

부분 디퓨저 베인의 배열이 원심펌프의 수력성능에 미치는 영향

김상훈* · 심현석* · 김광용**†

Effects of Arrangement of the Partial Diffuser Vanes on the Hydraulic Performance of a Centrifugal Pump

Sang-Hoon Kim*, Hyeon-Seok Shim*, Kwang-Yong Kim**†

Key Words : Centrifugal pump(원심펌프), Partial diffuser vane(부분 디퓨저 베인), Hydraulic Performance(수력성능), Computational Fluid Dynamics(전산유체역학)

ABSTRACT

In this study, a numerical investigation was performed to determine the effects of the arrangement of partial diffuser vanes on the hydraulic performance of a centrifugal pump. Three-dimensional Reynolds-averaged Navier-Stokes analysis was conducted using the shear stress transport turbulence model. For the reference shape of the diffuser, which has the full height of the vane, a grid-dependency test was performed to identify the optimal grid system, and numerical results were validated with experimental data. Three diffusers with different configurations were used as test cases. The hydraulic efficiency, pressure recovery coefficient, and flow coefficient for the operating range were defined as performance parameters. Additionally, internal flow fields were evaluated to further investigate the relation with performance.

1. 서 론

원심 펌프에서 디퓨저는 임펠러에 의해 얻은 속도에너지를 정압의 형태로 바꿔주는 역할을 담당하며, 종류에 따라 벌류트(volute), 베인 디퓨저(vaned diffuser)와 베인이 없는 디퓨저(vanless diffuser)로 구분할 수 있다. 이 중 베인 디퓨저는 압력회복이 높은 장점이 있으나 임펠러와의 상호작용으로 인해 작동범위가 비교적 제한되는 단점이 있다. 반면, 베인이 없는 디퓨저의 경우 압력회복은 낮으나 작동범위가 넓은 장점이 있다.

베인 디퓨저가 구비된 원심형 기계의 내부 유동과 성능 특성 연구에 대한 연구는 많은 연구자들에 의해 수행되었다. Jiang^(1,2)은 디퓨저 출구 크기가 성능에 미치는 영향에 대한 연구와 베인 디퓨저 원심 펌프의 비정상 압력변동과 반경 방향 힘이 clocking 효과에 미치는 영향에 대해 연구하였다. Si 등^(3,4)과 Bayeul-Laine 등⁽⁵⁾은 유량에 따른 베인 디퓨저 내부 유동구조 변화의 관측을 위해 PIV (particle image

velocimeter)를 활용하였으며, 이 결과를 성능특성과 연관지어 규명하고자 하였다. Karanth⁽⁶⁾는 원심펌프의 임펠러와 디퓨저 사이 간극이 내부 유동구조와 성능 변동에 미치는 영향을 파악하기 위해 실험과 비정상 유동해석을 수행한 바 있다. Bayeul-Laine 등⁽⁷⁾과 Dupont 등⁽⁸⁾은 Société Hydrotechnique de France(SHF)에서 제안된 SHF 임펠러와 베인 디퓨저가 구비된 원심펌프에 대해 누설 유량이 성능에 미치는 영향에 대해 연구하였다.

디퓨저 베인의 형상 설계에 대해서는 유동해석을 기반으로 수행된 몇가지 연구가 있다. Wang 등⁽⁹⁾은 베인 디퓨저 형상에 대한 디퓨저 입구 직경과 폭, 입구 각과 전개 각도 등 4가지의 설계변수를 선택하고, 여러 가지 대리모델(surrogate model)을 사용하여 최적설계를 수행하여 대리모델에 따른 결과를 비교하였다. Atif 등⁽¹⁰⁾은 익렬(cascade) 형태와 유로(channel) 형태의 베인 디퓨저가 사용된 원심펌프에 대해 임펠러 출구 부에서의 유동 구조를 수치해석을 통해 비교하였다. 익렬 형태의 디퓨저의 경우 상대적으로 임펠러의 출구 부분에서 다소

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

** 인하대학교 기계공학과(Department of Mechanical Engineering Inha University)

† 교신저자, E-mail : kykim@inha.ac.kr

왜곡된 유동장이 나타났다. 이들은 유로 형태의 디퓨저가 정익-동익 상호작용(rotor-stator interaction)을 줄이는 데 효과적인 것으로 보고했다.

베인이 없는 디퓨저의 경우 성능 특성에 관한 연구보다는 회전 실속(rotating stall)과 같은 내부 유동 특성에 대한 연구가 수행된 바 있다. Tsujimoto 등⁽¹¹⁾은 2차원 비점성 유동에 대해 섭동 이론(perturbation theory)을 적용하여 해석적으로 베인 없는 디퓨저에서의 내부 유동 특성을 관찰하고자 하였으며, 디퓨저 입/출구에서의 경계 조건에 따른 임계 유동각과 실속의 전파속도가 디퓨저 입/출구 직경비에 직접적인 영향을 받는다는 것을 확인하였다. Abidogun⁽¹²⁾는 실험을 통해 디퓨저의 직경비가 감소함에 따라 실속 개체(stall cell)의 수가 증가하였으나, 디퓨저 폭의 경우 유동의 변화에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 보고하였다.

한편, 베인 디퓨저와 베인이 없는 디퓨저의 장점을 취하고자 이를 결합한 형태인 부분 디퓨저 베인(partial diffuser vane)에 대한 연구가 일부 연구자들에 의해 진행된 바 있다. Yoshinaga 등⁽¹³⁾은 50% 스펠 높이의 디퓨저 베인에 대해 고속 원심 압축기의 성능 특성을 실험적으로 연구하였다. 그 결과 디퓨저 베인의 높이에 따라 효율과 작동범위에 변화가 있었으며, 디퓨저 내부 속도 분포를 측정된 결과 부분 베인이 디퓨저의 압력 회복을 향상시킨다고 언급하였다. Zhu 등⁽¹⁴⁾은 익렬 형태의 베인 디퓨저에 대해 베인의 높이가 성능에 미치는 영향에 대해 연구하였다. 베인의 높이가 감소함에 따라 임펠러의 출력이 증가하고, 정익-동익 상호작용이 감소한다고 보고하였다. Zhang 등⁽¹⁵⁾은 부분 디퓨저 베인이 구비된 원심펌프를 대상으로 하여 측정된 유량 범위에서 광대역의 소음이 감소하는 결과를 보고하였다.

앞서 언급한 바와 같이 부분 디퓨저 베인이 성능과 작동 영역에 유의미한 영향을 미침을 확인한 바 있으나, 선행 연구의 경우 대부분 실험을 통해 성능 특성만을 확인하였기 때문에 내부 유동 특성은 확인할 수 없었다. 그리고, 허브(hub) 측에 부분 디퓨저 베인을 설치하는 제한적인 연구⁽¹⁶⁾만 수행되었고, 이들의 배열이 수력성능에 미치는 영향에 대한 연구는 보고된 바 없다. 따라서 본 연구에서는 서로 다른 부분 디퓨저 베인의 배열이 성능에 미치는 영향을 파악하기 위해 비압축성 삼차원 유동해석을 수행하였고, 성능곡선과 압력회복계수 등을 비교하여 수력성능과 작동영역에 미치는 영향을 상세히 분석하였다. 아울러 내부 유동을 정밀 분석하여 성능 특성에 미치는 영향에 대해 검토하였다.

2. 펌프 모델

본 연구는 Si 등⁽⁴⁾의 논문에서 사용한 임펠러와 베인 디퓨저가 구비된 원심펌프를 대상으로 하였으며, 임펠러와 디퓨저의 세부 형상 정보는 Table 1에 명시되어 있다. Fig. 1은

Table 1 Design specifications of the centrifugal pump

Impeller		Diffuser	
Inlet radius	$R_1=141.13$ mm	Inlet radius	$R_3=259.00$ mm
Outlet radius	$R_2=258.60$ mm	Outlet radius	$R_4=469.35$ mm
Outlet width	38.49 mm	Outlet width	40 mm
Outlet blade angle	22.3 deg	Inlet blade angle	10.21 deg
Number of blades	$Z_1=7$	Number of vanes	$Z_2=8$

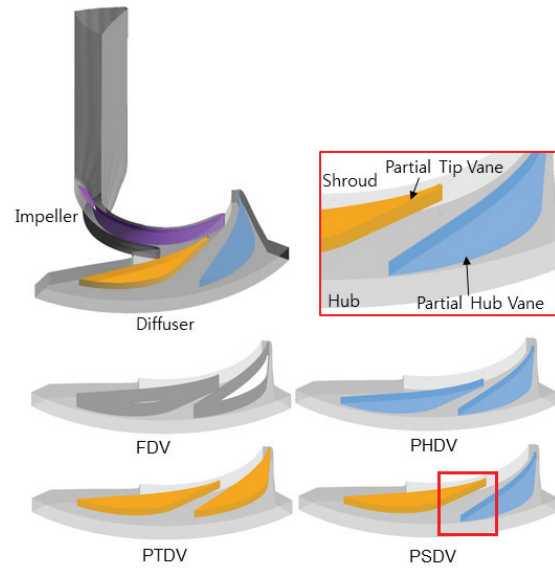


Fig. 1 Diffuser vanes with different arrangements

연구 대상이 되는 펌프 모델의 삼차원 형상을 나타낸 것으로, 기존 형상인 간극이 없는 유로 형태의 디퓨저 베인(full diffuser vane, FDV), 허브에 설치한 50% 스펠 높이의 디퓨저 베인(partial hub diffuser vane, PHDV), 팁(tip)에 설치한 50% 스펠 높이의 디퓨저 베인(partial tip diffuser vane, PTDV) 그리고 50% 스펠 높이의 베인을 허브와 팁에 번갈아 설치한 형태인 부분 디퓨저 베인(partial staggered diffuser vane, PSDV) 등 총 4가지 형상에 대해 유동해석을 수행하여 부분 디퓨저 베인의 배열이 원심펌프의 수력성능에 미치는 영향에 대해 파악하였다.

3. 수치해석 방법

비압축성 정상상태 유동 해석을 위해 상용 유동해석 프로그램인 ANSYS CFX 15.0⁽¹⁷⁾을 사용하였으며, 임펠러 형상 정의, 격자계 생성, 경계조건 정의, 유동해석 및 결과분석은 각각 Blade-Gen, Turbo-Grid, CFX-Pre, CFX-Solver 및 CFX-Post를 사용하여 수행하였다. 난류모델로는 역압력 구배로 인한 유동 박리 예측에 효과적이며, 터보기계의 유동예측이 정확하다고 알려진 $k-\omega$ SST(shear stress transport) 모델⁽¹⁸⁾을 사용하였다.

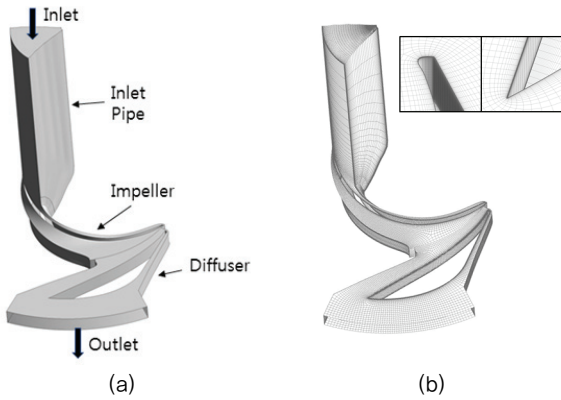


Fig. 2 Computation domain, boundary conditions, and example of grid systems

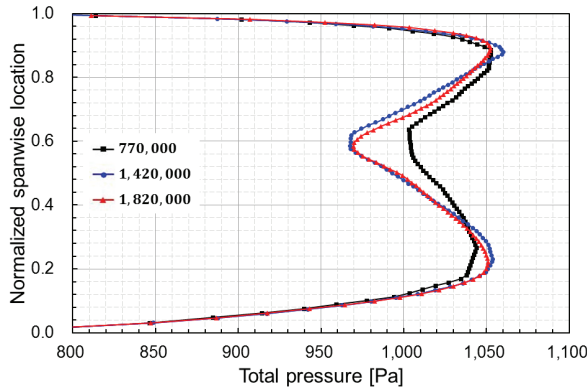


Fig. 3 Grid dependency test

Fig. 2(a)는 본 연구에 사용된 계산 영역과 경계조건을 나타낸다. 계산 영역은 입구 배관, 임펠러와 디퓨저로 구성하였다. 임펠러의 회전속도는 1710rpm이며, 작동유체로는 동점성 계수 $15 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ 를 가지는 20 °C의 공기를 사용하였다. 입구와 출구 경계조건으로는 각각 전압력과 질량유량을 부여하였다. 벽 조건은 점착조건을 사용하였으며, 정익-동익의 경계면 처리방법으로는 동익 출구 유동을 원주 방향으로 평균하여 물성을 전달하는 방식인 stage 방식을 적용하였다.

Fig. 2(b)은 본 연구에 사용한 격자계의 예를 나타낸 것이다. 입구배관, 임펠러와 디퓨저 영역에 대해 육면체 격자로 구성하였으며, 고체 경계면 근처 첫 격자점의 y^+ 를 1.2이하로 유지하여 저 레이놀즈수(low-Reynolds number) SST 난류모델이 적용되도록 하였다. 격자의 수가 수치 해에 영향을 미치지 않는 격자계의 확보를 위해 격자의존성 테스트를 수행하였다. Fig. 3은 디퓨저 출구에서의 피치(pitch) 방향 평균 전압 분포를 나타낸 것으로, 77, 142 그리고 182만개의 격자 계를 사용하여 얻은 결과에 대해 비교하였다. 그림에서 확인할 수 있는 바와 같이 142만개와 182만개의 격자 계의 해석 결과는 비교적 큰 차이가 없기 때문에 해석 시간의 경제성의 확보를 위해 142만개의 격자계를 추후 해석에 일괄

적용할 격자계로 선정하였다.

연속 방정식과 운동량 방정식의 잔차(residual)가 10^{-4} 이하이며, 해석 반복횟수 100번 당 성능함수의 변화 0.3% 이하가 되는 것을 수치해의 수렴 조건으로 사용하였다. Intel i7 2.67 GHz CPU가 장착된 PC를 사용하여 병렬계산을 수행한 결과 평균적으로 FDV의 경우에는 3시간 30분, PHDV와 PTDV는 8시간 그리고 PSDV는 14시간 20분 가량 소요되었다.

4. 성능 함수

부분 디퓨저 베인의 배열에 따른 수력성능의 정량적인 평가를 위해 본 연구에서는 다음과 같이 유량계수(Φ), 양정계수(Ψ), 효율(η) 그리고 디퓨저 압력회복계수($C_{p,d}$)를 다음과 같이 정의하였다.

$$\Phi = \frac{Q}{u_2 A} = \frac{Q}{2\pi\omega r_2^2 b_2} \quad (1)$$

$$\Psi = \frac{gH}{0.5\omega^2 r_2^2} \quad (2)$$

$$\eta = \frac{(p_4^T - p_1^T)Q}{T\omega} \quad (3)$$

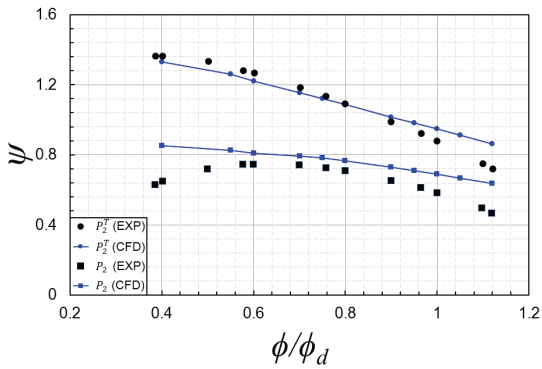
$$C_p = \frac{p_4 - p_3}{p_4^T - p_3} \quad (4)$$

여기서, p , p^T , Q , T , ω 는 각각 압력, 전압력, 유량, 토크, 각속도를 나타내며, r_2 , b_2 는 각각 임펠러 출구 반지름, 임펠러 출구 폭을 나타낸다. 하첨자 1, 2, 3, 4는 임펠러 입구, 임펠러 출구, 디퓨저 입구, 디퓨저 출구를 각각 나타낸다.

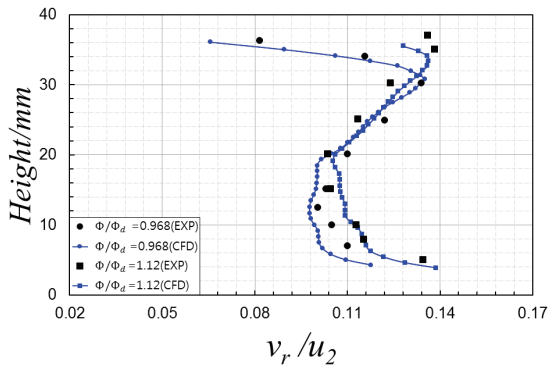
Marsan 등^(19,20)은 디퓨저 압력회복계수의 기울기가 양이 되는 저유량 영역에서는 디퓨저 내부 유동이 불안정해짐을 언급하였다. 반면, 고유량 영역에서는 압력회복계수가 0이 되는 영역 이후에는 더 이상 디퓨저가 기능을 하지 못하고 노즐 유동과 유사한 현상을 나타낸다. 이를 바탕으로 본 연구에서는 디퓨저의 유효 작동 범위를 정의하기 위한 성능변수로, 압력회복계수가 최대인 지점에서의 유량과 설계 유량의 비($\Phi_{cp,max}/\Phi_d$) 및 압력회복계수가 0과 최대가 되는 지점에서의 유량의 차와 설계 유량의 비($\Phi_{op}/\Phi_d = (\Phi_{cp,0} - \Phi_{cp,max})/\Phi_d$)를 정의하였다.

5. 결과 및 검토

해석 결과의 검증을 위해 기준 형상인 FDV의 해석 결과와 Si 등⁽⁵⁾에 의해 수행된 실험 결과를 Fig. 4에서 비교하였다. Fig. 4(a)는 양정계수를 비교한 것으로, 유동해석 결과는 성



(a)



(b)

Fig. 4 Comparison between experimental data and numerical results : (a) pressure coefficients of the impeller, (b) radial velocity coefficient at the inlet of diffuser

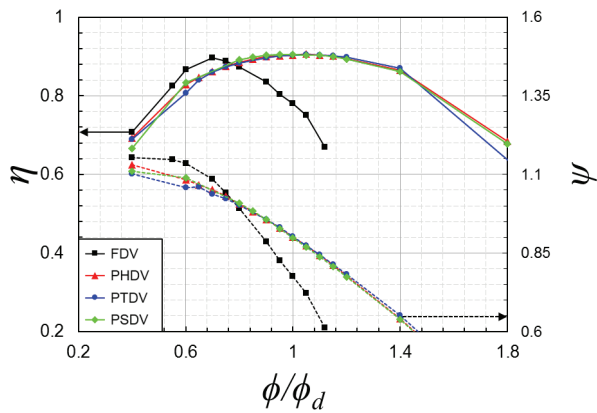


Fig. 5 Performance curves with different arrangements

능시험 결과와 비교하였을 때 정량적인 차이는 있으나 정성적으로는 비교적 일치하는 경향을 나타내었다. 탈 설계 유량에서 다소 오차가 있는 것을 확인할 수 있는데, 이는 본 연구에서 웨어링(wear-ring)에서 발생하는 누설 유동에 대해 고려하지 않았기 때문이라고 사료된다. Fig. 4(b)의 디퓨저 입구에서의 반경방향 속도 분포에서 유동해석 결과가 쉬라우드 부근의 속도를 실험 결과에 비해 다소 낮게 예측하는 것을 알 수 있으나, 그 외의 영역에서는 비교적 일치하는 결과를 보여주고 있다.

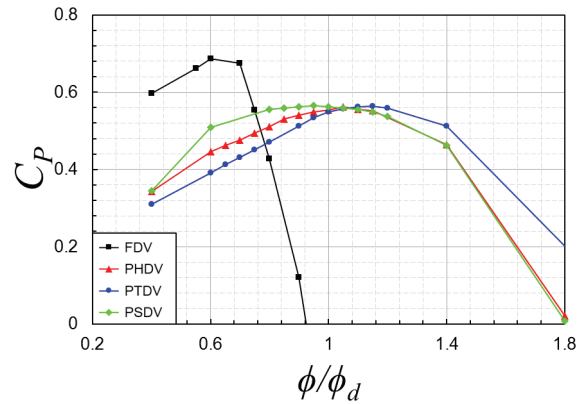


Fig. 6 Static pressure recovery coefficients with different arrangements

Table 2 Predicted performances for different cases

	FDV	PHDV	PTDV	PSDV
η_d	0.7802	0.9039	0.9038	0.9040
$C_{p,d}$	-0.3222	0.5544	0.5485	0.5620
$\Phi_{cp,max}/\Phi_d$	0.6000	1.0500	1.1500	0.9500
Φ_{op}/Φ_d	0.3250	0.7500	0.8500	0.8500

Fig. 5는 네 가지 형상에 대한 양정계수와 효율의 곡선들을 비교한 것이다. 참고문헌에 따르면, 기준형상인 FDV는 본래 로켓 분야에 사용될 목적으로 설계된 것으로, 작동 안정성 확보를 위해 베인 디퓨저가 의도적으로 저 유량 영역인 $\phi/\phi_d=0.8$ 을 기준으로 설계되었다. 따라서 Fig. 5에서 나타난 바와 같이 FDV는 측정된 유량 범위 내에서 큰 음의 기울기의 양정 곡선을 가지며 $\phi/\phi_d=0.7$ 부근에서 최고 효율을 나타내고, 최고 효율점을 전후로 급격하게 감소하는 경향을 보인다. 한편, PHDV, PTDV와 PSDV의 경우 $\phi/\phi_d=1.0$ 부근에서 최고 효율을 나타내며, $0.6 < \phi/\phi_d < 1.4$ 의 넓은 범위에서 완만한 기울기와 함께 높은 효율을 가짐을 확인할 수 있다. 양정계수의 경우 FDV는 $\phi/\phi_d < 0.7$ 에서 큰 값을 보이며 이후 급격한 기울기로 감소하는 것을 확인할 수 있고, PHDV, PTDV와 PSDV는 $\phi/\phi_d > 0.7$ 에서 FDV보다 큰 값을 보이며 유량이 증가함에 따라 완만한 기울기로 감소하는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 각 형상에 대한 디퓨저 압력회복계수(C_p) 곡선을 비교한 것으로, FDV의 경우 $\phi/\phi_d=0.6$ 에서 0.68의 높은 값을 보이나, 유량이 증가함에 따라 급격하게 감소하여 $\phi/\phi_d=0.95$ 부근에서 압력회복계수 값이 0을 나타냄으로써 더 이상 정압을 회복할 수 없는 상태에 이른다. 반면, PHDV, PTDV와 PSDV의 경우 압력회복계수의 최댓값은 0.56 정도로 FDV에 비해 낮은 값을 가지나, $\phi/\phi_d=1.8$ 에 이르기까지 양의 디퓨저 압력회복계수 값을 가짐으로써 넓은 유량 범위에서 정압을 회복할 수 있음을 확인할 수 있다.

Table 2는 각 형상에 대한 주요 성능함수(η_d , $C_{p,d}$,

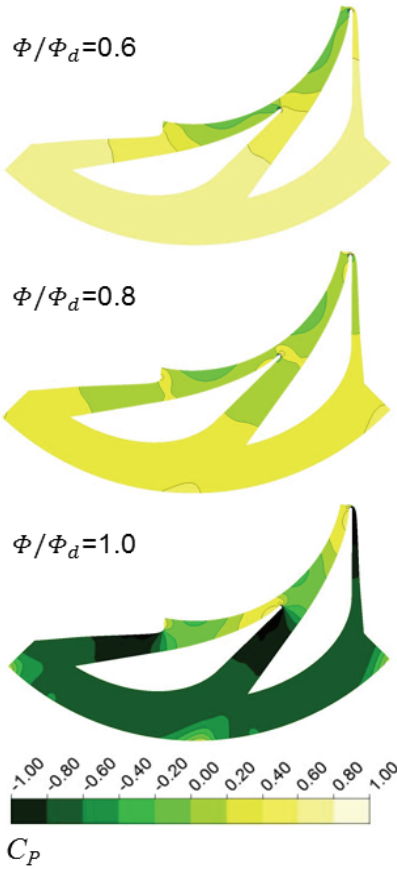


Fig. 7 Static pressure recovery coefficient contours at 50% span (FDV)

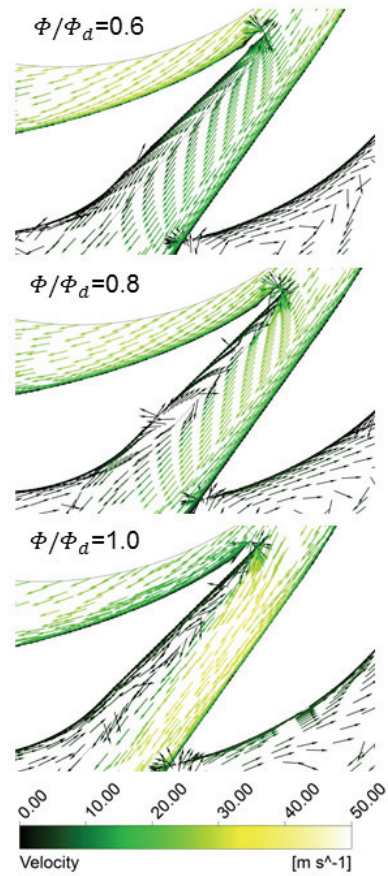


Fig. 8 Velocity vectors in diffuser at 50% span (FDV)

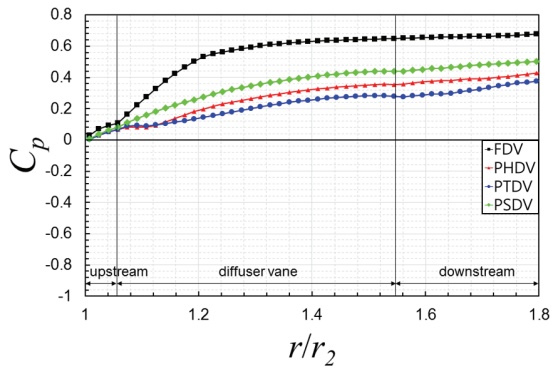
$\Phi_{cp,max}/\Phi_d$, Φ_{op}/Φ_d) 값을 정리한 것이다. 설계유량에서의 효율(η_d)의 경우 부분 디퓨저(PHDV, PTDV, PSDV)는 FDV에 비해 0.12 이상 높은 값을 가지는 것을 확인할 수 있고, 세가지 배열의 값의 크기는 큰 차이가 없었다. 설계유량에서의 압력회복계수($C_{p,d}$)는 FDV의 경우 -0.3222를 나타냄으로써 설계유량에서 큰 정압 손실이 발생하는 것을 알 수 있는 반면, 부분 디퓨저의 경우 양의 값을 가지며 이 중 PSDV가 0.5620으로 부분 디퓨저 배열 중 가장 높은 값을 가진다.

한편, FDV의 $\Phi_{cp,max}/\Phi_d$ 와 Φ_{op}/Φ_d 값은 각각 0.6000과 0.3250인데, 이는 압력회복계수의 기울기가 0인 지점이 0.6000으로 평가된 형상들 중 가장 작은 유량이지만, 압력회복계수의 기울기가 0인 영역부터 압력회복계수가 0이 되는 유량까지의 영역이 0.3250으로 타 형상들에 비해 상대적으로 좁은 작동 범위를 가진다. 반면, PSDV의 경우 PHDV와 PTDV에 비해 설계유량에서 가장 높은 효율(0.9040)을 가지며, 0.9500의 낮은 $\Phi_{cp,max}/\Phi_d$ 값을 가짐으로써 저 유량 영역에서의 작동 안정성을 보이고 동시에 0.8500의 큰 Φ_{op}/Φ_d 값을 가져 상대적으로 넓은 작동 영역을 갖는다. 따라서 부분 디퓨저 배열들 중 PSDV가 수력성능이나 작동영역 확보에 있어 타 배열에 비해 가장 우수한 성능을 가짐을 알 수 있다.

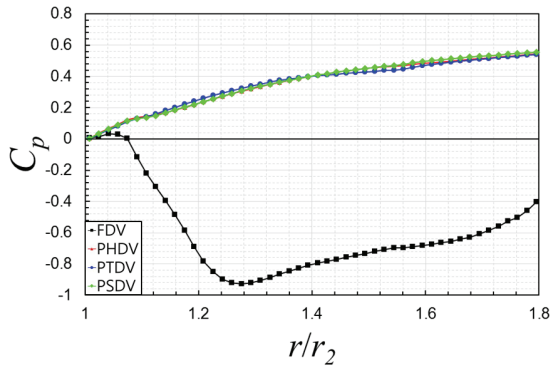
Fig. 7은 FDV에 대해 50% 스패에서의 유량에 따른 디퓨저 압력회복계수 분포를 나타낸 것으로, $\Phi/\Phi_d=0.6$ 의 경우 입구부를 제외한 영역에서 높은 압력회복계수 분포를 보이나, $\Phi/\Phi_d=0.8$ 에서는 디퓨저 유로 내부에서 낮은 압력회복 계수를 보인다. 결국, $\Phi/\Phi_d=1.0$ 에 이르러서는 입구부를 제외한 나머지 영역에서 낮은 압력회복을 나타내며, 특히 디퓨저 유로 초입부에서 낮은 압력회복계수 값을 보인다.

Fig. 8은 FDV에 대해 50% 스패에서의 유량에 따른 속도 벡터 분포를 나타낸 것으로, $\Phi/\Phi_d=0.6$ 의 경우 디퓨저 베인 후연부에서 역류가 발생하기 시작하며, 유량이 증가함에 따라 디퓨저 흡입면 부근에서 역류 영역이 발달하는 것을 확인할 수 있다. 이는 디퓨저 내부 유로의 유효 면적 축소를 야기한다. 따라서 $\Phi/\Phi_d=1.0$ 에서 확인할 수 있는 바와 같이 축소된 유로에서의 높은 유동 속도로 인해 압력을 충분히 회복시킬 수 없는 상태에 이른다(Fig. 7).

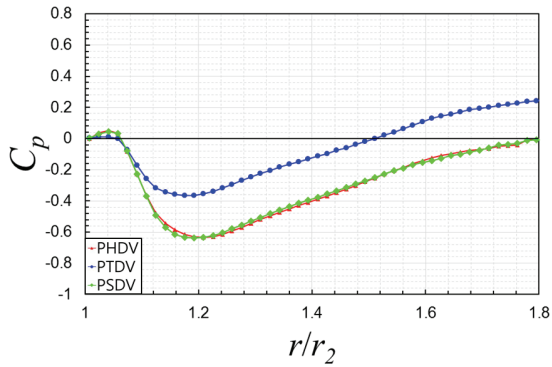
Fig. 9는 디퓨저의 반경방향 위치에 따른 압력회복계수 분포를 나타낸 것이다. $\Phi/\Phi_d=0.6$ 의 경우(Fig. 9(a)), 공통적으로 반경방향 거리가 증가함에 따라 압력회복계수도 증가하는 것을 확인할 수 있으며, FDV의 경우 타 경우에 비해 $1.05 < r/r_2 < 1.3$ 의 영역에서 압력회복의 상승 폭이 증가하여



(a)



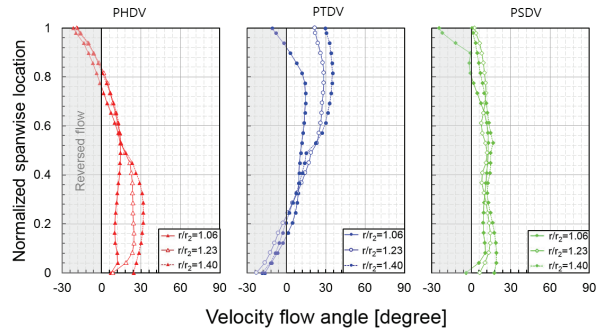
(b)



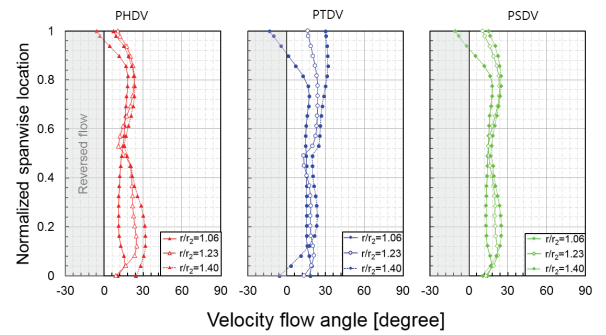
(c)

Fig. 9 Variations of static pressure recovery coefficient with r/r_2 for different arrangements: (a) $\phi/\phi_0=0.6$, (b) $\phi/\phi_0=1.0$, (c) $\phi/\phi_0=1.8$

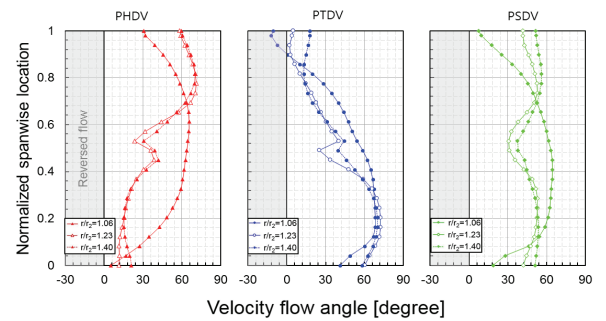
이후 타 경우에 비해 높은 값을 유지하며 증가하는 것을 확인할 수 있다. 부분 디퓨저(PHDV, PTDV, PSDV)의 경우 PSDV가 전 구간에서 타 부분 디퓨저들에 비해 상대적으로 높은 압력회복계수를 가지는 것을 확인할 수 있다. Fig. 9(b)($\phi/\phi_0=1.0$)에서는 FDV와 부분 디퓨저의 압력회복계수 분포의 차이가 확연한 것을 확인할 수 있는데, FDV의 경우 $r/r_2=1.05$ 부근에서 1.3까지 급격하게 감소하고 이후 점차 증가하나 부분 디퓨저에 비해 상당히 낮은 압력회복계수 값을 가진다. 부분 디퓨저들의 경우 반경방향 위치에 따른 압력회복계수의 차이가 크지 않은 것을 확인할 수 있다. Fig. 9(c)는 $\phi/\phi_0=1.8$ 에서의 PHDV, PTDV, PSDV의 분포를 나타



(a)



(b)



(c)

Fig. 10 Flow angle distributions with different arrangements: (a) $\phi/\phi_0=0.6$, (b) $\phi/\phi_0=1.0$, (c) $\phi/\phi_0=1.8$

낸 것으로, 공통적으로 $r/r_2=1.25$ 부근에서 가장 작은 압력회복계수 값을 보이며 그 이후 점차 증가하는 것을 확인할 수 있는데, PTDV의 경우 타 경우에 비해 감소폭이 상대적으로 작아 이후 구간에서도 상대적으로 높은 압력회복계수 값을 가진다.

Fig. 10은 $r/r_2=1.06, 1.23$ 과 1.40 에서의 피치방향 평균 유동각 분포를 나타낸 것이다. Fig. 10(a)($\phi/\phi_0=0.6$)에서 PHDV의 경우 r/r_2 값이 증가함에 따라 허브 부근에서의 유동각은 증가하나 쉬라우드 부근에서의 유동각은 음의 값을 유지하며, 반대로 PTDV의 경우에는 쉬라우드 부근에서의 유동각은 증가하나 허브 부근에서의 유동각은 음의 값을 유지한다. 이 때 음의 유동각은 유동의 역류가 발생함을 의미

부분 디퓨저 베인의 배열이 원심펌프의 수력성능에 미치는 영향

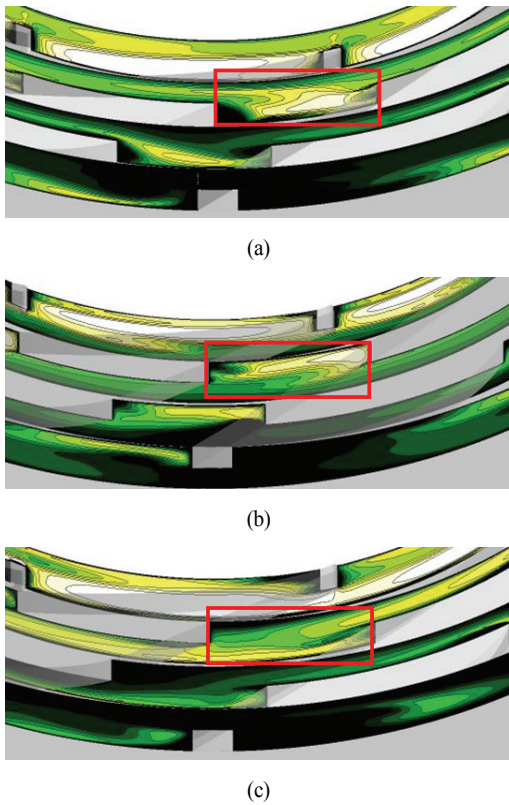


Fig. 11 Normalized velocity contours at $\phi/\phi_a=0.6$ along passage of diffuser: (a) PHDV, (b) PTDV, and (c) PSDV

하며, Fig. 8에서 확인한 바와 같이 역류가 발생할 경우 디퓨저 내부 유로의 유효 면적이 감소하게 된다. 한편, PSDV는 입구부($r/r_2=1.06$)에서는 쉬라우드 부근에서 음의 유동각을 가지나, $r/r_2=1.23$ 에서 양의 값으로 바뀌며 최종적으로 스펠에 따라 일정한 유동각 분포를 나타낸다.

$\phi/\phi_a=1.8$ 일 때 r/r_2 의 변화에 따른 유동각 분포는 Fig. 10(c)와 같다. PHDV의 경우 입구부($r/r_2=1.06$)에서의 유동각에 비해 유로 내부($r/r_2=1.23, 1.40$)에서의 유동각은 전스팬 영역에 걸쳐 변화가 심했으며, 특히 30% 스펠 부근에서는 40° 이상 감소한 것을 확인할 수 있다. 반면, PTDV의 경우 입구부 유동각과 비교하였을 때 유로 내부에서의 유동각은 유사한 분포를 보이며, PSDV의 경우 타 경우에 비해 쉬라우드 부근에서의 유동각의 변화가 상대적으로 큰 것을 확인할 수 있다.

Fig. 11는 $\phi/\phi_a=0.6$ 일 때 반경방향 위치에 따른 각 단면에서의 속도 분포를 나타낸다. PHDV는 허브 부근에서 높은 속도를 나타내고, PTDV는 쉬라우드 부근에서 높은 속도 분포를 나타내는 반면, PSDV는 앞의 두 경우에 비해 낮은 속도 분포를 보인다. 이는 Fig. 10(a)에서 설명하였던 바와 같이 디퓨저 베인이 없는 영역(PHDV의 경우 쉬라우드 부근, PTDV의 경우 허브 부근)에서의 역류의 발달로 인해 유효면적이 감소하여 베인 부근의 유로에서 높은 유동 속도를 가짐

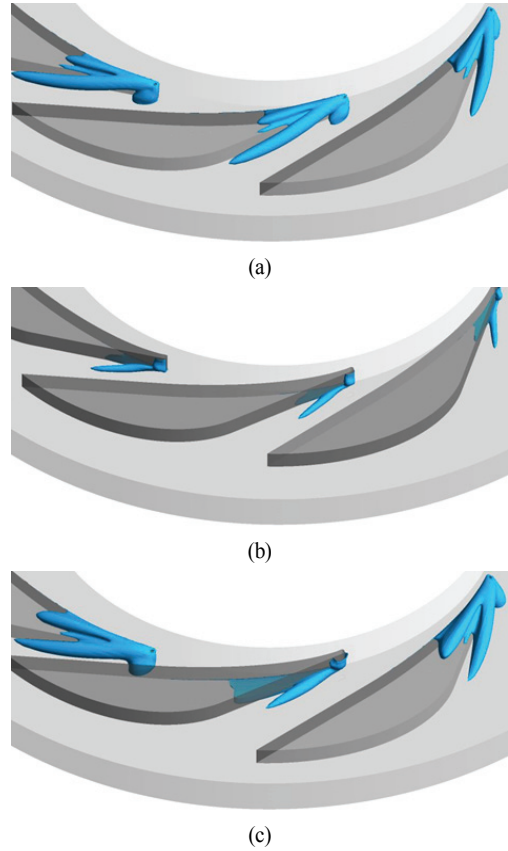


Fig. 12 Iso-surfaces of $C_p=-1$ at $\phi/\phi_a=1.8$: (a) PHDV, (b) PTDV, and (c) PSDV

으로써 압력이 충분히 회복되지 못하는 것을 의미하며, 따라서 PSDV의 $\phi/\phi_a=0.6$ 에서의 디퓨저 압력회복계수 값이 다른 두 경우에 비해 상대적으로 큰 것으로 사료된다(Fig. 9(a)).

Fig. 12는 $\phi/\phi_a=1.8$ 일 때 디퓨저 영역에서 압력회복계수가 -1 인 3차원 등위면(iso-surface) 분포를 나타낸 것이다. 공통적으로 디퓨저 전연부로부터 시작된 낮은 압력분포가 디퓨저 흡입면, 상단부 그리고 유로 중간부까지 확장되어 있는 것을 확인할 수 있다. 등위면 분포의 상대적인 크기를 비교하였을 때 PTDV의 경우 다른 두 경우에 비해 상대적으로 그 크기가 작은 것을 확인할 수 있다. 이는 디퓨저 입구부 유동각과 디퓨저의 위치 그리고 입사각에 따른 유동의 변화 때문으로 유추할 수 있다(Fig. 10(c)). PTDV의 경우 입구부에서의 유동각 분포와 유동의 흐름에 따른 각도의 변화가 크지 않다. 반면, PHDV의 경우 입구 유동각에 비해 유동이 흐름에 따라 급격한 각도의 변화를 확인할 수 있는데, 이는 입구부 유동각에 비해 상대적으로 작은 허브의 디퓨저 각도로 인해 급격한 유동 변화를 야기하여 큰 유동 박리가 발생하였기 때문이고, 결국 Fig. 9(c)에서 확인할 수 있는 바와 같이 국부적인 압력회복 저하로 인해 낮은 디퓨저 압력회복계수 값을 가지는 것으로 사료된다.

6. 결 론

본 연구에서는 부분 디퓨저 베인의 배열이 원심펌프의 성능에 미치는 영향을 파악하고자 삼차원 비압축성 유동해석을 수행하였다. 50% 스펠의 높이를 가지는 디퓨저 베인들을 허브와 쉬라우드에 각각 배치한 경우(PHDV와 PTDV)와 번갈아 배치한 경우(PSDV) 등 세 가지 부분 디퓨저 베인을 기존의 100% 스펠 디퓨저 베인(FDV)과 비교하여 검토하였으며, η_d , $C_{p,d}$, $\Phi_{cp,max}/\Phi_d$ 와 Φ_{op}/Φ_d 를 성능함수로 사용하였다. 본 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) FDV의 경우 디퓨저 베인 후연부에서 역류가 발생하며, 유량이 증가할수록 역류 영역이 발달하였다. 이는 디퓨저 내부 유로의 유효 면적을 축소시켜 높은 유동 속도를 유발하여 압력 회복의 저하를 야기하였다.
- 2) 세 가지의 부분 디퓨저 베인들의 경우 공통적으로 FDV에 비해 압력회복계수의 최댓값은 다소 작은 값을 가지나, 설계유량에서 높은 효율을 가짐과 동시에 넓은 유량 범위에서 정압을 회복할 수 있음을 확인하였다. 특히, PSDV의 경우 PHDV와 PTDV에 비해 저유량에서 압력회복계수의 기울기가 0이 됨을 확인하였다.
- 3) 저유량 영역에서 PHDV와 PTDV의 경우 각각 쉬라우드와 허브 부근에서 역류가 발생하여 디퓨저 내부 유로의 유효 면적을 감소시켰고, 이는 디퓨저 내부 유로에서 압력을 충분히 회복하지 못하게 하였다. 그러나 PSDV는 반경방향 위치가 증가함에 따라 유동각이 일정하게 되어 결과적으로 높은 압력회복을 나타내었다.
- 4) 고유량 영역에서 PHDV의 경우 유로 내부에서의 유동각이 전 스펠 영역에서 급격히 변화하였고, 이는 유동변화를 야기하여 큰 유동 박리를 발생시켰다. PTDV의 경우에는 입구부 유동각과 비교하였을 때 유로 내부에서 큰 변화가 없어 비교적 높은 압력회복을 보임을 확인하였다.

본 연구를 통해 부분 디퓨저 베인의 배열에 따른 원심펌프의 수력효율과 내부 유동 특성을 확인할 수 있었다. 위 결과를 바탕으로 PSDV에 대한 매개변수 그리고 최적화 연구를 수행하게 된다면 설계유량에서의 높은 효율, 저유량 영역에서의 작동안정성 그리고 넓은 디퓨저 작동 범위를 동시에 확보하는 형상을 도출할 수 있을 것으로 기대한다.

References

(1) Jiang, W., Li, G., Liu, P., Zhang, L., and Qing, H., 2014, "Numerical Research of The Effect of The Outlet Diameter of Diffuser on The Performance and The Radial Force in

Single-stage Centrifugal Pump," ASME 2014 4th Joint US-European Fluids Engineering Division Summer Meeting, Chicago, USA, FEDSM2014-21299.

(2) Jiang, W., Li, G., Liu, P., and Liu, F., 2016, "Numerical investigation of influence of the clocking effect on the unsteady pressure fluctuations and radial forces in the centrifugal pump with vaned diffuser," Elsevier Journal of International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 71, pp. 164~171.

(3) Si, Q., Dupont, P., Bayeul-Laine, A. C., Dazin, A., Roussette, O., and Bois, G., 2016, "Static Pressure Recovery Analysis in the Vane Island Diffuser of a Centrifugal Pump," Springer Journal of Mechanical Science and Technology, Vol. 30, No. 2, pp. 549~556.

(4) Si, Q., Dupont, P., Bayeul-Laine, A. C., Dazin, A., Roussette, O., and Yuan, S., 2015, "An Experimental Study of the Flow Field Inside the Diffuser Passage of a Laboratory Centrifugal Pump," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 136, 061105(12 Pages).

(5) Bayeul-Laine, A. C., Dupont, P., Dazin, A., and Bois, G., 2016, "Investigations inside a vaned diffuser of a centrifugal pump at low flowrates," 28th IAHR symposium on Hydraulic Machinery and Systems, IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 49 032017.

(6) Karanth, K. V. and Sharma, N. Y., 2009, "CFD Analysis on the Effect of Radial Gap on Impeller-Diffuser Flow Interaction as well as on the Flow Characteristics of a Centrifugal Fan," Hindawi Publishing Corporation International Journal of Rotating Machinery, Vol. 2009, 293508(8 pages).

(7) Bayeul-Laine, A. C., Dupont, P., Mixxoli, L., Cavazzini, G., Dazin, A., Pavesi, G., and Bois, G., 2014, "Fluid Leakage Effect on Analysis of a Vaned Diffuser of SHF," 15th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, ISROMAC-15(8 pages).

(8) Dupont, P., Bayeul-Laine, A. C., Dazin, A., Bois, G., Roussette, O., and Si, Q., 2015, "Leakage Flow Influence on SHF pump model performances," International Journal of Fluid Machinery and Systems, Vol. 8, No. 3, pp. 193~201.

(9) Wang, W., Yuan, S., Pei, J., and Zhang, J., 2015, "Optimization of the diffuser in a centrifugal pump by combining response surface method with multi-island genetic algorithm," Institution of Mechanical Engineers Journal of Process Mechanical Engineering(11 pages).

(10) Atif, A., Aliouane, A., Dazin, A., Dupont, P., and Bois, G., 2017, "Numerical Investigations of Velocity Flow Field Inside a Centrifugal Pump Impeller in Interactions with Two Vaned Diffuser Configurations and Comparison with PIV Measurements," 23rd French Congress of Mechanics,

- Lille.
- (11) Tsujimoto, Y., Yoshida, Y., and Mori, Y., 1996, "Study of vaneless diffuser rotating stall based on two-dimensional inviscid flow analysis," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 118, pp. 123~127.
 - (12) Abidogun, K. B., 2006, "Effects of vaneless diffuser geometries on rotating stall," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 22, No. 3, pp. 542~549.
 - (13) Yoshinaga, Y., Kaneki, T., Kobayashi, H., and Hoshino, M., 1987, "A Study of Performance Improvement for High Specific Speed Centrifugal Compressors by Using Diffusers With Half Guide Vanes," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 109, pp. 359~366.
 - (14) Zhu, X., Li, G., Jiang, W., and Liu, F., 2016, "Experimental and numerical investigation on application of half vane diffusers for centrifugal pump," *Elsevier Journal of International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 79, pp. 114~127.
 - (15) Zhang, W., Gong, W., Fan, X., and Xi, G., 2012, "The effect of half vane diffuser on the noise generated from a centrifugal fan," *Springer Journal of Experimental Techniques*, Vol. 36, No. 3, pp. 5~13.
 - (16) Liu, F., Zhu, X., Jiang, W., and Li, G., 2017, "Numerical investigation on influence of diffuser vane height of centrifugal pump," *Elsevier Journal of International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 82, pp. 114~124.
 - (17) Ansys Inc., 2014, *CFX-15.0 solver theory*, Canonsburg, PA.
 - (18) Menter, F. R., 1994 "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Model for Engineering Applications," *AIAA Journal*, Vol. 8, No. 32, pp. 1598~1606
 - (19) Marsan, A., Trebinjac, I., Coste, S., and Leroy, G., 2012, "Numerical investigation of the flow in a radial vaned diffuser without and with aspiration," *ASME Turbo Expo*, Copenhagen, Denmark, GT2012-68610.
 - (20) Marsan, A., Trebinjac, I., Coste, S., and Leroy, G., 2012, "Influence of unsteadiness on the control of a hub-corner separation within a radial vaned diffuser," *ASME Journal of Turbomachinery*, Vol. 137, 021008(12 pages).