

유한 두께 창문 모델을 적용한 능동 소음제어 창문

Active Window system based on Finite Thickness Window Model

권병호† · 박영진*
Byoung-ho Kwon, Youngjin Park

Key Words : Active noise control (능동 소음제어), Open-loop control (개루프 제어), Rayleigh integral equation (Rayleigh 적분식), Finite thickness aperture model (유한 두께 개구면 모델)

ABSTRACT

Active window system which can reduce the environmental noises, such as traffic noise and construction noise, from an open window into a room was proposed in the previous works. The key idea of the proposed active window system was that the control sources are approximately collocated with the primary noise source in terms of the acoustic power for global noise reduction throughout the interior room. Moreover, because it is important not to intrude into the living space in the building environment, no error sensors were used and an open-loop control method using control sources at the window frame and the reference sensors outside the room was used for the proposed system. The open-loop control gain was calculated by the interior room model assumed as the semi-infinite space, and the interior sound field was estimated by Rayleigh integral equation under the baffled window model assumption. However, windows with a finite thickness should be considered for the calculation of the open-loop control gain of the active window system since these are representative of most window cases. Therefore, the finite thickness window model based on the Sgard's model was derived and the open-loop control gain using the interior sound field estimated by that model was calculated for active window system. To compare the performance of these two models, a scale-model experiment was performed in an anechoic chamber according to noise source directions. Experimental results showed that the performance for the thickness window model is better than the baffled window model as the angle with respect to the perpendicular direction is larger.

1. 서 론

점점 더 복잡해지는 현대사회에서 소음은 산업현장에서뿐만 아니라 일상생활에서도 흔히 접하게 되는 환경오염 요소이다. 소음환경에 지속적인 노출은 인간에게 정신적 혹은 육체적으로 치명적인 질병을 유발할 수 있다는 연구 결과들의 발표로 그 관심이 급격히 고조되고 있다^(1, 2). 따라서 건물 환경에서 외부 환경 소음을 저감시키기 위한 소음제어 기술들

이 연구되었다^(3, 4). 특히 창문을 통해 유입되는 소음을 저감시키기 위한 능동 소음제어 기술들에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 먼저 Jacob 와 Möser 는 2 층으로 닫힌 창문에서 창문 내부 공간의 음장 제어를 통해 외부에서 내부로 유입되는 소음을 저감시킬 수 있는 시스템을 제안하였다^(5, 6). 이는 피드포워드제어 방법과 피드백 제어를 통해 각각 7 dB, 5 dB 소음 저감 효과가 있음을 실험을 통해 검증하였다. 또한 Yu 등은 탄소나노튜브 기반의 투명한 필름 타입의 스피커를 제작하고, 이를 이용하여 닫힌 창문을 통해 유입되는 소음을 저감시킬 수 있는 기술을 개발하였다⁽⁷⁾. 이를 통해 광대역 주파수 소음원에 대해 12 dB 이상의 소음 저감 효과를 확인하였다. 이와 같이 닫힌 창문에서 소음을 저감시킬 수 있는

† 교신저자; KAIST

E-mail : bhkwon@kaist.ac.kr

Tel : (042) 350-3060, Fax : (042) 350-8220

* 한국과학기술원

방법 및 시스템에 대한 연구뿐만 아니라, 환기 등의 목적으로 열린 창문에서 소음을 저감시킬 수 있는 연구도 수행되었다. Ise 는 경계면 제어 이론을 적용하여 창문면에 설치되어있는 16 개의 스피커와 오차 마이크로폰을 이용하여 창문을 통해 유입되는 소음을 저감시킬 수 있는 기술을 제안하였다⁽⁸⁾. 이를 통해 200-700 Hz 소음에 대해 약 10 dB 소음 저감 효과를 실험을 통해 검증하였다. 하지만 이와 같은 소음제어 방법은 창문 본연의 기능을 상실시키기 때문에 실용성 면에서 문제가 있다. 또한 Huang 등은 2 중 덕트형태의 환기 가능한 창문에서 소음을 저감시킬 수 있는 능동 창문을 제안하였다⁽⁹⁾. 제안된 시스템을 이용하여 약 10 dB 소음 저감 효과를 실험을 통해 검증하였으나, 특수한 형태의 창문에만 적용 가능하다는 단점이 있다.

이상에서 살펴본 소음제어 창문의 문제점들을 해결하고자 앞선 연구에서 환기 등의 목적으로 열린 창문으로 유입되는 소음을 저감시키기 위한 능동 소음제어 창문을 제안하였다⁽¹⁰⁻¹²⁾. 능동 소음제어 창문은 건물환경의 특수성을 고려하여 제어영역인 건물 내부에 오차 마이크로폰을 설치하지 않기 위해서 창문 외부에서 설치된 마이크로폰과 창문 가장자리에 설치되어 있는 제어 스피커를 이용한 개루프 제어 방법을 적용하였다. 기존의 연구에서는 개루프 제어 이득값을 계산함에 있어 창문의 두께를 무시한 Baffled 창문 모델을 적용하였다. 하지만 실제 창문에는 창문 틀에 의한 두께가 존재하기 때문에 본 논문에서는 창문 두께를 고려한 창문 모델을 적용하여 개루프 제어 이득값을 계산하고 그 Baffled 창문 모델과의 성능을 축소 모형 실험을 통해 비교하였다.

2. 능동 소음제어 창문

기존의 연구에서 제안된 능동 소음제어 창문은 건물의 구성 요소인 창문을 통해 건물 외부에서 내부로 유입되는 소음을 저감시키기 위한 능동 소음제어 기술이 적용된 시스템으로 그 개념은 Fig. 1과 같다. 건물 내부 제어영역에서 소음을 저감시키기 위해서 창문 외부에 설치되어 있는 마이크로폰과 창문 내 가장자리에 설치되어 있는 제어 스피커를 이용한 개루프 제어방법을 적용하였다. 건물 내부의 음장 측정이 불가능하기 때문에 능동 소음제어 창문의 개루프 제어 이득값은 반 무한 공간으로 가정한 내부 공간에서 이상적인 창문 모델과 단극음원으로 모델링 된 제어음원을 음 파워 관점에서 소음

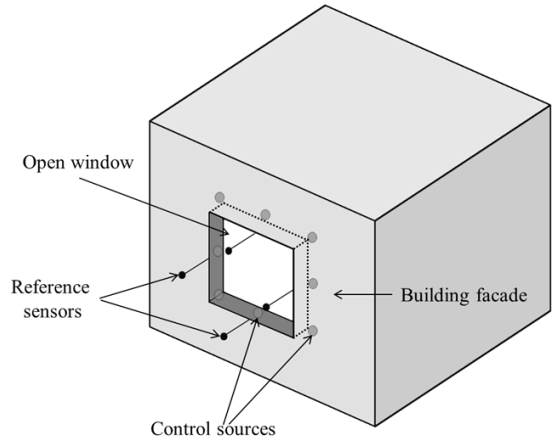


Fig. 1 Concept of the proposed active window.

원과 제어음원이 병치 (collocation) 되도록 계산하였다. 이를 위해 반 무한 공간에서 창문을 둘러싸는 반지름 r 의 반 구면을 통과하는 소음원과 제어음원에 의한 음파위를 목적함수로 정의하였다. 목적함수를 최소화하는 제어음원의 최적 제어 이득값 k 는 주파수 영역에서 식 (1)과 같이 계산된다⁽¹²⁾.

$$k(\omega) = \left(\int_S P_s^H \cdot P_s dS \right)^{-1} \left(\int_S P_s^H p_n dS \right), \quad (1)$$

여기에서 p_n 은 외부 소음원에 의한 내부 공간의 음압이고, P_s 는 제어음원들에 의한 내부 공간의 음압으로 $1 \times n$ 벡터이다. S 는 창문을 둘러싸는 반 구면을 의미한다. 단극음원으로 모델링된 제어음원에 의한 내부 음압 P_s 는 제어 음원의 위치에 대한 함수로 쉽게 계산될 수 있다. 또한 창문을 통해 유입되는 소음원에 의한 내부 음압 p_n 은 식 (2)와 같이 Rayleigh 적분식을 이용해 계산될 수 있다⁽¹³⁾.

$$p_n(x, y, z; \omega) = -\frac{jk\rho_0c}{2\pi} \int_{S_w} U_{z=0}(x_0, y_0, 0) \frac{e^{jkR}}{R} dS, \quad (2)$$

여기서 $R = \sqrt{(x-x_0)^2 + (y-y_0)^2 + z^2}$ 이며, (x, y, z) 와 (x_0, y_0, z_0) 는 내부 공간의 위치와 창문면의 위치를 나타내고, k 는 파수, ρ_0 는 공기밀도이고, c 는 음파의 전파속도이다. S_w 는 창문의 면적이며, $U_{z=0}$ 는 창문면에서의 소음의 속도이다. 기존의 연구에서 외부 소음원이 평면파로 입사하고 창문의 두께를 무시한 Baffled 창문 모델을 적용할 경우, Euler 공식을 이용하여 창문면에서의 속도는 식 (3)과 같이 표현된다.

$$U_{z=0}(x_0, y_0, 0) = \frac{1}{\omega \rho_0} k_z p_o(\omega) e^{j(k_x x_0 + k_y y_0)}, \quad (3)$$

여기에서 k_x , k_y , k_z 는 각각 x 축과 y 축 z 축방향으로의 파수이다. Baffled 창문 모델을 적용하여 계산된 개루프 제어 이득값을 이용하여 단일 주파수 및 광대역 주파수 소음원에 대해 건물환경을 모사한 축소 모형에서 성능을 검증하였다⁽¹²⁾.

3. 유한 두께 창문 모델에 의한 내부 음장 예측

능동 소음제어 창문의 개루프 제어 이득값을 계산함에 있어 Baffled 창문 모델대신 실제 창문과 유사한 두께를 갖는 창문 모델을 이용하여 내부 음장을 예측하고자 한다. 유한 두께를 갖는 창문 모델은 일반적으로 음향 투과 손실에 대한 이론적 해석을 위해 다양한 연구에서 제안되었다^(14, 15). 본 논문에서는 Sgard 등이 제안한 유한 두께 개구면 모델에 기반하여 유한 두께 창문 모델을 유도하고 이를 이용해 내부 음장을 예측한다.

Fig. 2와 같이 강체인 무한 벽에 면적이 S ($a \times b$) 이고 두께가 d 인 사각형 창문으로 임의의 방향의 평면파가 입사할 경우, p_i 는 입사 음압, p_R 은 반사 음압, p_r 은 개구면에 의해 방사된 음압이며 각각 식 (4)~(6) 과 같이 정의된다.

$$p_i = A_i e^{(-jk_0(\sin \theta_i \cos \phi_i x + \sin \theta_i \sin \phi_i y + \cos \theta_i z))}, \quad (4)$$

$$p_R = A_i e^{(-jk_0(\sin \theta_i \cos \phi_i x + \sin \theta_i \sin \phi_i y - \cos \theta_i z))}, \quad (5)$$

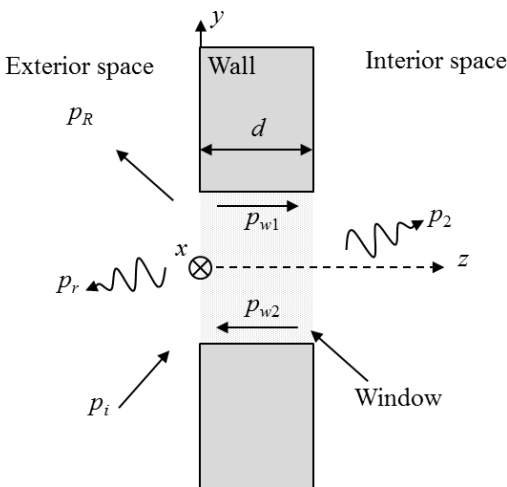


Fig. 2 Configuration of the finite thickness window model.

$$p_r = \int_S G(r, r_0) \frac{\partial p_r}{\partial z}(r_0) dS(r_0), \quad (6)$$

여기에서 A_i 는 입사하는 평면파의 음압 크기이며, θ_i 와 ϕ_i 는 입사파의 수평각 및 고도각이다. k_0 는 파수이고, G 는 자유음장 Green 함수이다. 또한 p_w 는 창문 내부 음압을 나타내며, $p_{w1} + p_{w2}$ 로 식 (7)과 같이 전파 및 감쇠 음향모드의 무한 합으로 정의된다.

$$p_w(x, y, z) = \sum_m \sum_n \left(\begin{array}{c} A_{mn} e^{(-jk_{mn}(z-d))} \\ + B_{mn} e^{(jk_{mn}(z-d))} \end{array} \right) \phi_{mn}(x, y), \quad (7)$$

$$\text{where, } k_{mn} = \sqrt{k_0^2 - \left(\frac{m\pi}{2a}\right)^2 - \left(\frac{n\pi}{2b}\right)^2},$$

$$\phi_{mn}(x, y) = \cos\left(\frac{m\pi}{2a}(x+a)\right) \cos\left(\frac{n\pi}{2b}(y+b)\right).$$

마지막으로 p_2 는 내부 공간으로 방사되는 음압으로 식 (2)과 같이 Rayleigh 적분식으로 표현된다. 따라서 유한 두께 창문 모델에 의한 내부 음장을 예측하기 위해서는 창문의 $z = d$ 면에서 속도분포를 알아야 하며, 이를 위해서는 창문 내부 전파 및 감쇠 음향모드의 크기인 A_{mn} 과 B_{mn} 값을 알아야 한다. 이를 위해 창문 내·외면에서 음압과 속도가 연속이라는 경계조건으로부터 식 (8)과 식(9)를 얻을 수 있다.

$$\frac{1}{j\omega \rho_o} \frac{\partial p_r}{\partial z} = \frac{1}{j\omega \rho_w} \frac{\partial p_w}{\partial z} \quad \text{over } S \text{ at } z=0, \quad (8)$$

$$p_2 = p_w \quad \text{over } S \text{ at } z=d, \quad (9)$$

식 (8)과 식 (9)로부터 각 모드 크기를 계산하기 위한 식 (10)과 같은 선형 방정식을 유도할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} [\Psi_1] & [\Psi_2] \\ [\Psi_3] & [\Psi_4] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{A_{mn}\} \\ \{B_{mn}\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{F_{mn}\} \\ \{0\} \end{Bmatrix},$$

$$\text{where, } \Psi_{1,mnpq} = N_{mn} e^{(jk_{mn}d)} \delta_{mnpq} + k_{pq} e^{(jk_{pq}d)} Z_{mnpq},$$

$$\Psi_{2,mnpq} = N_{mn} e^{(-jk_{mn}d)} \delta_{mnpq} - k_{pq} e^{(-jk_{pq}d)} Z_{mnpq},$$

$$\Psi_{3,mnpq} = N_{mn} \delta_{mnpq} - k_{pq} Z_{mnpq},$$

$$\Psi_{4,mnpq} = N_{mn} \delta_{mnpq} + k_{pq} Z_{mnpq},$$

$$F_{mn} = \int_S (p_i + p_R) \phi_{mn}(x, y) dS$$

$$N_{mn} = \int_S \phi_{mn}^2(x, y) dS$$

$$\delta_{mnpq} = \begin{cases} 1, & m = n \text{ and } p = q \\ 0, & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Z_{mnpq} = j \int_S \int_S \phi_{mn}(x, y) G \phi_{pq}(x_0, y_0) dS dS_0$$

(10)

식 (10)에서 계산된 모드 크기 값으로부터 창문 내부의 $z = d$ 면에서 속도분포는 식 (11)과 같이 계산

된다.

$$U_{z=d} = \frac{1}{j\omega\rho_0} \sum_m \sum_n jk_{mn} (-A_{mn} + B_{mn}) \phi_{mn}(x, y), \quad (11)$$

식 (11)과 같이 계산된 속도분포 값을 식 (2)에 대입하여 내부 공간의 음압을 계산하고, 이를 능동 소음제어 창문의 개루프 제어 이득값 계산에 적용한다.

4. 능동 소음제어 창문의 제어 성능 비교

능동 소음제어 창문의 개루프 제어 이득값을 계산함에 있어 Baffled 창문 모델과 유한 두께 창문 모델을 적용한 경우의 성능을 비교하기 위해서 건물환경을 모사한 축소모형에서 실험을 수행하였다. 실험 환경은 Fig. 3과 같으며, 축소모형의 크기는 가로 X 세로 X 높이 1.2 X 1.5 X 1.2 m³의 직육면체이다. 축소모형에서 창문의 크기는 가로 X 세로 0.3 X 0.3 m²이고, 축소모형의 창문 가장자리에 제어 스피커 (SAMMISOUND NDU-75)를 직접 설치할 수 없어서 Fig. 3의 오른쪽 아래 그림과 같이 스피커와 덕트로 이뤄진 제어 스피커 시스템을 제작하여 스피커의 위치가 창문 가장자리에 Fig. 1과 같이 등 간격으로 위치되도록 하였다. 제어 스피커 시스템에 의한 영향을 보상할 수 있는 역필터는 사전 실험을 통해 미리 계산하였으며, 이를 제어 음 계산 시 적용하였다. 외부 소음원의 관심 주파수 대역은 창문의 크기와 제어 스피커의 주파수 응답 함수를 고려하여 400 - 1000 Hz로 정하였다. 400 - 1000 Hz의 band-limited white noise를 외부 소음원을 모사하기 위한 스피커로 재생하여 성능검증 실험을 수행하였다. 스피커는 창문에서 1.4m 떨어진 곳에 위치하며 외부 소음원의 방향에 따른 제어 성능을 비교하기 위해

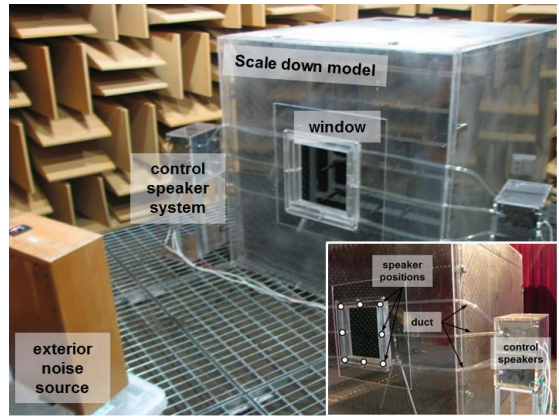


Fig. 3 Experimental setup; reference microphones position and control speaker system

서 창문에 수직인 방향을 기준으로 0°, 30°, 60°에 위치시켜 실험하였다. 각 방향에 대한 능동 소음제어 창문의 개루프 제어 이득값을 주파수 영역에서 계산하였으며, 이를 dSPACE 1103 제어기에 구현하기 위해서 이산 역 푸리에 변환을 통해 필터 길이가 50인 FIR 필터로 계산하였다. 제어 과정에서 샘플링 주파수는 10kHz이었다. 또한 제어기의 참조신호는 창문 외부에 설치된 마이크로폰을 이용하여 직접 측정하지 않고 소음원 스피커의 입력신호를 사용하였다.

제어 성능을 정량적으로 나타내기 위해 축소 모형 내부 등 간격으로 배치된 64개의 마이크로폰을 이용하여 제어 전·후의 음압을 측정하여 평균 음압 레벨 차이를 계산하였다. 창문 모델과 외부 소음원의 방향에 따른 축소모형 내 평균 음압 레벨 차이는 Fig. 4와 같다. 두 모델을 적용한 경우 모두 축소

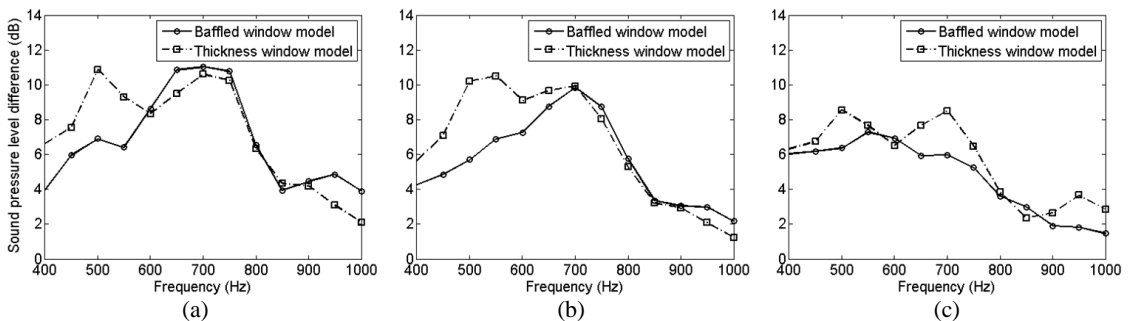


Fig. 4 Experimental result; overall averaged sound pressure level difference between with and without active control inside a scale model according to the applied window model and noise source direction (a) 0 degree, (b) 30 degree and (c) 60 degree.

모형 내부에서 소음 저감 효과를 확인할 수 있었다. 특히 외부 소음원의 방향과 창문에 수직한 방향이 이루는 각이 커질수록 전반적인 소음 저감 효과가 감소하는 것을 알 수 있다. 이는 축소모형의 구조상 외부 소음원의 방향의 한쪽으로 치우칠수록 외부 소음원이 열린 창문뿐만 아니라 다른 쪽으로도 유입되는 양이 많아지기 때문임을 확인하였다.

Fig. 4의 실험 결과에서 두께 창문 모델을 적용한 경우가 Baffled 창문 모델을 적용한 경우보다 제어 성능이 우수함을 알 수 있다. 외부 소음원의 방향이 0°인 경우에는 유한 두께 창문 모델을 적용한 경우가 Baffled 창문 모델을 적용한 경우보다 600 Hz 이하 주파수 대역에서 제어 성능이 우수하며, 그 이상의 주파수 대역에서는 유사함을 알 수 있다. 이는 외부 소음원이 창문에 수직하게 유입되는 경우에는 고주파수 대역에서 창문 두께의 영향이 크지 않음을 의미한다. 또한 외부 소음원의 방향이 30°인 경우에는 700 Hz 이상, 음원의 방향이 60°인 경우에는 800 Hz 이상의 주파수 대역에서 두 모델의 제어 성능이 유사한 것을 알 수 있다. 이와 같은 결과는 외부 소음원의 방향이 한쪽으로 치우칠수록 고주파수 대역까지 창문 두께의 영향이 나타남을 의미하며, 두께 창문 모델을 적용하여 이를 고려하면 능동 소음제어 창문의 소음 저감 효과가 향상됨을 의미한다.

5. 결 론

본 연구에서는 기존 연구에서 제안된 능동 소음제어 창문의 개루프 제어 이득값을 계산함에 있어 적용된 창문 모델에 따른 제어 성능을 축소모형 실험을 통해 비교하였다. 기존의 연구에서는 창문의 두께를 무시한 Baffled 창문 모델을 적용하여 내부 공간의 음장을 예측하고 제어 이득값을 계산하였다. 하지만 일반적인 창문에는 창틀에 해당하는 두께가 존재하기 때문에 이를 고려할 수 있는 모델을 Sgard가 제안한 유한 두께 개루프 모델을 기반으로 유도하였으며, 유도된 모델을 이용하여 제어 이득값을 계산하였다. 두 모델에 의해 계산된 제어 이득값을 이용하여 건물환경을 모사한 축소모형에서 Band-limited white noise 외부 소음에 대해 소음원의 방향에 따른 축소모형 내 음압 레벨 차이를 비교하는 실험을 수행하였다. 실험 결과 유한 두께 창문 모델을 적용한 경우가 Baffled 창문 모델을 적용한 경우보다 제어 성능이 우수했으며, 외부 소음원의 방향이 한쪽으로 치우칠수록 고주파수 대역까지 창문

두께에 대한 영향이 나타남으로 이를 고려한 경우가 제어 성능이 우수함을 확인하였다.

후 기

이 논문은 지식경제부 및 한국산업기술평가관리원의 산업원천기술개발사업[KI001865, 전자과, 음향 및 건물 환경을 개선하는 지능형 건설 IT 융합 신기술 개발]의 일환으로 수행하였음.

참 고 문 헌

- (1) H. Ising and B. Kruppa, 2004, Health effects caused by noise: Evidence in the literature from the past 25 years, *Noise and Health*, Vol. 6, No 22, pp. 5-13.
- (2) L. Goines and L. Hagler, 2007, Noise pollution: A modern plague, *Southern Medical Journal*, Vol. 100, No. 3, pp. 287-294.
- (3) S. J. Elloitt and P. A. Nelson, 1993, Active noise control, *IEEE Signal Processing Magazine*, Vol. 10, No. 4, pp. 12-35.
- (4) S. M. Kuo and D. R. Morgan, 2002, Active noise control: A tutorial review, *Proceedings of IEEE*, Vol. 87, No. 6, pp. 943-973
- (5) A. Jakob and M. Möser, 2003, Active control of double-glazed window. Part I: Feedforward control, *Applied Acoustics*, Vol. 64 pp. 163-182.
- (6) A. Jakob, M. Möser, 2003, Active control of double-glazed window. Part II: Feedback control, *Applied Acoustics*, Vol. 64, pp. 183-196.
- (7) X. Yu, R. Rajamani, K. A. Stelson and T. Cui, 2007, Active control of sound transmission through windows with carbon nanotube-based transparent actuators, *IEEE Transaction on Control Systems Technology*, Vol. 15, No. 4, pp. 704-714.
- (8) S. Ise, 2005, The boundary surface control principle and its applications, *IEICE Trans. Fundamentals*, Vol. E88-A, No. 7, pp. 1656-1664.
- (9) H. Huang, X. Qiu and J. Kang, 2011, Active noise attenuation in ventilation windows, *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 130, No. 1, pp. 176-188.
- (10) B. Kwon, Y. Park and Y.-s. Park, 2010, Active

window based on the prediction of interior sound field, Proceedings of the 17th International Congress on Sound and Vibration, on CD-ROM

(11) B. Kwon and Y. Park, 2011, Active window based on the prediction of interior sound field: experiment for a band-limited white noise, Proceedings of the Inter-Noise 2011, on CD-ROM

(12) B. Kwon and Y. Park, 2011, Active window to reduce the exterior noise flowed through the open window, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 21, No. 9, pp. 820-827.

(13) Y.-H. Kim, 2010, Sound Propagation: an impedance based approach, JOHN WILEY & SONS, Singapore.

(14) H. H. Park and H. J. Eom, 1997, Acoustic scattering from a rectangular aperture in a thick hard screen, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 101, No. 1, pp. 595-598.

(15) F. Sgard, H. Nelisse and N. Atalla, 2007, On the modeling of the diffuse field sound transmission loss of finite thickness apertures, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 122, No. 1, pp. 302-313.