

끝틈새가 선회각이 큰 터빈 동익 익렬 후류영역에서의 3차원유동 및 압력손실에 미치는 영향

권현구* · 박진재** · 이상우***

The Effect of Tip Clearance Height on the Three-Dimensional Flow and Aerodynamic Loss in the Wake Region of a High-Turning Turbine Rotor Cascade

Hyun Goo Kwon*, Jin Jae Park** and Sang Woo Lee***

Key Words: Tip Clearance Height (끝틈새), Three-Dimensional Flow (3차원 유동), Aerodynamic Loss (압력손실), Wake (후류), High-Turning Turbine Rotor (선회각이 큰 터빈 동익)

ABSTRACT

The effect of tip clearance height on the three-dimensional flow and aerodynamic loss in the wake region of a high-turning turbine rotor cascade has been investigated with a miniature cone-type five-hole probe. Distributions of velocity magnitude, secondary velocity vectors, and total-pressure loss coefficient are presented for three tip gap-to-span ratios of $h/s = 0.0, 0.5$ and 1.0 percent. The result shows that with the increment of h/s , tip leakage vortex tends to be intensified and aerodynamic loss due to the leakage vortex is increased as well. In the case of $h/s = 1.0$ percent, aerodynamic loss in the tip-leakage flow region is found dominant in comparison with that in the passage vortex region. With increasing h/s , mass-averaged secondary loss coefficient has a greater portion in the mass-averaged total-pressure loss coefficient.

1. 서론

가스터빈 엔진에서 터빈 (turbine)의 효율은 각 터빈 단 (stage)에서의 압력손실과 밀접한 관련이 있다. 특히 케이싱 (casing)에 고정된 정익 (stator vane)과는 달리 터빈 동익 (rotor blade)은 고속회전을 해야 하므로, 그 팁 (tip) 부분과 케이싱 사이에 상대운동을

가능하게 하는 끝틈새 (tip clearance)가 불가피하게 존재한다. 압력차 때문에 이 끝틈새를 통하여 익형의 압력면 (pressure surface)에서 흡입면 (suction surface)으로 강한 2차유동이 발생하는데, 이 유동을 팁 누설유동 (tip-leakage flow)이라고 한다. 이 팁누설유동은 끝틈새를 통과한 뒤 흡입면을 따라 나선형 형태로 돌면서 하류로 이동한다. 끝틈새 근처에서 발생하는 팁누설외류 (tip-leakage vortex) 등의 3차원 유동은 압력손실을 크게 증가시켜 터빈의 효율을 저하시킨다.

끝틈새에 의한 압력손실 및 그 제 현상에 대한 연

* (주)벤토피아

** 금오공과대학교 기계공학부 대학원

*** 금오공과대학교 기계공학부

책임저자 E-mail : swlee@kumoh.ac.kr

구는 Bindon⁽¹⁾에 의해 큰 진전이 이루어졌다. 그는 선회각 (turning angle)이 65도인 터빈 익렬에 대하여 끝틈새 손실을 자세히 측정하였고, 팁 영역에서 발생하는 모든 손실이 끝틈새 내부에서의 박리버블 (separation bubble)과 관련이 있음을 밝혔다. Yamamoto⁽²⁾는 선회각이 107도인 터빈 익렬에서 끝틈새가 1.3%, 2.1%, 2.7% 등인 경우에 대하여 3차원 유동 및 압력손실 분포를 측정하였다. 특히 그는 입사각 (incidence angle)이 압력손실에 미치는 영향을 자세히 제시하였다. Heyes 등⁽³⁾은 선회각이 108도이고 끝틈새가 1%인 익렬 풍동에서 세 가지 팁 형상 즉 평면팁 (plane tip), 흡입면 스퀸러팁 (squealer tip), 압력면 스퀸러팁에 대하여 압력손실을 측정하였다. Bindon과 Morphis⁽⁴⁾는 끝틈새 손실 감소를 목적으로 압력면 쪽 팁 모서리를 변형한 세 종류의 팁 형상 즉 수직 모서리 팁, 원형 모서리 팁, S-자형 모서리 팁 등을 제시하고, 각각의 압력손실을 측정하였다. 그러나 이와 같은 모서리 형상의 변화에도 불구하고 전체 압력손실에는 큰 변화가 없었다. 최근 들어, 회전하는 축류 터빈에 대해서 팁 근처 유동에 대한 실험적 연구^{(5),(6)} 및 수치해석적 연구^{(7),(8)}가 시작되고 있다.

지금까지 끝틈새에 의해 발생하는 압력손실에 대하여 많은 데이터가 축적되었지만, 매우 큰 공기역학적 부하 (aerodynamic loading)를 받는 큰 선회각의 동익에 대한 압력손실 데이터는 거의 없는 실정이다. 본 연구에서는 익형 선회각이 큰 고성능 터빈 제 1 단 동익에 대하여, 끝틈새가 팁 영역 압력손실에 미치는 영향을 체계적으로 연구하고자 한다. 이를 위하여 선회각이 119 도인 최신 터빈 동익 익렬을 제작하고, 끝틈새를 0%, 0.5%, 1.0% 등으로 변화시키면서 팁 근처 후류 영역에서의 3차원 유동장 및 압력손실을 측정하였다.

2. 실험

2.1 익렬 풍동

본 연구에서 사용된 익렬 풍동 (cascade wind tunnel)은 개방형 풍동, 입구덕트, 터빈 익렬 등으로 구성된다. 개방형 풍동은 면적축소비가 9.0이고, 인버티에 의해 최대 40 m/s까지 출구 유속의 조절이 가능하다. 이 개방형 풍동을 통과한 균일 유동은 익렬 상류에 위치한 입구덕트로 유입된다 (Fig. 1). 이 입구덕트의 단

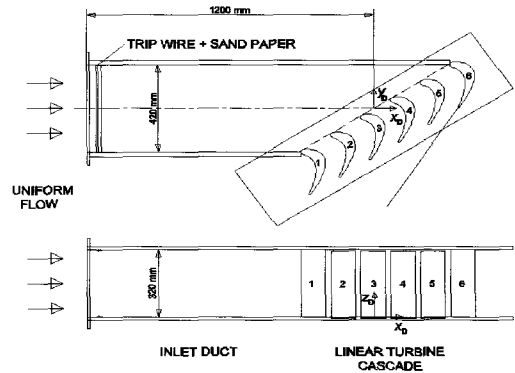


Fig. 1 Overall view of cascade wind Tunnel

Table 1 Cascade data

Axial chord (b)	196.0 mm
Pitch (p)	151.6 mm
Span (s)	320.0 mm
Blade inlet angle (β_1)	56.4 deg
Blade outlet angle (β_2)	-62.6 deg

면은 420 mm × 320 mm이고, 폭방향 중심에서 그 길이는 1.2 m이다. 이것의 입구 상하 벽에는 직경 2 mm의 트립와이어 (trip wire)와 사포 (sand paper)가 차례로 부착되어 있어서, 상하 벽 근처의 유동이 난류 경계층으로 발달된다. 입구덕트 하류에 설치된 터빈 익렬에는 끝틈새가 존재하는 6개의 선형 블레이드가 설치되어 있다. 이것은 산업용 가스터빈의 터빈 제 1 단 동익의 미드스팬 형상을 근거로 large-scale로 제작되었다. 이 익렬의 중요 재원이 Table 1에 제시되어 있으며, 그 중 코드길이 (c), 피치 (p), 스패น (s) 등은 각각 217.8 mm, 151.6 mm, 320.0 mm 등이다. 본 연구에서 사용한 익형의 선회각 (turning angle)은 119도로 기존의 연구들에 비하여 최소 10도 이상 크다.

Fig. 1에서 알 수 있듯이, 6개의 익형 중 #1과 #6 익형은 그 상하에 위치하는 알루미늄 판에 볼트로 고정되는 반면, 나머지 4개의 익형은 아랫판에 뚫려 있는 익형 단면 형상의 홈 내부에 삽입되어 볼트로 아랫 벽에만 고정된다 (Fig. 1). 따라서 끝틈새는 익렬 상단에 존재하게 되며, 삽입 깊이를 조절하면 끝틈새 높이 (h)의 변화가 가능하다. 본 연구에서는 Figs. 1과 2에서와 같이 두 종류의 좌표계를 사용하였다. 그 중

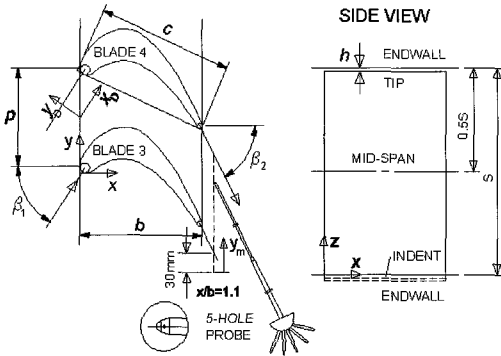


Fig. 2 Arrangement of turbine blade cascade

x_D, y_D, z_D 좌표계는 입구 덕트에서 정의된 좌표계이다. 이와는 달리 xyZ 좌표계는 익렬에서의 좌표계를 나타내는데 (Fig. 2), 하류 방향을 x -축, 폭 (피치) 방향을 y -축, 그리고 높이 (스팬) 방향을 z -축으로 설정하였다.

2.2 실험장치 및 방법

본 연구에서는 IBM PC로 온도, 경계층 속도, 난류 측정시스템 전체를 온라인화 하였으며, 이를 위해 다기능입출력보드 (National Instruments, AT-MIO-16D-H-9)가 컴퓨터에 내장되어 있다. 압력변환기 (Furness Controls, FCO12)에 의해 변환된 압력신호는 다기능입출력보드의 12비트 A-D변환기를 통해 컴퓨터로 전달된다. 입구 자유유동의 난류강도를 측정하기 위해서 정온형 열선유속계 (Kanomax, 1010)와 선형화기 (Kanomax, 1013)를 사용하였다. 본 연구에서는 프로우브의 정밀한 이송을 위해 3차원 자동이송장치를 사용하였다. 이 장치는 3-축 방향으로 컴퓨터에 의해 자동이송되는데, 각 이송축은 불나사와 직선운동가이드로 이루어진 직선유니트, 스테핑모터 및 스테핑모터 드라이버 등으로 구성되어 있다. 이 3차원 이송장치는 수평조절이 가능한 지지대에 탑재되어 있다. 스테핑모터는 전용 드라이버의 펄스입력을 통해서 제어되는데, 이 디지털 펄스는 다기능입출력보드로부터 공급된다.

3차원유동 및 압력의 손실을 측정하기 위해 지지대 형태가 직선인 2단 원추형 5공프로우브를 사용하였다 (Fig. 2). 이 5공프로우브는 미국 United Sensors사에서 특별한 사양으로 주문, 제작되었다. 이 5공프로우

브의 선단 직경은 3.2 mm (0.125인치)이고, 프로우브 지지대는 6.4 mm (0.25인치)로 보강되어 있다. 프로우브의 총 길이는 1.12 m (44인치)이며, 이중 보강되지 않은 부분의 길이는 프로우브 선단에서 25.4 mm (10인치) 정도이다. 본 연구에서는 Fig. 2와 같이 $x/b = 1.1$ 인 익렬 출구에서, 이 직선형 5공프로우브를 익렬의 출구각 (outlet angle)과 평행하게 배치하여 3차원 유동 및 압력손실을 측정하였다. 본 실험에서는 프로우브 고정법 (non-nulling method)을 적용하여 5공프로우브를 보정하였다⁽⁹⁾. 5공프로우브의 보정에는 분해능 (resolution)이 0.2도인 2축회전장치를 사용하였고, 피치각과 요각의 보정범위는 각각 -40도에서 40도 사이이며 5도 간격으로 보정실험이 이루어졌다. 5공프로우브의 5개의 압력을 순차적으로 측정하기 위하여 압력스캐너 (Furness Controls, FCO91-6)를 사용하였고, 이 압력스캐너도 다기능입출력보드를 이용하여 제어하였다.

2.3 실험범위 및 오차해석

본 연구에서의 실험조건이 Table 2에 제시되어 있다. 자유유동속도를 15 m/s로 고정하고 비압축성 저속 실험을 수행하였고, 이 입구 자유유동속도와 코드길이를 기준으로 한 Reynolds 수 ($Re = U_\infty c/\nu$)는 2.09×10^5 이었다. 이때 입구 자유유동 난류강도는 실제 엔진 조건보다 낮은 0.3%이다. 3차원유동의 측정은 익렬 하류인 $x/b = 1.1$ 에서 이루어졌고, Fig. 2의 좌측 그림에서 점선으로 표시된 부분이 피치방향으로 실제 측정이 이루어진 범위를 나타낸다. 스패방향으로는 미드스팬 ($z/s = 0.5$)에서 $z/s = 1.0$ 의 범위에서 측정이 이루어졌다 (Fig. 2의 우측 그림). 본 연구에서는 끝틈새 높이 h 를 실제 엔진에서의 값을 기초로 h/s 가 0.5%와 1.0%로 결정하였다. 이 측정 결과를 끝틈새가 없는 끝벽 쪽에서의 유동 및 압력손실과 비교하기 위하여 h/s 가 0.0%인 경우에도 실험을 수행하였다.

Table 2 Operating conditions

Inlet free-stream conditions at $x_D/c = -2.8$		Boundary-layer thicknesses at $x_D/c = -0.23$		Tip clearance height-to-span ratio (h/s)
U_∞	15 m/s	δ_{99}	49.9 mm	0.0%
$T_{u\infty}$	0.3%	δ_2	5.89 mm	0.5%
Re	2.09×10^5	δ^*	4.59 mm	1.0%

입구 자유유동의 균일성은 자유유동 속도의 1% 이내이며, 5공프로브의 이송오차는 ± 0.05 mm 이내이다. Abernethy 등⁽¹⁰⁾의 방법을 적용한 오차해석(uncertainty analysis) 결과, 압력측정의 오차는 자유유동 동압의 $\pm 0.7\%$, 흐름각의 오차범위는 ± 1.2 도, 속도의 크기의 오차범위는 $\pm 1.6\%$ 로 나타났다.

3. 결과 및 검토

3.1 3차원 유동장

Fig. 3은 측정평면 즉 $x/b = 1.1$ 에서 끝틈새의 변화에 따른 유속의 크기 QU_{∞} 의 분포를 나타낸다. h/s 가 0%와 0.5%의 경우 피치 (y_m -축) 방향 측정 위치는 동일하지만, h/s 가 1.0%일 경우에는 끝틈새에 의해 발생하는 후류를 측정 영역에 모두 포함하기 위하여 측정 점들이 피치방향으로 (Fig. 3(c)의 두 점선 사이)로 이동되어 있다. 전체적으로 볼 때, 미드스팬 ($z/s = 0.5$) 쪽으로 가까이 갈수록 후류 영역이 z -축과 평행해지는 경향을 보이는 반면, 팁 근처 ($0.7 < z/s < 1.0$)에서의 후류 영역은 불규칙한 형태이다.

h/s 가 0%, 즉 끝틈새가 존재하지 않는 경우에는 미드스팬에서의 후류 유속이 가장 작고, 벽 근처 ($z/s = 1.0$)의 유속은 비교적 크게 나타났다. 이와는 달리, 끝틈새가 존재하면 (Figs. 3(b)와 (c)), 유속 크기는 팁 근처 ($z/s = 1.0$)에서 가장 작았다. 특히 h/s 가 1.0%일 경우, 팁 근처에서의 유속은 자유유동속도의 30%에 지나지 않았다. 일반적으로 끝틈새가 커질수록, 끝틈새를 통해 압력면 쪽에서 흡입면 쪽으로 이동하는 누설(leakage) 유량이 증가한다. 따라서 Fig. 3에서 알 수 있듯이, 끝틈새가 커질수록 후류영역에서 누설유동이 영향을 미치는 범위는 크게 확대된다. 이와 같이 끝틈새를 통한 누설 유량이 증가함에도 불구하고 벽 근처에서의 유속 감소(velocity deficit)가 심화되는 이유는 끝틈새를 통과한 누설유동이 익렬 통로 내의 주유동을 차단하기 때문이다.

Fig. 4은 측정평면 즉 $x/b = 1.1$ 에서 끝틈새의 변화에 따른 2차유동 속도벡터를 그린 것이다. 일반적으로 h/s 가 증가할수록 2차유동의 세기는 증가하는 경향을 보이며, 2차유동이 큰 영역의 범위도 확대된다. 끝틈새가 없는 경우 (Fig. 4(a))와 끝틈새가 작은 경우 (Fig. 4(b))의 결과를 비교해 보면, 끝틈새가 존재하

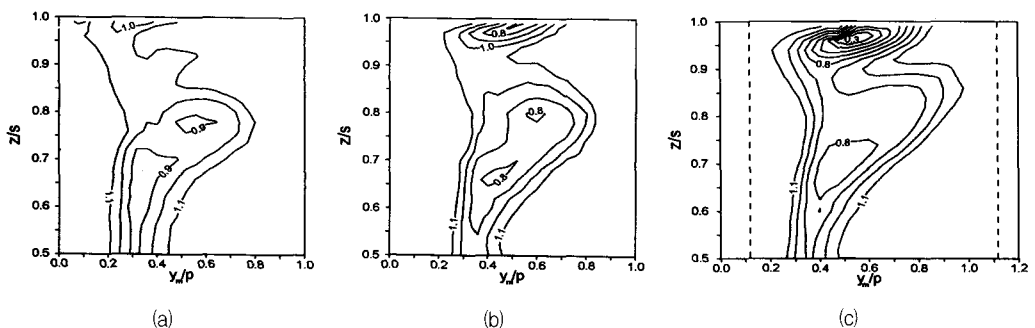


Fig. 3 Contours of velocity magnitude, QU_{∞} , at $x/b=1.1$: (a) $h/s = 0.0\%$, (b) $h/s = 0.5\%$ and (c) $h/s = 1.0\%$

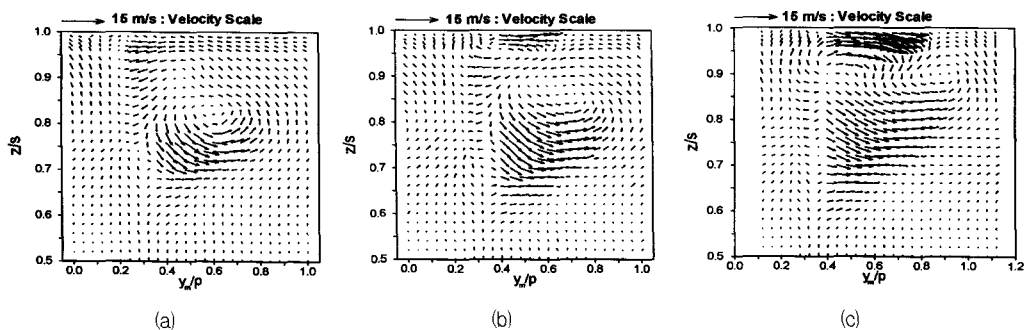


Fig. 4 Secondary velocity vectors in the y - z plane at $x/b=1.1$: (a) $h/s = 0.0\%$, (b) $h/s = 0.5\%$ and (c) $h/s = 1.0\%$

여도 측정단면 중심부 근처에서 발생하는 반시계방향의 와류 즉 통로와류 (passage vortex)는 그 방향이 그대로 유지된다. 이것은 끝틈새가 비교적 작은 경우에는 틱누설유동의 영향이 비교적 작아서 익렬 통로 내부에서 발생하는 통로와류에 큰 영향을 주지 못함을 의미한다. 그러나 끝틈새가 작은 경우에도 ($h/s = 0.5\%$), 벽 근처 $0.4 < y_m/p < 0.6$ 에서 끝틈새가 없는 경우와는 반대방향의 유동이 관찰된다. 이 벽 근처 유동은 끝틈새를 통한 누설유동 때문에 발생하는 것이다. h/s 가 1.0%로 증가하면, 이 누설유동에 의한 2차 유동 크기가 크게 증가하고 그 영역도 $0.4 < y_m/p < 0.8$ 로 확대됨을 확인할 수 있다. 전체적으로 볼 때, h/s 가 증가할수록 와류의 형태도 매우 복잡해진다. Figs. 3(b)와 (c)의 틱 근처에서 관찰되었던 유속이 작은 영역들은 Figs. 4(b)와 (c)에서 2차유동이 크게 증가하는 영역과 잘 일치한다.

3.2 전압력손실계수의 정의

일반적으로 압력손실의 크기는 다음과 같이 전압력 손실계수 (total-pressure loss coefficient)의 형태로 정의된다.

$$C_{Pt} = \frac{P_{t,0} - P_t}{\frac{1}{2} \rho U^2_\infty} \quad (1)$$

이 식에서 $P_{t,0}$ 는 입구 덕트에서의 기준 전압력을 나타내고, P_t 는 측정 위치에서 얻은 국소 전압력을 나타낸다. 스펠방향 즉 z -축 방향으로의 압력손실 분포를 이해하기 위해서는 피치방향으로 평균된 전압력손실계수가 매우 유용하다. 이 피치방향 질량평균 전압력손실계수 (pitchwise mass-averaged total-pressure loss coefficient)는 다음과 같이 정의된다.

$$\bar{C}_{Pt,z} = \frac{\int_0^p \rho U C_{Pt} dy_m}{\int_0^p \rho U dy_m} \quad (2)$$

측정 영역 전체에 걸쳐 질량평균된 전압력손실계수는 다음의 식으로 정의될 수 있다.

$$\bar{C}_{Pt} = \frac{\int_0^p \int_{0.5s}^s \rho U C_{Pt} dz dy_m}{\int_0^p \int_{0.5s}^s \rho U dz dy_m} \quad (3)$$

따라서 이 두 질량평균 압력손실계수 사이에는 다음의 관계가 성립한다.

$$\bar{C}_{Pt} = \int_{0.5s}^s \bar{C}_{Pt,z} dz \quad (4)$$

일반적으로 익렬 출구 측정 평면에서의 압력손실은 익형 경계층 및 끝단박리에 의해 발생하는 질량평균 프로파일 손실계수 (mass-averaged profile loss coefficient, $(\bar{C}_{Pt})_p$)와 익렬 통로에서의 2차유동에 의해 발생하는 질량평균 이차손실계수 (mass-averaged secondary loss coefficient, $(\bar{C}_{Pt})_s$)의 합으로 표시될 수 있다. 이때 질량평균 프로파일손실계수는 미드스팬에서 피치방향으로 질량평균된 압력손실과 동일하며, 다음의 식으로 정의된다.

$$(\bar{C}_{Pt})_p = \bar{C}_{Pt,z=0.5s} = \frac{\int_0^p \rho U C_{Pt,z=0.5s} dy_m}{\int_0^p \rho U dy_m} \quad (5)$$

마지막으로 질량평균 이차손실계수는 다음의 식으로 구해질 수 있다.

$$(\bar{C}_{Pt})_s = \bar{C}_{Pt} - (\bar{C}_{Pt})_p \quad (6)$$

3.3 압력손실계수 분포

Fig. 5은 식 (1)와 같이 정의된 국소 전압력손실계수의 분포를 나타낸다. 먼저 끝틈새가 없는 경우 (Fig. 5(a))의 압력손실 분포를 살펴보자. 미드스팬 근처에서의 손실은 주로 익형에서의 경계층의 성장과 끝단 박리로 인해 발생하는 프로파일 손실이며, 이에 따라 미드스팬 손실계수의 분포는 거의 z -축과 평행하게 나타난다. 그러나 벽 근처 영역에서는 이와 같은 선형 손실 분포가 크게 달라진다. 끝틈새가 없는 경우 벽 근처에서는 끝벽 (endwall)의 영향으로 익렬 통로 내부에서 발생하는 통로와류 (Fig. 4(a))에 의해 손실이 크게 증가하는데, z/s 가 0.75와 0.8 사이에서 존재하는 전압력손실계수의 최대치는 대략 통로와류의 중심과 일치한다. Fig. 5(a)는 터빈 익렬 후류에서 발생하는 손실의 전형적인 분포라고 할 수 있다. h/s 가 0.5%일 경우 (Fig. 5(b)), 끝틈새가 없는 경우에 비하

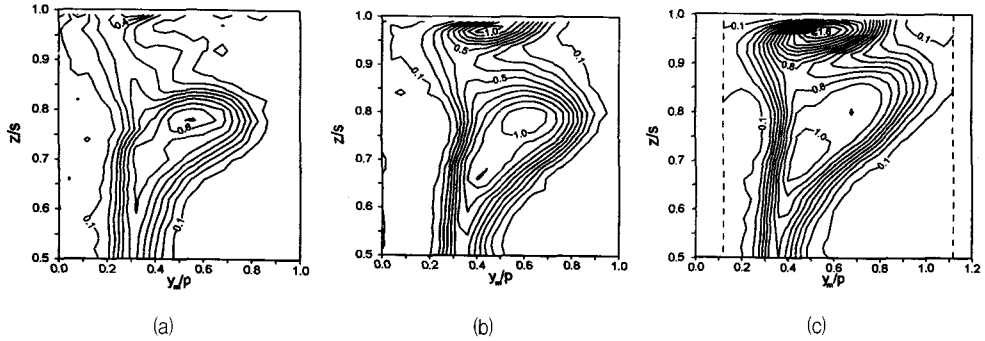


Fig. 5 Contours of total-pressure loss coefficient, C_{pt} , at $x/b = 1.1$: (a) $h/s = 0.0\%$, (b) $h/s = 0.5\%$ and (c) $h/s = 1.0\%$.

여 전체적으로 압력손실이 증가하고 손실이 발생하는 영역이 확대되었지만, 미드스팬부터 z/s 가 0.9까지 범위에서는 압력손실의 정성적인 분포는 거의 비슷하였다. 두 경우의 가장 큰 차이는 z/s 가 0.9와 1.0 사이에서 발견된다. 끝틈새가 존재할 때 이 틈 근처에서 발생하는 손실은 Fig. 4(b)에서 끝틈새를 통한 누설 2차유동이 존재하는곳에서 주로 발생하고, 그 최대치가 $0.75 < z/s < 0.8$ 에서의 통로와동에 의한 손실의 최대치와 거의 같은 값을 갖는다. h/s 가 1.0%로 커지면 (Fig. 5(c)), $h/s = 0.5\%$ 에서 발견되었던 압력손실 관련 현상들이 더욱 심화되었다. 특히 끝틈새 누설유동에 의해 직접적으로 발생하는 틈 근처 ($z/s = 0.9 \sim 1.0$)에서의 압력손실은 h/s 가 0.5%에서 1%로 증가할 때 60% 정도 크게 증가하였지만, 통로와류 영역에서의 압력손실의 최대치는 거의 변화하지 않고 그 위치만 미드스팬 쪽으로 이동하였다.

Fig. 6는 식 (2)에서 정의된 피치방향 질량평균 전 압력손실계수의 스펀방향 분포를 나타낸다. 전체적으로 볼 때, 이 값은 미드스팬 근처에서는 거의 같았지만, 벽으로 근접할수록 그 차이가 두드러졌다. Table 3에 식 (3), (5), (6)등에서 각각 정의된 질량평균 전 압력손실계수, 질량평균 프로파일손실계수, 질량평균 이차손실계수의 계산 값이 정리되어 있다. 그 결과를 검토해 보면, 일반적으로 세 질량평균 손실계수 모두 h/s 가 커지면 증가하는 경향을 보여 주었다. h/s 가 0%에서 1.0%로 커질 때, 질량평균 프로파일손실계수는 대략 16% 정도 밖에 증가하지 않지만, 질량평균 이차손실계수는 2.7배 정도로 크게 증가하였다. 따라서 끝틈새가 커질수록 전체 질량 평균 전압력손실에서 질량평균 이차손실이 차지하는 비중이 급속히 높아지게 된다.

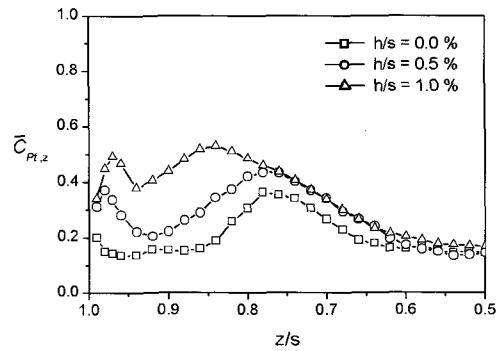


Fig. 6 Profiles of pitchwise mass-averaged total-pressure loss coefficient at $x/b = 1.1$

Table 3 Various mass-averaged total-pressure loss coefficients

h/s	0.0%	0.5%	1.0%
\bar{C}_{pt}	0.209721	0.276878	0.340928
$(\bar{C}_{pt})_p$	0.145394	0.145692	0.168322
$(\bar{C}_{pt})_s$	0.064327	0.131186	0.172606

4. 결론

본 연구에서는 선회각이 큰 고성능 터빈 제 1 단 동익에 대하여, 끝틈새가 틈 영역 압력손실에 미치는 영향을 체계적으로 연구하였다. 이를 위하여 선회각이 119도인 최신 터빈 동익 익렬을 제작하였고, 끝틈새를 0%, 0.5%, 1.0% 등으로 변화시키면서 틈 근처 후류 영역에서의 3차원 유동장 및 압력손실을 측정하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 끝틈새가 커질수록 동익 후류에서 틱누설외류에 의한 2차유동의 크기가 증가하였다.
- 2) 일반적으로 끝틈새가 커지면 틱누설외류가 존재하는 곳에서의 압력손실은 크게 증가하였다.
- 3) 끝틈새가 0.5%일 경우 통로외류에 의해 발생하는 압력손실이 틱누설유동에 의한 압력손실의 크기와 거의 같았으나, 끝틈새가 1.0%일 경우 틱누설유동에 의한 압력손실이 훨씬 크게 나타났다.
- 4) 끝틈새가 커질수록 전체 질량평균 전압력손실에서 질량평균 이차손실이 차지하는 비중이 급속히 높아졌다.

참고문헌

- (1) Bindon, J. P., 1989, "The Measurement and Formation of Tip Clearance," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 111, pp. 257~263.
- (2) Yamamoto, A., 1989, "Endwall Flow/Loss Mechanism in a Linear Turbine Cascade With Blade Tip Clearance," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 111, pp. 264~274.
- (3) Heyes, F. J. G., Hodson, H. P. and Dailey, G. M., 1992, "The Effect of Blade Geometry on the Tip Leakage Flow in Axial Turbine Cascades," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 114, pp. 643~651.
- (4) Bindon, J. P. and Morphis, G., 1992, "The Development of Axial Turbine Leakage Loss for Two Profiled Tip Geometry Using Linear Cascade Data," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 114, pp. 198~203.
- (5) Xiao, X., McCarter, A. A. and Lakshminarayana, B., 2001, "Tip Clearance Effects in a Turbine Rotor: Part I - Pressure Field and Loss," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 123, pp. 296~304.
- (6) McCarter, A. A., Xiao, X. and Lakshminarayana, B., 2001, "Tip Clearance Effects in a Turbine Rotor: Part II - Velocity Field and Flow Physics," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 123, pp. 305~313.
- (7) Tallman, J. and Lakshminarayana, B., 2002, "Numerical Simulation of Tip Leakage Flows in Axial Flow Turbines, With Emphasis on Flow Physics: Part I - Effect of Tip Clearance Height," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 123, pp. 314~323.
- (8) Tallman, J. and Lakshminarayana, B., 2002, "Numerical Simulation of Tip Leakage Flows in Axial Flow Turbines, With Emphasis on Flow Physics: Part II - Effect of Outer Casing Relative Motion," ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 123, pp. 324~333.
- (9) Treaster, A. L. and Yocum, A. M., 1979, "The Calibration and Application of Five-Hole Probes," ISA Transactions, Vol. 18, pp. 23~34.
- (10) Abernethy, R. B., Benedict, R. P. and Dowdell, R. B., 1985, "ASME Measurement Uncertainty," ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 107, pp. 161~164.