

전산공력음향기법과 응용사례

정 철 응

(부산대학교 기계공학부)

1. 머리말

자동차, 항공기, 기차, 선박 등의 수송기계와 냉장고, 에어컨 등의 가전기계를 포함한 다양한 기계류 제품에서 발생하는 유동소음은 제품의 품질과 성능을 결정하는 중요한 요소 중의 하나이다. 이러한 유동소음(혹은 공력소음)을 수치적으로 예측하고자 하는 학문분야를 전산공력음향학(computational aero-acoustics, 이하 CAA)이라고 한다. 이전 강좌⁽¹⁾에서 유동소음의 기초이론에 대해서 간략히 소개하였으며, 이번 강좌에서는 CAA에 대해서 간략히 소개하고자 한다.

CAA는 비정상(unsteady)상태의 유동으로 인해 발생하는 소음을 해석할 수 있는 수치기법을 개발하고 이를 이용하여 복잡한 유동소음 발생 메커니즘을 규명하는 것을 목적으로 하는 분야이다. CAA 예측 방법론은 크게 직접방법(direct method)과 복합방법(hybrid method)으로 구분할 수 있다. 직접방법은 소음원이 되는 유동장과 음향장을 동시에 해석하는 것을 의미한다. 직접 해석을 위해서는 마하수가 증가함에 따라 유동장과 음향장의 길이 스케일의 차이와 유동장과 음향장의 섭동 크기 차이 등과 같은 물리적 원인과 편미분 방정식의 이산화를 통하여 발생하는 수치감쇄와 이산관계의 비보존성 등으로 인한 수치기법적 원인으로 인하여 전산유체역학

(computational aero-dynamics, 이하 CFD)에서 사용하는 통상의 수치기법이 아닌 시간-공간 영역에서뿐만 아니라 파수-주파수 영역에서도 고차의 정확도를 가지는 수치기법을 필요로 한다. 따라서, 고차 수치기법의 개발과 더불어 많은 계산 비용이 요구된다. 복합방법은 대부분의 유동소음 문제에 대해 유효한 음향장이 유동장에 미치는 영향을 무시할 수 있다는 가정하에 소음원 영역인 유동장과 소음이 전파하는 음향장을 분리하여 해석하는 방법이다. 일반적으로 직접 방법보다 효율적인 복합방법은 CFD를 이용하여 소음원 영역인 유동장을 해석하고 이로부터 획득한 비정상상태의 유동정보로부터 음향상사식(acoustic analogy)이나 경계요소법(boundary element method), 혹은 선형/비선형 음향전파 방정식 등을 이용하여 소음전파를 예측한다. 그림 1에서 CAA 해석 방법들을 간략화하여 나타내었다.

다음 절에서 유동소음 예측 방법들과 그 응용 사례들을 소개한다.

2. 직접방법

DNS(direct numerical simulation)를 이용한 유동소음예측은 직접방법 중 하나이다. DNS는 압축성 Navier-Stokes 방정식을 일련의 가정이나 간소

* E-mail : ccheong@pusan.ac.kr / Tel : (051)510-2311

기초강좌

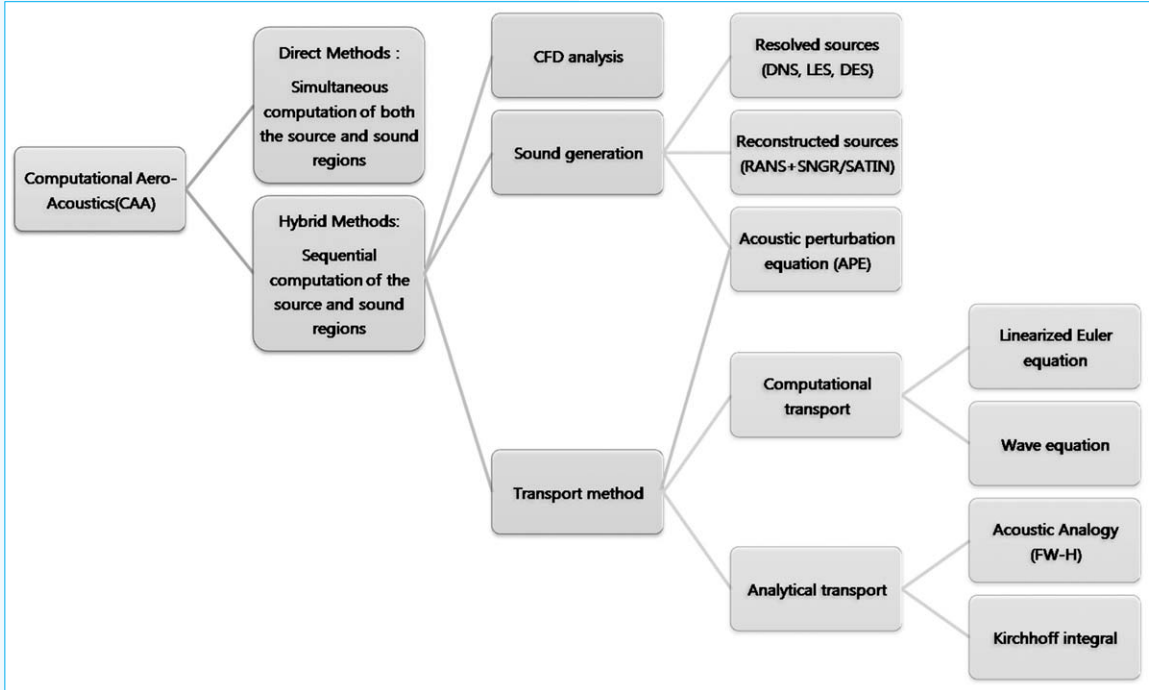


그림 1 CAA 해석 방법론

화 없이 직접 수치해석을 통해 해석하는 방법이다. DNS를 이용하여 신뢰할 수 있는 해를 얻기 위해서는 동적으로 의미 있는 모든 스케일의 유동을 포함하여 해석을 수행해야 한다. 즉, 해석에 사용되는 격자와 시간간격이 Kolmogorov 스케일에 해당하는 유동의 가장 작은 스케일의 동적 특성을 포착할 수 있을 정도로 충분히 작아야 하고 동시에 전체 해석영역은 가장 큰 스케일을 포함할 정도로 커야 한다. 이러한 다양한 유동장의 길이, 시간 스케일을 가지는 유동소음 문제로 공동 소음(cavity noise)를 예로 들 수 있고 Tam & Kurbatskii⁹⁾의 공동 소음 예측 방법 및 결과를 다음에서 간략히 기술한다.

공동 소음 예측을 위해 다음의 2차원 압축성 Navier-Stokes 방정식을 지배방정식으로 사용한다.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + u_j \frac{\partial \rho}{\partial x_j} &= 0 \\ \frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} &= 0 \\ \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} + \gamma p \frac{\partial u_j}{\partial x_j} &= 0 \\ \tau_{ij} &= \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 ρ , u 와 p 는 각각 밀도, 속도 그리고 압력을 나타낸다. 또한 τ_{ij} 은 점성항이다. 이때 i, j 는 Cartesian 좌표계의 표기법(notation)이다.

유동장과 음향장 내의 다양한 스케일을 효과적으로 포착하기 위하여 서로 다른 격자크기를 가지는 해석영역을 설정하였고 각 해석 영역에 대

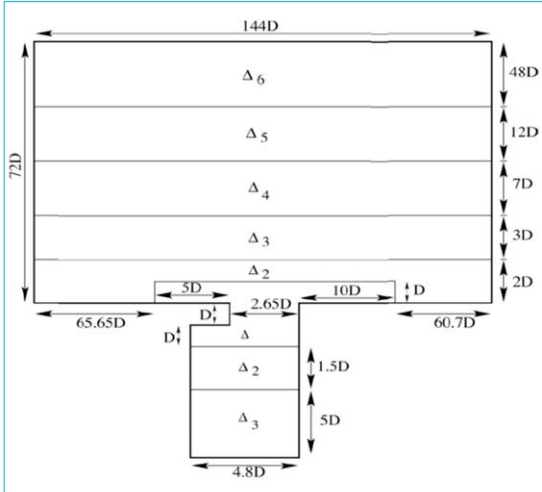


그림 2 공동 소음 해석을 위한 다중 격자계($D=3.3$ mm, $\Delta=0.0825$ mm, $\Delta n=n \times \Delta$)⁽²⁾

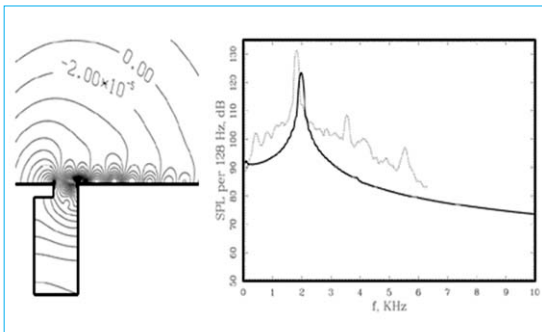


그림 3 공동 주위 음압분포(좌)와 측정치와의 비교(우)(--- 측정치, — 예측치)⁽²⁾

해서 다른 시간 간격을 적용하였다. 해석에 사용된 격자계는 그림 2에 나타내었다.

그림 2에서 보는 바와 같이 공동 주변에서 작은 스케일의 유동장을 포착하기 위하여 가장 작은 격자 간격 Δ 를 사용하였고 공동에서 거리가 멀어질 수록 상대적으로 큰 스케일을 가지는 음향파를 포착하기 위해 보다 큰 격자 크기를 사용하는 것을 확인할 수 있다. 유동장과 음향장의 길이 스케일의 비는 유동의 마하수에 비례한다.

유입되는 유동의 속도가 50.9 m/s인 경우 예측값과 실험값과의 음압 비교는 그림 3과 같다.

직접방법을 통한 유동소음 예측은 상당한 해석 비용을 필요로 하여 대부분의 경우 학문적 관점에서 단순 모델 문제의 소음발생 메커니즘의 물리적인 이해를 돕는 역할을 한다. 따라서 실제 산업계에서 필요로 하는 실용적인 문제에 직접방법을 적용한 유동소음 해석은 과도한 비용으로 인하여 거의 이루어지지 않고 있다. 대신에 다음 절에 소개할 복합방법이 주로 사용된다.

3. 복합방법

복합방법은 유동장과 음향장을 순차적으로 예측하는 방법이다. 먼저 유동장은 CFD를 이용해서 예측하고 해석된 유동정보는 소음원을 모델링하는 데 사용된다. 정상상태와 비정상상태 유동해석결과로부터 소음원 모델링이 가능하다. 정상상태의 경우 비정상 정보를 재생하는 추가 알고리즘이 필요하다. 모델링한 소음원으로부터 발생하는 음파의 전파는 유동과의 선형/비선형 상호작용 유무에 따라 음향상사식, 선형 Euler 방정식 또는 전파 방정식들: acoustic perturbation equation(APE), expansion about incompressible flow(EIF) 등이 사용된다. 음향상사식은 Lighthill 이론이나 이로부터 파생된 Ffowcs-Williams and Howking(FW-H) 식을 대표적인 예로 들 수 있다. 또한 FW-H과 같은 적분법으로 Kirchhoff 방법도 사용된다. 소음원 영역에서 비선형성이 강하게 일어나지 않는 유동소음 문제의 경우에 대해서만 Kirchhoff 적분법의 사용이 가능하다. 이와 같이 유동해석과 소음해석 방법들의 조합에 따라 다양한 복합방법들이 가능하고 이를 이용하여 다양한 문제들⁽³⁻⁹⁾에 적용하여 왔다. 그 중에서 CFD와 FW-H, APE방정식을 연계하여 유동장 내

기초강좌

원형 실린더로부터 발생하는 순음소음 예측 사례들을 살펴본다.

3.1 FW-H 방정식과의 연계

Lockard⁽¹⁰⁾는 비압축성 Reynolds-Averaged-Navier-Stokes(RANS) 방정식을 이용하여 소음원 주위의 유동장을 해석하고 FW-H 방정식을 이용하여 순음 소음을 예측하였다. 시간영역에서 FW-H방정식⁽¹¹⁾은 식 (2)와 같다.

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} \right) (H(f)\rho') = \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} (T_{ij}H(f)) - \frac{\partial}{\partial x_i} (F_i \delta(f)) + \frac{\partial}{\partial t} (Q \delta(f)), \quad (2)$$

이때,

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + P_{ij} - c_0^2 \rho' \delta_{ij}, \quad F_i = (P_{ij} + \rho u_i (u_j - v_j)) \frac{\partial f}{\partial x_i},$$

$$Q_i = (p_0 v_i + \rho (u_i - v_i)) \frac{\partial f}{\partial x_i}, \quad \text{and} \quad P_{ij} = p \delta_{ij}.$$

여기서, T_{ij} 는 Lighthill tensor이고 사극자 소음원을 나타낸다. F_i 와 Q_i 는 각각 이극자, 단극자 소음원을 나타낸다. $f=0$ 는 소음원을 둘러싼 표면을 뜻하고 u 와 v 는 각각 유동장내의 속도와 표면($f=0$)에서의 속도를 나타낸다. 또한 H 는 Heaviside 함수이고 δ_{ij} 는 Kronecker 델타이며 $\delta(f)$ 는 Dirac 델타 함수이다. 식 (2)의 해를 구하기 위해 표면($f=0$)이 일정한 속도 U 로 이동한다고 가정하고 다음의 Galilean 변환을 적용하면,

$$y_i = x_i + U_i t, \quad \bar{t} = t,$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial y_i}, \quad \frac{\partial}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial \bar{t}} + U_i \frac{\partial}{\partial y_i}. \quad (3)$$

식 (1)은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} + U_i U_j \frac{\partial^2}{\partial y_i \partial y_j} + 2U_i \frac{\partial^2}{\partial y_i \partial \bar{t}} - c_0^2 \frac{\partial^2}{\partial y_i \partial y_j} \right) H(f)\rho' = \frac{\partial^2}{\partial y_i \partial y_j} (T_{ij}H(f)) - \frac{\partial}{\partial y_i} (F_i \delta(f)) + \frac{\partial}{\partial \bar{t}} (Q \delta(f)). \quad (4)$$

주파수 영역에서의 소음장의 해를 얻기 위해 Fourier 변환을 이용하면 소음원 위치 $\xi = (\xi, \eta)$ 에서 방사되는 소음의 수음점 $y = (x, y)$ 에서의 크기는 최종적으로 식 (5)를 통해 얻을 수 있다.

$$H(f)c_0^2 \rho'(y, \omega) = -\oint_{f=0} F_i(\xi, \omega) \frac{\partial G(y; \xi)}{\partial \xi_i} dl - \oint_{f=0} i\omega Q(\xi, \omega) G(y; \xi) dl - \int_{f>0} T_{ij}(\xi, \omega) H(f) \frac{\partial^2 G(y; \xi)}{\partial \xi_i \partial \xi_j} d\xi \quad (5)$$

식 (5)에서 $G(y; \xi)$ 는 Green 함수이고 2차원 문제의 경우 식 (6)과 같다.

$$G(x, y; \xi, \eta) = \frac{i}{4\beta} e^{(M\bar{\kappa}/\beta^2)} H_0^{(2)} \left(\frac{\kappa}{\beta^2} \sqrt{\bar{x}^2 + \beta^2 \bar{y}^2} \right) \quad (6)$$

여기서, $\begin{bmatrix} \bar{x} \\ \bar{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x - \xi & y - \eta \\ y - \eta & -x + \xi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos^{-1}(V/U) \\ \sin^{-1}(V/U) \end{bmatrix}$ 이고 M 은 마하수이다. 또한 $H_0^{(2)}$ 은 2중 0차 Hankel 함수를 나타내며 β 는 $\sqrt{1 - M^2}$ 이다.

실린더 주위의 유동장은 후류방향의 와류로 인한 비선형성이 강하기 때문에 Kirchhoff 적분법을 이용하여 수음점에서의 소음을 예측하는 것은 적절하지 않기⁽¹²⁾ 때문에, 식 (5)의 FW-H 방정

식을 이용하여 수음점에서의 음압을 예측한다. RANS방정식을 이용하여 해석된 실린더 주변의 와류장은 그림 4와 같다. 그림 4에는 추가적으로 FW-H 방정식 사용을 위한 적분면(integral surface)이 나타나 있다. 실린더의 직경(D)는 0.019 m이고 마하수(M)은 0.2이다. 와류이탈

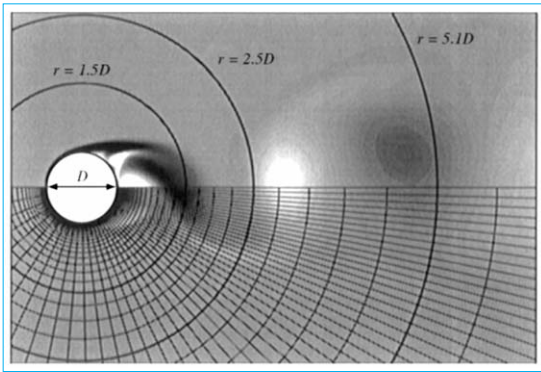


그림 4 RANS방정식을 이용한 와류장해석 결과 및 적분면

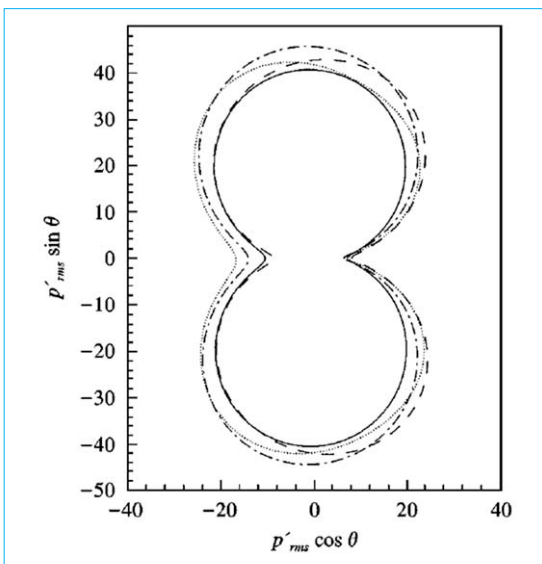


그림 5 수음점($r = 128D$)에서의 적분면에 따른 지향성 :
 $\text{---} r = 0.5D$; $\text{- - -} r = 1.5D$; $\text{- · - · -} r = 2.5D$
 $\text{····} r = 5.1D$

(vortex shedding)로 인한 순음소음은 이극자 소음이 지배적이므로 식 (5)의 우변에서 F_1 항만을 고려하여 수음점($=128D$)에서 음압을 예측하였다. 수음점에서의 음압을 FW-H를 통해 예측하고 적분면의 위치에 따른 지향성을 그림 5에서 비교하였다. 적분면의 위치에 따라 음압의 크기가 미세한 차이를 보이는 것을 확인할 수 있다. 이는 적분면을 통과하는 와류의 강도가 수음점에서의 예측된 음압의 크기에 영향을 미치는 것으로 FW-H방정식을 이용한 유동소음 예측 시 적분면의 설정에 유의해야 함을 의미한다.

3.2 APE 방정식과의 연계

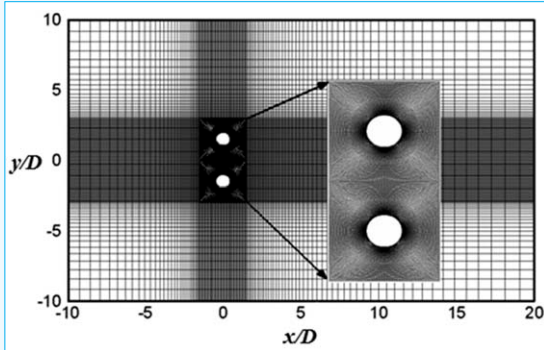
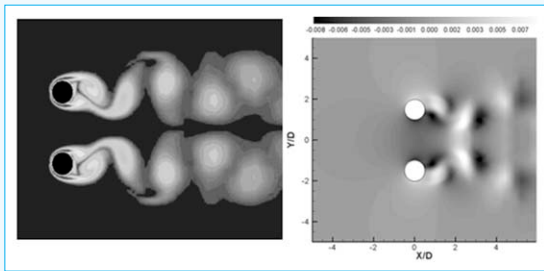
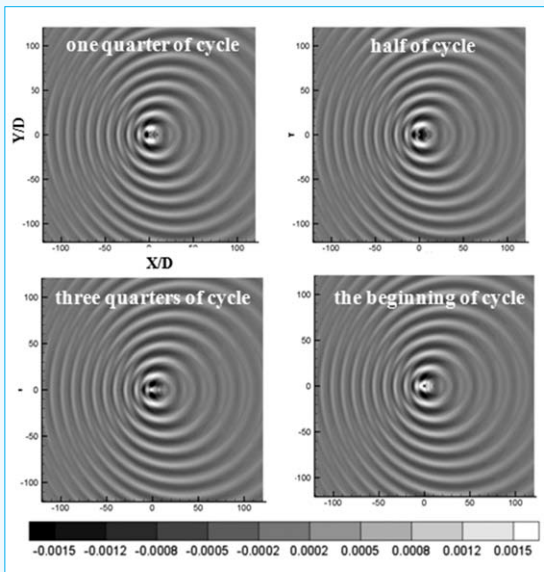
음향상사식이나 Kirchhoff 적분법의 경우 소음원 근처의 정보를 가지고 적분을 통하여 원하는 수음점에서 음압레벨을 예측할 수 있다는 장점이 있다. 하지만 음향파의 전파과정 중 균질하지 않은 평균유동장과 상호작용에 의한 영향은 고려할 수 없는 단점이 있다. 이를 보완하는 복합 방법으로 비압축성유동과 음향장을 분리하여 해석하는 음향-점성 분리해석방법(acoustic-viscous splitting method)이 있다. 이때 음향장은 앞서 기술한 음향전파방정식을 수치적으로 계산한다. 다음에서 음향전파방정식 중 하나인 APE방정식을 이용하여 유동장내 이중 실린더에서 와류이탈로 인한 순음 소음예측 사례⁽¹³⁾를 소개한다.

비압축성 유동장의 정보로부터 발생하는 소음을 예측하기 위한 APE방정식⁽¹⁴⁾은 식 (7)과 같다.

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho' \mathbf{u}_0 + \rho_0 \mathbf{u}^a) = 0 \quad (7a)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}^a}{\partial t} + \nabla \cdot \left(\mathbf{u}_0 \mathbf{u}^a + \frac{p^a}{\rho_0} \right) = 0 \quad (7b)$$

기초강좌

그림 6 CFD해석을 위한 격자계⁽¹³⁾그림 7 와류장(좌), 소음원(우)⁽¹³⁾그림 8 주기별 음압 분포⁽¹³⁾

$$\frac{\partial p^a}{\partial t} - c_\infty^2 \frac{\partial \rho'}{\partial t} = -\frac{\partial P'}{\partial t} \quad (7c)$$

여기서, 상첨자 a 는 음향 변수임을 나타낸다. 저마하수의 비압축성 유동으로 가정할 수 있는 유동장의 경우 소음원은 비압축성 압력 섭동값의 시간차분항, $\partial P' / \partial t$ 으로 정의 된다⁽¹⁴⁾.

실린더 주위의 유동장을 해석하기 위한 격자계는 그림 6에 나타내었다.

실린더는 3D의 간격을 두고 위치해 있다. 레이놀즈 수는 230, 유속은 마하수 0.1과 같다. 그림 7에서 유동장 해석 결과인 와류장과 식 (7c)에서 우변에 소음원으로 적용할 특정시간에서의 $\partial P' / \partial t$ 을 나타내었다.

계산된 소음원을 식 (7)에 적용하고 소음장을 예측하기 위하여 고차의 유한차분법에 기반한 CAA기법을 이용하여 식 (7)의 수치적 해를 예측하였다. 음향장 해석을 위해 사용된 격자계는 실린더로부터 100D의 위치까지 구성하였으며 와류이탈 주기별로 예측된 음향장의 음압분포를 그림 8에서 나타내었다.

4. 맺음말

지금까지 CAA의 해석방법과 이를 이용한 유동기인 소음 예측사례들을 소개하였다. 산업전반에서 사용되는 기계류에서 발생하는 유동기인 소음 문제들은 소개한 사례들과 비교할 때 복잡성만 더할 뿐 기본적으로 같은 접근 방법을 사용할 수 있다. 하지만 대부분의 유동기인 소음 문제들이 광대역 소음이 중요한 성분으로 작용하여 소음원의 규명이 명확하게 이루어지지 않고 있기 때문에, 앞서 소개한 방법들을 토대로 이러한 문제를 다루기 위한 해석 방법에 대한 연구가 꾸준히 수행되고 있다. KSNVE

참고문헌

- (1) Cheong, C., 2013, Introduction to Basic Theory of Flow Noise, Journal of KSNVE, Vol. 23, No. 3, pp. 30~34.
- (2) Tam, C. K. W. & Kurbatskil, K. A., 2003, Multi-size-mesh Multi-time-step Dispersion Relation Preserving Scheme for Multi-scales Aeroacoustics Problems, International Journal of Computational Fluid Dynamics, Vol. 17, No. 2, pp. 119~132.
- (3) Ryu, J., Cheong, C., Kim, S. and Lee, S., 2005, Computation of Internal Aerodynamic Noise from a Quick-opening Throttle Valve Using Frequency-domain Acoustic Analogy, Applied Acoustics, Vol. 66, No. 11, pp. 1278~1308.
- (4) Cheong, C., Ryu, J. and Lee, S., 2006, Computation of Aeolian Tones from Twin-cylinders Using Immersed Surface Dipole Sources, Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 20, No. 12, pp. 2292~2314.
- (5) Cheong, C., et al., 2008, Computation of Aeolian Tone from a Circular Cylinder Using Source Models, Applied Acoustics, Vol. 69, No. 2, pp. 110~126.
- (6) Kim, D., Cheong, C. and Jeong, W. B., 2010, The Use of a Hybrid Model to Compute the Nonlinear Acoustic Performance of Silencers for the Finite Amplitude Acoustic Wave, JSV, Vol. 329, No. 11, pp. 2158~2176.
- (7) Lee, S., Heo, S. and Cheong, C., 2010, Prediction and Reduction of Internal Blade-passing Frequency Noise of the Centrifugal Fan in a Refrigerator, International Journal of Refrigeration, Vol. 33, No. 6, pp. 1129~1141.
- (8) Heo, S., Cheong, C. and Kim, T.-H., 2011, Development of Low-noise Centrifugal Fans for a Refrigerator Using Inclined S-shaped Trailing Edge, International Journal of Refrigeration, Vol. 34, No. 8, pp. 2076~2091.
- (9) Lee, G.-S. and Cheong, C., 2013, Frequency-domain Prediction of Broadband Trailing Edge Noise from a Blunt Flat Plate, Journal of Sound and Vibration, Vol. 332, No. 21, pp. 5322~5344.
- (10) Lockard, D. P., 2000, An Efficient, Two-Dimensional Implementation of the Fowcs Williams and Hawkins Equation, Journal of Sound and Vibration, Vol. 229, No. 4, pp. 897~911.
- (11) Crighton, D. G., et al., 1992, Modern Methods in Analytical Acoustic, London: Springer-Verlag, Ch.11.
- (12) Singer, B. A., et al., 1999, Simulations of Acoustic Scattering from Trailing Edge, AIAA 99~0231.
- (13) Kim, D. and Cheong, C., 2009, Prediction of Aeolian Tone Noise from Twin Cylinders using APE formulation, Acoustic Society of Korea, Spring Conference.
- (14) Ewert, R. and Schroder, W., 2003, Acoustic Perturbation Equations based on Flow Decomposition via Source Filtering, Journal of Computational Physics, Vol. 188, No. 2, pp. 365~398.