

비 막힘형 수중 펌프 임펠러 형상이 펌프 성능에 미치는 영향

윤 정 의*†

* 강원대학교 메카트로닉스공학과

Effects of Impeller Shape of Submersible Nonclogging Pump on its Performance

Jeong-Eui Yun*†

* Dept. of Mechatronics, Kangwon Nat'l Univ.

(Received July 16, 2012 ; Revised September 10, 2012 ; Accepted September 10, 2012)

Key Words: Outlet Position of Blade(날개 출구 위치), Outlet Width of Blade(날개 출구 폭), Slurry Pump (슬러리 펌프)

초록: 본 연구에서는 15kW 모터로 구동되는 5m³/min의 유량을 고효율로 공급할 수 있는 2엽 비막힘형 수중 펌프의 임펠러를 설계하는 것을 목표로 임펠러 출구 위치 변화(h_I), 출구 폭(b_2) 및 허브 프로파일의 변화가 펌프 성능에 미치는 영향을 상용 해석용 프로그램 ANSYS CFX를 사용한 전산해석을 통해 수행하였다. 해석 결과, 임펠러 출구 위치 변화(h_I) 및 출구 폭(b_2)이 증가하면 양정 및 축동력의 경우는 h_I , b_2 와 함께 지속적으로 증가하지만 효율의 경우는 $h_I=38$ mm, $b_2=55$ mm 까지만 증가하며, 그 이상의 값에서는 일정한 값을 가짐을 보여준다. 그리고 허브 프로파일의 변화는 상대적으로 임펠러 성능에 큰 영향을 미치지 않는다.

Abstract: This study was performed to develop a high-efficiency submersible nonclogging pump impeller. Toward this end, we simulated the effect of some parameters such as the outlet position of a blade (h_I), outlet width of a blade (b_2), and hub profile on the pump efficiency by using the commercial codes ANSYS CFX and BladeGen. The results showed that the pump efficiency was proportional up to $h_I = 38$ mm and $b_2 = 55$ mm. It remained constant over these values. However, the head and shaft power were proportional to h_I and b_2 in the simulated ranges. The effects of hub profile changes on the pump efficiency were relatively small compared to those of the other parameters.

1. 서 론

비 막힘형 수중 슬러리 펌프(non-clogging type of submersible slurry pump)는 주로 고상의 입자가 상당수 포함된 액체를 수송하는 용도로 사용하는 펌프이다. 이러한 슬러리 펌프의 경우 사용 용도에 따라 낮은 비속도(specific speed)에서도 큰 고형물을 고효율로 이송할 수 있어야 되나 기존의 원심펌프 설계방법으로는 임펠러의 유로 폭이 매우 좁아져 큰 고형물을 이송하는 것이 불가능해 진다는 문제점이 발생한다.^(1~3) 최근 이러한 분야

에 대한 몇몇 연구가 학계에서 이루어지고 있으나 아직 산업 현장에 적극적으로 적용되지는 못하고 있는 실정이다.^(4,5)

본 연구는 15kW 모터로 구동되는 5m³/min의 유량을 고효율로 공급할 수 있는 2엽 비막힘형 수중 슬러리 펌프의 임펠러를 설계하는 것을 목표로 한다. 이를 위해 유량 3m³/min, 2엽 수중 슬러리 펌프 임펠러 개발과 관련하여 입구면 날개의 비틀림 각, 비틀림 형상 및 날개의 길이가 펌프의 효율에 미치는 영향에 관한 지난번 연구 결과⁽⁶⁾에 추가하여, 임펠러의 출구 위치 변화, 출구 폭, 그리고 허브 프로파일을 설계변수로 선정하여 이들이 임펠러 효율에 미치는 영향을 상용 해석용 프로그램을 사용한(ANSYS BladeGen, CFX)

† Corresponding Author, jeyun@kangwon.ac.kr

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

전산해석을 통해 수행하였다.

2. 수치해석

2.1 임펠러 형상 모델링 및 주요해석변수

Fig. 1은 본 연구에서 개발하고자 하는 비 막힘형 펌프 임펠러의 3차원 구성을 보여주고 있는 그림이다. 그림에서 알 수 있듯이 임펠러는 근간을 이루고 있는 허브(hub)와 2개의 날개(blade) 그리고 날개를 덮어 흡입 되는 물의 통로를 구성하는 덮개(shroud)로 구성되어져 있다. 그리고 펌프의 성능에 절대적인 영향을 미치는 임펠러의 형상 설계에서는 날개의 기본 형상을 표현하는 자오면(meridional view)을 기준으로 Fig. 2의 흡입 직경(b_1), 출구 위치(h_1) 및 폭(b_2)와 경계면을 구성하는 허브 및 슈라우드 곡선이 중요한 설계 변수가 된다.

Fig. 3에 해석에서 사용한 날개의 형상 설계 시 비틀림을 결정하는 3가지 주요 변수를 나타내었다. 이들 3개의 변수 중 날개의 형상을 결정하는 $\theta(r)$, $\beta(r)$ 사이에는 반경 r 에 따라 식 (1)의 관계가 성립하며, 본 연구에서처럼 전 영역에서 β 가 일정한 값 ($\beta=30^\circ$)을 가진다면 $\theta(r)$ 는 식 (2)로부터 결정되어진다 (r_i : 날개 시작면의 반경).

$$\tan\beta = \frac{dr}{rd\theta} \tag{1}$$

$$\theta(r) = \frac{1}{\tan\beta} \ln\left(\frac{r}{r_i}\right) \tag{2}$$

본 연구는 앞에서 기술하였듯이 이전 연구⁽⁶⁾에서 수행한 흡입면에서 날개의 비틀림을 표현하는 두 개의 비틀림 각 (β :blade angle) 및 날개의 길이를 결정하는 각 (α :blade length angle)은 제외하고 3차원 유동 해석을 통해서만 결정할 수 있는 출구 위치, 출구 폭 그리고 허브 및 슈라우드 곡면 (hub & shroud profile)을 설계 변수로 선정하여 해석을 수행하였다. 그리고 연구 전 과정에서 흡입면 날개의 비틀림 각과 날개의 길이는 이전 연구⁽⁶⁾를 통해 밝혀진 최적 값인 $\beta=30^\circ$, $\alpha=37^\circ$ 를 설계 값으로 결정하였다.

2.2 전산유동 해석방법

Fig. 4는 해석에 사용한 격자의 모습이다. 격자

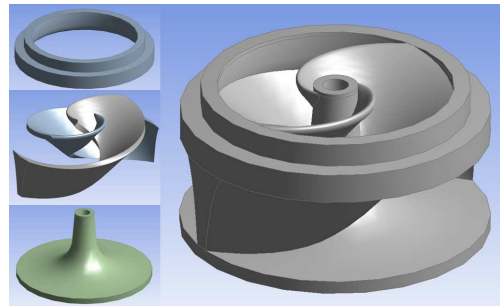


Fig. 1 Configuration of Impeller - shroud, blade, hub

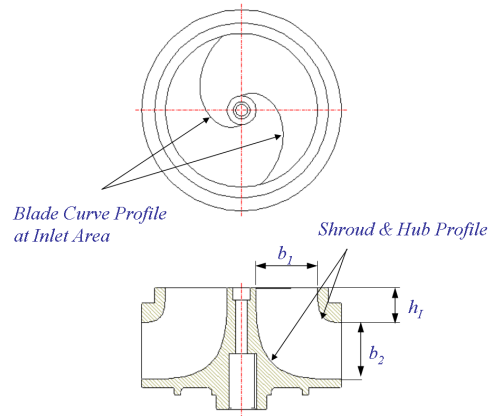


Fig. 2 Simulated variables in impeller

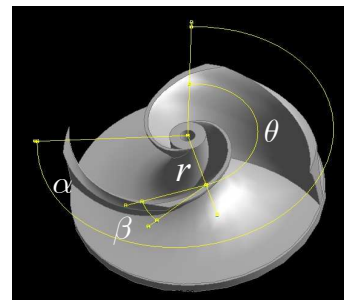


Fig. 3 Definition of blade angles for impeller design. Where, α : blade length angle β : blade angle and θ : angle position

는 형상의 복잡성으로 사면체 격자를 주로 사용하였으며 벽면에는 계산의 정확성을 위해 8층의 프리즘 격자 층을 배치하였다. 그리고 계산 시간을 고려하여 두 개의 날개 중 한 개의 날개 영역에 대해서만 해석을 수행하였으며 전체적으로는 약 80만개의 요소로 구성하였다. 수치해석

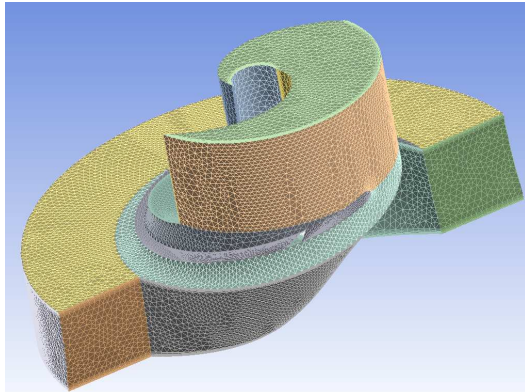


Fig. 4 Grid of impeller for simulation

은 상용 해석 프로그램인 ANSYS CFX-12를 사용하였으며, 작동유체는 시제품 제작 후 검증과정을 고려하여 물로 설정하였다. 전체적으로는 에너지 방정식을 제외한 연속방정식 및 운동량 방정식을 사용하였으며, 난류 모델은 $k-\epsilon$ 모델을 채택하여 해석을 수행하였다. 해석 시 경계 조건으로는 입구 쪽에서는 압력(1bar)을 출구 쪽에서는 유량($5 \text{ m}^3/\text{min}$)값을 사용하였으며, 회전수는 1,750 rpm 조건에서 수행하였다. 그리고 해석은 볼류트를 제외한 임펠러에 대해 회전 좌표계를 설정하여 해석하는 RFR(Reference Frame Rotation) 방식을 사용하였으며, 입구부위와 출구 쪽 볼류트 부분은 반대방향으로 회전하는 회전 벽(Counter-Rotating Wall)으로 경계조건을 주어 해석을 수행하였다.

3. 유동해석 결과 및 고찰

Fig. 5는 출구 위치변화(h_I)가 펌프 성능에 미치는 효과를 알아보기 위해 모델링한 임펠러의 형상이다. 그림을 살펴보면 h_I 가 증가함에 따라 임펠러의 높이(흡입구의 위치)가 높아지는 형상을 가짐을 알 수 있다. 해석은 유량(Q)을 $5 \text{ m}^3/\text{min}$ 으로 주었을 때 h_I 의 값을 18mm부터 5mm 씩 증가하여 48mm 까지 해석을 수행하였다.

Fig. 6은 해석 결과 h_I 의 변화가 펌프의 효율, 양정 및 축 동력에 미치는 영향을 나타낸 그림이다. 그림을 살펴보면 h_I 가 증가하면 양정 및 축 동력의 경우는 h_I 와 함께 지속적으로 증가하지만 효율의 경우는 $h_I=38 \text{ mm}$ 까지만 증가하며,

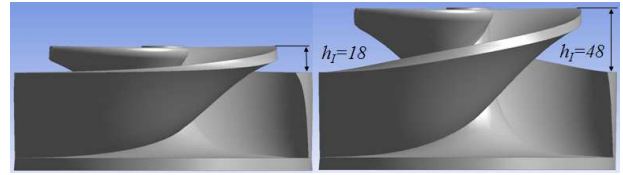


Fig. 5 Effect of outlet position (h_I) on impeller geometry. In all cases, $\beta = 30^\circ$, $\alpha = 370^\circ$, $b_2 = 67 \text{ mm}$

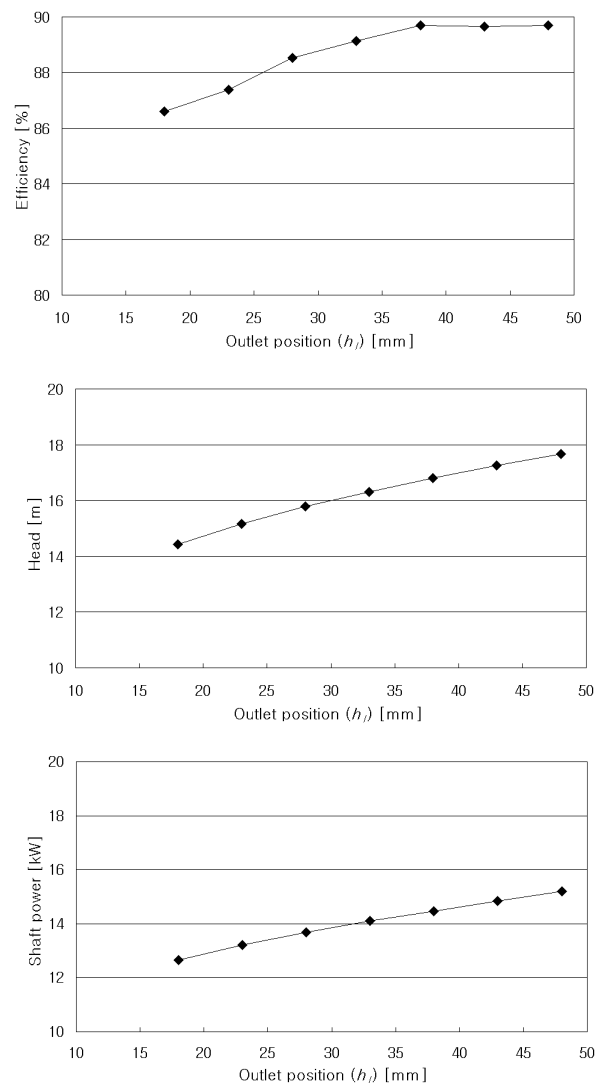


Fig. 6 Effect of outlet position (h_I) on total efficiency, head and shaft power of pump ($N=1750 \text{ rpm}$, $Q=5 \text{ m}^3/\text{min}$)

그 이상의 값에서는 일정한 값을 가진다는 것을 알 수 있다 (efficiency $\eta = \gamma QH / P_{shaft} \times 100\%$, γ : specific weight, Q : flow rate, H : head, P_{shaft} :

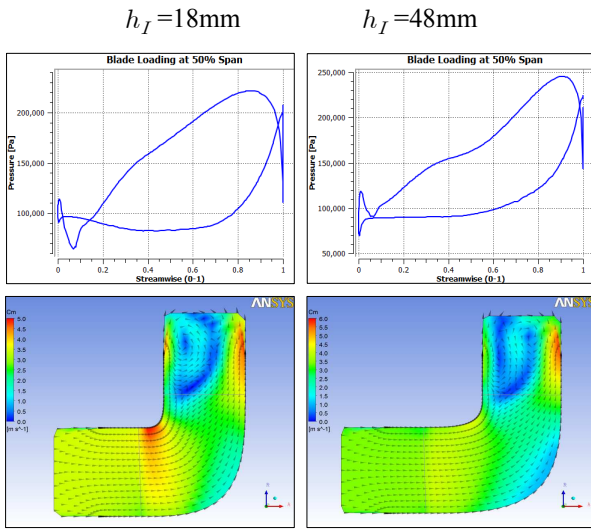


Fig. 7 Effect of outlet position (h_I) on blade loading at 50% span and area averaged velocity C_m on meridional surface

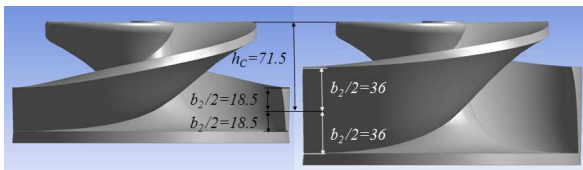


Fig. 8 Effect of outlet width (b_2) on impeller geometry. In all cases, $\beta = 30^\circ$, $\alpha = 370^\circ$, center of outlet $h_c = 71.5$ mm

shaft power). 이러한 원인은 Fig. 7에 나타낸 날개 면에서 압력 형성 값 (Pressure loading at 50% span) 및 자오면에서의 속도 값으로부터 유추할 수 있다. 즉 h_I 가 증가함에 따라 날개면 증가와 함께 전체 비틀림 형상 또한 변하게 되며, 이로 인해 날개 앞뒷면 (Suction side, Pressure side)에 형성 되는 압력값의 역전 현상이 완화 되면서 효율이 증가 하는 결과를 보여주고 있다. 또한 h_I 가 증가함에 따라 유체와 닿는 날개면이 증가하게 됨에 따라 유체에 전달되는 에너지도 증가하므로 양정 및 축동력 또한 증가하는 현상을 보임을 예측할 수 있다. 이상의 결과로부터 h_I 를 증가시킬 경우에 효율의 손실 없이 지속적으로 양정을 높일 수는 있지만 축 동력 또한 증가하는 문제가 발생하게 됨을 확인 할 수 있다. 본 연구에서는 목표 축 동력을 15kW 이하로 산정하고 있기 때문에 주어진 범위에서는 $h_I = 38$ mm의 경우가 최적의 값임을 알 수 있다.

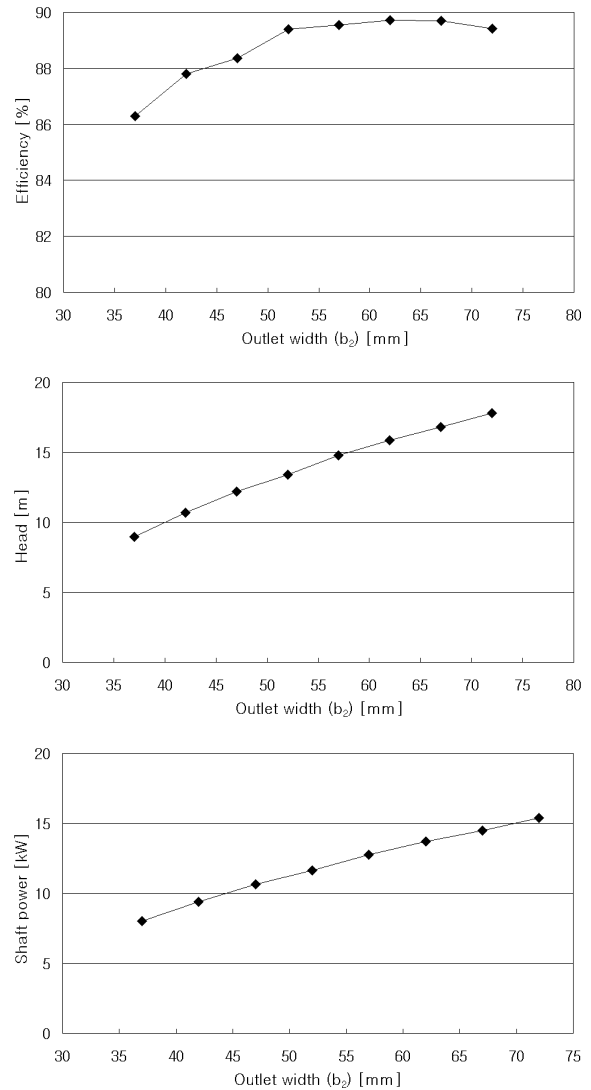


Fig. 9 Effect of outlet width (b_2) on total efficiency, head and shaft power of pump ($N=1750$ rpm, $Q=5$ m³/min)

Fig. 8은 출구 폭(b_2)이 펌프 성능에 미치는 효과를 알아보기 위해 모델링한 임펠러의 형상이다. 그림을 보면 먼저 Fig. 6 결과를 통해 결정된 출구 위치 값 $h_I = 38$ mm 을 사용하여 출구 입구의 중심 값 $h_c = 71.5$ mm를 정한 후 이 값을 고정시켰다. 그런 다음 b_2 를 37 mm부터 72 mm까지 5mm씩 변화 시켜가면서 8가지 종류의 임펠러를 모델링을 하였다. 그림을 살펴보면 b_2 가 증가함에 따라 임펠러의 출구 높이가 커지는 형상을 가짐을 알 수 있다.

Fig. 9는 출구 폭(b_2)이 펌프의 효율, 양정 및 축 동력에 미치는 영향을 나타낸 그림이다. 그림

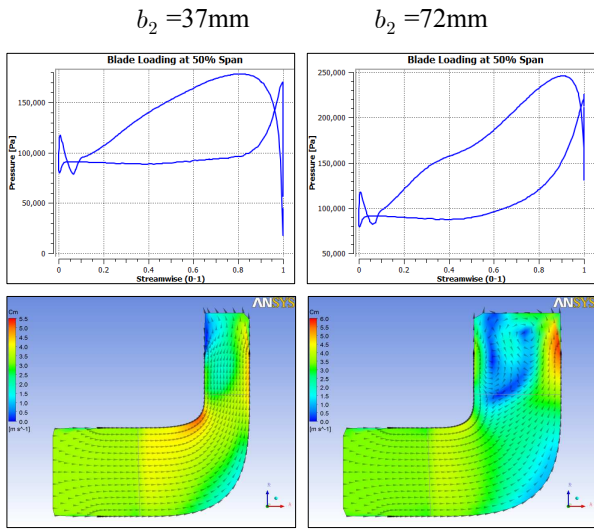


Fig. 10 Effect of outlet width (b_2) on blade loading at 50% span and area averaged velocity (Cm) on meridional surface

을 살펴보면 b_2 가 증가하면 양정 및 축동력의 경우는 b_2 와 함께 지속적으로 증가하지만 효율의 경우는 $b_2 < 55$ mm까지만 증가하며, 그 이상의 값에서는 거의 일정한 값을 가진다는 것을 알 수 있다. 이러한 원인은 Fig. 10에 나타난 날개 면에서 압력 형성 값 (Pressure loading at 50% span) 및 자오면에서의 속도 값으로부터 유추할 수 있다. 즉 b_2 가 증가함에 따라 날개면 증가와 함께 전체 비틀림 형상 또한 변하게 되며, 이로 인해 h_I 에서처럼 날개 앞뒷면 (Suction side, Pressure side)에 형성 되는 압력값의 역전 현상이 완화 되면서 효율이 증가 하는 결과를 보여주고 있다. 또한 b_2 가 증가함에 따라 유체와 닿는 날개면이 증가하게 됨에 따라 유체에 전달되는 에너지도 증가하므로 양정 및 축동력 또한 증가하는 현상을 보인다. 이러한 결과로부터 h_I 에서처럼 b_2 를 증가 시킬 경우, 효율의 손실 없이 지속적으로 양정을 높일 수는 있지만 역시 축동력이 증가하는 문제가 발생하게 된다. 본 연구에서는 목표 축동력을 15kW 이하로 산정하고 있기 때문에 주어진 범위에서 최대 양정을 가지는 $b_2 = 67$ mm의 경우가 최적의 값을 알 수 있다.

Fig. 11은 임펠러의 허브 곡면(hub profile)을 어떻게 구성하는가를 보여주는 그림이다. Ansys BladeGen s/w에서는 허브 및 슈라우드 곡선 생성

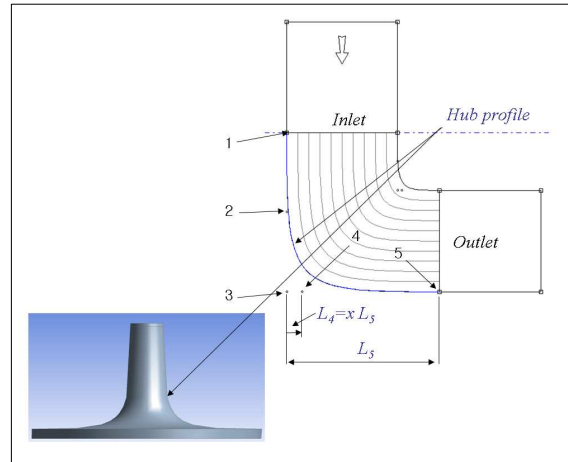


Fig. 11 Construction of hub profile in Ansys BladeGen S/W

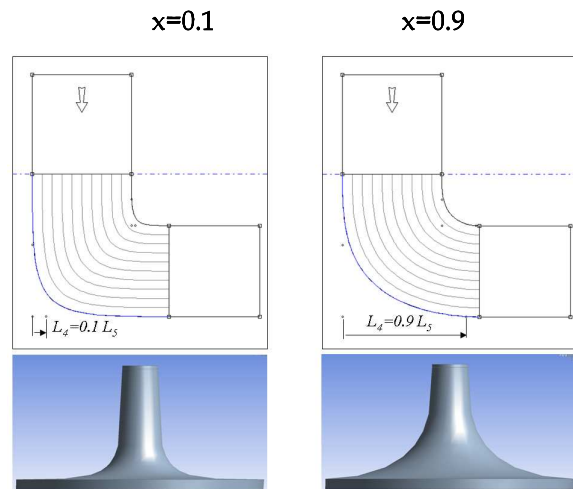


Fig. 12 Effects of x on creation of hub profile

을 위해 스플라인 곡선(spline curve)과 함께 베지어 곡선(Bezier curve)을 제공한다. 본 연구에서는 1번부터 5번까지의 5개 조절점으로 만들어지는 곡선을 사용하여 허브 곡선을 정의하였으며(슈라우드 곡선도 동일한 방법으로 정의), 허브 곡선의 변화가 펌프의 성능에 미치는 영향을 살펴보고자 Fig. 12에서 표시한 것과 같이 4번 조절점을 변화시켜가면서 9개의 허브 곡선을 생성한 후 유동 해석을 수행하였다.

Fig. 13은 허브 및 슈라우드 형상 변화에 따른 임펠러의 유동 특성을 3차원 유동 해석을 수행한 결과로부터 정리하여 그려놓은 그래프이다. 허브 프로파일의 변화는 효율에 큰 영향을 미치지 않는다는 것은 이미 여러 연구에서 잘 알려져 있듯

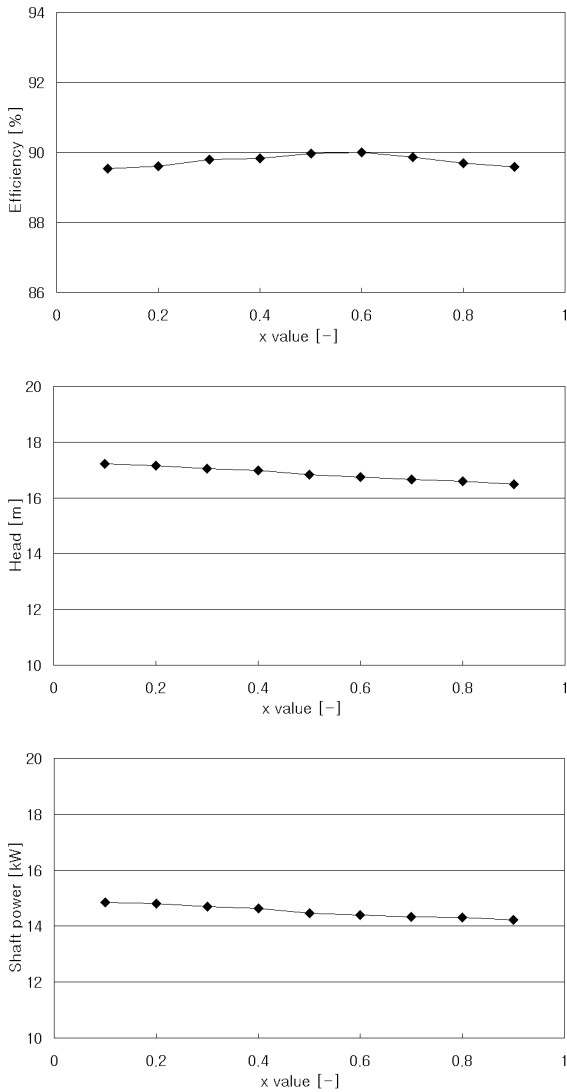


Fig. 13 Effect of hub and shroud profile on total efficiency, head and shaft power of pump. N=1750 rpm, Q=5 m³/min

이 본 연구 결과에서도 1%범위 안에서 변화만을 나타내었다. 이러한 현상에 대한 원인은 Fig. 14에 나타낸 날개 면에서 압력 형성 값(Pressure loading at 50% span) 및 자오면에서의 속도 값으로부터 예측할 수 있다. 즉 허브 및 슈라우드 형상이 다소 변해도 날개의 형상은 그대로 유지되기 때문에 날개 앞뒷면에 형성 되는 압력값의 역전 현상이 크게 바뀌지 않으며, 유속 또한 큰 변화를 주지 않는다는 것을 확인할 수 있다. 그리고 허브 및 슈라우드 형상변화에 의한 효율, 양정 및 축동력의 변화는 출구 위치(h_I) 및 폭(b_2) 변화에 비해 상대적으로 작은 값을 가짐을 알 수 있다.

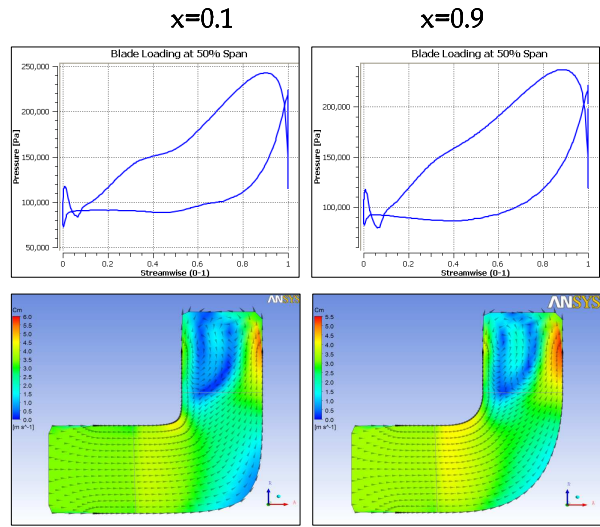


Fig. 14 Effect of hub and shroud profile on blade loading at 50% span and area averaged velocity C_m on meridional surface

지금까지의 계산 결과를 살펴보면 임펠러 출구 위치(h_I), 폭(b_2) 및 허브와 슈라우드 형상을 변화 시켰을 때 설계점(1750 rpm, 유량 5m³/min)에서 효율은 86-90%, 양정은 8-18m, 축동력은 7-17kW까지 변화한다. 이러한 결과 중에서 특히 효율 값이 실제 보다 높은 이유는 본 연구에서는 임펠러만을 고려하여 해석을 수행하였기 때문이다. 볼류트(Volute)를 포함한 주변 관로의 저항을 포함하여 해석할 경우 70-75% 수준임 보여주고 있으며,⁽⁷⁾ 본 연구결과를 바탕으로 제작한 펌프를 사용하여 직접 실험한 경우에도 77%의 결과를 보였다.⁽⁸⁾

4. 결 론

본 연구는 15kW 모터로 구동되는 5m³/min의 유량을 고효율로 공급할 수 있는 2엽 비막힘형 수중 슬러리 펌프의 임펠러를 개발하는 것을 목표로 임펠러 출구 위치 변화(h_I), 출구 폭(b_2) 및 허브 프로파일이 펌프 성능에 미치는 영향을 상용 해석용 프로그램을 사용한 (ANSYS BladeGen, CFX) 전산해석을 통해 수행하였다. 그 결과 아래의 몇 가지 결론을 얻었다.

(1) 임펠러 출구 위치 변화(h_I)가 증가하면 양정 및 축동력의 경우는 h_I 와 함께 지속적으로 증가하지만 효율의 경우는 $h_I=38$ mm 까지만 증가하며, 그 이상의 값에서는 일정한 값을 가짐

을 보여준다. 이러한 결과로부터 h_I 를 증가할 경우 효율의 손실 없이 지속적으로 양정을 높일 수는 있겠지만 축 동력이 증가하는 문제가 발생하게 된다.

(2) 출구 폭(b_2)가 증가하면 양정 및 축동력의 경우는 b_2 와 함께 지속적으로 증가하지만 효율의 경우는 $b_2 < 55$ mm 까지만 증가하며, 그 이상의 값에서는 거의 일정한 값을 가진다는 것을 알 수 있다. 이러한 결과로부터 h_I 에서처럼 b_2 를 증가할 경우 효율의 손실 없이 지속적으로 양정을 높일 수는 있지만 역시 축 동력이 증가하는 문제가 발생하게 된다.

(3) 허브 및 슈라우드 프로파일의 변화는 상대적으로 임펠러 성능에 큰 영향을 미치지 않는다.

참고문헌

- (1) Stepanoff, A. J., 1957, Centrifugal and Axial Flow Pumps, John Wiley & Sons, Inc., pp. 69~137.
- (2) Imaichi, K., Murakami, Y., Tsurusaki, H. and Cho, K. R., 2002, The Basis of Pump Design, Daeyoung Sa.
- (3) Choi, Y. D. and Kurokawa, J., 2007, "Improvement of Performance Instability and Miniaturization of very Low Specific Speed Centrifugal Pump," *Journal of Fluid Machinery*, Vol.10, No.4, pp.21~28.
- (4) Kim, D. J., Suh, S. H. and Sung, S. K., 1988, "Effects of the Impeller Shapes on the Non-Clogging and the Screw-type Centrifugal Pump Performances," *Journal of Fluid Machinery*, Vol.1, No.1, pp.81~89.
- (5) Kim, S., Choi, Y. S., Yoon, J. Y. and Kim, D. S., 2008, "Design Optimization of Centrifugal Pump Impeller Using DOE," *Journal of Fluid Machinery*, Vol.11, No.3, pp.36~42.
- (6) Yun, J. E., 2011, "CFD Analysis of Submersible Slurry Pump with Two Blades," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 35, No. 3, pp. 263~268.
- (7) Litfin, O., Mohr, C., Haddad, K., Epple, P., Semel, M., Becker, K., Klein, H. and Delgado, A., 2011, "CFD Computation, Analysis and Design of a Two-Blade Wastewater Pump," *Proceedings of ASME 2011 Int. Mech. Eng. Congress & Exposition* pp. 1~8.
- (8) Jang, J. H. and Yun, J. E., 2011, "Development of High Efficiency Submersible Non-Clogging Pump Operating in High Flow rate and High Pressure Head," 1st year report, KETEP