◎ 논 문

고분자 전해질 연료 전지용 공기공급계의 동특성 및 성능에 대한 연구

이희섭* · 김창호* · 이용복*

Study on Dynamic Characteristic & Performance of the Air Supply System for PEM Fuel Cell

Hee-Sub Lee*, Chang-Ho Kim*, Yong-Bok Lee*

KeyWords : Turbo-blower(터보 블로워), Air foil bearing(공기 포일 베어링), Fuel cell(연료 전지)

ABSTRACT

Turbo-blower as an air supply system is one of the most important BOP (Balance of Plant) systems for FCV(Fuel Cell Vehicle). For generating and blowing compressed air, the motor of air blower consumes maximum 25% of net power, and fuel cell demands a clean air. In this study, turbo-blower supported by air foil bearings is introduced as the air supply system used by 80kW proton exchange membrane fuel systems. The turbo-blower is a turbo machine which operates at high speed, so air foil bearings suit their purpose as bearing elements. Analysis for confirming the stability and endurance is conducted. The rotordynamic stability was predicted using the numerical analysis of air foil bearings and it is verified through experimental works. In spite of various transient dynamic situation, the turbo-blower had stable performances. After the performance test, results are presented. The normal power of driving motor has about 1.6 kW with the 30,000 rpm operating range and the flow rate of air has maximum 160 SCFM. The test results show that the aerodymic performance and stability of turbo-blower are satisfied to the primary goals.

1. 서 론

송풍기 (블로워) 및 압축기와 같은 공기공급기는 자동차용 연료전지의 주변장치 (BOP: Balance of Plant)를 구성하는 중요한 장치 중에 하나이다. PEM FC에서는 내연기관과 같이 피스톤의 행정 운동에 의해 공기를 흡입하는 기능이 없기 때문에 스택 (stack)의 공기극 (cathode)에 공기를 강제로 공급하는 장치가 필요하다. 이렇게 공기극에 공급된 공기와 연료극 (anode)에 공급된 수소가 반응하여 전기를 발생하게 된다. 이러한 PEM FC의 전체 발전에 대하여 공기공급기의 전력 소모량이 5%~25%의 상당한 비율을 차지하는 것을 비추어 볼 때, PEM FC의 공기공급기에 대한 연구가 시스템의 전체 효율과 연계되어야 한다[1]. 또한, 공기공급기 외에 연료전지의 전기/화학 반응을 원활히 이루어지도록

* 한국과학기술연구원

책임저자 E-mail : lyb@kist.re.kr

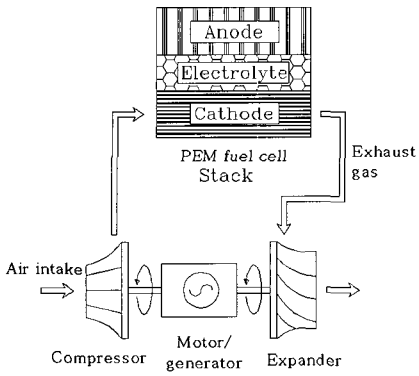


Fig. 1 Turbo-Expander of PEM fuel cell system

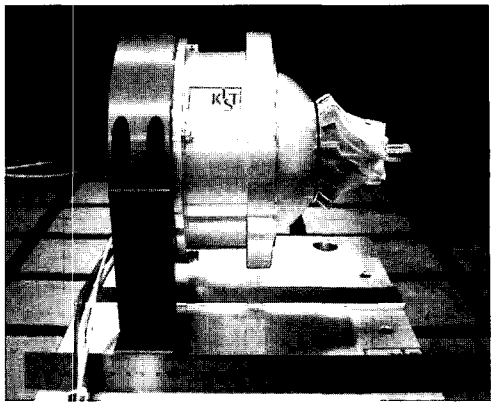


Fig. 2 Configuration of turbo-blower for PEM FC

하는 주변 장치들이 시스템의 효율을 향상시키기 위하여, 연료전지의 발전량에 대한 전력 소모량을 줄이는 연구가 진행되어야 한다.

공기공급기의 전력소모량을 줄이는 방안 즉, PEM FC의 발전에 대한 패라시틱 손실 (parasitic loss)을 줄이기 위하여 여러 연구가 진행되고 있다. 이러한 방안 중의 하나가 베어링에 관한 연구이다. 회전체의 회전에 따른 하중을 지지하기 위해 베어링의 요소가 절대적으로 필요한데, 주로 하중 지지력이 큰 구름 베어링이나 미끄럼 베어링을 사용한다.

하지만 구름 베어링의 경우 윤활유 중의 이물질에 의하여 스택 (stack)의 공기극 (cathode)에 오염을 발생시킴으로써 연료전지의 성능저하 및 수명의 단축을 야기하며, 미끄럼 베어링의 경우 감쇠력 (damping)은 크지만 윤활유의 점성에 의한 기계적 손실이 크다는 문제점이 있다. 이러한 단점을 극복하고 시스템에 대한 parasitic loss를 줄이기 위하여, 윤활 시스템을 별도로 필요로 하지 않고 마찰 손실이 적은 공기 베어링을 공기공급기에 적용하고자 하는 노력이 꾸준히 연구되고 있다. Fig. 1은 가압형 PEM FC에 적용된 공기공급계의 구성도를 보여주고 있으며, Fig. 2는 공기공급계로서 터보 블로워의 모습이다. Fig. 3은 상압형 PEM FC의 공기공급계에 대한 구성도를 보여주고 있다. PEM FC에 적합한 공기공급기를 선정할 때는 요구되는 유량과 압축비, 작동온도 등을 고려해야 하며, 공급되는 공기의 청결성과 운전시의 효율 등을 살펴보아야 한다. 이와 더불어 소음과 무게, 비용 등을 고려해야 하며 장치의 내구성을 따져야 한다[2),(3)].

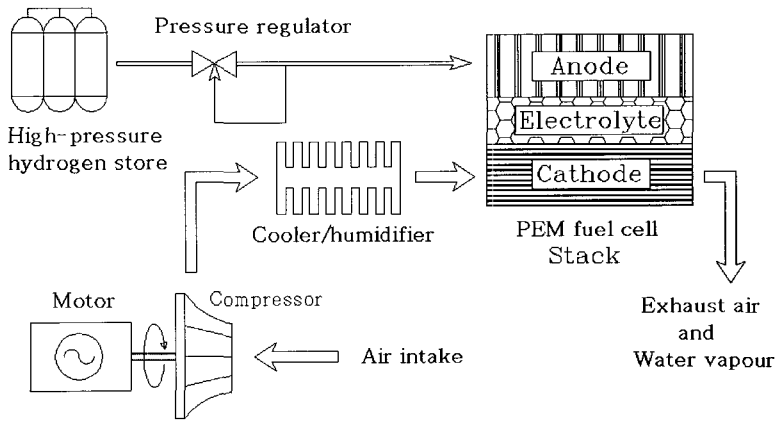


Fig. 3 BLDC Motor driven air blower and PEM Fuel cell

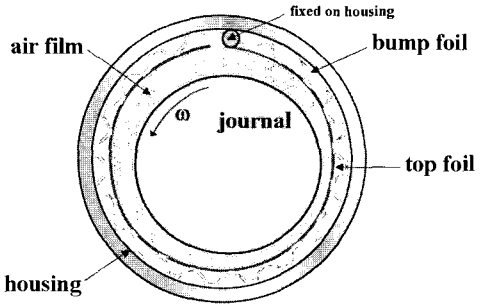


Fig. 4 An air-lubricated bump foil bearing

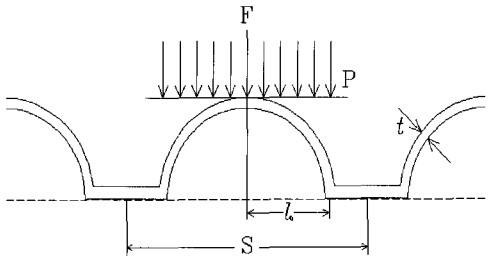


Fig. 5 Configuration of the bump foil

연료 전지 공기 공급 시스템에 대한 연구는 해외 여러 연구 기관에서 이루어지고 있으며 높은 효율과 장점을 지닌 공기 포일 베어링을 공기 공급 시스템에 적용함을 목표로 연구 개발 중에 있다. 미국의 Honey-well사는 50 kW급 PEM FC에 적용시킬 공기 공급시스템으로 공기 포일 베어링으로 지지되는 모터 구동형 원심 압축기-익스펜더를 개발하였고, R&D Dynamics사는 공기 포일 베어링으로 지지되는 블로워 시스템 개발을 목표로 연구를 수행하고 있다. 또한, PADT (Phoenix Analysis and Design Technology)사는 30,000 rpm까지 구동되는 볼 베어링 지지 혼합형 터보 블로워 (mixed type turbo-blower)를 개발했다.

본 논문에서는 80 kW급 고분자 전해질 연료전지용 터보 블로워의 윤활 베어링인 공기 포일 베어링 운전 특성을 확인하기 위해 회전체 동력학적 해석을 통하여 터보 블로워의 안정성 및 신뢰성을 파악하였다. 이러한 충분한 이론적 검증을 통해 연료 전지용 터보 블로워에 공기 포일 베어링 적용 가능성을 확인하고, 실험을 통해 그 안정성 입증 및 터보 블로워의 초기 설계 사양에 대한 공력학적 성능을 파악해보았다.

2. 범프 포일 베어링 해석

Figure 4는 터보 블로워에 적용된 공기 포일 베어링의 구조를 나타내고, Fig. 5는 범프 포일의 형상을 보여준다. 1970년대부터 사용된 공기 포일 베어링은 포일의 신축성 (resilience)이 우수하고 높은 강성을 갖는다는 점을 인정받고 있으며 저 마찰, 고속 회전 시 저 토크의 특성으로 회전체 시스템의 효율을 극대화 할 수 있다. 또한 회전축의 공기를 윤활제로 사용하기 때문에 압축공기를 공급할 수 있다는 장점을 가지고 있다. 이에 공기 포일 베어링에 대한 연구가 꾸준히 이루어져 왔으며 현재 그 적용 상태에 접어들고 있다. Heshmat 등은 포일 베어링의 정적 특성에 대한 연구를 진행하였으며[4], Peng과 Carpino는 섭동법을 이용한 포일 베어링의 강성과 감쇠에 대한 동적 계수에 대하여 연구 한 바가 있다. 그리고 탄성 파운데이션을 고려한 포일의 굽힘 현상과 축의 오정렬, 쿨롱 마찰력에 대하여 자세하게 연구되었다[5],[6]. 한편, 이용복 등은 포일 베어링의 감쇠를 증대시키기 위하여 점탄성 (viscoelastic) 포일 베어링을 제안 및 연구를 하였으며, 이단 압축기에 적용하여 동기 진동을 효과적으로 억제할 수 있는 결과를 보여주었다[7].

이러한 연구 배경 하에 공기 포일 베어링의 이론적인 해석을 통하여 베어링의 정특성 및 범프 포일과 유막 내의 압력장 발생에 따른 공기 포일 베어링의 동특성을 연구하였다.

2.1. 범프 포일 베어링 지배 방정식

범프 베어링 내의 공기 유막은 Navier-Stokes 방정식과 연속 방정식을 연립한 형태인 레이놀즈 방정식으로 표현되며, 식 (1)과 같이 표현이 가능하다.

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\frac{ph^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(\frac{ph^3}{\mu}\frac{\partial p}{\partial z}\right)=6U\frac{\partial}{\partial x}(ph) \quad (1)$$

유막 두께는 편심과 범프의 변형에 의해서 변화하게 되며, 이는 식 (2)와 같이 표현이 가능하다.

$$h=C-x\cos\theta-y\sin\theta+K(p-p_a) \quad (2)$$

식 (2)에서 C는 포일 베어링의 반경 반향 틈새를, K는

범프의 강성을 반영하는 상수이며, 다음과 같이 표현된다.

$$K=\left(\frac{\alpha C}{p_a}\right) \tag{3}$$

여기서, α는 범프 베어링의 컴플라이언스이며, 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다[4].

$$\alpha=\frac{2p_aS}{CE}\left(\frac{l_0}{t}\right)^3(1-\upsilon^2) \tag{4}$$

정적 평형 위치로부터 저널의 운동이 작다고 가정하고 압력과 유막 두께를 1차 Taylor 급수로 전개하였고 식 (1)을 섭동법을 이용하여 범프 포일 베어링에 발생하는 압력에 대한 식을 산출하였다.

유막 끝 지점에서는 연속 방정식을 만족하여야 하므로 범프 포일 베어링에 발생하는 압력에 대한 경계 조건은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\text{at } \theta=\theta_1,\ \theta_1+2\pi$$
$$\bar{p}=1,\ \bar{p}_x=\bar{p}_{\dot{x}}=\bar{p}_y=\bar{p}_{\dot{y}}=0 \tag{5}$$

$$\text{at } \bar{z}=\pm\left(\frac{L}{D}\right)$$
$$\bar{p}=1,\ \bar{p}_x=\bar{p}_{\dot{x}}=\bar{p}_y=\bar{p}_{\dot{y}}=0 \tag{6}$$

범프 베어링에서는 유막 내에서 대기압보다 낮은 압력이 발생하면, 유막 압력이 대기압이 될 때까지 포일 하부의 대기압이 포일을 위로 상승시키기 때문에 대기압보다 낮은 압력은 발생하지 않는다. 그러므로 압력이 수렴된 후 대기압보다 낮은 압력은 대기압으로 설정하여 유막력을 산정하였다.

2.2. 범프 포일 베어링의 유막력, 강성 및 감쇠

유막에 대한 지배 방정식과 경계 조건을 이용하여 정적 압력 및 섭동된 압력 분포를 구할 수 있으며, 이를 통하여 하중 지지 능력, 강성 및 감쇠 계수를 구할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix}\bar{F}_x\\ \bar{F}_y\end{Bmatrix}=\int_{-(L/D)}^{+(L/D)}\int_{\theta_1}^{\theta_1+2\pi}(\bar{p}-1)\begin{Bmatrix}\cos\theta\\ \sin\theta\end{Bmatrix}d\theta d\bar{z} \tag{7}$$

무차원화된 하중과 작용각은 무차원화된 유막력을 통하여 구하면 다음과 같다.

$$\bar{W}=\frac{W}{p_aR^2}=\sqrt{\bar{F}_x^2+\bar{F}_y^2} \tag{8}$$

$$\tan\phi_L=(\bar{F}_x/\bar{F}_y) \tag{9}$$

섭동된 압력을 구하면, 아래와 같이 강성과 감쇠 계수들을 구할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix}\bar{K}_{xx} & \bar{K}_{xy}\\ \bar{K}_{yx} & \bar{K}_{yy}\end{Bmatrix}=\int_{-(L/D)}^{+(L/D)}\int_{\theta_1}^{\theta_1+2\pi}\begin{Bmatrix}p_x\cos\theta & p_y\cos\theta\\ p_x\sin\theta & p_y\sin\theta\end{Bmatrix}d\theta d\bar{z} \tag{10}$$

$$\begin{Bmatrix}\bar{C}_{xx} & \bar{C}_{xy}\\ \bar{C}_{yx} & \bar{C}_{yy}\end{Bmatrix}=\int_{-(L/D)}^{+(L/D)}\int_{\theta_1}^{\theta_1+2\pi}\begin{Bmatrix}p_{\dot{x}}\cos\theta & p_{\dot{y}}\cos\theta\\ p_{\dot{x}}\sin\theta & p_{\dot{y}}\sin\theta\end{Bmatrix}d\theta d\bar{z} \tag{11}$$

2.3. 범프 포일 베어링 해석 방법

범프 포일 베어링에서 발생하는 압력에 대한 압축성 레이놀즈 방정식은 편심률과 자세각이 주어지면 구할 수 있다. 레이놀즈 방정식은 유한 차분법으로 이산화한

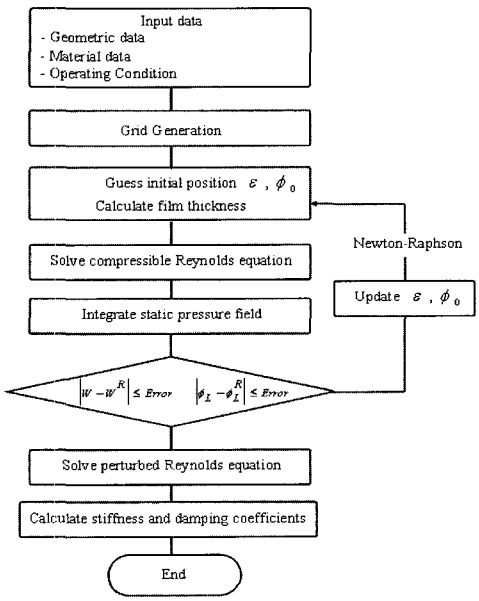


Fig. 6 Flowchart of the air foil bearing analysis

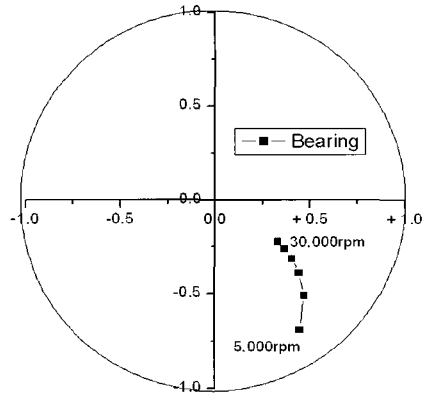


Fig. 7 Locus of shaft center in the bump bearing

후, 점연속 이완법 (point successive relaxation method)을 이용하여 구하였다. Fig. 6은 포일 베어링의 해석을 위한 플로우 차트를 나타낸다.

먼저 초기 편심률과 자세각을 가정한 후 압력 분포를 구하였다. 구한 압력 분포를 이용하여 유막력과 작용각을 구한 후 이를 Newton-Raphson 법을 이용하여 정적 평형 위치 즉, 편심율과 자세각을 구하였다.

정적 평형 위치를 구한 후 섭동된 압력 분포를 구하였으며, 이를 이용하여 강성과 감쇠 계수를 계산하였다. 섭동된 압력 분포는 압축성 레이놀즈 방정식에 섭동 변수를 대입, 이산화한 후 점연속 이완법을 이용하여 구하였다. 터보 블로워의 회전 속도가 30,000 rpm이므로, 5,000 rpm부터 5,000 rpm씩 증가시키면서 30,000 rpm까지 베어링의 정적 평형 위치를 Fig. 7에 나타내었다. 압축기의 회전 속도가 증가함에 따라 동압에 의한 공기 유막력이 증가하기 때문에 점차 평형 위치가 상승함을 알 수 있다. 베어링의 각각 평형 위치에서의 강성 계수 값을 Fig. 8에 나타내며 Fig. 9는 감쇠 계수 값을 나타낸다. Fig. 8의 터보 블로워 베어링 해석 결과 중, 회전속도의 증가에 따른 강성계수의 변화를 살펴보면 축의 하중지지와 관련 있는 Kyy 성분은 속도 증가에 따른 유막력 증가에 따라 증가하는 것을 볼 수 있는 반면, X방향으로 축이 부상하기 때문에 Kxx 성분은 감소하는 결과를 나타내고 있다. 각각의 회전 속도에 따라서 구한 범프 포일 베어링의 강성 값 (Kxx, Kyy, Kxy, Kyx)과 감쇠 값 (Cxx, Cyy, Cxy, Cyx)은 회전체 해석의 입력 값이 되어 위험 속도 (critical speed), 불균형 응답(unbalance response), 및 안정성 확보를 위한 감쇠 값 등을 알 수 있다.

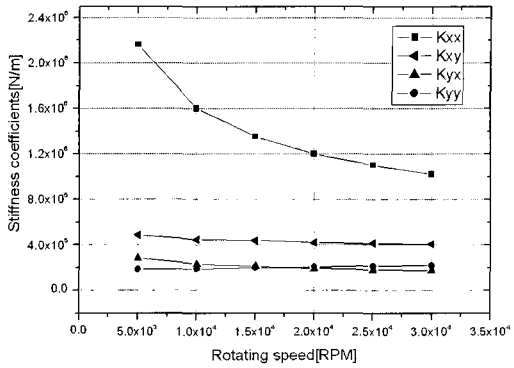


Fig. 8 Stiffness of air foil bearing

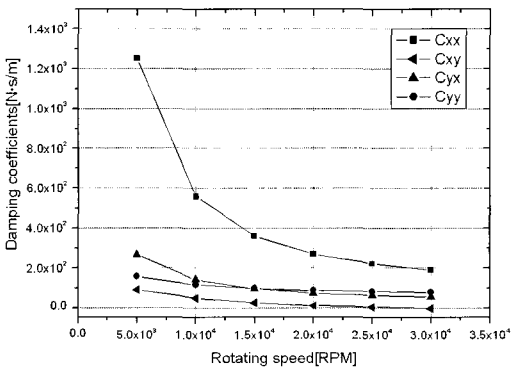


Fig. 9 Damping of air foil bearing

3. 터보 블로워 회전체 해석

베어링 해석을 통해 구해진 회전 속도에 따른 강성, 감쇠의 동특성은 터보 블로워의 로터 해석을 위한 중요한 변수로서 작동 속도 구간에서의 안정성 판별에 적용된다. Fig. 10은 회전체 해석을 위해 58개의 요소로 나뉘어진 터보 블로워의 로터를 보여주고 있다. 좌측 베어링

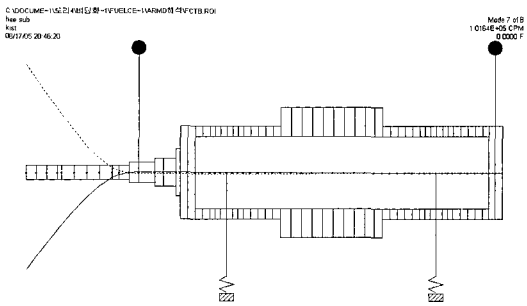


Fig. 10 FEM model of turbo-blower rotor

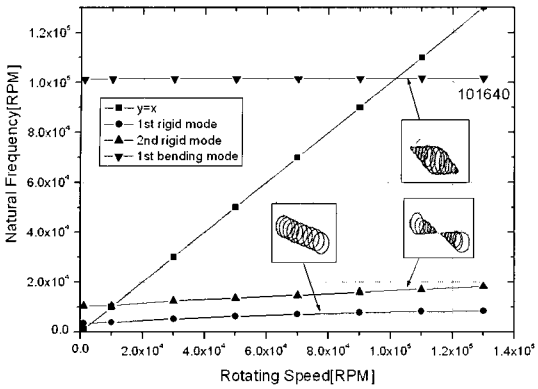


Fig. 11 Critical speed analysis of turbo-blower

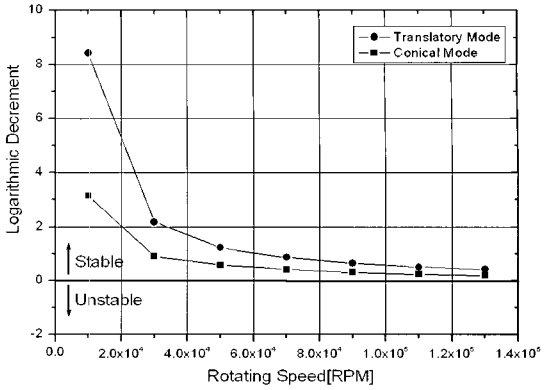


Fig. 12 Logarithmic decrement vs. rotating speed

(L/D=1)과 우측 베어링 (L/D=1)의 크기는 같으며, 각각 베어링에 대한 특성 값은 터보 블로워 로터의 중심부에 위치시킨다. 터보 블로워의 로터는 위치에 따라 비균일한 특성을 갖게 되므로 분할에 의한 유한 요소법을 이용하여 회전체의 강체, 굽힘 모드를 계산하였다.

터보 블로워의 임계속도는 로터의 회전과 베어링의 특성에 의한 각 속도에서의 고유 주파수와 회전 속도가 같아질 때 발생하며 로터의 진동 모양에 따라 병진모드 (translatory mode), 원뿔형 모드 (conical mode)의 강체 모드 (rigid mode) 그리고 굽힘 모드 (bending mode)로 나뉜다. Fig. 11에 구해진 임계속도 (critical speed)를 나타내었다. 모드에 따른 각각의 위험속도는 3,500 rpm, 10,500 rpm 그리고 101,640 rpm이며, 정격속도 30,000 rpm에서 안정적인 것으로 판단할 수 있다.

대수 감쇠율은 회전체의 회전에 따른 진동량의 증가 또는 감소를 나타내는 지표로서 주어진 영역에서 운전할 수 있는지를 나타내는 매우 중요한 변수이며, 회전체의 진동량은 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$x = |x| e^{\lambda t} \cos(wt + \varphi) \tag{12}$$

여기에서, 진동량은 λ 즉, 멱 감쇠지수 (damping exponent)에 의해 지배 받으며 대수 감쇠율은 다음과 같은 식으로 나타내어진다.

$$\delta = -\frac{\lambda}{frequency} \tag{13}$$

이 때, 멱 감쇠지수가 0보다 크면 시간에 따라 진동량이 발산되어 시스템이 불안정성을 갖게 되며, 반대로 0보다 작아지면 불안정성이 감소하게 된다. 이때 대수 감쇠율은 0보다 커지며 회전체는 충분한 감쇠력을 얻게 되어 회전 안정성을 보장할 수 있다[8].

Figure 12는 터보 블로워의 안정성 해석 그래프이다. 각각의 속도에서 대수 감쇠율 (logarithmic decrement)을 구하였으며, 불안정성의 기준인 0이하의 값이 터보 블로워의 운전 속도 범위 안에 발생하지 않음을 알 수 있다.

4. 터보 블로워 구동 실험

4.1. 실험 장치

Table 1은 터보 블로워에 적용된 공기 포일 베어링의 사양을 나타내고 있다. 주요 사항을 살펴보면 탑포일은 회전축과의 마찰력을 줄이기 위해서 피막형 고체 윤활 코팅 재질로 코팅을 하였으며, 포일의 재질은 공기 포일 베어링 성능의 주요 지표인 강성과 감쇠가 탁월한 스테

Table 1 Specification of the test bearing

Parameter	Unit	Value
Radius of shaft	mm	25.00
Radius of sleeve	mm	25.70
Thickness of top foil	mm	0.11
Coating of top foil	-	MoS2
Thickness of bump foil	mm	0.10
Height of bump foil	mm	0.52
Width of foils	mm	50.00
Material of foils	-	SUS

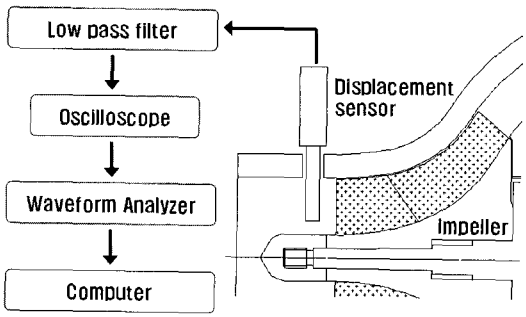
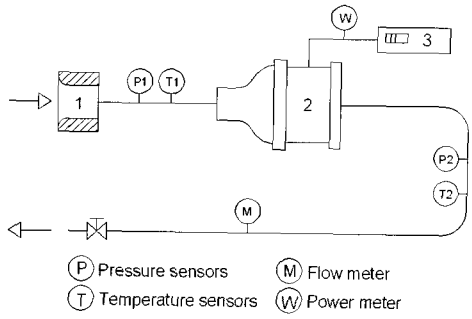
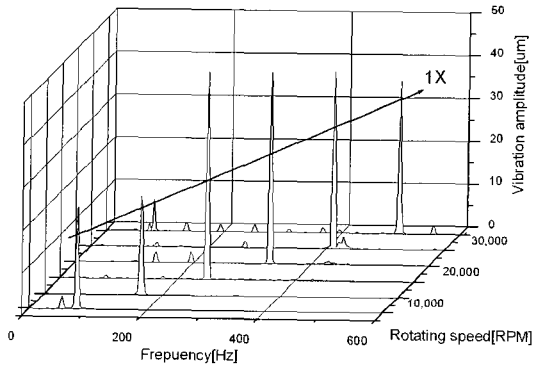


Fig. 13 Data acquisition flowchart of turbo-blower test

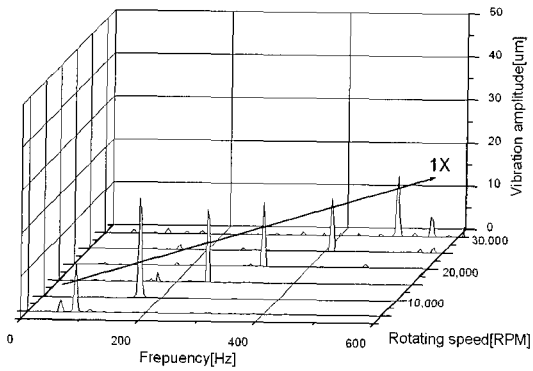


1.Bell mouse 2.Fuel cell turbo blower 3.Motor driver

Fig. 14 Diagram for performance test of turbo-blower



(a) X direction



(b) Y direction

Fig. 15 Waterfall of turbo-blower rotor

인리스 강을 사용하였다. 이러한 특징의 공기 포일 베어링을 장착한 터보 블로워는 일체형을 특징으로 하는 모터에 의해 구동되며, 회전속도 0에서 30,000 rpm의 범위에서 운전된다. 또한, 축류형과 원심형 블로워의 장점을 고루 갖추고 있는 사류형 (mixed type) 블로워의 형태로 구성되어 있다.

실험에 사용된 터보 블로워의 회전체는 허용 불균형양을 G0.4 등급의 특징으로 밸런싱 (balancing) 작업을 하였다. 회전체의 구동에 대한 상태 판별은 2개의 변위 센서로 이루어졌으며 관련 도식 및 데이터의 흐름은 Fig. 13에 나타나있다. 센서에서 측정된 신호에 의해 구할 수 있는 워터폴 선도 (waterfall)를 통해 터보 블로워 작동 상태에서의 주파수 성분을 분석해 보았다. 그리고 회전체의 안정성을 확인하기 위해 회전 거동 (orbit)을 측정하였다. 또한, 터보 블로워의 성능을 평가하기 위한 시험 장치를 구성하였으며, 이와 관련된 장치 구성도는 Fig. 14에 나타나 있다. 장치 구성은 KS B6350 (터보형 블로워 및 압축기의 시험 및 검사방법)의 시험 규격에 맞추어 시험 장치를 구성하였다[9]. 시험 장치는 터보 블로워와 대기의 공기를 유도하는 벨마우스, 공기의 이동 통로인 배관 및 유량을 조절하는 유량조절밸브, 그리고 블로워의 성능을 결정하는 변수를 측정하는 측정 장치로 구성하였다. 성능 시험 장치와 관련된 주요 측정 장치로는 압력계와 유량계 및 온도계로 구성하였으며, 소모 전력을 측정하기 위한 전력계가 터보 블로워와 전원을 인가하는 모터 드라이버 사이에 장착하였다.

이러한 측정 장치에서 얻어진 수치들은 데이터 수집 장치를 통하여 수집되며, 모니터링 장치와 연결되어 실시간으로 성능을 파악할 수 있다.

4.2. 실험 결과

4.2.1. 로터다이나믹스

Figure 15는 터보 블로워가 5,000에서 30,000 rpm까지 가속될 때의 워터폴 선도이다. 각각 X축은 회전 주파수, Y축은 진동 크기, Z축은 회전 rpm을 나타내며 회전

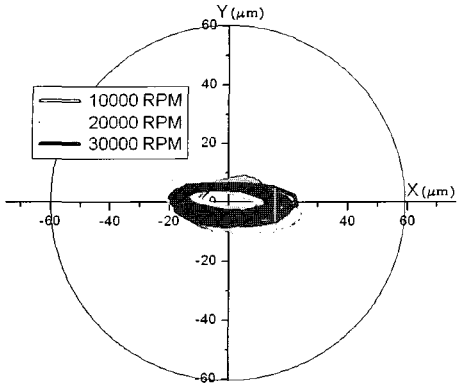


Fig. 16 Vibration orbit of turbo-blower rotor

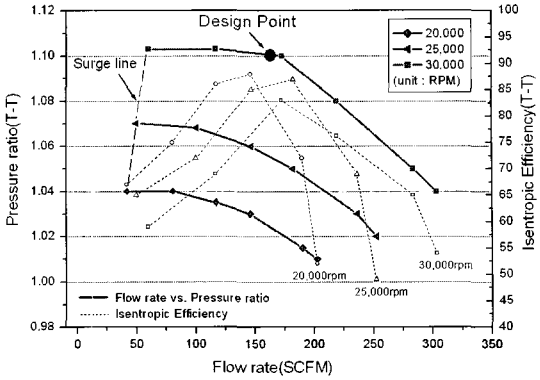


Fig. 17 Performance plot of the turbo-blower

속도는 최대 30,000 rpm 까지 측정되었다. 각각의 워터폴 선도를 통하여 회전 주파수인 1X성분이 뚜렷하게 확인할 수 있었으며, 그 외 규칙적으로 증가하는 저주파 성분은 블로워에서 공기를 압축할 때, 발생하는 압력 요동 주파수로 판단된다. Fig. 16에서 속도에 따른 회전 거동을 통하여 확인할 수 있고. 회전 거동 (orbit)은 각각 10,000, 20,000, 30,000 rpm에서 측정된 진동량으로 나타냈으며, 블로워의 정격속도인 30,000 rpm에서는 불균형 질량에 의한 성분으로 최대 40 μm의 진동량을 확인 하였다. 그리고 회전 거동을 살펴보면 X축은 변위가 크고, Y축의 변위가 작은 것을 확인할 수 있는데 이는 베어링 해석에서 살펴 볼 수 있듯이 회전속도에 증가에 따른 Y 방향의 Kyy 증가와 X방향의 Kxx 감소와의 관련성을 갖고 있다. 또한, 회전속도가 5,000에서 15,000 rpm으로 진행될수록 진동량이 증가하는데, 이는 베어링의 감쇠계수가 급격히 감소하는 영향으로 판단된다. 이후, 15,000 rpm에서 정격 회전속도인 30,000 rpm까지는 진동량이 일정하게 유지됨을 볼 수 있는데, 베어링에 대한 감쇠계수의 변화가 일정하게 유지되는 영향으로 볼 수 있다.

4.2.2 터보 블로워의 공력학적 성능

Figure 17은 터보 블로워의 성능을 나타내는 선도로써 회전체가 20,000, 25,000 그리고 30,000 rpm에서의 유량 대 압축비 (실선)를 나타내며, 각각의 회전 구간에서 등엔트로피 효율 (점선)을 나타내었다. 선도의 변화는 유량조절밸브에 의해 좌우되며, 이러한 선도는 터보 블로워의 특성을 나타낸다. 성능 곡선은 대체적으로 유량이 감소함에 따라 압력이 상승하다가 일정하게 유지함을 볼 수 있으며, 반대로 압력이 강하되면서 유량이 많아짐을 볼 수 있다. 정격 운전 속도인 30,000 rpm에서 설계 사양으로의 압력비가 1.1일 때, 약 160 SCFM의 유량이 토출되는 결과를 확인하였다. 이러한 결과를 초기 설계 사양과 비교해볼 때, PEM FC용 터보 블로워가 비교적 정확하게 설계 및 제작이 되었다는 것을 알 수 있다. 또한, 등엔트로피 효율은 정격 운전 속도인 30,000 rpm에서 압력비가 1.1이며 유량이 160 SCFM일 때, 80 %이상의 수치를 확인하였다. 또한, 터보 블로워에 대해 운전 전영역의 대부분이 등엔트로피 효율 부문에서 설계 사양의 62 % 이상에 대하여 만족함을 확인하였다. 좌측의 서지 (surge)라인은 주어진 유량 조건에서 너무 높은 압축비 영역으로 이동될 때, 발생하여 터보 블로워의 불안정성과 소음을 야기한다.

Figrue 18에서는 터보 블로워의 회전 속도별 전력 소모량을 나타내었다. 정격 운전 속도 30,000 rpm에서 1690 W의 전력 소모를 확인하였으며, 이러한 결과는 80 kW급의 상압형 PEM FC가 발전하는 전력 중에 2.1%

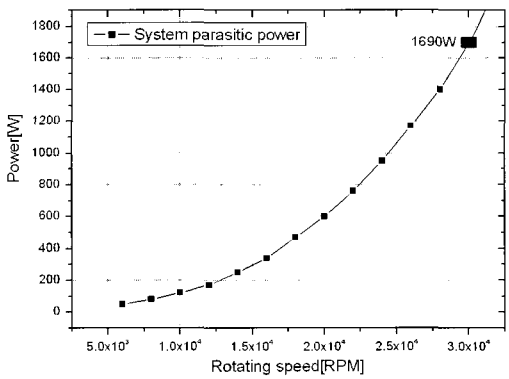


Fig.18 System parasitic power of the turbo-blower

미만의 시스템 패라시틱 파워 (system parasitic power)로써, 기존의 연료전지용 공기공급계에 대한 연구 및 개발과 비교해 볼 때, 우수한 성능임을 알 수 있다. 이와 같은 사항은 공기 포일 베어링을 적용함으로써, 구동 시에 저 마찰과 저 토크의 효과와 블로워의 공력학적인 설계가 잘 이루어 졌음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 공기 포일 베어링으로 지지되는 80 kW급 PEM FC용 터보 블로워 개발을 필두로 하여, 주요 내용으로 다루었던 회전체 설계와 베어링 해석, 그리고 제작된 터보 블로워의 성능 시험 및 결과에 대하여 서술하였다. 먼저, 범프 타입의 공기 포일 베어링으로 지지되는 터보 블로워의 회전체를 설계 및 해석하였다. 상세 내용으로, 범프 베어링은 유한 차분법, 점연속 이완법 등을 이용하여 동특성 계수를 구하였으며, 이를 적용하고 유한요소법을 이용하여 회전체를 해석하였다. 해석 및 설계 결과를 이용하여 터보 블로워를 제작한 후, 회전체의 안정적인 거동에 대하여 확인하였으며, 80 kW급 PEM FC의 초기 설계요구사양에 대해 검토하기 위하여 그 성능을 입증할 수 있는 압력비와 유량을 측정하였으며, 터보 블로워의 등엔트로피 효율과 전력 소모량을 확인하였다. 결과로는 정격속도 30,000 rpm일 때, 압력비 1.1, 유량은 약 160 SCFM이며, 등엔트로피 효율은 80% 이상이었다. 또한, 패라시틱 손실 (parasitic loss)이 시스템 발전의 전체 대비 약 2.1% 미만으로 시스템 효율을 증대시킬 수 있는 효과를 얻을 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 한국과학기술연구원 기관고유사업 "지능형 트리보 센서/액추에이터 기술 개발" 일환으로 수행되었습니다.

참고문헌

(1) A. Wiartalla, S. Pischinger, W. Bornscheuer, K. Fieweger and J. Ogrz., "Compressor Expander Units for Fuel Cell Systems," SAE 2000 World Congress, 2000.

(2) S. Pischinger and O. Lang, "Handbook of Fuel Cells," Chapter. 54, Air-supply components, 1983, Vol. 4, pp. 728~730.

(3) F. Barbir, "PEM Fuel Cells - Theory and Practice," Elsevier.

(4) Heshmat, H., Walowit, J. A. and Pinkus, O., "Analysis of Gas-L lubricated Foil Journal Bearings," ASME Journal of lubrication Technology, 1983, Vol. 105, pp. 647~655.

(5) Peng, J. and Carpino, M., "Calculation of Stiffness and Damping Coefficients for Elastically Supported Gas Foil Bearings," ASME Journal of Tribology, 1993, Vol. 115, pp. 20~27.

(6) Carpino, M., Peng, J. and Medvetz, L., "Misalignment in a Complete Shell Gas Foil Journal Bearing," STLE Tribology Transactions, 1994, Vol. 37, pp. 829~835.

(7) Yong-Bok Lee, Tae-Ho Kim, Chang-Ho Kim, Nam-Soo Lee and Gun-Hee Jang, "Flexible Rotor Supported by Viscoelastic Foil Bearings beyond the Bending Critical Speed," IFToMM 6th International Conference on Rotor Dynamics, Australia, Proceedings: 2002, Vol. 2, pp. 994~951.

(8) J. W. Lund, "Stability and Damped Critical Speeds of a Flexible Rotor in Fluid-Film Bearings," Journal of Engineering for Industry, pp. 509~517, 1974.

(9) KS B 6350, "터보형 블로워 및 압축기의 시험 및 검사방법," 1978. 12. 29.