<학술논문> DOI http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2012.36.12.1141 ISSN 1226-4881

양방향 축류펌프용 임펠러 블레이드의 형상최적설계

백석흠* · 정원혁** · 강상모*†
* 동아대학교 기계공학과, ** 디엔디이(주) CFD Multi-1 사업팀

Shape Optimization of Impeller Blades for Bidirectional Axial Flow Pump

Seok Heum Baek*, Won Hyuk Jung** and Sangmo Kang***†
* Dept. of Mechanical Engineering, Dong-A Univ.,
** CFD Multi-1 Division, Design & Digitalized Engineering Inc.,

(Received February 28, 2012 ; Revised September 10, 2012 ; Accepted September 10, 2012)

Key Words : Shape Optimization(형상최적설계), Surrogate Model(대리모델), Impeller Blades(임펠러 블레이드), Bidirectional Axial Flow Pump(양방향 축류펌프)

초록: 이 논문은 선박에서 자세 안정용 양방향 축류펌프에 대한 임펠러 블레이드의 형상최적설계를 설명한 것이다. 양방향 축류펌프용 블레이드는 대칭형 익형을 사용하므로 효율이 기존의 단방향 축류펌프보다 낮다. 이러한 양방향 축류펌프의 단점을 최소화 하고 효율을 증가시키기 위해 최적설계기법을 사용하였다. 양방향 축류펌프의 성능 개선을 위해 상용 CFD 프로그램인 ANSYS CFX v.13 을 이용하여 유동해석을 수행하였다. 직교배열표, 분산분석과 직교다항식을 이용한 대리모델기반 최적설계방법은 최적 설계변수를 결정하고 주효과를 찾는데 사용하였다. 최적설계 결과로부터, 임펠러 블레이드의 유효한 설계변수를 확인하고 이의 최적해와 설계요구조건 만족에 대한 유용성을 설명하였다.

Abstract: This paper describes the shape optimization of impeller blades for an anti-heeling bidirectional axial flow pump used in ships. In general, a bidirectional axial pump has efficiency much lower than that of a classical unidirectional pump because of the symmetry of the blade type. In this study, by focusing on a pump impeller, the shape of the blades is redesigned to develop a bidirectional axial pump with higher efficiency. The commercial code employed in this simulation is CFX v.13. The CFD result of the pump torque, head, and hydraulic efficiency was compared. The orthogonal array (OA) and analysis of variance (ANOVA) techniques and surrogate-model-based optimization using orthogonal polynomials are employed to determine the main effects and their optimal design variables. According to the optimal design, we confirm an effective design variable for impeller blades and explain the optimal solution as well as the usefulness of satisfying the constraints of the pump torque and head.

1. 서 론

과도한 적재로 인한 선박의 전복 사고를 방지하고 운행 중 선박을 항상 일정한 각도 이내로 유지하도록 도와주는 시스템을 자세 안정 시스템(anti-heeling system)이라 부른다. 선박의 자세 안정 유지를 위해서 좌우측에 설치 되어있는 자세안정탱크(ballast tank) 내 물을 양방향 펌프를 사용하여 선박이 기우는 반대 방향으로 흘러보내 선박의 좌우 균형(balance)을 유지한다.

선박의 자세 안정 시스템은 펌프의 양방향 특성 때문에 대부분 원심형 펌프보다 축류펌프를 사용할 수 밖에 없다. 일반적인 양방향 축류펌프는 전동모터를 펌프에 수직으로 설치하고 베벨기어를 이용하여 임펠러(impeller)를 양방향으로 회전하는 방식으로 효율이 낮고 많은 설치공간이 필요한 단점이 있다.[1,2] 이러한 단점을 줄이는 방법으로 현재는 전동모터를 펌프의 허브(hub) 내에 삽입해서 펌프 효율을 높이고 설치공간을 절약할 수 있는 수중 모터형 양방향 축류펌프(internal motor bidirection axial pump)가 개발되어 선박에 적용되고 있다.

축류펌프의 설계와 성능 기준은 유체역학적 변수들과 이들 사이의 복잡한 연관성으로 인해 실험식에 의존하는 경우가 많다. 펌프에 대한 실험적

† Corresponding Author, kangsm@dau.ac.kr
ⓒ 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

손실 관계식과 펌프 설계에 대한 일반적인 이론들은 Stepanoff[3]와 Neumann[4]의 연구결과에 잘 나타나 있다. 선박용 양방향 축류펌프의 설계에서 중요한 점은 임펠러를 통해 유입된 유체로 선박의 좌우 균형을 신속하게 유지할 수 있는 양정(head)과 최대 효율의 절충이 가장 요구된다.[5,6]

양방향 축류펌프는 단방향 축류펌프와 비교해서 임펠러 블레이드의 익형(air foil)은 대칭형 익현(chord)의 구조이고 입출구 각도가 동일하다. 대칭형 익형은 이론적 양력이 발생되지 않기 때문에 속도 삼각법(velocity triangle diagram)을 이용한 설계를 적용하기 어렵다. 또한 유체의 저항 손실을 줄이기 위해 가이드 베인(guide vane)의 설치가 단방향 축류펌프에 비해 제한적이다. 이것은 양방향 축류펌프의 효율과 유체역학적 성능이 떨어지는 원인이 된다.

이러한 관점에서 본 논문의 목적은 양방향 축류펌프의 수력학적 성능(토크와 양정)과 효율을 높이기 위해 임펠러 블레이드(impeller blade)의 형상 최적설계를 수행하였다. 양방향 축류펌프에 대한 CFD(computational fluid dynamics) 펌프 시뮬레이션은 외형적 물리적 복잡함 때문에 다루기 힘들고 막대한 크기의 계산 모델이어서 많은 시간이 요구된다. 따라서 대리모델(surrogate model)을 사용한 근사최적설계 기법[7~9]으로 계산 시간과 정확성을 효율적으로 다루었다. 대리모델의 구성은 분산분석(analysis of variance: ANOVA) 기반 민감도 정보가 포함된 직교다항식(orthogonal polynomial)[10~13]을 이용한다. 최적설계 과정에서, 이전의 임펠러 블레이드 형상에 대해 잠재적으로 대립되는 요구조건인 토크와 양정의 균형된 설계점과 효율이 개선된 형상을 제시하였다. 또한 최적화된 임펠러 블레이드 형상에 대해 초기모델의 내부 유동장과 비교하고 성능이 향상된 원인과 유효성을 설명하였다.

2. 양방향 축류펌프

2.1 펌프의 구성 및 작동원리

Fig. 1은 본 논문에서 해석하게 될 선박 자세 안정성 유지를 위한 양방향 축류펌프를 나타낸 것이다. 축류펌프는 크게 3 가지로 전동 모터, 임펠러, 가이드 베인으로 구성 된다. 펌프의 내부에는 전동모터가 장착되며 모터의 주축 양 끝단에 임펠러가 배치되어 있다.

주요 원리는 내부의 전동모터와 양 끝단의 2개의 임펠러가 같은 방향으로 회전하게 되면서 자세

Table 1 Operating conditions for a bidirectional axial flow pump

Working liquid	Sea water
Density	1.03 kg/m^3
Temperature	32 ℃
Rotational speed	1800 rpm
Impeller diameter	300 mm
Head	15 m
Volume flow rate	1000 m^3/h

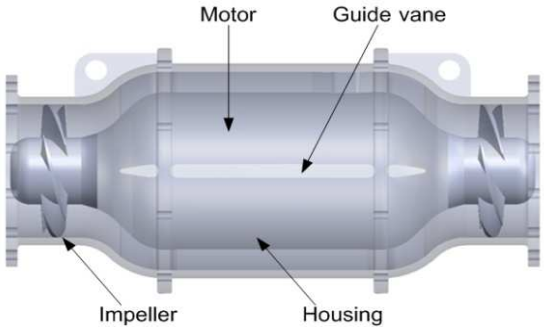


Fig. 1 Schematic of a bidirectional axial flow pump

안정탱크의 물을 이송 및 조절시킨다. 펌프 내부 관로에는 4 개의 가이드 베인이 설치되었는데, 이는 내부 전동 모터 케이싱을 고정시키고 모터 내부의 원주방향 유동을 축방향 유동으로 변경시켜 내부 유동을 안정시킨다. 양방향 축류펌프의 가이드 베인이 펌프내부에 사용되는 이유로는 임펠러가 양단에 2 개가 설치되어 있기 때문이다. 첫 번째 임펠러를 지나는 유체가 회전유동을 하게 되면 두 번째 임펠러의 유입각도가 바뀌기 때문에 효율이 떨어진다.

Table 1은 펌프 시스템의 설계규격에 대한 작동조건을 나타낸 것이다. 작동 유체는 32℃의 해수(sea water)를 사용하고 해수의 비중은 1.03 kg/m^{3}이다. 임펠러의 회전수는 1800 rpm, 정격유량은 1000 m^3/h이며 전양정은 15 m로 설계되었다.

2.2 유동해석

Fig. 2는 양방향 축류펌프의 유동 해석에 대한 전체해석영역과 계산 격자를 나타낸 것이다. 난류 모델은 ANSYS CFX[14]에 지원되는 k-ε을 기반으로 한 SST(shear stress transport)모델을 사용하였다. SST 모델은 두 난류 모델이 조합된 형태로서 벽면 근처에서는 k-ω 모델을 사용하고 바깥쪽(자유전단유동)은 k-ε 모델을 사용한다. 이는 경계층 안에서 계속되는 난류 운동에너지의 반동으로 인한 난류 전단응력을 강화시켜 난류 점성을 수정하고 강한 유동의 역 압력 구배와 박리의 예측을 향상시킨다.

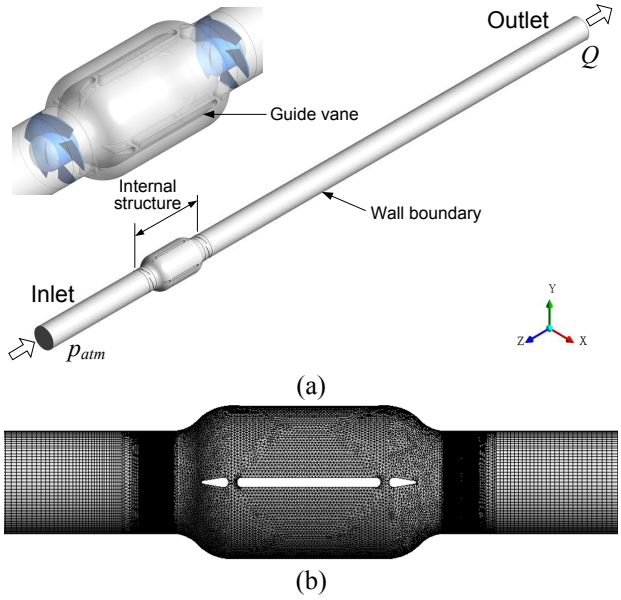


Fig. 2 (a) Schematic of boundary conditions for the bi-directional axial flow pump (b) Computational domain and grids

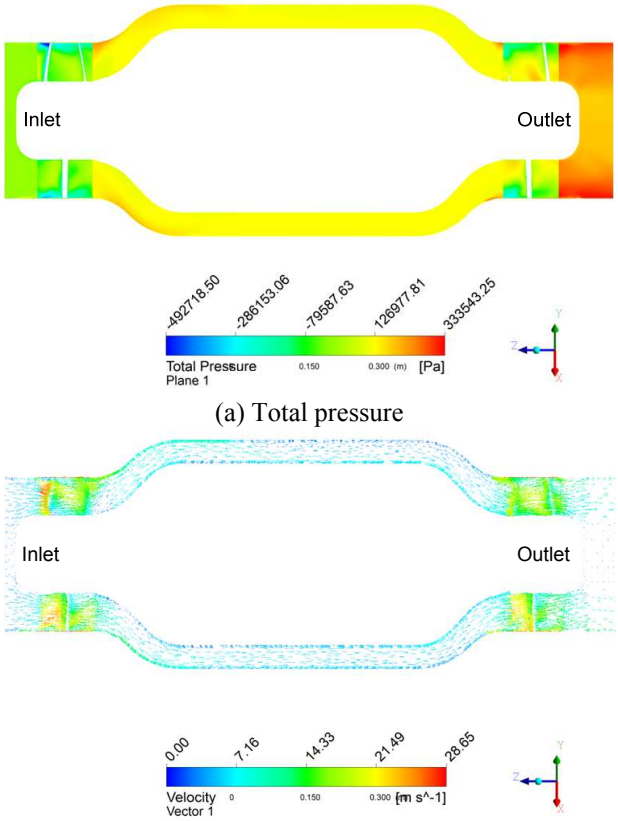


Fig. 3 CFD results on the surfaces and a cutting plane for the initial model

그리고 대류항은 upwind biased 접근에 기초한 high resolution을 적용하였다.[15,16] 격자계는 ANSYS ICEM CFD를 이용하여 육면체, 사면체 및 프리즘 격자 형태를 혼용하여 생성하였다. 임펠러 주위와 펌프 내부는 사면체로, 나머지 부분은 육면체와 프리즘 격자를 사용하였다. 계산 격자의 요소수는 임펠러를 포함한 펌프 영역이 5,330,625개이고 펌프 배관은 1,379,819개이다. 경계조건은 모든 벽면에 대해 점착조건(no-slip condition)을 적용하고 입구에서는 전압력 0 bar, 출구에서는 설계점에서 작동 체적유량을 기준으로 800 m^3/h~1200 m^3/h 범위에 대해 유동해석을 수행하였다. 이는 설계 유량의 변화에 대한 펌프 성능을 검토하기 위함이다. Table 2는 격자 민감도 해석의 결과를 나타낸 것으로 격자 크기가 2.5 이하가 되면 경험적으로 근소한 변화는 있지만 양정과 효율은 안정화되고 있다. CFD 계산은 2프로세서를 가진 HP 워크스테이션(Windows 7, 64bit, 2.66 GHz, 16 GB RAM)에서 수행하였다. 컴퓨터 계산 성능을 고려해, 격자 크기는 다음 해석에 1.5를 선택하여 연구하였다.

Table 2 Grid sensitivity analysis of investigated pump domain with initial model

Mesh software	ANSYS ICEM 12.0		
Grid size (mm)	1.5	2.5	3.5
Grid element	5330625	2565862	1866497
Efficiency (%)	67.41	67.32	66.53
Head (m)	19.1	19.04	20.35

Fig. 3은 개발모델의 초기모델에 대한 CFD 결과를 펌프중앙 y-z 평면의 단면방향에 대해 나타낸 것이다. 개발모델은 모회사의 DIN EN ISO 9906[17]에 따른 펌프 성능과 비교하였다. 정격유량에서의 전압력 차이는 1.8 bar이다. 토크와 양정은 각각 402 N·m 와 19 m이고, 효율은 67.4%로 계산되었다. 이 결과는 Table 1에 제시되어 있는 정격유량 1000 m^3/h에 대해 전양정이 19 m이상으로 과잉설계 되었다. 이러한 이유는 축동력이 증가되어 효율이 낮아진 것으로 판단된다. 따라서 펌프의 양정을 설계 기준에 만족시키면서 높은 효율을 위해 임펠러 블레이드 형상의 재설계가 요구된다.

3. 임펠러 블레이드의 형상최적설계

Fig. 4는 양방향 축류펌프의 효율 향상을 위한 임펠러 블레이드의 최적설계과정을 나타낸 것이다. 최적설계과정은 2단계 주요과정, 즉 ANOVA와 직교다항식을 이용한 대리모델(또는 반응표면모델, 근사모델) 구성과 대리모델 기반 최적화 단계로 진행된다. 이 최적설계과정에서 양방향 축류펌프의 유체역학적 성능과 효율은 단순한 해석적 모델

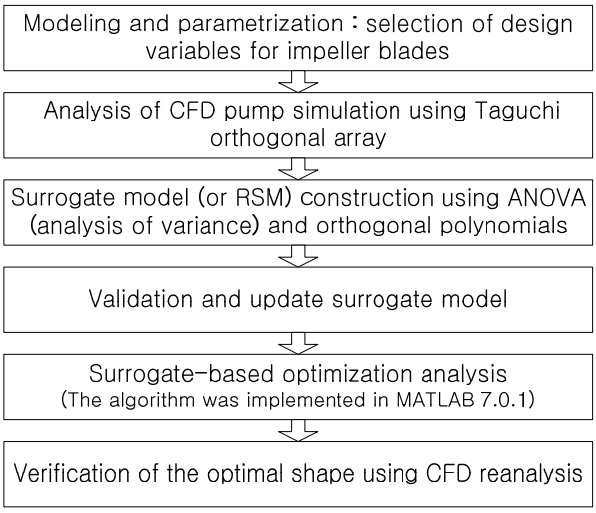


Fig. 4 Optimization procedure of impeller blades

(구배정보를 가진 시뮬레이션 모델 또는 cheap-to-compute 모델의 형태)과 관련된 계산 집약적 함수(computation-intensive function)[18,19]로 근사되므로 근사모델에 대한 신뢰도 확보가 이루어진다면 최적화를 수행하는 것이 효율적이고 간단하다. 이하의 절은 각 최적설계 단계를 상세히 설명한다.

3.1 설계모델과 목표

본 논문에서 양방향 축류펌프의 효율 향상은 정격유량에서 목표양정을 만족하고 낮은 축동력의 유지가 가장 중요하다. 이를 위한 설계요구사항은 다음과 같다.

(1) 펌프의 설계 시방서(Table 1)를 만족하기 위해 펌프 전양정의 설계 기준은 15 m 이다.

(2) 본 연구의 펌프 정격유량(200 kW 모터 사용)의 안정적인 가용 작동점(operating point)에 대한 토크는 600 N·m 이하이다.

Fig. 5는 임펠러 블레이드 형상에 대한 설계변수를 보여주는데, 변수로는 x_1(블레이드 최대 두께), x_2(익근의 현장), x_3(익단의 현장), x_4(익단의 설치각도), x_5(익근의 설치각도)의 총 5개이다. 임펠러 블레이드의 설계변수 범위는 초기모델을 기초로 형상의 간섭이 발생되지 않는 범위에서 설정하였다. 설계변수의 범위는 5개의 임펠러 블레이드의 초기모델(level 3)에 대한 하한 수준(level 1)과 상한 수준(level 5)을 각각 15% 변화시켜 결정하였다. Table 3은 설계변수와 그 수준 범위를 나타낸 것이다.

3.2 최적설계문제의 정식화

본 논문의 설계목표는 양방향 축류펌프에서 요구되는 양정 및 토크의 제약조건하에서 최대 효율을 얻기 위한 임펠러 블레이드의 형상을 결정하는 것이다. 최적설계문제를 목적함수와 제한조건 함수로 정식화하면 다음의 식 (1)과 같다.

Table 3 Design variable and their levels

Design variable	Unit	Level1	Level2	Level3	Level4	Level5
x_1	mm	7	7.5	8	8.5	9
x_2	mm	113	123	133	143	153
x_3	mm	160	174	188	202	216
x_4	Deg.	12	13	14	15	16
x_5	Deg.	29	31.5	34	36.5	39

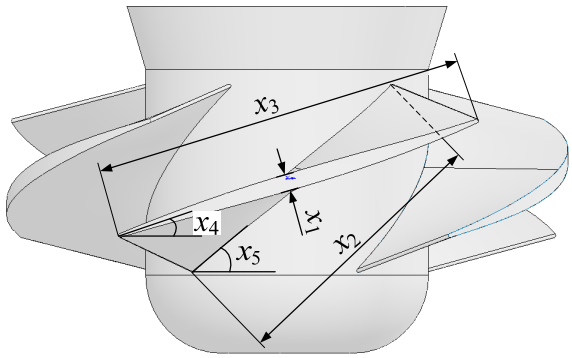


Fig. 5 Design variable of impeller blades

$$\begin{aligned} &\text{Find} && x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 \\ &\text{to maximize} && y_{efficiency}(x_i) \\ &\text{subject to} && y_{\text{torque}}(x_i) \le 600\ [\text{N·m}] \\ & && y_{\text{head}}(x_i) \ge 15\ [\text{m}], \quad i = 1, 2, \cdots 5 \end{aligned} \tag{1}$$

여기서 $y(x_i)$는 각 응답에 대한 근사모델이다. 첫 번째와 두 번째 제한조건은 최대토크 600 N·m이하에서 최소양정 15 m에 가깝도록 목표값을 가지도록 하였다. 근사모델에 대한 최적해는 ANSYS v.11의 최적설계 모듈과 연결해서 유용방향법(feasible direction method)[20,21]을 이용해서 계산하였다.

3.3 분산분석 및 직교다항식 기반 근사모델

임펠러 블레이드의 최적설계 방법은 반응표면방법론(response surface methodology)이 포함된 실험계획법으로 구성된다. 반응표면모델에 대한 전통적인 접근의 두 가지 중요한 부분은 어떤 설계점의 값이나 미분값을 이용하는 테일러 전개(Taylor series)와 적분법을 이용하는 직교다항식 전개(orthogonal polynomial series)가 있다.[22] 테일러 전개는 직교다항식 형태의 반응표면모델에 비해 설계변수의 범위와 응답의 변동이 작은 변화에 대해서만 적합하다. 설계변수가 직교한다는 것은 어떤

변수의 효과가 다른 변수의 효과에 영향을 미치지 않는다는 것을 의미한다. 따라서 응답의 변동크기를 해석하는 경우 설계변수를 직교시킨 실험계획이 효율적이다. 또한 직교다항식은 각 항이 서로 독립적이기 때문에 계수의 추정을 저차항에서 고차항으로 축차적으로 구한다. 이것은 고차항의 계수를 모르거나 계수차이가 크게 되더라도 기저(base)를 정규화(normalization)할 수 있어 효율적인 근사모델의 표현이 가능하다.[10,11,23] 본 논문에서 채택된 임펠러 블레이드 형상에 대한 근사모델은 설계변수 x의 차수가 n인 Chebyshev 직교다항식 $p_n(x)$을 이용한다. 근사모델을 2차 다항식 모델형태로 나타내면 아래의 식 (2)로 전개된다.

$$y = b_0 + b_1(x-\bar{x})^2 + b_2\left[(x-\bar{x})^2 - \frac{a^2-1}{12}h^2\right] + b_3\left[(x-\bar{x})^3 - \frac{3a^2-7}{20}(x-\bar{x})h^2\right] + b_n p_n(x) + \cdots \quad (2)$$

$$p_0(x) = 1, \quad n = 0$$
$$p_1(x) = x - \bar{x}, \quad n = 1$$
$$p_2(x) = (x-\bar{x})^2 - \frac{(a^2-1)}{12}h^2, \quad n = 2$$
$$p_n(x) = p_{n-1}(x)p_1(x) - (n-1)^2\{a^2-(n-1)^2\} h^2 p_{n-1}(x)/[4\{4(n-1)^2-1\}], \quad n = 3,4,5\cdots$$

여기서 $\bar{x}$는 설계변수의 평균을, a는 수준수, h는수준간격계수이다. 차수 n은 수준수 a보다 작아야 하며, 각 설계변수의 최대 차수는 $a-1$이 된다. b_o, b_i는 회귀계수로 식 (3)와 (4)로 나타낸다.

$$b_0 = T/lm = \bar{y} \quad (3)$$

$$b_i = \sum_{i=1}^{a} p_n(x_i)y_i \Big/ \sum_{i=1}^{a} p_n^2(x_i), \quad i = 1,2,\cdots,a \quad (4)$$

여기서 $p_n(x_i)$의 x_i는 설계변수 x의 각 수준, y_i는 각 수준에 대한 해석의 평균을 나타낸다. 직교다항식을 이용한 장점은 ANOVA에 있다. ANOVA를 이용한 직교다항식은 응답의 총변동을 1차, 2차,…, $n-1$차의 성분으로 분해하는 것이 용이하다. 따라서 각 차수의 상관관계는 ANOVA 기반 민감도 평가에 의해 어떤 차수까지 표현하는 것이 적절한가의 판단을 효율적으로 할 수 있다.

Table 4는 선택한 5개 설계변수에 대한 L_{25} 직교배열표의 실험배치(design matrix)와 그 CFD 결과를 나타낸 것이다. 각 응답에 대해 근사모델의 설계변수와 차수선택은 ANOVA에 유의하다고 판단되는 차수항을 선택하고 Chebyshev 직교다항식계수(orthogonal polynomial coefficient)[10,23]를 이용한다. Chebyshev 직교다항식은 저차항이 우선된 각 차수의 항이 서로 독립하고 있는 특징을가지고 있기때문에 고차항의 계수를 모르거나 계수차이가 크게 되더라도 계수의 추정은 저차항에서 고차항으로 축차적으로 구할 수 있다.

Table 4 Layout and CFD results for L_{25} orthogonal arrays

Exp.	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	Torque (N·m)	Head (m)	η (%)
1	1	1	1	1	1	224.5	10.6	68.3
2	2	2	2	2	2	314.7	14.9	68.5
3	3	3	3	3	3	402.8	18.8	67.4
4	4	4	4	4	4	484.5	21.5	64.0
5	5	5	5	5	5	559.0	23.0	59.4
6	1	2	3	4	5	514.1	22.0	62.2
7	2	3	4	5	1	399.5	19.1	69.1
8	3	4	5	1	2	256.8	12.1	68.2
9	4	5	1	2	3	400.2	18.6	67.1
10	5	1	2	3	4	411.2	19.0	66.8
11	1	3	5	2	4	396.7	18.5	67.2
12	2	4	1	3	5	519.8	21.8	60.4
13	3	5	2	4	1	386.7	18.6	69.6
14	4	1	3	5	2	406.4	19.1	67.7
15	5	2	4	1	3	275.0	13.0	68.3
16	1	4	2	5	3	508.9	22.0	62.3
17	2	5	3	1	4	407.2	18.7	66.5
18	3	1	4	2	5	391.0	17.7	65.4
19	4	2	5	3	1	268.5	12.8	69.2
20	5	3	1	4	2	401.8	18.8	67.4
21	1	5	4	3	2	387.9	18.6	69.1
22	2	1	5	4	3	395.1	18.3	66.9
23	3	2	1	5	4	502.4	21.2	61.0
24	4	3	2	1	5	417.0	18.8	65.2
25	5	4	3	2	1	267.5	13.0	70.0

Table 5에서 7은 양방향 축류펌프의 토크, 양정과 효율에 대한 ANOVA 결과를 나타낸다. ANOVA는 각 설계변수와 상호작용(interaction)이 응답에 미치는 영향에 대해 다항식 성분으로 분리해서 평가한다. 모델의 각 항에 대해 제곱합(sum of square), 자유도(DOF), 분산(variance)으로부터 F-통계량과 영향도가 표시된다. 제곱합은 순차제곱합을 이용한다. 순차제곱합 이전에 포함된 항에 하나의 새로운 항이 추가된 모델에서의 제곱합이다. 변수의 선택은 F-통계량과 전체 분산의 합에 대한 백분율로 나타내는 영향도와 단계별(forward and backward

Table 5 Analysis of variance for torque

Design variable		Sum of squares	DOF	Variance	F-ratio	Effective ratio(%)
x_1	Linear	1736	1	16	2.18	1.13
x_2	Linear	12427	1	24	3.21	1.67
x_3	Linear	3978	1	213	28.35	14.71
x_4	Linear	80283	1	5	0.71	0.37
x_5	Linear	91842	1	147	19.46	10.10
	Quadratic	21	1	96	12.7	6.59
x_1x_2	Interaction	66	1	0	0.01	0.01
x_1x_3	Interaction	98	1	1	0.07	0.04
x_1x_4	Interaction	38	1	8	1.04	0.54
x_1x_5	Interaction	65	1	135	17.98	9.33
x_2x_3	Interaction	73	1	134	17.81	9.24
x_2x_4	Interaction	49	1	25	3.34	1.73
x_2x_5	Interaction	406	1	0	0.02	0.01
x_3x_4	Interaction	308	1	375	49.75	25.82
x_3x_5	Interaction	47	1	15	1.98	1.03
x_4x_5	Interaction	257	1	257	34.1	17.69
Error		60	8	60		
Total			24		192.71	100

Table 6 Analysis of variance for head

Design variable		Sum of squares	DOF	Variance	F-ratio	Effective ratio(%)
x_1	Linear	2.752	1	0.046	1.04	0.39
x_2	Linear	20.752	1	0	0	0
x_3	Linear	5.139	1	1.181	26.84	10.11
x_4	Linear	123.78	1	0.059	1.33	0.50
x_5	Linear	108.84	1	1.323	30.07	11.33
	Quadratic	1.099	1	1.114	25.32	9.54
x_1x_2	Interaction	1.72	1	0.004	0.1	0.04
x_1x_3	Interaction	4.648	1	0.001	0.02	0.01
x_1x_4	Interaction	0.121	1	0.378	8.59	3.24
x_1x_5	Interaction	0.714	1	0.828	18.82	7.09
x_2x_3	Interaction	1.18	1	0.635	14.44	5.44
x_2x_4	Interaction	0.099	1	0.154	3.5	1.32
x_2x_5	Interaction	0.29	1	0.64	14.54	5.48
x_3x_4	Interaction	2.402	1	2.097	66.07	24.89
x_3x_5	Interaction	0.576	1	0.08	1.81	0.68
x_4x_5	Interaction	2.329	1	2.329	52.92	19.94
Error		0.352	8	0.352		
Total			24		265.41	100

elimination) 회귀방법으로 결정된다. 예를 들면, Table 5의 토크에 지배적인 영향을 미치는 설계변수는 x_3(익단의 현장), x_5(익근의 설치각도)로 약 31.4%이다. 또한 전체 상호작용의 영향도 65.4%로 매우 높고 이들 상호작용 중에 x_3x_4는 토크에 25.8%의 영향을 미친다. 양정(Table 6)의 경우도 토크와 비슷한 양상을 가진다. 이와 반대로 효율(Table 7)은 x_2(블레이드 안쪽 길이)와, x_3(블레이드 바깥 길이)에 각각 15.4%, 19.6%로 영향을 미친다. 효율에 대한 상호작용의 영향은 토크와 양정에 비해서 상대적으로 작다. ANOVA 기반의 설계변수에

Table 7 Analysis of variance for efficiency

Design variable		Sum of squares	DOF	Variance	F-ratio	Effective ratio(%)
x_1	Linear	1.02	1	0.724	5.51	6.81
	Quadratic	0.44	1	0.201	1.53	1.89
x_2	Linear	2.38	1	0.567	4.31	5.32
	Quadratic	0.70	1	0.531	4.04	4.99
	Cubic	0.54	1	0.545	4.14	5.11
x_3	Linear	5.36	1	0.661	5.02	6.20
	Quadratic	9.48	1	1.428	10.86	13.40
x_4	Linear	35.24	1	0.083	0.63	0.78
	Quadratic	7.04	1	0.665	5.06	6.25
x_5	Linear	136.25	1	0.127	0.96	1.19
	Quadratic	2.29	1	0.126	0.96	1.19
	Cubic	0.13	1	0.132	1	1.24
x_1x_2	Interaction	0.76	1	0.202	1.54	1.90
x_1x_3	Interaction	16.14	1	3.178	24.17	29.80
x_2x_5	Interaction	0.44	1	0.083	0.63	0.78
x_3x_4	Interaction	0.78	1	0.446	3.39	4.19
x_3x_5	Interaction	1.36	1	0.608	4.62	5.71
x_4x_5	Interaction	0.33	1	0.338	2.57	3.18
Error		0.789	6	0.789		
Total			24		80.94	100

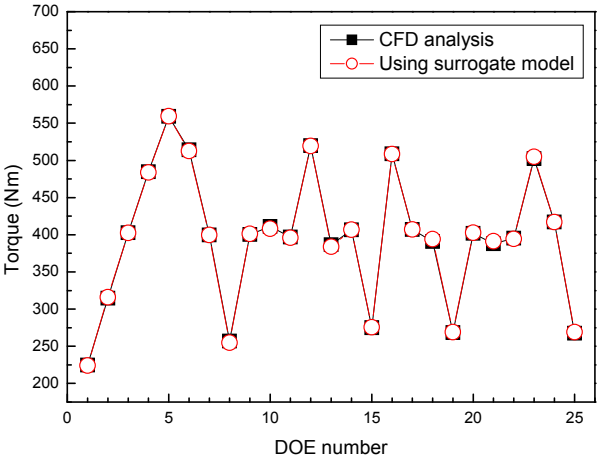
대한 유의한 차수와 상호작용을 고려해서 토크, 양정과 효율에 대한 근사모델을 나타내면 식 (4)~(6)과 같다.

$$y_{torque}=-1323.2+46.42x_1-3.022x_2-6.399x_3+14.02x_4+98.51x_5 -0.5222x_5^2-0.0125x_1x_2+0.02285x_1x_3+1.197x_1x_4 -2.282x_1x_5+0.01771x_2x_3+0.10735x_2x_4-0.00392x_2x_5 +0.29594x_3x_4-0.02704x_3x_5-1.5716x_4x_5 \quad (4)$$

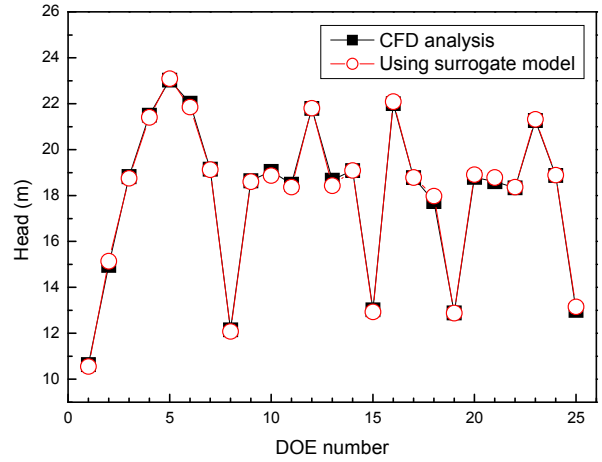
$$y_{head}=-116.9+2.447x_1+0.0065x_2-0.47603x_3-1.464x_4 +9.362x_5-0.05638x_5^2-0.002794x_1x_2-0.000853x_1x_3 +0.26326x_1x_4-0.17851x_1x_5+0.001219x_2x_3 +0.008403x_2x_4-0.007846x_2x_5+0.026073x_3x_4 -0.001976x_3x_5-0.14966x_4x_5 \quad (5)$$

$$y_{efficiency}=-176.3+19.75x_1-0.3814x_1^2+4.756x_2 -0.03432x_2^2+0.5607x_3-0.001138x_3^2+0.000087x_3^2 +2.746x_4-0.13754x_4^2-9.351x_5+0.2735x_5^2 -0.002741x_5^3-0.02704x_1x_2-0.05194x_1x_3 -0.002344x_2x_5+0.011843x_3x_4+0.004131x_3x_5 -0.05768x_4x_5 \quad (6)$$

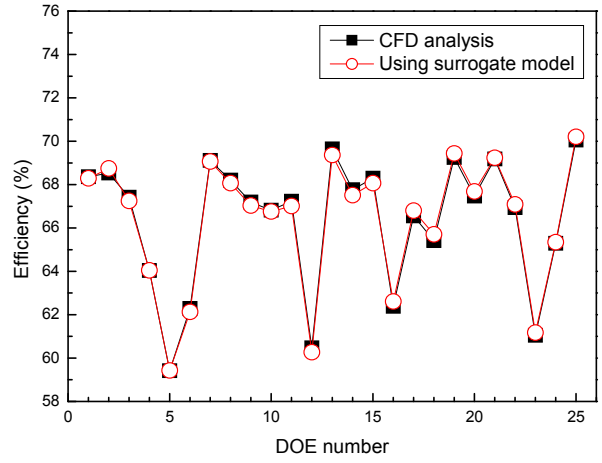
Fig. 6은 식 (4)~(6)의 직교다항식 기반 근사모델과 직교배열표를 이용한 CFD 해석 결과를 비교한 것이다. 근사값의 오차는 존재하지만 근사값의 위치와 CFD 해석값이 효과적으로 근사되고 있다. 이상의 과정에서 직교다항식을 이용한 근사모델의 정확도는 수정결정계수 R^2_{adj}으로 평가되는데 토크, 양정과 효율은 각각 99.9%, 99.6%, 98.6% 근사화로 매우 좋은 품질을 나타낸다.



(a)



(b)

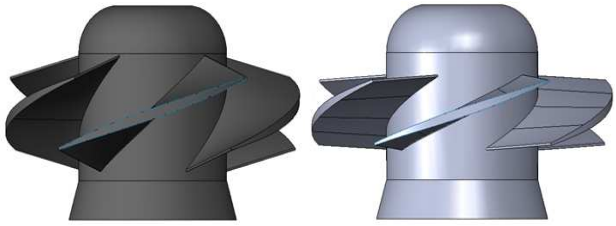


(c)

Fig. 6 Comparison between CFD analysis and surrogate model analysis; (a) torque, (b) head, and (c) efficiency

3.4 최적설계 결과 및 요약

Table 8 은 근사모델에 대해 유용방향법을 이용해서 얻은 최적해를 요약한 것이다. 최적해는 근사모델을 이용하여 얻었기 때문에 정확도를 확인



(a) Initial shape (b) Optimal shape

Fig. 7 Initial model vs. optimal model

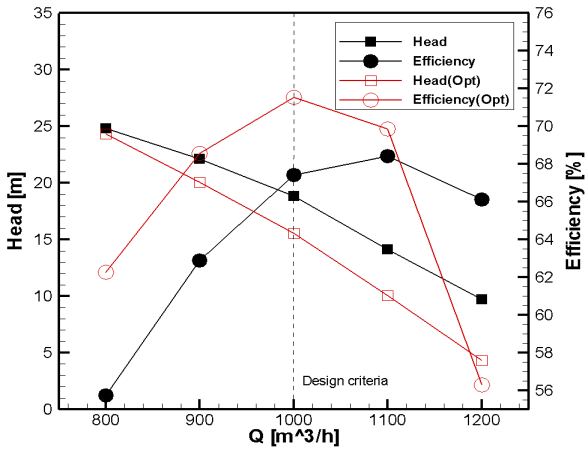


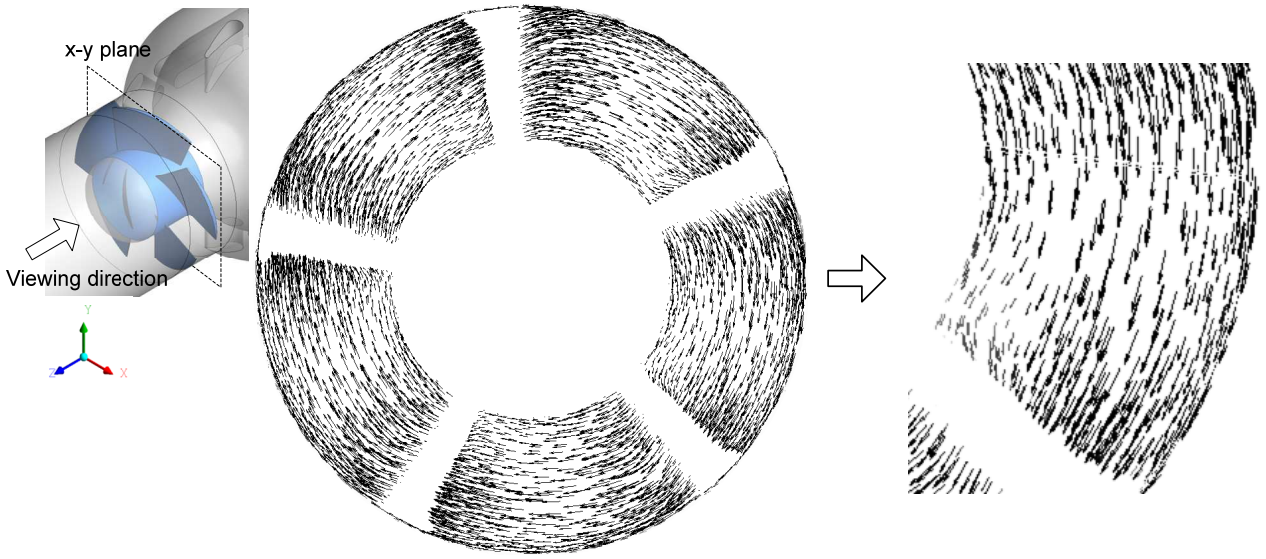
Fig. 8 Comparison of performance curves

하기 위하여 실제 모델에 대한 재해석을 수행하였다. 최적해에 대한 재해석의 결과에 따르면 최대 효율은 71.2%, 최대 토크는 313.7 N·m, 양정은 15.5 m 이다. 근사모델을 이용한 임펠러 블레이드의 최적해는 x_1=7.8 mm, x_2=152.9 mm, x_3=192.5 mm, x_4=15.9°, x_5=23.7°이다. 효율은 약 1.7%, 최대 양정과 토크는 각각 약 2.5%, 0.7%의 오차로 근사모델은 실제의 경향과 좋은 재현성이 있다.

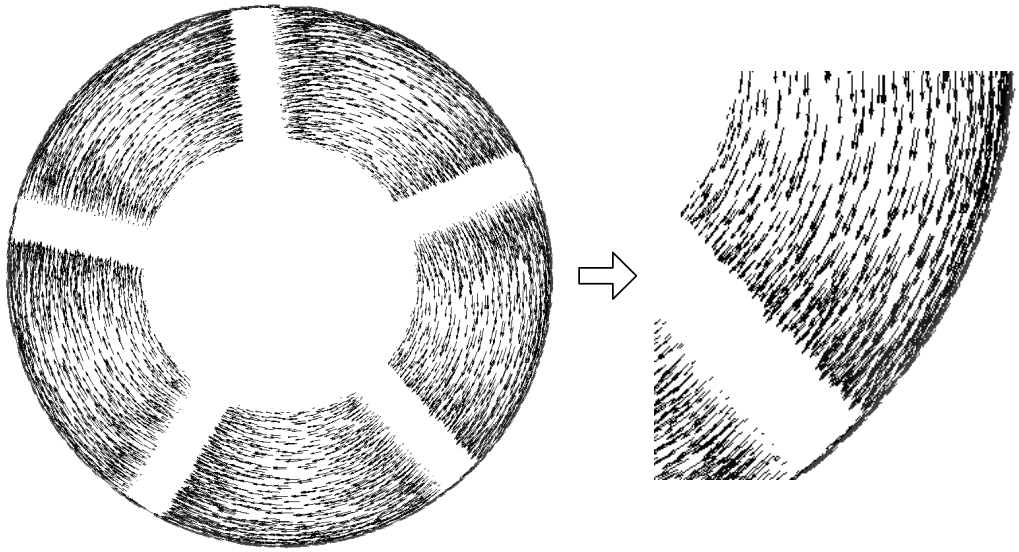
Fig. 7은 임펠러의 초기모델과 최적모델의 형상을 나타낸 것이다. 임펠러 블레이드의 입구 및 출구 각도의 변화가 초기모델에 비해 많이 변화되었음을 알 수 있다. 또한 임펠러 블레이드의 익형 현장이 줄어들고 각도가 작아지면서 전체 임펠러에 발생하는 토크가 많이 감소된 것으로 판단된다. 이것은 임펠러 블레이드의 형상최적설계에 의해 과잉 설계되었던 전양정이 줄어들면서 임펠러에 발생되는 토크가 감소되고 펌프 효율이 증가된 것으로 판단된다. 최적설계 결과로부터, Fig. 8은 펌프 성능곡선을 비교한 것이다. 초기모델(토크 402 N·m, 양정 19 m, 효율은 67.4%)과 비교해서 최대 토크는 313.7 N-m로 22% 감소하고 양정은 15.5 m로 17%로 개선되면서 효율은 71.5%로 5.6% 증가되었다. 전양정이 19 m로 과잉 설계되었지만 최적모델은 펌프의 전양정 15 m를 만족하며 토크가

Table 8 History of optimal solution for objective function and design variables

Iteration	x_1 (mm)	x_2 (mm)	x_3 (mm)	x_4 (Deg.)	x_5 (Deg.)	Torque (N·m)	Head (m)	Efficiency (%)
1	7.7	153.0	190.8	116.0	26.4	382.9	19.1	71.5
2	7.2	153.0	206.6	14.5	29.0	359.1	17.7	70.6
3	9.0	117.4	163.5	12.0	29.0	218.0	10.5	72.7
4	7.8	152.9	192.5	15.9	23.9	320.7	16.2	74.8
5	7.8	152.9	192.2	15.9	24.0	324.0	16.3	74.6
6	7.8	153.0	192.3	16.0	24.4	338.4	17.1	74.0
7	7.7	153.0	191.0	15.8	24.8	336.4	16.8	73.6
Opt.	7.8	152.9	192.5	15.9	23.7	316.0	15.9	75.0
Reanalysis						313.7	15.5	71.2

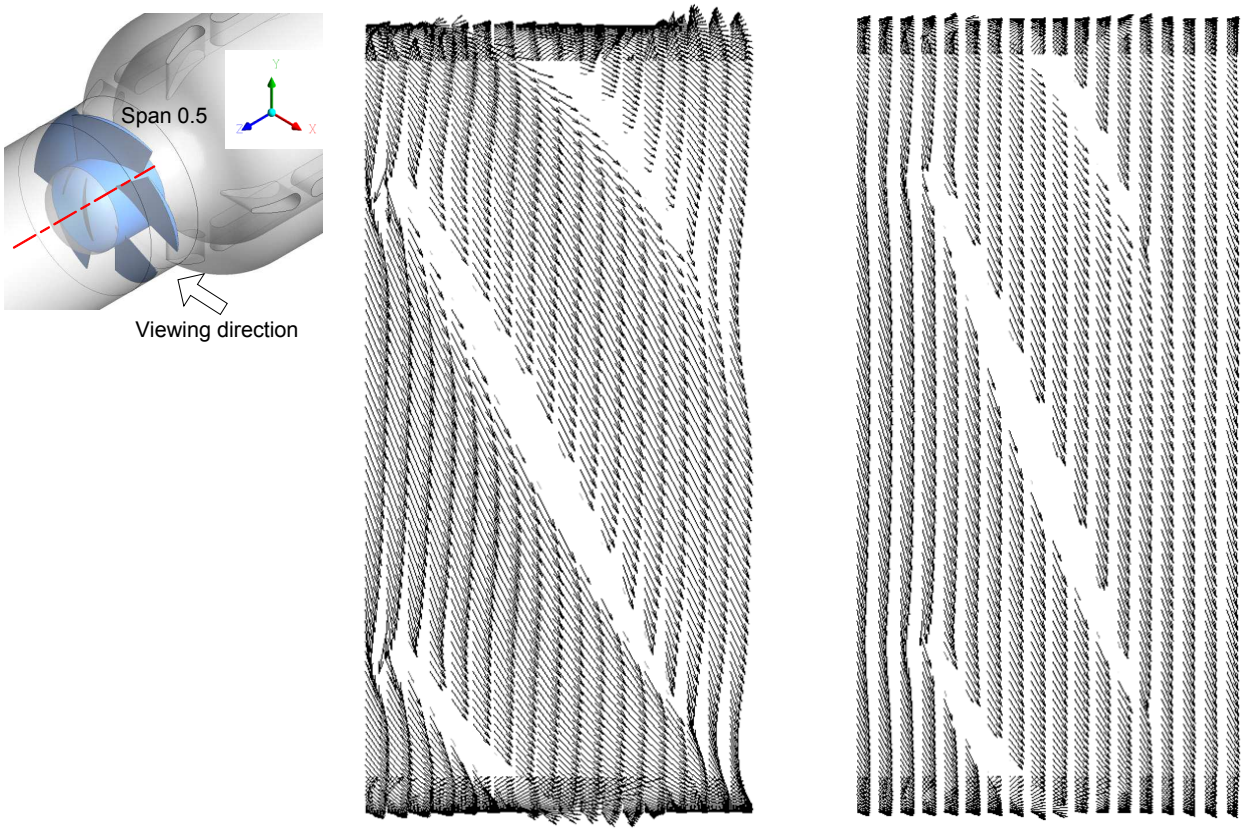


(a) Initial model



(b) Optimal model

Fig. 9 Velocity vectors at the frontal plane of the impeller



(a) Initial model (b) Optimal model

Fig. 10 Velocity vectors at the median plane (span 0.5) of the impeller blades

감소되어 효율이 개선되었다. 초기모델은 정격유량에서 효율이 감소되고 있지만 최적모델에서는 최대효율이 나타난다.

Fig. 9는 임펠러 블레이드의 축방향에 대한 전단면(x-y 면)에서 유체의 속도벡터를 나타낸 것이다. 초기모델은 임펠러 블레이드 의 전연(leading edge)에서 내부 유동의 충돌이 발생하고 속도의 변화가 크다. 최적모델은 초기모델에서 발생되었던 전연의 충돌이나 블레이드 익근의 영역에서 불안정한 유동의 흐름이 감소되거나 나타나지 않는다. Fig. 10은 임펠러 원주방향에 대한 중앙면(span 0.5)에서 속도벡터를 나타낸 것이다. 초기모델의 경우 각 블레이드 익근의 영역에서 불안정한 유동의 형태가 발견된다. 최적화된 임펠러의 원주방향 벡터는 일정하며 불안정한 유동의 흐름이 감소되었다.

4. 결 론

본 논문은 직교다항식 기반 근사모델을 이용하여 선박용 자세 안정성 유지를 위한 양방향 축류펌프의 임펠러 블레이드에 대한 최적설계를 수행하였다. 효율적인 최적설계를 위해 직교배열표의 실험점에서 Chebyshev 직교다항식을 이용하여 각 응답의 근사모델을 구성하였다. 주요 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 임펠러 블레이드의 초기모델에서는 익근의 영역에서 불안정한 유동의 형태가 발견 되었지마 최적모델에서는 블레이드 원주방향 벡터는 일정하며 불안정한 유동의 흐름이 사라졌다. 또한 초기모델에서 발생되었던 전연의 충돌이나 블레이드의 익근의 영역에서 불안정한 유동의 흐름이 감소되거나 나타나지 않았다.

(2) 임펠러 블레이드의 최적모델은 초기모델(토크 402 N·m, 양정 19 m, 효율은 67.4%)과 비교해서 최대 토크는 313.7 N·m 로 22% 감소하고 양정은 15.5 m 로 17%, 효율은 71.5%로 5.6% 향상되었다.

(3) 근사모델을 이용한 임펠러 블레이드의 최적해는 x_1=7.8 mm, x_2=152.9 mm, x_3=192.5 mm, x_4=15.9˚, x_5=23.7˚ 이다. 최적해에 대해 CFD 재해석 결과와 비교하면, 효율은 약 1.7%, 최대 양정과 토크는 각각 약 2.5%, 0.7%의 오차로 근사모델은 실제의 경향을 잘 나타내고 있다.

후 기

본 논문은 2011년도 지식경제부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP) (No. 20114030200030)의 지원을 받아 수행한 연구 과제입니다.

참고문헌

(1) Cao, S., Peng, G. and Yu, Z., 2005, "Hydrodynamic Design of Rotodynamic Pump Impeller for Multiphase Pumping by Combined Approach of Inverse Design and CFD Analysis," *ASME J. Fluids Eng.*, Vol. 127, No. 2, pp. 330-338.

(2) Ding, H., Visser, F. C. and Jiang, Y., 2011, "Demonstration and Validation of a 3D CFD Simulation Tool Predicting Pump Performance and Cavitation for Industrial Applications," *ASME J. Fluids Eng.*, Vol. 133, No. 1, pp. 011101(1-14).

(3) Stepanoff, A.J., 1957, *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, John Wiley.

(4) Neumann, B., 1991, *The Interaction between Geometry and Performance of a Centrifugal Pump*, Mechanical Engineering Publications Ltd.

(5) Kumaresan, T. and Joshi, J. B., 2006, "Effect of Impeller Design on the Flow Pattern and Mixing in Stirred Tanks," *Comput. Fluids*, Vol. 115, No. 3, pp. 173~193.

(6) Anagnostopoulos, J. S., 2009, "A Fast Numerical Method for Flow Analysis and Blade Design in Centrifugal Pump Impellers," *Comput. Fluids*, Vol. 38, No. 2, pp. 284~289.

(7) Lee, Y. B., Lee, H. J., Kim, M. S. and Choi, D. H., 2005, "Sequential Approximate Optimization Based on a Pure Quadratic Response Surface Method with Noise Filtering," *Trans. of the KSME (A)*, Vol. 29, No. 6, pp. 842~851.

(8) Baek, S. H., Kim, K. M., Cho, S. S., Jang, D. Y. and Joo, W. S., 2009, "A Sequential Optimization Algorithm Using Metamodel-Based Multilevel Analysis," *Trans. of the KSME (A)*, Vol. 33, No. 9, pp. 892~902.

(9) Queipo, N. V., Verde, A., Pintos, S. and Haftka, R. T., 2009, "Assessing the Value of Another Cycle in Gaussian Process Surrogate-based Optimization," *Struct. Multidisc. Optim.*, Vol. 39, No. 4, pp. 459~475.

(10) Yu, Q, Koizumi, N., Yajima, H. and Shiratori, M., 2001, "Optimum Design of Vehicle Frontal Structure and Occupant Restraint System for Crashworthiness (A Multilevel Approach Using SDSS)," *JSME Int. J. Ser A, Solid Mech Mater Eng*, Vol. 44, No. 4, pp. 594~601.

(11) Baek, S. H., Cho, S. S., Kim, H. S. and Joo, W. S., 2006, "Tarde-off Analysis in Multi-objective Optimization Using Chebyshev Orthogonal Polynomials," *J. Mech. Sci. Technol.*, Vol. 20, No. 3, pp. 366~375.

(12) Baek, S. H., Cho, S. S. and Joo, W. S., 2009, "Response Surface Approximation for Fatigue Life Prediction and Its Application to Multi-Criteria Optimization With a Priori Preference Information," *Trans. of the KSME (A)*, Vol. 33, No. 2, pp. 114~126.

(13) Baek, S.H., Hong, S.H., Cho, S.S., Jang, D.Y. and Joo, W.S., 2010, "Optimization of Process Parameters for Recycling of Mill Scale Using Taguchi Experimental Design," *J. Mech. Sci. Technol.*, Vol. 24, No. 10, pp.2127~2134.

(14) ANSYS CFX-12.0, 2010, *ANSYS CFX-Solver Theory Guide*, ANSYS Inc.

(15) Barth, T. J. and Jesperson, D. C., 1989, "The Design and Application of Upwind Schemes on Unstructured Meshes," *AIAA J.*, Vol. 89, No. 89-0366, pp. 1~12.

(16) Menter, F. R., 1994, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications," *AIAA J.*, Vol. 32, No. 8, pp. 1598~1605.

(17) DIN EN ISO 9906, 1999, *Rotodynamic Pumps-Hydraulic Performance Acceptance Tests-Grades 1 and 2*, International Standardization Organization, Geneva.

(18) Roache, P. J., 1998, *Verification and Validation in Computational Science and Engineering*, Hermosa Publishers, Albuquerque, NM.

(19) Meckesheimer, M., Booker, A. J., Barton, R. R. and Simpson, T. W., 2002, "Computationally Inexpensive Metamodel Assessment Strategies," *AIAA J.*, Vol. 40, No. 10, pp. 2053~2060.

(20) More, J. J. and Wright, S. J., 1993, *Optimization Software Guide*, SIAM Publications, Philadelphia.

(21) ANSYS, 2007, *Release 11.0 Documentation*, SAS IP, Inc.

(22) Gautschi, W., 1996, *Orthogonal Polynomials: Applications and Computations, Acta Numerica*, Cambrige University Press.

(23) Park, S. H., 1996, *Robust Design and Analysis for Quality Engineering*, Chapman & Hall, London.