

## 열교환기가 공기조화용 터보팬의 성능에 미치는 영향에 대한 실험적 연구

장승용\*, 남임우\*\*, 주원구\*\*\*, 조강래\*\*\*\*

### An Experimental Study on the Effect of heat exchanger on turbo fan for air conditioning

Seung-Yong Chang\*, Leem-Woo Nam\*\*, Won-Gu Joo\*\*\*, Kang-Rae Cho\*\*\*\*

**Key Words :** Turbo Fan(터보팬), Heat Exchanger(열교환기), Total Pressure Loss(총압손실)

#### Abstract

Turbo-fan for ceiling cassette type air conditioner doesn't operate in general volute. It is operated by porous material, heat exchanger. Heat exchanger increases resistance of air conditioning system and disturbs exit-flow of impeller. Therefore it has some influences on impeller capacity. In this study, we want to know that influence of exchanger on impeller capacity for ceiling cassette type air conditioner. To research, we made circular case that didn't have asymmetric part unlike rectangular case. With and without heat exchanger we measured total pressure and static pressure of impeller and three-dimensional rear flow field. From the result, a turbo fan, installed in the 35mm back of fan and operated in heat exchanger, experienced 2%~5% total pressure loss over all flow rate. With heat exchanger impeller efficiency decrease as flow rate decrease when flow rate coefficient was below 0.18. Especially when flow rate coefficient was below 0.12, there was 20%~30% decrease of impeller efficiency.

#### 1. 서론

최근 들어 냉동공조시스템이 중앙공급식에서 개별공조로 많이 전환되고 있어 대형 Fan을 사용하던 시스템이 개별공조의 하나인 멀티시스템으로 바뀌면서 실내의 내부공간을 최대한으로 사용하기 위하여 냉난방기를 천장에 매립하거나 카세트 형식의 유니트를 천장에 부착하는 유니트의 응용이 확장되고 있고 반도체의 클린룸에 설치되는 팬필터 유니트의 고효율, 저소음의 요구가 증대되고 있으며 공조기의 형식도 저정압용을 필요로 하는 경우 종전의 Fan보다 보류트케이싱이 없는 Turbo Fan을 채용하는 경향을 띄고 있다. 이러한 보류트케이싱이 없는 Turbo Fan은 임펠러 출구에서 토출된 공기는 균일한 유동속도를 갖는 특성이 있지만, Plenum내에서 구성부품에 따라 유동특성이 달라지기 때문에 손실이 예상되며 출구 측에 작용하는 정압에 따라 날개출구에서의 유동특성이 변화된다. 천정카세트형 에어컨 내부에서는 Turbo Fan을 둘러싸고 있는 fin과 coil형 열교환기 입구에서 fin과 fin 사이의 공기통로로 바로 유출되지 못하고 일정한 시간 동안 정체를 이루게 되어 Turbo Fan의 출구유동에 영향을 주게 된다.

본 연구에서의 목적은 천정 카세트형 에어컨을 대상으로, 사각형 케이스의 비대칭을 없앤 원형 케이스를 제작하여 동일한

구조로 구성을 하고, 열교환기가 있을 경우와 열교환기가 없을 경우에 대하여 임펠러의 총압, 정압특성과 후방 3차원유동장의 측정하여 열교환기가 임펠러의 성능에 미치는 영향을 알아보았다.

#### 2. 실험장치 및 실험방법

##### 2.1 실험장치

본 연구에서는 원형케이싱 실험장치를 Fig. 2 과 같이 제작하여 수행하였다. Turbo Fan은 형상은 Fig.1과 같으며, 직경은 282mm, 출구폭은 81mm이다. 날개의 수는 13개로 설계하여 피치 각은 27.69°로 하였으며 회전차의 형태는 회전방향에 대해 후방으로 설치되어 있는 뒷보기(backward curved)형 에어포일 형식이다.

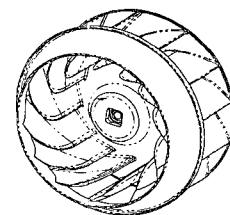
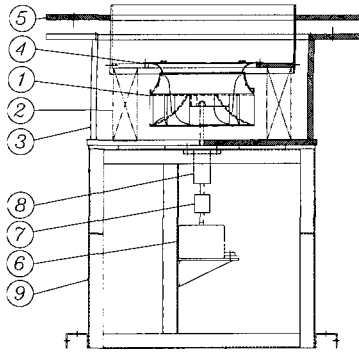


Fig. 1 Test Turbo Fan

\* 연세대학교 대학원, icarus73@daum.net  
\*\* (주)센추리 기술연구소, namwoo@ecentury.co.kr  
\*\*\* 연세대학교 기계공학과, joo\_wg@yonsei.ac.kr  
\*\*\*\* 연세대학교 기계공학과, krcho@yonsei.ac.kr



- ① Turbo Fan    ② Heat Exchanger    ③ Circular Case
- ④ Bell Mouth    ⑤ Disk Damper    ⑥ AC-Motor
- ⑦ Coupling    ⑧ Bearing Ass'y    ⑨ Bed

Fig. 2 Test Rig Layout

Turbo Fan의 35mm 후방에 열교환기가 설치되며 fin의 배열은 팬의 중심을 향하고 있고, coil은 3단으로 구성되어 있다. 팬 입구에 Bell Mouth에 설치하여 안정적인 입구유동을 유도하였고, 인버터로 회전수가 제어되는 모터를 설치하였다.

## 2.2 실험방법

본 연구에서는 5공 피토관(5-holes pitot tube)을 이용하여 수행하였다. 5공 피토관은 Fig. 3에서 보는 바와 같이 중앙에 1개의 구멍과 좌우대칭 2개, 상하대칭으로 2개의 구멍이 있다. 속도와 각도를 알고 있는 유동장내에 5공 피토관을 설치하고, 그 위치에서의 유동속도  $V$ 와 피토관이 이루는 2개의 각, 요우각(yaw angle,  $\alpha$ )과 피치각(pitch angle,  $\delta$ )의 조합에 대하여 5개 구멍의 압력을 측정하여 검정곡선을 완성한다. 그 다음에 측정하고자 하는 유동장에 5공 피토관을 위치시켜 5개 구멍의 각 압력을 측정하게되면 검정곡선으로부터 유동방향과 크기를 알아낼 수 있는 것이 5공 피토관의 측정원리이다. 검정곡선을 구하는 방법에는 여러 가지가 있으나 본 연구에서는 검정이 용이하고 속도, 각도의 역산이 비교적 정확한 Matsunaga<sup>[4]</sup> 등이 제시한 5공 피토관의 형상 및 numbering system과 notation을 Fig. 4.에 제시하였다.

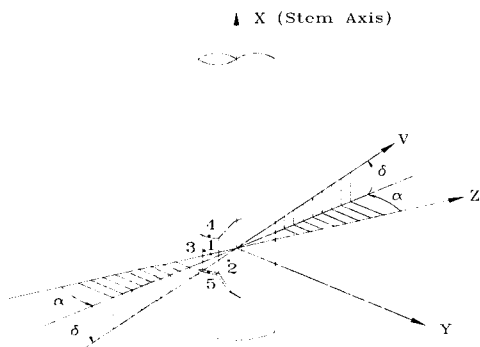


Fig. 3 5-hole pitot tube configuration and coordinate system

United electric controls 사의 DA125 5공 피토관을 이용하였

고, Scanivalve사의 DP10301 스캐니밸브를 이용하여 압력을 전압 신호로 변환하였으며, 10000개의 데이터를 평균하였다. 임펠러 출구에서 압력장과 유동장은 원주방향으로 360 지점의 임펠러 끝단에서 반경방향으로 5mm 떨어진 지점에 스펀방향으로 9mm 간격으로 9개 점을 5공 피토관을 이용하여 700, 900, 1100 rpm 3 가지 회전수에 대하여 유량을 변화시켜 가면서 측정하였다. 원형케이스의 시스템 압력특성을 알아보기 위해 Fig. 3.2에 보는 바와 같이 케이스 출구에 2개점을 측정하여 평균하였다.

입구 유량의 측정은 가노막스(Kanomax)사의 1형 열선을 이용하여 측정하여 면적 평균을 이용하여 산출하였다.

5공 피토관을 다음 측정 위치로 이송하기 위하여, 2개의 스테핑 모터를 이용하여 자체 제작한 2차원 이송장치를 사용하였고, 다른 하나의 스테핑 모터를 사용하여, 센서의 회전을 제어할 수 있도록 하였다. 각 모터의 제어는 Motion Controller와 구동 드라이버 (Power Drive)을 사용하여 컴퓨터로 제어한다.

데이터 취득과 동시에 스테핑 모터를 제어할 수 있도록, Labview라는 그래픽 언어 프로그램을 이용하여 프로그램으로 하였다.

## 3. 결과 및 고찰

### 3.1 성능곡선변화

원주방향으로 성능변화를 알아보기 위해 유량계수와 정압계수, 총압계수를 아래의 식에 의해 정의하였다.

$$\phi = \frac{Q}{60\pi DBU_{tip}^2} \quad (1)$$

$$Cp_{st} = \frac{P - P_1}{1/2 \rho U_2^2} \quad (2)$$

$$Cp_{tot} = \frac{P_o - P_{st}}{1/2 \rho U_2^2} \quad (3)$$

원주방향으로 360°지점의 임펠러 출구에서 압력을 측정하였다. 열교환기 유무와 관계 없이 일정 유량 이하에서는 유량이 진동하면서 불안정해지는 서징 영역이 존재하였다. 700rpm에서는  $\phi=0.0635$ , 900rpm에서는  $\phi=0.0658$ , 1100rpm에서는  $\phi=0.0633$  이하의 저유량에서 서징이 발생하였다. 하지만, 이러한 서징현상은 Turbo Fan의 작동 유량범위에 훨씬 못 미치는 유량영역에서 발생하고 있으며, 비정상 유동현상 대해서는 관심사항이 아니므로 언급하지 않도록 하겠다.

Fig. 4 는 무차원화된 정압성능이며 유량계수가 0.1 이상 범위의 유량에서는 모든 회전수에 대하여 열교환기 없을 경우보다 정압상승이 저하된다. 하지만, 유량계수 0.1 이하의 유량에서는 오히려 열교환기를 장착한 경우의 정압상승량이 더 높게 나타나고 있음을 볼 수 있다. 결국 열교환기의 영향으로 열교환기가 없을 경우에 비해 정압상승이 저하되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 5 은 무차원화된 총압성능을 나타내었다. 각각의 회전속도에 대해서 상사성이 잘 성립하고 있음을 알 수 있다. 입구유동에 예선회유동이 없다고 가정했을 때 Euler식에 의한 입구에서 총압이 출구에서 그대로 유지되지 못하고, 출구의 접선방향속도의 불균일과 정압의 강하로 인하여 저하되고 된다. 에어컨의 실제 작동점인  $\phi=0.198$ 에서는 총압성능이 0.02, 작동점 이하 범

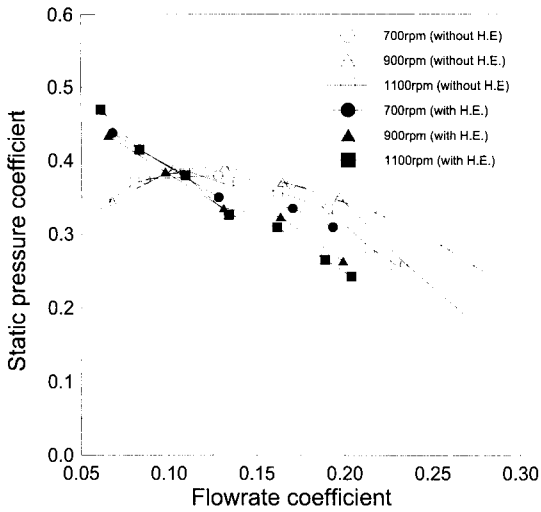


Fig. 4 Variations of static pressure at impeller exit

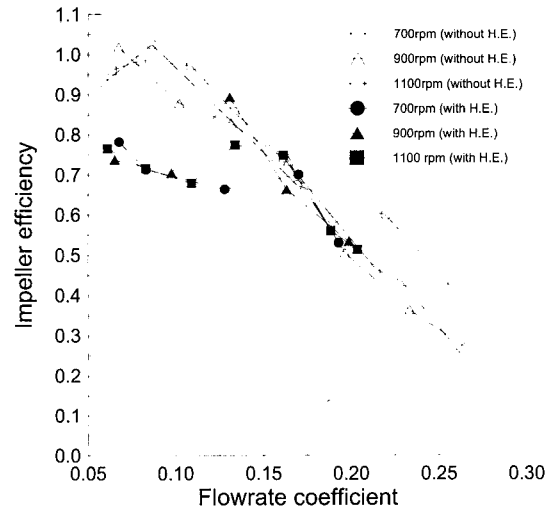


Fig. 6 Variations of impeller efficiency

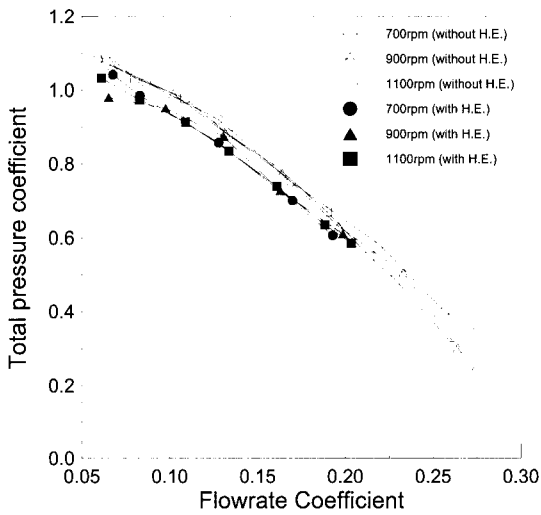


Fig. 5 Variations of total pressure at impeller exit

위에서는 약 0.05의 성능저하가 발생되고 있다. 열교환기가 장착되어 있는 경우의 총압상승량은 열교환기가 없을 경우의 총압상승량과 비교해서 3%~5% 총합성능저하를 보여준다.

### 3.2 임펠러 효율의 변화

임펠러에서 유체로 전달 할 수 있는 각운동량은 점성손실이 없다면 모두 유체의 총압으로 환원될 것이다. 각운동량은 임펠러가 유체에 공기역학적 일이된다. 그러나, 실제유동에서는 손실이 있으므로 각운동량과 유체의 실제총압상승량을 비교한 것이 임펠러효율이며 임펠러 입구에서 예선회가 없다는 가정하에 4.9식에 정의 될 수 있다.

$$\eta_{imp} = \frac{\Delta P_{tot}}{\rho U_{tip} V_t} \quad (4)$$

Fig. 6은 열교환기의 유무에 따른 임펠러효율을 도시한 것이다. 실제 에어컨의 작동범위라고 할 수 있는 유량계수 0.18 이상에서는 열교환기 있는 경우와 없는 경우에서 임펠러 효율이 거

의 유사하지만, 0.18 이하의 범위에서는 유량이 줄어들수록 열교환기 있는 경우의 임펠러 효율은 낮아지는 것을 알 수 있다. 특히 유량계수 0.12 이하에서는 열교환기 없는 경우에 비해 열교환기 있는 경우에서 없는 경우와 비교할 때 20%~30%의 효율저하가 일어나고 있다.

### 3.3 열교환기에 의한 총압손실

원형케이스 내부에 열교환기가 존재로 인해 발생하는 손실을 파악하기 위하여 열교환기가 없을 경우의 임펠러 출구의 총압에서 열교환기를 장착한 경우의 원형 시스템 출구의 총압을 빼면 순수하게 열교환기로 인한 총압의 손실을 알 수 있다. Fig. 7에서 보는 바와 같이 열교환기의 내부를 지나면서 생기는 손실은 통과하는 속도가 증가함에 따라 증가하게 된다. 700rpm에서 1100rpm으로 시스템 내부의 속도가 증가함에 따라 발생하는 총압손실도 증가함을 알 수 있다. 이러한 총압손실의 원인은 정압강하에 의한 것이다.

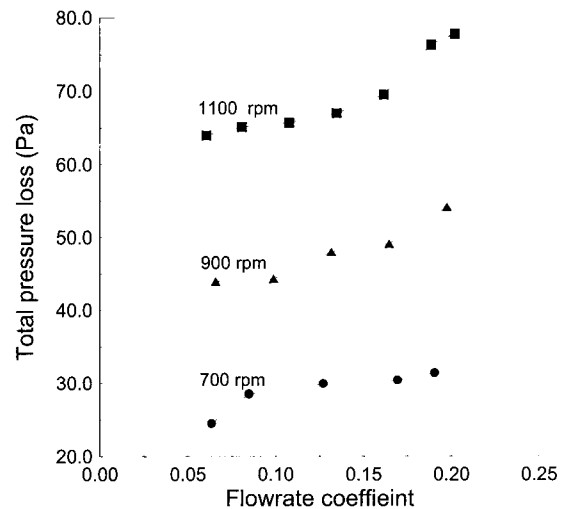


Fig. 7 Variations of total pressure loss by heat exchanger

#### 4. 결 론

본 연구에서는 천정카세트형 에어컨에 장착된 Turbo Fan에 대하여 열교환기로 인한 임펠러 성능 변화를 알아보기 위한 실험을 수행하였다. 원형케이스에 대하여 열교환기가 있는 경우와 없는 경우로 나누어 실험을 수행하였고, 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

1. 팬의 35mm 후방에 장착된 열교환기 내부에서 작동하는 Plenum Fan은 전 유량범위에 변화에 걸쳐 열교환기 없는 경우와 비교할 때, 손실이 증대되며 2%~5%의 총압손실이 발생된다.

2. 임펠러 효율은  $\phi=0.18$  이하의 범위에서는 유량이 줄어들수록 열교환기 있는 경우에 낮아지며, 특히 유량계수  $\phi=0.12$  이하에서는 20%~30%의 효율저하가 일어난다.

#### 참고문헌

- [1] D. Raj, W.B. Swim., 1981, "Measurements of the Mean Flow Velocity and Velocity Fluctuations at the Exit of an FC Centrifugal Fan," *ASME Journal of Engineering for Power*, April 1981, Vol. 103, pp. 393-399
- [2] G. Cau, N. Mandas, G. Manfrida, F. Nurzia, 1987, "Measurements of Primary and Secondary Flows in an Industrial Forward-Curved Centrifugal Fan," *ASME Journal of Fluids Engineering*, December 1987, Vol. 109, pp. 353-358
- [3] Charles W. Coward., 1997, " Unhoused(Plug/Plenum) Fans: Is Their Performance Predictable?," *ASHRAE Journal*, October 1997, pp. 71-76
- [4] S.Matsunaga, et.al., "Measurement of instantaneous pressure and velocity in nonsteady three-dimensional water flow by means of a combined five-hole probe", *Tras. of the ASME*, Vol.102, pp 196-202, june, 1980