

## 터빈 블레이드 온도 변화를 고려한 증기분사 가스터빈 열병합발전 시스템의 성능해석

강수영\* · 김정호\* · 김동섭\*\*

### Performance Analysis of a Steam Injected Gas Turbine Combined Heat and Power System Considering Turbine Blade Temperature Change

Soo Young Kang\*, Jeong Ho Kim\*, Tong Seop Kim\*\*

*Key Words* : Gas turbine(가스터빈), Steam injection(증기분사), Off-design(탈설계), Turbine blade temperature(터빈블레이드 온도), Compressor surge margin(압축기 서지 마진), Optimal operation(최적 운전)

#### ABSTRACT

This study simulated the operation of a steam injected gas turbine combined heat and power (CHP) system. A full off-design analysis was carried out to examine the change in the turbine blade temperature caused by steam injection. The prediction of turbine blade temperature was performed for the operating modes suggested in the previous study where the limitation of compressor surge margin reduction was analyzed in the steam injected gas turbine. It was found that both the fully injected and partially injected operations suggested in the previous study would cause the blade temperature to exceed that of the pure CHP operation and the under-firing operation would provide too low blade temperature. An optimal operation was proposed where both the turbine inlet temperature and the injection amount were modulated to keep both the reference turbine blade temperature and the minimum compressor surge margin. The modulation was intended to maintain a stable compressor operation and turbine life. It was shown that the optimal operation would provide a larger power output than the under-firing operation and a higher efficiency than the original partially injected operation.

#### 1. 서 론

수 MW급 소형 산업용 가스터빈은 주로 분산형 열병합 발전에 이용된다. 또한 발전 요금에 고가인 피크부하 시간대에는 추가적인 전력 수급을 위하여 사용되기도 한다. 소형 가스터빈은 대형 가스터빈에 비하여 비교적 낮은 효율을 가지므로 이에 대한 개선을 위하여 많은 연구들이 진행되어 왔다. 개선 방법 중 가장 효과적인 것은 가습 가스터빈(humidified gas turbine)이며, 이 중에서도 증기분사 사이클이 채택되어 비교적 많은 연구가 진행 되었다. 증기분사 사이클은 배기가스의 폐열을 회수하여 증기를 생성하고 가스터빈에 분사하는 사이클로써 터빈 유량의 증가를 통하여 출력과 효율을 증대시키는

것이 목적이다. 증기분사 사이클은 성능 증가 효과뿐 아니라 NO<sub>x</sub> 감소의 효과도 가져올 수 있기 때문에 많은 연구가 진행되어 왔다<sup>(1)</sup>. Rice는<sup>(2)</sup> 증기 분사량에 따른 증기분사의 성능향상 효과를 분석하였다. Kim 등<sup>(3)</sup>은 1MW급 소형 가스터빈의 성능 및 안정성에 대해서 분석하였으며, Paepe와 Dick<sup>(4)</sup> 및 Fischer 등<sup>(5)</sup>은 역시 증기분사에 의한 성능향상 효과를 분석하였다. 또한 Lee 등<sup>(6)</sup>은 마이크로 가스터빈에 증기 및 물 분사를 적용하여 그에 따른 성능향상을 비교 분석하였다.

그러나 증기분사 없이 설계된 엔진에 증기를 분사할 때 고려해야 할 문제점들도 있다. 우선, 증기분사로 인해서 터빈 유량이 증가하게 되면 터빈입구온도를 이전과 동일하게 유지하여 운전할 때 압축기와 터빈의 작동 조건 매칭에 의해서 터빈입구압력, 즉 압축기 출구 압력이 높아짐으로 인해서 압축기 서지마진이 감소한다.<sup>(6,7)</sup> 또한 압축기출구 공기가 터빈 냉각용으로 사용되므로 압축기출구 압력 증가로 인한 온도

\* 인하대학교 대학원

\*\* 인하대학교 기계공학부

† 교신저자, E-mail : kts@inha.ac.kr

Table 1 Operation modes to meet minimum surge margin

Operating mode	Description	Steam injection	TIT
CHP	Normal CHP operation	None	Design value
FSTIG	Full steam injection in the combustor	Full	Design value
Under-firing (UF)	Full steam injection in the combustor with under-firing to meet 10% surge margin	Full	Reduced
PSTIG	Partial steam injection in the combustor to meet 10% surge margin	Partial	Design value

의 상승은 터빈 블레이드 온도의 상승으로 이어질 수 있다. 이러한 문제는 낮은 저위 발열량 연료를 사용하는 가스터빈에서도 동일하게 발생한다. 위와 같은 문제점을 분석하기 위해서는 플랜트 전체의 탈설계 해석이 필요하며, 최근에는 성능 향상에 초점을 맞춘 연구뿐만 아니라 운전의 안정성에 초점을 맞춘 논문도 찾아 볼 수 있다. Kim 등<sup>(8)</sup>은 석탄가스화 복합화력 발전에서 다양한 합성가스를 사용할 때 발생하는 압축기의 서지마진 감소와 터빈의 블레이드 온도 증가에 대해 분석하였으며, 강도원 등<sup>(9)</sup>은 바이오가스를 사용하는 소형 가스터빈에서 발생하는 같은 문제점에 대해 분석하였다.

증기분사 운전 시 발생하는 문제들을 고찰하기 위하여 기존 연구<sup>(7)</sup>에서는 소형 가스터빈에서 증기분사를 적용하였을 때 압축기의 서지마진 감소에 초점을 맞추어 연구가 진행되었고, 열병합 운전 상태와 생성되는 증기의 전량을 분사하고 터빈입구온도를 설계값으로 유지하는 전량분사운전(FSTIG)에 대한 서지마진이 분석되었다. 분석 결과 전량분사운전은 외기온도 15°C 이상에서는 서지마진의 값이 0이 되어 더 이상 운전이 불가능하였다. 제조사에서 허용하는 최소 서지마진을 따르는 것이 가장 안전할 것이지만 특별한 정보가 없는 상황에서 기존 연구와 본 연구에서는 10% 서지마진을 유지하는 운전을 안정적인 압축기 운전으로 설정하였다. 이를 통해서 Table 1과 같은 압축기 서지마진이 안정적인 범위로 확보되는 운전을 제시하였다. 이는 UF 운전과 PSTIG 운전이다. UF 운전은 생성되는 증기를 전량 분사하고 터빈입구온도(TIT)를 조절하여 서지마진을 10%로 유지하는 운전이며, PSTIG 운전은 터빈입구온도를 설계값으로 유지하고 분사되는 증기량을 조절하여 안정적인 서지마진을 유지하는 운전이다. Under-firing 운전은 출력 상승에, 부분분사 운전은 효율 상승에 이점을 가지는 것으로 나타났다.

반면 앞선 두 번째 문단에서 간단히 언급한 바와 같이 증기분사를 하면서도 터빈입구온도 (즉 연소기 출구 온도)를 설계값과 동일하게 유지하여 운전하고자 하면 압축기의 서지마진 감소와 더불어 터빈 블레이드 온도 증가라는 문제점이 발생하게 된다. 블레이드 온도 상승의 원인에 대해서는 추후 본문 중에 충분히 서술될 것이다. 설계 온도보다 높게 장시

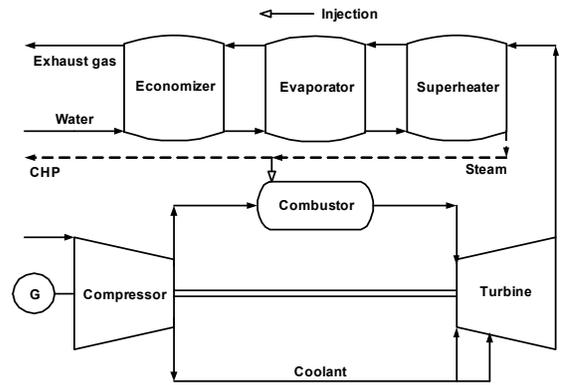


Fig. 1 Steam injected gas turbine CHP system

간 운전되면 블레이드 재료의 수명이 상당히 영향을 받을 것이므로 가급적 회피되어야 할 것이다. 본 연구에서는 증기분사가 없는 운전과 비교하여 여러 가지 증기분사 운전들에 있어서 블레이드 온도의 변화를 분석하고 이 결과와 기존 연구<sup>(7)</sup>에서 수행한 압축기 서지마진의 한계를 고려한 성능 분석 결과를 바탕으로 하여 서지마진과 블레이드 온도의 제한 조건을 함께 고려한 최적의 운전 조건을 제시하고자 한다.

## 2. 시스템 모델링

### 2.1 시스템 모델링

가스터빈은 일반적으로 많이 알려진 상용 가스터빈의 스펙을 사용하여 모델링하였으며<sup>(10,11)</sup>, 해당 가스터빈을 이용하여 열병합 발전을 구성하였다. 구성된 전체 발전 시스템의 개략도와 설계 변수 및 성능을 Fig. 1과 Table 2에 나타내었다. 시스템 모델링에는 상용 프로그램인 GateCycle<sup>(12)</sup>을 사용하였다. 시스템의 구성과 기준 설계 성능은 기존 연구<sup>(7)</sup>와 동일하다. Table 2에 나타난 성능은 알려진 엔진의 성능 자료를 잘 재현하고 있다.<sup>(7)</sup> 본 절에서 설명되는 기본적인 성능 계산 모델링은 기존 연구<sup>(7)</sup>와 동일하며, 터빈 블레이드 온도 변화 효과 등을 고찰하기 위해서 터빈냉각 모델링이 추가되었다.

### 2.2 가스터빈 모델링

가스터빈 모델링은 Table 2에 나타난 설계 성능을 모사하는 것으로 시작된다. 설계 성능의 모사를 통해서 알려지지 않은 설계 변수들이(압축기 및 터빈 효율, 냉각유량 등) 유추되었다.<sup>(7)</sup> 냉각이 적용된 터빈의 효율은 다음의 식으로 정의된다.<sup>(12)</sup>

$$\eta_T = \frac{\dot{W}}{\left[ (\dot{m}h)_T \right]_{in} - \left[ (\dot{m}h)_T \right]_{out,s}}$$

$$\text{where } (\dot{m}h)_T = (\dot{m}h)_{gas} + (\dot{m}h)_{nc} + f_{rcf}(\dot{m}h)_{rc} \quad (1)$$

Table 2 Specifications of the simple cycle gas turbine

Component	Parameter	Reference	Simulation
Inlet Air (Input)	Temperature (K)	288.2	288.2
	Pressure (kPa)	101.3	101.3
	Relative humidity (%)	NA	60
	Pressure loss (%)	NA	0.5
Compressor (Input)	Pressure ratio	15.6	15.6
	Number of stage	13	13
	Isentropic efficiency (%)	NA	84.9
Combustor (Input)	Fuel (natural gas) flow rate (kg/s)	NA	0.3873
	Lower heating value (kJ/kg)	NA	49303
	Pressure loss (%)	NA	3
Turbine (Input)	Turbine inlet Temperature (K)	NA	1559.2
	Stage efficiency (%)	NA	84.7
	Number of stage	3	3
	Exhaust temperature (K)	822	822
Exhaust gas(Input)	Pressure (kPa)	101.3	101.3
	Gas mass flow rate (kg/s)	21.09	21.09
	Pressure loss (%)	NA	0.5
Others (Input)	Gearbox efficiency (%)	NA	97.8
	Generator efficiency (%)	NA	97.8
Performance (Output)	Power (kW)	6300	6300
	Thermal efficiency (%)	32.9	33.1

노즐 냉각공기(nc) 및 로터 냉각공기(rc)의 영향이 효율 계산에 고려되었으며, 로터 냉각공기가 터빈 출력에 기여하는 정도( $f_{rcf}$ )는 0.5로 설정하였다. 총 냉각공기의 양은 참고문헌(10,11)의 성능(출력, 효율)에 근접한 성능을 얻도록 하는 과정을 통해서 압축기 입구 공기 유량의 19.8%로 설정하였다.

증기가 연소기에 분사됨에 따라 가스터빈의 작동점이 설계 운전점에서 벗어나게 된다. 따라서 가스터빈의 변하는 작동점을 예측할 수 있는 탈설계 해석이 필요하다. 본 연구에서는 탈설계 해석을 위하여 압축기에서는 압축기 성능선도를 사용하였고, 터빈에서는 초킹 조건을 사용하여 가스터빈의 매칭을 고려하였다.

탈설계 시에 필요한 압축기 성능선도는 제작사로부터 자

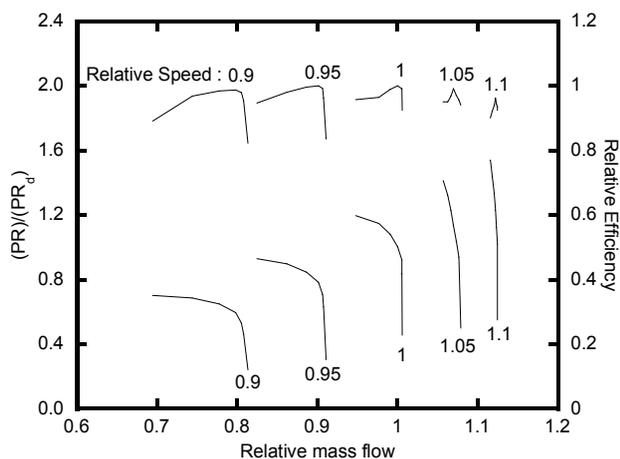


Fig. 2 Compressor map

료가 공개 되지 않기 때문에 일반적인 압축기 성능선도를 사용하였으며, 이를 Fig. 2에 나타내었다.(12) 이 성능선도에 따르면 논문에서 설정한 가스터빈은 설계점에서 약 20%의 서지마진을 가지게 된다. 서지마진은 다음과 같은 압력비(PR)에 의한 식으로 정의되며 압축기의 작동점이 서지점에 근접할수록 서지마진은 감소한다.

$$\text{Surge margin} = \frac{PR_{surge} - PR_{operation}}{PR_{operation}} \quad (2)$$

터빈 작동은 아래의 초킹 운전으로 모사하였다.(12)

$$\left( \frac{\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}}}{\kappa A_{in} P_{in}} \right) = \text{constant}$$

$$\text{where } \kappa = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left( \frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (3)$$

$R$ 과  $\gamma$ 는 각각 기체상수와 비열비이다. 탈 설계에 따른 냉각유량 변화는 다음 식으로 모사되었다.(12)

$$\dot{m}_c = \dot{m}_{c,d} \left( \frac{P_c}{P_{c,d}} \right) \left( \frac{T_{c,d}}{T_c} \right)^{0.5} \quad (4)$$

입출구 덕트 및 연소기의 압력손실 변화는 다음 식으로 모사되었다.(13)

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_d} = \left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} \right)^{1.84} \left( \frac{T}{T_d} \right)^1 \left( \frac{P}{P_d} \right)^{-1} \quad (5)$$

증기분사가 터빈 블레이드 온도에 미치는 영향을 보기 위하여 다음의 냉각 모델을 사용하였다. 가장 열부하가 큰 첫 단의 노즐의 블레이드 온도만 예측하였다. 이 때 사용된 냉각성능과 cooling 모델(14)은 다음과 같다.

$$\phi = \frac{T_g - T_b}{T_g - T_{cl}} \quad (6)$$

$$\frac{\dot{m}_{cl}}{\dot{m}_g} \cdot \frac{c_{p,cl}}{c_{p,g}} = C \frac{\phi}{1-\phi} \quad (7)$$

블레이드 온도( $T_b$ )가 냉각공기 온도( $T_{cl}$ )에 근접할수록 냉각효율 즉, 냉각성능이 증가하게 된다. 일반적으로 산업용 가스터빈의 블레이드 설계온도는 800°C에서 900°C 사이이다. 본 연구에서는 문헌(15)을 참고하여 설계점에서의 블레이드 온도를 870°C로 설정하였다. 작동점이 변화하는 운전 조건에서의 냉각효율의 변화는 유량과 비열의 비율 즉, 식 (7)

으로 나타낼 수 있다.  $C$ 는 냉각기술 수준을 표현하는 파라미터인데,  $C$ 값이 작을수록 냉각기술 수준이 높은 것을 의미한다. 설계 조건에서의 가스, 냉각공기 그리고 블레이드 온도를 이용하여 계산한 냉각효율과 설계 조건에서의 열용량비를 통해 식 (7)에서  $C$ 값을 구할 수 있다. 본 연구에서 계산된  $C$ 값은 0.106이며 탈설계 해석에서는 식 (6)과 식 (7)을 이용하여 임의의 운전조건에서의 냉각효율을 계산한 뒤 블레이드 온도를 추산하게 된다.

### 2.3 HRSG 모델링

배열회수 보일러(Heat Recovery Steam Generator, 이하 HRSG)는 단압(single pressure)으로 설계되었으며, 절탄기, 증발기, 과열기 섹션으로 구성되었다. 물 공급 온도는 15°C, 증기압력은 3MPa 로 설정하였다. 자세한 설계조건은 기존 연구<sup>(7)</sup>에서 확인할 수 있다.

HRSG의 설계 모사에서는 먼저 열성능(각 섹션에서의 열전달율과 모든 부위의 온도)을 구한 뒤, 유용도-NTU(Number of Transfer Unit, 이하 NTU) 관계식을 이용하여 NTU를 계산하고 총괄 열전달계수( $U$ )를 이용하여 전열 면적( $A$ )을 구하였다.<sup>(12,16,17)</sup>

$$NTU = f(\varepsilon), \text{ where } \varepsilon = \frac{\dot{Q}_{actual}}{\dot{Q}_{max}} \quad (8)$$

$$A = \frac{(\dot{m}c_p)_{min} NTU}{U_d} \quad (9)$$

여기서 식(8), (9)의 하첨자 max, min은 최대 및 최소값을 의미하며,  $d$ 는 설계값을 의미한다. HRSG의 성능 또한 가스터빈의 작동점 변화에 따라 변화하므로 탈설계 해석이 필요하다. HRSG의 각 구성부에서의 고온부(가스)측의 열전달 계수는 저온부(물, 증기)측의 열전달 계수에 비하여 작다. 따라서 탈설계 해석 시 총괄 열전달 계수는 고온부 가스 유량에 주로 영향을 받는 것으로 가정하여 다음 식으로 모사하였다<sup>(17)</sup>.

$$UA = (UA)_d \left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} \right)^{0.8} \quad (10)$$

총괄 열전달계수와 설계 계산에서 얻은 전열 면적을 이용하여 다음의 식으로부터 운전 조건 변화에 따른 HRSG 전열 성능 변화를 구한다.

$$\varepsilon = f(NTU), \text{ where } NTU = \frac{UA}{\dot{m}c_p} \quad (11)$$

$$\dot{Q}_{actual} = \varepsilon \dot{Q}_{max} \quad (12)$$

### 2.4 시스템 성능

가스터빈의 출력 및 효율은 발전기 손실, 기어박스 손실 등을 고려하여 계산하였으며 식은 다음과 같다. HRSG 공급수의 펌프 소모동력은 전체 출력에 비해 0.1%정도로 현저히 작기 때문에 무시되었다.

$$\dot{W}_{GT} = (\dot{W}_T - \dot{W}_C) \cdot \eta_{gear} \cdot \eta_{gen} \quad (13)$$

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{m}_{fuel} LHV_{fuel}} \quad (14)$$

## 3. 결과 및 분석

### 3.1 블레이드 온도 분석

앞서 소개된 바와 같이 기존 연구<sup>(7)</sup>에서는 증기분사 운전 시 압축기의 서지마진 감소에 초점을 맞춰 열병합운전(CHP)과 전량분사운전(FSTIG)에서 서지마진을 분석한 뒤, 10%의 안정적인 서지마진을 유지하는 운전들(UF, PSTIG)을 제시하였다. 본 연구에서는 기존 연구에서 제시된 운전 모드들에 대해서 블레이드 온도를 예측하고 서지마진과 블레이드 온도의 제한 조건을 동시에 고려한 최적의 증기분사 운전 조건을 도출하고자 하였다.

Fig. 3~6에 각 운전에서의 첫 단 블레이드 온도에 영향을 미치는 변수들의 변화를 나타내었다. FSTIG운전 시 일정 온도이상의 외기온에서는 서지마진이 너무 작아져서 전량분사 운전이 불가능했다.<sup>(7)</sup> UF 운전을 제외한 운전에서는 설계 터빈 입구온도가 유지된다. 모든 운전에서 압축기의 작동조건에 따라 냉각유량이 변화한다. 서지마진이 작은 FSTIG 운전에서 가장 많은 냉각유량이 터빈으로 공급되며, 서지마진을 10%로 유지하는 UF 운전과 PSTIG 운전은 같은 압축기의 작동점을 갖게 되어 같은 냉각유량을 가지게 된다.

Fig. 7에 각 운전의 외기온도에 따른 냉각효율을 보였다. 냉각효율은 FSTIG 운전, UF 운전, PSTIG 운전 그리고 CHP 운전의 순으로 높아지는데 이는 압축기의 작동조건에 의한 냉각공기의 온도 및 유량과 터빈 주 유동 가스의 유량에 따른 결과, 즉 Fig. 3~5의 내용이 종합적으로 반영된 결과이다. 전반적으로 냉각공기의 온도가 높을수록 냉각효율이 낮다(식 (6) 참조). 또한 추가적으로 냉각공기유량 대비 주 유동 가스 유량이 많은 것도 냉각효율을 감소시키는데 기여하는데, 이는 UF가 PSTIG보다 낮은 냉각효율을 갖는 것으로부터 확인 가능하다.

예측된 첫 단 노즐 블레이드 온도의 분포를 Fig. 8에 나타내었다. 블레이드 온도는 식 (7)에 의하여 냉각효율과 반비례한다. 즉, 냉각효율이 높다는 것은 블레이드를 더욱 낮게

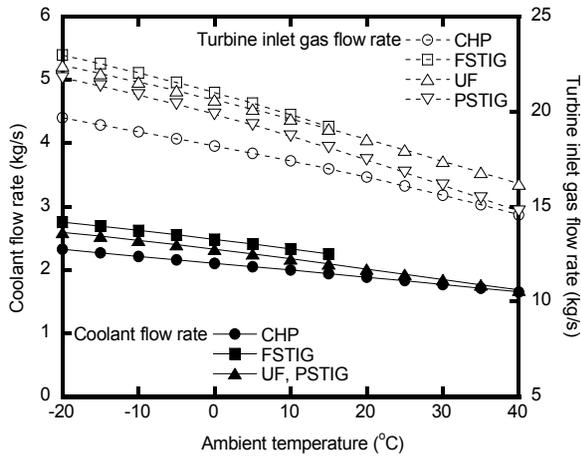


Fig. 3 Flow rates of coolant and turbine inlet gas in various operations

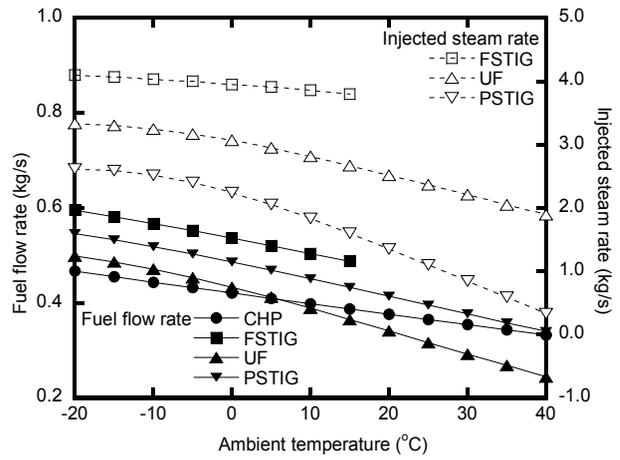


Fig. 6 Fuel and injected steam in various operations

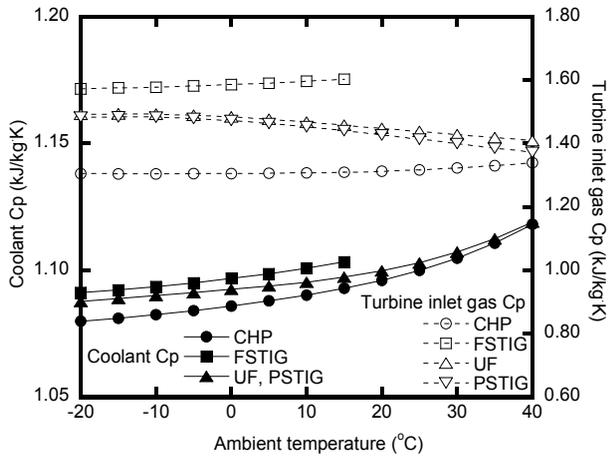


Fig. 4 Specific heats of coolant and turbine inlet gas in various operations

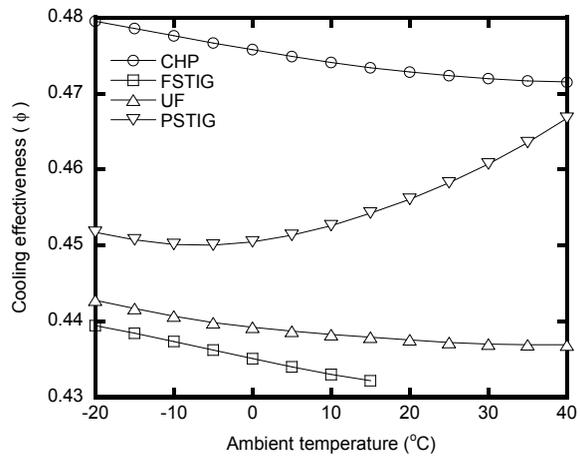


Fig. 7 Cooling effectiveness in various operations

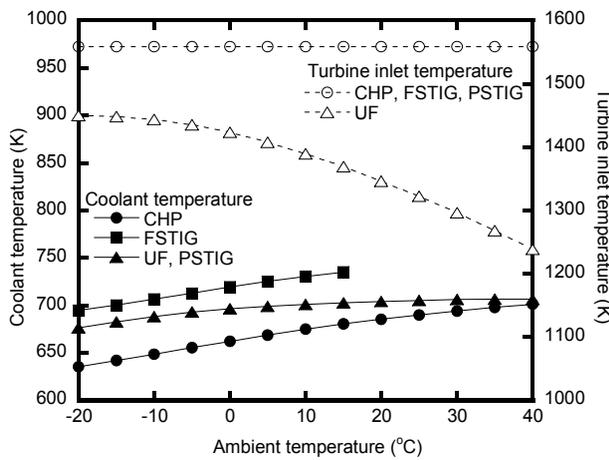


Fig. 5 Temperatures of coolant and turbine inlet gas in various operations

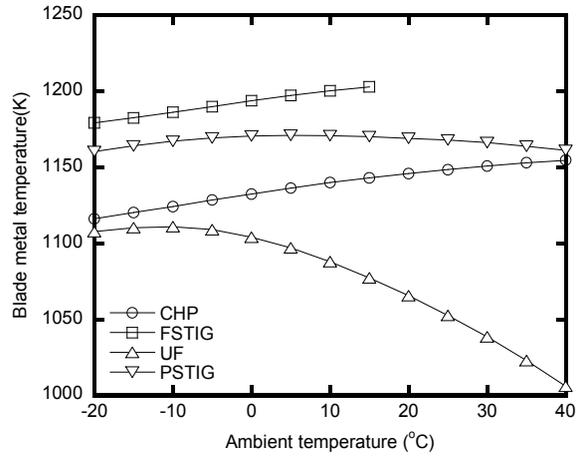


Fig. 8 Blade metal temperature in various operations

운전하게 한다는 뜻이다. UF 운전을 제외한 다른 운전의 경우, 터빈입구온도가 일정하게 유지되며, 냉각유량의 온도는 비교적 변화가 크지 않다. 따라서 냉각효율이 증가하면 블레

이드 온도는 감소하게 된다. 그러나 UF 운전의 경우, Fig. 5에 도시된 터빈 공급가스의 온도가 서지마진 10%의 유지를 위해 큰 폭으로 감소하게 되므로 블레이드 온도가 유사한 기율기로 감소하게 된다. CHP 운전에서 보다 낮은 블레이드

Table 3 Description of the optimal operation

Operating mode	Description	Steam injection	TIT
Optimum	Simultaneous satisfaction 10% surge margin and design turbine blade temperature	Partial	Reduced

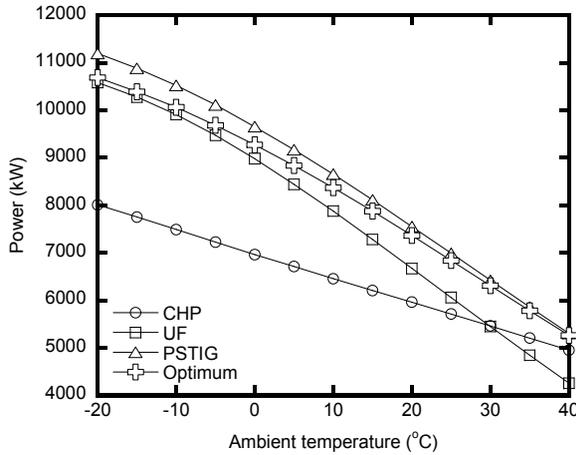


Fig. 9 Power output in various operations

온도를 갖게 되므로 압축기 및 터빈의 안정적인 운전조건을 가지는 상태의 증기분사 운전이라고 할 수 있다.

### 3.2 최적 운전조건 선정

기존 연구<sup>(7)</sup>에서 제시된 운전 중 UF 운전과 PSTIG 운전 이 서지마진을 10%로 유지하여 압축기의 안정적인 운전에 중점을 둔 운전이었다. 앞 절의 분석에서 두 운전에 대한 블레이드 온도의 분석결과, UF 운전으로 CHP 운전에서의 블레이드 온도를 넘지 않는 것이 가능하다는 결과를 얻을 수 있었다. 그러나 UF 운전에서는 높은 외기온도 시에 압축기 서지마진을 확보하기 위해 터빈입구온도를 조절하였기 때문에 시스템의 효율이 최적화 되지 못하였고, 이에 따라 블레이드 온도가 너무 많이 감소하였기 때문에 운전 조건에 보완이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 앞서 분석된 터빈의 안정적인 운전(설계 블레이드 운전 유지)과 기존 연구에서 제시된 증기분사 운전 시 압축기의 안정적인 운전(최소 서지마진 확보)을 모두 만족하는 최적의 운전을 넓은 외기온도 조건에서 분석하였다.

최적 운전은 Table 3과 같이 묘사된다. 즉, 압축기와 터빈의 안정적인 운전을 위해 서지마진을 10%로 유지하면서도 분사되는 증기량과 터빈 입구온도를 조절하여 첫 단의 블레이드 온도를 CHP 운전과 동일하게 유지하는 운전이다. 이렇게 설정한 최적 운전과 다른 운전과의 성능 비교를 Fig. 9~11에 도시하였다. 최적 운전을 다르게 표현하면 PSTIG 운전에서 분사되는 증기의 양을 늘리고, 터빈 입구온도를 낮추는 운전이다. 따라서 출력은 PSTIG 운전보다는 낮지만 UF 운전보다는 높고, 효율은 UF 운전보다는 낮지만 PSTIG 운전

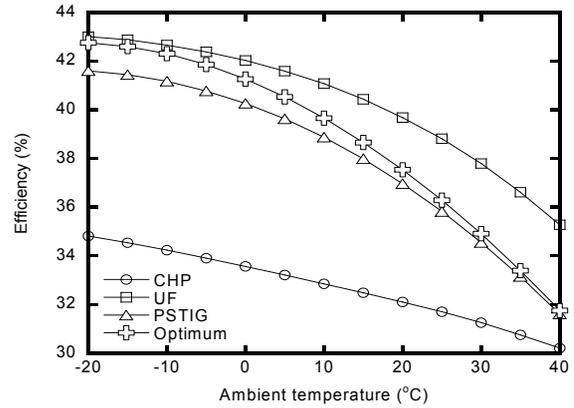


Fig. 10 Efficiency comparison

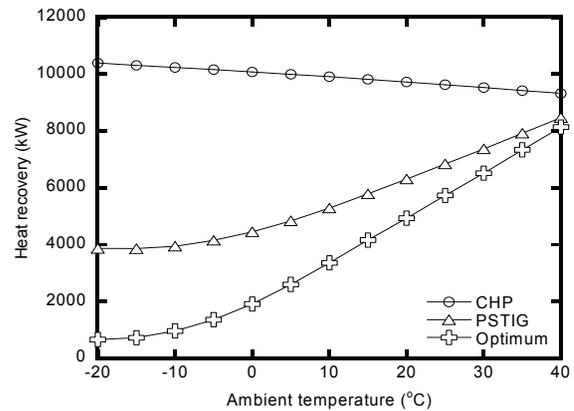


Fig. 11 Heat recovery comparison

보다는 높은 분포를 나타낸다. 물론 가장 높은 효율의 운전을 원하는 경우, 특히 높은 외기온도를 나타내는 계절에는 UF 운전으로 전환하는 방법 또한 활용할 수 있으나 일반적으로 높은 외기온도를 나타내는 계절에는 피크부하가 높아지는 것을 생각하면 출력에 이득을 볼 수 있는 최적 운전이 적합하다고 할 수 있다. 추가로 최적 운전은 PSTIG 운전에 비해 분사되는 증기량이 증가하기 때문에 열회수량 또한 그에 따라 감소한 것을 확인할 수 있다.

## 4. 결론

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 증기분사 운전 시 터빈에 발생할 수 있는 문제점인 블레이드 온도를 열역학적 모델로 분석하였다. 첫 단 노즐의 블레이드 온도에 초점을 맞추어 기존 연구에서 제시된 운전들의 블레이드 온도를 분석하였다. FSTIG 운전과 PSTIG 운전에서는 분사가 없는 기준 운전 상태인 CHP 운전에 비하여 블레이드 온도를 초과하는 것으로 분석되었으며, 터빈 입구온도를 조절한 UF 운전만이

안정적인 블레이드 온도를 나타내었다.

- 2) PSTIG 운전에서 분사되는 증기의 양을 늘리고 터빈 입구 온도를 감소시켜 10%의 서지마진을 유지시킴과 동시에 터빈의 첫 단 노즐 블레이드 온도를 CHP 운전과 동일하게 유지시키는 최적 운전을 모사하였다. 최적 운전은 UF 운전에 비해 높은 출력과 PSTIG 운전에 비해 높은 효율을 나타내었다. 이는 증기분사 운전 시 나타날 수 있는 압축기 서지마진의 과도한 감소와 터빈 수명 단축 문제를 극복할 수 있는 운전이며, CHP 운전에 비해 충분히 높은 출력과 효율을 나타내는 것으로 분석되었다.

### 참고문헌

- (1) Jonsson, M., Yan, J., 2005, "Humidified gas turbines-a review of proposed and implemented cycles," *Energy*, Vol. 30, Issue 7, pp. 1013~1078.
- (2) Rice, I. G., 1995, "Steam-injected gas turbine analysis: steam rates," *Journal of engineering for gas turbines and power*, Vol. 117, pp. 347~353.
- (3) Kim, T. S., Cho, M. K., Ro, S. T., Kauh, S. K., 1997, "Analysis of small steam injected gas turbine system with heat recovery," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 21, No. 8, pp. 996~1008.
- (4) Paepe, De M., Dick, E., 2000, "Cycle improvements to steam injected gas turbines," *International journal of energy research*, Vol. 24, pp. 1081~1107.
- (5) Fischer, A. C., Frutschi, H. U., Haselbacher, H., 2001, "Augmentation of gas turbine power output by steam injection," *ASME paper*, 2001-GT-0107.
- (6) Lee, J. J., Jeon, M. S., Kim, T. S., 2010, "The influence of water and steam injection on the performance of a recuperated cycle microturbine for combined heat and power application," *Applied energy*, Vol. 87, pp. 1307~1316.
- (7) Kim, Y. S., Lee, J. J., Kim, T. S., Sohn, J. L., 2011, "Effects of syngas type on the operation and performance of a gas turbine in integrated gasification combined cycle," *Energy Conversion and Management*, Vol. 52, Issue 5, pp. 2262~2271.
- (8) 강도원, 이종준, 김동섭, 허광범, 2011, "바이오 가스를 사용하는 가스터빈 열병합 시스템의 전부하 및 부분부하 운전특성 해석," *유체기계저널*, 제 14권, 제 2호, pp. 35~40.
- (9) 강수영, 김동섭, 2011, "증기분사에 의한 가스터빈 열병합 발전 시스템의 성능과 운전조건 변화-압축기 작동 변화를 중심으로," *유체기계저널*, 제14권, 제2호, pp. 68~75.
- (10) <http://mysolar.cat.com/cda/files/304496/7/ds65gs.pdf>
- (11) Rocha, G., Reynolds, S., Brown, T., 2008, "Introduction of the TaurusTM65 industrial gas turbine for power generation," *GT2008-51328*.
- (12) Enter Software. *GateCycle ver 6.0*, 2006.
- (13) Erbes, M. R., Gay. R. R., 1989, "Gate/Cycle predictions of the off-design performance of combined-cycle power plants," *ASME Winter Annual Meeting*, Vol. 124, pp. 43~51.
- (14) Kim T. S., Ro S.T., 1995, "Comparative evaluation of the effect of turbine configuration on the performance of heavy-duty gas turbines," *ASME paper 95-GT-334*.
- (15) Meherwan. P. B., 2002, *Gas Turbine Engineering Handbook*, Second edition, Gulf Professional Publishing, US.
- (16) Ganapathy, V., 1985, "Heat-recovery boiler design for cogeneration," *Oil & Gas Journal*, pp. 116~125.
- (17) Kehlhofer, R., 1978, "Calculation for part-load operation of combined gas/steam turbine plants," *Brown Boveri Rev*, Vol. 65, No. 10, pp. 672~679.