

가전제품용 저소음 축류팬 개발에 관한 연구

(주) 금성사 생활시스템연구소 : 김성협, 김창준, 류호선, 김태진

< 초 목 >

본 연구에서는 저소음 팬 개발을 위해 검증 실험 대체로 전산유체역학을 응용하고 PT 제작기간 단축을 위한 방법을 제시하고자 한다. 팬 내부의 유동장 해석을 통하여 실제의 설계과정 중에 응용하기 위한 가능성을 알아본 결과, 해석으로부터 여러 대상 팬의 상대평가가 유용하다는 결론을 얻게 되었다. 이 때 효율의 상대평가는 팬 익면의 정압상승 계수를 통하여, 그리고 소음의 평가는 난류에너지 k 의 분포를 통하여 비교할 수 있음을 알 수 있었다. 또한 실제의 PT제작방법에 있어서도 기존에 비해 제작 기간과 비용면에서 유리한 SLA를 이용한 부분합성법을 시도하여, 기존에 사용했던 NC가공을 통한 PT제작 방법에 제작기간 및 비용을 50%이상 절감/감축할 수 있었다.

I. 서론

가전제품에 사용되는 소형팬의 경우에는 그 종류도 다양할 뿐만 아니라 에어컨, 냉장고, 전자레인지등 그 적용이 광범위하므로 공통된 연구 목표를 일률적으로 정하는 것이 매우 어려운 실정이다. 그러나, 근간에 이루어지고 있는 가전제품용 팬의 대부분의 연구가 크게 효율과 소음, 두가지 인자의 조합으로 압축될 수 있으며, 실제의 많은 연구도 이에 초점을 맞추고 진행되고 있다. 이 중에서 효율적인 측면은 현재의 가전제품이 소형경량화 및 다기능과 에너지 효율 극대화를 요구하고 있음으로 해서, 기본적인 기구 구성이 매우 치밀해야 하고, 이런 기구 구성을 위해 팬은 그 크기가 소형이면서 상대적으로 낮은 회전수에서 많은 풍량을 낼 수 있도록 제작되어야 함을 뜻한다. 다음으로 소음의 측면은 전자의 효율적인 측면을 충분히 만족하면서 팬을 포함한 제품을 사용하고 있는 고객에게 사용중 쾌적감을 느낄 수 있도록 가전제품 사용중에 부수적으로 파생되는 소음최소화를 위해 매우 활발하게 연구되고 있는 분야이다.

팬을 설계, 제작, 평가하는 진행과정 중에는 많은 시간과 경비가 소요된다. 이 때 유동

해석은 이러한 과정중에 유동특성을 제공해줄 뿐만 아니라, 이를 근거로 형상변경에 대한 착안을 할 수 있으므로 시간과 경비의 저감에 있어서 매우 효율적인 수단이 될 수 있다. 이것은 여러개의 설계된 팬 주변의 압력분포, 속도분포를 살펴보면 팬의 성능, 소음에 대한 상대적인 비교평가를 할 수 있기 때문이다. 그러므로 본 연구에서는 설계된 팬을 해석, 실험하여 성능 및 소음에 대한 상대적인 평가를 가능하게 하는 유동특성인자가 무엇인지 제시하고자 한다.

II. 수치해석방법

1. 지배방정식과 난류모델

비압축성(Incompressible), 3차원(3-Dimension), 정상상태(Steady-State)에 대한 유동의 연속방정식, 운동량방정식(Navier-Stokes Equation), 난류운동에너지(k)방정식과 난류운동에너지소멸률(ϵ)방정식은 직교좌표계(x, y, z)에서 다음과 같은 형태로 나타난다.

$$E_x + F_y + G_z + R = S \quad (2-1)$$

여기서 x, y, z는 x축을 중심으로 Ω 의 각속도로 회전하는 회전좌표들을 나타낸다. 그리고, E, F, G, R과 source항 S는 각기 다음과 같다.

$$E = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 - \mu_t u_x \\ \rho uv - \mu_t v_x \\ \rho uw - \mu_t w_x \\ \rho uk - \mu_t k_x / \sigma_k \\ \rho u \epsilon - \mu_t \epsilon_x / \sigma_\epsilon \end{bmatrix} \quad F = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho vu - \mu_t u_y \\ \rho v^2 - \mu_t v_y \\ \rho vw - \mu_t w_y \\ \rho vk - \mu_t k_y / \sigma_k \\ \rho v \epsilon - \mu_t \epsilon_y / \sigma_\epsilon \end{bmatrix}$$

$$G = \begin{bmatrix} \rho w \\ \rho uw - \mu_t u_z \\ \rho vw - \mu_t v_z \\ \rho w^2 - \mu_t w_z \\ \rho wk - \mu_t k_z / \sigma_k \\ \rho w \epsilon - \mu_t \epsilon_z / \sigma_\epsilon \end{bmatrix} \quad R = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\rho \Omega (\Omega y + 2w) \\ -\rho \Omega (\Omega z - 2v) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$S = \begin{bmatrix} 0 \\ (\mu u_x)_x + (\mu v_x)_y + (\mu w_x)_z - p_x \\ (\mu u_y)_x + (\mu v_y)_y + (\mu w_y)_z - p_y \\ (\mu u_z)_x + (\mu v_z)_y + (\mu w_z)_z - p_z \\ \rho P - \rho \epsilon \\ \rho_k^\epsilon (c_{\epsilon 1} P - c_{\epsilon 2} \epsilon) \end{bmatrix}$$

좌표계의 회전에 따른 원심가속도와 Coriolis가속도는 R에 포함되어 있으며, 난류운동에너지의 생성항 P는 다음과 같이 정의된다.

$$P = c_{\mu} \frac{k^2}{\varepsilon} [(u_y + v_x)^2 + (v_z + w_y)^2 + (w_x + u_z)^2 + 2(u_x^2 + v_y^2 + w_z^2)]$$

난류유통의 계산을 위하여 본 연구에서 사용한 표준 k-ε모델[1]에서 난류점성계수 (eddy viscosity) μ_t 를 다음 식에 의해 구한다.

$$\mu_t = \rho c_{\mu} \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{2-2}$$

난류모델에 사용된 상수들은 다음과 같다.

$$c_{\mu} = 0.09, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_{\varepsilon} = 1.3, \quad c_{\varepsilon 1} = 1.44, \quad c_{\varepsilon 2} = 1.92$$

2. 차분화과정 및 경계조건

지배방정식은 유한차분법에 의해 수치계산되는데, 차분화를 과정 중에는 확산항과 source항에 대해서는 중앙차분법을 사용하고, 속도 및 Scalar양에 대하여 계산위치가 다른 Staggered Grid System을 사용하였다. 또한, 대류항에 대해서는 Hybrid Scheme [2]을 사용하였고, 압력분포를 계산하기 위해서 SIMPLE-C[3,4]방식의 속도-압력 보정알고리즘을 사용하였다.

다음은 경계조건의 적용인데, 본 연구에서는 팬의 상대적인 평가에 관심이 있기 때문에 입구에서는 균일하게 속도, 난류에너지 k, 그리고 난류에너지소멸률 ε을 일정하게 분포시켰다. 다음으로 출구에서는 축방향으로의 모든 변수의 구배가 0이 되는 Neumann경계조건을 사용하였다.

팬 날개를 포함하고 있는 측면경계면에서는, 이 경계면 중에서 회전수에 따른 속도값을 갖게 되는 날개부분을 제외한 모든 영역에서, 블레이드가 3개인 경우에는 $2\pi/3 (=120^\circ)$ 를 주기로, 4개의 블레이드의 경우에는 $\pi/2 (=90^\circ)$ 를 주기로 물리량이 같다는 주기경계조건(Periodic Boundary Condition)을 적용하였다.

마지막으로 벽경계면(Wall Boundary)에 대해서는 Launder & Spalding이 제안한 벽함수(Wall Function)를 적용하였다.

3. 격자계

본 연구에서 수치해석을 위해 사용한 격자계는 블레이드(Blade)의 수가 3개와 4개인 경우에 대한 접선방향과 반경방향길이비의 차이가 있으나, 축방향(Axial Direction)으로 85개, 접선방향(Tangential Direction)으로 30개, 반경방향(Radial Direction)으로 24개를 공통적으로 사용함으로써 전체적으로 $85 \times 30 \times 24$ 개의 격자계를 이용하였다. 이 때 축방향에서 입구부에 12개, 팬 부분에 22개, 출구부에 51개를 분포시켰으며, 팬의 반경을 기준길이, 1로 하였을 때, 입구부는 0.75, 출구부는 5이다.

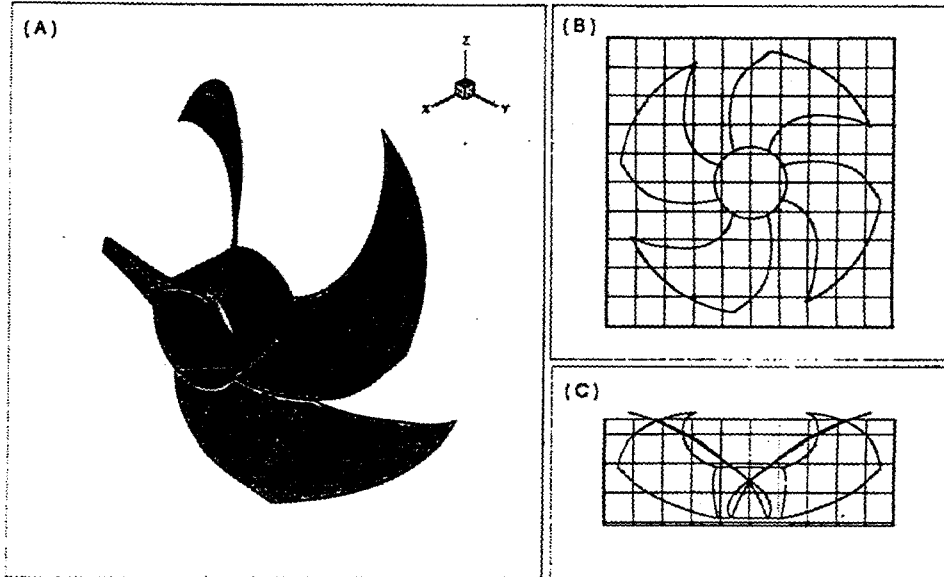


Fig.1 Fan Shape (A) Iso view (B) Top view (C) Side view

Fig.1은 해석대상 팬의 하나를 보이고 있다. 이 팬은 4개의 블레이드를 가지고 있는 경우이며, 검사체적은 두개의 블레이드 사이를 선택하여 유동장을 해석하였다.

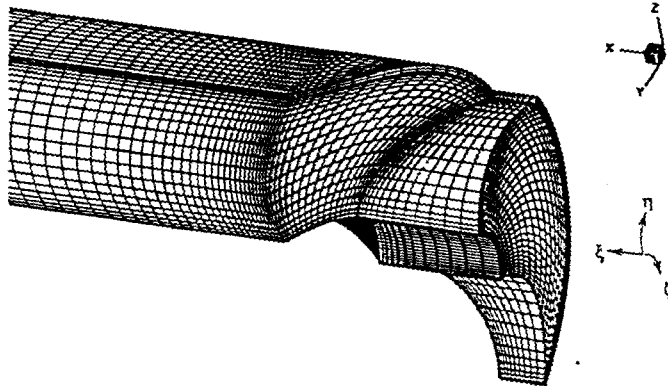


Fig.2 Grid System(Fan 3)

Fig.2는 Fig.1에 보인 팬을 대상으로 격자계를 형성한 것으로, 입구면과 블레이드부분을 구성하고 있는 격자계의 모습을 상세히 보여주고 있다. 날개의 끝부분과 외벽사이에는 5개의 절점을 분포시키고 있으며, 날개면의 곡률을 최대한 유지시키고 있음을 알 수 있다. 축부분과 외벽은 각각 하나의 원통으로 처리하였으며, 날개면과 이 부분에 벡함수를 적용시켰다. 또한 팬 선단부(Leading Edge)와 후단부(Trailing Edge)의 유동장이 중요하므로 Stretching Function을 이용하여 격자가 조밀하게 분포되도록 하였다.

III. 실험 내용

1. PT(Proto Type)의 제작방법

다음의 표.1과 2는 본 설계의 PT제작시에 처음으로 적용되어 시간 및 비용의 측면에서 매우 효율적인 방법으로 평가된 부분합성법에 대해 기존의 제작방법과의 차이를 상세한 보여주고 있다.우선 종래의 NC가공을 통한 진공주형의 경우에 소요되는 금액 및 제작시간은 표.1에 나타난 바와 같다.

표.1 NC가공을 통한 진공주형의 비용 및 제작시간

	균일두께	Variables Thickness
금액	800만원	1,200만원
시간	1 개월	2 개월

위와 비교하여 본 설계시 적용되었던 SLA를 이용한 가공의 경우의 것은 다음의 표.2에 나타난 바와 같다.

표.2 SLA가공을 통한 PT품의 비용 및 제작시간

종류	SLA가공 →부분가공 →진공주형[간이금형]	SLA가공 →전체가공
구분		
금액	100 만원 내외	150 만원
시간	2 주	

위의 표.1, 2에서 나타난 바와 같이 금번에 도입된 방법은 기존의 것에 비해 제작시간의 경우, 균일두께-NC가공의 46.7%, Variable Thickness-NC가공의 23.3%이며, 비용면에서도 각각 31.2%, 20.8% 밖에는 소요되지 않으므로 상대적으로 매우 우수한 방법임이 밝혀졌다.

2. 실험내용

본 연구에서는 사류팬(Mixed Flow Fan) 1개와 축류팬(Axial Fan) 3개를 대상으로 하고 있으며, 이 중에서 사류팬과 축류팬 1개가 3개의 블레이드이고, 나머지 축류팬 2개는 블레이드가 4개인 경우이다. 해석대상 팬에 대한 대략적인 사항은 표.3에 나타난 바와 같다.

표.3 Test Cases

	Type	Blade
Fan 1	Mixed Flow Fan	3
Fan 2	Axial Fan	3
Fan 3	Axial Fan	4
Fan 4	Axial Fan	4

IV. 계산결과 및 검토

본 연구에서는 회전하는 팬의 유동특성을 알아보기 위하여 4가지 경우의 기하학적 형상을 지닌 팬에 대한 해석을 시도하였다.

이전의 연구[5]에서 이미 팬을 지나는 유동장의 특성을 제한된 변수 즉, 무차원 각속도와 레이놀즈수에 따른 변화로 파악하였으므로 본 연구에서는 서로 상이한 기하학적 형상을 가진 팬을 설정한 후, 각각의 형상에 대해 동일한 유동특성을 가지고 있다고 할 때, 기하학적 형상의 차이로 나타나는 유동장의 영향을 파악하였다. 또한 기하학적 형상과 상관 없이 나타나는 팬의 국부적인 유동장의 공통적인 특성들을 각 경우에서 이끌어내어 추후 실제의 설계에서 활용하기 위한 정보를 이끌어내었다.

회전 팬의 해석과정중에 나타나는 유동장의 특성은 다음과 같은 두가지 변수에 의해 지배된다.

$$Re = \frac{\rho U_0 R}{\mu} \quad , \quad \Omega^* = \Omega \frac{R}{U_0}$$

본 연구의 4가지 모든 경우에 있어서 $Re=64900$ 이고, $\Omega^* = 4.01$ 이다. 여기에서 특성 속도 U_0 는 입구면에서의 축방향 평균유속이며, 특성길이 L 은 외벽의 반경 R 과 같다.

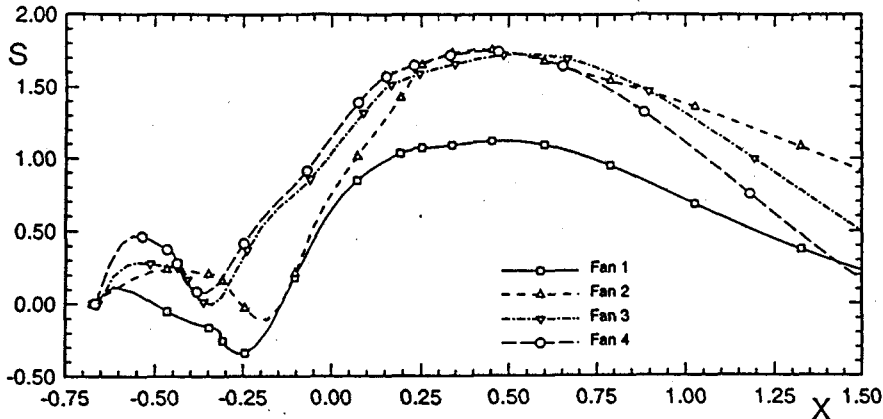


Fig.3 Swirl Intensity Distributions(J=12)

Fig.3은 다음과 같이 정의되는 선회강도(Swirling Intensity)의 분포를 팬의 각 경우에 있어서 $J=12$ 인 단면을 따라 계산하여 비교한 것이다. 이 선회강도는 ξ 방향을 따라 ζ 가 일정한 단면을 따라 계산된 것이다.

$$S = 2\pi \int_{r_1}^R \frac{uv\theta r^2}{\pi R^3 U_0^2} dr$$

선회강도는 Fan 1에서 4가지 모든 경우에 있어서 유사한 경향을 보이고 있으며, 약간의 정량적인 차이만을 보이고 있다. 특히 기울기의 변화가 심한 부분은 팬의 입구부로서 기울기가 음에서 양으로 변하고 있는데, 이것은 선회강도를 정의한 식의 각 성분중 v_θ 성분에 관련된 변화로 볼 수 있으며, 팬 블레이드사이로 유동이 유입되는 동안 접선방향의 속도 성분이 반대방향으로 변화됨을 나타낸다. 또한 입구부를 지나면서는 선회강도가 급격하게 증가하게 되며, 이때의 정점은 팬의 출구부에 존재한다. 그리고 팬을 지난 후에는 서서히 선회강도가 약해지고 있으며, 이러한 경향은 Fan 1과 2의 블레이드 갯수가 3개인 경우가, Fan 3과 4의 4개의 블레이드보다 더욱 완만하여, 3개의 블레이드를 가진 경우가 팬의 회전에 의한 영향이 후류에 길게 전파되어짐을 파악할 수 있게 해준다. 특히 이 그림에서 주목되는 경우는 Fan 1의 사류팬(Mixed Flow Fan)인데, 선회강도의 분포가 타 경우와 비교

하여 상대적으로 가장 낮은 값을 나타내며, 팬을 지나는 동안 유동장의 발달과정중 개순환 영역등의 복잡한 유동현상들의 발생이 상대적으로 적다는 것을 의미한다. 이 결과 소음의 측면에서 사류팬은 축류팬(Axial Fan)보다 다른 유동조건이 동일할 경우 상대적으로 유리하다고 사료되는데, 이것은 실험을 통해 사류팬이 효율면에서 블레이드 4개인 경우(Fan 3, 4)에는 8%, 블레이드가 3개인 Fan 2보다는 2%, 소음에서는 Fan 3, 4보다 1.0 ~ 1.5 dBA, Fan 2보다는 0.4dBA 낮게 나타나 이러한 점을 뒷받침해주고 있다.

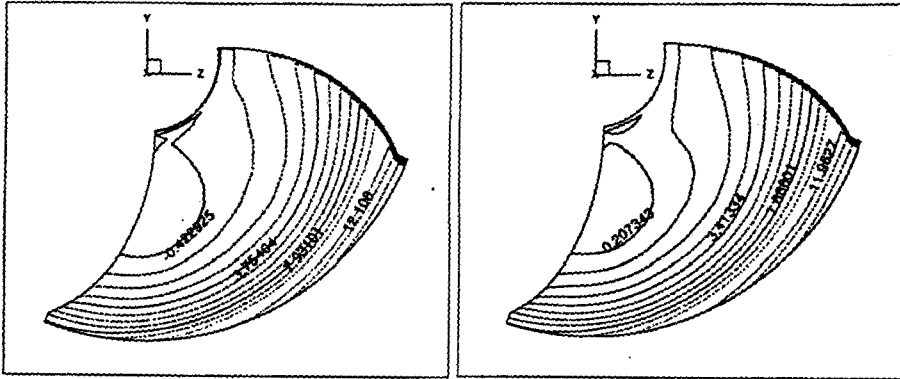


Fig.4 Pressure Contours(Fan 3 & 4 : I=25)

Fig. 4는 Fan 3과 4의 경우에 있어서 팬의 중간부분(I=25)에 위치한 단면부의 압력 분포이다. 그림에서 나타난 바와 같이 두 단면에서 보이고 있는 압력의 최고치와 최저치의 차가 12정도로 유사할 뿐만 아니라, 축부분(Hub), 음압면(Suction Surface)부분에 가장 낮은 압력부가 존재하고, 외벽(Casing), 압력면(Pressure Surface)부분에 가장 높은 압력 부가 존재하여 전체적으로는 단면에 대해 대각선적인 압력분포를 나타내는 유사점을 찾을 수 있다.

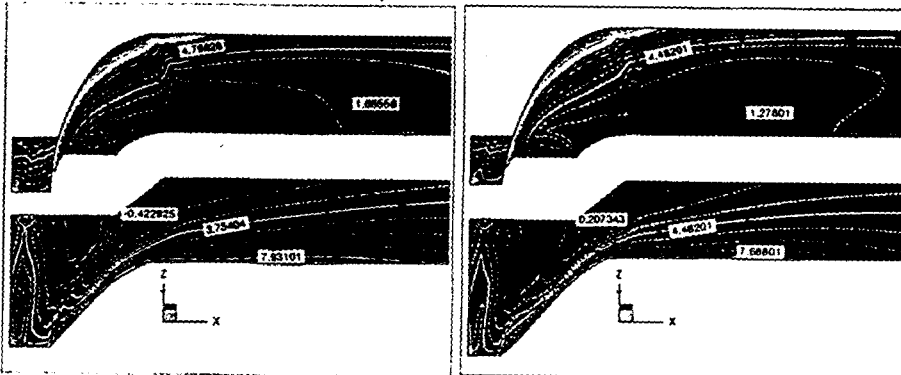


Fig.5 Pressure Contours (Fan 3 & 4 : J=2 & J=29)

Fig. 5는 음압면과 압력면사이의 압력분포로써 Fan 4의 경우가 Fan 3보다 팬을 지

난 후 압력이 급격히 감소해감을 알 수 있다. 특히 이 경우는 입구부에서도 Fan 4의 경우가 상대적으로 급격한 압력강하를 보이고 있으며, Fan 3과 상대적인 효율비교에서도 압력상승의 효과를 잘 보이고 있다.

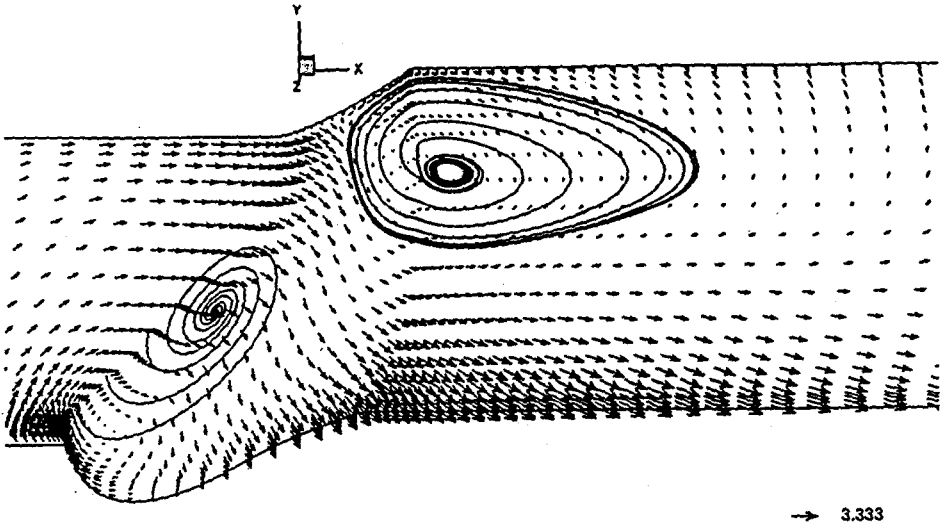


Fig.6 Velocity Vectors and Stream Lines (Fan 3 : J=15)

Fig. 6은 Fan 4의 J=15인 단면의 속도벡터분포이며, 선단부의 외벽부분과 후단부의 측부분에서 강한 재순환영역이 발생하고 있음을 보여주고 있다. 특히 이 부분은 팬의 유동 현상 중 소음원으로써 작용하고 있는 것으로 사료되며, 이 부분에 대한 기하학적 형상이 팬 소음저감에 중요한 인자로 작용할 것이다.

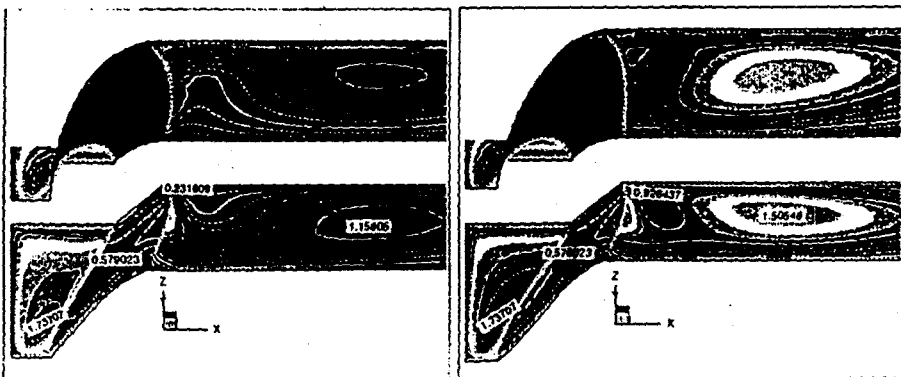


Fig.7 Turbulent Kinetic Energy Contours (Fan 3 & 4 : J=2 & J=29)

Fig. 6과 관련하여 Fig. 7의 난류운동에너지 k의 분포는 매우 흥미로운 부분이다. Fig. 6에 나타난 재순환 영역은 그 발생하는 부분을 파악할 수는 있어도 유사한 형상을 가

진 Fan에서 동일하게 발생되므로, 실제의 설계시 어떤 경우를 선택할 것인가 하는 것은 매우 어려운 선택이 될 것이다. 그러나 Fig. 7에 나타난 k 의 분포는 정량적인 값의 차이를 보여주게될 뿐만 아니라 그 분포의 면적 또한 보여주고 있으므로, 설계시에 매우 유용한 자료를 제공해주는 것이다. 이러한 점은 실험을 통한 검증에서 Fan 3과 Fan 4의 효율이 각각 52%와 51%, 그리고 소음의 경우는 50.1 dBA와 50.6dBA를 보임으로써 Fan 3의 경우가 전반적으로 우수함을 보인 점으로 부터도 이 인자의 파악이 유용함을 알 수 있다.

V. 결론

본 연구에서는 팬 개발과정 중 전산유체역학을 통하여 팬의 유동현상을 파악한 결과 효율과 소음을 예측하기 위해서는 다수의 해석대상을 통한 상대적인 비교평가가 유용하며, 익면의 정압분포는 효율면에서, 그리고 소음면에서는 난류운동에너지 k 의 분포는 간단하게 상대평가를 위한 적절한 변수임을 확인할 수 있었으며 실험 결과는 이러한 결론을 잘 반영하여 주었다. 한편, 직경이 큰 팬 PT의 경우에, SLA를 이용한 부분합성법이 기존의 NC가공보다 팬 기하학적 형상 구현에 있어서 비용 제작시간의 관점에서 매우 경제적이다.

VI. 참고문헌

1. Launder, B.E., and Spalding, D.B., Comp. Methods Appl. Mech. Eng., Vol.3, pp.269-289,1974
2. Van Doormal, J.P., and Raithby, G.D., "Enhancement of the SIMPLE Method for Predicting Incompressible Fluid Flows," Numerical Heat Transfer, Vol.7, 1984, pp.147-163
3. Patankar, S.V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, McGraw-Hill Book Co., 1980
4. Latimer, B.R. and Pollard, A., "Comparison of Pressure -Velocity Coupling Solution Algorithms," Numerical Heat Transfer, Vol.8, 1985, pp.635-652
5. 김 성협, 김 광용, 김 태진, 장 춘만, 최 무용, "축류 Fan을 지나는 3차원 점성유동에 관한 연구," 대한기계학회초록집, 1993.11