

임펠러 출구에서의 비정상 유동 측정 기법

신유환* · 김광호*

Measurement Techniques on Unsteady Flow at Impeller Exit

You-Hwan Shin*, Kwang-Ho Kim*

Key Words: Centrifugal Impeller(원심임펠러), Blade-to-Blade Flow(블레이드 유동), Unstable Operating Region(불안정 작동영역), Measurement Technique(측정 기법)

ABSTRACT

This study presents the measurement techniques on the periodic fluctuating flow such as the discharge flow of a centrifugal impeller in an unstable operating region. During rotating stall, the flow at the exit of a centrifugal compressor impeller fluctuates periodically with a lower frequency than that of the blade passing. To observe the blade-to-blade flow characteristics during the rotating stall, the phases of all the sampled data sets should be adjusted to those of the reference signals with two processes, in these processes, DPLEAT (Double Phase-Locked Ensemble Averaging Technique) can be used. From these measurements and data processing techniques, the characteristics illustrated a blade-to-blade flow with high frequency, but also a periodic rotating stall flow with a low frequency at the centrifugal impeller exit which was clearly observed.

1. 서 론

원심압축기의 성능은 일반적으로 임펠러로 부터 토출되는 유동에 크게 좌우되며, 이러한 유동의 형태는 제트-후류(jet-wake) 형태를 띄고 있는 것으로 알려져 있다. 특히 이러한 유동은 코리올리 힘, 곡률, 경계층 등의 영향에 의해 발생하는 것으로 인식되어 왔다^(1, 2). 제트-후류로 표현되는 유동의 형태는 Dean⁽³⁾의 연구를 시작으로 많은 연구자들의 관찰 대상이 되고 있다.

원심형 터보기계의 임펠러 출구 유동에 대한 관찰은 대부분 열선풍속계 또는 LDV에 의해 이루어 지고 있다. 열선풍속계를 이용한 실험에 있어, So 등⁽⁴⁾은 밀폐형 임펠러를 대상으로 임펠러 출구 유동에 대해 관

찰하였으며, Inoue 등⁽⁵⁾은 깃 없는 디퓨저를 비롯하여 디퓨저 베인의 수 및 입구각을 변화시켜 가며 관찰하였고, Maksoud 등⁽⁶⁾, Pinarbasi 등⁽¹⁾은 디퓨저 반경 방향에 따른 난류 특성을 고찰하였다. 또한 신유환 등⁽⁷⁾의 원심임펠러를 대상으로 한 연구에서 제트-후류 유동모델은 유량이 비교적 적은 불안정작동 영역 부근에서는 부적절함이 관찰되었다. LDV를 이용한 Eckardt⁽⁸⁾의 연구는 제트-후류 유동 형태의 일반적인 개념으로 자리잡는 계기가 되었으며, 이후 많은 사람들이 Eckardt의 유동모델을 채택하게 되었다. 그러나 그 후 Krain^(2, 9), Hamkins 등⁽¹⁰⁾의 연구에 의해 아주 다른 형태의 임펠러 출구 유동이 관찰되었다. Eckardt 임펠러에서는 흡입면을 따라 후류가 발달한 반면에 Hamkins의 펌프 임펠러에서는 압력면 가까이에서 나타났다. 또한 Krain⁽⁹⁾의 연구에서는 임펠러 내부에서 관찰된 제트-후류의

* 한국과학기술연구원 열/유동제어연구센터

왜곡된 유동 형태가 임펠러 출구에서는 사라지고 완만하게 변화되는 것이 관찰되었다. 이러한 연구 결과들의 차이점은 근본적으로 임펠러 출구 유동의 복잡성에 따른 결과로 생각되며, 또한 이러한 대부분의 연구들은 압축기의 안정한 작동영역을 중심으로 이루어졌다. 압축기가 선회실속 등과 같은 불안정영역에서 작동할 때 임펠러 블레이드의 회전주파수보다 낮은 주기적인 속도 및 압력요동이 발생하며 이로 인해 출구에서의 유동 특성은 안정한 영역에서 작동할 때 보다 훨씬 복잡해진다. 따라서 이러한 유동 특성을 파악하기 위해서는 새로운 측정방법이 요구된다.

본 연구는 압축기가 불안정 작동 영역에서 선회실속 등과 같은 주기적인 속도요동을 동반할 때 블레이드 출구 유동을 측정하기 위한 방법 및 측정된 데이터의 효과적인 처리 방법 등을 제시하고 있으며, 결과적으로 선회실속 상태에서 블레이드-블레이드 유동 특성을 파악할 수 있는 효과적인 방법임을 확인하였다.

2. 압축기 실험장치

반경류형 임펠러 및 병류형의 갖 없는 디퓨저를 장착한 원심 압축기 실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 디퓨저를 통과한 공기를 모으기 위하여 디퓨저 출구에 수집챔버(collecting chamber)를 설치하였다. 입구 플레넘(plenum)에는 스크린 필터를 설치하여 흡입 공기 중의 이물질 제거하였으며, 유량 조절 밸브는 출구 덕트 끝단에 설치하였고 밸브에 타이밍 벨트가 장착된 기어를 설치하고 스텝핑모터를

구동하여 유량을 조절할 수 있도록 하였다. 구동모터는 3상 2극(정격회전수 3560 rpm), 15kW용량을 사용하였다.

임펠러 출구 유동 측정시스템은 열선풍속계, 필터, 오실로스코프 및 신호분석기 등으로 이루어져 있으며, 이 때 열선은 I형 단일 열선(Dantec 55P11)을 이용하였다. 임펠러 출구 유동 측정을 위하여 디퓨저 입구($r/r_2=1.02$)의 슈라우드면에 열선프로브를 장착할 수 있는 구멍을 설치하였으며, 디퓨저 반경방향 중앙부분($r/r_2=1.29$)에 구멍을 설치하여 고주파수 압력변환기를 이용, 압력요동을 측정할 수 있도록 하였다. 또한 블레이드 통과 신호를 획득하기 위하여 임펠러 슈라우드 케이싱에 구멍을 설치하여 광센서를 장착할 수 있도록 하였다. 주기적인 데이터 획득에 이용되는 트리거 신호는 광센서에 의해 발생되며 이를 위해 모터 축에 회전판을 장착하였다.

3. 열선의 교정 및 속도 측정 방법

3.1. 교정 및 속도 측정

열선의 교정과 속도 측정에는 경사프로브를 사용한 Schmidt와 Okiishi⁽¹¹⁾의 3차원 측정방법을 I형 단일열선을 이용하여 2차원 측정에 응용하였다. 따라서 Fig. 2와 같은 경사프로브에 적용되는 유동벡터와 열선벡터 사이의 관계식에서 열선각(θ_0) 및 프로브 피치각(θ_p)은 단일열선에서는 제거되어 식 (1)과 같이 간략히 표현된다.

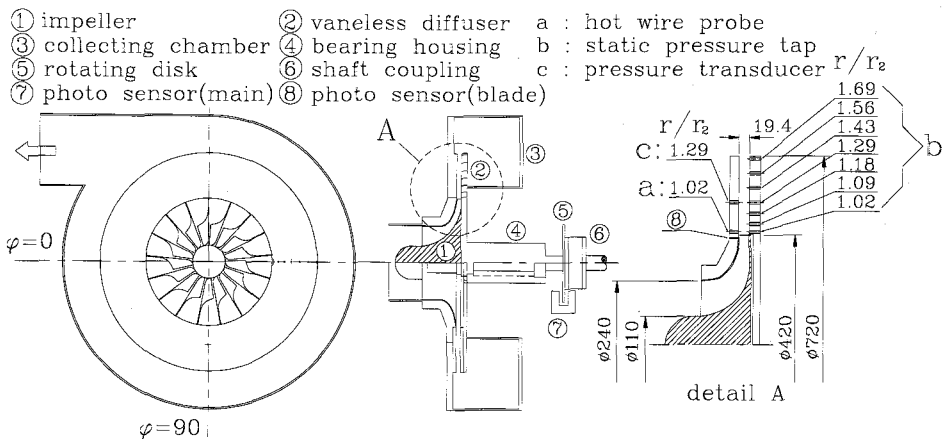


Fig. 1 Centrifugal compressor test facility

Table 1 Dimensions of test impeller and diffuser

| |
|---|
| - Impeller inlet hub diameter : 110 mm |
| - Impeller exit diameter : 418 mm |
| - Impeller inlet tip diameter : 240 mm |
| - Number of blade : 17 (no splitter) |
| - Exit blade angle : 90 degrees (from tangential direction) |
| - Diffuser inlet diameter : 420 mm (parallel wall) |
| - Diffuser exit diameter : 720 mm |
| - Diffuser width : 19.4 mm |

$$\cos \alpha = \cos \theta_y \quad (1)$$

여기서 y 는 열선프로브의 요각(yaw angle)을 나타낸다. 또한 열선과 유동이 직각을 이룰 경우 유효냉각 속도(effective cooling velocity)와 열선풍속계 전압과의 관계는 다음 식 (2)와 같은 4차 다항식으로 표현될 수 있다.

$$V_e = C_0 + C_1 E_t + C_2 E_t^2 + C_3 E_t^3 + C_4 E_t^4 \quad (2)$$

여기서 V_e 는 유효냉각속도를 나타내며, E_t 은 열선풍속계의 출력전압을 뜻한다. $C_0 \sim C_4$ 는 교정에 의

해서 구해야 할 계수들이다. 그리고 유효냉각속도와 실제 유동속도의 비를 프로브 피치각, 요각 및 유동속도의 2차함수로 나타낼 수 있으며 단일 열선의 경우 식 (3)과 같이 표현될 수 있다.

$$V_e/V = b_0 + b_1 \alpha + b_2 V + b_3 \alpha^2 + b_4 V^2 + b_5 \alpha V \quad (3)$$

여기서 $b_0 \sim b_5$ 까지 6개의 계수들이 열선프로브의 교정을 통하여 구하게 되며 이를 위하여 교정은 여러 속도 범위에서 수행되어야 하며 각 교정 속도 범위마다 여러 요각에 대해 측정을 반복하게 된다. 각 속도 및 요각에 대한 측정 결과로부터 최소제곱법을 이용하여 식 (3)의 각 계수값들을 구할 수 있다. 이러한 교정 및 속도 측정 방법에 대한 자세한 내용은 신유환⁽⁷⁾의 연구에서 찾을 수 있다.

실제 속도, 유동각 및 프로브 요각 등의 상호 관계는 4개의 교정 속도에서 수행되었고, 각 교정속도에 대한 요각의 범위는 $-90^\circ \sim +90^\circ$ 이며, 45° 간격으로 측정하였다. 또한 정확한 요각의 변화를 위하여 스텝핑모터를 사용, 컴퓨터로 제어하였으며, 스텝핑모터의 정확도는 0.45° 이다.

3.2. 측정 정확도

Fig. 3은 앞에서 설명한 교정 방법을 이용하여 구한 측정 정확도를 나타낸 것이다. Fig. 3 (a)는 실제 유동각과 계산된 유동각과의 차이를 보여주는 것으로서 실제 유동벡터와 열선벡터의 사이각이 45° 일 경우 가장 양호한 결과를 보여주고 있다. 다시 말해 실제 유동에 대해 45° 로 측정할 경우 가장 정확한 유동각을 얻을 수 있다. 이것은 예비실험의 중요성을 뜻하는 것으로 해석할 수 있으며, 예비실험을 통하여 대략적인 유동각 범위에 대한 정보를 수집한 후 가능한 최고의 정확도를 얻을 수 있는 요각으로 열선프로브를 장착하여야 한다. 따라서 본 연구의 경우 임펠러 출구 유동각의 범위를 고려해 볼 때 유동각에 대한 측정 정확도는 약 3° 로 평가된다. Fig. 3 (b)는 실제 속도 크기와 계산된 속도 크기와의 차이를 보여주고 있다. 앞에서 언급한 유동각의 범위를 고려해 볼 때 속도 크기에 대한 오차 범위는 최대 약 3%로 평가된다.

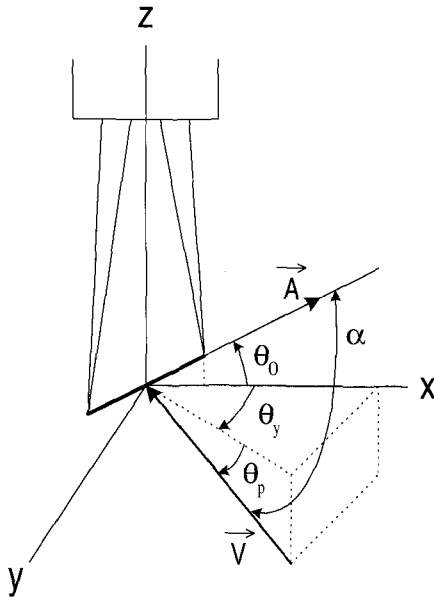


Fig. 2 Hot wire configuration

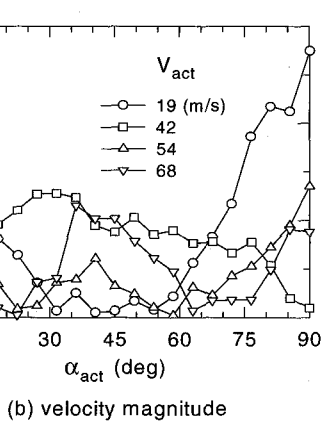
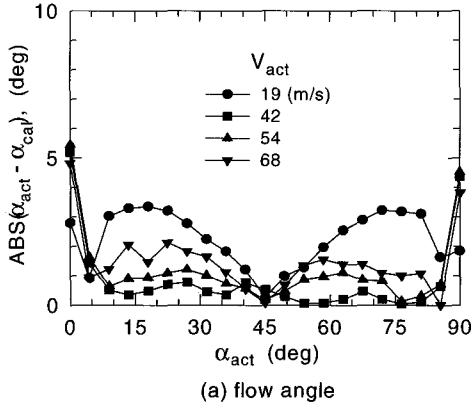


Fig. 3 Hot wire measurement accuracy

4. 측정 시스템 및 방법

주기성을 띤 비정상 유동에 대한 정보를 효과적으로 얻기 위해서는 일반적으로 측정된 모든 데이터 신호들의 각 위상을 기준이 되는 신호의 위상과 맞추어야 한다. 압축기의 선회실속 또는 안정한 작동영역에서의 블레이드-블레이드 유동 특성의 관찰 등과 같은 개의 주기성을 가질 경우 모두 이러한 위상평균기법⁽¹²⁾을 통해 유용한 정보를 얻을 수 있다. 그러나 선회실속 상태 하에서 블레이드-블레이드 유동에 대한 측정과 같이 두 개의 주기성이 측정 데이터에 공존할 경우에는 각각의 위상이 동시에 조정되어야 하기 때문에 또 다른 측정 방법이 요구된다.

원심압축기에서 두 개의 주기적인 속도요동을 샘플링하기 위한 측정시스템의 개략도를 Fig. 4에 나타내었다. 그림에서 HF 및 LF는 고속 샘플링과 저속 샘플

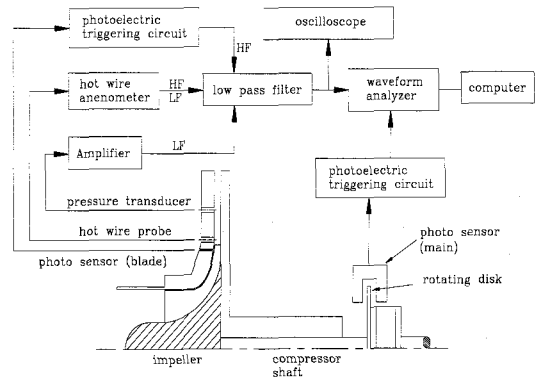


Fig. 4 Measurement system

링을 각각 나타낸다. 측정시 임펠러의 회전주파수는 50 Hz로 고정하였으며, 이 때 블레이드의 통과주파수는 850 Hz이다. 앞에서 설명한 바와 같이 선회실속 주기에 대한 위상 조정시 기준신호로 이용하기 위하여 고주파수 압력변환기(Kulite XCS-062)를 디퓨저 슈라우드 벽면에 평행(flush mounted)하게 설치하였으며, 임펠러에 의해 발생하는 후류의 영향을 감소시키기 위해 디퓨저 반경비가 1.29인 위치에 장착하였다. 또한 실속 셀의 주기는 임펠러 블레이드 통과 주파수 보다 상대적으로 느리므로 100 Hz 이상의 고주파 성분은 저주파 통과 필터(Krohn-Hite 3384)를 통해 제거하였다. 임펠러 출구에 열선프로브를 설치하였으며, 열선속속계의 출력전압도 저주파 통과 필터를 거치게 된다. 이 때 블레이드 통과 주파수를 고려하여 16 kHz 이상의 고주파 성분은 제거하였다. 측정된 각각의 속도 신호들은 블레이드의 흡입면 및 압력면 끼리의 위상이 서로 조정되어야 하므로 이를 위해 임펠러 슈라우드 케이싱에 광센서를 장착하여 블레이드의 흡입면 및 압력면의 위치를 알 수 있게 하였다. 또한 광센서에 의해 블레이드 위치 신호도 속도 신호와 동일하게 필터링을 함으로써 두 신호사이의 필터링에 의한 시간지연이 발생하지 않도록 하였다.

저주파 통과 필터를 거친 3개의 신호는 신호분석기(Analogic D6500E)로 전달된다. 이 때 속도 신호는 두 개로 분리되어 신호분석기의 각각 다른 채널과 연결되며, 한 채널은 고속 샘플링(HF)되고, 다른 채널은 저속으로 샘플링(LF) 된다. 그리고 블레이드 트리거 신호 및 압력신호는 각각 고속 및 저속 샘플링 된다. 이렇게 샘플링된 데이터군은 컴퓨터로 전달되어 후처리 과정을 거치게 된다.

본 연구에서는 블레이드의 통과 주파수를 고려하여, 고

속 샘플링의 경우는 0.03ms로 샘플링을 하였으며, 이것은 한 개의 블레이드 통과에 대해 39개의 측정점에 해당한다. 또한 저속 샘플링은 0.9ms의 주기로 샘플링 하였다.

5. 데이터 처리 및 위상평균기법

각 채널에서 동시에 측정된 4개의 신호를 Fig. 5에 나타내었다. 그림에서 블레이드 통과 신호(A)는 시간 축에 대해 10배로 늘려져 있다. 측정된 데이터를 처리하기 위해서는 두 개의 과정을 거치게 된다. 첫 번째 과정은 느린 주기성을 보이는 선회실속과 관련한 위상을 조정하는 것으로서 100 Hz로 필터링된 압력 신호가 기준 신호로 사용된다. 압력 신호에 대하여 자기상관 함수(auto-correlation function) 등을 이용, 선회실속 주기를 찾아내고 그 주기에 맞추어 Fig. 5의 (D)와 같이 동일한 위상으로 한 개의 큰 데이터 군을 여러 개의 작은 데이터 군으로 분리한다. 이 때 속도 신호도 동일한 시간 스케일로 여러 개의 작은 데이터 군으로 분리한다. 비록 속도 신호와 압력 신호는 서로 위상이 다르지만 각 신호 성분들간의 위상은 조정되는 것이다. 이렇게 분리된 동일한 시간 스케일(LF)의 여러 신호는 위상이 서로 동일하므로 PLEAT(Phase-Locked Ensemble Averaging Technique)⁽¹³⁾ 등을 적용하여 위상평균된 결과를 얻을 수 있다.

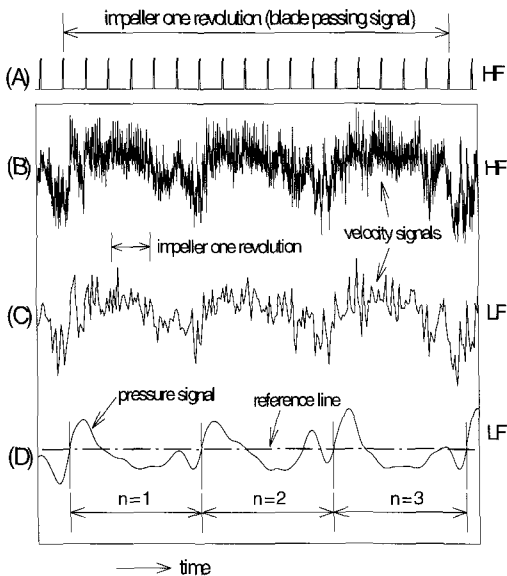


Fig. 5 Instantaneous voltage signals of hot wire, pressure transducer, and photo sensor

두 번째 과정은 상대적으로 빠른 주기성을 보이는 블레이드 통과 신호와 관련한 위상을 조정하는 것이다. 이것은 측정된 각 속도 신호(HF)들에 대해 블레이드 흡입면은 흡입면끼리, 압력면은 압력면끼리 각각 위상을 조정하는 것을 말한다. 블레이드 통과 신호와 속도 신호 사이에는 블레이드 팁에 설치한 광센서와 열선프로브의 측정 위치가 임펠러에 대해 동일한 반경 방향으로 장착되었고, 동일한 저주파 통과 대역을 거쳤으므로 상호간의 위상차는 없다. 따라서 기준 신호로는 블레이드 슈라우드 팁에서 직접 측정된 블레이드 통과 신호를 이용할 수 있다. Fig. 6에서 보는 바와 같이 선회실속 신호에 대한 위상 조정 기준점(Q1, Q2, QN)과 블레이드 흡입면 또는 압력면 사이에는 시간차가 생긴다. 압력면을 기준으로 위상을 조정 할 경우, 첫 번째 데이터(n=1)에서는 Δt_1 , 두 번째 데이터(n=2)에서는 Δt_2 만큼의 시간차가 발생한다. 따라서 각 신호에 대해 이러한 시간차만큼 조정을 하여야 하며, 이렇게 조정을 거치고 나면 고속 샘플링된 각각의 속도 신호는 압력면은 압력면끼리 서로 위상이 일치하게 된다. Fig. 6에서 s 및 p는 각각 흡입면과 압력면을 나타낸 것이다.

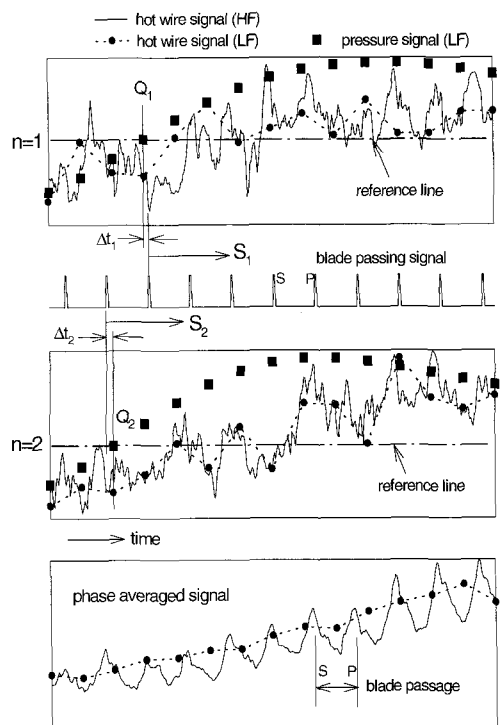


Fig. 6 Phase averaging process

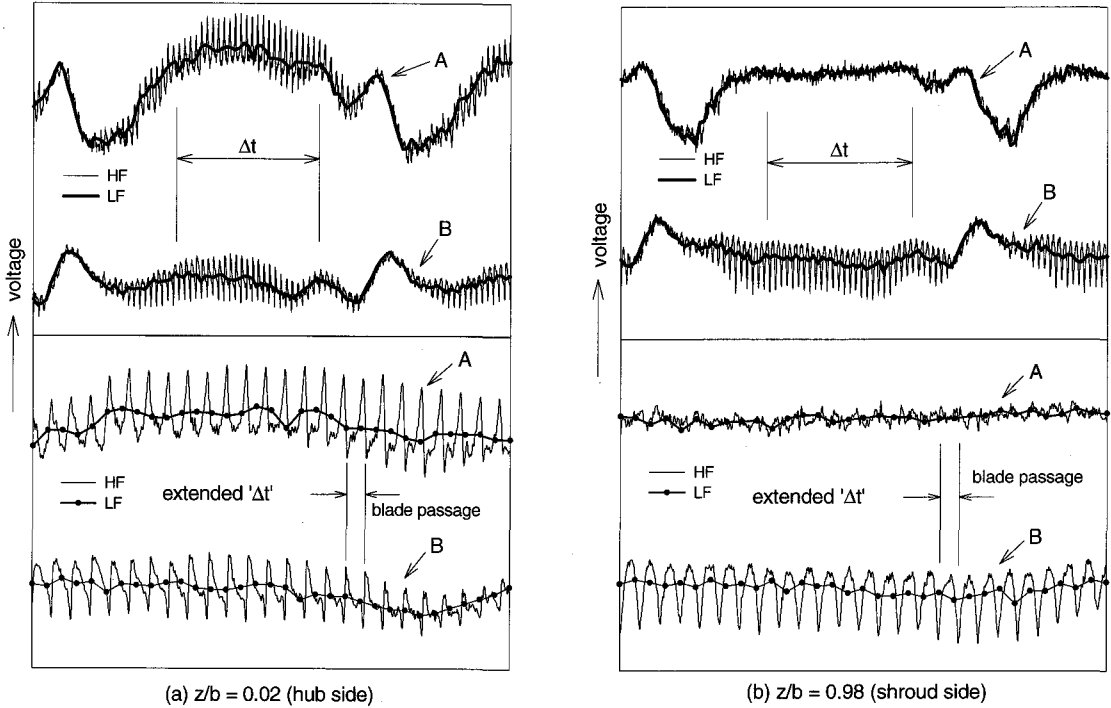


Fig. 7 Phase averaged results

Fig. 7은 이상과 같은 방법으로 원심압축기 선회실속 상태에서 임펠러 출구 유동에 대해 허브면 ($z/b=0.02$)과 슈라우드면($z/b=0.98$)에서 각각 측정된 결과를 보여주고 있다. 그림에서 b , z 는 디퓨저 폭 및 허브면을 기준으로 한 축방향 거리를 각각 나타내며, 그림의 종축은 열선풍속계의 출력전압이며 속도로 환산하지 않은 것이다. 신호 A 및 B는 열선벡터를 임펠러의 반경방향에 대해 35° 및 125° 로 회전하여 각각 측정된 결과이며, 두 개의 측정 결과를 이용하여 반경방향 및 접선방향 속도 성분으로 분리할 수 있다.

그림에서 알 수 있듯이 선회실속에 의한 속도 요동 뿐만 아니라 블레이드-블레이드의 비정상 유동도 뚜렷이 관찰되는 것을 알 수 있다. 허브면과 슈라우드면에서의 유동은 큰 차이를 보이고 있으며, 특히 허브면에서 압력면과 흡입면의 경계가 뚜렷하게 관찰되고 있으며, 이것은 임펠러 블레이드의 두께에 의한 효과가 크게 나타나는 것으로 생각된다. 또한 B 신호를 볼 때 허브면과 슈라우드면에서 유동 특성이 큰 차이를 보이고 있다.

6. 결론

본 연구는 압축기가 불안정 작동영역에서 선회실속 등과 같은 주기적인 속도요동을 동반할 때 블레이드 출구 유동을 측정하기 위한 방법 및 측정된 데이터의 효과적인 처리방법 등을 제시하였다. 두 개의 과정을 거쳐 위상평균된 측정신호를 분석한 결과 선회실속에 의한 속도요동 뿐만 아니라 블레이드-블레이드의 비정상 유동도 뚜렷이 관찰되는 것을 알 수 있었다. 특히 슈라우드면보다 허브면에서 압력면과 흡입면의 구분이 훨씬 뚜렷이 관찰되었다. 이를 통해 선회실속 상태에서 임펠러 출구 유동 특성을 파악할 수 있는 효과적인 방법임을 확인하였다. 또한 본 방법은 3차원 유동 측정에도 쉽게 적용이 가능하므로 훨씬 다양한 유동 정보를 얻을 수 있을 것으로 생각된다.

참고문헌

- (1) Pinarbasi, A., and Johnson, M.W., 1994, "Off

- design flow measurements in a centrifugal compressor vaneless diffuser," ASME Paper No. 94-GT-42.
- (2) Krain, H., 1988, "Swirling impeller flow," J. of Turbomachinery, Vol. 110, January, pp. 122~128.
 - (3) Dean, R.C., Jr., and Senoo, Y., 1960, "Rotating wakes in vaneless diffusers," J. of Basic Eng., Vol. 82, pp. 563~574.
 - (4) So, R.M.C., Otugen, M.V., Baban, F., and Hwang, B.C., 1990, "Phase-averaged measurements of unsteady flow in a vaneless diffuser," AIAA J., Vol. 28, No. 6, pp. 1038~1044.
 - (5) Inoue, M., and Cumpsty, N.A., 1984, "Experimental study of centrifugal impeller discharge flow in vaneless and vaned diffusers," J. of Eng. for Gas Turbines and Power, Vol. 106, April, pp. 455~467.
 - (6) Maksoud, T.M.A., and Johnson, M.W., 1989, "Stress tensor measurements within the vaneless diffuser of a centrifugal compressor," J. of Mechanical Eng. Science, Vol. 203, pp. 51~59.
 - (7) 신유환, 김광호, 손병진, 1998, "원심 압축기 임펠러 출구 유동에 관한 실험적 연구", 공기조화냉동공학 논문집, 제 10권, 제 4호, pp. 483~494.
 - (8) Eckardt, D., 1976, "Detailed flow investigations within a high-speed centrifugal compressor impeller," J. of Fluids Eng., Vol. 98, pp. 390~402.
 - (9) Krain, H., 1981, "A study on centrifugal impeller and diffuser flow," J. of Eng. for Power, Vol. 103, Oct., pp. 688~697.
 - (10) Hamkins, C.P., and Flack, R.D., 1987, "Laser velocimeter measurements in shrouded and unshrouded radial flow pump impellers," J. of Turbomachinery, Vol. 109, pp. 70~76.
 - (11) Schmidt, D.P., and Okiishi, T.H., 1977, "Multistage axial-flow turbomachine wake production, transport, and interaction," AIAA J., Vol. 15, No. 8, pp. 1138~1145.
 - (12) 신유환, 1998, "원심압축기 선회실속에 관한 실험적 연구", 박사학위논문, 한양대학교.
 - (13) Lakshminarayana, B., 1981, "Techniques for aerodynamic and turbulence measurements in turbomachinery rotors," J. of Eng. for Power, Vol. 103, April, pp. 374~392.