

원심형 송풍기의 날개 특성에 따른 성능에 관한 연구

김재원* · 안은영**

A Study on the Performance of Centrifugal Blowers by Blades Characteristics

J. W. Kim*, E. Y. Ahn**

Key Words: Centrifugal Blower (원심송풍기), Forward Blade (전향익), Backward Blade (후향익), Unsteady Flow (비정상유동), CFD (전산유체역학)

ABSTRACT

Centrifugal blowers are widely used for air handling units in industry applications. The blower has a centrifugal impeller and a scroll casing including a driving component such as an electric motor. The impeller takes forward or backward blades to induce flows into the blower. Comprehensive investigation according to the two kinds of blades is systematically carried out for a guidance of design for this kind research. It is observed that flow rate of the blower with forward blades is larger than that of the system with backward blades. Otherwise, the system noise is more pronounced in the case of the blower with forward blades. The reason is due to larger velocity from the rotating forward blades that pose obtuse angle with the circumferential direction. The distinguished characteristics are validated by a parallel experiments with a wind tunnel and in an anechoic chamber. Numerical analysis for the system shows detail information inside the blades and the casing. A series of figures to show the flow details offer deep understanding of the performance of a centrifugal blower with different blades.

1. 서론

정압 상승이 크게 요구되는 환경 조건에서 널리 사용되는 원심식 터보 송풍기를 대상으로 본 연구가 진행되었다. 일반적으로 원심형 공기 공급 장치는 원주 속도에 비해 큰 토출 유량이 요구되는 조건에 적합한 송풍 장치로서 널리 활용되고 있다^{(1),(2)}. 그 주된 이유

로는 원심 휠의 경우 동일한 원주 속도를 갖는 다른 형식의 휠들에 비하여 유량이 많고 소음이 비교적 낮은 특성이 있다⁽²⁾. 그러나 내부유동이 복잡하고 성능에 영향을 미치는 설계 변수가 많고 그 변수들 간의 상호 관계가 매우 복잡하여 설계 시 예상했던 결과와 다른 경우들이 종종 발생하는 특징이 있다⁽³⁾⁻⁽⁵⁾. 마찬가지로 원심 휠의 개발에 있어서 원심 휠 단독으로의 성능이 만족하였다더라도 실제 제품에 적용해서는 기대에 못 미치는 경우도 발생한다^{(6),(7)}. 본 연구는 일반적인 목적의 공기 공급 장치에 사용되는 터보형 원심 송풍기로서 Fig. 1과 같이 회전하는 날개를 포함하는

* 선문대학교 기계공학부

** 친안대학교 정보통신공학부

책임저자 E-mail : jwk@sunmoon.ac.kr

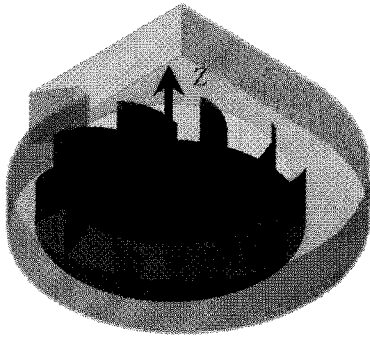


Fig. 1 Schematic for centrifugal blower with forward blades

Table 1 Dimension of blower

Items	Dimension
Cut-off distance	17 mm
Scroll expansion index	0.065
Casing inlet diameter	216 mm
Fan outer-diameter	246 mm
Scroll size (height×wide×depth)	350×350×80 mm
Fan inner-diameter	246 mm
Blade inlet angle	45 degree
Blade outlet angle	28 or 118 degree
Blade chord length	62.7 mm
Impeller depth	70 mm

스크롤 형상의 케이싱을 가진 원심형 송풍기의 성능 특성을 날개의 특성인 전향익과 후향익에 따라 비교하고 그 차이에 대한 해석을 위해 실험 및 전산 해석적 자료를 바탕으로 공학적 설명을 시도하려고 한다. 전산 해석을 수행함에 있어서 필요한 입구 조건의 확보와 전산 해석의 결론에 대한 검증에 의해 풍동을 사용한 유량 측정 실험, 정압 상승 측정 실험이 병행되었다. 또한 전향익을 가진 원심 송풍기의 단점인 익차 출구에서의 고속 유동에 의해 발생하는 케이싱 내부의 정압 손실을 확인하기 위해 시스템 전체에서 소비되는 에너지를 기준으로 시스템 효율을 측정하였다. 전산 해석과 성능 평가 실험에서는 케이싱과 운전 조건을 동일하게 유지하면서 단지 팬의 날개 형상만 전향익 또는 후향익으로 변경하면서 연구를 수행하였다. 결과적으로 전향익을 가진 원심 송풍기에서는 유량의 증가가 확인 되었고 압력 손실의 증대가 발견되었다.

본 연구에 사용된 송풍기는 가전용 기기에 채용되어 사용되어지는 것으로 그 주요 재원은 다음의

Table 1과 같다. 이 형상은 기존의 제품으로부터 획득되었으며 단지, 날개의 특성만 전향익과 후향익으로 구분하여 실험과 계산을 진행하였다.

2. 실험 및 전산해석 기법

2.1 성능 실험

회전 날개의 형태에 따른 원심 송풍기의 성능 평가를 위해 미국공조학회 (ASHRAE)의 규격⁽⁸⁾에 따라 제작된 풍동을 사용하여 해당 송풍기의 유량에 따른 정압 상승의 정도를 측정하였다. 송풍기의 성능 평가를 위해서는 유량과 송풍기 토출 유량의 정압 상승의 정도 등이 측정되어야 하며 이를 위해 사용된 풍동에서는 시험용 송풍기의 하류 측에 안정실 (Plenum chamber)을 마련하여 송풍기 토출 유동의 정압 상승을 확인할 수 있게 하였다⁽⁹⁾. 또한 풍동의 하단에는 다수의 노즐을 마련하여 노즐 전후의 압력차로부터 유량을 산출할 수 있었다. 풍동으로부터 출력되는 신호는 모두 압력 변환기로부터 발생되며 이 압력 변환기는 컴퓨터와 연결되어 시간에 따른 압력 자료를 수용하여 저장하게 준비되었다.

본 연구에서는 송풍 시스템의 효율 (η)도 산출하였는데, 효율의 평가를 위해서는 축동력 (W)을 측정하여 소요되는 유체에너지에 대한 기준량으로 삼았다. 축동력의 측정은 토크 메타 (Onosokki 사의 10 N-m 범위)를 사용하여 유량 및 정압 별로 측정하였다. 이 전 효율의 산출시 사용된 식은 다음의 식 (1)이다.

$$\eta = \frac{P \cdot Q_o}{W} \tag{1}$$

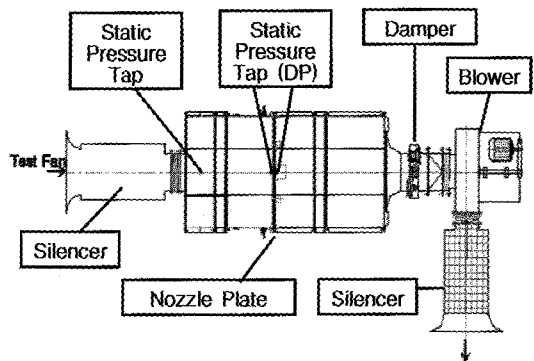


Fig. 2 Wind tunnel for performance evaluation

여기서 P는 송풍기에 의한 정압 상승이고, Q₀는 유량이다. Fig. 2는 성능의 평가에 사용된 풍동과 그 계측기의 구성 모습을 나타내고 있다.

송풍기의 다른 중요한 성능은 소음이다. 소음의 측정은 풍동과 완전무향실이 연결된 시설에서 측정되었다. 사용된 완전 무향실은 암소음의 준위가 17 dB 수준이며 가로세로가 각각 3.6 m이고 높이가 5 m인 체적을 갖고 있어 본 연구의 대상인 송풍기의 시험에는 적절한 규격이었다. 소음의 준위는 무향실에 설치된 마이크로폰을 사용하여 측정하였으며 주파수의 범위는 5000 Hz까지로 정하였다.

2.2 전산 해석

전향익과 후향익을 채용한 동일한 형상과 조건의 원심형 송풍기 전체에 대한 전산 해석을 상용 해석 프로그램인 STAR-CD⁽¹⁰⁾를 사용하여 수행하였다. 회전 날개의 형태 만에 따른 원심 송풍기의 성능 평가의 결과에 대한 공학적 상세 근거를 제시하였다.

송풍기 전체의 전산 해석을 위해서는 총 220,780 개의 격자가 사용되었으며 전체의 격자는 다음의 Table 2에서 나타내었듯이 송풍기의 각 영역별로 나뉘어져 해당 부분의 계산 영역을 만들기 위해 사용되었다. 웬을 별도의 영역으로 지정하여 구성한 이유는 웬의 회전 조건을 인가하기 위해 회전 격자계(Moving grid)를 사용했기 때문이다.

전산 해석에 사용된 지배방정식은 질량에 대한 연속방정식, 운동량 보존 방정식, k-ε 난류 에너지 방정식, 그리고 난류 소산 방정식이며 이들 각각은 식 (2)~(5)에 표기하였다.

전산 해석은 3차원으로 수행되었으며 해석의 정확성을 향상시키기 위해 실험에서부터 얻은 측정값을 사용하였다. 경계조건으로는 입구에서의 대기압 조건과 출구에서의 일정 유량 조건을 인가하여 수행하였으며, 이 경우 유량의 크기는 실험으로부터 획득된 정보를

Table 2 Distribution of elements for numerical calculation

Region	Number of cells
Inlet region	55410
Fan	113470
Inside casing	41100
Out port region	10800
Total	220780

활용하였다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \tilde{u}_j) = S_m \quad (2)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \tilde{u}_j u_{ij} - \tau_{ij}) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} S_i \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t}(\sqrt{g} \rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \tilde{u}_j k - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j}) \\ & = \mu (P + P_B) - \rho \epsilon \frac{2}{3} (\mu_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + P_{NL} \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t}(\sqrt{g} \rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \tilde{u}_j \epsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}) \\ & = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} [\mu_i (P + C_{\epsilon 3} P_B) \\ & \quad - \frac{2}{3} (\mu_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}] \\ & \quad - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + C_{\epsilon 5} \frac{\epsilon}{k} P_{NL} \end{aligned} \quad (5)$$

여기에서 ρ는 밀도, p는 압력, S는 잔류량, u는 각 방향의 주속도, x는 방향을 나타내는 좌표를 표시하며, 그 물리량들의 방향성은 하첨자 (i, j, k)등으로 나타내었다. 기타 물리량 및 첨자, 그리고 계수 등은 본 연구에서 사용한 상용 프로그램의 매뉴얼⁽¹⁰⁾에 따라 전산 해석이 수행되었다.

3. 성능 및 유동 계산 결과

3.1 성능 실험

두 가지 형태의 날개를 가진 원심 송풍기의 성능 특성을 풍동과 무향실의 사용을 통해 산출하였다. 성능을 확인하기 위해 측정된 물리량은 유량, 정압 상승치, 효율, 소음 준위 등이다.

성능의 평가에서 사용된 물리량은 무차원화하여 표현되었으며 정압계수(ψ), 유량계수(φ)는 웬의 직경과 회전수를 고려한 최대유량으로 정압계수는 웬의 회전에 의한 동압으로 각각 무차원 되었다. 그 표현식은 식 (6)과 같다.

$$\psi = \frac{P}{\rho(\pi DN)}, \phi = \frac{Q_0}{(\pi ND^3)} \quad (6)$$

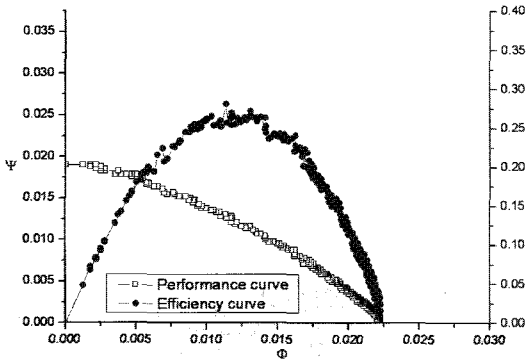


Fig. 3 Performance of blower with backward blades ; ● for efficiency and □ for static pressure rise

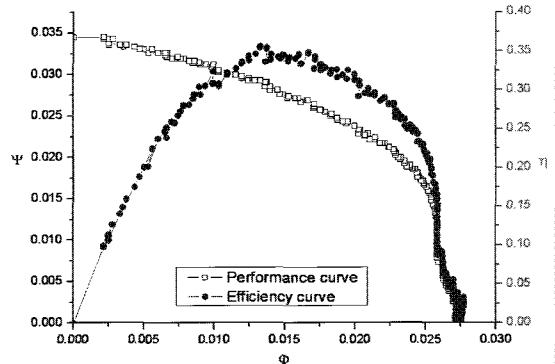


Fig. 4 Performance of blower with forward blades ; ● for efficiency and □ for static pressure rise

Figs. 3과 4는 송풍기의 성능 특성을 두 가지 회전익에 따라 비교한 것이다. 유량의 비교에 있어서 전향익을 가진 송풍기에서 보다 우수한 성능이 발휘됨을 알 수 있다. 구체적으로 최대 유량은 전향익을 가진 송풍기에서 대기압 조건에서 후향익을 가진 송풍기에서 보다 약 23% 향상됨을 확인 할 수 있었다. 또한 최대 유량의 50% 유량 조건에서의 정압 상승도 전향익을 가진 송풍기에서 2배 가까이 차이가 발생함을 알 수 있다. 이와 같은 유량 증대의 이유는 날개 출구에서의 속도 삼각형 (Velocity triangle)을 고려하면 전향익에서의 토출 유속이 후향익에서보다 증가한다는 것으로부터 설명될 수 있다. 실제로 전향익 가진 송풍기에서는 날개를 따르는 속도 삼각형의 상대속도의 방향이 원주 속도와 역각을 이루기 때문에 둔각을 이루는 후향익에 비해 익차를 빠져나가는 유동의 절대 속도가 증가하게 된다. 전향익을 가진 원심 팬의 여러 특징 중에서 익차 출구 속도의 과대로 스크롤 케이싱 내부에서의 에너지 변환 (운동에너지에서 압력 에너지로의 변환) 과정에서 손실이 발생한다^{(5),(6)}. 이와 같은 유동에너지의 손실을 설명하는 유동의 상세 모습은 3.2절의 전산 해석의 결과에서도 언급될 것이다.

성능의 주요 요소로 등장하는 것이 송풍기의 효율이다. 송풍기의 효율은 Figs. 3과 4에서 오른쪽 세로 축을 사용하여 표시하였다. 임펠러의 축에서 소비되는 축동력을 기준으로 한 효율에 있어서 후향익의 경우에는 약 27%, 전향익을 가진 송풍기에서는 약 35%가 관찰되었다. 이 결과는 날개의 입출력 각이 전향익을 기준으로 제작된 임펠러를 사용하여 측정하였기 때문에 이라고 판단된다.

유사한 성능 비교가 소음의 준위에 대하여 수행되

었다. Fig. 5는 그 두 가지 종류의 팬에 대한 소음의 주파수 분석을 나타낸다. 소음의 평가에서는 입구의 소음과 출구의 소음을 구별하여 측정하는 데 본 연구에서는 그 두 가지 모두를 시행하였다. 그러나 입구의 결과와 출구의 결과가 그 경향에 있어서 유사하여 (그 소음의 준위는 출구에서 더 높음) 출구의 결과만을 활용하여 비교하였다. 소음의 평가에서는 전동기의 특성을 고려하기 위해 전동기만을 운전 시키는 경우 등장하는 소음의 주파수 특성도 아울러 표기하였다. 전동기 단독 운전시 소음은 약 19.39 dB(A)로 Fig. 5에 가장 낮은 준위로 표시되었다. 송풍기의 소음의 준위는 예상대로 전향익을 가진 송풍기에서 더욱 크게 측정되었다. 전향익을 통과한 유속은 후향익에 비해 크기 때문에 유동 소음이 크게 등장한다⁽¹⁾. 결과적으로 전향익 송풍기에서는 그 소음이 후향의 송풍기에 비해 약 8 dB(A) 정도 증가됨을 알 수 있었다.

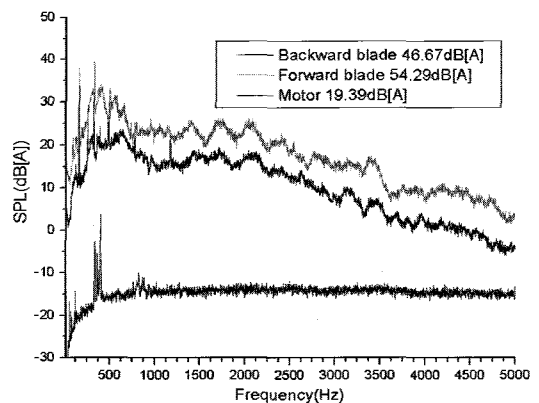


Fig. 5 Comparisons of noise level for forward blower (higher values) and backward one (lower)

3.2 전산해석 결과

전산해석은 반 시계 방향으로 회전하는 웬과 케이싱을 포함한 전체 영역에 대하여 수행되었다. 앞서도 설명하였듯이 본 연구에서 전산 해석의 수행이유는 익차의 출구에서 발생하는 유동의 모습과 케이싱 내부의 압력 분포를 분석하여 케이싱의 설계에 유용한 자료로 활용하기 위해서이다. Fig. 6은 웬의 축 방향 위치에 따른 스크롤평면에서의 2차원 유동을 보이고 있다. 전향익을 가진 송풍기에서의 유동은 최대 유속 24.07 m/sec인데 반해 후향익 송풍기의 경우 유속은 13.94 m/sec에 불과함을 알 수 있었다. 이처럼 유량의 증대 측면에서는 전향익을 가진 원심 송풍기가 우수함을 알 수 있었다. 그러나 유동의 안정성은 전향익의 경우, 토출 유속의 증가로 인해 출구와 설부 근처에서 강한 와류가 형성됨을 확인할 수 있었고 이와 유동의 모습이 3.1절에서 설명한 소음의 증가 원인이 된다고 판단된다.

전향익과 후향익을 가진 송풍기에서의 날개 출구에서의 속도 삼각형을 각각 확인하였다. Fig. 7은 전산 해석 결과를 바탕으로 날개 출구에서의 세 가지 유속(원주속도 u , 상대속도 w , 절대속도 v)을 이용하여 작

성되었다. 그림에서도 알 수 있듯이 날개 출구에서의 기하학적 형상(날개의 설치각 등)에 의해 전향익을 가진 송풍기에서 절대 유속이 증가됨을 알 수 있으며 이는 유량의 증대로 결과되리라 예측할 수 있다.

날개의 특성에 따른 유량의 성능이외에 케이싱 내부의 압력 분포를 관찰하였다. Fig. 8는 두 가지 유형의 날개에 따른 케이싱 내부의 압력 분포이다. 압력의 분포를 나타낸 위치는 날개폭의 중간 높이에서의 스크롤 평면에 대하여 표시하였다. 압력 분포의 모습 비교에서 알 수 있듯이 전향익을 가진 송풍기에서의 압력 분포는 케이싱의 전체에서 비교적 넓은 영역에서 고압이 발견되며, 후향익을 가진 송풍기에서는 케이싱의 출구 근처에서 고압 영역이 발견되고 있다. 그 이유는 전향익을 가진 송풍기에서는 익차 출구의 유속이 크게 되어 운동에너지의 압력 에너지로의 변환이 증대되어 정압의 분포가 비교적 크게 나타나고 있음을 알 수 있다. 또한 고압의 정도 역시 전향익에서는 80 Pa 정도의 값이 관측되었으나, 후향익 송풍기에서는 약 68 Pa의 압력이 최고 값으로 등장되었다. 이와 같은 케이싱 내부의 압력 분포는 전향익을 가진 송풍기에서는 날개의 출구에서부터 고속유동이 생성되기 때문에 이에 따른

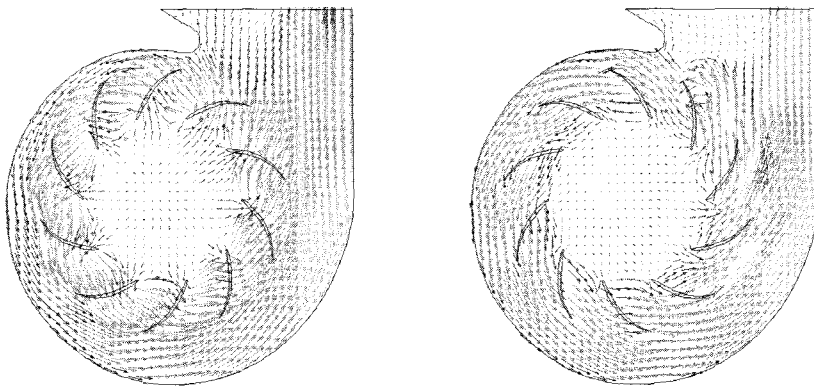


Fig. 6 Comparison of flow details for backward blades blower (upper) and forward one

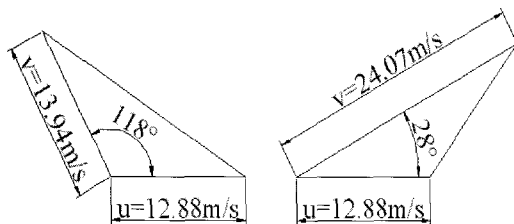


Fig. 7 Comparison of velocity triangle for backward blades blower (left) and forward one

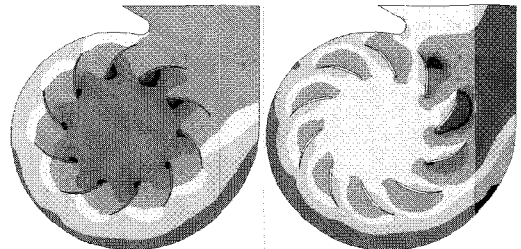


Fig. 8 Comparison of pressure distribution for backward blades blower (left) and forward one

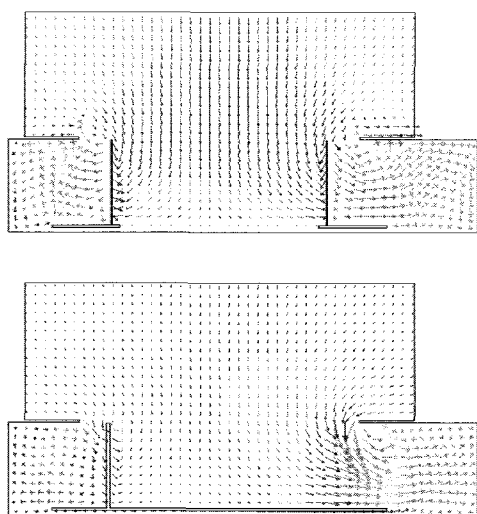


Fig. 9 Plots of meridional velocity vectors for backward blades blower (upper) and forward one

유동의 정압상승이 유로 면적의 증대와 함께 예측된다. 후향익을 가진 송풍기에서는 고압 영역이 약 8시의 위치에서부터 발생됨을 알 수 있다. 이는 날개를 떠난 유속이 유로 면적의 증대에 의해 정압으로 변환되며, 그 변환된 정압의 상승 속도가 후향익 송풍기의 경우가 전향익 송풍기에 비해 지연됨을 의미한다.

Fig. 9에서는 입구와 출구 영역을 모두 볼 수 있는 자오 평면 (meridional plan)에서의 유속 분포를 보이고 있다. 후향익을 가진 송풍기에서는 출구 유동이 불안정하게 와류를 동반하나 전향익을 가진 송풍기에서는 출구 유속이 안정됨을 알 수 있다. 전향익의 기하학적 형상이 유동을 안내하는 형상을 갖추고 있어 비교적 안정적인 유동의 토출구조를 이루고 있음을 확인할 수 있다. 또한 최대 유속의 크기에 있어서도 2배 이상 차이가 발생함이 확인되었다.

4. 결론

전산 해석과 실험을 통해 전향익과 후향익을 가진 원심 송풍기의 성능 비교와 유동 해석을 수행하였다. 성능 실험에서 두 가지 송풍기의 토출 유량의 차이는 날개의 형상에 따라 유발되는 익차 출구에서의 절대 속도의 차이에 의해 발생됨을 알 수 있었다. 아울러 전향익의 기하학적 특징에서 기인하는 유동의 안내 용이성에 의해 유동이 안정적으로 토출되고 있음도 확인할 수 있었다. 그러나 전향익의 경우 유속의 증대로

케이싱 내부의 압력이 전체적으로 증가 하여 전향익을 가진 송풍기의 케이싱에서는 넓은 범위에서의 압력 값이 크게 증가하고 있음을 확인할 수 있었다. 이와 같은 압력의 증대는 송풍기 전체의 효율을 저감시키는 결과를 초래한다고 판단된다. 따라서 송풍기의 설계에 있어서 날개의 특성에 따른 케이싱의 선택도 중요하게 고려해야 된다고 판단된다. 구체적으로, 전향익을 채택한 송풍기에서는 입구 가까운 영역에서 유로의 확장이 요구되며, 후향익을 가진 송풍기에서는 케이싱의 출구에서의 유로 확장이 필요함이 확인되었다.

후 기

본 연구는 공조기술연구센터의 연구비지원으로 수행되었음을 밝히며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Wright, T.G., 1999, Fluid Machinery, CRC press, New York, p. 61.
- (2) Eck, B., 1976, Fans, Pergamon press, p. 107.
- (3) Cau, G., Mandas, N., Manfreda, G., and Nurzia, F., 1987, "Measurement of Primary and Secondary Flows in an Industrial Forward-Curved Centrifugal Fan," J. Fluids Engineering, Vol. 109, p. 353.
- (4) Morinushi, K., 1987, "The Influence of Geometric Parameters on F.C Centrifugal Fan Noise," Trans. ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 109, p. 227.
- (5) Morinushi, K., 1991, "Noise Source of a Multiblade Fan," JSME, Vol. 57, p. 3834.
- (6) Raj, D., and Swim, W.B., 1981, "Measurements of the Mean Flow Velocity and Velocity Fluctuation at the Exit of a FC Centrifugal Fan Rotor," Journal of Engineering for Power, Vol. 103, p. 393.
- (7) Konieczny, J.P., and Bolton, S., 1995, "Design of Low-noise Centrifugal Blowers -Part2 : Optimization Study", Noise Control Engineering J., Vol. 43, p. 117.

- (8) ASHRAE Standard, 1985, "Laboratory Methods of Testing Fans for Rating," American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- (9) 한국산업표준심의회, 1992, 송풍기의 시험 및 검사 방법 (KS B 6311), 한국표준협회, p. 1.
- (10) CD-adapco Korea, 1998, STAR-CD User Guide Manual, CD-adapco.