

# 에어컨 실내기의 공력소음 예측을 위한 RANS 난류모델의 성능 평가

민 윤 흥,<sup>1</sup> 강 성 원,<sup>1</sup> 허 남 건,<sup>\*1</sup> 이 창 훈,<sup>2</sup> 박 정 택<sup>3</sup>

<sup>1</sup>서강대학교 기계공학과

<sup>2</sup>연세대학교 기계공학과

<sup>3</sup>LG전자 HAE연구소 CTO부서

## PERFORMANCE ASSESSMENT OF THE RANS TURBULENCE MODELS IN PREDICTION OF AERODYNAMIC NOISE FOR AIR-CONDITIONER INDOOR UNIT

Y.H. Min,<sup>1</sup> S. Kang,<sup>1</sup> N. Hur,<sup>\*1</sup> C. Lee<sup>2</sup> and J. Park<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Dept. of Mechanical Engineering, Sogang Univ.

<sup>2</sup>Dept. of Mechanical Engineering, Yonsei Univ.

<sup>3</sup>CTO Division, HAE laboratory, LG electronics

*The objective of the present study is to investigate the effects of various turbulence models on the aerodynamic noise of an air-conditioner (AC) indoor unit. The results from URANS (unsteady Reynolds-averaged Navier-Stokes) simulations with the standard  $k-\varepsilon$ ,  $k-\omega$  shear stress transport (SST) and Spalart-Allmaras (S-A) turbulence models were analyzed and compared with the noise data from the experiments. The frequency spectra of the far-field acoustic pressure were computed using the Ffowcs Williams-Hawkings (FW-H) equation based on the acoustic analogy model. Two fixed fan casings and the rotating cross-flow fan were used as the source surfaces of the dipole noise in the Ffowcs Williams-Hawkings equation. The result with the standard  $k-\varepsilon$  model showed a much better agreement with the experimental data compared to the  $k-\omega$  SST and S-A models. The differences in the pressure spectra from the different turbulence models were discussed based on the instantaneous vorticity fields. It was found that the over-estimated power spectra with the  $k-\omega$  SST and S-A models are related to the emphasized small-scale vortices produced with these models.*

**Key Words** : Reynolds-Averaged Navier-Stokes(RANS), 공력소음(Aerodynamic noise), 에어컨 실내기(Air-conditioner indoor unit)

### 1. 서 론

에어컨 실내기로부터 발생하는 소음은 공력소음의 영향이 지배적이며, 공력소음은 에어컨 실내기 내부의 직교류팬이 회전함에 따라 발생하는 유동 특성에 의해 영향을 받는다. 따라서 에어컨 실내기의 공력소음을 저감하기 위해서는 직교류팬으로부터 발생하는 유동 특성을 분석하는 것이 중요하다. 이와 같이 직교류팬의 유동 특성을 분석하기 위하여 그동안 많은 실험적 연구가 수행되어 왔다[1-3]. 특히 Hiromu 등 [1]은

particle-tracking velocimetry를 이용하여 직교류팬 내부에 유동 가시화를 수행하여 편심와류(eccentric vortex core)에 대해 분석하였다. 이후 직교류팬의 공력소음 특성에 대한 분석을 통해, 주요 소음원인 직교류팬과 팬 케이싱의 형상 변화로부터 내부 유동 특성의 변화를 유발해 공력소음을 저감시키고자 하였다[4-6].

최근 컴퓨터의 발달과 수치해석 방법의 개발로 인하여 직교류팬에 대한 수치해석적 연구가 활발히 이루어지고 있다. Jiaye 등[7]은 직교류팬 내부의 편심와류 주변과 블레이드 표면에서 압력 요동에 의한 주파수 특징을 분석하였다. 또한 직교류팬을 갖는 시스템 내부에 공력소음을 유발하는 주 소음 방사면들의 형상 변화를 통하여 소음을 저감하고자 하는 연구가 수행되었다[8-10]. 특히 청감 상 가장 거슬리는 소음으로 알려져 있는 blade passing frequency (BPF) 피크 (peak)소음의

Received: October 23, 2012, Revised: November 26, 2012,

Accepted: November 27, 2012.

\* Corresponding author, E-mail: nhur@sogang.ac.kr

DOI <http://dx.doi.org/10.6112/kscfe.2012.17.4.081>

© KSCFE 2012

저감을 위해 Moon 등[8]은 블레이드 사이의 간격을 부등피치로 설정하여 BPF 피크 소음을 주변 주파수 영역으로 분산시킴으로써 이를 저감시켰다. 하지만 이와 같은 수치해석적 연구에 있어 직교류팬으로부터 발생하는 난류 유동을 해석하기 위한 난류모델에 따라 공력소음을 유발하는 난류 특성을 서로 다르게 예측하는 문제가 있다. 따라서 공력소음의 예측 특성이 난류모델에 따라 차이를 갖게 되며, 이와 관련하여 난류 모델에 따른 유동 및 공력소음의 예측 특성에 대한 연구가 부족한 실정이다.

이에 본 연구에서는 에어컨 실내기 내부 직교류팬에 의한 공력소음의 예측에 대해, 다양한 난류모델의 적용에 따른 유동과 소음 예측 결과를 비교 분석하였다. 이때, 보다 적은 계산비용이 요구되며 공학적인 문제에 일반적으로 사용되고 있는 RANS 기반의 standard k- $\epsilon$ , k- $\omega$  shear stress transport (SST), Spalart-Allmaras (S-A) 모델을 사용하였다.

## 2. 수치해석 방법

본 연구에서 고려한 에어컨 실내기의 작동조건에 대해 최대 유속은 블레이드 팁에서 약 12 m/s이다. 반면 소음의 전파 속도는 약 340 m/s로 유속과 상당한 차이를 갖기 때문에, 동일한 해석 영역 내의 계산을 위하여 막대한 계산비용이 요구된다. 따라서 본 연구에서는 직교류팬에서 발생하는 소음 특성을 예측하기 위하여 유동 해석과 소음 해석을 분리하여 수행하였다. 이때, 난류 유동을 예측하기 위하여 RANS 기반의 난류모델을 적용하였으며, 소음을 예측하기 위해 음향상사 모델 중 Ffowcs Williams Hawkings 모델을 사용하였다.

### 2.1 난류모델

에어컨 실내기 내부의 유동 해석을 위한 지배방정식은 2차원 비정상 압축성 Navier-Stokes 방정식이다. 여기서 난류 유동 특성으로 인해 발생하는 속도의 섭동 성분을 고려해야 하기 때문에 추가적인 미지수가 발생한다. 이를 계산하기 위한 다양한 수치해석적 방법이 존재하지만, 그 중 Unsteady RANS (URANS) 방정식을 이용하는 방법이 계산 비용 대비 해석 결과 측면에서 가장 실용적으로 알려져 있다. 이러한 URANS 방정식은 다음과 같이 우변 마지막 항인 Reynolds stress tensor  $T_{ij}$ 를 처리하는 방법에 따라 모델이 분류된다.

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_i U_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \mu \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + T_{ij} \quad (1)$$

$$T_{ij} = -\overline{\rho u_i u_j} = -\rho \begin{bmatrix} \overline{uu} & \overline{uv} & \overline{uw} \\ \overline{vu} & \overline{vv} & \overline{vw} \\ \overline{wu} & \overline{wv} & \overline{ww} \end{bmatrix} \quad (2)$$

$$-\overline{\rho u v} = \mu_t \frac{\partial U}{\partial y} \quad (3)$$

여기서  $\rho$ 는 밀도,  $U_i$ 는 속도벡터,  $p$ 는 압력,  $\mu$ 는 점도,  $u'$ 은 속도섭동,  $\mu_t$ 는 난류와 점성계수이다. 이때, 와점성모델은 Reynolds stress tensor를 식 (3)과 같이 난류와 점성계수  $\mu_t$ 를 이용하여 정의하고, 여기서  $\mu_t$ 를 얻기 위해 난류모델이 사용된다. 난류모델별 속도 및 길이 스케일의 처리 방법에 따라 예측된 난류 특성 결과가 서로 상이하게 나타난다. 일반적으로 k- $\epsilon$  계열의 모델은 다양한 분야의 전산해석을 통한 연구에서 수렴성이 좋고 정확성 높은 결과를 제공하고 있기 때문에, 가장 널리 적용되고 있는 난류모델이다. 하지만, 공동 및 박리현상, 재순환 유동 등의 복잡한 난류 유동의 예측에 있어 다소 부정확한 결과를 보이는 경향이 있다. 이와 같은 이유로 난류 유동 특성 예측을 위해 다양한 난류모델이 개발되어 왔으며, 그 중 박리현상의 예측에 있어 보다 정확한 결과를 보이는 k- $\omega$  및 S-A 모델이 널리 사용되고 있다.

### 2.2 음향상사

음향상사이론은 자유공간 내 제트 유동에 따른 소음 에너지가 유속의 8승에 비례한다는 특징을 기반으로 Lighthill에 의해 최초로 정립되었다. 이후 Curl은 공간 내에 물체가 있는 경우에 대한 해를 유도했으며, Ffowcs Williams와 Hawkings (FW-H)는 물체가 임의로 움직이는 경우에 대한 예측기법을 정립하였다. FW-H 방정식은 운동하는 강체의 표면을 고려한 연속 및 운동량 방정식을 정리하여 다음과 같은 비균일 파동 방정식 형태로 구할 수 있다.

$$\frac{1}{c_o^2} \frac{\partial^2 P_a}{\partial t^2} - \frac{\partial^2 P_a}{\partial x_i^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left( P_{ij} \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial t} \left( \rho_o u_i \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_i} \right) \quad (4)$$

여기서  $c_o$ 는 음속,  $P_a$ 는 음압,  $f$ 는 운동하는 강체의 표면,  $\rho_o$ 는 교란되지 않은 유체의 밀도,  $T_{ij}$ 는 Lighthill tensor로써 사극자 소음원에 대한 소음 강도를 의미한다. 이때, FW-H 방정식의 우변의 항들은 유동에 의한 소음원으로써, 첫 번째 항은 물체의 후류에 발생하는 난류 특성에 의한 사극자 소음원, 두 번째 항은 유동에 의해 물체 표면에 작용하는 비정상상태 힘에 대한 이극자 소음원, 세 번째 항은 운동하는 물체에 의해 밀려나는 유체에 의한 단극자 소음원을 나타낸다.

본 연구에서 고려한 에어컨 실내기 내부 직교류팬의 작동 조건에 대해, 블레이드 끝단의 최대 속도를 고려한 국소 레이놀즈수가 4,000-5,000 수준으로 아음속영역에 속한다. 이때,

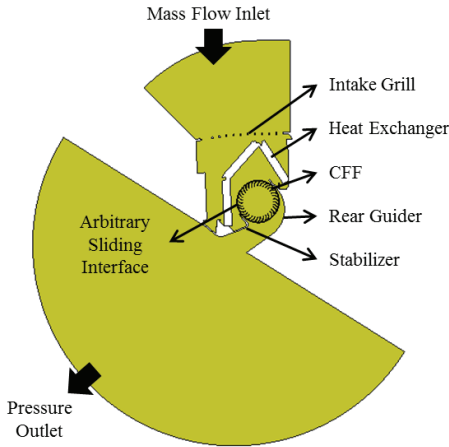


Fig. 1 Computational domain

강체 표면에서 발생하는 정상 또는 비정상상태 압력 특성이 공력소음에 대한 주 원인이며, 이는 단극자 및 이극자 소음원에 속한다. 따라서 본 연구에서는 FW-H 방정식의 소음원 중 단극자와 이극자 소음원만을 고려하도록 정리된 Ffarrasat 방정식을 사용하였다.

$$p_a(\vec{x}, t) = \sum_{i=1}^{n_s} [p_{a,t,i}(\vec{x}, t) + p_{a,ln,i}(\vec{x}, t) + p_{a,lf,i}(\vec{x}, t)] \quad (5)$$

여기서  $\vec{x}$ 는 관찰자의 위치 벡터,  $t$ 는 관찰자의 시간,  $i$ 는 움직이는 물체에 대한 각각의 소음원이다. 이때, 식 우변의 세 항은 왼쪽부터 단극자 소음원, 근접장에서의 이극자 소음원, 원거리장에서의 이극자 소음원으로써, 다음과 같이 정의한다.

$$P_{a,t,i}(\vec{x}, t) = \frac{\rho_o V_o}{4\pi} \left[ \frac{1}{r_i} \frac{1}{1-M_r} \frac{\partial}{\partial \tau} \left( \frac{1}{1-M_r} \frac{\partial}{\partial \tau} \left( \frac{1}{1-M_r} \right) \right) \right]_{ret} \quad (6)$$

$$P_{a,ln,i}(\vec{x}, t) = \frac{1}{4\pi} \left[ \frac{1}{r_i^2} \frac{1}{(1-M_r)^2} \left( \vec{r}_i \cdot \vec{f}_i \frac{1-\vec{M}_i \cdot \vec{M}_i}{1-M_r} - \vec{f}_i \cdot \vec{M}_i \right) \right]_{ret} \quad (7)$$

$$P_{a,lf,i}(\vec{x}, t) = \frac{1}{4\pi} \left[ \frac{1}{r_i^2} \frac{1}{(1-M_r)^2} \left( \frac{\vec{r}_i}{c_o} \frac{\partial \vec{f}_i}{\partial \tau} + \frac{\vec{r}_i \vec{f}_i}{1-M_r} \left( \frac{\vec{r}_i}{c_o} \frac{\partial \vec{M}_i}{\partial \tau} \right) \right) \right]_{ret} \quad (8)$$

여기서  $V_o$ 는 물체의 체적,  $r_i$ 는 물체 표면으로부터 수음점까지의 거리,  $\vec{r}_i$ 는 물체 표면에서 관찰자까지의 단위벡터,  $\vec{f}_i$ 는 물체 표면이 유체에 가하는 힘,  $\tau$ 는 물체 표면에서 음파가 수음점에 도달하기까지 소요되는 지연시간이다.

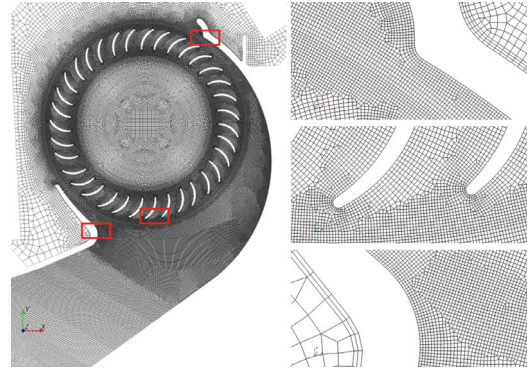


Fig. 2 Computational grids

### 2.3 해석 영역 및 조건

전체 계산 영역은 Fig. 1과 같이 에어컨 실내기과 입구, 출구 영역을 위한 챔버로 설정하였고, 실내기 내부는 직교류팬과 열교환기, 인테이크 그릴(intake grill)로 구성된다. 이때, 최대 반경이 약 102 mm인 35개의 블레이드를 갖는 직교류팬은 1,000 rpm으로 회전한다. 이러한 직교류팬의 회전운동을 구현하기 위해 본 연구에서는 이동 격자 (Moving Mesh) 기법을 사용하였고, 회전영역과 고정영역의 격자 간 연결을 위하여 임의의 이동 경계면 (Arbitrary Sliding Interface) 기법을 적용하였다. 또한 열교환기는 복잡한 형상을 대체하기 위해, 실험으로부터 얻은 저항 계수를 이용하여 다공성 매질로 설정하였다.

이와 같은 해석 영역에 대하여 격자 민감도 테스트를 통해 Fig. 2와 같이 전체 계산 도메인에 약 300,000개의 격자를 구성하였다. 이때, 직교류팬 주변에 전체 격자의 90% 이상을 밀집시켰으며, 최소 격자 크기는 블레이드 끝단에서 0.1 mm를 갖도록 설정하였다.

이와 같은 해석 격자와 더불어 비정상상태 유동 해석을 위한 시간간격 또한 중요한 변수로 고려해야 한다. 공력소음의 경우, 고 주파수 대역의 특성을 얻기 위해 동일한 해석 시간 내에 더 많은 데이터를 확보해야 한다. 따라서 충분히 작은 시간간격을 설정해야 하며, 본 연구에서는 직교류팬에서 가장 지배적인 주기 특성인 BPF에 해당하는 주기 동안 약 120번 이상의 데이터를 확보할 수 있도록 시간간격을 1.0 E-5 sec로 적용하였다.

본 연구에서는 이러한 유동해석 조건을 통해 예측한 실내기 내부의 압력 요동 특성으로부터 공력소음에 대한 특성을 예측하였다. Fig. 3은 공력소음의 예측을 위한 주 소음 방사면과 원거리장에 대한 수음점의 위치를 보여준다. 여기서 주 소음 방사면은 공력소음을 유발하는 유동 특징이 가장 많이 영향을 미치는 블레이드와 주변 팬 케이싱인 Stabilizer (왼쪽), Rear Guider (오른쪽)로 설정하였다. 또한 수음점의 위치는 실제 거주 공간 내에서 에어컨 실내기와 사용자의 거리를 고려

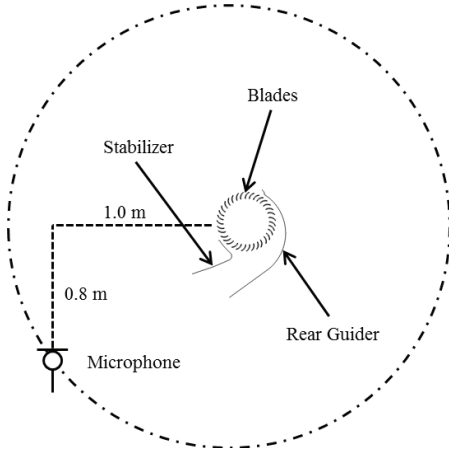


Fig. 3 Locations of noise source and receiver

하여 적용하였다.

이와 같은 에어컨 실내기 내부의 직교류팬으로부터 발생하는 공력소음의 예측을 위하여, 본 연구에서는 상용 CFD 프로그램인 Star-CCM+ 6.04 버전을 사용하였다. 이때, 직교류팬에 의한 주기적인 유동 특성을 얻기 위한 준정상상태까지 약 10 회전이 소요되었으며, 이후 4바퀴 회전에 대한 유동 해석 데이터를 이용하여 공력소음을 계산하였다. 이를 위해 본 연구에서는 2.4 GHz Xeon E5650 64 bit 12 core를 사용하여 직교류팬의 1회전 계산에 약 24시간이 소요되었다.

### 3. 수치해석 결과

#### 3.1 난류모델에 따른 유동 특성

본 연구에서는 위와 같은 해석 영역과 조건을 사용하여 다양한 난류모델에 따른 실내기 내부 유동 특성을 예측하였다. Fig. 4는 standard k-ε 모델을 사용하여 예측된 에어컨 실내기 내부의 순간 압력장 및 속도장 결과로써, 직교류팬의 회전에 따른 유동 특성을 확인할 수 있다. 가장 큰 유동 특징인 편심 와류는 압력장에서 저기압폭의 존재로 확인할 수 있으며, 왼쪽 케이싱인 Stabilizer 쪽으로 치우쳐 있다. 이는 속도장에서 재순환 영역으로 나타나며, 이로부터 높은 동압을 얻어 블레이드 끝단에서 최대 유속이 약 12 m/s까지 발생하는 것을 확인할 수 있다. 또한 재순환영역으로 유입되는 유동이 Stabilizer의 꺾임 형상에 부딪히며 높은 정압을 유발하게 된다. 이와 같은 결과는 직교류팬으로부터 발생하는 대표적인 특징들이며, 다른 난류모델의 결과도 동일한 경향성이 예측되는 것을 확인하였다. 하지만 난류모델에 따라 국부적으로 압력 및 속도 분포에 대한 차이가 존재하며, 이는 와도장 결과에서 보다 명확히 발생한다.

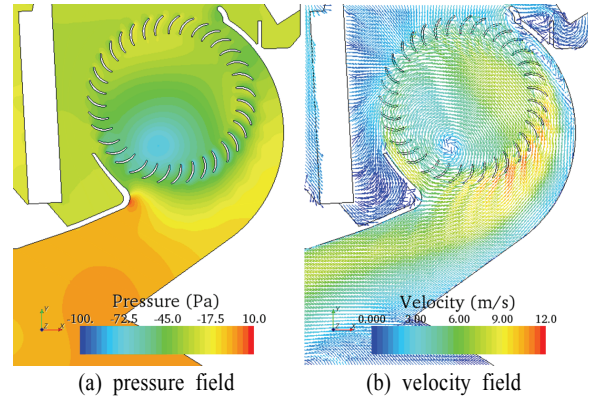


Fig. 4 Instantaneous flow fields of standard k-ε model

이와 같은 난류모델에 따른 유동 해석 결과는 Fig. 5의 실내기 내부 순간 와도장 결과와 같이 서로 다른 유동 특성을 갖는다. k-ε 모델을 적용한 경우, 블레이드 끝단으로부터 발생하는 유동구조가 다른 두 난류모델의 경우와 비교하여 상이한 차이를 갖는다. 이로부터 블레이드에 의한 유동과 주변 팬 케이싱과의 상호작용이 강하게 나타날 것이라 예상할 수 있다. 이와 같은 특징은 추가 해석을 통해 k-ε 계열의 다른 난류모델인 realizable k-ε 모델을 적용한 경우에도 동일하게 예측되었기 때문에, k-ε 계열의 특징적인 부분으로 사료된다. 반면 k-ω SST 모델과 S-A 모델을 이용한 순간 와도장 결과에서는 블레이드 끝단으로부터 박리된 와도가 예측되었다. 이는 k-ε 난류모델을 적용한 경우와 비교하여 박리된 와도가 팬 케이싱에 미치는 추가적인 영향이 존재할 것이라 예상할 수 있다. 여기서 S-A 모델을 적용한 경우, 난류 소산율을 계산하는 방식의 차이로 k-ω SST 모델을 적용한 경우보다 토출부 방향으로 와도가 더 오래 존재하는 것을 알 수 있다. 따라서 팬 케이싱에 영향을 미치는 와도의 스케일이 가장 크고, 이로부터 와도는 강제 표면에서 보다 강한 진폭의 압력 요동을 유발하게 된다. 이는 주 소음 방사면(팬 케이싱)에 가해지는 비정상상태 압력 요동이 증가함을 의미하고, 결과적으로 이극자 소음원에 의한 소음 수준을 증가시켜 최종 소음 결과를 가장 크게 예측할 것이라 예상할 수 있다.

#### 3.2 난류모델에 따른 소음 예측 성능

난류모델에 따라 예측된 실내기 내부 유동 특성의 결과로부터 공력소음 특성을 예측하였고, 난류모델에 따른 소음 예측 결과는 Fig. 6과 같이 SPL 스펙트럼으로 실험값과 비교하였다. 먼저 블레이드와 케이싱 사이의 상호작용이 가장 두드러지게 나타난 standard k-ε 모델을 적용한 경우, BPF (약 583 Hz) 피크 소음에 대한 특성이 확인되었다. 이에 대한 정량적인 수치는 실험값과 비교하여 다소 차이가 존재하지만, 해당

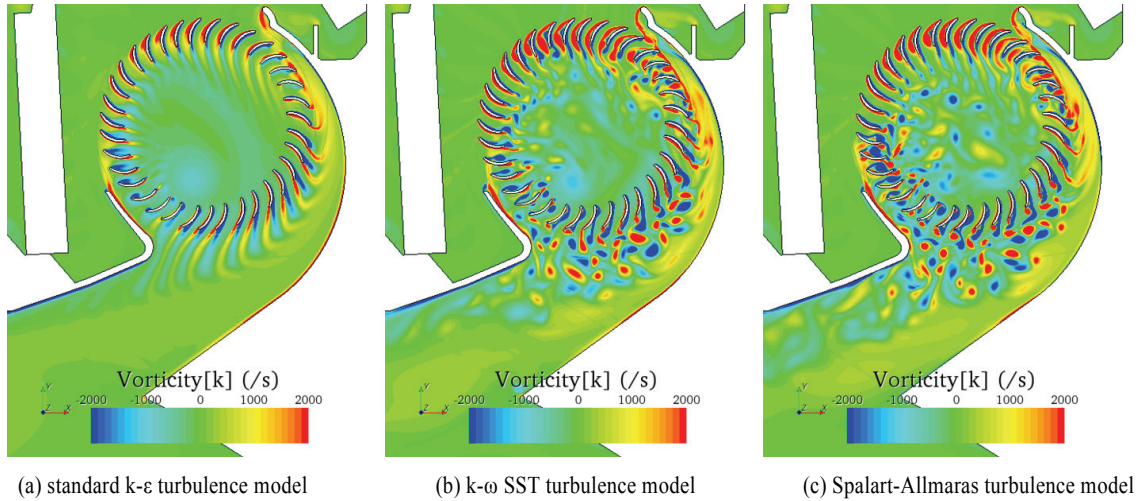


Fig. 5 Effect of turbulence models on the vorticity fields in the air-conditioner indoor unit

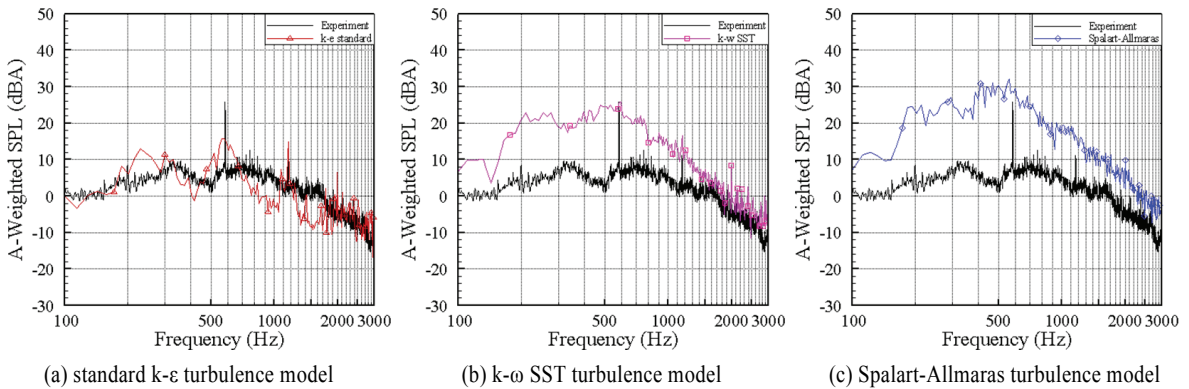


Fig. 6 Effect of turbulence models on the SPL spectrum from the air-conditioner indoor unit

주파수에서 가장 높은 소음 수준을 예측하였고 BPF의 정수배인 조화 (harmonic) 주파수의 피크 소음에 대한 특성도 확인할 수 있었다. 따라서 standard k-ε 모델을 적용한 경우, BPF의 피크 소음에 대한 특성은 정성적으로 예측이 가능한 것으로 사료된다. 또한 검은 실선으로 나타낸 실험값과 비교하여, 전반적인 경향성이 일치하고 있다. 반면 k-ω SST 모델과 S-A 모델을 적용한 경우, 관심 주파수 영역으로 설정한 100-3,000 Hz 사이에서 전체적으로 실험값과 비교하여 높은 예측 결과가 확인되었다. 특히 저 주파수 영역에서 상향예측하는 수준이 심하게 나타나는데, 이는 블레이드 끝단으로부터 발달한 와도가 큰 스케일을 갖기 때문이다. 이와 같은 특징이 이극자 소음원에 의한 소음 수준을 증가시켜 전체적인 소음 수준을 크게 예측할 것이라 앞선 절에서 언급하였으며, 이에 대한 영향이 SPL 스펙트럼 결과에 반영된 것이다. 여기서 S-A 모델

을 이용한 경우에 가장 높은 예측 결과가 확인되었다. 이는 Fig. 5와 같이 S-A 모델을 적용한 소음 예측 결과가 k-ω SST 모델을 적용한 경우보다 난류강도를 크게 예측했기 때문이다. 즉, 물체 표면에 영향을 미치는 와도의 스케일이 S-A 모델에서 가장 크기 때문에 가장 높은 소음 수준이 예측되었다.

이와 같이 스펙트럼을 이용한 정성적인 분석과 함께 난류 모델에 따른 소음 예측 특성을 정량적으로 검토하기 위하여 Table 1과 같이 Overall SPL (OASPL)을 계산하여 실험값과 비

Table 1 OASPL for various turbulence models [dBA]

Experimental data	Overall SPL for various turbulence models		error
	standard k-ε	k-ω SST	
35.6	standard k-ε	36.6	1.0
	k-ω SST	48.7	13.1
	Spalart-Allmaras	53.4	17.8

교하였다. 여기서 OASPL은 스펙트럼 결과의 주파수 영역 중, 200-3,000 Hz을 고려하여 RSS (Root Sum Square)로 계산하였다. 먼저 스펙트럼 결과에서 가장 우수한 경향성을 예측했던 standard k- $\epsilon$  모델을 적용한 경우의 OASPL 값은 실험값과의 오차가 약 1 dBA만을 갖는 결과가 확인되었다. 주파수 별로 실험과 비교하여 부분적으로 상향되거나 하향된 예측과 같이 평균화된 영향이 존재하지만, 이를 감안하더라도 상당히 정확한 결과라고 사료된다. 반면 크게 상향된 예측 특성을 보인 k- $\omega$  SST 모델과 S-A 모델을 이용한 경우의 OASPL은 실험값과 비교하여 10 dBA 이상의 큰 오차를 가졌으며, 특히 상향된 예측의 정도가 가장 심한 S-A 모델을 적용한 경우의 OASPL 값은 실험과 비교하여 약 17.8 dBA의 가장 큰 오차를 나타냈다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 에어컨 실내기 내부의 직교류팬에 의한 공력소음을 예측하기 위해, RANS 기반의 standard k- $\epsilon$ , k- $\omega$  SST, S-A 난류모델을 적용하여 유동 및 소음 특성에 대해 난류모델이 미치는 영향성을 분석하였다. 이로부터 각 난류모델에 따라 서로 다른 특징이 예측된 와도장과 소음 예측 결과를 확인할 수 있었다. 결과적으로 직교류팬에 의한 공력소음의 예측 결과에 대해 RANS 모델 중 standard k- $\epsilon$  모델을 적용한 결과가 정확성 측면에서 가장 우수한 것을 확인하였다. 이는 k- $\epsilon$  계열의 유동 특징에 의한 것으로, 다른 k- $\epsilon$  계열의 모델을 적용한 경우도 이와 같은 경향을 가질 것으로 사료된다. 반면, k- $\omega$  SST 및 S-A 모델은 소음 예측을 위한 해석에 다소 부족한 정확성을 갖는 것으로 확인되었다. 이와 같은 난류 유동해석 결과는 음향상사이론을 이용한 소음 예측의 결과에 대한 정확성을 결정하기 때문에, 보다 정밀한 난류 유동 특성을 얻기 위해서는 Large Eddy Simulation이나 Detached Eddy Simulation과 같은 고 정확도를 갖는 난류해석 기법을 적용하여 3차원 유동 해석에 대한 연구가 추가로 수행되어야 할 것으로 사료된다.

#### 후 기

본 논문은 2009년도 교육과학기술부의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 ‘다중현상 CFD 연구센터 (ERC) (No. 2010-0014978)과제의 일환으로 수행된 연구이므로 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

- [1] 1996, Hiromu, M., Hirofumi, S., Youshinobu, T., Yoshiki, Y. and Koichi, K., "Study of Cross-Flow-Fan Internal Flow by FLOW Visualization," *The Japan Society of Mechanical Engineers Series B*, Vol.39, No.3, pp.540-545.
- [2] 2004, Andrea, T., Andrea, L. and Antonio, D. M., "An experimental investigation of the flow field pattern within the impeller of a cross-flow fan," *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol.29, pp.53-64.
- [3] 2003, Martin, G., Simon, D. and Toni, K., "Flow Field and Performance of Cross Flow Fan - Experimental and Theoretical Investigations," *Journal of Thermal Science*, Vol.12, No.3, pp.234-238.
- [4] 2001, Lazzarotto, L., Lazzaretto, A., Martegani, A.D. and Macor, A., "On Cross-Flow Fan Similarity: Effect of Casing Shape," *Journal of Fluids Engineering*, Vol.123, pp.523-531.
- [5] 2000, Koo, H. M., "Discrete Frequency Noise Reduction of the Cross-Flow Fan of the Split Type Room Air-Conditioners Using the Skewed Stabilizers," *The Japan Society of Mechanical Engineers Series C*, Vol.43, No.1, pp.104-109.
- [6] 2006, Tsai, G.L., Tu, T.H., Li, T.C. and Wang, K.H., "Flow Style Investigation and Noise Reduction of a Cross-Flow Fan with Varied Rotor-Skew-Angle Rotor," *The Japan Society of Mechanical Engineers Series B*, Vol.49, No.3, pp.695-704.
- [7] 2008, Jiaye, G., Fei, L., Min, L. and Keqi, Wu., "The Unsteady Fluctuating Pressure and Velocity in a Cross Flow Fan," *Journal of Thermal Science*, Vol.17, No.4, pp.349-355.
- [8] 2003, Moon, Y.J., Cho, Y. and Nam, H.S., "Computation of unsteady viscous flow and aeroacoustic noise of cross flow fans," *Computers & Fluids*, Vol.23, pp.995-1015.
- [9] 2010, You, L., Hua, O., Jie, T., Zhaohui, D. and Zhiming, Zheng., "Experimental and numerical studies on the discrete noise about the cross-flow fan with block-shifted impellers," *Applied Acoustics*, Vol.71, pp.1142-1155.
- [10] 2005, Govardhan, M. and Lakshmana, S.D., "Computational Studies of Flow through Cross Flow Fans - Effect of Blade Geometry," *Journal of Thermal Science*, Vol.14, No.3, pp.220-229.