

연료 전지용 터보 익스펜더의 공기 포일 베어링에 대한 연구

이용복[†] · 박동진 · 김창호

한국과학기술연구원 트라이볼로지 연구센터

Study on the Air Foil Bearings of the Turbo-Expander for Fuel Cell System

Yong-Bok Lee[†], Dong-Jin Park and Chang-Ho Kim

Tribology Research Center, KIST

Abstract – As fuel cell system is environmental friendly generator, its performance depends on its air supply system. Because, fuel cell stack generates electrical energy by electron and the electron is generated by reacting between air and hydrogen. So, more and more compressed air is supplied, more and more the energy can be obtained. In this study, turbo-expander supported by air foil bearing is introduced as the air supply system used by fuel cell systems. The turbo-expander is a turbo machine which operates at high speed, so air foil bearings suit its purpose for the bearing elements. Analysis for confirming the stability and endurance is conducted. Based on FDM and Newton-Raphson method, characteristics of air foil bearing, dynamic coefficients, pressure field and load capacity, are obtained. Using the characteristics of air foil bearing, the rotordynamic analysis is performed by finite element method. The analysis (stability analysis and critical speed map) shows that turbo-expander is stability at running speed. After the analysis, the test process and results are presented. The goals of test are running up to 90,000 RPM, flow rate of 150 m³/h and pressure ratio of 1.15. The test results show that the aerodynamic performance and stability of turbo-expander are satisfied to the primary goals.

Key words – turbo-expander, air foil bearing, fuel cell.

1. 서 론

연료 전지(Fuel cell)는 수소와 산소를 연속적으로 공급하면서 화학 반응시켜 전기 에너지를 추출하는 시스템으로 사용 연료와 전기 발생의 매개체가 되는 이온의 종류(OH⁻, H⁺, CO₃²⁻, O₂⁻)에 따라 PEMFC(Proton exchange membrane fuel cells), PAFC(Phosphoric acid fuel cells), DMFC(Direct methanol fuel cells), MCFC(Molten carbonate fuel cells), AFC(Alkaline fuel cells) 등으로 나뉜다. 그 중 PEMFC는 30~100°C의 작동 온도 범위를 갖고 차량이나 이동 기기에 적용되고 있는 연료 전지 시스템으로 그 구조는 Fig. 1과 같이 전자(Electron)를 교환함으로써 전기를 얻어내는

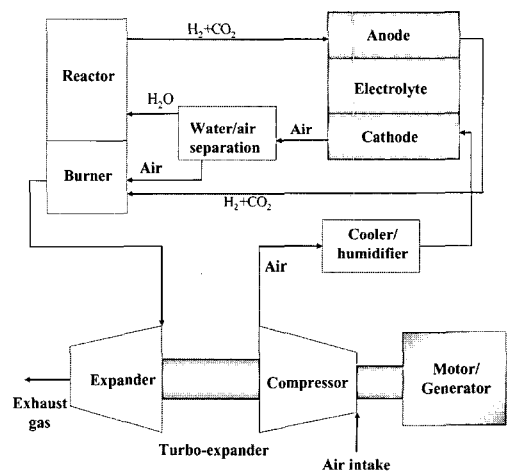


Fig. 1. Schematic of fuel cell system.

[†]주저자 · 책임저자 : lyb@kist.re.kr

스택(Stack)과 스택 내 수소와 산소의 반응 생성물인 물을 수소와 이산화탄소로 분리 해내는 리액터(Reactor), 스택에 압축된 공기를 공급해주는 시스템인 공기 공급 시스템(Air supply system) 그리고 공기 공급 시스템의 구동 에너지를 얻어내는 버너(Burner)로 구성된다. 스택은 애노드(Anode), 캐소드(Cathode) 그리고 전극(Electrolyte)으로 이루어지고 캐소드는 공기 공급 시스템에서 공급된 산소를 받고 애노드는 리액터로부터 수소 가스를 받아 전극에서 두 요소 간의 화학 반응으로 발생한 수소 이온과 전자의 교환에 의해서 전기적 에너지를 발생시키게 된다.

공기 공급 장치로서 터보 압축기-익스팬더는 연료 전지 시스템의 버너에서 방출되는 배기 가스로 터빈이 회전 구동되며 이 회전력을 이용하여 압축기에서 압축된 공기가 캐소드에 공급된다. 이러한 시스템은 고속으로 운전이 됨에 따라 기존의 구름 베어링인 볼 베어링을 사용할 경우 회전 수의 제한과 내구성 및 경제성에서 취약점을 갖는다.

최근 이러한 기술적 한계성을 극복한 공기 포일 베어링 기술이 연료 전지 공기 공급 시스템에 적용되기 시작하였는데, 미국의 Hoenywell사는 50 kW급 PEMFC에 적용시킬 공기 공급 시스템으로 공기 포일 베어링으로 지지되는 모터 구동형 원심 압축기-익스팬더를 개발하였고, R&D Dynamics 사는 공기 포일 베어링으로 지지되는 ब्ल로워 시스템 개발을 목표로 연구를 수행하고 있다[1].

본 논문에서는 연료 전지 터보 압축기-익스팬더 시스템의 윤활 베어링인 공기 포일 베어링 운전 특성을 확인하기 위해 회전체 동역학적 해석을 통하여 터보 익스팬더의 안정성 및 신뢰성을 파악하였다. 또한 최대 구동 속도 90,000 RPM에서 압축비(Pressure ratio) 1.15에 150 m³/hr의 유량을 얻고, 베어링의 윤활 특성과 고

속 운전에 대한 동특성과 관련된 연구를 수행하였다.

2. 범프 포일 베어링 해석

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 별도의 윤활 시스템을 필요로 하지 않고 압축 공기에 오일 함유가 없으므로 청결한 공기를 공급할 수 있다는 장점을 가지고 있다. 이에 공기 포일 베어링에 대한 연구가 꾸준히 이루어져 왔으며 최근에는 고속, 고 하중, 고온 환경의 터보 기계에 공기 포일 베어링 적용을 목표로 활발한 연구가 진행되고 있다. Lee는 공기 포일 베어링에 대한 이론 및 실험을 통해 로터의 부상 특성, 하중 지지 능력, 내구성 및 동특성에 대한 연구로 안정성을 확인하였고[4,5], 터보 기계에의 적용성을 검토한 바 있다[6,7]. Heshmat과 Dellacorte, Lee 등은 무급유 터보 차저에 공기 포일 베어링을 적용하기 위한 연구를 수행 중이다[8]. Xiong은 공기 포일 베어링의 일종인 나선형 공기 포일 베어링을 이용하여 소형 터보 익스팬더를 제작, 실험 하였고 최대 220,000 RPM에서의 회전 거동 및 안정성을 연구한 바 있다[9].

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.

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

유막 두께는 편심과 범프의 변형, 그리고 저널의 회전에 따라 발생된 압력장에 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 K는 범프의 강성을 반영하는 상수이며, 다음과 같이 표현된다.

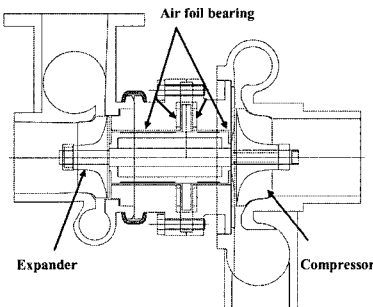


Fig. 2. Configuration of turbo-expander for PEMFC.

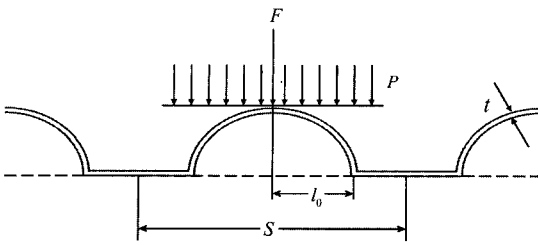


Fig. 3. Configuration of the bump foil bearing.

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

여기서, α 는 범프 베어링의 컴플라이언스이며, 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$\alpha = \frac{2p_a S (l_0)^3}{CE (t)} (1 - \nu^2) \quad (4)$$

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.

$$\begin{aligned} \text{at } \theta = \theta_1, \theta_1 + 2\pi \\ \bar{p} = 1, \bar{p}_x = \bar{p}_x = \bar{p}_y = \bar{p}_y = 0 \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \text{at } \bar{z} = \pm \left(\frac{L}{D} \right) \\ \bar{p} = 1, \bar{p}_x = \bar{p}_x = \bar{p}_y = \bar{p}_y = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

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.

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

무차원화된 하중과 작용각은 무차원화된 유막력을 통하여 구하면 다음과 같다.

$$\bar{W} = \frac{W}{p_a R^2} = \sqrt{\bar{F}_x^2 + \bar{F}_y^2} \quad (8)$$

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

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

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

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

2.3. 범프 포일 베어링 해석 방법

범프 포일 베어링의 해석 과정을 Fig. 4의 순서도에

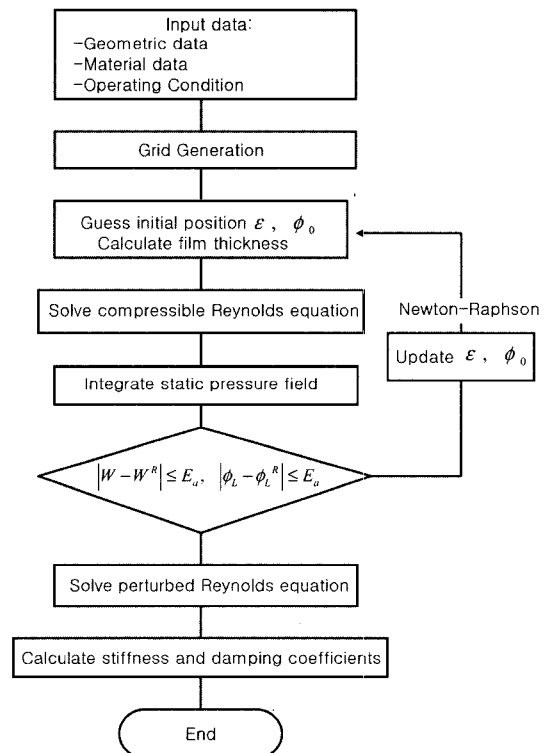


Fig. 4. Flowchart of the air foil bearing analysis.

나타내었다. 범프 포일 베어링에서 발생하는 압력에 대한 압축성 레이놀즈 방정식은 초기에 편심률과 자세각이 주어지면 구할 수 있다. 레이놀즈 방정식은 유한 차분법으로 이산화한 후, 점연속 이완법(Point successive relaxation method)을 이용하여 구하였다. 먼저 초기 편심률과 자세각을 가정한 후 압력 분포를 구하였다. 구한 압력 분포를 이용하여 유막력과 작용각을 구한 후 이를 Newton-Raphson법을 이용하여 정적 평형 위치를 구하였다. 유막력과 작용각이 허용 오차 범위에 들어올 때까지 반복하여 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 익스펜더의 최대 회전 속도가 90,000 RPM이므로, 10,000 RPM부터 10,000 RPM씩 증가시키면서 구해진 90,000 RPM까지 베어링의 정적 평형 위치를 Fig. 5에 나타내었다. 압축기의 회전속도가 증가함에 따라 동압에 의한 공기 유막력이 증가하기 때문에 점차 평형 위치가 상승하여 중심으로 이동됨을 알 수 있다. 베어링의 각각 평형 위치에서의 강성 계수 값을 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 7은 감쇠 계수 값을 나타낸다. Fig. 6의 터보 익스펜더 좌측 L/D가 1.21인 긴 베어링 해석 결과를 보면 회전 속도가 증가함에 따라 베어링의 평형 위치가 상승하여 베어링의 직렬 강성 계수 값이 감소하다가 어느 한계를 넘어가면 공기 유막력 증가에 의해서 직렬 강성 계수 값이 점차 증가하는 것을 알 수 있다. 병렬 강성 계수 값의 경우 회전수 증가에 따라 점차적으로 증가하는 경향을 보여주고 있다. 이러한 직렬 강성 계수와 병렬 강성 계수 증가는 외란에 의해 가진될 경우 저널이 편심되어 편심된 방향으로 유막력이 급격히 증가되

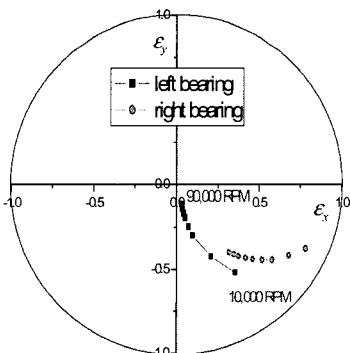


Fig. 5. Locus of shaft center in bump bearings.

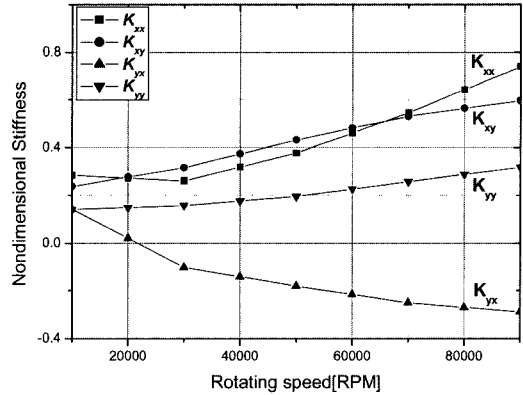


Fig. 6. Non-dimensional stiffness of air foil bearing (L/D = 1.21).

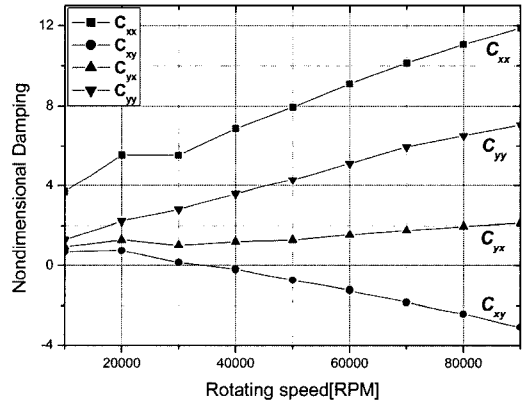


Fig. 7. Non-dimensional damping of air foil bearing (L/D = 1.21).

고 저널의 진동 현상이 발산되는 요인이 될 수 있다. Fig. 7의 경우 속도 증가에 따라 직렬, 병렬 감쇠 계수 값이 증가하는 경향을 보여 주고 있다. 대체적으로 감쇠 계수 값의 증가는 저널의 진동 현상을 감쇠 시켜 회전 안정성을 증가시킨다. 각각의 회전 속도에 따라서 구한 범프 포일 베어링의 강성 값(K_{xx} , K_{yy} , K_{xy} , K_{yx})과 감쇠 값(C_{xx} , C_{yy} , C_{xy} , C_{yx})은 회전체 해석의 입력 값이 되어, 위험 속도(Critical speed), 불균형 응답(Unbalance response), 안정성(Stability) 및 안정성 확보를 위한 감쇠 값 등을 구할 수 있다.

3. 터보 익스펜더 회전체 해석

두 개의 범프 포일 베어링에 의해 지지되는 터보 익스펜더 로터의 중량은 0.165 kg, 총 길이는 92 mm이

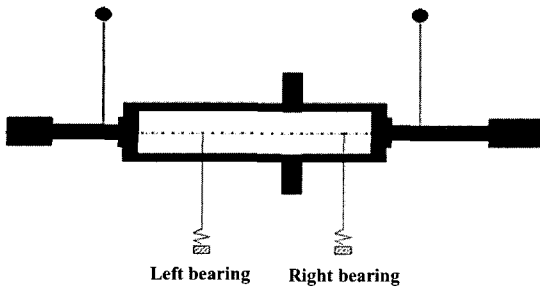


Fig. 8. FEM model of turbo-expander rotor.

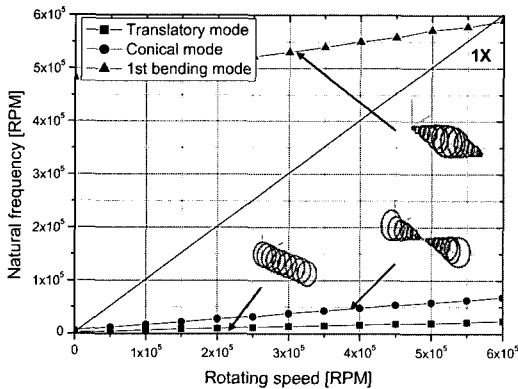


Fig. 9. Critical speed analysis of turbo-expander.

며 이 때 간극(Clearance)은 50 μm이다. 터보 익스펜더 회전체는 Fig. 8과 같이 유한 요소법을 이용하여 모델링 하였으며, 65개의 축 요소, 2개의 디스크 요소 그리고 2개의 베어링 요소로 나누어서 해석을 수행하였다. 베어링 해석과 터보 익스펜더 회전체 해석을 수행하여 Fig. 10과 같이 Campbell diagram을 구한 후 터보 익스펜더에 대한 위험 속도를 구하였다. 해석을 통해 구해진 위험 속도는 2,400 RPM, 7,200 RPM, 580,000 RPM으로 터보 익스펜더의 작동 속도 범위인 0에서 90,000 RPM 내에 앞의 두 위험 속도인 강체 모드가 나타난다. 하지만 베어링의 특성상 저속 영역은 급격히 지나게 되고 이에 따라 안정하다고 판단할 수 있다.

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

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

여기에서, 진동량은 λ 즉, 댐핑 감쇠지수(Damping exponent)에 의해 지배 받으며 대수 감쇠율은 다음과

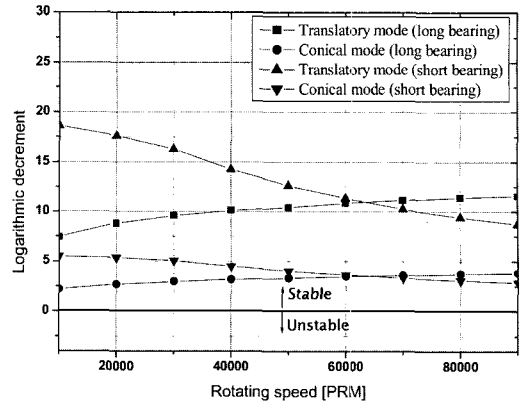


Fig. 10. Stability analysis of turbo-expander.

같은 식으로 나타내어 진다.

$$\delta = \frac{2\pi\lambda}{w} = \frac{\lambda}{freq(cps)} \tag{13}$$

이 때, 댐핑 감쇠지수가 0 보다 크면 시간에 따라 진동량이 발생되어 시스템이 불안정해지며 반대로 0보다 작아지면 진동량은 감소하게 된다. 이 때, 대수 감쇠율은 0 보다 커지며 회전체는 충분한 감쇠력을 얻게 되어 회전 안정성을 보장할 수 있다[10].

Fig. 10은 터보 익스펜더의 속도에 따른 대수 감쇠율을 나타내는 그래프로서 터보 익스펜더 운전 영역 내에서 0이하의 값을 갖지 않고 안정함을 알 수 있다.

4. 터보 익스펜더 구동 실험

4-1. 실험 장치

실험에 사용된 터보 익스펜더를 Fig. 11에 나타 내었다. 터보 익스펜더의 로터는 허용 불균형 양을 0.001 g으로 하여 익스펜더 축과 압축기 축을 이면 발란싱(Two plane balancing) 작업을 하였다. Table 1에 나

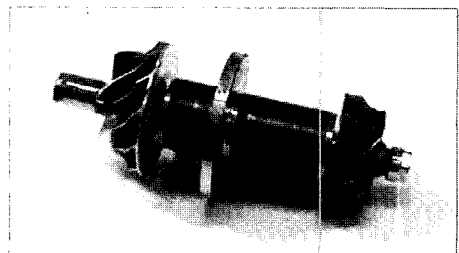


Fig. 11. Turbo-expander rotor for FEMFC.

Table 1. Specification of test bearing

Diameter of shaft	23 mm
Length of left bearing	28 mm
Length of right bearing	13 mm
Radial clearance	0.05 mm
Thickness of bump thickness	0.12 mm
Foil material	SUS301

타넷듯이 실험에 사용된 저널 베어링은 각각 L/D가 1.21인 베어링(Long bearing)과 0.57인 베어링(Short bearing)이며 포일은 회전축과의 마찰력을 줄이기 위해서 피막형 고체 윤활 코팅 재질로 코팅, 회전축의 표면은 포일과의 마찰력에 의한 마모를 줄이기 위해 크롬 카바이드 코팅(Chrome carbide coating)으로 표면 강화 작업을 하였다. 터보 익스펜더의 공기 입력부인 익스펜더는 외부 압력 탱크로부터 공급되는 공기에 의해서 구동되며 별도로 설치된 밸브에 의해서 압력과 유량을 조절한다. 이 압축된 공기로 구동된 로터는 0에서 90,000 RPM까지 회전하면서 익스펜더 반대단에 부착되어 있는 압축기에 의해 공기를 압축해서 출력한다.

압축기는 베인리스 디퓨저(Vainless diffuser)를 사용하였으며 연료 전지 스택에 가하는 공기의 유량과 압력을 원하는 조건에 맞는지 확인하기 위해서 터빈에 가해지는 유량과 압력 그리고 회전체의 속도를 측정하였다. 또한 그 상태에서 압축기를 통해 압축된 공기의 유량과 압력을 측정함으로써 터보 익스펜더의 성능을 알아보았다. 회전체 속도 측정은 2개의 변위 센서와 속도 센서에 의해 이루어졌으며 워터폴 선도

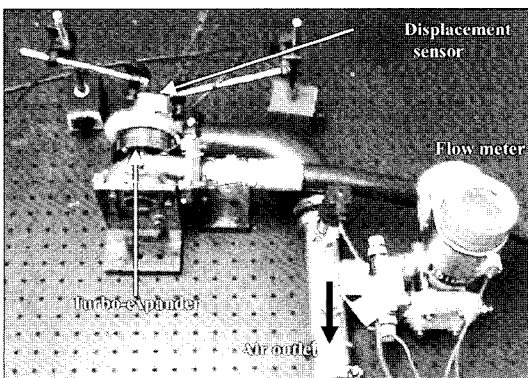


Fig. 12. Turbo-expander rotor for FEMFC.

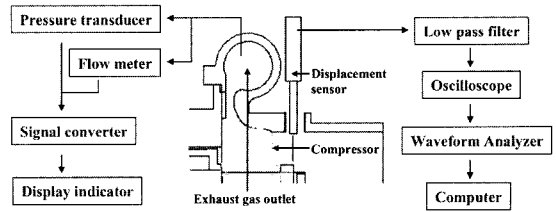


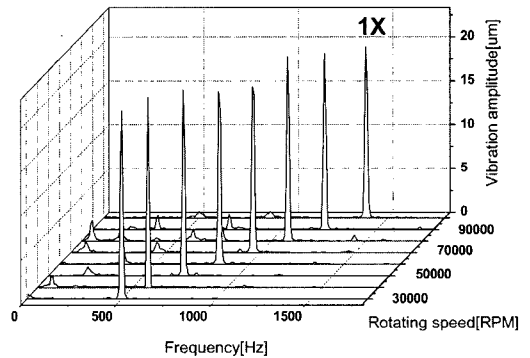
Fig. 13. Data acquisition flowchart of turbo-expander test.

(Waterfall)를 통해 터보 익스펜더 작동 상태에서의 주파수 성분을 분석해보았다. Fig. 13은 터보 익스펜더 구동에 의해 얻어지는 데이터의 흐름을 보여주는 그림이다.

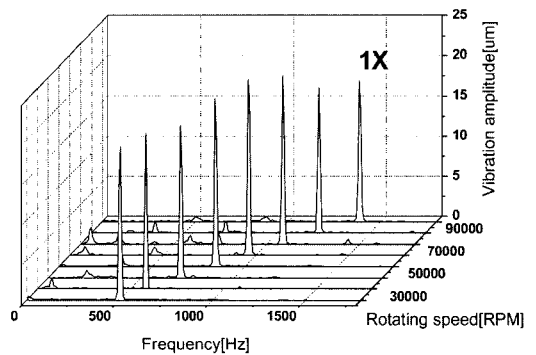
4-2. 실험 결과

4-2-1. 로터다이내믹스(Rotordynamics)

Fig. 14는 터보 익스펜더가 30,000 RPM에서 90,000 RPM까지 가속될 때의 X방향과 Y방향의 워터폴 선도



(a) X direction



(b) Y direction

Fig. 14. Waterfall of turbo-expander shaft.

이다. 각각 X축은 회전 주파수, Y축은 진동 크기, Z축은 회전 RPM을 나타내며 회전 속도는 최대 90,000 RPM 까지 측정되었다.

각각의 워터폴 선도를 보면 회전 주파수인 1X 성분을 제외한 저주파 성분이 속도 증가에 따라 규칙적으로 증가하는 것을 볼 수 있는데 이는 압력 탱크에서 발생하는 압력 요동 주파수로 인한 것으로 회전체의 불안정성에 영향을 주지 않음을 다음의 속도에 따른 회전 거동을 보면 확인할 수 있다.

4-2-2. 터보 익스펜더의 공력학적 성능

Fig. 15는 익스펜더와 압축기의 성능을 나타내는 선도로써 회전체가 48,000 RPM, 60,000 RPM, 78,000 RPM 그리고 90,000 RPM에서의 유량 대 압축 비를 나타낸다. 성능 곡선은 대체적으로 유량이 감소함에 따라 압력이 상승하다가 특정 유량 이하부터는 압력이 감

소하는 경향을 보인다. 최대 운전 속도인 90,000 RPM에서 압축기는 최대 압축 비 1.145, 유량은 148 m³/hr 임을 알 수 있다. 좌측의 서지(Surge) 라인은 주어진 유량 조건에서 너무 높은 압축 비 영역으로 압축기가 이동될 때 발생하며 터보 익스펜더의 불안정성과 소음을 야기한다.

Fig. 1의 연료 전지 개념도를 생각했을 때, 본 실험의 공기 입력 방식이 압축 탱크에서 모터와 버너(Burner)로 바뀌고 이에 따라 모터와 버너의 성능을 파악할 필요가 있다. 일반적으로 버너에 의해 출력되는 공기의 압축 비와 유량은 실험에 사용된 압력 탱크에 의해 발생하는 양보다 높은 양을 방출하는 것을 감안할 때, 터보 익스펜더의 운전 속도는 90,000 RPM 이상을 유지하며 연료 전지 스택에 1.145 bar, 150 m³/hr 이상의 공기를 공급할 수 있음을 알 수 있다.

5. 결 론

본 논문에서는 공기 포일 베어링으로 지지되는 연료 전지용 터보 익스펜더 개발을 목표로 하여 범프 포일 베어링의 강성과 감쇠율을 점연속 이완법과 섭동법을 이용하여 구한 후, 이를 토대로 터보 익스펜더 시스템의 위험 속도, 정적 상태에서 저널의 궤적, 및 안정성에 대한 설계를 검토하였다. 또한 유한 요소법을 이용하여 회전체-베어링 시스템에 대한 해석을 수행 후 안정성을 확인하였다.

터보 익스펜더 구동 실험은 시스템의 안정성 및 공력학적 성능을 파악하기 위해 이루어졌으며 그 결과로 연료 전지의 공기 공급 시스템으로 적용 가능성을 확인할 수 있었다. 하지만 실제로 연료 전지 시스템에서 터보 익스펜더를 구동시키는 공기는 고압 및 고 유량의 조건을 갖고 있으며 이것은 회전체의 불안정성 증가의 원인이 될 수 있다. 따라서 그 조건에서의 터보 익스펜더의 안정성 및 공기 포일 베어링의 신뢰성을 파악하기 위한 베어링 해석 및 실험이 필요하며 이에 대한 연구를 현재 수행 중에 있다. 또한 연료 전지 시스템의 버너에 의한 폭발력이 주기적으로 발생되며 생길 수 있는 압력 요동 주파수를 파악하고 그에 대한 불안정성을 제거할 수 있는 방안을 찾는 작업이 필요하다.

참고 문헌

1. T. Clark and M. Arner, "Motor Blower Technologies

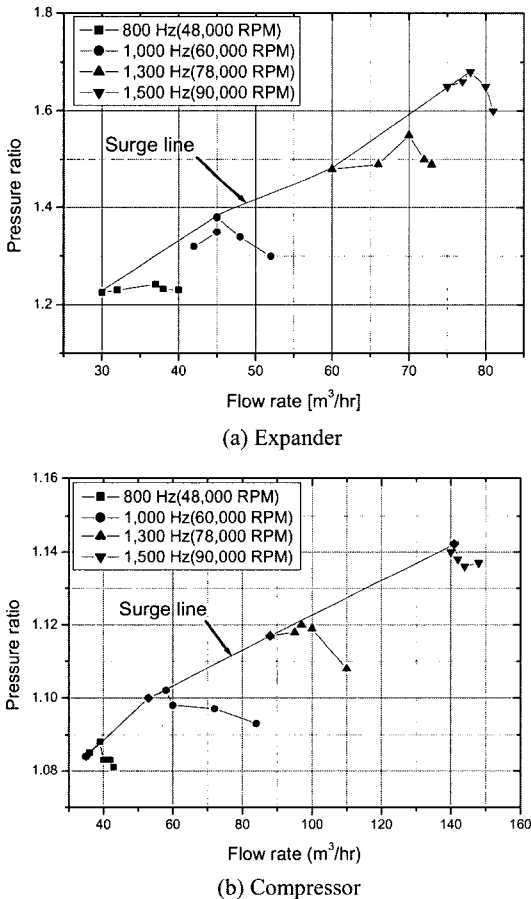


Fig. 15. Aerodynamic performance of turbo-expander.

- for Fuel Cell Automotive Power Systems,” 2002 DOE Progress Report.
2. T. Clark and A. John, “Hydrogen Fuel Cells, and Infrastructure Technologies,” 2003 DOE Progress Report.
 3. J. Larminie and A.D. Andrew, “Fuel Cell Systems Explained,” John Wiley & Sons.
 4. 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,” *6th IFToMM Proceedings*, Vol. 2, pp. 944-951, 2002.
 5. 이용복, 김태호, 김창호, 이남수, 장건희, “공기 윤활 범프 포일 저널 베어링의 내구성 특성에 관한 연구,” *윤활학회지* Vol. 18, No. 2, pp. 153-159, 2002.
 6. 이용복, 김태호, 김창호, 이남수, 최동훈, “이단 압축기의 동력학적 설계 및 운전 특성에 관한 연구,” *유체기계저널*, 제5권, 제1호, pp. 55-61, 2002.
 7. 이용복, 김태호, 김창호, 이남수, 최동훈, “고속 회전 터보 기기용 포일 베어링의 불안정 진동 제진에 관한 연구,” *유체기계저널*, 제5권, 제3호, pp. 7-14, 2002.
 8. Howard, S. A., “Rotordynamics and Design Methods of an Oil-Free Turbocharger,” NASA CR-1999-208689, 1999.
 9. L. Y. Xiong, G.Wu, Y. Hou, L.Q. Liu, M.F. Ling and C.Z. Chen, “Development of aerodynamic foil journal bearings for a high speed cryogenic turboexpander,” *Cryogenics*, Vol. 37, No. 4, pp. 221-230, 1997.
 10. 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.