

에너지 절약형 냉각탑용 팬의 개발

이 찬* · 정동규** · 소현영***
* 수원대학교 기계공학과, 환경청정기술연구소
** CFTech, *** 경인기계(주)

Development of the Energy-efficient Cooling Tower Fan

Chan Lee*, Dong-Kyu Chung**, Houn-Young So***
* Department of Mechanical Engineering, Univ. of Suwon,
Center for Environmental and Clean Technology
** CFTech, *** Kyung-In Machinery

1. 서론

냉각탑은 공조 설비의 필수적인 유니트로서 공기 냉각을 위한 열교환 부위와 공기의 이송을 위한 축류형 팬으로 구성되어 있다. 현재 사용되고 있는 대부분의 냉각탑용 팬은 공기를 이송하는 기능에만 관심을 가지고 설계, 제작되어 운영되고 있으므로, 팬의 효율 및 동력 절감과 같은 문제는 제작사뿐만 아니라 사용자들도 등한시하여 온 것이 사실이다. 이러한 이유로, 실제 산업현장에서 운전되고 있는 냉각탑용 팬들은 일반적으로 과도한 에너지 소비가 이루어지고 있으며, 이로 인해 팬의 효율도 낮고 소음레벨도 높은 상태로 운전되고 있는 실정이다. 따라서 최근 들어 크게 증가하고 있는 고효율, 저소음의 에너지절약형 팬의 수요에 대처하기 위해서는 고성능 냉각탑용 팬 개발에 대한 연구가 시급한 실정이다.

본 연구는 냉각탑용 팬의 고효율 설계를 위한 블레이드 설계 및 해석과정을 정립하였고, 설계된 팬을 실제 제작하여 냉각탑에 장착한 후 성능시험을 수행하였다. 그리고 성능시험결과와 설계결과를 비교함으로써 본 연구에서 제안된 고효율 냉각탑용 팬 개발 체계의 신뢰성을 검증하였다.

2. 설계 변수 결정 및 팬 블레이드 형상 설계

냉각탑용 축류팬의 설계 요구 조건이 Table 1 에 정리되어 있다. 기존에 사용되던 제품(효율: 30-40%) 과 비교하여 효율을 향상시키는 것이 가장 중요한 설계 목표이며, 이를 위해 Table 1 에 제시되지 않은 설계 인자들은 다음과 같은 과정을 거치면서 적절한 값으로 결정되었다.

Table 1. Fan design requirements.

Parameters	Specifications
Shroud diameter	2 m
Hub diameter	0.4 m
Number of blades	4 EA
Tip velocity Limitation	54 m/s
Volume flow rate	1800 m ³ /min
Static pressure rise	11 mmAq
Efficiency	70 %
Sound pressure level	less than 70 dB

냉각탑에 일반적으로 사용되는 축류형 저압팬의 경우 비속도의 범위가 1,000에서 3,000으로 제한되며 최대 효율은 비속도가 2,000인 지점에서 얻어진다. 이때 비속도 n_s 는 식(1)과 같이 정의된다.

$$n_s = N \frac{Q^{1/2}}{(P_T / \rho g)^{3/4}} \quad (1)$$

여기에서 N 은 팬의 회전수 [RPM], Q 는 풍량 [m^3/min], P_T 는 팬의 전압 상승치[Pa], ρ 는 공기밀도 [kg/m^3], g 는 중력가속도 [m/s^2]을 나타낸다.

팬의 전압 상승값 P_T 는 팬의 정압 상승값 P_S 에 팬 입구의 동압을 더하여 산출하였다. 식 (2)와 (3)에 의해 구한 전압차는 18.39 mmAq이다.

$$P_T = P_S + \frac{1}{2} \rho V^2 \quad (2)$$

$$V = \frac{Q/60}{\pi/4 (D_{tip}^2 - D_{hub}^2)} \quad (3)$$

여기에서 V 는 팬 입구에서의 풍속 [m/s], D_{tip} 은 팬의 외경 [m], D_{hub} 는 팬 허브의 직경 [m]을 나타낸다. 앞서 언급한 바와 같이 축류 팬의 최대 효율은 비속도 2,000에서 얻어지며 식 (1)에 위의 값들을 입력하여 300 RPM의 회전수를 얻을 수 있었다.

날개의 시위길이는 날개 끝(tip) 기준으로 현절비가 0.625가 되는 1.0 m로 결정하였고, 날개길이 방향에 따라 현절비가 일정하게 유지되도록 시위길이를 변화시켰다. 날개의 단면 형상으로는 저압용 팬에 널리 사용되고 있는 Clark-Y를 적용하였다. 앞에서 결정된 각각의 설계 변수를 Fan/Design™에 입력하여 스펀 방향으로 11개의 단면 형상을 얻었다. 각 날개 단면의 설치각과 전, 후연의 각도는 free vortex 방법에 의해 결정되었으며, 이 각도를 바탕으로 생성된 캠버 라인에 Clark-Y 익형이 입혀졌다. 냉각탑 내 팬 설치 공간의 제약으로 인하여 날개의 축방향 길이에 제한이 가해졌다. 이에 따라 허브에 가까운 날개 단면의 시위 길이를 줄여주었고, Clark-Y의 공력 특성을 그대로 유지하기 위해 같은 비율로 날개의 두께도 줄여 주었다. 결과적으로 날개 뿌리 부근의 두께가 날개 끝 부분의 두께보다 얇아졌으나 실제 날개는 FRP의 중공 구조로 제작될 예정이었으므로 구조 강도 면에서 문제가 발생할 일은 없을 것으로 예상하였다. Fig. 1에 각각의 무게중심을 기준으로 정렬된 날개의 2차원 단면 형상이 나타나 있다.

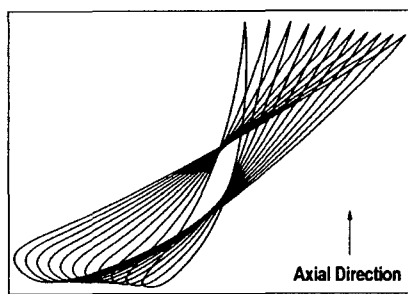


Fig.1 Fan blade section designs along spanwise direction

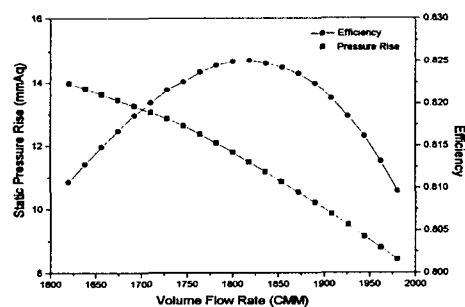


Fig.2 Fan performance curve prediction

Fig. 1의 날개 형상을 갖는 팬에 대한 성능 예측도 날개 형상 설계와 동시에 Fan/Design™ [1,2]을 이용하여 이루어졌다. 설계 풍량 1,800 m³/min을 기준으로 ±10 %의 범위인 1,620~1,980 m³/min에서의 성능 및 소음 예측 결과를 Table 2에 정리하였다. 설계 풍량 1,800 m³/min에서 주어진 설계 요구 조건을 모두 만족하고 있으며 Fig. 2에 나타난 바와 같이 설계점에서의 효율이 가장 높게 예측되어 요구 조건에 적합한 설계가 이루어져 있음을 알 수 있다. Fig.2의 예측된 효율은 모터 및 기계적 동력 전달에 의한 에너지 손실을 고려하지 않은 경우이므로, 모터 및 기계적 동력 전달 효율이 일반적으로 85% 가량이므로, 실제 팬의 최대효율은 70 % 수준으로 판단된다.

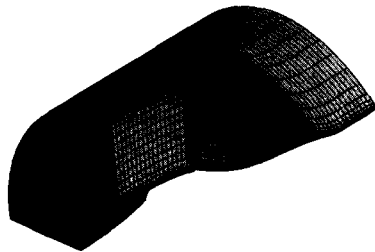


Fig.3 3-D grid system

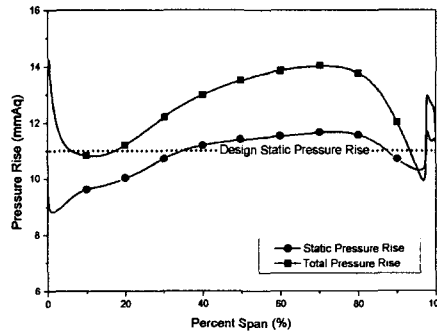


Fig.4 Spanwise pressure distributions

실제 팬 제작에 들어가기에 앞서 NUMECA사의 회전유체기계 전용 유동 해석 코드인 FINE™/Turbo를 이용하여 앞서 설계안에 대한 검증용 설계점(design-point) 조건에 대해서만 실시하였다. Fig. 1의 2차원 데이터를 근거로 날개의 3차원 형상 데이터틀 만든 후 이를 이용하여 계산 격자를 생성하였다. Fig. 3의 계산 격자는 H형식의 블록 2개로 구성되어 있으며 계산점은 약 29만개이다. Fig. 4에 유동 해석을 통해 얻은 스펀 방향에 따른 날개 전후의 압력차를 나타내었다. 허브와 팁 부근에서의 정압 상승치가 설계 요구치 보다 낮게 예측되었는데 이는 팁 간극과 날개 뿌리 쪽 흡입면 후연에서 발생한 국부적인 박리에 기인하는 것으로 볼 수 있다. 날개 뿌리 후연에서 발생한 박리는 과도한 유동 편차각으로 인한 것이나 실제 날개 제작시 이 부분 아래로 봉 형태의 회전축 연결 부분이 추가되므로 날개의 형상에 관계없이 근본적으로 공기역학적 특성이 좋지 않은 부분이다. 결론적으로 3차원 유동 해석 결과 국부적인 문제점이 발견되었지만 전체적인 성능에 큰 영향은 미치지 않을 것으로 판단 하였다.

3. 실증용 팬 제작 및 성능 평가

Fig. 1의 설계안을 바탕으로 FRP 재질의 실제 날개를 제작하였다. 팬 지름이 2 m에 이르는 비교적 대형의 날개이기 때문에 속이 비어 있는 구조로 제작되었으며 초기 도면과 다르게 소음 감소 목적으로 각 날개 단면을 회전 방향으로 조금씩 이동시켰다. Fig. 5에 실제 날개의 흡입면과 압력면이 나타나 있다. 냉각탑에 장착되는 팬은 4개의 날개로 이루어져 있으며 날개 장착 각도는 운전 조건에 맞춰 임의로 변경이 가능하다. 팬의 회전 속도는 구동 모터와 팬 회전축의 풀리 직경을 각각 다르게 조합하여 조절하도록 되어 있다. Fig. 6은 시험용 냉각탑 내부에서 바라본 팬의 장착 모습이며, Fig. 7은 시험용 냉각탑의 모습이다.

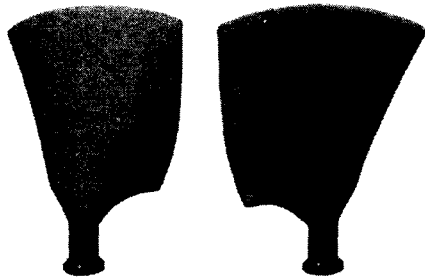


Fig.5 Suction and pressure surfaces of fan

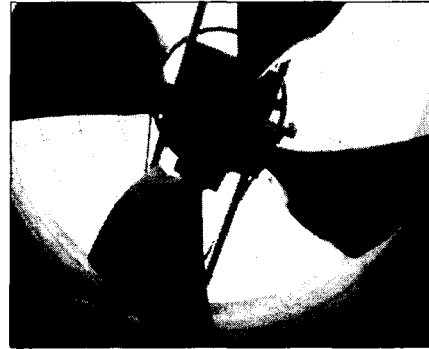


Fig.6 Fan installed on cooling tower

냉각탑 시동 후 정상상태에서의 시험 결과를 Table 2 에 나타내었는데, 시험결과가 설계결과와 비교적 잘 일치하였고 기존의 냉각탑 팬에 비해 동력절감이 이루어진 것으로 판단된다. 또한 팬 효율의 향상은 부수적으로 팬 소음레벨의 감소를 가져온 것으로 판단된다.

Table 2 Measured performance compared to prediction

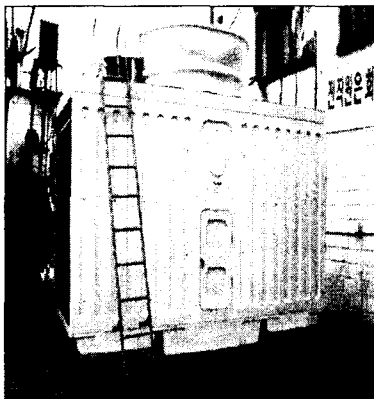


Fig.7 Cooling tower test facility

Parameters	New fan (prediction)	New fan(test)					conventional fan(test)
		1st	2nd	3rd	4th	5th	
Speed [RPM]	300	324.5	356.5	356.5	356.5	324.5	450
Flowrate [m ³ /min]	1800	1848	2008	1794	1583	1413	1870
Power [kW]	7.2 (8.47')	9.44	11.28	8.95	6.76	5.54	15
Pressure rise [mmAq]	11	10.16	11.18	9.91	7.35	5.588	11
Noise level [dB], at 2m	61	60.4	64.5	63.7	64.7	61.6	75

* prediction based on motor efficiency=85%

4. 결론

냉각탑용 축류 팬의 에너지 절감을 위한 개발 사례를 소개하였다. 고효율 팬의 블레이드 설계, 해석 및 시험과정을 통해 개발된 팬은 기존의 팬에 비해 월등히 높은 효율(44% 에너지절감)과 낮은 소음 특성을 보여주었고, 본 연구의 설계 단계에서 예측되었던 값과 측정값이 잘 일치하였다. 이번 개발 사례를 통해 본 논문에서 제안된 개발 방식이 앞으로도 실제 냉각탑 팬 개발에 상당히 유용하게 사용될 수 있음을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) 김성곤, 1999, 축류형 송풍기의 성능 예측 방법에 대한 비교 연구 및 설계개선, 석사학위 논문, 수원대학교
- (2) 정동규, 홍순성, 이찬, 2000, 축류형 송풍기의 성능 및 소음 예측을 위한 전산 프로그램의 개발 및 적용, 유체기계저널, 제3권, 제3호, pp.31-40
- (3) NUMECA s.a., 2001, FIME™ User Manual