

원심펌프 임펠러의 캐비테이션 성능평가에 관한 수치적 연구

모장오¹ · 김유탉^{*} · 이영호²

(원고접수일 : 2011년 6월 24일, 원고수정일 : 2011년 7월 11일, 심사완료일 : 2012년 1월 12일)

Numerical Study on Cavitation Performance Evaluation in a Centrifugal Pump Impeller

Jang-Oh Mo¹ · You-Taek Kim^{*} · Young-Ho Lee²

요 약 : 본 연구에서는 설계유량 16m³/h에서 설계효율 90%와 설계양정 20m의 성능을 보이며, 3,500rpm 고정회전수로 작동하는 원심펌프 임펠러를 대상으로 단상류 유동해석을 수행하였다. 임펠러는 A.J. Stepanoff 경험식에 근거로 설계되었다. 단상류 해석의 경우, 설계유량에서 88.8%와 19.4m의 효율과 양정 결과를 보여주었고, 그 결과는 설계값과 상당히 일치하였다. 다상류 해석은 다양한 NPSH 조건하에서 수행되었으며, NPSH가 8.79m 일 때, 블레이드 부압면 근처에서 캐비테이션개시가 관찰되었다. 본 연구에서 설계된 임펠러의 필요흡입헤드는 대략 6.5m이며, 이 값 이상의 입구압력조건하에서 원심펌프는 작동되어야 할 것으로 판단된다.

주제어 : 원심펌프 임펠러, 캐비테이션, 유효흡입양정, 단상류, 이상류, 증기체적분율, 부압면

Abstract: In this investigation, flow analysis with single phase has been performed for a centrifugal impeller with a design efficiency of 90%, head of 20m and rotational speed of 3500 rpm at a design flow rate of 16m³. The impeller was designed based on an empirical formula suggested by A.J. Stepanoff. In a case of the single phase analysis, the hydraulic efficiency and head is 88.8% and 19.4m, respectively, which showed a good agreement with the values designed. The flow analysis with two phases was carried out under the various NPSH, at whose 8.79m the cavitation on the suction side of the blade was observed. The required NPSH of the designed impeller is approximately 6.5m and above this value, the designed centrifugal pump impeller needs to be operated under inlet pressure condition.

Key words: Centrifugal pump impeller, Cavitation, Net positive suction head(NPSH), Single-phase, Two-phase, Vapor volume fraction, Suction side

1. 서 론

펌프의 용도확대와 더불어 이송되는 유체도 다양해졌으며, 지금은 오일펌프, 하수용 펌프 등 이상류(two-phase flow)상태에서의 펌프 운전도 빈번하게 사용되고 있다. 뿐만 아니라, 단상류(single-phase flow)상태에서의 운전중 캐비테이션

발생에 의해 이상류 상태가 되는 등 다양한 흡입 조건하에서의 운전도 불가피하게 되었다[1].

펌프가 수면보다도 높은 위치에 설치되었을 때 물을 흡상할 수 있는 것은 대기압이 작용하여 수면을 밀어 올리기 때문이다. 이 압력은 수주로서 약 10m에 해당한다. 따라서 아무리 잘 제작된 펌

^{*} 교신저자(한국해양대학교 기관시스템공학부, E-mail:kimyt@hhu.ac.kr, Tel:051)410-4258

1 University of Adelaide 방문연구원

2 한국해양대학교 기계-에너지시스템공학부

프라고 하더라도 대기압하에서는 흡상높이를 10m이상(물의 경우)으로 하는 것은 불가능하다. 이 높이 이상으로 물을 흡상하면 흐름중에 국소적으로 높은 진공이 발생하게 되고, 물은 기화하여 작은 기포가 다수 발생하면서 비등현상을 일으킨다. 이것을 캐비테이션이라고 한다. 발생초기의 경우 손상은 거의 없다. 그러나 흡입압력이 낮아지고 캐비테이션이 발달하면 기포가 임펠러의 유로를 막아서 효율이나 양정이 저하되고 결국에는 양정이 급격히 떨어져서 양수불능 상태가 된다. 또한 발생한 기포가 붕괴되기 때문에 펌프의 소음이나 진동이 발생한다. 이와 같은 상태로 장기간 운전하게 되면 기포의 소멸시 발생하는 충격압력에 의하여 임펠러나 케이싱의 표면에 부식이 일어난다[2].

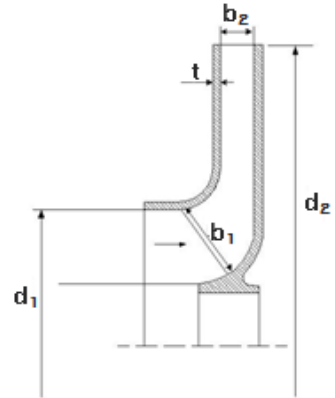
기액 이상류시의 펌프성능에 관한 연구[3,4] 및 극저비속도 원심펌프의 내부유동특성과 성능[5,6] 등에 관한 연구가 실험적 방법으로 활발히 진행되어 왔다. 우선 실험적 기법은 가장 정확하고 신뢰성 있는 데이터 확보라는 큰 장점이 있음에도 불구하고 실험 조건과 방법에 따라 상당한 시간과 비용이 요구되는 단점이 있다. 따라서 최근에는 이러한 단점을 극복하고, 신속하고 정확한 펌프성능 및 이상류 유동특성을 평가하는 방법으로 CFD(Computational Fluid Dynamics)에 의한 연구가 활발히 이루어지고 있다. 현재 CFD는 자동차, 조선, 항공 등 모든 산업분야에 걸쳐 상당한 기여를 하고 있으며, 특히 극한조건에서 실험자체가 불가능한 경우에 있어서 실험을 대체할 만한 유용한 도구로서 충분한 가능성을 평가받고 있다.

본 연구에서는 설계효율 90%, 설계양정 20m, 설계유량 16m³/h에서 [7]의 경험식의 근거로 설계한 임펠러를 대상으로 베인이 없는 디퓨저를 포함한 3,500rpm 고정회전수에 대하여 단상류 유동 해석을 수행하여, Stepanoff에 의한 설계값과 임펠러의 성능을 우선적으로 비교·검증하였다. 그 후, 다양한 흡입압력조건에 대한 이상류 해석을 추가적으로 수행하여 원심펌프 임펠러 내부에서 발생하는 캐비테이션 및 성능특성을 예측 및 분석하였다.

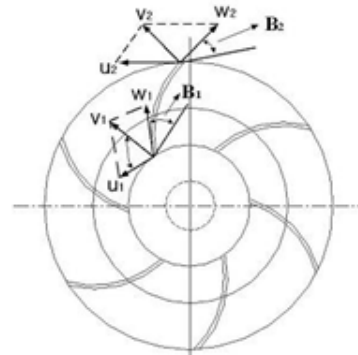
2. 원심펌프 임펠러

2.1 임펠러 설계조건

본 연구에서는 1원호 작도법에 의해 원심펌프 임펠러 형상을 설계하였다. 1원호법은 입구직경, 입구각, 출구직경, 출구각 조건으로 깃 곡선이 결정되는 작도법이다[7,8].



(a) side view



(b) Front view

Figure 1: Design shape of a impeller

원심펌프의 내경, 외경 규격은 비속도(N_s)를 기준값으로 하여 결정할 수 있다. 설계의 기준으로 주어진 회전수, 유량 및 양정으로부터 비속도를 계산하고 Stepanoff 등의 실험계수를 이용하여 임펠러의 깃 입구경, 출구경, 입구폭, 출구폭 등의 주요 설계정수를 정한다[7,8]. 본 연구의 설계대상인 원심펌프 임펠러의 설계효율, 설계유량, 설계양정은

각각 $\eta_d=90\%$, $Q_d=16\text{m}^3/\text{h}$, $H_d=20\text{m}$ 이며, 비속도 정의 식 (1)에 의해 계산된 비속도 값은 191이다.

$$N_s = \frac{\sqrt{Q_d}}{H^{0.75}} \quad (1)$$

비속도는 임펠러의 형상을 나타내는 척도가 되며, 펌프의 성능을 나타내거나 최적합한 회전수를 결정하는데 이용된다[7,8]. Figure 1은 원심펌프 임펠러의 측면도와 정면도를 나타내고 있으며, 각 위치에서의 설계변수는 Table 1에 요약하였다.

Table 1: Design parameters of a centrifugal pump impeller

Design flow rate (Q_d)	16m ³ /h
Design head (H_d)	20m
Design efficiency (η_d)	90%
Blade shape	one circular arc
Inlet radius (d_1)	46.68 mm
Outlet radius (d_2)	108 mm
Blade number	6
Inlet angle (B_1)	24.67 °
Outlet angle (B_2)	22.5 °
Blade thickness (t)	1.5 mm
Blade inlet breadth (b_1)	11.65 mm
Blade outlet breadth (b_2)	6.57 mm
Specific speed (n_s)	191 [m,m ³ /min,rpm]
Rotational speed (n)	3500 rpm

3. 수치해석 방법

3.1 지배방정식

본 연구의 수치해석에 사용된 3차원 비정상 비압축성 지배방정식은 식 (2), (3), (4)과 같다.

연속방정식

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2)$$

운동량방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i}(-\overline{\rho u_i' u_j'}) \quad (3)$$

위 식은 Reynolds Averaged Navier-Stokes 방정식으로 τ_{ij} 는 점성항을 나타내며 다음과 같다.

$$\tau_{ij} = \mu \left\{ \frac{\partial x_i}{\partial x_j} + \frac{\partial x_j}{\partial x_i} \right\} - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} - \overline{\rho u_i' u_j'} \quad (4)$$

여기서, μ 는 점성계수, δ_{ij} 는 Kronecker delta 함수, P 는 압력을 나타낸다.

3.2 난류모델

난류모델로는 1995년 [9]이 제안한 Realizable $k-\epsilon$ 모델을 사용하였다. 난류점성계수(Turbulent Viscosity) 식은 식 (5)와 같다.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

여기서, $\nu_t = \mu_t/\rho$ 이다.

3.3 캐비테이션 모델

작동유체는 액상, 기상 그리고 응축할 수 없는 가스 혼합물로 가정하였으며, [10]이 제안한 캐비테이션 모델은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(f_v \rho) + \nabla \cdot (f_v \rho \vec{V}_v) = \nabla \cdot (\Gamma \nabla f_v) + R_e - R_c \quad (6)$$

여기서, f 는 기체질량비를 나타내며, \vec{V}_v 는 기상의 속도성분, Γ 는 확산계수이며, R_e 와 R_c 는 각각 액상과 기상의 질량교환율을 나타낸다.

만약 $P < P_v$ 이면, 식 (7)과 같이 액상에서 기상으로 증발이 발생된다.

$$R_e = F_{vap} \frac{\max(1.0, \sqrt{k}(1-f_v-f_g))}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(P_v-P)}{3\rho_l}} \quad (7)$$

만약 $P > P_v$ 이면, 식 (8)과 같이 기상에서 액상으로 응축이 발생된다.

$$R_c = F_{cond} \frac{\max(1.0, \sqrt{k})f_v}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(P-P_v)}{3\rho_l}} \quad (8)$$

$$P_v = P_{sat} + \frac{1}{2}(0.39k) \quad (9)$$

여기서, 아래첨자 l 과 v 는 각각 액상과 기상을 나타내며, σ 는 액상의 표면장력을 나타낸다. F_{vap} 와 F_{cond} 는 경험상수이며, 본 연구에서는 0.02와 0.01을 각각 사용하였다. 또한 P_{sat} 은 주어진 온도에서의 포화증기압을, k 는 난류에너지를 나타낸다.

3.4 유효흡입양정(Net Positive Suction Head)의 정의

펌프입구에서의 흡입압력이 캐비테이션에 대하여 안전한 가를 검토하기 위하여 유효흡입양정의 개념이 일반적으로 사영되며, 식 (10)와 같다.

$$NPSH = \frac{P_i - P_v}{\rho g} \quad (10)$$

NPSH는 흡입조건을 나타내는 것으로, 이의 궁극적인 목적은 캐비테이션 발생에 대한 방지기준을 마련하는데 있다. 어떠한 시스템에서도 캐비테이션 발생없이 펌프를 안전하게 운전하기 위하여는 펌프 입구 직전에서의 전압력을 액체의 포화증기압보다 높게 하여야 한다. NPSH에는 available NPSH(H_{av})와 required NPSH(H_{re})가 있다. H_{av} 는 펌프가 이용할 수 있는 NPSH로서, 임펠러의 입구직전의 압력이 작동유체의 포화수증기압력 보다도 얼마만큼 높은 지를 나타내는 값이며, 펌프의 설치조건으로부터 결정된다. 한편, H_{re} 는 펌프가 필요로 하는 NPSH로서 펌프가 캐비테이션을 일으키지 않기 위하여 필요로 하는 압력이며, 펌프 고유의 값이다. 펌프가 캐비테이션에 의한 성능저하를 일으키지 않고서 운전할 수 있는 범위는 전양정이 정상운전시의 전양정에 대하여 3%이하의 저하율에 있을 경우이다[2].

3.5 임펠러의 성능평가

성능평가에 사용된 토크, 효율, 양정은 식 (11), (12), (13)와 같다. 여기서, 아래 첨자 1,2는 임펠러의 입구와 출구를 의미한다.

$$T = \left(\int_s (\vec{r} \times (\vec{\tau} \cdot \hat{n})) ds \right) \cdot \hat{a} \quad (11)$$

$$\eta = \frac{Q(P_{t2} - P_{t1})}{T \cdot \omega} \quad (12)$$

$$H = \frac{(P_{t2} - P_{t1})}{\rho g} \quad (13)$$

단, 여기서 $S, \vec{\tau}, \hat{n}, \vec{r}, \hat{a}, Q, P_t, \omega$ 는 각각 임펠러 표면, 응력텐서, 표면수직벡터, 위치벡터, 회전축 단위벡터, 체적유량, 전압, 각속도를 나타낸다.

3.6 임펠러 해석격자 및 경계조건

본 연구의 수치해석 대상으로 사용된 원심펌프 임펠러는 6개의 깃과 베인리스(vaneless) 디퓨저로 구성된다. Figure 3은 임펠러 해석격자를 나타내고 있다. 해석격자는 약 5만여 개이며, 부분적으로 hexa와 tetra 격자를 혼합하여 사용하였다. CFD를 통한 원심펌프 해석에 있어서 적절한 가정을 통하여 수치계산에 소요되는 시간과 비용을 현저히 줄일 수 있다. 본 연구에서는 유동장이 정상적이고 주기적이라는 가정을 하였으며, 이는 임펠러와 베인리스 디퓨저를 구성하는 각각의 날개 영역이 동일함을 의미한다. 따라서 주기조건을 이용하여 하나의 날개영역만을 해석하였다. 단, 정상상태 해석 시 지배방정식의 시간항은 무시된다.

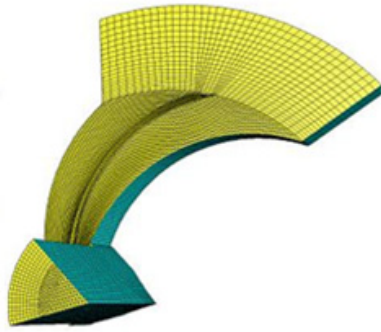
4. 해석결과

4.1 단상류 해석결과

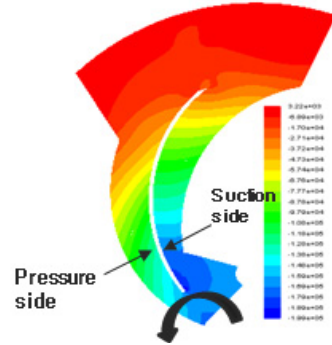
본 연구에서 설계효율 90%, 설계양정 20m, 설계유량 16m³/h에서 자체적으로 설계한 임펠러를 대상으로 베인이 없는 디퓨저를 포함한 일정 회전수에 대하여 단상류 유동해석을 수행하였다. 설계의 타당성 검증을 위해 설계값과 해석결과를 비교하여 Figure 3에 나타내었다. 해석결과, 유량이 증가할수록 양정은 감소하는 경향을 보인다. 이는 임펠러의 블레이드에서 유체에 에너지를 전달하는 양은 일정한 반면, 유량이 증가할수록 단위체적당 에너지는 감소하므로 이와 같은 결과가 도출되는 것으로 판단할 수 있다. 특히 저유량대인 8m³/h에서 양정이 다소 정체되는 특이현상이 발생하는데, 이는 이 영역에서 발생하는 재순환영역과 와류 등으로 인한 유체역학적 손실 때문인 것으로 판단된

다. 본 연구에서는 설계유량에서 설계효율과 양정이 각각 90%와 20m이며, 수치해석 결과로부터 구한 수력효율과 양정은 88.8%와 19.64m 이다. 따라서 본 해석결과를 통해 목표성능이 비교적 만족스러운 임펠러 설계가 완성되었음을 확인하였으며,

임펠러 설계를 위한 계산절차도 비교적 타당한 방법으로 구성되었음을 재차 확인하였다. Figure 4는 저유량(8m³/h), 설계유량(16m³/h), 고유량(26m³/h)에 대한 압력분포를 스펀방향 중간단면에 나타내었다. 저유량일 때, 블레이드 전면부(leading eade)의



(a) one passage region with periodid condition



(a) Q=8m³/h



(b) full modeling view



Q=16m³/h



Q=26m³/h

Figure 2: Grid generation of a designed impeller

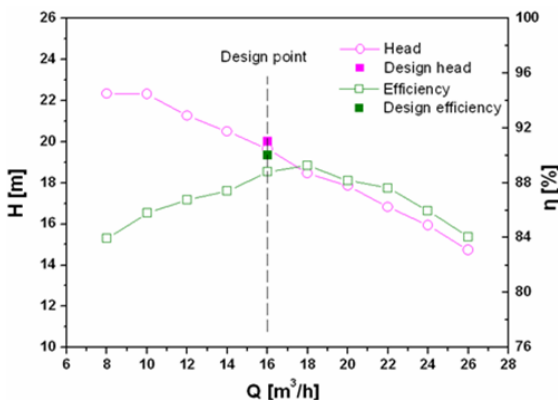


Figure 3: Performance curve of a designed impeller

Figure 4: Pressure distributions at mid span under various mass flow rates

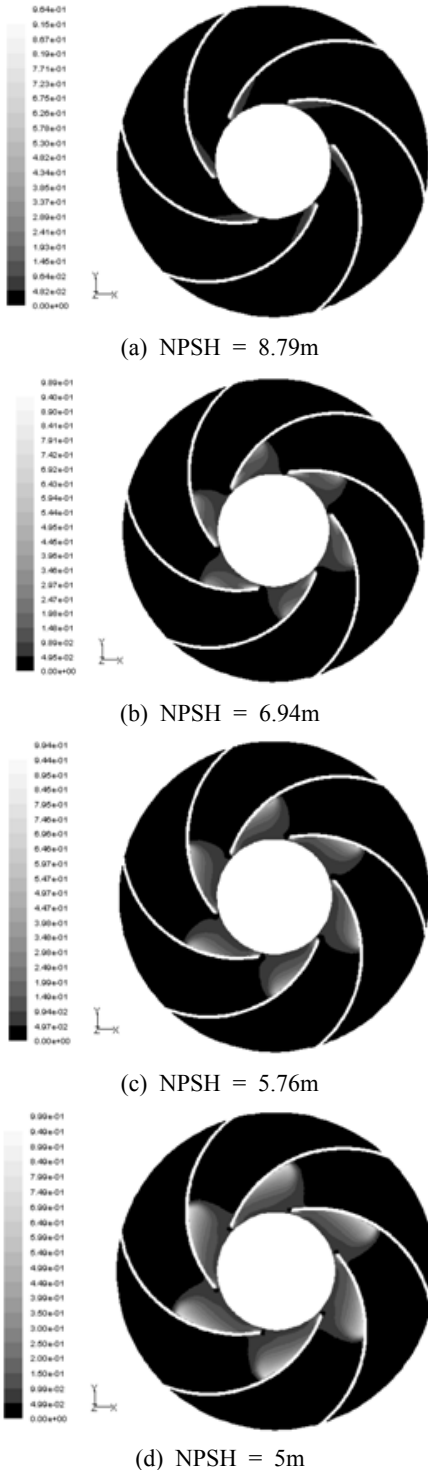


Figure 5: Vapor volume distributions at shroud side under various inlet pressure conditions

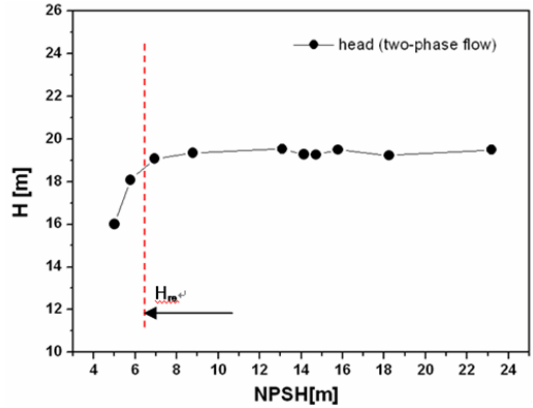


Figure 6: Head drop curve under various inlet pressure conditions

부압면(suction side)근처에서 상대적으로 낮은 압력이 발생하고 있음을 확인할 수 있으며, 입구에서 출구로 갈수록 압력은 서서히 증가되고 있다. 또한 유량이 증가할수록 블레이드 전연부의 부압면근처 압력은 상대적으로 높아짐을 확인할 수 있다. 따라서 이러한 국부적인 압력저하가 포화증기압 이하로 떨어지게 될 때 캐비테이션이 발생하게 되므로, 블레이드 전연부의 형상설계가 상당히 중요하다고 판단된다.

4.2 이상류 해석결과

단상류 해석결과를 Steffanoff의 경험식에 의한 설계값과 비교하여, 임펠러 성능을 검증하였다. 이를 바탕으로 설계유량의 해석결과를 초기조건으로 하여, 상온상태에서 다양한 흡입조건에 따른 이상류 해석을 수행하였다. Figure 5는 NPSH 변화에 따른 슈라우드(shroud)측에서의 증기체적분율(vapor volume fraction)을 나타내고 있다. 흡입 압력이 감소할수록 증기체적분율은 블레이드 전연부의 부압면을 중심으로 넓게 생성되면서 임펠러의 입구부 유로를 막고 있음이 관찰된다. 따라서 흡입압력 감소로 생성된 기포는 임펠러의 유로를 막아서 효율이나 양정이 저하되고, 출구로 갈수록 주위 압력상승으로 인해 기포가 파괴되면서 간헐적이고 불규칙적인 유체소음을 발생시키고, 또한 임펠러를 가진시키고 침식시켜 수명을 단축시킨다.

Figure 6은 설계유량, 상온에서 NPSH 변화에 따

른 양정곡선을 나타내고 있다. NPSH가 9m 이상인 경우는 단상류 해석결과와 근사한 양정값을 보이고 있으나, NPSH가 약 6.5m 이하의 범위에서는 급격한 양정 하강곡선을 보이고 있다. 실제로 NPSH가 약 6.5m 이상의 범위에서도 캐비테이션이 발생되지만, 펌프 성능에 미치는 영향은 아주 미미한 것으로 판단된다. 따라서 NPSH가 약 6.5m 지점에서 실제양정의 약 3%에 해당하는 양정이 감소하는 결과를 통해, 설계된 원심펌프 임펠러의 필요 흡입헤드(H_{re})는 설계유량에서 약 6.5m 정도이며, 이 양정 이상의 흡입 운전조건하에서 펌프는 작동되어야 할 것으로 판단된다.

실제 캐비테이션이 발생하는 현상은 비정상 상태로서, 시간에 따라 vapor의 생성과 성장, 소멸의 불규칙적인 과정이 연속적으로 이루어진다. 하지만 본 연구에서는 정상상태 조건하에서 vapor의 생성 여부만을 판단하였기 때문에, 정상상태 해석 시 수렴성에 상당한 문제점이 있었다. 따라서 향후에는 이러한 문제점을 해결하기 위해 비정상 상태 해석을 통해 각 유량 별 NPSH에 따라 해석을 수행하여 vapor의 불규칙적인 거동 및 성능특성을 시제품 제작을 통한 시험결과와 비교 검토하고자 한다.

5. 결 론

본 연구에서는 설계효율 90%에서 Steffanof 등 [3]의 경험식의 근거로 설계한 임펠러를 대상으로 베인리스 디퓨저를 포함하는 3,500rpm 고정회전수에 대해 가변 유량 조건으로 단상류 유동해석을 수행하여, 임펠러 성능을 검증하였다. 단상류 해석 결과를 초기조건으로 하여, 다양한 입구압력조건하에서 이상류 해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) Steffanoff 경험식을 근거로 설계유량에서 설계된 효율과 양정은 단상류 해석결과와 약 2.8%의 오차를 보이고 있다. CFD 해석의 경우 통상적으로 $\pm 5\%$ 허용오차를 감안할 때, 비교적 만족스러운 수준의 임펠러 설계가 완성되었음을 확인하였다.

(2) 단상류 해석결과, 유량이 증가할수록 양정은

감소하는 경향을 나타내며, 특히 저유량대에서 양정이 다소 정체되는 특이현상이 발생한다.

(3) 이상류 해석결과, 흡입압력이 감소할수록 증기체적분율은 블레이드 전연부의 부압면을 중심으로 넓게 생성되면서 임펠러의 입구부 유로를 막고 있음이 관찰되었다.

(4) NPSH 9m 이상인 경우, 단상류 해석결과와 근사한 양정값을 보였으나, NPSH 6.5m 이하인 경우에 범위에서는 급격한 양정 하강곡선을 보였다.

(5) NPSH가 실제 양정의 3%에 해당하는 양정이 감소하는 결과를 통해, 본 연구에서 설계된 원심펌프의 필요흡입헤드는 약 6.5m이며, 이 양정값 이상의 흡입 운전 조건하에서 펌프운전은 작동되어야 할 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

- [1] C. Antonio and A.C. Eugene, "Experimental characterization of two-phase flow centrifugal pumps", ASME 2010 Power Conference, pp. 803-816, 2010.
- [2] 이영호, 이연원, 윤정인 역, 유체기계, 태훈출판사, 1999.
- [3] 김유택, 최민선, 이영호, "기액 이상류시의 스크류식 원심펌프의 압력분포", 유체기계저널 제4권, 제3호, pp. 39-49, 2001.
- [4] 김성윤, 이상일, 김유택, "기액 이상류시의 원심펌프특성에 관한 실험적 연구", 한국마린엔지니어링학회지 제30권, 제6호, pp. 685-692, 2006.
- [5] 최영도, 마쓰이준, 쿠로가와준이치, 이영호, "PTV 계측법에 의한 극저비속도 원심펌프의 내부유동특성에 관한 연구", 유체기계저널, 제9권, 제1호, pp. 9-18, 2006.
- [6] 최영도, 카가와슈사쿠, 쿠로가와준이치, "비속도의 큰 변화가 극저비속도 원심펌프의 성능에 미치는 영향", 유체기계저널, 제9권, 제1호, pp. 40-46, 2006.
- [7] A. J. Stepanoff, Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design, and Application, Krieger Pub Co, 2nd edition, 1992.

- [8] 모장오, “CFD에 의한 입형다단 원심펌프 성능해석에 관한 연구”, 한국해양대학교 공학석사 학위논문, 2003.
- [9] T. H Shin, W. L. William, S. Aamir, Y. Zhigang and Z. Jiang, “A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows”, Computers Fluids, 24(3), pp. 227-238, 1995.
- [10] A. K. Singhal, H.Y. Li, M.M Athavale, Y. Jiang, “Mathematical basis and validation of the full cavitation model”, ASME FEDSM'01, New Orleans, Louisiana, 2001.

저 자 소 개



모장오(牟奘吾)

1977년 4월생 2001년 한국해양대학교 기계공학과 공학사, 2003년 한국해양대학교 기계공학과 공학석사, 2009년 한국해양대학교 기계공학과 공학박사, 2004년 3월~2010년 3월 ANSYS Korea Branch(ATE inc.) CFD 컨설팅 사업부 과장, 2010년 4월 ~ 2011년 8월 한국

해양대학교 해양에너지전문인력양성사업단 전임연구원, 2011년 9월 ~ 현재 University of Adelaide 방문연구원



김유탉(金由澤)

1990년 한국해양대학교 기관공학과 졸업(공학사), 1996년 한국해양대학교 대학원 졸업(공학석사), 2000년 일본 큐슈공업대학 대학원 졸업(공학박사), 2008년~2010년 University of British Columbia 방문교수, 1990년~1993년 SK

해운 엔지니어, 2001년~현재 한국해양대학교 재직(해사대학, 기관시스템공학부), 당학회 중신회원



이영호(李英浩)

1958년 2월 24일생, 1980년 한국해양대학교 기관 공학과 공학사, 1982년 한국해양대학교 기관공학과 공학석사, 1992년 동경대학 공학부 기계공학과 공학박사, 현재 한국해양대학교 기계·에너지 시스템공학부, 교수, 현(사)한국풍력에너

지학회 부회장, (사)유체기계공업학회 부회장, (사)신재생에너지학회 부회장