

# 선형 압축기 익렬에서 발생하는 익단 누설 와류내의 레이놀즈 응력 분포 (I) - 입구 유동각 변화의 영향 -

이공희\* · 박종일\*\* · 백제현†

(2003년 12월 6일 접수, 2004년 6월 15일 심사완료)

## Distribution of the Reynolds Stress Tensor Inside Tip Leakage Vortex of a Linear Compressor Cascade (I) - Effect of Inlet Flow Angle -

Gonghee Lee, JongIl Park and Jehyun Baek

**Key Words :** Anisotropy(비등방성), Flow Angle(유동각), Linear Compressor Cascade(선형 압축기 익렬), Reynolds Stress(레이놀즈 응력), Tip Clearance(익단 간극), Tip Leakage Vortex(익단 누설 와류)

### Abstract

A steady-state Reynolds averaged Navier-Stokes simulation was conducted to investigate the distribution of the Reynolds stress tensor inside tip leakage vortex of a linear compressor cascade. Two different inlet flow angles  $\beta=29.3^\circ$ (design condition) and  $36.5^\circ$ (off-design condition) at a constant tip clearance size of 1% blade span were considered. Classical methods of solid mechanics, applied to view the Reynolds stress tensor in the principal direction system, clearly showed that the high anisotropic feature of turbulent flow field was dominant at the outer part of tip leakage vortex near the suction side of the blade and endwall flow separation region, whereas a nearly isotropic turbulence was found at the center of tip leakage vortex. There was no significant difference in the anisotropy of the Reynolds normal stresses inside tip leakage vortex between the design and off-design condition.

#### 기호설명

$C$  : 익현길이  
 $C_{ps}$  : 정압계수 =  $2(P - P_t) / \rho V_1^2$   
 $C_{pt}$  : 전압 손실계수 =  $2(P_{t1} - P_t) / \rho V_1^2$   
 $H_n$  : 무차원화된 helicity =  $(\vec{\omega} \cdot \vec{v}) / (\|\vec{\omega}\| \|\vec{v}\|)$   
 $k$  : 난류 운동에너지  
 $LE$  : 전연

$l_m$  : 특성 길이  
 $P$  : 정압  
 $P_t$  : 전압  
 $PS$  : 압력면  
 $SS$  : 흡입면  
 $TE$  : 후연  
 $TI$  : 난류강도  
 $\overline{u_i u_j}$  : 레이놀즈 응력 텐서  
 $\vec{v}$  : 절대속도 벡터  
 $V_1$  : 입구 속도  
 $y^+$  : 벽에서부터 무차원 거리

† 책임저자, 회원, 포항공과대학교 기계공학과  
 E-mail : jhbaek@postech.ac.kr  
 TEL : (054)279-2168 FAX : (054)279-3199

\* 회원, 포항공과대학교 기계공학과

\*\* 포항공과대학교 대학원 기계공학과

그리스문자

$\alpha$  : 비등방 계수

- $\beta$  : 입구 유동각
- $\delta_{ij}$  : Kronecker delta
- $\varepsilon$  : 난류 운동에너지 소산율
- $\mu$  : 유체 층류 점도
- $\rho$  : 유체 밀도
- $\sigma$  : 수직 응력
- $\tau$  : 전단 응력
- $\bar{\omega}$  : 와도 벡터

상첨자

- ' : 변동양(fluctuating quantity)
- : 레이놀즈 평균

하첨자

- 1 : 입구
- ave : 평균값
- max : 최대값
- x, y, z : 축방향, 피치 방향, 스펀 방향

1. 서론

블레이드 압력면과 흡입면 사이의 압력차에 의해 발생하는 익단 누설 유동은 유체기계에서 발생하는 전체 손실의 상당 부분을 차지할 뿐만 아니라 안전 운전 범위에도 영향을 미치게 된다. 또한 이러한 익단 누설 유동이 와류 형태로 블레이드 익단 부근 혹은 유로 하류에 위치한 정익과 비정상적으로 상호 작용하면서 소음을 발생하는 등 여러 가지 부정적인 영향을 미칠 수 있다.

한편 익단 누설 와류 내부의 유동은 회전, 곡물, 익단과 케이싱 사이의 상대운동 및 다른 3차원 영향들에 의해 강한 비등방 난류 특성을 나타내는 것으로 알려져 있다.<sup>(1)</sup> 이러한 익단 누설 와류내의 비등방 난류 구조를 파악하기 위해 수행된 연구의 대부분은 실험적 방법에 기초하고 있다. Moore 등<sup>(2)</sup>은 대형 선형 터빈 익렬에서의 속도 및 레이놀즈 응력 텐서 분포 측정을 통해 손실 발생 위치 및 메커니즘을 설명하였다. Ristic 등<sup>(3)</sup>은 축류형 터빈 동익 후류 영역의 3차원 LDV 측정을 통해서 익단 누설 유동에서 반경 방향 난류 강도가 유선 방향 및 수직 방향 난류 강도에 비해 상대적으로 높다는 것을 밝혔고, 동익내의 비등방 난류 유동장을 예측하기 위해 비등방성 와점도 모델의 필요성을 제기하였다. 그러나 선행 실험 연구들의 대부분이 후류 영역의 특정 위치에서 수행되었기 때문에 블레이드 유로 내부의 익단 누설 유동에서의 난류 응력 구조는 제대로 파악되지 못한 실정이다. 한편 저자는 선행 연구에서 축류형 유체기계에서 발생하는 익단 누설 유동의 정량적인 예측을 위한

난류 모델 성능 평가를 수행한 결과 익단 누설 와류에서 발생하는 레이놀즈 응력 성분들의 강한 비등방성을 예측할 수 있는 레이놀즈 응력 모델을 우선적으로 고려해야 할 난류 모델로 추천한 바 있다.<sup>(4)</sup> 본 연구는 선행 연구의 결론을 뒷받침할 정량적인 근거를 제시할 목적으로 수행되었다. 먼저 레이놀즈 응력 난류 모델에 기초한 수치적 방법을 통해 입구 유동각 변화가 선형 압축기 익렬에서 발생하는 익단 누설 와류내의 난류 비등방성 분포에 미치는 영향을 파악하였다. 또한 난류 비등방성 분포를 보다 효과적으로 표현하기 위해 고전 역학에서 사용되는 Mohr 선도를 이용해서 레이놀즈 응력 텐서를 주방향 좌표계에서 살펴보았다.

2. 해석 모델

본 연구에 사용된 해석 모델은 Vrije 대학의 Kang 과 Hirsch<sup>(5)</sup>가 실험한 저속 선형 압축기 익렬이다. 익렬은 7개의 NACA 65-1810블레이드로 구성되어 있으며, 익렬의 주요 형상은 Table 1에 자세히 정리되었다. 실험은 2가지 입구 유동각에 대해서 수행되었는데, 설계 조건인  $\beta=29.3^\circ$ 와 탈설계 조건인  $\beta=36.5^\circ$ 이다. 입구 속도는 23.5m/s 의 크기로 일정하게 유지된다. 입구 속도와 블레이드 익현 길이에 기초한 레이놀즈수는 300,000이며 자유영역에서 난류 강도는 3.4%이다. 익단 간극 크기는 익현 길이의1%인 2.0mm이다. Fig. 1은 실험 측정 위치<sup>(5)</sup>를 나타내며, 측정 단면 번호는 계산 결과 설명시 사용된다. 전연에서 상류 방향으로 익현 길이의 7.5% 떨어진 위치('1'로 표시)부터 후연에서 하류 방향으로 익현 길이의 25% 떨어진 위치('15'로 표시)까지 15개의 측정면에 대해서 실험 측정이 수행되었다.

Table 1 Geometry specifications and flow conditions of a linear compressor cascade

Blade type	NACA 65-1810
Blade chord	200.0mm
Pitch	180.0mm
Aspect ratio	1.0
Stagger angle	10.0°
Blade angle (inlet)	32.5°
Blade angle (outlet)	-12.5°
Flow angle (inlet)	29.3°, 36.5°
Flow angle (outlet)	-2.5°, -1.4°
Tip clearance size	2.0mm

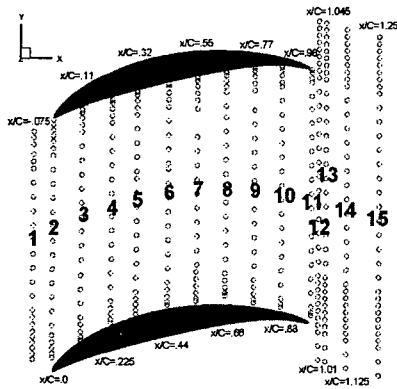


Fig. 1 Traverse measurement point distribution for a linear compressor cascade(Kang & Hirsch, 1996)

### 3. 수치해법

상용 유동해석 프로그램인 FLUENT<sup>(6)</sup>를 이용하여 비압축성 정상 상태 조건하에서 선형 압축기 익렬에 대한 계산을 수행하였다. 실험 결과와 비교를 통한 해석 방법의 타당성은 선행 연구<sup>(4)</sup>에서 이미 검증되었으므로 본 논문에서는 생략하였다.

#### 3.1 난류 모델

익단 누설 와류 내부의 비등방 특성을 정량적으로 해석하기 위해 개별적인 레이놀즈 응력 성분들을 계산할 수 있는 Launder et al.<sup>(7)</sup> 등이 제안한 레이놀즈 응력 모델을 사용하였으며 수송방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \overline{u'_i u'_j}) + \frac{\partial}{\partial x_k}(\rho U_k \overline{u'_i u'_j}) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right) \quad (1)$$

$C_{ij}$  ≡ 대류항     $D_{L,ij}$  ≡ 점성 확산항

$$- \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho \overline{u'_i u'_j u'_k} + p'(\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j)) + p' \left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right)$$

$D_{T,ij}$  ≡ 난류 확산항     $\phi_{ij}$  ≡ 압력 변형항

$$- \rho \left( \overline{u'_i u'_k} \frac{\partial U_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial U_i}{\partial x_k} \right) - 2\mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k}$$

$P_{ij}$  ≡ 응력 생성항     $\epsilon_{ij}$  ≡ 소산항

식 (1)에서 볼 수 있듯이 레이놀즈 응력 모델은 대류항  $C_{ij}$  및 응력 생성항  $P_{ij}$  를 모델링없이 직접 계산이 가능하므로 변형률이 큰 영역에서 2방정식 모델이 난류 운동에너지를 과도하게 예측하는 문제를 해결할 수 있는 장점을 가진다.<sup>(8)</sup> 난류 확산항  $D_{T,ij}$ , 압력 변형항  $\phi_{ij}$  및 소산항  $\epsilon_{ij}$  에 사용된 모델링은 FLUENT<sup>(6)</sup> 사용자 설명서에 자세히 설

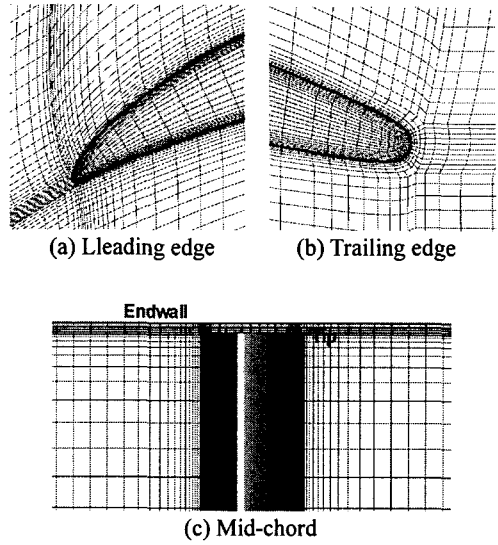


Fig. 2 Grid system

명되어 있으므로 이를 참조하기 바란다.

#### 3.2 격자계

비록 익단 간극이 블레이드 크기에 비해서 작지만 누설 유동은 익단에서부터 스패의 10%~30%까지 영향을 미칠 수 있기 때문에 익단 누설 유동을 정확하게 해석하는 것은 중요하다. 익단 간극 처리법에 대한 선행 연구 결과들은 embedded 방법<sup>(9)</sup> 이 다른 방법들(단순 주기방법<sup>(10)</sup> 혹은 pinched 방법<sup>(11)</sup>)에 비해서 누설 와류의 강도 및 와류 중심의 궤적을 보다 정확하게 예측한다는 것을 밝히고 있다. 또한 Van Zante 등<sup>(10)</sup> 및 Gupta 등<sup>(12)</sup> 은 누설 유동을 정확하게 예측하기 위해서 익단과 끝벽에 조밀한 격자 배열을 통한 정확한 전단층 해석이 필요함을 보였다.

본 연구에서는 이러한 기존 연구 결과를 바탕으로 격자생성 프로그램인 ICM-CFD<sup>(13)</sup>를 이용해서 생성된 embedded 형태의 육면체 격자계를 익단 누설 유동 계산을 위해 사용하였다(Fig. 2 참조). 계산에 사용된 전체 격자수는 547,240 이며, 벽 근처에서 조밀한 분포를 가지는 15 개의 격자를 익단 간극에 사용하였다. 벽 근처의 유동을 해석하기 위해 벽함수를 사용하신 대신 Chen 과 Patel<sup>(14)</sup> 의 2경계층 모델을 이용하였다. 이를 위해 인접벽에 위치한 첫번째 격자를  $y^+ \sim 1$  에 배치하였다. 레이놀즈 응력 모델은 격자수 및 격자 형태 변화에 가장 민감한 모델이며 본 연구에 사용된 격자 배열은 선행 연구<sup>(4)</sup>에서 격자 의존도 확인을 거친 후 선정된 것이다.

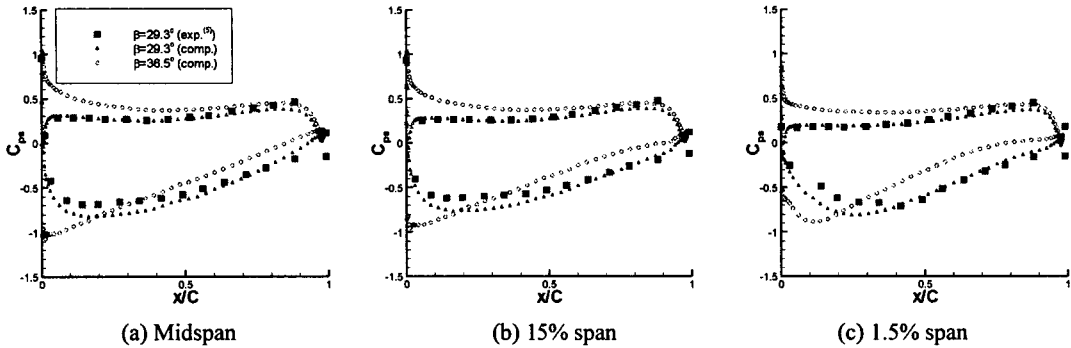


Fig. 3 Static pressure distribution on blade surface in the different spanwise positions

3.3 경계조건

입구 경계면에서는 측정된 속도 성분 및 식 (2), (3)과 같이 입구 속도 크기  $V_1$ , 난류 강도  $TI$  및 특성 길이  $l_m$  을 이용해서 계산된 난류 운동에너지  $k$  및 난류 운동에너지 소산을  $\epsilon$  을 부과하였다.

$$k = \frac{3}{2}(TI \cdot V_1)^2 \tag{2}$$

$$\epsilon = 0.09k^{3/2}/l_m \tag{3}$$

여기서 특성 길이는 익현 길이의 1%인 2.0mm 이다. 난류 등방성 가정으로부터 계산된  $k$  및  $\epsilon$  값을 이용해서 입구에서의 레이놀즈 응력 크기를 계산하였다. 출구 경계면에서는 유선 방향으로 변수들의 구배가 영이 되고, 유량 보존을 만족시키는 조건을 적용하였다. 벽 경계면에서는 점착 조건을 적용하였다. 주기면에서는 주기 조건을 적용하여 모든 유동 변수들의 값을 동일하게 두었다.

3.4 수치해법

관통 유동과 누설 유동 사이의 상호 작용 및 익단 누설 와류의 영향으로 유로 내부에서 형성되는 복잡한 난류 유동장을 과도한 수치적 확산없이 해석하기 위해 각 수송 방정식의 대류항에 2 차 상류 차분법을 적용하였다. 압력 수정 방정식은 SIMPLEC 알고리즘을 이용해서 계산하였다. 수렴 판정 조건은 레이놀즈 응력항들을 포함해서 각 유동 변수들의 계산 오차가  $10^{-6}$  이하인 경우로 설정하였다.

4. 결 과

4.1 일반적인 익단 누설 유동 특성

Fig. 3 은 스펠 중앙, 끝벽에서부터 익현 길이의

1.5% 및 15% 떨어진 곳에서의 정압계수 분포를 나타낸다. 블레이드 흡입면과 압력면 사이의 압력차(혹은 블레이드 하중)는 익단 간극 크기와 함께 익단 누설 유동 크기에 영향을 미치는 가장 주요한 인자이다.<sup>(15)</sup> Fig. 3(c)는 설계점( $\beta=29.3^\circ$ )의 경우 전연에서부터 대략 익현의 25.0% 위치에서, 탈설계점( $\beta=36.5^\circ$ )에서는 12.5% 지점에서 최대 압력차가 발생하는 것을 보여준다. 일반적으로 익단 누설 와류는 익단에서 정압차가 최대인 지점에서 발생하게 되므로 설계점이 탈설계점에 비해 익단 누설 와류가 발생하는 위치가 블레이드 후연쪽으로 이동하는 것을 예측할 수 있다. 또한 블레이드 후연쪽으로 갈수록 정압차가 감소하면서 익단 누설 유동을 발생시키는 원동력이 줄어들게 되어 결과적으로 누설 와류의 강도가 감소하게 된다.

Fig. 4는 익단에서부터 0.1% 스펠 길이만큼 떨어진 위치에서 놓여진 입자의 궤적 및 전압 손실 분포를 나타낸다. 설계점( $\beta_1=29.3^\circ$ )의 경우 익단 간극을 통과한 입자 궤적의 일부가 나선(helical) 형태로 말리면서 전압 손실이 큰 영역을 통과하는 반면 탈설계점( $\beta_1=36.5^\circ$ )에서는 입자 궤적이 누설 와류의 외부 경계를 감싸면서 후연쪽으로 진행하였다. 누설 와류가 블레이드 후반부로 진행하면서 와류 중심에서 전압 손실의 크기는 유로 전반부에서는 익단 누설 와류가 먼저 발생하는 탈설계점에서 크게 예측된 반면 유로 후반부로 진행하면서 누설 와류의 확산으로 설계점에서 보다 크게 예측되었다.

Fig. 5는 식 (4)와 같이 정의되는 무차원화된 helicity 분포를 나타낸다.

$$H_n = \frac{\vec{\omega} \cdot \vec{V}}{|\vec{\omega}| |\vec{V}|} \tag{4}$$

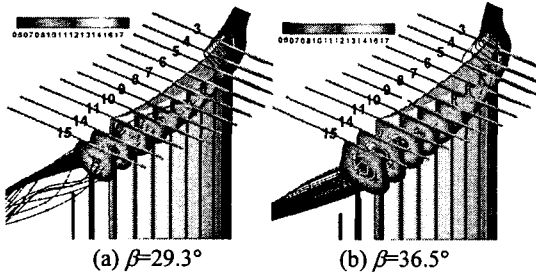


Fig. 4 Distributions of total pressure loss and particle traces released at 0.1% span from the blade tip to the endwall

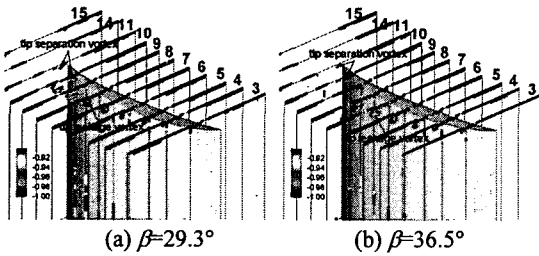


Fig. 5 Normalized helicity distribution

여기서  $\omega$ 는 와도 벡터를,  $\vec{v}$ 는 속도 벡터를 나타낸다. 무차원화된 helicity의 크기는 누설 와류 중심에서 1에 근접한 크기를 가지며, 부호는 유선 방향 속도 성분에 상대적인 누설 와류의 방향을 나타낸다.<sup>(16)</sup>

설계점( $\beta=29.3^\circ$ )의 경우 단면 4부근(전연에서 하류방향으로 익현의 22.5%에 위치)에서부터 누설 유동이 와류 형태를 나타내면서 유로 전반부에서는 누설 와류 중심 부근에서 무차원화된 helicity가 1에 근접한 값을 유지하지만 와류 확산으로 인해 유로 후반부로 진행하면서 helicity의 크기는 점차 감소하기 시작한다. 탈설계점( $\beta=36.5^\circ$ )의 경우는 누설 와류가 설계점에 비해 먼저 발생하지만 Fig. 4의 전압 손실에서 볼 수 있듯이 누설 와류의 강도가 약해지면서 helicity의 크기가 빨리 감소하였다.

Fig. 6은 유로 내부에서 2차 속도 벡터 및 난류 강도 분포를 나타낸다. 2차 속도 벡터는 속도 성분을 스패 중앙에서의 유동 방향에 수직한 평면에 투영한 것이다.<sup>(5)</sup> 난류 강도는 식 (5)와 같이 정의된다.

$$TI = \sqrt{\frac{u'u' + v'v' + w'w'}{3V_1^2}} \times 100 \quad (5)$$

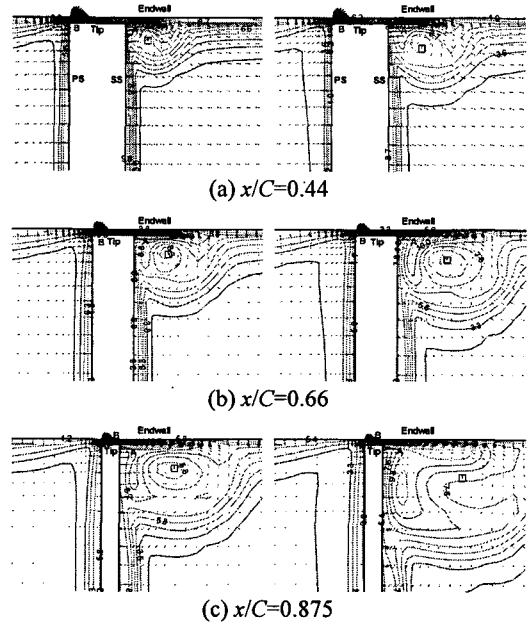


Fig. 6 Secondary velocity vector and turbulence intensity distribution for  $\beta=29.3^\circ$  (left) and  $\beta=36.5^\circ$  (right)

2차 속도 벡터는 흡입면과 끝벽 사이의 구석 부분에서 익단 누설 와류가 거의 원형 형태를 유지하면서 발달하는 것을 보여준다. 탈설계점의 경우 설계점에 비해 익단 누설 와류의 중심(□로 표시)이 블레이드 흡입면으로부터 더 멀리 떨어져 위치하는 것을 볼 수 있다. 난류 강도는 누설 유동이 제트 형태로 익단 간극을 빠져 나오는 부분(A)과 유동이 압력면 익단과 끝벽 사이로 유입되는 부분(B)에서 크게 예측되었으며, 누설 와류 중심 부분에서는 최소값을 나타내었다.

4.2 익단 누설 와류내의 레이놀즈 응력 분포

Cartesian 좌표계에서 레이놀즈 응력 텐서는 다음과 같은  $3 \times 3$  대칭 행렬로 표현할 수 있다.

$$\overline{u'_i u'_j} = \begin{bmatrix} \overline{u'u'} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{u'v'} & \overline{v'v'} & \overline{v'w'} \\ \overline{u'w'} & \overline{v'w'} & \overline{w'w'} \end{bmatrix} \quad (6)$$

Moore 등<sup>(17)</sup>은 선형 터빈 익렬 내부에서 측정된 레이놀즈 응력 텐서를 주방향으로 변환함으로써 수직 응력 성분들의 비등방성을 보였다. 레이놀즈 응력 텐서를 주방향으로 변환하는 경우 전단 응력은 영이고 오직 수직 응력 성분들만이 남게 된다. 수직 응력 성분들은 일종의 '실현성'(realizability)

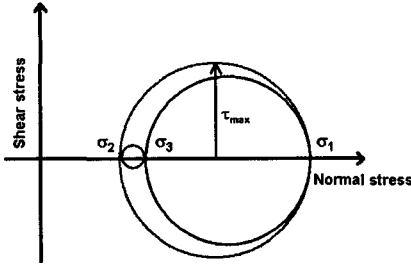


Fig. 7 Mohr circles for the Reynolds stress tensor

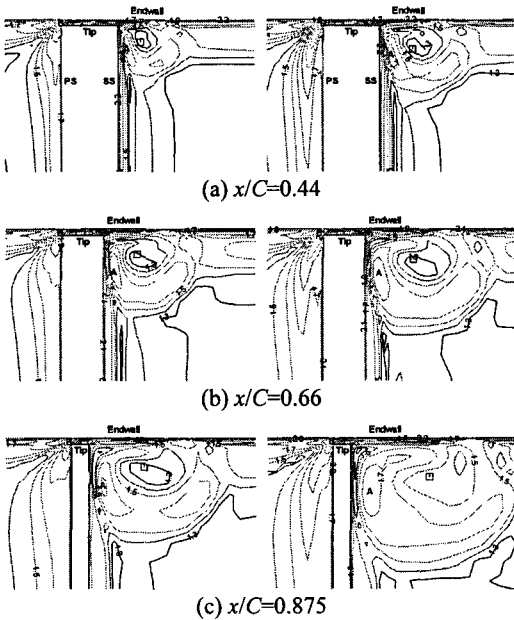


Fig. 8 Ratio of the maximum normal stress to the average normal stress for  $\beta=29.3^\circ$  (left) and  $\beta=36.5^\circ$  (right)

제한으로 양의 값을 가져야만 한다.<sup>(18)</sup> Fig. 7에 표시된 Mohr 선도로부터 최대 전단 응력  $\tau_{max}$ 의 크기는 식 (7)과 같이 최대 수직 응력  $\sigma_1$ 과 최소 수직 응력  $\sigma_2$ 의 차이의 절반으로 표시된다.

$$\tau_{max} = (\sigma_1 - \sigma_2) / 2 \quad (7)$$

Fig. 8은 주방향으로의 평균 수직 응력에 대한 최대 수직 응력의 비( $\sigma_{max} / \sigma_{ave}$ )를 나타낸다. 익단 누설 와류의 중심(□로 표시)에서는  $\sigma_{max} / \sigma_{ave}$  크기가 작은 등방성 특성이 나타나는 반면에 블레이드 흡입면에 인접한 익단 누설 와류 외곽 부분('A'로 표시), 유동이 블레이드 압력면 익단으로 유입되는 부분('B'로 표시) 및 끝벽 부근에서 비등

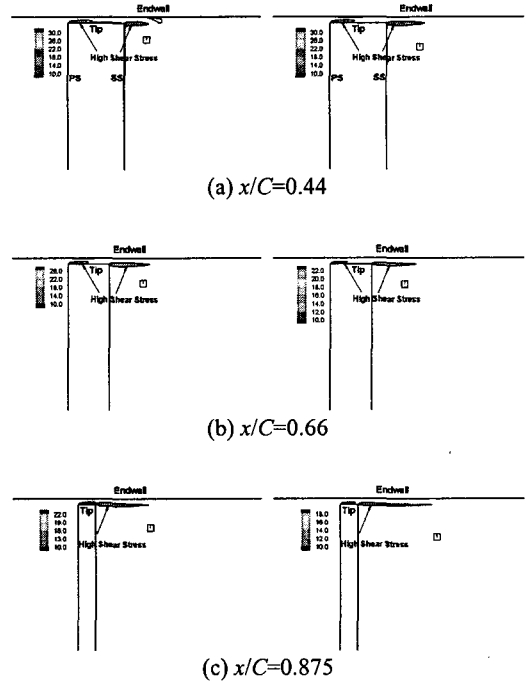


Fig. 9 Distribution of the maximum shear stress for  $\beta=29.3^\circ$  (left) and  $\beta=36.5^\circ$  (right)

방성이 우세하게 나타났다. 입구 유동각 변화에 따른  $\sigma_{max} / \sigma_{ave}$ 의 크기는 별다른 차이가 없었으나 탈설계점( $\beta=36.5^\circ$ )에서 누설 와류의 크기가 상대적으로 크기 때문에 비등방성이 우세한 영역이 보다 폭 넓게 분포하는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 9는 최대 전단 응력  $\tau_{max}$  분포를 나타낸다. 블레이드 익단과 끝벽 사이, 그리고 누설 제트 영역에서는 강한 전단 응력이 존재한다. 이러한 전단 응력은 누설 유동이 와류 형태로 발달하는데 중요한 영향을 미치게 된다. 블레이드 후반부로 갈수록 설계점이 탈설계점에 비해 강한 전단력이 작용하는 것을 볼 수 있다. 이러한 결과는 설계 유동각에서 익단 누설 와류의 강도가 유로 후반부에서 보다 크게 나타나는 사실을 뒷받침한다(Fig. 4 및 5 참조).

Fig. 10은 익현의 66% 단면에서 식 (8)로 정의되는 레이놀즈 수직 응력의 비등방 계수  $\alpha_i$  분포를 나타낸다.

$$\alpha_i = \frac{\overline{u'_i u'_i} - (\overline{u' u'} + \overline{v' v'} + \overline{w' w'}) / 3}{(\overline{u' u'} + \overline{v' v'} + \overline{w' w'}) / 3} \quad \text{for } i=1,2,3 \quad (8)$$

익단 누설 와류는 입구에서 유입되는 통과 유동(through-flow)에 대해서 blockage로 작용하게 되어

익단 누설 하부에서는 유동이 가속되게 된다. 일반적으로 유동이 가속되는 경우에  $\overline{u'u'}$ 에 대한 비등방 계수 분포는 음의 값(점선으로 표시)을 가지게 되는데<sup>(19)</sup> Fig. 10(a)에서 'A'로 표시된 부분은 이러한 사실을 뒷받침한다. 반면에 누설 와류 내부에서는 양의 값(실선으로 표시)을 나타내며 특히 누설 와류 중심의 우측 하부 부분이 큰 값을 나타내었다.  $\overline{v'v'}$ 에 대한 비등방 계수 분포의 경우 누설 와류 중심 하부('B')에서 음의 큰 값을 나타낸 반면 누설 와류가 끝벽에서 박리되는 부분('C')에서는 양의 최대 크기를 나타내었다.  $\overline{w'w'}$ 에 대한 비등방 계수 분포는 익단 누설 와류에서 전반적으로 음의 값을 나타내었다. 익단 누설 와류 중심 부분에서는 각각의 수직 응력에 대한 비등방 계수의 크기가 거의 영에 가까운 등방적인 난류 특성을 나타내었다.

5. 결론

본 연구에서는 입구 유동각 변화가 저속 선형 압축기 익렬에서 발생하는 익단 누설 유동 특성 및 레이놀즈 응력 분포에 미치는 영향을 파악하기

위해 수치 해석을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 입구 유동각이 설계점( $\beta=29.3^\circ$ )에서 탈설계점( $\beta=36.5^\circ$ )으로 증가하면서 익단 누설 와류가 발생하는 위치가 블레이드 후연쪽으로 이동하였으며 누설 와류의 강도는 상대적으로 감소하였다.

(2) 익단 누설 와류 내부의 난류 강도 분포는 유동이 압력면 익단과 끝벽 사이로 유입되는 부분과 누설 유동이 제트 형태로 익단 간극을 빠져 나오는 부분에서 크게 예측되었으며, 누설 와류 중심 부분에서는 최소값을 나타내었다.

(3) 익단 누설 와류의 중심에서는  $\sigma_{\max}/\sigma_{\text{ave}}$  크기가 작은 등방성 특성이 나타난 반면 블레이드 흡입면에 인접한 익단 누설 와류 외곽 부분, 유동이 블레이드 압력면 익단으로 유입되는 부분 및 끝벽 부근에서 비등방성이 우세하게 나타났다. 또한 입구 유동각 변화에 따른  $\sigma_{\max}/\sigma_{\text{ave}}$ 의 크기는 별다른 차이가 없었으나 탈설계점  $\beta=36.5^\circ$ 에서 누설 와류의 크기가 상대적으로 크기 때문에 비등방성이 우세한 영역이 보다 폭 넓게 분포하였다.

(4) 블레이드 익단과 끝벽 사이, 그리고 누설 제트 영역에서 존재하는 전단 응력은 블레이드 후반부로 갈수록 설계점이 탈설계점에 비해 강하게 작용하였다.

후 기

본 연구는 BK 21의 지원으로 이루어졌습니다.

참고문헌

- (1) Lakshminarayana, B., Davino, R. and Pouagare, M., 1982, "Three-Dimensional Flowfield in the Tip Region of a Compressor Rotor Passage-Part II: Turbulence Properties," *ASME J. Eng. Power*, Vol. 104, pp. 772~781.
- (2) Moore, J., Shaffer, D. M. and Moore, J. G., 1987, "Reynolds Stresses and Dissipation Mechanisms Downstream of a Turbine Cascade," *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 109, pp. 258~267.
- (3) Ristic, D., Lakshminarayana, B. and Chu, S., 1999, "Three-Dimensional Flowfield Downstream of an Axial-Flow Turbine Rotor," *J. Propulsion Power*, Vol. 15, pp. 334~344.
- (4) Lee, G. H. and Baek, J. H., 2003, "Performance Assessment of Turbulence Models for the Prediction of Tip Leakage Flow in an Axial-Flow Turbomachinery," *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 27, No. 12, pp. 1655~1666.
- (5) Kang, S. and Hirsch, C., 1996, "Numerical Simulation of Three-Dimensional Viscous Flow in a Linear Compressor Cascade with Tip Clearance," *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 118, pp. 492~505.

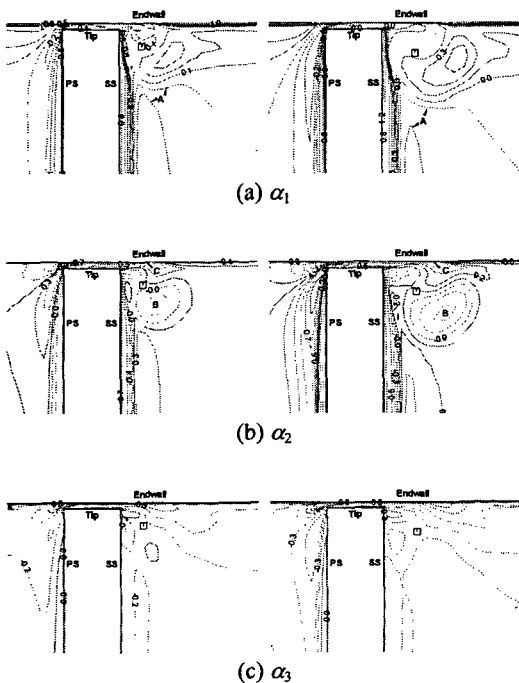


Fig. 10 Anisotropic factors for the Reynolds normal stresses at  $x/C=0.66$  (left:  $\beta=29.3^\circ$ ; right:  $\beta=36.5^\circ$ )

- (6) FLUENT, 2001, *User's Guide Ver.6*, FLUENT Inc.
- (7) Launder, B. E., Reece, G. J. and Rodi, W., 1975, "Progress in the Development of a Reynolds-Stress Turbulence Closure," *J. Fluid Mech.*, Vol. 68, pp. 537~566.
- (8) Medic, G. and Durbin, P. A., 2002, "Toward Improved Prediction of Heat Transfer on Turbine Blades," *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 124, pp. 187~192.
- (9) Basson, A. H. and Lakshminarayana, B., 1995, "Numerical Simulation of Tip Clearance Effects in Turbomachinery," *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 117, pp. 348~359.
- (10) Van Zante, D. E., Strazisar, A. J., Wood, J. R., Hathaway, T. H. and Okiishi, T. H., 2000, "Recommendations for Achieving Numerical Simulation of Tip Clearance Flows in Transonic Compressor Rotor," *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 122, pp. 733~742.
- (11) Storer, J. A. and Cumpsty, N. A., 1991, "Tip Leakage Flow in Axial Compressors," *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 113, pp. 252~259.
- (12) Gupta, A., Khalid, S. A., McNulty, G. S. and Dailey, L., 2003, "Prediction of Low Speed Compressor Rotor Flowfields with Large Tip Clearances," *ASME GT-2003-38637*.
- (13) ICEM-CFD, 2002, *User's Guide Ver.4.2*, ICEM CFD Engineering.
- (14) Chen, H. C. and Patel, V. C., 1988, "Near-Wall Turbulence Models for Complex Flows Including Separation," *AIAA J.*, Vol. 26, pp. 641~648.
- (15) Lakshminarayana, B., 1996, Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery, *John Wiley & Sons Inc.*
- (16) Inoue, M., Furukawa, M., Saiki, K. and Yamada, K., 1998, "Physical Explanations of Tip Leakage Flow Field in An Axial Compressor Rotor," *ASME 98-GT-91*.
- (17) Moore, J. G., Schorn, S. A. and Moore, J., 1996, "Methods of Classical Mechanics Applied to Turbulence Stresses in a Tip Leakage Vortex," *ASME J. Turbomachinery*, Vol. 118, pp. 622~629.
- (18) Moore, J. G. and Moore, J., 1999, "Realizability in Turbulence Modeling for Turbomachinery CFD," *ASME 99-GT-24*.
- (19) Hinze, J. O., 1975, *Turbulence, 2<sup>nd</sup> edition*, McGraw-Hill.