

횡류팬의 최적설계방안

김 동 훈*1, 박 형 구*2

Optimum Design of a Cross Flow Fan

D. H. Kim and H. K. Park

The cross-flow fans are widely used in various applications, due to their large capacity of mass flow and the size compactness. The flow fields of the cross-flow fan is, however, complex and it has many design parameters. Thus the general design guide has not sufficiently established yet, and the design strategies of cross-flow fans have been based on experiments. In the present study, the cross-flow fan performance and its two-dimensional flow characteristics are numerically analyzed by using the STAR-CD. The simulation is done by varying the several design parameters such as impeller blade shapes, the gap between the stabilizer and impeller. The computational results are compared with the experimental data at the fan outlet region. Finally some helpful guides for the optimum design of the cross-flow fan are proposed.

Key Words: 횡류팬(Cross Flow Fan), 스테빌라이저(Stabilizer), 임펠러(Impeller), 블레이드(Blade), 스크롤(Scroll), STAR-CD, ICEM-CFD

1. 서 론

횡류팬은 유체가 팬의 내부를 횡단하며 2차원적인 와류유동을 형성하므로 축방향 유동을 무시할 수가 있어서 팬의 길이만을 선정하여 회전수나 임펠러 직경의 변화 없이 유량을 조절할 수 있다. 또한 유체가 깃을 두 번 통과하기 때문에 낮은 회전수에서도 높은 동압을 얻을 수 있어서 실내 공조기의 증발기용 송풍팬이나 건물 입구에서 공기의 유동을 차단하는 에어커튼, 실내 공기를 순환시키는 Circulator 등에 광범위하게 이용되고 있다.

일반적으로 횡류팬을 이용한 팬 덕트 시스템은 횡류팬과 유체의 토출을 형성하는 스크롤(scroll), 편심와류를 안정화시켜 주는 역할을 하는 스테빌라이저(stabilizer) 등으로 구성하며 이들의 형상과 상대적인 위치에 따라 유동특성과 성능, 그리고 소음특성 등이 결정된다.

횡류팬은 기하학적 형상 및 유동상태가 매우 복잡하여 대부분 연구는 기본적인 유동장의 가시화, 설계변수에 대한 성능특성 및 소음의 관계에 대한 실험에 의해 수행되었다. Eck[1]는 유동가시화를 통하여 횡류팬 내부에 발생하는 편심와류를 밝혀 내어 정성적인 분석을 수행함으로써 횡류팬에 대한 기본적인 이론을 정리하였고, Murata[2]는 LDV를 이용한 실험을 수행하여 스테빌라이저의 설치각, 스테빌라이저와 팬 사이의 간격, 스크롤 형상 등이 팬 성능에 관련된 설계인자임을 확인하였다. Fukano 등[3]과 박

*1 학생회원, 전남대학교 대학원 기계공학과

*2 정회원, 전남대학교 기계시스템공학과

동섭 등[4]은 스테빌라이저 형상과 스테빌라이저와 팬 사이의 간격의 영향에 대한 실험을 수행하여 횡류팬 내부의 유동과 소음은 스테빌라이저 단독으로 결정되는 것이 아니며, 스테빌라이저와 스크롤 그리고, 임펠러 간의 상호관계로 이루어짐을 밝혔다.

횡류팬은 각각의 설계변수들이 완전히 독립적인 관계를 가지고 있지 않아서 이들 변수간의 조합에 의해 성능 변화가 크게 나타나기 때문에 실험에만 의존하는 횡류팬 연구는 한계성을 가지고 있으며 이를 극복하기 위해서 전산해석 연구의 필요성이 더욱 중요시되고 있으며, 특히 최근에는 정확성과 격자생성 능력이 향상된 상용 유동해석 프로그램을 이용한 전산해석 연구가 다양하게 수행되고 있다[5,6].

본 연구에서는 현재 냉장고 냉기 송풍용으로 사용되고 있는 횡류팬 시스템에 대하여 상용 유동해석 프로그램인 STAR-CD를 이용한 전산해석을 수행하여 블레이드 형상, 스테빌라이저와 임펠러 사이의 간격 등이 횡류팬 성능에 미치는 영향을 고찰하였다.

2. 횡류팬 형상 및 제원

본 연구에서 사용된 기본모델의 형상과 횡류팬 시스템의 구성품 명칭은 Fig. 1 과 같고, Fig. 2 에는 횡류팬을 구성하는 블레이드의 형상과 입구각 (β_1), 출구각(β_2) 그리고 내·외경 등을 표시하였다. 기본 모델의 주요 제원은 Table. 1과 같다

Table 1 Specifications & operating conditions of the basic model

Designation	
Number of blades	27
Shape of stabilizer	concave
Impeller & Stabilizer gap (d)	3.5 mm
rpm	1200
Inner radius of impeller	26 mm
Outer radius of impeller	33 mm
Inner angle (β_1)	95.
Outer angle (β_2)	24.

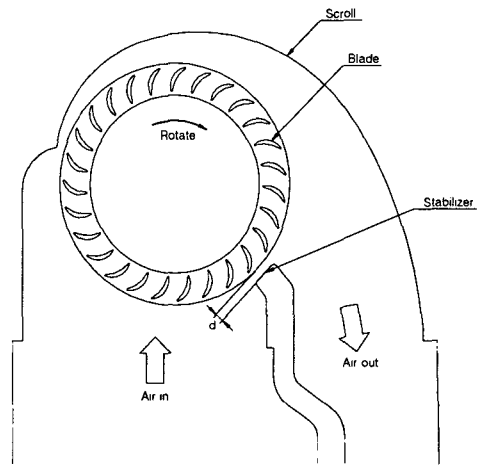


Fig. 1 Geometry of the basic model

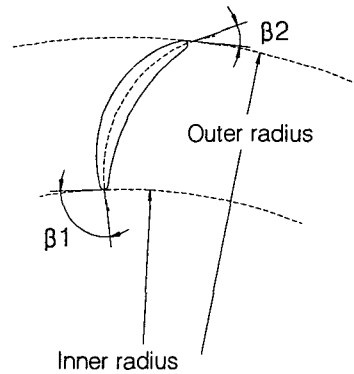


Fig. 2 Blade geometry

3. 수치해석

3.1 지배방정식

비압축성 유체를 비정상 2차원으로 해석하기 위하여 다음과 같은 질량 및 운동량 방정식, Navier-Stokes 방정식을 사용하였다.

$$\rho \frac{\partial u_k}{\partial x_k} = 0 \tag{1}$$

$$\rho \frac{du_i}{dt} = - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \tag{2}$$

$$\rho \frac{dE}{dt} = - \frac{\partial (pu_i)}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i \tau_{ij} - q_j) \tag{3}$$

여기서 τ_{ij} 와 q_i 는 각각 다음과 같다.

$$\tau_{ij} = (\mu + \mu_T) \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (4)$$

$$q_i = -\frac{1}{(\gamma-1)} \left(\frac{\mu}{Pr_L} + \frac{\mu_T}{Pr_T} \right) \frac{\partial a^2}{\partial x_i} \quad (5)$$

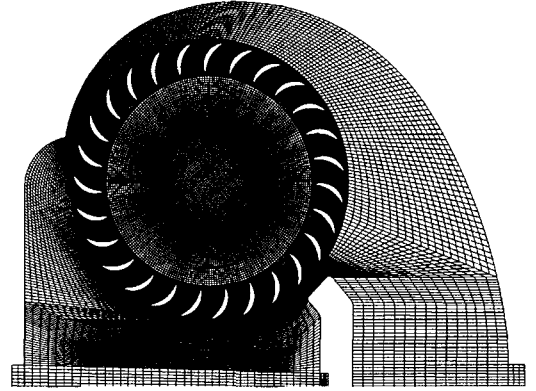


Fig. 3 Computational mesh

3.2 난류모델

난류모델로는 $k-\epsilon$ High Reynolds 모델을 사용하였으며 난류에너지(k)는 식(6)과 같이 나타낸다.

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho \bar{u}_j k - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \mu_t (P + P_B) - \rho \epsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (6)$$

여기서 P , P_B 와 μ_{eff} 는 식(7)-(8)과 같다.

$$P \equiv 2s_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}, \quad P_B \equiv -\frac{g_i}{\sigma_{h,t}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i} \quad (7)$$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t \quad (8)$$

난류소산율(ϵ)은 식(9)로 나타낸다.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho \bar{u}_j \epsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) \\ &= C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left[u_t P - \frac{2}{3} \left(u_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right] \\ &+ C_{\epsilon 3} \frac{\epsilon}{k} \mu_t P_B - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} + C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (9) \end{aligned}$$

여기서 σ_ϵ , $C_{\epsilon 1}$, $C_{\epsilon 2}$, $C_{\epsilon 3}$, $C_{\epsilon 4}$ 는 실험에 의해 얻어진 식(10)의 값을 사용한다.

$$\begin{aligned} \sigma_\epsilon &= 1.22, \quad C_{\epsilon 1} = 1.44, \quad C_{\epsilon 2} = 1.92 \\ C_{\epsilon 3} &= 0.0 \text{ or } 1.44, \quad C_{\epsilon 4} = -0.33 \quad (10) \end{aligned}$$

4. 격자생성

격자 생성을 위하여 상용프로그램인 ICEM-CFD를 사용하였으며, 기본모델의 2차원 형상에 대하여 생성된 격자 형태를 Fig. 3에 나타내고 있다. 계산에 사용된 기본모델의 전체 격자수는 약 42500개 정도이며, 육면체 격자(hexa mesh)를 사용하였다.

전체 해석영역 중에서 유동 변화가 클 것으로 예상되는 블레이드 주위, 스테빌라이저와 임펠러 사이 그리고 스크롤이 시작되는 영역에 대해서는 격자삼입방식(mesh refinement)을 이용하여 격자를 집중시켰고, 격자수가 일치되는 얇은 경계면에는 Arbitrary couple[7]을 이용하여 격자의 연속성을 유지하였다.

5. 계산조건

2차원 해석을 하기 위하여 횡류팬 축방향의 양쪽 면에는 대칭경계조건(symmetry boundary condition)을 주었으며, 계산영역의 입·출구에는 대기압 압력 경계조건(pressure boundary condition)으로 하였다.

본 연구에서는 임펠러의 회전을 통한 유동을 발생시키기 위해서 전체 해석영역을 임펠러의 회전영역과 그 주위의 고정된 영역으로 나누어, 격자 수의 변화는 없이 시간에 따라 두 영역의 격자 위치를 변화시키는 이동격자를 사용하였다. 임펠러가 1회전하는 데 360번의 이벤트를 사용하여서, 기본 회전수인

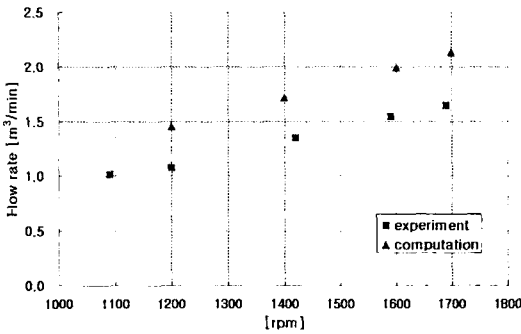


Fig. 4 Comparison of flow rate vs. rpm

1200rpm의 경우에 한번의 이벤트에 0.00013889초의 시간 간격(time-step)을 갖도록 하였다.

기본모델에 대해서 비정상 유동해석을 수행하였으며 그 결과, 충분히 발달된 유동은 11회전 이상으로 임펠러가 회전하였을 때 발생하였다. 따라서 본 연구의 전산해석은 임펠러를 15회까지 회전시켜서 전체 해석에 대하여 5400번의 이벤트가 필요하며, 고정격자와 회전격자 사이에는 접착경계조건(attached boundary condition)으로 처리하였다.

6. 결과 및 고찰

6.1 성능 예측

Fig. 4는 블레이드 개수가 27개인 기본모델에 대하여 회전수(rpm)에 따른 유량변화를 실험결과와 비교한 것이다. 실험에서는 전산해석에 사용된 기본모델과 같은 2차원 단면을 가지고 축방향 길이가

240mm인 횡류팬 시스템에서 Anemometer를 사용하여 출구부의 유속을 측정였다. 횡류팬의 회전속도는 스트로보스코프(Stroboscope)를 이용해서 1090, 1200, 1420, 1590, 1690 [rpm]으로 설정하여 각각 실험을 수행하였다. 전산해석 결과가 실험 결과와 비교하여 약 25% 정도 높게 나타났지만 회전수에 따른 유량 변화는 같은 경향을 보임을 알 수 있으며, 이로써 본 연구에서 수행한 2차원 전산해석 결과의 신뢰성을 확인할 수 있다.

6.2 기본모델 유동장

Fig. 5와 Fig. 6에는 기본모델에 대해 전산해석을 수행해서 임펠러가 15회전하여 유동이 충분히 발달했을 때의 속도분포와 압력분포 결과를 나타내었다.

Fig. 5의 속도분포에서 횡류팬 시스템 내부의 전반적인 유동형태를 확인할 수 있으며, 특히 스테빌라이저 근처에서 편심 와류유동이 발생함을 알 수 있다. 또한 입구영역에서도 와류유동이 발생하였는데, 이는 입구부 형상을 변화시킴으로써 횡류팬 시스템의 성능을 향상시킬 수 있음을 나타낸다. 그림은 1200rpm으로 회전하였을 때의 결과이며, 출구부에서의 평균유속은 3.47 m/s이고, 유량은 1.45m³/min이다.

Fig. 6의 압력분포에서는 와류유동의 중심부가 가장 낮은 압력값을 갖고 있음을 보이고 있다. 스크롤이 시작되는 부분에서는 임펠러의 강제유동에 의한 유체와의 충돌로 높은 압력값을 나타내고 있어서 스크롤 형상의 변화를 통하여 성능향상을 얻을 수 있을 것으로 보인다.

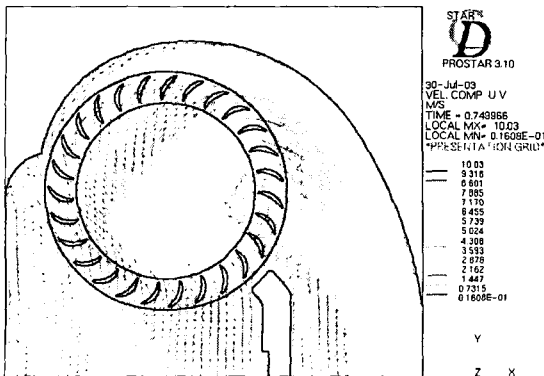


Fig. 5 Velocity vectors of basic model

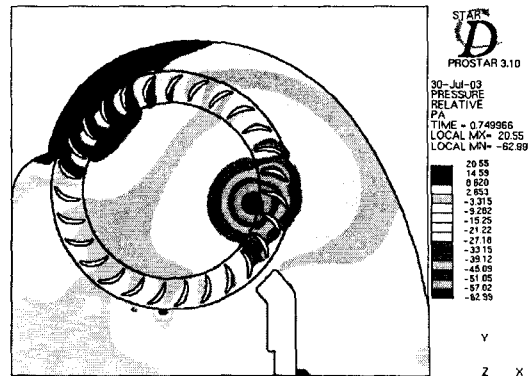


Fig. 6 Pressure distribution of basic model

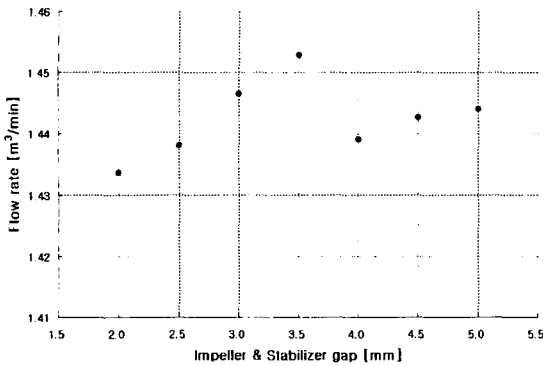


Fig. 7 Flow rate vs. impeller & stabilizer gap

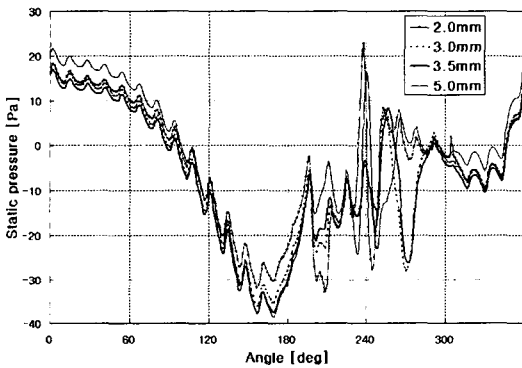


Fig. 8 Static pressure distribution

6.3 임펠러와 스테빌라이저 간격의 영향

본 연구에서는 압력과 효율면에서 횡류팬에 가장 적합한 것으로 밝혀진 요면(concave)형태의 스테빌라이저를 형상 변화 없이 사용하였으며[8], 임펠러와 스테빌라이저 사이의 간격(d)을 2.0mm부터 5.0mm까지 0.5mm씩 변화시켜 각각에 대한 전산해석을 수행하였다.

전체적인 유동형태나 편심와류의 위치 등은 간격(d)에 따라 크게 변화하지는 않았다. 그러나 Fig. 7과 같이 유량의 미세한 변동을 확인할 수 있는데, 2.0mm부터 기본모델인 3.5mm까지는 유량이 증가하다가 4.0mm에 급히 감소하여 5.0mm까지 다시 증가하는 경향을 보인다. 그 원인은 먼저 Fig. 8과 같이 임펠러 주위의 압력분포에서 찾을 수 있다. 그림은 스크롤이 시작되는 곳에서부터 시계방향으로 증가하면서 임펠러 주위의 정압분포를 나타내고 있는데, 압력값이 스크롤 시작점에서부터 점차 감소하다가 편

Table 2 Variation of blade angles

	Inner angle(β_1)	Outer angle(β_2)
Model 1	85.	24.
Model 2	105.	
Model 3	95.	14.
Model 4		34.

Table 3 Flow rate vs. blade shapes

	Flow rate [m^3/min]
Basic model	1.453
Model 1	1.449
Model 2	1.365
Model 3	1.454
Model 4	1.377

심와류가 위치한 부분에서 최저값을 갖고, 다시 증가하는 경향을 보인다. 압력분포에서 스테빌라이저 이후 입구영역에서의 급격한 압력변동이 유량변화에 영향을 미치는 원인임을 알 수 있다. 간격이 3.5mm인 기본모델의 압력변동이 다른 형상에 비하여 가장 작았는데, 임펠러와 스테빌라이저 사이의 간격의 변화가 입구영역의 압력분포에 영향을 미쳐서 결국 유량변화로 나타난 것이다. 또한 기본모델은 임펠러와 스크롤 시작부 사이의 간격을 스테빌라이저와의 간격과 동일한 치수인 3.5mm로 하였는데, Fig. 7의 결과에서 임펠러와 스테빌라이저의 간격을 설정할 때에는 스크롤의 형상과 함께 출구영역이 시작되는 스크롤부와 임펠러의 간격도 함께 고려해야 함을 알 수 있다.

6.4 블레이드 형상의 영향

내·외경이 일정한 횡류팬의 블레이드를 Table 2와 같이 입구각(β_1)과 출구각(β_2)을 각각 단일 인자로 하여 변화시켜서 전산해석을 수행하였다.

Table 3에는 각 Model에 대한 전산해석결과를 유량값으로 나타내었다. Model 1과 Model 3은 기본모델의 유량과 큰 차이를 보이지 않았지만 Model 2과 Model 4는 그 값이 감소되었다. 이는 Fig. 5의 기본

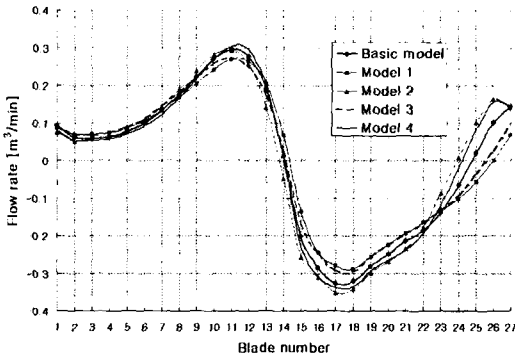


Fig. 10 Radial direction flow rate

모델에 대한 속도분포에서 나타난 것처럼 입구부에서 발생하는 와류영역의 변화가 그 원인이다. 각 Model에 대한 속도분포에서 입구각(β_1)이 클수록, 그리고 출구각(β_2)이 클수록 입구부에서의 와류영역이 증가됨을 알 수 있다.

Fig. 10에 나타낸 블레이드 사이를 통과하는 유량 변화에서도 동일한 원인을 찾을 수 있다. 그림에서 Blade number는 블레이드 사이의 번호이고, 스크롤이 시작되는 지점에서부터 시계방향으로 증가한다. 또한 양의 값은 임펠러에서 반경방향으로 나가는 유량이고, 음의 값은 임펠러 내부로 들어오는 유량을 의미한다.

출구영역(1번-15번)에서는 각 Model의 유량값이 큰 차이 없이 비슷한 경향을 가지고 있지만, 입구영역(16번-27번)에서는 유량값의 변동이 크게 나타난다. 특히 24번 이후에 나타난 양의 유량값은 입구부의 와류에 관련된 것으로서 횡류팬 유량 성능을 저하시키는 원인이다. 이는 본 연구에서 사용된 횡류팬 시스템의 성능 향상을 위하여 블레이드 형상을 변화시킬 때에는 입구부의 형상도 함께 고려해야 함을 의미한다.

7. 결론

본 연구에서는 냉장고 냉기 송풍용으로 사용되고 있는 횡류팬 시스템에 대한 전산해석을 수행하였으며, 그 결과를 분석하여 다음과 같이 요약할 수 있다.

(1) 임펠러와 스테빌라이저 사이의 간격(d)변화에

의해 입구영역의 압력변동이 심화되어 유량성능에 영향을 미친다.

(2) 블레이드의 입구각(β_1)과 출구각(β_2)이 작을수록 입구부의 와류중심이 출구부가 시작되는 스크롤 쪽으로 이동되었으며, 입구각(β_1)과 출구각(β_2)이 증가됨에 따라 와류영역이 확대되어 유량이 감소되었다. 따라서 블레이드 형상은 입구영역의 형상과 스크롤 시작점의 위치를 함께 고려하여 설정해야 한다.

참고문헌

- [1] Eck, B., *Fan Design and Operation of Centrifugal, Axial-Flow and Cross-Flow Fans*, Pergamon Press, (1973), p.156-184.
- [2] Murata, S., Nishihara, K., "An Experimental Study of Cross Flow Fan," *Bulletin of JSME*, Vol.19, No.129, (1976), p.314-321.
- [3] Fukano, T., Hara, Y., Yamashita, Y., Kinoshita, K., "Experimental Study on Cross Flow Fan Noise," *The 4th ASIAN International Conference on Fluid Machinery*.
- [4] 박동섭, 맹주성, 이상환, "횡류팬 스테빌라이저 설계를 위한 실험적 고찰," *공기조화 냉동공학회 1995년도 추계학술발표논문집*, (1995), p.238-246.
- [5] Akaike, S., Kitada, M., Taira, H., Kikuyama, K., "Flow Analysis of Cross-Flow Fan," *STAR-CD News*, Issue 3, (1995), p.2-4.
- [6] 허남건, 김욱, 강신형, "직교류 팬의 유동해석: 깃 형상 변화가 성능에 미치는 영향," *유체기계저널*, 제2권, 제1호, (1999), p.96-102.
- [7] *STAR-CD Version 3.15A Manuals*, (2002), Computational Dynamics Limited.
- [8] 구형모, "에어컨용 직교류팬 시스템의 성능특성에 대한 기본적 설계변수의 영향에 관한 실험적 연구," *대한기계학회논문집 B권*, 제23권, 제6호, (1999), p.695-702.