

배열 이용도를 고려한 가스터빈 발전시스템의 부분부하 성능 비교분석

김 동 섭*

Comparative Part Load Performance Analysis of Gas Turbine Power Generation Systems Considering Exhaust Heat Utilization

T. S. Kim*

Key Words: Gas Turbine (가스터빈), Combined Cycle Power Plant (복합발전 플랜트), Regeneration (재생), Exhaust Heat (배열), Part Load (부분부하), Air Flow Modulation (공기유량조절)

ABSTRACT

This paper presents analysis results for the effect of power control strategies on the part load performance of gas turbine based power generation systems utilizing exhaust heat of the gas turbine such as combined cycle power plants and regenerative gas turbines. For the combined cycle, part load efficiency variations were compared among different single shaft gas turbines representing various technology levels. Power control strategies considered were fuel only control and IGV control. It has been observed that gas turbines with higher design performances exhibit superior part load performances. Improvement of part load efficiency of the combined cycle by adopting air flow modulation was analyzed and it was concluded that since the average combined cycle performance is affected by the range of IGV control as well as its temperature control principle, a control strategy appropriate for the load characteristics of the individual plant should be adopted. For the regenerative gas turbine, it is likewise concluded that maintaining exhaust temperature as high as possible by air flow rate modulation is required to increase part load efficiency.

1. 서 론

기저부하 (base load)를 담당하는 경우를 제외한 많은 발전설비들은 많은 시간동안 부분부하 상태로 운전하게 된다. 특히 최근 들어 우리나라에 많이 도입되어 있는 가스터빈 및 가스터빈/증기터빈 복합발전 설비는

첨두부하 처리를 위하여 사용되거나 매일 기동정지를 반복하는 운전을 하고 있다. 또한 대형 발전시스템 뿐만 아니라 최근 관심의 대상이 되고 있는 분산발전 시스템에서도 많은 시간동안 부분부하 운전이 불가피하다. 따라서 가스터빈 제작자의 입장에서는 설계성능은 물론이고 부분부하 성능도 가능한 높게 유지되도록 설계하고, 설비를 도입하는 입장에서는 시스템 종합설계에 부분부하 성능도 중요한 인자로서 고려하여야 할

* 인하대학교 기계공학과
책임저자 E-mail : kts@inha.ac.kr

것이다.

가스터빈은 내연기관이나 증기터빈에 비하여 출력 및 효율 등 성능범위가 매우 넓다. 출력면에서는 크게는 200 MW이상, 작게는 수십 kW까지 가능하며 효율 면에서는 높게는 40%에서 낮게는 20% 이하까지 분포하고 있다. 단순사이클로 설계되는 일반적인 발전용 가스터빈들은 주어진 터빈입구온도, 즉 시스템 최고온도에서 대체로 비출력 (specific power)이 최대가 되도록 설계되고 있는 것으로 분석되며, 더 나아가 설계성능이 우수할수록, 즉 더 높은 터빈입구온도와 압력비로 설계될수록 부분부하시에 효율의 저하도 상대적으로 더 작은 것으로 알려져 있다⁽¹⁾.

가스터빈은 단순사이클로 제작되는 것 이외에 높은 배기열을 적절히 활용하여 시스템 성능을 대폭 향상시킬 수 있는데, 대표적인 것이 배기열로 증기터빈을 구동하여 여분의 출력을 생산하므로서 출력과 효율을 개선하는 복합발전 시스템이다. 한편 배기가스의 열을 이용하는 더욱 기초적인 방법은 재생사이클이다. 재생 사이클은 대체로 소형엔진, 특히 최근 들어 각광받기 시작한 마이크로터빈에서 낮은 터빈입구온도로 인한 성능 한계를 극복하고자 사용된다.

복합발전설비에서는 부분부하시에 터빈출구온도를 높게 유지할수록 효율이 높아진다. 일 예로서, 연료조절만으로 출력을 제어하는 경우에 출력터빈을 별도로 가지는 분리축 가스터빈을 사용하면 단축 가스터빈을 사용하는 경우에 비하여 상대적으로 높은 터빈 출구온도로 인하여 복합발전 플랜트의 부분부하 효율이 우수하다⁽²⁾. 그러나 대부분의 대형 발전용 가스터빈들은 제작 및 운전의 단순성을 위하여 단축으로 제작되므로 터빈출구온도를 높게 유지하기 위하여 별도로 입구안내깃 (inlet guide vane, IGV)의 각도를 조절하여 공기유량을 제어하며 결과적으로 연료만의 제어를 하는 분리축 가스터빈에 견줄만한 높은 부분부하 효율이 가능하다⁽²⁾.

본 연구에서는 배기열을 이용하는 시스템들 즉, 복합발전 시스템과 재생가스터빈에 대하여 제어방식들에 따른 부분부하 성능을 비교분석하고자 한다. 특히, 복합발전 시스템에서 종합적으로 가스터빈들의 설계 상태 (설계 파라미터), 부분부하시 출력제어 방법 (연료만의 제어, 가변유량제어) 및 가변유량 제어시의 공기유량 조절 범위 및 제어대상 온도의 설정 등 여러 인자들이 부분부하 성능에 미치는 영향을 분석한다. 이어 재생사이클을 대상으로 가장 기본적인 요소인 출력제어 방법에 따른 부분부하 성능차이를 제시한다.

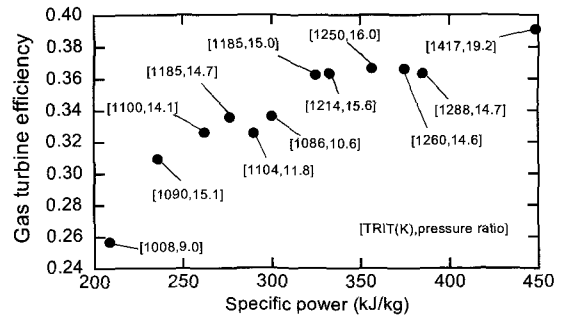


Fig. 1 Design performance data for commercial gas turbines for electric power generation⁽¹⁾

2. 복합발전 시스템

2.1 가스터빈의 설계성능

비록 다양한 형태의 사이클들이 제시되어 왔으나, 현재까지 발전용으로 사용되는 대부분의 가스터빈들은 대체로 단순사이클로 설계되어 왔으며, 형태상으로는 단축구조를 갖는다. 성능의 진보는 터빈입구온도의 지속적인 상승과 이에 맞춘 압력비의 상승을 통하여 가능하였다. Fig. 1 에 대표적인 기존 발전용 가스터빈의 설계성능을 비교하여 나타내었다. 터빈로터입구온도 (turbine rotor inlet temperature, TRIT)는 실제로 가스가 팽창을 시작하는 첫단 로터 입구에서의 온도로서 제작사들에서 대표온도로서 많이 사용하고 있다⁽³⁾. 터빈입구온도가 높을수록 높은 압력비에서 설계되고 있음을 확인할 수 있다. 대부분의 발전용 가스터빈들은 주어진 터빈입구온도에서 비출력이 최대가 되는 압력비 근처에서 설계점이 결정되고 있다⁽¹⁾. 여러 가지 이유가 있었으나 이러한 설계점이 복합발전 전체 시스템의 효율 극대화를 위한 설계점에 근접하기 때문이라는 것이 이론적으로나 실제적으로 공통적인 결론이다^(4,5).

2.2 부분부하 해석 방법

복합발전 시스템을 Fig. 2에 나타내었다. 해석을 위하여 검증된 계산 프로그램을 사용하였다. 가스터빈 계산은 단축 발전용 가스터빈의 설계 및 부분부하 해석용으로 개발된 프로그램⁽⁶⁾을 사용하였으며, 하부시스템 (열회수 증기 발생기 및 증기터빈) 해석을 위하여 역시 설계와 탈설계 계산이 가능한 프로그램⁽⁷⁾을 활용하였다. 자세한 모델링은 문헌들에서 참조할 수 있으며, 본 논문에서는 간략히 설명한다. 압축기는 단별

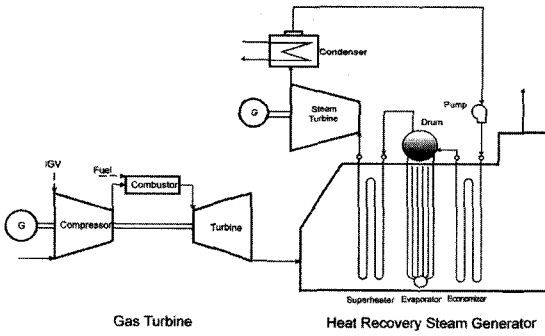


Fig. 2 Schematic diagram of the combined cycle power plant adopting a single-pressure bottoming system

(stage-by-stage)로 계산하고, 입구안내깃을 이용한 공기유량 조절의 모사가 가능하다. 터빈에서는 냉각이 정익, 동익 각 열별로 별도로 이루어지므로 이를 현실적으로 모사하기 위하여 열별 (row-by-row)로 계산한다.

$$\dot{W}_{GT} = \left(\dot{W}_t - \frac{\dot{W}_c}{\eta_m} \right) \eta_{gen}, \quad \eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{(\dot{m} \cdot LHV)_f} \quad (1)$$

$$\dot{W}_c = \sum_{i=1}^{n_c} \dot{m}_i \Delta h_i, \quad \dot{W}_t = \sum_{j=1}^{n_t} \dot{m}_j \Delta h_{j, eff} \quad (2)$$

\dot{W} , η , \dot{m} , Δh 는 각각 동력, 효율, 유량, 엔탈피 차이를 나타내며, 하첨자 GT, f, c, t, m, gen, eff 는 각각 가스터빈, 연료, 압축기, 터빈, 기계적 손실, 발전기 손실, 유효한 터빈 엔탈피 차이를 지칭하고 LHV 는 저위 발열량을 의미한다. n_c, n_t 는 압축기와 터빈 단수를 의미한다.

압축기와 터빈의 매칭을 위하여 다음과 같이 터빈 입구에서 일정한 유량함수 조건을 적용한다.

$$\left(\frac{\dot{m} \sqrt{T}}{P} \right)_{in} = \text{constant} \quad (3)$$

하부 시스템은 단압 (single pressure) 시스템을 고려한다. 실제 계산에서 온도차 (핀치온도차 등)와 적절한 열전달계수를 부여하여 열성능과 함께 열교환기 사이즈를 결정하고 입구조건이 바뀌는 탈설계 조건에서 열전달계수 보정 등을 통하여 운전점을 결정한다. 하부시스템은 압력이 변하는 가변압력 (sliding pressure)운전을 고려하였다. 증기터빈은 여러 개 (n_{exp})의 작은 팽창 스템으로 구분하여 다음과 같이 출력을 계산한다.

$$\dot{W}_{st} = \left(\dot{m}_s \sum_{k=1}^{n_{exp}} \Delta h_k \right) \eta_{gen} \quad (4)$$

복합발전 시스템의 출력과 효율은 다음과 같다.

$$\dot{W}_{CC} = \dot{W}_{GT} + \dot{W}_{ST} - \dot{W}_{aux}, \quad \eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{CC}}{(\dot{m} \cdot LHV)_f} \quad (5)$$

하첨자 CC 는 복합발전 시스템을 ST 는 증기터빈을, aux 는 펌프 등에서의 보조동력 소모를 의미한다.

2.3 부분부하 운전 방법

단축 가스터빈에서 출력을 조절하는 방법에는 연료만의 제어와 IGV 제어, 즉 공기 유량 제어의 두 가지가 있다. 공기유량 제어는 터빈출구온도 (turbine exhaust temperature, TET)를 높게 유지하여 열효수 성능을 높이기 위함이다. 경우에 따라서는 IGV 뿐만 아니라 압축기 초입의 몇 단의 정익도 가변 (variable stator vane, VSV)으로 운전할 수도 있다. 가능한 유량조절 범위는 가변익 내에서의 비정상적인 유동현상에 의하여 제한될 것으로 짐작할 수 있다. 실제 엔진들에 있어서 IGV만 가변 운전하는 경우에 유량변화율은 15% 미만이고 출력 조절은 전부하 (full load)의 20% 정도이다⁽⁸⁾. 반면에 예로서 IGV외에 4개의 정익을 가변 운전하는 경우에는 약 30%의 유량 조절로서 50%의 출력 제어가 가능하다⁽⁹⁾. 한편 유량조절의 목적은 가능한 TET를 높게 하는 것인데, 대체로 TET를 일정하게 유지하거나 터빈입구온도 (turbine inlet temperature, TIT)를 일정하게 유지한다. TIT를 일정하게 유지하면 TET는 부하감소와 함께 상승한다. 따라서 TET를 일정하게 유지하는 것에 비하여 복합발전시에 더 좋을 수 있다. 반면에 고온부 수명을 고려할 때 (가능한 터빈입구온도가 설계온도 이상 되지 않기 위하여) 더욱 신뢰성이 높은 제어 로직이 필요할 것이다. 실제 엔진들을 살펴보면 대체로 IGV만을 제어하면서 일정한 TIT 운전을 하는 경우⁽⁸⁾와 압축기 가변정익 (VSV)을 같이 사용하면서 TET를 일정하게 유지하는 경우⁽⁹⁾로 대별된다. 본 연구에서는 이 두 가지 IGV 제어 방식과 함께 연료만의 제어까지 3가지 부하조절 방식을 고려한다. Table 1에 세 가지 경우를 요약하였다. III은 같은 IGV제어 방식인 II에 비하여 IGV 제어 구간에서 TET는 더 높지만 IGV제어 구간이 상대적으로 작다.

Table 1 Part load control strategies

Scheme	Strategy	Simulation
I	Maximum air flow control	Constant air flow rate
II	IGV and VSV control up to 30% air flow reduction with constant TET followed by maximum air flow control	Air flow reduction up to 30% followed by constant air flow
III	IGV control up to 15% air flow reduction with constant TIT followed by maximum air flow control	Air flow reduction up to 15% followed by constant air flow

Table 2 Design specifications of combined cycle plants with different design technology levels of gas turbines

Gas Turbine	A	B	C	D
Gas turbine parameters				
Pressure ratio	9	12	15	22
Turbine rotor inlet temperature (°C)	1000	1100	1300	1500
Turbine blade temperature, cooling technology, compressor & turbine efficiency	low	mid	high	highest
Turbine exhaust temperature (°C)	543.2	545.3	606.7	618.8
Specific power (kJ/kg air)	198.1	274.2	382.5	489.1
Thermal efficiency (%)	24.9	30.9	36.1	40.9
Bottoming system parameters				
Steam pressure (kPa)	3,000	3,000	5,000	5,000
Steam temperature (°C)	523.2	525.3	560.0	560.0
Stack temperature (°C)	142.6	142.1	136.3	130.6
Specific steam turbine power (kJ/kg air)	152.9	155.8	195.6	205.1
Combined cycle				
Specific combined cycle power (kJ/kg air)	351.0	429.3	578.1	694.2
Combined cycle efficiency (%)	44.1	48.4	54.6	58.1

All calculations are based on ambient condition of 101.3 kPa and 288K and methane as fuel. Combustor and exhaust pressure losses of 4% are included.

IGV제어의 경우에도 가능한 IGV 조절 범위를 벗어나면 다시 연료만의 제어를 따르게 된다.

2.4 해석 결과

본 연구의 주 목적중의 하나가 가스터빈의 설계상 태에 따른 부분부하 성능을 비교하는 것이므로 서로 다른 설계점들이 필요하다. Table 2에 서로 다른 성능 수준을 대변하는 네 가지 설계점들을 선정하여 나타내었다. 가스터빈 A는 낮은 성능의 엔진을, B는 중간 성능 엔진을 C는 현재의 고성능 엔진을 대표한다. D는 TRIT 1500°C급으로서 현재 개발중이거나 머지 않은 장래에 설치될 고성능 엔진을 대표한다. 고성능 가스터빈일수록 압축기, 터빈의 효율이 높고 터빈 냉각 또한 더욱 높은 수준의 기술이 사용된다. 하부사이클 설

계점을 정함에 있어서 허용 가능한 증기온도는 560°C로 두었다. C, D의 경우에는 이 온도가 가능하지만 A, B의 경우에는 TET가 낮아서 증기온도가 이에 못 미친다. 증기압력은 증기터빈 출구건도의 한계가 0.88이 되도록 정하였다. 핀치온도차와 절탄기 접근과냉은 10K로 두고, 응축기온도는 30°C로 두었다.

먼저 가스터빈의 부분부하 성능을 비교하였다. 두 가지 부하조절방법 I, II에 대한 부분부하 효율의 변화를 Fig. 3에 보였다. 결과는 모두 설계 효율에 대한 상대값으로 나타내었다. 부하제어 방법에 상관없이 설계 성능이 높은 가스터빈이 부분부하시의 효율의 저하 정도가 작게 나타났다. 이러한 결과는 앞으로 개발될 더욱 성능이 높은 엔진에서도 설계성능 뿐 아니라 부분부하 성능도 더욱 향상됨을 의미한다. Fig. 4는 부분부하시에 터빈출구온도의 변화를 보여 준다. 두 가지

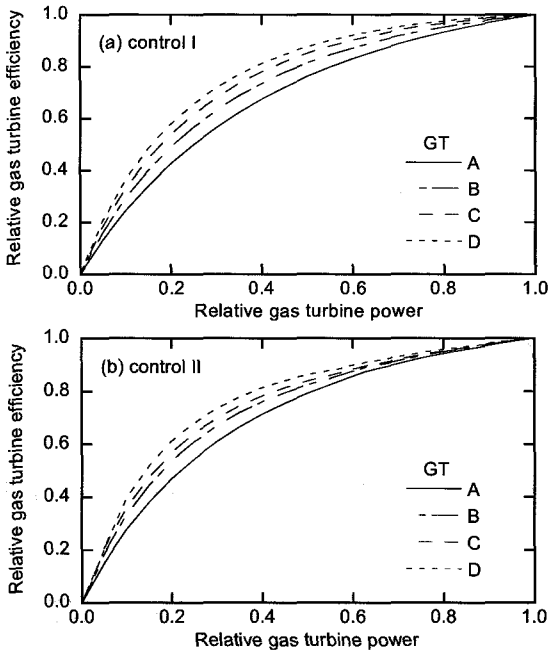


Fig. 3 Variation in gas turbine efficiency during part load operation

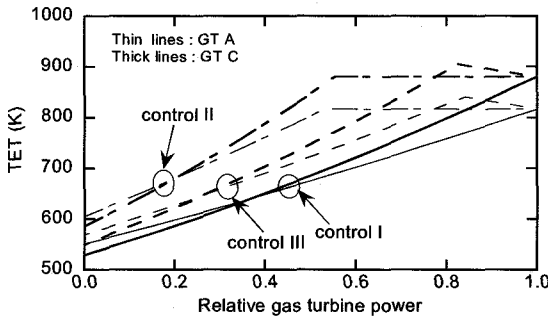


Fig. 4 Variation in turbine exhaust temperature

가스터빈을 대상으로 부하제어 방법에 따른 차이를 보였다. 유량조절에 의하여 월등히 높은 배기가스 온도를 얻을 수 있다.

복합발전설비에서는 가스터빈과 증기터빈이 부하를 나누어 분담한다. 따라서 복합발전의 출력특성을 개관하기 위해 가스터빈과 증기터빈의 부하분담율을 고찰할 필요가 있다. Table 2로부터 알 수 있는 것은 가스터빈의 설계성능이 낮을수록 증기터빈의 부하부담율이 높아진다는 것이다. 가스터빈 성능이 낮다는 것은 연료의 에너지가 상부 사이클인 가스터빈에서 충분히 이용되지 못하고 상대적으로 많은 양이 배출되는 것을 의미한다. Fig. 5는 부분부하 동안 가스터빈의 부하분

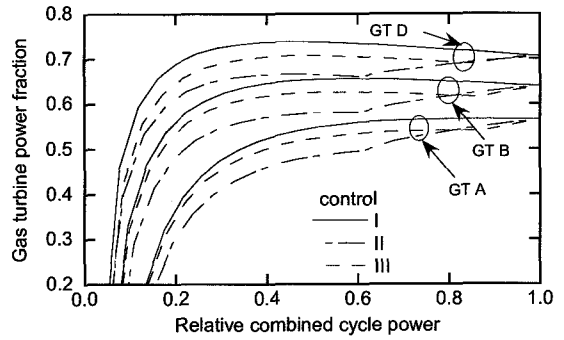


Fig. 5 Variation in gas turbine power fraction during part load operation of combined cycle plant

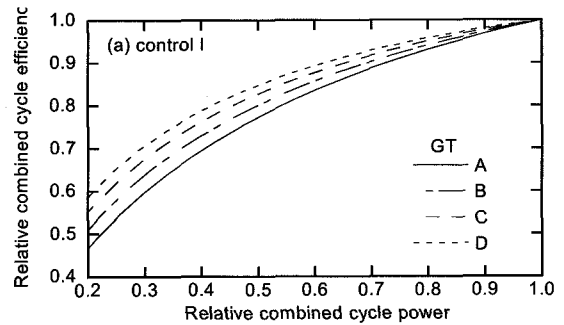


Fig. 6 Variation in combined cycle efficiency during part load operation

담율을 보여 준다. 가스터빈 C의 결과는 생략했으며 B와 D 결과들 사이에 위치한다. 일단 부하조절방법 II와 I을 비교하면 II가 I에 비하여 TET가 높고 따라서 더 높은 열회수가 가능하므로 가스터빈 부하부담율이 상대적으로 낮다. 즉, 증기터빈 부하부담율이 높다. 한편 III는 II에 비하여 IGV제어 구간에서는 상대적으로 더 높은 TET로 인하여 증기터빈 부하부담율이 약간 더 높지만 그 이외의 구간에서는 II에 비하여 오히려 증기터빈 부하부담율이 더 낮다.

IGV제어에 의한 복합발전 시스템의 부분부하 성능 이득을 보이기 위하여 I과 II에 의한 성능 비교를 Fig. 6

에 보였다. 먼저, 가스터빈 설계성능에 따른 차이를 보면, 연료만의 제어나 IGV제어나 모두 설계성능이 높을수록 부분부하시에 효율 저하 정도가 작다. Fig. 3의 가스터빈의 경향과 같은 결과이다. 한편 부하조절 방법 II와 I을 비교하면 당연히 II가 더 높은 부분부하 효율을 보인다. 이것이 서론에도 설명한 바와 같이 IGV제어를 사용하는 이유이다. Fig. 7에 현재의 고성능 가스터빈인 C에 대하여 부하제어 방법의 차이를 부각시켜 나타내었다. 특별히 IGV에 의한 성능향상 원인을 분석하기 위해서 복합발전 시스템의 효율에 미치는 두 가지 요소, 즉 가스터빈과 하부시스템이 효율에 기여하는 파라미터들을 분리하여 (b)에 나타내었다. 가스터빈의 파라미터는 가스터빈 효율 (η_{GT})이며, 하부 시스템의 파라미터는 증기터빈사이클 효과 (ϕ_{ST})로서 이들을 사용하면 식 (5)의 효율식이 다음과 같이 표현된다.

$$\eta_{CC} = \frac{\dot{W}_{GT}}{(\dot{m} \cdot LHV)_f} + \frac{\dot{W}_{ST} - \dot{W}_{aux}}{(\dot{m} \cdot LHV)_f} = \eta_{GT} + \phi_{ST} \quad (6)$$

I과 II를 먼저 비교하면 정해진 복합발전플랜트 출력에서 II의 가스터빈 부하분담율이 더 낮다. 이것은

동일한 출력에서는 가스터빈의 효율이 더 낮다는 것을 의미한다. 그러나, 높은 TET로 인하여 증기터빈 출력이 더 커지므로 ϕ_{ST} 가 높아진다. 두 가지 상반된 요소 중 후자 즉, 하부사이클의 이득이 더 크므로 (ϕ_{ST} 의 이득이 낮은 η_{GT} 를 상쇄하고도 남음) 결과적으로 II의 부분부하 효율이 더 높다. 50% 출력에서 II가 I에 비하여 상대적으로 5%에 가까운 효율 상승을 보인다.

한편 III은 약 80% 이상의 출력 범위에서는 가장 좋은 효율을 보인다. 이 구간에서 II보다도 TET가 더 높기 때문이다. 그러나, 나머지 구간에서는 오히려 TET가 II보다 더 낮기 때문에 효율이 더 낮다. IGV 구간에서는 III의 효율은 매우 높지만 낮은 출력 범위에서는 II에 비하여 평균적으로 5% 가깝게 효율이 더 낮다. 만약 플랜트가 80%이상의 높은 출력 범위에서 운전된다면 III를 채택하는 것이 연료 경제성 측면에서 좋을 것이다. 반면에 만일 운전 범위가 매우 넓다면, 평균적인 연료경제성은 오히려 II가 더 좋을 것이다. 결과적으로 복합발전 플랜트를 효과적 (높은 연료 경제성으로)으로 운영하기 위해서는 유량조절구간의 크기와 제어 대상이 되는 온도 (TET 또는 TIT) 두 가지 요소를 동시에 고려하여 한다. 가장 좋은 방법은 두 가지 요소를 모두 가능한 높게 (또는 넓게) 설정하는 것이 좋을 것이다. 그러나, 플랜트를 건설함에 있어서 모든 면에서 그런 조건을 만족하는 가스터빈을 선정하기 힘들 수 있다. 그렇다면 플랜트의 부하 패턴을 정확히 예측하여 이를 바탕으로 가장 적합한 부분부하 열경제성을 만족시킬 수 있는 가스터빈을 선정하는 것이 중요하다. 이러한 문제는 특히 우리나라와 같이 부하 변동폭이 큰 운전 모드를 가지게 되는 발전설비들에서 중요한 인자로 고려되어야 한다.

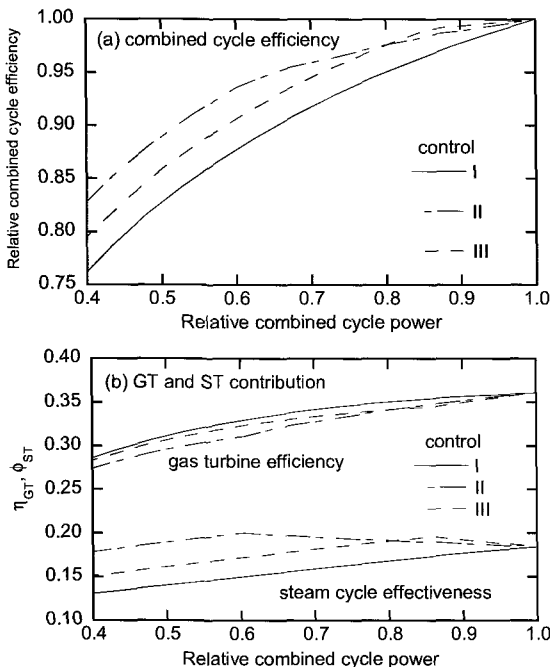


Fig. 7 Comparison of part load performances among three control strategies for gas turbine C

3. 재생 가스터빈

재생사이클은 다른 구성부에 비하여 비교적 부피가 큰 열교환기가 필요하고 더욱이 동일한 터빈입구온도에서 낮은 압력비로 설계할 수 밖에 없기 때문에 단순 사이클에 비하여 비출력이 작다. 따라서 대형 발전설비에는 효과적이지 못하고, 마이크로터빈을 비롯한 소형시스템에서 채용된다.

본 연구에서는 재생가스터빈이 복합발전과 마찬가지로 배열을 회수하는 시스템임에 주목하여 부분부하시에 터빈출구온도를 높게 유지하므로써 복합발전에서와 유사한 성능향상이 가능함을 보이고자 한다. 설계

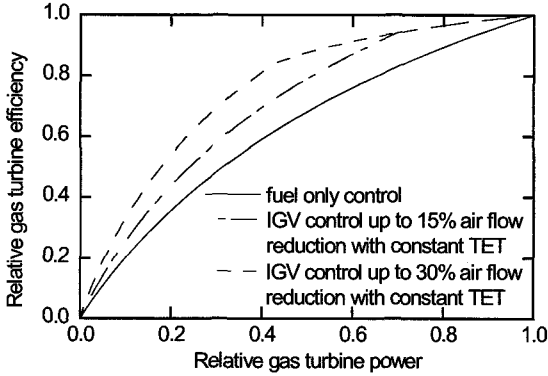


Fig. 8 Effect of power control scheme on part load efficiency of a regenerative gas turbine

점은 터빈냉각이 필요없는 마이크로터빈의 대표값으로서 터빈입구온도 850°C, 압력비 4로 두었고, 압축기와 터빈 효율은 각각 81%, 85%, 재생기의 효율은 83%로 두었으며, 기타 입출구 및 재생기에서 압력손실들을 고려하였다. 본 연구에서는 재생사이클에 대해 부분부하 성능 향상에 관한 원칙을 제시하는 것이 목적이므로 별도의 재생가스터빈 해석프로그램을 구성하는 번거로움을 피하기 위하여 일정한 물성치 (비열비 1.4)를 기준으로 단순화하여 해석하였다. 설계성능은 효율 31%, 비출력 112 kJ/kg이다. 부분부하시에 구성부 효율의 변화 및 재생기효율의 변화는 무시하였다.

단축시스템으로서 연료만의 제어와 공기유량제어를 고려하였으며, 2절에서의 마찬가지로 연료만의 제어는 유량이 일정한 운전으로 모사하였다. Fig. 8에 계산 결과를 예시하였다. 공기유량 제어에서는 터빈출구온도가 일정하게 유지하도록 하였다. 유량조절 범위는 설계유량에 비하여 15%와 30%의 두 가지로 두었다. 예상한 바와 같이 재생가스터빈에서도 터빈출구온도를 높게 유지하는 경우 (유량조절)가 단조롭게 감소하는 경우 (연료만의제어)에 비하여 월등히 높은 부분부하 효율이 가능함을 확인할 수 있다. 만일 공기 유량조절구간에서 터빈출구온도 대신 입구온도를 일정하게 유지하면 효율이 더욱 향상될 것은 자명하다.

이러한 기초적인 결과는 재생가스터빈에서도 부분부하시에 공기 유량이 감소하도록 운전을 설정하는 것이 절대적으로 유리함을 나타내는 것이다. 본 계산에서는 기본적으로 단축 엔진을 기준으로 IGV를 사용하여 공기 유량을 감소시키는 방법을 고려하였으나, 분리축 가스터빈을 통하여 IGV를 사용하지 않고서도 자연스럽게 유사한 효과를 얻을 수 있다. 분리축 가스터빈에서는

부분부하시 고압압축기의 회전수가 감소하면서 유량이 감소하여 결과적으로 터빈출구온도는 단축에 비하여 높게 유지되므로 열효율을 이용하는 시스템에서 유리하다.⁽²⁾ 한편 지금까지의 결과는 모두 발전기와 연결된 구동축이 항상 일정한 회전수로 운전한다는 가정에 따른 것들이다 그러나, 최근 개발되는 소형 마이크로터빈들에서는 가스터빈축이 가변 회전수로 작동하더라도 일정한 주파수의 전기를 생산하도록 하는 디지털 제어기를 채용하기도 한다⁽¹⁰⁾. 이러한 시스템에서는 부분부하시 낮은 회전수로 운전하여 본 연구의 결과와 유사하게 높은 터빈출구온도를 얻을 수 있다. 따라서 일정한 회전수 운전에 비하여 상대적으로 높은 부분부하 효율이 가능하며, 이것이 그러한 디지털 제어기를 사용하는 주목적임을 알 수 있다.

본 해석 결과를 종합하면 만일 단축 엔진들에서 디지털 제어가 힘들다면 적어도 유사한 효과가 가능한 IGV를 장착하는 것을 고려해야만 한다는 결론에 도달한다. 현재까지는 원심식 압축기를 사용하는 대부분의 소형 엔진들에서 IGV를 장착하지 않고 있으나, 최근 들어 유동 안정성 개선등에 IGV가 효과적으로 사용 가능하다는 연구결과⁽¹¹⁾가 있으므로 유동안정성 이외에 추가적으로 시스템 효율을 대폭 향상시킬 수 있는 효과가 가능한 IGV의 채용을 검토해 볼만하다.

4. 결론

가스터빈의 배열회수를 활용하는 시스템인 복합발전 시스템과 재생가스터빈에 대하여 배열회수를 극대화하여 부분부하 효율을 향상시키는 방안에 대하여 종합적으로 분석하였다.

복합발전시스템에서는 설계성능이 우수할수록, 즉 더 높은 터빈입구온도와 압력비로 설계된 가스터빈을 사용할수록 부분부하시에 상대적인 효율 저하가 작다는 것을 확인하였다. IGV제어에 의하여 터빈출구온도가 높아질수록 증기터빈의 부하분담율이 높아지며, 이로 인한 사이클 열효율의 이득이 가스터빈 부하분담을 저하에 의한 가스터빈 효율저하를 상쇄하는 이상이기 때문에 복합발전의 부분부하 효율이 높아짐을 보였다.

IGV조절에 의한 공기유량 조절 범위와 제어의 대상이 되는 온도설정 두 가지 요소의 조합에 따라서 복합발전 시스템의 평균적인 부분부하 효율이 차이를 나타낼 수 있음을 예시하였으며, 부하 패턴을 고려한 적절한 제어 방식의 선정이 중요함을 보였다.

재생가스터빈에서도 공기유량을 감소시키는 제어를 통하여 부분부하시의 효율을 향상시킬 수 있음을 확인 하였으며, 이러한 효과는 단축 엔진에서 IGV를 사용하거나 디지털 제어를 통한 가스터빈축의 가변 회전수운전을 통하여 혹은 분리축 설계에 의하여 가능하다.

후 기

이 논문은 2002년도 인하대학교의 지원에 의하여 연구되었음 (INHA-22654).

참고문헌

- (1) 김동섭, 2002, “가스터빈의 설계성능과 부분부하 성능 사이의 상관관계 분석,” 대한기계학회논문집 B, 제26권, 제8호, pp. 1164~1171.
- (2) Kim, J. H., Kim, T. S., Sohn J. L. and Ro, S. T., 2002, “Comparative Analysis of Off-design Performance Characteristics of Single and Two Shaft Industrial Gas Turbines,” ASME paper GT-2002-30132.
- (3) Brooks, E. J., 1997, “GE Heavy-Duty Gas Turbine Performance Characteristics,” GER-3567F.
- (4) Horlock, J. H., 1995, “The Optimum Pressure Ratio for a Combined Cycle Gas Turbine Plant,” *Proc. of Institution of Mechanical Engineers, Part A, J. of Power and Energy*, Vol. 209, pp. 259~264.
- (5) Chase, D. L, Tomlinson, L. O., Davidson, T. L., Smith, R. W. and Maslak, C. E., 1997, “GE Combined Cycle Product Line and Performance,” GER-3574F.
- (6) 김동섭, 노승탁, 1996, “단축 가스터빈의 설계점 및 부분부하 성능해석 프로그램 개발,” 대한기계학회 논문집 B, 제20권, 제7호, pp. 2409~2420.
- (7) Kim, T. S. and Ro, S. T., 1997, “The Effect of Gas Turbine Coolant Modulation on the Part Load Performance of Combined Cycle Plants - Part 2 : Combined Cycle Plant,” *Proc. of Institution of Mechanical Engineers, Part A, J. of Power and Energy*, Vol. 211, pp. 453~459.
- (8) Kim, J. H., Song, T. W., Kim T. S. and Ro, S. T., 2001, “Model Development and Simulation of Transient Behavior of Heavy Duty Gas Turbines,” *Trans. ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 123, No. 3, pp. 589~594.
- (9) Jansen, M., Schulenberg, T. and Waldinger, D., 1992, “Shop Test Result of the V643 Gas Turbine,” *Trans. ASME, J. of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 114, pp. 676~681.
- (10) Capstone Turbine Corporation, Digital Power Controller, <http://www.capstoneturbine.com/>
- (11) 차봉준, 박종호, 2002, “입구 안내익 영향으로 인한 원심압축기 성능특성 시험연구,” 유체기계저널, 제5권, 제3호, pp. 46~53.