

# 반응면 기법을 이용한 자동차 엔진 냉각팬의 저소음설계

°이정한\*, 안재권\*, 이수갑\*

## Optimization of Automotive Engine-cooling Fan Noise Using Response Surface Method

°J. Lee\*, J. Ahn\*, S. Lee\*

### ABSTRACT

Response surface method is employed in optimizing the acoustic performance of automotive engine-cooling axial fans. The effects of modifications in blade geometry on noise reduction are investigated. Taking the far-field noise level as the objective, a quadratic response surface is constructed utilizing D-Optimality condition as the candidate-points selection criteria. It is shown that the quadratic model exhibits an excellent fitting capability resulting in the blade design with low far-field noise level.

#### 1. 서론

자동차용 냉각팬의 저소음 설계는 자동차 부품이 날로 고급화 됨에 있어서 빼놓을 수 없는 문제이다. 더구나 기존에 주된 소음원으로 간주되던 엔진 소음 등이 많은 연구를 통해 저감되면서 부수적으로만 여겨져 왔던 2차 소음원들이 주목 받고 있다. 그러나 팬 소음 해석의 난해함과 더불어 복잡한 주변 기기(쉬라우드 및 열교환기 등)와의 상호 작용 때문에 현재까지는 주로 실험적 접근을 통해 팬의 저소음화를 추구하였다.

최근 컴퓨터 성능과 수치 기법의 급속한 발달로 인해 실험적 설계의 막대한 시간 손실을 줄이고 체계적으로 이 문제에 접근하려는 연구가

진행되고 있다.[1] 다만 팬의 저소음화 설계는 팬의 성능을 저하시키지 않는 범위내에서 이루어져야 하며, 따라서 기본적으로 다분야간 설계 최적화(Multidisciplinary Design Optimization, MDO) 문제이다. 본 연구에서는 팬의 성능 및 소음을 동시에 최적화하는 다분야간 설계에 앞서 소음의 최적화를 반응면 기법을 통해 시도하였다.

반응면 기법은 실험을 통해 얻은 결과를 실험에 영향을 주는 독립 변수들로 모델링하고 이를 분석하는 일련의 수리 통계적 과정이다. 계산 시간을 줄이기 위해 구배(gradient)의 계산을 동시에 수행해야 하는 구배법(Gradient Based Optimization Method, GBOM)과 달리 제약조건을 바꾸더라도 기존의 계산 결과를 그대로 이용할 수

\* 서울대학교 기계항공공학부  
공력소음 및 소음제어 연구실

있는 장점이 있다.[2] 반응면 기법은 최적화 과정을 해석코드와 분리함으로써 저소음 팬의 설계와 같은 다분야간 최적화 문제에 있어서 특히 효율적인 설계체계를 구성할 수 있다.

최적치를 찾기 위해 구성되는 반응면은 이론적으로 임의의 차수를 갖는 다항식으로 구성될 수 있으나, 요구되는 실험 횟수의 급격한 증가로 인해 공력 최적화 설계의 경우 보통 2차 다항식이 이용된다. 이러한 경우 반응면 기법의 최대 단점은 반응면을 구성하는데 필요한 실험의 빈도가 디자인 변수 개수의 자승에 비례하는 계산시간의 한계를 짊어질 수 있다.

본 연구에서는 반응면 기법을 축류 냉각팬의 저소음 설계에 적용하여, 그 타당성을 검증한다. 특히 수치적 실험을 통한 결과들이 2차 다항식의 반응면으로 적절히 모델 가능한지의 여부를 살펴본다.

## 2. 반응면 기법

반응면 기법은 독립 변수를 갖는 체계의 반응을 다항식으로 모델링하는 것으로 시작된다. 이러한 관계는 다음과 같이 일반화 하여 볼 수 있다.

$$y = F(x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_{n_v}) + \varepsilon \quad (1)$$

여기서  $\varepsilon$ 는 총 오차를 나타내며, 0을 평균값으로 하는 정규분포를 따른다고 가정한다. 앞에서도 언급했듯이 반응모델  $F$ 는 주로 2차 다항식으로 모사하며,  $n_v$ 개의 변수에 대해서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$y^{(p)} = c_0 + \sum_i c_i x_i + \sum_{1 \leq i < j \leq n_v} c_{ij} x_i x_j, \quad p = 1, \dots, n_s \quad (2)$$

식(2)의 회귀 모델을 위한 basis 함수인  $\varphi_i(x)$  ( $1, x_1, x_2, x_3, \dots, x_{n_v}, x_1^2, \dots, x_{n_v}^2, x_1 x_2, x_1 x_3, \dots, x_1 x_{n_v}, x_2 x_3, \dots, x_{n_v-1} x_{n_v}$ )는 다음과 같은 overdetermined 행렬 문제로 귀결 된다.

$$y = Xc \quad (3)$$

여기서  $y = (y^1, y^2, y^3, \dots, y^{n_s})$ ,  $c = (c_1, c_2, \dots, c_{n_{rc}})$ , 그리고  $X$ 는 다음과 같은  $n_s \times n_{rc}$  행렬이다.

$$X = \begin{bmatrix} \varphi_1(x^{(1)}) & \dots & \varphi_{n_{rc}}(x^{(1)}) \\ \vdots & & \vdots \\ \varphi_{n_{rc}}(x^{(n_s)}) & \dots & \varphi_{n_{rc}}(x^{(n_s)}) \end{bmatrix}$$

반응면 구성을 위한 수치 실험 점의 선택 기법은 D-최적화 조건을 이용하였다. D-최적화 기법은 설계 공간 내에서 임의의 수의 설계 점들을 선택하되, 선택된 설계 점들의 특성이  $|X^T X|$ 를 최대화 하도록 조정하는 것이며, 일련의 시행 착오적 최적화 기법을 통해 설계 점들의 집합을 찾는 방법이다. D-최적화 기법을 사용할 경우, 이 실험점 집합에서 도출되는 반응 모델 계수의 불확실성이 최소화 되고 반응 모델에 의해 예측되는 반응값의 최대 분산이 최소화 되며, 또한 설계 변수 값의 상대적인 좌표 변환에 대해서  $|X^T X|$ 의 값이 불변한다.[3]

회귀 계수  $c_i$ 는 최소 자승(least square)을 만족 시킴으로서 구해진다. 회귀 계수의 개수( $n_{rc}$ )는  $(n_v + 1)(n_v + 2)/2$ 이며, D-최적화 기법은 이보다 많은 실험점에서의 계산을 요구한다. Giunta[4]등은 5개의 설계 변수를 사용한 반응 모델 구성에서 반응 모델 계수 개수의 1.5 ~ 2배수의 실험점들 사용하여 충분한 신뢰도를 갖는 반응 모델을 얻을 수 있음을 보였다. 본 연구에서는 10개의 설계 변수에, 121개의 수치 실험을 통해 반응면을 구성하였다.

## 3. 유동장 해석 및 소음 해석

팬의 유동장은 포텐셜 방정식에 Dirichlet 경계

조건을 이용한 자유 후류 패널법을 사용하여 해석하였다. 패널법은 팬의 날개와 쉬라우드 등의 강체 표면과 팬의 후류를 사각형의 특이점 (singularity) 요소로 모델링하여 유동장을 해석하는 방법이다. 포텐셜 유동을 지배하는 Laplace 방정식 ( $\nabla^2 \Phi = 0$ )에서 총 포텐셜  $\Phi$ 가 섭동 포텐셜  $\phi$ 와 자유류 포텐셜  $\phi_\infty$ 로 이루어져 있고, 물체 내부의 포텐셜을 자유류 포텐셜과 같다고 하면 물체 표면에서는 섭동에 의한 크기가 작은 포텐셜만을 구하게 되므로 코드의 수렴성이 좋아진다. 이러한 경계조건을 내부 Dirichlet 조건이라 하며, source 분포를 이용해 물체의 두께를 모사한다. 즉 물체 표면에서 doublet과 source의 크기는 각각 다음과 같다.[5]

$$\mu = \frac{\phi}{4\pi} = \frac{(\Phi - \phi_\infty)}{4\pi} \quad (4)$$

$$\sigma = -\frac{\bar{n} \cdot (\nabla \Phi - \nabla \phi_\infty)}{4\pi} \quad (5)$$

위의 source 강도는 물체의 기하학적 형상과 움직임을 알면 구해지므로 doublet 강도만이 미지수로 남게 된다. 또한 후류 패널에서의 doublet 강도는 블레이드 뒷전의 상, 하 패널간의 doublet 강도 차이에 의해 얻어지므로, 물체 표면의 doublet 만이 미지로 남게 된다. 물체 표면의 doublet 강도를 구함으로서 블레이드의 표면압력 분포를 계산할 수 있고, 이를 이용하여 다음의 식으로 주어지는 이중극 소음을 계산 할 수 있다. [6]

$$4\pi p'_l(\bar{x}, t) = \frac{1}{c_0} \int_{r=0} \left[ \frac{l_i \hat{r}_i}{r(1-M_r)^2} \right]_{ret} dS + \int_{r=0} \left[ \frac{l_r - l_i M_r}{r^2(1-M_r)^2} \right]_{ret} dS \quad (6) + \frac{1}{c_0} \int_{r=0} \left[ \frac{l_r (r \dot{M}_r \hat{r}_i + c_0 M_r - c_0 M^2)}{r^2(1-M_r)^3} \right]_{ret} dS$$

여기서  $p'$ 은 음압을,  $\rho_0$ 와  $c_0$ 는 각각 미교란 상태의 공기 밀도와 음속을 나타내며,  $M_r$ 은 소음 측정 방향으로의 마하수이며,  $l_i$ 는 단위 면적당

유체에 가해지는 힘으로서 앞의 유동장 해석을 통해 구한 압력분포를 이용한다. 하첨자  $ret$ 는 적분이 음원시간 또는 지연시간 (retarded time)에서 계산되어야 한다는 것을 뜻한다. Lee et. al은 소음 해석에 필요한 시간 해상도를 갖는 자유 후류 패널법과 시간영역 음향 상사법을 결합하여 쉬라우드가 장착된 자동차용 엔진 냉각팬의 소음을 해석한 바 있다.[7]

#### 4. 팬의 기본(baseline) 형상 및 설계 변수

팬은 반경 15.4cm인 7개의 전진 스위프 블레이드를 갖는 모델로서 구동조건은 2020 rpm이다. 팬에 장착된 쉬را우드는 종횡비 1.038의 직사각형 입구로부터 반지름 15.75의 팬을 둘러싸는 원형 영역으로 유동을 유도한다. 그림 1은 팬의 기본 형상 및 쉬라우드의 내부면을 보여준다.



그림 1. 팬의 기본 형상과 쉬라우드

위의 회전당 80번의 계산을 통해 3바퀴째의 블레이드 표면 압력 분포를 이용하여 소음을 계산하여 실험치와 스펙트럼 비교한 것이 그림 2이다. 측정 위치는 팬의 축상에서 허브 중심으로부터 1m 떨어진 지점이다. 본 연구에서의 모든 소음 계산 및 최적화는 이 지점을 기준으로 한다. 여섯번째 하모닉 이상의 소음 레벨은 각 회전당 80번인 유동장 계산의 Nyquist 한계를 벗어나므로 의미가 없다.

## 5. 설계 과정 및 결과

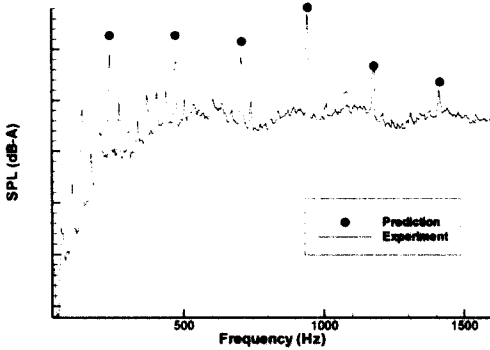


그림 2. 팬 전방 1m에서의 소음 스펙트럼  
(y축의 간격은 2dB임)

설계 변수는 팬의 스위프각으로서 이는 다음 그림에서 보는 바와 같이 10개의 Hicks & Henne (HH) 형상함수, 즉  $f_k$ 를 블레이드의 뒷전에 분포 시킴으로써 변화된다. 팬 블레이드 뒷전의 변위는 HH 형상함수를 더하여 다음과 같이 나타난다.[8]

$$y = y_{base} + \sum_{k=1}^{10} w_k \cdot f_k \quad (4)$$

여기서  $f_k = \sin[\pi x^{e(k)}]^3$ ,  $e(k) = \frac{\ln(0.5)}{\ln(x_k)}$  이며,  $x_k$ 는  $f_k$ 가 최대치를 갖는 위치가 된다. 본 연구에 사용된 10개의 HH 함수를 그려보면 다음과 같다.

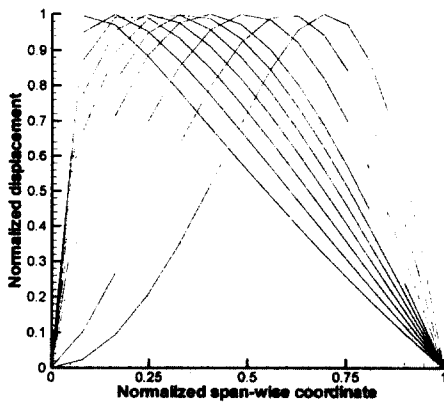


그림 3. Hicks & Henne 형상 함수

소음 계산을 위한 유동장 해석은 기본적으로 비정상 문제 이므로 많은 계산 시간이 소요된다. 따라서 본 연구는 팬의 성능 및 소음을 동시에 최적화하는 다분야간 설계에 앞서 블레이드의 형상을 변화시켜 소음만을 최적화 하는 것을 목표로 하였다. 따라서 설계 변수는 10개의 HH 형상함수의 변위이며, 이를 이용해 블레이드의 스위프각이 변화된다. 다만 블레이드의 형상이 변화되더라도 유동장 해석을 따로 수행하지 않고, 각 표면 패널의 압력값을 기본 팬의 그것과 일대일 대응 시키는 방법을 취하였으므로 팬의 형상 변화가 크지 않은 범위내에서 이루어져야 한다. 따라서 블레이드의 root과 tip은 그대로 유지하고, 나머지 부분은 뒷전의 변위에 따라 회전하는 방법을 취하였다. 다음 그림은 팬 블레이드 뒷전의 기본 형상 및 최적화에 사용된 상/하한 변위를 보여 주고 있다. 10개의 HH 함수는 총 음압에 많은 영향을 주는 블레이드의 팁 부분에 많이 분포 시켰다. 블레이드의 tip과 root를 각각 0과 1로 하는 무 차원화 된 스펙방향 좌표에서 0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3, 0.35, 0.4, 0.5, 0.6, 그리고 0.7 지점에 각각 HH 함수의 최대치를 분포시켰다.

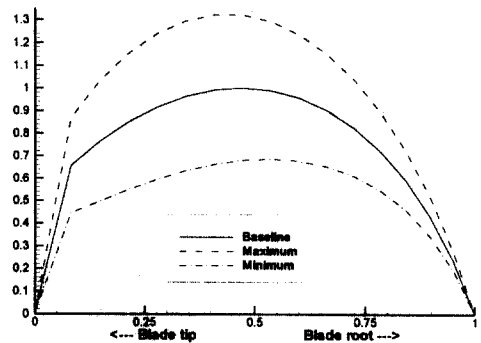


그림 4. 블레이드 뒷전의 설계 범위

3<sup>rd</sup> 설계 후보점 중에서 D-최적화 조건을 이용해

121개의 실험점을 선택하여, 블레이드의 형상을 변화시키며 소음을 계산하였다. 이렇게 계산된 소음레벨과 각 변수의 값을 이용해 2차 반응면의 계수를 결정하였다. 계수의 결정 및 오차 해석에 사용된 통계 소프트웨어는 상용 패키지인 SPSS 9.0 이다.

실험에 의해 얻어진 데이터들이 2차 다항식의 반응면으로 적합하게 대변되는지를 나타내주는 척도가 바로  $R^2$  값이다. 표 1은 구성된 반응면의  $R^2$  및 좀더 현실적인 척도라 할 수 있는 *adjusted R<sup>2</sup>* 값을 보여주고 있으며, 모두 1에 가까워 매우 좋은 fitting 특성을 보여주고 있다.

	$R^2$	<i>adj-R<sup>2</sup></i>
dB	0.999	0.998

표 1. 반응면의 fitting 특성

반응면이 구성된 후에는 최적화된 점을 찾아야 한다. 2차 다항식은 항상 극점을 갖는 좋은 성질을 가지고 있기 때문에 여러가지 방법을 통해 최적치를 찾아 갈 수 있다. 본 연구에서는 genetic 알고리즘을 통해 최적치를 찾아 보았다. 그림 5는 최적화된 블레이드의 형상을 기본 형상과 비교하여 보여준다.

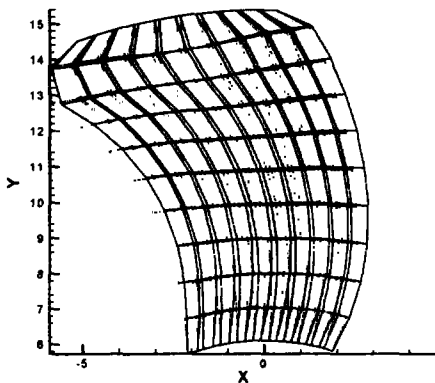


그림 5. 블레이드의 기본 형상 및 최적화된 형상

위의 그림에서 점선은 기본 형상을, 그리고 실선은 최적화된 형상을 나타내고 있다. 블레이드의 tip에 위치한 두 HH 함수가 0에 가까운 값을 유지함으로써 tip 부분에서는 기본 형상에 비해 큰 변화 없이 형상이 유지된다. 그러나 나머지 모든 부분에서는 HH 함수가 1에 가까운 값을 가지므로써 높은 스윙각을 지향하고 있다. 최적화된 블레이드는 기본 형상에 비해 약 0.68 dB 낮은 총 음압레벨을 갖는 것으로 나타났다.

이와 같이 매우 작은 소음 감소만을 보이는 것은 유동장을 포함한 다분야간 설계가 이루어지지 않았기 때문이다. 즉, 기본 블레이드의 표면 압력 분포를 그대로 이용하기 때문에 블레이드 형상에 급격한 변화를 주지 못한 것이 가장 큰 원인인 것이다. 이러한 형상 변화의 한계상 블레이드 tip의 형상을 거의 고정 시킴으로써 tip 기여도가 높은 소음 문제에 완전히 접근하지 못하였다. 목적 함수로 설정된 총 음압레벨이 dB 단위이기 때문에 선형적인 음압의 상쇄가 log 함수의 감소 효과에 가리워진 것도 그 원인이라 할 수 있다. 블레이드의 스윙이 커질수록 팬의 면적이 늘어나, 소음원의 전체적인 크기가 늘어나는 것도 소음 감쇠가 작은 하나의 원인으로 꼽을 수 있다.

따라서 향후에는 블레이드 스윙 이외의 기타 3차원적 형상 변화를 포함하며, 유동장 해석을 수반한 다분야간 설계가 필요하다. 유동장 해석이 병행 된다면, 쉬라우드의 형상 최적화 또한 다분야 설계의 일환으로 포함 가능할 것이다.

## 5. 결론

반응면 기법을 자동차용 냉각팬의 소음 최적화 설계에 적용하였다. 블레이드의 기하학적 형상 변화에 따른 소음레벨의 변화를 이용하여 반응면을 형성하였다. 이러한 블레이드의 형상 변화와 소음레벨은 이차 다항식의 반응면에 매우

잘 fitting됨을 알 수 있었다. 10개의 설계 변수를 이용한 저소음 설계 결과 블레이드의 tip 형상은 기본 모델의 형상에서 크게 변화하지 않는 반면, 팬의 스펙을 걸쳐 스텝각이 증가하는 경향을 보인다. 향후 더욱 다양한 3차원 블레이드 형상의 디자인을 위해서는 팬의 유동장 해석을 포함한 다분야간 설계가 필요하다.

### 참고문헌

1. Eric Coggiola, Bruno Dessale, and Stephane Moreau, "On the Use of CFD in the Automotive Engine Cooling Fan System Design", AIAA Paper 98-0772 (1998)
2. 성용재, "반응면 기법을 이용한 큰 세장비를 갖는 천음속 날개의 공력-구조설계 최적화 연구", 서울대학교 대학원 공학석사학위 논문 (1999)
3. 안재권, 이관중, 이동호, "천음속 익형설계를 위한 반응면 기법의 타당성 연구", 제6회 항공기 개발기술 심포지엄, 국방과학연구소, 161-166 (1998)
4. Anthony A. Guinta, "Aircraft Multidisciplinary Design Optimization Using Design of Experimental Theory and Response Surface Modeling Methods," Ph. D. Dissertation, Department of Aerospace Engineering, Virginia Polytechnic Institute and State University, May 1997, Blacksburg, VA
5. J. Katz and A. Plotkin, Low-Speed Aerodynamics McGraw Hill, New York, (1991)
6. Farassat, F. and Succi, G. P., "The Prediction of Helicopter Rotor Discrete Frequency Noise", Vertica, 7, no. 4, 309-320 (1983)
7. 이정환, 조경석, 이수갑, "음향상사법과 자유후류 패널법을 이용한 자동차 엔진 냉각팬의 소음 예측", 한국소음진동공학회 추계학술대회 논문집, pp.687~699, (1999).
8. R. M. Hicks and P.A. Henne, "Wing Design by Numerical Optimization", Journal of Aircraft, 15(7) ,