◎ 논 문 ◎ Original Paper

깃 없는 디퓨져의 폭 변화가 터보펌프의 수력성능에 미치는 영향에 관한 수치해석적 연구

강병윤^{*†} · 최창호^{*}

Numerical Analysis on the Width Effect of the Vaneless Diffuser to Hydraulic Performances of Turbopumps

Byung Yun Kang^{*†}, Chang Ho Choi^{*}

Key Words : Turbopump(터보펌프), Centrifugal pump(원심펌프), Impeller(회전차), Vaneless diffuser(것 없는 디퓨져), Head(양정), Efficiency(효율), Pressure recovery coefficient(압력회복계수), Loss coefficient(순실계수)

ABSTRACT

Due to the secondary flow path and the interface between the rotating impeller and the fixed diffuser, diffusers of various shapes have been designed. In this study, the effect of the vaneless diffuser width variation that is one of the shape parameters on the hydraulic performance of the turbopump was evaluated. In the case of the diffuser with increased width, the radial velocity was decreased due to the increase of the diffuser area and the velocity in the tangential direction was increased. Therefore, the head of the turbopump became higher. Furthermore, it was confirmed that the static pressure rose more as it passed through the internal flow path of the diffuser. Backflow was occurred at hub and tip of the diffuser inlet by the investigation of the streamline. So, the hydraulic loss was significantly increased at the diffuser inlet. Due to the pressure rise, the efficiency was also increased even though the loss was increased.

1.서론

액체로켓엔진 시스템의 구성품인 터보펌프는 일반적으로 인듀서(Inducer), 회전차(Impeller), 디퓨져(Diffuser) 그리고 볼류트(Volute)로 이루어져 있다. 연소실에 공급되는 산화제 와 연료를 가압해주는 주요 역할은 회전차가 담당한다. 고압 의 산화제와 연료를 공급하기 위하여 터보펌프는 최대한 고 속으로 회전하는 것이 유리한데, 이러한 환경에서는 회전차 에서 캐비테이션이 발생하게 된다. 캐비테이션은 수력성능 및 흡입성능 저하, 진동으로 인한 불안정성 등 부정적인 요인 으로 작용하게 된다. 따라서 이를 방지하기 위하여 회전차 앞 에 인듀서를 장착하여 터보펌프의 흡입성능을 높여주게 된다. 터보펌프는 다른 유체기계보다 상대적으로 적은 유량에 고양 정인 환경이기에 일반적으로 원심형 회전차로 설계를 하고 있다. 회전차를 빠져나온 유체는 운동에너지를 가지게 되는 데 대략 회전차에서 유체에 가해준 운동량의 약 30~40% 정 도 된다. 이 운동에너지는 회전차 원주 방향으로 불균일한 속 도 분포를 가지고 있으며, 높은 속도는 큰 마찰 손실을 발생 시키기에 운동에너지를 압력에너지로 전환시켜 주는 것이 유 리하다. 운동에너지를 높은 정압으로 회복시켜주는 역할을 디퓨져가 담당하고 있다. 디퓨져는 깃이 없는 형상(Vaneless diffuser)과 깃이 있는 형상(Vaned diffuser or Cascade diffuser)으로 구분할 수 있다. 깃이 있는 형상은 일반적으로 높은 효율과 압력 회복을 얻을 수 있고, 디퓨져의 길이가 짧 아 전체 크기가 작아진다는 장점이 있으나, 디퓨져 입사각 (Incidence angle)의 범위가 한정되어 운전 영역이 제한적이 라는 단점이 있다. 터보펌프는 볼류트에서도 일정부분 운동 에너지를 압력에너지로 변환시켜주기에 일반적으로 제작이 용이하고, 작동 유량 범위가 넓은 깃이 없는 디퓨져를 주로 사용하고 있다. 지금까지 디퓨져에 관한 연구는 원심펌프보

The KSFM Journal of Fluid Machinery: Vol. 23, No. 3, June 2020, pp.21~27(Received 03 Feb. 2020; revised 17 Apr. 2020; accepted for publication 29 Apr. 2020) 한국유체기계학회 논문집: 제23권, 제3호, pp.21~27, 2020(논문접수일자: 2020.02.03, 논문수정일자: 2020.04.17, 심사완료일자: 2020.04.29) 21

^{*} 한국항공우주연구원 터보펌프팀 (Korea Aerospace Research Institute, Turbopump Team)

[†] 교신저자, E-mail : lifekby@kari.re.kr

²⁰¹⁹ 한국유체기계학회 동계학술대회 발표 논문, 2019년 11월 27일~11월 29일, 제주 오리엔탈호텔

다 압축성 유동인 원심압축기를 대상으로 많은 연구가 수행 되어왔다. 원심압축기용 깃 없는 디퓨져에 관한 연구로는 기 본설계 및 최적설계와 마하수, 유체의 밀도, 혹은 표면마찰 계수를 고려한 설계 및 예측에 관한 연구가 이뤄졌다. (1-4) 이 에 더하여 탈설계 영역의 성능을 1D나 유동해석을 통한 예측 에 관한 연구와 실속(Stall)의 발단과 전파 특성 등 내부 유 동 현상에 관한 연구도 수행되었고.^(5,6) 디퓨져의 폭 변화와 같은 형상에 대하여 실험과 전산해석을 이용한 성능 및 유동 특성을 분석한 연구도 수행되었다. (7,8) 하지만 이와 다르게 터보펌프 및 원심펌프용 디퓨져에 관한 연구는 미미한 실정 이다. 깃 없는 디퓨져의 손실이나 내부 유동에 관한 내용 등 국한된 연구만이 해외에서 수행되어 왔다. (9-13) 국내에서도 최근 들어 원심펌프 디퓨져에 관한 연구가 수행되고 있는데. 이러한 연구는 대부분 볼류트가 없고, 리턴 채널이나 디스월 러(Deswirler)처럼 반경방향의 유동을 축류 방향으로 제어하 는 역할을 위한 깃이 있는 디퓨져로 설계되어 일반적인 원심 형 회전차와 연결되는 디퓨져와는 다소 차이가 있었다. (14-16) 따라서 본 연구에서는 디퓨져와 인터페이스를 좀 더 실제 형 상에 맞게 구현하는 것을 반영하고자 형상 변수들 중에서 깃 없는 디퓨져의 폭 변화가 터보펌프의 성능 및 효율에 미치는 영향을 유동해석을 통하여 평가해 보고자 한다.

2. 연구방법

2.1 디퓨져 모델

실제 터보펌프의 인듀서와 회전차는 축을 기준으로 회전 을 하고 있고, 디퓨져는 케이싱에 해당하는 영역으로 고정된 형상이기에 회전차와 디퓨져 사이에 간극이 생기게 된다. 간 극으로 인하여 누설유량이 발생하게 되는데 누설유량은 터 보펌프 출구로 나가지 않는 재순환의 개념으로 손실의 영역 으로 구분되지만, 베어링의 냉각을 위하여 반드시 필요한 요 소이다. 따라서 터보펌프 시스템에서는 누설유량을 이용한 이차유로를 구성하게 된다. Fig. 1은 이와 관련하여 회전차 와 디퓨져 사이의 실제 형상들을 나타낸 그림이다. (17) 다양한 형상으로 디퓨져가 설계되는 이유는 베어링의 수량이나 장 착 위치, 케이싱 내부의 구조적이나 공간상 편의, 혹은 누설 유량을 고려하여 디퓨져와 인터페이스가 결정되기 때문이다. 인터페이스의 간극을 작게 하면 누설유량이 줄어들게 되어 효율이 높아지게 되지만, 베어링을 충분히 냉각시켜주지 못 하기 때문에 적정한 간극을 맞추어 디퓨져 및 인터페이스를 설계해야 한다. 본 연구에서는 인터페이스의 형상보다는 디 퓨져 자체의 형상 변화 영향을 살펴보고자 하였으며, 여러 형상 변수 중 디퓨져 폭 변화의 영향을 평가해 보고자 하였다. 원심압축기용 디퓨져의 경우 다양한 형상에 대한 연구^(7,8)가 수 행되었지만, 이는 디퓨져의 길이에 대한 변화나 반경방향이 증가하면서 폭이 줄어드는 형상으로 모두 회전차 출구와 디 퓨져 입구의 폭이 같은 형상이었다. 그렇기 때문에 본 연구 에서 사용된 폭이 다른 디퓨져에 대한 결과 또한 의미 있는 연구라고 판단하였다. 본 연구에 사용된 폭이 서로 다른 모 델을 Fig. 2에 나타내었다. Case 1은 유동해석을 진행 할 경 우 가장 일반적인 회전차 출구와 같은 폭으로 디퓨져 입구 폭을 정한 형상이고, Case 2는 실제 가장 많이 사용되는 형 상으로서 허브와 쉬라우드 양쪽 모두 폭을 늘린 형상이다. 본 연구에서는 회전차 출구를 기준으로 각각 2 mm 정도 늘 린 것을 선택하였다.

두 모델 모두 이차유로는 고려하지 않았다. 이에 대한 제 원을 Table 1에 나타내었다. 이를 대상으로 하여 유동해석을 수행하였고, 이에 대한 결과를 비교 평가해 보았다.

Table 1 Specifications of diffusers

Diffuser	Case 1	Case 2
N [rpm]	2600	
Φ	0.089	
Impeller width [mm]	14.1	
Diffuser width [mm]	14.1	18







(b) Case 2

Fig. 2 Diffuser model



2.2 수치해석 방법

수치해석을 위한 대상 범위로는 입구, 회전차, 그리고 깃 없는 디퓨져로 구성하였다. 원래 회전차 앞에는 인듀서가 위 치하게 되는데, 디퓨져 폭 변화에 대한 영향 평가로는 없어 도 무방하다고 판단하여 수렴 시간을 단축시키기 위해 포함 시키지 않았다. 그리고 일반적으로 흡입성능을 평가하기 위 한 유동해석의 입구는 캐비테이션을 고려하여 길게 구성하 는데, 본 연구에서는 수력성능만을 평가하기에 입구 길이는 길지 않게 설정하였다. 두 모델 모두 실제 볼류트가 위치하 는 동일한 반경을 디퓨져의 출구로 설정하였고 이를 기준으 로 수력성능을 평가하였다. 원심압축기용 디퓨져에서는 충 격파가 발생하는 경우가 있기에 이를 고려하여 디퓨져의 길 이를 길게 설계하지만, 터보펌프용 디퓨져는 비압축성 유동 이기에 상대적으로 짧게 설계한다. 이에 대한 위치는 화살표 로 표시하였다. 깃 없는 디퓨져의 길이는 유동해석을 위하여





실제 디퓨져의 끝보다 더 길게 설정하였다. 두 모델에 대한 전체 도메인을 Fig. 3에 나타내었다. 격자 생성을 위하여 입 구와 회전차는 ANSYS TurboGrid⁽¹⁸⁾를 사용하였고, 디퓨져 는 ANSYS ICEM⁽¹⁸⁾을 이용하여 계산 영역 전체를 정렬 격자 로 생성하였다. 유동해석 대상으로는 회전차 날개 1개와 이 에 대응하는 간격(Pitch)에 대한 디퓨져를 대상으로 하였고. 격자 검증을 통하여 약 500,000개의 격자로 만들어진 모델 을 선택하였다. Fig. 4는 이에 대한 격자를 나타낸 그림이며, Fig. 5는 디퓨져 출구의 압력을 기준으로 격자 검증을 나타 낸 그래프이다. 상용 프로그램인 ANSYS CFX⁽¹⁸⁾를 이용하여 유동해석을 수행하였다. 경계 조건으로 입구에는 전압을 적 용하였고, 출구에는 질량유량을 사용하여 압력 상승 및 속도 에 대한 성능을 평가하였다. 회전차 출구와 디퓨져 입구의 경계면 인터페이스는 서로 다른 좌표계의 사용으로 프로즌 로터(Frozen-rotor) 기법으로 가정하여 계산하였고. 회전방 향으로는 주기 조건(Periodic interface)을 주었다. 난류 모 델은 Shear stress transport(SST) 모델을 채택하였다. 회 전차 날개의 복잡한 형상으로 날개 벽에서의 y+는 최대 30 을 유지하여 다소 큰 편이었으나. 디퓨져의 벽은 형상이 단 순하기에 y+를 7~10 정도로 맞추어 주었다. 본 연구에서는 회전차보다 디퓨져에서의 유동 특성이 주 관심사이이게 타 당하다고 판단하였다.

3. 수력성능 특성

Fig. 6은 디퓨져 출구에서의 유량별 압력상승 결과를 나 타낸 그래프이고, Fig. 7은 효율을 나타낸 그래프이다. 유량 과 양정은 각각 유량계수와 압력계수로 무차원하였고, 식 (1) 과 같이 정의하였다. 효율은 식 (2)로 정의하였다.

$$\phi = \frac{Q}{AU_t^2} \qquad \psi = \frac{gH}{U_t^2} \tag{1}$$

$$\eta = \frac{\rho g H Q}{T w} \tag{2}$$



Fig. 6 Pressure rise performance of turbopumps



Fig. 7 Efficiency performance of turbopumps

Fig. 3에서 표시한 반경방향을 기준으로 디퓨져 출구 압 력을 정하였고, 전양정(Total to total)으로 결과를 나타내었 다. 설계유량에서 디퓨져의 폭이 늘어난 터보펌프의 양정은 4.67% 증가하였고, 효율은 0.79% 증가하였다. 유량이 증가 할수록 양정 차이가 커지는 것으로 나타났고, 같은 경향으로 효율 역시 차이가 나는 것을 확인하였다. 다음과 같은 결과 를 보인 원인을 확인하고자 유동해석의 결과를 분석해보았 다. Fig. 8은 디퓨져 입구에서부터 출구까지 반경에 비례한 속도 분포를 나타낸 그래프이다. 이 그래프에서 나타낸 세로 축의 물리량은 유량을 의미한다. 폭이 늘어난 디퓨져의 경우 회전차 출구 직후에는 동일한 값을 가졌으나 면적이 넓어졌 기 때문에 디퓨져 입구를 지나면서 줄어들었다. 정량적인 값 으로 보면 21.05%가 감소하였다. 반경과 속도의 결과로 유 량을 산출하면 폭의 변화와 동일한 비율을 보인다는 것, 그 리고 디퓨져를 지나면서 일정한 값으로 계속 나타난 것으로 보아 연속방정식이 성립한다는 것을 확인하였고, 이로보아 유동해석이 타당하게 수렴되었다고 판단하였다.

디퓨져 폭의 변화에 따라 터보펌프의 수력성능이 차이가 나는 원인을 분석하기 위하여 회전차와 디퓨져의 인터페이스



Fig. 8 Velocity characteristic of the diffuser



Fig. 9 Radial velocity at the diffuser inlet



Fig. 10 Circumferential velocity at the diffuser inlet

영역에서의 유동에 대한 특성을 살펴보았다. Fig. 9와 Fig. 10은 디퓨져 입구에서의 속도 성분을 나타낸 그래프이다. 위 에서 언급한 것과 같이 디퓨져의 폭이 늘어나게 되면서 면적 이 증가하였고, 이로 인하여 반경반향 속도가 줄어든 것을 확인하였다. 그리고 허브와 팁 영역에서 역류 현상이 발생하 는 것으로 나타났다. 접선방향의 속도는 디퓨져의 폭이 동일



Fig. 11 Schematic of the velocity triangle at the diffuser inlet



Fig. 12 Pressure recovery coefficient



Fig. 13 Pressure loss coefficient

한 경우보다 증가한 것으로 나타났다. 이는 디퓨져 입구에서 의 속도삼각형으로 살펴보면 반경방향의 속도가 줄어들었고, 동일한 회전속도(U_t)를 가지기에 접선속도가 증가한 것을 알 수 있었다. 이 현상을 나타내는 디퓨져 입구에서의 속도삼각 형을 Fig. 11에 도식화하여 나타내었다. 이러한 유동특성으 로 동압이 낮아지긴 했지만, 접선 속도의 증가로 터보펌프의 전양정이 높아진 것으로 나타났다. 다음으로는 디퓨져 내부 에서의 유동특성을 살펴보았다. Fig. 12와 Fig. 13은 디퓨져 의 압력회복계수와 손실계수를 나타낸 그래프이다. 압력회 복계수는 디퓨져 내부의 정압(Static pressure) 상승을 유체 의 동압에 대한 비율로 나타내었고, 손실계수는 입구와 내부 유로 전압(Total pressure)의 차이를 동압에 대한 비율로 나 타낸 것으로 식 (3)과 식 (4)로 정의하였다.

$$C_{p} = \frac{p - p_{in}}{\frac{1}{2}\rho U_{t}^{2}}$$
(3)

$$K = \frac{P_{t,in} - P_t}{\frac{1}{2}\rho U_t^2}$$

(4)







(b) Case 2 Fig. 14 Streamline of the diffuser

내부 유동에서도 폭이 커진 경우의 디퓨져가 더 높은 정압 으로 변환되는 것으로 나타났다. Case 1을 기준으로 디퓨져 의 1/4 지점까지는 동일한 결과를 나타내다가 그 이후 약간 더 높아진 것을 확인하였다. Fig. 14는 두 형상에 대한 유선 을 나타낸 그림이다. Case 1의 경우 역류가 팁 부근에서 나타 난 반면, Case 2의 경우는 허브 영역에서 나타났다는 차이점 이 있다. 역류 위치가 달라진 이유로는 회전차 출구와 디퓨져 입구형상의 각도 변화로 인한 것으로 보여진다. Case 1의 형 상 각도는 허브의 경우 180°였다면, Case 2는 270°의 형상을 가지고 있다. 팁에서의 각도 역시 달라졌기에 유선의 흐름이 달라진 것으로 판단하였다. Case 2의 유선을 보면 디퓨져 입 구에서 늘어난 폭의 영향으로 허브와 팁에서 역류가 발생하 는 것으로 나타났고, 이는 Fig. 9의 결과로도 확인할 수 있었 다. 이러한 현상으로 인하여 Fig. 13의 결과에 나타난 것처럼 입구에서 손실이 급격하게 커진 것을 알 수 있었다. 이로보아 입구에서의 손실을 줄이는 방법으로 설계를 한다면 터보펌프 의 효율은 좀 더 상승할 것으로 기대 할 수 있을 것이다. 이와 관련하여 디퓨져의 입구부에서 부드럽게 면적이 커지게 만들 거나, 허브나 팁에 필렛(fillet)을 주어 설계하는 것도 생각해 볼 수 있다. 하지만 이는 유동해석 상에서만 수력성능 향상으 로 나타날 것으로 여겨진다. 이미 언급하였듯이 실제 형상에 서는 누설 유량에 의한 이차유로가 이 지점에서 시작되기에 이차유로의 형상과 함께 복합적으로 영향을 미치기 때문이 다. 손실을 줄이는 방법으로 설계를 하는 것은 명확하기에 이 를 고려하여 디퓨져와 인터페이스의 형상을 결정해야 할 것 이다. Fig. 15는 디퓨져 내부 유동을 살펴보기 위하여 각각에 위치에 대한 반경방향 속도를 나타낸 그림이다. 유선에서 표 기한 빨간 선이 디퓨져 길이방향에 대한 위치이고, 검은 선은 원주방향을 기준으로 회전차의 날개가 위치한 지점을 나타낸 것이다. 위치(a)는 회전차 출구 끝단에서의 속도이다. 여기에

강병윤 · 최창호



Fig. 15 Internal radial velocity of the diffuser

서는 회전차의 영향으로 스팬(Span)방향보다 원주방향의 속 도 구배가 크게 나타났고, 날개를 기준으로 압력면(Pressure side)과 흡입면(Suction side)의 속도 경향이 다르게 나타난 것을 확인 할 수 있었다. 이는 회전차의 날개에 대하여 주영 역(Primary zone)과 이차영역(Secondary zone)으로 나뉘는 Two zone 모델과 일치하는 현상으로 볼 수 있다.^(19,20) 위치 (b)는 디퓨져의 입구로 디퓨져의 폭이 서로 달라진 지점이다. 폭이 커진 디퓨져에서 허브와 팁에서 역류가 발생하기 시작 하였다. 파란색이 음의 값을 타나내는 속도로 역류에 해당하 는 영역이다. 위치(c)는 역류가 지속적으로 전파되고 있으며, 원주방향으로는 혼합(Mixing)이 이뤄지고 있는 것을 확인하 였다. 위치(d)에서는 Case 1의 경우, 내부유동으로 인하여 팁 에서 발생한 역류를 확인할 수 있었고, Case 2에서는 허브에 서 발생한 역류가 나타났다. 팁에서도 일부 역류가 남아있는 것으로 보아 디퓨져 입구에서부터 발생한 역류가 이 위치까 지도 팁에서 영향을 미치고 있다고 판단하였다. 위치(e)에서 는 팁에서의 역류가 사라진 것을 확인 하였고, 위치(d)에서 발생한 역류가 허브에서는 남아있는 것을 확인하였다. 두 형 상 모두 디퓨져를 지나면서 면적이 넓어지기에 전체 반경방 향 속도는 줄어드는 것으로 나타났다.

종합적으로 보면 다른 고려사항이 크게 문제되지 않을 경 우, 디퓨져의 폭을 넓게 설계하게 되면 원하는 성능을 얻을 수 있는 반경 방향의 길이가 줄어들기에 전체 터보펌프의 크 기를 작게 설계할 수 있을 것이다. 크기가 작아지면 무게 절 감이나 비추력 상승과 같은 여러 이점이 클 것으로 여겨진 다. 본 연구에서는 디퓨져의 폭이 다른 두 경우를 선택하여 비교하였지만, 지금보다 더 큰 디퓨져 폭을 선택한다면 입구 에서의 손실이 더 커질 것이다. 그렇기 때문에 양정의 증가 영향까지 함께 고려하여 최적의 성능을 가지는 디퓨져의 폭 을 선정해야 할 것이다.

4.결론

디퓨져의 폭 변화가 터보펌프의 수력성능에 미치는 영향을 평가하기 위하여 폭이 다른 디퓨져를 대상으로 하여 유동해석 을 수행하였고, 이를 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

 회전차보다 폭이 커진 디퓨져의 경우, 늘어난 폭으로 인하여 면적이 증가하였고, 이는 연속방정식에 의하여 반경 방향 속도가 감소하였다. 줄어든 반경방향 속도로 인하여 접 선 방향의 속도가 증가하였다.

2) 디퓨져의 내부 유동을 살펴본 결과 압력회복계수는 동 일한 결과를 보이다가 디퓨져 1/4 지점부터 차이가 나타났 다. 디퓨져의 폭이 늘어난 영향으로 허브, 팁 양쪽 영역에서 역류가 발생하였고, 이러한 이유로 입구에서 손실 계수가 급 격하게 커진 것으로 나타났다.

3) 속도 삼각형에서 나타난 증가한 접선 속도의 영향으로 터보펌프의 양정은 높아진 것으로 나타났다. 효율 역시 증가 한 것으로 나타났는데, 이는 증가한 손실의 영향보다 양정이 더 크게 상승하였기 때문인 것으로 나타났다.

References

- Kim, H. W., Choi, S. W., and Lee, G. S., 2010, "Design on the Centrifugal Compressor with High Pressure ratio and Performance Analysis on the Optimum Design of Diffuser," Proceedings of the KSFM Annual Meeting, pp. 150–151.
- (2) Oh, S. K., and Han, J. S., 2018, "Optimization of a Diffuser to Improve the Performance of a Turbo Centrifugal Compressor," Proceedings of the KSME Spring Annual Meeting, pp. 288–289.

- (3) Lee, W. H., and Kang, S. H., 2013, "A Study on the Design of a Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser Considering Fluid Properties," Proceedings of the KSME Spring Annual Meeting, pp. 189–190.
- (4) Heo, Y. H., Hwang, Y. J., and Kang, S. H., 2013, "Numerical Analysis Study on Prediction about Skin Friction Coefficient of the Vaneless Diffusers in Centrifugal Compressor," Proceedings of the KSME Spring Annual Meeting, pp. 193–194.
- (5) Kang, K. J., Shin, Y. H., Kim, K. H., and Lee, Y. P., 2011, "Unstable Flow in a Vaneless Diffuser of 2–Dimensional Centrifugal Compressor," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 14, No. 4, pp. 5–11.
- (6) Shin, Y. H., Kim, K. H., and Son, B. J., 1998, "An Experiment Study on Rotating Stall in Vaneless diffuser of a Centrifugal Compressor," Transaction of the Korean Society of Mechanical Engineers B, Vol. 22, No. 2, pp. 153–161.
- (7) Han, T. S., Shin, Y. W., Chung, J. T., and Kim, G. H., 1998, "Experimental Study on Performance and Flow Characteristics by Width Contraction in Vaneless diffuser of Centrifugal Compressor," Proceedings of the KSME Spring Annual Meeting, pp. 393–398.
- (8) Lee, S. C., Lee, W. S., Shin, Y. H., and Chung, J. T., 2010, "Performance by Width Contraction in Vaneless Diffuser of Centrifugal Compressor by Computational Fluid Dynamics," The Korea Society for Computational Fluids Conference, pp. 136–141.
- (9) J. P. Johnston, and R. C. Dean, 1966, "Losses in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors and Pumps: Analysis, Experiment, and Design," Journal of Engineering for Power, Vol. 88, No. 1, pp. 49–60.
- (10) H. Hiramatsu, A. Shibata, S. Komaki, K. Miyagawa, and T. Sano, 2015, "Flow Instability in Off Design Condition of Vaned and Vaneless Diffuser Centrifugal Pump," AMSE/JSME/KSME Joint Fluids Engineering Conference, No. AJKFluids2015–33353.
- (11) G. Pavesi, G. Ardizzon, and G. Cavazzini, 2005, "Unsteady Flow Field and Noise Generation in a Centrifugal Pump

Impeller with a Vaneless Diffuser," AMSE 2005 Fluids Engineering Division Summer Meeting, No. FEDSM2005-77320.

- (12) A. Dazin, O. Coutier–Delgosha, P. Dupont, C. Cagnaert, and G. Bois, 2008, "Rotating Instability in the Vaneless Diffuser of a Radial Flow Pump," Journal of Thermal Science, Vol. 17, No. 4, pp. 368–374.
- (13) G. Wuibaut, G. Bois, P. Dupont, G. Caignaert, and M. Stanislas, 2002, "PIV Measurements in the Impeller and the Vaneless Diffuser of a Radial Flow Pump in Design and Off-Design Operating Conditions," Journal of Fluids Engineering, Vol. 123, No. 3, pp. 791–797.
- (14) Kim, D. S., Park, W. G., and Jeon, S. G., 2015, "Study on the Radial Diffuser of the Multistage High Pressure Pump," Proceedings of the KSFM Winter Annual Meeting, pp. 203–204.
- (15) Oh, H. W., 2011, "Hydrodynamic Characteristics of Vaned-Diffuser and Return-Channel for a Multistage Centrifugal Pump," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 14, No. 6, pp. 54–60.
- (16) Lee, M. S., and Kim, J. H., 2015, "A Numerical Study on the Effect of Modification to Impeller and Diffuser Geometry on the Efficiency of Centrifugal Pump," The Korea Society for Computational Fluids Conference, pp. 113–114.
- (17) D. Japikse, W. D. Marscher, and R D. Furst., 1997, "Centrifugal Pump Design and Performance," Concepts ETI Inc, pp. 7–45, 2–54.
- (18) ANSYS CFX 2019 R3, ANSYS ICEM 2019 R3, ANSYS Turbogrid 2019 R3, 2019.
- (19) Kang, Y. S., Jeon, S. W., and Lee, D. H., 2019, "Stage Matching Improvement between Impeller and Diffuser in a Centrifugal Compressor by Applying Flow Cut to the Impeller," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 22, No. 6, pp. 62–69.
- (20) Kang, B. Y., Kim, D. J., Noh, J. G., and Choi, C. H., 2018, "Effect of the Relative Position of Blade between an Inducer and an Impeller on the Performance and Cavitation in a Turbopump," The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 21, No. 4, pp. 24–29.