9),(10)}.

분산형 전원으로 사용될 때 가스터빈은 계통연계 또는 단독전원으로 모두 사용 가능하다. 어떤 경우든 대체로 많은 시간동안 설계상태가 아닌 부분부하 상태로 운전되는 것이 불가피할 것이다. 따라서 기저부하용 전원장치와 달리 MGT는 부분부하시의 성능이 운전 경제성 측면에서 매우 중요하리라 판단된다. 그러므로, 부분부하 운전 상태에서 열효율을 높게 유지할 수 있도록 설계하는 것이 중요하다. 이러한 고려는 MGT의 기계적 설계, 출력제어방식 모두에 영향을 미치게 된다. 재생사이클 가스터빈에서는 터빈출구 온도 즉, 재생기 입구 온도를 가능한 높게 유지하므로써 부분부하 열효율을 높일 수 있다⁽¹¹⁾. 따라서 실제로 현재 개발되는 엔진들에서는 가변회전수 운전 (variable speed operation)을 통하여 터빈출구온도를 높게 유지하는 방식을 채용하는 경우가 많다. 이 경우에 엔진 출력축이 가변회전수 운전을 하면서도 시스템 외부로 일정한 주파수의 전력을 송출하기 위해서 디지털 출력 제어 장치 (digital power controller, DPC)를 필요로 한다.

이상과 같이 현재 마이크로가스터빈 발전시스템은 코어 엔진 (core engine)에 디지털 제어장치를 포함한 부가적인 장치들이 탑재된 발전기 시스템 형태로 사용자에게 공급된다. 본 연구에서는 이렇게 종합 전력시스템으로서 제공되는 실제 시스템을 대상으로 한 운전을 통하여 시스템의 작동 특성을 분석하고 나아가 마이크로 가스터빈 엔진 자체의 성능을 분리해내어 분석하는 것을 목적으로 한다. 이를 위해 상용 마이크로 가스터빈을 대상으로 부하별로 성능지표들을 측정하고 분석한다. 시스템에서 자체적으로 제공되는 운전 데이터들과 추가적으로 계측한 데이터들을 대상으로 하여 각 구성부에서의 에너지 손실을 분석하고 성능해석에

필요한 엔진 내부 중요 파라미터들을 도출한다.

2. 성능 실험

2.1 발전기 시스템

본 연구에 사용한 실험장비는 정격 출력 30 kW의 마이크로 가스터빈이다⁽¹²⁾. ISO 조건 (15°C, 1 atm)에서 정격출력 30 kW(+0/-2), 발전효율 26%(±2)로 알려져 있다 (연료압축기 전력소모 제외). 코어엔진에서는 1단 원심압축기, 1단 원심터빈과 환형 (annular type) 연소기를 사용하며, 일차 표면형 (primary surface type) 재생기가 코어엔진을 감싸고 있다. 설계조건으로서 축 회전수는 96,000 rpm이며, 터빈입구온도는 850°C 이하, 압력비는 3.5를 다소 상회하는 것으로 추정된다.

고속회전에 적합하고 부가장치를 줄이기 위하여 공기베어링을 사용하고 있다. 또한 영구자석을 사용하는 공기냉각 방식의 발전기를 사용하는데, 이 발전기는 시동 모터도 겸한다. 발전기 냉각을 위해 엔진 흡입 공기를 사용한다. 결과적으로 흡입구에서 압축기 입구에 이르는 동안 공기온도가 다소 상승하게 된다. 또한 출력에 따라서 엔진 축의 회전수가 변하므로 발전기 출력 전기의 주파수가 출력에 비례하여 변한다. 이러한 가변 주파수 전기는 제어시스템 (DPC)에서 교류-직류-교류 변환 과정을 거치면서 시스템 출력으로 는 항상 일정한 주파수의 전기를 생산한다.

연료는 천연가스 또는 프로판, 메탄 등이 사용 가능하다. 본 실험 장치에 사용한 시스템에는 낮은 압력으로 공급되는 도시가스를 압축하기 위한 연료 압축기가 내장되어 있어서 실제 시스템에서 송출되는 발전 출력이나 효율은 앞서 언급한 성능보다 다소 낮다. 또한 이 시스템은 단독 부하처리용 (stand alone) 및 계통연계 (grid connection)로 모두 사용 가능하다.

시스템 내부에 위치한 제어장치는 엔진운전, DPC 및 기타 시스템 내부 여러 보조 장치 (BOP)들에 필요한 전력을 공급하는 등의 전반적인 제어를 하게 된다. 특히 시스템 제어 소프트웨어를 통하여 시동, 정지 및 부하 조절 등 조작이 가능하며, 시스템 운전상태를 파악할 수 있다. 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 성능 측정

시스템의 개략도와 측정 위치를 Fig. 1에 나타내었다. 연료는 4,000 mmH₂O로 공급되는 도시가스를 사용하였으며, 시스템 내부의 연료압축기를 거쳐 연소기에 분사된다. 압축기 이전의 공급라인에 유량계(Teledyne HFM-201)를 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), 그리고 대기압이 측정된다. 대체로 대형 가스터빈들에서는 구체적인 구성부, 특히 압축기의 모니터링과 성능진단을 위하여 압축기 출구의 압력과 온도를 측정하는 경우가 많으나, 본 시스템에서는 이들을 측정하지 않는다.

재생사이클 가스터빈에서 성능을 좌우하는 가장 큰 구성부는 재생기이다. 재생기의 역할은 설계 성능 뿐 아니라 부분부하 성능에도 큰 영향을 미친다⁽¹¹⁾. 재생기의 성능 지표인 재생기 효율(recuperator effectiveness)을 정확히 계산하기 위해서는 공기 및 가스의 입출구 온도 측정이 필수적이다. 그러나 현실적으로 공기측 입구온도 (T_3 , 즉 압축기 출구온도)와 출구온도 (T_1)는 현 엔진 설계 구조상 측정이 쉽지 않다. 반면에 가스측 재생기 출구온도 (T_1)는 배기가스 온도로서 측정이 용이하다. 더욱이 이 온도는 배기열을 이용하는 열병합 시스템 등을 구축할 때 중요한 파라미터이다. 열전대 6개를 배기관에 삽입하여 측정 평균값을 취하였다. 한편, 흡입공기가 발전기 냉각을 하여 압축기입구에서 공기온도가 흡입되는 대기 온도보다 높으므로 그 차이를 분석하기 위하여 흡입구 앞에서 온도 (T_1)를 추가로 측정하였으며 열전대 2개의

평균값을 사용하였다.

부하처리를 위하여 전기부하기(electric load bank)를 설치하였으나, 계통연계로도 부하처리가 가능하다. 시스템에서 전기출력은 고속 발전기 출력 (\dot{W}_{gen})과 최종 시스템 출력 (\dot{W}_{sys})을 모두 측정하여 제공한다. 두 출력 사이의 관계는 다음과 같다.

$$\dot{W}_{sys} = \dot{W}_{gen} - \dot{E}_{loss,sys} \quad (1)$$

여기서 $\dot{E}_{loss,sys}$ 는 전류변환장치 구동, 연료압축기 구동 및 기타 시스템 내부 여러 보조 장치(BOP)들 제어에 필요한 시스템 내부 소모 전력 및 소산되는 에너지를 모두 포함한다고 볼 수 있다.

한편 정확한 마이크로 가스터빈 자체의 성능 및 압축기, 터빈, 재생기 등 구성부의 성능을 분석하기 위해서는 가스터빈 출력측에서의 출력이 알려져야 하는데, 본 시스템에서는 이 값을 측정되지 않는다. 따라서 본 연구에서는 다른 측정값들로부터 이를 추산하였다. 2.1절에서 설명하였고, Fig. 1에 나타난 바와 같이 발전기가 압축기 앞에 위치하고 압축기 유입공기로 발전기를 냉각시킨다. 따라서 외부로의 열방출을 무시하면 발전기에서 소모되는 에너지 손실은 공기가 얻는 열량과 같으므로 다음과 같이 축출력 (shaft power, \dot{W}_{sh})을 추산할 수 있다.

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{>n} + \dot{Q}_{loss,>n} \quad (2)$$

$$\dot{Q}_{loss,gen} = \dot{m}_{air} C_{p,air} (T_2 - T_1) \quad (3)$$

공기유량은 시스템에서 제공하는데, 이는 측정값이 아닌 운전상태 (회전수 등)의 함수로 주어지는 값이다. 아직 시스템의 누적 운전시간이 미미하므로 압축기의

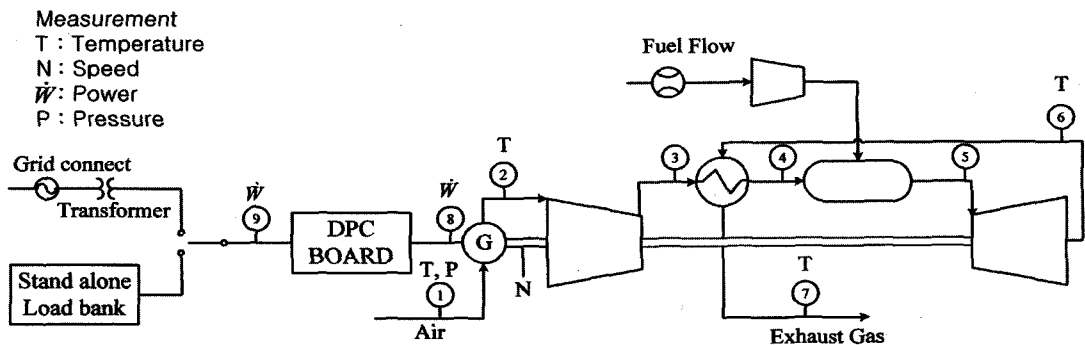


Fig. 1 The micro gas turbine and measurement points

성능이 제작사에서 예상하는 사양에 근접한다고 가정하고 제작사에서 운전변수(회전수, 압축기 입구온도 등)의 함수로 내장해 놓은 이 유량 값을 사용한다.

대기 온도 (T_1)와 압축기입구 온도 (T_2)가 모두 측정되므로 위 식 (1), (2)의 계산이 가능하다. 각 위치에서의 출력과 측정된 연료유량을 바탕으로 각 출력 위치에서의 효율을 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\text{Shaft end } \eta_{sh} = \frac{\dot{W}_{sh}}{(\dot{m} \cdot LHV)_f} \quad (4)$$

$$\text{Generator end } \eta_{gen} = \frac{\dot{W}_{gen}}{(\dot{m} \cdot LHV)_f} \quad (5)$$

$$\text{System terminal } \eta_{sys} = \frac{\dot{W}_{sys}}{(\dot{m} \cdot LHV)_f} \quad (6)$$

시스템 출력 (\dot{W}_{sys})을 0에서 전부하 (full load)까지 변화시키면서 2 kW 간격으로 정상상태를 충분히 유지하면서 성능 파라미터들을 측정하였다.

3. 실험 결과

다수의 실험을 수행하였으나, 본 논문에서는 흡입 외기온도가 기준 설계외기 조건 (15°C)에 근접한 16~18°C 사이에서 유지된 두 번의 실험 (Test 1, Test 2) 결과를 분석한다. 최대 시스템 출력 (\dot{W}_{sh})은 약 28 kW이며, 이 때 축회전수는 최대값인 96,000 rpm에 이른다.

Fig. 2는 엔진에 유입되는 공기의 온도 (T_1)와 압

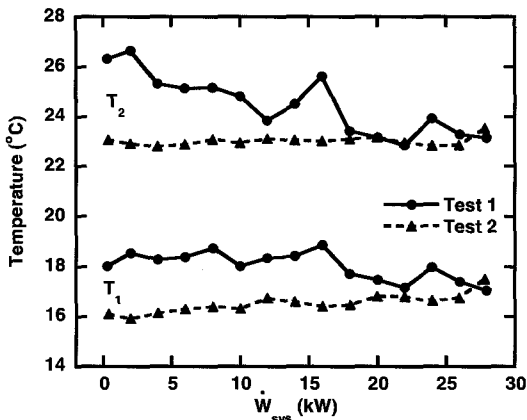


Fig. 2 Variations in temperatures at engine inlet and compressor inlet

축기 입구온도 (T_2)를 도시하였다. 흡입공기 온도는 비교적 일정하게 유지되었다. 흡입공기가 발전기 냉각을 하면서 확연히 온도가 상승하는 것을 알 수 있다. 전 출력 범위에서 온도차는 큰 차이가 없이 6~7°C가 유지된다. Fig. 3에는 엔진 회전수와 공기 유량을 나타내었다. 전부하에서 회전수는 96,000 rpm이며 무부하 상태에서의 회전수는 45,000 rpm이다. 공기유량은 회전수에 비례하여 변한다. 두 번의 실험에서 흡입공기 온도가 거의 같으므로 회전수와 공기유량 변화가 거의 일치한다. Fig. 4에는 측정된 연료 유량 변화와 계산된 공연비 (공기유량/연료유량)를 나타내었다. 연료유량이 거의 선형적으로 변하며 이는 일반적인 가스터빈에서의 경향에 해당하는 것이다.

Fig. 5에는 측정된 터빈 출구온도 (T_3)와 엔진 출

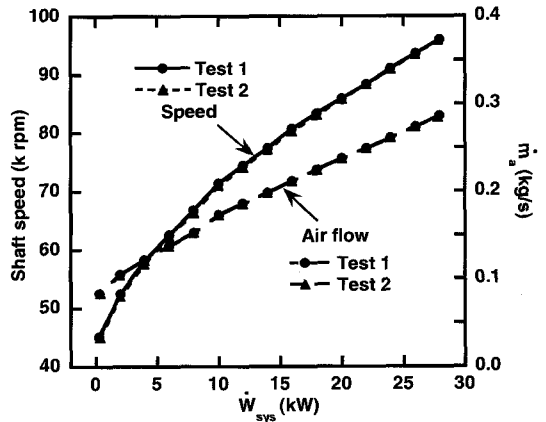


Fig. 3 Variations in shaft speed and air flow rate with system power

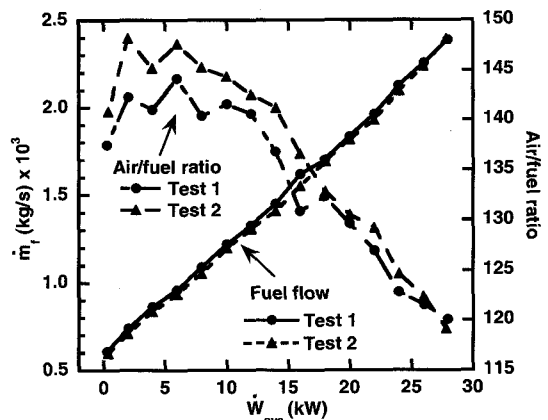


Fig. 4 Variations in fuel flow rate and air/fuel mass ratio with system power

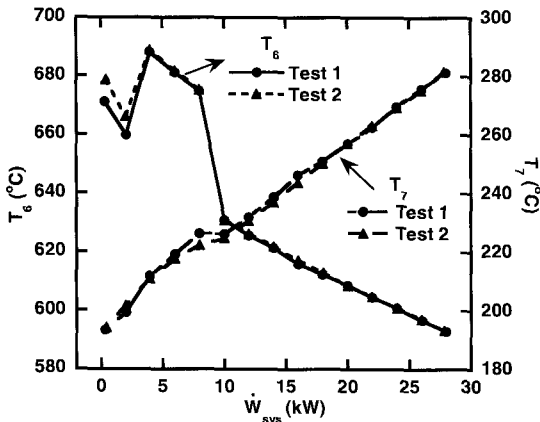


Fig. 5 Variations in temperatures at turbine exhaust and engine exit (recuperator outlet)

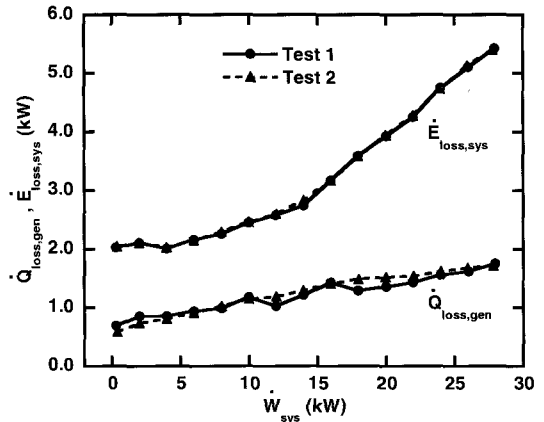


Fig. 6 Variations in generator and system losses with system power

구온도 (즉 가스측 재생기 출구온도, T_6)를 나타내었다. 터빈 출구온도는 출력 감소시에 대체로 증가한다. 만일, 가스터빈이 연료만의 제어에 의한 최대 공기유량제어를 하면 터빈출구온도가 단조롭게 감소한다. 이런 운전을 하게 되면 터빈 배기열을 회수하는 가스터빈 사이클에서는 부분부하시에 효율감소가 두드러진다⁽¹¹⁾. 따라서 본 마이크로 가스터빈에서는 회전수 변화 (가변 회전수 운전)에 의하여 터빈출구 온도를 높게 유지하여서 부분부하 효율 감소를 줄이도록 하고 있다. 터빈 출구온도는 10 kW 부근의 출력까지는 대체로 선형적으로 증가하나, 그 이하에서는 급격히 증가하며, 더 작은 출력에서는 감소, 증가를 반복한다. 이러한 온도 변화는 반복 실험을 통해서도 동일하게 관찰되었으며, 저부하에서 연소조건 안정화 (적정 연소기 입구온도 유지) 등을 고려한 특수한 제어의 결과로 보인다. 추후 더 자세한 분석을 통하여 엔진 내부 파라미터들을 역 산출함으로써 엔진의 전체적인 거동에 비추어 그 작동특성을 파악할 수 있을 것이다. 배기온도는 최대출력에서 280°C 내외이며, 출력이 감소하면서 거의 선형적으로 낮아져서 무부하 상태에서 약 190°C이다. 출력 감소는 압력비 감소를 수반하므로 배기가스온도가 낮아진다. 단, 터빈출구온도가 급격히 변하는 구간에서 배기가스온도 역시 변화 양상이 다소 영향을 받는다.

Fig. 2의 공기온도차와 Fig. 3의 공기유량으로부터 식(3)을 이용하여 발전기 에너지손실의 계산이 가능하며 Fig. 6에 결과를 보였다. 최대 출력 조건에서 발전기 손실이 약 1.8 kW이며, 출력 감소에 따라 손

실도 감소하며, 시스템 출력이 0일 때 발전기 손실은 약 0.6 kW이다. Fig. 6에는 식(1)으로 표현되는 시스템 에너지손실도 나타내었다. 역시 출력 감소에 따라 손실은 줄어든다. 최대출력에서 시스템 에너지 소모량은 약 5.4 kW로 상당히 큰 값을 보인다. 특히 시스템 순출력 0 조건에서는 발전기에서는 2 kW를 생산하나 이를 모두 내부적으로 소모하여 외부로 전력 발생은 없다.

Fig. 7은 각 시스템 출력에서 발전기 출력 및 축출력을 나타내었다. 최대 시스템 출력은 28 kW이지만 발전기 출력은 33.2 kW, 축출력은 35 kW에 이른다. 발전기와 시스템 내부손실이 축출력의 약 20%로 상당히 크다. Fig. 8에는 발전기에서의 손실을 바탕으로 계산한 발전기 효율 ($\epsilon_{gen} = \dot{W}_{gen} / \dot{W}_{sh,z}$)을 보였다. 최대 출력에서 발전기효율은 95%이며, 출력에 비례하여 감소하여 무부하 조건에서는 80%이하이다. 이와 같이 출력 감소에 따라 발전기 효율이 감소하는 경향은 문헌에서 살필 수 있는 일반적인 발전기에서 관찰되는 경향⁽¹³⁾과 유사하다. 따라서 발전기 입출구 공기 온도차가 비교적 정확히 측정되었으며, 이러한 예측 방법이 합리적인 것으로 판단된다. 결국 이로부터 구해진 가스터빈 측에서의 성능 (출력, 열효율)의 신뢰성이 높다고 판단된다.

Fig. 9에는 이와 같이 분리해낸 가스터빈 자체의 축출력을 기준으로 계산된 열효율 (η_{th})를 나타내었다. 최대출력 약 35 kW에서 효율은 30%에 육박한다. Fig. 10에는 실제로 외부로 공급되는 시스템 출력과 이를 바탕으로 한 시스템 효율 ($\eta_{k/sh}$)을 나타내었

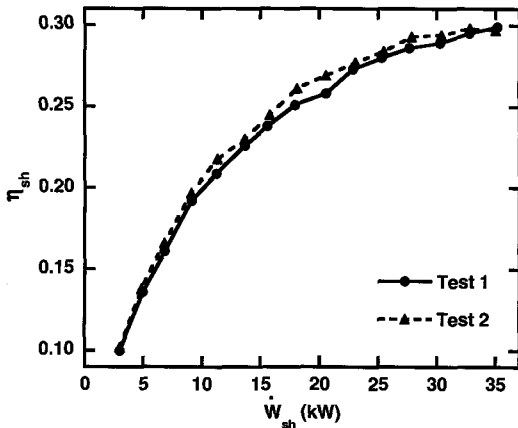


Fig. 7 Variations in performance at micro turbine shaft terminal (efficiency vs power)

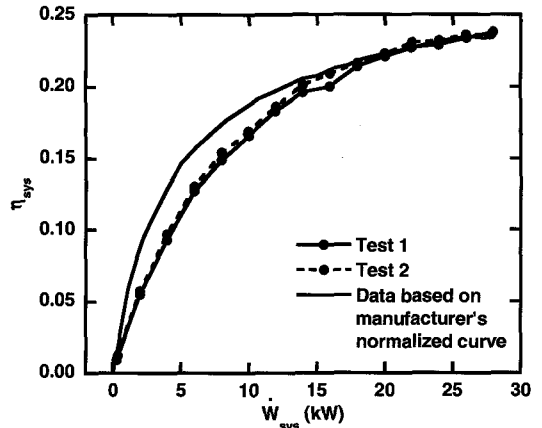


Fig. 8 Variations in performance at system terminal (efficiency vs power) and comparison with manufacturer's curve

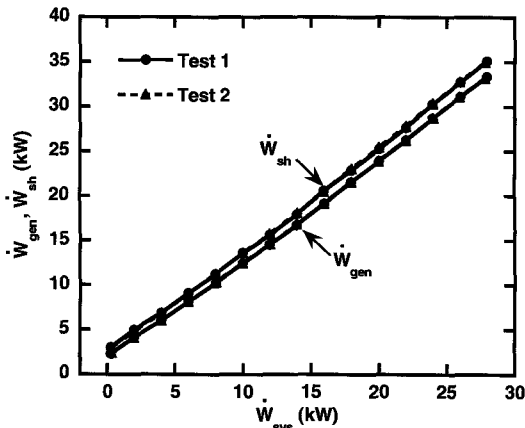


Fig. 9 Variations in generator and shaft power with system power

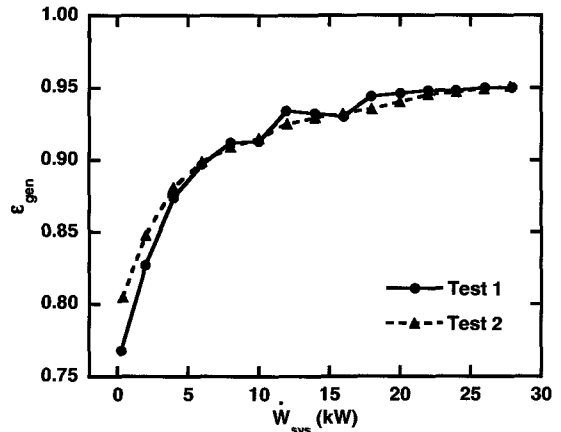


Fig. 10 Variations in generator efficiency with system power

다. 최대출력 28 kW에서의 시스템효율은 평균적으로 23.7%로 계산되었다. 같이 나타난 곡선은 제작사에서 최대효율로 규준화 (normalize)하여 제공한 성능곡선을 이번 실험의 최대 효율로 환산하여 나타낸 것이다. 약 50% 부하까지는 비교적 잘 일치하나 그 이하의 출력에서는 제작사가 제시한 효율보다 다소 낮게 나왔다. 또한 유사한 설계 사양의 엔진을 대상으로 해석적으로 예측한 효율변화⁽¹¹⁾와 비교하여도 역시 다소 낮은 경향을 보인다. 이러한 원인은 자세한 시스템 내부 파라미터 측정을 통하여 구성부 성능 변화를 해석함으로써 가능할 것인데, 현재로서는 압축기, 터빈 등의 효율 저하가 큰 것이 주요 원인일 것으로 추정된다.

4. 설계 특성 파라미터 추산

앞의 실험을 통하여 엔진 운전시의 성능지표들을 측정하고, 발전기 시스템으로부터 마이크로 가스터빈 자체의 성능 (축 출력 및 효율)만을 분리하여 도출해 내었다. 이러한 데이터들을 바탕으로 본 절에서는 해석을 통하여 엔진의 구성부 특성 파라미터들을 추산하여 엔진의 설계 상태를 분석하고자 한다. 측정된 파라미터들은 압축기 입구온도 (T_2), 배기온도 (재생기 가스출구 온도, T_7) 등 경계조건에 해당하는 값들과 터빈 출구온도 (T_6), 그리고 축출력 (\dot{W}_{sh}), 연료유량 (\dot{m}_f), 공기유량 (\dot{m}_a) 등이다.

본 절에서는 실험에서 측정된 최소한의 측정 자료로부터 구성부 특성 파라미터를 예측하고자 한다. 현재 측정하지 못한 미지수인 터빈입구온도 (T_5), 압력비 (PR), 압축기효율 (η_c), 터빈효율 (η_t) 및 다음 식으로 정의되는 재생기효율 (ϵ)을 가정하면 가스터빈해석 프로그램을 이용하여 현재 측정된 성능지표들이 모두 계산된다. 공기유량은 측정된 값을 사용한다.

$$\epsilon = \frac{T_4 - T_3}{T_6 - T_3} \quad (7)$$

계산으로 구한 각 성능 파라미터들의 측정값과의 오차를 구해 다음과 같이 제곱평균 (RMS)이 최소화되도록 한다.

$$\delta_1 = \frac{T_{6,cal} - T_{6,exp}}{T_{6,exp}}, \delta_2 = \frac{T_{7,cal} - T_{7,exp}}{T_{7,exp}}$$

$$\delta_3 = \frac{\dot{W}_{sh,cal} - \dot{W}_{sh,exp}}{\dot{W}_{sh,exp}}, \delta_4 = \frac{m_{f,cal} - m_{f,exp}}{m_{f,exp}} \quad (8)$$

$$RMS = \sqrt{\frac{\delta_1^2 + \delta_2^2 + \delta_3^2 + \delta_4^2}{4}} \quad (9)$$

유사한 방법이 대형 가스터빈의 설계 파라미터 도출에 사용된 바 있으며⁽¹⁴⁾, 나아가 엔진 성능진단(performance diagnostics)에도 활용될 수 있다⁽¹⁵⁾.

본 논문에서는 방법의 합리성을 검증하기 위해서 일단 설계점에 근접한 최대부하조건에 대해서만 해석하였다. 오차가 작은 세트의 예를 보이면 Table 1과 같다. 각 파라미터들이 서로 크게 다른 여러 가지 조합이 가능하다. 특히, 온도에 따라서 압축기효율의 차이가 크다. 5개의 특성 파라미터로서 4개의 오차를 최소화하기 때문에 이렇게 다수의 최적화 세트가 존재하게 된다. 그러나, 현실적으로는 이 압력비 정도의 원심압축기의 효율이 대체로 70% 중반이고 재생기

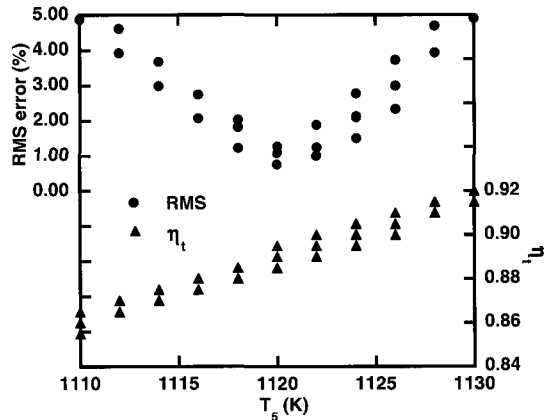


Fig. 11 Variation in RMS error with turbine inlet temperature (pressure ratio of 3.6 and compressor efficiency of 0.76 are assumed)

효율은 80% 초반으로 알려져 있으므로 가장 확률이 높은 조합은 1,120 K에서의 값으로 판단된다.

한편, 이러한 불확실성을 제외하는 방법은 추가적인 성능지표를 측정 하는 것이다. 대부분의 대형 엔진에서는 압축기출구 압력 및 온도를 측정하므로 부가적으로 압력비와 압축기효율을 알 수 있다. 따라서 가상적으로 압력비와 효율이 측정되었다는 가정 하에 해를 구하여 보았다. 이렇게 되면 실제적으로 터빈입구온도 (T_5)를 구하는 문제가 된다. 압력비 3.6, 압축기효율 0.76을 임의로 가정하였을 때의 각 터빈입구온도별로 결정된 터빈효율과 오차의 RMS를 Fig. 11에 예시하였다. 최소 오차 지점이 확연히 드러남을 알 수 있다.

이로부터 정확한 성능 분석을 위해서는 현재보다 추가적인 파라미터의 측정, 특히 압축기 출구상태의 측정이 필요하다고 판단된다. 추후 이러한 방법을 이용하면 비단 설계점 뿐만 아니라 임의의 운전조건에서의 구성부 작동 특성을 정량적으로 얻을 수 있으며, 이를 확장하여 성능진단에 활용 가능할 것으로 예상된다.

Table 1 Sample results of optimized characteristic parameters for the full load condition

Characteristic parameters					Errors (%)				
T5 (K)	PR	η_c	η_t	ϵ	δ_1	δ_2	δ_3	δ_4	RMS
1110	3.60	0.81	0.865	0.795	-0.12	0.20	0.35	-1.47	0.76
1120	3.65	0.77	0.880	0.815	0.01	0.17	0.18	-1.51	0.76
1130	3.75	0.735	0.895	0.835	0.13	0.18	0.27	-1.41	0.73

5. 결 어

마이크로 가스터빈 발전시스템을 이용하여 부하별로 실험을 수행하여 다음 결과를 얻었다.

- (1) 부하감소시 축 회전수가 감소하면서 터빈출구 온도가 증가하며, 무부하시가 최대부하시에 비하여 약 80℃ 이상 높다. 배기가스온도는 출력 감소에 따라 단조롭게 감소하는 것을 확인하였다.
- (2) 발전기 출력과 시스템 출력으로부터 시스템 에너지 소모량을 분석하였다. 또한 흡입공기로 냉각되는 발전기에서 입출구 공기 온도를 측정하여 발전기 에너지 손실을 구하였다. 이로부터 신뢰성 높은 발전기 효율 변화를 추산하였으며, 최대 출력시 발전기 효율이 약 95%에 이르며 출력이 감소하면 낮아지는 것으로 나타났다.
- (3) 발전기 효율 계산에 의하여 가스터빈 축에서의 출력과 열효율을 분리하여 계산해 내었으며, 최대출력 조건에서 축출력 (shaft power) 35 kW, 열효율 30%로 해석되었다. 발전기 손실과 기타 시스템 내부 손실 및 에너지 소모량을 제외하면 최종 시스템 출력은 축출력보다 7 kW 이상 작으며, 발전효율도 6% 포인트 이상 낮아진다.
- (4) 측정된 최소한의 성능 파라미터들과 해석으로 구한 성능 파라미터들 간의 매칭을 통하여 엔진 운전상태 (구성부 특성 파라미터들)를 예측할 수 있음을 보였다.

후 기

이 연구는 건설교통부의 연구비 지원으로 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. (also see http://www.eere.energy.gov/de/conf-03_turbo_expo.html.)

- (3) Kang, Y. M. and McKeirnan, R., 2003, "Annular Recuperator Development and Performance Test for 200 kW Micro-turbine," ASME paper GT-2003-38522.
- (4) Shibata, R., Nakayama, Y., Machiya, S. and Kobayashi, K., 2003, "The Development of 300 kW Class High Efficiency Micro Gas Turbine RGT3R," IGTC 2003 Tokyo TS-115, International Gas Turbine Congress 2003, Tokyo, Japan, 2-7 November.
- (5) 오종식, 이현석, 2003, "분산발전용 75kW급 마이크로터빈의 시제개발," 유체기계연구개발발표회 논문집, pp. 307-313.
- (6) 김수용, 박무용, 최범석, 안국영, 최상규, 2003, "50kW 마이크로 가스터빈 개발," 유체기계연구개발발표회 논문집, pp. 314-319.
- (7) 권기훈, 김승우, 이시우, 2003, "분산형 마이크로 터빈 열병합 발전시스템 개발," 유체기계연구개발발표회 논문집, pp. 320-327.
- (8) McDonald, C. F., 2000, "Low-cost Compact Primary Surface Recuperator Concept for Microturbines," Applied Thermal Engineering, Vol. 20, pp. 471-497.
- (9) UTC Power, <http://www.utcpower.com/html/microturbine.shtml>
- (10) 이준희, 김동섭, 2004, "마이크로 가스터빈과 유기매체 랭킨사이클을 결합한 복합시스템의 설계 성능해석," 대한설비학회 동계학술대회 논문집, pp. 131-138.
- (11) 김동섭, 황성훈, 2004, "마이크로 가스터빈의 탈설계 운전 성능특성," 유체기계저널, 제7권, 제3호, pp. 39-47.
- (12) Capstone Turbine Co., <http://www.microturbine.com/Documents/C30.pdf>
- (13) Maghon, H., Kreutzer, A. and Termuehlen, H., 1988, "The V84 Gas Turbine Designed for Reliable Base Load and Peaking Duty," American Power Conference, Chicago, Illinois, U.S.A.

- (14) 김동섭, 노승탁, 1996, “단축 가스터빈의 설계 점 및 부분부하 성능해석 프로그램 개발,” 대한 기계학회 논문집 B, 제20권, 제7호, pp. 2409-2420.
- (15) 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.