

가이드 베인 각도에 따른 수중축류펌프의 성능특성 연구

김윤성^{*,**} · 심현석^{**} · 김광용^{***†}

Hydraulic Performance Characteristics of a Submersible Axial-Flow Pump with Different Angles of Inlet Guide Vane

Youn-Sung Kim^{*,**}, Hyeon-Seok Shim^{**}, Kwang-Yong Kim^{***†}

Key Words : Axial-flow pump(수중축류펌프), Inlet guide vane(입구 가이드 베인), Hydraulic efficiency(수력효율), Operating point(운전점)

ABSTRACT

This paper investigates hydraulic performance characteristics of a submersible axial-flow pump with different angles of inlet guide vane, both numerically and experimentally. Three-dimensional Reynolds-averaged Navier-Stokes analysis with $k-\omega$ Shear stress transport turbulence model is used for the performance analysis. Hexahedral grid is constructed in the entire computational domain, and a grid dependency test is performed to obtain the optimal number of grid nodes. Four different shapes of the inlet guide vane are tested to investigate the effects of inlet guide vane angle on the hydraulic performance of the tested axial-flow pump. It is seen that the hydraulic performances at the design and off-design conditions are considerably affected by the geometric parameters. In order to verify the numerical results, an experimental test is performed. The numerical results show good agreements with the experimental data.

1. 서론

수중 축류펌프는 대용량 이송에 적합하여 취수와 배수용으로 널리 사용되고 있다. 특히 최근 이상기후 등에 의한 국지성 호우로 인하여 빗물배수용 펌프로 많이 사용되고 있다. Fig. 1은 일반적으로 사용되는 수중 축류펌프의 형상을 나타낸 것으로, 이 펌프는 입구 가이드 베인(inlet guide vane, IGV)이 구비된 흡입 케이싱, 축류 깃 형태의 블레이드가 구비된 임펠러, 그리고 정압 회복을 위한 디퓨저(diffuser)가 구비된 토출 케이싱으로 구성된다.

일반적으로 펌프 설계 시 기본적으로 고려되는 사항은 토출량과 전양정이며 이를 근거로 펌프의 회전수와 토출구경을 계획하고 설계 사양 점에서의 최고 효율을 고려하여 모터동력과 회전수 등을 결정한다. 펌프의 토출량은 예상 또는 계획 유량으로 적용하는데 빗물 펌프장의 경우 유역의 면적과 펌프장까지의 도달시간, 강우강도 등을 적용하여 결정한다. 일

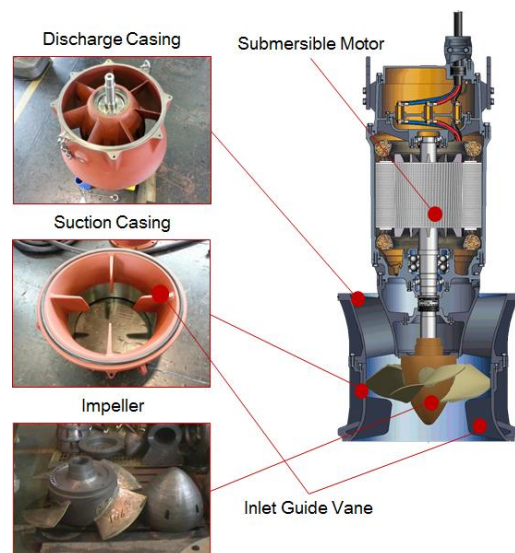


Fig. 1 Submersible axial-flow pump

* 플럭시스(Fluxys pump)

** 인하대학교 대학원 기계공학과(Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Inha University)

*** 인하대학교 기계공학부(Department of Mechanical Engineering, Inha University)

† 교신저자, E-mail : kykim@inha.ac.kr

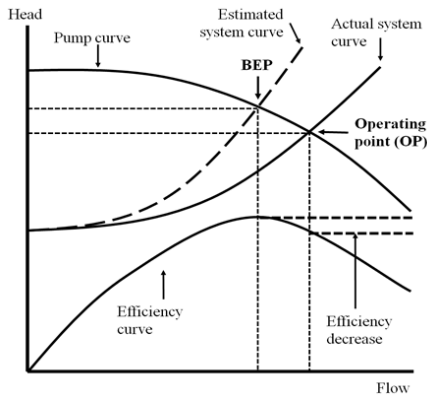


Fig. 2 Performance and system curves of a pump

반적인 펌프의 경우 설계 사양 점에서 최고 효율로 운전될 수 있도록 설계하나, 빗물배수용 펌프의 경우 전양정은 펌프 측 내(內)수위와 토출측 외(外)수위의 차이인 실 양정에 펌프장 내 배관 마찰 손실 그리고 기계의 부식으로 인한 성능저하 등을 고려하여 여유율을 부여한다. 이에 따라 펌프의 실제 저항 곡선은 예상 저항곡선보다 다소 완만하게 설계되어 설계 양정보다 낮은 지점에서 운전되며, 펌프의 최고 효율 점(best efficiency point, BEP)의 우측에서 실제 저항곡선과 펌프 성능곡선이 교차하는 지점인 운전 점(operating point, OP)이 결정된다(Fig. 2). 위 사항을 고려하였을 때 탈 설계 유량에서도 높은 효율을 가지거나 유량 변화에 따른 효율 변화가 작은 펌프를 설계하는 것이 중요하다는 것을 알 수 있다.

입구 가이드 베인은 입구에서의 임펠러의 회전으로 인한 선회류를 방지하고, 운전 점에서의 성능을 조절하기 위한 장치로서, 몇몇 연구자들에 의해 관련 연구가 수행된 바 있다. 최근 Tan 등⁽¹⁾은 원심펌프의 IGV 각도에 따른 수력성능을 실험과 수치해석을 통해 평가한 바 있으며 Chan 등⁽²⁾은 원심펌프에서 IGV가 펌프 내의 유동 패턴과 전단 응력에 미치는 영향에 대해 연구를 진행한 바 있다. Li와 Wang⁽³⁾은 축류펌프에서 인두서 블레이드와 임펠러 간 상호작용과 이것이 성능에 미치는 영향을 연구한 바 있으며 Kaya⁽⁴⁾는 축류펌프에서 IGV의 장착유무에 따른 펌프의 효율 변화에 대해 실험적으로 연구한 바 있다. Kim과 Kim은⁽⁵⁾은 축류펌프의 설계 점에서 IGV 두께와 출구 각도의 미세한 변화가 성능에 미치는 영향을 수치해석을 통하여 연구한 바 있다.

앞서 언급한 바와 같이 IGV는 통상적으로 입구 유동과 동일한 방향으로 설치되어 흡입유로에서의 비균일 와류나 로터의 회전 등에 의한 선회류의 발생을 억제하는 역할을 하고 있다. 선행 연구에서 확인할 수 있듯이 IGV가 수중축류펌프의 성능에 미치는 영향이 작지 않으나, 축류펌프에 대해서는 IGV의 각도 변화가 펌프의 운전영역인 최고 효율점을 포함한 고유량 영역에서 효율에 미치는 영향에 대한 체계적인 연구는 아직 수행된 바 없다. 따라서 본 연구에서는 펌프의 흡

Table 1 Design Specifications of Tested Pump

Flow Coefficient (Φ)	$Q/\omega D^3$	0.124
Head Coefficient (Ψ)	$gH/\omega^2 D^2$	0.057
Rotational Speed	rpm	700
Specific Speed	$m^3/min; m; rpm$	1239
Diameter	mm	400
Tip Clearance	mm	0.5
Number of IGV's	EA	6
Number of Blades	EA	4
Number of Diffusers	EA	6

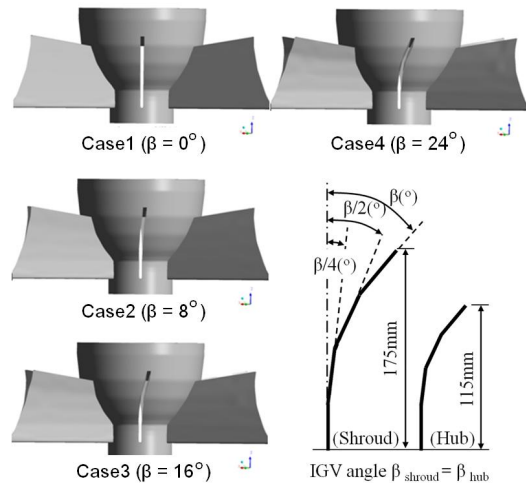


Fig. 3 Tested models and definition of IGV angle

입구에 설치되는 IGV의 각도에 따른 수중축류펌프의 성능곡선의 변화를 수치해석과 실험을 통하여 분석하여 IGV의 각도가 펌프 성능에 미치는 영향을 평가하였다.

2. 연구 대상

본 연구에서는 IGV의 형상이 성능에 미치는 영향을 확인하기 위하여 수중축류펌프를 대상으로 연구를 수행하였다. Fig. 1은 본 연구에 사용된 펌프의 개략도와 실제부품의 형상을 나타내고 있으며, 펌프의 설계는 비속도 조건에 해당하는 Stepanoff⁽⁶⁾의 실험계수를 이용하여 허브비를 결정하였으며, 로터의 경우 Gottingen 428 타입의 에어포일 형상을 적용하여 모델링 하였다. 이 펌프의 설계 체적유량, 전양정, 회전속도 그리고 비속도는 각각 $35 m^3/min$, 5 m, 700 rpm 그리고 1239이며, 그 외 세부 형상 정보는 Table 1에 나타내었다.

Fig. 3은 IGV 형상에 대한 정의와 각도가 다른 네 가지의 IGV의 형상을 나타낸다. 본 연구에서는 입구에서의 급격한 유동 각 변화로 인한 손실 가능성이 있는 기존의 IGV 형태와는 달리 이를 최소화하기 위해 곡률을 갖는 형상을 채택하였다. 축 방향으로 IGV를 등 간격으로 4등분하여 출구 부

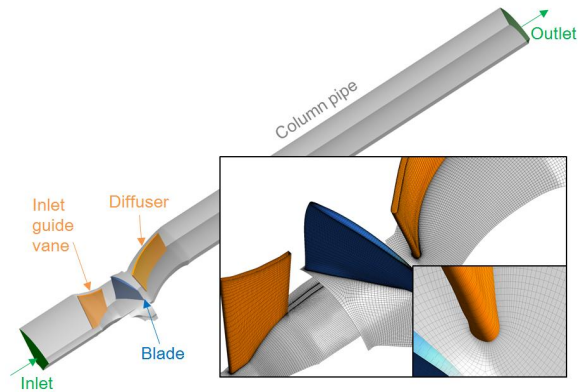


Fig. 4 Computation domain and grid system

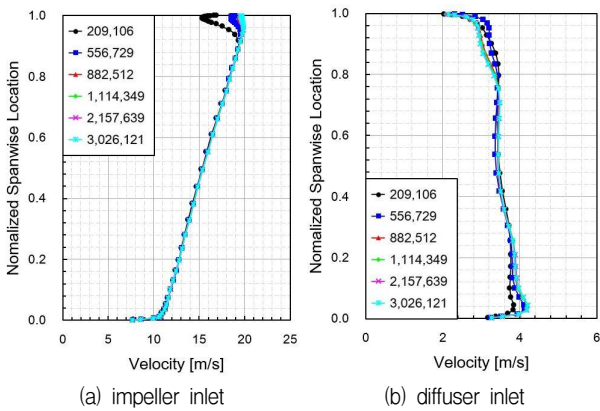


Fig. 5 Grid-dependency test

의 IGV 각도를 β 라고 할 때, 입구에서부터 각각 0° , $\beta/4$, $\beta/2$ 그리고 β (출구)의 각도를 적용하였다. 스펀 방향으로는 동일한 IGV형상을 사용하였다. 본 연구에서는 IGV의 출구부 각도가 각각 0° (case 1), 8° (case 2), 16° (case 3) 그리고 24° (case 4)인 경우에 대해 연구를 수행하였다.

3. 수치해석 방법

IGV 각도 변화에 따른 펌프의 수력성능을 평가하기 위해 본 연구에서는 삼차원 비압축성 Reynolds-averaged Navier-Stokes(RANS) 방정식을 이용하여 수치해석을 수행하였으며, 상용 유동해석 코드인 ANSYS CFX 15.0⁽⁷⁾을 사용하였다. CFX Solver는 연속방정식을 압력 기반(pressure-based) 방정식으로 변환하여 사용하고 운동량 방정식은 Algebraic multi-grid coupled solver를 이용하여 해석한다. 난류모델로는 Bardina 등⁽⁸⁾에 의해 역 압력구배로 인한 유동박리의 예측 등의 난류유동 해석에 효과적이라고 밝혀진 바 있는 $k-\omega$ SST(shear stress transport) 모델⁽⁹⁾을 사용하였다.

Fig. 4는 본 연구에 사용된 계산영역과 격자계를 나타낸다. 계산영역은 흡입 배관, 임펠러, 토출 배관 및 수직관(column pipe)으로 구성하였으며, 회전방향의 주기조건을

이용하여 각 영역 별로 한 개의 IGV, 블레이드 그리고 디퓨저를 가지는 영역에 대해 해석을 수행하였다. 작동유체로는 20°C 단상(single-phase)의 물을 사용하였다. 경계조건으로는 입구와 출구에 각각 전압과 각 구동 조건에 해당하는 질량 유량 조건을 부여하였다. 회전부와 고정부 사이의 경계면에서는 속도 혹은 전압을 원주방향으로 평균하여 해를 교환하는 방법인 stage(mixing plane) 기법⁽⁶⁾을 적용하였다.

본 해석에서는 전 계산영역에 육면체 격자계를 구성하였다. 고체 벽면 부근에는 경계층 유동으로 인한 큰 속도 구배를 계산하기 위해 조밀한 격자를 사용하였으며, 블레이드 근처에는 O-type 격자를 적용하여 정확한 해석이 가능하도록 하였다.

격자의 수나 분포가 해석 결과에 미치는 영향을 배제하기 위해 격자의존성 테스트를 수행하였으며, 설계유량에서 6개의 서로 다른 격자수를 가지는 격자계를 대상으로 평가하였다. Fig. 5(a)는 임펠러 입구부에서의 격자수에 따른 스펀방향 평균 상대속도 분포를 나타낸 것으로, 쉬라우드 부근에서의 격자수의 영향이 큰 것을 확인할 수 있다. Fig. 5(b)는 디퓨저 입구부에서의 격자수에 따른 스펀방향 평균 상대속도 분포를 나타낸 것으로, 허브와 쉬라우드 근처에서 격자수의 영향이 나타나고 있다. Fig. 5(a)와 (b)에서 공통적으로 격자수가 882,512개 이상일 경우 속도 분포의 격자의존성이 사라짐을 알 수 있다. 이를 기반으로 882,512개의 격자 수와 이에 해당하는 격자 분포를 격자 의존성이 없는 최종 격자계로 선정하여 이를 추후 유동해석에 사용하였다.

해석 결과의 수렴성을 판단하기 위해 각 방정식의 잔차(residual)가 10^{-4} 이하가 될 때까지 해석을 수행하였으며, 최근 반복계산 횟수 100회에서의 성능함수의 결과 값 변동폭 0.1% 을 수렴 기준으로 사용하였다. Intel i7 3.41GHz CPU가 구비된 PC를 사용하여 병렬해석을 수행하였으며 1회 해석에 소요되는 계산시간은 대략 3시간 정도이나 형상과 유량에 따라 차이가 있었다.

4. 성능시험 방법

수중 축류펌프의 수력학적 성능을 시험하기 위한 성능시험 실험장치는 Fig. 6의 개요도와 같다. 수중축류펌프는 시험수조 내부에 설치된 수직관 바닥에 설치되며 성능측정을 위하여 수직관의 토출부에는 압력계(pressure gauge)와 유량조절용 밸브 및 토출배관과 유량계가 설치된다. 토출배관은 밸브로부터 유량계 입구지름의 10배 이상의 직선관로로 구성되어지며 유량조절용 밸브의 개폐조작을 통하여 펌프의 유량을 조절할 수 있다. 펌프에 의해 토출된 물은 정류판을 통하여 시험수조 내부로 다시 유입되어 순환하게 되어 있다. KS B 6302⁽⁹⁾ 펌프 토출량 측정방법을 적용하여 시험하였으며 각 시험용 계측기의 상세사양은 Table 2와 같다.

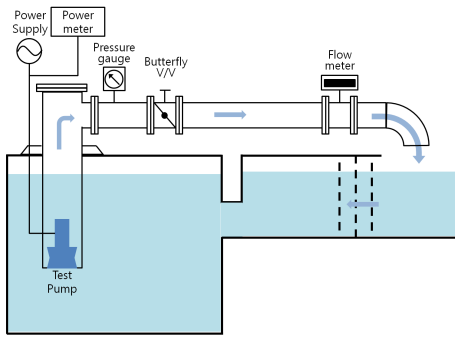


Fig. 6 Schematic of experimental apparatus

Table 2 Details of Measurement Devices

	Specification	Accuracy	Mfg
Power Meter	AC/DC 1000 V	±1.5%	HIOKI
Pressure Gauge	0~15 kgf/cm ²	±1.5%	HISCO
Flow Control V/V	600 mm	-	HYUNDAE VALVES
Flow Meter	Max 9.9 m/s	0.2%	ABB

5. 결과 및 검토

5.1 IGV 각도에 따른 성능 특성 비교

Fig. 7은 유동해석으로 얻어진 IGV의 각도에 따른 성능곡선들을 나타낸 것으로, 이 때 전양정과 수력효율 값은 설계 유량에서의 case 1의 값을 기준으로 각각 무차원화하여 표기하였다. 모든 경우에서 공통적으로 유량이 증가함에 따라 양정이 감소하는 일반적인 축류펌프의 특성을 보이고 있으며, 70%에서 90% 유량에서는 양정 곡선의 기울기가 완만한 경향을 나타낸다. 한편, IGV의 각도가 증가함에 따라 전반적으로 양정은 증가하는 경향을 보이고, 특히 90% 이상의 큰 유량에서 IGV 각도에 따른 전양정의 상대적인 차이가 큼을 확인할 수 있다. 수력효율의 경우 모든 형상이 100% 유량에서 동일한 최고 효율 값을 가지는 것을 특징으로 하며, 저 유량 구간의 경우 형상에 따른 수력효율의 차이가 크지 않음을 확인할 수 있다. 그러나 100% 이상의 고 유량 구간에서는 IGV의 각도가 증가함에 따라 높은 효율을 가지며 유량이 증가할수록 그 정도가 커지는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 120% 유량에서의 IGV 각도에 따른 임펠러 블레이드 표면에서의 정압 분포를 나타낸다. 공통적으로 설계 유량보다 큰 유량의 영향으로 임펠러 입구 유동의 입사각(incidence angle)이 음의 값을 가지게 되어 블레이드 흡입면(suction surface, SS)의 전단(leading edge)부에서 국부적으로 높은 정압이 형성되는 것을 볼 수 있으며, IGV 각도가 증가함에 따라 흡입면의 정압이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 반면에 압력 면(pressure surface, PS)의 정압은 IGV

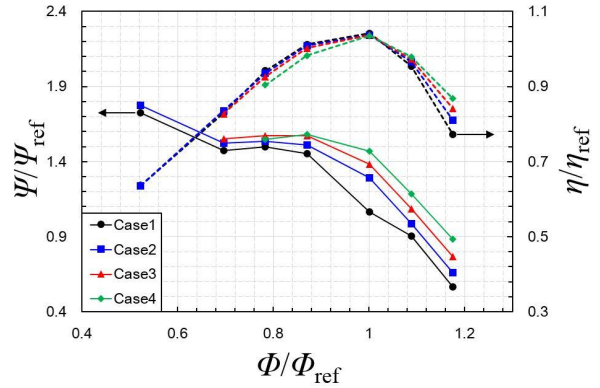


Fig. 7 Performance curves of axial-flow pump with different IGV angles

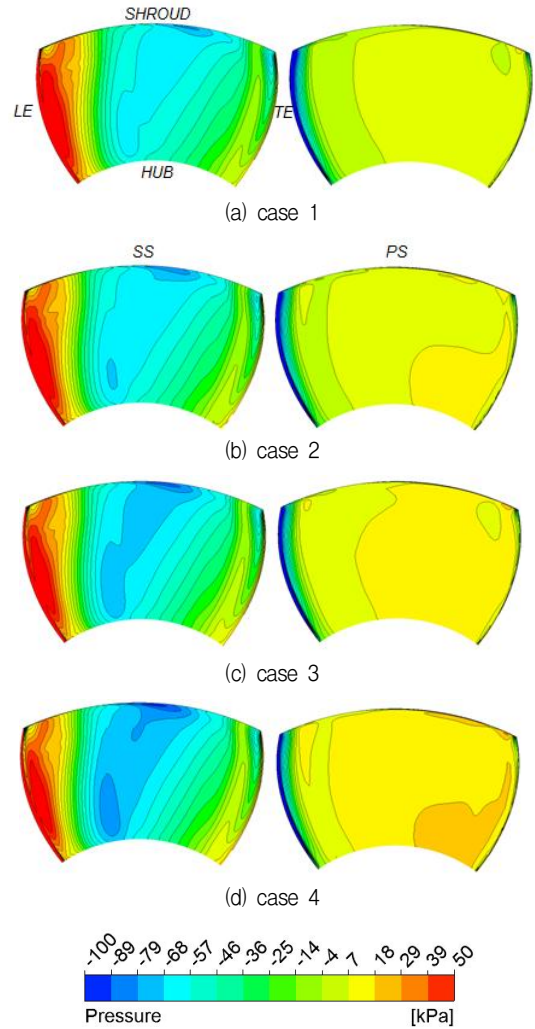


Fig. 8 Static pressure contours on blade surfaces for $\Phi/\Phi_{ref}=1.2$

각도의 증가에 따라 증가하는 경향을 볼 수 있다. 결과적으로 IGV 각도가 증가함에 따라 블레이드 흡입 면과 압력 면에서의 정압 차가 커지는 것을 확인할 수 있는데 이는 곧 IGV의 각도가 증가함에 따라 임펠러에 작용하는 부하(loading)

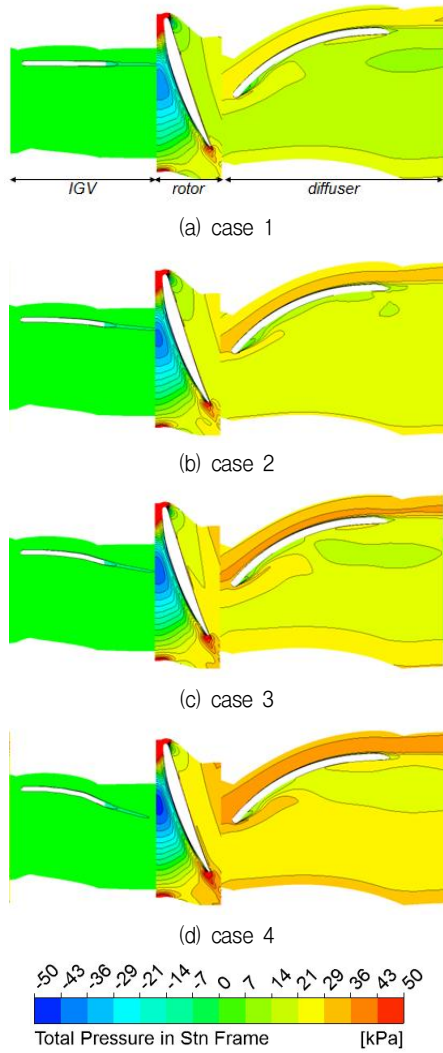


Fig. 9 Total pressure contours at 50% blade span for $\Phi/\Phi_{ref}=1.2$

가 증가하여 축동력이 증가함을 의미한다.

Fig. 9는 120% 유량에서 IGV 각도에 따른 50% 스패에서의 전압 분포를 나타낸다. 입구부의 경우 IGV의 각도가 변화함에 따라 IGV 후단(trailing edge)에서의 전압 손실 분포 영역의 방향의 차이가 있을 뿐 유동 영역 내에서의 손실은 확인되지 않는다. 회전 영역에서는 IGV 각도가 증가함에 따라 압력 면 부근에서의 전압이 증가하는 것을 확인할 수 있으며, 이는 IGV가 임펠러 입구 부에서의 유동을 영의 입사각으로 유도하였고, 이로서 전압 상승을 효과적으로 유도하였기 때문에 사료된다. 이러한 영향으로 베인 디퓨저 영역 역시 IGV 각도가 증가함에 따라 높은 전압 회복을 보임을 확인할 수 있고 이는 고 유량 영역에서 IGV의 각도가 커질수록 결과적으로 높은 전압정을 가짐을 의미한다.

5.2 수치해석 타당성 검증 및 결과 비교

본 연구에서는 해당 유동해석 결과의 타당성 검증을 위해

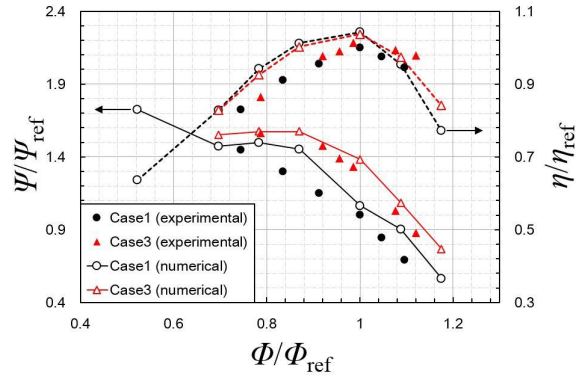


Fig. 10 Comparison between numerical and experimental results for cases 1 and 3

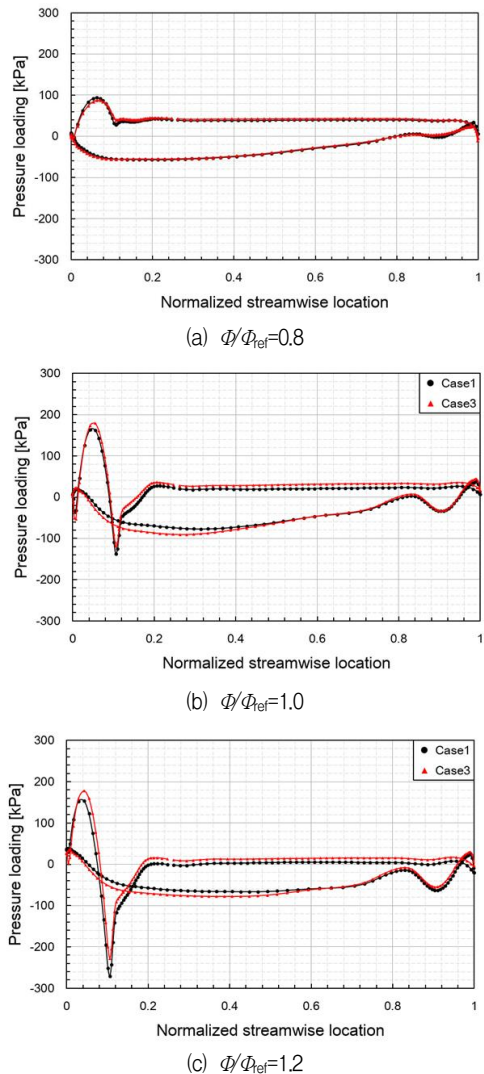


Fig. 11 Pressure loading distributions at 90% blade span

서로 다른 IGV를 가진 형상(case 1 그리고 3)을 대상으로 실험을 통한 성능시험을 수행하였다. Fig. 10은 case 1과 3의 성능곡선에 대해 실험과 유동해석 결과를 비교한 것이다. 그림에서 나타난 바와 같이 유동해석 결과가 실험 결과에 비해

다소 높은 정량적인 오차를 보이거나 이는 입구 벨 마우스로 인한 유입 손실, 내부 표면 거칠기 및 기계적 효율이 고려되지 않은 결과로 사료된다. 그러나 해석 결과는 성능시험 결과와 최고 효율 점이 일치하고 고 유량 영역에서 case 3의 수력효율이 높으며, 전양정의 기울기가 유사한 점 등 성능시험 결과와 정성적으로 매우 유사한 경향을 보임을 확인할 수 있다.

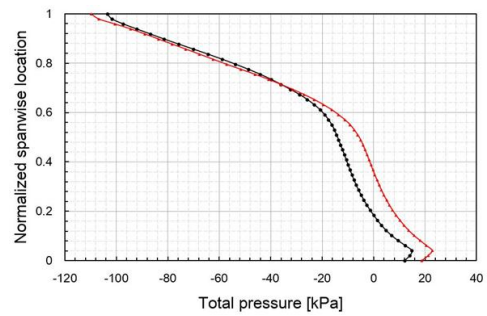
Fig. 11은 case1과 3의 80%, 100%, 그리고 120% 유량에서의 블레이드 90% 스패에서의 정압 분포를 나타낸다. 80% 유량에서는 블레이드에 작용하는 정압 분포가 IGV 각도와 관계없이 case 1과 case 3이 상당히 흡사한 것을 확인할 수 있다. 100% 유량과 120% 유량의 경우 IGV각도가 큰 case3이 case1에 비해 다소 큰 정압차를 보이며, 이는 IGV 각도의 증가가 고유량에서 임펠러 입구 유동을 영의 입사각으로 유도함으로써 압력면 전단부에서의 유동박리로 인한 정압 손실을 감소시키기 때문으로 사료된다. 이는 결과적으로 임펠러의 토크 상승으로 인한 축 동력의 상승을 유발한다.

Fig. 12는 case1과 3의 80%, 100%, 그리고 120% 유량에서의 임펠러 출구에서의 스패방향 평균 전압 분포를 보여주고 있다. 80% 유량에서 두 케이스는 쉬라우드 근처에서는 유사한 분포를 보이거나 허브 근처에서 case 3이 다소 높은 전압 분포를 보인다. 100% 유량에서도 20~60% 스패에서는 전압 분포가 거의 유사한 것을 볼 수 있고 허브근처에서는 case 1이 그리고 쉬라우드 근처에서는 case 3이 상대적으로 큰 전압을 보인다. 그러나, 120% 유량에서는 0~20% 스패를 제외한 전 구간에서 case 1에 비해 case 3가 높은 전압분포를 나타내고 있다. 이를 통해 IGV의 각도의 변화가 저유량 영역보다는 고유량 영역에서 임펠러에서의 전압 상승에 미치는 영향이 상대적으로 크다는 것을 알 수 있다.

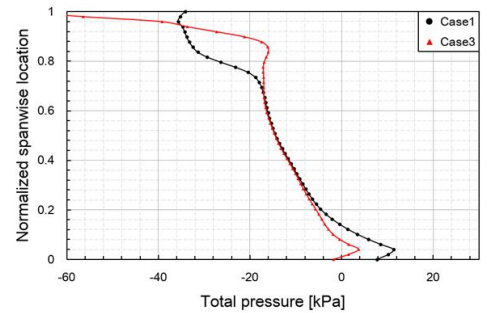
고유량 영역의 경우 Fig. 11(c)에서 나타난 바와 같이 IGV 각도가 증가함에 따라 블레이드 토크의 정량적인 상승은 작은 반면, 전압은 상대적으로 크게 증가하는 것을 알 수 있다 (Fig. 12(c)). 이는 고유량 영역에서의 IGV의 각도 증가가 축 동력의 상승 보다는 효과적인 전압 상승을 유발하여 결과적으로는 수력효율 향상에 중요한 기여를 함을 알 수 있다.

6. 결 론

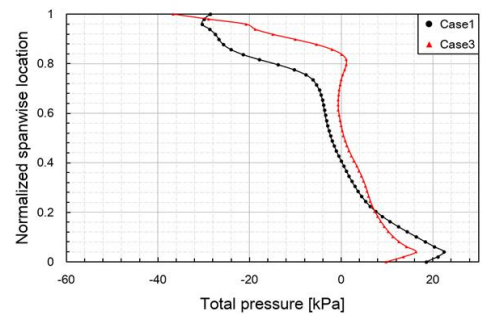
본 연구에서는 수중축류펌프의 IGV 각도 변화가 수력성능 특성에 미치는 영향에 대한 유동해석과 실험을 수행하였다. 양정은 IGV 각도가 증가함에 따라 전 유량 구간에서 증가하였으며, 유량이 증가함에 따라 전양정 값의 차이가 커지는 것을 확인하였다. 효율은 설계유량에서는 큰 차이가 없으나 고유량 구간에서는 IGV 각도가 증가함에 따라 증가하는 경향을 보였으며, 곡선의 기울기는 완만해짐을 확인하였다. 또한, case 1과 case 3에 대해 유동해석으로 도출한 성능 곡선



(a) $\Phi/\Phi_{ref}=0.8$



(b) $\Phi/\Phi_{ref}=1.0$



(c) $\Phi/\Phi_{ref}=1.2$

Fig. 12 Spanwise-averaged total pressure distributions at exit of rotor

은 실험 결과와 정성적으로 유사한 경향을 보였고, case 1과 case 3의 내부 유동장의 정량적인 비교를 통해 고유량 영역에서의 IGV의 각도 증가가 축동력의 상승에 비해 전양정의 상승에 효과적인 영향을 미침을 확인하였다. 이를 통해 IGV의 각도 증가는 고 유량 영역에서의 높은 효율을 유도하는 효과적인 방법임을 확인하였다.

References

- (1) Tan, L., Cao, S., and Gui, S., 2010, "Hydraulic Design and Pre-whirl Regulation Law of Inlet Guide Vane for Centrifugal Pump," Science China Technological Sciences, Vol. 53, No. 8, pp. 2142~2151.
- (2) Chan, W. K., Wong, Y. W., Yu, S. C. M., and Chua, L. P., 2002, "A Computational Study of the Effects of Inlet Guide Vanes on the Performance of a Centrifugal Blood Pump," International Society for Artificial

Organs, Vol. 26, No. 6, pp. 534~542.

- (3) Li, Y. -J. and Wang, F. -J., 2007, "Numerical Investigation of Performance of an Axial-flow Pump with Inducer," Journal of Hydrodynamics, Vol. 19, No. 6, pp. 705~711.
- (4) Kaya, D., 2003, "Experimental Study on Regaining the Tangential Velocity Energy of Axial Flow Pump", Energy Conversion and Management, Vol. 44, No. 11, pp. 1817~1829.
- (5) Kim, S. -W. and Kim, Y. -J., 2016, "The Effect of the Thickness and Angle of the Inlet and Outlet Guide Vane on The Performance of Axial-Flow Pump," ASME 2016 Fluids Engineering Division Summer Meeting, FEDSM2016-7939 (7 pages).
- (6) Stepanoff, A. J., 1957, Centrifugal and Axial Flow Pumps, Wiley, New York, USA.
- (7) Ansys Inc., 2014, CFX-15.0 Solver Theory, Canonsburg, PA.
- (8) Bardina, J. E., Huang, P. G., and Coakley, T., 1997, "Turbulence Modeling Validation", The 28th Fluid Dynamics Conference, AIAA Paper 1997-2121.
- (9) Menter, F. R., 1994, "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Model for Engineering Applications", AIAA Journal, Vol. 32, No. 8, pp. 1598~1605.