

연료전지 자동차용 터보 블로워의 동특성 해석

Dynamic Analysis of FCEV Turbo Blower

육 지 용† · 양 현 섭* · 이 창 하** · 조 경 석* · 김 광 일* ·
권 혁 룰** · 박 용 선**

J. Y. Yook, H. S. Yang, C. H. Lee, K. S. Cho, K. I. Kim,
H. R. Kwon and Y. S. Park

(2011년 3월 4일 접수 ; 2011년 6월 24일 심사완료)

Key Words : FCEV(연료전지 자동차), Rotor Dynamics(로터 다이내믹스), Vibration(진동), FEA(유한요소 해석)

ABSTRACT

This paper presents dynamic analysis of FCEV(fuel cell electric vehicle) turbo blower. To analyze the dynamic characteristics of turbo blower, FEA(finite element analysis) and experimental test are performed. Evaluations of stress safety for rotor sleeve and impeller due to rotational force and shrink fit are performed. Rotor dynamic analysis is conducted by Campbell diagram and structure vibration analyses are performed using FEA and experimental test. Through these results, noise sources of turbo blower are verified.

1. 서 론

연료전지 자동차(FCEV)는 수소와 산소가 결합할 때 발생하는 전기 에너지를 자동차의 동력원으로 사용한다. 따라서, 기존 화석 연료를 사용하는 내연 기관 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.

이러한 연료전지 자동차의 운전 장치(BOP)는 크게 공기 공급계(APS), 열 및 물 관리계(TMS), 수소 공급계(FPS)로 구성되어 있다. 공기 공급계는 연료

전지에서 수소와 반응을 할 공기를 공급하는 시스템으로 가습기, 에어 클리너, 터보 블로워(turbo blower) 등으로 구성되어 있다. 열 및 물 관리계는 전체 시스템에서 필요로 하는 물의 균형을 유지하며, 연료전지에서 발생하는 열을 적절한 온도로 유지시킨다. 수소 공급계는 수소 탱크, 압력 조절기, 수소 재순환기 등으로 구성되어 있다. Fig. 1과 같이 연료전지 자동차의 연료전지에 공급되는 수소는 차량에 장착된 고압의 수소 탱크에 저장되어 있으며, 산소는 주변 공기를 공기 공급계의 터보 블로워를 통하여 압축된 상태로 연료전지에 공급하게 된다.

고압의 공기를 공급하기 위해서 터보 블로워는 고속으로 회전하게 되며, 이때 발생하는 진동 및 소음은 차량의 NVH 성능에 큰 영향을 준다. 이 연구에서 사용된 터보 블로워는 원심형 블로워로 Fig. 2와 같이 구성되어 압축부, 회전부, 차량 장착부로 구성된다. 압축부는 고속 회전을 통하여 흡입 공기에 운동 에너지를 부여하는 임펠러(impeller)와 흡입 공기의

† 교신저자; 정회원, 한라공조 기술연구소
E-mail : landdragon80@gmail.com
Tel : (042)930-6766, Fax : (042)930-6619

* 한라공조 기술연구소

** 현대기아 자동차 환경기술연구소

이 논문의 일부는 2010년 추계 소음진동 학술대회에서 발표되었음.

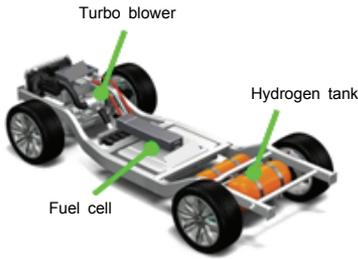


Fig. 1 FCEV configuration

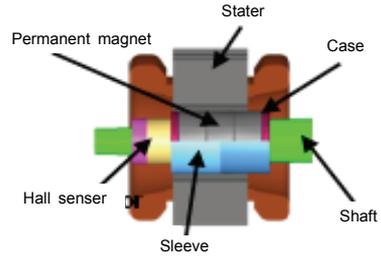


Fig. 3 Turbo blower BLDC motor

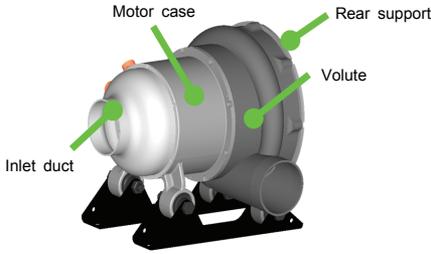


Fig. 2 FCEV turbo blower

운동에너지를 압력으로 전환하는 볼루트(volute)로 구성되어 있다. 회전부는 임펠러에 회전 운동을 부여하는 BLDC모터 및 rotor ass'y로 구성되며, 마감막으로 차량 장착부는 터보 블로워의 작동 시 발생하는 진동의 절연을 위한 고무 부싱 및 브라켓(bracket)으로 구성된다. 이 연구에서는 유한요소 해석(FEA)과 동특성 시험을 통하여 터보 블로워 회전부 구조적 안전성, 회전 시스템의 동특성 및 구조적 진동 특성을 분석하였다.

2. 터보 블로워 회전부의 구조적 안전성 분석

2.1 모터 회전자의 열간 압입

$$P = \frac{\Delta E_1 E_2}{R_{in} \left[E_2 \left(\frac{R_{in}^2 + R_{out}^2}{R_{out}^2 - R_{in}^2} + \nu_1 \right) + E_1 (1 - \nu_2) \right]} \quad (3)$$

터보 블로워 BLDC 모터는 Fig. 3과 같이 회전자(rotor)와 고정자(stator)로 구성되어 있다. 회전자는 영구 자석(permanent magnet), 슬리브(sleeve), 커버(cover), 축(shaft)로 구성되어 있으며, 영구 자석은 슬리브의 열간 압입(shrink fit)으로 축에 고정된다.

슬리브와 영구 자석을 각각의 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 각각 영구 자석 외경 변위, 슬리브의 내경 변위를 나타낸다. 이때, R_{in} 은 영구 자석 외경 반지름, R_{out} 는 슬리브의 내경 반지름, Δ 는 열간 압입량을 의미한다. 슬리브의 재질은 inconel, 영구 자석은 NdFeB, 커버 및 축은 철 재질로 이루어져 있으며, 영구 자석 외경 반지름은 17.5 mm, 열간 압입량은 10 μ m이다.

이 연구에서는 유한요소 모델을 구성하기 위하여 고체 요소(solid element)를 이용하였으며, 압입 조건을 구현하기 위하여 접촉(contact) 조건을 이용하였다. 터보 블로워의 작동 조건을 고려하여, 최대 회전 속도 50000 RPM, 분위기 온도 90°C에서 후부 응력(Hoop stress)를 이용한 열간 압입 해석을 진행하였으며, 그 결과는 Fig. 4와 같다. 열간 압입 시, 최대 응력이 발생하는 지점은 슬리브의 내경 양 끝단이며, 최대 70 Mpa(von mises stress)의 압축 응력이 발생한다. 50000 RPM 회전 시, 원심력에 의한 슬리브 내경의 최대 압축 응력은 40 MPa으로 감소하며, 외경의 응력은 인장력에 의해 증가한다. 발생 응력은 슬리브 인장 강도 5% 이내의 수준이므로 구조적으로 안전하다고 판단된다.

$$u_1 = \frac{R_{in} P}{E_1} \left(\frac{R_{in}^2 + R_{out}^2}{R_{out}^2 - R_{in}^2} + \nu_1 \right) \quad (1)$$

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

$$u_1 - u_2 = \Delta = \frac{R_{in} P}{E_1} \left(\frac{R_{in}^2 + R_{out}^2}{R_{out}^2 - R_{in}^2} + \nu_1 \right) + \frac{R_{in} P}{E_2} (1 - \nu_2) \quad (2)$$

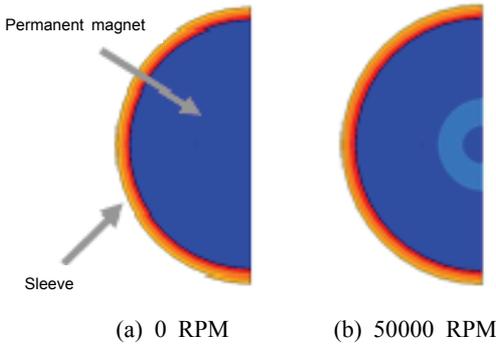


Fig. 4 Shrink fit analysis results

$$P = \frac{\Delta E_1 E_2}{R_{in} \left[E_2 \left(\frac{R_{in}^2 + R_{out}^2}{R_{out}^2 - R_{in}^2} + \nu_1 \right) + E_1 (1 - \nu_2) \right]} \quad (3)$$

2.2 임펠러 정적 변형

터보 블로워의 임펠러는 알루미늄 재질로 구성되어 있으며, 축과 임펠러의 열간 압입량은 10 μm, 임펠러 직경은 140 mm, 축 직경은 18 mm이다. 고속 회전에 의한 공기 압축 시 발생하는 고온, 고압 및 인장력은 임펠러의 날개(blade)를 변형시킨다. 따라서, 터보 블로워의 케이스와 임펠러 날개의 끝 사이 (tip clearance)의 일정 간격은 임펠러의 러빙(rubbing)을 방지하기 위한 중요한 요소이다. 이 연구에서는 고체 요소를 이용한 선형 정적 해석 방법을 이용하여 회전 속도 50000 RPM, 분위기 온도 90 °C에서 임펠러의 변형 해석을 수행하였으며, 그 결과는 Fig. 5와 같다. 원심력에 의한 인장력은 임펠러 날개 중 표면적이 가장 넓은 상단 부위에서 최대 0.24 mm 변위를 발생시키며, 최대 170 MPa의 압축 응력이 임펠러 압입 부위에서 발생한다. 임펠러의 응력은 인장 강도 50 % 이내의 수준이므로, 임펠러의 파손은 발생하지 않으리라 판단된다.

3. 터보 블로워 회전 시스템의 분석

3.1 Rotor Ass'y 유한요소 모델

이 연구에서 사용된 터보 블로워 rotor ass'y는 Fig. 6과 같이 회전자와 임펠러로 구성되어 있으며, 무게는 1320 g이다. Rotor ass'y의 유한요소 해석 모델은 고체 요소들을 이용하여 구성하였다. 유한요소의

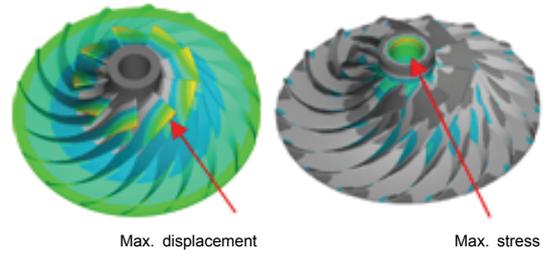


Fig. 5 Impeller static analysis results

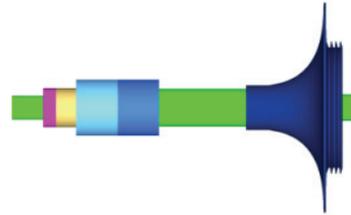
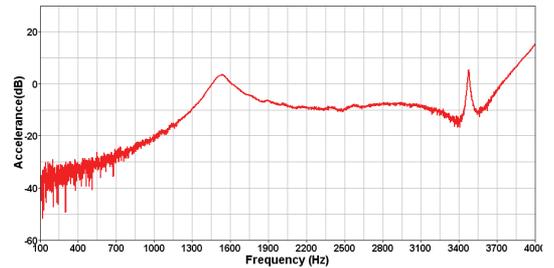
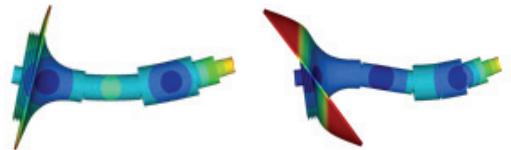


Fig. 6 Rotor ass'y finite element model



(a) FRF(experiment)



1st mode : 1612 Hz 2nd mode : 3435 Hz
(b) Mode shape

Fig. 7 Rotor ass'y modal test results

수는 45920개, 임펠러 날개의 강성 및 질량은 등가 모델을 이용하여 구현하였다. 또한, 슬리브 및 임펠러의 열간 압입에 의한 원초 압력(pre stress)는 압력을 이용하여 구현하였다. 해석 모델의 타당성을 검증하기 위하여 모달 테스트(modal test)를 이용한 FRF 측정 결과와 고유 진동 해석(normal mode analysis) 결과를 비교하였으며, 그 결과는 Fig. 7과 같다. FRF 측정 결과, 1500 및 3500 Hz 대역에서

1,2차 진동 모드가 발생하였으며, 유한요소 해석을 통하여 1차 축 굽힘 진동 모드와 2차 축 및 임펠러 굽힘 혼합 진동 모드임을 알 수 있다. 축 굽힘 모드의 주파수를 통하여, 유한요소 모델의 강성이 실제 제품과 비교적 일치한다는 사실을 알 수 있다.

3.2 회전 시스템의 동적방정식

터보 블로워 회전 시스템의 동적방정식은 식 (4)와 같이 표현된다⁽³⁾.

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

M , C , K 는 각각 질량, 일반화된 댐핑, 강성행렬이다. 일반화된 댐핑행렬 C 는 gyroscopic행렬 G 와 댐핑행렬 D 로 표현되며, 일반화된 강성행렬 K 는 강성행렬 S 와 circulatory행렬 H 로 표현되어 회전 속도에 영향을 받는다. 식 (4)는 식 (5)와 같은 상태방정식으로 정리 된다.

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

$\{x\} = \{y\}e^{i\omega t}$ 가정 시, 회전 시스템의 휘돌림 진동 속도(whirling speed)는 식 (6)의 고유치 λ_i 로부터 도출되며, 상태방정식 식 (5)는 식 (6)을 이용하여 식 (7)과 같이 정리된다.

$$\lambda_i = \lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_{2n}
 \tag{6}$$

$$\begin{aligned}
 [\lambda[A] + [B]]\{y\} &= \{0\}_{2n \times 1} \\
 \{z\}^T [\lambda[A] + [B]] &= 0^T \\
 \{y_i\} &= [\lambda_i \{u_i\}^T \{u_i\}^T]^T : u_i \text{ right eigenvector} \\
 \{z_i\} &= [\lambda_i \{v_i\}^T \{v_i\}^T]^T : v_i \text{ left eigenvector} \\
 &(\text{by orthogonality condition}) \\
 \{z_k\}^T [A]\{y_i\} &= N_i \delta_{ik} \\
 \{z_k\}^T [B]\{y_i\} &= -\lambda_i N_i \delta_{ik} \quad N_i : \text{norm}
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

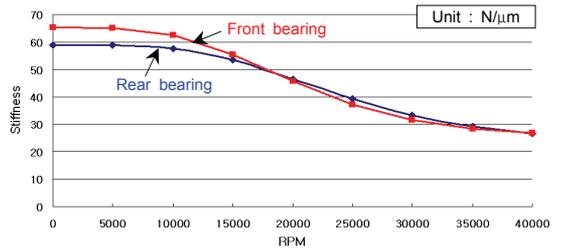


Fig. 8 Bearing stiffness

$$\lambda_i = \sigma_i + i\omega_i
 \tag{8}$$

식 (8)의 허수부인 ω_i 는 휘돌림 진동 속도를 나타내며, σ_i 는 댐핑 계수를 나타낸다. 이때, N 차의 위험 속도는 N 배수의 기본 회전주파수 성분 ($\Omega_{excitation} = N\Omega_{ref}$)과 회전 시스템의 각 차수 휘돌림 진동 속도들과 일치하는 곳이다. 이 연구에서는 터보 블로워의 회전 동특성을 분석하기 위하여 유한요소 해석을 이용하였으며, 베어링 및 베어링 지지부 강성을 구현하기 위하여 각각 2차원 및 1차원 스프링 요소를 사용하였다. 베어링의 강성은 회전 속도에 따라 감소된다. 따라서, Fig. 8과 같이 회전 속도에 따른 베어링의 강성 변화를 고려하여 스프링 요소를 모델링 하였다.

4. 터보 블로워의 구조적 진동 특성 분석

4. 1 진동 해석 모델의 구성

터보 블로워의 구조적 진동 특성을 분석하기 위하여 Fig. 9와 같이 유한요소 모델을 구성하였다. 유한요소 모델은 rotor ass'y, 모터 케이스 및 스테이터(stator), 전/후방 베어링 지지부, 볼루트, 디퓨저 등의 케이스로 구성되어 있으며 재질은 알루미늄이다. 모터 스테이터(stator)는 강판의 적층으로 결합된 코어(core)와 필드 코일(field coil)로 구성되어 횡방향 및 종방향의 물성이 다른 특징을 보인다. 따라서, 이러한 특성을 고려하기 위하여 이 연구에서는 이방성 물질로 가정 하였다⁽⁴⁾. 차량 프레임으로의 진동 전달을 감소시키기 위한 고무 부싱은 전후, 좌우, 상하 방향의 강성을 1차원 스프링 및 댐퍼 요소를 조합한 spring-dashpot 직렬 모델로 구성하였다. 마지막으로, 터보 블로워 조립 조건은 RBE 요소를 이용하여 구현하였다.

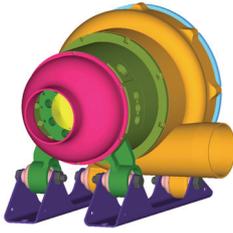


Fig. 9 Turbo blower FEA model



Fig. 10 Turbo blower modal geometry

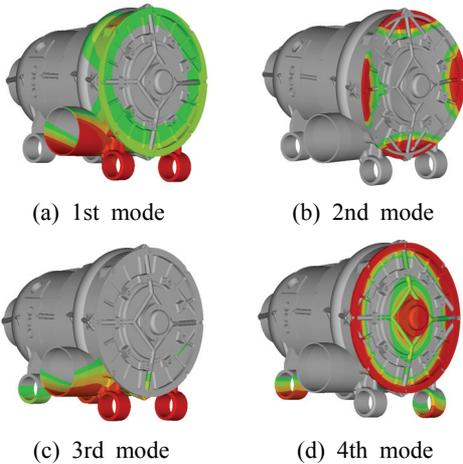


Fig. 11 Turbo blower vibration mode shape

이 연구에서는 식 (9)와 같은 MAC(modal assurance criterion)를 통해 해석 및 시험 결과의 근사 정도를 평가할 수 있다. 여기서 ϕ_n 는 실험적 모드 해석을 이용하여 산출한 i 번째 모드 벡터이며, ϕ_j 는 유한 요소 해석을 이용하여 산출한 j 번째 모드 벡터를 의미한다. MAC의 값은 0과 1사이의 값을 가지며, 0에 근접할수록 두 모드 사이의 연관성은 적어지며, 1에 근접할수록 두 모드 사이의 연관성이 높다는 것을 의미한다. 즉, 실험적 모드 해석 결과와 유한요소 해석 결과를 MAC을 통하여 상관 관계를 분석할 수 있다. 이 연구에서는 진동 모드

Table 1 Bearing vibration characteristics

	Rear	Front
FTF	0.42	0.43
BSF	2.80	3.15
BPFO	5.42	6.39
BPMI	6.39	8.61

형상의 변화를 충분히 표현 할 수 있도록 25개의 가속도 측정 지점을 이용하여 Fig. 10과 같은 모달 시험 형상(modal test geometry)을 구성하였다. 2000 Hz 대역까지 발생하는 1~4차 진동 모드는 Fig. 11과 같으며, MAC값은 각각 0.61, 0.68, 0.6, 0.78이다. 이러한 결과를 통해 해석 모델의 신뢰성을 확인할 수 있다.

$$MAC(\phi_n, \phi_j) = \frac{\|\phi_n^T \phi_j\|}{(\phi_n^T \phi_n)(\phi_j^T \phi_j)} \quad (9)$$

4.2 베어링 진동 특성

이 연구에서 사용된 저널 베어링은 고속 볼 베어링으로 마찰 손실이 작고 수명이 긴 특성으로 인해 회전 기계에 널리 사용되고 있다. 베어링은 크게 내륜(inner race), 외륜(outer race), 전동체(rolling element), 케이지(cage)로 구성되어 있으며, 각각의 고유한 고유주파수를 가지고 충격을 받을 때마다 진동을 하게 된다. 볼 베어링의 일반적인 진동 성분은 FTF(fundamental train frequency), BSF(ball spin frequency), BPFO(ball pass frequency of outer race), BPMI(ball pass frequency of inner race)등으로 구성된다⁽⁵⁾. 이러한 특성은 베어링 결함 발생 시, 베어링 진동에 의한 소음 및 진동은 터보 블로워의 동적 특성에 큰 영향을 준다.

5. 동특성 시험 장치의 구성

터보 블로워의 동특성 분석을 위해 Fig. 12와 같이 시험 장치를 구성하였다. IDLE 및 가속 작동 특성 분석을 위하여 Fig. 12(a)와 같이 전/후방 소음 및 가속도를 측정하였으며, 저주파수 대역의 동특성 분석을 위하여 Fig. 12(b)와 같이 ED shaker를 이용한 1g 정현파 강제 진동 시험(sine sweep test)을 진행하였다.

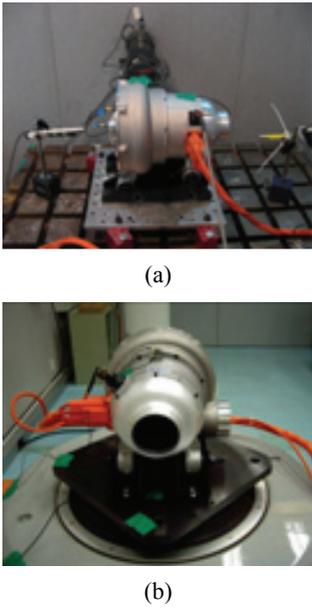
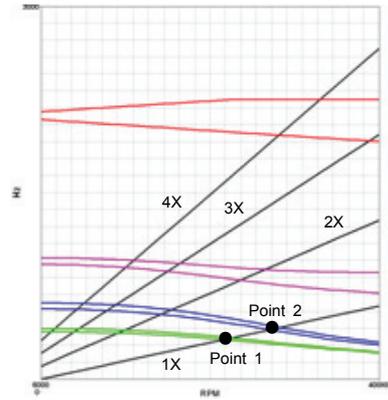


Fig. 12 Experimental setup

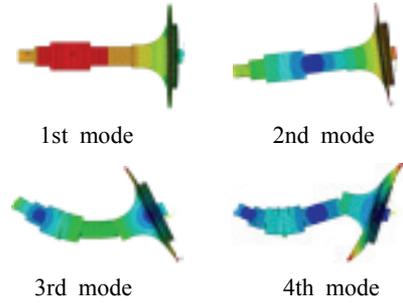
6. 결과 및 고찰

이 연구에서 사용된 rotor ass'y는 ISO 밸런싱 등급 G2.0의 불평형 질량이 존재한다. 이러한 불평형 질량은 1X(회전 1배수) 진동을 발생시킨다. 유한요소 해석을 통하여 도출된 Campbell diagram은 Fig. 13과 같이 강체 1,2차 진동 모드, 1차 축 굽힘 진동 모드, 2차 축 굽힘 및 임펠러 굽힘 혼합 진동 모드가 순차적으로 발생하였다. 회전 속도에 증가에 따른 베어링 강성 변화는 1,2,3차의 휘돌림 진동 속도를 감소시키며, 4차 진동 모드는 회전 속도의 증가에 따라 임펠러에 의한 gyroscopic 모멘트의 영향을 크게 받음을 알 수 있다. 1X 진동에 의하여 강체 1,2차 진동 모드에 의한 위험 속도는 point 1,2에서 발생한다. Fig. 14의 터보 블로워 가속 진동 및 소음 측정 결과, 터보 블로워의 주요 소음은 1X 진동에 의해 발생하며, 진동 및 소음이 point 1,2에서 급격히 증가하였다. 해석 및 시험 결과, point 1,2의 속도와 point 3,4의 속도가 각각 일치하므로 1,2차 강체 진동에 의한 소음이 발생하리라 판단된다.

터보 블로워의 idle 구동 후방 소음 및 진동 특성은 Fig. 15와 같으며, 주요 소음 및 진동은 point 5 주파수 대역에서 발생하였다. 해석 및 시험 결과를

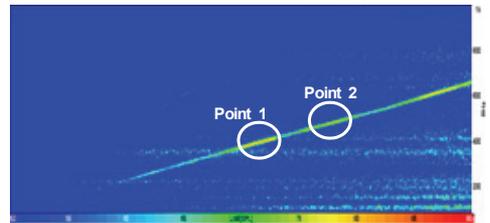


(a) Campbell diagram



(b) Mode shape

Fig. 13 Rotor dynamic analysis results



(a) Noise



(b) Vibration(motor case)

Fig. 14 Turbo blower RPM sweep test results

통해, 소음 및 진동은 후방 베어링 BSF 4차 진동 주파수와 Fig. 16 후방 베어링 지지부(rear support)

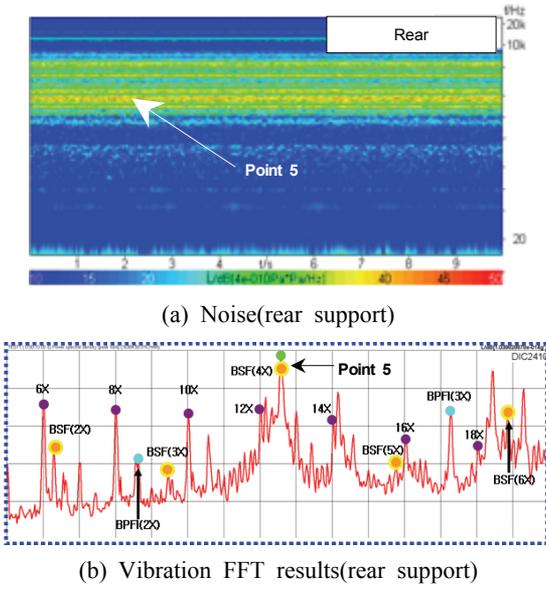
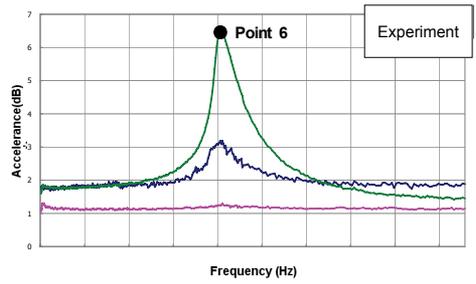
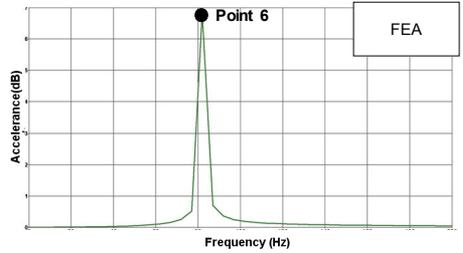


Fig. 15 Turbo blower idle RPM test results



(a) Experiment



(b) FEA result

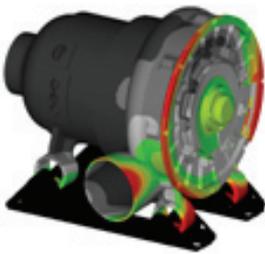
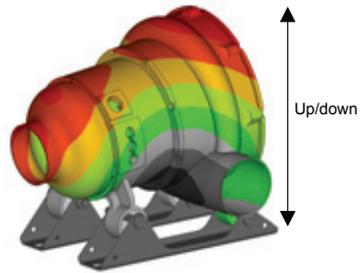


Fig. 16 Rear support vibration mode(1st mode)



(c) Mode shape(point 5)

Fig. 17 1g sine sweep test results(up/down)

전후 방향 진동 모드의 공진 현상으로 인해 발생하리라 판단된다.

터보 블로워의 차량 프레임 장착 시, 상하 방향 저주파수 진동은 차량 IDLE NVH 성능에 큰 영향을 준다. 따라서, 이 연구에서는 1g 정현파 가진 시험(1~300 Hz) 및 해석을 통하여 터보 블로워 상하 방향 동적 특성을 분석하였으며, 그 결과는 Fig. 17과 같다. 정현파 가진 시험 결과, 모터 상단의 가속도는 비교적 저 주파수대역인 point 6에서 급격히 증가하였다. 유한요소 해석 결과에서도 동일한 주파수 대역에서 가속도의 급격한 증가 현상이 발생하였으며, 터보 블로워의 상단에서 집중 변위가 발생하였다. 이러한 현상은 상대적으로 낮은 고무 부싱의 강성으로 인한 상하 방향 공진 현상이 원인이라 판단된다.

7. 결 론

이 연구에서는 유한요소 해석 및 시험을 통하여 FCEV 터보 블로워의 동적 특성을 분석하였다. 회전 속도에 따른 BLDC 모터의 회전자와 임펠러의 안정성을 평가하기 위하여 유한요소 해석 모델을 구성하였다. 이후, 원심력에 의한 인장력 및 열간 압입에 의한 압축 응력의 구조적 안정성을 분석하였다. 터보 블로워의 회전 동특성을 분석하기 위하여 회전 지지부 및 베어링 강성을 고려한 유한요소 모델을 구성하여 Campbell diagram을 도출하였다. 터보 블로워의 가속 소음 및 진동 측정 결과와의 비교 분석을 통해 1,2차 강체 진동에 의한 소음 및 진동 발생을 확인하였다. 또한, 후방 베어링 지지부의

진동 모드와 베어링 진동 성분의 공진 현상으로 인한 소음 발생을 확인하였다. 마지막으로, 정현파 가진 시험 및 해석을 통하여 고무 부싱의 강성으로 인한 터보 블로워의 상하 방향 공진 현상을 확인하였다. 향후, 터보 블로워의 구조적 방사 소음 특성에 관한 연구를 진행할 예정이다.

후 기

이 연구는 저가형 고효율 고품자 전해질형 연료전지 시스템 실용화 기술 개발 사업의 지원에 의하여 수행되었으며, 관계자 여러분께 깊은 감사드립니다.

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. B., 1983, Mechanical Analysis and Design, Elsevier, NewYork.

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

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

(5) Lee, Y. K., Lee, S. H., Jung, I. K., Cha, C. H. and Han, H. S., 2006, Bearing Vibration and Fatigue Life Analysis According to Fitting between Ball Bearing and Housing with Geometrical Errors, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 5, pp. 441~451.