

◎ 논문

송풍기 설부 주변 유동의 개선에 관한 연구

김 재 원¹, 박 진 원²

Study on improvements for flows near cut-off region in blower

J. W. Kim and J. W. Park

The present study has conducted the analysis of flows in a blower with double suction. The air handling system is for supplying air flows into a plant. The present system has a couple of impellers in axial direction for enhanced flow rate. Main interest lies on the improvements of static pressure rise and total efficiency of the system. The present treatment of the reform is to secure a spatial distance between the fan and the casing of the system and change the shape of the cut-off part. The resultant performance after the reform shows increased pressure-rise and efficiency of the system

Key Words: 공기이송장치(Air handling unit), 풍동(Wind tunnel), 유량(Flow rate), 압력상승(Pressure-rise), 전효율(Total efficiency), 전산유체역학(CFD)

1. 서 론

본 연구의 대상은 대용량 공기 공급 장치중의 한 종류인 유량 규모 150CMM (Cubic meter per Minute)의 후향익(backward blades)을 가진 원심 송풍기이다. 이 송풍기는 산업용 설비의 공기 공급을 위한 것으로 주로 건물의 냉, 난방 장치의 공기 공급 장치, 주차장의 환기용 설비, 반도체 공정의 청정실 등의 주요 설비에 사용된다 [1-2]. 이처럼 공기 공급이 생산 설비의 주요 요소로 등장할 경우 이에 대한 효율과 정압 상승은 매우 중요한 공학적 요구 사항이 된다.

본 연구에서는 국내의 공기 공급 장치 생산 업체로부터 현재 출시 중인 모델을 대상으로 공

동 연구를 수행하였다. 주요 관심 영역은 기본개선이 가능한 영역만을 조정하여 송풍기의 정압 상승과 효율 향상을 꾀하였다. 특히, 송풍기의 효율은 송풍 시스템 (송풍기, 구동 전동기, 동력 전달 장치 등) 모두에 공급되는 에너지를 대상으로 하였기 때문에 전 효율 (Total efficiency)로 규정하여 실험을 수행하였다[1]. 연구의 주요 관심사는 기존 제품의 주요 공학적 지표성능 (유량, 정압 상승, 전 효율, 소음 등)을 확인하고 이를 설명할 수 있는 송풍기 내부의 유동을 전산 해석을 통해 확인하였다. 특히 성능의 개선을 위한 정보를 전산 해석의 결과를 활용하여 얻었으며 이를 설계 변경에 반영한 후 그 영향을 실험을 통해 검증하는 방법으로 연구가 진행되었다.

과거의 송풍기 관련 연구는 본 연구에서와 같이 전산 해석적 도구와 실험적 도구를 활용하여 원심형 송풍기에 대해 연구가 이루어진 보고[3-6]가 있으나 그 경우의 대부분은 과거의 송풍기 형상에 관한 것이어서 본 연구의 모델에 적용하기에는 제한적이었다. 구체적으로 기존의 연구 내용은 일정한 곡률을 갖는 스크롤 케이싱에 관한

* 2002년 11월 27일 접수

*1 선문대학교 기계공학과

*2 선문대학교 대학원

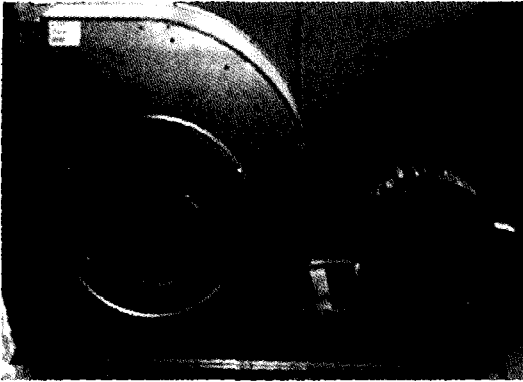


Fig. 1 Blowing system with electric motor

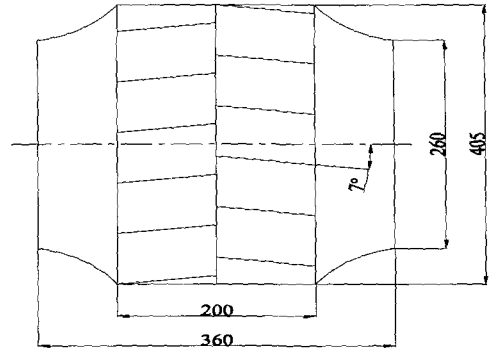


Fig. 2 Schematic diagram of two impellers

Table 1 Radial distances for scroll casing

Azimuthal range (θ)	Radius (mm)
$0^\circ \sim 70^\circ$	$275.15 \times \text{Exp}(0.0815\theta)$
$70^\circ \sim 130^\circ$	$270.99 \times \text{Exp}(0.0943\theta)$
$130^\circ \sim 190^\circ$	$261.83 \times \text{Exp}(0.1158\theta)$
$190^\circ \sim 270^\circ$	$254.02 \times \text{Exp}(0.1240\theta)$

것[3-4]이거나 혹은 전향익(forward blades)을 갖는 것[5-6]에 관한 것이어서 직접적인 결과의 활용에는 제한적이었다. 결과적으로 본 연구에서는 송풍기의 케이싱의 주요 부분인 설부(Cut-off)의 형상을 개선하여 정압 상승과 더불어 시스템 전체의 효율을 개선할 수 있었다. 이와 같은 대응의 근거는 상용 유체 해석 프로그램인 STAR-CD[7]를 활용하여 분석한 전산 결과를 바탕으로 해당 영역에서 발생하는 이상(Abnormal) 유동을 확인하여 이루어졌다. 그 구체적인 내용은 다음의 각 장에서 논할 것이다.

2. 실험

2.1 송풍기의 구조

본 연구의 대상인 원심 송풍기의 외부 형상과 전동기 연결 상태의 모습은 Fig. 1에 나타나져 있다. Fig.1에서 알 수 있듯이 본 연구의 원심 송풍기는 전기 모터로부터 벨트를 이용하여 동력이 전달되며 양-흡입(double suction)의 구조로 되어 있다. 전산해석과 성능 평가 실험에 앞

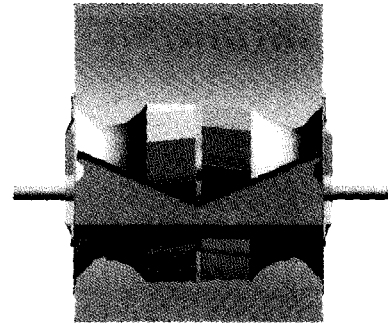


Fig. 3 Shape of cut-off in system

서 대상송풍기의 주요 설계 변수들을 조사하였다. Fig. 2는 송풍기의 임펠러 형상으로 주요치수는 안지름(D1) 260mm 바깥지름(D2) 405mm이며 높이(h) 180mm의 에어포일형태의 날개(z) 12개로 이루어져 있으며 소음을 고려하여 팬의 바깥 방향으로 7° 가량 경사를 이루고 있다. 2개의 대칭되는 팬은 서로 10° 엇갈려있는 형상이다.

케이싱의 반경의 치수는 Table 1에 표시되어 있으며 Table 1에서의 각도(θ)는 설부의 위치를 기준으로 시계 방향으로 측정된 각도이다. 토출구의 넓이는 500mm이며 본 케이싱의 원심 곡선은 대수나선보다 아르키메데스 나선이 더 잘 맞으며 4구간으로 구분되어 표현된 나선함수는 Table 1과 같다.

설부의 형상은 날개의 회전으로 인한 소음의 광역화를 위해 경사되게 구성되어 있다[1]. 그 설부의 경사는 송풍기의 중심에서 낮고 두 흡입구 쪽에서는 높은 형태를 취하고 있다. 또한 설부

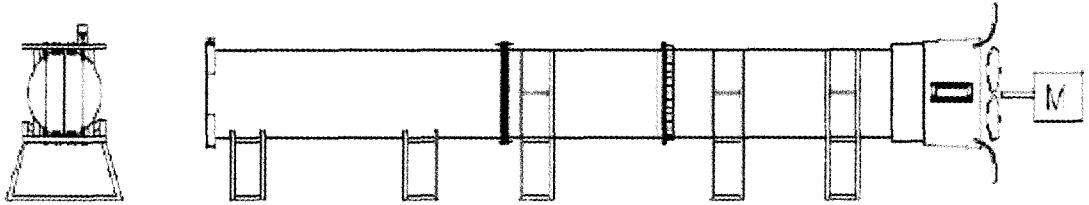


Fig. 4 Tubular wind tunnel for estimation of performance of system

위치는 토출유속 방향을 기준으로 시계방향으로 4.79°부터 반시계방향으로 19.20°에 위치하고 있으며 설부와 팬의 외경사이의 간격은 대략 50mm부터 63mm까지 변화한다. 이것은 팬 직경의 12~16%에 해당된다. Fig. 3은 설부가 장착된 송풍기의 정면도를 3차원으로 표시하고 있다.

2.2 성능 측정

다음의 절에서 언급하겠지만 전산 해석 결과 송풍기 설부 부분에서 이상 유동이 발생되어 이를 개선하여 연구를 진행하였고 그 개선의 효과는 송풍기의 성능 평가 및 비교를 통해 확인되었다.

이 성능 평가는 일본 공업 규격에 따라 제작된 관로형 풍동을 활용하여 유동의 유량과 정압 상승을 측정하였다. Fig. 4는 그 풍동의 도식적 모습을 나타낸다. 풍동의 구성은 유동의 유로 구성을 위한 관로, 시료 부착을 위한 입구, 유량 측정을 위한 피토 관, 피토 관의 반경 방향 이송 장치, 유량 측정용 오리피스 유량계, 정압 측정 장치와 유량 변화를 인위적으로 설정하기 위한 댐퍼 (Damper)로 이루어져있다. 이 풍동에서 유량의 측정은 오리피스 유량계를 통해 가능하며 유량 측정시 유량의 보정은 피토관을 활용한 유속의 정밀 측정으로 결정된다. 실험 결과 유량 보정 계수 (CQ)는 0.65 내지 0.75의 범위였으며 측정 정압의 범위에 따라 변화하였다. 유량 보정 계수에 관한 정의는 다음의 식 (1)에 표현되어 있다.

$$C_Q = \frac{Q_o}{Q_p}, \quad Q_o = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (1)$$

위의 식에서 Q는 유량을 의미하며, 하첨자 o는 오리피스를 p는 피토관을 의미한다. 또한 압

력차 Δp는 오리피스 전후의 압력 차이를 나타낸다. 향후 본 논문에서는 실험에 의한 유량을 오리피스에 의한 유량으로 사용함으로 Q=QE=QO로 유량을 표현하였다.

이와 같은 풍동을 활용하여 유량 대비 정압 상승의 성능을 확인하였다. 본 연구에서는 송풍 시스템의 전 효율(η)도 산출하였는데, 전 효율의 평가를 위해서는 시스템 전체에서 소비되는 에너지(W)를 측정하였다. 소비 전력량은 3상 220V 용 소비 전력 측정기 (모델 : 이탈리아의 VIP system 3)를 사용하여 유량 및 정압 별로 측정하였다. 이 전 효율의 산출시 사용된 식은 다음의 식 (2)이다.

$$\eta = \frac{P \cdot Q_o}{W} \quad (2)$$

여기서 P는 송풍기에 의한 정압 상승이고, Qo는 유량이다.

2.3 성능 실험 결과

성능실험은 대상 송풍 시스템의 표준화된 자료를 얻기 위해 동일 모델의 송풍기 4대를 실험하였다. 유동의 조건은 송풍 시스템 팬의 회전수로 결정되며 본 모델의 최적 회전수인 2000rpm에서 계산과 실험이 수행되었다. 본 시스템의 구동은 인버터 제어기를 거친 전기 신호에 의해 팬의 회전수가 제어되게 준비하여 실험을 진행하였다. Fig. 5는 네 가지 시료(SN 0008, 0010, 0019, 0020)의 성능을 실험한 결과이다. 실험결과 유량과 정압 모두 유사한 성능을 나타냈다. 평균 최대 정압은 125mmAq, 평균 최대 유량은 255CMM으로 측정되었다.

Fig. 6은 유량 대비 정압 상승과 전효율을 산출한 결과이다. 전효율은 유량 토출의 단계마다

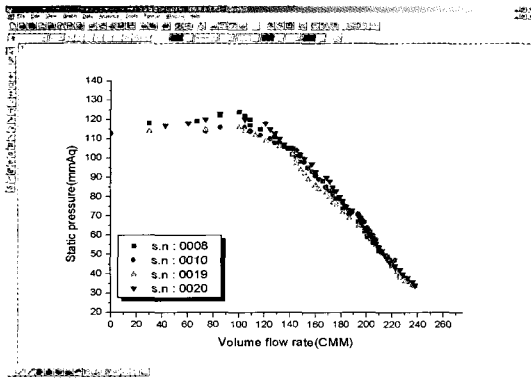


Fig. 5 Comparison of flow rate for four samples

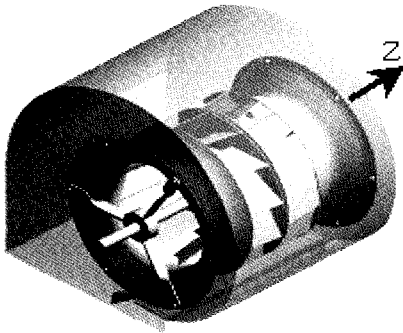


Fig. 7 Perspective view of present system with two parallel fans and other accessory units

입력에너지를 기준으로 하였다. 따라서 송풍시스템 전체가 소비하는 에너지에 대한 토출 유량의 에너지의 비가 된다. 전효율은 최대 40%로 나타났다. 이로서 대상 송풍기의 성능을 평가하였다. 이와 같은 성능분석 결과 그 개선을 통해 송풍시스템의 성능 향상이 요구되었다. 이를 해소하기 위해 전산해석을 통해 송풍시스템 내부의 유동을 조사하였다.

2.4 전산해석

해당 모델의 성능 향상을 위한 개선의 대상을 확정하기 위해 전산 해석을 수행하였다. 전산 해석은 Fig. 7에 도시된 바와 같이 케이싱을 포함한 송풍 장치 전체를 대상으로 상용 프로그램인 STAR-CD를 사용하여 이루어졌다. 전산 해석은

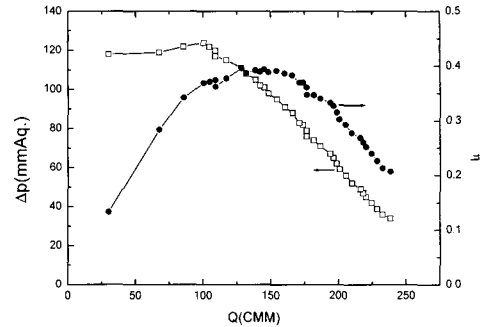


Fig. 6 Plots of flow performance (left axis) and total efficiency of system

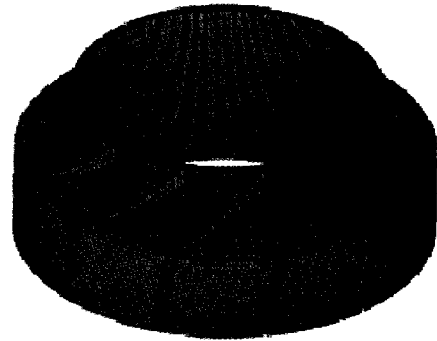


Fig. 8 Grid nets for impeller

총 120만개의 격자로 구성된 계산 영역에 대해 $k-\epsilon$ 난류 모델을 사용하여 수행되었으며 정상 상태에서의 유동 변수만을 획득하였다. 전산 해석의 대상이 임펠러와 스크롤 케이싱을 포함하여 매우 방대하므로 격자계의 구성은 전산 해석이 수행되는 시스템의 허용 범위 내에서 최대한으로 취했으며 임펠러의 구성에 43,200개의 격자가, 스크롤에 446,904개의 격자가 각기 사용되었다. 스크롤의 구성에 많은 격자가 사용된 이유는 유동의 회전 방향에 따른 변동을 확인하기 위해서이다. 구체적으로 유동의 영역은 본 송풍 시스템 좌우 대칭이므로 모델의 한 쪽 영역만을 대상으로 수행하였으며 전산 해석의 용이성을 위해 송풍기 팬의 회전 속도와 같은 속도로 회전하는 격자계 (rotating frame)를 사용하였다.

Fig. 8은 격자 시스템으로 구현된 송풍기 팬의 모습을 나타낸다. 이 그림에서 알 수 있듯이 시스템에 사용된 팬의 특성은 에어포일 형태의 날

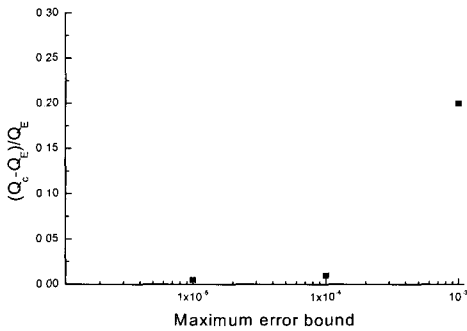


Fig. 9 Comparison of flow rate between measurements and numerical prediction according to maximum error bound

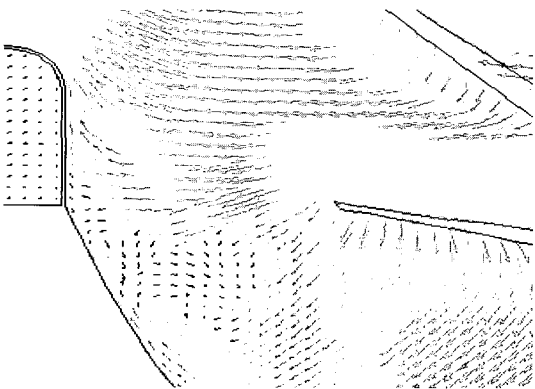


Fig. 11 Velocity vectors to show circulating flows near cut-off region

개 단면을 가진 직경 405mm의 원심형이며, 유동의 유입을 위한 확대 흡입 유로가 형성되어 있다.

본 연구 대상인 유동장의 전산 해석시 사용된 경계 조건은 점성 유체를 취급하기 위한 고체의 각 벽면에서의 비활성 조건 (no-slip condition) 과 유량의 측정을 통해 계산의 정도(accuracy)를 파악할 수 있는 입, 출력 조건이다. 구체적으로 송풍기의 입구에서는 열선 유속계로 측정된 일정 유속(constant velocity) 조건을 인가하였고, 송풍기의 출구에서는 대기압 조건을 인가하여 출구 유량을 실험의 값과 검토하였다. 또한 임펠러의 날개 부근에는 송풍기의 회전 조건을 인가하여 일정 각속도 조건을 인가하였다.

다음의 Fig. 9는 시간 단계별(time step) 계산 오차의 설정에 따른 상대 출구 유량 변화이다.

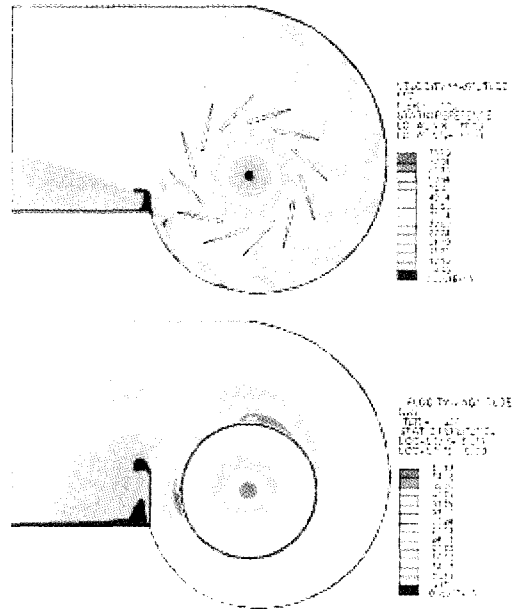


Fig. 10 Plots of velocity magnitudes at axial positions of Z=8.65 mm (lower) and 225mm (upper)

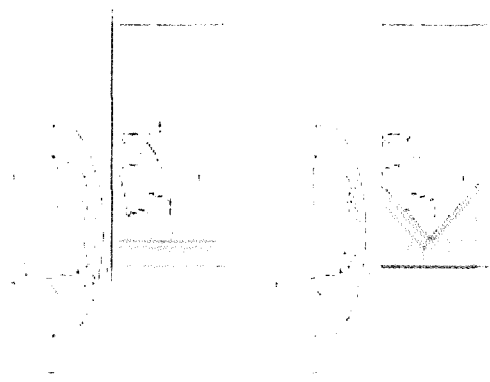


Fig. 12 Schematic view of two scroll casings before improvements (right) and after reform

이 상대 출구 유량은 계산에 의한 유량(QC)과 실험에 의한 유량(QE)을 비교하여 정했다. 이 비교에서는 실험으로 측정된 유량을 기준으로 전산 해석의 유량을 비교하여 그 시간 단계별 오차의 한계를 결정하였다. 각 계산의 단계별 수렴 조건의 오차 범위는 10^{-3} , 10^{-4} , 10^{-5} 의 세 가지 크기의 상대 오차를 기준으로 하였으며 가능한 계산 능력 범위 내에서 최대한 정확성을 유지하였다. 계산정도는 결론된 유량의 값을 실험의 값과 비교

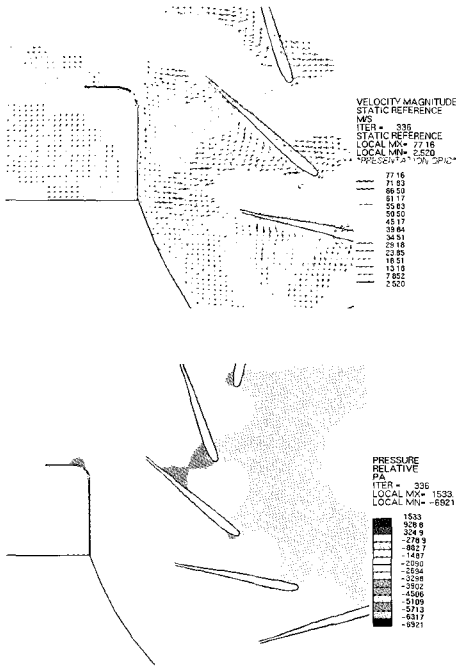


Fig. 13 Velocity (upper) and pressure distribution near cut-off region for improved model

하여 일치되는 정도를 가지고 판단하였다. 그러나 각 시간 단계에서의 반복 계산의 회수가 500 번 이상을 초과하지는 않았다. Fig. 9에서도 알 수 있듯이 10^{-4} 오차 범위에서 비교적 정도 있는 해가 산출되어 각 계산 단계에서의 오차 범위는 10^{-4} 로 결정하였다.

2.5 송풍기 내부 유동의 전산 해석

유동의 성능에 대한 향상 작업을 수행하기 위해 송풍기 내부의 유동을 전산 해석을 통해 확인하였다. 전산 해석의 결과에 대한 검증은 전산 해석을 통한 토출 유량이 실험을 통해 확인된 유량 대비 $\pm 5\%$ 의 범위 안에 포함되는 경우만을 인정하여 이루어졌다. 송풍기 내부의 유동에 대한 송풍기 케이싱의 효과를 확인하였다.

다음의 Fig. 10은 유동장의 정보를 속력의 분포를 통해 확인한 송풍기 내부의 유동 형태이다. 속력을 결정하기 위해서는 축 방향의 각 단면에서의 회전 유속(circulating velocity) 성분을 조사하여 표시하였다. 그림에서 알 수 있듯이 유동장은 전반적으로 팬의 회전에 의해 발생한 흡입

Table 2 Sound pressure levels at different frequencies for present and improved model

Frequency (Hz)	Noise level (dB(A)) running model	modified model
16	18.5	18.3
31.5	13.6	13.8
63	28.2	28.2
125	45.0	45.1
250	45.9	46.1
500	44.7	44.9
1000	48.0	47.5
2000	46.5	46.2
4000	41.0	41.0
8000	32.8	32.5

유인 유동이 팬의 케이싱을 통해 토출되는 형태를 띠우고 있다. 유동의 표현은 절대 속도를 등고선의 형태로 송풍기의 축 방향 위치 (Z)에 따라 표시하였다. 따라서 축 방향 위치를 나타내는 거리의 값이 작을수록 관찰의 위치가 시스템의 중심에 오게 된다. 이와 같은 작업의 결과를 통해 유동에 대한 측벽의 효과를 확인하였으며 그 결과 유동의 주요 영향을 미치는 인자가 송풍기 케이싱의 측벽이 아님이 확인되었다.

반면에 Fig. 11에 등장한 속도 벡터의 모습은 송풍 장치의 설부 부근에서 강한 와류가 형성되어 있음을 보이고 있다. 이 그림은 에어포일 형상의 날개를 지난 후 설부 근처에 도달한 유체의 속도 벡터를 확대하여 표시한 것인데, 이 그림에서 알 수 있는 와류는 유동장에 불필요한 영향을 주는 유동 성분이다. 왜냐하면 유동의 방향은 일정하게 토출구를 향해야 하는데, 이 경우의 유동 모습은 와류를 동반한 형태이어서 주 유동의 방향과는 반대로 오히려 송풍기의 내부로 유동이 유입되는 형상을 나타내고 있기 때문이다. 이와 같은 유동의 송풍 장치의 효율에 좋지 않은 영향을 준다고 보고 되었다[7].

전산 해석의 결과로부터 얻은 자료를 통하여 본 연구 대상의 개선 범위가 확정되었다. 이를 개선하기 위해서는 설부의 형상을 개선하여 유동

의 저항을 감소시켜서 설부 부근에서의 역류가 방지될 수 있는 구조가 제안되어야 한다.

본 연구에서는 설부의 형상을 개선하기 위해 유동의 저항을 감소시키는 개념의 설부를 고려하였다. 기존의 높고 기울어진 설부의 개념에서 송풍기 외부의 유체 유입을 막을 수 있을 정도의 낮은 일자형 설부로 그 설계를 변경하였다. 그러나 기존의 설부는 날개의 회전에 의한 공력 소음을 막기 위해 기울어진 형상을 취하고 있었으며 이의 개선으로 인해 소음의 효과를 먼저 분석하였다. Table 2는 각 주파수 별로 측정된 공력 소음의 크기인데 설부의 영향에 따른 결과를 나타내고 있다. 그 공력 소음의 비교에서 유동에 놓인 경사 설부의 효과가 미미함을 알 수 있는데, 그 이유는 팬의 날개 형상이 이미 7도의 각도로 기울어져 있고, 두 개의 임펠러가 상대적으로 10도 경사져 있기 때문이라 판단된다[3].

공력 소음의 비교에서 큰 차이가 나타나지 않았으므로 Fig. 12와 같이 설부의 형상을 개선하여 전산해석을 수행하였다. 그 결과 설부의 위치에서 발생하던 역류와 같은 비정상 (abnormal) 유동은 크게 약화되었음을 Fig. 13에서 확인할 수 있다. 또한 Fig. 13에서는 설부 근처의 압력 분포도 제시하였는데 이를 통해 설부의 수평부위에서 약한 부압이 발생되어 향후 해결해야 할 과제를 제시하고 있음을 알 수 있다. 그 두 가지 조건의 설부를 가진 송풍 장치에 대한 성능 평가의 결과 유량은 12.5% 전효율은 12% 증가하였다.

성능 결과에서 알 수 있듯이 유동의 통과 유로의 공간적 여유를 증가시킨 모델에서 우수한 유량-압력 특성이 확인되었고 그로 인해 시스템의 전체 효율도 향상되었음을 알 수 있다.

3. 결 론

유동장의 확인을 통해 본 연구의 대상인 송풍 시스템의 공학적 성능 향상이 이루어졌다.

전산 해석을 통해 해당 유동 영역의 취약점을 파악하고 이 영향을 배제할 수 있는 송풍 장치의 구조 변경을 통해 유동의 특성과 더불어 성능 향상이 완성되었다. 구체적으로는 유동에 가장 큰 영향을 미치는 송풍기의 회전 팬에 대한 사양을 그대로 유지하면서 비교적 용이하게 설계 변경이 가능한 부분 (본 연구에서는 송풍기 케이싱의 설

부 형상)을 개선하여 송풍기의 정압 상승과 효율 향상의 효과를 확인하였다. 설부 형상의 변경은 팬과 케이싱의 간격을 확대시킬 수 있게끔 설부의 경사 설치를 배제하여 이루어졌으며 그 결과 흡입 유로의 개선이 가능하여 긍정적인 결과를 얻을 수 있었다.

후 기

본 연구는 선문대학교 공조기술 연구센터의 지원으로 수행되었음을 밝히며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] Wright, T. G., Fluid Machinery, CRC press, New York (1999), p.61.
- [2] Eck, B., Fans, Pergamon press (1976), p. 107.
- [3] Neise, W., "Review of Fan Noise Generation Mechanism and Control Method," An International INCE Symposium, (1992), p.45.
- Cau, G., Mandas, N., Manfrida., G., and Nurzia, F., "Measurement of Primary and Secondary Flows in an Industrial Forward-Curved Centrifugal Fan," J. Fluids Engineering, 109, (1987), p.353.
- [4] Morinushi, K., "The Influence of Geometric Parameters on F.C Centrifugal Fan Noise," Trans. ASME, Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, 109, (1987), p.227.
- [5] Morinushi, K., "Noise Source of a Multiblade Fan," JSME, 57, (1991), p.3834.
- [6] Raj, D., and Swim, W. B., "Measurements of the Mean Flow Velocity and Velocity Fluctuation at the Exit of a FC Centrifugal Fan Rotor," Journal of Engineering for Power, 103, (1981), p.393.
- [7] CD-adapco Korea, STAR-CD User Guide Manual, CD-adapco (1998).
- [8] Konieczny, J. P., and Bolton, S., "Design of Low-noise Centrifugal Blowers - Part2 : Optimization Study", Noise Control Engineering J., 43, (1995), p.117.