

# 블레이드 하중이 축류형 팬에서의 팁 누설 유동구조에 미치는 영향

이 공 희, 명 환 주\*, 백 제 현†  
포항공대 기계공학과, \*LG전자 DA연구소

## Effect of Blade Loading on the Structure of Tip Leakage Flow in a Forward-Swept Axial-Flow Fan

Gong Hee Lee, Hwan Joo Myung\*, Je Hyun Baek†

Department of Mechanical Engineering, POSTECH, Pohang 790-784, Korea  
\*Digital Appliance Research Laboratory, LG Electronics, Seoul 153-023, Korea

(Received December 24, 2002; revision received March 5, 2000)

**ABSTRACT:** An experimental analysis using three-dimensional laser Doppler velocimetry (LDV) measurement and computational analysis using the Reynolds stress model in FLUENT are conducted to give a clear understanding of the effect of blade loading on the structure of tip leakage flow in a forward-swept axial-flow fan operating at the maximum efficiency condition ( $\phi=0.25$ ) and two off-design conditions ( $\phi=0.21$  and  $0.30$ ). As the blade loading increases, the onset position of the rolling-up of tip leakage flow moves upstream and the trajectory of tip leakage vortex center is more inclined toward the circumferential direction. Because the casing boundary layer becomes thicker and the mixing between the through-flow and the leakage jet with the different flow direction is enforced, the streamwise vorticity decays more fast with the blade loading increasing. A distinct tip leakage vortex is observed downstream of the blade trailing edge at  $\phi=0.30$ , but it is not observed at  $\phi=0.21$  and  $0.25$ .

**Key words:** Axial-flow fan(축류형 팬), Leakage vortex(누설 와류), Tip clearance(팁 간극), Blade loading(블레이드 하중), LDV(레이저 도플러 유속계), Reynolds stress model(레이놀즈 응력 모델)

### 기 호 설 명

$C_{pw}$  : 정압계수  
 $C_x$  : 축방향 익현길이  
 $D_c$  : 케이싱 직경  
 $D_h$  : 허브 직경

$L$  : 축동력  
 $LE$  : 전연  
 $P$  : 정압  
 $PS$  : 압력면  
 $Q$  : 유량  
 $R_{tip}$  : 블레이드 팁 반경  
 $SS$  : 흡입면  
 $TE$  : 후연  
 $TI_r$  : 반경방향 난류강도( $=\sqrt{w_r^2}/U_t$ )  
 $TI_s$  : 유선방향 난류강도( $=\sqrt{w_s^2}/U_t$ )

† Corresponding author

Tel.: +82-54-279-2168; fax: +82-54-279-3199

E-mail address: jhbaek@postech.ac.kr

- $TI_r$  : 수직방향 난류강도(  $=\sqrt{w_r^2}/U_t$  )
- $U_t$  : 블레이드 팁 속도
- $w$  : 상대속도 변동성분
- $\vec{W}$  : 상대속도 벡터
- $y^+$  : 벽에서부터 무차원거리

**그리스 문자**

- $\Omega$  : 블레이드 회전속도
- $\phi$  : 유량계수
- $\eta$  : 정압효율
- $\rho$  : 유체 밀도
- $\vec{\omega}$  : 와도 벡터
- $\omega_s$  : 유선방향 와도
- $\Psi$  : 정압 상승계수

**하첨자**

- 1 : 입구
- $\tau$  : 수직방향
- s : 유선방향
- $x, r, \theta$  : 축방향, 반경방향, 원주방향

**1. 서 론**

최근 들어 정부의 엄격한 소음규제 및 쾌적한 생활환경에 대한 소비자 욕구의 증대로 가정 및 산업체에서 사용되는 저속 축류형 팬의 저소음화가 중요한 문제로 대두되고 있다. 블레이드 압력면과 흡입면 사이의 압력차에 의해서 발생하는 팁 누설 유동은 와류 형태로 유로를 통과하면서, 블레이드 후연 및 연속된 블레이드 전연과의 비정상 상호작용에 의해서 블레이드 하중 변동이 유발되어 결과적으로 광역 소음을 발생하게 된다.<sup>(1,2)</sup> 축류형 팬의 소음 특성에 중요한 영향을 미치는 이러한 팁 누설 와류는 블레이드 하중, 팁 간극 크기, 팁 형상, 블레이드 회전속도 및 반경방향 압력구배 등과 같은 변수들에 영향을 받게 된다. 이 가운데 블레이드 하중은 팁 누설 와류의 발생 위치 및 세기에 직접적으로 영향을 미치는 인자이다. Lakshminarayana and Pandya<sup>(3-5)</sup>는 설계

및 탈설계 조건에서 운전되는 저속 축류 압축기 동익 팁 간극 및 출구에서의 평균 유동장 및 난류 성분들을 열선(hot-wire)과 ensemble 평균 기법을 이용하여 측정하였다. 결과로서 하중이 감소(유량계수 증가)하는 경우에 누설 유동의 속도 크기는 감소한다는 것을 보였고, 누설 유동의 말림(roll-up) 현상을 정확하게 파악하기 위한 비투과형 측정기법의 필요성을 언급하였다. Ro and Cho<sup>(6)</sup>는 틱새 크기와 영각 변화가 축류 압축기 회전익의 누설 유동에 미치는 영향을 살펴보기 위해 4가지 운전조건에 대해서 실험 및 계산을 수행하였다. 결과로서 하중이 증가함에 따라 누설 와류가 시작되는 지점이 블레이드 전연으로 이동하고, 유동이 하류로 진행하면서 팁 누설 와류의 위치가 흡입면과 케이싱으로부터 멀어지는 것을 확인하였다. Hunter and Cumpsty<sup>(7)</sup>는 저속 축류 압축기에서 하중 증가시 팁 누설 유동의 영향으로 동익 출구에서 케이싱 경계층이 두꺼워지며, 결과적으로 압축기 성능이 저하되는 것을 실험을 통해서 확인하였다. 앞서 살펴본 바와 같이 블레이드 하중 변화가 팁 누설 와류 특성에 미치는 영향을 파악하기 위해 수행된 연구의 대부분이 산업용 압축기에 집중되어 있으며, 축류형 팬을 대상으로 한 연구는 발표된 문헌이 극히 드문 실정이다. 비록 축류형 팬이 저속 압축기에서 파악되는 유동 특성과 유사한 형태를 보여주지만 팁에서의 낮은 현절비(solidity) 및 큰 엇갈림각(stagger angle)은 축류형 팬 고유의 유동 형태를 발생시킬 수 있기 때문에 자세한 연구가 필요하다. 본 연구에서는 3차원 LDV 측정<sup>(8,9)</sup> 및 상용 유동해석 프로그램인 FLUENT<sup>(10)</sup>를 이용한 3차원 난류 유동 계산을 통해서 축류형 팬의 성능 및 소음 특성에 밀접한 관련이 있는 팁 누설 유동 특성을 운전조건을 변화시켜 가면서 자세히 파악하였다.

**2. 실험장치 및 방법**

전향 스윙 축류형 팬에서의 유동 특성을 파악하기 위해서 제작된 실험장치 및 방법은 선행 연구<sup>(11-13)</sup>에서 자세히 설명되어 있으므로, 이를 참고하기 바란다. 실험에 사용된 팬은 자유 와류(free vortex) 조건에서 설계되었다. 일반적으로 입구 유동 변동(fluctuation)과 블레이드 전연 사

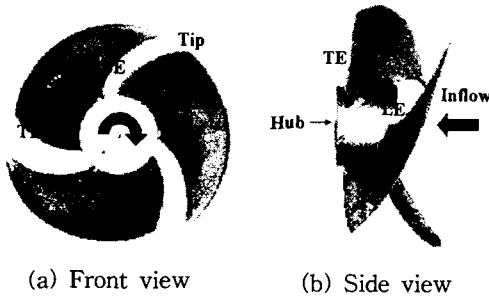


Fig. 1 A schematic view of test fan.

이의 상호작용에 의해 발생하는 소음을 줄이기 위해서 블레이드에 스위프(sweep)이 부여되며, 본 연구에서 사용된 블레이드의 경우 42.5° 크기의 전향 스위프각을 가진다. 블레이드 팁과 케이싱 사이의 간극 크기는 5.0mm이다. Fig.1은 사용된 팬의 실제 형상을 보여주며, 관련된 기하학적인 치수들을 Table 1에 정리하였다.

축류형 팬 팁 부근의 유동장은 3차원 LDV 장치를 사용해서 측정하였다. 본 실험에서는 통계학적 불확실성을 향상시키기 위해 1,000개 정도의 표본을 사용하였으며, 최종적으로 얻은 반경방향 속도성분의 통계학적 불확실성은 대략 1.7% 정도이며, 축방향 및 원주방향 속도성분의 통계학적 불확실성은 반경방향 속도성분의 것보다 낮다. Fig.2에서 '1'로 표시된 부분은 팁 누설 유동의 측정위치를 나타낸다. 반경방향의 경우 2mm 간격으로 선정된 16개의 위치( $r/R_{tip}=0.74\sim 1.004$ )에서 측정이 수행되었으며, 축방향의 경우 최대 효율점 작동조건( $\phi=0.25$ )에서는 전원에서 3mm 떨어진 지점부터 5mm 간격으로 21개, 탈설계조건인  $\phi=0.30$ 에서는 10mm 간격으로 11개, 그리

Table 1 Geometry specifications

Number of blade	3
Tip radius	113.5 mm
Hub radius	40.0 mm
Max. blade thickness	3.0 mm
Tip clearance size	5.0 mm
Blade type	Circular arc
Blade design	Free vortex
Rotational speed	1,500 rpm
Flow angle; outlet	60.5°
Sweep angle	42.5°

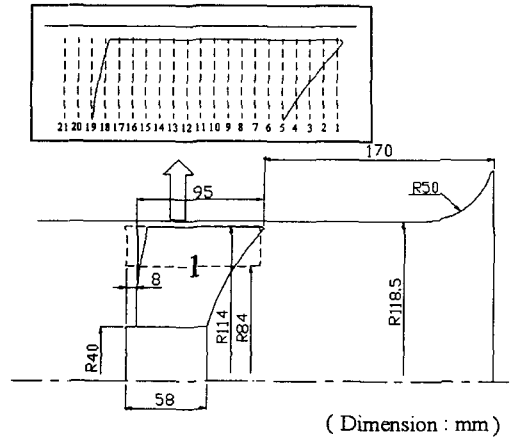


Fig. 2 Measurement positions.

고  $\phi=0.21$ 에서는 2개의 위치(5 및 9)에서 측정을 수행하였다.

### 3. 수치해법

본 연구에서는 정상상태 비압축성 유동조건 하에서 상용 유동해석 프로그램인 FLUENT<sup>(10)</sup>를 이용하여 축류형 팬에서의 팁 누설 유동의 특성을 파악하기 위한 계산을 수행하였으며, 실험결과와 비교함으로써 결과의 타당성을 검증하였다.

팁 누설 와류에서는 레이놀즈 응력 성분들의 비등방성이 우세하므로 팁 누설 와류의 궤적 및 크기를 정확하게 해석하기 위해서 레이놀즈 응력 모델을 난류 모델로 선정하였다. 사용된 계산 알고리즘 및 경계조건에 대한 자세한 설명은 선행연구<sup>(14)</sup>를 참고하기 바란다.

Fig.3은 격자생성 프로그램인 GAMBIT<sup>(15)</sup>을

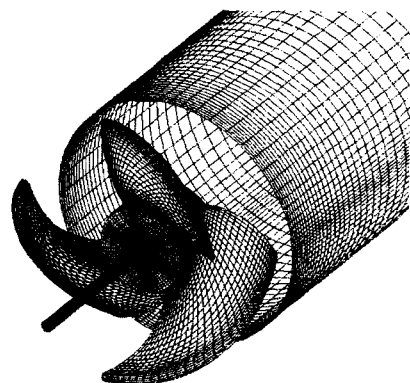


Fig. 3 Grid system.

이용해서 생성된 H형태의 정규 격자계를 나타낸다. 레이놀즈 응력 모델을 사용한 계산에서 격자수의 변화는 해의 수렴성에 상당한 영향을 미쳤으며, 본 연구에서는 격자 의존도를 확인한 후 선정된 유선방향, 피치방향 및 스펠방향으로 각각  $83 \times 31 \times 51 = 131,223$ 개의 격자를 사용하였다. 팁 간극에는 4개의 격자를 사용하였다. 인접벽에서 첫번째 격자는 벽함수 가정이 타당하게 적용되는  $y^+ = 30 \sim 60$  사이에 배치하였다.

### 4. 결과

#### 4.1 성능곡선

압력 및 유량 측정에 의해서 구해진 성능곡선을 Fig. 4에 도시하였다. 유량계수 ( $\phi$ ), 정압상승계수 ( $\Psi$ ) 및 정압효율( $\eta$ )은 다음과 같이 정의된다.

$$\phi = Q/[U_t \pi(D_c^2 - D_h^2)/4] \quad (1)$$

$$\Psi = \Delta P_s / (\rho U_t^2) / 2 \quad (2)$$

$$\eta = Q \times \Delta P_s / L \quad (3)$$

여기서  $Q$ 는 유량을,  $U_t$ 는 팁 원주 속도를,  $D_c$ 는 케이싱 직경을,  $D_h$ 는 허브 직경을,  $\Delta P_s$ 는 정압차이를,  $L$ 은 축동력을 나타낸다. 본 연구에서는 최대 효율조건  $\phi = 0.25$ 와 탈설계조건  $\phi = 0.21$  및  $0.3$ 인 경우에 대해서 실험측정 및 계산을 수행되었다. 최대 효율조건  $\phi = 0.25$ 에서 실험결과와의 비교를 통한 계산결과와의 타당성은 선행 연구<sup>(16,17)</sup>

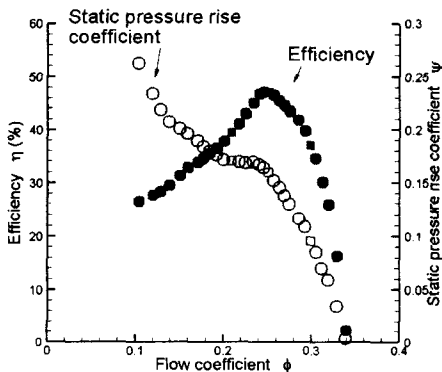


Fig. 4 Performance curve.

에서 이미 확인되었으므로, 본 논문에서는 생략하기로 한다.

#### 4.2 정압계수 분포

Fig. 5는 케이싱에서의 정압계수 분포를 나타낸다. 정압계수  $C_{pw}$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$C_{pw} = \frac{P_w - P_1}{\rho U_t^2 / 2} \quad (4)$$

여기서  $P_w$ 는 케이싱에서의 정압을,  $P_1$ 은 입구에서의 정압을 나타낸다. 팁 누설 와류(TLV)는 최소 정압계수를 가지는 위치(□ 표시)에서 발생하는데,<sup>(18)</sup> 블레이드 하중이 감소할수록 최소 정압계수의 위치는 블레이드 전연에서부터 후연 쪽으로 이동하였다. 즉,  $\phi = 0.21$ 인 경우 대략 전연에서부터 블레이드 팁 익현(chord)의 9%,  $\phi = 0.25$ 인 경우 12%, 그리고  $\phi = 0.30$ 인 경우 38% 떨어진 곳에서 위치하였다. 누설 와류가 유로를 따라 진행하면서 케이싱에 부딪혀서 저압 영역의 압력골(pressure trough)을 형성하게 되는데, 압력골의 중심선은 결과적으로 누설 와류의 궤적에 해당한다. 블레이드 하중이 감소할수록 압력골의 중심선은 블레이드 면을 따르는 방향으로 점차 기울어졌다.

#### 4.3 누설 유동장

Fig. 6은 팁 간극 내부( $r/R_{tip} = 1.004$ )에서 블레이드 팁 속도로 무차원화된 축방향 속도의 크기를 나타낸다. 팁 누설 유동의 말림현상으로 인해

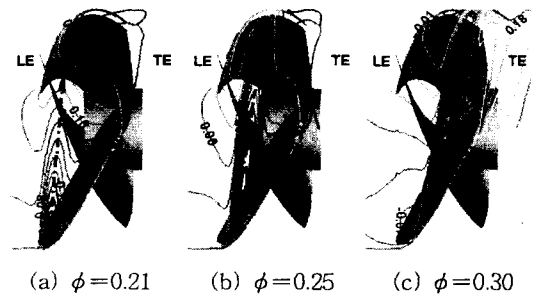


Fig. 5 Static pressure coefficients on the casing (computation).

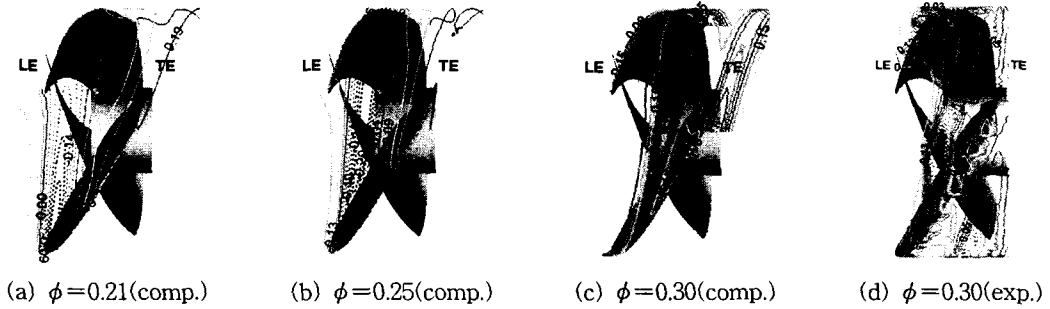


Fig. 6 Contour of the normalized axial velocity component inside tip region ( $r/R_{tip}=1.004$ ).

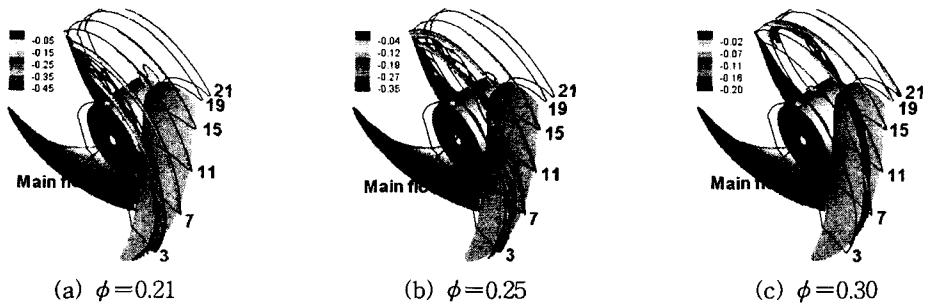


Fig. 7 Particle traces and the distribution of the reverse flow inside the blade passage (computation).

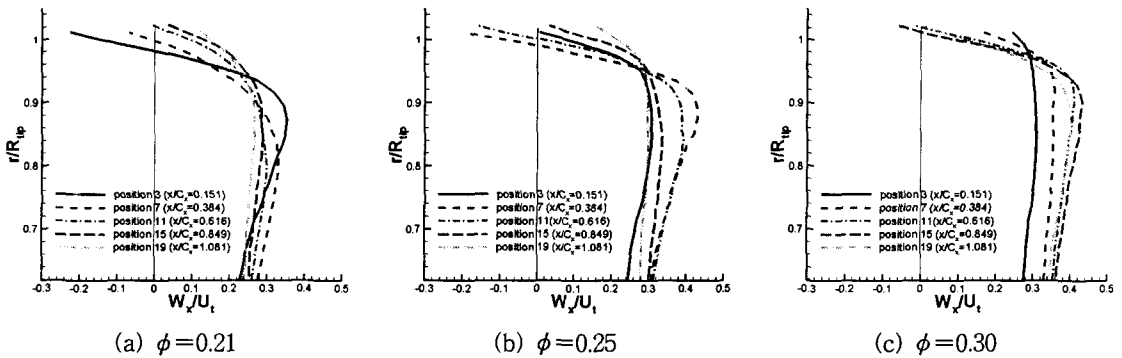


Fig. 8 Circumferentially mass-averaged axial velocity (computation).

발생하는 역류(reverse flow)를 점선으로 나타내었으며, 앞서 Fig.5의 케이싱 정압계수 분포에서 살펴본 압력골과 일치하는 것을 볼 수 있다. 또한  $\phi=0.3$ 에서 측정 및 계산된 역류 분포는 비교적 잘 일치하였다.

Fig.7에서는 팁 누설 와류가 형성되는 모습을 팁 간극 사이에서 놓여진 입자의 궤적과 유로 내부의 역류 분포로 나타내었다. 입자의 궤적은 반경방향으로 제한을 받지 않는 3차원 구조를 나타낸다.  $\phi=0.21$ 인 경우 블레이드 전면 부근의 팁

간극 내부에서 놓여진 입자들은 흡입면 근처에서 누설 와류를 형성한 후 원주방향으로 이동하면서 인접한 블레이드의 압력면에 도달하였다. 하중이 감소하면서 팁 누설 와류의 궤적이 블레이드 흡입면과 이루는 각도는 줄어들었다. 누설 제트 및 팁 누설 와류에 의해서 유로 내부 케이싱 부근에서 발생하는 역류는 하중이 감소할수록 발생 영역이 블레이드 후연으로 이동하였으며 역류의 크기 또한 감소하였다.

Fig.8은 축방향 각 단면(Fig.2 참조)에서 원주

방향으로 유량 평균된 축방향 속도를 나타낸다.  $\phi=0.21$ 인 경우 위치 3의 팁 근처에서 팁 누설 와류에 의해 발생한 역류는 하류로 진행하면서 감소하였고, 케이싱 부근의 속도 부족은 점차로 회복되었다.  $r/R_{tip}=0.88$  부근에서의 축방향 속도의 증가는 팁 누설 와류에 의한 blockage 영향과 관련이 있다. 하중이 감소하면서 팁 누설 와류에 의한 blockage 영향으로 발생한 유동가속은  $\phi=0.21$ 인 경우와 비교해서 하류( $\phi=0.25$ 인 경우 위치 7)로 이동하였다.  $\phi=0.30$ 인 경우 위치 19에서 음의 부호를 가지는 축방향 속도가 존재한다는 사실은 팁 누설 와류가 블레이드 후면까지 존재한다는 단서를 제공한다.

Fig. 9 및 Fig. 10은 흡입면으로부터 원주방향으로  $20^\circ$  간격으로 위치한 6개의 자오면 평면 상에서 축방향 속도 contour를 나타낸다. 축방향 속도의 크기가 음의 값을 가지는 경우 점선으로 표시하였다. 앞서 Fig. 8에서 언급한 바와 같이 팁 누

설 와류에 의한 역류 발생은 입구에서 유입되는 통과 유동(through-flow)에 대해서 blockage로 작용하게 되어 팁 누설 와류 아래 부분에서 속도가 큰 영역이 존재하게 된다. Lighthill<sup>(19)</sup>의 공력음 방사 이론에 따르면 회전으로부터 방사되는 음향 출력은 상대속도의 6승에 비례하기 때문에 팁 누설 와류의 blockage 영향에 의한 팁 부근에서의 유속 증가는 결과적으로 소음의 증가를 가져올 수 있다.  $\phi=0.21$ 의 경우(Fig. 9 왼쪽행 참조) 단면 F와 A 사이에서 발생한 팁 누설 와류는 축방향으로 위치변화가 거의 없이 흡입면에서 인접 블레이드의 압력면으로 이동하면서 크기가 감소하였으며, 결과적으로 누설 와류에 의한 역류의 크기가 점차 줄어들었다. Fig. 5(a)의 케이싱에서의 정압계수 분포에서 압력곡이 인접 블레이드의 압력면 부근에서 뚜렷하게 나타나지 않는 것은 이러한 결과를 뒷받침한다.  $\phi=0.25$ 의 경우(Fig. 9 오른쪽행 참조) 블레이드 전연 부근 흡입면(단면

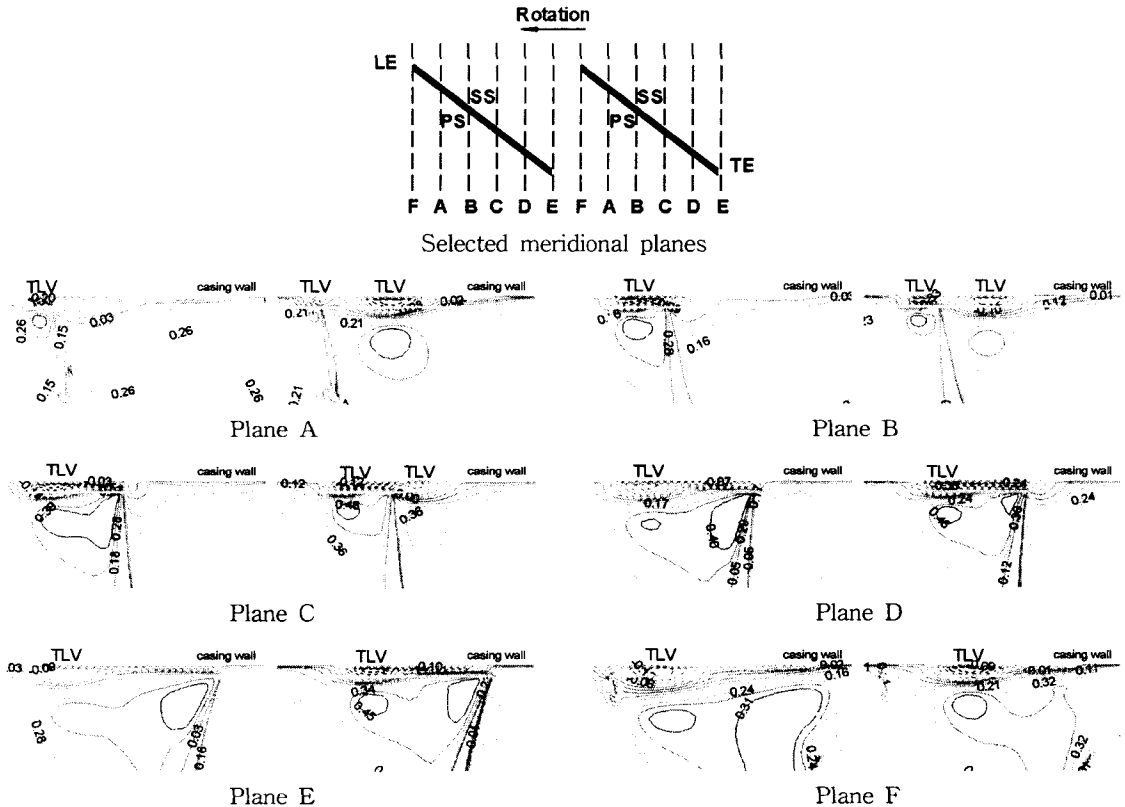


Fig. 9 Contours of the normalized axial velocity component at the selected meridional planes (left:  $\phi=0.21$ , right:  $\phi=0.25$ ); computation.

A)에서 발생한 팁 누설 와류는 블레이드 후연 쪽으로 약간 기울어져서 유로를 가로질러 원주방향으로 이동한 후 인접한 블레이드 압력면(단면 C 부근)에 도달하는 것을 볼 수 있다. 단면 A~C에서 블레이드 후반부에 위치하는 팁 누설 와류는 인접한 블레이드에서 발생한 것이다.

$\phi=0.30$ 의 경우(Fig. 10 참조)  $\phi=0.25$ 에 비해 블레이드 후반부(단면 B와 C 사이)에서 팁 누설 와류가 발생하며, 와류의 궤적이 블레이드 쪽으

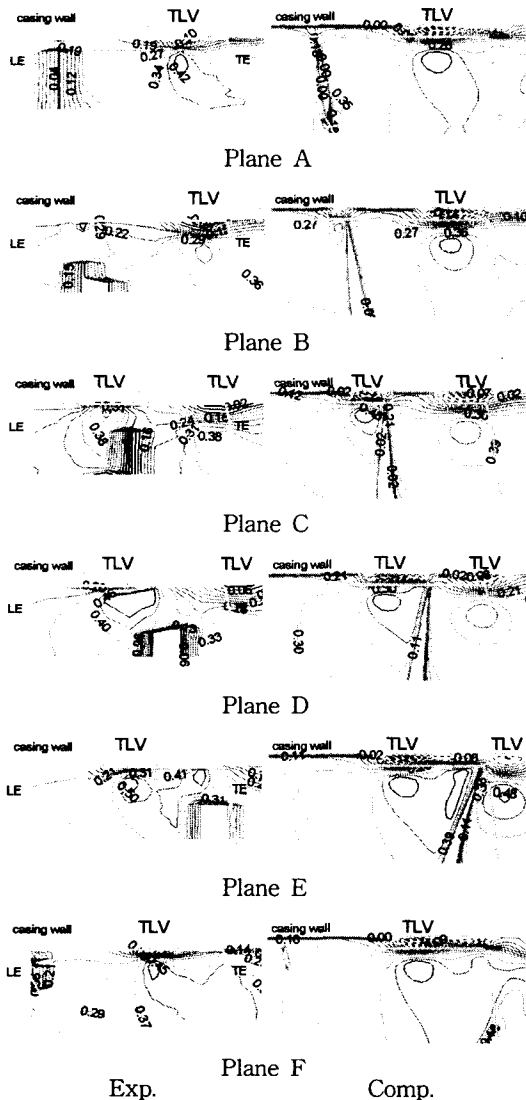


Fig. 10 Contours of the normalized axial velocity component at the selected meridional planes ( $\phi=0.30$ ).

로 더 많이 기울어져 있는 것을 볼 수 있다. 이러한 사실은 인접한 블레이드에서 발생한 팁 누설 와류가 블레이드 후연 뒷부분에서 관찰되는 것에서 확인할 수 있다(단면 E). 요약하면 하중이 감소할수록 팁 누설 와류의 발생위치가 블레이드 후연으로 이동하며, 와류의 궤적은 블레이드 면을 따르는 방향으로 기울어지게 된다.  $\phi=0.30$ 의 경우 실험결과와 비교시 팁 누설 와류의 크기 및 위치가 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다(Fig. 10 참조).

Figs. 11~13은 식(5)로 정의되는 무차원화된 유선방향 와도분포를 나타낸다.

$$\omega_s = \frac{\vec{\omega} \cdot \vec{W}}{2\Omega |\vec{W}|} \quad (5)$$

여기서  $\vec{\omega}$ 와  $\vec{W}$ 는 각각 절대좌표계상의 와도 벡터 및 상대속도 벡터를 나타낸다. 음의 부호는 반시계 방향으로의 회전을 의미한다. 팁 누설 와류 및 누설 제트 영역에서 상당한 크기의 유선방향 와도가 관찰되었다.  $\phi=0.21$ 인 경우 팁 누설 와류가 발생하는 위치 2에서 큰 값을 가진 후 유동각의 차이가 큰 통과 유동과의 강한 상호작용, 케이싱 경계층과의 상호작용 및 상당한 크기의 난류에 의한 누설 와류의 확산으로 인해 블레이드 후연 쪽으로 진행하면서 강도가 점차적으로 감소하여 위치 7에서는 발견되지 않았다(Fig. 11 참조).  $\phi=0.25$ 인 경우 팁 누설 와류는 위치 3 부근에서 발생하여 블레이드 중간 부분인 위치 11까지 존재하다가 위치 13에서는 발견되지 않았다(Fig. 12 참조).  $\phi=0.30$ 인 경우에는 위치 7 부근

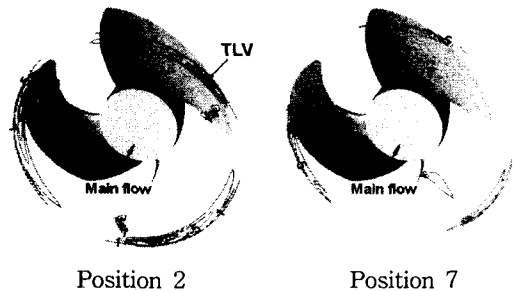


Fig. 11 Normalized streamwise vorticity distribution inside blade passage ( $\phi=0.21$ )-computation.

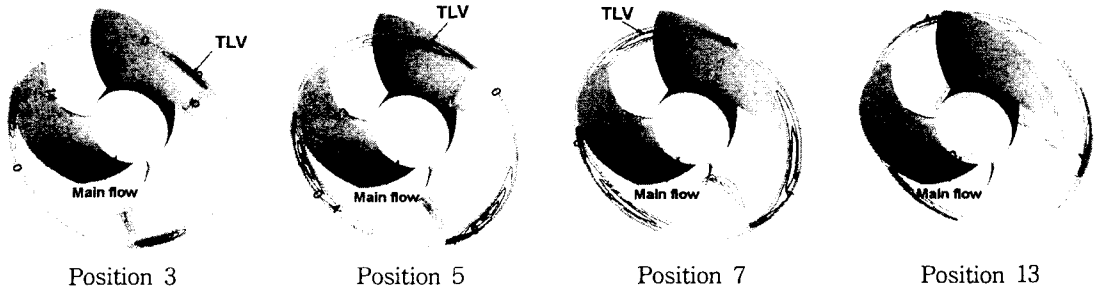


Fig. 12 Normalized streamwise vorticity distribution inside blade passage ( $\phi=0.25$ )-computation.

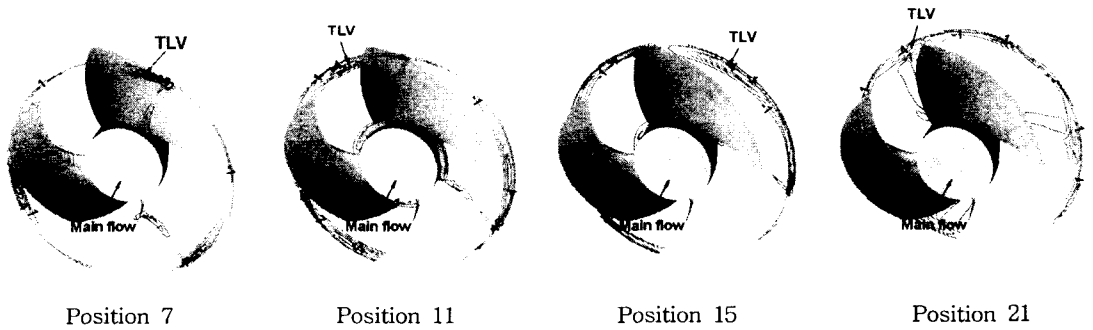


Fig. 13 Normalized streamwise vorticity distribution inside blade passage ( $\phi=0.30$ )-computation.

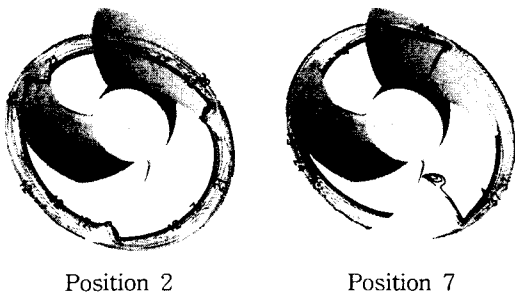


Fig. 14 Turbulence intensity distribution inside blade passage ( $\phi=0.21$ )-computation.

에서 발생한 팁 누설 와류가 블레이드 유로를 따라 전파되면서 블레이드 후면 뒤(위치 21)에서도 관찰되었다(Fig. 13 참조). 요약하면, 블레이드 하중이 증가할수록 팁 누설 와류는 급속히 감소하였다.

난류 강도의 크기는 공력 소음 발생과 밀접한 관련이 있기 때문에, 축방향 각 단면의 난류 강도의 분포를 살펴보았다. Figs. 14~16은 수직 응력성분들을 이용해서 계산된 난류 강도의 분포(백분율로 표시)를 나타낸다. 제시된 난류 강도는 블레이드 팁 속도로 무차원화되었다. 누설 제트 영역 및 팁 누설 와류 부근에서 난류 강도는 크

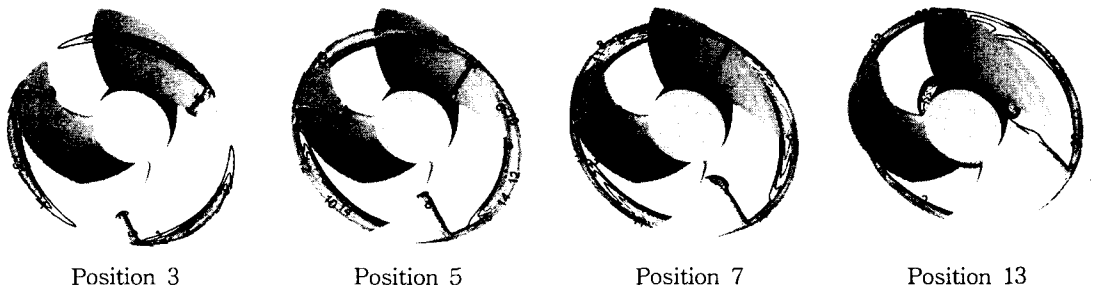
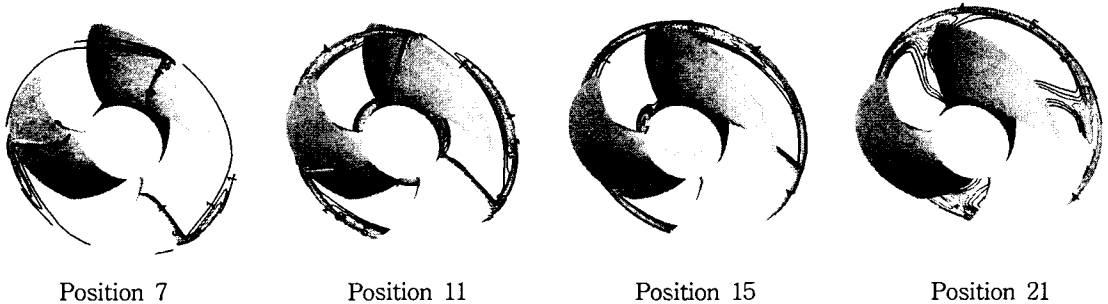


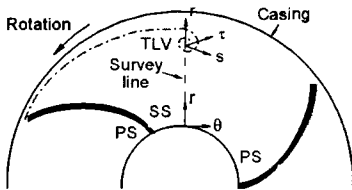
Fig. 15 Turbulence intensity distribution inside blade passage ( $\phi=0.25$ )-computation.



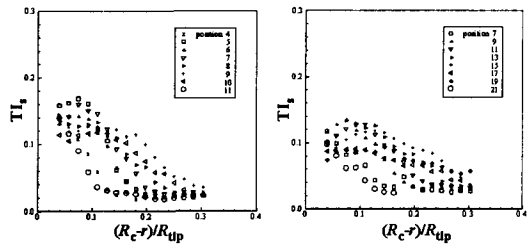


Position 7                      Position 11                      Position 15                      Position 21

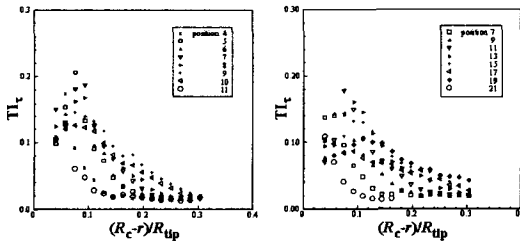
Fig. 16 Turbulence intensity distribution inside blade passage ( $\phi=0.30$ )-computation.



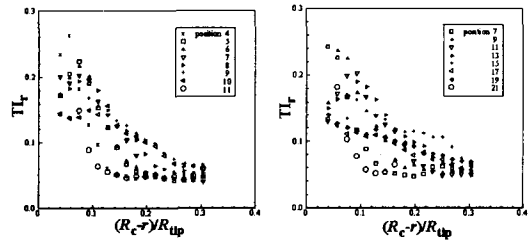
(a) Coordinate system based on vortex center



(b) Streamwise



(c) Normal



(d) Radial

Fig. 17 Turbulence intensity along the survey line (left;  $\phi=0.25$ , right;  $\phi=0.30$ )-measurement.

게 나타났다. 하중이 증가할수록 난류 강도의 크기는 증가하였고, 케이싱 부근에서 난류 강도의 크기가 큰 부분이 반경방향으로 확대되었다. 이러한 이유는 하중이 증가하면서 경계층이 두꺼워지고 팁 누설 유동의 속도 크기가 증가하게 되어 통과 유동과의 상호작용에 의한 유동 혼합이 증가하기 때문이다. 한편  $\phi=0.30$ 의 경우(Fig. 16 참조), 허브 부분에서 유입 유동의 박리(위치 11 및 15), 팁 누설 와류와 블레이드 후류와의 상호작용(위치 21)으로 이 지역에서 난류 강도는 크게 나타났다.

팁 누설 와류의 특성을 보다 구체적으로 파악하기 위해서 Fig. 17(a)와 같이 누설 와류의 중심을 통과하는 좌표계( $s, r, r$ )를 정의하였다. 여기

서  $s$ 는 유선방향을,  $r$ 는 수직방향을,  $r$ 은 반경방향을 나타낸다. Fig. 17의 (b)~(d)는 각 방향으로의 난류 강도를 나타낸다. 팁 누설 와류는 반경방향 난류 강도가 가장 큰 값을 가지는 강한 비등방성 특성을 나타내었다. 이러한 누설 와류의 비등방성은 레이놀즈 응력 모델 사용의 필요성을 뒷받침한다. 하중이 증가할수록 난류 강도는 크게 측정되었으며, 이러한 결과는 Figs. 14~16에서 제시된 계산결과의 타당성을 뒷받침해 준다.

### 5. 결 론

본 연구에서는 3차원 LDV 측정 및 상용 유동 해석 프로그램인 FLUENT를 이용해서 블레이드

하중 변화가 축류형 팬의 팁 간극 유동 특성에 미치는 영향을 파악하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 블레이드 하중 증가시 팁 누설 유동의 말림이 시작되는 위치는 블레이드 전연 쪽으로 이동하였고 팁 누설 와류의 궤적은 원주방향으로 기울어져서 위치하였다.

(2) 블레이드 하중 증가시 팁 간극 내부에서 누설 유동의 속도 크기는 증가하며, 누설 제트 및 팁 누설 와류에 의해서 케이싱 근처에서 발생하는 역류의 크기는 증가하였다.

(3) 블레이드 하중 증가시 케이싱 경계층 두께의 성장 및 팁 누설 유동과 통과 유동과의 상호작용에 의한 유동 혼합이 증가하면서 난류 강도의 크기는 증가하였으며, 케이싱 부근에서 난류 강도의 크기가 큰 부분이 반경방향으로 확대되었다. 강화된 유동 혼합의 영향으로 유선방향 와도는 하류로 진행하면서 급속히 감소하였다.

(4)  $\phi=0.30$ 인 경우에 팁 누설 와류가 블레이드 후연 뒤에서 관찰된 반면,  $\phi=0.21$  및  $0.25$ 에서는 관찰되지 않았다. 이와 같이 팁 누설 와류의 특성은 블레이드 하중 변화에 상당한 영향을 받는다는 것을 확인하였다.

(5) 누설 와류의 궤적 및 크기를 포함한 전체적인 계산결과는 실험결과와 전반적으로 잘 일치하였다.

## 후 기

본 연구는 기계연구원 “터보차저 matching을 위한 Impeller 내부 유동 해석” 과제 및 BK21 지원으로 이루어졌습니다.

## 참고문헌

1. Lauchle, G. C., MacGillivray, J. R. and Swanson, D. C., 1997, Active control of axial-flow fan noise, *J. Acoust. Soc. America*, Vol. 101, pp. 341-349.
2. Quinlan, D. A. and Bent, D. A., 1998, High frequency noise generation in small axial flow fans, *J. Sound Vibration*, Vol. 218, No. 2, pp. 177-204.
3. Pandya, A. and 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 J. Eng. Power*, Vol. 105, pp. 1-12.
4. Pandya, A. and Lakshminarayana, B., 1983, Investigation of the tip clearance flow inside and at the exit of a compressor rotor passage-Part II: turbulence properties, *ASME J. Eng. Power*, Vol. 105, pp. 13-17.
5. Lakshminarayana, B. and Pandya, A., 1984, Tip clearance flow in a compressor rotor passage at design and off-design conditions, *ASME J. Eng. Power*, Vol. 106, pp. 570-577.
6. Ro, S. H. and Cho, K. R., 1999, Numerical analysis on the blade tip clearance flow in the axial rotor (II)-Variation of leakage vortex with tip clearance and attack angle, *Trans. KSME(B)*, Vol. 23, pp. 1106-1112.
7. Hunter, I. H. and Cumpsty, N. A., 1982, Casing wall boundary-layer development through an isolated compressor rotor, *ASME J. Eng. Power*, Vol. 104, pp. 805-818.
8. Myung, H. J., 1999, An Experimental Study on the Tip Region Flow in an Axial-Flow Fan, Ph.D. thesis, POSTECH, Pohang, Korea.
9. Myung, H. J. and Baek, J. H., 1999, Mean velocity characteristics behind a forward-swept axial-flow fan, *Int. J. JSME(B)*, Vol. 42, pp. 476-488.
10. FLUENT, 1998, User's guide ver. 5, Fluent Inc.
11. Myung, H. J., Baek, J. H. and Lee, I. S., 2000, A study of the flows of an axial flow fan, *Proc. 1st National Cong. Fluids Eng.*, Muju, Korea, pp. 667-670.
12. Myung, H. J., Baek, J. H., Rew, H. S. and Lee, I. S., 1999, Turbulence characteristics of a leakage vortex in an axial-flow fan, *Proc. of KFMA Meeting*, Seoul, Korea, pp. 227-233.
13. Myung, H. J. and Baek, J. H., 1999, Measurement of the flow behind an axial-flow fan using three-dimensional LDV, *Proc. of*

- SAREK Meeting, Seoul, Korea, pp. 563-567.
14. Lee, G.H., Myung, H.J. and Baek, J.H., 2002, Structure of tip leakage flow in a forward-swept axial-flow fan, Proc. of KFMA Meeting, Seoul, Korea, pp. 131-136.
  15. GAMBIT, 1998, User's guide ver. 1, Fluent Inc.
  16. Lee, G.H., Baek, J.H. and Myung, H.J., 2002, Structure of tip leakage flow in a forward-swept axial-flow fan, submitted to Flow, Turbulence and Combustion.
  17. Lee, G.H. and Baek, J.H., 2002, Numerical analysis of internal flow through impeller for matching turbocharger, Final report, KIMM.
  18. Inoue, M. and Kuroumaru, M., 1989, Structure of tip clearance flow in an isolated axial compressor rotor, J. Turbomachinery, Vol. 111, pp. 250-256.
  19. Lighthill, M.J., 1952, On sound generated aerodynamically: 1. General theory, Proc. Royal Society, A211, pp. 564-587.