

〈論 文〉

축류압축기 회전익의 후방유동장(I)

— 누설와류의 궤적 —

조 강 래* · 정 의 준**

(1990년 9월 21일 접수)

Flow Field Behind an Axial Compressor Rotor (I)

— Locus of Tip Leakage Vortex —

Kang Rae Cho and Wui Jun Chung

Key Words : Turbomachine(터보기계), Axial Compressor(축류압축기), Rotor(로터), Velocity Field(유동장), Leakage Vortex(누설와류)

Abstract

The flow field behind a rotor of axial compressor is measured with a 45 degree slanted hot wire. The loci of the centers of a leakage vortex and a wake are investigated with the variations of an attack angle as well as a pitch-chord ratio under the constant of the rotor speed and the tip clearance. The results are as follows. The circumferential positions of the leakage vortex centers relative to the rotor deviate from the main flow but the positions do not vary, irrespective of the change of a pitch-chord ratio. The main position of a leakage vortex generation nearly agrees with the position of the maximum load of the blade and the position moves toward the leading edge according to increase of the attack angle. The loci of the leakage vortex center have an almost constant direction until the value of z/C becomes almost 0.45 but in the position larger than $z/C=0.45$ the direction of the loci changes toward the rotational direction of a rotor. The radial positions of the leakage vortex is almost constant ($r/r_0=0.96$), irrespective of the change of the pitch-chord ratio and the attack angle.

기 호 설 명

$A_0, A_1, A^2, B_1, B_2, K$: 점정계수 [식 (2)]

C : 익현장

d : 후연에서 원주방향거리

P : 총 압력상승계수

E, E_i : 실험함수 [식 (2)]

F_1, F_2 : 실험함수 [식 (2)]

r : 반경

r_0 : 익말단의 반경

V : 절대속도

V_z : 중앙반경에서의 입구축방향속도

X : 압축기 축

z : 회전익 후연으로부터의 축방향거리

α : 센서의 요우각 [식 (1)], 중앙스팬에서의
영각

θ, θ_p : 절대유동의 피치각

θ_y : 절대유동의 요우각

θ_0 : 열선의 경사각

ϕ : 유량계수

$\Psi, \Psi_p, \Delta\Psi$: 선회각

* 정회원, 연세대학교 공과대학 기계공학과

** 정회원, 울산대학교 공과대학 기계공학과

λ : 엇갈림각

참 자

- : 시간 평균치
- " : 추측 근사치
- r, t, z : 원통좌표계의 r, θ, z 방향성분

1. 서 론

축류압축기내의 유체에 에너지를 전달하는 과정에서 회전익과 케이싱 사이에 누설유동이 발생하며 이누설유동은 축방향 유동과 결합하여 누설와류를 형성한다⁽¹⁾.

누설와류는 유동에 영향을 미치며 에너지 손실로 된다. 누설와류에 의한 손실은 다른 원인에 의한 손실에 비교하여 그 비중이 크다^(2,3). 따라서 누설와류 특성을 이해하기 위해 설계영각($\alpha=10.7^\circ$)에서 절현비를 $t/C=0.90$ 와 2.71 로 바꾸고, 또 절현비가 설계절현비 $t/C=0.90$ 일 경우에 영각을 설계영각 $\alpha=10.7^\circ$ 와 실속점의 영각 $\alpha=18.9^\circ$ 사이에서 바꾸어 회전익 후방의 회전유동장을 측정하여 누설와류의 거동을 연구하였다.

2. 측정방법

2.1 검정식

Fig. 1은 경사열선의 기하학적 형상을 나타낸 것이다. 경사열선의 벡터 \vec{A} 와 유동벡터 \vec{V} 가 이루는 각 α 는 두 벡터의 외적에 의해 식 (1)로 표시된다.

$$\cos \alpha = \cos \theta_0 \cos \theta \cos (\Psi + \Delta\Psi) + \sin \theta_0 \sin \theta \tag{1}$$

유속 V 에 대해 선형화된 열선출력 E 에는 요우각(α)과 피치각(θ)가 관계한다. 이들 변수사이의 관계는 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$E(V, \alpha, \theta) = KV F_1(\alpha, \theta) / F_2(\theta) \tag{2}$$

여기서 함수 F_1 과 F_2 는 각각 $\alpha=90^\circ$ 을 기준으로 한 α, θ 의 영향계수와 $\alpha=90^\circ$ 로 고정하고 $\theta=90^\circ$ 를 기준으로 한 영향계수이며 다음과 같이 나타내진다.

$$\begin{aligned} F_1(\alpha, \theta) &= E(V, \alpha, \theta) / E(V, 90^\circ, \theta) \\ &= \sin \{A(\theta) (\alpha - 90^\circ) + 90^\circ\} \\ A(\theta) &= A_0 + A_1\theta + A_2\theta^2 \\ F_2(\theta) &= E(V, 90^\circ, \theta) / E(V, 90^\circ, 0^\circ) \end{aligned}$$

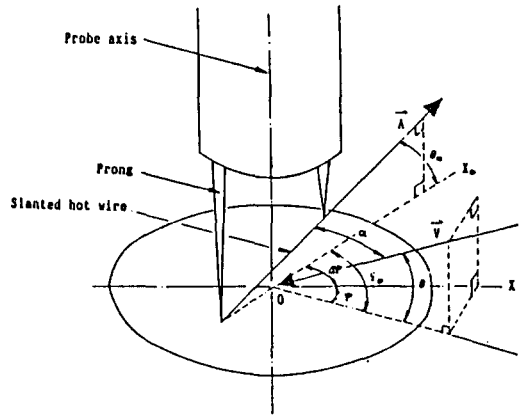


Fig. 1 Hot wire configuration

$$= 1 + B_1\theta + B_2\theta^2$$

열선출력 E 에 관계하는 계수 A_0, A_1, A_2, B_1, B_2 및 K 들은 유속(V), 피치각(θ) 및 스윙각(Ψ)들에 대한 검정 데이터에 의해 결정되어야 한다⁽⁴⁾.

2.3 측정방법

어느 반경위치에서 회전익에 상대적인 유동장을 측정하기 위하여 먼저 그 반경위치에서 평균유동방향을 찾는다. 이것은 1 피치보다 조금 큰 샘플링구간에서의 출력의 합이 최소가 되는 방향을 찾음으로서 가능하며 이 방향이 압축기축과 이루는 각을 $\Delta\Psi_m$ 이라고 한다.

다음에 유동장을 구체적으로 측정하기 위하여 열선 프로브의 프롱(열선지주)의 영향이 적게 나타나는 $\Delta\Psi_m - 63^\circ$ 에서 $\Delta\Psi_m - 36^\circ$ 까지와 $\Delta\Psi_m + 45^\circ$ 에서 $\Delta\Psi_m + 108^\circ$ 까지의 범위내에서 9° 간격으로 12번 열선프로브를 회전시키고 열선출력을 측정한다. 각 각도에서 측정치는 회전차의 500회전에 대한 평균치로서 수록되며 \bar{E}, \bar{V} 등으로 표시한다. 따라서 평균출력 E 는 식 (2)에 의해 각 방향별로 12개의 식으로 표시된다.

$$\bar{E}_i = \overline{KV} F_1(\bar{\alpha}_i, \bar{\theta}) / F_2(\bar{\theta}) \tag{3}$$

$$\cos \bar{\alpha}_i = \cos \theta_0 \cos \bar{\theta} \cos (\bar{\Psi} + \Delta\Psi_i) + \sin \theta_0 \sin \bar{\theta} \quad (i=1, 2, \dots, 12) \tag{4}$$

$\bar{V}, \bar{\Psi}$ 및 $\bar{\theta}$ 들은 식 (3)과 식 (4)의 각각의 12개 식을 사용하여 계산하게 되는 데, 식 (3)은 비선형 방정식이므로 Taylor 전개에 의해 다음과 같이 선형화시켜서 근사해를 구한다.

$$\begin{aligned} \overline{E}_i - \overline{E}_i'' &= \frac{\partial E}{\partial V} (\overline{V} - \overline{V}'')_i \\ &+ \frac{\partial E}{\partial \Psi_i} (\overline{\Psi} - \overline{\Psi}'')_i + \frac{\partial E}{\partial \theta} (\overline{\theta} - \overline{\theta}'')_i \end{aligned} \quad (5)$$

이들의 식에서 V'' , Ψ'' 및 θ'' 는 근사해를 의미하며 식 (5)에서 일정치로 수렴되는 값을 해로 택한다. 식 (5) 중의 미분계수들은 식 (2)로부터 검정실험결과를 이용함으로써 얻을 수 있다. $i=1, 2, \dots, 12$ 에 의해 식 (5)의 식이 12개 나오게 되며 이 12개의 식으로부터 계산되는 값은 최소자승법에 의해 하나의 값으로 대표된다. 이렇게하여 구한 값들은 다음의 좌표변환식 (6)에 의해 압축기의 축을 기준으로 한 3차원 속도성분으로 변환된다⁽⁴⁾.

$$\begin{aligned} \theta_p &= \overline{\Psi} \\ \theta_p &= \overline{\theta} \\ V_r &= \overline{V} \cos \theta_p \\ V_i &= \overline{V} \cos \theta_p \sin \theta_p \\ V_z &= \overline{V} \sin \theta_p \cos \theta_p \end{aligned} \quad (6)$$

3. 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치

회전차 후방의 회전유동장은 Fig. 2와 같은 측정

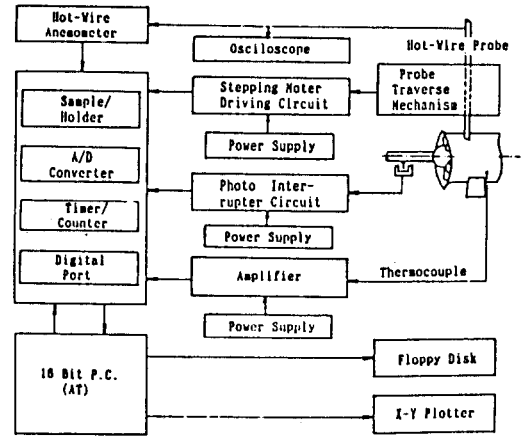
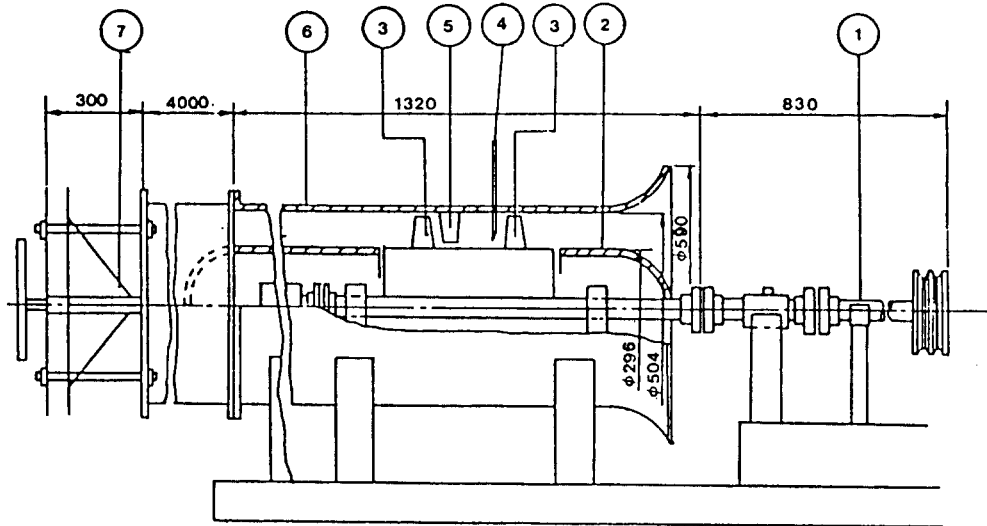


Fig. 2 Schematic diagram of instrumental control system

장치에 의해 측정된다. 이것은 열선프로브의 이송과 데이터 처리 그리고 유동의 유체온도를 보정하도록 되어 있다. 데이터 측정은 측정기준의 회전익을 포함한 한 피치보다 조금 큰 범위내에서 이루어지도록 되어있고 측정신호는 샘플링 홀더를 거쳐 A/D 변환기에서 아날로그 값을 디지털 값으로 변



- ① Photo Interrupter
- ② Hub
- ③ Rotor
- ④ Hot wire probe
- ⑤ Stator
- ⑥ Casing
- ⑦ Damper

Fig. 3 Experimental compressor

Table 1 Specification of rotor blade (design)

r/r_0	C/t	$\lambda, \text{deg.}$	$\beta_1, \text{deg.}$	$\beta_2, \text{deg.}$	$\alpha, \text{deg.}$
0.587	1.55	20.7	39.9	6.7	19.2
0.706	1.29	30.8	45.1	22.1	14.3
0.821	1.11	38.7	49.4	33.2	10.7
0.913	1.00	43.6	52.4	39.9	8.8
1.000	0.91	47.1	54.9	45.0	7.8

환된다. 회전차 후방유동장은 기준회전익이 지나갈 때마다 같은 유동장이 나타나는 것을 전제로 하여 500 회전의 평균치를 측정하였다. 샘플링 주파수는 1피치 보다 조금 큰 범위의 속도장을 적절한 갯수 90개로 측정할 수 있도록 45 kHz로 정하였다.

Fig. 3은 실험에 사용한 축류압축기의 개략도를 나타낸다. 이것은 상류쪽에 실험용 회전차가 설치되고 하류쪽에는 유동을 충분히 발생할 수 있도록 유동 유인용 회전차가 설치되어 있다. 본 실험에서는 실험용 회전차의 익수를 8 혹은 24개로 변화시켰다. 익은 NACA 65 계열이며 익현길이(C) 60 mm, 익두께는 10% 그리고 익 말단간극은 2.3mm이며 허브비는 0.587이다. 회전익의 설계기준은 Table 1과 같으며 Table 1에서 r_0 는 익 스패น 104 mm, r 는 임의의 반경, t 는 피치, λ 는 엇갈림 각, β_1 은 유입유동각, β_2 는 유출유동각 그리고 α 는 영각을 의미한다.

3.2 실험방법

실험은 회전속도 1380rpm으로 고정하였고 영각 α 는 유량조절에 의해 평균반경 위치 $r/r_0=0.821$ 에서 $\alpha=10.7^\circ$ (설계상태), 12.5° 및 18.9° 으로 변화시켰으며 절현비 t/C 는 0.90와 2.71 두 가지로 바꾸었다. 절현비 변화에 따른 압축기의 특성곡선은

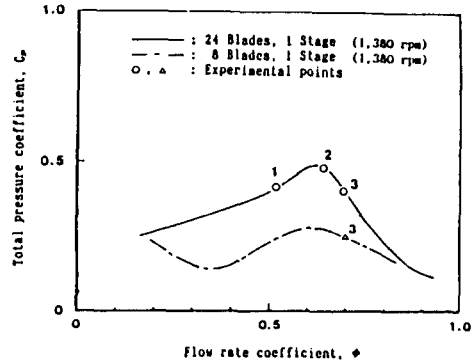


Fig. 4 Performance curves and experimental points of the compressor

Fig. 4에 도시되어 있다. 그림 중의 번호 표시인 1, 2 및 3은 유동측정을 실시한 특성곡선상의 점을 나타내고 있다.

회전차 후방유동의 측정단면 위치는 회전차 후면으로부터 축방향거리 z 를 익현 C 로 무차원화한 값 z/C 로서 0.083, 0.166, 0.250, 0.333, 0.500, 0.667 및 0.750으로 정하였다. 반경방향에 대한 측정점은 18개로 하고 케이싱과 허브부근에서는 2 mm 간격으로 조밀하게 측정하였다. 원주방향으로의 측정점은 3.1절에서 언급되었듯이 샘플링 주파수 45 kHz로 하여 1피치 보다 조금 큰 범위를 나타내는 90개 점으로 하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 회전익 후방의 속도분포

Fig. 5(a) ~ (d)는 설계영각 $\alpha=10.7^\circ$ 에서 $z/C=0.083$ 의 단면 중 익 스패น 중간부근과 케이싱부근의 3차원 속도성분 V_z , V_t , 및 V_r 를 회전익 말단 주속도 U 로 무차원화하여 나타낸 것이다. 익 스패

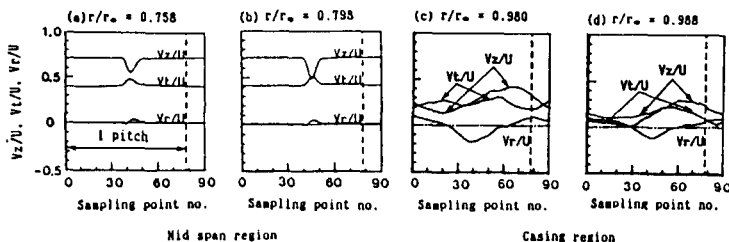


Fig. 5 Distributions of velocity components at $z/C=0.083$ under design attack angle($\alpha=10.7^\circ$)

중간 부근의 Fig. 5의 (a)와 (b)에서 축방향 속도 성분 V_z 가 크게 감소하는 부분이 잘 나타나고 있다. 이경우의 후류는 거의 대칭형의 속도분포를 나타낸다⁽⁴⁾. 한편 케이싱 부근의 유동을 나타내는 Fig. 5의 (c)와 (d)에서는 왼쪽부분에 샘플링점 약 20을 중심으로 V_z 가 감소하는 부분이 누설와류를 나타낸다. 그리고 이 누설와류의 오른쪽에 샘플링점 약 55 또는 65를 중심으로 비록 V_z 의 변화량은 적지만 V_z 가 감소하는 부분이 후류이다.

4.2 누설와류의 상대위치

누설와류의 중심위치는 3차원 속도분포, 에너지 손실분포도 및 와류분포도⁽⁵⁾를 참조하여 찾았으며 이 3개의 분포도들의 누설와류의 중심위치는 일치한다. Fig. 6은 누설와류 중심과 익 스패 중앙부에서의 후류 중심 위치를 회전익에 상대적인 위치로서 축방향에 대하여 제시한 것이다. Fig. 6에서 후류중심이 익현방향과 거의 일치하고 있다. 이것은 회전익 후방의 상대유동이 거의 익현 방향임을 나타내고 있다. 후류의 중심위치를 절현비 별로 보면 z/C 가 큰 하류쪽에서 절현비가 큰 $t/C=2.71$ 의 후류중심이 반 회전방향으로 변위하고 있다. 이것은 절현비가 커짐으로서 편차각이 크게 나타난 결

과이며 이 사실은 익렬 성능의 특성과 일치한다. 한편 절현비를 크게 했을 때 누설와류의 현상과 익렬의 배치를 감안해 보면 누설와류의 중심계적은 이웃하는 익에 거의 영향을 받지 않는다. 이러한 사실로부터 절현비가 작아질 때도 누설와류의 계적은 이웃하는 익과 교차하기전까지는 큰 영향이 없는 것으로 예상된다. 또한 누설와류의 중심의 편차 크기를 생각해 볼 때 절현비가 3배 증가함에도 불구하고 큰 차이를 보이지 않고 있다. 누설와류의 경우는 절현비의 크기에 거의 영향을 받지 않는다고 볼 수 있다.

Fig. 7은 회전익 하류유동에서 회전익에 대한 후류와 누설와류의 상대적 위치 변화를 영각변화에 따라 제시하였다. 영각이 커질수록 후류중심의 계적은 익현방향으로부터 벗어나지만 그 정도는 미미하며 벗어나는 방향은 회전익의 회전방향과 반대방향이다. 이것은 영각증가에 따라 유출 편차각이 증가하게되는 익렬 유동 특성에 의한 것으로 설명된다. 또한 영각이 커짐에 따라 누설와류의 중심 계적도 익현방향에서 회전익의 회전과 반대방향으로 벗어나며 후류의 경우보다 그 정도가 크다. 이러한 현상은 작은 틈새 유동이 제트류를 형성함으로써 반회전방향으로 큰 회전성분을 갖기 때문이다. 그

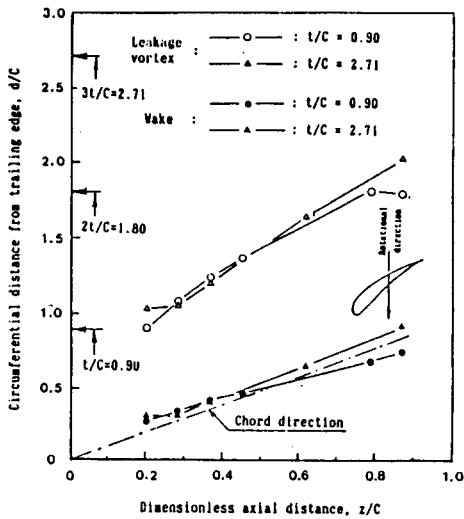


Fig. 6 Circumferential relative positions of leakage vortex center and wake center with axial distance under design attack angle ($\alpha=10.7^\circ$) for two pitch chord ratios (Positive values of d/C correspond to anti-rotational direction)

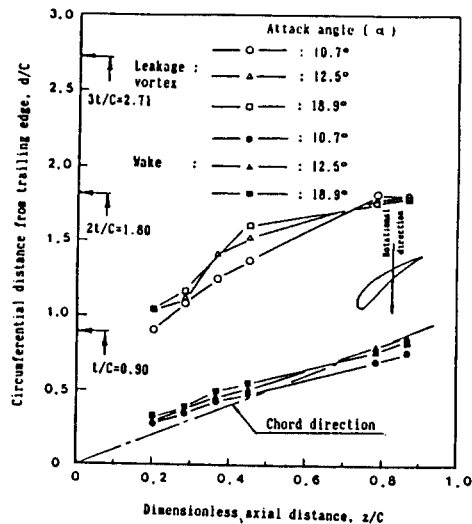


Fig. 7 Circumferential relative positions of leakage vortex center and wake center with axial distance for attack angle in $t/C=0.90$

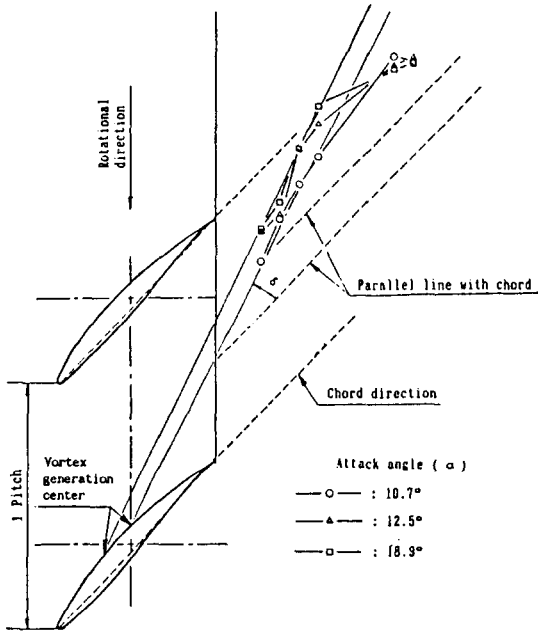


Fig. 8 Vortex generation center and loci of center position of leakage vortex

리고 누설와류가 후연에서 하류쪽으로 익현의 약 반, 즉 $z/C=0.45$ 에 도달하면 와류의 이동방향은 원래의 이동 방향에서 회전익의 회전방향쪽으로 방향을 전환한다. 이 이유는 주류부의 영향을 받기 때문인 것으로 생각된다.

영각변화가 누설와류의 중심궤적에 미치는 영향을 검토하기 위하여 Fig. 7의 누설와류 궤적을 Fig. 8과 같이 나타내 보았다. Fig. 8에서 보듯이 설계영각에서 누설와류의 궤적은 익현방향과 약 $\delta=17^\circ$ 기울어져 있으며 누설와류의 궤적을 익렬쪽으로 연장하면 회전익의 대략 중앙 위치에서 익현과 교차한다⁽⁶⁾. 이것은 익 부하가 큰 곳에서 집중적으로 발생한 와류가 익현과 δ 의 각을 가지고 방출되고 $z/C=0.45$ 부근에서 와류의 방향이 적어진다. $z/C=0.45$ 이후에서 누설 와류의 유동방향이 꺾어지는 것은 익렬을 통과한 후에 제트류에 의해 형성된 누설와류가 케이싱을 따라 이동하면서 주류부의 영향을 받아 반 회전방향의 회전성분이 소멸함에 따르는 것으로 예상되며, 결국 익렬하류 주류방향과 일치하는 것으로 설명될 수 있다.

Fig. 9 및 Fig. 10은 누설와류 중심의 반경방향 위치를 영각변화와 절현비 변화에 대하여 나타낸

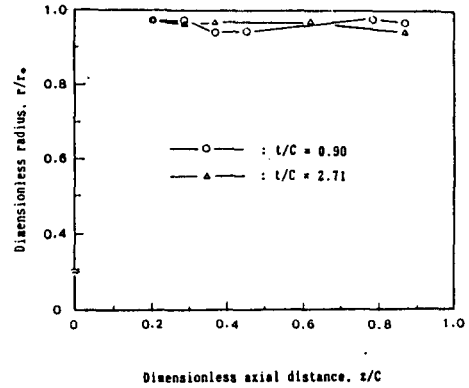


Fig. 9 Radial positions of leakage vortex center with axial distance under design attack angle ($\alpha=10.7^\circ$)

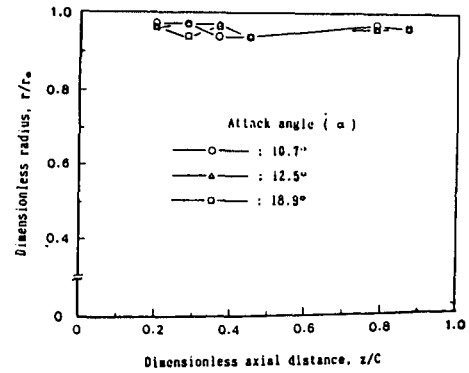


Fig. 10 Radial positions of leakage vortex center with axial distance for attack angles

것이다. 누설와류는 절현비에 관계없이 (Fig. 9) 케이싱을 따라 거의 일정한 위치 ($r/r_0=0.96$)를 유동하며 영각이 변화하는 경우 (Fig. 10)에도 약간의 차이는 있지만 역시 거의 같은 반경위치를 통과한다.

5. 결 론

축류회전차의 회전속도와 회전익 말단의 간극을 일정하게 유지하면서 설계영각 ($\alpha=10.7^\circ$)에서 절현비를 변화 ($t/C=0.90, 2.71$)시켜 절현비가 $t/C=0.90$ 의 경우 영각을 실속점 범위내에서 변화 ($\alpha=10.7^\circ, 12.5^\circ, 18.9^\circ$)시켜 유동을 측정된 결과 익 말단에서 발생하는 누설와류의 중심궤적의 거동은 다음과 같다.

(1) 누설와류 중심의 회전익에 상대적인 원주방향 위치는 주류방향으로부터 벗어나지만 그 방향은 절현비에 영향을 받지 않는다.

(2) 설계영각에서 누설와류의 발생 중심위치는 익의 최대부하의 위치와 대략 일치하며, 영각증대에 따라 와류의 발생중심위치는 전연쪽으로 이동한다.

(3) 누설와류의 중심점의 궤적방향은 익에서 발생한 후류의 방향과 일치하지 않고 일정한 각도를 가지며, 익 후 연 후방 $z/C=0.45$ 부근까지 진행하다가 그 방향을 회전차의 방향으로 바꾼다.

(4) 누설와류의 반경방향 위치는 절현비와 영각의 크기에 관계없이 거의 일정하며, 그 위치는 $r/r_0=0.96$ 이다.

후 기

이 논문은 한국과학재단의 목적기초 연구비에 의해 이루어진 연구결과의 일부로서 관계기관에 심심한 감사의 뜻을 표합니다. (KOSEF 87-0215-07)

참 고 문 헌

(1) Lakshminarayana, B., Ravindranath, A., 1982, "Interaction of Compressor Rotor Blade Wake with

Wall Boundary Layer/Vortex in the End-Wall Region", ASME, J. of Eng. for Power, Vol. 104, No. 2, pp.467~478.

(2) Inoue, M., Kuromaru, M., Fukuhara, M., 1986, "Behavior of Tip Leakage Flow Behind an Axial Compressor Rotor", Trans. ASME, J. of Power, Vol. 108, No.1, pp. 7~14.

(3) Wadia, A.R., 1985, "Numerical Solution of Two- and Three-Dimensional Rotor Tip Leakage Models", AIAA J. Vol. 23, No. 7, pp. 1061~1069.

(4) Kuromaru, M., et al., 1982, "Measurement of Three Dimensional Flow Field Behind an Impeller by Means of Periodic Multy-Sampling with a Slanted Hot Wire", Bulletin of JSME, Vol. 25, pp.1674~1681.

(5) Inoue, M., et al., 1984, "Three-Dimensional Structure and Decay of Vorticity Behind an Axial Flow Rotating Blade Row", ASME, J. of Eng. for Gas Turbine and Power, Vol. 106, pp. 561~568.

(6) Pandya, A., Lakshminarayana, B., 1983, "Investigation of the Tip Clearance Flow Inside and at the Exit of a Compressor Rotor Passage-Part I: Mean Velocity Field", ASME Journal of Engineering for Power, Vol. 105, pp. 1~12.

(7) Greitzer, E.M., et al., 1990, "Similarity Analysis of Compressor Tip Clearance Flow Structure", ASME Gas Turbine Conference, pp. 1~11.