

## 양정곡선 기울기를 고려한 원자로 냉각재 펌프의 수력설계

유일수<sup>\*\*</sup> · 박무룡<sup>\*</sup> · 윤의수<sup>\*</sup>

### Hydraulic Design of Reactor Coolant Pump Considering Head Curve Slope at Design Point

IlSu Yoo<sup>\*\*</sup>, MuRyong Park<sup>\*</sup>, EuiSoo Yoon<sup>\*</sup>

*Key Words* : Reactor coolant pump(원자로 냉각재 펌프), Hydraulic design(수력설계), Preliminary design(기초설계), Head curve slope(양정 곡선 기울기), Slip factor(미끄럼계수)

#### ABSTRACT

The hydraulic part in reactor coolant pump consists of suction nozzle, impeller, diffuser, and discharge nozzle. Among them, impeller is required to be designed to satisfy performance requirements such as head, NPSHR, and head curve slope at design point. Present study is intended to suggest the preliminary design method sizing the impeller size to satisfy the design requirement particularly including head curve slope at design point. On a basis of preliminary design result, hydraulic components have been designed in detail by CFD and then manufactured in a reduced scale. Experiment in parallel with computational analysis has been executed in order to confirm the hydraulic performance. Comparison results show good agreement with design result, confirming the validity of design method suggested in this study.

#### 1. 서론

원자로 냉각재 펌프(RCP, Reactor Coolant Pump)는 원자력 발전 플랜트의 핵심 기자재로서 고온 고압의 원자로 냉각재를 순환시키는 역할을 한다. 원자로 냉각재 펌프의 수력 부품은 흡입 노즐과 임펠러, 디퓨저, 출구 노즐로 구성된다. 이 중에서 임펠러는 양정 조건, 흡입 성능 조건, 양정 곡선 기울기 등의 설계 요건을 충족시켜야 한다.

펌프의 작동점은 시스템 저항 곡선과 펌프 양정 곡선의 교차점에서 결정되기 때문에, 시스템 저항에 변동이 발생하면 펌프 유량의 변화가 발생하게 된다. 여기서 시스템 저항 변동에 따른 펌프 유량의 변화량을 의미하는 것이 바로 양정 곡선의 기울기로서 펌프의 작동 안정성을 나타낸다.

일반적인 펌프의 경우 설계 요건으로 양정, 효율, 흡입 성능 등이 주어지는데, 원자로 냉각재 펌프의 경우에는 시스템 안정성을 고려하여 양정 곡선의 기울기가 추가로 주어진다. 따라서 이를 추가로 고려한 펌프 설계 방법이 필요하다.

본 연구에서는 양정 곡선의 기울기를 고려한 기초 설계 방법을 제시하고, 이를 토대로 상세 설계 및 CFD 해석을 수행하였다. 또한 설계 및 해석 결과의 타당성을 검증하기 위해 28% 축소 모형을 제작하여 시험을 병행하였으며, 이를 해석 결과와 비교하였다.

#### 2. 수력 설계

펌프 설계는 설계 유량 및 양정을 기본 입력으로 회전수 및 단수를 결정하여 비속도를 산출한 후 펌프 형식을 결정하는 것으로 시작된다. 비속도만으로도 경험적 상관식을 이용하여 임펠러의 직경 및 출구 폭 등의 대략적인 외형 크기를 결정할 수 있다<sup>(1~2)</sup>. 그러나 이러한 경험적 상관식들은 양정 곡선의 기울기 요건을 고려한 것이 아니기 때문에 이를 고려한 수정된 설계 방법이 필요하다.

본 연구의 설계 대상은 회전수가 1,190rpm이며, 단단 펌프로 무차원 비속도( $n_s$ )는 1.782이다. 비속도 조건에 따르면 사류형 펌프가 적합하다. 펌프 형식을 결정된 후, 3차원 형상설계를 수행하려면 먼저 기초형상자료가 필요하다. 설계 요구 조건인 유량, 양정, 효율, NPSHR, 설계점에서의 양정

\* 한국기계연구원 그린환경에너지기술연구본부

† 교신저자, E-mail : isyoo@kimm.re.kr

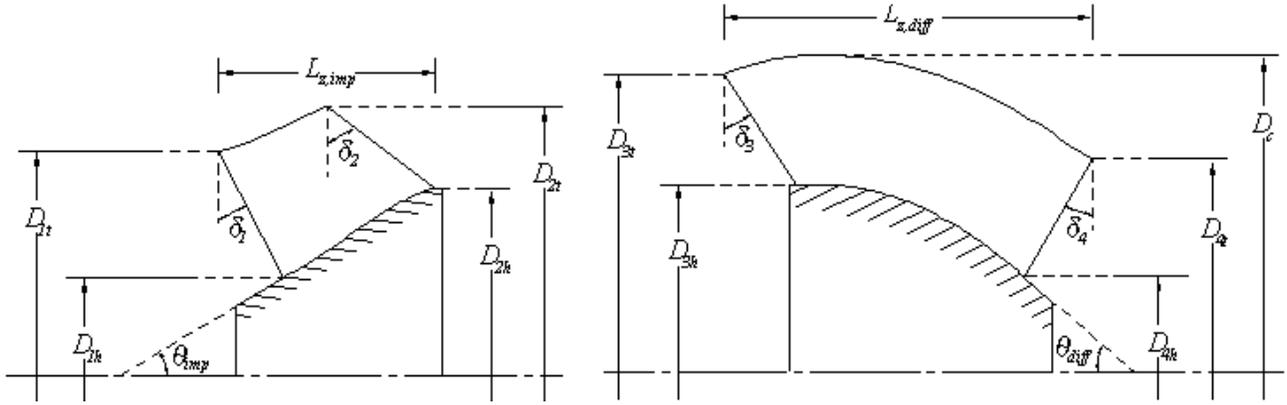


Fig. 1 Design variables in meridional plane<sup>(3)</sup>

곡선의 기울기 등을 고려한 입·출구 날개 각도, 펌프 자오면에 대한 설계 변수 등이 선행되어 결정되어야 한다. 사류형 펌프의 대표적인 설계 변수는 Fig. 1에 도시하였다. 최희철 등<sup>(4)</sup>은 사류펌프에 대한 최적화 프로그램을 개발한 바 있다. 본 연구에서도 이 최적화 알고리즘을 이용하여 설계를 수행하였지만, 이에 앞서 다음과 같은 방법으로 설계점에서의 양정 곡선 기울기 요건을 만족하는 주요 형상 변수인 임펠러 출구 반경, 임펠러 출구각, 임펠러 출구폭을 먼저 결정한 후 나머지 형상 변수들에 대한 최적 설계를 수행하였다.

펌프에 의해 유체에 전달되는 에너지량은 양정계수와 펌프 효율, 유량계수를 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\psi = \eta_n \psi_i \quad (1)$$

$$\psi_i = 1 - \mu - \frac{\phi_i}{\tan \beta_{2b}} \quad (2)$$

$$\phi_i = \frac{Q}{A_2 U_2} ; A_2 = 2\pi b_2 r_2 \epsilon_2 \quad (3)$$

식(1~3)에서  $\psi$ 는 양정계수로서  $gH/U_2^2$ 으로 정의되며, 펌프효율과 무차원 이론 양정의 곱으로 식(1)과 같이 표현할 수 있다.  $\psi_i$ 는 이론적 양정 계수로서 예선회가 없는 경우 식(2)와 같이 표현된다. 식(2)에서  $\mu$ 는 미끄럼 속도를 임펠러 원주속도로 나눈 무차원수이다. 미끄럼 계수의 이론적 해는 Busemann에 의해 처음 제시되었다. Busemann은 나선형 날개를 갖는 2차원 임펠러에 대하여 날개 두께를 무시한 비점성해석을 통해 그래픽 해를 제시하였다. Wiesner<sup>(5)</sup>는 Busemann의 결과를 바탕으로 여러 가지 관계식들의 포괄적인 비교를 통해 유용한 근사식을 제시하였다. 그러나 이러한 미끄럼 계수식들은 원심형 기계에 대해 유도되었기 때문에 사류형 기계에 적용시키기 위해서는 수정이 필요하다. 사류형 임펠러의 경우 원심형 임펠러와 달리 일반적으로 원주면 위에 임펠러가 존재한다. 이 때 발생하는 상대 와류는 자오면에 평행한 성분과 수직인 성분으로 나누어진다. 수직 성분

의 상대 와류는 전향력을 발생시키고 이것은 임펠러 출구에서 미끄럼 현상으로 나타난다<sup>(6)</sup>. 오형우 등<sup>(7)</sup>은 임펠러 자오면 경사각에 의한 전향력 변화를 고려하여 원심형 임펠러 미끄럼 계수에  $\sin \theta_{imp}$ 를 곱할 것을 제안하였다. 본 연구에서는 Wiesner 미끄럼 계수식에 임펠러 경사각을 고려하여 식(4)와 같은 미끄럼 계수를 사용하였다.

$$\mu = \begin{cases} \frac{\sqrt{\sin \beta_{2b}}}{Z^{0.7}} \sin \theta_{imp} ; r_1 < \epsilon_{lim} \\ \frac{\sqrt{\sin \beta_{2b}}}{Z^{0.7}} \sin \theta_{imp} + \Delta\mu \sin \theta_{imp} ; r_1 > \epsilon_{lim} \end{cases} \quad (4)$$

$$\text{where, } \Delta\mu = \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_{2b}}}{Z^{0.7}}\right) \left(\frac{r_1/r_2 - \epsilon_{lim}}{1 - \epsilon_{lim}}\right)^3 ;$$

$$\epsilon_{lim} = e^{\left(-\frac{8.16 \sin \beta_{2b}}{Z}\right)}$$

식(4)의 미끄럼 계수를 산출하기 위해서는 임펠러 경사각  $\theta_{imp}$ 를 결정하여야 하는데, 본 연구에서는 Stepanoff(1)가 수직축 터빈 펌프에 대해 제시한 비속도와 임펠러 경사각의 상관식에 기초하여 초기값을 결정하였다.

식(3)에서  $\phi_i$ 는 유량 계수로서 펌프 유량을 임펠러 출구 면적과 출구 원주 속도로 나눈 무차원수이다. 임펠러 출구 면적은 기하학적 면적에 날개 두께로 인한 기하학적 유로 폐쇄 면적을 차감하여 산출하였다. 임펠러 출구 면적을 결정하기 위해서는 임펠러 출구폭을 선정하여야 한다. 본 연구에서는 Stepanoff(1)가 비속도의 함수로 제안한 설계 경험식을 기초로 하여 다음과 같이 출구폭을 결정하였다.

$$\frac{b_2}{r_2} = \begin{cases} \frac{n_s^{9/8}}{3.62} ; n_s < 1 \\ \frac{n_s^{3/4}}{3.62} ; n_s > 1 \end{cases} \quad (5)$$

펌프 양정 계수는 이론적 양정 계수와 펌프 수력 효율의 곱으로 산출된다. 따라서 양정 계수를 산출하기 위해서는 펌프 효율을 산출하여야 한다. 본 연구에서는 펌프 효율을 산출하기 위해 임펠러, 디퓨저, 출구 노즐 등의 각 수력 부품에서 발생하는 대표적인 손실 모형을 이용하여 식(6)의 형태를 사용하였다.

$$\eta_h = \eta_i - \frac{\zeta_c}{\psi_i} \left( \frac{\psi_i^2 + \phi_i^2}{2} \right) - \frac{\zeta_d}{\psi_i} \frac{\phi_i^2}{2} \quad (6)$$

$$\text{where, } \eta_i = 1 - \frac{\zeta_i \phi_i^2 + (1 - \psi_i)^2}{2\psi_i}$$

펌프 수력 효율은 임펠러 효율( $\eta_i$ )에서 디퓨저 및 출구노즐에 의한 효율 감소량을 뺀 형태로 표현할 수 있으며, 일반적으로 설계점 임펠러 효율은 0.9~0.95사이의 값을 갖는다<sup>(2)</sup>. 설계점 부근의 유량 범위에 대해 임펠러 손실은 상대 속도의 제곱에 비례하며, 디퓨저 손실은 절대 속도의 제곱에 비례하는 것으로 간주할 수 있다. 본 연구에서는 각 수력 부품에서 발생하는 손실 기구에 비례 계수를 곱하는 형태로 식(6)과 같이 펌프 효율을 예측하였다. 식(6)의  $\zeta_c$ 는 임펠러 손실 계수로서 일반적으로 0.1~0.2의 값을 가지며,  $\zeta_d$ 는 디퓨저 손실 계수로 0.2~0.3의 값을 갖는다. 본 연구에서는 디퓨저 후단에 위치하는 출구 노즐 손실까지 고려하기 위해 세 번째 항을 추가하였다. 본 연구에서는 임펠러 및 디퓨저의 손실 계수로 각각 0.15와 0.25를 사용하였으며, 출구 노즐은 90° 곡관 손실로 간주하여 1.0의 손실 계수를 사용하였다.

설계 유량에서의 양정 곡선의 기울기는 양정계수를 유량 계수로 미분한 것으로 정의된다. 식(6)을 식(1)에 대입하여 전개하면, 양정 계수는 식(7)과 같이 유량계수의 2차식 형태로 나타난다.

$$\psi = A - B\phi_i - C\phi_i^2 \quad (7)$$

$$\text{where, } A = 1 - \mu - \frac{\zeta_i}{2}\mu^2 - \frac{\zeta_c}{2}(1 - \mu)^2$$

$$B = \frac{1 + \zeta_i\mu - \zeta_c(1 - \mu)}{\tan\beta_{2b}}$$

$$C = \frac{\zeta_i + \zeta_c + \zeta_d}{2} + \frac{\zeta_i + \zeta_c}{2\tan^2\beta_{2b}}$$

양정 곡선의 기울기는 식(7)의 양정 계수를 유량 계수로 미분하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$-\frac{\partial\psi}{\partial\phi_i} = B + 2C\phi_i \quad (8)$$

설계 입력 조건은 유량과 양정, 회전수, 양정 곡선 기울기이며, 기초 설계 변수는 임펠러 출구경과 출구각이다. 식(7)과 (8)은 임펠러 반경에 의해 무차원화 되어 있는 반면, 임펠러 반경은 결정해야 할 설계 변수이므로 반복 계산을 통해 설계 요구 조건을 만족하는 임펠러 반경과 출구각을 결정한다. 상기 과정을 통해 임펠러 반경과 출구폭, 출구각, 임펠러 경사각을 선행적으로 결정한 후, NPSHR을 최소화하도록 임펠러 입구경을 결정하였다.  $\theta_{diff} = 0$ 으로 고정된 상태에서 입·출구 속도 선도와 오형우 등<sup>(7)</sup>이 제시한 사류 펌프의 손실 모형을 기반으로 효율 손실을 최소화하도록 Fig. 1에 나타난 나머지 형상 변수들에 대한 기본 설계를 수행하였다.

기본 설계에서 도출된 자오면 설계 자료를 근거로 임펠러 및 디퓨저의 상세 설계를 수행하였다. 본 연구에서는 CFX-BladeGen을 이용하여 상세 설계를 수행한 후, CFD해석을 통해 펌프 내부의 유동 현상을 고찰함으로써 기하학적 형상의 타당성을 검토하였다. 이러한 일련의 기본설계 및 상세설계, 유동해석의 과정을 반복하여 최종 설계 형상을 도출하였다. 상세 설계에서는 임펠러 내부의 날개 하중을 최적화하도록 날개 각도를 분포시켰고, 펌프 효율과 탈설계점에서의 성능을 향상시키기 위해 입사각을 적절히 분포시켰다. 디퓨저에서는 적절한 날개 하중 분포와 더불어 디퓨저 출구에서의 회전 속도 성분을 최소화시키는 방법으로 설계를 수행하였다.

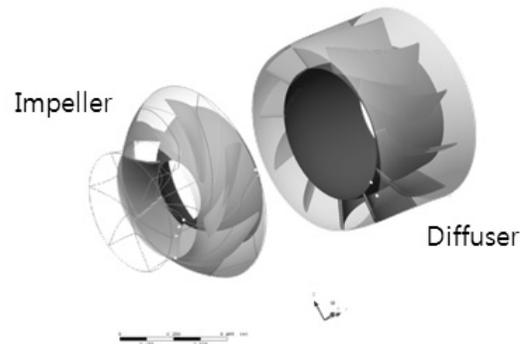


Fig. 2 3D shape of designed RCP

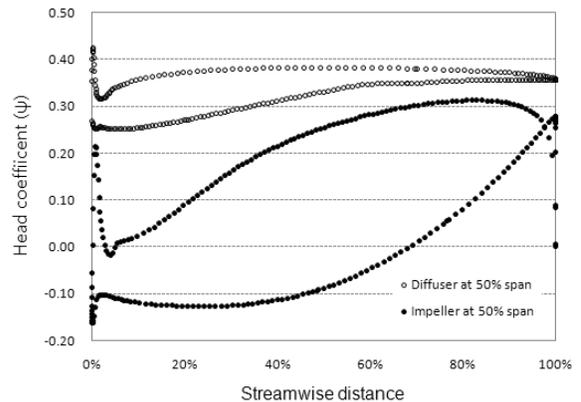


Fig. 3 Blade loading at 50% span

Table 1 RCP design results

Specific speed ( $n_s$ )	1.782
Flow coefficient ( $\phi_i$ )	0.277
Head coefficient ( $\psi$ )	0.343
Head curve slope ( $-\frac{\partial\psi}{\partial\phi_i}$ )	1.503
Impeller inclination angle( $\delta$ )	43°
Impeller exit angle( $\beta_{2i}$ )	41°

Fig. 2는 상기 과정을 통해 설계된 수력 부품의 3차원 형상을 나타낸 것이다. Fig. 3은 임펠러와 디퓨저의 날개 하중 분포를 나타낸 것이다. Table 1은 설계된 RCP의 무차원 성능 변수를 낸 것이다.

### 3. 수치 해석

성능해석을 위한 격자계는 ANSYS TurboGrid 11.0을 이용하여 임펠러와 디퓨저에 대하여 H-형태 정렬 격자계를 만들었으며, 출구 노즐에 대해서는 Icem CED를 이용하여 H-형태 정렬 격자계를 만들었다. 3차원 비압축성 점성유동해석을 위하여 유동해석 전용 상용 프로그램인 ANSYS CFX 11.0

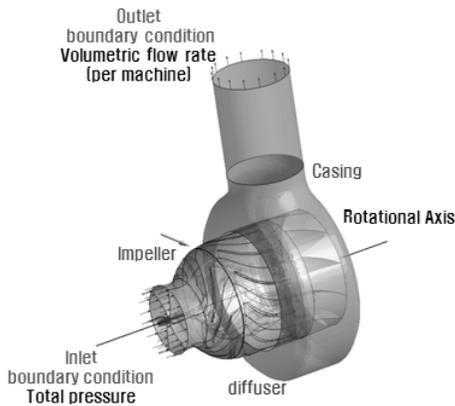


Fig. 4 Calculation domain and boundary conditions

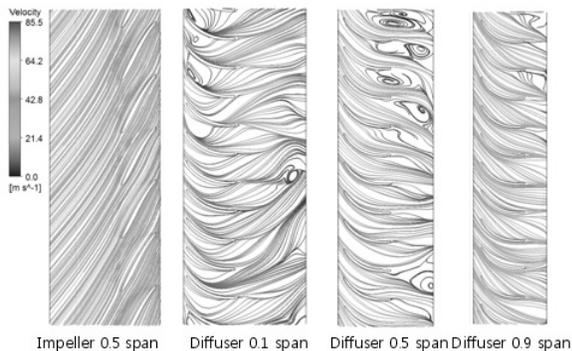


Fig. 5 Streamline distribution

Table 2 Comparison of calculated results between preliminary design and CFD analysis

$\psi$	at impeller exit	at diffuser exit	at discharge nozzle exit
Preliminary design	0.4240 ( $\zeta_i = 0.15$ )	0.3888 ( $\zeta_c = 0.25$ )	0.3505 ( $\zeta_d = 1.0$ )
CFD analysis	0.4247	0.3953	0.3523

을 사용하였다. 출구 노즐로 인한 불균일성을 고려하기 위해 임펠러, 디퓨저, 출구 노즐 전체에 대하여 계산을 수행하였다. 격자수는 총 1,730,596이며, 임펠러에 643,896개, 디퓨저에 876,876개, 출구 노즐에 209,824개이다. 난류 해석을 위하여 k- $\omega$  SST 모델을 사용하였으며, 경계 조건으로는 Fig. 4와 같이 입구에서 전압력을 고정하였으며 출구에서는 질량유량을 고정하였다. 회전좌표계에서 계산되는 임펠러와 고정좌표계에서 계산되는 디퓨저 사이에는 Frozen rotor 기법을 적용하였다. Fig. 5는 설계 유량 조건에서 임펠러와 디퓨저에서 계산된 내부 유동 분포이다. Fig. 5를 보면 50% 스펠 이하 영역의 디퓨저 출구 유동장에서 유동박리로 인한 유로 폐쇄가 발생되고 있음을 볼 수 있다. 재순환유동은 허브면 부근인 10% 스펠방향에서 가장 크게 나타나고, 50% 스펠에서는 규모가 축소되면서 디퓨저 출구 흡입면 쪽으로 이동함을 볼 수 있다. 이는 슈라우드 방향으로 갈수록 디퓨저로 유입되는 유량이 증가함에 따라 재순환 영역이 디퓨저 출구 쪽으로 이동하면서 축소되는 것으로 생각된다. 이러한 현상은 탈설계점에서의 유동 흐름에 큰 영향을 끼칠 것으로 판단되므로, 특히 저유량 운전시 재순환에 의한 펌프 성능 저하에 유의해야 할 것으로 예상된다.

Table 2는 기본설계시 식(6)의 각 수력부품의 손실 계수를 이용하여 산출한 양정 계수와 CFD 해석 결과를 비교한 것으로, 매우 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다. 이 결과를 통해 본 연구에서 기본 설계시 사용한 펌프 효율 모형 및 손실 계수의 타당성을 검증할 수 있다.

### 4. 성능 시험

설계된 RCP의 성능을 시험하기 위해서는 7MW 이상의 대규모 시험설비가 필요하다. 이러한 시험 장치는 시설비 및 시설용지의 측면에서 경제성이 없으므로, 상사성을 이용한 축소모형을 대체하여 시험하는 방법이 널리 통용되고 있다. 본 연구에서는 여러 가지 규격<sup>(8~10)</sup>이 규정하는 방법에 따라 28% 축소모형을 제작하여 성능검증시험을 수행하였으며, IEC 60193<sup>(8)</sup>에 따라 원형 데이터로 상사하였다. 양정의 경우에는 상사 법칙에 따라 환산하지만, 효율 및 동력은 레이놀즈 효과를 고려하여 다음과 같은 방법으로 환산한다.



Fig. 6 Manufactured impeller(left) and diffuser(right) at 28% scale



Fig. 7 RCP test loop at KIMM

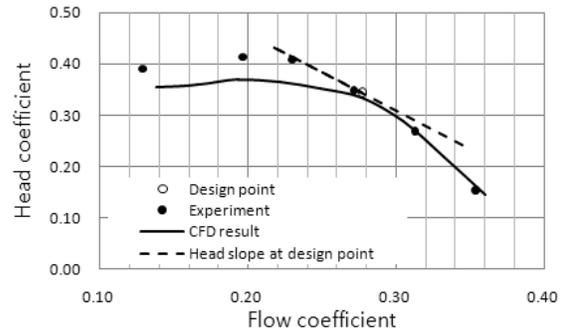
$$\eta_{h,p} = \eta_{h,m} + \delta_{ref} \left[ \left( \frac{Re_{ref}}{Re_m} \right)^{0.16} - \left( \frac{Re_{ref}}{Re_p} \right)^{0.16} \right] \quad (9)$$

$$\text{where, } \delta_{ref} = \frac{1 - \eta_{h,opt,m}}{\left( \frac{Re_{ref}}{Re_{opt,m}} \right)^{0.16} + \frac{1 - V_{ref}}{V_{ref}}}$$

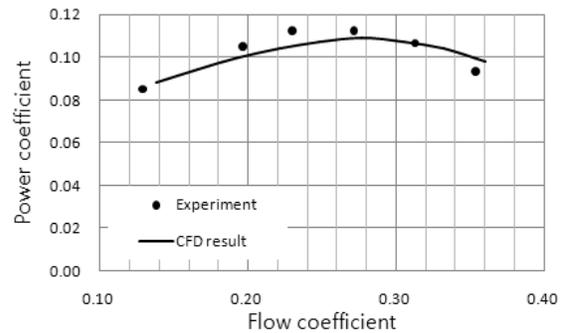
식(9)에서 하첨자 p와 m은 각각 원형과 모형을 의미한다. 식(9)에서  $\delta_{ref}$ 는 기준 레이놀즈수인  $Re_{ref}$ 에 대한 상대적인 손실 계수를 의미하며, IEC(8)에서는 기준 레이놀즈수  $Re_{ref}$ 와 손실 분포 계수인  $V_{ref}$ 를 각각  $7 \times 10^6$ 과 0.6으로 명시하고 있다. Fig. 6은 성능 검증을 위해 제작한 임펠러와 디퓨저의 28% 모형이다. Fig. 7은 RCP 축소모형의 수력 성능을 검증하기 위한 시험설비를 보여준다. 성능 시험 장치는 순환 루프로 구성되어 있으며, 상온·상압 조건에서 시험을 수행하였다. 유량측정은 터빈유량계와 초음파유량계를 모두 사용하여 비교 검증하였으며, 토크미터와 rpm 센서를 이용하여 동력을 산출하였다.

### 5. 결과 분석

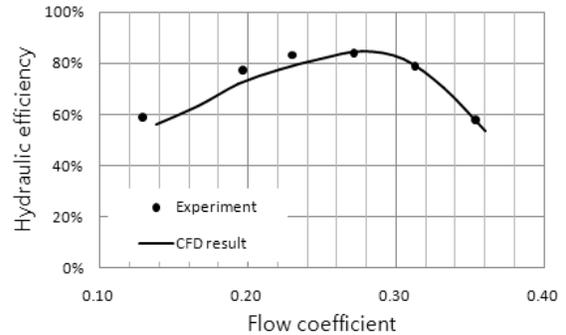
기본 설계에서 산출된 결과와 CFD 해석 결과, 시험 결과 간의 비교를 수행하였다. Fig. 8은 해석 및 시험을 통해 산



(a) Head curve



(b) Power curve



(c) Hydraulic efficiency curve

Fig. 8 Performance characteristic curves

출된 펌프 특성 곡선을 비교한 것이다. Fig. 8(a)의 양정 곡선을 보면, 설계 목표로 하고 있는 양정 조건을 CFD 해석 결과는 물론 시험 결과 역시 매우 잘 만족시키고 있음을 볼 수 있다. 탈설계점에서의 양정 특성은 고유량에 대해서는 해석 결과와 시험결과가 매우 잘 일치하고 있지만, 설계점 이하의 저유량 영역에서는 차이를 보이고 있다. 이는 수치 해석 결과에서 언급한 재순환 유동에 의한 성능 저하가 저유량 영역에서 생각보다 크게 나타나지 않았음을 의미한다.

시험 결과를 토대로 설계점의 양정 곡선 기울기를 산출하기 위해 설계 유량 및 인접한 좌우 두 유량을 포함한 총 3개의 측정결과를 2차 곡선으로 추세하였다. 2차 곡선으로부터 설계 유량에 대한 설계 양정 및 1차 미분한 곡선의 기울기를 통해 양정 곡선의 기울기를 산출하였다. Table 3은 산출 결

Table 3 Performance comparison at design point

	Design	Experiment
Flow coefficient ( $\phi_i$ )	0.277	0.277
Head coefficient ( $\psi$ )	0.343	0.348
Head curve slope ( $-\frac{\partial\psi}{\partial\phi_i}$ )	1.503	1.505

과와 비교한 것으로서, 양정 곡선의 기울기는 1.505로 Table 1에 제시한 1.503과 0.2% 오차 수준에서 정확하게 일치하였다. 이 결과는 Table 2에 비교한 양정 분포와 더불어 본 연구에서 제시한 기본 설계 방법 및 미끄럼 계수 모델, 효율 산출 모델의 타당성 및 정확성을 보여주는 것이다.

Fig. 8(b)와 (c)의 동력 및 효율 곡선 역시 양정 곡선과 유사하게 고유량 영역에서는 시험 결과와 잘 일치하였고, 저유량 영역에서 시험결과보다 작게 예측하였다.

시험 결과 설계 유량에서의 펌프 효율은 84%로서 우수한 성능을 갖는 것으로 나타났다.

## 6. 결 론

설계점에서의 양정 곡선의 기울기를 고려한 기본 설계 방법을 제안하였다. 기본 설계 및 최적 설계를 통해 기본 형상을 결정한 후 CFD를 이용하여 상세 설계 및 해석을 수행하였다. 성능 검증을 위해 축소 모형을 제작하여 시험한 후 IEC 규격에 따라 원형 데이터로 환산한 후 해석 결과와 비교하였으며, 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 본 연구에서 제시한 설계 기법은 설계 요구 양정을 1.5% 이하의 오차 수준에 일치하는 정밀도를 갖는다.
- 2) 양정 곡선 기울기의 경우 오차 수준이 0.2% 이하로서 본 연구에서 제안한 설계 방법의 타당성 및 정확성을 입증한다.

- 3) 설계된 RCP의 펌프 효율은 84%로서, 외국 선진사와 동등한 수준의 결과를 나타내었다.

## 후 기

본 연구는 지식경제부의 원자력발전기술개발사업의 지원을 통하여 수행되었습니다.

## 참고문헌

- (1) Stepanoff, A. J. 1957, Centrifugal and Axial Flow Pumps, 2nd, John Wiley & Son, New York.
- (2) Karassik, I. J., Messina J. P., Cooper, P. and Heald, C. C., 2008, Pump Handbook, 4th, McGraw Hill, New York.
- (3) 윤의수, 오형우, 안종우, 2003, “워터제트 선박추진용 사류 펌프의 설계 및 성능해석,” 유체기계저널, 제6권, 제2호, pp. 41~46.
- (4) 최희철, 김광용, 오형우, 2000, “사류펌프의 최적설계,” 제1회 한국유체공학학술대회논문집, pp. 643~646.
- (5) Wiesner, F. J., 1967, “A Review of Slip Factor for Centrifugal Pump,” Trans. ASME, Series A, pp. 558~572.
- (6) Lewis, R. I. and Fairbairn, G. W., 1980, “Analysis of the Through-Flow Relative Eddy of Mixed-Flow Turbomachines,” Int. J. Mech. Sci., Vol. 22, pp. 535~549.
- (7) 오형우, 윤의수, 하진수, 정명균, 1998, “혼류 펌프의 성능해석,” 대한기계학회논문집(B), 제22권, 제1호, pp. 70~78.
- (8) IEC 60193, Hydraulic Turbines, Storages Pumps and Pump Turbines-Model Acceptance Tests, 1999.
- (9) ANSI/HI 2.6, Vertical Pumps Tests, 2000.
- (10) ISO 9906, Rotordynamic Pumps, 1999.