

## 수치해석적 기법을 이용한 횡류팬 성능 평가

김동원\* · 이준화\*\* · 박성관\*\* · 김윤제\*\*\*

### Performance Estimation of Cross-Flow Fan by Numerical Method

D.-W. Kim\*, J.-H. Lee\*\*, S.-K. Park\*\*, Youn-J. Kim\*\*\*

*Key Words* : Cross-flow Fan (횡류팬), Performance Characteristics (성능 특성), Impeller (임펠러), Stabilizer (스테빌라이저), Rearguider (리어가이더)

#### ABSTRACT

A cross-flow fan is widely used on many industrial fields: a blower for the general industry, mining industry, automobile and home appliances. The design point of the cross-flow fan is generally chosen by based on the region within low static pressure and high flow rate. It relatively makes high dynamic pressure at low speed because a working fluid passes through an impeller blade twice. However, it has low static pressure efficiency between 30% and 40% because of relative high impact loss. Recently, in the air-conditioning systems, the operating behaviors at the off-design points are highly regarded to broaden the application area for various air-cooling loads. Especially, at the low flow rate, there exists a rapid pressure head reduction, a noise increase and an irregular flow against a rearquider as a scroll of centrifugal fan. Numerical analyses are carried out for cross-flow fan including the impeller, the rearquider and the stabilizer. Numerical domains are discretized by hexahedral cells. Three-dimensional, unsteady governing equations are solved using FVM, SIMPLE algorithm, sliding grid system and standard  $k-\epsilon$  turbulence model.

#### 1. 서론

횡류팬(cross-flow fan)은 1892년 Mortier에 의하여 처음 고안되었으며 오늘날 많은 산업기기 분야에 사용

\* 성균관대학교 대학원

\*\* 삼성전자 DA총괄 기반기술팀

\*\*\* 성균관대학교 기계공학부

E-mail : yjk@skku.ac.kr

되고 있다. 횡류팬은 임펠러 입·출구각의 구분없이 유체가 날개(blade)를 두 번 통과함으로써 낮은 회전수에서도 높은 동압(dynamic pressure)을 얻을 수 있어 소형, 고품량을 요구하는 공기조화분야에 많이 적용되고 있다. 날개의 충돌 손실이 커서 30~40%의 낮은 정압효율을 보이지만, 원심팬에서 스크롤(scroll) 역할을 하는 리어가이더(rearquider), 스테빌라이저(stabilizer)의 형상과 팬의 성능에 미치는 상호인과 관계가 커서

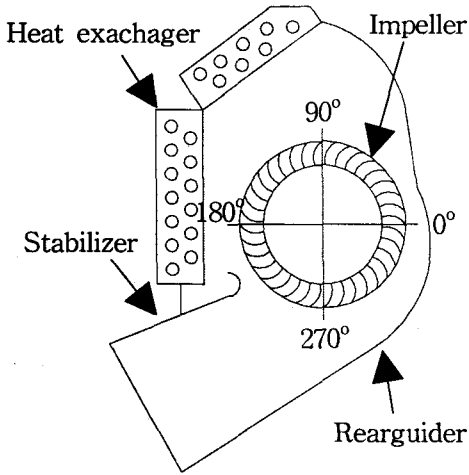


Fig. 1 Schematic diagram of indoor unit of cross-flow fan.

정압(static pressure)-풍량 곡선 및 효율 특성 범위를 다양하게 조절할 수 있는 특징을 갖는다. 또한 그 응용분야가 광범위하여 광산용 등의 산업용 환기팬과 자동차용 환기팬에 사용되어 왔고, 최근에는 에어컨에서도 일반적으로 장착되어 사용되고 있다.

횡류팬은 임펠러, 스테빌라이저와 리어가이더로 구성되며, 에어컨의 경우 증발기를 포함한다 (Fig. 1 참조). 횡류팬 내부의 유동은 임펠러와 스테빌라이저 사이의 역류에 의해 편심와류(eccentric vortex)이 형성되는 특징을 가지며, 설계 변수들 사이의 의존성이 다른 유체 기계보다 크다. 특히, 편심와의 강도 및 위치 제어가 횡류팬의 성능과 직결된다. 그러나 설계 이론이 확립되어 있지 못하고 편심와에 관련하여 상호 영향을 미치는 형상변수가 매우 다양하지만 이에 대한 연구가 미약하다.

연구 방법에 있어서도 이론적 연구보다는 반복적인 실험과 수치해석에 의한 경험적 연구가 주로 이루어져 왔다.<sup>(1)</sup> Eck<sup>(2)</sup>는 횡류팬의 전반적인 이론을 실험을 통해 연구하였고, Yamafuji<sup>(3)</sup>는 횡류팬 임펠러 내부의 유동가시화 실험을 하였다. 그 외 몇몇 국내 연구진들이 횡류팬의 각 요소가 갖는 설계 변수가 성능에 미치는 상호 영향에 대한 연구를 수행한 바 있다.<sup>(4-6)</sup> 임펠러 자체의 설계변수를 변경시키거나, 임펠러와 리어가이더, 임펠러와 스테빌라이저의 연구가 진행되어 횡류팬의 성능은 세가지 구성요소 모두가 서로 상호작용을 하는 것으로 밝혀졌지만, 실제 세가지 설계변수를 유

기적으로 변경시켜가며 수행한 연구 결과는 발표되지 않은 실정이다.

수치해석 분야에서는 Vortex Element Method<sup>(7)</sup>와 최근 터보기계 해석의 도구로서 자주 등장한 전산 유체 공학을 이용한 횡류팬 내부 유동해석에 대한 2차원적 접근이 활발히 보고되고 있다.<sup>(8-9)</sup> 그러나 실험과의 정량적인 비교를 통해 성능 개선을 추구하기보다 사용한 해석 기법의 타당성을 검증하는 차원에서 진행되고 있는 실정이며, 실제 산업현장에서 요구되는 횡류팬에 대한 성능 관련 인자에 대한 이론적 접근이 미약한 상태이다.

본 연구에서는 횡류팬의 스테빌라이저 설치각도와 임펠러 입출구각 변화에 따른 유동 특성 분석을 통하여, 횡류팬 내부의 성능특성을 파악하고자 한다.

## 2. 수치해석방법

### 2.1. 지배방정식

연속방정식과 비정상상태 난류 점성유동의 지배방정식을 Cartesian 텐서 형태로 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + s_i \quad (2)$$

여기서,  $\rho \bar{g}$ 는 메트릭 텐서의 행렬식,  $\bar{u}_{ij}$ 는 응력 텐서,  $s_i$ 는 모멘텀 소스이다.

위와 같은 비선형 지배방정식의 해를 구하기 위해 유한체적법(finite volume method)을 사용하여 이산화하였고, 대류 및 확산항의 처리는 복합도식(hybrid scheme)을 사용하였다. 난류해석을 위하여 벽함수를 이용한 표준  $k-\epsilon$  모델을 사용하였다. 위의 지배방정식을 사용하여 횡류팬 내의 유동이 정상상태에 도달하는 시점까지 수치해석을 수행하였다.

Table 1 Design parameters of cross-flow fan.

|            |                           |
|------------|---------------------------|
| $D_1$      | 95mm                      |
| $D_2$      | 73mm                      |
| $\beta_1$  | $42.6^\circ, 19.3^\circ$  |
| $\beta_2$  | $90.0^\circ, 65.8^\circ$  |
| $\alpha$   | $27^\circ$                |
| $\theta_1$ | $26.5^\circ$              |
| $\theta_2$ | $0^\circ, \pm 18.9^\circ$ |

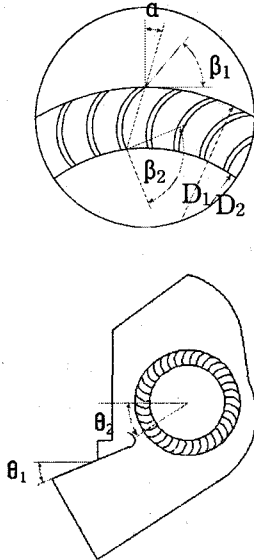


Fig. 2 Configuration of cross-flow fan.

## 2.2. 설계변수 및 격자계구성

횡류팬의 대표적인 설계 변수와 사용된 변수값은 Table 1과 Fig. 2에 나타내었다. 결정된 설계 요소들에 대한 해석을 수행하여, 스테빌라이저 설치각이 유동에 미치는 인자간의 관계를 연구하였다.

본 연구에서는 multi-block 기법을 이용하여 비교적 복잡한 형상을 표현하기 용이하고 회전체의 비정상해석에 있어서도 해석이 정확한 STAR-CD를 이용하여 수치해석을 수행하였다. 격자 생성을 위해 횡류팬의 입구부분 및 스크롤(scroll) 역할을 수행하는 리어가이더(rear-guider)와 스테빌라이저(stabilizer), 그리고 토출부를 형상화하였는데, 이러한 격자 생성은 설계인자의 상호 관계가 큰 횡류팬의 성능을 해석하기 위해 필요하다. 단, 본 논문은 횡류팬 자체의 성능에 대한 연구이므로 일반적 에어컨에 장착된 열교환기 부분은 해석에서 제외하였다. 한편, 유동변화가 급격할 것으로 판단

되는 스테빌라이저와 임펠러, 리어가이더와 임펠러 사이의 간극 부분에 조밀격자(enhanced grid)를 적용하였다. 회전하는 임펠러에 대한 비정상 수치모사를 위해 코드에서 제공되는 미끄럼 격자(sliding grid)를 이용한 해석모듈(event module)을 사용하였다. STAR-CD에서 제공하는 미끄럼 격자는 격자의 형태와 수가 변하는 것이 아니고, 오직 시간에 대한 격자의 위치를 변화시키는 것으로 회전을 모사하는 편리성을 갖고 있다. 격자계는 횡류팬의 2차원적 유동 특성에 맞게 2차원으로 작성하였으며, 전체 격자수는 60,000개를 사용하였다. 격자의 변화에 따른 오차를 최소화하기 위해 80,000개까지 격자를 증가시켰으나 계산값의 변화가 없어서 최적 격자수를 60,000개로 하였다 (Fig. 3 참조).

## 2.3. 경계조건

수치영역의 입구와 출구는 Fig. 3에서 볼 수 있는 것과 같이 압력경계조건 (pressure boundary condition)을 사용하였다. 입출구 모두 대기압조건에 노출되는 횡류팬의 특성상 압력차는 영으로 하였다. 임펠러 내부의 회전영역 격자와 주변의 고정좌표계에 고정된 격자 사이는 접착경계조건을 사용하였으며, 격자가 시간이 경과함에 따라 앞쪽의 격자와 맞물리면서 새로운 영역이 연결되도록 하였다. 벽면에서는 점착조건(no-slip condition)을 사용하였으며, 벽면에 수직인 방향으로의 질량유량은 존재하지 않는 것으로 처리하였다. 또한, 벽 근처에서의 격자수를 줄이기 위해 벽함수를 사용하였다.

## 3. 결과 및 고찰

횡류팬 내부 유동 해석을 위해 비정상 유동 해석

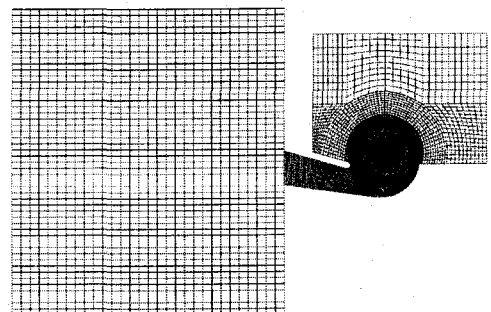


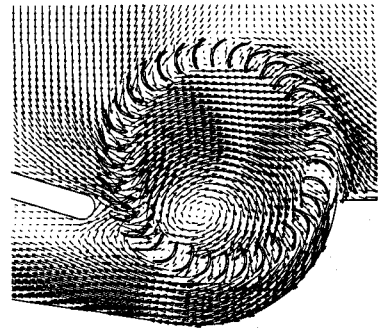
Fig. 3 Grid system of cross-flow fan.

을 수행하였다. 해석 결과는 횡류팬 내부 유동이 정상 상태에 이를 때까지 해석을 수행하여 그때의 결과를 도시하였다. 이러한 해석결과는 Figs. 4에서 7까지 나타내었다. 여기서 Figs. 4-6은 스테빌라이저 설치각( $\theta_2$ )을  $-18.9^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $+18.0^\circ$ 로 변경시켜가면서 해석을 수행한 결과이며, Fig. 7은 스테빌라이저 설치각을  $0^\circ$ 로 하고 임펠러의 입·출구각을 변화시켰을 때의 결과이다.

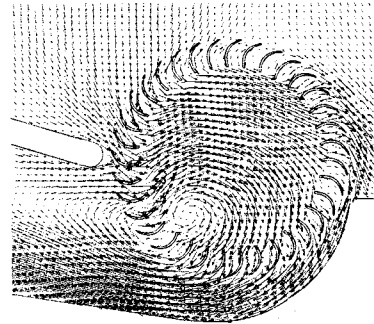
Fig. 4는 횡류팬 작동으로 인해 발생하는 내부 속도 벡터를 나타내고 있다. 먼저 Fig. 4(a)는  $\beta_1$ 이  $19.3^\circ$ ,  $\beta_2$ 가  $65.8^\circ$ 이며,  $\theta_2$ 가  $-18.9^\circ$ 인 경우이며, Fig. 4(b)는  $\theta_2$ 가  $0^\circ$ 이고 다른 설계변수는 (a)의 경우와 동일하다. Fig. 4(c)는 마찬가지로 다른 변수는 동일하고  $\theta_2$ 가  $-18.9^\circ$ 인 경우이다. 세가지 모든 경우에서 횡류팬 내부의 유동 특징인 임펠러와 스테빌라이저 사이의 역류에 의해 편심와류(eccentric vortex)이 형성됨을 알 수 있다. 하지만 설계변수 변화에 따른 편심와의 크기와 위치가 다르게 나타남을 알 수 있다. 특히,  $\theta_2$ 가  $-18.9^\circ$ 인 경우 다른 경우에 비해 상당히 큰 편심와가 스테빌라이저 옆에서 발생하였다. 또한,  $-18.9^\circ$ 와  $0^\circ$ 에서는 임펠러의 오른쪽 반원부( $90^\circ \sim 270^\circ$ )에서 유출 유동이 발생하며 유동중 일부가 입구부로 역류되는 것을 알 수 있다. 반면  $18.9^\circ$ 에서는 유입된 유동이 모두 토출부로 배출되며, 편심와로 인한 순환 유동이 있을 뿐이다. 이러한 현상으로 볼 때 스테빌라이저의 설치각은 횡류팬의 성능 및 토출 유량에 상당히 큰 영향을 주는 것을 알 수 있다. 또한, 이 경우에서 가장 작은 편심와가 발생함을 알 수 있다.

스테빌라이저 시작각 변화에 따른 횡류팬 내부의 이러한 유동은 Fig. 5에서 볼 수 있는 속도 분포를 통해 더 자세히 알 수 있다. Fig. 5(a)의 경우와 같이 편심와가 발생하는 영역은 순환에 의한 저속영역을 알 수 있으며 임펠러의 오른쪽 반원부에서 발생하는 유출 유동은 리어가이더에 의해 분류되어 토출부와 입구부로 분출됨을 알 수 있다. 반면 유입유동은 임펠러의 왼쪽 반원 중  $90^\circ$ 에서  $180^\circ$  근방에서 일어남을 알 수 있다. Fig. 5(b)와 (c)에서 볼 수 있는 것과 같이 편심와의 크기는  $\theta_2$ 가 변함에 따라 작아지는 양상을 나타내었으며  $18.9^\circ$ 에서 유동이 가장 적합하게 형성됨을 알 수 있다.

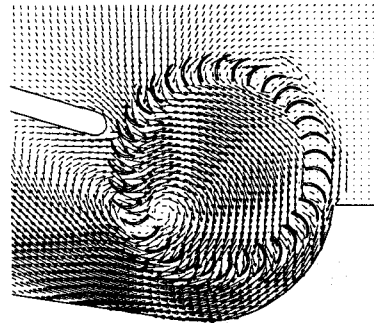
편심와에 의한 압력 분포를 보면 편심와의 위치와 크기를 정확히 알 수 있다 (Fig. 6 참조).  $\theta_2$ 가  $-18.9^\circ$ 인 경우 편심와가 임펠러 내부 아래 반원



(a)  $\theta_2 = -18.9^\circ$



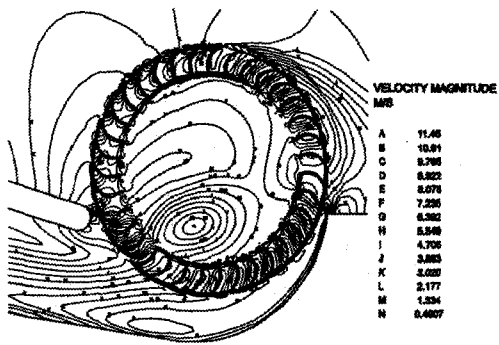
(b)  $\theta_2 = 0^\circ$



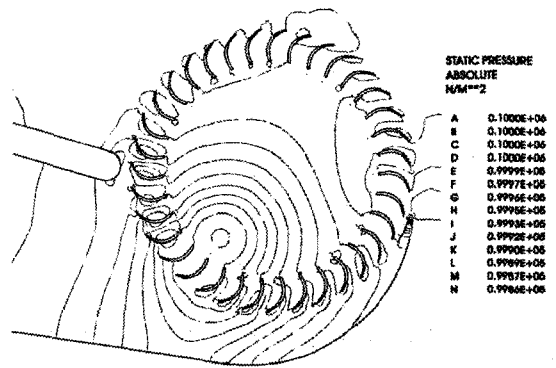
(c)  $\theta_2 = 18.9^\circ$

Fig. 4 Distribution of velocity vectors of cross-flow fan with impeller ( $\beta_1=19.3^\circ$ ,  $\beta_2=65.8^\circ$ ).

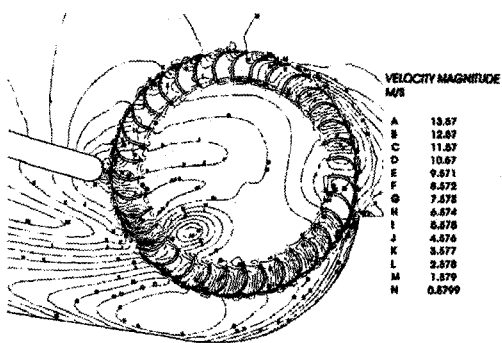
중앙부 전체를 차지하면서 유동손실이 크게 발생하고 있음을 알 수 있다.  $\theta_2$ 가 변경되면서 이러한 편심와의 크기가 줄어들고 임펠러 내부, 토출구 쪽으로 위치가 변경됨을 알 수 있다.



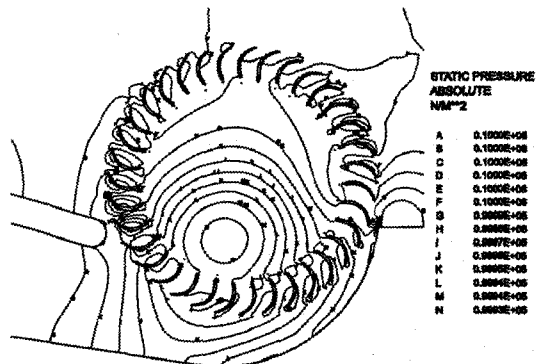
(a)  $\theta_2 = -18.9^\circ$



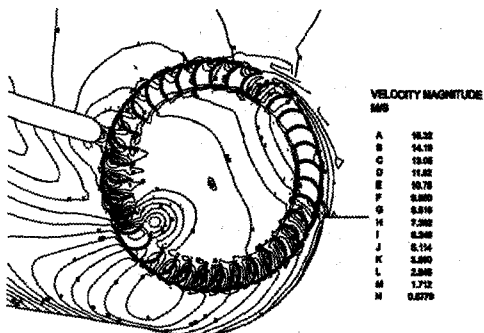
(a)  $\theta_2 = -18.9^\circ$



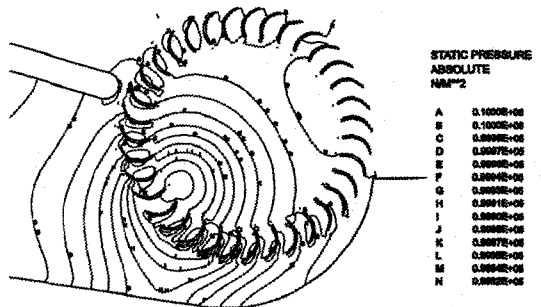
(b)  $\theta_2 = 0^\circ$



(b)  $\theta_2 = 0^\circ$



(c)  $\theta_2 = 18.9^\circ$



(c)  $\theta_2 = 18.9^\circ$

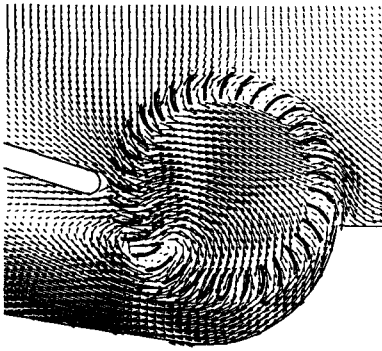
Fig. 5 Velocity distribution of cross-flow fan with impeller ( $\beta_1 = 19.3^\circ$ ,  $\beta_2 = 65.8^\circ$ ).

Fig. 6 Static pressure distribution of cross-flow fan with impeller ( $\beta_1 = 19.3^\circ$ ,  $\beta_2 = 65.8^\circ$ ).

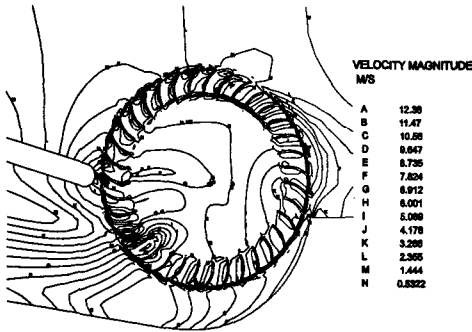
#### 4. 결론

본 연구를 통해 횡류팬의 내부 유동현상을 설계변수를 변경하면서 고찰하였다.

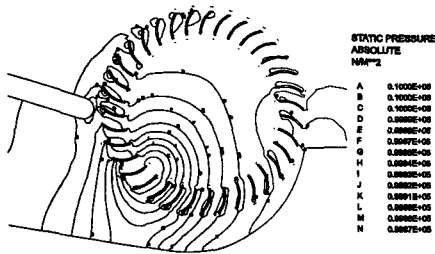
- 1) 스테빌라이저 시작각( $\theta_2$ )을 변경할 경우 횡류팬 임펠러의 토출영역 위치가 변경됨을 알 수 있었다. 따라서, 설계시에 설치각의 결정이 횡류팬의 성능 및 안정운전에 매우 큰 영향이 있음을 알 수 있다.
- 2) 임펠러의 출구각이 커짐에 따라 편심와가 임펠러 내부에 위치하게 되는데, 이를 통해 볼 때 입출구 각 조절을 통해 편심와의 크기와 위치를 제어할 수 있음을 알 수 있다.



(a) velocity vector



(b) velocity contour



(c) pressure contour

Fig. 7 Numerical results of cross-flow fan with impeller ( $\beta_1=42.6^\circ$ ,  $\beta_2=90.0^\circ$ ,  $\theta_2=0^\circ$ ).

Fig. 7의 경우  $\beta_1=42.6^\circ$ ,  $\beta_2=90.0^\circ$ ,  $\theta_2=0^\circ$ 인 경우 수치해석 결과이다. 수치해석 결과로 볼 때 임펠러의 각도 변화가 편심와의 크기와 위치를 변화시키지만, 입구부로의 역류 현상은 개선하지 못하는 것을 알 수 있다. 따라서 이러한 유동은 스테빌라이저의 시작각 변화로 보정해야 함을 알 수 있다.

#### 참고문헌

- (1) Combes, J. F., 1994, "Numerical Modelling of the Flow in a Cross-Flow Fan", FED-Vol. 195, Fluid Machinery.
- (2) Eck, B., 1973, Fans, Pergamon Press, New York.
- (3) Yamafuji, S., Nishihara, K., 1976, "An Experimental Study of Cross Flow Fan," Bulletin of JSME, Vol. 19, No. 129, pp. 314-321.
- (4) 김재원, 정윤영, 1999, "실험적 기법을 이용한 횡류팬 주변의 유동 해석", 공기조화 냉동공학회 동계 학술발표회 논문집, pp. 573-578.
- (5) 진심원, 이진하, 서상호, 이내영, 임금식, 1995, "에어콘용 횡류팬의 고품량화에 대한 실험적 연구", 공기조화냉동공학회, 동계학술발표논문집, pp. 234-241.
- (6) 박동섭, 맹주성, 이상환, 1995, "횡류팬 스테빌라이저 설계를 위한 실험적 고찰", 공기조화 냉동공학회, 하계학술발표논문집, pp. 238-246.
- (7) 이지석, 이상환, 정성원, 1995, "V.E.M.을 이용한 횡류팬 유동장 해석", 공기조화 냉동공학회, 하계학술발표논문집, pp. 203-208.
- (8) Bin, Y., Elhada, E. and Wu K., 2002, "Numerical Analysis of Three Dimensional Flow in Cross-Flow Fan", The 4th International Conference on Pumps and Fans, pp. 334-341.
- (9) 허남건, 김욱, 강신형, "직교류 팬의 유동해석: 깃형상 변화가 성능에 미치는 영향", 유체기계저널, 제2권, 제1호, pp. 96-102, 1999.