

## 양배수용 사류펌프 내 삼차원 유동에 대한 수치적 연구

김진혁\* · 안형진\*\* · 김광용\*\*\*†

### Numerical Study on Three-Dimensional Flow in a Mixed-Flow Pump for Irrigation and Drainage

Jin-Hyuk Kim\*, Hyoung-Jin Ahn\*\*, Kwang-Yong Kim\*\*\*†

Key Words : Mixed-flow pump(사류펌프), Numerical analysis(수치해석), Total head(전양정), Hydraulic Efficiency(수력효율)

#### ABSTRACT

In this paper, numerical study on a mixed-flow pump for irrigation and drainage has been performed based on three-dimensional viscous flow analysis. Reynolds-averaged Navier-Stokes equations with shear stress transport turbulence model are discretized by finite volume approximations and solved by the commercial CFD code ANSYS CFX-11.0. A structured grid system is constructed in the computational domain, which has O-type grids near the blade surfaces and H/J-type grids in other regions. The numerical results were validated with experimental data for the heads and efficiencies at different flow coefficients. The efficiency at the design flow coefficient is evaluated with the variation of two geometric variables related to area of discharge and length of the vane in the diffuser. The results show that efficiency of the mixed-flow pump at the design flow coefficient is improved by the modifications of the geometry.

#### 1. 서론

터보기계 내의 유동은 불가피하게 다양한 와류유동을 포함한다. 회전하는 터보기계에 대해 실제 실험을 통해서 내부 유동장의 복잡한 삼차원 유동구조 및 특성을 정확하게 파악하는 것은 거의 불가능하다. 이러한 문제들로 인하여 전산유체역학(CFD)을 기초로 한 삼차원 수치해석은 터보기계 내의 삼차원 유동구조를 파악하고, 유동속도 및 압력분포 등을 예측할 수 있는 유용한 수단으로서 대두되어 왔고, 컴퓨터 성능의 발전에 힘입어 그 실용성이 증가하게 되었다.

최근 들어 펌프의 체절(shut-off)점부터 대유량(max. flow)점까지의 전반적인 성능에 대한 연구가 활발히 진행되고 있으

며, 공동현상(cavitation) 등의 특성을 수치해석적으로 접근하여 파악하거나, 또는 역설계를 통해 효율과 같은 성능을 향상시킨 사례가 많은 연구자들에 의해 제시되고 있다<sup>(1~3)</sup>.

Takemura와 Goto<sup>(4)</sup>는 낮은 비속도를 가지는 사류펌프에 대하여 성능실험과 삼차원 수치해석을 통해 내부 유동의 특성을 파악하였고, Miner<sup>(5)</sup>는 2단 사류펌프 내 첫 단의 로터(rotor)와 스테이티(stator)에 대하여 삼차원 수치해석을 통해 속도 및 압력 분포 등 내부에서 발생하는 물리량의 변화를 고찰하였다. 삼차원 역설계법을 이용하여 사류펌프 블레이드(blade) 내의 압력분포 조절을 통해 흡입면에서 발생하는 이차 유동을 감소시킨 연구는 Zangeneh<sup>(6)</sup>에 의해 수행되었다. Hwang 등<sup>(7)</sup>은 워터제트(waterjet) 추진용 사류펌프의 설계에 대하여 CFD 코드에 의한 해석결과를 도입함으로써 실험결과와의 비교를 통해 비교적 신뢰할만한 결과를 얻었고, 연구결과를 통하여 최적설계, 성능해석 및 제작을 하는데 있어서 기존 의 산업용 사류펌프에 대한 설계제한조건을 제시하였다.

\* 인하대학교 대학원 기계공학과

\*\* 일진전기(주) 산업기기사업부 유체기계팀

\*\*\* 인하대학교 기계공학과

† 교신저자, E-mail : kykim@inha.ac.kr

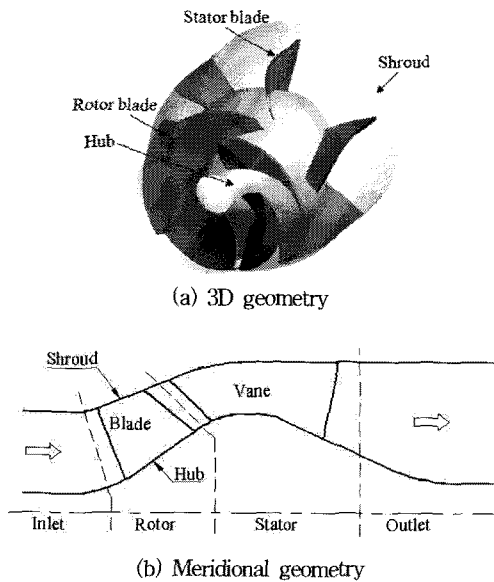


Fig. 1 Shape of a mixed-flow pump

Table 1 Design specifications of a mixed-flow pump

Design flow coefficient	0.74
Rotational speed, rpm	238.0
Total head, m	8.92
Tip clearance, mm	1.0
Number of rotor blade (& stator vane)	5 (6)
Maximum diameter of impeller, mm	1799.0

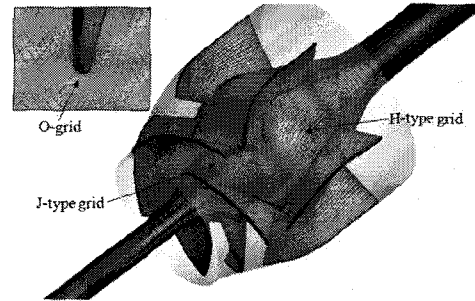


Fig. 2 Computational grids

본 연구에서는 입축사류펌프 내의 삼차원 유동특성을 파악하고자 삼차원 Reynold-averaged Navier-Stokes(RANS) 해석을 이용하여 수치해석을 수행하였다. 수치해석의 타당성을 검증하기 위하여 RANS 해석결과를 실험결과와 비교하였고, 수치해석을 통한 사류펌프 내부의 유동 특성을 파악하여 향후 성능 향상을 도모하기 위한 최적설계의 기초자료를 마련하고자 하였다.

## 2. 사류펌프 사양

본 연구에서는 양배수용으로 사용되는 입축사류펌프 모델로, 데이터의 신뢰가 높은 제품을 선정하고자 현재 상용화되어 있는 제품 중에서 최근 4회 이상 제작되었고, 수차례의 실험에 의하여 효율 및 사양이 검증된 제품을 선정하였다. 최고효율점에서의 비속도는  $N_s = N \cdot Q^{0.5} / H^{0.75} = 1099.1$ 이며, 타제품에 비해 비교적 범용으로 사용되는 비속도 범위를 가지는 모델로서 Fig. 1에 사류펌프의 임펠러(impeller) 및 디퓨저(diffuser)에 대한 삼차원 형상과 허브(hub), 쉬라우드(shroud), 블레이드 및 주 유동영역 등을 자오면 상으로 도시하였다. 설계점에서의 유량 및 전압정은  $568.15 \text{ m}^3/\text{min}$  및  $8.92 \text{ m}$ 이며, 자세한 사양은 Table 1에 기술하였다.

## 3. 수치해석방법

본 연구에서는 ANSYS사의 상용 소프트웨어인 ANSYS CFX-

11.0<sup>(8)</sup>을 사용하여 사류펌프의 내부 유동장을 비압축성 삼차원 정상상태로 가정하여 해석을 수행하였다. 사류펌프의 형상, 격자생성, 경계조건 정의, 유동해석 및 결과정리를 위해 각각 Blade-Gen, Turbo-Grid, CFX-Pre, CFX-Solver 및 CFX-Post를 사용하였다.

수치해석 계산 시 사용된 지배방정식은 유한체적법으로 이산화 되었으며, 사류펌프를 통과하는 작동유체는 물로 하였다. 입구의 경계조건에 전압력을 주었으며, 출구조건으로는 단일 유로에서의 질량유량을 주었다. 해석대상인 사류펌프의 임펠러와 디퓨저는 블레이드가 각각 5개와 6개씩 구성이 되어 있으나, 계산시간의 단축과 수렴성 향상을 위해 인접하는 두 블레이드 사이의 유동장이 회전방향에 대해 주기적으로 형성되어 있다고 가정하여 각각 하나의 유로에 대해서 주기조건을 적용하여 해석을 수행하였다. 회전하는 임펠러와 정지상태의 디퓨저 사이의 경계면은 회전좌표계의 격자 면에서 계산 값을 평균화하여 정지좌표계에 입력하는 Stage방식<sup>(9)</sup>을 적용하였다.

난류모델로는 SST(shear stress transport)모델을 사용하였다. 일반적으로 SST모델은 역압력구배로 인한 유동박리현상을 예측하는데 있어 다른 2-방정식 난류모델들에 비해 성능이 우수하다고 Bardina 등<sup>(9)</sup>에 의해 보고된 바 있다.

회전하는 임펠러 블레이드 표면 인근에는 O형 격자계를 사용하였고, 그 외의 영역에는 J형 격자계를 사용하였으며, 정지상태의 디퓨저에는 H형 격자계를 사용하였다. 모두 육면체 격자계로 구성하였으며, 격자계의 구성은 Fig. 2에 나타난 바와

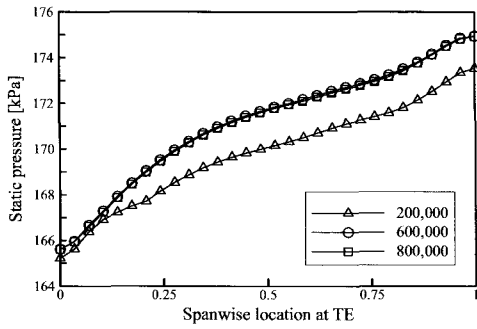


Fig. 3 Grid dependency test results

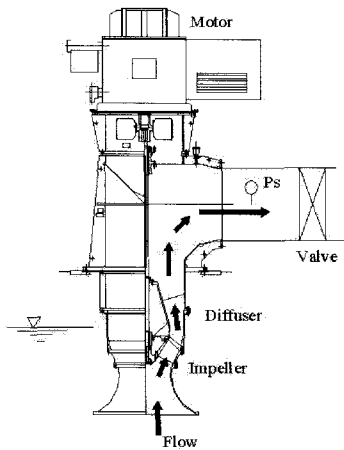


Fig. 4 Overview of the test setup

같다.

단일유로에 대하여 한번 해석 시 소요되는 시간은 약 600번의 반복계산을 통하여 Pentium IV 3.0GHz CPU를 사용하여 약 9시간 정도 소요되었다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 수치해석결과의 검증

앞에서 기술된 사류펌프의 수치해석을 수행하기 전 단계로서 해석을 위한 최적의 격자계를 구성하고자 격자의존성을 제거하기 위한 테스트는 단일유로에 대하여 총 20만개에서 80만개의 격자수 사이에서 이루어졌으며, 그 결과 계산에 사용될 최적의 격자수는 총 60만개로 결정되었다. Fig. 3은 회전하는 임펠러 블레이드의 후연부에서 스패(span)방향 정압 분포에 대한 격자계 시험결과를 보여주고 있다.

본 연구에서의 성능시험은 Fig. 4와 같은 장치에서 수행되었으며, 사류펌프의 유량에 따른 전압력 등 유동 파라미터들의

측정은 한국산업기술규격의 KS B 6301에 명기된 방법으로 측정되었다. 여기서 회전속도는 동력전달 측에 광센서를 통하여 측정되었으며, 성능시험의 동력( $P=kW \times \eta_{motor}$ )은 입력전력과 사전에 시험된 모터의 효율에 의하여 계산되었다. 또한 수치해석 시 동력( $P=2\pi NT/60$ )은 회전수 및 수치해석결과로부터 얻어진 토크에 의하여 계산되었다.

성능곡선 상에서의 효율적 표현을 위하여 유량계수( $\phi$ ), 양정계수( $\Psi$ ), 동력계수( $\xi$ ) 및 효율( $\eta$ )에 대해서는 다음과 같이 무차원화된 변수를 사용하였다<sup>(9)</sup>.

$$\phi = \frac{Q}{ND^3} \quad (1)$$

$$\Psi = \frac{gH}{N^2D^2} \quad (2)$$

$$\xi = \frac{P}{\rho N^3 D^5} \quad (3)$$

$$\eta = \frac{\rho g H Q}{P} \quad (4)$$

여기서  $Q$ ,  $N$ ,  $D$ ,  $g$ ,  $H$ ,  $\rho$  및  $P$ 는 각각 유량, 회전수, 직경, 중력가속도, 전양정, 밀도 및 동력을 나타낸다.

수치해석결과의 타당성을 검증하기 위하여 RANS 해석결과와 성능시험의 결과를 비교하였다. Fig. 5의 특성곡선에서 볼 수 있는 바와 같이 각 유량계수에서 예측한 양정, 효율 및 동력계수는 대부분 시험결과와 잘 일치함을 보여주고 있다. 특히, 시험결과에서의 최대효율지점과 그 이상의 유량범위에서 예측성능이 비교적 정확하기 때문에 본 연구의 수치계산은 타당성이 있다고 볼 수 있다.

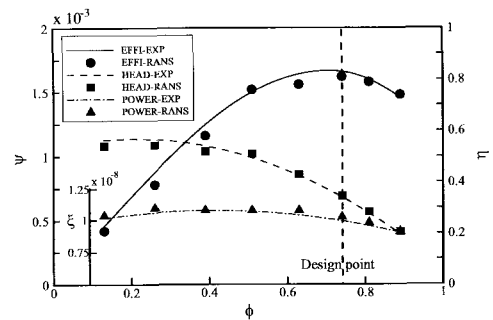


Fig. 5 CFD results validation with experimental data

Table 2 Performance parameters of each stage in a mixed-flow pump

	Impeller	Diffuser
Hydraulic power loss, kW	69.0	123.1
Efficiency	0.931	0.868

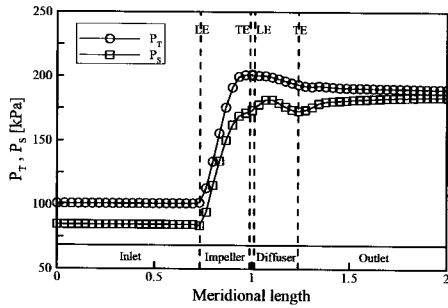
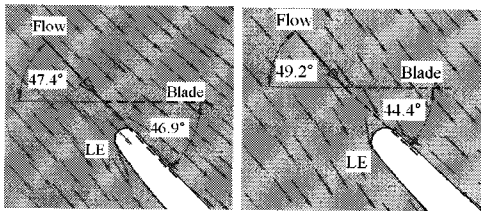


Fig. 6 Total pressure and static pressure distributions



(a) 20% span (b) 80% span  
Fig. 7 Diffuser inlet flow angles at each span

4.2 설계점에서의 수치해석결과

현 설계점에서 기준형상의 수치해석결과를 토대로 임펠러 및 디퓨저 각각에서의 동력 손실 및 효율을 살펴 본 결과, Table 2에서 볼 수 있는 바와 같이 임펠러에 비해 디퓨저에서의 손실이 크게 나타났다. 이는 본 사류펌프 모델의 시스템 전체 성능을 저하시키는 요인 중 상당부분을 차지할 것으로 생각되며, 따라서 본 연구에서의 내부 유동장 분석은 디퓨저에 비중을 두어 수행하였다.

Fig. 6은 자오면 상에서의 전압과 정압 분포를 보여주고 있으며, 임펠러 구간에서는 정압 및 전압이 원만히 상승되는 모습을 볼 수 있으나, 디퓨저 구간의 블레이드 중간영역을 지나면서 다소 정압손실이 발생하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 7은 디퓨저 입구부에서의 속도벡터에 따른 유동각을 보여주고 있다. 각 스펠에서 임펠러 출구 유동각과 디퓨저 블레이드 앞전 각도와와의 편차는 약 0.5~5도 가량이고, Fig. 6에서 볼 수 있는 바와 같이 디퓨저 앞전 근처에서는 큰 압력손실 요인이 없는 것으로 보여 성능에는 큰 영향을 주지 않는 것으

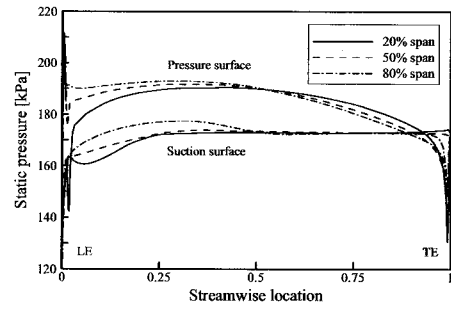


Fig. 8 Static pressure distributions on the blade surface at diffuser

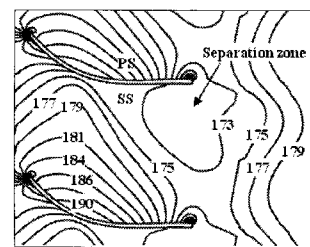


Fig. 9 Static pressure distributions on the mid-span at diffuser (unit: kPa)

로 보여 진다.

Fig. 8은 디퓨저 블레이드에서의 20%, 50% 및 80% 스펠에 대한 압력분포를 보여주고 있다. 블레이드 압력면에서의 압력 분포는 블레이드의 중간영역을 지나면서 점차 낮아지고 있으며, 블레이드의 후연부 부근에서 급격히 낮아지고 있는 모습을 볼 수 있다. 흡입면에서도 블레이드의 중간영역을 지나면서 압력분포는 상승되지 않고 유지되고 있기 때문에 향후 디퓨저 블레이드의 형상 변경을 통한 블레이드 부하의 개선이 필요하다.

Fig. 9는 디퓨저 블레이드 내 50% 스펠에서의 압력분포를 보여주고 있다. 디퓨저 블레이드 뒷전 부근의 흡입면 영역에서 압력이 다소 침체되는 구간이 발생하는 것을 볼 수 있고, 이는 흡입면 영역에서 회전속도 성분에 의한 유동박리로 유로폐쇄를 발생시킨다(7). 이 현상은 Fig. 8에서 볼 수 있는 디퓨저 블레이드 후연부에서의 압력손실과 같이 본 사류펌프의 성능저하를 가져오는 직접적인 원인으로 보여 진다.

앞에서 언급한 디퓨저 블레이드 후연부에서의 압력손실에 따른 내부유동현상을 좀 더 자세히 파악해보고자 임펠러 및 디퓨저 블레이드에 대하여 20%, 50% 및 80% 스펠에서의 속도분포를 Fig. 10에 나타내었다. 각 스펠에서의 속도분포에서 볼 수 있듯이 디퓨저 블레이드 흡입면 부근에서 강한 와류가 형성되는 것을 볼 수 있으며, 허브에서 쉬라우드 부근으로 갈수록 유동박리가 줄어드는 현상이 잘 나타나있다. 또한 Fig. 9에

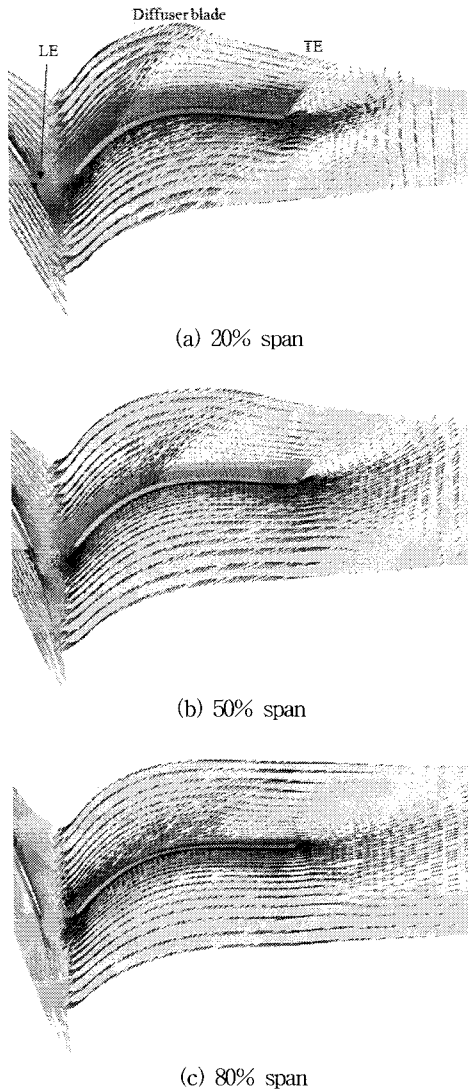


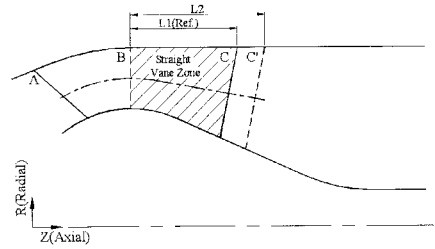
Fig. 10 Velocity vector contours

서 언급한 바와 같이 디퓨저 블레이드 후연부에서 발생하는 유동박리로 인한 유로폐쇄현상이 잘 나타난 모습을 볼 수 있다.

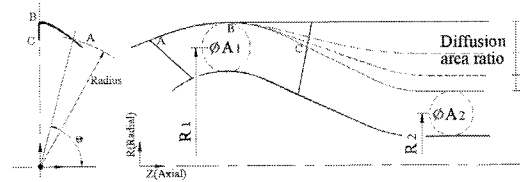
### 4.3 형상변경에 따른 설계점 수치해석결과

앞서 설계점에서의 수치해석결과를 토대로 디퓨저 블레이드 후연부에서 유동박리가 발생하는 것을 관찰하였으며, 이러한 유동박리는 디퓨저 내의 불필요한 압력손실을 유발하고, 사류펌프 전체의 성능저하를 가져온다. 따라서 유동박리를 억제하고, 유동구조를 최적화하기 위한 디퓨저의 형상개선이 필요하다.

본 연구에서는 디퓨저 내 블레이드 길이와 출구 측 단면적의 변화에 따른 유동특성을 관찰해보고자 다음과 같이 정의되는 디퓨저 블레이드 내 직선구간에서의 길이비와 면적비를 통하여 효율의 변화를 살펴보았다 (Fig. 11).



(a) Straight vane length ratio



(b) Diffusion area ratio

Fig. 11 Definitions of the geometry modification

$$\text{Straight vane length ratio} = L_2/L_1 \quad (5)$$

$$\text{Diffusion area ratio} = A_2/A_1 \quad (6)$$

여기서 L과 A는 각각 직선구간에서의 블레이드 길이와 면적을 나타내며, 하첨자 1과 2는 각각 기준형상과 변경된 형상을 의미한다.

Fig. 11은 디퓨저 블레이드 내 직선구간에서의 길이비와 면적비를 각각 도식화한 것으로 Fig. 11(a) 및 (b)에서 볼 수 있듯이 디퓨저 블레이드 직선구간은 날개각도( $\theta$ )의 변화가 없는 B-C구간( $d\theta=0$ )으로서 길이비는 이 직선구간 길이를 기준으로 하는 비율로 나타내었다. 또한 Fig. 11(b)에서 볼 수 있는 바와 같이 허브와 쉬라우드에 의해 결정되는 유동면적은 축경 등의 외부 구속조건이 있는 허브의 기준형상을 유지한 채 쉬라우드의 형상을 변경하였고, 여기서  $A_1$ 의 위치는 유로영역 중 가장 반경이 큰 지점이고 설계상 단면적이 가장 작은 영역이기도 하다. 이 면적을 기준으로 하여 토출 측의 면적과 함께 면적비로 나타내었고, 여기서 블레이드 영역 중 면적비의 변화가 적용되는 구간은 블레이드의 직선구간(B-C)만이 위치함으로써 면적비 변화에 의한 날개각도의 변화가 없도록 하였다. 따라서 삼차원 형상 제어 시 면적비와 직선구간에서의 길이비는 각각 독립적인 설계요소로 적용되었다.

Table 3는 디퓨저 블레이드 내 직선구간에서의 길이비(SVLR)와 면적비(DAR)의 변화에 따른 사류펌프효율의 변화를 보여주고 있다. 여기서 기준형상의 길이비와 면적비는 각각 1.00 이다. 길이비가 1.55와 2.05사이이고 면적비가 0.35인 부근에서 약 87.5%로 최고 효율을 나타내고 있는 것을 볼 수

Table 3 Distributions of an efficiency in the geometry modification

Designs		SVLR					
		0.03	0.54	1.00	1.55	2.05	2.56
D A R	0.23	0.769	0.837	0.841	0.808	0.740	0.743
	0.35	0.803	0.866	0.872	0.875	0.875	0.874
	0.58	0.808	0.830	0.842	0.853	0.856	0.858
	1.00	0.806	0.846	0.808	0.802	0.811	0.796

있으며, 이는 기준형상 대비 약 7%의 효율이 개선되었음을 보여준다. 또한 디퓨저 내 블레이드 직선구간의 길이가 증가하였고, 출구면적이 감소하였음을 의미한다. 그리고 최저 효율은 약 74% 정도로 길이비와 면적비가 각각 약 2.05와 0.23인 경우에 발생함을 알 수 있다.

따라서 이와 같은 연구의 결과를 통하여 향후 RANS 해석과 대리모델을 결합한 최적설계를 수행할 시 기준 사류펌프의 성능 향상을 도모할 수 있을 것으로 사료된다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 양배수용으로 사용되는 입축사류펌프 내의 내부유동특성을 파악하고자 삼차원 RANS 해석을 사용하여 수치해석을 수행하였다. 격자의존성 테스트를 통하여 수치해석의 타당성을 검증하였고, 이를 바탕으로 RANS 해석결과와 성능시험의 결과를 비교하였다. 그 결과, 각 유량계수에서 예측한 양정, 효율 및 동력은 대부분 시험결과와 잘 일치함을 보여주었다. 설계점에서의 수치해석을 토대로 내부유동장을 분석한 결과, 디퓨저 블레이드 후연부 부근에서 압력이 다소 침체되는 구간이 발생하는 것을 볼 수 있었다. 이를 토대로 디퓨저 내 블레이드의 길이비와 면적비의 변화를 통해 효율 개선의 여지를 살펴 볼 수 있었다. 이는 향후 RANS 해석과 대리모델을 결합한 최적설계를 통하여 성능 향상을 도모할 수 있는 주요인자로 보여 진다. 그러나 디퓨저의 최적설계를 통한 효율 개선으로 인해 전양정이 증가하여 설계점을 벗어나는 오류가 발생할 수 있으므로 향후 임펠러의 최적설계 연구가 추가적으로 필요하다고 사료된다.

### 후 기

본 연구는 지식경제부 전략산업기술개발사업의 연구비 지원에 의해 수행되었음을 밝힘. (No. 10031771)

### 참고문헌

- (1) Muggli, F. A., Holbein, P., and Dupont, P., 2002, "CFD Calculation of a Mixed Flow Pump Characteristic From Shutoff to Maximum Flow," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 124, pp. 798~802.
- (2) Pouffary, B., Patella, R. F., Reboud, J. L., and Lambert, P. A., 2008, "Numerical Simulation of 3D Cavitating Flows: Analysis of Cavitation Head Drop in Turbomachinery," *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 130, pp. 061301~10.
- (3) Asuaje, M., Bakir, F., Kouidri, S., and Rey, R., 2004, "Inverse Design Method for Centrifugal Impellers and Comparison with Numerical Simulation Tools," *International Journal of Computational Dynamics*, Vol. 18, pp. 101~110.
- (4) Takemura, T., and Goto, A., 1996, "Experimental and Numerical Study of Three-Dimensional Flows in a Mixed-Flow Pump Stage," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 118, pp. 552~561.
- (5) Miner, S. M., 2005, "CFD Analysis of the First-Stage Rotor and Stator in a Two-Stage Mixed Flow Pump," *International Journal of Rotating Machinery* 2005, Vol. 1, pp. 23~29.
- (6) Zangeneh, M., Goto, A., and Takemura, T., 1996, "Suppression of Secondary Flows in a Mixed Flow Pump Impeller by Application of 3-D Inverse Design Method: Part 1-Design and Numerical Validation," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 118, pp. 536~543.
- (7) 황순찬, 윤의수, 오형우, 최범석, 박무룡, 안종우, 2002, "Waterjet 선박추진용 사류펌프의 설계 및 성능해석," 2002 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 47~53.
- (8) ANSYS CFX-11.0 Solver Theory, 2006, Ansys Inc.
- (9) 이덕형, 2005, "상사성을 이용한 model 사류펌프의 성능 예측," 2005 유체기계 연구개발 발표회 논문집, pp. 393~400.