

연료전지용 베인 로타리 공기 압축기 설계

김현진* · 이용호** · 김호영**

Design of Vane Rotary Air Compressor for Fuel Cell Application

Hyun Jin Kim*, Yong Ho Lee**, Ho Young Kim**

Key Words: Vane rotary compressor(베인 로타리 압축기), Fuel cell (연료전지), Flow rate(유량), Discharge pressure(토출압), Compressor input(압축기 입력)

ABSTRACT

Air supply is required to the cathode of fuel cells for the provision of oxygen to produce electricity through chemical reaction with hydrogen in the cell, and supplied air should be free of impurities such as oil mist and tiny particles separated from sliding surfaces. Hence, air compressor for fuel cell air supply must be oil-less type and have no severe sliding surfaces inside. This paper introduces the concept of single-vane type rotary air compressor whose structure is particularly suitable for the fuel cell application: sliding action of the vane against the cylinder wall, which causes severe friction in the conventional vane rotary compressors, is made to be prevented by attaching the vane to the driving shaft with the compliant device between the vane and the rotor in this new design. For 2 kW fuel cell application, preliminary design has been carried out, and its performance has been estimated by using computer simulation program: for discharge pressure of 2 bar, the volumetric, adiabatic, and mechanical efficiencies are calculated to be 82.5%, 92.5%, and 96.3%, respectively.

1. 서론

기존의 화석연료를 사용하는 발전시스템에서 화석연료 자원의 고갈과 화석연료 사용 시 발생하는 온실가스 배출 등에 대한 우려로 인해 새로운 에너지원에 대한 다양한 모색이 이루어지고 있다. 수소를 에너지원으로 활용하는 방안도 유력한 대안 중의 하나로 고려되고 있는 가운데, 수소를 연료로 이용하는 연료전지 시스템에 대한 실용화에 많은 노력이 집중되고 있다.

연료전지 시스템에서 연료전지 스택의 양극에는 수소가 공급되고 스택의 음극에는 산소가 공급되어 스택 내의 전해질 층에서 전기화학반응이 일어나고 이로 인해 전기와 열이 발생하게 된다. 이 때 연료전지 스택의 음극에 산소를 직접 공급하기보다는 일반적인 대기 중의 공기를 수소와의 반응에 적합하도록 가압하여 공급하게 된다. 이러한 공기 공급을 위해 공기압축기가 사용되게 된다. 대규모 발전의 경우 공기 공급 요구량이 많기 때문에 터보형 공기 압축기가 적합하며 중소규모의 연료전지 시스템에서는 용적형 공기압축기가 적합하다.

연료전지의 주변장치 가운데서 가장 큰 전력 소모는 바로 이 공기 압축기에서 일어난다. 통상 중소형

* 인천대학교 기계공학과 (교신저자)

** 인천대학교 기계공학과 대학원

E-mail : kimhj@incheon.ac.kr

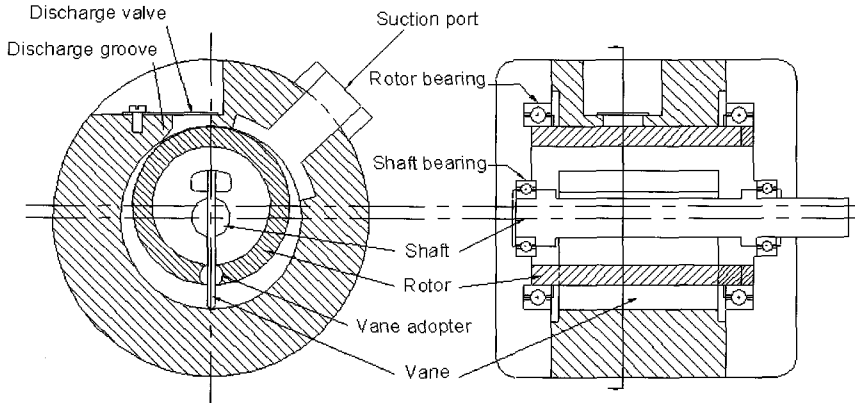


Fig. 1 Schematic of a single vane rotary air compressor

연료전지 시스템에서 공기 압축기가 소모하는 동력은 연료전지 출력의 30% 정도에 이른다. 따라서 공기 압축기의 효율을 높이는 것은 연료전지 시스템 전체의 효율을 높이는데 매우 중요하다.

현재 연료전지용의 용적형 공기 압축기로 다이어프램 방식⁽¹⁾, 로타리 베인식⁽²⁻⁴⁾, 스크롤식⁽⁵⁻⁶⁾, 그리고 스크류식⁽⁷⁾ 등의 다양한 형태의 압축기가 시도되고 있으나, 아직은 압축기 효율이 낮을 뿐만 아니라 제품의 신뢰성을 확인할 수 없는 수준이며, 또한 용도별 및 용량별 제품의 선택을 기대할 수 없는 상황이다.

본 연구에서는 새로운 구조의 연료전지용 공기압축기에 대한 개념 설계를 수행하여 주어진 용량 및 운전 조건에서의 개략적인 크기 및 성능을 추정해 보고, 실용화 가능성에 대해 검토해 보고자 한다.

2. 개념설계

2.1 기본구조

연료전지용 공기압축기는 무엇보다도 오일이 조금도 섞이지 않은 청정 공기를 배출해야 하며 또한 장시간 연속운전이 가능해야 하는 등 높은 신뢰성이 요구된다. 압축기에서 윤활 및 냉각의 주요한 기능을 수행하는 오일의 사용이 허락되지 않는 연료전지용 압축기에서 무급유 특성을 만족시키기 위해서는 마찰이 발생하는 부위에 자체 윤활 특성을 갖는 재질의 선정 및 표면 처리가 필요하며 축 베어링으로는 건식 베어링을 사용해야 하는 등의 특별한 설계가 요구된다. 또한 오

일이 없기 때문에 과도하게 발생하는 마찰열과 가스 압축열의 방출을 위해 별도의 적절한 냉각 수단이 고안되어야 한다. 이러한 특성을 만족시키기 위한 새로운 구조의 공기압축기 개념도를 Fig. 1에 나타내었다.

실린더 내부에 실린더 중심과 e 만큼 편심된 위치에 중심을 갖는 로우터가 위치하고 로우터는 로우터 외측 양단에서 자체 윤활되는 볼 베어링으로 지지된다. 로우터 내부에는 축이 통과하되 축 중심은 실린더의 중심과 일치되어 있다. 그리고 로우터의 표면 틈새로 베인이 돌출되어 있고 로우터 내부에서 베인은 축에 연결되어 지지된다. 축은 실린더 양단의 측면 덮개에서 자체 윤활되는 볼 베어링으로 지지되고 축의 한 쪽은 압축기 하우징 밖에서 모터와 연결된다. 실린더 한 부분에 흡입구를 마련하고 토출부측에는 토출 밸브를 설치한다. 모터에 연결된 축이 동력을 전달받아 회전하게 되면 로우터는 축의 회전과 함께 회전하는 베인의 운동에 의해 회전운동을 하게 된다. 이 때 축의 중심과 로우터의 중심이 편심되어 있으므로 로우터와 베인 사이에는 상대적인 운동이 발생하는데 이를 위해 로우터와 베인 사이에 순응 부재를 삽입한다.

베인을 크랭크 축에서 지지하는 구조를 택함으로써 베인의 원심력이 실린더 내면에 걸리는 것을 방지해 줄 수 있다. 기존의 로타리 베인식 압축기에서는 베인의 원심력으로 인한 베인 선단과 실린더 벽면과의 마찰 손실이 로타리 베인식 압축기의 전체 효율을 현저하게 감소시키는 주 요인이었다. 현재의 구조와 같이 베인을 축에서 지지해 줄 경우의 반대 급부는 베인 선단과 실린더 벽면과의 틈새를 어느 정도 허락해 줄 수 밖에 없으므로 이러한 틈새로의 누설이 증가하는 단점

이 있게 된다.

베인이 흡입구 끝단각(Fig. 4의 θ_s)을 지나는 순간 흡입이 완료되고 크랭크 축이 더 전진하면 압축이 진행된다며 압축실 내의 압력이 토출압에 이르게 되면 토출밸브가 열리고 토출이 개시된다, 베인이 토출구를 지나는 순간 토출구 간극채적이 흡입구와 연통되어 압력이 낮아지므로 토출밸브는 닫히고 베인이 한 회전을 마치고 다시 흡입구를 지나면서 새로운 압축 사이클이 재개되게 된다.

2.2 기본치수 설계

출력 2kW 연료전지에 공기를 공급하는 압축기로 설계 목표를 잡는다면, 필요한 공기 공급량은 식(1)에서⁽¹⁾ 구할 수 있다.

$$\dot{m}_s = 3.57 \times 10^{-7} \times \lambda \times \frac{P_e}{V_c} \quad [\text{kg/s}] \quad (1)$$

여기서 P_e 는 연료전지의 출력을, λ 는 당량비를, V_c 는 스택 한 단에서의 전압을 나타낸다. 일반적으로 당량비를 $\lambda=2$, 스택 한 단의 전압을 $V_c=0.6 \text{ V}$ 로 할 때, $\dot{m}_s=0.00238 \text{ kg/s}$ 로 계산된다. 흡입조건을 1기압 25°C 로 할 때 흡입밀도는 $\rho_s=1.19 \text{ kg/m}^3$ 이며 체적 유량은 $Q_s=120 \text{ lpm}$ 이 된다. 운전조건 및 설계 유량을 Table 1에 정리하였다.

정격 운전속도를 $N=3500 \text{ rpm}$ 으로 잡고 체적효율을 $\eta_v=75\%$ 로 가정하면 행정체적은 식(2)에서 $V_s=45.7 \text{ cc}$ 가 된다.

$$Q_s = \eta_v V_s N / 60 \quad (2)$$

행정체적과 실린더 치수들과의 연관은 흡입 종료각에 따라 변화하지만 일단 흡입 종료각 $\theta_s=80^\circ$ 를 기준하여 Table 2와 같은 실린더 치수를 얻었다. 편심 e 의 크기가 클수록 실린더 크기를 작게 할 수 있지만 베인이 로우터 슬롯을 스치고 나오는 속도는 베인의 각속도 ω 와 편심량 e 의 곱인 ωe 에 비례하고 이는 마찰속도에 해당하므로 $\omega e < 1.5 \text{ m/s}$ 가 되도록 e 의 크기를 제한하였다.

토출포트는 토출되는 공기의 평균 유속이 20 m/s 이하로 되도록 직경을 10 mm 로 하였고 토출밸브는 이

에 맞춰 Fig. 2와 같은 형상으로 설계하였다. 이러한 형상에서 밸브의 두께를 0.15 mm 로 하였을 때, 밸브의 질량은 $m_v=0.24 \text{ g}$ 이며, 탄성계수는 $k_v=120 \text{ N/m}$ 의 값을 갖는다. 밸브 최대 변위는 밸브스톱에 의해 4 mm 로 제한되는 것으로 하였다.

Table 1 Design conditions

Notation	Description	Values
Q_s	Flow rate	120 lpm
P_s	Suction pressure	1 bar
t_s	Suction temperature	25°C
P_d	Discharge pressure	2 bar

Table 2 Compressor main dimensions

Notation	Description	Values
R_c	Cylinder radius	40 mm
R_r	Rotor radius	36.6 mm
e	Eccentricity	3.4 mm
H	Cylinder width	60 mm

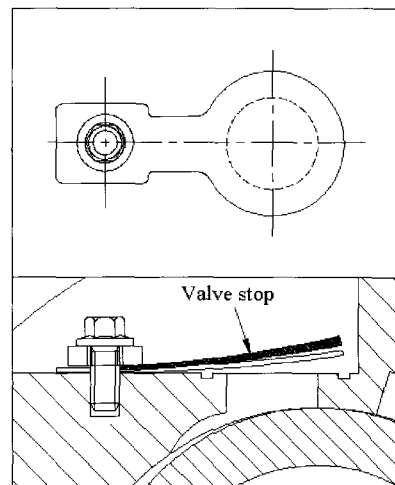


Fig. 2 Discharge valve configuration

3. 성능해석

3.1 체적선도

Fig. 3은 체적선도를 보여준다. 흡입 종료각 $\theta_s=80^\circ$

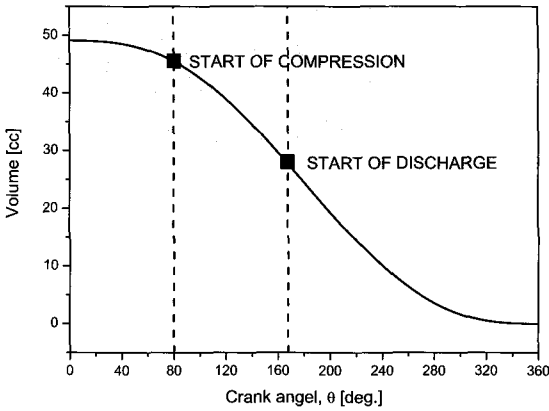


Fig. 3 Volume diagram

에서 압축이 개시되며, 설계 압력비에서 누설이 없는 이상적인 경우 토출은 $V_s/V_d = (P_d/P_s)^{1/n}$ 의 관계가 만족되는 토출체적 V_d 에 이르는 $\theta_d = 167.7^\circ$ 에서 개시되어야 한다. 이럴 경우 P-V 선도 상에서 과압축 손실이 나타나지 않게 되어 단열압축효율이 최대가 된다.

그런데 이렇게 토출 개시각을 설계할 경우 실제 토출 구조상 문제가 발생한다. 베인이 토출 개시각을 지나는 시점에는 과압축이 일어나지 않지만 그 후, 즉 베인이 토출 개시점을 지나고 난 후에는 토출실 내의 가스가 토출 포트를 통해 베인 뒤쪽에 새로이 형성되고 있는 포켓(압력실)으로 역류하는 현상이 발생하게 된다. 따라서 설계압력비가 2라고 하더라도 토출 개시각을 늦추어 주어야만 역류의 영향을 적게 받게 되므로 본 설계에서는 토출 개시각을 $\theta_d = 310^\circ$ 가 되도록 하였다. 이럴 경우 낮은 압력비에서는 상대적으로 큰 과압축 손실을 감수해야 하지만 역류가 감소하게 되므로 전체적인 압축기 성능에서는 유리해진다.

3.2 압력계산

압축실 내의 가스압력 P_c 는 식(3)의 단열 압축식으로 구하되, 토출 밸브로의 토출질량 유량 \dot{m}_d 과 압축실에서 흡입실로 일어나는 각종 누설 $\sum \dot{m}_{ik}$ 을 고려하였다.

$$P_c = \frac{P_s}{\rho_s^n} \left(\frac{(M_0 - \int_0^t (\dot{m}_d + \sum \dot{m}_{ik} dt))}{V(\theta)} \right)^n \quad (3)$$

각종 누설을 나타내는 $\sum \dot{m}_{ik}$ 에는 실린더와 로우터 사이의 간극 누설 \dot{m}_{20} , 베인 선단과 실린더 내면 사이의 간극 누설 \dot{m}_{21} , 베인 측면과 실린더 덮개 사이 간극 누설 \dot{m}_{21s} , 그리고 베인이 토출구를 지나면서 토출구 내의 가스가 흡입실로 역류되는 누설 \dot{m}_{31} 등이 있다. 이러한 누설 유량은 누설경로 양단의 압력비를 P_r 이라고 할 때 압축성 오리피스 유동식을 사용하되 식(4)와 같이 유량계수 c_v 를 적용하여 점성마찰의 영향을 반영하였다⁽⁸⁾.

$$\dot{m} = c_v P_c A \sqrt{\frac{2n}{n-1} RT} \sqrt{P_r^{2/n} - P_r^{n+1/n}} \quad (4)$$

토출 밸브를 통과하는 토출 질량유량 \dot{m}_d 은 토출밸브의 열림도 y_v 에 따라 결정되는데 토출밸브 열림도 y_v 는 식(5)와 같이 1 자유도를 갖는 질량-스프링계로 간주하여 계산하였다.

$$m_v \ddot{y}_v + k_v y_v = A_v (P_c - P_d) \quad (5)$$

3.3 베어링 반력 및 마찰손실

Fig. 4에서 압축실에 노출되어 있는 베인 길이 l_v 에 작용하는 가스력을 F_g 라고 하고, 로우터의 일부 표면이 압축실과 접하므로 받는 가스력을 F_r 이라고 하면, 이들은 각각 식(6) 및 식(7)로 표현된다.

$$F_g = l_v H (P_c - P_b) \quad (6)$$

$$F_r = 2R_r \sin(\beta/2) H (P_c - P_b) \quad (7)$$

여기서 H 는 베인의 축방향 길이를, P_c 및 P_b 는 각각 베인 전후의 압력을, R_r 은 로우터 반경을, 그리고 β 는 Fig. 4에 나타난 사이각을 나타낸다. 베인에 작용하는

가스력 F_g 는 축 베어링으로 전달되고, 로우터에 작용하는 가스력 F_r 는 로우터 베어링에 전달되므로 이들 베어링에서의 마찰손실은 각각 식(8) 및 (9)와 같다.

$$L_{sh} = \omega r_{sh} \mu_{sh} F_g \quad (8)$$

$$L_r = \omega R_r (\mu_r F_r + F_{fluid}) \quad (9)$$

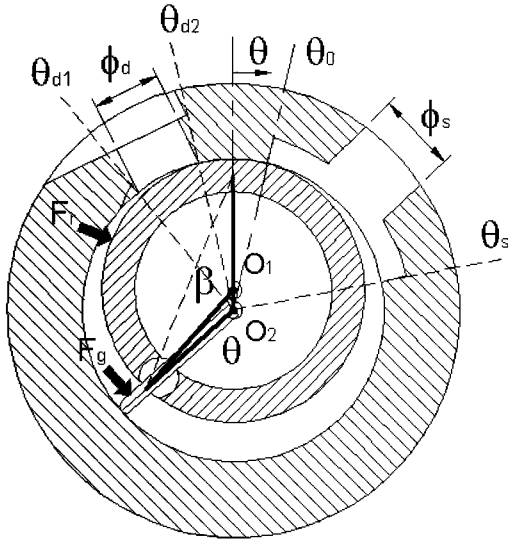


Fig. 4 Force diagram

여기서 r_{sh} 는 축의 반경을 나타내고 μ_{sh} 는 축을 지지하는 볼 베어링의 마찰계수로 $\mu_{sh} = 0.003$ 으로 간주하였다. F_{fluid} 는 로우터 표면에 작용하는 유체에 의한 점성 마찰력으로서 주로 실린더와 로우터 사이의 간극이 좁아지는 영역인 토출 포트가 끝나는 점 θ_{d2} 과 흡입포트가 시작하는 점 θ_0 사이에서 발생하므로 식(10)과 같이 표현할 수 있다.

$$F_{fluid} = \mu_a \omega R_r H \int_{\theta_{d2} - 2\pi}^{\theta_0} \frac{R_r d\theta}{(l_v + \epsilon_o)} \quad (10)$$

베인이 로우터를 돌려주기 위해 로우터에 회전방향으로 가해주는 힘 F_{vr} 은 로우터 회전 시 발생하는 마찰토크를 극복할 만큼의 토크를 발생시켜야 하므로 식

(11)과 같다.

$$F_{vr} = \frac{R_r (\mu_r F_r + F_{fluid})}{R} \quad (11)$$

베인이 베인 끼움부재 사이에 끼워진 상태 또는 베인 끼움부재가 로우터 절단면에 끼워진 상태에 따라 베인이 베인 끼움부재 사이에서 조여져서 받는 힘이 결정된다. 이 힘을 F_{vs} 라고 할 때, 베인과 베인 끼움부재 사이의 마찰손실은 끼움부재가 쪼이는 힘 F_{vs} 뿐만 아니라 식(11)의 로우터 회전에 소요되는 힘 F_{vr} 을 모두 고려해야 하므로 식(12)와 같다.

$$L_v = \dot{x}_v \mu_v (F_{vs} + F_{vr}) \quad (12)$$

따라서 압축기에서 일어나는 기계적 마찰손실 L_{mech} 은 식(13)과 같다.

$$L_{mech} = L_{sh} + L_r + L_v \quad (13)$$

4. 계산 결과 및 고찰

Fig. 5는 $P-V$ 선도를 보여준다. 빗금친 부분으로 표시된 과압축 손실이 일어나는 것은 토출 유로가 충분하지 않기 때문이다. 하지만 토출구의 직경을 크게 할 경우 간극체적이 증가하게 되며 밸브가 닫히는 시점에 역류가 발생한다. 가스 압축이 진행되면서 등엔트로피 과정에 비해 압력이 낮게 나타나는 것은 앞서 언급한 베인 주위의 간극들을 통해 일어나는 압축실로부터의 누설 때문이다. 간극의 크기는 베인 선단 및 측면에서 모두 각각 $30 \mu m$ 로 가정하였다.

Fig. 6은 토출 밸브의 열림과 이에 따른 토출 질량 유량을 보여준다. $\theta = 172.4^\circ$ 에서 밸브가 열리기 시작하는데 이는 압축과정에서의 누설로 인해 이론토출 개시각 $\theta = 167.7^\circ$ 보다 4.7° 늦게 일어난다. 밸브가 밸브 스톱에 도달하여 최대 열림을 어느 정도 유지하다가 닫히기 시작하여 $\theta = 315.5^\circ$ 에서 완전히 닫힌다. 이 각도는 베인이 아직 토출구를 지나기 전이다.

Fig. 7의 누설을 보면 베인 선단을 통해 압축실로부터 베인 후방의 흡입실로 누설되는 유량이

310° θ 330° 사이에서 갑자기 증가하는 것은 베인이 Fig. 1의 토출 그루브를 지나면서 만나는 베인 선단부에 존재하는 그루브 단면적 때문이다. Fig. 8에 베인이 토출 그루브에 접근하는 과정에서의 토출 그루브를 통과하는 공기의 유속을 토출밸브를 통과하는 유속과 함께 나타내었다. 두 경우 최대 유속은 120~130 m/s 정도이다. 토출 그루브의 단면적을 더 작게하면 베인이 그루브를 통과하는 동안 일어나는 그루브 누설은 감소하겠지만, 베인이 토출 그루브 시작점에 이르기까지는 그루브를 통과하여 토출구로 나가는 유속이 더 증가하게 되므로 토출 그루브 직전 압력이 국부적으로 상승하며 또한 그루브 출구에서는 운동에너지 손실이 더 커질 것으로 예상된다. 따라서 토출 그루브의 크기는 그루브를 통과하는 공기의 유속과 그루브 누설

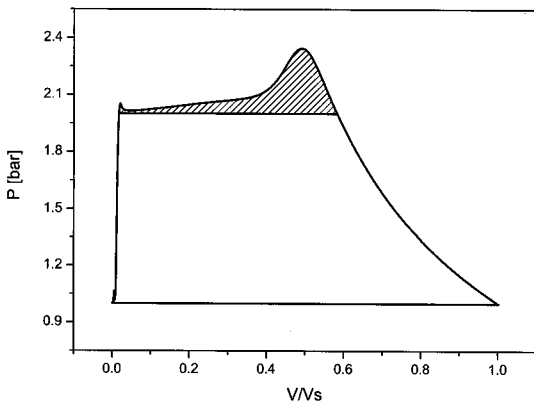


Fig. 5 P-V diagram

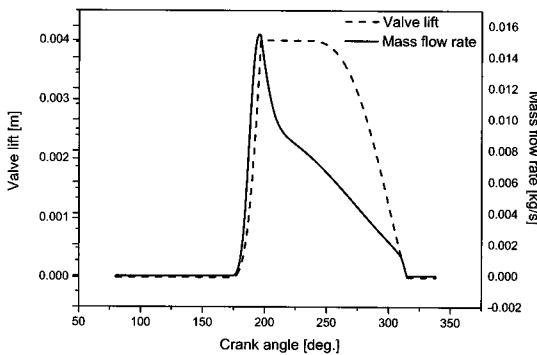


Fig. 6 Discharge valve displacement and mass flow rate

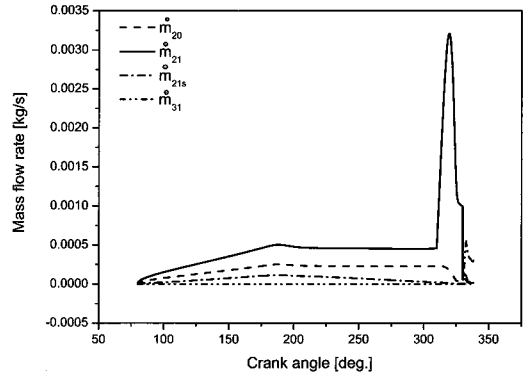


Fig. 7 Leakage flows from compression chamber

량을 감안하여 적절한 값을 잡아주어야 한다. 여기서는 그루브 통과 최대 유속이 토출밸브 통과 유속 최대치를 넘지 않는 범위에 오도록 그루브 단면적을 잡아 주었다. Fig. 9는 로우터에 작용하는 가스력 F_r 과 베

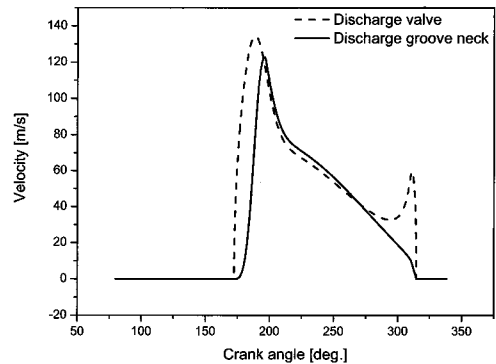


Fig. 8 Air velocities at discharge valve and discharge groove neck

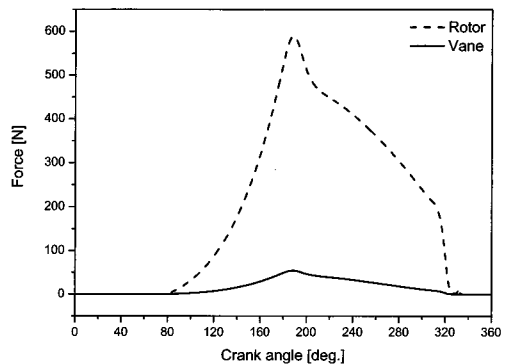


Fig. 9 Bearing forces

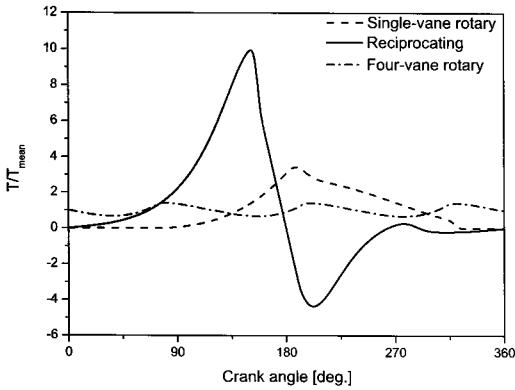


Fig. 10 Torque variation

인에 작용하는 가스력 F_g 를 보여준다. 이 힘들의 최대 값은 $\theta = 190^\circ$ 부근에서 각각 590 N 및 55 N으로 나타나며 이들은 각각 로우터 베어링과 축 베어링에서 지지된다. 베인 끼움부채에서의 반력 F_{vs} 은 조임 틈새 누설이 발생하지 않도록 어느 정도의 조임 상태를 유

Table 3 Compressor performance at $P_d = 2$ bar

Notation	Description	Value
Q	Flow rate	131.4 [lpm]
Wad	Adiabatic power	196.2 [W]
Wind	Indicated power	212.2 [W]
Wc	Compressor input	220.4 [W]
Lgas	Gas compression loss	16.0 [W]
Lmech	Mechanical loss	8.19 [W]
Lrotor	Rotor bearing	7.81 [W]
Lshaft	Shaft bearing	0.18 [W]
Lvane	Vane slot	0.1 [W]

지하도록 만들어 주는 것이 필요하다. 이 반력을 약 $F_{vs} = 1 N$ 정도로 간주하였다. 이러한 기계적 마찰손실을 포함하여 설계조건에서의 압축기 성능해석 결과를 Table 3에 정리하였다.

Fig. 10에 가스압축 토크의 변화를 다른 용적형 공기압축기와 비교하여 나타내었다. 본 압축기의 토크 변동 폭은 350% 이내로서 4-베인 로타리 압축기에 비해서 3 배 정도 큰 것으로 계산되었는데, 이는 베인이 4 개인 로타리 압축기에서는 한 사이클에 4 번의 토출이 일어나므로 베인이 1 개인 경우에 비해 토크 변동 폭이 이에 상응하여 감소하기 때문이다. 하지만 피

스톤이 한 사이클 당 1 번의 왕복운동을 하는 왕복동 압축기에 비해서는 본 압축기의 토크 변동 폭이 1/4 정도에 불과 한 것으로 나타났다.

Fig. 11에 토출압 변화에 대한 유량과 압축기 입력의 변화를 나타내었다. 여기서 'o'로 표시된 데이터는 베인이 4 개 있는 무급유식 로타리 베인형 공기압축기의 성능곡선⁽²⁾으로부터 동일한 유량과 토출압의 운전 조건에서 소요되는 압축기 입력을 얻은 것이다. 이때 이 압축기에 사용된 모터의 효율을 85%로 가정하였다. 본 논문에서 제안하는 구조로 설계된 압축기의 입력이 연료전지용으로 개발된 기존의 공기압축기보다 월등히 작은 것을 알 수 있다.

Fig. 12는 토출압 변화에 따른 압축기의 각종 효율 변화를 보여준다. 체적효율 η_v 는 실제 토출되는 공기의 질량유량(\dot{m}_a)과 이론적 유량(\dot{m}_{th})과의 비로서 $\eta_v = \dot{m}_a / \dot{m}_{th}$ 와 같이 정의되고, 단열압축효율 η_{ad} 는 가

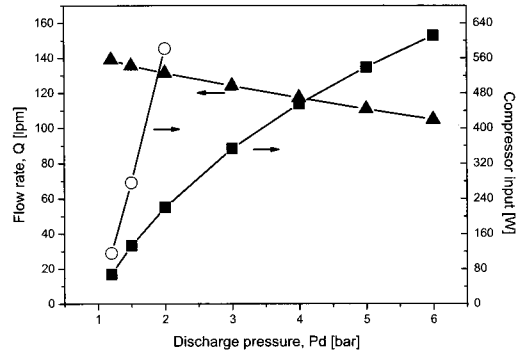


Fig. 11 Variation of flow rate and compressor input with discharge pressure change

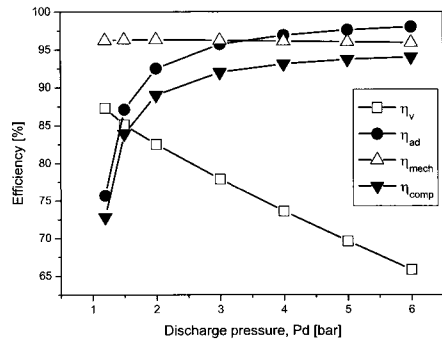


Fig. 12 Compressor efficiencies with discharge pressure change

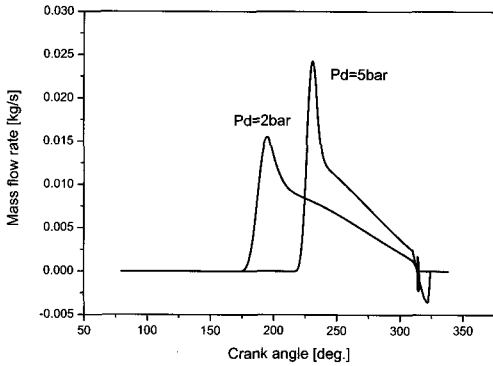


Fig. 13 Discharge mass flow rate at different discharge pressures

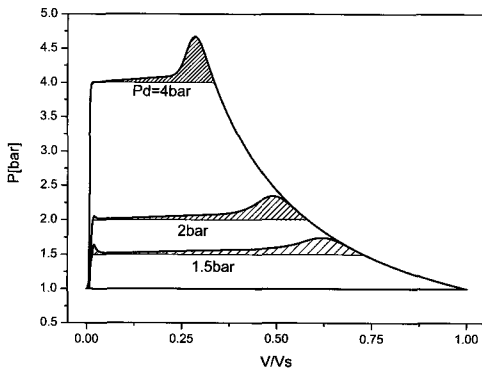


Fig. 14 P-V diagram at different discharge pressures

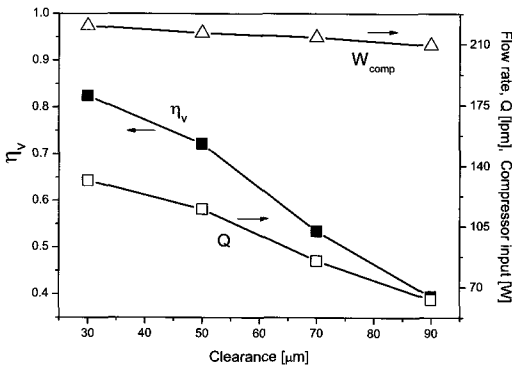


Fig. 15 Effects of vane clearance on the compressor performance

스압축과정을 단일로 가정하였을 때, 압축실 내의 가스 압력을 흡입압에서 토출압으로 높이는데 소요되는 이론동력(\dot{W}_{ad})과 실제 소요된 동력(\dot{W}_{ind})의 비로서

$\eta_{ad} = \dot{W}_{ad} / \dot{W}_{ind}$ 과 같다. 기계적효율 η_{mech} 은 실제 가스압축에 사용된 동력(\dot{W}_{ind})과 모터로부터 축으로 전달된 동력(\dot{W}_{sh})과의 비로 $\eta_{mech} = \dot{W}_{ind} / \dot{W}_{sh}$ 과 같다. 압축기 전효율은 단일압축효율과 기계효율의 곱으로 $\eta_{comp} = \eta_{ad} \times \eta_{mech}$ 과 같이 정의한다.

토출압이 $P_d = 1.2$ bar에서 6 bar로 증가하는 동안 체적 효율은 점차 감소하는 데, 이는 압축실과 흡입실과의 압력 차이가 커짐에 따라 누설이 증가하고 또한 Fig. 13에서 보듯이 토출압이 높아지면 토출밸브가 닫히기 직전에 역류가 발생하기 때문이다. 단일압축효율은 토출압의 증가에 따라 증가하는데 이는 Fig. 14에서 보듯이 빗금으로 표시된 과압축 손실이 전체 가스 압축동력에서 차지하는 비중이 작아지기 때문이다. 압력비가 클수록 과압축 손실이 감소하는 이유는 앞서 설명한 대로 토출 개시각을 늦추어 설계했기 때문이다. 기계적 효율은 거의 일정하므로 기계효율과 단일압축효율의 곱으로 표현되는 압축기 효율은 단일압축효율과 거의 같은 경향을 보이게 된다. 토출압이 2 bar를 넘어서면 압축기 효율이 90% 이상을 유지한다. 토출압이 높아질수록 누설이 증가하고 또한 로우터에 작용하는 힘이 비례하여 증가하므로 로우터 베어링의 지지하중 한계 등이 이 압축기의 작동 토출압에 대한 제한을 가져올 것이다.

Fig. 15에는 베인 선단 및 측면에서의 간극이 압축기 성능에 미치는 영향을 나타내었다. 간극이 $30 \mu m$ 에서 $90 \mu m$ 로 증가하면 체적효율은 82.5%에서 39.5%로 급격하게 감소하나 압축기 구동에 소요되는 동력의 감소폭은 매우 작다. 체적효율 50% 이상을 얻으려면 간극을 $65 \mu m$ 이내로 유지해야 한다.

5. 결론

새로운 구조의 연료전지용 공기압축기에 대한 개념 설계 연구를 수행함에 있어,

- 1) 베인이 1 개인 로타리 타입의 무급유식 공기 압축기에서 베인의 원심력이 실린더 벽면에 부과되지 않도록 베인을 크랭크 축에서 지지하는 구조를 제시하였고,
- 2) 2kW급 연료전지를 대상으로 1-베인 로타리 압축기의 기본설계를 수행하였다.
- 3) 압축기 성능해석 프로그램을 작성하여 설계된 압축기의 성능을 예측하였다. 토출압 2 bar의 설계

점에서 압축기의 체적 효율은 82.4%, 단열압축효율은 95.6%, 기계효율은 96.3%, 압축기 전효율은 92.1%로 나타났다.

- 4) 토출압 6 bar 이하의 범위 내에서 토출압이 증가하면 체적효율은 완만하게 감소하지만 단열압축효율은 증가하는 등, 운전영역 변화에 대해서도 설계된 압축기의 성능이 뛰어난 것으로 나타났다.
- 5) 가스 압축 토크의 변동폭은 350% 이내로서 일반적인 왕복동 압축기와 비교하면 1/4 수준으로 상당히 작게 나타났다.
- 6) 베인 간극이 증가하면 체적효율은 급격히 감소한다. 그러나 압축기 소요 동력이 이에 상응하여 줄어들지는 않는다. 체적효율을 50% 이상이 되도록 하려면 간극을 65 μm 이내로 유지해야 한다.

후 기

본 연구는 2006년도 인천대학교 학술연구조성비 지원에 의하여 수행되었습니다.

참고문헌

(1) Larminie, J., Dicks A., 2003, "Fuel Cell Systems Explained," Wiley.

(2) <http://www.vairex.com>.

(3) Nakamoto, T., Sakuda, A., Sawai, K., Iida, N., Ishii, N., 2006, "Development of air pump for fuel cells," Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, Paper No. C158.

(4) Kim, H.Y., Lee, Y.H., Kim, H.J., Joo, B.S., 2007, "A study on the friction loss reduction in a rotary vane air compressor," Proceedings of the SAREK 2007 Summer Annual Conference, 2007-S-002, pp. 9~14.

(5) Mori, H., Kawaguchi, R., 2002, "Compressor and regenerator for fuel cell," US Patent 6,425,746.

(6) Scroll Giken Catalogue, 2007, "Spinning Scroll Blower: 1 kW class targeted for fuel cell cathode air blowers."

(7) Stoicic N., Smith I.K., 2003, A. Kovacevic, "Combined screw compressor-expander in fuel cell application," International Conference on Compressors and Their Systems, pp.369~378.

(8) Kim, H. J., 1998, "Development of computer simulation program on the performance of a variable speed scroll compressor," University of Incheon Report.