

사류송풍기의 유동해석 및 최적설계

서성진*·전재욱**·김광용***

Flow analysis and design optimization of a mixed-flow fan

Seoung-Jin Seo, Jae-Wook Jun and Kwang-Yong Kim

Key Words: Mixed-flow fan(사류 송풍기), Navier-Stokes Equation(나비에 스톱스 방정식), Design Optimization(최적설계), Numerical Optimization technique(수치최적화기법)

Abstract

In this study, three-dimensional viscous flow analysis and optimization are presented for the design of a mixed-flow fan. Steady, incompressible, three-dimensional Reynolds averaged Navier-Stokes equations are used as governing equations, and standard k- ϵ turbulence model is chosen as a turbulence model. Governing equations are discretized using finite volume method. Upwind difference scheme is used for the discretization of the convective term and SIMPLEC algorithm is used as a velocity-pressure correction procedure. The computational results are compared with the results obtained by TASCflow. For the numerical optimization of the design, objective function is defined as a ratio of generation of the turbulent energy to pressure head. Sweep angles are used as design variables.

기호설명

u, v, w : 직교좌표에서의 속도성분
 x, y, z : 직교좌표계의 좌표들
 F : 목적함수
 G : 난류에너지생성률
 H : 압력수두
 Ω : 회전 각속도
 γ : 스윙각
 μ : 점성계수

1. 서론

송풍기는 가전제품, 차량, 선박, 산업용 기계 등 산업 전반에 걸쳐 매우 폭 넓게 사용되고 있는 기계요소로서, 그 용도에 따라 매우 다양한 사양을 가지고 설계 제작되고 있다. 이 중, 사류 송풍기(mixed-flow fan)는 원심 송풍기와 축류 송풍기의 공기역학적인 장점을 모두 가지고 있는 송풍

기로서 넓은 용량범위에서 효율이 높고 구동 동력의 변화가 적다는 특징을 가지고 있다.

사류송풍기의 임펠러형상은 Boss면이 $45 \sim 55^\circ$ 의 경사면을 형성하고 있으며, 임펠러폭은 넓고 길이가 짧아서 원심형 제품에 비하여 대풍량, 저정압 조건에서 주로 사용되어지고 있다. 비속도의 범위는 600~1300이고, 흡입구가 기존의 원심형에 비해 확대되어 유속이 감소하는 구조이며 토출 측으로 점차 넓어지는 경사면을 형성하여 기존 원심형 제품에 비해 난류나 와류 손실을 최소화하는 구조로 이루어져 있다. 원심송풍기의 경우 설치공간이 커서 공간활용상의 비효율성이 크고, 경우에 따라 과도한 유로의 굴곡으로 인해 소음이 커지고 효율이 저하되는 문제가 있는데 반해 사류송풍기는 소형 경량이면서도 효율이 높고 소음특성이 좋아 그 활용도가 점차 높아지고 있다. 그러나, 사류형 임펠러를 가지는 유체기계에서는 쉬라우드 및 허브면에서의 곡률과, 코리올리 힘, 원심력, 팁 간극등의 영향으로 인해 발생하는 2차 유동의 구조가 복잡하여 이를 명확하게 파악하기가 쉽지 않다.

사류형이나 원심형 임펠러의 경우 2차 유동의

* 인하대학교 대학원

** 가스공사 연구개발원

*** 인하대학교 기계항공자동화공학과

발생원인은 크게 두 가지로 구분할 수 있다. 첫째는 코리올리 가속도의 접선방향성분에 의한 경우와 둘째는 임펠러면 경계층의 유선 곡률과 코리올리 가속도의 반경방향성분의 조합에 의해 발생하는 경우이다. 이중 전자의 경우는 압축기나 펌프의 경우 회전방향의 반대방향으로 날개에 스윙각을 적용함으로써 2차 유동을 최소화시킬 수 있다고 알려져 있다.⁽¹⁾

사류형 송풍기나 펌프의 유동특성에 대해서는 이론적인 해석뿐만 아니라 다양한 실험들이 수행되어 왔다. Lewis 등⁽²⁾은 사류형의 익렬을 갖는 유체기계에서 회전효과에 의해 나타나는 코리올리 힘이 유동장에 미치는 영향과 효율에 영향을 미치는 변수에 대해 이론적인 고찰을 하였으며, Fraser 등⁽³⁾은 LDA(Laser-Doppler anemometry)를 이용하여 사류 펌프 유동장에 대한 실험적인 연구를 수행하였고, Furukawa 등⁽⁴⁾은 사류 송풍기의 2차 유동과 임펠러 끝 간극에서의 누설 현상을 수치해석을 통해 검토하였다. 특히, Goto^(5,6)와 Goto 등⁽¹⁾은 사류 펌프에서 4가지의 틱 간극과 쉬라우드가 있는 경우에 대하여 실험과 수치계산을 통해 내부 유동장의 특성을 조사하였으며, 역설계기법을 이용하여 사류펌프의 임펠러내에서 2차 유동의 영향을 줄임으로서 임펠러 출구유동을 균일하게 하고자 하였다.

본 연구에서는 Choi 등⁽⁷⁾에 의해 개발된 축류 송풍기의 3차원 유동해석을 바탕으로 한 수치최적설계기법을 사류 송풍기에 적용하여 효율과 소음을 고려한 설계를 수행하였다.

2. 수치해석 및 최적설계

3.1 수치해석

비압축성 3차원 정상유동에 대한 연속방정식과 운동량방정식(Navier-Stokes equation)들은 x축을 기준으로 각속도 Ω 로 회전하는 직교좌표계(Cartesian coordinates, x, y, z)에서 다음과 같은 형태를 갖는다.

$$E_x + F_y + G_z + R = S \quad (1)$$

여기서,

$$E = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 - \mu_t u_x \\ \rho u w - \mu_t v_x \\ \rho u w - \mu_t w_x \end{bmatrix} \quad F = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho v w - \mu_t u_y \\ \rho v^2 - \mu_t v_y \\ \rho v w - \mu_t w_y \end{bmatrix}$$

$$G = \begin{bmatrix} \rho w \\ \rho u w - \mu_t u_z \\ \rho v w - \mu_t v_z \\ \rho w^2 - \mu_t w_z \end{bmatrix} \quad R = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\rho \Omega(\Omega y + 2w) \\ -\rho \Omega(\Omega z - 2v) \end{bmatrix}$$

$$S = \begin{bmatrix} 0 \\ (\mu_t u_x)_x + (\mu_t v_x)_y + (\mu_t w_x)_z - \rho_x \\ (\mu_t u_y)_x + (\mu_t v_y)_y + (\mu_t w_y)_z - \rho_y \\ (\mu_t u_z)_x + (\mu_t v_z)_y + (\mu_t w_z)_z - \rho_z \end{bmatrix}$$

난류해석을 위해서는 널리 사용되고 있는 표준 k- ϵ 모델⁽⁸⁾을 사용하였으며, 지배방정식들은 유한체적법을 사용하여 이산화하였다. 압력보정방법으로 SIMPLEC 알고리즘⁽⁹⁾을 채택하였다. 계산에 사용된 격자는 H형으로 대수적인 방법으로 생성하였다.

계산결과는 상용프로그램인 TASCflow⁽¹⁰⁾에 의한 결과와도 비교되었다. TASCflow를 사용한 계산에서는 격자생성을 위하여 Turbogrid⁽¹¹⁾에서 제공하는 단일 블록 템플릿을 사용하였다. 대류항의 이산화에는 Modified Linear Profile을 사용하고 난류의 계산을 위해서는 표준 k- ϵ 모델을 사용하였다. 수렴성을 높이기 위해 Additive Correction Multigrid로 알려진 다중격자계를 사용하였다. 유동장의 입구와 출구경계조건으로는 각각 전압조건과 질량유량조건을 주었다.

3.2 수치최적설계

최적설계를 위해 탐색방향은 안정성이 뛰어난 최급강하법(steepest descent method)를 사용하여 결정하였고, 탐색방향으로의 이동거리를 결정하기 위해서는 황금분할법(golden section method)을 사용하였다.

송풍기 날개의 형상을 최적화함에 있어 본 연구에서는 목적함수 F를 난류운동에너지생성률(G)의 압력수두(H)에 대한 비로서 정의하였다. 이

목적함수는 축류송풍기의 소음저감 및 성능향상에 효과적이었던 것으로 보고된 바 있다⁽⁷⁾.

날개의 형상을 구성하는 많은 기하학적 변수들 중에서 다음과 같이 날개 중간에서의 스위프각(sweep angle at the middle, γ_m)과 날개 끝에서의 스위프각(sweep angle at the tip, γ_t)을 설계변수로 채택하였다. 스위프각은 반경방향 임펠러 길이에 대한 백분율로 나타내어진다. 스위프각의 분포는 Fig. 1과 같이 나타나며 분포식은 다음과 같다.

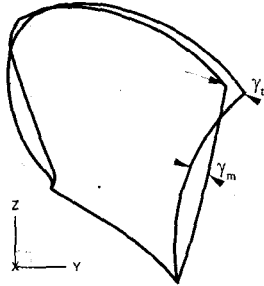


Fig. 1 Distribution of Sweep Angle

$$\gamma = aRn^2 + bRn + c \quad (2)$$

$$Rn = 0, \quad \gamma = 0$$

$$Rn = 0.5, \quad \gamma = \gamma_m$$

$$Rn = 1, \quad \gamma = \gamma_t$$

여기서 Rn 은 다음과 같이 정의된다.

$$Rn = \frac{R - R_{HUB}}{R_{TIP} - R_{HUB}} \quad (3)$$

4. 결과 및 검토

본 연구의 대상이 되는 사류 송풍기는 Fig. 2에서 나타낸 바와 같이 9개의 임펠러로 구성되어 있으며, 동익의 선단과 후단에서의 허브 반지름은 각각 7.1cm와 15.1cm이고, 팁 반경은 23.0cm와 32.0cm이다. 수치계산을 위해 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 $135 \times 25 \times 42(I \times J \times K)$ 개의 격자점을 사용하여 격자계를 구성하였다. 축방향 격자들은 입구부에 42개, 임펠러의 선단부에서 말단부까지

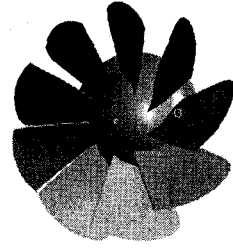


Fig. 2 The initial shape of mixed flow fan

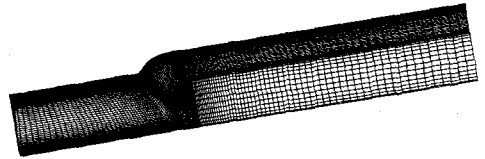


Fig. 3 Grid System

는 30개, 임펠러를 지난 하류부에서는 65개를 사용하였다. 반경방향으로는 허브반경까지 12개, 허브반경에서 임펠러 끝단까지 30개의 격자점을 배치하였다. 날개와 날개 사이의 영역인 단면의 $2\pi/9$ 영역만을 계산영역으로 처리하였으며, 경계면에서 주기경계조건을 사용하였다. 임펠러에 쉬라우드가 부착되어 함께 회전하는 것으로 계산하였다. 그리고 임펠러를 지난 하류부중 임펠러 출구 허브 높이 이하의 부분을 고체영역으로 처리하였으며 TASCflow의 계산에서는 이 부분을 계산 영역에서 제외시켰다. 본 연구에서는 중심부에 축이 있는 것으로 가정하고 계산하였다.

회전속도는 1170rpm이며, 입구 유량은 $2.5\text{m}^3/\text{s}$ 이다. 작동유체는 20°C 공기로 하였으며, 밀도는 1.25 kg/m^3 점성은 $1.8\text{E-}5\text{ N}\cdot\text{s/m}^2$ 이다.

Fig. 4는 자체 코드에 의해 계산된 압력면 및 흡입면에서의 속도벡터 및 유선을 보여 주고 있다. Fig. 4(b)의 흡입면을 살펴보면 Fig. 4(a)의 압력면과는 달리 쉬라우드 부근에서 박리영역이 크게 나타남을 볼 수 있다.

Fig. 5는 임펠러 표면에서의 압력분포를 보여 주고 있다. Fig. 5(a)의 압력면에서 임펠러 선단부로부터 후단부에 이르기까지 압력이 일정하게 증가하고 있음을 보여주고 있으나 Fig. 5(b)의 흡

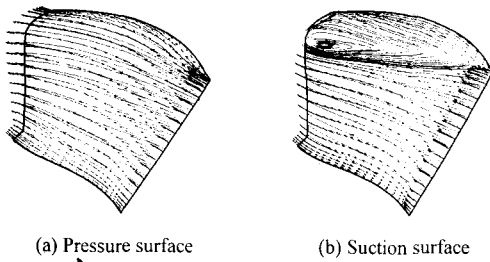


Fig. 4 Velocity vectors and streamlines on the suction and pressure surfaces of the blade

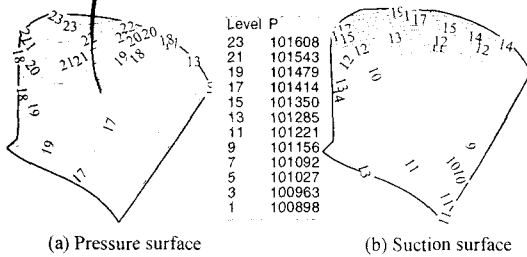


Fig. 5 Pressure contours on the suction and pressure surfaces of the blade

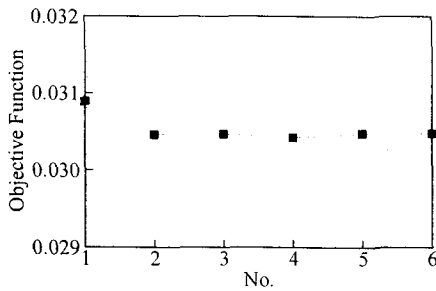


Fig. 6 History of objective function value

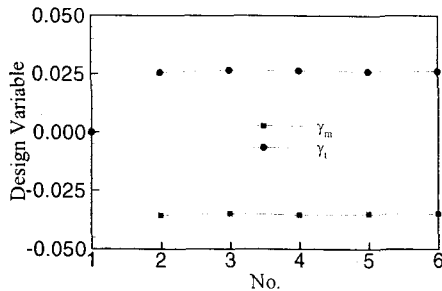


Fig. 7 History of design variables

Table 1 Results of optimization

	Initial Shape	Final Shape
Objective funvalue	3.089×10^{-2}	3.048×10^{-2}
Design variable	γ_t	0.000
	γ_m	0.000
Static pressure rise(TASCflow)	240.8(Pa)	286.2(Pa)

입면에서는 박리현상이 나타나고 있는 영역에서 반경방향으로 압력 구배가 크게 나타나고 있다.

수치최적설계의 결과로서 얻어진 목적함수와 설계변수의 값을 Table 1에, 변화과정을 Fig. 6과 Fig. 7에 나타내었다. Table 1을 보면 기존의 축류 송풍기에서는 회전방향으로 스윙각의 변화가 나타났으나 사류송풍기의 경우에는 이와는 달리 회전방향의 반대로 스윙각이 분포하는 경향을 보였다. Fig. 8에서 Fig. 10까지는 최적설계의 바탕이 되는 유동해석결과와 타당성 검증에 관한 결과를 보여준다. 초기 형상에 대해서는 자체 해석 코드와 상용코드인 TASCflow의 계산결과를 비교하였으며 최종 형상에 대해서는 TASCflow를 사용한 계산결과만이 제시되었다.

Fig. 8은 설계점에서의 정압상승을 보여주고 있다. 자체 코드와 TASCflow로부터 계산한 정압을 송풍기 제작회사에서 제공한 자료와 비교하였다. Fig. 8에서 카다로그 자료와 계산결과와의 근본적인 차이가 발생한 원인을 살펴보면 본 연구에서는 계산영역으로 동익만을 고려하고 주기조건을 사용하기 위해 출구를 원형덕트로 가정하였으나 제조업체에서는 성능시험에서 송풍기 하류에 사각 덕트를 사용하였고 4개의 정익이 설치되어 있었기 때문인 것으로 사료된다. 동일한 임펠러 팁 반경에 대한 출구 단면적은 사각덕트의 경우가 더 크고, 계산에서는 출구 허브높이 이하의 부분을 고체영역으로 처리함으로써 출구 단면적이 작아지기 때문에 제조업체에서 실시한 성능시험에서 정압이 더 크게 나타났음을 알 수 있다. 초기형상과 설계된 형상에서의 정압상승을 비교할 때 설계된 형상에서 정압이 약 19% 상승하였음을 알 수 있다.

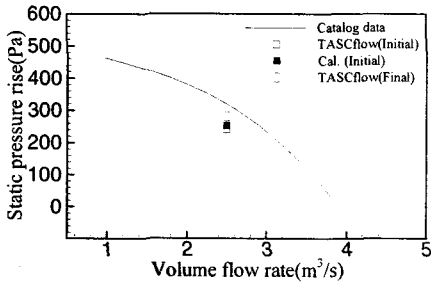


Fig. 8 Performance

Fig. 9에서는 외벽에서의 압력계수(C_p)의 분포를 비교하였다. TASCflow와 자체 유동해석코드의 결과가 서로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 최적화된 임펠러에서는 초기 형상보다 큰 압력상승이 일어나고 있음을 볼 수 있다.

Fig. 10은 임펠러의 입구와 출구에서의 축방향 속도분포를 나타내고 있다. 임펠러 입구에서는 쉬라우드 부분으로 갈수록 축방향 속도가 증가하고 있는데 이 경우에도 역시 쉬라우드 근처에서 두 분포의 차이가 나타나고 있으나, 전반적으로는 일치하는 결과를 보이고 있다. 임펠러 출구에서의 반경방향 속도분포를 살펴보면 50%스팬을 지나 반경이 증가하면서 축방향 속도가 감소하는 경향을 보이고 있는데 이것은 쉬라우드 근처에서 발생한 후류의 영향 때문인 것으로 사료된다. 또한 초기형상과 최적설계된 형상의 출구속도를 살펴보면 70%스팬 이후에서 축방향 속도가 감소하고 있는 것을 볼 수 있으며 이는 쉬라우드 근처에서 발생한 후류의 영역이 감소함으로써 나타난 현상으로 보여진다.

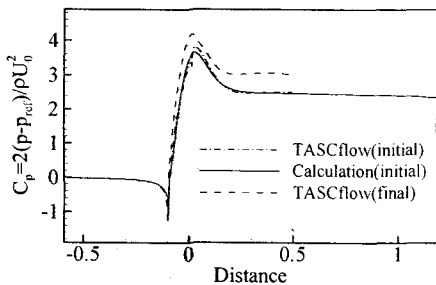


Fig. 9 Distribution of Cp

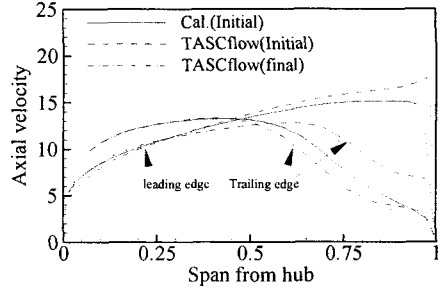


Fig. 10 Axial velocity at leading & trailing edge

5. 결론

본 연구에서는 사류송풍기를 대상으로 스윙각을 설계변수로 사용하여 임펠러 내부의 이차유동에 의한 손실을 줄임으로서 효율향상을 꾀하고자 수치최적설계기법을 적용하였다.

초기 형상에 대해 자체 해석코드와 상용코드인 TASCflow를 사용하여 유동해석을 수행하였다. 그리고, 두 방법에 의한 유동해석 결과를 비교함으로써 수치계산에 의한 성능 예측이 타당함을 검증하였다. 초기형상과 비교한 최적설계된 임펠러의 형상은 회전방향의 반대방향으로 스윙각이 분포하는 경향을 보였으며 임펠러의 출구의 쉬라우드 근처에서 축방향속도가 회복되면서 정압이 상승하였음을 알 수 있었다.

후기

본 연구는 산업자원부의 산업기반기술개발사업(주관기관 : 동해기연(주))의 위탁과제로 지원을 받았으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Goto, A., Takemura, T. and Zangeneh, M., 1996, "Suppression of Secondary Flows in a Mixed-Flow Pump Impeller by Application of Three-Dimensional Inverse Design Method: Part 2-Experimental Validation", J. of Turbomachinery, Vol. 118, pp. 544-551
- (2) Lewis, R. I., 1971, "Analysis of Mixed-Flow Rotor Cascades", Reports and Memoranda No.

3703, Nov.

- (3) Fraser, S. M., Carey, C. and Wilson, G., 1985, "Behavior of Air in the Rotor of a Model Mixed-Flow Pump Operation at Peak Efficiency", *J. of Fluids Engineering*, Vol. 107, pp. 183-190.
- (4) Furukawa, M., Saiki, K. and Inoue, M., 1995, "Numerical Simulation of Three-Dimensional Viscous Flow in Diagonal Impeller, Numerical Simulations in Turbomachinery, Vol. 227, pp. 29-36.
- (5) Goto, A., 1992, "Study of Internal Flows in a Mixed-Flow Pump Impeller at Various Tip Clearances Using Three-dimensional Viscous Flow Computations", *J. of Turbomachinery*, Vol. 114, pp. 373-382.
- (6) Goto, A., 1992, "The Effect of Tip Leakage Flow on Part-Load Performance of a Mixed-Flow Pump Impeller", *J. of Turbomachinery*, Vol. 114, pp. 383-391.
- (7) Choi, J. H., Kim, K. Y. and Chung, D. S., 1997, "Numerical Optimization for Design of an Automotive Cooling Fan", *SAE Transactions Journal of Passenger Cars, Section 6*, Vol. 106, Part 1, pp. 1485-1489.
- (8) Launder, B. E. and Spalding, D. B., 1974, *The Numerical Computational of Turbulent Flows*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 3, pp. 269-289.
- (9) Van Doormal, J. P. and Raithby, G. D., 1984, "Enhancement of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows", *Numerical Heat Transfer*, Vol. 7, pp. 147-163.
- (10) CFX-TASCflow Computational Fluid Dynamics Software, AEA Technology Engineering Software Ltd, 1999.
- (11) Turbogrid, AEA Technology Engineering Software Ltd, 1999.