



## 원심펌프 회전차 Modification시 성능개선에 관한 유동해석 연구

이아영 · 장현준\* · 이진우 · †조원정

한국가스기술공사, \*㈜엔플럭스

(2019년 12월 30일 접수, 2020년 3월 23일 수정, 2020년 3월 24일 채택)

## A Fluid Analysis Study on Centrifugal Pump Performance Improvement by Impeller Modification

A-Yeong Lee · Hyun-Jun Jang\* · Jin-Woo Lee · †Won-Jeong Cho

Korea Gas Technology Corporation

\*Anflux, Inc

(Received December 30, 2019; Revised March 23, 2020; Accepted March 24, 2020)

### 요약

원심펌프는 통상적으로 임펠러를 고속으로 회전시켜 원심력을 통해 유체 에너지를 전달하는 설비로서 기화용 해수펌프, 공업용수 및 해수를 사용하는 소화펌프 등 많은 LNG 생산기지에서 사용하고 있는 주요 프로세스 설비이다. 현재 LNG 플랜트 현장에서의 펌프는 장기간 수요처가 원하는 공급량에 따라 운전조건이 변동되어 펌프의 성능이 저하되고 있다. 특히 펌프는 플랜트 현장에서 소비 전력량의 많은 부분을 차지하고 있어, 최적의 운전조건을 찾지 못한다면 장기간 플랜트 운영 시 막대한 에너지 손실비용을 발생시킬 수 있다. 이러한 문제점을 해결하기 위해 펌프의 운전조건별 변동에 따른 유동해석 및 결과분석을 통하여 성능저하 요인을 파악하고 최적의 운전조건을 확인하는 기술이 필요하다. 실험기법을 통해 운전 효율성 평가를 하기 위해서는 현장의 운전조건과 실험장비 제작 등 상당한 시간과 비용이 발생되기 때문에 신속하고 정확한 전산유체역학(CFD) 기법을 활용하여 본 연구에서 결과를 도출하였다. 펌프의 성능이 현장의 사정에 맞지 않아 펌프 성능을 줄일 필요가 있는 경우, 회전수에 변화를 주거나 고점도 혹은 고형물이 함유된 특수액을 사용하는 방법 등이 사용된다. 특히 LNG 생산기지의 설비운영에 차질이 발생하지 않도록 하기 위해 단시간 내에 펌프의 기존 임펠러를 가공하여 필요한 성능 조건을 만족시키는 기술이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 펌프의 기존 회전차를 가공한 3D 모델링 형상을 적용하여 ANSYS CFX 프로그램으로 유동해석을 수행하였다. 유동해석 결과와 MATLAB 프로그램의 Curve Fitting Toolbox를 활용하여 수치 해석적으로 분석하여 회전차 외경수정 이론식을 검증하였다.

**Abstract** - Centrifugal pump is a facility that transfers energy to fluid through centrifugal force, which is usually generated by rotating the impeller at high speed, and is a major process facility used in many LNG production bases such as vaporization seawater pump, industrial water and fire extinguishing pump using seawater. to be. Currently, pumps in LNG plant sites are subject to operating conditions that vary depending on the amount of supply desired by the customer for a long period of time. Pumps in particular occupy a large part of the consumption strategy at the plant site, and if the optimum operation condition is not available, it can incur enormous energy loss in long term plant operation. In order to solve this problem, it is necessary to identify the performance deterioration factor through the flow analysis and the result analysis according to the fluctuations of the pump's operating conditions and to determine the optimal operation efficiency. In order to evaluate operation efficiency through experimental techniques, considerable time and cost are incurred, such as on-site operating conditions and manufacturing of experimental equipment. If the performance of the pump is not

†Corresponding author: chowj@kogas-tech.co.kr

Copyright © 2020 by The Korean Institute of Gas

suitable for the site, and the performance of the pump needs to be reduced, a method of changing the rotation speed or using a special liquid containing high viscosity or solids is used. Especially, in order to prevent disruptions in the operation of LNG production bases, a technology is required to satisfy the required performance conditions by processing the existing impeller of the pump within a short time. Therefore, in this study, the rotation difference of the pump was applied to the ANSYS CFX program by applying the modified 3D modeling shape. In addition, the results obtained from the flow analysis and the curve fitting toolbox of the MATLAB program were analyzed numerically to verify the outer diameter correction theory.

**Key words** : performance, impeller, fluid analysis, Computational Fluid Dynamics(CFD)

## I. 서 론

펌프의 성능이 현장 사정에 맞지 않는 경우는 현장 사정에 맞도록 펌프의 성능을 변경하여 운전하여야 한다. 특히 유량의 변동이 자주 발생하는 경우는 펌프의 회전수를 조절하여 펌프의 성능을 변경하는 방법이 가장 좋은 방법이다. 하지만 이와같은 경우 고가의 장비(유체커플링 또는 인버터 등)를 사용하기 때문에 초기 투자비가 커지는 단점이 있다.

보통 플랜트 설계 시 안전율을 적용하여 수요량보다 많은 유량을 기준으로 펌프를 선정하고 설계할 때 전양정에 여유를 주게 된다. 이때 설계 전양정에 과도한 여유를 주게 되면 실제 사용에서는 설계 양정보다 낮은 양정인 과대 토출 유량의 범위에서 운전하게 되고 소음, 진동, 효율 저하 및 캐비테이션 등이 발생하게 되어 회전차, Wearing ring 등 주요부품의 파손 및 수명을 단축시키는 요인이 된다.[1]

또한, 수요량의 증가에 따라 장기적으로 볼 때 유량 또는 양정을 변경시켜야 할 겨울철, 여름철 등과 같이 펌프의 운전조건이 변하는 경우가 있다. 이와 같이 성능 조건을 만족시키기 위해 펌프의 회전차 가공을 통해 성능변화 예측이 가능한 연구를 수행되었다.[2,3] 또한 이러한 연구를 위해 회전차 가공을 하기 전, 펌프의 성능곡선 변화를 예측하고 이론식을 검증하는 절차가 필요하다. 펌프의 성능을 해석하는 방법은 실험적 기법이 많이 쓰였다.[4] 하지만 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 유동 특성을 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.[5]

본 연구는 Wilo社에서 제공 받은 비속도 283[m<sup>3</sup>/min, m, rpm]의 In-line 펌프를 대상으로 회전차의 외경 가공을 통해 펌프의 성능에 어떤 영향을 미칠 수 있을지 CFD를 이용하여 유체의 흐름과 결과를 분석하였다. 이를 통해 유량, 양정, 효율 등 펌프의 성능곡선 변화를 예측하였고, 이를 유동해석 결과와 MATLAB 프로그램의 Curve Fitting Toolbox를 활용하여 수치 해석적으로 분석하여 회전차 외경수정 이론식을 검증하였다.

## II. 회전차 Modify 성능예측 방법

### 2.1. 회전차 Modify 성능예측 이론적 배경

펌프의 성능을 예측하기 위해서는 오일러방정식 [6]을 기반으로 회전차 외형가공을 통한 이론식과 성능곡선을 비교하고자 한다. 오일러 방정식에 의하면 펌프의 이론 양정은 다음의 식(1)로 표시될 수 있다.

$$H = \frac{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}}{g} \quad (1)$$

식(1)을 살펴보면, 펌프의 양정을 변화시키기 위해서는 회전차 입구 또는 출구의 속도를 변화시켜야 한다. 그러나 회전차 입구 속도를 변화시키기 위해서 입구의 각 각도를 변경하거나 입구 면적을 변경시켜야 한다. 이것은 캐비테이션 현상과 관련되기 때문에 거의 이용되지 않고, 주로 회전차 출구의 속도를 변경시켜 펌프의 양정을 변경하는 방법으로 사용하고 있다.

**2.2. 회전차 외형 가공 종류 및 이론식**

현재 가지고 있는 펌프의 성능이 현장의 사정에 맞지 않아서 펌프 성능을 줄일 필요가 있는 경우와 같이 펌프의 회전수를 줄이면 펌프 성능을 변경하는 것이 가능하지만, 회전수를 변화시키지 않고 회전차의 외경 가공을 통해 펌프의 성능곡선 변화를 예측할 수 있다. 그러나 회전차 외경을 가공했을 시에 원주속도 변화는 물론 잇의 간섭 길이, 회전차의 출구폭 뿐만 아니라 출구각까지 영향을 받으므로 토출유량과 양정 감소의 결과는 회전차의 형상에 따라 다르다. 그러나 원래의 외경 D을 새로운 외경 D'로 감소하여도 잇의 간섭범위가 적절하다면 회전차 외경의 가공이 성능감소에 미치는 영향을 추정할 수 있다. Fig 1은 회전차 형상에 따른 외경 수정방법을 표현한 것이다.[7] 회전차 형상은  $\frac{D'}{D}$ 의 최소값에 외경형상 변화에 영향을 주는 항이다. 비속도(Ns)가 작은 회전차는 토출량-효율곡선에 대해서 어느 정도 평탄한 현상이 되나 비속도(Ns)가 높아짐에 따라 곡선의 최대점 근처에서 곡률반경이 작아져 토출량이 변화했을 때 효율 저하가 크게 된다.

즉 비속도(Ns)가 작은 회전차는 펌프 효율이 거의 저하되지 않는 범위에서도 비교적 상당량을 가공할 수 있고, 반면에 비교적 비속도가 큰 회전차의 외경 가공은 효율 저하에 민감하게 영향을 준다.[8] 또한 안내깃을 가지고 있는 펌프의 경우, 진술의 사항들은 회전차의 끝과 안내깃 사이에 틈새가 급격하게 증가하지 않는 경우에 유효하므로 보통 슈라우드는 원래의 치수대로 둔다. 다만 회전차의 잇만을 가공하고, 안내깃이 없는 펌프인 경우는 슈라우드와 잇을 같이 가공한다.

회전차의 출구 폭이 변하지 않았다고 가정하였

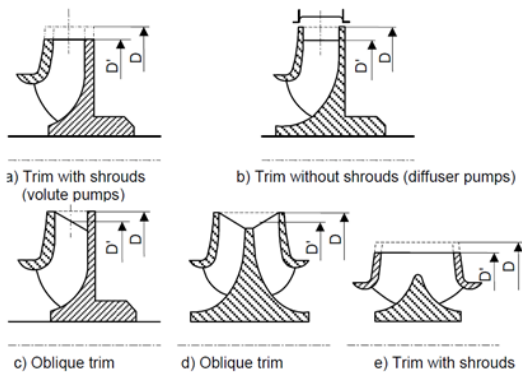


Fig. 1. Impeller trimming.

을 때, 회전차의 원래 외경(D)의 경우의 성능곡선을 (I)로 두고, 외경(D')로 가공하여 성능 (I')로 변화된다고 하면 성능(I')상의 유량(Q'), 양정(H')와의 관계는 다음 식과 같이 나타낼 수 있다. [7]

$$Q' = \left(\frac{D'}{D}\right)^m Q \tag{2}$$

$$H' = \left(\frac{D'}{D}\right)^m H \tag{3}$$

식 (2), (3)에서 현재 국내 펌프 제작사에서는 주로 m 값을 2~3의 값을 사용한다.[1] 만일 Blade 출구 측에 under filed(S2)이 되어있으면, m는 3 값을 사용하고, 회전차를 5% 이상 컷팅할 때는 m는 2를 사용한다. 유동해석을 수행하면 보다 정밀하게 예측할 수 있다.

**III. 격자생성 및 유동해석 방법**

**3.1. 형상 모델링**

원심 펌프는 비속도 283[m<sup>3</sup>/min, m, rpm]의 유동해석에 필요한 유로 부분의 회전차와 볼류트의 3D 형상 모델링을 Fig 2 에 나타내었다.

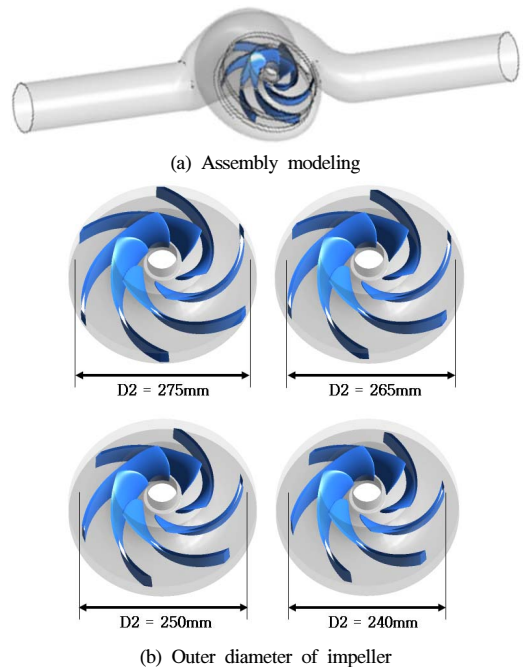


Fig. 2. 3D- modeling shape of a centrifugal pump.

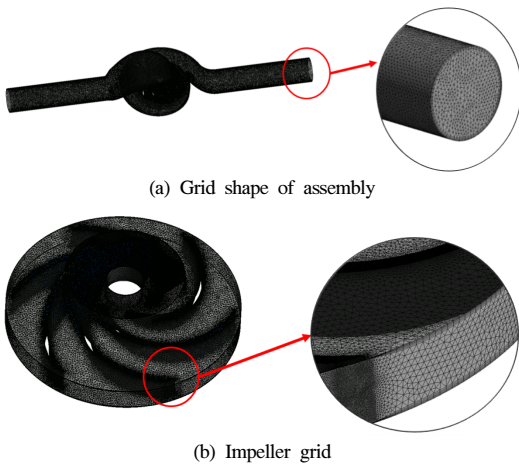
**Table 2.** CFD result the pump performance (249[m<sup>3</sup>/hr])

D[mm]	H[m]	$\eta$ h[%]	L(kW)
275	32.7	94.4	23.5
265	30.0	93.8	21.8
250	25.5	92.8	18.6
240	22.4	90.9	16.6

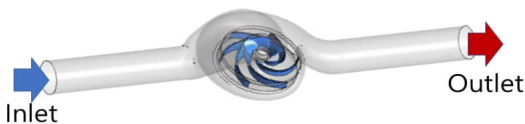
Fig 2의 (a)는 펌프의 조립된 형태이고, (b)는 회전차의 외경 크기별 형상을 나타낸 것이다. 보통 펌프는 볼류트와 맞는 회전차 외경이 제일 큰 형상으로 설계를 하고, 회전차의 외경을 줄여가면서 고객이 원하는 성능을 맞추는 방법으로 펌프 제작사에서 다양한 사양으로 개발을 한다. 본 연구에서는 회전차의 기존 외경인 275mm(Full Dia.)에서 볼류트의 거리가 멀어질수록 성능변화를 보기 위해 회전차 외경을 10mm, 25mm, 35mm 컷팅하였을 시 성능의 변화를 보고자 한다.

**3.2. 격자 생성 및 유동해석 방법**

(1) 격자 생성



**Fig. 3.** Mesh shape of a centrifugal pump.



**Fig. 4.** Boundary conditions.

모델링 된 형상을 이용하여, Fig 3 와 같이 회전차 및 볼류트의 격자 구성을 보여주고 있다. 격자는 모두 Tetra-prism을 사용하였으며, 사용된 node 수는 약 2백 50만 개로 회전차 부분은 약 1백 95만 개이고, 흡입 볼류트는 약 21만 8천 개, 토출 볼류트는 24만 8천 개이다.

(2) 경계조건 및 유동해석 방법

펌프의 입구와 출구의 위치는 Fig 4와 같은 위치에 설정하였으며, 입구의 경계 조건은 1.0[bar]로 충분히 가압된 상태로 설정하였고, 출구는 질량 유량으로 설정하였다. 회전차의 회전수는 1780[rpm]으로 하여 유동해석을 수행하였다.

유동해석 프로그램은 ANSYS CFX으로서 정상상태 해석을 수행하였다. 물성치는 Water 25.0[°C]를 사용하였으며, 난류모델은 SST를 사용하였고, 모든 벽면에는 no-slip 조건을 적용하였다. 단, Heat transfer에 대한 해석은 수행하지 않았다.

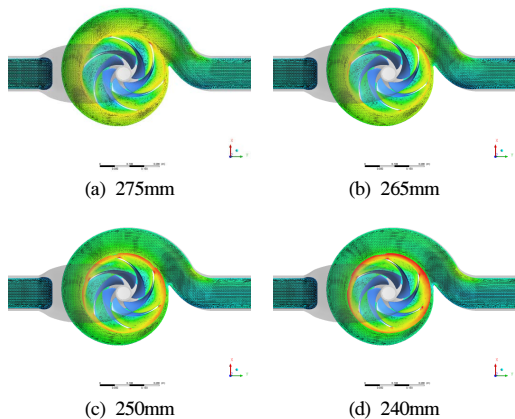
**IV. 결과**

**4.1. 유동해석**

대상 펌프 최고효율점(BEP)의 사양은 Table 1과 같으며, 본 연구에서 유동해석을 수행하기 위해 회전차

**Table 1.** BEP Specification of Pump

Q[m <sup>3</sup> /hr]	H[m]	$\eta$ h[%]	L(kW)	NPSHr(m)
249	30	80.8	25.1	4.5



**Fig. 5.** Velocity distribution at the flow rate 249[m<sup>3</sup>/hr].

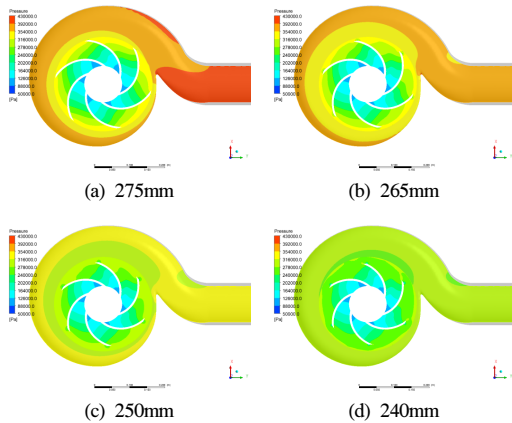


Fig. 6. Static pressure distribution at the flow rate 249[m<sup>3</sup>/hr].

외경(D) 275mm에서 15mm 컷팅, 25mm컷팅, 35mm 컷팅하여 펌프의 성능변화를 확인하였다. 회전차 외경 275[mm]의 최고 효율의 유량인 249[m<sup>3</sup>/hr]를 100%로 봤을 때 60%~130%까지 유량을 10%씩 증가 하며 외경에 따른 성능변화를 확인하였다.

Fig 5는 유량(Q) 249[m<sup>3</sup>/hr]에서 회전차 외경별 Velocity를 Vector를 나타낸 것이다. 속도 분포를 보면 회전차의 외경이 작아질수록 볼류트와 회전차 외경의 거리가 멀어져 넓어진 공간으로 빠른 속도로 것을 확인할 수 있다. 그리고, Fig 6은 유량(Q) 249[m<sup>3</sup>/hr]에서 회전차 외경별 Static pressure를 contour로 나타낸 것이다. 회전차 외경이 작아질수록 볼류트의 압력이 작아지는 것을 확인할 수 있다. 이는 펌프의 양정이 작아지는 것과 같다.

Table 2와 같이 유량(Q) 249[m<sup>3</sup>/hr]에서 회전차 외경(D)별 펌프 성능인 양정(H), 축동력(kW), 효율(%)을 확인하였다. 회전차의 외경 감소에 따른 양정과 축동력 및 효율이 감소되는 것을 확인할 수 있다.

#### 4.2. 성능 분석

Fig 7은 유동해석으로 도출된 데이터를 통하여 외경이 수정될 때 유량(Q)에 대한 양정(H)의 변화를 나타내었다. 회전차 외경(D)을 275[mm]에서 265[mm], 250[mm], 240[mm]으로 줄여갈수록 Q-H 그래프가 원점에 가까운 쪽으로 형성되는 것을 확인할 수 있다.

유동해석으로 도출된 데이터를 통해 회전차 외경이 변경될 때 양정을 이론적으로 예측할 수 있다. 이는 회전기기의 기본 상사식을 통해 m의 값을 실험 또는 통계값을 적용하여 사용되므로 본 연구에서는 유동해석으로 도출된 데이터를 사용하여 식 (2), (3)의 m값

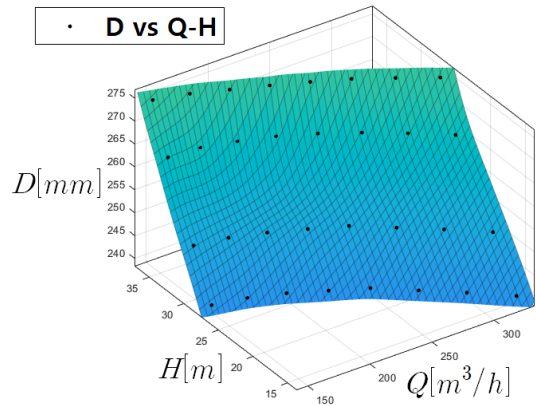


Fig. 7. CFD results in the relation (D & Q-H curve).

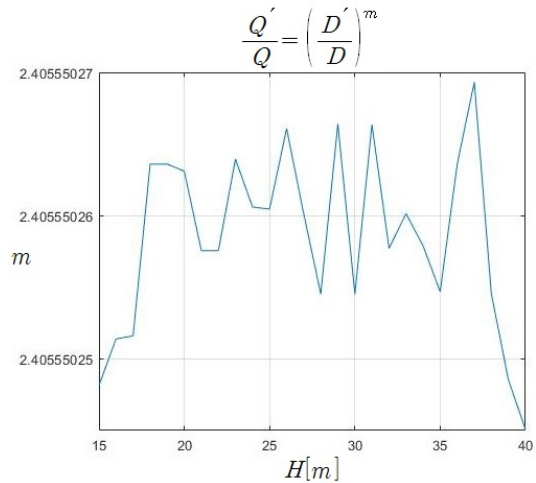


Fig. 8. Fit the value of m in the Equation (2) using CFD results.

을 수치해석으로 추정하였다. 수치해석에 사용한 프로그램은 Matlab의 Curve Fitting Tool 3.5.7을 활용하였다.

유량(Q)에 대해 식 (3)을 이용해 양정(H), 외경(D)으로부터 m값을 계산할 수 있다. Fig 8은 회전차 외경 275[mm]의 최고 효율의 유량(Q)인 249[m<sup>3</sup>/hr], ±30 [m<sup>3</sup>/hr] 범위 내에서 양정(H)에 따라 식 (2)에서 m값을 계산할 수 있다. 마찬가지로 Fig 9은 식 (3)을 통해 지수함수 모델로 선형 분석하여 유량(Q)과 m의 관계를 나타내었다. Fig 8, 9 모두 양정 및 유량 값이 변해도 m

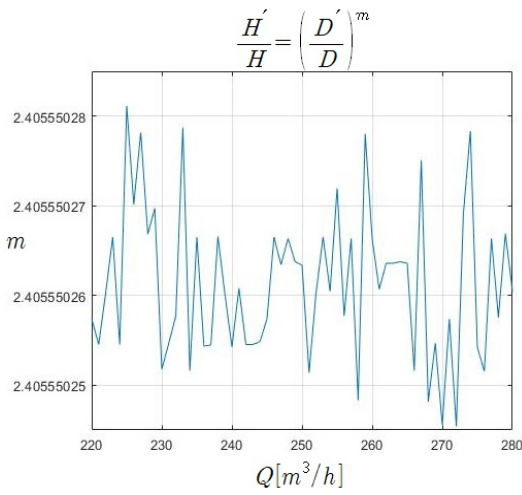


Fig. 9. Fit the value of  $m$  in the Equation (3) using CFD results.

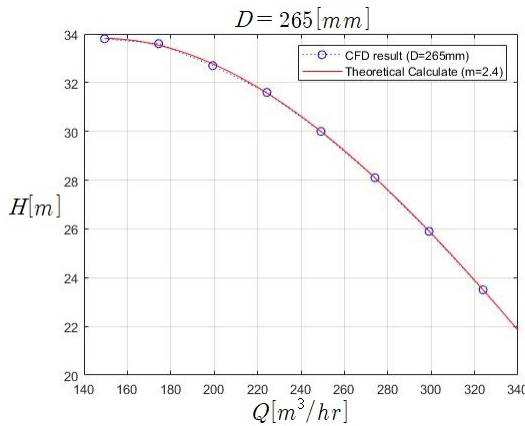


Fig. 10. Comparison between the theoretical calculation with  $m=2.4$  and CFD results in the relation between the Q-H curve and the impeller outer diameter at 265[mm].

값이 약 2.4에서 형성되는 것을 확인할 수 있다.

$m$ 의 값인 2.4 결과값을 적용하여 CFD 결과와 MATLAB 프로그램 Curve Fitting Toolbox의 수치해석 기법 결과값을 비교하였다.

펌프의 특성인 유량-양정 곡선도 식 (2)에서  $m=2.4$ 로 계산할 때 유동해석 결과와 일치하는지 확인한 결과 Fig 10은 회전차 외경 275[mm]를 10[mm] 컷팅한 형상의 유량-양정 곡선을 이론식과 유동해석 결과를 비교하였으며, 결과 값이 일치하는 것을 확인하였다.

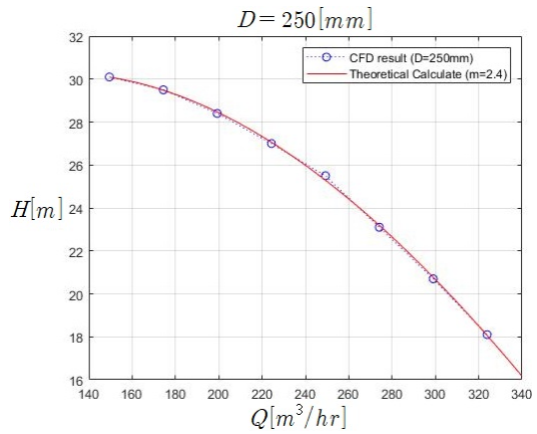


Fig. 11. Comparison between the theoretical calculation with  $m=2.4$  and CFD results in the relation between the Q-H curve and the impeller outer diameter at 250[mm].

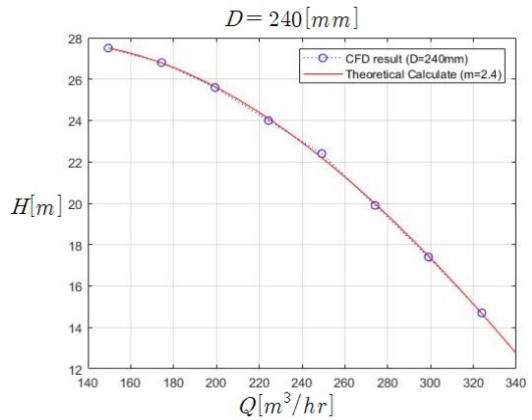


Fig. 12. Comparison between the theoretical calculation with  $m=2.4$  and CFD results in the relation between the Q-H curve and the impeller outer diameter at 240[mm].

Fig 11은 25[mm] 컷팅한 형상이고 유량-양정 곡선을 이론식과 유동해석 결과를 비교한 것이다. 몇 개의 유량 포인트에서 조금 차이는 있지만 전체 곡선과의 관계에서는 98% 이상 일치하는 것을 확인할 수 있었다. 그리고 Fig 12는 35[mm] 컷팅한 형상으로 유량-양정 곡선이 마찬가지로 몇 개의 유량 포인트에서 조금 차이는 있지만 곡선의 특성은 일치하는 것을 확인할 수 있다. 이를 통해 현장에서 원하는 유량 및 양정값을 얻고 싶을 때, 식(2), (3) 회전차를 가공한 외경을 구할

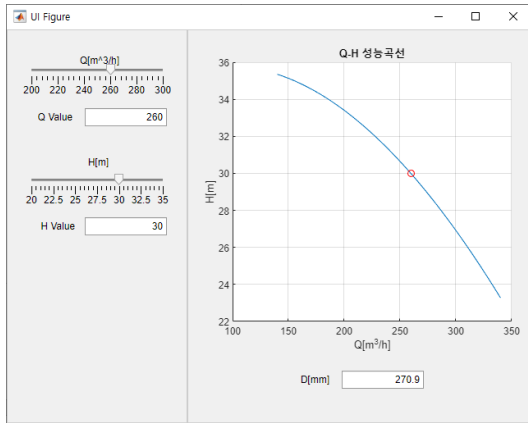


Fig. 13. Q-H Curve when input the Q and H value.

수 있다.

예를 들어, 유량(Q) 260[m<sup>3</sup>/hr], 양정(H) 30[m]의 결과 값을 얻기 위해서는 회전차의 외경을 얼마나 수정해야하는지의 여부는 CFD 결과 값 및 이론식을 이용해 계산하면 외경값 270.9[mm]의 값을 얻을 수 있다.

따라서 회전차 외경이 변경될 때 유량-양정 곡선을 유동해석을 통해 확인하였고, 곡선의 특성을 예측할 수 있는 m값을 확인하였다. 커팅값이 0[mm], 10[mm], 25[mm], 35[mm] 일 때 4가지 Case의 외경에 대한 유동해석을 수행하였지만, 더 많은 Case에 대한 데이터를 얻는다면 더 정확한 결과를 얻을 수 있을 것이다. 또한, 우리가 실험해보지 못한 다양한 형상의 회전차에 대해서도 향후 연구과제에서 검증할 계획에 있다.

## V. 결론

본 연구는 Wilo社에서 제공받은 비속도 283[m<sup>3</sup>/min, m, rpm]의 In-line 펌프를 기존 회전차를 가공한 3D 모델링 형상을 적용하여 ANSYS CFX 프로그램으로 유동해석을 수행하였다. 또한 이 유동해석 결과와 MATLAB 프로그램 Curve Fitting Toolbox를 활용하여 수치 해석적으로 분석하여 회전차 외경 수정 이론식을 검증하였다.

(1) 회전차 외경을 275[mm]에서 15[mm] 커팅, 25[mm]커팅, 35[mm] 커팅하여 유동해석을 통해 성능변화를 확인하였다. 회전차의 외경이 작아질수록 볼류트의 텅과 회전차 외경의 거리가 넓어진 공간으

로 속도가 빠른 것을 확인 할 수 있고 볼류트의 압력이 작아지는 것을 확인 할 수 있다. 이는 펌프의 양정이 작아지는 것과 같다.

(2) 이론식과 유동해석으로부터 나온 데이터를 적용하여, m값을 수치 해석적으로 찾아낼 수 있었다. 찾아낸 m값을 식(2), (3)에 적용하여 유동해석 결과와 비교 하였으며, 회전차의 외경이 15[mm] 커팅된 결과에서는 식(2), (3)의 결과와 유동해석 결과의 양정 값의 차이가 크게 나지 않지만, 커팅 가공이 많을수록 값의 차이가 크게 나는 것을 확인할 수 있다. 이 펌프는 m=2.4일 때 식(2), (3)과 유동해석 결과가 매우 일치하는 것을 확인하였다.

(3) 펌프의 특성인 유량-양정 곡선도 식(2), (3)에서 m=2.4로 계산 할 때 유동해석 결과와 일치하는 것을 확인하였다.

## 사용기호

$Q$  : 유체의 유량 [ $m^3/h$ ]

$Q'$  : 유체의 유량(외경 가공후) [ $m^3/h$ ]

$H$  : 유체의 양정 [m]

$H'$  : 유체의 양정(외경 가공후) [m]

$D$  : 임펠러 외경 [mm]

$D'$  : 임펠러 외경(외경 가공후) [mm]

$L$  : 축동력 [kW]

$\eta_h$  : 수력 효율 [%]

$u_2$  : 임펠러 출구의 원주 속도 [m/s]

$c_{u2}$  : 임펠러 출구의 절대 속도 [m/s]

$u_1$  : 임펠러 입구의 원주 속도 [m/s]

$c_{u1}$  : 임펠러 입구의 절대 속도 [m/s]

$g$  : 중력 가속도 [ $m/s^2$ ]

$m$  : 외경수정비율( $\frac{D'}{D}$ )과 유량 및 양정 변화율

$(\frac{Q}{Q'}, \frac{H}{H'})$  관계를 지수함수로 나타내었을 때 지수값

## REFERENCES

- [1] J. F. Gulich, "Centrifugal Pumps," Springer, (2008).
- [2] J.-O. Mo, Y.-T. Kim, and Y.-H. Lee, "Numerical Study on Cavitation Performance Evaluation in a Centrifugal Pump Impeller," *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, 36(2),

- 286-293, (2012)
- [3] B. Jeong, H. S. Sim, I. Jeon, K. H. Song. "Studies on CFD Analysis and Experimental Results of Centrifugal Pump Impeller Shape", *Proceedings of the KFMA Annual Meeting*, 496-497, (2017)
- [4] Y.-D. Choi, Kurokawa, "Improvement of Pump Performance and Suppression of Cavitation in a Centrifugal Pump," *Journal of Fluid Machinery*, 11, 18-25, (2008)
- [5] J.W. Yu, W.S. Kim, N. Hur. "NUMERICAL STUDY OF A CENTRIFUGAL PUMP PERFORMANCE WITH VARIOUS IMPELLER SIZES", *Korean Society for Computational Fluids Engineering*, 136-137, (2018)
- [6] A. J. Stepanoff, "Centrifugal and Axial Flow Pumps," *John Wiley & Sons, Inc.*, (1957).
- [7] 전상규, 권명래, [특집] "펌프의 임펠러 조정 방안", *한국유체기계학회*, 5(2), 94-99,(2002).
- [8] H.-D. Lee, H.-W. Heo, and Y.-K. Suh, "Study on the Effect of the Impeller Diameter on the Performance of a Mixed-flow Pump", *Journal of Fluid Machinery*, 15(4), 61-66,(2012).
- [9] Y. K. Chang, W. S. Song, "A study on the Pump Performance Analysis by Modifying the Impeller for a Seawater Pump using CFD", *Transaction of the KPVP*, 8(3), (2012)
- [10] S.-W. Kim, Y.-G. Kim, T.-Y. Kim, Y.-J. Kim, "Performance Characteristics of 1,200 mm Axial-Flow Pump for Various Impeller Angles", *The Korean Society of Mechanical Engineers*, 617-622, (2016)