

## 상용 CFD코드를 이용한 원심펌프 임펠러의 성능해석

최영석\* · 이용갑\* · 홍순삼\*\* · 강신형\*\*\*

### Performance Analysis of the Centrifugal Pump Impeller Using Commercial CFD Code

Young-Seok Choi, Yong-Kab Lee, Soon-Sam Hong, Shin-Hyung Kang

*Key Words: Commercial CFD Code(상용 CFD코드), Centrifugal Pump(원심펌프), Turbulence Model(난류모델), Performance Parameter(성능변수)*

#### ABSTRACT

A commercial CFD code is used to compute the 3-D viscous flow field within the impeller of a centrifugal pump. Several preliminary numerical calculations are carried out to determine the influence of the parameters such as the grid systems, the numerical schemes, the turbulence models and the shape of the vaneless diffusers at the design flow rate. The results of the preliminary study are used for the calculation of the off-design flow conditions. The circumferentially averaged results such as the radial and tangential velocities, the exit flow angle, the slip factor, the static pressure and the total pressure are compared with the experimental data at the impeller exit to discuss the influence of the prescribed parameters.

#### 1. 서 론

펌프시장에서 매우 큰 비중을 차지하고 있는 원심펌프의 성능에 영향을 미치는 가장 중요한 요소 중의 하나가 임펠러이다. 임펠러의 설계에는 많은 경험과 임펠러 내부 유동장에 대한 포괄적인 이해가 요구된다. 최근 들어 CFD는 수치기법, 격자 생성기법, 난류모델, 경계조건의 적용, 전처리 및 후처리 기법 그리고 컴퓨터 기술의 발달로 유체기계의 설계와 실험에 의해서는 수행하기 힘든 복잡한 3차원유동의 해석에 있어서 효율적인 수단이 되고 있다<sup>(1)</sup>.

유체기계의 설계에 있어서 이러한 CFD기법은 전통적으로 사용되어 온 1-D, 2-D 방법과 더불어 매우 중

요한 설계도구로 사용되고 있다. 실험에 의한 계수나 경험식에 의거한 1-D 와 2-D 설계는 펌프의 일반적인 형상과 설계변수 등을 제공한다. 이러한 정보를 바탕으로 CFD를 이용하여 유체기계내의 3차원 점성유동의 예측이 수행된다. 유동해석 결과로부터 예상되는 펌프 효율, 수두상승, 소요동력을 추론할 수 있으며, 유동박리, 압력분포, 손실과 같은 내부 유동현상을 알 수 있고 전체성능을 이해하는데 바탕이 되는 정보를 얻을 수 있다. 유동해석결과에서 추출된 정보를 바탕으로 효율을 최대화하기 위하여 형상과 설계변수의 섬세한 조정을 수행할 수 있고, 이러한 설계과정을 만족할 만한 펌프의 성능이 달성될 때까지 반복한다. 마지막으로 설계를 검증하기 위한 실험이 수행된다. 이러한 통합적인 설계방법은 새로운 제품 개발시간을 현저히 줄이고 또 목표하는 기간 내에 설계를 달성할 수 있도록 하며, 요구성능을 만족시킬 수 있게끔 한다.

\* 한국생산기술연구원 냉동공조연구팀

\*\* 서울대학교 대학원

\*\*\* 서울대학교 기계항공공학부

다양한 시장의 요구에 대응하고 보다 효율적이고 신뢰성 있는 유체기계를 저가에, 빠른 순환주기로 공급하기 위해서는 설계과정에서 빠른 feedback이 요구되며, 따라서 설계도구로서 CFD도 적용성과 안정성을 중시하는 상용 CFD 코드의 사용이 많이 늘고 있다. 하지만 상용 CFD 코드를 사용할 때, 해석에 필요한 여러 변수를 해석 대상에 합당하게 어떻게 설정하느냐에 따라 해석 결과가 달라질 수도 있으며, 잘못된 해석 결과는 CFD 이용 목적인 유체기계 내부 유동장의 특성 및 성능을 왜곡하여 결과적으로 효율적인 펌프 설계에 혼란을 초래할 수 있다.

해석하고자 하는 대상이 정해진 경우, 각 상용 CFD 코드에 따라 물론 다르긴 하겠지만, 일반적으로 사용자가 선택하거나 조정해야 할 것은 격자 시스템, 수치 기법, 난류모델 등이다. 따라서 사용자가 선택할 수 있는 변수에 대하여 그 변수가 변하였을 때 상용 CFD의 해석 결과가 어떻게 달라지는지 그 영향을 살펴보는 것은 매우 의미 있는 일이라고 하겠다.

본 연구에서는 유체기계의 해석이 비교적 용이한 상용 CFD 코드인 CFX-TASCflow를 사용하여 원심펌프의 임펠러 내부 유동을 해석하였으며, TASCflow에서 사용 가능한 수치기법과 난류모델 및 격자 등을 변화시켜가며 해석하였고 시험 값과 비교 평가하여 그 영향을 고찰하였다.

## 2. 유동해석

### 2.1 지배방정식과 수치기법

본 연구와 같은 비압축성 난류유동의 해석에 CFX-TASCflow는 3차원 Reynolds 평균 Navier-Stokes 방정식을 적용하며 지배방정식은 유한체적법에 의해 이산화된다.

CFX-TASCflow는 대류항의 이산화기법으로 풍상 차분도식(upwind differencing scheme : UDS)과 mass weighted skewed upstream differencing scheme(MWS), linear profile skewed upstream differencing scheme(LPS), 그리고 수정된 LPS 기법이 사용된다.<sup>(2)</sup>

UDS에서 제어체적의 경계면의 유동변수들은 그 경계면 상류에 존재하는 제어체적의 값들로 나타낸다. 유동이 계산격자점 P에서 E로 이동하고 있다면 경계면에서의 유동변수  $\phi_e$ 는  $\phi_p$ 로 나타낸다. UDS는 1

차의 정확도를 가지며 해의 오차가 크며 수치확산이 존재한다. UDS의 정확도를 향상시키기 위한 방법으로 중앙차분법(CDS)은 유동변수  $\phi_e$ 의 linear profile을 사용하여  $\Delta\phi_e$ 로 보정해 줌으로서 유동변수의 예측이 UDS보다 정확하지만 유동의 물리적인 특성을 정확하게 반영하지 못한다. 그러므로  $\Delta\phi_e$ 의 평가에 대류, 확산과 생성항 등의 물리적인 상호작용을 정확히 반영하는 것이 필요하다. TASCflow에서는 이를 위해 유동변수의 수송방정식으로부터 유도되는 보정치를 도입하였으며 다음과 같다.

$$\Delta\phi_e = \frac{\Delta x}{2\rho u} \left[ \dot{S}^\phi - \rho v \frac{\partial \phi}{\partial y} - \rho w \frac{\partial \phi}{\partial z} \right] \quad (1)$$

식 (1)을 physical advection correction(PAC)이라 하며 PAC을 적용한 scheme중에 TASCflow에서 사용된 scheme은 skew upstream differencing scheme(SUDS)이다.

physical advection correction과 더불어 SUDS을 사용하면 upstream value  $\phi_u$ 를 어떻게 평가하느냐의 문제가 발생한다. TASCflow에서는 주위의 격자로부터 내삽하는 방법과 질량 평균하는 방법을 제공한다. 내삽하는 방법으로 linear profile(LP) SUDS은 2차의 정확도를 가지며 정확한 예측을 가능하게 한다. TASCflow에서는 두 가지 방식의 LPS가 사용된다.

1. pure LPS :  $\phi_u$ 의 값은 제어체적면에 위치한  $\phi$ 의 격자값의 interpolation 으로부터 구한다.
2. Modified LPS :  $\phi_u$ 의 값은 먼저 위의 pure LPS를 이용하여 구하고 다음 하류의 계수 즉 음의 계수의 영향을 제한하기 위해 interpolation coefficient를 수정한다.

다음으로 mass weight (MWS) SUDS은  $\phi_u$ 의 값을 주위격자의 mass weighted 평균으로부터 구한다. MWS는 1차의 정확도를 가지나 UDS나 그 변형에 비해 정확한 예측이 가능하다.

### 2.2 난류모델

본 연구에서는 TASCflow에서 제공하는 난류모델 중에  $k-\epsilon$  난류모델과  $k-\omega$  난류모델을 사용하였다.

벽 근처에서의 격자수를 줄이기 위해 벽법칙을 이용하였다. 표준  $k-\epsilon$  난류모델은 벽법칙을 사용하기 위해서는 첫 번째 격자점에서  $y^+ \geq 30$  이어야 한다. 그러나, 유체기계 내에서는 경계층 형성이 넓은 범위를 가지므로 이러한 조건은 항상 엄격히 유지 될 수 없다.

이러한 점을 보완하기 위해  $k-\epsilon$  모델에는 수정된 벽법칙(Fixed  $y^+$  wall functions)이 사용된다. 이는 조밀한 격자를 사용할 경우에 발생하는 벽법칙의 모순을 피하기 위해, 계산된  $y^+$ 가 층류저층의 경계면의 값인 11이하가 되지 않게 제한하여 모든 격자점이 층류저층 바깥에 위치하게 한다.

$k-\omega$  난류모델은 층류저층의  $\omega$ 에 대한 수학적 표현이 가능하므로  $k-\epsilon$ 모델과 같이 벽 근처에서 복잡한 감쇄함수를 필요로 하지 않는다.  $k-\omega$ 모델은 로그구역의  $\omega$ 식과 선형영역의  $\omega$ 식을 결합하여 사용함으로써 벽함수의 문제를 해결한다.

### 2.3 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 날개영역만을 해석하였다. 임펠러 입구의 슈라우드 부분은 입구파이프 구간과 연결되어 있고 임펠러 출구는 vaneless diffuser와 연결되었다.

계산영역의 입구에는 절대좌표계의 질량유량, 난류강도, 길이척도(length scale) 등이 주어지고, 출구에는 압력조건과 종속변수의 구배가 0인 조건이 주어진다. 임펠러에 고정된 회전좌표계이므로 날개표면과 허브, 슈라우드는 고정된 벽으로, 디퓨저 부분과 케이싱의 벽은 임펠러 회전방향과 반대방향으로 회전하는 벽으로 처리하였다.

### 3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 원심펌프의 임펠러에 대해 3차원 점성유동계산을 수행하였다.<sup>(3)</sup> 수치해석에 사용된 원심펌프의 형상을 Fig. 1에 나타내었으며 날개수가 6개인 큰 후향경사를 가지는 2차원 깃 형상임을 알 수 있다.

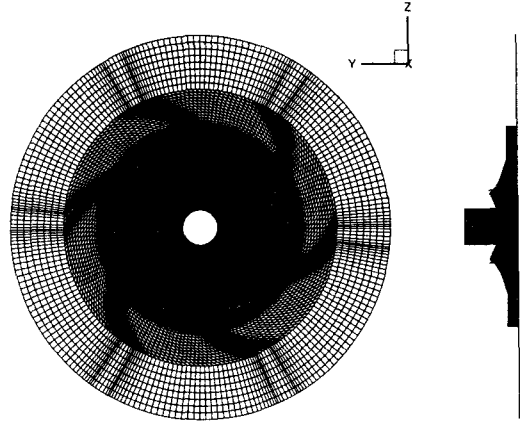


Fig. 1 Front and side view of the pump

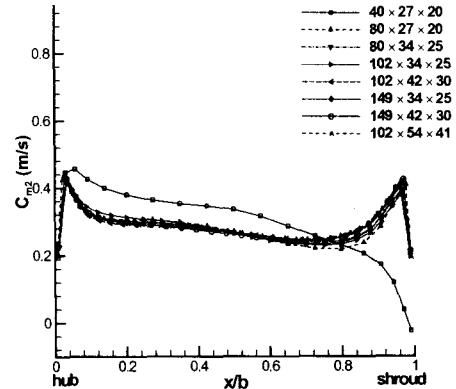


Fig. 2 Circumferential averaged meridional velocity

설계점에서의 회전속도는 300 rpm이고, 유량은 0.206  $m^3/min$ 이다. 탈 설계점의 해석은 각각 유량 0.272  $m^3/min$ 와 0.129  $m^3/min$ 에서 수행하였다. 사용된 계산격자의 선정은 설계점 유량에서 수행하였으며 설계점과 탈 설계점에서 사용 가능한 수치기법과 난류모델의 성능을 평가하였다.

#### 3.1 계산격자의 선정

격자의 영향을 받지 않는 계산결과를 얻기 위해 8개의 서로 다른 격자의 임펠러 출구에서 원주방향 평

Table 1 Calculated performance of the pump

Scheme	Turbulence model	$C_m, 2$	$C_t, 2$	$\Delta H_{static}$	$\Delta H_{total}$
UDS	$k-\epsilon(S)$	0.3018	2.7373	0.6827	1.0471
	$k-\epsilon(F)$	0.3012	2.7130	0.6868	1.0442
	$k-\omega$	0.3001	2.6919	0.6871	1.0399
MWS	$k-\epsilon(S)$	0.3009	2.7109	0.6821	1.0397
	$k-\epsilon(F)$	0.3009	2.7323	0.6882	1.0492
	$k-\omega$	0.2996	2.7156	0.6815	1.0381
Modified LPS	$k-\epsilon(S)$	0.3011	2.7198	0.6828	1.0426
	$k-\epsilon(F)$	0.3009	2.7365	0.6910	1.0521
	$k-\omega$	0.2998	2.7231	0.6850	1.0438
LPS	$k-\epsilon(S)$	0.3008	2.7146	0.6811	1.0392
	$k-\epsilon(F)$	0.3005	2.7401	0.6908	1.0523
	$k-\omega$	0.2994	2.7111	0.6862	1.0396

균된 자오면 속도를 비교하여 격자의존성을 검사하였다. Fig. 2에서와 같이 유선방향의 격자수가 80개 이상인 격자들은 허브와 쉬라우드 근처의 영역을 제외하고는 자오면 속도가 큰 차이가 없었고, 본 논문에는 나타내지 않았으나 압력면과 흡입면을 따르는 압력분포도 차이를 보이지 않았다.  $102 \times 42 \times 30$ 의 격자와 그 이상의 격자와의 평균된 속도형상이 거의 같은 결과를 보이므로 본 연구에서 수치해석을 수행하는데 사용하였다.

### 3.2 수치기법과 난류모델의 영향

앞에서 언급했듯이 TASCflow는 사용자가 제어할 수 있는 대류항의 처리기법으로 1차의 정확도를 갖는 UDS, MWS과 2차의 정확도를 Modified LPS, LPS이 있다. 이러한 수치기법과 사용되어지는 난류모델이 해석결과에 미치는 영향을 평가하기 위해 각각의 기법에 표준  $k-\epsilon$  모델, fixed wall function  $k-\epsilon$  모델,  $k-\omega$  모델을 조합하여 설계점 유량에 대해 수치해석을 수행하였다. 임펠러 출구에서 원주방향으로 면적평균한 자오면 속도, 원주방향 속도, 정압과 전압은 Table 1과 같고 실험값이 측정된 위치( $r=0.133$ )에서 면적 평균한 자오면 속도와 원주방향속도의 스펙방향

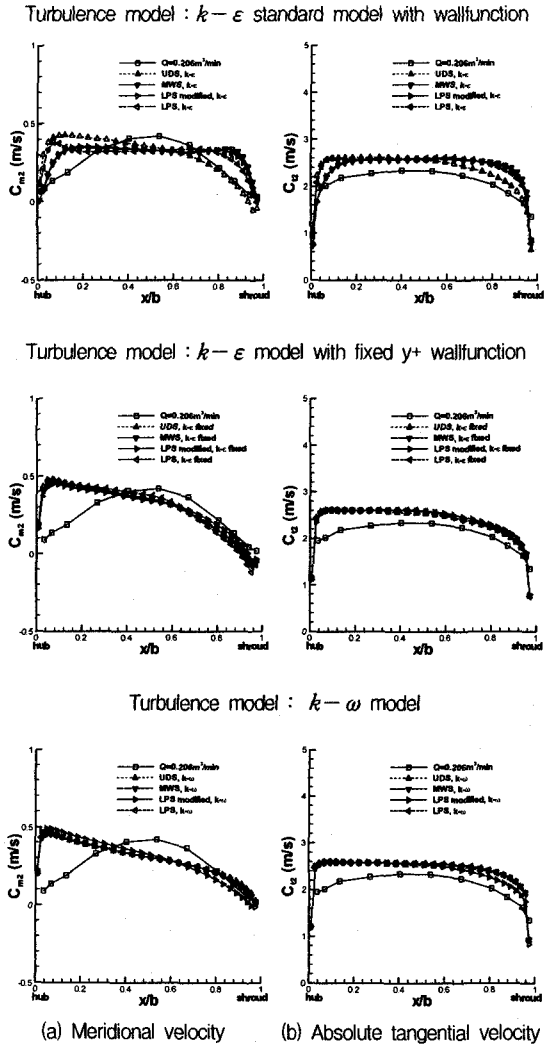


Fig. 3 Spanwise absolute velocity distributions

분포를 Fig. 3에 도시하였다.

Table 1의 결과에서 임펠러 출구에서 면적평균된 절대속도와 정압 및 전압이 사용한 수치기법이나 난류모델의 영향을 받지 않는 것으로 나타났다. Table 1에는 나타내지 않았으나 상대속도와 미끄럼계수, 스윙계수 등과 같은 원심펌프의 성능을 해석하는데 사용되는 계수들의 값이 서로 거의 차이를 보이지 않았다.

Fig. 3에서 원주방향으로 평균된 속도 형상이 실험치와 약간 차이를 보이는 것을 알 수 있다. 특이한 것은 표준  $k-\epsilon$  모델의 경우 자오면 속도가 수치기법에

크게 영향을 받는 것이다. 그러나 fixed wall function  $k-\epsilon$  모델이나  $k-\omega$  모델은 해석결과가 수치기법에 거의 영향을 받지 않는다. 이는 사용된 격자의  $y^+$  값이 상당히 작기 때문에 발생하는 현상으로 사료된다. 벽법칙을 사용할 경우  $y^+$ 는 최소 20 이상이 되어야 해석결과를 신뢰할 수 있다.<sup>(2)</sup> 그러나, 본 연구에서 사용한 격자의 경우 스펠 중간 날개표면의  $y^+$ 는 대부분 10 근처이다. 본 연구에서 사용한 실험결과는 임펠러의 회전수가 300rpm인 경우에 측정된 것이며 실제 작동 조건인 1750rpm에 비해 상당히 낮고 유량도  $1.167 \text{ m}^3/\text{min}$ 에 비해 상당히 낮은  $0.206 \text{ m}^3/\text{min}$ 이다. 그러므로 경계층이 상대적으로 두껍고 첫 번째 격자점의  $y^+$ 는 작을 것으로 생각된다. 표준  $k-\epsilon$  모델에 적합한 격자를 생성하기 위해 성긴 격자인  $40 \times 27 \times 20$ 의 공비를 조정하였다. 공비를 1로 하면  $y^+$ 는 20~30 정도였으나 벽 근처의 격자수가 너무 생겨 경계층을 제대로 해석하지 못하는 결과를 가져왔다. 이와 같이 표준  $k-\epsilon$  모델은 사용하는 격자의 질에 따라 해석결과의 신뢰도가 크게 좌우되므로 보다 융통성 있는 fixed wall function  $k-\epsilon$  모델이나  $k-\omega$  모델을 사용하는 것이 바람직하다.

Fig. 3의 자오면 속도의 경우 모든 난류모델이 허브 근처의 속도를 크게 예측하고 있다. 대부분의 반경 방향의 압력구배는 반경방향 속도성분에 의해 생기는 원심방향의 가속도에 의해 생기는데, 반경방향 속도 성분이 작은 벽 근처의 경계층 구역은 낮은 압력구배를 갖고 유동은 안쪽 반경방향으로 흐르게 된다. 이것은 한쪽 벽면의 박리에 의해 생성되는 blockage처럼 나타나며 유동을 반대쪽 벽으로 흐르게 한다.<sup>(4)</sup> 이러한 유동박리는 스웰계수가 클 경우 발생하기 쉬우며, 임펠러 출구의 유동이 균일하지 않을 경우 입구유동의 속도성분이 작은 쪽에 주로 발생한다.<sup>(5)</sup> Fig. 4는 Modified LPS 수치기법을 사용한 경우 각 난류모델의 임펠러 출구에서 자오면 속도를 비교한 것이다. 표준  $k-\epsilon$  모델의 경우 허브와 쉬라우드 근처의 속도차가 크지 않으므로 이런 영향이 작다, 그러나 fixed wall function  $k-\epsilon$  모델이나  $k-\omega$  모델은 허브 쪽의 속도가 크고 쉬라우드의 속도가 작기 때문에 쉬라우드 근처에서 박리가 발생하고 이에 의한 유동봉쇄로 허브 근처의 속도가 크게 나타난다. 표준  $k-\epsilon$  모델의 경우 앞서 언급한 바와 같이  $y^+$ 의 영향에 의해 벽 근처의 유동을 제대로 해석하지 못하기 때문에 다른 두 모델

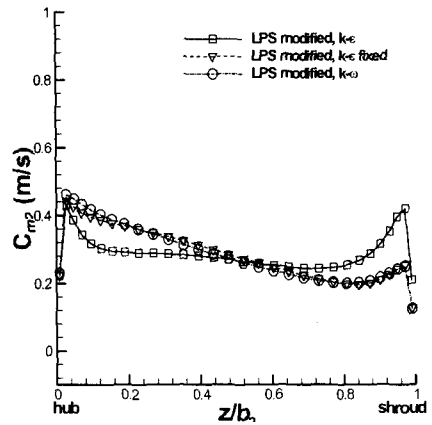


Fig. 4 Circumferential averaged meridional velocity

과 다른 경향을 보이는 것으로 사료된다.

원심펌프 내부유동의 경우는 유동의 발달은 강한 압력구배와 원심력의 평형에 의해 지배된다. 실제로 이런 유체기계의 복잡한 2차유동의 발달은 상류의 난류효과에 의한 전단층의 영향을 받기는 하지만 그 영향은 그리 크지 않으며, 유동을 해석하는 수치기법이 충분히 정확하고 효율적이면 상대적으로 간단한 난류 모델로도 좋은 결과를 얻을 수 있다.<sup>(6)</sup>

### 3.3 탈 설계점 해석에서의 성능비교

원심펌프의 탈 설계점에서의 성능을 평가하기 위해 수치해석을 수행하였다. 탈설계점의 저유량점을 해석할 경우에 종종 수렴이 더디고 residual이 진동하는 경우가 발생한다. Modified LPS기법은 대부분의 유동에 대해 안정적이고 2차의 정확도를 가지므로 탈 설계점에서의 해석은 수치기법을 Modified LPS기법으로 고정하고 각각의 난류모델의 성능을 평가하였다.

수치해석결과를 실험치가 추출된 측정위치인  $r=0.133$ 에서 면적평균한 값과 실험치를 비교한 결과를 Fig. 5에 도시하였다. Fig. 5 (a)는 각 유량에서 자오면 속도를 나타낸 것이다. 자오면 속도  $C_{m,2}$ 는 유체의 유량과 관련된 성능 변수로 유량의 증가에 선형적으로 증가한다. 수치해석의 결과가 실험값에 비해 약 10%정도 크게 나타나고 있다. Fig. 5 (b)에 접선방향 속도성분인  $C_{t,2}$ 를 비교하였다.  $C_{t,2}$ 의 경우 유량이 적은 지점에서 최대 약 20% 정도의 차이를 보이

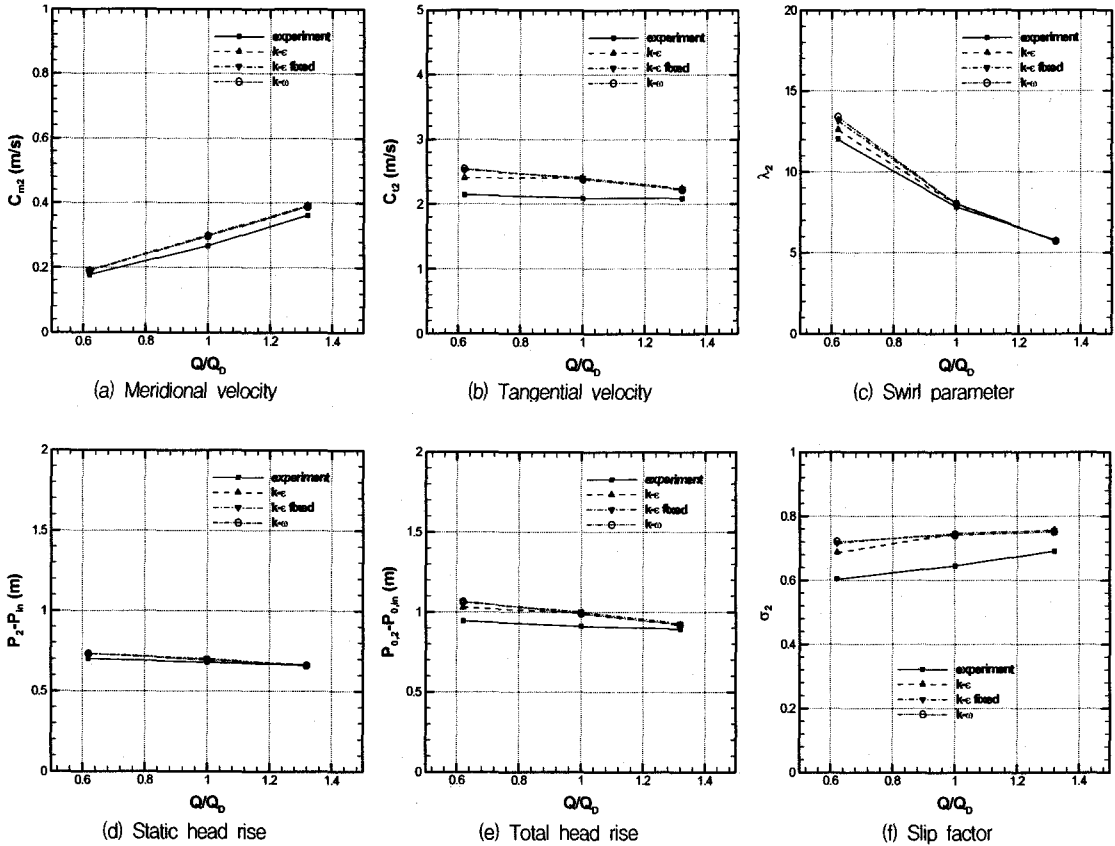


Fig. 5 Comparison of performance parameter at measured point

고 있다. Fig. 5 (c)의 스윙계수는 유량이 증가함에 따라 자오면 속도가 커지므로 감소하는 경향을 나타내고 수치해석 결과와 실험값이 비교적 잘 일치하고 있다. 이는 수치해석 결과가 자오면속도와 회전방향속도 모두 실험값보다 크게 예측되었기 때문이다. Fig. 5 (d),(e)에 나타난 정압, 전압 등은 유량이 증가할수록 감소하는 경향을 보이고 있으며, 정압의 경우 해석결과와 실험치가 잘 일치하고 있으나 전압의 경우  $C_{m,2}$ 와  $C_{t,2}$ 의 수치해석결과가 실험치에 비해 큰 값을 가지므로 역시 같은 경향으로 차이를 보이고 있다. Fig. (f)의 미끄럼계수는 유량이 증가함에 따라 커지지만 거의 변화가 없다.

앞 절에서 언급했듯이 원심펌프의 성능을 평가하는데 사용되는 여러 성능변수가 수치기법이나 난류모델의 영향을 거의 받지 않았다. 국부적인 속도형상의 경우 fixed wall function  $k-\epsilon$  모델이나  $k-\omega$  모델은 역시 수치기법에 의한 차이를 구별하기 어려웠으나,

표준  $k-\epsilon$  모델의 경우는 수치기법의 영향을 크게 받는 것으로 나타났고 계산조건에 따라서는 해가 진동하는 경우도 관찰되었다. 이는 본 연구에서 사용한 격자의  $y^+$ 가 적당하지 않기 때문에 발생하는 현상으로 사료되며 그 만큼 사용자가 격자의 생성 등에 주의할 것을 증명하고 있다.

### 3.4 디퓨저 형상의 영향

임펠러를 수치해석할 때 출구경계조건이 적용되는 경계면 근처에서 역류가 발생하는 경우 수렴성이 저하된다. CFX-TASCflow 에서는 이 경우 출구 경계면에서 유동이 계산영역으로 유입되는 것을 막기 위해 가상벽면을 설치하여 유동의 유입을 막는다. 이런 현상이 발생 할 경우 보통 출구 경계면의 반경을 늘려 역류가 발생하는 구간을 피하게 된다. 그러나 반경이 커지게 되면 vaneless diffuser가 안정적으로 작동할 수

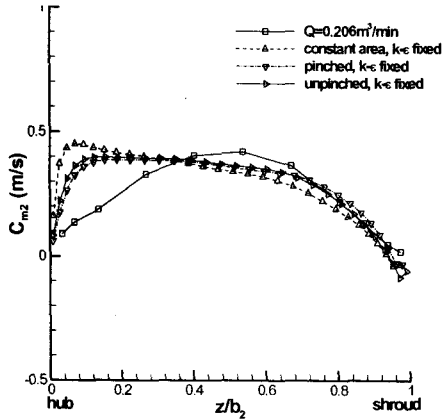


Fig. 6 Meridional velocity profile for various vaneless diffuser

있는 입구 유동각의 영역이 작아지며, 출구의 단면적이 증가함에 따라 연속조건에 의해 자오면 속도가 작아진다. 이런 저 운동량의 유체는 허브와 쉬라우드의 벽면에서 반경 안쪽으로 흐르게 되어 박리와 같은 현상이 발생한다. 본 연구에서는 이런 현상을 방지하기 위해 반경방향을 따라 면적이 일정하게 유지되는 constant area diffuser를 사용하였다. 그러나 격자를 생성하는 사용자에 따라 허브와 쉬라우드가 평행한 unpinched diffuser나 허브가 쉬라우드에 일정한 각도를 갖는 pinched diffuser를 사용하는 경우가 있으므로 본 절에서는 이러한 디퓨저의 형상이 계산결과에 미치는 영향을 살피기 위해 앞에 언급한 세 가지 다른 형상의 디퓨저에 대해 수치해석을 수행하였다.

설계점 유량에 대해 수치해석을 수행한 결과 디퓨저의 형상이 성능변수에 미치는 영향이 거의 없었다. 특이한 점은 unpinched diffuser를 사용한 경우에도 출구 경계면이 임펠러 출구 반경의 약 2배임에도 불구하고 유동의 유입이 없었다. Fig. 6에 Modified LPS과 fixed wall function  $k-\epsilon$  모델을 사용한 경우 각각의 디퓨저 형상에 따른 자오면 속도의 형상을 나타내었다. 허브 근처를 제외하고는 큰 차이가 없었다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 상용 CFD 코드인 CFX-TASCflow를 이용하여 원심펌프에 대한 수치해석을 수행하였다.

수치해석결과는 실험치와 비교적 잘 일치하였으며, 사용 가능한 각각의 수치기법과 난류모델을 조합하여 평가한 결과 임펠러의 성능을 평가하는 성능 변수의 경우 면적 적분된 값이 사용된 수치기법이나 난류모델의 영향을 거의 받지 않았다. 그러나 표준  $k-\epsilon$  모델의 경우 다른 난류 모델과는 달리 사용된 수치기법에 따라 자오면 속도형상이 큰 차이를 보였다. 이는 본 연구에서 사용한 격자가 표준  $k-\epsilon$  모델의 벽법칙에 적합하지 않았기 때문으로 보이며 격자생성의 어려움을 고려할 때 fixed wall function  $k-\epsilon$  모델이나  $k-\omega$  모델을 사용하는 것이 타당하다. 그리고, 안정되게 수렴된 결과의 경우 수치기법의 영향이 거의 없으므로 고차의 수치기법이 수렴에 문제가 발생할 경우보다 수렴성이 좋은 수치기법을 사용하여도 결과의 차이가 없을 것이다.

#### 참고 문헌

- (1) Lakshminarayana, B., 1991, "An Assessment of computational Fluid Dynamic Techniques in the Analysis and Design of Turbomachinery-The 1990 Freeman Scholar Lecture," Journal of Fluids Engineering, pp. 315~351.
- (2) CFX-TASCflow user Documentation, Theory Documentation.
- (3) 강신형, 홍순삼, 1999, "원심펌프의 회전차 출구 유동에 관한 실험적연구," 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 234~241.
- (4) N. A. Cumpsty, 1989, "Compressor aerodynamics," Longman scientific & Technical.
- (5) 최영석, 1996. "원심압축기 설계 및 성능예측을 위한 내부 유동해석", 서울대학교 박사학위 논문.
- (6) McNally, W. C., Sockol, P. M., 1985, "REVIEW-Computational Methods for Internal Flows With Emphasis on Turbomachinery," Journal of Fluids Engineering, pp. 6~21.