

< 논문 >

## 가압형 고체산화물 연료전지/가스터빈 하이브리드 시스템의 현실적 설계

오경석\* · 박성구\* · 김동섭†

(2006년 6월 19일 접수, 2006년 11월 17일 심사완료)

### A Practical Design of Pressurized Solid Oxide Fuel Cell/Gas Turbine Hybrid Systems

Kyong Sok Oh, Sung Ku Park and Tong Seop Kim

**Key Words:** SOFC(고체산화물연료전지), Gas Turbine(가스터빈), Pressurized Hybrid System(가압형 하이브리드시스템), Design(설계), Compressor Surge(압축기서지)

#### Abstract

This paper presents guideline for a practical design of the hybrid system combining a pressurized solid oxide fuel cell and a gas turbine. Design of the hybrid system based on a virtually designed gas turbine was simulated using models for off-design operation of the gas turbine. Two system configurations, with different method for supplying reforming steam, are considered and their design characteristics are compared. A higher design cell temperature provides better system performance. However, there exists a maximum allowable design cell temperature because the operating point of the compressor approaches the surge point with increasing fuel cell temperature. Increased pressure loss at the fuel cell moves the compressor operating point toward the surge point and reduces system performance.

#### 기호설명

CDP : 압축기 출구 압력  
 E : 전압 포텐셜  
 J : 전류밀도  
 L : 두께  
 LHV : 발열량  
 V : 전압  
 $\dot{m}$  : 유량  
 P : 압력  
 T : 온도

TIT : 터빈입구온도  
 $\dot{W}$  : 출력  
 $\eta_{HX}$  : 열교환기 효율  
 $\eta_{th}$  : 열효율  
 $\rho$  : 비저항

#### 하첨자

a : 연료극, 공기  
 AC : 교류  
 AUX : 주변기기  
 c : 공기극, 셀, 저온부  
 d : 설계점  
 e : 전해질  
 FC : 연료전지  
 fuel : 연료

\* 인하대학교 대학원

† 책임저자, 회원, 인하대학교 기계공학부

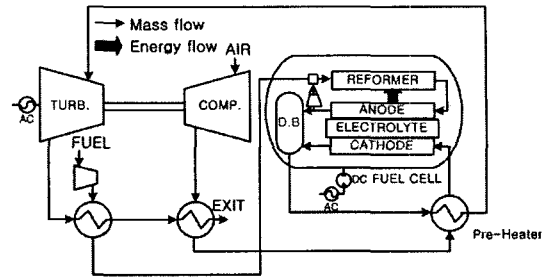
E-mail : kts@inha.ac.kr

TEL : (032)860-7307 FAX : (032)868-1716

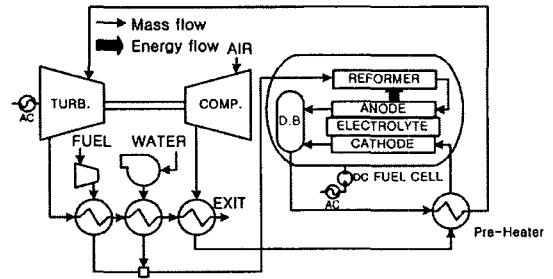
- GT : 가스터빈
- h : 고온부
- in : 입구
- N : 내른스트
- out : 출구
- P : 분극

1. 서론

에너지 고갈 문제와 환경 문제 등이 부각되면서 저공해, 고효율 발전시스템의 도입이 갈수록 중요해지는 시점이다. 이러한 환경 변화에 부합하는 것들 중 하나로서 연료전지가 급속히 부각되기 시작하였다. 이에 더하여 연료전지와 가스터빈을 결합하여 시너지 효과를 내기 위한 하이브리드 시스템 개발이 선진국을 중심으로 국가과제로서 활발하게 이루어지고 있다.<sup>(1)</sup> 특히, 가압형 고체산화물 연료전지(solid oxide fuel cell, SOFC)를 기반으로 하는 하이브리드 시스템 개발이 가장 먼저 이루어지고 있으며,<sup>(2)</sup> 시스템 설계에 도움이 되는 다양한 해석들이 수행되고 있다. 여러 가지의 시스템 구성방법,<sup>(3)</sup> 공기 예열방법,<sup>(4)</sup> 설계 제한 요소<sup>(5,6)</sup> 등에 대한 연구 결과들을 포함하여 다양한 연구결과들이 발표되고 있다. 대부분의 설계 해석들은 SOFC와 가스터빈을 비롯하여 모든 구성부를 원하는 하이브리드 시스템 성능에 맞게 새로 설계한다는 가정 하에 이루어진 것이다. 그러나, 현실적인 시스템 개발을 염두에 둔다면 상황은 달라진다. 연료전지는 셀의 적층에 의한 스택(stack) 크기를 바꾸어서 다른 용량으로 설계하는 것이 가능하나, 가스터빈은 개발초기 단계에서 새로운 용량의 엔진을 설계하여 개발하는 것이 비용측면에서나 개발 일정 측면에서 적합하지 않은 경우가 많다. 따라서 가스터빈은 기존의 엔진을 그대로 사용하게 되기가 쉽다. 따라서 본 연구에서는 이와 같이 가스터빈은 기존의 것을 사용하고, 이를 기반으로 연료전지를 설계(용량을 설계)하여 하이브리드 시스템을 구성하는 보다 현실적인 설계를 대상으로 시스템 성능을 해석하고자 한다. 이러한 방법을 염두에 두고 하이브리드 시스템을 구성하는 경우에 대한 기초 연구들을 고찰하면 다음과 같은 몇 가지 문제점들이 있는 것으로 보인다. 하이브리드 시스템의 설계 작동점은 가스터빈의 단독 운전을 하



(a) Anode recirculation



(b) External water supply

Fig. 1 Schematic of hybrid systems

는 경우의 설계점과 다르며, 주로 압축기 서지점에 근접하는 경향이 있다.<sup>(7)</sup> 이렇게 압축기의 작동점이 서지점에 근접하여 설계된 경우에는 하이브리드 시스템 운전시 출력감소나 정지시에 정상적인 작동에 문제를 야기할 수도 있다.<sup>(8)</sup> 시스템의 안정적인 운전을 위해서는 일정한 압축기 서지마진을 확보해야 하므로, 시스템 설계시에 이에 유의하여야 할 것이다. 즉, 시스템 구성방식 및 연료전지의 설계 작동 조건에 따라서 압축기의 운전점의 변화가 생길 것이고 이로 인해 서지마진이 변하고 이러한 문제가 설계에 큰 제한요인으로 작용할 것이다.

본 연구에서는 이미 제작된 가스터빈을 이용하여 하이브리드 시스템을 구성할 경우에 연료전지 설계 조건에 따른 하이브리드 시스템의 성능을 분석하고, 압축기의 작동점 변화를 살펴보고자 한다. 두 가지의 시스템 구성 방법을 고려하여 설계 특성의 상이점과 성능을 비교한다.

2. 시스템 구성 및 해석 방법

2.1 시스템 구성

본 연구에서 선택한 시스템은 SOFC가 가압상

태에서 작동하는 시스템들로서 연료는 메탄을 가 정하였다. 메탄을 수소가 주성분인 연료로서 개 질하는데 있어서 수증기 개질방법을 사용하며, 개질과정에 필요한 열은 셀에서 직접 공급받는 내부개질형을 사용한다. 시스템은 Fig. 1과 같으 며, 수분 공급 방법을 달리하는 두 가지 모델을 선정하였다. Fig. 1(a)는 연료극 재순환을 통하여 개질과정에 필요한 수분을 셀 내부에서 직접 공 급하는 방법이며, Fig. 1(b)는 외부에서 개질 과정에 필요한 수분을 공급하는 방법이다. 압축된 공 기는 터빈 출구가스와 열교환후, 다시 연료전지 출구가스로 예열되어 셀에 공급되고, 이후 연료 극의 미반응 연료와 연소하여 터빈에 유입된다. 터빈 출구가스는 연료, 공기와 순차적으로 열교 환한 후 배출된다. 연료전지의 입출구 온도차가 클수록 시스템의 성능이 우수하지만,<sup>(5,6)</sup> 이번 연구에서는 시스템의 안정적인 운전을 위하여 연료 전지 입출구 온도차를 보수적으로 100°C로 설정 하였다. 연소기는 연료전지의 미반응 연료를 연 소하며, 연료전지 입구 예열기는 연료전지에 공 급되는 공기의 온도를 조절하는 하는 역할을 한 다. 가스터빈은 원심 압축기와 터빈을 사용하며 설계 파라미터는 압력비 4.59, 터빈 입구온도 948°C, 공기유량은 1.0kg/s으로 출력은 120kW급이 다.

2.2 해석 방법

화학반응을 포함한 열역학 시스템해석을 위해 상용 프로그램<sup>(9)</sup>을 이용하여 계산을 수행하였으 며, 주요 구성부의 계산방법은 이전 연구<sup>(3-6)</sup>에서 참조할 수 있다. 가스터빈은 설계점 회전수를 유 지하면서 각 연료전지 설계 상태에 맞추어 작동 점이 변하는 것으로 모사하였다. 전류밀도는 일 정하게 설계된다고 가정하였다. 연료전지의 작동 전압은 알려진 관계식<sup>(10)</sup>을 사용하여 아래와 같이 계산하였다. 작동전압은, 네른스트(Nernst) 전압에서 활성화 분극 및 내부저항에 의한 전압 손실들 을 차감하여 계산한다.

$$V = E_N - E_P - J(\rho_a L_a + \rho_e L_e + \rho_c L_c) \quad (1)$$

여기서  $J$ 는 전류밀도이며,  $L$ 은 셀내부 각층의 두께이다. 활성화 분극손실은 다음 식에 의하여 구한다.<sup>(11)</sup>

$$E_P = \left( V_a \frac{\ln(J/J_0)}{\ln(1+J/J_0)} \right) \ln(1+J/J_0) \quad (2)$$

$$\text{여기서 } J_0 = 10^{(-7520/T_c + 4.51)}$$

$$V_a = 0.074 (T_c/1273)$$

$$J_c = 0.4 A/cm^2$$

셀 내부의 저항식은 다음 식들로 계산한다.<sup>(10)</sup>

$$\text{Anode} : \rho_a = 0.00298 e^{(-1392/T_c)} \quad (3a)$$

$$\text{Cathode} : \rho_a = 0.008114 e^{(600/T_c)} \quad (3b)$$

$$\text{Electrolyte} : \rho_a = 0.00294 e^{(10350/T_c)} \quad (3c)$$

저항계산을 위해서는 셀의 작동온도( $T_c$ )가 필요 하며, 작동온도는 연료전지 출구온도를 사용하였 다. 가스터빈 압축기의 작동점 변화는 성능선도 를 사용하여 모사하였으며, 터빈은 다음의 Stodola 관계식<sup>(12)</sup>으로 모사하였다.

$$\frac{\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}/P_{in}}}{(\dot{m}_{in} \sqrt{T_{in}/P_{in}})_d} = \frac{\sqrt{1 - (P_{out}/P_{in})^2}}{\sqrt{1 - (P_{out}/P_{in})_d^2}} \quad (4)$$

시스템의 출력과 효율은 다음으로 정의된다.

$$\dot{W}_{total, AC} = \dot{W}_{FC, AC} + \dot{W}_{GT, AC} - \dot{W}_{AUX} \quad (5)$$

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{total, AC}}{(\dot{m} \cdot LHV)_{fuel}} \quad (6)$$

보조 동력은 재순환 블로워, 연료압축기 및 기 타 구성부에서의 소요 동력이다.

배기가스와 압축공기, 연료, 수분의 열교환기는 아래의 열교환기 효율식을 사용하였다.

$$\eta_{HX} = \frac{T_{c, out} - T_{c, in}}{T_{h, in} - T_{c, in}} \quad (7)$$

연료전지 공기극에 공급되는 공기를 예열하는 예열기는 연료전지 입구온도를 맞추기 위하여 예 열정도를 조절하여 설계된다.

셀, 가스터빈 및 기타 구성부의 주요 설계 파 라미터는 Table 1에 나타난 바와 같다. 각종 덕트 의 압력손실은 0.5%, 연소기, 연료전지 및 개질기

Table 1 Main design parameters

Ambient condition	15°C, 1.013bar
Current density	400 mA/cm <sup>2</sup>
Utilization factor	0.7
Steam Carbon Ratio	3.0
Shaft speed	65000 rpm
Compressor efficiency	0.75
Turbine efficiency	0.85
Heat exchanger effectiveness (air)	0.83
Heat exchanger effectiveness (water)	0.77
Heat exchanger effectiveness (fuel)	0.80
Fuel compressure efficiency	0.75
Water pump efficiency	0.75

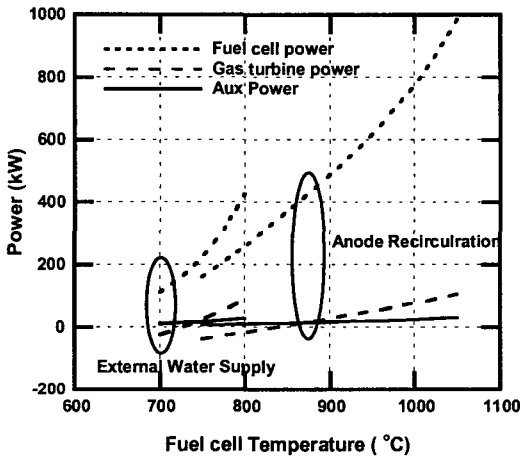


Fig. 2 Design power of the hybrid systems

의 압력손실은 3%로 가정하였고, 열교환기의 경우 저온부와 고온부를 1.5~2.5%사이의 값으로 가정하여 계산을 수행하였다. 이외에도 가스터빈 발전기 및 연료전지 직교류 변환기의 효율은 각각 93%로 가정하였다.

### 3. 해석결과

주요 설계변수는 연료전지의 작동온도이다. Fig. 2 및 Fig. 3에 이 온도의 변화에 따른 연료전지의 출력과 가스터빈의 출력 변화 및 시스템 효율변화를 나타내었으며, Fig. 4에는 각 설계상태에서 연료전지 작동 전압과 셀면적을 나타내었다. 수분공급방식이 다른 두 시스템에서 공통적으로 연료전지의 설계 온도가 증가함에 따라 연료전지 및 가스터빈의 출력이 모두 증가하는 경향을 보인다. 그러나 설계 가능한 최대 연료전지

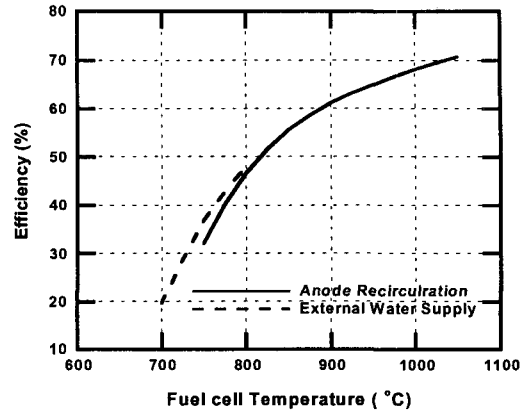


Fig. 3 Design efficiency of the hybrid systems

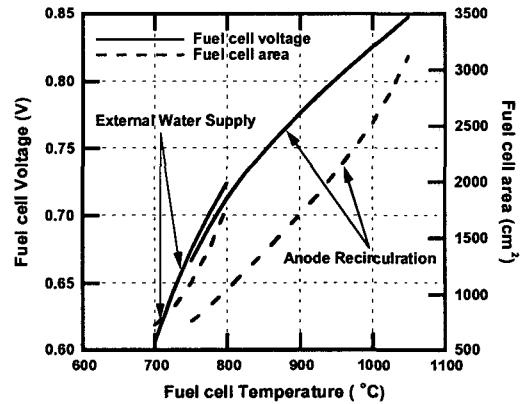


Fig. 4 Fuel cell voltage and area

온도에는 확연한 차이가 있다. 즉, 수분을 연료극 가스의 재순환으로 공급하는 방식에서 연료전지 작동온도의 한계가 더 크다. 이 한계, 즉 가능한 최고온도는 압축기 서지에 매우 근접한 점을 작동점으로 갖는 설계 온도이다 이 부분은 후후 Fig. 5에서 더 자세히 설명할 것이다. 이에 앞서서 먼저 정성적인 성능변화를 설명하고자 한다.

Fig. 4에서 나타났듯이 연료전지의 설계온도가 증가함에 따라 작동전압이 상승하며, 이로 인해서 단위 연료 유량당 얻어지는 연료전지 출력이 증가하고, 셀에서 방출되는 열량은 줄어든다. 전류밀도를 동일하게 설계한다고 가정하였으므로 연료전지 출력이 증가하면 셀면적이 증가하여야 한다. 연료전지의 온도가 너무 낮으면 터빈출력이 압축기 소요 동력에 못 미치게 되어 가스터빈의 순출력은 음이 된다. 이러한 경우에는 하이브리드 시스템으로 볼 수 없으며, 가압형 연료전지

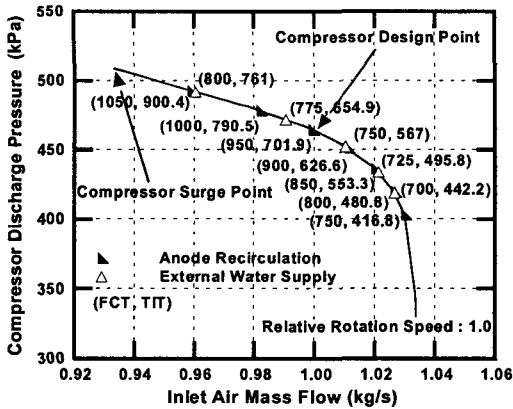


Fig. 5 Various design points on the compressor operating line

에서 압축기 소요동력의 일부를 터빈이 보전해주는 시스템으로 이해해야 할 것이다. 연료전지 온도가 일정온도에 이르면, 가스터빈에서 순일이 발생하기 시작하는데, 이 때 연료전지 작동온도는 연료극 재순환 방식에서는 약 875°C이며, 터빈 입구온도는 587°C이다. 외부 수분공급 방식에서는 연료전지 작동온도는 약 750°C이며, 터빈 입구온도는 567°C이다. 연료전지 온도가 이 값들보다 증가하면 (결국 터빈입구온도가 증가하면) 가스터빈에서 순일이 발생한다.

수분을 외부에서 직접 공급하는 시스템의 경우에는 수분공급에 의한 유량증가 때문에 연료극 재순환 시스템과 동일한 연료전지 온도로 설계하기 위해서는 연료의 양이 더 많아야 한다. 연료 이용률이 일정하므로 연료전지에 유입되는 연료량이 많다는 것은 연료전지에서 반응하지 않고 나오는 연료량도 많다는 것을 의미한다. 즉 연소기(duct burner)에서 연소되는 연료량이 많아지게 되어 결과적으로 동일한 연료전지 온도에서도 터빈입구온도가 더 높다. 이러한 이유 때문에 Fig. 2와 Fig. 3에 보이는 바와 같이 설계 가능한 영역에서는 동일한 연료전지 온도에서 외부 수분 공급 시스템의 연료전지, 가스터빈 출력이 모두 더 크고 효율도 다소 더 높다. 물론 큰 연료전지 출력을 위하여 셀면적이 더 커야 한다. 그러나, 외부 수분 공급 시스템이 압축기 서지에 훨씬 더 쉽게 (더 낮은 연료전지 온도에서) 접근하기 때문에 연료전지 온도를 높게 설계할 수 없고, 결과적으로 한계 성능(얻을 수 있는 최대 성능)은 연료극 재순환 방식에 비하여 월등히 낮다(시스템

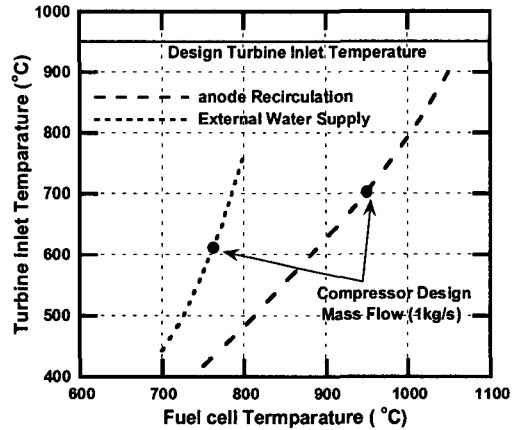


Fig. 6 Relation between fuel cell temperature and turbine inlet temperature

효율 70% 대 48%, 시스템 출력 1060kW 대 488 kW).

이제 Fig. 2, 3의 각 설계 작동점을 압축기 작동선 위에서 분석하고자 한다. Fig. 5는 각 설계 점들을 압축기 성능선도 상에 도시한 것이다. 실선은 압축기의 회전수가 일정한 작동선이며, 가장 왼편이 서지점이다. 나타낸 숫자는 연료전지 설계온도와 이에 대응하는 터빈입구온도이다. 애초의 가스터빈의 설계 작동점은 유량 1kg/s 지점이다. 압축기 선도 상에서 작동점의 변화 경향은 일반적인 가스터빈의 작동점 변화와 같다. 즉, 터빈입구온도가 높아지면 압축기 압력비가 증가하면서 서지점쪽으로 이동하고, 출력은 증가한다. 따라서 하이브리드 시스템 설계시에 연료전지의 설계 작동 온도를 높이면 터빈입구온도가 증가하므로(이는 이미 앞서 설명하였음) 역시 서지점쪽으로 작동점이 이동한다. 따라서 비록 성능측면에서만 보면 연료전지의 온도를 높게 설정할수록 좋으나, 너무 높으면 서지에 근접하므로 실제로 어느 온도 이상 높이기 힘들 것이다. 현재 작동선 상의 마지막 점들(연료극 재순환 방식과 외부 수분 공급 방식의 경우에 각각 연료전지 온도 1050, 800°C)도 사실은 서지 마진이 너무 작아서(유량 기준으로 3% 미만) 현실적인 한계 지점으로는 부족해 보이며, 이보다 훨씬 연료전지 온도가 낮은 지점에서 설계되어야 할 것이다.

Fig. 6에 연료전지 설계온도에 따른 터빈입구 온도 변화만 별도로 나타내었다. 기호는 애초의 압축기 설계 작동점을 나타낸다. 서지선에 근접할 때 까지 연료전지의 설계온도를 높여도 가스

터빈의 애초 설계온도(948°C)에는 도달하지는 못한다. 즉, 가스터빈 단독 운전시와 동일한 압축기 작동점이더라도 하이브리드 시스템에서의 터빈입구 온도가 훨씬 낮다. 이는 몇 가지 요인으로 설명된다. 먼저 가스터빈만 단독 운전하던 것에 비하여 하이브리드 시스템에서는 압축기와 터빈 사이에 연료전지가 부가적으로 존재하고 이로 인하여 추가적인 압력손실이 생긴다. 압력 손실의 영향은 뒤에 별도로 살필 것이나, 정성적으로 간단히 설명하자면 압력 손실이 증가하면 같은 터빈입구 압력으로 동일한 터빈입구온도를 달성하기 위하여 압축기의 압력비가 더 높아져야한다는 점을 들 수 있다.[식 (4)로부터 유추 가능] 따라서 동일한 압축기 작동점에서는 터빈입구온도가 가스터빈 단독 운전에 비하여 낮다. 수분을 외부에서 추가적으로 공급해주면(수분은 압축기와 터빈사이에 위치한 연료전지에 공급됨) 터빈으로 유입되는 유량이 증가하므로 동일한 압력비로 작동할 때 터빈입구온도가 더 낮다.[식 (4)로부터 유추 가능] 결과적으로 외부에서 수분을 공급하는 시스템이 주어진 압축기 작동점에서 터빈입구온도가 월등히 낮다. 그러므로 상대적으로 더 낮은 온도로도 서지점에 접근하게 되고, 이 한계지점에서의 연료전지 설계온도도 더 낮다. 더욱이 수분 외부 공급 정도 따라서 터빈축 유량 변화가 수반되기 때문에 상대적으로 더 작은 연료전지 온도(또는 터빈입구 온도) 변화에 의해서도 압축기의 작동점 변화폭은 더 크다. 즉, 수분 외부 공급 시스템이 연료극 재순환 시스템에 비하여 설계 가능한 연료전지 온도 범위가 작다.

이상에서 살핀 바에 의하면 가스터빈의 주요 구성부인 압축기와 터빈 사이에 연료전지가 위치하므로 인하여 애초의 가스터빈 작동점에서 벗어나게 되며, 특별히 압축기의 작동점에 큰 영향을 미치게 된다. 연료전지 및 기타 배관들이 추가되므로 인하여 압력손실이 추가되며, 이 압력손실의 크기가 압축기의 작동점에 영향을 미치게 될 것이다. 따라서, 연료전지의 압력손실을 기준치보다 증가한 경우에 대하여 작동점 및 성능의 변화를 살펴보는 것은 의미가 있다. Fig. 7에 한 예를 보였다. 대상 시스템은 연료극 재순환을 사용하는 시스템이며, 연료전지의 설계온도는 950°C로 일정하고, 연료전지 압력손실이 기준치인 3%에서 6%로 두 배로 증가한 경우에 대하여 계산하였으

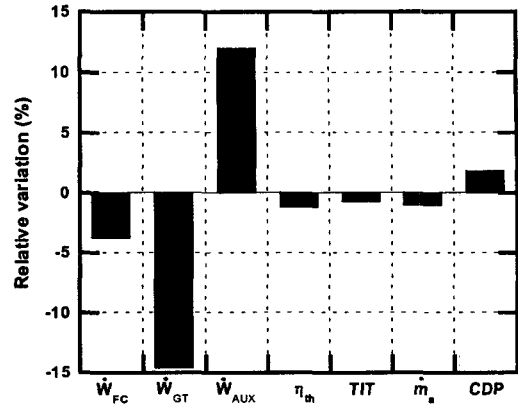


Fig. 7 Effect of pressure loss increase from three to six percent at the fuel cell for the system with anode recirculation

며, 연료전지 및 가스터빈의 출력, 보조동력, 시스템 효율, 터빈입구온도, 공기유량, 압축기출구 압력 등 주요 성능 파라미터에 미치는 영향을 보였다. 연료전지의 압력손실이 증가하게 되면, 압력손실을 보전하기 위하여 압축기의 작동점은 출구 압력이 높아지는 방향으로 이동하게 된다. 3%의 추가적인 압력손실이 약 10kPa(기준압력의 약 2.5%)의 압축기 출구 압력 상승으로 이어진다. 유량은 약 1% 감소한다. 즉, 작동점을 서지점 쪽으로 이동시킨다. 압축기 압력비가 증가하면서 압축기 소요 동력은 증가한다. 반면에 연료전지에서는 주로 공기유량 감소로 출력이 작아지고(연료 공급이 작음), 연료전지에서 반응하지 않고 남은 연료량도 적어지므로 터빈입구 온도도 다소 낮아진다. 터빈에서는 유량이 작아지고, 터빈입구 온도도 낮아지므로 출력이 작아진다. 결과적으로 터빈출력은 줄고, 압축기 소요 동력은 증가하여 가스터빈 순 출력이 감소한다. 연료전지의 압력손실의 증가로 인하여 연료극 출가가스를 개질기로 공급하기 위하여 보다 많은 블로워(blower) 동력이 필요하여 보조동력이 증가한다. 따라서 시스템 효율도 감소한다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 하이브리드 시스템을 설계함에 있어서 기 제작된 가스터빈을 사용하는 보다 현실적인 설계 방식에 있어서, 연료전지의 설계온도에 따라 다양하게 설계점이 결정됨을 보였다.

연료전지의 설계온도가 높을수록 시스템의 출력과 효율 모두 상승하게 되지만, 압축기의 작동점이 서지선에 근접하여 일정 온도 이상 높이는 힘들다. 외부에서 수분을 공급하는 시스템보다 연료극 재순환 방법을 사용하는 시스템에서 연료전지 작동온도를 더 높게 설계할 수 있으며, 한계(최대) 출력과 효율이 월등히 높다. 그러나 어느 시스템에서도 애초에 설계된 터빈입구온도는 얻을 수가 없다. 연료전지의 압력손실이 증가하면, 압축기의 작동 압력이 증가하며, 시스템의 출력 및 효율은 감소한다. 따라서 서지마진을 충분히 유지하면서 높은 효율의 시스템을 설계하기 위해서는, 연료전지 및 기타 구성품의 압력손실을 최소화해야 한다.

### 참고문헌

- (1) Williams, M.C., Strakey J.P. and Surdoval, W.A., 2005, "The U.S. Department of Energy, Office of Fossil Energy Stationary Fuel Cell Program," *Journal of Power Sources*, Vol. 143, pp. 191~196.
- (2) Veyo, S. E., Lundberg, W. L., Vora, S. D. and Litzinger, K. P., 2003, "Tubular SOFC Hybrid Power System Status," ASME paper GT2003-38943.
- (3) Yang, W. J., Kim, T. S. and Kim, J. H., 2004, "Performance Characteristics Analysis of Gas Turbine-Pressurized SOFC Hybrid Systems," *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 16, No. 7, pp. 615~622.
- (4) Yang, W.J., Kim, T.S. and Kim, J.H., 2005, "Comparative Performance Analysis of Pressurized Solid Oxide Fuel Cell/Gas Turbine Hybrid Systems Considering Different Cell Inlet Preheating Methods," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 29, No. 6, pp. 722~729.
- (5) Yang, W.J., Kim, T.S. and Kim, J.H., 2004, "Analysis of Performance of Gas Turbine-Pressurized SOFC Hybrid Systems Considering Limiting Design Factors," *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 16, No. 11, pp. 1013~1020.
- (6) Yang, W.J., Park, S.K., Kim, T.S., Kim, J.H., Sohn, J.L. and Ro, S.T., 2006, "Design Performance Analysis of Pressurized Solid Oxide Fuel Cell / Gas Turbine Hybrid Systems Considering Temperature Constraints," *Journal of Power Sources*, Vol. 160, pp. 462~473.
- (7) Tucker, D., Lawson, L. and Gemmen, R., 2005, "Evaluation of Hybrid Fuel Cell Turbine System Startup with Compressor Bleed," ASME paper GT2005-68784.
- (8) Hildebrandt, A. and Assadi, M., 2005, "Sensitivity Analysis of Transient Compressor Operation Behaviour in SOFC-GT Hybrid System," ASME paper GT2005-68744.
- (9) Aspen Technology, 2006, AspenOne HYSYS, ver. 2004.
- (10) Massardo, A. and Lubelli, F., 2000, "Internal Reforming Solid Oxide Fuel Cell-Gas Turbine Combined Cycle(IRSOFC-GT) : Part A - Cell Model and Cycle Thermodynamic Analysis," ASME Journal of engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 122, pp. 27~35.
- (11) Nagata, S., Kasuga, Y., Momma, A. and Kato, T., 1993, "Simulation of Temperature Dependence of SOFC and SOE," Bulletin of Electrotechnical Laboratory, Separate Volume 5-6 (in Japanese).
- (12) Dixon, S. L., 1978, *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery*, 3rd ed., Pergamon Press.