

소형 스크류식 원심펌프의 기액 이상류 특성

김유택* · 다나카 카즈히로** · 이영호***

Characteristics of a Small Screw-type Centrifugal Pump Operating in Air-Water Two-Phase Flow

You-Taek Kim*, Kazuhiro Tanaka**, Young-Ho Lee***

Key Words: Pump Characteristics(펌프특성), Screw-type Centrifugal Pump(스크류식 원심펌프), Air-Water Two-phase Flow(기액 이상류), Tip Clearance(입펠러 간극), Flow Pattern(유동양식)

ABSTRACT

A screw-type centrifugal pump was manufactured to carry primarily solids and its impeller had a wide flow passage. However, there was an effect on the flow passage shape on delay of the choke due to entrained air not being clarified yet. Moreover, because its impeller has a particular shape, only few studies have tried to clarify the pump performance and details of internal flow pattern of that pump. For this reason, we carried out the pump performance experiment under air-water two-phase flow condition with different impeller tip clearances, pump rotational speeds and void fractions by using a small screw-type centrifugal pump designed to acquire basic data. In a general centrifugal pump, it was reported that there was a loss of pump head from single-phase flow to the choke due to air entrainment near the best efficiency point being large. However, the loss near the best efficient point in a screw-type centrifugal pump became less than that in a general centrifugal pump.

1. 서 론

펌프의 용도확대와 더불어 이송되는 유체도 다종류에 이르러, 지금은 천연가스·오일흡인펌프, 하수용 펌프 등 이상류(two-phase flow) 상태에서의 펌프운전도 드물지 않게 되었다. 뿐만 아니라, 단상류(single-phase flow) 상태에서의 운전중 캐비테이션(cavitation) 발생에 의해 이상류 상태가 되는 등 다양한 흡입조건하에서의 운전도 불가피하게 되었다⁽¹⁾

종래의 일반적인 원심펌프의 경우에는 공기흡입시의 펌프성능에 관한 연구가 비교적 활발하게 진행되었다. Minemura⁽²⁾는 횡축(horizontal shaft) 원심펌프를 이용하여 공기흡입시의 성능변화를 연구하였으며 Kaneko⁽³⁾는 입축(vertical shaft) 원심펌프에 있어서 기액(air-water) 이상류시의 성능실험을 통하여 기액 이상류시의 펌프 성능은 불연속적으로 변하는 것을 보고한 바 있다. 또한, 그들의 결과에 의하면, 일반적인 원심펌프는 최고 효율점 부근에서 성능저하의 비율이 크게 되는 것이 알려져 있다.

한편, 스크류식(screw-type) 원심펌프⁽⁴⁾는 논클로그(non-clog) 펌프의 일종으로, 유럽에서 어류의 유체수송 목적으로 개발되었다. 현재는 고형물의 수송뿐만 아니라,

* 큐슈공업대학 대학원

** 큐슈공업대학 정보공학부 기계시스템공학과

*** 한국해양대학교 이공대학 기계정보공학과

슬러지(slurry), 고형물이 함유된 액체, 흙탕물을 양수하는 등 산업의 여러 분야에서 사용되고 있다⁽⁵⁾. 이 펌프는 흡입케이싱(suction-cover casing) 내에서의 용적작용, 벌류트(volute) 케이싱 내에서의 원심작용에 의해 유체를 양수하는 구조로 되어 있다. 이 펌프의 임펠러는 고형물의 수송이라는 목적에 맞게 임펠러 유로가 폐쇄되지 않도록 넓은 유로를 갖는 것이 특징이다⁽⁶⁾. 최근 스크류식 원심펌프에 대해 기액 이상류에의 응용 가능성도 검토되고 있지만, 3차원 나선형으로 된 특수한 형상으로 되어 있기 때문에 기액 이상류시의 펌프특성, 내부 유동양식 등은 거의 연구되어 있지 않은 실정이다.

따라서, 본 연구에서는 스크류식 원심펌프의 기액 이상류에서의 사용 가능성을 검토할 목적으로, 소형 스크류식 원심펌프에 있어서 임펠러 간극, 펌프회전수 및 보이드율을 파라미터로 기액 이상류시의 펌프성능 실험 및 가시화 실험을 행하였다.

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, 유량조절 밸브를 경유하여 다시 탱크 내로 재순환된다. 기액 이상류시의 실험에 있어서는 저수탱크 내에 격벽을 설치하여 이상유체중의 공기를 분리시켰다.

본 연구에서 선정된 임펠러는 Fig. 2와 Table 1에 제시한 바와 같다. 임펠러 깃과 케이싱 사이의 틈인 임펠러 간극 T_c 는 $T_c=0.2\text{mm}$ 와 1.0mm 의 2종류에 대하여 실험을 행하였다. 깃 높이에 대한 임펠러 간극 비는 각각 0.012와 0.058이다.

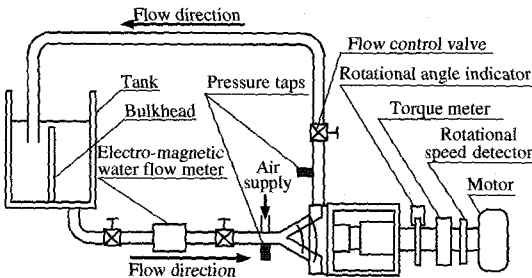


Fig. 1 Schematic view of the experimental apparatus

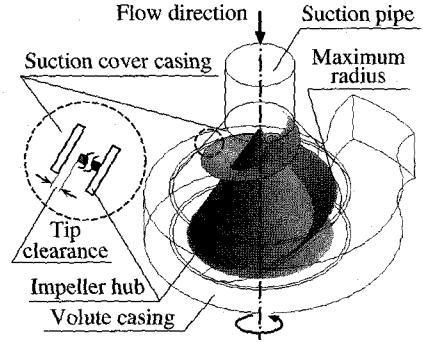


Fig. 2 Test impeller

Table 1 Specifications of test impeller

Vertical angle of conical hub	60 deg.
Maximum radius	44 mm
Total angle along the blade	540 deg.
Height of blade	17.3 mm

2.2 공기 공급계 및 측정계

공기 공급계는 압축기, 정압탱크, 압력조절밸브, 공기 유량계로 구성되어 있으며 Fig. 3에 도시한 바와 같다. 넓은 범위의 공기 유량을 보다 정확히 조정할 목적으로 대유량계와 소유량계의 2개로 구성하였다. 공기는 흡입관 상부 80 mm 상류에서 펌프 흡입압력 P_s 와 거의 같은 압력으로 주입하였다.

측정계는 Fig. 4에 도시한 바와 같다. 액상의 유량은 흡입관에 설치된 전자유량계에서 측정하였다. 펌프의 흡입압력과 토출압력은 압력측정공과 반도체 압력 변환기를 거쳐 전압치로 변환되어 앰프, A/D보드를 거쳐 컴퓨터에 기록된다. 펌프회전수는 치차와 전자 픽업의 조합에 의해 검출하였고, 축토크 검출에는 토크 검출기를 이용하였다. 또한, 측정치는 임펠러 2000회전분의 측정 데이터를 평균하여 산출하였다.

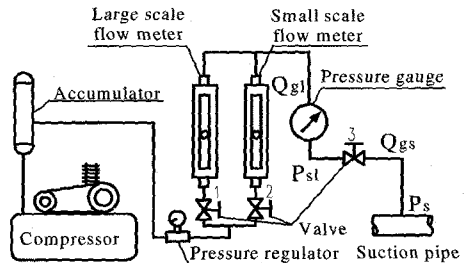


Fig. 3 Air supply system

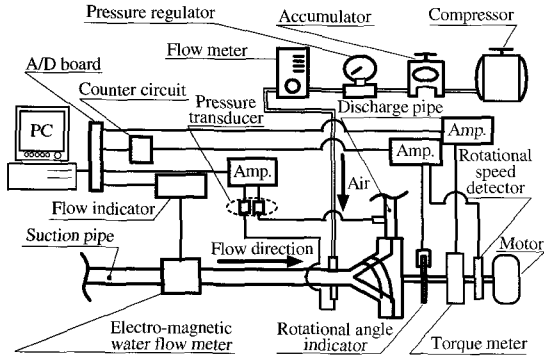


Fig. 4 Measurement system

Table 2 Experimental conditions for pump performance test

	ϕ	T_c	β	rpm
Single-phase flow	Flow rate is divided into 16 parts from 0 to Q_{max}	0.2	0	1500 2000 2500 3000
Two-phase flow	0.01 0.015 0.02 0.025 max.	0.2 1.0	0.01 0.02 0.03 0.04 0.05 0.06 0.07 max.	3000

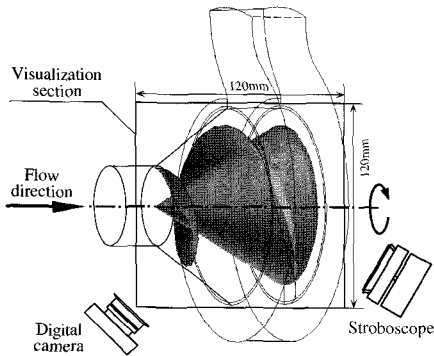


Fig. 5 Cross-sectional view for flow pattern visualization

2.3. 가시화

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

3. 결과 및 고찰

3.1 펌프특성 평가 방법 및 실험 조건

성능평가에 사용한 무차원변수인 유량계수 ϕ , 양정계수 ψ , 축동력계수 τ , 효율 η 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 , ρ , L_w 는 각각 액상유량(m^3/min), 별류트 케이싱 폭, 임펠러 최대직경, d_{max} 에서의 주속도, 중력가속도, 축동력, 사용유체밀도, 수동력을 의미한다.

또한, 양정 H 및 보이드율(void fraction) β 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.

Table 2는 단상류 및 기액 이상류시의 펌프특성 실험조건을 보여준다.

3.2 단상류시의 펌프특성

단상류시의 실험방법은 우선 각각의 회전수에 있어서 최대유량 Q_{max} 을 16분할한 유량에서 성능을 측정하였다.

펌프회전수 n 의 변화에 따른 단상류시의 무차원 펌프

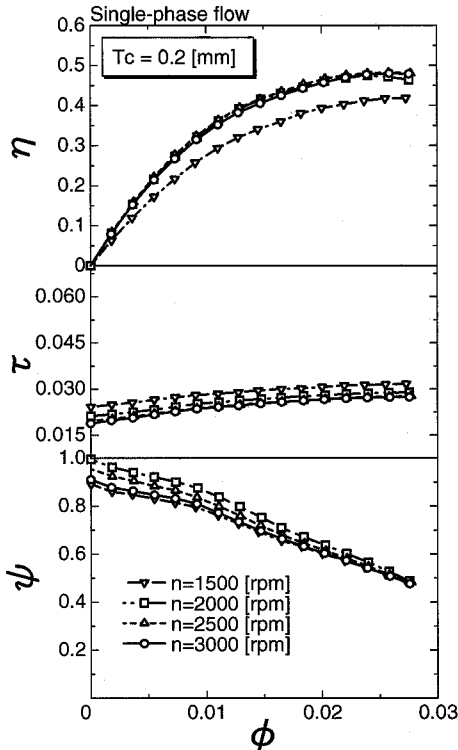


Fig. 6 Screw-type centrifugal pump characteristics for different rotational speed operating in single-phase flow

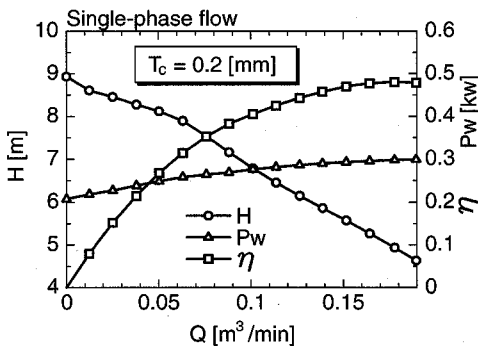


Fig. 7 Screw-type centrifugal pump performance at $T_c=0.2$ mm and $n=3000$ rpm operating in single-phase flow

특성을 Fig. 6에, 회전수 $n=3000$ rpm에 있어서의 성능 곡선을 Fig. 7에 나타냈다. 회전수의 변화에 따른 단상류시의 무차원 펌프특성은 본 실험에 사용한 펌프가 소형이기 때문에 마찰손실 등의 영향으로 각 파라미터 간에 약간의 차이는 있으나 거의 일치함을 보이고 있어 상사치를 만족하고 있다. 따라서 본 실험이 타당하게 이루어 졌다는 것을 알 수 있다. 또한, 시험 제작한

소형 임펠러임에도 불구하고 50% 가까운 효율을 보이고 있어 일반적인 원심펌프와 비슷한 성능을 보임을 알 수 있다. 축동력계수는 전 양정에 걸쳐 완만한 변화를 보이므로 과부하에 대한 염려가 없고 모터에 큰 여유를 줄 필요가 없어 경제적임을 알 수 있다. 양정 곡선은 비교적 우하강곡선을 그리므로 양정 변화에 따른 유량의 변화가 적고 미세한 유량제어가 용이함을 알 수 있다.

펌프의 임펠러 형상을 결정하는 중요한 인자로서 다음의 식 (7)로 정의되는 비속도 n_s 가 사용된다.

$$n_s = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad [\text{m}^3/\text{min}, \text{m}, \text{rpm}] \quad (7)$$

Fig. 7로부터 계산한 최고효율점에서의 $n_s=410$ [m^3/min , m, rpm]이며, 본 연구에서 사용한 스크류식 원심펌프의 형상은 사류펌프(mixed flow pump)와 비슷하나 특성은 혼류형 원심펌프와 유사한 특성을 나타냄을 알 수 있다.

3.3 기액 이상류시의 펌프특성

기액 이상류시의 특성실험은 유량조절밸브에 의해 유량계수를 단상류시의 각각의 유량계수 $\phi = \phi_{max}, 0.025, 0.020, 0.015, 0.010$ 에 있어서 공기를 20 l/hr에서 유로 폐쇄까지 20 l/hr씩 증가시키면서 측정하였다.

이상류시의 성능특성을 평가하는 하나의 척도로서 식 (8)로 표기되는 공기 흡입에 의한 양정감소량 $\Delta\phi$ 로서 비교하였다.

$$\Delta\phi = \phi_0 - \phi_{choke} \quad (8)$$

여기서, ϕ_0 와 ϕ_{choke} 는 각각 단상류시의 양정계수와 양수가 불가능해지기 전의 양정계수를 의미한다.

펌프회전수 $n=3000$ rpm에 있어서 $T_c=0.2$ mm에 대한 무차원 성능특성을 Fig. 8에, $T_c=1.0$ mm에 대한 무차원 성능특성을 Fig. 9에 나타내었다. 그림중의 굵은 실선은 단상류 특성을 의미하며, 유량계수에 관계없이 보이드율이 같은 경우를 가는 실선으로 표시하였다. 또한, 비교를 위해 일반적인 원심펌프⁽³⁾에서의 무차원 펌프특성을 Fig. 10에 나타냈다.

Fig. 10에서 알 수 있는 바와 같이 일반적인 원심펌프

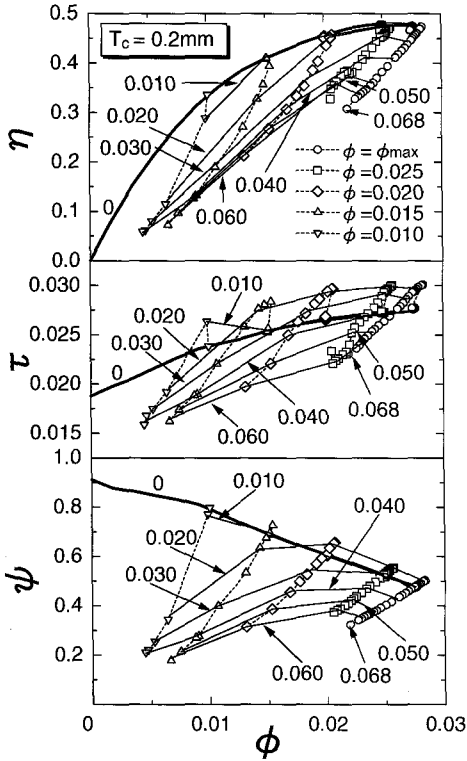


Fig. 8 Screw-type centrifugal pump characteristics at $T_c=0.2\text{mm}$ and $n=3000\text{rpm}$ operating in two-phase flow (bolded solid line indicates single-phase flow characteristics)

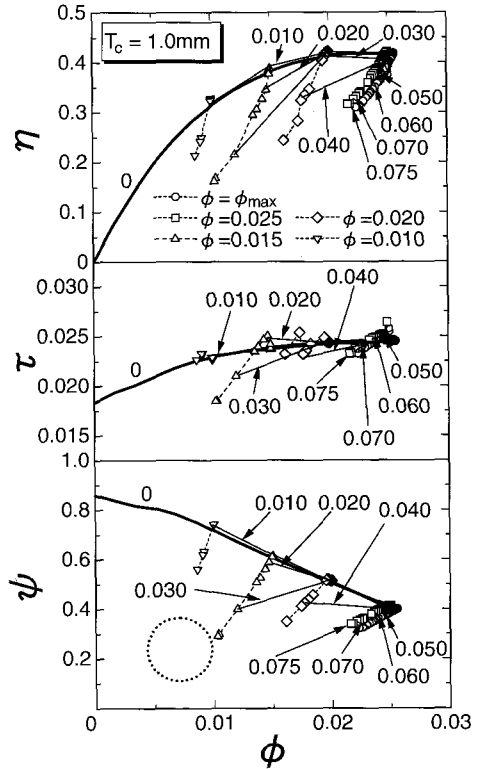


Fig. 9 Screw-type centrifugal pump characteristics at $T_c=1.0\text{mm}$ and $n=3000\text{rpm}$ operating in two-phase flow (bolded solid line indicates single-phase flow characteristics)

의 경우 최고효율점 부근에서 단상류로부터 유로폐쇄까지의 성능저하 $\Delta\phi$ 가 크게 됨을 알 수 있다. 그러나, 스크류식 원심펌프는 Fig. 8과 Fig. 9에서 알 수 있는 바와 같이 최고효율점 부근에서 저유량 영역보다도 오히려 $\Delta\phi$ 가 작게 됨을 알 수 있다. 따라서, 본 연구에서 사용한 스크류식 원심펌프는 일반적인 원심펌프보다 기액 이상류의 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. 또한, 임펠러 간극의 차이에 따른 펌프성능을 비교하면, $T_c=0.2\text{mm}$ 의 경우에는 최고효율점 부근의 $\beta=0.02$ 근방에서 단상류시보다 이상류시의 양정 및 토크가 부분적으로 상승하는 현상이 발생한다.

상기의 두 현상의 원인을 규명하기 위하여 내부 유동양식을 관찰하였다.

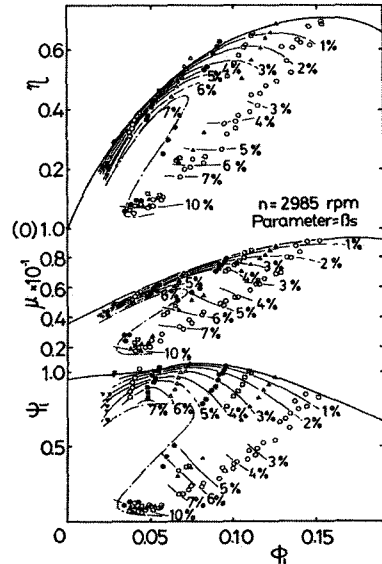


Fig. 10 General centrifugal pump characteristics at $n=2985\text{rpm}$ operating in two-phase flow⁽³⁾ (Bold solid line indicates single-phase flow characteristics)

3.4 유동양식

스트로보에 의한 유동양식의 관찰은 Table 3의 조건하에서 행하였다. $n=3000$ rpm, $\phi=0.025$, $T_c=0.2$ mm 에 대한 $\beta=0.01$ 부터 $\beta=0.06$ 의 유동사진을 각각 Fig. 11(a)~(f)에 나타내었다. 또한, $n=3000$ rpm, $\phi=0.025$, $T_c=1.0$ mm에 대한 $\beta=0.01$ 부터 $\beta=0.06$ 의 유동사진을 각각 Fig. 12(a)~(f)에 나타내었다.

Fig. 11과 Fig. 12의 유동사진에서 알 수 있는 바와

Table 3 Flow pattern visualization conditions

T_c	ϕ	β	rpm
0.2	0.025	0.01	3000
		0.022	
		0.03	
0.04			
0.05			
0.06			
1.0			

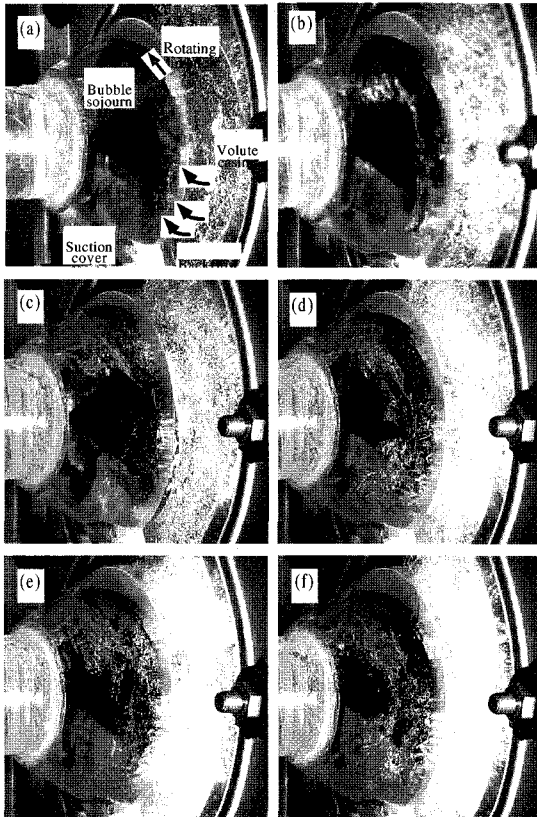


Fig. 11 Flow patterns at $n=3000$ rpm, $\phi=0.025$, $T_c=0.2$ mm ; (a) $\beta=0.01$, (b) $\beta=0.022$, (c) $\beta=0.03$, (d) $\beta=0.04$, (e) $\beta=0.05$, (f) $\beta=0.06$

같이 스크류식 원심펌프는 임펠러 간극과 보이드울에 관계없이 유입한 공기는 임펠러의 회전에 의해 흡입 케이싱내의 임펠러 부압면에 체류하면서 흘러감을 알 수 있다. 이러한 부압면에 생성된 기포체류역에 의해 주류의 절대속도의 주방향 성분⁽⁷⁾이 증가하기 때문에 양정저하가 완화되어 종래의 원심펌프보다 최고효율점 부근의 $\Delta\phi$ 가 작게 된다.

또한, 일반적으로 스크류식 원심펌프에 있어서는 Fig. 11(a)와 같이 임펠러 출구 하류 영역에서 커다란 역류⁽⁵⁾가 발생한다. 그러나 Fig. 11(b)에서는 임펠러 부압면측에 임펠러 출구 하류 영역까지 정연한 공기 밴드가 형성됨과 동시에 Fig. 11(a)와 같은 역류는 보이지 않는다. 즉, $T_c=0.2$ mm의 $\beta=0.022$ 에 있어서는, 임펠러 부압면측에 임펠러 출구 하류 영역까지 정연한 공기 밴드가 형성되어 역류를 방지하기 때문에 Fig. 8에 있어서 단상류시보다 이상류시의 양정과 토크가 상승함을 알 수 있다. 다시 공기량이 증가하면 Fig. 11(c)

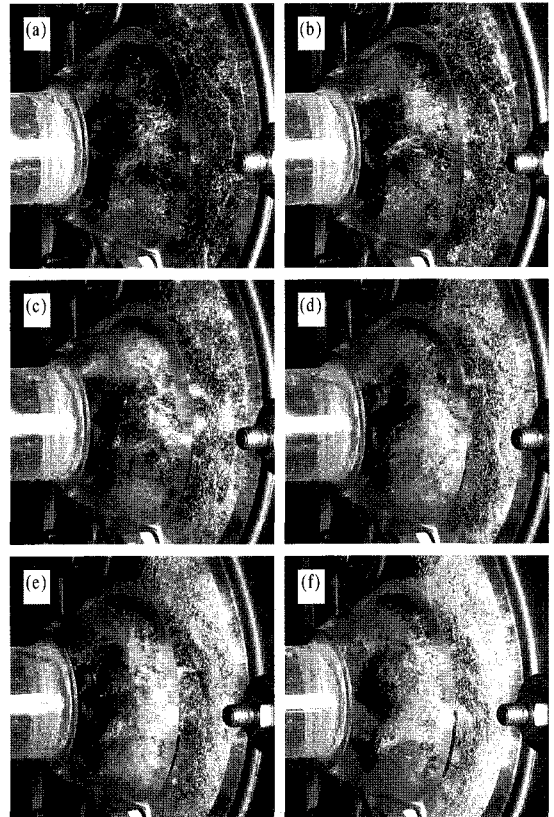


Fig. 12 Flow patterns at $n=3000$ rpm, $\phi=0.025$, $T_c=1.0$ mm ; (a) $\beta=0.01$, (b) $\beta=0.022$, (c) $\beta=0.03$, (d) $\beta=0.04$, (e) $\beta=0.05$, (f) $\beta=0.06$

처럼 공기 밴드가 균열되어 다시 임펠러 출구 하류 영역에서 역류가 발생하므로 양정이 저하함을 알 수 있다.

한편, Fig. 12(b)에서 알 수 있는 바와 같이 $T_c=1.0\text{mm}$, $\beta=0.022$ 의 경우에는 다량의 누설흐름에 의해 기포체류 영역이 균열되어 Fig. 11(b)와 같은 정연한 공기 밴드가 형성되지 못하므로 양정상승이 발생하지 않음을 알 수 있다.

4. 결 론

스크류식 원심펌프의 $n=3000\text{rpm}$ 에 있어서 단상류 및 기액 이상류시의 유동양식 및 무차원 펌프특성을 임펠러 간극, 회전수, 보이드율을 변수로 하여 실험적으로 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 단상류의 경우, 축동력계수는 전 양정에 걸쳐 완만한 변화를 보이므로 과부하에 대한 염려가 없고 모터에 큰 여유를 줄 필요가 없어 경제적이다. 양정곡선은 비교적 우하강곡선을 그린다. 이 때문에 양정 변화에 따른 유량의 변화가 적고 세심한 유량제어가 용이하다.
- (2) 기액 이상류시에는 일반적인 원심펌프보다 최고효율점 부근에서 공기량 증가에 따른 성능저하가 완화되므로 기액 이상류의 양수에 적합하다.
- (3) 넓은 유로를 갖는 임펠러 형상이 유로폐쇄의 지연에 미치는 영향은 적다.
- (4) $T_c=0.2\text{mm}$ 의 $\beta=0.022$ 에 있어서는, 단상류시보다 이상류시의 양정과 토크가 상승한다. 한편, $T_c=1.0\text{mm}$ 의 경우에는 양정과 토크의 상승은 발생하지 않는다.

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., Ohashi, H., and Matsumoto, K., 1982, JSME (in Japanese) 48-433, pp. 1733~1742.
- (4) 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.
- (5) 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.
- (6) 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.
- (7) Murakami, M. and Minemura, K., 1973, JSME (in Japanese) 39-328, pp. 3715~3724.