

비정상 압력측정을 통한 축류팬 유동특성에 관한 연구

강창식* · 신유환* · 김광호* · 이두열*

A Study on the Flow Characteristics of an Axial Flow Fan by Unsteady Pressure Measurement

Chang-Sik Kang*, You-Hwan Shin*, Kwang-Ho Kim**, Du-Yeol Lee*

Key Words: Axial Flow Fan (축류팬), Rotating Stall (선회실속), Leakage Flow (누설유동), Reverse Flow (역류), Double Phase-Locked Averaging Technique (이중위상평균기법), Bubbled Region (버블영역)

ABSTRACT

This paper presents an experimental study on the unsteady flow phenomena such as leakage flow and rotating stall which have influences on the performance and stability of an axial flow fan. For this study, unsteady pressure were measured using high frequency pressure transducers mounted on the casing wall of rotor passage and analyzed by Double Phase-Locked Averaging Technique. As the flow rate was reduced to near stall point, the pressure difference between the pressure and the suction side of the blade was increased especially near the leading edge and the lowest pressure zone of suction side was gradually developed. From the result of unsteady pressure field on the casing wall, one period of rotating stall was divided into three zones and the flow characteristics on each zone were described in detail.

1. 서 론

터보기계에서 누설와류나 다양한 와류 성분들 간의 비정상적인 상호간섭은 선회실속을 일으키는데 중요한 역할을 한다⁽¹⁾. 일반적으로 주기적인 특성을 가지며 큰 진폭의 압력변동을 동반하는 선회실속이나 역류현상과 같이 비 주기적인 특성을 갖는 광대역 압력 요동(Broad-Band Pressure Fluctuation)⁽²⁾은 터보기계의 성능저하와 소음, 진동, 블레이드의 피로와 같은 안정성에 악영향을 주므로 이러한 현상에 대한 메커니즘을 정확하게 이해하는 것은 그것의 회피와 억제 측면에서 매우 중요한 일이라 하겠다.

Lakshminarayana 등⁽³⁾은 저속의 축류압축기에 대해 후류 및 누설 유동에 의한 유동장과 난류유동의 변화를 측정하였고, Hongwei 등⁽¹⁾은 축류압축기에서 LDV를 이용해 누설와류와 다양한 와류 성분들간의 비정상적인 상호간섭에 대해서 연구하였다. 하지만 이러한 연구의 상당부분이 안정운전영역에 국한 되어있고, 비정상상태에서의 연구는 대부분 선회실속 관점에서 연구되었기 때문에 선회실속하의 블레이드 통로 유동에 대한 정확한 자료를 제공하지 못한다⁽⁴⁾.

선회실속하의 블레이드 통로에서의 유동특성에 대한 연구는 Larguier⁽⁵⁾가 터보기계의 비정상 유동에 대한 해석 방법을 소개하면서, 축류압축기 케이싱 벽면에서 측정된 순간의 압력을 통하여 선회실속셀 안의 블레이드 통로에서 발생하는 유동 메커니즘에 대해서 제안하였

* KIST열·유동제어연구센터
E-mail: khkim@kist.re.kr

고, 신유환 등⁽⁴⁾은 이중위상평균기법 등을 이용하여 선 회실속하의 원심압축기 임펠러 블레이드 통로에서 발생하는 유동에 대해서 분석하였다.

선회실속과 같은 비정상적인 현상을 정확하게 이해 하기 위해서는 안정운전영역의 누설와류나 다양한 와 류들간의 상호간섭과 더불어 선회실속하의 블레이드 통로에서 발생하는 유동 특성을 동시에 이해하려는 노 력이 필요하다.

본 연구는 축류팬에서 일어나는 비정상적인 유동 현상에 대한 고찰을 수행하였다 이를 위하여 동익 통 로 케이싱 벽면에서 고주파수 압력 센서를 이용하여 압력을 측정하였으며, 측정된 신호를 스펙트럼 분석과 이중평균위상기법 등을 이용하여 해석함으로써 선회실 속하의 유동 메커니즘에 대해서 제시하였다.

2. 실험장치 및 측정 시스템

2.1 축류팬 실험장치

실험에 사용된 축류팬은 설치각을 임의로 조정할 수 있는 조정 피치용 축류팬으로 본 연구에서의 모든 실험은 설계시의 설치각 22°에서 수행되었다. 케이싱 의 내경은 710mm, 허브비는 0.5, 회전익의 단면은 자유 와류형, 다항식으로 이루어진 프로파일을 가지며 허브 면의 코드는 138mm, 팁에서는 107mm이다. 회전익의 날 개 수는 10개이고, 간극은 블레이드 중앙을 기준으로 평균 1.5mm이다. 고정익은 설치하지 않았고, 구동용 전 동기는 3상 220V, 11kW이며 회전수는 1750rpm이다.

2.2 측정시스템 및 방법

축류팬 케이싱 벽면에서의 비정상 압력 측정 시스템은 고주파수용 압력센서 (Kulite, XCS-062), 앰프 (Instruments Division, 2260), 저주파 통과 필터 (Krohn-Hite, 3384), A/D Board (Data Translation, DT3003-PGL), 신호분 석기 (Analogic, D6500E) 등으로 이루어진다. Fig. 1에 나타낸 것처럼 고주파수용 압력센서를 동익 통로에서 측 방방향으로 케이싱 벽면에 설치하였다. 여기서 각 측정 점간의 거리는 11mm로 동일하다. p1의 위치는 블레이드 전연 (leading edge)으로 부터 38.5mm, 벨 마우스 (Bell mouth)로부터 310mm이고, p13은 후연 (trailing edge)으 로부터 49.5mm에 위치한다. 측정된 신호는 앰프, 저주 파 통과 필터를 걸쳐 A/D Board 및 신호분석기를 통

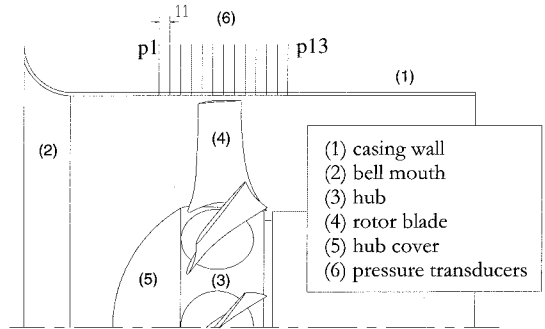


Fig. 1 A Schematic view of measuring position

해서 PC로 저장되게 된다. 블레이드 통과 신호와 축 회전 신호는 광센서를 사용하여 얻어졌고, 각 측정신 호에서 선회실속에 대한 위상을 조정하기 위한 기준신 호는 측정위치 p1에서 로터 회전 반대 방향으로 60° 만 큼 떨어진 벽면에 설치하여 위상평균을 하는 데 사용 되었다.

측정된 데이터의 처리를 위해 이중위상평균기법 (Double Phase-Locked Averaging Technique)에는 신 유환⁽⁶⁾, 단일평균위상기법의 경우에는 Kuromaru⁽⁷⁾의 방법을 각각 사용하였다. 본 연구에서는 블레이드 통 과 주파수를 고려하여, 0.083msec(12KHz)로 샘플링 하 였다. 이것은 블레이드 한 피치 구간에 40개의 측정점에 해당한다. 기준신호는 실험에 사용된 팬의 선회실속 속 도가 16Hz 정도의 저주파 성분인 것을 고려해 필터를 사용하여 100Hz 이상의 성분은 제거하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 축류팬 특성곡선

본 연구에 사용된 실험용 팬의 특성곡선을 Fig. 2의 (a)에 나타내었다. 여기서 유량계수 (ϕ)와 압력계수 (ψ) 는 식(1)과 (2)에 의해서 정의된다.

$$\phi = \frac{V_x}{U} \quad (1)$$

$$\psi = \frac{\Delta P_t}{\frac{1}{2} \rho_{air} U^2} \quad (2)$$

위의 식에서 V_x 는 측방향 속도성분을, U 는 동익팁 에서의 원주속도를 나타낸 것이며, ΔP_t 는 로터 입·출

구의 전압력차이다. Fig. 2의 (b)는 유량변화에 따른 2차원 속도분포를 나타낸 것으로, 동익 후방 p13위치에서 3공 프로우브를 동익의 스펠방향으로 이송하며 측정된 결과를 유동면적에 대한 평균값으로 환산하였다. 그림에서 V_x 와 V_t 는 축방향 속도성분과 접선방향 속도성분을 각각 나타내고, $V = \sqrt{V_x^2 + V_t^2}$ 으로 정의된다. Fig. 2의 (c)는 동일위치 p13의 케이싱 벽면에서 고주파수 압력센서로부터 측정된 정압력 변동의 RMS 값을 나타낸 것이며, 그 정의는 식 (3)과 같다.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (P_i - P_{mean})^2} \quad (3)$$

$$\text{where } P_{mean} = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N P_i}$$

여기서 P_i 는 시간에 따라 측정된 케이싱 벽면에서의 압력을 나타내고, N은 측정된 샘플의 수를 의미한다.

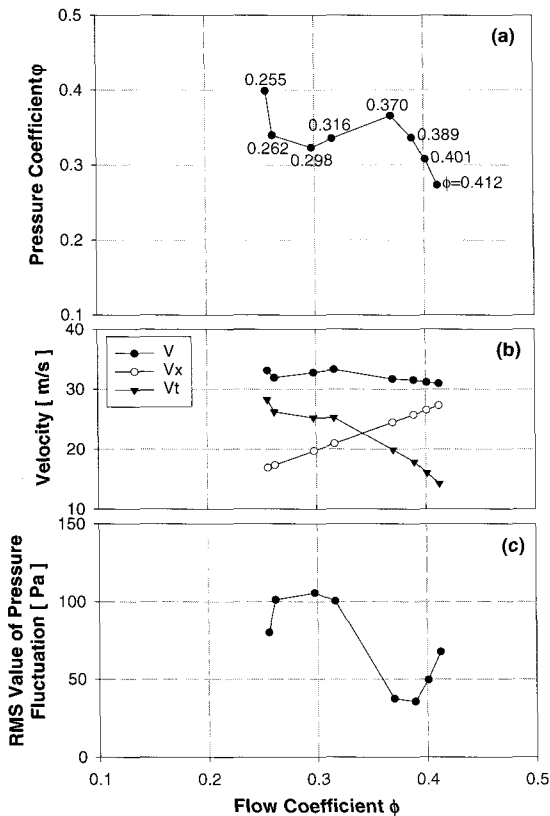


Fig. 2 (a)Characteristic curve, (b)mean velocity variations, (c)RMS value of pressure fluctuation

실험결과 특성곡선은 유량을 줄이면 압력이 증가하다가 최고점을 지나 압력이 감소하고 다시 회복되는 특성을 보인다. 3공 프로우브에 의해 측정된 속도분포에서 알 수 있듯이, 유량감소에 따라 동익 출구의 유동각이 원주 방향으로 이동하면서 접선 방향 속도는 증가한다. 속도 삼각형을 생각해 볼 때, 이 접선 방향의 속도가 압력을 증가시키는 역할을 하는 것을 알 수 있다. 하지만 이러한 개념은 안정운전영역에만 적용된다.

$\phi=0.412$ 에서 $\phi=0.370$ 까지의 안정운전영역에서는 유량 감소에 따라 RMS값이 감소하는 것을 알 수 있다. 식 (3)에서 정의한 RMS값은 물리적으로 압력변동의 크기를 의미하고, 안정운전영역의 RMS값은 블레이드 통과에 의한 압력면과 흡입면의 압력차에 의해 지배된다. 3.3절에서 설명하게 되겠지만, 유량이 감소하게 되면 블레이드의 압력면과 흡입면의 압력차이가 커지게 되는데, 특히 블레이드 전면 부근에서 그 압력차이가 극대가 되고, 상대적으로 그 하류쪽에서는 전면에서의 이러한 압력차에 의한 누설 유동에 영향을 받아 압력 변동이 작아지게 된다. 따라서 동익 후방 케이싱 벽면 p13에서의 RMS값은 감소하게 된다. 이 외에도 다양한 와류 성분들간의 상호 간섭에 의한 효과도 그것의 원인이라 할 수 있다.

$\phi=0.316$ 에서는 안정운전영역에서와는 달리 선회실 속에 의해 유량과 압력이 급격하게 감소한다. 이 때 접선방향 속도 성분은 크게 증가하는 대신에 축 방향 속도 성분은 큰 폭으로 감소하고, RMS값은 갑자기 증가하는 것을 알 수 있다. 이것은 앞에서 언급한 안정운전영역에서의 그 개념과 반대되는 결과이다. 이 영역에서는 안정운전영역과는 달리 큰 진폭의 압력요동을 동반하는 선회실속에 의해서 유동이 지배되기 때문에 RMS값이 갑자기 증가하게 되고, 날개는 유동의 폐색(blockage)과 박리에 의해 정상적으로 일을 하지 못하게 되므로 유량과 압력이 급격히 감소하게 된다. 유량을 더 줄여 $\phi=0.262$ 에 이르면 압력이 다시 상승하게 되고, RMS값은 점차 감소하는 경향을 보인다. 압력이 완전히 회복되는 영역, $\phi=0.255$ 가 되면 RMS값이 갑자기 감소하게 되는 것을 알 수 있는데, 이는 3.2절에서 설명하게 될 유동의 역류 효과가 이 영역에서의 전체 유동을 지배하게 되고, 선회실속 성분과 혼합되면서 서로 감쇠 되어 상대적으로 압력변동이 작아지게 되고, 결과적으로 RMS값의 감소로 나타난다.

3.2 스펙트럼 분석

Figure 3은 측정점 p1의 웬 케이싱 벽면에서의 정 압력을 안정 및 불안정운전영역에 해당하는 유량에 대해 각각 나타낸 것이며, Fig. 4는 해당 유량에 대한 압력 진폭 스펙트럼을 나타낸 것이다.

Figure 4에서 보면, 전 유량 영역에서 블레이드 통과 주파수(b.p.f) 성분이 가장 크게 나타나고, 그 진폭은 $\phi=0.255$ 를 제외하고 비슷한 크기를 갖는 것을 알 수 있다. 측정위치가 날개의 전연으로부터 38.5mm 전방인 것을 생각해 볼 때, 동익의 회전에 의해 발생하는 이러한 비정상 유동이 블레이드 전연에서 멀리 떨어진 입구 유동에도 영향을 미친다는 것을 알 수 있다. 특히 이러한 영향은 웬의 운전영역과는 무관한 것을 알 수 있다.

안정운전영역, $\phi=0.389$ 와 $\phi=0.370$ 에서는 축 회전 주파수 성분($f_s=29.8\text{Hz}$)과 그것의 조화(harmonics) 성분들이 나타나는데 이것은 일반적으로 입구의 유동상태가 왜곡되어 있거나 틈 간극이 일정하지 않은데서 생기는 결과로 생각되며, 그 차이가 매우 작기는 하지만 $\phi=0.389$ 에서보다는 $\phi=0.370$ 에서 축회전 주파수 성분(f_s)의 진폭이 감소한 것을 알 수 있다. 본 연구논문에서는 두개의 유량에 대해서만 나타냈지만, 실험결과 $\phi=0.412$ 에서

$\phi=0.370$ 까지 유량이 감소함에 따라 축 회전 주파수 성분의 진폭이 점차 감소하는 것으로 나타났다. 이것은 입구 유동의 비대칭 조건이 유량감소에 따라 점차 개선되는 것을 의미한다⁽⁸⁾.

$\phi=0.316$ 에서는 스펙트럼 상에서 블레이드 통과 주파수 외에 선회실속 성분($f_{rs}=16.3\text{Hz}$)이 지배적인 요소로 출현한다. Fig. 3의 압력 파형에서도 알 수 있듯이, 이 영역에서는 안정운전영역에서의 파형과 $\phi=0.298$ 이하 영역에서의 파형이 번갈아 가며 나타나면서 일정한 주기를 갖고 반복되는 것이 확인된다. 유량을 더 줄여 $\phi=0.298$ 에 이르면 선회실속 성분의 진폭이 크게 줄어들고, $\phi=0.262$ 가 되면 선 회실속의 회전속도가 50%정도 감소($f_{rs}=17.1\text{Hz} \rightarrow 8.4\text{Hz}$)하면서 스펙트럼의 형태도 블레이드 통과 주파수 성분을 제외하고는 특별한 이산주파수 성분이 관찰되지 않는 광대역 압력 스펙트럼(Broad-Band Pressure Frequency Spectrum)⁽²⁾의 형태로 변화되는 것이 관찰된다. 이 영역에서 선회실속 주파수 성분은 광대역 주파수 성분 내에 Narrow-Band 형태로 존재하게 된다.

$\phi=0.255$ 에서는 선회실속 성분이 완전히 사라지게 되고, 광대역 압력 스펙트럼의 진폭은 전체적으로 낮아지게 된다. 이러한 결과를 바탕으로 선회실속 이후의 유동현상에 대해 생각해 보면, $\phi=0.298$ 부터는 선회실속 성분과 함께 역류효과는 나타나면서 상대적으로 선회실속 성분의 진폭이 작아지게 되고, $\phi=0.262$ 에서는 역류현상이 유동에 지배적인 요소가 되는 것으로 예상된다. $\phi=0.255$ 는 이러한 현상이 극심하게 나타나는 영역으로 이것이 선회실속과 비정상적으로 혼합되면서 선회실속의 영향을 약화시키고, 블레이드 통과 주파수의 진폭도 상대적으로 감소시키는 것으로 생각된다.

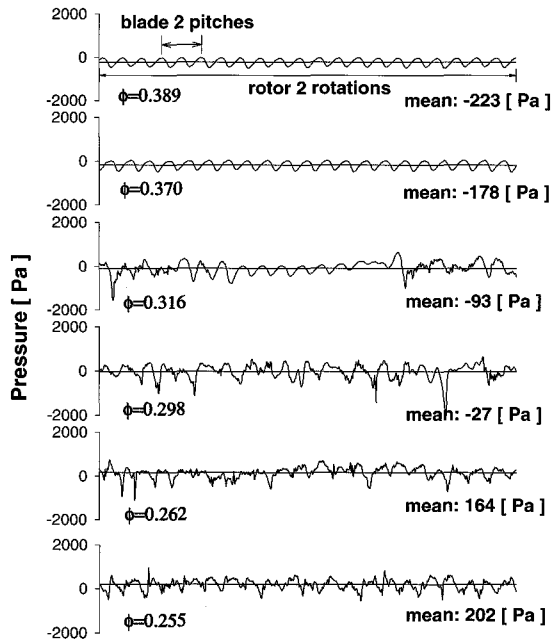


Fig. 3 Instantaneous wall static pressure signals with various flow rates at 38.5mm upstream of leading edge

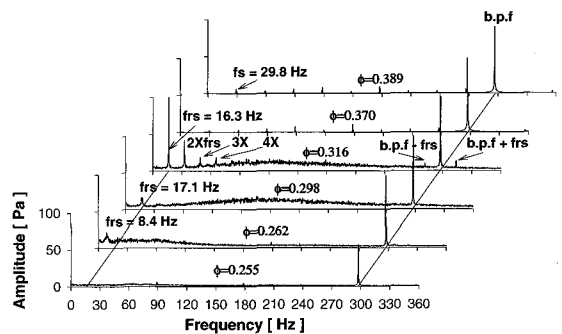


Fig. 4 Pressure amplitude spectra with various flow rates at 38.5mm upstream of leading edge

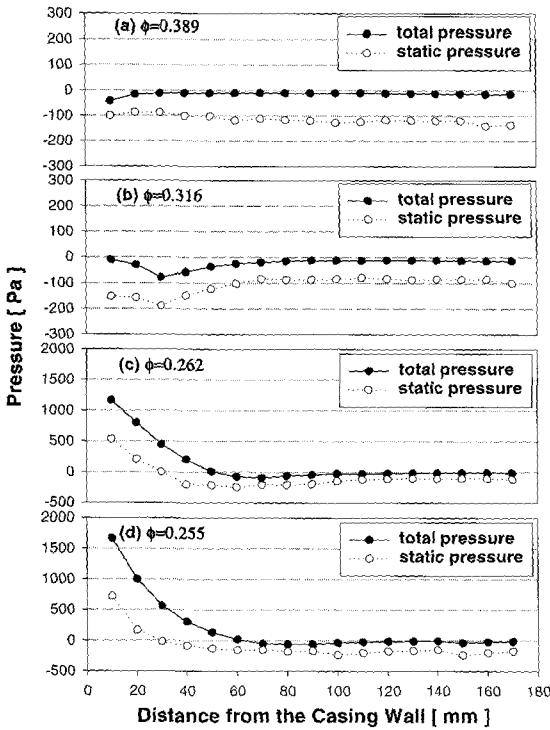


Fig. 5 Total and static pressure distributions in span direction with various flow rates

Figure 5는 측정점 p1에서 3공 프로우브에 의해 측정된 블레이드 날개길이방향으로의 전압과 정압분포를 유량변화에 따라서 보여준다. 선회실속점인 $\phi=0.316$ 에서는 안정운전영역($\phi=0.389$)에서의 압력분포와 달리 블레이드 팁 근처에서 변곡점이 생기는 것을 알 수 있는데, 이것은 그 영역에서의 유동이 매우 불안정한 상태인 것을 의미한다. 또한 Fig. 5의 (c)에서 측정된 위치가 로터 입구임을 고려 할 때, 블레이드 팁 근처에서 강한 양압이 측정되는 것은 어느 정도의 영역에 걸쳐 역류 현상이 발생한다는 것을 의미하며, $\phi=0.255$ 에 이르면 그 영역이 더욱 더 확장되는 것을 알 수 있다. 이것은 스펙트럼 분석에 의한 유동해석과 일치하는 결과이며, Haupt등⁽²⁾의 연구에서 언급된 광대역 압력 스펙트럼과 유동의 역류 현상과의 관계와 유사한 결과를 보여준다.

3.3 안정운전영역의 유동해석

Figure 6, 7은 안정운전영역, $\phi=0.412$ 와 $\phi=0.370$ 에서 단일위상평균기법을 통해서 얻어진 압력 파형과 그

것의 압력장을 나타낸다(측정위치는 Fig. 1 참고).

Figure 6의 (a)와 (b)에서 알 수 있듯이, 블레이드 흡입면에서 압력이 급격히 저하되다가 다시 압력면으로 가면서 상승하는 주기적인 현상이 반복된다. 이러한 현상은 블레이드 통로에 상관없이 일정하게 나타난다. 그림에서 보면, 블레이드 팁 전연의 p5 부근(코드의 12.5%)에서 블레이드의 압력면과 흡입면의 압력차가 매우 커지는 것이 관찰되고, (a)와 (b)를 비교해 볼 때 상대적으로 선회실속점에 가까운 $\phi=0.370$ 에서 더 크게 나타나는 것이 확인된다. 일반적으로 이러한 블레이드 통과에 의한 압력면과 흡입면의 압력차는 케이싱과 블레이드 팁 간극을 통해 강한 누설유동을 일으키게 되고, 주유동의 높은 압력에 의해 회전하게 되면서 누설외류로 발전된다.(1) Fig. 7의 (a)와 (b)에서 알 수 있듯이, 본 연구논문에서는 그 중간 유량영역의 결과를 제시하지는 않았지만 실험결과 유량이 줄어 선회 실속점에 가까운 $\phi=0.370$ 에 갈수록 블레이드 전연 부근에서 압력면과 흡입면의 압력차가 커지게 되고, 흡입면의 최저압력영역이 더욱더 확대되는 것을 확인하였다. 이것은 누설유동이 유량감소에 따라 점점 더 확대되는 것을 의미한다. 기존의 여러 논문에서 연구된 바에 의하면 블레이드 팁에서의 이러한 누설유동이 선회실속 발생에 큰 영향을 주는 것으로 나타났다⁽¹⁾.

Fig. 6의 (a)와 (b)에서 볼 때, 측정점 p6에서 p8까지(코드의 37.5%에서 87.5%)는 p5(코드의 12.5%)에서와는 달리 흡입면으로부터 블레이드 피치의 6%정도 압력면으로 이동한 위치에서 “A”처럼 압력 파형이 심하게 왜곡되는 것이 관찰되는데, 이것은 블레이드 통로에서 발생하는 이차유동 또는 다른 와류성분들과의 비정상적인 상호간섭으로 인해 생기는 현상⁽¹⁾으로 예상된다. 이러한 현상은 그림에 나타난 것과 같이 $\phi=0.412$ 에서 보다는 선회실속 유량점에 가까운 $\phi=0.370$ 에서 약화된 것을 확인 할 수 있다. 본 연구논문에는 모든 결과를 제시하지 않았지만 실험결과 그 중간 유량영역에서도 유량감소에 따라 왜곡된 부분이 점차 상쇄되는 것이 확인되었다. 이것은 블레이드 전연 부근(코드의 12.5%)에서의 압력면과 흡입면의 압력차가 유량감소에 따라 커지게 되면서 누설외류가 강화되어 상대적으로 그 하류위치에서는 이차유동 및 다른 와류 성분들의 간섭이 약화되어 생기는 결과라 생각된다.

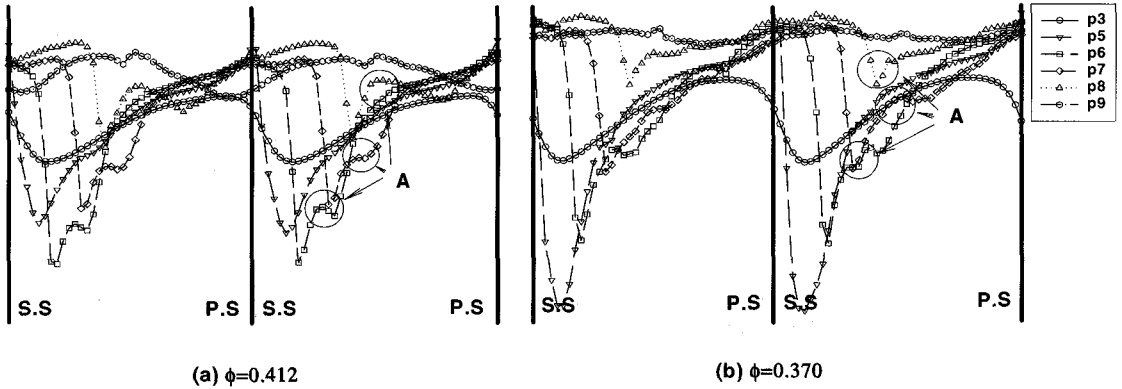


Fig. 6 Single phase-locking averaged wall static pressure signals in stable operating range

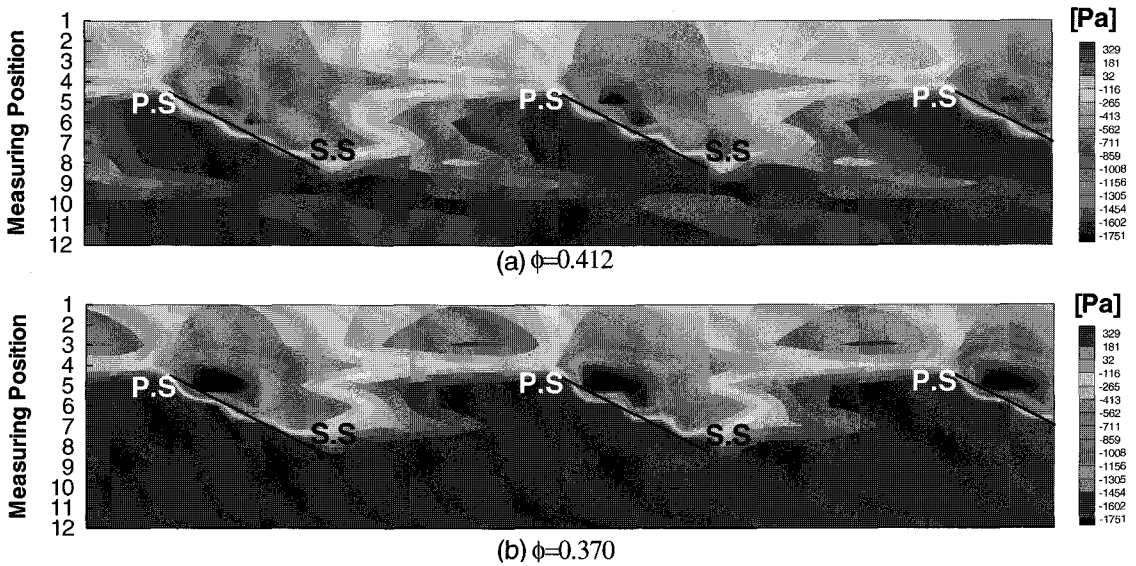


Fig. 7 Contour maps of single phase-locking averaged wall static pressure in stable operating range

3.4 선회실속하의 유동해석

Fig. 8은 선회실속이 출현하는 $\phi=0.316$ 에서 이중위 상평균기법에 의한 케이싱 벽면에서의 압력장을 보여 주고, 그것의 상단에는 RMS값의 변화를 표현하였다. 그림에서 동익은 오른쪽에서 왼쪽으로 회전하고, RMS 값은 Fig. 1의 측정위치 p1에서의 결과이며 그 정의는 다음과 같다.

$$RMS(s) = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (P(s)_i - DPLA(s))^2} \quad (4)$$

여기서 $P(s)_i$ 는 측정된 순간 압력값이며, $DPLA(s)_i$ 는

이중위 상평균기법을 이용하여 선회실속과 블레이드 위상을 맞추어 처리된 N개의 측정군에 대한 위상평균값을 나타낸다.

Fig. 8의 압력장과 RMS값의 변화에서 알 수 있듯이, 모든 블레이드 통로에서 일정한 압력분포를 갖는 Fig. 7의 정상운전 상태와 비교해 볼 때, 이 영역에서는 블레이드 통로에서의 압력분포가 선회실속 주기에 따라 일정한 특성을 갖고 반복되는 것을 확인 할 수 있다.

본 연구에서 정의한 식(4)의 RMS값에서, 그 크기가 작게 나타나는 것은 그 구간에서의 경향이 시간에 대해서 일정한 정상상태에 가까운 것을 의미하고, 반대로 크게 나타나는 것은 비정상상태의 랜덤신호(random

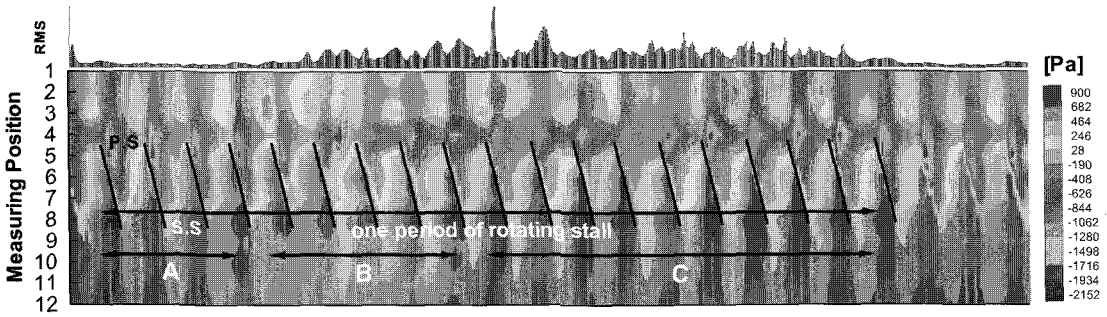


Fig. 8 Contour map of double phase-locking averaged wall static pressure at $\phi=0.316$

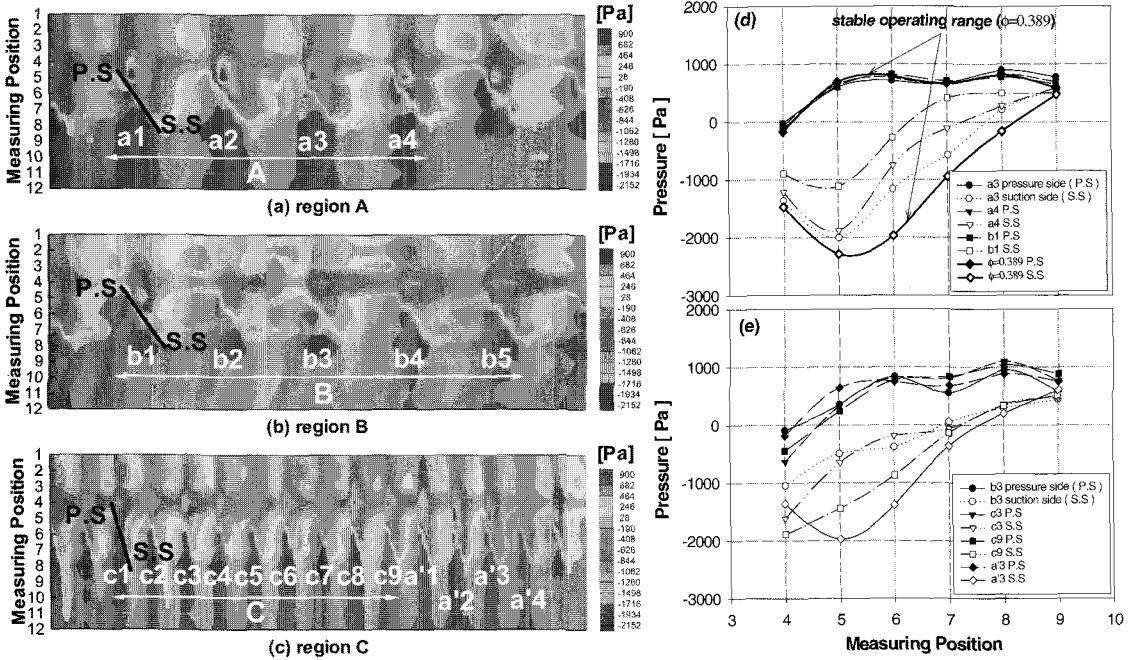


Fig. 9 Contour maps and pressure distributions on blade tip profile at $\phi=0.316$

signal)에 가까운 것을 의미한다. 따라서 주기적인 선회실속이 지배하는 이 영역을 RMS값을 정의해서 구분하는 것은 합리적인 생각이다. 본 연구에서는 이와 같은 아이디어에 의해 RMS값과 각 날개의 압력분포의 특징을 고려해서 선회실속 한 주기 동안의 영역을 두 구간으로 나누었다. 즉, 날개가 선회실속셀의 영향을 받는 영역인 선회실속영역 B, C와 그렇지 않은 영역인 비 실속 유동영역 A로 구분하였다.

비 실속 유동영역은 선회실속영역에 비해 상대적으로 RMS값이 낮은 분포를 보이고, 이와는 반대로 실속영역에서는 RMS값이 커지게 되는 것을 확인할 수 있다.

Fig. 9는 Fig. 8의 선회실속 주기안의 세 개의 영역

A, B, C에 대해서 압력장과 케이싱 벽면에서의 압력면과 흡입면의 압력 프로파일을 각각 보여준다. 여기서 대문자 알파벳은 Fig. 8에 표시된 것과 동일한 영역을 나타내며, 소문자 알파벳은 날개의 번호를 표현한다. 또한 (c)는 (a), (b)의 1/2 스케일로 표현된 것이며, 등고선의 레벨은 Fig. 8과 동일하다.

그림에서 알 수 있듯이, (a)의 비 실속 유동 영역에서는 흡입면과 압력면의 압력차가 유지되는 정상상태의 압력장과 유사한 특성을 갖는다. 이와는 반대로 (b), (c)의 실속영역에서는 선회실속의 영향을 받아 특히 전연 부근의 블레이드 압력면과 흡입면의 압력차가 현저히 감소한 것을 확인할 수 있다.

3.4.1 비 실속 유동영역 A

Figure 9의 (d)에서 날개 a3와 a4를 안정운전영역의 $\phi=0.389$ 와 비교해 볼 때, 압력면의 압력은 동일하게 유지되는 데 비해 흡입면의 압력이 증가한 것을 확인할 수 있다. 이 영역에서는 정량적으로 그 값이 다소 감소하기는 했지만 압력면과 흡입면의 압력차가 유지되는 안정운전영역의 형태(profile)와 유사한 특성이 나타난다. 또한 a3와 a4를 비교해 보면, 선회실속영역에 근접할수록 블레이드 코드의 63% 이하 하류영역의 흡입면 압력 곡선의 기울기가 점점 더 완만해지는 경향을 볼 수 있다. 이러한 경향은 선회실속 영역의 날개 b1에서는 더욱 더 심해져 측정위치 p7에서 p9까지 거의 동일한 압력이 유지되는 것이 확인된다.

3.4.2 선회실속영역 B, C

Figure 9의 (b), (c)와 (e)의 결과에서 알 수 있듯이, 이 영역에서는 비 실속 유동 영역 A와는 달리 전연 부근인 p5에서 압력면과 흡입면의 압력차가 현저하게 줄어든 것이 관찰된다. 즉, 이 구간에서는 날개가 정상적으로 일을 하지 못하는 상태에 있는 것을 알 수 있다. 본 연구에서는 선회실속의 영향을 받는 이 영역을 그 특성에 따라서 다시 두개의 영역으로 나누었다. Fig. 9의 (b)에서 region B(b1~ b5)의 영역과 같이 블레이드 전연의 상류, p3(전연에서 17mm 상류) 부근에서 국소적으로 강한 양압이 형성되고 후연 하류 쪽에서 다른 영역에 비해 상대적으로 낮은 압력분포를 갖는 버블영역(bubbled region)과 (c)의 region C(c1~c9)처럼 버블(선회실속셀)에 의해서 간접적으로 영향을 받는 교란영역으로 나누었다. 이와 같이 영역을 구분하는 데는 선회실속의 셀수와 그 방향에 대한 정보가 필요하다. 본 연구에서는 상관함수를 이용⁽⁹⁾해 계산한 결과 셀 수는 한 개로 나타났고, 로터회전 방향과 동일한 것을 확인하였다. 위에서 정의한 두 구간에서의 특성을 정리하면 다음과 같다.

가. 버블영역(bubbled region, B)

Fig. 9의 (b)의 압력장에서 확인할 수 있듯이, 이 영역에서는 앞에서 언급한 대로 블레이드 전연 상류쪽에 강한 양압의 영역이 분포하는데, 이것은 선회실속 셀의 차폐효과에 의해 정체점이 생겨 압력이 상승하는 것이다. 입구쪽에 이러한 차폐효과는 그림에서 알 수

있듯이 후연의 하류쪽, 즉 로터 후방의 압력이 (a)의 비 실속 유동영역에서와 비교해 볼 때 상대적으로 낮은 압력 분포를 갖게 하는 결과로 나타난다. 또한 이 영역의 거의 중앙에 위치한 날개 b3은 비 실속 유동영역의 날개에서와는 달리 압력면과 흡입면의 압력차가 크게 감소한 형태로 이 구간에서는 날개의 역할을 제대로 수행하지 못하고 있는 것을 확인할 수 있다. 이것은 선회실속에 의해 주기적으로 반복되므로 결과적으로 웬의 성능을 저하시키는 요인이 된다.

Fig. 9의 (b)에서 b1은 버블영역의 첫 번째 날개에 해당되며, (d)에서의 압력 프로파일에 나타난 것처럼 p7에서 p9까지 흡입면에서의 압력이 일정하게 유지되는 것을 알 수 있다. 이것은 날개의 흡입면에서 발생한 박리에 의한 버블(separation bubble)이 블레이드 틈과 간극을 포함해 케이싱 벽면의 측정위치 p7과 그 하류 쪽까지 장악하게 되어 생기는 결과라 생각된다.

본 연구에서 정의한 이 버블영역은 선회실속셀의 크기에 대한 정보를 제공해준다. 즉, 버블의 크기에 해당하는 블레이드수(B)는 5개(b1~b5), 선회실속의 회전속도(frs)는 16.3Hz, 블레이드 통과 주파수(b.p.f)는 297.6이다. 따라서 날개가 18번 회전할 때 선회실속셀은 한번 회전하게 되는 셈이다. 날개수(Z)는 10이므로 선회실속셀의 크기(Ω)는 식(5)와 같이 계산된다.

$$\Omega = \frac{frs}{b.p.f} \times B \times Z = \frac{16.3}{297.6} \times 5 \times 10 = 2.77 \approx 3 \quad (5)$$

본 연구에 사용된 웬의 경우에는 선회실속셀이 원주방향으로 블레이드 통로 3개 정도의 크기를 갖는 것을 알 수 있다.

나. 교란영역(disturbed region, C)

일반적으로 선회실속셀과 동익의 회전방향이 동일하다고 하면, 선회실속셀의 앞쪽에 위치한 날개들은 입구 편차가 커지게 되고, 뒤쪽은 감소하게 된다. 따라서 앞쪽에 있는 날개들은 실속상태에 있게 되고, 뒤쪽 날개들은 실속하지 않는다⁽¹⁰⁾. 이 이론과 본 연구의 실험 결과를 비교해 보면, 두 결과가 서로 일치하는 것을 확인할 수 있다. 앞에서 설명한 버블영역(B)의 왼쪽에는 비 실속 유동영역(A)으로, 이 구간에서는 날개가 정상적으로 일을 수행하는 정상운전상태의 유동과 유사함을 설명하였다.(Fig. 8과 3.4.1 참조) 버블영역의 오른쪽에 위치하는 교란영역으로 이름 붙인 이 영역에

서는 Fig. 9의 (e)에 날개 c3에서 알 수 있듯이 버블영역과 마찬가지로 압력면과 흡입면의 압력차가 현저하게 줄어든 실속상태에 있는 것을 알 수 있다. 또한 (c)의 압력장에서 보면, 비실속 유동 영역에 비해서 압력면의 최고압력영역이 상류 쪽으로 이동한 p6에 위치하고, 마찬가지로 흡입면의 최저압력영역도 c5 이하 날개에서처럼 상류 쪽으로 이동한 P4에 위치하고 있는 것이 확인된다. 이것은 앞에서 언급한 대로 선회실속셀에 의해서 입구 유동이 영향을 받아 입구 편차각이 증대되어 압력면과 흡입면의 압력중심이 상류쪽으로 이동하게 된 것으로 생각된다. c9은 비 실속 유동영역에 근접해 있는 날개로 압력차가 다시 회복되는 현상을 보이며, 선회실속 영역을 지나 비 실속 유동영역이 다시 반복되는 영역의 날개 a'3는 a3와 마찬가지로 그 형태가 정상운전 상태에서와 유사한 것을 나타낸다.

4. 결 론

본 연구에서는 축류팬 동익 통로의 케이싱 벽면에 고주파수 압력센서를 장착하여 비정상 압력을 측정하였다. 특히 선회실속상태하의 비정상 유동 분석을 위하여 이중위상평균기법 등을 이용하였으며, 이를 통하여 안정 및 불안정작동영역에서의 유동을 상호 비교함으로써 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 본 실험용 팬의 경우에, 실속이 일어나기 전의 안정운전영역에서는 케이싱 벽면에서 측정된 정압력 변동의 RMS값이 유량감소에 따라 감소하는 경향을 보였으며, 실속직후의 RMS값의 크기는 실속직전의 유량에서와 비교해 볼 때, 약 3배정도 증가하는 것으로 나타났다.
- (2) 안정운전영역에서 유량이 감소하여 불안정운전영역인 선회실속 발생 유량으로 갈수록 블레이드 전연 부근(코드의 12.5%)에서 누설유동을 일으키는 압력면과 흡입면의 압력차가 증대되고, 흡입면의 최저압력 영역이 확대되는 것을 확인하였다.
- (3) 안정운전영역에서 측정된 블레이드 팁 코드의 63% 부근에서 후연까지의 압력파형에는 블레이드 전연 부근에서의 결과와는 달리, 흡입면으로부터 압력면으로 피치의 6%정도 떨어진 위치에서 파형이 심하게 왜곡되는 것을 관찰하였고, 이것은 유량감소에 따라 블레이드 전연 부근에서의 누설유동이 커질수록 악화되는 경향을 보였다.

- (4) 회전방향으로 볼 때, 선회실속에 의해 장악된 버블 영역의 앞쪽에는 안정운전영역에서의 특성과 유사한 비 실속 유동영역이 존재하고, 그것의 뒤쪽에는 실속하게 되는 교란영역이 존재하는 것을 실험에 의해서 확인하였다. 또한 본 실험용 축류팬의 경우, 선회실속셀(버블)의 크기는 블레이드 팁에서 원주 방향으로 블레이드 통로 3개 정도의 크기를 갖는 것으로 나타났다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기체설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였으며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Ma, H., Jiang, H. 2001, "Three-Dimensional Turbulent Flow in The Tip Region of an Axial Compressor Rotor Passage at a Near Stall Condition," ASME TURBO EXPO 2001, 2001-GT-0331.
- (2) Haupt, U., Rautenberg, M., Abdel-Hamid, A.N., 1988, "Blade Excitation by Broad-Band Pressure Fluctuations in a Centrifugal Compressor," J. of Turbomachinery, Vol. 110, pp. 129~137.
- (3) Lakshminarayana, B., Pouagare, M., Davino, R., 1982, "Three-Dimensional Flow Field in the Tip Region of a Compressor Rotor Passage-Part II: Turbulence Properties," J. of Engineering for Power, Vol. 104, pp. 772~782.
- (4) 신유환, 김광호, 1998, "선회실속하의 원심 임펠러 출구 유동 특성," 유체기계저널, 제 2권 제 2호, pp. 5~12.
- (5) Larguier, R., 1981, "Experimental Analysis Methods for Unsteady Flows in Turbomachines", J. of Engineering for Power, Vol. 103, pp. 415~423.
- (6) 신유환, 김광호, 1998, "임펠러 출구에서의 유동 측정 기법", 유체기계저널, 제 2권 제 1호, pp. 81~87.
- (7) Kuroumaru, M., Inoue, M., Hikaki, T., 1982, "Measurement of Three Dimensional Flow Field behind on Impeller by Means of Periodic Multi-sampling with a Slanted Hot Wire. JSME Paper

No. 209-4, Vol 25, pp. 1674~1681.

- (8) Kameier, F., Neise, W., 1997, "Rotating Blade Flow Instability as a Source of Noise in Axial Turbomachines," J. of Sound and Vibration, 203(5), pp. 833~853.
- (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 Engineering for Power, Vol. 106, pp 469~474.
- (10) Day, I. J., Cumpsty, N.A., 1978, "The Measurement and Interpretation of Flow Within Rotating Stall Cells In Axial Compressors," Journal Mechanical Engineering Science, Vol. 20 No.2, pp. 101~115.