

입구 안내익 영향으로 인한 원심 압축기 불안정성 연구

임병준* · 차봉준*

Experimental Study on the Effect of Inlet Guide Vane of Instabilities of a Centrifugal Compressor

Byeung-Jun Lim*, Bong-Jun Cha*

Key Words: IGV (입구안내익), Centrifugal compressor (원심형 압축기), Surge (서지), Rotating stall (선회실속), Unsteady Performance Characteristics (비정상 성능특성), Prewhirl (예선회), Transitional Region (전이 영역), Surge Margin (서지 마진)

ABSTRACT

An experimental study on the performance and instability development characteristics of a centrifugal compressor equipped with an adjustable inlet guide vane has been performed with varying guide vane angles. The test was conducted at the design speed of 20,800 rpm for 6 guide vane angles : -30° , -20° , -10° , 0° , 10° , 20° , 30° . Unsteady pressures were measured using high-frequency pressure transducers at the inducer to investigate the instability phenomena such as rotating stall and surge inside the compressor. From the unsteady measurements, it is found that the transient process from rotating stall to surge was mainly affected by inlet guide vane angles. The results of the present study can be applied to the instability control of the centrifugal compressors using a adjustable inlet guide vane.

1. 서론

원심 압축기의 개발과정에서 가장 큰 관건은 높은 압력비에서 충분한 작동영역을 확보하는 것이다. 원심 압축기의 성능을 향상시키기 위한 노력들이 꾸준히 진행되어 오고 있는 가운데 최근에는 원심 압축기의 작동영역을 넓히기 위하여 압축기 불안정성 현상을 수반하는 비정상 상태 성능에 대한 연구들이 주류를 이루고 있다. 즉, 압축기 작동영역을 극대화시키고 안정한 작동영역을 확보하기 위한 불안정성의 예측기법과 불안정성에 대한 여러 가지 능동제어 기법들에 대한 것이다.

입구 안내익(Inlet Guide Vane)은 원심 압축기 입구에 설치되어 흡입되는 공기의 상대 마하수를 감소시켜 압축기 입구에서의 충격과 발생을 지연시키거나 낮은 유량범위에서 임펠러 입구에 발생하는 높은 입사각을 감소시키는 역할로 사용되며 축류 압축기 후단에 원심 압축기가 설치된 복합 압축시스템의 경우, 축류 압축기 출구 유동각을 변화시켜 축류 압축기와 원심 압축기의 성능을 매칭(matching)시키기 위한 목적으로 사용되기도 한다.

입구 안내익의 이러한 특성을 이용하여 원심 압축기의 작동영역을 넓히기 위한 방법으로 서지 제어 또는 지연에 대한 연구들이 수행되어 왔는데 입구 안내익을 조절하여 서지마진을 확장하거나⁽¹⁾ 입구 안내익과 함께 압축기 출구에 가변 디퓨저를 장착하여 원심

* 한국항공우주연구원 항공추진그룹
책임저자 E-mail : bjlim@kari.re.kr

압축기의 작동영역을 확장시키는 연구가 주를 이루고 있으며⁽²⁾⁻⁽⁴⁾, 국내에서도 최근에 원심 압축기의 불안정성 규명을 위한 연구가 진행되고 있다.⁽⁵⁾⁻⁽⁷⁾

본 연구에서는 입구 안내의 설정각 변화가 원심 압축기의 선회실속과 서지 발달과정에 미치는 영향들을 시험적으로 규명하였다. 이를 위하여 입구 안내의 설정각을 변화시키면서 인듀서 벽에서 비정상 압력을 측정하여 주파수 분석을 수행하였으며 선회실속 발생이후 압축기가 서지에 도달하는 과정을 분석하였다.

2. 시험장치 및 측정

성능시험기는 Fig. 1과 같이 가변 AC 모터로 구동되는 개방유료형으로서 시험 압축기를 구동시키는 구동부는 2,300 kW 용량의 모터, 기어박스, 토크미터 및 시험 압축기의 회전축을 지지하는 베어링 시스템으로 구성되어 있다^{(7),(8)}.

Fig. 2는 성능시험에 사용된 원심형 시험 압축기의 임펠러를 나타내고 있다. 이 임펠러는 10개의 주날개와 10개의 보조날개로 되어 있으며 설계점에서의 회전수는 20,800 rpm이고 유량과 압력비는 각각 4.5 kg/sec와 2.6이다. 임펠러에 대한 기하학적 형상은 Table 1

과 같다. 가변 입구 안내익은 Fig. 3과 같이 조절용 레버를 사용하여 내부에 원주 방향으로 균일하게 설치된 7개의 안내익의 설정각이 변화하도록 구성되어 있다. 안내익은 평면 캠버를 가지며 스펀 방향으로 비틀림이 없는 단면이 대칭인 썸기형으로 설계되었다. 본 연구에서 사용된 입구 안내의 설정각과 임펠러 입구 입사각(incidence angle)의 정의를 Fig. 4에 나타내었다.

Table 1 Impeller configuration

출구 직경 (D2)	357.9 mm
출구 날개각 (β_2)	0°
입구 Tip 직경 (D1t)	207 mm
입구 Hub 직경 (D1h)	54.2 mm
출구 마하수 (Ma)	1.05

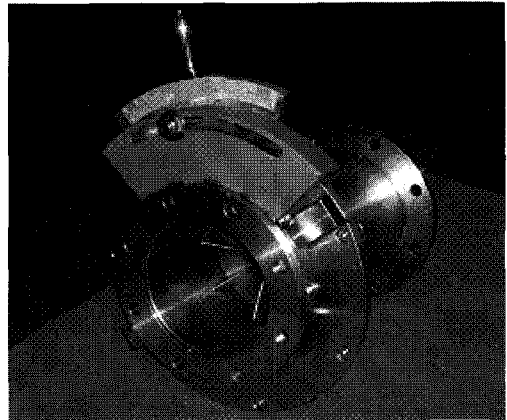


Fig. 3 Variable inlet guide vane

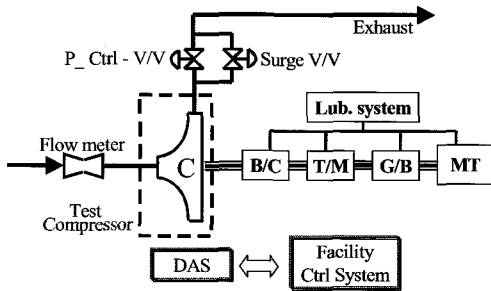


Fig. 1 Schematic diagram of compressor test facility

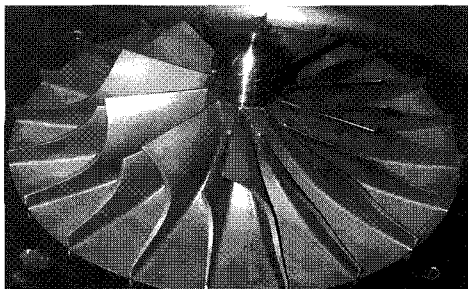


Fig. 2 Test impeller

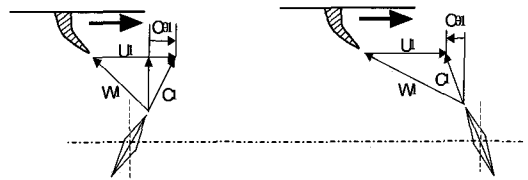
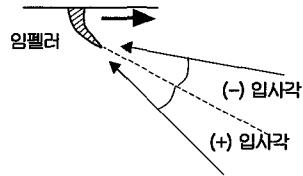


Fig. 4 Definition of incidence & IGV setting angle

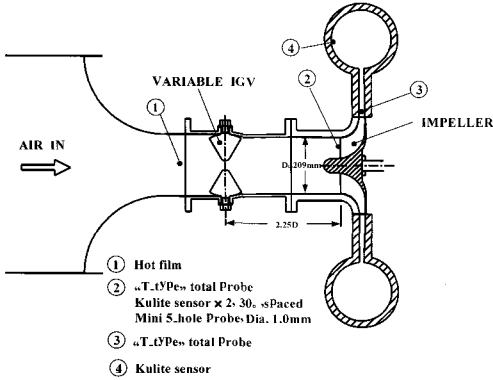


Fig. 5 Unsteady data measurement location

압축기의 비정상 성능특성을 측정하기 위하여 Fig. 5와 같은 측정부를 구성하였다. 선회실속과 서지발생 영역에서의 유량 측정을 위하여 입구 안내익 상류지점에 열선 유속계를 설치하였다. 열선 유속계는 벤츨리 유량계를 사용하여 보정되었으며 정상상태에서 벤츨리 유량계에서 측정된 유량과 약 2% 측정오차를 나타내었다.

역류현상을 검출하기 위하여 Kulite 압력 변환기가 부착된 직경이 1 mm인 2개의 튜브를 사용하여 T형 전압력 프로우브를 제작하였다. T형 프로우브는 Fig. 5에 나타난 바와 같이 임펠러 입구부 RMS 반경지점과 출구 폭 중간지점에 프로우브 관입구를 각각 상류방향과 하류방향으로 향하게 설치하였다. 또한 선회실속을 측정하기 위하여 임펠러 인두서에 30°간격으로 2개의 Kulite 압력 변환기를 설치하였다. 압축기 전압력비는 임펠러 입구부와 출구 plenum에 설치된 Kulite 압력 변환기로부터 측정된 압력의 비로 정의하였다.

Kulite 압력 변환기와 열선 유속계로부터 측정된 전이신호들은 증폭기를 거쳐 디지털 레코더에 기록되었으며 압축기 운용상태의 판단을 위하여 신호분석기에 의해 실시간 모니터링 되었다. 압축기 불안정성은 디지털 레코더에 저장된 신호들을 FFT (Fast Fourier Transform)를 통해서 시간에 대한 신호 크기로 변화시켜 해석하였다.

3. 성능시험 및 결과

가변 입구 안내익 설정각에 따른 불안정성 발생과정을 비교하기 위해서 안내익 설정각이 -30°~+30°인 조건에 대한 저유량 작동영역에서의 압력신호들을 분

석하였다. 입구 안내익 설정각 변화에 따른 압축기 성능특성 변화에 대한 내용은 참고문헌⁽⁸⁾에 자세히 기술하였다.

선회실속의 발생점 (inception)을 정량적으로 정의하는 것은 어려운 일이다. 본 연구에서는 유량변화에 따른 압력신호 중 선회실속 주파수에 해당하는 압력변동의 푸리에성분의 최대진폭의 5%~10%에 도달한 시점을 선회실속 발생점으로 정의하였다. 먼저 $\theta_{IGV}=0^\circ$ 에서 선회실속 발생에서 서지에 이르는 유량영역을 Fig. 6에 나타내었다. Figs. 7과 8은 인두서에서 측정된

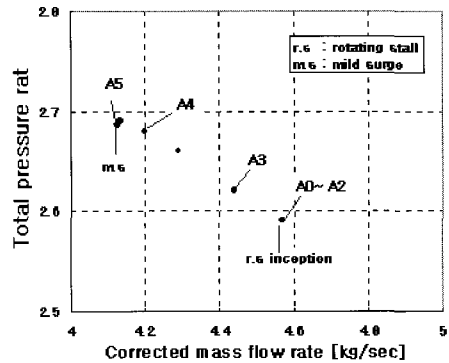


Fig. 6 Pressure ratio in low mass flow ($\theta_{IGV}=0^\circ$, design speed)

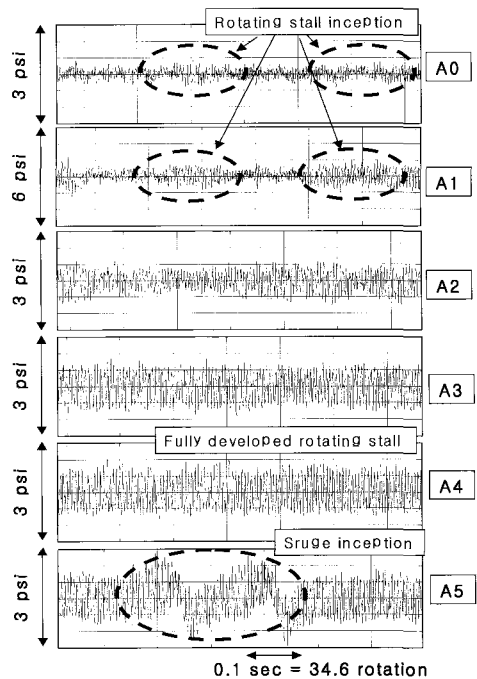


Fig. 7 Transient pressure traces ($\theta_{IGV}=0^\circ$, design speed)

압력신호들과 이 신호들을 FFT 분석한 결과를 나타내고 있다. 임펠러의 회전주파수는 약 350 Hz이며 선회실속에 의한 압력요동은 약 160 Hz의 주파수대에서 아주 작은 진폭으로 나타나기 시작하여 유량이 감소함에 따라 압력요동의 크기도 증가하는 것을 볼 수 있다 (A0~A2). 작동점 A3과 A4에서 유량이 더욱 감소하게 되면 선회실속 신호의 진폭이 최대가 되는 완전히 발달한 (fully developed) 선회실속을 볼 수가 있는데, 이때의 선회실속의 주파수는 약 164 Hz 이다. 작동점 A5에서는 완전히 발달된 선회실속 상태에서 약 7.3 Hz의 낮은 주파수를 갖는 약한 서지가 발생되었다.

입구 안내의 설정각이 10°인 경우, Fig. 9에서와 같이 선회실속에서 서지까지의 구간은 예선회가 없는 경우 ($\theta_{IGV}=0^\circ$)와 유사한 크기를 나타내었다. Fig. 10과 Fig. 11을 보면, 초기에 간헐적인 선회실속이 발생하여 서지가 발생할 때까지 신호의 진폭이 점진적으로 증가하는 경향을 보이고 있는데 이것은 $\theta_{IGV}=0^\circ$ 의 경우와 유사하지만 선회실속 신호의 최대 진폭은 $\theta_{IGV}=0^\circ$ 일 때의 최대진폭의 약 40%에 불과하다. 양(+)

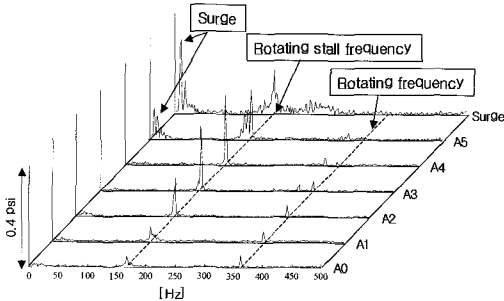


Fig. 8 FFT result ($\theta_{IGV}=0^\circ$, design speed)

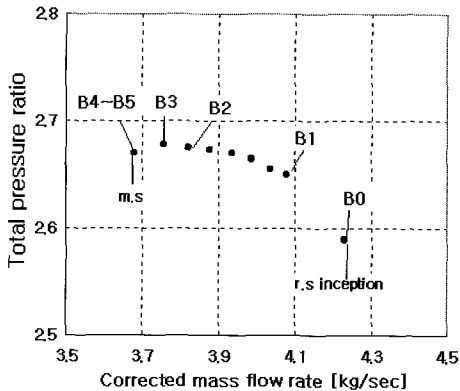


Fig. 9 Pressure ratio in low mass flow ($\theta_{IGV}=10^\circ$, design speed)

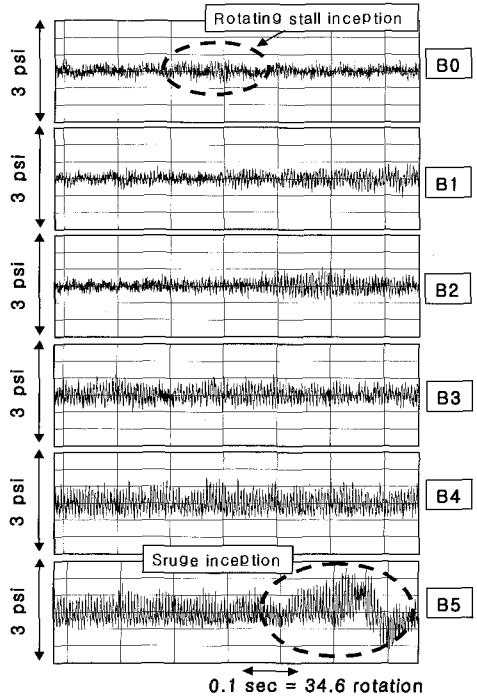


Fig. 10 Transient pressure traces ($\theta_{IGV}=10^\circ$, design speed)

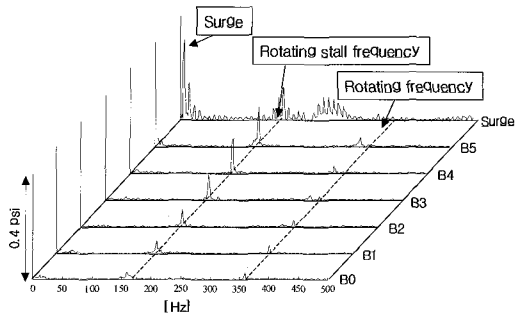


Fig. 11 FFT result ($\theta_{IGV}=10^\circ$, design speed)

의 예선회가 유량감소에 따른 음(-)의 입사각 증가를 억제하여 임펠러 블레이드의 흡입면에 발생한 선회실속의 발달을 억제하는 역할을 한다고 판단된다. 입구 안내의 설정각이 20°가 되면 Fig. 12와 같이 선회실속에서 서지까지의 유량범위가 급격히 감소하는 것을 볼 수 있으며 서지 발생 직전의 선회실속 최대 진폭은 $\theta_{IGV}=0^\circ$ 일 때의 최대진폭의 약 16%로 감소하였음을 볼 수 있다. Figs. 12와 13으로부터 알 수 있듯이 $\theta_{IGV}=20^\circ$ 의 경우도 $\theta_{IGV}=10^\circ$ 의 경우와 마찬가지로 양(+)의 예선회에 의해서 선회실속의 발달이 억제되지만 0°와 10°에 비해 작동영역이 저유량 쪽으로 이동하

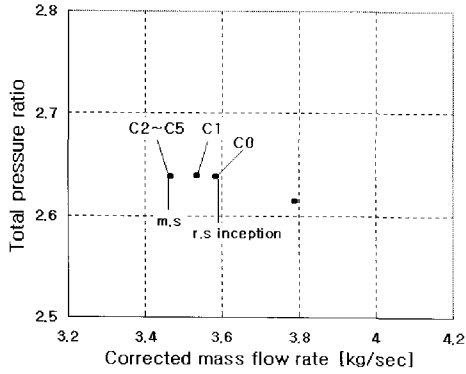


Fig. 12 Pressure ratio in low mass flow ($\theta_{IGV}=20^\circ$, design speed)

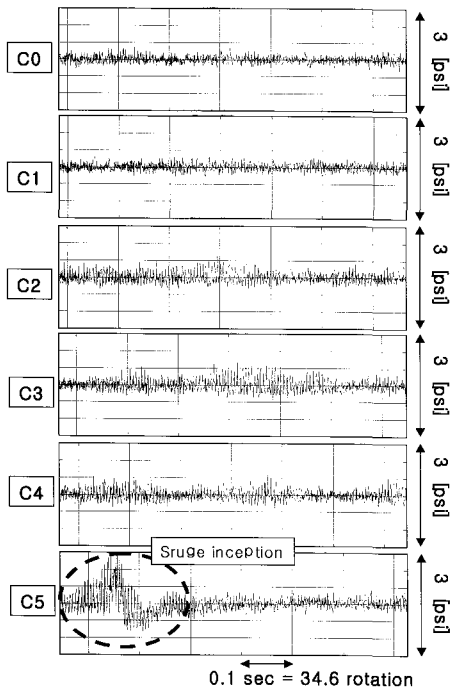


Fig. 13 Transient pressure traces ($\theta_{IGV}=20^\circ$, design speed)

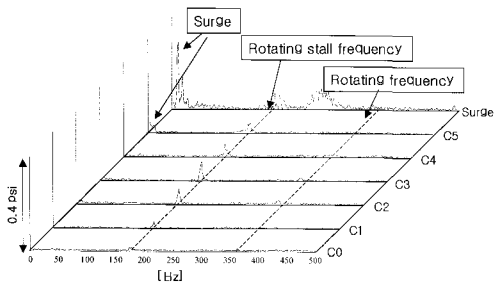


Fig. 14 FFT result ($\theta_{IGV}=20^\circ$, design speed)

므로 유량감소에 의한 (-) 입사각 증가에 의해 서지가 빨리 발생하였다. Fig. 15는 입구 안내의 설정각이 30° 일 때, 저유량 영역에서의 성능 특성곡선을 나타내고 있는데 선회실속이 발생한 직후에 압력비가 급격하게 감소하였다가 유량이 감소함에 따라 다시 서서히 증가하는 것을 볼 수 있다. 압력 신호분석 결과인 Fig. 16 과 Fig. 17을 보면, 작동점 D0과 D1에서는 $\theta_{IGV}=0^\circ$

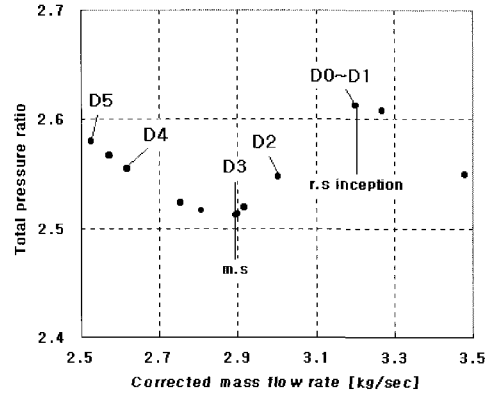


Fig. 15 Pressure ratio in low mass flow ($\theta_{IGV}=30^\circ$, design speed)

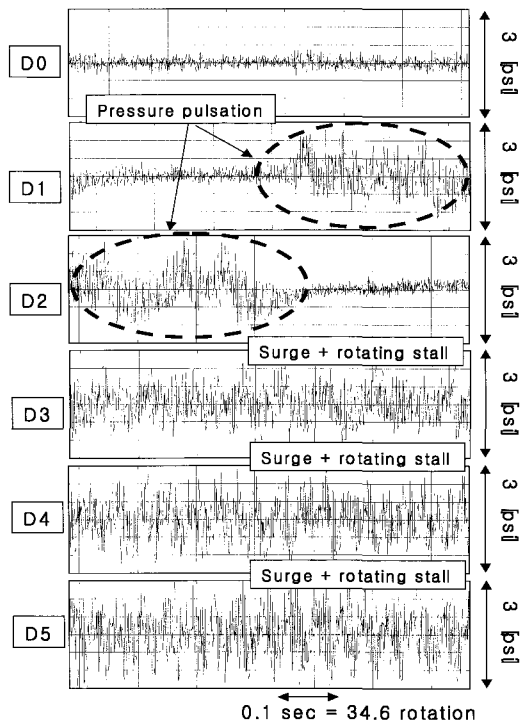


Fig. 16 Transient pressure traces ($\theta_{IGV}=30^\circ$, design speed)

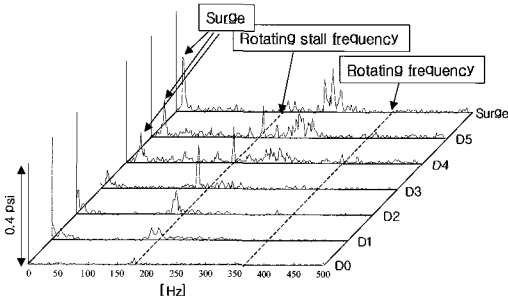


Fig. 17 FFT result ($\theta_{IGV}=30^\circ$, design speed)

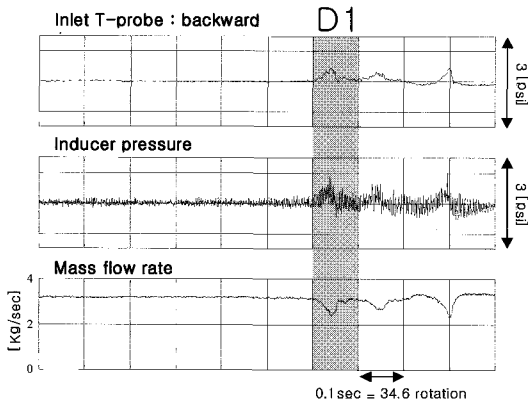


Fig. 18 Comparison of transient signals ($\theta_{IGV}=30^\circ$, design speed)

에서의 최대진폭의 약 6% 정도에 불과한 아주 미약한 크기의 선회실속이 발생한 직후에 간헐적인 압력요동이 발생하면서 압축비가 감소한 것을 볼 수 있다. 작동점 D3을 지나면서 압축비가 다시 증가하기 시작하는데 이때는 선회실속에 낮은 주파수의 약한 신호가 중첩되어 나타났다. 작동점 D1과 D2에서 나타난 간헐적인 압력요동의 발생원인을 분석하기 위하여 인듀서 입구에 설치한 T형 전압력 프루우브의 하류방향에서 측정된 압력과 열선 유속계에서 측정된 유량을 인듀서에서 측정된 압력과 비교하였다. 작동점 D1에서 인듀서에서 발생한 압력요동과 동시에 T형 전압력 프루우브의 하류 압력이 증가하고 유량이 감소하는 것을 볼 수 있으며 이것은 인듀서에서 역류가 발생하였다는 것을 나타낸다 (Fig. 18 참조). 이것은 예선회 각도가 커져서 발생한 순간적인 역류현상으로 생각되며 작동점 D3에서 D5 사이에 나타난 낮은 주파수의 신호는 압축기 입구영역에서 발생한 부분적인 역류에 의해 발생한 압력요동으로 판단된다. T자형 전압력 프루우브의 하류방향 센서에서 측정된 압력을 보면 D1에서 D3까지

의 영역에서 간헐적인 역류에 의한 압력요동이 나타나고 있으며 이것은 작동점 D3이후에 나타나는 약한 서지신호와 다른 파형을 나타내고 있다 (Fig. 19 참조). 이러한 현상은 양의 예선회에 따른 (+) 입사각 증가로 인해 임펠러 압력면에 실속영역이 발생하고 임펠러 유로내의 역압력 구배에 의해 실속 영역에서 역류가 발생하였다고 생각된다. 이러한 부분 역류에 의해 압축기 특성곡선에서 유량이 감소함에 따라 압축비가 떨어지는 영역 (D1~D3)이 나타났다 (Fig. 15 참조). 동일한 회전수에서 유량이 감소하면 입사각은 음(-)의 방향으로 커지므로 작동점 D3이후에서는 양의 예선회 영향이 감소하여 임펠러 입구에서 발생한 부분역류가 사라지고, 유량이 더 감소하면 음(-)의 입사각이 증가하여 약한 서지가 발생한다고 판단된다.

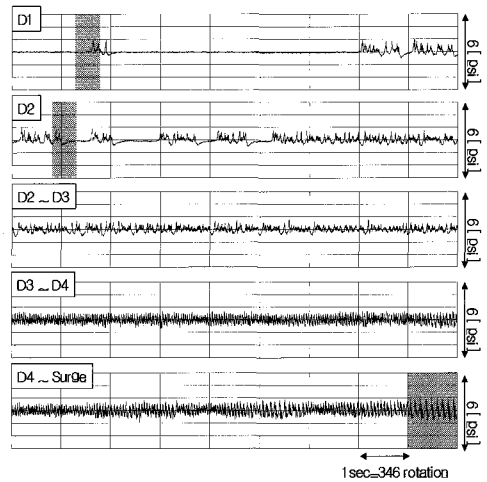


Fig. 19 Transient pressure traces of inlet T type total pressure probe : backward ($\theta_{IGV}=30^\circ$, design speed)

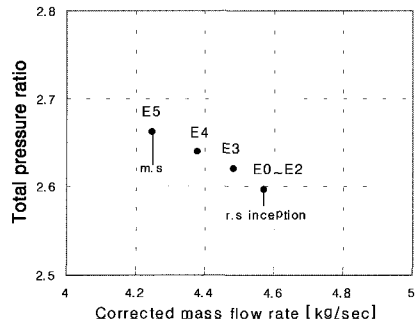


Fig. 20 Pressure ratio in low mass flow ($\theta_{IGV}=-10^\circ$, design speed)

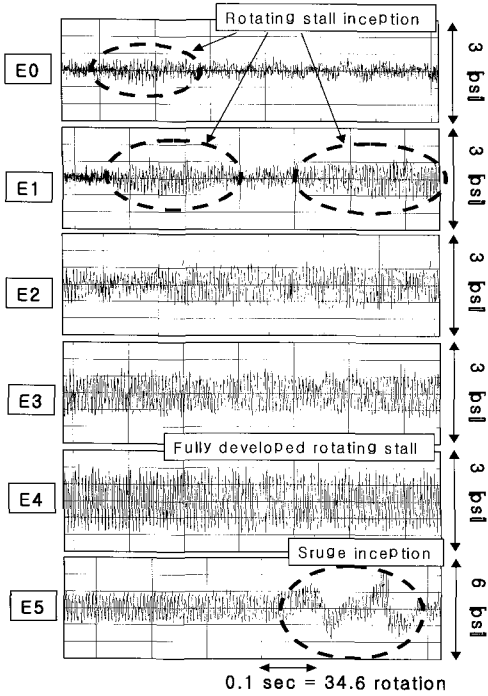


Fig. 21 Transient pressure traces ($\theta_{IGV}=-10^\circ$, design speed)

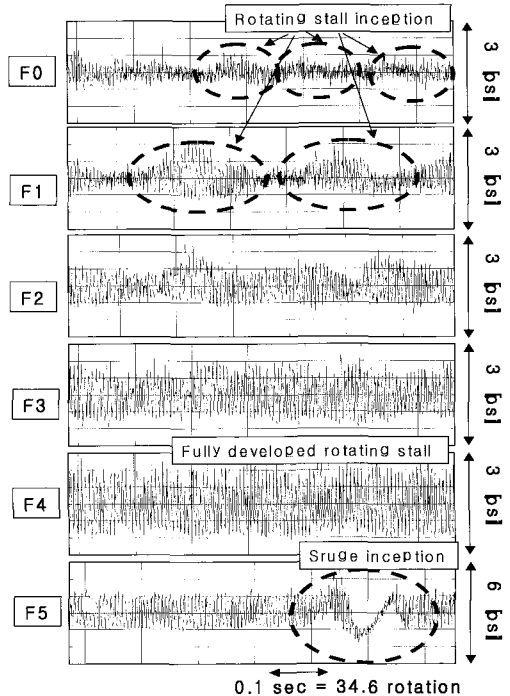


Fig. 24 Transient pressure traces ($\theta_{IGV}=-20^\circ$, design speed)

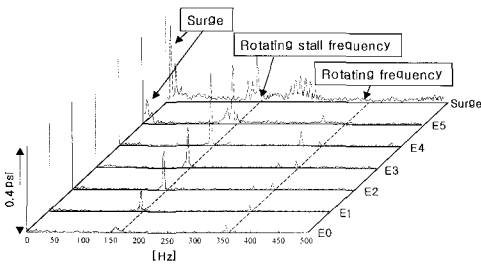


Fig. 22 FFT result ($\theta_{IGV}=-10^\circ$, design speed)

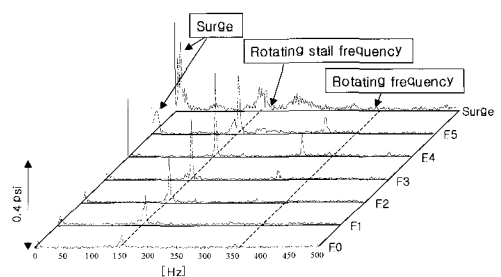


Fig. 25 FFT result ($\theta_{IGV}=-20^\circ$, design speed)

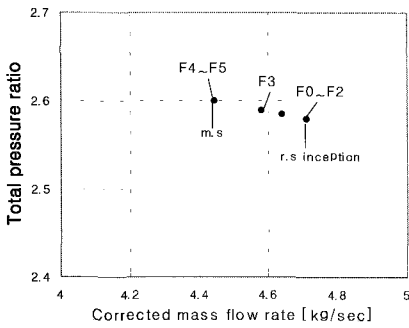


Fig. 23 Pressure ratio in low mass flow ($\theta_{IGV}=-20^\circ$, design speed)

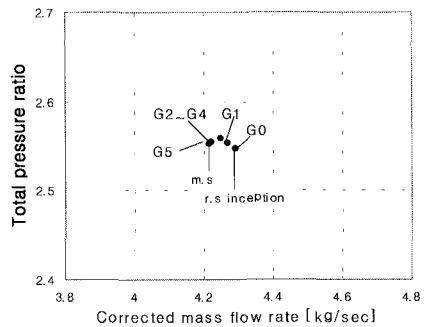


Fig. 26 Pressure ratio in low mass flow ($\theta_{IGV}=-30^\circ$, design speed)

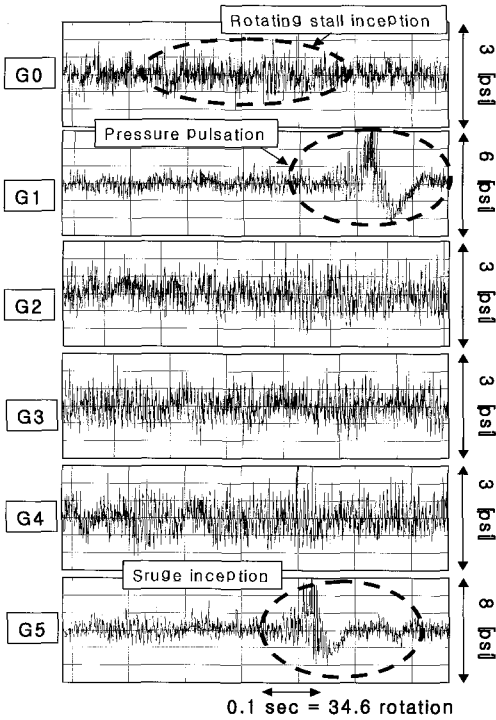


Fig. 27 Transient pressure traces ($\theta IGV = -30^\circ$, design speed)

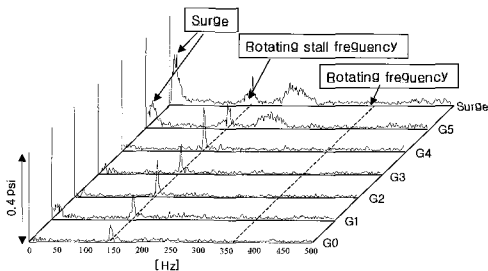


Fig. 28 FFT result ($\theta IGV = -30^\circ$, design speed)

Figs. 20~22는 $\theta IGV = -10^\circ$ 인 조건에서 불안정성 발생과정을 분석한 결과이다. 이 경우에는 선회실속이 발생하여 서지에 이르는 구간이 $\theta IGV = 0^\circ$ 와 거의 유사한 것을 볼 수 있다. 또한 선회실속의 발달과정도 초기에 간헐적인 선회실속 신호가 나타나고 완전히 발달할 때까지 점진적으로 진폭이 증가하는 특징을 나타내는데 이러한 과정도 $\theta IGV = 0^\circ$ 의 경우와 거의 유사한 경향을 나타내고 있다.

입구 안내익 설정각이 -20° 인 경우에는 Fig. 23과 같이 선회실속에서 서지까지의 유량 영역이 $\theta IGV = -10^\circ$ 에 비해서 줄어든 것을 볼 수 있고 압력비 상승곡

선의 기울기가 감소한 것을 볼 수 있다. 또한 선회실속에서 서지에 이르는 과정은 $\theta IGV = 0^\circ$ 와 $\theta IGV = -10^\circ$ 의 경우와 마찬가지로 선회실속이 발생하여 유량이 감소함에 따라 진폭이 서서히 증가하여 서지 직전까지 완전히 발달하였다. 따라서 $\theta IGV = 0^\circ$ 에서 $\theta IGV = -20^\circ$ 까지는 선회실속이 완전히 발달한 다음에 서지가 발생하였으므로 예선회에 의한 유동 불안정 현상보다는 유량 감소로 인한 선회실속이 서지발생의 직접적인 원인이라고 생각된다.

입구 안내익 설정각이 -30° 인 경우에는 Fig. 26에서 알 수 있듯이 선회실속 발생에서 서지가 발생할 때까지 구간이 매우 짧은 것을 볼 수 있다. Fig. 27과 Fig. 28에 나타난 작동점 G1에서의 압력 신호를 보면 선회실속 발생 직후에 서지와 유사한 압력 요동이 나타난 것을 볼 수 있는데 이 압력 요동은 주기적으로 나타나지 않고 간헐적으로 나타난 후 작동점 G5에서 서지가 발생할 때까지 나타나지 않았다. 이것은 예선회가 음(-)의 방향으로 유동이 매우 불안정한 상태로 순간적인 유동의 역류가 발생하였음을 나타낸다. 선회실속 신호의 진폭은 서지 발생 직전까지 점진적으로 증가하는 경향을 보이고 있으며 최대진폭의 크기가 $\theta IGV = -20^\circ$ 의 경우에 비해 약 35% 정도인 시점에서 서지가 발생되었다. 즉, 선회실속이 완전히 발달하기 전에 서지가 발생하였는데 이는 예선회 각도 증가에 따른 음(-)의 입사각 증가가 서지를 야기 시켰음을 의미한다. 또한 선회실속 신호가 간헐적인 불규칙한 압력 요동과 중첩되어 나타나고 있는데 (G1), 이것은 음(-)의 입사각 증가에 의한 임펠러 날개 흡입면에서의 유동박리에 의한 것으로 추정된다.

4. 결론

본 연구의 결과, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다. 양(+)의 예선회의 경우에는 각도가 증가함에 따라 선회실속 발생에서 서지 발생에 이르는 작동영역이 급격히 감소하였으며 양(+)의 예선회에 의해서 음(-)의 입사각 증가가 억제되어 선회실속의 발달이 억제되고 선회실속 신호의 최대 진폭이 감소하였다. $\theta IGV = 30^\circ$ 에서는 양(+)의 예선회에 의해 임펠러 압력면에 발생한 실속에 의해 부분역류가 발생하여 압축기 특성곡선의 기울기가 양(+)으로 바뀌었으나 서지는 유량감소에 의한 음(-)의 입사각 증가에 의해 발행하였다. 따라서 양(+)의 예선회의 경우에는 예선회보다는 유량감소에

의한 음(-)의 입사각 증가로 발생한 선회실속이 서지 발생의 주요한 원인으로 생각된다.

음(-)의 예선회의 경우, $\theta_{IGV}=-20^\circ$ 까지는 선회실속이 충분히 발달한 다음 서지가 발생하였지만 $\theta_{IGV}=-30^\circ$ 의 경우에는 선회실속이 완전히 발달하기 전에 서지가 발생하였다. 따라서 $\theta_{IGV}=-20^\circ$ 까지는 예선회가 서지 발생에 미치는 영향이 작고 $\theta_{IGV}=-30^\circ$ 이상에서는 음(-)의 예선회에 의한 음(-)의 입사각 증가가 서지 발생의 주요 원인인 것으로 판단된다.

참고문헌

- (1) Rodgers, C., 1990, "Centrifugal Compressor Inlet Guide Vanes for Increased Surge Margin", ASME-Paper No. 90-GT-158
- (2) Harada, H., 1996, "Study of A Surge-Free Centrifugal Compressor with Automatically Variable Inlet and Diffuser Vanes", ASME-Paper No. 96-GT-153
- (3) Simon, H., Wallmann, T., Monk, T., 1987, "Improvements in Performance Characteristics of Single-Stage and Multistage Centrifugal Compressors by Simultaneous Adjustments of Inlet Guide Vanes and Diffuser Vanes", Journal of Turbomachinery Vol. 109
- (4) Ishino, M., Iwakiri, Y., Bessho, A., 1999, "Effects of Variable Inlet Guide Vanes", ASME-Paper No. 99-GT-157
- (5) 신유환, 김광호, 1998, "선회실속하의 원심 임펠러 출구 유동 특성", 유체기계저널, 제 2권 제 2호, pp. 5~12
- (6) 강정식, 강신형, 2001, "원심압축기 스톨 발달에 관한 실험적 연구(1) -스톨 발달 과정", 대한기계학회논문집, 제 25권 10호, pp. 1436~1444
- (7) 차봉준, 임병준, 양수석, 2002, "가변 디퓨저를 장착한 원심 압축기 불안정성 연구", 대한기계학회 논문집 제 26권 제 8호, pp. 1123~1131
- (8) 차봉준, 박종호, "입구 안내익 영향으로 인한 원심 압축기 성능특성 시험연구", 유체기계저널, 제 5권 제 3호, pp. 46 ~53
- (9) Fringne, R. Van Den Braembussche, 1984, "Distinction Between Different Types of Impeller and Diffuser Rotating Stall in a Centrifugal Compressor With Vaneless Diffuser", Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol. 106
- (10) N. A., Cumpsty, 1989, Compressor aerodynamic, Longman Scientific & Technical