

## 원심 압축기 임펠러 출구 유동에 관한 실험적 연구

### Experimental study on impeller discharge flow of a centrifugal compressor

신 유 환\*, 김 광 호\*, 손 병 진\*\*  
 Y. H. Shin, K. H. Kim, B. J. Son

**Key words :** Centrifugal compressor(원심 압축기), Impeller discharge flow(임펠러 출구 유동), Jet-wake(제트-후류), Turbulence intensity(난류강도)

#### Abstract

This study describes the characteristics on impeller discharge flow of a centrifugal compressor with vaneless diffuser. Distorted flow at impeller exit was investigated by measuring of unsteady velocity fluctuation using hot-wire anemometer. As a result, a wake region appears near shroud side and moves to suction side and also to hub side as flow rate decreases. Jet, wake, and their boundary region which can be defined in jet-wake flow model are clearly observed at a high flow rate for the flow coefficient of 0.64, however, as flow rate decreases to the flow coefficient of 0.19, the classification of their regions disappears. Turbulence intensity also increases as flow rate decreases. Measurement error from uncertainty analysis is estimated about 4% at the flow coefficient of 0.19

#### 기 호 설 명

b : 디퓨저 폭  
 $C_p$  : 정압 상승계수  
 L : 블레이드 사이의 원주 방향 거리  
 N : 측정 회수  
 p : 정압  
 ps, ss : 압력면(pressure side) 및 흡입면(suction side)

Q : 유량  
 r : 반경  
 TI : 난류강도(요동 속도 성분에 대한 rms 값),  
 $\frac{\sqrt{(v_r')^2}_m}{v_{r,m}}$ ,  $\frac{\sqrt{(v_t')^2}_m}{v_{r,m}}$   
 $U_2$  : 임펠러 팁 접선속도  
 $V_e$  : 유효냉각속도  
 $v_r, v_t$  : 위상 평균된 반경 및 접선 방향 절대속도 성분  
 $v_r', v_t'$  : 순간 절대속도의 요동 성분  
 y : 블레이드 흡입면에서의 접선 방향 거리  
 $w_t$  : 상대속도의 접선 방향 성분

\* 한국과학기술연구원 기전연구부  
 \*\* 정희원, 한양대학교 기계공학과

- $z$  : 허브에서의 축 방향 거리
- $\alpha$  : 절대 유동각
- $\phi$  : 유량계수
- $\lambda$  : 선회변수,  $= (v_t/v_r)_2$
- $\theta_0, \theta_p, \theta_y$  : 열선각, 프로브 피치각 및 요우각

하첨자

- 1 : 임펠러 입구
- 2 : 임펠러 출구
- m : 평균값

1. 서 론

원심 압축기 디퓨저의 성능은 일반적으로 임펠러로부터 토출되는 유동의 영향이 크다고 알려져 있으며<sup>(1)</sup>, 이러한 유동의 형태는 Coriolis 힘, 곡률 및 경계층 등에 의해 발생하는 제트-후류(jet-wake) 형태를 띄고 있는 것으로 알려져 있다.<sup>(2)</sup> 제트-후류로 대표되는 유동의 형태에 대해서는 Dean<sup>(3)</sup>의 연구를 기점으로 현재까지 많은 연구자들에 의해 연구되고 있다.

Inoue 등<sup>(4)</sup>은 깃 없는 디퓨저를 비롯하여 디퓨저 베인의 개수 및 입구각을 변화시켜 가며 관찰하였고, So 등<sup>(5)</sup>은 밀폐형 임펠러(shrouded impeller)에 대하여 관찰하였다. Maksoud 등<sup>(6)</sup>, Pinarbasi 등<sup>(1)</sup>은 디퓨저 반경 방향에 따른 난류 특성을 관찰하였다. LDV를 이용하여 임펠러 내부의 여러 단면

에서 유동을 관찰한 Eckardt<sup>(7)</sup>의 연구에 의해 제트-후류 유동 형태가 일반적인 개념으로 자리잡기 시작하였고 이후 많은 사람들이 Eckardt의 유동모델을 채택하게 되었다. 그러나 그후 Krain<sup>(2,8)</sup> 및 Hamkins 등<sup>(9)</sup>의 연구에 의해 아주 다른 형태의 임펠러 출구 유동이 관찰되었다. Eckardt 임펠러에서는 흡입면(suction side)을 따라 후류가 발달한 반면에 Hamkins의 펌프 임펠러에서는 압력면(pressure side) 가까이에서 나타났다. 또한 Krain<sup>(8)</sup>의 연구에서는 임러 내부에서 관찰된 제트-후류의 왜곡된 유동형태가 임펠러 출구에서는 사라지고 완만하게 변화되는 것이 관찰되었다. 이러한 연구 결과들의 차이점은 근본적으로 임펠러 출구 유동의 복잡성에 기인한 결과로 보여지며, 아직 많은 연구가 수행되어야 할 것으로 생각된다.

본 연구는 반경류형 임펠러를 장착한 원심 압축기를 대상으로 열선프로브를 이용하여 임펠러 출구 유동에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 이를 통하여 임펠러 출구에서의 제트-후류 유동의 특성을 고찰하고, 또한 압축기의 유량 변화에 따른 경향 및 난류강도등을 분석하였다. 또한 측정 결과의 평가를 위하여 오차해석을 수행하였다.

2. 실험장치 및 측정 시스템

2.1 실험장치

Fig.1은 원심 압축기 실험장치를 나타낸 것이다. 반경류형 임펠러이며 디퓨저는 병류(parallel)형의

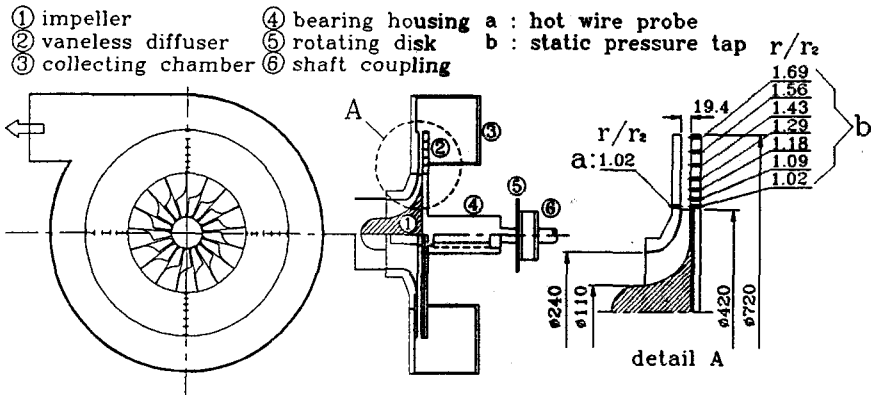


Fig.1 Centrifugal compressor test facility

Table 1 Geometry of impeller and diffuser

- impeller exit diameter	418mm
- impeller hub diameter	110mm
- impeller tip diameter	240mm
- number of impeller blade	17(no splitter)
- impeller exit blade angle (from tangential direction)	90°
- diffuser inlet diameter	420mm
- diffuser exit diameter	720mm
- diffuser width	19.4mm

깃 없는 디퓨저이다. 그 주요 제원을 Table 1에 나타내었다. 디퓨저를 통과한 공기를 모으기 위하여 디퓨저 출구에 수집챔버(collecting chamber)를 설치하였다. 또한 임펠러 입구 및 디퓨저 입출구에 총압관(kiel probe) 및 전온도 센서를 각각 설치하였다. 특히 디퓨저 입출구 및 내부에 원주 방향 90° 간격, 반경 방향으로 각각 7개의 위치에 정압 측정용 구멍을 허브면에 설치함으로써 반경방향에 따른 정압 분포를 측정할 수 있도록 하였다. 압축된 공기는 수집챔버, 출구 덕트를 경유하게 된다. 임펠러 출구 유동 측정을 위하여 디퓨저 입구(반경비  $r/r_2 = 1.02$ )의 쉬라우드면에 열선프로브를 장착할 수 있는 구멍을 설치하였다.

입구 플레넘(plenum)에는 스크린 필터를 설치하여 흡입공기 중의 이물질들을 제거하였으며, 입구 덕트에는 정압과 총압을 측정할 수 있도록 하였다. 유량 조절 밸브는 출구 덕트 끝단에 설치하였고 밸브에 타이밍 밸브로 장착된 기어를 설치하고 스텝핑 모터를 구동하여 유량을 조절할 수 있도록 하였다. 구동모터는 3상 2극(정격회전수 3,560rpm), 15kW 용량을 사용하였다.

## 2.2 측정 시스템 및 방법

측정 시스템은 크게 두부분으로 나뉘어진다.<sup>(10)</sup> 첫 번째 부분은 성능측정 시스템으로서 압력 및 온도측정을 위하여 압력측정 시스템과 온도스캐너로 이루어져 있다. 압력측정용 시스템은 PSI의 시스템 8400을 이용하였으며, 온도는 K-형 열전대를 사용하였다. 측정된 각 신호 값은 컴퓨터로 입력되어 후

처리 과정을 거치게 된다. 성능 측정은 임펠러 회전을 기준으로 1,800, 2,400, 3,000 및 3,560rpm에서 수행하였다.

두 번째 부분은 임펠러 출구유동측정 시스템으로서 열선풍속계, 필터, 오실로스코프 및 신호분석기 등으로 이루어져 있다. 이 때 열선은 I형 단일 열선을 이용하였으며 측정방향 유동성분은 상대적으로 작아 무시하였다. 열선프로브의 교정, 속도측정방법 및 측정정확도에 대해서는 뒤에서 구체적으로 언급하겠다. 트리거 신호는 광센서에 의해 발생되며 이를 위해 모터축에 회전판을 장착하였다.

속도측정은 임펠러회전을 기준으로 3,000rpm(50Hz), 반경비는  $r/r_2 = 1.02$ 에서 측정하였으며, 디퓨저 폭 방향으로 각각 15지점을 측정하였다. 샘플링주기는 0.03msec(33kHz), 1회 샘플링 수는 128개이다. 33kHz 이상의 고주파 노이즈를 제거하기 위하여 저주파 통과 필터(low pass filter)를 사용하였다. 측정된 신호는 신호분석기(Analogic사의 D6500)를 거쳐 컴퓨터를 간다. 신호분석을 위하여 각 위치에서 100번 샘플링을 하였고, 위상평균기법(Phase Averaging Tchnique)<sup>(11)</sup>을 사용하였다.

## 3. 열선의 교정 및 속도 측정 방법

### 3.1 열선의 교정 방법

열선프로브의 교정에는 Schmidt와 Okiishi<sup>(12)</sup>의 3차원 측정 방법을 2차원 측정에 적용하였다. 이것은 Fig.2의 경사프로브를 'I'형 단일 열선에 응용한 것이다. 경사프로브에서 유동벡터와 열선벡터 사이의 관계는 다음 식 (1)로 표현된다.

$$\cos \alpha = \cos \theta_0 \cos \theta_p \cos \theta_y + \sin \theta_0 \sin \theta_p \quad (1)$$

그러나 본 연구에서 사용한 단일 열선의 경우 식 (1)에서 열선각( $\theta_0$ ) 및 프로브 피치각( $\theta_p$ )이 제거되어 결국 식 (2)로 간략화될 수 있다.

$$\cos \alpha = \cos \theta_y \quad (2)$$

열선과 유동이 직각을 이룰 경우 유효냉각속도(effective cooling velocity)와 열선풍속계의 전압과의 관계는 다음 식 (3)과 같이 2차식으로 표현될 수 있다.

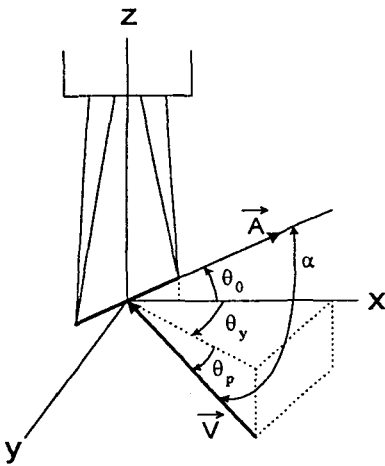


Fig.2 Hot wire configuration

$$V_e = K_1 + K_2 \cdot E_t + K_3 \cdot E_t^2 \quad (3)$$

Schmidt와 Okiishi는 유효냉각속도와 실제 유동속도의 비를 프로브피치각, 요우각 및 유동각의 2차함수로 가정, 식 (4)와 같이 표현하였다.

$$V_e/V = b_0 + b_1\alpha + b_2\theta_p + b_3V + b_4\alpha^2 + b_5\theta_p^2 + b_6V^2 + b_7\alpha\theta_p + b_8\alpha V + b_9\theta_p V \quad (4)$$

그러나 단일 열선의 경우 앞에서 설명한 바와 같이 프로브 피치각 및 열선각이 제거되므로 식 (5)와 같이 변한다.

$$V_e/V = b_0 + b_1\alpha + b_2V + b_3\alpha^2 + b_4V^2 + b_5\alpha V \quad (5)$$

여기서  $b_0 \sim b_5$ 까지 6개의 계수들은 열선프로브의 교정을 통하여 구하게 된다. 이를 위하여 교정은 여러 속도 범위에서 수행되어야 하며 각 교정 속도 범위마다 여러 요우각에 대해 측정을 반복하게 된다. 각 속도 및 요우각에 대한 측정 결과로부터 최소제곱법을 이용하여 식 (5)의 각 계수값들을 구할 수 있다.

본 연구에서는 열선프로브 교정을 위하여 제트노즐을 이용하였으며, 노즐의 난류강도는 0.7%, 노즐 출구의 최고속도는 약 97m/s이다. 유효냉각속도에 대한 열선풍속계의 상호관계를 구하기 위하여 5m/s

~90m/s까지 14개의 속도범위에서 수행,  $K_1$ ,  $K_2$  및  $K_3$ 를 구하였다. 또한 실제속도, 유동각 및 프로브요우각 등의 상호관계는 5개의 교정속도, 즉 10, 30, 50, 70 및 90m/s의 속도범위에서 수행되었고, 각 교정속도에 대한 요우각의 범위는 -90도~+90도이며, 9도 간격으로 측정하였다. 또한 정확한 요우각의 변화를 위하여 스텝핑모터를 사용, 컴퓨터로 제어하였으며, 스텝핑모터의 정확도는 0.45도이다.

### 3.2 속도 측정 방법

열선프로브의 교정결과를 이용하여 임펠러 출구에서의 2차원 속도를 측정하기 위해서는 열선프로브를 먼저 임의의 요우각에서 측정한 후 프로브를 임의의 각도로 회전, 요우각을 변화시켜 다시 측정하는 과정을 거쳐야 하며, 식 (6) 및 (7)은 그 관계를 나타낸다.

$$\theta_{y,a} = \theta_y \quad (6)$$

$$\theta_{y,b} = \theta_y - m_b \quad (7)$$

위의 두 식을 앞의 식 (2) 및 (5)에 각각 대입하면 결과적으로 다음 네 개의 식을 얻을 수 있다.

$$\cos \alpha_a = \cos \theta_{y,a} = \cos \theta_y \quad (8)$$

$$\cos \alpha_b = \cos \theta_{y,b} = \cos(\theta_y - m_b) \quad (9)$$

$$V_{e,a}/V = b_0 + b_1\alpha_a + b_2V + b_3\alpha_a^2 + b_4V^2 + b_5\alpha_a V \quad (10)$$

$$V_{e,b}/V = b_0 + b_1\alpha_b + b_2V + b_3\alpha_b^2 + b_4V^2 + b_5\alpha_b V \quad (11)$$

여기서 미지변수는  $\alpha_a$ ,  $\alpha_b$ ,  $\theta_y$  및  $V$  등 4개로서 위의 네 식을 Newton-Raphson 방법을 이용, 이를 구할 수 있다. 본 연구에서는 앞에서 설명한 바와 같이 두 요우각 사이의 간격( $m_b$ )은 90도로 하였다.

### 3.3 측정 정확도

Fig.3은 앞에서 설명한 교정방법을 이용하여 구한 측정정확도를 나타낸 것이다. Fig.3(a)는 실제 유동각과 계산된 유동각과의 차이를 보여주는 것으

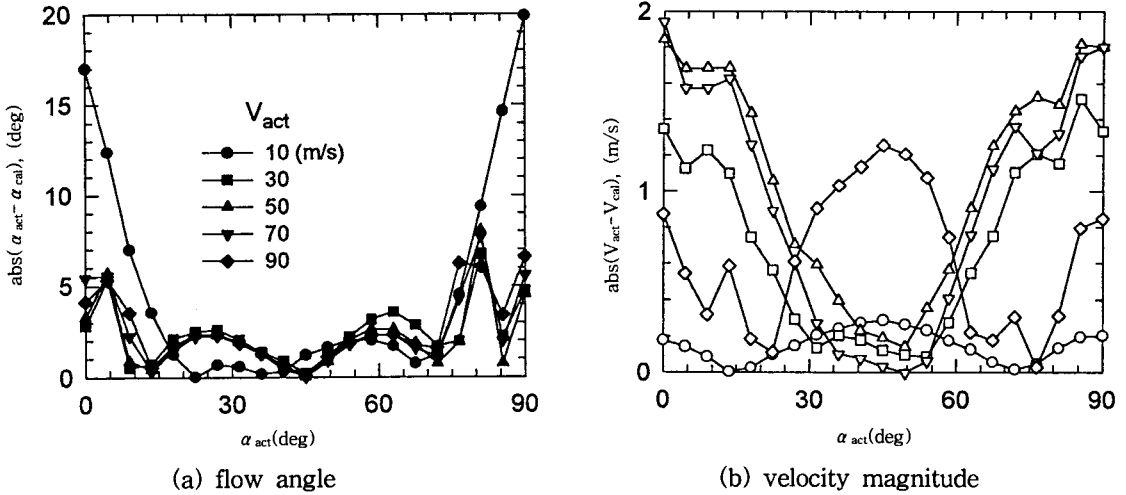


Fig.3 Hot wire measurement accuracy

로서 실제 유동벡터와 열선벡터의 사이각이 45도일 경우 가장 양호한 결과를 보여주고 있다. 다시 말해 실제 유동에 대해  $\pm 45$ 도로 측정할 경우 가장 정확한 유동각을 얻을 수 있다. 이것은 예비실험의 중요성을 뜻하는 것으로 해석할 수 있으며, 예비실험을 통하여 대략적인 유동각 범위에 대한 정보를 수집한 후 가능한 한 최고의 정확도를 얻을 수 있는 요우각으로 열선프로브를 장착하여야 한다. 따라서 본 연구의 경우 임펠러 출구 유동각의 범위를 고려해 볼 때 유동각에 대한 측정정확도는 약 3도이다.

Fig.3(b)는 실제속도 크기와 계산된 속도 크기와의 차이를 보여주고 있다. 앞에서 언급한 유동각의 범위를 고려해 볼 때 속도 크기에 대한 측정정확도는 약 1.3m/s이다.

#### 4. 결과 및 고찰

##### 4.1 압축기 특성곡선

압축기의 성능시험 결과로 얻은 특성곡선을 Fig. 4에 나타내었다. 여기서 임펠러 정압상승은 압축기 입구 덕트에서 임펠러 출구까지이며, 디퓨저 정압상승은 임펠러 출구에서 압축기 출구 덕트까지의 값을 사용하였다. 유량계수와 정압 상승계수는 다음과 같은 식으로 정의할 수 있다.

$$\phi = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 U_2} \quad (12)$$

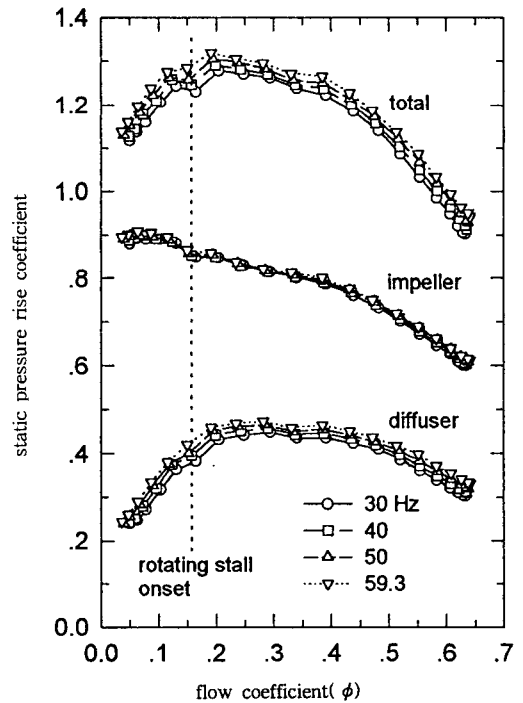


Fig.4 Compressor performance map

$$C_p = \frac{\Delta p}{\frac{1}{2} \rho_\infty U_2^2} \quad (13)$$

유량이 감소할수록 임펠러 특성곡선은 비교적 선형적으로 증가하나 디퓨저 특성곡선은 유량계수 0.19

를 정점으로 급격히 감소하고 있다. 전체 시스템에서 볼 때 정압 상승계수의 급격한 감소는 디퓨저에 의한 영향이 지배적인 것을 알 수 있다. 또한 본 실험용 압축기의 경우 압력상승계수가 급격히 감소하는  $\phi=0.16$ 에서 선회실속이 발생하면서 불안정 작동 영역으로 접어든다. 안정한 작동 영역에서 임펠러와 디퓨저가 전체시스템의 압력상승에 미치는 영향은 비율면에서 각각 2:1로 유량에 관계없이 거의 일정하다는 것을 알 수 있다.

모든 측정 영역에서 서지는 발생하지 않았다. 이것은 본 실험용 압축기의 실험 회전수가 낮아 압력비 및 유량이 서지가 발생할 정도의 용량이 되지 않기 때문인 것으로 생각된다.

4.2 출구 속도 분포

Fig.5는 임펠러 출구 단면에서의 반경 방향 속도 분포를 유량에 따라 나타낸 것이다. 등고선은 동일한 속도 분포를 임펠러 팁속도에 대한 비로 나타내는 것이며, 빗금친 부분은 전체 유동 통로의 평균값보다 작은 후류영역을 뜻한다.  $\phi=0.64$  및  $\phi=0.52$

에서 후류는 쉬라우드 전체에 퍼져 있으며, 특히  $\phi=0.52$ 에서는 통로의 중앙에 압력면에서부터 약 40% 위치를 중심으로 비교적 넓게 퍼져있다. 블레이드 유동 통로의 중앙에 넓게 퍼진 후류는 통로 후류 (passage wake)로 여겨진다. 또한 블레이드의 양면을 중심으로 좁게 퍼져있는 후류는 블레이드에 의한 후류(blade wake)로 생각된다.<sup>(1)</sup> 유량이  $\phi=0.33$ 으로 감소하면 통로 후류는 흡입면으로 이동하여 압력면에서부터 50%이상의 영역에 넓게 분포하고 있으며, 블레이드 후류의 경우 압력면에는 사라지고 흡입면에는 더 넓어지고 있다. 유량이 불안정영역 전까지 감소하면 ( $\phi=0.19$ ) 쉬라우드를 중심으로 퍼져있던 후류영역은 허브면에서도 발달하게 되어 디퓨저 쪽의 중앙을 중심으로 대칭적인 유동 특성을 보이고 있다. 이러한 후류영역의 이동은 임펠러의 곡률효과에 의해 야기되는 2차유동에 기인한 것으로 생각된다.<sup>(4)</sup>

Fig.6은 임펠러 출구에서 접선 방향의 상대속도 분포를 나타낸 것이다. 여기서 음의 값은 임펠러 출구에서의 속도삼각형에 의해 임펠러회전과 반대되

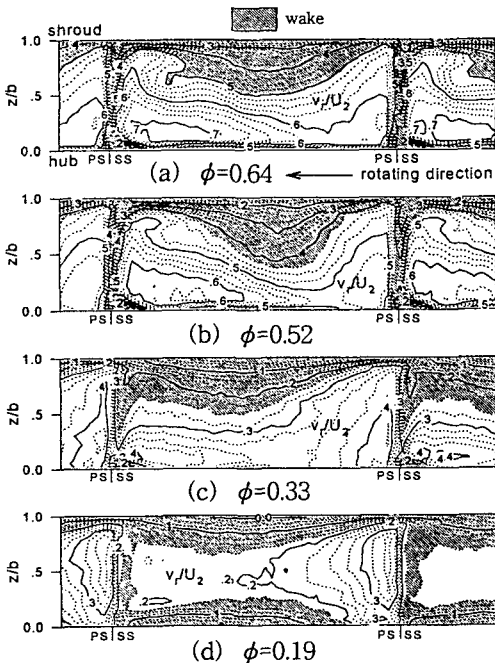


Fig.5 Radial velocity contours at impeller exit( $r/r_2=1.02$ )

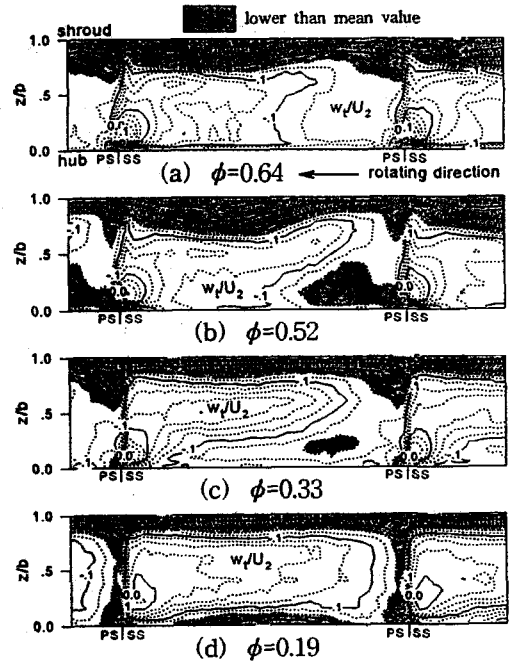


Fig.6 Relative tangential velocity contours at impeller exit( $r/r_2=1.02$ )

는 방향을 뜻한다. 접선방향 성분은 유량변화에 크게 영향을 받지 않고 쉬라우드 부분을 제외한 영역에서 비교적 균일한 분포를 보이고 있다. 전체적으로 거의 전 영역에서 음의 값을 보이고 있는데 이것은 Coriolis효과에 의해 유체가 임펠러의 회전방향으로 블레이드에 의해 힘을 받게 되고 유체는 상대적으로 그 역방향인 임펠러 압력면으로 이동하는 것을 보여주는 것이다. 그러나 쉬라우드 면을 따라 임펠러 회전과 반대방향으로 강한 유동특성을 보이는 것은 Coriolis효과에 의한 유동이라기보다 고정된 쉬라우드에 의한 유체의 점성효과에 기인한 것으로 생각된다. 상대적으로 큰 음의 값을 나타내는 영역(빛금친 영역)이 유량이 클 때에는 쉬라우드 부분에 집중되어 있으나  $\phi=0.19$ 로 유량이 감소하면 허브 및 압력면에도 발달하게 되는 것을 알 수 있다.

Fig.7은  $\phi=0.52$  및 0.19에서의 임펠러 출구에서의 반경방향, 접선방향 속도성분 및 유동각의 분포를 허브( $z/b=0.05$ ), 중양(0.5) 및 쉬라우드 가까이( $z/b=0.95$ )에서 각각 측정된 결과를 나타낸 것이다. 반경방향 속도성분의 경우 유량변화에 대해 민감하게 변하고 있다.  $\phi=0.52$ 에서는 허브에서의 속도가 상대적으로 크고 블레이드 통과에 의한 속도감소 효과가 뚜렷이 나타남으로서 흡입면과 압력면의 경계가 분명하다. 이러한 효과는 허브에서 가장 크게 나타나며 쉬라우드로 갈수록 약화되고 있다. 이것은

쉬라우드로 갈수록 반경방향 속도가 작아지기 때문이며, 임펠러 블레이드의 두께에 의한 효과도 크게 작용하기 때문인 것으로 생각된다. 허브에서는 흡입면에서 압력면까지 비교적 선형적인 속도분포를 보이지만 쉬라우드로 갈수록 블레이드 양면에서의 속도가 상대적으로 크게 나타나는 특성을 보이고 있다. 그러나 유량이 감소하면 허브 및 흡입면에서의 속도는 상대적으로 크게 감소하여 디퓨저 쪽의 중앙 및 압력면에서 속도가 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 특히 블레이드 양면을 경계로 압력면에서 흡입면으로 급격히 속도가 감소하는 특성을 보이고 있다. 결국 유량이 많으면 쉬라우드 가까이에서 후류영역이 유동통로를 지배하게 되지만 유량이 감소하면서 이러한 후류가 허브에서도 발달하게 되는 것을 알 수 있다.

접선방향 속도성분은 반경방향 속도분포와 아주 다른 특성을 보이고 있으며, 유량변화에 대해 큰 변화가 없다. 압력면보다 흡입면에서의 속도가 크며, 이러한 특성은 유량이 감소하여도 변하지 않는다. 따라서 블레이드 양면을 경계로 압력면에서 흡입면으로 급격히 속도가 증가하는 특성을 나타내고 있다. 이러한 유동특성은 블레이드 통로의 내부에서 발생하는 2차유동에 기인한 것으로 생각된다. 제트-후류 유동모델로 대표되는 Dean<sup>(3)</sup>의 관점에서 볼 때 유량이 많을 때에는 임펠러 출구에서 제트-후류

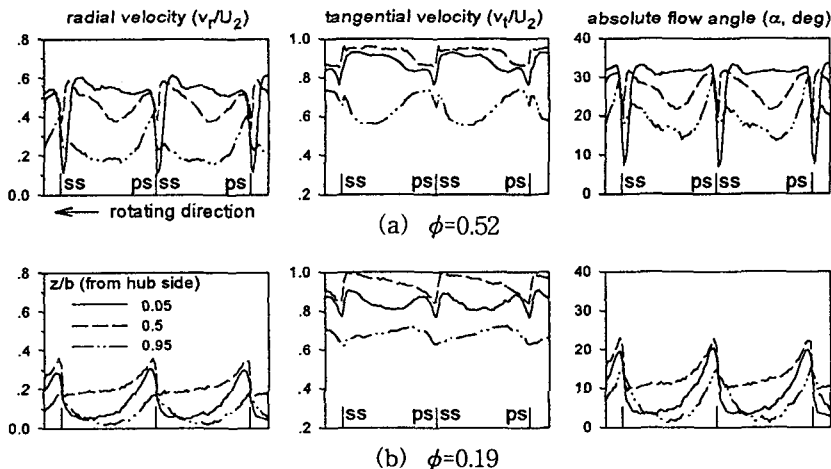


Fig.7 Radial, tangential velocity components and absolute flow angle at impeller exit( $r/r_2=1.02$ )

영역이 뚜렷이 구별이 되지만 유량이 감소함에 따라 이러한 영역의 구분은 모호해지는 것을 알 수 있다. 여기에 관해서는 뒤에서(Fig.8) 다시 고찰하기로 하겠다.

임펠러 출구에서의 절대 유동각은 반경방향 속도 분포와 유사한 특성을 보이고 있다. 이러한 블레이드 통로에서의 왜곡된 유동은 디퓨저를 통과하면서 서로 혼합되며 결과적으로 압축기의 압력손실에 큰 원인을 제공하는 것으로 생각된다.

Fig.8은  $\phi=0.64$ 와  $0.19$ 일 경우 임펠러 출구 폭의 중앙( $z/b=0.5$ )에서 측정된 접선방향의 절대속도 성분을 나타낸 것이다.  $\phi=0.64$ 에서는 제트-후류 유동모델에서 볼 수 있는 후류영역, 제트영역 및 그 경계영역 등이 뚜렷이 구분이 되지만 유량이 불안정 작동영역으로 들어가기 전인  $\phi=0.19$ 로 감소하면 이러한 영역들 사이의 경계가 없어지는 것을 알 수 있다. 따라서 제트-후류 유동모델은 유량이 적은 작동영역에서는 부적절한 것으로 생각된다. 본 연구의 경우  $\phi=0.64$ 에서 제트 및 후류영역의 합(a+c)에 대한 후류영역(a)의 비는 약 67%, 전 영역(e)에 대한 후류영역(a)의 비는 약 23%로 각각 측정되었으며 이러한 결과는 Dean<sup>(3)</sup>의 결과(각

각 72% 및 25%)와 비교적 잘 일치한다.

Fig.9(a)는 시간평균된 반경방향의 속도분포를 유량에 따라 나타낸 것으로서, 유량이 클 때에는 디퓨저 폭에 대해 심하게 왜곡된 분포를 보이다가 유량이 감소하면서 점차 완화되어 최고 압력이 얻어지는  $\phi=0.19$ 에서는 거의 대칭적인 분포를 보이고 있다. Fig.9(b)는 선회변수(swirl parameter)의 분포를 나타낸 것이다.  $\phi=0.64$ 의 경우 디퓨저 폭에 대해 비교적 일정하게 유지되고 있지만 유량이 감소하면 그 변화량은 증가하며, 특히  $\phi=0.19$ 의 경우 허브 및 쉬라우드 가까이에서 크게 증가하는 것을

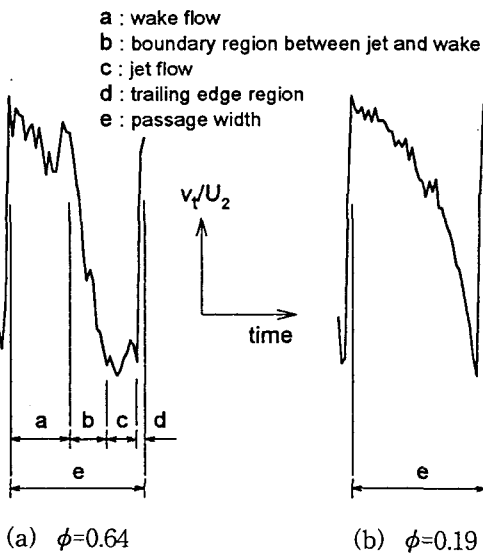


Fig.8 Absolute tangential velocity patterns at impeller exit( $r/r_2=1.02, z/b=0.5$ )

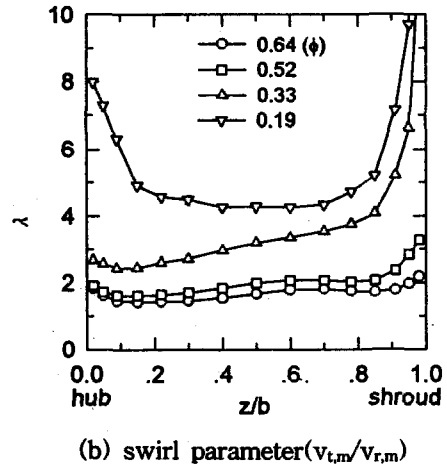
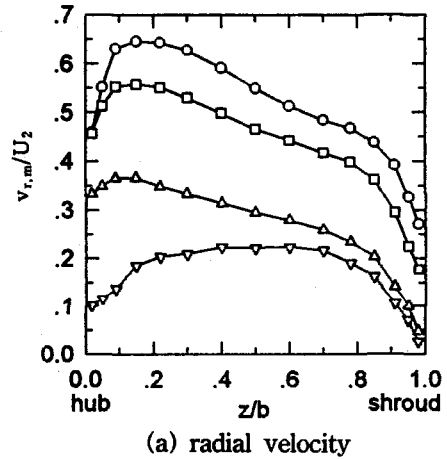


Fig.9 Mean radial velocity and swirl parameter distributions with diffuser width at impeller exit



알 수 있다. 이것은 허브 및 쉬라우드에서 후류가 크게 발달하고 있는 것을 보여주는 것이다. 주유동에 대한 평균값을 생각해 볼 때  $\phi=0.64$  및 0.19의 경우 각각 약 1.6 및 4.5이다. 이러한 값은 깃 없는 디퓨저를 장착한 압축기 설계시 일반적으로 채택하는 범위에 속하는 것을 알 수 있다.<sup>(13)</sup>

### 4.3 난류강도

Fig.10은  $\phi=0.52$ 에서의 난류강도에 대한 반경방향 및 접선방향 성분을 나타낸 것이다. 전체적으로 볼 때 두 성분이 서로 유사한 분포를 보이고 있으며 허브에서 쉬라우드로 갈수록 난류강도가 강해지는 것을 알 수 있다. 또한 두 성분 모두 블레이드 위치 및 유동통로 중앙에 아주 강한 분포를 나타내고 있는데 이것은 각각 블레이드 후류 및 통로 후류에 기인한 것으로 생각된다. 쉬라우드에서는 전 통로에 걸쳐 강하게 분포되고 있는데 이것은 쉬라우드 전체통로가 후류의 지배를 받고 있다는 것을 알 수 있다.

Fig.11은 임펠러 출구 유동통로에서 난류강도에 대한 반경방향 성분의 전체적인 분포를 유량에 따라 나타낸 것이다. 유량이 감소할수록 전체적으로 강해지는 것을 알 수 있다.  $\phi=0.19$ 의 경우를 제외하고는 허브에서보다 쉬라우드에서 더 강하게 측정되었으며, 허브에서 쉬라우드로 갈수록 비교적 단조

롭게 증가하고 있다. 그러나  $\phi=0.19$ 에서는 허브면에서 강한 후류가 발달하여 난류강도도 강하게 증가하고 있으며 디퓨저 쪽 방향을 기준으로 비교적 대칭적인 분포를 보이고 있다. 이러한 분포는 반경방향 속도성분의 결과와 동일하다. 블레이드 양면에서의 난류강도는 블레이드 후류에 의해 강하게 나타나고 있지만  $\phi=0.19$ 에서는 압력면이 상대적으로 약한 특성을 보이고 있다. 평균적으로 최고압력이 얻어지는 유량( $\phi=0.19$ )에서 난류강도의 세기는 최대유량( $\phi=0.64$ )에서의 세기보다 약 3배정도 높게 관찰되었다.

### 5. 측정의 불확실성

측정시 발생하는 계측오차는 고정오차( true bias error,  $\beta$ )와 우연오차(true random error,  $\epsilon_k$ )의 합으로 나타나며 식 (14)로 표현된다.<sup>(14)</sup>

$$\delta_k = \beta + \epsilon_k \tag{14}$$

여기서 고정오차는 측정센서 및 데이터 획득장비의 교정을 통해 최소화할 수 있으며,<sup>(15)</sup> 본 연구의 경우 열선의 측정 정확도에서 이미 언급한 바와 같다.

우연오차는 반복 측정시 각 측정치가 그 평균값을 중심으로 어떠한 분포를 나타내는 범위를 말하는 것으로 통계학적 접근이 필요하다. 이를 위해서

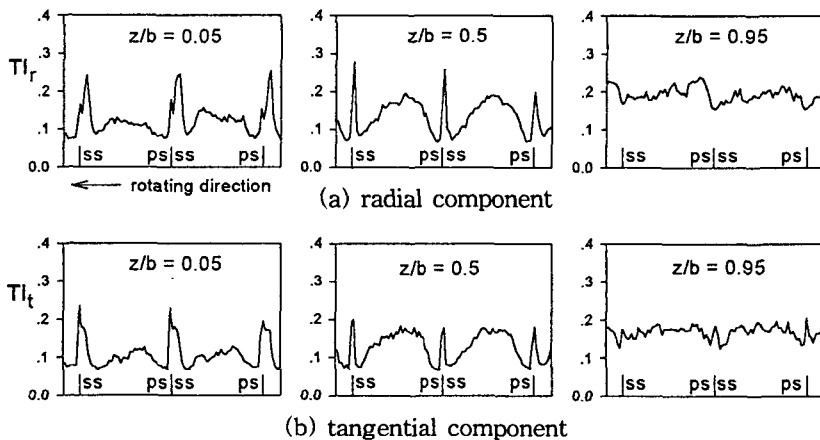
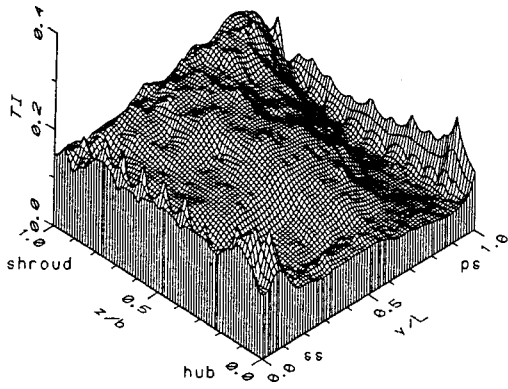
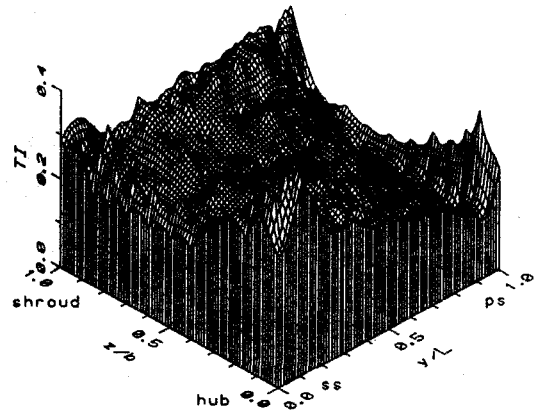


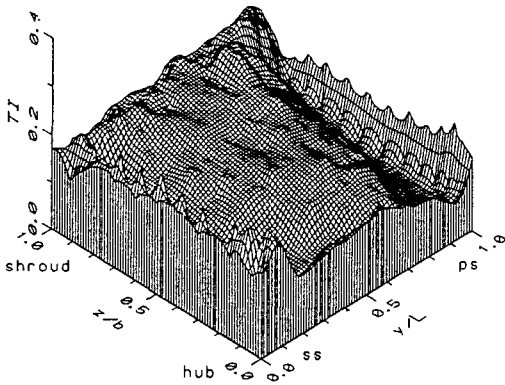
Fig.10 Radial and tangential components distribution of turbulence intensity at impeller exit( $\phi=0.52$ )



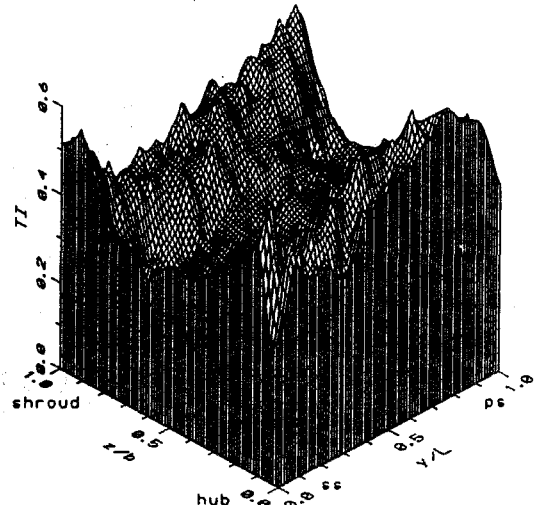
(a)  $\phi=0.64$



(c)  $\phi=0.33$



(b)  $\phi=0.52$



(d)  $\phi=0.19$

Fig.11 Radial turbulence intensity level with flow rates

측정치에 대한 표준편차를 구하게 된다. 본 연구와 같이 위상평균기법을 사용할 경우에 있어 표준편차는 식 (15)와 같이 표현되며, 이것은 속도의 요동성분의 크기에 해당한다.<sup>(11)</sup>

$$(\bar{q})^2(\phi) = \frac{1}{N-1} \sum_{i=0}^N [q_i(\phi) - \bar{q}(\phi)]^2 \quad (15)$$

$$\bar{q}(\phi) = \frac{1}{N} \sum_{i=0}^N q_i(\phi) \quad (16)$$

여기서,  $\bar{q}(\phi)$ 는 위상각  $\phi$ 에서의 평균값을 나타내

며,  $q_i(\phi)$ 는  $i$ 번째 측정데이터중, 위상각  $\phi$ 에서의 순간속도 측정치를 나타낸다. 따라서 식 (15)를 전체 유동속도의 평균값으로 나누면 결국 이 값은 유동의 난류강도가 된다.

열선을 이용한 실험에서는 그 오차를 측정횟수에 의한 오차와 난류강도의 오차로 나타낸다. 대부분의 난류 측정에 있어서 속도에 대한 확률밀도(probability density)는 가우스분포(Gaussian)를 나타내며, 그 측정 결과에 대한 정확도는 다음 식 (17)로 표현하며, 이것을 난류 측정시의 오차로 사용하고

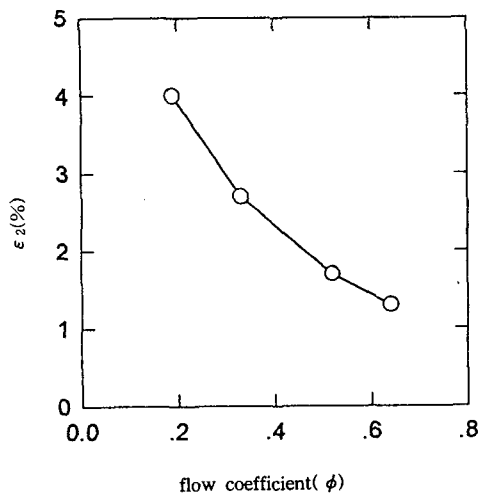


Fig.12 Hot wire measurement uncertainty

있다.<sup>(16,17)</sup> 또한 측정횟수의 제한에 따라 위상 평균된 값의 오차는 난류강도와 측정횟수에 의해 식 (18)과 같이 정의할 수 있다.

$$\epsilon_1 = \sqrt{2/N} \quad (17)$$

$$\epsilon_2 = \frac{TI}{\sqrt{N}} \quad (18)$$

$\epsilon_1$ 은 측정횟수 100번에 대하여 14%의 오차를 나타내고 있다. 또한 Fig.12는 임펠러 출구 유동의 반경방향 속도성분에 대한 측정오차를 유량에 따라 나타낸 것이며, 유량이 감소할수록 난류강도는 증가하여 결과적으로 오차범위가 증가하는 것을 알 수 있다.  $\phi=0.64$ 에서 약 1.3%,  $\phi=0.19$ 에서 약 4%의 오차범위를 보인다.

#### 4. 결 론

깃 없는 디퓨저를 가진 원심압축기에서 열선유속계를 이용하여 임펠러 출구에서 순간속도를 측정하였고, 이를 위상평균기법 등을 이용하여 임펠러 출구 유동에 대한 속도분포 및 난류강도 등을 분석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 유량이 큰 경우( $\phi=0.52$ ) 통로 후류는 쉬라우드를 중심으로 유동통로의 중앙에 크게 발달하지만

유량이 감소함에 따라 블레이드 흡입면으로 이동을 하고, 결국 유량이  $\phi=0.19$ 로 감소하면 이러한 후류가 허브에서도 발달하게 된다.

2)  $\phi=0.64$ 에서는 제트-후류 유동모델에서 볼 수 있는 후류영역, 제트영역 및 그 경계영역 등이 뚜렷이 구분되지만 유량이 불안정 작동영역으로 들어가기 전인  $\phi=0.19$ 로 감소하면 이러한 영역들 사이의 경계가 없어진다. 이것은 제트-후류 유동모델은 유량이 적은 작동영역에서는 부적절함을 뜻한다.

3) 임펠러 출구에서의 난류강도는 유량이 감소할수록 강해진다. 또한 반경 방향 성분은 허브에서 쉬라우드로 갈수록 강해지고, 접선 방향 성분은 디퓨저 폭의 중앙에서 비교적 낮게 분포하는 특성을 보인다.  $\phi=0.19$ 에서는 허브면에서 강한 후류가 발달하여 난류강도도 강하게 증가하고 있으며 디퓨저 폭 방향을 기준으로 비교적 대칭적인 분포 특성을 나타낸다.

#### 참 고 문 헌

1. Pinarbasi, A., and Johnson, M.W., 1994, "Off design flow measurements in a centrifugal compressor vaneless diffuser," ASME Paper No. 94-GT-42.
2. Krain, H., 1988, "Swirling impeller flow," J. of Turbomachinery, Vol. 110, January, pp. 122~128.
3. Dean, R.C., Jr., and Senoo, Y., 1960, "Rotating wakes in vaneless diffusers," J. of Basic Eng., Vol. 82, pp. 563~574.
4. Inoue, M., and Cumpsty, N.A., 1984, "Experimental study of centrifugal impeller discharge flow in vaneless and vaned diffusers," J. of Eng. for Gas Turbines and Power, Vol. 106, April, pp. 455~467.
5. So, R.M.C., Otugen, M.V., Baban, F., and Hwang, B.C., 1990, "Phase-averaged measurements of unsteady flow in a vaneless diffuser," AIAA J., Vol. 28, No. 6, pp. 1038~1044.
6. Maksoud, T.M.A., and Johnson, M.W., 1989, "Stress tensor measurements within

- the vaneless diffuser of a centrifugal compressor," *J. of Mechanical Eng. Science*, Vol. 203, pp. 51~59.
7. Eckardt, D., 1976, "Detailed flow investigations within a high-speed centrifugal compressor impeller," *J. of Fluids Eng.*, Vol. 98, pp. 390~402.
  8. Krain, H., 1981, "A study on centrifugal impeller and diffuser flow," *J. of Eng. for Power*, Vol. 103, Oct., pp. 688~697.
  9. Hamkins, C.P., and Flack, R.D., 1987, "Laser velocimeter measurements in shrouded and unshrouded radial flow pump impellers," *J. of Turbomachinery*, Vol. 109, pp. 70~76.
  10. 신유환, 김광호, 손병진, 1998, "원심압축기 기 없는 디퓨저에서의 선회실속에 관한 실험적 연구," *대한기계학회논문집(B)*, Vol. 22, No. 2., pp. 153~161.
  11. Mathioudakis, C., 1985, "Rotating stall in axial flow compressors-experimental and theoretical research," VKI Ph.D. Thesis Series, April.
  12. Schmidt, D.P., and Okiishi, T.H., 1977, "Multistage axial-flow turbomachine wake production, transport, and interaction," *AIAA J.*, Vol. 15, No. 8, pp. 1138~1145.
  13. Johnston, J.P., and Dean, R.C., Jr., 1966, "Losses in vaneless diffusers of centrifugal compressors and pumps ; analysis, experiment, and design," *J. of Eng. for Power*, Vol. 88, pp. 49~62.
  14. "Measurement uncertainty, instruments and apparatus," ANSI/ASME PTC 19.1-1985, ASME, 1986.
  15. 이영호, 1998, "계측에 있어서의 불확실성 해석기법의 개요 및 적용-ASME 제안기법을 중심으로," *대한기계학회 '98년도 유체공학부문 학술강연회 강연집*, 3월, pp. 1~24.
  16. Lakshminarayana, B., and Poncet, A., 1974, "A method of measuring three-dimensional rotating wakes behind turbomachinery rotors," *J. of Fluids Eng.*, Vol. 96, pp. 87~91.
  17. Lakshminarayana, B., 1981, "Techniques for aerodynamic and turbulence measurements in turbomachinery rotors," *J. of Eng. for Power*, Vol. 103, April, pp. 374~392.