

공력소음에 대한 연구 및 적용

°이덕주*, 유기완**

A Study on Aeroacoustics and Its Applications

D. J. Lee and K. W. Ryu

1. 서론

과학기술의 발전은 새로운 운송 수단, 즉 자동차, 철도, 프로펠러 비행기, 제트 비행기 등을 출현 시킴으로써 인간에게 편리를 제공하였다. 이는 인간에게 커다란 과학 문명의 혜택이었으며, 그 당시에는 미처 소음을 줄이기 위한 시도를 시도하지 않았다. 산업기계의 성능 향상은 부수적으로 보다 더 커다란 소음을 발생시켰고 이제 소음이라는 문제가 점차 표면으로 드러나기 시작하였다. 생활 수준의 향상으로 점차 인간들의 욕구는 보다 더 조용하고 쾌적함을 추구하기에 이르렀고, 급기야 소음을 발생시키는 기계들을 산업사회의 적으로 등 돌리게 되었다. 이제 시끄러운 기계는 더 이상 문명의 이기가 아닌 것이다.

공력 음향학 (aeroacoustics)이란 새로운 분야가 바야흐로 항공기나 자동차 등의 발달과 더불어 태동하게 되었는데, 이것은 음원으로 작용하는 항이 공기역학적 힘 또는 유동 자체의 비정상 거동에 의해서 기인하는 특성을 갖는다. 초기 공력음향학의 범주에서 소음연구는 프로펠러 비행기와 헬리콥터 등[1]에 의한 소음해석, 그리고 제트 항공기의 발달과 더불어서 제트소음에 대한 연구 [2]로 시작 하였으나, 점차 환경문제, 상업적 경쟁력, 주거 조건 등의 민간적인 차원에서 공력음향학에 대한 관심과 요구가 대단히 필요하게 되었다 [3~6]. 이를 바탕으로 가전제품의 진공청소기나 냉장고의 냉매 압축기, 자동차의 라디에이터 팬, 가전제품의 팬 소음, 항공기 엔진이나 발전소의 제트 소음, 프로펠러 비행기나 헬리콥터 로터의 소음, 고속 전철이나 고속 항공기의 객실 소음, 잠수함의 소나에서의 신호대 잡음비, 고속 비행체의 표면 압력 변동, 등등 공력 음향학에 대한 범주와 이에 따른 수요가 헤아릴 수 없게 되었고, 이에 대한 연구와 해석적 방법의 개발, 산업 분야에서

의 응용, 등등 활발히 이루어지고 있다.

본고에서는 공력음향학에 대한 여러분야 중에서 최근 국내에서 관심 있게 연구 되어온 분야에 대하여 그 연구 내용과 연구 방법 등을 소개 하고자 한다. 먼저 전형적인 유체의 소음원에 대해서 설명하고, 이에 대한 수치적 해석방법과 무향풍동을 이용한 실험, 그리고 본 음향학 이론에 대한 응용 사례들에 대해서 간략히 소개하고자 한다

2. 전형적인 유체소음원

2.1 Aeolion tone

Aeolion tone [4]은 물체 주위에서 와류 흐름이 입사하거나 또는 와류 흐름이 물체 표면에서 형성 되어 흐름을 따라 흘러가면서 물체 주위에 비정상적인 압력 변동을 일으킴으로써 강한 소음 발생의 메커니즘을 갖는 소음원의 한 형태이다. Tone 발생 형태를 분류하면 Fig. 1에 나타낸 것처럼, 제트와류가 왜지에 부딪칠 때 생기는 edge tone, 제트 와류가 구멍이 있는 찬에 부딪칠 때 생기는 hole tone, 제트의 후방에 형성된 고리와의 의한 ring tone, 등 많은 형태를 갖는다.

2.2. 제트소음

제트소음은 항공기 제트엔진 소음, 발전소의 바이패스 제트소음 등의 예를 들 수 있다 [4]. 저아음속 흐름에 대해서는 제트 후방의 전단흐름의 비정상 교란에 의해서 제트 후방에 원형 고리와가 형성 될 수 있는데, 이 때엔 고리와의 상호 작용에 의한 개구리 뱀 현상 (leap-frogging motion)이 형성되며 이에 의해서 소음이 발생하게 된다. 제트의 흐름은 Lighthill식에서 나타난 것처럼 Lighthill의 응력 텐서가 소음원으로 작용하게 되며 제트의 방향성은 기본적인 타원형 꼴에다가 흐름에 의한 특성과 속도와 온도의 공간 변화에 의한 회절 특성을 갖는다.

2.3 Vortex-Body Impinging

와류가 물체에 부딪치면서 발생하는 소음의

*정회원, 한국과학기술원 항공우주공학과

**정회원, 한국과학기술원 기계기술연구소

예를 들면, 항공기의 제트엔진은 날개의 하방에 장착되어 있으면서 제트 후방의 난류흐름이 조종면에 직접 또는 간접적으로 작용하여 이 물체 표면에 강한 비정상 압력 변동을 유발시킴으로서 소음 메커니즘을 형성하게 된다 [7,8]. Fig. 2에서 알 수 있듯이 제트와 날개면과의 상호 작용에 의해서 또는 플랩과의 상호 작용에 의해서 발생하는 음압 수준이 이러한 물체가 없이 제트 자체에 의한 소음보다 무려 10~15dB 정도 더 높게 나타나고 있음을 알 수 있다.

2.4. Feedback Mechanism

Fig. 3은 동공이 있는 상부의 개방된 평면에 전단류가 형성이 되고 이 전단류가 흐름 뒷부분의 덮개에 부딪치면서 강한 소음을 발생시키는 현상을 보이는데, 이 때 발생된 소음은 다시 전방의 전단흐름 형성에 영향을 주어서 전단류가 흘러갈 때 후방의 덮개에 받음각을 변화 시킬 수 있다. 이것은 전체적인 시스템이 갖는 유동과 소음 특성을 구분 짓게 하는데, 아직까지도 이에 대한 세부적인 소음발생 구조에 대한 해석이 이루어지지 않은 상태이다.

2.5. Harmonic Rotating Blade (Fan, Rotor)

회전하는 블레이드에 의한 이러한 소음 해석 방법은 헬리콥터 로터, 프로펠러 비행기 뿐만 아니라, 가전제품의 냉각 팬, 풍동의 팬, 공기 순환용 팬, 자동차의 냉각 팬, 컴퓨터의 냉각 팬, 등 무수히 많은 문제들에 대해 해당된다 [9]. 블레이드가 회전할 때의 소음특성은 일정한 체적을 유지하는 고체면이 회전하면서 유체의 체적을 주기적으로 변화 시켜서 발생하는 두께소음, 블레이드에 분포하는 힘이 비정상적으로 그 세기나 변하거나 또는 회전하면서 힘의 방향이 주기적으로 바뀌면서 발생하는 하중소음, 그리고 블레이드 주면의 유동장에 분포하는 비정상 유동 또는 국부적인 충격파의 발생에 의한 사극음원 특성을 갖는 소음으로 분류할 수 있다.

2.6. 기타 소음 형태

고속항공기 등에 의해 형성된 충격파에 의한 sonic boom, 고속 전철의 주위의 난류 유동장에 의한 객실 소음, 잠수함의 소나 부근에서 유동의 비정상 압력 변동에 의한 유동소음, 수중 스크류의 후방에 형성된 후류 주위의 공동 소음, 연소시 불꽃의 비정상 거동에 의한 연소소음, 등이 있다.

3. 해석 방법

3.1 BEM, FEM

유한 요소법(finite element method, FEM [10]), 또는 경계요소법(boundary element method, BEM [11])

을 이용하여 음향장을 지배하는 식을 적분함으로서 해를 얻을 수 있다. 경계조건은 Dirichlet, Neumann, Robin의 세가지 조건을 주며, 이는 강체, 물체가 진동하는 경우, 그리고 물체 표면에 흡음제가 있는 경우 등에 각각 다른 형태로 사용된다. 경계요소법은 미분방정식을 Green정리로부터 표면 적분 형태로 변환하고 표면에서의 미지수를 경계조건으로 구한 다음에 이 경계값들을 이용하여 원거리에서의 원하는 음압을 계산하는 방법이다. 유한요소법은 Galerkin방법을 이용하여 stiffness 행렬과 힘벡터를 구한다. 특히 음장 해석을 할 때는 이 유한 요소법을 자유 경계면에 무한요소를 고려 함으로서 원거리에서 Sommerfeld 방사 조건을 만족하도록 한다. 본 연구에서는 Jean-Pierre가 제안한 wave envelope element의 형상 함수를 사용한다.

3.2 Acoustic Analogy

대부분의 로터 소음해석은 정상상태의 공력만을 이용하여 소음을 예측하였으나 통상 팬은 단독으로 존재하지 않고 열교환기나 쉬라우드(shroude)와 함께 있으므로 이에 따르는 상호작용으로 인한 비정상 유동을 고려하여 소음을 예측하는 것이 필요하다. 이를 위해 시간영역이 적합하며 Lowson의 방법 [12]을 이용하여 소음을 계산한다. 임의로 움직이는 집중하중에 의한 먼 영역에서의 음향밀도는 다음과 같다.

$$p - p_0 = \left[\frac{x_i - y_i}{4\pi a_0^3 r^2 (1 - M_r)^2} \left\{ \frac{\partial F_i}{\partial t} + \frac{F_i}{1 - M_r} \frac{\partial M_r}{\partial t} \right\} \right] \quad (1)$$

음원으로 작용하는 공력이 비정상, 즉 시간의 함수이고 먼 영역에서 음압식은 힘의 성분들 양력과 항력 성분으로 나누어서 나타낼 수 있다. 원거리 음압 계산시에는 음원과 관찰자간의 지연시간을 고려하여 시간 보정을 행한다.

Lighthill의 음향방정식은 $1/a_0^2 \cdot \partial^2 p / \partial t^2 - \nabla^2 p = q$ 이다. 여기서 p 는 원거리에서의 압력 교란이고, a_0 는 주위의 음속, q 는 유동에서 주어지는 음향 원천항(acoustic source term)으로서 Lighthill의 응력텐서가 된다. 저아음속 유동에 대하여 음원항은 와류의 비정상 정보에 의해서 코리올리 가속도가 음원으로 작용함을 알 수 있다 [13~15].

$$p(\mathbf{x}, t) = \frac{\rho_0}{12\pi a_0^3} \sum_{i,k} \frac{\ddot{Q}_{i,k}(t - x/a_0)x_i x_k}{x^3} \quad (2)$$

여기서, $Q_{ik} = \int y_i (y \times \omega)_k d^3 y = \Gamma \int y_i (y \times dy)_k$ 이다.

3.3 Computational Aeroacoustics

최근에는 전산기계와 수치기법의 발달에 힘입어 새로운 전산공력 음향학의 범주가 생겨나게 되었다. 이는 음장 또는 유동장을 지배하는 방정식을 유한 차분법(finite difference method, FDM [16])을 이용하여 음향장을 직접 푸는 방법으로서 Euler 방정식, Navier-Stokes 방정식, 또는 그 변형 형태로 교란 오일러식을 예를 들 수 있다. 유동 변수 및 음향변수가 복합된 완전한 Navier-Stokes 식을 가정 없이 직접 푸는 직접 수치 모사법 (Direct Numerical Simulation, DNS [17,18])이 근래에 많은 사람들이 이 분야에 대하여 활발히 연구되어지고 있는 상황이다.

교란 오일러식은 유동해석과 음향해석을 분리시켜서 하는 방법이다. 등엔트로피 조건을 만족하는 경우 유동에 의한 압력의 변화는 그에 상응하는 밀도의 변화를 야기함을 알 수 있으며, 그 양은 $\rho_1 = dp_s / a^2$ 이다. 여기서 $dp_s = p_s(x, t) - \bar{p}$ 는 압력의 변화량을 나타낸다. 유동의 지배 방정식으로 부터 음향방정식을 유도하기 위해 압축성유동에 대한 연속 방정식과 운동량 방정식에 속도, 압력, 밀도의 물리량들은 아래와 같이 비압축성 항과 음향학적 미소 교란항으로 나눌 수 있다 [19,20].

$$u_i = u_i + u_i', \quad p = P + p', \quad \rho = \rho_0 + \rho_1 + \rho' \quad (3)$$

이를 바탕으로 식을 정리하면 다음과 같은 교란 Euler식의 일반 형태를 얻는다.

$$\frac{\partial \tilde{u}}{\partial t} + \frac{\partial \tilde{E}}{\partial \xi} + \frac{\partial \tilde{F}}{\partial \eta} = -\tilde{S} = -\left(\frac{\partial \tilde{u}_s}{\partial t} + \frac{\partial \tilde{E}_s}{\partial \xi} + \frac{\partial \tilde{F}_s}{\partial \eta} \right) \quad (4)$$

경계조건으로 원거리에서는 비반사 경계조건을 만족시키도록 한다.

직접 수치모사 (DNS, direct numerical simulation) 이나 전산 공력 음향학 (CAA, computational aeroacoustics)은 공간 차분에 대해서 높은 해상도와 고차의 절삭차수 (truncation order)를 갖는 정확한 스킴을 필요로 한다. 본고에서는 공간 차분에 대한 정확도를 개선한 OHOC (optimized the high-order compact) 스킴을 개발하여 공간 차분에 응용한 스킴을 소개한다 [21,22]. 7점의 스텐실을 기반으로 한 Pade식은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} & \beta f_{i-2} + \alpha f_{i-1} + f_i + \alpha f_{i+1} + \beta f_{i+2} \\ & = c \frac{f_{i+2} - f_{i-2}}{6\Delta x} + b \frac{f_{i+2} - f_{i-2}}{4\Delta x} + a \frac{f_{i+1} - f_{i-1}}{2\Delta x} \end{aligned} \quad (5)$$

위 식의 계수들은 여러 차수들, 즉 2차, 4차, 6차, 8차, 10차들에 대한 Taylor 급수전개의 계수들을 비

교 함으로서 얻을 수 있다. 위 식의 좌변을 중앙 차분하고 양변을 Fourier 급수 전개 하면 수정된 파동수 \bar{k} 를 얻어 낼 수 있고 실제파동수와 오차는 적분 형태의 가중 편차를 고려한 오차로, $E = \int_{-\pi}^{\pi} (k - \bar{k})^2 W(k) dk$ 를 정의 한다. 여기서 $W(k)$ 는 가중 함수이다. 이 오차를 최소화 할 수 있는 계수 a, b, c, α, β 를 얻는 것이 최적화의 목표가 된다.

3.4 경험식, 또는 음향 풍동을 이용한 실험

음향풍동은 기존 풍동의 구조에 시험부에 무반사조건을 만족시켜서 음의 반사를 막고, 팬소음의 전파를 소음기와 흡음재를 사용하여 감소시키고, 원치 않는 이차적인 소음의 발생을 최소로 줄인 풍동을 말한다.

현재 한국과학기술원 공력음향학실에서 설계, 제작한 음향풍동(Fig. 4)은 시험부에서 최대속도 62.8m/sec로 설계되었으며, 유질은 21:1의 수축비를 가진 수축부와, 한 장의 허니콤과 6장의 스크린을 이용하여 난류강도 0.1% 이하로 설계되었다 [23]. 고주파의 소음을 줄이기 위해 도관내벽에 흡음물질인 유리섬유를 붙이고 표면은 천공판으로 덮는다. 그리고 90도 각도의 꺾여진 모서리와 흡음재로 감싼 회전기를 설치한다. 1kHz 이상되는 주파수의 소음 감소를 목적으로 두개의 스플리터형 소음기를 직렬로 장치한다. 또한 낮은 주파수의 소음감소를 위해 공명형 소음기를 장착하여 배경소음 50~55dB를 만족시킨다.

음향풍동의 용도는 항공기의 엔진 소음, 항공기 동체 내부의 객실 소음, 고속 주행하는 자동차의 차실 소음, 팬, 로터, 프로펠러, 등의 소음, 고속전철의 객실 소음 이나 외부 소음, 등의 실험에 응용한다.

4. 음향학 이론의 적용 예

4.1. BEM 또는 FEM을 이용한 해석

4.1.1 엔진 덕트의 소음해석

허브가 있는 덕트 내부 음장을 유한요소법을 이용하여 해석하기로 한다 [24]. 해석에 사용된 덕트는 허브가 0.5m, shroud가 1m, 길이가 1m이다. 모드와 유동에 대한 효과를 알아보기 위해 모드가 (4,0)인 음원을 놓고, 유동의 마하수를 0에서 0.6까지 변화시키면서 덕트내부에서 음장을 계산하였다. Fig. 5는 수치 해석의 결과로 유동의 효과를 확인 할 수 있다. 유동의 속도가 증가할수록 파장이 짧아지고, 단위 길이에 더 많은 음파가 들어가고 있으며, 음압의 세기가 감소함을 알 수 있다.

4.2. Acoustic Analogy의 적용

4.2.1 축류팬 소음해석

Acoustic Analogy 에 바탕을 둔 Lowson의 방법을 이용하여 축류팬을 시간영역에서 해석하였다 [25]. 해석 대상으로 하는 팬은 증장비에 장착되는 냉각팬으로 직경이 0.38m, RPM=1850인 상태 하에서 블레이드 수가 10개인 경우에 관찰자 위치가 회전평면에서 회전축으로부터 3m인 곳에서 측정하였다. 공력계산은 블레이드가 3회전하는 동안의 계산치로 팬 흐름 방향에 라디에이터가 있는 경우에 대하여 해석하였다. 추력과 항력은 비교적 일정한 값으로 유지되었으나 비정상 척도를 나타내는 dT/dt , dD/dt 항은 일정 주기를 갖고 진동하였다. Fig. 6은 축류팬의 형상을 보여 주고 있다. 이 축류팬의 음압 신호는 Fig.7에서처럼 주파수 영역에서 첫번째 하모닉항($f_1=1*B*rpm/60$)은 308(Hz)에서 85.4(dB)이고 두 번째 하모닉은 618(Hz)에서 66.4(dB)를 나타내었다.

4.2.2 원심팬 소음해석

진공청소기의 원심팬은 임펠러, 디퓨저, 케이싱, 출구를 모두 포함하는 복잡한 형상을 갖는다. 실제 진공청소기를 대상으로 했을 때, 이 진공청소기는 30,000rpm으로 회전하며, 유량은 1.36 ~ 2.526 (m³/min)이다. 유동장은 이산 와류법을 이용하여 해석하고 이에 의하여 깃 표면의 비정상 압력 변동을 이용하여 Lowson의 식으로부터 음장 해석을 수행하였다. 후류와류는 임펠러 뿐만 아니라 디퓨저에서도 흘러지고, 임펠러는 매 시간 회전한다 [26]. 무차원 시간 3 일때의 후류와류입자의 분포가 Fig. 8에 있다. 매 시간 임펠러와 디퓨저 깃의 각 요소에 걸리는 힘의 데이터를 이용해서 먼 거리의 음압신호를 예측할 수 있는데 주파수 특성을 보면 거의 모든 주파수에서 큰 값이 존재하는 광역소음의 특성을 나타낸다.

4.2.3 제트 와류소음

상호 관통하는 두 타원형 동축 고리와 (coaxial vortex ring)에 대해서 음압 변화를 Fig. 9에 나타내었다 [27]. 두 타원형 고리와가 상호 작용할 때 대표적인 거동 현상으로 축속위칭 거동과 상호관통현상이 발생된다. 이 때 두 타원형 고리와의 초기 간격은 $\Delta z_0 / R_0 = 0.5$ 이고, 장단비는 0.6, 시간 간격 $\Delta t / (R_0 / U_0) = 0.0005$ 로 하였다. 초기 타원형의 장축의 방향이 서로 동일한 상태에서 놓여지며 와선으로 싸여진 면적은 등가 단면적을 갖는다. 그림에서 처럼 $l / (R_0 / U_0) = 0.08, 0.24, 0.44, 0.62$ 근방에서 상호 관통 현상이 생기게 된다. 음압 신호는 바로 이 순간에 제일 크게 나타남을 알 수 있다.

4.3 Computationa Aeroacoustics의 적용

4.3.1 자동차 엔진의 흡기밸브 소음

자동차의 흡기밸브의 개폐에 따라서 강한 압력파가 흡기관을 따라서 밖으로 전파하게 된다. 본 문제를 해석하기 위해서, 축대칭 비정상 압축성 Navier-Stokes 방정식을 이용하여 문제에 접근하였다 [28]. 이의 모사를 위해 단일 실린더와 밸브를 갖는 문제로 단순화 했고, 동적격자계를 이용하여 피스톤의 하강으로 유동이 유입되게 하였다. 본 연구를 통하여 흡기계의 주된 소음원은 피스톤의 하강으로 흘러들어 오던 유동이 흡기밸브가 닫힘으로써 유동의 운동에너지가 압력으로 변환 강한 압력서지(pressure surge)임을 알 수 있었다. Fig. 10은 흡기밸브가 닫힌 후 압력서지의 전파를 보기 위해 x-t 영역에서 나타낸 것이다. 그림에서 기울기가 가파른 것은 압력파로서 음속(speed of sound)으로 전파됨을 볼 수 있고 완만한 것은 유동이 벽에 부딪혀 생긴 와류(vortex)가 흘러내려가는 것이다. 이 압력파는 쉽게 감쇠(attenuation)가 되지 않고 방사된다.

4.3.2 고속 전철 소음

축대칭 열차가 고속으로 터널에 진입할 때는 객실 내부 뿐만 아니라, 터널 출구에서 강한 충격 소음이 빠져나가 방사하게 된다 [29]. Fig. 11은 이를 해석하기 위해 축대칭한 모델 열차가 터널내부에서 터널 밖으로 향하고 있는 형상에 대한 격자계로서 이 격자계는 열차와 함께 움직인다. 열차와 터널의 단면적비는 5가 되도록 하였다. Fig. 12는 터널 윗 벽면에서의 압력 변화를 나타낸다. 시간이 변함에 따라서도 생성된 압축파의 세기와 경사가 정확히 같음을 알 수 있다. 이러한 압축파는 전파 되어 나아가면서 출구쪽을 향하면서 충격파를 형성할 수 있고, 이러한 강한 압력파가 출구로 빠져나가 커다란 소음의 원인이 된다.

4.3.3 발전소 보일러 소음

보일러에 위험 압력이 걸리는 경우, 압력강화를 위해 기체를 외부로 방출할 경우가 생긴다 [30]. 이 경우 100기압 정도의 매우 높은 기체가 대기로 자유 방출되면 심각한 소음을 발생시키게 된다. 이와 같은 보일러의 기체 방출 소음을 저감하기 위하여 Fig. 13과 같은 디퓨저 소음기가 보편적으로 쓰이고 있다. 고압 기체가 대기로 방출되는 과정에서 여러 가지 충격파가 발생되며, 초음속 제트가 디퓨저의 공극들을 통하여 빠져나가는 것을 볼 수 있다. 즉, 매우 높은 에너지의 기체에 의해서 비선형 음향파가 외부로 전파되어 충격 소음으로 나타나게 되는 것이다. 디퓨저의 크기 및 공극 개방률 등을 조절하면 이러한 소음을 상당히 저감할 수 있으며, 디퓨저 후방에 적절한 스플리터 머플러를 설치함으로써 더욱 효과를 얻을 수

있다. Fig. 13 은 보일러용 디퓨저 소음기를 통과하는 유동 현상을 수치해석 기법으로 모사한 결과이다. 축대칭 오일러 방정식을 Optimized High-Order Compact Scheme 과 4th-Order Runge-Kutta 법으로 풀이하였다.

4.4. 실험을 통한 경험식 또는 실험측정

4.4.1 난류 벽면 압력변동소음

물수체에서의 물체 표면에서 발생하는 난류유동 소음은 소나의 성능 향상을 위해 연구되어지는 분야이다. 난류경계층 내부의 압력 정보를 주파수-과동수 영역에서 보면 특히 값이 크게 나타나는 부분(대류피크)이 존재하고 대부분 유동압력은 대류속도로 흘러가게 된다. 이 대류 영역에 대해서 Corcos 는 벽면 압력 스펙트럼을 다음과 같이 분리 형태로 나타내었다 [31].

$$P(\vec{k}, \omega) = P(\omega) A \left(\frac{\omega k_1}{U_c} \right) B \left(\frac{\omega k_3}{U_c} \right) e^{i\omega k_2 / U_c} \quad (3)$$

여기서 U_c 는 벽면 압력의 대류 속도이고 함수 A 와 B 는 실험을 통하여 얻어지는 무차원 변수, k_1, k_3 는 과동수의 좌표축에 따른 성분, 그리고 $P(\omega)$ 는 $\int P(\vec{k}, \omega) d\vec{k}$ 이다. Ffowcs Williams (1982) 는 Corcos 의 모델을 대류피크 내부에 있는 영역까지 확장했고, Chase (1980) 에 의하여 매끄러운 평판에 대하여 평균유동 효과와 난류 변동 효과를 분리해서 고려한 새로운 형태의 모델을 등장시켰다. 이론적으로는 주파수-과동수영역에서 벽면 압력 스펙트럼을 나타내면 음향피크를 확인할 수가 있게 된다. 이 영역에 대한 이론적 접근은 Bergeron (1973), Chase (1987) 등에 의하여 연구되어졌다.

4.4.2 그릴 표면의 Perforated 효과

한국과학기술원 항공우주공학과에 있는 음향풍동의 시험부에 받음각 45 도의 두 개의 그릴을 놓고 이를 시험부의 중심축에서 90 도 각도로 1m 떨어진 곳에서 측정한다 [32]. 유속은 10 과 20m/sec 로 하였다. 0.5 인치 콘덴서 마이크로폰 (B&K type 4165) 을 사용했으며, FFT 신호처리기 (B&K type 2035) 를 통해 결과를 A-weight 하여 분석한다. 각도에 대해서 큰 차이는 없지만 20 도일 때 소음이 가장 낮고, 표면의 perforate 영향을 보면 그릴 표면의 구멍에 의해 소음이 증가함을 알 수 있다. Fig. 14 에서 보듯이 그릴 표면을 제거하였을 경우에 1500Hz 이상의 영역에서 전체적으로 소음이 감소하는 것을 볼 수 있다.

4.4.3 석굴암 내부 소음

8세기에 축조된 석굴암은 1200년이 지난 현재에도 전혀 손상되지 않고 잘 보존되어 있다 (Fig. 15). 현대에 들어 그 영구적 보존의 노력으로 항온항습을 위한 현대식 냉온방 기계장치가 석굴 주변을 둘러싼 구조로 설치되어 있으며, 꾸준히 보완되어 왔다. 석굴 내부의 반구형 석실의 내벽과 뒷산 사이에는 공간이 형성되어 있으며, 공간 상부에는 공기 조화용 덕트가 설치되어 있고, 석실의 좌우에 기계실이 배치되어 있으며, 석불 주위에 공기 순환용 덕트가 배치되어 있어 소음과 진동 영향이 있다. 석굴 내부의 소음은 기계실 음원과 음향 공진 현상과 석실벽 또는 덕트를 통해서 내부로 전달 된다. 측정결과 석굴 전후에서 좌우에서보다 더 크게 나타났으며 [33], 대략 55~63dB의 음압수준을 가짐을 알 수 있었다. 기계실의 문을 닫고 석불 후방 측정된 소음신호가 Fig. 16에 나타나 있다. 7Hz는 음향 공진효과이고 23.5Hz는 석굴음향 모드의 중첩에 의한 효과, 그리고 19.5, 39, 58, 66Hz의 피크는 기계실에서 덕트를 통해 유입되는 양이다.

5. 결 론

본고에서는 전형적인 유체 소음원들과 이에 대한 해석 또는 실험 방법, 그리고 적용 예를 간략히 소개하였다. 소음을 줄이기 위한 연구는 최근 들어서 국내외적으로 환경문제와 더불어 활발히 연구되어지고 있으며, 연구 결과를 토대로 보다 더 쾌적한 환경을 위한 산업 기계들이 실제 설계에 반영되고 있는 상황이다. 국내 상황으로 볼 때에도 여러 소음문제에 대해서 분야별로 많은 연구가 진행되고 있다. 공력소음 분야를 언급한다면, 고속 운행체나 물수체 주위의 유동 소음 해석, 자동차의 NVH문제, 중형 항공기 소음 저감, 신공항 주변의 환경 소음 규제를 위한 대책, 등 현존하는 문제들을 해결하기 위하여 소음 해석을 위한 요소 기술 개발이 당면 과제이며 이에 대한 노력이 절실한 때라고 본다.

참고문헌

1. Gutin, L., "On the sound field of a rotating propeller", NACA TM 1195, 1948
2. Lighthill, M. J., "On Sound Generated Aerodynamically. I. General Theory," *Proc. Roy. Soc. (London)*, 211A, 1107, 564-587, 1952.
3. Dowling, A. P. and Ffowcs Williams, J. E., *Sound and sources of sound*, Ellis Horwood Limited, 1983
4. Blake, W. K., *Mechanics of flow-induced Sound and Vibration*, Academic press, 1986
5. Ffowcs Williams, J. E. and Hawkings D. C., "Sound generation by turbulence and surface in arbitrary

motion", *Phil. Trans. Roy. Soc. A264*, 321-342, 1969

6. Powell, A., "Some aspects of aeroacoustics," *J. Vibration and Acoustics*, 112, pp. 145-159, 1990
7. Park, J. H. and Lee, D. J., Numerical Simulation of Vortex-Wedge Interaction, *AIAA Journal*, Vol.32, No. 6, June, 1994
8. Ryu, K.W., and Lee, D. J. "Interaction between a Vortex Ring and a Rigid Sphere," *European Journal of Mechanics B/Fluids*, Jun. 1997.
9. Lee, D. J., Chung, C. M., Park, S. C., Interference Effect on Rotor Thickness Noise, AHS International Technical Specialist Meeting: Rotorcraft Acoustics and Rotor Fluid Dynamics. Oct.,1991, Ca. U.S.A.
10. 이재규, 이덕주, "유한요소법을 이용한 도관 내부 및 외부 음장 해석," 한국소음진동학회지, 제 3권, 제 2호, pp.169~178, 1993
11. Ih, K. D. and Lee, D. J., "Numerical Analysis of Near and Far Fields Scattered by Two Plates with Finite Thickness," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 192, No. 2, pp.535~548, 1997
12. Lawson, M. V., "The Sound Field for Singularities in Motion," *Proc. R. Soc. London, Ser. A.* 286, pp.559~572, 1965.
13. Powell, A., "Theory of Vortex Sound," *J. Acoust. Soc. Am.*, Vol. 36, No. 1, 177-195, 1964
14. Howe, M. S., "Contribution to the theory of aerodynamic sound, with application to excess jet noise and the theory of the flute." *J. Fluid Mech.* 71, 625-673, 1975
15. Möhring, W., "On vortex sound at low Mach number", *J. Fluid Mech.*, vol. 85, 685-691, 1978
16. Lee, D. J., Hwang, C. J., Ko, D. K., and Kim, J. W., "Comparative Study of Numerical Schemes of TVD3, UNO3-ACM and Optimized Compact Scheme", ICASE/LaRC Workshop on Benchmark Problem in Computational Aeroacoustics", USA, Serial 1, pp.47~57, 1996.
17. Lele, S. K., "Direct numerical simulation of compressible free shear flows," AIAA Paper 89-0374, 1989
18. Tam, C.K.W. and Webb, T. C., "Dispersion-Relation-Preserving Schemes for computational Aeroacoustics," DGLR/AIAA 92-02-033, 1992
19. Hardin, J. C. and Pope, D. S., "A new technique for aerodynamic noise calculation", DGLR/AIAA paper 92-02-076, 1992
20. Lee, D. J. and Koo, S. O., Numerical Study of Sound Generation Due to a Spinning Vortex Pair, *AIAA Journal*. Vol. 23, No 1, pp.20~26, 1995
21. Kim, J.W. and Lee, D.J., "Optimized Compact Finite Difference Schemes with Maximum Resolution," *AIAA Journal*, Vol. 34, No. 5, pp.887~893, 1996

22. Kim, J.W. and Lee, D.J., "Numerical Simulation of Nonlinear Waves using Optimized High-Order Compact Scheme", *CFD Journal*, Vol. 5, No. 3, pp.281~300, 1997
23. 전완호, 차희범, 이덕주, "저소음, 저난류 음향 풍동의 설계와 응용," 한국항공우주학회지, 제 23권 제 2호, pp.146~151, 1995.
24. 전완호, 이재규, 이덕주, "비행기 엔진소음의 방사 음향장 해석," 한국소음진동공학회 춘계학술회의, 1997, 5월, 경주
25. 정춘면, 나선옥, 이덕주, 박승철, 강종민, "비정상 유동을 고려한 증장비의 냉각팬 소음해석," 한국소음진동공학회 춘계학술회의, 1997, 5월, 경주
26. 전완호, 유기완, 이덕주, 이승갑, "진공청소기 원심팬의 유동과 소음원 해석," 한국소음진동학회지, 제 7권, 제 1호, pp.99~106, 1997
27. Ryu, K.W., and Lee, D. J. "Sound Radiation from Elliptic Vortex Rings: Evolution and Interaction", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 200, No. 3, pp.281~301, 1997.
28. 김용석, "엔진 흡기계의 소음발생, 전파 및 방사에 관한 수치적 연구," 한국과학기술원 석사학위논문, 1997
29. 황창진, "오일러 방정식을 이용한 시간영역에서의 비선형 음향파 방사 및 감소 해석," 한국과학기술원 박사학위논문, 1995
30. 김재욱, 이덕주, "발전소 보일러의 소음해석," 삼성중공업 보고서, 1997
31. Corcos, G.M., "Resolution of pressure in turbulence." *J. Acoust. Soc. Amer.* 35: 192-199., 1963
32. 이덕주, 정춘면 외, "증장비의 냉각소음 해석 및 저감," 삼성중공업 보고서, 1997
33. 이덕주, 이종원, "석굴암 소음진동 측정 및 분석 보고서," 한국과학기술원-삼성중공업, 1995.


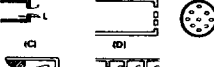
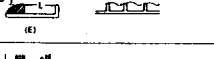


MODE CLASSIFICATION	$\frac{\phi_n}{2\pi}$	$\frac{L_c}{U_j}$	REYNOLDS NUMBER RANGE	ARRANGEMENT
HOLE & RING	$n=1/4$	0.5 - 0.9	1000 - 3000	
AXISYMMETRIC MODES $1 < L/D < 8$	FIG. 3-13	-	$10^2 - 3 \times 10^4$	
			$10^3 - 10^4$	
WALL JET	INTEGER CLOSEST TO L/D	0.5	$3 \times 10^5 - 8 \times 10^6$ (ROUGHLY)	
AXISYMMETRIC MODES $2 < L/D < 8$				
EDGE TONES	$n=1/4$	0.3 - 0.5	100 - 7500	
NONSYMMETRIC $2 < L/D < 12$			$2 \times 10^2 - 2 \times 10^4$	

Fig. 1. Tone arrangements.

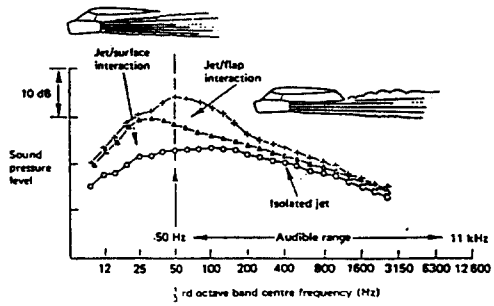


Fig. 2. Jet body interaction .

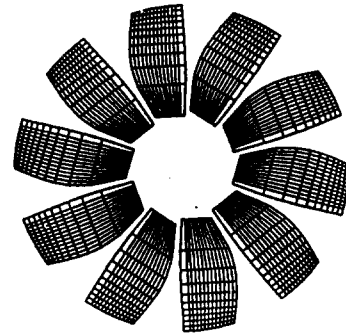


Fig. 6. Configuration of the cooling axial fan.

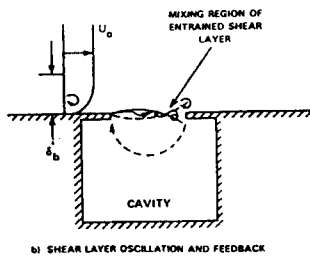


Fig. 3. Shear layer oscillation and feedback.

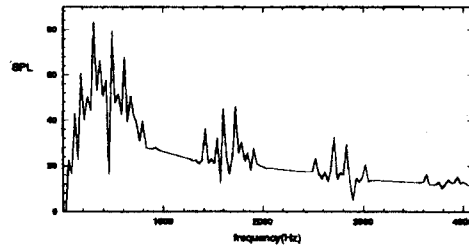


Fig. 7. Sound pressure level for cooling fan.

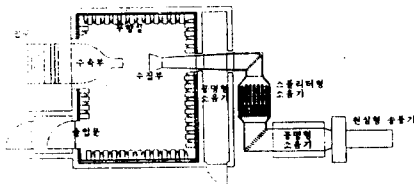


Fig. 4. Acoustic wind tunnel in KAIST.

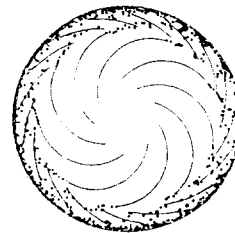


Fig. 8. Generation of the discrete vortices around the impeller of the centrifugal fan.

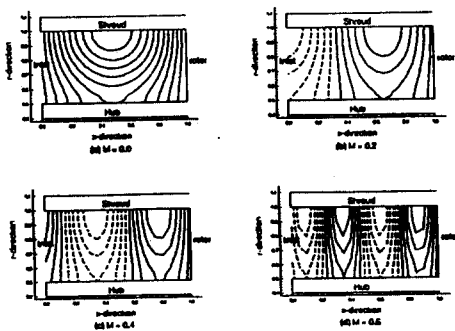


Fig. 5. Pressure contours in a duct with Mach number.

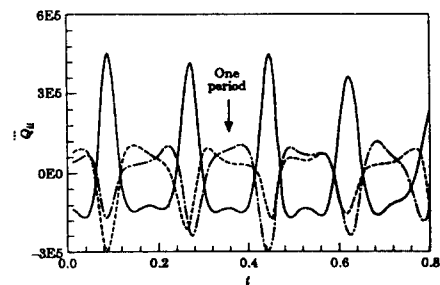


Fig. 9. Sound signals from the motion of two elliptic vortex rings.

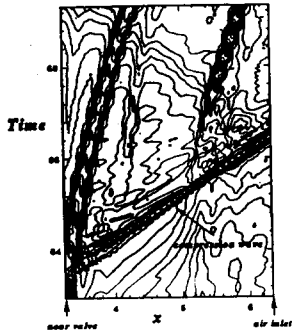


Fig. 10. Time histories of the pressure fluctuation at the engine inlet.

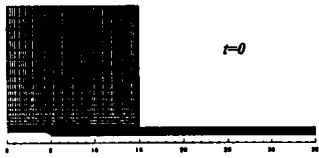


Fig. 11. Grid patterns around the high speed train in tunnel.

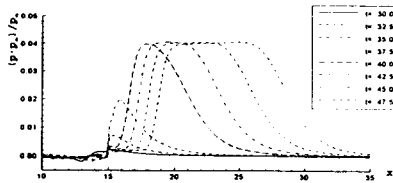


Fig. 12. Pressure histories on the tunnel upper wall.

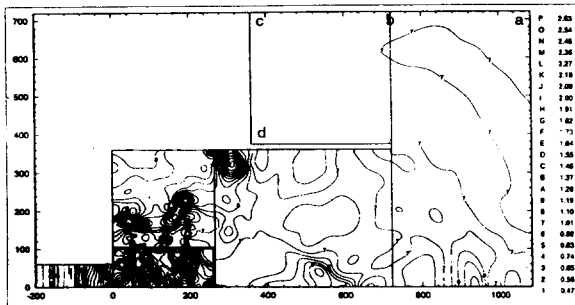
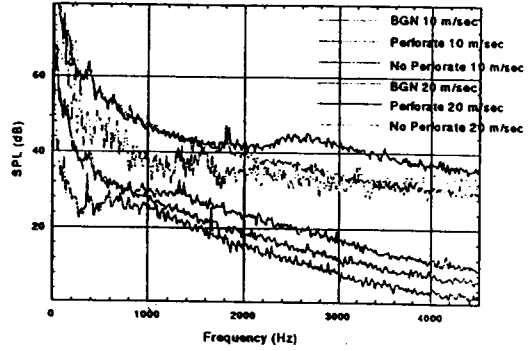


Fig. 13. Pressure contours for the radiation field in the diffuser silencer of the boiler.



U = 10 & 20 m/sec, angle of attack = 45°, two grilles

Fig. 14. Effect of the perforated on the grill.



Fig. 15. Inner view of the Sock-Gul-Am.

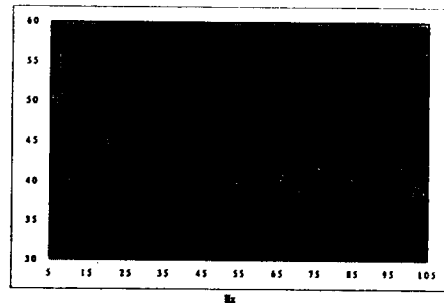


Fig. 16. Acoustic pressure spectrum after the stone Buddha.