

## ◎ 논문

# 공기 흡입이 소형 스크류식 원심펌프의 특성에 미치는 영향

김유택\* · 다나카카즈히로\*\* · 이영호\*\*\* · 마쓰모토요이치로\*\*\*\*

## Effects of Entrained Air on the Characteristics of a Small Screw-type Centrifugal Pump

You-Taek Kim\*, Kazuhiro Tanaka\*\*, Young-Ho Lee\*\*\*, Yoichiro Matsumoto\*\*\*\*

**Key Words:** Pump Characteristics(펌프특성), Screw-type Centrifugal Pump(스크류식 원심펌프), Air-Water Two-phase Flow(기액이상류), Tip Clearance(임펠러 간극), Flow Pattern(유동양식), Bubble Size(기포경)

### ABSTRACT

In a screw-type centrifugal pump, the pump head deteriorates from single-phase flow to the choke due to an increased air entrainment at a wide tip clearance compared to that of a narrow tip clearance. Moreover, at a narrow tip clearance, the pump head became partially higher in a two-phase flow than that of a single-phase flow near the best efficiency point in low void fraction region. Therefore, we observed the internal flow pattern by using a stroboscope and we measured the mean size of bubbles from the images obtained with a high speed camera. Then, we investigated the influences of the mean size of bubbles, tip clearances and flow patterns on pump performance.

### 1. 서 론

터보펌프는 임펠러를 회전시켜 액체에 에너지를 전달하여 양수하는 유체기계로서, 일반가정용에서부터 우주항공 분야에 이르기까지 광범위한 분야에 사용되고 있다. 터보펌프의 용도확대와 더불어 양수되는 유체도 다종류에 이르러 천연가스·오일흡인펌프, 하수용 펌프 등 이상류 상태에서의 펌프운전도 드물지 않게 되었다. 뿐만 아니라 단상류 상태에서의 운전 중 캐비테이션 발생에 의해 이상류 상태가 되는 등 다양한 흡입조건하에서의 운전도 불가피하게 되었다<sup>(1)</sup>.

종래의 일반적인 원심펌프의 경우에는 공기 흡입시의 펌프성능에 관한 연구<sup>(2,3)</sup>가 비교적 활발하게 진행되어 기액이상류시의 펌프성능은 불연속적으로 변하는 것으로 보고된 바 있다. 그들의 결과에 의하면 일반적인 원심펌프는 최고 효율점 부근에서 이상류시의 보이드율(기액이상류의 단위 체적중에서 기체가 차지하는 체적비) 상승에 의한 운전불능 상태까지의 성능저하가 크게 되는 것이 알려져 있다. 또한, 원심펌프에서는 소량의 공기 흡입에 의한 기포체류가 유로폐쇄를 초래한다는 것이 알려져 있다<sup>(4)</sup>.

한편, 스크류식 원심펌프<sup>(5)</sup>는 논클로그 펌프의 일종으로, 유럽에서 어류의 유체수송 목적으로 개발되었다. 현재는 고형물의 수송뿐만 아니라, 슬리리, 고형물이 함유된 액체, 흙탕물, 빗물을 양수하는 등 산업의 여러 분야에서 사용되고 있다<sup>(6)</sup>. 이 펌프의 임펠러는 고형물의 수송이라는 목적에 맞게 임펠러 유로가 폐쇄되지 않도록

\* 큐슈공업대학 대학원

\*\* 큐슈공업대학 정보공학부 기계시스템공학과

\*\*\* 한국해양대학교 이공대학 기계공학부

\*\*\*\* 동경대학 대학원 공학계연구과

넓은 유로를 갖는 것이 특징이다<sup>(7)</sup>. 최근 스크류식 원심펌프에 대해 기액이상류에의 응용 가능성도 검토되고 있지만 기포의 체류와 그것에 의한 유로폐쇄에 임펠러 형상이 미치는 영향 등은 아직 규명되어 있지 않다. 또한, 3차원 나선형으로 된 특수한 형상으로 되어 있기 때문에 이상류시의 펌프특성, 내부 유동양식 등은 거의 연구되어 있지 않은 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 기초적 데이터를 얻을 목적으로 시험 제작한 소형 스크류식 원심펌프에 있어서 임펠러 간극, 펌프회전수 및 보이드율을 변수로 기액이상류시의 펌프성능실험을 행하여, (1) 임펠러 간극이 좁을 때는 최고효율점 부근의 저보이드율·고유량 영역에 있어서, 펌프양정이 단상류시와 비교하여 이상류시가 부분적으로 상승한다. (2) 넓은 임펠러 간극의 경우가 좁은 임펠러 간극에 비해 양정저하가 작게 되는 것을 알았다. 따라서, 상기의 두 가지 현상의 미캐니즘을 규명하기 위하여 내부유동상태를 관찰하였다. 또한, 고속도 카메라에 의한 가시화실험에 의해 얻어진 화상으로부터 평균기포경을 측정하여, 유동양식, 펌프내 기포크기, 임펠러 간극과 펌프성능의 관계를 조사하였다.

## 2. 실험장치 및 측정방법

### 2.1 실험장치

본 연구에서는 Fig. 1과 같은 실험장치를 이용하여 실험을 수행하였다. 저수탱크(직경 700 mm, 높이 600 mm)에 저장된 청수는 흡입관, 전자유량계를 지나 펌프내에 유입한다. 펌프내에서 승압된 청수는 토출관, 유량조절밸브를 경유하여 다시 탱크 내로 재순환된다. 기액이상류시의 실험에 있어서는 저수탱크 내에 격벽을 설치하여 이상유체중의 공기를 분리시켰다.

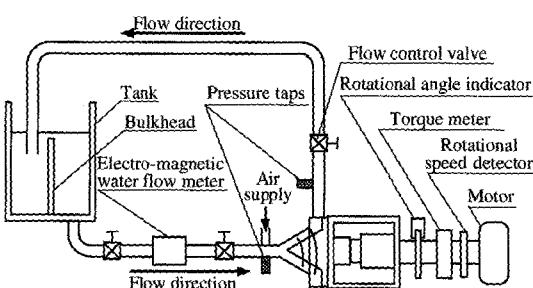


Fig. 1 Schematic view of the experimental apparatus

### 2.2 임펠러

Fig. 2(a)와 Fig. 2(b)는 본 연구에서 선정한 임펠러의 형상과 단면도를 각각 보여준다. 임펠러는 600원주상의 허브에 3차원 나선상의 깊이 1.5회전 부가된 형상을 하고 있다. 최대반경(임펠러 선단으로부터 400°에 위치)은 44 mm이고 제질은 알루미늄이다. 임펠러 깃과 케이싱 사이의 틈인 임펠러 간극  $T_c$ 는  $T_c=0.2$  mm와 1.0 mm의 2종류에 있어서 실험을 행하였다. 깃 높이에 대한 임펠러 간극비는 각각 0.012와 0.058이다.

### 2.3 측정계 및 공기 공급계

측정계는 Fig. 3에 도시한 바와 같다. 액상의 유량은 흡입관에 설치된 전자유량계에서 측정하였다. 펌프의 흡입압력과 토출압력은 압력측정공과 반도체 압력변환기를 거쳐 전압치로 변환되어 앰프, A/D보드를 거쳐 컴퓨터에 기록된다. 펌프회전수는 차차와 전자 광업의 조합에 의해 검출하였고, 축토크 검출에는 토크 검출기를 이용하였다. 또한, 측정치는 임펠러 2000회전 분의 측정 데이터를 평균하여 산출하였다.

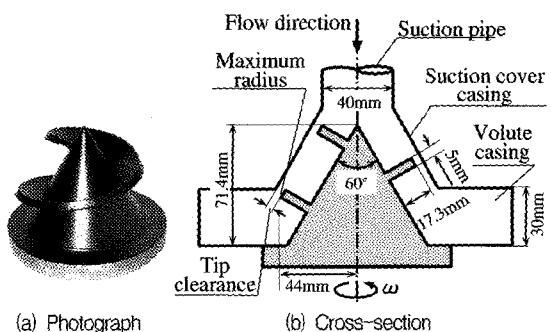


Fig. 2 Test impeller

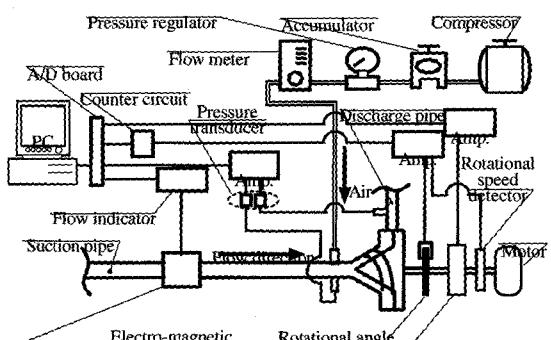


Fig. 3 Measurement system

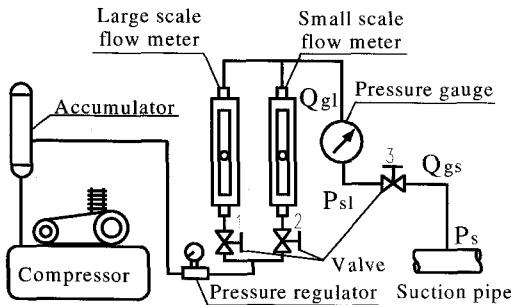


Fig. 4 Air supply system

공기 공급계는 압축기, 정압탱크, 압력조절밸브, 공기 유량계로 구성되어 있으며 Fig. 4에 도시한 바와 같다. 주입되는 공기량  $Q_{gl}$ 은 넓은 범위의 공기 유량을 보다 정확히 조정할 목적으로 대유량계와 소유량계의 2개로 구성하였다. 공기 주입구의 크기와 위치는 양수 불가능할 정도의 대공기량 범위를 제외하고는 펌프성능에 영향을 미치지 않으므로<sup>(8)</sup> 공기는 흡입관 상부 80 mm 상류에서 펌프 흡입압력  $p_s$ 와 거의 같은 압력으로 주입하였다.

## 2.4 가시화

펌프내의 유동상태를 관찰하기 위하여 투명 아크릴제의 케이싱을 사용하였다. Fig. 5에 도시한 바와 같이 120×120 mm의 부분을 스트로보 조명으로 조사하여 디지털카메라로 촬영하였다.

기포경 측정용의 가시화 위치는 Fig. 6에 도시한 바와 같다. 흡입 케이싱부와 벌류트 케이싱부 각각 30×30 mm의 부분을 가시화 하였다. 조명으로는 할로겐램프를 이용하였다. 고속도 카메라의 촬영속도는 4500 PPS[Pictures Per Second]이다. 메모리에 직접 기억된

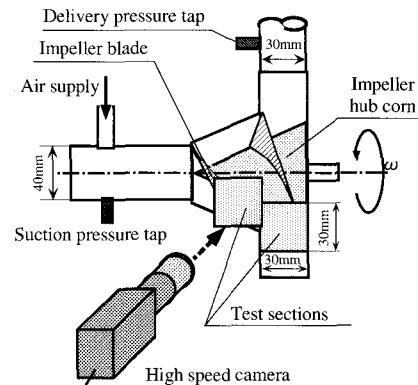


Fig. 6 Cross-sectional view of visualization sections for bubble size measurement

화상을 10 frame/s 속도로 재생하여 비디오 테이프에 녹화한 화상을 전용의 이미지 프로세서로 필터링하여 사진으로 인쇄하였다. 다음에 이 사진을 원화상의 10~20배로 확대하여 기포경을 측정하였다. 또한, 시판의 소프트웨어를 이용한 윤곽검출법으로 기포경의 측정을 행하여 쌍방의 결과가 거의 일치함을 확인하였다. 평균 기포경은 흡입 케이싱내에서 17개, 벌류트 케이싱내에서 10개의 기포를 무작위로 측정, 평균화하여 산출하였다.

## 3. 결과 및 고찰

### 3.1 펌프성능 특성

성능평가에 사용한 무차원변수인 유량계수  $\phi$ , 양정계수  $\psi$ , 축동력계수  $\tau$ , 효율  $\eta$ 를 다음과 같이 정의하였다.

$$\phi = \frac{Q}{60\pi b_2 d_{max} u_2} \quad (1)$$

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2} \quad (2)$$

$$\tau = \frac{2P_w}{\rho\pi d_{max} b_2 u_2^3} \quad (3)$$

$$\eta = \frac{L_w}{P_w} = \frac{\phi \psi}{\tau} \quad (4)$$

여기서,  $Q$ ,  $b_2$ ,  $d_{max}$ ,  $u_2$ ,  $g$ ,  $P_w$ ,  $\rho$ ,  $L_w$ 는 각각 액상유량( $m^3/min$ ), 벌류트 케이싱 폭, 임펠러 최대직경,

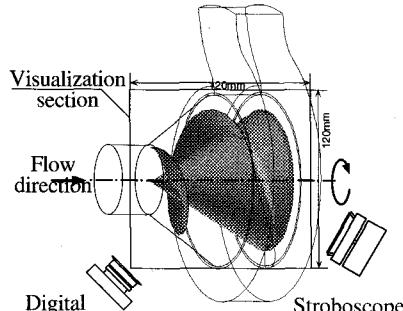


Fig. 5 Cross-sectional view for flow pattern visualization

$d_{max}$ 에서의 주속도, 중력가속도, 축동력, 사용유체밀도, 수동력을 의미한다.

양정  $H$  및 보이드율  $\beta$ 는 다음과 같이 정의하였다.

$$H = (p_d - p_s)/\rho g + Z_d + (V_d^2 - V_s^2)/2g \quad (5)$$

$$\beta = Q_{gl}/(Q + Q_{gl}) \quad (6)$$

여기서,  $p_d$ ,  $p_s$ ,  $Z_d$ ,  $V_d$ ,  $V_s$ ,  $Q_{gl}$ 은 각각 출구압력, 입구압력, 펌프 축에서 측정공까지의 거리, 출구속도, 입구속도, 공기의 체적유량을 의미한다.

펌프성능 측정실험은 이하의 요령으로 행하였다. 우선, 단상류시는 최대유량  $Q_{max}$ 를 16분할한 유량에서 성능을 측정하였다. 기액이상류시는 유량조절밸브에 의해 유량계수를 일정하게 설정한 후에 공기를 20l/hr에서 유로폐쇄까지 20l/hr씩 증가시키면서 측정하였다. Table 1은 성능실험 조건을 보여준다.

이상류시의 성능특성을 평가하는 하나의 척도로서식 (7)로 표기되는 공기 흡입에 의한 양정감소량  $\Delta\phi$ 로서 비교하였다.

$$\Delta\phi = \phi_0 - \phi_{choke} \quad (7)$$

여기서,  $\phi_0$ 와  $\phi_{choke}$ 는 각각 단상류시의 양정계수와 양수가 불가능해지기 전의 양정계수를 의미한다.

펌프회전수  $n=3000$  rpm에 있어서  $T_c=0.2$  mm에 대한 무차원 성능특성을 Fig. 7에,  $T_c=1.0$  mm에 대한 무차원 성능특성을 Fig. 8에 나타내었다. 그림중의 굵은 실선은 단상류 특성을 의미한다. 또한, 유량계수에 관계없이 보이드율이 같은 경우를 가는 실선으로 표시하였다.

Table 1 Experimental conditions for pump performance test

	$\phi$	$T_c$	$\beta$	rpm
Single-phase flow	Flow rate is divided into 16 parts from 0 to $Q_{max}$	0.2 1.0	0	3000
Two-phase flow	0.01 0.015 0.02 0.025 max.	0.01 0.02 0.03 0.04 0.05 0.06 0.07 max.	0.01 0.02 0.03 0.04 0.05 0.06 0.07 0.08	3000

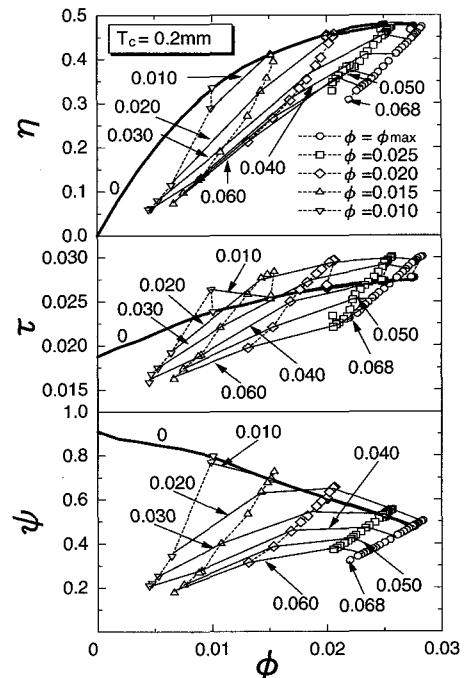


Fig. 7 Screw-type centrifugal pump characteristics at  $T_c=0.2$  mm and  $n=3000$  rpm operating in two-phase flow (bolded solid line indicates single-phase flow characteristics)

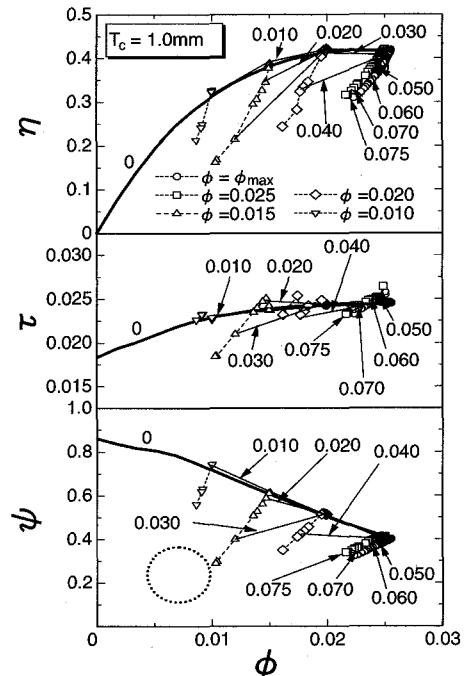


Fig. 8 Screw-type centrifugal pump characteristics at  $T_c=1.0$  mm and  $n=3000$  rpm operating in two-phase flow (bolded solid line indicates single-phase flow characteristics)

일반적인 원심펌프의 경우 최고효율점 부근에서  $\Delta\phi$  가 크게 되는 것이 알려져 있다<sup>(9,10)</sup>. 그러나, 스크류식 원심펌프는 최고효율점 부근에서 저유량영역보다도 오히려  $\Delta\phi$  가 작게 됨을 알 수 있다. 따라서, 본 연구에서 사용한 스크류식 원심펌프는 일반적인 원심펌프보다 기액이상류의 양수에 적합함을 알 수 있다. 그러나,  $T_c=0.2 \text{ mm}$ 와  $T_c=1.0 \text{ mm}$ 의 두 경우 모두  $\beta=0.07$  근방에서 양수가 불가능하게 된다. 따라서 넓은 유로를 갖는 임펠러 형상이 유로폐쇄 지연에의 효과는 크게 기대되지 않음을 알 수 있다.

임펠러 간극의 차이에 따른 펌프성능을 비교하면, (1)  $T_c=0.2 \text{ mm}$ 의 경우에는 최고효율점 부근의  $\beta=0.02$  근방에서 단상류시의 양정보다 이상류시의 양정 및 토크가 부분적으로 상승하는 현상이 발생한다. (2)  $\Delta\phi$ 는  $T_c=0.2 \text{ mm}$ 의 경우보다 오히려  $T_c=1.0 \text{ mm}$ 의 경우에 작게 되는 결과를 얻었다.

상기의 두 현상의 원인을 규명하기 위하여 내부유동양식 관찰과 기포경의 측정을 행하였다.

### 3.2 유동 양식

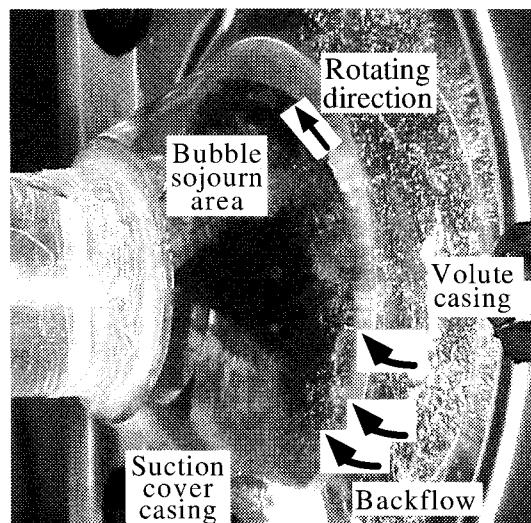
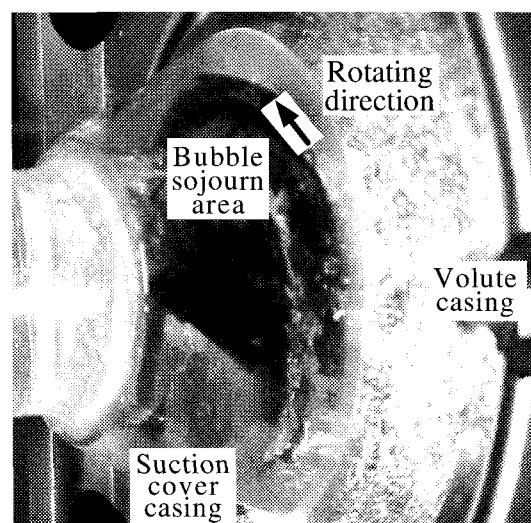
스트로보에 의한 유동양식의 관찰은 Table 2의 조건하에서 행하였다.  $n=3000 \text{ rpm}$ ,  $\phi=0.025$ ,  $T_c=0.2 \text{ mm}$ 에 대한  $\beta=0.01$ ,  $\beta=0.022$ ,  $\beta=0.04$ 의 유동사진을 각각 Fig. 9, Fig. 10과 Fig. 11에 나타내었다. 또한,  $n=3000 \text{ rpm}$ ,  $\phi=0.025$ ,  $T_c=1.0 \text{ mm}$ ,  $\beta=0.022$ 의 유동사진을 Fig. 12에 나타내었다. 상기의 유동사진들은 임펠러의 회전에 의해 흡입 케이싱내의 임펠러 부압면에 생성되는 기포체류영역의 변화 상태를 보이고 있다.

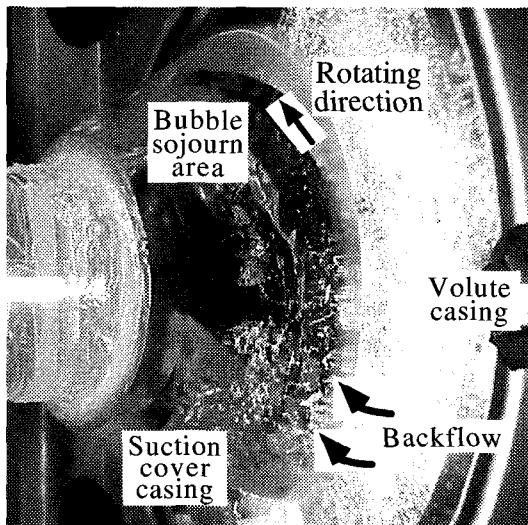
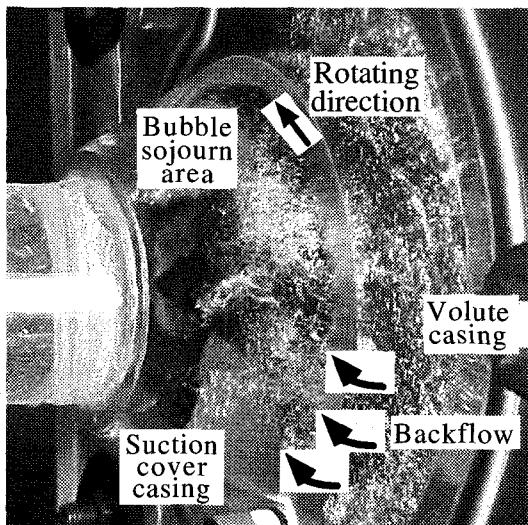
일반적으로 스크류식 원심펌프에 있어서는 Fig. 9 와 같이 임펠러 출구 하류영역에서 커다란 역류<sup>(11)</sup> 가 발생한다. 그러나 Fig. 10에서는 임펠러 부압면 측에 임펠러 출구 하류영역까지 정연한 공기 밴드가 형성됨과 동시에 Fig. 9와 같은 역류는 보이지 않는다. 즉,  $T_c=0.2 \text{ mm}$ 의  $\beta=0.022$ 에 있어서는, 임펠러 부압면측에 임펠러 출구 하류영역까지 정연한 공기 밴드가 형성되어 역류를 방지하기 때문에 Fig. 7에 있어서 단상류시보다 이상류시의 양정과 토크가 상승함을 알 수 있다. 다시 공기량이 증가하면, Fig. 11처럼 공기 밴드가 균열되어 다시 임펠러 출구 하류영역에서 역류가 발생하므로 양정이 저하함을 알 수 있다.

한편,  $T_c=1.0 \text{ mm}$ ,  $\beta=0.022$ 의 경우에는 다량의 누설흐름에 의해 기포체류영역이 균열되어 Fig. 10과 같은 정연한 공기 밴드가 형성되지 못하므로 양정상승이 발생하지 않음을 알 수 있다.

Table 2 Flow pattern visualization conditions

$T_c$	$\phi$	$\beta$	rpm
0.2	0.025	0.01	3000
		0.022	
		0.04	
1.0	0.025	0.022	3000

Fig. 9 Flow pattern at  $T_c=0.2 \text{ mm}$ ,  $\beta=0.01$ ,  $\phi=0.025$ ,  $n=3000 \text{ rpm}$ Fig. 10 Flow pattern at  $T_c=0.2 \text{ mm}$ ,  $\beta=0.022$ ,  $\phi=0.025$ ,  $n=3000 \text{ rpm}$

Fig. 11 Flow pattern at  $T_c=0.2 \text{ mm}$ ,  $\beta=0.4$ ,  $\phi=0.025$ ,  $n=3000 \text{ rpm}$ Fig. 12 Flow pattern at  $T_c=1.0 \text{ mm}$ ,  $\beta=0.022$ ,  $\phi=0.025$ ,  $n=3000 \text{ rpm}$ 

### 3.3 기포경 측정

기포경 측정을 위한 가시화 실험 조건을 Table 3에 나타내었다. 기포경 측정방법의 타당성을 확인하기 위하여,  $T_c=0.2 \text{ mm}$ 와  $T_c=1.0 \text{ mm}$ 의  $\beta=0.01$ 에 대해 벌류트 케이싱내의 펌프회전수  $n$ 의 변화에 따른 평균기포경  $d_m$ 을 확대사진 상에서 직접 계측한 결과와 시판의 소프트웨어를 이용한 윤곽검출 방법으로 계측한 결과의 비교를 Fig. 13에 나타내었다.  $T_c=0.2 \text{ mm}$ 와  $T_c$

Table 3 Bubble size measurement conditions

Location	$\phi$	$T_c$	$\beta$	rpm	Number of bubbles
In the suction cover casing	0.025	0.2 1.0	0.01	3000	17
In the volute casing	0.025	0.2 1.0	0.01 0.02 0.03	500	
				1000	
				1500	
				2000	
				2500	
				3000	10

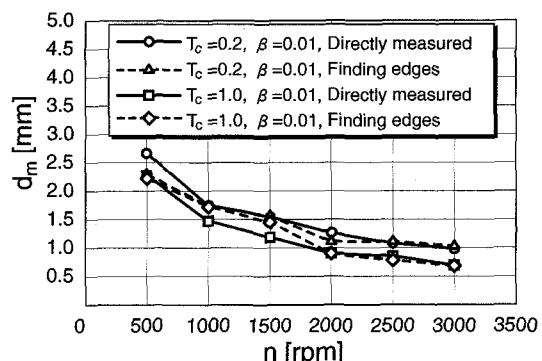


Fig. 13 Verification of bubble size measurement method

=1.0 mm의 양방 모두 직접 계측한 결과와 윤곽검출법에 의한 결과가 거의 같음을 보인다. 특히,  $n=2500 \text{ rpm}$  이상의 고화전영역에서는  $d_m$ 이 일치하고 있어 본 연구에서 채택한 측정방법이 타당함을 확인하였다.

흡입 케이싱내의  $n=3000 \text{ rpm}$ 에 있어서,  $T_c=0.2 \text{ mm}$ 와  $T_c=1.0 \text{ mm}$ 에 대한 기포경의 분포를 Fig. 14에 나타내었다.  $\beta=0.01$ 에 대해 샘플링 수 17로 한정해서 측정을 행하였다.  $T_c=0.2 \text{ mm}$ 의 경우, 기포경은 0.5~1.7 mm이며  $d_m=0.82 \text{ mm}$ 이다. 또한,  $T_c=1.0 \text{ mm}$ 의 경우, 기포경은 0.4~1.3 mm이며  $d_m=0.73 \text{ mm}$ 이다.  $T_c=1.0 \text{ mm}$ 의 경우가  $T_c=0.2 \text{ mm}$ 의 경우보다 평균기포경  $d_m$ 이 작게 됨을 알 수 있다.

흡입 케이싱내의 기포경의 측정은 복잡한 형상 등으로 인하여 정확한 측정이 곤란하여 비교적 측정이 용이한 벌류트 케이싱내의 기포를 측정하였다. 벌류트 케이싱 내에 있어서는 보이드율  $\beta=0.01$ ,  $\beta=0.02$ ,  $\beta=0.03$ 에 대한 펌프회전수  $n$ 과 평균기포경  $d_m$ 의 관계를 조사하였다.  $T_c=0.2 \text{ mm}$ 의 측정결과를 Fig. 15에  $T_c=1.0 \text{ mm}$ 의 측정결과를 Fig. 16에 나타내었다. 또한, 각 임펠러

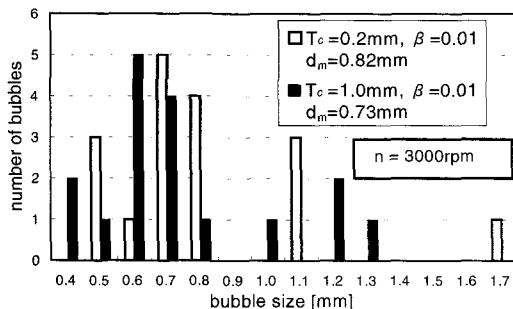


Fig. 14 Bubble size distributions in suction cover casing at  $T_c = 0.2\text{mm}$  and  $T_c = 1.0\text{mm}$  on  $n = 3000\text{rpm}$

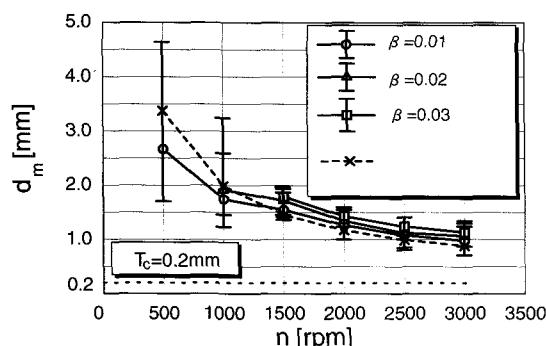


Fig. 15 Bubble size distributions in volute casing on pump rotational speed at  $T_c = 0.2\text{mm}$

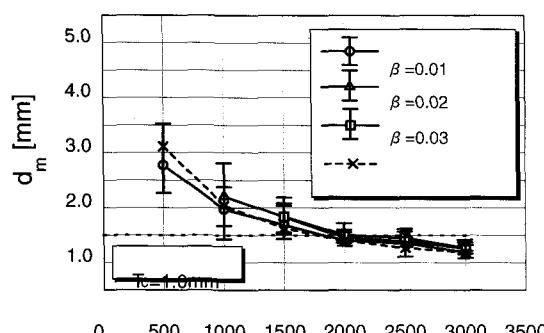


Fig. 16 Bubble size distributions in volute casing on pump rotational speed at  $T_c = 1.0\text{mm}$

간극에 대하여 각 회전수별로 측정한 10개의 기포경의 분산을 그림 중에 에러바로서 표기하였다.

각 회전수에 있어서 기포경의 분산은 펌프 저회전 영역에서 크게 나타나지만 회전수가 증가함에 따라 작아진다. 저회전영역에서는 회전에 의한 전단력이 불균일하게 작용하지만 고회전영역에서는 강한 전단력이 비교적 균일하게 작용하여 거의 일정한 크기의 기포가

벌류트 케이싱내에 분포하는 것으로 생각된다.

일반적인 원심펌프내에서는, 평균기포경  $d_m$ 과 펌프 회전수  $n$ 사이에 다음의 관계가 있다<sup>(12)</sup>.

$$d_m \propto n^{-\frac{3}{4}} \quad (8)$$

Fig. 15와 Fig. 16에서도 식 (8)의 관계에 대해 거의 같은 경향이 보이므로, 본 연구에서 사용한 스크류식 원심펌프에 있어서도 기액이상류시의 펌프내의 기포경은 임펠러 회전속도에 크게 의존함을 알 수 있다.

$n=3000\text{ rpm}$ 에 있어서, 임펠러 간극의 차에 따른 기포경의 분포를 비교해 보면  $T_c=0.2\text{ mm}$ 의 경우  $0.7\sim 1.1\text{ mm}$ 이며,  $T_c=1.0\text{ mm}$ 의 경우  $0.7\sim 0.8\text{ mm}$ 이다. 이 결과로 벌류트 케이싱내의 기포경도 흡입 케이싱내의 기포경의 측정결과와 마찬가지로  $T_c=1.0\text{ mm}$ 의 경우가  $T_c=0.2\text{ mm}$ 의 경우보다 펌프내의 기포경이 작게됨을 알 수 있다.  $T_c=1.0\text{ mm}$ 의 경우가 펌프내 기포경이 작게 되는 것은 임펠러 부암면측의 기포가 다량의 누설 흐름에 의하여 분열되는 동시에 기포가 임펠러 간극을 통과할 때 강한 전단력을 받기 때문인 것으로 생각된다. 따라서, 미세화된 기포의 경우에는 펌프양수수성능이 개선(13)되므로  $T_c=1.0\text{ mm}$ 의 경우  $\Delta\phi$ 가 작게된다.

#### 4. 결 론

공기 흡입시의 소형 스크류식 원심펌프의  $n = 3000\text{ rpm}$ 에 있어서 임펠러 간극을 변수로 한 펌프성능실험, 가시화실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 스크류식 원심펌프는 일반적인 원심펌프와 비교하여 최고효율점 부근에서  $\Delta\phi$ 가 상대적으로 작다. 그러나 넓은 유로를 갖는 임펠러 형상이 유로폐쇄의 지연에 미치는 영향은 적다.
- (2)  $T_c=0.2\text{ mm}$ 의  $\beta=0.022$ 에 있어서는, 단상류시보다 이 상류시의 양정과 토크가 상승한다. 한편,  $T_c=1.0\text{ mm}$ 의 경우에는 양정과 토크의 상승은 발생하지 않는다.
- (3) 펌프내의 평균기포경의 분포는 일반적인 원심펌프와 마찬가지로 펌프회전수의  $-3/4$ 승에 비례한다. 또한, 넓은 임펠러 간극을 갖는 경우가 좁은 임펠러 간격의 경우에 비해 기포경이 작게 되는 것과 동시에  $\Delta\phi$ 도 작게 된다.

## 참고문헌

- (1) Kim, J. H., Duffey, R. B., and Belloni, P., 1985, "On Centrifugal Pump Head Degradation in Two-Phase Flow," Design Methods for Two-Phase Flow in Turbomachinery, The ASCE/ASME Mechanics Conference Albuquerque New Mexico, pp. 9~15.
- (2) Minemura, K. and Murakami, M., 1988, "Developments in the Research of Air-Water Two-Phase Flows in Turbomachinery," JSME International Journal, Series II, Vol. 31, pp. 615~622.
- (3) Kaneko, M. and Ohashi, H., 1981, "Self-Excited Oscillation of a Centrifugal Pump System under Air-Water Two-Phase Flow Condition," Proc. of the 11th Symp. of IAHR, pp. 36.1~36.14.
- (4) Furukawa, A., Kuwano, T., and Okuma, K., 1997 "Air-Water Two-Phase Flow Performance of Centrifugal Pump with Tandem Circular Cascades," JSME-ICFE-97-811, pp. 479~484.
- (5) Tanaka, K. and Matsumoto, Y., 1988, "Experimental Study of Radial Thrust on Screw Centrifugal Impeller," Annual Report of Engineering Research Institute, Faculty of Engineering, The University of Tokyo, pp. 185~192.
- (6) Matsui, Y., Miyae, S., Kiwata, T., and Okajima, A., 1994, "Complete Characteristics and Suction Performance of Screw-type Centrifugal Pump," JSME (in Japanese) 60-576, pp. 2785~2791.
- (7) Kim, Y. T., Inokuchi, T., Tanaka, K., and Matsumoto, Y., 1998, "Bubble Size and Flow Pattern of Two-Phase Flow in a Screw Centrifugal Pump," Proceedings of The Fourth KSME-JSME Fluids Engineering Conference, pp. 713~716.
- (8) Murakami, M., Suehiro, H., Isaji, T., and Kajita, J., 1969, "Flow of Entrained Air in Centrifugal Pumps," Proc. 13th Congr. IAHR, pp. 71~79.
- (9) Murakami, M. and Minemura, K., 1974, JSME (in Japanese) 39-328, pp. 459~470.
- (10) Kaneko, M., Ohashi, H., and Matsumoto, K., 1982, JSME (in Japanese) 48-433, pp. 1733~1742.
- (11) Ito, Y., Tani, K., Oba, R., Ito, T., and Hirata, Y., 1989, "Oil-Film Observation of Internal Flows in a Slurry Pump," JSME (in Japanese) 55-515, pp. 1911~1916.
- (12) Murakami, M. and Minemura, K., 1973, JSME (in Japanese) 39-328, pp. 3715~3724.
- (13) Furukawa, A., 1995, "Studies on Pumping Action of a Centrifugal Pump in Air-Water Two-Phase Flow," Torishima Review Vol. 95-1, pp. 12~21.