

< 논 문 >

회전차의 축방향 변위가 펌프의 성능과 축추력에 미치는 영향

홍순삼* · 강신형** · B. Orachelashvili***

(1996년 11월 5일 접수)

The Effect of Axial Displacement of the Impeller on the Performance and Axial Thrust of a Pump

Soon-Sam Hong, Shin-Hyoung Kang and B. Orachelashvili

Key Words : Axial Displacement(축방향 변위), Pump Performance(펌프의 성능), Leakage Loss(누설손실), Axial Thrust(축추력)

Abstract

The axial position of an impeller is misaligned in the process of manufacturing and assembling. For a single suction centrifugal pump with balancing holes, the effect of axial displacement of impeller on the performance, leakage loss and axial thrust acting on the impeller is experimentally investigated. The axial displacement decreases the pump efficiency, increases the leakage through the clearance between wearing ring and impeller, and affects the characteristics of axial thrust.

기 호 설 명

b : 회전차 출구 내부 폭

D : 웨어링링의 내부 직경

D_2 : 회전차 출구 직경

d : 웨어링링과 회전차 사이의 간극의 2배

f : 마찰계수

H : 양정

H_L : 웨어링링에서의 압력강하

L : 웨어링링과 회전차가 접한 길이

n : 회전수

n_s : 비속도

P : 정압

P_i : 펌프입구에서의 정압

Q : 유량

Q_L : 누설유량

Q_{opt} : 최대효율에서의 유량

T_m : 운동량의 변화에 의한 축추력

T_p : 압력차에 의한 축추력

T_t : 총 축추력

u_2 : 회전차 바깥지름의 원주속도

δ : 케이싱의 중심과 회전차의 중심의 변위

η : 펌프의 효율

η_{max} : 펌프의 최대효율

η_v : 체적효율

ν : 동점성 계수

ϕ : 유량계수 ($=Q/(u_2\pi D_2 b)$)

ψ : 양정계수 ($=H/(u_2^2/2g)$)

1. 서 론

펌프의 제조, 조립과정에서 회전차의 중심과 케이싱의 중심이 잘 맞지 않아 회전차가 축방향으로 변위가 생길 수 있다. 이것은 여러 손실을 유발시켜 펌프성능에 영향을 주는데 웨어링링(wearing ring)과 회전차 사이의 간극을 통한 누설손실의 특

*회원, 서울대학교 대학원 기계공학과

**회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

***Moscow Power Engineering Institute, Russia

성이 변하게 되며 회전차 출구를 나온 유체가 케이싱으로 전달되는 과정에서 수력손실이 증가하게 된다. 또한 이 변위는 전면축벽(front shroud)과 후면축벽(back shroud)의 압력분포에 영향을 주어 펌프의 축추력 특성을 변화시키는데 이는 결국 펌프의 내구성에도 영향을 주게 된다.

편흡입 회전차의 경우 전면축벽과 후면축벽에 작용하는 정압에 차이가 있기 때문에 축방향으로 추력이 발생하는데 후면에는 높은 출구압력이 작용하고 전면의 회전차 입구에는 낮은 흡입압력이 작용하기 때문에 회전차는 전면 방향으로의 축추력을 받는다. 운동량의 변화에 의한 후면 방향으로의 추력은 압력차에 의한 추력에 비해 상대적으로 작기 때문에 축추력은 보통 전면으로 향한다. 축추력을 없게 하기 위해 밸런싱홀, 축벽깃 등을 두지만 여전히 축추력은 존재한다. Stepanoff⁽¹⁾는 회전차의 축방향 변위가 펌프 성능에 주는 영향을 연구한 바 있으며 Iino 등⁽²⁾은 밸런싱홀이 없는 다단펌프에서의 축추력 특성에 대해서 실험과 계산을 수행한 바

있다.

본 연구에서는 회전차의 축방향 변위가 펌프의 성능과 축추력에 미치는 영향을 보기 위해, 밸런싱홀이 있는 편흡입 원심펌프에 대해 케이싱은 고정시킨 상태에서 회전차를 케이싱의 중심에서 축방향으로 이동시키면서 펌프성능, 누설손실, 축추력 등의 특성을 살펴보았다. 성능은 유량, 양정, 축동력으로부터 구했고 누설손실은 웨어링에서의 압력강하로부터 구했다. 압력차에 의한 축추력은 전면 케이싱과 후면 케이싱에서의 압력분포를 적분하여 구했으며 운동량의 변화에 의한 축추력은 회전차 출구에서의 유동은 반경방향 속도 성분만 있다는 가정 하에서 구하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

실험은 Fig. 1과 같은 실험장치를 이용하여 수행하였다. 2.5m³ 용량의 물탱크 아래 부분에서 물을 흡입하여 위쪽으로 배출하게 되며 물탱크와 모든

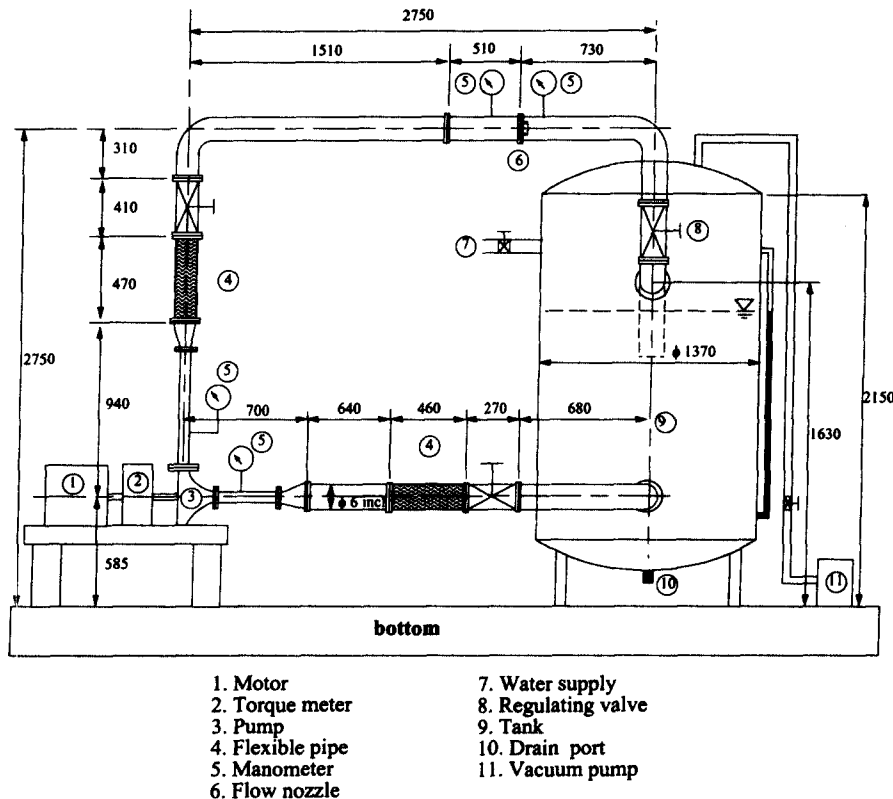


Fig. 1 Pump test-rig layout

배관의 재질은 stainless steel이다. 펌프 입구, 출구의 이음 부분을 제외하고는 배관의 직경은 모두 6 inch이다. 유량은 노즐 전후의 압력 차이로부터 구하였고 노즐은 long-radius flow nozzle⁽³⁾을 사용하였으며 유량은 노즐 뒤쪽에 설치된 게이트밸브(gate valve)로 조절하였다. 양정을 구하기 위해 펌프 입구, 출구 각각 200mm 떨어진 곳에 부르동관식 압력계와 압력변환기(SENSOTEC)를 설치하였으며 압력은 파이프 둘레의 4곳에 설치한 정압구멍을 묶어서 측정하였다. 축동력은 펌프와 모터사이에 설치된 토크미터(KYOWA, TP-20KMC)에서 읽은 토크와 타코미터(LUTRON, DT-2234A)에서 읽은 펌프 회전수로부터 구했다. 누설손실과 축추력을 구하기 위해 전면 케이싱과 후면 케이싱에 압력구멍을 내어서 압력분포를 구했다.

3. 실험결과 및 고찰

연구에 쓰인 펌프는 편흡입 원심펌프인데, 기본 사양은 다음과 같다.

$$Q=1.2\text{m}^3/\text{min}=0.02\text{m}^3/\text{s}$$

$$H=28\text{m}$$

$$n=1750\text{rpm}$$

$$D_2=259\text{mm}$$

$$n_s=157[\text{m}^3/\text{min}, \text{m}, \text{rpm}]$$

위 펌프는 비교적 소형펌프로서 그 생산량이 많아서 산업체의 기술향상에 영향이 큰 기종이다. 본 연구는 펌프와 관련된 기초연구를 수행하기 위해서 설치한 시험장치를 처음으로 이용한 결과이기 때문에 우선 펌프의 성능시험 및 효율측정의 신뢰성을 파악하기 위함도 연구 목적 중의 하나이다. 이를 위해서 먼저 회전차를 변위시키지 않은 원래의 위치에서 3가지 회전수에 대해 양정, 축동력, 효율을

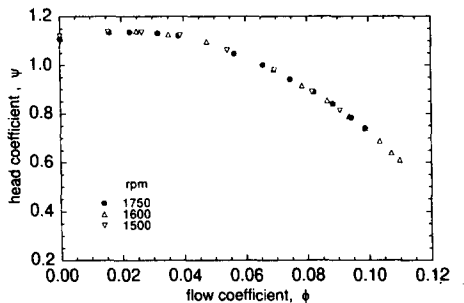


Fig. 2 Head coefficient with rotational speed

구하였는데 회전수가 클수록 양정과 축동력은 증가했고 최고효율은 거의 동일했다. Fig. 2에는 무차원화된 양정계수의 유량계수에 따른 변화를 나타내었는데 회전수는 달라도 각각의 양정계수가 한 곡선으로 올라오는 것을 보면 상사성이 잘 만족되는 것을 확인할 수 있었고 시험의 신뢰도를 간접적으로 나타낸다. 한편 토크미터로 측정한 효율의 변화를 Fig. 3에 나타내었다. 회전수의 변화에 따른 레이놀즈수의 변화가 크지 않아서 거의 동일한 최고 효율을 나타낸다.

이제 회전차의 축방향 변위가 펌프의 성능과 축추력에 미치는 영향을 보기위해 회전차를 축방향으로 움직이게 되는데 회전차의 모양, 압력탭의 위치 등은 Fig. 4에 나타내었다.

3.1 펌프성능

회전차의 축방향 변위가 펌프성능에 미치는 영향

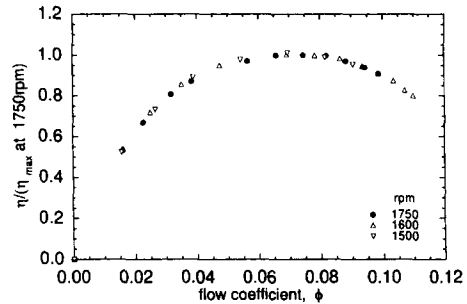


Fig. 3 Efficiency with rotational speed

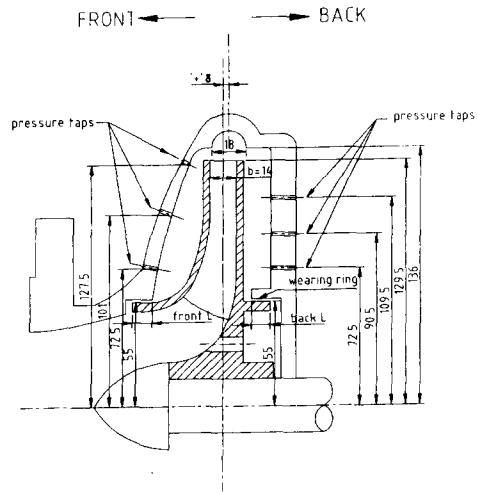


Fig. 4 Configuration of impeller

을 보기 위해, 케이싱은 그대로 두고 회전차를 축 방향으로 움직이며 펌프의 성능을 구하였다. 유량 변화에 따른 펌프의 전양정, 축동력, 효율을 구하기 위해 게이트밸브를 차단 상태에서부터 단계적으로 개방하면서 노즐 앞과 뒤에서의 압력차이, 축에 걸리는 토크, 펌프 회전수, 펌프 입구와 출구에서의 압력을 측정하였다.

회전차의 축방향 변위는 케이싱의 중심에서 벗어난 양(δ)을 회전차 끝의 안쪽 폭(b)으로 무차원화 하여 나타낸다. δ/b 의 '+'부호는 펌프 입구 쪽으로 회전차가 변위되었음을 뜻한다. δ/b 를 -0.32 , -0.16 , -0.04 , $+0.11$, $+0.24$, $+0.36$ 의 6가지로 변화시키며 성능을 구하였다. 그 결과 효율은 $\delta/b = +0.11$ 에서 최대가 되었고 δ/b 의 절대값($|\delta/b|$)이 커질수록 작아졌다. $|\delta/b|$ 이 커진다는 것은 회전차가 케이싱의 중심에서 더 많이 벗어난다는 의미인데 중심에서 벗어날수록 누설손실(leakage loss)과 수력손실(hydraulic loss)이 증가하여 효율이 감소하게 된다. 누설손실의 증가는 회전차가 변위된 방향의 반대편의 누설로 인한 것인데, 회전차가 펌프 입구 쪽으로 변위되었다면 후면 누설(rear leakage)이 증가하게 되고 회전차가 펌프 입구 반대편으로 변위되었다면 전면 누설(front leakage)이 증가하게 된다. 그리고 수력손실의 증가는, 회전차가 케이싱의 중심에서 벗어나면 회전차 출구와 케이싱 사이에서 효율적으로 에너지 전달이 되지 않기 때문에 생긴다. Fig. 5에는 6개의 δ/b 값 중에서 작은 값 4개에 대해 세로축에는 각각의 효율을 $\delta/b = +0.11$ 에서 4차 다항식으로 curve fitting 후 구한 최대 효율값으로 무차원화 하여 나타내고 가로축에는 각각의 유량을 $\delta/b = +0.11$ 에서의 최대 효율에 해당하는 유량으로 무차원화 하여 나타냈으며 곡선은 4차 다항식으로 curve fitting하여 나타냈다. Fig. 6에 6가지 δ/b 에 대해 각각의 최대 효율값을 $\delta/b = +0.11$ 에서의 최대 효율값으로 무차원화 하여 나타내었고 곡선은 4차 다항식으로 curve fitting하여 나타냈다. 6가지의 δ/b 에서 최대 효율의 최대값($\delta/b = +0.11$ 의 경우)과 최소값($\delta/b = -0.32$ 의 경우)의 실제의 차이는 0.74%이다.

3.2 누설손실

회전차의 축방향 변위가 펌프의 성능에 미치는 영향 중에서 누설손실에 대해 조금 더 자세히 고찰하였다. 웨어링링과 회전차 사이의 간극 전후의 압

력차는

$$H_L = f \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g} + 0.5 \frac{v^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} = \left(f \frac{L}{d} + 1.5 \right) \frac{v^2}{2g} \quad (1)$$

와 같이 표현된다. 우변의 첫째 항은 통로의 마찰손실, 둘째 항은 입구손실, 셋째 항은 출구 속도수두에 해당된다. 그리고 웨어링링을 통한 누설유량은 웨어링링의 단면적과 간극에서의 유체속도의 곱으로 표시된다.

$$Q_L = Av \quad (2)$$

식 (1)에서 속도를 구하면

$$v = \frac{1}{\sqrt{f \frac{L}{d} + 1.5}} \sqrt{2gH_L} \quad (3)$$

윗식을 식 (2)에 대입하면 아래 식이 된다.

$$Q_L = Av = \frac{\pi Dd}{2} \frac{1}{\sqrt{f \frac{L}{d} + 1.5}} \sqrt{2gH_L} \quad (4)$$

Stepanoff⁽⁴⁾ 실험 데이터를 curve fitting 하여 마찰

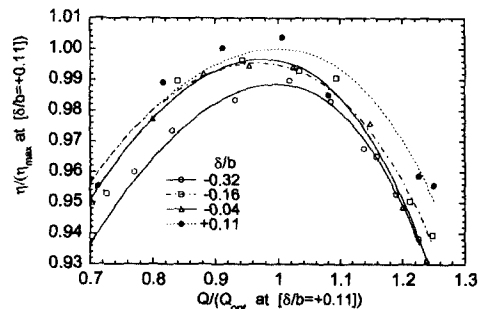


Fig. 5 Efficiency with axial displacement of impeller

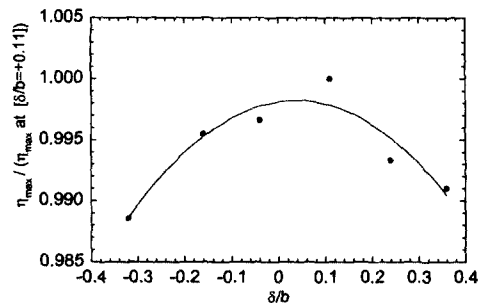


Fig. 6 Maximum efficiency and axial displacement of impeller

계수 f 와 레이놀즈수 R 의 관계를 구했으며 그 식은 아래와 같다.

$$f = 1.6295R^{-0.4684} = 1.6295\left(\frac{vd}{\nu}\right)^{-0.4684} \quad (5)$$

여기서 d 는 0.3mm, ν 는 $1.31 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ 로 하여 식 (5)를 식 (3)에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$v^2 = \frac{2gH_L}{f\frac{L}{d} + 1.5} = \frac{2gH_L}{0.1278v^{-0.4684}\frac{L}{d} + 1.5} \quad (6)$$

식 (6)에서 속도를 구한 후 식 (2)에 대입하여 누설유량을 구한다. 이로부터 웨어링링과 회전차 사이의 간극 전후의 압력차(H_L)를 계속하여 누설유량(Q_L)을 추정할 수 있다.

간극의 압력차(H_L)는 케이싱의 전면과 후면에서 압력분포를 구한 후 curve fitting 하여 구한다. δ/b 를 3.1절과 마찬가지로 $-0.32, -0.16, -0.04, +0.11, +0.24, +0.36$ 의 6가지로 변화시키며 설계유량에서 누설손실과 체적효율을 구했다. 전면과 후면에서 동일하게 $D=0.11\text{m}, d=0.3\text{mm}$ 이고 웨어링링과 회전차가 접촉하는 폭(L)은 변위된 각각의 경우에 대해서 측정하여 구한다. 6가지의 δ/b 각각의 경우에 대해 케이싱의 전면과 후면에서 압력분포를 구했는데 이 중 4가지의 δ/b 에 대해서만 Fig. 7에 나타냈다.

설계유량에서 6가지의 δ/b 각각의 경우에 대한 결과를 종합해서 나타내면 다음 표와 같다.

누설유량은 Fig. 8에 나타냈는데, 회전차가 후방

으로 변위되었을 때는 전면 누설은 많고 후면 누설은 적으며 회전차가 전방으로 변위되었을 때는 반

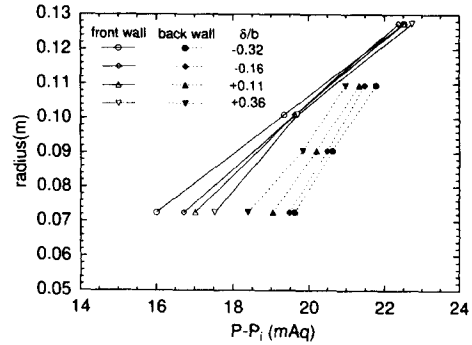


Fig. 7 Pressure on front wall and back wall of casing at design discharge

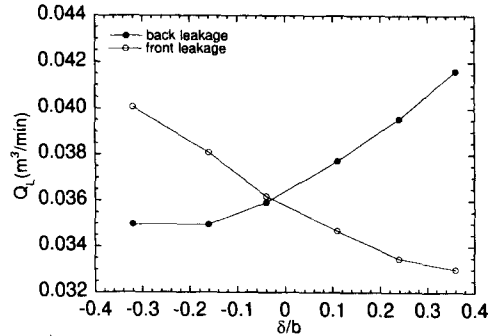


Fig. 8 Effect of axial displacement on leakage through front wearing ring and back wearing ring at design discharge

Table 1 Effect of axial displacement on leakage at design discharge

δ/b		-0.32	-0.16	-0.04	+0.11	+0.24	+0.36
L(mm)	Back	10.0	10.0	8.8	6.8	5.0	3.3
	Front	1.2	3.5	5.2	7.2	9.0	10.0
f	Back	0.0411	0.0411	0.0406	0.0397	0.0388	0.0379
	Front	0.0386	0.0395	0.0405	0.0413	0.0420	0.0423
$\sqrt{f\frac{L}{d}+1.5}$	Back	1.69	1.69	1.64	1.55	1.47	1.39
	Front	1.28	1.40	1.48	1.58	1.66	1.71
H_L (mAq)	Back	18.5	18.5	18.3	18.0	17.7	17.5
	Front	14.0	15.0	15.2	15.8	16.3	16.7
Q_L (m³/min)	Back	0.0350	0.0350	0.0359	0.0377	0.0395	0.0416
	Front	0.0401	0.0381	0.0362	0.0347	0.0335	0.0330

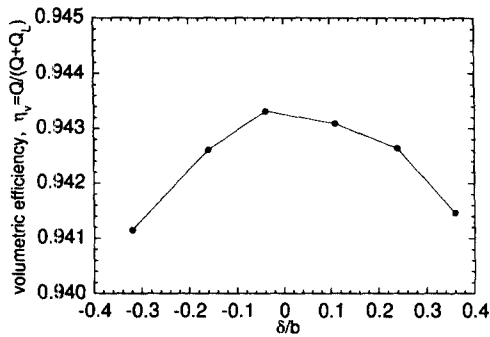


Fig. 9 Effect of axial displacement on volumetric efficiency at design discharge

대의 경향을 보인다. 변위량(δ/b)이 적을수록, 전면 누설과 후면 누설량을 합한 총 누설량은 적었고 따라서 Fig. 9에 보인 대로 체적효율도 가장 좋다. 체적효율은 다음과 같이 정의된 양이다.

$$\eta = \frac{Q}{(Q + Q_L)} \quad (7)$$

변위량이 적을수록 체적효율이 좋은 것은 3.1절에서 변위량이 적을수록 펌프 효율이 좋은 것과 일치하고 있다.

3.3 축추력

회전차의 축방향 변위가 축추력에 미치는 영향을

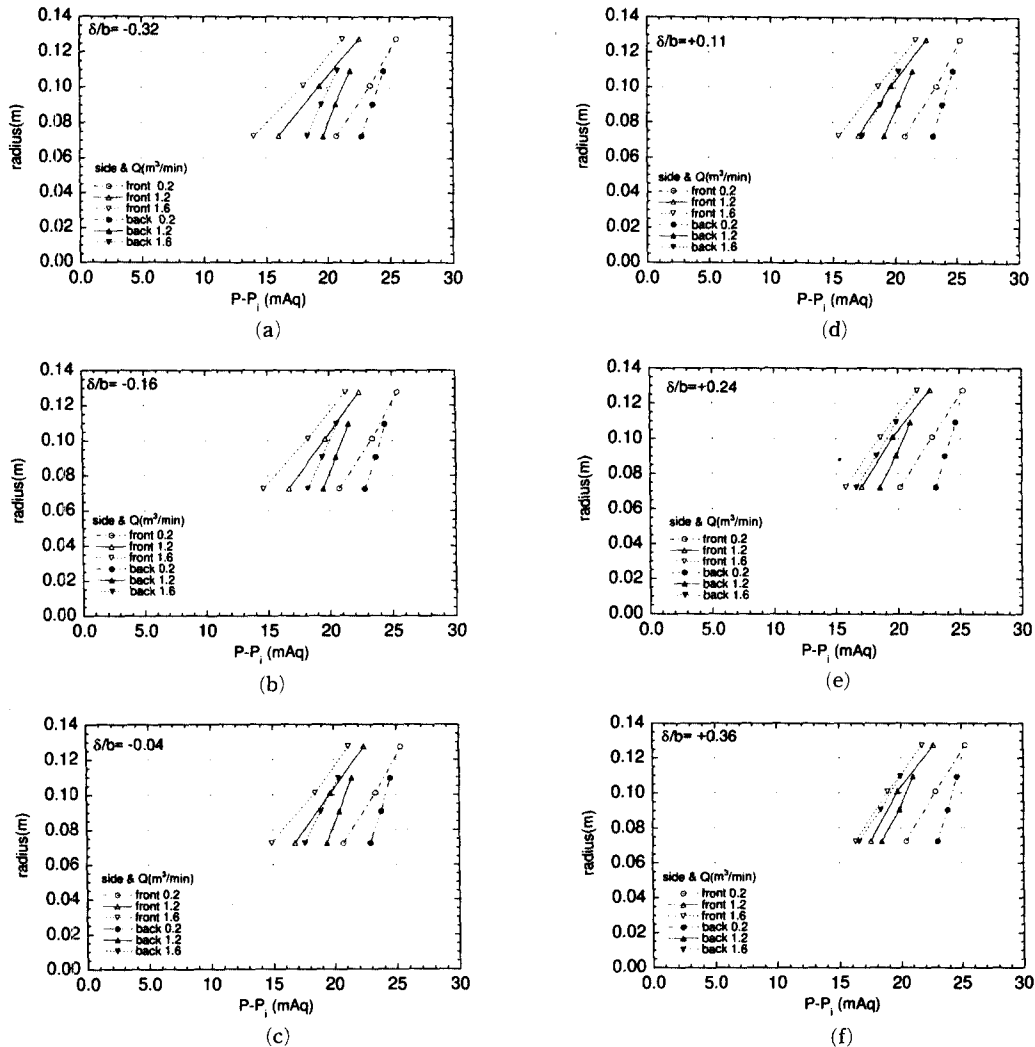


Fig. 10 Pressure on front side & back side of volute

보기 위해, 케이싱은 그대로 두고 회전차를 축방향으로 움직이며 펌프의 축추력을 구했다. 먼저 축추력은 압력차에 의한 추력과 운동량의 변화에 의한 추력의 합으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_t = T_p + T_m \quad (8)$$

$$T_p = \int_{back} p dS - \int_{front} p dS \quad (9)$$

$$T_m = A_e \rho v_1^2 \quad (10)$$

여기서, A_e 는 회전차 입구 면적이고 v_1 은 입구에서의 속도이다.

회전차가 케이싱의 중심에서 축방향으로 변위되었을 때 축추력을 구했다. 케이싱 전면과 후면에서 6가지의 회전차 변위에 대해 압력분포를 구한 것을 Fig. 10(a)~(f)에 나타내었다. 실제로 여러 유량의 경우에서 계측했지만 여기에는 0.2, 1.2, 1.6 m³/min의 세 경우만 나타내었다. 전면에 비해 후면 압력분포를 반경 방향으로 짧은 영역에서 계측한 것은 후면에서의 케이싱 구조가 압력탭을 설치하기에 용이하지 않았기 때문이다. 그림에서 보면 δ/b 가 커지면서 즉, 회전차가 전방으로 변위되면서 후면 케이싱의 압력은 점점 감소하고 전면 케이싱의 압력은 증가한다. 그 이유는 회전차가 전방으로 변위되면 후면누설은 커지고 전면 누설은 적어지기 때문이다.

회전축으로부터 같은 반경에 있으면 회전차의 축벽(shroud)에서의 압력과 압력탭이 있는 케이싱의 벽에서의 압력이 같다는 가정 하에 케이싱의 벽에서의 압력분포를 적분하여서 압력차에 의한 축추력을 구한 다음, 그 양에서 운동량의 변화에 의한 축추력을 더한 결과가 총 축추력이다. 그리고 6가지 δ/b 의 경우에 대해 총 축추력을 나타낸 것이 Fig. 11이다. 적은 유량에서는 회전차가 앞쪽으로 변위되었을 때 축추력이 크고 많은 유량에서는 회전차

가 뒤쪽으로 변위되었을 때가 축추력이 크다. 변위량이 작은 $\delta/b = -0.04, 0.11$ 의 경우 유량에 대해 비교적 평탄한 축추력 분포를 보였다. $\delta/b = -0.32$ 에서 유량이 많을 때 축추력은 가장 크고 베어링에 많은 부하를 줄 수 있다.

4. 결 론

회전차의 축방향 변위가 밸런싱홀을 가진 편흡입 원심펌프의 성능, 누설손실, 축추력에 미치는 영향에 대해 실험적으로 연구하였다. 제한된 범위의 실험을 통해서 제품의 개발과 설계에 중요한 누설손실과 축추력을 정량적으로 추정할 수 있음을 확인하였다. 본 연구를 통해서 정량적인 자료를 확보할 수 있었으나 특정한 펌프에 대해서 계측을 하였기 때문에 여기에서는 정성적인 결론을 아래와 같이 종합한다.

- (1) 회전차의 축방향 변위는 펌프의 효율을 저하시킨다.
- (2) 회전차의 축방향 변위는 누설손실 특성에 영향을 미치는데 회전차가 전방으로 변위되면 후방으로의 누설량이 커지고 후방으로 변위되면 전방으로의 누설량이 커지며 변위가 적을수록 총 누설량은 적었다.
- (3) 회전차의 축방향 변위는 축추력 특성에 큰 영향을 미치는데 전방으로 변위되면 적은 유량에서 축추력이 크고 후방으로 변위되면 많은 유량에서 축추력이 크다.

후 기

본 연구는 서울대 터보동력기계 연구센터의 시설 지원, 효성 에바라(주)의 산학협동 연구, 한국-러시아 과학자 교류 사업으로 지원되었습니다. 이에 관계자 여러분에게 깊은 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Iino, T., Sato, H. and Miyashiro, H., 1980, "Hydraulic Axial Thrust in Multistage Centrifugal Pump," *ASME Journal of Fluids Engineering*, Vol. 102, pp. 64~69
- (2) Stepanoff, A. J., 1957, *Centrifugal and Axial Flow Pumps*, John Wiley & Sons, INC., pp.

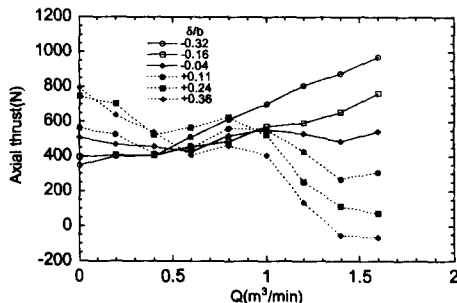


Fig. 11 Axial thrust acting on the impeller

135~136

(3) Bean, H. S., 1971, *Fluid meters*, ASME

(4) Stepanoff, A. J., 1957, *Centrifugal and Axial*

Flow Pumps, John Wiley & Sons, INC., pp.

183~184