

바이오 가스를 사용하는 가스터빈 열병합 시스템의 전부하 및 부분부하 운전특성 해석

강도원* · 이종준* · 김동섭*** · 허광범***

A Study on Full and Part Load Operations of a Biogas-fired Gas Turbine Combined Heat and Power System

Do Won Kang*, Jong Jun Lee*, Tong Seop Kim**, Kwang Beom Hur***

Key Words : Gas turbine(가스터빈), Biogas(바이오 가스), Full load (전부하), Part load(부분부하), Surge margin(서지마진), Blade temperature(블레이드 온도)

ABSTRACT

This study analyzed the influence of firing biogas on the performance and operation of a gas turbine combined heat and power (CHP) system. A reference CHP system designed with natural gas fuel was set up and off-design simulation was made to investigate the impact of firing biogas in the system. Changes in critical operating parameters such as compressor surge margin and turbine blade temperature caused by firing biogas were examined, and a couple of operating schemes to mitigate their changes were simulated. Part load operation of the biogas-fired system was compared with that of natural-gas fired system, and it was found that as long as the two system produce the same electric power output, they exhibit nearly the same heat recovery.

1. 서 론

급격한 기후변화에 대응하기 위해 신재생에너지의 중요성이 크게 부각 되고 있으며, 이에 따라 신재생에너지 사용이 증가하고 있다. 여러 신재생에너지 중 하나인 바이오 가스는 임산 폐기물 또는 유기성 폐기물에서 발생이 되는데 가스터빈은 연료유용성이 좋으므로 이러한 바이오가스를 연료로 사용하여 운전이 가능하다. 이러한 장점으로 인해 가스터빈에 바이오 가스를 연료로 적용하는 많은 연구가 진행 중이며, 바이오 가스는 천연가스에 비해 발열량이 낮기 때문에 천연가스를 사용할 때와 다른 운전특성을 나타내는 것으로 알려져 있다.^(1~4)

전기수요의 변동이 있기 때문에 가스터빈은 상당부분 부분부하 운전이 필요하다. 따라서 부분부하 성능은 중요한 인자로서 고려되어야 한다. 가스터빈은 부하 추종속도가 빠르며 상대적으로 부분부하시 효율 저하가 작기 때문에 이러한

부분부하운전에 적합하다.^(5~6)

이에 본 연구에서는 문헌을 통해 알려진 바이오가스를 연료로 사용하였을 때 발생하는 구성부 문제점들을 해결하기 위해 몇 가지 운전전략을 적용해 보았다. 이를 통해 최대 출력을 내는 작동점을 찾아보았으며 최대 출력 작동점을 기준으로 하여 부분 부하 성능을 예측해 보았다. 3가지 부분부하 운전 방법을 적용했으며 천연가스를 사용할 때의 부분부하 성능과 비교하였다. 바이오가스는 유기성 폐기물에서 발생되는 바이오가스를 사용하는 것을 고려하였으며, 유기성폐기물에서 발생되는 바이오가스의 양이 많지 않기 때문에 이에 적합한 소형가스터빈을 사용하였다. 해석을 위해서 상용 프로그램인 Gate Cycle 6.0⁽⁷⁾을 사용하였다.

2. 가스터빈 시스템 모사

2.1 가스터빈 개략도

본 연구에서 사용된 소형 가스터빈 열병합 시스템의 개략도는 Fig. 1과 같다.

* 인하대학교 대학원

** 인하대학교 기계공학부

*** 한국전력공사 전력연구원

† 교신저자, E-mail : kts@inha.ac.kr

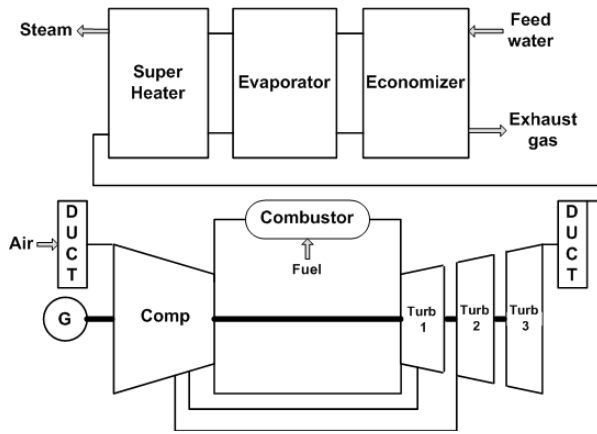


Fig. 1 Gas turbine CHP system configuration

2.2 가스터빈 설계모사

본 연구에서는 국내에서 개발 중인 5MW급 가스터빈을 해석 대상으로 삼았다. 압축기 설계점 계산은 단별로 수행한다.

$$PR = \prod_{i=1}^n PR_i \quad (1)$$

여기서 PR은 전체 압력비, i는 각 단을 의미하며, n은 단수를 의미한다. 설계점에서 각 단의 압력비가 동일하다고 가정하였으며, 압축기 전체에 대한 등엔트로피 효율을 입력 값으로 부여하여 압축기 출구 상태를 계산한 뒤, 폴리트로픽 효율을 계산하여 각 단 입출구에서의 엔탈피를 계산하였다.

터빈 효율은 식 (2)과 같이 정의되며, 터빈으로 유입되는 gas와 노즐냉각공기 그리고 로터냉각공기의 등엔트로피 팽창에 기초한 최대 생산일과 터빈효율에 의해 터빈의 출력이 결정된다. 로터 냉각공기가 출력에 기여하는 정도(frcrf)를 50%로 설정하였다. 이 비율은 여러 가지 설계 인자, 특히 냉각 방식에 따라 달라지게 될 것인데, 사용한 엔진의 터빈설계에 대한 구체적 정보가 없으므로 소프트웨어에서 기본으로 주어지는 값을 사용하였다. 각 터빈단의 압력비와 등엔트로피 효율은 일정한 것으로 가정하였다.

$$\eta_T = \frac{\dot{W}}{[X]_{in} - [X]_{out,s}} \quad (2)$$

$$X = (\dot{m}h)_g + (\dot{m}h)_{nc} + f_{rcrf}(\dot{m}h)_{rc} \quad (3)$$

Table 1에 모사된 엔진 성능을 나타내었다. 압축기 압력비, 압축기와 터빈의 단수 등은 엔진 정보로부터 알려진 것을 사용하였고, 알려지지 않은 압력손실은 일반적인 값들로 가정하였으며, 배기 가스 유량이 알려진 값과 일치하도록 공기유량을 정하였다. 압축기와 터빈 효율을 바꾸어 가며 성능

Table 1 5MW class gas turbine design parameters

Parameters	Reference ⁽⁹⁾	This study
Pressure ratio	14	14
Number of compressor stages	11	11
Turbine inlet Temperature(°C)	1104	1104
Exhaust temperature(°C)	480	480.3
Number of turbine stage	3	3
Gas flow rate(kg/s)	21.52	21.52
Power(kW)	5119	5113
Thermal efficiency(%)	31.4	31.36

을 계산하여 결과로 얻어지는 출력 및 열효율이 알려진 값에 근접하도록 하였다.

2.3 스테터블 탈설계모사

천연가스 연료를 사용함을 전제로 제작된 가스터빈에 바이오 가스를 적용할 경우에 연료의 성분비가 다르기 때문에 터빈입구온도를 유지하기 위해서는 가스터빈에 사용되는 연료의 유량이 변하게 된다. 이는 가스터빈의 작동환경에 변화에 영향을 미치게 되고 가스터빈의 탈설계 해석이 필요하다. 탈설계 해석을 위해서는 압축기 성능선도가 필요한데, 가스터빈 제작사에서 성능선도를 제공하지 않으므로 Gate Cycle에 내장된 선도 중 설계 압력비가 유사한 산업용 가스터빈 압축기 선도를 본 연구에 사용한 가스터빈 압축기 설계 값에 맞게 스케일링하여 사용하였다. 터빈은 초킹조건(Choking)을 이용하여 가스터빈의 매칭을 고려하였다. 사용한 초킹조건(Choking)은 다음과 같다.⁽⁸⁾

$$\frac{\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}}}{\kappa A_{in} P_{in}} = \text{constant}, \quad \kappa = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (4)$$

여기서 T, P, A 는 각각 온도, 압력, 노즐면적을 의미하고, R, γ 는 기체상수와 비열비를 나타낸다. 가스터빈의 작동조건은 압축기와 터빈의 작동특성 매칭에 의해 결정되며 터빈으로 유입되는 가스유량이 변하면 터빈의 작동조건이 변화하게 되고 터빈 입구온도가 일정하더라도 압력비는 변하게 된다.

서지마진은 다음 식을 사용하였다.

$$\text{surge margin} = \frac{PR_{surge} - PR_{operation}}{PR_{operation}} \quad (5)$$

압축기의 서지마진 변화 외에 터빈 블레이드의 온도 변화 또한 고려하였다. 블레이드의 과열은 아마도 재료 수명의 상

당한 감소를 초래할 것이다. 터빈의 작동조건 변화에 따른 블레이드 온도 변화를 모사하기 위해 열역학적 모델을 적용하였으며, 블레이드 온도 변화 예측은 첫 단 노즐에 대해서만 연구를 수행하였다. 냉각 성능은 냉각 효율에 의해 표현될 수 있으며 다음과 같은 식을 사용하였다.

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

블레이드의 온도가 냉각 공기의 온도쪽으로 이동하게 되면 냉각 효율은 증가하게 된다. 탈설계 조건에서 냉각 효율 변화를 지배하는 주요 변수는 냉각공기와 주유동 가스의 열용량(유량과 비열의 곱)비이다. 이와 같은 관계는 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$\frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_g} \cdot \frac{c_{p,c}}{c_{p,g}} = C \frac{\phi}{\phi_\infty - \phi} \quad (7)$$

여기서 ϕ_∞ 는 점근 냉각 효율로서 첫 단 노즐에 필름-냉각이 적용되었다고 가정하여 1.0을 사용하였다. 매개변수 C는 냉각 기술 수준을 의미한다. 설계 상태에서 주유동 가스, 냉각 공기, 그리고 블레이드 금속의 온도가 주어지면 식 (6)에 의해 냉각 효율을 구할수 있다. 첫 단 노즐의 설계시 온도는 870°C로 설정하였다. 식 (7)에서 설계상태의 열용량비와 냉각 효율을 이용하여 C값을 구할 수 있으며 그 값은 0.128이다. 또한 본 연구에서는 일반적으로 잘 알려진 Larson-miller parameter를 이용하여 첫 단 노즐의 상대적인 수명 변화를 예측하였다.⁽¹⁰⁾ Larson-miller parameter는 블레이드의 온도 및 파손 수명의 함수로 표현되며 서로 반비례 관계이다. 식은 다음과 같다(T 는 °R이며, t 는 파손 수명이다).

$$P_{LM} = T(20 + \log t) \times 10^{-3} \quad (8)$$

설계점에서 블레이드 설계 수명은 100,000시간으로 가정하였다. 설계 블레이드 온도 870°C일 때 매개변수 P_{LM} 을 구할 수 있다. 본 연구에서는 상대적인 블레이드 수명변화에 관심을 두었기 때문에 특정한 블레이드 재료는 명시하지 않았다. 반면에 매개변수 P_{LM} 은 블레이드에 가해지는 응력에 의해 결정되며 일정한 것으로 가정하였다.

2.4 HRSG 설계모사

HRSG 구성부의 변수 값들은 에너지 밸런스 식을 통해서

Table 2 HRSG design parameters

Parameters	Value
Pinch Temperature (°C)	10
Economizer exit Subcooling Temperature(°C)	10
Overall heat transfer coefficient in superheater(kW/m ² · K)	0.05
Overall heat transfer coefficient in evaporator(kW/m ² · K)	0.0437
Overall heat transfer coefficient in economizer(kW/m ² · K)	0.0426
Pressure drop in economizer, superheater(%)	5
Pressure drop at gas side(%)	3

구해진다. 구해진 변수들을 이용하여 최대 열전달율과 실제 열전달율을 계산하여 유용도(ϵ)를 구할 수 있다. 그 후 ϵ -NTU (number of transfer unit)관계식을 이용하여 NTU를 계산하고 최소 열용량 값과 총괄열전달계수를 이용하여 전열 면적을 구할 수 있다.

$$NTU = f(\epsilon), \text{ where } \epsilon = \frac{\dot{Q}_{actual}}{\dot{Q}_{max}} \quad (9)$$

$$A = \frac{(mc_p)_{min} \cdot NTU}{U_d} \quad (10)$$

하첨자 d는 설계점 값을 의미한다. HRSG로 공급되는 저온부의 물은 15°C, 700kPa이며 각 구성부에서 에너지 손실을 1%씩 고려하였다. HRSG 주요 설계점을 Table 2에 나타내었다.

2.5 HRSG 탈설계모사

HRSG의 각 구성부에서 고온부(가스 측) 열전달 계수가 저온부(물 측) 열전달 계수에 비해 충분히 작다. 따라서 총괄 열전달 계수는 고온부의 영향을 주로 받는다고 가정해도 무방하며, 질량유량의 함수로 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽¹¹⁾

$$\frac{U}{U_d} = \left(\frac{\dot{m}_{gas}}{\dot{m}_{d,gas}} \right)^{0.8} \quad (11)$$

2.6 바이오 가스

본 연구에서는 유기성 폐기물이 혐기소화 과정을 거쳐서 발생하는 바이오 가스를 연료로 사용하였다. 이 바이오 가스는 CH₄, CO₂, N₂로 구성된다. 개발중인 5MW급 바이오 가스 터빈은 57% 메탄함량 바이오 가스를 기준 연료로 설계하였기 때문에 본 연구에서 사용한 바이오 가스의 성분비는 CH₄:57%, CO₂:42%, N₂:1%이다.

3. 바이오 가스를 연료로 사용할 경우 최대 부하 운전점

3.1 바이오 가스를 사용으로 인한 구성부 특성변화

바이오 가스를 연료로 사용하게 되면 문헌에서 알 수 있듯이 몇 가지 문제점이 발생한다. 압축기에서 서지마진이 감소하며 터빈에서 블레이드 과열 문제가 발생한다.^(3~4) 따라서 이러한 문제점을 해결하기 위해 적절한 운전전략이 필요하다. 본 연구에서는 이러한 문제점을 고려하여 터빈입구온도 경감운전과 압축기 유량 블리드(bleed)를 사용하였다. 이 두 방법을 이용하여 두 가지 문제점을 해결했을 때 성능을 비교하기 위해 4가지 경우들을 고려하였으며 Table 3에 정리하였다.

각 방법은 서지마진 감소와 블레이드 과열 문제를 해결하는데 기여를 하지만 터빈입구온도 경감운전은 터빈 블레이드 과열 문제, 압축기 유량 블리드는 서지마진 감소문제를 해결하는데 주로 기여를 한다.

3.2 최대 출력 운전점

Table 4에서 알 수 있듯이 바이오 가스를 사용할 때, 동일한 터빈입구온도조건에서 가스터빈을 운전하면 터빈으로 유입되는 유량의 증가하여 천연가스를 사용하는 경우에 비해 출력과 효율이 높아진다. 그러나 Table 4 나타나있듯이 서지마진이 감소하고 블레이드 온도가 상승하는 문제가 발생한다. 본 연구에서 사용한 가스터빈에서는 블레이드 온도가 3.7°C 상승하는 것으로 나타났으며 블레이드 온도상승으로 인한 수명변화를 Larson-Miller parameter을 이용하여 예측해보면 설계시보다 수명이 약 16.8% 감소하는 것으로 나

타났다. 이를 해결하기 위해 터빈입구온도 경감운전을 하면 블레이드 온도는 설계값으로 유지되지만 서지마진은 여전히 설계값보다 낮아진 상태이다. 이때 성능은 천연가스를 사용할 때 보다 높게 나타났다. 비록 서지마진이 설계값보다는 감소하는 것으로 나타났지만, 문헌에 의하면 일반적으로 가스터빈은 서지마진 10% 이상에서 운전하는 것으로 알려져 있으므로⁽¹²⁾ 정상적인 가스터빈의 작동이 가능한 것을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서는 바이오 가스를 사용할 때 최대 출력 작동점을 case 2로 선정하였다.

그러나 설계 서지마진은 낮은 가스터빈에 바이오가스를 사용하거나, 매우 낮은 메탄 함량의 바이오 가스를 사용하게 되면 서지마진이 10%보다 낮아질 수 있으므로 이 경우에는 case 3, 4를 사용하여 적절한 운전점을 선정할 필요가 있다. 따라서 특정 서지 마진을 만족시켜야 되는 경우를 고려하기 위해 본 연구에서는 설계 서지마진이 만족되어야 된다고 가정하여 case 3 case 4의 효과를 살펴보았다. case 3을 적용하여 감소된 서지마진을 설계상태로 유지하기 위해 압축기 유량을 블리드 하면 성능은 천연가스를 사용할 때 보다 감소하였으며 블레이드 온도가 여전히 설계값보다 1.4°C 높게 나타났다. 두 가지 문제점을 동시에 해결하기 위해 두 가지 방법을 동시에 사용하는 case 4를 적용하면 설계상태의 블레이드 온도와 서지마진을 가지도록 운전을 할 수 있으며 블리드만 하였을 때보다도 약간 더 낮은 성능을 나타냈다.

4. 부분부하 성능

4.1 여러 가지 부분부하 운전전략

본 연구에서 바이오가스를 사용할 때 부분부하 운전 특성을 살펴보았으며, 3가지 부분부하 운전전략을 고려하였다.

- a) Maximum air flow control(fuel only control)
- b) TIT control(fuel + IGV)
- c) TET control(fuel + IGV)

a)는 연료를 감소시켜 출력을 감소시키는 방법이며 b)는 IGV(입구안내깃)를 사용하여 압축기로 들어오는 공기량을 줄이고 연료 사용량을 줄여 터빈입구온도를 유지하는 방법이다.

Table 3 Full load operating strategy

case 1 (Full-firing)	설계 터빈입구온도 상태로 운전
case 2 (Under-firing)	설계 블레이드 온도를 유지하기 위한 터빈입구온도 경감운전
case 3 (Bleed)	설계 서지마진을 유지하기 위한 압축기 유량 블리드 운전
case 4 (Under-firing + Bleed)	설계 블레이드 온도와 서지마진을 유지하기 위한 터빈입구온도 경감운전과 압축기 유량블리드운전

Table 4 Performance for each operating strategy

Fuel	Full load operation strategy	Gas turbine power (kW)	Gas turbine efficiency (%)	Surge margin (%)	Blade temperature (°C)	Bleed rate (kg/s)	TIT (°C)
Natural gas	Full_firing	5113	31.36	18.41	870.0	0	1104
57% CH4 by Volme	case1 (Full-firing)	5457	31.96	15.12	873.7	0	1104
	case2 (Under-firing)	5401	31.89	15.38	870.0	0	1099
	case3 (Bleed)	5081	30.40	18.41	871.4	0.62	1104
	case4 (Under-firing & Bleed)	5072	30.42	18.41	870.0	0.60	1102

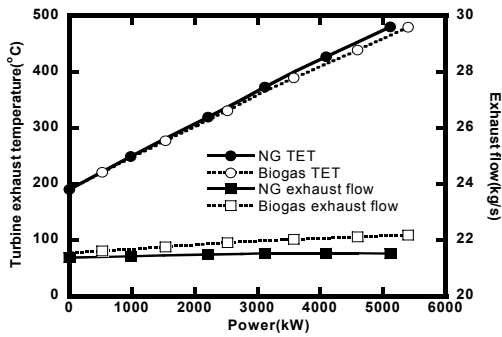


Fig. 2 Variation in turbine exhaust temperature and flow with power(Maximum air flow control)

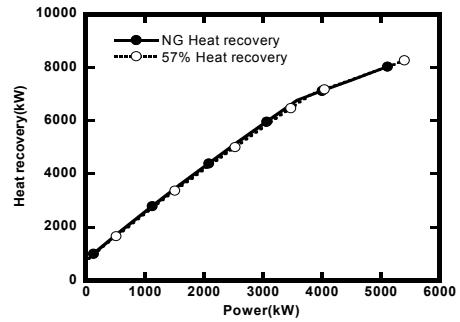


Fig. 6 Variation in heat recovery with power (TIT control)

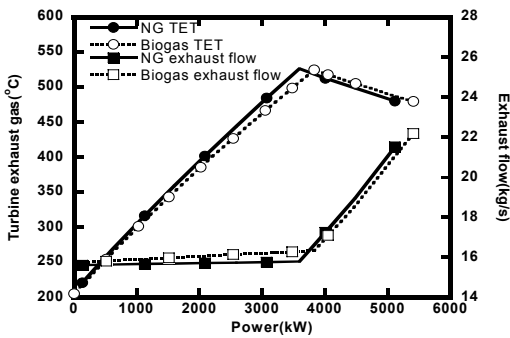


Fig. 3 Variation in turbine exhaust temperature and flow with power(TIT control)

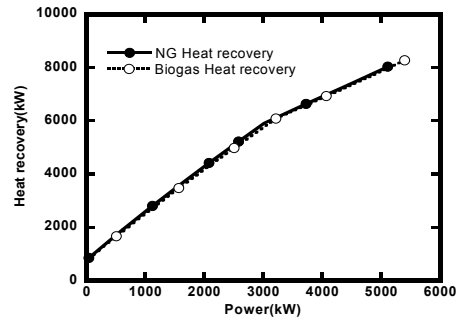


Fig. 7 Variation in heat recovery with power (TET control)

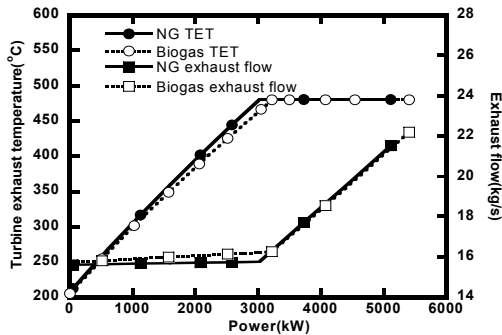


Fig. 4 Variation in turbine exhaust temperature and flow with power(TET control)

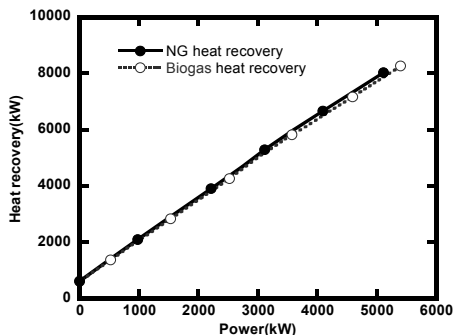


Fig. 5 Variation in heat recovery with power(Maximum air flow control)

그리고 c)는 IGV를 사용하여 압축기로 들어오는 공기량을 줄이고 연료 사용량을 줄여 터빈출구온도를 유지하는 방법이다.

4.2 각 각의 부분부하 운전전략에서 바이오 가스 사용으로 인한 성능 변화

바이오 가스를 연료로 사용하여 각각의 부분부하운전전략을 사용하게 되면 부분부하시 효율은 천연가스를 사용할 때와 비슷한 것으로 나타났다.

a)의 경우 Fig. 2에서 알 수 있듯이 터빈 출구온도는 거의 전 영역에서 바이오 가스를 사용하는 경우가 더 낮게 나타났지만 가스터빈 출구 유량이 약간 증가하기 때문에 Fig. 5에서처럼 열회수 성능은 거의 비슷하게 나타났다.

b)의 경우 Fig. 3에서 알 수 있듯이 IGV를 사용하는 영역에서는 터빈출구온도가 천연가스를 사용할 때 보다 높고, 가스터빈 출구유량은 작았다. 열회수 성능은 이러한 효과가 상쇄되어 천연가스 사용할 때와 같음을 Fig. 6에서 확인 할 수 있다. IGV를 사용하지 않는 구간에서는 a) 경우처럼 터빈출구온도가 천연가스를 사용할 때 보다 낮았으며, 가스터빈 출구유량이 증가하여 Fig. 5에서처럼 열회수 성능은 천연가스를 사용할 때와 비슷했다.

c)의 경우는 Fig. 4에서 알 수 있듯이 IGV를 사용하지 않는 구간은 b)와 같은 경향을 나타내었으며, IGV를 사용하는 구간은 터빈출구온도와 가스터빈 출구유량이 천연가스를 사

용할 때와 비슷하여 Fig. 7에서처럼 열회수 성능도 비슷한 것으로 나타났다. 따라서 부분부하 운전전략 3가지 모두 바이오가스를 사용하면 천연가스와 동일한 부분부하 성능을 나타내는 것을 확인하였다.

5. 결 론

바이오 가스를 연료로 사용하게 되면 가스터빈 구성부에서 문제가 발생하며 이를 해결하기 위한 적절한 운전 전략이 요구된다. 터빈입구온도 경감운전을 이용하면 블레이드 과열문제를 해결할 수 있으며 압축기 유량 블리드를 이용하면 서지마진 감소 문제를 해결할 수 있다. 두 가지 방법을 동시에 이용하면 더욱 적절한 운전점을 얻을 수 있다. 또한 바이오 가스를 사용하는 가스터빈에 여러 가지 부분부하 운전 전략을 적용해 보면 터빈배기가스의 온도와 유량이 천연가스를 사용할 때와 차이를 보이지만 이 두 값이 상쇄되는 효과로 인해 열회수 성능은 천연가스를 사용할 때와 비슷하게 나타났다.

후 기

본 연구는 2010년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다 (5MW급 바이오 가스터빈용 전처리시스템 개발)(No. 2009T100200127).

참고문헌

(1) Bruno, J. C. and Coronas, A., 2004, "Distributed Generation of Energy using Micro Gas Turbines : Polygeneration Systems and Fuel Flexibility," Proceedings of the International Conference on Renewable Energy and Power Quality (ICREPQ'04).

(2) Lepszy, S. and Chmielniak, T., 2008, "Analysis of The Biomass Integrated Combined Cycles with Two Different Structures of Gas Turbines," ASME paper GT2008-50317.

(3) Rodrigues M, Walter A and Faaij A, 2007, "Performance Evaluation of Atmospheric Biomass Integrated Gasifier Combined Cycle Systems Under Different Strategies for The Use of Low Calorific Gases," Energy Conversion and Management. Vol. 48, pp. 1289-1301.

(4) Colantoni, S., Gatta, S. D., De Prosperis, R., Russo, A., Fantozzi, F. and Desideri, U., 2009, "Gas Turbine Fired with Biomass Pyrolysis Syngas : Analysis of The Overheating of Hot Gas Path Components,"

(5) 김동섭, 노승탁, 1995, "단축 가스터빈 엔진의 부분부하 성능해석," 춘계학술대회논문집, pp. 492~497.

(6) 김동섭, 2003, "배열 이용도를 고려한 가스터빈 발전시스템의 부분부하 성능 비교분석," 유체기계 저널, 제6권, 제3호, pp. 28~135.

(7) Enter Software. GateCycle ver 6.0, 2006.

(8) Palmer, C.A. and Erbes, M.R., 1994, "Simulation Methods Used to Analyze The Performance of the GE PG6541B Gas Turbine Utilizing Low Heating Value Fuels," ASME IGTI Cogen-Turbo, IGTI-Vol. 9 pp. 337-346.

(9) 최승주, 2006, "두산중공업의 소형가스터빈 개발," 대한기계학회지, 제46권, 제10호, pp.41-47.

(10) Oluyede, E. and Phillips, J. N., 2007, "Fundamental impact of firing syngas in gas turbines," ASME paper GT2007-27385.

(11) Erbes, M. R. and Gay, R. R., 1989, "GATE/CYCLE Predictions of The Off Design Performance of Combined Cycle Power Plants," Simulation of Thermal Energy Systems, ASME AES Vol. 6/HTD Vol. 124, pp. 43~51.

(12) Brun, K. and Simmons, H., "Aerodynamic Instability and Life Limiting Effects of Inlet and Interstage Water Injection into Gas Turbines," ASME paper GT2005-68007.