

증발기 냉각 팬에 의한 유동

김재원*·김남욱**

Flows through Evaporator for Cooling

Jae Won Kim*, and Nam Wook Kim**

Key Words : Flows Control(유동제어), Fan(팬), PIV(영상유속계), Flow Noise(유동소음)

Abstract

The present study has been carried out for understanding of flows over an evaporator in cooling system of water. Main emphasis is to decide the flow patterns in order to enhance the flow rate with low noise level. Two cases are examined for comparison of flows; one is blowing system and the other is suction style with respect to fan system. Present methodology for this work is PIV (Particle Image Velocimetry) techniques and Hot-wire anemometer for velocity measurements and wind tunnel for performance of the present fan. Consequently, it is found that flows passing evaporator and other components for cooling are more effective than the suction flows. Flow details with performance of fan system are also presented for proper explanation of the conclusion.

1. 서론

현재 일반적으로 시장에 출시된 정수기의 증발기 냉각용 축류팬의 유체역학적 성능을 측정하여 현재 부품의 정확한 성능을 확인하고자하였다. 현 냉각용 팬 주변의 배치는 Grill, Evaporator, Fan, Motor, Compressor 순서로 되어있다. 이는 송풍기의 흡입유동을 통해 System을 냉각시켜 주는 방식이다. 시공 및 설치의 문제점에 의해 이런 방법이 채택 되었겠지만, 이는 유체역학적으로 볼 때 상당히 불리한 요소를 가지고 있는 시스템이다. 그 이유는 유체가 가지고 있는 운동 에너지가 유체기계(Fan)를 통과하기전보다 통과한 후에 훨씬 크기 때문이다. Fig. 1은 본 연구의 시스템의 내부 형상이다.

우리가 개발 및 보완해야 할 사항은 팬의 외경 110 mm 이하, 풍량 1 CMM 이상, 정압 2 mmAq이상, 소음 32 dB(A)이하의 팬의 개발과 그에 적절한 모터의 선정이다. 이 같은 팬의 개발을 위해 Hot-wire를 이용하여 속도분포를 분석하고(Fig. 1의 붉게 표시된 영역), 풍동(Wind tunnel)을 이용하여 정압과 유량을 측정하고, PIV(Particle Image Velocimetry)를 이용하여 속도의 크기 및 속도장을 분석하며, 무향실(압소음 16dB 이하)에서 소음을 측정할 것이다.

2. 실험

2.1 유속의 측정

실험을 위해 현재 적용 Set를 이용하여 실험에 적합한 간이 Set을 제작하여 실험 하였다. 간이 Set은 기존제품의 하단부를

절단하여 제작하였으며 증발기, 팬, 모터, 압축기로 구성되어 있다. Set의 상판부는 탈착이 가능하여 유속측정 및 팬의 위치를 변화시키는 실험을 하기에 유용하며, 상판부를 투명 아크릴로 교체하여 유동가시화 실험을 가능하게 하였다. 현재 증발기와 팬의 간격(δ)은 3 mm로 팬을 더 이상 증발기 쪽으로 이동하는 것은 불가능 하고, 압축기(Compressor)쪽으로 20 mm씩 이동하면서 증발기 전면(Fig.1의 붉게 표시된 부분)의 유속분포를 Hot-wire를 이용하여 측정하였다. 증발기에 유입되는 유속은 전체적으로 고른 분포를 보였으나, 팬의 직경 (ϕ 150, 1360 rpm)에 비해 대체적으로 속도가 낮게 나타났다. Table 1의 평균유속은 0.51 m/s인데, 토출유량을 1.5 으로 볼 때 0.67 m/s 정도의 유속이 나와야 한다. 이는 토출유동의 방향에 모터와 Metal plate 구조물이 있어서 유동의 흐름에 매우 안 좋은 영향을 미치기 때문이다. 유입속도 분포에서 가운데 (Table 1에서 붉게 표

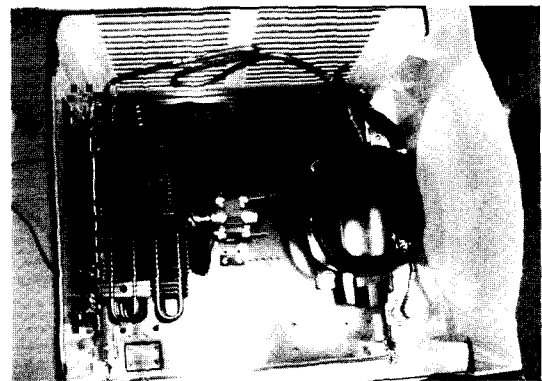


Fig. 1 Top view of system

시된 부분) 영역은 팬 hub 에 의해 당연히 유속의 감소가 발생할 수 있다. 현재 의뢰사의 기존 팬의 Hub 크기는 ϕ 45로 Fan

* 선문대학교 기계및제어공학부, jwk@sunmoon..ac.kr

** 선문대학교 대학원, namwook@sunmoon..ac.kr

직경의 30%를 차지하고 있다. 따라서 차후 개발할 팬은 외경의 축소 외에 Hub의 크기도 팬 직경의 25%를 넘지 않을 계획이다. 팬을 압축기 쪽으로 더 이동해 보았을 때에도 더 많은 부분에서 더욱 큰 속도의 감쇠가 나타났다. 따라서 흡입에 의한 냉각 효과는 가급적 팬과 증발기가 가까울수록 유리하다.

Table 1 Inlet velocity distribution over evaporator for $\delta = 3 \text{ mm}$

0.35	0.4	0.5	0.5	0.55	0.5	0.55	0.65	이상
0.35	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45	0.55	0.6	
0.45	0.5	0.45	0.45	0.45	0.45	0.55	0.6	
0.5	0.5	0.45	0.35	0.3	0.25	0.35	0.55	
0.5	0.5	0.4	0.3	0.25	0.25	0.35	0.6	
0.55	0.45	0.5	0.4	0.45	0.45	0.45	0.7	
0.45	0.5	0.45	0.45	0.65	0.5	0.55	0.55	
좌하	0.5	0.8	1.4	1.2	0.5	0.55	0.5	0.65

Fig. 2는 팬으로부터 거리(L)에 따른 속도분포 변화를 도표로 나타낸 것이며 팬으로부터 100 mm씩 이동하여 L=3 mm, 103 mm, 203 mm 지점에서의 속도 분포이다. 결과에서처럼 거리(L)를 팬에서 멀리 이동함에 따라 평균유속은 작아지지만, 속도가 고르게 분포되는 것을 알 수가 있다. Fig. 2에서 붉은 화살표 방향이 공기의 유동 방향이다.

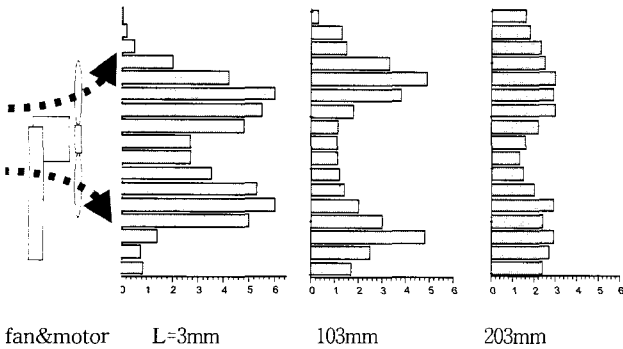


Fig. 2 Velocity profile of running fan at different distances

같은 방법으로 시료 1, 2의 팬도 실험 하였다. 시료1팬은 직경 108 mm, 날개 수 3개, Hub 24.5 mm(직경의 22.7%)이며, 정격 회전수인 2060 rpm(210 V, 6.0 W)으로 실험하였다. 시료의 각 특징은 팬의 기하학적 크기와 운전 조건이 상이하다. 평균속도를 비교해 보면 기존 팬의 경우 1.49 m/s 인 반면 시료1팬의 경우 1.16 m/s를 나타냈다. 따라서 팬 직경의 크기가 회전수(rpm)의 변화 보다 풍량의 상승에는 보다 유리하다 할 수 있다는 것을 알 수 있다. 이는 다음과 같은 송풍기의 상사법칙에서도 알 수 있다.

$$Q_2 = Q_1 (D_2/D_1)^3 (N_2/N_1) \quad (1)$$

여기서 하첨자 1, 2는 송풍팬의 구별을 위한 것이며 Q는 유량(풍량), D는 팬 직경 N은 회전수를 말한다. 시료1팬의 토출 유동시 확산성 및 직진성을 확인하기 위하여 기존팬의 경우와

마찬가지로 시료1팬을 40 mm 뒤로 이동하여 팬과 증발기사이의 간격이 43 mm 가 되도록 하여서 실험하였다.

실험 결과 속도분포가 중심부분에서는 약하고, 음영 처리된 외곽 부분에서 좋은 것을 알 수 있다. 이 같은 결과로 토출 유동의 확산성을 확인할 수 있으나, 평균유속으로 볼 때 팬과 증발기 사이의 간격이 3 mm일 경우가 냉각효과는 가장 크다고 할 수 있다. 시료1팬과 시료2팬의 성능을 비교하기 위하여 시료2팬의 경우도 같은 방법으로 실험하였다. 평균유속에서도 시료2팬은 1.19 m/s로 시료 1팬(1.16 m/s)과 유사하다. 팬 직경도 2 mm 밖에 차이가 나지 않기 때문에 토출 유동의 직진성, 확산성 확인을 위한 팬과 증발기 사이의 간격을 조절하여 실험하지 않았다.

2.2 유동의 가시화 실험

PIV를 이용한 기존 system 내부의 유동 가시화 실험을 위하여 간이 Set의 상판부를 3 mm두께의 투명 아크릴로 제작하였다. 유체역학적 관점에서 온도변화는 고려하지 않고 대상 유동장의 속도분포특성만을 관찰하였다. 증발기를 좌우(190 mm)로 2등분하고 상하(210 mm)로 3등분하여 바닥면으로부터 52.5 mm(lower), 105 mm (middle), 157.5 mm(upper)지점에서의 유동을 가시화 하였다. 유동가시화를 위한 조명장치로는 ND-YAG Laser(Tsi사)를 사용하였으며, 1K*1K CCD camera(Tsi사)를 사용하였다. 가시화 입자는 Olive-oil 을 고압으로 기화시킨 입자를 사용하였고 순간영상 20프레임을 산출 평균 하였다.

Fig. 3은PIV 실험을 위한 간이 Set의 형상이다. 증발기와 압축기 사이의 속도장을 촬영 했으며, 팬과 증발기 간격은 3 mm 로 고정하였고, 증발기와 압축기 사이의 간격은 30 mm로 하였다. Fig. 3의 (a)에서 보듯이 증발기를 중심으로 좌우로 S-i, S-ii 로 2등분 하여 촬영하였다.

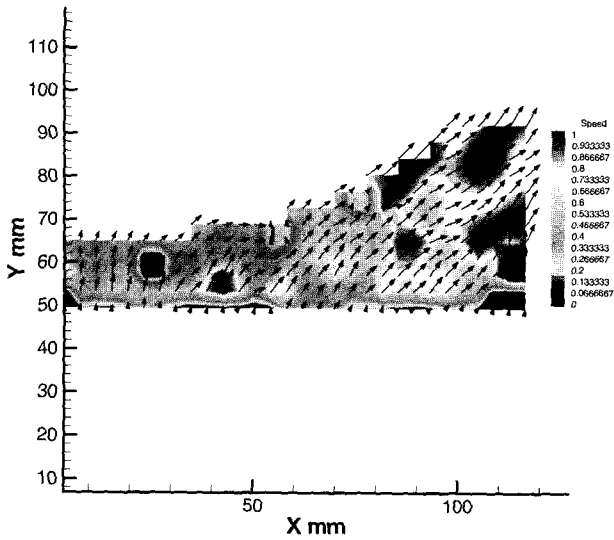
Fig. 3의 (b)에서 보듯이 증발기를 상하로 3등분 하여 촬영하였고, 기존팬, 시료1팬, 시료2팬의 순서로 계속하였다. 결과에서 붉은색이 가장 속도가 빠른 것이며 그 크기는 1 m/s 이다.

실험 결과 속도의 크기와 분포는 기존팬이 가장 우수하고, 시료2팬, 시료1 팬의 순서로 속도의 크기가 좋게 나타났다. 시료2팬, 시료1팬의 실험 결과에서 S-i_upper 의 위치에서 와류(vortex)가 있음을 발견하였고, S-ii_upper 의 위치에서는 역류(reverse flow)현상이 발생함을 알 수 있다. 이는 증발기를 통과한 유동의 전면에 위치한 압축기의 형상이 좌우가 동일하지 않기 때문이고, 팬 직경이 기존 팬 보다 작기 때문에 증발기 전역에 토출 유동이 작용하지 않음을 의미하고, 또한 유동의 확산성이 부족하여 발생하는 현상이라 할 수 있겠다.

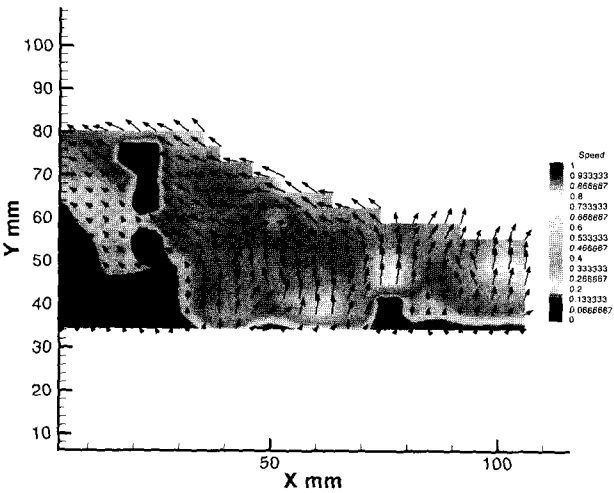


(a) Upper view (b) Perspective view

Fig. 3 Model system for flow visualization



(a)



(b)

Fig. 4 Plots of velocities vectors of running fan between evaporator and right (a) and left side(b) compressor at bottom level

유동의 가시화를 통한 얻은 Fig. 4를 관찰하면 매우 흥미로운 사실을 확인할 수 있다. 그 첫째는 유동의 좌우 비대칭 현상과 유동의 와류 발생 가능성이다. 유동이 비 대칭이 이루어지는 가장 큰 원인은 유동장의 배치에서 비롯된 문제라 시정이 가능하지만 와류의 경우는 그 개선이 쉽지 않다. 왜냐하면 유동의 와류는 유동의 저항에 의한 속도 구배의 존재로 유발되는데 유속이 증대될 수록 그 영향이 감소된다. 그러나 유속의 증대는 소음 증대 및 효율의 감소를 유발하므로 그 배제가 쉽지 않은 문제이다. 따라서 개발될 팬에 의한 유동에서는 이를 제거하기 위해 노력하였다[1-4].

2.3 유체역학적 성능 분석

팬의 유체 역학적 성능의 분석은 미국공조학회 규격[5]에 정해진 풍동을 제작하여 평가하였다. 본 연구에서 활용된 풍동은 노즐 전/후의 압력 차이를 활용하여 유량을 측정하고 시험 팬의 정면에 안정실을 구성한 후 그 실 내부의 압력을 측정하여 팬이 만드는 압력 에너지를 측정하였다. 본 연구에 사용된 풍동의 유량 측정 범위는 최대 2m³/min. 이고 단일 노즐을 사용하여 유량

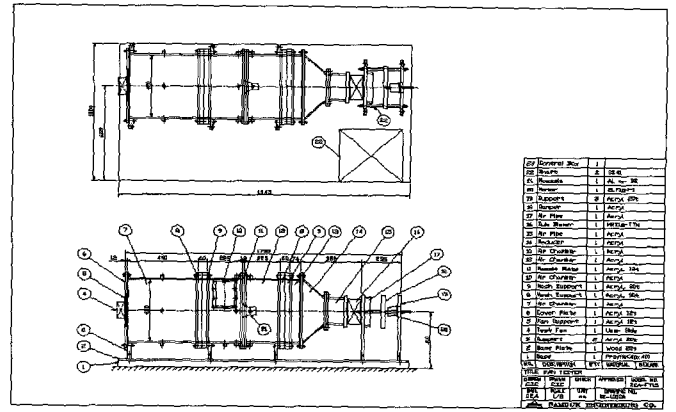


Fig. 5 Drawing of fan tester

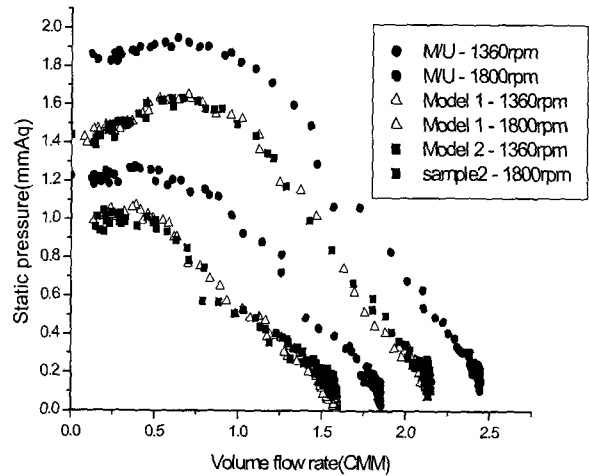


Fig. 6 Plots of performance curves for different fan at operating conditions

측정을 수행한다. 이 풍동의 대략적인 모습은 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5에서의 제어 장치는 미국 NI사의 LabView® [6]를 통해 PC에 저장 및 가공된다.

앞서 소개한 풍동을 활용하여 다음의 몇 가지 팬에 대한 성능 평가를 실시하였다. 성능 평가에 사용된 팬은 모두 네 종류이고 그 구성은 기존 팬, 비교를 위한 모델 팬 2종, 그리고 신작으로 개발된 복합 팬으로 이루어진다. 그 팬들 중에서 팬의 외경을 비롯한 기하학적 크기는 기존에 사용 중인 running 팬이 가장 크다. 이와 같은 기존의 팬을 소형화하면서 유체역학적 제반 성능을 모두 구현하는 것이 본 연구의 목표이다. 이들 네 가지 팬들의 성능 평가를 위한 운전 조건과 그 성능 그리고 기하학적 조건은 Table 2에 요약하여 표시하였다. 이 Table 2에서 기존 팬의 회전수가 상대적으로 작은 이유는 본 연구에 사용되는 풍동의 유량 범위가 2CMM (Cubic Meter per Minute)이므로 이를 만족하는 범위 내에서 운전하기 위한 시스템의 회전수를 제한하였다[7].

이와 같은 목적을 달성하기 위해 축류 팬의 날개의 유입각 및 비틀림 각을 개선하였고 그 형상에 있어서도 날개의 선단을 T. Fukano[1-2]의 의견대로 부분적으로 확장하여 그 소음을 저감시키기 위해 노력하였다. 이러한 노력의 결과로 Fig. 6와 같은 유량 대비 풍압(유체 정압)의 곡선을 얻었으며 그 결과 신작 팬의 성능이 다소 우월한 것으로 판명되었다. 이처럼 유동의 유량

원인 유체 기계의 성능은 설계자의 노력에 의해 어느 정도까지는 개선될 수 있음이 확인되었다.

유사하게 두 종의 모델 팬에 대한 성능 평가에서도 그 유체 역학적 성능이 팬의 회전수에 크게 의존됨이 확인되었다.

Table. 2 Performance of test fans

	외경 (mm)	Hub직경 (mm)	날개수	회전수(RPM)	
Running	150	45	6	830	
시료1	108.5	24.5	4	1360	1800
시료2	110	25	4	1360	1800
Mock-up	110	25	4	1360	1800

2.4 공역학적 성능 분석

유동장에 나타나는 팬의 성능 중 다른 중요한 인자인 소음의 정도도 측정되었다. 소음 실험은 Background noise(압소음)가 14.3dB(A), Cut-off frequency는 125Hz이며, 흡음재로는 200x200x680L 크기의 Polyester Based Urethane 로 구성된 완전 무향실에서 실시하였다. 앞선 모터의 성능실험과 팬 단품의 소음실험의 결과로부터 시료1 모터를 최적의 전동기로 선정하고, 송풍시스템을 구성하였다. 이 전체적인 시스템에 적용하여 소음을 측정하였다. Mock-up의 경우 모터축의 직경이 5mm 이므로 소음엔 다소 불리하지만, 의뢰사의 기존 모터에 장착해서 실험하였다. 소음 실험의 결과는 Table 3에 요약되어있다. Table 3에서는 mock-up, 시료1, 2 팬의 회전수는 2060rpm 이고, 기존 팬은 정격 회전수인 1360rpm 으로 회전시킨 결과이다. 실험 결과 mock-up 이 기존 팬 보다 소음이 우수한 반면에 시료 1, 2 팬보다는 다소 높은 수치를 나타냈다. 이 같은 결과는 우선 모터 자체소음에서 차이가 있고, 높은 풍량과 정압으로 인한 유동 소음이 원인이다. 또한 mock-up은 양산되는 시제품 보다 소음이 다소 높게 나타난다.

Table 3 Noise level of fans, motors and assembly system

	Only motor	With fan	Applied model	
			front	back
Running fan (running motor)	26.2	35.8	33.2	38.3
Mock-up fan (running motor)	26.2	29.8	28.5	31.8
model #1 fan (model #1 motor)	25	26.6	26.2	30.4
model #2 fan (model #1 motor)	25	28.3	26.9	30.6

3. 결론

성능실험, 소음실험과 유동가시화 실험을 통하여 의뢰사의 요구에 맞는 소형 축류 팬을 개발할 수 있었다. Hot-wire를 이용한 실험을 통해 흡입에 의한 냉각방식보다, 토출에 의한 냉각방식이 응축기에 미치는 유속의 크기 및 분포에서 우수하다는 것을 알았고, 또한 응축기와 팬의 간격이 작을수록 토출 유동에 의한 냉각 효과가 우수할 것이라는 것을 입증하였다.

팬 성능 실험 장치를 이용한 풍량 및 정압 실험을 통해 기존 팬, 시료 팬들과 mock-up의 성능을 비교하였다. Mock-up은 기존 팬에 비해 풍량은 적지만 정압이 높게 설계 되었고, 직경이 같은 시료 팬들보다 동일 회전수에서 풍량과 정압이 높게 측정되었다. Mock-up은 시료들에 비해 다소 소음이 높지만, 의뢰사의 요구에 충족되는 수준이다.

PIV를 이용해서 set 내부의 유동을 확인하였는데 기존팬의 경우 와류 및 역류현상이 발생되지 않는 반면에, 팬 직경이 작은 시료 팬들의 경우 와류와 역류현상이 발생함을 확인하였다. 이는 팬이 응축기와 압축기의 정 중앙에 위치하지 못했고, 팬 직경이 작아서 토출유동이 응축기와 압축기 사이의 전 영역에 고르게 미치지 못하기 때문이다. 또한 압축기의 좌우 형상이 동일하지 않은 것도 이유가 될 수 있다. 그러나 그 정도가 미비하고, 소음에도 큰 영향을 미치는 수준이 아니기 때문에 크게 문제시 되지 않는다.

후기

본 연구는 전문대학교 공조기술연구센터의 지원에 의해 수행되었음을 밝히며 이에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] T. Fukano, Kodama, and Y. Takamatsu, Noise generated by low pressure axial flow fans, I : Modelling of turbulent noise, Journal of Sound and Vibration, 50(1997), pp. 63~74.
- [2] T. Fukano, Kodama, and Y. Takamatsu, Noise generated by low pressure axial flow fans, II : Effects of number of blades, chord length and chamber of blade, Journal of Sound and Vibration, 50(1997), pp. 75~88.
- [3] M. Abom and H. Bodena, Note on the Aeroacoustic source character of in duct axial fans, Journal of Sound and Vibration, 186(1995), pp. 589~598.
- [4] M.G.. Beiler, and T. H. Carolus, Computation and Measurement of the Flow in Axia Flow Fans With Skewed Blades, JANUARY1-8121/59, 1999
- [5] ASHRAE, Standars, 1997.
- [6] NI, Lab-View users guide, 1998.
- [7] Weir, Donald, Estimation of the onset of multiple pure tone noise of a fan, 35th Aerospace Sciences Meeting & Exhibit, 1-11, 1997