

원심압축기 깃 없는 디퓨저에서의 선회실속에 관한 실험적 연구

신유환* · 김광호* · 손병진**

(1997년 3월 13일 접수)

An Experimental Study on Rotating Stall in Vaneless Diffuser of a Centrifugal Compressor

Y. H. Shin, K. H. Kim and B. J. Son

Key Words : Centrifugal compressor(원심압축기), Rotating Stall(선회실속), Stall Cell(실속 셀), Propagation Speed(전파속도), Phase Averaging Technique(위상평균기법)

Abstract

This study describes the results of the analysis of measured rotating stall signal in a centrifugal compressor with vaneless diffuser. Unsteady flow and rotating stall in vaneless diffuser were investigated by measuring of unsteady velocity fluctuation using hot-wire anemometer. Experiments were carried out in several impeller rotating speeds, at different radius ratios. Single hot-wire was used to study the characteristics of rotating stall. As a result, the abrupt rotating stall was detected at all measured impeller rotating speeds and the several flow coefficients which are less than 0.16. The number of the stall cell was one at all measured rotational speeds, and the rotating direction was the same as that of the impeller. As the flow rate decreased, the profile of the phase averaged radial velocity component with time changed from a sawtooth to a sine wave.

기 호 설 명

b : 디퓨저 폭
 C_p : 정압상승계수
 D : 직경
 f : 주파수
 m : 실속 셀수
 p : 정압
 PSD : 파워 스펙트럼 (Power Spectral Density)
 Q : 유량
 r : 반경
 t : 시간
 ΔT : 시간지연
 U : 임펠러 팁 속도

z : 디퓨저 허브에서의 축방향 거리
 α : 절내유동각
 θ : 두 열선프로브 사이의 각도
 τ : 주기
 φ : 유량계수

하첨자

1 : 임펠러 입구
 2 : 임펠러 출구 또는 디퓨저 입구
 i : 임펠러
 k : 입구 플레넘(Inlet plenum)
 r : 반경방향 성분
 rs : 선회실속
 t : 접선방향 성분

* 회원, 한국과학기술연구원, 터보기계연구팀.

** 회원, 한양대학교 기계공학과.

1. 서 론

원심 압축기의 성능은 압력비, 효율, 유량 등에 의해 대표되며, 안정성도 성능의 한 중요 인자로 고려될 수 있다. 압축기의 안정성에는 두 가지가 있다. 첫째는 터빈, 노즐 등 여러 부품들간의 성능 특성에 따른 적합성과 관련한 작동 안정성이며 (operational stability), 둘째는 실속 및 서지 등에 의한 공기역학적 안정성(aerodynamic stability)이다.⁽¹⁾

실속은 외부유동의 경우 날개 양력의 급격한 감소로 나타나며, 내부유동의 경우 디퓨저 또는 케이스 케이드에서의 압력회복의 붕괴로 나타나지만 결과적으로 두 경우 모두 경계층의 박리에 의해 발생한다. 선회실속은 임펠러 또는 디퓨저에서 발생하며, 임펠러의 회전방향과 동일하거나 혹은 반대 방향으로 주기를 가지고 회전을 하며 나타난다.

선회실속에 대한 연구는 특히 축류압축기를 중심으로 이루어져 왔으나 원심압축기에 대한 연구도 매우 활발히 진행되고 있다. Emmons,⁽²⁾ Jansen⁽³⁾ 등을 비롯하여 비교적 최근에는 Greitzer,⁽⁴⁾ Cumpsty⁽⁵⁾ 등에 의해 축류 압축기에 대한 이론적인 연구가 진행되었고, 원심 압축기에 대해서는 Fringe,⁽⁶⁾ Chen⁽⁷⁾ 등에 의해 이론적으로, Kammer,⁽⁸⁾ Fringe,⁽⁹⁾ Haupt⁽¹⁰⁾ 등에 의한 실험적 연구로 이루어지고 있다. 특히 Haupt 등의 연구에서는 원심 압축기의 유동 불안정성이 임펠러 블레이드의 진동에 미치는 영향에 대하여 고찰하였다. 원심 압축기의 선회실속에 대한 연구는 계속적으로

진행되고 있지만 아직 명확한 결과는 규명되지 않은 상태이다. 우리 나라의 경우 디퓨저 유동의 전반에 관한 연구는 아직 미진한 상태이고 특히 선회실속에 관한 연구는 시작단계에 있다고 볼 수 있다.⁽¹¹⁾

본 연구에서는 반경류형 임펠러를 장착한 원심압축기의 깃없는 디퓨저를 대상으로 열선프로브를 이용하여 디퓨저 내부에서 선회실속에 대한 실험적 연구를 수행하였다. 이를 통하여 실속셀의 수 및 셀의 회전속도 등에 관하여 고찰하였고, 이러한 선회실속의 임펠러 회전수 및 유량에 따른 경향을 분석함으로써 깃없는 디퓨저를 장착한 원심압축기에서의 선회실속에 대한 특성을 고찰하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 원심 압축기 실험장치를 나타낸 것이다. 반경류형 임펠러이며 디퓨저는 parallel형의 깃 없는 디퓨저이다. 그 주요 제원은 Table 1에 나타내었다. 디퓨저를 통과한 공기를 모으기 위하여 디퓨저 출구에 collecting chamber를 설치하였다. 임펠러 입구 및 디퓨저 입출구에 원주방향 120° 간격으로 총압관(kiel probe) 및 전온도센서를 설치하였다. 압축된 공기는 collecting chamber, 출구덕트를 경유하게 된다. 디퓨저에는 정압 측정용 구멍을 반경방향으로 일정한 간격을 두고 설치하여 반경방향에 따른 정압분포를 측정할 수 있도록 하였다.

선회실속 측정을 위하여 원주방향 90° 간격으로

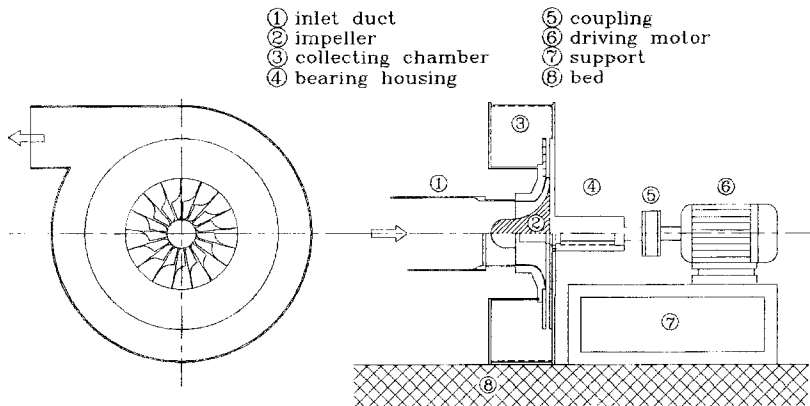


Fig. 1 Centrifugal compressor test facility.

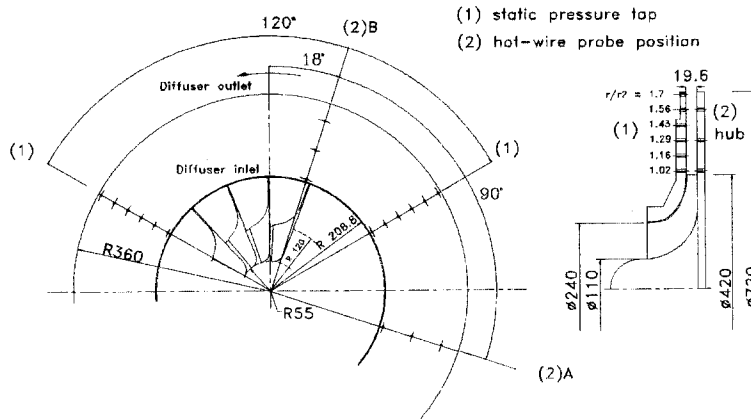


Fig. 2 Detail of measuring position.

Table 1 Geometry of impeller and diffuser.

- Impeller exit diameter : 418mm
- Impeller hub diameter : 110
- Impeller tip diameter : 240
- Number of impeller blade : 17(no splitter)
- Impeller exit blade angle : 90°
(from tangential direction)
- Diffuser inlet diameter : 420
- Diffuser exit diameter : 720
- Diffuser width : 19.6

속도측정용 구멍을 반경방향으로 설치하였다(Fig. 2). 입구 plenum에는 스크린 필터를 설치하여 흡입 공기중의 이물질 제거하였으며 정압과 총압을 측정할 수 있도록 하였다. 유량 조절 밸브는 출구 덕트 끝단에 설치하였고 밸브에 타이밍 벨트로 장착된 기어를 설치하여 스텝모터로 구동 조절할 수 있도록 제작하였다. 구동모터는 3상 2극(정격회전수 3560 rpm) 15 KW용량을 사용하였다.

2.2 측정시스템 및 방법

측정시스템은 Fig. 3과 같이 구성되었으며, 크게 두 부분으로 나누어진다. 첫번째 부분은 성능측정 시스템으로서 압력 및 온도측정을 위하여 압력측정 시스템과 온도스캐너로 이루어져 있다. 압력측정용 시스템은 PSI의 system 8400을 이용하였으며, 온도는 K-type thermocouple을 사용하였다. 측정된 각 신호값은 컴퓨터로 입력되어 후처리 과정을 거치게 된다.

두번째 부분은 선회실속 측정시스템으로서 열선

풍속계, 오실로스코프 및 신호분석기 등으로 이루어져 있다. 이때 열선은 I 형 단일열선을 이용하였으며 디퓨저에서의 축방향 유동성분은 상대적으로 작아 무시하였다. 따라서 디퓨저에서의 유동각은 접선방향을 기준으로 디퓨저 입구 영역에서는 -30도~+60도, 디퓨저 출구 사이의 영역에서는 -45~+45도 범위이므로 반경방향 및 접선방향의 속도성분을 구하기 위하여 열선프로브를 디퓨저 입구영역에서는 60도에서 측정하고 90도 회전한 150도에서 각각 측정하였으며, 디퓨저 출구영역에서는 45도 및 135도에서 각각 측정하여 유동각 및 크기를 얻었다.^[12] 열선의 측정 정확도는 속도의 크기에 있어서 최대 약 1.5 m/s, 각도에 있어서는 최대 약 4도이다. 트리거 신호는 광센서에 의해 발생되며 이를 위해 모터축에 회전판을 장착하였다.

측정은 임펠러 회전을 기준으로 1800, 2400, 3000 및 3560 rpm에서 수행하였으며, 반경방향으로는 $r/r_2=1.02, 1.29, 1.56$ 등 3지점에서, 또한 디퓨저 폭의 중앙($z/b=0.5$)에서 각각 측정하였다. 모든 측정된 신호는 신호분석기(Analogic사의 D6500)를 거쳐 컴퓨터로 간다. 신호분석을 위하여 각 위치에서 50번 샘플링을 하였고, FFT, correlation 및 phase averaging 기법을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 압축기 특성곡선

압축기의 성능시험결과로 얻은 특성곡선을 Fig. 4에 나타내었다. 여기서 임펠러 정압상승은 압축기

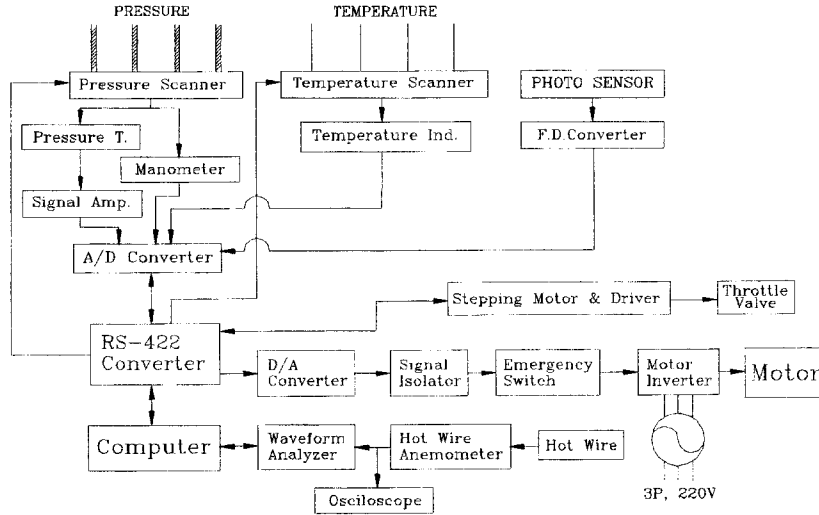


Fig. 3 Measuring system.

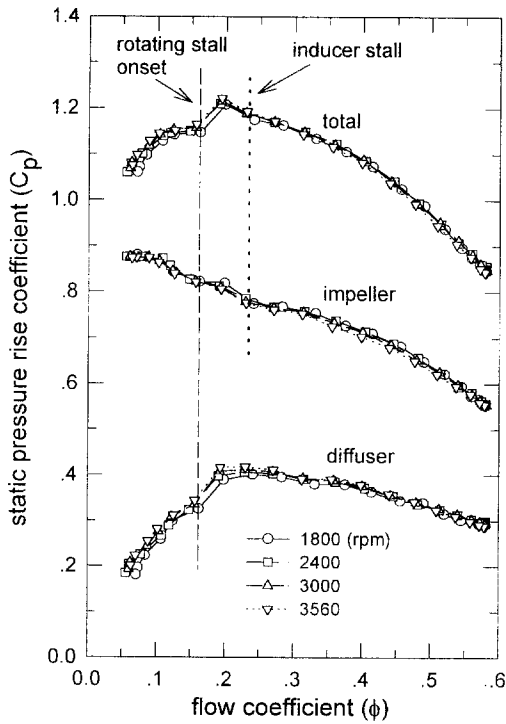


Fig. 4 Centrifugal compressor performance map.

입구 plenum에서 임펠러 출구까지이며, 디퓨저 정압상승은 임펠러 출구에서 압축기 출구덕트까지의 값을 사용하였다. 유량계수와 정압상승계수는 다음과 같은 식으로 정의 할 수 있다.

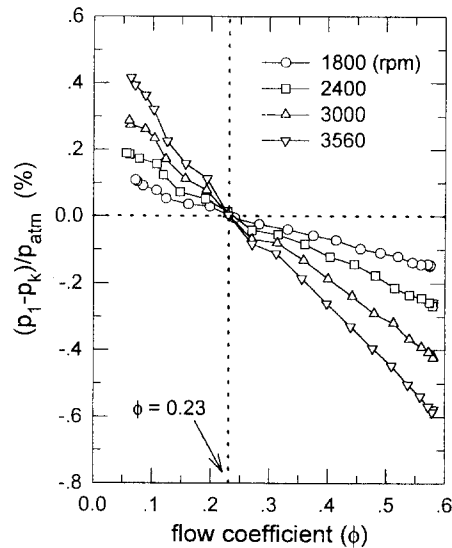


Fig. 5 Static pressure upstream of impeller.

$$\phi = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 U_2} \quad (1)$$

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

유량이 감소할수록 임펠러 특성곡선은 비교적 선형적으로 증가하나 디퓨저 특성곡선은 유량계수 0.19를 정점으로 급격히 감소하고 있다. 전체 시스템에서 불 때 정압상승계수의 급격한 감소는 디퓨저에 의한 영향이 지배적인 것을 알 수 있다. 선회

실속은 그 특성에 따라 일반적으로 progressive rotating stall 및 abrupt rotating stall 등 두 가지 유형으로 대별될 수 있다. 본 실험용 압축기의 성능곡선에서 일정한 유량을 중심으로한 갑작스런 불안속성은 앞의 두 형태 중 abrupt rotating stall의 발생을 의미한다.⁽¹⁾

인듀서에서 실속은 임펠러 입구와 입구 plenum에서의 정압을 측정함으로써 발생여부를 간접적으로 확인할 수 있다.⁽⁸⁾ Fig. 5는 임펠러 입구에서의 유량변화에 따른 정압을 측정할 것이다. 임펠러 입구에서의 정압은 $\varphi=0.23$ 보다 작은 영역에서 임펠러의 회전수와 관계없이 입구 plenum의 정압보다 높은 것을 알 수 있다. 따라서 $\varphi=0.23$ 에서 역류가 발생한 것으로 생각된다. 임펠러 입구에서의 정압상승은 실속에 의한 인듀서 텃에서의 blockage 효과와 인듀서 내부로부터 고에너지 유체의 역류에 기인한 것으로 생각된다.

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.

3.2 임펠러 회전속도 및 유량의 영향

Fig. 6은 임펠러 회전속도에 따른 선회실속 신호의 FFT 결과를 보여주고 있다. 임펠러 회전수 1800 rpm에서 특징적인 주파수는 10.93 Hz, 2400 rpm에서 14.6 Hz, 2400 rpm에서 18.35 Hz 및

3560 rpm에서 20.94 Hz를 각각 나타내고 있다. 회전수가 증가할수록 선회실속의 전파속도도 같이 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 임펠러의 회전속도가 증가할수록 속도요동의 강도도 강해지고 있다. 이러한 특정주파수를 통해 실속셀의 전파속도를 알 수 있으며, 이때 전파속도는 특정주파수를 실속셀의 수로 나눈 값이다. 본 연구에서는 뒤에 구체적으로 언급하겠지만 셀 수가 1개 이므로 특정주파수가 직접적인 셀의 전파속도가 된다.

Fig. 7(a)는 유량에 따른 선회실속의 특성을 관찰하기 위한 것으로서 임펠러 회전수 3560 rpm, 반경비 1.29에서의 auto-correlation 결과를 보여주고 있다. Cross-correlation의 정의는 식 (3)과 같으며 auto-correlation은 cross-correlation의 특수한 경우로서 식 (3)에서 $z(t+\tau)$ 를 $x(t+\tau)$ 로 바꾸면 된다. Auto-correlation은 동일한 측정신호에서 현재의 값이 시간적으로 이전 또는 이후의 값과 어떤 상관관계를 가지는지를 나타낸다. 만약 측정된 신호가 주기성이 있다면 그 주기에 해당하는 시간(X-축)에서 최고값(Y-축)을 나타내며, 그 주기의 정수배에 해당하는 시간마다 최고값보다는 작지만 특징적인 피크값을 나타내고, 또한 random-noise에 대해서는 빠르게 감소하는 특징을 보인다. 따라서 실속셀이 발생했는지 하지않았는지, 발생했다면 그 주기가 어떻게 되는지 등의 정보를 얻을 수 있다.

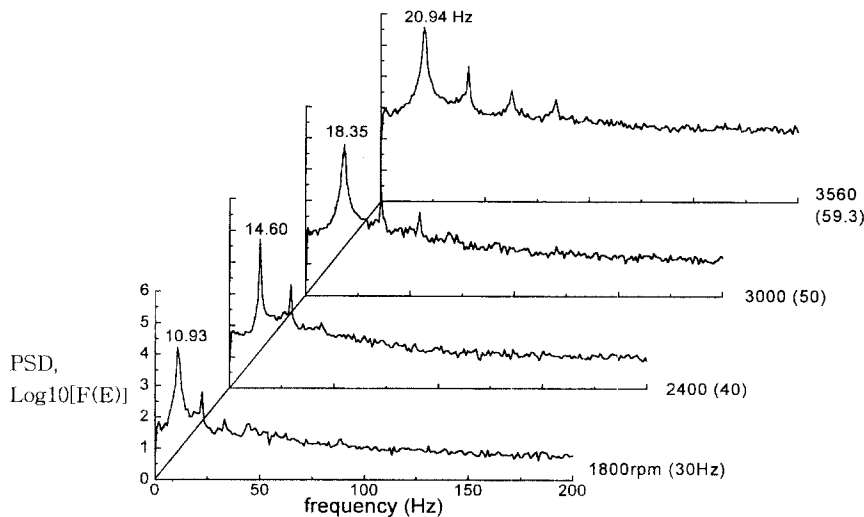


Fig. 6 Frequency spectra with impeller rotating speed.

$$y(t) = \frac{1}{P} \cdot \sum_{\tau=0}^N x(t) \cdot z(t+\tau) \quad (3)$$

여기서, $P = \frac{1}{\sqrt{S_x S_z}}$, $S_x = \sum_{t=0}^N x^2(t)$, $S_z = \sum_{t=0}^N z^2(t)$

Fig. 7(a)에서 유량계수 0.19에서는 특징적인 주기적 신호가 나타나지 않는 것으로 보아 선회실속은 발생하지 않고 있다. 그러나 유량계수 0.16에서는 주기적인 선회실속 신호가 확실히 나타나고 있으며 실속될 수도 할 개이다. 이를 통해 압축기 특

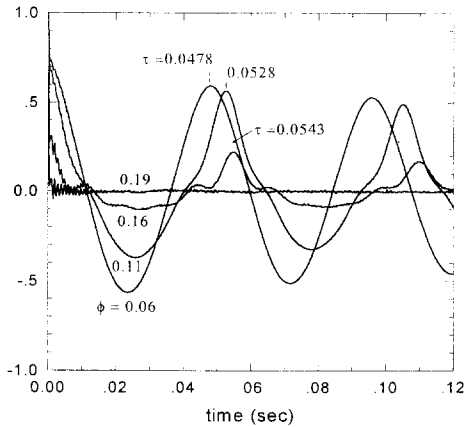


Fig. 7(a) Auto-correlation function with flow coefficient ($r/r_2=1.29$, 3560rpm).

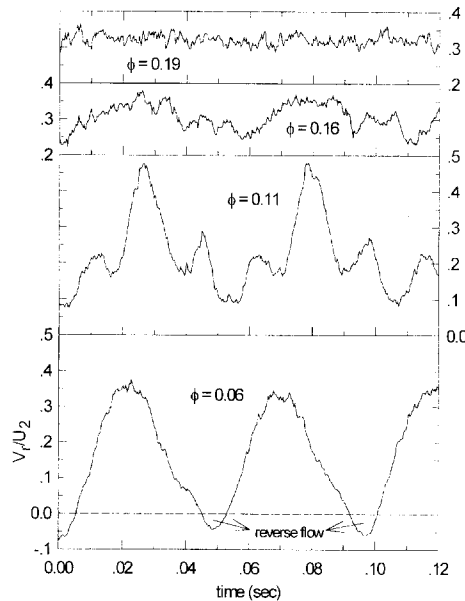


Fig. 7(b) Phase averaged radial velocity fluctuation ($r/r_2=1.29$, 3560 rpm).

성곡선에서 급작스런 불연속은 선회실속에 의한 압력손실에 기인한 것으로 생각할 수 있다. 선회실속의 상대적인 진폭은 유량이 감소함에 따라 강해지는 특성을 보이고 있다. 이것은 반경방향 속도성분을 나타낸 Fig. 7(b)를 보면 명확해진다. 유량계수 0.19에서는 선회실속이 나타나지 않지만 유량계수가 0.16으로 감소하면 선회실속이 뚜렷이 나타난다. 계속해서 유량이 감소하면 반경방향 속도성분의 평균값도 감소하는 것을 알 수 있으며, 상대적 진폭은 강해지는 것을 알 수 있다. 속도요동의 파형은 삼각형의 톱니모양을 보이다가 점차로 톱니모양이 완화되면서 sine파 형태로 변화한다. 선회실속의 전파속도는 $\phi=0.16$ 에서 주기가 0.0543초이며 유량이 감소함에 따라 빨라져 $\phi=0.06$ 에서는 주기가 0.0478초가 되었다. 특히 $\phi=0.06$ 인 경우 비교적 강한 역류가 발생하는 것을 볼 수 있다.

3.3 반경방향 위치에 따른 영향

깃 없는 디퓨저에서 반경비에 따른 선회실속의 특성을 나타낸 것이 Fig. 8 및 9이다. 반경비가 증가할수록 반경방향 속도성분은 감소하고 있다. 이것은 유동면적이 증가하기 때문이다. 반경방향 속도성분과 유동각에 대한 파형은 서로 유사한 특성을 보이고 있다. 그러나 반경비 1.56인 경우 상대적으로 강한 유동각의 변화를 볼 수 있다. 특히 반경비가 증가할수록 선회실속의 주기성이 명확해지며, 유량계수 0.16의 선회실속 영역에서 유동각이 음수 값을 나타낸다. 실속의 한 주기를 나누어 볼 때 실속영역 직전에 반경방향 속도 및 유동각이 갑자기 증가하다가 급격히 감소한 후 서서히 회복되는 특성을 보여주고 있다.

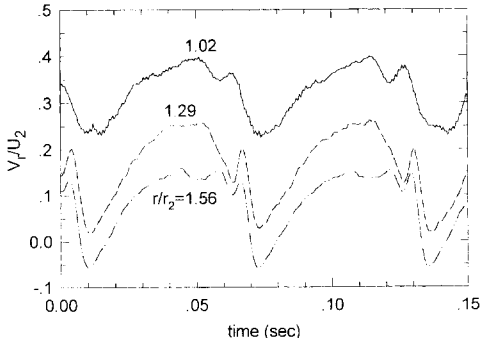


Fig. 8 Phase averaged radial velocity fluctuation with diffuser radius ratio ($\phi=0.16$, 3000 rpm).

Table 2 Experimental results of rotating stall.

| f_i (rpm) | ϕ | f_{rs} (Hz) | τ (sec) | ΔT (sec) | m | f_{rs}/f_i |
|----------------|--------|------------------|-----------------|---------------------|-----|--------------|
| 30 (1800) | 0.19 | . | . | . | . | . |
| | 0.16 | 9.46 | 0.1058 | 0.0243 | +1* | 0.315 |
| | 0.11 | 9.30 | 0.1075 | 0.0258 | +1 | 0.310 |
| | 0.06 | 10.93 | 0.0915 | 0.0215 | +1 | 0.364 |
| 40 (2400) | 0.19 | . | . | . | . | . |
| | 0.16 | 12.74 | 0.0785 | 0.0185 | +1 | 0.319 |
| | 0.11 | 12.54 | 0.0798 | 0.0188 | +1 | 0.314 |
| | 0.06 | 14.60 | 0.0685 | 0.0150 | +1 | 0.365 |
| 50 (3000) | 0.19 | . | . | . | . | . |
| | 0.16 | 16.13 | 0.0620 | 0.0148 | +1 | 0.323 |
| | 0.11 | 15.87 | 0.0630 | 0.0153 | +1 | 0.317 |
| | 0.06 | 18.35 | 0.0545 | 0.0120 | +1 | 0.367 |
| 59.3 (3560) | 0.19 | . | . | . | . | . |
| | 0.16 | 18.43 | 0.0543 | 0.0130 | +1 | 0.311 |
| | 0.11 | 18.96 | 0.0528 | 0.0120 | +1 | 0.320 |
| | 0.06 | 20.94 | 0.0478 | 0.0110 | +1 | 0.353 |

* : '+' Rotating direction is the same as that of the impeller.

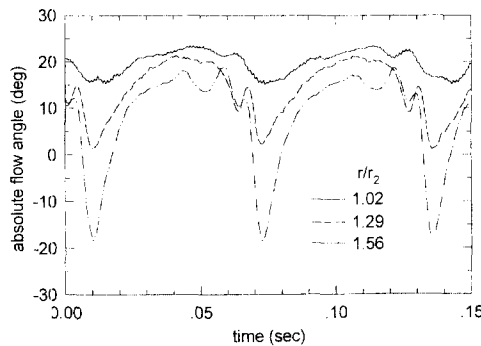


Fig. 9 Phase averaged absolute flow angle with diffuser radius ratio ($\phi=0.16$, 3000 rpm).

Table 2는 회전수와 유량계수의 변화에 따른 선회실속의 특성을 정리한 것이다. 여기서 선회실속셀의 수는 다음 식 (4)로 구할 수 있으며, 특히 두 신호사이의 time lag는 식 (3)의 cross-correlation 으로부터 구할 수 있다. ^(11, 13)

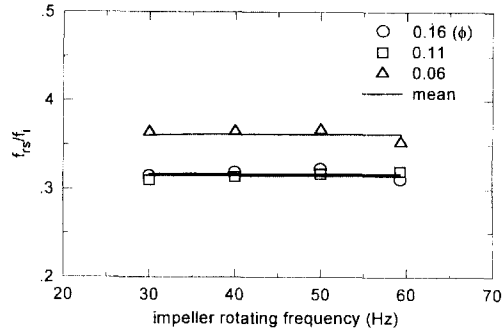


Fig. 10 Propagation speed of rotating stall with impeller rotating frequency.

$$m = \frac{2\pi}{\theta} \cdot \frac{\Delta T}{\tau} \quad (4)$$

여기에서 알 수 있듯이 본 압축기의 경우 임펠러 회전수에 관계없이 유량계수 0.16에서 선회실속이 발생하였다. 또한 실속셀 수도 회전수 및 유량에 관계없이 한 개만 존재한다. 선회실속의 회전방향은 모든 조건에서 임펠러 회전방향과 동일하며, 실속셀의 상대적 전파속도는 동일한 유량계수에서 임펠러 회전수와 관계없이 일정하다(Fig.10). 동일한 회전수의 경우 실속셀의 상대적 전파속도는 유량이 감소함에 따라 3560 rpm을 제외하고는 감소하다 증가한다. 선회실속의 전파속도가 유량이 감소함에 따라 감소하다가 증가하는 이유는 Frigne⁽⁹⁾ 등의 여러 연구에서 나타나는 경향과 동일하며, 선회실속의 유량에 따른 역류의 발달과정과 관련이 있을 것으로 생각된다. 선회실속의 발달과정은 디퓨저 벽에서의 국부적인 유동의 박리(local flow separation)와 디퓨저 출구로 재유입되는 역류(reentering flow)에 의해 이루어지며, 따라서 이 두 역류가 선회실속에 미치는 영향에 따라 좌우될 것으로 생각한다.

3.4 디퓨저 입구 유동

Fig. 11은 디퓨저 입구에서의 반경방향, 접선방향의 속도분포 및 유동각의 분포를 각각 나타낸 것이다. 디퓨저 폭방향에 대하여 허브측($z/b=0.05$), 중앙(0.5) 및 쉬라우드측(0.95)에서 각각 측정하였다.

선회실속이 시작되기 전인 $\phi=0.19$ 에서 반경방향 속도상분은 비교적 빠른 주기성($\tau=0.0258$ 초, $f=38.5$ Hz)을 보이고 있으며, 허브에서는 주기성이 비교적 뚜렷하게 관찰되지만 디퓨저의 중앙 및

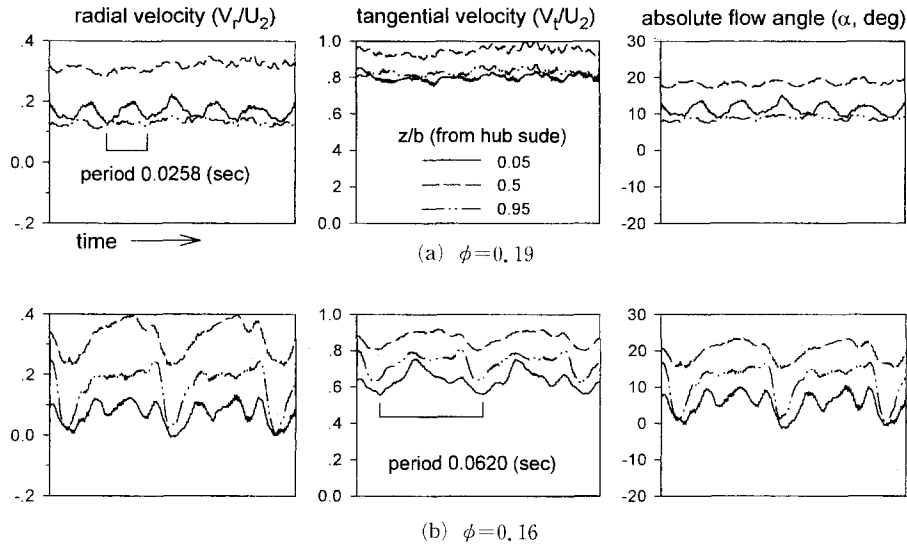


Fig. 11 Phase averaged radial, tangential and absolute flow angle distributions with diffuser axial distance at diffuser inlet ($r/r_2=1.02$).

쉬라우드에서는 그 상대적 진폭(relative amplitude)이 미미하여 명확하지 않다. 이런 경향은 접선방향 속도성분에서도 나타나지만 상대적 진폭은 반경방향의 경우보다 약하다. 유동각의 분포는 반경방향 속도성분과 유사한 경향을 보이고 있으며 최대 약 20도, 최소 약 8도를 나타내고 있다. 허브 및 쉬라우드에서의 속도성분과 유동각의 크기가 비슷한 것으로 보아 $\phi=0.19$ 에서 디퓨저 폭방향으로의 속도분포는 대칭형을 이룰 것으로 생각된다. 이것은 원심압축기 디퓨저 입구에서 속도분포를 고려해 볼 때, 초크유동에서는 반경방향 속도가 쉬라우드측보다 허브측이 빠르지만 유량이 감소하여 서지 영역쪽으로 가면 이러한 경향은 반대가 된다. 따라서 압력비 또는 효율이 가장 높은 영역에서는 속도가 비교적 대칭적인 분포를 보일 것으로 생각된다.

선회실속 시작점인 $\phi=0.16$ 에서는 비교적 느린 주기성을 보여주고 있으나 상대적 진폭은 급격히 증가하여 쉬라우드에서도 큰 요동을 보이고 있다. 특히 허브에서는 거의 역류영역에 접어들고 있다. 허브의 반경방향 속도분포에서는 $\phi=0.19$ 에서 관찰된 빠른 주기적 성분이 존재하고 있다. 접선방향 속도분포에서도 그 상대적 진폭은 급격히 증가한 것을 알 수 있다. 유동각의 분포 역시 $\phi=0.19$ 의 경우와 동일하게 반경방향 속도분포와 유사한 경향을 보이고 있다.

결과적으로 볼 때 $\phi=0.19$ 의 디퓨저 입구에서 관찰된 약한 진폭의 요동은 디퓨저를 통과하면서 사라진다. 이것은 디퓨저 반경비의 중앙($r/r_2=1.29$)에서 측정된 결과(Table 2)로부터 알 수 있다. 또한 $\phi=0.19$ 에서 관찰된 허브에서의 빠른 주기적 속도요동은 압축기 성능에 큰 영향을 미치지 않는 것을 알 수 있다. 따라서 정압상승계수의 급격한 감소는 발생된 요동 성분의 확산 여부에 의해 결정된 것으로 생각된다.

4. 결론

깃 없는 디퓨저를 가진 원심 압축기에서 열선유속계를 이용하여 디퓨저에서 순간 속도를 측정할 결과 선회실속 발생을 확인할 수 있었고 실속셀 수와 회전속도를 구하였다. 이상과 같은 실험 및 측정 신호 분석결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 압축기 정압상승계수의 급격한 감소는 디퓨저에 의한 영향이 지배적이며, 이것은 선회실속 발생에 의한 압력손실 때문이다. 또한 발생한 선회실속의 유형은 abrupt rotating stall이다.

(2) 본 압축기의 경우 임펠러 회전수에 관계없이 $\phi=0.16$ 에서 선회실속이 발생하였다. 또한 실속셀 수도 회전수 및 유량에 관계없이 한 개만 존재하며, 회전방향은 모든 조건에서 임펠러 회전방향과

동일하다.

(3) 임펠러의 회전속도가 증가할수록 선회실속의 전파속도도 같이 증가하지만 상대적인 전파속도는 임펠러 회전속도와 관계없이 동일한 유량계수에서는 일정하다. 또한 임펠러의 회전속도가 증가할수록 속도요동의 강도도 강해진다.

(4) 속도요동의 파형은 톱니모양을 보이다가 유량이 감소함에 따라 점차로 sine파 형태로 변화한다. 선속영역 직전에 반경방향 속도 및 유동각이 갑자기 증가하다가 급격히 감소한 후 서서히 회복되는 특성을 보인다.

(5) $\phi=0.19$ 의 디퓨저 입구에서 관찰된 빠른 주기, 약한 진폭의 요동은 디퓨저를 통과하면서 사라지고, 압축기 성능에 큰 영향을 미치지 않는다. 또한 정압상승계수의 급격한 감소는 발생된 초기 요동의 확산 여부에 의해 결정될 것으로 생각된다.

참고문헌

- (1) Pamreen, R. C., 1993, "Compressor Surge and Stall," Concepts ETI, Inc.
- (2) Emmons, H. W., Pearson, C. E., Grant, H. P., 1955, "Compressor Surge and Stall Propagation," *ASME Trans.*, Vol. 77, No. 4, pp. 455~469.
- (3) Jansen, W., 1964, "Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser," *J. of Basic Eng.*, pp. 750~758.
- (4) Greitzer, E. M., 1981, "The Stability of Pumping Systems the 1980 Freeman Scholar Lecture," *J. of Fluids Eng.*, Vol. 103, pp. 193~242.
- (5) Cumpsty, N. A., Greitzer, E. M., 1982, "A Simple Model for Compressor Stall Cell Propagation," *J. of Eng. for Power*, Vol. 104, pp. 170~176.
- (6) Fringe, P., Van den Braembussche, R., 1985, "A Theoretical Model for Rotating Stall in the Vaneless Diffuser of a Centrifugal Compressor," *J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, pp. 507~513.
- (7) Chen, Y. N., Seidel, U., Haupt, U., Rautenberg, M., 1991, "The Rossby Waves of Rotating Stall in Impellers, Part 1 : Theoretical Background of the Rossby Waves in Blade Channels," 91-YOKOHAMA-IGTC-91, pp. I-65~I-76.
- (8) Kammer, N., Rautenberg, M., 1986, "A Distinction Between Different Types of Stall in a Centrifugal Compressor Stage," *J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol. 108, pp. 83~92.
- (9) Fringe, P., Van den Braembussche, R., 1984, "Distinction Between Different Types of Impeller and Diffuser Rotating Stall in a Centrifugal Compressor With Vaneless Diffuser," *J. of Eng. for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 468~474.
- (10) Haupt, U., Abdelhamid, A. N., Kaemmer, N., Rautenberg, M., 1986, "Excitation of Blade Vibration by Flow Instability in Centrifugal Compressors," *ASME Paper* 86-GT-283.
- (11) 이용희, 신유환, 김광호, 조강래, 1996, "원심압축기 디퓨저에서의 선회실속에 관한 실험적 연구," 대한기계학회 1996년 춘계학술대회논문집 (B), pp. 423~427.
- (12) Inoue, M., 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, pp. 455~467.
- (13) 김광호, 신유환 외, 1996, "터보기계의 Off-Design 성능해석 연구 (II)," 한국과학기술연구원 보고서.