

수치계산에 의한 축류터보기계의 유동장과 유동손실의 평가

노 수혁(연세대 대학원), 주 원구(연세대 기계공학과), 조 강래(연세대 기계공학과)

1. 서론

축류터보기계 내부의 유동은 허브와 케이싱 및 3차원 익형으로 이루어진 환상형 통로 내부의 3차원 유동으로서 벽면 및 익표면에서 발생하는 점성 경계층, 비축대칭으로 인한 와류장의 변화와 2차유동의 발생, 익의 회전에 의한 원심력 및 전향력, 그리고 이들의 상호간섭등으로 인해 매우 복잡하다 (Fig. 1 참조). 이러한 복잡한 유동현상으로 인해 야기되는 손실은 회전차의 효율저하, stall margine의 감소 및 소음의 증대를 초래한다. 축류터보기계의 손실은 일반적으로 다음과 같이 분류된다.

- 2차유동 및 허브벽경계층으로 인한 허브에서의 손실
- 익면경계층으로 인한 손실
- 2차유동, 누설유동 및 환상벽경계층으로 인한 틈새영역에서의 손실

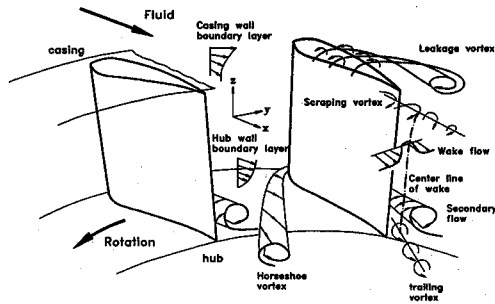


Fig.1 Flow pattern in Axial turbomachinery

회전차의 성능을 향상시키고 또한 설계기법에 정밀한 손실을 고려할 수 있게 하기 위해 최근에 손실 구조에 대한 연구가 상당한 관심사가 되어왔다. 이러한 손실구조에 대한 연구에는 회전차내부 및 후방유동장에 대한 자세한 정보와 이에 대한 정밀한 분석이 선행되어야 하므로, 회전차 유동장 이해는 크게 두 가지 접근방법으로 발전되어 왔다. 하나는 실험적인 접근방법으로서 과거에는 정지익렬의 유동장 및 회전익렬 후방 유동장에 대한 개략적인 측정이 주로 이루어졌으나, 최근에는 첨단 측정장비 및 측정기법의 개발에 의해 고정밀도의 측정이 가능해졌고, 이로써 다양한 실험연구가 수행되었다.

대표적인 예로서 *Lakshminarayana*⁽¹⁻⁴⁾ 등은 저속의 축류회전차에 대해 고손실영역으로 알려진 허브벽과 케이싱벽 부근에 대해 회전차 내부 및 후방에 걸친 측정을 통해 허브벽 근처에서 익면·벽면경계층 및 후류로 인한 유동장의 변화와 케이싱벽 근처에서의 환상벽·익면경계층, 후류 및 누설유동으로 인한 유동장 및 난류장의 변화를 비교적 자세히 측정하였다. 또한 조 강래⁽⁵⁻⁷⁾ 등은 회전차후방에서 허브벽에서부터 케이싱벽에 걸친 3차원 속도장 측정을 통해 후방진행에 따른 운동에너지 결합분포 및 와도의 변화와 후류 및 누설유동의 변화양태등을 자세히 제시하였다. 이와 같은 유동장측정 데이터를 기초로하여 각각의 손실에 대한 근사모델들이 많은 연구자들에 의해 개발되었다. 그러나 이들의 상당수 모델들은 정지익렬의 실험데이터를 기초로 하여 개발되었으므로 실제 회전차에 적용함에 있어 경향은 비교적 타당하게 예측하지만 정량적인 면이나 스펙방향에 따른 손실분포면에 있어서는 상당한 오차가 발생함이 지적되었다. 그러나 회전차의 유동장의 실험데이터에 기초한 *Lakshminarayana*⁽⁸⁾의 비점성 누설손실모델은 실제유동을 비교적 잘 묘사하고 있는 것으로 보고되었다. 또 하나의 방법으로는 수치적인 접근방법으로서 현재까지 Navier-Stokes 방정식을 해석하기 위한 다양한 수치기법들이 개발되었고 현재는 컴퓨터의 발달로 인해 3차원, 점성, 난류 유동해석법이 주를 이루고 있다. 터보기계내부 유동장의 수치해석은 여러연구자들에 의해 수행되어 왔다. 대표적인 사례로서 *Hah*⁽⁹⁾ 등은 3차원 회전익렬에 대한 수치해석을 통해 익렬후방에서의 속도장 및 난류장에 대한 계산결과를 실험치와 비교하여 좋은 일치성을 보였다. 그러나 *Hah*는 계산영역을 회전의 후연부터 후방으로 설정하고 후연에서의 실험치를 입구조건으로 주었다. *Suryavamshi*⁽¹⁰⁾ 등은 3차원 회전익렬에 대한 계산을 통해 스펙방향으로의 익면압력분포의 변화 및 후방에서의 속도장을 실험치와 비교하여 좋은 일치를 보였으나 비교영역을 허브벽면의 점성영향이 어느정도 배제된 위치부터 설정하였다. 조 강래⁽¹¹⁾ 등은 3차원 회전익렬에 대한 계산을 통해 허브벽근처부터 스펙 중앙부까지 후방진행에 따른 3차원 속도장의 변화를 실험치와 비교하여 좋은 일치를 보였다. 최근에는 회전차 설계의 한 단계로서 제작전에

설계된 회전차의 성능 및 효율평가에 예측정확도가 높은 유동해석기법을 이용함으로써 보다 상세하고 정확한 정보를 산출하고 이러한 과정을 통해 비교적 정확한 보완설계가 이루어지고 최종적으로 고효율의 회전차설계가 가능하게 되었다. 그러나 수치해석에 도입된 다양한 기법들(대류-확산항의 처리 방법, 난류모델 등), 회전익렬의 형상의 복잡성, 회전익렬의 유동조건(설계점, 비설계점) 및 터보기계 내부유동장의 특성(역압력구배, 유동박리, 후류 등)에 의해 발생하는 오차등으로 인해 수치계산결과는 다양하게 나타나고 있고 현재도 터보기계 내부유동에 적합한 수치기법의 개발이 다양하게 연구되고 있다.

따라서 본 연구에서는 유동손실이 제일 크게 나타나는 익말단유동에 대해 누설유동구조와 틈새크기의 변화에 따른 케이싱벽근처의 유동장의 변화를 연구하고, 틈새크기가 누설와류 및 손실분포에 미치는 영향을 고찰하고자 한다. 이를 위해 이미 축류 및 원심회전차의 내부유동장해석에서 좋은 결과를 제시한 바 있는 SIMPLE⁽¹²⁾ 알고리즘을 이용한 수치기법을 사용하여 실험치가 비교적 자세히 제시되어 있는 3차원 회전익렬^(16,17)을 대상으로 하여 설계유동상태에서 3가지 틈새크기에 대해 수치유동해석을 수행하였다.

2. 이론

2.1 지배방정식

본 연구에서 사용한 연속식, Reynolds averaged Navier-Stokes 방정식, 난류운동에너지 및 소멸률 방정식은 직교좌표계상에서 종속변수 ϕ 를 사용하면 식 (1)과 같이 표현되고, 각 방정식의 확산계수 (Γ_ϕ) 및 생성항 (S_ϕ)의 정의는 Table 1에 제시된 바와 같으며 사용된 기호들은 참고문헌⁽¹³⁾이나 관례에 따랐다.

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) = \Gamma_\phi \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) + S_\phi \quad (1)$$

와점성계수는 식 (2)로 표현되고 각 계수들의 정의는 다음과 같다.

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (2)$$

$$C_\mu = 0.09, C_1 = 1.44, C_2 = 1.92, \sigma_k = 1.0, \sigma_\epsilon = 1.3$$

2.2 수치해석기법

본 계산은 경계면밀착 좌표계에서 수행되었으며, 지배방정식은 변환함수 $\xi_i = \xi_i(x_j)$ 의 도입에 의해 식 (3)와 같이 제시된다.

$$\frac{\partial}{\partial \xi_i}(\rho U_i \phi) = \frac{\partial}{\partial \xi_i} \left[\frac{\Gamma_\phi}{J} \left(D_j \frac{\partial \phi}{\partial \xi_j} \right) \right] + JS_\phi \quad (3)$$

Table 1. Definition of ϕ , Γ_ϕ & S_ϕ

ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
1	0	0
u	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial b}{\partial x}$
v	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial b}{\partial y} + \rho \Omega(\Omega y + 2w)$
w	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial b}{\partial z} + \rho \Omega(\Omega y - 2v)$
k	$\mu + \mu_t / \sigma_k$	$G - \rho \epsilon$
ϵ	$\mu + \mu_t / \sigma_\epsilon$	$\frac{\epsilon}{k} (C_1 G - \rho C_2 \epsilon)$

격자계는 비엇갈림격자계를 사용하고 모든 종속변수들은 동일한 검사체적의 중심에서 평가하였다. 검사체적 중심에서 각 직교좌표방향으로 나타나는 속도성분에 대한 운동량방정식은 좌표변환함수와 운동량보간방법^(14,15)을 통해 검사체적면상에서의 반변속도성분에 대한 운동량방정식으로 변환된다. 대류-확산항은 2차 정확도를 갖는 SOUCUP scheme을 사용하여 처리하였다. 이산화된 지배방정식에 대한 해는 TDMA에 의해 구하였고, 주기경계면에서의 해는 cyclic TDMA에 의해 구하였다. 수렴판정은 질량유량의 잔류량이 10^{-5} 보다 작아질 경우로 하였다.

2.3. 경계조건

입구경계면에서의 유속 및 난류강도는 실험치에서 제시된 값을 주었고, 출구경계면에는 유동방향으로 모든 변수들의 구배가 0이 되는 조건을 적용하였다. 벽면에서는 점착조건이 적용되었고, 정지하고 있는 벽에는 상대회전속도를 주었다. 입구경계면으로부터 전연까지의 부분, 후연에서 출구경계면까지의 부분 그리고 틈새부분에 존재하는 주기경계면에서는 동일한 주기점에서의 유동변수의 값들은 같게 하였다.

3. 결과 및 고찰

3차원 회전익렬의 유동장을 계산하기 위해서 회전

Table 2 Details of rotor blade element

Radius, r(m) (r/R _c)	0.148 (0.587)	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/pitch	1.550	1.290	1.110	1.000	0.909
Stagger angle, γ (°)	20.70	30.80	38.70	43.60	47.10
Design attack angle α^* (°)	19.20	14.30	10.70	8.80	7.80
Design inlet flow angle β_1^* (°)	39.90	45.10	49.40	52.40	54.90
Blade section NACA - 65	1610	1210	0910	0710	0610

차 후방유동장의 실험치^(16,17)가 제시되어있는 축류 송풍기를 대상으로 하였다. 이에 대한 기본제원은 Table 2 와 같다. 대상 송풍기는 24매의 동익과 23매의 정익으로 구성된 1단 송풍기이다. 그러나 회전차 후방유동장을 측정하는 관계상 하류에 있는 정익은 동익과의 간섭을 피하기 위해 익현장의 두 배정도 충분히 떨어진 곳에 설치되었다. 본 유동해석은 회전수가 1380 rpm 이고 유량계수가 $\phi=0.68$ (설계점) 인 경우에 대해 해석되었다. 틈새는 $t=1.2$ mm($t/C=0.02$), 2.4mm(0.04) 및 4.5mm(0.075) 의 3가지 경우를 대상으로 하였다. 격자수는 축방향으로 81개, 회전방향으로 42개, 반경방향으로 46개로 구성하였고 틈새부분은 $43 \times 13 \times 13$ 의 격자수로 묘사하였다. 계산에 적용된 3차원 격자계는 Fig. 2 와 같다. 입구경계면은 참고문헌 (16) 에서 전방유동장을 측정한 위치에 두고, 입구경계면에서의 축방향속도 분포를 실험치⁽¹⁶⁾로부터 보간하여 사용하였으며, 출구경계면은 유동이 충분히 균일해진다고 볼 수

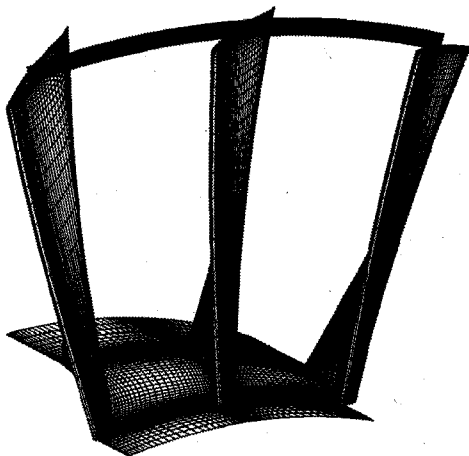


Fig. 2 Grid configuration of rotor

있는 익현장의 1.5 배 위치에 설정하였다.

3.1 3차원 속도분포

Fig. 3 은 $\phi=0.68$ (설계점)인 경우에 틈새 $t=2.4$ mm ($t/C=0.04$)에 대한 계산결과에서 하류의 3개의 위치 즉, 회전익 후면 직후($x'/C = 0.083$, x' 는 후면에서부터의 축방향거리, C 는 익현장) 및 후방의 두 곳 ($x'/C = 0.166$ 및 $=0.337$)에서의 3차원 절대속도성분을 실험치⁽¹⁷⁾와 비교한 것이다. 여기서 V_x 는 축방향 속도를, V_t 는 원주방향속도를, 또한 V_r 은 반경방향속도를 의미한다. 속도분포를 비교한 위치는 허브($r/R_c = 0.587$, r 은 반경, R_c 는 케이싱 반경)에 가까운 부분 ($r/R_c = 0.599$ 과 $r/R_c = 0.605$) 과 케이싱부근 ($r/R_c = 0.968$ 과 $r/R_c = 0.976$)의 4개 위치이다.

먼저 실험에 의한 측정결과에 대해 검토한다. 허브벽 부근(Fig. 3 (a))에서는 익면과 허브벽면 경계층 효과 및 2차유동 효과가 혼합되기 때문에 후류(W.F)의 폭이 Fig. 3 (b)에 비해서도 상당히 넓고, 비대칭성이 강하게 나타나고 있다. 또한 후방으로 진행하면서도(Fig. 3 (a)) 이러한 비대칭성이 계속 남아있다. Fig. 3 (c, d)는 케이싱의 틈새 영역으로서, 이 영역에서는 익면 및 환상벽경계층이 누설유동과 상호간섭하여 대단히 복잡한 유동장을 형성한다. 특히, Fig. 3 (c, d)의 $x'/C=0.083$ 또는 $x'/C=0.166$ 의 실험결과에 주목하면 후류(W.F)가 익후면(그림상에서 수직점선은 축방향에서 본 후면의 위치를 표시함)에서 상당히 멀리 떨어져 있다. 이것은 익면상류쪽의 유동이 케이싱벽에서의 경계층발생으로 인해 유입각이 설계상태보다 커져서 유출유동의 편차각이 증대된 영향과 익말단에서의 누설유동의 영향에 의해 후면에서 떨어진 것으로 해석된다. 또 후류의 V_x 의 분포가 허브영역에서보다 깊이도 얇고, 폭도 작게 나타나고 있는 것은 익의 압력면에서 부압면으로 건너가는 누설유동으로 인해 두 익면상에 형성되는 경계층의 두께가 얇아지고, 결과적으로 후류로서 충분히 발달하지 못한 것으로 해석된다. 또한 후류의 좌측부에서 V_x 가 작게 나타나고 있는 누설와류(L.F)의 영역은 후류보다 피치 방향으로 3~4배 정도 넓게 나타나고 있다. 이 부분에서 V_x 가 작게 나타나는 것은 익말단부근에 축적된 저속의 유체가 익말단 틈새를 통과하여 누설와류를 형성하였기 때문인 것이며, 이 와류의 중심의 원주방향위치는 반경속도성분(V_r)의 부호가 양(+)에서 음(-)으로 바뀌는 위치라고 볼 수 있고, 이 위치에서 가까운 곳에서 원주방향속도(V_t)가 최대치를 나타낸 것으로도 확인된다. 또한 V_r 의 부호 변화로부터 누설와류의 회전방향이 회전익의 회전방향과 반대로 되어 있음을 알 수 있다 Fig. 3의

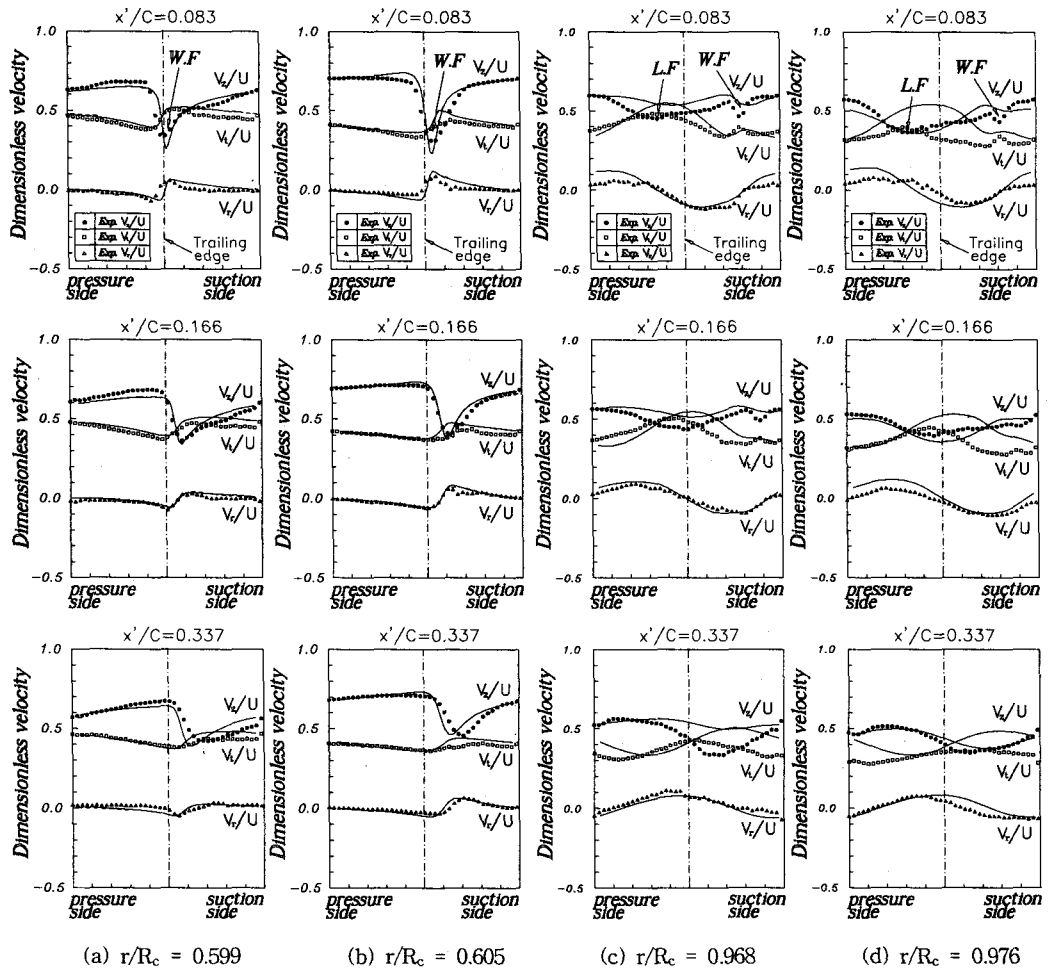


Fig. 3 3-D velocity distributions behind rotor ($x'/C=0.083$, $t/C=0.04$, $\phi=0.68$)

실험조건과 같은 조건으로 수치계산한 결과가 Fig. 3 (a, b, c, d)에 실선으로 제시되어 있다. 허브에 가까운 Fig. 3 (a, b)에 대한 계산결과는 실험결과와 좋은 일치를 보이고 있다. 그러나 익말단부근의 Fig. 3 (c, d)의 경우는 실험치에서 제시된 각 속도 성분의 분포의 경향을 대략적으로 묘사하고 있다고 볼 수 있다. 그러나 Fig. 3 (c)의 $x'/C=0.083$ 과 0.166의 두 경우를 제외하면 각 속도성분의 양적인 비교에서 상당한 차이가 나고 있다. 이것은 수치계산에 의한 누설와류의 강도와 누설와류의 반경위치에 대한 예측이 실험결과와 다소 차이가 있는 것에 기인한다. 누설와류의 원주방향위치는 앞서 설명되었듯이 비교적 잘 묘사되어 있다고 볼 수 있으나, 반경방향위치는 나중에 검토가 되겠지만 다소 차이가 있다. 그리고 Fig. 3 (c, d)의 후연 직후인 $x'/C=0.083$ 에서 수치계산에 의한 후류(V_z)는 대단

히 완만한 변화를 보이고 있다. 그 이유는 분명치는 않으나, 표준 $k-\epsilon$ 난류모델이 후류와 같은 복잡한 유동혼합에서는 빠른 혼합을 예측한다는 결과⁽¹¹⁾와 관계있다고 본다. 이상의 검토결과에서 후연 직후영역에서의 후류의 위치 및 누설와류의 존재에 대해서는 본 연구의 수치계산에 의해 타당하게 묘사되고 있다고 할 수 있다.

3.2 틈새변화에 따른 유동장 변화

Fig. 4는 $\phi=0.68$ (설계점)의 경우에 유량을 일정하게 유지하고 틈새크기를 변화시켰을 때 후연직후 ($x'/C=0.083$)에서의 반경방향에 따른 상대유동장을 1 피치사이의 평균치로 제시한 것이다. Fig. 4 (a)의 수치계산에 의한 상대속방향 속도분포에서는 틈새가 커짐에 따라 케이싱벽에서의 1 피치사이

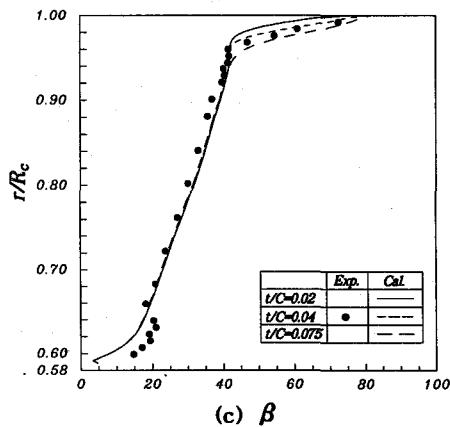
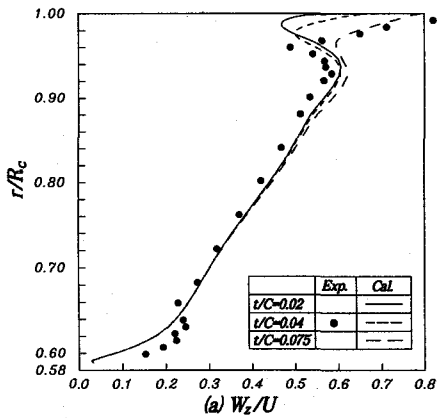
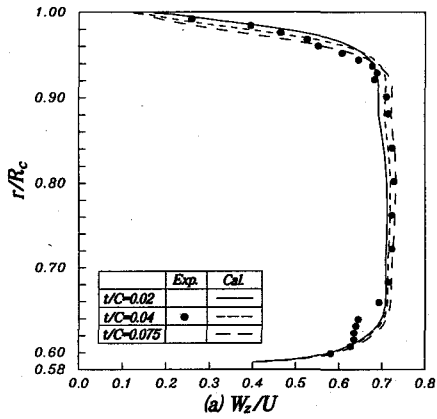


Fig. 4 Distributions of flow variables at rotor exit ($\phi=0.68$)

의 평균경계층두께가 두꺼워지고 연속조건이 만족되도록 스패중앙부에서는 평균속도가 증대하는 분포를 제시하고 있다. 틈새가 커짐에 따라 경계층두께가 두꺼워지는 것은 틈새증대에 따른 유동손실 증대와 관련이 있게 된다. 허브부근에서는 틈새변

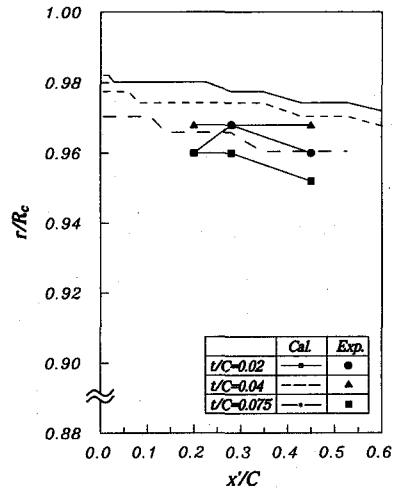


Fig. 5 Radial positions of leakage vortex centers with tip clearance variation ($\phi=0.68$)

화와 무관하게 일정한 분포를 보이고 있고, 단 $r/R_c = 0.62 \sim 0.66$ 에서 실험결과⁽¹⁷⁾ 와 차이가 나고 있다. 이와 같은 실험결과와 분포는 참고문헌 (18)에서도 제시되었고, 이러한 차이에 대해 정확한 원인은 규명되지 않았지만, 익형전단에서 발생하는 말뚝굽와류(horseshoe vortex)와 부압면구석의 구석와류(corner stall)로 인해 축방향속도의 증가를 방해하고, 상대접선속도(W_z)의 증가를 야기하는 것으로 생각된다. 그러나 계산결과에서는 정지익형의 경우와는 달리 회전익형에서의 말뚝굽와류 및 구석와류의 존재를 확실하게 예측하지 못하여 실험에서와 같은 속도분포를 예측하지 못하고 있다. 이 원인에 대해서는 별도의 연구가 필요할 것으로 생각된다. Fig. 4 (b) 는 상대접선속도분포를 제시한 것으로서, 실험결과⁽¹⁷⁾ 에 의하면 틈새부분에서 급격하게 감소하고 증대하는 후류형 분포가 나타나고 있다. 이것은 누설와류에 의한 영향을 나타낸다. 이러한 속도분포는 수치계산결과에 의해서도 비교적 잘 묘사되고 있다. 단 W_z 의 증대-감소가 일어나는 변곡점의 반경위치에서 차이를 보이고 있다. 이것은 누설와류의 중심위치에 차이가 있음을 의미한다. 틈새증가에 따라 접선속도의 감소는 줄어들고 변곡점의 위치도 케이싱벽으로부터 먼쪽으로 이동하고 있다. 이것은 틈새증가와 함께 누설유동의 강도가 급속히 약해지고 있음을 의미한다. Fig. 4 (c) 의 상대유출각 β 의 분포에서 틈새영역에서의 상대유출각의 급격한 증대가 계산결과에서도 타당하게 제시되고 있다.

Fig. 5 는 누설와류의 중심궤적의 반경반향 위치를 틈새변화에 대해 도시한 것이다. 누설와류의 중

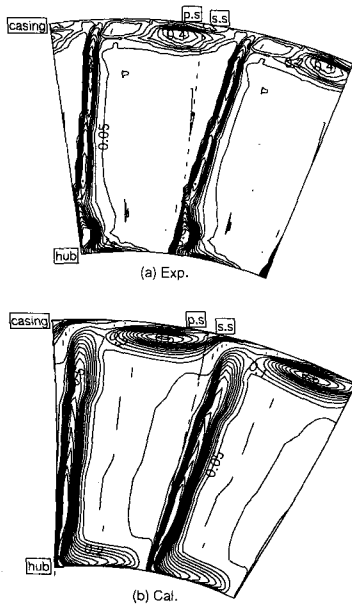


Fig. 6 Comparison of kinetic energy defect contour behind rotor ($x'/C=0.083$, $\varphi=0.68$)

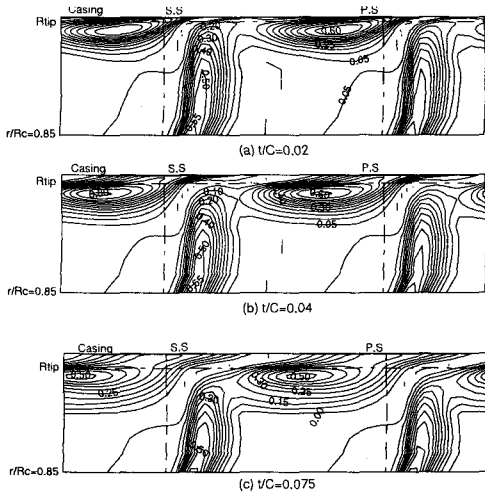


Fig. 7 Kinetic energy defect contour behind rotor (calculation, $x'/C=0.083$, $\varphi=0.68$)

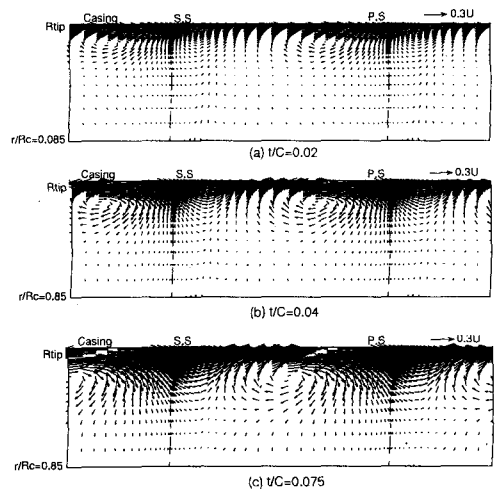


Fig. 8 Secondary flow vectors behind rotor (calculation, $x'/C=0.083$, $\varphi=0.68$)

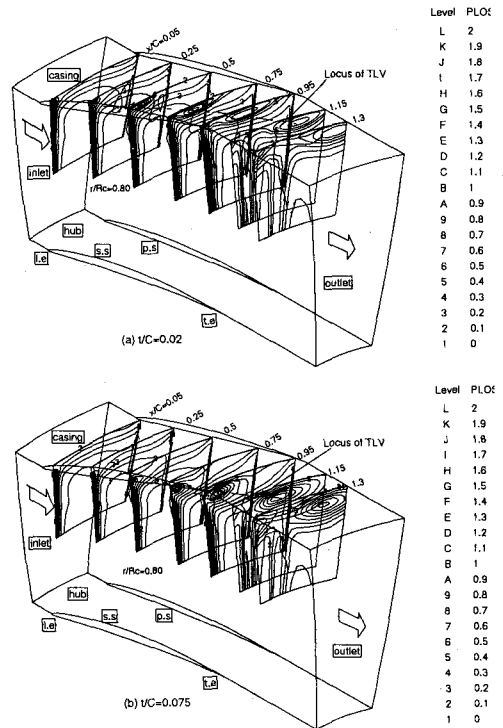


Fig. 9 Total pressure loss contour in orthogonal planes ($\varphi=0.68$)

심은 운동에너지결합계수를 이용하여 정의하였다. 즉, 누설와류영역에서 최대운동에너지의 결합을 갖는 지점을 누설와류의 중심으로 하였다. 측정에 의한 누설와류중심의 반경위치는 다소 분산되어 있기는 하지만 계산결과보다 케이싱벽에서 약간 먼 쪽에 위치하며, 최대틈새인 경우에는 가장 먼 쪽에 위치하는 것이 확인된다. 측정에 의한 와류중심위치결정에는 오차가 있으나 전체적으로 계산결과에 의한 누설와류의 궤적은 실험결과보다 케이싱에 가까운쪽에 위치해있고, 이러한 차이는 Fig. 3 (c, d)의 실험과 수치계산에 의한 속도분포의 차이에 나타난것으로 볼 수 있다.

3.3 준직교면에서의 유동구조

Fig. 6 은 $\phi=0.68$ (설계점)의 경우에 후연 직후 ($x'/C=0.083$)에서 틈새 $t/C=0.04$ 인 경우에 운동에너지결합분포를 실험결과와 비교하여 제시한 것으로서 결합계수는 다음의 식으로부터 산출하였다.

$$\zeta = (W_{stream}^2 - W^2) / W_{stream}^2 \quad (4)$$

여기서 W 는 각 격자점에서의 상대속도의 크기를, W_{stream} 은 각 반경위치에서 상대주유동속도를 의미한다. 결합계수 ζ 의 분포는 허브벽부분과 케이싱벽부분 그리고 익후연선에 밀집되어 있다. 이것은 익면과 벽면경계층, 후류 및 누설와류등이 혼합되어 손실을 발생시킨 결과이다. 이러한 ζ 의 분포가 실험결과와 계산결과에서 공히 유사하게 제시되고 있다. 단 누설와류 중심위치에서의 ζ 의 값에서 실험에서는 $\zeta=0.4$ 인 반면, 계산에서는 $\zeta=0.6$ 으로서 계산결과에서 누설와류가 다소 강하게 예측되고 있다.

Fig. 7 은 틈새의 변화에 따른 운동에너지결합분포를 반경 $r/R_c=0.85$ 부터 케이싱까지의 영역에 대해 $\theta-r$ 좌표계로 변환하여 제시한 것으로서 틈새의 증가에 따라 케이싱부분의 누설와류에 의한 손실영역이 넓어지는 반면 결합계수는 감소하는 경향을 제시하고 있다.

Fig. 8 은 $\phi=0.68$ (설계점)의 경우에 후연직후 ($x'/C=0.083$)에서의 틈새변화에 따른 2차유동벡터를 제시한 그림이다. 여기서 2차유동의 성분은 각 반경위치에서 설계조건을 유출방향을 1차유동으로 취하고 이에 수직성분을 2차유동으로 정의하였다. 이 그림에서 케이싱부근에서 누설와류에 의한 회전유동이 확인할 수 있고, 특히 후연 직후에서 틈새가 커짐에 따라 누설와류의 중심이 부압면쪽으로 이동하면서 케이싱벽으로부터 안쪽으로 이동하고 rolling-up의 영역이 넓어지고 있음을 알 수 있다.

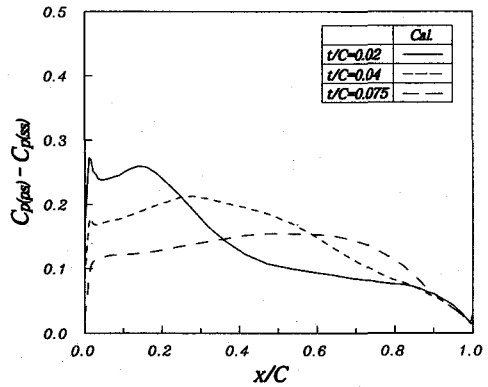


Fig. 10 Difference of static pressure at mid clearance between both blade surfaces along blade chord ($\phi=0.68$)

3.4 축방향진행에 따른 전압손실의 분포

Fig. 9 은 2가지 틈새의 경우(최대와 최소틈새)에 대해 익선단에서 후방에 걸쳐 7개의 준직교면에서의 전압손실분포를 제시하였다. 전압손실계수 C_{pt} 는 수치계산의 입구경계위치에서의 전압(반경방향으로 일정함)을 기준으로 하였고, 케이싱 원주속도에 의한 동압으로 무차원화하였다. 유로내의 손실은 케이싱부근에 밀집되어있기 때문에 편의상 스펠 중앙부($r/R_c=0.80$)부터 제시를 하였다. Fig. 9(a) ($t/C=0.02$)에서 익렬입구부분에서는 케이싱벽에서 발달한 경계층으로 인해 케이싱부근 손실이 피치방향으로 일정하게 분포되어 있고, 익렬을 통과하면서 익면경계층으로 인한 부압면상의 스펠방향으로의 손실영역이 형성된다. 또한 틈새를 통과한 누설유동과 주유동과의 간섭이 시작되는 지점(전연으로부터 약 $x/C=0.25$, 여기서 x 는 익전면부터 익현에 따른 거리)에서 케이싱벽과 부압면의 구석부분에 손실영역이 형성되기 시작하고, 케이싱부근의 원주방향속도에 의해 이 손실영역은 하류쪽으로 갈수록 부압면에서 인접의 압력면을 향해 이동하는 양상을 보이고 있다. 한편, 누설유동이 시작(약 $x/C=0.25$)되기 전까지 케이싱벽 경계층손실두께가 1 피치 사이에서 대략 균일했던 것이 유로로 유동이 진행함에 따라 누설유동이 형성되고 발달됨으로 인해 압력면과 케이싱벽 구석에서 경계층이 얇아지고 있음을 확인할 수 있다. 이는 압력면쪽의 저에너지 유체가 누설유동에 의해 익말단 틈새를 통해 이웃 유로로 이동했음을 의미한다. 이것은 Fig. 3 (c, d)의 후류에 대한 설명과 부합된다. 이러한 손실분포는 익렬후방에서의 유동혼합에 의해 다시 평평해진다. 위와 같은 손실분포변화의 경향은 Fig. 9(b) ($t/C=0.075$)에서 더욱 명확하게 나타나고 있다.

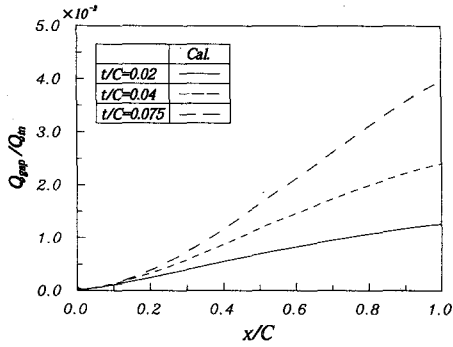


Fig. 11 Accumulated flow through the tip gap

Fig. 10 은 각 틈새별로 틈과 케이싱벽의 중간반경위치에서 양의면상의 정압차를 제시한 것이다. 일반적으로 누설유동은 주로 양의면의 압력차에 의해 발생하는 것으로 알려져 있다. 그림에서 최소틈새의 경우 대략 $x/C=0.18$ 정도에서 최대정압차를 보이고 있고 틈새가 커짐에 따라 최대정압차가 발생하는 위치가 익렬 후반부로 이동한다. Fig. 11 은 틈새별로 틈새를 통과하는 유량을 통로입구유량으로 무차원화하여 익렬에 따라 제시한 것이다. 여기서 틈새가 커짐에 따라 틈새를 통과하는 유량이 증가하고 있음을 확인할 수 있다. 이에 대한 자세한 수치를 참고표에 제시하였고, 최대틈새($t/C=0.075$)에서 누설유량이 입구유량의 약 4% 정도에 달하고 있다.

3.5 전압손실분포

틈새에 의한 손실분포의 변화를 고찰하기 위해 피치방향으로 유량평균된 전압손실계수 C_{pt} 를 Fig. 12 에 제시하였다. 최대손실계수는 후류에 의한 손실계수에 비하여 최대틈새에서 약 8배 정도에 달하며 틈새가 키질수록 증대하고 있다. 이러한 손실의 증가는 3.2절에서 언급된 바와 같이 주로 틈새증가에 의한 케이싱벽의 경계층성장에서 비롯된 것으로 해석된다. 이를 보다 자세히 분석하기 위해 축방향 진행에 따른 틈새영역에서의 손실분포를 Fig. 13 에 제시하였다. 그림에서의 전압손실계수 C_{pt} 는 Fig. 12 의 C_{pt} 분포에서 틈새의 영향이 나타나고 있는 $r/R_c = 0.92 \sim 1.0$ 사이를 1 피치구간을 통과하는 유량에 대해 평균한 값이다. $x/C=0.5$ 까지는 최소틈새와 최대틈새 모두 공히 같은 손실량을 발생하지만, 이후로는 틈새크기에 따른 누설유동의 활성 및 케이싱벽의 경계층 성장 등의 요인 등에 의해 손실량의 차이가 발생하고 최대차이는 약 0.15 정도로 나타났다. 또한 이 그림에서 누설유동에 의한 평균전압손실계수도 틈새크기가 커질수록 증대

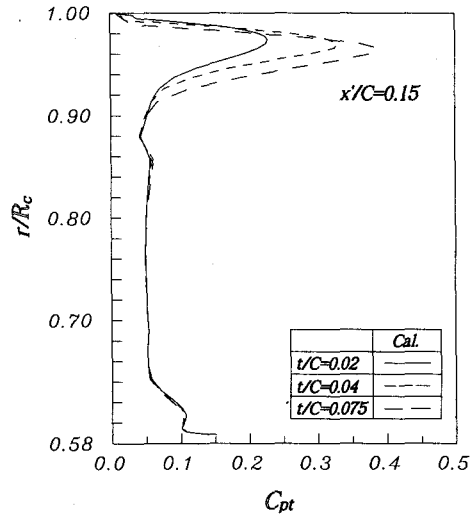


Fig. 12 Distribution of total pressure loss coefficient behind rotor ($\phi=0.68$)

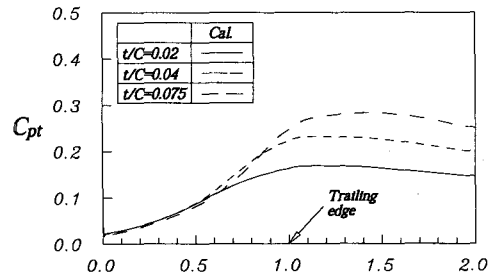


Fig. 13 Axial variation of total pressure loss coefficient in tip region ($\phi=0.68$)

하고 최대틈새에서 약 0.30 정도로 나타났다. 이로부터 틈새통과유량과 평균전압손실계수를 곱함으로써 틈새에 의한 손실에너지를 평가할 수 있다.

4. 결론

실험치가 비교적 자세히 알려져 있는 저속 축류회전차를 대상으로 회전악달단 틈새를 포함한 회전익렬의 유동을 표준 $k-\epsilon$ 난류모델을 이용하여 수치 해석하였다. 실험에 의한 측정치와 계산결과를 비교·검토한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 후연직후에서의 후류의 위치 및 누설와류의 존재는 본 수치계산에서 의해 타당하게 묘사될 수 있었다.

2. 누설와류는 회전축의 회전방향과 반대방향으로 회전하고, 와류의 중심위치는 측정치보다 약간 케이싱벽쪽으로 예측되었다. 틸새의 크기가 증대함에 따라 와류중심은 케이싱벽에서 약간 멀어지고 일부 압면쪽으로 약간 이동하며, 와류의 중심의 강도는 약해지고 와류의 영역은 넓어진다.
3. 익말단에서의 누설량은 틸새증대와 함께 증대하며, 틸새가 커질수록 후연쪽에서의 누설이 많아진다.
4. 누설와류에 의한 최대전압손실계수 및 유량평균 전압손실계수는 틸새가 커질수록 커지며 최대전압 손실계수는 최대틸새($t/C=0.075$)인 경우 후류의 값보다 약 8배 정도에 달하고, 틸새영역에서의 평균 전압손실계수는 약 0.30정도로 나타났다. 이와 같은 손실은 케이싱벽에서의 피치평균경계 두께가 틸새 증가와 함께 증대하는 것과 관련이 있다.

5. 참고 문헌

1. Lakshminarayana, B., Pouagare, M., and Davino, R., 1982, *J. of Engineering for Power*, Vol.104, pp. 760-771.
2. Lakshminarayana, B., Pouagare, M., and Davino, R., 1982, *J. of Engineering for Power*, Vol.104, pp. 772-781.
3. Lakshminarayana, B. and Ravindranath, A., 1982, *J. of Engineering for Power*. Vol.104, pp. 467-478.
4. Lakshminarayana, B. and Prato, J., 1993, *J. of Turbomachinery*, Vol.115, pp. 487-500.
5. Cho, K.R. and Chung, W.J, 1990, *The 3rd Japan-China Joint Conference on Fluid Machinery*, pp.289-296.
6. Cho, K.R Kang, D.J. and Cho,S.O., 1990, *The 2nd KSME-JSME Fluids Engineering Conference*, Vol.2, pp.81-85.
7. 조강래, 강대진, 장근식, 1993, *대한기계학회 논문집*, 17권, 4호, pp.980-985.
8. Lakshminarayana, B., 1970, *J. of Basic Engineering*, pp. 467-482
9. Hah, C. and Lakshminarayana, B., 1980, *J. of AIAA*, Vol.18, No.10, pp.1196-1204.
10. Suryavamshi, N. and Lakshminarayana, B., 1992, *J. of Turbomachinery*, Vol.114, pp. 617-626.
11. 조 강래, 노수혁, 1996, *대한기계학회 1996년 추계학술대회 논문집 B*, pp.55-61.
12. Patel, V.C., Rodi, W., and Scheuerer, G., 1985, *J. of AIAA*, Vol.23, No.9, pp.1308-1819.
13. Patankar,S.V., 1972, *"Numerical Heat Transfer and Fluid Flow."*
14. Peric, M., 1985, "A Finite Volume Method for the Prediction of Three Dimensional Fluid Flow in Complex Ducts.", Ph.D Thesis, University of London.
15. Choi, S.K., Nam, H.Y. and Cho, M., 1993, *Numerical Heat Transfer*, Part B, Vol.23, pp.21-41.
16. 방영석, 1988, "축류터어보기계의 3차원 압축성 유동해석에 관한 연구", 연세대학교 기계공학과 박사학위 논문
17. 이정수, 1993, "축류회전차 익말단 틸새와 영각 변화에 따른 누설와류에 관한 연구", 연세대학교 기계공학과 석사학위 논문.
18. Dong, Y., Gallimore, S.J., and Hodson, H.P., 1987, *J. of Turbomachinery*, Vol.109, pp.354-361.