항공기용 하니콤 트림판넬의 능동제어

Active Control of Honeycomb Trim Panels for Aircrafts

홍진숙† · S. J. Elliott* · 정의봉**

Chinsuk Hong, Stephan J. Elliott and W. B. Jeong

Key Words : Active Control(능동제어), Local Feedback(국부 되먹임), Interior Cabin Noise(기내소음), Honeycomb Panel Trim Panel (하니콤 트림 판넬)

ABSTRACT

This paper summarises theoretical and experimental work on the feedback control of sound radiation from honeycomb panels using piezoceramic actuators. It is motivated by the problem of sound transmission in aircraft, specifically the active control of trim panels. Trim panels are generally honeycomb structures designed to meet the design requirement of low weight and high stiffness. They are resiliently-mounted to the fuselage for the passive reduction of noise transmission.

Local coupling of the closely-spaced sensor and actuator was observed experimentally and modelled using a single degree of freedom system. The effect of the local coupling was to roll-off the response between the actuator and sensor at high frequencies, so that a feedback control system can have high gain margins. Unfortunately, only relatively poor global performance is then achieved because of localisation of reduction around the actuator. This localisation prompts the investigation of a multichannel active control system. Globalised reduction was predicted using a model of 12 channel direct velocity feedback control. The multichannel system, however, does not appear to yield a significant improvement in the performance because of decreased gain margin.

1. 서 론

항공기의 기내소음이 승객의 안락도(passenger comfort)에 직접적으로 영향을 미치므로 설계시 이에 대한 대책을 수립하는 것은 매우 중요하다[1,2]. 엔진, 프로펠라, 젯트를 비롯하여 동체주위의 유동 등 다양한 원인으로 높은 소음이 발생한다[3,4,5]. 이들로부터 발생한 대부분의 진동 및 소음은 동체를 거쳐 트림판넬을 통해 기내로 전달된다. 기내소음을 감소 시키기 위해, 공기중소음(airborne noise)의 경우는 방음벽(barrier), 흡음재(absorption materials)등을 이용하고 구조전달소음(structure-borne noise)의 경우는 진동차단재(vibration isolators) 및 감쇠재(damping materials)를 이용한다. 소음 감소를 위한 소요비용 및 요구 중량에 대한 조건을 만족하기 위한 최적의 성능은 공기중 소음과 구조전달소음을 동시에 감소시키는 노력이 요구된다. 그러나 이들 고전적인 방법은 저주파대역에서 그 성능을 기대하기 어렵다. 특히 항공기 설계시 수동적 소음 감소기술(passive treatments)이 저주파 대역에서 성능을 얻기 위해 필요한 중량 증가는 수용하기 힘든 사항이다. 항공기 실내소음의 주요 음원에 대한 분류[6,7,8,9,10] 및 공기중소음의 전달경로 및 구조전달소음의 전달경로에 대한 규명[8,9,10,11,12]에 대한 연구결과로부터, 수동적 소음 감소기술의 성능과 제한사항에 대해 잘 알려져 있다[13,14].

승객의 안락도는 저주파대역 소음에도 여전히 심각한 영향을 받으므로 이들 저주파 대역의 소음을 능동적인 방법(active control)으로 제어하는 연구가 활발히 진행되어 왔다[3,4,15,16]. 항공기 실내소음의 초기 능동제어 기법은 능동소음제어(active noise control : ANC)를 기반으로 수행되었고 이어 능동진동제어(active vibration control : AVC) 및 능동구조음향제어(active structural acoustic control : ASAC)로 발전하였다. 능동진동제어기법과 능동구조음향제어기법은 소규모로 광역의 소음제어(global noise reduction)가 가능한 것으로 알려져 있다. 그러나 이들 두 방법은 항공기 동체를 가진할 액추에이터(actuator)가 필수 구성품으로 이들이 구조 피로(fatigue)를 유발시키는 요인이 되었다. 이 문제를 피하기 위해 액추에이터를 기내와 접해 소음전달 경로가 되는 보조 구조물에 설치하는 방안을 연구하게 되었다. 가장 널리 활용하는 보조구조물은 트림판넬(trim panel)이다.

항공기용 트림판넬은 탄성마운트(resilient mount)로 동체와 연결되어 있으며 경량의 고강도 설계조건[17,18]을 만족하기 위해 하니콤구조(honeycomb structure)를 채택하고 있다. 같은 이유

† 책임저자; 부산대학교 기계공학부
E-mail : cshong@pusan.ac.kr
Tel : (051) 510-3088, Fax : (051) 517-3805

* Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton

** 부산대학교 기계공학부

로 하니콤구조는 자동차, 철도 및 수중운동체등 다양한 분야에서 이용되고 있다. 그러나 경량의 고강도 조건은 진동 및 소음전달의 수동적 특성을 악화시키며 부가적인 수동적 감소기술은 매우 제한적일 수 밖에 없다.

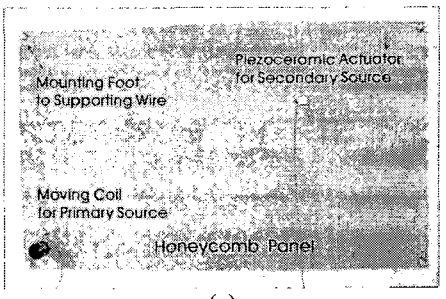
본 연구는 탄성마운트로 지지된 하니콤 구조물의 능동제어로서 항공기용 트림판넬의 능동진동소음제어를 위한 기초연구이다. 실제 항공기용 트림판넬은 창문 및 보강 틀 등이 포함된 복잡한 기하학적 형상을 갖고 있으나 본 연구에서는 경량의 고강도 특성을 가진 하니콤 평판을 대상으로 하였다.

2. 능동 하니콤 판넬 시스템

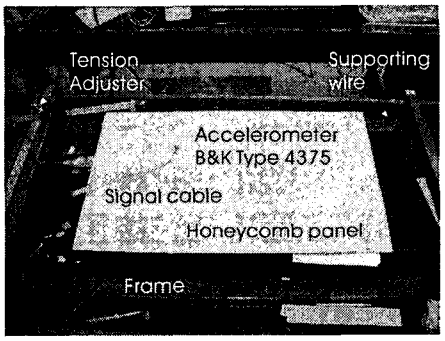
본 연구에서 다룰 능동 하니콤 판넬 시스템을그림 1 에서 보이고 있으며 탄성지지된 하니콤 판넬과 피에조 세라믹 액추에이터 및 가속도계로 구성되어 있다. 가속도계는 액추에이터가 부착된 반대편 중앙에 설치되어 있다. 하니콤 판넬의 기하학적 형상을 나타내는 각 변의 길이, 하니콤 구조의 두께 및 표면층의 두께와 기계적 특성을 표 1 에서 보이고 있다. 피에조세라믹 액추에이터가 그림 1(a)에서 보인바와 같이 판넬의 좌측하단을 기준으로 $(0.7L_x, 0.7L_y)$ 의 위치에 하니콤 판넬의 하부 표면에 부착되어 있다. 피에조세라믹 액추에이터의 크기는 $13\times13\text{mm}^2$ 이고 그 두께는 1 mm 이며 질량은 1.3g 이다. 액추에이터가 부착된 위치의 반대면 중앙부에 가속도계가 부착되어 있어며 사용한 가속도계는 B&K Type 4375 로서 그 질량은 2.5g 이다. 하니콤 판넬을 지지하는 탄성마운트는 장력을 받는 강선(tensioned wire)로 그림 1(b)에서 보인 바와 같이 구현하였고 강선의 탄성이 판넬의 코너 4 점에 전달되도록 하기 위해 연결 다리를 $(0.01,0.01)$, $(L_x-0.01,0.01)$, $(L_x-0.01,L_y-0.01)$ 와 $(0.01,L_y-0.01)$ 에 그림 1(a)에서 보인 바와 같이 설치하였다. 판넬에 교란을 가하기 위해 moving coil actuator 를 그림 1(a)에 보인 바와 같이 설치하였으며 가능한 한 많은 모드를 가진 할 수 있게 하기 위해 코너에 가까이 $(0.05,0.05)$ 에 설치하였다.

3. 이론모델

이론모델은 하니콤 판넬에 대한 등가판넬과 마운트, 센서 및 액추에이터에 의한 스프링-댐퍼 및 질량의 조합으로 이루어 져있다. 그림 2 에 이 등가모델을 나타내었다. 판넬에 교란을 가하기 위해 사용한 moving coil 과 피에조세라믹 액추에이터/가속도계 센서에 의한 집중 질량효과를 고려하였다. 경량화된 하니콤 구조물이 부가된 질량들을 무시



(a)



(b)

Fig. 1. Resiliently-mounted honeycomb panel under a single channel active feedback control system. (a) the panel under the test having plastic feet at the corners, the coil for the primary source at (0.05, 0.05) and sensor/piezoceramic actuator at $(0.7L_x, 0.7L_y)$ and (b) panel system

Table 1. Parameters of the resiliently-mounted honeycomb panel

Notation	Unit	Value	Description
L_x	m	0.7	length of the panel
L_y	m	0.4	width of the panel
h_s	mm	0.5	thickness of the panel
h_c	mm	3.0	thickness of the panel
ρ	kg/m^3	253.5	average density of the panel
$\rho^{(s)}$	kg/m^3	507	density of the skin
$\rho^{(c)}$	kg/m^3	169	density of the core
M	kg	0.212	Mass of the panel
E	Pa	14.8×10^9	Young's modulus
ν	-	0.3	Poisson's ration

할 수 없을 만큼 가볍기 때문이다. 또한, 피에조세라믹 액추에이터/가속도계 센서가 본 연구에서와 같이 판넬의 반대면에 마주보게 설치되어 있을 때 두 질량과 사이에 있는 하니콤 구조물의 두께방향 강성이 연성되어 국부적인 공진형상이 발생하게 된다[19,20]. 이 현상을 이론모델에 1 자유도계로 모델링 하였다[19].

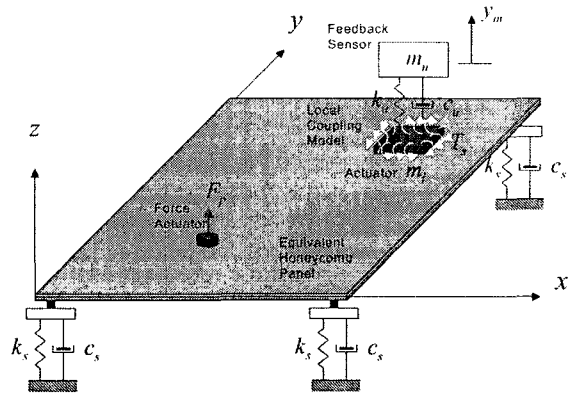


Fig. 2. Simplified theoretical model consisting of the equivalent honeycomb panel, the lumped masses due to sensors such as accelerometers and force transducers, and the local coupling model

하니콤 판넬은 고전판이론(classical plate theory, CLPT)[21]을 이용하여 정식화 하였다. 하니콤 판넬의 각 층은 균일한 재료이고 전단변형과 회전관성을 무시할 수 있다고 가정하여 등가의 판에 대한 지배방적식은 다음과 같이 표현하였다.

$$D_{11}\left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4}+2\frac{\partial^4 w}{\partial^2 x\partial^2 y}+\frac{\partial^4 w}{\partial^4 y}\right)+I_0\frac{\partial^2 w}{\partial t^2}=q(x,y,t) - \frac{\partial T_{xx}(x,y,t)}{\partial x}-\frac{\partial T_{xy}(x,y,t)}{\partial y} - \frac{\partial T_{xy}(x,y,t)}{\partial x}-\frac{\partial T_{yx}(x,y,t)}{\partial y}, \quad (1)$$

여기서 T_{xx}, T_{yy}, T_{xy} 와 T_{yx} 는 피에조세라믹 액추에이터에 의해 발생되는 가진력이며 I_0 는 다음과 같이 주어진다.

$$I_0=\rho^{(c)}h_c+\rho^{(s)}h_s \quad (2)$$

그리고 등가 굽힘강성은 식(3)과 같이 표현할 수 있다[17].

$$D_{11}=\frac{E}{(1-\nu^2)}\left(\frac{h_c^2h_s}{2}+h_ch_s^2+\frac{2h_s^3}{3}\right) \quad (3)$$

제어 모멘트를 생성하는 피에조세라믹 액추에이터가 등방성의 성질을 갖고 있을 경우, $T_{xx}=T_{yy}$ 이고 $T_{xy}=T_{yx}=0$ 이다. $q(x,y,t)$ 은 교란력을 포함한 마운트, 집중 질량 및 국부연성에 의한 1 자유도계와 판넬 사이의 상호작용력을 표현하고 있다. 따라서,

$$q(x,y,t)=F_p(x,y,t)+F_s(x,y,t)+F_m(x,y,t)+F_a(x,y,t), \quad (4a)$$

여기서, moving coil 을 이용하여 생성한 교란력은

$$F_p(x,y,t)=F_p\delta(x-x_p,y-y_p), \quad (4b)$$

이며, 마운트, 집중 질량 및 국부연성에 의한 1 자유도계와 판넬 사이의 상호작용력은 각각 다음과 같이 표현된다.

$$F_s(x,y,t)=\sum_{i=0}^{N_s}\left\{k_s^{(i)}w(x_s^{(i)},y_s^{(i)},t)+c_s^{(i)}\frac{\partial w(x_s^{(i)},y_s^{(i)},t)}{\partial t}\right\} \quad (4c)$$

$$F_m(x,y,t)=\sum_{i=0}^{N_m}m_l^{(i)}\frac{\partial^2 w(x_a^{(i)},y_a^{(i)},t)}{\partial t^2} \quad (4d)$$

$$F_a(x,y,t)=\sum_{i=0}^{N_a}[k_u^{(i)}\{y_m^{(i)}-w(x_a^{(i)},y_a^{(i)},t)\} + c_u^{(i)}\left\{\dot{y}_m^{(i)}-\frac{\partial w(x_a^{(i)},y_a^{(i)},t)}{\partial t}\right\}], \quad (4e)$$

여기서 N_s, N_m 및 N_a 는 마운트, 집중질량 및 1 자유도계의 수를 나타내며 $y_m(x,y,t)$ 는 m 번째 1 자유도계의 질량부의 변위를 나타낸다. 판넬위에 놓인 1 자유도계의 지배방정식은 다음과 같다.

$$m_u^{(i)}\ddot{y}_m^{(i)}+c_u^{(i)}\dot{y}_m^{(i)}+k_u^{(i)}y_m^{(i)}=c_u^{(i)}\frac{\partial w(x_a^{(i)},y_a^{(i)},t)}{\partial t} + k_u^{(i)}w(x_a^{(i)},y_a^{(i)},t) \quad i=1,2,3,\cdots,N_a. \quad (5)$$

식(1)과 식(5)를 연립하여 보의 변위 및 1 자유도계의 질량부 변위를 구할 수 있다. 본 연구에서는 보의 거동을 자유단 평판(freely-supported plate)의 모드[24,25,26]의 중첩으로 가정하여 다음과 같은 matrix 방정식을 얻을 수 있다[19].

$$\left[-\omega^2\mathbf{M}_{gg}+j\omega\mathbf{D}_{gg}+\mathbf{K}_{gg}\right]\mathbf{w}_g=\mathbf{f}_g, \quad (6)$$

여기서 첨자 g 는 일반화된 좌표계에 대한 matrix, 와 vector 임을 의미하며 하니콤 판넬에 대해서는 모드 좌표계(modal coordinate system)에 대하여 표현되었고 1 자유도계와 집중요소들은 물리 좌표계(physical coordinate system)에 대하여 표현되었다. 각 matrix 및 vector 의 자세한 표현은 참고문헌[19]에서 찾아 볼 수 있다.

3.1. 탄성지지된 판넬의 동적거동

식(6)으로부터 탄성지지된 하니콤 판넬의 고유진동해석을 수행하기 위해 다음과 같은 고유치 문제를 얻었다.

$$\left[-\omega^2\mathbf{M}_{gg}+\mathbf{K}_{gg}\right]\mathbf{w}_g=0, \tag{6}$$

고유진동수는 식(6)이 $\mathbf{w}_g$ 가 영이 아닌 해를 갖기 위한 조건으로부터 얻을 수 있고 고유모드는 식(7)과 같이 표현된다.

$$\Theta_{g.pq}=\sum_m\sum_n w_{g,mn}^{(pq)}\Theta_{mn}, p,q=1,2,3, \tag{7}$$

여기서 $\Theta_{g.pq}$ 는 집중요소(lumped elements)를 가진 판넬의 (p,q)차 고유모드이고, $w_{g,mn}^{(pq)}$ 는 (p,q)차 고유모드를 표현하는 (m,m)차 자유단 판넬 고유모드의 계수이다. 그리고 Θ_{mn} 는 (m,m)차 자유단 판넬 고유모드 이다..

그림 3 은 탄성마운트의 강성에 따른 고유진동수의 변화를 보이고 있다. 탄성마운트의 강성은 $\kappa=k_s\times L_x^3/(EI)$ 로 판넬의 x 방향 굽힘 강성에 대하여 무차원화하여 나타냈으며 $\kappa=10^{-4}$ 에서 $\kappa=10^6$ 의 범위에서 계산하였다. 점선과 일점 쇄선으로 표시된 두 직선은 판넬을 강체로 가정하였을 때의 고유진동모드로서 상하병진 모드에 대한 $\sqrt{4k_s/M}$ 와 한쌍의 회전모드인 $\sqrt{12k_s/M}$ 을 나타내고 있다. 마운트의 강성이 0 으로 근접하면 판넬은 자유단 평판으로 거동하고 그 강성이 계속 증가하여 무한대가 되면 4 점에서 단순지지(simply supported)된 평판으로 거동하게 된다. 그림 3 으로부터 판넬의 저차 모드가 고차 모드에 비해 마운트와 쉽게 동역학적으로 연성됨을 알 수 있다. 예를 들어 처음 3 개의 모드를 보면 무차원 강성이 100 이하에서 강성이 증가함에 따라 그 특성이 급격히 변하고 있음을 알 수 있으나 고차모드들은 이 강성의 영역에서 자유단 평판의 거동을 지속한다. 이 모드들의 동역학적 특성이 변하는 구간의 마운트 강성이 고차모드로 갈수록 증가함을 볼 수 있다. 또, 저차모드의 경우 무차원 강성이 1000 이상에서 단순지지 판넬의 거동을 한다. 그리고 모드는 무차원 강성이 1 인 상태를 기점으로 완전한 강체의 거동에서 탄성체의 거동으로 변환됨을 보이고 있다.

3.2. 탄성마운트의 강성

탄성마운트의 강성은 피에조세라믹 액추에이터를 사용한 능동제어시스템의 안정성 및 성능에 심각한 영향을 미친다[22]. 그러나, 마운트는 실제 수동적인 방법으로 소음 및 진동을 감소시키기 위해 설계 되어져있다. 항공기 트림판넬의 경우 마운트의 강성은 상하병진 강체모드의 고유주파수가 판넬의 첫 번째 탄성체 모드 주파수의 반 보다 작도로 설계 되어진다[23]. 그림 4 는 본 연구에서 사용하는 하니콤 판넬에 대하여 항공기 트림판넬에 대한 마운트 설계조건을 적용하여 마운트의 강성을 결정하는 과정을 보이고 있다. 그림 4 에서 실선은 첫 번째 탄성체 모드 주파수가 마운트의 강성에 따른 변화를 보이고 있고, 일점 쇄선과 파선(dashed line)은 상하병진 모드 주파수와 이것의 2 배가 강성에 따른 변화를 각각 보이고 있다. 항공기 트림판넬용 마운트 설계 방법에 따라 본 연구에서 마운트의 강성을 수직파선으로 표시된 바와 같이 $\kappa=4$ 로 선정하였다.

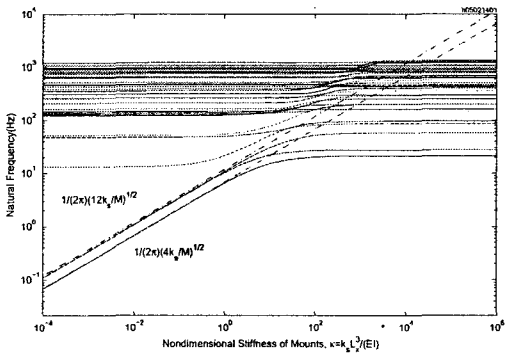


Fig. 3. Variation of the natural frequencies with the stiffness of the mounts at the corners. The dotted line indicates the variation of the spring-mass resonance, $\sqrt{4k_s/M}$, and the dot-dashed line indicates the approximated natural frequencies of the two rotational modes, $\sqrt{12k_s/M}$

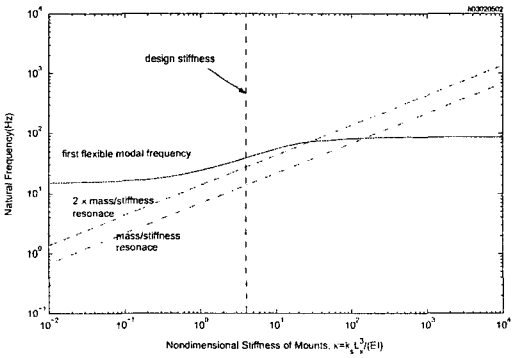


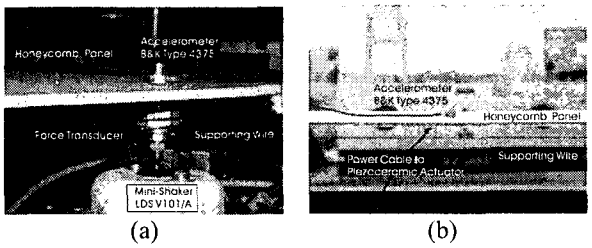
Fig. 4. Design of resilient mounts for aircraft trim panels. The stiffness of the mounts selected for this study is $\kappa=4$.

3.3. 국부연성과 그 효과

본 절에서는 하니콤 판넬을 사이에 두고 부착된 센서와 액추에이터에서 발생하는 국부연성 현상을 실험적으로 계측하고 이것이 능동 하니콤 판넬의 동적거동에 미치는 영향을 고찰하였다. 먼저 센서가 설치된 이면에 그림 5(a)와 같이 가진기(force actuator)를 설치하고 그 응답을 측정하였다. 그리고 가진기 위치에 그림 5(b)에서 보인 바와 같이 피에조 액추에이터를 설치하여 이면 중앙점의 응답을 계측하였다. 이들 두 경우에 대하여 그림 2 에서 보인 모델을 이용하여 각각의 응답을 계산하였다. 국부연성 모델인 1 자유도계 모델의 질량은 가속도계의 질량이고, 강성 및 감쇠계수는 두 면사이의 전달률을 측정하여 결정하였다 [19].

그림 6 은 가진기를 사용한 경우에 대한 주파수 응답함수의 측정치와 예측치를 비교하여 보이고 있다. 실선은 계산 결과이고 파선은 실측한 결과로서 두 결과가 잘 일치하고 있음을 보이고 있다. 공진특성을 명확히 보이고 있는 대역인 100Hz 이하 저주파 대역에서는 비교적 좋은 일치를 보이고 있으나 100Hz 에서 2kHz 사이의 대역에서는 평균적으로만 잘 일치한다. 이는 하니콤 구조에서 나타나는 전단변형과 회전관성의 영향으로 실측치에서 공진현상이 낮은 주파수에서 일어나기 때문인 것으로 판단된다. 2kHz 이상의 고주파 대역에서는 하나의 명확한 공진으로 특성화 되는데 이것이 센서 와 액추에이터의 국부적인 동적 연성현상으로 발생된 것으로 이론 모델로 정확히 예측하였다.

그림 7 은 피에조세라믹 액추에이터로 가진하였을 때의 주파수 응답함수를 보이고 있다. 20Hz 이하에서 큰 차이를 보이는 것은 비교적 작은 크기의 피에조세락믹 액추에이터의 나쁜 가진 성능으로 인하여 신호대 잡음비가 낮기 때문이다. 그 외 전반적인 경향은 가진기로 가진한 경우와 유사한 경향을 보이고 있고 국부연성에 의한 공진현상은 피에조세라믹 액추에이터를 이용하여 하니콤 판넬을 전단 가진 하였을 때 높은 감쇠효과가 발생하기 때문으로 생각된다.



(a) (b)

Fig. 5. Measurement of the response functions of the honeycomb panel supported by wire. (a) Point mobility function measurement using a minishaker. (b) Response function measurement using a piezoceramic actuator

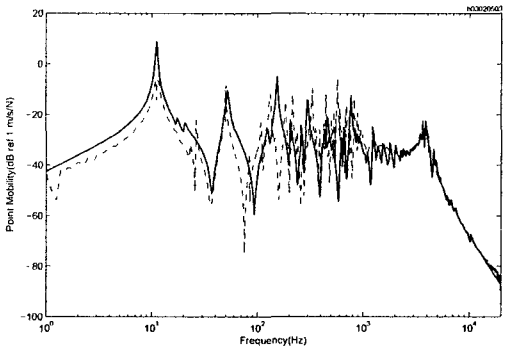


Fig. 6. Comparison of the measured point response function(dashed line) with the calculated(solid line) for the force actuator.

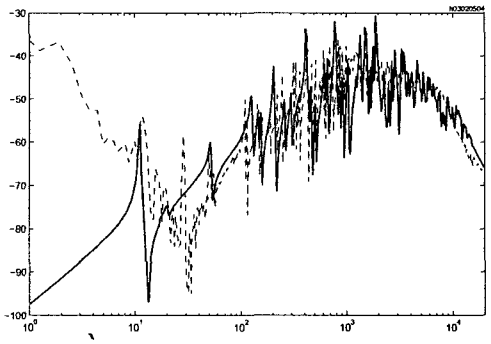


Fig. 7. Comparison of the measured response function(dashed line) with the calculated(solid line) for the piezoceramic actuator with an accelerometer on the opposite side of the honeycomb panel.

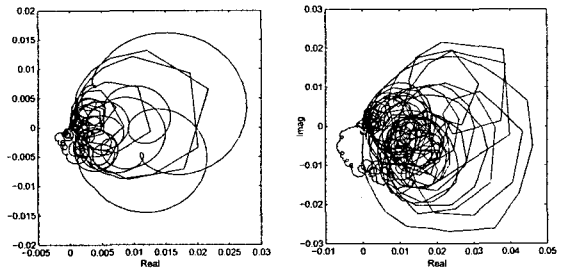
4. 속도 되먹임 제어(DVFC)

4.1. 장치 응답(plant responsse) 및 안정성

그림 7 에서 보인 주파수 응답함수는 피에조세라믹 액추에이터를 이용한 속도 되먹임 제어에서 장치응답에 해당된다. 액추에이터와 센서의 국부연성이 고주파 대역의 응답을 감소시키는 효과를 보였다. 이는 하니콤 판넬용 되먹임 제어기가 철판 또는 알루미늄 판과 같은 일반적인 구조물의 제어기의 경우보다 높은 이득여유를 갖도록 하였다[19]. 고전 판 이론을 이용하여 전단변형과 회전관성 효과를 무시한 하니콤 판넬의 이론 모델이 고주파 대역에서 국부연성효과에 의해 지배되므로 능동제어 시스템의 특성을 고찰하는데는 적합한 모델임을 알 수 있다.

그림 8 은 장치응답의 실측치와 예측치를 나

이키스트(Nyquist) 영역에 나타낸 것이다. 고주파 대역에서 위상이 주파수가 증가함에 따라 180° 로 근접하면서 서서히 증가하고 있는 것을 볼 수 있다. 이런 특성을 갖는 고주파 대역 응답은 제어계를 불안정하도록 하며 두 가지의 원인으로 발생된다. 첫째는 앞서 언급한 국부 연성으로 인하여 생기며 중심주파수의 $\sqrt{2}$ 배 보다 큰 주파수 대역에서는 응답의 크기를 감소시킨다. 두 번째는 피에조세라믹 액추에이터 가진점과 센서가 서로 다른 위치에 있어서 발생한다. 따라서 이 현상을 규명하는 주요 인자는 액추에이터의 크기가 된다.



(a) (b)

Fig. 8. Nyquist plot of the plant response up to 20kHz when the piezoceramic actuator is placed at $(0.7L_x, 0.7L_y)$ (a) Calculated (b) Measured

Nyquist 선도로부터 얻을 수 있는 최대 되먹임이득(maximum feedback gain)은 액추에이터/센서의 위치에 따라 변하게 된다. 그림 9 는 액추에이터/센서의 위치에 따른 최대 되먹임 이득의 변화를 보이고 있다. 최대 이득이 1000 이상이 되는 위치를 흰색으로 표시하였고 그 이하의 값은 회색의 명암으로 표시하였다. 그림 9 에서 최대 되먹임 이득의 최소값은 약 100 이다. 액추에이터의 위치가 판넬 외곽으로부터 판넬 폭의 25%보다 멀리 떨어져 있을 때 높은 이득을 가질 수 있다. 최대 이득을 표시한 분포가 판넬 상에 대칭으로 나타나지 않았으며 이는 판넬 위에 고정된 교란용 가진기의 영향인 것으로 판단된다.

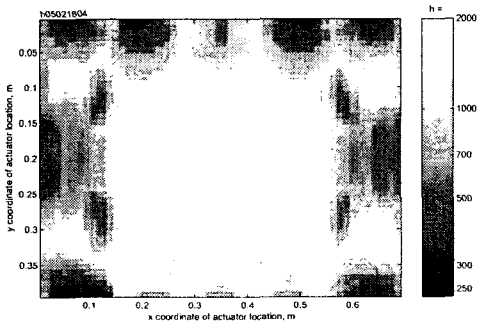
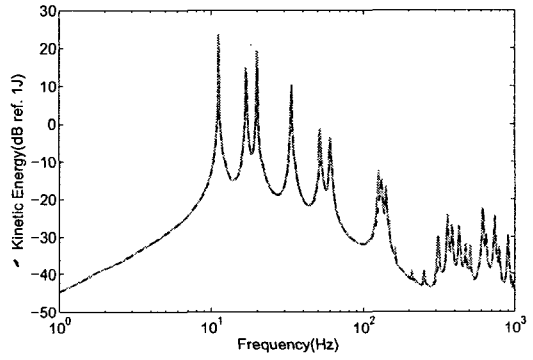


Fig. 9. Predicted variation of the maximum gain with the location of actuator

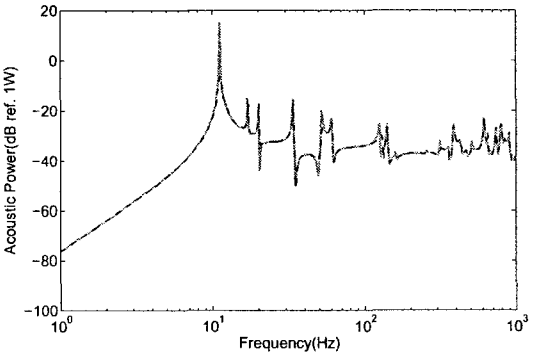
4.2. 제어 성능 해석

단일채널 피에조세라믹 액추에이터 및 가속도 센서를 이용한 하니콤 트림 판넬의 능동 진동 소음제어 성능을 총 운동에너지와 음향 방사파워로 예측하여 표시하였다. 총 운동에너지와 음향파워는 참고문헌 [19]에서 제안한 방법으로 계산하였다.

그림 10 은 그림 2 에서 보인 탄성지지된 하니콤트림 판넬의 능동제어 전후에 대한 총 운동에너지와 방사파워를 나타내었다. 능동제어시 되먹임 제어기의 이득은 1000 으로 하였고 이 때 1 차 모드에서 약 20dB 의 감소효과를 얻을 수 있었다. 그러나 이어 나타나는 회전 강체모드인 2 차 및 3 차 모드는 거의 제어되지 않았다. 이는 피에조세라믹 액추에이터가 $\kappa = 4$ 정도로 낮은 강성을 가진 마운트로 지지된 판넬을 가진할 경우 그 가진 성능이 매우 낮기 때문이다.

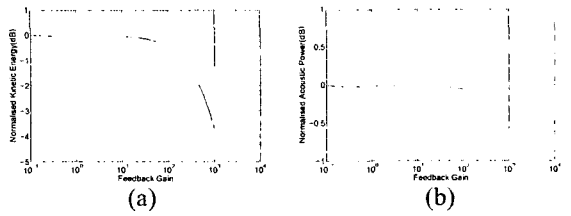


(a)



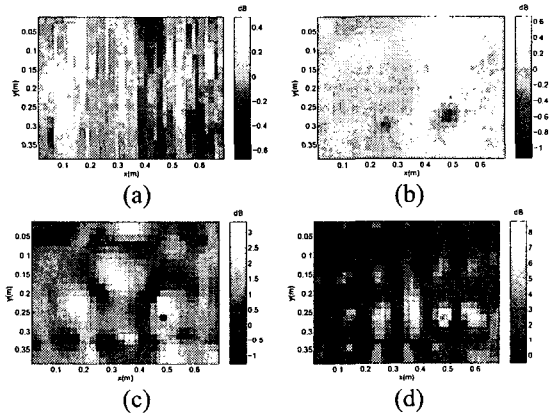
(b)

Fig. 10. Control performance of a resiliently-mounted ($\kappa = 4$) honeycomb panel disturbed by a concentrated force at $(0.05, 0.05)$ (solid line), and when subjected to the single channel direct feedback control with sensor/piezoceramic actuator at $(0.7L_x, 0.7L_y)$ with gain of 1000(dashed line). (a) Total kinetic energy, (b) total acoustic power.



(a) (b)

Fig. 11. Normilised control performance of a resiliently-mounted ($\kappa = 4$) honeycomb panel disturbed by a concentrated force at $(0.05, 0.05)$, and when subjected to the single channel direct feedback control with sensor/piezoceramic actuator at $(0.7L_x, 0.7L_y)$. The normalisation is carried out up to 1kHz. The vertical dashed line denotes the maximum gain. (a) normalised total kinetic energy, (b) normalised total acoustic power.



(a) (b) (c) (d)

Fig. 12. Measured reduction of the total velocity level distributions integrated at different bandwidths, (a)up to 25Hz, (b) 100 to 300Hz, (c) 300 to 500 Hz and (d) 500 to 800Hz, of the resiliently-mounted ($\kappa = 4$) honeycomb panel disturbed by a concentrated force at $(0.05, 0.05)$, and when subjected to the single channel direct feedback control with feedback gain of 225, using the piezoceramic actuator at $(0.7L_x, 0.7L_y)$. The square mark on the shading denotes the location of the piezoceramic actuator.

그림 11 은 총 운동에너지와 음향파워를 1kHz 까지 적분하여 주파수 영역에서 평균한 평균 운동에너지와 음향파워를 보이고 있다. 본 제어시스템은 최대 이득이 1000 으로 조건부 안정성을 보이므로 최대 성능이 제한된다. 최대 평균 운동에너지의 감소량은 4dB, 최대 평균 음향파워의 감소량은 0.5dB 를 보였다. 이들 제어 성능이 다소 낮은 것은 액추에이터/센서 쌍의 제어 영향 영역이 국소적으로 제한되기 때문인 것으로 판단된다. 이를 보이기 위하여 판넬 위의 속도분포를 레이즈 스캔닝 진동계(laser scanning vibrometer)를 이용하여 제어 전후에 대하여 측정하여 그 차를 주파수 대역별로 그림 12 에 나타내었다. 되먹임 제어시 되먹임 이득은 225 였다. 실험장치에서 이론에서 구한 최대 이득 1000 을 실현하지 못하였다. 그림 12 에서 보는 바와 같이 제어시스템에 의한 진동의 감소량이 주파수가 증가함에 따라 국부적으로 제한됨을 알 수 있었고 광역의 감소는 저주파 대역에서만 가능하였다.

5. 다채널 속도 되먹임 제어(DVFC)

단일채널 피에조세라믹 액추에이터 가속도 센서를 이용한 하니콤 트림판넬의 속도 되먹임 능동제어 시스템의 성능이 국부적으로 제한됨을 알았다. 이로부터 광역의 감소 성능을 얻기 위해 다채널 되먹임 제어 시스템을 구성하고 그 성능을 이론적으로 고찰하였다. 그림 13 에서 보인 바와 같이 12 채널의 액추에이터 센서를 고려하였다. 하니콤 판넬은 앞 절에서와 같이 CLPT 를 이용하여 등가의 판넬을 얻었고 각 액추에이터/센서 쌍은 1 자유도계 시스템으로 모델링하였다. 본 다채널 되먹임 제어시스템의 안정성과 성능은 그림 14 에서 보인 block diagram 을 기초로 한 상태공간 방정식으로 표현하고 계산하였다.

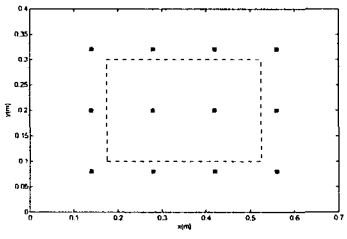


Fig 13. Actuator-sensor pair locations of 12 channel direct velocity feedback control system. The dashed box is range of high stable feedback gain of individual sensor-actuator pair shown in Figure 9

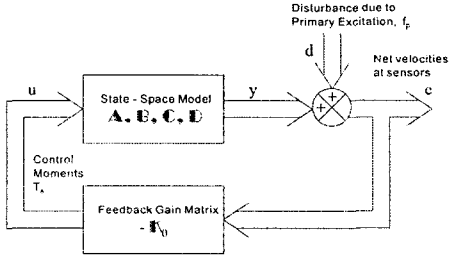


Fig. 14. Block diagram of the multichannel output feedback control system.

상태공간 방정식에서 안정성은 system matrix 의 고유치로 판단할 수 있다[16]. 고유치의 허수부는 시스템의 고유진동수에 해당되고 실수부는 각 모드의 감쇠율에 해당된다. 따라서 시스템의 고유치의 모든 실수부가 음수이면 시스템은 안정하다.

그림 15 는 되먹임 이득이 50, 100 그리고 200 일 때 시스템의 고유치를 나타낸 것이다. 위 그림은 시스템의 모든 pole 을 나타냈으며 아래 그림은 저차 불안정 모드의 거동을 잘 보이게 하기 위해 확대하여 보이고 있다. 그림 15 로부터 이 경우의 최대 되먹임 이득은 약 120 정도 임을 알 수 있다. 다채널의 경우 최대 되먹임 이득이 약 120 으로 단일 채널일 때의 1000 에 비해 매우 낮음을 알 수 있다. 이것은 각 채널간의 상호작용으로 생기는 위상지연 때문인 것으로 생각된다

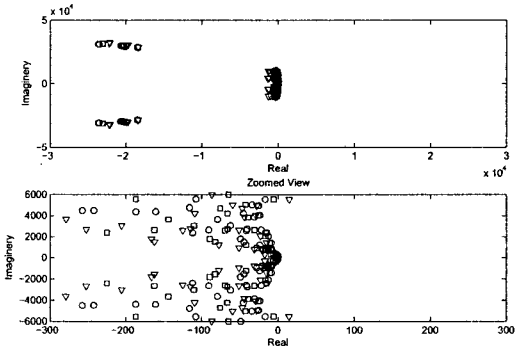
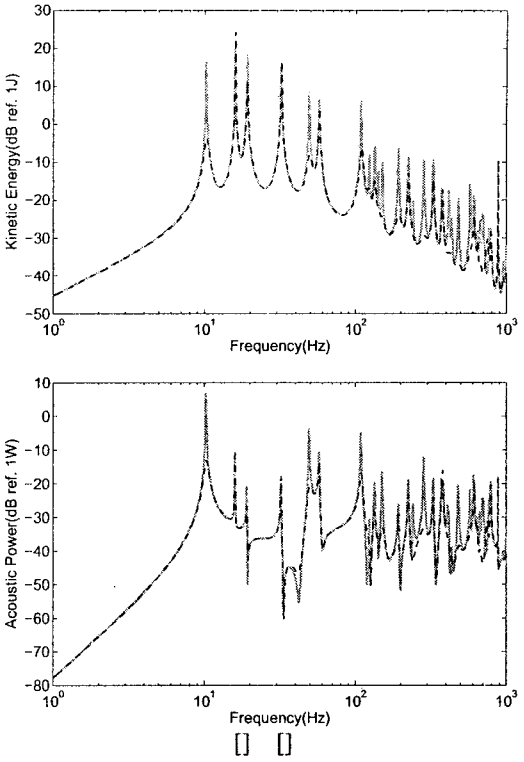


Fig. 15. Eigenvalues of the system matrix(poles) for the 12 channel local feedback control system with various feedback gains of 50(○), 100( ) and 200(*).

그림 16 은 12 채널 되먹임 제어기를 이용한 제어 전후의 하니콤 판넬의 총 운동에너지와 음향 방사파워를 계산한 결과이다. 제어시 각 채널의 되먹임 이득은 120 으로 하였다. 다채널의 경우 센서 액추에이터의 질량으로 인하여 시스템의 공진 주파수가 그림 10 에서 보인 단일채널의 경우 보다 낮아졌음을 알 수 있고 따라서 100Hz 에서 1kHz 사이의 고주파 대역에 모드밀도가 매우 증가하였음을 알 수 있다. 다채널 제어 성능은 단일채널일 때 보다 향상 되었음을 볼 수 있다. 특히 고주파 대역에서는 많은 공진모드에서 좋은 감소성능을 보이고 있다. 그림 17 은 제어 전과 되먹임 이득이 120 일 때 500Hz 에서 800Hz 사이의 평균속도 분포의 차를 표시하였다. 그림 17 에 12 개의 사각형은 피에조세라믹 액추에이터 센서 쌍의 위치를 표시한 것이다. 그림 17 에서 보인 바와 같이 판넬 진동에 대한 광역의 감소를 얻을 수 있었다. 그림 18 은 1kHz 까지의 주파수 대역에서 평균한 판넬의 평균 운동에너지와 음향방사파워를 되먹임 이득에 대하여 나타내었다. 그림 18 의 점선은



[] []

Fig. 16. Control performance of a resiliently-mounted ($\kappa = 4$) honeycomb panel disturbed by a concentrated force at (0.05,0.05) (solid line), and when subjected to the 12 channel direct feedback control with sensor/piezoceramic actuators with gain of 120(dashed line). (a) Total kinetic energy, (b) total acoustic power.

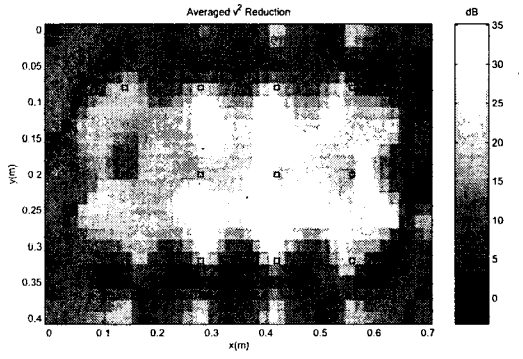
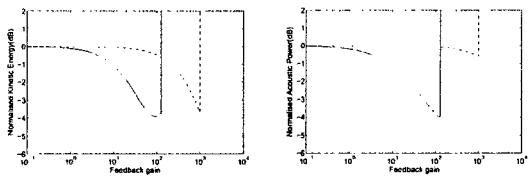


Fig. 17. Calculated total velocity level distribution integrated from 500Hz to 800Hz of a resiliently-mounted honeycomb panel disturbed by a concentrated force at (0.05,0.05) , and when subjected to the 12-channel direct feedback control with feedback gain of 120. The square mark on the shading denotes the location of the piezoceramic actuators.

그림 11 에서 보인 단일 채널의 경우에 대한 결과로서 실선으로 나타낸 다 채널에 경우와 비교하여 보였다. 다채널 제어 시스템을 고려하여도 평균 운동에너지의 경우는 약 0.5dB 더 감소하였고 평균 음향방사파워는 약 3.5dB 더 감소하였다. 다채널 제어 시스템에서 평균 운동에너지의 감소성능은 0.5dB 의 미미한 개선효과를 얻었으나 진동 감소의 광역화로 인하여 3.5dB 의 음향방사파워의 감소 성능의 개선을 얻을 수 있었다. 또 이 성능의 개선은 단일 채널시 되먹임 이득이 1000 이었고 다 채널 시 되먹임 이득이 120 으로 채널 당 제어비용의 절감을 얻을 수 있었다.



(a) (b)

Fig. 18. Normilised control performance of a resiliently-mounted honeycomb panel disturbed by a concentrated force at (0.05,0.05) , and when subjected to the 12-channel direct feedback control. The normalisation is carried out up to 1kHz. (a) normalised total kinetic energy, (b) normalised total acoustic power.

6. 결론

본 연구에서는 피에조세라믹 액추에이터를 이용한 항공기용 하니콤 트림판넬의 진동 및 음향방사 능동제어에 관하여 연구하였다. 항공기 트림판넬의 실제 상황을 고려하기 위해 트림 판넬의 탄성마운트, 센서 및 액추에이터의 동적 특성을 포함한 모델링을 하였다.

센서 및 액추에이터의 국부거동을 먼저 실험적으로 관찰하고 이를 1 자유도계로 모델링 하였다[19]. 센서 및 액추에이터의 국부거동은 이들 사이의 고주파 응답을 감소시키는 효과가 있었고 이로부터 제어시스템이 높은 이득 여유를 가짐을 알 수 있었다. 단일채널 능동제어시스템은 감소성능이 국부적으로 발생하여 광역의 감소성능은 좋지 않았다. 이를 보완하기 위하여 다채널 능동제어 시스템을 이론적으로 고찰하였다. 12 채널 속도 되먹임 제어시스템을 이용하여 광역의 제어 성능을 얻을 수 있었다. 그러나 채널간의 상호작용으로 인하여 각 채널의 이득 여유가 감소됨에 따라서 운동에너지에 대한 주파수 대역 평균 제어성능에는 큰 성능개선을 얻지 못하였다. 그러나 판넬 진동의 제어 성능의 광역화로 음향파워의 제어성능은 상당한 개선이 있음을 알 수 있었다.

실제 항공기 트림 판넬은 보강 틀 및 곡률을 가진 복잡한 구조물이다. 능동 트림 판넬의 항공기 적용에 대한 고려를 위해서는 향후 과제로 이들이 능동제어 시스템 구성에 미치는 영향에 대한 연구를 선행해야 할 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

[1] J. S. Mixson, J. F. Wilby, Interior Noise, Aeroacoustics of Flight Vehicles, Theory and Practice, edited by H. H. Hubbard, NASA Langley Research Center, 1995.

[2] J. S. Mixon, C. A. Powell, Review of recent research on interior noise of propeller aircraft, AIAA/NASA 9th Aeroacoustics Conference (Williamsburg, VA).

[3] P. Gardonio, Review of active technique for aerospace vibro-acoustic control, Journal of Aircraft 39 (2) (2002) 206–214.

[4] P. Gardonio, S. J. Elliott, Active control of structure-borne and airborne sound transmission through double panel, Journal of Aircraft 36 (6) (1999) 1023–1032.

[5] C. Maury, P. Gardonio, S. J. Elliott, Model for active control of flow-induced noise transmitted through double partitions, AIAA Journal 40 (6) (2002) 1113–1121.

[6] J. Sulc, J. Hofr, L. Benda, Exterior noise on the fuselage of light propeller driven aircraft in flight, Journal of Sound and Vibration 84 (1) (1982) 105–120.

[7] W. V. Bhat, Flight test measurement of exterior turbulent boundary layer pressure fluctuations on boeing model 737 airplane, Journal of Sound and Vibration 14 (4) (1999) 439–457.

[8] J. S. Mixson, C. K. Barton, R. Vaicatis, Investigation of interior noise in a twin-engine light aircraft, Journal of Aircraft 15 (4) (1978) 227–233.

[9] L. D. Pope, E. G. Wilby, J. F. Wilby, Propeller aircraft interior noise model, part ii:theoretical model, Journal of sound and vibration 118 (3) (1987) 449–467.

[10] L.D.Pope, C. M. Willis, W. Mayes, Propeller aircraft interior noise model, part ii:scale-model and flight-test comparison, Journal of sound and vibration 118 (3) (1987) 469–493.

[11] J. F. Unruh, Structure-borne noise control for propeller aircraft, Journal of Aircraft 17 (2) (1988) 752–757.

[12] J. F. Unruh, Installation effects on propeller wake/vortex-induced structure-borne noise transmissions, Journal of Aircraft 27 (5) (1989) 444–448.

[13] R. Vaicatis, Noise transmissions into a light aircraft, Journal of Aircraft 17 (2) (1980) 81–86.

[14] C. K. Barton, J.S.Mixson, Noise transmission and control for a light twin-engine aircraft, Journal of Aircraft 18 (7) (1981) 570–575.

[15] P. A. Nelson, S. J. Elliott, Active Control of Sound, Academic Press, New York, 1992.

[16] C. R. Fuller, S. J. Elliott, P. A. Nelson, Active Control of Vibration, Academic Press, London, 1996.

[17] E. Nilsson, A. C. Nilsson, Prediction and measurement of some dynamic properties of sandwich structures with honeycomb and foam cores, Journal of Sound and Vibration 251 (2002) 409–430.

[18] T. Saito, R. D. Parbery, S. Okuno, S.Kawano, Parameter identification for aluminum honeycomb sandwich panels based on orthotropic timoshenko beam theory, Journal of Sound and Vibration (1997) 271–287.

[19] C. Hong, Active control of Resilienly-mounted Flexible Structures, PhD Thesis, 2005, ISVR, University of Southampton.

[20] H. Malker, Active damping of impacts in panels, Master's thesis, Institute of sound and vibration, University of southampton, UK (1999).

[21] J. N. Reddy, Mechanics of Laminated Composite Plates, CRC Press Inc., 1996.

[22] C. Hong, S. J. Elliott, Active control of resiliently-mounted beams with a moment pair, Smart Materials and Structures 14 (2005) 727–738.

[23] I. Stothers, Personal communications (2004).

[24] G. B. Warburton, The vibration of rectangular plates, Proceeding of Institute of Mechanical Engineering 168 (1951) 371–384.

[25] A. W. Leissa, Theory of Plates, NASA, 1969.

[26] F. Fahy, J. Walker, Advanced Applications in Acoustics, Noise and Vibration, Spon Press, 2004.