

## 공조용 직교류팬

김재원\*

### 1. 서 론

공조용 기기의 여러 측면 중에서 에너지 소비의 측면을 관찰하면 전체 공조기 사용 에너지의 27.3%를 공기 공급 장치(Air Handling Units)가 사용하고 있다.<sup>(1)</sup> 이처럼 많은 에너지를 사용하고 있는 공기 공급 장치의 여러 주요 기기 중에서 팬(Fan)이 가장 대표적인 장치일 것이다. 여러 종류의 팬 중에서도 그 주종을 살펴보면 고 유량을 위한 축류팬, 양정의 획득에 유리한 원심형 팬인 시로코 팬, 그리고 이 글에서 얘기하고자 하는 직교류팬이 가장 널리 사용된다. 직교류 팬(Cross flow fan) 또는 횡류 팬이라고 불리는 이 팬은 1982년 Mortier에 의해 처음으로 산업계(구체적으로는 광산의 환기용)에 등장한 이래로 그 적용의 용이성 및 제조 과정의 수월성으로 인해 현재까지도 공기 공급 장치로서 널리 사용되고 있다.<sup>(2)</sup>

직교류팬은 다익 팬의 한 종류로서 축 방향으로의 길이를 증대 시켜 원하는 유량을 얻을 수 있다. 이 팬의 제조 과정은 사출에 의하기도 하고 금속제를 가공하여 제작하기도 하는데 사출 제품의 경우 그 각각의 단을 초음파 용착으로 접합시켜 원하는 축 방향 길이를 얻기도 한다. Fig. 1은 사출 기법으로 제작된 팬의 형태의 날개를 표시한 그림이며 Fig. 2는 그 사출 생산을 위해 가공된 금형의 일부분으로 날개의 성형을 위한 구조를 보이고 있다.

직교류팬에 대한 연구는 최근에 들어서야 이루어지기 시작하였다. 직교류팬에 대한 관심은 최근에 분리형 공조기의 증발기 팬, 공기 커튼용 팬 등으로 각광을 받으면서 증폭되고 있다. 이러한 관심은 축류팬이나 원심 팬과 달리 직교류팬의 길이 조정으로 팬의 유량이 조절이 가능하다는 이점이 있기 때문이다.

직교류팬 주위의 유동은 개략적으로 도시한 Fig. 3의 그림에서와 같이 회전자(rotor) 주위에 형성되는 와

도 유동(vortical flow)과 하나의 회전자로 유체가 유입되고 유출되는 유동형태를 주요 유동특성으로 하고 있다. 그런데, 이러한 유동특성은 직교류팬 자체의 형상이나 운전조건 뿐만 아니라 주위 케이싱에도 큰 영향을 받아 축류나 원심 팬과는 달리 팬과 케이싱을 동시에 고려할 수 있는 해석 기법의 개발이 절실히 요구된다. 특히 Fig. 3에서 보인 편심 와류의 크기나 영향을 최소화하기 노력이 직교류팬 개발의 주요 대상이었다. 왜냐하면 이 편심 와류의 존재로 인해 팬의 물리적 유효 영역이 좁아져서 효율이 낮아짐은 물론이거니와 이와 더불어 이상 소음의 존재도 발견되기 때문이다.<sup>(2)</sup>

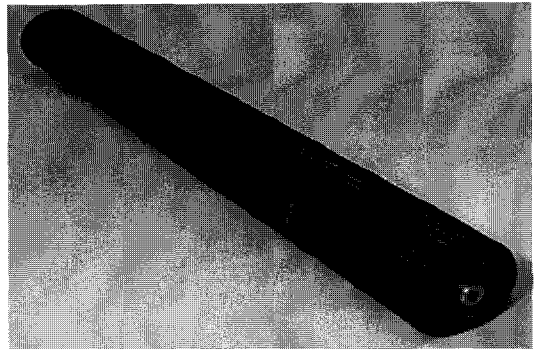


Fig. 1 Typical photo to show cross flow fan



Fig. 2 Mold for cross flow fan

\* 선문대학교 기계제어공학부  
E-mail : jwk@email.sunmoon.ac.kr

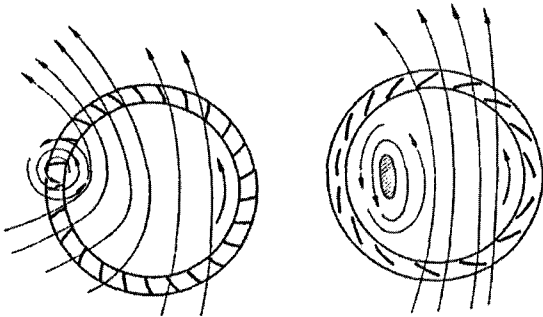


Fig. 3 Cross flow fan

## 2. 관련 연구 동향 및 주요 결과

직 교류팬에 대한 연구는 주로 실험적 방법에 의존해 왔는데, 최근까지의 연구동향을 살펴보면 다음과 같다. Eck<sup>(2)</sup>는 1950년대에 처음으로 직 교류팬 주위 유동을 가시화 하여 유동특성을 규명한 바 있다. Murata 등<sup>(3)</sup>은 케이싱 형상을 바꾸어가며 실험을 수행한 결과 stabilizer와 회전 날개의 간격, 스크롤의 형상, stabilizer의 설치 각도 등이 직 교류팬의 성능을 결정하는 주요 인자임을 보인 바 있다. Matsuki 등<sup>(4)</sup>은 열교환기와 직 교류팬사이의 간격에 따라 공조기의 성능이 크게 달라짐을 보인 바 있다. 이 외에도 직 교류팬을 여러 분야에 응용하는 연구도 시도된 바 있는데, 예를 들면 Rudiger<sup>(5)</sup>는 hood가 낮은 승용차 라디에터 팬을 축류팬에서 직 교류팬으로 변환하는 연구를 시도하였다.

이론적 연구는 비교적 최근에야 시도되었으며, 주로 이산와류법(discrete-vortex-method)을 이용한 접근방법을 채택하고 있다. 예를 들면 今市 등<sup>(6)</sup>은 직 교류팬의 흐름으로 생성되는 와도를 회전 날개로부터 방출되는 자유와도(free vortex)의 집합으로 묘사하여 자유 흐름장에 놓인 회전 날개가 회전하는 경우를 고찰한 바 있지만, 실제 형상을 제대로 묘사하지는 못했다. 최근에 多久島郎 등<sup>(7)</sup>은 CIC(cloud in cells)와 FEM방법을 이용하여 직 교류팬 주위 유동장을 해석한 바 있어 이 방법에 대한 관심이 고조되고 있지만, 이 방법은 기본적으로 근사적인 방법으로 난류 유동장을 지나치게 단순하게 근사하는 단점과 회전 날개의 형상과 날개 수를 제대로 고려할 수 없는 등의 단점이 있다.

지금까지 직 교류팬 주위 유동장에 대한 가장 엄밀한 연구는 1994년에 Combes 등<sup>(8)</sup>이 Navier-Stokes 방정식을 유한요소법으로 해석한 수치 해석적 연구이다. Combes 등은 실험 치와의 비교를 통해 비교적 좋은 일치율 확

인할 수 있었다. 그러나, 이 연구에서도 회전 날개의 수를 무한대로 가정하고 회전 날개에 의한 에너지 전달을 체적력(body force)의 일종으로 처리하는 등의 근사적인 방법을 채택하여, 임펠러의 형상이나 수 등이 미치는 영향을 제대로 살펴볼 수 없는 단점이 있다.

최근의 연구는 현재의 연구수준을 획기적으로 높여 직 교류팬의 성능을 좌우하는 회전 날개의 형상과 수, 그리고 케이싱과의 상호 간섭 및 유발 소음 등을 정확하게 묘사할 수 있는 수치해석 프로그램을 개발하고자 하는 노력이 시도 중이다(국내 A사와 B 대학간의 산학 협동 연구 과제). 전산유체역학에서 사용하는 수치적 해석기법들은 다양하지만 정확한 묘사가 필요한 경우에는 유한체적법(혹은 유한차분법)과 유한요소법이 널리 사용되고 있다. 최근의 연구에서 다루고자 하는 직 교류팬 주위 유동은 복잡한 기하학적 형상을 수반하고 있으므로 이를 효과적으로 처리할 수 있는 수치해석 기법의 도입이 요구된다. 복잡한 기하학적 형상을 처리하는 해석기법으로는 비교적 최근에 개발된 다중블록(multi-block)이나 비정렬 격자 해석기법 등이 있다. 양자 모두 기존의 수치해석기법에 비해 복잡한 형상을 효과적으로 처리할 수 있는 장점이 있지만, 다중블록 기법은 비정렬 격자 해석기법에 비해 유연성이 다소 떨어지며, 블록간의 경계에서 보간법을 사용해야 하는 등의 단점이 있다. 이와 같은 단점을 다소 해소한 직 교류팬 주위의 격자 구성의 예가 다음의 Fig. 4에 나타나있다.

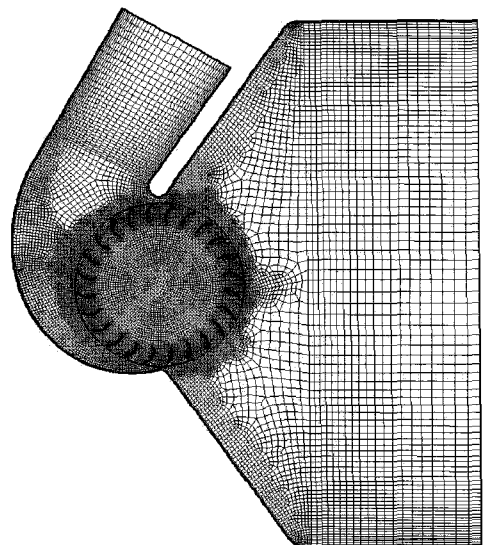


Fig. 4 Grid surrounding cross flow fan

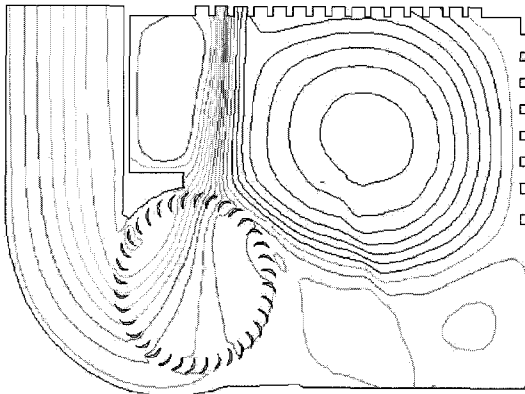


Fig. 5 Plots of streamlines around fan

직 교류팬에 대한 관심은 비교적 최근에 고조되기 시작하였으며, 주로 일본학자들의 연구가 돋보인다. 국내의 연구는 상대적으로 대단히 미미한 수준이다. 직 교류팬에 대한 연구는 주로 실험적 방법을 이용하여 cross flow fan 유동특성에 미치는 인자들을 규명해내는 연구를 수행해오고 있다. 국내의 연구는 초보적인 단계이며, 연구문헌에 나타나 있는 자료로는 영남대의 강동진 등<sup>(9)</sup>이 이산와류법을 이용하여 직 교류팬을 해석한 것이 대표적인 이론적 연구문헌이다.

근래에 CFD를 통하여 개발하고자 하는 형상의 유체역학적인 정보를 획득하고 이를 기반으로 하여 새로운 제품들이 개발되어지고 있다. 그 중의 한 가지 노력으로 상용 프로그램의 활용을 통해 직 교류팬 주변의 유동장 및 압력 장을 확인하려는 시도가 있으며 다음의 Fig. 5는 상용 프로그램 STAR-CD를 활용하여 획득된 직 교류팬 주변의 유선 모습을 참고문헌<sup>(10)</sup>으로부터 인용한 것이다. 상용 프로그램을 활용한 직 교류팬 주변 유동장의 해석 시도는 산업체에서 비교적 신속하게 설계 사양을 결정할 때 활용될 수 있는 도구라 판단된다.

직 교류팬 주변의 유동을 해석하기 위한 직접적인 도구로서 엄밀하고 좀처럼 다루기 어려운 Navier-Stokes 방정식을 대하기보다는 유체 기계의 기본 방정식인 Euler 방정식과 깃 수 무한 이론과 실제 유동 사이의 보정을 통한 근사 기법이 널리 사용되기도 한다. 특히, 최근에 터보 기계의 해석을 위한 전산 유체 역학의 주목할 만한 발전에도 불구하고 회전을 고려한 상태에서 심한 곡률을 갖는 날개 사이의 유동 현상과 같은 복잡한 난류 유동에 대한 신뢰할 만한 모델 개발이 아직까지

부족한 상태이므로, 터보 기계에 대한 실제적인 설계 및 탈 설계점의 해석은 여전히 실험적 손실 상관식을 이용한 평균 유선 해석 방법에 의존하고 있는 상황이다. 여러 근사 기법들 중에서 선행 연구자들이 수행한 손실 모델에 대한 연구 결과<sup>(11)</sup>를 이용하여 직 교류팬의 성능 해석에 적합한 새로운 손실 모델을 개발하여 적용하였다. 고정된 임펠러의 지름에서 팬의 축 방향 길이를 자유롭게 조절함으로써, 작동 유체의 운반 유량에 대한 범위를 자유롭게 조정할 수 있다. 그리고 횡류형 팬의 경우, 기타 다른 형태의 터보 팬과는 근본적으로 다른 작동 원리를 가지고 있다: 그것은 1단의 임펠러에서 2단의 효과를 나타낸다. 보다 구체적으로 작동 유체는 임펠러 입구 반경 방향으로 유입되고, 임펠러 내부 공간을 통과한 유체는 출구 측 반경 방향으로 유출되는 구조를 갖는다(Fig. 3 참조). 이 경우에서 축 방향으로의 유동은 무시할 만큼 작다. 직 교류팬 내부의 유동 현상이 복잡하고 설계 변수들 사이의 의존성이 크다. 그리고 스크롤 케이싱 형상에 따른 성능 특성 변동이 심한 관계로, 공개 문헌상에 보고되는 일반적인 설계 기법이 존재하지 않고 있다. 단지 요즘 터보 기계 해석의 도구로서 주류로 등장한 전산 유체 공학을 이용한 직 교류팬 내부 유동 해석에 대한 접근이 활발히 학회에 보고되고 있다. 그러나 단지 해석 기법에 대한 논의가 대부분이고, 실제 산업 현장에서 요구되는 경제성 등을 고려할 때, 그리고 엄청난 계산 소요 시간에 비해 얻어지는 성능 해석 결과 등을 비교해 보면 좀 더 공학적으로 손쉽게 접근 가능한 해석 기법이 도입될 필요가 있다.

직 교류형 팬의 성능 예측을 위해 근사 기법의 연구에서 도입한 평균 유선 해석 방법은 임펠러 입구 및 출구에서의 평균 유선에 대한 속도 삼각형을 이용해서 유동장 정보를 얻어낸다. 여기서 평균 유선이란 실제로 날개와 날개 사이에는 일정한 간격이 존재하므로  $U$ 는 임펠러 날개 속도,  $V$ 는 유동의 절대 속도,  $W$ 는 유동의 상대 속도,  $\alpha$ 는 절대 유동각,  $\beta$ 는 상대 유동각을 의미한다. 직 교류팬의 속도 삼각형은 두 개의 단으로 구분되며 각단의 별도의 입구와 출구를 갖는다.

임펠러 날개 사이의 유동이 이상적일지라도 날개 내부에서 발생하는 상대적인 와도(eddies)로 인해 임펠러 출구 유동각  $\beta$ 는 기하학적인 날개 각도와 일치하지 않는다. 이러한 정도는 미끄럼 계수(slip factor)를 통해 계산할 수 있다. 미끄럼 속도( $V_{slip}$ )를 결정하는 미끄럼 계수에 대한 실험적, 이론적 관계식에 대한 많은

연구가 있었으나, 이들 대부분의 식들은 반경짓 혹은 후향 깃을 대상으로 한다. 그러나 본 연구에서 다루는 횡류형 팬 임펠러 대부분의 출구측 형상은 전향깃인 관계로, 본 연구에서는 단순하지만 효과적인 모델로서 아직도 많이 인용되어지는 아래 식 (1)의 Stodola<sup>(12)</sup>의 미끄러짐 계수관련 상관식을 도입하기로 한다.

$$V_{slip} = \frac{\pi U_{2o} \sin \beta_{2o,b}}{Z} \quad (1)$$

상기의 식 (1)에서  $Z$ 는 임펠러 날개 수를 의미한다.

Euler의 이론 양정은 임펠러 출구에서의 미끄러짐을 고려한 절대 유동에 따라 식 (2)와 같이 계산된다.

$$H_{Euler} = [U_{2o}V_{u2o} + U_{1i}V_{u1i}] / g \quad (2)$$

여기에서 (+) 부호는 임펠러 입구 측에서의 날개 속도  $U_{1i}$ 와 접선 방향의 절대 유속  $V_{u1i}$ 가 직 교류팬의 속도 삼각형 그림에서 보여지는 바와 같이 서로 반대 방향이므로 발생하게 된다. 팬의 대부분은 임펠러 입구에서 예 선회(pre-whirl) 없이 유동이 유입되는 관계로 위의 식 (2)에서  $V_{u1i}$ 항을 고려하지 않아도 된다.

팬의 효율의 산출하기 위한 입력 에너지는 이론적 오일러 수두에 의해 표시되나 유효일은 전 압력 상승과 손실을 고려한 다음 식 (3)에 의해 계산할 수 있게 된다.

$$\Delta P_o = \rho g [H_{Euler} - \sum \Delta H_L] \quad (3)$$

여기에서  $\sum \Delta H_L$ 은 팬 시스템 내부에서 발생하는 손실들의 총합을 의미한다. 그리고 정압의 상승은 식 (3)에서 정압 측정 위치에서의 동압 상승의 기여를 제외하여 다음과 같이 계산된다.

$$\Delta P_s = \Delta P_o - \frac{1}{2} \rho V_m^2 \quad (4)$$

여기에서  $V_m$ 은 유량을 정압 측정 위치의 단면적으로 나누어 얻은 평균 유속을 의미한다.

팬의 효율은 다음의 식 (5)와 같이 정의하였다. 이 표현식에서는 총 수두에서 손실 수두를 제외한 부분을 유효 수두로 간주하였다.

Table 1 Presentation for loss terms

Term	Equation	Factor
Induce loss	$\Delta H_{inc} = \frac{W_{ai}^2}{2g}$	Induced angle
Friction loss	$\Delta H_{sf} = 2C_f \frac{L_b}{D_{hyd}} \frac{\bar{W}^2}{g}$	Flow friction on blades
Casing loss	$\Delta H_{sc} = \Delta H_{exp} + \Delta H_{ent} + \Delta H_{vsf}$	Loss of flow rate in scroll casing
	$\Delta H_{exp} = 0.75 \frac{(V_{u2o} - V_{th})^2 + V_{m2o}^2}{2g}$	
	$\Delta H_{ent} = \frac{(V_{th} - V_{exit})^2}{2g}$	
	$\Delta H_{vsf} = 0.35C_f \frac{S_{sc}}{A_m} \frac{V_{th}^2}{2g}$	

$$\eta_o = \frac{H_{Euler} - \sum H_L}{H_{Euler} + \sum H_{ext}} \quad (5)$$

여기에서  $\Delta \sum H_{ext}$ 은 오일러 이론 양정 이외에 외부에서 부가되어야 하는 외부 손실의 합을 의미한다. 본 연구에서 고려한 내부 손실은 입사각 손실, 임펠러 표면 마찰 손실 그리고 스크롤 케이싱에서 발생하는 손실로 구분하기로 한다. 본 연구에서 인용한 손실 모델들은 참고문헌<sup>(13),(14)</sup>의 구분을 따랐다. 위의 Table 1은 각 손실항의 표현식과 그 근거를 표시한다.

이러한 근사 해석 연구에서 제한한 평균 유선 해석에 의한 성능 예측 방법의 타당성 검토를 위해 팬 성능 시험 장치에서 실험한 직 교류팬의 성능 곡선 결과와 비교해 보았다. Fig. 6은 동일 직 교류팬의 임펠러에 대해 회전수만을 변화시켰을 때 나타나는 성능 곡선에 대한 실험 자료와 예측 곡선 사이의 비교를 도시하고 있다. 저 유량 부근에서 발생하는 골(dip)은 단순한 와벽(simplified vortex wall)을 갖는 팬 시스템 상에서 나타나는 현상으로, 직 교류팬 내부의 와 중심(vortex core center)이 저 유량 영역에서 팬 중심 부근에 존재한다. 이로 인해 임펠러 출구 유동의 불안정성이 스크롤 목 부분까지 영향을 미치게 됨으로써 부가적인 축동력이 필요하게 된다. 이것은 정압력 성능 곡선의 상승 효과를 일으킨다. 한편, 성능 예측 방법으로 본 연구에서 제안한 평균 유선 해석 방법은 이러한 저 유량에서 발생하는 와 구조(vortex structure)의 영향을 추적할 수 없는 한계를 가지고 있다. 그러나 실제로 관심 있는 유량 범위에서의 성능 예측(1,450 rpm)은

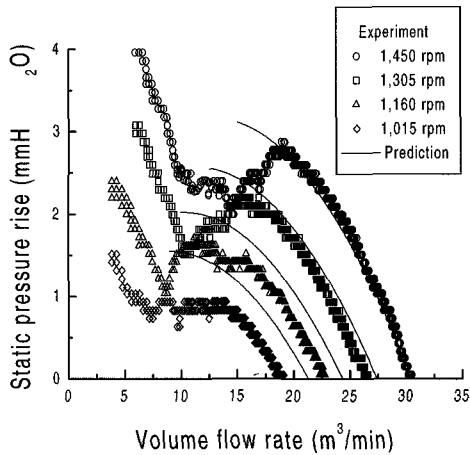


Fig. 6 Plots of fan performance at different rotational speed

상당히 정확하다는 것을 알 수 있다. 물론 저 회전수에서의 예측 정도는 다소 떨어지는 것을 볼 수 있는데, 이는 모든 회전수에 대해 동일한 손실 모델 상수를 적용한 것에 기인한 것으로 앞으로 이에 대한 보강이 이루어져야 한다.

평균 유선 해석의 타당성 검증을 위해 Porter와 Markland<sup>(13)</sup>의 선행 실험 결과 비교해 보기로 한다. Fig. 6의 성능 곡선 비교를 살펴보면, Fig. 7과는 달리, 전 유량 영역에서 실험 결과를 정확히 예측하고 있음을 알 수 있다. 이것은 그들의 결과에서 사용한 스크롤 케이싱이 목 부분을 곡면화하여 주 유동에 대한 와류의 영향력을 감소시켰기 때문이다. 실제로 이 근사 기법에 의한 직 교류팬의 성능 해석 프로그램은 국내의 CFTech사를 통해 상용화되고 있다.

전산유체역학 (CFD) 방법 및 전산 외존 해석 방법 뿐만 아니라 실험적 기법을 통해서도 직 교류팬 주변의 유동장의 예측이 가능하다. 실험적 측정과 PIV기술을 통하여 공조용 여러 팬의 성능을 극대화시키고 팬 성능 예측에 관한 실험을 통해 실제적인 정보를 획득할 수 있다. 실험적 연구에서 다루고자 하는 공조용 여러 팬 주위 유동은 복잡한 기하학적 형상을 수반하고 있으므로 이를 효과적으로 계측할 수 있는 계측기법이 요구된다. 유동가시화의 방법은 여러 가지가 있지만 현재에는 개별입자에 관한 분석에서 그치는 것이 아니라, 유동장내의 유동입자들의 분포를 분석하여 동시 다수의 지점에서 유동에 관한 정보를 얻을 수 있고, 이를 바탕으로 영상화시킬 수 있는 방법들이 고안되어지고 있다. 그 중에서도 PIV(Particle Image Velocimeter : 입자영상 유속계)가 그 능력을 인정받고 있다. 이를

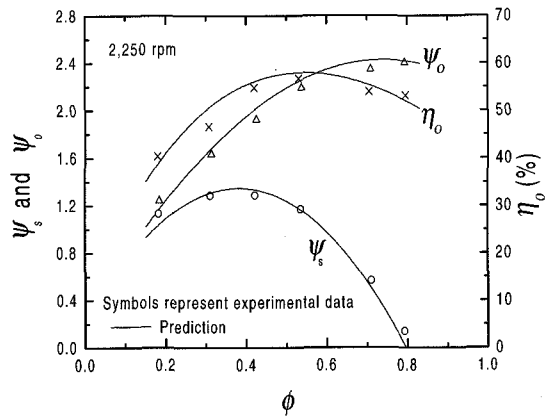


Fig. 7 Comparison of performance by prior experiments(symbols) and present prediction

통하여 공조용 여러 팬에 의한 유동장의 측정이 가능하며 이 자료를 바탕으로 연결된 팬의 성능 개선 연구를 진행할 수 있다. 유체역학에 관련된 기기의 설계 또는 성능향상을 위한 제반 과정에서 가장 기본적인 것은 수반하는 유동장의 거동을 파악하는 일일 것이다. 이 경우에 눈에 잘 보이지 않는 흐름 중에 추적입자를 넣고 적당한 조명을 가한 뒤에 카메라 등으로 순시 또는 시간평균의 유동장을 기록하여 유체역학적인 특성을 고찰하는 작업을 가시화라 부른다.

실험 연구에서는 34개의 전향 원호 익형(forward curved circular arc camber)으로 직 교류팬의 임펠러에 대한 단순한 와벽(simplified vortex wall)을 갖는 팬 시스템에 대한 실험을 수행했다. 실험에 사용된 직 교류팬의 임펠러에 대한 기하학적 형상을 나타낸 것으로, 임펠러의 바깥 지름( $D_{ii}=D_{2o}$ )은 95.4 mm, 안지름( $D_{io}=D_{2i}$ )은 77.4 mm 그리고 축 방향 길이(L)는 847.9 mm 이다. 임펠러의 1단 입구 축 접선 방향의 각도( $\beta_{1i,b}=\beta_{2o,b}$ )는 149.9°이고, 1단 출구 축 접선 방향의 각도( $\beta_{1o,b}=\beta_{2i,b}$ )는 82.1°이다

직교류형 팬 성능 시험을 위한 장치는 Fig. 8에 나타나 있다. 팬 성능 실험 장치는 ASHRAE 표준<sup>(14)</sup>을 근거로 하여, 전방 흡입형으로 선정, 제작하였다. 아울러 이 장치는 선행된 연구<sup>(15)</sup>에서 비교적 정도 있는 실험치를 제공하고 있다. 본 연구에서는 상류측 안정실(settling chamber)을 투명 아크릴(acrylic fiber)로 제작하여 차후에 수행될 입자 영상 유속계 (particle image velocimetry, PIV)를 이용한 유동장 측정이 가능하도록 설계했다. 실제로 투명창의 벽 두께를 통한 광원의 강도(intensity)의 손실을 고려하여 얇을수록 유리하나 얇은

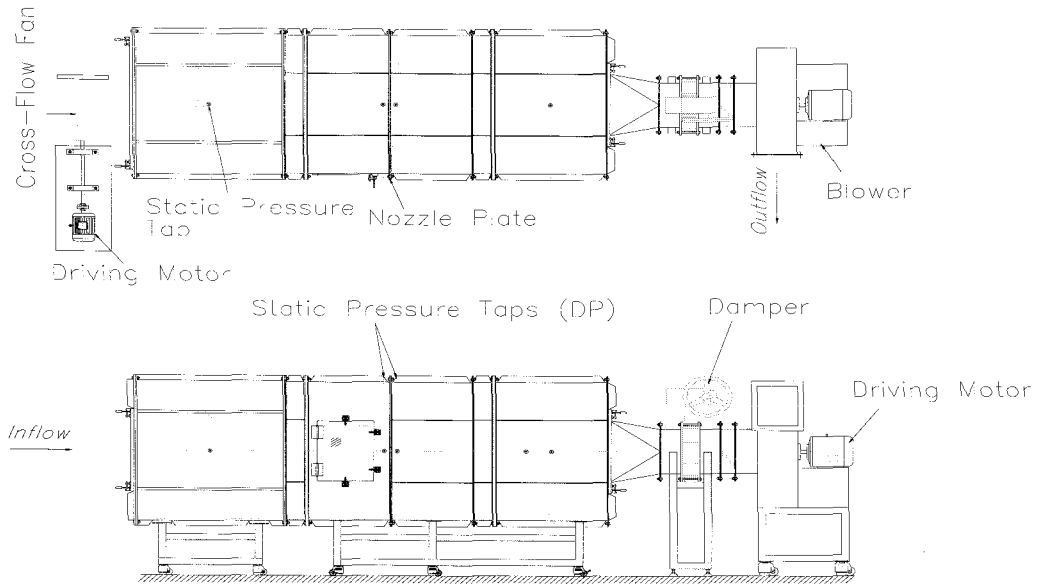


Fig. 8 Wind tunnel for fan tester

벽의 경우 팬의 작동에 따라 벽에서의 파동이 우려되어 가능한 범위 안에서 두께를 두껍게 하였다.

실험의 대상이 되는 팬의 정압(static pressure)은 상류측 안정실에 설치된 정압 탭(static pressure tap)을 이용하여 측정하고, 유량은 측정 관로에서 설치된 노즐을 통한 정압 차이를 이용하여 노즐 검증 곡선으로부터 계산되었다. 팬 실험용 풍동에 설치된 노즐은 정방향 실험 단면의 중심에 대해 대칭으로 모두 다섯 개의 노즐이 설치되어 실험 대상인 팬에 따라 적절히 노즐을 개방할 수 있도록 설계되었다.

압력 변환기(Furness Controls사의 FCO34)로부터 나오는 아날로그 신호는 A/D 변환기(National Instruments사의 SCB-68 보드)에 의해서 아날로그 신호에서 디지털 신호로 변환되어 컴퓨터로 입력된다. 위에서 언급한 모든 실험 자료의 획득 및 장치의 제어는 Lab-View라는 윈도우용 상용 프로그램에 의해 이루어졌다.

연구 결과의 주요 내용 중 하나는 실험 대상인 팬의 효율을 측정하는 것으로 이를 위해 팬을 구동시키는 직류 모터의 토크를 측정하여 입력 에너지를 읽을 수 있었다. 일반적으로 회전하는 팬에 연결된 모터의 토크는 직 교류팬 형 팬 축에 토크 미터를 연결하여 그 팬의 회전수와 동시에 획득하여 팬의 효율 산출에 필요한 정보를 얻는다.

영상을 이용한 팬 출구 주변의 유속 측정은 팬 성능 실험용 풍동이 투명한 소재로 제작되었기 때문에 가능

했다. 입자 영상 유속계(PIV)를 이용한 팬 시스템 내부의 유동장에 대한 실험적 연구가 병행되었다. 영상 유속계는 광원으로 ND-YAG Pulse Laser를 사용하였고, 입자의 추적 및 확인을 위한 알고리즘은 FFT기법과 상관조치법을, 입자의 생성은 ONDINA 15라는 기름의 연소를 통한 연무 입자를 사용하였다. 이 입자의 크기는  $0.5\sim 2.0\mu\text{m}$  이고, 한 프레임의 영상(영상 획득 장치의 해상도는 약  $1\text{K}\times 1\text{K}$ )에서 입자의 수는 약 28,800이다. 이 영상의 추적을 통한 유속의 측정은 비교적 정확한 유동 속도를 제시할 수 있는 피토관에 의해 확인되었다. 영상 추적에 의해 획득된 기초 영상과 속도장의 모습을 나타내었다. 영상의 자료를 활용한 결과로부터 얻은 유동 자료는 실험에서 얻은 결과와 정량적으로 잘 일치한다. Fig. 9는 PIV를 이용하여 얻은

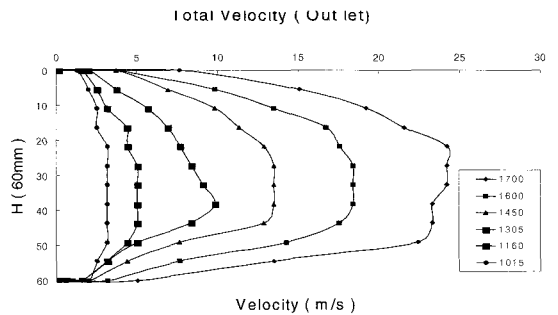


Fig. 9 Velocity profiles by Pitot-tube at duct outlet of fan

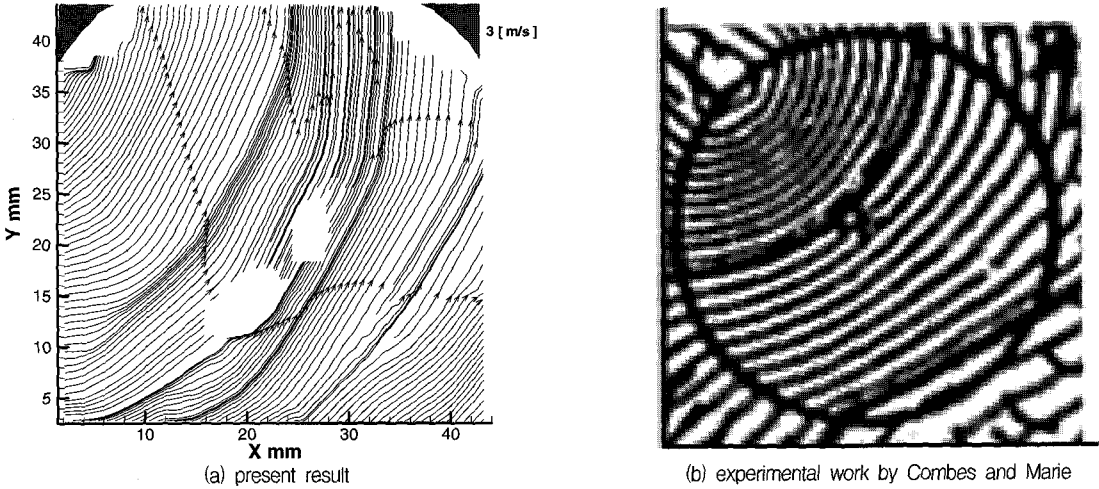


Fig. 10 Patterns of stamlines inside cross flow fan

유속(직 교류팬 출구 유속)과 피토 관을 사용하여 얻은 유속의 비교를 나타낸다. 아울러 Fig. 10은 직 교류팬 내부의 유동장을 PIV 기법으로 측정하여 Combes 등<sup>(8)</sup>의 실험 자료와 비교한 것이다. 그 두 그림의 비교에서 유선이 매우 유사하게 일치하고 있음을 알 수 있다.

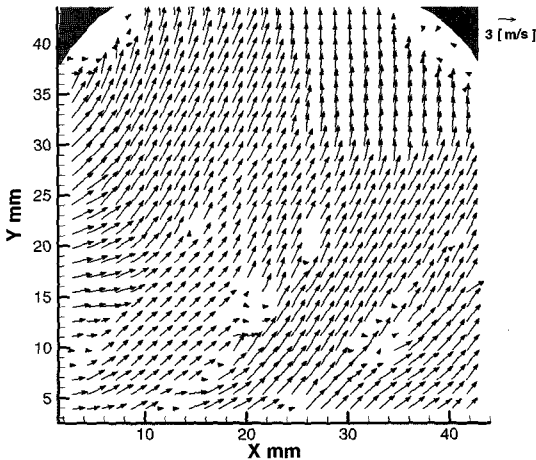


Fig. 11 Plots of velocity vectors inside fan

Fig. 11은 그 영상 자료를 활용하여 획득된 속도 정보이다. 직 교류팬 내부의 와류에 의한 난류 성분이 매우 강하게 관찰되며 입구에서 출구로의 주 유동이 손쉽게 관찰된다.

직 교류팬에 의한 소음은 개발 관련 산업체의 가장 큰 이슈로 등장하고 있다. 참고로 올해 출시되어 시판되고 있는 대표적 가전 제품 제조사의 가정용 공조기 중에서 벽걸이 형태의 실내기에 직 교류팬을 채용하고 있는 각 사의 제품을 동일한 조건에서 실험하여 그 결과를 요약하여 표 2에 표시하였다.

아래 표에서 알 수 있듯이 국내 가전사의 제품의 소음 정도는 큰 차이 없이 나타나고 있으며 가가 사마다 저소음화에 아직도 많은 노력을 경주하고 있음을 알 수 있다. 일반적으로 직 교류팬의 설계에서 저소음화의 노력은 효율의 증대로 연결되는 데 소음에 영향을 미치는 인자는 본인의 경험으로 보아 크게 다음의 5가지 ( $a_1$ ,  $a_0$ ,  $\beta$ ,  $D_2-D_1$ ,  $\lambda$ ) 이며 그 각각에 대한 세심한 배려가 설계시 필요하다. 국내 가전사의 제품을 조사하면 앞서의 다섯 가지 설계 변수가 직 교류팬의 외경에 비교하여 다음의 표 3과 같은 값을 주로 갖는 것으로

Table 2 Comparison of noise level of indoor units with cross flow fan

회전수표시	A사			B사			C사		
	소음(dB(A))	회전수	유량(CMM)	소음(dB(A))	회전수	유량(CMM)	소음(dB(A))	회전수	유량(CMM)
강	39.8	1054	9.25	39.5	966	8.05	40.8	1211	8.62
중	36.3	950	8.33	37.2	896	7.23	-	-	-
약	32.7	850	7.33	34.7	823	6.50	31.8	910	6.08

Table 3 Physical dimensions for cross flow design

날개 여현 길이	취부각, $\beta$	입구각=출구각	$a_1$	$D_2-D_1$
12.7 %	27-30 도	29-32 도	7.5 %	23 %
$a_2$	$\lambda$	stabilizer 길이	stabilizer 장착각	stabilizer 원호직경
8 %	130-115 도	9-18 %	6-10 도	55-62 %

조사되었다. 그러나 그 각각에 대해서는 제품의 설계 시 모델 또는 실 제품을 갖고 정밀 측정을 수행하여야 한다. 또한 여기서 언급하지 않은 배출구의 크기 h와 스크롤 팽창각에 의해 결정되는 R도 신중한 검토에 의해 선정되는 것이 필요하다. Fig. 12에서  $R=D_2$ 로 표기한 것은 본 연구의 모델 제품을 제작할 때 사용된 치수이며 설계 표준은 결코 아님을 밝힌다.

유체역학적 압력을 측정하여 이를 소음의 에너지인 음압으로 환산하는 Lighthill-Curle 방정식(식 (6))을 사용하여 직 교류팬의 소음 정도를 예측하는 시도<sup>(18)</sup>가 이루어졌다. 이는 지난 2001년 소음 진동 학회 학술 발표 논문을 통해 보고된 바 소음의 측정을 위한 고가의 고급 장비인 무향실, 소음 측정기 등을 구비하지 않고 간이적으로 소음을 예측할 수 있는 방법이며 관심을 모으고 있다.

$$P'(r, t) = \int_0^l \frac{1}{4\pi C_o} \left( \oint \frac{n \cdot r}{r^2} \frac{\partial P_s}{\partial t} \right) (ds) dz \quad (6)$$

여기서,  $P'$  은 강체표면의 압력 요동에 의한 음압,  $C_o$  는 음속,  $\vec{r}$  는 소음원에서 관측자로의 위치 벡터,  $P_s$  는 강체 표면에서의 압력값, l은 Z 방향의 길이 이다.

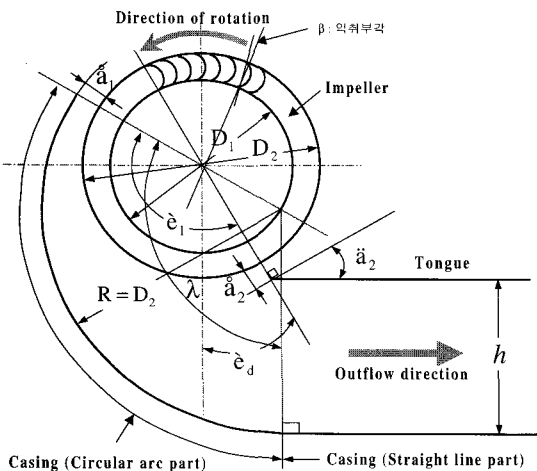


Fig. 12 Dimension of cross flow fan

### 3. 결 론

유체 공학자들에게 늘 커다란 숙제를 주고 있는 유체 기계 중에서 직 교류팬에 관한 국내의 연구 현황과 그 주요 결과들을 간략히 소개하고 그 설계의 향상을 위한 몇 가지 제안을 하였다. 제공된 정보의 신뢰도가 지극히 절대적이지는 않으나 설계의 시작 단계에서는 비교적 유용하게 사용될 정보라 판단되는 내용을 수록하였다.

직 교류팬의 성능 평가에 사용되는 기법은 2차원 모델로 근사 계산하는 CFD기법이 있고, 별도로 상용 프로그램을 사용하는 예도 보고되었다. 더 나아가서 3차원 Navier-Stokes 방정식을 해석하려는 시도가 확인되었다. 또한 속도 삼각형을 사용하여 근사 적으로 직 교류팬의 성능을 예측하려는 시도가 상용화로 시판되고 있음이 소개되었다. 부가적으로 실험적 연구가 소개되었는데 여기서는 풍동을 활용한 성능 평가, 속도 측정기를 활용한 유속의 확인, stabilizer 표면에서의 정압을 측정하여 이를 그 곳에서의 소음 수준으로 환산하려는 시도 등이 소개되었다. 소음에 관한 의문과 공학적 문제의 해결을 위해 소음 수준에 영향을 미치는 설계 변수들에 대한 대략적인 수치를 제시하였다. 이러한 소개와 그 결과의 제시를 통해 직 교류팬의 설계와 응용에 종사하는 여러 공학자들이 이를 유용하게 활용하기를 바란다.

### 참고문헌

- (1) 한국냉동공조공업협회, 1999, 통계자료 냉동 공조 공 기기, pp. 34~44.
- (2) Eck, B., 1973, "Design and Operation of Centrifugal, Axial-Flow and Cross-Flow Fans", Pergamon press.
- (3) Murata, S., and Nisnihara, K., 1976, "An Experimental Study of Cross Flow Fan", JSME Vol. 19, No. 129.
- (4) Matsuki, K., Shinobu, Y., Takushima, A., and Tanaka, S., 1988, "Experimental Study of Internal Flow of a Room Air Conditioner Incorporating a Cross



- Flow Fan”, ASHRAE Trans., Vol. 94, No. 1, pp. 350~364.
- (5) Rudiger, V. and Thien, G. E., “Low Noise Compact and Efficient Cooling System with Tangential Flow Fan”.
- (6) 今市 他 外 3名 1982, 기계론, No. 824-5.
- (7) 多久島 郎, 飯塚邦 彦, 1992, “Cross Flow Fan의 내부류의 수치해석법 CIC와 FEM의 적용”, 일본 기계학회 논문집 B편, 제 58권, 545호, pp. 64~70.
- (8) Combes, J. F. and Marie, L., 1994, “Numerical Modelling of the Flow in a Cross Flow Fan”, FED Vol. 195, Fluid Machinery, ASME.
- (9) 강 동진, 이 경창, 1995, “실용적인 이산와류법을 이용한 가정용 공조기 내부 점성유동의 수치해석”, 공기조화 냉동공학회 하계학술대회 논문집, pp. 197~202.
- (10) 오형우, 김재원, 1999, “직교류형 팬에 대한 실험적 평가와 성능해석”, 대한기계학회충청지부 학술대회 초록집, pp. 1~5.
- (11) 오형우, 윤의수, 정명균, 1997, “원심 압축기의 성능 예측 및 손실 해석”, 대한기계학회논문집(B), 제21권, 제6호, pp. 804~812.
- (12) 오형우, 정명균, 1997, “단(양) 흡입형 원심 펌프의 성능 예측”, 한국자동차공학회논문집, 제5권, 제6호, pp. 103~110.
- (13) Porter, A. M. and Markland, 1970, “A Study of the Cross Flow Fan”, J. Mech. Engr. Sci., Vol. 12, No.6, p. 421.
- (14) ASHRAE Standard, 1985, Laboratory Methods of Testing Fans for Rating, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- (15) 김재원, 정윤영, 2000, “축류팬의 성능 평가 및 주변 유동 특성”, 설비공학 논문집, Vol. 12, No. 11, pp. 972~981.
- (16) 서상호 외 4, 1995, “A Study of Stabilizer for the Noise Reduction in Room Air Conditioner”, 한국소음진동공학회, pp. 136~141.
- (17) 안철호, 류호선, 1977, “Experimental study on the design parameter effect on the noise in the cross flow fan”, 한국소음진동공학회, pp. 615~620.
- (18) 김재원, 조용, 정윤영, 2001, “정압을 이용한 직 교류 팬 주변의 소음 예측”, 한국 소음진동 공학회 춘계학술대회논문집, pp. 1156~1161.