

원심압축기 선회실속 연구 (Rotating Stall of a Centrifugal Compressor)

신 유 환, 김 광 호
(한국과학기술연구원, 터보기계연구팀)

기 호 설 명

b : diffuser width
D : diameter
f : frequency
p : static pressure
Q : flow rate
U : impeller tip speed
 α : absolute flow angle

하 첨 자

1 : impeller inlet
2 : impeller exit
i : impeller
rs : rotating stall.

1. 서 론

원심 압축기의 성능은 압력비, 효율, 유량 등에 의해 대표되며, 안정성도 성능의 한 중요 인자로 고려될 수 있다. 압축기의 안정성에는 두가지가 있다. 첫째는 터빈, 노즐 등의 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. 우리나라의 경우 디퓨저 유동의 전반에 관한 연구는 아직 미진한 상태이고 특히 선회실속에 관한 연구는 시작단계에 있다고 볼 수 있다⁽¹¹⁾.

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

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험장치

Fig. 1은 원심 압축기 실험장치를 나타낸 것이다. 반경류형 임펠러이며 디퓨저는 parallel형의 깃없는 디퓨저이다. 그 주요 제원은 Table 1에 나타내었다. 디퓨저를 통과한 공기를 모으기위하여 디퓨저 출구에 collecting chamber를 설치하였다. 임펠러 입구 및 디퓨저 입출구에 원주방향 120° 간격

으로 총압관(kiel probe) 및 전온도센서를 설치하였다. 압축된 공기는 collecting chamber, 출구덕트를 경유하게 된다. 디퓨저에는 정압측정용 구멍을 반경방향으로 일정한 간격을 두고 설치하여 반경방향에 따른 정압분포를 측정할수 있도록 하였다.

Table. 1 Geometry of impeller and diffuser

- impeller exit diameter : 417.6 mm
- impeller hub diameter : 110
- impeller tip diameter : 240
- number of impeller blade : 17
- impeller exit blade angle : 90°
- diffuser inlet diameter : 420
- diffuser exit diameter : 720
- diffuser width : 19.6

선회실속 측정을 위하여 원주방향 90° 간격으로 속도측정용 구멍을 반경방향으로 설치하였다(Fig. 2). 입구 plenum에는 스크린 필터를 설치하여 흡입 공기중의 이물질들을 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 3560rpm) 15KW용량을 사용하였다.

2.2 측정시스템

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

두 번째 부분은 선회실속 측정시스템으로서 열선풍속계, 오실로스코프 및 신호분석기 등으로 이루어져 있다. 이 때 열선은 I형 단일열선을 이용하였으며 디퓨저에서의 측방향 유동성분은 상대적으로 작아 무시하였다. 따라서 디퓨저에서의 유동각은 접선방향을 기준으로 -30도 ~ +60도 사이의 범위이므로 반경방향 및 접선방향의 속도성분을 구하기 위하여 열선프로브를 60도에서 측정하고 90도 회전한 150도에서 각각 측정하여 유동각, 크기를

얻었다. 트리거 신호는 광센서에 의해 발생되며 이를 위해 모터축에 회전판을 장착하였다.

측정은 임펠러 회전주파수를 기준으로 30, 40, 50 및 59.3Hz에서 수행하였으며, 반경방향으로는 $r/r_2=1.02, 1.31, 1.56$ 등 3곳에서 측정하였다. 측정된 신호는 신호분석기(Analogic사의 D6500)를 거쳐 컴퓨터로 간다. 신호분석을 위하여 각 위치에서 50번 샘플링을 하였고, FFT, correlation 및 phase-locked averaging 기법을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

압축기의 성능시험결과로 얻은 특성곡선을 Fig. 4에 나타내었다. 여기서 임펠러 정압상승은 압축기 입구 plenum에서 임펠러 출구까지이며, 디퓨저 정압상승은 임펠러 출구에서 압축기 출구덕트까지의 값을 사용하였다. 유량계수와 정압상승계수는 다음과 같은 식으로 정의 할 수 있다.

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

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

유량이 감소할수록 임펠러 특성곡선은 비교적 선형적으로 증가하나 디퓨저 특성곡선은 유량계수 0.19를 정점으로 급격히 감소하고 있다. 전체 시스템에서 볼 때 정압상승계수의 급격한 감소는 디퓨저에 의한 영향이 지배적인 것을 알 수 있다. 또한 본 실험용 압축기의 성능곡선에서 일정한 유량을 중심으로한 갑작스런 불안속성은 abrupt rotating stall의 발생을 의미한다⁽¹⁾.

3. 1 임펠러 회전속도 및 유량

Fig. 5는 임펠러 회전속도에 따른 선회실속 신호의 FFT 결과를 보여주고 있다. 임펠러 회전수 1800rpm에서 10.93Hz, 2400rpm에서 14.6Hz, 2400rpm에서 18.35Hz 및 3560rpm에서 20.94Hz를 각각 나타내고 있으며, 회전수가 증가할수록 선회실속의 전파속도도 같이 증가하는 것을 알 수 있다. 또한 임펠러의 회전속도가 증가할수록 속도요동의 강도도 강해지고 있다.

Fig. 6(a)는 유량에 따른 선회실속의 특성을 관찰하기 위한 것으로서 임펠러 회전수 3560rpm (59.3Hz), 반경비 1.31에서의 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.

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

여기서, $P = \frac{1}{\sqrt{S_x S_z}}$, τ : 주기

$$S_x = \sum_{t=0}^N x^2(t), \quad S_z = \sum_{t=0}^N z^2(t)$$

Fig. 6(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 실속셀 수도 한개이다. 이것은 abrupt rotating stall의 특성을 보여주는 것이다. 이를 통해 압축기 특성곡선에서 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. 6(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 유량계수 0.16에서 주기가 0.0543초이며 유량이 감소함에 따라 빨라져 유량계수 0.06에서는 주기가 0.0478초가 되었다. 특히 유량계수가 0.06인 경우 비교적 강한 역류가 발생하는 것을 볼 수 있다.

3. 2 반경비

깃 없는 디퓨저에서 반경비에 따른 선회실속의 특성을 나타낸 것이 Fig. 7 및 8이다. 반경비가 증가할수록 반경방향 속도성분은 감소하고 있다. 이

것은 유동면적이 증가하기 때문이다. 반경방향 속도성분과 유동각에 대한 파형은 서로 아주 유사한 특성을 보이고 있다. 그러나 반경비 1.56인 경우 상대적으로 강한 유동각의 변화를 볼 수 있다. 특히 반경비가 증가할수록 선회실속의 주기성이 명확해지며, 유량계수 0.06의 선회실속 영역에서 유동각이 음수값을 나타낸다. 이것은 디퓨저 입구에서 임펠러로부터 유입되는 후류(wake)가 반경비가 증가함에 따라 주유동과의 혼합에 의해 약화되어 상대적으로 선회실속의 강도가 증가하는 것을 나타낸다. 실속의 한 주기를 나누어 볼 때 실속영역 직전에 반경방향 속도 및 유동각이 갑자기 증가하다가 급격히 감소한 후 서서히 회복되는 특성을 보여주고 있다.

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

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

m : 선회실속셀 수

ΔT : 열선프로브 A, B사이 신호의 time lag

θ : 열선프로브 A, B사이의 원주각

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

*: '+'는 임펠러의 회전방향과 동일

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. 이 것은 abrupt rotating stall의 특성을 잘 보여주는 것이다. 선회실속의 회전방향은 모든 조건에서 임펠러 회전방향과 동일하다. 임펠러 회전수가 증가함에 따라 실속셀의 상대적 전파속도는 유량에 관계없이 일정하다 (Fig. 9). 동일한 회전수의 경우 실속셀의 상대적 전파속도는 유량이 감소함에 따라 3560rpm을 제외하고는 감소하다 증가한다.

4. 결 론

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, 특성곡선의 급작스런 불연속은 abrupt rotating stall에 의한 압력손실 때문이다.
- (2) 본 압축기의 경우 임펠러 회전수에 관계없이 유량계수 0.16에서 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 유량에서는 일정하다. 또한 임펠러의 회전속도가 증가할수록 속도요동의 강도도 강해진다.
- (4) 속도요동의 파형은 톱니모양을 보이다가 유량이 감소함에 따라 점차로 sine파 형태로 변화한다.
- (5) 실속영역 작전에 반경방향 속도 및 유동각이 갑자기 증가하다가 급격히 감소한 후 서서히 회복되는 특성을 보인다.

참 고 문 헌

- (1) Pampreen, 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, May, 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, Jan., 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, April, pp. 507-513.
- (7) Chen, Y.N., Seidel, U., Haupt, U., Rautenberg, M., 1991, "The Rossby Waves of Rotating stall in Impellers, Part I: 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, Jan., 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, April, 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.

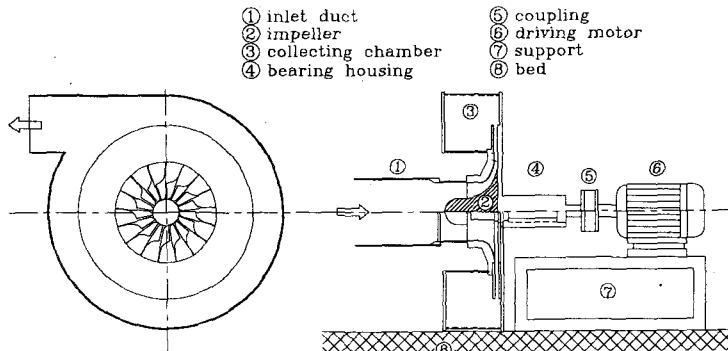


Fig. 1 Centrifugal compressor test facility

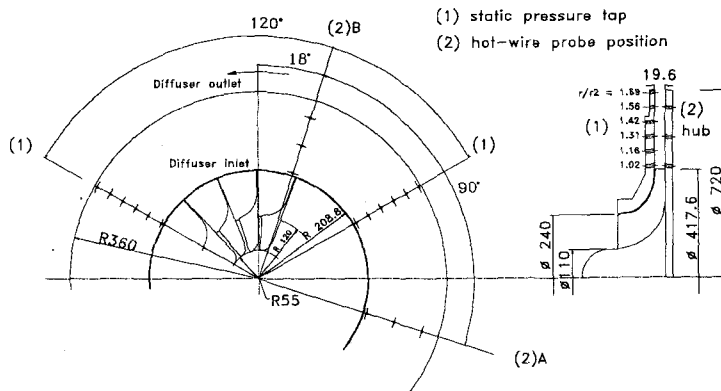


Fig. 2 Detail of measuring position

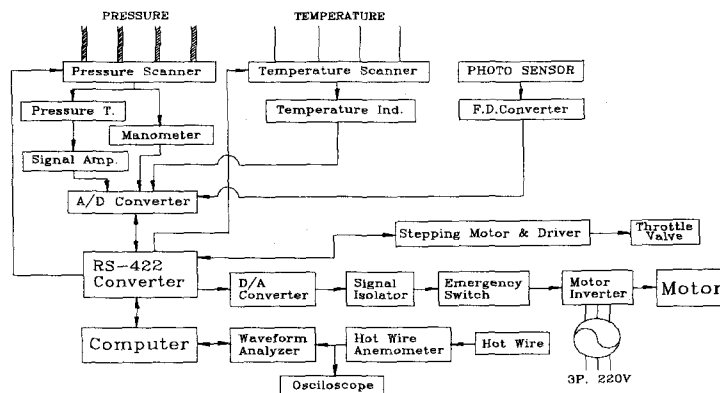


Fig. 3 Measuring system

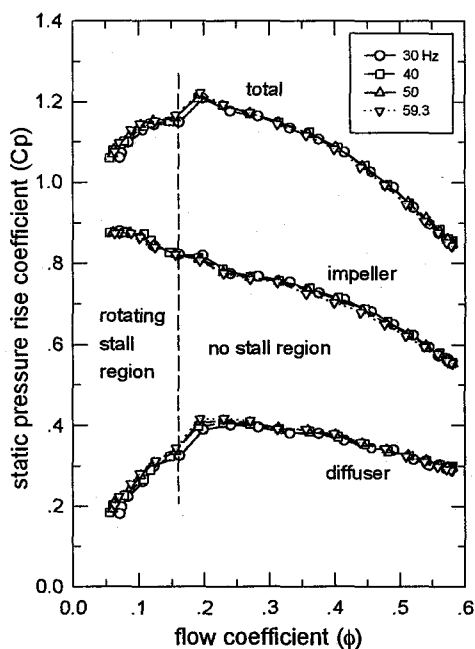


Fig. 4 Centrifugal compressor characteristics

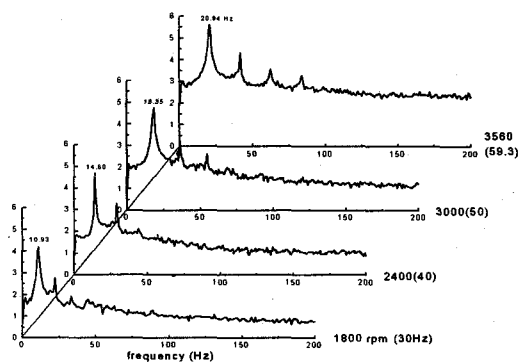


Fig. 5 Frequency spectra with impeller rotating speed

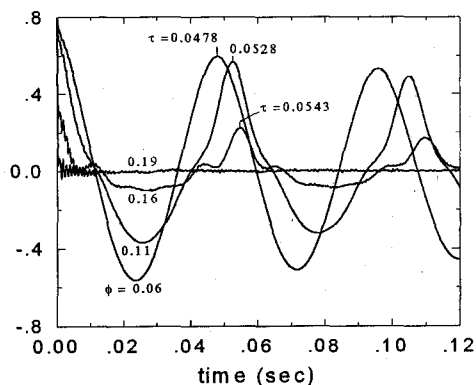


Fig. 6(a) Auto-correlation function with flow coefficient ($f_i=59.3$, $r/r_2=1.31$, $z/b=0.5$)

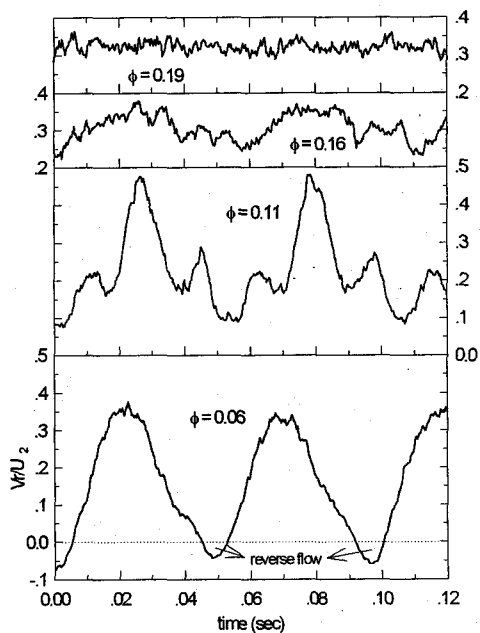


Fig. 6(b) Phase averaged radial velocity fluctuation ($f_i=59.3$, $r/r_2=1.31$, $z/b=0.5$)

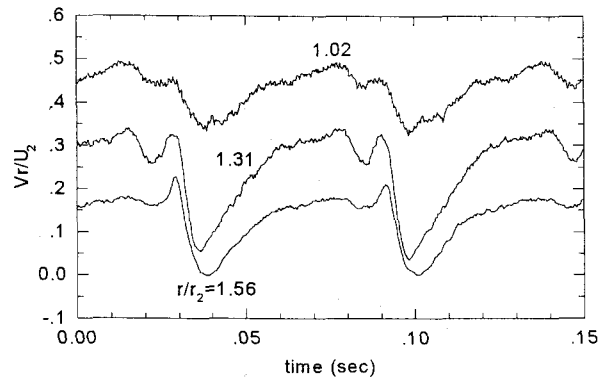


Fig. 7 Phase averaged radial velocity fluctuation with radius ratio ($f_i=50$, 유량계수 0.16, $z/b=0.5$)

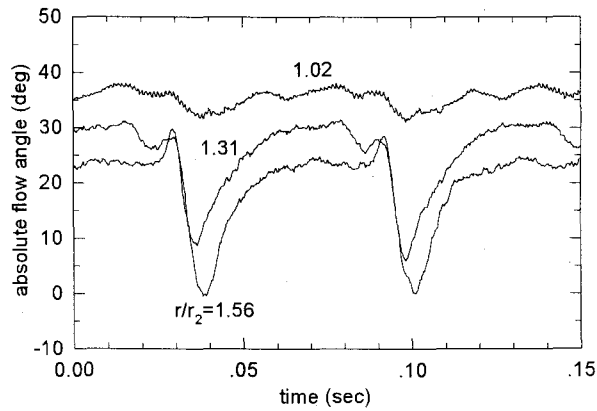


Fig. 8 Phase averaged absolute flow angle with ratio ratio ($f_i=50$, 유량계수 0.16, $z/b=0.5$)

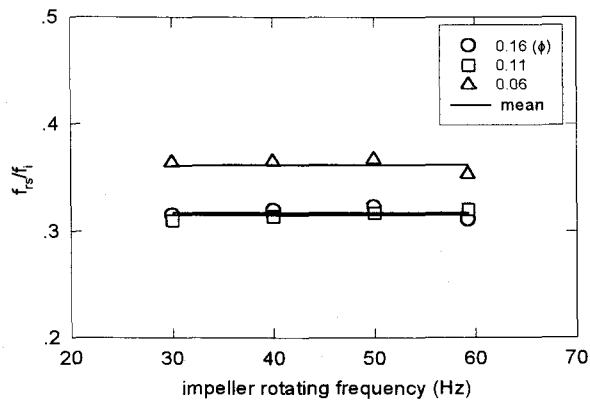


Fig. 9 Propagation speed of rotating stall with impeller rotating frequency