

< 논문 >

# 화학공정 플랜트 해석용 소프트웨어를 이용한 복합화력 발전용 재열 사이클 가스터빈의 성능특성에 관한 연구

박민기\* · 손정락† · 노승탁\*\*

(2006년 1월 5일 접수, 2006년 3월 8일 심사완료)

## Performance Analysis of a Reheat-cycle Gas Turbine for Combined Cycle Power Plants Using a Simulation Software for Chemical Process Plants

Min Ki Park, Jeong Lak Sohn and Sung Tack Ro

**Key Words :** Design Point(설계점), Efficiency(효율), Gas Turbine(가스터빈), Off-design(탈설계), Performance(성능), Power(동력), Reheat-cycle(재열사이클)

### Abstract

Recently, various methods have been developed to improve the performance of gas turbines for combined cycle power plants. This paper especially focused on the gas turbine with a reheat process. The purpose of this study is to analyze performance characteristics of a reheat-cycle gas turbine on both a design point and off-design operations. Results of the parametric study of this model show how operating and design parameters influence on the performance of the gas turbine. Moreover, possibilities for the analysis of off-design performance based on a self-generated compressor performance characteristic map are presented.

### 기호설명

$h$  : 단위질량 당 엔탈피 [kJ/kg]  
 $m$  : 질량유량 [kg/s]  
 $P$  : 압력 [bar]  
 $\dot{Q}$  : 열량 [kW or MW]  
 $T$  : 온도 [K or °C]  
 $\dot{W}$  : 동력 [kW or MW]

### 희랍문자

$\eta_c$  : 압축기 단효율  
 $\eta_{gen}$  : 발전기 효율  
 $\eta_m$  : 기계효율  
 $\eta_t$  : 터빈 단효율  
 $\eta_{th}$  : 가스터빈 열효율

### 하첨자

0 : 기준점

1 : 압축기 입구  
 2 : 압축기 출구, 고압연소기 입구  
 3 : 고압연소기 출구, 고압터빈 입구  
 4 : 고압터빈 출구, 저압연소기 입구  
 5 : 저압연소기 출구, 저압터빈 입구  
 6 : 저압터빈 출구  
 $a$  : 압축기 공기  
 $c$  : 압축기  
 $d$  : 설계점  
 $f$  : 연료  
 $HP$  : 고압  
 $i$  : 입구  
 $LP$  : 저압  
 $m$  : 기계적 손실  
 $n$  : 단 수  
 $N$  : 회전수  
 $f$  : 연료  
 $o$  : 출구  
 $ref$  : 기준점  
 $s$  : 등엔트로피  
 $t$  : 터빈

### 약어

HHV : 연료 고위 발열량 [kJ/kg]

\* 서울대학교 대학원 기계항공공학부

† 책임저자, 회원, 서울대학교 기계항공공학부

E-mail: jlsohn@snu.ac.kr

TEL: (02)880-7434 FAX: (02)889-6205

\*\* 회원, 서울대학교 기계항공공학부, 정밀기계설계공동연구소

- PR : 압력비
- TET : 터빈출구온도 [K or °C]
- TIT : 터빈입구온도 [K or °C]
- TRIT : 터빈로터입구온도 [K or °C]

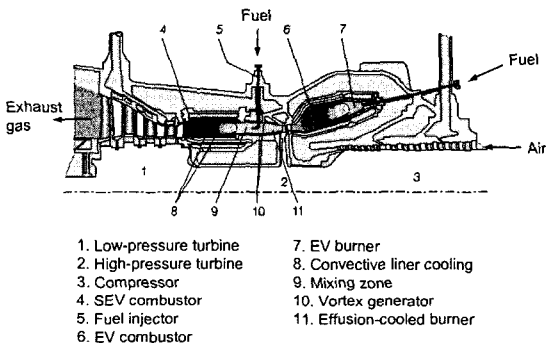
### 1. 서론

지난 수십 년 간 가스터빈의 성능은 급속히 향상되어 현재 전세계적으로 발전용 동력원으로 널리 적용되고 있다. 가스터빈의 성능은 압력비, 터빈 입구온도 등의 설계 변수값의 선정에 따라 크게 영향을 받으며, 다양한 열역학적 사이클의 적용에 의한 성능향상을 위한 노력이 꾸준히 시도되어 왔다. 그 중에서도 비출력 향상을 위하여 제안된 재열 사이클 가스터빈은 선박 추진용 가스터빈 등 일부 특수 용도로만 적용되어 왔으나<sup>(1)</sup> 최근 들어서는 발전용으로도 활용되고 있다.<sup>(2)</sup> 재열 사이클 가스터빈은 동일한 압력비 조건에서 단순 사이클에 비해 열효율이 상대적으로 낮으나 배기가스의 온도가 높기 때문에 복합화력 발전 시스템의 상부 사이클 열기관으로 적용할 경우 배열회수 증기 보일러의 작동 온도를 높여 하부 사이클의 성능을 향상시켜 전체 시스템의 열효율을 높일 수 있다. 이와 함께 재열 사이클에서 가스터빈 자체의 열효율을 높이기 위해서 단순 사이클에 비해 압력비를 상승시키기도 한다. 본 연구에서는 국내 복합화력 발전소에서 가동중인 세계 유일의 재열 사이클 발전용 가스터빈인 Alstom사의 GT24 가스터빈 모델<sup>(2)</sup>의 성능 특성에 대해서 고찰하고자 한다.

일반적으로 제작사로부터 확보 가능한 가스터빈 성능 데이터는 출력, 열효율을 포함한 일부 특정 변수에만 국한되므로 전체 성능 특성을 파악하기 위해서는 가능하면 다양한 설계 및 운전 변수들의 값들을 해석적으로 도출하여야만 한다. 이를 위해

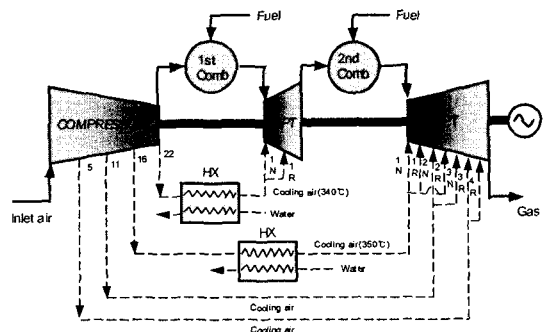
서는 제작사로부터 제공된 데이터를 기반으로 최적 운전조건인 설계점(design point)에서의 성능 지배 변수들의 영향 분석을 통하여 각종 세부 사항들을 추정해내야 한다. 뿐만 아니라 가스터빈이 설치된 장소의 외기 조건인 대기온도가 심하게 변하거나, 입구부에서의 파울링 등에 의한 필터부의 압력 강하량이 증가하는 경우에는 설계점 운전 조건에서 벗어나므로 이러한 탈설계(off-design) 운전 영역에서의 성능 특성도 함께 분석되어야 한다.

일반적으로 가스터빈의 성능특성을 고찰하기 위해서는 가스터빈 성능해석 전용 소프트웨어<sup>(3,4)</sup>를 활용하거나 해석 목적에 적합한 자체적인 프로그램<sup>(5,6)</sup>을 개발하여 사용하기도 한다. 그러나, 상용 프로그램의 경우에는 사용하기가 매우 용이한 장점이 있는 반면 특정 목적에 따른 세부적인 모든 사항을 충분히 반영하기가 어려운 단점이 있다. 특히, 압축기 성능 선도 등 고찰하고자 하는 설비의 구성부 성능 특성 등을 반영하기가 어려우며, 이러한 이유로 해당 설비의 세부적인 특성을 자세히 반영한 상태에서의 탈 설계 및 동적 특성 해석 등의 확장에는 애로가 예상된다. 이러한 문제점 때문에 상용 프로그램은 실제 현장에서의 사용 용이성에도 불구하고 학술적인 연구 목적의 활용에는 제한이 있기 마련이다. 반면에 성능해석 프로그램을 자체적으로 개발할 경우에는 너무 많은 인적, 시간적 투자가 필요하다. 본 연구에서는 이러한 두 가지 경우의 단점을 보완하기 위하여 화학공정 해석용 상용 소프트웨어인 Aspen Plus<sup>(7)</sup>를 이용하여 본 연구의 목적에 적합한 가스터빈 성능해석 프로그램을 자체적으로 개발하였다. 이 경우 화학 공정 해석용 프로그램에 포함된 압축기, 연소기 등 각종 구성요소들의 기능을 충분히 활용할 수 있을 뿐만 아니라, 이러한 구성 요소들을 적절히 연결하고 각 구성 요소들의 특성과 관련된 데



- 1. Low-pressure turbine
- 2. High-pressure turbine
- 3. Compressor
- 4. SEV combustor
- 5. Fuel injector
- 6. EV combustor
- 7. EV burner
- 8. Convective liner cooling
- 9. Mixing zone
- 10. Vortex generator
- 11. Effusion-cooled burner

(a) Cross-sectional schematic diagram



(b) Components and flow diagram for gas streams

Fig. 1 Alstom GT 24 gas turbine model

이터들을 함께 접목시켜 본 연구에 필요한 기능을 충분히 구현할 수 있었다.

### 2. 재열 사이클 발전용 가스터빈의 특성

재열 사이클 가스터빈은 고압터빈 출기가스를 저압 연소기에서의 추가적인 연소에 의한 재열과정을 통해 고온 가스를 생성, 저압터빈에서 다시 팽창시킴으로써 출력을 증대하는 것이 주된 목적이다. 본 연구에서 해석하고자 하는 복합화력 발전용 재열 가스터빈인 GT24는 Fig. 1과 같이 단일 축으로 된 22단 축류 압축기, 1단 고압 및 4단 저압터빈, 고압 및 저압연소기 등으로 구성되어 있다.<sup>(2)</sup> 그리고, 본 연구에서 확보한 GT24 모델의 가용한 성능 데이터는 Table 1과 같다.

GT24 모델은 흡입 공기가 22단 축류 압축기에 의해서 대기압에서 30기압까지 압축된다. 그 후 고압 연소기에서 연료와의 혼합으로 인한 연소과정으로 생성된 연소가스는 고압터빈 입구온도 1255°C까지 가열되어 1단 고압터빈에서 1차 출력을 생성하게 된다. 이 과정을 통하여 1050°C, 15기압까지 감온, 감압된 연소가스는 저압 연소기에서 공급된 연료의 혼합으로 다시 한번 연소(재열)되어 저압터빈 입구온도 1255°C까지 가열된 상태에서 4단 저압터빈에서 2차 출력을 생성한다. 이러

한 과정 중 터빈 블레이드를 고온 연소가스로부터 보호하기 위하여 Fig. 1(b)에서와 같이 압축기의 22단 후방에서 추출된 공기를 이용하여 고압터빈을 냉각하고, 16, 11, 5단 후방에서 추출된 공기를 이용하여 저압터빈을 냉각하도록 되어 있다. 그 중에서도 22단과 16단에서 추출된 냉각 공기는 터빈에 공급되기 이전에 외부에서 공급된 물과의 열교환으로 추가 냉각이 이루어 지도록 되어 있다.

### 3. Aspen Plus를 통한 가스터빈의 모델링

#### 3.1 Aspen Plus와 모델링

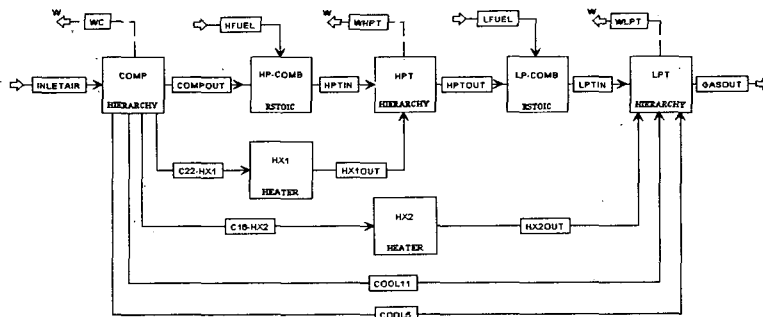
Aspen Plus는 주로 화학공정을 모사하는 소프트웨어이지만 약 1,700여 개에 달하는 순수성분에 대한 물성치들이 데이터베이스화 되어 있으며, 압축기, 터빈, 열교환기 등 가스터빈 각 구성부를 모사할 수 있는 모델을 내장하고 있어서 이를 효과적으로 활용할 경우 가스터빈 등을 포함한 각종 발전설비들의 성능해석이 가능하다. Aspen Plus를 이용한 성능해석은 일차적으로 모델 Library에서 각 구성부에 해당하는 적합한 모델들을 선택하고, 각 모델들 사이에서의 작동유체 흐름을 이어주는 일련의 그래픽 입력 과정을 통해서 이루어진다. 그 후 작동유체 성분, 온도와 압력 등 열역학적 상태를 정의하고, 각 구성부 모델의 운전조건을 정의하면 전체 시스템의 성능해석을 할 수 있다. Fig. 3은 본 연구에서 GT24모델의 성능해석을 위하여 Aspen Plus로 구성한 재열 사이클 가스터빈의 흐름도인데, 각 구성부 뿐만 아니라 냉각 공기의 유로까지 반영되어 있음을 알 수 있다.

본 연구에서는 압축기와 터빈의 경우 Aspen Plus의 COMPR 모델, 연소기의 경우 여러 화학 반응 모델 중 RSTOIC 모델, 그리고 열교환기의 경우에는 HEATER 모델을 활용하였다.

**Table 1** Available performance data of the Alstom GT24 gas turbine model<sup>(8)</sup>

Output power, MW		163.25
Thermal efficiency, %, HHV		34.81
Inlet air flow, kg/s		366.0
Compressor	Pressure ratio	30:1
Turbine	HP TIT, °C	1,255
	LP TIT, °C	1,255

\* At ISO condition: 15°C, 1.013 bar



**Fig. 2** Aspen Plus diagram for the Alstom GT24 model gas turbine

### 3.2 가스터빈 각 구성부의 모델링

#### 3.2.1 압축기와 터빈

압축기의 중간 단으로부터 추출된 냉각 공기가 터빈의 각 단으로 공급되는 과정을 효과적으로 묘사하기 위해서 본 연구에서는 22단 축류 압축기와 고압 1단, 저압 5단 축류 터빈의 각 단을 나누어 구현하였다. 먼저 압축기는 각 단에서의 압력비를 구하기 위해 아래와 같은 식을 사용하였다.<sup>(9)</sup>

$$PR_i = PR_1 a_c^{(i-1)} \quad (1a)$$

$$PR_c = \prod_{i=1}^{n_c} PR_i = PR_1^{n_c} a_c^{\frac{(n_c-1)n_c}{2}} \quad (1b)$$

$$a_c = \left( \frac{PR_c}{PR_1^{n_c}} \right)^{\frac{2}{(n_c-1)n_c}} \quad (1c)$$

여기서, 압축기 전체 압력비( $PR_c$ )에 따른 입·출구에서의 전체 엔탈피 차를 구하고, 이를 압축기 전체 단수로 나누어 한 단에서의 평균 엔탈피 차를 구한 후 이로부터 각 단의 압력비( $PR_i$ )를 구하였다. 터빈의 경우에도 이와 유사하게 각 단의 압력비를 구할 수 있다.

압축과정에서 필요한 압축기 소요동력은 각 단에서의 엔탈피 차의 합으로부터 구할 수 있으며, 압축기 전체에 대한 등엔트로피 효율은 아래와 같은 식으로 정의된다.

$$\eta_c = \frac{\sum_{i=1}^{n_c} \Delta h_i}{\Delta h_{s,c}} \quad (2)$$

고압 및 저압터빈에서의 출력은 압축기와 유사하게 계산될 수 있지만, 터빈 내부에서의 냉각과정을 고려하게 되면 터빈 전체 입·출구를 기준으로 한 등엔트로피 효율은 더 이상 정의될 수가 없다. 따라서 터빈 출력은 냉각터빈 계산 과정에서의 에너지 보존 관계식으로부터 구하게 된다.<sup>(5,10)</sup>

압축기와 터빈에서 계산된 결과를 이용하여 가스터빈의 총출력(Net Power)과 열효율(Thermal Efficiency)은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{W} = (\dot{W}_{t,HP} + \dot{W}_{t,LP} - \dot{W}_c / \eta_m) \times \eta_{gen} \quad (3)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}}{\dot{Q}_f} \quad (4)$$

여기서, 공급 열량은 공급 연료의 유량과 발열량에 의해서 구할 수 있는데, 본 연구에서는 공급 연료인 천연가스의 고위발열량을 기준으로 하였다.

#### 3.2.2 연소기

연소기는 고압연소기와 재열 과정을 위한 저압 연소기로 구성되어있다. 고압 및 저압 연소기에서의 에너지 보존 방정식은 각각 다음과 같다.

$$\dot{m}_a \Delta h_{0 \rightarrow 2} + \dot{Q}_{f,HP} = (\dot{m}_a + \dot{m}_{f,HP}) \Delta h_{0 \rightarrow 3} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} (\dot{m}_a + \dot{m}_{f,HP}) \Delta h_{0 \rightarrow 4} + \dot{Q}_{f,LP} \\ = (\dot{m}_a + \dot{m}_{f,HP} + \dot{m}_{f,LP}) \Delta h_{0 \rightarrow 5} \end{aligned} \quad (6)$$

### 3.3 탈설계 운전특성 해석 시 고려사항

탈설계 운전시 압축기와 터빈의 거동 특성은 유량, 압력비, 회전수 및 등엔트로피 효율로 구성된 성능특성선도에 따라 결정되게 된다. 일반적으로 성능특성선도는 해당 압축기 혹은 터빈의 성능 시험을 통하여 구할 수 있으며 이로부터 특정 압축기나 터빈에 대한 성능 및 운전 특성 정보를 파악할 수 있다. 그러나 가스터빈 제작사들은 이러한 성능특성선도들을 구매자에게 제공하지 않는 것이 일반적이며, 이 때문에 운전자가 보유 설비의 운전 특성을 이해하는데 큰 어려움을 겪게 된다. 본 연구에서도 해당 성능특성 선도를 제작사나 운전자로부터 구할 수 없는 상황이므로 압축기의 경우 선행 연구자<sup>(4)</sup>에 의해서 활용된 압축기 각 단 성능의 일반화된 특성 곡선을 이용하여 압축기 성능 선도를 별도로 작성한 후 그 결과를 Aplen Plus에 반영하여 활용하였다.

터빈의 경우에는 냉각과정 때문에 성능선도의 사용이 원천적으로 불가능하므로 아래와 같이 준 이론적인 단 효율 추산방법을 사용하였다.<sup>(5,10)</sup>

$$\frac{\eta}{\eta_{ref}} = \frac{N}{N_{ref}} \sqrt{\frac{\Delta h_{s,ref}}{\Delta h_s}} \left[ 2 - \frac{N}{N_{ref}} \sqrt{\frac{\Delta h_{s,ref}}{\Delta h_s}} \right] \quad (7a)$$

$$\left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)_{ref} = \left( \frac{P_{out}}{P_{in}} \right)_d \quad (7b)$$

$$\left( \frac{N}{\sqrt{T_{in}}} \right)_{ref} = N_r \left( \frac{N}{\sqrt{T_{in}}} \right)_d \quad (7c)$$

#### 4. 설계점 성능해석 결과 분석

##### 4.1 설계점 운전 조건에서의 세부 사양

Table 2 는 GT24 모델의 설계점에서의 가용한 성능 데이터(Table 1)를 활용하여 본 연구에서 설계점 성능해석 과정을 통해 도출한 세부 사양들을 정리한 것이다. 가용 성능 데이터(Table 1)과 본 연구에서의 구한 변수 값들의 비교로부터 상당히 합리적인 결과를 도출하였음을 알 수 있다.

다만, 터빈 입구 온도의 경우 고압 및 저압터빈 모두 Table 1 의 데이터와 38℃(3.0%)씩 차이가 나는데, 이와 관련된 결과는 아래의 세 가지 측면에서 분석할 수 있다. 그 첫 번째는 일반적으로 터빈 입구 온도의 경우에는 직접 측정하지 않고 터빈 출구온도와 배기 가스의 성분을 이용하여 추정하기 때문에 Table 1 에서의 터빈 입구온도는 실제 값과 차이가 날 수 있다는 점이다. 두 번째 측면으로는 Table 1 에서의 터빈 입구 온도 값이 터빈 입구 온도(TIT)가 아닌 터빈 로터 입구온도(TRIT)일 가능성이 있다는 점이다. 이는 Table 1 에서의 터빈 입구 온도를 본 연구에서의 터빈 로터 입구 온도 계산결과와 비교해 보면 12℃(0.9%)로 전자의 경우보다 그 차이가 훨씬 작기 때문이다. 마지막으로 계산된 터빈 출구 온도(TET)가 실제의 경우보다 높게 예측되었을 가능성이 있다는 점이다.

압축기의 단 효율은 일반적으로 고압 다단 축류 압축기의 설계점 폴리트로픽 효율(다단 압축기에서는 거의 평균 단 효율과 일치)이 90%정도이므로 본 계산 결과가 합리적임을 알 수 있으며, 고압 및 저압터빈의 단 효율 또한 합리적인 범위 안의 값을 얻었다. 전체 냉각공기 유량 비율(압축기 입구 공기유량에 대한 총 냉각 공기유량의 비)은 고성능 가스터빈의 경우에는 일반적으로 15~20%의 범위이므로 비교적 합리적으로 예측되었음을 알 수 있다.

##### 4.2 성능 지배 변수의 영향분석

Table 2에 정리된 설계점 운전 조건에서의 세부 사양을 구하는 과정은 각 설계 및 성능 변수들을 변화시켜가면서 최적값을 설계점 가용 데이터(Table 1)를 만족시키는 변수들의 조합을 찾아나가는 과정이다. 이러한 과정 중에 각 변수들이 전체 성능에 미치는 영향을 분석할 수 있었으며, 본 절에서는 그 중에서도 재열 사이클 성능 특성과 밀접한 관련이 있는 재열 압력, 고압 및 저압연소기에 공급되는 연료 유량의 비, 그리고 냉각공기 유량이 전체 가스터빈의 성능에 미치는 영향에 대해서 분석하였다.

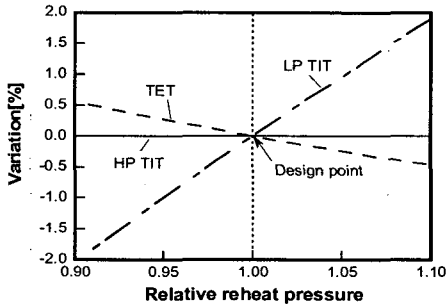
##### 4.2.1 재열 압력에 의한 영향

재열 압력은 재열 사이클 가스터빈에서는 전체

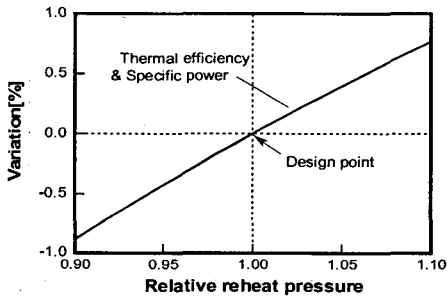
Table 2 Calculated results of the design point performance analysis and their comparisons with reference values

Parameter	Reference value in Table 1(A)	Calculated value(B)	{(B)-(A)}/A × 100, %	Typical Values
Output power, MW	163.25	163.17	-0.05%	
Overall efficiency, %, HHV	34.81	34.85	+0.11%	
Inlet air flow rate, kg/s	366.0			
Compressor	Pressure ratio	30:1		
	Cooling air fraction, %		15.0	15~20.0
	Stage efficiency, %		92.0	85~90.0
1st Combustor	Fuel flow rate, kg/s		6.37	
	Pressure loss, %		4	4
	Combustion efficiency, %		99.0	99~99.5
HP turbine	TIT(TRIT), °C	1,255(N/A)	1,293(1,267)	+3.0%(+0.9%)
	Stage efficiency, %		89.5	80~90.0
2nd Combustor	Fuel flow rate, kg/s		2.21	
	Reheat pressure, bar		14.5	15.0
	Pressure loss, %		4.0	4.0
	Combustion efficiency, %		99.0	99~99.5
LP turbine	TIT(TRIT), °C	1,255(N/A)	1,293(1,267)	+3.0%(+0.9%)
	TET, °C		614.60	
	Exhaust flow rate, kg/s		374.58	
	Stage efficiency, %		87.0	80~90.0

\* At ISO condition: 15°C, 1.013 bar



(a) Temperatures



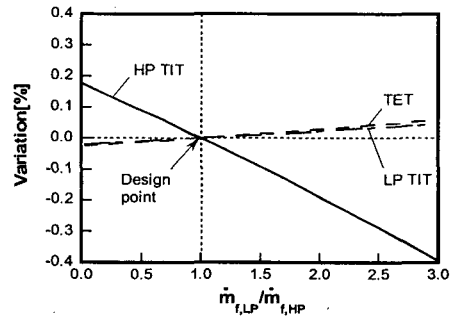
(b) Thermal efficiency and specific power

**Fig. 3** Influence of the reheat pressure on the gas turbine performance

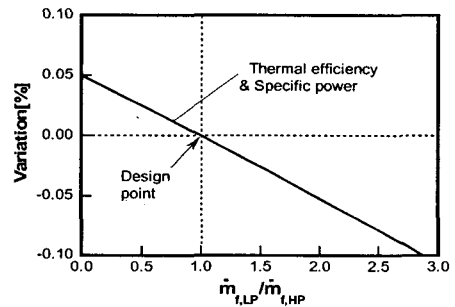
성능에 영향을 미치는 주요 설계변수들 중 하나이다. 저압 연소기에 공급되는 연료유량이 일정한 조건에서 재열 압력을 증가시키면, Fig. 3에서와 같이 저압연소기의 입구온도의 증가로 저압터빈의 입구온도가 증가하게 되지만, 저압터빈의 압력비 증가로 터빈 출구온도는 감소하게 된다. 재열 압력의 증가에 따른 또한 저압터빈 입구온도의 증가로 총 출력은 증가하게 되고, 공급 연료량이 일정한 상황에서는 열효율 또한 함께 증가함을 알 수 있다. 따라서, 재열 압력의 증가로 가스터빈의 성능이 향상된다고 볼 수 있지만 저압터빈 입구 온도가 함께 상승하는 단점이 있다.

4.2.2 공급 연료 유량비에 의한 영향

Fig. 4는 전체 공급 연료량을 고정시킨 조건에서 고압 및 저압 연소기로 유입되는 연료유량의 비가 터빈의 입·출구온도 및 가스터빈 전체성능에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 저압연소기로 유입되는 연료유량이 상대적으로 증가함에 따라 저압터빈 입·출구온도는 증가한다. 이와 함께 고압연소기의 유입 연료유량 감소로 고압터빈 입구온도는 크게 감소하며, 결과적으로 전체 출력과 열효율은 감소하는 경향을 보인다.

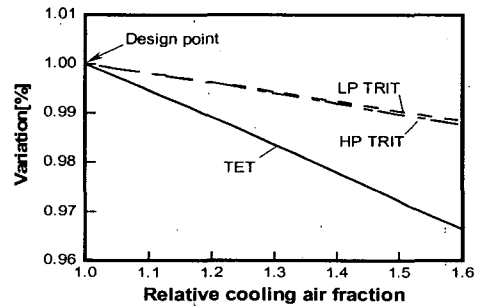


(a) Temperatures

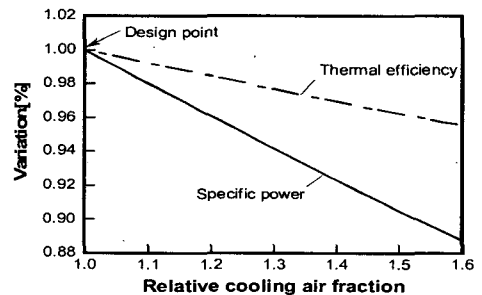


(b) Thermal efficiency and specific power

**Fig. 4** Influence of the ratio of supplied fuel flow on the gas turbine performance



(a) Temperatures



(b) Thermal efficiency and specific power

**Fig. 5** Influence of the cooling air on the gas turbine performance

4.2.3 냉각공기 총 유량에 의한 영향

Fig. 5는 냉각공기 유량이 가스터빈 성능에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 터빈 입구 온도를 고정시킨 조건에서 압축기에서의 추출되는 냉각공기 총 유량이 증가하게 되면 냉각효과의 증가로 터빈 로터 입구 및 터빈 출구온도가 동일한 경향으로 감소하게 된다. 그러나, 터빈 익열에 냉각공기가 공급되면 냉각공기와의 열교환에 의하여 주 유동 가스의 온도는 감소하게 되고 유동 혼합에 의한 압력손실이 동반되어 결과적으로 터빈에서의 비출력이 감소하게 된다. 이와 동시에 압축기 추출 냉각공기유량의 증가는 압축기 소요동력을 감소시키지만 터빈에 공급되는 주 유동 가스 유량도 함께 감소하게 되어 터빈에서의 생성출력은 더욱 감소하게 된다. 따라서 냉각공기 총 유량의 증가에 따라 총출력과 열효율은 감소하되, 그 중에서도 총출력의 변화에 더 큰 영향을 미침을 알 수 있다.

5. 탈설계 운전 성능해석 결과 분석

5.1 압축기 성능 선도

Fig. 6은 본 연구에서 해석적으로 도출한 탈설계 운전 영역에서의 압축기 성능특성 선도이다. 가스터빈이 일정한 회전수로 작동하는 조건에서 대기 온도가 변할 경우 압축기 유입공기의 온도의 변화에 따른 회전수 보정계수( $N/\sqrt{T_1}$ )가 변하게 되므로 작동점은 설계점과는 다른 회전수 보정계수 선상으로 이동하게 된다. 본 연구에서는 유사한 수준의 단 효율을 갖는 점들을 각각의 회전수 계수 선상에서의 작동점으로 설정하였다. 따라서, 대기 온도가 증가하면 회전수 계수가 감소하여, 압축기의 작동점이 유량 보정계수( $\dot{m}_a\sqrt{T_1}/P_1$ )가 감소하는 방향으로 이동하게 되며 압력비 또한 감소하게 된다. 또한, 압축기 입구부에서의 압력손실이 증가하면 입구압력이 감소하며, 유량 보정계수가 일정한 조건에서는 공급 공기 유량도 감소하게 된다.

5.2 대기온도 및 입구부 압력손실에 따른 영향

Fig. 7(a)과 같이 가스터빈의 흡기온도가 증가함에 따라 열효율과 총출력은 일반적 경향과 같이 감소하는 것을 볼 수 있으며, 대기온도가 10℃ 증가함에 따라 그 감소폭은 각각 약 3%, 8%임을 알 수 있다. Fig. 7(b)는 입구부 압력손실이 성능에 미치는 영향을 나타낸다. 공급 공기 유량 감소에 비례하는 총출력은 열효율에 비하여 더욱 감소함을 알 수 있으며, 입구부 압력손실이 10mbar 증가함

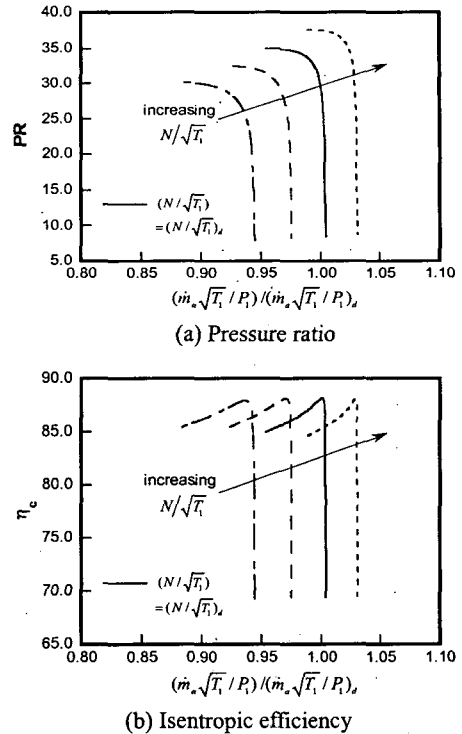


Fig. 6 Compressor performance characteristics map

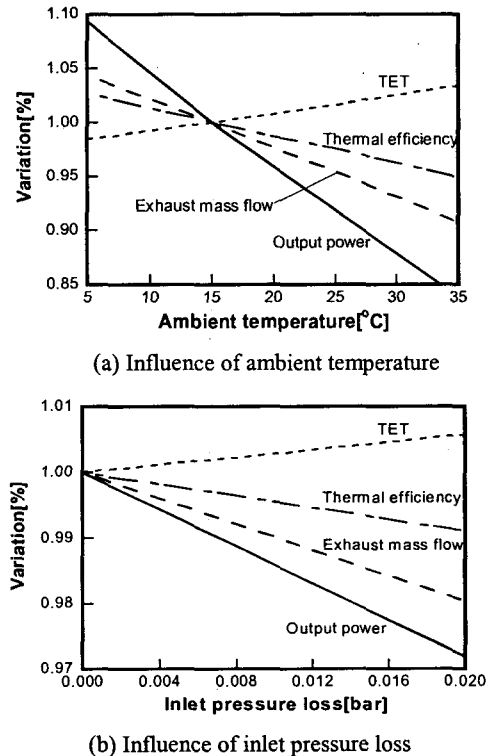


Fig. 7 Results of off-design performance analysis

에 따라 열효율과 총출력은 각각 0.5%, 1.5%정도 감소한다.

## 6. 결론

본 연구에서는 가스터빈 성능해석 전용 상용 프로그램의 사용의 한계와 자체 프로그램 개발의 어려움을 극복하기 위한 목적으로 화학 공정 해석용 소프트웨어인 Aspen Plus를 기반으로 가스터빈 성능해석 프로그램을 구성하였다. 이를 활용하여 복합 화력 발전용 재열 가스터빈인 GT24모델의 설계점 및 탈설계 영역에서의 성능특성을 분석하였으며, 다음과 같은 주요 결과들을 도출할 수 있었다.

(1) Aspen Plus를 기반으로 구성한 프로그램을 활용함으로써 상용 프로그램과 유사한 수준으로 용이하고 신속하게 지배 변수들의 영향 분석 등이 가능하였으며, 자체 프로그램 개발 시에 필요한 각 구성부의 특성해석과 관련된 프로그래밍에 소요되는 노력을 크게 줄일 수 있었다.

(2) 설계점에서의 성능 지배 변수들의 영향 분석을 통하여 재열 사이클의 특성과 관련된 변수인 재열 압력과 공급 연료 유량비 및 냉각 공기 유량이 가스터빈 전체 성능에 미치는 경향을 파악할 수 있었다.

(3) 비교적 적은 수의 가용한 성능 데이터만을 이용하여 재열 사이클 발전용 가스터빈의 세부 성능특성을 예측할 수 있었으며, 그 결과 터빈 입구 온도를 제외하고는 합리적인 값들임을 확인할 수 있었다.

(4) 탈설계 운전 영역에서의 가스터빈의 성능특

성을 고찰하기 위한 압축기 성능 선도를 자체적으로 도출할 수 있었고 이를 이용하여 대기온도 및 입구부 압력 손실의 변화에 따른 가스터빈의 성능특성의 변화를 분석할 수 있었다.

## 참고문헌

- (1) Cohen, H., Rogers, G.F.C. and Saravanamuttoo, H.I.H., 1996, *Gas Turbine Theory*, 4th Edition, Longman Group Ltd., U.K.
- (2) Joos, F., Brunner, P., Stalder, M. and Tschirren, S., 1998, "Field Experience of the Sequential Combustion System for the GT24/GT26 Gas Turbine Family," *ASME Paper* 98-GT-220.
- (3) www.thermoflow.com
- (4) www.enter.com
- (5) Kim, T. S. and Ro, S. T., 1996, "Program Development for Design and Part Load Performance Analysis of Single - Shaft Gas Turbines," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 20, No. 7, pp. 2409~2420.
- (6) Kim, J. H., 2000, "Analysis on Transient Behavior of Gas Turbines for Power Generation," *Ph.D dissertation, Seoul National University*.
- (7) Aspen Technology Inc., 2001, *ASPEN PLUS™ User Guide*.
- (8) Park, W.S. and Chung, M.H., 2002, "Optimization of the Washing Schedule of an Axial Compressor in a Gas Turbine," *Gas Turbine Technology Workshop*.
- (9) Song, T. W., Kim, J. H., Kim, T. S. and Ro, S. T., 2000, "Effective Performance Prediction of Axial Flow Compressors Using a Modified Stage-Stacking Method," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 24, No. 8, pp. 1077~1084.
- (10) Kim, T. S., 1995, "Design Performance Analysis of Gas Turbine with Applications to Cogeneration Systems," *Ph.D dissertation, Seoul National University*.