

# 시험 데이터를 기반으로 한 마이크로터빈 운전 시뮬레이션

이종준\* · 윤재은\* · 김동섭\*\*

## Operation Simulation of a Microturbine Based on Test Data

Jong Joon Lee\*, Jae Eun Yoon\*, Tong Seop Kim\*\*

*KeyWords* : Microturbine(마이크로터빈), Operation(운전), Test(시험), Simulation(모사), Characteristic parameter(특성 파라미터), Performance parameter(성능파라미터)

### ABSTRACT

Operation of a microturbine was simulated on the basis of component characteristic parameters obtained from performance test. Characteristic parameters, such as compressor and turbine efficiencies, recuperator effectiveness as well as turbine inlet temperature, were obtained for a wide operation range. Component characteristics including performance maps and characteristic curves were generated using measured data. Based on the component characteristics, a simulation program was constructed and operation of the microturbine was simulated, and the simulated results were compared with the measured data to verify the program. Also, influence of variation in the power control scheme on the operating characteristic and performance of the engine was simulated. The simulation program can be used for predicting operation of both healthy and degraded engine conditions.

### 1. 서론

에너지자원의 고갈과 환경오염의 영향으로 세계적으로 고효율이며 공해물질 배출이 적은 발전시스템에 대한 관심이 고조되고 있다. 특히 전력이송에 의한 손실이 적고 분산된 에너지 수요에 대한 대응이 빠른 분산발전시스템의 필요성이 대두되고 있다. 현재의 기술수준 및 경제성을 고려할 때 가장 적절한 분산전원의 하나로서 마이크로터빈이 주목받고 있다.

약 300 kW 이하의 소형 가스터빈을 마이크로터빈이라고 지칭한다. 마이크로터빈은 주로 재생사이클로 구

성되어 30% 내외의 발전효율로 설계되는 것이 일반적이다<sup>(1)</sup>. 현재 효율 목표가 30% 중반인 200 kW급 엔진의 개발이 시도되고 있으며<sup>(2)</sup>, 궁극적으로는 40%대 효율을 목표로 연구개발이 진행 중이다<sup>(3)</sup>. 마이크로터빈의 근간이 되는 재생사이클의 설계 및 운전 성능특성은 문헌을 통해 참고할 수 있다<sup>(4)</sup>. 현재 국내에서도 마이크로터빈 개발이 시도되고 있으며<sup>(5)</sup>, 운전 특성분석 및 성능개선<sup>(6)~(9)</sup>에 대한 연구들이 진행되고 있다.

마이크로터빈이 상용화되어 발전시장에 정착하기 위하여서는 우수한 성능뿐만 아니라 신뢰성이 보장되어야 한다. 하지만, 마이크로터빈의 연구 및 상용화 역사가 그리 길지 않기 때문에 신뢰성과 연관된 연구 주제인 성능진단 분야의 연구가 보편화되지 않았다. 그러나, 마이크로터빈 역시 운전시간이 증가함에 따라 성능저하가

\* 인하대학교 대학원

\*\* 인하대학교 기계공학과

책임저자 E-mail : kts@inha.ac.kr

발생하게 되므로, 성능진단을 통하여 최적의 상태를 유지하는 것이 매우 중요하며, 이를 위한 마이크로터빈 엔진의 성능진단 기법개발은 필수적이다.

가스터빈 구성부에 파울링이나 변형과 같은 물리적인 문제가 발생함에 따라 엔진 구성부의 효율 등과 같은 작동특성 (특성파라미터, characteristic parameter)이 변화하면서 성능저하가 나타난다. 작동특성이 변화하게 되면 엔진 구성부의 온도, 압력과 같은 측정 가능한 파라미터들 (성능파라미터, performance parameter)이 변하게 되므로<sup>(10)</sup>, 이와 같은 인과관계를 이용한 해석적 방법을 통하여 성능저하의 원인과 저하정도를 파악하는 것이 이론적으로 가능하다. 임의의 운전상태에서의 엔진 성능파라미터를 측정하고 이로부터 특성파라미터들을 도출하여 성능저하가 없는 운전상태에서의 파라미터들과 비교하여 엔진의 다양한 성능저하 현상을 포착하는 것이 성능진단의 요지이다. 따라서, 성능진단을 수행하기 위해서는 일차적으로 성능저하가 발생하지 않은 순수한 상태의 엔진 운전데이터를 확보하는 것이 선행과제이다<sup>(11)</sup>. 그러므로 시험데이터에 기반을 둔 정확한 엔진의 모사는 성능진단에 있어서 필수적인 과정이다.

이에 본 연구에서는 상용 마이크로터빈의 운전 시험 데이터를 이용하여 구성부 성능특성을 파악하고 성능시뮬레이션이 가능한 프로그램을 구성하고자 하였다. 시험을 통하여 성능파라미터들을 측정하였으며, 해석을 통하여 구성부 효율 등과 같은 엔진의 요소별 특성파라미터와 측정하지 않는 터빈입구온도를 예측하였다. 이와 같이 구한 압축기, 터빈 등 구성부 작동특성을 고려하여 마이크로터빈의 운전성능을 모사하고 해석결과와 실험결과의 비교 (성능파라미터 비교)를 통하여 시뮬레이션 프로그램의 타당성을 검증하였다. 또한 더 나아가 엔진

의 부분부하 제어방식의 변화를 시뮬레이션하여 제어방식이 엔진성능에 미치는 영향을 분석하였다.

## 2. 시험을 통한 구성부 특성파라미터 도출

### 2.1. 시험 장치

Figure 1에 마이크로터빈 성능 시험장비의 개략도 및 측정센서들의 위치를 도시하였다. 시험에 사용된 마이크로터빈은 재생사이클로 구성된 30kW급 엔진으로서, 연료는 도시가스를 사용하며, ISO 조건 (15°C, 1 atm)에서 정격출력 30 kW (+0/-2), 발전효율 26% (±2)로 설계된 것으로 알려져 있다<sup>(12)</sup>. 연료압축기 이전의 연료 공급라인에 유량계를 설치하여 연료유량을 측정하였고, 엔진의 입구에 노즐형 유량계를 설치하여 엔진의 공기유량을 측정하였으며, 각 엔진 구성요소에 열전대 및 압력센서를 삽입하여 각 지점에서의 온도 및 압력을 측정하였다. 엔진의 성능을 정확하게 계산하기 위해서는 엔진축에서의 출력이 필요하다. 이에 엔진 실험 데이터를 바탕으로 고속발전기에서의 손실 및 발전기 효율을 계산하고 이를 이용하여 축 출력 (shaft power)을 계산하였다. 자세한 측정 및 계산 방법은 선행연구<sup>(7),(8)</sup>로부터 참조가 가능하다.

측정된 데이터를 바탕으로 해석을 통해 다음과 같이 정의되는 압축기효율, 터빈효율 및 재생기효율을 계산할 수 있다.

$$\eta_c = \frac{h_{3s} - h_2}{h_3 - h_2} \quad (1)$$

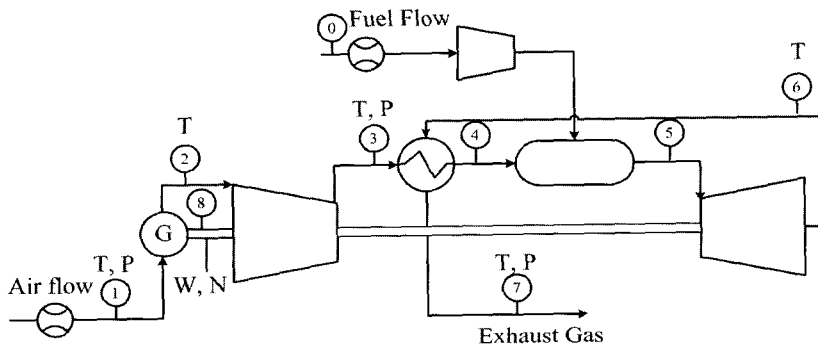


Fig. 1 Schematic of the micro gas turbine with measuring locations

$$\eta_t = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h_{6s}} \quad (2)$$

$$\epsilon_{rec} = \frac{T_4 - T_3}{T_6 - T_3} \quad (3)$$

압축기 출구에 설치한 압력센서 및 열전대를 통하여 온도 ( $T_3$ )와 압력 ( $P_3$ )를 측정하였으며 이 값들과 식 (1)로부터 압축기효율 ( $\eta_c$ )이 계산된다. 나머지 파라미터 들은 최적화 계산 과정을 통하여 구한다. 즉, 터빈 입구 온도 ( $T_5$ )를 가정하면 해석을 통하여 터빈 효율 ( $\eta_t$ ), 재생기 효율 ( $\epsilon_{rec}$ )이 구해지고 출력과 연료유량도 구해진다. 따라서, 터빈입구온도를 변화시키면서 반복 계산하여 계산된 출력과 연료유량이 측정값들과 비교하여 다음과 같이 오차가 최소가 되도록 하는 방법으로 터빈입구온도를 결정하였다<sup>(8)</sup>. 하첨자 m, sim, max는 각각 실험, 계산 및 최대값을 의미한다. sh는 축출력 (shaft power)을 기준으로 함을 의미한다.

$$\delta_{power} = \frac{\dot{W}_{sh,sim} - \dot{W}_{sh,m}}{\dot{W}_{sh,max}}, \quad \delta_{fuel} = \frac{\dot{m}_{f,sim} - \dot{m}_{f,m}}{\dot{m}_{f,max}} \quad (4)$$

$$RMS = \sqrt{\frac{\delta_{power}^2 + \delta_{fuel}^2}{2}} \quad (5)$$

각 요소에서의 압력손실은 측정하는 것이 불가능하므로 합리적인 값으로 가정하였다. 즉, 전부하 (full load) 상태에서 발전기, 재생기 공기축, 연소기, 재생기 가스축의 압력강하를 각각 0.5, 1.0, 4.0, 2.0%로 가정하였고, 부분 부하 시에는 이론적인 압력강하 관계식을 사용하여 수정하였다. Table 1에 측정된 파라미터들과 측정 위치, 그리고 해석으로부터 구하는 파라미터의 종류들을 구분하여 정리하였다.

## 2.2. 실험 및 해석 결과

엔진 입구온도 ( $T_1$ )가 ISO 조건인 15 °C 근처에서 거의 일정하게 유지되는 상태에서 실험을 수행하여 최대 축출력 33.51 kW을 얻었다. 회전수는 최대 출력일 때 96,000 rpm에서 무부하 상태일 때 45,000 rpm까지 가변 회전수 운전을 한다. 압력비는 최대 출력일 때 약 3.5, 무부하 상태일 때 약 1.4를 나타내었다. 압력비의 변화가

Table 1 List of engine parameters

Location	Measured parameter	Estimated parameter
Fuel line	Fuel flow rate(0)	-
Inlet	Air flow rate(1), Temperature(1), Pressure(1)	-
Compressor	Inlet temperature(2), Exit temperature(3), Exit Pressure(3)	Efficiency
Turbine	Exit temperature(6)	Inlet temperature(5), Efficiency
Recuperator	Exit temperature(7), Exit Pressure(7)	Air side exit temperature(4), Effectiveness
Generator end	Power(8), Shaft speed(8)	-

※ ( ) : location in Fig. 1

출력의 변화에 따라 거의 선형적으로 변화한다. 이때의 공기유량은 최대 0.284 kg/s에서 회전수의 감소에 따라 점차 감소하여 무부하 상태일 때 0.083 kg/s까지 거의 선형적인 감소를 나타내었다.

다양한 시험결과는 문헌<sup>(8)</sup>참고가 가능하며, 여기서는 대표적인 시험 결과들을 예시한다. Fig. 2에는 측정된 압축기 입출구의 온도 및 압력을 이용하여 계산된 압축기의 등엔트로피 효율과 압력비 변화를 나타내었다. 압축기의 효율은 부하가 높은 범위에서는 약 76% 정도의 값을 유지하다가 낮은 부하 조건에서는 점차 감소하는 경향을 나타내어 무부하시 65% 정도의 효율을 나타내고 있으며, 출력의 감소에 따라 압축기의 효율이 감소하는 일반적인 경향을 잘 나타내고 있음을 확인할 수 있다. Fig. 3에는 터빈입구온도( $T_5$ ), 터빈출구온도( $T_6$ ) 및

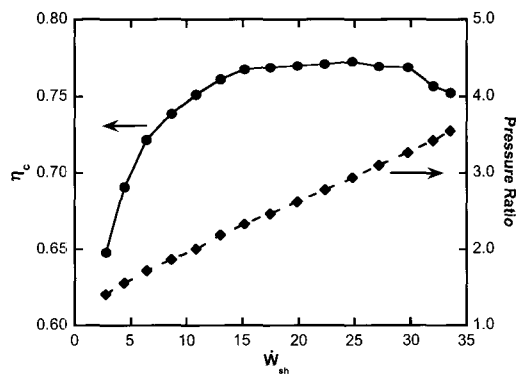


Fig. 2 Pressure ratio and estimated efficiency of the compressor

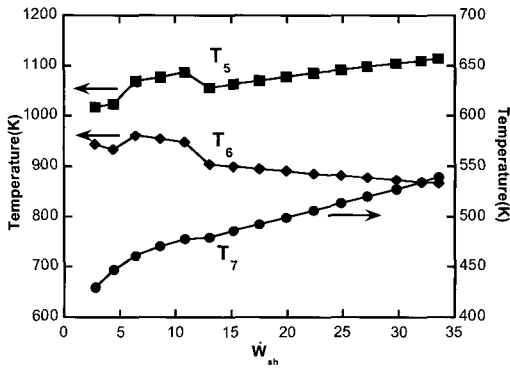


Fig. 3 Estimated turbine inlet temperature and measured turbine exit and exhaust gas temperatures

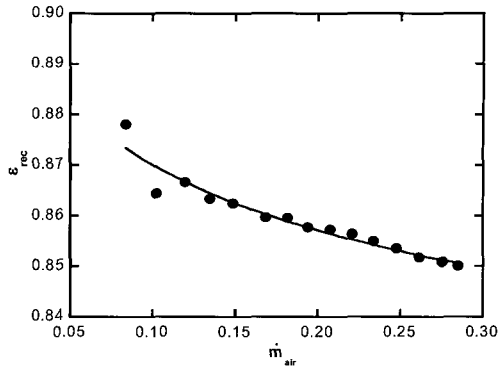


Fig. 4 Estimated recuperator effectiveness

배기가스온도( $T_6$ )를 나타내었다. 터빈 입구온도는 최대 출력 조건에서 약 1117K 정도로 예측되어지며 부하가 감소함에 따라 점차 감소하여 무부하 상태일 때는 약 1020 K 정도로 전부하일 때보다 약 100 K 정도 낮은 값을 가지는 것으로 예측되었다. 터빈출구온도는 부하감소 시 다소 증가하며, 배기가스온도는 감소한다.

터빈효율은 전부하시 약 87%이며, 출력이 감소하면서 최대 5% 정도 감소하는 것으로 예측되었다. Fig. 4에는 예측된 재생기효율의 변화를 나타내었다. 공기유량에 따른 변화로 표시하였다. 공기유량이 감소함에 따라 재생기효율은 점차 증가하는 경향을 나타내고 있으며 이는 유량이 감소하면서 열교환기의 효율이 증가하는 일반적인 경향을 잘 따르는 것으로 파악된다. 이상과 같이 시험을 통한 측정과 해석을 병행하여 구하여진 구성부 파라미터들의 변화를 바탕으로 하여 다음절에서는 엔진 시뮬레이션 프로그램을 구성하고 이를 통하여 예측된 결과를 검증하고자 한다.

### 3. 엔진 시뮬레이션

#### 3.1. 시뮬레이션의 목적 및 의의

본 절에서는 앞 절에서 설명한 절차를 통해서 얻은 구성부 특성파라미터를 이용하여 엔진 운전을 시뮬레이션하고 이로부터 구한 성능파라미터들을 측정값들과 비교한다. 또한 엔진 출력제어 방법변화가 작동특성 및 성능에 미치는 효과를 예측하고자 한다. 앞에서 언급한 것과 같이 마이크로터빈 성능진단을 하기 위해서는 성능 저하가 일어나지 않은 상태의 엔진에서 추출한 기준 데

이터가 필요하다. 따라서 본 절에서는 실험으로 구한 구성부 특성파라미터 변화를 고려하여 시뮬레이션을 통하여 운전상태를 재현하고자 한다. 특히 이러한 시뮬레이션은 시험을 재현하는 단순한 의미를 넘어서 성능진단을 위한 기초연구라는 중요성을 가진다. 즉, 각 구성부의 성능이 저하된 상태의 엔진거동을 살펴보기 위하여 인위적으로 성능이 저하된 상태의 엔진운전을 하여 데이터를 획득하는 것은 실질적으로 불가능하다. 따라서 정상적인 운전 상태를 잘 예측하도록 구성된 시뮬레이션 프로그램을 이용하여, 각 구성부 성능저하를 모사하고 그 결과로써 성능진단에 필요한 자료를 도출하는 것이 더욱 현실적인 방법이다. 그러므로 본 연구에서는 우선 정상적으로 작동하는 엔진상태를 모사하는 프로그램을 구축하는 것이 목적이며, 추후에는 이 프로그램을 성능이 저하된 운전상태를 모사하는데 활용할 것이다.

#### 3.2. 운전 시뮬레이션

마이크로터빈 운전을 시뮬레이션 하기 위하여 상용 프로그램<sup>(13)</sup>을 사용하였다. 먼저 전부하 (full load)점을 해석한 뒤, 각 구성부의 탈설계 모델링을 사용하여 탈설계 운전을 시뮬레이션 하였다. 탈설계 모델링이 필요한 주요 구성부는 압축기, 터빈, 재생기이다. 이들은 모두 실험을 통하여 확인된 작동특성을 충분히 반영하도록 모델링되었다.

본 엔진이 가변회전수 운전을 하기 때문에 하나의 회전수에서 단 하나의 운전점만이 존재한다. 그러나 해석을 위해서는 완전한 형태의 압축기 성능선도가 필요하므로 각 회전수에서의 작동곡선을 기존의 압축기 선도

를 참조하여 합리적으로 구성하였다. 재생기의 경우에는 앞 절에서 예측한 재생기효율 데이터를 바탕으로 유량의 변화에 따른 효율변화를 다음과 같이 모델링하였다.

$$\frac{\epsilon_{rec}}{\epsilon_{rec,ref}} = \left( \frac{\dot{m}_{air}}{\dot{m}_{air,ref}} \right)^{-0.021} \quad (6)$$

터빈의 작동선은 정성적으로 다음의 Stodola 식<sup>(14)</sup>으로 잘 표현되는 것을 확인하였기 때문에<sup>(8)</sup> 이 식을 보정하여 사용하였다.

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

시뮬레이션 결과를 Figs. 5~7에 제시하였다. 각 운전 조건에서 터빈출구온도 ( $T_6$ )는 시험에서 측정된 값과 동일하게 두고 해석하였으며, 해석결과로서 얻은 기타 파라미터들의 변화를 측정값들과 비교하고자 한다. Fig. 5에서는 압축기 작동선 (running line)을 성능선도 위에 도시하였다. 운전 범위는 회전수 96,000 rpm의 최대 회전수로부터 45,000 rpm의 최소 회전수까지이다. 앞서 서술한 바와 같이 압축기 성능선도는 시험에서 측정된 각 회전수에서의 유량과 압력비를 바탕으로 각 회전수에서의 특성곡선들을 합리적으로 예상하여 구성한 것이다. 시뮬레이션에 의한 작동선이 실험에 의한 작동선과 매우 근접하게 일치하는 것을 알 수 있다. 이는 시뮬레이션을 위한 각 구성부 모델링이 적절하게 구성되었음을 나타내는 것이라 하겠다. Fig. 6은 출력 변화에 따른 터빈입구온도와 배기가스온도를 나타내었다. 역시 시험결과와 시뮬레이션으로 재현한 결과가 잘 일치한다. Fig. 7은 출력변화에 따른 연료 유량의 변화를 나타내었다. 역시 시험데이터와 해석결과가 비교적 잘 일치한다. 이러한 결과들로부터 시뮬레이션 프로그램이 본 엔진의 작동 상태를 합리적으로 잘 구현한다는 결론에 도달하였으며, 추후 정상적인 작동상태의 엔진 거동은 물론 각 구성부의 성능이 저하된 운전 상태에서의 엔진 거동을 예측하는데 이 프로그램을 활용 가능할 수 있을 것으로 예상된다.

### 3.3. 엔진 제어 방식 변화에 의한 효과 분석

본 절에서는 시뮬레이션 프로그램을 사용하여 부하

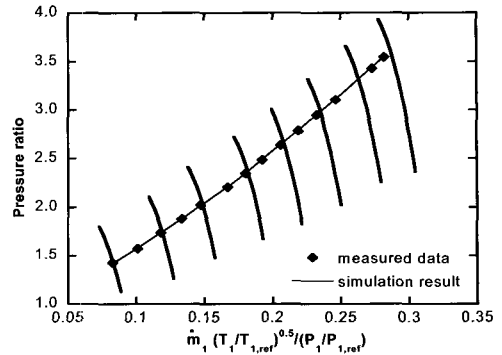


Fig. 5 compressor running line

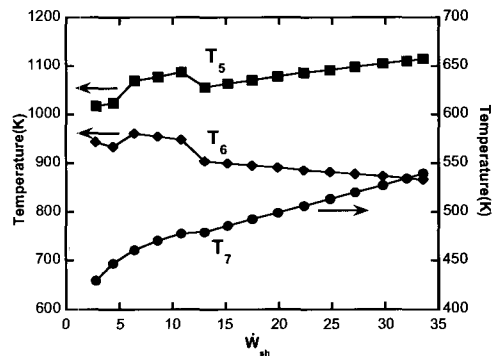


Fig. 6 Turbine inlet temperature and exhaust gas temperature

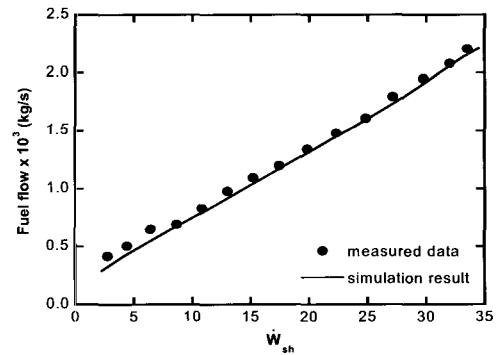


Fig. 7 Engine fuel flow rate

변동시의 제어 방법 변화가 엔진의 작동상태와 성능에 미치는 영향을 해석하여 보았다. 재생사이클 가스터빈에서는 재생기에서의 열회수가 성능에 지대한 영향을 미치며, 가능한 재생기 입구온도를 높게 유지하는 것이 열효율 측면에서 유리하다<sup>(4)</sup>. Fig. 3에서 확인할 수 있는 바와 같이 본 엔진은 부분부하 시에 터빈출구온도가 다소 증가하도록 운전되고 있다. 본 절에서는 앞서 검증된 프로그램을 이용하여 임의로 터빈출구온도 (turbine

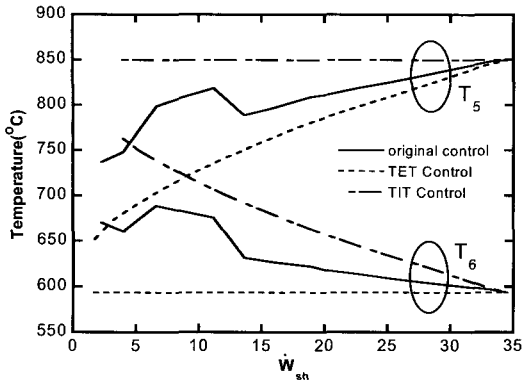


Fig. 8 Turbine inlet and exit temperatures for different control methods.

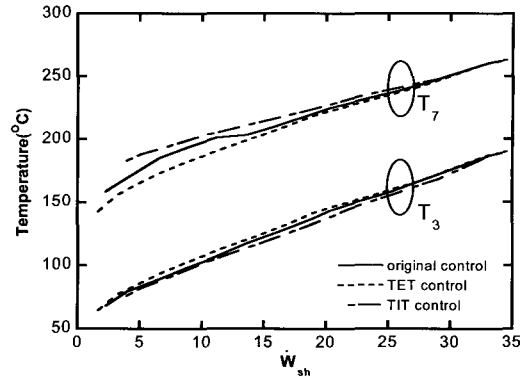


Fig. 9 Compressor discharge temperatures and engine exhaust temperatures for different control methods

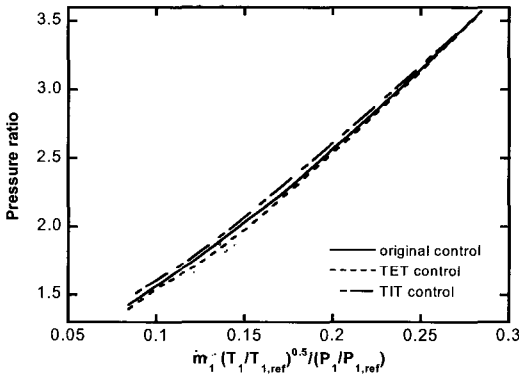


Fig. 10 Compressor running lines for different control methods

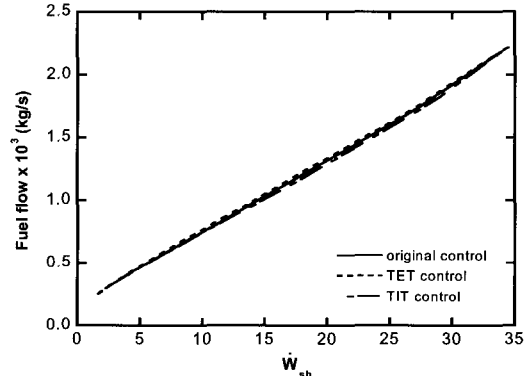


Fig. 11 Fuel flow rates for different control methods

exit temperature, TET)와 터빈입구온도 (turbine inlet temperature, TIT)가 일정하게 유지되도록 하는 제어 방법 두 가지에 대해서 추가로 운전해석을 하여 그 결과를 기존의 엔진 부하제어 방법과 비교하고자 한다. Fig. 8에서 세 가지 제어 방법에 있어서 터빈 입·출구 온도의 변화를 보였다. TET를 일정하게 유지하면 출력이 줄면서 TIT는 증가하고, 반대로 TIT를 일정하게 유지하면 TET가 감소한다. 기존 방식이 추가적으로 해석한 두 가지 방식의 중간 정도에 해당함을 알 수 있다.

Figure 9에 각 제어 방식에서 배기가스 및 압축기출구 온도를 도시하였다. 이때의 압축기 작동선은 Fig. 10과 같다. 터빈출구온도를 일정하게 유지시킬 경우 동일한 유량에서 기존 제어방식에 비하여 압축비가 약간 낮고, 반대로 터빈입구온도가 유지되도록 제어하면 압력비가 다소 높아진다. 터빈입구온도가 일정하게 유지되면 작동점들이 다소 서지상태에 근접하게 되나, 매우 심각한 정도는 아닐 것으로 예상된다. Fig. 11에는 연료량을 나타내

었다. 터빈출구온도를 높게 유지시키는 경우 기존 방식에 비하여 약간 더 많은 연료가 필요하며, 터빈입구온도를 유지하는 경우에는 반대로 연료소모량이 다소 적다. 이를 열효율로 환산하여 나타내면 Fig. 12와 같이 나타난다. 즉, 터빈입구온도를 일정하게 유지하는 경우에 부분부하시 열효율이 기존의 경우나 터빈출구온도를 유지한 경우보다 높게 나타난다. 이는 가능한 터빈출구온도를 높게 유지하는 것이 열효율측면에서 유리하다는 기존의 예상<sup>(4)</sup>과 일치하는 결과로서 엔진 제어방식에 따라서 열효율 개선이 가능하다는 것을 확인시켜주는 결과이다.

#### 4. 결론

본 연구를 통하여 마이크로터빈에서 각 지점의 온도 및 압력을 측정하고 해석을 통하여 구성부 효율 등 각 요소별 특성파라미터와 측정이 불가능한 지점인 터빈 입구의 온도를 예측하였다. 시험과 병행한 해석으로부

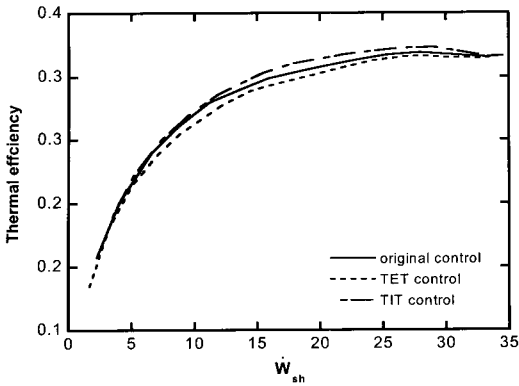


Fig. 12 Thermal efficiencies for different control methods

터 얻은 구성부 특성파라미터를 바탕으로 엔진 작동을 모사할 수 있는 프로그램을 작성하고 시뮬레이션 결과를 시험데이터와 비교하여 프로그램을 검증하였다.

시뮬레이션 결과 부하변화에 따른 작동선 및 각 요소에서의 온도 등 주요 파라미터들이 시험값들과 잘 일치하는 것을 확인하였다. 또한 부하변동시의 제어방법을 다소 변화하는 것이 본 마이크로터빈의 운전 특성 및 성능에 미치는 영향을 예측하였으며, 터빈 출구온도를 높게 유지하는 것이 부분부하 성능에 유리함을 보였다. 본 연구를 통하여 얻은 시뮬레이션 결과는 성능진단의 기준 성능데이터로 활용 가능하며, 더 나아가 시뮬레이션 프로그램을 확장하여 각 구성부의 성능이 저하된 상태에서의 운전 특성을 예측하여 궁극적으로 엔진 성능진단에 활용할 수 있을 것으로 기대된다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부 전력산업연구개발사업의 지원으로 수행되었음.

## 참고문헌

(1) Rodgers, C., Watts, J., Nichols, K. and Brent, R., 2001, *Microturbines*. in Borbely, A. M. and Kreider, J. F., ed. *Distributed Generation*, CRC Press, pp. 119~150.

(2) Kang, Y. M. and McKeirman, R. 2003, "Annular Recuperator Development and Performance Test for 200 kW Microturbine," *ASME Paper* GT-2003-38522.

(3) McDonald, C. F. and Rogers, C., 2005, "Ceramic Recuperator and Turbine - The Key to Achieving a 40 Percent Efficient Microturbine," *ASME paper* GT2005-68644.

(4) Kim, T. S. and Hwang, S. H., 2006, "Part Load Performance Analysis of Recuperated Gas Turbines Considering Engine Configuration and Operation Strategy," *Energy*, Vol 31, pp. 260~277.

(5) 권기훈, 김승우, 이시우, 2002, "분산형 마이크로터빈 열병합시스템 개발," 유체기계연구개발발표회 논문집, pp. 320~327.

(6) 김동섭, 황성훈, 2004, "마이크로 가스터빈의 탈설계 운전 성능특성," 유체기계저널, 제7권, 제3호, pp. 39~47.

(7) 이종준, 김동섭, 2005, "마이크로 가스터빈 발전시스템의 운전성능 분석," 유체기계저널, 제8권, 제5호, pp. 13~21.

(8) Lee, J. J, Yoon, J. E. and Kim, T. S., 2006, "Performance Test and Component Characteristics Evaluation of a Micro Gas Turbine," *J. of Mechanical Science and Technology* (under review).

(9) Lee, J. H. and Kim, T. S., 2006, "Analysis of Design and Part Load Performance of Micro Gas Turbine/Organic Rankine Cycle Combined Systems," *J. of Mechanical Science and Technology*, Vol. 20, pp. 1502~1513.

(10) Diakunchak, I. S., 1992, "Performance Deterioration in Industrial Gas Turbines," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 114, pp. 161~168.

(11) Li, Y. G., 2002, "Performance-Analysis-Based Gas Turbine Diagnostics: a Review," *Proc. of Instr. Mech. Engrs., Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 216 pp. 363~377.

(12) Capstone Turbine Co., <http://www.microturbine.com/Documents/C30.pdf>.

(13) Aspen Technology, 2006, AspenOne HYSYS, ver. 2004.

(14) Dixon, S. L., 1978, *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, 3rd ed., Pergamon Press.