

## 원심압축기 채널디퓨저 내부의 비정상 압력분포

강정식\* · 조성국\* · 강신형\*\*

### Unsteady Pressure Distributions in a Channel Diffuser of Centrifugal Compressor

Jeong-Seek Kang\*, Sung-Kook Cho\*, Shin-Hyoung Kang\*\*

Key Words: Centrifugal Compressor(원심압축기), Channel Diffuser(채널 디퓨저), Unsteady Pressure Distribution(비정상 압력분포)

#### ABSTRACT

The aim of this paper is to understand the unsteady flow phenomena in a high speed centrifugal compressor channel diffuser. Instantaneous pressures are measured at six locations in the diffuser using fast-response pressure transducers. Instantaneous pressure ratio decomposition was applied to analyze the pressure signal. In vaneless space where impeller-vaned diffuser interaction is strong, aperiodic unsteadiness is high and periodic pressure waveforms by blade passing are not clear at low flow rates, especially near vane suction side. High aperiodic unsteadiness decreases downstream of diffuser. The blade-to-blade pressure wave does not disappear in surge flow condition. In surge there exist not only large scale periodic surge wave but also blade-to-blade pressure wave.

#### 1. 서 론

터보기계에서 비정상 상호작용은 성능에 영향을 미치는 것으로 알려져 있다. 그렇지만 현존하는 대부분의 터보기계 설계방법은 아직 정상상태의 해석방법에 기초한 방법이다. 터보기계의 설계에 비정상 현상의 도입이 중요하다는 사실은 일반적으로 인정되지만, 비정상 상호작용이 평균유동에 미치는 영향은 아직 잘 알려져 있지 않다. 그러므로 이것은 터보기계의 연구에서 현재와 미래의 주요한 연구주제 중 하나가 될 것이다.

원심압축기의 디퓨저 내부의 유동은 열선유속계(Dean<sup>(1)</sup>, Bammert<sup>(2)</sup>, Pinarbasi<sup>(3,4)</sup>)와 레이저유속계

(Eckardt<sup>(5,6)</sup>, Krain<sup>(7)</sup>, Stahlecker<sup>(8)</sup>)를 사용하여 연구되었다. 이 방법들은 삼차원 속도를 측정할 수 있지만 압력은 측정할 수 없다.

비정상 압력의 계측을 위해서는 높은 주파수 응답을 갖는 압력센서가 필요하며, 이것은 축류압축기(Lorenzo<sup>(9)</sup>, Das<sup>(10)</sup>)와 스톨의 발달에 관한 연구(Wilson<sup>(11)</sup>, Hoying<sup>(12)</sup>, Escuret<sup>(13)</sup>, Bright<sup>(14)</sup>, Day<sup>(15)</sup>)에서 많이 사용되어졌다. Suryavamshi<sup>(16)</sup>은 축류압축기에서 고주파수 응답의 압력센서를 사용하여 정익의 후류에서의 비정상압력을 측정하여 순간압력과 비정상현상을 주기적 성분과 비주기적 성분으로 분해하였다.

원심압축기에서는 스톨과 서지현상의 측정 및 제어(Kämmer<sup>(17)</sup>, Haupt<sup>(18)</sup>, Mizuki<sup>(19)</sup>, Fink<sup>(20)</sup>, Hunziker<sup>(21)</sup>)를 위하여 고주파수 응답의 압력센서가 사용되었으며, Justen<sup>(22)</sup>은 채널디퓨저 내부에서의 비정상 압력장을

\* 서울대학교 대학원 기계공학과

\*\* 서울대학교 기계항공공학부

측정하고, 서지한계유량과 초크유량에서의 디퓨저 유동현상을 측정하였다.

이 논문에서는 고속의 원심압축기의 채널디퓨저 내부에서의 순간압력의 성분분석에 중점을 두었으며, 이를 통하여 디퓨저 내에서의 비정상 현상을 분석하고 토의하였다.

## 2. 시험장치 및 측정방법

### 2.1 시험장치

실험을 위하여 서울대학교의 원심압축기 성능시험 설비를 사용하였다. 이 시험설비에서 임펠러는 공기터

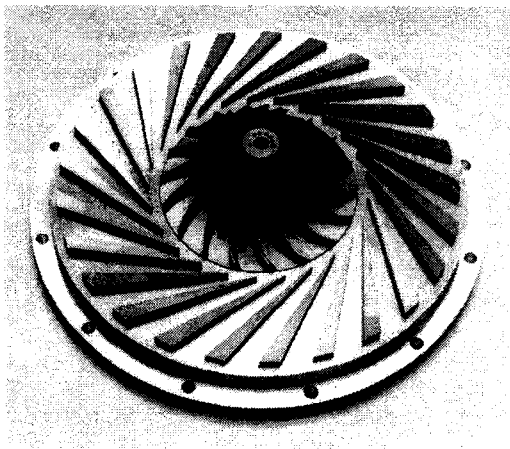


Fig.1 Figure of test impeller and channel diffuser

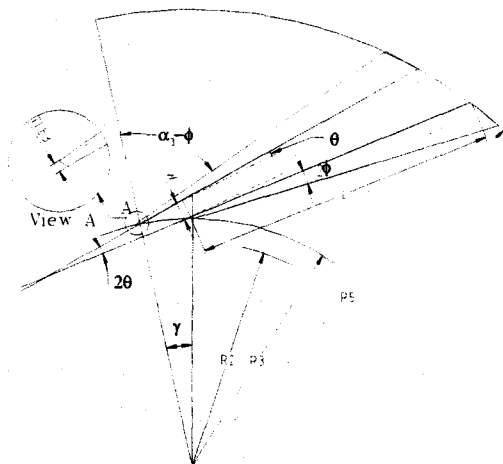


Fig. 2 Configurations and parameters of channel diffuser

빈으로 구동된다. 구동동력을 얻기 위해서 세 대의 이 동식 공기압축기와 가열기를 사용하였다. 터빈으로 유입되는 유량을 조절하기 위하여 터빈 입구에 유량 조절용 밸브를 설치하였으며, 이에 의해 회전수를 조절하게 된다. 터빈의 회전력에 의해 압축기가 회전 하게 되고, 대기 공기가 입구 챔버를 통하여 유입되게 된다. 압축기의 출구에는 체적이 큰 콜렉터를 연결하 였다. 시험설비에 대한 자세한 사항은 조성국,강신형<sup>(23,24)</sup>, Kang<sup>(25)</sup>에 잘 나타나 있다.

시험용 임펠러는 18개의 주날개를 가지고 있으며, 직경은 110mm이며, 티타늄 합금으로 가공되었다. 시험 용 채널디퓨저는 25개의 베인을 가지고 있고, 와이어 커팅(wire cutting)방법으로 정밀하게 가공되었으며, 설 계과정은 강정식<sup>(26)</sup>, 강신형,강정식<sup>(27)</sup>에, 성능시험결과 는 Kang<sup>(25)</sup>에 자세히 수록되어 있다. Fig.1은 실험에 사용된 임펠러와 채널디퓨저의 그림이며, Fig.2에는 채 널디퓨저의 개략도를 나타내었고, 주된 사양은 Table 1과 같다.

### 2.2 측정방법

압축기의 설계 회전수는 60,000rpm이며, 임펠러의 회전수를 정밀하게 측정하기 위하여 터빈 허브에 영구 자석과 코일을 부착하여 유도기전력의 위상변화를 측 정하는 방법을 사용하였다. 비정상압력을 측정하기 위

Table 1 Geometry and specifications of test impeller and channel diffuser

Impeller Diameter	110 mm
Inducer Tip Diameter	63.4 mm
Backsweep angle	-35°
No. of Impeller Blade	18
Design Speed	60,000 rpm
Impeller Tip Width	5.5 mm
Number Diffuser Blade	25
Throat Aspect Ratio	1
L/W	11.4
Divergence Angle ( $2\theta$ )	7.6°
$2\phi$	6.8°
$\alpha_3$	70°
$R_3/R_2$	1.1
TLE3	0.5 mm

하여 높은 주파수 응답을 갖는 압력센서(Kulite XCQ-080)를 Fig.3과 같이 디퓨저의 앞면(front wall) 6곳의 벽에 밀착시켜서 설치하였다. 센서 a,b,c는 모두 동일 반경인  $R/R_2 = 1.048$  위치에 있으며, 센서 a,b는  $47.9^\circ$ , b,c는  $34.4^\circ$ 의 각을 이룬다. 센서 d,e,f는 모두 채널의 중심선에 위치하며, 각각  $R/R_2 = 1.23, 1.50, 1.91$ 의 위치에 있다. 신호는 39,060 Hz로 측정되었다. 각각의 센서에서 측정된 압력신호는 신호증폭기를 통하여 증폭되고, A/D변환기(Data translation Co. DT2838)를 통하여 디지털 신호로 변환되어 컴퓨터에 저장된다. 정상 상태 성능평가를 위하여 입구 챔버에서 전압을 측정하고, 임펠러 출구의 9곳과 디퓨저 출구의 압력면과 흡입면에서 각각 정압을 측정하였다.

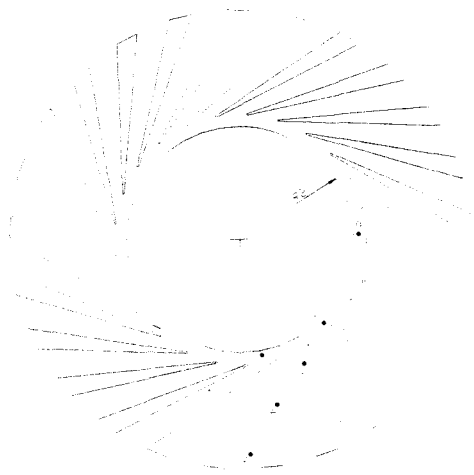


Fig. 3 Locations of six fast-response pressure transducers

### 3. 순간압력 특성

#### 3.1 압축기의 성능

60,000rpm에서의 압축기의 성능곡선을 Fig.4에 나타내었다. 유량I는 설계유량(정상유량)이며 유량A와 AA는 디퓨저에 의하여 초크된 상태이며, 유량 P와 Q는 마일드 서지가 발생하는 유량이다. 유량P에서는 서지가 간헐적으로 발생하며 유량 Q에서는 지속적인 마일드 서지 현상이 일어나며 주도적인 서지 주파수는 11.8Hz이다.

#### 3.2 순간압력의 분해식

고주파수 응답 압력센서에서 측정된 압력신호를 대기압을 기준으로 식(1)과 같이 압력비(Pr)의 값으로 변환하였다. 식(1)에서 첨자  $i$ 는 회전의 번호,  $j$ 는 날개의 번호,  $k$ 는 날개 사이의 유로의 구역(window)번호를 의미한다. 이 논문에서는 날개 사이의 유로의 구역은 30개가 사용되었다. 순간압력은 축주기(shaft resolved) 성분  $(Pr_{ijk})_s$ 과 축비주기(shaft unresolved) 성분  $(Pr'_{ijk})$ 으로 분해된다.

$$Pr_{ijk} = P_{ijk} / P_o \quad (1)$$

$$Pr_{ijk} = (Pr_{ijk})_s + Pr'_{ijk} \quad (2)$$

$$(Pr_{ijk})_s = \left[ \sum_{i=1}^{N_{rev}} (Pr_{ijk}) \right] / N_{rev} \quad (3)$$

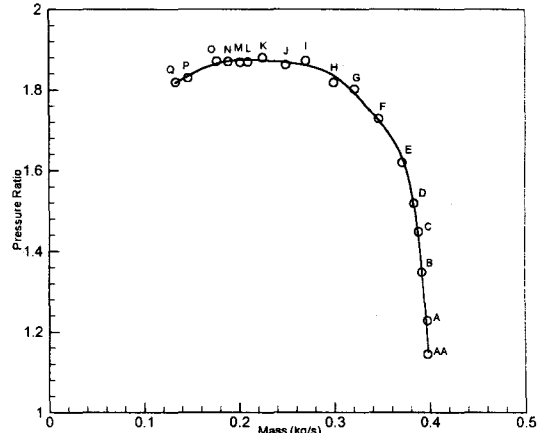
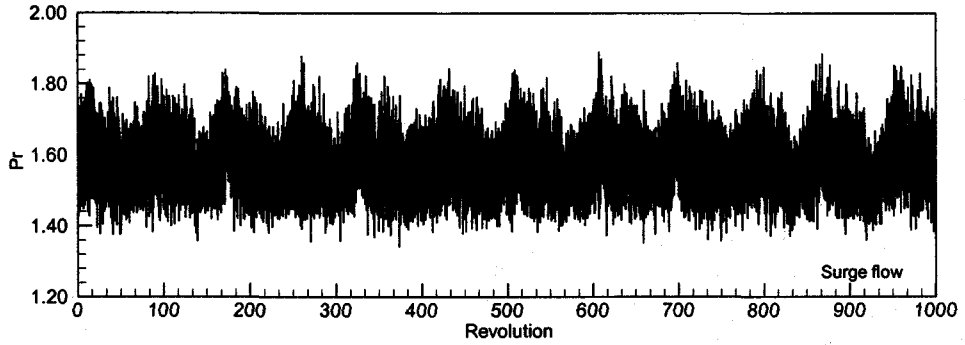


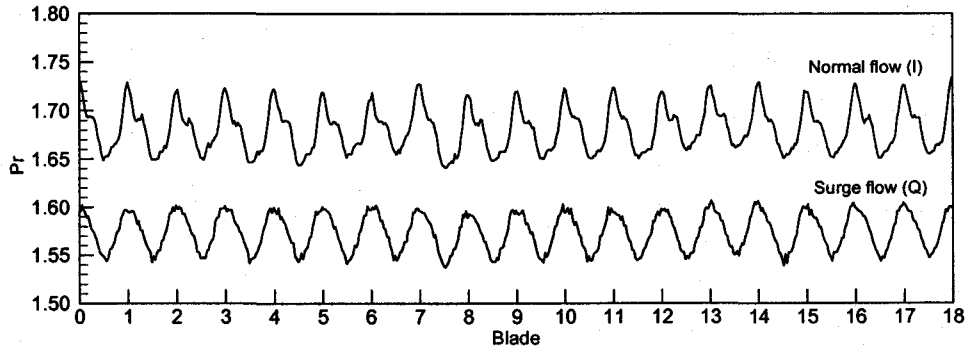
Fig. 4 Performance map at 60,000 rpm

$$Pr'_{ijk} = Pr_{ijk} - (Pr_{ijk})_s \quad (4)$$

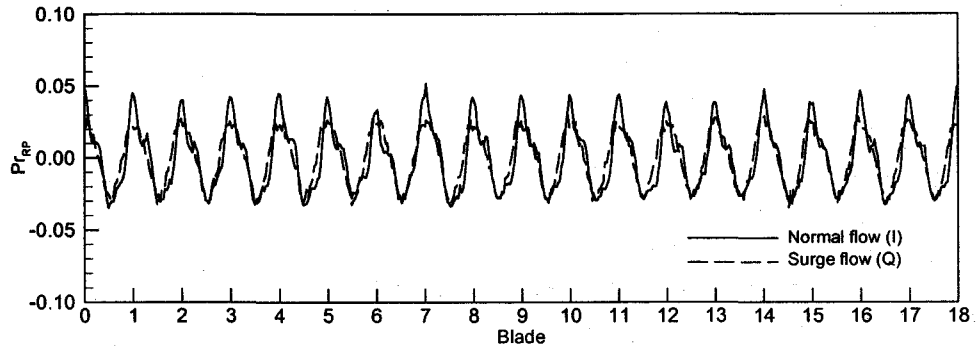
여기서  $P_o$ 는 대기압을 의미하며,  $N_{rev}$ 는 측정시간 동안의 임펠러가 회전한 수를 의미한다. 축주기성분은 축과 날개의 회전을 기준으로 동일한 위상에 있는 값들의 평균을 의미한다. 일반적으로 축주기 성분을 구함에 있어서 임펠러가 1회전 할 때 날개와 날개 사이에서 수십 개의 데이터를 측정하여 축 주기성분을 식(3)과 같이 계산한다. 그런데, 본 실험에서와 같이 임펠러가 고속으로 회전할 때는 이 방법이 문제가 된다. 현재 60,000rpm으로 회전하는 임펠러에서 BPF(blade passage frequency)가 18,000Hz이므로 센서를 39,060 Hz로 측정할 때 날개와 날개 사이에서는 약 2번의 측



(a) Instantaneous pressure ratio at surge flow condition (Q)



(b) Ensemble average of instantaneous pressure ratio



(c) Revolution periodic component of instantaneous pressure ratio

Fig.5 Variations of decomposed components of instantaneous pressure ratio data

정 밖에는 할 수 없다. 이는 정확한 측정을 위한 센서의 응답 한계에 의한 것이므로 고속 회전체의 측정에서의 일반적인 문제가 된다. 이 문제를 해결하기 위하여 이 논문에서는 식(3)을 다음의 식 (3')와 같이 수정하였다.

$$(Pr_{jk})_s = \left[ \sum_{i=1}^{N_{rev,jk}} (Pr_{ijk}) \right] / N_{rev,jk} \quad (3')$$

날개와 날개 사이의 유로의 구역은 30개로 나누고 날개와 날개 사이에서의 측정은 1회전 시 평균 2.17개 (39060Hz/18000Hz) 이지만 회전할 때마다 측정되는 구역의 번호가 매번 다르므로 각각의 구역에서의 데이터의 개수를 각각의 구역에서의 회전수( $N_{rev,jk}$ )라고 계산하는 방법을 사용하였다. Fig.5에서의 결과는 이 방법을 사용하여 추주기 성분을 나타내었는데 매우 성공적이었다. 추주기 성분은 다시 시간평균(Time average)

성분( $\overline{Pr}$ )과 회전주기(Revolution periodic) 성분( $(Pr_{jk})_{RP}$ ) 그리고 회전 비주기(Revolution aperiodic) 성분( $(Pr_j)_{RA}$ )으로 분해된다.

$$(Pr_{jk})_s = \overline{Pr} + (Pr_j)_{RA} + (Pr_{jk})_{RP} \quad (5)$$

$$\overline{Pr} = \left[ \sum_{n=1}^{N_{data}} (Pr_n) \right] / N_{data} \quad (6)$$

$$(Pr_j)_{RA} = \left( \frac{1}{N_{pb}} \sum_{k=1}^{N_b} [(Pr_{jk})_s - \overline{Pr}] \right)_j \quad (7)$$

$$(Pr_{jk})_{RP} = (Pr_{jk})_s - \overline{Pr} - (Pr_j)_{RA} \quad (8)$$

위에서  $N_{data}$ 는 측정된 데이터의 수를 의미하며,  $N_{pb}$ 는 날개 사이에서의 유로의 구역수를 의미한다. 회전 주기 성분은 날개주기(Blade periodic) 성분( $(Pr_k)_{BP}$ )과 날개 비주기(Blade aperiodic) 성분( $(Pr_{jk})_{BA}$ ) 성분으로 분해된다.

$$(Pr_{jk})_{RP} = (Pr_k)_{BP} + (Pr_{jk})_{BA} \quad (9)$$

$$(Pr_k)_{BP} = \left[ \sum_{j=1}^{N_b} (Pr_{jk})_{RP} \right] / N_b \quad (10)$$

$$(Pr_{jk})_{BA} = (Pr_{jk})_{RP} - (Pr_k)_{BP} \quad (11)$$

위에서  $N_b$ 는 임펠러의 날개수를 의미한다. 위의 식(2)~(11)은 Suryavamshi<sup>(16)</sup>의 식을 참조하였으며, 식(3')는 이 논문에서 제안된 식이다.

### 3.3 순간압력 분해 결과

Fig.5는 정상유량(I점)과 서지유량(Q점)에서의 센서d에서 측정한 순간압력을 분해, 비교한 결과를 나타내었다. 서지유량에서의 순간압력비를 그린 Fig.5(a)에서 보듯이, 마일드 서지에서는 시스템의 헤름홀츠 주파수에 해당하는 낮은 주파수의 압력맥동이 발생함을 보여준다. Fig.5(b)에는 정상유량(I)과 서지유량(Q)에서의 압력비의 축주기 성분을 나타내었다. 앞에서 언급하였듯이 임펠러의 회전속도가 빨라서 날개와 날개 사이에서 많은 측정을 할 수 없었기 때문에 순간압력비의 그림에서는 날개와 날개 사이에서의 압력비의 변화모습을 볼 수 없었다. 그렇지만 3.2절에서 설명한 방법으로 축주기성분을 계산한 결과 날개사이에서의 압력비의 변화모습을 잘 볼 수 있었다. 서지유량에서는 순간압

력비는 전반적인 큰 폭의 맥동을 보이지만 국부적으로는 날개의 지나감으로 인한 압력파가 잘 보이지 않을 때도 있다. 그러나, 축주기 성분을 계산하면 서지 유량에서도 날개와 날개 사이에서의 압력파의 형태는 적절한 파의 형태를 유지하고 있음을 알 수 있었다. 이로부터 서지에서는 크기가 큰 서지파가 존재하지만 이것이 날개와 날개 사이의 작은 파의 구조를 소멸시키는 것이 아니라, 서로 연관되어 발생하며, 서로 중첩되어 있음을 알 수 있다. Fig.5(c)에는 회전주기성분을 나타내었는데 여기에서도 축주기 성분과 마찬가지로 서지 유량에서의 축주기 성분은 매우 주기적인 모습을 하고 있음이 관찰되었다. 회전주기 성분은 날개의 지나감에 의한 주기적인 압력파의 모양을 토의하기에 적절하다.

넓은 유량범위에서 센서 a와 d에서의 압력비의 회전주기 성분을 Fig.6에 나타내었다. 날개는 18개이지만 지면관계상 4개의 날개에 대해서만 데이터를 보였으며, 보이지 않은 날개들에 대하여서도 결과는 같다. 채널의 목 이후에 위치한 센서 d에서의 결과(Fig.6(a))를 보면 저유량에서는 압력파의 모양이 날개와 날개 사이에서 사인파의 모양을 닮았으며, 정상유량근처인 K,J,I,에서는 날개사이에서의 압력파의 모양이 두 개로 갈라지며, 유량이 조금 더 많은 H,G,F,E,D,C에서는 압력파의 모양이 세 개로 갈라졌다가 유량이 초크되기 직전(B)과 초크유량(A, AA)에서는 다시 하나의 압력파의 모양을 보인다. 채널 내부에 위치한 다른 센서인 e와 f도 압력파의 형상에서는 이와 동일한 경향을 보인다. 그렇지만 베인없는 디퓨저 공간에 위치한 센서 a,b,c에서의 신호는 채널내부에서의 신호와 전혀 다른 경향을 보인다.

베인없는 디퓨저 공간에 위치한 센서 a에서의 압력비의 회전주기 성분을 Fig.6(b)에 나타내었다. 서지유량(P,Q)에서는 날개의 지나감에 의한 압력파의 모양을 구별하기가 어렵고 저유량에서부터 정상유량에 이르기까지 날개에 의한 압력파의 모양이 뚜렷하지 않다. 유량이 많아지면서 초크유량까지는 날개에 의한 압력파의 모양이 뚜렷해지며 날개사이의 압력파의 모양이 크게 두 개로 갈라진다. 베인없는 디퓨저 공간에서의 날개의 지나감에 의한 주기적인 압력파의 모양이 뚜렷하지 않은 것은 베인없는 디퓨저 공간에서는 임펠러와 베인 디퓨저의 강한 상호작용 때문이다. 센서 b와 c에서의 회전주기 신호는 센서 a에서의 회전주기 신호보다는 날개의 지나감에 의한 압력파의 모양이 더욱 뚜렷한데, 이것은 센서 a가 위치하고 있는 베인디퓨저의

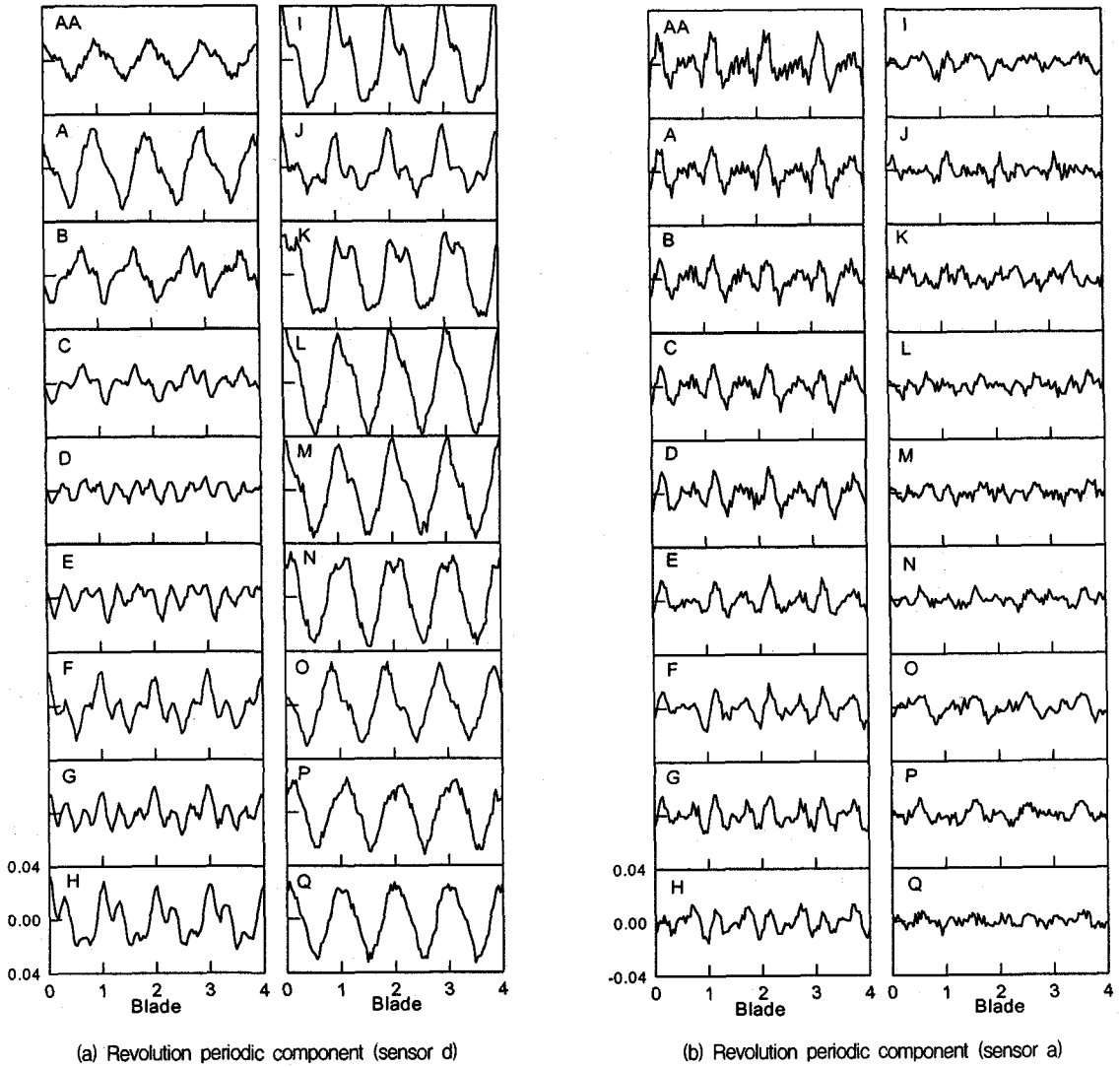


Fig.6 Variations of revolution periodic component of instantaneous pressure ratio signal

흡입면 근처가 임펠러-베인디퓨저의 상호작용이 더 강하기 때문이며, 이 결과는 Justen<sup>(22)</sup>의 결과와도 일치한다.

### 3.4 RMS 해석

비정상현상은 BPF나 임펠러 회전주파수의 특정한 주파수를 가진 주기적 비정상현상과, 난류와 보텍스 shedding 등에 의한 비주기적 비정상 현상

으로 구분할 수 있다<sup>(16)</sup>. 압력성분에 대한 RMS 값은 비정상 유동에 대한 전체적인 정보를 제공한다. 회전주기 성분의 RMS 값은 날개의 지나감에 의한 주기적 비정상현상의 정량적인 값을 나타내는 좋은 지표가 되며, 축비주기 성분들의 RMS 값은 비주기적 비정상현상의 정량적인 값을 나타내는 좋은 지표가 된다. 회전주기와 축비주기 성분에 대한 RMS 값을 구하는 식은 다음과 같다.

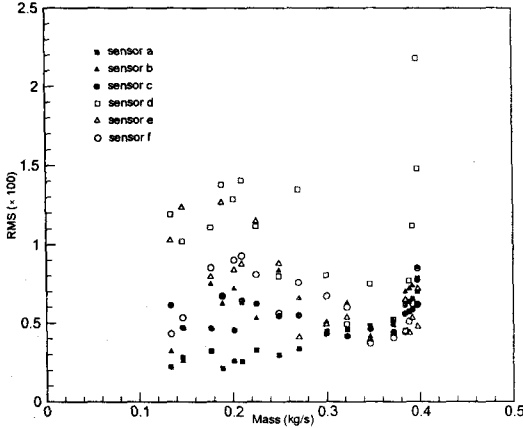


Fig.7 Variations of RMS values of revolution periodic component

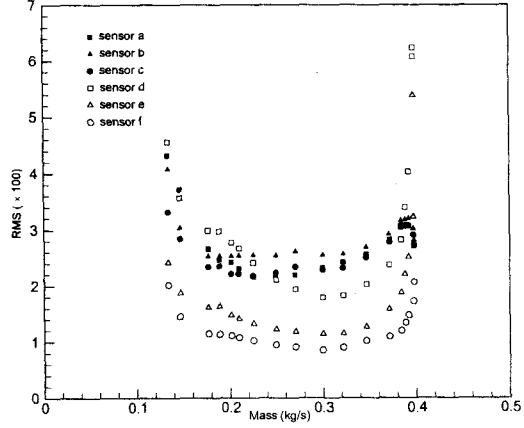


Fig.8 Variations of RMS values of shaft unresolved component

$$RMS(\text{Pr}_{RP}) = \sqrt{\frac{1}{N_b N_{pb}} \left[ \sum_{j=1}^{N_b} \sum_{k=1}^{N_{pb}} (\text{Pr}'_{jk})^2 \right]} / \overline{\text{Pr}} \quad (12)$$

$$RMS(\text{Pr}') = \sqrt{\frac{1}{N_{data}} \left[ \sum_{n=1}^{N_{data}} (\text{Pr}')^2 \right]} / \overline{\text{Pr}} \quad (13)$$

회전주기 성분에 대한 RMS 값을 Fig.7에 나타내었다. 회전주기 성분의 RMS로 본 주기적 비정상 현상은 전반적으로는 채널 내부가 베인없는 디퓨저 공간에서보다 큰 데 이것은 베인없는 공간에서의 임펠러-베인디퓨저의 강한 상호작용 때문이다. 채널 내부에서는 전반적으로 목의 바로 이후에 위치한 d센서에서 가장 크고 하류로 갈수록 작지만 항상 그렇지는 않으며 유량의 변화에 따라 불규칙적인 변화가 크다.

이에 반하여 Fig.8에 나타난 축비주기 성분들의 RMS값으로 본 비주기적 비정상현상은 유량의 변화에 대하여 일관성있는 경향성을 보인다. d센서를 제외하면 채널내부에서 보다는 베인없는 디퓨저 공간에서 크게 나타났는데, 이것 역시 임펠러-베인디퓨저의 강한 상호작용으로 인하여 비주기적 비정상현상이 증가하였기 때문이다. 채널내부에서는 디퓨저 하류로 갈수록 비주기적 비정상

현상이 분명히 감쇄하고 있다. 이 결과는 디퓨저 하류로 갈수록 비정상현상이 감쇄하지 않는다는 Justen<sup>(22)</sup>의 결과와는 상치하는 결과이다. 채널 내부에서는 축비주기성분의 RMS값이 정상유량 근처에서는 작지만 정상유량에서 멀어질수록 그 값이 커진다. 이것은 베인 입구에서의 입사각의 절대값이 커지면서 유동의 박리 등을 일으켜서 비주기적 비정상현상이 증가하였기 때문이다. 베인없는 디퓨저 공간에서는 이 값이 서지유량을 제외하고는 유량에 민감하지 않다. 이것은 채널 내부에서와 같이 과도한 입사각에 의한 박리 등의 문제는 없기 때문이다. 단, 서지유량에서는 압축기의 시스템에 의한 큰 압력맥동이 있으므로 그 값이 커진다. 채널디퓨저의 목의 바로 후에 위치한 센서 d에서의 RMS값의 변화는 굉장히 심하다. 입사각이 작은 정상유량 근처에서는 베인없는 디퓨저 공간에서의 값보다 작지만, 유량이 많아져서 초크유량에 가까워지거나 유량이 작아져서 서지 유량에 가까워질수록 그 값이 커져서 베인없는 디퓨저 공간에서의 값보다 커진다. 이것은 채널디퓨저 목의 바로 하류에서의 비주기적 비정상현상이 베인입구에서의 입사각에 굉장히 민감하게 반응함을 의미한다. 그렇지만 이 비정상현상도 채널 하류로 가면서 급격히 감소한다. 그리고 Fig.7과 Fig.8에서 보듯이 RMS 값의 비교에서 디퓨저 내부에서는 전체적으로 비주기적 비주기 현상이 주기적 비주기현상 보다 큼을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

높은 주파수 응답의 센서를 사용하여 고속으로 회전하는 원심압축기의 채널디퓨저 내부의 유동 현상에 대하여 연구하여 다음의 결론을 얻었다.

- 1) 압력비의 축주기성분은 채널내부에서는 주기적인 파의 형태를 하고 있지만 베인없는 공간에서는 저유량에서는 파의 형태를 알아보기 힘들 정도로 비주기성이 강한데 이것은 임펠러와 베인디퓨저의 강한 상호작용 때문이다.
- 2) 비주기적 비정상현상은 디퓨저 하류로 갈수록 감소하며, 베인없는 디퓨저 공간에서는 유량의 변화에 민감하지 않지만, 채널내부에서는 유량에 따라 고유량과 저유량으로 갈수록 베인입구에서의 입사각이 커질수록 커지며, 채널 하류로 가면서 급격히 감소한다.
- 3) 서지 유량에서는 크기가 큰 서지파가 존재하지만 이것이 날개와 날개 사이의 작은 파의 구조를 소멸시키는 것이 아니라, 서로 연관되어 발생하며, 서로 중첩되어 있음을 알 수 있었다.

#### 후 기

본 연구는 교육부의 학술연구조성비 (기계공학 97-ME-B04)와 과학기술부의 "터보제너레이터 및 관련 유체기계의 공력설계 및 해석기술" 연구과제의 일환으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

#### 참고 문헌

- (1) Dean,R.C.Jr., Senoo,Y., 1960, "Rotating Wakes in Vaneless Diffusers," ASME Journal of Basic Engineering, Sep.
- (2) Bammert,K., Rautenberg,M., 1974, "On the Energy Transfer in Centrifugal Compressors," ASME Paper 74-GT-121
- (3) Pinarbasi,A., Johnson,M.W., 1996, "Detailed Stress Tensor Measurements in a Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 118, pp.394~399
- (4) Pinarbasi,A., Johnson,M.W., 1994, "Detailed Flow Measurements in a Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 116, pp.453~461.
- (5) Eckardt,D., 1975, "Instantaneous Measurements in the Jet-Wake Discharge Flow of a Centrifugal Compressor Impeller," ASME Journal of Engineering for Power, Jul., pp.337~346.
- (6) Eckardt,D., 1976, "Detailed Flow Investigations Within a High-Speed Centrifugal Compressor Impeller," ASME Journal of Fluids Engineering, pp.390~402
- (7) Krain,H., 1981, "A Study on Centrifugal Impeller and Diffuser Flow," ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 103, Oct., pp.688~697.
- (8) Stahlecker,D., Gyarmathy,G., 1998, "Investigations of Turbulent Flow in a Centrifugal Compressor Vaned Diffuser by 3-Component Laser Velocimetry," ASME 98-GT-300
- (9) Lorenzo,C.F. hiaramonte,F.P., Mehlic,C.M, 1988, "Determination of Compressor In-Install Characteristics from Engine Surge Transients," AIAA Journal of Propulsion, Vol. 4, pp.133~142
- (10) Das,D.K., Trippi,A., 1989, "Effects of Inlet Pressure Fluctuations on Axial Flow Compressors," AIAA Journal of Propulsion, Vol. 5, pp.72~81
- (11) Wilson,A.G., Freeman,C., 1994, "Stall Inception and Development in an Axial Flow Aeroengine," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 116, pp.216~225.
- (12) Hoying,D.A., 1995, "Stall Inception in a Multistage High-Speed Axial Compressor," AIAA Journal of Propulsion and Power, Vol. 11, No. 5, pp.915~922.
- (13) Escuret,J.F., Garnier,V., 1996, "Stall Inception Measurements in a High-Speed Multistage Compressor," ASME Journal of



- Turbomachinery, Vol. 118, pp.690~696.
- (14) Bright,M.M., Quammar,H.K., Weigl,H.J., Paduano, J.D., 1998, "Stall Precursor Identification in High-Speed Compressor Stages Using Chaotic Time Series Analysis Methods," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 119, pp.491~500.
- (15) Day,I.J., Breuer,T., Escuret,J., Cherrett,M., 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) Suryavamshi,N., Lakshminarayana,B., Prato,J., and Fagan,J.R., 1997, "Unsteady Total pressure Field Downstream of an Embedded Stator in a Multistage Axial Flow Compressor," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol.119, pp.985~994
- (17) Kämmer,N., Rautenberg,M., 1986, "A Distinction Between Different Types of Stall in a Centrifugal Compressor Stage," ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 108, Jan., pp.83~92.
- (18) Haupt,U., Seidel,U., Abdel-Hamid,A.N., Rautenberg, M., 1988, "Unsteady Flow in a Centrifugal Compressor With Different Types of Vaned Diffusers," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 110, pp.293~302.
- (19) Mizuki,S., Oosawa,Y., 1992, "Unsteady Flow Within Centrifugal Compressor Channels Under Rotating Stall and Surge," ASME Journal of turbomachinery, Vol. 114, pp.312~320.
- (20) Fink,D.A., Cumpsty.N.A., and Greitzer, E.M., 1992, "Surge Dynamics in a Free-Spool Centrifugal Compressor System," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 114, pp.321~332.
- (21) Hunziker,R., Gyarmathy,G., 1994, "The Operational Stability of a Centrifugal Compressor and Its Dependence on the Characteristics of the Subcomponents," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 116, pp.250~259.
- (22) Justen,F., Ziegler,K.U., Gallus,H.E., 1998, "Experimental Investigation of Unsteady Flow Phenomena in a Centrifugal Compressor Vaned Diffuser of Variable Geometry," ASME 98-GT-369
- (23) 조성국, 강신형, 1998, "소형원심압축기의 성능평가에 대한 실험적 연구," 대한기계학회논문집 B권 제22권 제8호, pp.1052~1063
- (24) 조성국, 강신형, 1999, "베인 회전각의 변화에 따른 디퓨저의 성능특성에 관한 실험적 연구," 유체기계저널 제2권 제2호, pp.74~80
- (25) Kang,S.H., Kang,J.S., and Cho,S.K., 1998, "A Hybrid Method of Performance Prediction for Channel Diffusers," Proceedings of the Fourth KSME-JSME Fluids Engineering Conference, pp.105~108
- (26) 강정식, 1998, "원심압축기 베인디퓨저의 설계 및 성능평가에 관한 연구," 서울대학교 대학원공학석사학위논문
- (27) 강신형, 강정식, 1998, "원심압축기 채널디퓨저의 설계 및 성능예측에 관한 연구," 유체기계공업학회 98 강연회 및 연구개발 발표회 논문집, pp.164~178