

## 연료전지용 터보 공기압축기의 설계 및 시험평가

최재호\*<sup>†</sup>

\*삼성테크윈 파워시스템연구소

### Design and Experimental Study on a Turbo Air Compressor for Fuel Cell Applications

JAE-HO CHOI\*<sup>†</sup>

\*Power Systems R&D Center, Samsung Techwin  
Sungju-dong Changwon-si Gyeongnam 641-717, Korea

#### ABSTRACT

This study presents an aerodynamic design and an experimental performance test of a turbo air compressor consisted of mixed-flow impeller and curved diffuser for the PEM fuel cell vehicle application. Many studies compare the efficiency, cost or noise level of high-pressure and low-pressure operation of PEM fuel cell systems. Pressure ratio 2.2:1 is considered as design target. The goal of compressor design is to enlarge the flow margin of compressor from surge to choke mass flow rate to cover the operational envelope of FCV. Large-scale rig test is performed to evaluate the compressor performance and to compare the effects of compressor exit pipe volume to stall or surge characteristics. The results show that the mixed-flow compressor designed has large flow margin, and the flow margin of compressor configuration with small exit volume is larger than that with large exit volume.

**KEY WORDS** : turbo compressor(터보 압축기), fuel cell vehicle(연료전지 자동차), surge margin(서지 마진), aerodynamic design(공력설계), compressor characteristic curve (압축기 특성곡선)

#### 1. 서 론

최근 유가의 지속적인 상승으로 연료전지를 이용한 발전 및 자동차 등의 개발이 더욱 절실히 요구되고 있다. 연료전지 자동차를 구성하는 연료전지 스택, 연료공급 장치 및 공기공급 장치 등은 각

각의 효율도 좋아야 하며, 전체 시스템 효율을 극대화하기 위한 각 구성품 간 최적의 매칭이 이루어져야 한다. 한편, 스택에서 얻은 전력 중 상당 부분을 공기를 공급하는 블로어나 압축기 등에서 소모하기 때문에 이를 최소화하는 노력과 각 운전조건에 적절히 대응할 수 있는 넓은 운전범위를 가진 공기공급장치의 개발도 절실히 요구되고 있다.

Wiertalla 등<sup>1)</sup>은 슈퍼 차저, 터보 차저와 2단 차

<sup>†</sup>Corresponding author : jaeho1.choi@samsung.com

징 개념을 포함한 각종 압축기-팽창기 개념들이 연료전지에 응용하기가 적합한지를 분석하고자 하였는데, 고분자 전해질형(PEM) 연료전지 스택이 가압하에서 운전되면 산소 분압이 증가함에 따라 셀 전압도 어느 정도 한계까지는 비례하여 증가하게 되며 물 관리와 관련하여 현저한 장점이 있고 사이즈도 작아지는 잠재적인 장점이 있다고 보고하였다. 다양한 시스템에 대해 검토한 결과, 팽창기 버너를 사용할 때 스택 압력이 2.5 bar<sub>abs</sub> 이상일 경우 최대 효율을 얻는 것으로 분석하였다.

또한 부분 부하조건인 저유량 영역에서의 압축기 또는 블로어의 성능 개선도 중요한 기술적 이슈 중의 하나이다. 압력비 약 2.5~3.2의 터보형 압축기 개발에 있어서 일반적인 원심형 압축기가 갖는 저유량 영역에서의 낮은 압력비 문제를 개선하고자 사류형 압축기를 적용하여 비교적 넓은 범위에서 높은 압력비와 좋은 효율 특성을 갖도록 하는 연구도 진행되어 왔다<sup>2)</sup>.

Cunningham 등<sup>3)</sup>은 자동차용 PEM 연료전지 시스템에서 각종 공기공급장치 구성에 대해 소개하는데 팽창기(터빈)를 사용하여 최고 출력조건에서 효율을 증가시키거나 동일 최대출력에서 스택 사이즈를 감소시킬 수 있었다. 그러나, 부분 부하에서의 효율 향상은 거의 없었고, 최대 출력조건이 일상적인 운전 조건에서 차지하는 시간이 작고 터빈을 장착할 때의 복잡한 문제를 지적하며 실용적 일지는 의문을 제기하였다. 그들은 이와 연계된 다른 연구<sup>4)</sup>에서 압력비 2.5의 압축기를 사용한 경우와 압력비 1.4의 블로어를 사용한 직접 수소 연료전지 시스템의 장단점을 비교하였는데, 상압식의 경우 동일 최대 순출력을 얻기 위해서는 스택 크기가 가압식에 비해 16.3% 증가되어야 하고, 해당 연구 대상에 있어서 블로어의 경우 소요 동력이 스택 출력의 3.2%이나 압축기의 경우 14.1%로 증가된다고 보고하였다. 이러한 상압 또는 가압식 등의 압력비도 중요하지만, 각 스택의 각 셀이 압력이 균등하게 분배되도록 하는 설계 및 제어 기술도 강조되고 있다<sup>5)</sup>.

장과 강<sup>6)</sup>은 고분자 전해질형 연료전지의 급기

시스템의 모델링 및 분석을 통해, 공기압축기의 당량 비와 압력비가 각각 2~2.5 및 3 atm 이하에서 유지되는 것이 최적의 운전 및 제어조건임을 알아내었으며, 압축기 서지를 회피하면서 스택과 압축기의 효율을 고려한 최고의 시스템 효율을 얻도록 압축기의 작동선을 찾았다.

H사의 연료전지 자동차의 개발<sup>7)</sup>에서는, 상압하에서 작동하는 연료전지 시스템을 장착하여 기생전력과 공기공급장치의 소음을 최소화할 수 있었다고 발표된 바 있다.

이와 같이 연료전지 자동차의 효율, 최고 출력 및 부분 부하 운전조건, 물 관리, 사이즈 및 소음 등 공기공급장치의 선정 및 개발을 위해 다양한 연구가 진행되고 있으며, 최적의 압축기를 선정하기 위해 스크류 압축기와 터보형 압축기에 각각 팽창기 유무에 따라 전체 시스템 효율 등을 비교한 연구<sup>8)</sup>도 진행된 바 있다.

본 연구에서는 승용차용 가압식 연료전지 자동차의 공기공급장치로 적용 가능한 터보형 공기압축기의 설계 및 시험 평가를 수행하였다. 압력비를 2.7까지 고려하여 공력설계 및 구조설계 등을 수행하였으나, 여기에서는 압력비 2.2를 정격 압력으로 한 공력설계 및 시험 결과에 대해 기술하고 고찰하고자 한다. 설계의 주요 목적중의 하나는, 연료전지 자동차의 정격 운전점 및 아이들링 운전점에서 요구되는 유량 및 압력비를 고려하여 가능한 넓은 유량 범위에서 운전 가능한 압축기를 개발하고자 하는 것이며, 이를 위해 압축기는 사류형의 출구를 갖는 임펠러와 입구는 사류형, 출구는 반경방향으로 된 곡률을 갖는 디퓨저 및 스크롤로 구성되어 있다. 또한 출구 배관의 체적에 따른 스톨 및 서지 특성도 시험을 통해 비교하고자 한다.

## 2. 사류형 공기압축기 설계

### 2.1 압축기 개념설계

연료전지 자동차에는 압력비에 따라 크게 상압식과 가압식의 공기 블로어 또는 압축기가 사용되고 있다. 공기압축기는 연료전지에 있어서 산소를

공급하는 중요한 구성 요소이지만, 압축기를 구동하기 위한 전력이 소모되므로 전기를 생성해야 하는 연료전지 시스템의 관점에서는 식(1)과 같이 정의되는 압축기 구동에 필요한 전압 손실<sup>9)</sup>을 최소화할 필요가 있다.

$$\Delta V_{loss} = 3.58 \times 10^{-4} \times \frac{T_1}{\eta_m \eta_c} \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{0.286} - 1 \right) \lambda \quad (1)$$

한편으로는 식(2)와 같이 압력비가 높을수록 연료전지 스택에서의 전압 이득이 증가한다.

$$\Delta V_{gain} = C \ln \left( \frac{P_2}{P_1} \right) \quad (2)$$

따라서 압력비의 증가에 따른 스택에서의 전압 이득과 압축기 구동으로 인한 손실 사이에서 최적의 값을 구해야 한다. 또한 각종 덕트 손실과 소음 및 사이즈 등도 설계시 고려될 필요가 있다.

상압식의 경우 압력비가 약 1.5, 가압식의 경우 약력비가 약 2.5 내외에서 많이 개발되고 있는 추세 맞춰, 본 연구에서는 압력비 2.2의 원심압축기에 대한 연구를 수행하였다. 이 압축기는 약간의 설계 변경이나 회전수의 변경으로 압력비 2.7 내외까지 약간의 효율 변화만으로 작동 가능하도록 설계되어 있다. 한편 설계점에서의 유량계수는 다음과 같이 정의되는 식으로 0.17이다.

$$\Phi = Q / (N/60 \times D^3) \quad (3)$$

본 압축기의 임펠러는 비속도가 높은 범위 또는 제한된 직경 제한조건에 후방의 디퓨저 설계의 자유도를 높이기 위해 사류형으로 설계하였다. 또한 디퓨저는 연료전지 자동차의 아이들링 운전점과 정격 운전점 등 여러 운전점들이 압축기 특성곡선 상에서 매우 넓은 범위에 걸쳐 있기 때문에 이에 잘 부합할 수 있는 베인 없는 디퓨저를 우선 적용하고, 익형 디퓨저도 고려하였다. 압축기의 구성은 Fig. 1에 도시된 바와 같다.

이와 같은 사류형 임펠러와 곡률을 갖는 디퓨저로 구성된 압축기는 적절한 비속도에서 아주 우수한 성능을 갖는 것으로 알려져 있다. Kano 등<sup>10)</sup>은 높은 비속도를 갖고 압력비가 2:1인 사류형 압축기의 공력성능에 대한 이론 및 시험적 연구를 통해 사류형 임펠러내의 유동과 자오면상에서 볼 때 곡선 형태의 베인리스 디퓨저와 반경방향의 베인 디퓨저의 유동에 대해 관찰하여 그 특징을 분석하였으며, 연구대상이 된 원심형 압축기와 사류형 압축기의 비교를 통해 사류형 압축기가 원심형 압축기에 비해 최대 외경이 20% 작고 총 압축기 시스템의 길이도 약 10% 줄일 수 있어 압축기 총 무게는 동일 공기유량 대비 약 30% 수준까지 줄일 수 있음을 보여 주었다.

## 2.2 임펠러 설계

본 연구에서의 사류형 압축기는 임펠러 경사각을 약 70도로 선정하였는데, 경사각이 90도인 압축기와 비교적 유사하므로 기본적으로 원심압축기 설계 이론<sup>11)</sup>을 적용하였다.

회전수 및 유량에 따른 압력비 및 효율 등의 예측을 위해 평균유선 성능해석법을 사용하였다. 임펠러 출구의 계산을 위해서는 임펠러 출구 유동을 주영역과 이차영역으로 나누어 모델링하는 두 영역 모델(Two-Zone Model)을 사용하였다. 이 모델에서 중요한 모델 계수로는 임펠러 입구 팁 상대속도와 임펠러 출구 주영역에서의 상대속도의

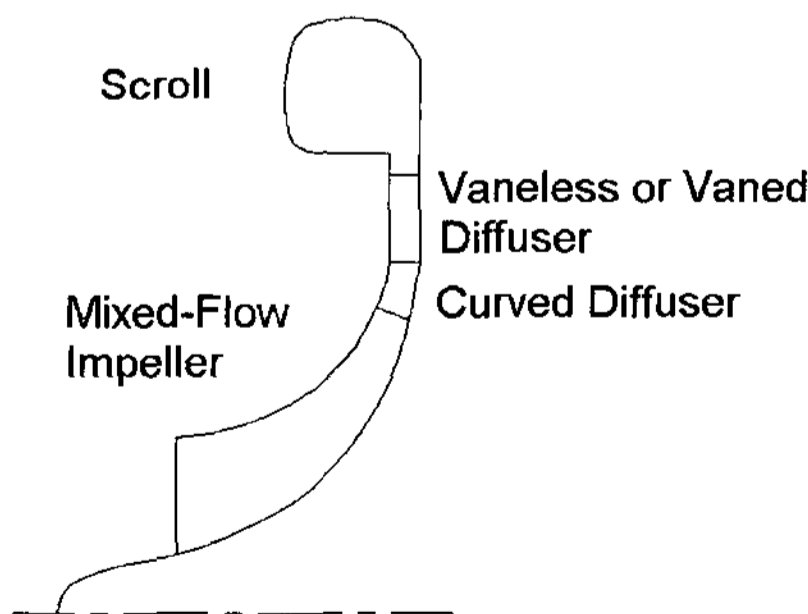


Fig. 1 Mixed-flow impeller and curved vaneless diffuser scheme

비로서 정의되는 확산비(Diffusion Ratio, DR<sub>2</sub>)가 있다.

$$DR_2 = \frac{W_{1t}}{W_{2p}} DR_2 = \frac{W_{1t}}{W_{2p}} \quad (4)$$

이 확산비의 모델링을 위해서는 Primitive TEIS 모델을 사용하였다. 이 모델은 임펠러 유로를 임펠러 입구부터 목까지의 디퓨저 혹은 노즐 역할을 하는 첫 번째 요소와 이곳으로부터 임펠러 출구까지 주로 디퓨저 역할을 하는 두 번째 요소 등 두 개의 요소를 직렬 배치하여 모델링한 것이며, 각 요소의 유효도는 각각  $\eta_a$  및  $\eta_b$ 로 정의하였다. 따라서 첫 번째 요소인 입구 영역에서는 다음과 같이 모델링된다.

$$Cp_{a,i} = 1 - 1/AR_a^2 = 1 - \left(\frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2}\right)^2 \quad (5)$$

$$Cp_a = \eta_a Cp_{a,i}$$

여기서 AR은 면적비이고, 두 번째 요소인 출구 영역에서의 모델링은 다음과 같다.

$$Cp_{b,i} = 1 - 1/AR_b^2 = 1 - \left\{ \frac{A_{th}}{A_2 \cos(\beta_{2b})} \right\}^2 \quad (6)$$

$$Cp_b = \eta_b Cp_{b,i}$$

각 요소의 압력회복계수들( $Cp_a$ ,  $Cp_b$ )과 임펠러 입출구 속도비의 관계 등을 이용하여 확산비를 아래와 같이 계산한다.

$$DR_2 = \left( \frac{1}{1 - \eta_a Cp_{a,i}} \times \frac{1}{1 - \eta_b Cp_{b,i}} \right)^{1/2} \quad (7)$$

본 연구에서는 모델계수  $\eta_a$ 와  $\eta_b$ 로 각각 약 0.7과 0.2를 사용하였다.

디스크에서의 마찰손실은 식 (9)와 같이 Daily Lece 모델을 사용하였다.

$$P_{diskfriction} = \frac{1}{2} K \rho U_2^3 R_2^3 \quad (8)$$

여기서 K는 약  $0.04 Re^{-0.2}$ 이며, 레이놀즈 수  $Re$  정의를 위해 속도는 임펠러 팁 속도를 사용했으며, 길이는 임펠러 출구 반경을 사용하였다.

한편 임펠러의 스톨의 예측은 임펠러 입구 상대 마하수와 영각과의 관계를 2차 함수로 정의하고 영각이 한계영각보다 커질 때를 스톨로 판단하였다.

$$I_{t-stall} = C_1 + C_2 M_{1t} \quad (9)$$

### 2.3 디퓨저 설계

디퓨저는 앞에서 언급한 바와 같이 베인 없는 디퓨저를 사용하였으며, 이 유동장에서는 다음과 같은 운동량 방정식들, 연속방정식, 이상기체 방정식, 에너지 방정식들이 적용된다<sup>11)</sup>.

$$C_m \frac{dC_m}{dr} - \frac{C_\theta^2}{r} + C_f \frac{C^2 \cos\beta}{b \sin\phi} + \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} = 0 \quad (10)$$

$$C_m \frac{dC_\theta}{dr} + \frac{C_m C_\theta}{r} + C_f \frac{C^2 \sin\beta}{h \sin\phi} = 0 \quad (11)$$

$$\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dr} + \frac{1}{C_m} \frac{dC_m}{dr} + \frac{1}{h} \frac{dh}{dr} + \frac{1}{r} = 0 \quad (12)$$

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (13)$$

$$T_0 = T + \frac{C^2}{2C_p} \quad (14)$$

여기에서 하첨자 m과  $\theta$ 는 각각 자오면과 원주 방향을 나타내며, 디퓨저의 입구는 약 70도의 곡률을 가지며 출구는 반경방향으로 되어 있으나, 임펠러 출구와 디퓨저 입구 구간의 베인 없는 디퓨저를 사류형으로 가정하고 식 (9)에서 경사각  $\phi$ 를

고려하였다. 한편 벽면 마찰계수는 레이놀즈수의 함수로 정의된 다음 식을 사용하였다.

$$C_f = k \left( \frac{1.8 \times 10^5}{Re} \right)^{0.2} \quad (15)$$

여기서  $k$ 는 0.010이 사용되었다.

### 2.4 압축기 설계 결과

위에서와 같은 과정 등을 통해 설계된 압축기의 설계 및 성능 예측이 수행되었다. 그러나 보다 정밀한 성능시험을 위해 압축기의 크기를 원형대비 크게 하는 상사시험을 하고자 하였다. 압축기의 시험 모형에서의 설계 결과는 Table 1과 같다.

## 3. 시험 장치의 구성 및 시험방법

### 3.1 시험 장치 구성

연료전지 자동차에 사용되는 가압식 공기압축기는 압력비가 보통 2:1 이상이고 작은 크기로 구성하고자 하여 보통 회전수가 10만 rpm을 상회한다. 본 연구에도 11만 rpm 수준을 설계 회전수로 하였으며, 정밀한 실험을 위해 상사법칙을 사용하여 스케일을 증가시킨 시험장치를 설계, 제작하였다. 시험용 모델에서는 정격회전수가 약 63,000 rpm이다.

Table 1 Aerodynamic design results for the test rig

Parameter	Value
Design pressure ratio	2.2
Design flow coefficient	0.17
Rotational speed	63,000 rpm
Impeller inclination angle	70 degree
Blade number (main/splitter)	8/8
Inducer hub-tip ratio	0.36

압축기의 성능을 측정하기 위한 주요 파라미터로는 압축기 입구 전압력 및 전온도, 임펠러 출구 정압력, 임펠러 및 디퓨저 유로에 따른 정압력, 압축기 출구에서의 정압력, 전압력 및 전온도 등이 있으며, 압축기 구동회전수와 입구에서의 유량을 측정하였다. 한편 리그 시스템은 안정성을 확인하기 위한 각종 위치에서의 진동 센서 및 윤활 장치에서의 온도 및 압력을 측정하였다.

한편, 압축기 출구 배관 체적의 형상이나 크기가 압축기 스톨 및 서지에 상당한 영향을 미치는 것으로 보고<sup>12)</sup>되고 있는 바와 같이 압축기 출구 배관이 스톨 및 서지에 미치는 영향을 분석하고 스톨 상태하에서의 성능을 측정해 보고자 배관의 체적을 변경해 가며 시험을 수행할 수 있도록 하였다. Fig. 2에는 압축기 시험 리그의 개략도를 보여주고 있다.

### 3.2 시험 방법

압축기 성능을 측정하기 위해 회전수를 저회전수부터 정격회전수까지 변경할 수 있도록 인터버를 사용하여 전기모터의 회전수를 변경하였으며, 각 회전수에서 서지 유량점부터 초킹 유량점까지 유량을 변경해 가며 압축기 특성곡선을 얻을 수 있도록 밸브로서 유량을 조절하였다.

동일한 보정 회전수에서 성능을 측정하기 위해

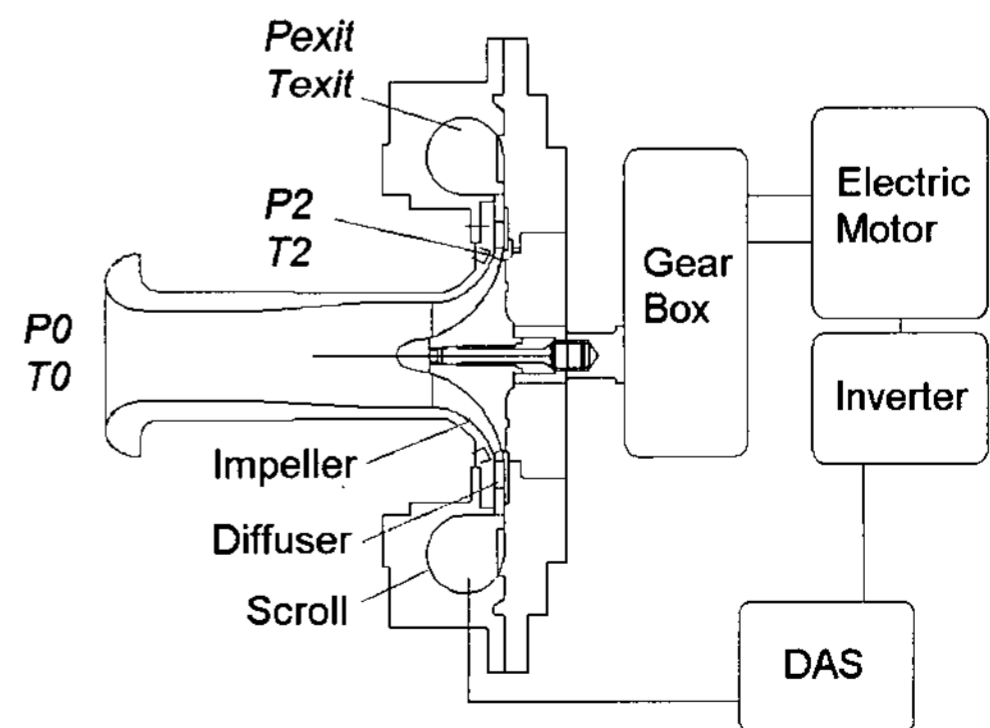


Fig. 2 Schematic layout of test rig

입구 온도에 따라 모터 회전수를 변경하여 보정회전수를 정밀하게 제어하였으며, 온도 등 측정부분의 온도가 충분히 수렴되도록 매 측정점마다 충분한 시간을 두었다.

한편 출구 배관 체적에 따른 시험시 안정적인 영역을 지나 약한 스톨이 있는 상태까지 시험을 수행하여 약한 스톨하에서의 압축기 특성을 파악해 보고자 하였다. 이는 실제 운전상태에서 급격한 입구 유동 왜곡과 서지 회피 제어가 실패할 경우에 압축기 거동 및 연료전지의 거동을 예측하는 자료로서 활용될 수 있다.

## 4. 시험결과 분석

### 4.1 시험 조건

압축기 성능시험을 위해 측정된 회전수는 온도에 따른 영향을 배제하기 위해 온도 보정을 하여 압축기 특성곡선을 도출할 수 있도록 하였다.

$$N_c = \frac{N_p}{\sqrt{(T/T_{ref})}} \quad (16)$$

보정된 회전수는 Fig. 3에서 볼 수 있는 바와 같이 전 유량측정 구간에서 목표치와 매우 유사한 0.05%의 오차만을 보인다. 따라서 압축기 특성곡선의 산출시에는 측정된 회전수값을 그대로 사용하였다.

스톨 또는 서지점의 측정은 측정된 유량 또는

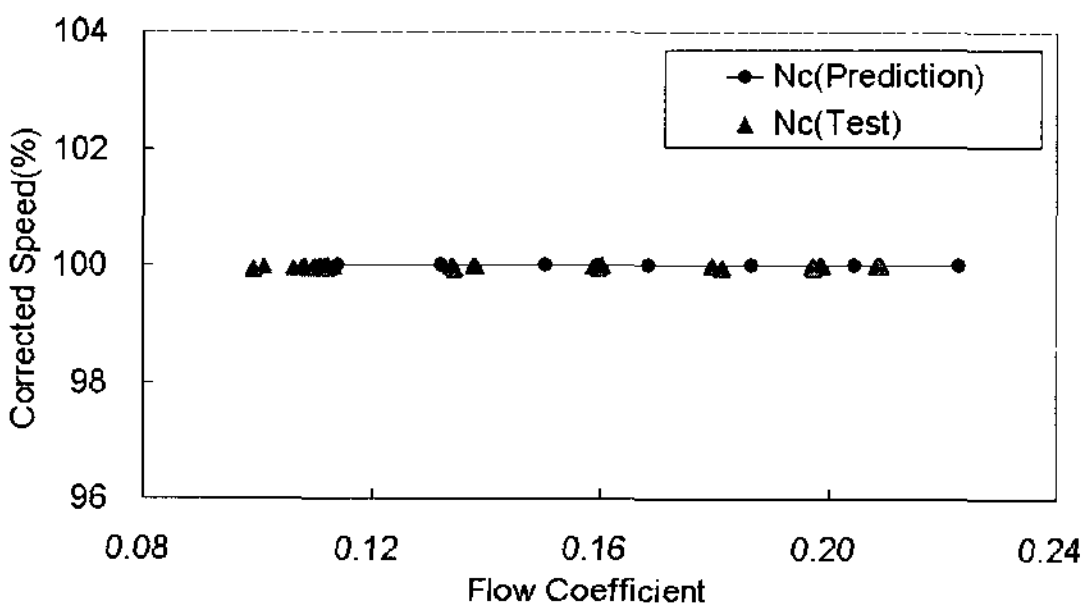


Fig. 3 Comparison of measured corrected speed and target speed at 100% speed

압력비가 비정상 거동을 보일 때로 정의하였다. 한편, 특정 회전수에서의 유량 범위는 다음과 같이 정의하였다.

$$flow\ range = \frac{m_{choke} - m_{surge}}{m_{choke}} \quad (17)$$

또한 압축기 효율은 압축기 입구 및 출구의 전 온도 및 전압력 등으로 다음과 같이 정의하였다.

$$\eta = \frac{\left(\frac{P_{exit}}{P_{in}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{exit}}{T_{in}} - 1} \quad (18)$$

### 4.2 임펠러의 정압력 분포

설계된 임펠러의 공력성능을 평가하는 첫 번째 파라미터로서 임펠러 출구에서의 정압력을 비교하였다. Fig. 4는 45% 회전수에서 임펠러 출구에서의 정압력을 임펠러 입구의 전압력으로 나눈 값인데, 예측값과 시험값이 잘 일치하고 있다. 위에서 언급된 유량 범위로 볼 때 약 80% 수준을 보이고 있다. 본 결과로 볼 때 본 연구에서 설계된 사류형 압축기는 매우 적은 유량에서도 비교적 높은 압력비를 보이는 것으로 생각된다.

Fig. 5에는 100% 회전수에서의 압축기 특성을 보여주고 있다. 초킹점을 제외하고는 압력비의 예측값이 시험값과 잘 일치되고 있음을 알 수 있다.

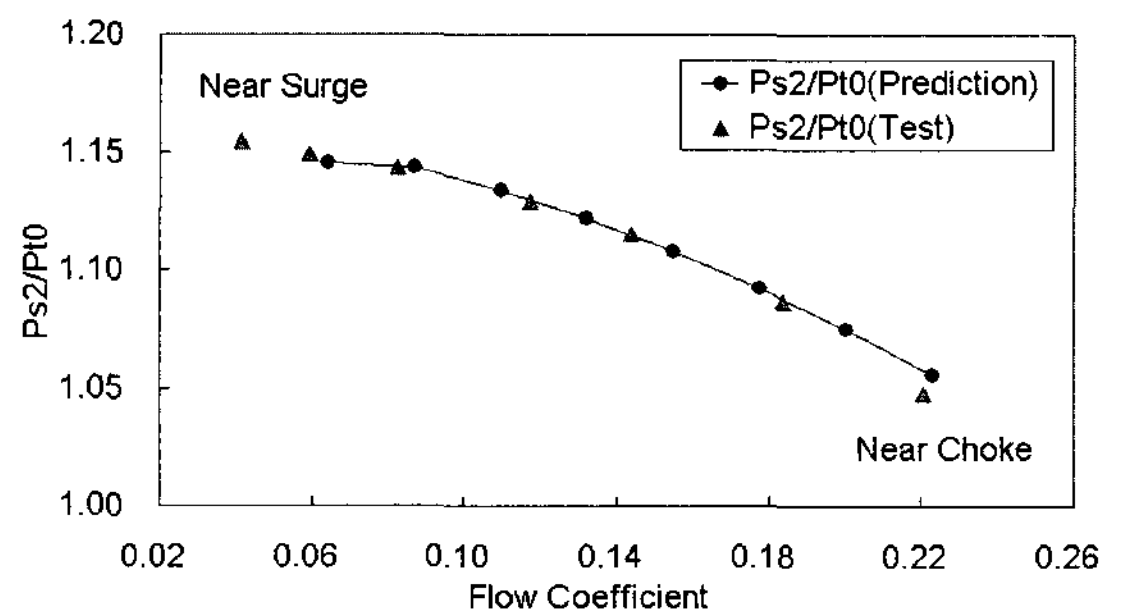


Fig. 4 Characteristic curve at 45% speed

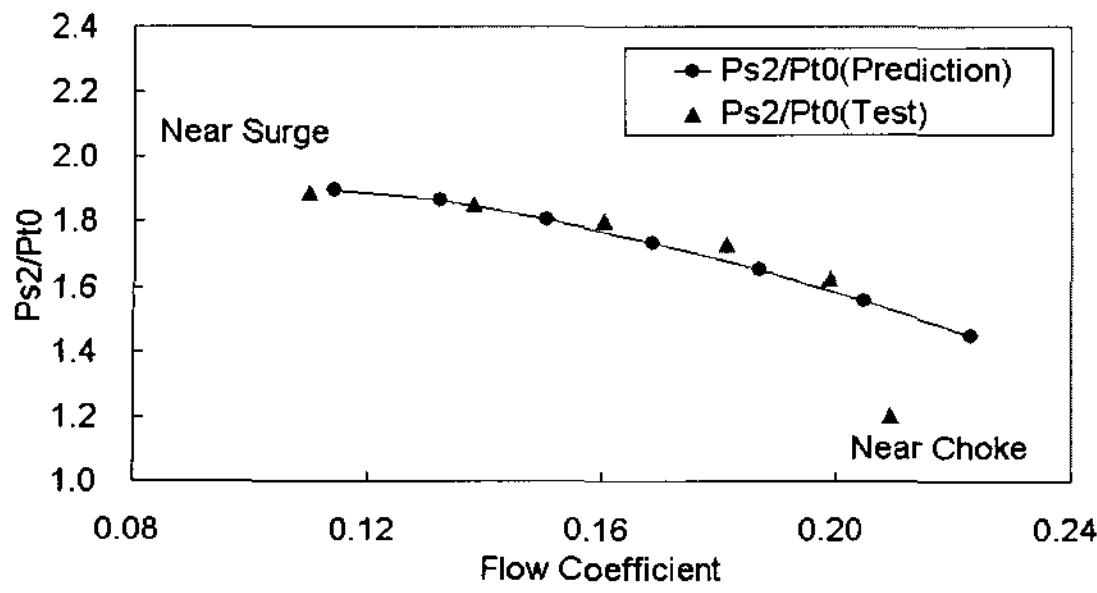


Fig. 5 Characteristic curve at 100% speed

초킹점 유량은 설계 대비 작게 나오는데 이는 디퓨저의 유효 면적이 다소 작기 때문으로 생각된다.

### 4.3 압축기 성능

압축기 출구의 성능은 디퓨저 후방의 스크롤 출구에서 전압력 레이크와 전온도 레이크로서 압축기 출구물리량을 측정함으로써 계산되었다. 베인 없는 디퓨저를 장착한 압축기의 전체 성능을 측정하여 Fig. 6 및 7에 회전수 45%와 100%에서의 입구 전압력대 출구 전압력의 비를 얻었다. 45% 회전수에서는 임펠러 출구 정압력비와 유사하게 모든 구간에 걸쳐 예측값과 시험값이 잘 일치되는 결과를 보이고 있다. 그러나, 예측된 성능곡선에서는 유량대 압력비의 기울기,  $\partial pr/\partial m$ 가 0이 되는 지점이 시험값보다 크게 나타나고 있다. 100% 회전수에서의 결과는 설계 유량점, 즉 유량 계수 0.17 인근에서 시험값이 설계값보다 더 높은 압력비를 보이고 있는 반면, 서지점에서 더 낮은 압력비를 보여 전체적으로 시험을 통해 얻은 특성

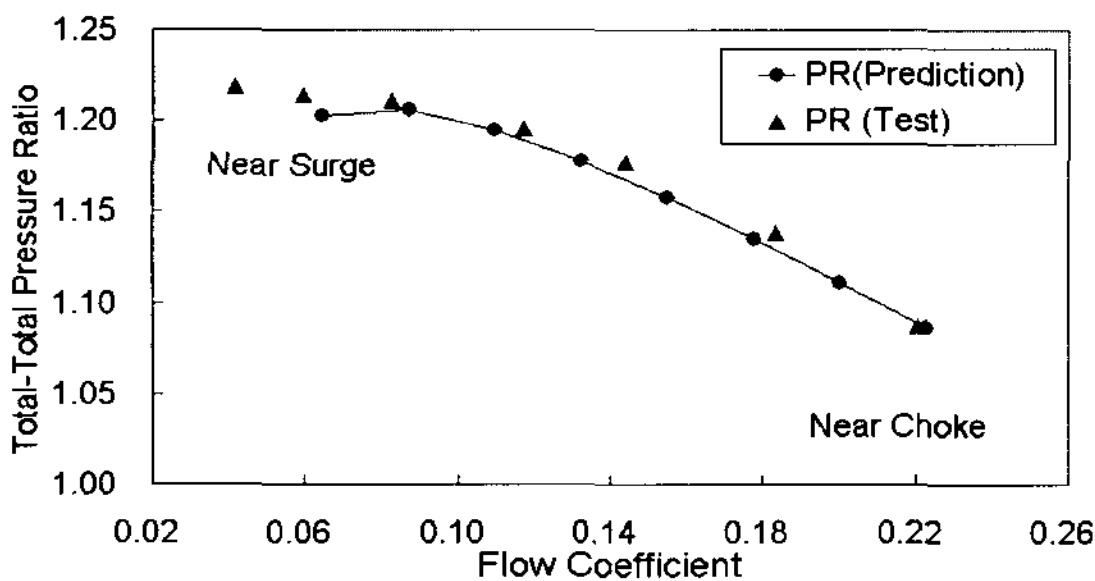


Fig. 6 Stage total-to-total pressure ratio at 45% speed

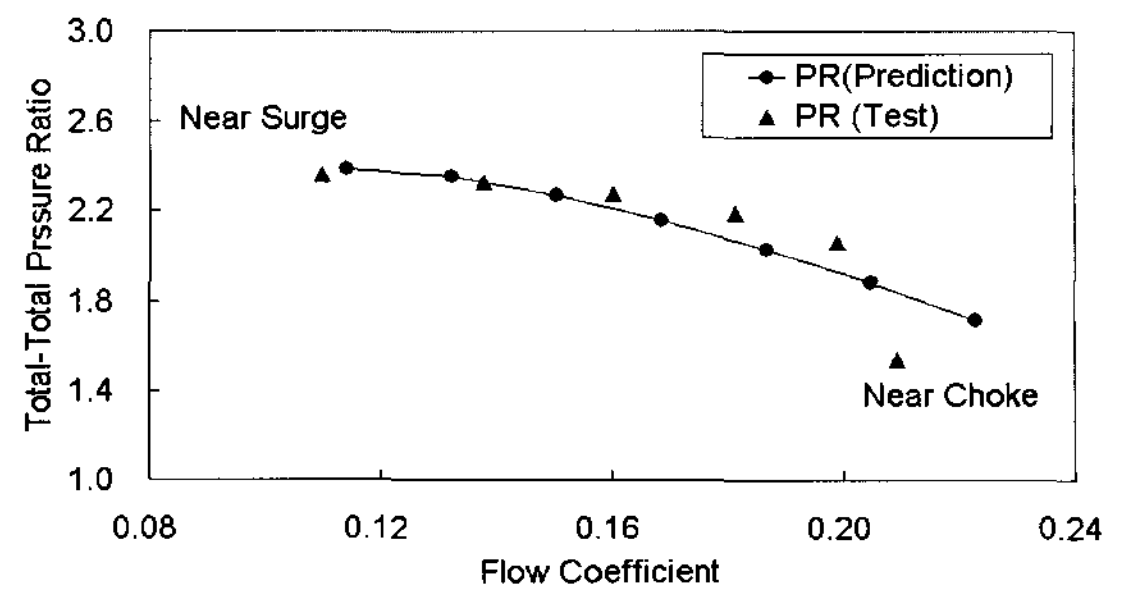


Fig. 7 Stage total-to-total pressure ratio at 100% speed

곡선이 더 평편하게 나타나고 있다. 100% 회전수에서의 초킹점부터 서지점까지의 유량 범위는 약 48%이다.

Fig. 8은 설계 회전수에서의 효율을 보여주고 있다. 설계점과 설계점 인근에서 가장 높은 효율인 약 84% 이상의 효율을 보이고 있다. 그러나 서지점으로 갈수록 효율이 서서히 낮아지고, 초킹점 인근에서는 효율이 급격히 감소하는 등 일반적인 압축기에서의 특성과 같아 나타나고 있다.

이와 같은 결과로 볼 때, 앞에서 기술된 바와 같이 본 연구에서 설계한 경사각이 큰 사류형 임펠러와 곡률이 있는 디퓨저의 구성은 압력비 약 2.2를 갖는 설계 회전수에서는 48% 수준의 유량 범위와 84% 효율을 보이는 등 비교적 좋은 성능을 나타내고 있으며, 45% 회전수에서는 압력비가 약 1.1내지 1.2이고 유량 범위가 약 80%까지 넓어지고 있음을 알 수 있다.

### 4.4 출구 배관 용량에 따른 스톨 특성

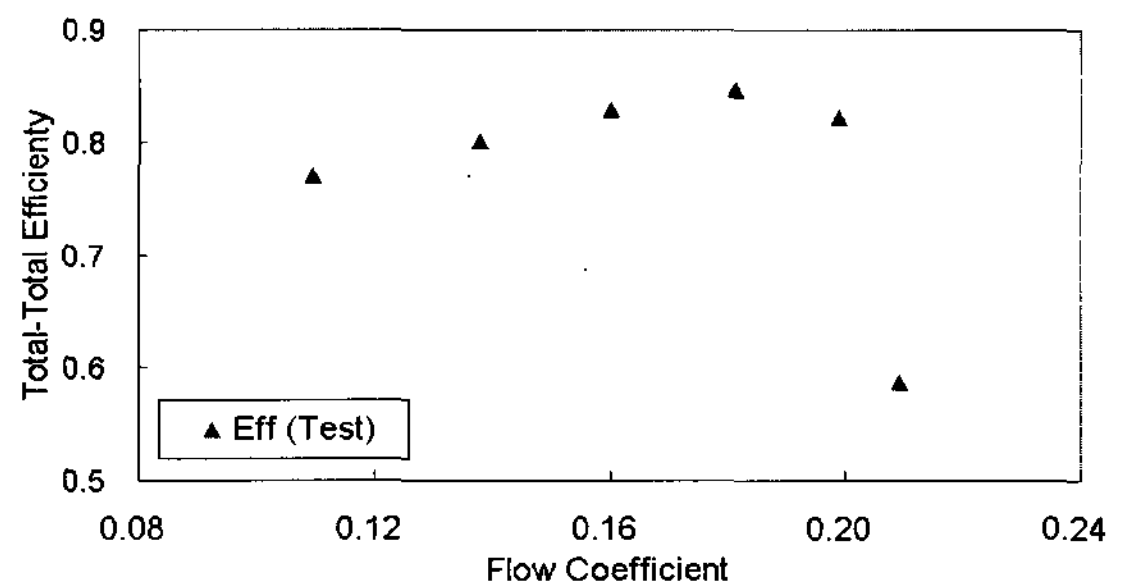


Fig. 8 Stage total-to-total adiabatic efficiency at 100% speed

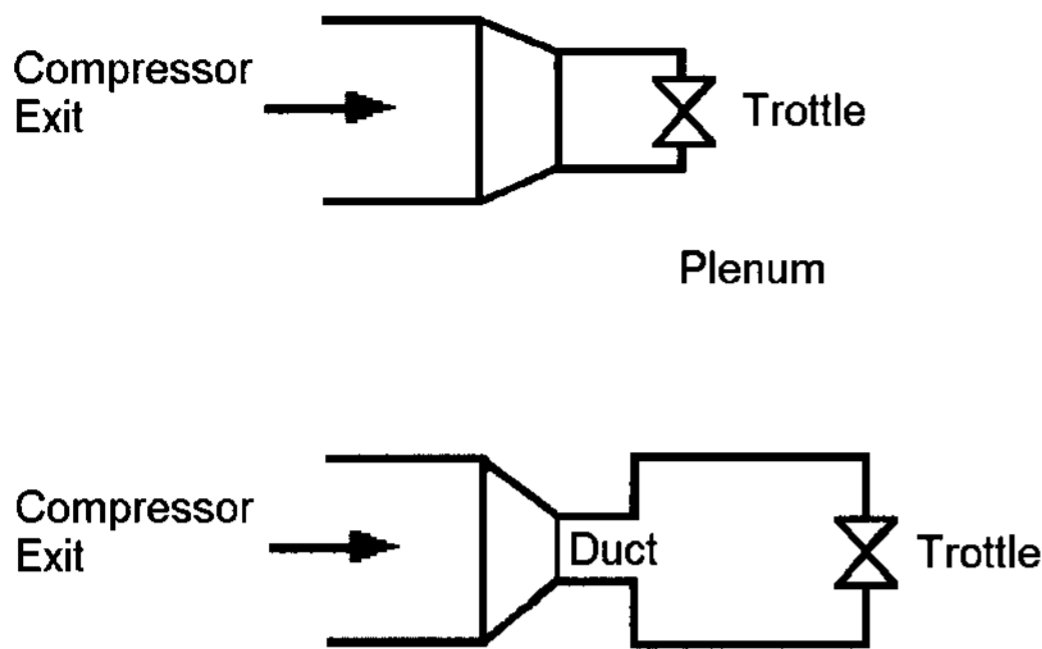


Fig. 9 Small and large compressor volume scheme

압축기의 운전 안정성에 영향을 주는 인자 중의 하나는 압축기 출구 파이프의 형상이다. Fig. 9에서 볼 수 있는 바와 같이 압축기 출구 가까운 곳에 유량 조절 밸브가 있는 경우와 출구에 큰 직경의 배관 등 플레넘이 있는 경우 압축기의 스톨 및 서지 특성은 변하게 된다. 안정적인 시스템 운전을 위해서는 연료전지 시스템 전체의 배관 구성에도 많은 관심을 가질 필요가 있다.

본 연구에서는 Fig. 9와 같이 출구 배관의 직경과 유량 조절 밸브의 위치를 변경하면서 압축기 스톨 특성을 측정하였다. Fig. 10은 앞에서 기술된 사류형 임펠러와 디퓨저 입구에 경사지고 곡률이 있는 베인 없는 디퓨저에 이어 익형의 디퓨저가 있는 압축기에 대한 시험 결과를 보여주고 있다. 큰 체적을 갖는 압축기에서는 스톨과 동시에 서지가 발생하는 반면, 작은 체적을 갖는 압축기에서는 더 작은 유량까지 비교적 안정적인 운전이 되다가 스톨이 발생한 후에 유량을 더 감소시켰을 때 압력비가 약 2.5에서 2.2로 급격히 감소하고 넓은 유량영역에서 그 압력비를 유지하는 것으로 나타났다. 넓은 출구 체적이 있는 경우 심한 스톨 현상이 발생하지 않고 바로 서지가 발생하는 등의 현상은 저비속도의 산업용 원심압축기에서도 동일하게 나타나는 것으로 보고된 바 있다<sup>13)</sup>.

이상과 같은 결과로 볼 때 압축기의 안정적인 운전영역을 넓히기 위해서는 압축기 자체만의 설계 뿐만 아니라 배관 시스템도 최적의 설계가 필

요한 것으로 사료된다.

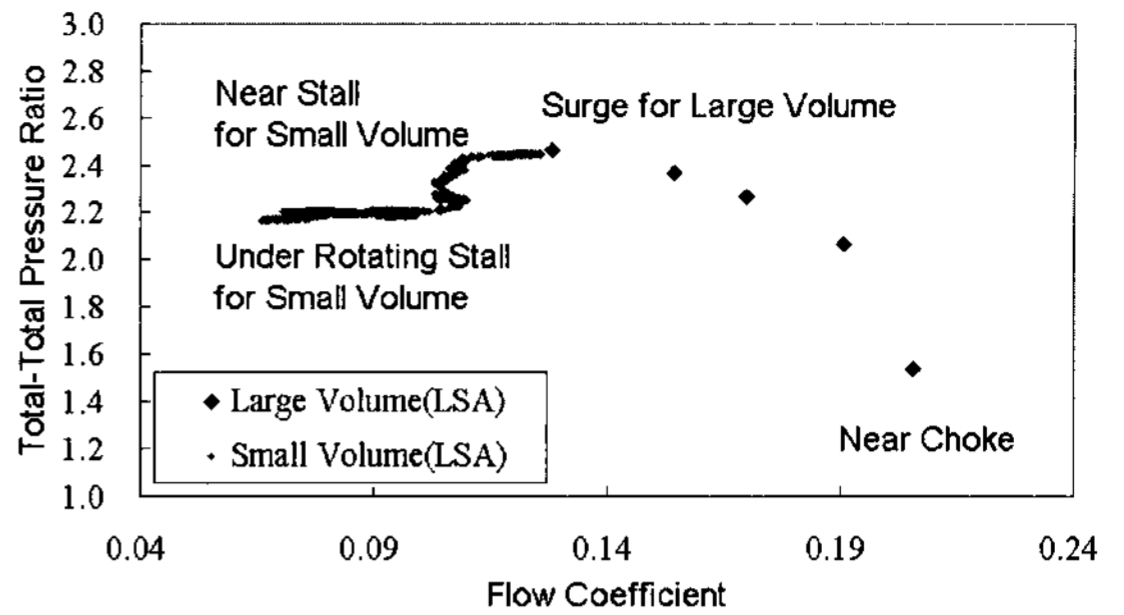


Fig. 10 Comparison of compressor characteristic curves for different exit volume

## 5. 결 론

연료전지 자동차용 공기공급장치의 터보 압축기 공력설계 및 시험 평가 연구를 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 사류형 임펠러와 입구부에 곡률을 가진 디퓨저로 구성된 압축기의 공력설계를 수행하여 예측결과와 시험 결과를 비교한 결과, 잘 일치하는 경향을 보였으나, 비교적 시험 결과가 예측 결과에 비해 대부분의 운전 영역에서 압력비가 다소 높게 나타났다.
- 2) 압축기 시험 결과는 압력비 약 2.2의 정격 회전수에서 초킹-서지 유량 마진은 약 48%, 그리고 45% 회전수에서의 초킹-서지 유량 마진은 80%로 나타나서 비교적 넓은 운전 범위를 갖는 것으로 나타났다.
- 3) 압축기 출구 배관 체적에 따른 스톨점 측정 및 스톨 상태하에서의 운전 결과, 작은 출구부 체적을 갖는 압축기가 더 넓은 운전 범위를 갖는 것으로 나타났으며, 연료전지 시스템의 구성시 고려할 필요가 있는 것으로 사료된다.

## 참 고 문 헌

- 1) A. Wiartalla, S. Pischinger, W. Bornscheuer, K. Fieweger and J. Ogrzewalla, "Compressor Expander Units for Fuel Cell Systems," SAE



- 2000 World Congress Detroit, Michigan, March 6-9, 2000, Paper No. 2000-01-0380.
- 2) Mark K. Gee, John Garbak and Bob Sutton, "Cost and Performance Enhancements for a PEM Fuel Cell System," DOE Hydrogen, Fuel Cells, and Infrastructure Technologies, FY 2003 Progress Report, 2003.
  - 3) J. M. Cunningham, M. A. Hoffman, A. R. Eggert and D. J. Friedman, "The Implications of Using an Expander(Turbine) in an Air System of a PEM Fuel Cell Engine," Electric Vehicle Symposium-17, Montreal, Quebec, Oct. 17, 2000.
  - 4) J. M. Cunningham, M. A. Hoffman and D. J. Friedman, "A Comparison of High-Pressure and Low-Pressure Operation of PEM Fuel Cell Systems," SAE World Congress, Detroit, Michigan, March 6-9, 2000, Paper No. 2000-01-0538.
  - 5) Woong-Chul Yang, Bradford Bates, Nicholas Fletcher and Ric Pow, "Control Challenges and Methodologies in Fuel Cell Vehicle Development," Proceedings of the 1998 International Congress on Transportation Electronics, Paper No. 98C054, 1998.
  - 6) 장현탁, 강이석, "PEM 연료전지 자동차의 급기 시스템의 모델링 및 분석," 한국수소 및 신에너지학회 논문집, 제14권 제3호, 2000, pp. 236-246.
  - 7) K. C. Lee, S. H. Choi, S. W. Kim, T. W. Lim and W. S. Choi, "Hyundai Santa Fe FCV Powered by Hydrogen Fuel Cell Power Plant Operating Near Ambient Pressure," SAE Paper No. 2002-01-0093, 2002.
  - 8) Galen W. Kulp, A Comparison of Two Air Compressors for PEM Fuel Cell Systems, Thesis of Master of Science, Virginia Polytechnic Institute and State University, 2001.
  - 9) J. Larminie and A. Dicks, Fuel Cell Systems Explained, John Wiley & Sons Ltd., England, 2003.
  - 10) F. Kano, Y. Fukao and T. Shirakami, "Development of High Specific Speed Mixed Flow Compressors," Proceedings of the Thirteenth Turbomachinery Symposium, Texas A&M University, Texas, USA, 1984, pp. 139-147.
  - 11) D. Japikse, Centrifugal Compressor Design and Performance, Concepts ETI, Inc., Vermont, USA, 1996.
  - 12) H. Tamaki, "Effect of Piping Systems on Surge in Centrifugal Compressors," The 9th Asian International Conference on Fluid Machinery, October 16-19, 2007, Jeju, Korea, Paper No. AICFM9-199.
  - 13) M. Schleer and R. S. Abhari, "Influence of Geometrical Scaling on the Stability and Range of a Turbocharger Centrifugal Compressor," Proceeding of ASME Turbo Expo 2005, June 6-9, 2005, Reno-Tahoe, Nevada, USA, Paper No. GT2005-68713.