

<응용논문>

DOI <http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2014.38.6.547>

ISSN 1226-4881(Print)  
2288-5234(Online)

## 15,000 마력급 원심식 압축기 임펠러 블레이드의 유체-구조 연성해석을 이용한 형상최적설계

강현수\* · 오정수\*\* · 한정삼\*\*\*†

\* 성균관대학교 대학원 기계공학과, \*\* (주)대주기계 유체기계기술연구소, \*\*\* 안동대학교 기계설계공학과

### Shape Optimization of Impeller Blades for 15,000 HP Centrifugal Compressor Using Fluid Structural Interaction Analysis

Hyun Su Kang\*, Jeongsu Oh\*\* and Jeong Sam Han\*\*\*†

\* Graduate School of Mechanical Engineering, Sungkyunkwan Univ.

\*\* FMTRC, Daejoo Machinery Co.

\*\*\* Dept. of Mechanical Engineering Design, Andong Nat'l Univ.

(Received February 10, 2014 ; Revised March 12, 2014 ; Accepted March 27, 2014)

**Key Words:** Centrifugal Compressor(원심식 압축기), Impeller Blade(임펠러 블레이드), DOE(실험계획법), RSM(응답표면법), Shape Optimization(형상최적설계)

**초록:** 본 논문에서는 15,000 마력급 원심식 압축기 임펠러 블레이드에 대한 단방향 유체-구조 연성해석 및 응답표면법을 이용한 형상최적설계를 제시하였다. 임펠러 블레이드의 형상은 공력 성능에 영향을 미칠 뿐만 아니라, 유체의 압력과 원심력에 의한 임펠러의 구조적 안전성에도 큰 영향을 미치므로 유체-구조 연성해석을 함께 고려한 형상최적설계가 필요한 분야이다. 본 논문에서 유체-구조 연성해석의 유체영역과 구조영역을 ANSYS CFX와 Mechanical을 사용하여 각각 해석하였다. 실험계획법을 기반으로 유체 및 구조해석 결과에 대한 응답표면을 생성하여 구조적 안전성 및 압축비를 제한조건으로 하고 임펠러의 효율을 최대화하는 임펠러 블레이드의 형상최적설계를 수행하였다.

**Abstract:** This paper discusses a one-way fluid structural interaction (FSI) analysis and shape optimization of the impeller blades for a 15,000 HP centrifugal compressor using the response surface method (RSM). Because both the aerodynamic performance and the structural safety of the impeller are affected by the shape of its blades, shape optimization is necessary using the FSI analysis, which includes a structural analysis for the induced fluid pressure and centrifugal force. The FSI analysis is performed in ANSYS Workbench: ANSYS CFX is used for the flow field and ANSYS Mechanical is used for the structural field. The response surfaces for the FSI results (efficiency, pressure ratio, maximum stress, etc.) generated based on the design of experiments (DOE) are used to find an optimal shape for the impeller blades, which provides the maximum aerodynamic performance subject to the structural safety constraints.

### 1. 서론

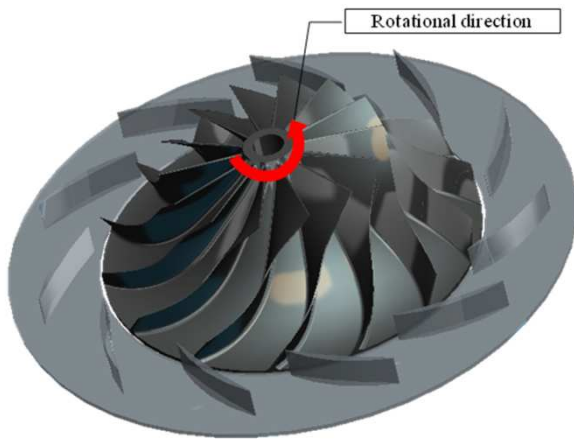
원심식 압축기는 고속으로 회전하는 임펠러를 통하여 기계적 에너지를 유체의 압력 및 운동에너지로 변환하는 대표적인 산업용 유체기계이다. 원심식 압축기는 공기를 가속시켜주는 임펠러와 가속된 공기

를 확산시켜 압력을 상승시키는 디퓨저로 구성되어 있는데, 그 중에서 임펠러의 블레이드 형상은 원심식 압축기의 공력 성능에 큰 영향을 미치는 요소이다. 또한 임펠러는 작동 중 유체압력에 의한 하중과 원심력을 받으므로 이를 고려한 구조적 안전성을 평가할 필요가 있다. 즉, 유체-구조 연성(이하, FSI) 해석 기법을 이용하여 임펠러 블레이드의 형상이 임펠러의 공력 성능과 구조적 안정성에 미치는 영향을 분석 할 필요가 있다.

† Corresponding Author, [jshan@anu.ac.kr](mailto:jshan@anu.ac.kr)  
© 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

**Table 1** Design variables and their three levels

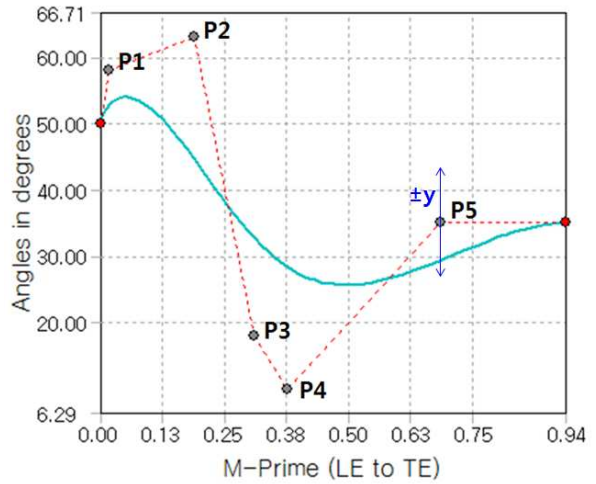
Design variable	Description	Unit	Level 1	Level 2 (Initial)	Level 3
$x_1$	Point 1	°	53	58	63
$x_2$	Point 2	°	58	63	68
$x_3$	Point 3	°	13	18	23
$x_4$	Point 4	°	5	10	15
$x_5$	Point 5	°	30	35	40
$x_6$	Blade thickness	mm	2	2.4	2.8



**Fig. 1** Impeller and diffuser of the initial model

임펠러의 유체적 성능에 대한 연구는 주로 CFD 코드를 이용한 수치적 방법이 활용되고 있다. 김진혁 등<sup>(1)</sup>은 실험계획법, 신경회로망 기법을 이용하여 임펠러 자오면의 형상치수를 최적설계 하였으며, 김성 등<sup>(2,3)</sup>은 실험계획법과 반응표면기법을 이용하여 임펠러 자오면 형상치수와 입/출구 각들이 성능에 미치는 영향을 분석하고, 이를 최적설계 하였다. 신호길 등<sup>(4)</sup>은 깃수와 임펠러 입/출구 각 변화에 따른 성능을 분석하였고, 편권범 등<sup>(5)</sup>은 반응표면기법을 이용하여 임펠러의 입구각과 출구각을 설계변수로 선정하여 최적설계를 수행하였다. 박준영 등<sup>(6)</sup>은 임펠러 블레이드 두께가 성능에 미치는 영향을 분석하였다. 또한, 김세미 등<sup>(7)</sup>은 압축기의 효율 향상을 위해 임펠러의 각도와 디퓨저의 깃수, 각도를 반응면기법을 이용하여 최적화 하였다.

원심식 압축기 임펠러의 구조적 안전성 평가를 위한 연구로는 유재형 등<sup>(8)</sup>이 임펠러가 원심력을 받는 상황에서의 최대응력, 변위, 진동 특성에 대해서 분석하였으며, 그리고 박태규 등<sup>(9)</sup>은 팁 간극의 변화와 임펠러 블레이드 형상변수들의 변화가 임펠러의 공력 성능과 구조적 안전성에 미치는 영



**Fig. 2** Distribution of control points at shroud

향을 FSI 해석을 통해 분석하였다. 그러나, 원심식 압축기 임펠러에 대하여 FSI 해석을 이용하여 공력 성능과 구조적 안전성을 함께 고려한 임펠러의 형상최적설계에 관한 연구는 드문 형편이다.

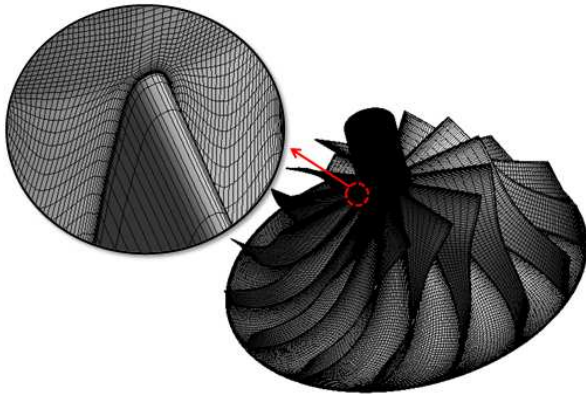
본 논문에서는 15,000 마력급 원심식 압축기의 임펠러를 ANSYS Blade Editor를 이용하여 모델링하고 임펠러 블레이드의 형상을 설계변수로 선정하고 이들에 대한 CFD해석을 ANSYS CFX를 이용하여 수행하였다. 이후에 CFD 해석의 압력 분포 결과를 ANSYS Mechanical의 구조해석에 연계하는 단 방향(one-way) FSI 해석을 수행하였다. 최종적으로 ANSYS Design Xplorer의 실험계획법과 응답표면법을 이용하여 구조적 안전성과 압력비 제한 조건 하에서 임펠러의 효율을 최대화하는 임펠러 블레이드의 최적형상을 도출하였다.

## 2. 유체-구조 연성해석

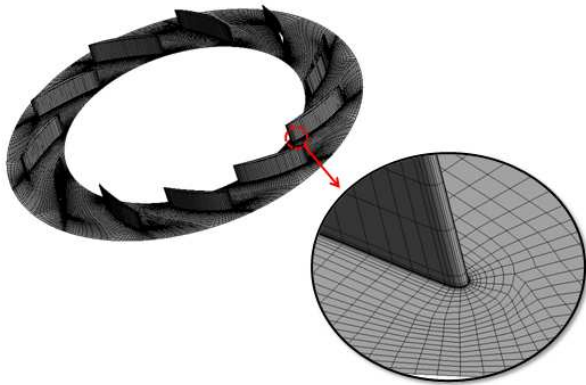
### 2.1 적용모델

본 논문에서 사용된 임펠러 모델은 15,000 마력급 원심식 압축기의 2단에 사용되는 임펠러이며 직경 600 mm, 깃수 14개, 질량유량 약 29.7 kg/s, 회전속도 11,417 RPM에서 압력비(pressure ratio) 약 1.8을 가진다. 디퓨저의 깃수는 11개이며, 적용모델의 전체형상은 Fig. 1에 나타내었다.

본 논문에서는 Fig. 2와 같이 임펠러의 쉬라우드(shroud) 커브를 결정하는 베지어 곡선(Bézier-curve) 상의 5개 점( $\pm y$  방향으로 이동)과 쉬라우드 블레이드의 최대 두께 등, 총 6개의 설계변수를 선정하였다. 참고로 n차 베지어 곡선은 n+1개의 제어점(control points)을 가지며, 그 블렌딩함수(blending function)로 다음 식과 같이 표현된다.<sup>(18)</sup>



(a) Impeller mesh



(b) Diffuser mesh

Fig. 3 Meshes for CFD analysis

$$\begin{aligned}
 \mathbf{P}(t) &= \sum_{i=0}^n B_i^n(t) \mathbf{P}_i = \sum_{i=0}^n \binom{n}{i} (1-t)^{n-i} t^i \mathbf{P}_i \\
 &= (1-t)^n \mathbf{P}_0 + \binom{n}{1} (1-t)^{n-1} t \mathbf{P}_1 + \dots \\
 &\quad + \binom{n}{n-1} (1-t) t^{n-1} \mathbf{P}_{n-1} + t^n \mathbf{P}_n, \quad 0 \leq t \leq 1
 \end{aligned} \tag{1}$$

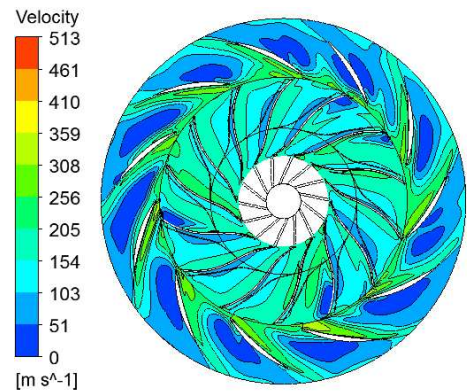
이때  $\mathbf{P}_i$ 는 제어점,  $B_i^n(t)$ 는 블렌딩함수를 의미한다. Table 1은 실험계획법에서 사용된 각 설계변수의 3수준을 나타낸다. 초기값인 level 2는 기존모델을 참고하여 정하였다.

### 2.2 유동해석

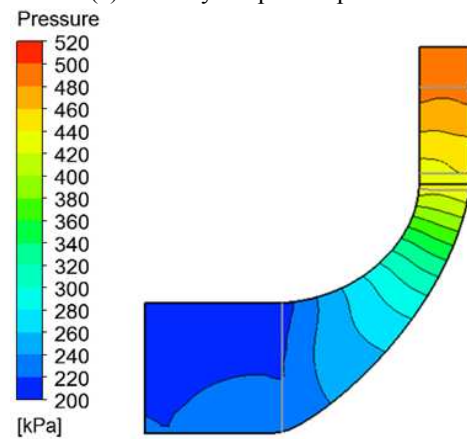
유동해석은 ANSYS CFX를 사용하였고, 해석 영역은 임펠러의 입구부터 디퓨저의 출구까지이다. 유체는 공기를 사용하여 정상상태해석(steady-state analysis)을 수행하였으며, 난류모델은 유체기계 해석에서 비교적 정확한 값을 가지는  $\kappa$ - $\omega$ 기반의 SST(shear stress transport)모델을 사용하였다.<sup>(16)</sup> 경계조건으로 입구는 전압력(total pressure)과 전온도(total temperature)를 설정하였고, 출구에는 질량 유량(mass flow rate) 조건을 적용하였다. 그 외의 벽면에는 점착조건(no-slip

Table 2 CFD conditions in CFX

CFD conditions		
Rotational velocity		11,417 RPM
Fluid		Air ideal gas
Turbulence model		Shear stress transport
Inlet	Pressure	237.3 kPa
Outlet	Temperature	318 K
	Mass flow rate	29.7 kg/s
Interface		Frozen rotor
Convergence criteria		1e-4



(a) Velocity in span 50 plane



(b) Pressure in meridional plane

Fig. 4 Results of CFD for the initial impeller

condition)을 적용하였으며, 임펠러와 디퓨저의 경계면 조건으로 frozen rotor를 사용하였다. CFD 해석에 대한 자세한 해석 조건은 Table 2에 나타내었다.

격자생성은 유체기계 전용 격자 생성 프로그램인 ANSYS TurboGrid를 사용하였고 유로(passage)에는 H 형태의 격자와 임펠러 블레이드 앞전(leading edge)에는 격자의 질을 높이기 위해 O형태의 격자를 생성하였다. 격자에 따른 해석결과의 수렴을 확인하였으며 최종 격자는 총 14개의 유로를 가지는 전체 모델

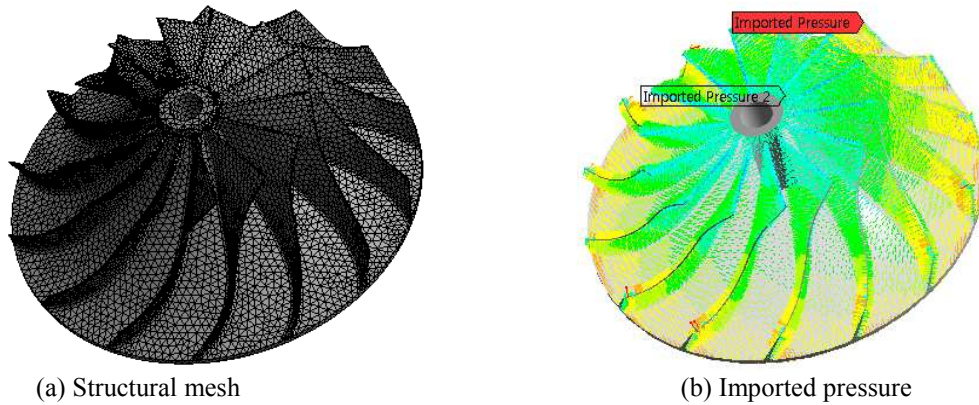


Fig. 5 Preprocessing of FSI analysis

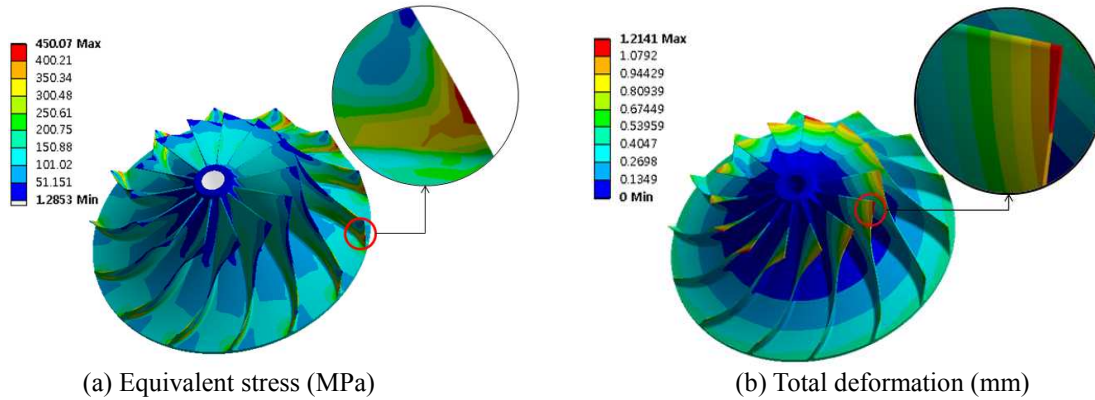


Fig. 6 Results of FSI analysis

에 대해 임펠러는 약 1,050,000개, 11개의 유로를 가지는 디퓨저는 약 800,000개이며 y+값의 경우, 임펠러는 약 3.1, 디퓨저는 약 3.5이다(Fig. 3 참고).

Fig. 4에 초기모델에 대한 유동해석 결과를 나타내었다. Fig. 4(a)는 span 50면에서의 속도 분포를 나타내고 있다. 최대속도는 임펠러와 디퓨저의 경계면에서 발생하였다. Fig. 4(b)는 자오면에서의 압력분포로써 임펠러입구와 디퓨저의 출구에서의 압력은 각각 237 kPa 및 491kPa이다. 압력비는 식 (2)로 정의되며 유동해석으로부터 계산된 초기 임펠러 모델의 압력비는 1.89이다. 그리고, 최적설계에서 목적함수로 선정된 등엔트로피 효율은 식 (3)으로 정의되며, 여기서  $H_1$ 은 초기상태,  $H_2$ 는 실제과정(real process),  $H_2'$ 는 이상과정(ideal process)에서의 엔탈피(enthalpy)를 나타낸다. 초기모델에 대하여 계산된 효율은 86.2%이다.

$$\text{pressure ratio} = \frac{\text{outlet pressure}}{\text{inlet pressure}} \quad (2)$$

$$\eta_c = \frac{H_2' - H_1}{H_2 - H_1} \quad (3)$$

이와 같이 유동해석의 결과로부터 효율과 압력비를 계산하여 최적설계의 목적함수와 제한조건으로

이용하였다.

### 2.3 구조해석

구조해석은 ANSYS Mechanical을 이용하여 수행하였다. 본 임펠러의 재질은 Stainless steel 17-4ph로 그 물성치는 탄성계수 193 GPa, 푸아송비 0.3, 밀도 7750 kg/m<sup>3</sup>이다. 구조 격자에는 사면체 요소가 사용되었다(Fig. 5(a) 참고). 경계조건으로 임펠러의 축 부분을 고정하고, 하중으로는 고속회전에 의한 원심력과 유동해석의 결과인 압력을 임펠러의 허브 면과 블레이드에 적용함으로써 단방향 FSI 해석을 수행하였다(Fig. 5(b) 참고).

Fig. 6은 원심력과 유체압력에 대한 FSI 해석 결과로 임펠러에 발생하는 최대응력은 약 450 MPa이며 최대변위는 약 1.2 mm이다. 최대응력은 블레이드 뒷전(trailing edge)의 중간부분에서 발생하여 이는 일반적으로 보고되는 임펠러의 파손위치와 동일하였다. 최대변위는 임펠러 블레이드 앞전(leading edge)의 끝단에서 발생하였다. 구조해석의 결과에서는 최대응력을 최적설계의 제한조건으로 선정하였다.

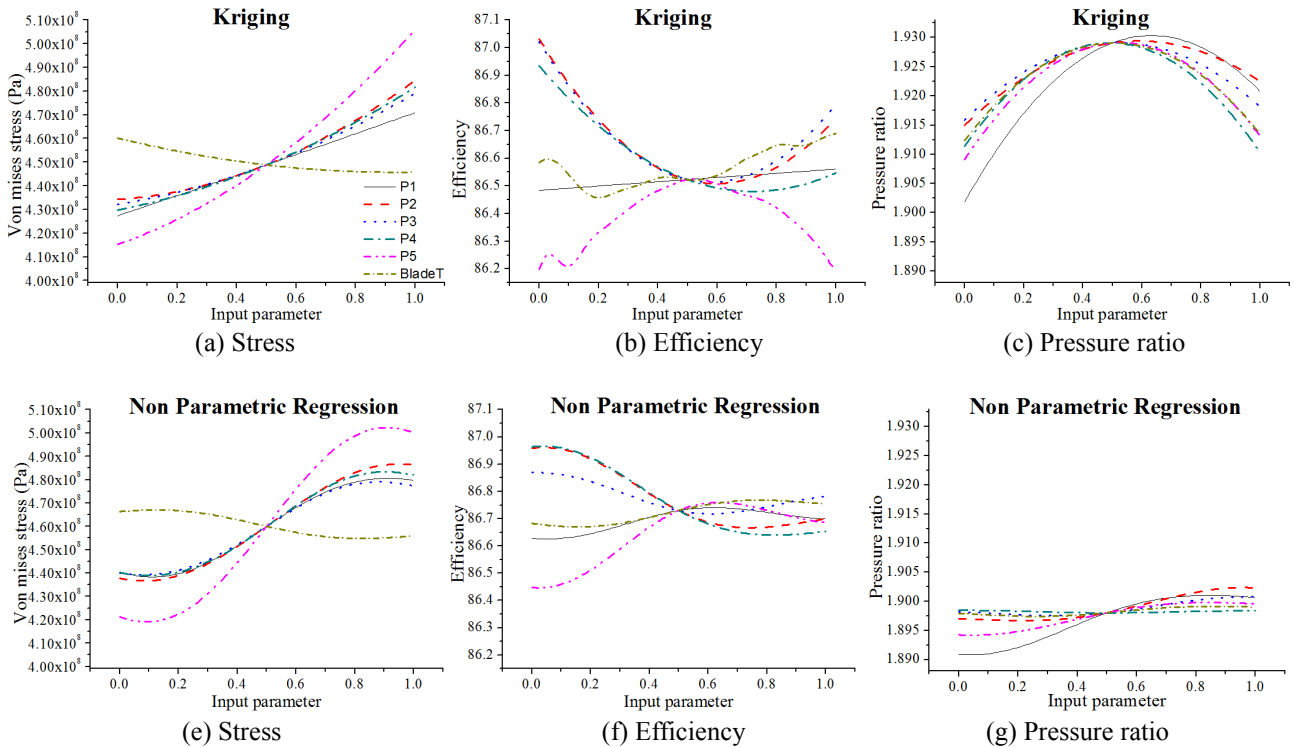


Fig.7 Sensitivity plots

### 3. 응답표면을 이용한 최적설계

형상최적설계의 과정으로 먼저 실험계획법(DOE: design of experiments)을 통해 효율적으로 실험을 할 수 있는 실험점들을 택한 후에 이 점들에 대한 FSI 해석을 수행하여 앞서 정의한 목적함수와 제한조건들에 대한 응답표면을 생성하였다. 그 후 응답표면의 적합성을 확인하고 이를 이용한 최적 설계를 수행하였다.

#### 3.1 실험계획법

전산수치 실험에서는 물리적인 실험과는 달리 동일한 입력값에 대해 항상 같은 결과값을 나타내며, 랜덤오차가 발생하지 않기 때문에 정해진 실험 개수를 가지고 설계영역을 선택하고 빈틈없이 탐색하여 실험점을 택하는 공간충진(space-filling) 계획법이 적합하다고 일반적으로 알려져 있다.<sup>(13)</sup> 본 논문에서는 ANSYS DesignXplorer에서 제공하는 최적공간충진설계(optimal space filling design)를 사용하였다. 샘플링 방법으로는 중심합성법(central composite design)을 사용하였고 이는  $2^k$  요인 실험의 실험점과  $2k$ 개의 축점, 그리고  $n$ 개의 중심점으로 이루어져서 총 실험점의 수  $y$ 는 아래와 같다.

$$y = 2^{k-f} + 2k + n \quad (4)$$

본 논문에서는 중심점의 수  $n$ 은 1로 하였으며 설계변수가 6개의 설계변수( $f = 1$ )에 대한 실험점은 총 45개가 된다. 공간충진설계방법으로 계획된 45개의 실험점 및 해석 결과를 Table 3에 나타내었다.

#### 3.2 응답표면법

응답표면법은 복잡한 설계 공간을 평균값 및 편차를 이용하여 근사를 하며 수치적 구현이 쉽다는 장점 때문에 여러 분야에 이용되고 있다. 이들 응답표면법 중에서 본 논문에서는 Kriging 기법과 Nonparametric regression(이하, NPR) 기법 두 가지에 대하여 근사모델을 만든 후 비교 분석하였다. 두 가지 방법 모두 비선형성이 강한 거동에 대해 정확히 예측할 수 있는 장점이 있다. 특히, Kriging 기법은 공력 형상 설계에서 널리 사용되고 있으며 2차 다항식 모형보다 추출점의 위치를 더욱 정확히 통과하므로 비선형성이 강한 공력설계 문제를 보다 유연하게 모델링 할 수 있다. Kriging 모델은 식 (5)와 같이 두 개의 항으로 구성되며,

$$F(x) = f(x) + Z(x) \quad (5)$$

여기서  $F(x)$ 는 미지의 함수이고,  $f(x)$ 는  $x$ 의 알려진 함수로 전역적인 설계공간을 나타내며,  $Z(x)$ 는 전역적 모형으로부터 생성된 지역적 편차(local deviation)를 나타낸다.<sup>(14)</sup>

Table 3 DOE table

	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	x <sub>3</sub>	x <sub>4</sub>	x <sub>5</sub>	x <sub>6</sub>	Stress (MPa)	Efficiency (%)	Pressure ratio
1	62	59	17.56	10.22	33.22	2.7	423	86.51	1.904
2	53.11	63.44	22	12.44	33.89	2.42	459	86.82	1.898
3	57.33	64.11	14.89	12.22	30.11	2.65	426	87.06	1.901
4	53.56	62.33	16.22	9.78	30.78	2.24	398	85.73	1.870
5	59.11	66.78	16.44	5.11	34.33	2.22	447	87.04	1.905
6	57.11	60.33	15.78	7.11	37.89	2.77	435	87.43	1.899
7	56.44	65.22	13.11	9.56	34.11	2.08	437	86.87	1.896
8	62.22	61.44	17.78	6.22	39	2.45	486	86.96	1.904
9	62.44	65.89	19.56	8.67	35.44	2.74	497	86.64	1.901
10	54.44	66.56	19.33	7.56	30.56	2.47	426	86.5	1.892
11	58.89	62.11	22.89	7.33	31.44	2.58	424	86.96	1.902
12	55.78	59.44	17.33	14.67	32.78	2.51	434	86.83	1.894
13	61.33	58.56	16	13.33	35	2.26	463	86.99	1.904
14	58.67	67.44	19.78	12	37.67	2.1	558	86.55	1.907
15	60.89	63.67	16.67	12.89	32.56	2.01	463	86.46	1.902
16	59.33	60.11	18.44	6	36.33	2.04	451	87.03	1.901
17	56.89	64.56	21.33	5.78	37.44	2.67	464	86.83	1.895
18	62.67	63	15.11	9.33	38.11	2.13	492	86.42	1.906
19	56.22	67	16.89	14.89	33.67	2.28	478	86.67	1.895
20	61.11	65.67	18	8	30.33	2.31	431	86.58	1.909
21	54.67	60.56	17.11	13.11	39.22	2.6	471	86.49	1.885
22	53.33	66.11	20	10.44	38.78	2.38	500	86.27	1.898
23	58	65	14.44	13.78	39.67	2.33	524	86.85	1.892
24	54.89	59.89	18.67	8.89	33	2.76	413	86.73	1.889
25	59.78	61.22	21.78	14.44	31.22	2.35	466	86.71	1.895
26	57.78	59.67	21.11	10	32.33	2.03	443	86.97	1.898
27	58.44	67.67	15.56	8.22	38.56	2.56	496	86.97	1.910
28	56.67	60.78	20.44	11.78	39.44	2.12	511	86.42	1.894
29	58.22	58.33	18.22	5.33	31.67	2.36	404	87.16	1.896
30	57.56	66.33	22.22	11.11	31.89	2.15	471	86.49	1.909
31	55.11	63.22	15.33	6.89	39.89	2.19	466	86.86	1.895
32	60.44	59.22	22.44	9.11	37.22	2.52	488	87.07	1.909
33	60.67	64.78	22.67	6.67	36.11	2.2	401	86.66	1.900
34	55.33	58.78	14.67	11.33	35.67	2.17	431	87.04	1.894
35	61.78	67.22	14.22	11.56	33.44	2.54	469	86.81	1.907
36	60.22	65.44	20.89	14	32.11	2.68	489	86.71	1.898
37	61.56	62.56	21.56	13.56	38.33	2.29	562	86.59	1.906
38	62.89	62.78	14	10.67	36.78	2.61	477	86.78	1.906
39	54.22	64.33	13.56	12.67	35.89	2.63	434	86.40	1.900
40	56	67.89	18.89	10.89	34.78	2.79	477	86.20	1.900
41	55.56	61.89	13.78	5.56	34.56	2.49	411	86.93	1.890
42	60	61	13.33	7.78	31	2.44	408	87.17	1.894
43	54	58.11	20.67	8.44	36.56	2.4	440	86.94	1.885
44	53.78	63.89	19.11	6.44	35.22	2.06	444	86.60	1.890
45	59.56	61.67	20.22	14.22	37	2.72	514	86.66	1.900

Nonparametric regression 기법은 Kriging 기법과 달리 설계점을 통하지 않고 자료로부터 알고자 하는 지점의 결과값을 추정한다. 이러한 비매개변수적 회귀분석은 주어진 자료의 특성으로부터 잡음(noise)을 제거 또는 감소 시킬 수 있으며, 이로 인하여 자료의 해석에 있어 보다 원자료에 근접하는 회귀모형을 구할 수 있다는 장점을 지닌다.<sup>(12)</sup>

본 논문에서 사용한 응답표면의 적합도 평가는 실제 추출점에서의 값과 응답표면에서 계산한 값의 오차에 대한 평균제곱값인 식 (6)의 RMSE(root

mean square error)를 사용하였다.

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2} \quad (6)$$

여기서,  $y_i$ 는  $i$  실험점의 응답변수의 함수값이고,  $\hat{y}_i$ 는 근사모델(응답표면)의 함수값이며  $N$ 은 근사모델 평가를 위한 실험점의 수이다.

### 3.3 최적화의 정식화

앞서 설명한 바와 같이 임펠러의 FSI 해석을 통

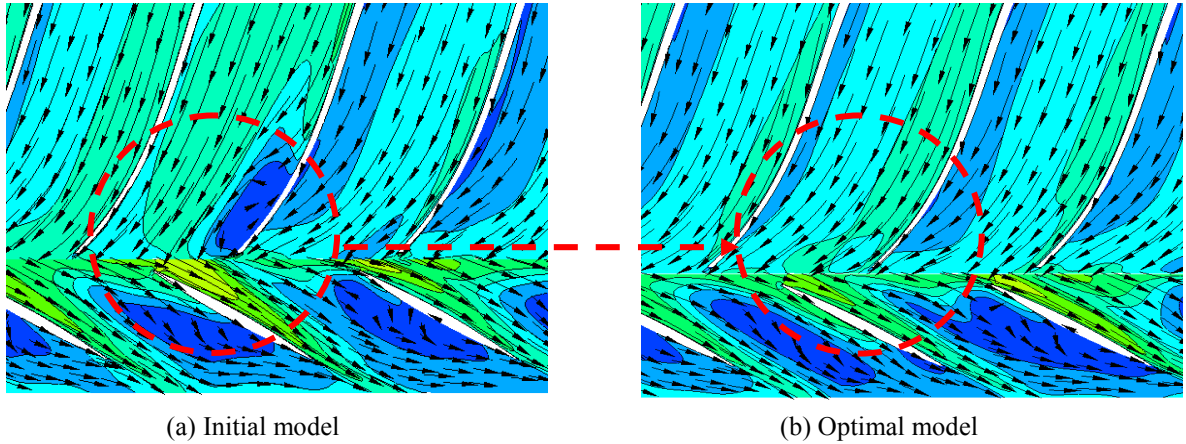


Fig. 8 Velocity field at span 50

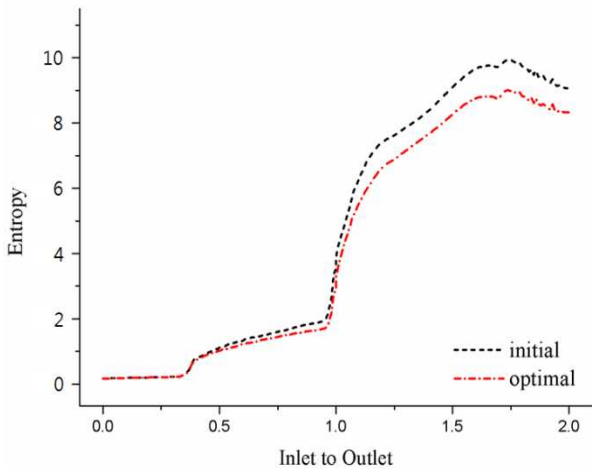


Fig. 9 Entropy distribution

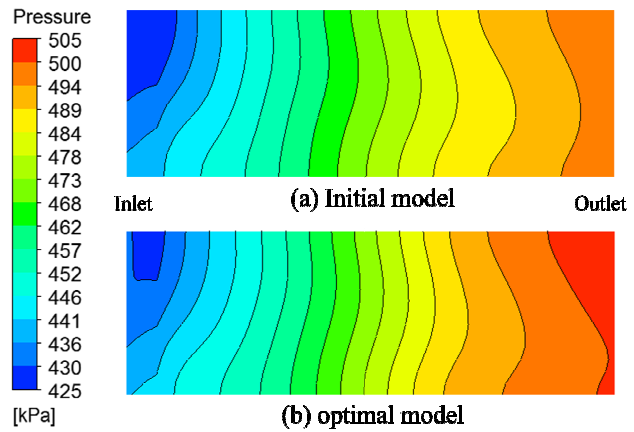


Fig. 10 Pressure on diffuser meridional plane

하여 계산한 임펠러 블레이드 부위의 최대응력과 압력비를 제한조건으로 만족하고 임펠러의 효율을 목적함수로 최대화하는 형상최적설계 문제의 정식화는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 &\text{Find } x_i \quad (i = 1, \dots, 6) \\
 &\text{To maximize efficiency} \\
 &\text{Subject to } \sigma_{\max} \leq 450 \text{ (MPa)} \\
 &\quad \text{pressure ratio} \geq 1.89 \\
 &53 \leq x_1 (\text{°}) \leq 63 \\
 &58 \leq x_2 (\text{°}) \leq 68 \\
 &13 \leq x_3 (\text{°}) \leq 23 \\
 &5 \leq x_4 (\text{°}) \leq 15 \\
 &30 \leq x_5 (\text{°}) \leq 40 \\
 &2 \leq x_6 \text{ (mm)} \leq 2.8
 \end{aligned} \tag{7}$$

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 민감도 분석

Fig. 7은 Kriging과 NPR 방법에 대한 설계변수 변화에 대한 응답변수의 민감도를 나타낸다. 가로축은 입력변수로 그 범위를 0에서1까지 무차원화

하였으며, 초기모델의 설계변수 값은 0.5를 의미한다. 첫 번째로 최대응력에 대한 그래프를 보면 Kriging과 NPR 방법 모두 주어진 설계구간에서 대체적으로  $x_6$ 는 음의 관계, 나머지 설계변수는 양의 관계를 보였으며 Kriging 방법이 더 선형적인 민감도를 보였다. 두 번째로 효율에 관한 Kriging 방법 그래프에서  $x_2, x_3, x_4$ 는 아래로 블록하여 0.5~0.6 부근에서 최소값을 보이며,  $x_5$ 는  $x$ 축의 값 약 0.5에서 최대값을 가지는 위로 블록한 형태를 보였다. NPR 그래프의 경우  $x_2, x_3, x_4$ 는  $x$ 축의 값 약 0~0.1에서 최대값을 가졌고,  $x_1, x_6$ 의 영향은 다른 설계변수에 비하여 작은 편이다. 세 번째로 압력비에 관한 Kriging 방법 그래프의 경우, 모두 위로 블록한 형태로 0.5~0.6 부근에서 최대값을 가지며, NPR 방법의 경우는 전체적으로 Kriging 방법보다 압력비가 낮게 예측되었으며 그 변화도 작은 편이었다.

##### 4.2 최적설계의 결과 및 분석

최적화 방법으로는 NLPQL(Nonlinear program-

**Table 4** Comparison between results using Kriging and NPR methods

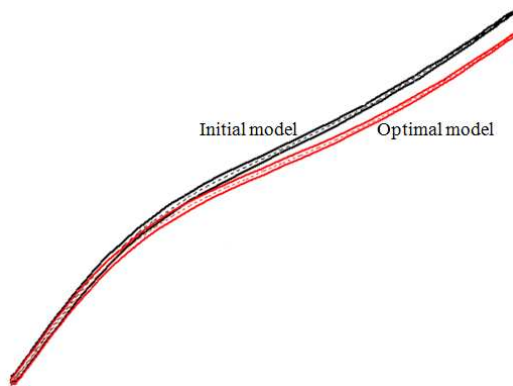
Method	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	x <sub>3</sub>	x <sub>4</sub>	x <sub>5</sub>	x <sub>6</sub>	Stress (MPa)	Efficiency	Pressure ratio
Kriging	60.1	59.4	13	5	37.6	2.45	435 <sup>†</sup>	88.06 <sup>†</sup>	1.894 <sup>†</sup>
							423 <sup>*</sup>	87.27 <sup>*</sup>	1.896 <sup>*</sup>
NPR	58.8	58.8	17.7	5.83	32.3	2.35	402 <sup>†</sup>	87.17 <sup>†</sup>	1.897 <sup>†</sup>
							402 <sup>*</sup>	87.25 <sup>*</sup>	1.897 <sup>*</sup>

†: results using RSM \* : result using FEM

**Table 5** Comparison between initial and optimal models

	x <sub>1</sub>	x <sub>2</sub>	x <sub>3</sub>	x <sub>4</sub>	x <sub>5</sub>	x <sub>6</sub>	Stress (MPa)	Efficiency	Pressure ratio
Initial <sup>*</sup>	58	63	18	10	35	2.4	450	86.2	1.894
Optimal <sup>*</sup>	58.8	58.8	17.7	5.83	32.3	2.35	402	87.2	1.897

\*: result using FEM

**Fig. 11** Comparison of shroud curves

ming by quadratic Lagrangian)을 사용하였다. 두 가지 방법으로 생성된 응답표면을 이용하여 최적화한 결과를 Table 4에 나타내었다. Kriging 방법의 경우, RSM과 FEM에 의한 오차는 최대응력 2.7%, 효율 0.9%, 압력비 0.1%가 발생하였다. NPR 방법의 경우, RSM과 FEM에 의한 오차는 모든 응답에서 0.1% 미만으로 NPR 방법에 의한 근사모델이 더 정확하였다. 특별히 Kriging 방법에 의한 최대응력의 근사에서 비교적 높은 오차가 발생하였는데 이는 이 응답에 대한 근사모델의 적합도가 다른 응답에 비하여 비교적 낮았기 때문이다. 두 가지 근사모델 방법에 대한 최적설계에 대한 FEM 결과를 비교할 때, 목적함수인 효율과 제한조건인 압력비는 거의 동일하고 최대응력은 NPR 방법이 402 MPa로 Kriging 방법의 423 MPa에 비해 약 21 MPa 더 낮았으므로 NPR 방법에 의한 최적설계 결과를 최종 최적화 모델로 선정하였다.(Table 4 참조) Table 5에는 초기 모델과 최적 모델을 비교하였는데 구조적 안전성인 최대응력은 50 MPa 정도

감소하고 원심식 압축기의 사양인 압력비는 현재의 수준을 유지하며 효율은 1% 정도 증가하였다.

최적화를 통해 효율이 약 1% 증가 하였는데, 이는 최적 모델에서는 초기 모델에 비해 전체적인 속도의 불균일 정도가 감소하여 임펠러 유로 내에서 손실이 감소했기 때문으로 판단된다. Fig. 8의 span 50면에서의 속도장을 확인하면 최적 모델의 경우, 임펠러와 디퓨저 경계 부근에서의 속도 분포가 초기 모델에 비하여 더욱 균일한 것을 확인할 수 있다. 또한, 임펠러와 디퓨저의 상호작용과 임펠러 뒷전 부근의 유동은 디퓨저 내에서 심각한 유동박리를 일으킴으로써 디퓨저의 성능에 영향을 끼치므로 임펠러의 초기 모델과 최적 모델에서의 두가지 디퓨저 성능변수 중 전압력손실계수(total pressure loss coefficient) K와 압력회복계수(pressure recovery coefficient) C<sub>p</sub>를 비교해 보았다.<sup>(17)</sup> 더 우수한 디퓨저는 낮은 K값과 높은 C<sub>p</sub>값을 가져야 한다고 일반적으로 알려져 있다.<sup>(7)</sup> 첫째로 전압력손실계수 K값은 초기 모델에서 최적 모델로 변경될 때 1.33에서 1.18로 감소하였다. 초기 모델과 최적 모델의 입구부터 출구까지 엔트로피 분포를 Fig. 9에 도시하였다. 여기서, 그래프 x축의 0은 임펠러의 입구, 1은 임펠러와 디퓨저의 경계, 2는 디퓨저의 출구를 의미한다. 임펠러와 디퓨저의 경계 부근부터 엔트로피의 차이가 더 크게 발생하며 디퓨저의 출구에서는 최적 모델이 초기 모델에 비해 낮은 엔트로피 값을 나타낸다. 출구에서의 엔트로피는 유로에서 축적된 전체 손실을 나타내므로 초기 모델의 디퓨저보다 최적 모델의 디퓨저의 K값이 낮아진 것을 확인할 수 있다. 둘째로 초기 모



델에서 최적 모델로 변경될 때, 압력회복계수  $C_p$  값은 0.42에서 0.44로 상승했다. 디퓨저의 입구에서 출구까지의 압력 분포를 나타내는 Fig. 10을 보면, 최적 모델이 초기 모델에 비해 더 큰 압력 상승이 발생함을 확인할 수 있으며 이를 통해 최적 모델에서  $C_p$  값이 더 높은 이유를 알 수 있다. 형상최적설계를 통하여 최적화된 임펠러 블레이드는 임펠러 유로 내에서의 손실감소와 임펠러와 디퓨저 경계에서의 유동이 디퓨저 성능 향상에 긍정적인 영향을 끼친 것을 알 수 있다.

Fig. 11에는 초기 모델과 최적 모델에서의 쉬라우드 커브 비교하였는데, 최적 모델에서 쉬라우드 커브의 각도가 전체적으로 감소함을 확인할 수 있다.

## 5. 결론

본 논문에서는 대용량 원심식 압축기 임펠러 블레이드 형상에 대해서 단방향 FSI 해석을 통해 유체적 성능과 구조적 안전성을 확인하고 실험계획법과 응답표면법을 이용하여 효율적으로 임펠러 블레이드의 형상최적설계를 수행하는 설계 방법을 제시하였다. 임펠러의 최대응력, 압축비, 효율 등의 응답에 대한 응답표면을 생성하는데 Kriging 보다 NPR 방법이 더 정확하였으며 NPR 방법의 경우, RSM과 FEM에 의한 오차는 모든 응답에서 0.1% 미만으로 충분히 최적화에 사용될 수 있는 정확한 근사모델을 생성할 수 있었다. 특히, 이 최적화 방법을 통하여 초기 모델 대비 현재 수준의 압력비를 가지며 임펠러 뒷전의 최대응력은 약 50 MPa이 감소하고 임펠러 효율은 약 1% 향상된 임펠러 블레이드 형상을 도출할 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 (주)대주기계-안동대학교 협력연구센터의 지원 및 안동대학교 기계설계공학과에서 수행하는 I-ACE 사업의 지원을 일부 받았음.

## 참고문헌 (References)

- (1) Kim, J. H., Choi, J. H. and Kim, K. Y., 2009, "Design Optimization of a Centrifugal Compressor Impeller Considering the Meridional Plane," *Journal of Fluid machinery*, Vol. 12, No. 3, pp. 7~12.
- (2) Kim, S., Choi, Y. S., Yoon, J. Y. and Kim, D. S., 2008, "Design Optimization of Centrifugal Pump Impeller Using DOE," *Journal of Fluid machinery*, Vol. 11, No. 3, pp. 36~42.
- (3) Kim, S., Choi, Y. S., Kim, J. Y. and Yoon, J. Y., 2008, "Effect of Impeller Geometrical Parameter on the Performance of a Centrifugal Pump," *Proceedings of the SAREK*, pp. 1303~1308.
- (4) Sin, H. G., Lee, S. Y., Kim, Y. J. and Park, L. D., 1996, "The Performance Characteristics of Centrifugal Pump with Variations of Impeller Shapes," *Proceedings of the KSME 1996 Spring & Fall Annual Meeting*, Vol. 1, No. 2, pp. 400~404.
- (5) Pyun, K. B., Kim, J. H., Choi, Y. S. and Yoon, J. Y., 2012, "Design Optimization of a Centrifugal Pump Impeller using RSM and Design of Volute," *Journal of Fluid machinery*, Vol. 15, No. 3, pp. 39~45.
- (6) Park, J. Y., Park, M. R., Hwang, S. C. and Ahn, K. Y., 2010, "Effects of Impeller Blade Thickness on Performance of a Turbo Blower," *Journal of Fluid machinery*, Vol. 13, No. 4, pp. 5~10.
- (7) Kim, S. M., Park, J. Y., Ahn, K. Y. and Baek, J. H., 2007, "Optimization of a Centrifugal Compressor Impeller and Diffuser using a Response Surface Method," *Proceedings of the KSCFE Fall Annual Meeting*, pp. 92~99.
- (8) Yoo, J. H., Lim, D. H. and Lee, S. M., 2007, "Assessment of Structural Design for Turbocharger Impeller," *Proceedings of the KSME 2007 Fall Annual Meeting*, pp. 42~47.
- (9) Park, T. G., Jung, H. T., Kim, H. B. and Park, J. Y., 2011, "Numerical Study on the Aerodynamic Performance of the Turbo Blower Using Fluid-Structure Interaction Method," *Journal of the Korea Society for Power System Engineering*, Vol. 15, No. 6, pp. 35~40.
- (10) Sayers, A. T., 2009, *Basic Theory of Gas Turbines*, Chyongundang, Korea, pp. 176~188.
- (11) Hong, Y. S., 2000, *Hydraulic and compressible flow turbomachines*, Chungmungak, Korea, pp. 191~199.
- (12) Moon, Y. I., Cho, S. J. and Chun, S. Y., 2003, "Nonparametric Kernel Regression Model for Rating Curve," *Journal of Korea Water Resources Association*, Vol. 36, No. 6, pp. 1025~1033.
- (13) Im, J. B., Ro, Y. H. and Park, J. S., 2006, "An Improved Stochastic Algorithm Using Kriging for Practical Optimal Designs," *Journal of The Korean Society for Aeronautical & Space Sciences*, Vol. 34, No. 9, pp. 33~44.
- (14) Huh, S. K., Lee, J. M. and Lee, T. H., 2012, "Sensitivity Validation Technique for Sequential Kriging Metamodel," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 36, No. 8, pp. 873~879.
- (15) Cho, S. Y., Lee, Y. D., Ahn, K. Y. and Kim, Y. C., 2013, "A Study on the Design Method to Optimize an Impeller of Centrifugal Compressor," *Journal of Fluid machinery*, Vol. 16, No. 1, pp. 11~16.
- (16) Bardina, J. E., Huang, P. G. and Coakley, T., 1997, "Turbulence modeling validation," 28th AIAA Fluid Dynamics Conference, AIAA-1997-2121.
- (17) Jung, Y. H., Baek, J. H., Park, J. Y. and Choi, M. S.,

2013, "Effect of Blade Back Sweep Angle on the Performance and Flow Field in a Centrifugal Compressor," *Journal of Fluid machinery*, Vol. 16, No. 2, pp. 48~53.

(18) Lee, K. K., Han, J. W. and Han, S. H., 2011, "TOPSIS-Based Multi-Objective Shape Optimization for a CRT Funnel," *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 35, No. 7, pp. 729~736.