

## 상용코드를 이용한 원심펌프 임펠러 유동평가

심창열\* · 홍순삼\* · 강신형\*\*

### Flow Evaluations of Centrifugal Pump Impeller Using Commercial Code

Shim, Chang-Yeul\*, Hong, Soon-Sam\*, Kang, Shin-Hyung\*\*

*Key Words: Centrifugal Pump(원심펌프), Performance(성능), Discretization Scheme(차분방법), Static Pressure Coefficient(정압계수), Pressure Surface(압력면), Suction Surface(흡입면), Design Flow Rate(설계유량)*

#### ABSTRACT

Numerical calculation is applied to centrifugal pump at design condition by using commercial code STAR-CD and Tascflow, and these results are compared with experimental data at impeller outlet. Numerical analysis is also performed by changing turbulence model and discretization scheme at design condition using Tascflow. Turbulence model and discretization scheme used to Tascflow are  $k-\epsilon$ ,  $k-\omega$  turbulence model and upwind, modified linear profile scheme. With the same turbulence model and discretization scheme, two results of STAR-CD and Tascflow are very similar. But there is significant difference in numerical results near hub and shroud of impeller with different kinds of turbulent model and discretization scheme at design condition. And with  $k-\omega$  turbulence model and modified linear profile scheme, it is showed that numerical results are very similar to experimental results of impeller outlet.

#### 1. 서 론

최근 들어 컴퓨터의 발달로 인하여 유체역학과 수치해석이 결합된 전산유체역학(Computational Fluid Dynamics, CFD)이 터보기계 분야의 설계에 있어 유용한 도구로 자리 잡아가고 있다.

터보기계는 일반적으로 그 제작비용이 많이 들기 때문에 설계의 정확성을 검증하기 위해 시작품을 만들어 직접 시험에 의존하기에는 많은 무리가 따른다. 따라서 이러한 이유로 터보기계 분야의 유동해석을 위한

여러 가지의 상용코드가 나오고 있으며, 설계 검증에 대한 비중이 시험에 의존하던 기존의 방법에서 전환되어 상용코드로 인한 해석방법에 치우쳐 가고 있는 것이 세계적인 추세이다.

본 연구에서는 이러한 상용코드의 유동평가에 대한 검증을 위해 상용코드 STAR-CD 와 Tascflow 를 사용하여 원심펌프 임펠러의 유동을 해석하였고, 이를 실험 데이터와 비교 분석하였다. 또한 상용코드 자체적으로 내장하고 있는 차분방법 및 난류 모델을 각각 달리하여 해석을 한 후, 이런 변수에 의한 해석 결과가 임펠러 출구의 유동 변화에 어떤 영향을 미치는 지에 대하여 연구하였다.

\* 서울대학교 터보기계연구실

\*\* 서울대학교 기계항공공학부

## 2. 수치해석 방법

### 2.1 지배방정식 및 수치해석기법

수치해석은 3차원, 비압축성 그리고 정상 상태의 가정에서 수행하였으며, 난류 모델은 벽함수를 사용하는 표준  $k-\epsilon$  모델과 벽면 근처에서 보다 더 정확한 계산을 위해 개발된  $k-\omega$  모델을 사용하여 해석을 하였다. 차분방법으로는 일반적으로 널리 알려진 Up Wind(UW) 차분법과 Tascflow에서 사용되는 Modified Linear Profile(MLP) 차분법을 사용하였다.

본 연구에서는 상용코드에 의한 유동해석을 4가지 종류의 다른 수치해석 기법에 따라 해석을 각각 수행하였다. 첫번째로 UW 차분법과  $k-\epsilon$  난류모델을 적용한 STAR-CD에 의한 해석, 두 번째로 같은 차분법과 같은 난류모델을 적용한 Tascflow에 의한 해석을 수행하였다. 세 번째로는 차분법만 달라진 MLP 차분법과  $k-\epsilon$  난류모델을 적용한 Tascflow에 의한 해석을 그리고 마지막으로 차분법 및 난류 모델 모두를 달리 한 MLP 차분법과  $k-\omega$  난류 모델을 적용한 해석을 수행하였다.

이렇게 4종류의 각기 다른 해석 결과들을 실험값과 비교 분석하여 상용코드들의 신뢰성을 검증하였고 또한 내장된 차분법과 난류 모델의 특성을 연구할 수 있었다.

### 2.2 형상 및 계산 격자

본 연구에서 유동해석을 위해 사용된 임펠러는 6개의 블레이드와 베인리스 디퓨저로 구성된 원심형 펌프로서 Table 1에 자세한 제원을 나타내고 있다.

계산에 사용된 격자수는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 72,620개이다. 격자를 생성함에 있어 임펠러와 디퓨저 간의 상호 작용을 고려하지 않기 위해 임펠러 끝에 베인 없는 디퓨저를 두어 계산 도메인으로 설정하였다. 이러한 이유는 임펠러 출구를 바로 계산 도메인으로 할 경우 출구에서의 불균일한 유동으로 인하여 계산의 수렴성이 떨어지고 수치계산의 결과에 대한 신뢰도가 낮아지기 때문이다.

STAR-CD 및 Tascflow에 사용된 계산 격자는 동일한 격자로서 CFX-Tascflow 내부에 있는 터보기계

Table 1 Specification of Pump Impeller

회전차 출구 직경	$D_2$	260 mm
비속도	$N_s$	157 [ $m^3/min$ , rpm, m]
날개수	$Z_n$	6개
출구 날개각	$\beta_{b2}$	25 deg
실험 회전수	$n$	300 rpm
디퓨저 입구 폭	$b_3$	14.9 mm

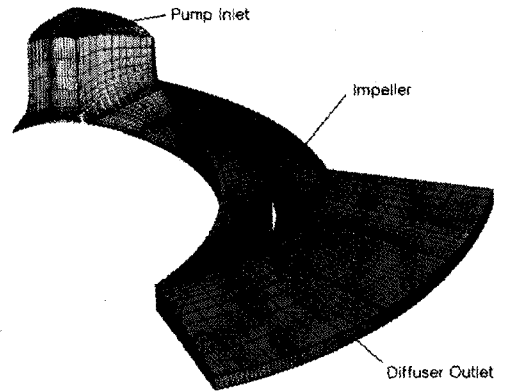


Fig. 1 Calculation Grid of Pump

전용 격자 생성기인 Turbo Grid라는 프로그램에 의하여 생성되어 졌다.

## 3. 실험장치 및 방법

보통 이러한 소형 원심펌프 임펠러에서는 회전차와 볼류트 사이의 간격이 매우 좁다. 따라서 연구하고자 하는 회전차 출구 유동이 볼류트에서의 매우 복잡한 유동에 간섭을 받기 쉽다. 그래서 본 연구에서는 Fig. 2 와 같이 회전차는 그대로 둔 상태로 볼류트 대신에 충분히 큰 컬렉터를 설치하여 임펠러와 볼류트의 상호 작용을 제거한 상태에서 데이터를 구하였다.

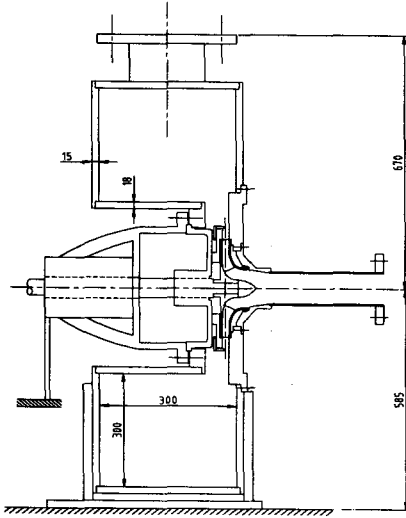


Fig. 2 Collector Form of Pump Impeller

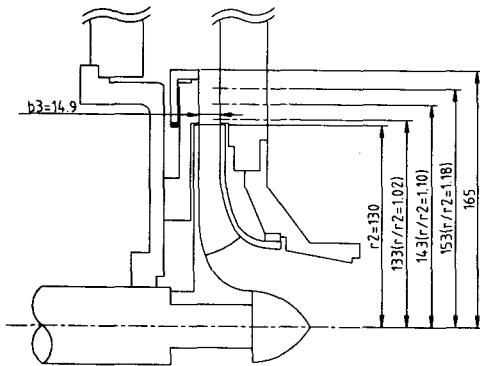


Fig. 3 Data Measurement Point at Impeller Outlet

실험을 위해 측정된 위치는 Fig. 3에서 보는 바와 같이 임펠러 출구  $r=130$  mm 에서 반경방향으로 3mm 나운  $r=133$ mm 지점에서 I형 단일 열필름을 사용하여 속도를 측정하였고 압력은 3공 튜브로 측정하였다.

## 4. 연구 결과 및 고찰

### 4.1 유량별 출구 성능 곡선

Fig. 4~5는 유량의 변화에 대한 임펠러 출구에서

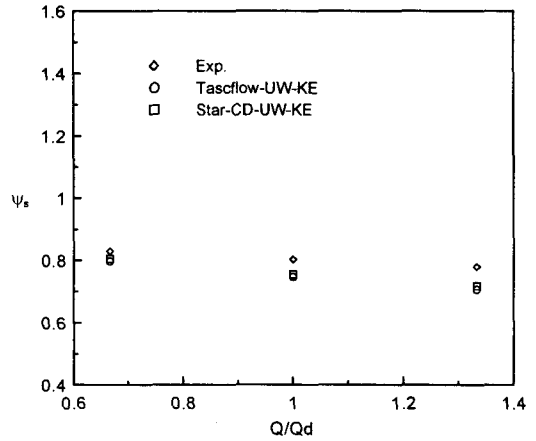


Fig. 4  $\Psi_s$ - $\phi$  Performance Curve at Impeller Outlet

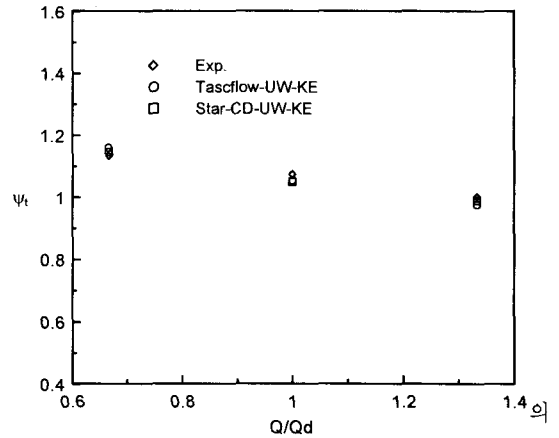


Fig. 5  $\Psi_t$ - $\phi$  Performance Curve at Impeller Outlet

정압 및 전압계수를 각각 나타낸 곡선이다. 유량은 디자인 유량( $Q_d$ ) 및 저유량  $2/3Q_d$  와 고유량  $4/3Q_d$ 에 대하여 계산되었다.

Fig. 4에서 보는 바와 같이 먼저 2가지 상용코드에 의한 계산값은 유량에 관계없이 서로 같게 나타남을 알 수가 있다.  $2/3Q_d$ 에서는 실험값과 계산값이 일치함을 알 수 있고, 유량이 증가할 수록 계산값이 실험값에 비교하여 떨어짐을 알 수가 있다.

Fig. 5의 전압계수 성능 곡선에서는 전 유량에 대해서 실험값과 계산값 모두 매우 잘 일치하는 것을 볼 수가 있다.

## 4.2 임펠러 출구 2차원 성능곡선

Fig. 6~ Fig. 10은 임펠러 회전수 700 rpm에서 정상상태 조건에서 해석하여 임펠러 출구에서의 2차원 성능곡선을 나타내고 있다. 이 성능 데이터는 원주 방향에 대하여 면적 평균하여 나타낸 값이다. 속도 및 압력은 모두 출구에서의 회전속도로 나누어 무차원시켜 실험값과 비교하였다.

Fig. 6과 Fig. 7은 자오면 방향 및 원주방향에 대한 속도성분을 나타낸 것이다. Tascflow의 MLP 차분법과  $k-\omega$  난류모델을 적용한 계산값이 실험값과 잘 일치함을 알 수가 있으며, 나머지 계산값들은  $R=0$ 인 허브면 근처에서 실험값과 많은 차이를 보이고 있다.

Fig. 8은 임펠러 출구에서의 상대 유동각을 나타낸 것이다. 실험값은  $R=0.5$  부근에서 13 deg 정도로 제일 크게 나타나며, 허브 및 쉬라우드로 갈수록 감소하는 곡선을 나타낸다. 하지만, 계산값들은 MLP,  $k-\omega$  모델을 제외한 나머지 모두가 쉬라우드에서 허브로 갈수록 계속 증가하여 허브면 근처에서는 실험값 보다 상당히 큰 차이를 보이는 것을 알 수가 있다.

Fig. 9는 임펠러 출구에서의 정압계수를 나타낸 것인데, 계산값이 실험값에 비하여 전반적으로 5% 정도 낮게 나오지만, 계산값은 차분법과 난류 모델에 관계없이 모두 같게 나타난다.

전압은 정압에 속도수두를 합한 결과이며, 오일러 헤드에서 손실을 포함한 결과이기도 하다. Fig. 10은 임펠러 출구에서의 전압계수를 나타낸 것이다.  $R=0.5$  부근에서는 계산값 모두 실험 값에 비교하여 10% 정도 떨어지지만, 계산 조건에 관계없이 계산값은 서로 일치함을 보이며, 쉬라우드 근처에서는 계산값 모두 실험값에 상당히 일치함을 보인다. 하지만, 허브 근처로 갈수록 실험값과 MLP,  $k-\omega$  모델을 사용한 계산값은 완만히 떨어지는데 반하여 나머지 계산값은 완만히 상승하여 실험값 보다 5% 이상 높게 나타남을 알 수가 있다.

결국 임펠러 출구에서의 2차원 성능곡선을 통하여 속도 성분과 관계없는 정압성분에 대하여서는 차분법과 난류 모델에 상관없이 그 계산값이 서로 같다는 것을 알 수가 있었다. 또한 속도 성분과 관계 있는 성능값들은 모두 차분법과 난류 모델에 따라 차이가 남을 알 수 있었고, 특히  $k-\omega$  난류모델을 적용한 계산값이

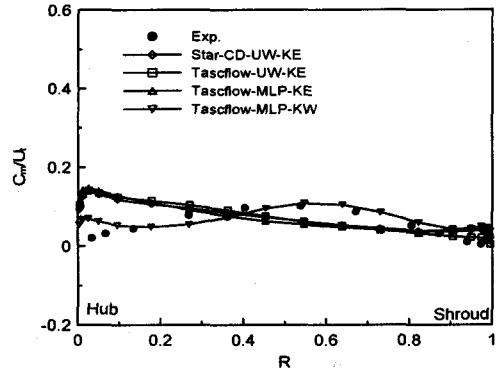


Fig. 6 Meridional Velocity at Impeller Outlet

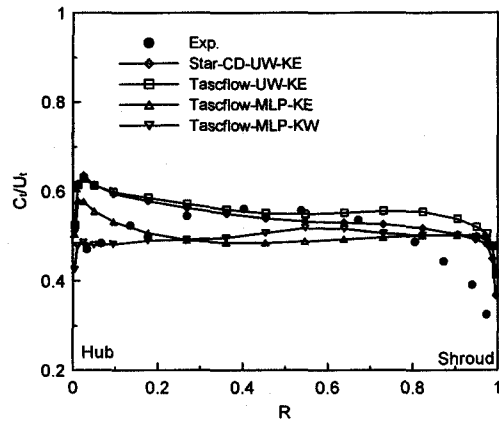


Fig. 7 Tangential Velocity at Impeller Outlet

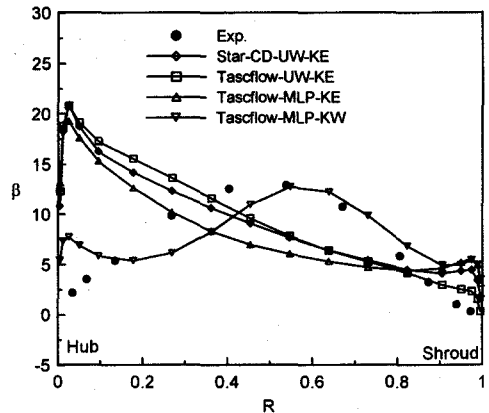


Fig. 8 Relative Flow Angle at Impeller Outlet

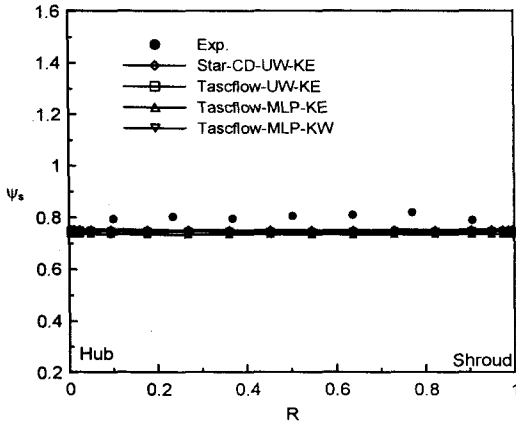


Fig. 9 Static Pressure Coef. at Impeller Outlet

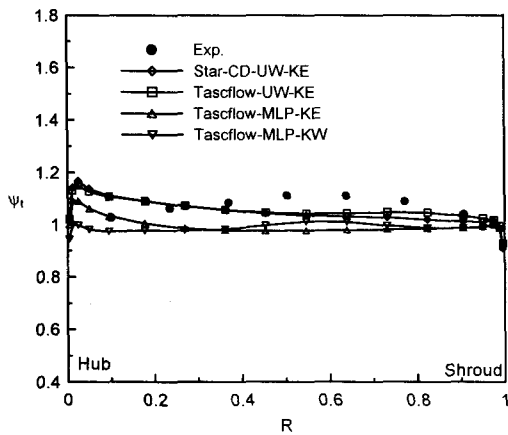


Fig. 10 Total Pressure Coef. at Impeller Outlet

벽면 근처에서 실험값과 상당히 일치함을 알수가 있었다. 이를 통해서  $k-\omega$  난류모델이 벽면 근처에서 정확한 유동해석을 한다는 것을 증명할 수가 있었다.

### 4.3 3차원 유동장 분포

다음의 3차원 유동장 분포는 모두 디자인 유량에 대하여 해석한 값들이다. 먼저 같은 UW 차분법과,  $k-\epsilon$  난류 모델을 이용한 STAR-CD 와 Tascflow의 유동장 분포값은 속도장, 압력장 모두가 자오면, B-to-B 면 및 임펠러 출구면 등 모든 단면에 있어 분포형태가 일치하게 나왔다. 이것을 통해 같은 차분법과 난류 모

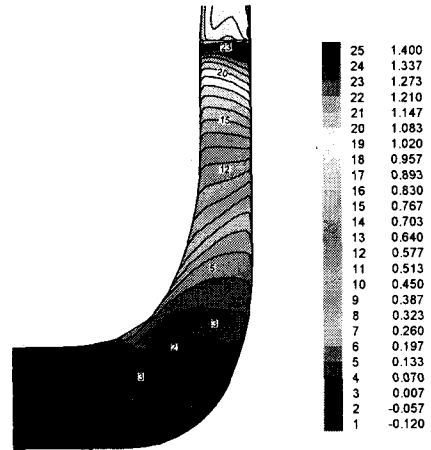


Fig. 11 Total Pressure Coef. near Suction Side(UW,  $k-\epsilon$ )

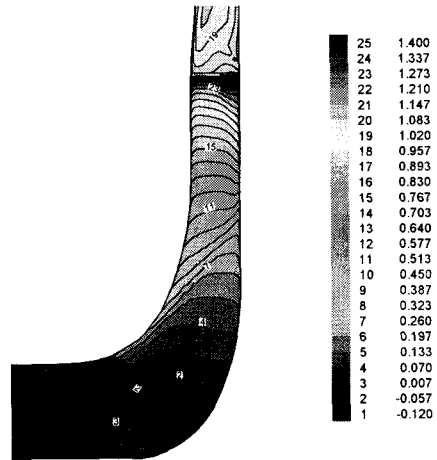


Fig. 12 Total Pressure Coef. near Suction Side(MLP,  $k-\epsilon$ )

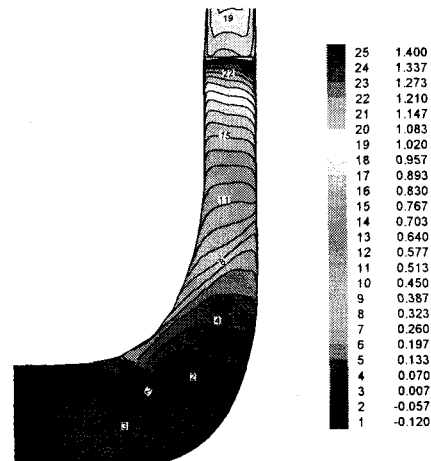


Fig. 13 Total Pressure Coef. near Suction Side(MLP,  $k-\omega$ )

델을 적용했을 때 두가지 상용코드의 결과가 같게 나옴을 알 수가 있었고, 여기서는 그 결과 그림들을 생략하였다.

#### 4.3.1 자오면 방향의 유동장 분포

Fig. 11~13는 자오면 중 흡입면 근처에서의 전압의 등고선을 나타낸 그림이다. 각각의 그림은 Tascflow 내의 차분법과 난류 모델을 달리했을 때의 해석값들이며, 그림에서 보듯 차분법과 난류 모델에 상관없이 자오면에 대해서는 전압의 등고선 분포가 서로 일치함을 알 수가 있다. 그 외의 정압, 속도장에 있어서도 그 분포값이 전압의 경우와 마찬가지로 차분법과 난류 모델에 상관없이 동일하게 일치하고 있었다.

#### 4.3.2 B-to-B 및 임펠러 출구의 유동장 분포

Tascflow 내에서 차분법과 난류 모델을 달리한 각각의 유동장 분포도를 살펴보았을 때 정압계수는 차분법과 난류 모델에 상관없이 모든 B-to-B 면에 대하여 같게 나옴을 알 수가 있었다.

Fig. 14~16는 B-B 면 상에서의 전압계수의 등고선을 나타낸 그림으로, Tascflow 내의 차분법과 난류 모델을 바꾸어 해석값 값들을 각각 나타낸 것이다. 3가지 모델에 의한 해석값 모두 임펠러 출구에서의 전압계수는 1.1 정도로 거의 일치함을 보이나, 임펠러 출구의 흡입면 영역에서 분포형태의 차이점을 보이고 있다. Fig. 14에 비하여 Fig. 15가 그리고 Fig. 15에 비하여 Fig. 16이 임펠러 출구 흡입면 영역에서 전압 등고선이 블레이드 상류쪽으로 휘어져 골이 심하게 생기는 것을 볼 수가 있다. 이것은 Fig. 17~19의 임펠러 출구에서의 반경방향의 속도 등고선 분포를 통해서 알 수가 있다.

Fig. 17에서 보면 임펠러 흡입면 영역의 쉬라우드 근처에서 속도 값이 역류로 인한 음의 값을 가지는 것을 볼 수가 있는데, 차분법을 UW에서 MLP로 바꾼 조건의 해석값인 Fig. 18에서 보면 음의 값을 가지는 역류 발생 영역이 Fig. 17에 비하여 허브면 방향으로 훨씬 더 확장되어 있음을 볼 수가 있다. 그리고 난류 모델을  $k-\epsilon$ 으로 바꾼 Fig. 19에서는 쉬라우드와 허브 영역 모두에서 역류가 발생하여 가운데로 확장되어 가고 있음을 볼 수가 있다. 따라서 이러한 출구에서 발

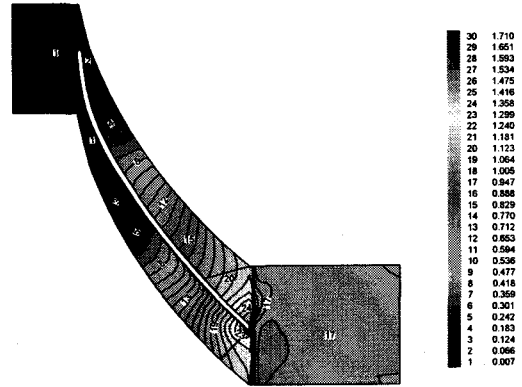


Fig. 14 Total Pressure Coef. near Hub(UW,  $k-\epsilon$ )

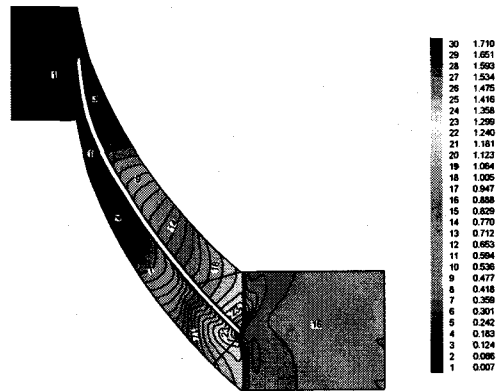


Fig. 15 Total Pressure Coef. near Hub(MLP,  $k-\epsilon$ )

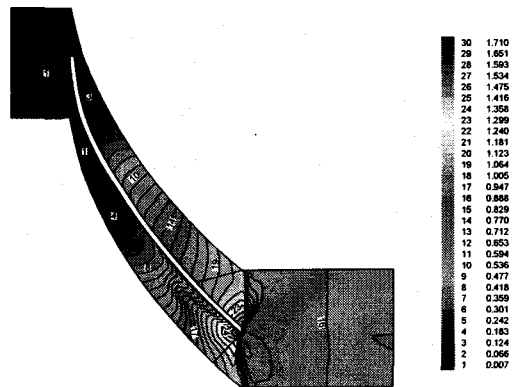


Fig. 16 Total Pressure Coef. near Hub(MLP,  $k-\epsilon$ )

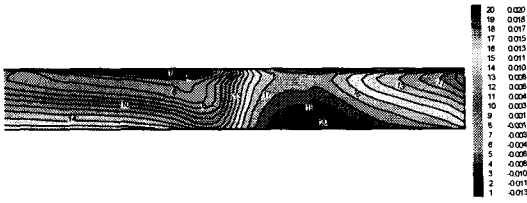


Fig. 17 Radial Velocity at Impeller Outlet(UW,  $k-\epsilon$ )



Fig. 18 Radial Velocity at Impeller Outlet(MLP,  $k-\epsilon$ )

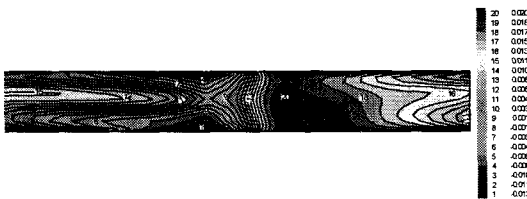


Fig. 19 Radial Velocity at Impeller Outlet(MLP,  $k-\omega$ )

생한 역류가 블레이드 상류로 확장되어 가는 정도에 따라 Fig. 14~16의 임펠러 출구 흡입면 영역에 고티 생기는 정도가 달라지는 것으로 생각된다.

## 5. 결론

본 연구에서는 원심형 펌프 임펠러에 대하여 2가지 상용코드와 그리고 상용코드 내부의 차분법과 난류 모델의 변화에 따른 해석을 수행하였다. 이를 통해 각각의 상용코드의 검증 및 차분법 및 난류 모델의 특성을 고찰하였으며, 이에 대한 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 같은 차분법과 난류 모델을 적용한 2가지 상용코드의 유량의 변화에 따른 2차원 출구 성능 곡선은 서로 일치하게 나타난다.
- 2) 디자인 유량 조건에서 같은 차분법과 난류 모델을 적용한 3차원 유동장 분포는 그 값이 모두 서로 일치함을 보였다.
- 3) 디자인 유량 조건에서 출구 단면적에 대하여 허브에서 쉬라우드 방향의 2차원 성능 곡선은 MLP,  $k-\omega$  모델을 적용한 계산값이 실험값과 제일 가깝게 일치하였다.
- 3) 디자인 유량 조건에서 자오면 방향에 대한 유동장 분포는 각각의 계산 조건과 상관없이 서로 일치하였다.
- 4) 디자인 유량 조건에서 B-to-B면에서의 전압 분포는 차분법과 난류 모델의 변화에 따라 임펠러 출구의 흡입면 영역에서 다른 분포값을 보였다. 이는 임펠러 출구에서 역류의 크기와 영역의 변화에 따른 것으로 기인된다.

## 참고 문헌

- (1) Kosuke ASHIHARA, "Study on pump impeller with splitter blades designed by 3-d inverse design method", ASME Paper, FEDSM2000-11073, 2000.
- (2) George Bache, "Navier-stokes computations for the complex 3d flow fields of inducers and centrifugal impellers", Fifth Inter. Symp. on Transport Phenomena and Dynamics in Rotating Machinery, 1994.
- (3) B.R. Hutchinson, "Prediction of the three-dimensional turbulent flow in centrifugal pump impellers", CFD 94, CFD Society of Canada,

Toronto, Ontario, Canada, June 1-3, 1994.

- (4) J.H.G. Howard, "A Numerical investigation of blade lean angle effects on flow in a centrifugal impeller", International Gas Turbine and

Aeroengine Congress and Exposition, 1994.

- (5) 강신형, 1999, "고성능 원심펌프 및 다단 축류압축기 설계시스템 개발", 공업기반기술과제 보고서.