

〈 논문 〉

## 입구 경계층 두께가 축류 압축기 내부 유동에 미치는 영향 (II) - 손실구조 -

최민석\* · 박준영\*\* · 백제현†

(2005년 4월 25일 접수, 2005년 7월 16일 심사완료)

### Effects of the Inlet Boundary Layer Thickness on the Flow in an Axial Compressor(II) - Loss Mechanism -

Minsuk Choi, Junyoung Park and Jehyun Baek

**Key Words :** Inlet Boundary Layer Thickness(입구 경계층 두께), Loss(손실), Axial Compressor(축류 압축기)

#### Abstract

A three-dimensional computation was conducted to make a study about effects of the inlet boundary layer thickness on the total pressure loss in a low-speed axial compressor operating at the design condition ( $\phi = 85\%$ ) and near stall condition ( $\phi = 65\%$ ). Differences of the tip leakage flow and hub corner-stall induced by the inlet boundary layer thickness enable the loss distribution of total pressure along the span to be altered. At design condition, total pressure losses for two different inlet boundary layers are almost alike in the core flow region but the larger loss is generated at both hub and tip when the inlet boundary layer is thin. At the near stall condition, however, total pressure loss for the thick inlet boundary layer is found to be greater than that for the thin inlet boundary layer on most of the span except the region near hub and casing. Total pressure loss is scrutinized through three major loss categories in a subsonic axial compressor such as profile loss, tip leakage loss and endwall loss using Denton's loss model, and effects of the inlet boundary layer thickness on the loss structure are analyzed in detail.

#### 기호설명

<hr style="border: 0.5px solid black; margin-bottom: 5px;"/> <p><math>A_w</math> : 끝벽 넓이</p> <p><math>C</math> : 코드 길이</p> <p><math>C_d</math> : 소산 계수</p> <p><math>C_{pb}</math> : 기본 압력 계수</p> <p><math>C_{pt}</math> : 전압력 계수</p> <p><math>h</math> : 블레이드 높이</p>	<p><math>m</math> : 질량 유량</p> <p><math>m_j</math> : 간극을 가로지르는 질량 유량</p> <p><math>p</math> : 정압</p> <p><math>p_0</math> : 전압</p> <p><math>p_b</math> : 후연 표면에서의 압력</p> <p><math>s</math> : 피치</p> <p><math>S_{ew}</math> : 끝벽에서 발생하는 엔트로피</p> <p><math>t</math> : 블레이드 두께</p> <p><math>T</math> : 온도</p> <p><math>U_m</math> : 평균 반경에서의 동익 회전 속도</p> <p><math>V</math> : 절대 속도</p> <p><math>V_s</math> : 끝벽 표면에 대한 상대 속도</p> <p><math>W</math> : 상대속도</p>
--	--

† 책임저자, 회원, 포항공과대학교 기계공학과

E-mail : jhbaek@postech.ac.kr

TEL : (054)279-2168 FAX : (054)279-3199

\* 회원, 포항공과대학교 대학원 기계공학과

\*\* 회원, 한국기계연구원 에너지기계연구센터

- $W_\delta$  : 블레이드 표면에 대한 상대속도
- $W_{\delta p}$  : 블레이드 압력면 표면 상대속도
- $W_{\delta s}$  : 블레이드 흡입면 표면 상대속도
- $y^+$  : 벽면으로부터의 무차원 거리

그리스문자

- $\Delta$  : 증감분
- $\beta$  : 원주 방향의 유동각
- $\delta^*$  : 배제 두께(displacement thickness)
- $\phi$  : 유량계수
- $\theta$  : 운동량 두께(momentum thickness)
- $\rho$  : 밀도
- $\zeta_{bl}$  : 블레이드 경계층 손실계수
- $\zeta_{el}$  : 끝벽 손실계수
- $\zeta_{u}$  : 누설 손실계수
- $\zeta_{tr}$  : 후연 손실계수
- $\tau$  : 익단 간극 높이

하첨자

- 1,2,3 : 측정위치
- rel : 상대 속도를 이용해서 구한 값

1. 서 론

터보기계 설계과정은 평균 반경에서의 개념 설계(preliminary design)에서 시작되며, 이 과정에서 최종 설계 대상의 손실 및 성능을 예측하게 된다. 개념 설계 시 예측된 값이 설계 기준을 만족시킬 경우에는 다음 설계 단계로 넘어가지만 설계 기준에 미달될 경우는 개념 설계를 다시 수행하게 된다. 개념 설계 과정에서 예측되는 손실 및 성능이 부정확 할 경우에는 최종 설계 대상이 설계 기준에 부합되지 않을 수 있으므로 정확한 손실 및 성능 예측은 설계과정에서 매우 중요하다.

터보기계 내부에서 발생하는 손실 구조가 복잡하고 설계과정에서 실험을 통한 효율 및 성능 검증의 기회가 한정되어 있기 때문에 손실 계산은 대부분 실험식에 의존해 왔다. 그러나 실험식은 대상 터보 기계의 형상 변수 및 운전 변수에 의해서 그 사용이 제한되므로 오랫동안 터보 기계 내부 유동의 이해에 바탕을 둔 손실 모델을 만들기 위해서 많은 연구가 이루어졌다. Kacker 와 Okapuu,<sup>(1)</sup> Horlock<sup>(2)</sup> 등은 축류 터빈에서 손실의 원인을 규명하고 손실 모델을 성립하기 위해서 노력

하였고 Koch 와 Smith<sup>(3)</sup> 등은 천음속 압축기에서의 손실에 대한 연구를 수행하였으나, 이들의 연구는 각각의 대상 터빈이나 압축기에만 적용할 수 있었다. 이러한 연구들을 종합하여 축류형 터보 기계에 적용할 수 있는 손실 모델을 일반화 한 사람은 Denton<sup>(4,5)</sup>이다. Lakshminarayana<sup>(6)</sup>는 터보 기계에 대한 일반적인 이론 및 결과 등을 정리하면서 손실에 대해서 심도있게 다루었고 Wei<sup>(7)</sup>는 최근까지 만들어진 손실 모델을 정리하고 축류 터빈 실험을 통해서 각 모델들을 검증하고 비교하였다.

지금까지의 연구 결과에 의하면 터보기계에서 손실을 일으키는 원인은 블레이드 표면, 허브 및 케이싱의 경계층 내부에서 발생하는 전단 응력 및 마찰, 익단 누설 유동과 주유동의 교반(mixing), 충격파, 이차 유동 그리고 벽면에서의 열전달과 같은 비 가역적인 유동 현상이다. Denton<sup>(4,5)</sup>은 이러한 손실 원인들을 형상 손실(profile loss), 익단 누설 유동에 의한 손실(tip leakage loss), 충격파에 의한 손실(shock loss) 및 끝벽 손실(endwall loss)로 분류하고 손실의 크기를 예측하기 위해서 엔트로피 증가량에 기반을 둔 모델을 제시하였다.

일단계 연구(Part I)<sup>(8)</sup>에서는 축류 압축기에서 입구 경계층 두께가 익단 누설 유동과 허브 코너 실속의 변화에 미치는 영향을 살펴보았다. 압축기 내부에서의 이러한 유동 변화는 손실 분포를 다르게 하여 압축기 효율 및 성능을 변화시킨다. 본 연구(Part II)에서는 Denton<sup>(4,5)</sup>의 손실 모델을 이용하여 손실을 각각의 세부 항목으로 분류하고 입구 경계층 두께가 손실 분포에 미치는 영향에 대하여 분석하였다.

2. Denton 의 손실 모델

본 연구에서는 입구 경계층 두께가 전압 손실에 미치는 영향을 파악하기 위해서 Denton<sup>(4,5)</sup>의 손실 모델을 분석 도구로 사용하기 때문에 저속 축류 압축기에서만 유효한 모델들을 이 부분에서 요약하여 정리한다.

2.1 형상 손실

형상 손실은 허브, 케이싱 및 익단 누설 유동의 영향을 제외한 영역에서 블레이드 자체에 의해서 발생하는 손실을 말하며 크게 블레이드 면의 경계층 내부에서 발생하는 손실과 후류에서 발생하는 손실로 나뉘어진다. 일반적으로 형상 손실은 블레이드 단면에서 계산되어 지기 때문에 2 차원 손실로 분류된다.

블레이드 표면의 경계층 내부에서 발생하는 손

실은 블레이드 표면 속도의 세제곱에 비례하는 것으로 알려져 있으며 이 때문에 흡입면(suction side)에서 발생하는 손실이 압력면(pressure side)에서 발생하는 손실보다 더 크다. 여기서 블레이드 표면 속도는 표면 경계층에 인접한 유체의 속도를 말한다. 경계층 손실 계수는 표면 경계층 내부에서 발생하는 단위 질량당 엔트로피 증가량을 입구 상대 속도에 기반한 동압으로 무차원화시켜 다음과 같이 나타낸다.

$$s_{bl} = \frac{1}{0.5s \cos \beta_1} \int_0^c C_d \left( \frac{W}{W_1} \right)^3 dx \quad (1)$$

여기서 소산 계수는 Denton 과 Cumpsty<sup>(9)</sup>에 의해서 제안된 값( $C_d=0.002$ )을 사용하였다. 후연 손실(trailing edge loss)은 블레이드 후연에서 발생하는 부가적인 손실을 말하며 후연 압력과 주유동 압력의 차이에서 오는 손실( $L_1$ ), 경계층 내부의 운동량 감소에 의한 손실( $L_2$ ) 및 후연에서 발생한 막힘(blockage) 효과에 의한 손실( $L_3$ )을 포함하고 있다. 후연 손실 계수는 압축기 출구 평균 동압으로 무차원화하여 아래와 같이 제시된다.

$$s_r = - \frac{C_{pb}t}{s \cos \beta_3} + \frac{2\theta}{s \cos \beta_3} + \left( \frac{\delta^* + t}{s \cos \beta_3} \right)^2 \quad (2)$$

(L<sub>1</sub>)      (L<sub>2</sub>)      (L<sub>3</sub>)

$$C_{pb} = - \frac{p_b - p_3}{0.5 \rho W_3^2}$$

후연에서 박리가 발생하는 경우 후연과 주유동의 압력차이 및 경계층 내부에서 운동량 감소에 의한 손실 보다는 박리 영역에 의해서 만들어지는 막힘 효과에 의해서 보다 많은 손실이 발생한다. 따라서 후연에서 박리가 발생하는 경우에 후연 손실은 간단하게 다음의 식으로 표현된다.

$$s_r \cong \left( \frac{\delta^* + t}{s \cos \beta_3} \right)^2 \quad (3)$$

2.2 누설 손실

익단 간극을 통과하는 익단 누설 유동은 주유동과 교반되면서 터보기계 내부의 유동을 매우 복잡하게 만들고 많은 손실을 일으킨다. 누설 손실은 익단 누설 유동에 의해서 발생하는 손실로 Denton<sup>(4)</sup>은 누설 유동을 주유동을 가로지르는 제트 유동으로 간략화 한 후 손실 모델을 제시하였

다. 본 연구에서 사용한 UTRC 단일 동익은 블레이드 전연에서 후연까지 간극 높이와 블레이드 높이가 변하므로  $\tau/h$ 가 적분 변수로 포함되었으며 변형된 손실 모델은 다음과 같다.

$$s_d = \frac{2C_d}{s \cos \beta_1} \int_0^c \frac{\tau}{h} \left( \frac{W_{\delta^*}}{W_1} \right)^2 \left( 1 - \frac{W_{\delta^*}}{W_{\delta^*}} \right) \sqrt{1 - \left( \frac{W_{\delta^*}}{W_{\delta^*}} \right)^2} dx \quad (4)$$

2.3 끝벽 손실

허브와 케이싱 표면에서도 경계층 내부에서 손실이 발생하며 이를 끝벽 손실이라고 한다. 끝벽 손실은 크게 블레이드 사이에서 발생하는 이차 손실(secondary loss)과 익렬 상, 하류 경계층에서 발생하는 환형 손실(annulus loss)로 구분된다. 일반적으로 축류 압축기는 축류 터빈에 비해서 블레이드에 걸리는 부하가 작고 전연의 두께가 얇기 때문에 이차 유동의 세기가 약하고 끝벽에서의 경계층 두께도 얇아 끝벽 손실이 터빈에 비해서 작다. 그러나 압축기 내부는 역압력 구배가 작용하여 끝벽에서 박리가 일어나기 쉽기 때문에 축류 압축기에서도 끝벽 손실은 중요하다. 끝벽 손실은 벽에 대한 상대 속도를 이용해서 엔트로피 증가량을 계산하고 입구의 동압으로 무차원화하여 아래와 같이 계산된다.

$$\Delta S_{ew} = \int_0^{A_w} \frac{C_d \rho V \delta^3}{T} dA \quad (5)$$

$$s_{el} = \frac{T_1 \Delta S_{ew}}{m V_1^2 / 2} \quad \text{for stationary wall}$$

$$s_{el} = \frac{T_1 \Delta S_{ew}}{m W_1^2 / 2} \quad \text{for moving wall}$$

3. 계산 결과

3.1 전압 손실 분포

동익 후연으로부터 30% 위치(STA.2)의 각 스펠 위치에서 피치 방향으로 질량 평균하여 계산한 전압 손실을 Fig. 1 에 나타내었다. 전압손실은 입구(STA.1)와 STA.2 사이에서 발생하는 전압의 감소를 이용해서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\Delta C_{pt} (rel) = \frac{P_{0.3,rel} - P_{0.1,rel}}{0.5 \rho U_m^2} \quad (6)$$

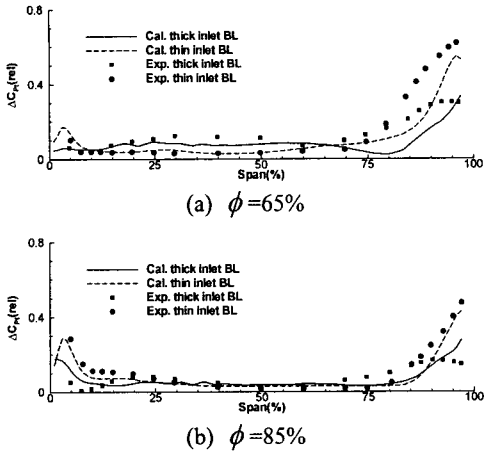


Fig. 1 Total pressure loss distribution along the span

동일 반경에서 예측된 전압 손실은 허브에서 약 75% 스펠까지의 실험과 정량적으로 잘 일치하지만 그 이상에서는 정성적으로만 일치한다. Lee 등<sup>(10)</sup>과 Gupta 등<sup>(11)</sup>의 연구를 참고하면 팁 영역에서의 이러한 차이는 계산에 사용된 난류 모델이나 팁 영역에서의 격자 밀도에 의해서 발생할 수 있다. Lee 등<sup>(10)</sup>은 익단 누설유동을 정확하게 잡아내기 위해서는 RSM 과 같은 비등방 난류 모델을 사용해야 함을 보였고, Gupta 등<sup>(11)</sup>은 벽면으로부터 첫번째 격자까지의 무차원 거리 ( $y^+$ )가 3 보다 작은 경우에 익단 누설 유동이 적절하게 계산됨을 보였다. 설계 유량 ( $\phi=85\%$ )의 경우 주유동 영역에서는 손실이 비슷하게 발생하지만, 팁과 허브 근처에서는 입구 경계층이 얇은 경우 더 많은 손실이 발생한다. 한편 저유량 ( $\phi=65\%$ )인 경우에는 주유동 영역에서는 입구 경계층이 두꺼울 경우에 더 많은 손실이 발생하고 팁과 허브 영역에서는  $\phi=85\%$ 에서와 마찬가지로 입구 경계층이 얇은 경우에 더 많은 손실이 발생한다. 여기서 흥미로운 것은 입구 경계층이 두꺼운 경우에 허브에서 큰 박리가 발생함에도 불구하고 전압 손실은 입구 경계층이 얇은 경우보다 더 작다는 것이다.

축류 압축기 내부에서 손실이 발생하는 위치와 그 크기를 정성적으로 관찰하기 위해서 STA.2 각 지점에서의 전압 손실 분포를 Fig. 2 에 나타내었다.  $\phi=85\%$ 에서는 많은 손실이 허브 코너 실속, 익단 누설 유동 및 동익 후류에서 발생하지만 입구 경계층 두께에 따른 손실 발생 위치의 차이는 거의 없다.  $\phi=65\%$ 에서는 입구 경계층이 두꺼운 경우에는 익단 누설 유동과 크게 발달된 허브 코너 실속 영역에서 많은 손실이 발생하고, 입구 경계층이 얇은 경우에는 케이싱 근처에서 발생한 박

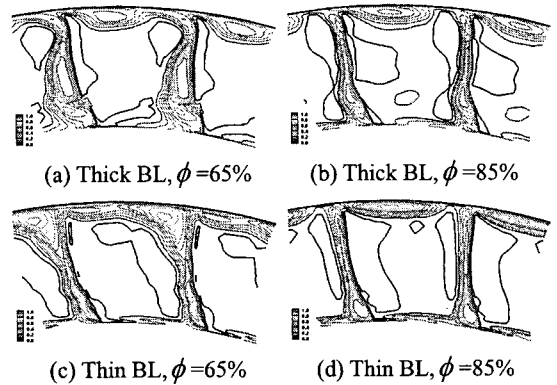


Fig. 2 Total pressure loss distribution at STA.2

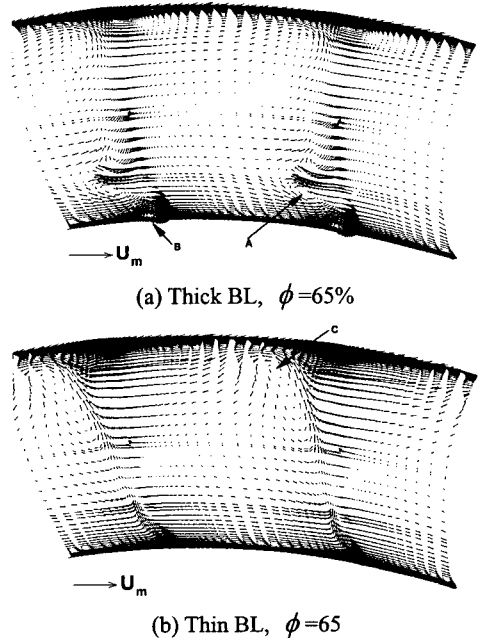


Fig. 3 Secondary velocity vector at STA. 2

리 영역에 의해서 많은 손실이 유발된다. 또한 허브 표면에서도 입구 경계층이 얇은 경우에 더 많은 손실이 발생한다.

$\phi=65\%$ 에서 손실이 크게 발생하는 위치는 이차 유동의 거동으로 설명할 수 있다. Fig. 3 의 이차 유동 분포를 살펴보면 입구 경계층이 두꺼울 경우 허브 코너 실속에 의해서 와류 'A', 'B'가 발생하게 되고 이 영역을 기점으로 손실이 큰 영역이 스펠 방향으로 넓게 존재한다. 그러나 경계층이 얇은 경우에는 허브 코너 실속이 작아지므로 와류 'A', 'B'가 없어지고, 그 대신 블레이드 흡입면을 따라 허브에서 팁으로 이송되는 이차 유동에 의해서 케이싱 근처에서 와류 'C'가 발생하며 이 와류

근처에서 큰 손실이 발생한다.

일반적으로 축류 압축기는 터빈에 비해서 이차 유동 현상이 약하게 발생하지만, Fig. 2와 3에서 나타나듯이 축류 압축기에서도 축류 터빈에서와 같이 전압 손실과 이차 유동 사이에 밀접한 관련이 있다.

3.2 형상 손실 분포

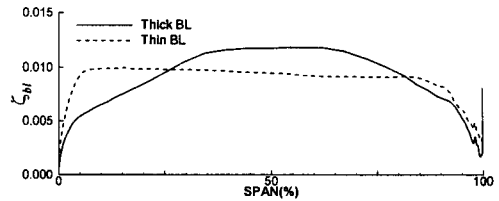
블레이드 표면 경계층에서 발생하는 형상 손실 분포를 스패에 따라서 Fig. 4에 나타내었다. 앞에서 언급했듯이 경계층 내부에서 발생하는 손실은 블레이드 표면 속도의 세제곱에 비례하므로 스패에 따른 손실 분포는 일단계 연구<sup>(8)</sup>의 입구 속도 분포(Part I, Fig. 3)와 비슷하다. 즉, 입구 경계층이 두꺼운 경우에는 주유동 영역에서, 그리고 입구 경계층이 얇은 경우에는 허브와 팁 영역에서 많은 손실이 발생한다. 블레이드에 부하가 증가해도 입구 속도 분포가 거의 일정하기 때문에 손실 분포는 거의 변하지 않는다.

압축기 내부에서는 역압력 구배가 작음하므로 후연에서 박리가 쉽게 발생하기 때문에 식 (3)을 이용하여 후연 손실을 계산하였으며 Fig. 5에 나타내었다. 일단계 연구(Part I)<sup>(8)</sup>에서 나타난 바와 같이  $\phi=85\%$ 에서는 후류와 허브 코너 실속의 크기가 입구 경계층 두께에 관계없이 비슷하기 때문에 두 경우 모두 비슷한 손실 분포를 보이고 있다.  $\phi=65\%$ 에서는 입구 경계층이 두꺼운 경우 허브 코너 실속이 설계 영역에 비해서 훨씬 커지므로 후연 손실도 커져서 허브로부터 약 15% 스패에서 최고 손실을 유발하고 점점 줄어든다. 입구 경계층이 얇은 경우에는 허브 코너 실속의 영역이 감소하므로 50% 스패까지는 후연 손실이 점점 줄어들다가 50% 스패 이상에서는 케이싱 근처에서 발생한 박리 영역의 영향으로 계속 증가하는 형태를 가진다. Fig. 5에서 90% 스패 이상에서는 갑자기 후연 손실 값이 커지는데 이 영역은 익단 누설 유동이 영향을 미치는 영역으로, 식 (2)를 유도하기 위해서 사용되는 가정을 충족시키지 못하므로 의미 없는 값을 가진다.

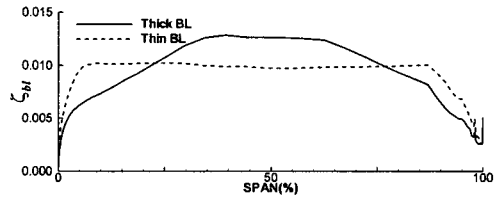
3.3 누설 손실 분포

블레이드 전연에서 후연까지 적분된 누설 손실을 Fig. 6에 나타내었다. 그림에 나타났듯이 누설 손실은 부하가 커질수록, 입구 경계층이 얇아질수록 더 커지는 것을 알 수 있다. 이러한 경향은 식 (4)를 유도하기 위해 사용되는 다음의 식(Denton<sup>(5)</sup>)을 이용하면 설명이 가능하다.

$$\frac{\Delta P_0}{0.5\rho V_\infty^2} = \frac{m_j}{m_1} \left( 2 - \frac{W_\phi}{W_\infty} \right) \quad (7)$$

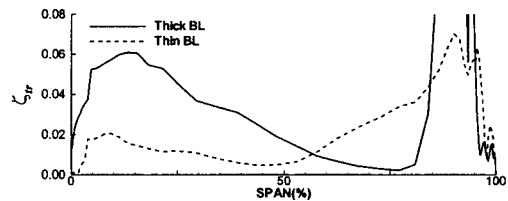


(a)  $\phi=65\%$

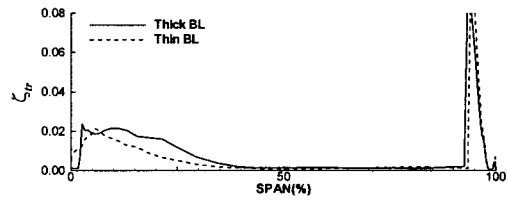


(b)  $\phi=85\%$

Fig. 4 Boundary layer loss on the blade surface distribution with span



(a)  $\phi=65\%$



(b)  $\phi=85\%$

Fig. 5 Trailing edge loss distribution with span

식 (7)에서 입구 유량에 대한 간극을 통과하는 유량의 비( $m_j/m_1$ )는 유동해석 결과를 이용해서 직접 계산할 수 있다. Table 1에 나타난 결과를 살펴보면 유량계수가 작아지거나 입구 경계층이 얇은 경우에  $m_j/m_1$ 이 커지는 것을 알 수 있는데 이는 누설 손실의 경향과 일치하며 누설 손실이 간극을 지나는 유량에 큰 영향을 받는다는 것을 의미한다. 그러나 같은 유량 조건에서  $m_j/m_1$ 의 경향은 누설 손실의 경향과 일치하지만 손실의 차이가  $m_j/m_1$ 의 차이에 비해서 크다. 이 손실 차이는 입구 경계층 두께의 변화에 따른 축방향 속도의 크기 때문에 발생한다. 속도 삼각형에서 축방향 속도에 비해서 동익 회전 속도가 클 경우에는 상



Fig. 6 Integrated tip leakage loss from leading edge to trailing edge

대 속도에서 회전 속도가 지배적이기 때문에, 축방향 속도가 줄어들수록  $W_{\phi}$  와  $W_{\infty}$  의 차이는 감소한다. 따라서 입구 경계층이 얇은 경우에 더 큰 손실이 발생하는 것은 간극을 지나는 유량이 증가하고 팁에서의 축방향 속도가 크기 때문이다.

3.4 끝벽 손실 분포

Fig. 7 에는 허브 표면에서 적분된 끝벽 손실을 나타내었다. 케이싱에서의 끝벽 손실은 익단 누설 유동의 영향으로 누설 손실과 구분하기 어려우므로 허브에서의 손실만 나타내었다. 그러나 케이싱에서의 끝벽 손실은 허브에서의 결과를 참고하면 직관적으로 파악할 수 있다. 허브에서의 끝벽 손실은 부하가 커질수록 입구 경계층 두께가 얇을수록 값이 커진다. 입구 경계층이 얇은 경우에는 허브 표면에 상대적인 표면 속도가 커져서 손실이 증가하는 것이고, 유량계수가 감소하면서 손실이 커지는 것은 허브에서의 표면 속도가 입구 속도에 비해서 상대적으로 더 커지기 때문이다.

3.5 전압 손실과 세부 손실

이상으로 전압 손실을 세부 항목으로 나누어 살펴보고 각 손실의 경향을 Table 2 에 정리하였다. 이 중에서 전압 손실과 같은 경향을 가지는 손실들만 정리하면 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다. 케이싱 근처에서는 전압 손실이 누설 손실과 같은 경향을 가지는데 이것은 이 영역에서는 익단 누설 유동이 손실 발생에 지배적인 영향을 주는 것을 의미한다. 주유동 영역에서는 후연 손실이 유량에 관계 없이 전압 손실과 같은 경향을 가지는 반면에 경계층 손실은 φ=85%에서 전압 손실과 다른 경향을 가진다. 이것은 주유동 영역에서는 후연에서의 박리에 의한 손실이 블레이드 경계층 내부에서 발생하는 손실보다 훨씬 크다는 것을 의미한다. 허브 근처에서는 전압 손실의 경향이 경계층 내부 손실 및 끝벽 손실과는 일치하지만 후연 손실과는 다르다. 이는 허브 근처에서 발생하는 손실은 대부분 블레이드와 허브 표면에서의 경계층 내부에서 발생하는 손실이라는 것을 나타낸다. 이러한 특성 때문에 Fig. 1 에서와 같이 입구 경계층이 두꺼운 경우 허브 코너 실속이 커져도 허브 근처에서는 입구 경계층이 얇은 경우에 손실이 더 크게 나타나게 된다.

Table 1 Ratio of the mass flow rate through the tip clearance to the mass flow rate at inlet ( $m_j / m_1$ )

	Thick BL	Thin BL
φ=65%	2.30%	2.46%
φ=85%	1.76%	1.87%

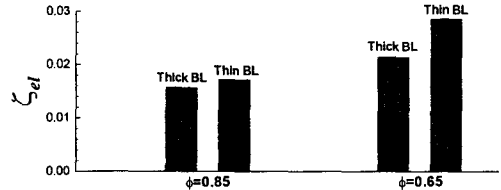


Fig. 7 Integrated endwall loss on the hub

Table 2 Relation between total loss and three loss categories

(a) φ=65%			
	Region near hub	Core flow region	Region near casing
Total losses	Thin BL>Thick BL	Thin BL<Thick BL	Thin BL>Thick BL
ζbl	Thin BL>Thick BL	Thin BL<Thick BL	-
ζtr	Thin BL<Thick BL	Thin BL<Thick BL	-
ζtl	-	-	Thin BL>Thick BL
ζel	Thin BL>Thick BL	-	-
(b) φ=85%			
	Region near hub	Core flow region	Region near casing
Total losses	Thin BL>Thick BL	Thin BL~Thick BL	Thin BL>Thick BL
ζbl	Thin BL>Thick BL	Thin BL<Thick BL	-
ζtr	Thin BL<Thick BL	Thin BL~Thick BL	-
ζtl	-	-	Thin BL>Thick BL
ζel	Thin BL>Thick BL	-	-

4. 결론

본 연구에서는 입구 경계층이 저속 축류 압축기 내부의 손실에 미치는 영향을 살펴보기 위해서 계산된 전압 손실을 실험값과 비교하여 계산의 정확도를 검증하고 Denton 의 손실 모델을 사용하여 손실을 형상 손실, 누설 손실, 및 끝벽 손실의 세부 항목으로 분류하고 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 입구 경계층에 따라서 허브 코너 실속과 팁

영역의 크기와 세기가 변하므로 손실 분포에도 변화가 생긴다. 입구 경계층이 두꺼워지면 팁과 허브 영역에서의 손실은 감소하지만 주유동 영역에서의 손실은 증가한다.

(2) 이차 유동 분포에서 와류가 생기는 근처에 전압 손실이 큰 영역이 존재하는데 이는 압축기에서도 손실이 이차 유동의 거동과 밀접한 관련이 있음을 나타낸다.

(3) 케이싱 근처에서는 누설 유동에 의한 손실이 전압 손실에 많은 영향을 미친다. 누설 손실이 입구 경계층 두께가 얇아짐에 따라 증가하는 것은 입구 질량 유량에 대한 익단 간극을 통과하는 유체의 질량 비가 커지고 팁에서의 축방향 속도가 증가하기 때문이다.

(4) 주유동 영역에서는 스펠에 따른 전압 손실 분포와 후연 손실의 분포가 비슷한 경향을 가지는데 이것은 블레이드 자체 경계층에 의한 손실보다 후연에서 발생하는 박리에 의한 손실이 전압 손실에 더 큰 영향을 미침을 나타낸다.

(5) 허브 영역에서 전압 손실은 허브에서의 끝벽 손실과 블레이드 표면에서의 경계층 손실의 영향을 함께 받으며 입구 경계층이 얇은 경우 허브 근처에서의 표면 속도가 커지므로 손실이 보다 크게 나타난다.

## 후 기

본 연구는 ADD 04-04-01 “고고도 엔진용 고부하 압축기 해석기법 연구”의 지원으로 이루어졌습니다. 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

- (1) Kacker, S. C. and Okapuu, U., 1982, “A Meanline Prediction Method for Axial Flow Turbine Efficiency,” *Journal of Engineering for Power*, Vol. 104, pp. 111~119.
- (2) Horlock, J. H., 1973, “Axial Flow Turbines,” Kreiger Publishing Co., Melbourne, FL.
- (3) Koch, C. C. and Smith, L. H., 1976, “Loss Sources and Magnitudes in Axial Flow Compressor,” *Journal of Engineering for Power*, Vol. 98, pp. 411~424.
- (4) Denton, J. D., 1993, “Loss Mechanisms in Turbomachines,” *Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, pp. 621~656.
- (5) Denton, J. D., 1999, “Loss Mechanisms in Turbomachines Part -I, II,” *VKI Lecture Series 1999-02*.
- (6) Lakshminarayana, B., 1995, “Fluid Dynamics and Heat Transfer of Turbomachinery,” A Wiley-Interscience Publication, *John Wiley & Sons, Inc.* New York, USA.
- (7) Wei, N., 2000, “Significance of Loss Models in Aerothermodynamic Simulation for Axial Turbines,” Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology, Switzerland.
- (8) Choi, M., Park, J. Y. and Baek, J. H., 2005, “Effects of the Inlet Boundary Layer Thickness on the Flow in an Axial Compressor (I) – Hub Corner Stall and Tip Leakage Flow,” *Trans. of the KSME(B)*, Vol. 29, No. 8, pp. 948~955.
- (9) Denton, J. D. and Cumpsty, N. A., 1987, “Loss Mechanisms in Turbomachines,” *ImechE Paper No. C260/87*.
- (10) Lee, G. H., Myung, H. J. and Baek, J. H., 2003, “Structure of Tip Leakage Flow in a Forward-Swept Axial-Flow Fan,” *Flow, Turbulence and Combustion*, Vol. 70, pp. 241~265.
- (11) Gupta, A., Khalid, S. A., McNulty, G. S. and Dailey, L. D., 2003, “Prediction of Low Speed Compressor Rotor Flow Fields with Large Tip Clearances,” *ASME Paper GT2003-38637*.