

마이크로 가스터빈의 탈설계 운전 성능특성

김동섭* · 황성훈**

Performance Characteristics for Off-design Operation of Micro Gas Turbines

T. S. Kim*, S. H. Hwang**

Key Words: MGT (마이크로 가스터빈), Recuperator (재생기), Off-design (탈설계), Part load (부분부하), Single-shaft (단축), Two-shaft (분리축), Variable speed (가변 회전수), VIGV (가변 입구안내깃)

ABSTRACT

Micro gas turbines are designed with low turbine inlet temperature and pressure ratio. To overcome the efficiency defect of the simple cycle, adoption of the recuperator is an inevitable choice. In addition to the design performance, we should also pay attention to the off-design performance of gas turbines since they usually operate at part-load conditions for a considerable amount of the time. This study aims at analyzing off-design performance characteristics of micro gas turbines and addressing the importance of the recuperator in the part load operation. Comparative analyses have been performed to evaluate the part load performance differences among various design and operating options : simple vs recuperative cycles, single vs two shaft configurations, various operating strategies for the single shaft configuration (fuel only control, variable speed operation, variable inlet guide vane control), and current vs advanced engines. Major finding is that maintaining turbine at high level is crucial in efficient operation of micro gas turbines.

1. 서론

전 세계적으로 분산발전(distributed generation)의 필요성이 높아지면서 기존의 중대형 발전시스템에 비하여 상대적으로 소형이면서 운전성능과 신뢰성이 우수한 발전시스템에 대한 관심이 고조되고 있으며, 기존의 개발된 기술수준과 경제성을 고려할 때 가스터빈이 주요 동력원의 하나로 부상하고 있다. 따라서 현재 세계적으로 수십 kW급의 마이크로 가스터빈(micro gas turbine, 이하 MGT)의 개발 및 상품화가 빠른 속도로 진행되고 있다. 특히 가스터빈 분야의 최 선진국인 미국에서는 에너지성(DOE)의 주도로 고효율 MGT

개발을 진행 중이다.⁽¹⁾ 이러한 세계적인 추세에 맞춰 국내에서도 MGT의 연구, 개발이 적극적으로 추진되고 있다.⁽²⁻⁴⁾

소형 가스터빈에서는 대형 가스터빈에서 사용하는 고온부 냉각기술을 사용하기 힘들므로 터빈입구온도가 낮게 설계된다. 따라서 단순사이클로는 열효율이 너무 낮기 때문에 (10~15%) 재생기를 사용하게 되고 재생효과를 충분히 얻기 위하여 낮은 압축비로 설계된다. 재생사이클로 설계되는 현재의 MGT들은 대체로 터빈입구온도 800~900°C, 압력비 3~5 정도로 설계되며 효율은 대체로 25~30% 정도이고, 비출력은 100kJ/kg을 약간 상회하는 정도이다.

MGT에서 압축기와 터빈은 효율이 다소 낮더라도 제작성과 경제성을 고려하여 원심식을 사용하게 된다.

* 인하대학교 기계공학과

** 인하대학교 기계공학전공

책임저자 E-mail : kts@inha.ac.kr

그러므로 앞으로 성능향상은 결국 고온화와 고효율 재생기의 개발에 달려있다고 볼 수 있다. 터빈입구의 고온화는 터빈재질뿐 아니라 재생기 재질에도 영향을 미치며, 궁극적으로 터빈 및 재생기에 모두 초내열 합금, 나아가 세라믹 재질을 적용할 때 궁극적으로 50%대 까지도 효율을 얻을 수 있을 것으로 예상된다.⁽⁶⁾ 특히 재생기를 통하여 단순사이클 효율을 2배 이상 향상시키는 것이 가능하므로 MGT의 성능에서 재생기가 차지하는 비중은 절대적이며 현재의 기술추세는 대체로 개방형 열교환기(regenerator)가 아닌 표면형 열교환기(surface heat exchanger, recuperator)를 사용하는 것이다. 현재 미국 DOE의 주도로 효율 40%대의 MGT 시스템 개발을 목표로 하고 있으며, 이를 위하여 재생기의 연구 개발에 절대적으로 많은 노력을 쏟고 있다.^(6,7)

분산형 전원으로 사용될 때 가스터빈은 계통연계 또는 단독전원으로 모두 사용 가능하며, 계통연계의 경우에는 부하 처리 방법에 따라 여러 가지 운전 모드가 가능하다. 어떤 경우든 대체로 많은 시간동안 설계 상태가 아닌 부분부하 상태로 운전하는 것이 불가피할 것이다. 따라서 기저부하용 전원장치와 달리 MGT는 부분부하시의 성능이 운전 경제성 측면에서 매우 중요하리라 판단된다. 그러므로, 설계단계에서부터 부분부하 운전 상태에서도 열효율을 높게 유지할 수 있도록 설계하는 것이 중요하다. 이러한 고려는 MGT의 기계적 설계, 출력제어방식 모두에 영향을 미치게 된다.

본 연구에서는 다양한 MGT 설계방법 및 운전방법에 따른 부분부하성능 변화 및 운전특성을 비교, 분석하는 것을 목적으로 한다. 엔진의 설계형식으로는 단축(single shaft)과 분리축(two shaft)을 모두 고려하여 비교하였으며, 부분부하시에도 재생기에서의 열회수 효과를 극대화하여 효율을 높게 유지하기 위한 방법으로 가변회전수(variable speed) 운전과 가변입구안내깃(variable inlet guide vane, VIGV)을 이용한 운전 방법을 해석하였다. 이어서 열효율이 향상된 상대적으로 고성능인 MGT에 대해서 역시 부분부하 성능을 예측하여 현 수준 엔진의 부분부하 성능과 비교하였다.

2. 마이크로 가스터빈 성능 해석

2.1. 해석 내용

MGT도 일반적인 가스터빈과 마찬가지로 형태상으로 단축과 분리축이 모두 가능하다. 두 가지 기계적

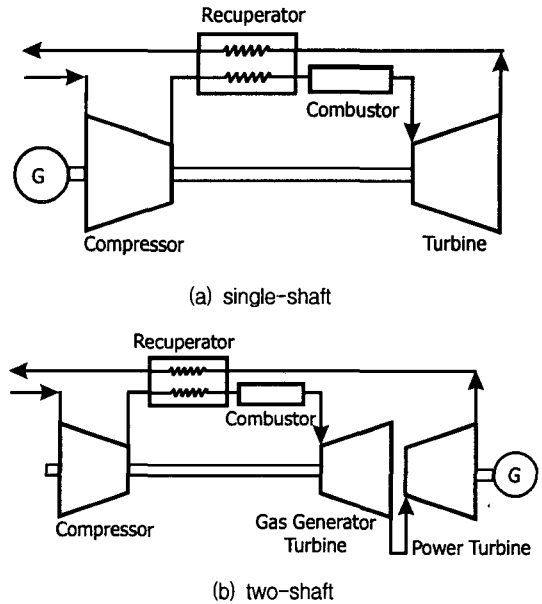


Fig. 1 Schematic diagram of micro gas turbines

형식의 시스템을 Fig. 1에 개략도로 나타내었다. 열역학적 성능측면에서 MGT의 가장 중요한 요소는 고온 가스의 배기열을 회수하는 재생기이다. 따라서 부분부하 운전시에도 재생기의 열역학적 효과를 충분히 활용하는 것이 중요하다. 이러한 측면에서 재생사이클은 가스터빈의 배기열을 회수하여 사용하는 복합발전 시스템과 유사한 운전특성을 보인다.⁽⁸⁾ 즉, 복합발전에서는 가능한 터빈출구온도를 높게 유지하여 하부 사이클을 최적상태로 운전하므로써 사이클 부분부하 효율을 높게 유지하는 방법이 사용되고 있으며, 재생사이클에서도 마찬가지로 방법이 사용될 수 있을 것이다. 이러한 방법으로서 복합발전 시스템서 사용하는 VIGV를 이용한 유량제어 방법도 하나의 대안이 될 수 있다. 반면에 Fig. 1과 같은 두 가지 다른 형식 중에서는 분리축 가스터빈이 부분부하 운전시에 자연스럽게 압축기 공기 유량이 감소하면서 단축에 비하여 터빈출구 온도가 높게 유지되기 때문에 복합발전이나 열병합 발전 측면에서 유리하다.^(9,10) 재생사이클에서도 마찬가지로 장점이 있을 것이다.

한편 최근 개발되는 MGT들의 설계 특징중의 중요한 점은 디지털출력제어(digital power control)을 채택하는 엔진이 많다는 것이다. 이는 대체로 연구자석형으로 제작되는 발전기(시동모터를 겸함)에서 발생하는 교류전류를 일단 직류로 변환한 뒤 최종적으로 교류로 전환하여 공급하는 장치로서, 이러한 시스템을 채용하

Table 1 Design specification of a single shaft micro gas turbine

Ambient temperature, K	288.15
Ambient pressure, kPa	101.3
Turbine inlet temperature, K	1100
Pressure ratio	3.5
Compressor efficiency, %	81
Turbine efficiency, %	85
Recuperator efficiency, %	85
Shaft speed, rpm	80,000
Air flow rate, kg/s	0.5
Fuel LHV (natural gas), kJ/kg	49,720
Turbine exit temperature, K	872 (867)*
Exhaust temperature, K	517 (867)*
Shaft power, kW	53.6 (60.4)*
Specific power, kJ/kg	107.3 (121.0)*
Thermal efficiency, %	30.0 (15.6)*

* simple cycle

는 이유는 발전기 즉, 엔진동력축이 가변회전수로 작동하게 하기 위함이다. 가변회전수 운전을 하게 되면 단축 엔진에서도 마치 분리축 엔진처럼 부분부하시에 공기유량이 감소하면서 터빈출구온도를 높게 만들 수 있다.

따라서 본 연구에서는 주어진 설계 성능에 기초하여 다양한 설계방법 및 부분부하 운전 방법에 따른 부분부하 열효율을 정량적으로 비교, 분석하여 연구개발의 기초 자료를 제공하고자 한다. 해석의 내용은 다음과 같이 요약할 수 있다.

- 재생사이클 및 단순사이클 MGT의 부분부하 비교
- 단축과 분리축의 비교
- 단축 MGT에서 부분부하 효율 향상 방안
 - 가변회전수 운전
 - VIGV 운전
- 열효율이 향상된 엔진의 부분부하 성능

현재 MGT들을 평균적으로 대표할 수 있는 설계 사양을 선정하였다. 터빈입구온도 1100K, 압력비 3.5이며, 축출력(shaft power)은 50kW를 상회하고, 열효율은 30%이다. Table 1에 성능과 파라미터들을 요약하였다. 괄호안은 재생기가 없는 단순사이클일 때의 성

능으로서 재생기에서의 압력손실이 없으므로 출력은 10% 정도 증가하나 효율은 절반으로 감소한다.

2.2. 해석 방법

해석은 다양한 가스터빈 시스템들의 설계 및 탈설계 계산이 가능한 소프트웨어⁽¹¹⁾를 사용하였다. 특히 이 소프트웨어는 압축기와 터빈의 성능선도(performance map)를 부여하여 탈설계 운전 해석을 하기에 적합한 구조를 가지고 있다.

가스터빈의 탈설계 작동해석 과정은 압축기와 터빈 간에 유동(flow rate), 일(work) 및 축회전수(rotational speed)의 일치(compatibility)를 이루는 과정이며, 개략적인 방법은 이미 문헌⁽¹²⁾에 잘 소개되어 있으므로 본 논문에서는 간단히 언급하고자 한다.

Fig. 1과 같은 단축 및 분리축 가스터빈에 대한 축출력(W_{sh})은 다음과 같이 표현된다.

$$\text{single-shaft} : W_{sh} = W_t - W_c$$

$$\text{two-shaft} : W_{ggt} = W_c, W_{sh} = W_{pt} \quad (1)$$

하첨자 *ggt*, *pt*는 각각 가스발생터빈(고압터빈)과 출력터빈(저압터빈)을 지칭한다. 회전수는 다음과 같이 매칭시킨다.

$$\text{single-shaft} : N_{generator} = N_t = N_c$$

$$\text{two-shaft} : N_{ggt} = N_c, N_{generator} = N_{pt} \quad (2)$$

분리축 엔진에서는 고압축의 회전수가 감소하면서 출력축의 회전수는 일정하다. 일반적인 단축 발전용 가스터빈에서는 부하가 변동하여도 연료를 제어하여 출력축의 회전수를 일정하게 유지한다. 이 경우는 가장 간단한 제어방법으로서 연료만의 제어(fuel only control)이다. 공기유량을 변화시키는 메카니즘이 없이 압축기 특성에 따라서 흡입 가능한 최대한의 유량으로 운전되므로 최대공기유량 제어(maximum air flow control)로도 불린다.

본 연구에서는 이와 같은 연료만의 제어뿐 아니라 다른 두 가지 방법도 고려한다. 부하에 따라서 축회전수를 변화시키는 가변회전수 운전과 VIGV 운전이다. 두 경우 모두 부하 감소시에 유량을 감소시킨다. 이 두 가지 운전에서 유량제어는 특정한 제어 목적을 위하여 사용되는데, 본 연구에서는 터빈출구온도(TET)

를 높게 유지하는 것이다. 특별히 설계값으로 유지시키는 것을 모사하였다.

해석을 위해서 필요한 단단 원심식 압축기와 터빈의 성능선도를 본 연구의 설계점에 맞게 스케일링 (scaling)하여 사용하였다.

3. 해석 결과

3.1. 단축 MGT의 최대 공기유량 운전

먼저 단축 MGT에 대해 가장 기본이 되는 연료만의 제어시의 부분부하 성능특성을 살핀다. Table 1의 재생사이클 MGT의 성능특성을 단순사이클과 비교하기 위해서 유사한 설계점 성능을 갖는 임의의 단순사이클 가스터빈을 Table 2와 같이 선정하였다. 단순사이클로서 30%의 효율을 갖기 위하여 MGT에 비해 더 높은 터빈입구온도(TIT)와 압력비로 설계되어야 한다.

Fig. 2에 부하율에 따른 효율변화를 나타내었다. MGT에서는 재생사이클뿐 아니라 단순사이클(설계효율 16%, Table 1 참조)의 결과도 같이 나타내었다.

η_d 는 설계효율을 의미한다. 비록 설계효율은 동일하나 재생사이클이 단순사이클에 비하여 부분부하효율이 낮다. 더욱이 설계효율이 더 낮은 MGT를 단순사이클 모드로 작동하는 경우보다도 상대적인 효율 감소 정도가 심하다. Fig. 3에는 재생사이클 MGT의 파라미터들의 변화를 보였다. 파라미터들은 터빈입구온도(TIT), 터빈출구온도(TET), 압력비(PR), 배기가스온도(EGT, 재생기출구 고온부 가스온도), 배기가스유량(EGF) 등으로서 각각 설계 값의 상대 값으로 예시하였다. 연료만의 제어이므로 유량이 거의 일정하고(추후 언급될 Fig. 11의 성능성도 참조), 다른 파라미터들은 출력이 줄어들수록 낮아진다. 단순사이클에서도 이러한 경향은 동일하다. 재생사이클은 터빈출구의 고온 에너지를 이용하는 것인데, 터빈출구온도, 즉 재생기 가스 입구

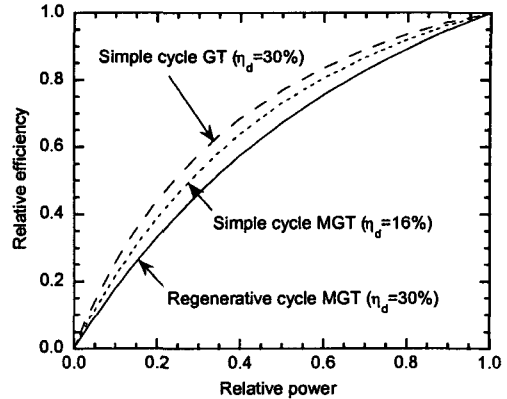


Fig. 2 Part load efficiency of single-shaft gas turbines

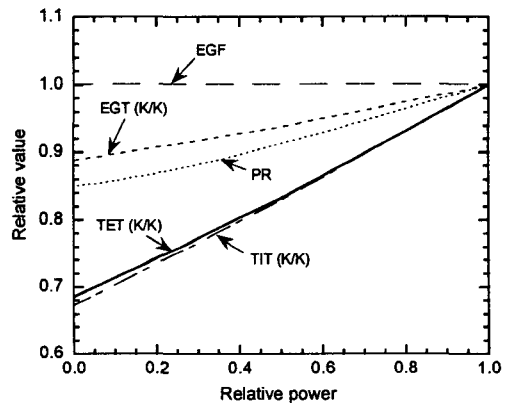


Fig. 3 Parameters variations of the single-shaft regenerative cycle MGT for the fuel only control

온도가 큰 폭으로 하락하므로 열효율의 감소가 크다고 판단할 수 있다. 따라서 단순한 연료만의 제어로서는 부분부하효율이 너무 낮으므로 개선이 필요하다.

3.2. 분리축 MGT

Table 1의 단축 MGT와 거의 같은 설계 성능(비출력, 효율)을 갖는 분리축 재생사이클 MGT를 설정하여 부분부하 운전을 해석하였다. Fig. 4에 단축 재생사이클 MGT와 비교하여 효율 변화를 보였다. 분리축 엔진의 부분부하 효율이 월등히 높게 해석되었다. 그 원인은 Fig. 5의 파라미터 변화에서 알 수 있듯이 부분하시에 회전수가 감소하면서 유량이 감소하고 터빈입구 및 출구온도가 높게 유지되기 때문이다. 결과적으로 연료만의 제어에서는 분리축 엔진이 더 우수한 부분부하 성능을 보인다.

Table 2 Design specification of a simple cycle gas turbine

Turbine inlet temperature, K	1300
Pressure ratio	12
Compressor efficiency, %	83
Turbine efficiency, %	89
Specific power, kJ/kg	250
Thermal efficiency, %	30.0

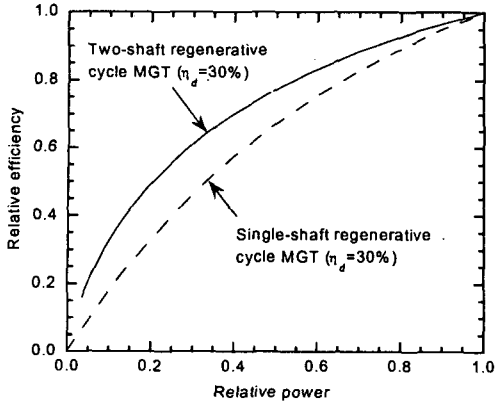


Fig. 4 Comparison of part load efficiencies of single- and two-shaft regenerative cycle MGTs

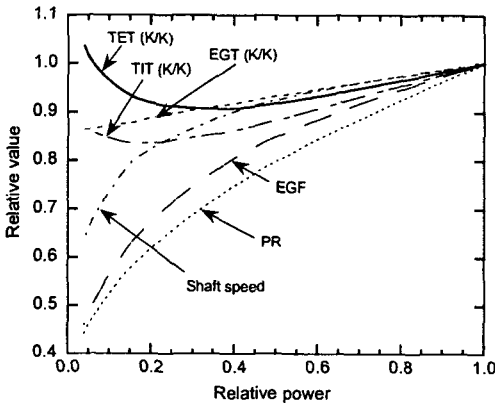


Fig. 5 Parameters variations for the part load operation of the two-shaft regenerative cycle MGT

3.3. 단축 MGT의 공기유량 제어

3.1, 3.2 절의 결과로부터 재생사이클의 부분부하 효율을 높게 유지하기 위해서는 터빈출구온도 즉 재생기 입구 가스온도를 높게 유지해야 한다는 사실을 알 수 있다. 이를 위해 단축 MGT에서 가변회전수 운전과 VIGV를 이용한 유량제어를 고려하였다. 2.1절에 밝힌 바와 같이 가변회전수 운전에서도 디지털 출력제어장치를 사용하여 부하측에 일정회전수의 전력 공급이 가능하다. 본 연구에서는 회전수를 변화하면서 TET를 일정하게 유지하는 운전을 해석하였다.

한편 중대형 발전용 가스터빈들에서는 열회수 효과를 높이기 위해서 VIGV를 사용하여 TET를 높게 유지한다. 동일한 원리를 적용하면 비록 소형 엔진이라 하더라도 VIGV를 사용할 수 있을 것으로 판단된다. VIGV 제어에서는 유량감소가 설계치의 30%까지 가능

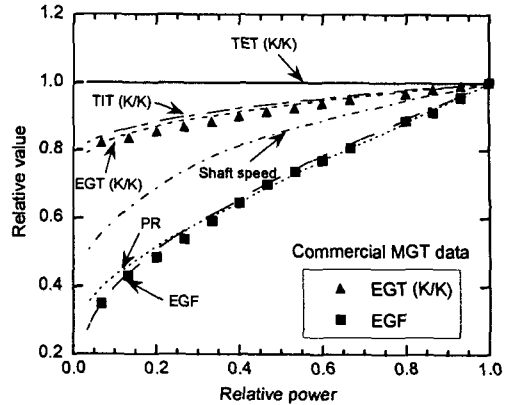


Fig. 6 Parameters variations for the variable speed operation of the single-shaft regenerative cycle MGT

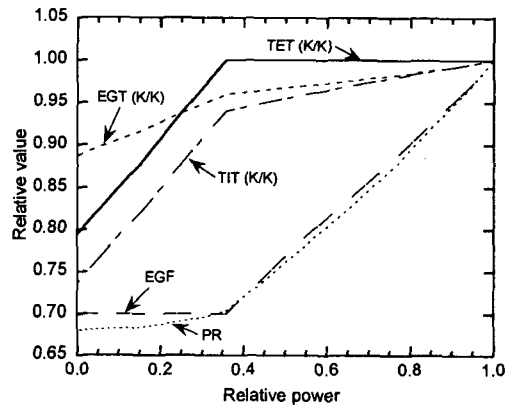


Fig. 7 Parameters variations for the VIGV operation of the single-shaft regenerative cycle MGT

하다고 예상하였다. 즉, 30% 유량 감소까지는 IGV를 조절하여 TET를 설계 값으로 유지하고, 그 이하의 출력에서는 연료만의 제어로 운전한다.

먼저 두 가지 운전에 있어서 파라미터들의 변화를 Fig. 6, 7에 보였다. 특히 가변회전수 운전에서는 Table 1과 유사한 설계성능을 가지고 가변회전수에 의한 TET제어를 하는 것으로 알려진 상용 MGT의 배기 가스 온도와 유량을 비교하여 나타내었다. 일단 제작사로부터 주어진 자료와 본 계산 결과가 매우 잘 일치하며, 이는 사용한 계산 프로그램이 적절하였음을 의미한다. 마치 분리축 엔진과 같이 회전수가 감소하면서 유량이 감소하고 TIT 및 TET가 높게 유지된다. 한편 VIGV 운전에서는 IGV 조절(각도 감소) 구간에서는 설계TET가 유지되다가 연료만의 제어로 돌아서

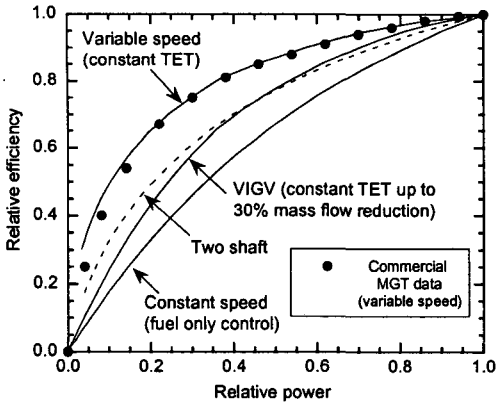


Fig. 8 Part load efficiencies of variable speed operation and VIGV operation of the single-shaft regenerative cycle MGT

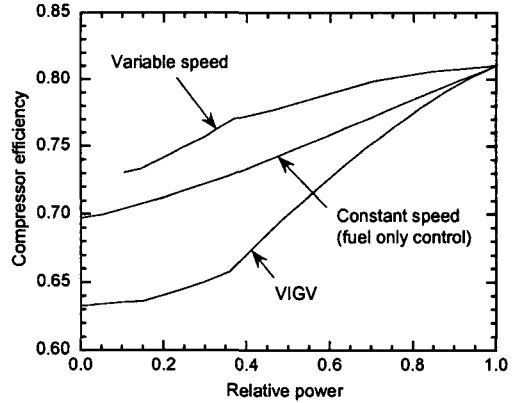


Fig. 9 Comparison of compressor efficiencies of variable speed operation and VIGV operation of the single-shaft regenerative cycle MGT

면서 감소한다.

부분부하 열효율 변화는 Fig. 8에 나타내었다. 두 가지 단축 MGT의 유량제어 운전들 외에 비교를 위해서 연료만으로 제어되는 단축 MGT 및 분리축 MGT와 함께 보였다. 우선 앞서 언급한 상용 MGT의 효율 자료와 비교하면 예측 값이 매우 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 특히 가변회전수 운전은 연료만의 제어보다 월등히 높은 부분부하 효율을 보인다. 더욱이 이 제어 방법은 분리축 엔진보다도 훨씬 우수하다. 그 이유는 가변회전수 운전시에 분리축보다 더 높은 TET 즉 재생기 입구 가스온도를 유지할 수 있기 때문이다 (Fig. 5, 6 비교). 한편 VIGV 운전도 이론적으로는 유량을 제어하여 TET를 설계값으로 동일하게 유지하므로 유사한 효율을 보일 것으로 예상되나, 가변회전수 운전만큼 효율이 높지 못한 것으로 해석되었다. 그 이유는 IGV 조절에 따른 압축기 효율 저하로 분석되었다. 압축기 효율변화는 Fig. 9에 보였다. 가변회전수 운전에 비하여 압축기 효율이 현격히 저하되는 것으로 해석되었다. 이러한 효율차이가 MGT 부분부하 효율 차이를 가져온다.

만일 탈설계 운전시에 압축기 효율이 감소하지 않는다고 가정하면 두 운전 방법의 부하 효율은 Fig. 10과 같이 계산되었다. 어느 방법을 사용하던지 원하는 유량만 맞추어주면 동일한 열역학적 사이클로 운전되고 동일한 효율을 보이게 된다(VIGV의 유량제어구간에서 두 방법의 결과가 동일함). 결과적으로 Fig. 8과 10을 비교하면 IGV 운전시에 압축기 효율저하가 부분부하 성능에 크게 영향을 미친다는 것을 알 수 있다.

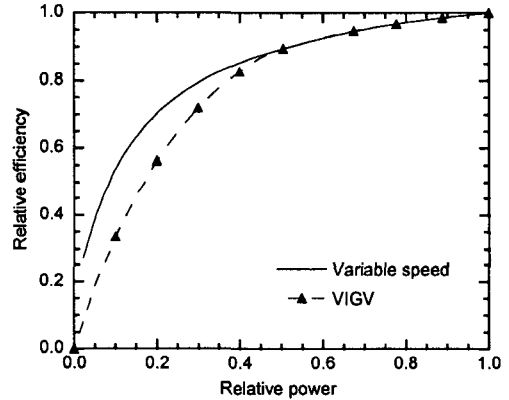


Fig. 10 Part load efficiencies of variable speed operation and VIGV operation of the single-shaft regenerative cycle MGT without compressor and turbine efficiency degradation

실제로도 대체로 VIGV를 조절하는 경우에 압축기 효율이 가변회전수 운전보다 낮을 것으로 예상할 수 있으므로(정량적이 차이는 있을 것임) 가변회전수 운전의 부분부하효율이 더 높을 것으로 판단된다. 단, 현재 계산은 축출력(shaft power)를 기준으로 해석된 것으로서 발전기나 기어변속효율 등 부가적인 손실이 고려되지 않았다. 가변회전수 운전에서는 디지털 출력제어를 비롯한 발전 시스템에서의 손실이 클 것이다. 반면에 일정한 회전수로 운전하는 경우에는 MGT에서 변속손실 등이 클 것으로 생각되며, 최종 발전효율을 기준으로 한 비교가 개발단계에서 필요할 것이다.

한편 수십 kW급의 MGT가 아닌 용량이 더 큰 (수

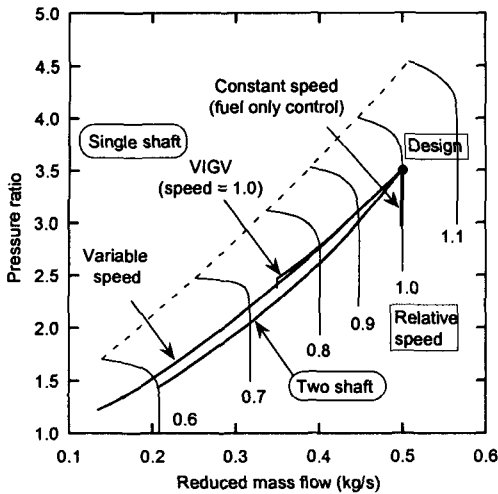


Fig. 11 Part load operating lines of various control strategies

MW급 또는 그 이상 재생사이클 엔진도 개발되는 추세이며,⁽¹³⁾ 이 경우에는 추가적인 손실이나 디지털제어의 용량한계 등을 고려할 때 아직은 일반적인 유도발전기의 사용이 더 현실적일 것이며 결과적으로 IGV의 사용이 더 합리적일 수 있으며, 이 때 IGV 조절에 따르는 압축기의 효율 저하를 최소화되도록 설계하는 것이 중요하다는 것을 해석 결과로부터 알 수 있다.

Fig. 11은 지금까지 해석한 4가지 경우에 대한 운전선(Operating line)들을 압축기 성능선도 위에 나타낸 것이다. 단축 MGT의 가변회전수 운전시에 분리축 MGT의 운전과 비교하여 동일한 회전수에서 더 높은 압력비에서 운전됨을 알 수 있으며, 이는 터빈입구온도가 더 높은 것에 기인한다.

한편 가변회전수나 IGV 운전에서 터빈출구온도가 아닌 터빈입구온도를 제어의 대상으로 하여 일정하게 유지하면 터빈출구온도는 설계값보다 더 높게 유지될 것이고 부분부하 효율이 더 향상될 가능성이 있다. 이 경우에 작동선은 서지선으로 좀 더 다가갈 것이다.

3.4. 설계 성능 향상시의 부분부하 성능

현재 MGT의 효율은 대체로 30%를 넘기 힘들지만 앞으로 설계 및 제작 기술이 향상되면 40% 이상, 높게는 50%까지의 열효율도 가능하다. 물론 가장 큰 요소는 고온화이다. 현재 MGT를 개량하여 200kW, 효율 35%대의 재생가스터빈이 상용화를 앞두고 있으며,⁽⁶⁾ MW급의 엔진에서는 이미 효율 40%가 실현된 바 있

Table 3 Design specifications of a high temperature advanced micro gas turbine

Turbine inlet temperature, K	1450
Pressure ratio	5.0
Compressor efficiency, %	83
Turbine efficiency, %	87
Recuperator efficiency, %	90
Turbine exit temperature, K	1077
Exhaust temperature, K	572
Specific power, kJ/kg	250
Thermal efficiency, %	43.8

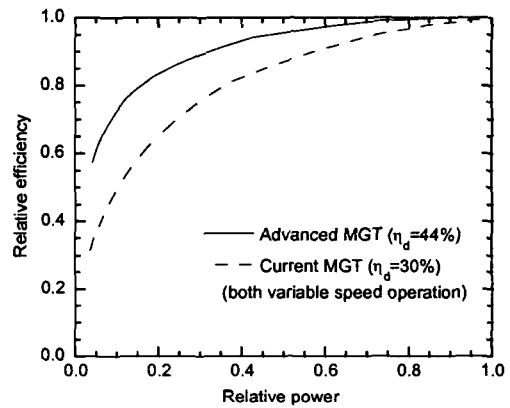


Fig. 12 Comparison of part load efficiencies of current and advanced MGTs of single-shaft configuration

다.⁽¹³⁾ 따라서 앞으로도 이러한 개발 추세는 지속될 것이 분명하다.

이러한 배경하에서 효율이 40%를 넘는 상대적으로 고효율인 가스터빈을 대상으로 하여 부분부하 해석을 수행하여 30%대 엔진과 비교하였다. 설정된 설계성능 자료를 Table 3에 요약하였다. 1200°C 육박하는 TIT와 90%의 재생기 효율이 필요하다. 터빈출구온도(재생기 입구가스온도)역시 800°C를 넘어서며 열교환기 재질로 금속재질의 한계온도에 해당한다.⁽⁵⁾ 가장 부분부하성능이 좋은 단축 가변회전수 운전을 고려하였다.

Fig. 12에 부분부하 효율을 보였다. 현재 수준의 MGT에 비하여 부분부하시 상대적 효율저하가 현격히 작게 예측되었다. 부하율 40%까지도 설계효율의 90%가 넘는 높은 효율이 가능하다. 이는 고온화에 따른 재생사이클의 이점이 설계점 뿐 아니라 부분부하 상태에서도 두드러지게 나타나는 것으로 해석된다. 이러

한 경향은 단순 가스터빈과 복합발전에서도 고성능 엔진이 설계성능이 낮은 엔진에 비하여 부분부하시 효율 저하정도가 낮다는 결과⁽⁸⁾와 맥락을 같이한다.

4. 결론

재생사이클로 설계되는 마이크로 가스터빈의 부분 부하운전에 대한 해석을 통하여 다음 결과를 얻었다.

- (1) 단축 형태에서 연료만의 제어를 하는 경우에 재생 사이클 MGT는 동일한 설계성능의 단순사이클 가스터빈 보다 부분부하 효율이 낮다.
- (2) 분리축으로 설계된 MGT가 단축 MGT보다 높은 터빈출구온도로 인하여 부분부하효율이 훨씬 높다.
- (3) 단축 MGT에서 가변회전수로 운전하면 터빈출구 온도가 높게 유지되므로 부분부하 효율이 대폭 향상된다. 가변입구안내깃 조절에 의한 운전의 경우에도 부분부하 효율이 크게 향상되지만 압축기 효율저하가 클 경우에 효과가 줄어들 것으로 예상된다. 특히 가변 회전수 운전은 분리축 형태보다 부분부하효율 특성이 우수하다.
- (4) 향상된 설계성능을 갖는 재생사이클 MGT는 부분 부하시 효율 감소가 현 수준의 MGT에 비하여 월등히 작아서 상당히 낮은 부하까지도 높은 효율이 유지될 것으로 예상되었다.

후 기

이 논문은 2003년도 인하대학교의 지원에 의하여 연구되었음 (INHA-30298).

참고문헌

- (1) Haight, D, 2003, Microturbine Equipment, Panel session presented at ASME Turbo Expo 2003, June 16-19, Atlanta, Georgia, U.S.A.
- (2) 오종식, 이현석, 2003, "분산발전용 75kW급 마이크로터빈의 시제개발," 유체기계연구개발발표회 논문집, pp. 307-313.

- (3) 김수용, 박무용, 최범석, 안국영, 최상규, 2003, "50kW 마이크로 가스터빈 개발," 유체기계연구개발 발표회 논문집, pp. 314-319.
- (4) 권기훈, 김승우, 이시우, "분산형 마이크로 터빈 열병합 발전시스템 개발," 유체기계연구개발발표회 논문집, pp. 320-327.
- (5) McDonald, C. F., 2000, "Low-cost Compact Primary Surface Recuperator Concept for Microturbines," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 20, pp. 471-497.
- (6) Kang, Y. M. and McKeirman, R, 2003, "Annular Recuperator Development and Performance Test for 200kW Microturbine," ASME paper GT-2003-38522.
- (7) Kesseli, J., Wolf, T., Nash, J. and Freedman, S., 2003, "Micro, Industrial, and Advanced Gas Turbines Employing Recuperators," ASME paper GT-2003-38938.
- (8) 김동섭, 2003, "배열 이용도를 고려한 가스터빈 발전시스템의 부분부하 성능 비교분석," 유체기계 저널, 제6권, 제3호, pp. 28-35.
- (9) Kim, T.S., Oh C. H. and Ro, S. T., 1994, "Comparative Analysis of the Off Design Performance for Gas Turbine Cogeneration Systems," *Heat Recovery Systems & CHP (current Applied Thermal Engineering)*, Vol. 14, No. 2, pp. 153-163.
- (10) Kim, J. H., Kim, T. S., Sohn J. L. and Ro, S. T., 2003, "Comparative Analysis of Off-design Performance Characteristics of Single and Two Shaft Industrial Gas Turbines," *Trans. ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 125, No. 4 (to be published)
- (11) Kurzke, J., 2001, Gasturb ver. 9.0.
- (12) Saravanamuttoo, H. I. H., Rogers, G. F. C. and Cohen, H., *Gas Turbine Theory*, 5th ed., Prentice Hall, Ch. 8-9.
- (13) Lundberg, W. L., Veyo, S. E. and Moeckel, M. D., 2001, "A High-Efficiency SOFC Hybrid Power System Using Mercury 50 ATS Gas Turbine," ASME paper 2001-GT-0521.