

원심펌프 내부의 캐비테이션 수치예측에 관한 연구

모장오* · 강신정** · 강호근*** · 이영호****

A Study on the Numerical Prediction of Cavitation In a Centrifugal Pump

J. O. Mo*, S. J. Kang**, H. K. Kang***, Y. H. Lee****

Keywords : Cavitation(공동현상), NPSH(Net Positive Suction Head, 유효흡입헤드), Design head(설계양정)

Abstract

A Numerical study of the cavitation within a centrifugal pump is carried out using CFD commercial code, FLUENT. The objective of this study is to predict the onset of cavitation within the pump blade and the degradation in the pressure rise due to the generation and transport of vapor. A pump designed for the study is a six bladed, one-circular arc impeller design suggested by A.J. Stepanoff et al. The Steady-state calculations are performed for a wide range of flow rate without the cavitation to investigate the pump performance. The design head and efficiency show a very good agreement with the numerical results at the design flow rate. After the validation with the numerical results, the pump performance and the onset of cavitation within the blade is predicted by changing NPSH at the design flow rate.

1. 서론

펌프의 용도확대와 더불어 이송되는 유체도 다종류에 이르러, 지금은 오일펌프, 하수용 펌프 등 이상류(two-phase flow)상태에서의 펌프 운전도 드물지 않게 되었다. 뿐만 아니라, 단상류(single-phase flow)상태에서의 운전중 캐비테이션(cavitation) 발생에 의해 이상류 상태가 되는 등 다양한 흡입조건하에서의 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 만들어진 펌프라고 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 발생하고 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. 또 발생한 기포가 붕괴되기 때문에 펌프의 소음이나 진동이 발생한다. 이와 같은 상태로 장기간 운전을 하게 되면 기포의 소멸시 발생하는 충격압력에 의하여 임펠러나 케이싱의 표면에 부식이 일어난다.^[2]

본 연구에서는 설계효율 90%에서 자체적으로 설계한 임펠러를 대상으로 베인리스 디퓨저를 포함한 일정 회전수에 대해 가변 유량을 적용하여 단상류 유동해석을 수행하였다. 수치해석 결과를 설계효율 및 양정과 검증한 후에, 다양한 흡입조건

에 대한 이상류 해석을 수행하여 원심펌프 임펠러 내부에서 발생하는 캐비테이션 및 성능특성을 수치적으로 예측 및 분석하였다.

2. 수치해석 방법

2.1 지배방정식

본 연구의 수치해석에 사용된 3차원 비정상 비압축성 보존형 지배방정식은 다음과 같다.

연속 방정식

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

운동량 방정식

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i}(-\overline{\rho u_i u_j}) \quad (2)$$

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

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

여기서, μ 는 점성계수이며, δ_{ij} 는 Kronecker delta 함수이다.

* ATES(주) 선임연구원, mjo@ates.co.kr, cell: 016-213-6423

** LG 전자 DA 연구소

*** 경상대학교 해양산업연구소

**** 한국해양대학교 기계·정보공학부

2.2 난류모델

난류모델로는 1995년 Shin 등^[3]이 제안한 *realizable k-ε* 모델을 사용하였다. Boussinesq 관계식과 난류점성계수(turbulent viscosity)을 조합한 식으로써 다음과 같다.

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k}{\varepsilon} \quad (4)$$

$$\overline{u^2} = \frac{2}{3}k - 2\nu_t \frac{\partial U}{\partial x} \quad (5)$$

여기서, $\nu_t = \mu_t / \rho$ 이다.

2.3 Cavitation 모델

작동유체는 액상, 기상 그리고 응축할 수 없는 가스 혼합물로 가정하였으며, 기체수송방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho f) + \nabla(\rho \bar{v}_v f) = \nabla(\gamma \nabla f) + R_e - R_c \quad (6)$$

여기서 f 는 기체 질량비를 나타내며, \bar{v} 는 기상의 속도성분, γ 는 변환상수이며, R_e 와 R_c 는 각각 기상의 발생과 응축비를 나타내는 항이다. R_e 와 R_c 는 정압의 크기에 따라 값이 달라지는데 그 값은 다음 식에 의해 결정된다.

$$p < p_{sat}$$

$$R_e = C_e \frac{V_{ch}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p_{sat} - p)}{3\rho_l}} (1 - f) \quad (7)$$

$$p > p_{sat}$$

$$R_c = C_c \frac{V_{ch}}{\sigma} \rho_l \rho_v \sqrt{\frac{2(p - p_{sat})}{3\rho_l}} f \quad (8)$$

여기서, 아래첨자 l 과 v 는 각각 액상과 기상을 나타내며, σ 는 액상의 표면장력을, p_{sat} 는 주어진 온도에서 포화증기압을 나타낸다. C_e 와 C_c 는 경험 상수이며, 본 연구에서는 0.02와 0.01을 각각 사용하였다.^[4]

2.4 NPSH(Net Positive Suction Head) 정의

펌프의 흡입압력이 캐비테이션에 대하여 안전한가를 검토하기 위하여 NPSH의 개념이 일반적으로 사용되며, 식 (9)와 같다. NPSH에는 available NPSH(H_{av})와 required NPSH(H_{re})가 있다. H_{av} 는 펌프가 이용할 수 있는 NPSH로서, 임펠러의 입구 직전의 압력이 작동유체의 포화수증기압력 보다도 얼마만큼 높은지를 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]

$$NPSH = \frac{P_i - P_{vapor}}{\rho g} \quad (9)$$

여기서, P_i, P_{vapor}, ρ, g 는 각각 입구 정압, 포화수증기압, 물의 밀도, 중력가속도를 의미한다. 상온 기준 포화증기압은 2368Pa이다.

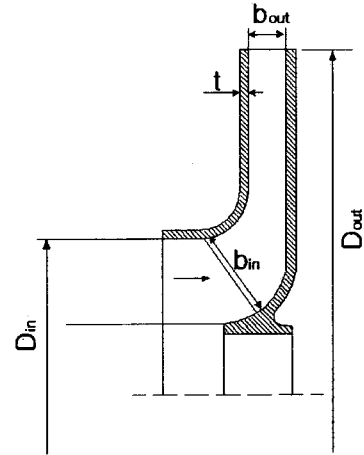


Fig. 1 Side view of the designed impeller of centrifugal pump.

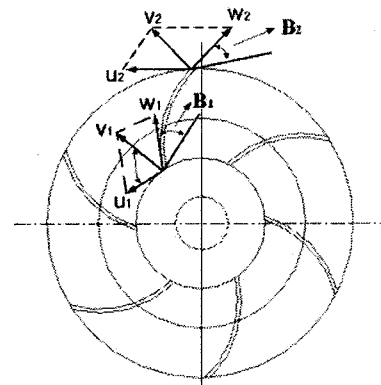


Fig. 2 Front view of the designed impeller of centrifugal pump.

Table 1 Design Parameter of impeller.

Design flow rate	16 m ³ /h
Design head	20 m
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]
Rotating speed	3500 rpm

2.5 원심펌프 성능평가

성능평가에 사용한 토크, 효율, 양정은 식 (10), (11), (12)와 같다. 여기서, 아래첨자 1,2는 펌프의 입구와 출구를 의미하며, $S, \vec{\tau}, \hat{n}, \vec{r}, \hat{a}, Q, p, \omega$ 는 각각 임펠러 표면, 응력텐서, 표면수직벡터, 위치벡터, 회전축 단위벡터, 체적유량, 전압, 각속

도를 나타낸다.

$$T = \left(\int_s (\bar{r} \times (\bar{\tau} \cdot \bar{n})) ds \right) \cdot \hat{a} \quad (10)$$

$$\eta = \frac{Q(p_{t2} - P_{t1})}{T \cdot \omega} \quad (11)$$

$$H = \frac{(p_{t2} - P_{t1})}{\rho g} \quad (12)$$

2.6 원심펌프 설계조건

본 연구에서는 원심펌프 임펠러 형상을 1원호 작도법에 의해서 설계하였다. 원심펌프의 내경, 외경 규격은 비속도를 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.^[5] 본 연구의 설계 대상인 원심펌프 임펠러의 설계 효율과 회전수는 90%, 3500rpm이다. 또한 설계유량 $Q_d=16\text{m}^3/\text{h}$ 에서 설계양정은 20m이며, 비속도 값은 191이다. 비속도는 임펠러의 형상을 나타내는 척도가 되며, 펌프의 성능을 나타내거나 최적합한 회전수를 결정하는데 이용된다. Fig. 1과 2는 원심펌프 임펠러의 측면도와 정면도를 나타내고 있으며, 각 위치에서의 설계변수는 Table 1에 정리 요약하여 나타내었다.

2.7 원심펌프 해석격자 및 경계조건

본 연구의 수치해석 대상으로 사용된 원심펌프는 6개의 깃과 베인리스(vaneless) 디퓨저로 구성된다. Fig. 3은 원심펌프 임펠러 해석격자를 나타내고 있다. 해석격자는 약 5만여개 이며, 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. 그러므로 주기 조건을 이용하여 하나의 날개 영역만을 해석하였다. 단, 정상상태 해석시 지배방정식의 시간항은 무시된다.

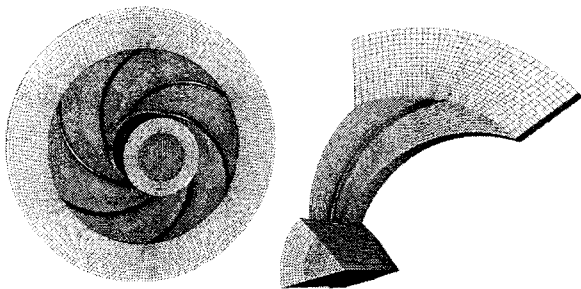


Fig. 3 Grid generation of the impeller of centrifugal pump.

3. 수치해석 결과

3.1 단상류(single-phase flow) 해석결과

Fig. 4는 단상류에 대한 원심펌프 성능해석 결과를 나타내고 있다. 유량이 증가할수록 양정은 감소하는 경향을 보이며, 특히 저유량대에서 양정이 다소 정체되는 특이현상이 발생함을 알 수 있다. 본 연구에서는 설계유량에서 설계효율과 양정이 각각 90%와 20m이며, 수치해석 결과로부터 구한 수력효율과 양정은 88.8%와 19.64m이다. 따라서 본 해석의 결과가 설계값에 대해 비교적 정확하게 예측된 해석결과를 제공하고 있음을 확인 할 수 있다.

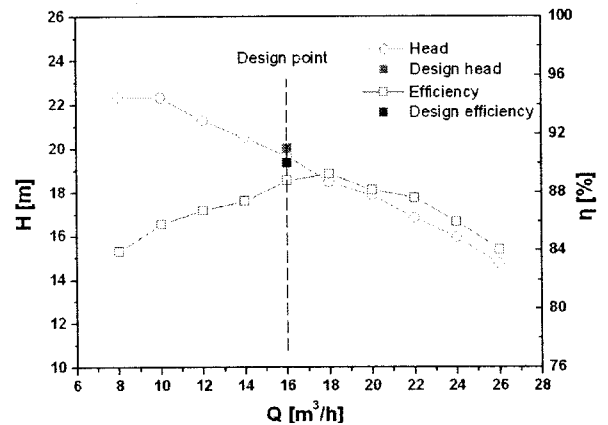


Fig. 4 Performance profile of centrifugal pump.

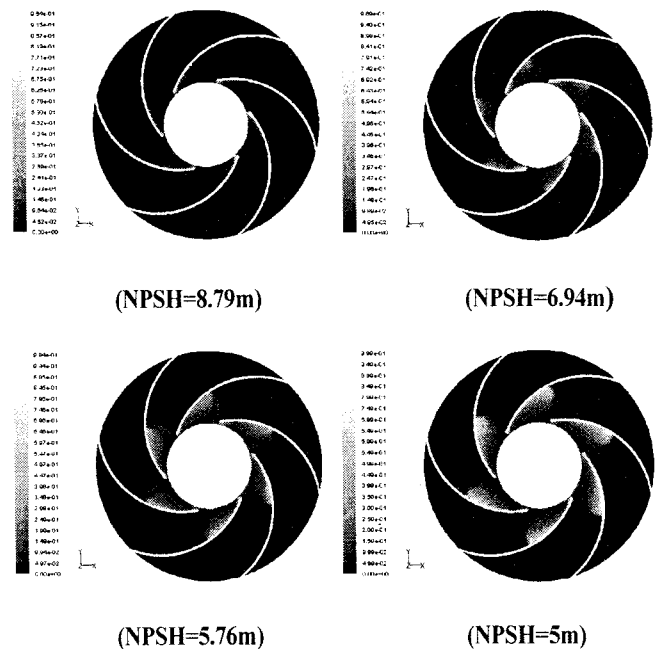


Fig. 5 Contours of vapor volume fraction at shroud side

3.2 이상류(two-phase flow) 해석결과

단상류에 대한 해석결과를 설계효율 및 양정과 검증한 후에, 다양한 흡입 조건하에서 이상류 해석을 수행하였다. Fig. 5은 NPSH 변화에 따른 shroud 측에서의 vapor volume fraction을 나타내고 있다. 흡입 압력이 감소할수록 vapor volume fraction은 점차 증가하는 경향을 나타내며, 특히 깃의 앞단 부압면(suction side)에 걸쳐 vapor가 넓게 생성되고 있음을 알 수 있다. 따라서 흡입압력 감소로 생성된 vapor는 임펠러의 유로를 막아서 효율이나 양정이 저하되고, 출구로 갈수록 주위 압력상

승으로 인해 vapor가 파괴되면서 발생하는 간헐적이고 불규칙한 유체소음의 원인이 되며, 임펠러를 가진시키고 침식시켜 수명을 짧게 한다.

Fig. 6은 NPSH 변화에 따른 양정곡선을 나타내고 있다. NPSH가 9m 이상인 경우는 단상류 해석결과와 유사한 양정값을 보이고 있으나, NPSH가 약 6.5m 이하의 범위에서는 급격한 양정 하강 곡선을 나타내고 있다. 실제로 NPSH가 약 6.5m 이상의 범위에서도 캐비테이션이 발생하지만 펌프성능에 미치는 영향은 아주 미미한 것으로 판단이 된다. 따라서 NPSH가 약 6.5m 지점에서 실제 양정의 3%에 해당하는 양정이 감소하는 결과를 통해, 설계된 원심 펌프의 필요흡입헤드(H_{re})는 설계유량에서 약 6.5m 정도이며, 이 양정 이상의 흡입 운전 조건하에서 펌프 운전이 이루어져 할 것으로 판단이 된다.

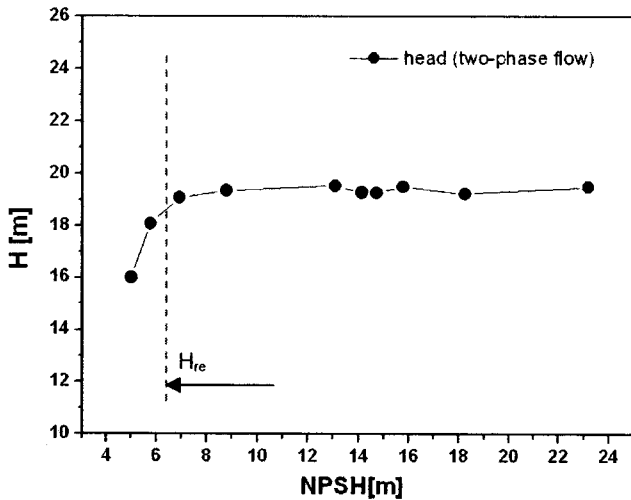


Fig. 6 Head drop curve of centrifugal pump(two-phase solution)

4. 결론

본 연구에서는 설계효율 90%에서 직접 설계한 임펠러를 대상으로 베인리스 디퓨저를 포함하는 일정 회전수에 대해 가변 유량을 적용하여 단상류 유동해석을 수행하였으며, 수치해석으로부터 얻어진 결과와 설계효율 및 양정과 검증한 후에, 다양한 흡입 조건하에서 이상류 해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 단상류 해석결과, 유량이 증가할수록 양정은 감소하는 경향을 나타내며, 특히 저유량대에서 양정이 다소 정체되는 특이 현상이 발생한다.
2. 이상류 해석결과, 흡입 압력이 감소할수록 vapor volume fraction은 점차 증가하는 경향을 나타내며, 특히 기의 앞단 부 압면(suction side)에 걸쳐 vapor가 넓게 생성된다. 또한 NPSH가 9m 이상인 범위에서는 단상류 해석결과와 유사한 양정값을 보이고 있으나, NPSH가 약 6.5m 이하 범위에서는 급격한 양정 하강 곡선을 나타낸다.
3. NPSH가 실제 양정의 3%에 해당하는 양정이 감소하는 결과를 통해, 설계된 원심펌프의 필요흡입헤드는 약 6.5m이며, 이 양정 이상의 흡입 운전 조건하에서 펌프의 운전이 이루어져야 한다.

5. 후기

실제 캐비테이션이 발생하는 현상은 비정상 상태로서, 시간에 따라 vapor의 생성과 성장, 소멸의 불규칙적인 과정이 연속적으로 이루어진다. 하지만 본 연구에서는 정상상태 조건하에서 vapor의 생성여부만을 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.

참고문헌

- [1] Kim, J. H., Duffey, R. B., and Belloni, P., 1985. "On Centrifugal Pump Head Degradation in Two-Phase Flow" Design Methods for Two-Phase Flow in Turbomachinery, The ASCE/ASME Mechanics Conference Albuquerque New Mexico, pp. 9~15.
- [2] 이영호, 이연원, 윤정인 역, 태훈출판사, "유체기계", pp.130~131
- [3] Shih, T.-H., Liou, W. W., Shabbir, A., Yang, Z., Zhu, J., 1995, A New $k-\epsilon$ Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation. Computers Fluids, 24(3), pp. 227-238.
- [4] Fluent Inc., 2005, "Fluent6.2. User's Guide"
- [5] A. J. Stepanoff, "Centrifugal and Axial Flow Pumps" 2nd Edition, John Wiley & Sons, Inc, 1957, pp.1~137