

반응면기법을 이용한 원심압축기 최적설계

김 세 미,¹ 박 준 영,² 안 국 영,² 백 제 현^{*3}

OPTIMIZATION OF A CENTRIFUGAL COMPRESSOR IMPELLER AND DIFFUSER USING A RESPONSE SURFACE METHOD

S.M. Kim,¹ J.Y. Park,² K.Y. Ahn² and J.H. Baek^{*3}

In this paper, optimization of the vaned centrifugal compressor was carried out at a given mass flow rate condition. Firstly, impeller optimization was conducted using response surface method (RSM) which is one of optimization methods. After the optimization of the impeller was completed, diffuser optimization was performed with the optimized impeller. In these processes, Navier-Stokes solver was used to calculate the flow inside the centrifugal compressor. And the optimization is performed with Box-Behnken design method which is efficient for fitting second-order response surfaces to reduce the number of calculations required. As a result, compared with the reference model, the efficiency and the pressure ratio of the optimized impeller and diffuser are found to be increased. The performance at off-design conditions is presented.

Key Words : 원심압축기(Centrifugal Compressor), 임펠러(Impeller), 디퓨저(Diffuser), 최적화(Optimization), 반응면기법(Response Surface Method)

기 호 설 명

β	blade angle with respect to tangent $\tan\beta = r \frac{d\theta}{ds}$
γ	gas specific heat ratio
η	isentropic total-to-total efficiency
θ	blade angle
C_p	pressure recovery coefficient
K	total pressure loss coefficient
P	static pressure
P_0	mass-averaged total pressure
Q	mass flow rate
T	static temperature
T_0	mass-averaged total temperature
x, r, θ	Cylindrical coordinates

Subscripts

1	impeller inlet
2	impeller outlet
3	diffuser inlet
4	diffuser outlet
H	hub
S	shroud

1. 서 론

원심압축기는 일반적으로 고속으로 회전하며 유체에 압력 에너지와 속도에너지를 전달하는 기계이다. 원심압축기는 임펠러(impeller), 디퓨저(diffuser), 볼루트(volute) 등으로 이루어진다. 터보기계의 성능을 분석하는데 있어서 효율은 중요한 변수 중 하나인데, 임펠러는 효율에 가장 큰 영향을 미치는 요소이다. 그러나 원심압축기의 임펠러는 복잡한 3차원 형상을 갖기 때문에 높은 효율을 갖는 최적화된 형상을 찾기 위해서는 많은 양의 계산이 필요하다. 적은 양의 계산을 통해 설계조건을 만족하는 동시에 효율을 향상시키기 위해서는 효

1 포항공과대학교 기계공학과 대학원

2 한국기계연구원

3 종신회원, 포항공과대학교 기계공학과

* Corresponding author, E-mail: jhbaek@postech.ac.kr

파적인 최적화기법이 필요하다. 최적화기법은 원심압축기와 축류압축기 모두에 적용되고 있는데 Van den Braembussche 등[1]은 유전 알고리즘(Genetic Algorithm)과 인공 신경 회로망(Artificial Neural Network)을 이용하여 원심압축기 효율을 향상시켰다. Bonaiuti and Pediroda[2]는 원심압축기 최적화를 위해 산업 설계과정에서 많이 사용되는 임펠러 변수들의 영향을 분석하였고, Bonaiuti and Amonce[3]은 실험설계법(Design of Experiments Technique)을 이용하여 천음속 원심압축기의 최적설계를 수행하는 등 다양한 연구가 진행되고 있다. 본 연구에서는 반응면기법을 이용하여 원심압축기 최적설계를 시도함으로써, 반응면기법이 터보기계 최적설계에 성공적으로 적용될 수 있음을 보이고자 한다.

임펠러를 나오는 유체는 큰 에너지를 전달받지만 일반적으로 높은 속도를 가지며 총 공급된 에너지의 30-40%가 유체의 속도 에너지 형태로 보존된다. 높은 속도의 유체를 감속시켜서 정압을 상승시켜주기 위해 디퓨저가 사용되는데, 디퓨저는 갖있는 디퓨저(vaned diffuser)와 갖없는 디퓨저(vaneless diffuser)로 나뉜다. 갖없는 디퓨저는 운전영역이 넓으나 압력회복이 낮으며 반하여 갖있는 디퓨저는 운전영역이 좁지만 압력회복이 갖없는 디퓨저에 비하여 훨씬 높다.

본 연구에서는 최적화기법으로 많이 쓰이고 있는 반응면기법(Response Surface Method)을 이용하여 기존 임펠러 모델을 최적화하고, 최적화된 임펠러 형상을 이용하여 디퓨저 베인의 최적설계를 시도하였다.

2. 본 론

2.1 최적화기법

2.1.1 반응면기법

설계과정에서, 목적함수(objective function) U_j 와 설계변수(design parameter) X_i 의 관계를 나타내주는 함수 F 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$U_j = F_j(X_i) \quad j=1, M \quad i=1, N \quad (1)$$

이때 정확한 함수(exact function)를 찾아내기 위해서는 방대한 양의 계산 또는 실험이 필요하다.

그러나 본 연구에서 사용된 반응면기법은 최근 단일 또는 다목적 최적설계에 많이 적용되는 방법으로, 물리적 또는 수치적 실험을 통하여 도출된 결과들을 이용하여 반응면 함수를 구하는 기법이다. 반응면 함수는 일반적으로 다항식(polynomial)의 형태를 갖고 있으며, 각 항의 미지 상수는 회귀분석을 통하여 구하게 된다. 설계변수가 n 개인 설계에서 이차 다항식으로 반응면 모델을 형성할 경우 목적함수의 근사

함수(approximation function)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\hat{U}_j = \beta_0^j + \sum_{i=0}^n \beta_i^j X_n + \sum_{i=0}^n \beta_{ii}^j X_n^2 + \sum_{i < k}^n \beta_{ik}^j X_i X_k \quad (2)$$

$\beta_0, \beta_i, \beta_{ii}, \beta_{ik}$ 등은 실험 또는 수치해석의 결과로부터 최소자승법(least square method)을 이용하여 결정한다.

2.1.2 Box-Behnken 계획법

일반적으로 반응면을 구성하는데 필요한 계산의 양을 줄이기 위해 다양한 실험계획법(DOE; Design of Experiments)이 사용된다. 그 중, 2차 회귀방정식도 구하고 최적조건을 찾을 수 있는 실험계획법으로 Box-Behnken[9]에 의하여 제안된 Box-Behnken 계획법이 있다. 이 계획법은 설계변수가 n 개인 경우에, 3^o 요인배치법보다는 실험점(desing point)의 수가 많지 않으면서도 직교블록(orthogonal blocking)을 만들기 용이하고, 2차 회귀방정식을 구할 수 있기 때문에 반응면기법에서 흔히 사용되는 방법이다.

2.2 문제 정의

최적설계를 위해서는 우선 목적함수와 설계변수가 정의되어야 한다. 주어진 설계조건 내에서 등엔트로피 효율(isentropic total-to-total efficiency)을 최대화하는 것이 이번 연구의 목표이다. 목적함수인 등엔트로피 효율은 아래와 같이 정의된다.

$$\eta_{\pi} = \frac{\left(\frac{P_{02}}{P_{01}}\right)^{(y-1)/\gamma} - 1}{\left(\frac{T_{02}}{T_{01}}\right) - 1} \quad (3)$$

위의 목적함수는 임펠러와 디퓨저 최적설계에 모두 해당되며, 설계변수는 임펠러와 디퓨저 각각으로 나누어 살펴볼 수 있다.

2.2.1 임펠러

원심압축기 임펠러 형상 설계시 고려될 수 있는 변수들은 매우 다양하다. 그러나 가능한 변수를 모두 설계변수로 정하는 것은 불필요하고 비효율적이기 때문에 일부 변수의 값을 고정시킨 채로 설계변수를 결정하게 된다. 본 연구에서 사용된 설계변수는 1)자오면(meridional plane)상의 허브(hub)와 쉬라우드(shroud) 형상, 2)허브와 쉬라우드의 임펠러 각도 θ (blade angle)이다. 그리고 그 외의 고정변수(fixed parameter)와

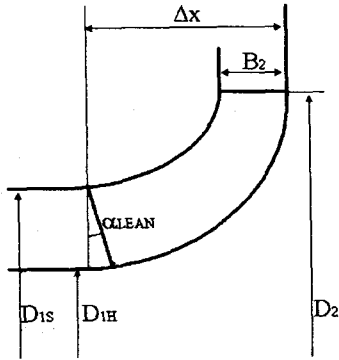


Fig.1 Fixed Parameters of the Impeller

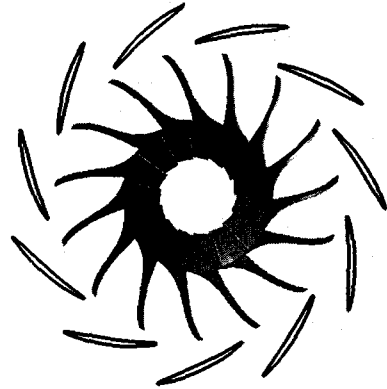


Fig. 3 Impeller and Vane Geometry

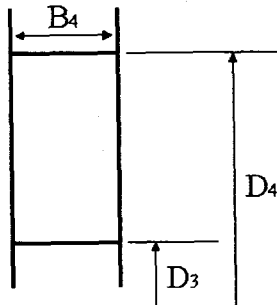


Fig. 2 Fixed Parameters of the Diffuser

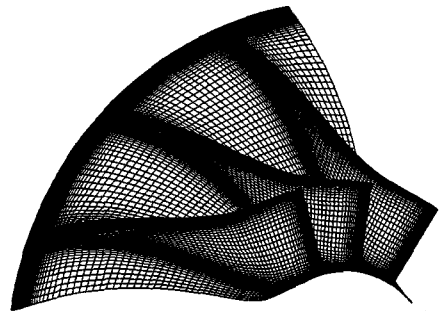


Fig. 4 Computational Mesh of Impeller

각 변수의 값은 아래 Fig. 1과 Table 1에 나타내었다.

2.2.2 디퓨저

디퓨저에서는 설계변수를 1)베인 개수, 2)베인 각도 β로 정하였고, 고정변수와 각 변수의 값은 Table 2와 Fig. 2에 나타내었다.

Table 1 List of Fixed Parameters

NB	Number of blades	15
D _{1H}	Inlet hub diameter	36.0mm
D _{1S}	Inlet shroud diameter	71.5mm
D ₂	Outlet diameter	140.0mm
B ₂	Outlet blade height	4.8mm
Δx	Impeller axial length	34.4mm
α _{LEAN}	Blade inlet leaning angle	0
TC	Tip clearance	0.3mm

Table 2 List of Fixed Parameters

NV	Number of vanes	11
D ₃	Inlet diameter	148.4mm
D ₄	Outlet diameter	185.6mm
RG	radial gap between impeller and diffuser	4.2mm

2.3 격자 및 계산조건

임펠러와 디퓨저는 Ansys bladeGen과 ICEM-CFD를 이용하여 각각 47만개, 26만개의 H-type 격자로 구성하였고, CFX-Solver를 이용하여 계산을 수행하였다. 3차원 형상과 임펠러 격자모양은 각각 Fig. 3과 Fig. 4에 나타내었고, 계산조건은 Table 3에 정리하였다. 효율 계산시의 출구 위치는 Table 3과 같이 임펠러 최적화의 경우는 임펠러 후면 근처인

Table 3 Aerodynamic Requirements

Required boundary conditions	Values
Inlet total pressure	100000 Pa
Inlet total temperature	298 K
Mass flow rate	0.3 kg/s
Rotational speed RPM	50000
Specific heat ratio	1.4
Impeller outlet radius	70.0mm
Radius of impeller outlet measurement	72.0mm
Diffuser outlet radius	92.8mm
Radius of diffuser outlet measurement	98.7mm

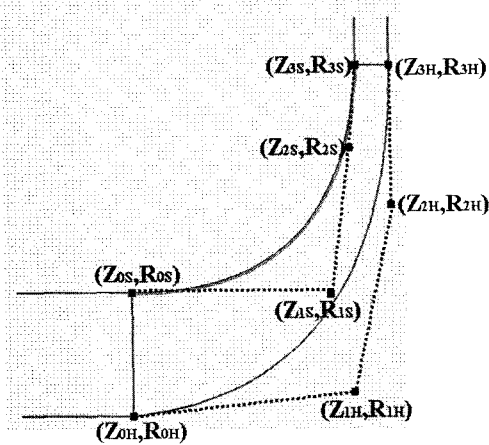
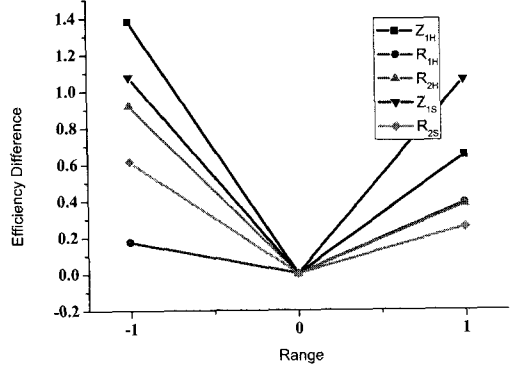
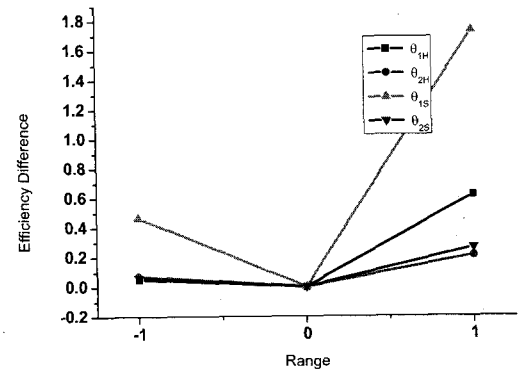


Fig. 5 Control Points of hub and shroud at the meridional plane



a) meridional contour



b) blade angle θ

Fig. 7 Sensitivity Analysis

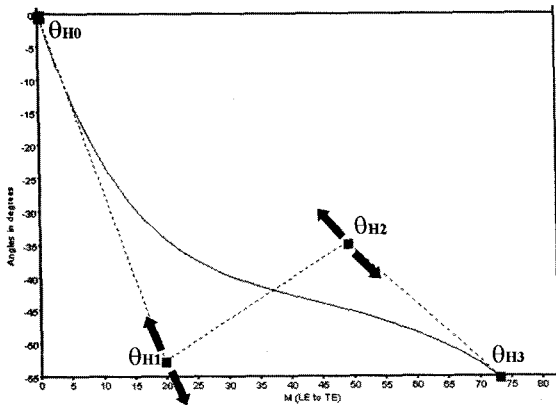


Fig. 6 Control Points of q distribution at hub and shroud from LE to TE

$R=72.0\text{mm}$, 디퓨저 최적화의 경우는 블루트 입구인 $R=98.7\text{mm}$ 로 정한 뒤 계산하였다. 이때 각 경우는 정상상태(steady state)로 가정하였으며, 원주방향의 평균값을 이용하는 혼합면기법(mixing-plane method)을 이용하였다. 경계조건(boundary condition)으로는, 입구조건은 전압력(total pressure)과 전온도(total temperature), 그리고 출구조건은 유량(mass flow rate)으로 주어졌으며, 벽조건은 점착조건(no-slip condition)이다.

3. 계산결과 및 고찰

3.1 임펠러 최적설계 결과

3차원 임펠러 형상은 허브와 쉬라우드의 자오면 형상과 임펠러 각도 θ 분포로 정의된다. 허브, 쉬라우드 자오면 형상은 전연(leading edge)에서부터 후연(trailing edge)까지 3차 베지어 커브(Bezier curve)로 정의하였다. Fig. 5는 임펠러의 허브, 쉬라우드 자오면 형상과 각 베지어 커브를 정의하기 위해 필요

한 통제점(control point)을 보여준다. 임펠러 입구와 출구에서의 좌표는 고정변수로 정해져 있기 때문에 허브와 쉬라우드의 (Z_0, R_0) , (Z_3, R_3) 좌표는 고정된다. 자오면 형상에서는 고정변수를 제외한 나머지 8개의 변수, 즉 허브와 쉬라우드에서의 (Z_1, R_1) , (Z_2, R_2) 좌표값으로 설계변수를 줄일 수 있다.

자오면 형상 설계시에는 몇 가지 제한조건이 주어진다. 허브와 쉬라우드 자오면 형상은 압력 손실을 최대한으로 줄이기 위해서 급격한 기울기의 변화 없이 부드럽게 이어져야 한다. 또 다른 설계변수인 θ 는 허브와 쉬라우드의 캠버선(camber line)을 r, θ, z 좌표로 나타냈을 때의 θ 값이다. θ 역시 전연부터 후연까지 3차 베지어 커브로 나타낼 수 있는데, 허브와 쉬라우드는 비슷한 분포를 가지기 때문에 Fig. 6에 허브의 분포만을 나타내었다. 임펠러 형상 설계시 입출구 각도는 고정되도록 하였고, 그로 인해 θ_1 과 θ_2 는 그림과 같이 점선방향으로만 움직일 수 있다. 결과적으로 θ 분포에서는 허브와 쉬라우드에서 각각 2개씩, 총 4개의 설계변수가 생기게 된다.

위와 같이 임펠러 형상 최적화를 위해서 총 12개의 설계

변수를 고려해야한다. 그러나 12개의 변수를 모두 다루기 위해서는 많은 양의 계산이 필요하기 때문에 각 변수에 대한 목적함수의 민감도를 측정 한 뒤 변수의 수를 줄일 필요가 있다.

3.1.1 민감도 분석

원심압축기 제작시 구현하기 어려운 형상을 배제하기 위해서는 실제로 Z_{2S} , Z_{2H} , R_{1S} 의 이동 가능한 범위가 매우 좁기 때문에 설계변수에서 제외하고, 나머지 9개 변수에 대해 민감도 분석이 실시되었다. Fig. 5, 6에 나타난 자오면상의 5개의 통제점과 θ 분포에서의 4개의 통제점을 가능한 최대의 범위로 이동시키면서 변화범위를 무차원화하여 -1과 1로 표현하고 그 때의 효율을 계산하였다.

Fig. 7은 민감도 분석결과를 보여준다. y축은 기존모델과의 효율차이를 의미한다. 임펠러 입구와 출구를 비교해보면 출구 쪽 변수보다 입구 쪽 변수 Z_{1S} , Z_{1H} , θ_{1H} , θ_{1S} 가 변수변화에 따른 효율 변화가 크게 나타남을 알 수 있다. 결과적으로 Z_{1S} , Z_{1H} , θ_{1H} , θ_{1S} 네 변수를 최종 설계변수로 결정하고 각각 X_1 , X_2 , X_3 , X_4 로 정의하였다.

3.1.2 최적설계 결과

Box-Behnken 설계법에 의하여 최적설계를 수행하였다. 각각의 경우는 2개의 변수는 고정시키고, 나머지 2개의 변수를 ± 1 로 변화시키면서 모든 경우에 대하여 계산하게 되는데, 이때 기존모델점(reference point)을 포함하여 총 25개의 계산이 필요하다. 3차원 유동해석을 통해 eq. 2의 계수들을 구해보면 아래와 같은 식을 완성시킬 수 있다.

$$\begin{aligned}
 U = & -0.467X_1^2 + 0.598X_1X_2 + 0.248X_1X_3 - 0.394X_1X_4 \\
 & + 0.241X_1 - 0.536X_2^2 - 0.245X_2X_3 + 0.384X_2X_4 \\
 & - 0.0835X_2 - 0.443X_3^2 + 0.0718X_3X_4 - 0.286X_3 \\
 & - 1.194X_4^2 - 1.414X_4
 \end{aligned} \tag{4}$$

위의 식으로부터 목적함수의 값이 최대가 될 때의 각 설계 변수의 값과 그 때의 목적함수의 값을 구할 수 있다. Table 4

Table 4 Values of the Optimized Model

X_1	0.481
X_2	0.00360
X_3	-0.244
X_4	-0.678
Reference Total-to-total Efficiency (%)	90.73
Estimated Total-to-total Efficiency (%)	91.30
R^2_{adj}	0.955

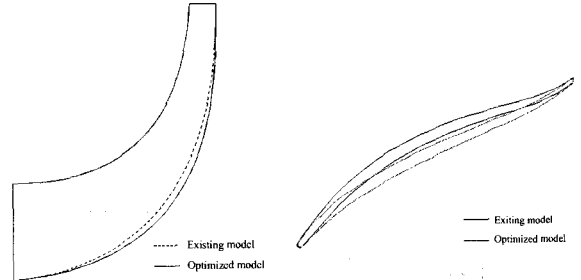


Fig. 8 Geometrical Comparison of the Reference and Optimized models

를 보면, 기존모델의 효율이 90.73%인 것에 비해 예측모델의 값은 91.30%로 향상된 것을 알 수 있다. Adjusted R^2 법을 사용하여 이 결과에 대한 신뢰도를 구해볼 수 있는데, 반응면기법에 의해 반응값이 정확히 예측된 경우에 $0.9 \leq R^2_{adj} \leq 1.0$ 을 갖는다고 알려져 있다. 이 계산에서는 $R^2_{adj} = 0.955$ 이므로 신뢰할 수 있는 결과로 판단된다.

위 최적화과정에서 얻어진 설계변수 값을 이용하여 최적형상을 구성하고, 기존형상과 비교하여 Fig. 8에 나타내었다. 최적형상이 기존형상보다 스패니 좀 더 넓어지고, 임펠러 캠버(camber)가 좀 더 편평해졌음을 알 수 있다.

위의 형상을 바탕으로 격자를 생성한 후 유동해석을 통해 최적모델의 예측된 효율값과 실제로 계산된 효율값을 비교해 볼 수 있다. Table 5와 같이, 예측된 효율은 91.30%이고, 실제 계산된 효율값은 91.19%로 거의 비슷한 값을 가진다. 기존모델보다 효율은 0.46% 증가했다.

효율증가의 원인을 알아보기 위해서 Fig. 9에 미드스팬(mid-span)에서의 속도장을 나타내었다. 전체적으로 속도의 불균일 정도가 감소하였고, 특히 후연 근처에서의 속도분포가 상당히 균일해졌음을 볼 수 있는데, 이것은 낮은 에너지 영역이 감소했음을 의미한다. 미드스팬 뿐만 아니라 다양한 스패에서의 속도장 역시 상당히 개선되었다.

3.2 디퓨저 최적설계 결과

디퓨저 최적화 단계에서는 최적화된 임펠러와 기존의 디퓨저 배인을 이용하여 배인을 최적화를 위한 계산을 수행하였다. 우선, 배인 개수에 대한 최적화를 시도하기 위해서 임펠러 최적모델과 함께, 배인 개수를 다양하게 변화시키면서 효

Table 5 Comparison of the efficiency

		Efficiency(%)	P ratio
Reference		90.73	2.48
Optimized	Estimated	91.30	-
	Calculated	91.19	2.46

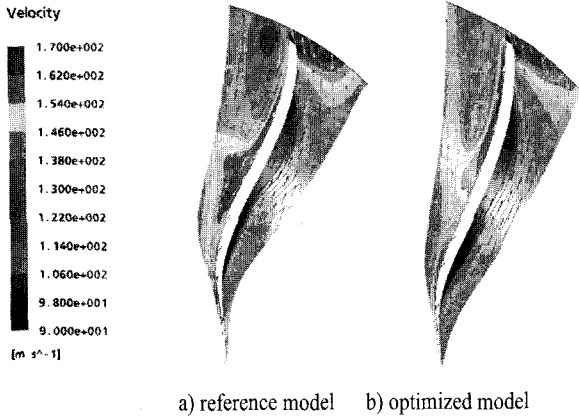


Fig. 9 Velocity Field at Mid-span

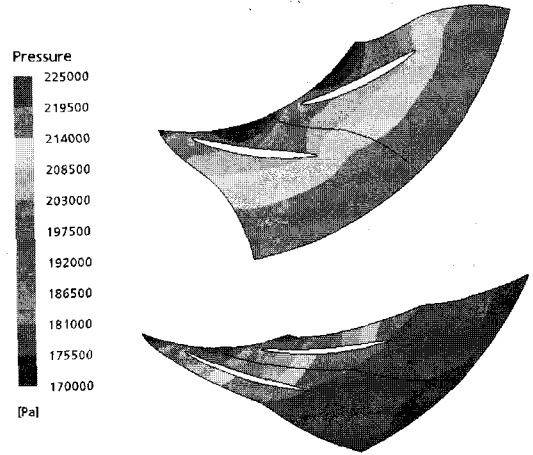


Fig. 11 Pressure Field at Mid-span

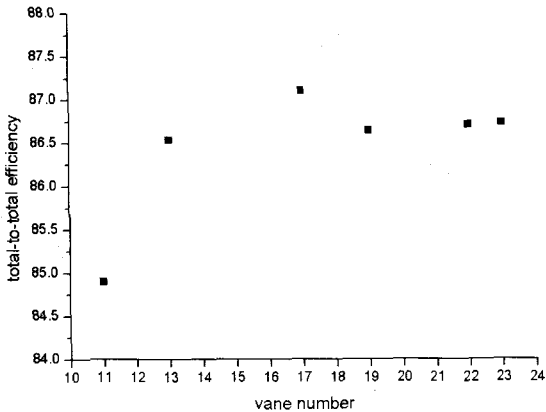


Fig.10 Efficiency with respect to the vane number

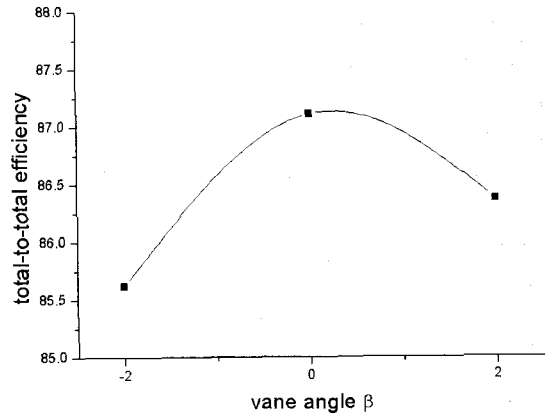


Fig. 12 Efficiency with respect to the vane angle beta

을 구해보았다. 유동의 안정성을 위하여 임펠러 개수 15개와 서로소 관계에 있는 개수로만 베인을 설계하였고 베인 개수 증감에 따라 동일한 블록효과(blockage effect)를 갖도록 디퓨저 베인의 두께는 증감시켜 설계하였다. 계산된 효율의 결과는 Fig. 10과 같다.

베인 개수가 17개 일 때의 효율이 가장 높게 나타났으며 기존의 개수인 11개의 경우 효율이 84.90%인 것에 비하여, 17개의 경우는 87.11%로 2.21% 증가하였다. 디퓨저는 높은 속도 에너지를 정압으로 바꿔주기 위한 장치이기 때문에 압력장을 살펴보는 것이 중요하다. Fig. 11은 디퓨저 베인이 11개(왼쪽)와 17개(오른쪽)의 경우를 비교한 그림이다. 11개의 경우에 비해 17개의 경우가 압력상승이 잘 이루어지고, 압력의 분포 또한 고르게 나타나는 것을 보여주고 있다.

베인 개수에 대한 최적화를 통해 개수를 17개로 결정하고, 베인의 입출구 위치는 고정시킨채 베인의 beta 분포를 일정하게 변화시키면서 b에 대한 최적화를 실시하였다. 기존의 값을 기

준값으로 놓고, 그 값에 대해서 +2°, -2°로 변화시킨 후, 유동장 해석을 통해 효율을 구하였다. Fig. 12에서 볼 수 있듯이, 최적값으로 예측되는 효율이 기존의 값과 거의 차이를 보이지 않기 때문에 각도에 대해서는 최적화를 할 필요가 없다고 판단된다. 이것은 임펠러 최적화시에 후연의 각도를 고정변수로 정하고 값을 변화시키지 않았기 때문에, 기존모델 설계시에 임펠러 출구각을 고려하여 정한 디퓨저 베인의 각도가 잘 정의되었음을 의미한다.

디퓨저의 성능을 나타내는 변수 중에서 많이 쓰이는 것이 압력회복계수(pressure recovery coefficient) C_p 와 전압력손실계수(total pressure loss coefficient) K 이다.

$$C_p = \frac{P_4 - P_3}{P_{03} - P_3} \tag{5}$$

$$K = \frac{P_{03} - P_{04}}{P_{03} - P_3} \tag{6}$$

압력회복계수란 디퓨저 입구에서의 동압이 디퓨저를 지난 후에 얼마나 정압으로 바뀌었는지를 나타내주는 값이고, 전압력손실계수란 디퓨저 입구에서의 동압에 대한 디퓨저 입출구 전압력 손실의 비율이다. 잘 설계된 디퓨저는 상대적으로 높은 C_p 값과 낮은 K 값을 가져야한다. Table 6을 보면, C_p 는 0.56에서 0.65로 증가하고, K는 0.161에서 0.125로 감소하였음을 알 수 있다. 즉, 디퓨저 배인 개수의 최적화를 통해 디퓨저 성능이 향상되었음을 알 수 있다.

3.3 기존모델과 최적모델의 비교

본 연구에서 수행한 최적설계를 최종적으로 평가해보기 위하여 기존의 임펠러와 디퓨저, 그리고 최적화된 임펠러와 디퓨저를 비교해보았다. 디퓨저까지 포함하는 최종단계이기 때문에 효율 뿐 만 아니라 전압력비도 함께 비교하였다.

3.3.1 효율 및 유동장 비교

Table 7에 나타난 바와 같이, 기존 임펠러와 기존 디퓨저, 최적화 임펠러와 기존 디퓨저, 최적화 임펠러와 최적화 디퓨저의 값을 비교해보면, 초기모델에 비해 최종모델은 효율과 전압력비가 모두 증가하였다. 임펠러만 최적화했을 경우는 기존모델에 비해 1.18% 증가하였고, 디퓨저까지 최적화한 경우는 3.39% 증가하였다.

Fig. 13에는 디퓨저 배인 압력면(pressure side)과 흡입면(suction side)에서의 압력장을 나타내었다. 초기모델(ref-ref)에 비해 최종모델(opt-opt)의 압력 상승이 잘 일어나고 있음을 알 수 있다.

3.3.2 탈설계 성능 비교

실제로 원심압축기 등의 터보기계는 설계점을 기준으로 최적설계를 하는 경우가 많다. 그러나 압축기가 항상 설계점에서만 작동하는 것이 아니기 때문에 설계점 외의 영역에서도 성능을 알아볼 필요가 있다. 설계점에서의 최적설계를 통해 성능이 향상되었다고 해도 운전영역이 현저하게 줄어들게 되면 그것은 바람직한 최적설계라고 할 수가 없다. 그런 점에

Table 6 Comparison of C_p and K values

	C_p	K
reference vane	0.56	0.161
optimized vane	0.65	0.125

Table 7 Comparison of efficiency and total pressure ratio

	total-to-total efficiency(%)	total P ratio
ref-ref	83.72	2.34
opt-ref	84.90	2.32
opt-opt	87.11	2.37

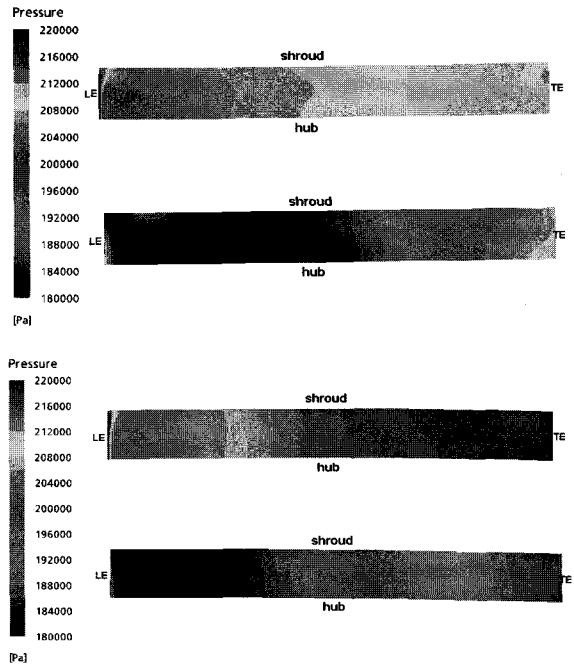


Fig. 13 Comparison of pressure contours at diffuser vane

서 탈설계 성능 해석은 중요하다고 할 수 있다. 기존의 설계점은 유량이 0.3kg/s이었고, 유동이 안정적으로 발생하는 범위, 즉 스톨(stall)과 초크(choke) 사이의 범위에서 유량을 0.02kg/s 단위로 변화시키면서 효율을 Fig. 14에 나타내었다.

전체적인 유량 영역에서 최적모델의 경우가 효율이 더 높게 나타난다. 그러나 고유량으로 갈수록 그 차이가 조금씩 줄어들며, 유량이 0.38kg/s인 점에서는 최적모델의 효율이 급격하게 감소하면서 기존모델의 값보다 낮게 나타나는 것을 알 수 있다.

Fig. 15에서는 전압력비를 비교하여 나타내었다. 설계점에서는 최적모델의 전압력비가 높지만 0.33kg/s 되는 점에서부터는 오히려 기존모델의 값이 더 크게 나타난다. 그러나 설계점의 90~110%의 유량값을 갖는 범위에서는 전압력비가 더 높은 압력비를 보여주므로 최적설계가 성공적으로 수행되었다고 판단된다.

4. 결론

본 연구에서는 원심압축기의 성능 향상을 위해 반응면기법을 이용하여 임펠러와 디퓨저 배인에 대한 최적설계를 시도하였다. 기존모델은 15개의 임펠러와 11개의 디퓨저 배인으로 이루어진 회전속도 50000rpm, 유량 0.3kg/s의 원심압축기이다. 임펠러의 경우는 깃없는 디퓨저로 가정하여 자오면 형상과 임펠러 각도에 대해서, 디퓨저의 경우는 최적화된 임펠러를

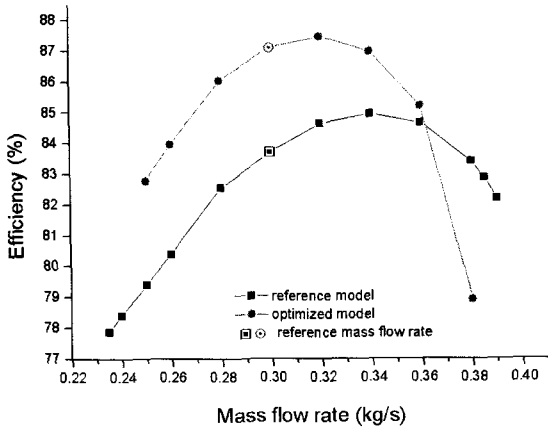


Fig. 14 Comparison of efficiency at off-design conditions

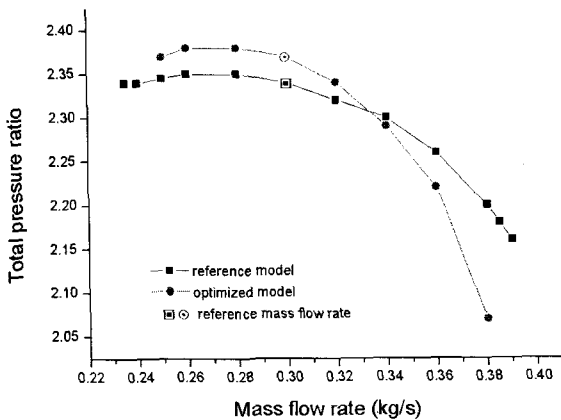


Fig. 15 Comparison of total pressure ratio at off-design conditions

이용하여 베인 개수와 베인 각도에 대해서 최적화를 수행하였다.

계산양을 줄이기 위해서 먼저 효율에 큰 영향을 끼칠 설계 변수를 정하고 선택된 설계변수에 대해서 유동해석을 수행해 본 결과, 최적형상을 얻을 수 있었다. 최적모델의 경우, 효율은 83.72%에서 87.11%로, 압력비는 2.34에서 2.37로 증가하였고, 유동장 분석을 통해 유동이 상당 부분 개선되었음을 확인하였다.

본 연구를 토대로, 반응면기법을 이용한 터보기계의 최적 설계가 성공적으로 적용될 수 있음을 보여주었다.

후 기

본 연구는 BK21과 기계연구원의 연구비 지원에 의해 수행되었고, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- [1] 2001, Cosentino, R., Alsalihi, Z., Van den Braembussche, R.A., "Expert System for Radial Impeller Optimisation," *Proceedings of Euroturbo4 ATI-CST-039/01*.
- [2] 2001, Bonaiuti, D. and Pediroda, V. "Aerodynamic Optimization of an Industrial Centrifugal Compressor Impeller Using Genetic Algorithms," *Proceedings of Eurogen 2001*.
- [3] 2002, Bonaiuti, D., Arnone, A. and Erini, M., "Analysis and optimization of transonic centrifugal compressor impellers using the design of experiments technique," *Proceeding of ASME TURBO EXPO 2002*, Amsterdam GT-2002-30371.
- [4] 2001, Cosentino, R., Alsalihi, Z. and Braembussche, R.A. Van den, "Expert System For Radial Impeller Optimization", *Proceeding of Euroturbo4 ATI-CST-039/01*.
- [5] 2000, Filipenco, V.G., Deniz, S., Johnston, J.M., Greitzer, E.M. and Cumpsty, N.A., "Effects of inlet flow field conditions on the performance of centrifugal compressor diffusers: Part 1-descrete-passage diffuser," *Journal of Turbomachinery 2000*, Vol.122, pp.1-10.
- [6] Myers, P.H. and Montgomery, D.C., *Response Surface Methodology*, 2nd ed, John Wiley & Sons, INC.
- [7] Amago, T., "Sizing Optimization Using Reponse Surface Method in FOA," *R&D Review of Toyota CRDL*, Vol.37.
- [8] 1995, 조강래, 유체기계, 보성문화사.
- [9] 2003, 박성현, 현대실협계획법, 민영사
- [10] 1999, 윤성호, "원심압축기 설계 및 탈설계 해석," 석사학위논문, 포항공과대학교 대학원.