

# 원심형 송풍기에서 베인리스 디퓨저의 폭변화가 선회실속에 미치는 영향

김진형\* · 조강래†

(2000년 8월 7일 접수, 2001년 8월 27일 심사완료)

## Effect of Diffuser Width on Rotating Stall in Centrifugal Blower with Vaneless Diffuser

Jin Hyung Kim and Kang Rae Cho

**Key Words:** Rotating Stall(선회실속), Vaneless Diffuser(베인리스 디퓨저), Diffuser Width(디퓨저 폭), Radial Vane Impeller(반경방향 깃 회전차), Backward Curved Vane Impeller(뒤굽은 깃 회전차)

### Abstract

It is generally known that radial vane blowers with vaneless diffuser may generate mostly only a rotating stall but backward curved vane blowers may do both an impeller and a diffuser rotating stalls. In this study, it was found from the numerical and experimental results that the diffuser rotating stall does not appear in a radial vane because of the suppression for the diffuser stall appearance by occurring of impeller rotating stall in a large flow rate coefficient. The diffuser rotating stalls occurring when the width of diffuser is broaden for a backward curved vane blower are classified definitely by the diffuser flow rate coefficient defined by adopting the varying diffuser width.

### 기호설명

- : 디퓨저 폭
- : 회전차 깃 출구에서의 폭,  $b_3$  : 디퓨저 입구에서의 폭,  $b_4$  : 디퓨저 출구 폭
- : 통과 주파수
- : 회전차의 회전 주파수,  $f_{rel, st}$  : 회전차선 회실속 셀의 회전차에 대한 상대적 통과 주파수,  $f_{st, imp}$  : 회전차 선회 실속 셀의 디퓨저에서의 통과 주파수,  $f_{st, diff}$  : 디퓨저 선회실속 셀의 통과 주파수
- : 셀 갯수

- $n$  : 회전차 회전속도
- $r$  : 디퓨저 반경 위치
- $r_2$  : 회전차 출구 반경,  $r_3$  : 디퓨저 반경(=  $r_2$ )
- $v_r$  : 반경방향 속도성분
- $v_\theta$  : 원주방향 속도성분
- $\beta_1$  : 회전차 깃 입구각
- $\beta_2$  : 회전차 깃 출구각
- $\alpha$  : 디퓨저 입구 유동각,  $\tan^{-1}(v_r/v_\theta)$
- $\varphi$  : (회전차)유량계수,  $\varphi = Q/(2\pi r_2 b_2 U_2)$
- $Q$  : 송풍기 체적유량
- $U_2$  : 회전차 출구 회전 원주속도
- $\varphi_d$  : 디퓨저 유량계수,  $\varphi_d = \varphi(b_2/b_3)$
- $\Psi$  : 압력계수,  $\Psi = 2(P_{s,o} - P_{s,i})/(\rho U_2^2)$
- $P_{s,o}$  : 디퓨저 출구 정압
- $P_{s,i}$  : 회전차 입구에서의 정압

\* 중소기업진흥공단, turb1529@hananet.net

† 책임저자, 회원, 연세대학교 기계공학과

E-mail : krcho@yonsei.ac.kr

TEL : (02)2123-2812 FAX : (02)312-2159

$\omega$  : 회전 각속도  
 $\omega_{imp}$  : 회전차 회전각속도

1. 서론

원심형 송풍기, 압축기는 회전차와 깃이 있는 디퓨저 또는 깃이 없는 디퓨저로 구성되어 있다. 회전차와 깃이 있는 디퓨저에서는 저유량일 때 깃에서 발생하는 박리로 인해 선회실속이 발생한다. 그러나 깃이 없는 디퓨저에서는 이와 같은 깃에 의한 박리가 없어도 저유량에서 선회실속이 발생하며, 그 원인은 아직 분명하지 않다. 지금까지의 연구결과에 의하면 디퓨저 내부 유동의 경계층 박리에 의한다는 것이 실험과 경계층 이론으로 제시되어 있다.<sup>(1)</sup> Senoo 등<sup>(2,3)</sup>은 이것에 근거를 두고 선회실속의 발생한계를 디퓨저의 역류가 발생하는 디퓨저에의 입구유동각을 기준으로 하여 디퓨저 폭이 선회실속에 미치는 영향을 경계층 이론과 실험에 의해 연구하였다.

깃이 없는 디퓨저는 압력회복을 위해 사용된다. 그러므로 디퓨저의 기본 치수인 디퓨저 폭과 디퓨저 내의 반경비가 선회실속에 미치는 영향에 대하여 많은 연구가 되어 왔다.<sup>(4,5)</sup> 특히 디퓨저 폭의 조정에 의해 선회실속의 발생 한계 유량계수를 제어할 수 있다는 경험적 사실이 있었기 때문에<sup>(6)</sup> 디퓨저 폭과 선회실속에 관한 연구가 다각적으로 이루어져 왔다.<sup>(5,7,8)</sup> 그러나 이들의 결과가 주로 디퓨저에의 유입유동각  $\alpha$ 를 기준으로 정리되어 왔었음에도 불구하고 디퓨저 폭의 증감과 선회실속의 발생한계 유입유동각  $\alpha_{crit}$ 의 증감과의 관계가 연구자마다 상이한 결과를 나타내었다.<sup>(1-3,5,9)</sup>

본 연구는 디퓨저 선회실속의 발생여부가 회전차 선회실속의 발생과 무관하지 않다고 보고<sup>(10)</sup> 두 가지 선회실속의 발생조건을 비교검토 한다. 그리고 디퓨저 폭이 이들 두 가지 선회실속에 미치는 영향을 연구하기 위해 디퓨저 유량계수를 새로이 정의하여 선회실속의 상태와 디퓨저 유량계수와의 관계를 연구하였다.

2. 실험장치 및 측정방법

2.1 실험장치

본 연구에서는 주로 회전차 선회실속만을 발생

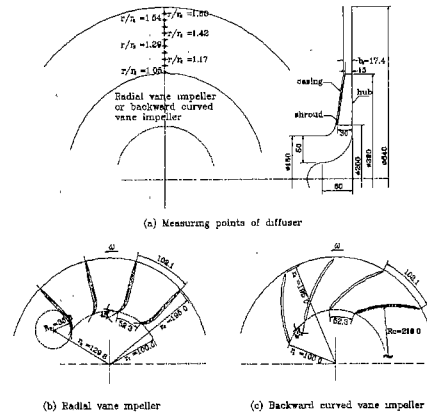


Fig. 1 Configuration of centrifugal blower

하는 것으로 알려져 있는 반경방향 깃 회전차<sup>(10)</sup>와 회전차 실속과 디퓨저 실속의 발생을 기대할 수 있는 뒤굽은 깃 회전차를 대상으로 실험하였다. 회전차와 디퓨저의 기본치수는 Fig. 1(a)와 같으며 Fig. 1(b,c)에 제시된 두 회전차의 깃 입구각  $\beta_1$ 은 설계유량계수  $\phi=0.44$ 에서 무충돌로 유입할 수 있는  $\beta_1=43^\circ$ 로 되어 있다. 깃 출구각  $\beta_2$ 는 반경방향 깃의 경우  $\beta_2=90^\circ$ 이며, 뒤굽은 깃은  $\beta_2=45^\circ$ 로 되어있다. 깃 수는 모두 12이며, 실험은 설계 회전속도 700rpm(회전 주파수  $f_{imp} = 11.7(\text{Hz})$ , 회전 각속도  $\omega_{imp} = 73.3(\text{rad/s})$ )의 한 가지에 대하여 하였다.

디퓨저는 깃이 없는 것으로 하고 유동장이 축대칭으로 나타나도록 와류실이 없는 평행평판으로 하였다. 디퓨저 폭  $b_3$ 는 개방형 회전차의 깃과 케이싱 사이에 필요한 틈새 2.4mm를 고려하여 회전차 깃 출구폭  $b_2=15\text{mm}$ 에 대해  $b_3=17.4\text{mm}$ 로 하였으며, 디퓨저 내의 반경비는  $r_1/r_2=1.64$ 로 일정하게 하였다. 여기서  $b_3=17.4\text{mm}$ 를 기준 폭이라고 부르며, 디퓨저 폭의 변화는 회전차 허브 쪽의 디퓨저 원판의 바깥쪽으로의 이동에 의해 실시되었으며, 디퓨저 원판의 이동은 회전차 허브 원판의 두께 10mm를 넘지 않는  $b_3=27.0\text{mm}$ 까지의 4단계로 하였다. 실험장치 전체의 상세도는 앞서 발표된 저자들의 논문<sup>(11)</sup>에 소개되어 있다.

2.2 측정방법

선회실속의 측정방법은 이미 저자들의 논문<sup>(11)</sup>에서 설명된 바 있으나 요약해서 설명하면 다음과 같다.

(1) 선회실속의 발생여부를 확인하기 위해 I형 열선이나 캡이 씌워진 I형 열선 하나를 디퓨저 입구에서 출구사이에 (Fig. 1(a) 참조) 설치하여 주기적인 신호의 발생여부를 확인한다. 캡이 씌워진 열선은 캡에 뚫어진 구멍의 방향이 유동방향과  $\pm 15^\circ$  이상 차이 나면 그 출력이 급격히 감소하는 지향성이 강한 특성을 가지므로 선회실속이 약해서 I형 열선으로는 신호의 주기성을 식별하기 어려울 때 대신 사용된다.

(2) 선회실속의 발생이 확인되면 이것이 디퓨저 실속인지 회전차 실속인지를 확인하기 위해서 회전차 내부 신호 또는 디퓨저 바로 입구에서 측정된 신호로부터 확인한다.

(3) 선회실속의 셀의 회전속도와 셀 수는 같은 반경위치에서  $90^\circ$  간격으로 설치된 I형 열선 또는 캡이 씌워진 열선 두 개의 신호로부터 측정된 위상차를 이용하여 계산한다.

(4) 디퓨저 내부의 2차원(원주방향과 반경방향) 속도성분의 분포를 측정하기 위하여 X형 열선과 I형(또는 캡이 씌워진) 열선을 사용한다. I형 열선 쪽은 실속신호가 명확하게 나타나는 곳에 고정시키고 이 신호를 기준 신호로 하여 X형 열선의 출력을 위상별 시간 평균속도를 측정한다.

(5) 열선의 측정 오차는 최대 3%로 나타났다. 따라서 X형 열선에 의한 각도 측정은  $v_r/v_\theta$ 가 작은 경우 대략  $v_r/v_\theta$ 에 비례하므로 제곱평균에 의한 유동각의 측정 오차는 최대 4.2%가 된다.

보다 상세한 측정방법과 회전차와 디퓨저의 선회실속 셀의 통과 주파수  $f_{st, imp}$ ,  $f_{st, diff}$  및 셀의갯수  $m$ 을 계산하는 방법 등은 앞서 발표된 저자들의 논문<sup>(11)</sup>을 참조하기 바란다.

3. 실험결과

3.1 압력특성곡선

회전차와 디퓨저를 포함한 실험용 송풍기의 압력특성곡선은 입구덕트 끝에 부착된 댐퍼조정에 의하여 구하였다. 그 결과는 Fig. 2와 같다. 여기서 압력계수  $\Psi$  는 디퓨저 출구에서의 정압

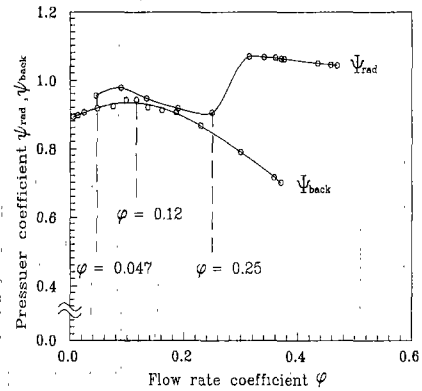


Fig. 2 Characteristic curves of centrifugal blower with radial vane impeller and backward curved vane impeller

$P_{s,o}$ 와 회전차 입구에서의 정압  $P_{s,i}$ 와의 차를 회전차 회전주속도  $U_2$ 에 해당하는 공기 동압  $\rho U_2^2/2$ 로 무차원화 되었으며, 유량계수  $\phi$ 는 체적 유량  $Q$ 를 회전차 출구폭  $b_2$ 를 기준으로 한 체적 유량  $\pi D_2 b_2 U_2$ 로 무차원화 되었다.

$$\Psi = \frac{P_{s,o} - P_{s,i}}{\rho U_2^2 / 2}, \quad \phi = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 U_2}$$

(1)

반경방향 및 회전차의 압력특성 곡선  $\Psi-\phi$ 는 유량감소에 따라 아주 완만하게 상승하고 있으며,  $\phi=0.3$  부근에서 최대치를 나타내었다가 급격히 떨어진 후 안정을 되찾아 다시 상승하고 있다. 이와 같은 급격한 압력계수의 감소는 소위 실속에 의한 것으로 알려져 있으며, 압력계수가 최대로 나타나는 점을 일반적으로 실속점이라고 부르고 있다. 한편 뒤굽은 것의 회전차의 경우는 것 출구각  $\beta_2$ 가  $90^\circ$  보다 작기 때문에 오일러(Euler)의 이론 수두가 반경방향 및 회전차보다 작아지므로 회전차가 낼 수 있는 최대유량은 반경방향 것의 경우보다 작아지므로 전형적인 우향하강곡선으로 나타나고 있다. 압력계수는  $\phi=0.12$  부근에서 최대치를, 그 보다 작은 유량에 대해서는 반경방향 것의 경우와 달리 완만한 압력감소를 나타내고 있다.

3.2 회전차 선회실속

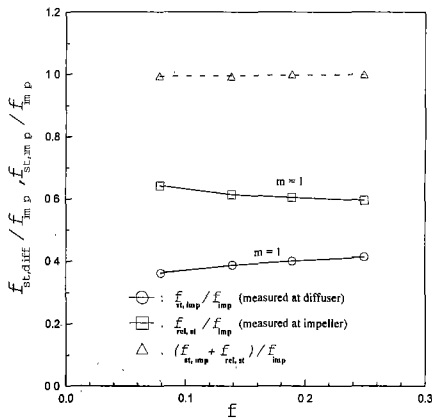


Fig. 3 Rotating speed of stall cell with respect to flow rate for radial vane impeller

3.2.1 반경방향 깃 회전차

회전차 선회실속은 유량감소에 따라 회전차 입구유동각이 작아지면서 깃 압전(Leading edge) 부근에 발생하는 박리유동의 결과 발생하는 것으로 설명된다. 그래서 회전차 선회실속은 회전차 내부에서 발생하며, 이것으로 인한 속도변동은 회전차 상류 쪽의 입구단트와 하류 쪽의 디퓨저에 전파된다. 따라서 깃이 없는 디퓨저 입구에서부터 회전차 내의 선회실속과 유사한 유동장이 나타나기 때문에 다음에 다루어지는 디퓨저 고유의 선회실속과 구별할 수 없다. 그러나 회전차 선회 실속에 대한 확인은 회전차 입구 또는 디퓨저 입구부분에서의 속도변동을 함께 검토함으로써 가능하다.

반경방향 깃 회전차에 대한 회전차 선회실속은 유량계수가  $\phi \leq 0.25$ 에서부터 가능하였다.  $\phi = 0.25$ 는 압력특성곡선 상의 압력계수가 급격히 떨어진 후 안정운전이 회복되는 유량계수에 해당한다. 이것은 역으로 말하면 압력계수가 제일 크게 나타나는  $\phi = 0.3$ 부근에서 회전차 선회실속이 발생하기 시작하였기 때문에 압력특성곡선이 급강하한 것이라고 설명할 수 있다. 그리고 회전차 선회실속의 셀 수는 항상  $m=1$ 이고, 셀의 회전차에 대한 상대 선회주파수  $f_{rel, st}$  (Hz)는 회전차 회전주파수  $f_{imp}$ 와의 비  $f_{rel, st} / f_{imp}$ 는 Fig. 3과 같이 나타났다. 회전차의 회전주파수가  $f_{imp}$ (Hz)일 때 회전차 내부에서 발생하는 회전차의 선회실속

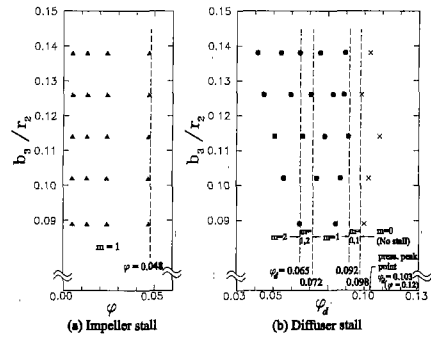


Fig. 4 Rotating stall appearance depending on  $\phi$  or  $\phi_d$  for backward curved vane impeller (●:Diffuser stall, ▲: Impeller stall, × : No stall)

유동장의 상대 선회주파수가 회전차 회전과 반대 방향으로  $f_{rel, st}$ (Hz)로 나타나고 그것이 그대로 디퓨저에 전달된다고 하면 디퓨저 내에서 관측되는 선회실속 주파수  $f_{st, imp}$ 는  $f_{st, imp} = f_{imp} - f_{rel, st}$ 로 나타나야 한다. 여기서  $f_{st, imp} > 0$  이면 회전차 회전방향과 같은 방향으로 회전하고 있는 것으로 된다.  $f_{rel, st}$ 과  $f_{st, imp}$ 가 회전차 회전주파수  $f_{imp}$ 의 비로 제시된 Fig. 3에서 이들의 합이 거의 1로 나타나고 있는 것은 회전차 선회실속이 디퓨저에 그대로 전파되어 나타나고 있음을 나타내고 있다. 디퓨저에서 측정된  $f_{st, imp} / f_{imp}$ 의 값은 유량계수가  $\phi = 0.25$ 에서 0.08로 감소함에 따라 0.39에서 0.35로 약간 감소하고 있다. 그러나 근사적으로는  $f_{st, imp} / f_{imp} \approx 0.37$ 의 일정한 값이라고 볼 수 있다.

3.2.2 뒤굽은 깃 회전차

뒤굽은 깃 회전차에서의 회전차 선회실속은  $\phi \leq 0.047$ 의 매우 작은 유량계수에서 나타났다. 이 측정결과는 Fig. 4(a)에 제시되어 있으며 회전차 선회실속 통과 주파수와 회전차 회전 주파수와의 비  $f_{st, imp} / f_{imp}$ 는 Fig. 5(a)에 제시되어 있다. 이 값은 반경방향 깃 회전차의 경우와 달리 유량계수의 감소에 따라 크게 감소하고 있으며,  $\phi = 0.047$ 에서 0.005까지의 감소에 대해  $f_{st, imp} / f_{imp} = 0.489$ 에서 0.293으로 감소하고 셀 수는 항상  $m=1$ 이었다. Fig. 4(a)에서 알 수 있듯이 디퓨저 폭을

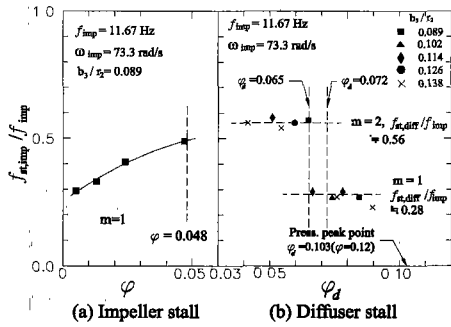


Fig. 5 Rotating speed stall cell and its numbers(measured on diffuser) for backward curved vane impeller

$b_3/r_2=0.089\sim 0.138$ 까지 변화시켜도 회전차 선회실속의 발생 최대 유량계수에는 변함이 없었으며, Fig. 5(a)에는 디퓨저 기준폭  $b_3/r_2=0.089$ 에 대한 결과만이 제시되어 있으나 다른 디퓨저 폭에 대해서도 셀 수 및 셀의 선회실속에는 아무런 변화가 없었다. 이것은 회전차 선회실속의 발생원인이 디퓨저 폭과 무관함을 의미한다.

3.3 회전차 선회실속

디퓨저 선회실속은 디퓨저 내에서 나타나는 선회실속이며, 이로 인한 주기적인 유동변동은 회전차 내부 및 회전차 입구부분에까지 영향을 미치지 못한다. 그런데 본 연구용 반경방향 깃 회전차에서는 디퓨저 선회실속은 나타나지 않았다. 뒤굽은 깃 회전차에 대한 디퓨저 선회실속과 디퓨저 폭을 확대하였을 때의 선회실속에 대한 실험결과는 다음과 같다.

3.3.1 기준 디퓨저 폭의 경우

디퓨저 기준 폭  $b_3/r_2=0.089$ 에 대해 측정된 디퓨저의 선회실속의 결과는 Fig. 4(b)와 Fig. 5(b)에 제시되어 있다. 디퓨저 선회실속은 디퓨저 내의 유동에 관계할 것이므로 유량계수로서 디퓨저 폭  $b_3$ 를 기준으로 한 디퓨저 유량계수  $\phi_d$ 를 사용하기로 한다.  $\phi_d$ 와 회전차 유량계수  $\phi$ 와의 관계는 다음과 같다.

$$\phi_d = \phi \left( \frac{b_2}{b_3} \right) = \phi \left( \frac{b_2}{r_2} / \frac{b_3}{r_2} \right) \quad (2)$$

Fig. 4(a)에서 보았듯이 뒤굽은 깃 회전차의 기준 디퓨저 폭에 대해 실험한 결과 회전차 선회실

속은  $\phi \leq 0.047$ 에서,  $\phi_d$ 로는  $\phi_d \leq 0.041$ 의 작은 유량계수에서 나타나는 것이 확인되었는데, 디퓨저 선회실속은 이보다 큰  $\phi_d=0.065\sim 0.084$  ( $\phi=0.075\sim 0.098$ )에서 발생하는 것이 확인되고  $\phi_d \geq 0.100$  ( $\phi \geq 0.116$ )에서는 사실상 나타나지 않음이 확인되었다. 그러나 디퓨저 선회실속이 확인되었던 하한계 유량계수보다 작은 유량범위  $0.041 \leq \phi_d \leq 0.064$ 에서는 뚜렷한 디퓨저 선회실속으로 확인될 수는 없었으나 디퓨저 선회실속이 소멸되는 과정에 있었던 것으로 볼 수 있었다. 디퓨저 선회실속이 불안정하게 나타나는 최대 유량계수  $\phi_d=0.098$  ( $\phi=0.114$ )은 압력특성곡선의 최대 압력계수에서의 유량계수  $\phi=0.12$ 에 매우 가깝다. 따라서 뒤굽은 깃의 경우는, 반경방향 깃의 경우와 달리 디퓨저 선회실속이 초생 상태로 나타남으로써 압력 특성곡선이 저유량 방향으로 완만하게 하강하기 시작한 것으로 해석된다.

3.3.2 확대 디퓨저 폭의 경우

디퓨저 선회실속의 발생은 디퓨저 폭( $b_3$ )의 크기와 디퓨저에 유입되는 유동의 상태에 관계할 것이나 아직 확실한 것은 알 수 없다. 여기서는 디퓨저 폭의 크기가 디퓨저 선회실속에 미치는 영향에 대해 검토한다.

디퓨저 폭이 기준 폭비( $b_3/r_2=0.089$ )일 때는 Fig. 4(b)에서 알 수 있듯이  $\phi_d \geq 0.100$ 의 유량계수에서 디퓨저 선회실속은 발생하지 않았다. 그래서 디퓨저 폭을 기준폭비 0.089에서 0.138까지 4단계로 바꾸어 선회실속을 발생할 수 있는 최대 디퓨저 유량계수  $\phi_d$ 를 찾았다.

디퓨저 폭을 변화시켰을 때 나타나는 디퓨저 선회실속의 결과는 Fig. 4(b) 및 Fig. 5(b)와 같다. Fig. 4(b)에서 도출되는 결과는 다음과 같다.

(1) 디퓨저 선회실속은 디퓨저 폭( $b_3/r_2=0.089\sim 0.138$ )의 크기에 관계없이  $\phi_d < 0.092$ 에서 발생하였고,  $\phi_d > 0.098$ 에서는 발생하지 않았다. 그리고,  $0.092 < \phi_d < 0.098$ 에서는 셀 수가  $m=1$ 의 선회실속이 불규칙적으로 나타난다.

(2) 디퓨저 선회실속은 선회실속이 발생하는 유량계수의 범위 중에서도 큰 유량계수범위,  $0.072 < \phi_d \leq 0.092$ 에서는  $m=1$ 로, 작은 유량계수의

범위,  $0.041 \leq \varphi_d \leq 0.065$ 에서는  $m=2$ 로 나타났다. 그리고  $m=1$ 과  $m=2$ 의 경계유량계수  $0.065 < \varphi_d < 0.072$ 에서는  $m=1$  또는  $m=2$ 의 셀이 불규칙적으로 나타났다.

(3) 디퓨저 유량계수  $\varphi_d$ 를 디퓨저 폭의 확대가 아니고 주로 유량감소에 의해 감소시킨다면 디퓨저 선회실속이 발생하는 하한계로서 회전차 유량계수가  $\varphi \leq 0.047$ 로 감소됨으로써 디퓨저 선회실속은 회전차 선회실속으로 대체된다. 한편 회전차 유량계수는 회전차실속이 발생하지 않는 유량계수  $\varphi > 0.048$ 로 유지되고  $\varphi_d$ 가  $b_3/r_2=0.089$ 의 경우  $\varphi_d \leq 0.064$ ,  $b_3/r_2=0.138$ 의 경우는  $\varphi_d \leq 0.041$ 의 작은 값으로 감소되면, 즉 디퓨저의 단위 폭에 대한 유량이 그만큼 작아지면 디퓨저 선회실속은 불규칙하게 나타나거나 소멸한다고 해석될 수 있다.

위의 실험결과로부터 다음과 같은 연역이 가능할 것이다. 반경방향 및 회전차의 경우  $\varphi \leq 0.25$ 에서 회전차 실속만이 발생하였는데, 반경방향 및 회전차라고 하여도 회전차에 따라 회전차 실속이 발생하는 유량계수를 디퓨저 선회실속이 발생할 수 있는 회전차 유량계수( $\varphi$ )보다 작게 할 수 있거나 또는 디퓨저 폭을 확대시킴으로써, 예를 들어 본 연구에서와 같이  $\varphi_d < 0.092$ 로 할 수 있다면 디퓨저 선회실속이 발생할 수 있는 것으로 기대된다.

다음에 Fig. 5(b)에서 도출되는 디퓨저 선회실속 셀에 대한 결과는 다음과 같다. 즉, 디퓨저 선회실속의 셀의 통과 주파수는 디퓨저 유량계수에 관계없이  $m=1$  일 때  $f_{st, diff}/f_{imp} = 0.28$ 로 나타났다. 그리고  $m=2$  일 때는 셀 자체의 선회속도는 변함이 없었지만 셀이  $m=2$ 로 쪼개짐으로써 셀의 통과 주파수  $f_{st, diff}/f_{imp}$ 의 값이  $m=1$  일 때의 두 배로 되었다.

이상으로 뒤굽은 것의 회전차를 갖는 원심형 터보기계에서 디퓨저의 폭이 디퓨저 선회실속에 미치는 영향은 디퓨저 유량계수  $\varphi_d$ 에 의해 잘 정리될 수 있었으며, 이것으로 합리적인 결과가 도출될 수 있었다.

한편 Senoo 등<sup>(2)</sup>은 디퓨저 선회실속이 디퓨저 경계층의 역류로 인해 발생한다고 보고 디퓨저 폭과 디퓨저 선회실속의 발생 한계를 디퓨저에의

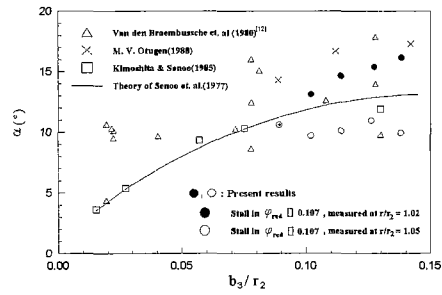


Fig. 6 Critical flow angles of rotating stalls in diffusers with respect to diffuser width ratio  $b_3/r_2$

유입유동각  $\alpha$ 를 기준으로 하여 한계 유동각  $\alpha_{crit}$ 의 이론곡선을 제시하였다. Fig. 6에는  $b_3/r_2 = 0.089 \sim 0.138$  사이의 5가지 폭에 대해 디퓨저 선회실속이 발생하는 최대 한계유량의 유동각  $\alpha_{crit}$ 을 디퓨저 입구 직후인  $r/r_2=1.02$ 에서 측정된 결과가 Senoo의  $\alpha_{crit}$ 의 이론곡선 및 다른 연구자들<sup>(11)</sup>에 의한 실험결과와 함께 제시되어 있다.

본 연구의 실험치들은 Fig. 4(b)에서  $\varphi_d=0.092$ 의 한계선에 가까운 디퓨저 선회실속의 유동각  $\alpha$ 를 폭 방향으로 면적 평균한 측정치들이다. Fig. 6에서  $b_3/r_2=0.089$ 와  $0.102$ 의 두 점을 제외하면 본 실험치는 Senoo의 예측치 보다 상당히 크게 나타나고 있다. 그러나 본 실험의 경우 디퓨저 폭의 확대를 회전차 허브 쪽의 벽면을 이동시켜서 확대한 것이므로,  $r/r_2=1.02$  지점에서는 유동확대가 충분히 이루어져 있지 않다고 보고 약간 하류 쪽인  $r/r_2=1.05$ 에서  $\alpha$ 를 다시 측정하여 그 결과를 같은 그림에 흰 O표로 표시해 보았다. 이번에는 이들이 Senoo의 예측치 보다 작게 나타나고 있다. 이들 두 가지 결과에서 보면  $\alpha$ 의 측정 위치에 따라서는 상당히 잘 맞을 수도 있다고 할 수 있다.

여기서 유동각은 X형 열선에 의해 측정되었으므로 2.2절에서 언급되었듯이 각도 측정의 오차는 최대 4.2%가 된다. 그러나 폭 방향의 한 점에서 같은 위상에서 측정된 값들의 시간평균치에 대한 변화폭은, 실속발생 전에는 최대  $\pm 2^\circ$ 이었으며, 시간평균치의 폭 방향의 편차는 폭의 길이 평균치에 대해  $+1^\circ$ 에서  $-2^\circ$  범위 내에 있었다.

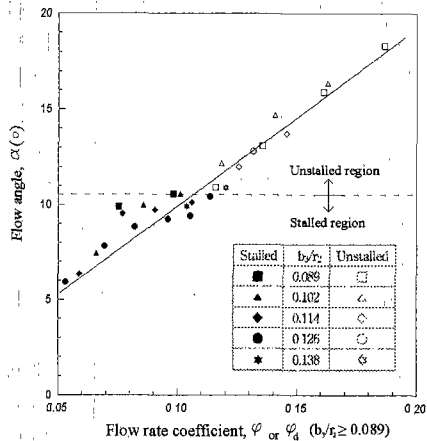


Fig. 7 Flow angle vs. flow coefficient, including the effect of diffuser width ratio  $b_3/r_2$

한편 실속이 일어나고 있을 때는 시간 평균 변화폭은 약간 커지고 최대  $\pm 3^\circ$  이었지만 폭 방향의 편차는 더 커지고 허브 쪽 벽에서 폭 중간 사이에서는 폭 길이 평균치에 대해 최대  $+3^\circ$ , 폭 중간에서 슈라우드 쪽 사이에서 최대  $-6^\circ$  의 편차를 보였다.

다음에 디퓨저 유량계수  $\varphi_d$ 와 디퓨저 입구 유동각  $\alpha$  사이의 관계를 예측해 본다. 일정한 유량, 즉 일정한 회전차 유량계수  $\varphi$ 에서 디퓨저 폭  $b_3$ 를 줄임으로써 디퓨저 유량계수  $\varphi_d$ 를 크게 하는 것은 디퓨저의 단위 폭에 대한 유량증대를 의미한다.  $\varphi$ 가 일정하다면 이론 수두가 일정하므로 디퓨저 폭의 변화와는 관계없이 회전차 출구에서의 접선 속도성분  $v_\theta$ 는 일정하다. 한편 반경방향 속도성분  $v_r$ 는 디퓨저 폭에 반비례하며,  $\varphi_d$  또한 디퓨저 폭에 반비례하므로  $v_r$ 는 결국  $\varphi_d$ 에 비례하게 되므로, 디퓨저 입구에서의 유동각  $\alpha$ 는  $\varphi_d$ 의 어느 범위 내에서 비례한다고 할 수 있다.

다음에 폭비가 제일 큰  $b_3/r_2=0.138$ 일 때에 디퓨저 실속이 일어나는 유량계수의 범위  $0.047 < \varphi < 0.114$  ( $0.041 < \varphi_d < 0.098$ )에서 압력계수의 변화, 즉  $v_\theta$ 의 변화가 작은 지의 여부를 검토한다. 디퓨저 실속이 일어나는 유량계수는, Fig. 1의 송

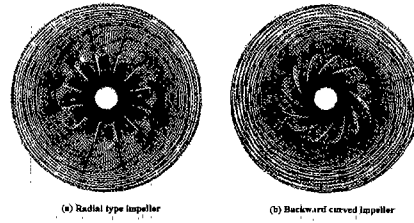


Fig. 8 Velocity vector diagram for B-B plane ( $\phi = 0.25$ , mid-span)

풍기 특성곡선으로부터 압력계수의 범위  $0.90 < \psi < 0.94$ 에 해당한다. 디퓨저 실속이 발생하는  $\varphi$ 와  $\psi$ 의 두 범위를 각 계수의 최소치에 대한 비율로 나타내보면  $\varphi$ 의 변화율의 범위  $1 \sim 2.42$ 가  $\psi$ 의 변화율의 범위  $1 \sim 1.04$ 에 해당한다. 따라서 본 실험에서 사용된 송풍기의 경우 선회실속이 일어나는 유량계수의 범위 내에서 압력계수의 변화는 상대적으로 작다고 할 수 있다. 그러므로 회전차 출구에서 압력계수에 비례하는  $v_\theta$ 의 변화는  $v_r$ 의 변화에 비해 대단히 작다고 할 수 있다. 그래서 선회실속 영역에서 디퓨저 입구에서의 유동각  $\alpha$ 는  $\varphi$  또는  $\varphi_d$ 에 대략 비례할 것이다.

Fig. 7은 디퓨저 입구( $r/r_2=1.05$ )에서 측정된 유동각  $\alpha$ 를  $\varphi_d$ 에 대해 제시한 것이다. 이 그림에서 선회실속이 발생 시작하는 임계 유동각  $\alpha_{crit}$ 이 존재함을 알 수 있다. 이 값이 디퓨저 폭에 관계없이 거의 일정한 각도  $10.5^\circ$ 로 되어있다. 이것은 Fig. 4(b)에서 디퓨저 실속이 디퓨저 폭비 ( $b_3/r_2$ )에 관계없이  $\varphi_d=0.092$ 보다 작을 때 일어나고 있는 것과 같은 의미를 가진다. 그리고  $\alpha$ 의 측정에서 디퓨저의 입구위치( $r/r_2=1.05$ )는  $v_r$ 의 디퓨저 폭 방향으로의 분포가 대략 균일하게 나타나는 위치로 하였다.

이상으로 디퓨저 입구에서 유동각  $\alpha$ 는  $\varphi_d$ 에 대해 선형적으로 나타났고 디퓨저 폭의 크기에 관계없이 일정한 임계유동각  $\alpha_{crit}$  이하에서 선회실속이 발생하는 것이 확인되었다. 그리고  $\alpha_{crit}=10.5^\circ$ 는 Fig. 4(b)에서의 선회실속의 발생한계를 나타내는 디퓨저 유량계수  $\varphi_d=0.092$ 에 대응함을 알 수 있다.

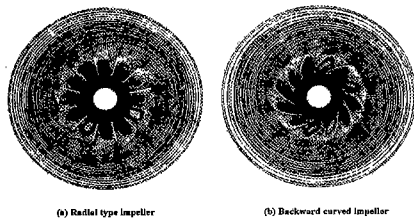


Fig. 9 Velocity vector diagram for B-B plane ( $\phi = 0.05$ , mid-span)

### 3.4 회전차 유동계산

반경방향 깃 회전차와 뒤굽은 깃 회전차의 입구각은 설계 유량계수  $\phi = 0.44$ 에서 무충돌 유입이 되도록 함께  $\beta_1 = 43^\circ$ 로 되어 있다. 그럼에도 불구하고 회전차의 유동박리로 인해 회전차 선회실속이 발생하기 시작하는 유량계수는 반경방향 깃의 경우  $\phi = 0.25$ 이며, 뒤굽은 깃의 경우는 이보다 훨씬 작은  $\phi = 0.047$ 이었다. 이 차이가 회전차 내의 유동박리와 어떤 관계가 있는 지를 알아보기 위해 유동을 정상유동이라고 가정하여 수치계산을 하였다. 계산영역은 회전차 입구덕트, 회전차 및 디퓨저를 포함하며, 3차원 난류 (표준  $k-\epsilon$  모델) 정상유동으로 취급하였다.

수치계산을 간단히 하기 위해 회전차와 슈라우드 (케이싱) 사이의 틈새, 그리고 허브 외주 벽과 디퓨저 입구 내주 벽 사이의 틈새는 없는 것으로 하였으며, 디퓨저 폭은 반경방향 깃의 경우 회전차 출구폭과 같은 15mm, 뒤굽은 깃의 경우는 실제 디퓨저 폭과 같은 17.4mm로 하였다. 본 계산에서 디퓨저 폭의 2.4mm의 차이는 본 계산에서는 특별한 의미는 없다. 격자수는 반경방향 깃 회전차의 경우 자오선 방향으로 117개, 원주( $360^\circ$ ) 방향으로 266개, H-S (Hub-Shroud) 방향으로 14개로 하였으며, 뒤굽은 깃의 경우는 각각 97개, 266개 및 14개로 하였다.

반경방향 깃에서 회전차 선회실속이 발생하기 시작하는 유량계수  $\phi = 0.25$ 에 대한 두 회전차의 정상유동계산 결과를 비교한 것이 Fig. 8이다. 반경방향 깃의 경우는 날개에서 박리가 크게 발생하고 유선들이 날개 부압면에 뭉쳐져 있는 것이 나타나고 있다.

이 박리 영역은 통로면적의 약 50%를 차지하고 있었다. 이에 대해 뒤굽은 깃 회전차의 경우

는 박리가 발생하지 않고 정상적인 유동상태를 보이고 있다. 뒤굽은 깃에서의 이 유량계수는 최대 유량계수 보다 훨씬 큰 정상 운전영역에 해당하고 있으므로 당연하다고 할 수 있다. 깃 입구각이 같음에도 불구하고 유동상태가 이와 같이 차이 나는 것은 깃 출구각의 차이로 인한 것이며, 출구각이  $\beta_2 = 90^\circ$ 의 경우는 깃 통로가 짧고 통로 단면적의 확대율이 크므로 유동방향으로의 역압력 구배가 커서 박리가 일찍 일어나는 것에 의한 것이라고 할 수 있다.

다음에 뒤굽은 회전차에서 회전차 선회실속이 발생하기 시작하는  $\phi = 0.05$ 에서의 유동계산의 결과를 제시한 것이 Fig. 9이다. 뒤굽은 깃의 경우도 이 유량계수에서 역시 깃 통로 면적의 약 50%를 차지하는 박리영역이 나타나고 있었다. 한편 반경방향 깃에서의 박리영역은 정상유동이라는 가정 하에서의 유동계산 이지만 더욱 확대되어 있음을 확인할 수 있다.

이상으로 회전차 선회실속은 회전차에서의 박리와 관계가 있음이 확인되었으며, 정상유동 계산에 의한 박리영역이 깃 통로의 약 50%가 되었을 때를 선회실속의 발생기준으로 삼을 수 있을 것이다.

## 4. 결 론

본 연구는 회전차 회전속도와 디퓨저 내외 반경비를 일정하게 하고, 반경방향 깃과 뒤굽은 깃을 갖는 두 개 회전차에서 발생하는 회전차 선회실속과 디퓨저 선회실속의 발생한계를 유량계수를 기준으로 정리하고, 디퓨저 폭을 확대하였을 때는 디퓨저 유량계수를 기준으로 정리하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 회전차 선회실속은 정상유동의 수치계산결과 회전차 깃 통로에서의 박리영역이 깃 통로 면적의 약 50% 이상을 차지하였을 때 발생하였으며, 깃 통로 내의 유동방향으로 역압력 구배가 큰 반경방향 깃 회전차의 경우는 뒤굽은 깃 회전차보다 큰 유량계수에서 일찍 발생한다. 이 경우의 회전차 선회실속 발생 유량계수가 디퓨저 선회실속 발생유량계수보다 훨씬 컸으므로 디퓨저 선회실속의 발생은 억제되어 회전차 선회실속만이 나타날 수 있다.

한편 압력구배가 작은 뒤굽은 깃 회전차의 경



우는 매우 작은 유량계수에서 깃 통로의 50% 이상의 박리영역이 형성되므로 디퓨저 선회실속이 발생할 수 있는 유동조건이 형성되어 회전차 선회실속 발생 보다 큰 유량계수에서 먼저 디퓨저 선회실속이 발생할 수 있다.

(2) 디퓨저 폭을 확대하였을 때의 디퓨저 선회실속의 발생 한계 유량계수 및 셀 수의 변화 한계 유량계수는 새로이 정의된 디퓨저 유량계수에 의해 정연하게 정리될 수 있었으며, 디퓨저 유량계수가 큰 쪽에서부터 셀 수가  $m=0$  (선회실속이 없는 상태),  $m=1, 2$ 가 나타나며, 각각의 유량계수의 한계가 디퓨저폭의 크기에 관계없이 확정될 수 있다. 또 이들 한계 유량계수 사이에는 친이 영역이 존재하며, 이들 영역에서는  $m=0,1$  또는  $m=1,2$ 의 셀이 불규칙적으로 발생한다.

(3) 회전차 선회실속의 셀 수  $m$ 은 반경방향 깃 및 뒤굽은 깃의 어느 경우나 디퓨저 폭의 크기 및 유량계수에 관계없이 항상  $m=1$  이며, 셀의 회전 속도는 회전차의 회전속도보다 느리게 같은 방향으로 돌고, 반경방향 깃의 경우 회전차의 회전속도에 대한 회전속도비는 0.37로 거의 일정하고, 뒤굽은 깃의 경우는 유량계수가  $\varphi=0.047$ 에서 0.005로의 감소에 대해 셀의 회전속도비는 0.489에서 0.293으로 감소한다. 한편 디퓨저 선회실속의 셀은 회전차와 같은 방향으로 회전하고, 회전차의 회전속도에 대한 회전속도비는 회전차 유량계수 및 디퓨저 폭의 크기에 관계없이 즉, 디퓨저 유량계수에 관계없이 셀 수가  $m=1$  일 때 0.28 이고, 저유량 영역에서의 셀 수는  $m=2$ 로 나타나고 셀 자체의 선회속도는  $m=1$  일 때와 같다.

(4) 디퓨저 입구위치  $r/r_2=1.05$ 에서 유량과 디퓨저 폭을 바꾸어서 측정된 모든 유동의 유동각  $\alpha$ 는 디퓨저 유량계수에 대해 선형적으로 나타나며,  $\alpha_{crit}=10.5^\circ$  이하에서 디퓨저 선회실속이 나타난다.

참고문헌

(1) Janson, W., 1964, "Rotating Stall in a Radial Vaneless Diffuser," *ASME J. of Basic Engineering*, Vol. 86, pp. 750~758.  
 (2) Senoo, Y., Kinoshita, Y. and Ishida, M., 1977, "Asymmetric Flow in Vaneless Diffusers of

Centrifugal Blowers," *ASME J. of Fluid Engineering*, pp. 104~114.  
 (3) Kinoshita, Y. and Senoo, Y., 1985, "Rotating Stall Induced in Vaneless Diffusers of Very Low Specific Speed Centrifugal Blower," *ASME J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol. 107, pp. 514~521.  
 (4) Tsurusaki, H., Imaichi, K. and Miyake, R., 1989 "A Study on the Rotating Stall in Vaneless Diffusers of Centrifugal Fans (1st Report, Rotational Speeds of Stall Cells. Critical Inlet Flow Angle)," *JSME International Journal*, pp. 279~287.  
 (5) Otugen, M.V., So, R.M.C., 1988 "Diffuser Stall and Rotating Zones of Separated Boundary Layer," *Experiments in Fluid*, Vol. 6, pp. 521~533.  
 (6) Watanabe, H., Konomi, S. and Ariga, I., 1994, "Transient Process of Rotating Stall in Radial Vaneless Diffusers," *ASME Paper 94-GT-161*, pp. 1~11.  
 (7) Abdelhamid, A.N., 1987, "Dynamic Response of a Centrifugal Blower to Periodic Flow Fluctuations," *ASME J. of Engineering for Gas Turbine and Power*, Vol.108, pp. 77~82.  
 (8) Otugen, M.V., So, R.M.C., Baban, F. and Hwang, R.C., 1990, "Phase-Averaged Measurement of Unsteady Flow in a Vaneless Diffuser," *ALAA Journal* Vol. 28 No. 6, pp. 1038~1044.  
 (9) Abdelhamid, A.N., Colwill, W.H., Barrows, J.F., 1979, "Experimental Investigation of Unsteady Phenomena in Vaneless Radial Diffusers," *ASME J. of Engineering for Power*, Vol. 101, pp. 52~60.  
 (10) Ishida M., Sakaguchi D. and Sun Z., 1997, "Relationship between Rotating Stall Inception and 3-D Flow Separation on Vaneless Diffuser Walls in Centrifugal Blower," *JSME International Conference on Fluid Engineering*, pp. 1097~1102.  
 (11) 김진형, 조강래, 1998, "반경류형 회전차를 가진 원심송풍기의 깃이 없는 디퓨저내의 선회실속에 관한 실험적 연구," 대한기계학회논문집 B권, 제22권, 제9호, pp.1247~1254.

- (12) Van Den Braembussche, R. A., Fringe, P. and Rous, M., 1980, "Rotating Nonuniform Flow in Radial Compressor," in *Centrifugal Compressor, Flow Phenomena and Performance, AGARD CP 282*, Paper 12.