

바이오가스 연료를 사용하는 소형 가스/증기터빈 복합 발전 시스템의 성능특성 해석

강도원* · 신현동* · 김동섭*** · 허광범*** · 박정극***

Operating Characteristics Study of a Small Gas/Steam Turbine Combined System Using Biogas

Do Won Kang*, Hyun Dong Shin*, Tong Seop Kim***, Kwang Beom Hur***, Jung Keuk Park***

Key Words : Gas turbine(가스터빈), Biogas(바이오 가스), Steam turbine(증기터빈), Part load(부분부하), Blade temperature(블레이드 온도)

ABSTRACT

This study analyzed the influence of firing biogas on the performance and operation of a gas/steam turbine combined system. A reference gas/steam turbine combined system, designed with biogas fuel(57% volumetric methane) was set up and off-design simulation was made to investigate operating characteristics when a couple of operating schemes to mitigate turbine blade overheating were applied. Performance at base-load operation using each scheme was compared and part load operation using the variable inlet guide vane was analysed. Also, differences in operating characteristics and performance caused by changes in the methane content of biogas and ambient temperature were examined.

1. 서 론

화석연료가 고갈됨에 따라 대체에너지를 개발하려는 많은 시도들이 이어지고 있다. 또한 국제협약으로 인해 온실가스 감축의무가 발생함에 따라 온실가스를 저감할 수 있는 재생 에너지 자원에 대한 관심이 증가하는 추세이다. 바이오 가스는 이러한 두 가지 측면을 만족시킬 수 있는 에너지 자원으로써 이용가치가 높다.

기체 상태의 바이오연료는 크게 두 가지로 분류된다. 첫 번째는 고형폐기물을 가스화 반응시켜 나오는 바이오메스 합성가스이며 나머지는 음식물 쓰레기 같은 원료를 소화반응 시킬 때 나오는 바이오가스이다. 이와 같은 기체 상태의 바이오연료는 가스터빈의 대체 연료로 사용가능하며, 현재 이를 다룬 많은 연구들이 있다.^(1~4)

따라서 본 연구에서는 소형가스터빈에 바이오가스를 연료로 사용하는 것을 고려하였다. 일반적으로 소형가스터빈을

이용하여 열병합시스템을 주로 구성하지만, 바이오가스가 발생하는 매립지의 경우 주위 열수요처와 떨어져있기 때문에 회수된 열을 지역난방 열원으로 사용하기에 어려움이 있다. 이러한 점을 반영하여 소화조에 필요한 열량을 공급하고 남은 열은 증기터빈을 구동하여 추가적인 전기를 얻도록 하는 가스/증기터빈 복합발전 시스템을 구성하였다. 넓은 바이오 가스 메탄함량 범위와 외기온 변화 시에도 소화조 열 공급 조건을 만족하도록 하부사이클을 설계하였으며, 이 때 성능 및 구성부 변화를 살펴보았다. 특히 터빈 블레이드의 과열(overheating) 가능성 및 그 회피 방안에 초점을 맞추어 해석을 수행하였다. 이러한 해석을 위해 본 연구에서는 GateCycle 6.0⁽⁵⁾을 사용하였다.

2. 시스템

2.1 시스템 구성

본 연구에서 사용된 소형 가스터빈 열병합 시스템의 개략도는 Fig. 1과 같다. 그림에서 알 수 있듯이, 바이오가스를 연료로 사용하여 가스터빈을 구동시킨 후 가스터빈의 배기

* 인하대학교 대학원

** 인하대학교 기계공학부

*** 한국전력공사 전력연구원

† 교신저자, E-mail : kts@inha.ac.kr

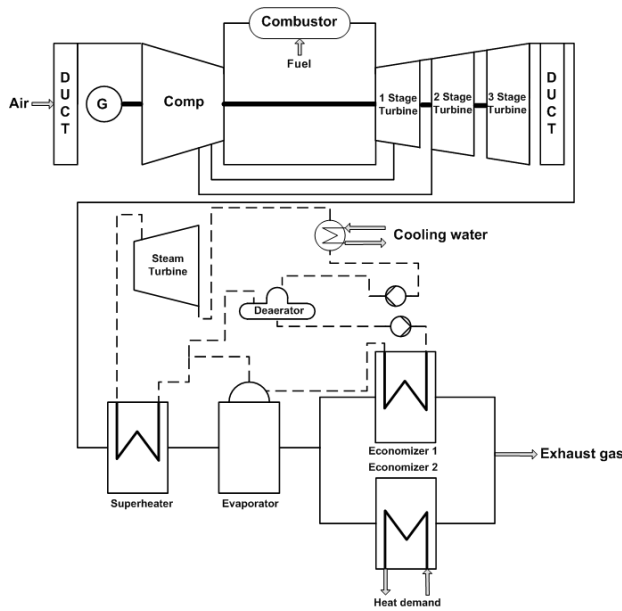


Fig. 1 GT/ST combined system configuration

가스를 이용하여 증기를 발생시켜 증기터빈을 구동하게 된다. 증기는 과열기, 증발기, 절탄기를 통해 생성되며, 이 때 증발기 출구 가스 일부를 다른 절탄기로 보내어 소화조에서 요구되는 열수요를 담당하는 온수를 발생시킨다. 모든 해석에서 이 열수요 조건을 만족하도록 해석을 수행하였다. 따라서 본 시스템에서는 전기 출력과 수요 조건에 맞는 열에너지를 동시에 얻을 수 있도록 구성되었다.

2.2 가스터빈 설계 해석

본 연구에서는 국내에서 개발 중인 5 MW급 가스터빈⁽⁶⁾을 해석 대상으로 삼았다. 압축기 설계점 계산은 단별로 수행하며, 설계점에서 각 단의 압력비가 동일하다고 가정하였다. 압축기 전체에 대한 등엔트로피 효율을 입력 값으로 부여하여 압축기 출구 상태를 계산한 뒤, 폴리트로픽 효율을 계산하여 각 단 입출구에서의 엔탈피를 계산하였다.

터빈 효율은 식 (1)과 같이 정의되며, 터빈으로 유입되는 가스와 노즐냉각공기 그리고 로터냉각공기의 등엔트로피 팽창에 기초한 최대 생산일과 터빈효율에 의해 터빈의 출력이 결정된다. 로터 냉각공기가 출력에 기여하는 정도(f_{rec})를 50%로 설정하였다. 이 비율은 여러 가지 설계 인자, 특히 냉각 방식에 따라 달라지게 될 것인데, 사용한 엔진의 터빈 설계에 대한 구체적 정보가 없으므로 소프트웨어에서 기본으로 주어지는 값을 사용하였다. 각 터빈단의 압력비와 등엔트로피 효율은 일정한 것으로 가정하였다.

$$\eta_T = \frac{\dot{W}}{[X]_{in} - [X]_{out,s}} \Bigg|_T \quad (1)$$

$$X = (\dot{m}h)_g + (\dot{m}h)_{nc} + f_{rec}(\dot{m}h)_{rc} \quad (2)$$

참고 문헌을 통해 알려진 엔진 성능⁽⁶⁾을 이용하였으며, 발전단을 기준으로 출력은 5092 kW, 효율은 31.2%이다. 알려지지 않은 압력손실은 일반적인 값들로 가정하였으며, 배기가스 유량이 알려진 값과 일치하도록 공기유량을 정하였다. 압축기와 터빈 효율 그리고 냉각공기 유량을 바꾸어 가며 성능을 계산하여 결과로 얻어지는 출력 및 열효율이 알려진 값에 근접하도록 하였다.

2.3 가스터빈 탈설계 해석

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.⁽⁷⁾

$$\frac{\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}}}{\kappa A_{in} P_{in}} = \text{constant}, \quad \kappa = \sqrt{\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (3)$$

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. 다음 식은 터빈 냉각효율의 정의이다.

$$\phi = \frac{T_g - T_b}{T_g - T_c} \quad (4)$$

터빈 첫 단 노즐에 대해서만 블레이드 온도 변화를 해석하였다. 탈설계 조건에서 냉각 효율 변화를 지배하는 주요 변수는 냉각공기와 주유동 가스의 열용량(유량과 비열의 곱)비이다. 이와 같은 관계는 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$\frac{\dot{m}_c}{m_g} \cdot \frac{c_{p,c}}{c_{p,g}} = C \frac{\phi}{\phi_\infty - \phi} \quad (5)$$

여기서 ϕ_{∞} 는 접근 냉각 효율로서 첫 단 노즐에 필름-냉각이 적용 되었다고 가정하여 1.0을 사용하였다. 매개변수 C는 냉각 기술 수준을 의미한다. 설계 상태에서 주유동 가스, 냉각 공기, 그리고 블레이드 금속의 온도가 주어지면 식 (4)에 의해 냉각 효율을 구할 수 있다. 첫 단 노즐의 설계 시 온도는 870 °C로 설정하였다. 식 (5)에서 설계상태의 열용량비와 냉각 효율을 이용하여 C값을 구할 수 있으며 그 값은 0.126이다.

2.4 하부사이클 설계 해석

하부사이클은 크게 증기터빈과 HRSG로 구성된다. 소화조의 열공급 조건을 충족시킨 후 나머지 열을 이용하여 증기를 발생시켜 증기터빈을 구동하게 된다. 각 구성부는 Table 1의 값을 사용하여 시스템 설계를 하였으며, 사용된 설계 모사는 다음과 같은 방법에 의해 수행되었다.

증기터빈의 효율은 Spencer-Cotton-Cannon Method⁽⁸⁾를 사용하였다. Table 1에서 알 수 있듯이 다소 낮은 증기터빈 효율을 보이지만 이는 증기터빈이 소형이기 때문이며 다른 문헌⁽⁹⁾을 통해 합리적인 값을 확인하였다. 증기의 압력은 넓은 외기온 조건에서 작동을 고려하여 선정하였다. HRSG 구성부의 변수 값들은 에너지 밸런스 식을 통해서 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.

Table 1 Bottoming cycle design parameters

Parameters	Value
Pinch Temperature difference(°C)	10
Overall heat transfer coefficient in superheater(kW/m ² · K)	0.0454
Steam turbine inlet temperature(°C)	181.5
Steam turbine inlet flow(kg/s)	2.71
Steam pressure(bar)	9.8
Steam turbine efficiency(%)	63.2
Condensing pressure(kPa)	12.7
Cooling water temperature(°C)	15
Pressure drop at gas side(%)	2.4

Table 2 Heat demand for digester

Parameters	Value
Inlet water temperature(°C)	90
Outlet water temperature(°C)	70
Heat demand(kW)	5

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

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

하점자 d는 설계점 값을 의미한다. HRSG로 공급되는 저온부의 물은 15 °C, 7000 kPa이며 각 구성부에서 에너지 손실을 1%씩 고려하였다.

2.5 하부사이클 탈설계 해석

탈설계 해석시 하부사이클을 증기 압력 변화 계산을 위해 가변입구압력(sliding inlet pressure) 방법을 사용하였다. 그리고 HRSG 탈설계 계산은 HRSG의 각 구성부에서 고온부(가스 측) 열전달 계수가 저온부(물 측) 열전달 계수에 비해 충분히 작기 때문에 총괄열전달 계수는 고온부의 영향을 주로 받는다고 가정해도 무방하며, 질량유량의 함수로 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽¹⁰⁾

$$\frac{U}{U_d} = \left(\frac{m_{gas}}{m_{d,gas}} \right)^{0.8} \tag{9}$$

2.6 바이오 가스

본 연구에서는 유기성 폐기물이 혐기소화 과정을 거쳐서 발생하는 바이오 가스를 연료로 사용하였다. 이 바이오 가스는 CH₄, CO₂, N₂로 구성된다. 개발중인 5 MW급 바이오 가스터빈은 57% 메탄함량 바이오 가스를 기준 연료로 설계되었다. 그러나 본 연구에서는 다양한 연료 조건에서 변화를 비교하기 위해 더 낮은 메탄함량 바이오 가스를 사용하는 경우에 대해서도 해석을 수행하였다. 모든 바이오 가스는 N₂를 1% 포함하고 있으며, 나머지는 CH₄, CO₂로 구성된다. 예를 들어 57% 메탄함량의 바이오 가스의 성분비는 CH₄:57%, CO₂:42%, N₂:1%이다. 성분비의 단위는 몰비이다.

3. 결과 및 토의

3.1 바이오가스 사용에 따른 문제점 및 해결방안

Table 3에 서로 다른 세 가지의 전부하(full load) 운전 전략들을 보였다. 선행연구⁽¹¹⁾를 통해 바이오가스를 연료로 사

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 (IGV)	설계 블레이드 온도를 유지하기 위한 입구공기유량 조절운전

용할 때 설계시 터빈입구온도를 유지하며 운전(Case 1)할 경우 블레이드 온도가 상승하며 서지마진이 감소하는 것으로 알려져 있다. 그러나 이 때 서지마진은 10%보다 높으므로 안정적인 운전이 가능하다고 볼 수 있다.⁽¹¹⁾ 따라서 본 연구에서는 블레이드 온도 문제를 해결하기 위해 2가지 방법을 고려하였다. 이 두 운전 방법의 특징은 다음과 같다. 만약 운전조건 변화시 냉각효율의 변화가 크지 않다면, 식 (4)에서 알 수 있듯이 터빈입구온도를 낮추거나 냉각공기의 온도를 낮추어 설계 블레이드 온도를 유지할 수 있다. 이러한 점을 반영하여 터빈입구온도를 낮추어 운전하는 방법을 고려하였으며, 냉각공기온도를 낮추기 위해 가변입구 안내깃을 이용하여 압축기 입구로 들어오는 유량을 줄여 압력비가 낮아지도록 하는 방법도 적용하였다. 압축기 출구 유량 bleed 방법⁽¹¹⁾도 블레이드 온도를 낮출 수 있지만 상대적으로 성능저하가 크므로 제외하였다.

3.2 가스터빈 최대 출력 특성

Fig. 2~7은 15℃에서 메탄 함량이 57%인 바이오가스를 사용하는 가스터빈의 출력에 따른 각 파라미터의 값을 나타

낸 것이다. 기저부하(base load, 천연가스 사용 시 정격출력인 5092 kW)까지는 터빈입구온도와 가변입구 안내깃을 사용하여 출력을 조절하며, 그 이후의 출력 범위에서는 모두 가변입구 안내깃을 사용하여 운전하게 된다. 바이오가스를 연료로 사용할 때 설계시 터빈입구온도를 유지하며 운전(Case 1)을 하게 되면 약 5430 kW의 출력을 얻을 수 있다. 그러나 이때는 블레이드에 과열이 발생하게 되며 수명감소로 이어지게 된다. 따라서 이러한 수명감소를 해결하기 위해 설계 블레이드 온도가 되도록 터빈입구온도를 낮춘 운전점(Case 2)과 입구 공기 유량을 줄인 운전점(Case 3)을 찾았다. Case 2의 경우에는 약 5370 kW, 31.7%, Case 3의 경우에는 약 5120 kW, 31.4%의 출력과 효율을 얻을 수 있는 것으로 나타났다. 따라서 바이오 가스를 연료로 사용하게 되면 천연가스를 사용할 때보다 더 큰 최대 출력과 효율을 얻을 수 있다. 그리고 두 방법 중 터빈입구온도를 조절하는 방법이 더 큰 출력을 내는 것을 알 수 있다. 이와 같이 Case 2가 더 큰 성능을 내는 이유는 다음과 같다. 탈설계 해석결과 각각의 Case에서 열용량비와 냉각효율은 거의 비슷한 값을 가진다. 해석 결과를 살펴보면 Case 3은 냉각공기의 온도를 낮

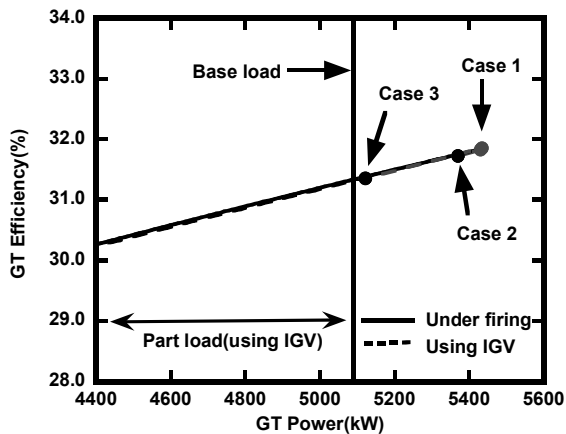


Fig. 2 Variation in gas turbine efficiency with gas turbine power

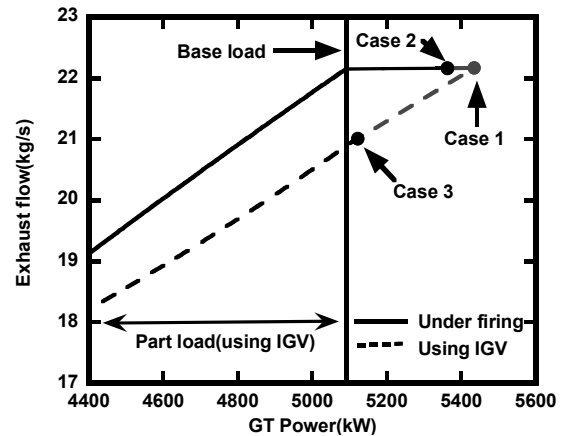


Fig. 4 Variation in exhaust flow with gas turbine power

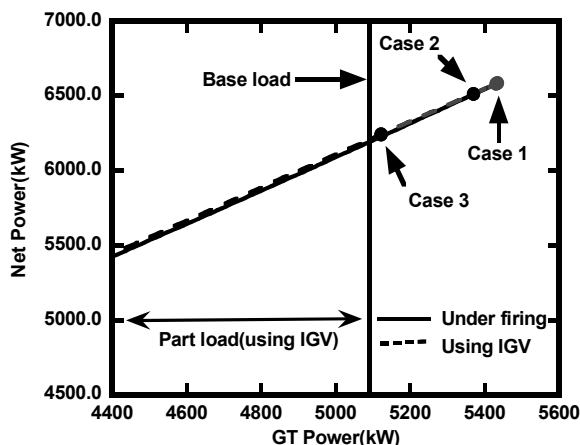


Fig. 3 Variation in net power with gas turbine power

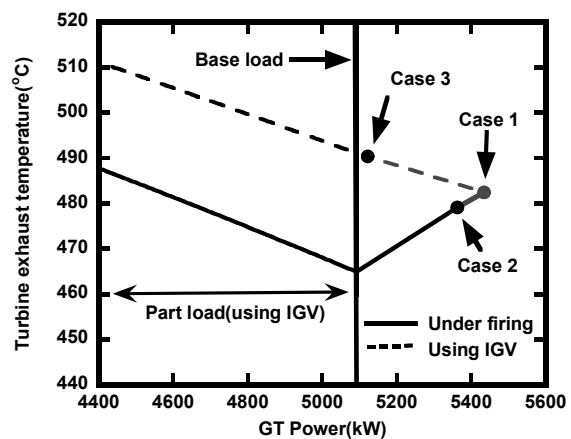


Fig. 5 Variation in exhaust flow with gas turbine power

추기 위해 공기 유량을 많이 줄여야 하므로 Case 3이 Case 2보다 더 적은 성능을 내는 것으로 나타났다. 그리고 각각의 경우 증기 터빈에서 추가적인 출력을 얻을 수 있으므로 시스템 출력과 효율은 Case 2의 경우에는 약 6510 kW, 38.5%, Case 3의 경우에는 6243 kW, 38.2%인 것으로 나타났다.

3.3 가스터빈 기저 부하 및 부분부하

앞 절에서 본 것과 같이 바이오 가스를 사용할 경우 더 큰 성능향상 효과를 볼 수 있지만 기저부하시 성능 특성에 대해서도 확인해 보았다. 이를 위해 앞서 언급한 두 가지 방법을 지속적으로 사용하여 기저부하가 되도록 하는 방법을 사용하였다. 기저부하 운전 하였을 때 가스터빈은 효율은 Fig. 2에서 알 수 있듯이 두 방법을 사용하더라도 약 31.3%로 차이를 보이지 않는 것으로 나타났다. 그리고 Fig. 4, 5에서 알 수 있듯이 터빈입구온도를 낮추게 되면 유량이 거의 일정하지만 터빈 출구 온도가 낮아진다. 그리고 가변입구 안내깃을 사용하게 되면 유량이 줄어들지만 터빈출구온도가 높아진다.

이러한 반대되는 유량 및 터빈출구온도 경향으로 인해 터빈 출력에 미치는 효과들이 서로 상쇄가 되어, 각 각의 방법을 사용할 때 얻을 수 있는 증기터빈의 출력은 비슷하며 약 1100 kW의 추가적인 출력을 얻을 수 있는 것으로 나타났다. 이 때 시스템 효율은 약 38.2%였다. 따라서 Fig. 7에서 알 수 있듯이 각 방법을 사용할 때 가스터빈 기저부하 운전시 시스템성능은 거의 비슷한 것으로 나타났다. 그리고 기저 부하보다 낮은 부분부하에서 각 방법을 사용할 때 가스터빈 성능 및 시스템 성능 또한 거의 비슷한 것으로 나타났다. 그러나 터빈입구온도를 낮추어 기저부하를 운전하게 되면 더 낮은 출력에서도 가변입구 안내깃을 사용할 수 있기 때문에 동일한 가스터빈 출력에서 조금 더 많은 증기터빈 출력을 얻을 수 있다는 장점이 있다.

4. 바이오가스의 메탄 함량과 외기온의 영향

Table 4에서 알 수 있듯이, 바이오 가스의 메탄 함량이 감

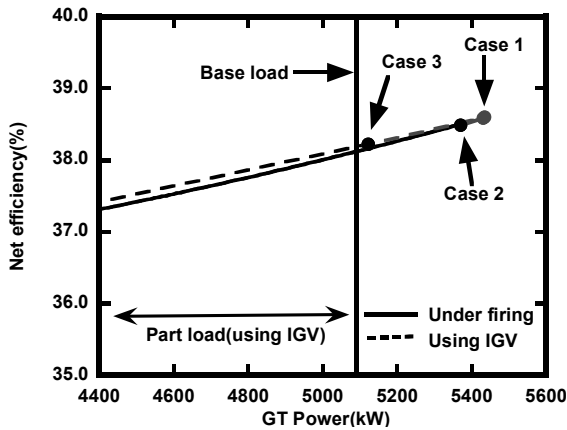


Fig. 6 Variation in net efficiency with gas turbine power

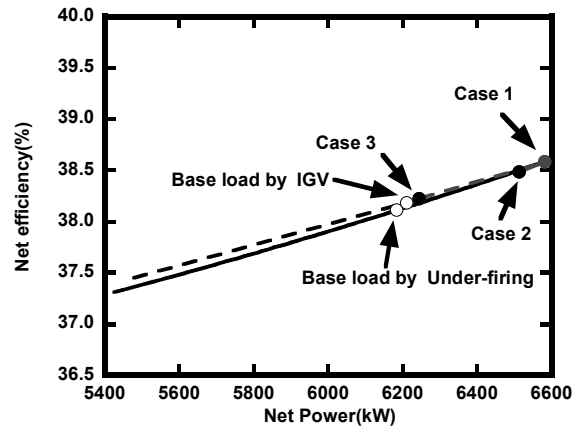


Fig. 7 Variation in net efficiency with net power

Table 4 Performance for each operating strategy

Ambient Temperature (°C)	Fuel	Full load operation strategy	Gas turbine power (kW)	Gas turbine efficiency (%)	System power (kW)	System efficiency (%)	Blade temperature deviation (°C)	Turbine inlet temperature (°C)	
15	NG	case 1	5090	31.2	6200	38.1	0	1104	
		case 1	5430	31.8	6580	38.6	+3.6	1104	
	57% CH ₄	case 2	5370	31.7	6510	38.5	0	1099	
		case 3	5120	31.4	6240	38.2	0	1104	
	Biogas	45% CH ₄	case 1	5630	32.1	6800	38.8	+6	1104
			case 2	5530	32.0	6690	38.7	0	1095
40	NG	case 1	3970	28.4	5040	36.1	0	1104	
		case 1	4200	28.9	5290	36.5	+3.6	1104	
	57% CH ₄	case 2	4060	28.8	5130	36.3	0	1085	
		case 3	3660	28.2	4690	36.2	0	1104	
	Biogas	45% CH ₄	case 1	5630	32.1	6800	38.8	+6	1104
			case 2	5530	32.0	6690	38.7	0	1095

소함에 따라 연료 유량이 증가하여 성능이 증가하며 블레이드 과열현상 또한 더 심각해진다. 이는 증가된 유량으로 인해 압력비가 증가하게 되어 냉각공기 온도도 높아지기 때문이다. 따라서 블레이드 과열을 해결하기 위해 Case 2로 운전하면 Table 4에서 볼 수 있듯이 더 낮은 터빈입구온도에서 운전해야 하며 가스터빈 출력은 57% 메탄함량의 바이오가스를 사용할 때보다 증가하는 것을 알 수 있으며, 서지마진은 더 감소하게 된다. 그러나 Case 3으로 운전할 시에는 바이오가스의 메탄함량이 감소하더라도 성능은 57% 메탄함량의 바이오가스를 사용할 때와 거의 비슷한 성능을 내는 것을 알 수 있다. 이는 설계 블레이드 온도를 유지하기 위해, 57% 메탄함량 바이오 가스를 사용하며 Case 3 운전할 때의 유량이 될 때 까지 가변입구 안내깃을 조절해야 되기 때문이다.

외기온이 높은 상태에서 바이오가스를 적용할 때도 15℃ 상태에서 바이오가스를 적용한 것과 비슷한 정도의 블레이드 과열이 발생한다. 이를 해결하기 위해 각각의 운전 방법을 적용해 보면 15℃ 경우와 비교하여 Case 2, 3 모두 추가적으로 얻을 수 있는 출력의 비율 즉, 가스터빈 출력대비 증기터빈 출력 비율은 증가한다.

5. 결 론

소형 가스/증기터빈 복합발전 시스템에서 설계 연료인 천연가스 대신 바이오가스를 사용할 경우에 터빈 블레이드 온도의 제한을 고려하여 얻을 수 있는 성능을 예측하였다. 설계 시 설정한 터빈입구온도를 유지하면 출력은 대폭 증가하지만 블레이드 과열이 발생하며 이를 해결하기 위한 운전 전략으로서 터빈입구온도의 조절(낮춤)과 IGV 조절(공기유량 감소)을 모사하였다. 해석 결과 터빈입구 온도 조절법이 더 큰 출력과 높은 효율을 생산하는 것으로 나타났다. 바이오가스를 사용하면서 기저부하(원래 가스터빈의 정격 출력)로 운전하면 천연 가스를 사용할 때와 비슷한 출력과 효율을 낼 수 있었으며, 증기터빈에서 추가되는 출력은 가스터빈에 비하여 약 22%로서 두 가지 운전 방법에서 차이가 거의 없었다. 메탄함량과 외기온 변화에 따른 출력과 효율의 변화폭을 예측하였다.

후 기

본 연구는 2011년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP)의 지원을 받아 수행한 연구과제입니다 (5 MW급 바이오 가스터빈용 전처리시스템 개발)(No. 2011T100200362).

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 (ICREPO'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) Enter Software. GateCycle ver 6.0, 2006.
- (6) 최승주, 2006, "두산중공업의 소형가스터빈 개발," 기계저널, 제46권, 제10호, pp. 41~47.
- (7) 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.
- (8) Spencer, R. G., Cotton, K. C. and Cannon, C. N., 1963, "A Method for Predicting the Performance of Steam Turbine-generators: 16,500kW and Larger," Journal of Engineering for Power, Vol. 85, pp. 249~252.
- (9) Bahadori, A. and Vuthaluru H. B., "Estimation of Performance of Steam Turbines Using a Simple Predictive Tool," Applied Thermal Engineering, Vol. 30, pp. 1832~1838.
- (10) 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 Winter Annual Meeting Vol. 124, pp. 43~51.
- (11) 강도원, 이종준, 김동섭, 허광범, "바이오 가스를 사용하는 가스터빈 열병합 시스템의 전부하 및 부분부하 운전 특성 해석," 유체기계저널, 제14권, 제2호, pp.35~40.