

서지 마진 증가를 고려한 원심 압축기 설계 최적화

최재호*

A Study on Centrifugal Compressor Design Optimization for Increasing Surge Margin

Jae-Ho Choi*

Key Words : Fluid Machinery(유체기계), Design Optimization(설계최적화), Compressor(압축기), Characteristic Curve(특성곡선), Surge Margin(서지 마진), Response Surface Method(반응표면법), Box-Behnken Method(박스-벤켄법)

ABSTRACT

This study presents a numerical procedure to optimize the compressor design to increase the surge margin of compressor with response surface method (RSM). The Box-Behnken design method is used to reduce the number of calculation for fitting the second-order response surface. In order to consider the increase of surge margin during numerical optimization without any calculation at the surge point, the slope of compressor characteristic curve at the design point is suggested as an objective function in the present optimization problem. Mean line performance analysis method is used to get the design and off-design characteristic curves of centrifugal compressor. The impeller exit angle, impeller exit height and impeller radius are chosen as design variables. The optimum shapes show the increase of surge margin for the surge margin optimization and increase of efficiency for the efficiency optimization in comparison with an initial shape.

1. 서론

가스터빈 및 유체기계 등의 압축기의 개발시 설계 요구조건으로서 유량, 압력비 및 효율 이외에 서지 마진이 매우 중요시 되고 있다. 가스터빈에 적용되는 압축기의 경우, 신규 엔진에서의 운전선 및 서지선 변경, 운용중 운전선 및 서지선 변경, 가변 입구 안내깃 또는 연료량 제어 시스템, 레이놀즈수 영향, 입구 왜곡과 가감속 등을 고려한 서지 마진을 고려해야 하는데, 발

전용, 자동차용, 민항기용, 헬리콥터용 및 전투기 등 압축기의 응용 분야 및 시스템 요구도에 따라 서지 마진 요구 수준은 달라진다⁽¹⁾.

가스터빈의 비연료소모율 (Specific Fuel Consumption)이 비록 다소 증가되더라도, 즉 압축기 효율 등이 감소되더라도 엔진의 기본적인 운전 및 안정성을 위해 요구되는 서지 마진을 확보하는 방향으로 설계점을 선정하고 압축기 설계를 하는 것이 실제 운용 가능한 엔진을 개발하기 위한 방향으로 행해지고 있으며, 서지 마진 증가를 위해 많은 연구 결과들이 발표되고 있다.

Comey와 Palmreuter⁽²⁾는 서지 마진이 부족하여 실제 엔진에 적용하기 곤란한 원심압축기의 서지 마진을

* 삼성테크윈 파워시스템연구소
E-mail : jaeho1.choi@samsung.com

증가시키기 위해 임펠러 출구각, 임펠러 입출구에서의 확산비 등을 변경하면서 9개의 압축기 모델에 대해 시험평가를 수행하여, 유량 범위, 서지 마진 및 효율에 많은 영향을 주는 공력 설계변수들에 대한 시험 데이터 베이스를 체계적으로 구축하였다. Rabe와 Hah⁽³⁾는 고하중 천음속 축류 압축기의 스톨 마진을 증가시키기 위해 케이싱에 환형의 홈을 내서 스톨 마진을 증가시키는 연구를 시험과 수치해석을 통해 수행하였는데, 주유동장과 홈을 통한 이차유동장의 상호간섭 효과로 블레이드 압력면에서의 영각(Incidence Angle)을 줄임으로써 스톨 마진이 증가한다고 보고하였다. Corsini와 Rispoli⁽⁴⁾는 아음속 축류팬에서 전향의 블레이드 각을 갖는 경우 스톨이 더 작은 유량에서 발생하게 하여 압축기 운전영역을 증가시킬 수 있다는 물리적 특성을 3차원 유동해석을 통해 상세히 기술하고 있다.

Gravdahl과 Egeland⁽⁵⁾는 축류 압축기와 원심 압축기의 스톨 및 서지 회피 및 제어를 위해 압축기의 공기역학적 특징을 분석하여 다양한 모델링을 제시하였다. Choi 등⁽⁶⁾은 원심 압축기에 적용되는 썬기형 디퓨저와 익형 디퓨저에 대한 유동해석과 시험적 연구를 통해 익형 디퓨저가 더 큰 서지 마진을 갖는 것으로 보고하였다. 이와 같이 압축기의 서지 마진을 증가시키고자 하는 연구는 축류형 블레이드 및 원심형 임펠러의 형상, 디퓨저의 형상, 케이싱 트리트먼트 등 다양한 방법으로 수행되고 있다.

한편, 유체기계 공력설계를 위해 최근 다양한 최적화 방법이 연구되고 있다. Ahn과 Kim⁽⁷⁾은 천음속 축류 압축기의 최적설계를 위해 3차원 Navier-Stokes 해석을 통해 목적함수인 효율을 평가하고 세 개의 변수에 대해 반응표면법을 적용하여 효율을 증가시켰으며, 장춘만 등⁽⁸⁾은 단단 천음속 축류압축기의 정의 형상을 효과적으로 최적화하였다. 원심압축기 임펠러 형상의 최적설계를 위해 Bonaiuti 등⁽⁹⁾은 천음속 원심압축기 임펠러의 최적설계를 위해 실험계획법을 사용하였으며, 유동해석을 위해서는 3차원 수치해석코드를 사용하였다. 또한 Kim 등⁽¹⁰⁾도 3차원 수치해석코드를 해석수단으로 하여 임펠러 내부 유동장 해석을 수행하고, 이를 바탕으로 한 임펠러 형상 최적설계에 반응면 기법을 적용하여 효율을 향상시킨 결과를 보고하였다.

이상과 같이 수치최적화 기법을 유체기계에 적용한 대부분의 연구들은 효율을 목적함수로 사용하여 효과적으로 효율을 향상시켰으나, 서지 마진을 증가시킬 수 있는 파라미터를 목적함수로서 사용하지 않아 서지

마진의 증가가 요구되는 최적화 문제의 해결은 곤란한 실정이다.

본 연구에서는 압축기의 서지 마진을 증가시킬 수 있는 방안 중의 하나로서 설계점에서의 유량대 압력비의 관계를 이용하는 최적화 방법에 대한 연구를 수행하였다. 설계점에서 유량에 대한 압력비의 기울기가 서지 마진과 연관성이 있을 수 있다는 점에 착안하여 이를 압축기 최적화 문제의 목적함수로 시도해 보았다. 설계점에서만 목적함수의 값을 구하고 서지점에서의 값을 직접 구하려고 하지 않은 것은 근래 들어 유체기계의 최적설계시 해석수단으로서 3차원 유동해석을 적극 사용하고 있는 연구 동향으로 볼 때, 서지점에서의 해석이 곤란한 3차원 유동해석의 문제점을 배제하기 위함이다. 이 연구를 통해 본 논문에서 제안한 목적함수가 서지 마진 증가에 기여하는지를 살펴보고자 하며, 목적함수 값은 평균유선 성능해석법으로 구하였고 최적화 기법으로는 반응표면법을 사용하였다.

2. 서지 마진의 정의 및 목적함수의 도출

가스터빈이나 터보압축기에 사용되는 서지 마진 (Surge Margin, SM)의 정의는 압축기의 특성이나 그 용도에 따라 다양하게 정의되고 있다^(5,11). 일반적인 정의중 하나는 특정 회전수에서 압축기 작동선상에 있는 압력비($pr_{working}$)와 이 점과 동일 보정공기유량을 갖는 서지선에서의 압력비(pr_{surge})로 정의된다.

$$SM = \frac{(pr_{surge} - pr_{working})}{pr_{working}} \quad (1)$$

한편, 특정 회전수에서의 서지점 유량과 작동점 유량을 고려할 경우 서지 마진은 식 (2)와 같이 정의되며, 본 연구에서는 서지 마진 정의시 이 식을 사용하였다.

$$SM = 1 - \frac{(pr_{working}/pr_{surge})}{(m_{working}/m_{surge})} \quad (2)$$

여기서 $m_{working}$ 과 m_{surge} 는 각각 특정 회전수에서 작동점과 서지점에서의 입구 보정유량이다. 설계점이 고정된 상태로 서지 마진을 증가시키기 위해서는 서지가 발생하는 유량을 줄이거나 압력비를 증가시켜야 한다.

전산유체역학이 최근까지 많은 발전을 해 왔지만, 서지점의 예측은 여전히 어려운 문제로 남아 있다. 따

라서 서지 마진을 증가시키기 위한 수치최적화기법에서 목적함수를 3차원 유동해석으로 평가할 경우, 서지점 유량 및 압력비 등을 목적함수로 사용하는 것은 현재로서는 실용적이지 않다.

대부분의 압축기의 유량대 압력비의 특성곡선은 Fig. 1⁽¹²⁾에 나타난 바와 같이 초킹점이나 설계점보다 서지점에서 특성곡선의 기울기가 더 완만하다. 동일한 설계점을 갖는 두 개의 특성곡선의 경우 서지점 유량이 동일할 경우, 설계점에서의 유량(m)대 압력비(pr)의 기울기가 더 가파른 특성곡선이 서지점에서의 압력비가 더 크기 때문에 서지 마진 또한 더 큰 값을 갖게 될 것이다. 따라서 본 연구에서는 3차원 유동해석과 결합된 수치최적화시의 효용성을 높이기 위해, 서지 마진 관련한 이러한 개념을 착안하여 최적설계의 목적함수로서 사용하고자 한다.

$$f = -\left(\frac{\partial pr}{\partial m}\right)_{design\ point} \quad (3)$$

최적화 과정을 통해 상기 목적함수를 최대화할 수 있다면 설계점에서 특성곡선의 기울기를 증가시키게 되므로, 서지점 유량이 동일하다면 더 큰 서지 마진을 얻을 수 있을 것으로 기대된다.

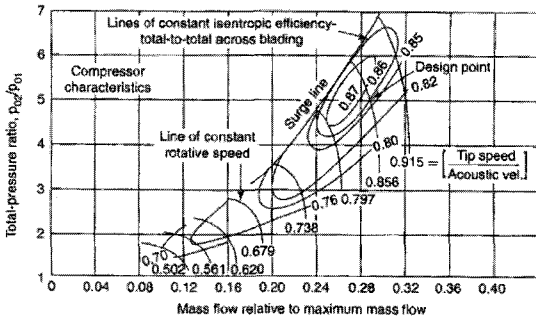


Fig. 1 A typical compressor characteristic curve⁽¹²⁾

3. 압축기 기본설계 및 성능예측

압축기는 설계 유량, 압력비 및 회전수 등을 고려하여 원심 압축기로 선정하였으며, 최적설계의 대상이 되는 초기 형상 설계 및 성능 예측시 주요 모델은 다음과 같다.

회전수 및 유량에 따른 압력비 및 효율 등의 예측을

위해 평균유선 성능해석법을 사용하였다. 임펠러 출구의 계산을 위해서는 임펠러 출구 유동을 주영역과 이차영역으로 나누어 모델링하는 두영역 모델(Two-Zone Model)⁽¹³⁾을 사용하였다. 이 모델에서 중요한 모델 계수로는 임펠러 입구 팁 상대속도와 임펠러 출구 주영역에서의 상대속도의 비로서 정의되는 확산비(Diffusion Ratio, DR_2)가 있다.

$$DR_2 = \frac{W_{1t}}{W_{2p}} \quad (4)$$

이 확산비의 모델링을 위해서는 Primitive TEIS 모델⁽¹³⁾을 사용하였다. 이 모델은 임펠러 유로를 임펠러 입구부터 목까지의 디퓨저 혹은 노즐 역할을 하는 첫 번째 요소와 이곳부터 임펠러 출구까지 주로 디퓨저 역할을 하는 두 번째 요소 등 두 개의 요소를 직렬 배치하여 모델링한 것이며, 각 요소의 유효도는 각각 η_a 및 η_b 로 정의하였다. 따라서 첫 번째 요소인 입구 영역에서는 다음과 같이 모델링된다.

$$C_{p_{a,i}} = 1 - 1/AR_a^2 = 1 - \left(\frac{\cos\beta_1}{\cos\beta_2}\right)^2 \quad (5)$$

$$C_{p_a} = \eta_a C_{p_{a,i}}$$

여기서 AR은 면적비이고, 두 번째 요소인 출구영역에서의 모델링은 다음과 같다.

$$C_{p_{b,i}} = 1 - 1/AR_b^2 = 1 - \left\{ \frac{A_{th}}{A_2 \cos(\beta_{2b})} \right\}^2 \quad (6)$$

$$C_{p_b} = \eta_b C_{p_{b,i}}$$

각 요소의 압력회복계수들(C_{p_a} , C_{p_b})과 임펠러 입출구 속도비의 관계 등을 이용하여 확산비를 아래와 같이 계산한다.

$$DR_2 = \left(\frac{1}{1 - \eta_a C_{p_{a,i}}} \times \frac{1}{1 - \eta_b C_{p_{b,i}}} \right)^{1/2} \quad (7)$$

본 연구에서는 모델계수 η_a 와 η_b 로 각각 0.7과 0.1을 사용하였다.

최적화 과정에서 설계변수인 임펠러 출구의 폭과 반경이 변경되면 디퓨저 입구에서의 폭과 반경도 동일한 비율로 변경되도록 하였다. 압축기의 설계 유량은

입구온도 288.15 K, 대기온도 101 kPa하에서 350 g/s이며, 회전수는 70,000 rpm으로 하였다.

Table 1 Compressor design results

Design Variables		Values	Unit
Rotational Speed (N)		70,000	rpm
Impeller Inlet	Hub-Tip Ratio	0.35	-
Impeller Exit	Exit Radius(R_2)	57.2	mm
	Blade Angle(β_2)	-43	deg.
	Height(B_2)	5.57	mm
Vaneless Diffuser	Exit Radius(R_4)	94	mm
Mass Flow Rate (m)		0.35	kg/s
Efficiency (η)		75.7	%
Surge Margin (SM)		40.9	%

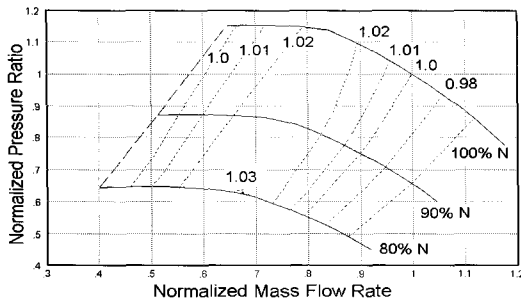


Fig. 2 Performance curve of reference design

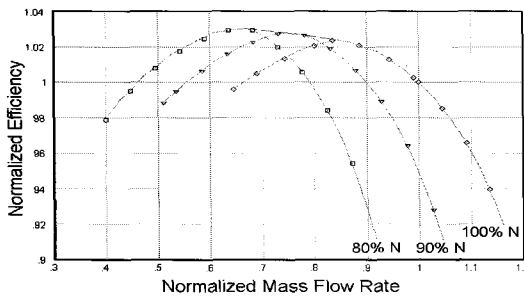


Fig. 3 Efficiency curve of reference design

이와 같은 과정을 통해 설계된 압축기의 설계 결과는 Table 1에 요약되어 있고, Fig. 2는 설계회전수 대비 80, 90 및 100%에서의 압축기 유량대 압력비의 특성곡선을 보여주고 있는데, 유량은 설계점 유량으로 무차원화하고 그 내부의 등고선은 압축기 효율을 의미

하는데 이는 설계점 효율로 무차원화되었다. Fig. 3은 상기 회전수에서 유량에 따른 효율 곡선을 보여주고 있다. 무차원화된 유량 1에서 효율이 1이 되도록 하여 향후 최적 설계 이후 비교하기 쉽게 하였다. 한편 설계점에서 서지 마진은 약 40.9%로 예측되었다.

4. 최적화 문제의 정의

서지 마진의 증가 가능성을 고려한 본 연구에서의 압축기 최적설계를 위한 초기 형상으로 앞 절에서 설계된 형상을 사용하였다.

압축기 형상 최적화는 효율 최적화와 서지 마진 최적화 문제로 나누어 수행하였는데, 먼저 최적화 문제 I에서는 효율을 목적함수로 하여 효율을 최대화함과 동시에 최적화 과정이 잘 이루어지는지를 관찰하고자 하였으며, 최적화 문제 II에서는 식 (3)의 개념과 같이 유량대 압력비의 기울기를 목적함수로 사용하여 서지 마진을 최대화할 수 있도록 시도하였다.

이와 같은 두 가지 최적화 문제들을 아래와 같이 정형화하였다.

최적화 문제 I

$$\text{Maximize } f_1 = \eta = \frac{\left(\frac{P_{exit}}{P_{in}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1}{\frac{T_{exit}}{T_{in}} - 1} \quad (8)$$

여기서 P 와 T 는 전압력 및 전온도이며, in 과 $exit$ 는 압축기 입출구를 의미한다.

최적화 문제 II

$$\text{Maximize } f_2 = -\left(\frac{\partial pr}{\partial m}\right)_{design\ point} \quad (9)$$

설계변수는 압축기 성능특성에 많은 영향을 주는 것으로 알려진 임펠러 반경(R_2), 임펠러 출구폭(B_2) 및 임펠러 출구각(β_2)으로 선정하였으며, Fig. 4에 각 설계변수를 도식화하였다. 한편 각 설계변수의 초기값 및 최적화 과정에서의 범위는 예비계산을 통해 선정하였으며 그 값들은 Table 2에 나타나 있다.

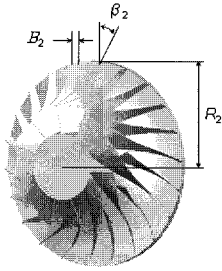


Fig. 4 Definition of design variables

Table 2 Design variables and their Ranges

Design Variable	Initial	Min	Max
Impeller Exit Blade Angle (β_2)	-43.0	-44.7	-41.3
Impeller Exit Height (B_2)	5.57	5.40	5.74
Impeller Exit Radius (R_2)	57.2	55.5	58.9

Table 3 Design cases for Box-Behnken method

Design Case	β_2	B_2	R_2
1	0	0	0
2	-1	-1	0
3	1	-1	0
4	-1	1	0
5	1	1	0
6	-1	0	-1
7	1	0	-1
8	-1	0	1
9	1	0	1
10	0	-1	-1
11	0	1	-1
12	0	-1	1
13	0	1	1

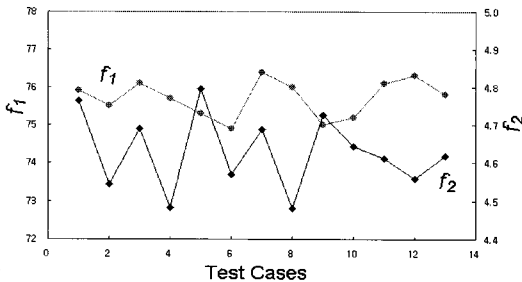


Fig. 5 Objective functions from Box-Behnken design

수치 실험점을 최소화하면서 2차 반응면을 효과적으로 구성하기 위해 박스-벤켄법(Box-Behnken Method)을 사용하였다. 설계변수와 목적함수와의 상호관계는 아래와 같이 이차의 근사회귀모델로 된다.

$$Y = \beta_0 + \sum_{i=1}^n \beta_i X_i + \sum_{i=1}^n \beta_{ii} X_i^2 + \sum_{i < j}^n \beta_{ij} X_i X_j \quad (10)$$

여기서 회귀변수 X 는 n 개의 설계변수들의 선형항, 제곱항 및 상호작용항을 의미하며, 계수 $\beta_0, \beta_i, \beta_{ii}$ 와 β_{ij} 등은 최소자승법으로 결정된다. 이러한 관계를 통해 설계변수와 목적함수의 관계를 알 수 있고, 최적변수 값을 쉽게 도출할 수 있다.

5. 결과 및 검토

3개의 설계변수에 대한 2차 다항식의 최적화 문제에 대해 반복성 시험 등에 필요한 실험점을 제외하여 13개의 서로 다른 실험점을 구성하여 각각에 대한 압축기 성능 및 목적함수 값을 예측하였다. 실험적 방법이 아닌 수치적인 계산에 의해 실험점을 구성하므로 반복계산에 의한 차이는 없다. 수치 실험점들을 결정하기 위해 모든 설계변수들을 무차원화하여 -1부터 1까지 변화도록 하였으며, Table 3에 이 값들을 표시하였다. Case 1은 초기 기본설계과정을 통해 얻은 형상으로 최적설계의 기준모델이 된다.

효율의 최대화 문제(최적화 문제 I)와 서지 마진의 최대화 문제(최적화 문제 II)는 모두 위에서 기술된 박스-벤켄법으로 도출된 실험점을 이용하였으며 공히 위에서 언급된 3개의 설계변수를 사용하였다. 최적화 과정을 통해 두 최적화 문제에서 신뢰할 만한 결과를 얻었으며, Fig. 5에는 각 실험점에서 평균유선 성능예측 기법⁽¹⁴⁾에 의해 평가된 효율 (f_1) 및 $(-\partial pr/\partial m)$ (f_2) 등 목적함수 값들이 나타나 있다. 본 최적화 문제는 2차 회귀식으로 구성하였으므로 식 (10)을 구성하는 $\beta_0, \beta_i, \beta_{ii}$ 와 β_{ij} 등 계수는 총 10개가 필요하다. Table 4에는 상수 및 각 설계변수들의 선형항, 제곱항 및 상호작용항에 대한 계수가 도출되어 있다.

Fig. 6과 7은 목적함수인 효율과 유량대 압력비의 기울기, $(-\partial pr/\partial m)$ 에 대한 각 설계변수들의 민감도를 보여주고 있다. 각 세부그룹들은 두 개의 설계변수들의 설계 범위 내에서 목적함수가 변화되는 것을 보여

주고 있는데, 이 때 세 개의 설계변수 중 표시되지 않은 다른 하나의 설계변수들은 모두 무차원화된 값으로 0이다.

Table 4 Regression coefficients by optimizations

	Optimization I	Optimization II
constant	0.757838	4.61700
β_2	-0.001974	-0.10738
B_2	0.000897	-0.03375
R_2	0.005599	-0.04962
β_2^2	0.000042	0.00075
B_2^2	-0.000061	0.00200
R_2^2	-0.001289	0.01525
$\beta_2 B_2$	0.000023	0.00275
$\beta_2 R_2$	-0.000288	0.00450
$B_2 R_2$	-0.000175	0.00725

Fig. 6은 효율에 대한 민감도를 보여주고 있는데, 효율에 가장 큰 영향을 주는 변수는 임펠러 직경(R_2)으로 나타났다. 이는 다른 설계변수들의 값에 크게 영향을 받지 않고 설계 범위 내에서 약 1% 수준까지 변화하는 등 효율에 가장 큰 영향을 주었다. 임펠러 출구각은 설계 범위 내에서 약 0.3% 수준으로 효율에 영향을 주었고, 임펠러 날개폭은 약 0.2% 이하 수준으로 가장 적게 영향을 주었다. 임펠러 출구각이 작을수록, 즉 백스윙각이 증가할수록 효율이 증가하는 것으로 알려져 있는데⁽¹¹⁾, 본 연구에서도 그러한 경향을 잘 보여주고 있다.

한편 유량대 압력비의 기울기에 대한 민감도는 Fig. 7에 나타나 있다. 본 연구에서의 설계대상이 된 압축기의 설계변수 범위 내에서는 임펠러 출구각이 가장 큰 영향을 주는 것으로 나타났으며, 이는 이 변수가 설계변수로서 사용된 세 개의 변수 중에서 서지 마진에 미치는 영향이 가장 클 수 있다는 것으로 해석된다. 이 변수에 이어 임펠러 출구 반경, 출구폭의 순으로 민감도에 미치는 영향이 컸다.

최적화 문제 I과 II의 수행 후 도출된 각각의 설계변수 및 목적함수는 Table 5에 나타나 있다. 효율 최적화 문제의 경우 효율이 기존 75.7%에서 76.5%로 약 0.8% 증가되었다. 효율이 최적화된 형상에서의 설계점 유량으로 무차원화된 유량과 이 점에서 도출된 압력비로 무차원화한 압력비의 특성곡선은 Fig. 8에 나타나

있다. 또한 Fig. 9에는 각 회전수별 유량에 따른 효율을 도시하였다. 설계유량에서 효율이 약 1% 증가했음을 알 수 있고, 저회전수 영역에서는 약 3.6%까지 효율이 증가함을 알 수 있다.

효율이 최적화된 형상에서의 설계점 유량으로 무차원화된 유량과 이 점에서 도출된 압력비로 무차원화한 압력비의 특성곡선은 Fig. 8에 나타나 있다. 또한 Fig. 9에는 각 회전수별 유량에 따른 효율을 도시하였다. 설계유량에서 효율이 약 1% 증가했음을 알 수 있고, 저회전수 영역에서는 약 3.6%까지 효율이 증가함을 알 수 있다.

한편, 최적화 문제 II에서의 $(-\partial pr/\partial m)$ 이 서지 마진과 관련이 있는가를 알아보기 위해, 앞에서와 동일한 방법으로 탈설계해석을 수행하였다. Fig. 10은 앞에서와 마찬가지로 설계점 유량으로 무차원화하고 설계점 유량에서의 압력비로 무차원화한 특성곡선이다. 이 그림으로 볼 때, $(-\partial pr/\partial m)$ 을 최대화한 이 결과에서, 100% 회전수의 서지점에서의 압력비는 설계점 대비 20% 높은 것을 알 수 있다.

이는 Fig. 2에 도시된 기준 형상에서의 서지점 압력비가 설계점 대비 약 15% 및 Fig. 8에서 도시된 효율 최적화 형상에서의 약 13%에 비해 월등히 높은 값으로서, 이 목적함수를 사용할 때 서지점 압력비가 높아지고 이로 인해 서지 마진이 증가할 수 있음을 보여준다. 그러나 서지 마진을 증가시키고자 하는 이 설계결과에서는 효율이 Fig. 11에 나타난 것처럼 기준 형상보다 낮게 나타나고 있다.

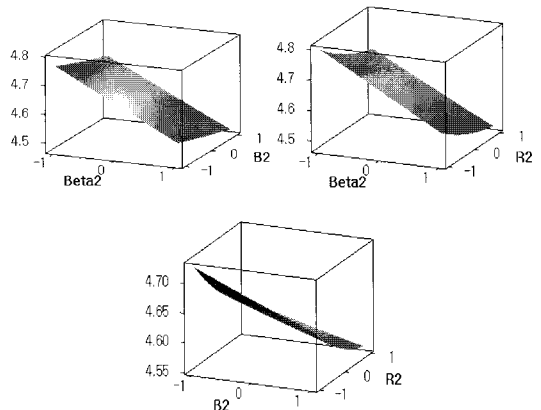


Fig. 6 Surface plot of dpr/dm

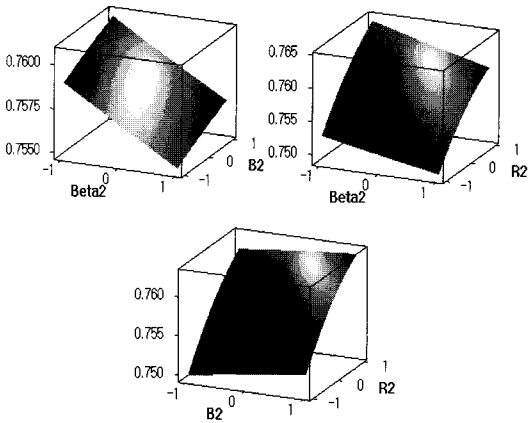


Fig. 7 Surface plot of efficiency

Table 5 Optimization results

Design Variables	OPT I	OPT II
Impeller Exit Blade Angle (β_2)	-44.8	-44.7
Impeller Exit Height (B_2)	5.4	5.7
Impeller Exit Radius (R_2)	55.5	58.9
Objective Functions (f_1 or f_2)	76.5	4.84
Surge Margin (SM)	40.2	42.3

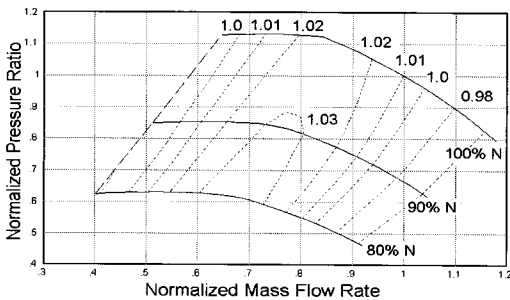


Fig. 8 Performance curve for optimization I

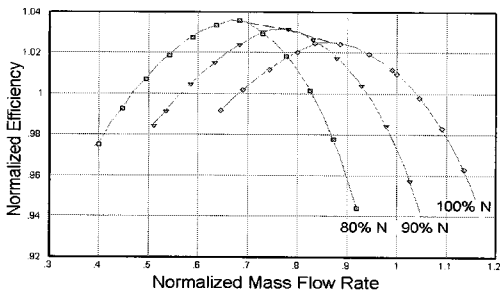


Fig. 9 Efficiency curve for optimization I

이와 같이 최적화 문제 II의 결과는 설계점에서 특성곡선의 기울기가 더 가파르고 서지점에서 압력비가 더 큰 것을 알 수 있다. 이 최적화 과정을 통해 목적함수 $(-\partial pr/\partial m)$ 가 4.6에서 4.84로 증가할 때 서지 마진은 40.9%에서 42.3%로 증가되는 것으로 나타났다.

최적화 문제 II에서의 목적함수가 서지 마진과 연관성이 있는가를 살펴보기 위해 박스-벤켄법에서 사용된 총 13건의 설계안에 대해 이 목적함수와 서지 마진의 관계를 분석하여 Fig. 12에 도시하였는데, 서지 마진과 관련이 있는 것으로 알려진 $\partial pr/\partial m$ 가 본 연구에서도 일정 오차 범위 내에서 비례하는 경향을 보이고 있다.

한편 서지 마진의 정의를 식 (1)과 같이 사용할 경우, 식 (2)에 의한 결과와 비교할 때 정의의 차이에 의해 서지 마진의 절대값에서는 차이가 있지만 그 경향은 동일하게 나타났다.

이와 같은 결과로 볼 때 식 (3)에서 제시한 목적함수를 최적화 문제의 목적함수로서 사용한다면, 서지점에 대한 직접적인 예측이 없더라도 서지 마진의 증가를 위한 하나의 방법으로 고려할 수 있을 것으로 사료된다.

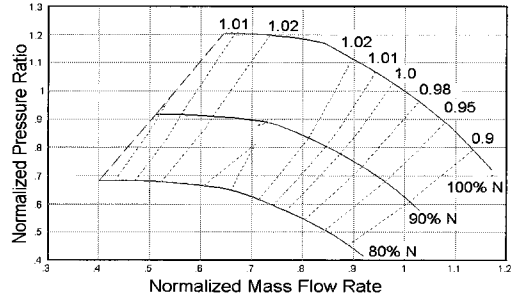


Fig. 10 Performance curve for optimization II

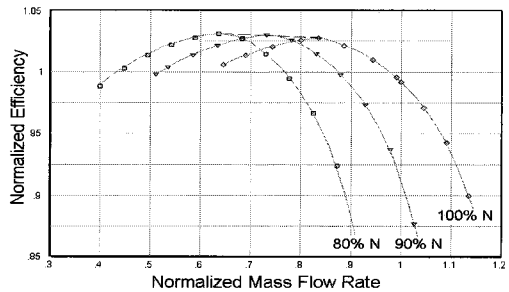


Fig. 11 Efficiency curve for optimization II

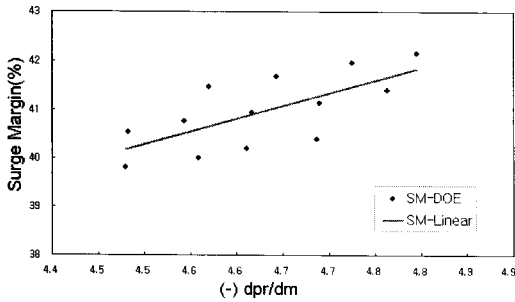


Fig. 12 Correlation between $(-)dpr/dm$ and surge margin

5. 결론

압축기 최적설계를 위해 수치최적화 기법을 적용할 때, 서지 마진을 증가시킬 수 있는 방안을 찾고자 목적함수로서 설계점에서 유량대 압력비의 기울기를 사용하는 것을 제시하고, 한 원심압축기를 대상으로 최적화를 수행하였다. 세 개의 기하학적 설계변수에 대해 13 개의 실험점을 얻었으며 이 점들에서 본 연구에서 제안한 목적함수 값을 구해 최적설계를 수행하여 서지 마진이 효과적으로 증가됨을 알 수 있었다. 각 실험점에서의 목적함수와 서지 마진의 관계를 분석하여 설계점에서의 유량대 압력비의 기울기가 서지 마진과 관계가 있음을 확인할 수 있었다. 또한 동일한 압축기 및 설계변수에 대한 효율 최적화 문제에서는 효율을 증가시킬 수 있었다. 본 연구에서 제시한 유량대 압력비의 기울기 개념으로 정의한 목적함수를 최적화 문제의 목적함수로서 사용한다면, 서지점에 대한 직접적인 예측이 없더라도 서지 마진의 증가를 고려할 수 있을 것으로 사료된다. 특히 서지점에서 해석이 곤란한 3차원 유동해석과 결합된 수치최적화기법에서는 더욱 효과적으로 사용될 수 있을 것이다.

참고문헌

- (1) Walsh, P. P. and Fletcher, P., 1998, "Gas Turbine Performance," Blackwell Science Ltd.
- (2) Comey, D. H. and Palmreuter, E. C., 1980, "Improved Surge Margin Centrifugal Compressor Program," USAAVRADCOM-TR-80-D-23, Applied Technology Laboratory, U. S. Army Research and Technology Laboratories(AVRADCOM), Fort Eustis, Virginia 23604.

- (3) Rabe, D. C. and Hah, C., 2002, "Application of Casing Circumferential Grooves for Improved Stall Margin in a Transonic Axial Compressor," ASME GT-2002-30641.
- (4) Corsini, A. and Rispoli, F., 2003, "The Role of Forward Sweep in Subsonic Axial Fan Rotor Aerodynamics at Design and Off-design Operating Condition," ASME GT2003-38671.
- (5) Gravidahl, J. T. and Egeland, O., 1999, "Compressor Surge and Rotating Stall: Modeling and Control," Springer-Verlag.
- (6) Choi, J. H., Sung, O. S., Chen, S. B. and Lim, J. S., 2003, "Experimental and Numerical Investigations on a High Pressure Ratio Centrifugal Compressor," Proceedings of ASME Turbo Expo 2005, Reno, USA, GT2005-68679.
- (7) Ahn, C. S. and Kim, K. Y., 2003, "Aerodynamic Design Optimization of a Compressor Rotor with Navier-Stokes Analysis," Proceedings of The Institution of Mechanical Engineers, Part A-Journal of Power and Energy, Vol. 217, No. 2, pp. 179~184.
- (8) 장춘만, Abdus Samad, 김광용, 2006, "단단 천음속 축류압축기 동익의 Stacking Line 설계 최적화," 유체기계저널, 9권 3호, pp. 7~13.
- (9) Bonaiuti, D., Arnone, A., Ermini, M. and Baldassarre, L., 2002, "Analysis and Optimization of Transonic Centrifugal Compressor Impellers using the Design of Experiments Techniques," Proceeding of ASME Turbo Expo 2002, Amsterdam, GT-2002-30371.
- (10) Kim, S., Park, J., Ahn, K. and Baek, J., 2007, "Optimization of a Centrifugal Compressor Impeller Using a Response Surface Method," The 9th Asian International Conference on Fluid Machinery, AICFM9-313, Jeju, Korea.
- (11) N. A. Cumpsty, 1989, "Compressor Aerodynamics," Longman Scientific & Technical.
- (12) Wilson, D. G. and Korakianitis, T., 1998, "The Design of High-Efficiency Turbomachinery and Gas Turbine," Prentice-Hall, London.
- (13) Japikse, D., 1996, "Centrifugal Compressor Design and Performance," Concepts ETI, Inc.
- (14) Concepts NREC, 2006, Compal V.7.9.30.