

원심펌프 임펠러 입구각도 변화에 따른 유동해석

이 성 현, 이 동 렬*

대구가톨릭대학교 기계자동차공학부

FLOW ANALYSIS OF THE IMPELLER WITH DIFFERENT INLET ANGLES IN THE CENTRIFUGAL PUMP

S.H. Lee and D.R. Lee*

School of Mechanical and Automotive Engineering, Catholic University of Daegu

This research is to investigate the performance analysis for efficient design with four different inlet angles of the centrifugal pump impeller. Assuming that the rotation speed and exit angle are fixed, Four cases of the centrifugal pumps were numerically analyzed using ANSYS FLUENT. According to the numerical results, head and pump efficiency at inlet angle of 20 degrees was highest. There is no big difference of efficiency at inlet angle of 20 degrees compared to the inlet angle 30 degrees. About 15% of efficiency at inlet angle of 20 degrees is higher than inlet angle of 40 degrees and 31% higher than inlet angle oof 50 degrees. Because there is liner functional relationship between speed and flow rate, suction flow rate at inlet angle of 20 degrees is superior to the inlet angle of 30 degrees as much as 0.89%, inlet angle of 40 degrees as 13%, inlet angle of 50 as 28.4%. Head at inlet angle of 20 degrees is superior to the inlet angle of 30 degrees as much as 0.4%, inlet angle of 40 degrees as 2.7%, inlet angle of 50 degrees as 3.2%. There should exist highest efficiency and also optimal design shape at inlet angle of 20 degrees.

Key Words : 원심펌프(Centrifugal Pump), 임펠러(Impeller), 수동력(Water Power), 제동동력(Brake Power), 전산유체역학(CFD), 펌프효율(Pump Efficiency)

1. 서 론

펌프는 산업현장에서 많이 사용되고 필요한 장치이다. 주로 배수나 급수, 오수 등 각종 설비와 모든 업체에 빈번히 사용 된다.

원심펌프는 임펠러의 회전에 의한 원심력으로 유체에 에너지가 전달되고 작동 유체가 임펠러를 통과하는 과정에서 운동에너지를 압력에너지로 변환시켜 주는 펌프이며, 용적형 펌프, 제트펌프와 같은 특수펌프보다 일반 산업계에서 폭넓게 사용된다. 19세기부터 원심펌프의 성능향상을 위한 연구는 꾸준히 진행되어 왔으나 계속되는 기술 발전에 그에 적합하고 우수한 원심펌프의 개발이 필요하다[1]. 기존에 연구된 원심

펌프관련 사례를 보면 주로 ‘극저비속도 영역에서 임펠러 관련인자 변화에 따른 원심펌프 성능 평가[2]’, ‘상용 CFD코드를 이용한 원심펌프 임펠러의 성능해석[3]’, ‘5깃 반개방형 임펠러의 속도분포[4]’ ‘원심펌프 회전차의 성능해석에 대한 전산 해석적 연구[5]’, ‘낮은 고유속도 원심펌프 성능에 따른 날개 출구 각의 영향[6]’ 등 임펠러 형상과 관련된 연구가 많은 비중을 차지하고 있는 만큼, 임펠러의 변수가 중요하다고 볼 수 있다. 원심임펠러의 기술동향으로는 화학공학 분야에서도 사용된다. 경사진 원심임펠러가 장착된 발효조에서 셀룰로오스라고 불리는 유기화합물을 생성하는 것인데, 셀룰로오스는 자연계에 다량 존재하는 유기화합물로 공업이나 식품산업에서 중요한 자원으로 쓰인다. 발효조 내의 유체흐름이 경사진 원심임펠러의 실린더를 통과하여 발효조 벽면으로 순환되며 기존의 터빈 임펠러의 회전속도의 30%의 회전속도로도 같은 미생물 셀룰로오스를 생성하는 것과 같다는 연구내용이었다 [7]. 원심임펠러의 각도와 경사가 그러한 차이를 나타내고 성능을 향상시킨 것이다. 이러한 사례들을 볼 때, 임펠러의 형

Received: February 17, 2016, Revised: March 28, 2016,

Accepted: March 28, 2016.

* Corresponding author, E-mail: dlee@cu.ac.kr

DOI <http://dx.doi.org/10.6112/ksfce.2016.21.1.058>

© KSCFE 2016



Fig. 1 Actual shape of impeller

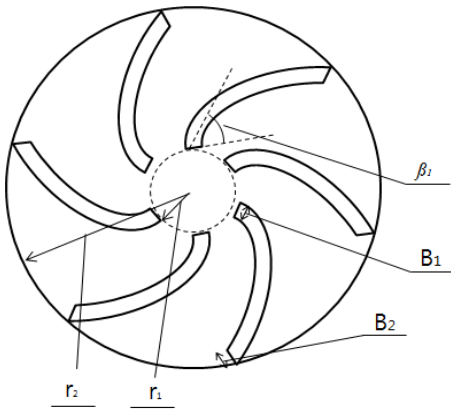


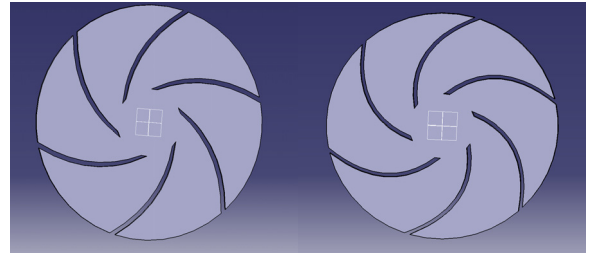
Fig. 2 Schematic diagram of the impeller

상과 작동조건이 원심펌프의 성능에 많은 영향을 미치고 있으므로[8] 본 연구는 임펠러의 입구 각도를 변화시켜 속도분포 및 압력분포를 제시하고 수두, 수동력, 유량 등을 비교하여 성능을 수치적으로 해석하여 최적설계를 위한 모델을 제안 하는데 목표를 둔다.

2. 설계 및 수치해석

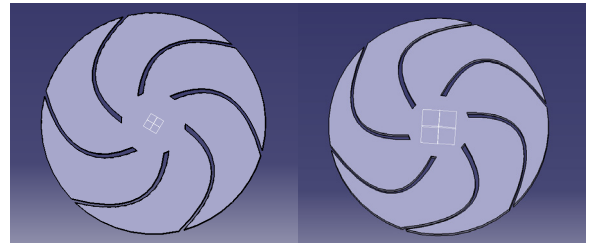
2.1 설계조건

Fig. 1은 연구에 사용된 실제 Impeller의 사진이다. 실제 산업체에서는 용도와 목적에 따라서 깃의 형태 및 각도가 다르게 적용되고 있으며, Fig. 1의 경우 깃의 형태가 산업체에서 일반적으로 볼 수 있는 Impeller이며, 입구각도는 30° 이다. 본 연구의 모델링작업은 Catia V5에서 수행하였다. 임펠러의 입구각도가 다른 4개의 Case로 구분되며, Case 1, Case 2, Case 3, Case 4 순으로 각각 임펠러 입구각 β_1 을 20° , 30° , 40° , 50°



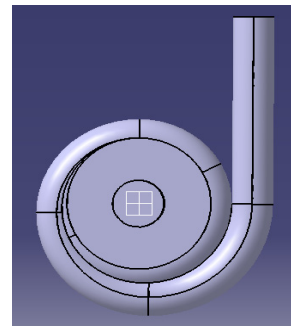
(a) Impeller model at case 1 [$\beta_1 = 20^\circ$]

(b) Impeller model at case 2 [$\beta_1 = 30^\circ$]



(c) Impeller model at case 3 [$\beta_1 = 40^\circ$]

(d) Impeller model at case 4 [$\beta_1 = 50^\circ$]



(e) Volute model

Fig. 3 3D Geometric model of the impeller and volute

로 설정하였고 출구각 β_2 는 고정하였다.

임펠러 출구 깃과 깃 사이의 고정길이는 140 mm, 임펠러의 폭은 3.5 mm, 볼류트 입출구 직경은 각각 50 mm, 40 mm 이고 입출구 길이는 각각 50 mm, 200 mm 이다. Fig. 1은 임펠러의 실제형상 사진이고, 쉽고 빠른 이해를 위해 Fig. 2와 Table 1에 상세하게 도식되어 있다. Fig. 3는 연구에 사용될 원심펌프의 3D CAD Modeling 형상이다.

Table 1 Geometric parameters in the analysis

Notation	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
B_1, B_2	3.5 mm			
r_1	25 mm			
r_2	70 mm			
D_1	140 mm			
β_1	20°	30°	40°	50°

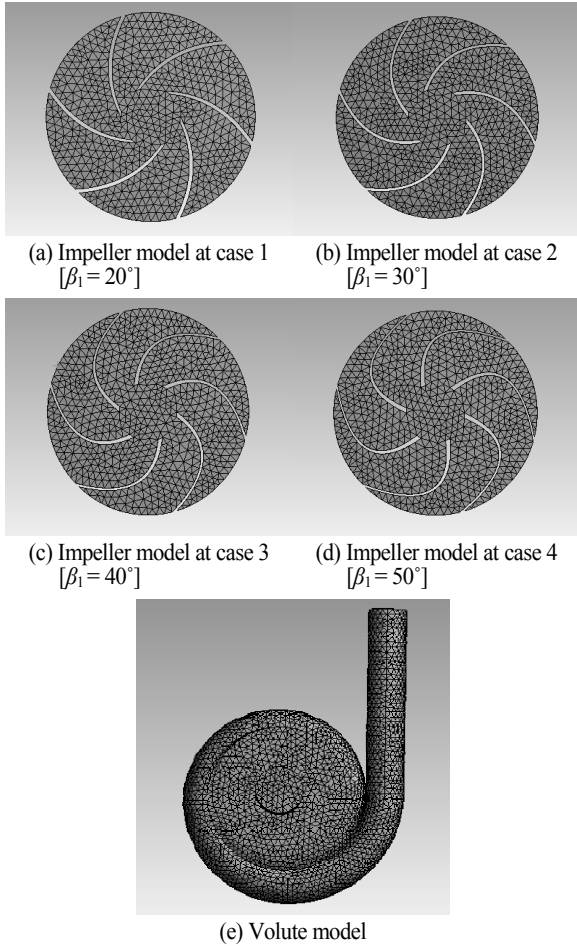


Fig. 4 Grid geometry of centrifugal pump

2.2 격자생성

본 연구의 해석 시 고려된 격자 모델은 Fig. 4와 같다. 격자는 ANSYS Meshing V.15를 사용하여 작업하였고, 격자 method는 Tetra기법을 사용하여 임펠러, 볼류트에 격자를 생성하였다. 연구에 사용된 모델링 형상이 크게 복잡하지 않고, 그로인해 격자 조밀도의 증점을 낮게 두었으며, 더 이상 fine하게 나눌 필요가 없다고 판단되어 현 격자 요소를 유지하고 있다. 임펠러 부근에서 속도와 압력변화가 크므로 상세한 결과 값을 도출하기 위해 임펠러 부분을 볼류트 부분보다 더 조밀하게 생성하였다. Elements 수는 Table 2와 같다.

Table 2 Number of elements

Case 1	70,719
Case 2	70,842
Case 3	71,162
Case 4	71,531

2.3 유동해석

2.3.1 유동해석 모델

본 연구에서는 원심펌프 내부의 유동장을 3차원 비압축성, 점성유동으로 가정하여 ANSYS FLUENT V.15로 수치해석을 실시하였다. 설계 변수 인 임펠러 입구각 β_1 을 20°, 30°, 40°, 50° 로 변경하며 수치해석을 진행하였다.

2.3.2 유동해석 조건

본 연구에서 수치해석에 사용된 원심펌프는 원심력을 동력으로 하여 유체를 수송하는 것이지만 초기 흡입부 내부 압력은 진공상태이어야 하므로 입구조건은 Pressure inlet으로 하여 대기압을 적용하였고 초기온도는 25°C 적용, 토출부 경계조건은 Pressure outlet으로 200 kPa를 적용하였다. 임펠러 출구각 β_2 는 고정 값이고 40°이다. 원심펌프는 타 펌프에 비해 고속회전이 가능하기 때문에 본 연구에서 적용된 원심임펠러의 회전속도는 참고모델인 ‘HES40-160’의 약 2배가 되는 3000 rpm으로 설정하였다. 내부 작동유체는 물을 사용하였고 유체의 층 난류 구분을 위해 Re 수를 계산한 결과 Re 수는 342,343이고, 난류유동이므로 유동해석은 표준 k-epsilon 모델을 사용하여 해석을 수행하였다. 회전기계의 경우 SST 모델이나 k- ω 모델을 많이 사용하지만 본 연구는 벽효과를 크게 고려하지 않으므로 표준 k-epsilon을 적용하였다. 설계 입력 조건 및 작동유체의 물성치는 각각 Table 3, Table 4와 같다.

3. 결과 및 고찰

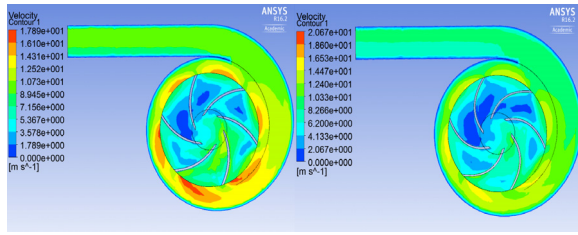
본 연구는 원심펌프 임펠러의 입구각도 변화에 따른 효율적인 설계를 위해 연구를 수행하였다. 회전속도, 출구각 β_2 를 고정값을 동일조건으로 전제하여 Case 1, Case 2, Case 3, Case 4 네 가지로 설계 및 해석 하였고, 그 결과를 도출하였다.

Table 3 Boundary conditions in the analysis

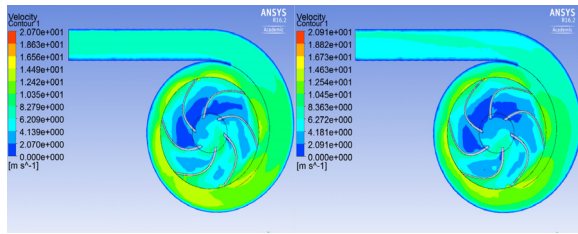
Notation	Case 1	Case 2	Case 3	Case 4
Inlet	Ambient pressure(101[kPa])			
Outlet	200[kPa]			
Rotation speed[rpm]	3000			
Initial Temperature	25[°C]			

Table 4 Thermophysical property data of material

Density(ρ)	997[kg/m ³]
Specific heat	4181.7[J/kg·K]
Dynamic viscosity	8.899E-04[Pa·s]

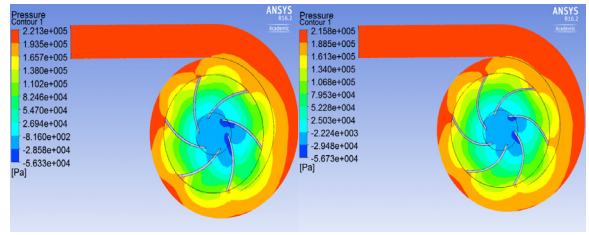


(a) Case 1 (b) Case 2

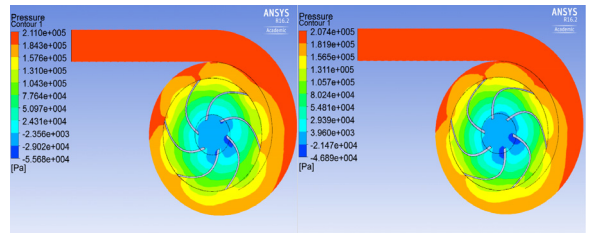


(c) Case 3 (d) Case 4

Fig. 5 Velocity distributions in centrifugal pump



(a) Case 1 (b) Case 2



(c) Case 3 (d) Case 4

Fig. 7 Pressure distributions in centrifugal pump

본 연구의 해석결과 압력분포는 Fig. 7과 같다. 모든 Case 가 흡입부에서의 압력분포가 가장 낮은 낮고, 흡입부에서 볼류트의 토출부근으로 갈수록 압력분포가 증가하는 경향을 나타내고 있다. 이는 흡입된 유체의 속도에너지가 압력에너지로 변환되어진 것으로 사료된다.

3.2 효율

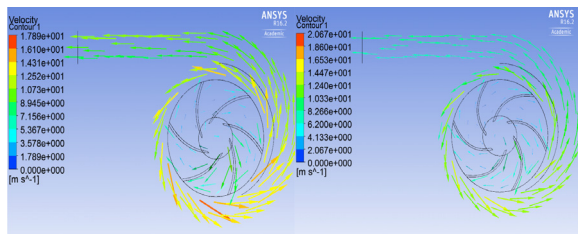
펌프의 성능과 직결되는 출력 파라미터는 수두 및 효율이다. 펌프의 유동을 정상유동이라 가정하면 볼류트 내에서 베르누이 수두를 증가시키는 것이라 할 수 있다. 점성에 의한 일과 열전달을 무시하면 베르누이 수두의 차이는 식 (1)로 나타낼 수 있다.

$$H = \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_2 - \left(\frac{p}{\rho g} + \frac{V^2}{2g} + z \right)_1 = h_s - h_f \quad (1)$$

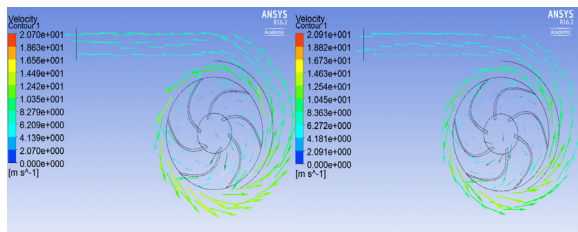
h_s 는 공급된 수두, h_f 는 마찰손실이며, 보통 V_2 와 V_1 은 대략 같고, $z_2 - z_1$ 의 차이가 1 m 이하로 크지 않다. 따라서 순 펌프 수두[H]는 실질적으로는 압력수두의 차와 같고 식 (2)로 나타낼 수 있다.

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (2)$$

유체에 전달되는 수동력[PW]은 비중량과 유량[Q] 및 순 수두변화를 단순 곱한 것과 같으므로 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다. 펌프를 구동하는 데 소요되는 동력은 제동동력[BP]



(a) Case 1 (b) Case 2



(c) Case 3 (d) Case 4

Fig. 6 Velocity vector distributions in centrifugal pump

3.1 속도 및 압력분포

본 연구에서는 원심펌프 임펠러의 입구각 β_1 을 변경하였고 Case 1, Case 2, Case 3, Case 4에서 각각 동일한 입구속도를 적용하고 형상에 따라 동일한 설계 입력조건 하에서 원심펌프의 속도와 압력을 해석하였다. 본 연구의 해석결과 속도 분포 및 벡터장은 각각 Fig. 5, Fig. 6과 같다. 모든 Case의 경우 임펠러 깃의 뒷부분과 볼류트 벽면의 속도가 가장 낮은 것을 알 수 있다. Case 1에서 Case 4로 갈수록 속도가 임펠러 부근의 속도가 감소하는 경향이 나타난다.

이러하며 임펠러의 각속도[ω]와 구동토크[T] 식 (4)와 같이 표시된다. 그러므로 펌프 효율식은 식 (5)와 같이 정의된다.

$$PW = \rho g QH \quad (3)$$

$$BP = \omega T \quad (4)$$

$$\eta = \frac{\rho g QH}{BP} \quad (5)$$

본 연구의 주 목표는 가능한 한 높은 유량에서 펌프수두를 되도록 높게 하는 것이다 할 수 있다. 유량의 경우 임펠러에 동력을 전달하여 주는 것이므로 흡입유량으로 입구 직경과 평균속도를 이용하여 도출하였으며, Case 1은 0.678 m³/min, Case 2는 0.672 m³/min, Case 3는 0.600 m³/min, Case 4는 0.528 m³/min 이다. 제동동력을 알기 위해서는 적용된 토크를 알 필요가 있다. 본 연구에 사용된 펌프 모델은 ‘효성펌프’의 ‘HES40-160’ 모델의 제원을 사용하였고 동력에 회전속도를 나누어 소요 토크를 도출하여 제동동력을 도출하였다. 그리하여 얻은 제동동력 값은 2576W 이다. 수동력의 경우 Case 1은 2505W, Case 2는 2475W, Case 3는 2150W, Case 4는 1892W이다. 위의 성능데이터들은 Table 5에 정리되어 있으며, Case 1의 경우 효율이 기존문헌에 비해 비교적 높게 도출되었다. 본 연구는 실험이 아닌 CFD 시뮬레이션으로 수치해석을 한 것이고, 모델링 형상의 단순화로 인해 오차의 범위가 비교적 넓게 나온 것으로 사료된다.

Fig. 8은 원심임펠러의 입구각에 따른 유량을 나타내고 있다. 입구각도 β_1 이 20일 때, 즉 Case 1이 동일조건에서 유량이 가장 많은 것을 알 수 있다. Case 1은 Case 2보다 0.89%, Case 3보다 13%, Case 4보다 28.4% 만큼 유량이 더 많았다.

Fig. 9은 원심임펠러의 입구각에 따른 수두량을 나타내고 있다. 유량과 마찬가지로 Case 1이 가장 수두가 높다. Case 1은 Case 2보다 0.44%, Case 3보다 2.7%, Case 4보다 3.2% 만큼 더 수두가 높은 결과 값을 보인다.

Fig. 10은 원심임펠러의 입구각에 따른 효율을 나타내고 있다. 유량과 수두는 수동력을 증가시키기에 효율과 비례한다. 유량과 수두가 가장 우수한 Case1이 효율이 가장 높으며, Case 1은 Case 2와 크게 차이를 보이지 않고, Case 3보다15%,

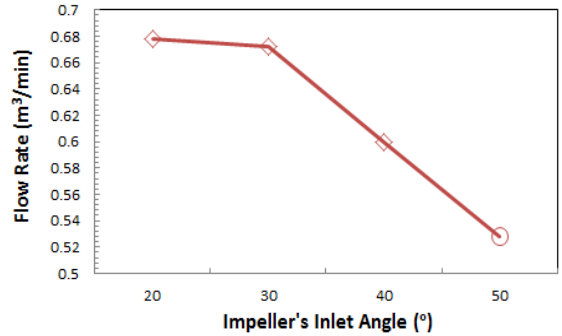


Fig. 8 Flow rate vs. impeller's inlet angle

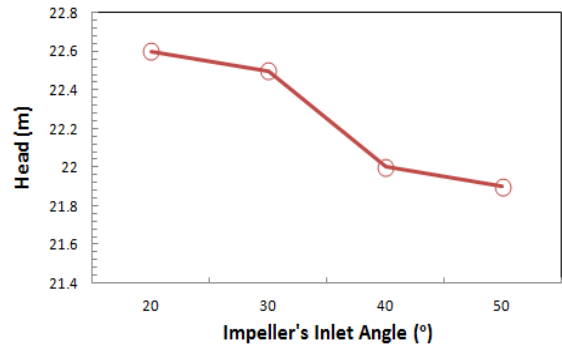


Fig. 9 Head vs. impeller's inlet angle

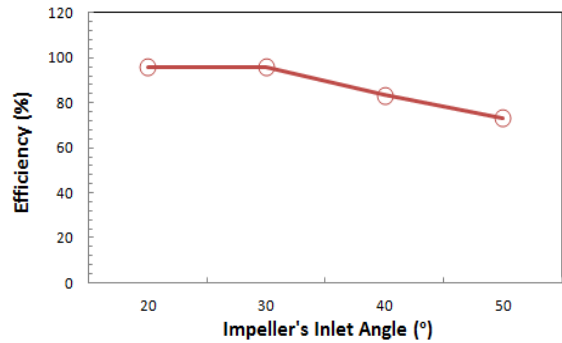


Fig. 10 Efficiency vs. impeller's inlet angle

Case 4보다 31% 만큼 더 우수한 결과를 보였다.

Table 5 Physical performance data

	Case1	Case2	Case3	Case4
Q(m ³ /min)	0.678	0.672	0.600	0.528
PW(W)	2505	2475	2150	1892
BP(W)	2576			
η	0.96	0.959	0.835	0.734

4. 결 론

본 연구는 원심펌프의 임펠러 입구각을 변화시키면서 속도 분포 및 압력분포를 수치해석 하여 효율이 더 우수한 임펠러 형상의 원심펌프를 찾는 작업을 수행하였다.

- (1) 각각의 Case들의 수두를 비교했을 때, Case 1이 수두가 가장 높았으며, Case 4가 수두가 가장 낮았다. Case 1이 Case 2보다 0.4%, Case 3보다 2.7%, Case 4보다 3.2% 더 높았다. 임펠러 입구각도가 커질수록 수두는 낮은 경향을 보인다.
- (2) 볼류트 입구 평균속도 또한 임펠러 입구각도가 가장 작은 Case 1이 가장 빠르고, Case 4가 가장 낮은 경향을 보인다. 유량은 속도에 비례하기 때문에 Case 1이 가장 많은 경향을 보인다.
- (3) 임펠러 중심에서 반경방향으로의 압력분포를 비교하였을 때, Case 1이 동일 구간에서 다른 Case들 보다 높은 경향을 보였으며, Case 2보다 27.5%, Case 3보다 61.7%, Case 4보다 69% 더 높은 압력분포를 보인다.
- (4) 수동력은 유량, 수두에 비례하므로 Case 1, Case 2, Case 3, Case 4 순으로 높으므로 효율 또한 같은 추세를 보인다. 효율은 Case 1이 Case 2와 큰 차이가 없지만 Case 3보다 15%, Case 4보다 31% 더 뛰어나다.
- (5) 임펠러 입구각 β_1 이 작을수록 효율이 더 좋은 경향을 보이므로 Case 1이 최적설계에 적합한 형상이다.

References

- [1] 2010, Lim, J.S. and Sohn, C.H., "A Numerical Study on Hydraulic Efficiency of an Impeller for a Centrifugal Pump," *Collection of The Korean Society of Mechanical Engineers*, pp.3335-3338.
- [2] 2011, Choung, Y.D. and Lee, K.B., "Performance Evaluation on impeller Related Parameters Change in Centrifugal Pump of very Low Specific Speed," *Journal of Korean Society for Fluid Machinery*, Vol.14, No.1, pp.11-17.
- [3] 2001, Choi, Y.C., Lee, Y.K., Hong, S.S. and Kang, S.H., "Performance Analysis of the Centrifugal Pump Impeller Using Commercial CFD Code," *Journal of Korean Society for Fluid Machinery*, Vol.4, No.1, pp.38-45.
- [4] 2006, Nam, S.H., Lim, J.I., Kim, Y., Kim, Y.T. and Lee, Y.H., "Velocity Distributions of Five Blade Semi open type Impeller Centrifugal Pump," *Proceedings of the KFMA Annual Meeting*, pp.469-472.
- [5] 1999, Kim, W.K. and Kang, S.H., "Computational Study on the Performance of the Impeller in Centrifugal Pump," *Proceedings of the KFMA Annual Meeting*, Vol.3, No.1, pp.125-133.
- [6] 2013, Cui, B., Wang, C., Zhu, Z. and Jin, Y., "Influence of blade outlet angle on performance of low-specific-speed centrifugal pump," *JOURNAL OF THERMAL SCIENCE*, Vol.22, No.2, pp.117-122.
- [7] 2009, Ha, J.H., Pack, J.K., Khan, S., Shehzad, O. and Khan, T., "Production of Bacterial Cellulose by *Gluconacetobacter hansenii* Using a New Bioreactor Equipped with Centrifugal Impellers," *Journal of KICHe*, Vol.47, No.4, pp.506-511.
- [8] 1994, An, T.H. and Kim, M.H., "The Performance Characteristics of Centrifugal Pump with the Change of Impeller Vane Outlet Angle," *Collection of SAREK*, pp.257-262.