

F급 가스터빈의 압력비 증가 시 운전데이터를 이용한 열효율 변동 예측

박준철, 허기무*, 윤성훈*, 문윤재*, 유호선**, 이재현*[†]
한국남부발전, *한양대학교 기계공학부, **승실대학교 기계공학과

Prediction of the Thermal Efficiency at Increased Pressure Ratio in an F-Class Gas Turbine with Operating Data

Joon-Chul Park, Ki-Moo Heo*, Sung-Hoon Yoon*, Yoon-Jae Moon*,
Ho-sun Yoo**, Jae Heon Lee*[†]

Korea Southern Power Co. Ltd., Seoul 135-502, Korea

*Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

**School of Mechanical Engineering, Soongsil University, Seoul 156-743, Korea

(Received August 4, 2014; revision received August 14, 2014)

초 록 : 국내 S복합발전본부의 150 MW급 가스터빈 축류압축기(18단)에서 저압단(1~9단)을 교체하여 압축기의 압력비를 기존 13.5에서 증가시킬 때 가스터빈 열효율을 예측하였다. 압력비 13.5일 때의 운전자료로 구한 압축기 단열효율과 터빈 단열효율을 적용하여 압력비 14.2에서 터빈일이 최대가 되는 압력비인 18.2까지 압력비를 1씩 증가하면서 열효율을 예측하였다. 압력비 증가 시 이론 열효율은 각 압력비에 대하여 각각 36.95%에서 38.6%까지 예측되었다. 압축기 저압단 교체 후 압력비가 16.2으로 증가되었을 때 실시한 성능시험 결과 열효율은 35.11%였다. 압력비 16.2일 때의 이론 열효율 37.87%와 비교하여 7.86% 범위에서 일치하였다. 압축기 교체 전 압력비 13.5일 때의 운전자료로 구한 압축기 단열효율과 터빈 단열효율을 이용하여 압력비 증가 시의 열효율을 성능시험 열효율의 7.86%내에서 예측할 수 있다.

ABSTRACT : The gas turbine thermal efficiency has been predicted when the compressor pressure ratio increases from the previously set 13.5. Thermal efficiency has been predicted from 14.2 up to 18.2 at which the turbine work reaches its maximum value on the assumption that isentropic efficiency of the compressor and the turbine are constant using the operating data at the pressure ratio of 13.5. 35.11% of thermal efficiency has been acquired by the performance test when the pressure ratio increased to 16.2 since replacing the compressor low pressure stages. It's been approved that predicting thermal efficiency using the operating data at the pressure ratio of 13.5 is useful within 7.86% of tolerance as the figure measured by the performance test.

Key words : gas turbine(가스터빈), pressure ratio(압력비), thermal efficiency(열효율), turbine efficiency(터빈효율), compressor efficiency(압축기 효율)

- 기 호 설 명 -

C_p : 정압비열 (kJ/kg · k)
 C_v : 정적비열 (kJ/kg · k)

k : 비열비
 r_p : 압력비
 η_c : 압축기단열효율
 η_t : 터빈단열효율
 T : 온도(K)

[†] Corresponding author
Tel. +82-2-2220-0425; Fax +82-2-2220-4424
E-mail address: jhlee@hanyang.ac.kr

1. 서론

2013년 2월 지식경제부에 의해 공고된 제6차 전력수급 기본계획에 따르면 복합발전은 2012년 발전설비용량의 24.6%, 발전량의 25.6%를 차지하고 있고, 2027년에도 발전설비용량의 20.1%, 발전량의 24.3%를 차지할 것으로 예상되는 우리나라의 주요 발전원이다¹⁾. 가스터빈 복합발전은 연료비가 전력생산원가의 큰 부분을 차지함에 따라 효율이 가장 중요한 의사결정 요인이다. 특히 S복합발전본부는 연료비가 전력생산원가의 94.5%를 차지하여 효율이 매우 중요시 된다. S복합발전본부는 설비진단 결과 준공 이후 장기간 일일 기동·정지로 인해 복합설비기준으로 수명의 53%가 소비되고, 효율이 1%p가 저하되어 성능개선이 필요하게 되었다. 전력수급기본계획에 따른 원전, 대용량 석탄 화력 등 기저설비 확충 전망으로 S복합발전본부의 설비이용률은 지속 하락할 것으로 전망되었다. 이는 설비 노후화에 따른 이용률 하락으로 경영수지 악화를 가져올 수 있다. Fig. 1은 S복합발전본부의 연도별 설비이용률 예측곡선이다²⁾. S복합발전본부의 지난 10년간 평균 설비이용률은 약 65%이다. 그러나 2013년 성능개선이 이루어지지 않을 경우 2016년부터 실선과 같이 설비이용률이 20% 대로 낮아질 것으로 예측되고, 성능개선이 이루어질 경우 점선과 같이 35% 대의 설비이용률을 유지할 것으로 예측되었다. 따라서 S복합발전본부는 압축기의 성능개선을 가스터빈

효율을 향상시켜 복합발전 전체의 효율을 증가시키고자 하였다. 계획예방정비기간을 통해 압축기 저압단 교체작업을 하여 압력비를 증가시켰다. 본 논문에서는 압축기의 저압단 교체로 인한 압력비 증가 시 150 MW급 가스터빈의 열효율 변동을 예측하였다.

2. 연구대상 설비

2.1 가스터빈의 특징

Fig. 2는 S복합발전본부의 가스터빈 구성도이다. 가스터빈은 GE사 모델이며 출력은 150 MW이다.

가스터빈은 압축기, 연소기, 터빈으로 3개의 주요부로 구성되어 있다. 첫째는 18단을 가진 축류형 다단 압축기로 고압의 공기를 연소기에 공급하는 설비이다. 압축기는 가스터빈의 공기 취입구로 유입된 공기를 고압으로 압축시켜 연소기로 보내 연소용 공기와 연소기 부품의 냉각용 공기로 이용한다. 일부는 압축기의 중간단에 추가하여 계기용 및 냉각 공기용으로 이용한다. 둘째는 14개의 다중노즐 캔애눌러형(Can annular type) 연소기이다. 연소기는 천연가스를 공급받아 연료공급온도를 증가시킨 후 압축기에서 나온 압축공기와 혼합하여 1,310℃의 연소가스를 발생시킨다. 셋째는 3단으로 구성된 터빈이다. 연소실에서 공급되는 고온의 연소가스의 열에너지를 기계적 에너지로 변환하여 터빈을 회전시켜 같은 축으로 연결된 발전기를 구동하여 전기를 생산한다.

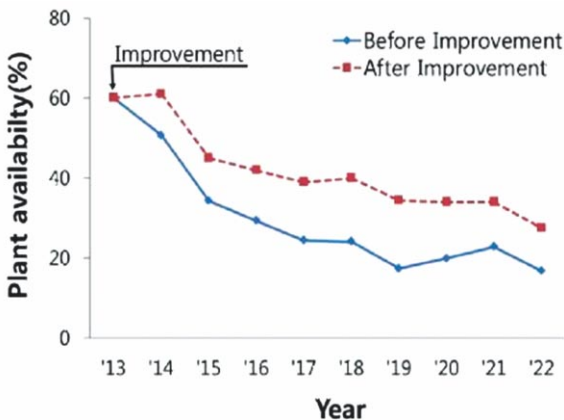


Fig. 1 Plant availability prediction by year

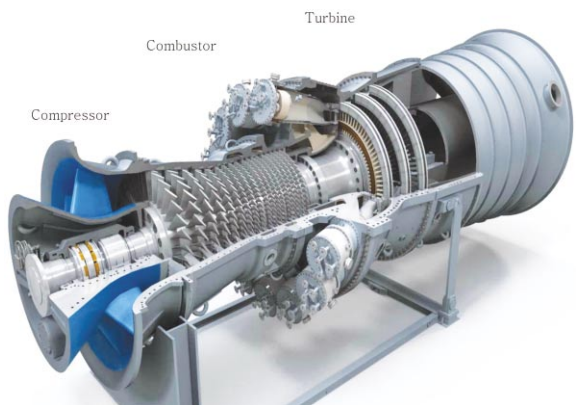


Fig.2 Schematic diagram of GE gas turbine

F급 가스터빈의 압력비 증가 시 운전데이터를 이용한 열효율 변동 예측

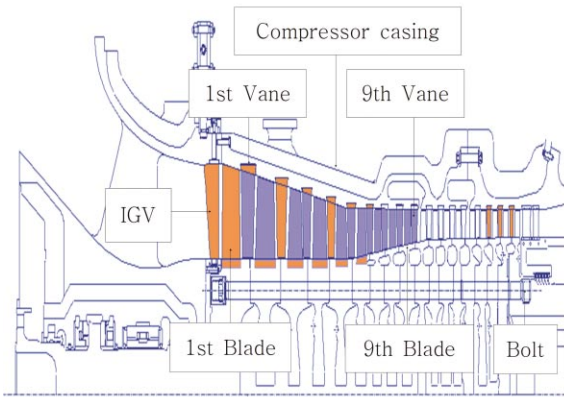


Fig.3 Compressor blade and vane replacement with flared type throughout 1st to 9th stage

2.2 압축기 저압단 교체

S복합발전본부의 가스터빈은 성능향상을 위해 가스터빈 압축기 저압단을 교체하여 압력비를 13.5에서 16.2로 증가시켰다. Fig. 3과 같이 18단 축류압축기에서 1~9단까지의 저압단 회전익(blade)과 고정익(vane)을 기존의 표준형에서 공기유입확장형(flared type)으로 교체하였다. 교체된 공기유입확장형 블레이드는 길이가 증가되고 형상설계를 개선하여 압력비를 증가시켰다. 블레이드 길이 증가에 따라 입구안내익(IGV: Inlet Guide Vane)의 길이도 증가되었다. 각 단의 회전익이 설치되는 원판형

디스크는 관통볼트에 의해 체결된다.

3. 열효율 예측

3.1 가스터빈 이론

Fig. 4의 과정을 근거로 브레이턴 사이클의 이론 열효율을 구하여 보면 식(1)과 같다.

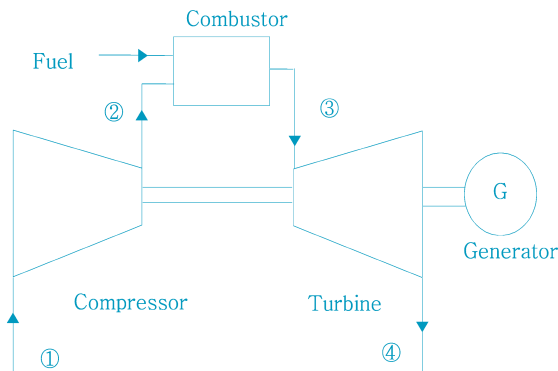
$$\eta_{th} = \frac{w}{q_{inlet}} = \frac{q_{inlet} - q_{out}}{q_{inlet}} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2} \quad (1)$$

브레이턴 사이클에서 압축기 입구상태와 터빈 입구온도가 일정할 때 단위 유량당 최대출력을 발생하는데 필요한 압축기의 압력비는 다음과 같이 구한다. 사이클 유효효율은 식(2)와 같다.

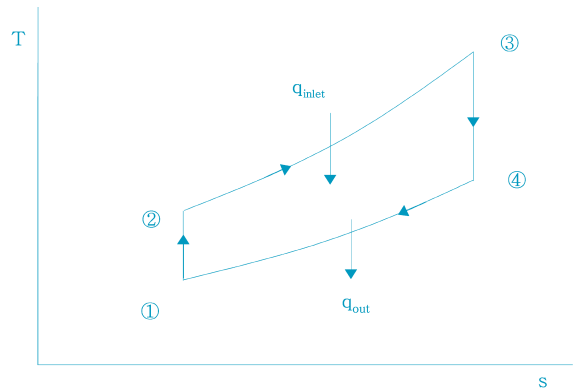
$$\begin{aligned} w &= w_t - w_c = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \\ &= C_p T_1 \left(\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_4}{T_3} \cdot \frac{T_3}{T_1} - \frac{T_2}{T_1} + 1 \right) \end{aligned} \quad (2)$$

이상기체 단열과정에서 온도와 압력 관계식에 의해 사이클의 일은 식(3)과 같이 표시된다.

$$w = C_p T_1 \left[\frac{T_3}{T_1} - \frac{T_3}{T_1} \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} + 1 \right] \quad (3)$$



(a) Schematic diagram



(b) T-s diagram

Fig. 4 Schematic diagram for gas turbine & T-s diagram

단위 유량 당 사이클 일을 최대화 하는 압축기의 압력비를 구하기 위하여 사이클 일을 압력비에 미분하여 0으로 놓으면 식(4)와 같다.

$$\begin{aligned} \frac{dw}{dr_p} &= C_p T_1 \frac{k-1}{k} \left[\frac{T_3}{T_1} r_p^{-\left(\frac{k-1}{k}\right)-1} - r_p^{\left(\frac{k-1}{k}\right)-1} \right] \\ &= C_p T_1 \frac{k-1}{k} \left(\frac{T_3}{T_1} r_p^{-\frac{2k+1}{k}} - r_p^{-\left(\frac{1}{k}\right)} \right) = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

따라서 압축기 입구온도와 터빈 입구온도가 일정한 값으로 주어져 있을 때 터빈일을 최대화 하는 압력비는 식(5)와 같이 표시됨을 알 수 있다^{33[4]}.

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{T_3}{T_1} \right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \quad (5)$$

실제 가스터빈 사이클은 비가역성으로 인해 이상적인 브레이턴 사이클과 차이가 있다. 가스터빈 사이클에서 터빈 및 압축기의 비가역성으로 인하여 통과하는 동작유체의 엔트로피는 증가하여 Fig. 5의 T-s선도와 같은 과정을 거치게 된다. 압축기와 터빈의 비가역성을 고려하여 압축기와 터빈의 실제 일을 이론적인 일과 비교하기 위한 압축기와 터빈의 단열효율을 다음 식(6), (7)과 같이 구한다.

압축기의 단열 효율

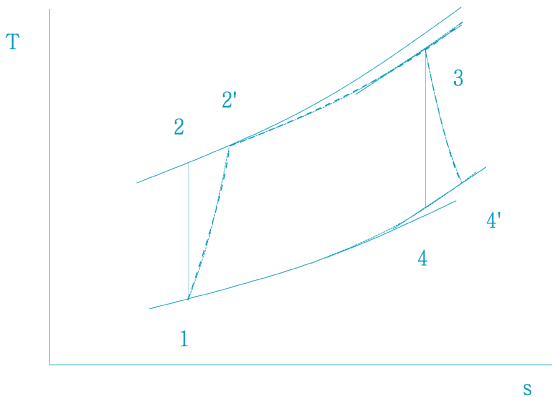


Fig. 5 Comparison of ideal cycle and real cycle in T-s diagram

$$\eta_c = \frac{w_s}{w} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2'} - h_1} = \frac{T_2 - T_1}{T_{2'} - T_1} \quad (6)$$

터빈의 단열 효율

$$\eta_t = \frac{w}{w_s} = \frac{h_3 - h_{4'}}{h_3 - h_4} = \frac{T_3 - T_{4'}}{T_3 - T_4} \quad (7)$$

3.2 압축기 교체 전 가스터빈 열효율

압축기 저압단 교체 전의 가스터빈 3호기 운전자료를 이용하여 열효율을 계산하였다. Table 1은 압력비 13.5일 때의 운전자료이다. 압축기 입구온도는 23℃, 압축기 출구온도는 395℃, 터빈 입구온도는 1,310℃, 배기가스온도는 619℃일 때 브레이턴 사이클 열효율 식(1)을 이용하여 계산한 결과 열효율은 34.86%이다. 설계효율 33.22%와 비교 시 이론으로 구한 열효율과 4.9%의 차이를 나타냈다. 압축기 단열효율과 터빈 단열효율은 식(6), 식(7)에 의해 구하였다. 압축기 단열효율은 87.8%, 터빈 단열효율은 91.3%이다.

3.3 압축비 증가 후 가스터빈 열효율 예측

브레이턴 사이클에서 압축 및 팽창과정에서의 비가역성을 고려하면 이론 열효율은 다음과 같다^{5]}.

Table 1 Operating data & thermal efficiency before compressor retrofit

Item	Unit	Operating data
Compressor pressure ratio	-	13.5
Compressor inlet temperature	℃	23
Compressor discharge temperature	℃	395
Turbine inlet temperature	℃	1,310
Turbine exhaust temperature	℃	619
Isentropic efficiency of compressor	%	87.8
Isentropic efficiency of turbine	%	91.3
Thermal efficiency	%	34.86

F급 가스터빈의 압력비 증가 시 운전데이터를 이용한 열효율 변동 예측

$$\eta_{th} = \frac{C_{pg} T_3 \eta_c (1 - r_p^{(1-k_g)/k_g}) - C_{pa} T_1 (r_p^{(k_a-1)/k_a} - 1) / \eta_c}{C_{pg} T_3 - C_{pa} T_1 (1 + (r_p^{(k_a-1)/k_a} - 1) / \eta_c)} \quad (8)$$

여기서 C_{pg} 는 연소가스의 정압비열이며, C_{pa} 는 공기의 정압비열이다. k_g 는 연소가스의 비열비이며, k_a 는 공기의 비열비이다.

일반적으로 공기의 경우 비열비가 1.4임은 널리 알려져 있으나, 가스터빈 내부에서 생성되는 연소가스의 비열비는 정확한 값은 알 수 없으나 공기보다 작은 값일 것이라고 유추할 수 있다. 이론적 계산은 Saravanamuttoo^[6] 등이 적용한 것처럼 공기비열비는 1.4, 연소가스의 비열비는 1.333으로 계산하였고 연소가스의 정압비열은 1.148 kJ/kg·k, 공기의 정압비열은 Stephen^[7]의 300 K에서의 값 1.007 kJ/kg·k를 적용하여 계산하였다.

압력비 증가 시 압축기 출구온도와 배기가스온도를 알 수 없으므로 식(1)을 사용하여 열효율을 구할 수 없다. 식(8)을 사용하기 위해서는 압력비 증가 시의 압축기 단열효율과 터빈 단열효율을 구하여야 한다. 그러나 압력비 증가 시의 압축기 출구온도와 배기가스온도를 알 수 없으므로 압축기 단열효율과 터빈 단열효율을 계산할 수 없다. 따라서 Table 1의 압력비 13.5일 때의 운전자료를 이용해서 구한 압축기 단열효율 87.8%와 터빈 단열효율 91.3%를 적용하여 압력비 증가 시의 열효율을 예측하였다. 압력비 최대 예측범위는 터빈일이 최대가 되는 압력비 범위까지이다. 터빈일이 최대가 되는 압력비는 식(7)

을 사용하여 구하였다. 압축기 입구온도와 터빈 입구온도, 공기 비열비를 식(7)에 대입하면, 터빈일이 최대가 되는 압력비는 18.5로 계산되었다.

Fig. 6은 압력비 13.5일 때의 압축기 단열효율과 터빈 단열효율을 적용하여 압력비가 14.2에서 18.2까지 1씩 증가할 때의 열효율 예측을 보여준다. 압력비 증가에 따라 열효율은 증가하나 열효율의 증가폭은 감소한다. 압력비를 18.2까지 계산한 것은 터빈일이 최대가 되는 압력비를 넘지 않는 범위까지 설정하기 위해서이다.

3.4 이론 열효율과 성능시험 열효율 비교

S복합발전본부의 가스터빈 3호기는 압축기 저압단 교체 후 압력비가 16.2로 증가하였다. Fig. 6에서 예측한 압력비 14.2에서 18.2까지의 범위 중 압력비 16.2에 대해 실제 성능시험에서 구한 열효율과 이론 열효율을 비교하였다. 압력비 16.2에서 실시한 성능시험의 열효율은 35.11%였다. 압력비가 증가할 때 각 압력비별 압축기 출구온도와 배기가스온도를 알 수 없으므로, 기존 압력비 13.5일 때의 압축기 단열효율과 터빈 단열효율을 이용하여 압력비 16.2일 때의 이론 열효율 37.87%를 구하였다. 성능시험 열효율 35.11%와 비교하면 7.86%의 차이가 났다. 따라서 압력비 증가 시 압축기 출구온도와 배기가스온도를 알 수 없어 열효율을 구할 수 없을 때, 기존 압력비 13.5일 때의 압축기 단열효율과 터빈 단열효율을 이용하여 성능시험 열효율의 7.86% 범위 내에서 열효율을 예측할 수 있다.

4. 결론

국내 운전 중인 S복합발전본부는 150 MW급 가스터빈의 축류형 압축기 총 18단 중 저압단을 공기유입확장형으로 교체하여 기존 13.5인 압력비를 16.2로 증가시켰다. 본 연구에서는 가스터빈 3호기를 대상으로 압력비 증가 시 압축기 출구온도와 배기가스온도를 알 수 없어 열효율을 구할 수 없을 때, 압력비 13.5일 때의 운전자료에서 구한 압축기 단열효율과 터빈 단열효율을 이용하여 열효율을 예측하였고 다음과 같은 결론을 얻었다.

첫째, 압력비를 14.2부터 터빈일이 최대가 되는 압력비 범위인 18.2까지 1씩 증가하면서 열효율을 예측하였다. 압력비 증가 시 열효율은 각 압력비에 대하여 36.95%에

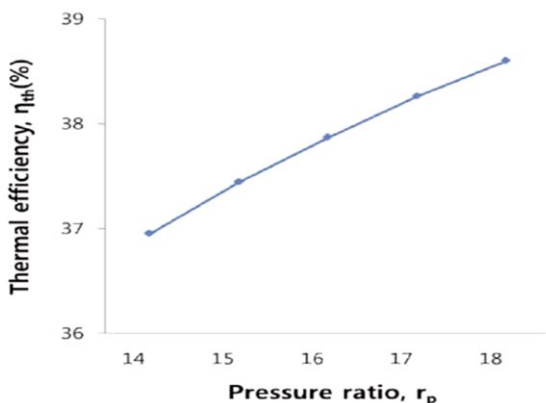


Fig. 6 Thermal efficiency prediction by theory

서 38.60%까지 예측되었다.

둘째, 열효율 예측범위 중 압력비가 16.2로 증가되었을 때 실시한 성능시험 열효율 35.11%와 이론 열효율 37.87%는 7.86% 범위에서 일치하였다. 본 연구방법에 의해 압력비 증가 시의 열효율을 성능시험 열효율의 7.86% 범위 내에서 예측할 수 있다.

참고문헌

1. Ministry of Knowledge Economy, 2013, Basic plan for electricity supply and demand, 6th Edition, p. 40.
2. Ham, h. b., A report on the feasibility analysis for the improvement of performance project, 2011, Kospo, p. 2.
3. Lee, c. s. and Kim, w. s., 2008, Thermodynamics, Dongmyungsa, pp. 506-512.
4. Sontag RE, Borgnakke C, Van Wylen GJ, 2005, Fundamentals of Thermodynamics, 6th Edition, Wiley, pp. 395-397.
5. Kim, B. S., 2002, Performance Analysis of Power Systems Based on Maximum Power and Thermal Efficiency, Seoul University graduate school, p. 51.
6. Saravanamuttoo HHH, Roger GFC, Cohen H, 2008, Gas Turbine Theory, 6th Edition, Person Prentice Hall, pp. 106-112.
7. Stephen R., 2008, Thermodynamics Concepts and Applications, Cambridge, pp. 385-393.