

〈論 文〉

# 개방형 원심회전차의 내부유동장에 관한 실험적 연구(1) — 무충돌 유입조건에서 —

김성원\* · 조강래\*\*

(1994년 10월 14일 접수)

## Experimental Study on Flows within an Unshrouded Centrifugal Impeller Passage( I ) —At the Shockless Condition—

Seong-Won Kim and Kang-Rae Cho

**Key Words :** Unshrouded Centrifugal Impeller (개방형 원심회전차), Secondary Flow (2차유동), Leakage Flow (누설유동), Rossby Number (로스비수), Wake-Jet (후류-제트), Single Slanted Hot-Wire (단일경사열선), Kiel Probe (충압관)

### Abstract

Flow patterns were measured in an unshrouded centrifugal impeller. The flow rate in measurements was fixed at the value corresponding to a nearly zero incidence at the blade inlet. 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 from the inlet to the 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 calculated from the measured values. From the measured data, the primary/secondary flows, the leakage flows, the wake-jet flows, static pressure distribution on blade surfaces and the wake production mechanism in the impeller passage were investigated.

### 기 호 설 명

$b$  : 깃의 높이

$C$  : 절대속도

$p$  : 정압

$p^*$  : 회전총압,  $p^* = p + 1/2\rho W^2 - 1/2\rho r^2\omega^2$

$P^*$  : 무차원 회전총압, 식 (1)

$Q$  : 유량

$r$  : 반경

$R_c$  : 깃 입구부 캠버선의 곡률반경

$R_n$  : 자오면의 곡률반경

$R_o$  : 로스비수,  $R_o = W/\omega R_n$

$S$  : 허브면상의 반경방향거리

$S_n$  : 전연과 후연간의 반경방향거리

$U$  : 회전차의 주속도

$W$  : 상대속도

$\kappa$  : 미끄럼계수, 식(3)

$\rho$  : 공기밀도

$\phi$  : 유량계수,  $\phi = Q/2\pi r_2 b_2 U_2$

$\Psi$  : 정압계수, 식(2)

$\omega$  : 회전차의 회전각속도

### 하첨자

$ps$  : 압력면측

$ss$  : 부압면측

\*정회원, 연세대학교 대학원 기계공학과

\*\*정회원, 연세대학교 기계공학과

- 1 : 회전차 입구의 기준점
- 2 : 회전차 출구

## 1. 서 론

원심형 회전차 유로내부에서의 유동형태는 여러 가지 요인에 의해 매우 복잡하다. 유로의 중심을 따르는 주유동(primary flow)은 우선 유로의 곡률을 비롯한 기하학적 형상, 코리올리힘(Coriolis force) 및 점성의 영향을 받으며 그 결과 내부유동은 2차 유동(secondary flow)이 수반된 3차원적인 유동양상으로 나타난다. 주유동에 수직한 면에서의 속도 성분으로 정의되는 2차유동 발생에는 유로곡률, 코리올리힘 및 주유동에 의해 형성된 압력구배 등이 관계하며 이와 같은 2차유동에 의해 에너지가 작은 경계층 내부의 유체는 이송되어 일정지역에 축적되고 후류(wake)<sup>(1)</sup>라고 불리는 유동영역이 형성된다. 이러한 후류의 발생은 회전차 성능을 저하시키는 물론 디퓨저에서의 혼합손실을 야기시켜 단효율(stage efficiency)에 악영향을 미친다. 특히 개방형 원심회전차에서의 유동형태는 익말단과 케이싱 사이의 틈새를 통한 인접 유로로부터의 누설유동에 의해 더욱 복잡해진다. 이와 같은 회전차 내부의 유동현상을 상세하고 정확하게 이해하는 것은 원심형 터보기계의 성능개선을 위해 필요하며, 측정데이터는 유동의 수치해석을 검증하는데 활용된다.

원심회전차에 관련된 유동측정 연구는 많은 연구자들에 의해 이루어져 왔으나 회전차 유로내부에서의 유동을 측정할 사례는 흔하지 않다. Howard & Kittmer<sup>(2)</sup>와 Eckardt<sup>(3)</sup>는 개방형 회전차내에서 각각 hot film과 L2F(laser 2-focus)를 이용하여 2차원적인 유속분포를 측정할 바 있으나 압력측정이 이루어지지 않아 유동손실 평가는 물론 명확한 2차 유동 형태를 제시하지 못하였다. Mizuki 등<sup>(4)</sup>은 3공 및 4공 피토크관을 이용하여 개방형 회전차 유로 후반부만의 내부유동장을 측정하여 그 영역내에서의 유동손실은 평가할 수 있었으나 유로전반부에서의 유동장 및 2차유동 형태의 규명은 매우 불분명하다. 최근에는 Johnson & Moore<sup>(5,6)</sup>와 Miyamoto 등<sup>(7)</sup>이 5공 피토크관을 이용하여 밀폐형 및 개방형 회전차내의 3차원 유속분포 및 압력분포를 측정함으로써 2차유동의 전반적인 형태와 후류의 생성 등을 위주로 연구하였다. 그러나 이들의 결과는

5공 피토크관 형상의 제약으로 인해 유속의 변화나 유동손실이 크게 나타나게 될 케이싱면, 허브면, 압력면 및 부압면 가까이에서는 실제측정이 이루어지지 않았다. 특히 Miyamoto 등<sup>(7)</sup>의 결과는 양 익면으로부터는 11 mm(깃입구 피치 56.5 mm의 20%) 이상, 케이싱과 허브면으로부터는 6 mm(깃입구 높이 38 mm의 16%) 이상의 거리를 두고 측정되었을 뿐 아니라 측정점의 개수도 매우 적어, 그 결과는 상세한 내부유동형태의 파악과 유동해석 결과의 검증에 이용되기에는 미흡하다.

이에 본 연구에서는 개방형 원심회전차를 대상으로 회전차 유로내부의 유동현상, 즉 2차유동 형태와 유동손실 등에 대하여 상세히 이해하기 위하여, 3차원 유속은 45°단일경사열선에 의해,<sup>(8)</sup> 회전총압(rotary stagnation pressure, 원심효과를 고려한 상대총압)  $p^*$ 은 총압관(Kiel probe)에 의해 양 익면으로부터 평균 2.0 mm(깃입구 피치 52.3 mm의 4%) 거리의 영역까지, 케이싱면으로부터는 1.5 mm(깃입구 높이 30 mm의 5%) 거리의 영역까지 근접 측정하였다. 또한 이렇게 얻어진 유속과 회전총압으로부터 정압  $p$ 를 계산함으로써 후류의 생성 및 성장에 영향을 미치는 2차유동의 발생형태와 누설유동의 변화과정을 규명하고 아울러 익면 정압분포와 정압상승의 변화, 경계층의 성장, 후류의 위치와 크기 및 후류-제트(wake-jet) 등의 유동현상을 밝히고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

실험장치의 개략도는 Fig. 1에 나타난 바와 같다. 회전계(회전차와 보조원판)와 비회전계(열선풍속계, 압력지시계 및 스테핑모터 제어장치 등) 및 이들을 연계시켜주는 12ch. 슬립링(slip ring)으로 구성되어 있다. 실험유량은 회전차 깃 전연에서 평균유동의 입사각(incidence angle)이 0°가 되는 무충돌 유입조건(설계유량  $\phi=0.46$ 에 해당함)을 유지하도록 입구노즐부에서 스크린의 종류와 매수를 조정하였다. 회전차로의 공기유입은 입구덕트 내의 스크린에 의해 선회가 없는 균일한 유동으로 만들어졌으며, 그 통과유량은 Fig. 1의 ④ 위치에서의 유속분포로부터 산출하였다. 회전차는 인버터에 의해 700( $\pm 0.2$ ) rpm으로 정속운전되며 회전차를 거쳐 깃이 없는 평행벽 디퓨저를 통과한 유동은 대기 중에 축대칭으로 토출된다. Fig. 2은 회전차의 자

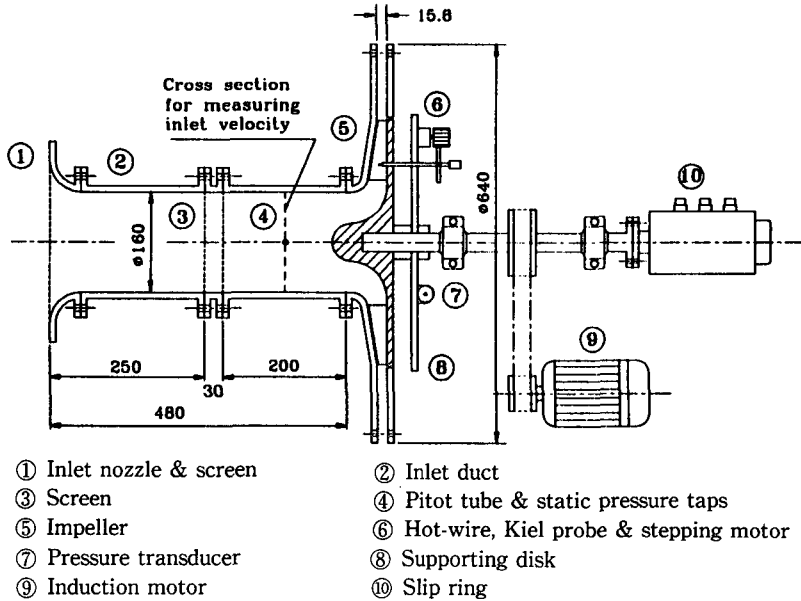


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

오면 형상과 상세치수를 나타낸 것이며, 깃의 끝단과 케이싱 벽면 사이의 틈새거리는 0.8 mm로 일정하다. Fig. 3에는 회전차 깃의 형상 및 입구와 출구 사이에서 허브면에 수직한 7개의 원주면(이후 준직교면)과 그들 원주상의 44개 측정구멍의 위치 (Table 1 참조)가 표시되어 있다. 이들 구멍을 통하여 각 측정위치에서 45° 단일경사열선과 총압관 및 앰프내장형 압력변환기를 회전차와 동일한 속도

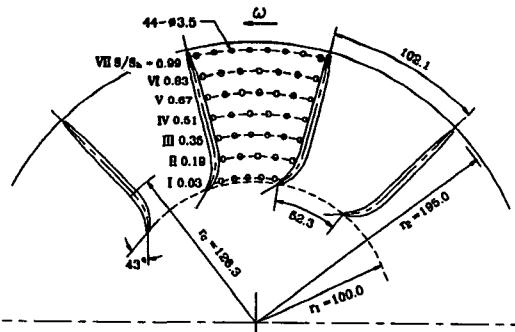


Fig. 3 Configuration of impeller and measurement points

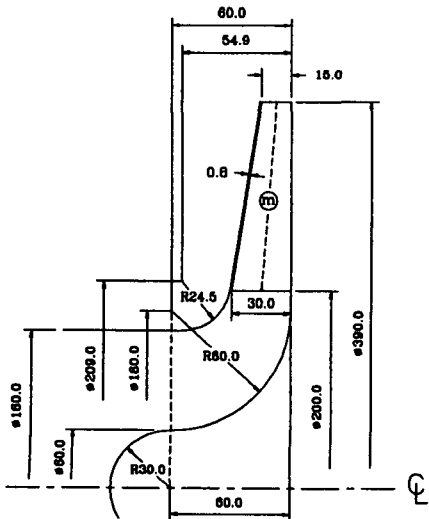


Fig. 2 Meridional configuration of impeller

Table 3 Comparison of mass averaged slip factor

	Slip factor $\kappa$	For radial vane $\beta_2 = 90^\circ$
Experiment	0.83	$1 - \frac{W_U}{U_2}$
Q3D cal.	0.82	
Wiesner	0.83	$1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2}}{z^{0.7}}$
Stanitz	0.84	$1 - \frac{0.63\pi/z}{1 - (C_{2r}/U_2)\cot \beta_2}$
Stodola	0.75	$1 - \frac{1}{2} \sin\left(\frac{2\pi}{z}\right)$

Table 2 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)

로 회전시켜 유로내에서의 3차원의 유속과 회전총압  $p^*$ 를 측정하였다. 여기서 열선센서를 이용한 유속측정의 계측정도(計測精度)는 유속 8 m/s의 경우, 유속에 대해서  $\pm 3.0\%$ , 유동방향에 대해서는  $\pm 2^\circ$  정도이며, 총압관을 이용한 압력계측정도는 8 m/s의 경우,  $\pm 40^\circ$ 의 요오각과  $+33 \sim -28^\circ$ 의 피치각 범위내에서  $\pm 4.0\%$  정도임을 확인하였다. 회전차 갖는 반경형이며 개수는 12개이고, 유로단면적이 일정하게 유지되도록 하기 위한 전연과 후연 및 각 준직교면의 반경위치에서 갖는 두께분포가 Table 2에 제시되어 있다.

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 준직교면에서의 3차원 유속, 회전총압, 정압계수 및 미끄럼계수

Fig. 4의 (a)~(g)는 Fig. 3의 I~VII번의 7개의 준직교면에서의 유동장변화를 파악할 수 있는 상대속도분포로서, 등고선은 유선을 따르는 주유동 속도분포를 나타내고, 화살표는 각 측정점에서의 주유동성분을 제외한 2차유동 속도벡터를 나타낸다. 여기서의 그림들은 편집상의 편의를 위해 7개 준직교면들의 가로길이는 일정하게 유지하고, 세로길이를 실제의 가로·세로비율과 같아지도록 축소하였다. 따라서 그림에 나타난 준직교면 면적의 크기 및 2차유동 속도벡터의 단위크기인 3 m/s 화살표의 길이가 하류로 갈수록 작아지고 있다.

준직교면상에서 상세하게 파악되는 2차유동은 유로의 곡률과 유로의 회전에 의해 야기되는 원심력 및 코리올리힘에 의한 양 익면간의 정압구배와 벽면

경계층두께 등에 영향을 받는다. 일반적으로 원심형 터보기계내에서의 2차유동 구조에는 유로의 곡률과 회전이 동시에 영향을 미치게 되는데 이들의 상대적 영향을 표시하기 위해 로스비수(Rossby 수),  $R_0 = W/\omega R_n$ 가 정의되었다.<sup>(1)</sup> 본 연구에서 대상으로 한 회전차의 경우, Fig. 3에서의 I번 준직교면인 입구영역에서는 그 전방에서의 축방향-반경방향으로의 유로곡률반경  $R_n$ 이 작아  $R_0$ 는 크게 나타나게 되고, 반면에 입구이후의 II번 준직교면에서 출구영역인 VII번 준직교면까지는  $R_n$ 이 무한대로 커지므로 유로의 회전효과가 상대적으로 크게 나타나게 되어  $R_0$ 가 작아진다. Fig. 5에는 (a) 유로곡률효과가 큰 경우( $R_0 \gg 1$ )와 (b) 유로회전효과가 큰 경우( $R_0 \ll 1$ )의 기본적인 2차유동 형태를 도시하였다. Fig. 6의 (a)~(g)에는 7개의 준직교면에서 유로곡률효과에 의한 2차유동(A)과 유로회전효과에 의한 2차유동(B) 및 누설유동(C)의 주된 흐름을 쉽게 확인할 수 있도록 주유동성분의 등속도분포를 삭제하고 2차유동 속도벡터만을 표시하였다.

Fig. 7의 (a)~(g)는 7개의 준직교면에서의 유동손실 정도를 나타내는 무차원 회전총압  $P^*$ 의 분포이다.  $P^*$ 는 식 (1)로 정의된다.<sup>(1)</sup>

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

여기서,  $p^* = p + 1/2\rho W^2 - 1/2\rho r^2\omega^2$ 으로 정의되며  $p_{\max}^*$ 는 대상유동 영역내에서 회전총압의 최대치이며 손실을 평가하는 기준점에서의 총압이라 할 수 있다. 본 연구에서는 입구덕트의 균일 유동장에서의 평균총압으로 택하였으며 그 값은  $p_{\max}^* =$

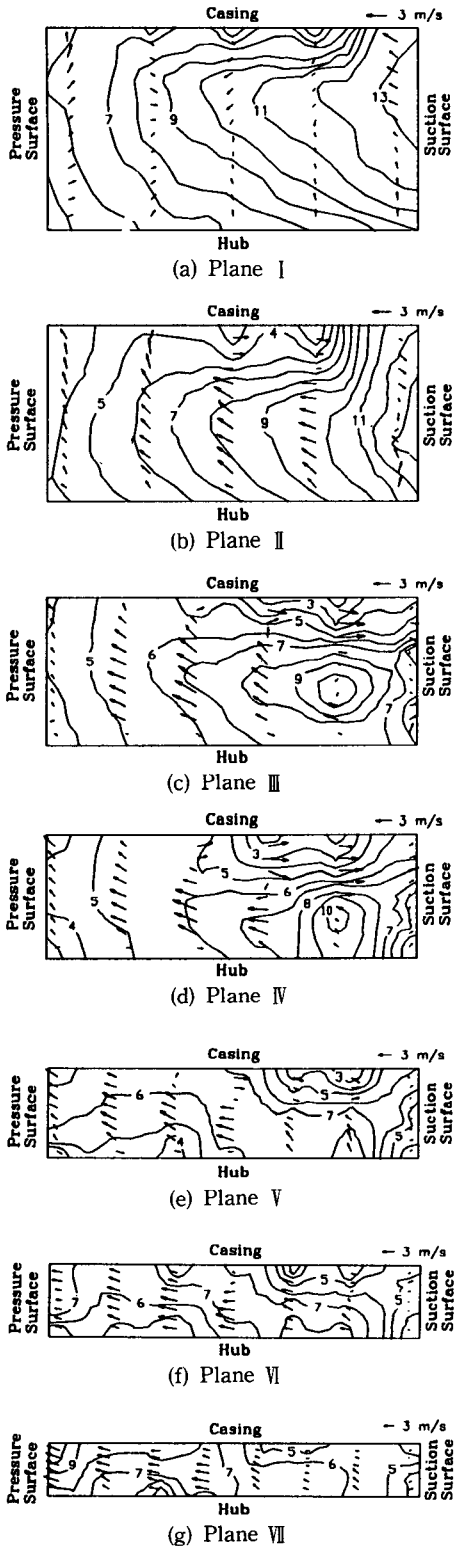


Fig. 4 Relative velocities(m/s)

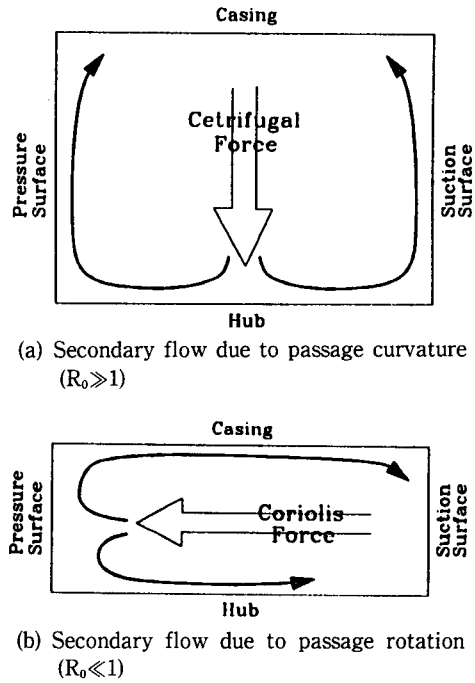


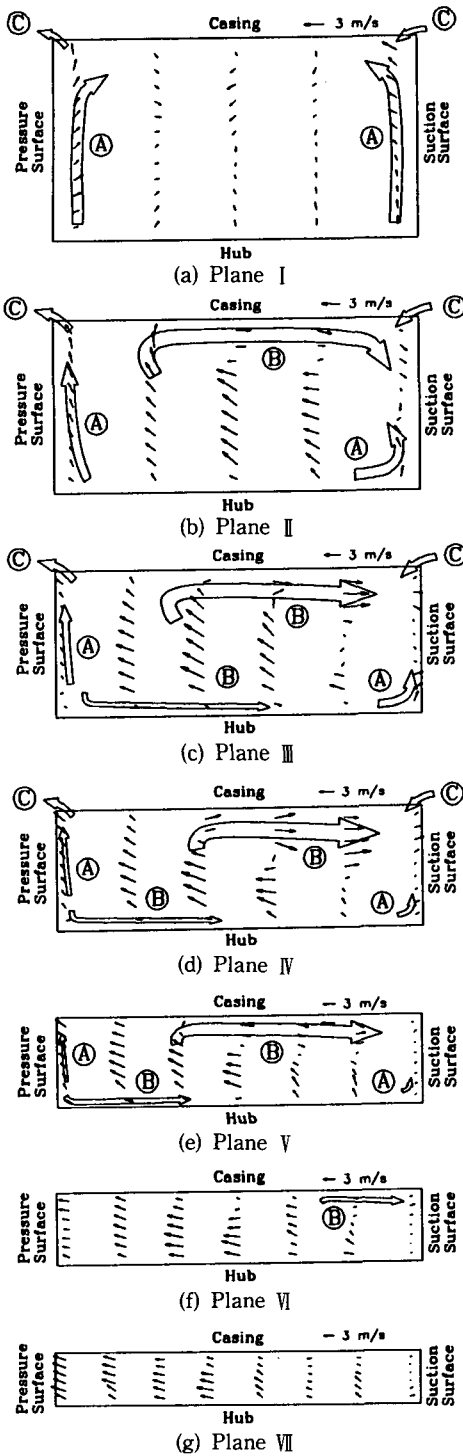
Fig. 5 Secondary flow patterns

-105 Pa gauge 이었다.  $p_{\min}^*$ 은 측정영역내에서의 최저 회전충압(최대 손실발생)으로서 본 연구에서는 IV번 준직교면의 부압면 가까이에서 측정되었으며, 그 값은  $p_{\min}^* = -194$  Pa gauge 이었다. 따라서  $P^*$ 는 0에서 1 사이의 값을 가지며 1의 값을 나타내면 손실이 없는 포텐셜유동이 되는 것이고, 0의 값을 가지면 최대손실이 나타나고 있음을 의미한다.

Fig. 8에는 깃의 중간높이(Fig. 2의 ㉓)에서 압력면과 부압면상의 각각의 익면정압  $p_{ps}$ 와  $p_{ss}$ 를 식(2)에 따라 무차원화한 정압계수  $\Psi_{ps}$ 와  $\Psi_{ss}$  및 양익면 사이의 정압계수의 차이, 즉 익면압력차  $\Delta\Psi = \Psi_{ps} - \Psi_{ss}$  분포를 비점성 준3차원 계산결과와 함께 제시하였다. 여기서,  $p_{ps}$ 와  $p_{ss}$ 는 각 익면의 인접측정점에서 회전충압  $p^*$ 와 상대속도  $W$ 로부터 산출한 정압  $p$ 를 선형보간하여 구한 값이다. 또한 Fig. 9에는 각 준직교면상의 정압  $p$ 를 유량평균한 후, 식(2)에 따라 무차원화한 유로내 정압분포가 역시 비점성 준3차원 계산결과와 함께 제시되어 있다.

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

여기서,  $p_1$ 은 Fig. 1의 입구덕트 ④ 위치에서 정



Ⓐ Secondary flow due to passage curvature  
 Ⓑ Secondary flow due to passage rotation  
 Ⓒ Leakage flow

Fig. 6 Relative secondary flow velocities

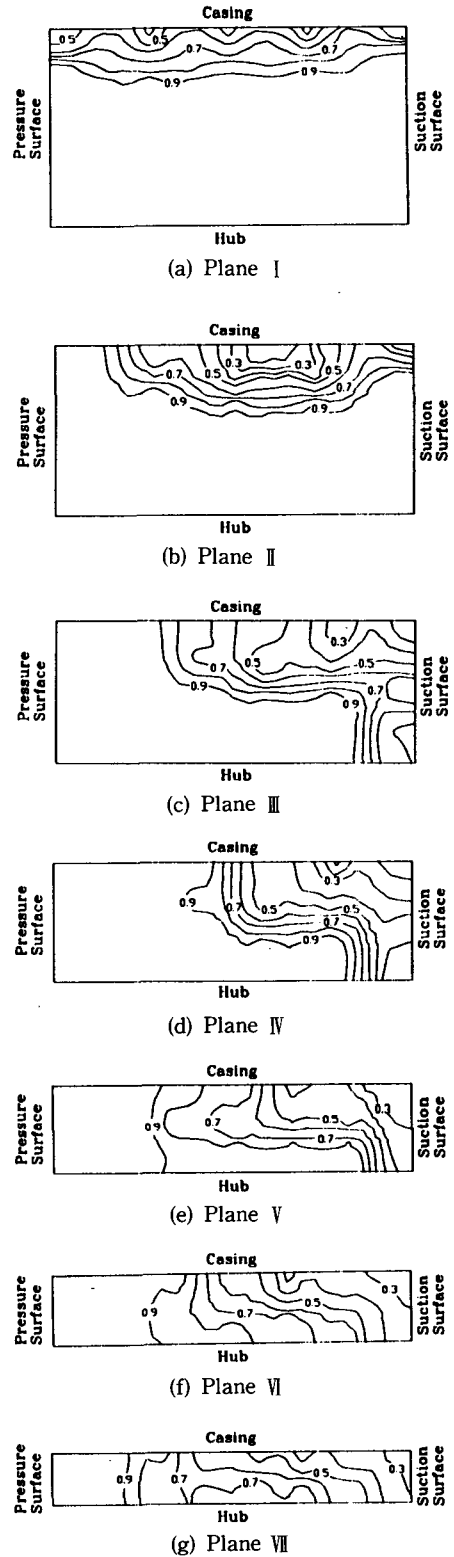


Fig. 7 Dimensionless rotary stagnation pressure, P

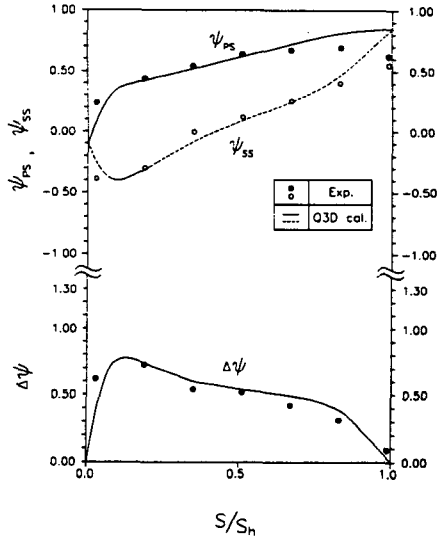


Fig. 8 Measured and predicted static pressure coefficient distribution on blade surfaces and difference between two surfaces

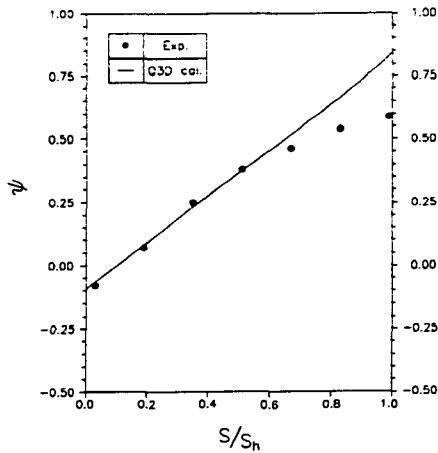


Fig. 9 Measured and predicted mass averaged static pressure coefficient

압이다.

Table 3에는 회전차 출구인 VII번 준직교면에서 유량평균된 미끄럼계수  $\kappa$ 가 식 (3)과 같이 정의되어, 몇가지 경험식 및 준3차원 계산결과와 함께 제시되어 있다.

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

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

Table 1 Distribution of blade thickness

Radius(mm)	Thickness(mm)
100.0(leading edge)	1.5
102.9(plane I)	2.0
118.3(plane II)	3.9
133.5(plane III)	5.9
148.6(plane IV)	6.5
163.8(plane V)	6.1
178.9(plane VI)	4.1
194.1(plane VII)	2.0
195.0(trailing edge)	1.2

### 3.2 준직교면별 유동형태

Plane I : Fig. 4(a), Fig. 6(a)와 Fig. 7(a)는 각각 회전차 입구 직후( $S/S_h=0.03$ )인 I번 준직교면에서의 상대속도분포, 2차유동 속도벡터, 무차원 회전충압분포를 나타낸다. Fig. 7(a)에서 알 수 있듯이 축방향에서 반경방향으로의 급격한 유로방향변화로 인해 케이싱 전면에 걸쳐 경계층두께의 증가에 의한 손실영역이 분포하고 있다. 그러나 그 외의 영역에서 주유동방향 속도는 Fig. 4(a)에서와 같이 유로의 곡률 및 깃 입구에서 깃의 곡률에 의해 케이싱에서 허브쪽으로 또한 부압면에서 압력면쪽으로 향해 비교적 균일하게 감소되는 경향을 보인다. Fig. 6(a)의 압력면과 부압면측에서는 케이싱쪽으로 향하는 속도성분이 존재하는데 이로부터 Fig. 5(a)에 제시한 바와 같은 양 익면을 따라 허브면에서 케이싱으로 향하는 미약하나마 2차유동(A)의 형성이 확인된다. 그리고 압력면과 부압면에서 각각 유로중심부쪽으로 향하는 속도성분은 깃의 두께로 인한 배제효과로 나타난 것이라고 설명될 수 있다. 또한 Fig. 8에서 알 수 있듯이 준3차원 계산결과와 잘 일치하는  $\psi_{ps}$ ,  $\psi_{ss}$  및  $\Delta\psi(=0.62)$ 에 의한 양 익면의 케이싱 부근에서 누설유동(C)의 영향을 볼 수 있다.

Plane II : Fig. 4(b), Fig. 6(b)와 Fig. 7(b)는  $S/S_h=0.19$ 인 II번 준직교면에서의 결과이다. Fig. 4(b)에서는 양 익면 사이에서 속도구배(4~13m/sec)가 I번 준직교면에 비해 급해지며, Fig. 8에서 익면 압력차  $\Delta\psi(=0.73)$ 가 더욱 커짐을 알 수 있는데 이로써 회전차 깃에 대한 부하가 최대로 나타

났다고 판단할 수 있다. 이 역시 준3차원 계산결과와 좋은 일치율을 보인다. 여기서,  $\Delta\psi$ 의 증가는 것 입구에서의 것의 곡률로 인한 원심력 및 유로회전에 의한 코리올리힘이 복합적으로 작용된 때문으로 설명될 수 있다. Fig. 6(b)에는 케이싱측에 나타나 있는 두꺼운 손실영역내부에서의 상대속도의 감소로 코리올리힘이 약하게 작용하고 앞서 언급한  $\Delta\psi$ 로 인해 Fig. 4(b)에서 도시된 바와 같이 케이싱면을 따라 압력면에서 부압면쪽으로 향하다가 부압면측으로 돌아서는 2차유동(B)이 생성되고 있다. 그러므로 부압면측에서는 I 번 준직교면에서 설명되었던 유로곡률효과에 의한 케이싱쪽에서의 2차유동(A)과 함께 유로회전효과에 의해 나타나는 반대방향의 2차유동(B)이 동시에 나타남을 확인할 수 있으며, 특히 2차유동(B)에 의해 Fig. 7(b)에서는 I 번 준직교면에서 케이싱 전역에 걸쳐 위치하던 손실영역( $P^* < 0.9$ )이 다소 부압면쪽으로 이동되며 두께가 증대했음을 볼 수 있다. 또한 Fig. 6(b)에서는  $\Delta\psi$  증가로 인한 양 익면의 케이싱측에서의 누설유동(C)을 좀 더 분명히 확인할 수 있다. 그런데 압력면과 케이싱 구석에서 이웃유로로 향한 누설유동은 명확히 관찰되지만, 부압면과 케이싱 구석에서 이웃유로부터의 누설유동은 그 방향은 나타나지 않고 다만 케이싱을 따라 부압면으로 향하는 2차유동(B) 속도성분의 감소를 보임으로써 그 존재를 예측할 수 있게 한다.

Plane III : Fig. 4(c), Fig. 6(c)와 Fig. 7(c)는  $S/S_2 = 0.35$ 인 III 번 준직교면에서의 결과이다. Fig. 7(c)의 부압면 부근에서 경계층의 급성장 또는 박리가 예측되고, 이로 인해 유동손실이 크게 나타나는 후류영역이 케이싱면 중심부에서 부압면까지 확대되어 있다. Fig. 4(c)에서는 이 후류영역에서 주유동속도의 급격한 감소와 함께 후류의 성장으로 인한 유효유로면적의 감소로 주유동속도가 크게 나타나는 제트유동이 케이싱과 부압면에서 밀려난 위치에 생성되고 이로써 후류-제트의 복합적인 유동이 형성되고 있다. Fig. 6(c)에서 케이싱을 따르는 2차유동(B)의 형태는 케이싱면에서의 손실영역 증가(주유동의 상대속도 감소)에 따른 코리올리힘의 감소로 그 크기가 다소 증가한 반면 양 익면을 따라서 케이싱쪽으로 향하는 2차유동(A)은 다소 약화되었다. 또한 양 익면의 케이싱 구석에서는 역시 Fig. 8의  $\Delta\psi(=0.54)$ 에 의해 II 번 준직교면과 다름없이 누설유동(C)이 뚜렷이 나타나고 있는데, 케이싱과

부압면 구석에서의 누설유동은 케이싱면을 따라 부압면으로 향하는 2차유동(B)과 반대방향으로 작용하게 된다. 이와같이 상충되는 유동들에 의해 저에너지의 경계층 유체는 케이싱과 부압면의 구석에 정체되고 축적되어 후류를 계속 성장시킨다. 한편 경계층 두께가 매우 작은 것으로 예측되는 허브면 상에서는 부압면으로 향하는 2차유동(B)이 매우 미미하게 나타나고 있다.

Plane IV : Fig. 4(d), Fig. 6(d)와 Fig. 7(d)는 회전차 입구에서 출구사이의 중간위치, 즉  $S/S_h = 0.51$ 인 IV 번 준직교면에서의 결과이다. 유동이 반경방향으로 진행하면서 유로곡률효과는 감소되고 유로회전효과가 상대적으로 증가하게 되므로 III 번 준직교면보다  $R_0$ 가 작아지게 된다. 그 결과 Fig. 6(d)에서 볼 수 있듯이 2차유동(B)은 유로중심부에서까지 크게 나타나고 있는 반면 2차유동(A)은 매우 약화되었다. Fig. 7(d)와 Fig. 4(d)에서는 III 번 준직교면에 비하여 후류영역이 케이싱을 근거로 하여 허브쪽으로 더욱 성장, 확대되어 후류-제트 유동형상을 더욱 명확하게 보여주고 있다. 한편, 후류의 중심부는 III 번 준직교면에서와 마찬가지로 2차유동(B) 방향에 맞서는 이웃유로에서의 누설유동(C)에 의해 더 이상 부압면으로 이동하지 못한 채 케이싱과 부압면 구석에 위치하고 있다.

Plane V : Fig. 4(e), Fig. 6(e)와 Fig. 7(e)는  $S/S_h = 0.67$ 인 V 번 준직교면에서의 결과이다. Fig. 6(e)에서는 IV 번 준직교면에서의 유동형태와 비슷하게 2차유동(B)에 의해 저에너지 유체가 케이싱과 부압면 구석에 계속 축적된다. 한편 2차유동(A)은 거의 나타나지 않고 있다. Fig. 7(e)와 Fig. 4(e)에서는 부압면측의 대부분을 차지하게 된 후류영역에 의해 제트의 중심이 부압면과 허브면 부근에 더 이상 머물지 못하고 압력면 쪽으로 분산되어 이동되었으며, 이에 대응하여 Fig. 8에서는  $\psi_{ps}$  상승( $0.64 \rightarrow 0.67$ )이 매우 둔화되었음을 볼 수 있다. 이러한 경향은 준3차원 계산결과와 차이를 보이는 것이다. 결국 익면 압력차  $\Delta\psi(=0.42)$  감소로 인하여 Fig. 6(e)에서 알 수 있듯이 누설유동(C)도 약화되었다.

Plane VI : Fig. 4(f), Fig. 6(f)와 Fig. 7(f)는  $S/S_h = 0.83$ 인 VI 번 준직교면에서의 결과이다. 출구에 가까이 이르면서 것의 유동에 대한 구속력이 약화되어 Stodola의 미끄럼(slip) 개념<sup>9)</sup>과 일치하는 상대와류(relative eddy)의 영향으로 코리올리힘과 같



은 방향, 즉 회전차의 회전과 반대방향으로 미끄럼 속도가 나타나게 되면서 Fig. 6(f)에서는 압력면으로 향한 유동이 더욱 강력해져, 그 반대방향의 2차유동(B)을 상쇄 약화시키고 있다. 이와같은 2차유동 형태의 변화 및 Fig. 7(f)에서와 같은 압력면쪽으로의 후류의 성장으로 인해 제트유동은 더욱 압력면쪽으로 이동되었다. 그 결과 Fig. 8에서  $\Psi_{ps}$ 의 상승(0.67 → 0.69)은 거의 나타나지 않아,  $\Delta\Psi(=0.34)$ 는 준3차원 계산결과에 비해 더욱 크게 감소되고 있는데, 이는 2차유동(B)을 약화시킨 또 하나의 요인이자 누설유동을 거의 소멸시킨 요인으로 설명될 수 있다. 또한 유로곡률효과는 극히 미약해져 2차유동(A)는 전혀 형성되지 못하고 있다.

Plane VII : Fig. 4(g), Fig. 6(g)와 Fig. 7(g)는  $S/S_n=0.99$ 의 회전차 출구직전인 VII번 준직교면에서의 결과이다. 미끄럼속도가 더욱 커지면서 Fig. 6(g)에서는 전체적으로 VI번 준직교면에서보다 부압면쪽에서 압력면쪽으로 향하는 더욱 강한 유동이 나타나고 있다. 또한 Fig. 7(g)에서 볼 수 있듯이 후류는 부압면과 케이싱을 중심으로 압력면 가까이까지 넓게 확대되었으며 이러한 이유들로 인해 Fig. 4(g)에서는 압력면 측에서 강력한 제트유동이 형성되었다. 그 결과 Fig. 8에서는 VI번 준직교면에 비해  $\Psi_{ps}$ 의 강하(0.69 → 0.62)와 함께  $\Delta\Psi(=0.09)$ 의 상당한 감소를 볼 수 있고, 이에 따라 Fig. 6(g)에서 누설유동(C)은 물론 2차유동(B)는 완전히 소멸되어 나타나지 않고 있다. 양익면 정압  $\Psi_{ps}$  및  $\Psi_{ss}$ 는 모두 준3차원 계산결과보다 매우 적게 나타나고 있는데, 이는 점성효과로 인한 후류와 제트의 형성등 복합적인 유동현상에 따른 유동손실이 회전차내의 정압상승을 저해한 때문으로 설명할 수 있다. 마찬가지로 Fig. 9에서 I 번~IV번 준직교면에서는 정압계수  $\Psi$ 가 준3차원 계산결과와 매우 잘 일치하고 있으나 V 번 준직교면 이후 출구영역까지는 그 차이가 점차 커져 결국 회전차내의 실제 정압상승량이 계산치의 약 74% 정도밖에 이르지 못함을 알 수 있다.

한편, Table 3에서의 유량평균된 미끄럼계수  $\kappa$ 는 Stodola의 경험식을 제외한 다른 경험식 및 준3차원 계산결과와 비교적 잘 일치하고 있다.

#### 4. 결 론

개방형 원심회전차의 유로단면적을 일정하게 유

지하여 유로내부의 3차원 유속과 회전총압을 측정하고, 익면의 정압계수 및 회전차 출구에서의 미끄럼계수 등을 산출하였다. 그 결과, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 유로곡률효과에 의한 2차유동(A)은 회전차 입구인 I 번 준직교면에서 가장 분명하게 나타났으며 유동이 출구쪽으로 진행하면서 점차 약화되어 VII번 준직교면 이후에서는 전혀 나타나지 않았다.

(2) 유로회전효과에 의한 2차유동(B)은 익면 압력차  $\Delta\Psi$ 가 최대가 되는 II 번 준직교면에서 형성되기 시작하여 V 번 준직교면까지 그 세력을 유지하지만 그 이후의 출구부근에서는 미끄럼의 영향과  $\Delta\Psi$  감소로 인해 급격히 약화된 후 VII번 평면에서는 완전히 소멸되었다.

(3) 누설유동은 익면 압력차  $\Delta\Psi$ 가 크게 나타나는 I 번~IV번 준직교면 구간에서 확인할 수 있었으며, 이러한 누설유동은 유로회전효과에 의한 2차유동(B)과 상충되어 후류 중심부의 위치를 부압면과 케이싱 구석에 한정시켰다.

(4) 후류는 III번 준직교면 이후에서 2차유동(B) 및 부압면에서의 경계층 성장으로 인해 급격히 성장하게 되고, 그로 인해 제트유동은 IV번 준직교면 이후에서 입력면쪽으로 이동되어 압력면에서의 정압상승을 현저하게 둔화시켰다.

(5) 양 익면에서의 정압분포 및 회전차 유로내 정압상승은 비점성 준3차원 계산결과와 비교할 때, 회전차 유로 전반부에서는 잘 일치하였으나 점성효과로 인한 유동장 변화가 크게 나타나는 유로 중반 이후에서는 많은 차이를 보였으며, 회전차내의 정압상승량은 비점성 계산치의 약 74%에 해당하였다.

(6) 회전차 출구영역인 VII번 준직교면에서의 유량평균 미끄럼계수는 비점성 준3차원 계산결과 및 Wiesner, Stanitz의 경험식들과 비교적 잘 일치하였다.

#### 후 기

본 연구는 94년도 교육부 학술연구조성비(기계공학분야)에 의해 이루어진 것이며, 이에 대한 관계 기관에 감사드립니다.

#### 참고문헌

(1) Johnson, M. W., 1978, "Secondary Flow in

- Rotating Bends," *J. Eng. Power*, Vol. 100, pp. 553~560.
- (2) 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.
- (3) Eckardt, D., 1976, "Detailed Flow Investigation Within a High Speed Centrifugal Impeller," *J. Fluid Eng.*, Vol. 98, pp. 390~401.
- (4) Mizuki, S., Ariga, I. and Watanabe, I., 1975, "A Study of the Flow Mechanism Within Centrifugal Impeller Channels," *ASME Paper No. 75-GT-14*.
- (5) Johnson, M. W. and Moore, J., 1980, "The Development of Wake Flow in a Centrifugal Impeller," *Trans. ASME J. Eng. Power*, Vol. 102, pp. 382~389.
- (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, 정의준, 1991, "축류압축기 회전익 후방유동장(1)," 대한기계학회논문집, 제15권, 제3호, pp. 963~969.
- (9) Dixon, S. L., 1978, *Fluid Mechanics, Thermodynamics of Turbomachinery, 3'rd edition*, Pergamon Press, London.