

기액 이상류시의 스크류식 원심펌프의 압력분포

김유택* · 최민선** · 이영호***

Pressure Distributions of a Screw-type Centrifugal Pump Operating in Air-Water Two-Phase Flow

You-Taek Kim*, Min-Seon Choi**, Young-Ho Lee***

Key Words: Pressure Distribution(압력분포), Pump Characteristics(펌프특성), Screw-type Centrifugal Pump(스크류식 원심펌프), Air-Water Two-Phase Flow(기액 이상류), Tip Clearance(임펠러 간극)

ABSTRACT

It is reported recently that the pump head deterioration near the best efficiency point, from single-phase flow to the choke due to air entrainment became less in a screw-type centrifugal pump than in a general centrifugal pump. Moreover, at a narrow tip clearance, the pump head became partially higher in two-phase flow than that in single-phase flow. However, the internal pressure fluctuations on this pump due to air entrainment have not been studied yet. For that reason, we have examined the influences of void fraction, flow coefficient and impeller tip clearance on pressure fluctuations in the casing. The void fraction became larger, the influence of tip clearance on pressure distribution became less.

1. 서 론

유체기계 중에서도 임펠러의 翼작용을 이용한 터보 기계는 고효율, 쉬운 보수관리, 적은 소음 등의 장점이 있어, 그 대부분을 차지하고 있다. 원래 터보기계는 單相流 상태에서 사용되는 것으로서 二相流 상태가 되면 임펠러의 작용이 악화되어 운전이 불가능하게 되는 경우가 많다.⁽¹⁾ 따라서 이상류 상태에서의 사용은 피하도록 고려되어있다. 그러나, 흡입관 접합부의 불량에 의한 공기의 흡입, 보일러의 급수 등과 같이 증기포를 포함하는 경우, 펌프 흡입파이프에 생기는 공기흡입 渦(air entraining vortex)에 의한 공기의 혼입 뿐만 아니라,

최근에는 로켓트 엔진용 터보펌프, 원자로의 안전해석, 해양유전개발 등의 문제와 관련해서 펌프를 기액 이상류 상태에서 작동시킬 필요성이 강하게 부각되었다. 또한, 고성능화·저비용화라는 상반된 요구를 충족하기 위해 소형화·고속화가 추진되면서 펌프의 흡입압력 저하에 의한 공기흡입 및 캐비테이션 발생 가능성의 증가로 인하여 이 방면에서의 연구도 활기를 띠기 시작했다.

종래의 일반적인 원심펌프의 경우에는 공기 흡입시의 펌프성능에 관한 연구^{(2)~(4)}가 비교적 활발하게 진행되어 기액 이상류시의 펌프성능은 불연속적으로 변하는 것으로 보고된 바 있다. 그들의 결과에 의하면 일반적인 원심펌프는 최고 효율점 부근에서 이상류시의 보이 드율(void fraction, 기액 이상류의 단위 체적중에서 기체가 차지하는 체적비) 상승에 의한 운전불능 상태까지의 성능저하가 크게 되는 것이 알려져 있다. 또한, 원심펌프에서는 소량의 공기 흡입에 의한 기포체류가

* 한국해양대학교 해사대학 기관시스템공학부

** 목포해양대학교 기관시스템공학부

*** 한국해양대학교 공과대학 기계정보공학부

E-mail : lyh@hanara.kmaritime.ac.kr

유로폐쇄를 초래한다는 것이 알려져 있다.⁽⁵⁾

한편, 스크류식(screw-type) 원심펌프⁽⁶⁾는 논클로그(non-clog) 펌프의 일종으로, 유럽에서 어류의 유체수송 목적으로 개발되었다. 현재는 고형물의 수송뿐만 아니라, 슬러리(slurry), 고형물이 함유된 액체, 흙탕물을 양수하는 등 산업의 여러 분야에서 사용되고 있다.⁽⁷⁾ 이 펌프는 Fig. 1에서 보여주는 바와 같이 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.⁽⁸⁾ 저자는 스크류식 원심펌프의 기액 이상류 특성⁽⁹⁾ 및 기액 이상류시의 펌프성능에 미치는 내부유동상태와 기포경의 영향⁽¹⁰⁾을 조사하였다. 그래서 스크류식 원심펌프는 일반적인 원심펌프와 비교하여, (1) 최고효율점 부근에서 이상류시의 보이드율의 상승에 따른 유로폐쇄까지의 성능저하의 비율 $\Delta\eta$ 가 상대적으로 작다. (2) 그러나 넓은 유로를 갖는 임펠러 형상이 유로폐쇄의 지연에 미치는 영향은 적다. (3) 임펠러 간극 $T_c=0.2\text{mm}$ 의 $\beta=0.022$ 에 있어서는, 단상류시보다 이상류시의 양정과 토크가 상승한다. 한편, $T_c=1.0\text{mm}$ 의 경우에는 양정과 토크의 상승은 발생하지 않는다는 사실을 보고한 바 있다.

본 연구에서는 기초적 데이터를 얻은 목적으로 시험 제작한 소형 스크류식 원심펌프⁽¹¹⁾에 있어서 임펠러 간극, 유량계수, 및 보이드율을 변수로 펌프내 변동압력을 케이싱에 설치한 압력측정공을 통해 측정하는 방법을 제시하였고, 기액 이상류시의 케이싱내 변동압력 분포를 구하고 그 특성을 조사하였다.

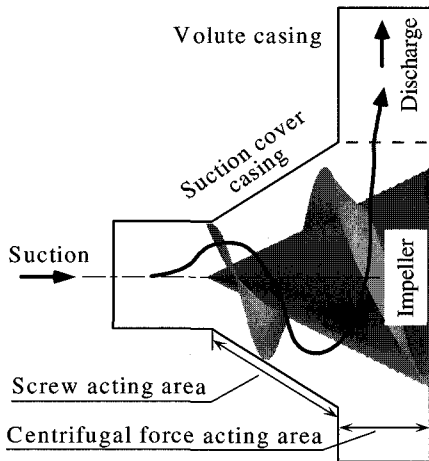


Fig. 1 Operating principle of a screw-type centrifugal pump

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

본 연구에서는 Fig. 2와 같은 실험장치를 이용하여 실험을 수행하였다. 저수탱크(직경 700mm, 높이 600mm)에 저장된 청수는 흡입관, 전자유량계를 지나 펌프내에 유입한다. 펌프내에서 승압된 청수는 토출관, 유량 조절밸브를 경유하여 다시 탱크 내로 재순환된다. 기액 이상류시의 실험에 있어서는 저수탱크 내에 격벽을 설치하여 이상유체중의 공기를 분리시켰다.

2.2 임펠러

본 연구에서 선정된 임펠러는 Table 1과 Fig. 3에 제시한 바와 같다. 임펠러는 60°원추상의 허브에 3차원 나선상의 깃 1매가 1.5회전 부가된 형상을 하고 있다. 최대반경(임펠러 선단으로부터 400°에 위치)은 44mm이고 재질은 알루미늄이다. 임펠러 깃과 케이싱 사이의 틈인 임펠러 간극 T_c 는 $T_c=0.2\text{mm}$ 와 1.0mm의 2종류에 있어서 실험을 행하였다. 깃 높이에 대한 임펠러 간극비는 각각 0.012와 0.058이다.

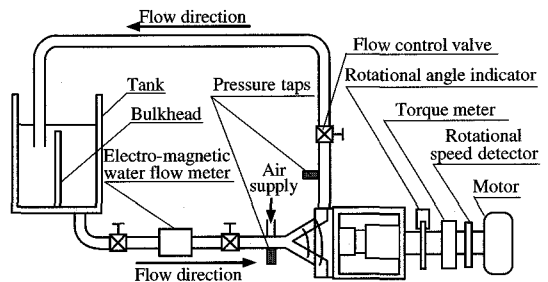


Fig. 2 Schematic view of the experimental apparatus

Table 1 Specifications of the test impeller

Maximum radius	44mm
Location angle of maximum radius	400deg.
Contact angle of the blade	90deg.
Total angle along the blade	540deg.
Vertical angle of conical hub	60deg.
Thickness of the blade	5mm
Height of the blade	17.3mm
Height of the impeller	71.4mm
Material	Aluminum

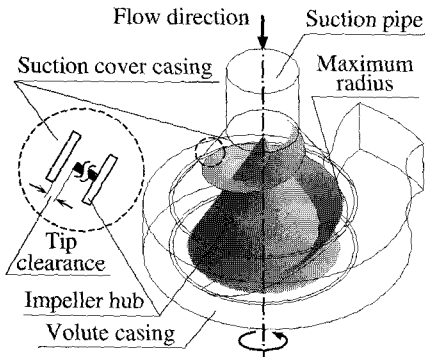


Fig. 3 Test impeller

2.3 공기공급계

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 불가능 정도의 대공기량 범위를 제외하고는 펌프 성능에 영향을 미치지 않으므로⁽¹²⁾ 공기는 흡입관 상부 80mm 상류에서 펌프 흡입압력 p_s 와 거의 같은 압력으로 주입하였다.

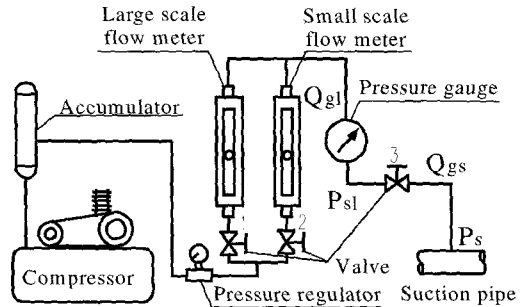


Fig. 4 Air supply system

3. 압력측정 시스템 및 동특성

3.1 압력측정 시스템

펌프내 압력측정용 케이싱의 정면도와 단면도를 Fig. 5에 나타내었다. 케이싱에는 펌프내 압력을 취출하기 위한 압력측정공을 벌류트 케이싱부에 8개소, 흡입 케이싱부에 30개소, 도합 38개소에 설치하였다. 벌류트 throat부근에는 압력장이 복잡할 것으로 예상되어 측정 점을 집중시켰다.

펌프내 압력측정 시스템을 Fig. 6에 나타내었다. 측정 파라미터는 펌프내압 P_{imp} , 펌프흡입압력 p_s , 임펠러 위상각 θ_{imp} , 액상유량 Q , 펌프회전수 n , 공기체적유량 Q_{gl} 이다. θ_{imp} 는 1회전당 1펄스의 신호와 360펄스의 신호를 방출하는 각도검출기를 이용하여 검출하였다. 각도검출기로부터의 신호는 분주기에 의해 임의의 펄스로 분주되어, 그 펄스를 트리거 신호로 이용함으로써 각 측정공에 있어서 각 임펠러 위상각에 대응하는 압력변동의 측정이 가능하도록 되어있다. 그리고, 임펠러의

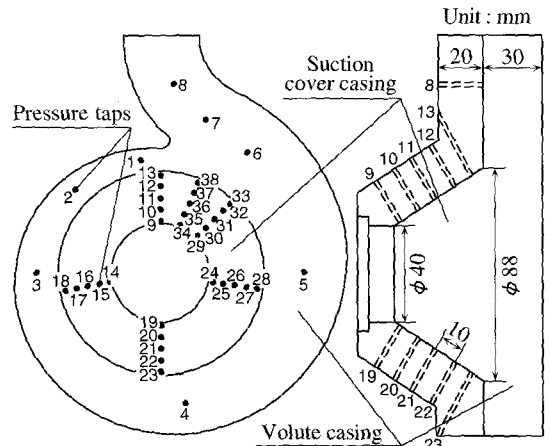


Fig. 5 Locations of pressure taps on pump casing

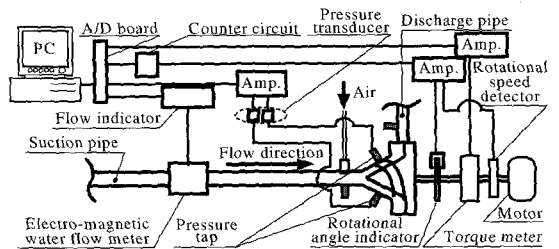


Fig. 6 Schematic illustration of the pressure measurement system

위상은 임펠러 선단이 펌프축에 대해 연직상방에 왔을 때를 0° 로 정의하였다. 또한, 각종 전기신호는 앰프, A-D 보드를 거쳐, 컴퓨터에 전암치로서 기록된다.

압력변환기를 직접 케이싱에 접속해서 P_{imp} 를 측정하면, 출력에 기계진동의 영향이 나타나 파형이 변형될 우려가 있으며 부주의한 취급에 의해 압력계의 측정면을 손상시킬 염려가 있다.⁽¹³⁾ 그 때문에 본 실험에서는 Fig. 7에 제시한 바와 같이 스테인레스제의 도입관과 경질의 폴리프로판 튜브 및 홀더를 매개체로 이용

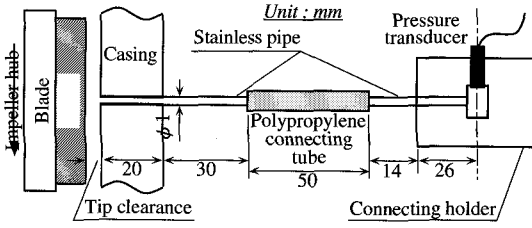


Fig. 7 Explanatory layout of connecting tube

하였다. 일반의 비닐관은 내압에 의한 탄성변형이 크므로 경질의 폴리프로판 튜브를 이용하였으며 도압관 내의 기포의 유무에 주의를 기울여 측정하였다.

측정치의 평가방법으로는 P_{imp} 를 임펠러 최대반경의 주속도 u_2 로 무차원화한 압력계수 C_p 를 이용하였다. 압력계수 C_p , 보이드율 β 및 유량계수 ϕ 는 다음과 같이 정의하였다.

$$C_p = (P_{imp} - \rho g Z_{imp} - p_s) / (1/2) \rho u_2^2 \quad (1)$$

$$\beta = Q_{gl} / (Q + Q_{gl}) \quad (2)$$

$$\phi = \frac{Q}{60 \pi b_2 d_{max} u_2} \quad (3)$$

여기서, P_{imp} , ρ , g , Z_{imp} , p_s , u_2 , Q_{gl} , Q , b_2 , d_{max} 는 각각 펌프내압, 사용유체밀도, 중력가속도, 펌프 중심축으로부터 내압 측정공까지의 높이, 펌프흡입압력, 임펠러 최대반경에서의 주속도, 공기의 체적유량, 액상유량, 별류트 케이싱 폭, 임펠러 최대직경을 의미한다.

3.2 압력측정계의 동특성

펌프내 압력변동의 단상류시와 기액 이상류($\beta=0.022$)시의 임펠러 20회전분의 출력전압치를 각각 Fig. 8(a), (b)에 나타내었다. 이 그림은 $n=3000$ rpm, $T_c=0.2$ mm, $\phi=0.025$ 에 있어서 압력측정공 No. 26의 결과이다. 단상류, 이상류 모두 20회전분의 결과가 동일한 경향을 보이고 있지만 유동의 비정상성 때문에 각 파형의 상세부는 조금씩 흐트러짐이 보인다. 따라서 측정 데이터를 평균화할 필요성이 있다. 또한, 각 파형의 흐트러짐은 기액 이상류시에 조금 더 크게 나타났다.

Fig. 9는 단상류시와 기액 이상류($\beta=0.022$)시에 있어

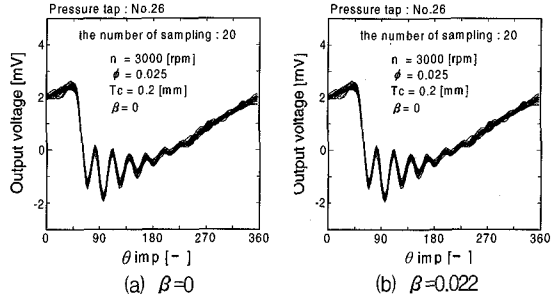


Fig. 8 Pressure Fluctuations for 20 revolutions

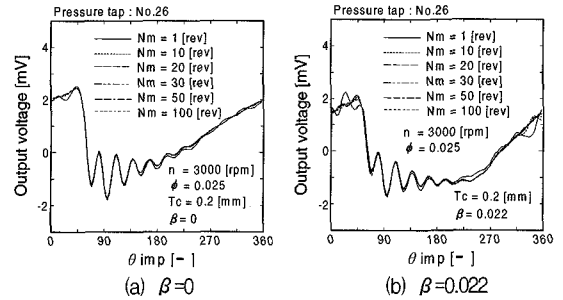


Fig. 9 Pressure fluctuations for different Nm

서 데이터 평균화 횟수 $N_m=10, 20, 30, 50, 100$ 에 대한 결과를 보여준다. 단상류시와 기액 이상류시 모두 평균화 횟수 $N_m=20$ 이상에서는 실질적인 차가 거의 보이지 않고 평균화 횟수 100이면 충분하다는 것을 알았다. 따라서, 이하의 측정에서는 임펠러 100회전분의 데이터를 기록하여 평균하기로 하였다.

일반적으로 측정계의 고유진동수는 임펠러의 통과진동수에 대해 적어도 수 십배정도 높지않으면 안된다.⁽¹³⁾ 본 실험에 있어서 임펠러의 통과진동수는 50Hz이며, 측정계의 고유진동수는 35kHz이므로 주파수 특성은 충분한 정도를 갖고 있다.

본 실험에서는 Fig. 8에서 알 수 있듯이 측정부에 있어서 도압관내의 유체에 의한 수격현상 때문에 임펠러 통과후에 진동이 나타난다. 이 수격현상에 의한 도압관내의 압력전과 속도를 조사하기 위해, 도압관 길이 L 을 바꿔가며 압력측정을 행하였다. 그 결과를 Fig. 10에 나타내었다. 도압관 길이 L 이 길어짐에 따라 진동의 위상지연이 생김을 알 수 있다. 케이싱 내부의 압력이 압력변환기까지 도달하는 데 임펠러 위상으로 약 6°의 시간 지연이 발생하였으므로 전 데이터는 6°의 수정을 행하여 케이싱 내부의 압력으로서 나타내었다. 또한, 수격현상을 제거하기 위해 압력데이터는 인접평균을 취했다.

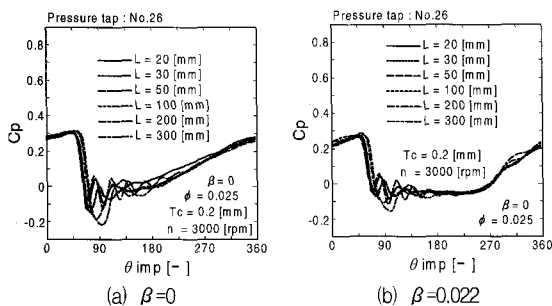


Fig. 10 Influence of connecting tube length on pressure fluctuations

4. 실험결과 및 고찰

4.1 흡입케이싱 내의 압력분포

단상류시의 $n=3000$ rpm, $T_c=0.2$ mm의 최고효율점의 $\phi=0.025$ 에 있어서, 반경방향의 압력측정공 No. 24~28의 결과를 Fig. 11(a)에 주방향의 압력측정공 No. 11, 16, 21, 26의 결과를 Fig. 11(b)에 나타내었다.

모든 압력계수 C_p 는 최고치가 1회 나타나고, 1의 임펠러의 특징을 나타내고 있다. 또한 원주상의 흡입케이싱이므로 반경방향의 C_p 는 펌프흡입측에서 토출측으로 부드럽게 상승함을 알 수 있다. 그러나, 측정공 No.11, 16, 21, 26의 임펠러간 압력분포는 거의 같고, 주방향의 압력변화는 발생하지 않음을 알 수 있다.

압력측정공 No. 26의 $n=3000$ rpm, $T_c=0.2$ mm, $\beta=0, 0.01, 0.03$ 에 있어서 유량계수 ϕ 의 변화에 따른 C_p 의 변화를 각각 Fig. 12(a)~(c)에 나타내었다. 단상류시는 ϕ 가 저하함에 따라 C_p 는 $\phi=0.025$ 시의 C_p 보다 상승하지만, 이상류시에는 보이드율의 증가와 더불어 ϕ 가 저하해도 $\phi=0.025$ 시의 C_p 보다 상승하지 않음을 알

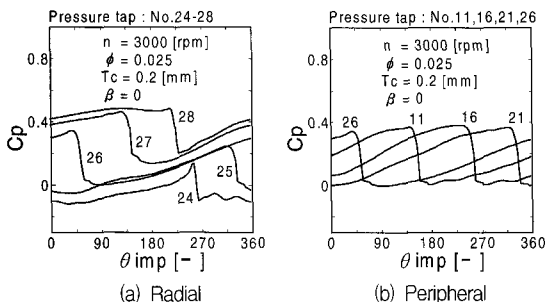


Fig. 11 Pressure distributions in the suction cover casing at $\beta=0$

수 있다.

반경방향의 압력측정공 No. 24, 26, 28의 $n=3000$ rpm, $\phi=0.025$ 시의 $\beta=0, 0.03, 0.05$ 에 있어서 임펠러 간극 T_c 의 변화에 따른 C_p 의 변동을 각각 Fig. 13(a)~(c)에 나타내었다. 양 임펠러 간극 모두 흡입케이싱 내의 압력변동의 경향은 비슷하다. 단상류시는 임펠러 간극이 크게 영향을 미치므로 양 임펠러 간극에 있어서 C_p 의 차가 크지만 그 차는 보이드율의 증가와 더불어 서서히 작아지고 $\beta=0.05$ 정도에서는 양 임펠러 간극에 있어서 C_p 의 차가 거의 나타나지 않음을 알 수 있다.

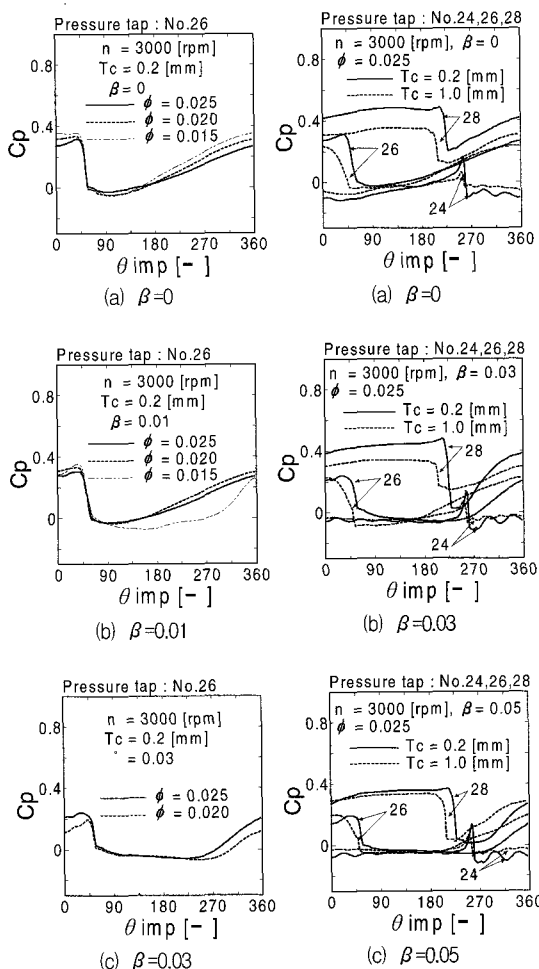


Fig. 12 Pressure distributions for different void fractions and flow coefficients in the suction cover casing

Fig. 13 Pressure distributions for different void fractions and tip clearances in the suction cover casing

4.2 벌류트 케이싱내의 압력분포 및 유동양식

단상류, $n=3000$ rpm, $T_c=0.2$ mm시의 유량계수 $\phi=0.025$, 0.015, 0.005에 있어서 압력측정공 No. 1~8의 결과를 각각 Fig. 14(a)~(c)에 나타내었다. 또한, 이상류, $n=3000$ rpm, $T_c=0.2$ mm, $\beta=0.01$ 시의 $\phi=0.025$, 0.020, 0.015의 결과를 각각 Fig. 15(a)~(c)에 나타내었다. 그림으로부터 벌류트 케이싱내의 압력이 부드럽게 상승하고 또한 임펠러 1회전에 최고치가 1회 나타남을 알 수 있다. 이것은 본 연구에 사용한 펌프가 1의 임펠러인 영향이 벌류트 중앙에까지 미치고 있음을 의미하고, 스

크류식 임펠러를 갖는 원심펌프의 특징임을 알 수 있다. 단상류, 이상류 모두 유량계수 ϕ 가 저하함에 따라 벌류트 출구 (측정공 No. 7, 8)와 throat부분의 압력차가 커짐을 알 수 있다.

4. 결론

기초적 데이터를 얻기위해 제작한 소형 스크류식 원심펌프의 $n=3000$ rpm에 있어서 임펠러 간극, 유량계수, 보이드율을 변수로 케이싱내의 변동압력 측정실험 방법을 검토하고 압력분포를 구하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 임펠러 내의 압력을 케이싱을 통하여 측정하는 값에는 불규칙한 변동성분을 포함하고 있지만 20회전 이상을 평균한 값에는 그 값에 변동치가 거의 나타나지 않은 것을 확인하였다. 그리고 그 변동치는 기액 이상류시에 더 크다.
- (2) 반경방향의 압력계수는 펌프흡입측에서 토출측으로 부드럽게 상승하나, 주방향의 임펠러간 압력분포는 거의 같고, 압력변화는 발생하지 않는다.
- (3) 단상류시는 유량계수가 저하함에 따라 압력계수는 상승하지만, 기액 이상류시에는 보이드율의 증가와 더불어 유량계수가 저하해도 최고유량시의 압력계수보다 상승하지 않는다.
- (4) 보이드율이 증가함에 따라 압력계수에 미치는 임펠러 간극의 영향은 적어진다.
- (5) 단상류시와 기액 이상류시 모두 유량계수의 저하와 더불어 벌류트 출구와 throat부의 압력차가 증가한다.

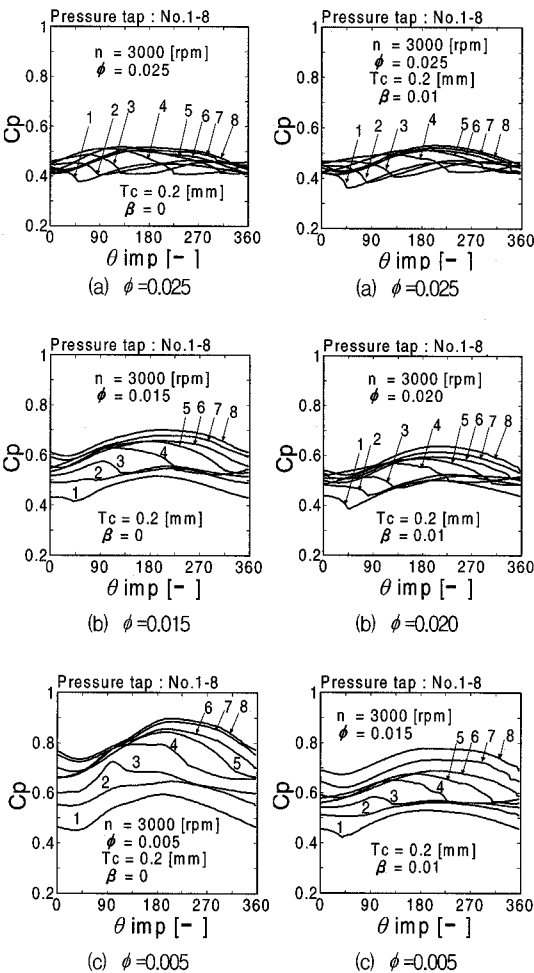


Fig. 14 Pressure distributions for different flow coefficients in the volute casing at $\beta=0$

Fig. 15 Pressure distributions for different flow coefficients in the volute casing at $\beta=0.01$

참고문헌

- (1) 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.
- (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) 이종철, 김운제, 김철수, 2000, “기-액 2상유동에 따른 원심펌프 성능변화에 대한 연구”, 유체기계저널, Vol. 3-3, pp. 12~18.
- (5) 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.
- (6) 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.
- (7) 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.
- (8) 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.
- (9) 김유탉, 타나카 카즈히로, 이영호, 1999, “소형 스크류식 원심펌프의 기액 이상류 특성,” 유체기계저널, Vol. 2-4, pp. 9~15.
- (10) 김유탉, 타나카 카즈히로, 이영호, 마쯔모토 요이치로, 1999, “공기 흡입이 소형 스크류식 원심펌프의 특성에 미치는 영향”, 유체기계저널, Vol. 2-3, pp. 37~44.
- (11) Kim, Y. T., Tanaka, K., and Matsumoto, Y., 1999, “Tip Clearance and Bubble Size of a Screw-type Centrifugal Pump Operating in Two-phase Flow,” Proceedings of The Third ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, FEDSM99-7207.
- (12) Murakami, M., Suehiro, H., Isaji, T., and Kajita, J., 1969, “Flow of Entrained Air in Centrifugal Pumps,” Proc. 13th Congr. IAHR, PP. 71~79.
- (13) Murakami, M., Minemura, K., and Kataoka, T., 1983, JSME(in Japanese) 49-438, pp. 406~414.