

FCEV Turbo Blower 의 동특성 해석

Dynamic Analysis of FCEV Turbo Blower

육지용† · 양현섭* · 이창하** · 조경석* · 박용선** · 권혁률**

Yook Ji Yong,, Yang Hyun Sub, Lee Chang Ha, Jo Kyung Suk, Park Yong Sun, Kwon Hyuk Ryul

Key Words: FCEV(Fuel Cell Electric Vehicle), Turbo Blower, Shrink fit, Vibration, Rotor Dynamics, FEA(Finite element analysis)

ABSTRACT

This paper presents dynamic analysis of FCEV (Fuel Cell Electric Vehicle) Turbo Blower. To analyze the dynamic characteristics of Turbo Blower, finite element model which consists of solid elements is constructed. Evaluation of stress for safety of rotor sleeve due to centrifugal force, Shrink fit analysis in maximum rotation speed is performed. Rotor dynamic analysis of Turbo blower is conducted using Campbell diagram and FEA (Finite element analysis) results are compared with experimental results to evaluate of validity of finite element model. To evaluate of Structure vibration characteristics, Modal analysis and forced vibration analysis are performed through FEA and experiment.

1. 서론

연료 전지 자동차 (FCEV)는 수소와 산소가 결합할 때 발생하는 전기 에너지를 자동차의 동력원으로 사용한다. 따라서, 기존 화석 연료를 사용하는 내연기관 자동차에 비해 물 이외에 공해 물질을 배출하지 않아 환경적인 측면에서 큰 장점을 가지며, 배터리의 충전이 필요한 전기 자동차(EV)에 비해 스스로 전기를 생산할 수 있다는 큰 장점이 있다. Fig. 1 과 같이 FCEV 의 연료 전지에 공급되는 수소는 차량에 장착된 고압의 수소 탱크에 저장되어 있으며, 산소는 주변 공기를 Turbo Blower 를 통하여 압축된 상태로 연료 전지에 공급하게 된다. 고압의 공기를 공급하기 위해서 Turbo Blower 는 고속으로 회전하게 되며, 이때 발생하는 진동 및 소음은 차량의 NVH 성능에 큰 영향을 준다.[1] 따라서, Turbo Blower 의 동특성 분석은 FCEV NVH 성능 개선을 위해 반드시 필요하다. 이 연구에서 사용된 Turbo Blower 는 크게 압축부, 구동부, 차량 장착부로 구성된다. 압축부는 고속 회전을 통하여 흡입 공기에 운동 에너지를 부여하는 Impeller 와 흡입 공기의 운동 에너지를 압력으로 전환하는 Volute 로 구성되어 있다. 구동부는 Impeller 에 회전 운동을 부여하는 BLDC Motor 및 Shaft 로 구성되며, 마지막으로 차량 장착

부는 Turbo Blower 의 작동 시 발생하는 진동의 절연을 위한 고무 부상 및 차량 고정부로 구성된다. 본 연구에서는 유한 요소 해석 (FEA)을 이용하여 Turbo Blower 의 회전 동특성 및 구조적 진동 해석을 수행하였다. 이후, 유한 요소 해석 결과와 실험 결과를 비교 분석하여 해석 결과의 타당성을 검증하였다.

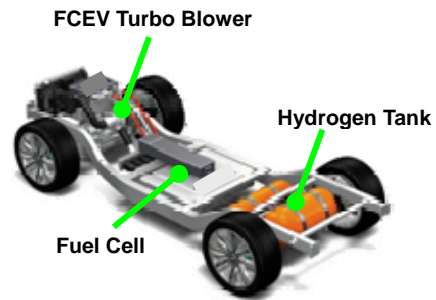


Fig. 1 Fuel Cell Electric Vehicle

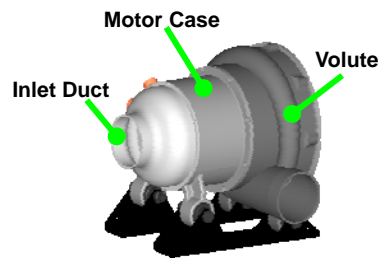


Fig. 2 Configuration of Turbo Blower

† 교신저자; 한라공조 기술연구소
E-mail : landdragon80@gmail.com
Tel : (042) 930-6766, Fax : (042) 930-6619
* 한라공조 기술연구소
** 현대기아 자동차 환경기술 연구소

2. Shrink fit of BLDC Motor

Turbo Blower BLDC Motor 는 Fig. 3 과 같이 회전자와 고정자로 구성되어 있다. 회전자는 영구 자석(Permanent magnet), Sleeve, Cover, Shaft 로 구성되어 있으며, 영구 자석은 Sleeve 와의 열박음(Shrink fit)으로 Shaft 에 고정된다. Sleeve 와 영구 자석을 각 각의 원통형 실린더로 가정하였을 경우, 열박음에 의해 식(3)과 같은 접촉 압력이 발생하여 압축 응력이 발생한다. [2] 식(1)의 u_1 과 u_2 는 각 각 영구 자석 외경 변위, Sleeve 의 내경 변위를 나타낸다. 이때, R_{in} 은 영구 자석 외경 반지름, R_{out} 는 Sleeve 의 내경 반지름, Δ 는 열박음량을 의미한다.

$$u_1 = \frac{R_{in}P}{E_1} \left(\frac{R_{in}^2 + R_{out}^2}{R_{out}^2 - R_{in}^2} + \nu_1 \right)$$

$$u_2 = \frac{-R_{in}P}{E_2} (1 - \nu_2)$$

$$u_1 - u_2 = \Delta$$

$$= \frac{R_{in}P}{E_1} \left(\frac{R_{in}^2 + R_{out}^2}{R_{out}^2 - R_{in}^2} + \nu_1 \right) + \frac{R_{in}P}{E_2} (1 - \nu_2)$$

$$P = \frac{\Delta E_1 E_2}{R_{in} \left[E_2 \left(\frac{R_{in}^2 + R_{out}^2}{R_{out}^2 - R_{in}^2} + \nu_1 \right) + E_1 (1 - \nu_2) \right]}$$

Rotor 의 고속 회전 시, 원심력에 의한 인장력은 열박음에 의한 압축 응력을 감소 시킨다. NdFeB 재료의 영구 자석은 압축 강도에 비해 인장 강도는 취약한 특성을 가지므로, Rotor 의 원심력에 의해 발생하는 인장력에 대한 안정성을 고려해야 한다. 동시에, Sleeve 에 발생하는 원심력에 의한 인장 응력도 회전자의 안정성 평가를 위해 중요하다. 회전자의 조립 조건은 Table. 1 과 같으며, Permanent magnet, Sleeve, Shaft 는 각 각 NdFeB, Inconel, Steel 계열의 소재이다. 이러한 조건을 고려하여 유한 요소 모델을 구성하였으며, 회전 속도에 따른 Rotor 의 안전성을 평가하였다.

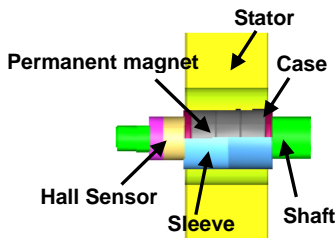


Fig. 3 Turbo Blower BLDC Motor

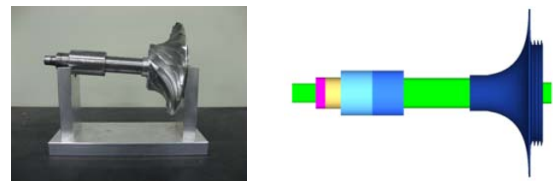
Table. 1 Contact condition

Part	Method
Shaft Vs. Magnet	Bonding
Sleeve Vs. Magnet	Shrink fit
Magnet Vs. Magnet	Bonding
Magnet Vs. Case	Bonding

3. Rotor Dynamics of Turbo Blower

3.1 Finite element model of Rotor Ass' y

Turbo Blower 의 Rotor Ass' y 는 Fig. 4 (a)와 같이 Shaft, Impeller, Permanent magnet, Sleeve, Cover 및 BLDC Motor hall sensor 로 구성되어 있다. Permanent magnet 은 Rotor Ass' y 에 회전력을 부가하며, 굽힘 진동 모드 발생 시 축강성에 영향을 준다. 또한, Impeller 는 고속 회전을 통하여 외부로부터 공기를 흡입시키며, Gyroscopic moment 를 발생시켜 회전 동특성에 큰 영향을 준다. Hall Sensor 는 BLDC Motor 회전자의 위치를 측정 하며, 이를 통해 회전 속도를 측정한다. 본 연구에서는 상용 FEA 프로그램을 이용하여 Rotor Ass' y 의 유한 요소 해석 모델을 Fig. 4 (b)와 같이 구성하였다. Impeller 는 Blade 의 강성 및 질량을 고려하여 등가 모델을 사용하였으며, Rotor Ass' y 의 형상은 축대칭 Element 를 이용하여 3 차원 모델로 구현하였다. 유한 요소 모델의 재질은 Table. 2 와 같으며, Element 는 145920 개로 구성되어 있다. 이후, 모델링 기법의 타당성을 검증하기 위하여 Normal mode analysis 해석 결과와 Modal Test 를 이용한 FRF 측정을 통해 Rotor Ass' y FEA 모델의 신뢰성을 검증 하였다.



(a) Sample (b) Finite element model

Fig. 4 Turbo Blower Rotor Ass' y

Table. 2 Material of Rotor Ass' y

Part	Material
Shaft	Steel
Impeller	Aluminum
Magnet	NdFeB
Sleeve	Inconel

3.2 Dynamic Analysis of Rotating System

Turbo Blower 회전 시스템의 동적 방정식은 식(4)와 같이 표현된다. [3]

$$\begin{aligned} [M]\{\ddot{q}\} + [C]\{\dot{q}\} + [K]\{q\} &= f(t) \\ [C] &= [G + D] \quad [K] = [S + H] \\ \{q\} &= \{u\}e^{i\omega t} : \text{generalized coordinate} \end{aligned} \quad (4)$$

M, C, K 는 각각 Mass, Generalized damping, Stiffness Matrix 이다. Generalized Damping Matrix C 는 Gyroscopic Matrix G 와 Damping Matrix D 로 표현되며, Generalized Stiffness Matrix K 는 Stiffness Matrix S 와 Circulatory Matrix D 로 표현되어 회전 속도에 영향을 받는다. 식(4)는 식(5)와 같은 상태 방정식으로 정리 된다.

$$\begin{aligned} [A]\{\dot{x}\} + [B]\{x\} &= \{X\} \\ \{x\} &= \begin{bmatrix} \dot{q} \\ q \end{bmatrix} \\ [A] &= \begin{bmatrix} 0 & [M] \\ [M] & [C] \end{bmatrix} \quad [B] = \begin{bmatrix} -[M] & [0] \\ [0] & [K] \end{bmatrix} \\ \{X\} &= \begin{bmatrix} \{0\} \\ \{f\} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5)$$

$\{x\} = \{y\}e^{i\omega t}$ 가정 시, 회전 시스템의 Whirling speed 는 아래 식(6)의 Eigenvalue λ_i 로부터 도출 된다.

$$\lambda_i = \lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_{2n} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} [\lambda[A] + [B]]\{y\} &= \{0\}_{2n \times 1} \\ \{z\}^T [\lambda[A] + [B]] &= 0^T \\ \{y_i\} &= [\lambda_i \{u_i\}^T \{u_i\}^T]^T : u_i \text{ right eigenvector} \\ \{z_i\} &= [\lambda_i \{v_i\}^T \{v_i\}^T]^T : v_i \text{ left eigenvector} \end{aligned}$$

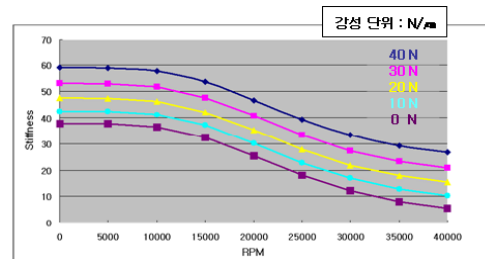
(byorthogonality condition)

$$\begin{aligned} \{z_k\}^T [A]\{y_i\} &= N_i \delta_{ik} \\ \{z_k\}^T [B]\{y_i\} &= -\lambda_i N_i \delta_{ik} \quad N_i : \text{norm} \end{aligned} \quad (7)$$

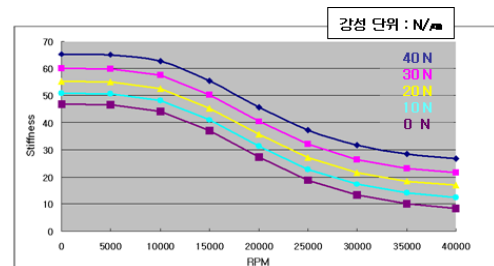
$$\lambda_i = \sigma_i + i\omega_i \quad (8)$$

식(8)의 허수부인 ω_i 는 whirling speed 를 나타내며, σ_i 는 damping coefficient 를 나타낸다. 이때, N

차의 Critical Speed 는 N 배수의 기본 회전 주파수 성분 ($\Omega_{excitation} = N\Omega_{ref}$) 과 회전 시스템의 whirling speed curve 들이 일치하는 곳이다. 특히, 회전 시스템의 unbalance 에 의한 가진 주파수는 기본 회전수의 1 배수를 갖는다. 이 연구에서는 Turbo Blower 의 회전 동특성을 분석하기 위하여 Spring 및 Damping Element 를 이용하여 Bearing 의 강성을 모델링 하였으며, Bearing 지지부는 Solid element 를 이용하여 회전 지지부의 특성을 고려하였다. 이후, Campbell Diagram 을 도출하여 실험 결과와 비교 분석을 통해 Turbo Blower 의 회전 동특성을 분석하였다. 회전 속도에 따른 Bearing 강성은 예압 변화(0~40N)에 따라 Fig. 5 와 같이 변화 된다.



(a) Front Bearing



(b) Rear Bearing

Fig. 5 Bearing Stiffness (Front & Rear)

4. Structure Vibration of Turbo Blower

4.1 Finite Element Model

Turbo Blower 의 구조적 진동 특성을 분석하기 위하여 Solid element 를 이용한 FEA 모델을 Fig. 6 와 같이 구성하였다. 유한 요소 모델은 Rotor Ass'y, Motor Case Ass'y, Front & Rear Bearing Supporter, Volute, Inlet Duct & Guide 로 구성 되어 있으며 재질은 Table. 3 과 같다. Fig. 7 과 같은 BLDC Motor stator 는 강판의 적층으로 이루어진 Core 와 Coil 에 의해 구성 되어 있으며, 횡방향 및 종방향의 물성이 다른 이방성 특징을 보인다. 따라

서, 이러한 특성을 고려하기 위하여 Core 는 식(9)와 같이 Transverse isotropic material 로 가정 하였다.

$$[C] = \begin{bmatrix} \frac{(1-\rho_{23}\rho_{32})}{E_2E_3\Delta} & \frac{(\rho_{12}+\rho_{13}\rho_{32})}{E_2E_3\Delta} & \frac{(\rho_{13}+\rho_{12}\rho_{23})}{E_2E_3\Delta} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{(\rho_{21}+\rho_{23}\rho_{31})}{E_1E_3\Delta} & \frac{(1-\rho_{13}\rho_{31})}{E_1E_3\Delta} & \frac{(\rho_{23}+\rho_{21}\rho_{13})}{E_1E_3\Delta} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{(\rho_{31}+\rho_{21}\rho_{32})}{E_1E_2\Delta} & \frac{(\rho_{23}+\rho_{12}\rho_{31})}{E_1E_2\Delta} & \frac{(1-\rho_{12}\rho_{21})}{E_1E_2\Delta} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & G_5 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G_6 \end{bmatrix}$$

$$\Delta = (1-\rho_{12}\rho_{21}-\rho_{23}\rho_{32}-\rho_{31}\rho_{13}-2\rho_{12}\rho_{23}\rho_{31}) / E_1E_2E_3$$

(9)

$$\begin{aligned} \rho_{13} &= \rho_{23} = \rho' & E_1 &= E_2 = E \\ \rho_{12} &= \rho_{21} = \rho & E_3 &= E' \\ -1 < \rho < 1 & & -(E'/E)^{1/2} < \rho' < -(E'/E)^{1/2} \\ \rho < 1 - 2(\rho')^2(E/E') & & & \end{aligned}$$

(10)

이때, 식(9)의 [C]는 Material stiffness matrix 를 의미하며, E 는 Young' s modulus, G 는 Shear modulus, ρ 는 Poisson ratio 를 의미한다.[4] Transverse isotropic material 은 평면 방향(i=1,2)의 특성은 동일하므로 식(10)의 조건을 만족한다. 본 연구에서는 Core 의 평면 방향과 수직 방향의 Elastic modulus 는 각각 190.4 Gpa 을 사용하였다. 차량으로의 진동 전달을 감소 시키기 위한 Rubber Bushing 은 각 방향의 강성을 고려하여 Spring element 를 이용한 Spring-dashpot serial model 로 구성하였다. 마지막으로, Turbo Blower 조립 조건은 RBE Element 를 이용하여 구현하였다.



Fig. 6 Finite element model of Turbo Blower

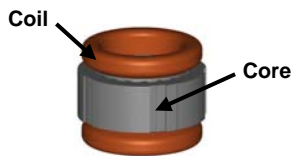


Fig. 7 BLDC Motor Stator

Table. 3 Material of Shaft Ass' y

Part	Material
Motor Case	Aluminum
Inlet Duct	Aluminum
Inlet Guide	Aluminum
Volute	Aluminum
Front Bearing	Steel
Rear Bearing	Aluminum

4.1 Modal Assurance

식 (11)과 같은 MAC (Modal assurance criterion)를 통해 EMA(Experimental Modal Analysis)와 FEA 결과의 근사 정도를 평가할 수 있다. 여기서 ϕ_{Ti} 는 실험적 모드 해석을 이용하여 산출한 i 번째 모드 벡터이며, ϕ_{Aj} 는 유한 요소 해석을 이용하여 산출한 j 번째 모드 벡터를 의미한다. MAC 의 값은 0 과 1 사이의 값을 가지며, 0 에 근접할수록 두 모드 사이의 연관성은 적어지며, 1 에 근접할수록 두 모드 사이의 연관성이 높다는 것을 의미한다. 즉, 실험을 통해 얻은 Mode shape 과 해석을 통해 얻은 Mode shape 을 MAC 을 통하여 상관 관계를 분석할 수 있다.

$$MAC(\phi_{Ti}, \phi_{Aj}) = \frac{\|\phi_{Ti}^T \phi_{Aj}\|}{(\phi_{Ti}^T \phi_{Ti})(\phi_{Aj}^T \phi_{Aj})} \quad (11)$$

4.2 Forced Vibration analysis

Turbo Blower 의 구조적 진동 특성을 분석하기 위하여, 강제 진동 해석을 수행하였다. Rubber bushing 의 형상에 따른 강성을 고려하여 진후, 좌우, 상하 방향으로 각각 10 ~ 200Hz 대역에서 1g Sine sweep vibration 해석을 진행하였다. 이후, 실험 결과와의 비교 분석을 통해 FEA 모델의 신뢰성을 검증하였다. 강제 진동 해석을 위해 RBE element 를 이용한 Large mass method 를 이용하였으며, 차량 고정부의 자유도 구속을 통해 가진력의 방향을 설정하였다.

5. Experiment

Turbo Blower 의 FRF 측정을 위해 Fig. 7 (a)과 같이 free free 조건의 modal test 실험 장치를 구성하였다. 실험 장치는 정반 위에 설치하여, 주위 환경으로부터의 잡음 및 진동의 영향을 최소화 하였다. 측정 장비로 LMS CADA X 를 이용하였으며, Impact hammer 와 가속도계를 이용한 fixed point test 를

수행하였다. 가속도계로 인한 mass loading effect 가 최소가 되도록 측정하였으며, 관심 주파수 범위는 4096 Hz 로 설정 하였다. MAC 을 이용하여 유한 요소 해석 결과와 실험적 모드 해석 결과를 비교하기 위하여 25 개의 가속도 측정 지점을 이용하여 Fig. 8 (b)과 같은 Modal geometry 를 구성하였다. 이때, 가속도 측정 지점은 Mode shape 의 변화를 충분히 표현 할 수 있도록 설정하였다. 또한, Turbo Blower 의 1g Sine sweep vibration 에 의한 진동 응답을 측정 하기 위하여 ED Shaker 를 이용하여 Fig. 9(a)와 같은 실험 장치를 구성하였다. 가속도 측정 지점은 Motor Case 의 상단 부 이며, Jig 의 진동에 의한 영향은 최소화 하였다. 마지막으로, Turbo Blower 의 회전 동특성을 분석하기 위하여 RPM Sweep Test 장치를 Fig. 9(b)와 같이 구성하여 소음 및 가속도를 측정하였다. 가속도 및 소음 측정장치는 Head Artemis 를 이용하였다.

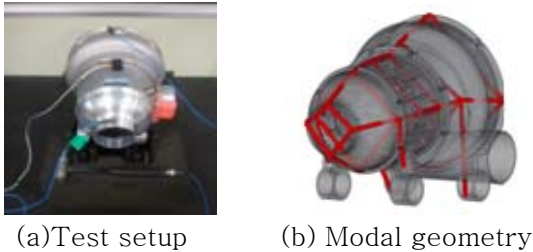


Fig. 8 Modal Test

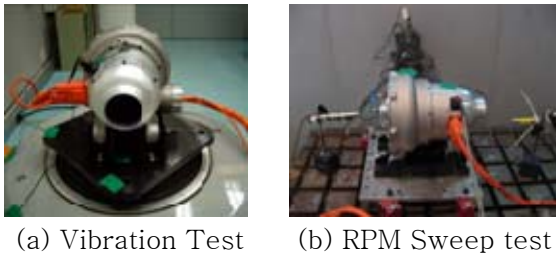


Fig. 9 Dynamic Analysis Test Setup

6. 결과 및 고찰

6.1 Shrink fit analysis

FEA 결과, BLDC Motor 회전자의 열박음에 의한 조립 응력은 Fig. 10 (a)에 나타내었다. 최대 응력이 발생하는 지점은 Sleeve 의 끝단이며, Sleeve 내경에서 최대 70Mpa(Von Mises stress)의 압축 응력이 발생한다. 50000 RPM 회전 시, Sleeve 의 내경에서 발생하는 최대 응력은 40Mpa 이다. 원심력에 의해 Sleeve 내경의 압축 응력은 감소하며, Sleeve

외경에서 발생하는 응력은 0 RPM 대비 증가함을 알 수 있다. Inconel 의 인장 응력을 고려 시, 50000 RPM 의 회전 속도에서 발생하는 응력은 회전자의 파손을 발생시키지 않음을 알 수 있다.

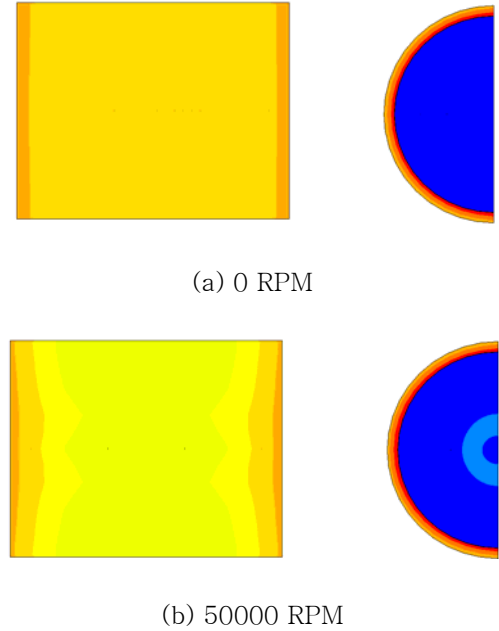


Fig. 10 Shrink fit analysis of BLDC Motor

6.2 Rotor dynamic analysis

Modal Test 를 이용한 FRF 측정 결과, Fig. 11 과 같이 1500 및 3500 Hz 대역에서 Rotor Ass' y 의 1st, 2nd Mode 가 발생하였다. Normal mode analysis 해석 결과, 1500 및 3300 Hz 대역에서 각각 1st Shaft bending mode, 2nd Shaft Bending & Impeller mode 의 혼합 모드가 발생하였다. Impeller blade 강성에 의한 영향은 2nd Mode 의 해석 및 실험 결과의 오차를 발생시키라 예측된다. 실험 및 해석 결과의 오차는 5% 이내이며, 이러한 결과를 통해 Rotor Ass' y FEA 모델의 타당함을 알 수 있다. 본 연구에서는 Turbo Blower 의 회전 동특성을 분석하기 위하여 Campbell diagram 을 도출하였다. 해석 결과, Fig. 12 와 같이 Rigid bending, translation, 1st Shaft bending, 2nd Shaft bending & Impeller 혼합 mode 가 순차적으로 발생하였다. 또한, 회전 속도에 따른 회전 지지부의 강성 감소는 Whirling frequency 를 감소시킴을 알 수 있다. 4 차 Whirling mode 는 회전 속도의 증가에 따라 Impeller 에 의한 Gyroscopic moment 의 영향을 크게 받는다. Unbalance 에 의한 1st Order 성분은 Point 1 대역에서 Critical speed 을 발생시키며, Fig 13 의 RPM Sweep test 를 결과와 유사함을 알 수 있다.

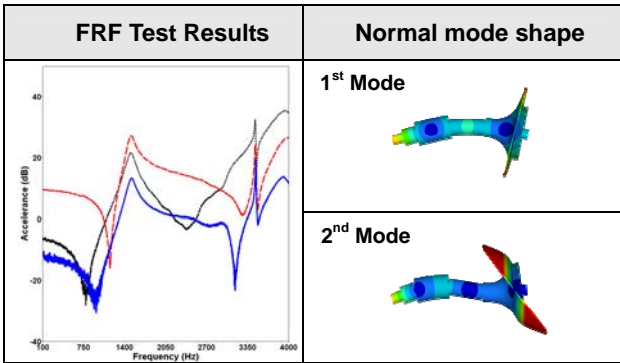


Fig.11 FRF Test Results Vs. Normal mode Shape

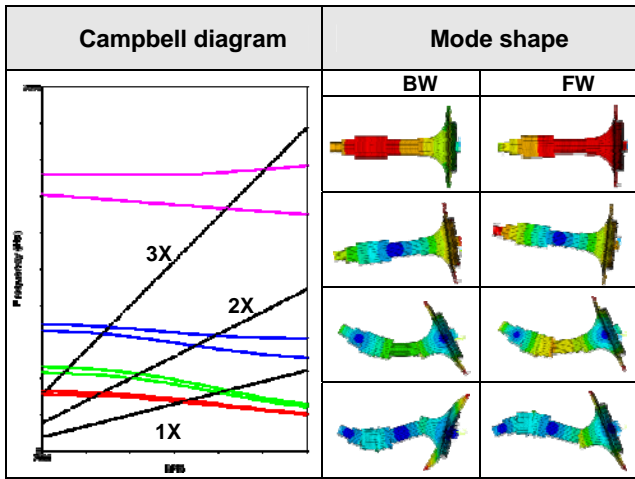


Fig. 12 Campbell diagram & Whirling mode shape

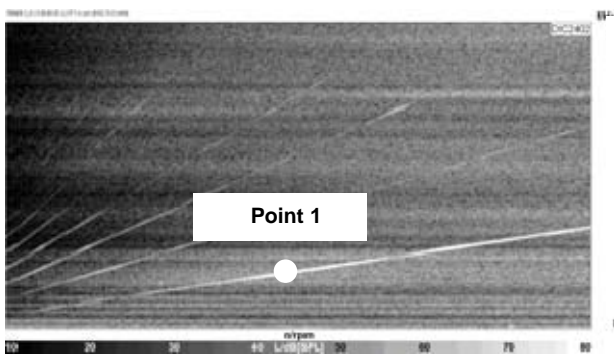


Fig.13 Test results of RPM Sweep

6.3 Structure vibration analysis

MAC 을 통하여 유한 요소 해석 결과와 실험적 모드 해석 결과의 상관 관계를 비교하여, Table 4 에 나타내었다. Fig. 14 와 같은 Turbo Blower 의 1~4th 모드의 MAC 값은 약 0.7~0.6 이며, 실험 및 해석

결과는 비교적 높은 상관 관계를 가짐을 알 수 있다.[5] 실험 과 해석 결과의 오차는 크게 실험상의 오차와 FEA 모델의 오차에 의해 발생한다. 또한, Modal geometry 는 실제 Turbo Blower 의 Mode shape 을 충분히 반영할 수 없다. 이러한 사항들을 고려할 때, Turbo Blower 의 유한 요소 모델링 기법의 타당함을 알 수 있다. 이후, Turbo Blower 의 구조적 진동 특성을 분석하기 위하여 1g Sine sweep vibration test 를 이용하였다. Fig. 15~17 은 10~200 Hz 대역에서 1g 가진력에 의한 Turbo Blower 의 구조적 진동 특성을 나타내었으며, 해석 및 실험 결과는 서로 일치함을 확인 할 수 있다. Rubber Bushing 의 형상으로 인해 3 축(좌우, 전후, 상하) 방향의 공진 주파수는 서로 일치 하지 않는다. 공진 모드 발생 시, 좌우 방향은 Turbo Blower 상단 부위, 전후 방향은 Volute, 상하 방향은 Inlet Duct 의 변위가 상대적으로 집중되어 발생함을 Mode shape 을 통해 알 수 있다.

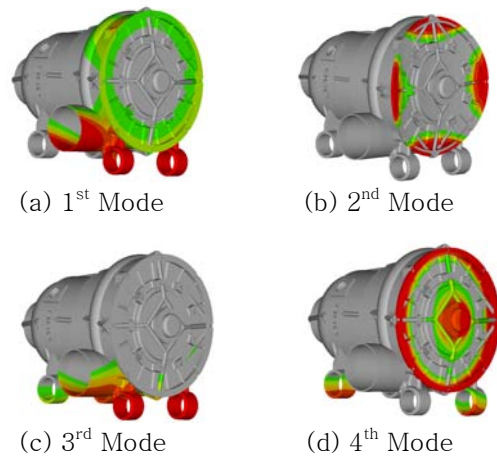
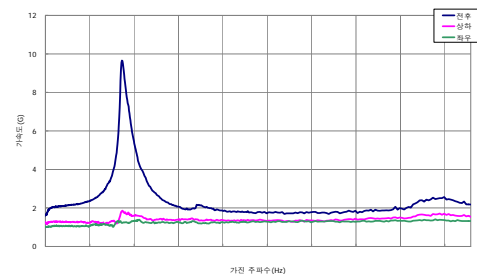
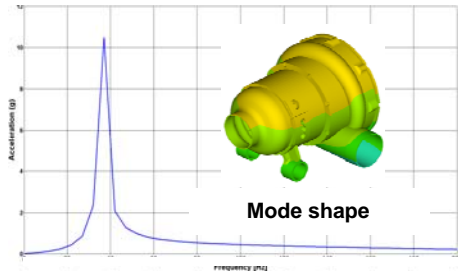


Fig. 14 Mode Shape of Turbo Blower (FEA)



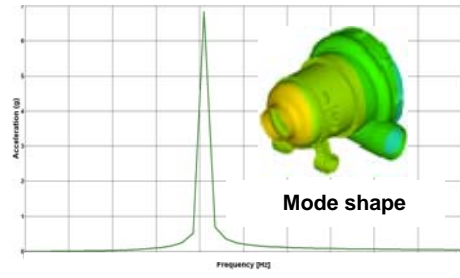
(a) Experimental results

Fig. 15 1 g Sine sweep vibration test (Cont.) (Left/Right)



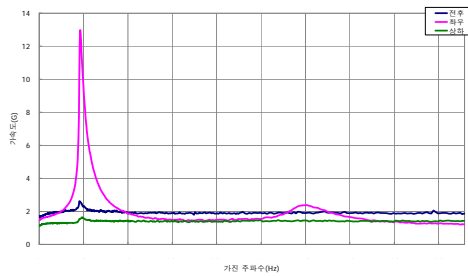
(b) FEA results

Fig. 15 1 g Sine sweep vibration test (Left/Right)

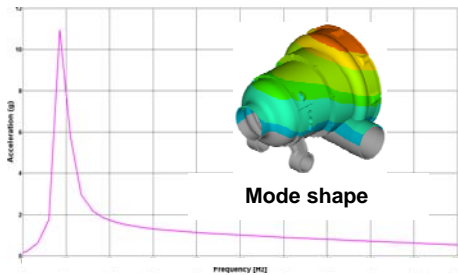


(b) FEA results

Fig. 17 1g Sine sweep vibration test (Up/Down)

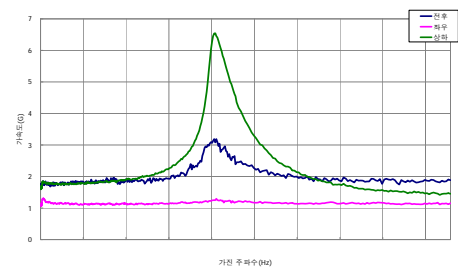


(a) Experimental results



(b) FEA results

Fig. 16 1 g Sine sweep vibration test (Front/Rear)



(a) Experimental results

Fig. 17 1g Sine sweep vibration test (Cont.)

Table.4 MAC Value

Mode	FEM	Test	Error	MAC
1 st	860 Hz	780 Hz	10 %	0.61
2 nd	1199 Hz	1105 Hz	8.5 %	0.68
3 rd	1220 Hz	1315 Hz	7.0 %	0.60
4 th	1726 Hz	1745 Hz	1.0 %	0.78

7. 결론

본 연구에서는 FEA 및 실험을 통하여 FCEV Turbo Blower의 동특성을 분석하였다. 회전 속도에 따른 BLDC Motor 회전자의 안정성을 평가하기 위하여, 유한 요소 해석 모델을 구성하여 원심력에 의해 Sleeve에 발생하는 인장 응력을 통해 회전자의 안정성을 입증하였다. Rotor Ass'y의 FEA 모델의 Normal Mode Analysis 및 Modal test 결과를 통해 FEA 모델의 신뢰성을 검증하였다. 이후, Turbo Blower의 회전 동특성을 분석하기 위하여 회전 지지부의 강성을 고려한 FEA 모델을 구성하여 Campbell diagram을 도출하였다. RPM Sweep test를 통한 실험 결과와 비교 분석을 통해 해석 결과의 신뢰성을 확인할 수 있었다. 특히, Rotor Ass'y의 unbalance(1X)에 의한 Critical speed는 실험 및 해석 결과를 통해 일치하는 것을 확인할 수 있었다. 마지막으로, Turbo Blower의 구조적 진동 특성을 분석하기 위하여 Solid element를 이용한 FEA 모델을 구성하였다. MAC을 이용한 FEA 모델의 타당성 검증 후, 1g Sine sweep vibration test를 이용하여 Turbo Blower의 구조적 진동 특성을 분석하였다. 해석 및 실험 결과는 서로 유사함을 확인하였으며, Rubber Bushing에 의한 비대칭 강성으로 인해 전후, 좌우, 상하 방향의 구조적 공진 주파수가 다름을 확인하였다. 향후, Turbo Blower의 구조적 방사 소음의 특성에 관한 연구를 진행할 예정이다.

후 기

본 연구는 저가형 고효율 고분자 전해질형 연료전지 시스템 실용화 기술 개발 사업의 지원에 의하여 수행되었으며, 관계자 여러분께 깊은 감사 드립니다.

참 고 문 헌

(1) Kim, W.J., Park, C.H., Cho, K.S. and Oh, C.H., 2007, "Development of Air Supply System for Fuel Cell Electric Bus," Proceedings of the KSNRE Annual Spring Conference, pp. 561~564.

(2) Arthur, H. Burr., 1983, Mechanical Analysis and Design, Elsevier., New York

(3) Lee, C. W., 1993, Vibration Analysis of Rotors, Kluwer Academic Publishers, Netherlands

(4) Ding, H., Chen, W., Zhang, L., 2006, Elasticity of Transversely Isotropic Materials, Springer, Netherlands

(5) Yook.J.Y. ,Cha, Y.K., Lim, J.S., Kim. K.I. and Kang, S.H., 2009, "Dynamic Analysis of HVAC Case for Passenger Car," KSNVE, Vol.19, No.1, pp.101~108.