◎ 해 설

유체기계 소음 해석 소프트웨어

전완호*

1. 서 론

유체기계의 경우 지금까지의 성능을 향상시키기 위한 노력이 어느 정도 성과를 거두면서 소음이 중요한 변수로 대두되어 저소음화에 많은 노력을 기울이고 있다.[1,2] 이러한 저소음화 기법은 많이 연구되고 있지만 정확한 작동 메커니즘이나 이론적 배경을 바탕으로 이루어진 연구는 미비한 실정이다. 그 이유는 유체기계의 소음이 유동에 의해서 발생하기 때문에 예측하기가 어렵고 소음과 관련 있는 변수가 많기 때문에 그것을 모두 조정하기 어렵기 때문이다.

유체기계에서 발생하는 소음은 유체기계의 회전에 의해서 유도되는 유동이 발생하는 소리이다. 이 소리는 유동이 유체기계의 깃을 지날 때, 혹은 케이싱을 지날 때 발생하는 소리로 공력소음(aeroacoustics)이라고 부른다. 이 소음은 유체기계의 깃 형상뿐만 아니라 작동조건 그리고 깃을 지나는 유동의 상태에 따라서 특성이 달라지기 때문에 그것을 예측하거나 다루기는 무척 어렵다.

이런 어려움을 해결하기 위해서 소음을 해석할 수 있는 소프트웨어가 많이 출시되고 있다. 그러나, 유체기계 소음을 해석할 수 있는 소프트웨어는 아직 개발중인 것이 많고 아직도 개발되어야 할 기술이 많이 있다. 그 중에서 기술적으로 뛰어난 소프트웨어를 몇 개 소개하고, 그들의 장단점과 해석 기술 그리고 해석 예에 대해서 간단히 기술한다

2. 유체기계의 소음 발생 메커니즘

일반적인 유체기계의 소음은 토운소음(tone noise)과 광역소음(broadband noise)로 나뉜다.

일반적인 소음 측정 스펙트럼에서 나타나는 피크는 토운소음(tonal noise) 혹은 분절소음(discrete noise)이라고 하며, 넓은 주파수 영역에 걸쳐서 나타나는 소음은 광역소음(broadband noise)이라고 하여 구분한다. 이 두 스펙트럼 상의 특징은 소음 발생 원인이 다른 것에서 기인한다. 즉 주기적인 교란이 원인이면 피크 소음인 토운소음으로 나타나고, random 한 교란이 원인이면 광역소음으로 나타난다.

일반적으로 토운소음은 날개 통과주파수(Blade Passing Frequency)로 존재하며, 깃의 힘이 회전하면서 발생하는 소음으로 기본주파수인 회전주파수와 깃 수의 곱으로 이루어진다. 또한, 이 주파수의 조화주파수들이 계속 피크로 발생한다. 광역소음은 날개를 지나는 유동의 난류에 의한 소음으로 주로 날개의 경계층에 의한 교란, 비균일 유입류의 깃과의 상호작용에 의한 교란, 박리 흐름에 의한 강한 난류 교란, 후연(trailing edge)을 지나는 유동이 와류구조를 발생시키면서 발생하는 후연 소음 등이 원인이다. 이것을 표로 나타내면 Table 1과 같다.[3]

Fig. 1은 축류휀의 경우 발생하는 여러 광역소음의 원인을 나타낸 그림이다. 회전에 의한 주기적인 깃의 힘 변화는 토운소음으로 나타나고, 날개 끝단에서의 끝단와류(tip vortex)에 의한 소음과 날개깃의 각도와 유동각도의 불일치에 의한 박리 그리고 유입류의 비균일과 난류 등은 광역소음의 원인이다. 이러한 특성은 작동점과 작동 환경 등에 따라서 변한다. 그렇기 때문에 유체기계 단독으로 측정한 소음과 시스템에 장착된 상태에서의 소음 특성이 달라진다. 이런 이유로 유체기계의 소음은 한 점에서 측정한 것으로 나타낼 수 없다.

일반적인 유체기계는 공간상에 유체기계만 하나 있는 상태로 작동하지 않는다. 즉, 유체기계 소음을 예측해도 그것은 소음원에 해당하는 것이고, 실제 시스템에서의 소음 특성은 나타낼 수 없다. 즉, 휀이 컴퓨터 안에서 작동하면 휀만 작동할 경우와 음향 특성이 바뀌게 된다. 이것을 예측하기 위해서는 유체기계만의 소음을 예측한 후에 음향장 해석 프로그램으로 전체 시스템에 대한 음향장 해석을 수행해야 한다.

* 정회원, LG전선 기계연구소
E-mail : whjeon@cable.lg.co.kr

Table 1 Various noise generation mechanism

Acoustic Source	Generation Mechanism	Noise Characteristics
Monopole	Blade Thickness	Tonal
Dipole (Steady Rotating Force)	Uniform Stationary Flow	Tonal
Dipole (Unsteady Rotating Force)	Non-Uniform Stationary Flow	Tonal
	Non-Uniform Unsteady Flow	Broadband
	Separated Flows	Tonal Broadband
	Trailing Edge Vortex Shedding	Tonal Broadband
	Turbulent Boundary Layer	Broadband
Quadrupole	Turbulent Noise	Broadband

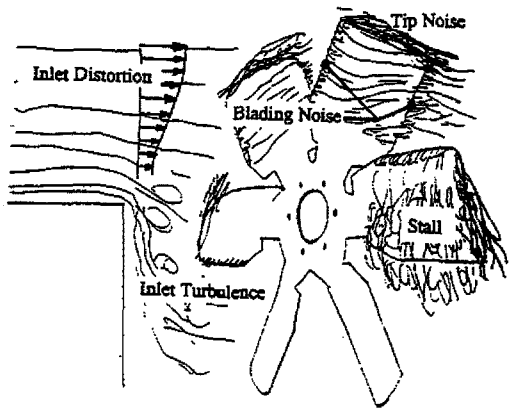


Fig. 1 Various noise source of axial fan

유체기계 소음의 예측의 정확도를 좌우하는 가장 큰 인자는 비정상 공기력의 정확한 예측이다. 정확한 소음을 예측하기 위해서는 정확한 공기력의 예측이 필수적이다. 다음으로 중요한 인자는 소음적분의 정확도이다. 그 다음으로는 시스템이 있을 경우 산란효과와 유체기계 소음원을 결합하는 방법이다. 이상의 인자가 정확하게 예측되고 해석된다면 정확한 소음 해석 결과를 얻을 수 있다.

3. 유체기계 소음 해석 프로그램

3.1. Pump Harmony (러시아)

러시아의 6명의 엔지니어가 모여서 만든 펌프 소음 해석용 소프트웨어로 펌프의 소음 특성 파악과 경향 파악에 도움이 된다. 이 프로그램은 2차원 펌프 형상에 대한 해석이 가능하며, 원심형 펌프만 해석할 수 있다. 프로그램에 사용한 수치 기법은 vortex method와 acoustic-vortex 방정식을 사용한다. 음향장을 해석하기 위한 acoustic-vortex방정식은 FD(finite difference)방법으로 해석되며, 음원은 vortex 방법에서 계산된 와류를 이용해서 해석한다.[4]

Pump harmony로 해석할 수 있는 사항들은 다음과 같다.

- 벌류트 케이싱과 디퓨저가 있는 원심 펌프의 압력 변동
- 유량 변화에 따른 소음 변화
- 회전수 변화에 따른 소음 변화
- 반경 방향 간격 변화에 따른 소음 변화
- 임펠러 깃의 형상 변화에 따른 소음 변화
- 펌프 케이싱 형상 변화에 따른 소음 변화
- 배출 덕트의 임피던스 변화에 따른 소음 변화

Pump harmony는 MK1과 MK2의 두가지 solver가 있다. MK1은 'simple volute'만 해석이 가능한 solver이고, MK2는 최근 개발된 루틴으로 임의의 곡면을 해석할 수 있고 'bladed diffuser'를 해석하기 위해서 개발되었다.

다음의 해석 예는 이탈리아의 Genoa 공기 펌프를 해석한 예이다. BPF에 대한 음압 분포가 보이고 있다. 실험치와 약 50 %정도의 차이가 발생하지만 높은 소음원인 부분을 명확하게 확인할 수 있다.

다음의 해석은 프랑스의 CETIM 펌프에 대한 해석으로 임펠러 끝단과 cutoff사이의 간격 변화에 따른 소음의 변화를 해석한 예이다. 예측된 BPF에 해당하는 음압값을 비교하고 있다. 또한 Fig. 4는 디퓨저 깃 수의 변화에 따른 음압의 변화를 해석하고 있다.

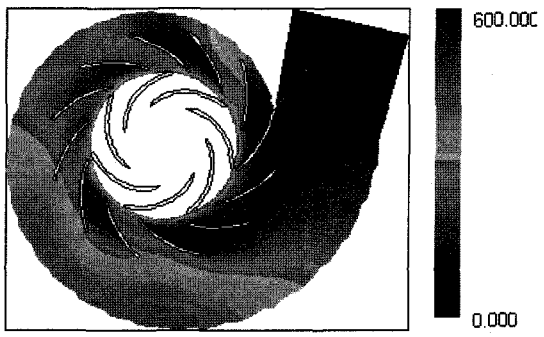
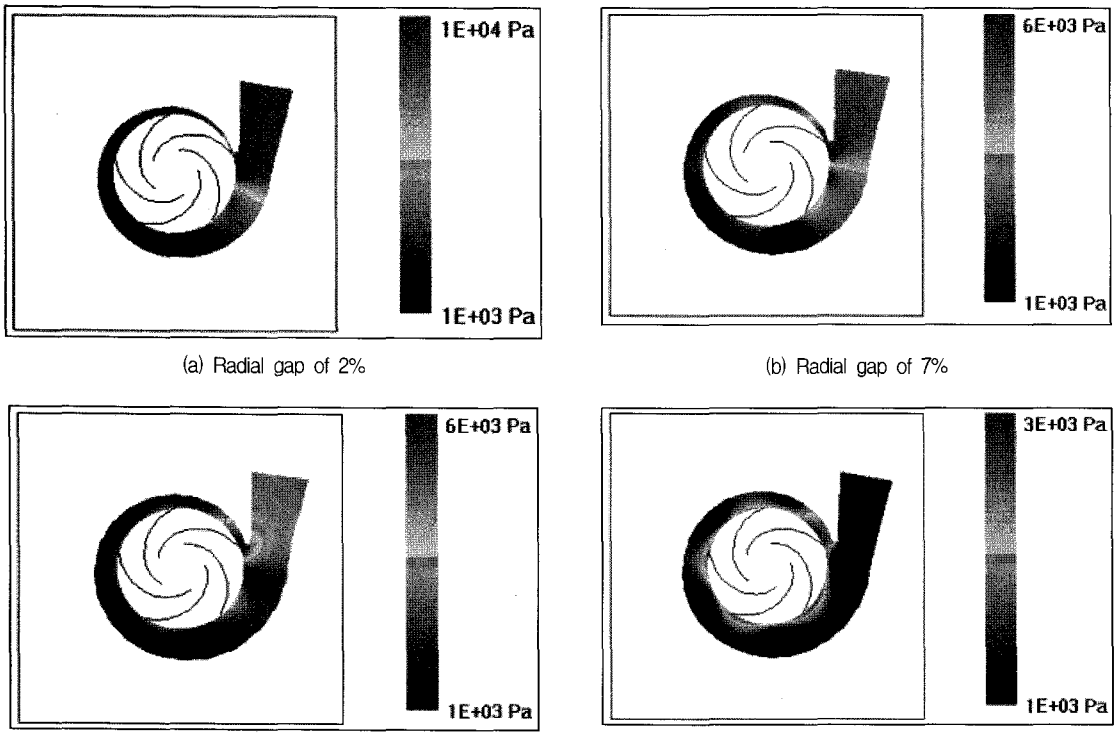


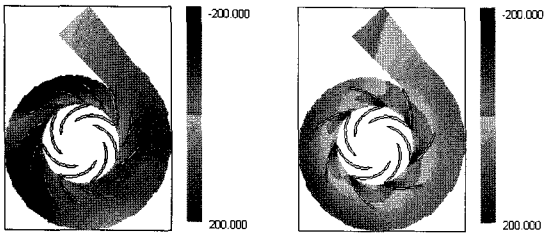
Fig. 2 Amplitude map of the 1st BPF harmonic



(a) Radial gap of 2%　(b) Radial gap of 7%

(c) Radial gap of 11 %　(d) Radial gap of 18%

Fig. 3 BPF acoustic pressure of CETIM pump



(a) Z1/Z2=7/12　(b) Z1/Z2=7/7

Fig. 4 Unsteady part of pressure field under different numbers of diffuser blades Z2

3.2 Mcube (프랑스)

Radioss CFD시스템에서 개발한 CAA를 이용한 유동소음 해석 소프트웨어로 M-Explicit, M-Implicit, M-Nvh 의 세가지로 구성되어 있다.

M-Explicit은 비정상 Navier-Stokes 방정식 solver이다. 이 solver가 해석할 수 있는 문제는 다음과 같다.

- 비정상 유동장
- 유체에 의해 유도된 구조 진동
- 음파 전달 문제

M-Implicit는 FEM을 기반으로 한 비압축성 solver로 빠른 해답을 원하는 사용자를 위해 만들어 졌다. M-Implicit는 Dr. Farzin Shakib에 의해서 개발된 ACOUSIM software에 의해서 개발된 것이다.

M-NVH는 실험에 의한 기법을 다루고 있다.

다음은 Mcube에 의해서 해석된 축류휀 그림으로 ALE (Arbitrary Lagrangian Eulerian) Formulation으로 휀을 회전시켜서 해석했다. 소음은 필드의 반구 상에서 해석되어 음향 파워를 실제 실험치와 비교하였다.[5]

Table 2 Flow Noise Simulation Results

RPM	Flow rate (CFM)	Test(dBA)	Analysis (dBA)
1900	3075	98.7	96.8
1900	5084	97.4	96.7
1900	5685	97.2	100.9

그러나, 본 프로그램은 많은 CPU시간을 요구하고, 많은 계산을 수행해야 하므로 많은 계산시간이 소요되는 단점이 있다. 또한, 음향장 계산시에 많은 격자가 요구되는 단점도 있다. 그러나, 향후 컴퓨터가 더 강력해지면 많은 유체기계의 소음을 해석할 수 있을 것이다.

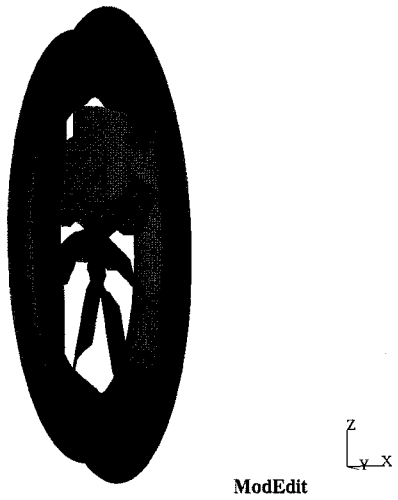


Fig. 5 3D finite element model of the 7-blade axial flow fan

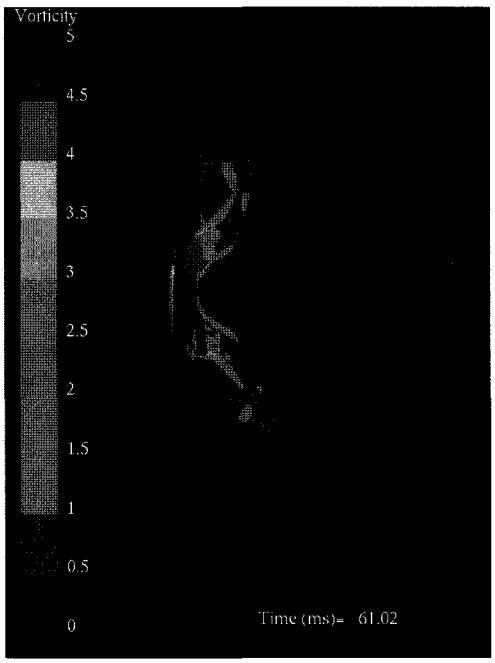


Fig. 6 CFD simulation results for vorticity contours after 61.02 ms

3.3 FanNoise (한국)

국내 과학원에서 개발한 프로그램으로 유체유동 해석, 자유공간에서의 acoustic analogy를 이용한 해석 그리고 케이싱이나 덕트 같은 산란물체가 있는 경우의 소음 해석의 세가지 해석 procedure가 존재한다. 이 프로그램은 다른 프로그램과는 달리 산란 물체가 있는 전체 시스템에 대한 음향장 해석이 가능하다는 장점이 있다.[6]

해석 가능한 예는 다음과 같다.

- 원심형 및 축류형 유체기계 유동 및 소음 해석
- 유량, 깃 수, cutoff 간격 등의 변화에 따른 유동 및 소음 변화 해석
- 비균일 비정상 유입류에 의한 소음 특성 변화
- 케이싱이나 덕트의 변화에 따른 음향장 해석
- 케이싱이나 덕트의 공명주파수 해석
- 성능곡선에 따른 소음 변화 해석

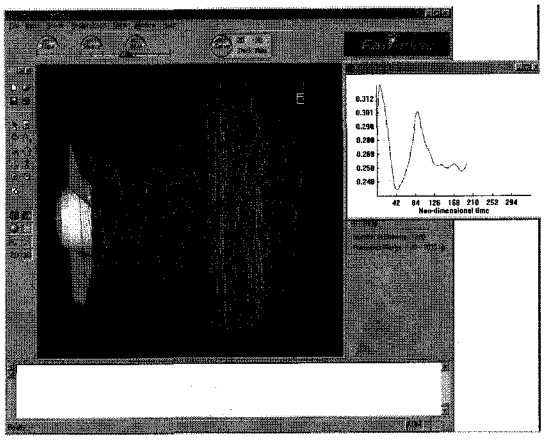


Fig. 7 Flow field of the axial fan

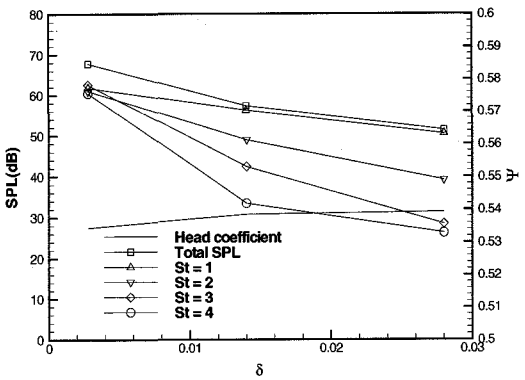


Fig. 8 Variations of SPL and head with slit width change

Fig. 7은 축류휀만 있는 경우의 유동장 해석 결과이고, Figs. 8과 9는 원심휀의 경우 cutoff 간격과 임펠러 깃 수 변화에 따른 성능과 소음의 변화를 계산한 결과이다. Fig. 10은 원심휀의 케이싱을 통해서 외부로 방사하는 음향장을 입구와 출구에서 나타낸 것으로 음향장 분포가 명확히 나타나고 있다. Fig. 11은 시로코 휀에 대한 해석을 보여주고 있다.

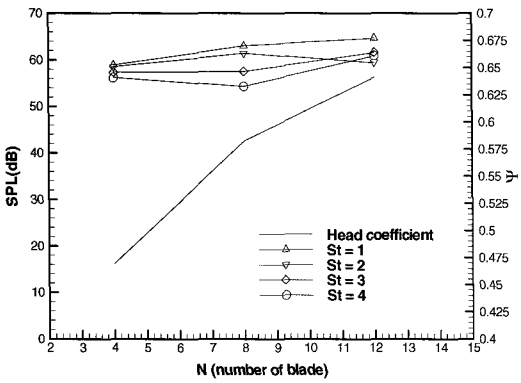


Fig. 9 Variations of SPL and head with blade number change

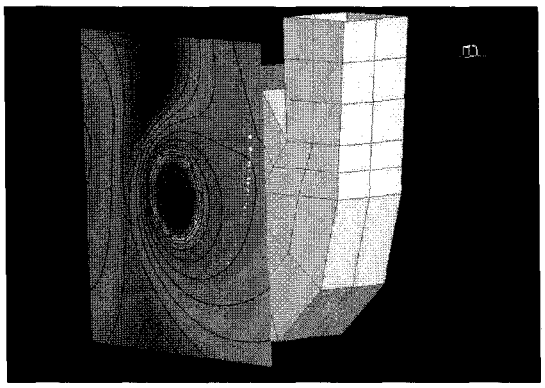


Fig. 10 Sound pressure around inlet side

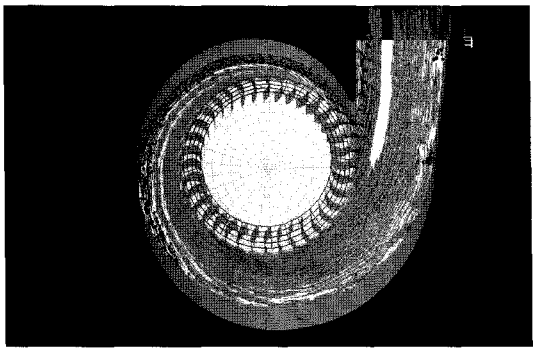


Fig. 11 Flow field analysis of sirroco type fan

3.4 Fan/Performance (한국)

국내 CFtech에서 개발된 소음 해석 모듈로 비교적 사용이 수월하면서도 예측의 신뢰성을 가지는 성능 및 소음 특성 예측용 프로그램이다. 이 방법은 깃의 후류 내에서의 와판(vortex sheet)을 가정하는 와흘림(vortex shedding) 모델, 박형 날개 이론 및 유동장 데이터를 결합하여 송풍기 깃 표면의 섭동압력 및 양력분포를 구하고 음압의 레벨 및 방향성은 소음의 쌍극자 형태를 가정하여 구한다.

전산 프로그램은 유동장 해석 모드, 성능 곡선 예측 모드 그리고 매개 변수 해석 모드로 구성되어 있다. 또한, 송풍기 깃의 익형으로 사용될 수 있도록 NACA 65-series, C4, DCA, Clark-Y 및 cambered plate등의 총 12개의 기본 익형에 대한 데이터가 들어 있어서 사용자가 임의로 형상을 바꿔볼 수 있다.[7] Fig. 12는 Fan/ Performance의 화면이다.

Fig. 13은 해석된 소음의 분포를 나타내고 있다.

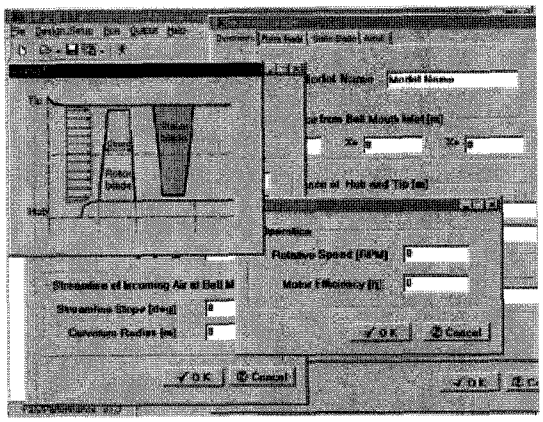


Fig. 12 The overview of Fan/Performance

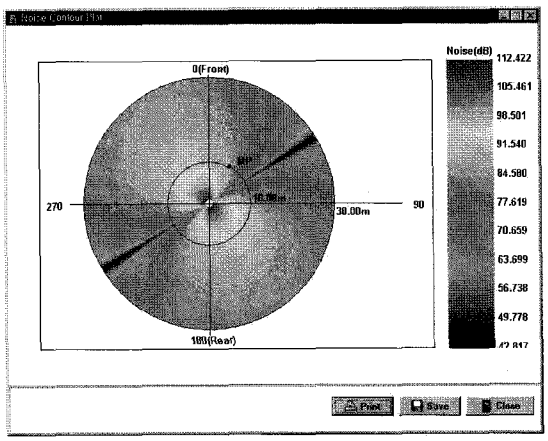


Fig. 13 Predicted directivity of axial fan noise

3.5. 그 외의 유동 소음 해석 프로그램 : PowerFlow

이 프로그램은 아직 휀 자체를 직접 해석할 수는 없지만 앞으로 개발예정이고, 개발이 되었을 때 완벽한 해석을 할 수 있는 가능성이 있으므로 여기에 소개한다. EXA에서 발표된 PowerFlow는 유동장 해석시 음압을 같이 계산해서 구해주는 기능을 가지고 있어서 많은 주목을 받고 있다. 이 프로그램은 DFD(Digital Fluid Dynamics)의 선두주자로 연속적인 유동을 지배하는 Navier-Stokes방정식을 해석하는 것이 아니라, Lattice-Boltzmann 방법을 이용해서 유체 입자의 particle dynamics를 미소단위에서 해석한다.[8] 이를 위해서 voxel이라는 개념의 입자가 들어가는 가상의 격자를 사용한다. 이 방법은 비정상 해석이 기본이므로 소음을 해석하기 위한 좋은 조건을 가지고 있다. 또한, 이 방법은 유동 해석시 음압도 같이 계산되는 장점이 있으나, 분자 단위에서 유동을 해석하기 때문에 큰 컴퓨팅 파워를 필요로 하는 단점이 있다. 그러나, 유동 계산을 위한 격자를 생성할 필요가 없고, 난류 모델 없이도 난류현상을 정확하게 예측하는 장점이 있다.

현재 이 프로그램의 사용은 휀 전후방의 덕트 시스템과 유입류의 난류 등을 계산하는데 사용되며, 미소단위의 난류까지 계산할 수 있으므로 광역소음 계산 시 뛰어난 성능을 보이고 있다. 다음의 그림은 자동차 HVAC시스템의 내부

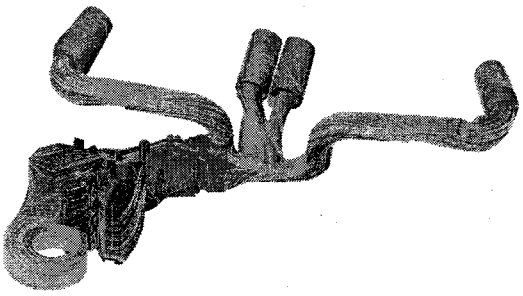


Fig. 14 Surface temperature distribution of HVAC system

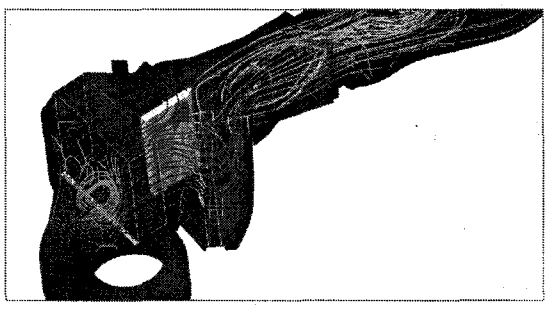


Fig. 15 Internal flow structure of HVAC system

유동장을 해석한 것이다. 시로코휀은 모델을 사용하여 해석하였고 내부 유동의 거동이 명확하게 보임을 알 수 있다.

4. 결 론

유체기계 소음을 해석하는 기법과, 현재 개발되었거나 개발중인 소프트웨어에 대해서 간단하게 살펴보았다. 이 대부분의 소프트웨어가 2000년 들어서면서 개발이 완료되었다. 그렇기 때문에 외국뿐만 아니라 유체기계 소음에 대한 연구를 많이 수행한 국내에서도 제품이 출시되고 있다. 외국기술로는 Harmony와 Mcube가 있고, 국내기술로는 FanNoise와 Fan/Performance가 있다. 이런 프로그램은 아직 완벽한 프로그램이 되기 위해서는 많은 연구가 수행되야 하지만, 소음의 특성 파악이나 유체기계 변화에 따른 소음 변화를 파악하는데는 유용하게 사용될 수 있을 것이다. 또한, 이러한 연구가 유체기계 소음의 저감에 많은 도움을 줄 수 있을 것으로 생각된다.

참고문헌

(1) Neise, W., 1976, "Noise Reduction in Centrifugal Fans : A Literature Survey," Journal of Sound and Vibration, Vol. 45, pp. 375~403.

(2) Neise, W., 1982, "Review of Noise Reduction Methods for Centrifugal Fans," J. of Engineering for Industry, Vol. 104, pp. 151~161.

(3) 이덕주, 전완호, 1999, "송풍기의 공력소음," 유체기계저널, 2권, 3호, pp. 87~98.

(4) Timouchev, S., Thourret, J., 2000, "Harmony Software for Low Noise Design of Centrifugal Ventilators of Transport Machines," Proceedings of Inter-Noise 2000, pp. 3833~3836.

(5) Roy, S., Cho, P., 1999, "Designing Axial Flow Fan for Flow and Noise", SAE 99F-34, September

(6) Lee, D. J., Jeon, W. H., and Chung, K. H., 2000, "Development of fan performance, flow and noise analysis software," Proceedings of InterNoise 2000, pp. 1521~1526.

(7) 정동규, 홍순성, 이찬, 2000, "축류형 송풍기의 성능 및 소음 예측을 위한 전산 프로그램 개발 및 적용," 유체기계저널 제 3권 제 3호, pp. 31~40.

(8) Chen, S., and Doolen, G. D., 1998, "Lattice Boltzmann Method for Fluid Flows," Annual Review of Fluid Mechanics, Vol. 30, pp. 329~364.