

증기분사에 의한 가스터빈 열병합발전 시스템의 성능과 운전조건 변화 - 압축기 작동 변화를 중심으로

강수영* · 김동섭**†

Changes in Performance and Operating Condition of a Gas Turbine Combined Heat and Power System by Steam Injection - A Focus on Compressor Operation

Soo Young Kang*, Tong Seop Kim**†

Key Words: Gas turbine(가스터빈), Steam injection(증기분사), Off-design(탈설계), Surge margin(서지 마진), Under-firing(터빈입구 온도 강하), FSTIG(전량분사), PSTIG(부분분사)

ABSTRACT

This study simulated the effect of steam injection on the performance and operation of a gas turbine combined heat and power (CHP) system. A commercial simple cycle gas turbine was analyzed. A full off-design analysis was carried out to investigate the variations in not only engine performance but also the operating characteristics of the compressor caused by steam injection. Variation in engine performance and operation characteristics according to various operation modes were examined. First, the impact of full steam injection was investigated. Then, operations aiming to guarantee a minimum compressor surge margin, such as under-firing and partial steam injection, were investigated. The former and latter were turned out to be relatively superior to each other in terms of power and efficiency, respectively.

1. 서 론

일반적으로 수백 MW의 전력을 생산할 수 있는 대형 가스터빈에 비하여 수 MW의 소형 가스터빈은 주로 자가발전을 포함한 분산 발전에 사용된다. 특히, 전력 공급이 원활하지 못한 지역이나 발전 요금이 고가인 피크부하 시간대에는 기존에 공급되는 전력 외에 소형 가스터빈으로 전력을 생산하여서 전력 수급을 용이하게 할 수도 있다. 또한 최근 가스터빈 열병합 발전을 이용한 Community Energy System(CES)이 각광을 받고 있는데, 역시 소형 가스터빈의 좋은 응용 분야이다⁽¹⁾.

그러나 소형 가스터빈은 대형 가스터빈에 비해 아직까지는 효율이 낮기 때문에 이를 개선하는 방법들이 연구되어 왔다. 가스터빈의 성능을 향상시키는 궁극적인 방법은 재설계

를 통한 것이지만, 이를 위해서는 대체로 과대한 개발비용이 소요되기 때문에 현실적으로 힘들다. 따라서 비교적 작은 비용으로 성능을 향상시키는 방안들이 유용한데, 그 중 하나가 가습 가스터빈(humidified gas turbine)이다. 이것은 수분을 가스터빈에 가해주는 사이클들을 총괄적으로 일컫는데, 직접 수분사 사이클(direct water-injected cycle), 증기분사 사이클(steam-injected cycle), 증발냉각 사이클(evaporative cycle) 등이 이에 해당한다. 일반적으로 이런 사이클들의 목적은 작동유량을 증가시켜 전체 시스템의 성능을 향상시키는 데(주 목적은 출력 증대)에 있지만 연구가 진행되면서 NOx감소 효과, 높은 외기온도나 낮은 대기압의 환경에서의 성능 저하 감소, 부분 부하 운전시의 성능향상 등의 가능성을 인정받았다⁽²⁾.

특히, 증기분사 사이클은 가스터빈의 배열로 생성된 증기를 가스터빈에 분사하는 사이클로 시스템 작동유량을 증가시켜 가스터빈의 성능을 향상시키는 것에 그 목적이 있으며, 열병합발전과 연계되어 열전비 조절에 활용 가능한 장점 등

* 인하대학교 대학원

** 인하대학교 기계공학부

† 교신저자, E-mail : kts@inha.ac.kr

이 있어서 가장 응용성이 높은 방식이다. 따라서 증기분사 사이클에 대해서 비교적 많은 연구가 진행 되어왔다. Bolland 등⁽³⁾은 복합화력 사이클과 수분사, 증기분사 그리고 재생 사이클의 성능을 비교 분석하였으며, Rice는⁽⁴⁾ 증기의 분사량에 따른 증기분사의 성능향상 효과를 분석하였다. Kim 등⁽⁵⁾은 1MW급 소형 가스터빈의 성능 및 안정성에 대해서 분석하였으며, Paeppe와 Dick⁽⁶⁾ 및 Fischer 등⁽⁷⁾은 역시 증기분사에 의한 성능향상 효과를 분석하였다. Yadav 와 Kumar⁽⁸⁾, Bouam 등⁽⁹⁾, Srinivas 등⁽¹⁰⁾은 증기분사 사이클 과 열병합 및 복합화력 사이클 등을 함께 비교, 분석하였다. 또한 Lee 등⁽¹¹⁾은 마이크로 가스터빈에 증기 및 수분사를 적용하여 그에 따른 성능향상을 비교 분석 하였다.

앞서 서술한 바와 같이 가능한 재설계 없이 최소한의 개조를 통하여 운전 중에서 가스터빈에 증기분사를 하는 것이 경제적으로 바람직하다. 그러나 기존 연구들의 대부분은 증기 분사 사이클의 설계 성능에 초점이 맞춰져 있기 때문에 개조 없이 증기를 분사하는 엔진들에서 생기는 현상들을 고려한 성능 및 운전성 분석에는 모자람이 있다. 예를 들어 증기분사와 같이 작동유량이 증가하는 사이클은 그에 따라 압축기, 터빈 등 주요 구성부의 운전 조건 변화가 불가피하다. 따라서 본 연구에서는 탈설계 해석을 통하여 가스터빈에 증기분사를 적용할 때의 압축기 작동 조건 변화, 특히 서지마진 감소에 초점을 맞추어서 연구를 진행하였으며 그에 따른 문제점을 개선할 수 있는 운전조건을 제시하였다.

2. 시스템 모델링

2.1 시스템 모델링

단순 사이클 가스터빈을 이용한 열병합 시스템을 모델링 하였다. 상용프로그램인 GateCycle을 사용하였으며⁽¹²⁾, 각 구성부의 계산 방법은 선행 연구를 참조하였다^(13,14). 6.3 MW의 출력과 32.9%의 효율을 가지는 상용 가스터빈^(15,16)을 모사하였다. 모사된 시스템의 개략도를 Fig. 1에, 설계 변수들

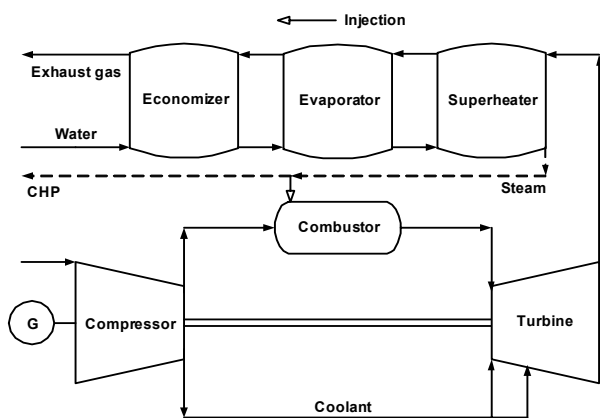


Fig. 1 CHP system using a simple cycle gas turbine

Table 1 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 (°C)	NA	1286
	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
Performance (Output)	Gearbox efficiency (%)	NA	97.8
	Generator efficiency (%)	NA	97.8
	Power (kW)	6300	6300
	Thermal efficiency (%)	32.9	33.1

을 Table 1에 각각 나타내었다⁽¹⁶⁾.

2.2 가스터빈 모델링

운전 예측을 위해서는 설계점 성능이 정확히 예측되어야 하며, Table 1과 같이 모사된 설계 성능은 비교적 정확히 예측되었다. 설계 계산을 통해서 제작사로부터 알려지지 않은 다수의 설계변수들(압축기, 터빈 효율, 냉각 유량 등)이 유추되었다. 설계 계산에서 압축기 각 단의 압력비가 일정하다고 가정하였다. 구해진 압축기 전체의 등엔트로피(isentropic) 효율을 통하여 폴리트로픽(polytropic) 효율을 도출하게 되며, 이를 이용하여 각 단에서의 등엔트로피 효율을 결정하게 되고 압축기 각 단의 입출구의 엔탈피가 결정된다.

터빈의 설계 계산은 압축기와 유사하게 터빈 각 단의 압력비와 등엔트로피 효율은 일정한 것으로 가정하는 것으로 시작된다. 터빈의 출력과 효율의 관계는 다음의 식으로 정의되는데, 터빈으로 공급되는 연소가스, 노즐 냉각공기(nozzle coolant) 그리고 로터 냉각공기(rotor coolant) 각각의 등엔트로피 팽창을 기준으로 효율이 정의되었다⁽¹²⁾.

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

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

로터 냉각 공기가 터빈 출력에 기여하는 정도(f_{rcf})는 0.5로 설정하였다. 한편 터빈입구 온도가 높기 때문에 터빈 블레이드를 포함한 고온 부품에 냉각이 필요한데 터빈 각 단의 노즐과 로터에 적절한 양의 냉각공기를 적용하여 모사하였으며 총 냉각 공기의 양은 압축기 입구 공기 유량의 19.8%로 예측되었다. 가스터빈의 성능이 기준값에 잘 일치하도록(Table 1 참조) 냉각 유량이 설정되었다.

가스터빈에 증기분사를 적용하려면 증기가 연소기에 분사되어 작동점이 변하는 것을 예측하여야 한다. 따라서 가스터빈의 탈설계 해석이 필요하다. 탈설계 해석을 위하여 압축기에서는 압축기 성능선도를 사용하였고, 터빈에서는 초킹 조건을 사용하여 가스터빈의 매칭을 고려하였으며, 분사하지 않는 운전과 터빈입구온도가 동일하게 하였다.

탈설계 시에 필요한 압축기 성능선도는 제작사로부터 자료가 공개 되지 않기 때문에 일반적인 압축기 성능선도를 사용하였다. 사용된 압축기 성능선도를 Fig. 2에 나타내었다(12). 이 성능선도에 따르면 설계점에서 약 20%의 서지마진을 가지게 된다. 서지마진은 다음과 같은 압력비(PR)에 의한 식으로 정의되며 압축기의 작동점이 서지점에 근접할수록 서지마진은 감소한다.

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

터빈에 사용된 초킹 조건은 다음과 같다(11).

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

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

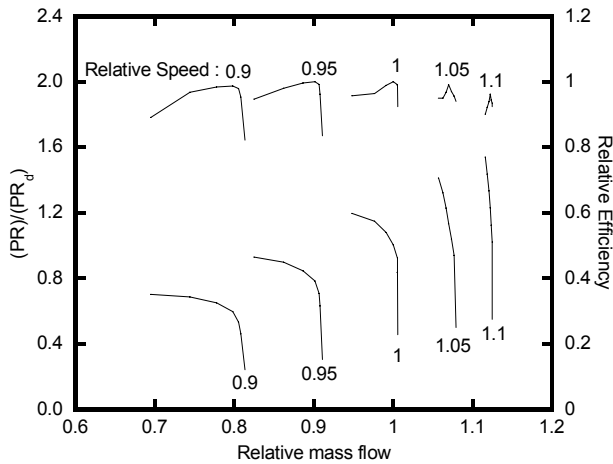


Fig. 2 Compressor map

R과 γ 는 각각 기체상수와 비열비이다. 탈설계에 따른 냉각유량 변화는 다음 식으로 모사되었다(12,13).

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

입출구 덕트 및 연소기의 압력손실 변화는 다음 식으로 모사되었다(14).

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

2.3 HRSG 모델링

배열회수 보일러(Heat Recovery Steam Generator, 이하 HRSG)는 보편적으로 절탄기, 증발기, 과열기로 나뉜다. 참고 문헌을 참조하여 일반적인 단압 HRSG의 설계조건을 사용하였으며(3) 주요 설계 변수 값들은 Table 2에 나타내었다.

HRSG의 설계 모사에서는 각 구성부와 HRSG 전체에 대한 에너지 평형 방정식 및 배기가스의 물성치와 Table 2로 주어지는 주요 설계 변수를 사용하여 미지의 변수들(가스출구온도, 물 유량 등)을 구하게 된다. 이 값들을 이용하여 전열 면적(A)을 결정하는 과정은 다음과 같다. 변수들을 이용하여 최대 열전달률과 실제 열전달률을 계산하여 유용도를 도출할 수 있다. 이어서 유용도-NTU(Number of Transfer Unit, 이하 NTU) 관계식을 이용하여 NTU를 계산하고 저온부 쪽 평균 열용량 값과 설정된 총괄 열전달계수(U)를 이용하여 전열 면적을 구할 수 있다(12,17,18).

$$NTU = f(\epsilon), \text{ where } \epsilon = \frac{\dot{Q}_{actual}}{\dot{Q}_{max}} \quad (6)$$

Table 2 HRSG design parameters

Inlet water temperature (°C)	15
Inlet water pressure (kPa)	3000
Gas-Steam approach temperature difference (°C)	30
Pinch point temperature difference (°C)	10
Economizer exit sub-cooling (°C)	10
Overall heat transfer coefficient of superheater(kW/m ² K)	0.05
Overall heat transfer coefficient of evaporator(kW/m ² K)	0.0437
Overall heat transfer coefficient of economizer(kW/m ² K)	0.0426
Water & steam pressure drop in economizer, superheater(%)	3
Pressure drop of gas side(%)	3
Heat loss of each component (%)	1

$$A = \frac{(\dot{m}c_p)_{\min} NTU}{U_d} \quad (7)$$

열병합 시스템에서는 HRSG에서의 배압 손실 때문에 가스터빈의 팽창비가 감소하게 되며 이로 인하여 가스터빈의 성능이 가스터빈 단독 운전에 비하여 다소 감소하게 된다.

HRSG의 성능도 가스터빈의 작동점 변화에 따라 달라진다. 즉, 증기분사로 인한 가스터빈의 작동점 변화에 따라 HRSG로 공급되는 배기가스의 유량과 온도가 변화한다. 따라서 HRSG의 탈설계 해석이 필요하다. HRSG의 각 구성부에서의 고온부(가스)측의 열전달 계수는 저온부(물, 증기)측의 열전달 계수에 비하여 작다. 탈설계 해석 시 총괄 열전달 계수는 고온부 가스 유량에 주로 영향을 받는 것으로 가정하여 다음 식으로 모사하였다⁽¹⁸⁾.

$$UA = (UA)_d \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} \right)^{0.8} \quad (8)$$

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

$$\varepsilon = f(NTU), \text{ where } NTU = \frac{UA}{\dot{m}c_p} \quad (9)$$

$$\dot{Q}_{actual} = \varepsilon \dot{Q}_{max} \quad (10)$$

2.4 시스템 성능

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

$$\dot{W}_{GT} = (\dot{W}_T - \dot{W}_C) \cdot \eta_{gear} \cdot \eta_{gen} \quad (11)$$

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{m}_{fuel} LHV_{fuel}} \quad (12)$$

3. 결과 및 분석

3.1 전량분사 운전

Table 1에 보인 것처럼 설계 상태인 ISO 조건(15°C, 1.013bar)에서는 기준값과 모델링 된 시뮬레이션의 결과가 잘 맞는 것을 확인하였다. 그러나 본 연구의 목적인 증기분

사를 진행하기 위해서는 탈설계 시 가스터빈의 성능이 어떻게 변하는지를 정확히 예측하여야 한다. 또한 가스터빈은 외기온도에 민감한 기계이다. 외기온도의 변화에 따라 압축기의 작동점이 변하게 되고 이 때 터빈의 작동점 또한 이에 매칭 되어 변하게 된다. 이를 위해서 증기 분사가 없는 가스터빈에서 외기온도에 따른 출력 변화를 예측하여 제작사에서 제공하는 값과 Fig. 3에 비교하였다. 시뮬레이션으로 예측된 탈설계 성능이 기준값과 잘 일치하는 것을 확인하였으며, 이로써 본 연구에서 모델링 된 시뮬레이션의 타당성을 확인하였다.

타당성이 입증된 시뮬레이션을 통하여 본 연구에서는 증기분사 사이클 가스터빈에 대한 분석을 진행하였다. Table 3에 두 가지 운전을 설명하였다. 열병합 운전(CHP)은 일반적인 순수 열병합 발전 운전(회수한 열량을 전량 열부하용으로 사용)이며, 전량분사 운전(FSTIG)은 HRSG에서 생성되는 증기의 전량을 가스터빈에 분사하는 운전이다. Fig. 4와 5에 각 운전 시 외기온도에 따른 탈설계 성능과 증기 생성량을 보였다. 순수 열병합 운전과 비교하였을 때, 전량분사 운전은 ISO 조건(15°C)에서 출력이 70%로 크게 증가하였고, 효율은 11.5 퍼센트 포인트가 증가하였다. 이는 앞서 연구된 결과들과 정성적으로 같은 경향이며, 분사된 증기에 따른 작동 유량의 증가와 연료소모 감소에 따른 결과이다⁽³⁻¹¹⁾.

증기분사에 따른 성능향상은 외기온도의 변화에 따라 비

Table 3 Definition of CHP and FSTIG operations

Operating mode	Description	Steam injection	TIT
CHP	Normal CHP operation	None	Design value
FSTIG	Full steam injection in the combustor	Full	Design value

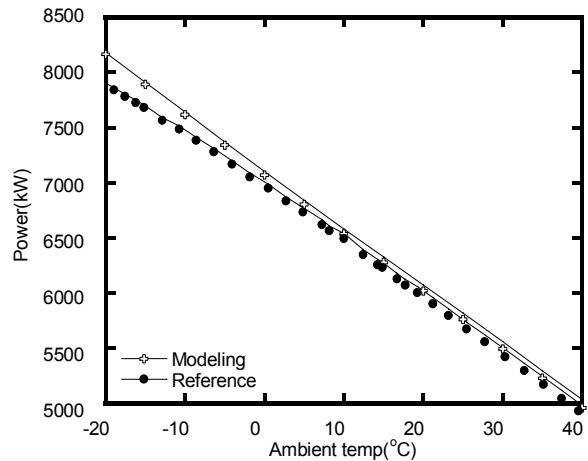


Fig. 3 Validation of off-design simulation

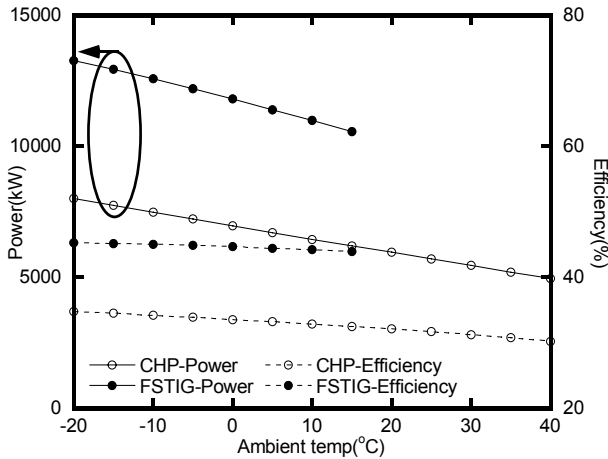


Fig. 4 Influence of full steam injection (FSTIG) on system performance

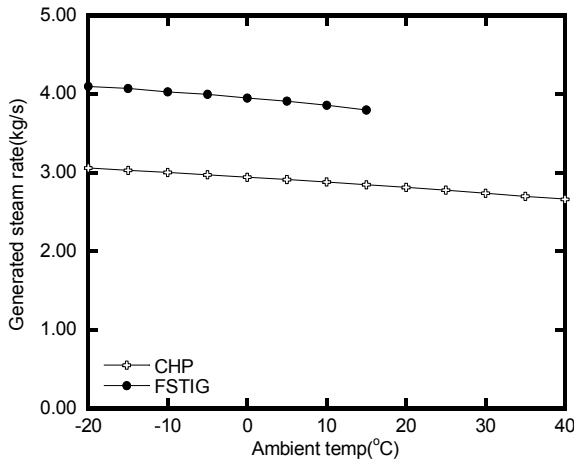


Fig. 5 Comparison of generated steam rates between CHP and FSTIG operations

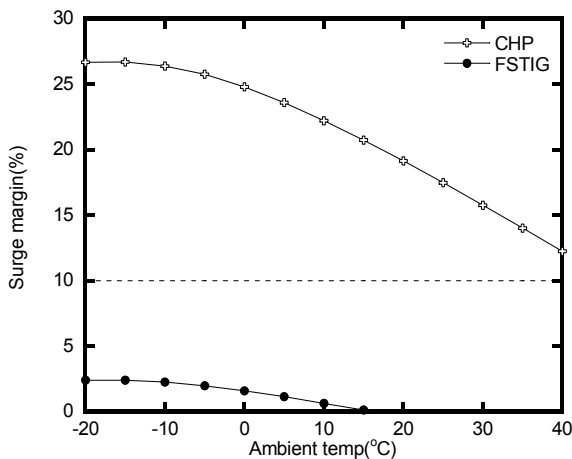


Fig. 6 Influence of full steam injection (FSTIG) on compressor surge margin

슷한 경향을 보이게 된다. 그러나 증기분사 운전 시 외기온도가 증가하면서 생기는 효율 감소 정도가 열병합 운전보다 작은 것으로 분석되었다. 이것은 외기온도가 변화함으로써 생기는 연소기 입구 온도 변화의 차이가 열병합 운전보다 증기분사를 적용하였을 때, 보다 작기 때문이다. 여기서 외기온도가 15°C를 초과하는 부분의 데이터가 없는 것은 압축기의 작동점이 서지마진을 벗어나 가스터빈의 작동이 불가능한 것으로 판단하여 더 이상 계산을 진행하지 않았기 때문이다(3.2절 참조).

3.2 전량분사 운전의 문제점

전량분사 운전모드에서 외기온도에 따른 서지마진의 변화를 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 2의 압축기 성능선도에 따라 외기온도에 따른 서지마진이 변하는 경향을 살펴볼 수 있다. 이것은 적용된 선도 및 외기온도의 변화에 따른 유량과 압력비의 변화로 인한 경향이다. 전량분사 운전모드에서는 터빈 입구 온도가 유지되며, 증기가 분사됨에 따라 압력비는 상승하기 때문에 압축기의 작동점이 서지점에 근접하게 된다. 따라서 분사되는 증기량이 많기 때문에 공기유량이 많이 감소하며 압력비가 크게 증가하게 되므로 ISO 조건에서 0.14%의 서지마진 밖에 확보하지 못하게 된다. 또한 외기온도가 15°C보다 높게 되면 서지점을 지나는 작동점을 가지게 된다. 따라서 증기분사를 적용한 운전이 불가능하게 된다. 대개의 경우, 증기분사는 높은 외기온도에서 감소하는 가스터빈의 성능을 보완하기 위하여 도입하게 된다. 그러나 서지를 고려한다면 높은 외기온도에서 생성된 증기를 전량 분사하는 것은 불가능하다는 결론을 얻게 되었다. 따라서 본 연구에서는 서지를 피할 수 있도록 운전에 여유를 두는 서지마진을 고려한 운전 전략을 연구하였다.

3.3 안정적 서지마진을 고려한 운전

Table 4에 서지마진을 고려한 운전 방법들을 요약하였다. 제조사에서 허용하는 마진을 따르는 것이 가장 안전적이거나 특별한 정보가 없는 상황에서 본 연구에서는 10% 서지마진을 유지하는 운전을 목표로 설정하였다. 서지마진을 확보하는 방법은 앞 절의 설명과 같이, 터빈 입구 온도를 조절하는

Table 4 Operation modes to meet 10% surge margin

Operating mode	Description	Steam injection	TIT
Under-firing	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

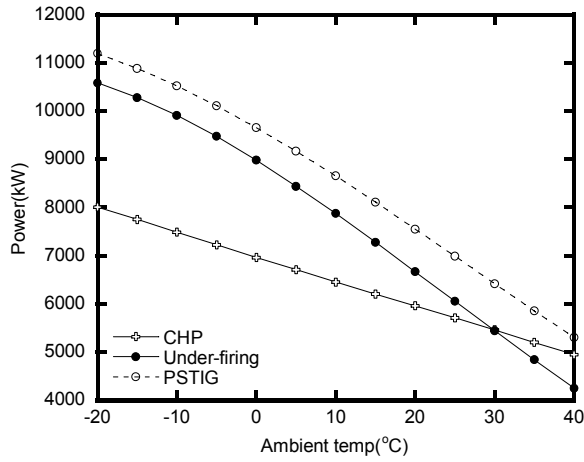


Fig. 7 Power comparison between various operating modes

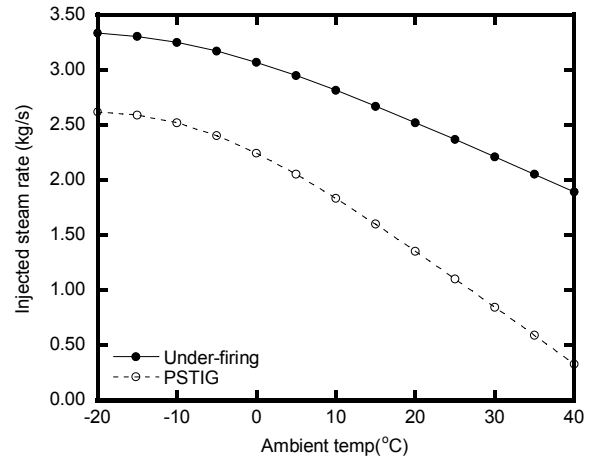


Fig. 10 Variation in injected steam rate with ambient temperature

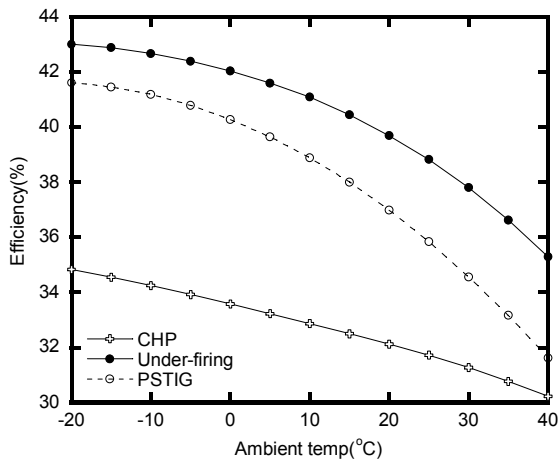


Fig. 8 Efficiency comparison between various operating modes

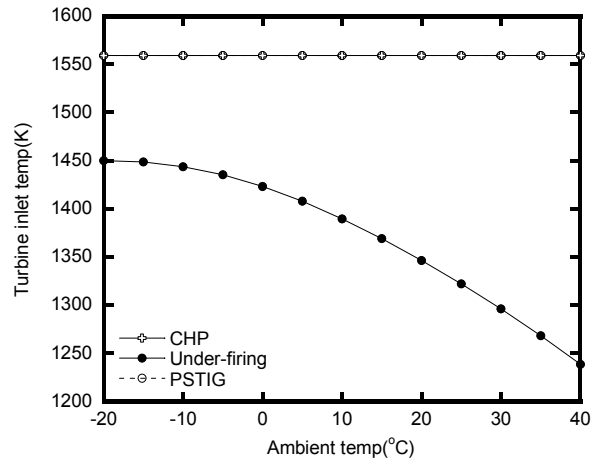


Fig. 11 Variation in turbine inlet temperature rate with ambient temperature

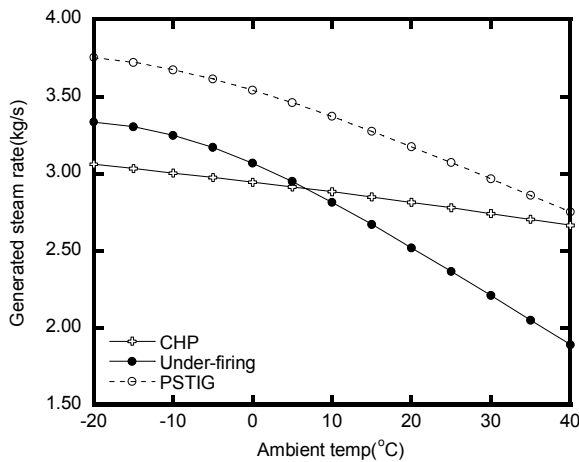


Fig. 9 Variation in generated steam rate with ambient temperature

방법과 분사되는 증기의 양을 조절하는 두 가지 방법이 있다. Under-firing 운전과정에서 대한 탈설계 해석 방법은 생성되는 증기의 전량을 분사하는 전량 분사 운전에서 터빈 입구 온도를 낮추는 운전이며, 이 때, 생성되는 증기의 양이 감

소함에 따라 터빈의 유량 또한 감소하게 된다. 따라서 터빈 입구 온도와 유량에 따라 변화하는 압축기 작동 압력이 서지 마진 10%가 유지되는 압력으로 계산된다. 반면 부분분사 운전(PSTIG)에 대한 탈설계 계산은 터빈 입구 온도를 설계값과 동일하게 유지하며 분사되는 증기의 양을 조절하는 운전이다. 따라서 변화하는 유량에 따라 압축기 작동 압력이 서지마진이 10%가 유지되도록 계산된다.

Fig. 7과 8에 Under-firing과 부분분사 운전의 출력 및 효율을 비교하였으며, Fig. 9~11에 증기 생성량과 각 운전별로 분사되는 증기량 및 터빈입구 온도를 도시하였다. 외기온 15°C에서 열병합 운전에 비하여 Under-firing 운전은 17.3% 높은 출력과 8퍼센트 포인트 높은 효율을 가지며, 부분분사 운전은 30.7% 높은 출력과 5.5퍼센트 포인트 높은 효율을 가지게 된다. Under-firing 운전은 설정된 서지마진을 유지하기 위하여 터빈 입구 온도를 조절하는 운전이다. 따라서 분사되는 증기량은 최대이지만 터빈 입구 온도가 설계값보다 낮다. 부분분사 운전에서는 분사되는 증기량은 Under-

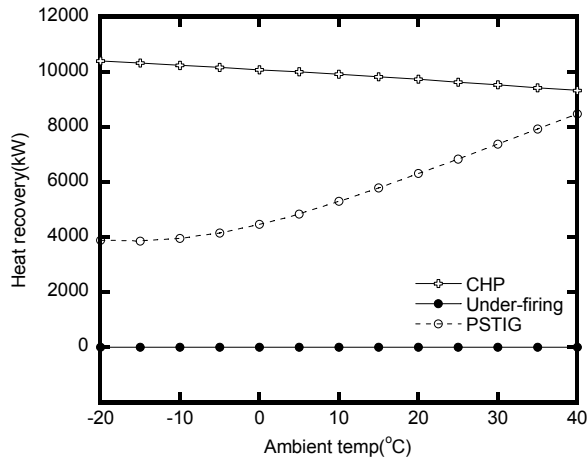


Fig. 12 Heat recovery comparison with various operating modes

firing 운전에 비해 적지만 터빈 입구 온도가 설계값과 동일하게 유지된다. 결과적으로 부분분사 운전이 Under-firing 운전에 비해 열병합발전으로부터의 출력상승폭이 크게 나타났으며, 이는 터빈입구 온도가 분사량보다 출력에 더 큰 영향을 줄을 의미한다. 특이한 점은 외기온도가 30°C 이상이 되면 Under-firing 운전의 출력이 열병합운전의 출력보다 낮아지는데, 이는 터빈 입구 온도가 큰 폭으로 감소하기 때문이다. 한편 부분분사 운전의 경우 Under-firing 운전에 비하여 터빈 입구 온도가 상대적으로 높아서 연료 소모가 더 크고, 이로 인해서 효율은 오히려 Under-firing 운전이 더 높은 것으로 예측되었다. 결과적으로 출력면에서는 부분분사 운전이, 효율면에서는 Under-firing 운전이 상대적으로 유리하다고 말할 수 있다.

Fig. 12에 각 운전 모드의 열회수량을 비교하였다. 생성되는 증기의 일부분을 가스터빈의 연소기에 분사하는 부분분사 운전에서는 열수요 처리를 위한 열에너지가 일부 남아있다. 반면에 Under-firing 운전은 생성되는 증기를 전량분사하는 운전이므로 열수요 처리는 기대할 수 없다. 따라서 Under-firing 운전 모드는 열수요가 아주 적은 하절기에 적합하다고 분석되며, 이때 전력생산 효율은 부분분사 운전에 비하여 더 높다.

4. 결론

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 증기분사의 탈설계 해석 결과, 압축기의 서지가 가스터빈 구동의 문제점으로 부각되었으며, 이에 따른 서지마진을 최소화 (10%)로 유지하는 두 가지 운전 방법을 고려하였다. Under-firing 운전은 생성되는 증기의 전량을 분사하며, 터빈 입구 온도를 조절하는 운전이며,

부분분사 운전은 터빈 입구 온도를 유지하며, 분사되는 증기의 양을 조절하는 운전이다.

- 2) 서지마진을 유지하는 두 운전 모두 대부분의 외기온도 조건에서 기존의 열병합 운전보다 성능이 우수함을 확인하였으며, Under-firing 운전은 효율 상승면에서, 부분분사 운전은 출력 상승면에서 상대적인 이점이 있는 것으로 분석되었다. 또한 Under-firing 운전은 생성되는 증기의 전량을 분사하기 때문에 열수요 처리가 불가하지만 부분분사 운전에서는 미분사한 증기를 이용한 열수요 처리가 가능하다.

참고문헌

- (1) Proietti, S., Arcioni, L. and Desideri, U., 2006, "Implementation of a system for the analysis and evaluation of advantages of distributed generation," ASME paper 2006, GT2006-90765, pp. 807~815.
- (2) Jonsson, M., Yan, J., 2005, "Humidified gas turbines—a review of proposed and implemented cycles," Energy, Vol. 30, Issue 7, pp. 1013~1078.
- (3) Bolland, O., Stadaas, J. F., 1995, "Comparative evaluation of combined cycles and gas turbine systems with water injection, steam injection, and recuperation," Transactions of the ASME, Vol. 117, No. 1, pp. 138~145.
- (4) Rice, I. G., 1995, "Steam-injected gas turbine analysis: steam rates," Journal of engineering for gas turbines and power, Vol. 117, pp. 347~353.
- (5) 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.
- (6) Paepe, De M., Dick, E., 2000, "Cycle improvements to steam injected gas turbines," International journal of energy research, Vol. 24, pp. 1081~1107.
- (7) Fischer, A. C., Fruttschi, H. U., Haselbacher, H., 2001, "Augmentation of gas turbine power output by steam injection," ASME paper, 2001-GT-0107.
- (8) Yadav, R., Kumar, P., 2003, "Comparative thermodynamic analysis of combined and steam injected gas turbine cycles," IJPGC2003-40118, pp. 531~537.
- (9) Bouam, A., Aissani, S., Kadi, R., 2008, "Combustion chamber steam injection for gas turbine performance improvement during high ambient temperature operations," Journal of engineering for gas turbine and power, Vol. 130, No. 4, pp. 1~10.
- (10) Srinivas, T., Gupta, V.S.S.K.S. A., Reddy, B. V., 2008, "Sensitivity analysis of STIG based combined cycle with dual pressure HRSG," International journal of thermal sciences, Vol. 47, pp. 1226~1234.

- (11) 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.
- (12) Enter Software. GateCycle ver 6.0, 2006.
- (13) 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.
- (14) 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.
- (15) <http://mysolar.cat.com/cda/files/304496/7/ds65gs.pdf>
- (16) Rocha, G., Reynolds, S., Brown, T., 2008, "Introduction of the TaurusTM65 industrial gas turbine for power generation," GT2008-51328.
- (17) Ganapathy, V., 1985, "Heat-recovery boiler design for cogeneration," *Oil & Gas Journal*, pp. 116~125.
- (18) Kehlhofer, R., 1978, "Calculation for part-load operation of combined gas/steam turbine plants," *Brown Boveri Rev*, Vol. 65, No. 10, pp. 672~679.