

PTV 계측법에 의한 극저비속도 원심펌프의 내부유동특성에 관한 연구

최영도* · 마쯔이준* · 쿠로카와준이치* · 이영호**

A Study on the Internal Flow Characteristics of a Very Low Specific Speed Centrifugal Pump by PTV

Young-Do Choi*, Jun Matsui*, Junichi Kurokawa*, and Young-Ho Lee**

Key Words: Centrifugal pump (원심펌프), Internal flow (내부유동), Semi-open impeller (반개방형임펠러), Very low specific speed (극저비속도), PTV(입자추적유속계)

ABSTRACT

In the range of very low specific speed ($n_s < 0.25$, non-dimensional), the performance of a centrifugal pump is much different from that of a centrifugal pump of normal n_s and the efficiency of the pump drops rapidly with the decrease of n_s . In order to examine the reason of unstable performance characteristics of the very low n_s centrifugal pump, the internal flow of the pump with a semi-open impeller is measured by a PTV(Particle Tracking Velocimetry) system. The purpose of this study is to make clear the internal flow characteristics and to obtain basic knowledge of the pump performance. The results show that the leakage flow through tip clearance give a strong effect on the flow pattern of impeller passage. A large vortex in the impeller passage and a strong reverse flow at impeller outlet are formed in the range of small flow rates, and the vortex and the reverse flow together reduce the absolute tangential velocity at the impeller outlet and cause the performance instability.

1. 서론

극저비속도영역 ($n_s < 0.25$, 무차원비속도)에서 종래의 용적형펌프를 대신하여 소음·진동의 대책, 소형화 및 고속화에 적합한 터보형 원심펌프가 최근에 주목을 받고 있다. 그러나, 극저비속도 영역에서 종래의 설계법⁽¹⁾을 적용할 경우 원심펌프는 소유량·고양정의 요구조건을 만족시키기 위해 임펠러의 출구폭이 매

우 좁아지게 되고 비속도가 저하할수록 펌프효율이 급속하게 저하된다. 따라서, 종래에는 극저비속도 영역에서의 원심펌프에 관련된 연구가 거의 이루어지지 않았고, 펌프의 성능에 대해서도 잘 알려지지 않았다.

한편, 최근에 극저비속도 영역에서 고성능 원심펌프의 개발에 대한 기대가 커짐에 따라 Kurokawa 등⁽²⁾⁻⁽⁴⁾은 실험 및 이론적인 연구를 통하여 극저비속도 원심펌프의 성능은 일반비속도 원심펌프에 비하여 매우 다른 성능특성을 나타남을 명확히 하였다. 또한, 원심펌프의 내부유동은 펌프의 성능과 밀접한 관련이 있으므로, 펌프의 성능을 개선하기 위해서는 내부유동에 대한 충분한 이해가 필요하여 최 등⁽⁵⁾이 극저비속

* 요코하마국립대학 대학원 공학연구원

** 한국해양대학교 기계·정보공학부

책임저자 E-mail : ydchoi@mach.me.ynu.ac.jp

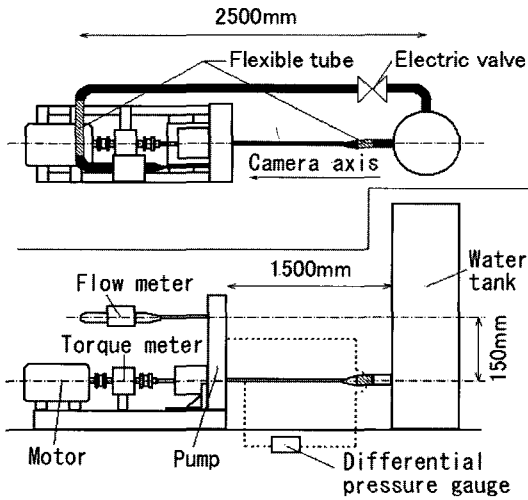


Fig. 1 Centrifugal pump facility

도 임펠러의 내부유동특성에 대해서 검토하였다.

본 연구의 목적은 극저비속도 영역에서 원심펌프의 전체적인 내부유동특성에 대해서 전유동장에 대하여 상세하게 조사하여 지금까지 잘 알려지지 않았던 극저비속도 원심펌프의 성능에 미치는 내부유동의 영향을 검토하는 것이다.

또한, 펌프의 내부유동특성을 정량적으로 계측하기 위하여 PTV(Particle Tracking Velocimetry) 계측법을 적용하였다.

2. 실험장비 및 펌프성능

Fig. 1은 실험에 사용된 극저비속도 원심펌프 실험장비를 보이고 있으며, 펌프에서 방출한 작동유체가 관로와 수조를 거쳐 다시 펌프로 유입되는 순환식 구

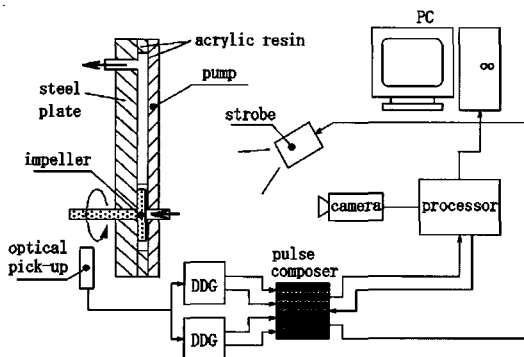


Fig. 2 Test pump and PTV measurement system

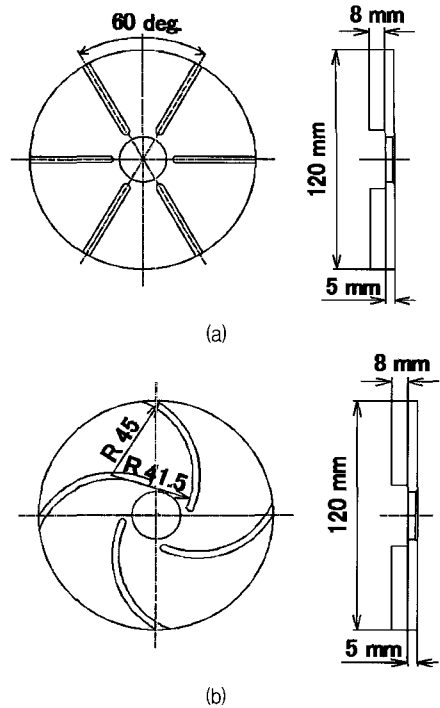


Fig. 3 Configuration of test impellers : (a) impeller A ($\beta_2=90^\circ$) and (b) impeller B ($\beta_2=30^\circ$)

조로 되어있다. 작동유체로는 수돗물을 사용하였다. 실험에 적용된 펌프는 Fig. 2에서 보이는 바와 같이 2매의 평행한 평판 사이에 임펠러와 벌루트가 위치한 2차원 구조이다. 펌프의 전면과 측면은 PTV 계측시 외부로부터 내부유동에 광원주입 및 유동계측이 가능하도록 투명한 아크릴수지를 이용하여 제작하였으며, 후면은 편평한 철판으로 구성되어 있다. 극저비속도 원심펌프는 일반비속도 원심펌프에 비하여 소유량·고양정의 특성을 가지고 있으므로, 이를 만족시키기 위해서 Fig. 3(a)에 보이는 바와 같이 임펠러 출구각이 매우 큰 임펠러 A ($\beta_2=90^\circ$)를 채용하였다. 또한, 일반적인 출구각을 가지고 있는 Fig. 3(b)의 임펠러 B ($\beta_2=30^\circ$)를 실험에 적용하여 임펠러 출구각에 따른 성능 및 내부유동의 차이를 검토하였다. 그러나, 밀폐형 (closed) 임펠러를 사용할 경우 출구각이 커질수록 성능곡선에서 유량의 증가와 더불어 양정도 함께 증가하는 성능불안정현상이 발생하기 쉽게 된다. 그러므로, Ohta와 Aoki⁽⁶⁾ 그리고 Minemura 등⁽⁷⁾에 의해 성능불안정현상을 억제하는데 유효한 것으로 밝혀진 반개방형 (semi-open) 임펠러를 본 연구에 도입하여 펌프의 성능향상을 도모하였다. Kurokawa

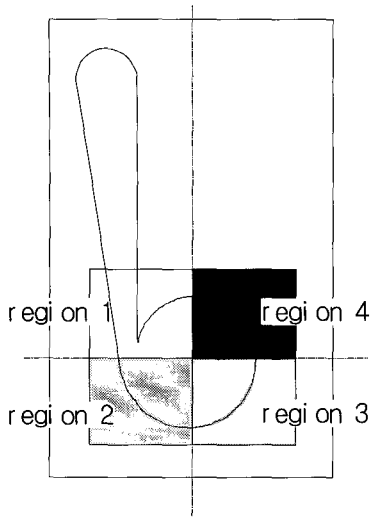


Fig. 4 Configuration of test volute ($\gamma=2.43^\circ$) and measured regions

등⁽³⁾의 연구결과에 의하면 극저비속도 영역에서는 임펠러의 출구폭이 종래의 설계법⁽¹⁾에 의한 것보다 넓게 하는 편이 더 좋은 성능을 나타내었기 때문에 본 연구에 적용된 임펠러의 블레이드 폭은 비교적 크게 제작하여 임펠러 입구와 출구에서 모두 $b_2=8\text{ mm}$ 로 하였다. 그리고, 임펠러 A와 B의 반경은 동일하게 $r_2=60\text{ mm}$ 로 제작하였다. 펌프의 전면흡입커버 내부벽면과 반개방형임펠러 블레이드 상부벽면 사이의 틈새 (tip clearance)는 PTV 계측에 사용된 추적입자가 통과할 수 있는 최소틈새를 고려하여 틈새 폭을 $c=1\text{ mm}$ 로 하였다. Fig. 4은 펌프에 적용된 벌류트의 형상을 보이고 있다. 벌류트 각도는 $\gamma=2.43^\circ$ 이고, 벌류트의 폭은 전유로에서 9 mm 로 동일하게 제작하였다. 임펠러의 회전수는 700 rpm 이며, 임펠러 출구 끝단의 회전속도인 4.4 m/s 에 상응한다. 임펠러 출구 끝단의 회전속도와 임펠러 반경에 기초한 레이놀즈수는 $Re=2.6 \times 10^5$ 이다.

Fig. 5는 동일한 벌류트에 임펠러 A와 B를 각각 채용하여 측정된 펌프의 성능곡선이며, 횡축의 유량계수 (ϕ) 변화에 대하여 종축에 양정계수 (ψ), 축동력계수 (τ), 펌프효율 (η) 그리고 국소 비속도 (n_{sl})를 나타내고 있다. 양정곡선에서 알 수 있듯이 임펠러 A의 전양정은 임펠러 B보다 높게 나타나고 있다. 그러나, 펌프 최고 효율은 임펠러 A와 B의 블레이드 형상의 차이에 상관없이 48% (임펠러 A)와 50% (임펠러 B)로 거의 동일한 값을 나타내고 있다. 또한, 최고

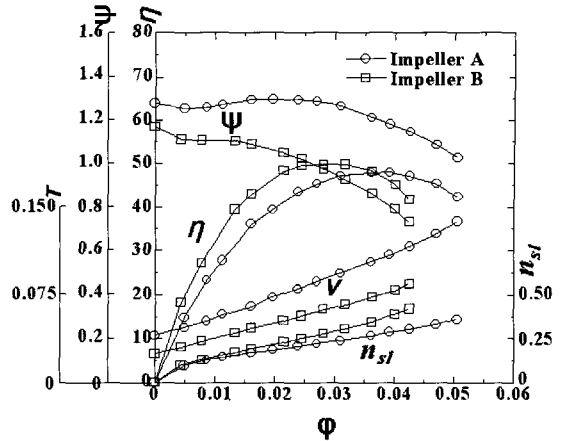


Fig. 5 Performance curves of test pump

효율점 유량에서의 국소 비속도도 0.27 (임펠러 A)과 0.29 (임펠러 B)로 비슷한 값을 나타내고 있다. 두 임펠러의 형상이 상이함에도 불구하고 최고 효율점 유량에서 거의 동일한 값의 최고 효율 및 국소 비속도를 나타내는 것은 극저비속도 원심펌프의 경우 최고 효율점 유량이 설계점유량 보다 과대 유량역에 위치하고, 극저비속도 원심펌프의 최고 효율은 임펠러의 성능보다 벌류트의 성능에 의해 결정되어 진다는 Worster⁽⁸⁾와 Kurokawa 등⁽²⁾의 연구결과와도 일치한다. 임펠러 A의 경우 양정 곡선의 저유량역 ($=0.01 \sim 0.02$)에서 유량의 증가와 동시에 양정도 함께 증가하는 성능불안정현상이 나타나고 있다.

한편, 본 연구에 도입된 2차원 PTV 계측 시스템의 개략도를 Fig. 2에서 보이고 있다. 펌프의 내부유로에 공급할 광원으로서 스트로보가 사용되었으며, 펌프의 전면흡입커버로부터 광원을 주입하였다. 고속도 카메라 (해상도 512×384 픽셀)를 이용하여 펌프전면 흡입커버의 수직방향으로부터 내부유동장의 영상을 획득하였으며, 카메라의 조리개 개폐시간 간격은 임펠러 출구에서 유체의 최대 이동속도를 고려하여 1 ms 로 설정하였다. 펌프의 회전축으로부터 검출된 트리거 신호는 디지털 딜레이 발생기(DDG)와 펄스 조합기를 거쳐서 스트로보와 고속도카메라에 공급된다. 이온교환과공질수지 (직경 $200 \sim 700\text{ }\mu\text{m}$, 비중 1.02)가 추적입자로 사용되었다. 충분한 해상도의 원시화상을 획득하기 위하여 Fig. 4에 보이는 바와 같이 펌프의 내부유동장을 4영역으로 분리하여 원시화상을 획득하였으며, 후처리과정에서 각 영역의 좌표점을 다시 펌프내 유동장에 일치시켜서 하나의 유동장으로 복원시

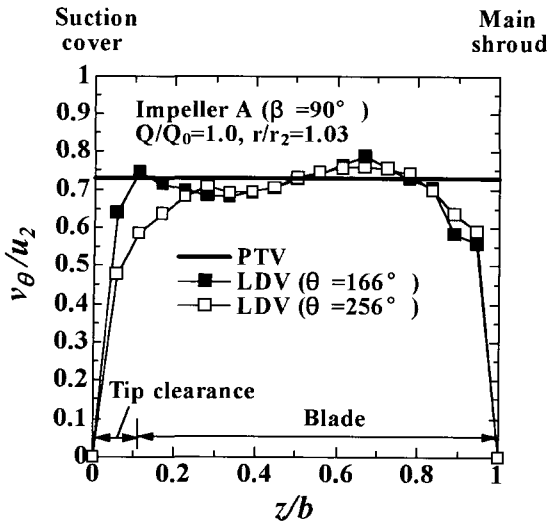


Fig. 6 Comparison of the measured tangential velocity at an outlet of impeller A

켰다. 입자추적 기법으로서 3시간 패턴매칭 PTV 알고리즘⁽⁹⁾이 사용되었다.

본 연구에 사용된 PTV 계측시스템의 신뢰성을 평가하기 위하여 펌프의 설계점 유량에서 벌류트 출구에서 계측된 PTV 및 전자유량계에 의한 유량을 비교하였다. 두 계측방법에 의한 유량의 차이는 1.05%였으며, 본 PTV 계측법의 신뢰도를 입증하기에 충분하였다. 또한, LDV 및 PTV 계측법을 이용하여 임펠러 A의 출구 ($r/r_2=1.03$)에서 절대접선속도를 비교하였다. LDV 계측은 벌류트 설단부로부터 $\theta=166^\circ$ 와 $\theta=256^\circ$ 의 두 위치에서 유로 폭방향 위치변화에 의한 속도분포를 측정하였고, PTV 계측에 의해서는 임펠러출구의 원주방향 전위치의 접선속도 평균치를 구하여 Fig. 6에 보이고 있다. 본 연구에 적용된 PTV 계측법에 의한 접선속도는 각 위치에서의 유로 폭방향 공간평균값이기 때문에 폭방향 위치에 따른 속도변화를 나타낼 수 없지만 LDV 계측법에 의한 측정값과 잘 일치함을 알 수 있다. 한편, 본 논문에서의 위상평균 속도벡터 및 시간평균 속도성분은 모두 축방향 평균속도로부터 나타낸다.

3. 결과 및 고찰

3.1 위상평균 속도벡터

Fig. 7과 8은 펌프 내 각 유로에서의 유량변화에

따른 속도벡터를 나타내고 있으며, 임펠러 블레이드가 벌류트 설단부와 가장 가까운 위치에 도달했을 때 계측한 1,000매의 순간속도벡터를 평균하여 위상평균 속도벡터를 획득하였다. 속도벡터는 모두 축방향 평균 속도로부터 구하였고, 임펠러내부의 속도벡터는 블레이드에 대하여 상대속도벡터를 나타내고, 벌류트 내의 속도벡터는 절대속도벡터를 나타낸다. 임펠러는 시계 방향으로 회전한다. 벌류트 하단부에는 속도벡터가 존재하지 않는 영역 (out of photographing area)이 있는데, 원시화상 획득시 카메라 촬영영역 밖의 지점으로 실제로는 벌류트 내의 다른 영역과 마찬가지로 연속적으로 흐름이 존재한다.

Fig. 7(a)은 최고 효율점 유량 ($Q/Q_0=1.0$)에서 임펠러A를 포함한 펌프 내부의 속도벡터를 보여주고 있다. 임펠러 축에 대해서 벌류트 설단부의 반대쪽 임펠러 유로에는 저속도영역 (low velocity region)이 존재하는데, 이것은 최고 효율점 유량에서도 내부 유동이 임펠러 축에 대해서 비축대칭인 유동패턴을 나타낸다는 것을 의미한다. 그러나, 저속도 영역에서 검출된 각 추적입자의 속도와 방향을 조사해 본 결과, 각각의 추적입자가 가지고 있는 속도는 다른 블레이드 간 유로의 속도와 차이가 거의 없으나, 그 방향이 일정하지 않고 각 추적입자에 따라 임의의 각 방향으로 매우 복잡한 흐름이 형성되어 결과적으로 본 연구에 적용된 PTV 시스템에 의해서 위상평균된 속도는 아주 낮게 나타나고 있다. 또한, 최 등⁽⁵⁾의 연구에 의해서도 이 영역에서는 매우 복잡한 3차원적인 흐름이 형성되고 있음이 확인되었다.

그리고, 임펠러 내 각 블레이드 부압면 근처에서는 블레이드 부압면을 따라서 임펠러 입구에서 출구로 흐르는 강한 관류 (through flow)가 존재하고 있다. 또한, 임펠러 부압면 근처의 관류가 흐르는 영역을 제외한 임펠러 유로 중앙의 주류는 2차유동에 의해 전체적으로 유로 부압면에서 압력면으로 편향된 흐름을 보이고 있다. 세미오픈 임펠러의 블레이드 상부면과 펌프 전면흡입커버 내부벽면 사이의 틈새를 흐르는 강한 누설흐름 (leakage flow)이 블레이드 압력면에서 부압면으로 통과하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 7(b)는 저유량역 ($Q/Q_0=0.25$)에서의 임펠러 A를 포함한 펌프 내부유동을 보이고 있으며, 최고 효율점 유량시보다 내부유동이 더욱 복잡한 흐름을 나타내고 있다. 벌류트 설단부와 가까운 임펠러 유로 출구부근의 압력면 근처에서는 아주 큰 유로와

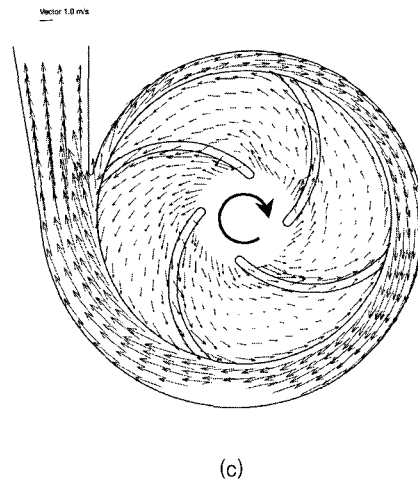
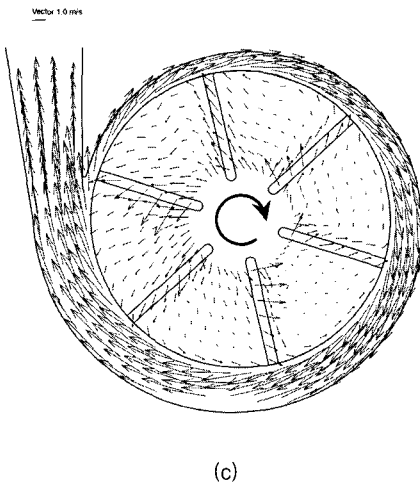
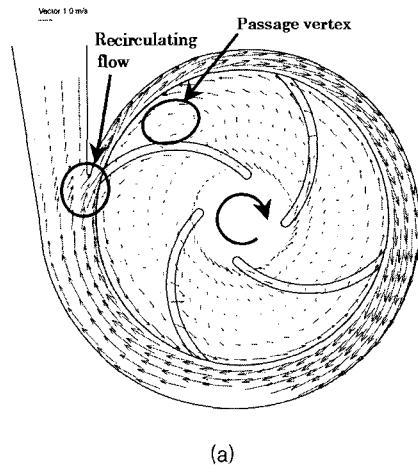
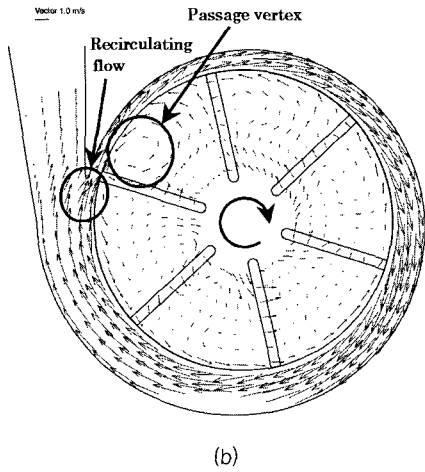
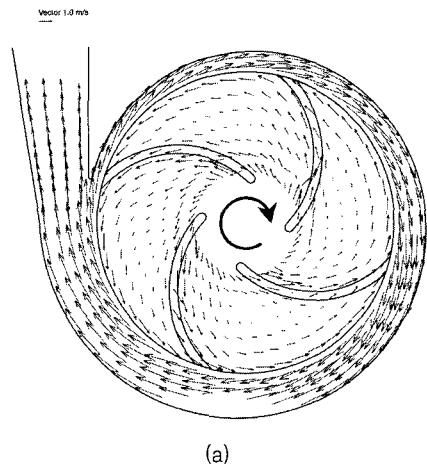
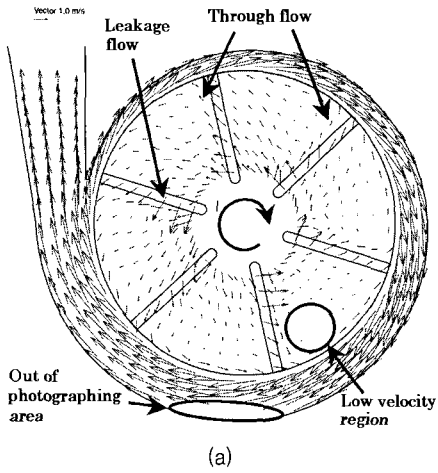


Fig. 7 Phase averaged velocity vectors of impeller A : (a) $Q/Q_0=1.0$, (b) $Q/Q_0=0.25$ and (c) $Q/Q_0=1.4$

Fig. 8 Phase averaged velocity vectors of impeller B : (a) $Q/Q_0=1.0$, (b) $Q/Q_0=0.25$ and (c) $Q/Q_0=1.5$

(passage vortex)가 존재하고 있다. Fig. 7(c)는 과대 유량역($Q/Q_0=1.4$)에서의 내부유동장을 보이고 있으며, 내부유동 패턴은 최고 효율점 유량시와 비슷하지만 임펠러 유로 내의 2차유동과 틈새를 흐르는 누설흐름의 양은 유량이 증가함에 따라 동시에 증가함을 알 수 있다.

본 연구에서 발견된 유로 내의 2차유동 생성의 원인에 대해서는 틈새를 통과하는 누설흐름의 영향에 주목할 필요가 있다. Fig. 7의 각 유량변화에 따른 펌프 내 전 유동장의 유동특성을 관찰함에 의해 확인되었듯이 극저비속도 반개방형 임펠러의 틈새를 통과하는 누설흐름은 매우 강하다는 것을 알 수 있다. 누설흐름은 반개방형 임펠러에서만 발생하는 독특한 특성이며, 틈새를 통과한 이 누설흐름이 임펠러 유로 내의 흐름을 부압면으로부터 압력면으로 끌고 간다. 따라서, 임펠러 유로 내 주류를 가로지르는 흐름이 형성되고 이 흐름을 본 논문에서는 2차유동으로 정의하였다. 임펠러 A에서의 누설흐름의 양은 Figs. 7(a)와 7(c)에서 알 수 있듯이 임펠러 입구 근처에서 매우 크며, 그 방향은 거의 접선방향으로 향한다.

Fig. 8은 후향블레이드를 가진 임펠러 B ($\beta_2=30^\circ$)를 포함한 펌프 내의 속도벡터를 보여주고 있다. 임펠러 A에 비해서 임펠러 B 유로 내의 흐름은 최고 효

율점 유량 ($Q/Q_0=1.0$)과 과대 유량역 ($Q/Q_0=1.5$)에서 임펠러 축에 대하여 상대적으로 대칭적인 흐름을 보이고 있으며, 임펠러 입구로부터 출구까지 블레이드의 형상에 따라 흐름이 일정하게 흘러간다. 그러나, 저유량역 ($Q/Q_0=0.25$)에서는 내부유동이 매우 복잡하게 되고, 벌류트 설단부 근처의 임펠러 유로 출구 압력면 근방에서는 임펠러 A에서와 마찬가지로 유로 외가 발생하고 있다.

한편, 펌프유량의 변화에 따라 벌류트케이싱에서의 유동패턴도 변화하며, 특히, 벌류트 설단부 근처의 흐름은 큰 변화를 보이고 있다. 저유량역에서는 Figs. 7(b)와 8(b)에서 보이고 있는 바와 같이 벌류트 설단부 근처에서 벌류트 유로로 다시 들어가는 재순환흐름 (recirculating flow)이 발생하고, 반대로, 과대 유량역에서는 Figs. 7(c)와 8(c)에서와 같이 설단부를 기준으로 벌류트 유로의 흐름은 펌프 출구 방향으로 흘러나감을 알 수 있다.

Fig. 9는 유량의 변화에 따른 임펠러 출구에서의 흐름의 변화를 상세히 살펴보기 위하여 임펠러 A와 B의 출구직전 ($r/r_2=0.95$)과 출구 ($r/r_2=1.0$)에서 유속 및 방향 변화에 대해서 상대속도벡터를 이용하여 벌류트 설단부로부터 원주방향 각 위치에 걸쳐서 나타내었다. 단, 반경방향 속도성분에 대해서는 5배로 확

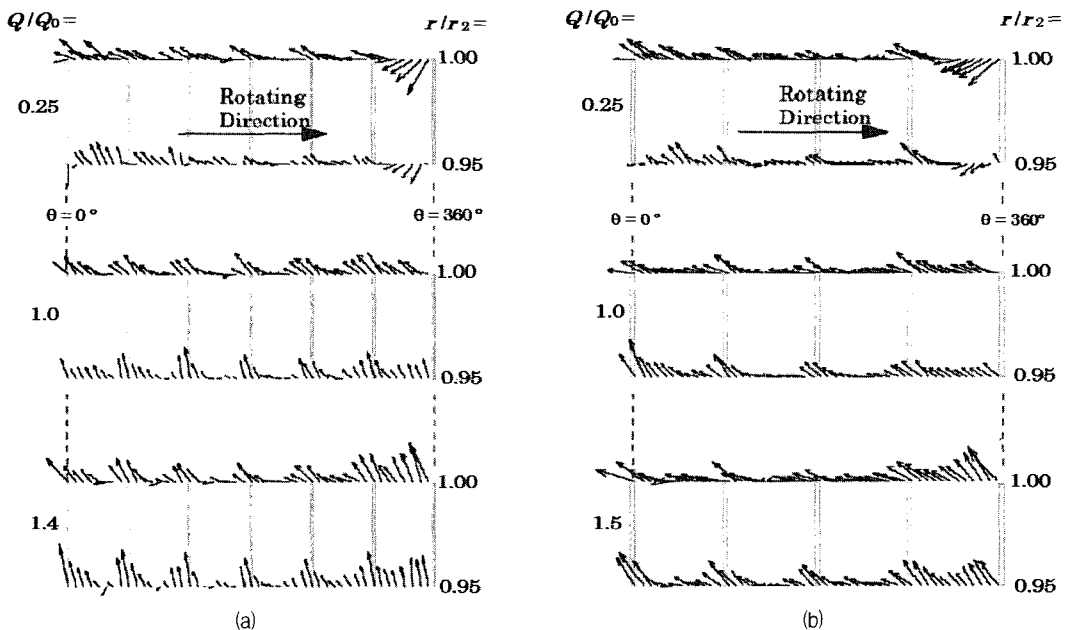


Fig. 9 Phase averaged relative velocity vectors at impeller outlet : (a) impeller A ($\beta_2=90^\circ$) and (b) impeller B ($\beta_2=30^\circ$)

대하여 상대속도벡터로 나타내었다. 따라서, Fig. 9에서 유동각도는 실제와 다름에 유의하기 바란다. 반경방향 속도성분을 확대한 이유는 극저비속도 원심펌프의 경우 임펠러에서 유출되는 유량이 일반비속도 원심펌프에 비하여 상대적으로 매우 적기 때문에 반경방향 속도성분 v_r 도 작게 된다. 따라서, 임펠러 출구에서의 유동방향 변화, 즉, 유출흐름과 역류에 대해서 좀 더 자세히 살펴보기 위해서는 반경방향 속도성분을 확대하여 나타낼 필요가 있다.

벌류트의 접선방향 위치 $\theta=0^\circ$ 와 $\theta=360^\circ$ 는 벌류트 설단부의 위치를 가리킨다. 저유량역 ($Q/Q_0=0.25$)에서 임펠러 A와 B의 출구 위치가 $\theta=300^\circ$ 부터 $\theta=360^\circ$ 까지의 영역에서는 상대속도벡터가 강한 역류를 나타내고 있다. 역류의 발생원인은 Figs. 7(b)와 8(b)에서도 보였듯이 벌류트 설단부 근처에서 발생하는 매우 큰 유로 와의 존재에 의해서 설명될 수 있다. 그러나, 최고 효율점 유량 ($Q/Q_0=1.00$) 및 과대 유량역 ($Q/Q_0=1.4$ or 1.5)에서는 임펠러 A와 B의 출구에서 역류가 발생하지 않고 있음을 잘 알 수 있다.

한편, 임펠러 A와 B의 출구직전 ($r/r_2=0.95$)에서의 압력면과 부압면 근처의 상대속도를 살펴보면, 최고 효율점 유량 ($Q/Q_0=1.00$) 및 과대 유량역 ($Q/Q_0=1.4$ or 1.5)에서 임펠러 A와 B의 유로중앙 상대속도에 비해서 훨씬 크게 나타나고 있으며, 이러한 결과는 임펠러의 출구에서 유로 중앙의 속도가 블레이드 벽면근처의 속도보다 크다는 일반적인 비속도 영역에서의 연구결과⁽¹⁰⁾와 정반대의 경향을 보이고 있다. 이와 같은 결과는 앞서서도 설명되었듯이 틈새를 흘러나온 누설흐름이 임펠러 유로의 흐름을 접선방향으로 끌고감에 따라 임펠러 회전방향과 반대방향의 접선속도는 증가하는 반면, 반경방향 속도성분 v_r 은 크게 저하되어 결과적으로 상대속도가 저하되었다고 생각된다.

그리고, 임펠러 출구에서의 유동장과 압력은 밀접한 관계가 있기 때문에 Fig. 10에서 임펠러 출구의 원주방향 각 위치에서의 압력변화를 나타내어 보았다. 최고 효율점 유량과 과대유량역에서는 압력계수가 원주방향 각 위치에서 거의 일정한 값을 나타내고 있지만, 저유량역에서는 벌류트 설단부 근처에서 압력계수가 크게 저하하는 것을 알 수 있다. 이러한 유량변화에 따른 설단부 근처의 압력변화와 Figs. 7(b)와 8(b)에서 보였던 벌류트 설단부 근처에서 발생하는 임펠러 유로 와는 Kurokawa 등⁽²⁾과 Worster⁽⁸⁾의 연구결

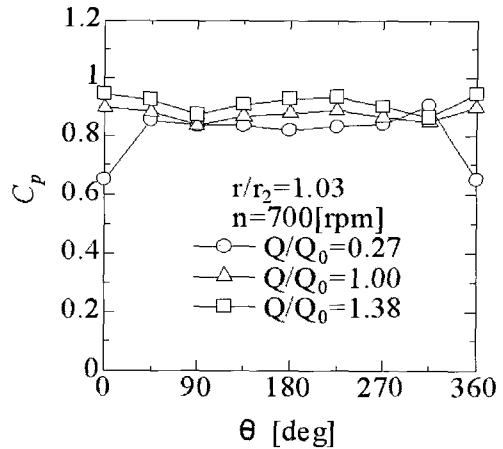


Fig. 10 Circumferential variation of the static pressure at impeller outlet (impeller A, $r/r_2=1.03$)

과에서도 확인된 바와 같이 극저비속도 영역에서만 확인되는 현상이며, 임펠러와 벌류트 설단부의 상호작용 또는 벌류트케이싱 자체의 영향에 의해 발생되었음을 알 수 있다.

3.2 임펠러 출구에서의 시간평균 절대속도

임펠러 출구($r/r_2=1.0$)의 흐름은 임펠러 내부유동에 의해 크게 영향을 받으며, 또한, 펌프의 성능과 밀접한 관계를 가지고 있으므로, 임펠러 출구흐름을 자세히 분석함에 의해 펌프의 성능을 예측할 수 있다. Fig. 11은 PTV 계측법에 의해 임펠러 출구에서 측정된 시간평균 반경방향 절대속도 v_r 을 보이고 있으며, 임펠러의 출구 원주속도 (u_2)의 비로 나타내고 있다. 일반적인 비속도영역의 밀폐형 임펠러 (Kurokawa 등⁽¹¹⁾, $n_s=0.45$)의 경우, 설계점 유량에서 절대반경속도 v_r 은 임펠러 출구의 원주방향 각 위치에서 일정한 값을 유지하지만, 저유량역과 과대유량역에서는 속도가 원주방향 위치에 따라 크게 변화한다. 그러나, 극저비속도 반개방형 임펠러에서는 Figs. 11(a) (임펠러 A)와 Fig. 11(b) (임펠러 B)의 결과에서 알 수 있는 바와 같이 벌류트 설단부 직전($\theta=300^\circ \sim \theta=360^\circ$)을 제외하고는 원주방향 전위치의 반경방향 절대속도가 유량변화와 상관없이 일정한 값을 유지하고 있다. 그러므로, 이러한 경향은 극저비속도 원심펌프에서만 나타나는 독특한 특성으로 볼 수 있으며, 저유량역에서 절대반경속도가 크게 저하된 벌류트 설단

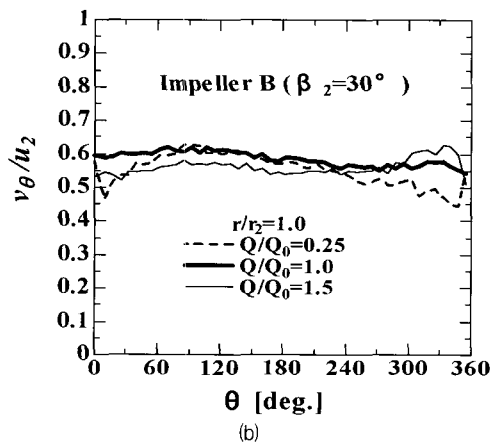
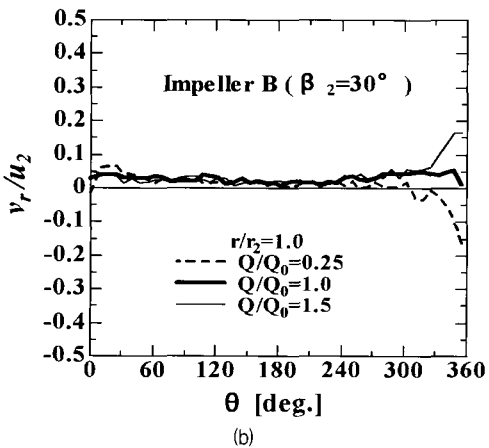
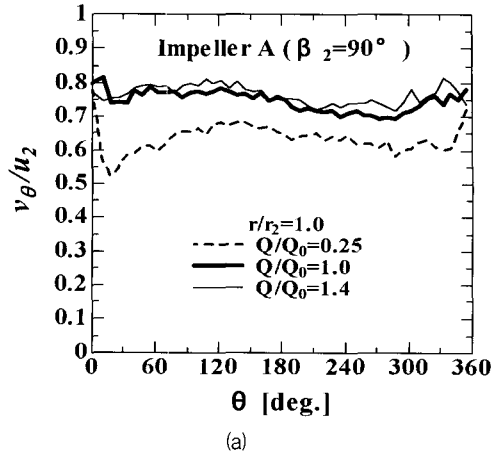
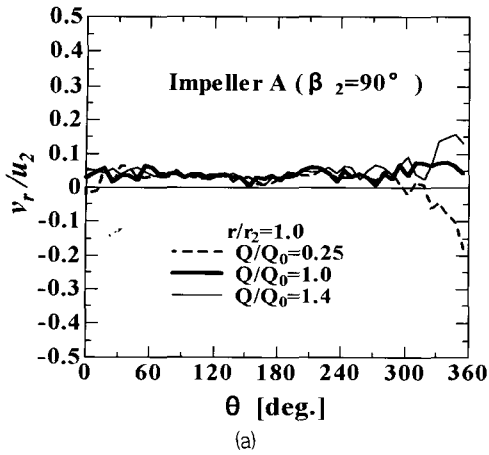


Fig. 11 Time averaged radial velocity at impeller outlet ($r/r_2=1.0$): (a) impeller A and (b) impeller B

Fig. 12 Time averaged tangential velocity at impeller outlet ($r/r_2=1.0$): (a) impeller A and (b) impeller B

부 직전의 영역은 Fig. 9에서 유로 와의 영향에 의해 강한 역류가 발생하는 영역과 잘 일치함을 알 수 있다.

Fig. 12는 임펠러 출구에서 PTV 측정법으로 측정된 절대접선속도 v_θ 를 임펠러의 출구 원주속도(u_2)의 비로 나타내고 있다. 임펠러 A의 최고 효율점 유량역 ($Q/Q_0=1.00$)에서의 절대접선속도는 과대 유량역 ($Q/Q_0=1.40$)에서의 절대접선속도와 거의 일치하거나 조금 낮은 값을 보이고 있지만, 저유량역 ($Q/Q_0=0.25$)에서는 원주방향 전 위치에서 최고 효율점 유량역에서의 절대접선속도보다 상당히 낮은 값을 나타내고 있다.

임펠러 B에서도 설단부 근처에서 저유량역의 속도가 상대적으로 낮은 값을 나타내고 있다. 이와 같은 결과는 저유량역에서 벌류트 설단부 근처의 임펠러 출구 절대접선속도가 유로 와의 영향을 크게 받았기 때

문이며, 특히, 임펠러 A의 경우에는 벌류트케이싱에 대한 임펠러 유로의 상대적인 위치변화에 따라 유로 와가 생성과 붕괴의 과정을 거치면서 절대접선속도에 큰 영향을 미쳤다고 판단된다. 또한, Figs. 12(a)와 12(b)의 각 유량역에서의 절대접선속도를 비교해보면 임펠러 A가 임펠러 B보다 상대적으로 높게 나타나며, 절대 접선속도가 높다는 것은 이론양정이 더 높게 나타난다는 의미이므로, Fig. 4에서 나타난 바와 같이 펌프의 전양정에도 영향을 미쳐서 임펠러 A가 임펠러 B보다 더 높은 양정을 나타낸다고 할 수 있다.

3.3 이론양정

Fig. 13은 유량계수의 변화에 따른 각 임펠러에서의 양정계수 변화를 나타내고 있다. ψ 는 펌프의 전양

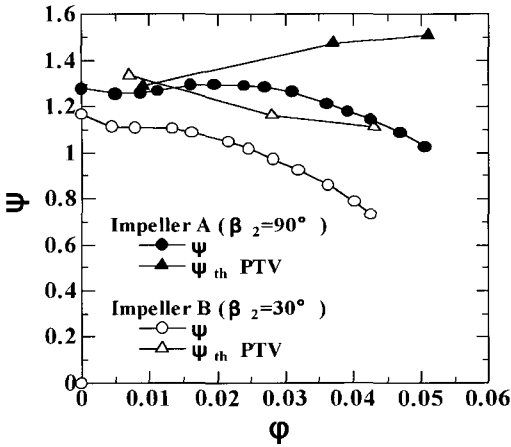


Fig. 13 Theoretical head of test pump

정계수를 나타내며, ψ_{th} 는 PTV 계측법에 의해 측정된 절대접선속도를 이용하여 계산된 이론양정을 나타낸다. 이론양정은 다음과 같은 식으로 계산된다.

$$\psi_{th} = 2v_{\theta 2} / u_2 \quad (1)$$

여기서, $v_{\theta 2}$ 는 임펠러출구 ($r/r_2=1.0$)에서 측정된 작동유체의 절대접선속도를 의미하며, u_2 는 임펠러의 출구 접선방향 절대속도를 나타낸다. 임펠러 A의 경우 유량이 감소함에 따라 이론양정이 급격하게 저하하는데, 그 원인으로서는 Figs. 7(b)와 Fig. 12(a)에서 확인된 바와 같이 저유량영역에서 발생하여 임펠러 출구부근에 존재하는 유로 외의 영향을 생각할 수 있다. 유로 외의 임펠러 출구에서 강한 역류를 발생시키고, 그 역류는 절대접선속도를 상당히 저하시키기 때문에 저하된 절대접선속도로 인하여 이론양정도 저하하게 된다. 따라서, 양정곡선의 저유량영역에서 유량의 감소와 함께 양정이 저하하는 성능불안정 현상은 저하된 절대접선속도로 인한 이론양정의 저하에 의해 전양정이 저하되었기 때문이라고 판단할 수 있다.

4. 결론

반개방형 임펠러를 채용한 극저비속도 원심펌프의 내부유동장 전체에 대한 PTV 계측을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 방사형 블레이드 (출구각 $\beta_2=90^\circ$)를 가진 극

저비속도 반개방형 임펠러의 내부유동장은 최고 효율점에서조차 비축대칭인 흐름을 나타낸다.

- 2) 방사형블레이드를 가진 극저비속도 반개방형 임펠러의 내부유동장은 임펠러 틈새를 통과하는 누설흐름의 영향을 크게 받는다. 누설흐름은 임펠러 유로 내의 유체를 부압면으로부터 압력면으로 끌고가며, 유로를 가로지르는 이와 같은 흐름의 영향으로 인하여 2차유동이 임펠러 유로 내에 존재하게 된다.
- 3) 극저비속도 반개방형 임펠러 출구의 반경방향 속도는 벌류트 설단부 근처를 제외한 원주방향 전위치에서 유량의 변화와 상관없이 거의 일정한 값을 유지한다.
- 4) 방사형 블레이드를 가진 반개방형 임펠러의 저유량영역에서는 벌류트 설단부 주위의 임펠러 출구 압력면 부근에서 아주 큰 유로 외가 발생한다. 이 유로 외의 영향으로 인하여 임펠러 출구의 절대접선속도가 크게 저하하고, 저하된 절대접선속도는 펌프의 이론양정도 함께 저하시킨다. 따라서, 양정곡선의 저유량영역에서 발생하는 성능불안정현상은 유로 외의 영향에 의해서로 판단할 수 있다.

참고문헌

- (1) Stepanoff, A. J., 1957, "Centrifugal and Axial Flow Pumps," 2nd Ed., John Wiley & Sons, New York, pp. 69~89.
- (2) Kurokawa J., Matsumoto K., Matsui J., Kitahora T., 1998, "Performances of centrifugal pumps of very low specific speed," Proc. 19th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation, Singapore, Vol. 2, pp. 833~842.
- (3) Kurokawa J., Matsumoto K., Matsui J., Imamura H., 2000, "Development of high efficiency volute pump of very low specific speed," Proc. 6th Asian International Conference on Fluid Machinery, Johor, Malaysia, pp. 250~255.
- (4) Kurokawa, J., Matsumoto, K., Matsui, J., and Imamura, H., 2000, "Performance Improvement and Peculiar Be-

- havior of Disk Friction and Leakage in Very Low Specific-Speed Pumps,” Proc. 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Charlotte, USA, CD-ROM Paper No. 3B (PD-02).
- (5) 최영도, 니시노코이치, 이영호, 2005, “PIV를 이용한 극저비속도 세미오픈임펠러의 내부유동 계측” 대한기계학회 논문집 B권, 제29권, 제7호, pp. 773~783.
- (6) Ohta, H. and Aoki, K., 1990, “Study on Centrifugal Pump for High-Viscosity Liquids (Effect of Impeller Blade Number on the Pump Performance,” Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., B, Vol. 56, No. 644, pp. 1702~1707.
- (7) Minemura, K., Kinoshita, K., Ihara, M. and Egashira, K., 1995, “Effects of Design Parameters on Air-Water Two-Phase Flow Performance of a Radial-Flow Pump,” Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., B, Vol. 61, No. 588, pp. 2996~3004.
- (8) Worster, R.C., 1963, “The Flow in Volute and Its Effects on Centrifugal Pump Performance,” Proc. Ins. Mech. Eng., Vol. 177, No. 31, pp. 843~871.
- (9) Nishino, K., Torii, K., 1993, “A Fluid-Dynamically Optimum Particle Tracking Method for 2-D PTV : Triple Pattern Matching Algorithm,” Proc. 6th International Symposium on Transport Phenomena in Thermal Engineering (ISTP-VI), Seoul, Korea, pp. 1411~1416.
- (10) Murakami, M., Kikuyama, K. and Asakura, E., 1980, “Velocity and Pressure Distributions in the Impeller Passages of Centrifugal Pumps,” Trans. ASME J. Fluids Eng., Vol. 102, pp. 420~426.
- (11) Kurokawa, J. and Amasaka, Y., 1983, “A Study on the Internal Flow of Spiral Casing - Part 2: Experimental Determinations of Flow Characteristics in Volute,” Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng., B, Vol. 49, No. 448, pp. 2735~2745.