

<논 문>

개방형 원심회전차의 내부유동장에 관한 실험적 연구(2) — 유량에 따른 영향 —

김성원* · 조강래**

(1995년 7월 20일 접수)

Experimental Study on Flows within an Unshrouded Centrifugal Impeller Passage (II) — on the Influence of Flow Rate —

Seong-Won Kim and Kang-Rae Cho

Key Words : Unshrouded Centrifugal Impeller(개방형 원심회전차), Flow Rate(유량), Radial Vane(반경형깃), Secondary Flow(2차유동), Leakage Flow(누설유동), Wake-Jet(후류-제트), Single Slanted Hot-Wire(단일경사열선), Kiel Probe (총압관)

Abstract

Flows were measured in an unshrouded centrifugal impeller. By using a single slanted hot-wire probe and a Kiel probe mounted on the impeller hub disk, the 3-D relative velocities and the rotary stagnation pressures were measured in seven circumferential planes between the inlet and outlet of the impeller rotating at 700 rpm, which diameter is 0.39 meter, and the static pressures and the slip factor at the impeller outlet were estimated from the measured values. Measurements were made for three flow rates corresponding to zero incidence and two others with the greater and the smaller one than zero. From the measured data in these flow rates, the followings were investigated in the impeller passage, the variation of the primary and secondary flows, the leakage flows, the wake's position and its size, the static pressure rise and the loss production mechanism. Furthermore the static pressure and the slip factor were compared with the results of inviscid Quasi-3D calculation.

기 호 설 명

b : 깃의 높이
S_n : 깃의 반경방향 길이
C : 절대속도
U : 회전차의 주속도
p : 정압
W : 상대속도

p* : 회전총압, $p^* = p + (1/2) \rho W^2 - (1/2) \rho r^2 \omega^2$
κ : 미끄럼계수, 식 (3)
P* : 무차원 회전총압, 식 (1)
ρ : 공기밀도
Q : 유량
φ : 유량계수, $\varphi = Q / (2\pi r_2 b_2 U_2)$
r : 반경
ψ : 정압계수, 식 (2)
S : 전연으로부터 반경방향 거리
ω : 회전차의 회전각속도

*회원, 연세대학교 대학원 기계공학과

**회원, 연세대학교 기계공학과

하첨자

- ps : 압력면측
- ss : 부압면측
- 1 : 회전차 입구의 기준점
- 2 : 회전차 출구

1. 서론

원심형 회전차 유로내부에서의 유동형태는 여러 가지 요인에 의해 매우 복잡하다. 유로의 중심을 따르는 주유동(primary flow)은 우선 유로의 자오면 곡률의 영향을 비롯한 기하학적 형상, 코리올리 힘(Coriolis force) 및 점성의 영향을 받으며 그 결과 내부유동은 2차유동(secondary flow)이 수반된 3차원의 유동현상으로 나타난다. 경계층 내부의 저에너지 유체는 2차유동에 의해 일정지역으로 이동되고, 축적되어 후류(wake)⁽¹⁾라고 불리는 유동영역을 형성한다. 이러한 후류는 회전차 성능을 저하시키는 물론 디퓨저에서의 혼합손실을 야기시키며 단효율(stage efficiency)에도 악영향을 미친다. 후류의 생성위치 및 크기는 동일 형상의 회전차의 경우 주로 유량에 따른 유동형태의 변화에 의해 영향을 받을 것이며,⁽²⁾ 더욱이 개방형 회전차의 경우에는 누설유동에 의한 영향이 추가될 것이다. 그러나 현시점에서는 수치계산을 통해 이들을 정확하게 예측하기 어려우므로, 회전차내의 전반적인 유동형태 및 유량에 따른 변화를 실제 측정을 통해 이해하는 것이 원심형 터보기계의 성능향상을 위해 필요하다. 또한 실험결과는 회전차 내부유동에 대한 각종 수치해석결과를 검증하는데 필요하다.

원심회전차에 관련된 유동측정연구는 많은 연구

자들에 의해 이루어져 왔으나 회전차 유로내부에서의 유동을 측정된 사례^(3~8)는 흔하지 않다. 본 연구자들에 의한 과거의 연구결과(제1보)⁽⁸⁾에서는 설계유량상태의 개방형 원심회전차 유로내부에서의 2차유동, 후류-제트유동과 누설유동 등의 생성이 확인되었으며 그 과정이 합리적으로 설명될 수 있었다. 한편 유량에 따른 유동장 변화는 보다 정확한 측정이 이루어져야만 파악될 수 있다. Johnson 등⁽²⁾은 축방향으로 인듀서가 부착되어 있는 밀폐형 회전차를 대상으로 유량에 따른 후류형상의 차이를 제시한 바 있는데, 이 결과는 실제 측정점의 개수가 매우 적을뿐 아니라 유량의 변화폭도 크지 않아, 상세한 내부유동형태의 파악과 유동해석결과 검증에 이용되기에는 미흡하다. 또한 인듀서가 없는 반경방향의 2차원적인 것만을 가진 개방형 회전차에서의 결과와는 차이가 있을 것이다.

이에 본 연구에서는 반경방향의 2차원적인 것만을 가진 개방형 원심회전차를 대상으로 설계유량에서의 유동현상을 연구한 제1보⁽⁸⁾에 이어서, 설계점유량 전후에서 유량에 따른 회전차 유로내부의 유동형태 변화, 즉 2차유동과 누설유동 및 이에 의한 후류의 생성과정, 크기 및 위치 변화 등에 대하여 연구하고, 슈라우드의 유무 및 인듀서의 유무가 유동장에 미치는 영향을 보기 위해 Johnson 등⁽²⁾의 연구결과와 비교검토한다. 아울러 유량에 따른 익면정압과 유로내 정압상승 분포 및 출구에서의 미끄럼계수들을 산출하여, 이들을 비점성 계산결과와 비교·평가한다.

2. 실험장치 및 방법

실험장치는 문헌 (8)에 서술한 바와 같으며, 실

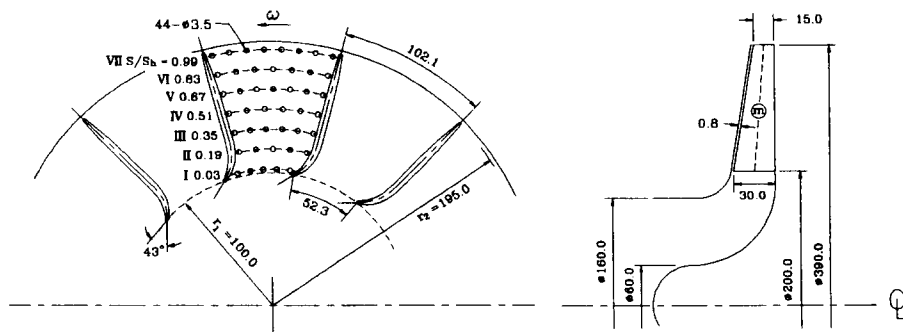
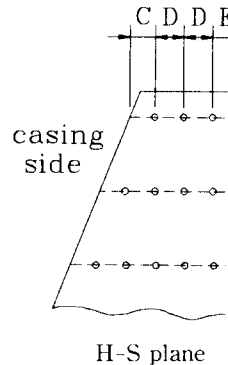
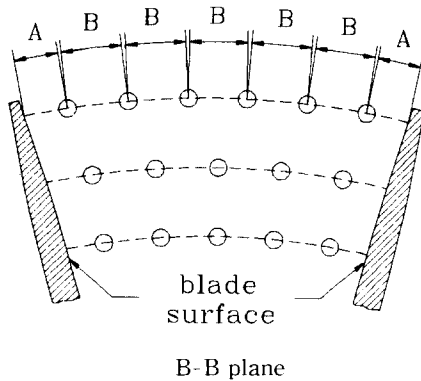


Fig. 1 Configuration of impeller and measurement points

Table 1 Location of hot wire and Kiel probe measurement points

| Measurement plane | Distance (mm) | | | | |
|-------------------|---------------|---------|--------|---------|--------|
| | A (EA) | B (EA) | C (EA) | D (EA) | E (EA) |
| I | 2.0(2) | 12.0(4) | 1.5(1) | 2.4(11) | 1.8(1) |
| II | 2.0(2) | 13.5(4) | 1.5(1) | 2.4(10) | 1.8(1) |
| III | 2.0(2) | 12.0(5) | 1.5(1) | 2.4(9) | 1.8(1) |
| IV | 1.9(2) | 13.5(5) | 1.5(1) | 2.4(8) | 1.9(1) |
| V | 2.0(2) | 12.6(6) | 1.5(1) | 2.4(7) | 1.9(1) |
| VI | 1.9(2) | 14.3(6) | 1.5(1) | 2.4(6) | 1.9(1) |
| VII | 2.2(2) | 13.6(7) | 1.5(1) | 2.4(5) | 2.0(1) |



험유량은 회전차기 전연에서 평균유동의 입사각 (incidence angle)이 0°가 되는 무충돌 유입(이를 여기서는 설계상태라고 말하며 유량계수는 $\varphi = 0.46$ 이다) 유량의 74%와 130%에 해당하는 $\varphi = 0.34$ (소유량이라고 부름)와 $\varphi = 0.60$ (대유량이라고 부름)의 유량으로 변경하였다. 이때 각 유량에서의 입구속도분포는 균일하도록 하였다. Fig. 1에는 회전차 기의 형상 및 기 입출구 사이에서 허브면에 수직인 7개의 원주면과 그들 원주상에서 삽입되는 유속 또는 총압측정용 프로우브의 삽입 구멍과 측정위치 (Table 1 참조)가 표시되어 있다. 실험방법도 문헌 (8)에 기술된 바와 같이 45° 단일경사선선과 총압관 및 앰프내장형 압력변환기를 이용하여 유로내의 3차원 유속과 회전총압 p^* 를 측정하였다. 여기서 열선센서를 이용한 유속측정의 계측정도는 유속 8m/s의 경우, 유속의 크기에 대해서 $\pm 3.0\%$, 유동방향각에 대해서는 2° 정도이며, 총압관을 이용한 압력계측정도는 8m/s의 경우,

$\pm 40^\circ$ 의 요각과 $+33^\circ \sim -28^\circ$ 의 피치각 범위내에서 $\pm 4.0\%$ 정도임이 확인되었다.

3. 결과 및 고찰

3.1 준직교면에서의 유동장 제시방법

Fig. 2~Fig. 22의 그림(a)들은 측정면인 I~VII 번의 7개의 준직교면에서의 주유동 속도의 등속도선 분포와 2차유동의 속도벡터를 유량별로 나타낸다. 주유동이라 함은 기의 캠버선(camber line)을 따르는 상대속도 성분을 의미하고, 2차유동은 주유동과 직교하는 속도성분이다. 단, 여기에서는 경계층영역에서 일부 물리적으로 타당치 않은 왜곡된 분포가 나타나 있는데, 이는 한정된 측정점을 이용하였기 때문이다. 그러나 전체적인 유속분포를 평가하는데는 무리가 없다고 여겨진다. 이러한 부분은 이후 설명되는 총압분포에서도 동일하다.

Fig. 2~Fig. 22의 그림(b)들에는 7개의 준직교면

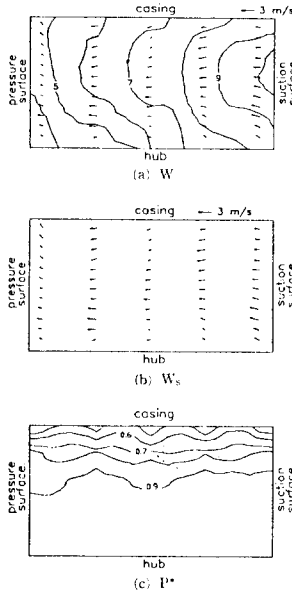


Fig. 2 Plane I at $\phi=0.34$

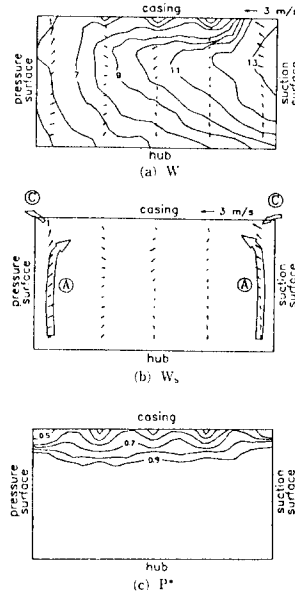


Fig. 3 Plane I at $\phi=0.46$

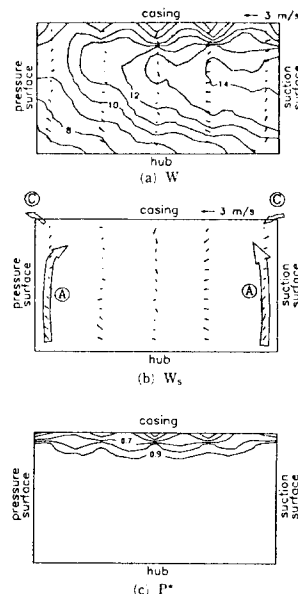


Fig. 4 Plane I at $\phi=0.60$

에서 나타나는 유로곡률효과에 의한 2차유동(A로 표시), 유로회전효과에 의한 2차유동(B로 표시) 및 누설유동(C로 표시) 등을 쉽게 확인할 수 있도록 주유동성분의 등속도분포를 삭제하고 2차유동 속도벡터 W_s 만을 표시하였다.

Fig. 2~Fig. 22의 그림(c)들은 7개의 준직교면에서의 유동손실 정도를 나타내는 무차원 회전총압 P^* 의 분포이다. P^* 는 식 (1)로 정의된다.⁽¹⁾

$$P^* = \frac{p^* - p_{min}^*}{p_{max}^* - p_{min}^*} \quad (1)$$

여기서, p_{max}^* 는 대상유동 영역내에서 회전총압의 최대치로서 손실을 평가하는 기준총압이 되며, 본 연구에서는 입구덕트의 균일유동장에서의 평균총압으로 택하였다. p_{min}^* 는 측정영역내에서의 최저 회전총압(최대손실발생)이다. 각 유량에서의 p_{max}^* 과 p_{min}^* 값들은 Table 2에 제시되어 있다.

Table 2 Maximun and minimum values of P^*

| ϕ | 0.34 | 0.46 | 0.60 |
|---------------------------|------|------|------|
| p_{max}^* (Pa gauge) | -99 | -105 | -78 |
| p_{min}^* (Pa gauge) | -152 | -194 | -183 |

3.2 준직교면별 유동형태

3.2.1 Plane I

Fig. 2~Fig. 4는 회전차 입구 직후($S/S_h=0.03$)인 1번 준직교면에서 세 가지 유량에서의 상대속도분포(그림(a)), 2차유동 속도벡터(그림(b)), 무차원 회전총압분포(그림(c))를 나타낸다. 여기서 S_h 는 깃 전연으로부터 후연까지의 반경방향 길이이며, S 는 깃 전연에서 각 준직교면까지의 반경방향 거리이다.

Fig. 2(c)~Fig. 4(c)는 축방향으로부터 반경방향으로의 급격한 자오면 곡률로 인해 케이싱측에 손실영역($P^* < 0.9$ 의 영역)이 형성되어, 그 두께(또는 영역)가 유량이 적을수록 증대함을 보이고 있다. Fig. 2(a)~Fig. 4(a)에서의 세 가지 유량에 대한 주유동속도는 케이싱측의 손실영역을 제외하면 부압면에서 압력면 쪽으로, 또한 케이싱에서 허브 쪽으로 비교적 균일한 구배를 가지며, 그 구배는 유량이 적을수록 완만하다.

Fig. 2(b)~Fig. 4(b)에서는 유로곡률효과에 의해 양익면을 따라 케이싱 쪽으로 향하는 2차유동(A)가 설계유량과 대유량에서는 미약하게 나타남을 확인할 수 있다. Jonhson 등의 결과⁽²⁾에 의하면 준직교면 I의 위치에 해당하는 회전차 입구영역에서 2차유동(A)가 강력하게 나타남을 알 수 있는데,

이러한 차이는 인두서 유무에 따른 자오면상의 회전차 유로곡률과 관계 있는 것으로 보인다. 또한 설계유량과 대유량에서는 양익면의 케이싱 부근에서 누설유동 (C)의 영향이 나타난다. 이는 익면 무차원 압력차 $\Delta\Psi$ 가 크게 나타나는 것(Fig. 23 참조)에 기인하며, 따라서 익면압력차가 적은 소유량에서는 누설유동 (C)가 거의 형성되고 있지 않는 것으로 생각된다.

3.2.2 Plane II

Fig. 5~Fig. 7 은 $S/S_h=0.19$ 인 II 번 준직교면에서의 측정결과들이다.

Fig. 5(a)~Fig. 7(a)에서는 유량에 관계 없이 양익면간의 주유동 속도차가 I 번 준직교면에서보다 증대하고, 이는 Fig. 23의 비점성유동 계산에 의한 익면압력차 $\Delta\Psi$ 가 II 번 준직교면에서 최대값을 보이고 있는 것과 부합된다.

Fig. 5(b)~Fig. 7(b) 중의 설계유량에서는 케이싱측에 나타나 있는 두꺼운 손실영역내부에서의 상대속도 감소로 코리올리힘이 약하게 작용하고 앞서 언급한 $\Delta\Psi$ 로 인해 케이싱면을 따라 압력면에서 부압면으로 향하는 2차유동 (B), 즉 유로회전효과에 의한 2차유동이 나타난다. 그러나 소유량과 대유량에서는 2차유동 (B)가 명확히 형성되지 못하고 있다. 이는 대유량의 경우 케이싱측의 손실영역이 상대적으로 작아져 유로의 중심부와 손실영역

사이에서 코리올리힘의 차이가 적어진 때문이고, 소유량의 경우에는 손실영역이 넓게 분포함으로써 유로중심부와 손실영역 사이에서 코리올리힘의 차이가 줄어들고 또한 익면압력차 $\Delta\Psi$ 가 적게 나타나는 때문(Fig. 23 참조)이라고 생각한다. 한편 설계유량과 대유량의 경우, 양 익면의 케이싱측에서 누설유동의 영향이 좀더 분명히 확인된다. 그런데 설계유량의 경우 압력면과 케이싱과의 구석에서는 이웃 유로로 향한 누설유동이 명확히 관찰되지만, 부압면과 케이싱과의 구석에서는 이웃 유로로부터의 누설유동은 그 방향이 나타나지 않고 다만 케이싱을 따라 부압면으로 향하는 2차유동(B) 속도성분의 감소를 보임으로써 그 존재를 예측할 수 있게 한다. 그러나 소유량의 경우에는 뚜렷한 누설유동의 영향을 보이지 않는데 이는 $\Delta\Psi$ 증가가 설계유량 및 대유량에 비해 미약한 때문으로 생각된다.

3.2.3 Plane III

Fig. 8~Fig. 10은 $S/S_h=0.35$ 인 III 번 준직교면에서의 측정결과들이다.

Fig. 8(c)~Fig. 10(c) 중에서 설계유량과 소유량의 경우, 부압면측에서 경계층이 급성장함으로써 손실영역(후류)이 케이싱으로부터 부압면에 걸쳐 확대된다. 그 결과 I ~ II 번 준직교면에서는 비교적 균일하던 주유동분포가 변화되며, Fig. 8(a)와 Fig. 9(a)에서 볼 수 있듯이 주유동 속도가 가장

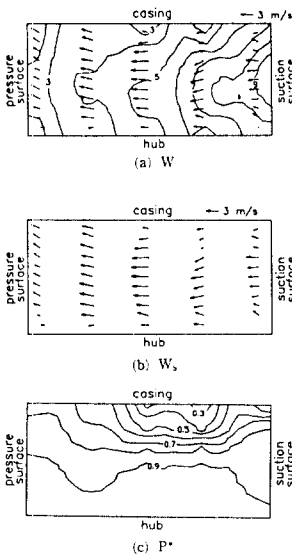


Fig. 5 Plane II at $\varphi=0.34$

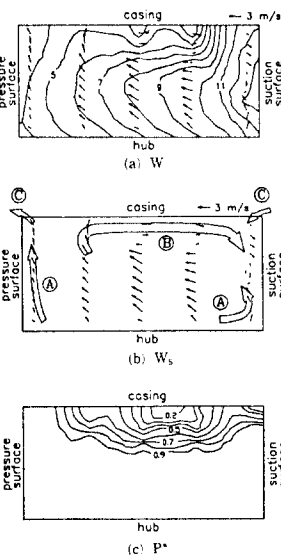


Fig. 6 Plane II at $\varphi=0.46$

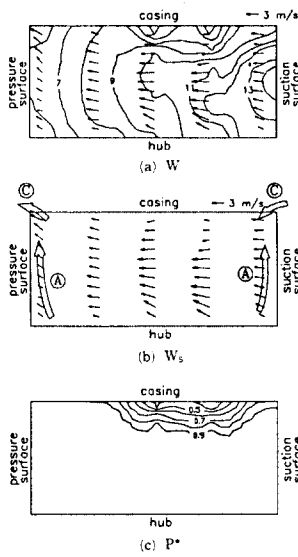


Fig. 7 Plane II at $\varphi=0.60$

큰 영역(제트유동)이 부압면에서 약간 밀려난 위치에 나타난다. 그러나 Fig. 10(a)의 대유량에서는 여전히 균일한 주유동분포를 보인다.

Fig. 8(b)~Fig. 10(b) 중의 설계유량에서는 케이싱측 손실영역의 두께 증가로 유로회전효과에 의한 2차유동 (B)가 증대되고, 대유량에서도 같은 이유로 설계유량에서보다는 다소 약하긴 하나 2차유동 (B)가 명확히 형성된다. 이들 2차유동 (B)에 의해 설계유량과 대유량의 케이싱측 손실영역 및 그 중심부가 부압면 쪽으로 다소 밀려난 것으로 해석된다. 그러나 소유량에서는 케이싱면에 위치하는 손실영역의 중심부가 부압면 쪽으로 거의 이동되지 못하고 있는데, 이는 II 번 준직교면에서 이미 언급된 바와 같은 이유로 케이싱을 따르는 2차유동

(B)가 매우 미약한 때문으로 여겨진다. 한편 누설유동 (C)는 세 가지 유량 중에서 $\Delta\psi$ 가 제일 큰 값을 보이는 대유량(Fig. 23 참조)에서 가장 강하게 나타나고 있다.

3.2.4 Plane IV

Fig. 11~Fig. 13은 $S/S_h=0.51$ 인 IV 번 준직교면에서의 측정결과들이다.

Fig. 11(c)~Fig. 13(c) 중의 대유량에서도 III 번 준직교면에서의 설계유량과 소유량에서와 같이 부압면측에서 급격한 후류의 확대가 나타나게 된다. 또한 유량에 관계 없이 유동이 하류로 진행할수록 후류영역($P^* < 0.9$ 의 영역)이 확대되고 있으며, 그 영역은 유량이 적을수록 크게 형성되고 있다.

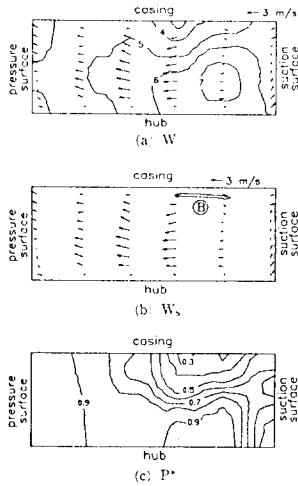


Fig. 8 Plane III at $\phi=0.34$

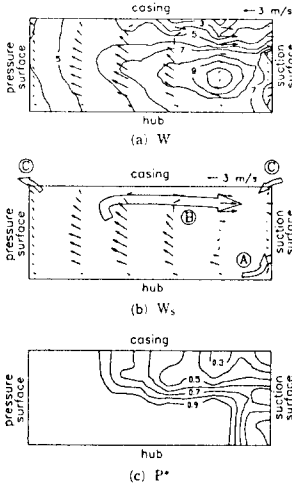


Fig. 9 Plane III at $\phi=0.46$

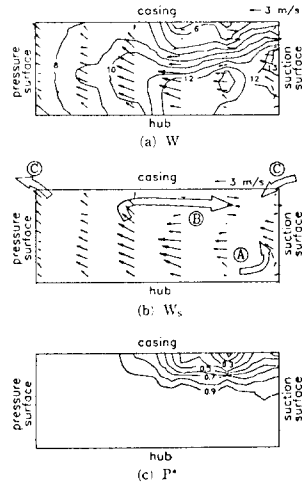


Fig. 10 Plane III at $\phi=0.60$

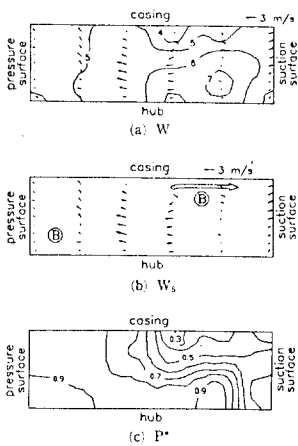


Fig. 11 Plane IV at $\phi=0.34$

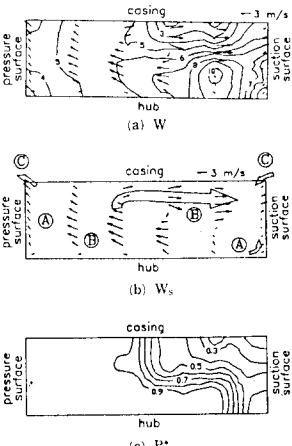


Fig. 12 Plane IV at $\phi=0.46$

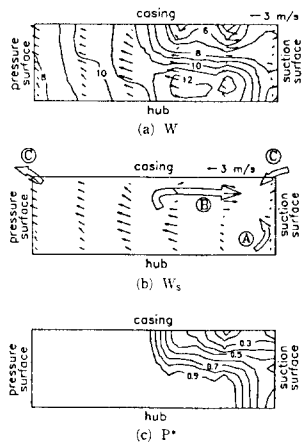


Fig. 13 Plane IV at $\phi=0.60$

Fig. 11(b)~Fig. 13(b) 중의 설계유량에서는 케이싱축의 2차유동 (B)에 의해 후류영역이 부압면 쪽으로 더욱 이동되며, 그 중심부($P^* < 0.4$ 의 영역)가 케이싱과 부압면과의 구석 부근에 위치하였다. 대유량에서도 이와 흡사하게 후류의 이동이 나타나지만, 그 중심부는 케이싱과 부압면과의 구석까지 완전히 이르지 못하고 어느정도 케이싱면에 머물러 있다. 이는 이미 III번 준직교면에서 설명된 바와 같이, 설계유량의 경우에 비해 2차유동 (B)는 다소 약한 반면 그 반대방향의 누설유동 (C)는 도리어 강하게 형성됨에 따른 결과라 볼 수 있다. 한편 소유량에서는 2차유동 (B)와 누설유동 (C)가 모두 미약(Fig. 11(b)참조)하므로 후류의 중심부가 회전차입구 이후 계속해서 케이싱 중앙 부근에 정체되어 있다. 이로부터 후류중심부의 위치는 케이싱축에서 서로 반대방향으로 작용하는 2차유동 (B)와 누설유동 (C)의 강도에 따라 좌우된다고 생각된다.

3.2.5 Plane V

Fig. 14~Fig. 16 은 $S/S_k=0.67$ 인 V번 준직교면에서의 측정결과들이다.

Fig. 14(c)~Fig. 16(c) 중의 설계유량과 대유량에서는 후류영역이 케이싱과 부압면을 중심으로 압력면 가까이까지 넓게 확대되고 있으며, 이러한 후류의 확대에 의해 부압면 가까이에 위치하던 제트 유동이 점차 확산되며 압력면 쪽으로 밀려남(Fig. 15(a)와 Fig. 16(a) 참조)을 볼 수 있다. 그러나 소유량의 경우에는 후류영역이 준직교면 전체를 차지하게 되어 제트가 형성되지 못하고 있다(Fig. 14(a) 참조). 한편 후류중심부의 위치는 설계유량과 대유량에서 명확한 차이가 보이는데, 이는 IV번 준직교면에서 언급된 바 있는 2차유동 (B)와 누설유동 (C)의 상호간의 강도 차이로 설명될 수 있다. 소유량에서의 후류중심부는 역시 IV번 준직교면에서의와 같은 이유로 여전히 케이싱면에 머무르고 있다.

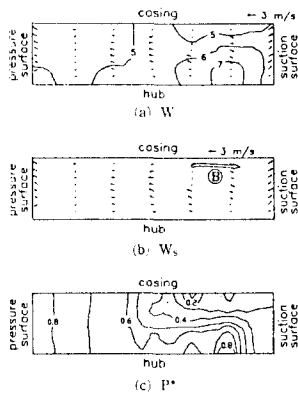


Fig. 14 Plane V at $\phi=0.34$

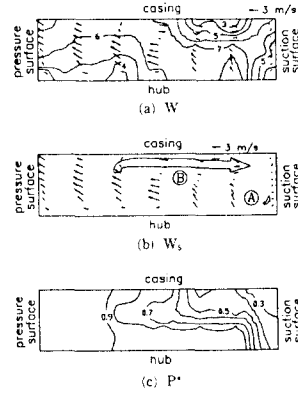


Fig. 15 Plane V at $\phi=0.46$

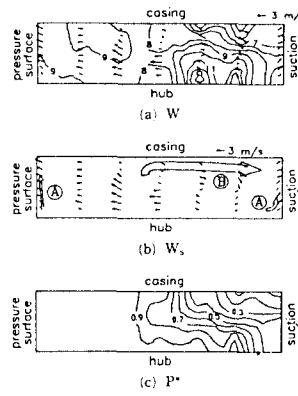


Fig. 16 Plane V at $\phi=0.60$

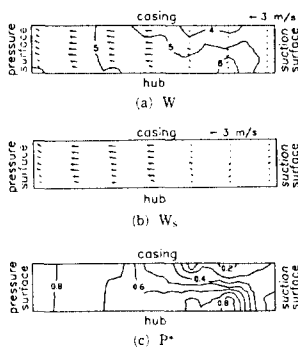


Fig. 17 Plane V at $\phi=0.34$

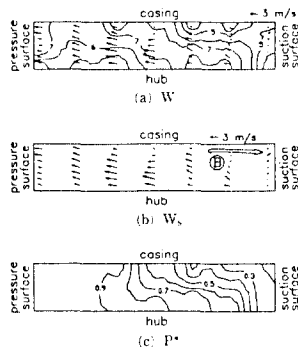


Fig. 18 Plane V at $\phi=0.46$

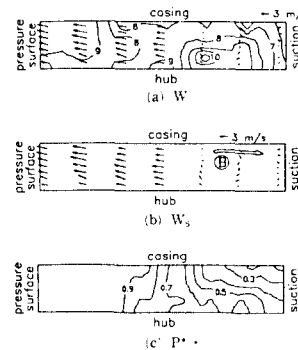


Fig. 19 Plane V at $\phi=0.60$

3.2.6 Plane VI

Fig. 17~Fig. 19는 $S/S_h=0.83$ 인 VI번 준직교면에서의 측정결과들이다.

출구에 가까운 본 준직교면에서는 유량에 관계없이 Stodola⁽⁹⁾가 제시한 상대와류의 영향으로 회전차의 회전과 반대방향으로의 미끄럼속도가 나타나고, 이로 인해 Fig. 17(b)~Fig. 19(b)에서 볼 수 있듯이 부압면에서 압력면 쪽으로 향한 강한 유동이 형성되어 설계유량과 대유량에서의 2차유동(B)를 상쇄 또는 약화시키는 작용을 하는 것으로 나타난다. 또한 Fig. 17(c)~Fig. 19(c)의 후류영역은 전체적으로 압력면 쪽으로 계속 확대되고 있으며, 이에 따라 Fig. 17(a)~Fig. 19(a) 중의 설계유량과 대유량에서는 제트유동이 압력면 쪽으로 더욱 밀려나면서 상대속도를 증가시키고 있다.

3.2.7 Plane VII

Fig. 20~Fig. 22는 $S/S_h=0.99$ 의 회전차 출구직

전인 VII번 준직교면에서의 측정결과들이다.

Fig. 20(b)~Fig. 22(b)에서는 유량에 관계 없이 미끄럼속도가 더욱 크게 나타나고, 설계유량과 대유량에서는 2차유동(B)가 완전히 소멸되었다. 또한 Fig. 20(c)~Fig. 22(c)의 후류도 압력면 쪽으로 더욱 넓게 확대되었다. 그 결과 Fig. 20(a)~Fig. 22(a) 중의 설계유량과 대유량의 경우 압력면측에서 매우 강력한 제트유동이 형성되어 포텐셜 유동 형태와는 전혀 다른 속도분포를 보이고 있다.

3.3 정압분포, 후류의 위치 및 미끄럼계수

3.3.1 정압분포

Fig. 23 에는 깃의 중간높이(Fig. 1 의 ㉓)에서 압력면과 부압면상의 각각의 익면정압 p_{ps} 와 p_{ss} 식 (2)에 따라 무차원화된 정압계수 ψ_{ps} 와 ψ_{ss} 및 양 익면 사이의 정압계수의 차이, 즉 익면 무차원 압력차 $\Delta\psi = \psi_{ps} - \psi_{ss}$ 의 분포가 비점성 준3차원

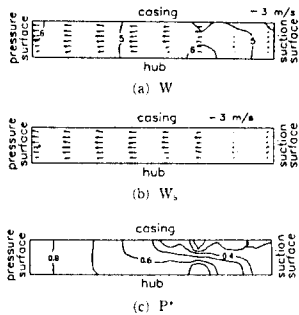


Fig. 20 PlaneVII at $\varphi=0.34$

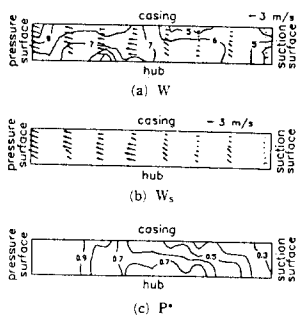


Fig. 21 PlaneVII at $\varphi=0.46$

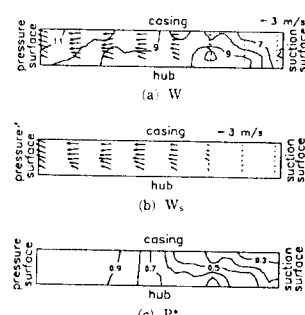


Fig. 22 PlaneVII at $\varphi=0.60$

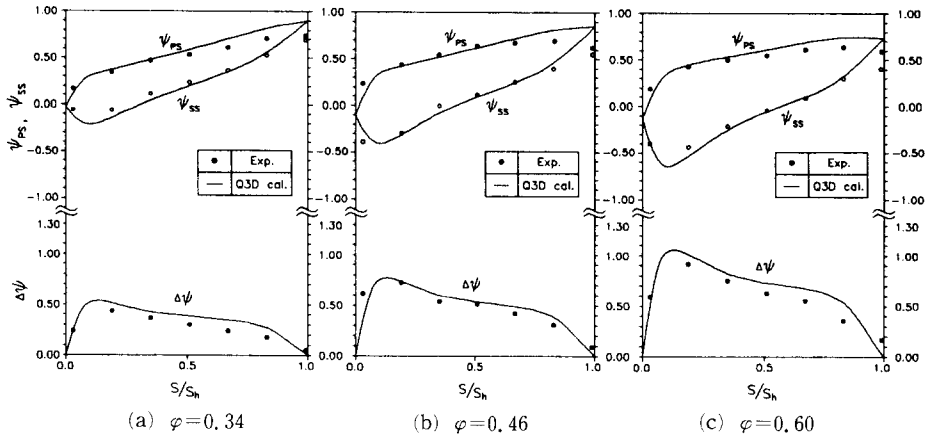


Fig. 23 Measured and predicted distributions of static pressure coefficient and its difference on blade surface along meridional flow passage

계산결과와 함께 제시되어 있다. 여기서 p_{ps} 와 p_{ss} 는 각각의 측정점에서 측정된 회전총압 p^* 와 상대속도 W 로부터 산출된 정압분포로부터 선형보간에 의해 구하였다.

$$\psi = \frac{p - p_1}{(1/2)\rho U_2^2} \quad (2)$$

이 그림에서는 유량에 관계 없이 압력면측의 익면정압 ψ_{ps} 는 V번 준직교면 이후부터 출구영역까지, 부압면측의 익면정압 ψ_{ss} 는 VI번 준직교면 이후부터 출구영역까지 비점성 계산결과에 비해 그 값이 작게 나타나고 있다. 이는 앞서 준직교면상의 유동에서 설명된 점성효과로 인한 후류의 형성과 제트의 이동에 의해 나타난 결과라고 설명할 수 있다.

Fig. 24 에는 각 준직교면상의 정압 p 를 유량평균한 후 식 (2)에 따라 무차원화된 정압계수가 자오면 통로에 따라 제시되어 있으며, 비점성 준3차원 계산결과와 비교되어 있다. 여기서, p_1 은 회전차 아이(eye)로부터 상류 쪽으로 $0.66d$ (d : 입구덕트 직경, 160mm)의 지점에서 측정된 각 유량에서의 정압이다.

이 그림에서 알 수 있듯이 세 가지 유량에서 공히 I번~IV번까지의 준직교면에서는 계산결과와 비교적 잘 일치하고 있다. 그러나 V번의 준직교면 위치 이후 출구영역까지는 Fig. 23 에서와 같은 이유로 계산치보다 점차적으로 작은 값을 보이고 있다(이러한 해석결과는 점성을 고려한 해석으로 개

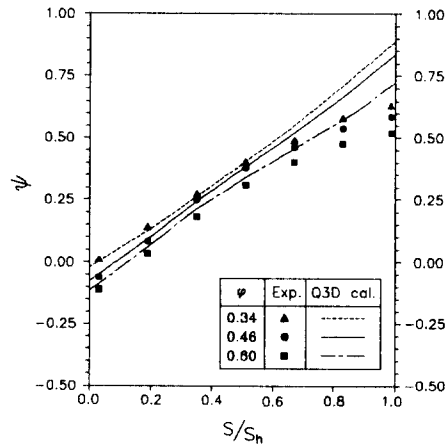


Fig. 24 Measured and predicted mass averaged static pressure coefficient distribution along meridional passage

선될 것으로 보여진다).

3.3.2 후류의 위치

Fig. 25 의 (a)와 (b)는 각각 인듀서가 부착된 밀폐형 회전차에 대해 이루어진 Johnson 등⁽²⁾의 결과와 인듀서가 없는 개방형 회전차에 대한 본 연구 결과로부터, 유량에 따른 회전차 유로내 2차유동의 주요유동과 이들에 의한 회전차 출구에서의 후류중 심부 위치변화를 발췌하여 제시한 것이다.

Fig. 25(a)의 결과에서는 인듀서 부착에 따른 유로의 자오면 곡률효과의 상대적 증대로 양익면을

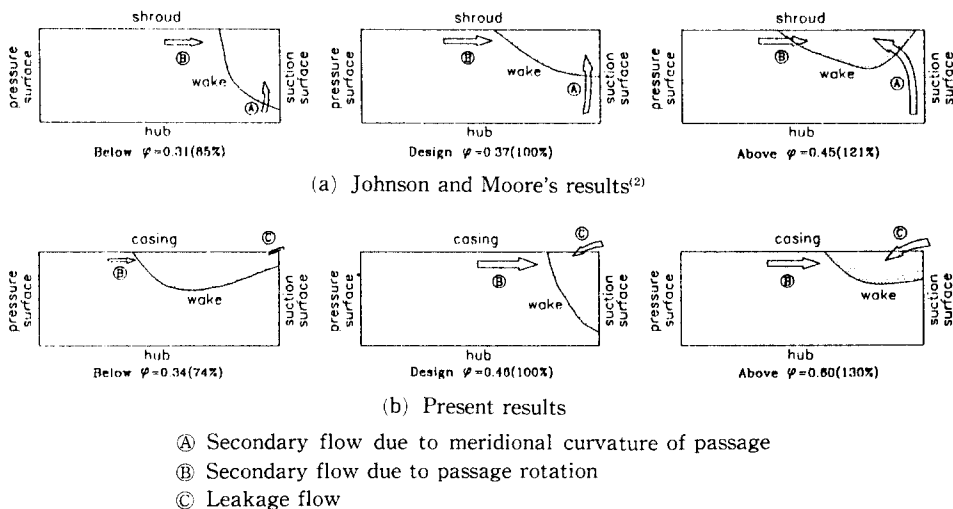


Fig. 25 Dislocation of wake's position with varying flow rate

Table 3 Comparison of mass averaged slip factors

| φ | 0.34 | 0.46 | 0.60 | Definition or formulas for radial vane ($\beta_2=90^\circ$) |
|---------------|------|------|------|---|
| Experiment | 0.84 | 0.83 | 0.81 | $1 - \frac{W_U}{U_2}$ |
| Quasi-3D cal. | 0.82 | 0.82 | 0.80 | |
| Wiesner | | 0.83 | | $1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{z^{0.7}}$ |
| Stanitz | | 0.84 | | $1 - \frac{0.63\pi/z}{1 - (C_{27}/U_2) \cot \beta_2}$ |
| Stodola | | 0.75 | | $1 - \frac{1}{2} \sin\left(\frac{2\pi}{z}\right)$ |

따라 히브에서 케이싱으로 향하는 2차유동 (A)가 입구이후 상당히 긴 유로내에서 누적되어 출구영역에서도 강력하게 나타나고 있다. 또한 2차유동 (A)의 강도는 유량의 변화에 밀접하게 관계하여, 유량이 증가할수록 강하게 형성되고 있는 반면에 유로회전효과에 의한 2차유동 (B)는 유량에 따른 강도변화가 미미함을 보여준다. 이로 인해 유량에 따라 2차유동 (A)와 (B)의 상대적인 강도 차이가 생기게 되고, 그 결과 후류중심부의 위치가 변화됨을 알 수 있다.

Fig. 25(b)의 결과는 인듀서가 없는 경우이므로 자오면에서의 유로곡률효과가 매우 적게 나타나 세 가지 유량에서 2차유동(A)가 그림(a)에 비해 매우 미약하다. 한편 Fig. (a)에서 볼 수 없었던 익말단 틈새를 통한 누설유동(C)가 나타나며, 이 누설유동은 유량 증대와 함께 강하게 형성되고 있다. 또한 유로회전효과에 의한 2차유동 (B)의 강도는 설계유량, 대유량과 소유량 순으로 강하게 나타나고 있다. 따라서 인듀서가 없고 개방형인 경우 유량에 따른 후류중심부의 위치변화는 주로 누설유동 (C)와 2차유동 (B)의 상대적인 강도 차이에 의해 영향을 받고 있다.

3.3.3 미끄럼계수

Table 3에는 회전차 출구인 VII번 준직교면에서 측정된 유량평균 미끄럼계수 x 가 몇가지 경험식 및 준3차원 계산결과와 비교되어 있다. 유량평균은 각 측정점을 중심으로 유로면을 분할하고, 그 중심점의 주유동방향속도를 이용해 실시하였다. 여기서 미끄럼계수는 다음 식 (3)과 같이 정의되었으며,

여기서 W_U 는 상대속도의 원주방향성분, U_2 는 출구에서의 회전차 원주속도이다.

$$x = 1 - \frac{W_U}{U_2} \quad (3)$$

실험치에서 산출된 미끄럼계수는 유량감소에 따라 다소 증가되는 경향을 보였으나, 그 증가분은 매우 미미하였다. 또한 그 값들은 Stodola의 경험식을 제외한 다른 경험식 및 준3차원 계산결과와 비교적 잘 일치하고 있다.

4. 결 론

반경방향의 2차원적 깃을 가진 개방형 원심회전차를 대상으로 설계유량($\varphi=0.46$) 및 이의 74%와 130%에 해당하는 소유량과 대유량의 세 가지 유량에서 그 내부유동장을 측정하여, 유량에 따른 유동특성의 변화를 검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 본연구 제1보에서 설계유량의 경우에 설명된 유로곡률효과에 의한 2차유동 (A), 유로회전효과에 의한 2차유동 (B)와 누설유동 (C)의 발생구조를 비롯하여 후류의 확대와 제트의 이동 및 이에 따른 비점성 계산치에 대한 정압상승의 둔화 등은 대유량과 소유량에서도 같은 방식으로 설명될 수 있다.

(2) 후류중심부는, 설계유량의 경우 유로회전효과에 의한 2차유동 (B)가 누설유동 (C)보다 상대적으로 강력하여 주로 부압면측에 위치하고, 반대로 대유량에서는 누설유동 (C)가 2차유동 (B)보다

상대적으로 강하여 케이싱과 부압면구석에 위치하며, 소유량에서는 2차유동 (B)와 누설유동 (C)가 모두 미약하여 주로 케이싱측에 정체된다.

(3) 인듀서가 없는 개방형 회전차의 경우 인듀서가 있는 밀폐형에 비해 2차유동 (A)가 상대적으로 약하고 동시에 누설유동 (C)가 존재하므로 유량에 따른 후류중심부의 위치에 차이가 있다.

(4) 회전차 유로내의 정압분포는 비점성 계산결과와 비교할 때, 유량에 관계 없이 유로 전반부에서는 비교적 잘 일치하나, 유로중반이후 출구까지는 점성효과에 따른 유동형태의 변화로 인해 계산치보다 작게 나타난다.

(5) 회전차 출구에서의 유량평균 미끄럼계수는 유량에 관계 없이 거의 일정한 값을 보이며, 그 값은 비점성계산 결과 및 Wiesner, Stanitz 의 경험식들과 비교적 잘 일치한다.

후 기

본 연구는 94년도 교육부 학술연구조성비(기계공학분야)에 의해 이루어진 두번째 연구결과이다. 관계기관에 심심한 사의를 포함합니다.

참고문헌

(1) Johnson, M. W., 1978, "Secondary Flow in Rotating Bends," *J. Eng. Power*, Vol. 100, pp. 553~560.
 (2) Johnson, M. W. and Moore, J., 1983, "The Influence of Flow Rate on the Wake in a Centrif-

ugal Impeller," *Trans. ASME J. Eng. Power*, Vol. 105, pp. 33~39.
 (3) Howard, J. H. G. and Kittmer, C. W., 1975, "Measured Passage Velocites in a Radial Impeller With Shrouded and Unshrouded Configurations," *ASME J. Eng. Power*, Vol. 97, No. 2, pp. 207~213.
 (4) Eckardt, D., 1976, "Detailed Flow Investigation Within a High Speed Centrifugal Impeller," *J. Fluid Eng.*, Vol. 98, pp. 390~401.
 (5) Mizuki, S., Ariga, I. and Watanabe, I., 1975, "A Study of the Flow Mechanism Within Centrifugal Impeller Channels," *ASME paper No. 75-GT-14*.
 (6) Johnson, M. W. and Moore, J., 1983, "Secondary Flow Mixing Losses in a Centrifugal Impeller," *Trans. ASME J. Eng. Power*, Vol. 105, pp. 24~32.
 (7) Miyamoto, H., Nakayama, Y. and Ohba, H., 1990, "Study on Passage Flow of Shrouded and Unshrouded Centrifugal Impellers," *Proceedings of the 2nd KSME-JSME Fluid Eng. Conference*, Vol. 2, pp. 86~91.
 (8) 조강래, 김성원, 1995.9, "개방형 원심회전차의 내부유동장에 관한 실험적 연구(I)," 대한기계학회논문집 제19권 제9호, pp. 2261~2270.
 (9) Dixon, S. L., 1978, "Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery, 3rd Edition," Pergamon Press, London.