

## 산업용 수직펌프의 흡입성능 향상 연구

정경남<sup>†</sup> · 박종후\* · 김용균\*\* · 김해천\*\*

(2009년 7월 21일 접수, 2009년 9월 21일 수정, 2009년 10월 7일 심사완료)

### A Study of NPSH Required Performance Improvement for a Industrial Vertical Pump

Kyung-Nam Chung, Jong-Hwoo Park, Yong-Kyun Kim and Hae-Cheon Kim

**Key Words :** Vertical Pump(수직 펌프), CFD(전산유체역학), DOE(실험계획법), Pump Design(펌프 설계), Efficiency(효율), NPSH Required(필요 유효흡입양정)

#### Abstract

In this paper, a study of performance improvement for a centrifugal vertical pump having specific speed of 330 is introduced. The existing model has high efficiency but needs better NPSH required performance. Such that new pump model is designed to obtain larger suction specific speed. 6 design parameters considered to affect pump performance are selected for impeller design. Key design parameters are investigated using by design of experiments and CFD, and impeller inlet diameter is increased to get better suction performance. The amount of inlet diameter increase is determined by using cavitation analysis. The results show that new design model has higher efficiency and better NPSH required performance than the existing model.

#### 1. 서론

최근 산유국의 고유가 정책에 따라 발전용 펌프, 담수용 펌프와 같은 산업용 펌프의 경우 경비 절감을 위하여 펌프의 효율이 펌프 수주에 중요한 요인으로 작용하고 있으며 펌프 흡입성능에 대한 기준도 점차 강화되고 있다. 또한, 설계점에서의 성능뿐 아니라 저유량점에서 양정을 지정한다든지, 운전 가능 범위의 확대와 같은 탈설계점에서의 성능을 동시에 만족시키도록 요구하는 사례가 증가 추세에 있어 펌프의 고성능화에 대한 연구가 진행되고 있다.

따라서 본 연구에서는 펌프의 고성능화에 대한 고객의 요구를 충족시키기 위하여 발전용으로 사용되는 수직펌프에 대하여 성능향상을 위하여 수행한 설계 사례를 소개하고자 한다. 설계 대상 모델은 비속도가 약 330 (m<sup>3</sup>/min, m, rpm)인 모델로서 원심형 임펠러를 갖는 수직펌프이다. 성능이 향상된 개발 모델의 설계는 현재 당사에서 보유하고 있는 VP1이라는 기존 모델을 기초 모델로 하여 형상설계를 수행하였다. 특히, 이 모델의 경우 흡입성능의 향상이 요구되고 있으므로 본 연구에서는 개발모델의 정격효율이 기존모델의 수준 이상을 유지하면서 흡입성능이 개선되도록 형상 설계를 수행하였다.

#### 2. 해석 방법

본 연구에서는 유체의 거동을 나타내는 지배 방정식인 RANS(Reynolds-averaged Navier-Stokes) 방정식을 풀기 위하여 상용 전산유체역학 프로 그램인 CFX-11<sup>(1)</sup>을 사용하였으며 난류 모형으로는 표준 k-ε

[이 논문은 2009년도 유체공학부문 춘계학술대회(2009. 5. 21-22, BEXCO) 발표논문임]

<sup>†</sup> 회원, 현대중공업(주) 기계설계연구실

E-mail : knchung@hhi.co.kr

TEL : (052)202-5626 FAX : (052)202-5495

\* 현대중공업(주) 기계설계연구실

\*\* 현대중공업(주) 유체기계설계부

모델을 사용하였다. 이 전산유체역학 프로그램은 유한체적법에 기초한 수치해석 프로그램으로써 해의 수렴속도를 가속시키기 위하여 다중격자 방법(multigrid method)을 사용하고 있다. 수치해석에서 대류항의 처리는 high resolution scheme<sup>(1)</sup>을 적용하였다. 유동해석에 사용된 경계조건은 다음과 같다. 즉, 입구 경계에서는 총 압력을 주었으며 출구 경계에서는 유량을 지정하였다.<sup>(2)</sup> 본 연구에서는 펌프 전체를 계산 영역으로 취급하고 있으므로 계산영역 안에 회전하는 임펠러와 정지해 있는 케이싱을 갖고 있다. 유동해석에서 회전부와 정지부 사이의 경계면에서 정보 전달 방법으로는 상대위치가 고정되는 "frozen rotor" 방식<sup>(1)</sup>을 사용하였다. 한편, 수치해석에 사용한 작동유체는 섭씨 20 도의 물로서 밀도와 점성계수는 각각 998.2 kg/m<sup>3</sup>, 0.000993 kg/(m·s)이다.

양정, 효율과 같은 일반성능에 대한 수치해석에서는 펌프 전체모형을 사용하였다. 수치해석에 사용된 격자는 블록구조의 수치 격자이다. 이 수치격자는 크게 suction bell 블록, impeller 블록, diffuser casing 블록의 세 블록으로 구성되어 있으며 각 블록은 다시 작은 블록으로 구성되어 있다. 전체 격자 점의 수는 해석 대상 별로 다소 차이가 있으나 약 100 만 개 수준이다. 펌프의 성능곡선을 구하기 위하여 유동해석은 정격유량(Q<sub>RAT</sub>)의 60 %에서 120 %까지 수행하였으며 정격점에서 수치해석을 먼저 수행하였다. 탈 설계점에서의 수치계산은 수렴 속도를 보다 빠르게 하기 위하여 정격점에 보다 가까운 유량 점에서의 계산 결과를 초기값으로 사용하였다.<sup>(2)</sup>

펌프의 캐비테이션 성능을 구하는 방법으로 여러 가지 방법이 있는데 다음에서는 본 연구에 사용된 방법에 대하여 기술하기로 한다. 펌프의 캐비테이션 성능에 대한 이론적인 접근 방법으로 다음과 같은 방법을 생각할 수 있다. 즉, Stepanoff<sup>(3)</sup>에 의해 소개된 방법으로서 유사한 펌프에 대한 시험 자료가 있는 경우 사용할 수 있는 방법이다. Stepanoff 는 펌프 입구에서 흡입 양정을 실험계수를 사용하여 식 (1)과 같이 표현하고 있다.

$$h_s = h_\ell + \frac{c_1^2}{2g} + \lambda \frac{w_1^2}{2g} \quad (1)$$

위의 식에서  $h_s$  는 흡입 양정을 나타내며  $h_\ell$  은 펌프 입구에서 임펠러가 놓이는 부분까지의 손실을 나타내며  $c_1$  은 임펠러 전방에서의 절대속도,  $g$  는 중력가속도,  $\lambda$  는 시험 자료로부터 얻는 dynamic depression coefficient,  $w_1$  은 임펠러 전방에서의 상대속도이다. 본 연구에서는 식 (1)에서 입구측 손실이 충분히 작아 무시할 수

있다고 가정하여 첫째 항을 제거한 식을 사용하여 펌프의 흡입성능을 분석하였다.

NPSH required 성능을 예측하기 위하여 CFD 를 사용하여 캐비테이션 해석을 수행할 수도 있다.<sup>(4,6)</sup> 캐비테이션은 국부 압력이 증기압 이하로 떨어지면서 액체가 기체로 상이 바뀌는 현상이므로 2 상 유동에 대한 취급이 요구된다. 2 상 유동을 다루는 데 있어 두 상의 경계면에서 질량, 운동량, 열의 전달을 취급하는 방법에 따라 균질 모델(homogeneous model)과 비균질 모델(inhomogeneous model)로 나뉘게 된다.<sup>(1)</sup> 균질모델에서는 액체의 속도와 기체의 속도가 같다고 가정하며 운동량방정식은 단상의 유체에 대한 운동량방정식과 같은 형태를 취하고 있다. 단, 운동량방정식에서 밀도와 점성계수는 상수가 아니라 시간적으로 공간적으로 변화한다. 비균질 모델 또는 분리 유동 모델(separated flow model)은 액상 유동과 기상 유동을 따로 풀어 경계면에서 운동학적 및 역학적 경계조건을 부과하여 처리하는 방법이다. CFX 에서는 캐비테이션 해석을 위하여 균질 모델을 사용하고 있다. 또한 VOF(volume of fluid) 모델을 사용하여 상 경계면을 구하고 있다. VOF 모델은 제어체적 내에서 각 상이 차지하는 부피 비율을 구하여 상 경계면을 구하는 다상유동 해석 기법이다.

한편, 구형 캐비테이션 버블에 대한 거동은 Rayleigh-Plesset equation (RPE)을 사용하여 나타낼 수 있으며 통상 증기 방울 내에서 압력과 온도는 균일하다고 가정하여 일반화된 RPE 을 유도한다. CFX<sup>(1)</sup>에서는 점성과 표면장력의 영향을 무시하여 단순화된 RPE

$$R \ddot{R} + \frac{3}{2} \dot{R}^2 = \frac{p_v - p}{\rho_\ell} \quad (2)$$

을 사용하고 있다. 식 (2)에서  $R$  은 증기방울의 반경을 나타내며  $p_v$  는 증기압을  $\rho_\ell$  은 액체의 밀도를 나타낸다. 이 RPE 의 해를 사용하여 상 경계면에서의 질량 전달률을 구한다.

캐비테이션은 비응축 gas와 같은 기포 핵(nuclei)으로부터 발생되며 증기화 속도와 응축화 속도가 다르다. 통상 응축 속도가 증기화 속도보다 늦으며 CFX 에서는 이러한 특성을 고려하여 상 경계면에서의 질량 전달률을 표현하고 있다. 따라서 RPE 을 풀기 위해서는 캐비테이션 기포 핵의 직경, 비응축성 gas의 부피비, 증기화와 응축 속도와 관련된 경험적인 상수를 지정하여야 한다. 본 연구에서는 CFX 에서 제시하는 기본값을 사용하여 캐비테이션 해석을 수행하였다. 즉, 기포 핵의 직경, 비응축성 gas의 부피비, 증기화 계수와 응축 계수에 대한 값으로  $2 \times 10^{-6}$  m,  $5 \times 10^{-4}$ , 50, 0.01 이

각각 사용되었다. 또한, 작동유체의 증기압은 3,574 Pa 로 설정하였다.

수직펌프에서 흡입성능은 임펠러 형상에 의해 지배적으로 결정되며 디퓨저의 영향은 작다고 생각되며 캐비테이션 수치해석에서 펌프전체모형을 사용하는 경우 상대적으로 긴 해석 시간이 요구 되기 때문에 본 연구에서는 임펠러 단독 모형을 사용하여 해석하였다.

### 3. 형상설계

다음에서는 본 연구에서 개발하고자 하는 펌프 모델 즉, 기존모델의 성능을 향상시키기 위하여 설계한 모델(이하 Ns330 모델이라 표시하기로 함)의 형상설계에 대하여 기술하기로 한다. Figure 1 에서 보듯이 이 펌프 모델은 원심형 임펠러와 보울형 디퓨저를 갖고 있는 냉각수 펌프이다. 펌프 설계 사양은 회전수 710 rpm 에서 유량은 5,460 m<sup>3</sup>/hr, 양정은 56 m 이다.

먼저 개발모델의 설계를 위하여 Stepanoff 설계법에 따라 비속도가 330 인 원심형 임펠러를 설계한 후 이 임펠러를 디퓨저 베인과 잘 매칭되도록 사류형 임펠러 형상으로 수정하고 출구 직경과 출구각을 증가시켜 설계 사양과 비슷한 양정을 갖는 초기설계 모델 INI 를 설계하였다. 유동해석을 사용하여 두 모델의 효율을 비교하여 본 결과 VP1 모델이 INI 보다 우수한 것으로 분석되었다. 이에 따라 Ns330 모델의 설계를 위한 기초 모델로 VP1 모델을 사용하였다.

#### 3.1 기존 모델에 대한 성능해석

Figure 1 과 Table 1 은 VP1 모델의 기하학적 특성을 보여주고 있는데 표에서 보듯이 임펠러의 날개 수는 6 개이며 디퓨저 날개 수는 7 개이다. 원심형 임펠러의 입구 직경은 592 mm이고 출구 직경은 956 mm이다. 임펠러 입·출구에서의 날개 각을 표에 함께 나타내었다. 이 날개각은 임펠러 입·출구에서의 평균값이다.

Figure 2 는 VP1 모델의 성능곡선과 CFD 를 사용하여 얻은 성능해석 결과를 비교하여 보여주고 있다. 그림에서 양정과 효율은 VP1 모델의 정격양정과 정격효율 시험값으로 각각 무차원화된 값을 나타내고 있다. 양정의 경우 계산 결과가 VP1 의 시험 값보다 약간 낮게 예측되고 있으며 계산된 유량-양정 곡선은 성능곡선의 경향을 정성적으로 잘 재현하고 있음을 알 수 있다. 효율의 경우 실물펌프의 효율곡선을 비교적 잘 쫓아가고 있으나 정격 이후 고유량 영역에서 오차가 커지고 있다.

정격점에서 성능곡선과 VP1 모델의 해석 결과와의 오차는 양정의 경우 약 4%, 효율은 약 1%이다.

다음에서는 흡입성능에 대하여 살펴보기로 하자. 수치적인 방법을 사용하여 VP1 모델의 흡입성능을 해석한 결과를 Figure 3 에 나타내었는데 그림에서 H\*는 캐비테이션이 없는 경우의 양정으로 무차원화된 양정을 나타낸다. 그림에서 보듯이 VP1 모델에 대한 NPSH required 값은 7.2 m 로 해석되었으며 흡입성능 시험 값 7.9 m(흡입 비속도 =1,437)와 비교하면 약간 낮게 예측되었으며

Table 1 Main particulars of VP1 model

		Impeller	
		Inlet	Outlet
Blade Number (ea)		6	
Diameter (mm)	Hub	384	956
	Shroud	592	956
Vane angle (deg)		15.6	25.8

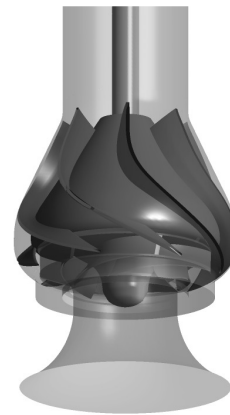


Fig. 1 3-dimensional view of VP1 model

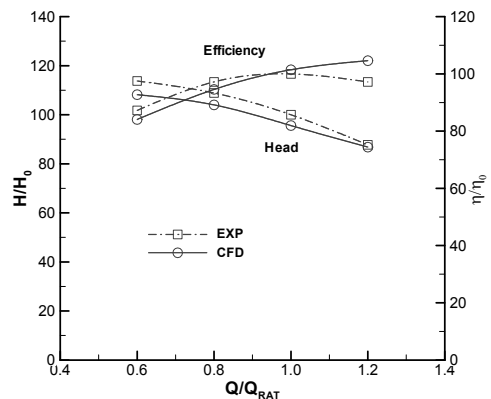


Fig. 2 Calculated performance of VP1 model

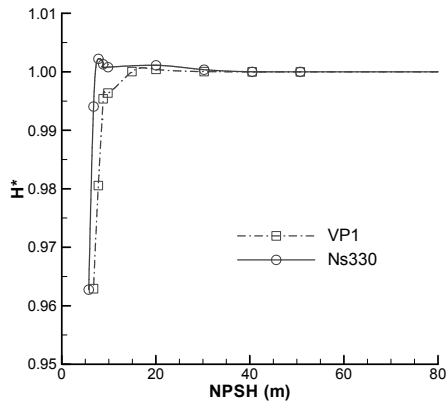


Fig. 3 Calculated NPSH required performance

비교적 양호한 예측 결과를 보여 주고 있다. 한편, VP1 모델에 대한 유동해석 결과를 사용하여 식 (2)의 dynamic depression coefficient  $\lambda$  값으로 0.338 을 얻었으며 이 값은 Ns330 모델의 흡입성능을 예측하는데 사용되었다.

3.2 실험계획법에 의한 설계변수 영향 분석

펌프 설계는 특정한 회전수에서 유량과 양정의 값으로 주어지는 설계점에서 최고의 성능을 갖는 펌프 형상을 결정하는 작업이다. 하지만 펌프의 성능에 관여하는 형상 설계변수는 상당히 많이 있으므로 이를 모두 고려하여 최적설계를 수행 하는 것은 어렵고 많은 시간과 노력을 필요로 하게 된다. 따라서 본 연구에서는 여러 설계 변수 중에서 펌프 성능에 영향을 준다고 생각되는 6 가지 설계 변수를 선정한 후 이들 설계변수에 대하여 실험계획법(DOE)을 사용하여 각 설계변수가 펌프 성능에 끼치는 영향을 분석한 후 그 결과를 토대로 펌프 형상을 설계하는 방법을 사용하였다.

선정된 설계 변수는 임펠러 입구와 출구에서의 직경 ( $D_1, D_2$ ), 입구와 출구에서의 날개각( $\beta_1, \beta_2$ ), 출구에서의 날개 폭( $b_2$ ), 출구에서의 날개각 분포( $\theta_2$ )이다. 이들 6 개의 설계 변수를 실험계획법의 인자로 채택하고 수준은 2 수준으로 하는 요인배치법<sup>7)</sup>을 사용하였다. Table 2 에 본 연구에서 사용한 실험계획법의 설계인자와 각 수준에서의 변화 값을 나타내었다. 6 개의 인자를 선택하였으므로 완전 요인배치법을 사용 하는 경우 64 가지 경우에 대하여 유동해석을 수행해야 한다. 이 경우 유동 해석을 수행하는 데 상당한 노력과 시간이 소요되므로 유동해석의 경우의 수를 크게 줄이기 위하여 본 연구에서는 1/4 부분 요인배치법을 적용하였다. 이 부분 요인 배치법을 사용하는 경우 16 가지 경우에 대해서만 유동해석을 수행하면 된다. 임펠러 단독모형을 사용하여 유동해석을 수행하였으며 수치격자는 VP1 모델에서와 같이 약 8 만 개의 격자점을 갖도록 수치격자를 생성하였다. Figure 4 는 설계 변수의 수준 변화에 따른 임펠러 측면

Table 2 Change amount of design parameters

Parameters	Variation
$D_1$ [mm]	$\pm 17.77$
$\beta_1$ [deg]	$\pm 3.0$
$\beta_2$ [deg]	$\pm 3.0$
$D_2$ [mm]	$\pm 7.17$
$\theta_2$ [deg]	$\pm 3.0$
$b_2$ [mm]	$\pm 19.47$

Table 3 Fractional factorial design matrix with 6 factors

Case	$D_1$	$\beta_1$	$\beta_2$	$D_2$	$\theta_2$	$b_2$
1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	-1	1	-1
3	1	1	-1	1	-1	-1
4	1	1	-1	-1	-1	1
5	1	-1	1	1	-1	-1
6	1	-1	1	-1	-1	1
7	1	-1	-1	1	1	1
8	1	-1	-1	-1	1	-1
9	-1	1	1	1	-1	1
10	-1	1	1	-1	-1	-1
11	-1	1	-1	1	1	-1
12	-1	1	-1	-1	1	1
13	-1	-1	1	1	1	-1
14	-1	-1	1	-1	1	1
15	-1	-1	-1	1	-1	1
16	-1	-1	-1	-1	-1	-1

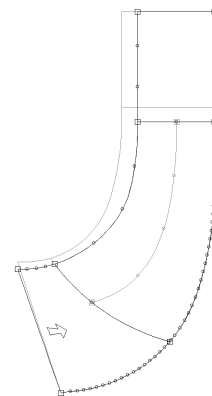


Fig. 4 Impeller profile with (-) level of  $D_1, D_2, b_2$

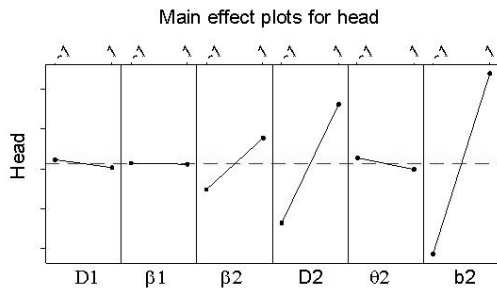


Fig. 5 Factorial plots for head

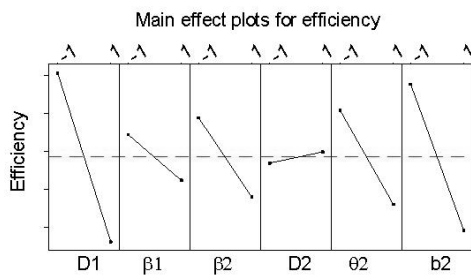


Fig. 6 Factorial plots for efficiency

형상의 변화의 예를 보여주고 있다. 여기서 임펠러의 측면형상은 BladeGen<sup>®</sup>을 사용하여 정의하였다. Table 3 은 2 수준으로 6 인자에 대하여 1/4 부분 요인배치법을 사용한 경우의 설계 매트릭스를 보여주고 있다.

16 가지 경우에 대하여 전산유체역학을 사용하여 양정과 효율을 구하였으며 MINITAB<sup>®</sup>을 사용하여 유동해석 결과를 분석하였다. Figure 5 와 Figure 6 은 각각 양정과 효율에 대한 주 효과를 보여주고 있다. 그림에서 상단에 있는 1 과 -1 은 설계인자의 수준을 나타내고 있다. 양정의 주 효과에 대한 그래프에서 보듯이 6 개의 설계변수 중에서 출구각, 출구 직경, 출구 폭이 양정에 큰 영향을 미치고 있는데 이는 예상된 결과이다. 효율의 주 효과에 대한 그래프에서는 출구 직경을 제외한 모든 인자가 효율에 영향을 주고 있다. 이로부터 원심펌프의 경우 출구 직경은 효율에는 거의 영향을 미치지 않으면서 펌프의 양정을 조절하는 주요 설계 변수라는 것을 알 수 있다. 검토된 범위 내에서 입구 직경과 출구각 분포는 양정에는 거의 영향을 미치지 않으나 효율에는 영향을 주는 인자이며 출구각과 출구 폭은 양정과 효율에 상충된 효과로 영향을 주고 있음을 알 수 있다. 여기에 나타내지 않았지만 양정과 효율에 대하여 대부분의 설계 변수의 교호효과는 크지 않은 것으로 나타났다. 단, 효율의 교호효과에서 출구 직경의 경우 입구각의 수준에 따라 증감이 바뀌는 것으로 분석되었다.

### 3.3 Ns330 모델의 형상설계

앞 절에서 부분 요인배치법을 이용하여 6 개의 설

계변수가 펌프의 일반성능에 미치는 영향에 대하여 분석하였다. 여기서 이 결과를 토대로 다시 설계변수를 축소하여 선택하고 재선정된 설계변수에 대하여 반응면을 구성하여 최적화 기법을 적용하는 최적설계를 수행할 수도 있으나 본 연구에서는 실험계획법을 통하여 얻은 결과를 토대로 전통적인 설계 방법과 병행하여 Ns330 모델의 임펠러 형상을 설계하기로 하였다.

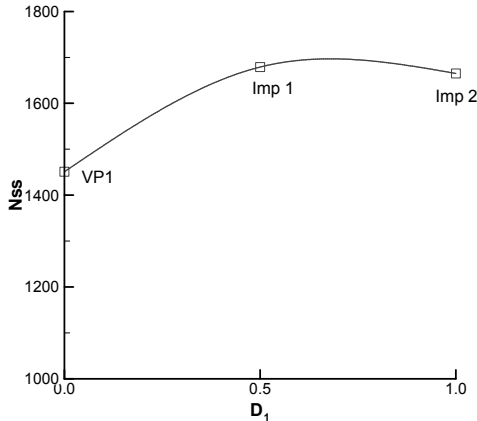
임펠러 형상설계를 위하여 설계 인자의 수준을 다음과 같이 설정하였다. 먼저 입구 직경의 경우에 대하여 살펴보기로 하자. 식 (1)에서 알 수 있듯이 펌프의 흡입 양정은 임펠러에 접근하는 유속에 의한 흡입 양정과 임펠러 회전속도에 의한 흡입양정의 합으로 표현된다. 따라서 흡입성능을 향상시키는 방안으로 입구직경을 증가시키는 방법을 사용할 수 있다. 즉, 입구 직경의 증가는 임펠러에 접근하는 유속을 떨어뜨리므로 식 (1)의 두 번째 항의 감소량이 세 번째 항의 증가량 보다 크게 되어 흡입양정이 감소하게 된다.

본 연구에서는 흡입성능이 향상된 펌프 모델의 개발을 목표로 하고 있으므로 임펠러 입구 직경이 증가되도록 설계변수의 값을 +0.5 수준으로 설정하였다. 이 수준 값은 캐비테이션 해석을 통하여 결정되었으며 이에 관해서는 뒤에서 자세히 다루기로 한다. 그리고, 입구각은 -1 수준으로 출구 직경은 1 수준으로 설정하였다. Figure 5 와 Figure 6 의 그래프에서 이들 값을 가지면 양정과 효율 모두 증가하는 것을 확인할 수 있다. 또한 출구각 분포는 양정에는 큰 영향을 주지 않으면서 효율을 증가시키는 -1 수준으로 선정하였다. 출구 폭의 경우 효율을 증가시키기 위하여 이를 감소 시키기로 하고 출구 폭 변화량의 약 30 %에 해당 하는 값을 감소시켰다. 그리고 출구각은 0 으로 설정하였다. 이와 같이 설계된 임펠러 모델의 경우 기준모델보다 향상된 효율을 갖는 것으로 해석되었으나 설계 양정보다 작은 양정을 갖는 것으로 예측되어 설계 양정을 만족하도록 출구직경을 2 차례 소폭 조정하였다. 이 임펠러 설계모델을 IMP1 모델이라 부르기로 하자.

다음에서는 IMP1의 흡입성능에 대하여 살펴보기로 하자. 앞에서 언급한 바와 같이 입구 직경의 증가량을 구하기 위하여 세 가지 임펠러 모델에 대하여 캐비테이션 성능해석을 수행하였다. 즉, VP1, IMP1, IMP2 모델에 대하여 성능해석을 수행하여 NPSH required 값을 비교하였다. 여기서 IMP2 모델은 IMP1 모델에서 입구 직경을 +1 수준으로 변경한 임펠러 모델이다. 성능해석 결과를 Table 4 에 정리하였다. 표에서 Method 1 은 이론식 (1)을 이용한 해석 방법을 나

**Table 4** Results of cavitation performance analysis

	VP1	IMP1	IMP2
Method 1	7.9	7.7	7.6
Method 2	7.2	6.6	6.7

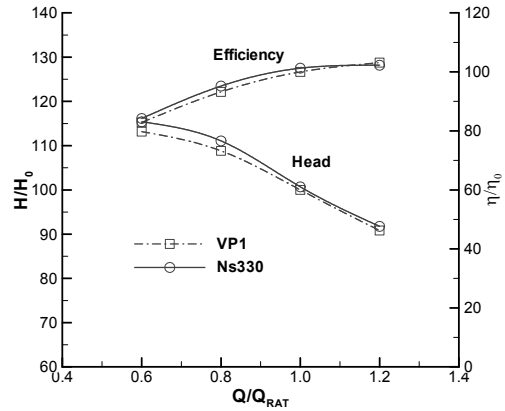


**Fig. 7** Comparison of NPSH required performance

타내며 VP1 모델에 대하여 구한 dynamic depression coefficient의 값을 사용하여 IMP1 과 IMP2 의 NPSH required 값을 계산하였다. Method 2 는 캐비테이션 수치해석을 의미한다. 표의 값은 NPSH required 값이며 단위는 m 이다.

표에서 보듯이 두 방법 모두 IMP1 과 IMP2 의 흡입성능이 향상되었음을 보여주고 있다. Method 2 의 결과를 Figure 7 에 나타내었다. 그림에서 가로축은 입구 직경의 수준을 나타내고 있으며 세로축은 흡입비속도 (Nss)의 값을 표시하고 있다. 그림에서 보듯이 흡입성능이 최대가 되는 입구직경의 수준은 약 0.7 로 나타나고 있으며 0.5 수준 이상에서는 흡입성능 증가율이 현저히 감소하고 있다. 흡입성능을 증가시키기 위하여 입구직경을 증가시키는 경우 Figure 6 에서 보듯이 효율이 감소하게 된다. 따라서 효율과 흡입성능 사이에 균형 잡힌 타협이 필요하다. 본 연구에서는 0.5 수준이 균형점이라 판단하고 이를 Ns330 모델의 설계 수준으로 선택하였다. Figure 3 은 수치적 방법에 의한 IMP1 의 흡입성능 해석 결과도 함께 보여주고 있는데 이를 흡입 비속도로 환산하면 약 1,645 가 된다.

한편, 펌프의 흡입성능을 dynamic depression coefficient  $\lambda$  를 사용하여 구한 경우는 NPSH required 값의 변화가 상당히 작는데 이는 이 방법을 사용한 경우 임펠러의 형상이 변화하였음에도 불구하고 같은  $\lambda$  값을 사용하므로 유속의 변화만이 고려되기 때문에 흡입성능 변화량이 작게 예측되고 있으며 입구직경에 대한 수준이 증가함에 따라



**Fig. 8** Calculated performance of design model

흡입성능이 계속 향상되는 것으로 예측하고 있다. 따라서 이 해석 방법은 설계변수의 변화가 작은 경우에 국한하여 사용할 수 있는 방법이라 생각된다. 한편, 수치적으로 캐비테이션 해석을 수행하는 경우 캐비테이션 버블은 구형이라 가정하고 버블 내 증기의 압력과 온도는 일정하며 점성과 표면장력에 의한 영향은 무시하는 등 RPE 을 단순화하여 계산하고 있으므로 해석 결과는 실험결과와 다소 차이를 줄 수 있다. 따라서 설계 임펠러 모델 IMP1 의 정량적인 NPSH required 값은 성능 시험을 통하여 검증할 예정이다.

디퓨저 설계의 경우 기존모델의 디퓨저가 좋은 성능을 보이고 있으므로 이를 기초모델로 하여 재설계하였다. 즉, VP1 모델의 디퓨저를 기초로 하여 디퓨저 입구 폭을 임펠러 출구 폭 감소에 맞추어 수정하였고 임펠러와 디퓨저 사이에 매칭문제가 발생되지 않도록 임펠러 출구 유동각에 맞추어 디퓨저 날개 입구각을 조정하여 디퓨저 형상을 설계하였다. Figure 8 은 IMP1 과 설계된 디퓨저 모델을 결합하여 얻은 Ns330 모델에 대한 성능해석 결과를 보여주고 있다. 그림에서 양정과 효율은 기존모델의 정격양정과 정격효율로 무차원화된 값을 나타내고 있다. 그림에서 보듯이 Ns330 모델의 정격효율이 VP1 모델의 정격효율보다 약 1 % 향상된 것을 알 수 있다. Ns330 모델의 효율과 흡입성능이 기존모델보다 향상된 결과를 예측하고 있으므로 성능 향상 설계가 성공적으로 수행되었다고 말할 수 있다.

#### 4. 결론

본 논문에서는 원심형 임펠러를 갖는 산업용 수직펌프의 흡입성능을 향상시키기 위한 연구를

수행하였다. 임펠러의 형상설계를 위하여 펌프 성능에 큰 영향을 미친다고 생각되는 6 개의 설계 변수를 선정하고 실험계획법과 전산유체역학을 사용하여 각 설계변수가 성능에 미치는 영향을 분석하였다. 원심형 임펠러를 갖는 수직펌프의 경우 출구 직경은 효율에 거의 영향을 미치지 않으면서 펌프의 양정을 조절할 수 있는 설계변수로 분석되었다. 임펠러의 설계는 실험계획법에 의한 분석 결과를 토대로 각 설계변수의 수준을 정하여 설계하였으며 펌프의 흡입성능을 향상시키기 위하여 캐비테이션 수치해석을 통하여 최적의 임펠러 입구 직경을 정하였다. 설계모델에 대한 수치해석 결과 펌프의 효율과 흡입성능이 기존모델보다 향상된 것으로 예측되었고 이로부터 효과적인 설계 기술이 구축되었다고 말할 수 있다. 향후 성능시험을 통하여 이를 검증할 예정이다.

#### 참고문헌

- (1) CFX-11, 2006, ANSYS CFX-Solver Theory & Modelling Guide, ANSYS Ltd.
- (2) Chung, K. N., Park, P. G., Cho, H. J. and Lee, S. G., 2002, "A Study of Flow Analysis for a Double-Suction Centrifugal Pump," ASME FEDSM2002-31180.
- (3) Stepanoff, A. J., 1957, *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, Krieger Publishing Company, pp. 75~136, pp. 225~266.
- (4) Bakir, F., Mejri, I., Kouidri, S. and Rey, R., 2003, "Hub Effects Under Cavitation on the Inducers Performance," Fifth International Symposium on Cavitation, Cav03-OS-6-001.
- (5) Chung, K. N. and Kim, Y. I., 2006, "Cavitation Performance Analysis of a Vertical Pump," The KFMA Annual Meeting 2006, pp. 225~266.
- (6) Kim, J. H., Choi, Y. S. and Lee, K. Y., 2008, "A numerical study on the suction performance of a submerged cargo pump," *Journal of Fluid Machinery*, Vol. 11, No. 6, pp. 18~23.
- (7) Meyers, R. H. and Montgomery, D. C., 1995, *Response Surface Methodology*, John Wiley & Sons, Inc.
- (8) AEA Technology, 2000, CFX-BladeGen v4.1.
- (9) Minitab Inc., 2000, MINITAB v13.

(1) CFX-11, 2006, ANSYS CFX-Solver Theory &