

공조기 실외기 그릴 소음 예측

⁰심인보*, 허대녕*, 정춘면*, 이덕주**, 김창준***

Prediction of Noise Radiation induced by Grille of the Airconditioning Appliance

In-Bo Shim, Dae-Nyoung Heo, Choon-Myun Chung, Duck-Joo Lee
and Chang-Jun Kim

ABSTRACT

This paper presents a new prediction method of radiated noise from grille of the airconditioning appliance. Laminar vortex sheddings behind a circular cylinder are simulated by solving two dimensional unsteady incompressible Navier-Stokes equation. The Finite Elements Method(FEM) and unstructured grid generation technique are applied to solve, the unsteady lift/drag coefficients are obtained to compute far-field noise using Lighthill's acoustic analogy. Grille is divided into some cylinder segments, and radiated noise from grille is obtained by summing noise generated from each segment. The effects of changing cross section of cylinder and grille geometry are studied. And sound pressure levels radiated from typical H-type grille are measured in KAIST anechoic wind tunnel at various inflow conditions and compared with numerical predictions.

1. 서론

최근 수년간 가전제품의 판매전략은 고성능 다기능 제품이면서 저소음 제품으로 변하고 있다. 특히 가정에서 많이 쓰이는 에어컨, 진공 청소기, 냉장고 등의 제품은 저소음이 주된 구매 요인이 되고 있다. 이러한 제품의 소음은 대부분 팬과 그 주변 장치들이 중요한 소음원을 차지한다. 그러므로 팬 시스템에 대한 소음의 발생을 물리적으로 이해

하고, 저감 기법을 연구하는 것은 중요하다.

팬 시스템에서의 소음은 그 발생 방법에 따라 아무런 간섭물체가 없이 회전하는 팬에 의한 자려소음과 타 물체와의 간섭에 의해 발생하는 간섭소음으로 나눌 수 있다. 자려소음은 주기적인 유동/구조물 간섭에 의한 분절음과 경계층 및 난류에 의한 광역소음, 그리고 반경이 크고 고속으로 회전하는 경우 충격파에 의한 분절음 등으로 나타난다. 한편, 간섭 소음은 팬을 지나는 유동과 Shroud, 그릴, 열 교환기 등의 주변 구조물이 간섭을 하여 발생한다. 유동이 그릴, 열 교환기 등 실린더를 지날 때는 실린더 표면에서의 주기적인 박리에 의한 압력교란으로 aeolian tone이라는 순음이 발생한다.

* 한국과학기술원 항공우주공학전공 대학원

** 정회원, 한국과학기술원 항공우주공학전공 교수

*** LG전자 리빙시스템 연구소

다.[1]

본 연구에서는 팬 후방의 그릴에 의해서 발생하는 유동소음을 예측하고, 그릴의 형상에 따른 소음변화를 파악하여 보다 조용한 그릴 형상을 설계하려고 한다. 복잡한 그릴 전체를 3차원 수치해석을 하여 유동소음을 계산하기는 많은 계산시간과 메모리가 필요하다. 따라서 여기서는 실린더에서의 3차원 효과를 무시하고 2차원 해석을 통한 원형/타원형 실린더에서의 공력계수의 교란값을 이용하여 원거리에서의 음압을 해석적으로 계산하였다. 한편, 무향풍동에서 실제 그릴에 의한 소음을 직접 측정하여 본 연구에서 개발한 소음예측방법과 비교하여 보았다.

2. 유동 해석

2.1 지배방정식

2차원의 비정상, 비압축성, 층류 유동을 지배하는 무차원화된 Navier-Stokes 방정식을 primitive variable로 나타내면 다음과 같다.

* 연속 방정식

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0$$

* 운동량 방정식

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right)$$

위식을 standard Galerkin 방법을 이용하여 이산화 하면

$$\int_{\Omega} N_i \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) d\Omega = 0$$

$$\int_{\Omega} N_i \left[\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right] d\Omega = \int_{\Omega} N_i \left[-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \right] d\Omega$$

$$\int_{\Omega} N_i \left[\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right] d\Omega = \int_{\Omega} N_i \left[-\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{1}{Re} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \right] d\Omega$$

이로부터 동차 선형 속도-압력 관계식[2]을 얻어 차분하고, PISO(Pressure-Implicit with Splitting of Operators) scheme[3]을 이용하여 속도에 대한 보정을 한다.

한편, upwind 효과를 주기 위하여 Galerkin의

가중함수에 요소 내에서만 작용하는 perturbation을 더한 가중함수를 사용하는 Streamline Upwind/Petrov-Galerkin(SUPG)방법을 사용하였다.[4] 이 방법은 격자 peclet수에 따라 적당한 상수를 가중함수의 상,하류 부분에 가감하는 것으로 비대칭 가중함수를 사용하고 각 절점에서 가중함수가 부연속이 된다.

$$\tilde{w}_i = w_i + p_i$$

여기서, w_i 는 경계요소간 연속적인 값을 갖고 p_i 는 불연속인 수치를 갖는 사류차분 기여치이다. 연속방정식의 경우, 가중함수는 변화없고 요소내에서 연속적인 값을 갖는다. 이를 일차원 요소의 경우에 나타내면 Fig.1과 같다.

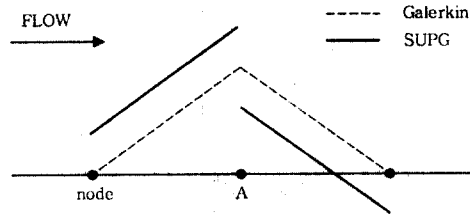


Fig.1 1차원 Galerkin과 SUPG의 가중함수에 대한 형상함수

2.2 격자 형성

계산하고자하는 영역 내에서 해의 구배가 크게 나타나는 영역에 더 많은 격자를 넣어주거나 그 부분에 격자가 모이도록 하여 해의 정확도를 높여주는 방법으로 비정렬격자(unstructured grid) 생성법이 있다. 이러한 방법에는 Quadtree, Advancing front와 Delaunay scheme 등의 종류가 있다. 본 연구는 이들 중에서 평이한 개념으로 R. lohner, J. Peraire, K. Morgan 등이 제안한 가장 많이 사용되고있는 Advancing Front Scheme을 사용하였다.[5]

일반적으로 삼각형 요소보다는 사각형 요소의 형상함수 차수가 높기 때문에 해의 질이 좋아지게 된다. 하지만 사각형으로 격자를 생성할 경우 복잡한 형상일 경우에는 격자생성에 제약이 따른다. 본 연구에서는 이러한 특성을 고려하여 삼각형 격자를 사각형 격자로 바꾸어 적용함으로써 해의 질을 떨어뜨리지 않고 격자생성의 편의성을 부여하는 방법을 적용하였다.[6]

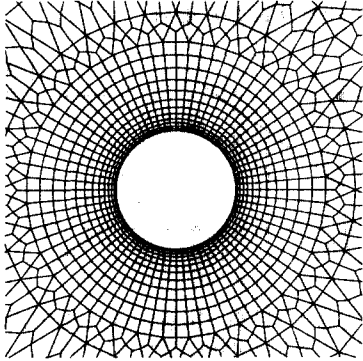
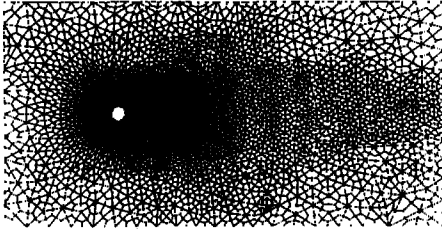


Fig.2 Circular cylinder에서의 비정렬 격자 형성

유동해석에 사용될 격자를 구성해보면 Fig.2와 같고, 사용된 격자는 circular cylinder의 경우 5094 cell, elliptic cylinder의 경우 5112 cell이 사용되었다.

2.3 유동 해석 결과

본연구에서는 직경 40cm의 축류팬 후류에 있는 직경 50cm의 그릴(강선 직경 2mm)에 의한 소음을 다루려고 한다. 실제 그릴에서의 유동의 유입속도가 9~10m/s이므로, Circular cylinder에 대해 Re를 200에서 2000까지 변화시키면서 해석하였다.

C_D 는 C_L 의 2배의 주파수로 진동하며, Re수가 증가할수록 그 변화량이 증가하였다. 한편 각 Re수에서 Strouhal수를 구해보면 Fig.5와 같으며, Re수에 따른 공력계수의 교란값은 Fig. 6에 나타나있다.

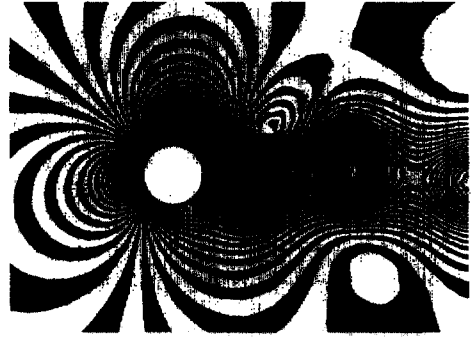


Fig.3 Circular cylinder의 Pressure contour

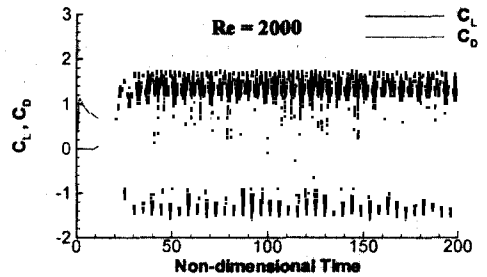
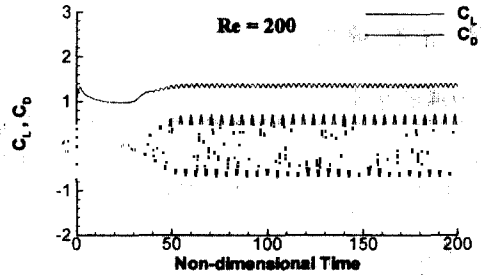


Fig.4 Circular cylinder의 C_L , C_D signals

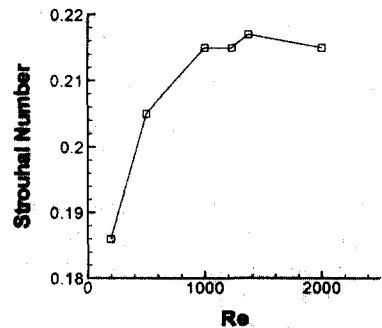


Fig.5 Re수에 따른 St수

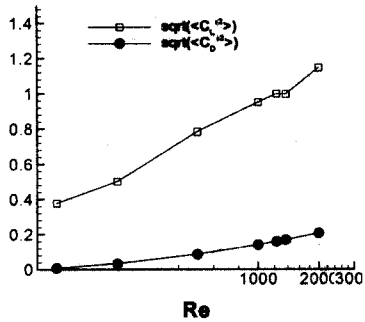


Fig.6 Re수에 따른 공력계수의 교란값

3. 소음 해석

3.1 와류 소음 발생 이론

실린더를 지나서 유동에 의한 소음은 물리적인 물체 표면으로부터의 주기적인 유동 박리로 인한 비정상 하중(Unsteady aerodynamic loading)의 변화때문에 발생한다. 주기적으로 유동박리 영역에서 vortex가 물체의 위아래 영역에서 교차적으로 흘러지고 와류의 형태로 후류로 움직이게 되는데 이것을 von Karmans vortex street라 부른다. 주기적인 와류홀림 때문에 전체 유동장은 기본적으로 비정상유동 특성을 갖는다. 이에 따라서 실린더표면의 주기적인 양력 및 항력의 변화가 발생하여 이것이 원거리에서 소음의 형태로 방사하게 된다.

물체주위의 유동장이 비정상운동을 하면 지속적인 와류의 홀림이 발생하는데 와류는 특정 주파수를 가진 주기적인 특성을 나타낸다. 이 주파수를 무차원화하여 Strouhal number라 하며 공력소음의 중요한 매개변수로서 사용된다.

$$St = \frac{fD}{U_\infty}$$

Strouhal number(St)는 유동장의 점성 특성을 나타내는 Reynolds 수의 함수로 나타낼 수 있고 물체의 사각형, 삼각형 등의 형상에 따른 특정한 실험적 수치를 갖는다. 원형 실린더의 경우는 대략 실험적인 값으로 넓은 대역의 Reynolds수, 즉 $10^3 \sim 10^5$ 까지, $St=0.2 \sim 0.22$ 의 범위에서 Aeolian tone을 갖는다.

3.2 소음 예측법

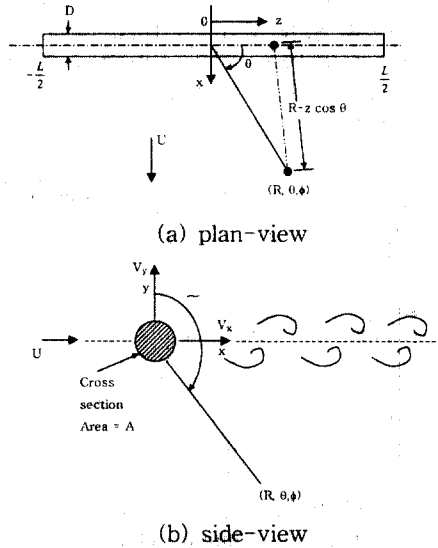


Fig.7 Cylinder in cross flow and coordinate system

Curl equation으로부터 실린더 표면에서의 힘의 교란, 즉 C_L , C_D 의 교란 값으로부터 원거리에서의 음장을 다음과 같이 구할 수 있다.[7]

$$p(R, \theta, \phi) = -\frac{\sin \theta \cos \phi}{4Rc} \left(\frac{\sin \eta}{\eta} \right) \rho U^3 L C_L S \cos[\omega(t - R/c)] - \frac{\sin \theta \sin \phi}{4Rc} \left(\frac{\sin 2\eta}{2\eta} \right) \rho U^3 L C_d S \cos[2\omega(t - R/c) + \beta]$$

3.3 원형/타원형 단면 강선에 의한 소음해석

강선에서의 소음은 강선 후류에 존재하는 와류에 의해 강선 표면에 유기되는 변동 압력에 기인

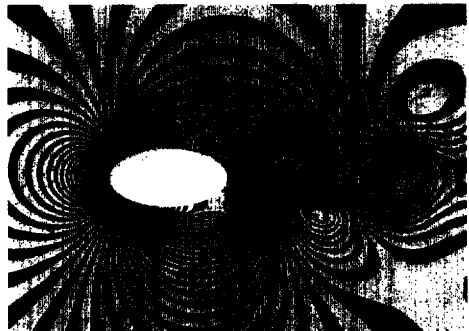


Fig.8 Elliptic cylinder의 Pressure contour

한다. 따라서, 강선의 단면을 변화하여 후류에 발생하는 와동(vortex)의 크기를 줄이면 강선에 의한 소음을 줄일 수 있게 된다. 여기서는 직경 2mm 단면의 강선과 단축 2mm, 장축 4mm인 타원 단면의 강선에 9m/s의 입류속도가 있을 때의 원거리 소음 해석을 하였다.

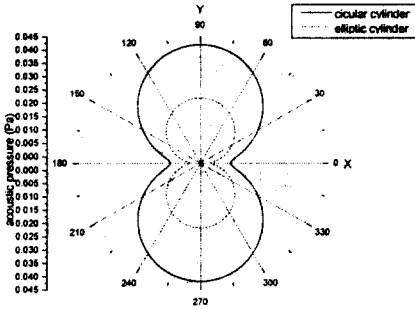


Fig.9 directivity patterns of circular/elliptic cylinder

위에서 알수 있듯이, 타원형 단면의 실린더의 경우 공력계수의 교란값 자체가 크게 줄어 원거리로 전파되는 소음 강도가 매우 낮아진다.

3.4 그릴 소음해석

그릴의 직경은 50cm이며 그릴에 사용된 강선의 굵기는 앞의 계산과 마찬가지로 2mm이다. Fig.10 왼쪽의 H-type 그릴의 경우 가로로 49개의 그릴이 1cm(강선 중심간 거리)간격으로 배열해 있으며, 수직으로는 5개의 그릴이 8.8cm간격으로 지지하고 있다. 한편, O-type 그릴의 경우 2mm 굵기의 원형 강선이 1cm간격으로 25개가 배열해 있으며 2개의 50cm길이의 강선이 십(十)자형태로 지지하고 있다. 이 그릴에 사용된 강선의 총 길이는 H-type, O-type 각각 약 19.6m와 20.4m로 거의 비슷하다.

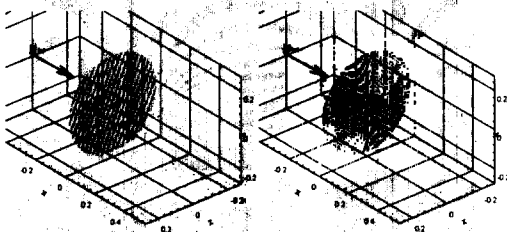


Fig.10 H-type & O-type grille

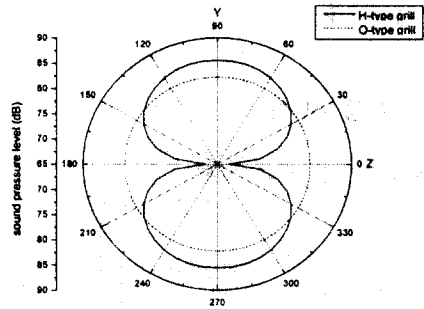
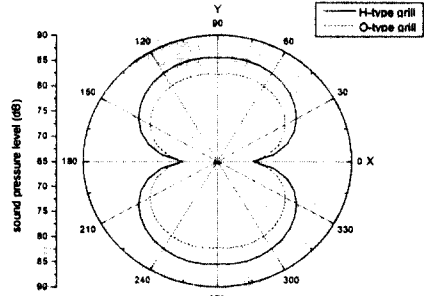


Fig.11 directivity patterns of H-type, O-type grille

Fig.11은 유입류가 10m/s 균일 일 때($Re=1370$)의 H-type과 O-type 그릴에서의 소음의 방향성을 나타낸다. H-type 그릴의 경우 대부분의 강선의 방향이 서로 평행하여 양력 방향이 같으므로 y축 방향으로 강한 방향성을 나타내며, z축방향으로는 소수의 지지대에 의한 소음만이 낮게 나타나고 있다. O-type그릴은 zy평면에서 2개의 지지대를 제외하면 거의 축대칭 형상을 이루기 때문에 그 방향성도 거의 일정하게 나타남을 알 수 있다.

즉, H-type 그릴은 강선의 방향에 따라 매우 시끄러우므로 보다 세심한 고려가 필요하고, O-type 그릴은 소음이 별다른 방향성 없이 전반적으로 고르게 분포하는 것을 알 수 있다.

4. 실험 및 해석

4.1 음향풍동에서의 그릴소음 측정

Fig.12와 같이 그릴이 놓인 평면에서 $y=1m$ 인 관측점1과 $z=1m$ 인 관측점2에 microphone을 놓고

음압신호를 측정하였다. 유속이 10m/s, 15m/s일 때 측정하였으며, (Re=1370, 2000)

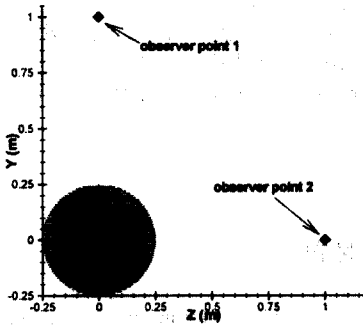


Fig.12 coordinate system of H-type grille & observer points

한편, 소음해석을 위해서는 test section내에서의 속도분포를 알아야 하는데 이는 속도 측정데이터를 아래와 같이 curve-fitting하여 사용하였다.

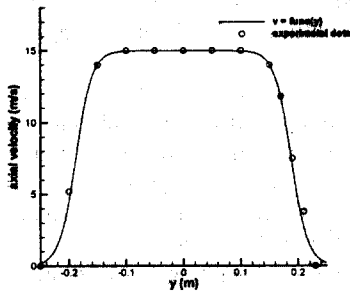


Fig.13 velocity profile of test section

4.2 실험 결과

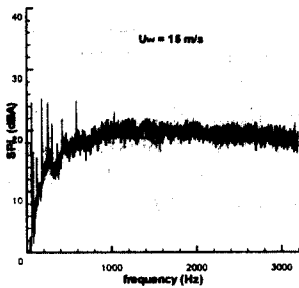


Fig.14 background noise

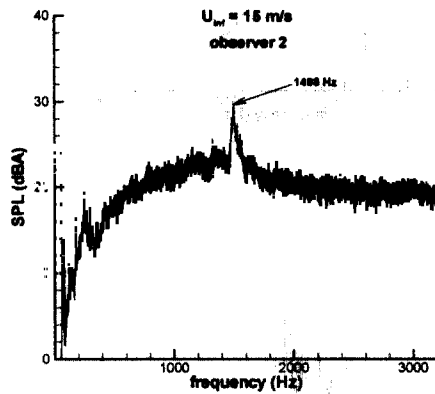
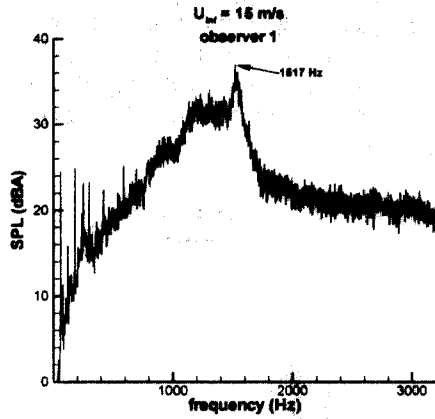


Fig.15 experimental data

위에서 알 수 있듯이 y축(관측점1) 방향으로 강한 방향성을 나타내고 있는데 이는 대부분의 강선의 양력방향이 y축이기 때문이다. 또한, 관측점1, 2에서 모두 가장 우세한 소음은 vortex shedding에 의한 aeolian tone 소음인 것을 알 수 있다.

4.3 해석 결과

Fig.16은 15m/s의 경우 관측점1에서 계산된 음압신호를 FFT하여 dB 스케일로 나타낸 것이다. Fig.13과 같이 그릴을 지나가는 유동의 속도가 낮은 부분이 생겨 가장 우세한 peak frequency 아래에서 여러 개의 peak가 생기는 것을 확인할 수 있다. Fig.15은 background noise를 포함하기 때문에 계산결과(Fig.16)와 background noise(Fig.14)를 결합하였다.(Fig.17) Background noise를 감안한

예측치와 실험치를 측정점1에서 비교하면(Fig.15, 17), peak frequency 및 스펙트럼의 전체적인 형상 등은 비교적 잘 예측하고 있다. 그러나, 계산시 각 elements의 위상을 고려하지 않았으며, 실제적으로 발생하는 난류에 의한 영향을 고려하지 않아서 그 크기는 꽤 차이가 있다.

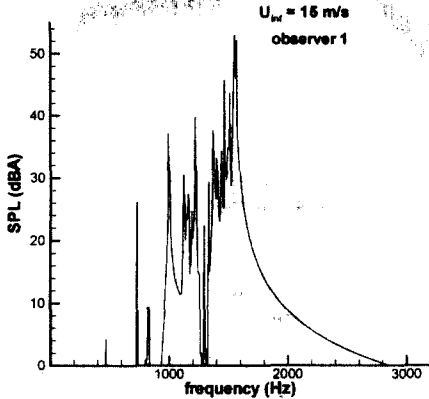


Fig.16 computed data

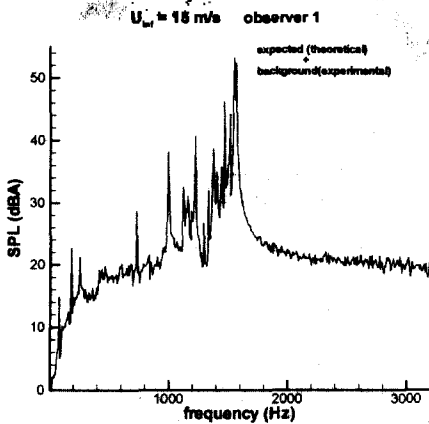


Fig.17 computed data + background data(measured)

5. 결론

본 연구에서는 upwinding 방법으로 SUPG를 사용하고 속도 보정으로 PISO 방법을 적용하여 비정렬 사각형 격자계에서 유한요소법을 이용하여 원형/타원형 실린더의 유동계산을 수행하였다. 소

음은 구해진 표면의 비정상 공력계수를 이용하여 강선을 세분하여 각 elements에 의한 음압을 적분하는 방법으로 계산하였다. 각 element에서의 위상차, 난류 효과 그리고 실린더에 의한 산란현상을 고려하지 않아 방사 소음의 크기는 꽤 차이가 있었지만 저 Re수 영역에서 복잡한 그릴에 의한 유동소음을 빠르게 해석하는데에는 효과적인 방법을 개발하였다.

참고 문헌

- [1] Marvin E. Goldstein, Aeroacoustics, McGraw-Hill Inc.
- [2] J. G. Rice and R. J. Schnipke, An equal-order velocity-pressure formulation that does not exhibit spurious pressure modes, Comput. meths. Appl. Mech. Engrg., 58, 135-149 (1986).
- [3] R. I. Issa, Solution of the implicitly discretised fluid flow equations by operator-splitting, J. Comput. Phys., 62, 40-65 (1985)
- [4] A. N. Brooks and T. J.R. Hughes, Streamline upwind/Petrov-Galerkin formulations for convection dominated flows with particular emphasis on the incompressible Navier-Stokes equations, Comput. meths. Appl. Mech. Engrg., 32, 199-259 (1982)
- [5] R. Lohner, Progresg in grid generation via the advancing front technique, Engineering with Computers, 12, 186-210 (1996)
- [6] W. W. Tworzydlo, C. Y. Hung and J. T. Oden, Adaptive implicit/explicit finite element methods for axisymmetric viscous turbulent flows with moving boundaries, Comput. Meths. Appl. Mech. Engrg. 97, 245-288 (1992)
- [7] Robert D. Blevins, Flow-Induced Vibration, Van Nostrand Reinhold Company, 1977
- [8] William K. Blake, Mechanics of Flow-Induced Sound and Vibration, vol.1, Academic Press Inc, 1986