

자동차 프론트 엔드 쿨링팬 개발

오 건 제*, 이 수 화**, 배 춘 근**, 주 필 호***, 김 중 철***

Development of the Front End Cooling Fan of the Car

Keonje Oh, Suhwa Lee, Chunkeun Bae, Philho Ju, Jongcheol Kim

Key Words : Car Cooing Fan(자동차 쿨링팬), Design(설계), Performance test(성능시험), Noise Analysis(소음해석)

ABSTRACT

A front-end cooling fan is designed and tested in the present study. The design technique is developed using the one-dimensional inviscid flow through the fan blade, the empirical equations, and the experimental correlations. Design data for the blade can be obtained for a given flow rate and a pressure rise. A parabolic function is used to generate a sweep of the fan. Characteristics of the blade geometry are discussed between the hub and the tip. The fan is tested in the fan test unit. The measured volume flow rate at the operating point is in good agreement with that of the design specifications. Sound pressure levels of the noise are predicted with the Ffowcs Williams-Hawkings equations. Calculation results of the sound pressure level(SPL) 1m away from the fan are obtained and compared with the measured data.

1. 서 론

자동차 프론트 엔드 쿨링 팩 시스템에 사용되는 축류형 팬은 요구수두에 비하여 상대적으로 설계 유량이 많은 특징을 가지고 있다. 또한, 자동차 냉각계의 핵심을 이루는 주요 부품으로 팬의 수요는 급격히 증가하고 있으며, 팬의 효율은 자동차 냉각 시스템에 크게 영향을 미치기 때문에 효율이 좋고 소음이 적은 모델 개발의 필요성은 매우 크다고 볼 수 있다. 현재 국내의 공기 냉각계 관련 자동차 부품회사들은 프론트 엔드

쿨링 팩 시스템용에 사용되는 팬들에 대한 자체 설계 해석 및 생산기술의 부족으로 큰 어려움을 겪고 있으며 고효율 저소음 및 고신뢰성의 컴팩트 자동차 프론트 엔드 쿨링 팩 시스템용 팬 모델 개발에 대한 실적과 경험이 전무한 실정에 있다.

팬의 성능은 통과하는 유량, 동력, 수두차 등의 관계로 결정되며 주위의 유동형태는 성능에 큰 영향을 미친다. 특히 날개 익열 내부에서의 유동은 팬의 성능에 큰 영향을 미친다는 것이 알려져 있다. 따라서 팬의 성능을 정확히 해석하고 효율이 좋은 팬을 개발하기 위해서는 팬 주위의 유동 해석에 기초한 설계기술 개발이 필수적이다.

본 연구에서는 프론트 엔드 쿨링 팩 시스템 설계에 필요한 고효율, 저소음 팬의 설계기술, 소음 해석기술을 개발하고 동시에 팬 및 쉬라우드의 최적 구조형상을 개발하는 것을 목표로 하고 있다.

† 경남대학교 기계자동차공학부 교수

E-mail : ohkj@kyungnam.ac.kr

TEL : (055)249-2616

** 경남대학교 기계공학과

*** 동환산업

2. 축류팬의 설계이론

자동차 냉각팬의 설계에는 1차원 비점성 유동 해석에 기초한 축류팬 설계이론과 날개의 형상관계식, 경험적 관계식, 실험식 등이 사용된다.

축류팬의 설계는 모터에 의해서 결정되는 작동 회전수 N 과 설계하려는 팬에 요구되는 성능특성인 유량 Q , 팬전압 Δp 를 사용해서, 외주직경 D_2 , 허브직경 D_1 , 날개수 Z 및 각 반경 r 에서의 스테저각 ξ , 입구날개각 β_{1i} , 출구날개각 β_{2i} , 코드길이 C , 날개의 2차원 좌표값 (x, y) 등의 형상특성을 산출해내고, 날개의 형상을 선택하여 형상특성 값과 날개의 sweep 각 ψ 를 사용하면, 완전한 팬의 3차원 좌표값 (x, y, z) 를 결정한다.

2.1 직경과 회전수의 결정

직경 D 와 회전수 N 은 주어진 유량과 수두 상승에 대하여 다음과 같은 무차원수인 비직경 D_s , 비속도 N_s 를 가진다[1]. 비속도와 비직경은 유체계의 형식에 따라서 일정한 관계를 나타내는데 이를 Cordier 선도라 하며, Cordier 선도를 이용하면 주어진 비속도로부터 최적 비직경을 계산할 수 있다. 따라서 설계시 주축의 회전수를 먼저 결정하고 Cordier 선도를 이용하여 팬의 외주직경을 결정한다. 허브직경과 외주직경의 비를 나타내는 허브비는 회전차 입구 부분에서 에너지 손실이 최소가 되도록 결정하였다.[1]

2.2 날개의 설계변수 결정

날개의 설계변수를 결정하려면 우선 팬 입·출구에서 속도삼각형을 결정해야 한다. 본 연구에서는 자유와형식을 택하였으며 예선회가 없다고 가정하여 속도삼각형을 구하였다.[2] 속도삼각형이 결정된 후에는 Fig.1에서 보는 바와 같이 날개의 설계 변수인 현절비 σ , 입사각 i , 편차각 δ , 캠버각 θ , 양력계수 C_L 등을 결정하면 된다.

날개의 설계변수 들은 Howell 이 제시한 2차원 관계식을 사용하였다[1,2]. 해석하는 방법은 우선 현절비 σ 를 가정한 후에 캠버각 θ , 양력계수

C_L 을 구하고 다시 양력계수 C_L 를 이용해서 현절비를 수정하고 현절비가 수렴할 때까지 계산을 반복하면 된다. 현절비가 수렴하면 수렴된 값을 이용해서 입사각 i , 편향각 δ 를 결정한다. 또한, 날개의 입·출구각은 편향각과 입사각을 통해 구해질 수 있다[2].

다음으로 반경 r 에서의 코드길이는 날개수 Z 를 결정하면 현절비를 이용하여 결정할 수 있다 [2].

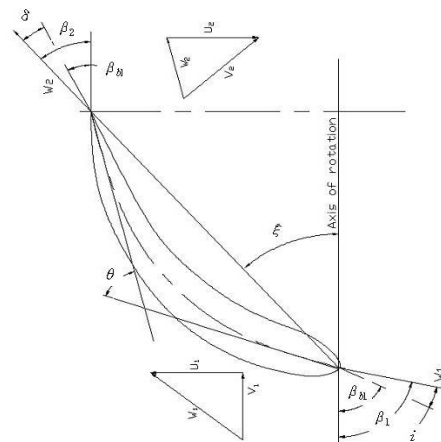


Fig. 1 Geometric design parameters of the fan blade

2.3 날개의 형상

날개의 형상은 NACA 65 익형을 선택하였다. NACA 익형의 형상은 각 두께마다 특정한 특성을 가지도록 설계되었기 때문에 %코드길이에 대한 좌표 (x,y) 로 주어져 있다.

2.4 날개의 스윙(sweep)

날개에서 나오는 소음을 줄이기 위해서 스윙 형상을 사용하였다. 스윙은 날개를 회전방향 또는 회전 반대 방향으로 휘어지게 하는 것으로 날개에서 발생하는 소음을 줄이는 효과를 가져온다.[3] 스윙의 형태는 허브에서 팁까지 선형으로 변하는 경우와 비선형으로 변하는 경우가 있다. 여기서는 비선형 형상을 택하였으며 2차 함수를 사용하였다.[4]

2.5 팬의 3차원 형상

입의 반경 r 에 대한 2차원 평면에서의 날개좌표 (x, y) 가 결정되었으므로 스테저각 ξ , sweep 각을 적용하여 변환한 후에 평면상의 날개좌표 (x, y) 를 반경 r 의 원통에 붙이는 변환을 하면 완전한 팬 형상의 3차원 좌표 (x, y, z) 가 생성된다. 먼저 스테저각 ξ 를 주어진 반경 r 에서의 xy 평면에서 적용하고 sweep각을 적용한다. 마지막으로 익형 및 스테저각, 스윙각에 의해서 결정된 2차원 날개좌표 (x,y) 를 주어진 반경 r 에 대한 원통에 붙이는 변환은 완전한 3차원 형상을 얻을 수 있다.

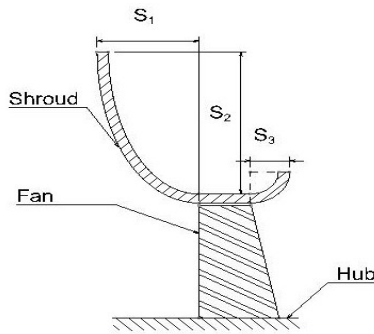


Fig. 2 Shroud geometry and design parameters

2.6 쉬라우드(shroud)설계

쉬라우드는 팬의 입·출구 부분에서 유체유동의 손실을 줄여서 팬의 효율을 높이는 역할을 한다. 자동차 팬의 쉬라우드는 팬과의 간격(tip clearance)이 없으며 개략적인 형상을 Fig. 2 에 나타내었다. 쉬라우드 입·출구 형상을 보면 곡선 형태를 가지고 있으며 주로 원호 혹은 타원형 형상을 많이 사용한다. 본 설계에서는 입구 부분은 타원형상을 사용하였고, 출구부분에서는 원호형상을 사용하였다. 설계시에는 Fig. 2 에 표시된 변수를 주면 자동적으로 형상이 결정되도록 하였다. 실제의 쉬라우드 형상은 회전하는 팬의 림 끝단부와 쉬라우드 입구부분의 간섭을 피하기 위하여 수정을 가해야만 한다.

3. 시제품 설계

시제품 설계는 목표치인 회전수 1700[rpm], 유

량 1900 [m³/hr]를 기준으로 설계하였다. 먼저 설계 유량은 여러 가지 손실을 고려하여 목표 유량보다 약 20% 정도 증가된 2300[m³/hr]로 하였다. 압력상승은 8[mmAq] 로 정하였고 날개수는 7개로 정하였다. 외주 직경은 Codier 선도를 이용하여 팬 설치공간 등을 고려한 360[mm] 로 하였으며, 허브 직경은 148[mm] 로 하였다.

소음을 줄이기 위해서 스윙 형상을 사용하였는데, 스윙은 비선형 형태의 2차함수 형태를 사용하였으며 스윙양을 크게 주었다. 쉬라우드의 경우 입·출구 부분에서 각각 타원형상 및 원호형상을 사용하였다. 팬의 3차원 형상은 날개 표면에 모두 53 개의 격자와 반경방향으로 모두 31개의 격자를 사용하여 구성하였다. 구성된 팬의 형상은 (x, y, z) 좌표 상에서 격자점으로 출력되며 AutoCad 의 script 기능을 이용하여 3차원 형상을 구현하였다. 또한 3차원 형상의 가공을 위해서 script 된 3차원 형상을 CATIA format 으로 전환하여 CATIA에서 3차원 형상으로 모델링하였다.



Fig. 3 Fan modeling geometry.

쉬라우드 형상도 마찬가지로 CATIA에서 3차원 형상으로 모델링하였다. 쉬라우드의 경우 팬의 회전시 팬의 림 끝단부와 쉬라우드의 입구측과의 간섭을 피하기 위하여 설계된 모델에 적당한 간극이 형성될 수 있도록 약간의 수정을 가하였다. 최종적으로 CATIA에서 구현된 팬 형상 및 쉬라우드 모델링 형상을 Fig. 3 및 Fig. 4 에 나타내었다.

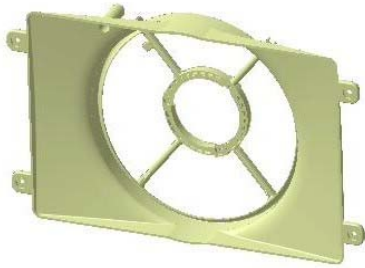


Fig. 4 Shroud modeling geometry.

설계된 팬의 형상을 자세히 관찰하기 위해서 반경방향에 따른 주 설계변수들의 분포를 Fig. 5 ~ Fig. 6 에 나타내었다.

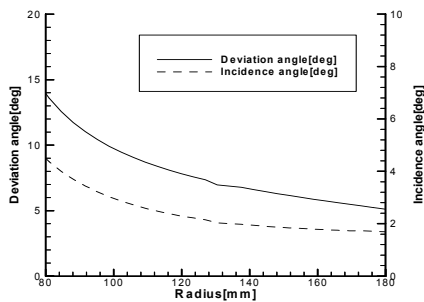


Fig. 5 Distribution of incidence angle and deviation angle.

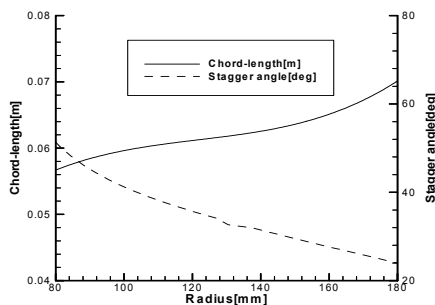


Fig. 6 Distribution of chord-length and staggered angle.

먼저 전향각(incidence angle)과 편향각(deviation angle)의 분포를 보면 각각 $2^{\circ} \sim 4^{\circ}$,

$5^{\circ} \sim 15^{\circ}$ 범위에 있으며 허브 부근에서 변화가 심하고 날개 끝단(tip)으로 갈수록 증가하는 경향을 보이고 있다. 전향각과 편향각, 날개수에 따른 슬립의 영향을 나타내는 변수로 슬립의 영향이 날개 끝단으로 갈수록 증가함을 알 수 있다. 다음으로 코드길이(chord-length)와 스테저각(stagger-angle)의 분포를 보면 코드길이는 팁과 허브부근에서 급격한 변화를 보이고 중간부에서는 거의 일정한 값을 가지고 있다. 스테저각은 반경 방향으로 갈수록 감소하는 경향을 보이고 있다.

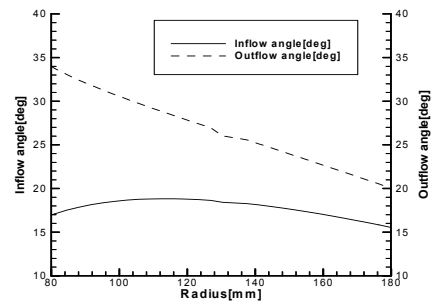


Fig. 7 Distribution of inflow angle and outflow angle.

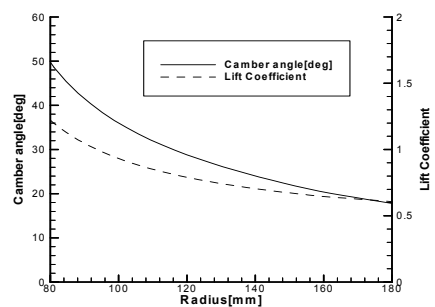


Fig. 8 Distribution of lift coefficient and camber angle.

또한 날개 입·출구에서 속도삼각형의 형상을 나타내는 유입각(inflow angle)과 유출각(outflow angle)의 분포를 보면 유입각은 거의 변화가 없고 유출각이 반경방향으로 갈수록 감소함을 보이고 있다. 이는 유입각을 결정하는 축방향 속도성

분에 비하여 유출각을 결정하는 회전방향성분이 반경방향으로 변화가 큼을 나타내고 있다. 캠버각(camber angle)과 양력계수(lift coefficient)는 날개 끝으로 갈수록 감소하고 있다. 양력계수는 캠버각에 의해서 결정되는 변수로 같은 경향으로 보이고 있으며 반경이 증가할수록 부하가 감소되도록 설계하였다.

4. 성능시험

4.1 성능시험 방법

성능 시험을 위해서 팬 테스터를 이용하였으며, 팬 테스터는 자동차용 Fan Unit를 시험하기 위하여 KS규격에 의거하여 설계 제작되었다. 유량과 정압 조절은 Damper와 Invert를 사용하여 보조팬을 미세 조절하여 실험을 행하였다. 유량 측정은 구경이 다른 5종 8개의 Multi Nozzle를 사용하여 유량 측정 범위를 광범위하게 하였고, 또한 시험팬의 Torque를 측정, Fan의 효율을 계산하였고, P-Q곡선, 효율곡선 등으로 나타내었다.

시험방법은 시험팬의 최대 정압을 잡기 위하여 Damper를 구동하여 완전히 닫은 후 안정된 정압을 측정하고 Damper를 조금씩 열어서 정압, 또는 차압의 변동을 보면서 이동시키며 시험을 수행하였다. 이 과정을 계속하여 Damper의 열림과 상관없이 정압 또는 차압의 변동이 없을 경우 Damper를 완전히 열어주었고, Sub Fan을 이용하여 약간의 풍량을 흡입, 토출하여 주면서 측정을 수행하였다. 이와 같은 방법으로 정압이 "0"이 될 때까지 시험을 행한 후 Data를 측정하였다.

4.2 성능시험 결과

본 연구에서 제작한 시제품에 대하여 성능시험을 실시하였으며 성능시험결과와 목표치를 비교하였다. 성능시험은 회전수를 고정시킨 후에 주요 성능변수인 정압상승(static pressure rise)을 변화시키면서 유량, 토크, 동력, 효율 등을 측정하였다. 성능시험결과에서는 Fan 성능시험기 특성상 정압상승만이 측정되기 때문에 압력에 관한 설계변수를 비교하기 위해서는 시험에서 측정된 정압상승을 이용해서 전압상승(total pressure

rise)을 구해야 한다. 전압상승은 정압상승에 속도에 의한 동압상승을 더해주면 구할 수 있다.

Fig. 9 에 시제품에 대한 시험결과를 나타내었다. 회전수 1700[rpm]에서 측정된 시험결과를 보면 유량은 33.63[CMM], 전압상승은 89.5[Pa], 효율 32% 임을 알 수 있다. 회전수 1700[rpm]일 때, 개발목표치인 유량 31.67[CMM]와 비교하면 유량이 개발목표치를 만족하는 106% 정도까지 됨을 확인할 수 있다.

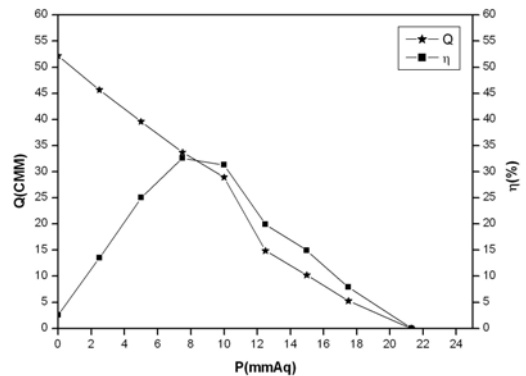


Fig. 9 Performance test results

5. 소음해석

5.1 소음해석 이론

회전하는 날개 주위의 복잡한 3차원, 비정상 유동에 의해 발생하는 소음을 예측하기 위해서는 소음원에 해당하는 유동장에 대한 정확한 정보가 필요하다. 팬 주위에서는 날개에서 발생하는 난류 경계층에서 생성된 와동이 날개 후단에서 방출되면서 날개의 양력과 압력변동을 야기시키며 유동소음이 발생하게 된다. 이러한 날개에서 발생하는 소음을 예측하기 위해 비정지 매질 속에 움직이는 고체표면에 의한 소음식인 Fowcs-Williams 와 Hawkings 방정식을 해석하여야 한다.[5] 연구에서는 이식을 해석하기 위해서 Succi, Farassat 등이 제안한 방법을 사용하였다.[5]

5.2 해석결과 및 검토

소음을 구하는 과정은 지정된 관찰자의 위치에서 시간에 따라서 변하는 압력 변동에 대한 결과를 얻은 후에 이를 평균하면 음압레벨(SPL;

Sound Pressure Level)을 얻을 수 있다. 소음이 계산되는 관찰자의 위치는 팬의 중심에서 1m 떨어진 곳으로 정하였으며 팬을 중심으로 위치를 0° ~ 360° 까지 변화시키면서 계산하였다. 이 경우 팬의 중심축을 따르는 입구쪽은 270°, 출구쪽은 90°에 해당하고 0° 및 360°는 좌우측 측면방향에 해당하게 된다. 계산된 음압레벨을 Fig.10에 나타내었다. 해석결과를 보면 팬의 중심축을 중심으로 거의 대칭적이며 팬의 중심축상에서 음압레벨이 최고값을 가짐을 알 수 있다. 두 모델에 대한 소음을 비교하면 거의 차이가 없으며 기준이 되는 축방향 중심에서(270° 방향)에서 소음값이 64.9[dB]로 계산되었다.

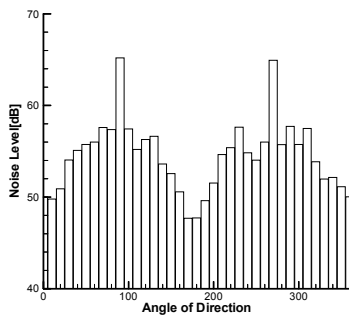


Fig. 10 Noise analysis result.

5.3 소음테스트

본 시험테스트는 KS 규격의 소음 레벨 측정방법에 따른 것으로 팬의 중심으로부터 1m 거리에서 위쪽으로 45°되는 위치에서 측정하였다.

시제품 테스트 결과 약 66[dB]로 측정되었다. 설계치와 비교하여 보면 약 98%로 설계치에 근접한 결과를 나타내고 있으며, 목표치 62[dB]와 비교하여 보면 약 94% 정도의 성능을 나타내었다.

6. 결 론

본 연구에서는 프런트 엔드 쿨링 팩 시스템 설계에 필요한 팬의 공력설계기술 개발을 위해서 팬 설계기술 개발, 팬 시제품 제작, 성능측정 등을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있

었다.

1) 시제품 설계를 위한 축류팬 설계기술을 개발하였으며 시제품을 설계하였다. 설계유량은 목표 유량보다 약 20%정도 증가된 2300 [m³/hr]로 하였다. 압력상승은 회사에서 일반적으로 사용하는 기준치인 8[mmAq]로 정하였다. 회전수 1700[rpm]일 때 성능시험 결과는 유량이 목표치를 만족하는 106%정도까지 됨을 확인할 수 있었다.

2) Ffowcs-Williams와 Hawkings 방정식을 이용한 소음해석 기술을 개발하였으며 시제품 모델에 적용하였다. 팬의 중심에서 1m 떨어진 곳에서 소음을 예측한 결과 기준이 되는 축방향 중심(270°방향)에서 소음값이 64.9[dB]로 계산되었다. 소음테스트 결과 약 66[dB]로 측정되었으며 목표치 62[dB]와 비교하여 약 94% 정도의 성능을 나타내었다. 소음저감을 위해서 스위프등과 같은 팬 날개 형상에 대한 연구가 더 필요하며, 최종적인 목표성능에 맞는 모델을 개발하기 위해서 보완설계 및 추가적인 해석을 계속 수행할 예정이다.

참 고 문 헌

1. Wright, T., 1999, "Fluid Machinery: Performance, Analysis, and Design", CRC Press LLC.
2. Wallis, R. A., 1983, "Axial Flow Fans and Ducts", John Wiley & Sons, Inc.
3. Kim, K., Whang, 2002, "Development of Axial type Low-Noise design program and Fan efficiency and Noise Analysis", Dept, of Mechanical Engineering, In-Ha university . "
4. Kim, K., Choi, J., and Chung D., 1997 "Numerical Optimization for Design of an Automotive Cooling Fan, SAE Technical Paper 970935.
5. Wagner, S. J., Bareiss, R., and Guidati, G., 1996, "Wind Turbine Noise", Springer-Verlag, New York.