

시로코 팬 성능과 소음

류호선*

1. 서 론

시로코 팬은 공조기, 조리기기, 산업용 송풍기 등에 다양하게 사용되고 있는 팬의 한 종류이다. 시로코 팬은 축류팬보다 높은 정압을 낼 수 있고, 횡류형 팬보다는 유량이 많은 특성을 가지고 있다. 시로코 팬에 대한 연구는 주로 산업용 송풍기에서 효율개선 연구를 집중적으로 수행하여 왔으나 최근 저소음 기기에 대한 관심이 시로코 팬의 소음 연구가 활발하게 진행되고 있다. 시로코 팬은 Fig. 1에 나타난 바와 같이 팬 블레이드와 이를 둘러싸고 있는 스크롤로 크게 구성되어 있으며, 블레이드를 지지해주는 주판, 그리고 유동 이입부에 위치한 bell mouth 등으로 구성된다.

기존의 연구는 시로코 팬의 유동이 Fig. 2에 나타난 바와 같이 3차원 유동 특성을 가지고 있으며 설계 인자도 상당히 많기 때문에 팬의 몇 가지 설계 인자에 대한 연구가 단편적으로 진행되었다. 산업용 시로코 분야

에서는 Eck,⁽¹⁾ 生井茂文과 井上雅弘⁽²⁾의 저서가 설계의 기본을 제공해주지만 다양한 적용 등에 대해서는 자세한 정보를 제공해주지는 못하는 형편이다.

Maling은 실험적인 연구를 통하여 기하학적으로 상사성을 가진 원심팬에서는 sound pressure spectrum에 적당한 무차원 수를 도입하면 spectrum은 상사 분포를 나타낸다고 발표하였다. 즉 동적인 상사성을 만족하면 시로코 팬의 크기에 상관없이 동일 무차원 성능점에서 작동 될 경우 팬의 소음을 예측할 수 있다는 것을 의미한다. 이와 같은 사실은 Solomakova, Bolton 및 Konieczny가 여러 종류의 시로코 팬에 대해서 실험적인 연구를

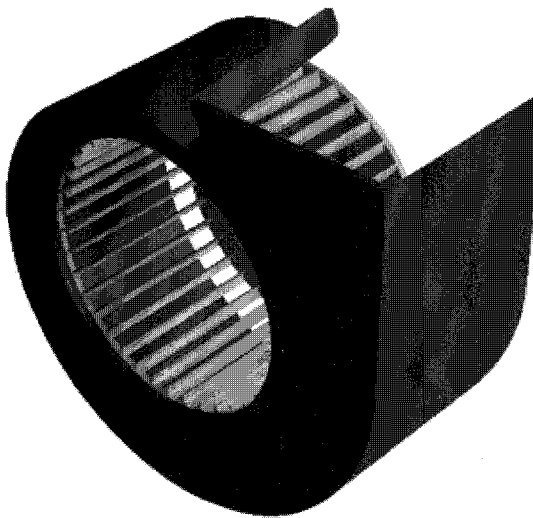
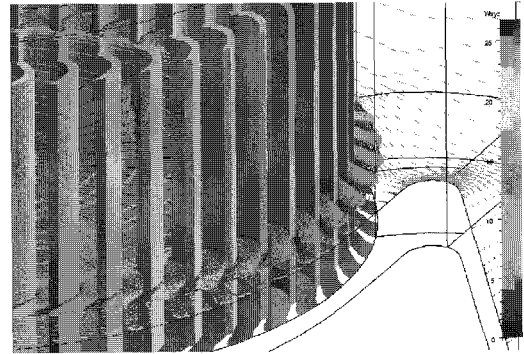
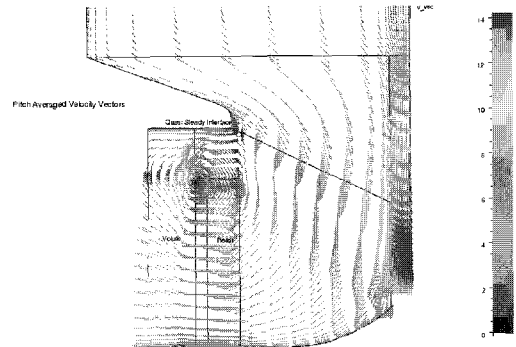


Fig. 1 schematic of sirocco fan



(a) blade region



(b) bell mouth region

Fig. 2 velocity vector plots in sirocco fan

* LG전자 디지털 어플라이언스 연구소
E-mail : rhs@lge.co.kr

수행해 본 결과 Maling의 소음의 상사성 법칙이 잘 만족한다는 결과를 발표하였다. Bolton과 Konieczny는 시로코팬의 소음의 상사성에 대하여 blower의 외경과 높이에 관한 적당한 무차원 변수를 이용하면 scale up/down 된 팬의 성능 곡선을 예측할 수 있음은 물론 1/3 Octave로 얻어진 팬 소음 level을 얻을 수 있다고 하였다. 그러나 위의 소음의 상사성 법칙은 기본적으로 시로코 팬에서 정적 그리고 동적인 상사성을 만족해야 한다는 문제가 남아있다. 그래서 시로코 팬의 각 인자 변화에 따른 유량 계수의 변화로 인해 나타나는 소음의 특성 변화에 대한 연구는 반듯이 수행해야 한다. Morinushi⁽³⁾는 시로코 팬의 인자 변화에 따른 소음 실험을 집중적으로 수행하여 시로코 팬의 비소음에 대하여 많은 자료를 제시하였다. Morinushi는 전향 각을 갖는 경우에 비소음이 가장 작은 경우는 블레이드 높이와 직경비가 0.6이며, 이보다 클 때에는 비소음이 급히 커지는 사실을 밝혔다.

그러나 기존 연구는 다양한 팬의 공간상등의 사용 조건을 만족하고 성능 요구에 따르기가 어렵기 때문에 다양한 기본자료가 필요하다. 본 연구에서는 시로코 팬에 관련된 기하형상 인자들과 회전속도 등을 이용해 표현될 수 있는 유동의 손실식을 사용하여 압력, 유량, 그리고 효율을 예측하고 주요 설계 인자가 성능에 미치는 영향도를 파악하여 시로코 팬을 설계하는 기본 자료를 제공하고자 한다.

2. 성능예측

Fig. 2에 나타난 바와 같이 시로코 팬의 유동은 상당히 복잡하고, 설계인자도 다양하기 때문에 정확하게 성능을 정확하게 예측하기는 어려운 형편이다. Fig. 3를 살펴보면 유량이 아주 적은 영역을 제외하고, 유량 계수와 압력계수가 회전수 변화와는 상관 없다는 것을 나타내고 있다. 이는 팬의 직경과 회전수를 이용한 특성 길이와 특성 속도를 이용하면 성능예측이 가능하다는 것을 나타내고 있다. 그러나 특이하게 Fig. 4의 경우에는 팬의 특성이 Fig. 3과 다르게 유량이 3.5 CMM 경우에 풍량이 떨어지는 특징을 나타내고 있다. 이러한 현상 때문에 정확하게 시로코 팬의 성능 예측이 어렵게 하는 요인이라고 할 수 있다. 이러한 현상은 절밀한 유동 측정을 통해 원인을 정밀하게 측정하여 파악해야 할 사항이다.

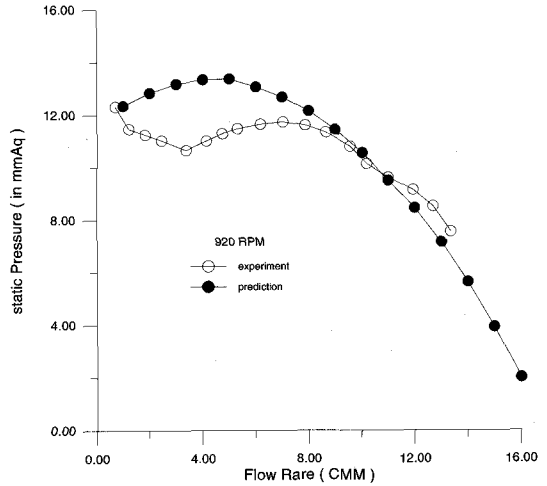


Fig. 3 Normalized Fan performance

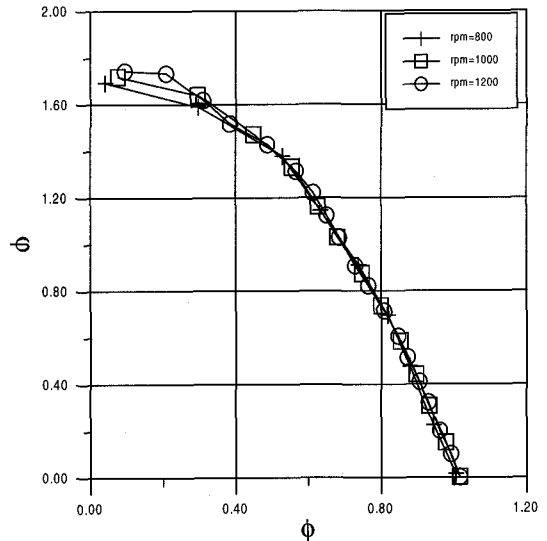


Fig. 4 comparison with experiment

Fig. 4는 Euler 방정식과 기존의 여러 손실항을 이용하여 계산한 결과를 실험과 비교한 것이다. Fig. 2에 나타난 바와 같이 시로코 팬 입구와 회전하는 블레이드 사이에 재순환 유동이 존재한다. 이 현상을 반영하기 위해 Yamazaki & Satoh⁽⁴⁾가 재순환 유동크기에 대한 실험식을 사용하였다. 그리고 블레이드에서 발생하는 slip 현상은 많이 사용하고 있는 Wiesner식을 사용하였다. 시로코 팬이 작동될 때에 블레이드 각도(β_1 , β_2)는 고정되어 있어서 블레이드가 구성하는 각도와 유동이 블레이드로 이입되는 각도와 정확하게 일치하지 않기

때문에 발생하는 충격손실이 발생한다. 날개 수, 두께, 블레이드 입구 각이 반영된 Galvas^{(5),(6)}의 손실 모형을 사용하였다. 블레이드에서의 마찰 손실은 Galvas 손실 식을, 블레이드 압력면과 흡입면의 속도 차이로 인해서 발생하는 후류 혼합손실은 Jhonston와 Dean⁽⁷⁾의 손실 식을 사용하였다. 주판에서의 마찰 손실은 Daily와 Nece, 누설에 대한 손실은 生井茂文과 井上雅弘에 제시된 손실 식을 사용하였다. 스크롤은 블레이드에서 빠져 나온 유동의 속도 에너지가 서서히 단면적이 증가하면서 동압이 정압으로 변화하게 하는 역할을 한다. 그러나 이 유동은 블레이드에서 빠져 나오는 유동과 스크롤 전 단면에서 다가오는 유동과 상호작용을 하며, 스크롤 고유 형상에서 나타나는 바와 같이 곡률 효과가 반영되기 때문에 상당히 복잡한 유동을 나타내고 있다. 이러한 유동을 정확하게 예측하기란 상당히 어렵지만, 스크롤이 시로코 팬 성능에 미치는 영향이 상당히 크기 때문에 조심스럽게 스크롤 내부 유동을 예측해야 한다. 시로코 팬의 스크롤에서 간단하게 유동 예측에 대하여 발표된 적은 없지만 본 연구에서는 Lorett과 Gopalakrishan⁽⁸⁾의 방법을 따랐다. Fig. 4에 나타난 바와 같이 실제적으로 시로코 팬이 사용되고 있는 영역은 실험과 계산이 정확도를 갖지만 유량이 작은 지역에서는 정확도 떨어진다. 이러한 부분에서는 좀더 구체적인 연구가 필요하다.

정압 효율을 Fig. 5에 나타내었는데, 전반적으로 효율은 β_1 에는 큰 영향을 받지않고 β_2 에는 많은 영향을 받는 것을 알 수 있다. 그리고 효율은 출구각이 155도 이하의 경우에는 변화폭이 상당히 작지만, 이각도 이상

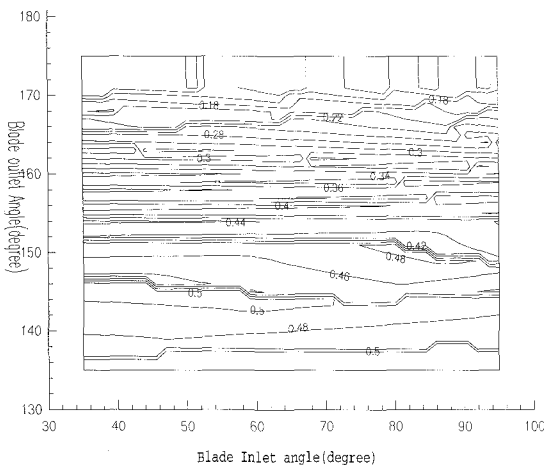


Fig. 5 Static efficiency contours

이 되면 효율이 급격히 떨어지는 특징을 나타내고 있다. 이와 같은 결과를 보면 어느 정도 정압과 풍량 이상을 내고, 어느 이상의 효율을 내는 송풍기를 설계하기 위해서는 출구각의 제한치가 있음을 알 수 있다.

3. 소음예측

현재 시로코 팬의 각 설계 인자에 대한 실험 결과를 발표하는 경우는 상당히 드문 일이지만, Morinushi는 오랫동안 각 설계 인자가 전체 소음에 미치는 영향에 관한 실험 자료를 발표하였다. 만일 Morinushi가 연구하였던 시로코 팬의 성능을 잘 맞출 수 있는 성능 예측 Software를 가지고 있고, 이 Software를 이용하여 Morinushi가 발표한 소음 자료를 정확하게 예측할 수 있다면 바로 시로코 팬 소음 예측에 사용할 수 있을 것이다. 그러나 여기서 명심해야 할 사항은 유로에서(시로코 팬을 이용하는 system) 박리 현상이 발생하거나 유로 등에서 공진이 발생하게 되면 위 소음 예측 Software는 정확성이 결여될 가능성이 클 수 있다는 것이다.

Morinushi는 시로코 팬의 블레이드 및 스크롤의 설계 인자를 변화시켜가면서 소음 연구를 수행하였다. Morinushi에 따르면 팬 소음 수준은

$$SPL = 10 \log_{10}(QP_T^{2.5}) + K_s \tag{1}$$

과 같다. 식 (1)에서 Q는 풍량(m^3/s), P_T 는 전압(N/m^2), 그리고 K_s 는 비소음(dBA)을 나타낸다. 식 (1)은 동일한 작동 점에서 기하학적 상사성과 무차원 유량 및 전압 계수가 동일한 경우에 사용이 가능하지만, 무차원 유량 및 전압 계수가 다른 경우에는 현실적으로 사용하기 불가능하다. 따라서 동일 팬에서 작동 점이 변화하거나 기하학적 형상이 변화하는 경우에 SPL을 예측할 수 있는 관계식을 찾는 것이 매우 중요하다. Mugridge⁽⁹⁾는 난류 경계층에서 전체 소음에 쌍극자(dipole)가 차지하는 비중이 가장 큰 사실을 실험적으로 관찰하였다. 그리고 Lighthill이 제시한 대로 원거리에서의 소음의 방사량은 소음 발생원에서 방사한 소음 방사량과 같다고 하였다. 따라서 팬의 소음을 예측하고자 할 때에는 회전하는 블레이드면과 유체 상호작용에 의해서 발생하는 소음 방사량을 예측할 수 있어야 한다. 계산상 필요로 하는 유체 힘과 쌍극자의 sound power(W)

와의 관계는 다음과 같다.

$$W = \frac{1}{12\pi a_0^3} \left\langle \left(\frac{\partial F}{\partial t} \right) \right\rangle \langle h \cdot l_s \rangle \quad (2)$$

여기서 F 는 단위 면적 당 작용하는 힘이고 h 와 l_s 는 웬 블레이드의 폭과 길이에 해당한다. 원심 송풍기에서 식 (2)의 F 는 익형 이론에 의해서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\left\langle \left(\frac{\partial F}{\partial t} \right)^2 \right\rangle \cong \frac{\omega c}{4\pi} \rho^2 V_r^3 \left[v' \frac{dC_L}{di} \right]^2 \quad (3)$$

여기서 v' 는 블레이드 코드에 수직 방향의 요동 속도이고 dC_L/di 는 정상상태에서의 받음각에 대한 양력 계수의 변화량이다. 만일 블레이드의 개수가 B 이고 난류 유동인 경우에 W 는

$$W \approx \frac{\rho}{48\pi^2 a_0^3} V_r^4 \left(\frac{dC_L}{di} \right)^2 \left(\frac{l_s \omega}{V_r} \right) G_v(\omega) \quad (4)$$

의 형태로 나타낼 수 있다. 그러나 (2)~(4)의 식은 여러 가지 웬의 공력 특성을 정확하게 알고 있어야만 전체 소음 수준과 소음의 power spectrum을 예측할 수 있기 때문에 공학적으로 바로 적용하기는 현실적으로 불가능하다. 그래서 Mugridge는 여러 산업용 웬에 대한 자료 조사를 통해서 원심형 웬의 소음 spectrum은 다음과 같이 나타낼 수 있다고 하였다.

$$PWL(f) = K + 7 \log_{10} Q + 25 \log_{10} P_s + 10 \log_{10} Z + F_1(f)$$

여기서 $Z = \left(\frac{1-\eta_s}{\eta_s} \right) \left(\frac{\phi+1-\phi+\phi^2/2}{\phi} \right)$

$$\eta_2 = \frac{P_s Q}{BHP} \quad (5)$$

식 (5)의 $F_1(f)$ 는 그림과 같이 주어진다. 여기서 식 (5)은 일반적인 소음은 유량, 정압 그리고 효율을 정확하게 예측하면 전체 소음 수준과 소음 spectrum을 예측할 수 있다는 것을 의미한다. 그러나 식 (5)는 spectrum 상의 수준을 의미하기 때문에 본 연구에서는 다음과 같은 식을 사용하기로 한다.

$$SPL = 10 \log_{10} Q + 25 \log_{10} P_t + K_p + C_p f(W/D_2) \log_{10} Z + 10 \log_{10} Y$$

여기서 $Y = \frac{\phi}{\psi^{2.5}} (\phi^2 + 1 - \phi + \phi^2/2)^2$

$$Z = \left(\frac{1-\eta_s}{\eta_s} \right) \left(\frac{\phi+1-\phi+\phi^2/2}{\phi} \right)$$

$$f(W/D_2) = -4.85625 \left(\frac{W}{D_2} \right)^2 + 4.58313 \left(\frac{W}{D_2} \right) + 2.18643$$

$$\eta_s = \frac{P_s Q}{BHP}, \text{ and } K_p = 21.365 \quad (6)$$

여기서 W 는 블레이드의 폭을 나타내며, D 는 블레이드의 외경을 나타낸다. 식 (6)의 첫째 항은 Morinushi의 경험식을 사용한 것이고 2번째 3번째 항은 경험적으로 구해야만 할 항이다. 물리적으로 Z 가 포함된 항은 시로코 웬 입구에서 발생하는 소음에 해당하고, Y 가 포함된 항은 웬 블레이드에서 발생하는 소음에 해당한다. 이미 언급한 대로 시로코 웬에서 웬 직경과 높이로 무차원화하면 Bolton & Konieczny는 소음 수준이 상사성을 가진다고 하였고, Morinushi는 웬 직경과 높이 비는 웬 작동점에 따라 비소음 수준이 달라진다고 하였다. 그래서 본 연구에서는 웬의 무차원 유량 계수, 압력 계수 그리고 효율을 정확하게 구할 수 있다는 전제 하에 식 (6)같이 정하여 각 상수를 구한 것이다. Fig. 6에는 식 (6)과 Morinushi의 비소음 자료를 비교하였다. 위에서 설명한 소음 관계식의 타당성을

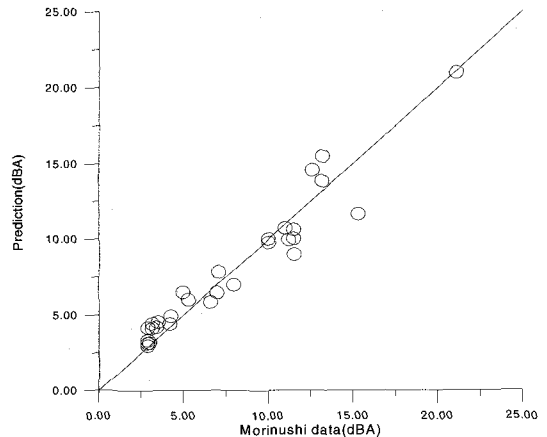


Fig. 6 Specific noise level comparison with Morinushi and present formula

증명하기 위해서 팬의 성능과 관계된 항을 식 (6)에 삽입한 경우에는 $\pm 2\text{dBA}$ 의 정확도를 가지는 것을 확인하였다. 그러나 위의 성능 예측과 관계된 식을 이용한 경우에, 성능의 예측이 5%이내의 정확도를 가지는 경우에는 $\pm 3\text{dBA}$ 의 정확도를 가지는 반면, 성능 예측도가 17%인 경우에는 $\pm 7\text{dBA}$ 의 차이를 나타내었다. 따라서 시로코 팬의 소음을 정확하게 예측을 하려면 팬의 성능을 정확하게 예측하는 것이 필수적이라고 할 수 있다.

4. 데이터베이스를 통한 성능 및 소음

대부분의 송풍기 업체나 개발자는 다양한 설계인자에 대한 데이터베이스를 가지고 있다. 위에서 설명한 성능 및 소음 예측 방법은 팬이 장착되는 조건에 따라 고려하지 않은 설계 조건을 반영해야 할 경우에는 실험과 차이가 많이 날 수가 있다. 이러한 경우에는 기존에 데이터베이스에 의존한 설계에 의존할 수 밖에 없다. Fig. 7은 Neural network⁽¹⁰⁾을 이용한 데이터베이스 처리를 나타낸 것이다.

데이터베이스를 이용하려면 각 설계인자가 성능과 소음에 미치는 영향을 어느 정도인지 파악하기 위한 기본적인 실험자료가 필요하다. 시로코 팬은 많은 인자를 갖고 있으므로 선별적으로 인자를 고를 필요가 있다. 여기서는 우선 외경 D_2 를 200mm로 고정시키고 시로코 팬에서 5개의 인자를, 스크롤에서 3개의 인자를 설정하여 1개의 2인자, 7개의 3인자 변수를 설정하였다. 스크롤 cut-off 시작각은 2인자만을 갖고 있는 변수로서 70도에서 85도까지의 변위를 가지며 D_1/D_2 는 0.8에

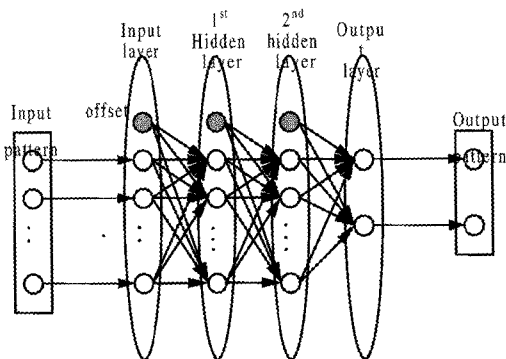


Fig. 7 Structure of 4-layer neural network model

서 0.9까지의 변화를 가진다. 마찬가지로 β_2 는 150도에서 170까지의 값을, β_1 은 50도에서 70도까지의 값을, bpcr, 즉 현절비는 0.8에서 1까지의 값을 가지고 b/D_2 는 0.4에서 0.6까지의 변위를 지니며, 스크롤의 확장각인 α 는 6도에서 8도까지의 값을, D_{co}/D_2 는 0.06에서 0.1까지의 값을 가진다. 여기서 스크롤 형상은 Archimedic 곡선을 사용하였다.

Figs. 8~15는 각 설계인자의 중간 값을 기준으로 설계/실험하여 Fig. 7의 neural network을 이용하여 자료에 대한 학습을 시킨 후에 각 설계인자의 영향도를 살펴본다. 그리고 블레이드 회전수는 1000 RPM이다.

Fig. 8은 blade 내/외경비 변화에 따른 풍량 및 비소음 변화를 나타내었다. 이 결과는 팬의 내/외경비가 클수록 유량 및 비소음이 유리한 방향으로 증가하는 것을 나타내고 있다. 팬의 비소음이 감소가 큰 부분은 D_1/D_2 가 0.85~0.88으로 나타내고 있으나 D_1/D_2 가 0.8

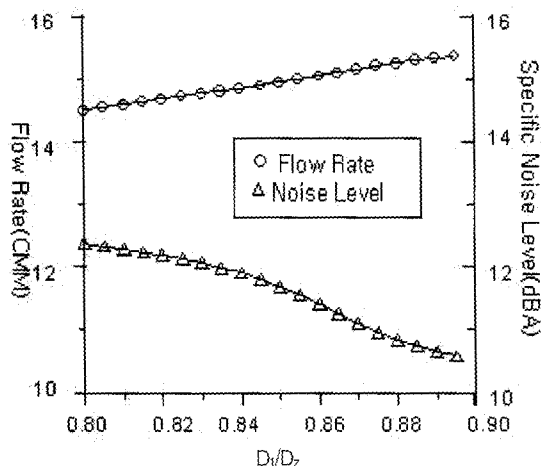


Fig. 8 Flow rate and specific noise level with diameter ratio

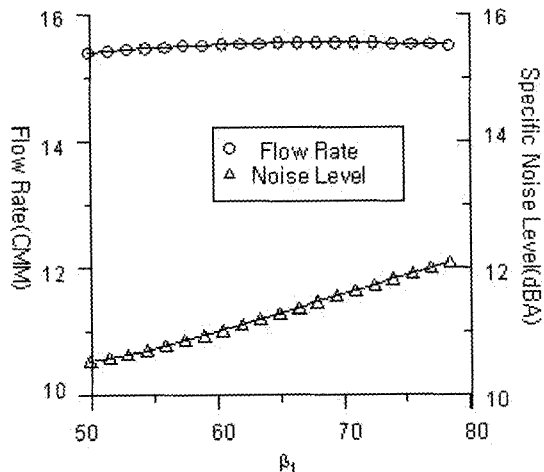


Fig. 9 Flow rate and specific noise level with blade inlet angle

보다 작은 경우나 0.90보다 큰 경우에는 풍량 증가에 비해서 소음의 증가가 두드러지는 부분에 해당한다. 따라서 이 범위 내에서 설계를 시도하는 것이 바람직하다고 할 수 있다.

블레이드 각도가 미치는 영향을 살펴보면, 블레이드 유입각은 풍량에 미치는 영향은 미미한 반면에, 출구각은 상대적으로 크게 영향을 주는 반면에 소음에 주는 영향은 반대라고 할 수 있다. 여기서는 비소음을 나타내기 때문에 출구각은 바로 풍량과 압력에 영향을 주면서 소음 수준이 바뀌지만, 입구각은 팬의 성능에는 영향을 주지도 못하면서 소음 수준이 바뀐다는 것을 의미한다.

블레이드 수를 증가시키면 블레이드 사이를 통과하

는 유동은 설계된 유동각도를 유지하며, 블레이드 사이에서 경계층 운동이 억압이 될 수 있어 블레이드 사이에서 발생하는 소음이 작아질 수 있다. Fig. 11은 이와 같은 특징을 잘 나타내고 있다.

Cut-off 거리(c_2)는 블레이드에서 빠져나오는 유동이 스크롤 시작부위를 치면서 유동에 압력변화가 심해지는 부위이다. Fig. 12를 살펴보면 스크롤 시작부위에서 cut-off 거리를 크게 하면 풍량은 많아지고 비소음이 작아지는 특징을 보여주고 있다. 그러나 이 거리를 $0.09c_2/D_2$ 이상 키우면 그 효과가 떨어진다.

스크롤 시작각은 시로코 팬의 출구 면적과 팬의 사이즈를 결정하는 중요한 인자이다. 그런데 Fig. 13을 살펴보면 유량은 스크롤 시작각에 큰 영향을 받지않는 것을

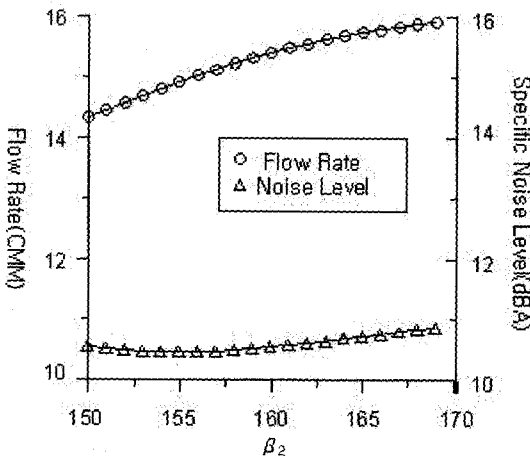


Fig. 10 Flow rate and specific noise level with blade outlet angle

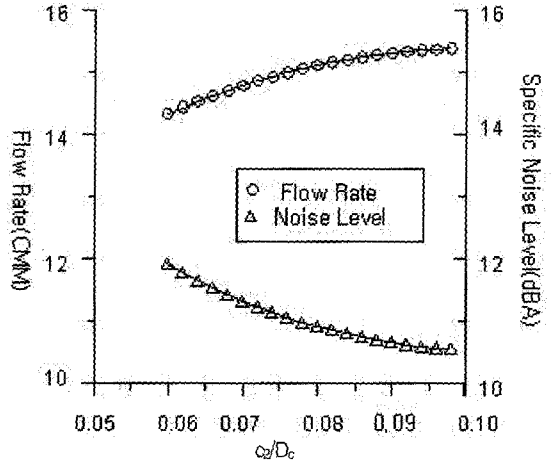


Fig. 12 Flow rate and specific noise level with cut-off distance

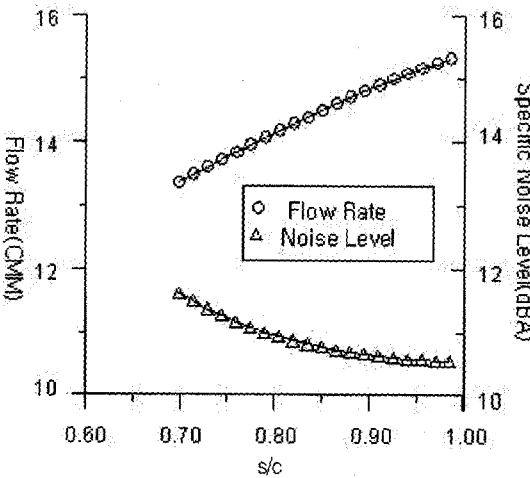


Fig. 11 Flow rate and specific noise level with pitch and chord ratio

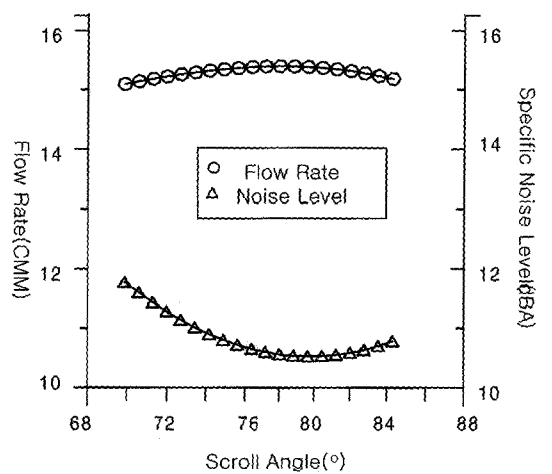


Fig. 13 Flow rate and specific noise level with scroll angle

나타내고 있다. 그러나 비소음의 경우에는 약 80° 근처에서 최소 값을 나타내고 있다. 이러한 특징을 잘 이용하면 시로코 팬의 크기를 작게 설계할 수 있다.

스크롤 확산각은 스크롤 시작각과 마찬가지로 시로코 팬의 출구 면적과 팬의 크기를 결정하는 중요한 인자이다. 그런데 Fig. 14를 살펴보면 스크롤 확산각이 커질수록 비소음은 작아지고 유량이 커지는 특징을 잘 나타내고 있으며 풍량 증가에 미치는 영향이 상당히 크다. 따라서 공간이 허용하는 한 스크롤 확산각을 최대한 크게 하는 것이 바람직하다고 할 수 있다.

Morinushi는 시로코 팬에 대한 연구에서 W/D_2 가 0.65일 경우가 가장 팬의 효율이 가장 높고 비소음이 낮다고 하였다. 그러나 Fig. 15는 Morinushi의 결과와 다른 사

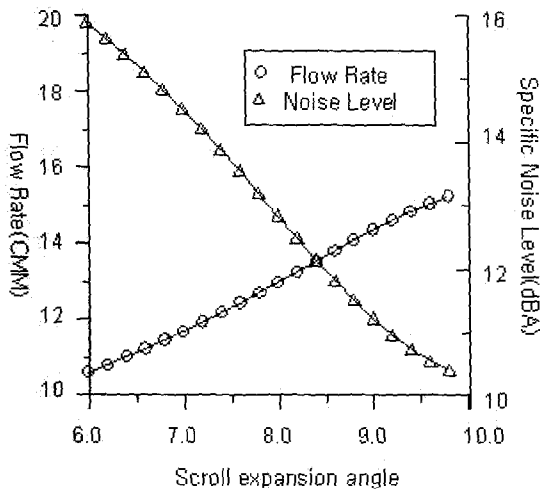


Fig. 14 Flow rate and specific noise level with scroll expansion angle

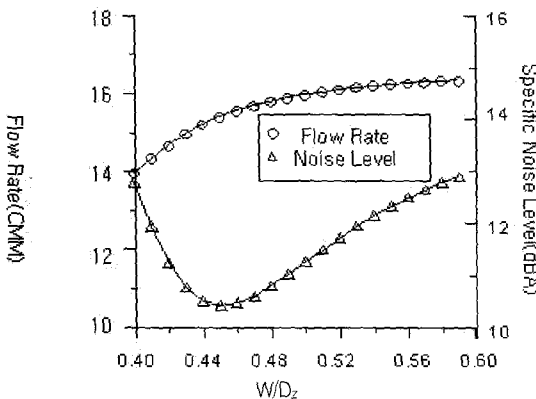


Fig. 15 Flow rate and specific noise level with blade height and outer diameter ratio

실을 나타내고 있는 것이 흥미롭다. Fig. 15에 나타난 바와 같이 $W/D_2=0.45$ 인 경우가 비소음이 가장 낮은 결과를 나타내고 있다. 한편 풍량은 W/D_2 가 커질수록 풍량이 증가하는 경향이 있지만 W/D_2 증가 분에 비해서 풍량 증가 분이 작기 때문에 설계 시에 팬 전체 크기를 생각하여 선택하여야 할 것이다.

시로코 팬 설계 인자 중에서 가장 중요한 부분이 스크롤 설계와 관련된 항이다. Fig. 8~15에 나타난 바와 같이 스크롤 형상이 전체 팬의 성능과 소음에 지대한 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 이러한 결과는 Konieczny의 실험 결과에서도 이러한 현상이 관찰된 바가 있다. Fig. 12~14에 의하면 스크롤 각이 크고, cut-off 거리가 큰 경우가 풍량이 크고 비소음이 작은 것을 알 수 있다. 이는 팬 블레이드에서 빠져 나오는 유동이 스크롤을 따라 흐르는 유동과 완만하게 혼합되고 압력 회복이 서서히 회복될 수 있는 충분한 공간이 있어 이러한 특성이 나타나지 않나 사료된다.

4. 결론

시로코 팬의 성능과 비소음에 대한 예측 정확도에 살펴보았으며, 실험계획법에 따른 8가지 설계 인자에 대하여 성능과 비소음에 미치는 영향도를 살펴보았다.

시로코 팬의 성능은 상사법칙을 잘 따랐지만, 팬의 설계 인자에 따라 성능곡선이 특이한 점이 나타나 팬의 성능을 정확하게 예측하기 위해서는 새로운 손실 모형이 필요하다. 특히 유량이 작은 영역에서의 정확한 손실 모형이 필요하다. 성능 해석을 시도한 결과 블레이드 효율은 유입각에 민감한 반면, 토출각에는 상대적으로 큰 영향을 받는다. 그리고 블레이드 토출각이 155도 이상인 경우에는 효율이 급격히 떨어지는 현상을 나타낸다. 그리고 소음의 상사법칙과 팬의 유량계수, 압력계수 그리고 효율과 관련된 식은 성능만 잘 예측하면 비교적 정확하게 예측할 수 있다.

한편 각 설계 인자가 성능 및 비소음에 미치는 영향을 살펴보았는데, 블레이드보다는 스크롤과 관련된 스크롤 시작각, 확산각등이 그 영향도가 상대적으로 크다. 따라서 시로코 팬의 설계인자에 대한 연구는 블레이드보다는 스크롤 형상에 초점을 두는 것이 바람직하다.

참고문헌

1. Eck, Bruno, Fans, Pergamon Press, 1975.

2. 生井茂文 & 井上雅弘(1988), turbo 送風機와 壓縮機, corona 사, 1988.
3. Morinushi, K., 1987, "The Influence of Geometric Parameters on F.C. Centrifugal Fan Noise", J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 109, pp. 227~234.
4. Yamazaki, Satoh, 일본기계학회 52권.
5. Galvas, M.R., 1972, Analytical Correlation of Centrifugal Compressor Design Geometry for Maximum Efficiency with Specific Speed, NASA TN D-6729.
6. Galvas, MR, 1972, FORTRAN Program for Calculating Total-Efficiency - Specific-Speed Characteristics of Centrifugal Compressors, NASA TM X-2594.
7. Johnston, J.P., and Dean, R.C., 1966, "Losses in Vaneless Diffuser of Centrifugal Compressors and Pumps - Analysis, Experiment, and Design", Trans. of ASME J. of Engineering for Power, pp. 49~62.
8. Loret, J.A., and Gopalakrishan, S., 1986, "Interaction Between Impellor and Volute of Pumps at Off-Design Conditions", J. Fluid Eng, Vol. 108, pp. 12~18.
9. Mugridge, B.D., 1975, "Noise Characteristics of Axial and Centrifugal Fans as used in Industry", The Shock and Vibration Digest No.7, pp. 93~107.
10. Chester, M., 1993, Neural networks - a tutorial, PTR Princess Hall, New York.