
CFD에 의한 원심펌프 성능해석에 관한 연구

모장오* · 강신정* · 김유택** · 남청도** · 이영호***

A Study on the Performance Analysis of a Centrifugal Pump by CFD

Jang-Oh Mo · Shin-Jeong Kang · You-Tae Kim · Cheong-Do Nam · Young-Ho Lee

Abstract

A commercial CFD code is applied to analyze the 3-D viscous flow field within the impeller of centrifugal pump. Design conditions are based on 75% of design efficiency. Two design conditions (Case1, Case2) with the different blade number and blade outlet breadth are performed by changing flow rate from 8 to 26 m³/h at the constant 3500 rpm. The characteristics of Case1 and Case2 such as total pressure coefficient, total head, shaft horse power, power efficiency are represented due to flow rate changing at the 50% position of span direction.

Key words : CFD(Computational Fluid Dynamics), Centrifugal Pump(원심펌프), Impeller(회전차), Power Efficiency(동력효율), Total Head(전양정)

1. 서 론

최근 들어 컴퓨터의 발달로 인하여 유체역학과 수치해석이 결합된 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD)이 터보기계분야의 설계에 있어 유용한 도구로 자리잡아가고 있다.

터보기계는 일반적으로 그 제작비용이 많이 들기 때문에 설계의 정확성을 검증하기 위해

시작품을 만들어 직접 시험에 의존하기에는 많은 무리가 따른다. 이러한 이유로 터보기계 분야의 유동해석을 위한 여러 종류의 상용코드가 개발되고 있으며, 설계 검증에 대한 비중이 실험에 의존하던 기존의 방법에서 전환되어 상용코드로 인한 해석방법에 치우쳐 가고 있는 것이 세계적인 추세이다.

유체기계의 설계에 있어서 이러한 CFD 기법은 전통적으로 사용되어 온 1-D, 2-D 방법과

* 한국해양대학교 대학원 기계공학과

** 한국해양대학교 기관시스템공학부

*** 한국해양대학교 기계·정보공학부

더불어 매우 중요한 설계도구로 사용되고 있다. 실험에 의한 계수나 경험식에 의거한 1-D와 2-D 설계는 펌프의 일반적인 형상과 설계변수 등을 제공한다. 이러한 정보를 바탕으로 CFD를 이용하여 유체기계 내의 3차원 점성유동의 예측이 수행된다. 유동해석 결과로부터 예상되는 펌프효율, 양정, 소요동력을 추론할 수 있으며 유동박리, 압력분포, 손실과 같은 내부 유동현상을 알 수 있다. 전체성능을 이해하고 추출된 정보를 바탕으로 효율을 최대화하기 위해서는 형상과 설계변수의 미세한 조정을 수행한다. 이와 같은 설계과정을 바탕으로 만족할 만한 펌프의 성능이 달성될 때까지 반복한다. 마지막으로 설계를 검증하기 위한 실험이 수행된다. 이러한 통합적인 설계방법은 새로운 제품의 개발시간을 현저히 줄이고 또 목표하는 기간 내에 설계를 달성할 수 있도록 하며, 요구성능을 만족시킬 수 있게 한다^[1].

본 연구에서는 설계효율 75%에서 자체적으로 설계한 임펠러를 바탕으로 깃수, 출구폭을 서로 다르게 하여 동일한 회전수에 대해 가변 유량을 적용하여 임펠러 주위의 유동 해석을 수행하였다. 유동해석 결과로부터 압력계수, 동력효율, 양정, 동력을 구하여 정량적인 특성을 파악하였으며, 물리적인 손실(스톨, 케비테이션)과 케이싱에 대해서는 고려하지 않았다.

2. 유동 해석

유체기계의 성능 평가를 위한 수치해석 기법은 유동장의 종류에 따라 다양한 방법이 제시되고 있다. 강^[2]등은 미소패널상에 특이점을 분포시켜 특이점 세기값을 구하는 와류패널법을 통해 임펠러의 성능을 해석하였다.

본 연구에서는 상용코드인 TascFlow를 사용

하여 원심펌프의 3-D점성유체 영역을 비압축성, 정상상태로 가정하여 계산을 행하였다

2.1 지배방정식 및 수치해석

TASCflow는 비압축성 난류유동의 해석에 3 차원 Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) 방정식과 연속방정식을 지배방정식으로 하며, 이는 유한체적법에 의해 이산화 된다.

TACSFLOW에서 제공하는 대류항의 이산화기법으로 UDS (Upwind Differencing Scheme)와 MWS (Mass Weighted Skewed upstream differencing scheme), LPS (Linear Profile Skewed upstream differencing scheme), 그리고 수정(Modified) LPS기법이 있으며, 본 연구에서는 대부분의 유동에서 안정적이고 2차의 정확도를 가지는 MLPS를 적용하였다^[3].

2.2 난류모델

난류모델은 TASCflow에서 제공하는 $k-\epsilon$ 난류모델을 사용하였으며, 벽 근처에서의 격자수를 줄이기 위해 수정된 벽법칙을 사용하였다. 표준 $k-\epsilon$ 난류모델에 벽법칙을 사용하기 위해서는 y^+ 가 30보다 큰 로그 영역에 첫 번째 격자점이 존재하도록 하는 것이 좋다. 그러나 유체기계 내에서 경계층 형성이 넓은 범위를 가지므로 이러한 조건은 항상 엄격히 유지 될 수는 없다.

이러한 점을 보안하기 위해 $k-\epsilon$ 난류모델에는 수정된 벽법칙 (Fixed y^+ wall function)이 사용된다^[4].

이는 조밀한 격자를 사용할 경우에 발생하는 벽법칙의 모순을 피하기 위해 계산된 y^+ 가 총류저층의 경계면의 값인 11이하가 되지 않게 제

한하여 모든 격자점이 총류저층 바깥에 위치하게 된다.

2.3 설계 조건

본 연구에서는 임펠러의 형상에 대해서 깃수와 출구폭을 서로 다르게 적용하여 계산을 수행하였다. 임펠러는 1원호 작도법에 의해서 설계되었으며 Table. 1은 본 연구에서 사용된 임펠러의 설계조건이며 깃수와 출구폭을 다르게 적용하였다.

Table 1 Design condition

Item	Case 1	Case 2
Impeller inlet radius	46.6mm	46.6mm
Impeller outlet radius	108mm	108mm
Blade inlet angle	24.67 °	24.67 °
Blade outlet angle	22.5 °	22.5 °
Blade number	6	7
Blade thickness	1.5mm	1.5mm
Blade inlet breadth	11.65mm	11.65mm
Blade outlet breadth	6.57mm	6.65mm
Design flow rate	16m³/h	16m³/h
RPM	3500	3500

2.4 펌프형상 및 계산격자

유동해석을 위해 사용된 블레이드는 각각 6,7개로 임펠러와 베인리스(vaneless) 디퓨저로 구성된 원심형 펌프이며 수치해석에 사용된 Case1의 원심펌프의 형상을 Fig. 1에 나타내었다.

Fig. 2는 블레이드 주위의 상세 격자를 나타내고 있다. 계산에 사용된 격자수는 45000개이며, 이 격자는 터보기계 전용 격자 생성기인 Turbo-Grid를 사용하여 생성하였다.

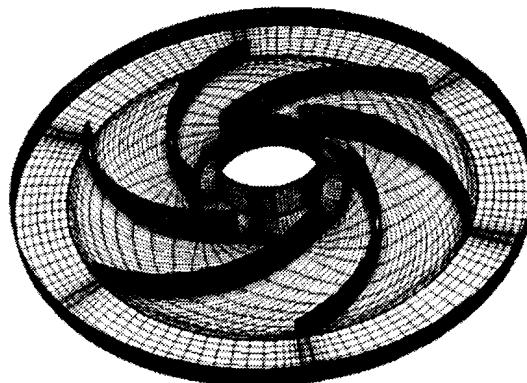


Fig. 1 Geometry of impeller

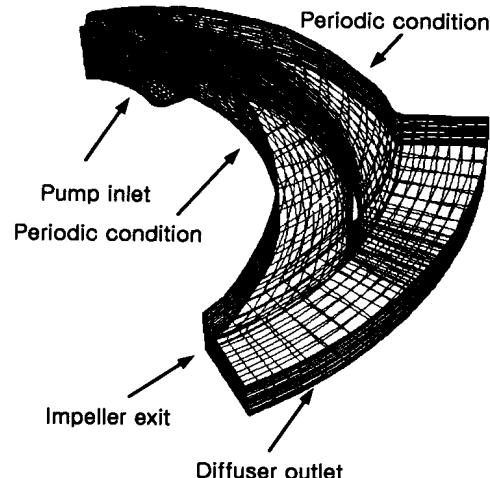


Fig. 2 explanatory drawing of one blade region

2.5 경계조건

CFD를 통한 임펠러의 해석에 있어서 적절한 가정을 통하여 수치계산에 소요되는 시간과 비용을 현저히 줄일 수 있다. 본 연구에서는 유동이 정상적이고 주기적이라는 가정을 하였으며 이는 임펠러를 구성하는 각각의 날개 영역이 동일함을 의미한다. 그러므로 하나의 날개 영역만을 해석하였다. 수치계산에 사용된 경계조건으로 입구경계에서는 동일 압력 조건을 주었으며

출구에서는 동일유량조건을 지정하였다.

본 수치계산의 경우 계산 영역 안에 회전부와 정지부를 갖고 있으므로 MFR(Multiple Frame of Reference)를 사용하였다. 따라서 임펠러를 포함하는 회전부의 벽은 상대좌표계에서 정지된 매끄러운 벽으로 처리하였으며 컴퓨터를 나타내는 정지부의 벽은 절대 좌표계에서 정지된 매끄러운 벽으로 취급하였다. 여기서 회전부와 정지부 사이의 경계면에서 정보 전달 방법은 "frozen rotor" 방식을 사용하였다.

3. 계산결과 및 고찰

본 연구에서는 블레이드 짓수와 출구폭이 서로 다른 원심펌프 임펠러에 대해서 가변유량을 적용하여 3차원 점성 유동 계산을 수행하였다.

Fig. 3(a)~(c)는 임펠러의 스펜방향 50% 지점에서의 Case1에 대하여 유량이 각각 8, 16, 24 m^3/h 일때의 속도와 압력 분포를 나타내고 있다. 입구에 유입되는 유체의 유량이 설계유량인 $Q_d = 16 m^3/h$ 의 경우 주류가 부압면에 치우쳐 있으며, 이보다 낮은 Fig. 3(a)의 경우에는 임펠러의 부압면에서는 역류가 발생하며 주류도 압력면 쪽으로 치우침을 확인 할 수 있다. 한편, 입구로 유입되는 유량이 설계유량보다 높은 Fig. 3(c) 경우에는 설계유량시의 속도분포와 비교해서 커다란 차이는 없으나 임펠러의 입구부분에서 조금 더 주류가 부압면에 치움침을 확인 할 수 있다.

Fig. 4와 Fig. 5는 각각 유량의 변화에 따른 전 압계수의 변화와 전양정의 변화를 나타낸 것이다. 유량이 증가함에 따라 Case1, Case2 모두 전 압계수 및 전양정 모두 저하된다. 전유량 영역에 있어서 전양정 및 전압계수는 Case1이

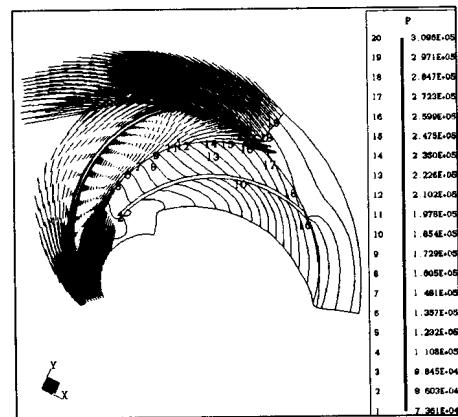
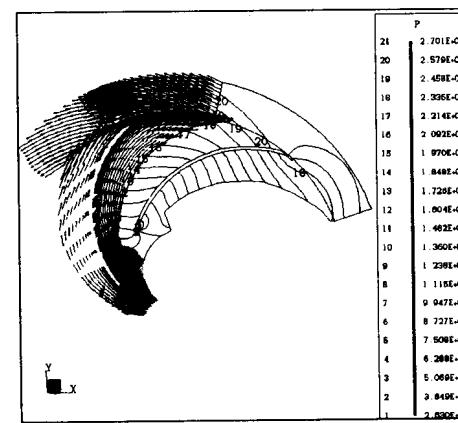
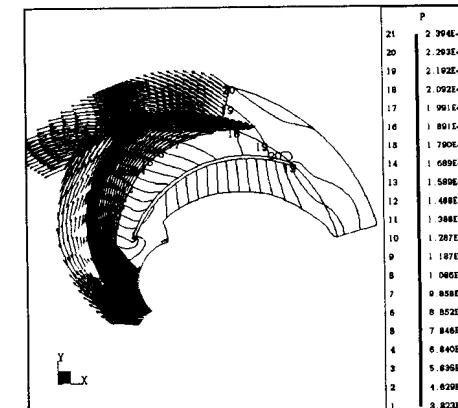
(a) flow rate : $8m^3/h$ (b) flow rate : $16m^3/h$ (c) flow rate : $24m^3/h$

Fig. 3 Velocity and pressure contour distributions at Case 1

Case2에 비해서 약간 높으며 특히, Case2의 유량 $8 \text{ m}^3/\text{h}$ 에서는 $10 \text{ m}^3/\text{h}$ 에서 보다 오히려 압정이 약간 저하하는 특이현상이 발생함을 볼 수 있었다.

Fig. 6, 7은 각각 Case1과 2에 대해 유량의 변화에 따른 블레이드 표면의 압력계수 변화를 나타낸 결과이며, R^* 는 블레이드 임의의 지점을 블레이드 길이로 무차원화 시킨 값을 의미한다. 그래프에서 부압면은 1에서 28까지이고, 압력면은 29에서 56까지이다. 28과 29는 임펠러 익의 시작단에 위치하고 1과 56은 끝단에 위치한다. Case1, Case2 모두 유량이 증가할수록 압력면과 부압면의 압력차이가 증가함을 알 수 있으며, 전체적으로 Case1이 Case2보다 블레이드 표면 압력계수가 높게 나타남을 확인할 수 있다.

Fig. 8는 유량의 변화에 따른 축동력의 변화를 나타낸 결과로서, 유량이 증가할수록 축동력이 증가하는 경향을 나타내고 있으며, Case1이 Case2보다 축동력이 전체적으로 높게 나타나 있다.

Fig. 9는 유량의 변화에 따른 동력효율(Power Efficiency)의 변화를 나타낸 결과이며, 식(1)은 동력효율 계산시 사용된 식이다.

$$E_p = \frac{\dot{m}}{\rho} \frac{P_{out} - P_{in}}{L_s}, L_s = T \cdot \omega \quad (1)$$

(단, ρ : 밀도, L_s : 축동력)

유량이 $10\sim24 \text{ m}^3/\text{h}$ 경우 Case2가 Case1보다 동력효율이 훨씬 높은 경향을 보이지만, 저 유량과 고 유량 지점인 $8, 26 \text{ m}^3/\text{h}$ 에서 급격하게 동력효율이 떨어지고 있음을 확인할 수 있다. 반면에, Case1은 Case2보다 동력효율이 전반적으로 낮은 경향을 보이지만, 탈 설계점에서 급격한 변화없이 안정된 경향을 띠고 있음을 확인할 수 있다.

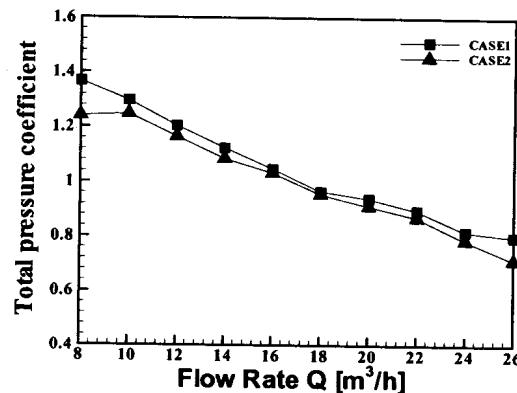


Fig. 4 Q - total pressure coefficient at impeller outlet

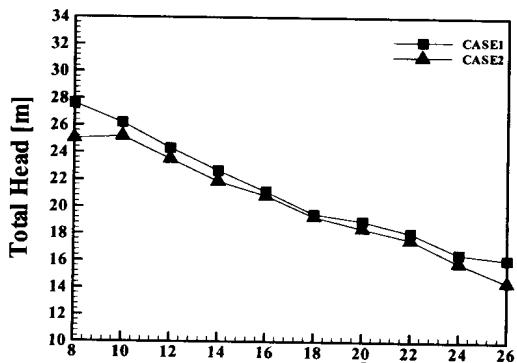


Fig. 5 Q - total head

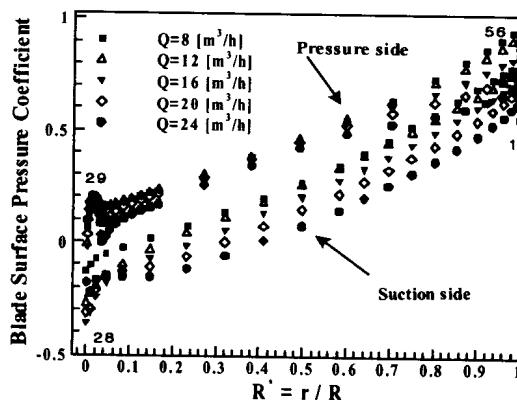


Fig. 6 Blade surface pressure coefficient at the span direction (Case1)

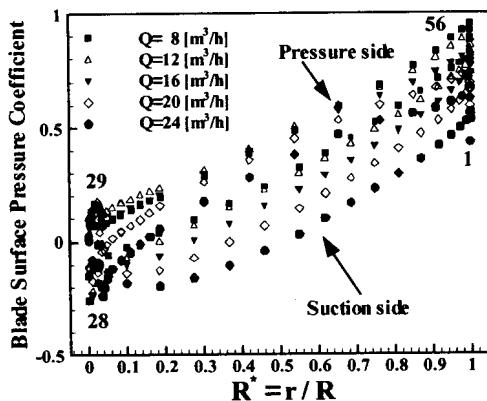


Fig. 7 Blade surface pressure coefficient at span direction (Case2)

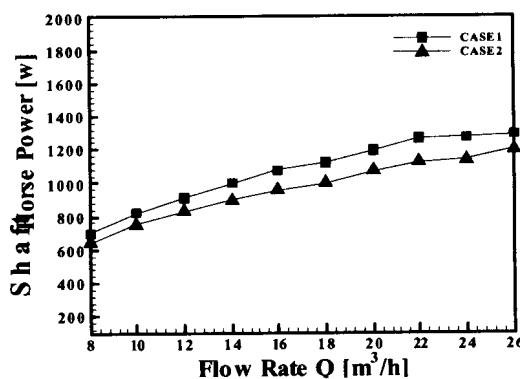


Fig. 8 Q - shaft horse power

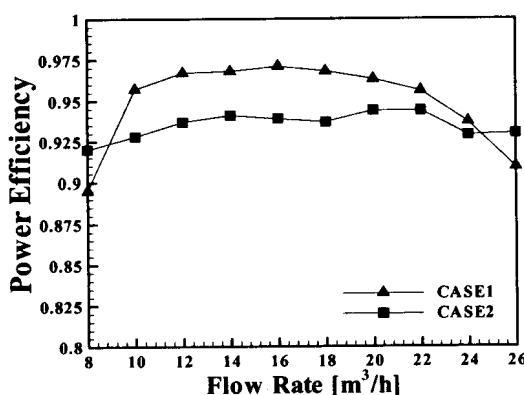


Fig. 9 Q - power efficiency

4. 결론

본 연구에서는 설계효율 75%를 갖는 임펠러에 대하여 동일한 회전수에 대한 가변 유량을 파라메타로하여 임펠러 주위의 유동 해석 및 성능평가를 수행하였다. 상용코드를 이용하여 유량의 변화가 출구 면의 전압계수, 양정, 동력, 동력효율 등에 미치는 영향을 정량적으로 나타내었으며 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

- (1) 설계유량인 경우는 주류가 부압면에 치우쳐 있으며, 이보다 낮은 경우에는 임펠러의 부압면에서는 역류가 발생하며 주류도 압력면 쪽으로 치우친다.
- (2) 유량이 증가함에 따라 Case1, Case2 모두 전압계수 및 전양정 모두 저하되며 전유량 영역에 있어서 전양정 및 전압계수는 Case1이 Case2에 비해서 약간 높다.
- (3) Case1, Case2 모두 유량이 증가할수록 압력면과 부압면의 압력차이가 증가함을 알 수 있으며, 전체적으로 Case1이 Case2보다 블레이드 표면 압력계수가 높게 나타난다.
- (4) 설계유량 역에서는 Case1의 효율이 높고, Case2는 전 유량역에서 비슷한 안정된 효율을 보인다.

향후에는 케이싱과 물리적인 손실을 고려한 계산이 수행되어야 하며, 정량적으로 제시된 정보를 바탕으로 효율을 최대화하기 위하여 형상과 설계변수에 관한 연구가 필요하다.

5. 참고문헌

- [1] 최영석, 이용갑, 홍순삼, 강신형, “상용 CFD 코드를 이용한 원심펌프 임펠러의 성능해석”,

- 유체기계저널, 제4권, 제1호, 2001, pp.38-45.
- [2] 강신정, 안경훈, 이영호, “2차정도 와류 패널 법에 의한 소형 원심 펌프 성능해석”, 대한 기계학회 부산지부 춘계학술대회논문집, pp.264-270, 1999.
- [3] CFX TASCFLOW user Documentation, Theory Documentaton.
- [4] 심창열, 홍순삼, 강신정, “상용코드를 이용한 원심펌프 임펠러 유동평가” 유체기계 연구 개발 발표회 논문집, 2000, pp.285-292.

