

## 원심압축기 스톨 발단에 관한 실험적 연구

강정식\* · 강신형\*\*

### Experimental Study on Stall Inception in a Centrifugal Compressor

Jeong-Seek Kang\*, Shin-Hyoung Kang\*\*

Key Words: Stall Inception(스톨 발단), Centrifugal Compressor(원심압축기), Warning Time(경고 시간)

#### ABSTRACT

본 연구에서는 고속의 원심압축기에서 스톨 발단에 관한 연구를 수행하였다. 스톨을 일으키는 요인과, 스톨이 발생하기 전에 이를 미리 경고할 수 있는 방법을 주된 연구 주제로 삼았다. 원주방향으로 균일하게 분포된 8개의 고속응답 압력변환기를 사용하여 순간압력을 측정하였으며, 이 신호를 공간 푸리에 변환(space Fourier transform)을 사용하여 스톨의 발단을 알리는 신호를 측정하였고, 회전하는 파의 에너지(Traveling Wave Energy) 방법을 사용하여 스톨을 미리 경고하는 방법에 대하여 연구하였다. 회전하는 파의 에너지 방법은 스톨을 경고하는 데 좋은 성능을 보였으며, 저속에서는 약 임펠러 100회전, 중간속도에서는 약 200회전, 그리고 고속에서는 약 임펠러 1000회전의 경고시간을 보였다. 그리고 스톨 발단 근처에서 공간 푸리에 계수의 위상이 임펠러 주파수의 속도로 선형적인 증가를 보이는 구간이 나타났으며, 또한 임펠러 주파수의 스펙트럼이 스톨로 접근하면서 증가하는 것으로부터, 임펠러 주파수가 스톨을 일으키는 중요한 요인으로 작용함을 알 수 있었다. 또한 임펠러의 회전속도에 관계없이 스톨로 접근하면서 임펠러 주파수의 스펙트럼이 증가하므로, 이 값이 스톨을 경고하는 방법으로 사용될 수 있음을 보였으며, 약 임펠러 200회전의 경고시간을 얻을 수 있었고, 임펠러의 속도가 빠를수록 긴 경고시간을 얻었다. 이 방법의 개발로 하나의 센서의 측정만으로도 효과적으로 스톨을 경고할 수 있는 기반을 마련하였다.

#### 1. 서론

압축기에서 스톨과 서지는 압축기의 압축비와 효율을 저하시킬 뿐 아니라 시스템의 파괴를 초래할 수 있기 때문에 오랫동안 스톨과 서지에 대한 현상적인 연구 뿐 아니라, 이들을 효과적으로 제어할 수 있는 방법이 연구되어져 왔다. 그리고 최근에는 스톨이 발생하기 전에 이를 미리 감지하여 스톨을 방지하려는 방법이 많이 연구되어져 왔다 (McDougall 등<sup>(1)</sup>,

Garnier 등<sup>(2)</sup>, Paduano<sup>(3)</sup>, Day<sup>(4)</sup>, Wilson 등<sup>(5)</sup>, Tryfonidis 등<sup>(6)</sup>, Hoying<sup>(7)</sup>, Boyer 등<sup>(8)</sup>, Lawless 등<sup>(9)</sup>, Escuret 등<sup>(10)</sup>, Bright 등<sup>(11)</sup>, He<sup>(12)</sup>, Camp 등<sup>(13)</sup>, Jahn 등<sup>(14)</sup>, Day 등<sup>(15)</sup>). 이런 스톨 발단(Inception)에 관한 연구에서는 스톨이 발생하기 전에 스톨의 선구(precursor) 신호를 발견하고, 이를 효과적으로 감지할 수 있는 방법을 개발하며, 또한 이를 이용하여 스톨을 미리 제어하는 방법을 개발하는 데 초점이 맞추어져 왔다.

스톨의 발단에는 크게 모드 형태와 스파이크 형태의 두 가지가 있음이 발견되었다. Moore & Greitzer<sup>(16, 17)</sup>는 시간에 따른 스톨과 서지의 발달에 관한 모델

\* 서울대학교 대학원 기계공학과

\*\* 서울대학교 기계항공공학부

을 제시하였는데, 이 모델을 통하여 로터의 상류에서 축방향 속도의 섭동이 원주방향으로 회전하며, 이 회전하는 파(modal wave)가 스톨로 발전하는 모드 형태의 스톨 발달을 발견하였다. 그 후에 McDougall 등<sup>(1)</sup>은 회전하는 파를 처음으로 측정하여 이 파의 존재를 입증하였다. 그리고 이 회전하는 파는 여러 연구자들에 의하여 1단의 축류압축기와 다단의 축류압축기, 저속압축기와 고속압축기, 그리고 터보엔진들에서까지 실험적으로 검증되었다. 스톨을 일으키는 다른 매커니즘은 Day<sup>(4)</sup>에 의하여 발견되었는데, 그는 소위 스파이크(spike)라 불리는 로터 유로의 몇 개의 길이에 해당하는 짧은 길이의 파가 생성되어 완전 발달된 스톨로 발달하는 현상을 발견하였다.

스톨의 선구 신호를 측정하고 해석하기 위하여 여러 가지 방법이 제시되었다. 대표적인 방법은 원주방향으로 분포된 속도나 압력의 섭동을 측정하기 위하여 동일한 축방향 위치에서 원주방향으로 균일한 간격으로 여러 개의 열선이나 고속 압력변환기를 설치하여 동시에 신호를 측정하고, 이를 공간 푸리에 변환을 통하여 원주방향으로 분포된 회전하는 파를 측정하는 방법이다. 그리고 이 공간 푸리에 계수들을 이용하여 회전하는 파의 에너지를 계산하여 선구신호를 감지하는 방법도 개발되었다(Garnier 등<sup>(2)</sup>, Tryfonidis 등<sup>(6)</sup>). 또한 비정상 압력신호에 웨이블릿 신호를 이용하거나(Liao 등<sup>(18)</sup>, Le<sup>(19)</sup>, Höss 등<sup>(20)</sup>), 카오스 이론을 이용하는 방법도 제시되었다(Bright 등<sup>(11)</sup>). 각각의 방법들은 특정 경우에서는 좋은 성능을 보이지만, 다양한 압축기와 실험 속도에서 신뢰할 수 있는 방법은 아직 제시되지 못했으며, 지속적인 연구가 필요한 상황이다. 특히, 대부분의 스톨 발달 연구가 축류압축기에서 수행되어져 왔으며, 원심압축기의 스톨 발달현상에 대해서는 연구가 많이 필요한 상황이다.

본 연구에서는 고속의 원심압축기에서 스톨 발달에 관한 연구를 수행하였다. 인듀서 앞의 벽에 원주방향으로 분포된 8개의 고속응답 압력변환기를 사용하여 동시에 정압을 측정하였으며, 이 신호를 공간 푸리에 변환(space Fourier transform)을 사용하여 스톨의 발달을 알리는 신호를 측정하였고, 회전하는 파의 에너지(Traveling Wave Energy)를 사용하여 스톨을 미리 경고하는 방법에 대하여 연구하였다. 특히, 임펠러 주파수가 스톨을 일으키는 요인으로 작용할 뿐 아니라, 임펠러 주파수의 스펙트럼은 스톨의 발생을 미리 알리는 기준으로 사용될 수 있음을 보였다.

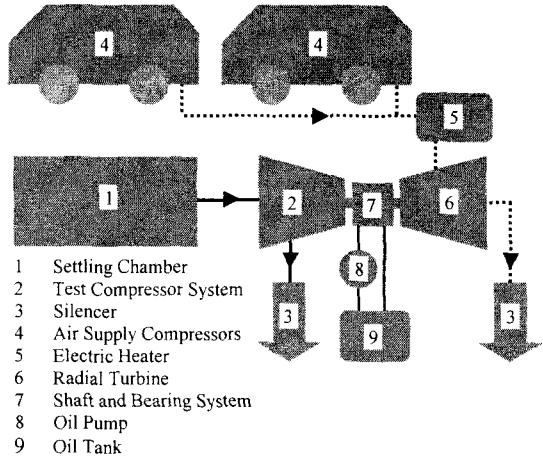


Fig.1 Schematic view of compressor test facility.

## 2. 시험장치 및 측정방법

### 2.1 시험장치

본 연구를 위하여 서울대학교의 원심압축기 시험설비를 사용하였으며, 시험설비의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 원심압축기의 임펠러는 동축으로 연결된 구심터빈의 구동으로 인하여 회전되며, 구동동력을 얻기 위해서 세 대의 이동식 공기압축기와 전기가열기를 사용하여 얻어진 고온, 고압의 공기로부터 구동된다. 터빈으로 유입되는 유량을 조절하기 위하여 터빈 입구에 유량조절용 밸브를 설치하였으며, 이 밸브를 흐르는 유량을 조절해서 임펠러의 회전수를 조절하게 된다. 압축기의 출구에는 체적이 큰 콜렉터를 연결하였고, 콜렉터는 스톨 밸브로 연결되어 있다. 스톨 밸브를 조절하여 압축기의 임펠러를 흐르는 유량을 조절한다. 그리고 임펠러의 입구부분에서는 안정실이 연결되어 있고, 안정실 안에 설치된 차압 유량계를 통하여 유량을 측정한다. 시험설비에 대한 더 자세한 사항은 강정식 등<sup>(21)~(23)</sup>, Kang 등<sup>(24)</sup>에 잘 나타나 있다.

시험용 임펠러는 18개의 주날개를 가지고 있으며, 직경은 110mm이고, 임펠러의 설계 회전수는 60000rpm이다. 디퓨저는 폭이 일정한 배인없는 디퓨저를 사용하였다. Table 1에는 임펠러와 디퓨저의 사양을 나타내었다.

Table 1 Specifications of test impeller and diffuser

Impeller Diameter(2R <sub>2</sub> )	110 mm
Inducer Tip Diamete (2R <sub>1T</sub> )	63.4 mm
Inducer Hub Diameter (2R <sub>1H</sub> )	20.4 mm
Backsweep angle(from radial)	-35°
No. of Impeller Blades	18
Design Speed	60,000 rpm
Impeller Tip Width (B <sub>2</sub> )	5.5 mm
Inducer Tip Clearance	0.3 mm
Diffuser Type	Parallel Vaneless diffuser
Diffuser Radius Ratio	2.0

## 2.2 데이터 측정

스톨이 발생하기 전에 일어나는 원주방향으로 회전하는 압력섭동의 모드를 해석하기 위하여 Fig. 2에 나타난 대로 임펠러의 상류인  $x/R_{1T}=0.1$ 의 위치에서 원주방향으로 균일한 간격으로 8개의 고속응답 압력변환기를 벽에 밀착 설치하여 순간압력을 측정하였다. 그리고 압축기 시스템의 출구에 있는 유량조절 밸브를 연속적으로 천천히 닫으면서 압축기를 스톱핑 시켰으며, 이 과정 동안 각각의 압력변환기에서 데이터를 19530Hz의 sampling rate로 동시에 측정하였다. 고속응답 압력변환기에서의 신호를 증폭기를 통하여 증폭한 후, A/D 변환기를 통하여 컴퓨터에 저장하였다. 그리고 aliasing을 방지하기 위하여 측정된 신호를 디지털 필터를 사용하여 3400Hz로 필터하였다.

## 2.3 공간 푸리에 변환

Garnier 등<sup>(2)</sup>은 원주방향으로 회전하는 압력 섭동의 공간구조를 측정하기 위하여 다음의 식(1)을 유도하였다.

$$\delta P_x(\theta, t) = \text{Re} \left\{ \sum_{k=0}^{\infty} a_k(t) \cdot e^{ik\theta} \right\} \quad (1)$$

여기서  $x$ 는 압력이 측정된 축방향 위치이고,  $a_k(t)$

는 압력 섭동의 공간 푸리에 계수이다. 여기서  $N$ 개의 위치에서 압력 섭동 데이터를 측정한다면 공간 푸리에 변환을 이용하여 다음의 식(2)와 같이 시간에 대한 공간 푸리에 계수  $a_k(t)$ 를 구할 수 있다.

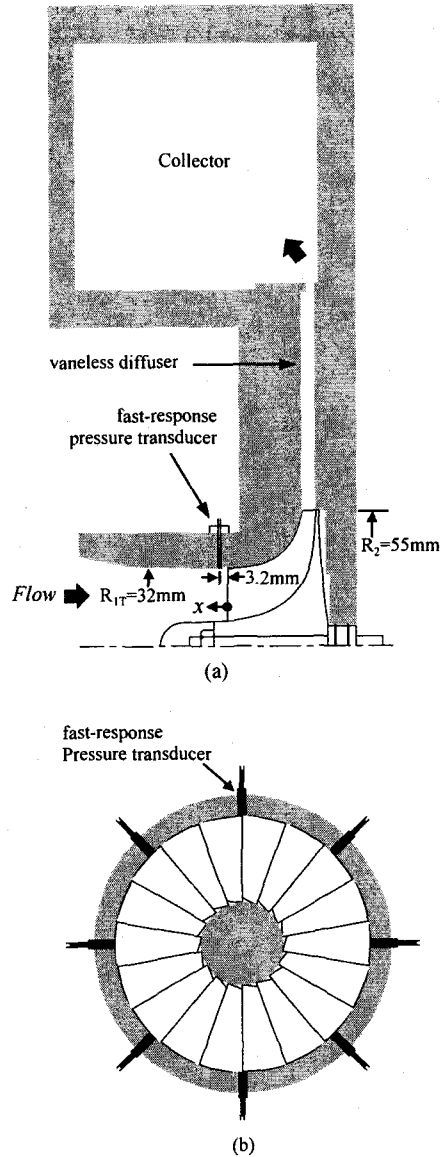


Fig.2 Meridional view of test compressor system (a) and position of 8 fast-response pressure transducers (b).

$$a_k(t) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \delta P(\theta_n, t) \cdot \exp(ik\theta_n) \quad (2)$$

여기서  $k$ 는 모드번호이고,  $N$ 은 Nyquist 조건을 만족시켜야 하므로,  $N \geq 2k + 1$ 이며, 본 연구에서는 8개의 압력변환기를 사용해서 3차 모드까지의 분석이 가능하였다.  $\theta_n$ 은 압력변환기의 원주방향 위치이다.

공간 푸리에 계수  $a_k(t)$ 는 복소수 값이므로, 이로부터

터 크기와 위상을 알 수 있는데, 스톨의 선구신호가 미미한 크기의 회전하는 모드를 나타낼 때 위상이 시간에 대하여 직선으로 나타난다. 이 직선인 구간이 스톨 선구신호를 발견하는 가장 기본적인 방법이며, 또한 이 직선의 기울기로부터 회전하는 모드의 회전 속도를 알 수 있게 된다. 그런데 실제 압축기의 작동 조건에서는 노이즈가 많아서, 스톨이 발생하기 전에 위상이 직선으로 나타나는 구간이 짧거나, 어떤 경우에는 전혀 나타나지 않는 경우도 있다.

공간 푸리에 계수의 파워 스펙트럼은 주파수 0인 원점에 대하여 대칭이지 않고 양과 음의 주파수 영역이 나타나는데, 양과 음이 겹치는 부분은 정지파, 양의 값만 존재하는 부분은 양의 방향으로 회전하는 파, 그리고 음의 값만 존재하는 부분은 음의 방향으로 회전하는 파의 의미를 가지고 있다. 그리고 비대칭인 부분의 면적은 각각 양과 음의 방향으로 회전하는 파의 에너지를 나타낸다 (Etchevers<sup>(25)</sup>와 Tryfonidis 등<sup>(6)</sup>). 그러므로 양과 음의 스펙트럼의 면적의 차이로부터 일정 시간 동안 존재한 회전하는 파의 에너지와 회전 방향을 알 수 있게된다. 이 방법은 에너지의 적분을 사용하는 방법이어서 노이즈가 많은 상황에서도 스톨 발단을 경고하는데 좋은 결과를 나타내었다 (Tryfonidis 등<sup>(6)</sup>, Höss 등<sup>(20)</sup>).

### 3. 스톨 발단 과정

#### 3.1 스톨점 결정 기준

스톨 발단에 관한 연구에서는 스톨이 발생하기 전에 어떤 현상이 존재하는 지, 그리고 스톨이 발생하기 전에 어떻게 신뢰할 수 있는 방법으로 스톨을 경고할 것인가가 연구의 주된 내용이 된다. 그런데 이를 위하여는 먼저 스톨이 시작하는 순간을 정의하는 것이 중요한 데, 여기에는 연구자마다 어느 정도 임의성이 있다. Garnier 등<sup>(2)</sup>은 속도의 비균일성이 완전 발달된 스톨의 50%에 이를 때를 스톨의 시작점이라 정의하였고, Etchevers<sup>(25)</sup>와 Boyer 등<sup>(8)</sup>은 비슷한 개념으로 1차 공간 푸리에 계수의 크기가 완전 발달된 스톨의 50%에 이를 때를 스톨의 시작점이라 정의하였으며, 어떤 연구자들은 스톨 시작의 기준을 명확히 밝히지 않고 있다 (Höss 등<sup>(20)</sup>). 그런데 이 임의적인 기준들은 스톨의 시작에 대한 적절한 기준이지만 원래 연구의 목적인

스톨이 발생하기 전에 스톨을 미리 예측하는 기준으로서는 적절하지 못하다. 그래서 이 논문에서는 임펠러가 10바퀴 회전하는 동안 공간 푸리에 계수의 크기의 평균값이 스톨이 없을 경우에 비하여 2배 이상 커졌을 때를 스톨의 시작점으로 정의하였으며, 다음의 식(3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\text{if } \bar{f}(t) \geq 2\bar{f}(t-\Delta t) \rightarrow \text{Stall} \quad (3)$$

여기서  $\bar{f}$ 는 임펠러가 10바퀴 회전하는 동안의  $f$ 의 평균값이고,  $\bar{f}(t-\Delta t)$ 는 임펠러가 약 100바퀴 회전할 동안의  $f$ 의 평균값이다. 이 논문에서  $\Delta t$ 는 로터가 500바퀴 회전하는 시간을 사용하였다. 스톨 시간을 결정하는 식(3)의 기준은 일관성 있는 기준을 위하여 스톨을 경고하는 방법에서도 동일하게 사용하였다.

#### 3.2 공간 푸리에 변환 결과

스톨 발단에 관한 실험을 35%, 52%, 70%의 속도에서 수행하였다. Fig. 3은 측정된 압력비의 섭동 데이터를 공간 푸리에 변환하여 계수의 크기를 나타낸 그림이다. 그림에서 스톨 발단(Stall Inception)이라고 표시한 점은 앞에서 설명한 스톨 발단 기준에 따라 결정된 시간이며, 이 논문에서는 편의상 스톨이 시작된 시간을 0초라고 정의하였다. 35%와 70% 속도에서는 2차 계수의 크기가 가장 먼저 증가하여 스톨 발단을 일으켰으며, 1, 2, 3차의 계수가 스톨이 발생한 후에도 비슷한 정도의 크기로 성장하였다. 52% 속도에서는 1차 계수에서 스톨 발단 신호를 가장 먼저 측정하였다.

스톨 발단 시간 근처에서의 공간푸리에 계수의 위상을 Fig. 4에 나타내었다. 35% 속도에서는 1차 계수의 위상이 임펠러가 수 회전하는 동안 임펠러 주파수(353 Hz)의 속도로 직선인 구간이 간헐적으로 나타나며, 또한  $f/f_{\text{imp}} = 6.4, 7.6$  등의 임펠러 주파수의 몇 배에 해당하는 고주파수의 속도로 직선인 구간이 간헐적으로 나타난다. 2차와 3차 계수의 위상에서는 고주파수의 속도( $f/f_{\text{imp}} = 6.1, 7.6, 8.1$  등)로 직선인 구간이 임펠러가 수 회전하는 동안 간헐적으로 나타난다. 이것은 스톨이 발생할 때 스톨을 일으키는 요인이 임펠러 주파수와 관련되어 있다는 의미이다. 또한 고주파수의 역할도 큼을 알 수 있다. 임펠러 주파수는 임펠러와 케이싱의 편심, 틱간극의 차이, 그리고 날개각의 미세한 비균일 등에 의하여 모든 기계에서 존재하는 현상인데, 이것이 스톨을 일으키는 메커니즘에 관계하는

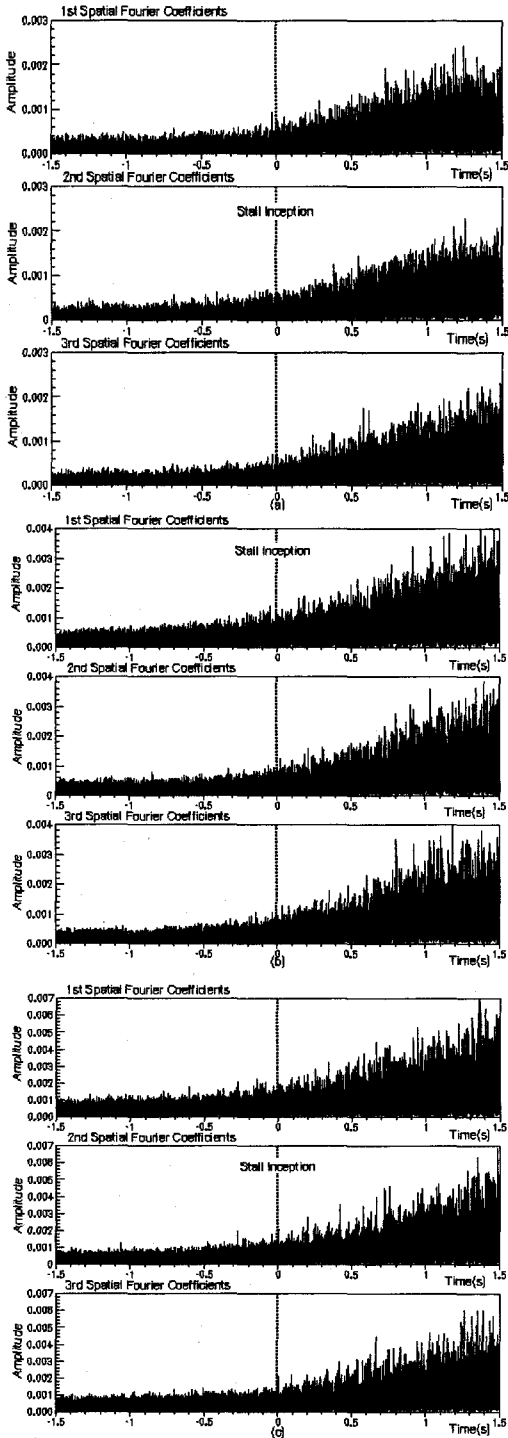


Fig. 3 Magnitude of the spatial Fourier coefficients.  
 (a) 35% speed (b) 52% speed (c) 70% speed

지의 여부는 중요한 문제이다. 35%속도의 결과에서는 분명히 임펠러 주파수가 스톨을 일으키는 요인으로 작동함을 알 수 있다.

52%속도에서도 역시 1차 계수의 위상에서 임펠러가 수 회전하는 동안 임펠러 주파수(521 Hz)와 임펠러 주파수의 몇 배 크기( $f/f_{imp} = 4.4, 5.2$  등)에 해당하는 고주파수의 속도로 직선인 구간이 간헐적으로 존재하고, 2차와 3차 계수의 위상에서는 고주파수( $f/f_{imp} = 4.6, 5.2$  등)의 속도에서 직선인 구간이 간헐적으로 나타난다. 이 경우에서도 임펠러 주파수와 고주파수가 동시에 스톨을 일으키는 요인으로 작동함을 보여준다.

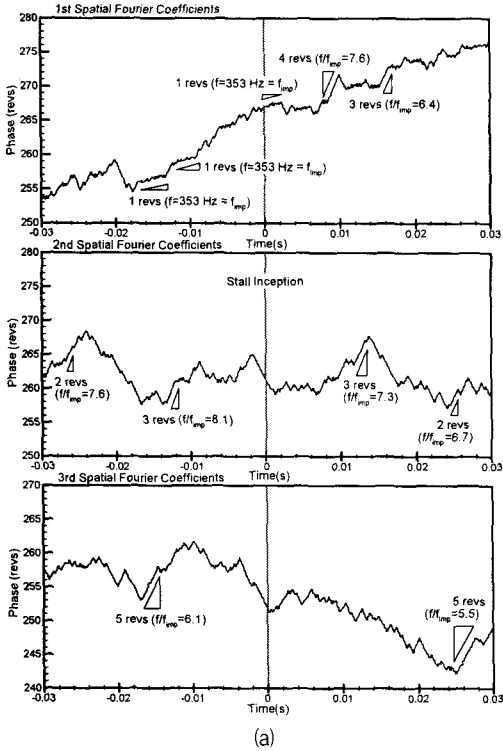
70% 속도에서도 1차 계수의 위상에서 역시 임펠러 주파수(685 Hz)와 임펠러 주파수의 몇 배 크기( $f/f_{imp} = 4.4, 4.7$ )에 해당하는 고주파수의 속도로 직선인 구간이 존재하고, 2차 계수의 위상에서는 고주파수( $f/f_{imp} = 1.8, 4.7$ )의 속도에서 직선인 구간이 나타났으며, 3차 계수에서는 주목할 만한 직선인 구간이 나타나지 않았다. 이 경우에서도 임펠러 주파수와 고주파수가 동시에 스톨을 일으키는 요인으로 작동함을 보여준다.

앞의 세 가지 속도의 경우에서 모두에서 스톨 발단이 일어나는 근처에서 공간 푸리에 계수의 위상이 임펠러가 수 회전하는 시간동안 임펠러 주파수의 크기와 임펠러 주파수의 몇 배에 해당하는 고주파수의 크기로 직선인 구간이 간헐적으로 나타났다. 이로부터 임펠러 주파수와 임펠러 주파수의 몇 배에 해당하는 고주파수가 동시에 스톨을 일으키는 요인임을 알 수 있었다.

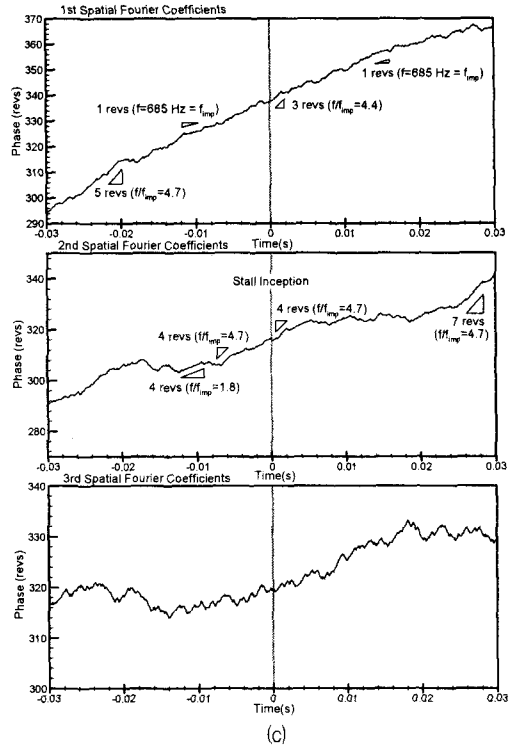
## 4. 스톨 경고 방법

### 4.1 회전하는 파의 에너지(TWE)

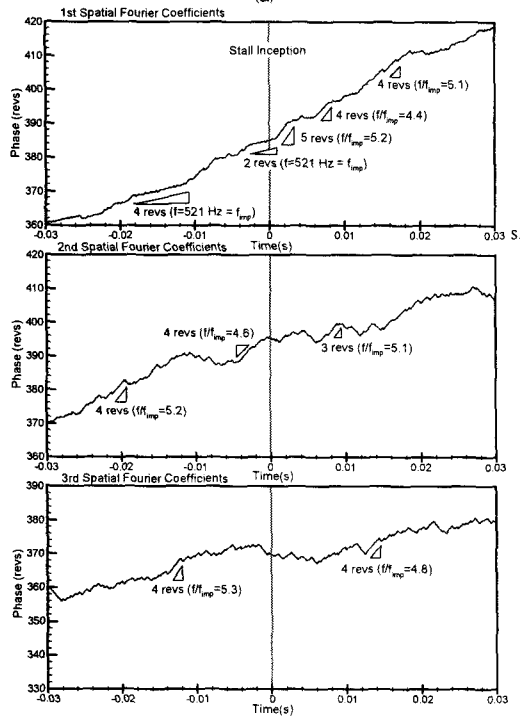
스톨이 일어나기 전에 압력과 속도의 섭동이 원주 방향으로 회전하는 파를 일으키는데, 이 회전하는 파의 에너지(Traveling Wave Energy, TWE)는 스톨이 발생하기 전에 존재하며, 적분방식의 계산이기 때문에 노이즈가 많은 상황에서도 좋은 결과를 보여서 스톨을 경고하는 좋은 방법으로 평가되고 있다. Etchevers<sup>(25)</sup>, Tryfonidis 등<sup>(6)</sup>은 회전하는 파의 에너지 방법을 사용하여 스톨의 발단을 미리 감지하는 경고시간(warning time)을 얻는데 좋은 결과를 얻었으며, 이로부터 이 방법을 스톨의 발생을 예측하는 방법으로 제안하였다. Day 등<sup>(15)</sup>도 회전하는 파의 에너지가 DRA압축기에서는 스톨을 경고하는데 좋은 결과를 보였으며, 특히 스



(a)



(c)



(b)

Fig. 4 Phase of the spatial Fourier coefficients  
(a) 35% speed (b) 52% speed (c) 70% speed

파이크 형태의 스톨 발달의 경우에도 경고시간은 짧지만 회전하는 파의 에너지 방법이 효과가 있음을 설명하였다.

이 논문에서는 회전하는 파의 에너지를 구하기 위하여 임펠러가 약 30회전하는 동안의 데이터를 공간 푸리에 변환하여 양과 음의 방향으로 회전하는 에너지를 계산하였다. 그리고 임펠러가 약 한 바퀴 회전한 후 동일한 과정을 수행하였다. 그리고 식(3)의 기준에 따라 임펠러가 10바퀴 회전하는 동안 1차 공간 푸리에 계수로부터의 회전하는 에너지의 평균값이 스톨이 발생하기 전의 평균에너지의 2배가되면 스톨을 경고하는 시간으로 정하였다.

35% 속도에서의 회전하는 파의 에너지(TWE)를 Fig. 5에 나타내었다. 1차 푸리에 계수로부터의 에너지는 스톨이 발생하기 114바퀴(0.32초) 전에 스톨을 경고하였다. 그리고 스톨을 경고하는 순간에서의 에너지 스펙트럼을 Fig. 8(a)에 나타내었는데, 임펠러 주파수와 임펠러 주파수의 0.5배 주파수에서의 에너지가 주

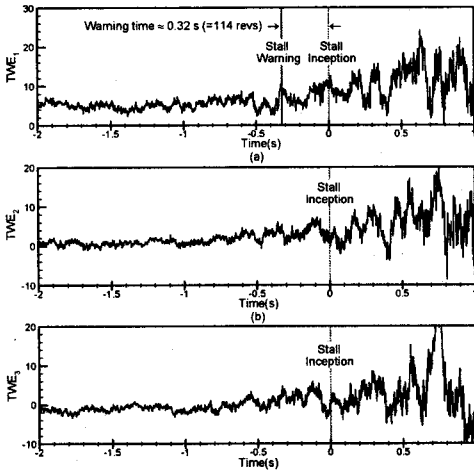


Fig. 5 The traveling wave energy at 35% speed.

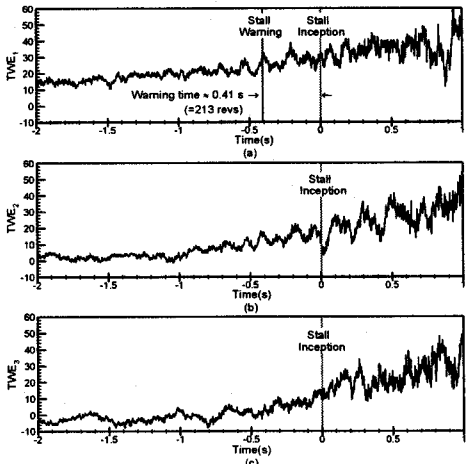


Fig. 6 The traveling wave energy at 52% speed.

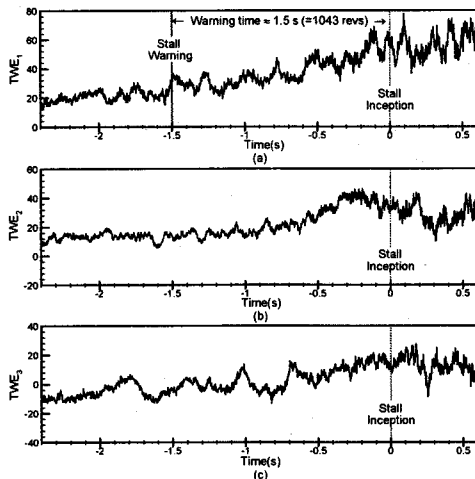
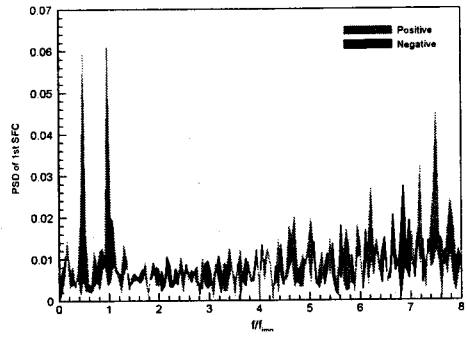
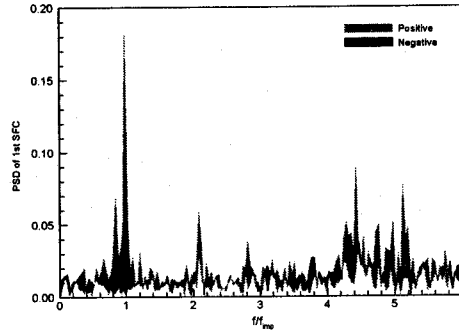


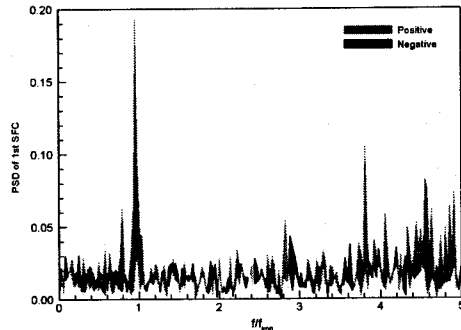
Fig. 7 The traveling wave energy at 70% speed.



(a) 35% speed



(b) 52% speed



(c) 70% speed

Fig. 8 PSD of spatial Fourier coefficients. Gray areas : forward traveling wave energy; black areas : negative traveling wave energy; white areas : stationary wave energy.

도적이며, 고주파수에서도 양의 방향으로 회전하는 에너지가 많이 나타났다. 2차와 3차 공간 푸리에 계수에 대해서도 회전하는 에너지의 크기가 스톨로 접근하면서 증가하는 경향을 보였다.

52% 속도에서의 회전하는 파의 에너지를 Fig. 6에 나타내었다. 1차 푸리에 계수로부터의 에너지는 스톨이 발생하기 213바퀴(0.41초) 전에 스톨을 경고하였다. 그리고 스톨을 경고하는 순간에서의 에너지 스펙트럼을 Fig. 8(b)에 나타내었는데, 임펠러 주파수에서의 에

너지가 주도적이며, 고주파수에서도 양의 방향으로 회전하는 에너지가 많이 나타났다. 2차와 3차 푸리에 계수에서도 회전하는 에너지의 크기가 스톨로 접근하면서 증가하는 경향을 보였다.

70% 속도에서의 회전하는 파의 에너지를 Fig. 7에 나타내었다. 1차 푸리에 계수로부터의 에너지는 스톨이 발생하기 1043바퀴(1.5초) 전에 스톨을 경고하여, 아주 긴 경고시간을 보였다. 그리고 스톨을 경고하는 순간에서의 에너지 스펙트럼을 Fig. 8(c)에 나타내었는데, 여기에서도 임펠러 주파수에서의 에너지가 주도적이며, 고주파수에서도 양의 방향으로 회전하는 에너지가 많이 나타났다. 2차와 3차 푸리에 계수에서도 회전하는 에너지의 크기가 스톨로 접근하면서 증가하는 경향을 보였다.

회전하는 파의 에너지 방법(TWE)은 세 가지 속도 모두에서 만족할 만한 경고시간을 보였다. 그리고 이 방법은 회전수가 증가할수록 경고시간이 증가하였는데, 이것은 이 방법이 고속에서의 사용에 더욱 유리함을 보여준다. 그리고 Fig. 4에서 보인 공간 푸리에 계수의 위상과 Fig. 8에서 보인 주파수 분석에서 볼 수 있듯이 임펠러 주파수는 스톨을 발생시키는 요인으로서, 그리고 또한 스톨을 경고하는 에너지 증가의 요인으로서 중요한 역할을 하고 있다.

#### 4.2 임펠러 주파수와 스톨 발단

임펠러 주파수는 로터와 케이싱의 편심과, 틱간극의 차이, 그리고 날개각의 미세한 비균일 등에 의하여 모든 기계에서 존재한다. 그런데 중요한 것은 이 임펠러 주파수의 존재여부가 아니라, 이것이 스톨을 일으키는 메커니즘에 관계하는지, 그리고 관계한다면 어떤 메커니즘으로 관계하는 지를 밝히는 것이다.

Tryfonidis 등<sup>(6)</sup>은 1단, 4단, 7단 압축기와 VIPER 엔진에서 고속에서는 로터주파수가 다른 주파수 성분에 비하여 독점적으로 크며, 스로틀링하여 스톨로 접근해가면서 로터주파수가 성장하는 것을 관찰하였다. Day 등<sup>(15)</sup>은 DRA 압축기에서 스톨이 발생하기 전에 로터 주파수가 증가하는 현상을 발견하였다. Höss 등<sup>(20)</sup>은 터보엔진이 고속으로 작동할 때 공간 푸리에 계수에서 양과 음의 PSD를 시간에 대한 함수로 나타내었는데 스톨이 발생하기 전에 로터 주파수의 크기가 지배적이고, 공간 푸리에 계수의 위상이 스톨이 일어나기 전에 로터 주파수의 속도로 회전하는 것을 관찰하여 고속에

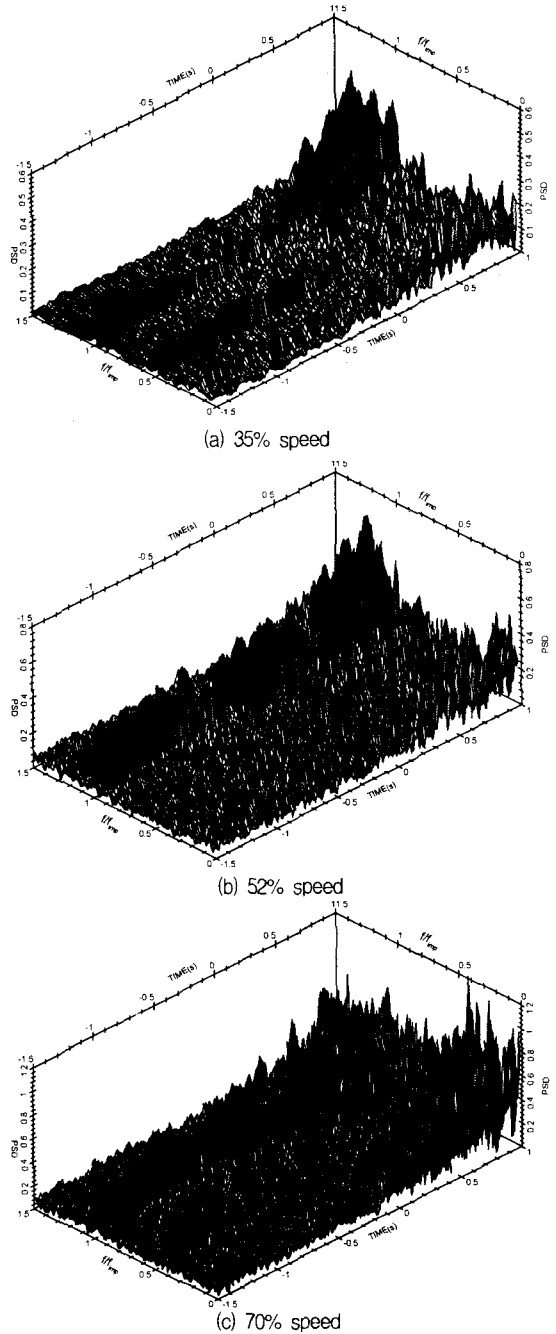


Fig. 9 Time histories of PSD as compressor is throttled.

서는 로터 축의 불균형 등이 스톨 발단 과정에서 중요한 역할을 한다고 기록하였다. Hendricks 등<sup>(26)</sup>은 고속에서의 압력섭동의 모드가 축 크기의 섭동 모드와 연결되어 스톨을 일으킬 수 있다고 언급하였다.



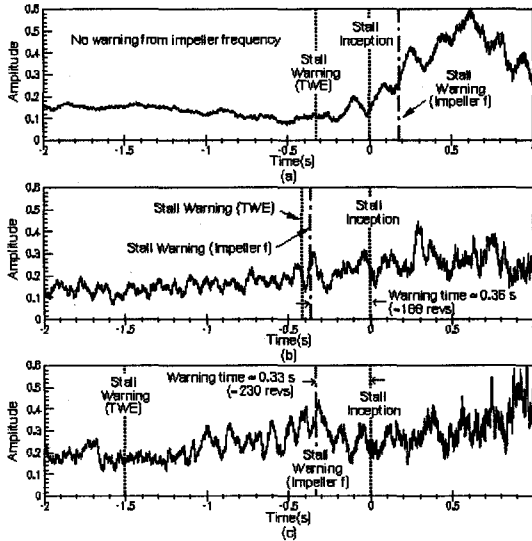


Fig. 10 Time histories of the spectrum of impeller frequency.

시간에 대한 파워 스펙트럼의 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 여기서 주목할 것은 임펠러 주파수에서의 파워 스펙트럼의 변화이다. 35% 속도에서는 임펠러 주파수와 임펠러 주파수의 0.5배 주파수의 스펙트럼이 존재하다가, 스톨로 접근해 가면서 이 두 스펙트럼이 조금 약해지다가, 스톨 발단 근처에서 임펠러 주파수의 스펙트럼이 급격하게 증가한다. 52%와 70% 속도에서는 임펠러 주파수의 스펙트럼이 스톨로 접근해 가면서 증감을 보이며 증가한다.

이로부터 스톨이 발생하기 전에 임펠러 주파수의 스펙트럼이 증가하는 것은 실험된 모든 속도에서 일반적으로 나타나는 현상임을 알 수 있었다. 그러므로 임펠러 주파수의 스펙트럼의 증가는 스톨을 경고하는 방법으로 사용될 수 있겠다. 이 논문에서는 스톨을 경고하는 기준을 위하여 식(3)의 기준에 따라 임펠러가 10바퀴 회전하는 동안 압력비의 섭동 데이터로부터 계산한 임펠러 주파수의 스펙트럼의 평균값이 스톨이 발생하기 전의 값의 2배가 되면 스톨을 경고하는 하는 시간으로 정하였다.

Fig. 10은 임펠러 주파수의 스펙트럼을 시간에 대하여 나타낸 그림이다. 35%속도에서는 임펠러 주파수의 스펙트럼이 스톨 발단 근처에서 증가하기는 하지만 식(3)에 나타낸 기준대로 2배 이상 증가하는 것은 스톨 발단 이후에 나타나서, 경고시간은 전혀 보이지 않는다. 52% 속도에서는 경고시간이 0.36초로 임펠러가 188바퀴 회전하는 시간이며, 이것은 회전하는 파의 에

너지에 의한 결과와 비슷한 시간이다. 70% 속도에서는 경고시간이 0.33초로 임펠러가 230바퀴 회전하는 시간이다.

스톨이 발생하기 전에 항상 임펠러 주파수의 파워 스펙트럼이 커지므로, 이것을 식(3)의 기준을 통하여 스톨을 경고하는 신뢰할 수 있는 방법으로 사용하였을 때 52%와 70%의 속도에서 적절한 경고시간을 얻었다. 이 방법의 또 하나의 장점은 회전하는 파의 에너지 방법은 여러 개의 센서에서의 동시측정이 필요한 반면에, 임펠러 주파수의 스펙트럼은 하나의 센서에서도 측정 가능하다는 것이다. 스톨이 발생하기 전에 임펠러 주파수의 스펙트럼이 증가하는 구체적인 이유에 관해서는 계속적인 연구가 필요하다.

#### 4. 결론

이 논문에서는 고속으로 회전하는 원심압축기에서 스톨 발단 연구를 수행하였다. 스톨을 일으키는 요소와 스톨이 발생하기 전에 미리 경고할 수 있는 방법을 연구하였으며, 주된 결과는 다음과 같이 요약될 수 있다.

1. 스톨이 발생하기 전에 낮은 크기의 원주방향으로 회전하는 파가 발견되었다.
2. 회전하는 파의 에너지 방법은 스톨을 경고하는 좋은 성능을 보였으며, 임펠러의 회전수가 증가할수록 더욱 긴 경고시간을 보였다. 저속에서는 약 임펠러 100바퀴의 경고시간을 보였으며, 고속에서는 약 임펠러 1000바퀴의 경고시간을 보였다.
3. 임펠러 속도에 관계없이 스톨 발단 근처에서 공간 푸리에 계수의 위상이 임펠러 주파수의 속도로 선형적인 증가를 보이는 구간이 나타나며, 또한 임펠러 주파수의 스펙트럼이 스톨로 접근하면서 증가하는 것으로부터, 임펠러 주파수는 스톨을 일으키는 요인으로 작동함을 알 수 있었다.
4. 임펠러 속도에 관계없이 임펠러 주파수의 스펙트럼이 스톨로 접근하면서 증가하므로, 이 값이 스톨을 경고하는 방법으로 사용될 수 있음을 보였으며, 회전하는 파의 에너지와 동일한 한계방법을 사용하여 약 임펠러 200 바퀴의 경고시간을 얻을 수 있었고, 임펠러의 속도가 빠를수록 긴 경고시간을 얻었다.

## 참고 문헌

- (1) McDougall, N. M., Cumpsty, N. A., and Hynes, T. P., 1990, "Stall Inception in Axial Compressors," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 112, pp.116~125.
- (2) Garnier, V. H., Epstein, A. H., and Greitzer, E. M., 1991, "Rotating Waves as a Stall Inception Indication in Axial Compressors," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 113, pp.290~302.
- (3) Paduano, J. D., 1992, "Active Control of Rotating Stall in Axial Compressors," Ph.D. Thesis, MIT Dept. of Aeronautics and Astronautics, Feb.
- (4) Day, I. J., 1993, "Stall Inception in Axial Flow Compressors," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp.1~9.
- (5) Wilson, A. G., and Freeman, G., 1994, "Stall Inception and Development in an Axial Flow Aeroengine," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 116, pp.216~225.
- (6) Tryfonidis, M., Etchevers, O., Paduano, J. D., Epstein, A. H., and Hendricks, G. J., 1995, "Prestall Behavior of Several High-Speed compressors," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 117, pp.62~80.
- (7) Hoying, D. A., 1995, "Stall Inception in a Multistage High-Speed Axial Compressor," AIAA Journal of Propulsion and Power, Vol. 11, No. 5, September-October.
- (8) Boyer, K. M., King, P. I., and Copenhaver, W. W., 1995, "Stall Inception in Single-Stage Transonic Compressors with Straight and Swept Leading Edges," AIAA Journal of Propulsion and Power, Vol. 11, No. 6, November-December.
- (9) Lawless, P. B., and Fleeter, S., 1995, "Rotating Stall Acoustic Signature in a Low-Speed Centrifugal Compressor: Part 1-Vaneless Diffuser," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 117, pp.87~96.
- (10) Escuret, J. F., and Garnier, V., 1996, "Stall Inception Measurements in a High-Speed Multistage Compressor," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, pp.690~696.
- (11) Bright, M. M., Qammar, H. K., Weigl, H. J., and Paduano, J. D., 1997, "Stall Precursor Identification in High-Speed Compressor Stages Using Chaotic Time Series Analysis Methods," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 119, pp.491~500.
- (12) He, L., 1997, "Computational Study of Rotating-Stall Inception in Axial Compressors," AIAA Journal of Propulsion and Power, Vol. 13, No. 1, January-February.
- (13) Camp, T. R., and Day, I. J., 1998, "A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low-Speed Axial Compressor," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 120, pp.393~401.
- (14) Jahnen, W., Peters, T., and Fottner, L., 1999, "Stall Inception in a 5-Stage HP- Compressor with Increased Load Due to Inlet Distortion," ASME Paper No. 99-GT-440.
- (15) Day, I. J., Breuer, T., Escuret, J., Cherrett, M., and Wilson, A., 1999, "Stall Inception and the Prospects for Active Control in Four High-Speed Compressors," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 121, pp.18~27.
- (16) Moore, F. K., and Greitzer, E. M., 1986, "A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part 1-Development of Equations," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, pp.68~76.
- (17) Greitzer, E. M., and Moore, F. K., 1986, "A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part 2-Application," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, pp.231~239.
- (18) Liao, S., and Chen, J., 1996, "Time-Frequency Analysis of Compressor Rotating Stall by means of Wavelet Analysis," ASME Paper No. 96-GT-57.
- (19) Le, D. K., Owen, A. K., and Mattern, D. L., 1996, "Multiscale Analysis of Stall Inception and Instabilities in an Axi-Centrifugal Turbohaft Engine," AIAA Paper No. 96-3174.
- (20) Höss, B., Leinhos, D., and Fottner, L., 2000,

- "Stall Inception in the Compressor System of a Turbofan Engine," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 122, pp.32~44.
- (21) 강정식, 조성국, 강신형, 2000, "원심압축기 채널디퓨저 내부의 비정상 압력분포," 유체기계저널 제3권 제2호, pp.57~65.
- (22) 강정식, 강신형, 2000, "설계 및 탈설계점에서의 원심압축기 채널디퓨저 내부의 압력분포에 관한 연구," 대한기계학회 춘계학술대회 논문집 B, pp. 548~554.
- (23) 강정식, 강신형, 2000, "웨이블렛을 이용한 원심압축기 서지 현상의 스케일 해석," 제1회 한국유체공학학술대회 논문집, pp.575~578.
- (24) Kang, J. S., Cho, S. K., and Kang, S. H., 2000, "Unsteady Flow Phenomena in a Centrifugal Compressor Channel Diffuser," ASME Paper No. 2000-GT-451.
- (25) Etchevers, O, 1992, "Evaluation of Rotating Stall Warning Schemes for Axial Compressors," M.S. Thesis, MIT Dept. of Aeronautics and Astronautics, Sep.
- (26) Hendricks, G. J., Sabnis, J. S., and Feulner, M. R., 1997, "Analysis of Instability Inception in High-Speed Multistage Axial-Flow Compressors," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 119, pp.714~722.