

공력음향학을 이용한 축류팬의 삼차원 소음 해석

김주형* · 김진혁* · 신승열* · 김광용* · 이승배**

Three-Dimensional Noise Analysis of an Axial-Flow Fan using Computational Aero-Acoustics

Joo-Hyung Kim*, Jin-Hyuk Kim*, Seungyeol Shin*, Kwang-Yong Kim*, Seungbae Lee**

Key Words : Axial-flow fan(축류팬), Dipole source(이극자 음원), Ffowcs Williams-Hawkings equation(FWH 방정식), Unsteady analysis(비정상 계산), Blade passing frequency(날개 통과주파수)

ABSTRACT

This paper presents a systematic procedure for three-dimensional noise analysis of an axial-flow fan by using computational aero-acoustics based on Ffowcs Williams-Hawkings equation. Flow-fields of a basic fan model are simulated by solving three-dimensional, unsteady, Reynolds-averaged Navier-Stokes equations using the commercial code ANSYS CFX 11.0. Starting with steady flow results, unsteady flow analysis is performed to extract the fluctuating pressures in the time domain at specified local points on the blade surface of the axial flow fan. The perturbed density wave by rotating blades reaches at the observer position, which is simulated by an in-house noise prediction software based on Ffowcs Williams-Hawkings equation. The detailed far-field noise signatures from the axial-flow fan are analyzed in terms of source types, field characteristics, and interpolation schemes.

1. 서 론

축류팬(axial-flow fan)은 산업용 및 가정용 제품에 내장되어 가장 활용도가 높은 유체기계 중 하나로서, 저압에서 대유량의 성능특성을 가지고 있다. 최근 삶의 질이 향상됨에 따라 일상생활에서 접하고 있는 축류팬의 소음에 대한 관심 또한 지속적으로 높아지면서 전산공력음향학(computational aero-acoustics)을 이용하여 소음을 저감하려는 연구가 활발히 진행되고 있다.

최근 컴퓨터 성능향상과 더불어 컴퓨터를 이용한 수치해석 알고리즘의 향상으로 인해 다양한 방법으로 소음예측이 이루어지고 있다. 팬 설계변수에 의해 예측되는 양력계수분포를 이용하여 비정상 하중소음을 예측하는 방법과 날개후단에서의 와동모형을 바탕으로 한 비정상양력에 의한 소음 예측방법 및 팬 날개 주위의 비정상 와동을 비점성 혹은 점성적 방법으로 계산한 후, 이를 토대로 음향학적 상사성 이

론 및 케이싱 등에 의한 산란, 반사 및 회절을 고려하는 경계요소법(BEM)을 통해 소음을 예측하는 방법, 그리고 삼차원 난류유동을 계산한 후, 이를 바탕으로 전산공력음향학(CAA)을 이용하는 방법 등이 있다^(1~4).

본 연구에서는 축류팬의 삼차원 소음예측을 수행하기 위해 먼저 삼차원 정상 및 비정상상태의 RANS 해석을 수행하였다. 이후 팬 날개면에서 시간의 변화에 따른 압력 섭동값을 추출하였고, 그 값을 이용하여 양력으로 변환하기 위해 날개면의 곡률에 따른 법선 벡터를 계산하여 시간에 따라 변화하는 양력벡터의 방향과 크기를 회전하는 날개면의 음향원에 대해 계산하였다. 이러한 데이터베이스를 입력값으로 하여 Ffowcs Williams-Hawkings(FW-H) 방정식의 계산을 통해 정해진 관측점에서의 음압을 구하였으며, 여러 가지 조건에 따른 소음 특성을 분석하였다.

2. 축류팬 대상모델

본 연구의 대상으로서 사용된 축류팬은 Lee와 Kil⁽⁵⁾에 의해 개발된 축류팬 전용 전산기초설계 프로그램에 의해 설계

* 인하대학교 대학원 기계공학과

† 교신저자, E-mail : sbaelee@inha.ac.kr

되었다. 이 전산기초설계 프로그램은 설계요구조건을 근거로 자유설계변수인 팁 직경, 허브비, 코드길이 및 날개 개수 등을 입력하면 날개 각도에 맞는 캠버선 설계 및 날개의 데이터베이스로부터 익형두께분포를 결정할 수 있다. 본 연구에서 사용된 축류팬 전용 전산기초설계 프로그램의 설계 및 해석방법은 참고문헌(5)에 자세히 언급되어 있다.

본 연구에서 축류팬의 초기설계 요구조건은 설계 운전점의 유량조건 60CMM에서 토출 압력 10mmAq 이상이다. 또한 임펠러의 회전속도는 1,170rpm이며, 10개의 날개를 갖는다. 또한 팁 간극(2mm)를 포함한 케이싱 직경은 510mm이고, 허브비는 0.294이다. 본 연구대상인 축류팬의 자세한 설계사양은 Table 1에 기술하였으며, 이로부터 설계된 익형의 단면들에 대해서는 무게중심이 일치하도록 허브에서 팁까지 축적하여 삼차원 축류팬 블레이드의 기초형상을 설계하였다.

3. 삼차원 수치해석

본 연구에서는 축류팬의 내부유동장을 비압축성 삼차원 정상 및 비정상상태로 가정하여 해석을 수행하였으며, ANSYS사의 상용코드 ANSYS CFX-11.0(6)을 사용하였다. 수치해석 시 사용된 지배방정식은 유한체적법으로 이산화되었으며, 이산화 기법으로는 2차 이상의 정확도를 갖는 고휘상도기법 (high resolution scheme)을 사용하였다.

해석대상인 축류팬의 날개는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 총 10개로 구성되어 있으나, 계산 시간의 단축과 수렴성의 향상을 위하여 인접하는 두 블레이드 사이의 유동장이 회전 방향에 대해 주기적으로 형성되어 있다고 가정하여 단일유료에 대해서만 해석을 수행하였다.

작동유체는 표준상태의 25°C 온도의 공기를 사용하였고, 입구의 경계조건은 대기와 동일한 조건을 주었으며, 출구의 조건으로는 단일유료에 대한 질량유량을 주었다. 난류모델로는 SST 모델을 사용하였다. SST 모델을 사용시 벽 근처 영역에서의 격자는 첫 번째 격자의 위치가 $y^+ < 2$ 의 조건을 만족하도록 하였고, 경계층 내에 적어도 10개 이상의 격자를 구성하여 저레이놀즈수(low-Reynolds number) 모델이 적용되도록 하였다.

Table 1 Design requirements and specifications of the axial-flow fan

Design volume flow rate, CMM	60
Rotational speed, rpm	1170
Pressure rise, mmAq	10
Tip diameter, mm	510
Hub-to-tip ratio	0.294
Tip clearance, mm	2
Number of rotor blades	10

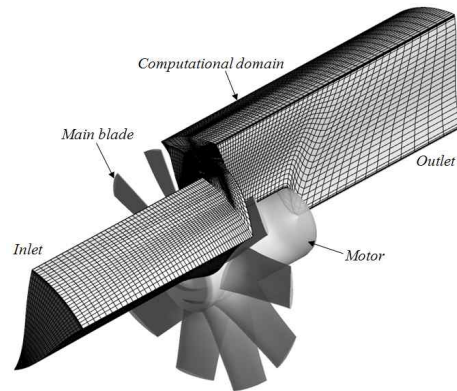


Fig. 1 Three-dimensional geometry and computational domain of the axial-flow fan

정상상태의 수치해석 시 회전하는 임펠러와 정지상태의 입구부 및 출구부 사이의 경계면은 격자면에서 계산값을 그대로 정지좌표계에 입력값으로 사용하는 방식인 Frozen-Rotor 방식을 적용하였으며, 비정상상태의 수치해석 시에는 Transient-Rotor-Stator 방식을 적용하여 모든 유동영역에 대해 매 시간 간격에 대해서 격자를 회전시켜 해석을 수행하였으며, 해석시 임펠러가 1회전하는 동안 200번의 시간간격($\Delta t = 2.564 \times 10^{-4}$)으로 수행하였고, 각 시간전진에 필요한 수렴성 향상을 위한 반복횟수는 5회로 설정하였다.

해석을 수행하기 위한 격자계로는 Fig. 1에 나타난 바와 같이 전체적으로 육면체 격자로 구성하였으며, 블레이드 표면 인근에는 O형 격자계를 사용하였고, 그 외의 영역에는 H형 격자계를 구성하였다.

4. Ffowcs Williams-Hawkings 방정식

Lighthill 이론을 바탕으로 송풍기의 날개와 같이 비정지매질 속에서 움직이는 물체에 의한 유동소음의 해석적 연구는 Ffowcs Williams와 Hawkings(4)에 의하여 이루어졌다. 움직이는 물체의 표면을 $f(x, t) = 0$ 으로 표시한다면, 연속방정식 및 운동량 보존방정식은 다음과 같은 형태로 표현할 수 있다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = \rho_0 u_i \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_i} \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j + p_{ij}) = p_{ij} \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_j} \quad (2)$$

식 (1)의 시간미분과 식 (2)의 공간미분을 조합하고 Lighthill이 제안한 난류응력 항을 고려하여 비균일 과도방정식을 유도하면 다음과 같은 Ffowcs Williams-Hawkings(FW-H) 방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - c_0^2 \frac{\partial^2 \rho}{\partial x_j^2} = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_i} \left(p_{ij} \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_j} \right) + \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho_0 u_i \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_i} \right) \quad (3)$$

FW-H 방정식의 가장 큰 특징은 과도방정식의 소음원항인 우변을 수학적, 물리적인 특성에 따라 단극자, 이극자, 사극자 음원으로 분리하여 표현함에 있다.

이 중 우변의 첫째항은 Lighthill의 음향학적 상사성에 의한 난류항으로 사극자 음원이며, 둘째항은 물체표면에 의해 유체에 단위 면적당 작용하는 하중소음(loading noise)이고 이는 이극자 음원을 나타낸다. 셋째항은 물체의 표면에서 수직방향으로의 가속도에 의한 공기 체적 이동의 두께소음(thickness noise)인 단극자 음원을 나타낸다. 본 연구에서는 웬소음 계산 시에 단극자 이극자 음원만을 가정하였고 사극자 음원은 제외하였다. 위 식을 풀기 위하여 시·공간 변수들에 대해서 시간영역 방법(time domain method)이 사용되었으며, 이는 주파수영역 방법(frequency domain method)에 비해 물체의 표면형상을 더욱 정확하게 반영할 수 있기에 널리 사용되고 있다.

FW-H 방정식에서 단극자 이극자 음원에 대하여 두께소음 및 하중소음을 구하고자 Farassat 등은 시간영역 방법을 이용하여 수치적 계산이 가능하도록 개선된 FW-H 방정식을 발표하였다. Farassat의 해를 웬 소음원에 적용할 경우 가장 지배적인 소음은 하중소음이며, 송풍기의 날개끝단의 마하수가 대체로 0.3 이하의 아음속이므로 대류속도의 영향을 많이 받지 않는다. 그러나 웬이 회전함에 따라 소음원이 시간에 따라 주기적으로 회전하므로 정상 양력에 의해 소음이 발생하게 된다. 이 제안된 음압의 해는 음원들이 서로 독립적이고 중첩의 효과에 의해서도 음향장이 구성되는 파동의 선형적 특성이 있으므로 다음과 같은 각 음원들의 합으로 표현된다.

$$p(\vec{x}, t) = \sum_{i=1}^{n_s} [p_{t,i}(t) + p_{ln,i}(t) + p_{lf,i}(t)] \quad (4)$$

$p_{t,i}(t)$, $p_{ln,i}(t)$, $p_{lf,i}(t)$ 는 각각 두께소음, 근거리음장의 하중소음, 원거리음장의 하중소음을 나타내며, 각각 식 (5)~(7) 과 같다. 각 식들은 요소의 음원과 관측지점사이의 기하학적 위치와 하중들의 함수로써 나타내어진다.

$$p_{t,i}(t) = \frac{\rho V_0}{4\pi} \left[\frac{1}{r} \frac{1}{1-M_r} \times \frac{\partial}{\partial \tau} \left(\frac{1}{1-M_r} \frac{\partial}{\partial \tau} \left(\frac{1}{1-M_r} \right) \right) \right]_{ret} \quad (5)$$

$$p_{ln,i}(t) = \frac{1}{4\pi} \left[\frac{1}{(1-M_r)^2 r^2} \times \left(\vec{r}_i \cdot \vec{f}_i \frac{1-\vec{M}_i \cdot \vec{M}_i}{1-M_r} - \vec{f}_i \cdot \vec{M}_i \right) \right]_{ret} \quad (6)$$

$$p_{lf,i}(t) = \frac{1}{4\pi} \left[\frac{1}{(1-M_r)^2 r} \times \left(\frac{\vec{r}_i}{c_0} \frac{\partial \vec{f}_i}{\partial \tau} + \frac{\vec{r}_i \vec{f}_i}{1-M_r} \left(\frac{\vec{r}_i}{c} \cdot \frac{\partial \vec{M}_i}{\partial \tau} \right) \right) \right]_{ret} \quad (7)$$

여기서 'ret'는 지연시간(retarded time)을 의미한다. 시간 t 에서의 음압을 계산하기 위해서는 웬에서 발생한 음압이 관찰자의 위치까지 도달되는 지연시간까지 모두 고려하여야 한다. 이러한 음압 계산을 위해서는 모든 소음원의 위치가 결정되어야 하며, 시간은 $t = \tau + \frac{r(\tau)}{c_0}$ 의 관계가 있다.

5. 결과 및 검토

앞서 기술된 본 연구대상인 축류웬의 소음해석을 수행하기에 앞서 기초설계에 의한 성능예측치 및 삼차원 RANS 해석결과와의 비교는 Kim 등(7)에 의해 타당성이 이미 입증된 바 있다. 따라서 본 연구에서는 이러한 결과들을 토대로 삼차원 비정상상태의 RANS 해석을 수행하여 웬 날개면에서 시간의 변화에 따른 압력 섭동값을 추출하였다. 또한 추출된 압력 섭동값을 토대로 국부양력으로 변환한 후 힘 벡터로 변환된 압력값으로부터 FW-H 방정식에 대하여 정해진 관측점에서의 음압을 구하였고, 이를 토대로 소음 특성을 분석하고자 하였다.

Fig. 2는 비정상상태의 RANS 해석으로부터 추출된 날개면에서의 국부적인 압력 섭동값 중 하나의 예로써 본 연구에서는 정해진 관측점에서 음압을 계산할 시 관측점에 도달하는 국부적인 압력 섭동값들을 포집하여 사용하였다.

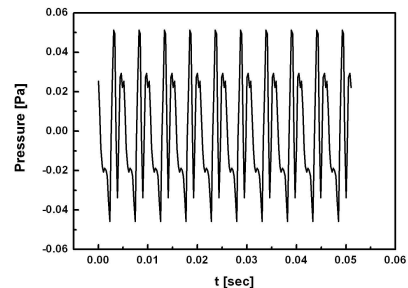


Fig. 2 One example set of fluctuating Pressures

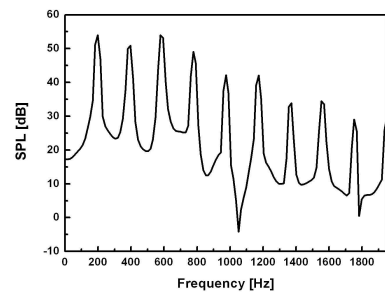


Fig. 3 FFT result of sample set of Fluctuating Pressures

원거리 소음값을 계산하기 이전에 먼저 압력 섭동값의 푸리에 변환(Fourier transform)을 통해 날개통과주파수(blade passing frequency)에서 반복적인 주파수 스펙트럼 특성이 나타나는지를 확인하였다. Fig. 3은 Fig. 2의 압력 섭동값으로부터 푸리에 변환을 통해 수행된 주파수 분석 결과를 보여 준다. 본 연구대상인 축류팬은 작동점에서 분당 회전수는 1,170 rpm이고, 날개수는 총 10개이다. Fig. 3에서 볼 수 있는 바와 같이 팬의 날개수와 회전속도에 의해 나타나는 1, 2 및 3차 날개통과주파수(BPF= $n \times Z/60$)는 각각 195Hz, 390Hz 및 585Hz에서 나타나고 있으므로 날개통과주파수의 조화 주파수 특성이 잘 나타남을 볼 수 있다.

Fig. 3의 주파수 분석 결과를 통해 압력 섭동값 및 압력 섭동값과 동일한 주기를 가지는 사인(sine)파를 입력값으로 FW-H 방정식을 이용하여 계산하였을 때 유사한 결과가 나와야 함을 예측할 수 있다. Fig. 4는 Fig. 2에서와 같이 날개 회전주파수를 주기로 가지는 사인파로 미소 에어포일을 가질시 소음이 발생한다고 가정하여 FW-H 방정식을 이용하여 관측점 1m에서의 음압 계산을 수행하였다.

Fig 5와 6은 각각 관측점 1m에서 포집된 음압과 이로부터 얻어진 주파수 분석 결과를 보여주고 있다. Fig. 5의 포집된 음압에서 볼 수 있는 바와 같이 Fig. 3의 사인파 및 Fig. 2의 압력 섭동값과 동일한 주기를 가지는 파형임을 확인할 수 있다. Fig. 6의 주파수 분석 결과를 살펴보면 날개가 회전하면서 반복적으로 발생하는 하모닉한 날개통과주파수의 특성이 잘 나타나고 있는 것을 확인할 수 있다. 따라서 이후에 수행 되어질 날개면에서 추출된 압력 섭동값들을 토대로 포집한 음압의 주파수 분석 결과가 타당성이 있음을 예상할 수 있다.

비정상상태 해석을 통해 얻은 압력 섭동값을 FW-H 방정식에서의 양력으로 변환하고자 시간에 따라 변화하는 양력 벡터의 방향과 크기를 날개면의 허브부터 날개 끝단까지 구분하여 나눈 각각의 미소 에어포일에 대해 계산을 수행하였다. 또한 원거리음장의 하중소음 계산 시에는 양력벡터의 미분값을 필요로 한다. 따라서 고차의 보간식을 이용하여 시간에 따른 양력벡터의 변화를 함수화 하였다. 고차의 보간 다항식 계산 시 추출하는 점 개수를 각각 3개, 5개로 바꾸며 보간 함수의 차수에 의한 양력벡터의 미분값 변화를 보았지만 큰 변화는 없었다. 이를 바탕으로 FW-H 방정식을 통하여 정해진 관측점 1m에서의 음압을 2차 보간 다항식을 이용하여 계산하였다. 여기서 날개 회전과 관련된 파장과 관측점 거리와의 비는 $r/\lambda=0.573$ 이다.

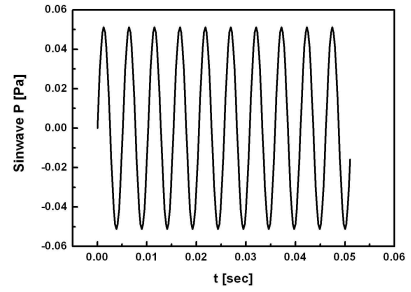


Fig. 4 One example set of fluctuating pressure by sinwave input

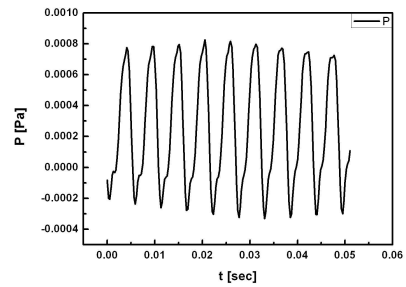


Fig. 5 Predicted time history of pressure at observer location 1m from the center of fan by sinusoidal forcing on the blade sections

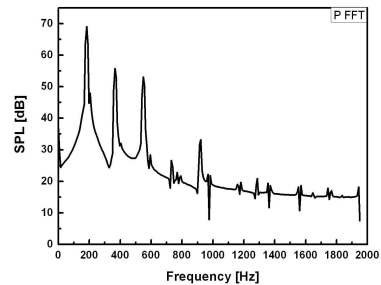


Fig. 6 FFT result of sound pressures at observer location of 1m from the center of fan by sinusoidal forcing on the blade sections

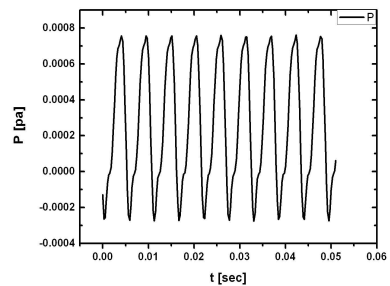


Fig. 7 Predicted time history of pressures by simulated fluctuating forces on the blade sections at observer location of 1m from the center of fan ($\theta=0^\circ$: upstream)

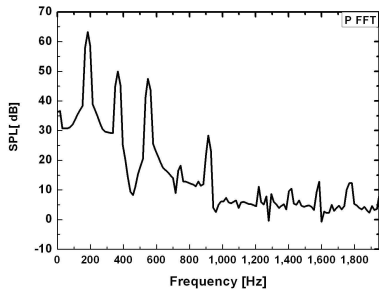


Fig. 8 FFT result of sound pressures by simulated fluctuating forces on the blade sections at observer location of 1m from the center of fan ($\theta=0^\circ$: upstream)

Fig. 7은 날개면에서의 압력 섭동값들을 토대로 FW-H 방정식에 의해 관측점 1m에서 포집한 시간에 따른 음압값으로 Fig. 2의 압력 섭동값과 같이 동일한 특정주기를 가지고 있는 것을 관찰할 수 있다. Fig. 8은 관측점 1m에서 포집된 음압으로부터 푸리에 변환을 통해 도출된 주파수 분석 결과로 Fig. 6에 나타난 주파수 분석 결과와 마찬가지로 날개가 회전하면서 반복적으로 발생하는 이산소음(discrete noise) 즉, 날개통과주파수의 특성이 잘 나타나고 있는 것을 볼 수 있다. 즉, 음압과 주파수의 특성이 반복되는 날개 회전에 의해 좌우됨을 알 수 있다.

관측점의 거리 변화에 따라 발생하는 음압 및 주파수 특성을 분석하고자 관측점 10m에서 주파수 분석을 수행하여 관측점 1m에서의 주파수 분석 결과와 함께 비교하였다. Fig. 10은 관측점 1m와 10m에서 각각 포집된 음압을 보여주고 있으며, 관측점 1m의 음압과 비교하여 볼 때 파형의 주기는 동일하나 진폭이 1/10정도 감소된 것을 볼 수 있다. 또한 Fig. 10에서 보는 바와 같이 주파수 분석 결과를 살펴보면 관측점 10m에서의 소음레벨 수준이 1m에 비해 약 20dB 저감된 것을 볼 수 있다.

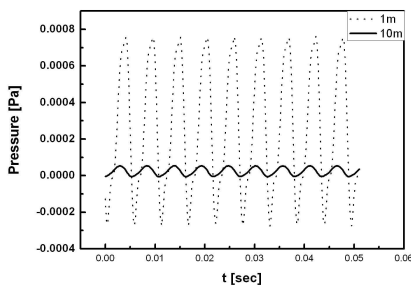


Fig. 9. Predicted time history of pressures by simulated fluctuating forces on the blade sections at observer location of 1m and 10m from the center of fan ($\theta=0^\circ$: upstream)

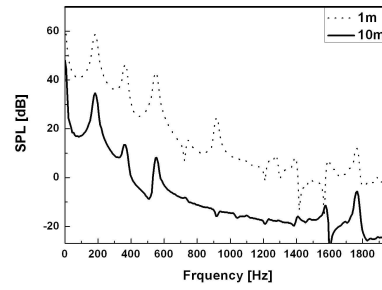


Fig. 10 Comparison of FFT results of acoustic pressures by simulated fluctuating forces on the blade sections at observer location of 1m and 10m from the center of fan ($\theta=0^\circ$: upstream)

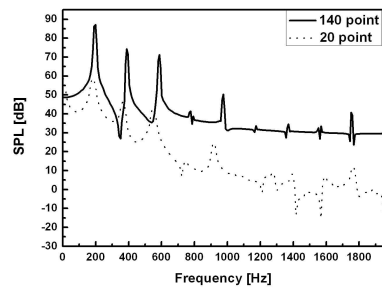


Fig. 11 Comparison of FFT results of acoustic pressures by simulated fluctuating forces on the blade sections at observer location of 1m from the center of fan by changing number of sources pressures ($\theta=0^\circ$: upstream)

Fig 11은 날개면에서의 소음원의 개수 변화에 따른 주파수 스펙트럼을 비교한 결과이다. 날개면에 20개의 소음원을 가지고 소음레벨을 계산하였을 때보다 140개 소음원을 계산하였을 때의 소음레벨이 매우 증가함을 볼 수 있다. 이러한 결과는 소음원의 발생지점의 양력값이 날개면의 곡률변화에 따라 상세하게 계산되면서 정밀하게 나온 결과로 볼 수 있으며, 실험결과인 87dBA 값과도 매우 일치한다.

6. 결 론

본 연구에서는 축류팬의 삼차원 소음 특성을 예측하고자 삼차원 정상 및 비정상상태의 RANS 해석을 수행하였다. 이를 토대로 웬 날개면에서 시간의 변화에 따른 압력 섭동값을 추출하였고, 추출된 압력 섭동값을 토대로 FW-H 방정식을 사용하여 정해진 관측점에서 음압 및 주파수 분석을 수행하여 소음예측 특성을 분석하였다. 그 결과, 웬 날개의 주기적인 회전으로 인해 발생하는 1, 2 및 3차 날개통과주파수 특성이 각각 195Hz, 390Hz 및 585Hz에서 관찰되었고, 이로부터 축류팬 이산소음 특성이 잘 나타남을 확인할 수 있었다.

또한 관측점 거리 변화에 따른 음압 및 주파수 특성을 비교한 결과, 관측점 10m에서의 소음레벨 수준을 1m와 비교해 보았을 때 약 20dBA 감소한 것을 확인할 수 있었다. 소음원 개수를 증가시킴에 따라 소음레벨을 정밀하게 예측 할 수 있었다. 이러한 결과를 토대로 비추어 볼 때 삼차원 비정상 RANS 해석과 FW-H 방정식을 결합한 해석방법은 빈번하게 바뀌는 기하학적 날개 형상에 따른 소음 특성을 고려한 축류팬을 설계 시 유용한 설계도구로 적용될 수 있는 가능성을 제시할 수 있다고 사료된다.

후 기

본 연구는 국토해양부의 지원으로 수행한 해양에너지 전문인력 양성사업의 연구결과입니다.

참고문헌

- (1) Sharland, I.J., 1964, "Sources of Noise in Axial Flow Fans," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 1, No. 3, pp. 302~322.
- (2) Lighthill, M.J., 1952, "On Sound Generated Aerodynamically; I. General Theory," *Proc. Roy. Soc. London Ser. A.*, Vol. 211, pp. 564~587.
- (3) 배일성, 장성욱, 이승배, 2001, "DRL 축류팬 주위의 난류 유동 및 공력소음의 계산," *소음진동학회 춘계학술대회 논문집*, pp. 762~767.
- (4) Ffowcs Williams, J.E., and Hawkings, D.L., 1969, "Theory Relating to the Noise of Rotating Machinery," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 10, No. 1, pp. 10~21.
- (5) Lee, C. and Kil, H. G., 2010, "Aero-Acoustic Performance Prediction Method of Axial Flow Fan," *The 17th International Congress on Sound & Vibration*, Cairo, Egypt ICSV17-633.
- (6) ANSYS CFX-11.0, 2006, *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*, ANSYS Inc.
- (7) Kim, J. H., Kim, J. W., and Kim, K. Y., 2011, "Axial-Flow Ventilation Fan Design Through Multi-Objective Optimization to Enhance Aerodynamic Performance," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 133, No. 10, Paper 101101(12pp).