

반경류형 회전차를 가진 원심송풍기의 것이 없는 디퓨저 내의 선회실속에 관한 실험적 연구

김진형* · 조강래**

(1997년 11월 24일 접수)

An Experimental Study on the Rotating Stall in Vaneless Diffuser of Centrifugal Blower with Radial Type Impeller

Jin Hyoung Kim and Kang Rae Cho

Key Words : Vaneless Diffuser(것이 없는 디퓨저), Radial Type Impeller(반경류형 회전차), Rotating Stall(선회실속), Rotating Speed of Stall(선회실속 회전속도), Stall Cell Number(실속 셀 수)

Abstract

The vaneless diffusers are widely used in industrial centrifugal compressors which are required to operate within a wide flow range. When very high pressure gases are handled by centrifugal compressor, rotating stall is a serious problem because of the occurrence of large aerodynamic exciting forces. Rotating stall mostly often occurs in the impellers but it can occur in vaneless diffusers as well. In this experimental study, the rotating stall in vaneless diffuser with radial type centrifugal impeller was measured by changing the flow rate with I-type, X-type hotwire. As the result, it was cleared which type of rotating stall of the impeller stall would occur and how many stall cells would appear relating with the flow rate. As the flow rate reduced, the propagation speed of rotating stall was reduced. But the stall cell number unchanged with respect to the flow rate.

기호설명

r : 반경	f_p : 속도변동의 주기
r_2 : 회전차 출구 반경	θ : 두 열선 사이의 각도
S : 회전차 전연으로부터의 반경방향 길이	Δt : 열선의 위상차 때문에 생기는 주기의 시간차
S_h : 회전차 것의 반경방향 길이	m : 선회실속 셀의 수
Q : 유량	b : 디퓨저의 폭
ϕ : 유량계수	하첨자
P : 정압	2 : 회전차 출구
Ψ : 정압계수	3 : 디퓨저 입구
z : 축방향 길이	
f_s : 선회실속의 주기	

1. 서론

* 연세대학교 대학원 기계공학과

** 회원, 연세대학교 기계공학과

일반적으로 유체기계를 작은 작동유량에서 운전

할 때 일어나는 비정상 유동현상으로는 선회실속과 서징이 있으며 이는 기계내부의 유동과 압력의 주기적인 변동을 일으키고 기계의 진동이나 날개 파손의 원인이 될 수 있기 때문에 기계의 안정작동영역 확대를 위해 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 선회실속과 서징은 기본적으로 유동과 압력의 주기적인 변동을 일으키는데 공통점을 가지고 있지만 선회실속은 서징과는 달리 기계전체에서 작동하고 있는 유량에는 변화를 일으키지 못하는 부분적인 현상이며 서징은 기계전체의 작동유량이 주기적으로 변동하면서 발생하는 전체적인 현상이다.

특히 선회실속은 그 발생위치에 따라 회전차 선회실속, 깃이 있는 디퓨저 선회실속 그리고 깃이 없는 디퓨저 선회실속으로 나눌 수 있다. 이 중 회전차 선회실속과 깃이 있는 디퓨저 선회실속은 유체계의 작동유량이 감소함에 따라 날개의 영각이 점차 증가하여 한 부분에서의 유동이 박리하게 되면서 발생하는데 이러한 박리가 발생함으로써 발생 위치에서 유로 면적의 감소를 가져오게 되며 이는 이웃 유로의 날개에 영향을 미쳐 익렬의 회전방향 후방으로 선회실속이 전파되며 회전차 입구덕트와 디퓨저에서의 유동에도 영향을 미치게 된다.

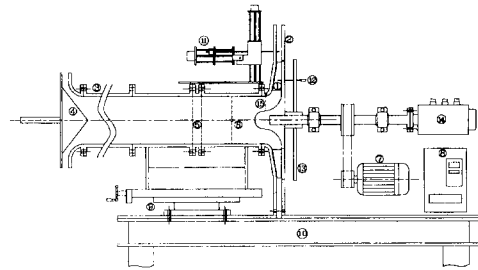
회전차 선회실속에 관한 연구는 주로 축류회전차를 중심으로 1950년대부터 이루어져왔으나 원심회전차 선회실속에 관한 연구는 주로 1970년대부터 이루어지기 시작하였다. 1970년 Lennemann과 Howard⁽¹⁾는 유동가시화를 통하여 원심회전차내부의 선회실속 전파과정을 연구하였으며 1976년 Kubo와 Murata⁽²⁾는 회전차 선회실속이 입구덕트 유동에 미치는 영향에 대해 연구하였다. 1982년 Haupt와 Rautenberg^(3,4)는 스트레인 게이지를 이용하여 선회실속을 측정하였고 1984년 Frigne과 Braembussche⁽⁵⁾는 여러 실험을 통하여 회전차 선회실속과 깃이 없는 디퓨저 선회실속의 차이를 고찰하였다. 또한 1986년 Rautenberg와 Kämmer⁽⁶⁾는 인두서에서의 선회실속 발생시 입구덕트에서의 역류의 발생을 측정하였고 1997년 Ishida⁽⁷⁾등은 반경류형 회전차와 뒷보기 깃 회전차를 가지는 원심송풍기의 깃이 없는 디퓨저를 대상으로 실험한 결과 반경류형 회전차의 경우 회전차 선회실속만이 발생하고 있음을 확인하였다.

이처럼 선회실속에 대한 연구는 해외에서 활발하게 진행되고 있지만 국내에서의 선회실속에 대한 연구는 거의 이루어지지 않고 있는 실정이다.

이에 본 연구에서는 반경류형 원심회전차를 가지는 원심송풍기 실험장치를 제작하여 깃이 없는 디퓨저를 대상으로 I형열선과 X형열선등을 이용하여 선회실속의 발생을 감지하고 유량감소에 따른 실속의 회전여부와 회전속도 그리고 실속 셀의 수를 측정하고 선회실속이 전체 송풍기의 유동특성에 미치는 영향에 관한 연구를 수행하였다.

2. 실험장치

본 연구에서는 원심송풍기 실험장치를 Fig. 1과 같이 제작하여 실험하였다. 또한 Fig. 2와 같이 반경류형 원심회전차를 제작하였는데 회전차의 직경은 390 mm, 출구 폭은 15 mm 이다. 깃수는 12개이며 쉬라우드 케이싱을 가지는 밀폐형으로 제작되었고 회전속도는 700 rpm 이다. 회전차 출구부분에는 내경 396 mm, 외경 640 mm 의 두개의 원형 평판으로 구성된 디퓨저를 설치하였으며 디퓨저의 폭은 회전차의 출구 폭과 쉬라우드 케이싱의 두께 그리고 마찰을 방지하기 위한 틈새를 모두 고려하여



- ① Impeller ⑦ Driving motor ⑫ I-type hotwire probe
- ② Diffuser ⑧ Inverter ⑬ Supporting disk
- ③ Inlet duct ⑨ Slip ring ⑭ Inlet duct/casing traverse unit
- ④ Damper ⑩ Bed
- ⑤ Screens ⑪ I-type hotwire
- ⑥ Pitot tube ⑬ Inlet velocity measurement

Fig. 1 Experimental equipment of centrifugal blower with vaneless diffuser.

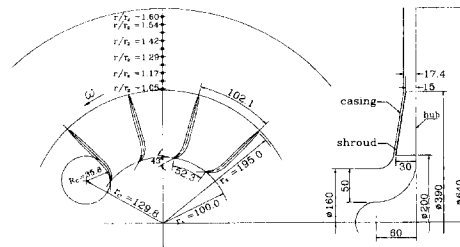


Fig. 2 Configuration of centrifugal impeller.

17.4 mm로 설정하여 두 평판 사이에 일정한 간격의 와서를 삽입하여 입구에서 출구까지 일정하게 유지되도록 설치하였고 디퓨저의 폭을 조정 가능하도록 가공하여 디퓨저 폭의 변화에 따른 영향을 살펴보도록 하였다. 유량은 덕트 입구위치에 원추형 댐퍼를 부착하여 축방향으로 균일한 간격의 와서로 조절하도록 설치하였다. 입구덕트는 충분한 길이의 덕트를 사용하여 유량조절 댐퍼가 회전차에 미칠수 있는 영향을 감소시켰고 입구덕트 중간위치에 균일한 스크린을 설치하여 선회 없는 균일한 유동이 유입되도록 하였다. 또한 유량을 측정하기 위하여 스크린 하류에 총압측정용 피토포관과 정압측정용 탭을 설치하여 입구덕트에서의 총압과 정압으로 측정하였다.

3. 실험방법

유량변화에 따른 압력상승의 변화를 측정하기 위하여 입구덕트에 장치된 유량조절 댐퍼에 균일하게 가공된 와서를 이용하여 유량을 조절하였다. 조정된 유량에서 먼저 회전차 입구에서의 정압과 회전차 출구에서의 정압을 측정하고 입구덕트에 설치된 총압측정용 피토포관으로 총압을 측정하여 입구덕트에서의 총압과 정압의 차로 속도를 계산하였다. 이 속도로부터 유량을 계산하여 유량계수를 산출하고 측정된 회전차 입출구의 정압 차와 회전차 입구와 디퓨저 출구의 정압(대기압)의 차로 회전차와 회전차 그리고 디퓨저를 포함하는 송풍기 전체의 정압상승계수를 산출하였다. 위와 같은 방법으로 유량을 바꾸어 반복하여 실험하여 정압특성곡선을 구하였다.

선회실속의 발생여부를 알아내기 위하여 디퓨저의 폭을 17.4 mm로 고정시킨 상태에서 설계유량에서부터 조금씩 유량을 감소시키면서 디퓨저의 반경비 $r/r_2=1.05$ 의 위치에서 I형열선을 반경방향으로 설치하여 반경방향 속도성분을 측정하였다. 선회실속의 발생이 감지되면 Fig. 1의 ㉑의 위치에 I형열선을 장치하여 회전차 입구덕트에서 유동을 측정하여 비교하였다. 본 실험에서 사용한 열선은 Kanomax 사의 제품으로 검정을 통하여 3% 정도의 최대오차를 나타 내었다. 선회실속발생의 자세한 특징을 확인하기 위해 반경비 $r/r_2=1.29$ 의 위치와 이를 기준으로 $+90^\circ$ 위치에 각각 I형열선을 설치하여 두열선으로 부터의 출력값을 비교하여 위

상차를 계산함으로써 선회실속 회전여부, 회전방향, 회전속도 등을 측정하였다. 보다 자세한 선회실속의 형태를 확인하기 위해 Fig. 2에 표시되어 있는 반경비 $r/r_2=1.05, 1.17, 1.29, 1.42, 1.54, 1.6$ 의 여러 반경위치에서 X형열선과 I형열선을 이용하여 3채널의 신호를 동시에 측정하여 반경방향과 원주방향속도를 동시에 측정하였다. 위와 같은 방법으로 여러 반경위치에서 디퓨저 폭에 대한 열선의 위치(쉬라우드 부근에서 허브부근까지)를 변화시키면서 측정을 수행하였고 같은 방법으로 유량을 변화시키면서 반복 측정하였다. 또한 회전차 내부에서의 선회실속을 측정하기 위하여 반경류형 회전차 내부의 유동을 열선과 슬립링을 이용하여 회전차 내부유동장의 반경방향 속도를 측정하였으며 자세한 측정위치는 Fig. 3과 같다. 디퓨저에서의 선회실속 측정실험과 마찬가지로 Fig. 3에서와 같이 $S/S_h=0.67$ 의 위치에서 유로중간(압력면과 부압면의 가운데, 허브와 쉬라우드의 가운데)에 I형열선을 설치하고 이를 기준으로 180° 의 위치에 또 하나의 I형열선을 설치하여 선회실속의 회전방향 회전속도 등을 측정하였다.

이와 같은 방법으로 측정된 회전차 입구에서의 속도분포와 디퓨저 내부에서의 속도분포 그리고 선회실속 셀의 수와 회전속도 등을 분석하면 측정된 선회실속이 회전차 선회실속인지 것이 없는 디퓨저 선회실속인지 확인할 수 있다.

4. 실험결과 및 고찰

본 실험에서 사용한 원심송풍기의 성능곡선을 구하기 위하여 유량계수 ϕ 와 디퓨저를 포함한 전체

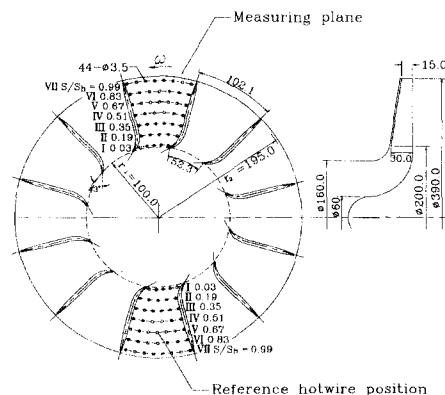


Fig. 3 Measurement point of impeller passage.

의 정압계수 $\Psi_{s,b}$ 와 디퓨저를 제외한 회전차만의 정압계수 $\Psi_{s,i}$ 를 각각 다음의 식으로 정의하였다.

$$\phi = \frac{Q}{(\pi D_2 b_2 U_2)} \quad (1)$$

$$\Psi_{s,i} = \frac{(P_{s,o,imp} - P_{s,i})}{\left(\frac{1}{2} \rho U_2^2\right)} \quad (2)$$

$$\Psi_{s,b} = \frac{(P_{s,o,diff} - P_{s,i})}{\left(\frac{1}{2} \rho U_2^2\right)} \quad (3)$$

여기서 D_2 는 회전차 출구의 직경 0.39 m 이며 b_2 는

회전차출구의 날개폭 0.015 m 를 나타내며 U_2 는 회전차출구에서의 주속도이다. $P_{s,i}$ 는 입구덕트에서 측정된 정압값이고, $P_{s,o,imp}$ 는 회전차 출구에서의 정압값 그리고 $P_{s,o,diff}$ 는 디퓨저 출구에서의 정압값이다. Fig. 4는 원심회전차의 정압특성곡선을 나타내는데 디퓨저를 포함한 원심송풍기 전체의 정압특성곡선($\Psi_{s,b}$)과 디퓨저를 제외한 회전차만의 정압특성곡선($\Psi_{s,i}$)을 제시하였다. 그림에서 나타난 바 같이 유량을 감소시켜감에 따라 각 계수 값들은 일정하게 증가하기 시작하여 $\phi=0.3$ 부근의 유량에서 각 계수들이 최대값을 나타낸다.

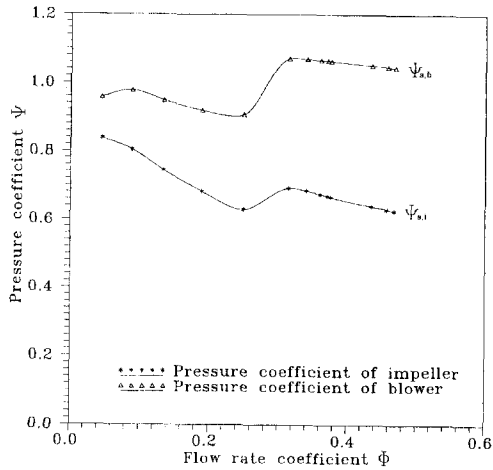


Fig. 4 Characteristic curve of centrifugal blower.

Fig. 5는 유량계수 0.34, 0.25, 0.14에 대하여 $r/r_2=1.05$ 인 디퓨저 입구, $z/b_3=0.5$ 인 유로 중간위치에서 I형열선을 이용하여 반경방향 속도를 측정하면서 Fig. 1의 ㉔에 제시되어 있는 입구덕트 속도 측정용 탭에 I형열선을 설치하여 입구덕트의 $r/r_{duct}=0.85$ 인 덕트 케이싱부분에서의 축방향 속도를 동시에 측정한 결과이다. 그림에서의 횡축은 시간을 회전차의 회전수로 나타내고 있으며 종축은 입구덕트의 축방향 속도와 디퓨저 입구에서의 반경방향 속도를 나타내며 그림의 왼쪽은 회전차 입구덕트 부분에서 측정된 결과이고 오른쪽은 디퓨저 입구에서 측정된 결과이다. 유량을 감소시키기에 따라 유량계수 0.34까지의 유량에서는 속도의 변동이 크게 나타나지 않고 있지만 유량계수 0.25의 유량에서부터 속도의 큰 변동이 나타나며 유량을 더 감소시킨 유량계수 0.14의 유량에서는 속도의 변동이 다른 주기를 가지며 나타나는 것을 확인할 수 있다. 또한 그림에서처럼 디퓨저 입구에서 선회실속의 발생이 감지되지 않는 유량계수 0.34의 유량에서는 입구덕트의 축방향 속도도 큰 변동이 없음을 알 수 있지만 선회실속의 발생이 감지되는 유량계수 0.25와 0.14의 유량에서는 입구덕트의 축방향 속도가 큰 폭으로 변동하고 있음을 알 수 있다. 이는 Fig. 4의 회전차만의 특성곡선이 유량계수 0.3 부근에서 최대값을 나타낸후 유량감소에 따라 급격히 감소하는 것으로부터 선회실속이 발생함에 따라 회전차에서 큰 손실이 발생하였음을 알 수 있다.

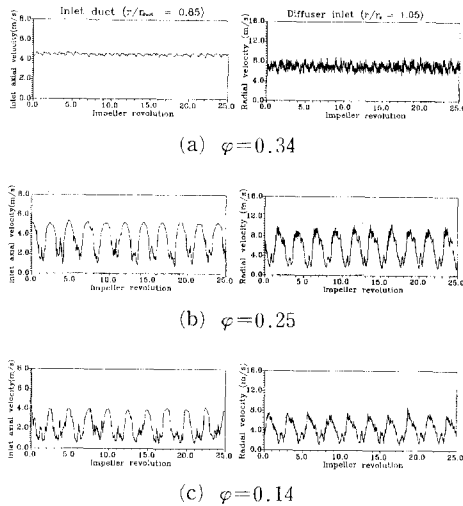


Fig. 5 Comparisons of radial velocity of diffuser inlet and axial velocity of inlet duct. (diffuser inlet : $r/r_2=1.05$, inlet duct : $r/r_{duct}=0.85$)

Fig. 6은 유량계수 0.25와 0.14의 유량에 대해 입구덕트 케이싱부분의 $r/r_{duct}=0.95$ 와 0.85의 축방향 속도와 회전방향 속도를 제시한 것으로 디퓨저 입구에서의 측정신호를 이용하여 측정순간을 일치시켜 비교한 것이다. 축방향 속도는 최고점에서부터 감소하다가 다시 증가하다 감소하는 경향을

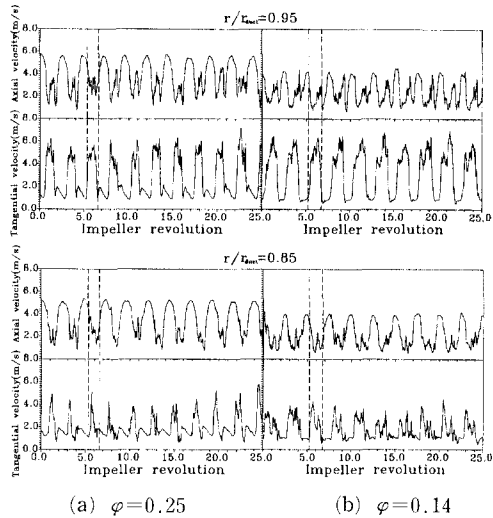


Fig. 6 Comparisons of axial and tangential velocity at inlet duct.

보이고 있으며 이러한 현상은 I형열선을 이용하여 속도를 측정할 때 역류가 발생하면 그 방향을 제대로 측정하지 못하기 때문에 발생하게 된다. 또한 회전방향 속도는 축방향 속도가 감소하는 순간에 크게 증가하는 것을 볼 수 있는데 이는 Kammer와 Rautenberg⁽⁶⁾의 결과에서도 나타나는데 회전차 선회실속 발생시 회전차 입구덕트 케이싱 부근에서 축방향 속도의 역류가 발생하고 회전방향 속도의 급격히 증가하는 것이 제시되었다.

Fig. 7은 선회실속의 회전여부, 회전속도와 선회실속 셀(cell)의 수를 측정하기 위하여 $r/r_2=1.29$ 인 디퓨저 중간, $z/b_3=0.5$ 인 유로 중간위치에 90° 의 간격으로 I형열선 두 개를 설치하여 그 출력들을 동시에 측정하여 제시한 것이다. 속도변동의 주기 f_p 와 90° 의 위상차때문에 발생하는 시간의 차이 Δt 를 측정하면 (4), (5)식에 의해 선회실속의 주기 f_s 와 선회실속 셀의 수 m 을 계산할 수 있다.

$$f_s = \frac{\theta}{360^\circ \Delta t} : \text{frequency of rotating stall} \quad (4)$$

where θ : angle between two hotwires

Δt : time lag of two signals from hotwires

$$m = \frac{f_p}{f_s} : \text{number of rotating stall cell} \quad (5)$$

where f_p : frequency of velocity fluctuation

Δt 는 측정 데이터에 대하여 각 주기에 대한 $\Delta t'$ 들의 평균값으로 계산되며 Δt 가 결정되면 (4)식에 의하여 f_s 가 결정된다. f_p 는 측정 데이터에 대한

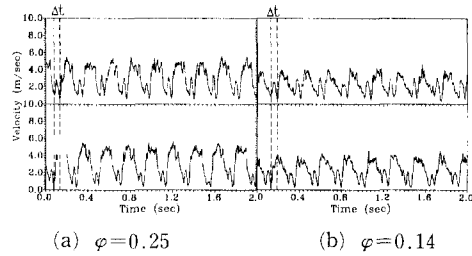


Fig. 7 Calculating method of time lag ($r/r_2=1.29$).

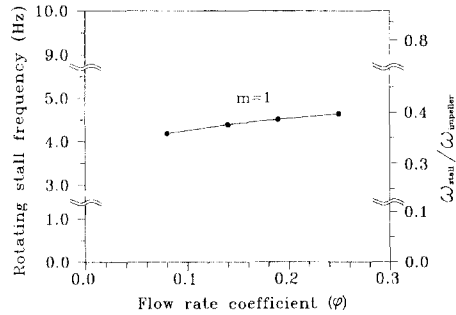


Fig. 8 Rotating speed of stall cell with respect to flow rate.

주파수 분석을 통하여 결정된다. 선회실속의 회전속도와 선회실속 셀의 수를 계산해보면 유량계수가 0.25인 유량에서는 선회실속의 회전속도는 4.7 Hz이고 선회실속 셀의 수는 1개로 나타났으며 유량계수가 0.14인 유량에서는 선회실속의 회전속도는 4.3 Hz이고 선회실속 셀의 수는 1개로 계산되었다. 이는 다른 유량계수에서도 마찬가지로 유량을 감소시키기에 따라 선회실속의 회전속도는 조금씩 감소하였고 선회실속 셀의 수는 항상 1개로 나타났다. Fig. 8은 유량에 따른 선회실속의 회전속도를 주파수(Hz)와 회전차 회전속도에 대한 비로 표시한 결과이다.

Fig. 9는 유량계수 0.34, 0.25, 0.14인 유량에서 $r/r_2=1.05$ 인 디퓨저 입구 직후, $z/b_3=0.5$ 인 유로 중간위치에서 X형열선을 이용하여 반경방향 속도와 회전방향 속도 그리고 유동각을 측정하여 제시한 것이다. 유량계수 0.34인 유량에서는 반경방향 속도, 회전방향 속도, 유동각 모두 큰 변동 없이 거의 균일한 값을 나타내고 있으나 유량계수 0.25와 0.14인 유량에서는 반경방향 속도, 회전방향 속도 유동각 모두 큰 폭의 변동이 나타나고 있다. 특히 반경방향 속도는 I형열선 측정결과와는 달리 속도의 골에서 속도가 증가하다 감소하는 부분대신 0

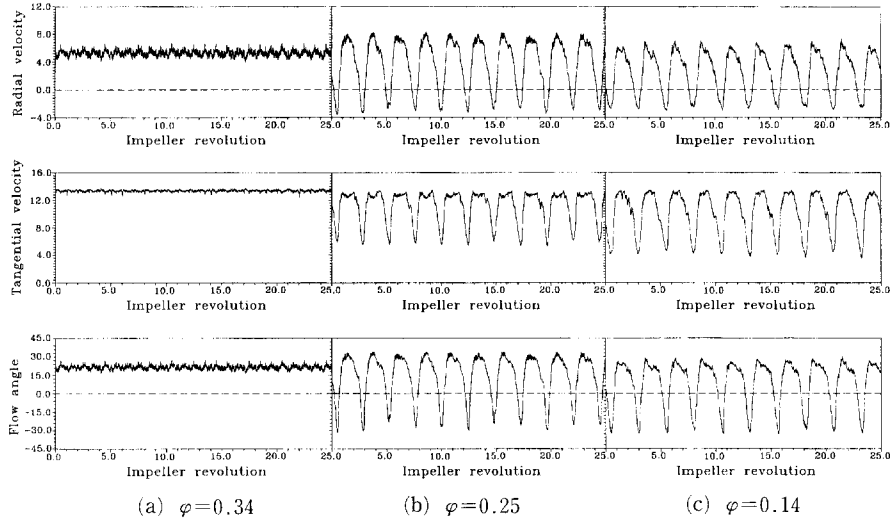


Fig. 9 Velocity fluctuations of radial and tangential velocity with respect to radial position ($\phi=0.25, z/b_3=0.5$).

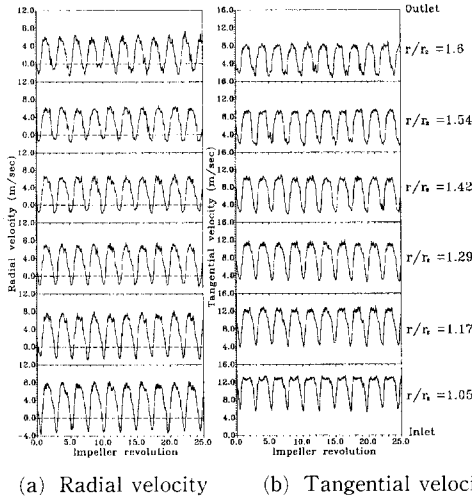


Fig. 10 Velocity fluctuations of radial and tangential velocity with respect to radial position ($\phi=0.25, z/b_3=0.5$).

이하의 역류가 존재하고 있다.

Fig. 10은 유량계수 0.25인 유량에서 $z/b_3=0.5$ 인 유로 중간위치에서 디퓨저 입구에서 출구까지 반경위치를 변화시키면서 X형열선을 이용하여 반경방향 속도와 회전방향 속도를 측정하는 것이다. Fig. 5의 I형열선 측정결과와 같은 주기를 가지며 비슷한 파형을 보이지만 속도의 골에서 역류가 존재하며 모든 반경위치에서 나타나고 있다.

Fig. 11은 $r/r_2=1.05$ 에서 $z/b_3=0.14$ 에서 0.86까지 폭 위치변화에 대한 반경방향 속도와 회전방

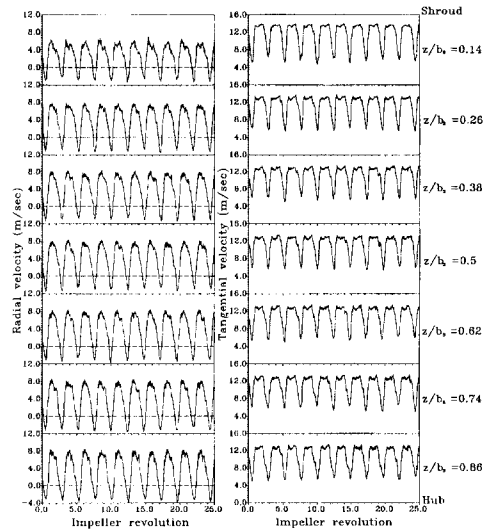


Fig. 11 Velocity fluctuations of radial and tangential velocity with respect to axial position ($\phi=0.25, r/r_2=1.05$).

향 속도를 측정하는 것으로 모든 폭위치에 대하여 속도의 변동과 역류부분이 존재하고 있다. 지금까지의 결과를 정리해보면 디퓨저에서 측정된 속도변동은 회전차 입구덕트에서도 같은 주기를 가지며 측정되고 있으며 디퓨저 입구에서부터 출구까지 전 영역에서 측정할 수 있으며 디퓨저 폭 전체에서 측정된다. 이러한 결과로부터 측정된 선회실속은 회전차 날개에서의 유동이 유량저하에 따라 박리 함

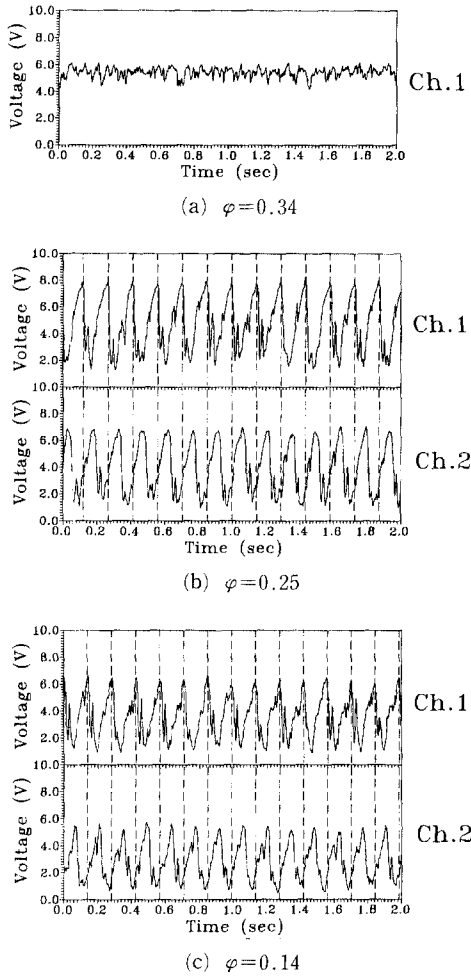


Fig. 12 Hotwire signals of impeller passage ($\phi=0.25$, $S/S_h=0.67$, midspan).

으로써 발생하는 회전차 선회실속이라고 결론 내릴 수 있다.

Fig. 12는 회전차 내부 유로에서의 속도를 측정하기 위해 I형열선을 $S/S_h=0.67$ 의 유로중간(midspan)에 설치하고 180°위치에 또 하나의 I형열선을 설치하여 두 신호를 동시에 슬립링을 통하여 측정한 결과이다. 유량계수 0.34인 유량에서 회전차 내부의 신호는 큰 변동없이 측정되고 있지만 유량계수 0.25인 유량에서는 디퓨저나 입구덕트에서의 속도와 마찬가지로 큰 폭의 변동이 존재하며 속도변동의 주파수는 6.9 Hz 정도이다. 그러나 유량을 줄인 0.14의 유량계수에서는 0.25의 유량계수와 마찬가지로 큰 폭의 속도변동이 측정되고 있으며 7.2 Hz 정도의 주파수를 나타낸다. 또한 선회

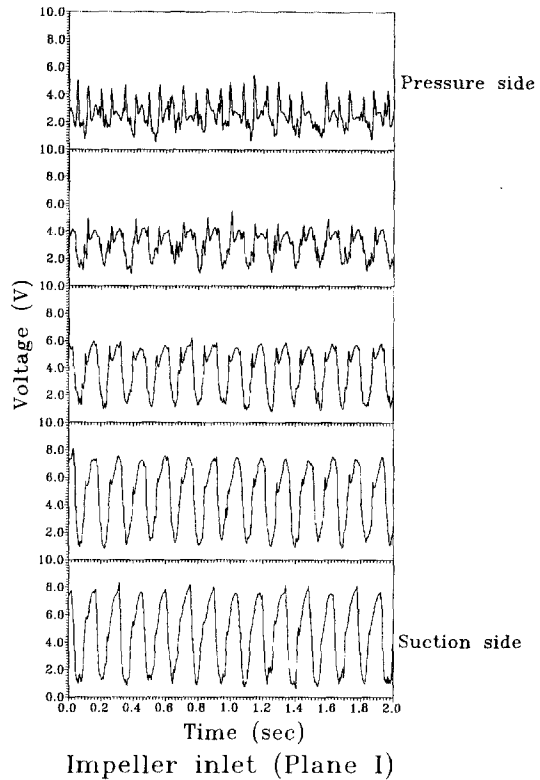


Fig. 13 Hotwire signals of impeller inlet passage ($S/S_h=0.03$, midspan).

실속 셀의 수는 두 유량에서 모두 1로 나타났다. 따라서 이러한 회전차 내부에서의 유동측정 결과는 측정된 선회실속이 회전차 선회실속이라는 결과를 더욱 명확히 해주고 있으며 회전차 내부에서 측정된 선회실속 회전속도와 디퓨저에서 측정된 선회실속 회전속도가 차이나는 것은 회전하고 있는 회전차 내부에서 발생한 선회실속을 정지하고 있는 디퓨저에서 측정하였기 때문에 생기는 결과로 두 결과의 합은 회전차의 회전속도와 같다.

Fig. 13은 유량계수 0.25인 유량에서 회전차 내부 입구부분($S/S_h=0.03$), 유로중간(midspan)의 압력면에서 부압면까지 I형열선을 반경방향으로 설치하고 측정된 결과로 Fig. 3에서의 레퍼런스 열선 위치에 I형열선을 설치하여 시간에 대한 레퍼런스 신호로 사용하였다. 그림에서처럼 부압면에서의 뚜렷한 속도의 변동은 압력면쪽에서는 명확히 나타나지 않고 있으며 이는 날개에서의 박리가 부압면에서부터 발생하여 발달하기 때문인 것으로 생각된다.

5. 결 론

본 연구에서는 I형열선과 X형열선을 이용하여 반경류형 회전차를 가지는 원심송풍기의 것이 없는 디퓨저에서의 선회실속을 측정하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 작동유량을 줄이면서 디퓨저에서 발생하는 선회실속을 측정한 결과 유량계수 0.25인 유량부근에서부터 속도의 변동이 측정되었고 이는 회전차 입구덕트에서 측정된 속도변동과 같은 주기를 가지며 측정된 선회실속은 회전익의 박리에 의한 회전차 선회실속으로 판명되었다.

(2) 유량이 감소함에 따라 디퓨저에서 측정된 선회실속의 회전속도는 점차 감소하고 있으며 실속셀의 수는 유량의 변화에 관계없이 1로 일정하다.

(3) 디퓨저에서의 유동을 측정한 결과 속도의 변동은 디퓨저 입구에서 출구까지 거의 전 영역에서 발생하고 있으며 속도변동의 끝에서는 역류가 발생하고 있다.

(4) 회전차 내부에서 발생한 회전차 선회실속은 회전차 상류의 입구덕트와 하류의 디퓨저에까지 영향을 미치며 입구덕트와 디퓨저에서 측정된 선회실속의 주파수와와의 합이 회전차의 회전주기와 일치하고 있다.

후 기

본 연구는 96년도 교육부 기계공학 학술연구조성비 기계공학분야 지원(과제번호: ME96-B-07)에 의해 이루어진 것이며, 여기에서 관계기관에 깊은 감사를 포함합니다.

참고문헌

- (1) Lennemann E., Howard J. H. G., 1970, "Unsteady Flow Phenomena in Rotating Centrifugal Impeller Passage," *Journal of Engineering for Power*, pp. 65~72.
- (2) Kubo T., Murata S., 1976, "Unsteady Flow Phenomena in Centrifugal Fans," *Bulletin of the JSME*, pp. 1039~1046.
- (3) Haupt U., Rautenberg M., 1982, "Investigation of Blade Vibration of Radial Impellers by Means of Telemetry and Holographic Interferometry," *Journal of Engineering for Power*, pp. 838~843.
- (4) Haupt U., Rautenberg M., 1984, "Blade Vibration Measurements on Centrifugal Compressors by Means of Telemetry and Holographic Interferometry," *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, pp. 70~78.
- (5) Frigne P., Van Den Braembussche R., 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*, pp. 838~843.
- (6) Kämmer N., Rautenberg M., 1986, "A Distinction Between Different Types of Stall in a Centrifugal Compressor Stage," *Journal of Engineering for Gas Turbine and Power*, pp. 838~843.
- (7) Ishida M., Sakaguchi D., Sun Z., 1997, "Relationship between Rotating Stall Inception and 3-D Flow Separation on Vaneless Diffuser Walls in Centrifugal Blowers," *JSME International Conference on Fluid Engineering*, pp. 1097~1102.