

〈논 문〉

열회수를 고려한 소형 증기분사 가스터빈 시스템 해석

김동섭* · 조문기** · 노승탁*** · 고상근***

(1996년 7월 29일 접수)

Analysis of a Small Steam Injected Gas Turbine System with Heat Recovery

T. S. Kim, M. K. Cho, S. T. Ro and S. K. Kauh

Key Words : Gas Turbine(가스터빈), Steam Injection(증기분사), Heat Recovery(열회수), Cogeneration(열병합), Off-design(탈설계)

Abstract

This paper describes a methodology and results for the analysis of a small steam injected gas turbine cogeneration system. A performance analysis program for the gas turbine engine is utilized with modifications required for the model of steam injection and the heat recovery steam generator (HRSG). The object of simulation is a simple cycle gas turbine engine under development which adopts a centrifugal compressor. The analysis is based on the off-design operation of the gas turbine and the compressor performance map is utilized. Analyses are carried out with the injection ratio as the main parameter. The effect of steam injection on the power and efficiency of gas turbine and cogeneration capacity is investigated. Also presented is the variation in the main operating parameters inside the HRSG. Remarkable reduction in NO_x generation by steam injection is confirmed. In addition, it is observed that for the 100 % power operation the temperature of the cooled first nozzle blade decreases by 100 °C at full steam injection, which seems to have a favorable effect on the engine life time.

기 호 설 명

A	: 면적, m ²	PR	: 압력비
C	: 냉각효율 파라미터	Pr	: 프란틀수
c_p	: 정압비열, kJ/kgK	ΔP	: 압력손실, kPa
fft	: 터빈유량함수, m ²	\dot{Q}	: 열량, kW 또는 MW
h	: 엔탈피, kJ/kg	q	: 증기체적분율
HRSG	: 열회수 증기발생기	Re	: 레이놀즈수
k	: 열전도율, kW/mK	T	: 온도, K
M	: 마하수	TIT	: 터빈입구온도, K
\dot{m}	: 질량유량, kg/s	TET	: 터빈출구온도, K
P	: 압력, kPa	ΔT_a	: 과열기 접근온도차, K
		ΔT_{LM}	: 로그평균온도차, K
		ΔT_{pp}	: 핀치점 온도차, K
		ΔT_{sc}	: 절탄기 접근과냉, K
		U	: 열관류율, kW/m ² K

*회원, 서울대학교 터보·동력기계연구센터

**서울대학교 대학원 기계공학과

***회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

v	: 비체적, m^3/kg
x	: 건도
α	: 열전달계수, kW/m^2K
r	: 비열비
ϕ	: 냉각효율
ϕ_∞	: 점근냉각효율
η_o	: 표면효율
η_f	: 핀효율
μ	: 점성계수, kg/ms

상첨자

m, n : 열전달 관계식 계수

하첨자

1, 2, 3, 4	: 각 상태
c	: 냉각공기
cog	: 열병합
d	: 설계점
ec	: 절탄기
ev	: 증발기
ex	: 출구
f	: 핀
g	: 가스
i	: 입구
l	: 포화액체
max	: 국부최고온도
rec	: 열회수
s	: 증기
s, g	: 총 발생증기
s, i	: 분사증기
sh	: 과열기
t	: 터빈, 전체
v	: 포화증기
w	: 물

1. 서 론

구성부 성능의 향상, 고온에 견디는 재질의 개발 및 냉각방식의 개선 등을 통한 꾸준한 성능개선에 힘입어 현재 가스터빈은 산업용도, 특히 발전용 원동기로서의 위치를 굳혀가고 있다. 또한 다양한 사이클 성능 개선책들이 강구되고 있으며, 특히 증기분사 사이클은 단순 가스터빈 사이클과 큰 차이가 없으면서도 성능향상을 비롯한 다수의 장점들을 가

지기 때문에 주목을 받고 있다.

증기는 주로 연소기에 분사되며, 성능이 개선되는 주원인은 터빈유량이 증가하여 순출력이 커지기 때문이다. 증기분사 개념은 초기에는 주로 항공기 엔진의 추력(thrust) 증가를 위하여 사용되었으며, 산업용에서도 출력증가 및 효율향상을 위하여 사용되기 시작하였다. 또한 연소기에 증기를 분사하면 국부 화염온도를 낮출 수 있기 때문에 배기가스중 유해성분인 NOx의 발생량을 큰 폭으로 감소시킬 수 있다.

한편 가스터빈의 가장 큰 특징은 배기가스의 온도가 상당히 높다는 것이다. 따라서 비교적 효율이 낮은 소형 가스터빈에서도 대체로 배기가스 열회수를 통하여 증기를 발생시켜서 적절한 용도에 사용하고 있다. 현재 개발되고 있는 증기분사 엔진들도 대부분이 열회수를 통해 발생한 증기를 연소기에 분사하는 방식을 채택하고 있다. 또한 열병합 시스템에서 발생증기의 분사율을 조절하여 열 및 증기 부하에 유연하게 대처하기 위한 시스템 구성도 고려되고 있다.⁽¹⁾

현재까지의 대부분의 해석적 연구는 증기분사 사이클의 열역학적 특성해석, 특히 설계해석등에 집중되어 있다.⁽²⁻⁴⁾ 그러나 실제로는 완전히 새로운 증기분사 엔진을 설계하기보다는 기존의 가스터빈에 최소한의 개조를 추가하여 증기분사 시스템을 구성하는 것이 더욱 현실적이다.^(5, 6) 이런 경우에 가스터빈은 터빈의 유량증가로 인하여 탈설계 작동을 하게 되므로, 시스템 작동특성 변화를 정확히 예측하는 것은 매우 중요하다. 따라서 증기분사와 이에 따른 가스터빈 탈설계 작동에 관한 실제에 가까운 해석결과는 매우 유용한 자료로 활용될 수 있다.

본 연구의 목적은 기존에 단순 사이클로 작동하던 가스터빈 시스템을 증기분사식으로 개조하는 경우에 성능변화를 살펴보는 것이다. 즉, 단축 발전용 가스터빈을 대상으로 하여 열회수기의 첨가에 의한 증기 발생과 이를 연소기에 분사하거나 혹은 열병합용도로 사용하는 유연성을 가진 증기분사/열병합 발전 시스템에 대한 해석을 수행하였다. 해석의 대상이 되는 사이클의 구성을 Fig.1에 나타내었다. 저자들에 의하여 단축 가스터빈 성능해석용으로 개발된 바 있는 계산과정⁽⁷⁾에 증기분사 모델링을 첨가하여 증기분사 가스터빈의 설계점 및 탈설계점 운전 해석을 수행하였다. 한편 가스터빈 설계출력

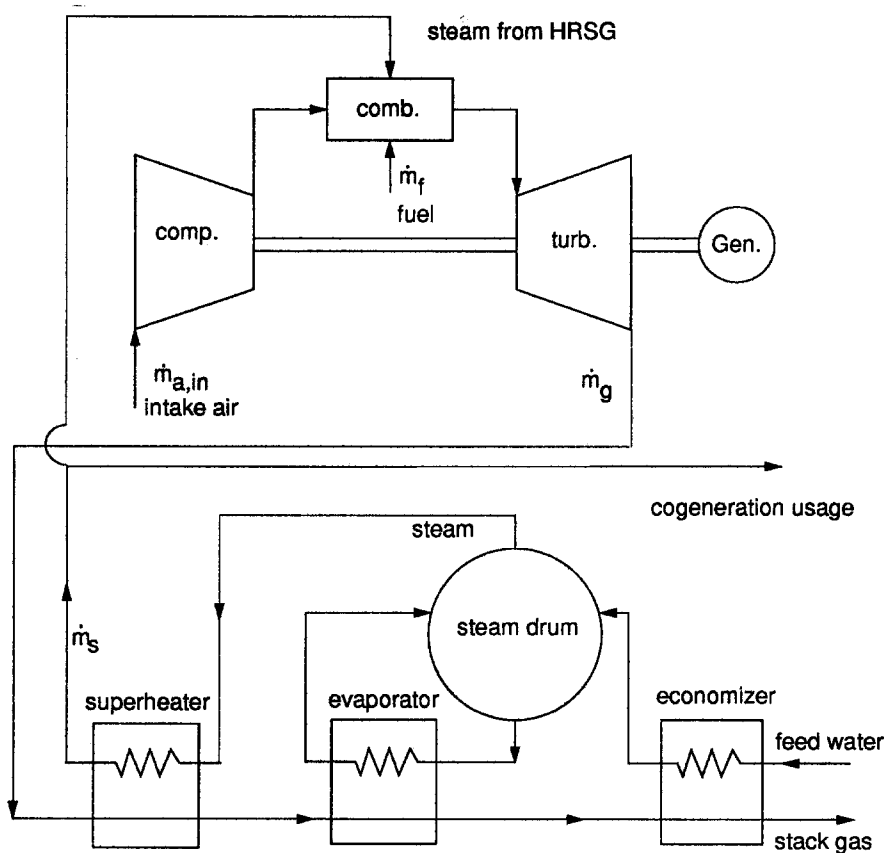


Fig. 1 Schematic of the steam injected gas turbine cogeneration system

하에서의 배기조건을 바탕으로 하여 열회수기의 설계점 파라미터들을 결정하였다. 즉, 설계 엔진부하를 바탕으로 발생기를 100% 열부하용으로 사용하는 완전한 열병합발전 시스템 운영을 설계점으로 삼는다. 또한 단순화된 열전달 관계식들을 이용하여 탈설계 작동 모델링을 하여 가스터빈 탈설계 운전 에 따라 자연스럽게 탈설계 거동을 하는 열회수기의 작동을 모사하도록 하였다. 본 논문의 해석방법 기술에서는 서술의 간략화를 위하여 이미 제시된 바 있는 가스터빈 해석과정은 되도록 간단히 서술하며, (참고문헌 (7) 참조) 새로이 추가된 열회수기 해석에 중점을 두어 설명한다.

2. 해 석

2.1 가스터빈

대상이 되는 가스터빈은 현재 개발중인 소형 엔진이며, (8) 성능해석 프로그램으로 예상된 설계 자

료가 Table 1에 나타나 있다. 축출력 1.2 MW, 축효율 28% 수준의 소형 시스템이다. 터빈입구온도는 1270 K로서 첫 단 노즐 한 열만을 생각하며, 냉각공기는 압축기 출구 공기이다. 1단 노즐의 설계점 국부 블레이드 최고온도는 1103 K로 두고 아래 식 (1)의 냉각효율 관계식으로부터 필요한 냉각 공기량을 결정한다. 가스의 최고온도는 온도분포계수⁽⁷⁾ 0.1을 부여하여 계산한다. 탈설계시에는 냉각유로의 압력차를 기준으로 냉각유량이 결정되고, 블레이드 온도는 역시 아래 식으로부터 예측된다.

$$\frac{\dot{m}_c C_{pc}}{\dot{m}_g C_{pg}} = C \frac{\phi}{\phi_\infty - \phi}$$

$$\phi = \frac{T_{g, max} - T_{b, max}}{T_{g, max} - T_c} \quad (1)$$

대류냉각을 고려하여 점근냉각효율 ϕ_∞ 는 0.8로 두었으며, 냉각효율 파라미터 C 는 0.06로 두었다. 이러한 값들은 참고문헌 (7)의 계산결과를 바탕으

Table 1 Predicted main design data of the simple gas turbine

Ambient condition		
ambient temperature	15	°C
ambient pressure	1.103	bar
relative humidity	60	%
Main features		
number of compressor stages	2	
compressor pressure ratio	12.15	
air inlet flow	6.223	kg/s
turbine inlet temperature	1270	K
fuel	methane	
LHV	50,056	kJ/kg
number of turbine stages	3	
number of cooled blade rows	1	
turbine exhaust temperature	745.9	K
Performance summary		
shaft power	1260	kW
thermal efficiency	28.4	%

로 정한 것이다. 공기 및 가스의 열역학적 물성치는 이상기체 비열 자료⁽⁹⁾로 계산한다.

설계점에서 터빈 각 단의 압력비와 효율을 부여하였고, 탈설계시에도 각단의 압력비 분배비율은 설계시와 같다고 가정하며, 효율은 준이론적 관계식을 이용하여 보정한다. (참고문헌 (7) 참조) 한편, 가스터빈의 탈설계작동에 큰 영향을 미치는 것 중의 하나는 압축기의 작동특성이다. 본 연구에 사용된 가스터빈은 단축엔진으로서 탈설계시에도 압축기의 회전수가 설계 값으로 유지되어야한다. 따라서 본 연구에서는 설계회전수에만 국한하여 해석을 수행하고자 한다. 본 대상 엔진은 원심 2단 압축기를 채용한다. 공력해석결과 얻어진 설계회전수에서의 압축기 성능선도가 Fig. 2에 나타나 있으며, 이 선도를 바탕으로 탈설계 성능해석을 한다. 설계점 계산시에 압축기입구, 연소기, 터빈출구 등에 1~5%의 압력손실을 부여하고 탈설계시 보정한다. 연소기 열손실, 동력전달 기계손실을 각각 1%로 두었다. 자세한 계산과정은 문헌⁽⁷⁾을 통하여 이해될 수 있다.

다음과 같이 터빈 유량함수가 일정하다는 합리적인 가정을 사용하여 압축기와 터빈의 상용(matching)을 이룬다.

$$fft = \frac{\dot{m}_{t,i} \sqrt{T_{t,i}} / P_{t,i}}{f(M)} = \text{constant},$$

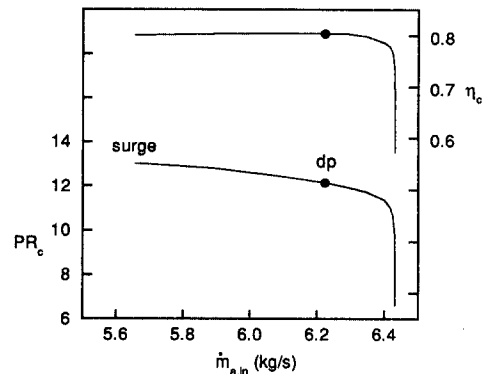


Fig. 2 Performance map of the centrifugal compressor

$$f(M) = \frac{M\sqrt{\gamma/R}}{[1 + (\gamma-1)/2M^2]^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)}} \quad (2)$$

요구되는 터빈입구온도가 주어지면 위의 터빈 유량함수 관계식을 이용하여 압축기 성능선도상의 하나의 운전점(압력비, 입구유량)이 찾아지고, 따라서 하나의 정상상태 작동점이 결정된다.

연소과정은 이상기체 연소반응식을 이용하여 계산된다. 배기가스 중 특별히 관심의 대상이 되는 NOx의 발생량도 예측한다. NOx는 생성반응 자체가 비평형 반응인 관계로 정량적으로 정확히 발생량을 예측하는 것은 어려우나, 본 계산에서는 비교적 현실성 있다고 판단되는 Zel'dovich 메커니즘을

이용한 예측방법⁽¹⁰⁾을 사용하였다. 연소기의 주연 소지역(primary flame zone)에서 당량비로 연소시킨다고 가정하여 단열화염온도를 계산하고 이 온도를 기준으로 발생량을 계산한다. 연소기 이후에는 생성, 분해 반응이 더 이상 일어나지 않는다고(frozen) 가정하였다. 연료중에 질소성분이 없으며, NOx는 모두 열적반응에 의하여 생긴다고 가정하였으며, NOx는 NO로 취급한다.⁽¹⁰⁾

2.2 열회수 증기발생기(HRSG) 해석 방법

2.2.1 설계점 해석

HRSG에서 온도-회수열량 관계를 Fig. 3에 개념적으로 나타내었다. 증발기, 절탄기, 과열기에서는 모두 원관내부를 물(또는 증기)이 흐르고, 그 외부로 가스가 통과하여 직교류형(cross flow) 열교환을 한다. 그러나 전체적으로 보면 물과 가스의 입출구가 서로 반대편에 위치한 대향류형 열교환기이다. 증발관벽에서 충분한 액체의 접촉이 요구되므로 증발기출구에서는 포화증기에 훨씬 못미치는 건도를 가진 습증기가 생성되며, 증기드럼에서 기수분리에 의해서 이론적으로 포화증기만이 배출된다. 본 연구에서 순환을 마친 증발기 출구에서 증기의 체적분율(void fraction)을 부여하여 계산한다.

본 연구에서는 구체적인 HRSG 형상이 고려되지 않으면서도 가능한 실제 전열현상을 반영하도록 계산과정을 구성하였다. 절탄기, 증발기 및 과열기를 하나의 열교환 유니트(unit)로 취급한다. 증발기에서 순환을 시작할 때의 상태는 포화액이며, 증기드럼 하부에서 물의 추출이 없어서 발생증기량은

공급수 유량과 같다고 가정한다. 물 및 증기의 물성치는 충분한 정확도를 가지면서 부프로그램으로 활용가능한 자료⁽¹¹⁾를 사용한다.

HRSG 입출구에서의 에너지균형식은 다음과 같다.

$$\dot{Q}_{rec} = \dot{m}_g(h_{g1} - h_{g4}) = \dot{m}_s(h_{s1} - h_{w4}) \quad (3)$$

역시 증발기, 절탄기, 과열기에 대하여 각각 다음과 같은 에너지 균형식이 적용된다.

$$\dot{Q}_{sh} = \dot{m}_g(h_{g1} - h_{g2}) = \dot{m}_s(h_{s1} - h_{s2}) \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{ev} &= \dot{m}_g(h_{g2} - h_{g3}) = \dot{m}_{ev}(h_{s2} - h_{s3}) \\ &= \dot{m}_s(h_{sat, vap} - h_{w3}) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\dot{Q}_{ec} = \dot{m}_g(h_{g3} - h_{g4}) = \dot{m}_s(h_{w3} - h_{w4}) \quad (6)$$

증발기, 절탄기 각각에 대하여 열교환기의 열전달용량은 다음 식으로 계산된다.

$$UA = \dot{Q} / \Delta T_{LM} \quad (7)$$

설계점 계산시에 적절한 열관류율을 부여하여 각 부분의 열교환 면적을 계산할 수 있다. 열회수기의 실제 유동형태는 직교류형이므로 가스측 열전달계수는 핀이 부착된 원관주위 유동을 고려하여 설정한다. 실제로 관외의 가스측 열전달계수는 관내의 물측 열전달계수에 비하여 상당히 작으므로 핀을 설치하여 면적을 증가시킨다. 가스측의 표면효율(surface efficiency) η_o 와 핀효율 η_f 사이에는 식 (8)의 관계가 성립한다. 여기서 A_t 와 A_f 는 각각 총전열면적과 핀 면적이며, 핀의 면적이 차지하는 비중이 상당히 크므로 A_f/A_t 은 거의 1에 가깝다.

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_t}(1 - \eta_f) \quad (8)$$

관벽의 열저항은 상대적으로 매우 작으므로 무시하면 가스측 열관류율 계산식은 다음과 같이 표현된다.

$$U_g = \alpha_g \left(\frac{1}{\eta_o} + \frac{\alpha_g A_g}{\alpha_w A_w} \right)^{-1} \quad (9)$$

따라서 가스측 열전달계수 α_g 와 유효 열전달계수사이의 비례계수($\alpha_g A_g / \alpha_w A_w$)가 주어지면 각 열교환기의 가스측 면적이 계산된다.

먼저 증기압력, 핀치온도차, 접근과냉, 접근온도차등을 부여하여 열역학적 상태점을 결정한뒤 회수열량 즉, 증기발생량을 계산하고 이어 전열면적을

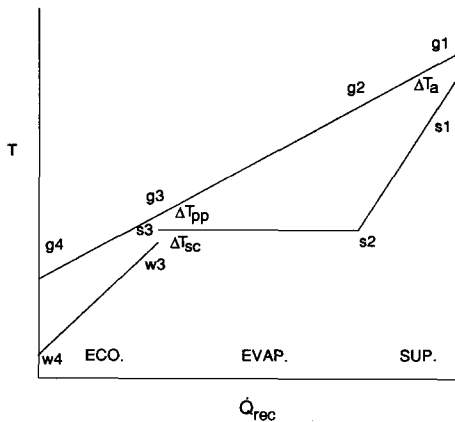


Fig. 3 Conceptual temperature profile of HRSG

결정한다. 이렇게 설계해석을 통하여 결정된 열교환 파라미터들은 추후 탈설계 작동시에 기준값들로서 사용된다.

2.2.2 탈설계점 해석

탈설계점에서는 공급수의 온도, 압력과 가스의 유량 및 입구온도가 주어진다. 이를 바탕으로 절탄기, 증발기 및 과열기 각각의 면적이 일정하다는 조건과 열역학적 에너지 균형 조건을 만족시키도록 반복적으로 계산이 수행되어 결과적으로 핀치온도차, 접근과냉(절탄기에서 증발이 일어날 경우에는 출구 온도) 및 증기출구온도가 결정되면서 열회수량과 증기 발생량이 결정된다. 탈설계점에서도 증발기에서 증발 종료시의 증기체적비($q_{ev, ex}$)는 설계점 값으로 유지되도록 제어된다고 가정한다.

열회수기의 탈설계점 운전시에는 작동조건의 변화에 따라서 각 부분의 온도, 유량등이 변하므로 해석시에 열관류율을 보정하여야 한다. 현재까지의 많은 연구^(12~14)에서는 간단화된 탈설계 성능해석 모델링을 하면서 가스유량변화만을 고려하여 열관류율(U_g)을 보정하였으나, 물의 유량이 상당히 큰 폭으로 변하는 경우에 이에 의한 효과를 반영하는 것이 더 타당하다. 따라서 본 연구에서는 가스유량뿐 아니라 물(증기)의 유량변화에 의한 효과도 반영하여 U_g 를 보정하는 방법을 택하였다. 이러한 개념적 접근은 절탄기와 증발기만으로 이루어진 열병합시스템의 HRSG 해석시에 적용된바 있으며,⁽¹⁵⁾ 본 연구에서는 이 방법을 확장, 보완하여 적용하였다. 또한 절탄기에서 증발이 일어날 경우에도 계산 가능하도록 하였다.

열전달 상관식을 사용하여 가스와 물측 열전달계수를 보정하였다. 핀이 배치된 원관외부의 열전달계수는 대체로 다음과 같은 식으로 계산할 수 있다.

$$\alpha = cRe^m Pr^n \frac{k}{D_e} f(\text{geometry}) \quad (10)$$

여기서 D_e 는 유효직경이다. 이 때 사용되는 상관계수 m , n 은 열교환기 형상에 따라 약간씩 차이가 있으나 본 계산에서는 보고되고 있는 값들^(16, 17)의 평균적인 값으로 각각 0.65와 0.33을 부여하였다. 탈설계 작동시에 열전달계수는 기하학적 형상이 같으므로 다음과 같이 비례식으로 계산될 수 있다.

$$\frac{\alpha_g}{\alpha_{g,d}} = \left(\frac{\dot{m}_g}{\dot{m}_{g,d}} \right)^m \left(\frac{\mu_{g,d}}{\mu_g} \right)^n \left(\frac{Pr}{Pr_d} \right)^n \frac{k_g}{k_{g,d}} \quad (11)$$

여기서 하첨자 d 는 설계점을 의미한다. 각 물성치는 각 열교환기에서 평균온도의 값을 사용한다. 각 성분가스의 전달물성치(transport property)자료^(18, 19)를 온도의 함수로 수식화하여, 성분비에 의한 평균치를 가스의 값으로 사용한다. 한편 핀효율은 이론적인 핀효율 변화⁽¹⁶⁾를 근사하여 열전달계수의 제공근에 선형적으로 반비례한다고 가정하였다.

한편 일반적으로 원관내 유동에서의 열전달계수 예측에는 다음 식이 이용된다.⁽²⁰⁾

$$\alpha = 0.023Re^{0.8} Pr^{0.4} \frac{k}{D} \quad (12)$$

따라서 물측에 대해서도 식 (11) 과 유사하게 비례계수 $\alpha_w/\alpha_{w,d}$ 를 계산할 수 있다. 또한 증발기에서는 위식에 건도의 영향을 첨가한 Chen의 2상유동의 열전달계수식⁽²⁰⁾을 적용한다. 한편 절탄기에서는 설계시에는 증발이 일어나지 않도록 설계되나 탈설계 작동시 증발이 일어날 수 있으며, 이때에는 증발기에서처럼 건도의 영향을 고려하였다.

이와 같이 각 열교환기에 대하여 작동상태에 따라서 비례계수 α/α_d 의 계산이 가능하고, 설계점 해석시 이미 $(\alpha_g A_g / \alpha_w A_w)_d$ 가 주어져 있으므로 다음과 같은 탈설계점에서의 유효열전달계수 사이의 비례관계가 성립한다.

$$\frac{\alpha_g A_g}{\alpha_w A_w} = \frac{\alpha_g / \alpha_{g,d}}{\alpha_w / \alpha_{w,d}} \left(\frac{\alpha_g A_g}{\alpha_w A_w} \right)_d \quad (13)$$

결과적으로 탈설계점에서도 열관류율은 식 (9)로 계산된다.

탈설계작동시에 절탄기에서 증발이 일어나면 일부는 단상열교환을 하고, 나머지는 2상열교환을 하므로, 두 부분의 면적의 합이 설계값이 되도록 반복계산을 수행한다. 따라서 증발이 일어나면 핀치점은 더 이상 절탄기출구, 즉 증발기 입구에 위치하지 않고, 절탄기내에서 증발이 일어나기 시작하는 곳에 위치한다.

한편 설계점 계산시에 절탄기 및 과열기에서 물과 증기의 압력 손실을 각 열교환기 입구 압력의 비율로서 부여하며, 탈설계 작동시에는 압력손실계수가 거의 일정하다는 가정하에 다음과 같이 비례식으로부터 압력손실을 계산한다.

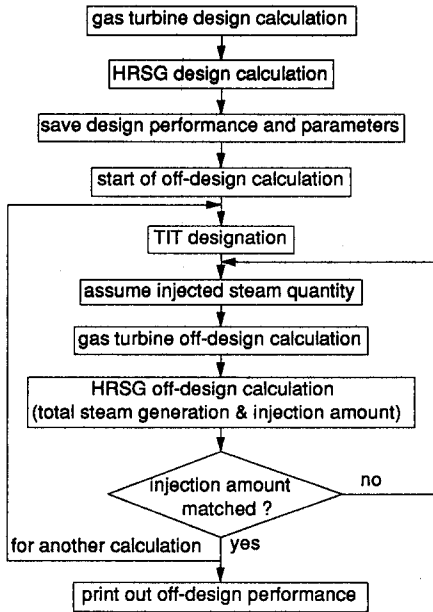


Fig. 4 Flow chart of the simulation procedure

$$\frac{\Delta P}{\Delta P_d} = \frac{v}{v_d} \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_d} \right)^2 \quad (14)$$

2.3 해석절차

증기분사/열병합 가스터빈 시스템의 해석 절차는 Fig. 4에 요약되어 있는 바와 같다. 먼저 설계점 계산을 통하여 가스터빈 및 열회수기의 설계파라미터들을 모두 결정한다. 탈설계점에서는 하나의 시스템 파라미터, 예를들어 터빈입구온도를 입력하면 먼저 연소기 증기분사량을 가정하여 2.1절의 방법을 통하여 가스터빈 계산을 완료하고, 이어 터빈출구 온도와 유량 등을 기준으로 2.2절에 언급된 방법으로 열회수기 탈설계 계산을 통하여 발생 증기량을 계산하여 주어진 분사율에 따라 분사량을 결정한다. 결과적으로 분사증기량의 가정값과 계산값이 일치할 때까지 반복 계산한다.

3. 결과 및 고찰

시스템의 설계점은 100% 가스터빈 출력과 열회수량의 100%를 가용 열량으로 사용하는 완전한 열병합발전 시스템으로 설정한다. (즉, 증기분사 0%) 설계점 설정시 사용한 파라미터들을 Table 2에 요약하였다. 주어진 열전달 파라미터들로부터 계산되는 설계점 열관류율은 약 0.05 kW/m²K 내외의 값으로 실제 HRSG의 평균적인 수준이다.⁽¹⁷⁾ 증기가 순조롭게 연소기내로 분사되게 하기 위하여 과열기출구의 발생증기 압력은 연소기 압력보다 약간 높게 설정하고, 탈설계점에서도 일정하게 유지시킨다. 공급되는 물은 15°C, 101.3 kPa로 두었으며, 역시 탈설계시에도 같은 값으로 유지시킨다. 설계점, 즉 100% 열병합시에 사용가능한 열량은 2345 kW로서 열전비는 1.86이며, 명목적인 총합열효율은 81.2%로 나타났다.

단순 가스터빈에서 연료량을 증가시켜서 터빈입구 온도를 상승시키면 압축비가 상승하고 결국 서지점을 향하여 작동점이 이동하면서 출력이 증가된다. 한편 증기를 분사하면 비록 터빈입구온도가 변하지 않아도(이때 물론 연소기 유입유량의 증가로 총 연료량은 증가) 터빈입구유량의 증가로 인하여 터빈입구압력, 즉 압축기 압력비가 증가해야하며, 따라서 기존의 무분사 엔진에서 터빈입구온도를 상승시킨 것과 유사한 효과를 가져온다. 즉, 서지점을 향하여 작동점이 이동하고 출력이 증가한다. 이러한 현상은 식 (2)의 터빈 유량함수 관계식으로부터 이해될 수 있다.

Fig. 2의 압축기 성능선도에서 볼 수 있듯이 본 엔진의 압축기는 원심식이므로 압축기의 압력비 서지마진(surge margin)이 작은 반면(7%), 유량의 서지마진은 큰 편이다.(약 9%) 서지마진의 정의는 아래와 같다. 하첨자 0는 운전점을 의미한다. 본 해석에서는 이상적으로 서지점까지 해석을 수행하였다.

Table 2 Summary of parameters used in the design calculation of HRSG

P_s^a	ΔT_{sc}	ΔT_{pp}	ΔT_a	α_g	$\alpha_g A_g / \alpha_w A_w$			η_f	$\frac{A_f}{A_t}$	$q_{ev,ex}$	ΔP^b	
					ec.	ev.	sh.				ec.	sh.
1.5MPa	10K	10K	20K	0.08kW/m²K	1/5	1/10	1/1.5	0.7	0.95	0.85	4%	4%

a remained constant for off-design operation
b relative to each heat exchanger inlet

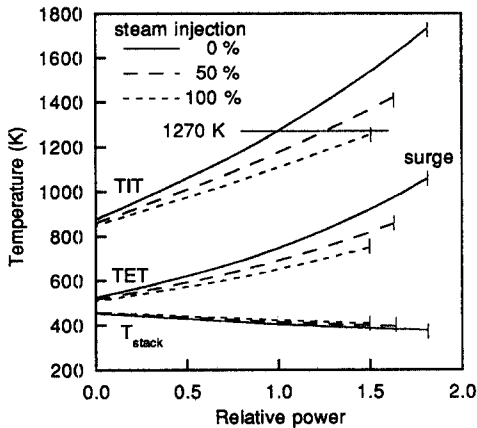


Fig. 5 Variation in turbine inlet temperature, turbine exhaust temperature and HRSG stack temperature with gas turbine power

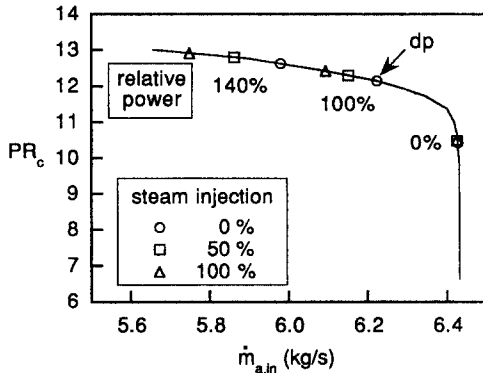


Fig. 6 Effect of steam injection ratio on the operating condition of compressor

$$\text{surge margin} = \frac{PR_{\text{surge}} - PR_o}{PR_o},$$

$$\text{or } \frac{\dot{m}_{\text{surge}} - \dot{m}_o}{\dot{m}_o} \quad (15)$$

HRSG에서 발생하는 증기중에서 가스터빈 연소기로 분사되는 증기량의 비율을 파라미터로 하여 해석하였다. 즉 파라미터 $\dot{m}_{s,i}/\dot{m}_{s,g}$ 이 0이라함은 단순 열병합 시스템을 의미하며, 1은 완전한 증기분사 가스터빈 사이클을 의미하고, 0과 1 사이 값은 증기분사도 하면서 회수열의 일부를 열병합 목적으로 사용함을 의미한다.

먼저 Fig. 5에 터빈입출구온도와 HRSG 배출 가스온도를 가스터빈 출력변화에 따라 나타내었다. 증기를 분사하면 낮은 터빈입구온도에서도 터빈유

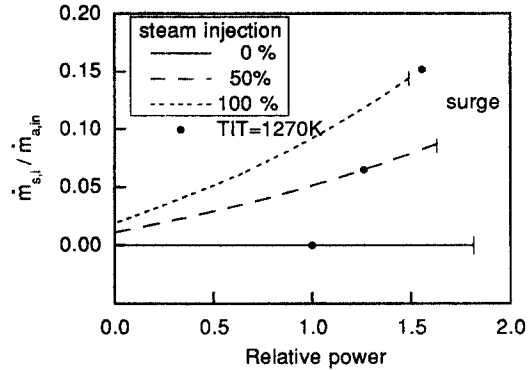


Fig. 7 Variation in injected steam amount with gas turbine power

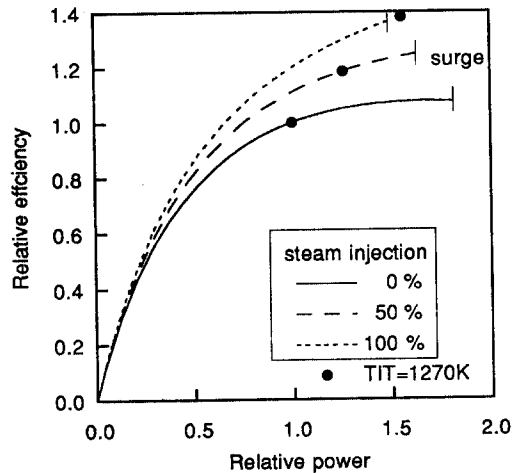


Fig. 8 Variation in gas turbine efficiency with power

량증가로 인하여 압력비가 상승하여(식 (2) 참고) 서지점에 일찍 도달하기 때문에 서지점의 (최대) 출력은 무분사인 경우보다 작다. 완전한 증기분사 시스템인 경우(100% 분사)에 서지점출력은 설계 출력의 약 1.5배로 예상된다. 설계 터빈입구온도(1270 K)로 작동되는 점들도 표시되어 있다. 100% 분사인 경우에는 서지점에서도 설계온도에 못 미친다. 증기분사량이 많아질수록 더 낮은 터빈입구온도와 높은 압축기 압력비로 같은 출력을 얻을 수 있다. 3가지 출력조건에서 분사율에 따른 압력비를 비교하여 Fig. 6에 나타내었다. 따라서 증기분사율이 높아지면 같은 출력에서 터빈출구온도가 낮아진다. 터빈입구온도가 같으면 터빈출구온도 비슷한 수준이다. 한편 출력이 낮아질수록 터빈

출구온도가 낮아지면서 오히려 HRSG 출구온도는 상승함을 관찰할 수 있으며, 이에 대해서는 뒤에서 열회수기 작동특성 분석시에 언급될 것이다.

Fig. 7에는 분사되는 증기량과 압축기 입구공기량의 비를 나타내었다. 100% 분사시에 설계터빈 입구온도로는 서지점을 벗어나고 있기 때문에, 본 그림에 나타난 점은 가상적으로 서지점 이상으로 압축기 성능선도를 외삽하여 얻은 결과이다. 입구공기량에 비하여 최대 약 15%의 증기분사가 가능하다.

엔진 열효율의 변화를 Fig. 8에 도시하였다. 부하감소에 따라서 단조적으로 효율이 감소한다. 단순 가스터빈으로 작동될 때 50% 출력에서 설계점에 비하여 75%의 상대효율을 나타내고 있다. 이는 기존의 소형 엔진들의 경향과 유사하며, 본 계산이 정량적으로 비교적 정확한 결과를 제시함을 의미한다. 증기를 분사하지 않는 경우에 설계출력 이상에서는 효율의 증가가 미미하다. Fig. 2의 압축기 성능선도를 살펴보면 설계점과 서지점 사이의 압력비 변화는 매우 작다. (서지마진이 작음) 일반적으로 가스터빈의 효율증가는 터빈입구온도보다는 압력비의 상승에 의하여 이루어지므로, 현재의 압축기 특성으로는 증기분사가 없을 때 설계출력 이상에서 큰 효율의 상승이 힘들며, 어느정도 이상의 출력에서는 급격한 터빈입구온도의 상승으로 인하여 연료 투입열량이 커져서 효율은 거의 높아지지 않는다.

증기를 분사하면 비록 서지에 의한 제한이 일찍 발생하므로 최대출력은 감소하지만, 효율은 상당히 증가한다. 즉 같은 설계출력이라면 증기분사를 하지 않는 경우에 비하여 발생증기의 50% 분사시에는 11%, 100% 분사시에는 20%의 상대적인 효율상승을 가져오는 것으로 나타났다.

한편 가스터빈에서 운전에 제한을 주는 인자는 앞서 언급한 압축기 특성 이외에 터빈 블레이드 온도를 들 수 있다. 즉, 터빈입구온도가 설계점보다 높으면 블레이드 온도도 상승할 것이므로 수명을 고려할 때 실제적으로 장시간의 운전이 불가하다. Fig. 9에 터빈입구 온도를 설계치(1270 K)로 유지시키는 경우와 설계출력인 경우 2가지 운전조건하에서 냉각되는 1단 노즐온도를 나타내었다. 터빈입구온도가 같더라도 증기가 많이 분사되면 블레이드 온도는 약간 상승하며, 이는 가스중 증기의 성분비가 높아지면 비열이 상승하여 냉각효율을 저하시키

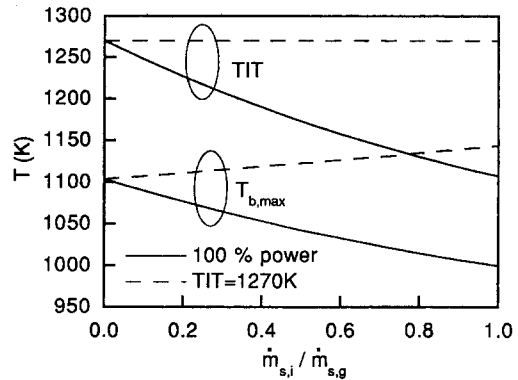


Fig. 9 Effect of steam injection ratio on the first nozzle blade temperature

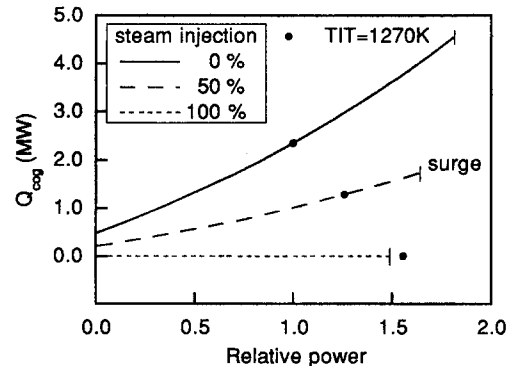


Fig. 10 Variation in useful heat with gas turbine power

기 때문이다. (식 (1) 참조) 한편 출력이 같은 경우에는 분사에 의하여 터빈입구온도가 하강하고 따라서 블레이드 온도가 현저히 줄어들게 된다. 설계출력에서 100% 분사시 약 100°C의 블레이드 온도 저하가 발생한다. 이에 따라 같은 출력을 얻더라도 증기분사를 이용하면, 열효율을 대폭 상승시킬 수 있는 물론이고, 아울러서 엔진의 수명연장도 이룰 수 있다.

터빈입구온도를 설계치에 근접한 (혹은 약간 저하시킨) 값으로 유지하여 엔진 수명에 큰 무리를 동반하지 않으면서 증기를 분사시키는 경우에 이상적으로는 100% 발생증기분사로서 약 50%에 가까운 출력 증가가 가능하다. 그러나 Fig. 7에 나타나 있듯이 실제 이 운전점은 서지 문제로 인하여 도달 불가능하며, 적절한 한계 서지마진을 고려할 때 설계터빈입구온도를 유지하면서 가능한 최대출력은 이보다 훨씬 작다. 예를들어 50% 발생증기 분사

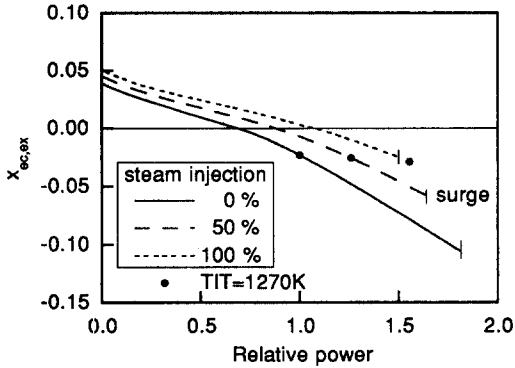


Fig. 11 Variation in economizer exit steam quality with gas turbine power

시 (입구공기량의 6.5% 분사)에 설계점에 비하여 26%의 출력 증가와 18.5%의 효율 증가가 가능하며, 이 때 서지마진은 유량기준으로 5.2%, 압력비 기준으로 2.8% 정도로서 이미 서지점에 상당히 근접한다. 따라서 과도상태(transient) 운전시의 서지발생 가능성을 고려할 때 실제로 20~30% 이상의 출력 증가를 얻는 것은 거의 불가능할 것으로 예상할 수 있다.

축류압축기를 사용하는 가스터빈에서 설계터빈입구온도를 유지하면서 증기분사에 의하여 약 40%에 이르는 출력 증가를 무리없이 얻을 수 있다고 보고되고 있다.⁽⁶⁾ 따라서 본 연구의 대상이 되는 시스템의 성능 향상 정도는 상대적으로 작은 편이다. 이는 본 원심압축기의 압력비 서지마진이 축류압축기에 비하여 상대적으로 작기 때문에 상대적으로 적은 양의 분사라도 서지에 근접하기 때문이다.

열병합용으로 이용 가능한 열량 \dot{Q}_{coq} 을 Fig. 10에 도시하였다. \dot{Q}_{coq} 는 발생열량중 분사증기가 차지하는 열량을 제외한 유용한 열량이다. 증기분사를 많이 할수록 엔진 효율은 증가하나 유용한 열량은 감소한다. 50% 분사시에 설계 터빈입구온도일 때 설계회수열량의 54.7%를 사용할 수 있다. 즉, 총회수열량은 설계회수열량의 109.4%이다. Fig. 5의 온도 분포에 나타난 바와 같이 이경우에 설계점과 비교하여 거의 유사한 HRSG 입출구 온도차를 보임에도 불구하고 더 많은 양의 열회수가 가능한 것은 가스중 증기성분의 증가로 비열이 상승하기 때문이다. 한편 50% 증기분사로 설계값과 같은 출력을 얻을 경우에 설계회수열량의 43%가 사용 가능하다. (총회수열량은 86%)

다음으로 HRSG의 작동 특성을 살펴본다. 절탄

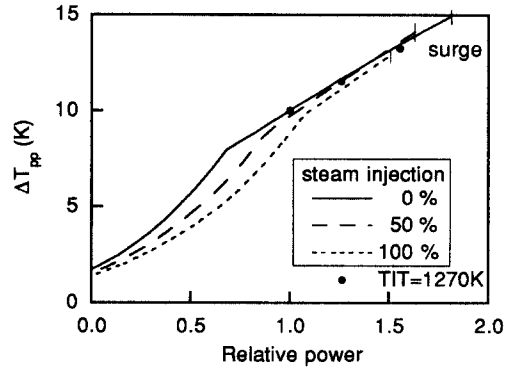


Fig. 12 Variation in pinch point temperature difference with gas turbine power

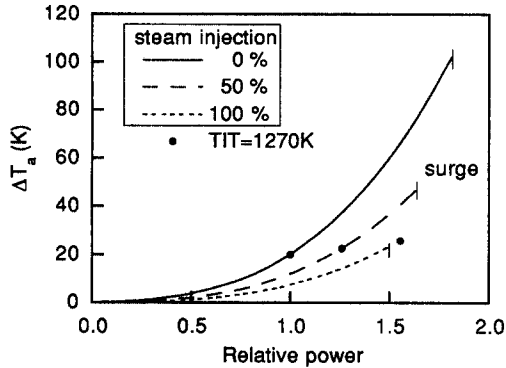


Fig. 13 Variation in approach temperature difference with gas turbine power

기 출구의 물의 상태를 그림 Fig. 11에 나타내었다. 절탄기는 일반적으로 증발기에 비하여 강도가 낮은 재질로 제작되므로 관내에서 가능한 증발이 일어나지 않는 것이 좋다. 나타난 변수는 절탄기 출구 전도로서 다음과 같이 정의되는 양이다.

$$x_{ec,ex} = \frac{h_{ec,ex} - h_l}{h_v - h_l} \quad (16)$$

이 값이 음수이면 포화액에 못미친 과냉 상태를 의미한다. 또한 핀치온도차와 접근온도차를 각각 Fig. 12와 Fig. 13에 나타내었다. 설계점에서 10°C의 과냉을 부여하였으나, 출력이 줄면서 터빈출구 온도(즉 열회수기 입구온도, T_{s1})가 감소하고 절탄기 출구에서 증발이 일어나기 시작한다. 가스입구온도가 낮아지면 모든 온도차가 줄어들고, 따라서 로그평균온도차가 감소하여 열전달량이 줄어든

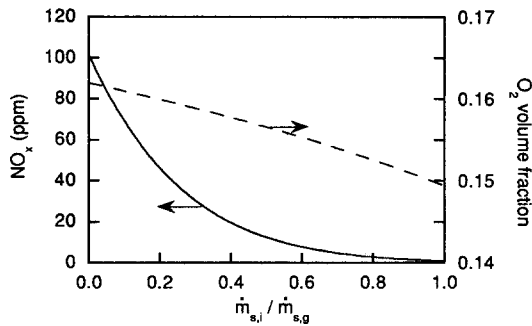


Fig. 14 Effect of steam injection ratio on the NOx generation (dry exhaust gas)

다. 즉, 증기발생량이 감소한다. 이 때 물의 유량은 감소하고, 그 결과 열교환 효과(heat exchange effectiveness)가 높아지므로 절탄기출구의 물온도는 상승하여 접근과냉을 큰폭으로 감소시킨다. 절탄기에서 증발이 시작되면, 핀치점은 절탄기 내부에 위치하게 되고, 가스측에서 불 때 전 열전달량중 핀치점 이전에서 더욱 많은비율의 열량을 방출하므로 T_{g2} 가 급하게 낮아지기 시작하며, 핀치온도차의 감소율이 증가한다.

한편 설계 터빈입구온도로 유지되는 경우에 접근과냉과 과열기 접근차는 큰 변화가 없다. 이 두 파라미터는 주로 HRSG 입구온도에 영향을 받는데,⁽²¹⁾ 위 경우에 터빈출구온도 즉, HRSG 입구온도가 거의 유사하기 때문이다. 한편 이때, 핀치온도차는 증기분사량이 늘어날수록 약간씩 상승하며, 이는 가스유량이 증가하기 때문이다.⁽²¹⁾ 한편 출력이 같은 경우에는 증기분사율이 높을수록 HRSG 가스입구온도가 낮아지는 효과가 두드러지기 때문에 접근과냉, 과열기 접근온도차 및 핀치온도차가 모두 감소한다. 특히 접근과냉의 감소는 부정적인 요소이며, 증기분사량이 많아질수록 이러한 점에 더욱 유의해야 함을 보여준다. 그러나 100% 증기분사라도 100% 출력일 때 절탄기에서 증발량이 극히 적으므로 큰 문제는 되지 않을 것으로 보인다.

이러한 결과를 다시 Fig. 5와 연계하여 생각하면, HRSG 출구온도의 변화를 이해할 수 있다. 출력이 감소할수록 HRSG 온도가 감소하고, 이 온도의 변화폭에 비하여 핀치온도차의 변화는 상대적으로 작기 때문에 핀치점이 Fig. 3의 온도분포 선도에서 일종의 지렛대 역할을 하기 때문에 HRSG 출구온도는 낮아진다. 마찬가지로 같은 출력에서는 증기분사가 많을수록 낮은 터빈출구온도로 인하여

HRSG 출구온도는 약간씩 감소한다.

터빈입구온도가 설계온도인 경우에 대하여 증기분사에 의한 NOx 발생량의 감소를 Fig. 14에 예시하였다. 참고로 산소체적분율도 나타내었으며, 두 값은 모두 건가스(dry gas)를 기준으로 한 값들이다. 증기분사로 NOx 발생이 급격히 감소하며, 발생증기의 약 2% 분사만으로도 NOx발생량을 설계치의 절반이하로 줄일 수 있음이 확인된다.

4. 결 어

본 연구에서는 원심압축기를 사용하는 소형 가스 터빈에 구성부 설계 변경 없이 열회수기를 이용하여 발생된 증기를 연소기에 분사하여 탈설계작동을 하는 증기분사/열병합발전 시스템의 성능특성에 대하여 살펴 보았으며, 연구 내용 및 결과는 다음과 같이 요약된다.

(1) 가스터빈 성능해석 계산과정에 열회수기 설계 및 탈설계 해석과정을 첨가하여 증기분사/열병합발전 시스템 해석을 위한 계산과정을 구성하였다. 압축기 성능선도를 사용하여 설계 외기온도에서의 증기분사에 의한 특성을 살폈다.

(2) 설계 터빈입구온도로 유지시키는 경우와 설계출력으로 유지시키는 경우를 중심으로 하여 증기분사율에 따른 엔진 성능변화와 열회수 성능변화를 분석하였으며, 아울러 열회수기 내부 작동특성 변화를 고찰하였다.

(3) 터빈입구온도를 설계치로 유지시키는 경우에 이상적으로는 50%에 가까운 출력 증가가 가능하나, 서지 마진을 고려하면 실제로는 20~30% 미만의 최대 출력증가가 가능할 것으로 나타났다. (효율은 약 20% 향상) 출력이 설계출력과 같은 경우에 100% 증기 분사에 의해서 20%의 효율상승이 가능하다. 또한 50% 증기분사에 의해서도 11%의 효율상승이 가능하며, 이때 가용열량은 설계값의 43%이다. 한편 열부하가 줄어들면 증기를 분사하여 동일한 출력에서도 효율을 상승시켜서 경제성을 높임은 물론이고, 아울러서 터빈블레이드 온도의 하강으로 인한 수명의 연장도 도모할 수 있음을 확인하였다. 또한 증기분사에 의하여 NOx 발생량이 급격히 감소함을 예시하였다.

(4) 이상의 결과는 증기분사 가스터빈을 열병합발전과 연계할 때, 운전 유연성을 확보함과 동시에 성능향상을 꾀할 수 있음을 보여주고 있으며, 이러

한 작동특성 해석 결과는 전기 및 열부하 변화 패턴을 고려하여 최적의 운전 양식을 설정하는 데 유용하게 이용될 수 있다.

후 기

이 연구는 교육부 기계공학연구과제 (ME 96-A-06)과 서울대학교 터보·동력기계연구센터의 지원으로 이루어졌다.

참고문헌

- (1) Nakanishi, T., Yamane, T. and Hoshino, A., 1990, "Development of Small-Capacity Gas Turbines for Cogeneration Systems," *Proc. of 1990 ASME COGEN-TURBO Conf.*, IGTI-Vol. 5, pp. 27~34.
- (2) Fraize, W. E. and Kinney, C., 1979, "Effects of Steam Injection on the Performance of Gas Turbine Power Cycles," *Trans. ASME J. of Engineering for Power*, Vol. 101, pp. 217~227.
- (3) Brown, D. H. and Cohn, A., 1981, "An Evaluation of Steam Injected Combustion Turbine Systems," *Trans. ASME J. of Engineering for Power*, Vol. 103, pp. 13~19.
- (4) Larson, E. D. and Williams, R. H., 1987, "Steam-Injected Gas Turbines," *Trans. ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 109, pp. 55~63.
- (5) Burnham, J. B., Giuliani, M. H. and Moeller, D. J., 1987, "Development, Insatallation, and Operating Results of a Steam Injection System (STIG™) in a General Electric LM5000 Gas Generator," *Trans. ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 109, pp. 257~262.
- (6) Digumarthi, R. and Chang, C., 1984, "Chang-Cycle Implementation on a Small Gas Turbine Engine," *Trans. ASME J. of Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 699~702.
- (7) 김동섭, 노승탁, 1996, "단축가스터빈의 설계점 및 부분부하 성능해석 프로그램 개발," 대한기계학회 논문집(계재 예정)
- (8) Kim, J. -C., Sohn, J. -L. and Cha, J. -H., 1995, "Development of 1.2MW Industrial Gas Turbine Engine," *ASME paper* 95-CTP-021.
- (9) Sonntag, R. E. and Van Wylen, G. J., 1991, *Introduction to Thermodynamics, John Wiley & Sons*, 3rd ed.
- (10) Flagen, R. C. and Seinfeld, J. H., 1988, *Fundamentals of Air Pollution Engineering*, Prentice Hall.
- (11) PROPATH Group, 1990, *PROPATH: A Program Package for Thermophysical Properties*, Version 8.1.
- (12) Kehlhofer, R., 1979, "Calculation for Part-Load Operation of Combined Gas/Steam Turbine Plants," *ABB Publication No. CH-T 040 103 E*.
- (13) Ganapathy, V., 1985, "Heat-Recovery Boiler Design for Cogeneration," *Oil & Gas Journal, Technology*, pp. 116~125.
- (14) Gyarmarty, G., 1989, "On Load Control Methods for Combined Cycle Plants," *Proceedings of ASME COGEN-TURBO: IGTI-Vol. 4*, pp. 39~50.
- (15) 김동섭, 노승탁, 1994, "가스터빈 열병합발전 시스템의 설계점 설정 및 부분부하 성능해석," 대한기계학회 논문집, 제18권, 제8호, pp. 2167~2176.
- (16) Kays, W. and London, A. L., 1964, *Compact Heat Exchanger*, 2nd ed., McGraw-Hill.
- (17) De Salve, M., Malandrone, M., Pedrelli, G., Scerrati, A. and Scorta, 1994, "A Model for Thermal-Hydraulic Analysis of Heat Recovery Steam Generators(HRSG) for Combined-Cycle Plants. An Application to Comparison of Different Sizings," *Proceedings of 10th International Heat Transfer Conference*, Brighton, U. K., The Industrial Sessions Papers, pp. 31~36.
- (18) Touloukian, Y. S. *et al.*, 1970, "Thermophysical Properties of Matter: The TPRC Data Series Vol. 3. Thermal Conductivity-Non Metallic Liquids and Gases," Thermophysical Properties Research Center, Purdue University.
- (19) Touloukian, Y. S. *et al.*, 1975, "Thermophysical Properties of Matter: The TPRC Data Series Vol. 11. Viscosity," Thermophysical Properties Research Center, Purdue University.

- (20) Collier, J. H. and Thome, J. R., 1994, *Convective Boiling and Condensation*, 3rd ed., Oxford University Press.
- (21) 김동섭, 1995, 가스터빈의 설계 및 성능해석과 열병합발전의 응용, 서울대학교 박사학위 논문.