

# 다단 원심펌프 임펠러의 개량 수력설계

오종식<sup>†</sup>, 김동수\*

## Impeller Redesign of Multi-stage Centrifugal Pumps

JongSik Oh, DongSoo Kim

**Key Words :** Centrifugal pump, Impeller, Hydraulic design

### ABSTRACT

For two kinds of the multi-stage centrifugal pump with diffuser vanes and return channel vanes, the meanline performance prediction is applied to get information of hydraulic performance at each internal flow station, because only flange-to-flange test curves are available. As a first step of redesign for higher efficiency, the impeller geometry is numerically investigated in the present study. Quasi-3D inviscid loading distributions are obtained, for the two impellers, using the state-of-the-art method of impeller 3D design, which provides a guide to optimal redesign. Full 3D turbulent flow fields are thereafter analyzed, using the specialized CFD code, to confirm the redesign results. The inherent limitation of the traditional graphic method of impeller design, which most of domestic pump manufacturers are now employing, is found.

### 1. 서론

최근 국내에서는 산업용 터보기계와 관련된 기술에 대한 산/학/연에서의 관심이 날로 증가하여 이제는 일부 제조업체에서도 전문적인 설계기술을 확보하는 수준에 이르게 되었다. 그러나 펌프 산업의 경우에는 국내의 수많은 중소 제조업체가 열악한 환경하에서 전문기술인력이 부족하여 아직도 과거 1950-60 년대에 Stepanoff [1]가 제안한 기본설계 방법과 작도법(graphic method)에 거의 의존하고 있는 실정이다. 이러한 설계법은 통상적인 비속도(specific speed)의 범위내에 존재하는 펌프인 경우 해외의 선진제품 보다는 뒤떨어지지만 보통 수준 이상의 효율을 줄 수 있다. 그러나 비속도가 작은 범위에서는 효율의 저하량이 급격하여 많은 한계점을 갖기 때문에, 보다 진보된 수력설계법이 필요하다. 본 연구에서는 이러한 통상적인 기본설계 작도법에 의해 설계된 기존의 2 개 다단 원심펌프에 대해 수력성능을 분석하여 문제점을 확인한 후,

현재 세계수준의 진보된 수력 설계법을 이용하여 우선 임펠러에 대해 재설계함으로써 두가지 방법으로 설계된 펌프의 수력성능을 비교 분석함으로써 기존의 기본설계법과 작도법의 한계성을 확인하고자 한다.

### 2. 해석대상 펌프(2종)

#### 2.1 다단 원심펌프(A)

본 연구에서 해석대상으로 삼은 2 종의 다단 원심펌프는 일반적으로 보일러 급수용으로 쓰이는 산업용 다단펌프로써, 비속도의 수준에 따라 종류(A)와 (B)로 구분하도록 한다. 펌프(A)의 설계점 비속도는 약 170 (rpm, m<sup>3</sup>/min, m)이고 전체단수는 4 단이며 각단은 동일한 형상설계로 이루어져 있다 (Fig.1 참조). 또한 볼류트(volute) 펌프와는 달리 임펠러 후방에 베인디퓨저와 180 도 곡관, 그리고 return channel 베인이 존재한다. Fig.2(a)에 나타난 바와 같이 기존 임펠러에서의 블레이드는 총 7 개이고 입구 날개각도는 허브(hub)면과 쉬라우드(shroud)면 모두 동일한 각도로 설계되어 있다.

#### 2.1.1 다단 원심펌프(B)

펌프(B)의 설계점 비속도는 약 70 (rpm, m<sup>3</sup>/min,

<sup>†</sup> 한국기계연구원(KIMM) 유체기계그룹  
선임연구원 (ojs@kimm.re.kr)

\* (주)신신기계 기술부 이사

m)으로 매우 작고 전체단수는 14 단이며 각단 역시 동일한 형상설계로 이루어져 있다. Fig.2(b)에 나타난 바와 같이 기존 임펠러에서의 블레이드는 역시 총 7 개이고 동일한 입구 날개각을 허브면과 쉬라우드면에서 갖는다. 회전수는 동일한 반면에 상대적으로 높은 설계 양정(head)으로 인해 임펠러의 외경이 증가하고 출구폭(axial width)이 줄어든 모습을 보인다.

### 3. 평균유선 성능해석

펌프는 임펠러 뿐만 아니라 바로 후방에 존재

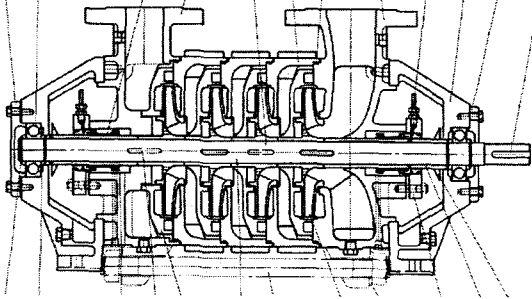
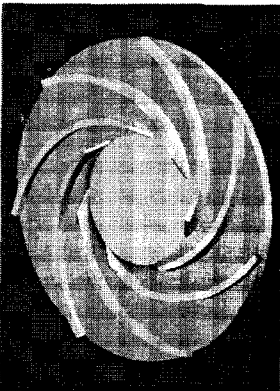


Fig.1 다단 원심펌프 2종의 측면 Layout



(a) 펌프(A)



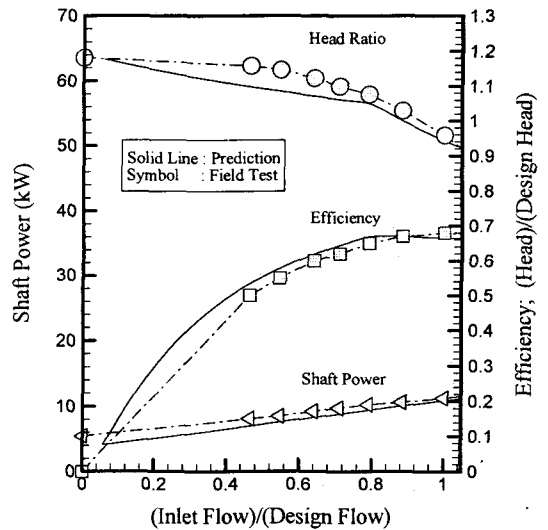
(b) 펌프(B)

Fig.2 기존 임펠러의 3 차원 형상

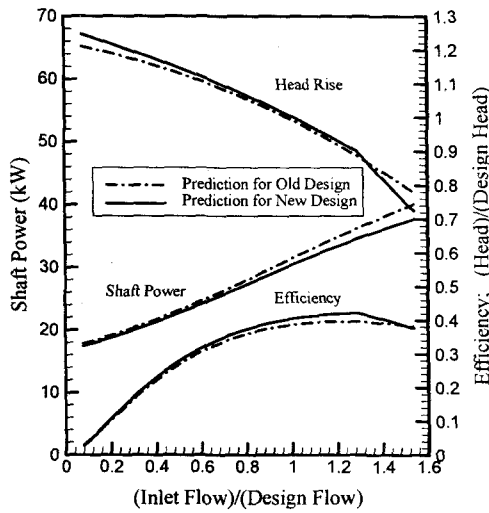
하는 베인없는 디퓨저 공간, 그리고 베인디퓨저, 180도 곡관, return channel 베인 (볼류트 펌프인 경우에는 볼류트)등의 여러 구성품 요소들로 이루어져 있다. 펌프의 입구와 최종 토출구에서의 수력 성능곡선을 예측하기 위해 이러한 구성요소 모두에 대해 한번에 CFD(Computational Fluid Dynamics) 방법으로 전체 운전 유량별로 해석하는 일은 거의 불가능하기 때문에, 단(stage)별 수력성능을 예측하기 위해서는 유로의 대표적인 평균유선(meanline)을 따르는 성능해석법을 이용하는 것이 필수적이다. 이는 각 구성품 요소별로 경험적으로 개발되어 온 압력손실 모델과 외부 동력손실 모델, 그리고 각종 유동각 예측모델 등을 조합하여 효과적인 성능해석이 가능하다.

이러한 평균유선 성능해석법을 이용하여 예측한 펌프 2 종에 대한 각각 단단(single stage)별 성능곡선도가 Fig.3 에 나타나 있다. 펌프의 시운전 결과가 펌프(B)에 대해서는 아직 없는 관계로, 펌프(A)에 대해서만 시험결과와 비교가 가능한데, 설계유량에서의 양정과 효율, 그리고 축동력 등을 비교적 정확하게 예측하고 있다. 설계점뿐만 아니라 탈설계점에서도 양호한 예측을 보이고 있으나 보다 개선된 탈설계점 유동모델을 개발할 필요가 있어 보인다.

펌프(B)의 경우에는 펌프(A)와는 달리 최고효율점에 미치지 못하는 유량에서 설계되어 있음을 알 수 있는데, 이는 매우 작은 비속도로 인해 수력설



(a) 펌프(A)의 성능곡선도



(b) 펌프(B)의 성능곡선도

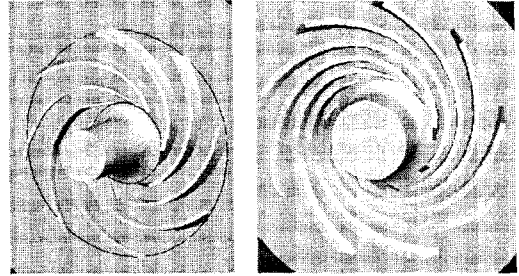
Fig. 3 펌프 2 중의 단단별 성능곡선도

게가 원하는 임펠러 출구폭 길이가 작아서 제작성과 제작단가를 고려하여 이를 강제로 증가시켰기 때문이다.

#### 4. 임펠러의 재설계

현재 세계수준의 진보된 임펠러의 3 차원 형상 설계 방법은 1) 자오면(meridional plane)상의 허브와 쉬라우드 곡선 2) 블레이드 캠버선(camberline) 각도 3) 블레이드 두께 등의 3 가지 형상변수를 동시에 조절하여 결정된 임의의 3 차원 형상에 대해 준 3 차원(quasi-3D) 유동해석을 수행하여 설계자가 원하는 수력하중 분포를 얻을 때까지 반복적으로 이루어진다. 본 연구에서 적용한 준 3 차원 유동해석법은 H-S(Hub-to-Shroud)유면에 대해서는 Katsanis[2]의 비점성 포텐셜 유선곡률법(streamline curvature method)에 기본을 두고, B-B(Blade-to-Blade)유면에 대해서는 계산속도를 단축하기 위해 Howard et al[3]의 방법을 이용하였으며, 적절한 slip 모델을 적용하였다.

본 연구에서의 임펠러 재설계 작업은 다음과 같이 이루어졌다. 펌프(A)의 경우, 외경과 출구폭, 그리고 출구 날개각도는 변화없이 기존대로 유지한 채 전연(leading-edge)에서 후연(trailing-edge)에 이르는 날개각도의 분포를 변화주고 날개수를 8 개로 증가시켜 임펠러의 수력하중 분포를 향상시켰으며, 최적의 입사각(incidence) 분포를 갖기 위해 입구 날개각도를 허브와 쉬라우드에서 변경하



(a) 펌프(A) (b) 펌프(B)

Fig. 4 재설계된 임펠러의 3 차원 형상

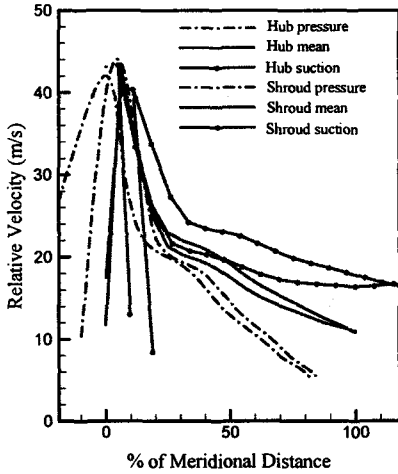
였다. 반면에, 펌프(B)의 경우에는 기존 출구폭 길이가 상당히 크다고 판단되어, 전체적으로 새로운 임펠러를 설계하는 방향으로 진행되었으나, 감소된 출구폭 길이는 제작성을 고려해야 하기 때문에 여전히 큰 범위내에 존재할 수 밖에 없었다. 하중 분포를 향상시키기 위해 날개수를 9 개로 증가시켰다. 이와 같이 재설계된 임펠러 2 종의 3 차원 형상이 Fig.4 에 나타나 있는데, 기존의 작도법에 의해 결정되는 통상적인 형상과는 달리 허브면과 쉬라우드면에서의 날개형상이 서로 다르다는 점에 유의할 필요가 있다.

#### 5. 임펠러의 수력하중 해석

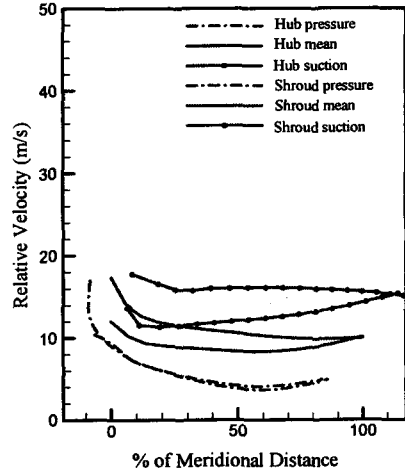
임펠러의 3 차원 형상설계시에 이용하는 수력하중 해석법인 준 3 차원 유동해석법을 이용하여, 기존 2 종의 임펠러에 대해 해석한 결과와 최적형상을 찾아 재설계한 결과가 각각 Fig.5 와 Fig.6 에 제시되어 있다.

펌프(A)의 기존 임펠러 경우, 입구부를 제외하고는 상대속도의 확산분포가 비교적 양호한 편이지만 입구날개각의 잘못된 선택으로 입사각 불량으로 국소적으로 상당한 수준의 가속현상이 발생하고 있다. 그리고 하중계수는 임펠러의 출구쪽으로 갈수록 계속 증가하는 분포를 보이고 있다. 재설계한 임펠러의 경우에는 입사각의 조절로 인해 입구부의 가속현상이 제거되었고 전체적으로 매우 양호한 감속분포를 보이고 있다. 그리고 출구에서의 하중 부담을 줄임으로써 효율향상이 기대된다.

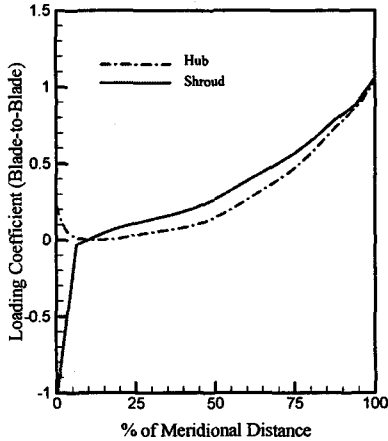
펌프(B)의 기존 임펠러 경우, 입구부의 가속현상뿐만 아니라 압력면(pressure surface)에서의 심각한 유동박리(flow separation)가 예측될 정도로 매우 좋지 않은 분포를 보여준다. 이는 주어진 유량에 비해 형상의 크기가 큰 수준으로 설계되었기 때문이며, 작도법에 의한 날개각도로 인해 감속과 가속이 혼재하기 때문이다. 재설계된 임펠러의 경우



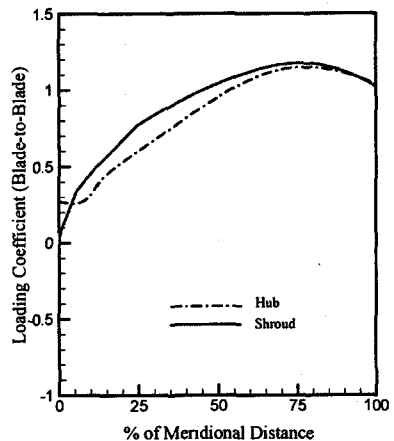
(a) 기존 임펠러의 상대속도분포



(c) 재설계된 임펠러의 상대속도분포



(b) 기존 임펠러의 하중계수분포



(d) 재설계된 임펠러의 하중계수분포

Fig.5 펌프(A) 임펠러의 수력하중 해석결과

에는 상당히 향상되어 더 이상 압력면에서 유동이 박리되지 않고 있으며 매우 안정적인 감속분포를 보이고 있다. 또한 하중계수의 분포도 적절한 수준으로 유지되고 있음을 알 수 있다.

## 6. 3차원 점성 CFD 해석

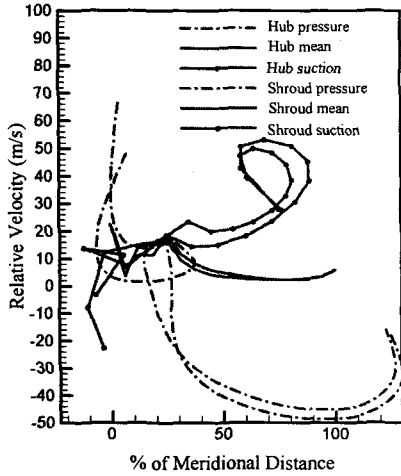
임펠러의 형상설계시 사용했던 준 3차원 유동해석법은 기본적으로 비점성이기 때문에 적절한 유동손실모델을 도입하지 않으면 실제현상과 많은 차이를 보일 수 있으며, 또한 펌프와 같이 유동의 곡률이 심한 상황에서는 주유동(main stream flow)과 다른 방향으로 발달하는 이차유

동(secondary flow)이 더욱 심하게 발생하여 수력하중 분포에 영향을 줄 수 있기 때문에, 최종적으로는 3차원 난류(turbulent flow) CFD를 수행하여 확인해야 한다.

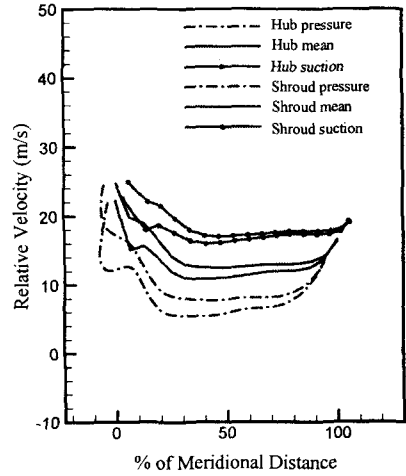
본 연구에서 사용한 CFD 방법은 k-epsilon 표준 난류모델을 도입한 압력보정법(pressure correction method)[4]으로서 잘 알려진 SIMPLE 알고리즘을 사용한다.

### 6.1 펌프(A)의 임펠러

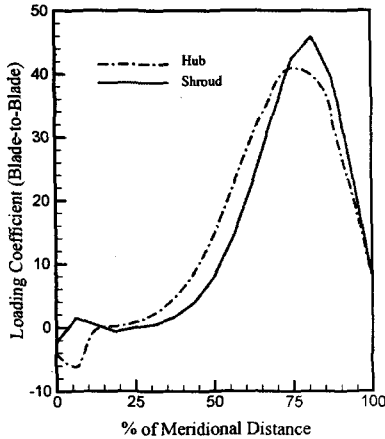
Fig.7 과 Fig.8 에 나타난 바와 같이 쉬라우드 근처에서의 자오면방향 속도성분과 중간스팬에서의 양정 분포 2개의 대표적인 그림으로 펌프



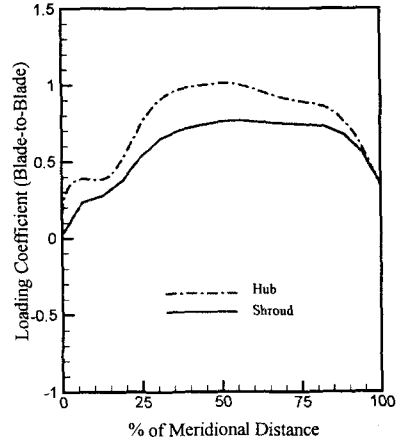
(a) 기존 임펠러의 상대속도분포



(c) 재설계된 임펠러의 상대속도분포



(b) 기존 임펠러의 하중계수분포

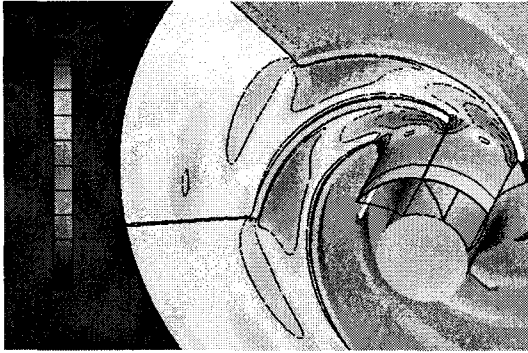


(d) 재설계된 임펠러의 하중계수분포

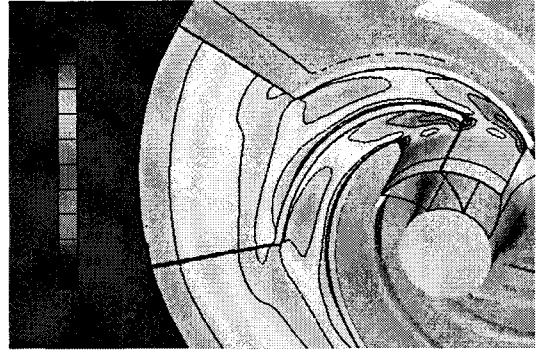
Fig.6 펌프(B) 임펠러의 수력하중 해석결과

(A)의 성능을 살펴보고자 한다. 우선 눈에 띄는 점은 기존 임펠러에서의 자오면방향 속도성분이 임펠러 출구 근처의 압력면쪽으로 증가하고 있는 반면에, 재설계된 임펠러에서는 그 수준이 상당히 감소되었다는 점이다. 또한 재설계된 임펠러의 출구에서는 회전방향으로 균일한 속도 분포를 보이고 있음을 알 수 있다. 이는 앞서 언급한 이차유동의 수준이 재설계한 경우에 많이 약화되어 쉬라우드 근처의 부압면(suction surface)쪽으로 몰리는 저운동량(low momentum) 유동이 감소하여 출구유동이 보다 균일해지는 데에 이바지하였기 때문이다.

이러한 출구유동의 균일화는 Fig.8 에서 보는 바와 같이 결과적으로 양정의 상승을 도모하게 되는데, 출구단면에서 질량평균하여 얻은 양정 값이 재설계한 경우 기존 임펠러에서 얻은 값에 비하여 약 3% 증가하였다. 이는 임펠러의 의경과 출구폭, 그리고 두께의 변화가 없는 상황에서 날개수가 더 증가하였는데도 효율의 수준은 비슷한 반면에 양정이 오히려 증가하였다는 사실을 의미한다. 작도법에 의해 단순히 설계된 날개각도와 최적의 하중조절을 통해 얻은 날개각도간의 차이를 알 수 있는 점이다.

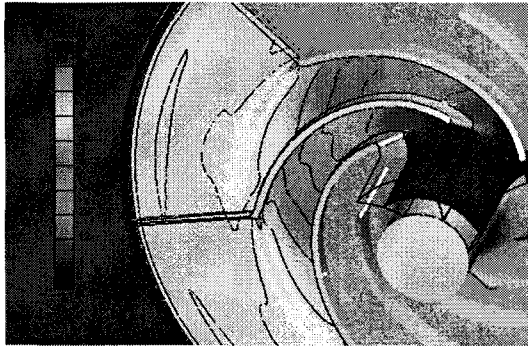


(a) 기존 펌프(A) 임펠러

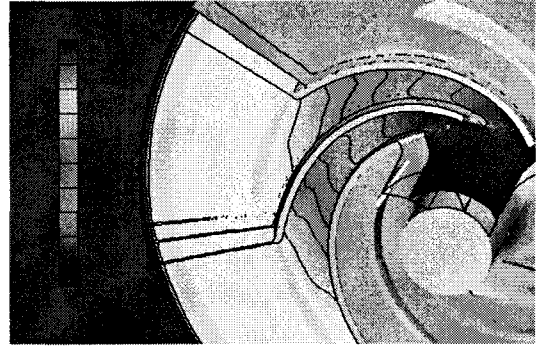


(b) 재설계된 펌프(A) 임펠러

Fig.7 Meridional velocity contours near shroud

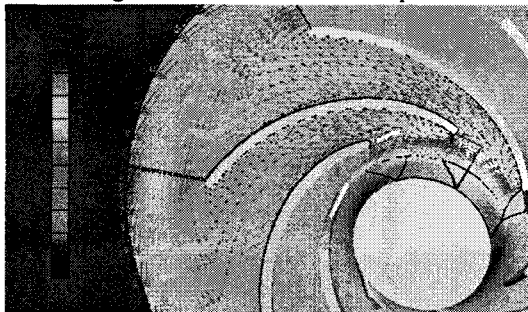


(a) 기존 펌프(A) 임펠러

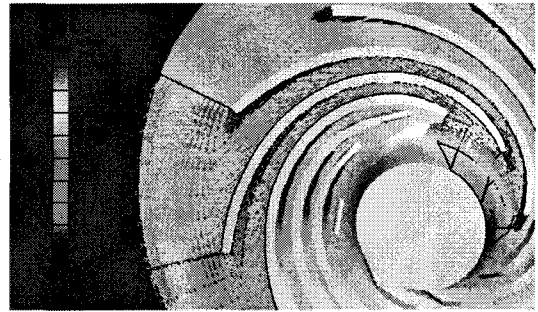


(b) 재설계된 펌프(A) 임펠러

Fig.8 Head rise contours at midspan

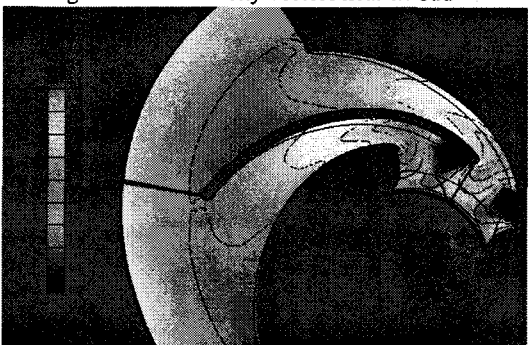


(a) 기존 펌프(B) 임펠러

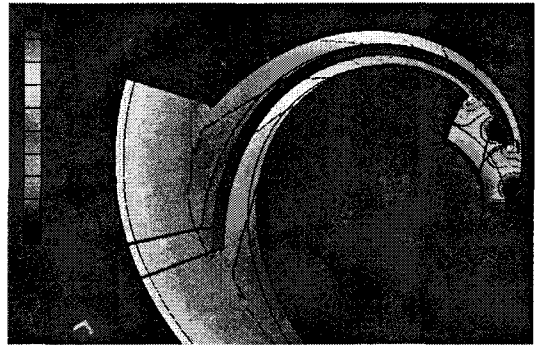


(b) 재설계된 펌프(B) 임펠러

Fig.9 Relative velocity vectors near shroud

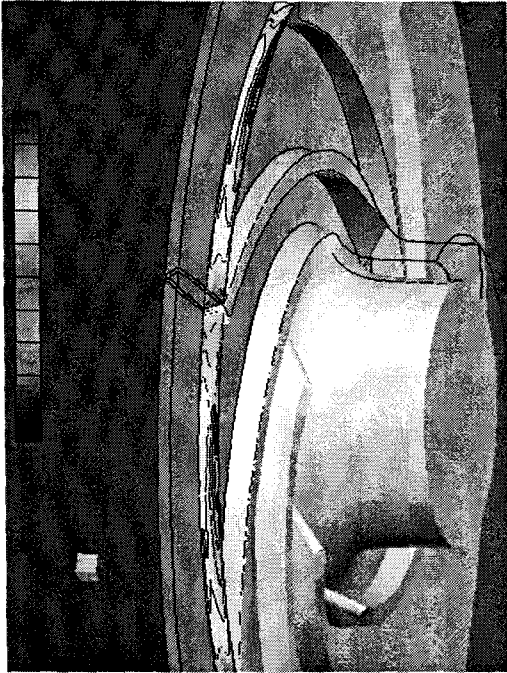


(a) 기존 펌프(B) 임펠러

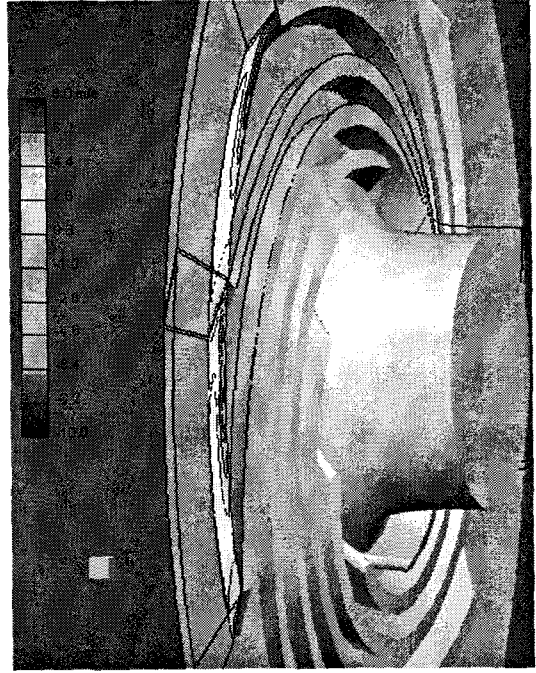


(b) 재설계된 펌프(B) 임펠러

Fig.10 Efficiency contours near hub



(a) 기존 펌프(B) 임펠러



(b) 재설계된 펌프(B) 임펠러

Fig.11 Meridional velocity contours at exit

## 6.2 펌프(B)의 임펠러

Fig.9 와 Fig.10 은 각각 쉬라우드 근처에서의 상대속도 벡터장과 허브근처에서의 효율분포를 나타낸다. Fig.6 에서 살펴보았듯이 압력면 근처에서 매우 과도한 유동박리가 확인되고 있는데, 이는 유량에 비해 유로의 크기가 크고 날개수가 적기 때문이다. 재설계된 임펠러의 경우, 예상하였듯이 과도한 유동박리는 제거되어 성능향상에 성공하였으나 여전히 출구쪽으로 갈수록 미미한 유동박리가 존재함을 알 수 있다. 이미 언급한 바와 같이 제작성을 고려한 출구폭 길이의 제한으로 인해 일정 수준의 재순환(recirculation)을 허용해야 할 수밖에 없다. 이는 후에 존재하는 베인없는 디퓨저와 베인디퓨저의 설계에 영향을 주는 매우 중요한 인자이기 때문에, 보다 정확한 해석이 필요하다고 하겠다.

Fig.10 에서 확인된 효율의 수준은 허브뿐만 아니라 쉬라우드에서도 출구부분에서의 효율은 서로 비슷한 수준을 보여준다. 실제로 입/출구단면에서 질량평균한 효율값은 재설계한 경우가 기존보다 약 1% 상승하는데에 불과하였다. 그러나 입사각의 조절을 통해 입구에서의 효율값이 많이 향상되었음을 확인할 수 있다.

Fig.11 은 임펠러 출구단면에서 본 자오면 방향

속도성분의 분포를 보여주고 있는데, 재설계된 임펠러의 경우 수력하중의 조절을 통해 보다 균일해진 속도장이 형성되었음을 알 수 있다. 흥미로운 사실은 통상적으로 원심압축기용 임펠러에서 발견되는 저운동량 영역이 쉬라우드의 부압면 근처로 집중하지 않는다는 점이다.

## 7. 맺음말

본 연구에서는 현재 국내의 대다수 증소업체에서 펌프 임펠러를 설계할 때 주로 사용하는 작도법의 한계점을 수치적으로 확인하고자 비속도가 다른 2 종의 단단 원심펌프용 임펠러에 대해 세계 수준의 최신 설계방법을 적용하여 해석 및 재설계를 수행하여 수력성능을 서로 비교 분석하였다.

예상했던 바와 같이 작도법에 의해 설계된 임펠러는 양호한 수력하중 분포를 주지 못했으며, 특히 2 차원 임펠러에 가까운 대부분의 펌프 형상인 경우에는 임펠러로 유입되는 유동각 분포에 따른 최적 입사각을 찾아 조절해주는 일이 필수적임을 확인할 수 있었다.

펌프(A)의 경우에는 블레이드 출구각과 출구폭 길이, 외경 등을 고정하고 블레이드각의 분포만을 변경함으로써 같은 수준의 효율을 유지하면서 약

3%의 양정 상승을 수치적으로 예측하였다. 비속도가 매우 작은 펌프(B)의 경우에는 기존의 설계를 무시하고 새로이 설계한 결과 제작성을 고려한 상황에서 만족할만한 예측성능을 얻었으며 약 1%의 임펠러 효율 상승을 기대할 수 있었다.

### 후 기

본 연구의 지원을 아끼지 않으신 중소기업청과 (주)신신기계측에 감사의 말씀을 드립니다.

### 참고문헌

- [1] A. J. Stepanoff, Centrifugal and Axial Flow Pumps – Theory, Design and Application, John Wiley & Sons, Inc
- [2] T. Katsanis, "Use of Arbitrary Quasi-Orthogonals for Calculating Flow Distribution in a Turbomachine," ASME Journal of Engineering for Power, 1966
- [3] J.H.G. Howard, C. Osborne and D. Japikse, "A Rapid Aerodynamic Loading Procedure for Centrifugal Impeller Design," ASME Paper 94-GT-148, 1994
- [4] JongSik Oh and SooHyuk Ro, "Analysis of 8 Centrifugal Compressor Impellers Using Two Different CFD Methods – Part I : Code Validation," ASME Paper 01-GT-326, 2001