

## 전향 스위프 축류형 팬에서의 팁 누설 유동 구조

이공희\* · 백제현\*\*

### Structure of Tip Leakage Flow in a Forward-Swept Axial-Flow Fan

Gong-Hee Lee\*, Je-Hyun Baek\*\*

*Key Words:* Axial-Flow Fan (축류형 팬), Leakage Vortex (누설 와류), Tip Clearance (팁 간극), Blade Loading (블레이드 하중), Reynolds Stress Model (레이놀즈 응력 모델)

#### ABSTRACT

A computational analysis using Reynolds stress model in FLUENT is 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 at design condition ( $\phi=0.25$ ) and off-design condition ( $\phi=0.21$  and  $0.30$ ). The roll-up of tip leakage flow starts near the minimum static wall pressure position, and the tip leakage vortex develops along the centerline of the pressure trough within the blade passages. Near tip region, a reverse flow induced by tip leakage vortex has a blockage effect on the through-flow. As a result, high momentum region is observed below the tip leakage vortex. As the blade loading increases, the reverse flow region is more inclined toward circumferential direction and the onset position of the rolling-up of tip leakage flow moves upstream. 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 blade loading increasing. The computational results show that 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  $0.25$ .

#### 1. 서론

최근 들어 정부의 엄격한 소음 규제 및 쾌적한 생활 환경에 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 상호 작용에 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 회전 속도 및 반경 방향 압력 구배 등과 같은 변수들에 영향을 받게 된다. 이 가운데 블레이드 하중은 팁 누설 와류의 발생 위치 및 세기에 직접적으로 영향을 미치는

인자이다. Lakshminarayana 및 Pandya<sup>(3-5)</sup>는 설계 및 탈설계 조건에서 운전되는 저속 축류 압축기 동익 팁 간극 및 출구에서의 평균 유동장 및 난류 성분들을 hot-wire 및 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 정확히 파악하기 위해서는 비투과형 측정 기법의 필요성을 언급하였다. Ro와 Cho<sup>(6)</sup>는 틱새 크기와 영각 변화가 축류 압축기 회전익의 누설 유동에 미치는 영향을 살펴보기 위해 4가지 운전 조건에 대해서 실험 및 계산을 수행하였으며, 하중이 감소함에 따라 누설 와류가 시작되는 지점이 블레이드 전연으로 이동하고, 유동이 하류로 진행하면서 팁 누설 와류의 위치가 흡입면과 케이싱으로부터 멀어지는 것을 확인하였다. Hunter와 Cumpsty<sup>(7)</sup>는 저속 축류 압축기에서 하중 증가시 팁 누설 유동의 영향으로 동익 출구에서 케이싱 경계층이 두꺼워지며, 결과적으로 압축기 성능을 저하시키는 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

\* 비회원, 포항공대 대학원 기계공학과

\*\* 회원, 포항공대 기계공학과

축류형 팬이 저속 압축기에서 파악되는 유동 특성과 유사한 형태를 보여주지만 팁에서의 낮은 절현비(solidity) 및 큰 엇갈림각(stagger angle)은 축류형 팬 고유의 유동 형태를 발생시킬 수 있기 때문에 자세한 연구가 필요하다. 본 연구에서는 상용 유동해석 프로그램인 FLUENT<sup>(8)</sup>를 이용한 3차원 난류 유동 계산을 통해서 축류형 팬의 성능 및 소음 특성에 밀접한 관련이 있는 팁 누설 유동 특성을 하중 조건 변화를 변화시키면서 자세히 파악하였다.

## 2. 축류형 팬 형상

본 연구에서 사용된 팬은 자유 와류 (free vortex) 조건에서 설계되었으며, 입구 유동 변동(fluctuation)과 블레이드 전연 사이의 상호 작용에 의해 발생하는 소음을 줄이기 위해서 전향 스윙각 (sweep angle)을 가진다. 블레이드 두께는 전체적으로 일정하며, 전연, 후연 및 팁에서는 두께를 무시할 수 있을 정도로 날카롭다. Fig. 1은 사용된 팬의 실제 형상을 보여주며, 관련된 기하학적인 치수들을 Table 1에 정리하였다.

## 3. 수치 해법

### 3.1. 수치 해법

압력 수정 방정식은 SIMPLEC 알고리즘을 이용해서 계산하였고, 속도 성분은 연속방정식이 만족되도록 수정하였다. 축류형 팬 내부에서는 통과 유동과 팁 누설 유동 사이의 상호 작용 및 팁 누설 와류의 영향으로 상당히 복잡한 난류 유동장이 형성되기 때문에 저차의 차분 기법을 사용하는 경우 과도한 수치적 확산으로 계산 결과의 정확도가 떨어지게 된다. 이러한 문제점을 해결하기 위해서 본 연구에서는 운동량 방정식, 난류 운동에너지 방정식, 난류 운동에너지 소산을 방정식 및 레이놀즈 응력 방정식에 대해서 2차 상류 차분법을 적용해서 대류항을 차분화하였다. 반경 방향으로의 강한 압력 구배로 인한 수렴성 저하를 방지하기 위해서 속도에 대한 하양이완계수(under-relaxation factor)를 낮게 부여하였다. 수렴 판정 조건은 레이놀즈 응력항들을 포함해서 각 유동 변수들의 계산 오차가  $10^{-5}$ 이하인 경우로 설정하였다.

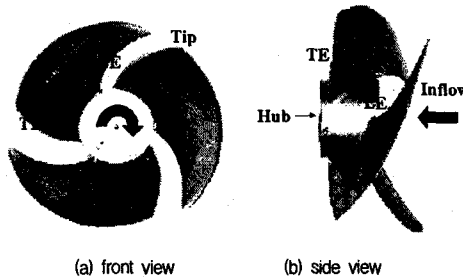


Fig. 1 A schematic view of test fan

Table 1 Geometry specification of axial-flow fan

블레이드 개수	3
팁 반경	113.5 mm
허브 반경	40.0 mm
최대 블레이드 두께	3.0 mm
팁 간극 크기	5.0 mm
블레이드 형태	circular arc
블레이드 설계	free vortex
회전 속도	1500 rpm
출구 유동각	60.5°
스윙각	42.5°

### 3.2. 난류 모델

저차<sup>(9)</sup>는 선행 연구를 통해서 팁 누설 와류에서의 레이놀즈 응력 성분들의 강한 비등방성으로 인해 Boussinesq 가정에 기초한 등방성 난류 모델로는 팁 누설 와류의 격적 및 크기를 정확하게 해석하는 것이 어렵다는 것을 확인하였다. 또한 2방 정식 와점도 모델의 경우 블레이드 전연 부근에서 과도한 난류 운동에너지 예측으로 인해 유로 내부에서 난류 와점도가 너무 크게 계산되어 경계층 발달을 비롯한 유동장의 정확한 해석이 어렵다<sup>(10)</sup>. 이러한 문제점을 해결하기 위해서 본 연구에서는 레이놀즈 응력 성분들을 개별적으로 계산하는 레이놀즈 응력 모델을 난류 모델로 선정하였다. 관련 모델에 대한 자세한 설명은 FLUENT 사용자 설명서<sup>(8)</sup>를 참조하기 바란다.

### 3.3. 격자계

레이놀즈 응력모델을 사용한 계산에서 격자수의 변화는 해의 수렴성에 상당한 영향을 미쳤으며, 본 연구에서는 격자의 존도를 확인한 후 선정된 최적의 격자를 계산에 사용하였다. Fig. 2는 격자생성 프로그램인 GAMBIT<sup>(11)</sup>을 이용해서 생성된 H형태의 정규 격자계를 나타내며, 계산에 사용된 격자 크기는 유선 방향, 피치 방향 및 스펠 방향으로 각각  $83 \times 31 \times 51 = 131,223$ 으로 구성된다. 블레이드 내부에는 유선 방향, 피치 방향 및 스펠 방향으로 각각  $31 \times 31 \times 31$ 개의 격자를 배열하였고 팁 간극에는 4개의 격자를 사용하였다. 인접벽에서 첫번째 격자는 벽합수 가정이 타당하게 적용되는  $y^+ = 30 \sim 60$  사이에 배치하였다.

### 3.4. 경계 조건

입구 경계면에서는 상대 속도 성분 및 식 (1) 및 (2)와 같이 난류 강도  $T_i$ 와 특성 길이  $l_m$ 을 이용해서 계산된 난류 운동에너지  $k$  및 에너지 소산을  $\epsilon$ 을 부과하였다.

$$k = \frac{3}{2} (T_i \cdot W_i)^2 \quad (1)$$

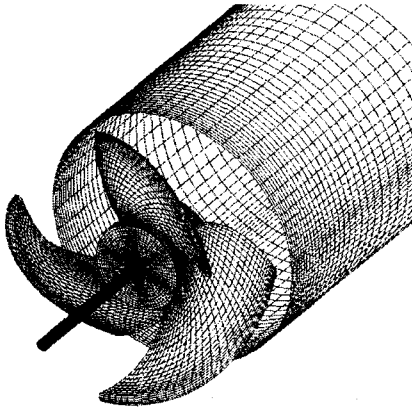


Fig. 2 Grid system

$$\varepsilon = 0.09k^{3/2}/l_m \quad (2)$$

여기서  $W_1$ 은 입구에서의 속도 크기이다. 본 연구에서 사용된 난류 강도는 3.4%, 특성 길이는 케이싱 반경의 1%인 1.185mm이다. 계산된  $k$  및  $\varepsilon$  값을 이용해서 난류 등방성 가정으로부터 입구에서의 레이놀즈 응력 크기를 계산하였다. 출구 경계면에서는 유선 방향으로 변수들의 구배가 영이 되고, 유량 보존을 만족시키는 조건을 적용하였다. 벽 경계면에서는 벽합수를 사용해서 과다한 계산 시간의 요구를 줄였다. 입구에서 블레이드 전연, 블레이드 후연에서 출구 및 팁 간극에서는 주기 조건을 적용하여 모든 유동 변수들의 값을 동일하게 두었다. 케이싱 부근의 유동은 블레이드와 케이싱 사이의 상대 운동에 의해서 특정지워 진다. 본 계산이 회전좌표계 상에서 이루어지기 때문에 상대회전 속도를 케이싱에 부과하였다.

## 4. 결과

### 4.1. 성능 곡선

압력 및 유량 측정에 의해서 구해진 성능 곡선을 Fig. 3에 도시하였다. 유량 계수  $\phi$ , 정압 상승 계수  $\psi$  및 효율  $\eta$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\phi = Q/[U_t \pi(D_c^2 - D_h^2)/4] \quad (3)$$

$$\psi = \Delta P/(\rho U_t^2)/2 \quad (4)$$

$$\eta = \phi \psi [\rho U_t^2 \pi(D_c^2 - D_h^2)/8]/L \quad (5)$$

여기서  $Q$ 는 유량을,  $U_t$ 는 팁 원주 속도를,  $D_c$ 는 케이싱 직경을,  $D_h$ 는 허브 직경을,  $\Delta P$ 는 정압 차이를,  $L$ 은 축동력을 나타낸다. 본 논문에서는 최대 효율 조건  $\phi=0.25$ 과 탈설계 조건  $\phi=0.21$  및 0.3인 경우에 대해서 계산을 수행하였다.

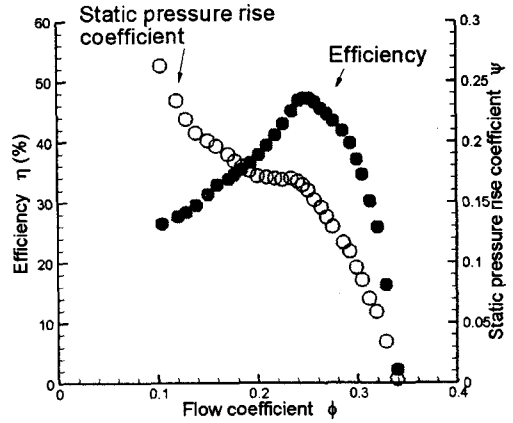


Fig. 3 Performance curve<sup>(12)</sup>

### 4.2. 정압계수 분포

Fig.4는 케이싱에서의 정압 계수 분포를 나타낸다. 정압 계수  $C_{pw}$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$C_{pw} = \frac{P_w - P_1}{\rho U_t^2/2} \quad (6)$$

여기서  $P_w$ 는 케이싱에서의 정압을,  $P_1$ 은 입구에서의 정압을 나타낸다. 팁 누설 와류(TLV)는 블레이드 흡입면 팁에서 최소 정압 계수를 가지는 위치에서 발생하는데, 블레이드 하중이 감소할수록 최소 정압 계수의 위치는 블레이드 전연에서부터 후연쪽으로 이동하였다. 즉  $\phi=0.21$ 인 경우 대략 전연에서부터 chord의 9%,  $\phi=0.25$ 인 경우 chord의 15%, 그리고  $\phi=0.30$ 인 경우 chord의 38% 떨어진 곳에서 위치하였다. 누설 와류가 유로를 따라 진행하면서 케이싱에 부딪혀서 저압 영역의 압력골 (pressure trough)을 형성하게 되는데, 블레이드 하중이 감소할수록 압력골은 블레이드 면을 따르는 방향으로 점차 기울어지게 된다.

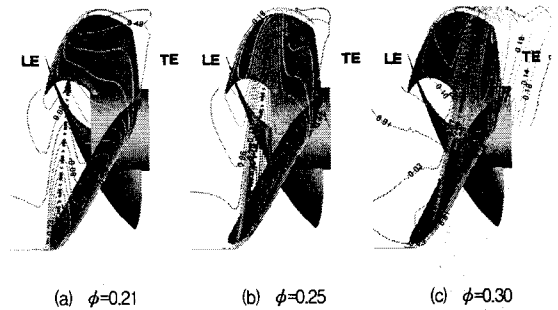


Fig. 4 Static pressure coefficient on the casing

### 4.3. 누설 유동장

Fig.5는 팁 간극 내부( $r/R_{tip}=1.004$ )에서 블레이드 팁 속도로 무차원화된 축방향 속도의 크기를 나타낸다. 팁 누설 유동의 말림(roll-up) 현상으로 인해 발생하는 역류(reverse flow)를 점선으로 나타내었으며, 앞서 Fig.4의 케이싱 정압 계수 분포에서 살펴본 압력골과 일치하는 것을 볼 수 있다.

Fig.6에서는 팁 누설 와류가 형성되는 모습을 팁 간극 사이에서 놓여진 입자의 궤적으로 나타내었다. 입자의 궤적은 반경 방향으로 제한을 받지 않는 3차원 구조를 나타낸다.  $\phi=0.21$ 인 경우 블레이드 전연 부근의 팁 간극 내부에서 놓여진 입자들은 흡입면 근처에서 누설 와류를 형성한 후 원주 방향으로 이동하면서 인접한 블레이드의 압력면에 도달하였다. 하중이 감소하면서 팁 누설 와류의 궤적이 블레이드와 이루는 각도는 줄어들었으며, 누설 유동의 말림이 시작되는 위치는 흡입면에서 점차적으로 멀어지는 것을 확인할 수 있었다.

Fig.7은 축방향 각 단면 (전연에서 3mm 떨어진 지점부터 5mm 간격으로 21개의 지점으로 구성)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. Lighthill<sup>(13)</sup>의 공력 음 방사 이론에 따르면 회전익으로부터 방사되는 음향 출력은 상대 속도의 6승에 비례하기 때문에 팁 누설 와류의 blockage 영향에 의한 팁 부근에서의 유속 증가는 결과적으로 소음의 증가를 가져온다.

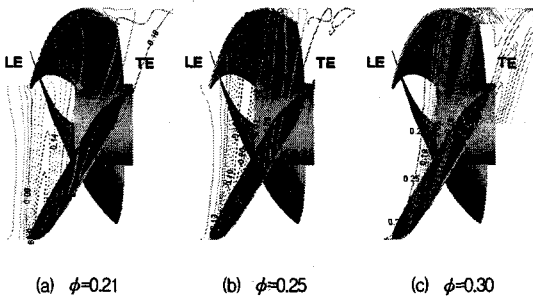


Fig. 5 Contours of normalized axial velocity component inside tip region ( $r/R_{tip}=1.004$ ).

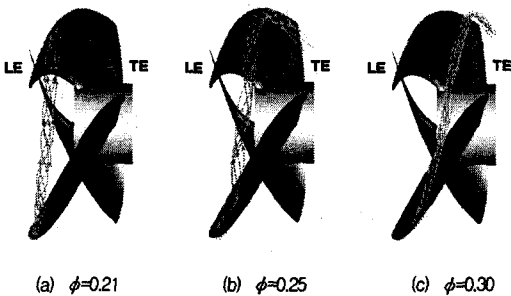


Fig. 6 Particle traces

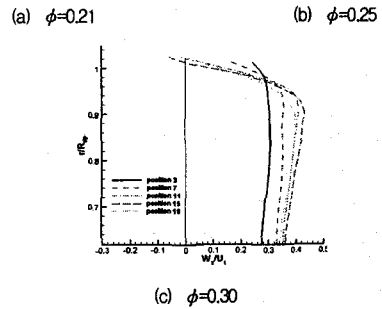
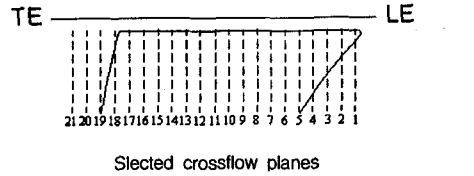


Fig. 7 Circumferentially mass-averaged axial velocity

하중이 증가하면서 팁 누설 와류에 의한 blockage 영향으로 발생한 유동 가속은  $\phi=0.21$ 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 후연에 존재한다는 단서를 제공한다.

Fig.8~10은 식 (7)로 정의되는 무차원화된 유선 방향 와도 분포를 나타낸다.

$$\omega_s = \frac{\vec{\omega} \cdot \vec{W}}{2.0 |W|} \quad (7)$$

여기서  $\vec{\omega}$  와  $\vec{W}$ 는 각각 절대좌표계상의 와도 벡터 및 상대 속도 벡터를 나타낸다. 음의 부호는 반시계 방향으로의 회전을 의미한다. 팁 누설 와류 및 누설 제트 영역에서 상당한 크기의 유선 방향 와도가 관찰되었다.  $\phi=0.21$ 인 경우 팁 누설 와류가 발생하는 위치 2에서 큰 값을 가진 후 유동각의 차이가 큰 통과 유동과의 강한 상호 작용, 케이싱 경계층과의 상호 작용 및 상당한 크기의 난류에 의한 누설 와류의 확산으로 인해 블레이드 후연쪽으로 진행하면서 강도가 점차적으로 감소하여 위치 7에서는 발견되지 않았다 (Fig.8).  $\phi=0.25$ 인 경우 팁 누설 와류는 위치 3 부근에서 발생하여 블레이드 중간 부분인 위치 11까지 존재하다가 위치 13에서는 발견되지 않았다 (Fig.9).  $\phi=0.30$ 인 경우에는 위치 7 부근에서 발생한 팁 누설

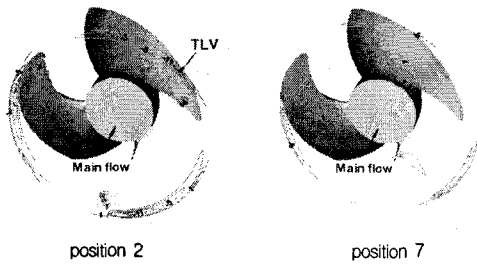


Fig. 8 Normalized streamwise vorticity distribution inside blade passage ( $\phi=0.21$ )

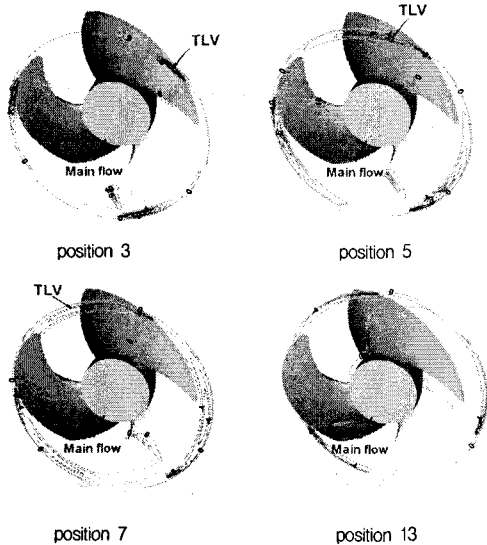


Fig. 9 Normalized streamwise vorticity distribution inside blade passage ( $\phi=0.25$ )

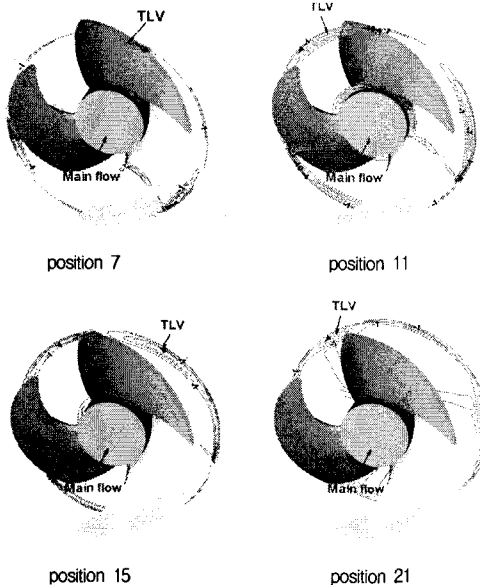


Fig. 9 Normalized streamwise vorticity distribution inside blade passage ( $\phi=0.30$ )

와류가 블레이드 유로를 따라 전파되면서 블레이드 후연뒤(위치 21)에서도 관찰되었다. 요약하면, 블레이드 하중이 증가할수록 팁 누설 와류는 급속히 감쇠하게 되어 유로 내부에서 사라지게 되었다 (Fig.10).

## 5. 결론

본 연구에서는 상용 유동해석 프로그램인 FLUENT를 이용해서 블레이드 하중 변화가 축류형 팬의 팁 간극 유동 특성에 미치는 영향을 파악하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 블레이드 흡입면 팁의 최소 정압 계수를 가지는 위치에서 발생한 팁 누설 와류는 유로를 따라 진행하면서 케이싱에 부딪혀서 압력골을 형성하였는데, 이것은 결국 누설 와류의 궤적에 해당한다.
- (2) 블레이드 하중 증가시 팁 누설 유동의 발달이 시작되는 위치는 블레이드 전연쪽으로 이동하였고 팁 누설 와류의 궤적은 원주 방향으로 기울어져서 위치하였다.
- (3) 블레이드 하중 증가시 팁 간극 내부에서 누설 유동의 속도 크기는 증가하며, 누설 제트 및 팁 누설 와류에 의해서 케이싱 근처에서 발생하는 역류의 크기는 증가하였다.
- (4) 블레이드 하중 증가시 케이싱 경계층 두께의 성장 및 통과 유동과 누설 제트와의 혼합이 강화되면서 유선 방향 와도는 급속히 감쇠하였다.
- (5)  $\phi=0.30$ 인 경우에 팁 누설 와류가 블레이드 후연 뒤에서 관찰된 반면,  $\phi=0.21$  및  $0.25$ 에서는 관찰되지 않았다. 결과적으로 팁 누설 와류의 특성이 블레이드 하중 변화에 상당한 영향을 받는다는 것을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 기계연구원 “터보차저 matching을 위한 Impeller 내부 유동 해석” 과제 및 BK 21의 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, No .9, 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) FLUENT, 1998, User's Guide Ver. 5, FLUENT Inc.
- (9) Lee, G. H. and Baek, J. H., 2002, "A Numerical Study on the Structure of Tip Clearance Flow in a Highly Forward-Swept Axial-Flow Fan," ASME-European Joint Conf. on 6th Int. Symp. on Advances in Num. Modeling of Aerodyn. and Hydrodyn. in Turbomachinery, Montreal, Canada.
- (10) Durbin, P. A., 1996, "On the  $k$ -3 Stagnation Point Anomaly," Int J. Heat Fluid Flow, Vol. 17, pp. 89~90.
- (11) GAMBIT, 1998, User's Guide Ver. 1, FLUENT Inc.
- (12) Myung, H. J., 1999, "An Experimental Study on the Tip Region Flow in an Axial-Flow Fan," Ph. D. Thesis, POSTECH, Pohang, Korea.
- (13) Lighthill, M. J., 1952, "On Sound Generated Aerodynamically: 1. General theory," Proc. Royal Society, A211, pp. 564~587.