한국동력기계공학회지 제13권 제3호 pp.11~19 2009년 6월

연료전지용 스크롤 팽창기-압축기 성능해석
Performance Analysis of a Combined Scroll Expander-compressor unit for a Fuel Cell System

김성준 · 안종민 · 김현진
S. J. Kim, J. M. Ahn and H. J. Kim

(접수일 : 2009년 3월 9일, 수정일 : 2009년 4월 15일, 채택확정 : 2009년 5월 8일)

Key Words : Fuel Cell(연료전지), Expander-compressor(팽창기-압축기), Shaft Power(축동력), PEM(polymer Electrolyte Membrane)

Abstract : This paper introduces a conceptual design of a combined scroll expander-compressor unit for a fuel cell. Since air discharged out of the fuel cell stack has still high pressure energy, some power can be extracted from the air by directing it to pass through an expanding device. Such extracted power can be used to drive an auxiliary compressor. For this purpose, a scroll type expander coupled to a scroll type compressor was designed for a 1kW-class fuel cell. The orbiting scroll members of the expander and the compressor were made to share three of common drive shafts installed in the mid frame plate. Performance analysis for the combined expander-compressor unit showed that the installation of this unit could reduce the auxiliary power consumption in the fuel cell by about 42%.

기호 설명

a : 기초원 반경 [mm]
h : 랩 높이 [mm], 엔탈피 [kJ/kg]
$\dot{m}$: 질량유량 [kg/s]
n : 비열비
r_S : 선회반경 [mm]
t : 랩 두께 [mm]
F : 힘 [N]
L : 동력 [W]
N : 운전속도 [rpm]
P : 압력 [bar]
V : 체적 [cc]
V.R : 체적비

-그리스 문자-

α : 시작각 [°]
δ : 스크롤 경판 두께 [mm]
ϵ : 간극 [μm]
η : 효율
θ : 크랭크각 [°]
μ : 마찰계수
ρ : 밀도 [kg/m^3]
ϕ_a : 커터각 [°]
ϕ_e : 랩 끝각 [°]
ω : 각속도 [rad/s]

-하첨자-

a : 축 방향
ab : 앵귤러 베어링
aux : 보조
bb : 볼베어링
c : 압축기
cs : 크랭크 축
cp : 크랭크 핀
e : 팽창기
g : 가스
i : 등엔트로피
m : 기계적
osc : 원심력

김현진(책임저자) : 인천대학교 기계공학과
E-mail : kimhj@incheon.ac.kr, Tel : 032-770-8410
김성준, 안종민 : 인천대학교 대학원

r : 반경방향
s : 축
t : 접선방향
th : 이론적, 스러스트면
v : 체적

1. 서 론

화석연료를 에너지 기계에 사용할 때 발생하는 이산화탄소는 지구온난화에 직접적인 영향을 미치므로 이산화탄소의 배출을 줄이는 것이 최근 매우 중요한 이슈가 되고 있다. 현재 활발히 연구 개발되고 있는 대체에너지 가운데 수소에너지의 경우 물의 전기분해 등으로 제조가 가능하고 연소 생성물이 없어 인류가 직면하고 있는 에너지난과 환경 오염을 동시에 해결할 수 있다. 수소 에너지의 사용을 목적으로 하는 연료전지의 기본원리는 수소와 산소의 반응을 통해 연료극에서 발생한 전자를 전기에너지로 얻는 것이다. 이때 발생한 수소이온은 전해질을 통해 공기극으로 이동하여 고온의 물을 생성하게 되며 이 물을 이용하여 난방용으로 사용하기도 한다.

화학에너지를 전기에너지로 변환하는 이러한 연료전지 열병합 시스템의 전체 효율은 80%에 이르며, 또한 폐열을 이용하여 추가적인 가정용 또는 소규모 발전도 가능하다. 하지만 연료전지 열병합 시스템의 경우 에너지 변환이 일어나는 스택을 제외한 BOP(balance of plant)의 최적화, 고효율화가 상용화에 가장 큰 걸림돌로 작용하고 있다. 특히 스택에 압축 공기를 공급하는 압축기는 시스템에서 가장 큰 기생전력을 요구하는 구성 요소로서 효율성 및 내구성을 고려한 설계가 이루어져야 한다. 또한 시스템의 효율을 높일 수 있는 방안으로서 스택의 출구에서 나오는 고압의 공기를 대기 중으로 버리는 대신에 팽창기를 사용하여 출력을 얻음으로써 시스템의 기생전력을 줄이는 연구가 활발히 진행되고 있다[1,2,3].

용적형과 터보형의 팽창기 가운데서 용량이 크지 않을 경우 용적형의 우수함이 Driver Technology Ltd사의 기술 보고서에서 보고되었고[1], Stosic et al.은 연료전지용 스크류 팽창기-압축기 유닛을 소개하였으며 시스템 적용 가능성에 대해서 연구하였다[2].

본 연구에서는 연료전지의 기생전력 소모를 감소시켜 연료전지 시스템 전체의 효율을 향상시켜 주기 위한 방안의 하나로서 스크롤 타입의 팽창기를 제안하되 공기공급을 위한 압축기와 동일 축을 공유하도록 하는 일체형 스크롤 팽창기-압축기 유닛을 개념 설계하고 이를 시스템에 적용할 경우 얻을 수 있는 효과를 해석적으로 검토해 보고자 한다.

Table 1 Application area for various fuel cell systems

	PEMFC	AFC	PAFC	MCFC	SOFC
Typical operating pressure range (bar)	1~3	1~4	1~10	1~10	1~15
Typical operating temperature (℃)	40~90	60~260	180~250	550~700	800~1000
Typical application area	Transport, Space, Stationary, Portable	Transport, Space, Portable	Stationary	Stationary	Stationary

Table 2 Operating conditions for air flow side

Points	Temperature (℃)	Pressure (bar)	Density (kg/m^3)	Flow rate (L/min)	Enthalpy (kJ/kg)
1	15.0	1.01325	1.2252	100	288.38
2	47.96	1.48	1.6056	100	321.48
3	50~60	2.3	2.1994	100	364.79
4	70	2.1	2.1051	89.5	347.70
5	5.42	1.01325	1.2519	89.5	282.11

2. 연료전지 시스템

2.1 PEM Fuel Cell

여러 가지 종류의 연료전지에 대해 압력범위, 작동 온도, 적용 범위를 Table 1에 정리하였다. 이들 가운데 PEM (polymer electrolyte membrane) 타입이 작동 온도가 낮고, 고체 전해질을 사용하며, 제작이 용이하고, 기동시간이 짧고, 부하 추종성이 우수하며, 그리고 높은 전류 밀도 및 출력 밀도 등의 장점을 지니고 있어 가장 다양하게 적용되고 있다.

본 연구에서는 1kW급 가정용/정치용 PEM 타입 연료전지를 대상으로하여 일체형 스크롤 팽창기-압축기 유닛을 설계하고자 한다. 각종 기생전력을 고려하여 스택의 출력은 1.5kW으로 설정하였다. 이럴 경우 PEM의 연료인 수소는 21.62L/min가 필요하고, 음극에 공급되어야 할 압축 공기량은 100L/min이 된다.

2.2 공기 공급 시스템

Fig. 1은 연료전지 시스템에서 음극을 중심으로 일체형 팽창기-압축기 유닛을 적용에 대한 개략도를 보여준다. 스택 출구에서 배출되는 고압의 공기를 이용하여 팽창기에서 출력을 만들어 동일 축으로 연결된 보조압축기에서 대기 중에서 흡입되는 공기를 압축하는데 사용하게 된다. 보조압축기에서 한 차례 압축된 공기는 메인 압축기에서 더 압축되어 최종 토출 압력에 이르게 된다. Table 2에는 공기 흐름을 따라 각점에서의 공기의 상태를 나타내었다. 또한 스택의 음극에 공급된 공기의 조성과 스택에서 수소와 반응한 후 배출되어 나오는 공기의 조성 변화를 Table 3에 정리하였다. 이같은 조성의 변화를 Refprop ver. 7.0을 이용하여 팽창기 해석 모델에 반영하였다.

3. 스크롤 팽창기-압축기 개념 설계

3.1 팽창기

팽창기 행정체적으로 결정되는 이론질량유량을 $\dot{m}_{th}$, 실제 질량유량을 $\dot{m}_4$라고 하면, 팽창기의 체적효율은 식(1)과 같이 정의되며,

$$\eta_{v,e} = \dot{m}_{th}/\dot{m}_4 \tag{1}$$

팽창기 행정체적 $V_{th,e}$는 식(2)에서 구할 수 있다.

$$\dot{m}_{th} = \rho_4 V_{th,e} \frac{N}{60} \tag{2}$$

Table 3 Change of mole fraction in air on inlet and outlet of the stack

	Air (Mole fraction)		
	N_2	O_2	Ar
Before reaction	0.7812	0.2096	0.0092
After reaction	0.7812	0.1048	0.0092

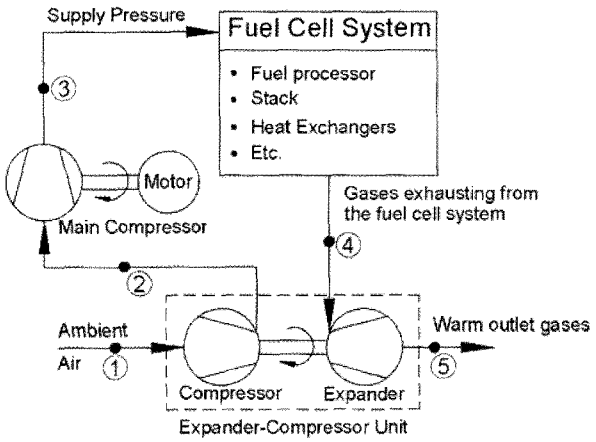


Fig. 1 Application of expander-compressor unit in a fuel cell system

팽창기의 등엔트로피 팽창효율과 기계효율은 각각 식(3) 및 식(4)와 같이 정의한다.

$$\eta_{i,e} = L_{PV}/L_{th} \tag{3}$$

$$\eta_{m,e} = L_s/L_{PV} \tag{4}$$

여기서 L_{PV}는 팽창 선도로부터 계산되는 지시동력이며, L_{th}은 팽창기를 등엔트로피 상태로 통과하는 공기의 엔탈피 감소를 Δh라고 할 때 $L_{th}=\dot{m}_{th}\Delta h$과 같이 정의되는 등엔트로피 팽창동력이다. L_S는 축동력을 나타낸다. 또한 이상의 효율들을 사용하여 팽창기 전효율을 식(5)와 같이 표현할 수 있다.

$$\eta_e = \frac{L_s}{\dot{m}\Delta h} = \eta_{v,e}\eta_{i,e}\eta_{m,e} \tag{5}$$

팽창기 입구에서의 공기의 질량유량은 스택에 유입된 공기량 $\dot{m}_1 = 2.05\times10^{-3}$ kg/s에서 앞서 언급한 Table 3의 반응 후 조성을 반영하였을 경우 $\dot{m}_4 = 1.84\times10^{-3}$ kg/s가 된다. 이로부터 팽창기의

행정체적은 체적효율을 $\eta_{v,e}=85\%$로 가정하고 운전속도를 N=3600rpm으로 잡으면 식(1) 및 식(2)에서 $V_{th,e}$=12.45cc이 된다. 한편 압축기에서의 행정체적은 팽창기와 동일한 운전속도에서 체적효율을 $\eta_{v,e}=95\%$ 로 가정하면 $V_{th,c}$=31.77cc이 된다.

Table 4 Main specifications of scroll expander and compressor unit

Notation	Expander	Compressor
a (mm)	2.228	1.91
t (mm)	3.0	3.0
α(deg.)	38.6	45
ϕ_e(deg.)	865.8	1323.4
ϕ_a(deg.)	264	714.1
h (mm)	18	24
r_S (mm)	4.0	3.0
V_{th} (cc)	12.45	31.77
V.R	1.683	1.310

팽창기의 설계 체적비 V.R는 운전 압력비로부터 식(6)과 같이 표현된다.

$$V.R=\frac{V_5}{V_{th,e}}=\left(\frac{P_4}{P_5}\right)^{1/n} \tag{6}$$

여기서 하첨자 4 및 5는 각각 팽창기 입·출구를 나타낸다. 압축기의 설계 체적비를 얻기 위해서는 압축기 토출압 P_2를 알아야 하는데, P_2는 팽창기 축동력 L_S와 식(7)과 같은 관계가 있다.

$$\dot{W}_i=\eta_{i,c}\eta_{m,c}L_s \tag{7}$$
$$=\frac{n}{n-1}P_1\frac{\dot{m}_1}{\rho_1}[(P_2/P_1)^{(n-1)/n}-1]$$

식(5)에서 팽창기의 전효율을 70%로 가정하고 설계 기준이 되는 Table 2의 값들을 적용하면 팽창기 출력은 84.5W이 되고, 보조 압축기의 지시효율과 기계효율을 각각 95%로 가정하면 식(7)에서 토출압 P_2=1.48bar를 얻는다. 따라서 압축기의 설계 체적비는 $V.R=(P_2/P_1)^{1/n}$=1.310이 된다.

스크롤 팽창기는 원리상 스크롤 압축기를 역회전시켜 작동되므로 스크롤 압축기 때의 토출체적이 팽창기에서는 행정체적이 된다. 식(8) 및 식(9)에 팽창기의 행정체적과 압축기의 행적체적을 각각 스크롤 랩 형상 인자들로서 나타내었다.

$$V_{th,e}=2\pi ahr_s(2\phi_a+\pi) \tag{8}$$

$$V_{th,c}=2\pi ahr_s(2\phi_e-3\pi) \tag{9}$$

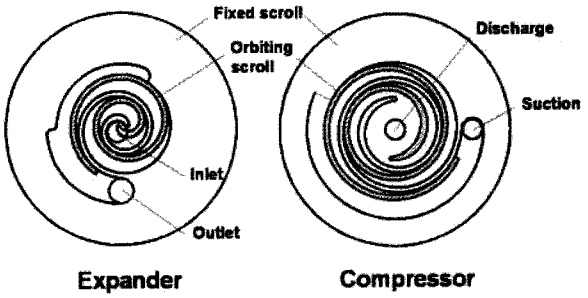
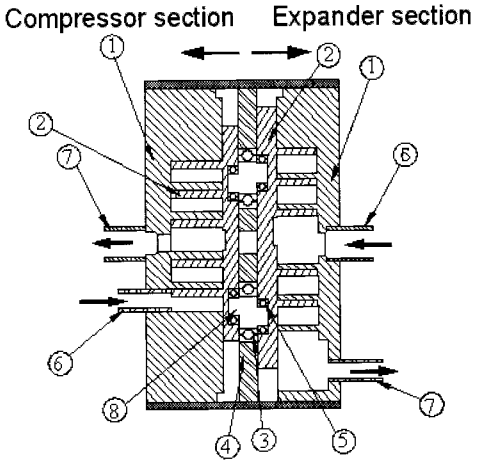


Fig. 2 Scroll wrap profiles



1	Fixed scroll	5	Angular bearing
2	Orbiting scroll	6	Suction pipe
3	Main bearing	7	Discharge pipe
4	Main frame	8	Crank pin

Fig. 3 Expander-compressor assembly

여기서 a는 기초원 반경, h는 랩 높이, r_S는 선회반경, ϕ_a는 커터각, ϕ_e는 인볼루트 랩 끝각이다. 팽창기 및 압축기의 스크롤 랩 두께를 각각 3mm로 하고, 랩 높이 대 두께의 비는 가공성, 강도 및 바닥면적 등을 고려하여 팽창기 및 압축기에서 각각 6 및 8로 하였다. 선회반경은 각 선회스크롤의 선회운동으로 인한 원심력의 균형을 위해 팽창기에서는 4mm, 압축기에서는 3mm로 잡았다. 이같이 결정된 팽창기 및 압축기의 스크롤 랩 형상 인자의 값들을 Table 4에 정리하였고, 스크롤 형상은 Fig. 2에 나타내었다.

Fig. 3은 스크롤 팽창기와 스크롤 압축기를 조합하여 하나의 유닛으로 구성한 개념도이다. 평판으로 이루어진 메인 프레임 양쪽 면에 각각 팽창기의 선

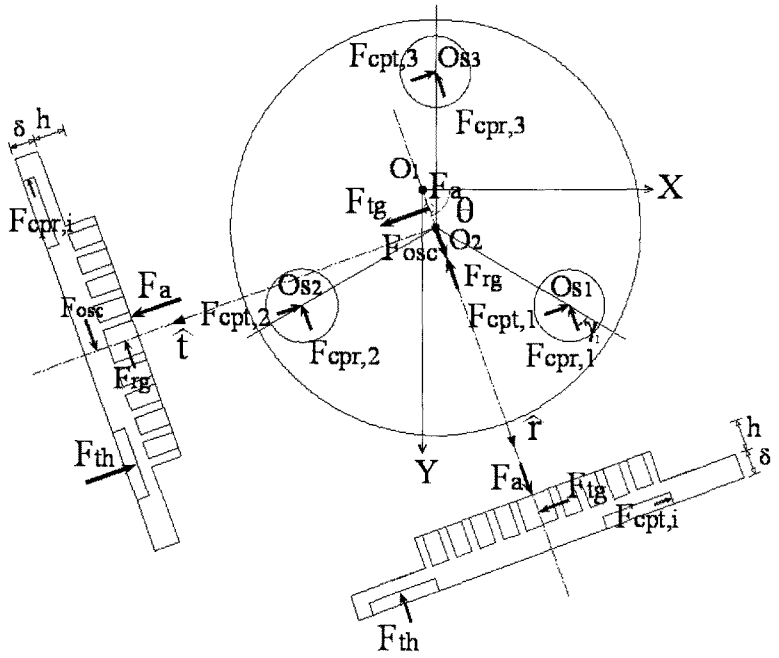


Fig. 4 Force diagram on orbiting scroll

회 스크롤과 압축기의 선회 스크롤 배면이 닿도록 배치되어 있다. 메인 프레임에는 3개의 동력전달축이 120° 간격으로 설치되어 있고 동력전달축 양단에는 각각 크랭크 핀이 설치되어 있어 한 쪽은 팽창기의 선회스크롤 경판에 다른 한 쪽은 압축기의 선회스크롤 경판에 끼워져 있다. 이들 동력전달축을 통해 팽창기의 출력이 압축기로 전달되어 가스압축을 수행하게 된다. 3개의 동력전달축을 사용함으로써 선회 스크롤 자전이 방지된다. 선회스크롤 경판에 작용하는 축방향 가스력으로 인해 경판 배면과 메인프레임면에서 스러스트 마찰 손실이 발생하는 것을 피하기 위해 선회스크롤 경판 배면에 삽입된 크랭크 핀을 앵귤러 베어링으로 지지한다.

4. 해석 모델

4.1 압력 계산

팽창기에서의 가스 팽창과 압축기에서의 가스 압축을 모두 단열과정으로 간주하면, 가스의 압력은 식(10)과 같이 얻어진다.

$$P(\theta) = P_s(\frac{M(\theta)}{V(\theta)\rho_s})^n \tag{10}$$

여기서 검사체적 내의 질량 $M(\theta)$은 다른 인접한 검사체적으로의 질량유출입을 고려하여 식(11)과 같이 표현되며,

$$M(\theta) = M(0) - \int^t \sum_i \dot{m}_i dt \tag{11}$$

또한 인접한 검사체적간의 유로에서 또는 누설간극에서 일어나는 질량유량 $\dot{m}$는 식(12)로 표현된다.

$$\dot{m} = c_v A P_{up} \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_{up}}} \sqrt{\left(\frac{P_{dn}}{P_{up}}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_{dn}}{P_{up}}\right)^{(k-1)/k}} \tag{12}$$

여기서 하첨자 up 와 dn 은 각각 누설 경로의 상류측 및 하류 측을 나타낸다. 유량계수 c_v는 미리 일정한 압력 범위와 누설 간극 치수에 대해 계산하였고 이를 데이터 베이스화하여 팽창기 성능해석을 위한 본 프로그램을 계산할 때는 압력비와 간극비만을 가지고 불러와 사용하도록 하였다[4].

4.2 선회 스크롤 운동 해석

팽창기의 선회스크롤에 작용하는 힘들을 Fig.4에 나타내었다. 여기서 F_{cpt}및 F_{cpr}은 각각 크랭크 핀으로부터의 접선방향과 반경방향의 반력을 나타내며, F_{tg}, F_{rg} 및 F_a는 각각 가스 팽창력의 접선방향, 반경방향, 그리고 축방향 성분이다. 선회스크롤에 작용하는 각 방향으로의 힘과 모멘트 평형을 구하면 식(13)~(16)과 같다.

$$F_{tg} - 3F_{cpt} + 3\mu_{ab}F_{cpr} = 0 \quad (13)$$

$$-F_{rg} + F_{osc} - 3F_{cpr} + 3\mu_{ab}F_{cpt} = 0 \quad (14)$$

$$-\left(\delta + \frac{h}{2}\right)F_{tg} + \frac{3}{4}\delta F_{cpt} + R_y F_d - \frac{3}{4}\delta\mu_{ab}F_{cpr} = 0 \quad (15)$$

$$-\left(\delta + \frac{h}{2}\right)F_{rg} - \frac{r_s}{2}F_a + \frac{\delta}{2}F_{osc} + R_x F_d - \frac{3}{4}\delta F_{cpr} + \frac{3}{4}\delta\mu_{ab}F_{cpt} = 0 \quad (16)$$

압축기의 경우는 접선방향 가스력의 방향이 팽창기와 반대가 된다. 팽창기의 선회스크롤에 삽입된 크랭크 핀에서의 앵귤러 베어링과 크랭크축을 지지하는 볼 베어링에서 일어나는 손실을 팽창기 측 마찰손실로, 압축기 선회스크롤의 크랭크 핀 베어링부에서의 마찰손실을 압축기의 마찰손실로 정의하여 각각 식(17) 및 식(18)과 같이 나타낸다. 크랭크축 지지 베어링 하중 F_{cs}는 크랭크축 양단의 핀에 작용하는 힘과의 균형으로부터 구한다.

$$L_{m,e} = r_{ab}\omega\mu_{ab}F_{cp,e} + r_{bb}\omega\mu_{bb}F_{cs} \quad (17)$$

$$L_{m,c} = r_{ab}\omega\mu_{ab}F_{cp,c} \quad (18)$$

이상의 해석 모델에 기초하여 일체형 스크롤 팽창기와 압축기 유닛에 대한 성능해석을 수행할 수 있는 컴퓨터 프로그램을 작성하였고 이 프로그램을 활용하여 다음의 각종 계산을 수행하였다.

5. 계산 결과 및 고찰

먼저 설계된 팽창기-압축기 유닛의 성능해석을 Table 2의 운전조건에서 수행하였다. Fig. 5는 팽창기 및 압축기의 체적선도를 보여준다. $0^o < \theta < 360^o$의 구간은 팽창기와 압축기 모두 흡입과정에 해당하며, 팽창기는 $360^o < \theta < 602^o$에서 팽창과정을, 압축기는 $360^o < \theta < 609^o$에서 압축과정을 거친다. 팽창기의 팽창선도 및 압축기의 압축선도를 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 6-Fig. 8까지의 계산에서는 스크롤 랩의 반경방향 및 축방향 간극을 모두 10μm로 가정하였다. Fig. 6에서 점선은 누설이 없는 경우의 이상적인 선도이다. 팽창기에서는 가스 누설의 영향으로 흡입이 완료되기 전부터 이상적인 팽창 선도에 비해 압력이 떨어지는 경향을 보이며, 압축기에서는 누설의 영향으로 오히려 압축실 내 압력이 미세하게나마 높아진다. 압축기의 토출압은 P_2=1.583bar로 계산되어 설계 시 가정했던 1.48bar 보다 높게 나타났는데 이는 팽창기 효율이 설계에서 가정했던 값보다 높게 얻어졌기 때문이다. 설계 때에는 팽창기 전효율을 70%로 가정했었는데 성능해석에서는 75%로 계산되었다.

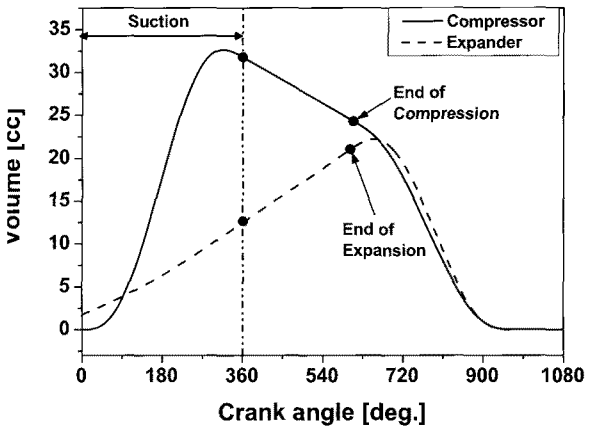


Fig. 5 Volume diagrams

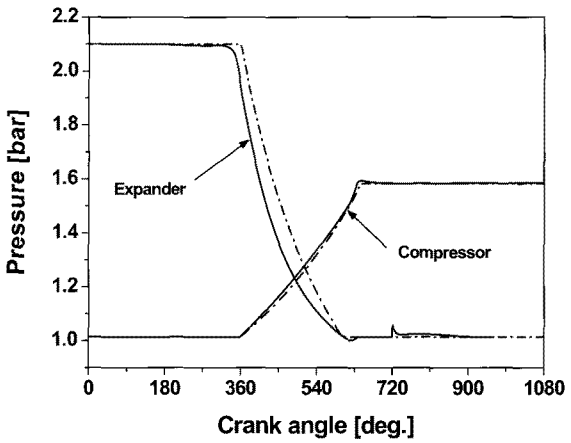


Fig. 6 P-Θ diagrams

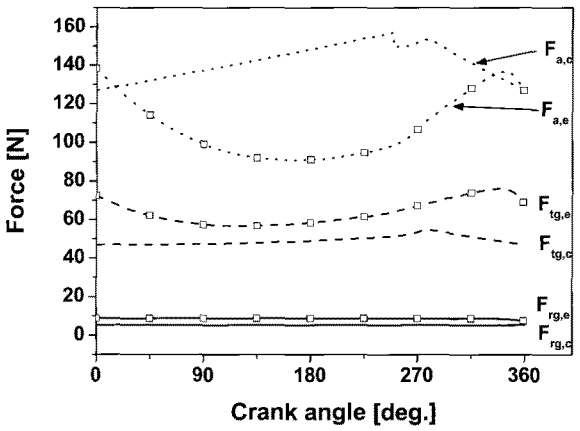


Fig. 7 Gas forces

Fig. 7은 팽창기 및 압축기 내에서 발생하는 가스력을 보여준다. 팽창기에서 출력을 발생시키는 접선방향 가스력의 평균값은 $F_{tg,e}$=63.7N이며, 압축기에서 가스 압축력인 접선방향 가스력은 $F_{tg,c}$=49.2N이다. 압축기의 축방향 가스력 $F_{a,c}$은 압축기의 바닥면이 상대적으로 넓어 팽창기보다 크게 나타난다. 팽창기 및 압축기 모두에서 반경방향 가스력 $F_{rg,e}$ 및 $F_{rg,c}$은 다른 가스력에 비해 상당히 작게 나타난다.

가스 토크는 각 접선방향력에 선회반경을 곱하면 구할 수 있다. Fig. 8은 팽창기 및 압축기에서의 팽창 토크 및 압축 토크의 변동을 보여준다. 1회전당 토크변동 폭이 팽창기에서는 ±19.5%이며 압축기에서는 이보다 작게 나타난다. 팽창기에서 가스 토크 변동이 큰 것은 팽창시의 압력비는 P_4/P_5=2.07이고, 압축 시 압력비는 P_2/P_1=1.56로 압력비가 팽창기 쪽이 크기 때문이다.

스크롤 팽창기 및 스크롤 압축기의 성능은 선회스크롤과 고정스크롤 사이의 간극에 매우 민감하게 영향을 받는다. Fig. 9-Fig. 12에서는 간극이 $\epsilon = 5 \sim 20\mu$m의 범위에서 변화할 때, 각종 효율 및 성능에 미치는 영향을 나타내었다.

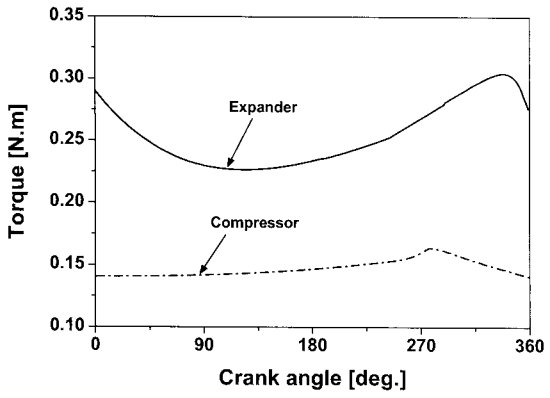
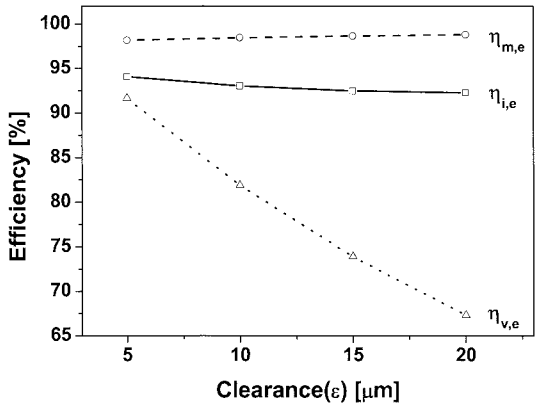
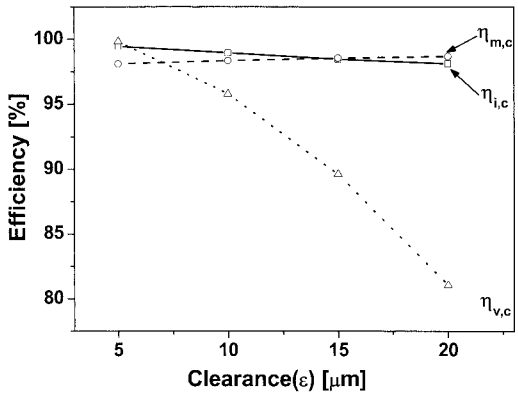


Fig. 8 Gas torques

Fig. 9는 팽창기 및 압축기의 각종 효율이 스크롤 간극에 따라 변화하는 것을 보여준다. 체적효율은 간극에 매우 민감하여 간극이 5μm에서 20μm으로 증가하면 팽창기는 약 25%, 압축기는 약 20%의 체적효율 감소를 나타낸다. 기계적 효율 $\eta_{m,e}$ 및 $\eta_{m,c}$은 팽창기 및 압축기 모두에서 간극의 영향을 거의 받지 않는다. 이는 기계적 효율의 경우 마찰력의 기준이 되는 베어링 하중이 가스력의 크기에 비례하는데 누설로 인한 가스력 자체는 거의 변화하지 않기 때문이다. 등엔트로피 효율 $\eta_{i,e}$ 및 $\eta_{i,c}$은 간극의 증가에 따라 미세한 감소를 나타내는데 이는 누설된 가스에 작용한 압축일 또는 팽창일이 손실로 간주되기 때문이다.



(a)



(b)

Fig. 9 Effects of clearance on efficiencies: (a) expander, (b) compressor

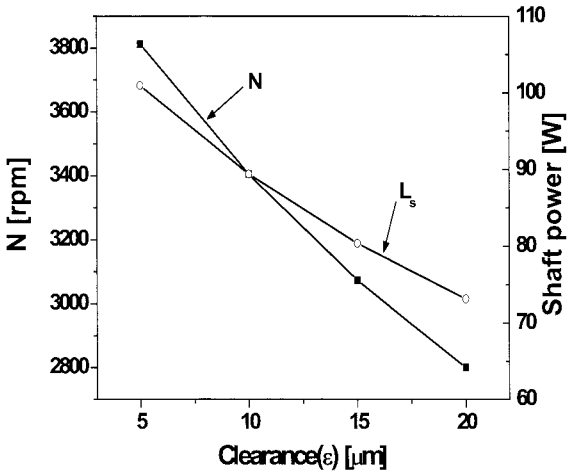


Fig. 10 Effects of clearance on shaft speed and shaft output

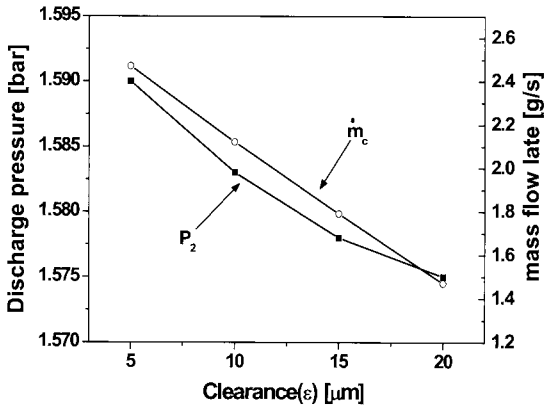


Fig. 11 Effects of clearance on compressor discharge pressure and mass flow rate

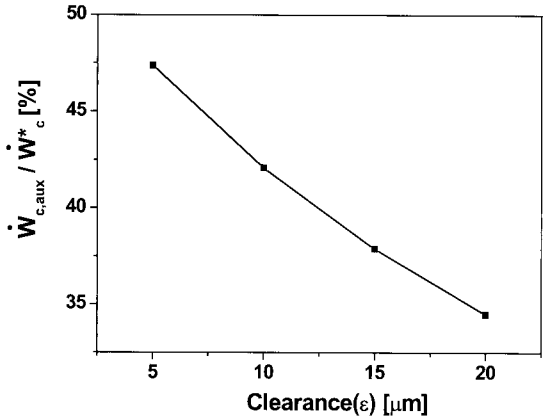


Fig. 12 Energy saving effect by expander-compressor unit

Yanagisawa et al.[5]은 무급유식 스크롤 공기압축기를 팽창기로 개조하여 성능시험을 수행하였는데 운전속도 3000rpm에서 유량 100L/min, 체적효율 82%, 팽창기 전효율 48%를 얻었다. Yanagisawa et al.[5]의 스크롤 팽창기 유량만을 놓고 볼 때는 본 연구에서 설계된 스크롤 팽창기 유량과 동급이지만, 팽창기 설계압력비에서는 전자가 5.05, 후자는 2.07로서 많은 차이가 난다. 따라서 직접적인 성능 비교는 어렵지만 Fig. 9의 계산 결과에서 스크롤 간극 $\epsilon = 10\mu m$인 경우 체적효율이 대략 82% 정도인 것을 알 수 있다. 팽창기 전효율은 본 모델은 75%로서 Yanagisawa et al.[5]의 팽창기 전효율 48%보다는 상당히 높게 나타났다. 이 이유는 무엇보다도 본 팽창기 모델의 경우, 크랭크 핀에는 앵귤러 베어링을 크랭크축에는 볼 베어링을 적용한 설계 때문이다. Yanagisawa et al.[5]의 팽창기는 일반적인 무급유식 공기압축기를 개조한 것이므로 선회스크롤에 걸리는 축방향 하중을 지지하는 스러스트면에서의 마찰손실이 매우 크게 나타났다[5].

Fig. 10에서 팽창기 운전속도 N는 스크롤 간극이 커지면 감소하는데, 이는 누설이 증가하기 때문이다. 설계에서는 간극 $\epsilon = 10\mu$m에서 정격 운전속도를 N=3600rpm으로 설정하였는데, 실제 성능해석에서는 누설 손실이 예상보다 커서 운전속도가 다소 낮은 N=3404rpm으로 나타났다. $\epsilon = 20\mu$m에서는 운전속도가 N=2800rpm으로 감소한다. 간극이 증가하면 축동력 L_S도 감소하는데, 이는 질량유량 가운데서 에너지 전달에 사용되는 유효분이 감소하기 때문이다.

Fig. 11는 압축기 측에서 간극이 증가하면 송출유량 및 토출압력 모두 감소하는 것을 보여준다. 토출압력이 감소하는 것은 팽창기에서 압축기로 전달되는 축동력의 감소 때문이고, 유량이 감소하는 것은 간극 증가에 따른 체적효율 감소 때문이다. 간극이 $\epsilon = 10\mu$m보다 커지게 되면 압축기 통과 유량이 연료전지 시스템에서 요구하는 유량보다 작아지게 된다.

Fig. 12는 1kW급 PEMFC 시스템에서 공기 공급장치가 소모하는 압축기 소요동력 $\dot{W}_c^*$을 기준으로 팽창기-압축기 유닛 장착으로 인한 에너지절약 효과를 나타내었다. 설계 간극 $\epsilon = 10\mu$m에서 에너지 절약 효과는 42% 정도이며 $\epsilon = 20\mu$m에서는 35% 수준이다. 연료전지 시스템에서 압축기가 소모하는 동력이 대략 연료전지 생산전력의 30% 정도라고 한다면, 압축기 소요동력을 기준한 42%의 에너지 절감효과는 연료전지 시스템 전체로는 약 12.6%의 효율 향상에 상당한다. 이러한 계산 결과는 차량용 연료전지 시스템에 스크류 타입의 일체형 팽창기-압축기 유닛을 장착하는 효과에 관한 해석적 연구에서 팽창기 및 압축기의 효율이 각각 80% 일 때 연료전지 시스템의 효율 향상이 약 15%에 달할 수 있다는 Stosic et al.[2]의 예측과도 어느 정도 일치한다.

6. 결 론

1kW급 PEMFC 시스템에 일체형 팽창기-압축기 유닛을 적용하는 해석적 연구에서,

1) 연료전지용 팽창기-압축기 일체형 개념을 소개하였고

2) 주어진 설계 조건에서 성능해석을 수행하였다.

3) 누설 간극이 10μm일 때, 팽창기 체적효율 및 전효율은 각각 $\eta_{v,e}$=81.86%, 및 η_e = 75%이며, 압축

기에서는 각각 $\eta_{v,c} = 95.79\%$ 및 $\eta_c = 97.3\%$로 계산된다.

4) 누설 간극이 증가하면 팽창기 및 압축기의 체적효율은 매우 민감하게 감소하지만 등엔트로피 효율은 완만하게 감소하며, 기계적 효율은 거의 영향을 받지 않는다.

5) 누설 간극이 증가하면 팽창기-압축기 유닛의 운전속도가 감소하고, 팽창기 출력, 압축기 토출압 및 송출유량이 모두 감소한다.

6) 1kW급 PEMFC 시스템의 공기 공급 장치 소요 동력을 기준으로 팽창기-압축기 유닛을 설치하면 약 42%의 에너지 절감 효과를 얻을 수 있다.

후 기

본 연구는 2007년도 인천대학교 학술연구조성비 지원에 의하여 수행되었습니다.

참 고 문 헌

1. Driver Technology Ltd, 2000, "Review of the potential application of positive displacement compressor-expanders in advanced fuel cell cycles", ETSU F/03/00184/REF
2. Nikola Stosic, Ian K. Smith, Ahmed Kovacevic, 2003, "Combined compressor-expander in fuel cell application", IMECHE Conference Transactions on Compressors and their Systems, pp. 369~380.
3. Frano Barbir, 2005, "PEM Fuel Cells Theory and Practice", Elsevier.
4. Hyun Jin Kim, 2004, "Development of computer simulation program for performance analysis of a scroll compressor", Technical Report, Univ. of Incheon.
5. T. Yanagisawa et al., 2001, "Performance of an oil-free scroll type aie expander", IMechE Conference Trasactions on Compressors and their Systems, pp. 167~174.