

# 원심압축기의 공력소음 저감에 관한 설계연구

## Part II : 저소음 최적설계

### A Design Study of Aerodynamic Noise Reduction in Centrifugal Compressor

#### Part II : Low-noise Optimization Design

선효성\* · 이수갑†

Hyosung Sun and Soogab Lee

(2004년 2월 20일 접수 : 2004년 8월 18일 심사완료)

**Key Words** : Optimization Design(최적설계), Response Surface Method(반응면기법)

#### ABSTRACT

The numerical methods including the performance analysis and the noise prediction of the centrifugal compressor impeller are coupled with the optimization design skill, which consists of response surface method, statistical approach, and genetic algorithm. The flow-field inside of a centrifugal compressor is obtained numerically by solving Navier-Stokes equations, and then the propagating noise is estimated from the distributed surface pressure by using Ffowcs Williams-Hawkings formulation. The quadratic response surface model with D-optimal 3-level factorial experimental design points is constructed to optimize the impeller geometry for the advanced centrifugal compressor. The statistical analysis shows that the quadratic model exhibits a reasonable fitting quality resulting in the impeller blade design with high performance and low far-field noise level. The influences of selected design variables, objective functions, and constraints on the impeller performance and the impeller noise are also examined as a result of the optimization process.

#### 1. 서론

성이 날로 커지고 있다. 그러나, 원심압축기의 소음을 줄이기 위한 연구는 간단한 이론적인 방법이나 실험에 근거하여 이루어져 왔기 때문에 많은 시간과 비용을 요구하게 되었다. 이러한 시점에서 전산유체역학(computational fluid dynamics, CFD)과 소음예측 기법의 개발을 바탕으로 원심압축기의 소음발생에서 중요한 위치를 차지하는 임펠러(impeller)에 대한 공력/소음에 관련한 형상 디자인의 연구가 활성화되었

다. 이러한 관점에서 이번 연구는 원심압축기의 임펠러에 대한 유동해석 및 소음예측 방법을 기반으로 하여 효율적인 최적설계 기법을 적용한 형상설계에 초점을 맞추었다.

임펠러 유동해석을 수행하기 위해서 Navier-Stokes 방정식을 사용했고 Ffowcs Williams-Hawkings 식을 바탕으로 소음예측을 수행하였으며<sup>(1)</sup> 이러한 것을 토대로 하여 최적설계 기법으로 많이 사용하고 있는 반응면 기법(response surface method, RSM)을 적용하였다.

#### 2. 반응면 기법

반응면 기법은 실험을 통해 얻은 결과를 실험에 영향을 주는 독립변수들로 구성된 다항식으로 모델링하고 이를 분석하는 일련의 수리통계적 과정이다.<sup>(2)</sup> 따라

† 책임저자 : 정회원, 서울대학교 기계항공공학부

E-mail : solee@plaza.snu.ac.kr

Tel : (02) 880-7384, Fax : (02) 887-2662

\* 서울대학교 기계항공공학부

서, 소수의 실험의 시행을 통해 전체 설계공간 내에서의 독립변수들의 변화가 주는 영향을 파악하기 위한 목적으로 사용되며 이러한 특징은 실험의 시행에 많은 비용이 요구되는 경우에 유용하게 활용될 수 있다. 이 방법은 수치적인 오차로 인해 국부적 극값(local optimum)에 빠지는 현상을 방지할 수 있으며 추가적인 계산과정 없이 다양한 목적함수(objective function)와 제한조건(constraint)을 부과할 수 있다. 또한, 여러 해석분야를 포함하는 복잡한 체계의 다분야간 설계 최적화(multi-disciplinary design optimization)에도 효율적인 방법으로 알려져 있다.

반응(response)이란 독립변수들의 변화에 의해 결정되는 실험결과를 의미하며 설계공간 내의 반응의 변화가 반응면(response surface, RS)을 형성하게 된다. 반응,  $y$ 가 주요 독립변수,  $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_k$ 와 기타 다른 요소들에 의해 결정되는 경우에 그 관계는 다음과 같다.

$$y = f(\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_k) + \epsilon \quad (1)$$

정확한 반응함수,  $f$ 의 형태는 아직 결정되지 않은 상태이며  $\epsilon$ 는 통계적 오차이다. 물리적 단위를 지니는 자연변수,  $\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_k$ 를  $[-1, 0, 1]$ 의 값을 갖는 변환변수,  $x_1, x_2, \dots, x_k$ 로 바꾸어 표현하고 실제 반응함수,  $f$ 의 형태를 이차다항식으로 가정할 경우에는 아래의 식과 같다

$$y = \beta_0 + \sum_{j=1}^m \beta_j x_j + \sum_{j=1}^m \beta_{jj} x_j^2 + \sum_{i < j} \beta_{ij} x_i x_j \quad (2)$$

여기에서,  $m$ 은 독립변수의 수를 의미하며 결과적인 식은 다음의 행렬형식(matrix form)으로 표현할 수 있다.

$$\bar{y} = X\bar{\beta} \quad (3)$$

이차다항식으로 구성된 반응면은 독립변수들의 상호관계 등에 의해 매우 다양한 변화를 표현할 수 있으며 최소제곱법(least-squares method) 등을 통해 쉽게 미계수들을 구할 수 있어서 물리적 현상을 모델링하는 대부분의 반응면 기법 응용에 적용되고 있다.

구성된 반응면 모델의 신뢰도를 평가하는 방법으로 서 결정계수(coefficient of determination),  $R^2$ 이라는 용어를 사용한다.

$$R^2 = \frac{SSR}{SSTO} = 1 - \frac{SSE}{SSTO} \quad (4)$$

여기에서,  $SSTO$ 는 실험결과와 제공의 총합,  $SSR$ 은 반응함수 제공의 총합,  $SSE$ 는 오차 제공의 총합을 의미한다. 그러나,  $R^2$ 은 독립변수의 개수가 많아지면 증가하는 양상을 보이므로 효율적인 면을 고려하여 수정이 가해진  $R^2_{adj}$ 을 주로 사용한다.

$$R^2_{adj} = 1 - \frac{SSE/(n-p)}{SSTO/(n-1)} = 1 - \left( \frac{n-1}{n-p} \right) (1 - R^2) \quad (5)$$

여기에서,  $n$ 은 실험결과의 개수,  $p$ 는 반응계수(response coefficient)의 개수를 나타낸다.

그리고, 반응면 모델의 효율성을 증대시키기 위해서 반응면을 구성하는 독립변수들의 중요도를 확인하는 것도 중요한 일이라고 할 수 있다. 어떤 특정한 항들이 반응함수에서 제거됨으로써 반응모델의 성능이 향상될 수도 있기 때문에 각 항들의 포함여부를 결정하기 위한 지수로서  $t$ -statistic이라는 계수를 사용한다.

$$t = \frac{\beta_j}{\sqrt{\sigma^2 C_{jj}}}, j=1, \dots, p \quad (6)$$

여기에서,  $\sigma^2$ 은 반응함수의 분산(estimation of variance)을 의미하고  $C_{jj}$ 는  $\beta_j$ 와 연관한  $(x^T x)^{-1}$ 의 대각선 항(diagonal element)을 나타낸다.

이렇게 형성된 반응모델을 바탕으로 하여 적절한 목적함수와 제한조건을 기초로 하여 최적화된 값을 구하기 위해서 유전적 알고리즘(genetic algorithm)을 적용한다.

### 3. 해석결과 및 검토

저소음 임펠러 형상설계를 수행하기 위해서 설계유량에서 운용되고 있는 Eckardt 0-type 임펠러를 기본모델(baseline model)로 정하였다.<sup>(3)</sup> 회전하는 임펠러에 의한 깃통과주파수(blade passing frequency, BPF) 소음과 관련한 비정상 유동변화를 고찰하기 위해서 기본모델 임펠러의 입구와 출구에서의 시간에 따른 압력변화를 계산하고 푸리에 변환(Fourier transformation)을 통한 주파수 영역(frequency

domain)의 분포를 Fig. 1에 제시하였다. 시간 영역에서는 주기성을 보여주고 있으며 임펠러 출구의 복잡한 유동현상의 모습도 나타나고 있다. 5000 Hz의 기본(fundamental) 주파수의 압력성분이 지배적이었으며 이러한 이유로 설계목적을 첫번째 BPF 소음을 줄이는 것으로 하였다.

저소음 임펠러 형상설계는 6개의 형상변수를 사용하였으며 임펠러 자오선 형상(meridional configuration,  $x_1 - x_4$ ), 블레이드 캠버선(camber line,  $x_5$ ), 블레이드 두께(thickness,  $x_6$ )를 포함한다. 임펠러 자오선 형상과 관련한 설계변수들의 변화는 Fig. 2에 제시되어 있으며 임펠러 형상의 변화를 고려하기 위해서 베지어 곡선 bezier curve)을 사용한다.<sup>(4)</sup>

$n$ 차(degree)의 베지어 다항식(polynomial)의 일반적인 형태는 아래와 같다.<sup>(5)</sup>

$$\bar{R} = \sum_{k=0}^n \bar{P}_k B_k^n(u), B_k^n(u) = \binom{n}{k} u^k (1-u)^{n-k} \quad (7)$$

Eckardt 0-type 임펠러의 블레이드 캠버선은 원통부분(cylindrical section)에서 타원모양(ellipsoidal shape)의 형상을 가진다.

$$(Y-a)^2/a^2 + X^2/b^2 = 1 \quad (8)$$

여기에서, 타원 원주의(circumferential) 반축(half-axis)을 나타내는  $a$ 는  $R$ 에 따라서 변하게 된다.

$$a = 4.7693 \cdot R(\text{mm}) \text{ and } b = 220.579(\text{mm}) \quad (9)$$

블레이드 캠버선의 영향을 저소음 설계에 고려하기 위해서 식 (9)에서 변수,  $b$ 를 선택하였다.

유동해석에서 임펠러 형상변화에 의한 유입류(inflow)와 유출류(outflow)의 경계조건(boundary condition)의 변화를 주기 위해서 평균선해석(mean line analysis) 방법을 적용하였다.<sup>(6)</sup> 이 방법을 바탕으로 임펠러 입구, 임펠러 출구, 베인없는 디퓨저(vaneless diffuser) 출구에서의 유동정보는 미끄럼계수(slip factor), 임펠러효율(impeller efficiency), 디퓨저저압력회복(diffuser pressure recovery)에 관한 사항의 적절한 가정을 포함한다.

At impeller inlet : inflow boundary condition

$$\frac{T_{01}}{T_{1t}} = 1 + \frac{k-1}{2} M_{1t}^2, \frac{p_{01}}{p_{1t}} = \left( \frac{T_{01}}{T_{1t}} \right)^{k/(k-1)}$$

$$C_{1t} = C_{m1t} = \frac{\dot{m}RT_{1t}}{p_{1t}A_{geo}}, M_{1t} = C_{1t} / \sqrt{kRT_{1t}} \quad (10)$$

At impeller tip

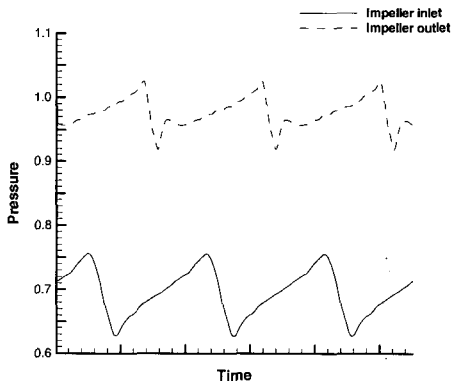
$$U_2 = \frac{2\pi r_2 N}{60}, C_{\theta 2m} = \sigma U_2 + C_{m2m} \tan \beta_{2b}$$

For a radial impeller,  $\beta_{2b} = 0$

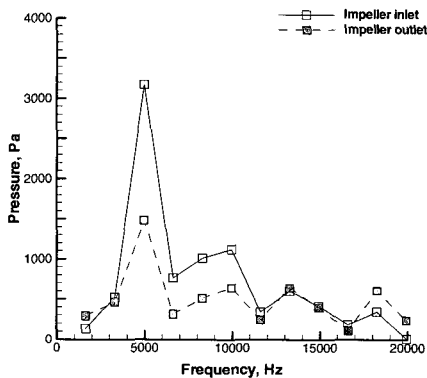
Wiesner's slip factor correlation,

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\cos \beta_{2b}}}{Z^{0.7}}$$

$$\Delta h_0 = h_{02} - h_{01} = U_2 C_{\theta 2m}, T_{02m} = T_{01} + \frac{\Delta h_0}{C_p}$$



(a) Time domain



(b) Frequency domain

Fig. 1 Pressure fluctuation of impeller inlet and outlet

$$\frac{P_{02m}}{P_{01}} = \left( 1 + \frac{\eta_{rotor} \Delta h_0}{C_p T_{01}} \right)^{k/(k-1)}$$

Impeller efficiency,  $\eta = 0.92$

$$\frac{T_{02m}}{T_{2m}} = 1 + \frac{k-1}{2} M_{2m}^2, \quad \frac{P_{02m}}{P_{2m}} = \left( \frac{T_{02m}}{T_{2m}} \right)^{k/(k-1)}$$

$$C_{m2m} = \frac{\dot{m} R T_{2m}}{P_{2m} (2\pi r_2 b_2)}$$

$$C_{2m} = \sqrt{C_{m2m}^2 + C_{\theta 2m}^2}, \quad M_{2m} = C_{2m} / \sqrt{k R T_{2m}} \quad (11)$$

At diffuser exit : outflow boundary condition

$$P_5 = P_{2m} + C_{p,2m-5} (P_{02m} - P_{2m})$$

$$C_{p,2m-5} = 0.35 \text{ at } R/R_2 = 1.3 \quad (12)$$

유동해석에 의해서 나온 압력데이터로부터 임펠러 입구와 출구에서 방사되는 첫번째 BPF 소음을

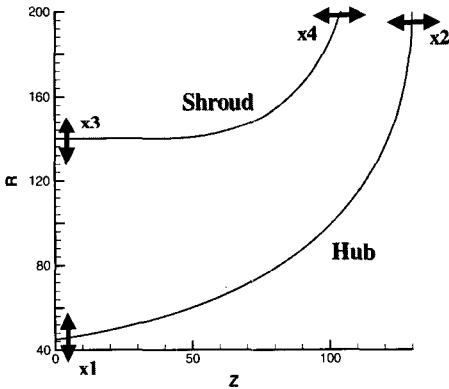


Fig. 2 Impeller meridional configuration variation

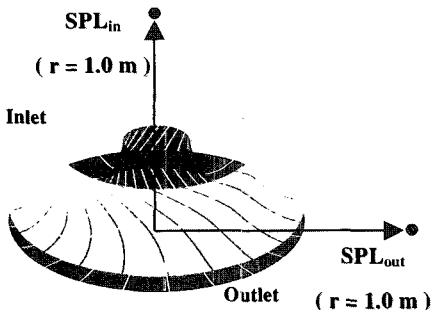


Fig. 3 Noise computation of impeller inlet and outlet

임펠러 중심에서 1(m) 떨어진 지점에서 계산하였다.(Fig. 3)

반응모델은 수치적인 실험에 의한 근사모델 (approximation model)이기 때문에 반응모델에 대한 신뢰도를 평가하는 것이 필수적이다.(Table 1) 임펠러의 형상이 변함으로 인하여 디퓨저에서 경계조건으로 작용하는 압력이 변화하게 되고 일정한 유량조건에서 임펠러 입구에서의 유동현상의 변화로 인해 임펠러 입구에서의 소음분포의 정확성이 다른 물리량에 비해서 약간 낮은 면이 있지만 임펠러 형상의 변화를 고려하여 임펠러의 성능이나 소음치를 이차방정식으로 구성된 반응모델로 쉽게 계산을 할 수 있다는 것을 알 수 있다.

임펠러의 성능이나 소음에 설계변수들의 영향을 끼치는 정도를 가늠하는 *t*-statistic 분포가 Fig. 4에 제시되어 있다.

상대적으로 높은 *t*-statistic 값을 가지는 설계변수가 임펠러의 성능이나 소음에 많은 영향을 미친다고 알려져 있다. 임펠러의 자오선 형상에서는 임펠러의 형상변화에 의한 경계조건에의 영향으로 임펠러 깃끝 (blade tip)과 관련된 설계변수의 영향이 나타나고 임펠러 블레이드 사이의 유로(flow passage)의 변화를 가져오는 블레이드 캠버선과 두께도 영향을 주는 것을 보여주고 있다.

반응면 기법은 목적함수와 제한조건의 변화가 상당히 용이한 이점을 가지고 있기 때문에 모든 실험적인 계산을 수행하고 난 후에 어떠한 목적함수와 제한조건을 부과하는지가 중요한 문제가 된다. 그래서, 저소음 임펠러 설계에서 목적함수와 제한조건의 영향을 살펴보기 위해서 Table 2에 제시되어 있는 세 종류의 설계방향을 사용하였다.

Table 1 Fitting quality in low-noise impeller design

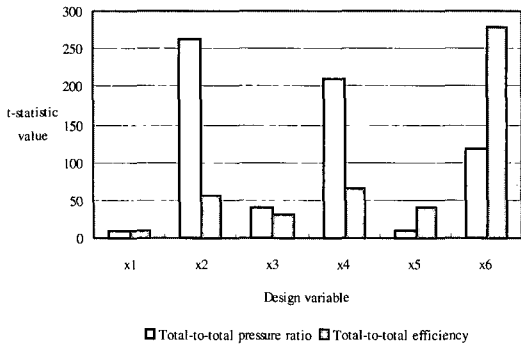
	$R^2$	$R^2_{adj}$
$pr_{tt}^a$	1.000	1.000
$\eta_{tt}^b$	1.000	0.999
$SPL_{in}^c$	0.905	0.317
$SPL_{out}^d$	0.997	0.994

<sup>a</sup> Total-to-total pressure ratio at  $R/R_2 = 1.075$

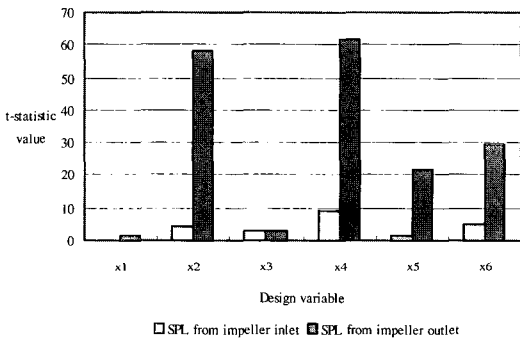
<sup>b</sup> Total-to-total efficiency at  $R/R_2 = 1.075$

<sup>c</sup> SPL value from impeller inlet, dB

<sup>d</sup> SPL value from impeller outlet, dB



(a) Impeller performance



(b) Impeller noise

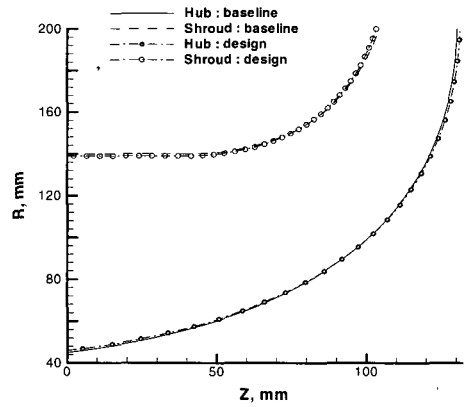
Fig. 4 Comparison of t-statistic value in low-noise impeller design

Table 2 Objective function and constraint for optimization process

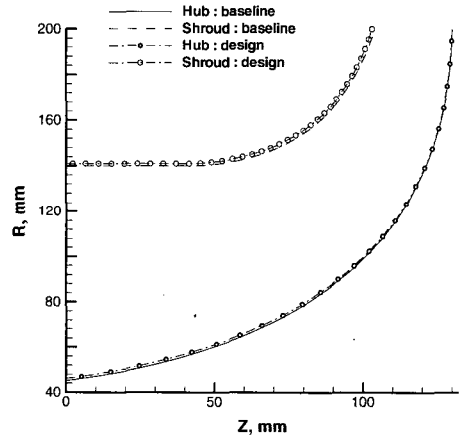
	Objective function	Constraint
Case 1	$\eta_{tt}$ maximum	$pr_{tt} \geq (pr_{tt})_{baseline}$
Case 2	$SPL_{in}$ minimum	$pr_{tt} \geq (pr_{tt})_{baseline}$
Case 3	$SPL_{out}$ minimum	$pr_{tt} \geq (pr_{tt})_{baseline}$

Table 3 Comparison of impeller performance and noise

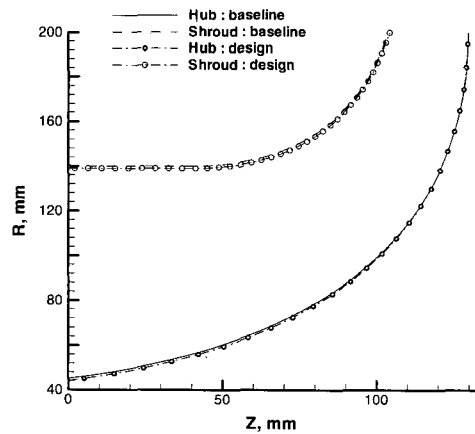
	$pr_{tt}$	$\eta_{tt}$	$SPL_{in}$	$SPL_{out}$
Baseline	2.0940	0.9137	81.1406	109.5489
Case 1	2.1025	0.9377	72.7031	110.4567
Case 2	2.0971	0.9286	71.3055	109.7714
Case 3	2.0943	0.9271	89.5307	109.1150



(a) Case 1



(b) Case 2



(c) Case 3

Fig. 5 Comparison of impeller geometry

이러한 세 종류의 목적함수와 제한조건의 조합을 바탕으로 최적설계를 수행한 후, 임펠러 성능과 소음에 대하여 기본모델과 비교한 것이 Table 3에 제시되어 있다.

임펠러의 성능에서 총압력비(total-to-total pressure ratio)는 제한조건을 만족하고 있으면서 총효율(total-to-total efficiency)의 증가를 보여주고 임펠러 출구의 작은 소음변화에 비해 임펠러 입구에서는 상당한 효과를 나타내고 있다. 세 종류의 설계에 의한 임펠러 자오선 형상의 비교가 Fig. 5에 제시되어 있다.

#### 4. 결 론

이번 연구는 원심압축기의 소음에서 중요한 부분을 차지하고 있는 임펠러의 저소음 설계를 효율적으로 수행하기 위한 방법을 제시하였다. 임펠러의 유동해석과 소음예측 기법과 아울러 반응모델과 유전적 알고리즘을 결합한 설계방법을 결합하여 해석하였으며 최적설계의 신뢰성을 구축하기 위해서 수리통계적인 방법을 도입하였다. 이러한 방법을 기반으로 하여 적절한 목적함수와 제한조건의 도입으로 성능향상과 소음저감을 만족하는 임펠러 형상을 얻을 수 있었다.

#### 후 기

이 연구는 한국항공우주연구원의 연구과제인 “소형 위성 발사체(KSLV-I) 개발사업(I)”의 일환으로 수행되었으며 지원에 감사드립니다.

#### 참 고 문 헌

- (1) 선효성, 신인환, 이수갑, 2002, “원심압축기 유동해석 및 소음예측에 관한 연구”, 한국소음진동공학회 춘계학술대회논문집, pp. 1005~1009.
- (2) Myers, R. H. and Montgomery, D. C., 1995, Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments, John Wiley & Sons, New York.
- (3) Eckardt, D., 1980, “Flow-field Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor Impellers, Part 1: Flow Measurements Using a Laser Velocimeter”, The 25th Annual International Gas Turbine Conference, New Orleans, Louisiana, pp. 77~86.
- (4) Schuster, P. and Schmidt-eisenlohr, U., 1980, “Flow-field Analysis of Radial and Backswept Centrifugal Compressor Impellers, Part 2: Comparison of Potential Flow Calculations and Measurements”, The 25th Annual International Gas Turbine Conference, New Orleans, Louisiana, pp. 87~95.
- (5) Casey, M. V., 1983, “A Computational Geometry for the Blades and Internal Flow Channels of Centrifugal Compressors”, Journal of Engineering for Power, Vol. 105, pp. 288~295.
- (6) Japikse, D. and Baines, N. C., 1994, Introduction to Turbomachinery, Concepts ETI, Inc. and Oxford University Press.