

# Blade Loading에 의한 팁와류의 특성

윤 용 상\* · 송 성 진\*\*

## Characteristics of Tip Vortex by Blade Loading

Yong Sang Yoon\*, Seung Jin Song\*\*

**Key Words** : Axial compressor(축류 압축기), Tip vortex(팁 와류), Blade loading(블레이드 부하), Stagger angle(엇길 각), Stall inception(실속발단)

### ABSTRACT

The characteristics of tip vortex within a blade tip region were examined experimentally in various flow coefficients by the way of changing tip clearance and blade stagger angle in an axial Low Speed Research Compressor(LSRC). The objective was to identify the unsteady pressure distribution in the blade passage by ensemble average technique acquired from high-frequency response pressure transducers and the tip vortex by root mean square value(RMS value). Data were reduced statistically using phase-lock technique for detailed pressure distributions.

### 1. 서론

팁간극은 3D 형태의 누설 유동을 만들어 유체기계의 성능에 많은 영향을 미친다. 팁간극을 통해 생성된 팁와류(tip vortex)는 압축기 케이싱에서 끝벽 막힘(endwall blockage)를 형성하여 유동의 흐름을 방해하고, 압축기의 성능을 저하시키고, 스톨에도 영향을 미친다. 현대 스톨 발단에 관한 연구들 중 그 원인을 팁와류에서 찾는 논문들이 많이 발표되고 있다. Mailach는 LDA를 이용하여 블레이드의 팁와류에 의한 끝벽 막힘(endwall blockage)과 팁 부근에서 생기는 역류 현상을 확인하였고 팁와류의 주기적 특성으로 불안정성이 생긴다고 하였고<sup>(1)</sup>, Hoying은 흐름계수가 작아지면서 팁와류는 다음 블레이드의 선단(leading edge)을 향하는 형상을 갖고 보다 스톨에 가까워지면 팁와류는 상류쪽으로 진출하여 회전스톨발단(rotating stall inception)의 원인으로 보았다<sup>(2)</sup>. Furukawa 역시 수치

해석을 통해서 압축기 동익의 공력에 미치는 팁와류의 영향을 해석하였다<sup>(3)</sup>. 그는 흐름계수가 작아지면서 압력비가 최고로 되기 전에는 팁와류는 큰 변화를 가지고 있지 않고 압력비가 최고가 된 이후의 흐름계수에서만 팁와류에서 버블 형식의 breakdown이 형성된다고 하였다. Goto는 열선(hot-wire anemometry)을 이용하여 팁와류가 정익에 미치는 영향을 실험하였고<sup>(4)</sup>, Storer는 팁을 통과하는 유동이 만드는 손실에 관한 모델을 제시하였다<sup>(5)</sup>.

본 연구의 목적은 실험적 방법으로 두가지의 팁간극과 두 종류의 블레이드의 형상각에 대한 팁와류의 특성을 알아보는 것이다.

### 2. 실험방법

#### 2.1. 실험장치

본 연구는 General Electric Aircraft Engines의 저속 축류 압축기(LSRC)를 통해 이루어졌다.

\* 서울대, 기계항공공학부 대학원

\*\* 서울대, 기계항공공학부

E-mail : perfect1@snu.ac.kr

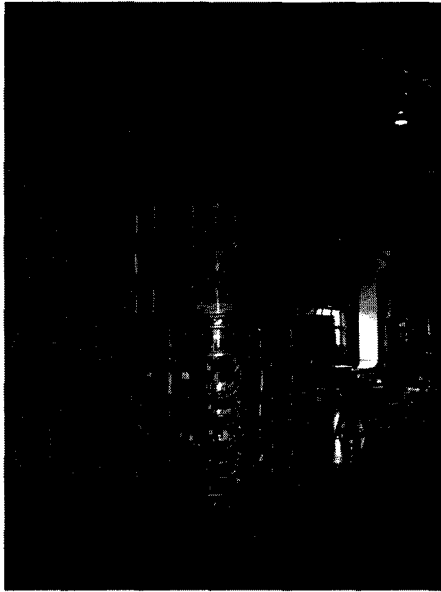


Fig. 1 Low Speed Research Compressor(LSRC) in General Electric Aircraft Engines

GE의 저속 축류 압축기는 실제 가스터빈 엔진의 압축기를 모델로 마하 수와 레이놀즈 수의 공력 상사를 통해 제작되었다(Fig. 1). 40년 이상의 고압 압축기 시스템의 연구로 본 실험장치는 레이놀즈 수에 의존하는 비압축성 연구의 신뢰성을 확보하였다<sup>(6)</sup>.

저속 축류 압축기는 4단으로 구성되어 있고 케이싱의 지름은 1.524 m이다.

## 2.2. 측정장비

### 2.2.1. 정상(steady state) 측정 장비

압축기 입구에서 유입되는 유체의 열역학적 성질을 계산하기 위해서 압축기 입구의 스크린에 9개의 온도 센서가 설치되어 있다. 유량은 압축기의 ogive를 지나 는 유체의 유량을 측정한다. Ogive를 지나기 전의 압력과 ogive를 지나면서 수축되는 유체 압력의 차이로 유량을 측정하게 된다. 동익에 작용하는 토크는 모터 앞에 설치되어 있는 토크미터를 이용하여 측정한다. 각 단에는 원주방향으로 8개의 압력탭이 설치되어 있어서 각 단에서의 정압력을 측정한다. 이때의 압력은 오차 +/- 0.01%의 0.068 bar (1 psi)와 0.136 bar (2 psi)의 고성능 압력센서를 이용하여 측정된다. 이렇게 측정된 온도 및 압력값으로 압축기의 효율 및 압력비를

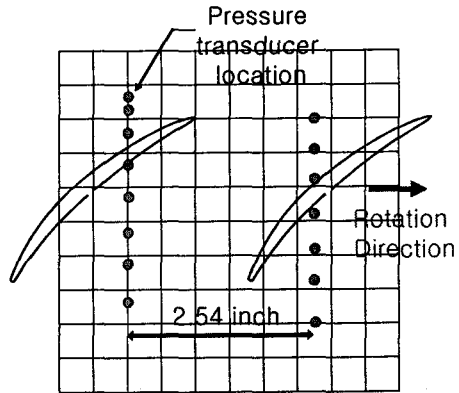


Fig. 3 Pressure transducer locations on the casing wall at stage 3

측정하게 된다.

### 2.2.2. 비정상(unsteady state) 측정 장비

15개의 70 kHz의 높은 주파수 응답(high frequency response)을 갖는 Endevco model 8510B-2의 압력센서를 3번째 단의 동익 부분 케이싱에 설치하였다. Fig. 3은 이 압력센서의 위치를 나타낸다. 압력센서를 서로 엇갈리게 설치하고 여기서 fig. 3에서의 오른쪽에 위치한 압력센서에서 측정된 데이터 중 블레이드가 처음 2.54 inch를 움직이며 측정된 데이터를 버리고 난 후, 왼쪽의 압력센서에서 측정된 데이터와 정렬시키면 같은 위상에서의 데이터를 얻을 수 있다. 이렇게 함으로써 측방향으로의 세밀한 압력 데이터를 얻었다.

압력센서로부터 나오는 아날로그 신호는 Yokogawa DL716 A/D converter에 의해 디지털 신호로 변환된다. DL716는 모두 16개의 채널을 가지고 있으면 본 실험에서는 15개의 채널에서 각각 100 kHz 샘플링 속도로 256번의 반복측정을 하게 된다. 이때 케이싱에 설치된 encoder로부터 매 회전 마다 펄스가 발생하고 이 펄스를 트리거신호로 이용하여 DL716에서 측정되는 시작점을 일치시키게 된다.

## 2.3 데이터 처리

### 2.3.1 비정상 압력 측정

15개의 High frequency response pressure transducer로부터 측정되는 비정상 압력 데이터는 원주 방향으로 서로 다른 두 위치에서 측정되므로 2.2.2 절에서와 같이 동기화가 필요하다. 이렇게 동기화가

된 각 센서에서의 압력 신호는 양상불 평균을 이용한 실효값(root mean square)을 통해 팁와류를 찾을 수 있다.

양상불 평균은 식 (1)과 같이 표현된다.

$$\tilde{p}(t) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N p_i(t) \quad (1)$$

여기서  $N$ 은 반복 측정하는 횟수이다. 본 실험에서는 256번( $N=256$ ) 반복하여 압력센서로부터 데이터를 받았다. 또한 256번의 측정 각각은 모두 동일이 1.47 rev 회전하는데 걸리는 시간인 0.1 초 동안에 10,000개의 데이터를 받아들여 각 폐세기(passage) 당 126개의 데이터를 구성하도록 하였다.

각 시간대에서의 양상불 평균값을 구하고 이 값을 측정된 raw data에서 빼면 식 (2)에서 처럼 raw data에서의 섭동 압력을 구할 수 있다.

$$p'_i(t) = p_i(t) - \tilde{p}(t) \quad (2)$$

따라서, 실효값(root mean square value) 압력은

$$p_{RMS}(t)' = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \sqrt{p'_i(t)^2} \quad (3)$$

이와 같이 표현된다.

## 2.4 실험 대상

본 실험은 3가지의 다른 블레이드에 대해 수행되었다. 팁 간극이 큰 블레이드(only huge clearance)와 이 블레이드의 엇갈림각(stagger angle)을 5° 크게 한 경우(huge clearance and 5°), 그리고 엇갈림각을 5° 크게 한 채 팁간극을 작게 한 경우(nominal clearance and 5° open)이다. 여기서 팁간극은 huge clearance인 경우 블레이드 코드(chord) 길이의 5.48%이며

Table 1 Test configuration

	Stagger angle	Tip clearance
Configuration A	Design	Huge
Configuration B	5° bigger	Huge
Configuration C	5° bigger	Nominal

nominal clearance는 1.73%이다. 실험 대상 블레이드를 table 1에 정리하였다.

비정상 상태의 실험은 3가지의 다른 유량에 대해 수행되었다. 흐름계수가 약 0.6 정도(low loading), 각각의 설계점에서의 흐름계수, (약 0.55, desing point), 그리고 스톨에 들어가기 직전의 흐름계수에 대해 (약 0.45~0.46, high loading)에 대해 수행하였다.

## 3. 실험결과

Fig. 4는 압축기의 특성곡선을 보여준다. x축은 식 (4)의 흐름계수를 나타내고 y축은 식 (5)의 압력계수를 나타낸다.

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\rho A U_1} \quad (4)$$

$$\psi = \frac{C_p T_1}{\frac{1}{2} U_1^2} \left[ \left( \frac{4P}{P_1} + 1 \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (5)$$

Fig. 4에서 볼 수 있듯이 팁 간극이 커질수록, 엇갈림각이 커질수록 블레이드에 작용하는 부하는 커지게 되고 이는 스톨에 보다 일찍 들어가게 하여 압축기의 작동영역을 감소시킨다.

Fig. 5, 6은 configuration A에서 실험한 데이터를 나타내고 fig. 7, 8은 configuration B에서 얻은 데이터이며 fig. 9, 10은 configuration C에서 측정된 데이터이다. 또한 Fig. 5, 7, 9는 양상불 평균처리된 정압력을 나타내고 fig. 6, 8, 10은 압력 실효값(root mean square value) 데이터를 나타낸다. 각 그래프는 압축기

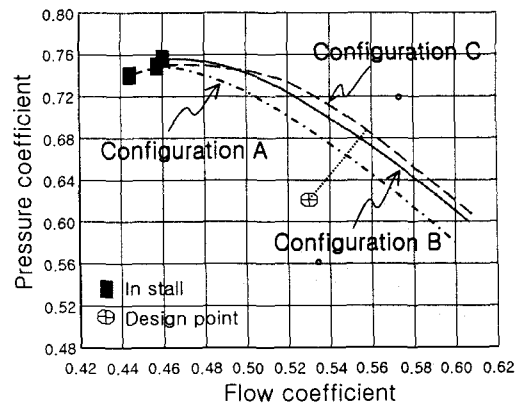
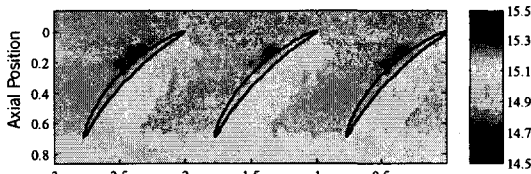


Fig. 4 Compressor characteristic of each configuration



(a) Low Loading, static pressure

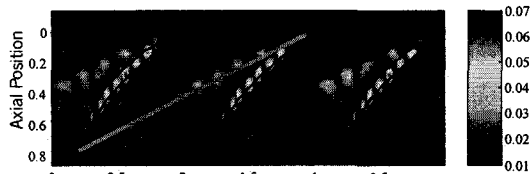


(b) Design Point, static pressure

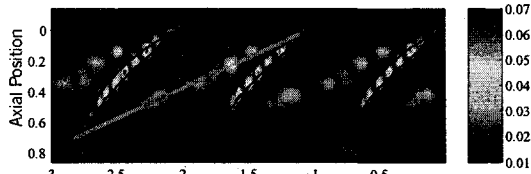


(c) High Loading, static pressure

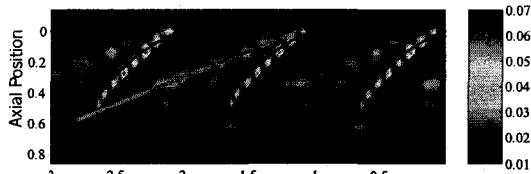
Fig. 5 Pressure data at rotor 3 with only huge clearance



(a) Low Loading, RMS

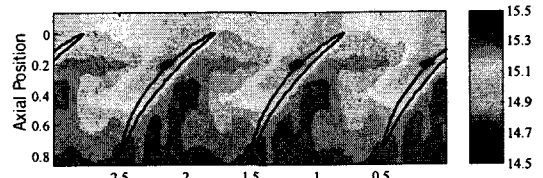


(b) Design Point, RMS

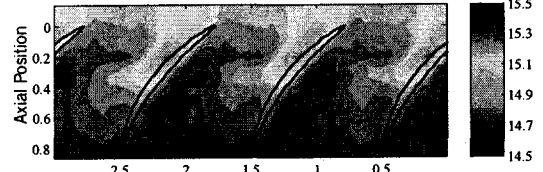


(c) High Loading, RMS

Fig. 6 Pressure RMS value in only huge clearance



(a) Low Loading, static pressure



(b) Design Point, static pressure

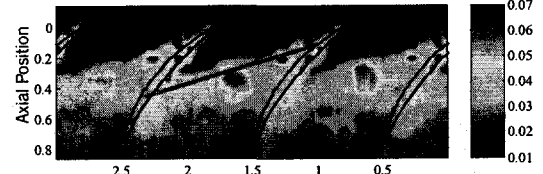


(c) High Loading, static pressure

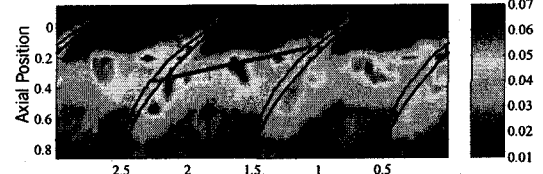
Fig. 7 Pressure data at 5 degree opened rotor 3 with huge clearance



(a) Low Loading, RMS



(b) Design Point, RMS



(c) High Loading, RMS

Fig. 8 Pressure RMS value at 5 degree opened rotor 3 with huge clearance

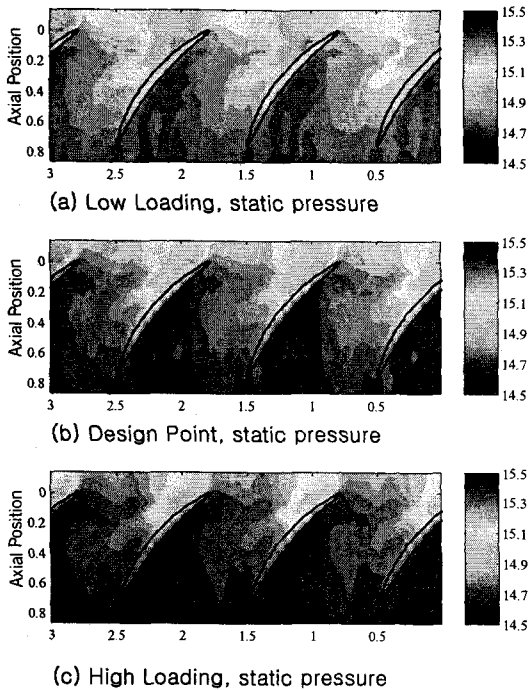


Fig. 9 Pressure data at 5 degree opened rotor 3 with nominal clearance

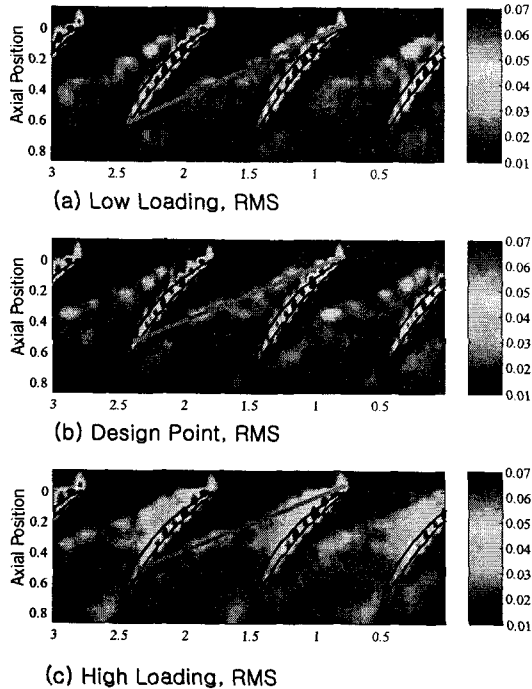


Fig. 10 Pressure RMS value at 5 degree opened rotor 3 with nominal clearance

하류의 스톱(throttle)을 조절하여 점차 스톱에 가깝게 가면서 low loading(a), design point(b), 그리고 high loading(c) 일 때 정압력 및 실효값을 보여주고 있다. 여기서 블레이드 부분에 실효값이 높은 값을 갖으며 작은 원형으로 표시되는 부분들은 압력센서가 연속적으로 설치되지 못하였기 때문에 생기는 효과이다.

그래프 모두 x축은 한 페세지가 이동하는데 걸리는 시간으로 무차원화된 시간이고, y축은 압축기의 축방향을 뜻한다.

Fig. 5, 7, 9의 압력 분포를 보면 스톱 쪽으로 가면서 블레이드에 걸리는 부하가 커지면서 블레이드의 가압면 아래쪽으로 압력이 상승되는 것을 볼 수 있다. 또한 흡입면에서의 최소 압력이 존재하는 위치는 huge clearance에서는 블레이드 선단(leading edge)에서 하류 쪽으로 25% 근처에 위치하지만 nominal clearance에서 블레이드의 선단(leading edge) 근처에 존재한다.

Fig. 6, 8, 10의 압력 실효값(RMS value)를 보면 스톱(throttle)이 닫히면서 스톱에 가깝게 갈 때 팁와류(tip vortex)의 강도는 점점 커지는 것을 알 수 있다. 팁 간극이 커지고 블레이드의 엇갈림각이 커지면서 블레이드에 걸리는 부하는 커지는데 이 영향으로 팁와류의 강도 역시 커진다.

그리고 블레이드의 선단(leading edge) 근처에서 시작하여 발생하는 팁와류의 경로를 보면 다음 블레이드를 향하고 있다. 이때 스톱에 가까워질수록 그 경로는 다음 블레이드의 상류 쪽으로 올라간다. 특히 이와 같은 경우는 configuration B에서 보다 뚜렷이 볼 수 있다. 이는 유량이 줄어들고 하류 압력이 커지기 때문에 팁와류의 경로의 기울기는 작아진다고 할 수 있다.

팁와류의 강도는 케이싱에서의 endwall blockage와 밀접한 관계를 가지고 있다. 강도가 커질수록 endwall blockage 역시 커지기 때문에 페세지(passage)를 통과하는 주 흐름은 팁근처에서 endwall blockage의 방해를 받게 된다. 특히 configuration B (fig. 8)의 경우는 강한 팁와류를 보이고 있고 스톱에 들어가기 직전에는 팁와류가 다음 블레이드의 블레이드 선단까지 영향을 미치는 것을 확인하였다.

#### 4. 결론

본 연구는 블레이드의 부하를 변화시키기 위해 팁 간극과 블레이드의 엇갈림각(stagger angle)을 바꾸면

서 실험을 하여 블레이드의 부하에 따른 팁와류의 특성을 확인하였다.

결과를 요약해 보면 다음과 같다.

- 1) 블레이드에 걸리는 부하는 팁간극이 커질수록, 엇갈림각이 커질수록 증가한다.
- 2) 블레이드 부하(blade loading)가 커질수록 팁와류(tip vortex)의 강도는 커진다.
- 3) 블레이드 부하가 커질수록 팁와류의 경로는 다음 블레이드의 선단(leading edge) 쪽으로 올라간다.

### 참고문헌

- (1) Mailach R., Lehmann L, Vogeler K., 2000, "Rotating Instabilities in an Axial Compressor Originating from the Fluctuating Blade Tip Vortex", 2000-GT-506.
- (2) Hoying D. A., Tan C. S., Vo Huu Duc, Greitzer E. M., 1999, "Role of Blade Passage Flow Structures in Axial Compressor Rotating Stall Inception", Journal of Turbomachinery, Vol. 121,

No. 4, pp. 735~742.

- (3) Furukawa M. Inoue M. Saiki K., Yamada K., 1999, "The Role of Tip Leakage Vortex Breakdown in Compressor Rotor Aerodynamics", Journal of Turbomachinery, Vol. 121, No. 3, pp. 469~480.
- (4) Goto A., "Three-Dimensional Flow and Mixing in an Axial Flow Compressor With Different Rotor Tip Clearances", Journal of Turbomachinery, Vol. 114, No. 3, pp. 675~685.
- (5) Storer J. A., Cumpsty N. A., 1994, "An Approximate Analysis and Prediction Method for Tip Clearance Loss in Axial Compressors", Journal of Turbomachinery, Vol. 116, No. 4, pp. 648~656.
- (6) Wisler D. C., Shin H.-W. and Beacher B. F., 2002, "Effects of Loading and Clearance Variation on Tip Vortex and Endwall Blockage", ISROMAC-9, FD-ABS-004.