

# Cross Flow Fan의 유동 해석 : Blade 형상의 변화에 대한 영향 연구

허 남건, 김 욱, 강 신형  
(서강대학교 기계공학과) (서울대학교 기계공학과)

## 1. 서 론

Cross Flow Fan은 독특한 2차원 vortex유동을 발생시키며 blade 입,出口的 구분 없이 유체가 blade를 두 번 통과함으로써 낮은 회전수에서도 높은 동압(Dynamic Pressure)을 얻을 수 있는 특징이 있다. 반면에 blade 충돌 손실이 큰 관계로 30%~40%의 낮은 정압 효율을 보이지만 원심팬에서 Scroll 역할을 하는 rear guider와 stabilizer의 형상과 팬과의 간격을 조정함으로써 정압(Static pressure)-풍량(Flow rate) 곡선 및 효율 특성 범위를 다양하게 조절할 수 있는 특징을 갖는다. 또 전형적인 형상이 없어 응용 분야가 광범위하여 산업용 환기팬과 자동차용 환기팬과 가정용 에어컨으로 사용된다.

Cross Flow Fan의 형상 설계가 내부 유동 및 성능 해석에 대한 연구는 대부분 실험에 의존하여 왔다[1~6]. Eck[1]는 Cross Flow Fan의 전반적인 이론에 관하여 실험을 통하여 정리하였고, Murata[2]는 LDV를 이용하여 Cross Flow Fan 내부의 유동을 자세히 관찰하여 scale effects를 연구하였으며, Yamafuji[3]는 casing이 없는 Cross Flow Fan impeller 내부의 유동을 가시화하였다. Mayake[4]는 Cross Flow Fan을 이용한 turbine에 대하여 실험을 통하여 여러 parameter에 대한 성능을 연구하였다. 진심원등[5]에 의하여 settling angle에 의한 성능 변화는 rear guider의 토출 각도(angle of rear guider)와 밀접한 관계가 있음이 연구되었으며 Cross Flow Fan의 diameter ratio는 독립 특성을 나타냄을 밝혔다. 박동섭등[6]은 Cross Flow Fan의 stabilizer에 의한 성능 변화는 stabilizer와 impeller사이의 간극이 작을수록 우수한 성능을 나타내지만 둘 사이의 간극이 작을 때는 Scroll과 유체의 충돌을 크게 하고 stabilizer 근방의 압력을 급격히 변화시켜 소음을 증가시킬을 연구하였다.

최근에는 실험에 비해 시간과 경비가 절약되는

전산유체역학(CFD)의 발달로 임펠러 내부의 상세한 유동해석을 수행하여 터보기계를 설계하기 위한 노력이 시도되고 있다[7~10].

Cross Flow Fan의 유동해석은 임펠러의 위치에 따라 유동 방향이 바깥 또는 안쪽으로 바뀌게 되어, 하나의 정지좌표계 또는 회전좌표계에서 수행되는 일반 터보 기계의 임펠러 내부 유동 해석과는 다르게 수행되어야 한다. 전산유체역학을 이용한 Cross Flow Fan에 대한 해석은 임펠러를 Momentum Source로 처리하여 정지좌표계에서 정상 유동해석을 수행하는 것이 일반적이다. 이지석등[7]은 V.E.M.을 이용하여 격자계를 이용하지 않고 Cross Flow Fan의 유동 해석을 하였다. 이 경우에는 blade의 개수와 형상을 고려하지 않고 계산하였다. 반면 비정상 유동해석은 해석 프로그램이 비정상해석, Moving Mesh, Sliding Interface 등을 처리할 수 있어야 하고 계산시간도 많이 소요되는 등 제약이 있지만, 실제 임펠러의 형상에 따른 유동의 변화를 예측할 수 있다는 장점으로 최근 응용되기 시작하고 있다[8~10]. Akaike등[8]과 허남건등[9]은 F.V.M. code인 STAR-CD를 이용하여 Cross Flow Fan의 유동 해석을 수행하여 Cross Flow Fan의 내부 유동을 해석

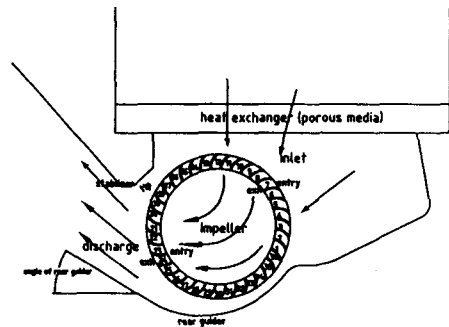


Fig 1. Schematic diagram of Cross Flow Fan

하고 실험결과와 비교하여 그 타당성을 검증하였으며, 石川正俊[10]은 F.V.M. code인 STAR-CD를 이용하여 Cross Flow Fan의 blade를 uneven pitch로 배열하여 소음 저감에 관해 수치해석 연구를 수행하였다.

본 연구에서는 전산유체 해석 프로그램인 STAR-CD을 이용한 비정상 유동해석 방법을 이용하여 그림 1에 나타난 것과 같은 형상을 갖는 Cross Flow Fan에 대하여 blade의 형상이 성능에 미치는 영향을 알아보았다.

## 2. 유동해석

### 2.1 유동해석 코드

본 연구에서 사용한 STAR-CD는 영국 Imperial College의 Gosman 교수의 연구 Group에 의해 개발된 형상이 복잡한 공간에서의 유동해석 능력이 뛰어난 프로그램으로 다음과 같은 특징을 갖는다[11].

- Finite Volume Method
- Body-fitted Non-orthogonal Coordinate System
- Unstructured Grid, Including Local Mesh Refinement Capability
- Range of Cell Shape(Brick, Prism, Pyramid, Tetrahedron)
- Rotating & Distorting Mesh Capability
- Dynamic cell insertion / Deletion
- Collocated Mesh
- Upwind / Linear Upwind Scheme
- Chemical Reaction & Combustion
- Thermal Radiation
- Laminar / Turbulent Flow
- Compressible Flow
- GUI
- Particle Tracking, Animation etc.

위와 같은 특징들로 인해 최근에는 자동차산업, 공조산업 등 여러 분야에서 여러 가지 복잡한 유동 문제를 해석하기 위하여 활발히 사용되고 있다. 특히 Unstructured Grid 및 Moving Mesh 기능은 다른 상용 CFD코드에 비해 뛰어나 복잡한 유동해석에 많이 사용되고 있다. STAR-CD의 지배방정식으로는 질량 보존방정식(Continuity equation)과 운동량보존방정식(Navier-Stokes equation)을 사용하고 있으며, 여러 가지 조건의 유동해석을 위해 벽면, 대칭면, 출구, 압

력면, 경계접착면 등의 경계조건을 줄 수 있게 되어 있다. 특히 경계접착조건은 본 연구에서와 같이 Mesh Connectivity가 시간에 따라 바뀌는 경우를 처리하기 위한 경계조건이다.

대부분의 터보기계 내부의 유동은 비정상 상태의 불규칙적인 유동인 난류유동으로 현상 그대로의 해석은 불가능하다. 그러나 적절히 시간평균을 취하면 그 유동량은 평균속도 등 평균적인 물리량으로 표시가 가능하며, 이 때 새로운 미지수인 레이놀즈 응력(Reynolds Stress)이 나타나게 된다. 이 레이놀즈 응력은 요동(Fluctuation)하는 속도성분으로 부터 발생하며 해석이 가능하기 위해서는 레이놀즈 응력에 대한 모델링이 필요하게 된다. 그 동안 여러 가지 모델들이 시도되어 왔지만 아직 정확한 난류현상을 예측할 수 있는 모델은 개발되어 있지 않으며, 최근 공학적으로 가장 많이 사용되고 있는 모델은 k-ε 2 방정식 모델이다. STAR-CD에서 사용할 수 있는 모델은 일반 k-ε 모델과 RNG k-ε 모델 등이며 본 연구에서는 일반 k-ε 모델을 이용하였다.

### 2.2 격자계 및 경계 조건

본 연구에서 격자를 생성함에 있어서 Cross Flow Fan의 유동장의 전체 영역 중에 임펠러와 casing이 접하는 부분에서 유동 변화가 급격할 것이므로 격자삼입방식(Mesh Refinement)을 택하여 격자를 효율적으로 생성하도록 하였고, 또한 임펠러는 회전체이고 주위는 비회전체이므로 STAR-CD에서 지원되는 Event Module의 하나인 Sliding Mesh를 이용하여 이동격자 처리를 하였다. Sliding Mesh

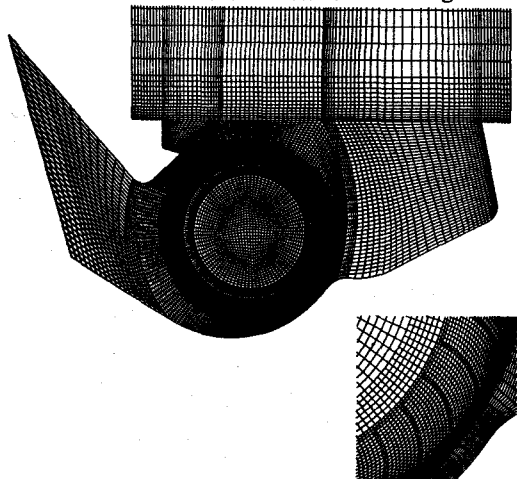


Fig 2. Mesh near the impeller

Event는 격자의 수에는 변화가 없고 단순히 시간에 따라 격자의 위치가 차례로 변화해 나가는 경우에 정적인 격자와 Sliding 격자 사이에서 Sliding되는 격자를 Event로 처리하여 이루어진다. 이동 격자가 1°씩 이동하도록 하였고 1°에 대한 이동시간을 0.128 ms로 주어 1300 rpm의 회전속도를 갖도록 하였다. 증발기의 격자는 다공성매질(Porous Media)로 처리하였으며 출구는 fan의 회전에 의한 압력 변화가 거의 없는 지점까지 격자를 생성시켰다. 생성된 격자를 가장 격자가 많이 밀집한 impeller주위를 기준으로 그림 2에 나타내었다.

계산영역의 입구(그림 3에서 P1)와 출구(그림 3에서 P2)의 압력차이를  $\Delta P$ 라고 정의할 때,  $\Delta P = 0$  mmAq인 경우와  $\Delta P = 1$  mmAq인 경우에 대하여 계산하였다.  $\Delta P = 1$  mmAq 인 경우에는 그림 3의 경계 조건에서 출구 쪽에 9.8076 Pa의 압력경계를 주었다. 2차원 계산을 위하여 폭 방향으로 양쪽면을 모두 대칭 경계로 주었다. 임펠러의 회전 영역과 그 주위의 고정좌표계의 경계는 경계접착(Attached Boundary)의 경계 조건을 주어, 경계면에서 time step  $\Delta t$  마다 바로 앞쪽의 경계와 맞물리게 유동 영역의 연결을 새롭게 바꿔주었다. 이때 위에서 언급한 것과 같이  $\Delta t = 0.128$  ms당 1°씩 Moving Mesh가 회전하여 이에 따라 격자의 Connectivity가 경계접착 조건에 의해 바뀌게 하였으며, 이 경우 1회전당 360개의 time step이 필요하며 유동이 정상상태에 도달할 때까지 계산을 수행하였다.

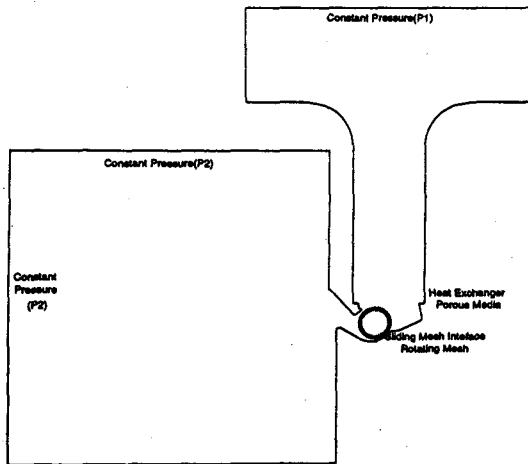


Fig 3. Boundary conditions and calculated area

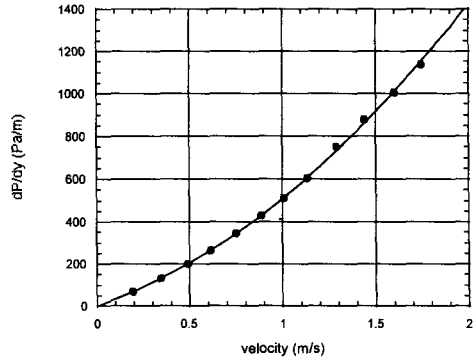


Fig 4. Characteristic pressure drop curve of heat exchanger

### 2.3 증발기의 압력강하 특성

증발기가 있는 부분은 다공성 매질(Porous Media)로 처리였다. 다공성 매질의 계수  $\alpha$ ,  $\beta$ 는 증발기의 압력강하 특성 실험 곡선으로부터 구할 수 있다. 압력강하 특성 실험의 결과는 그림 4에 제시하였다. 일반적으로 압력강하는 유속의 제곱에 비해

하므로 다음과 같은 특성식을 구할 수 있다.

$$-K_i u_i = \frac{\partial p}{\partial \xi_i} = -(\alpha_i |\vec{V}| + \beta_i) u_i \quad (1)$$

여기서,  $K$ 는 permeability,  $\xi$ 는 orthotropic direction,  $V$ 는 velocity magnitude,  $u$ 는  $\xi$ 방향의 superficial velocity이다.

위의 식을 압력 강하 특성 실험 결과와 2차식 회귀 분석을 통하여 구한 결과는 유동방향에 대하여  $\alpha_y = 203.3$ ,  $\beta_y = 306.5$ 이며, 유동이 없는  $x$ ,  $z$  방향에 대해서는  $\alpha_x = \beta_x = \alpha_z = \beta_z = \infty$ 를 주었다.

### 2.4 유동 해석 방법

본 연구에서는 지금까지 연구되지 않은 임펠러의 blade의 곡률 반경의 변화가 정압-풍량 곡선에 미치는 영향을 연구하였다.

첫 번째 연구에서는 곡률 반경을 단일 인자로 하여 단일호를 갖는 blade에 대하여 유동 해석을 수

Table 1. Fixed parameter of Cross Flow Fan blades used in the present study

outer radius of impeller	100mm
inner radius of impeller	80mm
settling angle	11.4°
chord length	25.0mm
thickness	0.8mm

행하였다. 이 경우에 곡률 반경은 blade의 출입구각  $\beta_1$ 에 의하여 결정되는 값이다. 또한 Cross Flow Fan의 성능에 영향을 미치는 다른 인자는 변화시키지 않았다. 고정 인자로 사용된 값들을 표 1에 나타내었다. Impeller의 해석에 사용된 용어의 정의는 그림 5에 나타내었다.

단일호를 갖는 blade의 경우 표 2를 보면 알 수 있듯이  $\beta_1$ 에 따라서 blade의 호와  $\beta_2$  값이 변화하게 되는데 이러한 경우에는 blade 형상의 변화에 따른 유량의 변화가  $\beta_1$ 에 의한 것인지  $\beta_2$ 에 의한 것인지 알 수가 없다. 따라서  $\beta_1$ 과  $\beta_2$ 를 각각 변화시켜 연구를 수행할 필요가 있다.

blade의 형상을 결정 짓는 조건은 impeller의 외경과의 접점과 접속 각도인  $\beta_1$  그리고 impeller의 내경과의 접점과 접속 각도인  $\beta_2$ 의 네 가지를 만족시켜

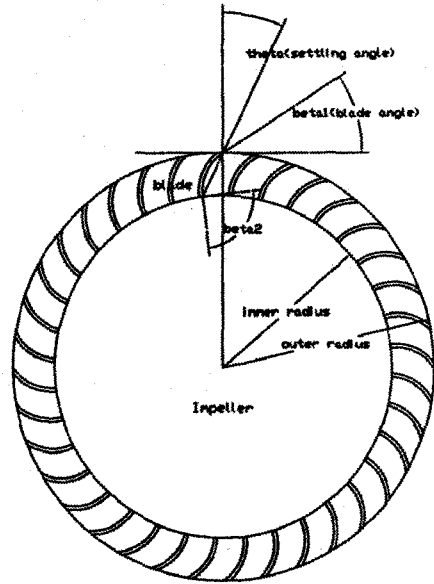


Fig 5. Parameters of Cross Flow Fan Impeller

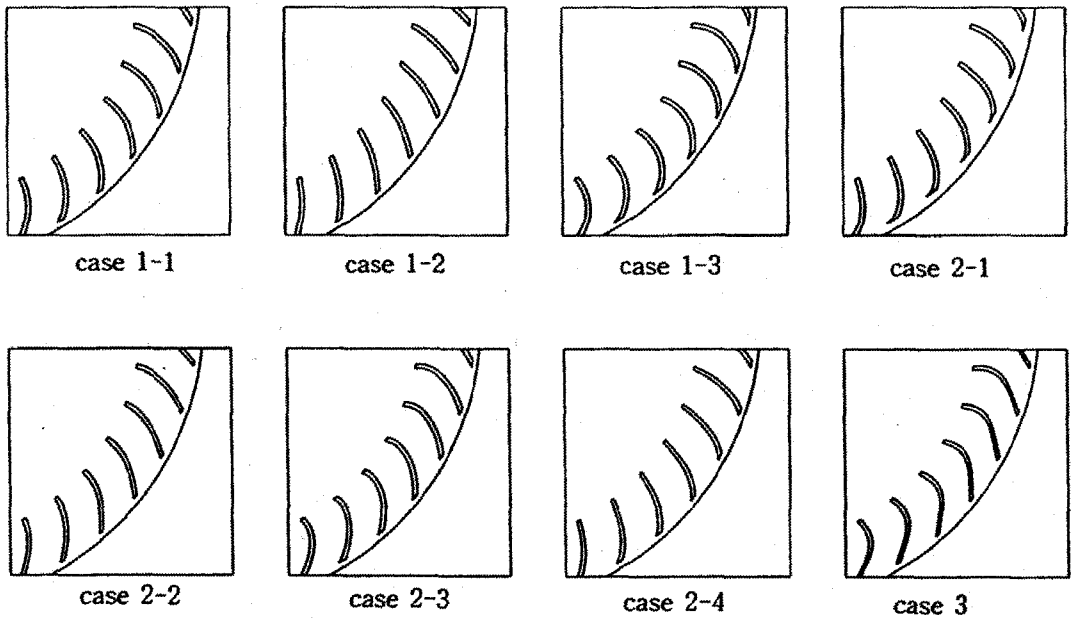


Fig 6. Shapes of blade

Table 2. Blade of angles of various blades considered in the present study

	$\beta_1$	$\beta_2$	camber line
case 1-1	33.0°	90.0°	11.8mm
case 1-2	48.0°	98.4°	12.2mm
case 1-3	18.0°	72.3°	11.5mm
case 2-1	0°	90.0°	11.8mm
case 2-2	45.2°	90.0°	11.7mm
case 2-3	33°	64.0°	12.3mm
case 2-4	33°	95.3°	11.5mm
case 3	45.2°	64.0°	12.6mm

야 한다. 그러나 단일호를 갖는 blade의 경우 원의 특성상 세 가지 조건만 만족시킬 수 있다. 따라서 원이 아닌 다른 도형을 이용하여 위의 네 가지 조건을 만족시키는 blade를 구성할 필요가 있다. 타원의 경우에는 타원의 중심이 원점에 있지 않은 경우 위의 네 가지 조건을 만족시킬 수 있으므로 case 2는 타원을 이용한 blade로 구성하였다.

타원형 blade는  $\beta_1$ 과  $\beta_2$ 의 값을 다르게 줄 수 있으므로 case 2-1과 case 2-2는  $\beta_2$ 의 값을 90°로 고정시키고  $\beta_1$ 의 값을 변화시켜 impeller의 외경과 이루는 각도가 유동 현상에 미치는 영향을 관찰하였고, case 2-3과 case 2-4의 경우는  $\beta_1$ 의 각도를 33°로 고정시키고  $\beta_2$ 의 각도를 변화시켜  $\beta_2$ 의 변화가 유동에 미치는 영향을 알아보았다. 본 연구에서 수행한 blade의 곡률 반경에 따른 유동 성능은 rear guider와 stabilizer와의 상호 연관성에 대한 관계는 배제하였다.

### 3. 유동 해석 결과 및 고찰

계산은 흐름이 없는 초기조건으로 부터 임펠러를 회전시켜 유동이 발달할 때까지의 비정상 유동 해석을 수행하였으며 이 경우 약 18회전 즉 6480 step 이상의 계산이 소요되었다. 시스템공학연구소의 CRAY-C90 슈퍼컴퓨터와 본 연구실에서 보유한 Silicon Graphics사의 Origin 2000(4CPU, 512MB, shared memory parallel computer)에서 STAR-CD의 parallel 버전을 사용하여 계산하였으며 CRAY-C90의 경우는 약 10초의 CPU time이 소요되었으며 Origin 2000의 경우는 약 13.3초의 CPU time이 소요되었다.

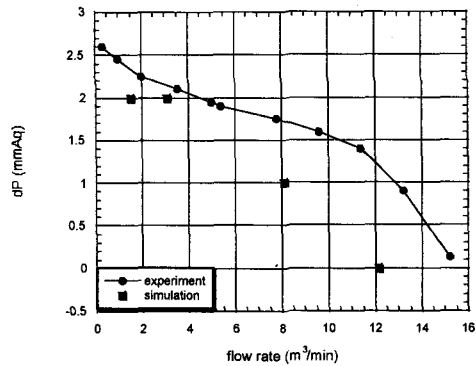


Fig 7. Pressure-flow rate diagram of case 1-1

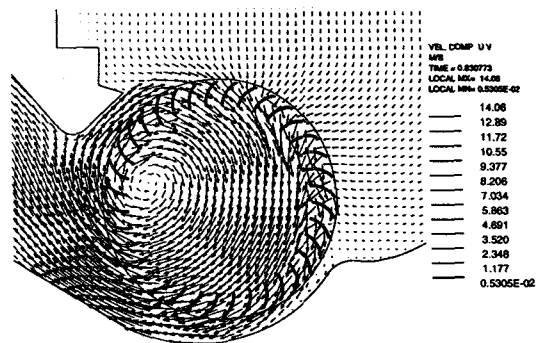


Fig 8. Velocity vector of case 1-1

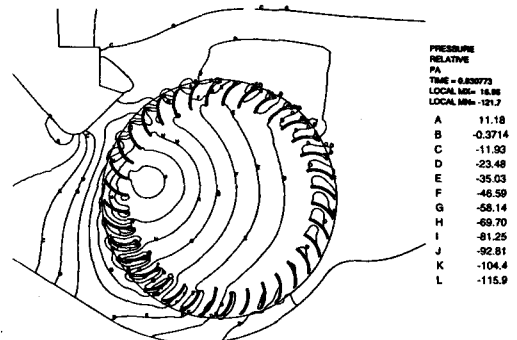


Fig 9. Pressure contour of case 1-1

### 3.1 실험 결과와 유동해석 결과의 비교

그림 7은 열교환기를 설치하였을 때의 정압-풍량 곡선을 나타낸 것이다. 실험 결과와 유동 해석 결과는 약 20%의 오차를 나타내었다. 실험 결과와 유동 해석 결과는 다공성 매질의 계수값  $\alpha$ ,  $\beta$ 에 의하여 상당히 큰 영향을 받는다.

유동 해석 결과를 보면  $\Delta P$ 가 2 mmAq인 경우에는 불안정해지는 것을 알 수 있다. 이러한 현상은 Cross Flow Fan의 유동의 일반적인 현상으로 system의 저항이 커지면 불안정해진다.

### 3.2 Blade의 형상 변화에 의한 성능 변화

그림 10은 case 1에 대하여 계산조건인  $\Delta P$ 가 0 mmAq 와 1 mmAq 에 대하여 유동 해석을 한 결과이다. case 1-3 의 경우는  $\Delta P$ 가 1 mmAq일 때의 계산 결과가 불안정해져서 수렴하지 않았으므로 그 결과를 표시하지 않았다.

그림 10의 결과를 통하여 settling angle이 일정할 때, blade 형상의 변화가 유동의 흐름에 영향을 주고 있음을 알 수 있지만 blade angle인  $\beta_1$ 과  $\beta_2$ 의 영향에 대한 경향성은 파악할 수 없다.

case 2의 타원형 blade의 유동 해석 결과는 그림 11과 같다. 결과를 보면 case 2-2 와 case 2-3 은 각각 case 1-1에 비하여 7.0%와 4.1%의 유량의 증가를 얻을 수 있었다. 본 연구에서  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ 를 변화시킨 범위에서는  $\beta_1$ 의 값은 클수록 유량이 증가하고  $\beta_2$ 의 값은 작을수록 유량이 증가한다는 결과를 얻을 수 있다.

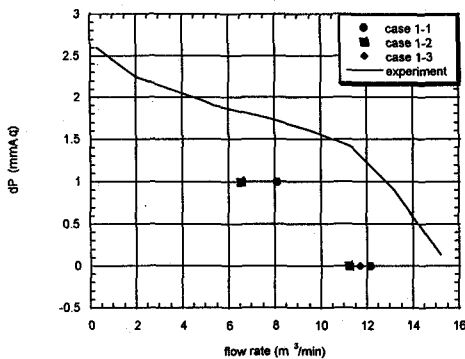


Fig 10. Fan performance curve, case 1

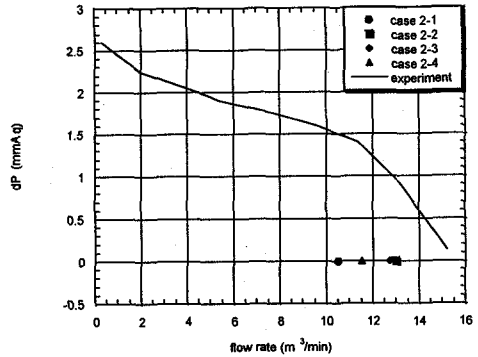


Fig 11. Fan performance curve, case 2

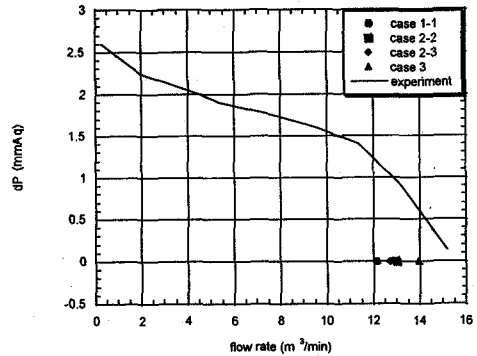


Fig 12. Fan performance curve, case 3

위와 같이  $\beta_1$ 의 값은 클수록 유량이 증가하고  $\beta_2$ 의 값은 작을수록 유량이 증가한다는 결과를 이용하여 새로운 blade 형상을 만들었다.  $\beta_1$ 은 case 2-1의 값을 이용하고  $\beta_2$ 의 값은 case 2-3의 값을 이용하여 case 3의 blade 형상을 만들어 계산했다.

case 3의 유량 결과를 그림 12에 제시하였는데 case 1에 비하여 15.1%의 유량의 향상을 가져와서 case 2의 결과인 본 연구에서 유동 해석을 한 범위 내에서의  $\beta_1$ 의 값은 클수록 유량이 증가하고  $\beta_2$ 의 값은 작을수록 유량이 증가한다는 결과를 뒷받침해주고 있다.

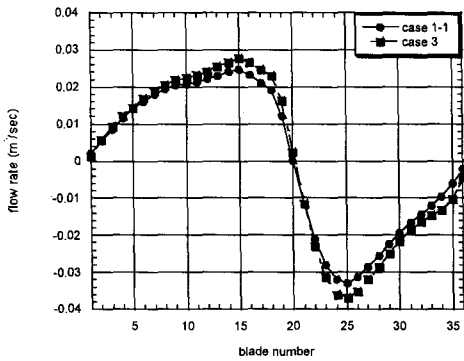


Fig 13. Flow rate distribution along location of blades

### 3.3 impeller를 통과하는 유동 현상

그림 13에는 impeller를 통과하는 유동의 유량 결과를 표시하였다. blade number는 그림 1의 blade 사이의 번호를 의미한다. 그림 13의 결과를 보면 연구에 이용된 Cross Flow Fan의 경우 inlet보다는 discharge로 작용하는 impeller의 부분이 상대적으로 적은 것을 알 수 있다. 그림 13의 결과에서 blade 번호에 따른 유량의 변화 양상이 거의 같은 것을 알 수 있는데 이는 blade의 형상보다는 Cross Flow Fan의 casing의 형상이 inlet과 discharge를 결정짓는 조건이기 때문이다. 따라서 Cross Flow Fan의 blade를 설계할 때는 stabilizer와 rear guider의 형상을 고려하여 설계하여야 한다. 또한 impeller를 통과하는 유량이 case 1의 경우  $0.31 \text{ m}^3/\text{sec}$  이지만 전체 Cross Flow Fan의 유량은  $0.2 \text{ m}^3/\text{sec}$  로서 약 30%의 차이가 나고 있다. 이 30%의 유량은 그림 1에 표시한 impeller와 stabilizer사이의 tip간극에서 계속 맴돌고 있음을 알 수 있다.

## 4. 결론

본 연구에서는 Moving Mesh를 이용하여 Cross Flow Fan의 비정상 유동 해석을 수행하여 blade 형상의 변화가 미치는 영향에 대한 연구를 수행하였다. 실험 결과와 유동 해석 결과가 최고 20% 정도의 오차를 나타내었다. 수치해석의 결과가 실험 결과와의 차이를 보이는 것은 실험상에서의 오차, 수치해석에

서 열교환기를 다공성 매질로 처리할 때 계수의 설정, 난류 모델의 부정확성 등의 문제에 기인한다고 본다.

수치 해석의 결과가 실험 결과와 어느 정도 같은 정성적 경향을 보여주고 있다. 또한 수치 해석의 결과로 실험에서는 확인하기 힘든 임펠러 내에서의 속도 분포를 확인할 수 있으며 또한 정확한 vortex eye의 위치도 알 수 있다. 이러한 결과들은 좀 더 효율적인 blade의 형상을 설계하는데 좋은 자료가 될 수 있을 것이다.

이번 유동 해석 결과를 통하여 처음에 주어진 blade에서  $\beta_1$ 과  $\beta_2$ 의 값을 변화시켜 보는 과정을 통하여 15.1%의 성능향상을 가져 왔다. 또한 Cross Flow Fan의 blade의 형상은, 본 연구에서 수행한 범위 내에서는  $\beta_1$ 의 값은 크고  $\beta_2$ 의 값은 작을수록 성능향상을 가져온다는 것을 알 수 있었다. 향후 좀 더 효율적인 blade 형상을 설계하기 위해서는 최적화 algorithm등이 사용될 수 있을 것이다.

## 후 기

본 연구는 대우전자의 산학협동연구과제의 일환으로 수행되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참고 문헌

1. Eck, B., 1973, Fans, Pergamon Press, pp. 156-184.
2. Susumu MURATA, Kazuyoshi NISNIHARA, 1976, "An Experimental Study of Cross Flow Fan," Bulletin of JSME. Vol.19, No.129.
3. Kazuo YAMAFUJI, 1975, "Studies on the Flow of Cross Flow Impellers," Bulletin of JSME, Vol.18, No. 123.
4. Yutaka MAYAKE, 1983, "An Analysis of High-speed Type Cross Flow Turbines," Bulletin of JSME, Vol. 26, No. 211.
5. 진심원, 이진하, 서상호, 이내영, 임금식, 1995, "에어콘용 횡류팬의 고품량화에 대한 실험적 연구," 공기조화 냉동공학회 1995년도 추계학술발표논문집, pp.234-241.
6. 박동섭, 맹주성, 이상환, 1995, "횡류팬 스테빌라이저 설계를 위한 실험적 고찰," 공기조화 냉동공

- 학회 1995년도 추계학술발표논문집, pp.238-246.
7. 이지석, 이상환, 정성원, 1995, "V.E.M.을 이용한 횡류팬 유동장 해석," 공기조화 냉동공학회 1995년도 하계학술발표논문집, pp.203-208.
  8. Akaike, S., Kitada, M., Taira, H., and Kikuyama, K., 1995, "Flow Analysis of Cross-Flow Fan," STAR-CD News, Issue 3, pp. 2-4.
  9. 허남건, 김사량, 이경현, 강신형, 1996, "Cross Flow Fan의 내부 유동 해석," 96 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 9-17.
  10. 石川正俊, 1996, "Unsteady Flow Analysis around Cross Flow Fan," Proceedings of the 3rd STAR-CD Users' Seminar. Vol 1. pp. 4.1-4.11.
  11. STAR-CD Version 2.3 manuals, Computational Dynamics, 1994.