

가스터빈의 설계 성능과 부분부하 성능 사이의 상관관계 분석

김 동 섭*

(2002년 2월 20일 접수, 2002년 5월 17일 심사완료)

Analysis of Relationship Between Design and Part Load Performance of Gas Turbines

Tong Seop Kim

Key Words : Gas Turbine (가스터빈), Design (설계), Part Load (부분부하), Efficiency (효율), Specific Power(비출력), Power Control(출력제어)

Abstract

This study analyzed the dependence of part load performance of simple cycle gas turbines on their design performance. Various parametric calculations were carried out to examine effects of design temperature ratio, pressure ratio and component efficiencies using a simplified analysis. In addition, a more practical analysis was done for realistic design conditions with the aid of a comprehensive performance analysis program. The results show that gas turbines with higher design performance exhibit less efficiency degradation during part load operation. The influence of power control method (fuel only control and air flow control) on part load performance was examined as well.

기호설명

- C_p : 정압비열
- IGV : 입구안내깃
- k : 비열비
- \dot{m} : 질량 유량
- P : 압력
- r : 압력비
- T : 온도
- s : 엔트로피
- TRIT : 터빈로터입구온도
- TET : 터빈출구온도
- t : 온도비
- w : 비출력
- η : 사이클 효율
- η_{pc} : 압축기 폴리트로픽 효율
- η_{pt} : 터빈 폴리트로픽 효율

- 1, 2, 3, 4 : 가스터빈 각 상태
- d : 설계점

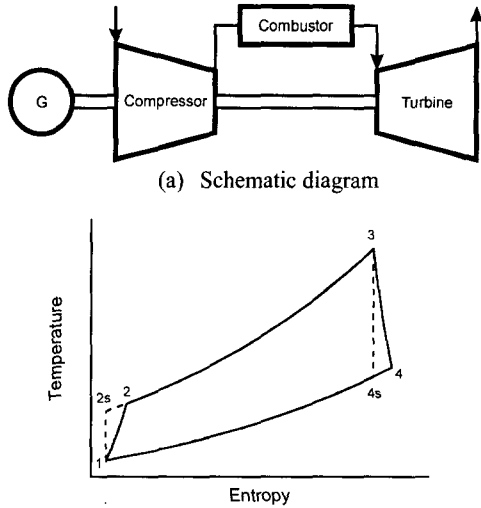
1. 서론

높은 비출력과 최근들어 크게 향상된 열효율 등 다양한 장점에 힘입어 가스터빈의 사용이 급속히 늘고 있다. 특히 전력 생산용으로서 가스터빈의 중요성이 크게 부각되었으며, 이는 무엇보다도 복합발전 사이클(가스터빈/증기터빈)을 구성함으로써 다른 발전방식에 비하여 월등히 높은 발전효율이 가능함과 동시에 제작비가 저렴하고 플랜트 설치 기간이 짧은 이점 때문이다.

가스터빈은 열역학적으로 단순사이클(simple cycle)을 비롯하여 재생(regeneration), 재열(reheat) 사이클을 비롯한 다양한 방법을 통하여 구현 가능하지만, 현재까지는 특수한 용도를 제외하면 기술 개발의 용이성 등의 이유로 인하여 단순 사이클에 기반을 둔 가스터빈이 가장 보편적으로 사용되고 있다. 단순사이클 가스터빈의 개요를 Fig. 1에 나타내었다. 그림의 구성도에 의하면 압축기와 터빈이 하나의 축에 연결된 단축(single shaft) 형태이다.

하첨자

* 회원, 인하대학교 기계공학과
 E-mail : kts@inha.ac.kr
 TEL : (032)860-7307 FAX : (032)868-1716



(a) Schematic diagram
(b) Temperature-entropy diagram
Fig. 1 Single-shaft simple cycle gas turbine

이러한 단축 이외에도 압축기와 터빈을 여러 개의 (대체로 2~3 개) 섹션으로 분리하여 축을 하나 이상 두는 다축(multi-shaft) 형식도 가능하며, 압력비가 높은 항공기용 가스터빈 및 이를 육상용으로 개조한 개조형 가스터빈 (aeroderivative gas turbine) 이 이에 해당한다. 현재 육상 발전용으로 개발된 가스터빈들은 대부분 단축 시스템이며 본 연구에서도 이를 다룬다.

한편 가스터빈 및 복합발전 시스템은 다른 발전 방식에 비하여 부하 추종성이 우수하여 기저부하 처리용 보다는 변동부하 처리용으로 사용되는 경우가 더 빈번하다. 따라서 부분부하시의 운전 및 성능 특성을 파악하며 이를 개선시키려는 노력이 중요하다. 현재까지 가스터빈의 탈설계 운전 해석의 기초는 문헌⁽¹⁾을 통하여 살필 수 있으며, 이러한 원리를 바탕으로 다수의 연구 논문이 존재한다. 그러나 이러한 연구들의 대부분은 주어진 설계점을 바탕으로 부분부하, 더 나아가 탈설계 상태의 성능을 예측하는 기법을 개발하거나^(2,3) 성능을 개선하는 방법을 제시하는데⁽⁴⁾ 초점이 맞추어져 있는 경우가 대부분이며, 드물게 설계점의 설정과 부분부하 성능과의 관계를 해석하고자 시도한 연구⁽⁵⁾도 존재한다.

현재 운전되고 있는 가스터빈은 소형에서부터 시작하여 대형에 이르기까지 출력 규모 및 효율에 있어서 상당히 넓은 분포를 보이므로 체계적으로 성능특성을 파악하는 것이 중요하다. 그러나 여러 문헌을 통하여 설계성과 관련해서는 다양한 열역학적 측면의 정보를 구할 수 있으나, 부분부하와 같은 탈설계 작동에 대해서는 앞서 언급한 바

와 같이 해석방법의 소개나 구체적 사양을 대상으로 한 해석들만 존재할 뿐, 설계와 부분부하 성능을 연관 지을 수 있는 정보가 부족하다.

본 연구에서는 단순사이클 가스터빈을 대상으로 하여 체계적으로 설계 성능과 부분부하 성능간의 상관관계를 분석하고자 하였다. 비록 현대적인 가스터빈의 해석을 위해서는 복잡한 모델링을 통한 해석이 필요하지만, 설계 및 부분부하 성능간의 관계에 있어서 많은 정보는 단순화된 사이클 해석으로도 얻을 수 있으므로 먼저 기초적으로 이상적인 가스터빈 사이클을 포함한 단순화된 사이클 모델링으로부터 부분부하 성능특성을 파악한다 이어서 상대적으로 복잡한 구성부 모델링에 바탕을 둔 해석 수단을 이용하여 실제적인 가스터빈들의 성능해석을 수행하여 결과를 분석한다.

2. 단순화된 사이클 해석

2.1 모델링

가스터빈 사이클에서 가장 큰 열역학적 비가역성의 원인인 압축기와 터빈에서의 손실만 고려하고 나머지 손실들(입출구 압력 손실 등)을 무시한다. 현대적인 가스터빈에 필수적인 터빈 냉각 등은 다음 장의 실제적인 가스터빈 해석에서 포함된다. 또한 연료 유량은 무시하고 가스의 물성치는 일정하다고 가정하면 Fig. 1의 단순 가스터빈 사이클의 효율 η 와 비출력(specific power) w 는 다음과 같이 표현된다.

$$\eta = \frac{C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} \quad (1)$$

$$w = C_p(T_3 - T_4) - C_p(T_2 - T_1) \quad (2)$$

온도비 t , 압력비 r , 압축기와 터빈의 폴리트로픽 효율(polytropic efficiency)을 사용하면 효율과 무차원화된 비출력은 아래 식들과 같이 간단히 표현된다. 폴리트로픽 효율은 미소하게 작은 압력비에서의 등엔트로피 효율이며 설계기술 정도를 표시하는 척도로서 해석시에 등엔트로피 효율을 일정하게 부여하는 것보다는 폴리트로픽 효율을 부여하는 것이 더욱 현실적이다.

$$\eta = 1 - \frac{t \cdot r^{\frac{k-1}{k} \eta_{pc}} - 1}{t - r^{\frac{k-1}{k} \eta_{pc}}} \quad (3)$$

$$\frac{w}{C_p T_1} = t \cdot (1 - r^{-\frac{k-1}{k} \eta_{pc}}) - (r^{k \eta_{pc}} - 1) \quad (4)$$

여기서

$$t = \frac{T_3}{T_1}, \quad r = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\frac{k}{k-1} \eta_{pc}} = \frac{P_3}{P_4} = \left(\frac{T_3}{T_4}\right)^{\frac{k}{k-1} \eta_{pc}} \quad (5)$$

온도비, 즉 최고(터빈입구)온도가 주어지면 비출력 및 효율에 최대치가 존재한다. 특별히 최대 비출력일 때의 압력비는 다음식으로 표현됨을 쉽게 유도할 수 있다.

$$r^{\frac{1}{\eta_{pc}} + \eta_{pc} \frac{k-1}{k}} = \eta_{pc} \eta_{pt} t \quad \text{for maximum } w \quad (6)$$

압축기와 터빈의 손실도 무시한 이상적인(ideal) 사이클에 대해서는 잘 알려진 바와 같이 다음과 같이 식이 더욱 단순화 된다.

$$\text{ideal cycle} \begin{cases} \eta = 1 - r^{-\frac{k-1}{k}} \\ \frac{w}{C_p T_1} = (t - r^{-\frac{k-1}{k}}) \cdot \eta \\ r^{\frac{k-1}{k}} = \sqrt{t} \text{ for maximum } w \end{cases} \quad (7)$$

가스터빈의 출력은 연료와 공기유량의 제어에 의하여 조절된다. 가장 단순한 방법은 연료만의 제어 (공기유량을 적극적으로 조절하지 않으므로 최대유량제어로도 불리움)이며, 압축기의 입구안내깃(inlet guide vane, IGV)을 이용하여 공기유량을 조절하는 IGV 제어도 사용된다. IGV 제어는 터빈 출구온도를 높게 유지하여 열회수(heat recovery) 성능을 높이고자 하는 것이 주 목적이다. 실제 가스터빈들에서 압력비가 어느 정도 높으면 압축기의 성능 특성상 일정한 회전수에서(발전용으로 사용되는 단축 가스터빈에서 회전수가 유지되어야 함) 유량범위가 매우 좁으므로⁽⁶⁾ 연료만의 제어의 경우에 압축기 유량이 거의 일정하다. 한편 터빈에서는 다음과 같이 터빈입구에서의 유량함수가 일정하다고 가정하는 것이 합리적이다.⁽⁴⁾

$$\frac{\dot{m} \sqrt{T_3}}{P_3} = \text{constant} \quad (8)$$

2.2 이상적인 사이클

이상적인 사이클은 실제로는 구현 불가능하지

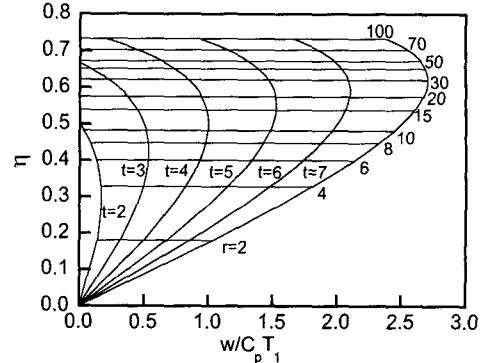


Fig. 2 Specific power-efficiency chart for ideal cycle

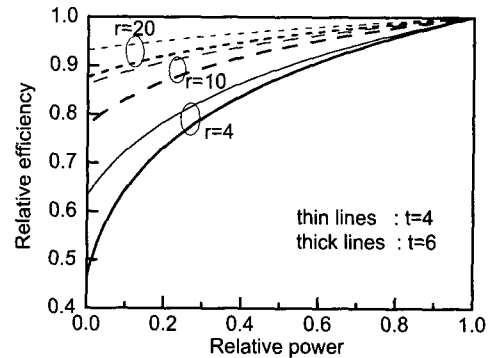


Fig. 3 Part load efficiency of ideal cycle

만 구성부 효율이 1 인 극한적인 경우로서 해석의 완결성을 위하여 살피기로 한다. 압축기와 터빈 효율이 각각 1 인 사이클에 대하여 Fig. 2 에 온도비와 압력비를 파라미터로 하여 계산된 설계성능을 비출력-효율 선도에 나타내었다. 식 (7)에서 알 수 있듯이 효율은 압력비만의 함수이고 (온도비에 상관없이 압력비가 같으면 효율은 같음, 즉 등압력비 선이 수평선임), 비출력은 최대가 존재하며, 압력비가 높아져서 압축기출구온도가 터빈입구온도와 같으면($T_2=T_3$) 출력이 0 이 되고, 사이클은 더 이상 성립하지 않는다. 그리고, 온도비가 증가할수록 최대출력을 보이는 압력비가 높아진다.

출력이 변하여도 공기의 유량이 일정하다고 가정하고 식 (8)의 탈설계 터빈 특성을 적용하여 부분부하 성능이 계산 가능하다. Fig. 3 에 온도비 4, 6 에 대하여 4, 10, 20 의 세가지 압력비를 대상으로 부분부하 사이클 효율을 비교하여 나타내었다. 모두 설계점 비출력 및 효율에 대한 상대값으로 나타내었다. 출력이 감소하면 온도비, 압력비 등 모든 사이클 파라미터들이 감소한다. 따라서 효율은 감소한다. 먼저 주목할 것은 출력이 0 이어도 효율이 0 보다 크다는 것이다. 이는 앞 단락에서 식 (7) 과 연관하여 언급한 바와 같이 1 보다 큰 압력

비에서 출력이 0 에 근접하더라도 효율은 0 보다 크기 때문이다(정확히 출력이 0 이 되면 $T_2=T_3$ 로서 효율 계산식에서는 특이점이 됨). 이러한 현상은 이상적인 사이클에만 국한되며, 뒤에 보일 바와 같이 실제적인 사이클에서는 출력이 0 일때 효율도 0 이 된다. 모든 온도비에서 설계압력비가 높으면 낮은 설계압력비에 비하여 출력이 감소할 때 상대적으로 효율의 감소가 작다. 이는 Fig. 2 에 나타나는 바와 같이 압력비가 높아질수록 압력비 감소에 따른 효율 변화가 작아지는 사실 (등압력선, 즉 등효율선의 간격이 좁아짐) 로부터 유추 가능하다. 한편 설계 압력비가 같으면 설계 온도비가 높을수록 부분부하 효율이 더 낮다. 설계 온도비가 높을수록 출력이 감소하면서 압력비와 온도비의 변화가 크고 결과적으로 압력비의 함수인 효율의 감소가 크다.

2.3 압축기와 터빈 손실의 고려

압축기와 터빈의 효율이 고려되면 실제적인 가스터빈에 가까워진다. 먼저, 압축기와 터빈의 폴리트로픽 효율을 모두 0.9 로 두고 계산을 해 보았다. Fig. 4 에 설계 성능선도를 보였다. 이상적인 사이클과 달리, 압력비가 일정할 때 온도비가 증가할수록 효율이 증가한다. 그러나 온도비가 충분히 높아지면 등압력선의 기울기가 매우 작아져서 이상적인 사이클의 경향과 유사해진다. 즉, 압력비가 너무 높지만 않으며 최고온도의 증가는 주로 비출력의 증가에 영향을 미치고 효율에 미치는 영향은 작으며, 효율은 주로 압력비에 의존한다. 압력비가 충분히 높아지면 효율도 증가에서 감소로 돌아서며(최고효율 존재), 궁극적으로 비출력과 효율이 동시에 0 으로 접근한다.

부분부하 계산에 있어서 앞 절에서와 동일하게 공기유량과 터빈유량함수가 각각 일정하다고 가정

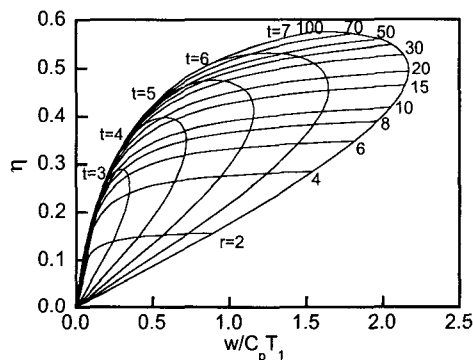


Fig. 4 Specific power-efficiency chart for gas turbine cycle ($\eta_{pc}=0.9, \eta_{pt}=0.9$)

한다. 또한 압축기와 터빈의 폴리트로픽 효율도 일정하다고 가정한다. 먼저 압력비의 영향을 살펴본다. 온도비 5 에 대해서 설계 압력비를 낮은 것, 최대 설계 비출력을 나타내는 것, 최고 설계 효율을 나타내는 것 등 세 가지로 바꾸어 계산된 결과를 Fig. 5 에 보였다. Fig. 3 과 비교하면 대체로 이상적인 사이클에 비하여 출력 감소에 따른 효율의 저하 정도가 심하다. 특히 어느 정도의 설계압력비까지는 상대적인 부분부하 효율이 거의 같게 변화하나 설계압력비가 매우 높아지면 부분부하 효율의 저하 정도가 심하다. 이는 이상적인 사이클에서와는 다른 경향으로서 압축기와 터빈 손실의 존재가 부분부하 성능의 변화 양상을 바꿀 수 있음을 의미한다. 즉, 본 계산 조건 (일정한 공기유량 하에서의 부하변동)의 경우에 주어진 설계 온도비에서 설계 압력비가 높을수록 압축기와 터빈의 손실이 사이클 부분부하 효율에 큰 영향을 주는 것이다.

압축기 및 터빈의 효율과 부분부하 성능과의 연관성은 Fig. 6 을 통하여 살펴볼 수 있다. 온도비 5 에서 압력비 11 을 설계점으로 하고, 압축기와 터빈의 효율을 동시에 1.0(이상적 사이클), 0.99, 0.95,

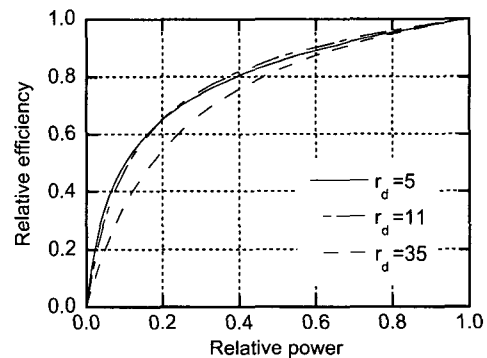


Fig. 5 Effect of design pressure ratio on the part load performance ($t_d=5, \eta_{pc}=0.9, \eta_{pt}=0.9$)

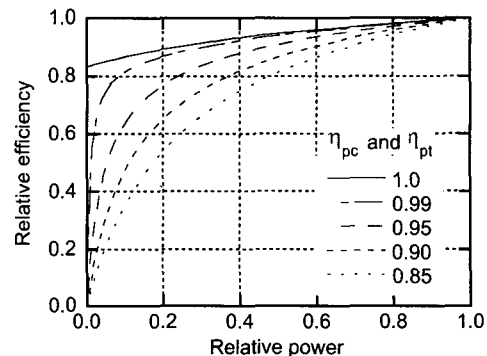


Fig. 6 Effect of component efficiency on the part load efficiency ($t_d=5, r_d=11$)

0.9, 0.85로 변화시키면서 얻은 결과이다. 압축기와 터빈의 효율이 매우 높으면 상당히 낮은 출력까지 이상적인 사이클 효율에 근접하다가 급격히 0으로 수렴한다. 압축기, 터빈 효율이 나빠질수록 사이클 효율이 급속히 저하된다. 즉, 온도비나 압력비 등 다른 파라미터들이 유사할 때 구성부의 효율을 높이는 것이 설계효율만 향상시키는 것이 아니라 부분부하의 효율도 상대적으로 향상시킨다는 결론을 얻는다.

다음으로 터빈입구온도 설정에 따른 부분부하 효율의 차이를 살핀다. 설계 압력비가 같더라도 설계 효율이 다르므로 이상적인 사이클에서와 같이 동일한 압력비를 대상으로 하는 직접적 비교는 큰 의미가 없어 보인다. 그 보다는 좀 더 현실성 있는 설계점 선정 기준을 사용하는 것이 타당할 것이다. 압축기와 터빈의 효율이 고려된 실제에 가까운 사이클의 설계성능에 있어서 (Fig. 4) 온도비가 주어졌을 경우에 비출력과 효율 모두 최대값이 존재한다. 따라서 실제 가스터빈 설계에 있어서는 이 두 가지의 요소를 비롯한 열역학적 요소들과 제작성, 경제성 등을 고려하여 설계점이 선

정될 것이다. 높은 연료 경제성이 요구되는 항공기용 가스터빈에서는 대체로 최대 비출력 압력비보다는 충분히 높은 압력비에서 설계된다. 한편 육상용 특히 발전용 가스터빈의 설계 압력비는 대체로 최대 비출력 압력비에서 크게 벗어나지 않는데, 이는 복합발전 사이클의 최적설계를 위함이다. 즉, 이론적으로 최고 효율 압력비보다는 훨씬 낮으며 최대 비출력 압력비보다 약간 높은 압력비가 복합발전 사이클 효율면에서 최적으로 알려져 있으며,⁽⁷⁾ 실제 제작자들도 거의 최대 비출력 압력비에서 설계하고 있다.⁽⁸⁾ 따라서 여기서는 각 온도비별로 최대 비출력점들을 설계점으로 잡아서 부분부하 효율을 비교하고자 한다.

부분부하 효율의 상대적 비교를 Fig. 7에 나타내었다. 설계 터빈입구온도가 높을수록, 즉 설계효율이 높을수록 부분부하 효율의 저하 정도가 상대적으로 더 작다 (설계 압력비를 동일하게 두어도 유사한 경향이 얻어짐). Fig. 8에는 부하에 따른 온도비, 즉 터빈입구온도의 변화를 보였다. 설계값이 클수록 변화율이 크다. 결과적으로 고성능 (고온, 고압화로 인한 설계효율 및 비출력의 증가)으로 설계된 가스터빈이 부분부하 성능도 더 우수하다는 결론에 도달한다. 이러한 사실은 다음절에서 더욱 실제적인 가스터빈 모델링에 기반을 둔 해석으로부터 다시 확인할 것이다.

3. 실제적인 사이클 해석

3.1 개요

실제 가스터빈들의 설계 및 부분부하 성능을 예측하는데 있어서 충분한 신뢰도가 있는 프로그램을 사용하여 부분부하 해석을 수행하므로써 실제 가스터빈들에서 설계성능과 부분부하 성능간의 상관관계를 살펴본다. 실제 가스터빈들은 터빈 블레이드 등 고온부의 냉각 및 기타 복잡한 시스템 구성으로 인하여 성능을 정확히 예측하기 위해서는 구체적인 구성부 모델링과 필요한 파라미터들의 정확한 설정이 중요하다.

본 연구에서는 검증된 설계 및 탈설계 해석용 프로그램⁽³⁾을 사용하여 해석을 수행한다. 이 계산 과정에는 터빈냉각 등 중요한 현상들의 모델링이 현실성 있게 포함되어 있으며, 설계 및 탈설계 작동을 잘 예측하는 것으로 검증된 바 있다. 이 가스터빈 해석 프로그램은 터빈에서는 열별(row-by-row) 계산을 수행하며, 터빈냉각을 현실적으로 모사하도록 설계점에서 블레이드 온도를 입력변수로 하여 냉각유량을 정하고, 탈설계 작동시 보정한다.

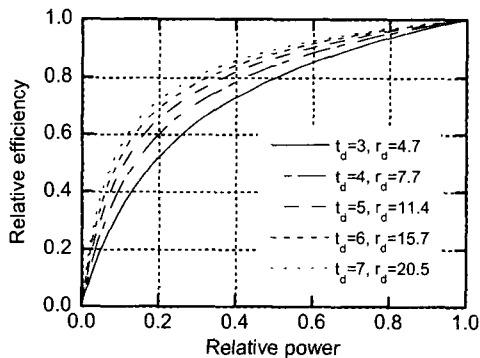


Fig. 7 Part load efficiency for maximum specific power design conditions ($\eta_{pc}=0.9, \eta_{pt}=0.9$)

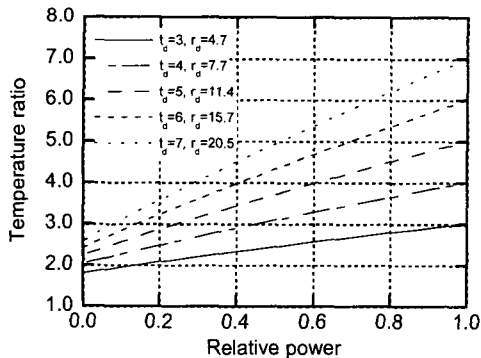


Fig. 8 Variation in temperature ratio for maximum specific power design conditions ($\eta_{pc}=0.9, \eta_{pt}=0.9$)

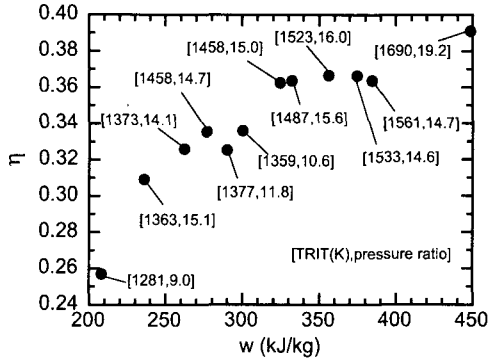


Fig. 9 Design performance data for commercial gas turbines for power generation (data from references (3) and (9))

압축기는 단별(stage-by-stage) 계산을 수행한다. 압축기와 터빈의 단 효율(stage efficiency)을 설계점에서 부여하고 탈설계 작동시 역시 보정한다. 압축기입구, 연소기, 터빈출구 등에서의 압력 손실과 기타 부가적 손실들이 고려된다. 다수의 실제 가스터빈들을 대상으로 설계 파라미터들이 구해져서 일종의 데이터 베이스를 이루고 있으므로 현실성 있는 구체적인 설계 성능의 계산이 가능하다. 탈설계 작동시에는 식 (8) 과 유사하게 터빈 유량함수가 일정하다는 가정을 사용하여 압축기와 터빈의 상응(matching)을 이룬다. 구체적인 구성부 모델링이나 계산과정과 설계 및 부분부하 성능 예측에 있어서 정확도의 검증 등은 김동섭과 노승탁⁽³⁾에서 자세히 살필 수 있으며, 본 논문에서는 생략하고자 한다. 본 논문에서는 실제 가스터빈 자료를 기반으로 설계성능이 서로 다른 가스터빈들을 선정하여 설계성능과 부분부하 성능을 분석한다.

3.2 설계 성능

현재 운전되고 있는 발전용 가스터빈들의 설계성능(비출력, 효율)을 Fig. 9 에 비교하여 나타내었다. 각 가스터빈의 설계압력비와 터빈 로터입구 온도(turbine rotor inlet temperature, TRIT)를 표시하였다. TRIT 는 터빈 첫단 로터 입구에서의 온도로서 실제 터빈입구온도 (즉, 연소기 출구온도)에서 첫단 노즐의 냉각에 의한 온도 강하가 고려된 온도이다. 이것은 터빈에서 실제로 팽창을 시작하는 온도이므로 실질적인 가스터빈을 대표하는 최고온도라 할 수 있기 때문에 많은 제작사들은 이 온도를 점화온도(firing temperature)로 지칭하면서 대표온도로 사용한다.⁽¹⁰⁾ 터빈입구온도, 즉 시스템 최고온도가 높을수록 설계압력비가 높는데, 이는 각 가스터빈들이 최대 비출력 압력비 근처에서 설

Table 1 Design performance of gas turbines

Item	GT-A	GT-B
Ambient condition	288K, 1.013bar	
fuel	CH ₄	
Main features		
compressor pressure ratio	15	9
number of compressor stages	18	10
compressor stage efficiency ^a	0.91	0.82
turbine rotor inlet temperature, K	1573	1273
number of turbine stages	3	3
turbine stage efficiency ^a	0.90	0.86
coolant fraction ^b	0.099	0.031
(relative to inlet air flow)		
turbine exhaust temperature, K	877	810
Performance		
Specific power, kJ/kg	391	205
thermal efficiency, %	36.5	25.7

a constant for all stages

b all coolant after first stage nozzle

계되기 때문으로서, 앞서 2.3 절에서 살핀 설계점 선정기준과 일치한다. TRIT 1400°C 이상으로 효율 40%, 비출력 450 kJ/kg 에 육박하는 가스터빈은 최근 개발되어 설치가 시작되고 있는 가스터빈이며, 이것을 제외하면 1250~1300°C 정도가 현재 운전되고 있는 최고성능엔진의 TRIT 범위로서 이 엔진들에서 압력비가 유사하여 효율도 거의 같으며(압력비가 일차적인 효율 지배인자임은 이미 설명한 바 있음), 비출력의 크기 순서는 TRIT 순서임을 확인할 수 있다. 몇몇 가스터빈에서 압력비가 충분히 높음에도 불구하고 효율이 낮은 것은 유사한 압력비에서 높은 효율을 보이는 엔진들에 비하여 성능이 낮은 터빈 냉각방식을 사용하여 냉각에 의한 열역학적 손실이 상대적으로 크기 때문이다.

이와 같은 실제 가스터빈 데이터를 바탕으로 성능이 높고 낮은 두개의 설계점을 선정하여 부분부하 성능을 살펴본다. 두개의 설계점을 Table 1 과 같이 설정하였으며, Fig. 9 를 참조한다면 GT-A 와 GT-B 는 각각 현재 운전되는 최고성능 대형 엔진의 대표값과 설계성능이 낮은 소형 엔진의 대표값에 해당함을 알 수 있다. 각각 일관된 설계 파라미터들을 사용하여 설계점 부근에서 계산된 설계 성능선도를 Fig. 10 에 보였다. 저성능 가스터빈의 그림은 Fig. 4 의 낮은 온도비, 압력비 영역과 유사하고, 고성능 가스터빈의 그림은 높은 온도비, 압력비 영역과 유사함을 알 수 있다. 단, 일정한 압력비에서 온도가 증가하면 효율이 증가하다가 일정 온도 이상에서 다시 감소하는 것은 터빈 냉각에 의한 손실이 과대해지기 때문이다. 소형 엔진에서는 그러한 현상이 생기기 전에 (즉 충분히 낮

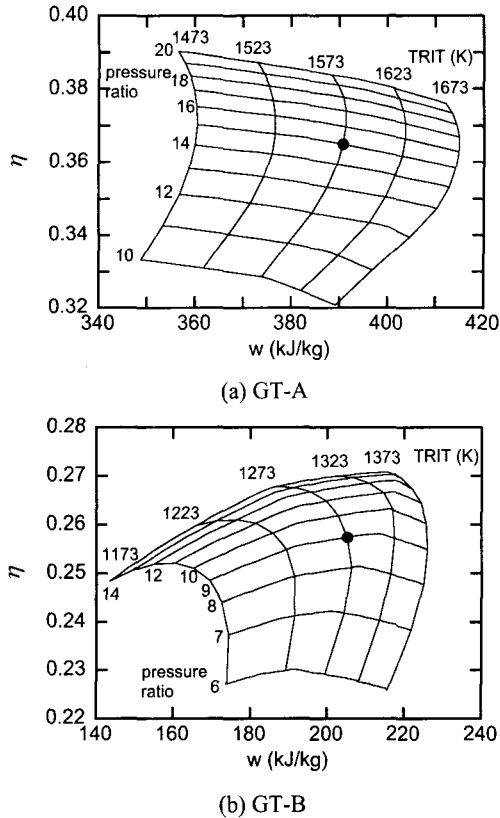


Fig. 10 Design performance chart for practical gas turbines.

은 온도에서) 설계되는 반면에 고성능 가스터빈은 그점을 충분히 지나서 (즉, 충분히 고온에서) 설계되고 있다. 이는 효율은 다소 손해를 보더라도 비출력을 대폭 향상 시키기 위함이며, 더욱이 복합발전 등 열회수를 고려한다면 최고온도를 높여서 배기가스의 온도를 높게 할 필요가 있기 때문이다. 두 가지 엔진 모두 주어진 터빈입구온도에 대해서는 최고 비출력 압력비 근처에서 설계되고 있음을 확인 할 수 있다.

3.3 부분부하 성능

앞서 설명한 바와 같이 발전용 가스터빈의 출력조절방법은 크게 연료만의 제어와 IGV 제어로 구별된다. 연료만의 제어는 가장 단순한 방법으로 공기 유량이 거의 일정하며 가스터빈의 단독 운전시에 타당한 방법이다. 반면에 높은 열회수(heat recovery) 성능을 위해서는 터빈출구온도를 높게 유지해야 되고, 이는 IGV 개도 조절에 의한 유량제어를 통하여 달성된다. IGV 제어를 하는 경우에 현재 최대 약 30%의 유량 감소가 가능하다.⁽¹¹⁾ 그 이후는 다시 연료만의 제어로서 공기 유

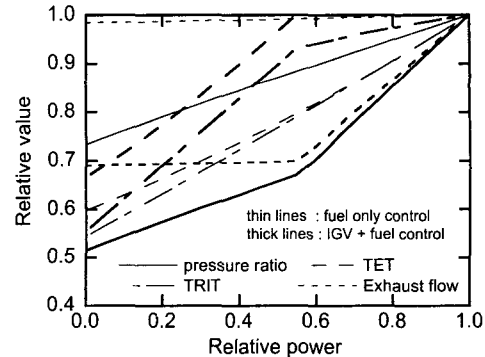


Fig. 11 Parameters variation for two different power control methods (GT-A).

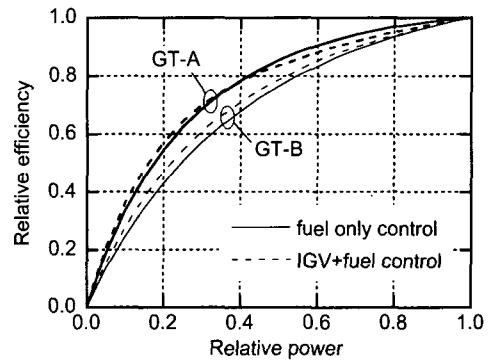


Fig. 12 Comparison of part load efficiency.

량이 거의 일정하다. IGV 제어 구간에서 터빈출구온도⁽¹¹⁾ 혹은 입구온도⁽¹²⁾가 설계값으로 유지되는데, 본 계산에서는 터빈출구온도 (turbine exhaust temperature, TET)를 일정한 경우를 대상으로 한다.

Table 1 에 나타낸 두 가지 엔진에 대하여 연료만의 제어와 IGV 제어(최대 30% 공기유량 감소)를 적용하여 부분부하 성능을 비교하였다. 먼저, GT-A 에 대하여 두 제어방식에 따른 시스템 파라미터들의 변화를 Fig. 11 에 보였다. 유량조절을 하게 되면 압력비, 온도 등이 연료만의 제어보다 크게 변하면서 터빈출구온도가 높게 유지된다. 한편 그림으로는 나타내지 않았으나, 해석 결과 GT-B 의 소형엔진에서는 상대적 고성능인 GT-A 에 비하여 모든 파라미터들의 변화폭이 작았으며, 이는 단순화된 해석 결과인 Fig. 8 와 일치하는 것이다.

Fig. 12 에 부분부하 효율을 비교하여 나타내었다. 제어 방식에 관계없이 설계성능이 높은 엔진이 부분부하시의 효율저하도 상대적으로 더 작다. 먼저 연료만의 제어의 결과를 비교하면 Fig. 7 의 단순 해석결과와 정성적으로 일치하는 결과이다. 단, 온도비를 감안할 때(GT-A 는 5.5, GT-B 는 4.4), Fig. 7 에 비하여 Fig. 12 에서 두 설계점 간에 부분부하 효율 차이가 더 크다. Fig. 7 에서는 압축기, 터빈

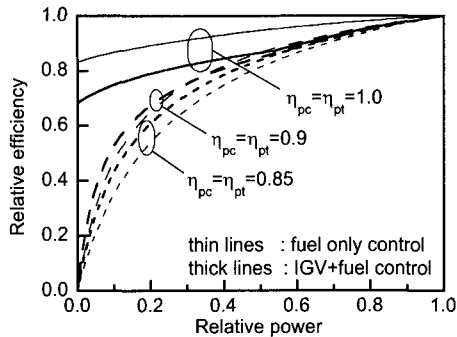


Fig. 13 Effect of control mode and component efficiency ($t_d=5, r_d=11$, based on section 2.3).

효율을 설계점 온도비, 압력비에 상관없이 동일하게 둔 경우이고, 실제에는 설계시에 구성부 효율이 다르므로 (GT-A 가 GT-B 에 비하여 높음) Fig. 6 에서 설명한 구성부효율의 영향에 의하여 부분부하시에 효율의 차이가 더욱 커지게 되는 것이다. 한편 IGV 제어를 사용하더라도 부분부하 효율은 크게 변하지 않는다.

터빈냉각, 구성부 효율의 변화 등 다소 복잡한 현상을 배제하고 두 가지 제어 사이의 열역학적인 차이점만을 살피고자 2.3 절의 단순화된 사이클 해석을 다시 적용하여 보았다. 설계 온도비와 압력비가 같은 상태에서 두 방법에 대하여 압축기, 터빈 효율을 바꾸어가며 계산된 결과가 Fig. 13 에 나타나 있다. 이상적인 사이클에서는 유량을 조절하지 않는 방법이 열역학적으로 더 우수하다. 그러나, 구성부 효율이 나빠지면서 경향이 바뀌어서 구성부 효율이 충분히 낮게 설계되면 오히려 유량 제어를 하는 것이 열역학적으로 유리함을 보여준다. Fig.12 의 실제 가스터빈들에서도 정성적으로 유사한 경향을 관찰하였지만, 단순화된 해석에서 고려하지 못한 구성부효율의 변화(특히 IGV 제어시의 압축기 효율의 큰 감소) 등의 요인에 의하여 Fig. 12 와 같이 최대 비출력점 부근에서 설계되는 실제 가스터빈들에서는 두 제어 방식간의 부분부하 효율 차이는 크지 않은 것으로 분석된다.

4. 결 어

단순화된 해석 및 현실성 있는 모델링을 사용한 가스터빈 해석 프로그램을 이용하여 가스터빈의 부분부하 해석을 수행하여서 설계점 선정과 부분부하 효율과의 상관관계를 분석하였다. 실제 가스터빈들이 주어진 터빈 입구온도에서 최대 비출력 압력비에서 설계되는 것을 확인하였으며 이 경우에 터빈입구온도가 증가할수록, 즉 설계 성능(효율, 비출력)이 더 우수할수록 부분부하 효율이

상대적으로 더 좋다는 결론을 얻었다. 이론적으로는 부하 조절방법에 따라서 부분부하효율에 차이가 있을 수 있으나 최대비출력 압력비 부근에서 설계되는 실제 가스터빈들에서는 연료만의 제어와 IGV 제어 사이에 부분부하 효율의 큰 차이는 보이지 않았다.

후 기

이 논문은 2001 년도 한국학술진흥재단의 지원에 의하여 연구되었음 (KRF-2001-003-E00003).

참고문헌

- (1) Saravanamuttoo, H. I. H., Rogers, G. F. C. and Cohen, H., 2001, *Gas Turbine Theory*, 5th ed., Pearson Education Limited, U.K.
- (2) Kang, D. J., Ryu, J. W. and Jung, P. S., 1993, "Off-Design Performance Prediction of a Gas Turbine Engine," *Trans. of KSME*, Vol. 17, No. 7, pp. 1851~1863.
- (3) Kim, T. S. and Ro, S. T., 1996, "Program Development for Design and Part Load Performance Analysis of Single-Shaft Gas Turbine," *Trans. Of KSME B*, Vol. 20, No. 7, pp. 2409~2420.
- (4) 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 1 : Gas Turbines," *Journal of Power and Energy*, Vol. 211, No. 6, pp. 443~451.
- (5) Kim, T. S. and Ro, S. T., 1994, "Analysis of Design and Part Load Performance for Gas Turbine Cogeneration Systems," *Trans. of KSME*, Vol. 18, No. 8, pp. 2167~2176.
- (6) Song, T. W., Kim, T. S., Kim, J. H. and Ro, S. T., 2000, "Effective Performance Prediction of Axial Flow Compressors Using a Modified Stage-Stacking Method," 2000 *Trans. of KSME B*, Vol. 24, No. 8, pp. 1077~1084.
- (7) Horlock, J. H., 1995, "The Optimum Pressure Ratio for a Combined Cycle Gas Turbine Plant," *J. of Power and Energy*, Vol. 209, pp. 259~264.
- (8) 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.
- (9) A Pequot Publication, 2001, *Gas Turbine World 2000-2001 Handbook*.
- (10) Brooks, E. J., 1997, "GE Heavy-Duty Gas Turbine Performance Characteristics," GER-3567F.
- (11) Jansen, M., Schulenberg, T. and Waldinger, D., 1992, "Shop Test Result of the V64.3 Gas Turbine," *Trans. ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 114, pp. 676~681.
- (12) Rowen W. I., and Van Housen, R. L., 1983, "Gas Turbine Airflow Control for Optimum Heat Recovery," *Trans. ASME J. of Engineering for Power*, Vol. 105, pp. 72~79.