

1단 터빈 내 앞전 변형의 영향 하에 공력 특성에 대한 비정상 수치해석적 연구

김대현* · 민재홍* · 정진택**†

Numerical Study on the Unsteady Flow Characteristics under the Effect
of Blade Leading Edge Modification in the 1st Stage of Axial Turbine

Dae Hyun Kim*, Jae Hong Min*, Jin Taek Chung**†

Key Words : Unsteady(비정상), Aerodynamics(공기역학), Numerical Study(수치해석), Turbine(터빈), Leading Edge
(앞전)

ABSTRACT

The important problems that arise in the design and performance of the axial flow turbine are the prediction and control of secondary flows. Some progresses have been made on understanding flow conditions that occur when the inlet endwall boundary layer separates at the point in the endwall and rolls up into the horseshoe vortex. And the flows through an axial turbine tend to be extremely complex due to its inherent unsteady and viscous phenomena. The passing wakes generated from the trailing edge of the stator make an interaction with the rotor. Unsteady flow should be considered rotor/stator interactions. The main purpose of this research is control of secondary flow and improvement efficiency in turbine by leading edge modification in unsteady state. When the wake from the stator ran into the modified leading edge of the rotor, the leading edge generated the weak pressure fluctuation by complex passage flows. In conclusion, leading edge modification(bulb2) results in the reduced total pressure loss in the flow field.

1. 서론

축류타입의 터빈 디자인은 사이클 분석에 의해 결정된 열역학, 유체역학적 조건에 의해 설계되어져 왔다. 터빈 유로 내에서는 끝벽 근처에서의 경계층 효과와 익형의 곡면에 따라 2차 유동이 발생하게 된다. M. W. Benner⁽¹⁾에 의하면 전체 손실은 2차 유동에 의한 손실과 형상 손실에 의한 손실이 전체 손실의 대부분을 차지한다고 하였다. 더욱이 동익 블레이드의

허브면에서는 점성효과에 의한 경계층 발달과 정익과 동익간 상호작용에 의해 복잡한 3차원 유동이 나타난다. 근래의 연구는 터빈의 효율을 높이기 위해 터빈 블레이드 설계 후, 공력 특성을 향상시키기 위하여 디자인 파라미터를 변화시킨다. 특히, 선단부 디자인의 변형을 통해 공력성능을 향상시키는 몇 가지 연구사례가 있다. H.Sauer. et. al⁽²⁾ 등은 bulb디자인(T106/3)을 사용하였을 때, 끝벽 손실에 한해 공력 손실이 50%나 감소된다는 실험 결과를 발표하였다. H. Sauer. et. al⁽²⁾은 블레이드 앞전의 흡입면 쪽 형상을 두툼하게 하였을 때, 흡입면 쪽 말굽와류의 와도가 강화된다고 제안하였다. 이런 경우 말굽와류에 대해 반대방향으로 회전하는 통로와류의 상호작용을 증대시킨다. 그러므

* 고려대학교 대학원 기계공학과

** 고려대학교 기계공학과 (교신저자)

E-mail : jchung@korea.ac.kr

로 통로와류가 흡입면으로 부터 멀어지게 된다. 결과적으로 그 실험들은 2차 유동의 손실이 감소되는 것을 보였다. 그러나 다른 연구자들은 그러한 상호작용이 오히려 공력 손실을 증가시킬 수 있다고 하였다. S. Becz. et. al⁽³⁾ 은 fillet, small bulb, large bulb로 되어 있는 세가지 다른 선단부 변형 디자인을 사용하였다. S. Becz. et. al⁽³⁾는 작은 벌브와 필렛의 경우에는 출구 단 근처에서 면적 평균된 전압 손실계수가 8%과 7%씩 감소하지만 큰 벌브에서는 면적 평균된 전압 손실 계수가 증가한다고 하였다. 또한 G. I. Mahmood⁽⁴⁾는 3 차원 유동구조를 파악하기 위해 유동 가시화를 수행하였다. Fillet 형상에 따라 변하는 터빈 통로 및 하류에서의 전압손실 분포에 분석한 결과 선단부에서의 말굽 와류의 크기가 변화하는 것을 나타내었다. 열전달에 있어서는 S. Han⁽⁵⁾은 허브면에서 St의 값은 난류강도가 작을 때에는 fillet에서의 말굽와류와 통로와류가 감소하여 좋은 결과를 나타내었으나 높은 난류 강도에서는 fillet의 말굽와류에 의한 효과는 나타나나 통로와류에는 거의 차이가 없었으며 선단부의 부근에는 높은 St number가 분포하는 경향이 나타났다. 이는 난류강도와 선단부 부근의 coner vortices가 선단부 허브면에서 압력면과 흡입면의 St number 분포 영역에 강한 영향을 미쳤기 때문에 나타나는 현상이다. 본 논문은 정상 상태에서는 좀처럼 관찰하기 어려운 선단부 변형에 대한 공력 특성을 비정상 해석을 통하여 시간에 따른 변화되는 압력 요동의 변화를 관찰하였다. 특히 선단부 변형에 대한 세가지 케이스를 reference에 비교하여 동익내 potential interaction의 특징을 관찰하였다.

2. 선단부 변형 모델 및 수치해석법

2.1. 선단부 변형 모델

2.1.1. 주요 제원 및 기본 형상

Fig. 1에서 나타나듯, 1단 터빈의 정익과 동익에서의 비정상 해석을 수행하였다. Table 1은 1단 터빈의 제원을 나타내고 있다. 정익은 13개로 구성되어 있으며 동익은 26개로 구성되어 있다. 정익에 비해 동익의 aspect ratio는 작은 편이다. 또한 동익은 0.35mm의 틈간극을 가지고 있으며 솔리디티는 정익과 동익이 약 4:1 정도이다. 본래 수치해석에서 사용된 1단 터빈은 정익과 동익의 개수가 13개와 25개로 되어 있다. 비정상 계산은 많은 시간과 재원이 필요하게 되므로 보다 효율적으로 계산하기 위해서는 Fig. 2 와 같이 계산 가능한 최소한의 블레이드를 사용하게 된다. 또한 계산의 경제성 뿐만 아니라 주기성을 확보하기 위해서는 수치해석에 사용될 정익과 동익의 익렬비를 1:1로 맞추어야 한다. 본 수치해석은 동익 블레이드를 25개에서 26로 변경하여 사용하였다. 동익의 개수가 변경되더라도 정익과 동익의 솔리디티는 약 4:1로 나타나며 본래의 블레이드와 큰 차이가 나지 않는다. 이와 같은 수치해석 방법은 Denton J.D.⁽⁶⁾과 Miller R.J.⁽⁷⁾에 의해 사용된 바 있다. 정익과 동익이 각각 13개와 26개로써 1:1의 익렬비를 갖게 되면 계산영역은 정익 1개당 동익 2개로 구성된다. Fig. 2는 정익 1개와 동익 2개로 이루어진 실제 계산 영역을 나타내고 있다. 정익과 동익의 옆면은 각각 주기조건을 주었고 비정상 해석시 블레이드의 최초의 위치는 Fig. 2의 위치와 같다.

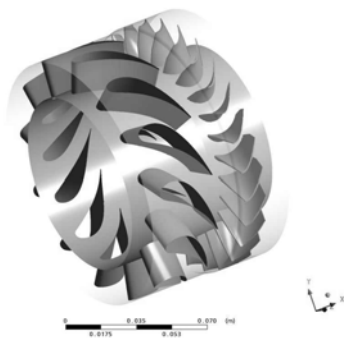


Fig. 1 Geometry of the 1st turbine

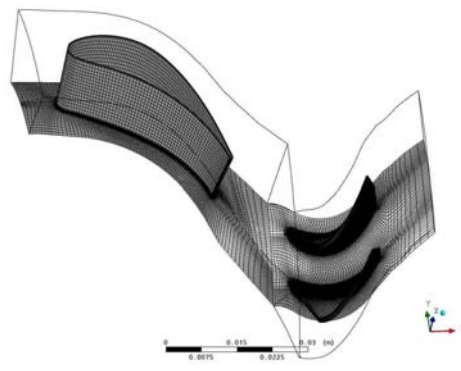


Fig. 2 Geometry of the turbine passage

Table 1. Design Parameters of Geometry (mm)

Parameter		Hub	Mean	Shroud
Stator	Diameter in & out	91.5	110.24	129.0
	Chord length	41.6	43.3	45
	Trailing edge	0.6	0.6	0.6
	Vane	13		
Rotor	Diameter in & out	90.5	110.24	130.0
	Chord length	20.4	20.2	19.3
	Trailing edge	0.7	0.56	0.5
	Tip clearance	0.35		
	Blade	26		

2.1.2. 선단부 변형

Fig. 3은 동익의 허브면 프로파일을 나타내고 있다. 동익의 허브면은 fillet, bulb에 동일한 프로파일을 사용하였다. Table 2에는 각각의 디자인 변수에 대한 값들이 잘 나타나 있다. Fig. 3에 나타나는 점 a, b는 기존(reference)의 블레이드 허브면으로 부터 새로 생성된 프로파일과의 거리를 축방향 코드길이에 대한 비 0.04와 0.05 만큼 떨어진 곳을 나타내며 c, d는 선단부에서 지정된 점까지의 거리가 축방향 코드길이에 대한 비 0.16과 0.21 만큼 떨어진 거리를 의미한다. 따라서 이 변형된 허브면을 기준으로 fillet, bulb1, bulb2를 생성하였다. Fig. 4는 각각의 형상을 나타낸 그림들이다.

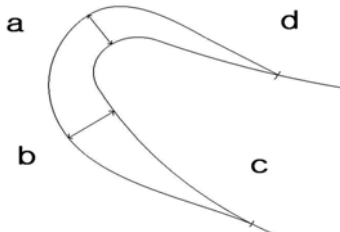


Fig. 3 Define of Geometry modification parameters

Table 2. Design Parameters of the modified blade

$\times C_{ax}$ (Axial Cord)			
a	b	c	d
0.04	0.05	0.16	0.21

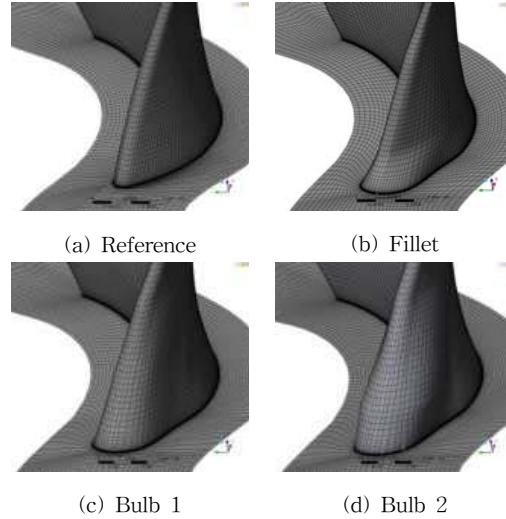


Fig. 4 Geometries of Leading Edge Modification

fillet은 스펀방향으로 12.5%까지 B-spline으로 연결하였다. bulb1은 스펀 방향으로 50%까지 piece-wise로 연결하였다. 그리고 bulb2는 허브의 프로파일이 반경방향으로 12.5% offset 된 후 span 방향으로 12.5%부터 50%까지 B-spline으로 연결하였다. 격자계는 ANSYS CFX Turbo-Grid 11.0을 사용하여 작성하였다. 정익과 동익의 격자계는 H/J/C/L-grid를 사용하였으며 계산의 정확성을 높이기 위해 O-grid factor는 0.3으로 주었다. Y+는 2에서 5 사이이며 정익의 node수는 15만개 정도이며 동익 하나의 node수는 50만개 정도이다.

2.2. 수치해석법

2.2.1. 경계 조건

Table 3 에는 전산해석에 사용되는 유동 조건에 대해 나타내고 있다. 동익의 회전수는 75,000 rpm이며 입출구에서의 경계 조건은 입구 전압 450 kPa과 출구 정

Table 3. Design Parameters of the modified blade

Contents	Specifications
RPM	75,000
Inlet total pressure	450 kPa
Outlet static pressure	190.4 kPa
Inlet total temperature	330K
Wall temperature	1300K
Turbulent intensity	5%

압 190.4 kPa로 주어졌다. 열전달에 대한 특징을 알아보기 위해 입구 전온도(total temperature)는 1330 K로 사용하였으며 wall temperature은 정익과 동익 그리고 허브면과 쉬라우드 면이 각각 1300 K로 일정한 온도라고 가정하였다. 동익이 회전할 시에는 팁에 의한 영향을 나타나기 위해 동익 쉬라우드에는 counter rotating wall의 조건을 주었다. 또한 자오방향의 변화와 원주방향의 변화가 인터페이스를 통해 보존될 뿐만 아니라 정익과 동익의 다른 상대위치에서의 비정상 거동을 계산할 수 있는 Transient Rotor/ Stator 기법을 사용하였다.

2.2.2. 수치해석법

본 연구에서는 비정상 및 압축성에 대한 3차원 Navier Stokes 방정식을 사용하여 수치해석을 진행하였다. 본 연구에서 사용된 지배 방정식인 질량 보존 방정식, 운동량 보존 방정식과 스칼라량 보존 방정식을 나타내면 다음 식 (1)에서 (3)과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) \quad (2)$$

$$= -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\mu_{eff}(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i})) + S_{u_i}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) \quad (3)$$

$$= \frac{\partial}{\partial x_j}(\Gamma_{eff}(\frac{\partial \phi}{\partial x_j})) + S_{\phi}$$

수송 방정식에서 대류항의 일반적인 이산화 기법으로 사용되는 Upwind Difference Scheme (UDS)에 수치적 재류 보정항을 둔 High Resolution Scheme을 사용하였으며, 그 식은 식 (4)와 같다.

$$\phi_{ip} = \phi_{up} + \beta \nabla \phi \cdot \Delta \vec{r} \quad (4)$$

ϕ_{up} 는 upwind에서의 값을 나타내며, $\nabla \phi$ 의 ϕ 구배이고, $\Delta \vec{r}$ 은 upwind node로부터 적분점을 연결하는 벡터이다. 난류모델의 경우 $k-w$ 모델에 기반한 SST모델은 난류 전단 응력의 수송을 고려함으로써, 역압력 구배 하에서 유동 박리의 시작과 크기를

정확히 예측할 수 있다. $k-w$ 모델에 기초한 SST난류 모델의 적절한 수송 거동은 와점성 공식에 의한 제한자(limiter)를 사용하여 얻을 수 있다. 식 (5)는 SST 모델에서 사용되는 제한자의 정의를 나타내고 있다.

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 w, SF_2)} \quad (5)$$

3. 결과 및 고찰

3.1. 회전 전압 손실 계수

동익 후류의 유동현상을 살펴보기 위해 회전 전압 계수를 사용하며 회전 전압⁽⁸⁾은 블레이드가 회전하는 영향을 제거하기 위해서 사용한다. 밀도가 일정하다고 가정하였을 때, 질량 평균된 전체 회전 전압 계수를 나타내게 된다. 회전 전압과 회전 전압 계수는 각각 식 (7)과 (8)에 나타나 있다. Fig. 5 질량 평균된 회전 전압 계수를 나타낸 그래프이다.

$$P_{t, Rot} = P + \frac{1}{2} \rho (W^2 - U^2) \quad (6)$$

$$C_{pt, Rot} = \frac{P_{t,1} - P_{t, Rot}}{0.5 \rho U_m^2} \quad (7)$$

Fig. 5는 네가지 케이스에 대한 질량 평균된 회전 전압 손실 계수의 비교를 보여준다. 필렛과 벌브1의 회전 전압 손실 계수는 동익 출구에서 각각 0.4%, 1.1%씩 증가하였고 벌브2의 회전 전압 계수는 1.1% 감소하였다.

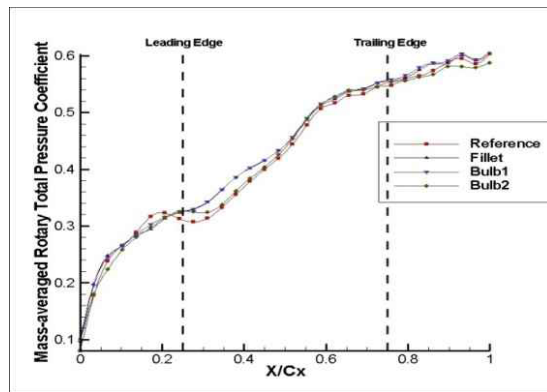
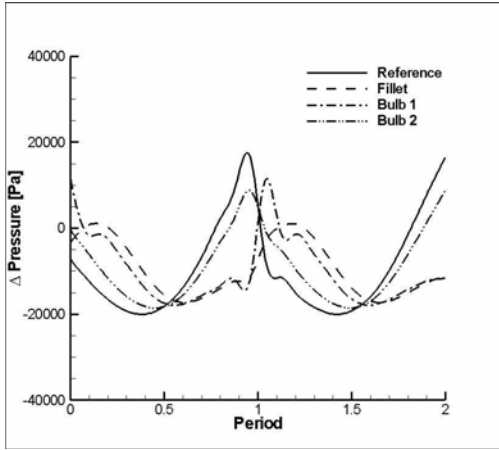
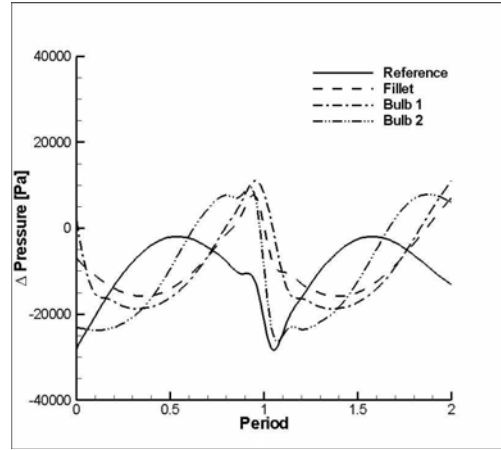


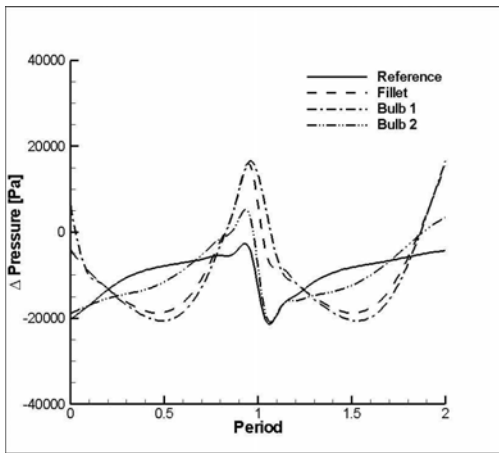
Fig. 5 Mass-averaged rotary total pressure coefficient



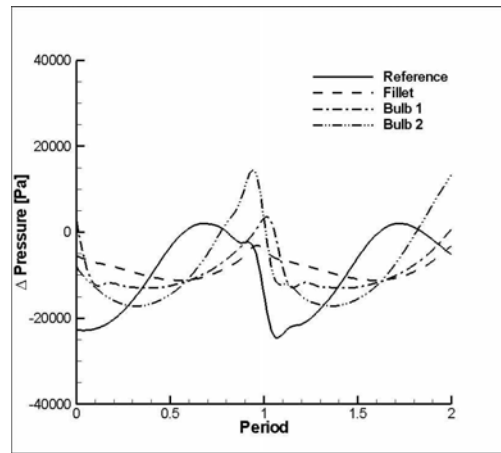
(a) $X/C_x = 0$ (Leading Edge)



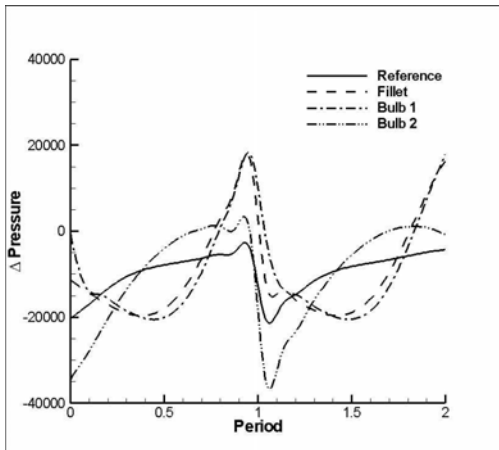
(a) $X/C_x = 0.79$



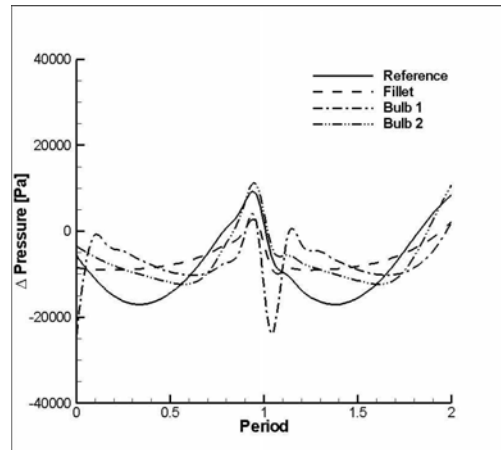
(b) $X/C_x = 0.09$



(b) $X/C_x = 0.97$



(c) $X/C_x = 0.4$



(c) $X/C_x = 0.1$ (Trailing edge)

Fig. 6 Pressure Fluctuation on suction side (span x 0.01)

Fig. 7 Pressure Fluctuation on suction side (span x 0.01)

3.2. 압력 요동 분포

정익의 후류는 동익의 선단부에 주기적으로 붙었다가 떨어지는 것을 반복하며 동익 유로내의 통로 와류에 영향을 미친다. 따라서 후류의 상호작용에 인한 동익 선단부의 압력분포의 차이로부터 주기적인 압력 요동이 나타나게 된다. 압력요동은 시간평균 된 블레이드의 표면 압력으로부터 특정 위치에서의 블레이드 표면 압력의 차로 나타낸다. Fig. 6에서 Fig. 7은 한 주기내 동익 흡입면에서의 압력 요동 변화의 크기를 나타내는 그래프이다. 진폭은 압력 요동이 클수록 크게 나타난다. 특히 Fig. 6 (a)와 같이 동익의 선단부에서는 압력 요동의 진폭이 크게 나타난다. 선단부에서는 다른 케이스들의 압력 요동치는 reference에 비해 낮게 나타났다. 선단부 변형이 선단부의 압력구배를 약화시켰기 때문이다. Fig. 6 (b)는 후류가 동익의 선단부를 지나면서 발생하는 압력 요동을 보여주고 있다. fillet과 bulb2가 reference에 비해 큰 압력 요동치를 가지게 되는 것을 관찰할 수 있다. 이에 비해 bulb2의 압력 요동치는 조금 증가하였다. 계속해서 Fig. 6 (c)의 흡입면 $X/Cx=0.4$ 에서의 fillet과 bulb1의 압력 요동치는 reference와 bulb2에 비해 극명하게 다른 양상을 나타내고 있다. fillet과 bulb1은 매우 큰 압력 요동치를 가지며 이 부분의 압력부하를 증가 시킨다. Fig. 7 (a)는 흡입면의 $X/Cx=0.79$ 에서 압력 요동치를 나타내고 있다. bulb2의 압력 요동치는 reference와 fillet 그리고 bulb1에 비해 높게 나타났다. Fig. 7 (b)는 흡입면의 $X/Cx=0.97$ 에서 압력 요동치를 나타내고 있다. bulb2가 가장 큰 압력 요동치를 갖는 가운데 fillet과 bulb1은 reference에 비해 낮은 압력 요동치를 갖는다. 이것은 선단부 변형을 통해 발생하는 말굽와류의 발생위치가 변화하면서, 이것이 통로와류에 영향을 미쳤기 때문이다. Fig. 7 (c)는 흡입면의 $X/Cx=1.0$ 에서 압력 요동치를 나타내고 있다. 이 부분은 출구단부를 의미하며, reference와 bulb2의 압력 요동치는 fillet과 bulb1에 비해 높은 진폭으로 보여진다. 이것은 통로와류가 빠져나감에 따라 통로와류가 블레이드 표면의 압력 요동에 영향을 주었기 때문이다.

4. 결론

선단부 변형의 영향이 공력특성에 미치는 영향에 대해 비정상 해석을 통해 검토하였으며, 다음과 같은

결론을 얻었다. 회전 전압 계수는 동익에서의 손실구조를 파악하기위해 사용하였으며 그 결과, fillet에서 회전 전압 손실이 0.4% 증가하였으며 bulb1의 회전 전압 손실 계수는 1.1% 증가하였다 그러나 bulb2의 회전 전압 계수는 1.1% 감소하였다. 따라서 bulb2에 의한 선단부 변형은 공력성능을 향상시켰다. 또한 선단부에서의 변형은 시간에 따라 변화하는 압력구배를 감소시켜 선단부의 압력부하를 줄이는 역할을 하였다. 비록 공력 성능이 향상되지 않은 fillet과 bulb1일 지라도 공력 특성이 우수한 bulb2와 함께 선단부의 압력 요동이 감소하는 결과를 나타내었다. 결론적으로 bulb2의 경우에는 공력 성능이 향상되었으며 선단부의 압력부하를 감소시키는 역할을 하였다.

참고문헌

- (1) M. W. Benner, S. A. Sjolander, S. H. Moustapha, 2006, "An Empirical Prediction Method for Secondary Losses in Turbines-Part I: A New Loss Breakdown Scheme and Penetration Depth Correlation," Journal of Turbomachinery, Vol. 128, pp. 273-280.
- (2) H. Sauer, R. Müller, and K. Vogeler, "Reduction of Secondary Flow Losses in Turbine Cascades by Leading Edge Modifications at the Endwall," Journal of Turbomachinery, April 2001, Volume 123, Issue 2, pp. 207-213.
- (3) S. Becz, 2003, "Leading edge modification on turbine cascade endwall loss," GT2003-38898.
- (4) G.I.Mahmood, 2007, "Experimental Investigation of Secondary Flow Structure in a Blade Passage With and Without Leading edge Fillets," ASME, March 2007, Vol. 129.
- (5) S. Han, 2006, "Influence of Blade Leading Edge Geometry on Turbine Endwall Heat(mass) Transfer," Transactions of the ASME Vol. 128, October 2006.
- (6) Denton J.D. 1990, "The Calculation of Three- Dimensional Viscous Flow Through Multistage Turbomachines," ASME 90-G-19.
- (7) Miller R.J. 2003, "Wake, shock and potential field interaction in a 1.5 stage Turbine-Part2," Journal of Turbomachinery, Vol: 125 Issue: 1pp. 33-39.
- (8) 백제현, 최민석, 오성환, 기덕중, 2006, "축류 압축 기에서의 선회실속에 관한 3 차원 수치해석," 대한기계학회 2006년도 춘계학술대회 강연 및 논문 초록집, 2006. 6, pp. 824~829.