

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 CFD 코드), 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 원심 펌프의 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.⁽¹⁾

유체기계의 설계에 있어서 이러한 CFD기법은 전통

적으로 사용되어 온 1-D, 2-D 방법과 더불어 매우 중요한 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

* 한국생산기술연구원 냉동공조연구팀

** 서울대학교 대학원

*** 서울대학교 기계항공공학부

E-mail : yschoi@kitech.re.kr, kangsh@snu.ac.kr

하며, 요구성능을 만족시킬 수 있게 한다.

다양한 시장의 요구에 대응하고 보다 효율적이고 신뢰성 있는 유체기계를 저가에, 빠른 순환주기로 공급하기 위해서는 설계과정에서 빠른 피드백(feedback)이 요구되며, 따라서 설계도구로서 CFD도 적용성과 안정성을 중시하는 상용 CFD코드의 사용이 많이 늘고 있다. 하지만 상용 CFD코드를 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, 수치기법, 난류모델 등이다. 따라서 사용자가 선택할 수 있는 변수에 대하여 그 변수가 변화했을 때 상용 CFD의 해석 결과가 어떻게 달라지는지 그 영향을 살펴보는 것은 매우 의미 있는 일이라고 하겠다.

본 연구에서는 유체기계의 해석이 비교적 용이한 상용 CFD코드인 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

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

CFX-TASCflow는 계산에 사용되어지는 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 사용된다.⁽²⁾

UDS에서 제어체적 경계면의 유동변수들은 그 경계면 상류에 존재하는 제어체적의 값들로 나타낸다. 유동이 계산격자점 P에서 E로 이동하고 있다면 경계면에서의

유동변수 ϕ_e 는 ϕ_p 로 나타낸다. UDS는 1차의 정확도를 가지며 해의 오차가 크며 수치확산이 존재한다. UDS의 정확도를 향상시키기 위한 방법으로 중앙차분법(CDS)은 유동변수 ϕ_e 의 선형형상(linear profile)을 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 생성항들의 물리적인 상호작용을 정확히 반영하는 것이 필요하다. TASCflow에서는 이를 위해 대류항과 생성항(S^ϕ)으로 이루어진 유동변수의 수송방정식으로부터 유도되는 보정치를 도입하였으며 다음과 같다.

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

식 (1)을 PAC(physical advection correction)이라 하며 PAC를 적용한 기법중에 TASCflow에서 사용된 기법은 SUDS(skew upstream differencing scheme)이다.

PAC와 더불어 SUDS를 사용하면 유선 상류값 ϕ_u 를 어떻게 평가하느냐의 문제가 발생한다. TASCflow에서는 주위의 격자로부터 보간(interpolation)하는 방법과 질량가중 평균하는 방법을 제공한다. 보간하는 방법으로 LPS(linear profile SUDS)는 2차의 정확도를 가지며 정확한 예측이 가능하다. TASCflow에서는 두 가지 방식의 LPS가 사용된다.

- 1) LPS : ϕ_u 의 값은 제어체적면에 위치한 ϕ 의 격자값을 보간하여 구한다.
- 2) 수정 LPS : ϕ_u 의 값은 먼저 위의 LPS를 이용하여 구한 후 하류의 계수, 즉 음의 계수의 영향을 제한하기 위해 보간계수(interpolation coefficient)를 수정한다.

다음으로 MWS(mass weight SUDS)는 ϕ_u 의 값을 주위격자의 질량가중 평균으로 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 사용하였으며, 벽 근처에서의 격자수를 줄이기 위해 벽법칙을 이용하였다. 표준 $k-\epsilon$ 난류모델은 벽법칙을 사용하기

위해서는 첫 번째 격자점이 y^+ 가 30보다 큰 로그영역에 존재하는 것이 좋다. 그러나, 유체기계 내에서는 경계층 형성이 넓은 범위를 가지므로 이러한 조건은 항상 엄격히 유지 될 수 없다.

이러한 점을 보완하기 위해 $k-\epsilon$ 난류모델에는 수정된 벽법칙(Fixed y^+ wall functions)이 사용된다.⁽²⁾ 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 ω 에 대한 수학적 표현이 가능하므로 $k-\epsilon$ 난류모델과 같이 벽 근처에서 복잡한 감쇄함수를 필요로 하지 않는다. $k-\omega$ 난류모델은 로그영역의 ω 식과 층류저층영역의 ω 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 깃없는 디퓨저와 연결되었다.

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

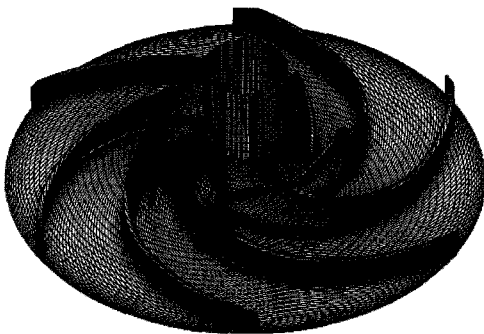


Fig. 1 Geometry of the impeller

Table 1 Basic Specifications of Impeller

Number of Blades	6	Inlet	Shroud	0.05
Rotational Speed(rpm)	300	Radius (m)	Hub	0.023
Mass Flow (m^3/min)	Low	0.129	Exit Radius(m)	0.13
	Design	0.206	Exit Blade Angle(deg.)	25
	High	0.272	Exit Width(m)	0.014
Actual Mass Flow (m^3/min)	1.2	Head(m)		28
Actual Rotational Speed(rpm)	1750	Specific Speed [$m^3/min, rpm, m$]		157

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 원심펌프의 임펠러에 대해 3차원 점성 유동계산을 수행하였다.⁽³⁾ 수치해석에 사용된 원심펌프의 형상을 Fig. 1에 나타내었으며 날개수가 6개인 큰 후향경사를 가지는 2차원 깃 형상임을 알 수 있다. 펌프의 사양과 작동조건을 Table 1에 나타내었으며 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. Fig. 2는 수치기법과 난류모델의 성능을 평가하는데 사용된 계산격자이며, 계산 격자를 선정하기 위한 격자의존성 실험은 설계점 유량에서 수행하였다.

3.1 계산격자의 선정

격자의 영향을 받지 않는 계산결과를 얻기 위해 격자수를 단계적으로 늘려 8개의 서로 다른 격자에 대해 수치해석을 수행하고, 임펠러 출구에서 원주방향 평균

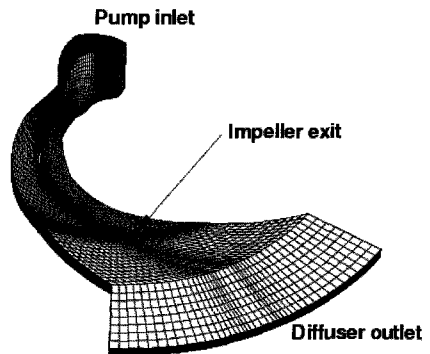


Fig. 2 Grid of the computational domain

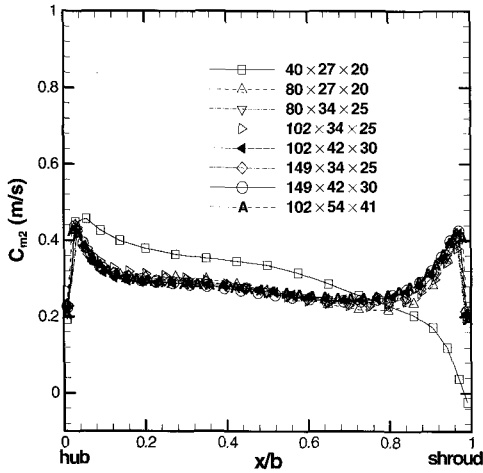


Fig. 3 Circumferential averaged meridional velocity

된 자오면 속도 $C_{m,2}$ 를 비교하여 격자의존성을 검사하였다. Fig. 3에서와 같이 유선방향의 격자수가 80개 이상인 격자들은 허브와 쉬라우드 근처의 영역을 제외하고는 자오면 속도 $C_{m,2}$ 가 정성적으로 큰 차이가 없었다. 본 논문에는 나타내지 않았으나 임펠러 날개의 압력면과 흡입면을 따르는 압력분포와 자오면 속도 $C_{m,2}$ 와 원주방향 접선속도 $C_{t,2}$ 를 임펠러 출구에서 단면 평균한 결과도 유선방향의 격자수가 80개 이상인 격자들의 계산결과와는 큰 차이를 보이지 않았다.

위와 같은 격자계의 검증을 통해서 본 연구에서는 $102 \times 42 \times 30$ 의 격자계를 사용하였다. 유선방향으로 102개의 격자 중 임펠러 입구까지 24개의 격자가 사용되었고 임펠러 영역에는 50개의 격자가 배치되었다. blade-to-blade방향의 격자 중 임펠러 날개에 사용된 격자가 9개 이므로 실질적으로 내부 유동장을 해석하는데 쓰이는 격자수는 33개라고 할 수 있다.

3.2 수치기법과 난류모델의 영향

앞에서 언급했듯이 TASCflow는 사용자가 제어할 수 있는 대류항의 처리기법으로 1차의 정확도를 갖는 UDS, MWS와 2차의 정확도를 갖는 수정 LPS, LPS가 있다. 이러한 수치기법과 사용되어지는 난류모델이 해석결과에 미치는 영향을 평가하기 위해 각각의 기법에 표준 $k-\epsilon$ 난류모델, 수정 벽법칙 $k-\epsilon$ 난류모델, $k-\omega$ 난류모델을 조합하여 설계점 유량에 대해 수치해석을 수행하였다.

임펠러 출구에서 원주방향으로 면적 평균한 $C_{m,2}$, $C_{t,2}$,

Table 2 Calculated performance of the pump

Scheme	Turbulence model	$C_{m,2}$	$C_{t,2}$	ΔH_{static}	ΔH_{total}
UDS	(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

정압과 전압은 Table 2와 같고 실험값이 측정된 위치 ($r=0.133$)에서 면적 평균한 $C_{m,2}$ 와 $C_{t,2}$ 의 스펠방향 분포를 Fig. 4(a), (b)에 도시하였다.

Table 2의 결과에서 임펠러 출구에서 면적 평균된 절대속도와 정압 및 전압이 사용한 수치기법이나 난류모델의 영향을 받지 않는 것으로 나타났다. Table 2에는 나타내지 않았으나 상대속도와 미끄럼계수, 스월계수 등과 같은 원심펌프의 성능을 해석하는데 사용되는 계수들의 값이 서로 거의 차이를 보이지 않았다. 이와 같이 격자가 충분하고 적절하면 성능변수의 해석결과는 수치기법이나 난류모델에 큰 영향을 받지 않는 것으로 나타났다.

Fig. 4에서 원주방향으로 평균된 $C_{m,2}$ 의 속도 형상이 실험치와 정성적으로 차이를 보이는 것을 알 수 있다. 이는 실험장치의 출구조건과 수치해석의 조건이 디퓨저의 길이 등에서 차이가 있기 때문이다. $C_{t,2}$ 는 모든 모델이 약간 큰 값을 예측하고 있다.

Fig. 4(a)를 보면 표준 $k-\epsilon$ 난류모델의 경우 $C_{m,2}$ 가 수치기법에 크게 영향을 받는다. 그러나 수정 벽법칙 $k-\epsilon$ 난류모델이나 $k-\omega$ 난류모델은 해석결과가 수치기법에 거의 영향을 받지 않는다. 이는 사용된 격자의 $y+$ 값이 상당히 작기 때문에 발생하는 현상으로 사료된다. TASCflow에서 벽법칙을 사용할 경우 $y+$ 는 최소 20이상이어야 해석결과를 신뢰할 수 있다.⁽²⁾ 그러나, 본 연구에서 사용한 격자의 경우 스펠 중간 날개표면의 $y+$ 는 대부분 10 전후의 값을 가진다. 본 연구에서 사용한 실험결과는 임펠러의 회전수가 300 rpm

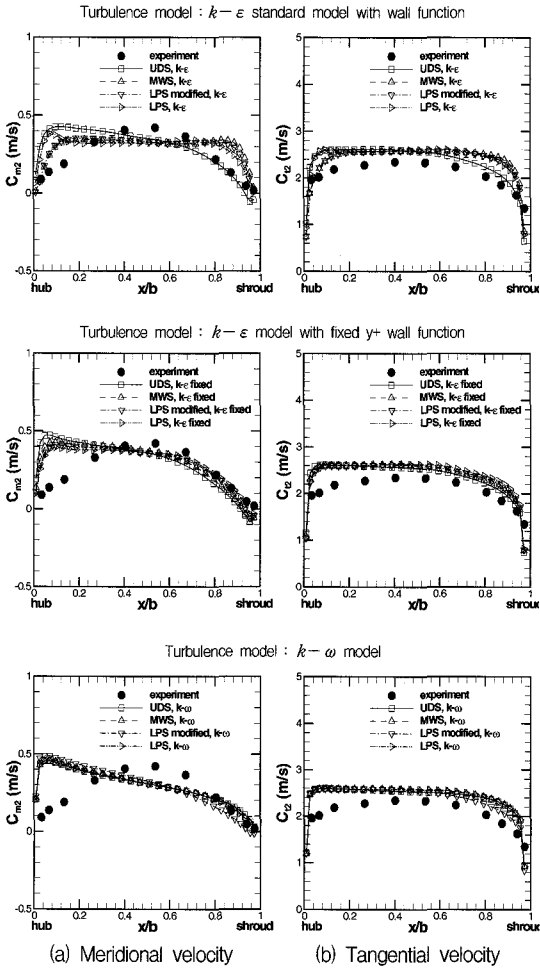


Fig. 4 Spanwise absolute velocity distributions

인 경우에 측정된 것이며 실제 작동조건인 1750 rpm에 비해 상당히 낮고 유량도 1.167 m³/min에 비해 상당히 적은 0.206 m³/min이다. 그러므로 경계층이 상대적으로 두껍고 첫 번째 격자점의 y+는 작아 일반적인 격자생성에 적합하도록 정해진 격자생성기(Turbo Grid)의 공비가 적합하지 않을 것으로 생각된다. 표준 k-ε 난류모델에 적합한 격자를 생성하기 위한 시도로 성긴 격자인 80×27×20의 공비를 조정하였다. 그러나 공비를 1로 주어 균일한 격자를 생성하였을 경우 y+는 20~30 정도였으나 벽 근처의 격자수가 너무 성겨 경계층을 제대로 해석하지 못하는 결과를 가져왔다. 이와 같이 표준 k-ε 난류모델은 사용하는 격자의 질에 따라 해석결과의 신뢰도가 크게 좌우되므로 격자생성에 주의가 필요하며, 양호한 격자의 생성이 어려운 경우 보다 용

통성 있는 수정 벽법칙 k-ε 난류모델이나 k-ω 난류모델을 사용하는 것이 바람직하다. 수정 벽법칙 k-ε 난류모델이나 k-ω 난류모델은 계산결과가 수치기법에 큰 영향을 받지 않고 두 모델의 경향이 같으므로 본 연구에서 사용한 격자가 적합함을 알 수 있다.

Fig. 4(a)에서 C_{m,2}의 경우 모든 난류모델이 허브 근처의 속도를 크게 예측하고 있다. 이는 실험과는 다른 경향이지만 임펠러 출구의 유동형태에 따라 디퓨저에서 발생할 수 있는 현상이다. 대부분의 반경방향의 압력구배는 접선속도성분에 의해 생기는 원심가속도에 의해 생기므로, 접선속도성분이 작은 벽 근처의 경계층 영역은 압력구배에 의해 유동은 안쪽 반경방향으로 흐르게 된다. 이것은 한쪽 벽면의 박리에 의해 생성되는 유로폐색(blockage)처럼 나타나며 유동을 반대쪽 벽으로 흐르게 한다.⁽⁴⁾ 이러한 유동박리는 스웰계수가 클 경우 발생하기 쉬우며, 임펠러 출구의 유동이 균일하지 않을 경우 입구유동의 속도성분이 작은 쪽에 주로 발생한다.⁽⁵⁾ Fig. 5는 수정 LPS기법을 사용한 경우 각 난류모델의 임펠러 출구에서 C_{m,2}를 비교한 것이다. 표준 k-ε 난류모델의 경우 허브와 쉬라우드 근처의 속도차가 크지 않으므로 이런 영향이 작다. 그러나 수정 벽법칙 k-ε 난류모델이나 k-ω 난류모델은 허브 쪽의 속도가 크고 쉬라우드의 속도가 작기 때문에 쉬라우드 근처에서 박리가 발생하고 이에 의한 유로폐색으로 허브근처의 속도가 크게 나타난다. 표준 k-ε 난류모델의 경우 앞서 언급한 바와 같이 y+의 영향에 의해 벽 근처의 유동을 제대로 해석하지 못하기 때문에 다른 두 모델과 다른 경향을 보이는 것으로 사료된다.

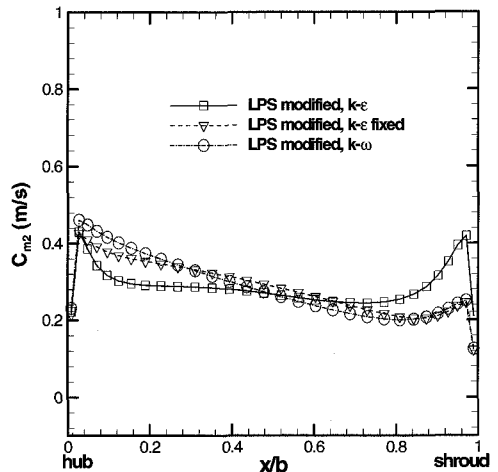


Fig. 5 Circumferential averaged meridional velocity

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

3.3 탈 설계점 해석에서의 성능비교

원심펌프의 탈 설계점에서의 성능을 평가하기 위해 수치해석을 수행하였다. 탈 설계점의 저유량점을 해석할 경우에 종종 수렴이 느려지고 잔차(residual)가 진동하는 경우가 발생한다. 수정 LPS기법은 대부분의 유동에 대해 안정적이고 2차의 정확도를 가지므로 탈 설계점에서의 해석은 수치기법을 수정 LPS기법으로 고정하고 각각의 난류모델의 성능을 평가하였다.

수치해석결과를 실험치가 추출된 위치인 $r=0.133$ 에서

면적 평균한 값과 실험치를 비교한 결과를 Fig. 6에 도시하였다. Fig. 6(a)는 각 유량에서 자오면 속도를 나타낸 것이다. 자오면 속도 $C_{m,2}$ 는 유체의 유량과 관련되며 유량의 증가에 선형적으로 증가하고 수치해석 결과가 모든 난류모델에 따라 일치하는 값을 가지므로 수치해석결과의 신뢰성을 간접적으로 증명한다. 저유량점에서는 실험값과 거의 일치하나 고유량으로 갈수록 차이가 발생하며 고유량점에서 실험값보다 약 8% 크게 나타나고 있다. Fig. 6(b)에 접선방향 속도성분인 $C_{t,2}$ 를 비교하였다. $C_{t,2}$ 의 경우 유량이 적은 지점에서 최대 약 10% 정도의 차이를 보이지만 유량이 커지면 오차가 작아지는 경향을 보이고 있다. Fig. 6(c)의 스윙 계수는 유량이 증가함에 따라 자오면 속도가 커지므로 감소하는 경향을 나타내고 설계유량에서 실험값과 잘 일치하는데 이는 $C_{t,2}$ 와 $C_{m,2}$ 의 오차가 유량에 따라서 서로 반대의 경향을 가지고 설계유량에서 각각의 오차가 5~6% 정도 실험값보다 모두 크게 예측하여 오차가 상쇄되기 때문이다. Fig. 6 (d),(e)에 나타난 정압,

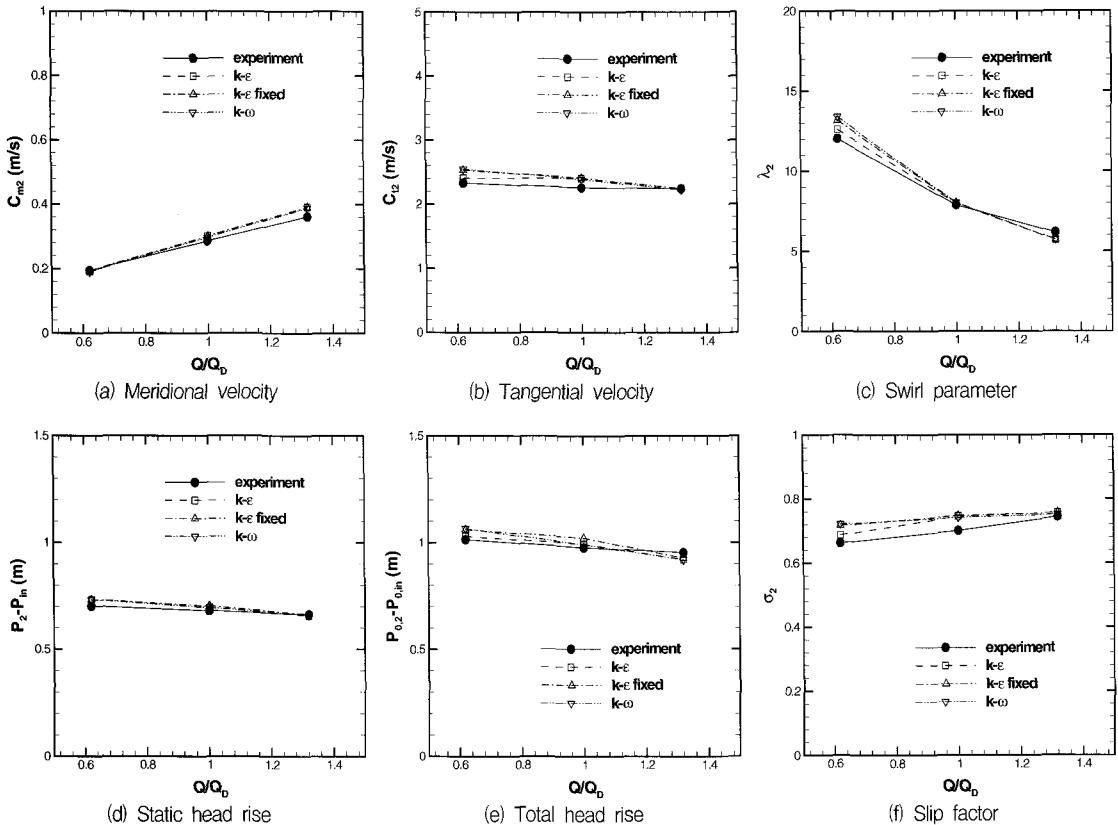


Fig. 6 Comparison of performance parameter at measured point

전압 등은 유량이 증가할수록 감소하는 경향을 보이고 있으며, 실험값과 비교적 잘 일치하고 있다. Fig. 6(f)의 미끄럼계수는 유량이 증가함에 따라 커지지만 거의 변화가 없고 실험값보다 약간 크게 예측되고 있다.

앞 절에서 언급했듯이 원심펌프의 성능을 평가하는데 사용되는 여러 성능변수가 격자가 적절할 경우 수치기법이나 난류모델의 영향을 거의 받지 않았다. 국부적인 속도형상의 경우 수정 벽법칙 $k-\epsilon$ 난류모델이나 $k-\omega$ 난류모델은 역시 수치기법에 의한 차이를 구별하기 어려웠으나, 표준 $k-\epsilon$ 난류모델의 경우는 수치기법의 영향을 크게 받는 것으로 나타났고 계산 조건에 따라서는 해가 진동하는 경우도 관찰되었다. 이는 본 연구에서 사용한 격자의 $y+$ 가 적당하지 않기 때문에 발생하는 현상으로 사료되며 그 만큼 사용자가 격자의 생성 등에 주의를 기울여야 함을 증명하고 있다.

3.4 디퓨저의 영향

본 연구에서는 임펠러의 해석이 주요 관심사지만 임펠러와 연결된 디퓨저에 의해 임펠러의 성능이 영향을 받을 수 있기 때문에 디퓨저에 의한 영향도 살펴보았다. 임펠러를 수치해석할 때 출구경계조건이 적용되는 경계면 근처에서 역류가 발생하는 경우 수렴성이 저하된다. CFX-TASCflow에서는 이 경우 출구경계면에서 유동이 계산영역으로 유입되는 것을 막기 위해 인공벽면(artificial wall)을 설치하여 유동의 유입을 막는다. 이런 현상이 발생할 경우 보통 출구경계면의 반경을 크게 하여 역류가 발생하는 구간을 피하게 된다. 그러나 반경이 커지게 되면 깃없는 디퓨저가 안정적으로 작동할 수 있는 디퓨저의 입구 유동각의 영역이 작아지며, 출구의 단면적이 증가함에 따라 연속조건에 의해 자오면 속도가 작아진다. 이런 저 운동량의 유체는 허브와 슈라우드의 벽면에서 반경 안쪽으로 흐르게 되어 박리와 같은 현상이 발생한다. 본 연구에서는 이런 현상을 방지하기 위해 반경방향을 따라 디퓨저의 유로면적이 일정하게 유지되는 등면적 디퓨저(constant area diffuser)를 사용하였다. 그러나 격자를 생성하는 사용자에게 따라 허브와 슈라우드가 평행한 핀치없는 디퓨저(unpinched diffuser)나 허브가 슈라우드에 일정한 각도를 갖는 핀치있는 디퓨저(pinched diffuser)를 사용하는 경우가 있으므로 이러한 디퓨저의 형상이 계산결과에 미치는 영향을 살펴보았다. 또, 보통 현장에서 사

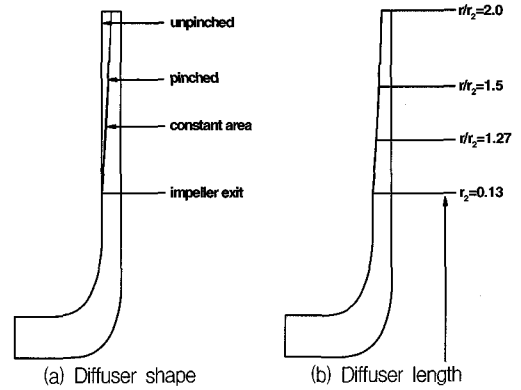


Fig. 7 Meridional view of various vaneless diffuser

용되는 원심펌프는 볼류트를 사용하므로 본 연구에서 사용한 깃없는 디퓨저와는 차이가 있다. 그리고 실험 장치의 컬렉터로 연결된 깃없는 디퓨저의 경우 핀치가 없으며 디퓨저 출구의 반경이 $0.165 m (r/r_2=1.27)$ 로 본 연구에서 사용한 디퓨저의 길이($r/r_2=2.0$)보다 짧다. 이의 영향을 평가하기 위해 Fig. 7(a)와 같은 세 가지 다른 형상의 디퓨저와 Fig. 7(b)의 세 가지 다른 길이의 디퓨저에 대해 수치해석을 수행하였다. 수치기법은 수정 LPS를 사용하였으며 난류모델은 수정 벽법칙 $k-\epsilon$ 난류모델과 $k-\omega$ 난류모델만을 사용하였다.

설계점 유량에 대해 수치해석을 수행한 결과 Fig. 8 (a)와 같이 디퓨저형상이 $C_{m,2}$ 의 스펙방향 분포에 거의 영향을 미치지 않았고, 임펠러 출구에서 면적 평균된 성능변수도 차이가 없었다. 특이한 점은 핀치없는 디퓨저를 사용한 경우에도 출구경계면이 임펠러 출구 반경의 약 2배임에도 불구하고 출구경계면에서 유동의 유입이 없었다. Fig. 8(b)에서 디퓨저의 길이를 변화시킨 경우 $C_{m,2}$ 의 스펙방향 분포는 r/r_2 가 1.5일 때는 기존의 r/r_2 가 2.0일 때와 큰 차이가 없었다. 그러나 r/r_2 가 1.27일 때는 $C_{m,2}$ 의 형상이 큰 차이를 보이고 있다. r/r_2 가 2.0이나 1.5일 때는 출구경계면에서 인공벽면이 없었으나 1.27인 경우 약 10%정도 발생했다. 출구경계면에 인공벽면이 생겨도 만약 임펠러 출구와 충분히 떨어져 있다면 큰 영향이 없으나, r/r_2 가 1.27인 경우 임펠러 출구와 출구경계면이 너무 근접하기 때문에 속도형상이 차이를 보인 것으로 사료된다. 하지만 이 경우도 임펠러 출구에서 면적 평균된 성능변수의 값은 거의 차이가 없었다. 이와 같이 실험장치와 같은 길이인 $r/r_2=1.27$ 인 경우 $C_{m,2}$ 의 형상이 차이를 보이고 있으므로 출구조건에 대한 검토가 필요하다.

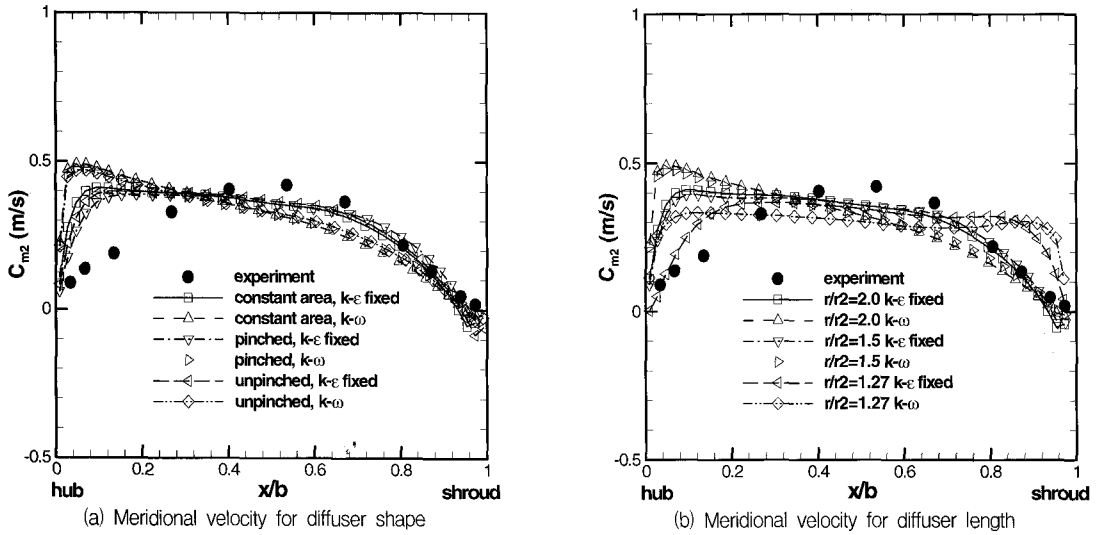


Fig. 8 Meridional velocity profile for various vaneless diffuser

4. 결론

본 연구에서는 상용 CFD코드인 CFX-TASCflow를 이용하여 원심펌프 임펠러의 내부유동을 수치해석하여 수치기법과 난류모델 등의 성능에 대한 영향을 평가하였다.

사용 가능한 각각의 수치기법과 난류모델을 조합하여 평가한 결과 임펠러의 성능을 평가하는 성능변수는 격자의 선정이 합리적인 경우 사용된 수치기법이나 난류모델의 영향을 거의 받지 않으며 실험치를 근접하게 예측하였다. 즉, 난류모델이나 수치기법의 영향보다는 격자의 해상도가 더 중요하다. 표준 $k-\epsilon$ 난류모델의 경우 y^+ 가 적정범위에 속하는 격자계의 선정이 중요하며 적절한 격자생성이 어려울 경우 수정 벽법칙 $k-\epsilon$ 난류모델이나 $k-\omega$ 난류모델을 사용하는 것이 타당하다. 그리고, 안정되게 수렴된 결과의 경우 수치기법의 영향이 거의 없으므로 고차의 수치기법이 수렴에 문제가 발생할 경우 보다 수렴성이 좋은 수치기법을 사용하는 것이 타당하다.

디퓨저의 길이는 임펠러의 유동해석에 영향을 주지만 디퓨저의 길이가 충분하면 디퓨저의 형상은 해석결과에 큰 영향을 미치지 않는다. 디퓨저는 실험장치나 실제의 펌프와 가장 차이가 나는 부분이므로 좀더 실제적인 고려가 필요하다.

참고문헌

- (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) Cumpsty, N. A., 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.