

1 단 축류 터빈의 비정상 내부유동특성에 관한 2 차원 해석 (II)

박준영* · 엄인식* · 백제현†
(2001년 2월 21일 접수, 2001년 9월 20일 심사완료)

Two-Dimensional Analysis of Unsteady Flow Through One Stage of Axial Turbine (II)

Jun Young Park, In Sik Um and Je Hyun Baek

Key Words : One-Stage Turbine(1 단 터빈), Unsteadiness(비정상성), Wake Interaction(후류 상호작용), Potential Interaction(포텐셜 상호작용), Unsteady Pressure(비정상 압력), Unsteady Force(비정상 힘), Negative Jet Flow(역제트 유동)

Abstract

In this paper, the mechanism of unsteady potential interaction and wake interaction in one stage axial turbine is numerically investigated at design point in two-dimensional viewpoint. The numerical technique used is the upwind scheme of Van-Leer's Flux Vector Splitting (FVS) and Cubic spline interpolation is applied on zonal interface between stator and rotor. The inviscid analysis is used to embody the influence of potential interaction only and viscous analysis is used to embody the influences of both potential interaction and wake interaction at the same time. The potential-flow disturbance from the stator into a rotor passage and the periodic blockage effect of rotor produce the unsteady pressure on the blade surface in inviscid analysis. After the wake is cut by rotor, two counterrotating vortical patterns flanking the wake centerline in the passage are generated. So, these phenomena magnify the unsteady pressure in viscous analysis than that in inviscid analysis. The resulting unsteady forces on the rotor, generated by the combined interaction of the two effects by potential and wake interaction, are discussed.

———— 기호설명 ————	
p	: 압력
Δp	: 비정상 압력
F_x	: 축방향력
F_y	: 피치방향력
c_p	: 비정상 압력 계수
v_{rotor}	: 동익 회전속도
c_x	: 축방향 시위 길이
X	: 익형 표면에서의 축방향 길이

그리스문자

ρ : 밀도

1. 서론

축류 터보기계에서 정익과 동익의 비정상 상호작용은 블레이드 부하, 단 효율, 열전달, 스톨마진과 소음등을 포함하는 터보기계 성능의 여러 측면에 영향을 미치는 것으로 알려졌다. 그러나, 실제 축류 터빈에서의 상호작용에 관한 연구 결과는 매우 부족하다. 축류 터빈에서 정익과 동익 사이의 상호작용은 포텐셜 상호작용과 후류상호작용 두 가지로 크게 나누어진다. 초기 축류 터빈의 정익과 동익 사이의 간격은 매우 넓어서 대부분의 연구자들은 포텐셜 상호작용의 영향은 무시하고 후류 상호작용의 영향에 관하여 많은 연구를 수행하

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

었다. Meyer⁽¹⁾에 의해 초기연구가 수행되어졌으며 Meyer 는 얇은 익형 이론을 이용하여 움직이는 익형과 후류의 상호작용 및 하류 블레이드위에서의 후류의 이동에 관한 연구를 수행하였다. Lefcourt⁽²⁾는 Meyer 의 연구결과를 후류와 블레이드의 두께를 고려하도록 확장하였으나, 약한 부하가 작용하는 단일 익형에서의 유동과 고부하의 터보기계 내부에서의 실제 유동사이에는 많은 차이가 있다. Smith⁽³⁾는 블레이드의 회전이 후류조각의 씨그리짐을 일으킨다는 것을 밝혔다. Kerrebrock 과 Mikalajczak⁽⁴⁾는 압축기 정익 출구에서의 원주방향의 불균일한 전온도 분포는 Meyer 와 Smith 의 이론에 의하여 설명될 수 있음을 보였다. 이와 유사한 결론들이 Adachi 와 Murakami⁽⁵⁾ 그리고, Weyer 와 Dunker⁽⁶⁾에 의해 제시되었다. Hodoson⁽⁷⁻⁹⁾은 정익과 동익 사이의 간격이 60%로 포텐셜 상호작용이 거의 존재하지 않는 1 단 축류 터빈에서 정익에서 발생한 후류에 의한 동익내에서의 비정상 유동 특성에 관한 연구를 수행하였다.

그러나, 후류 상호작용만을 고려해서는 실제 터보기계내에서의 비정상 유동을 정확히 설명할 수 없다. 특히, 최근 들어 보다 효율적이고, 가볍고, 값싼 엔진 및 터보기계에 대한 욕망은 설계자들로 하여금 엔진에서의 보다 적은 단(단당 고부하), 각 단에서의 보다 적은 블레이드수(보다 큰 피치방향 부하), 익렬 사이 축간격의 감소 같은 조건들의 조합을 강요하였다. 따라서, 축간격의 감소에 따라 포텐셜 상호작용이 매우 중요하게 고려되어진다. 그러나, 실험에서 포텐셜 상호작용을 후류 상호작용으로부터 분리하여 그 영향을 파악하기는 매우 어려우므로, 수치해석기법이 많이 이용되어진다. Korakianitis^(10, 12)는 축간격과 익렬비의 변화에 따른 각 상호작용의 영향을 구체화하기 위하여 단일 익렬에서 포텐셜 상호작용, 후류 상호작용을 각각 모델링하여 수치해석을 수행하여 축간격의 감소와 익렬비의 변화에 따라 포텐셜 상호작용이 무시될 수 없음을 보였다. 그러나, 단일 익렬에서 수행된 수치해석의 결과는 상호작용에 관한 모델링의 정확성에 크게 의존하는 단점이 있다. 따라서, 실제 정익/동익 상호작용을 고려한 수치해석이 수행되어졌다. Rai 등^(13, 15)과 Arone 등^(16, 17)이 이에 관한 연구의 기초를 크게 확립하였다. 한편, 국내에서는 최창호와 유정열⁽¹⁸⁾은 UTRC(United Technology Research Center) 1 단 저속 터빈에서 저 레이놀즈수 난류모델을 이용하여 익렬비 1:1 에 대하여 수치해석을 수행하였다. 그러나, 지금까지 수행된 수치해석 연구의 대부분이 단일 익렬에서 각각의 상호작용을 모델링하여 계산을 수행하거나 저속 터빈에



Fig. 1 Grid system for blade row ratio 5:6

대한 수치해석을 통한 코드 검증에 제한되어있다.

저자들에게 의한 1 단 터빈내에서의 일련의 비정상 유동 특성에 관한 연구를 수행하는데 있어 이미 선행연구⁽¹⁹⁾에서 1 단 저속 터빈에서 실험결과와 수치해석 결과를 비교하여 코드의 정확성을 검증하였으며 또한, 축간격 및 익렬비가 1 단 저속 터빈내에서의 비정상 유동에 미치는 영향에 관한 연구를 수행하였다. 선행 연구에 이어 본 연구에서는 비정상 유동특성을 유발하는 포텐셜 상호작용과 후류 상호작용에 관하여 상세히 살펴보기 위하여 비정상 해석을 통한 포텐셜 상호작용과 점성 해석을 통한 포텐셜 상호작용과 후류 상호작용을 동시에 고려한 수치해석을 수행하여 고속으로 회전하는 1 단 터빈 내에서의 비정상 유동특성을 살펴본다.

2. 터빈

계산에 사용된 터빈은 국내 연구기관에 의해 설계된 것으로 정익의 개수가 35 개, 동익의 개수가 43 개이다. 회전수는 30,000rpm 이며 터빈의 축간격은 정익/동익 평균 코드길이의 30%로서 포텐셜 상호작용을 무시할 수 없는 경우이다. 정익 입구에서의 마하수는 0.3487 이며, 정익의 축방향 코드길이와 입구속도를 기준으로 한 레이놀즈 수는 70885 이다. 운전조건 및 성능은 Table 1 에 정익과 동익의 형상에 대한 사양은 Table 2 에 자세히 나타나 있다.

Table 1 Operating condition at design point

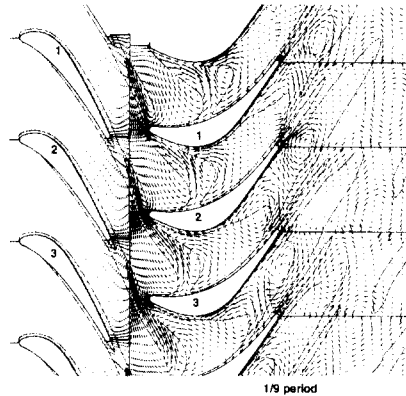
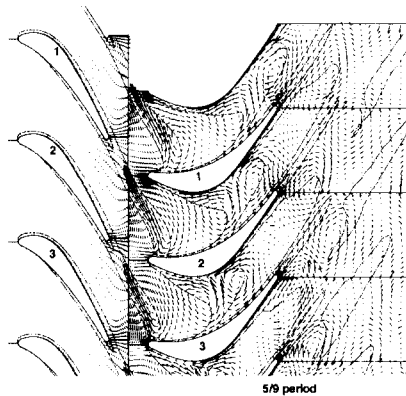
Contents	Specifications
Stages	1
RPM	30,000
Mass Flow	1.911 kg/sec
Inlet Temperature	1092.9 K
Inlet Total Pressure	27.636 psi
Exit Temperature	969.6 K
Efficiency	84%

Table 2 Basic Design Parameters at the Stator and Rotor

	Stator	Rotor
Blade Height(mm)	29.57	31.09
Chord(mm)	23.07	26.55
Pitch(mm)	18.92	15.40
No. of Blade	35	43
Tip Clearance	0	0.5
Tip Diameter(mm)	238.31	239.60
Inner Diameter(mm)	179.17	177.43
Aspect Ratio	1.28	1.17
Solidity	0.82	0.58

3. 수치해석

계산에 사용된 코드는 저자들⁽¹⁹⁾에 의한 기준연 구인 UTRC 1 단 터빈해석을 통하여 정확성이 검증된 코드를 사용하였다. 지배 방정식, 수치해석 기법, 난류모델은 UTRC 저속 1 단 터빈에서의 유동해석에 사용된 것과 동일하므로 기존 논문⁽¹⁹⁾을 참조하기 바라며 여기서는 자세히 언급하지 않는다. 수치해석은 50% 스펠 지점에서 이루어졌다. 계산에 사용된 터빈의 실제 익렬비가 35:43 이며, 이에 가장 근접한 정수비는 5:6 이므로 세부적인 유동특성은 익렬비 5:6 인 경우에 대하여 자세히 살펴보았으며 UTRC 1 단 터빈 해석에서와 같이 Rai⁽¹³⁻¹⁵⁾의 익형 재구성 방법을 이용하여 동일한 블록효과를 일정하게 하기 위하여 피치길이/코드 길이는 일정하게 유지한 채 익렬비의 변화를 이루었고 익렬비의 변화는 모두 정익의 크기는 고정하고 동익의 크기를 변화시켰다. 즉, 익렬비가 1:1 인 경우는 동익을 43/35 배 확대하였고, 2:3 인 경우는 동익을 43/52.5 배 축소하였으며 3:4 인 경우는 43/46.67 배 축소하였고 5:6 인 경우는 43/42 배 확대하였다. 격자계 생성은 각 통로에 대하여 타원형(elliptic)미분 방정식을 사용하여 벽에서의 수직 경계조건을 적용하기 용이하도록 격자가 벽에서의 수직조건을 만족하도록 하였다. Fig. 1 은 정익과 동익의 비가 5:6 일 때 해석에 사용된 격자계를

**Fig. 2** Unsteady velocity vector and entropy contour at 1/9 period**Fig. 3** Unsteady velocity vector and entropy contour at 5/9 period

보여준다. H-형 격자를 사용하였으며 정익 통로에 178×50 , 동익 통로에 158×50 의 격자수를 갖는다. 1:1, 2:3 및 3:4 의 비에서도 각 통로에서 동일한 격자수를 갖는다. 또한 비점성해석 및 점성해석에서 격자계의 영향을 배제하기 위하여 동일한 격자를 사용하였다.

4. 결과

축류 터빈내의 비정상 유동 특성을 해석하기 위해 블레이드 표면 비정상 압력 계수(c_p), 비정상 압력(Δp), 비정상 속도 벡터, 엔트로피, 정압 분포 그리고 블레이드에 작용하는 힘을 이용하였

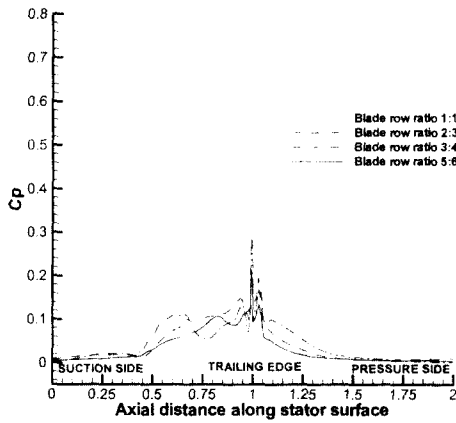


Fig. 4 Unsteady pressure coefficient in inviscid analysis at stator

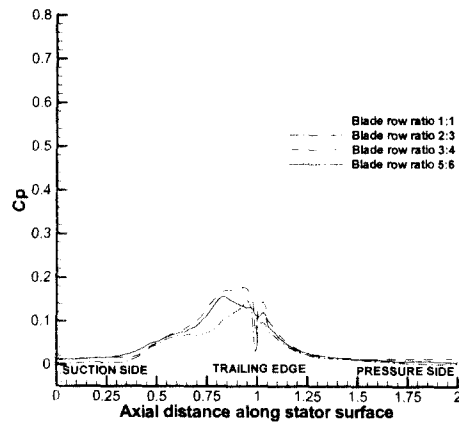


Fig. 6 Unsteady pressure coefficient in viscous analysis at stator

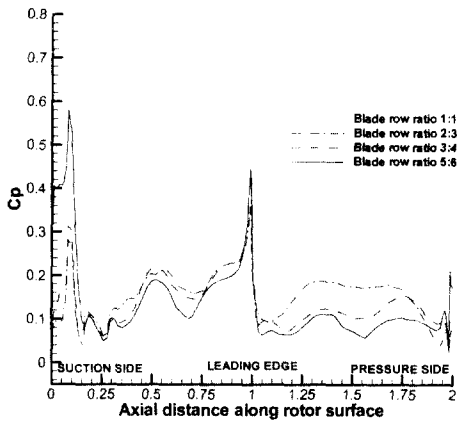


Fig. 5 Unsteady pressure coefficient in inviscid analysis at rotor

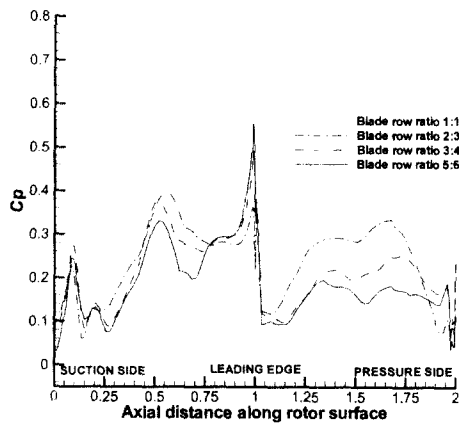


Fig. 7 Unsteady pressure magnitude in viscous analysis at rotor

다. 블레이드 표면 비정상 압력 계수 및 비정상 압력은 포텐셜 상호작용을 설명하는데 유용하며 비정상 속도벡터와 엔트로피 등분포도는 정익에서 발생한 후류와 동익의 상호작용을 설명하는데 매우 유용하다. 또한 이러한 각각의 상호작용에 의해 발생하는 비정상 유동이 동익 부하에 미치는 영향을 살펴해보므로써 1 단 고속 축류 터빈내에서의 비정상 유동특성을 고찰하였다.

4.1 비정상 속도 벡터 및 엔트로피 분포

비정상 속도벡터는 각 시각에서의 속도벡터에서 동익이 정익 5 피치를 움직이는 동안의 속도벡터의 평균값을 뺀 값으로 정의되어지며 동익이 정익 한 피치를 움직이는데 소요되는 시간을 한 주기로 설정하였다. Figure 2 와 3 은 등 엔트로피

분포와 비정상 속도 벡터 분포를 같이 보여준다. Hodson⁽⁷⁻⁹⁾과 Korakianitis⁽¹⁰⁻¹²⁾의 단일 익렬에서의 실험과 계산결과에서처럼 큰 손실을 가지는 유체가 동익의 흡입면으로 이동하는 한편, 작은 손실을 가지는 유체가, 흡입면으로 이동한 유체의 자리를 내치하기 위하여 압력면으로 움직이는 역 제트유동(negative jet flow)으로의 유동형태를 볼 수 있다. 또한, 정익에서 발생한 후류는 동익과의 상호작용에 의해 각각의 조각으로 나누어져 동익의 통로를 통해 움직이게 되며, 후류와 동익의 상호작용하는 모습은 Fig. 2 의 1 번 동익 앞전에서 잘 보여진다. 이러한 상호작용에 의하여 정익에서 발생한 후류가 회전하는 동익에 의해 나누어져 동익의 통로를 따라 전파되기 시작하여 후류에서

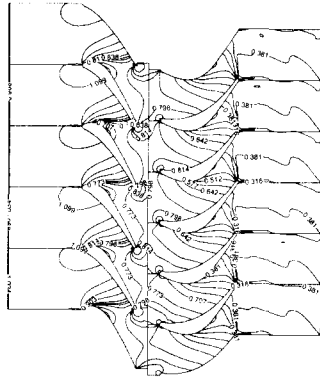


Fig. 8 Static pressure contour in inviscid analysis at 1/9 period

발달된 유동이 후류 중심선의 하류에서 시계 방향으로 회전하고, 상류에서 반 시계방향으로 회전하는 비정상 유동 형태로 나타난다. 후류가 회전하는 동익에 의하여 각각의 조각으로 잘려지면 각 통로내에서 각각 움직이게 되어 정익의 후류가 동익에 의하여 잘려진 후류의 양쪽 끝은 동익의 흡입면과 압력면에서 각각의 속도로 움직이게 된다. 따라서, 흡입면에서의 속도가 압력면에서의 속도에 비하여 크기 때문에 압력면에 부착된 부분은 흡입면에 부착된 부분보다 느리게 하류로 이동한다.

따라서, Fig. 2와 3의 동익 통로의 후류에서 보여지듯이 이러한 현상에 의하여 압력면에서의 후류 두께는 얇아지고 흡입면에서의 후류 두께는 두꺼워진다. 동익의 뒷전 부근에서는 정익에서 발생하여 동익을 통과하는 후류가 동익에서 발생하는 후류와 동시에 공존함으로써 복잡한 유동형태를 보여준다. 이상과 같은 결과는 정익과 동익 사이의 축간격이 매우 큰 1 단 터빈에서의 Hodson의 실험결과와 Korakianitis 후류의 모델링을 통한 단일 익렬에서의 수치해석 결과와 매우 유사하다.

그러나, Fig. 2와 3의 등 엔트로피 분포형태에서 보여지듯이 동익과 정익의 포텐셜 상호작용의 영향으로 정익에서 발생하는 후류의 분포형태가 조금씩 다르다. 그러므로, 후류의 속도분포를 모델링하여 단일 익렬에서의 정익/동익 상호작용을 고려한 지금까지의 수치해석 방법은 정익과 동익의 포텐셜 상호작용에 의한 후류형태의 시간에 따른 변화를 고려해야 보다 정확한 결과를 얻을 수 있다.

4.2 비정상 압력

Figure 4에서 7은 비정상 압력 계수인 c_p 를

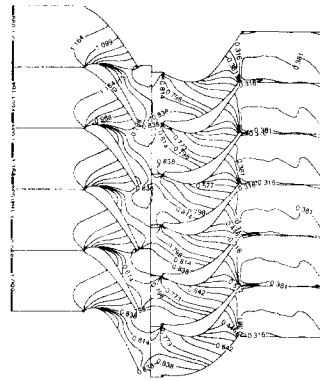


Fig. 9 Static pressure contour in viscous analysis at 1/9 period

보여주며 이때, 압력의 비정상 크기를 보여주는 c_p 는 다음과 같이 정의되어진다.

$$c_p = \frac{p_{max} - p_{min}}{\frac{1}{2} \rho_{inlet} v_{rotor}^2}$$

p_{max} 와 p_{min} 은 주어진 한 점에서 동익이 익렬비 1:1에서 정익 1 피치, 2:3은 정익 2 피치, 3:4는 정익 3 피치, 5:6은 정익 5 피치를 움직이는 동안의 최대, 최소 압력, ρ_{inlet} 은 정익 입구에서의 평균 밀도 그리고, v_{rotor} 는 동익의 회전 속도를 의미한다. 고속 터빈에서 익렬비가 유동의 비정상 특성에 미치는 영향을 살펴보기 위하여 익렬비를 변화시켜가면서 c_p 의 크기 변화를 살펴보았다.

그림에서 보여지듯이 UTRC 저속 1 단 터빈에서와 같이 정익 입구에서의 유입류를 균일 유동으로 가정하여 정익의 앞전 부근에서는 시간에 따른 압력의 변화가 거의 없으며, 정익의 뒷전으로 갈수록 비정상성이 커진다. 또한, 정익에 비하여 동익에서 c_p 가 크다.

c_p 의 크기는 점성해석시 동익에서 가장 크며 이것은 점성해석에서 후류 상호작용의 영향과 포텐셜 상호작용의 영향이 동시에 고려되어지며, 이때 포텐셜 상호작용이 양방향으로 작용하는 반면, 후류 상호작용은 유동방향으로 작용하므로, 후류 상호작용의 영향으로 인하여 동익에서의 비정상성이 커지며 비점성 해석에서는 점성의 영향에 의한 후류 상호작용이 고려되지 않기 때문이다. 또한, 익렬비가 실제에 가깝게 변함에 따라 비정상성의 형태는 하나의 분포로 수렴된 형태를 보여준다.

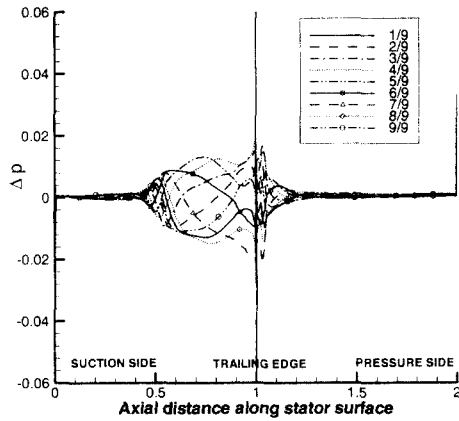


Fig. 10 Unsteady pressure in inviscid analysis at stator

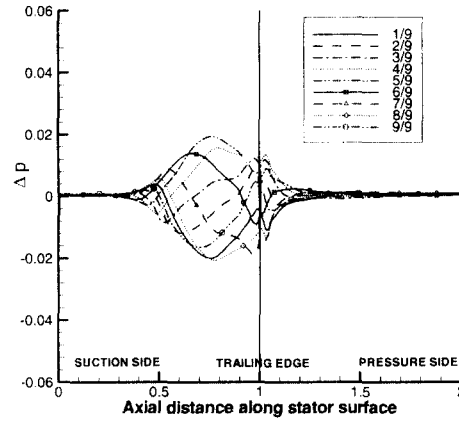


Fig. 12 Unsteady pressure in viscous analysis at stator

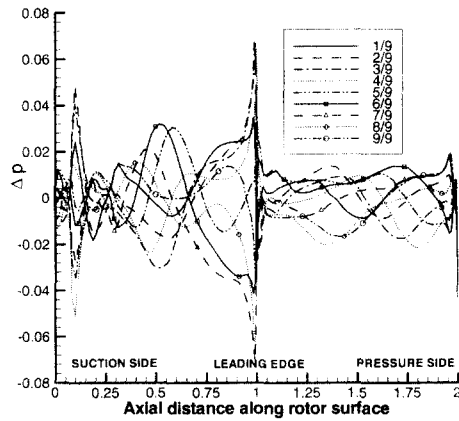


Fig. 11 Unsteady pressure in inviscid analysis at rotor

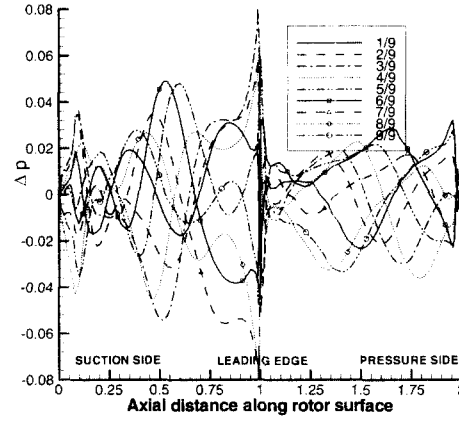


Fig. 13 Unsteady pressure in viscous analysis at rotor

그러나, 익렬비 1:1 에서의 c_p 의 분포는 다른 익렬비, 특히 5:6 에 비하여 많이 다르다. 따라서 1:1 로 단순화된 익렬비에서 정확한 비정상 유동을 해석하기는 어렵다. Figure 8 과 9 는 비점성해석과 점성해석에 있어 익렬비 5:6 에서 1/9 주기에서의 정압 분포를 보여주며, 그림에서 보여지듯이 정익 출구 단면의 동일한 축방향 위치에서 흡입면에 비해 압력면에서의 정압이 크다. 이와 같이 흡입면에 비하여 압력면의 정압이 크기 때문에 동익에 의하여 정익의 통로 내부로 전파되는 주기적인 압력파는 낮은 압력이 지배하는 흡입면에서 보다 상류로 많이 전파되어지므로 압력의 비정상 특성이 나타나는 위치가 Fig. 4 와 6 에서 나타나듯이 흡입면쪽에서 압력면에 비하여 앞전 가까이에 위치한다. 또한, 두 그림에서 정익 출구 단면에서의 정압분포는 Korakianitis⁽¹⁰⁻¹²⁾에 의한 단일 익렬에서

포텐셜 상호작용의 효과를 모델링 하기위해 사용한 입구경계에서의 삼각함수 형태의 압력분포가 타당함을 확인할 수 있다. 그러나, 실제 1 단 터빈의 정익 출구 단면에서의 압력분포는 완전한 삼각함수 분포형태를 띄는 것이 아니라 동익에 의해 정익으로 전파되는 압력파의 영향으로 크기와 분포형태가 조금씩 차이가 있다. 그러므로 단일익렬에서 포텐셜 상호작용에 의한 정익/동익 상호작용을 보다 정확히 해석하기 위해서는 하류에서 상류로 전파되는 압력파에 대한 고려가 필요하다. Figure 10 에서 13 은 익렬비 5:6 에서 한 주기 동안 블레이드 표면에서의 비정상 압력의 변화를 보여준다. Fig. 2 의 1 번 정익과 2 번 동익에서의 비정상 압력으로 이때 비정상 압력 Δp 는 각 시각 정압에서 동익이 정익 5 피치 길이를 움직이는 동안의 평균압력을 뺀 값으로 정의 되어진다. c_p 의

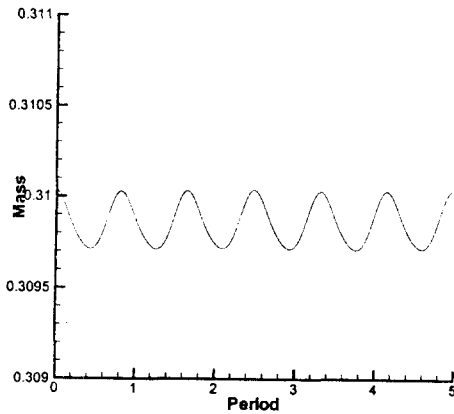


Fig. 14 Mass flow rate at the 1st stator inlet in inviscid analysis

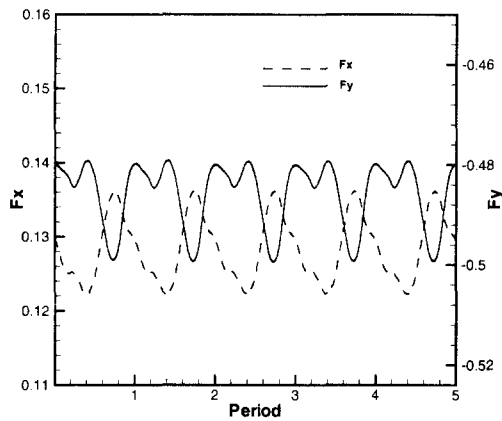


Fig. 15 Force on the rotor in inviscid analysis

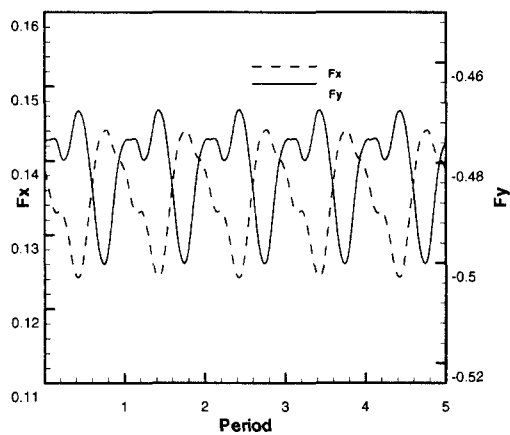


Fig. 16 Force on the rotor in viscous analysis

분포에서 확인한 바와 같이 Fig. 10 과 12 의 정익에서의 Δp 의 분포에서도 뒷전부근을 제외하고 압력면에서 압력의 변화는 거의 없으며 대부분의 변화는 흡입면의 $X/c_x > 0.4$ 인 지점에서 발생한다. 정익에서 Δp 의 최소값이 나타나는 9/9, 1/9, 8/9 주기는 Fig. 2 에서 보여지듯이 1 번 정익 뒷전과 동익 앞전이 거의 나란히 있는 경우로 정익 흡입면에 작용하는 Δp 의 부호는 - 값을 가지고, Δp 의 최대값이 나타나는 4/9, 5/9 주기는 Fig. 13 에서 1 번 동익 앞전이 1 번과 2 번 정익 뒷전 사이에 위치할 때 이며 Δp 는 + 부호를 가진다. 비점성 해석에 있어 이와 같은 동익의 위치에 따른 정익에서의 Δp 부호의 주기적인 변화는 정익의 통로를 통과한 유동이 동익 통로로 유입될 때 동익의 주기적인 블록 역할에 기인한다. 즉, 1 번 정익 뒷전과 1 번 동익 앞전이 나란히 배열되어있는 경우는 정익 통로를 통과한 유체에 대하여 동익이 통로 역할을 하여 정익 통로를 통과한 유체가 가속되어 Fig. 14 에 보여지듯이 정익 입구에서 유량이 증가하며 정익 뒷전 부근에서의 압력은 감소한다. 따라서, 이때 정익 뒷전부근에서의 Δp 의 부호는 - 를 띄게 된다. 이때 Fig. 14 는 익렬비 5:6, 비점성 해석에서 동익이 정익 5 피치를 움직이는 동안의 첫번째 정익 통로 입구에서의 유량의 변화를 보여준다. 반면에 동익이 정익 뒷전 사이에 있는 경우는 core 유동내에 익형이 존재하여 유동의 흐름을 방해하므로 Fig. 14 에서 보여지듯이 정익 입구에서의 유량은 감소하며 정익 뒷전 부근에서의 압력은 증가하여 Δp 의 부호는 + 를 띄게 된다. 점성해석에서 정익의 Δp 분포형태는 비점성해석 결과와 거의 동일하나 크기가 증가한다. 이것은 Fig. 2 에서 보여지듯이 1 번 정익 뒷전에서 발생한 후류가 동익에 의하여 잘려지기 시작할 때 후류 중심선을 기준으로 하류에서는 시계방향으로 회전하는 와류가, 상류에서는 반시계 방향으로 회전하는 와류가 형성되기 시작한다. 따라서, 상류에서의 반시계 방향으로 회전하는 와류의 존재는 주속도를 증가시키는 역할을 하며 동시에 압력을 감소시킨다. 따라서, 이러한 후류와 동익의 상호작용 영향에 의하여 정익 뒷전 부근에서 비점성해석시에 비하여 점성해석시에 비정상 압력의 크기는 더욱 증가한다.

Figure 11 과 13 은 동익에서의 Δp 의 분포를 보여준다. 정익에서와는 달리 동익에서는 점성해석과 비점성 해석에 관계없이 압력의 변화는 동익의 모든 통로 내에서 발생한다. 그리고, 동익에서의 Δp 의 분포는 정익에서와 같이 점성해석과 비점

성 해석에 있어 크기에 차이가 있으나, 그 분포 형태는 거의 동일하며, Fig. 5 와 7 에서 유추할 수 있듯이 Δp 크기는 압력면에 비하여 흡입면에서 크다. 즉 Fig. 8 에서 보여지듯이 비점성 해석에 있어 정익 출구 단면에서 압력은 삼각함수 형태로 분포하고 있으며 Δp 의 부호변화는 Fig. 8 의 압력 분포를 이용하여 설명할 수 있다. 즉, 정익 뒷전과 동익 뒷전이 나란히 있는 경우에는 정익 뒷전의 높은 압력의 영향이 동익 앞전 부근에 나타나며, Δp 의 부호는 + 이며 동익이 정익 뒷전 사이에 존재할 때 Δp 의 부호는 - 이다. 또한, 비점성 해석에 비해 점성해석에 있어 Δp 의 분포 형태는 비슷하나 크기가 증가하는 것은 동익에 의해 잘려진 후류 조각들의 동익 통로내에서의 전파에 기인한다. 즉, 후류가 동익의 비정상 압력 부호에 미치는 영향은 Fig. 2 와 3 의 2 번 동익 앞전 부근 흡입면에서 Δp 의 부호변화를 통하여 잘 확인할 수 있다. Figure 13 에서 동익 앞전 부근 흡입면에서 Δp 의 부호가 + 인 주기는 1/9, 2/9, 3/9 과 4/9 주기이며 6/9, 7/9, 8/9 주기는 - 이며 나머지는 뚜렷한 부호를 가지지 않는다. Figure 2 와 3 을 기준으로 Δp 가 + 부호를 나타낼 때는 동익이 후류를 자르거나 후류 조각의 중심선이 동익 앞전 부근 흡입면에 존재하는 경우이며, - 부호를 띠 때는 후류 중심선이 앞전 부근을 지난 후이다. 그러므로 후류 중심선이 동익 앞전 부근 흡입면에 있을 때는 후류에 의한 역 제트 유의 영향으로 동익 흡입면에 큰 비정상 압력이 작용하여 Δp 의 부호는 + 를 띄게 되며, 흡입면을 통과한 경우에는 다음 유입되는 후류 조각의 하류에 생성된 반 시계방향 와류의 영향으로 Δp 의 부호는 - 를 띄게 된다. 비점성 해석과 점성 해석에서 Δp 의 분포가 거의 동일한 것은 정익에서의 압력장이 동익에 영향을 미쳐 동익에서 Δp 의 최대값과 최소값이 나타나는 주기와 정익에서 발생한 후류가 동익에 의해 잘려져 동익 통로내에서의 전파에 의해 발생하는 Δp 의 최대값과 최소값 발생 주기가 거의 일치하기 때문으로 판단된다. 또한, 정익에서와는 달리 동익에서 Δp 의 값이 +와 - 의 값이 동시에 나타나는 것은 Korakianitis⁽¹⁰⁻¹²⁾의 터빈 동익 단일 익렬내에서의 유동해석을 통해 밝혀졌듯이 동익의 고속회전에 의하여 통로내에서 하류로 전파되어지는 포텐셜 유동장과 후류조각이 완전히 동익 통로를 통과하기 전에 새로운 후류조각과 포텐셜 유동장이 동익통로에 유입되기 때문이다.

4.3 비정상 힘

Figure 15 와 16 은 비점성 해석과 점성해석시 동

익의 움직임에 따라 압력에 의해 Fig. 2 와 3 의 2 번 동익에 작용하는 축방향, 피치방향 힘을 보여준다. 각각의 힘은 다음과 같이 정의되어진다.

$$F_x = \int pdy / (2\rho_{inlet} v_{rotor}^2)$$

$$F_y = \int p dx / (2\rho_{inlet} v_{rotor}^2)$$

점성 해석과 비점성 해석 모두 축방향력(F_x)에 비해 피치방향력(F_y)에서의 최대값과 최소값의 차이가 크며, 비점성 해석에 비해 점성 해석에서 최대값과 최소값의 차이가 크다. 동익에 작용하는 축방향력과 피치방향력의 변동량은 동익에서의 압력의 비정상성이 크다는 것을 의미하며 이것은 앞서의 c_p 와 Δp 의 분포와의 비교를 통하여 확인할 수 있다.

비점성 해석과 점성 해석에 있어 축방향력의 최소값은 거의 동일하나 최대값은 점성해석에 있어 크다. 이것은 비점성 해석에서는 후류의 영향이 고려되지 않는 반면 점성 해석에 있어서는 후류의 영향에 의한 블레이드에서의 압력의 변화가 고려되어지기 때문이다. 즉, Fig. 13 의 Δp 의 분포에서 보듯이 비점성 해석에 비하여 점성해석에서의 Δp 의 값이 압력면에서는 거의 두배 증가하나 흡입면에서는 그렇지 않다. 각 해석에서 한 주기 내에서 힘의 변화가 일어나는 이유는 다음과 같다. 비점성 해석에서는 포텐셜 상호작용에 의하여 정익과 정익과 동익의 압력장에 교란이 발생하여 이것이 힘의 비정상성을 유발하며 점성 해석에서는 Fig. 2 와 3 의 비정상 속도벡터 분포와 등 엔트로피 분포에서 알 수 있듯이 역 방향 제트류로 작용하는 후류에서의 압력면에 순간적인 최소 압력이 발생하고 흡입면에 최대 압력이 발생함에 따라 이러한 후류의 영향과 포텐셜 상호작용에 의한 압력장의 교란으로 발생한다.

5. 결론

본 연구에서는 1 단 고속 축류 터빈에서의 포텐셜 상호작용과 후류상호작용에 의해 발생하는 비정상 유동특성에 관하여 2 차원 압축성 비점성, 점성 수치해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 축간격이 30%인 경우 후류상호작용에 비하여 포텐셜 상호작용은 무시할 수 없으며, 익렬비의 변화에 따라 c_p 의 크기는 변하며, 실제 익렬비에 가까이 갈수록 하나의 수렴된 분포 형태를 보여준다.

(2) 1 단 고속 축류 터빈내에서의 비정상 유동 특성들에 관한 수치해석 결과(정익 출구 단면에서의 정압 분포, 동익내에서의 후류의 진과 형태등)는 단일 익렬에서의 후류 모델링과 포텐셜 상호작용에 관한 모델링을 통한 해석 결과와 매우 유사하다. 그러나 이러한 단일 익렬내에서의 계산이 보다 정확해지기 위해서는 하류 익렬에서 상류 익렬로 전파되는 압력장의 교란이 모델링에 고려되어야 한다. 또한, 이러한 교란이 정익 뒷전에서 발생하는 후류의 분포형태와 압력장 모두에 영향을 미친다.

(3) 블레이드의 비정상 힘을 유발하는 비정상 압력의 크기는 정익과 동익이 나란히 있는 경우에 정익 뒷전에는 낮은 비정상 압력이, 동익 앞전에는 높은 비정상 압력이 발생한다. 동익이 정익 뒷전 사이에 존재하는 경우에는 정익 뒷전에는 높은 비정상 압력이 동익 앞전에는 낮은 비정상 압력이 발생한다. 또한 유동의 비정상성이 커질수록 블레이드에 큰 비정상 힘이 발생한다.

참고문헌

- (1) Meyer, R. X. 1958, "The Effect of Wakes on the Transient Pressure and Velocity Distributions in Turbomachines," pp. 1544~1552.
- (2) Lefcort, M. D., 1965, "An Investigation into Unsteady Blade Forces in Turbomachines," *Journal of Engineering for Power*, pp. 345~354.
- (3) Smith, L. H., 1966, "Wake Dispersion in Turbomachines," *Journal of Basic Engineering*, pp. 689~690.
- (4) Kerrebrock, J. L., Mikolajczak, A. A., 1970, "Intra-Stator Transport of Rotor Wakes and Its Effect on Compressor Performance," *Journal of Engineering for Power*, pp.359~368.
- (5) Adachi, T., Murakami, Y., 1979, "Three-Dimensional Velocity Distribution Between Stator Blade and Unsteady Force on a Blade due to Passing Wakes," *JSME*, Vol. 22, No. 170, pp. 1074~1082.
- (6) Weyer, J. H., and Dunker, R., "Flow Measurements in Stator Rows Behind a Transonic Axial Compressor," *AGARD-CP-35*, Copenhagen, June, 1983.
- (7) Hodson, H.P., 1984, "Boundary Layer and Loss Measurements on the Rotor of an Axial-Flow Turbine," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 106, pp. 391~399.
- (8) Hodson, H.P., 1985, "Measurements of Wake-Generated Unsteadiness in the Rotor Passage of Axial Flow Turbines," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, pp. 467~476.
- (9) Hodson, H.P., 1985, "An Inviscid Blade-to-Blade Prediction of a Wake-Generated Unsteady Flow," *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 107, pp. 337~344.
- (10) Korakianitis, T. , 1992, "On the Prediction of Unsteady Forces on Gas Turbine Blades. Part 1: Description of Approach," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 114, pp.114~122.
- (11) Korakianitis, T. , 1992, "On the Prediction of Unsteady Forces on Gas Turbine Blades. Part 2: Analysis of the Results," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 114, pp.123~131.
- (12) Korakianitis, T. , 1993, "On the Propagation of Viscous Wakes and Potential Flow in Axial-Turbine Cascades," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 115, pp.118~127.
- (13) Rai, M. M., 1987, "Navier-Stokes Simulations of Rotor/Stator Interaction Using Patched and Overlaid Grids," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 3, No. 5, pp. 387~396.
- (14) Madavan, N. K., Rai, M. M. and Gavali, S., 1993, "Multipassage Three-Dimensional Navier-Stokes Simulation of Turbine Rotor-Stator Interaction," *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 9, No. 3, pp. 389~396.
- (15) Rai, M. M., Madavan, N. K., 1990, "Multi-Airfoil Navier-Stokes Simulations of Turbines Rotor-Stator Interaction," *Journal of Turbomachinery*, Vol. 112, pp.377~384.
- (16) Arnone, A., Pacciani, R., and Sestini, A., 1995, "Multigrid Computations of Unsteady Rotor-Stator Interaction Using the Navier-Stokes Equation," *Journal of Fluids Engineering*, 1995, Vol. 117, pp. 647~652.
- (17) Arnone, A., Pacciani, R., 1996, "Rotor-Stator Interaction Analysis Using the Navier-Stokes Equations and a Multigrid Method," *Journal of Turbomachinery*, 1996, Vol. 118, pp. 679~689.
- (18) 최창호, 유정열, 1999, "저 레이놀즈수 난류모델을 사용한 정익-동익 상호작용 해석," 대한기계학회논문집 B 권 제 23 권 제 10 호, pp. 1229~1239.
- (19) 박준영, 엄인식, 백제현, 1999, "1 단 축류 터빈의 비정상 내부 유동특성에 관한 2 차원 해석 (I)," 대한기계학회논문집 B 권 제 23 권 제 11 호, pp. 1371~1378.