

유동 저항에 따른 원심팬의 선정

김재원* · 장동희** · 안은영***

Selection of Centrifugal Fan for Flows with Down-Stream Resistance

Jae-Won Kim*, Dong-Hee Jang**, Eun-Young Ahn***

Key Words: Centrifugal Blower(원심송풍기), Fluid Dynamics Performance(유체역학적 성능), PIV(입자영상유속계), Wind Tunnel(풍동)

ABSTRACT

Comprehensive experimental works are carried out for the optimal design of a centrifugal blower adopted in an indoor unit of an air-conditioner. The models for consideration are typical multi-blade turbo blower and limit loaded one, respectively. The main interest lies on the fluid dynamics performance when the blower is installed in the practical system. The methodologies are an experimental estimations with a wind tunnel for blower performance and PIV measurement for the detail flow information. A centrifugal blower with limit loaded fan shows pronounced performances in terms of the flow rate and static pressure rise and the reason is explained by the precise measurement of the flows between blades using PIV. Consequently, it is found that the blower is proper for the flows with a resistance in down stream such as a heat exchanger.

1. 서론

최근 상치형 에어컨은 재료비 절감 및 조립의 편리성, 토출구의 역류발생 저하 등 여러 가지 장점으로 인해 에어컨의 하단 부분 (송풍기 위치 기준) 보다 상단 부분에 열 교환기 (하류 유동 저항으로 작용)가 설치되고 있다⁽¹⁾. 이와 같은 시스템 구조로 인하여 송풍기의 최적 설계가 새롭게 필요한 실정이다. 본 연구는 이와 같은 시스템 구조에 맞는 송풍기의 형상을 포함한 설계를 기존의 장치인 터보팬을 기준으로 송풍기 성능의 비교 및 분석을 통하여 개선 모델을 제시하는데 그 목적이 있다.

공조용 기기의 여러 측면 중에서 에너지 소비 측면을

관찰하면 전체 공조기 사용 에너지의 27.3%를 공기 공급 장치 (air handling units)가 사용하고 있다.⁽²⁾ 이처럼 많은 에너지를 소비하고 있는 공기 공급 장치의 최적 설계는 에너지 사용의 저감뿐만 아니라 소음의 저하를 같이 이룰 수 있기에 공학적인 의의를 갖는다.

본 연구의 내용과 관련된 실험은 일체형 에어컨의 증발기를 통과하여 공조 공기를 공급하는 원심형 송풍기 유동을 만드는 송풍기의 원심팬을 그 대상으로 하였다. 실험에 사용된 원심팬은 외경이 340 mm이고 최대 유량이 분당 약 20 m³ 이하이며 최대 차압 (difference pressure)이 약 43 mmAq. 정도인 팬이다. 이를 기준으로 날개수와 날개의 형상이 변경 가능한 변수로 선정되어 개선 연구가 진행되었다. 이때 날개수와 날개의 형상을 제외한 팬의 기하학적 요소 (팬의 두께, 허브비, 회전 속도, 입구 형상 등)들

* 선문대학교 기계공학부

** 선문대학교 대학원 기계공학과

*** 한밭대학교 멀티미디어학과

책임저자 E-mail : jwk@sunmoon.ac.kr

은 제품의 크기와 제품에서 채용한 전동기의 고유 성능으로 인해 일정하게 유지시켰다. 본 연구에서는 기존에 사용되던 터보형 원심팬과 새롭게 고려되고 있는 리미로드 팬(limit load) 채용 원심 송풍기를 대상으로 그 비교 작업이 수행되었다. 실험에서는 가정용 전원의 인가전압인 220 V를 일정하게 유지하면서 진행하였으므로 해당 모델별 팬의 회전 속도와 소모 전력은 팬의 특성에 따라 다르게 등장 하여 리미로드 팬에서 터보팬에 비해 높은 전력 소모와 그에 따른 높은 팬 회전수가 관찰되었다. 본 연구에서는 크게 두 가지 측면에 관점을 가지고 진행하였다. 우선 날개의 수가 다른 두 팬의 변동 유량 범위에 걸친 성능 특성을 파악하는 것이고, 그 다음으로는 두 가지 형식의 팬의 날개 (blade) 사이의 유동장 속도 분포를 확인하는 것으로 이를 바탕으로 공학적 성능을 평가하였다.

팬의 날개 수 변경을 통한 개선의 근거는 Harada⁽³⁾에 의하면 날개수의 증가가 정압 상승의 요인이라 주장되므로 이를 통해 송풍기에서 발생한 유동이 유동 저항 요소인 증발기를 통과할 양정 발생이 가능하기 때문이다. 반면에 날개 수의 증가는 팬의 무게 증대로 인한 전동기 부하의 증가와 날개의 유한 두께로 인한 원심팬의 토출 면적의 감소가 동반되므로 최적의 값을 찾는 노력이 필요하였다.

날개의 기하학적 형상의 변경은 최적 유량의 산출을 위해 날개 통과 유동의 모습에서 박리를 배제할 날개 형상의 확인에 주력하였다. 이를 통해 유량 변화의 주요 원인을 파악하고자 노력하였다.

2. 실험방법 및 장비

2.1. 실험방법

본 연구는 먼저 4개의 시료 (원심팬)를 제작하였고 사용되는 공조기의 실내기에 장착하여 성능 실험과 정량적 가시화 실험을 수행하였다. 4개의 시료는 날개수가 각각 9개와 11개인 원심형 터보팬과 리미로드 팬을 제작하였다. 날개의 수를 두 가지의 경우로 줄인 이유는 Harada⁽³⁾의 보고에 따라 최적의 날개수가 8개에서 12개로 제안되었기 때문이다. 그 보고를 바탕으로 본 연구에서는 9개와 11개의 날개를 갖는 팬을 준비하여 실험적 연구를 수행하였다. Table 1은 모델로 사용된 4가지 팬의 기하학적 제원을 나타내고 있다.

Table 1 Details of model fans

Fan type Variables		Turbo fan		Limit loaded fan	
Blade	Number	9	11	9	11
	Inlet angle	80 Deg.	80 Deg.	80 Deg.	80 Deg.
	Outlet angle	30 Deg.	30 Deg.	40 Deg.	40 Deg.
Inner diameter		198 mm		198 mm	
Outer diameter		340 mm		340 mm	

풍동을 이용하여 유량과 정압 상승량을 측정하였으며 이를 통해 성능곡선과 효율곡선을 구하였다. 각 성능 변수는 무차원화를 통하여 각 팬의 성능을 객관적으로 비교할 수 있게 준비하였다.

각 팬의 날개 사이의 공간에서의 유동 특성을 파악하기 위하여 PIV를 이용하여 날개 사이의 유동과 압력면에서 박리가 일어나는지 파악하였다.

2.2. 실험장비

연구에 사용된 기법은 성능 확인을 위해 풍동 실험을 수행하였고 유동장의 관찰 및 측정을 위해 영상 유속 측정 장치를 사용하였다.

Figure 1은 원심팬의 풍량 및 정압을 측정하기 위한 장비로써 미국 공조 학회 규정에 따라 설계된 장비이다. 먼저 팬으로부터 토출된 정압 증가량 (static pressure rise)을 측정하는 정압실 (chamber)과 압력 차이를 이용하여 유량 (volumetric flow rate)을 산출하는 노즐 평판 그리고 풍동의 후단의 보조 유

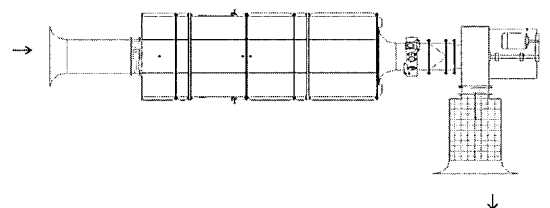


Fig. 1 Fan tester

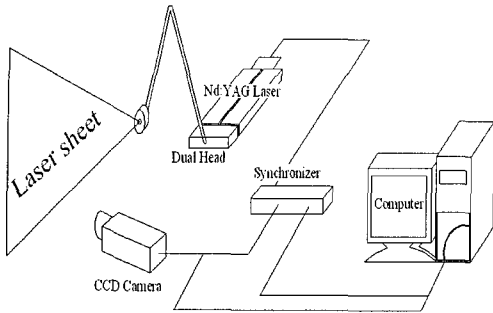


Fig. 2 Schematic diagram of PIV system

량제어용 댐퍼와 보조송풍기, 시험팬 구동부, 측정 장치로 구성 되어있다. 노즐은 유량 측정 범위에 따라 그 직경이 50 mm, 50.2 mm, 74.9 mm, 75.1 mm, 104.9 mm이며 그에 따른 측정 가능 유량 범위는 노즐 개방의 조합에 의해 10~50 CMM (Cubic Meter per Minute)까지 측정이 가능하다.

입자 영상 유속계를 이용한 원심팬 날개 사이의 유동장에 대한 실험적 연구가 병행되었다. 입자 영상 유속계는 광원으로 출력이 50 mJ인 Nd-YAG 펄스 레이저를 사용하였고, 입자의 추적, 입자의 생성은 올리브 오일에 고압을 인가하여 대기압과의 압력차에 의해 생성되는 올리브 오일의 액적을 사용하였다. 실험에서 사용된 영상 획득 장치는 해상도가 1,024×1,024의 화소인 CCD Camera가 사용되었다. 영상유속계를 사용하여 유속의 측정시 사용된 올리브 액적의 직경은 약 0.5 μm으로 이는 공기를 작동유체로 하는 실험에 적합한 밀도를 가지고 있어 액적의 무게가 유동장에 교란을 가하지 않는다고 판단되었다⁽⁵⁾. Fig. 2는 입자 영상 유속계의 시스템 구성도를 나타낸 것이다.

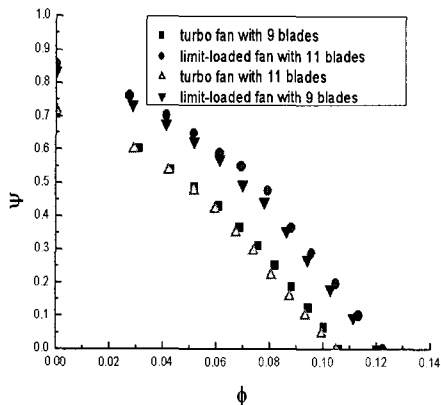


Fig. 3 Comparison of performances for models

3. 결과 및 유동장 분석

3.1. 실험결과

각 송풍기의 성능 및 효율을 비교하기 위하여 무차원화를 위한 다음과 같은 식을 사용하였다.

$$\text{유량계수, } \phi = \frac{4Q}{\pi(D_o^2 - D_h^2)U} \quad (1)$$

$$\text{압력계수, } \psi = \frac{2P_s}{\rho U^2} \quad (2)$$

$$\text{시스템 효율, } \eta = \frac{QP_s}{W} \quad (3)$$

위의 식에서 Q, P_s, U, W는 각각 유량, 정압 상승량, 팬의 원주 속도, 시스템에 인가되어 소비된 전력을 나타낸다. 팬의 기하학적 특성인 외경과 허브(hub) 직경은 각각 D_o와 D_h로 표기하였다. 따라서 본 실험에서 측정되는 시스템 효율은 송풍 시스템 전체가 소비한 전기 에너지에 대한 송풍기가 생산한 유효일을 유량과 정압 상승의 적으로 표시한 것이다.

실험 모델인 각 원심팬은 동일한 스크롤 케이싱에 장착되어 공조기의 실내기에 장착된 후 풍동에 설치되어 유량 대비 압력 상승의 값이 측정 되었다. Figs. 3과 4는 유량 대비 정압 상승의 정도와 각 유량에 따른 효율의 값을 표시하고 있다. 동일 전압 인가 조건에서 리미트로드 팬이 높은 유량을 보이고 있으며 이는

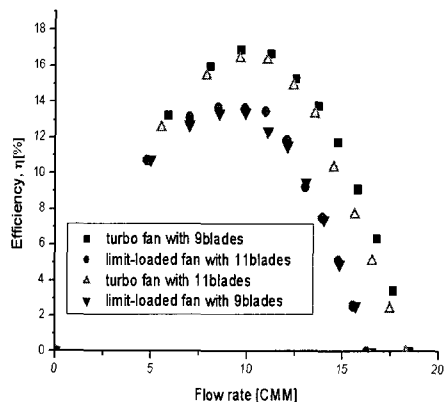


Fig. 4 Comparison of overall efficiency for models

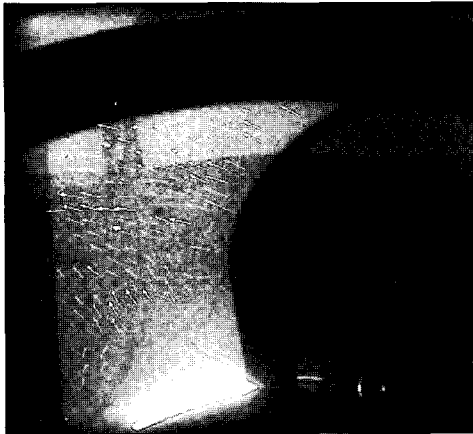


Fig. 5 Velocity vectors between blades for PIV measurements

동일 입력 전압에 비해 리미트로드 팬에서 높은 회전수가 관찰되므로 설명될 수 있다. 반면에 효율을 살펴보면 터보팬에서 우수한 최고 효율이 관찰되는데, 그 이유는 효율의 기준이 소비 전력을 기준으로 하였기에 높은 효율이 터보팬에서 발견되는 것이다. 따라서 가정용 전원 조건을 기준으로 한 평가에서는 높은 유량의 측면에서는 리미트로드가 우수하나 효율의 측면에서는 터보팬이 우수한 것으로 확인되었다. 또한 동일 형상의 리미트로드 팬에 대해서는 일정범위 내에서 날개수가 많은 경우가 항상 우수한 유량과 압력 상승, 그리고 효율을 보이고 있는데 그 이유는 Iizuka 등⁽⁶⁾의 주장과 같이 원심팬의 날개 수는 일정 수준에 이를 때까지는 압력 상승을 보장하기 때문이며 본 실험 조건에서와 같이 송풍기 출구에 유동 저항의 증발기가 존재하는 경우에는 일정범위 내에서 많은 날개의 수에서 우수한 유체역학적 성능이 확인되는 것이 당연하다.

3.2. 유동장 분석

다음의 유동 형태는 각 형태의 팬에 대한 날개와 날개 사이의 유동 형태를 보이고 있다. 유동장의 획득은 날개의 회전수와 동기된 입자영상유속계의 작동을 통해 날개와 날개 사이의 유동을 확인하고 이를 통해 순시 속도를 구할 수 있었다. 순시 속도의 모습은 팬의 종류별, 날개 수별, 그리고 압력면과 흡입면(suction surface)에서 관찰하였다.

PIV를 이용하여 확인한 대표적인 유동장을 Fig. 5에 보인다. Fig. 5의 유동장을 살펴보면 반시계 방향으로 회전하는 날개의 움직임에 의하여 축 방향으로

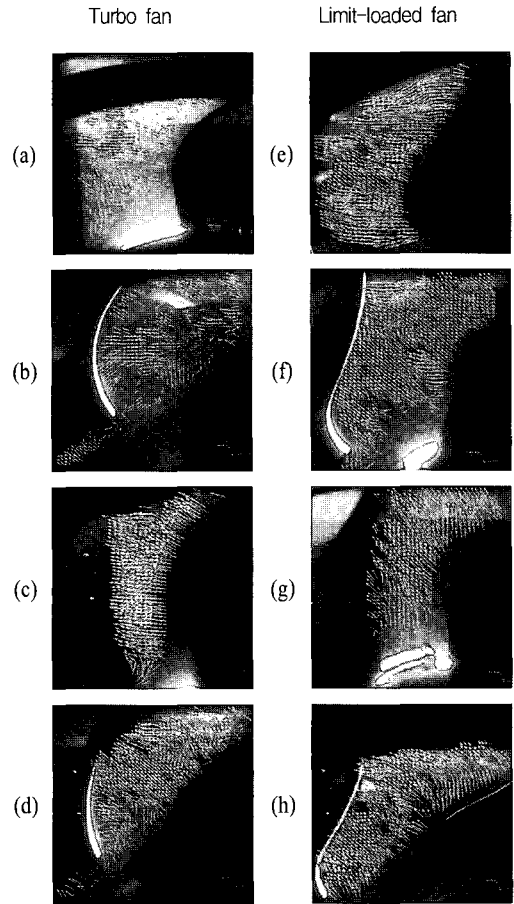


Fig. 6 Plots of velocity vectors between blades of turbo fan and limit-loaded fan with 9 blades (a, b, e, f) and 11 blades (c, d, g, h), respectively.

유입된 유동이 날개와 날개 사이를 통과하여 반경 방향으로 토출되고 있다. 유동장의 확인이 공조기 장치 내부에 설치된 송풍기에 의한 유동이므로 다양한 영상의 획득이 제한적이었고 단지, 팬의 슈라우드(shroud)와 날개 주변의 유동에 대한 유동장 확인만이 가능하였다. 속도 벡터의 모습과 더불어 PIV 이용 유속 측정에 필요한 가시화 입자로 사용된 오일 액적이 분포되어있는 모습이 Fig. 5에서 확인된다.

Figure 6은 반시계 방향으로 회전하는 팬의 날개 사이의 유동을 시간 평균을 취하여 얻어진 것을 분석한 속도장으로 (a)~(d)는 터보팬에 대한 유동을, (e)~(h)는 리미트로드 팬에서의 유동을 보이고 있다. 순서대로 속도 벡터의 모습을 설명하면 압력면에서의 유동은 Fig. 6의 (a), (c), (e), (g)에서 확인할 수

있고 흡입면에서의 유동은 Fig. 6의 (b), (d), (f), (h)에서 보이고 있다. 속도장의 비교에서 알 수 있듯이 터보팬에서의 유동에 비해 리미트로드 팬에서의 유동이 더욱 활발하며 (속도의 크기가 크며), 터보팬의 경우에는 날개의 수가 늘어남에 따라 유동이 활발해짐을 확인할 수 있었다. 이 비교에서 가장 두드러진 특징은 터보팬과 리미트로드 팬의 흡입면에서 유동 형태의 차이이다. 리미트로드 팬의 경우 흡입면과 압력면상에서의 유동의 특징이 큰 차이가 없는데 반해, 터보팬의 경우 압력면에서 안정된 유동장이 흡입면에서 와류의 형태로 나타나고 있음이 확인되었다 (Fig. 6의 (b)와 (d) 참조). 이와 같은 이상 유동의 등장은 날개의 설치각과 날개로 유입되는 유속을 기준으로 한 레이놀드의 수 (Reynolds number)가 적절하지 못해 발생하는 역방향 압력 구배 (reverse pressure gradient)의 존재로 발생한다고 판단된다⁽⁷⁾. 이와 같은 주장을 설명할 수 있는 다른 물리현상은 동일한 터보팬에서도 날개의 수가 적은 경우 그 와동의 정도가 더 두드러진다는 것이다. 이는 날개 수가 적은 경우 토출 유동의 유로 단면적이 넓어지므로 유동장에 역방향 압력 구배가 등장한 요인이 증가되기 때문이라고 설명할 수 있다. 결과적으로 두 종류 팬의 유동장 분석을 통해 리미트로드 팬에서 유량의 개선이 터보팬에 비해 우월하게 이루어졌다는 것이 설명되었다.

4. 결론

본 연구를 통해 가정용 공조기에 채택되는 공기공급 장치의 최적화에 관한 연구가 수행되었다. 특히, 가정용 실내 공조기라는 한계로 인해 기하학적 크기의 제한과 입력 전압 일정의 제한 조건을 기반으로 최적의 팬 형상과 날개 수에 대한 비교 실험과 이를 설명할 유동장의 세밀한 조사가 날개와 날개 사이의 유동 해석이 수행되었다. 거시적 관점의 유체역학적 성능의 우수성은 11개의 날개를 가진 리미트로드 팬 장착 송풍장치에서 확인되었다. 반면에 송풍장치에 투입된 전력 (electric power) 대비 유체역학적 일을 기준한 효율은 터보팬에서 우수하게 등장하여 리미트로드 팬이 터보팬에 비해 많은 유체역학적 일을 수행하지만 그 효율은 낮은 것으로 확인되었다. 또한 그와 같은 이유는 터보팬의 경우 흡입면 근처에서 날개 수에 따른 구별 없이 와류 유동 (circulating flows)이 발견되어 터

보팬에서의 토출 유량이 낮은 이유가 설명될 수 있었다. 결론적으로 본 연구에서는 거시적 관점의 팬 성능 차이를 유동장의 세부 분석을 통해 설명하고 확인할 수 있었으며 이를 바탕으로 특정한 입력 전압 고정 조건 (220 V)에서 직경 340 mm 정도의 원심형 송풍팬을 채용하여 하류의 증발기를 거쳐 공기 공급을 할 경우 리미트로드 팬이 유용함이 확인되었다.

후 기

본 연구는 공조기술연구센터 (RRC-ACCT)의 지원으로 수행되었음을 밝힙니다.

참고문헌

- (1) Hemant Kale, 2004, "Considerations in Designing Next Generation finned, Copper, Tube Heat Exchangers," Appliance magazine, October, pp. 1~5.
- (2) Kim, J. W. and Jeong, Y. Y, 2000, "Performance and Flow Characteristics of Axial Fan," Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 12, No 11, pp. 972~ 981.
- (3) Harada, S., 1999, Fluid Machinery, Asakura Publishing Company, pp. 174~ 179.
- (4) ASHRAE Standards, 1975, "Laboratory Methods of Testing Fans for Rating Purposes," ASHRAE, I, 54~75, I, pp. 1~57.
- (5) TSI, 2003, Insight 5.5 - Particle Image Velocimetry User Manual.
- (6) Iizuka, T., Nomura, T., Ishima, T., Obokata, T., Suzuki, T., and Shimizu, J., 2002, "Measurements of Flow around a Cooling Fan Rotor in the Duct by Means of PIV and LDA," Visualization Society of Japan, Vol. 22, SUP. 1 pp. 401~404.
- (7) Choudhuri, P. Ghosh, and Knight, D. D., 1994, "Two-Dimensional Unsteady Leading-Edge Separation on a Pitching Airfoil," AIAA Journal, Vol. 32, No. 4, pp. 673~681.