
◎ 논문

성능 및 소음특성을 고려한 축류 팬 설계의 전산 체계

이찬^{*†}·길현권^{**}

A Computerized Design System of the Axial Fan Considering Performance and Noise Characteristics

Chan Lee^{*†}, Hyun Gwon Kil^{**}

Key Words : Axial fan(축류 팬), Flow deviation(유동편차), Pressure loss(압력 손실), BPF noise(깃통과 주파수 소음), Broadband noise(광역 주파수 소음), Aeroacoustic performance curve(공력음향학적 성능 곡선)

ABSTRACT

A computerized design system of axial fan is developed for constructing 3-D blade geometry and predicting both aerodynamic performance and noise. The aerodynamic blading design of fan is conducted by blade angle distribution, camber line determination, airfoil thickness distribution and blade element stacking along spanwise distance. The internal flow and the aerodynamic performance of designed fan are predicted by the through-flow modeling technique with flow deviation and pressure loss correlations. Based on the predicted internal flow field and performance data, fan noise is predicted by two models for discrete frequency and broadband noise sources. The present predictions of the flow distribution, the performance and the noise level of actual fans are well agreed with measurement results.

1. 서 론

축류 팬은 공조, 주거, 환기 및 산업설비에 매우 광범위하게 사용되고 있다. 축류 팬은 블레이드와 케이싱의 비교적 단순한 구조를 가지나, 팬 내부 유동은 3차원 비정상, 경계층, 후류, 누설, 2차 및 난류 유동으로 인해 매우 복잡한 현상을 보인다. 이러한 복잡한 유동 현상은 팬의 공력 성능 특성에 큰 영향을 미치고, 더 나아가 원치 않는 공력 소음도 유발하게 되며, 공력 성능 및 소음은 상호 밀접한 관계를 가진다. 이러한 이유로, 팬 설계자들은 팬의 공력 성능을 향상시키면서도 소음을 줄이기 위한 설계 방법의 개발 및 적용에 많은 노력을 기울이고 있다.

최근 들어 급속히 발전하는 컴퓨터의 성능에 의해, 전산유체역학 및 전산공력음향학의 해석 방법들의 현저한 진보가 이루어지고 있으며, 이러한 방법들이 팬 설계에 부분적으로 적용되고 있다^[1, 2, 3, 4]. 그러나 전산유체역학 및 전산공력음향학의 해석 방법들은 많은 설계 변수들을 다루기에는 많은 계

산시간, 복잡한 모델링 작업 및 능숙한 설계자의 경험등을 필요로 하므로, 산업체에서 팬의 실제적인 설계 과정에 적용되기에 아직 어려움이 많고 현재로서는 팬 설계 후의 해석 도구로만 활용되고 있는 실정이다.

그러므로, 본 연구는 산업체 설계 실재에서 활용될 수 있는 팬 성능과 소음 특성을 동시에 고려할 수 있는 설계 방법을 제안하고자 한다. 팬의 3차원 형상 설계는 블레이드 각도 분포, 캠버선 결정, 익형 두께분포 및 블레이드 요소의 축적 과정을 통해 수행하였다. 설계된 팬 형상에 대해, 유동 편차 각 및 압력손실 모형이 결합된 관통류 해석방식을 적용하여 팬 내부 유동장 및 성능을 계산하였다. 예측된 유동장 결과를 바탕으로, 회전하는 정상 양력, 2차 유동 및 텁 누설유동에 의한 팬의 이산 주파수 소음(discrete frequency noise)을 계산하였다. 또한 계산된 팬 성능을 이용하여, 팬의 광대역 소음(broadband noise)을 계산하였다. 본 연구의 설계 및 해석방법을 하나의 전산화된 체계에 통합하였고, 본 전산프로그램을 실제 산업용 및 냉각용 팬의 설계에 적용하였으며, 설계, 성능 및 소음해석 결과들을 측정결과들과 비교하여 본 방법의 신뢰성을 검증하였다.

* 수원대학교 기계공학과

** 수원대학교 기계공학과

† 교신저자, E-mail : clee@suwon.ac.kr

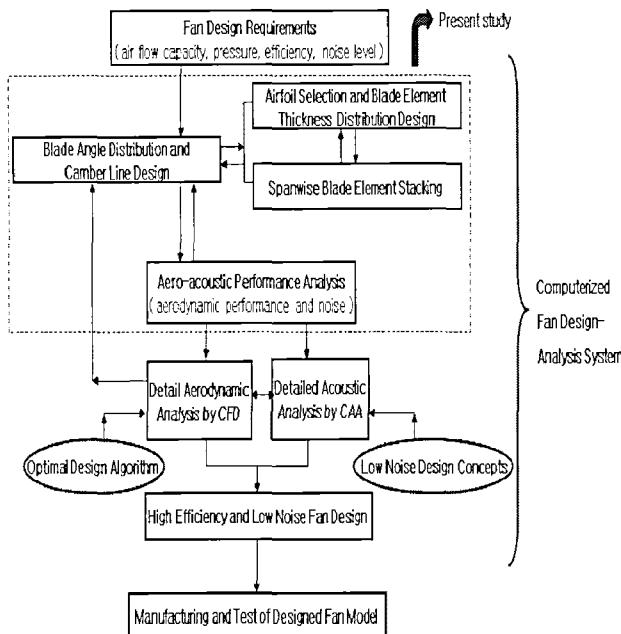


Fig. 1 Fan design procedure and process

2. 축류 팬 설계 및 해석 방법

Fig. 1은 본 연구에서 고려한 축류 팬의 설계과정을 보여주고 있으며, 그림에서 보여지듯이 본 방법에서 다루는 내용은 전산유체역학 및 전산음향학 프로그램에 의한 최적 상세설계 이전의 기본 설계 및 공력음향학적 해석방법들이 통합된 전산화된 체계를 다루고자 한다.

2.1 축류 팬 설계 방법

Fig. 1에서 볼 수 있듯이, 축류 팬의 형상설계는 주어진 설계요구조건에 근거하여 자유 설계변수들(팁직경, 허브비, 시위길이, 블레이드 개수 등)을 선정한 후 블레이드의 날개길이 방향 각도분포를 자유와류 설계방식과 최소손실 입사각 관계식⁽⁵⁾을 이용하여 결정한다. 익렬요소 단면설계를 위해 주어진 블레이드 각도에 맞는 캠버선을 설계하고, 그 위에 익형두께분포를 기준의 날개 데이터베이스(NACA, DCA, C₄ 익형 포함)로부터 결정한다. 최종적으로 설계된 익렬요소 단면들은 단면의 무게중심이 일치하도록 허브에서 팁까지 축적하여 3차원 팬 블레이드 형상을 설계한다.

2.2 축류 팬 유동 및 성능해석 방법

설계된 축류 팬의 내부 유동장 및 성능은 팬 블레이드 간의 정상상태 및 축대칭 유동을 가정하는 관통류 모델링 기법을 이용하여 해석하였고, 모든 유동변수들(유동각, 유속, 압력, 온도 등)은 회전방향 평균된 S₂ 유동면에서 계산된다(Fig. 2 참조). 관통류 모델링의 해석방법으로는 유선곡률방법을 사용하였고, 유선곡률방법은 S₂ 면의 유선에 대해 식(1)의 비접성,

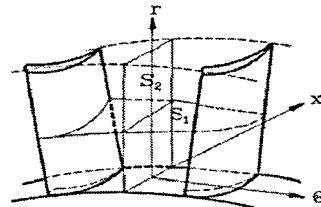


Fig. 2 Flow surfaces within fan blades

Table 1 Flow deviation and pressure loss models

Flow variable	Flow deviation and pressure loss sources	Model
Outlet flow angle	Flow deviation from fan blade metal angle	Lieberlein ⁽⁶⁾ and Mellor ⁽⁶⁾
	Blade boundary layer and wake flows	Lieberlein ⁽⁷⁾
Pressure loss	Secondary flow, tip leakage flow and endwall boundary layer flows	Horlock and Lakshminarayana ⁽⁸⁾ Lee and Chung ⁽⁹⁾
	Shock wave	Koch and Smith ⁽¹⁰⁾

축대칭 Navier-Stokes 방정식과 Euler 일 방정식, 유동 편차각 및 압력손실 분포 모형들을 결합하여 적용한다.

$$(V \cdot \nabla) V = -\frac{1}{\rho} \nabla p = \nabla H - T \nabla s - \nabla \left(\frac{1}{2} V^2 \right) \quad (1)$$

이때 V, p 및 H는 공기의 속도, 압력 및 엔탈피를 나타내며, 엔탈피 상승 항(∇H) 및 엔트로피 발생 항(∇s)은 유동편차각 모형, Euler 일 방정식 및 압력손실 모형을 이용하여 계산한다.

본 연구의 유동 편차각 및 압력 손실 모형은 이미 잘 검증된 상관관계식들⁽⁵⁻¹⁰⁾을 사용하였으며, 모든 상관관계식들이 다양한 설계인자 및 운전변수들을 포함하므로, 관통류 모델링에 의한 계산과정은 축차적 반복계산을 필요로 한다.

관통류 모델링 기법을 통해 유동장 변수에 대한 계산과정이 수렴되고 나면, 계산된 유동변수들에 대한 날개길이방향 질량평균을 수행하고, 팬의 압력상승(p_{ac}), 동력(L_{ac}) 및 효율(η)과 같은 전체 성능인자들을 다음과 같은 계산과정에 의해 구한다.

$$p_{ac} = p_{th} - \sum \Delta p_{loss} \quad (2)$$

$$\eta = \eta_f \eta_m = \frac{p_{ac}}{p_{th}} \eta_m \quad (3)$$

$$L_{ac} = Q p_{th} / \eta \quad (4)$$

이때 p_{th} 는 압력손실을 고려하지 않은 이론적 압력이고, Δp_{loss} 는 압력손실이며 Q는 팬의 출구 토출유량을 나타낸다. 또한 η_f , η_m 은 각각 유체효율, 모터효율을 나타낸다.

2.3 축류 팬 소음해석 방법

앞서 2.2절의 방법으로 구해진 팬의 작동조건과 팬의 설계사양을 토대로, 팬의 소음을 예측할 수 있다. 본 연구는 팬 소음을 특정한 조화 주파수에서 발생하는 깃통과주파수 소음(blade passing frequency noise)과 넓은 주파수범위에서 발생하는 광대역 소음(broadband noise)으로 나누어 모형화하였다.

깃 통과주파수 소음은 팬의 정상 양력(steady lift)과 블레이드 간섭(blade interaction)에 대한 소음을 Gutin의 이론⁽¹¹⁾을 이용하여 예측하였고, 이때 팬 블레이드는 이동 소음원(compact moving source)으로 가정하였으며, 정상 양력에 의한 깃통과주파수(BPF: blade passing frequency)에서의 음압(SP_{mB})은 식(5)와 같이 구해지고, m 이 1, 2, 3 ... 정수 배로 증가함에 따른 배음을 나타내고 있다.

$$SP_{mB} = \frac{NL_T}{Ra_o} (\cos\xi\sin\sigma - \frac{\sin\xi}{M_e}) m B J_{mB} (m B M_e \cos\sigma) \chi_a \chi_b \quad (5)$$

$$\begin{aligned} L_T &= B \int_{span} l(r) dr \\ &= B \int_{span} \left[\frac{1}{2} \rho V^2 c \frac{2}{(c/s)} \cos\alpha_m (\tan\alpha_1 - \tan\alpha_2) \right] dr \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \chi &= \frac{\sin x}{x}, x = m B \pi \rho, \rho_a = \frac{c}{2\pi r_e}, \rho_b = \frac{b}{2\pi r_e M_e \cos\sigma} \\ M_e &= \frac{2\pi r_e N}{a_o} \end{aligned} \quad (7)$$

이때 B는 팬 블레이드 개수, N은 팬의 주파수[Hz], L_T는 팬의 정상상태 전체 양력으로 관통류 모델링 해석결과로부터 계산되고, r_e는 유효반경으로 블레이드 텁 반경의 80%이고, a_o는 음속을, R은 팬으로 부터의 측정거리를, o는 블레이드로부터 측정지점까지의 위도각(elevation angle)을 의미한다. 또한 c, b 및 ξ는 팬 블레이드 시위길이, 날개길이 및 접선방향을 기준으로 하는 설치각도를 의미한다. 또한 식(6)의 a₁, a₂ 및 a_m은 팬 입구, 출구의 공기 유동각도(축방향 기준) 및 평균 유동 각도를 나타낸다.

블레이드 간섭소음은 팬 블레이드 내부 곡면에 의한 2차유동과 블레이드 끝단(blade tip)에서의 누설유동에 의한 와류에 의해 발생되며, 앞서의 정상양력과 마찬가지로 깃 통과주파수에서 소음이 발생된다. 그러므로 본 연구에서는 블레이드 간섭에 의한 음압(SP_{mB})을 다음의 식으로 예측하였다⁽¹¹⁾.

$$SP_{mB} = \frac{M_e}{2\pi r_e R} D_p L_{sec} E \rho_w m B \chi_w \chi_a \chi_b \quad (8)$$

$$\chi_w = \frac{\sin(m B \rho_w)}{m B \rho_w}, \rho_w = \frac{w}{2\pi r_e} \quad (9)$$

$$D_p = \begin{cases} \cos\xi\sin\sigma & \text{if } \theta = 0^\circ \\ \sin(\sigma + \xi) & \text{if } \theta = 90^\circ \end{cases}$$

여기서 L_{sec}는 2차 유동과 블레이드 텁 누설유동에 의한 양력변동(lift fluctuation)을 의미하며, ω 및 E는 공력부하운동(load excursion)에 따른 폭과 회수를, θ는 블레이드와 측정지점간의 경도각(azimuth angle)을 나타낸다.

본 연구에서는 2차 유동에 의한 양력변동은 실험적 관찰에 의해 식(6)에서 구해진 정상상태 양력의 20% 정도의 크기를 가지는 것으로 가정하였다⁽¹²⁾. 또한 축류형 블레이드 텁 간극의 누설와류에 의한 양력변동은 Sjolander의 상관관계식⁽¹³⁾을 이용하여 계산하였다. 그러므로 전체 양력변동(L_{sec})은 다음과 같이 표현되고,

$$L_{sec} = 0.2 L_T + (8.23 \frac{\tau}{c} - 0.043) L_T \quad (10)$$

여기서 τ 는 블레이드의 텁 간격을 나타낸다.

광대역 소음은 블레이드 표면의 압력 섭동을 유발하는 소음원인 난류 경계층(turbulent boundary layer)과 후류 와류(wake vortex)에 의한 것으로 간주하였고, 식(11)의 Mugridge의 모형⁽¹⁴⁾을 이용하여 계산하였다. 식(11)에서 보여지는 바와 같이, 광대역소음에 의한 음향출력레벨 및 소음 스펙트럼은 효율, 유량 및 압력계수와 같은 무차원화된 팬 성능인자들에 의해 결정되며, 본 연구에서는 이러한 성능인자들을 2.2절의 관통류모델링 기법의 예측결과들을 이용하여 계산하였다.

$$\begin{aligned} PWZ(f) &= K_2 + 25 \log P_s - 2 + 10 \log Z + F_2(f) [dB] \\ Z &= [(1 - \eta_s)/\eta_s] [(\phi^2 + 1 - \psi + \psi^2/2)/\psi]^{3/2} \end{aligned} \quad (11)$$

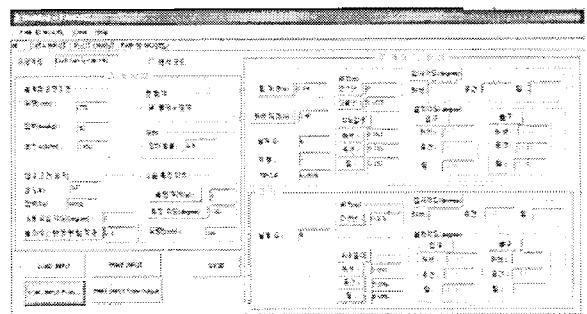
이때 P_s, φ, ψ 및 η_s는 팬의 정압, 유량계수, 압력계수 및 정압효율을 의미하며, 식(11)의 K₂ 및 F₂(f)는 주파수 및 팬 유량에 대한 보정항을 나타내며, 각 보정항에 대한 상세한 상관관계는 참고문헌⁽¹⁴⁾에 기술되어 있다.

2.4 축류 팬 설계/해석 통합 전산 체계

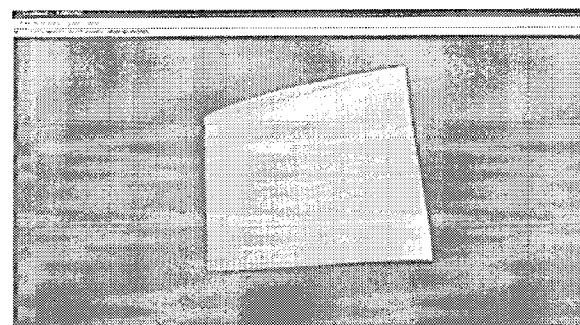
2.1-2.3절에 기술된 축류 팬의 설계 및 유동, 성능, 소음 해석 방법들을 Fig. 3과 같이 하나의 전산프로그램으로 구성하였다. 그림의 상단부터 첫 번째 그림은 팬 설계요구조건 및 설계변수들을 입력하는 단계를, 두 번째 그림은 설계된 3 차원 팬 형상을 보여주고 있다. 또한 세 번째 그림은 팬 블레이드 반경방향으로의 유속 및 유동각 분포 예측결과를, 네 번째 그림은 유량에 따른 팬 압력과 소음레벨에 대한 공력음향학적 성능곡선의 예측결과를 보여주고 있다.

3. 설계/해석 결과 및 검증

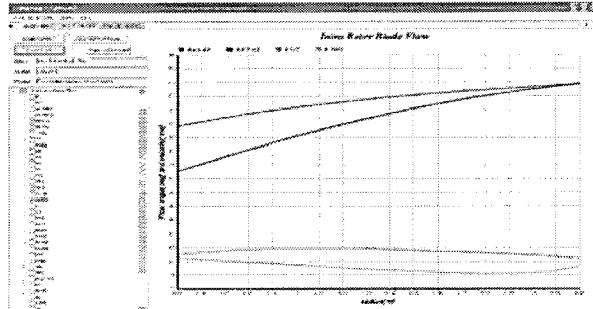
본 방법의 신뢰성 검증을 위해, 본 설계-해석 방법을 실



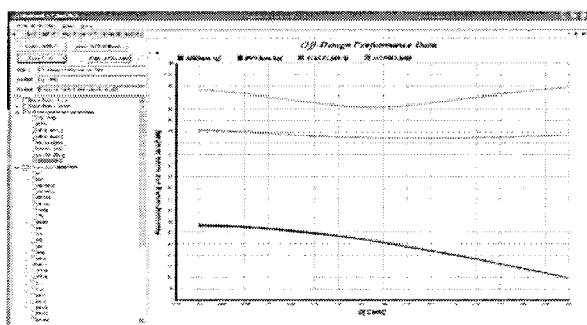
(a) Input data window



(b) 3-D blade geometry design



(c) Spanwise flow velocity and angle distributions



(d) Aeroacoustic performance map

Fig. 3 Computerized fan design/analysis system

제 팬의 설계 및 유동, 성능, 소음 예측에 적용하였다.

3.1 축류 팬 유동 해석

본 방법을 NASA에서 개발된 2가지 고속 팬에 적용하였다. 팬의 회전수는 9170 RPM이고, 블레이드 텁직경은 25.3

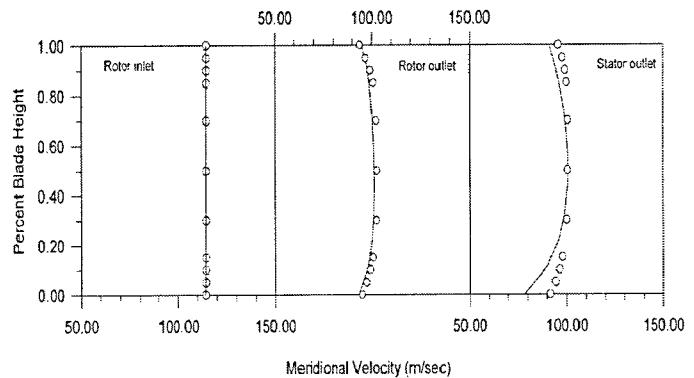


Fig. 4 Axial velocity profiles of air through fan

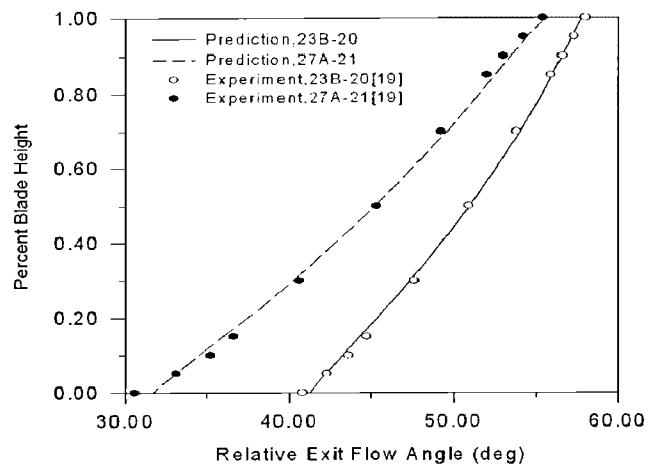


Fig. 5 Spanwise flow angle distributions

cm, 허브비는 0.8이다. 좀 더 자세한 팬 설계사양은 참고문헌⁽¹⁵⁾에 기술되어 있다. Fig. 4에서 볼 수 있듯이, 축류 팬의 동의과 정의를 통과하는 공기의 유속분포가 실험결과와 잘 일치하고 있다.

또한 Fig. 5에서 보여지듯이, 동의의 반경방향에 따른 유동각 분포도 실험결과와 잘 일치함을 알 수 있다. 이러한 비교결과들로부터, 본 관통류 해석방법에 의한 유동장 예측결과가 팬 성능 및 소음을 평가함에 있어서 매우 신뢰성있게 사용될 수 있음을 알 수 있다.

3.2 축류 팬 설계 및 성능 · 소음 해석

본 방법을 서로 다른 설계 사양을 가지는 산업용 및 냉각용 팬 설계에 적용하였다. Fig. 6은 회전수는 1170 RPM, 블레이드 텁직경은 140 cm, 허브비 0.5인 산업용 팬⁽¹⁶⁾의 3차원 블레이드 설계를 보여주고 있으며, Fig. 7은 설계된 팬의 유량에 따른 성능 및 소음특성을 동시에 보여주고 있다. Fig. 7에서 볼 수 있듯이, 축류 팬의 압력, 효율, 동력의 예측결과가 시험결과와 잘 일치하고 있으며, 설계점에서의 소음예측결과도 측정결과와 잘 일치하고 있다.

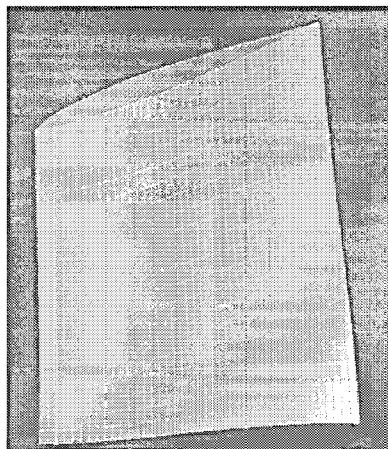


Fig. 6 3-D fan blade design

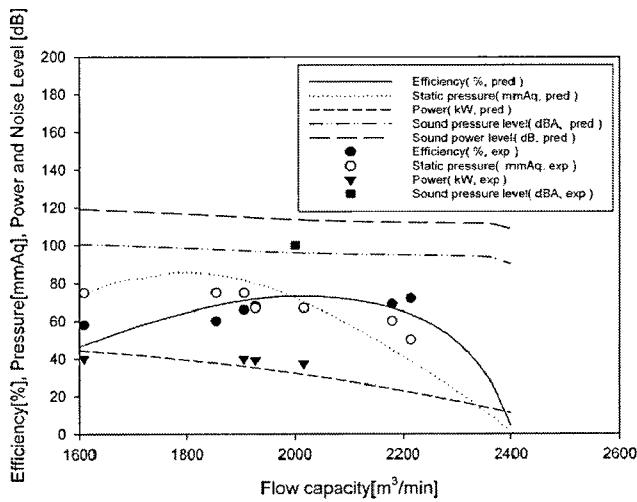


Fig. 7 Aeroacoustic performance map of industrial fan

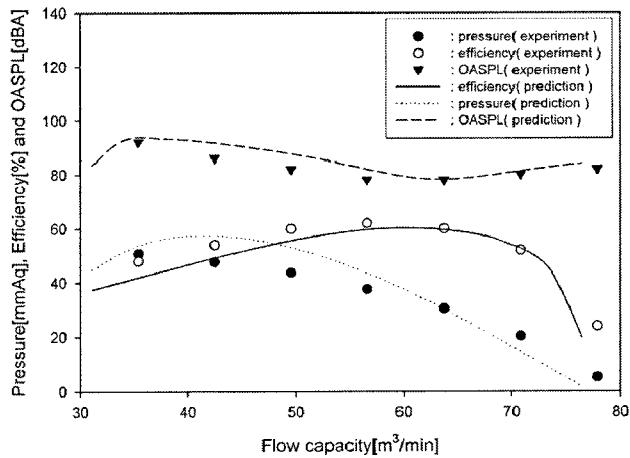


Fig. 8 Aeroacoustic performance map of automotive cooling fan

Fig. 8은 회전수는 3900 RPM, 블레이드 텁직경은 17.8 cm, 허브비 0.35로 설계된 냉각 팬(¹⁷)의 유량에 따른 성능 및 소음특성을 동시에 보여주고 있다. Fig. 8에서 볼 수 있듯이, 축류 팬의 압력, 효율, 소음 예측결과가 시험결과와 잘 일치하고 있다.

4. 결 론

팬의 기본 설계와 더불어 유동-성능-소음 해석이 동시에 가능한 전산체계를 구성하였다. 설계된 팬의 유동, 성능 및 소음해석은 관통류 모델링 기법과 이산주파수, 광대역 소음 모형들을 결합하여 수행하였다. 본 전산체계에 의해 팬 설계를 수행하였고, 팬의 유동, 성능 및 소음특성을 예측하였으며 예측결과는 측정결과와 매우 잘 일치하였다. 그러므로, 본 연구에서 제안한 축류 팬 설계를 위한 전산체계는 고효율, 저소음 팬의 설계 실제에 유용한 기본 설계 도구로서 사용될 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 지식경제부 전략산업기술개발 사업의 연구비 지원에 의해 이루어 졌음을 밝힙니다.

참고문헌

- (1) Belamri, T., Kouidri, S., Fedala, D. and Rey, R., 2005, "Comparative Study of the Aeroacoustic Behavior of Two Axial Flow Fans with Different Sweep Angles," Proceedings of ASME FEDSM'05.
- (2) Carolus, T., Schneider, M. And Hauke, R., 2007, "Axial Flow Fan Broad-band Noise and Prediction," J. of Sound & Vibration, vol.300, p. 207.
- (3) Lin, Z., Chen, B. and Yuan, X., 2006, "Aerodynamic Optimization Design System for Turbomachinery Based on Parallelized 3D Viscous Numerical Analysis," Korea Society of Computational Fluids Engineering Parallel CFD 2006 Proceedings.
- (4) 이기상, 김광용, 최재호, 2009, "익형의 형상최적화를 통한 고효율 축류 송풍기 설계," 유체기계저널, 제11권 제2호, pp. 46-54.
- (5) Lieblein, S., 1960, "Incidence and Deviation Angle Correlations for Compressor Cascades," ASME J. of Basic Eng., vol.82, pp. 575-587.
- (6) Horlock, J.H., 1973, Axial Flow Compressors, Krieger Publishing Co.
- (7) Lieblein, S., 1959, "Loss and Stall Analysis of Compressor Cascades," ASME J. of Basic Eng., vol. 81, pp. 387-400.
- (8) Horlock, J.H. and Lakshminarayana, B., 1973, "Secondary Flows: Theory, Experiment and Applications in Turbomachinery Aerodynamics," Annual Review of Fluid Mechanics, vol. 5, pp. 247-280.
- (9) Lee, C. and Chung, M.K., 1991, "Secondary Flow Loss and Deviation Models for Through-Flow Analysis of Axial Flow Turbomachinery," Mechanics Research

- Communications, vol. 18, no. 6, pp. 403-408.
- (10) Koch, C.C. and Smith, Jr., L.H., 1976, "Loss Sources and Magnitudes in Axial-Flow Compressors," ASME J. of Eng. for Power, vol. 98, pp. 411-424.
- (11) Wright, S.E., 1976, "The Acoustic Spectrum of Axial Flow Machines," J. of Sound & Vibrations, vol. 45, no. 2, pp. 165-223.
- (12) 이성일, S.I., 1991, 회전기계용 소음설계 소프트웨어 개발, KAITECH-91-PNR0140, 과학기술처.
- (13) Sjolander, S.A. and Amrud, K.K., 1987, "Effects of Tip Clearance on Blade Loading in a Planar Cascade of Turbine Blade," ASME J. of Turbomachinery, vol. 109, no. 2, pp. 237-245.
- (14) Mugridge, B.D., 1976, "Noise Characteristics of Axial and Centrifugal Fans as Used in Industry," Shock and Vibration Digest, vol. 45, no. 3.
- (15) Britsch, W.R. and Osborn, W.M., 1979, Effects of Diffusion Factor, Aspect Ratio and Solidity on Overall Performance of 14 Middle Stages, NASA TP-1523.
- (16) 강기주, 1993, 개발용 송풍기의 성능특성비교, 삼정기계.
- (17) Longhouse, R.E., 1977, "Vortex Shedding Noise of Low Tip Speed, Axial Flow fans," J. of Sound & Vibrations, vol. 53, no. 1, pp. 25-46.