<응용논문> DOI http://dx.doi.org/10.3795/KSME-B.2014.38.2.183 ISSN 1226-4881(Print)
2288-5234(Online)

해양플랜트용 다상유동 펌프 개발§

김준형* · 최영석**† · 윤준용***
* 한양대학교/한국생산기술연구원, ** 한국생산기술연구원 그린에너지설비센터, *** 한양대학교 기계공학부

Development of Multiphase Pump for Offshore Plant

Kim Joonhyung *, Choi Youngseok **† and Yoon Joonyong ***
* Hanyang Univ. / Korea Institute of Industrial Technology
** Green Energy System Technology Center, Korea Institute of Industrial Technology
*** Dept. of Mechanical Engineering, Hanyang Univ

(Received April 29, 2013 ; Revised August 30, 2013 ; Accepted October 6, 2013)

Key Words: Offshore Plant(해양 플랜트), Multiphase Pump(다상유동 펌프), Optimization Design (최적 설계), DOE(실험계획법), CFD(전산유체역학)

초록: 본 논문은 해양플랜트용 다상유동 펌프 개발에 대한 주제로 연구를 수행한 내용이다. 연구 수행을 위하여 다상유동 펌프 임펠러와 디퓨져 기본 모델을 선정한 후 수치해석을 통한 성능 평가를 수행하였다. 실험 계획법(DOE)을 이용한 최적 설계를 수행하기 위해 임펠러와 디퓨져에 대한 설계 변수와 변수 변화 범위를 선정하였으며 선정된 변수들에 대한 시험 셋을 산출하여 수치해석을 통한 성능 평가를 수행하였다. 각 시험 셋에 대한 성능 평가 결과를 분석하여 설계 변수들에 대한 영향성 평가를 수행하였으며 최종적으로 다상유동 펌프에 대한 최적 모델을 도출하였다. 추가적으로 다상유동 해석을 수행하여 기체체적률(Gas Volume Fraction) 변화에 따른 성능을 평가하였다.

Abstract: A multiphase pump was developed in this study. The optimum multiphase pump design was arrived at, and the interactions among the different geometric configurations were explained by applying numerical analysis and the DOE (design of experiments) method. First, we designed the base model to meet the specifications. Then, we defined the design parameters related to the meridional plane and the blade angle. Each design parameter was used for generating experiment sets, and numerical analyses were performed on these sets. Finally, the optimized design was selected based on the results of the DOE analysis. The numerical optimization resulted in the optimum model having higher efficiency than the base model. In addition, performance degradation due to changes in the GVF (gas volume fraction) is discussed.

- 기호설명 -

beta1 : 날개 입구각
beta2 : 날개 출구각
beta_CP : 날개각 제어 베지어 커브 제어점 위치
Th_CP : 날개 두께 베지어 커브 제어점 위치
blade L : 디퓨져 날개 길이
blade EA: 디퓨져 날개 매수

§ 이 논문은 대한기계학회 유체공학부문 2013 년도 춘계학술대회 (2013. 5. 9.-10., 제주대) 발표논문임.
† Corresponding Author, yschoi@kitech.re.kr
ⓒ 2014 The Korean Society of Mechanical Engineers

1. 서 론

해양플랜트(Offshore plant)는 해상 및 해저에 설치되어 해양 자원을 채취하거나 생산자가 목적하는 제품을 제조하는 생산설비를 지칭한다. 최근들어 육상 자원의 고갈로 인하여 심해 자원의 필요성이 부각됨에 따라 해양플랜트의 수요가 급격히 증가하는 추세이다. 다상유동 펌프(Multiphase pump)는 해양플랜트 해저생산처리시스템 분야의 핵심 기자재로 유정 내 원유를 가압 이송시키는 역할을 한다. 원유를 분리기(Separator)를 이용하여 상 분리한 후 단상 펌프(Single phase pump)를 통해

가압 이송하던 기존 방식을 다상유동 펌프를 이용하는 방식으로 대체할 경우 설비 구조를 단순화함과 동시에 분리기에 의한 분리과정이 불필요하게 되어 큰 비용절감 효과를 얻을 수 있다.(1) 때문에 최근 개발되는 대부분의 유정에는 다상유동 펌프가 이용되고 있다. 이러한 다상유동 펌프는 다상으로 구성된 원유를 이송하여야 하기 때문에 높은 기술력이 요구됨에 따라 노르웨이, 미국, 독일 등의 해외 선진사가 대부분의 기술을 독점하고 있는 실정이다.(2) 해양플랜트 산업의 중요성이 부각됨에 따라 국내에서도 국가 과제를 중심으로 한 기술 개발이 활발히 진행되고 있다.

본 연구를 통하여 해양플랜트용 다상유동 펌프 최적 설계를 수행하였다. 연구 수행을 위하여 설계 사양을 만족하는 기본 모델을 산출하였으며 수치해석을 통한 성능 평가를 수행하였다. 실험 계획법(DOE)을 이용한 최적 설계를 수행하기 위해 설계 변수와 변수 변화 범위를 선정하였으며 수치해석을 이용하여 설계 변수의 영향성 평가를 수행하였다. 최종적으로 다상유동 펌프에 대한 최적 모델을 도출하였다. 추가적으로 다상유동 해석을 수행하여 기체체적률(GVF, Gas Volume Fraction) 변화에 따른 성능을 평가하였다.

2. 기본 모델 선정 및 성능 평가

2.1 펌프 타입(Type) 선정

다상유동 펌프는 Fig. 1 의 도표와 같이 작동 방식에 따라 용적식(Positive Displacement)과 회전식(Rotodynamic)으로 구분된다. 그 중 유정 내 원유를 가압이송 시키는 목적으로 사용되는 대표적인 해양플랜트용 다상유동 펌프는 쌍정 스크류(Twin-Screw), 나선형 축류(Helico-Axial), 전기식 수중 펌프(ESP) 타입을 들 수 있다.

Fig. 2(a)는 쌍정 스크류 타입 다상유동 펌프이다. 쌍정 스크류 타입은 용적식 다상유동 펌프의 대표적인 타입으로 처리유량이 크고 높은 기체체적률 범위에서도 작동이 가능하다는 장점이 있기 때문에 육상용 플랜트 그리고 과거 근해에 설치되는 해양플랜트에 주로 사용되었다. 하지만 용적식이라는 특성상 모래 등 이물질에 취약하며 유지보수에 문제가 많다는 단점이 있을 뿐 아니라 다른 타입에 비해 압력 성능이 떨어져 사용 빈도가 점차 줄어드는 추세이다.(3)

Fig. 2(b)는 나선형 축류 타입 다상유동 펌프로 인듀서(Inducer) 형태의 임펠러(Impeller)와 디퓨져(Diffuser)로 구성된다. 나선형 축류 타입 역시 처리 유량이 크고 높은 기체체적률 범위에서 작동이 가능하다는 장점이 있다. 또한 쌍정 스크류 타입과 비교하여 유지보수에 장점을 가지고 있어 해양플랜트용 다상유동 펌프로 널리 사용되고 있다. 최근 심해 유정 개발이 증가함에 따라 고압의 다단(Multistage) 형태로 개발되고 있는 추세이다.(4)

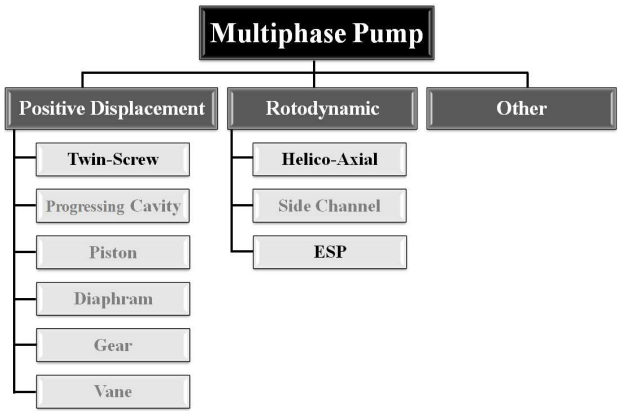
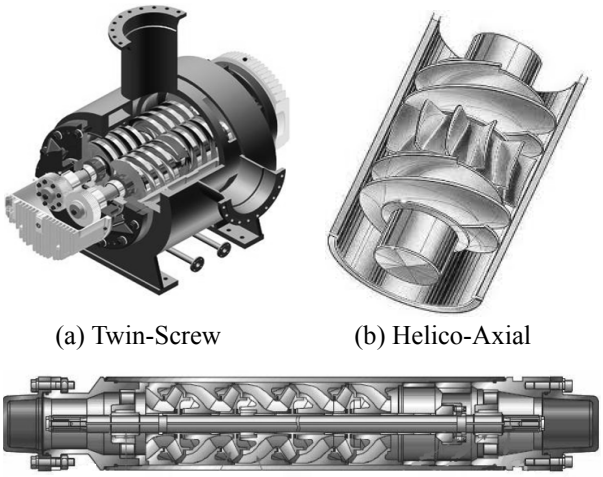


Fig. 1 Category of multiphase pump



(a) Twin-Screw (b) Helico-Axial

(c) ESP

Fig. 2 Multiphase pump type for offshore plant

마지막으로 Fig. 2(c)는 전기식 수중 펌프이다. 전기식 수중 펌프는 다단의 원심(Centrifugal) 임펠러로 가압하는 방식으로 높은 압력 성능을 가지고 있어 심해저용(Subsea) 해양플랜트 장비로 활용되고 있다. 하지만 다단의 원심 임펠러로 구성되어 있기 때문에 가동 가능한 기체체적률 범위가 매우 낮고 처리 유량이 작다는 단점을 지니고 있다.

연구 수행을 위한 펌프 타입으로 나선형 축류 타입을 선정하였다.

2.2 기본 모델 선정

본 연구 대상 펌프 설계 사양은 Table 1 과 같다.

Table 1 Design specifications

Q [CMH]	▽P [kPa]	Rotation speed [rpm]
90	350	4200

Table 2 Design variables of base model

(a) Impeller

D_2 [mm]	beta1 (Shroud) [°]	beta2 (Shroud) [°]	Number of blade [EA]	Thickness [mm]
150	7	21	3	3

(b) Diffuser

D_2 [mm]	beta1 (Shroud) [°]	beta2 (Shroud) [°]	Number of blade [EA]	Thickness [mm]
150	15	90	11	3

설계 사양을 만족하는 펌프 최적화 작업을 수행하기 위하여 선행 연구에 대한 벤치마킹 작업을 통해 기본 모델을 선정하였다.[5]

선정된 기본 모델의 임펠러 및 디퓨져 주요 설계 정보들은 Table 2 와 같다.

2.3 기본 모델 임펠러 성능평가 (단상 유동)

수치해석을 통해 선정된 기본 모델 임펠러에 대한 성능 평가 작업을 수행하였다.

수치해석 수행을 위하여 Fig. 3 과 같이 ANSYS BladeGen 프로그램을 이용하여 임펠러의 3D 형상을 생성하였으며 생성된 형상에 대하여 ANSYS TurboGrid 프로그램을 통해 정렬 격자계(Structured grid)를 생성하였다. 생성된 격자계는 총 110 만개 (임펠러 구간: 50 만개)의 격자수로 구성되었으며 Fig. 4 와 같다.

경계 조건으로는 Fig. 5 와 같이 입구에 유량 조건을 출구에 대기압 조건을 부여하였으며 임펠러 회전 속도는 4200rpm, 작동 유체는 물을 사용하였다. 또한 수치해석 수행 시간 등을 고려하여 주기 조건을 부여해 날개 1 매 영역에 대한 해석을 수행하였다.

상용 3 차원 점성유체 해석 프로그램인 ANSYS CFX 를 사용하여 수치해석을 수행하였다. 임펠러 내부 유동장의 특성을 알아보기 위해 비압축성 난류유동해석을 위하여 3 차원 평균 나비아-스톡스 (Navier-Stokes) 방정식을 사용하였다. 수치해석 계산에 사용한 지배방정식은 유한체적법(FVM)으로

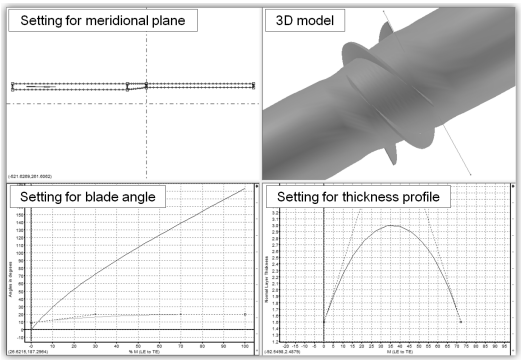


Fig. 3 Generation of 3D base model impeller

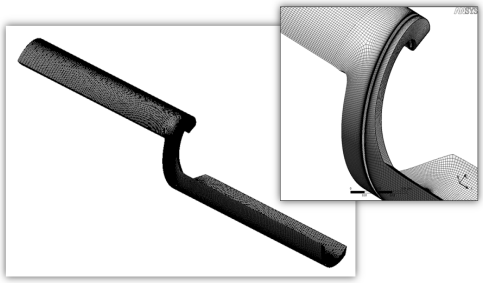


Fig. 4 Grid for the numerical analysis of base model impeller

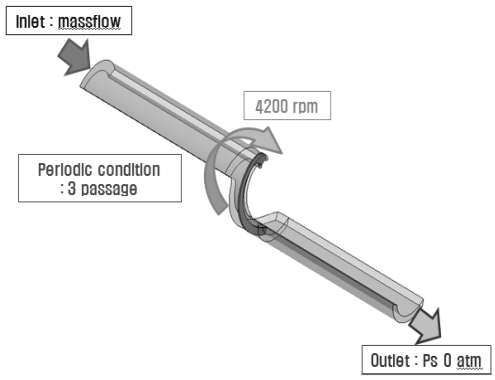


Fig. 5 Boundary condition for the numerical analysis of base model impeller

이산화 되었으며, 이산화 기법으로 2 차 이상의 정확도를 가지는 고해상도기법을 사용하였다. 난류유동의 해석을 위해 사용한 난류모델로는 유동박리현상 등의 예측에 적절한 전단이송(Shear Stress Transport) 모델을 사용하였다.[6]

수치해석을 통한 기본 모델 임펠러의 성능 평가 결과는 Fig. 6 과 같다. 결과를 통해 확인할 수 있듯이 기본 모델의 임펠러는 90[CMH]의 설계 유량 지점에서 약 475[kPa]의 전압 성능을 88.9[%]의 효율 성능을 보이고 있다. 기본 모델 임펠러의 최고 효율 지점은 85[CMH]로 설계 사양과 일치하지 않아 전반적인 수정 설계가 요구되었다.

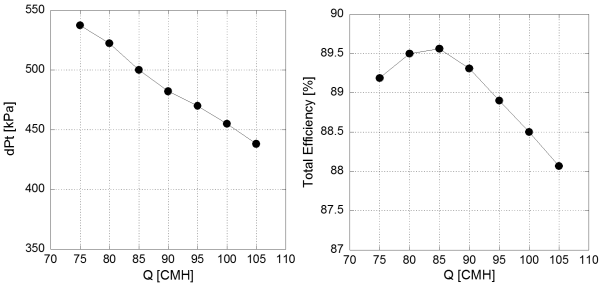


Fig. 6 Performance of base model impeller(single phase)

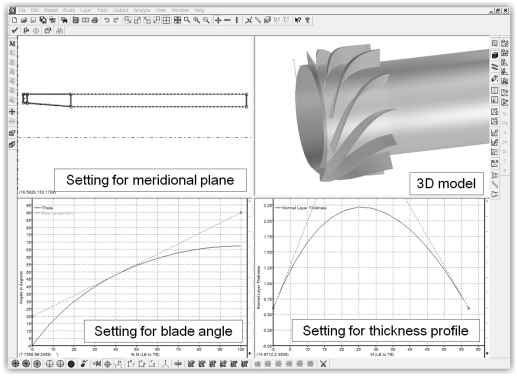


Fig. 7 Generation of 3D base model diffuser

Fig. 8 Grid for the numerical analysis of base model impeller and diffuser

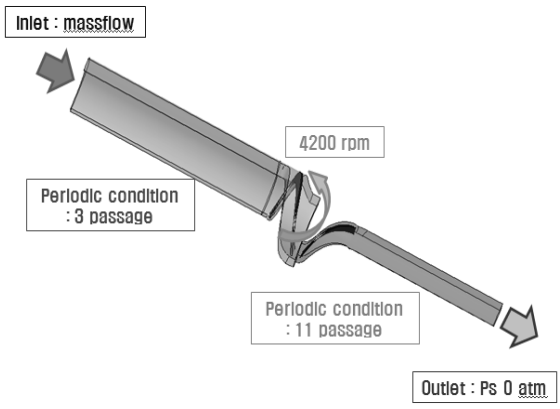


Fig. 9 Boundary condition for the numerical analysis of base model Impeller and diffuser

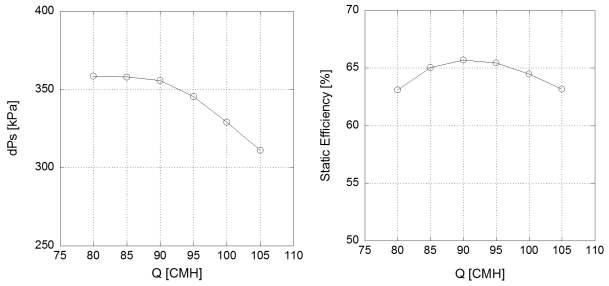


Fig. 10 Performance of base model impeller + diffuser (single phase)

2.4 기본 모델 성능평가 (단상 유동)

기본 모델의 임펠러와 디퓨져의 전체 시스템의 성능 평가를 작업을 수행하기 위하여 Fig. 7 과 같이 기본 모델 디퓨져의 3D 형상을 생성하였다. 디퓨져 역시 격자생성 프로그램을 이용하여 정렬 격자계를 생성하였다. 생성된 격자계는 Fig. 8 과 같이 총 70 만개 (디퓨져 구간: 30 만개)로 임펠러와 동등한 수준의 격자계를 갖도록 하였으며 임펠러의 격자계는 디퓨져와 결합될 수 있도록 출구부를 수정하였다.

수치해석 경계 조건은 Fig. 9 와 같이 입구에 유량 조건을 출구에 대기압 조건을 부여하였다. 임펠러와 디퓨져 접촉면(Interface) 조건으로 단 평균(Stage average) 조건을 설정하였으며 회전수는 4200rpm, 작동유체는 물을 사용하였다. 수치해석 프로그램 및 이산화 방법, 난류 모델 등은 임펠러 단독 계산 시와 동일하게 하였다.

수치해석을 통해서 산출된 기본 모델(임펠러+디퓨져)의 성능은 Fig. 10 과 같다. 기본 모델은 설계 유량 지점(90[CMH])에서 약 356[kPa]의 정압 성능을 65.7[%]의 정압 효율을 보이고 있다. 이러한 성능은 추가적인 손실 성분 및 수치해석에 의한 오차 범위를 고려해 볼 때 설계 사양에 미치지 못하는 수준이다. 또한 기본 모델 임펠러 성능 결과와의 성능과 비교해 볼 때 디퓨져 구간에서의 정압 회복이 재대로 이루어 지지 않는 것을 확인할 수 있었다. 그에 따라 임펠러와 더불어 디퓨져의 보완설계가 추가로 요구되었다.

2.5 기본 모델 성능평가 (다상 유동)

본 연구 대상 펌프는 다상유동 펌프로 기체체적률에 따른 다상유동 성능이 매우 중요한 성능 요소로 평가된다. 그에 따라 기본 모델에 대한 다상유동 수치해석을 통하여 기체체적률에 따른 성능 평가를 수행하였다.

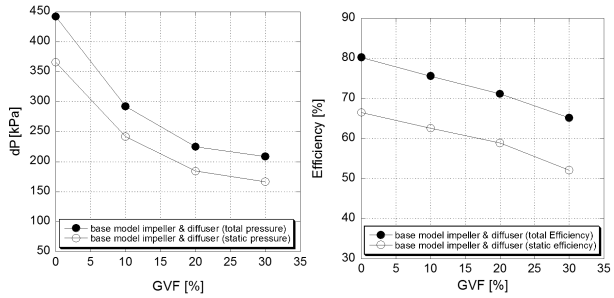
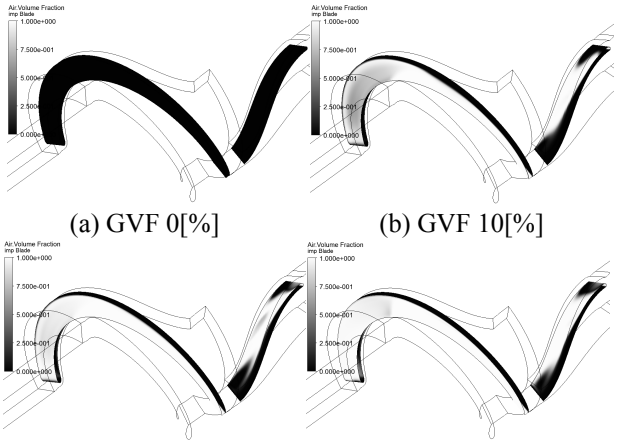


Fig. 11 Performance of base model (multiphase)



(a) GVF 0[%] (b) GVF 10[%]

(c) GVF 20[%] (d) GVF 30[%]

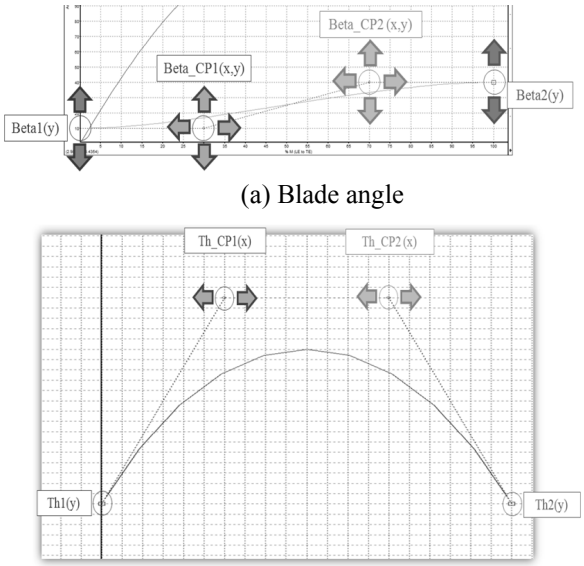
Fig. 12 Air volume fraction at impeller & diffuser blade

다상유동에 대한 성능평가 역시 ANSYS CFX 를 이용한 수치해석 방법을 이용하였다. 작동 유체로는 물과 공기를 적용하였다.

다상유동에 대한 수치해석 수행 시 다상유동의 물리적 특성에 따라 적용되는 다상유동 모델이 각각 다르다. 따라서 수치해석 대상에 적합한 다상유동 모델 선정이 매우 중시되며 그에 따른 선행연구를 수행한바 있다. 선행 연구 결과를 바탕으로 기본 모델에 대한 다상유동 수치해석 수행을 위한 다상유동 모델로 입자(Particle) 모델을 적용하였다. 입자 모델은 액상과 기상이 분리되어 기상이 액적이나 버블의 상태로 유지되고 있다고 가정하는 모델이다. 추가적으로 다상유동 해석 시 항력계수 결정을 위한 상관 관계(Correlation) 모델로 그레이스(Grace) 모델을 선정하였으며 수직으로 설치되는 펌프 특성을 고려하여 축방향에 중력에 대한 부력항을 적용하였다.

경계 조건은 단상유동에 대한 수치해석 방식과 유사하나 선행 연구에서의 경험을 바탕으로 수렴성 등을 고려해 입구 조건을 설계 유량 90[CMH]에 해당하는 유속 조건으로 변경하였다.

다상유동 수치해석을 통해 산출된 기체체적률



(a) Blade angle

(b) Blade thickness

Fig. 13 Concept for design variables of impeller

범위에 따른 성능 특성은 Fig. 11 과 같다. 결과를 통해 기체체적률 10[%] 지점에서 기본 모델의 정압 성능이 약 30[%] 가량 급격히 감소하였으며 기체체적률이 증가할수록 이러한 압력 성능 저하가 지속되는 것을 확인할 수 있었다. 이러한 성능 저하의 원인 분석을 위해 펌프 내부에서의 기체체적률 특성을 Fig. 12 와 같이 산출하였다. 그 결과 기체체적률 10[%] 지점에서 이미 다량의 기포가 임펠러와 디퓨져 날개 전반부에 영향을 미치고 있으며 기체체적률이 증가함에 따라 이러한 기포의 영향범위가 확산되는 것을 확인할 수 있었다. 펌프 내부의 기포는 고압부로 이동하는 과정에서 순간적으로 파괴되면서 에너지 손실을 유발하게 된다. 그로 인해 펌프의 압력 저하 현상이 발생하며 전반적인 펌프 성능에 악영향을 미친다.

3. 다상유동 펌프 최적 설계

3.1 다상 유동 펌프 임펠러 최적 설계

3.1.1 임펠러 설계 변수 선정

실험계획법(DOE)과 수치해석을 접목하여 설계사양을 만족하는 다상유동 펌프 임펠러의 최적 설계를 수행하기 위해 임펠러에 대한 설계 변수를 선정하였다. 설계 변수 선정 시 자오면에 대한 설계 변수는 설계 제한 조건으로 인해 기본 모델의 값으로 고정하였으며 쉬라우드(Shroud)를 기준으로 하는 날개 각도와 두께에 대한 설계 변수만을 선정하였다.

Table 3 Design variables and ranges of base model impeller

variable	center	range
beta1	9°	±2°
beta2	20°	±5°
beta_CP1(x)	30%	±10%
beta_CP1(y)	20°	±10°
beta_CP2(x)	70%	±10%
beta_CP2(y)	20°	±10°
Th_CP1(x)	30%	±10%
Th_CP2(x)	70%	±10%

Table 4 Experiment sets for 2k factorial

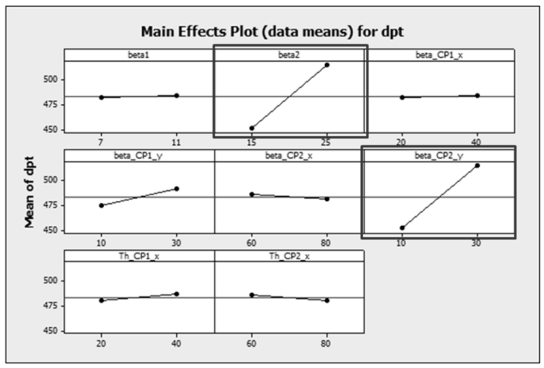
	beta1	beta2	beta_CP1 (x)	beta_CP1 (y)	beta_CP2 (x)	beta_CP2 (y)	Th_CP1 (x)	Th_CP2 (x)
Set1	7	15	20	10	60	10	20	60
Set2	11	15	20	10	60	30	40	80
Set3	7	25	20	10	80	10	40	80
Set4	11	25	20	10	80	30	20	60
Set5	7	15	40	10	80	30	40	60
Set6	11	15	40	10	80	10	20	80
Set7	7	25	40	10	60	30	20	80
Set8	11	25	40	10	60	10	40	60
Set9	7	15	20	30	80	30	20	80
Set10	11	15	20	30	80	10	40	60
Set11	7	25	20	30	60	30	40	60
Set12	11	25	20	30	60	10	20	80
Set13	7	15	40	30	60	10	40	80
Set14	11	15	40	30	60	30	20	60
Set15	7	25	40	30	80	10	20	60
Set16	11	25	40	30	80	30	40	80
Set17	9	20	30	20	70	20	30	70

날개각도에 대한 설계 변수로는 Fig. 13 의 (a)와 같이 임펠러 입구각(beta1)과 출구각(beta2) 그리고 날개각 변화를 제어하는 베지어 곡선(Bezier curve) 2 개의 제어점(Control point)에 대한 x, y 축 위치(beta_CP1(x,y), beta_CP2(x,y))까지 총 6 가지의 설계 변수를 선정하였다. 날개 두께에 대한 설계 변수로 Fig. 13(b)와 같이 최대 두께 지점을 결정하는 2 개의 제어점의 x 축 위치(Th_CP1(x), Th_CP2(x))를 선정하였다.

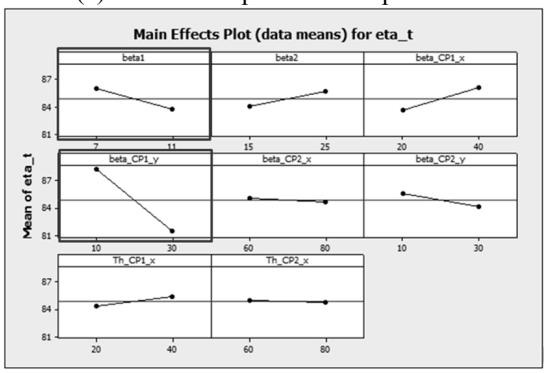
선정된 변수 및 변수 범위는 Table 3 과 같다.

3.1.2 임펠러 설계 변수 영향성 평가

선정된 설계 변수에 대해 실험계획법의 기법 중 하나인 2k 요인시험을 통하여 변수 영향성 평가를 수행하였다. 세부적으로 인자의 수, 실행할 수 있는 실험의 수, 비용, 시간 등을 고려하여 의미가 적은 고차의 상호 작용을 교락 시켜서 시험 횟수를 줄일 수 있는 일부실시설계(Fractional factorial designs)로 2k 요인 시험을 수행하였다. 일부실시설계의 해상도는 Ⅳ수준으로 주 효과가 2 차 상호작용과 교락되지 않으나, 2 차 상호작용 간에는 교락



(a) Main effect plot for total pressure



(b) Main effect plot for total efficiency

Fig. 14 Main effect plot on design variable

된 형태를 사용하여 그에 해당하는 17 가지(Center point 포함) 시험 셋을 산출하였다. 산출된 시험 셋의 설계 변수 값들은 Table 4 와 같다.

산출된 각각의 시험 셋에 대하여 수치해석을 통한 성능평가를 수행하였으며 성능 평가 결과를 토대로 MiniTab 프로그램을 이용하여 각각의 설계 변수들의 영향성 평가를 수행하였다.

Fig. 14(a)는 전압 성능에 대한 주 영향 도표이다. 다른 변수들에 비하여 beta2 와 beta_CP2(y) 변수가 큰 영향성을 나타내며 두 변수 모두 커질수록 전압 성능이 향상되는 경향을 나타내었다.

Fig. 14(b)는 전압 효율에 대한 주 영향 도표로 beta_CP1(y) 변수가 가장 큰 영향성을 가지고 있는 것을 알 수 있다. 다음으로 beta 1 의 영향성 또한 다른 변수들에 비해 큰 경향성을 보이며 이 두 변수들은 그 값이 작아질수록 전압 효율이 상승하는 경향을 나타내고 있었다.

3.1.3 임펠러 설계 최적화

반응표면기법(Response Surface Method)을 이용해 임펠러의 설계 최적화 작업을 수행하였다. 반응표면기법이란 하나 또는 그 이상의 반응변수와 정량적인 실험변수 또는 인자 집합과의 관계를 규명하는데 사용하는 시험 설계 방법으로 반응변수를

Table 5 Experiment sets for RSM

	beta1	beta2	beta_CP1(y)	beta_CP2(y)
Set1	6	18	18	15
Set2	8	18	18	15
Set3	6	18	18	19
Set4	8	18	18	19
Set5	6	22	18	15
Set6	8	22	18	15
Set7	6	22	18	19
Set8	8	22	18	19
Set9	6	18	22	15
Set10	8	18	22	15
Set11	6	18	22	19
Set12	8	18	22	19
Set13	6	22	22	15
Set14	8	22	22	15
Set15	6	22	22	19
Set16	8	22	22	19
Set17	5	20	20	17
Set18	9	20	20	17
Set19	7	20	20	13
Set20	7	20	20	21
Set21	7	16	20	17
Set22	7	24	20	17
Set23	7	20	16	17
Set24	7	20	24	17
Set25	7	20	20	17

최적화 할 수 있는 변수의 조건을 찾는데 목적이 있다. 본 연구에서는 변수 영향성 평가 결과를 바탕으로 전압과 효율에 많은 영향을 미치는 4 가지 주요 변수로 beta1, beta2, beta_CP1(y), beta_CP2(y)를 선정하였고 중심합성법(Central composite)을 이용하여 총 25 개의 수치해석 시험 셋을 생성하였다. 반복 수행을 위한 추가 시험 셋은 수치해석의 특징을 고려하여 생략하였다.

생성된 반응표면기법 시험 셋 역시 수치해석을 통한 성능평가를 수행하였으며 성능 평가 결과를 토대로 설계 최적화 작업을 수행하였다.

Fig. 15 는 반응최적화기법을 통한 설계 최적화 결과이다. 설계사양 및 손실량을 고려하여 타깃(target) 성능을 530[kPa], 효율을 최대화 할 수 있는 설계 변수 값을 예측하였다. 그 결과 beta1 6°, beta2 19°, beta_CP1(y) 18°, beta_CP2(y) 22°지점에서 530.3[kPa]의 전압차, 91.1[%]의 효율을 예측하였다.

반응최적화를 통하여 예측된 임펠러 최적화 모델을 생성하여 수치해석을 통한 성능 평가를 수행하였으며 그 결과는 Fig. 16 과 같다. 성능 평가 결과 최적화 모델 임펠러의 전압차는 90[CMH]의 설계 유량지점에서 531[kPa], 효율은 91.2[%]로 예측결과와 잘 일치하는 것을 확인할 수 있었다. 이는 기본 모델에 비해 전압차가 약 56[kPa], 전압 효율이 약 2.3[%] 상승한 성능으로 설계사양에 적합한 모델로 사료된다. 또한 기본 모델에서 최대 효율 지점과 설계 유량 지점이 일치하지 않았던 문제 또한 보완되었다.

Table 6 Design variables and ranges of base model diffuser

variable	center	range
blade EA	9 EA	±1 EA
beta1(y)	18°	±2°
beta_CP(x)	50%	±20%
beta_CP(y)	20°	±10°

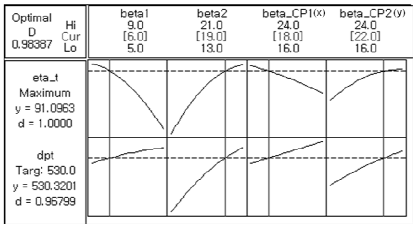


Fig. 15 Optimization result of impeller

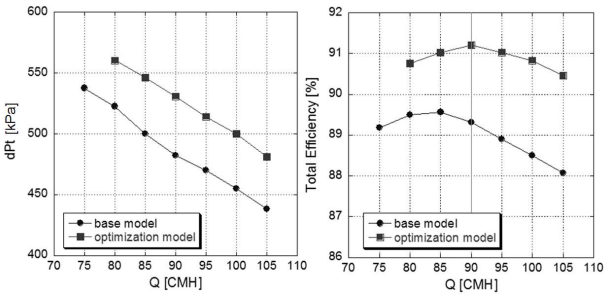


Fig. 16 Performance of base model & optimization model impeller (single phase)

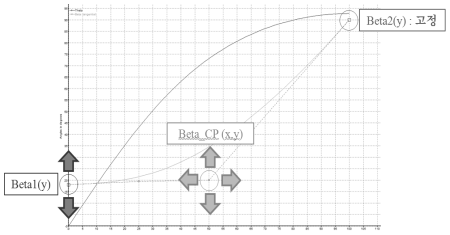


Fig. 17 Concept for design variables of diffuser blade angle

3.2 다상 유동 펌프 디퓨져 최적 설계

3.2.1 디퓨져 설계 변수 선정

다상유동펌프의 디퓨져 최적 설계 작업을 위해 총 4 가지의 설계 변수를 선정하였다. 선정된 설계 변수는 날개 매수(blade EA)와 Fig. 17 의 그림과 같이 날개 입구각(beta1(y)), 그리고 날개 각도 변화를 제어하는 베지어 곡선 1 개의 제어점에 대한 x, y 축 위치(beta_CP1(x,y), beta_CP2(x,y))이다. 날개 출구각은 90°로 고정하였다. 선정된 변수들에 대한 변화 범위는 Table 6 과 같다.

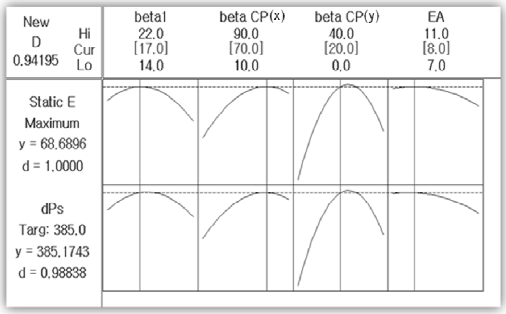


Fig. 18 Optimization result of diffuser

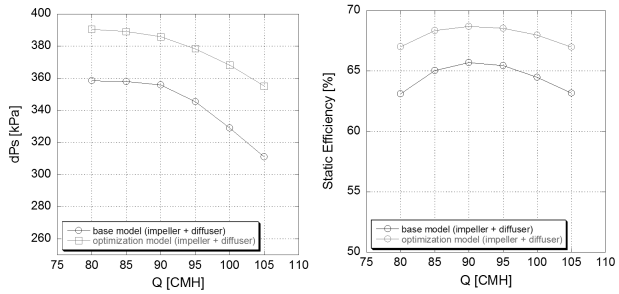


Fig. 19 Performance of base model & optimization model impeller (impeller + diffuser, single phase)

3.2.2 디퓨져 설계 최적화

디퓨져 또한 임펠러와 마찬가지로 반응최적화 기법을 통해 설계 최적화 작업을 수행하였다. 선정된 4 개의 설계 변수에 대해 총 25 개의 시험 셋을 생성하였으며 생성된 시험 셋은 수치해석을 통하여 성능 평가되었다. 수치해석 시 최적화 작업을 통해 산출된 임펠러를 사용하였다. 각각의 시험 셋에 대한 성능 평가 결과를 토대로 Fig. 18 과 같이 반응표면기법을 통한 최적화 작업을 수행하였다. 그림에서 볼 수 있듯이 타깃 압력(정압 기준) 385[kPa]을 기준으로 효율을 최대화 하는 방향으로 최적화 작업을 수행하였으며 그 결과 beta1 17°, beta_CP(x) 70%, beta_CP(y) 20°, blade EA 8 매(EA) 지점에서 385.1[kPa]의 정압차, 68.7[%]의 정압 효율을 예측하였다.

반응최적화를 통하여 예측된 디퓨져 최적화 모델을 생성한 후 임펠러 최적화 모델에 적용하여 수치해석을 통한 성능 평가를 수행하였다. 그 결과(Fig. 19) 설계점에서의 정압차는 385[kPa], 효율은 68.7[%]로 예측 결과와 잘 일치하는 것을 확인할 수 있었다. 이는 기본 모델에 비해 정압차가 약 29[kPa], 전압 효율이 약 3[%] 상승한 성능으로 대상 최적화 모델의 임펠러와 디퓨져를 최종 모델 설계안으로 결정하였다.

4. 결 론

연구 수행을 위해 선정된 다상유동 펌프 기본 모델에 대하여 수치해석을 통한 성능 평가를 수행한 결과, 설계 유량 지점에서 약 356[kPa]의 정압차를 65.7[%]의 정압 효율을 나타내었다. 이는 설계 사양을 만족하지 못하는 성능 수준을 보였다.

실험계획법 및 수치해석을 이용한 최적 설계를 통해 설계된 펌프의 성능은 정압차 385[kPa], 효율 68.7[%]로 설계 사양을 만족하였다. 이는 기본 모델에 비해 정압차가 약 29[kPa],전압 효율이 약 3[%] 상승한 결과이다.

추가적으로 다상유동 수치해석을 통해 다상유동에 대한 기본 모델의 성능 특성을 평가하였다. 그 결과 기체체적률 10[%]의 지점에서 약 30[%] 가량의 압력 손실이 발생하며 기체체적률이 증가함에 따라 압력 손실이 증가하는 것을 확인하였다.

후 기

본 연구는 “해양플랜트기자재 R&D 센터 기반구축 사업(N0000502)”의 지원으로 이루어졌습니다.

참고문헌

(1) DalPorto DF, 1996 "Multiphase-Pump Field Trials Demonstrate Practical Applications for the Technology," *Offshore Technology Conference*, Vol. 1, pp. 59~64.

(2) Saadawi H., 2007 "An Overview of Multiphase Pumping Technology and Its Potential Application for Oil Fields in the Gulf Region," *International Petroleum Technology Conference*, Paper IPTC 11720.

(3) Beauquin, J.-L., Boireau, C., Lemay, L., and Seince, L., 2005, "Development Status of a Metal Progressing Cavity Pump for Heavy-Oil and Hot Production Wells," *International Thermal Operations and Heavy Oil Symposium*, Paper SPE 97796.

(4) Falcimaigne J, Brac J, Vila-gines R., 2002, "Multiphase Pumping Achievements and Perspectives." *Oil Gas Sci Technol* Vol. 57, pp.99~107.

(5) Jinya Zhang, Hongwu Zhu, Chun Yang, Yan Li, Huan Wei, 2010, "Multi-Objective Shape Optimization of Helico-Axial Multiphase Pump Impeller Based on NSGA-II and ANN," *Journal of Energy Conversion and Management*, Vol. 52, pp. 538~546.

(6) Kim, S., Choi, Y. S., 2009, "Design Optimization of Centrifugal Pump Impellers in a Fixed Meridional Geometry using DOE," *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, Vol. 2, No. 2, pp. 172~178.