

차량용 공조장치의 유동소음 해석 사례: 블로워 소음과 덕트 소음

박 정 영* · 박 순 조*

1. 서 언

최근 자동차 승객실 내부 소음은 소비자의 차량 선택에 있어서 점점 더 중요한 문제로 부각되고 있으며, 완성차 업체와 부품 업체들은 이 문제를 해결하기 위해 많은 노력을 기울이고 있다⁽¹⁾. 이러한 노력의 결과로 자동차 내부 소음에 있어서 주요한 소음원이라고 알려져 있는 파워트레인 소음 (powertrain noise), 도로 소음 (road noise), 바람 소음 (wind noise) 등의 내부 소음치는 많이 감소하고 있다.

이처럼 기존의 주요 소음의 영향이 감소함에 따라 공조 장치 (HVAC system: Heating, Ventilating and Air Conditioning system)에서 발생하는 소음에 대한 관심이 증가하고 있는 실정이다. 차량 공조장치에서 발생하는 유동 소음은 블로워가 고속으로 작동할 때나 엔진이 아이들 상태일 때는 주요한 소음원이 된다. 또한 향후 개발될 하이브리드 차량이나 연료전지 차량에서는 그 중요성이 더욱 증가하게 된다. 공조소음에 대한 연구는 이러한 경향에 맞추어 최근 활발하게 진행되고 있으며 CFD (Computational Fluid Dynamics)와 음향 유사 (acoustic analogy) 기법을 이용한 수치해석 기법의 연구도 활발하게 진행되고 있다⁽²⁾⁻⁽⁶⁾.

본 연구에서는 자동차의 공조장치 소음 중에서 블로워 소음과 덕트 소음 각각에 대해서 주요 소음원의 위치와 크기를 예측하였다. 상용 CFD 프로그램인 SCRYU Tetra V4⁽⁷⁾를 이용하여 유동장을 계산하였으며 계산된 유동장의 압력 값으로부터 음향 유사 기법을 이용하여 음압을 예측하였다. 또한 무향실에서 실험을 통해 예측된 값을 검증하고자 하였다.

2. 연구 방법

여기서는 유동 해석 결과로 나온 압력 값으로부터

음압을 계산해 내는 음향 유사에 대해서 간단히 소개하고, 이어서 본 연구의 해석 방법 및 실험 방법에 대해서 소개한다.

2.1 음향 유사

음향장의 계산에 대한 수치적인 연구는 1952년과 1954년에 Lighthill이 자유공간에서의 음파방정식을 유도해 냄으로써 기초를 갖추었으며, 1955년에 Curle이 Lighthill 방정식을 물체 표면이 있을 경우에도 성립하도록 수정하였다. 그 후 Ffowcs Williams와 Hawkings가 움직이는 물체가 있는 경우의 효과를 넣어서 식을 확장하였다⁽⁸⁾. 그러나 물체로 인한 효과-공명, 산란, 회절 등-을 고려하지 못하는 한계가 있는 상태이다.

식 (1)은 Ffowcs Williams and Hawkings 방정식으로 Navier-Stokes 방정식과 연속방정식으로 부터 유도되며 파동 방정식 (inhomogeneous wave equation)의 형태를 가진다.

$$\left(\frac{1}{a_o^2} \frac{\partial^2}{\partial t^2} - \frac{\partial^2}{\partial x_i^2} \right) p' = \frac{\partial}{\partial t} [\rho v_n \delta(f) \nabla f] - \frac{\partial}{\partial x_i} [n_i p \delta(f) \nabla f] + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [T_{ij} H(f)] \quad (1)$$

- 여기서, p' = sound pressure [Pa]
 ρ = air density [kg/m³]
 n_i = surface normal
 a_o = speed of sound [m/s]
 v_n = normal surface velocity [m/s]
 p = static pressure [Pa]
 T_{ij} = $\rho u_i u_j + P_{ij} - a_o^2 \rho \delta_{ij}$
 = Lighthill tensor [Pa]

* 자료제공 현대모비스 기술연구소
 E-mail : deckard98@mobis.co.kr

$\delta(f)$ = Dirac-delta distribution
 $H(f)$ = Heaviside distribution.

식 (1)의 우변의 각항은 순서대로 단극 (mono-pole), 이중극 (dipole), 사중극 (quadrupole)을 각각 나타낸다. 유동 속도가 너무 크지 않은 대부분의 유동에서는 쌍극이 가장 주도적인 것으로 알려져 있으며 본 연구에서는 쌍극만을 고려하였다. 이 경우 식 (1)은 식 (2)와 같이 단순화 될 수 있다.

$$P' = \left[\frac{x_i - y_i}{4\pi a_0 r^2 (1 - M_r)^2} \left\{ \frac{\partial F_i}{\partial t} + \frac{F_i}{1 - M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t} \right\} \right] \quad (2)$$

여기서 a_0 는 음속, F_i 는 힘, r 은 소음원과 측정점 사이의 거리를 나타내며 x 와 y 는 각각 측정점과 소음원의 위치를 나타낸다. 식 (2)를 유동장의 결과 값을 이용하여 각각의 격자에 적용함으로써 자유음장에서의 음압 (acoustic pressure) 값을 얻을 수가 있게 된다⁽⁹⁾.

2.2 해석 절차

본 연구에서 수행된 소음해석 순서는 다음과 같다. 우선 정상 상태의 유동장을 계산한 후 유동 분포 및 압력 분포로부터 예상 소음원의 위치를 선정한다. 이 위치는 해석 과정에서 'soundwall'로 지칭되며 이후 비정상 상태 해석 시에 압력 값이 저장되게 된다. Soundwall은 고체 표면만을 대상으로 하며 (이중극 대상이며 사중극은 제외됨) 소음원의 위치를 예상하기 힘든 경우는 전체 표면을 soundwall로 설정한다. 비정상 해석 과정에서 저장된 압력 값은 위에서 설명한 방법에 의해 음압으로 환산된다. 이러한 과정을 통해 주요 소음원의 발생 위치를 알 수 있으며 측정점 (예: 운전자 오른쪽 귀)에서의 음압 값을 구하게 된다.

본 연구에서 다른 해석 대상은 블로워 소음, 환기 모드 작동 시 HVAC 유닛 및 환기 덕트에서 발생하는 소음, 그리고 제상 모드 작동 시 제상 덕트 및 차량 전면 유리 (windshield glass)에서 발생하는 소음이다.

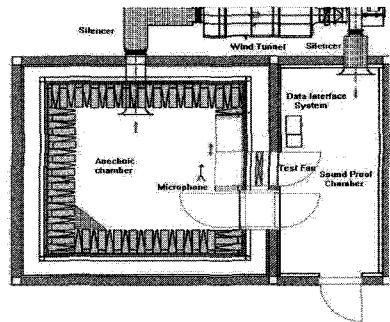
모든 경우에 대해서 실험을 수행하여 해석의 정확성을 검증하고자 하였다. 다만 해석 결과는 실험과 달리 자유 음장에서의 음압 값이라는 점을 고려해야 한

다. 블로워 단품의 경우는 다른 두 덕트 유동 소음에 비해서 음장 효과가 적기 때문에 정량적인 비교의 오차가 작지만 다른 두 경우는 해석 및 실험의 조건이 정확히 일치하지 않아 정성적인 비교만 가능하다.

2.3 실험 장치

본 연구에서는 해석 결과를 검증하기 위하여 다음과 같이 실험을 수행하였다. 우선 소음 측정을 위하여 Fig. 1에 나타난 선문대 공조기술 연구센터의 풍동 무향실을 이용하였다. 이 풍동 무향실은 무향실과 흡입 (suction)타입의 풍동이 결합되어 있어 무향실 단독으로 각종 기기류의 음향 특성 연구와 소음원 측정 및 분석을 할 수 있고 무향실에 결합되어 있는 풍동을 가동하여 블로워가 없는 경우의 덕트류 단품의 유동 소음도 측정할 수 있다.

각각의 실험 및 해석에 있어서 마이크의 위치는, 블로워 단독의 경우는 토출구 전방 1 m, 나머지 덕트 유동의 두 경우는 운전자 오른쪽 귀에 해당하는 위치로 하였다 (Fig. 1 참조). 본 연구에서 얻어진 모든 소음 데이터는 A-weighting 방법으로 보정하였다.



(a)



(b)

Fig. 1 Experimental apparatus : (a) anechoic chamber equipped with wind tunnel and (b) experimental setup

3. 해석 조건 및 결과

본 연구에서 다른 세 가지의 해석 대상에 대해서 해석 조건 및 결과를 소개한다. 결과에 있어서는 주요 소음원의 위치와 음압 값을 주로 다루기로 한다. 본 연구에 사용된 공조 장치의 소음 특성에 대해서는 이미 자세하게 연구된 바 있다⁽¹⁰⁾.

3.1 블로워 소음

블로워 소음은 공조 장치 소음에서 가장 주도적인 부분으로서, 다른 두 경우에 비해 고체 벽으로 인한 음장 효과, 즉 공명, 회절, 간섭, 굴절 등의 영향이 상대적으로 적어 해석과 실험을 정량적으로 비교할 수 있는 좋은 문제이다.

블로워의 형상과, 소음해석을 위해 비정상 유동해석 과정 동안 압력이 저장되는 soundwall의 위치는 Fig. 2와 같다. 블로워는 휠(wheel)과 케이싱(casing)으로 구성되어 있으며 휠은 43개의 날개를 갖는다. 해석에 적용한 회전수는 2793 rpm이며 이때의 유량은 220 CMH이다. 해석 영역의 입구는 휠 직경의 2배인 0.3 m만큼 앞으로 토출시켰으며 출구는 10 배 이상 크게 만들어 팬시험기(fan tester)와 비슷한 환경을 만들었다.

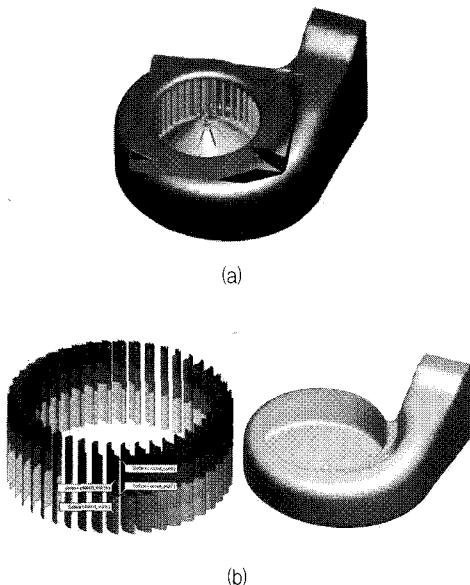


Fig. 2 Geometry and soundwall of the blower : (a) geometry and (b) soundwall (휠과 케이싱)

해석에 사용한 격자 수는 약 350만개 이며 난류모델은 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다. 계산에 사용한 컴퓨터는 Pentium IV 3.0 GHz이며 유동 해석에 72 시간이 걸렸다. 비정상 상태 계산 시 사용한 시간 간격은 $dt=4.475e-5$ 초이며 입구 경계 조건은 유량 조건 (220 CMH), 출구 경계 조건은 대기압 조건이다. 블로워의 회전을 모사하기 위해서 휠 근처의 영역을 회전 영역으로 선정하고 회전 영역과 정지 영역의 경계면을 불연속 격자 (discontinuous mesh)로 처리하였다.

일정 시간 동안 정상 상태 유동해석을 수행한 후 이를 초기 조건으로 하여, 휠이 3회전하는 동안 비정상 상태 유동해석을 수행하여 유동장이 통계적 정상 상태에 이르도록 하였다. 이후에 휠이 2회전하는 시간 동안 비정상 상태 유동 해석을 수행하면서 소음 해석에 사용될 압력 값을 저장하였다.

Fig. 3은 해석과 실험에서의 결과를 비교한 것으로 해석과 실험 모두 출구 1 m에서의 음압 스펙트럼을 나타낸 것이다. 블로워 소음의 경우, 임펠러의 회전에 의한 날개통과주파수 (BPF: Blade Passing Frequency)가 우세하게 나타나는 특징을 가지고 있다. 이 날개통과 주파수는 휠의 회전속도에 휠의 갯 수를 곱한 값이 된다.

실험 결과의 전체 음압레벨 (overall sound pressure level)은 62.8 dBA이고 해석 결과는 59.5 dBA이다. 스펙트럼을 살펴보면 날개통과주파수는 두 경우 모두 일치하고 그 주파수에서의 음압 값은 50 dBA (해석)와 46.4 dBA (실험)으로 4 dBA 이내에

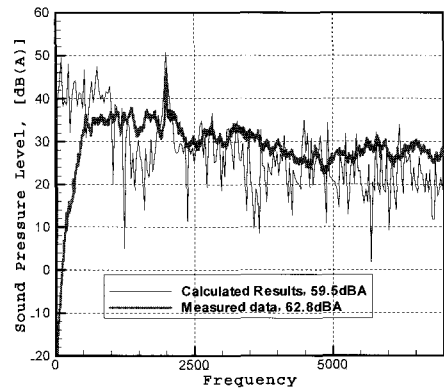


Fig. 3 Comparison of overall SPL between numerical simulation and experimental measurements

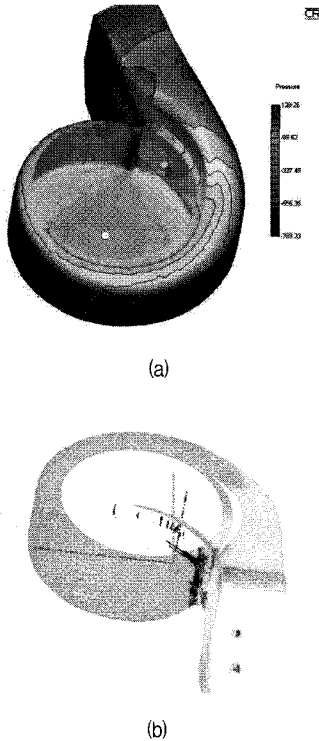


Fig. 4 Pressure distribution (a) and the location of the dominant noise source (b) (denoted by black line)

서 잘 일치함을 확인할 수 있다. 실험의 경우, 일반적으로 회전 속도가 정확하게 고정되지 않고 조금씩 변하기 때문에 날개통과주파수에서의 피크 형태가 약간 뭉개 지는 경향이 있다. 날개통과주파수 이외에도 7500 Hz 정도까지의 영역에서도 해석과 실험의 음압 레벨이 거의 비슷하게 나타나는 것을 확인할 수 있다.

일반적으로 블로워의 주된 소음원은 컷오프 (cut-

off)에 위치하는 것으로 알려져 있으며 Fig. 4에 나타난 해석 결과에서도 동일한 결과를 나타내었다.

3.2 환기모드 덕트

차량 공조시스템의 통상적인 환기모드는 블로워를 통과한 공기가 HVAC 유닛 내부의 증발기 (evaporator) 코어를 거치면서 찬 공기가 되어 환기 덕트를 통해 승객에게 전달되는 작동 모드이다.

환기 모드 소음해석에 사용된 해석 형상과 각각의 soundwall을 Fig. 5에 나타내었다. 입구 경계 조건은 유량 조건으로 494 CMH이며 출구 경계 조건은 대기압 조건으로 하였다. 출구에는 경계 조건에 의한 해석 오류를 방지하기 위하여 더미 유로를 두었다.

사용된 전체 격자 수는 약 200만개이며 난류모델로는 표준 k-ε 모델을 사용하였다. 유동 해석에는 12시간 정도가 소요되었으며 시간 간격은 dt=5.0e-5 초로 하였다. 소음 계산을 위한 비정상 유동해석은 총 1000 time step 동안 계산하였다.

소음 해석 결과 덕트 출구 그림에서는 소음이 거의 발생하지 않고 HVAC 유닛과 덕트 입구부에서 대부분의 소음이 발생하는 것으로 나타났다. Fig. 6은 HVAC 유닛과 덕트 입구부의 소음원 위치와 크기를 나타낸 것이다. 그림에서 검은색 선의 위치가 소음원의 위치이며 선의 길이가 소음의 크기를 나타낸다. HVAC 유닛의 경우 각 구조물에서 발생하는 와류와, 난류로 인해서 HVAC 유닛 전체 형상에서 소음 발생이 관찰된다. 덕트 입구부의 경우는 HVAC에서의 유동이 강하게 부딪히는 덕트 분기부에서 많은 소음이 발생하며 특히 아래 쪽 부분에서 더 많은 소음이 발생

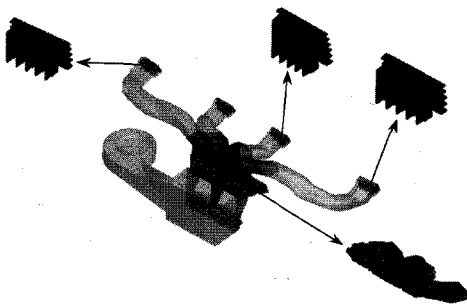


Fig. 5 Geometry and soundwall in the case of vent mode duct simulation

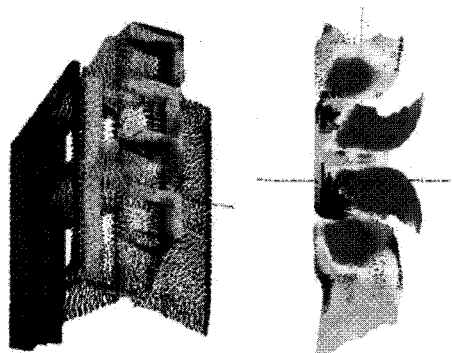
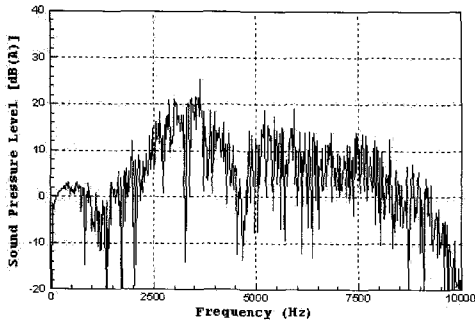
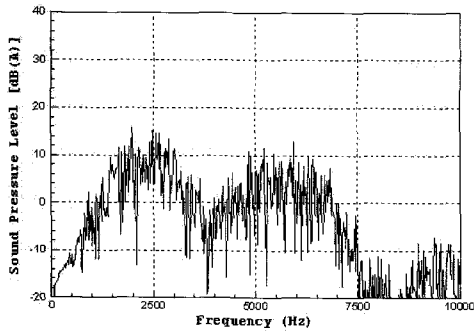


Fig. 6 The location of flow noise sources



(a)



(b)

Fig. 7 Overall sound pressure level of HVAC unit part (a) HVAC unit part and duct inlet part (b) inlet of connection duct

하는 것으로 나타났다. Fig. 7은 HVAC 유닛과 덕트 분기 영역 각각의 표면에 발생하는 음압의 스펙트럼을 나타낸다.

3.3 제상모드 덕트

차량 공조시스템의 통상적인 제상모드는 블로워를 통과한 공기가 HVAC 유닛 내부의 증발기 코어와 가열기 (heater) 코어를 거치면서 뜨거운 공기가 되어 제상 덕트를 통해 차량 전면 유리 및 측면 유리로 향하게 되는 작동 모드이다. Fig. 8은 제상 모드 덕트 유동의 소음해석에 사용된 해석 영역을 나타낸다. 블로워 케이싱 (휠은 없음), HVAC 유닛, 제상 덕트, 승객실 일부로 이루어져 있으며 경계 조건으로 입구에서는 316 CMH의 유량 조건을 사용하였으며 출구에서는 대기압 조건을 사용하였다. 덕트 출구가 좁고 유동 속도가 빨라서 격자를 매우 조밀하게 사용하였으며 전체 격자 수는 약 835만개이다. 유동 해석에는 95 시간 정도가 소요되었으며 시간 간격은 $dt=5.0e-5$

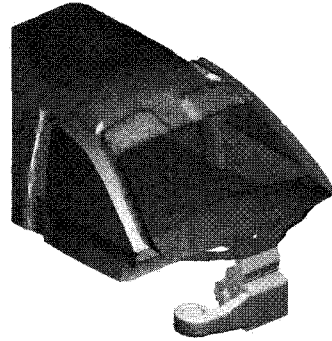


Fig. 8 Geometry in the case of defrost mode simulation

Table 1 Sound pressure level of defrost mode

Soundwall		SPL (dBA)
defrost duct exit		5.0
garnish		12.5
windshield glass		35.4
defrost duct body		26.1
Overall	Simulation	36.0
	Experiment	39.3

초로 하였다. 또한 소음 계산을 위한 비정상 유동해석은 총 1000 time step 동안 계산하였다.

각 soundwall로부터 발생하는 음압 결과 값을 Table 1에 정리하였다. 대부분의 소음은 덕트 출구로부터의 고속 유동이 충돌하게 되는 전면 유리에서 발생하는 것으로 나타났으며 덕트의 경우는 환기모드 덕트에서와 같이 덕트 분기 부분에서 큰 소음이 발생하는 것으로 나타났다.

4. 결론

본 연구에서는 차량 공조 장치의 블로워, 환기 모드 덕트 유동, 제상 모드 덕트 유동 각각에 대해서 소음을 계산하였으며 실험과 비교하였다. 고체 벽으로 인한 효과가 상대적으로 적은 블로워의 경우 해석이 실험과 잘 일치하는 것으로 나타났으며 덕트 유동에서는 소음원의 위치와 크기를 알 수 있었다.

이러한 연구는 새로운 공조장치 개발에 있어서 프로토타입 제작 이전에 미리 해석을 수행함으로써 소음 관련 성능을 예측할 수 있으며 해석을 통해서 개선 형상을 마련할 수 있기 때문에 개발 시간 및 개발 비용을 절약할 수가 있게 된다. 향후에는 본 연구에

서 얻어진 소음원의 정보를 이용하여 음장 해석을 수행할 예정이다.

참고문헌

- (1) E. P. Repik, 2003, "Historical Perspective on Vehicle Interior Noise Development," SAE 2003-01-1518.
- (2) C. Hipp-Kalthoff, A. Eilemann, and J. Kilian, "Acoustic Optimization of HVAC Systems," SAE technical paper, 971812.
- (3) N. Humbad, 2001-01-1498, "Automotive HVAC FlowNoise Prediction Models", SAE technical paper.
- (4) B. Schillemeit and S. Cucuz, 2002-01-1173, "Comparison of Experimental NVH Analysis Techniques on Automotive HVAC Systems", SAE technical paper.
- (5) Z. E. Hachemi *et al.*, 2002, "Application of Aero-Acoustic Analogy to Automotive Industry", JSAE 20025339.
- (6) B. Lokhande, S. Sovani, J. Xu, 2003, "Computational Aeroacoustic Analysis of a Generic Side View Mirror," SAE 2003-01-1698.
- (7) 2003, SC/Tetra Version4 User's Guide, Software Cradle Co., Ltd.
- (8) J. E. Ffowcs Williams and D. L. Hawkins, 1969, "Sound generation by turbulence and surfaces in arbitrary motion," Proceedings of the Royal Society of London A, vol. 264, pp. 321~342.
- (9) Wan-Ho Jeon, 2003, "A numerical study on the effects of the design parameters upon fan performance and noise of centrifugal fan," Journal of Sound and Vibration, Vol. 265, pp. 221~230.
- (10) 제종두, 박정영, 안병재, 김진민, 김재원, 2003, "차량 공조시스템 공력소음의 단품 특성에 대한 실험적 연구," 추계 자동차 공학회