

축류회전차에서 틱간극의 변화를 고려한 유동특성에 관한 연구

이 명 호*

A Study on the Flow Characteristics in Axial Flow Rotors with Varying Tip Clearance

M-H Lee*

Key words : Axial Flow Rotor(축류회전차), Tip Clearance(틱간극), Leakage Flow (누설유동),
Five-Hole Probe(5공프로브)

Abstract

The tip leakage flow passing through the clearance between rotor blade tip and casing shroud has been known to occupy an important portion of the rotor overall loss. In this study, flow characteristics in axial flow rotors with different tip clearances is investigated by experimental and numerical methods. The experimental study was carried out to measure static pressure and velocity profiles at the real rotating test rig. The axial flow rotors used for the experiments have ten blades and three different rotor diameter. The tip clearance heights are 1mm, 3mm, and 4.5mm. Measurements were done using spherical type five-hole probe by non-nulling method. The numerical study was carried out to calculate pressure distributions and velocity vectors at the same condition as the experiments in the flow fields of axial flow rotors using Phoenics code.

1. 서 론

축류 터보기계 내부의 유동은 3차원 익형으로 이루어진 복잡한 기하학적 조건과 허브와 케이싱, 익면상의 점성경계층, 익면과 벽면에서의 마찰, 익 끝단에서의 누설와류, 유동의 전향으로 인한 와류장의 변화와 압축성의 영향 및 회전효과로 인하여

매우 복잡한 유동을 형성한다⁽¹⁾. 특히 익 끝단 (blade tip)에서 익과 케이싱 슈라우드(casing shroud)사이의 틱간극(tip clearance)을 통한 누설 유동이 발생하여 터보기계의 소음과 진동의 원인이 될 수 있으며 에너지의 손실을 초래한다. 이 틱간극을 통한 누설유동으로 인한 손실은 전체손실의 40%까지도 차지하는 것으로 알려져 있다⁽²⁾. 그

* 서울산업대학교 기계공학과

러므로 축류 터보기계의 성능을 향상시키기 위해서는 익끝단에서 틱간극의 변화에 따른 축류회전차의 3차원 유동구조 및 손실구조에 대한 정확한 이론적 해석과 실험적 해석이 필요하다. 이러한 복잡한 유동을 정확하게 해석하여 축류회전차를 설계하는 것은 쉽지 않으며, 특히 익끝단에서의 누이와 관련된 기존의 연구문헌을 살펴보면 **Lakshminarayana** 등⁽³⁻⁴⁾이 최초로 회전차내부 및 외부의 케이싱영역에 대한 유동장측정을 통해 익끝단에서의 손실구조와 익면과 벽면에서 발생하는 경계층구조를 이론적으로 해석하기 위한 유동모델을 제시하고, **k-ε** 난류모델을 터보기계내부의 유동에 적용하여 해를 구하기 위한 연구를 하였으며, 익끝단 간격의 변화에 따른 압축기, 터빈의 성능을 해석하기 위한 연구결과를 발표하였다. **Booth**⁽⁵⁻⁶⁾ 등은 익끝단에서의 누설유동에 의한 손실을 예측하기 위한 모델을 제시하고 점성유동과 비점성유동인 경우에 대한 손실을 고려하여 회전차를 최적설계하기 위한 실험결과를 발표하였다. **Cumsty** 등⁽⁷⁾은 축류압축기에서 벽면에 대한 경계층구조와 익과 익사이의 유동구조를 틱간극의 변화와 관련하여 실험적으로 해석하고, 익끝단에서 발생하는 손실을 구하기 위한 모델을 제시하였다. **Sjolander** 등⁽⁸⁻⁹⁾은 축류터빈의 익끝단에서의 유동을 실험에 의하여 측정하고 익하류의 유동장에 대한 상대적 유동의 효과를 조사하였다. 그리고 틱간극을 변화시켰을 때 누설와류와 정압, 전압의 변화를 실험에 의하여 구하였으며, 동일한 틱간극에서 익끝단의 기하학적 형상이 변화하였을 경우에 대한 터보기계의 성능을 해석하였다. 국내에서는 노수혁 등⁽¹⁰⁾이 축류압축기의 틱간극을 통한 누설유동을 영각, 회전수를 변수로 하여 열선유속계를 이용하여 실험하고, 틱간극의 크기를 주요변수로 하여 수치해석하였다. 조진수 등⁽¹¹⁻¹²⁾은 축류팬에 대한 공력특성을 5공프로브를 이용하여 실험하였다. 그러나 위에 언급한 모든 실험적 연구에서는 정지익렬이나 직경이 동일한 회전차에 대한 실험측정이 이루어 졌으므로, 실제의 틱간극의 변화를 고려한 터보기계의 설계를 위해서는 회전차의 직경을 변화시키거나 케이싱 슈라우드의 내경을 변화시켜서 틱간극을 변수로 한 실험적 연구가 필요하다.

이러한 점들을 배경으로 하여 본 연구에서는 축류회전차의 익끝단에서 틱간극의 변화에 따른 성능특성과 회전차주위의 유동구조를 실험적으로 해석하였다. 실제의 직경이 다른 3개의 회전차를 제작하고 회전차를 교환하여 틱간극을 변화시키면서 실험측정하였다. 측정은 구형 5공프로브를 이용하여 비영위법에 의하여 교정하고 회전차 전후의 3차원속도 및 압력측정을 하였다. 또한 범용 열유체해석 프로그램인 **Phoenix**를 이용하여 틱간극이 없는 경우와 실험에서와 같은 조건하에서 틱간극을 변수로 한 회전차 주위의 속도벡터와 압력분포를 구하여 비교하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2.1 실험장치

본 연구에서 사용된 실험장치는 Fig.1과 같으며, Photo. 1은 실험에 사용된 회전차를 나타낸다. 축

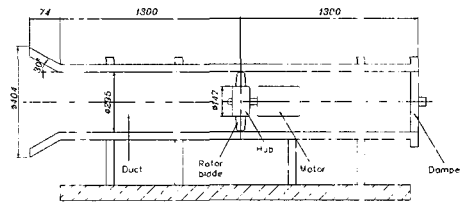


Fig. 1 Schematic view of the experimental apparatus

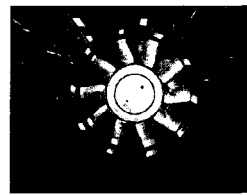


Photo. 1 Rotor blade on the test section

Table 1 Details of rotor and blade

Rotor diameter D(mm)	286, 289, 293
Hub diameter Dh(mm)	147
Number of blades z	10
Chord length c(mm)	84
Chord span s(mm)	69.5, 71, 73
Stagger angle γ (°)	30
Tip clearance τ (mm)	1, 3, 4.5

류회전차의 케이싱 내경은 295mm이고 회전차 허브직경은 147mm이다. 회전차는 NACA 64계 의 10매로 된 1단 회전차이며, 외경이 286mm, 289mm, 293mm인 3개의 회전차를 제작하여 실험하였다. 케이싱은 플라스틱재질이고 익의 재질은 알루미늄합금이다. 설계회전수는 1000 rpm이며, 전동기를 회전차축과 연결하여 덕트 내부에 방사상으로 4개의 지지대를 사용하여 고정하였다. 그리고 회전차의 제원은 Table1에 제시하였다.

2.2 실험방법

측정위치는 설계회전수 1000rpm하에서 축방향으로는 회전차의 중심단면에서 상류방향 900mm와 하류방향 900mm사이에 등간격으로 13개의 측정공을 설치하였다. 유동장의 유속, 정압 및 전압은 Photo.2와 같은 구형 5공프로브(spherical 5 hole probe)와 3차원 이송장치를 사용하여 측정하였다.

5공프로브는 구형팁의 중심과 4개의 대각선방향에 포트(port)가 있으며 흡입식 개방형 풍동에서 비영위법(non nulling method)으로 교정하였다⁽¹³⁾. 5공프로브 헤드(head)의 구경은 2.8mm, 헤드

의 길이는 6.0mm이며, 측정유속의 범위는 마하수 0.01~0.95이다. 피치각(pitch angle) α 와 요각(yaw angle) β 는 Fig. 2에 나타난 값으로 정의하며, 피치각과 요각의 측정범위는 각각 $-25^\circ \sim 25^\circ$ 이고, 5공프로브에서 교정계수는 다음과 같다.

$$C_{p\ pitch} = \frac{p_4 - p_5}{p_1 - \bar{p}} \quad (1)$$

$$C_{p\ yaw} = \frac{\bar{p}_2 - p_3}{p_1 - \bar{p}} \quad (2)$$

$$C_{p\ t} = \frac{\bar{p}_4 - p_5}{p_1 - \bar{p}} \quad (3)$$

$$C_{p\ s} = \frac{\bar{p} - p_s}{p_1 - \bar{p}} \quad (4)$$

$$\bar{p} = \frac{p_2 + p_3 + p_4 + p_5}{4} \quad (5)$$

여기서 $C_{p\ pitch}$ 는 피치각계수, $C_{p\ yaw}$ 는 요각계수, $C_{p\ t}$ 는 전압계수, $C_{p\ s}$ 는 정압계수, \bar{p} 는 평균압력을 나타낸다.

Fig. 3은 5공프로브의 피치각 α 와 요각 β 를 변화시키며 얻은 피치각계수 $C_{p\ pitch}$ 와 요각계수 $C_{p\ yaw}$ 의 관계를 나타낸 그림이다.

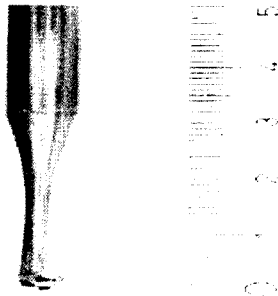


Photo. 2 Shape of five-hole probe

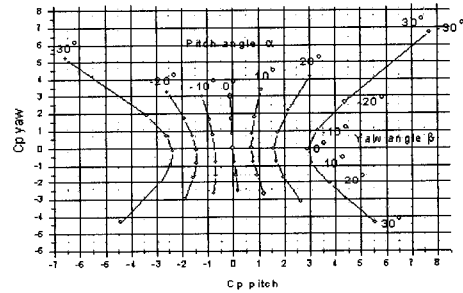


Fig. 3 Calibration data $C_{p\ pitch}$ vs $C_{p\ yaw}$

피치각-요각모드(pitch-yaw angle mode)에서 5공프로브에 의하여 구한 교정된 속도성분들은 다음 식과 같다.

$$v_x = \bar{v} \cos \beta \cos \alpha \quad (6)$$

$$v_r = \bar{v} \cos \beta \sin \alpha \quad (7)$$

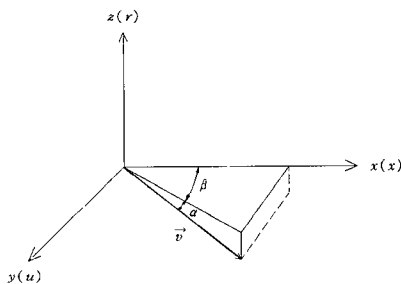


Fig. 2 Angle definition at the probe head

$$v_{\theta} = \bar{v} \sin \beta \quad (8)$$

여기서 \bar{v} 는 측정점에서 속도벡터의 크기, v_x, v_r, v_{θ} 는 각각 축방향속도, 반경방향속도 그리고 원주방향속도이다.

3. 수치해석

본 연구에서는 실험으로는 측정이 어려운 틱간극이 없는 축류회전차와 실험시와 같은 틱간극을 갖는 회전차주위 유동장의 압력분포와 속도분포를 범용 열유체해석 프로그램인 **Phoenix**를 이용하여 해석하였다. 보다 신뢰성 있는 결과를 얻기 위하여 계산을 위한 익과 회전차의 기하학적 형상은 실험에 사용된 회전차와 최대한 일치하도록 하였다. 유동장의 난류모델은 표준 **k-ε** 난류모델을 적용하였고, 초기조건 및 경계조건은 실험결과로 얻어진 값들을 근거로 하여 실험조건과 같도록 적용하였다. **Fig. 4**와 같은 계산영역의 원통좌표계에서 등간격의 밀착좌표계 (**body-fitted coordinates**)를 사용하였으며, 격자수는 축방향으로 40개, 원주방향으로 20개, 반경방향으로는 21개로 구성하였다. 반복계산횟수는 1000회로 하였고 수렴오차한계는 1.0×10^{-4} 으로 하였다. 익현길이 c 를 대표길이로 하여 틱간극 τ 는 $\tau/c=0, 0.0119(\tau=1\text{mm}), 0.0357(\tau=3\text{mm}), 0.0476(\tau=4.5\text{mm})$ 로 하였고, 회전속도는 1000rpm을 회전각속도로 계산하여 초기조건으로 주었다.

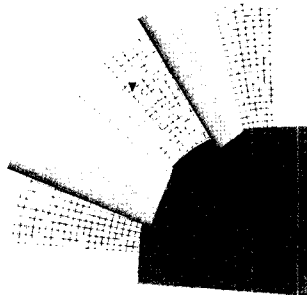


Fig. 4 Grid system in a blade passage of an axial flow rotor

4. 결과 및 고찰

틱간극의 크기변화에 따른 회전차주위의 유동특성을 해석하기 위하여 일정한 회전수 1000rpm하에서 외경이 286mm, 289mm, 293mm인 3개의 회전차를 이용하여 틱간극의 크기를 1mm($\tau/c=0.0119$), 3mm($\tau/c=0.0357$), 4.5mm($\tau/c=0.0536$)로 변화시키면서 회전차 상류와 하류의 속도변화와 압력변화를 측정하였다.

Fig. 5는 회전차 중심단면에서 상류방향으로 원주방향속도가 없는 위치인 0.68m인 곳에서 반경방향(r/R)에 대한 축방향속도분포(v_x/U)를 회전차 끝단에서의 원주속도 U 에 대한 무차원수로 나타낸 것이며, **Fig. 6**은 회전차 중심단면에서 하류방향 0.68m인 곳에서 반경방향에 대한 축방향의 속도분포를 나타낸다. 회전차 상류와 하류에서 축방향속도는 틱간극이 1mm일 때 가장 크고 틱간극이 3mm, 4.5mm인 경우에 축방향속도는 상대적으로

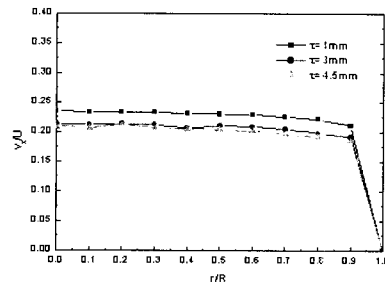


Fig. 5 Velocity profiles at 0.68m upstream in front of rotor

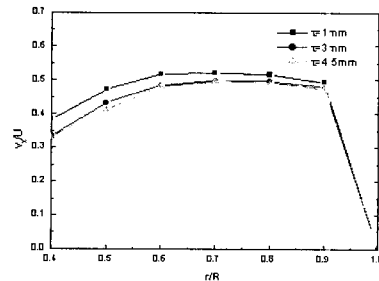
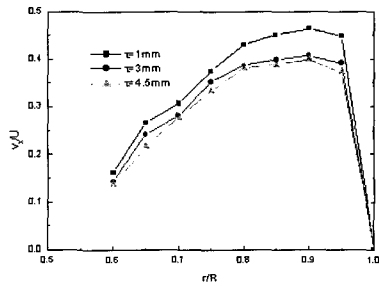


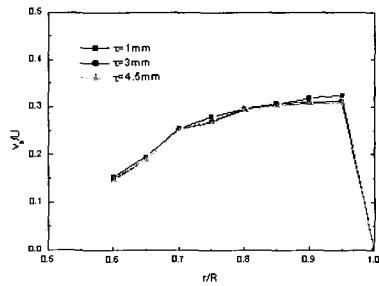
Fig. 6 Velocity profiles at 0.68m downstream behind rotor

작은 것을 알 수 있다. 그러나 팁간극이 3mm, 4.5mm인 경우에 축방향속도의 차는 매우 작게 나타나고 있다. 팁간극이 1mm일 때 상류 0.68m에서 평균속도는 3.441m/s, 하류 0.68m에서 7.489m/s 이고, 팁간극이 4.5mm일 때 평균속도는 상류에서 2.995m/s이고 하류에서 6.742m/s이다.

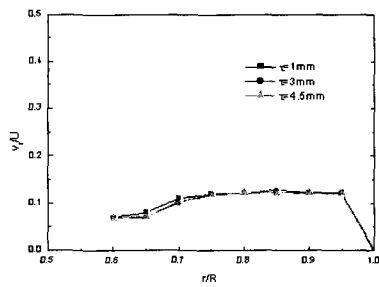
Fig. 7은 회전차출구에서 측정된 반경방향의 변화에 대한 축방향속도분포 $v_x/U(a)$, 원주방향속도분포 $v_\theta/U(b)$, 반경방향속도분포 $v_r/U(c)$ 를 나타낸 것이다. Fig. 7(a)로부터 회전차출구에서 축방향의



(a)



(b)



(c)

Fig. 7 Velocity profiles just behind the rotor

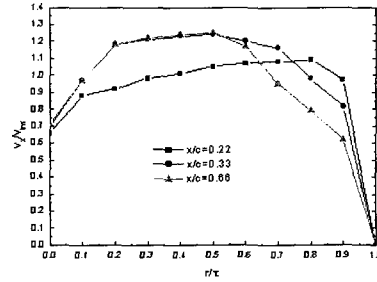


Fig. 8 Velocity profiles at tip gap exit

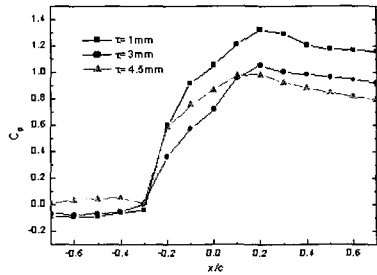


Fig. 9 Static pressure distribution on the casing surface

속도변화는 하류 0.68m인 위치에서 측정된 값보다 팁간극의 영향을 많이 받은 것으로 볼 수 있으며, 팁간극이 3mm, 4.5mm인 경우의 속도차도 하류 0.68m인 경우보다는 분명하게 나타나고 있다. 그러나 팁간극이 3mm, 4.5mm인 경우의 속도차는 팁간극 1mm인 경우에 비하여 매우 작게 나타나고 있으며, Fig. 7(b), (c)로부터 원주방향속도와 반경방향속도는 팁간극의 영향을 거의 받지 않는 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 팁간극 $\tau=4.5\text{mm}$ 인 회전차를 통과한 축방향의 유속 v_x/v_{inf} 를 회전차입구에서 하류방향으로 $x/c = 0.23, 0.44, 0.66$ 인 위치에서 팁간극내에서 측정된 반경방향의 속도분포이다. 여기서 v_{inf} 는 0.68m상류에서의 평균 축방향속도를 나타낸다. Fig. 8의 팁간극내에서의 속도분포를 보면 팁간극내에서도 반경방향으로 속도경계층이 형성되는 것을 볼 수 있다. Fig. 9는 팁간극 $\tau=1\text{mm}, 3\text{mm}, 4.5\text{mm}$ 일 때 회전차 상류와 하류의 축방향에서 정압의 분포를 나타낸 그림이다. 팁간극이 작을수록 회전차전후에서 압력상승은 크며 팁간극

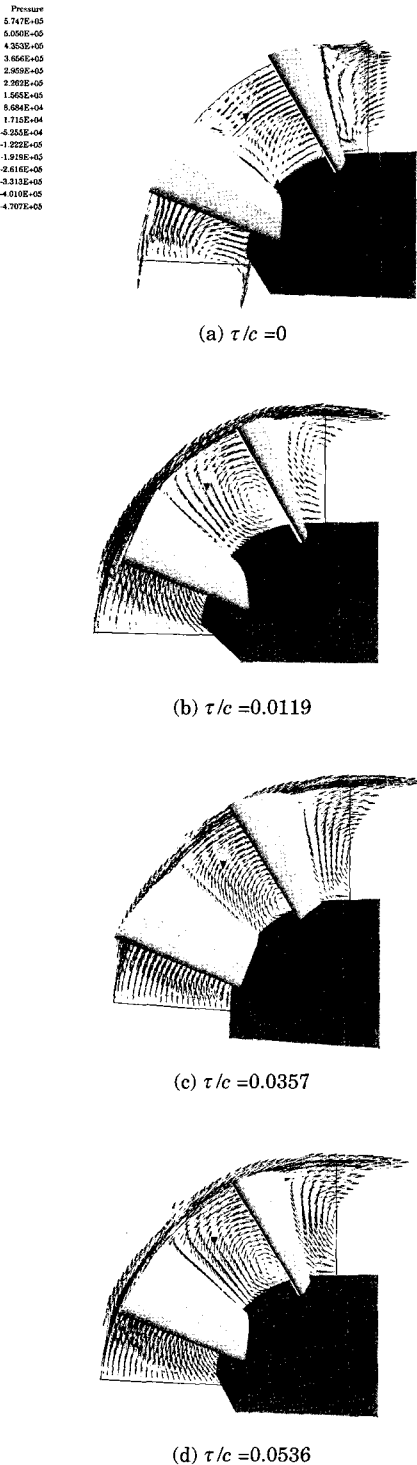


Fig. 10 Velocity vector plots for just behind rotor in case of varying tip clearances

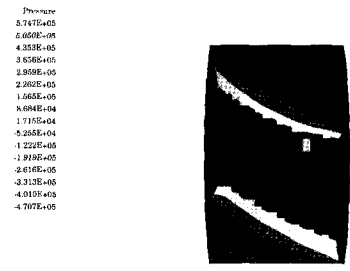
이 클수록 압력상승은 작은 것을 알 수 있다. 이로부터 틱간극이 크면 회전차전후의 유동장에서 누설유동으로 인한 속도에너지의 손실 뿐 만 아니라 압력에너지의 손실을 초래하는 것을 알 수 있다.

Fig. 10~Fig. 13은 실험결과를 근거로하여 범용 열유체해석 프로그램인 Phoenics를 이용하여 수치 계산한 틱간극이 없는 경우 ($\tau/c=0$)와 틱간극이 $\tau/c=0.0119$ ($\tau=1\text{mm}$), 0.0357 ($\tau=3\text{mm}$), 0.0536 ($\tau=4.5\text{mm}$)인 경우에 회전차 후방과 익끝단 주위의 유동장을 가시적으로 제시한 속도벡터와 압력분포를 나타낸 그림이다. Fig. 10은 축방향에서 본 회전차출구 직후에서 유동장의 속도벡터를 나타낸 그림이다. Fig. 10의 (a)에서 틱간극이 없는 경우에는 누설유동을 전혀 볼 수 없으며 속도벡터의 세기도 익끝단에서 뿐만 아니라 유동장전체에서 상대적으로 가장 큰 값을 가지는 것을 알 수 있다. 또한 익면사이에서 원주방향의 와류는 거의 형성되지 않는다.

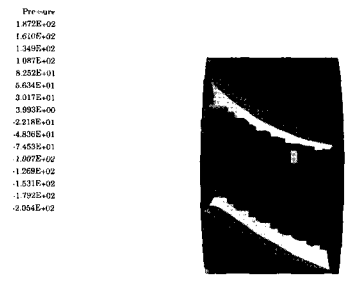
Fig. 10의 (b),(c),(d)에서 틱간극이 커질수록 누설유량이 많아지고 속도벡터의 세기는 작은 값을 가지며 원주방향으로의 누설유동에 의한 와류가 존재하는 것을 볼 수 있다. 그리고 이 와류의 형성은 회전차의 성능을 더욱 저하시키는 요인이 되는 것으로 판단된다. 그러나 틱간극이 $\tau/c=0.0357$ 인 경우와 $\tau/c=0.0536$ 인 경우의 유동장에서 속도벡터의 세기와 누설유동의 양은 거의 근사한 것으로 보여진다. 즉 틱간극이 매우 작을 때는 틱간극이 유동장과 회전차의 성능에 미치는 영향이 크지만, 틱간극이 일정한 한계를 넘으면 틱간극이 유동장과 회전차의 성능에 미치는 영향은 매우 작아지는 것으로 판단된다.

Fig. 11은 반경방향에서 반경 $r/R=0.9$ 인 단면에서의 정압분포를 나타낸다. 틱간극이 없는 경우에는 부압면과 정압면의 차이가 분명하고 크지만 틱간극이 커짐에 따라 압력차는 작아지고 틱간극 $\tau/c=0.0357$ 인 경우와 $\tau/c=0.0536$ 인 경우에는 압력차가 매우 작고 압력분포도 거의 유사한 것으로 보여진다.

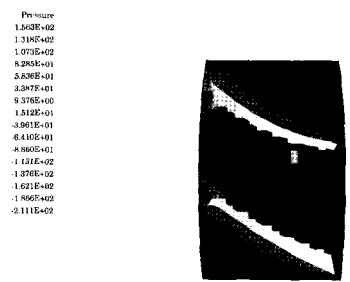
Fig. 12는 회전차출구 직후에서 익면사이의 압력분포를 축방향에서 본 그림이다. Fig. 12의 (a)에서 틱간극이 없는 경우에는 정압면과 부압면의 압력차가 상대적으로 가장 크고 익끝단에서의 압력차도 존재한다. Fig. 12의 (b)에서 틱간극



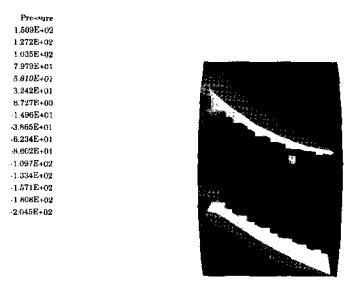
(a) $\tau/c = 0$



(b) $\tau/c = 0.0119$

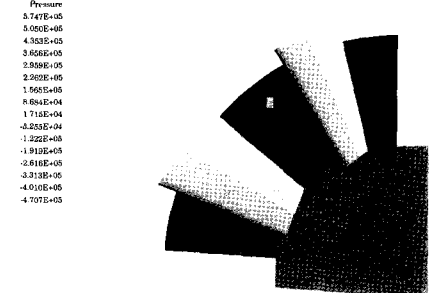


(c) $\tau/c = 0.0357$

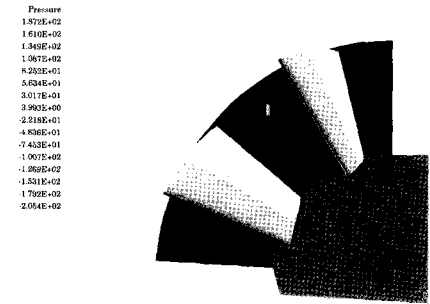


(d) $\tau/c = 0.0536$

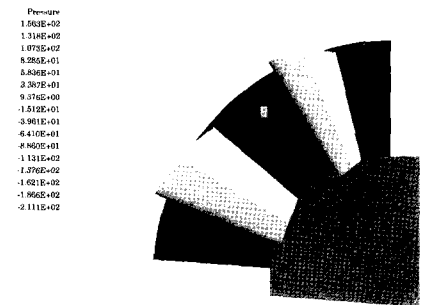
Fig. 11 Contour maps of static pressure around blade tip in case of varying tip clearances.



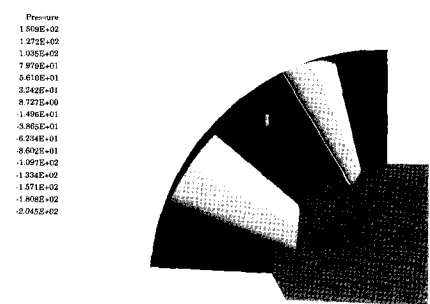
(a) $\tau/c = 0$



(b) $\tau/c = 0.0119$



(c) $\tau/c = 0.0357$



(d) $\tau/c = 0.0536$

Fig. 12 Contour maps of static pressure just behind rotor in case of varying tip clearances

$\tau/c=0.0119$ 인 경우에는 부압면과 정압면의 압력차가 $\tau/c=0$ 인 경우에 비하여 갑자기 작아지고 익끝단에서의 압력차는 더욱 작아진다. 틱간극이 $\tau/c=0.0357$ 인 경우와 $\tau/c=0.0536$ 인 경우의 유동장에서 부압면과 정압면의 압력차는 $\tau/c=0.0119$ 인 경우와 비교해도 더욱 작아지고 Fig. 12의 (c)와 (d)에서 압력분포는 거의 차이가 없는 것을 알 수 있다. 즉 틱간극이 매우 작을 때는 틱간극이 유동장과 회전차의 성능에 미치는 영향이 크지만 틱간극이 일정한 한계를 넘으면 틱간극이 유동장과 회전차의 성능에 미치는 영향은 매우 작아지는 것으로 판단된다. 따라서 축류터보기계에서 틱간극은 불가피하게 존재해야 하지만 설계시에 틱간극에 의한 손실이 최소로 될 수 있는 적절한 틱간극의 값을 결정해야 한다. 한편으로는 일정한 틱간극에서도 익끝단과 회전차주위의 케이싱 슈라우드에서 형상의 변화를 이용하여 누설손실이 최소로 되도록 하는 연구가 필요한 것으로 사료된다.

4. 결 론

본 연구에서는 축류터보기계의 회전차 익끝단에서 틱간극의 크기변화에 의한 유동구조와 손실구조를 해석하기 위하여 틱간극의 크기가 다른 실제 회전차의 유동장에 대한 실험측정을 하였으며, 실험데이터를 근거로 하여 실험과 동일한 계산조건에서 **Phoenics**를 이용하여 수치계산하였다. 연구의 주요한 결과는 다음과 같이 요약할 수 있다.

(1) 틱간극을 통한 누설유동은 회전차내에서 뿐만 아니라 상류와 하류에서 유동장의 속도와 압력을 저하시킨다. 그러나 틱간극의 크기가 일정한 값을 넘으면 틱간극의 크기가 유동장의 속도분포와 압력분포에 미치는 영향은 작아진다.

(2) 틱간극의 크기변화는 회전차출구에서 축방향속도에 미치는 영향은 크지만, 원주방향속도와 반경방향속도의 변화에 미치는 영향은 매우 작은 것으로 나타났다.

(3) 틱간극의 존재와 크기는 회전차 출구의 속도와 압력을 저하시킬 뿐만 아니라 익면사이에 서 원주방향의 와류를 형성시키는 요인이 되어 회전차의 성능을 더욱 저하시킨다.

(4) 수치계산은 실험데이터를 근거로 하였으므로 보다 신뢰성이 있으며, 회전차내부와 익끝 단에서의 3차원 유동구조와 손실구조를 가시적으로 제시하였다.

(5) 축류 터보기계의 설계시에 적절한 틱간극의 값은 실험적으로 결정해야 한다. 한편으로는 일정한 틱간극에서도 익끝단과 회전차주위의 케이싱 슈라우드를 통한 누설단면의 형상변화를 이용하여 손실이 최소로 되도록 하는 연구가 필요하다.

후 기

이 논문은 서울산업대학교 교내 학술연구비 지원에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

- [1] Von Karman Institute for Fluid Dynamics, "Tip Clearance Effects in Axial Flow Turbomachines", Lecture Series 1985-05, 1985
- [2] Lakshiminarayana, B., "Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery" Wiley - Interscience, pp.339-357, 1996
- [3] Lakshiminarayana, B., "Methods of Predicting the Tip Clearance Effects in Axial Flow Turbomachinery", ASME Journal of Basic Engineering, pp.467-482, 1970
- [4] Lakshiminarayana, B., Pouagare, M. and Galmes, J.M., "An Experimental Study of the Compressor Rotor Blade Boundary Layer", Transactions of ASME, Vol. 107, pp.364-373, 1985
- [5] Booth, T.C., Dodge, P.R. and Hepworth, H.K., "Rotor Tip Leakage: Part 1-Basic Methodology", Transactions of ASME, Vol. 104, pp.154-161, 1982
- [6] Booth, T.C. and Wadia, A.R., "Rotor Tip Leakage: Part 2-Design Optimization Through Viscous Analysis and Experiment", Transactions of ASME, Vol. 04, pp.162-169, 1982
- [7] Cumpsty, N.A. and Storer, J.A., "An Approximate Analysis and Prediction Method for Tip Clearance in Axial Compressors", Transactions of ASME, Vol. 116, pp.641-656, 1994
- [8] Sjolander, S.A., and Yaras, M.I., "Effects of

- Simulated Rotation on Tip Leakage in a Planar Cascade of Turbine Blades", Transactions of ASME, Vol. 114, pp.652-659, 1992
- [9] Sjolander, S.A., and Cao, D., "Measurments of the Flow in an Idealized Turbine Tip Gap", Transactions of ASME, Vol. 117, pp.578-584, 1995
- [10] 노수혁, 조강래, "축류회전차 익말단 틱새유동에 대한 수치해석", 대한기계학회논문집 B편, 제22권 제3호, pp. 336-345, 1998
- [11] 조진수, 원유철, 이문철, "엇회전식 축류팬의 공력특성에 관한 전산해석 및 실험", 대한 기계학회 논문집 Brnjs, 제24권, 제3호, pp. 325-337, 2000
- [12] 조진수, 조이상, "2단 축류팬의 공력특성에 관한 실험적 연구", 대한기계학회 논문집 B권, 제25권, 제10호, pp. 1281-1291, 2001
- [13] Treaster, A.L. and Yocum, A.M., "The Calibration and Application of Five-Hole Probes", ISA Transactions Vol. 18, pp.23-34, 1995

저 자 소 개



이명호(李明昊)

1955년생. 1984년 경희대학교 기계공학과 졸업. 1986년 동대학원 기계공학과 졸업(공학석사). 1993년 동대학원 기계공학과 졸업(공학박사). 1993년~현재 서울산업대학교 기계공학과 부교수. 당학회 회원