

축류 회전차 익말단 틈새유동에 대한 수치해석(II)

- 틈새변화 및 영각변화에 따른 누설와류의 변화 -

노수혁* · 조강래**
(1998년 11월 10일 접수)

Numerical Analysis on the Blade Tip Clearance Flow in the Axial Rotor (II)

- Variation of Leakage Vortex with Tip Clearance and Attack Angle -

Ro Soo-Hyuk and Cho Kang-Rae

Key Words: Tip Clearance(말단틈새), Angle of Attack(영각), Leakage Vortex(누설와류), SIMPLE Algorithm(SIMPLE 알고리즘), Standard k-ε Model(표준 k-ε 모델), Low Reynolds Number k-ε Model(저레이놀즈 수 k-ε 모델), Loci of Vortex Center(와류중심 궤적)

Abstract

Substantial losses behind axial flow rotor are generated by the wake, various vortices in the hub region and the tip leakage vortex in the tip region. Particularly, the leakage vortex formed near blade tip is one of the main causes of the reduction of performance, generation of noise and aerodynamic vibration in downstream. In this study, the three-dimensional flow fields in an axial flow rotor were calculated with varying tip clearance under various flow rates, and the numerical results were compared with experimental ones. The numerical technique was based on SIMPLE algorithm using standard k-ε model(WFM) and Launder & Sharma's Low Reynolds Number k-ε model(LRN). Through calculations, the effects of tip clearance and attack angle on the 3-dimensional flow fields behind a rotor and leakage flow/vortex were investigated. The presence of tip leakage vortex, loci of vortex center and its behavior behind the rotor for various tip clearances and attack angles was described well by calculation.

기호설명

C_{px} : 전압상승계수 $(= \frac{p_e - p_a}{\frac{1}{2} \rho U^2})$

p_t : 전압

R^* : 무차원 반경위치 $(= (r - R_h) / (R_c - R_h))$

U : 반변속도 또는 회전주속도

V : 절대속도

W : 상대속도

c : 케이싱

h : 허브

r : 반경방향

1 : 회전차 입구

2 : 회전차 출구

하첨자

1. 서론

축류 회전차 내부의 유동은 익면 및 벽면상의 경계층, 2차유동과 회전에 의한 원심력 및 전향력의 영향으로 인해 매우 복잡한 3차원 유동을 형성한다. 이러한 유동으로 인해 손실이 발생하고, 회전차의 성능 저하, 효율의 감소 및 소음과 공기역학적 진동의 원인이 된다. 따라서 고효율의 회전차를 설계하기 위해서는, 우선적으로 축

* 대한항공 항공기술연구원

** 회원, 연세대학교 기계공학과

류 회전차의 3차원 유동구조 및 손실구조에 대한 정확한 이해가 있어야 하고, 다음으로 이러한 유용한 정보가 설계기법에 고려되어야 한다. 축류 회전차의 케이싱 영역에서는 회전익과 케이싱 벽면사이에 강한 유동간섭이 일어나고, 이러한 상호간섭으로 인해 손실이 증대하는 것으로 알려져 있다(대략 회전차 전체손실의 30~50%를 차지). 이 영역에서는 익면과 벽면 경계층, 특히 틸새를 통한 누설유동이 발생하며, 이것이 누설와류로 성장하여, 결국 복잡한 유동형태가 형성된다. 따라서 이러한 유동형태를 이해하고, 또한 이를 좌우하는 유동변수의 영향을 분석하기 위해서, 최근 수년동안 많은 실험적 및 수치적 연구가 수행되어 왔다.

지금까지 축류 회전차의 누설유동 및 누설와류에 관한 대표적인 실험적 연구는 주로 설계 운전조건에서 주로 틸새 크기⁽¹⁻³⁾ 또는 입구 경계층두께⁽⁴⁾를 유동인자로 설정하거나, 고정된 틸새하에서 입구 영각⁽⁵⁾을 유동인자로 설정하여 상당히 광범위하게 수행되어 왔다. 이를 통해, 틸새 크기와 영각 변화가 누설유동 및 누설와류에 가장 큰 영향을 미치는 것으로 제시되었다. 반면에 수치적 연구는 최근에 와서 틸새 크기⁽⁶⁾를 유동인자로 설정하여 수행되고 있는 실정이고, 이러한 수치적 연구들은 틸새를 고려함으로써 나타나는 유동장의 전반적인 변화에 대한 결과를 다양하게 제시하고는 있으나, 누설와류 자체의 거동 및 유동장에 미치는 영향 등에 대한 정량적인 결과비교는 미약하다.

이에 본 연구에서는 앞서 발표한 설계운전점에서 회전익 틸새크기 변화에 따른 누설유동구조에 대한 수치적 연구⁽⁷⁾ 및 실험적 연구⁽⁸⁾에 이어 누설유동 및 누설와류에 가장 큰 영향을 미치는 인자로서 틸새 크기와 영각 변화를 유동인자로 설정하였다. 우선 1단의 축류 회전차⁽³⁾를 대상으로 틸새를 고정시키고 영각 변화에 대해 회전익 후방에서 45° 경사열선을 이용한 3차원 속도장과 Kiel 총압판을 이용한 평균 총압을 측정하여 영각 변화에 따른 전압손실과 누설와류의 변화를 고찰한다. 다음으로, 앞서의 수치적 연구⁽⁷⁾를 토대로 하여, 영각을 변화시키면서 각각의 영각 조건에서 틸새 크기를 변화하여 회전익에 대한 3차원 유동장을 해석한다. 연구결과는 두 부분으로 제시된다. 본 연구에서는 틸새 크기에 대한 선행

연구⁽⁷⁾에서 제시된 결과를 포함하여 틸새 크기와 영각 변화의 두 유동인자가 회전익 후방의 3차원 유동장 및 누설유동 및 누설와류에 미치는 영향을 실험결과와 비교·검토하여 정리한다. 또한 난류모델에 따른 비교로서, 표준 k-ε 모델과 저레이놀즈 수 k-ε 모델을 사용하여 터보기계 유동장의 적용에 타당성을 검토한다. 회전익 달단의 누설유동에 의한 누설유량, 손실분포 및 효율저하에 대한 평가결과는 지면의 관계상 다음 호(III)에서 제시한다.

2. 수치이론

2.1 지배방정식 및 수치기법

정상·난류유동에 대해, 연속방정식, Reynolds 평균 Navier-Stokes 방정식, 난류운동에너지(k) 및 난류소멸률(ε) 방정식은 변환함수 $\xi_i = \xi_i(x_i)$ 을 사용하여 비직교 곡선좌표계(ξ, η, ζ) 상에서 종속변수(ϕ)를 사용하여 다음과 같이 표시된다.⁽⁸⁾

$$\frac{\partial}{\partial \xi_i} (\rho U_i \phi) = \frac{\partial}{\partial \xi_i} \left[\frac{\Gamma_\phi}{J} \left(D_j^i \frac{\partial \phi}{\partial \xi_j} \right) \right] + JS_\phi \quad (1)$$

본 연구에서는 난류유동 해석을 위해 표준 k-ε 모델(이하 WFM) 과 Launder & Sharma 의 저레이놀즈 수 k-ε 모델(이하 LRN)⁽⁹⁾를 사용하였다. 각 방정식의 확산계수(Γ_ϕ)와 생성항(S_ϕ)의 정의 및 수치기법은 선행연구⁽⁷⁾에 자세히 명시되어 있다.

2.2 경계조건

경계조건은 입·출구와 벽면, 그리고 주기면에서 정의된다. 입구 경계면은 입구유속에 대한 실험측정이 수행된 위치인 회전익 전면으로부터 익현장의 약 1.25배 전방에 위치시켰고, 이 위치에서 측정된 불균일 축방향유속을 계산의 입구조건으로 주었다. 출구 경계면, 벽면 및 주기면에 대한 경계조건은 선행연구⁽⁷⁾와 동일하다. 격자계는 H-type을 채택하였고, 두 난류모델을 효과적으로 적용하기 위해 WFM인 경우에는 벽으로부터의 첫 격자점들 y^+ 가 30~100 사이에, LRN인 경우에는 y^+ 가 3~10 사이에 첫 격자점을 위치시켰다.

3. 결과 및 고찰

유동계산은 1단의 축류 회전차(Table 1)를 대상

Table 1 Details of rotor blade element.

Radius, r(m)	0.148 (0.599)	0.178 (0.7)	0.207 (0.8)	0.230 (0.9)	0.252 (1.0)
Chord length, C(mm)	60	60	60	60	60
Solidity, C/t	1.550	1.290	1.110	1.000	0.909
Stagger angle, $\gamma(^{\circ})$	20.70	30.80	38.70	43.60	47.10
Design angle of attack, $\alpha(^{\circ})$	19.20	14.30	10.70	8.80	7.80
Design inlet flow angle, $\beta_1(^{\circ})$	39.90	45.10	49.40	52.40	54.90
Blade section NACA-65	1610	1210	0910	0710	0610

Table 2 Experiment and calculation conditions.

	Experiment				Calculation (WFM & LRN)			
	ϕ	α	V_{in}	Q	τ/C	τ/C	τ/C	τ/C
$\phi(=V_{in}/U)$	0.74	0.68	0.63	0.56	0.74	0.68	0.62	0.54
$\alpha(^{\circ})$	7.30	10.7	13.23	16.90	7.31	10.7	13.4	17.05
$V_{in}(m/s)$	27.35	25.00	23.05	20.50	27.32	24.95	22.95	20.40
$Q(m^3/s)$	3.57	3.27	3.01	2.67	3.56	3.26	3.00	2.65
τ/C (C=chord length)	0.04	0.02*	0.04	0.04	0.00	0.00	0.00	0.00
		0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04	0.04
		0.075*			0.058	0.058	0.058	0.058
					0.075	0.075	0.075	0.075

※(*) Experiment from (5)

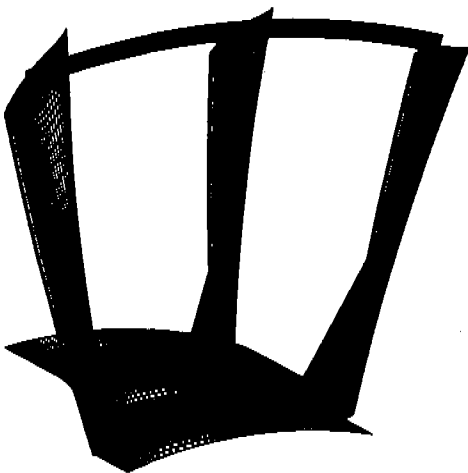


Fig. 1 Grid configuration of rotor.

으로 설계 유량조건(영각(α):10.7°, 회전수:1385rpm,

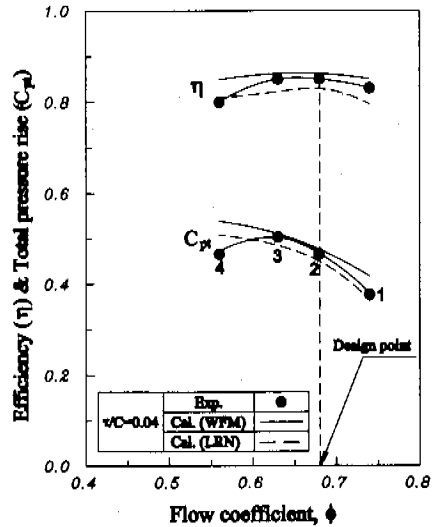


Fig. 2 Performance curve of axial rotor.

이후에 유량 변화는 영각 변화로 표시한다.)하에서 틱새가 없는 경우를 포함하여 5가지 틱새($\tau/C=0.00, 0.02, 0.04, 0.058$ & 0.075)에 대해 수행되었다. 또한 유량 변화에 따른 누설와류의 변화경향을 고찰하기 위해 설계영각을 포함한 4가지 영각조건에 대해 수행되었다. 실험측정과 수치계산이 수행된 영각조건과 틱새조건은 Table 2와 같다. 대상 회전차는 24매의 동익과 23매의 정익으로 구성된 1단 회전차이다.

정익은 동익과의 간섭을 피하기 위해 충분히 먼 하류(익현장 2배)에 설치되었다. 격자수는 WFM인 경우에 축방향으로 86개, 회전방향으로 44개, 반경방향으로 45개로 구성하였고 틱새부분은 $\tau/C=0.04$ 인 경우에 $42 \times 15 \times 9$ 의 격자수로 묘사하였다. 또한 LRN인 경우에는 $86 \times 54 \times 55(42 \times 15 \times 11)$ 로 구성하였다. 위의 격자수는 이를 기준으로 격자의 외존성이 없음을 확인하였다. 구성된 3차원 격자계는 Fig. 1에 제시하였다.

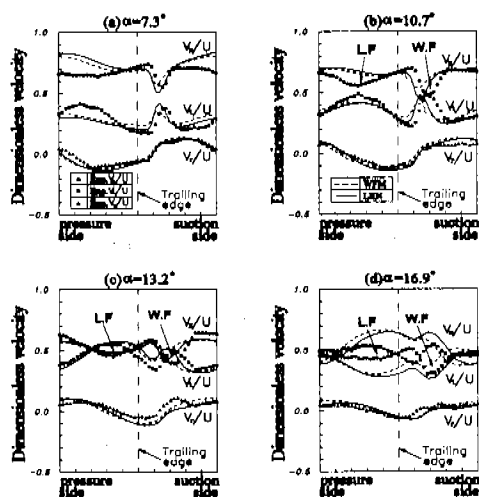
3.1 축류 회전차의 성능곡선

실험용 축류 압축기의 특성곡선을 알아보기 위해 회전익 전후방에서 Kiel 총압관을 이용하여 전압(total pressure)을 측정된 데이터를 유량계수에 따르는 전압상승계수로 정리하여 Fig. 2에 제시하였다. 또한 수치계산과의 비교를 위해 WFM 및 LRN에 의한 결과를 함께 제시하였다. 여기서

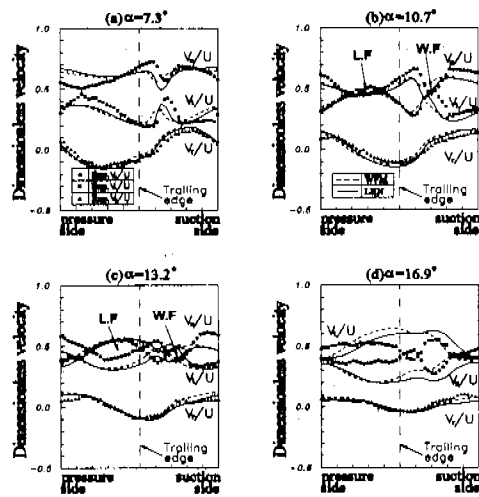
설계유량은 점 2를 나타내며, 최대 전압상승점인 점 3을 지나서 유량이 작아짐에 따라 전압상승이 감소하는 영역(점 4)이 제시되는데, 이 영역이 실속영역임을 알 수 있다. 수치계산 결과는 최대 전압상승점을 기준으로 우측부의 유량증가에 따른 압력상승이 저하되는 경향을 비교적 큰 오차 없이 예측하고 있음을 알 수 있다. 단, 실속점 부근의 유량에서는 두 계산결과에 의한 전압 상승량에서 다소 차이가 나타나고 있다. 따라서 이 유량조건에서의 실험결과 및 계산결과와의 비교에서 실속영역의 복잡한 유동장을 해석하는데 수치적 오차가 다소 존재할 것으로 예상된다. 한편, 두 난류모델에 의해 제시된 성능곡선에서 유량변화에 따라 다소 차이가 제시됨을 볼 수 있다. 이는 난류모델에 따른 벽면·익면 경계층유동, 2차 유동 및 누설유동과 같은 국소 유동장 예측에서 비롯된 차이로 분석되고, Fig. 3에 제시된 전압상승량 및 효율곡선으로 미루어 볼 때, LRN이 WFM보다 손실을 다소 크게 예측하고 있음을 알 수 있다.

3.2 3차원 속도분포

Fig. 3은 흡세 $\tau/C=0.04$ 인 경우에 영각 변화에 따른 회전차 후면 직후의 위치($x/C=0.05$, x 은 후면에서부터의 축방향 거리)에서의 3차원 절대속도성분을 두 난류모델에 의한 계산결과와 실험결과와 비교한 것이다. 여기서 V_x 는 축방향속도, V_r 는 원주방향속도, 또한 V_θ 는 반경방향속도를 의미하고, 회전주속도(U)로 무차원화하여 제시하였다. 설계유량 조건에서의 누설와류에 대한 선행연구⁽⁷⁾에서 제시된 결과들을 포함하여 영각 변화에 따른 3차원 속도장의 변화경향을 살펴보면 다음과 같다. 먼저 후류(W.F)에 대한 결과로서, 실험결과에서는 영각이 증가함에 따라 부압면 상에 형성되는 경계층의 증대로 인해 후류의 영역이 증가하고, 또한 후류의 중심위치는 부압면으로부터 점차적으로 반회전방향으로 멀리 이동하는 결과를 제시하고 있다. 다음으로, 후류의 좌측부에 나타나는 누설와류(L.F)에 대한 결과로서, 실속상태의 영각 $\alpha=16.9^\circ$ 인 경우를 제외하고는 영각이 증가함에 따라 같은 반경위치에서 누설와류의 영향, 즉, 축방향속도(V_x)의 감소·절대접선속도(V_t)의 증가 영역이 크게 나타나고 있다. 이로부터 영각이 증가함에 따라 누설와류가 증대하고, 또한 누



(A) $r/R_c=0.968$ [$R^*=0.922$], $x'/C=0.05$, $\tau/C=0.04$



(B) $r/R_c=0.976$ [$R^*=0.942$], $x'/C=0.05$, $\tau/C=0.04$

Fig. 3 Distributions of velocity components of rotor downstream with angle of attack.

설와류의 영향이 케이싱 벽면으로부터 점차적으로 먼 쪽까지 나타나고 있음을 알 수 있다. 또한, 누설와류의 원주방향 중심위치, 즉 반경방향속도(V_r)의 부호가 양(+)에서 음(-)으로 변하는 위치가 압력면으로 이동하는 결과를 보이고 있다. 동일한 유량 조건하에서 WFM과 LRN에 의한 수치계산결과는 각각 파선과 실선으로 제시되었다. WFM과 LRN에 의한 계산결과는 실속상태의

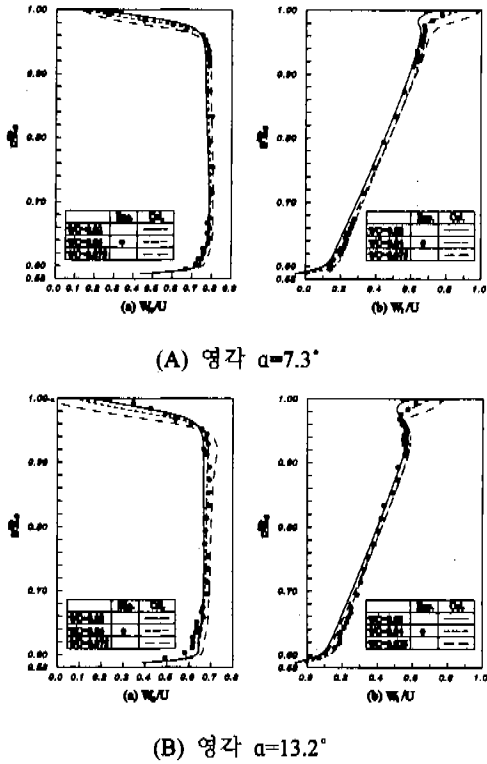


Fig. 4 Distributions of flow variables at rotor exit with tip clearance ($x/C=0.05$, WFM).

영각 $\alpha=16.9^\circ$ 인 경우를 제외하고는, 실험결과에서 파악된 영각 변화에 따른 후류의 변화와 누설 와류의 중대 및 중심위치의 이동 등을 잘 묘사하고 있다.

3.3 영각 변화에 따른 후방 유동장 변화

Fig. 4 는 영각 (A) $\alpha=7.3^\circ$ 와 (B) $\alpha=13.2^\circ$ 인 경우에 틸트변화에 따른 회전외 출구 직후($x/C=0.05$)에서 원주방향으로 유량평균된 상대 유동변수들의 반경방향분포를 제시한 것이다. 먼저, Fig. 4 (A) 와 (B) 의 (a) 축방향속도분포(W_x)를 살펴보면, 틸트 $\tau/C=0.04$ 인 경우에 실험결과 및 계산결과는 영각이 증가함에 따라 케이싱 벽면에서 형성되는 경계층의 두께가 증가하고 있는 경향을 공히 제시하고 있다. 이는 영각이 증가함에 따라 즉, 유량이 감소(Table 2 참조)함에 따라 회전차입구의 유입유동의 축방향속도(W_x)가 상대접선속도(W_t)에 비해 상대적으로 감소함에 따라 입구유동의 유입각이 커지고, 이로 인해 케이싱 벽면

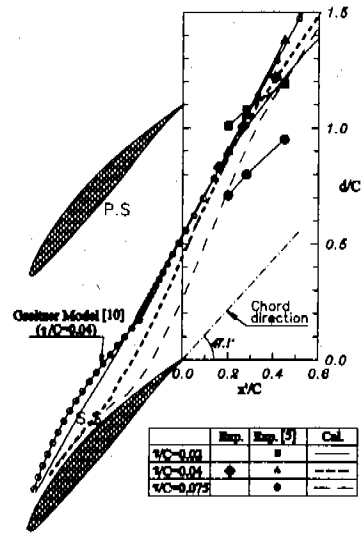


Fig. 5 Circumferential positions of leakage vortex with tip clearance ($\alpha=10.7^\circ$, WFM).

부근에 손실영역이 크게 형성됨으로써 케이싱 벽면 경계층 두께가 증가한 것으로 해석된다. 또한 각각의 영각조건에서 계산결과에 의하면, 틸트 크기가 증가함에 따라 선행연구(7)에서 제시된 바와 같이 케이싱 벽면의 경계층 두께가 증가하는 경향을 보이고 있다. 다음으로, Fig. 4 (A)와 (B) 의 (b) 상대접선속도분포(W_t)를 살펴보면, 틸트 $\tau/C=0.04$ 인 경우에 실험결과 및 계산결과는 영각이 증가함에 따라 익달단 부근에서의 상대접선속도(W_t)와 중대-감소의 후류형 분포가 더욱 크게 나타나고, 변폭점의 위치는 케이싱 벽면에서 먼 쪽으로 이동하고 있는 결과를 공히 제시하고 있다. 이는 유량이 감소함에 따라 누설와류가 상대적으로 빠르게 형성되어 주유동과 빠르게 혼합됨에 따라 누설와류가 넓은 영역에 걸쳐 나타나기 때문이다. 또한 각각의 영각조건에서 계산결과에 의하면, 틸트 크기가 증가함에 따라 선행연구(7)에서 제시된 바와 같이 익달단 부근의 후류형 분포의 변폭점 위치가 케이싱 벽면에서 먼 쪽으로 이동하고 있다.

3.4 누설와류의 궤적

Fig. 5는 설계 유량조건에서 틸트 크기변화에 따른 누설와류의 원주방향 중심위치를 실험결과 및 WFM에 의한 계산결과와 비교한 것이다. 선행

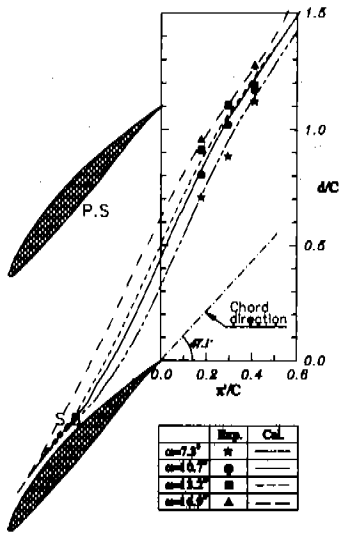


Fig. 6 Circumferential positions of leakage vortex with angle of attack ($\tau/C=0.04$, WFM).

연구⁽⁷⁾에서 언급한 바와 같이 $x/C \leq 0.2$ 에서 흡세 크기가 감소함에 따라 케이싱 벽면 부근에서의 전단응력의 증가로 인해 와류의 중심위치가 부압면으로부터 멀어지는 결과를 실험결과⁽⁵⁾ 및 계산 결과에서 공히 제시되고 있다. 또한, Fig. 5에서 흡세 크기가 $\tau/C=0.04$ 인 경우에 Greitzer⁽¹⁰⁾의 비점성모델에 의한 결과는 실험결과 및 수치계산결과를 비교적 묘사하고 있음을 알 수 있다. Fig. 6은 흡세 크기가 $\tau/C=0.04$ 인 경우에 영각 변화에 따른 누설와류의 원주방향 중심위치에 대한 결과로서 영각이 증가함에 따라 누설와류의 중심은 부압면으로부터 반회전방향으로 더욱 멀리 진행하는 것으로 나타났다. 이는 3.2절에서 언급한 바와 같이 영각이 증가함에 따라 유입 유동각이 증가함으로써 누설와류를 더욱 멀리 이동시키는 것으로 해석된다. 한편, Fig. 5와 Fig. 6에서 계산결과에 의한 누설와류의 시작위치를 살펴보면, 누설와류의 시작위치는 흡세 크기가 작아짐에 따라, 또한 같은 흡세 크기에서 영각이 증가함에 따라의 전연으로 이동하는 경향을 알 수 있고, 이로부터 흡세 크기가 작아짐에 따라, 영각이 증가함에 따라(유량이 감소함에 따라) 익달단에서 양익면사이의 최대정압차가 발생하는 위치가 익전연으로 이동하고 있음을 예측할 수 있다. Fig. 7은 설계 유량조건에서 흡세 크기변화에 따른 누설와

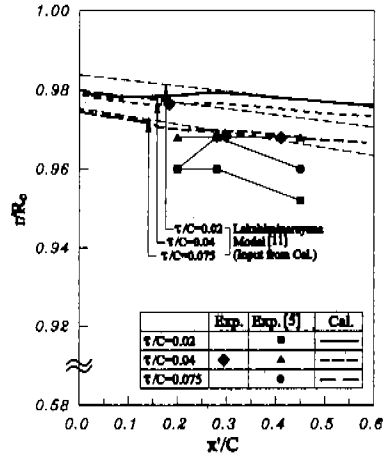


Fig. 7 Radial positions of leakage vortex with tip clearance ($\alpha=10.7^\circ$, WFM).

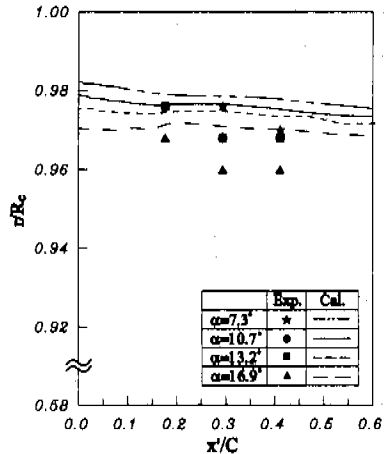


Fig. 8 Radial positions of leakage vortex with angle of attack ($\tau/C=0.04$, WFM).

류의 반경방향 중심위치를 실험결과 및 WFM에 의한 계산결과와 비교한 것으로서, 실험결과⁽⁵⁾는 다소 분산되어 있는 반면에, Lakshminarayana⁽¹¹⁾의 비점성 모델에 의한 결과와 계산결과에서는 Fig. 4에서 언급한 바와 같이 흡세 크기가 증가함에 따라 누설와류의 중심위치가 케이싱 벽면으로부터 멀어지는 경향을 공히 제시하고 있다. Fig. 8은 흡세 크기가 $\tau/C=0.04$ 인 경우에 영각 변화에 따른 누설와류의 반경방향 중심위치에 대한 결과로서 실험결과와 계산결과사이에서 다소 차이는 있지만, Fig. 4에서 제시된 바와 같이 영각이 증가함에 따라 누설와류의 중심이 케이싱 벽면으로부터

터 먼쪽으로 이동하고 있는 공통된 결과를 제시하고 있다.

4. 결 론

본 논문은 저속 축류 회전차를 대상으로 4가지 영각 조건에 대해 실험측정을 수행하고, 각각의 영각 조건에서 5가지 틱새 크기에 대해 틱새영역에서의 자세한 유동구조를 수치계산에 의해 해석하고 실험결과와 비교·검토하였다. 그 결과는 다음과 같이 요약된다.

(1) 각각의 영각조건에서 실험측정으로부터 제시된 회전차 후방 유동장의 케이싱 영역에서의 후류 및 누설와류에 의한 3차원 속도장의 변화는 본 연구의 수치계산에 의해 잘 묘사되었다.

(2) 계산에 의한 누설와류의 시작점은 틱새가 증가함에 따라 익 선단으로부터 후연쪽으로 이동한다. 회전차 후방에서의 누설와류의 중심위치는 $x/C \leq 0.2$ 에서는 틱새가 감소함에 따라 케이싱 벽면 주변에서의 전단응력의 증가로 인해 부압면으로부터 먼 쪽으로 이동한다. 또한, 같은 틱새 크기조건에서 영각이 증가함에 따라 누설와류의 시작점은 익 선단으로 이동하고, 후방으로 진행하면서 부압면으로부터 먼 쪽으로 이동한다.

(3) 누설와류의 반경방향위치는 틱새가 증가함에 따라 케이싱 벽면에서 먼 쪽으로 이동하고, 또한 같은 틱새 크기조건에서 영각이 증가함에 따라 케이싱 벽면에서 먼 쪽으로 이동한다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 특정기초연구과제(과제번호: KOSEF-95-0200-1201-3)에 의해 이루어진 것이며, 이에 관계기관에 깊은 감사사를 표합니다.

참고문헌

(1) Lakshminarayana, B., Pouagare, M., and Davino, R., 1982, "Three-Dimensional Flow Field in the Tip Region of a Compressor Rotor Passage-Part I: Mean Velocity Profiles and Annulus Wall Boundary Layer," *ASME J. of Engineering for*

Power, Vol. 104, pp. 760~771

(2) Inoue, M., Kuroumaru, M., and Fukuhara, M., 1986, "Behavior of Tip Leakage Flow Behind an Axial Compressor Rotor," *ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 108, pp. 7~14.

(3) 조강래, 강대진, 장근식, 1993, "축류압축기 회전차의 후방 유동유동장(I) (익달단 틱새와 누설와류의 궤적)," 대한기계학회논문집, 제17권, 4호, pp. 980~985.

(4) Hunter, I. H., and Cumpsty, N. A., 1982, "Casing Wall Boundary-Layer Development Through an Isolated Compressor Rotor," *ASME J. of Engineering for Power*, Vol. 104, pp. 805~818.

(5) 이정수, 1993, 연세대학교 기계공학과 석사학위논문

(6) Copenhaver, W. W., Mayhew, E. R., and Wadia, A. R., 1996, "The Effect of Tip Clearance on a Swept Transonic Compressor Rotor," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 119, pp. 230~239.

(7) 노수혁, 조강래, 1998, "축류회전차 익달단 틱새유동에 관한 수치해석[틱새변화에 따른 누설와류의 변화]," 대한기계학회논문집(B) 제22권 제3호, pp. 336~345.

(8) Peric, M., 1985, "A Finite Volume Method for the Prediction of Three Dimensional Fluid Flow in Complex Ducts," Ph.D Thesis, University of London.

(9) Patel, V. C., Rodi, W. and Scheuerer, G., 1985, "Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows: A Review," *J. of AIAA*, Vol. 23, No. 9, pp. 1308~1819

(10) Chen, G. T., Greitzer, E. M., Tan, C. S., and Marble, F.E., 1991, "Similarity Analysis of Compressor Tip Clearance Flow Structure," *ASME J. of Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 260~271.

(11) Lakshminarayana, B., 1970, "Methods of Predicting the Tip Clearance Effects in Axial Flow Turbomachinery," *ASME J. of Basic Engineering*, pp. 467~482.