

1.5단 축류터빈에서의 Clocking 효과에 관한 수치적 연구

박종일,¹ 최민석,² 백제현^{*3}

NUMERICAL STUDY ON THE CLOCKING EFFECT IN A 1.5 STAGE AXIAL TURBINE

Jong Il Park,¹ Minsuk Choi² and Je Hyun Baek^{*3}

Clocking effects of a stator on the performance and internal flow in an UTRC 1.5 stage axial turbine are investigated using a three-dimensional unsteady flow simulation. Six relative positions of two rows of stator are investigated by positioning the second stator being clocked in a step of 1/6 pitch. The relative efficiency benefit of about 1% is obtained depending on the clocking positions. However, internal flows have some different characteristics from that in the previous study at the best and worst efficiency positions, since the first stator wake is mixed out with the rotor wake before arriving at the leading edge of the second stator. Instead of the first stator wake, it is found that the wake interaction of the first stator and rotor has a important role on a relative efficiency variation at each clocking position. The time-averaged local efficiency along the span at the maximum efficiency is more uniform than that at the minimum efficiency. That is, the spanwise efficiency distribution at the minimum efficiency has larger values in mid-span but smaller values near the hub and casing in comparison to those at the maximum efficiency. Moreover, the difference between maximum and minimum instantaneous efficiencies during one period is found to be smaller at the maximum efficiency than at the minimum efficiency.

Key Words : 클로킹(Clocking), 축류터빈(Axial Turbine), 인덱싱(Indexing)

1. 서 론

최근의 터보 기계는 고효율, 경량화 그리고 소형화를 위해 블레이드의 개수가 작아지고 정익과 동익의 간격이 좁게 설계되고 있다. 이러한 설계 기준의 변화로 다단 터보 기계에서는 동익과 정익의 상호작용에 대한 연구가 더욱 중요해지고 있다. 이러한 연구의 일환으로, 터보 기계에서 동익간 혹은 정익간 익렬의 상대적인 위치를 조정하여 효율을 높이기 위한 방법이 시도되고 있는데 이를 Clocking 혹은 Indexing 기법이라고 한다. Clocking 기법은 기존에 사용 중인 터보 기계를 교체하거나 큰 변형 없이 최대 1%의 효율을 부가적으로 얻을 수 있기 때문에 이 분야에 대한 연구가 활발하게 진행

되고 있다.

Walker[1]가 70년대 실험을 통해서 적절한 정익의 상대적인 위치가 터보 기계에서 소음을 상당히 감소시킬 수 있음을 보인 이후로, Clocking이 블레이드에 작용하는 비정상 부하를 감소시키고[2,3], 터보 기계의 효율을 증가시킬 수 있음을 입증하는 많은 연구 결과가 발표되었다[4-14]. 더욱이 최근에는 수치해석을 통해서 최대 및 최소 효율에서의 유동현상을 세밀하게 관찰할 수 있게 되면서 Clocking에 대한 물리적인 이해가 가능하게 되었다. 지금까지의 연구 결과에 의하면, Clocking은 아래와 같이 세 가지의 물리적 특성을 가지고 있다. 첫째, 정익(동익)의 후류가 다음 단에서의 정익(동익)의 선단(leading edge)에 부딪치는 경우에 효율이 가장 높고, 후류가 정익(동익) 사이로 지나갈 경우에 효율이 가장 낮다[8-14]. 둘째, Clocking 기법을 동익 사이에 적용한 경우가 정익 사이에 적용한 경우보다 더 큰 효율 증대를 얻을 수 있다[10,12]. 셋째, 3차원 익렬의 경우에는 평균 반경에서의 익렬간 상호작용이 효율에 가장 큰 영향을 미친다[14].

그러나 UTRC(United Technologies Research Center) 1.5단 터

접수일: 2005년 10월 25일, 심사완료일: 2006년 11월 27일.

1 정회원, 현대중공업 산업기술연구소

2 정회원, 포항공과대학교 기계공학과 대학원

3 정회원, 포항공과대학교 기계공학과

* Corresponding author, E-mail: jhbaek@postech.ac.kr

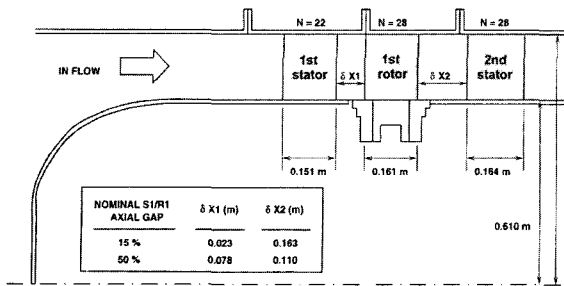


Fig. 1 Schematic diagram in UTRC 1.5 stage axial turbine

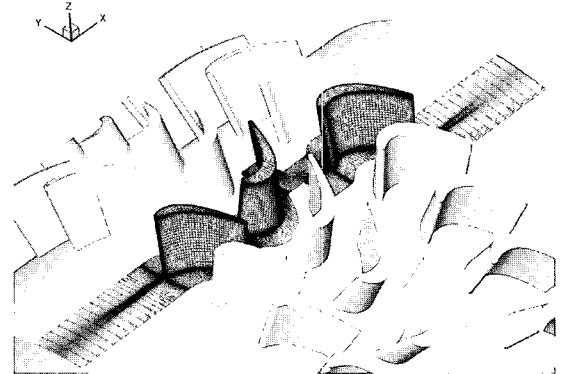


Fig. 2 Computational grid for UTRC 1.5stage turbine

빈의 경우에는 종횡비(aspect ratio)가 기준에 연구된 터보 기계에 비해서 작기 때문에 허브와 케이싱에 의한 영향이 크고 내부 유동의 3차원 특성이 강하다. 또한, 본 연구에서 계산된 유량 조건에서는 첫째 정익의 후류가 둘째 정익에 도달하기 전에 동익 후류와 섞이기 때문에 최대 및 최소 효율에서 유동 특성이 기준 연구들과는 다르다. 따라서 본 연구에서는 Clocking에 대한 수치적 연구를 통해서 위와 같은 상황에서 최대 및 최소 효율에서 발생하는 유동특성의 차이를 살펴보고자 한다.

2. 계산형상

2.1 대상 터빈

Clocking에 의한 효율 및 내부 유동장 변화를 분석하기 위해 사용된 터빈은 Dring 등[15-17]에 의해 UTRC LSRR(Large Scale Rotating Rig)에서 연구가 수행된 저속 1.5단 터빈이다. LSRR은 축류 터보 기계의 내부 유동을 실험하기 위해서 설계된 회전 속도 조절이 가능한 대형 풍동 장치이며, Dring 등[15-17]은 1.5단 터빈을 Fig. 1과 같이 설치하여 실험을 수행하였다. 이 터빈은 케이싱 반경이 0.762m이고 허브 반경은 0.610m이다. 터빈 익렬의 개수는 1단 정익 22개, 1단 동익 28

개, 2단 정익 28개로 구성되어 있으며 각 익렬에 대한 주요 사항은 Table 1에 나타내었다.

2.2 형상 및 격자

UTRC 저속 터빈은 Dring 등[17]의 자료를 이용하여 3차원 형상으로 재구성하였다. 실제 이 터빈에서 정익과 동익의 실제 비는 22:28:28이지만 모든 통로에서 비정상 유동해석을 수행하기는 쉽지 않다. 그러므로 본 연구에서는 Rai[18]에 의해서 제안된 익형 재구성 방법을 이용해 1단 정익을 22/28로 축소하여 익렬비 1:1:1에 대하여 계산을 수행하였다. 이 때, 정익의 막힘 효과를 일정하게 유지하기 위하여 스펠 길이는 고정하고 솔리디티(solidity)를 유지하도록 축소하였다. 재구성된 터빈 형상에 ICFM-CFD를 이용하여 H-형태의 격자를 생성하고 Fig. 2에 나타내었다. 동익과 정익의 격자수는 각각 약 39만개 정도로 하였으며, 1단 동익의 경우 팁 간극에도 격자를 처리하여 익단 누설 유동을 잘 모사할 수 있도록 하였다. 유동해석에 사용된 격자의 자세한 특징은 Table 2에 나타내었다.

Table 1 Geometry parameters of each blade row

Parameter	1 st stator	1 st rotor	2 nd stator
Number	22	28	28
C_r (m)	0.1506	0.1610	0.1638
Solidity	1.30	0.96	0.96
Span(m)	0.1524	0.1524	0.1524
Aspect ratio	1.01	0.95	0.93
Inlet flow angle(deg)	0.0	50.0	-39.2
Exit flow angle(deg)	67.5	-64.5	65.0
Tip Clearance	-	1%	-
Rotating speed(rpm)	0	410	0
Re	5.9×10^5	5.5×10^5	5.2×10^5

3. 수치해석 기법

3.1 이산화 기법

3차원 비정상 유동을 해석하기 위해서 기존의 유동해석 코드(TFlow)를 이용하였다. TFlow는 본 연구그룹에서 90년대 초 반부터 개발된 터보 기계 전용 유동해석 코드로서, 지금까지 Choi 등[19]과 Park 등[20,21]에 의해서 저속 압축기, 천음속 압축기 및 저속 터빈에 대해서 계산의 정확성이 검증되었다. TFlow는 터보 기계 내부의 점성 유동을 기술하기 위해서 식 (1)과 같이 일반 좌표계 상에서 무차원화된 압축성 RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes) 방정식을 지배 방정식으로 사용한다.

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial(E-E_v)}{\partial \xi} + \frac{\partial(F-F_v)}{\partial \eta} + \frac{\partial(G-G_v)}{\partial \zeta} = 0 \quad (1)$$

지배방정식은 유한 체적법을 통해서 공간 이산화 되며, 1 차 및 2차의 정확도를 가지는 내재적 Euler 시간 전진법을 이용하여 시간 이산화되었다. 비점성항을 이산화하기 위해서 Van Leer의 FVS에 기반을 둔 TVD기법을 이용하였고, 점성항은 2차원 정확도를 가지는 중심 차분법을 이용하여 이산화하였다. 수치해석에서 이용된 층류 점도는 Sutherland 방법을 이용하여 계산하였고 난류 점도는 대수 난류 모델인 Baldwin-Lomax 모델을 이용하여 얻어졌다.

3.2 경계조건

축류 터빈 유동해석에 사용되는 경계조건으로 입구조건, 출구조건, 벽조건, 주기조건 및 정익과 동익 사이의 계면(interface)이 있다. 입구에서는 상온, 상압에서의 공기 특성을 이용하여 전온도, 전압력 및 유동각을 고정하였으며 이로부터 입구에서의 속도, 밀도 및 압력이 얻어졌다. 출구에서는 허브에서의 정압을 고정하고 각 높이에서의 정압을 반경방향 평형방정식을 이용하여 결정하였다. 벽에서는 점착 조건을 이용하여 속도를 구하고 단열 조건을 이용하여 밀도를 계산하였다. 압력은 벽에서의 플럭스 흐름이 존재하지 않음을 이용하여 유도한 압력 보정식에 속도를 이용하여 내부에서 외삽하였다. 주기 조건은 경계면 밖의 가상 격자를 이용하여 구현하고 모든 유동특성이 연속되도록 하였다. 정익과 동익 사이의 계면에서는 미끄러짐 격자(Sliding Mesh)와 Cubic-Spline보간법을 이용해서 구현하였다. 계산에 사용된 격자는 반경방향으로 같은 스패를 가지므로 우선 스패방향으로 보간하고 다시 원주방향으로 보간한 값을 직접 교환하여 유동의 연속성을 보장하였다.

3.3 병렬프로그래밍

UTRC 1.5단 터빈의 경우 정익/동익/정익 3개의 유로를 하나의 CPU에서 동시에 계산하기보다는 효과적인 계산을 위해서 병렬해석 기법을 사용하였다. 전체 계산 영역을 동익과 정

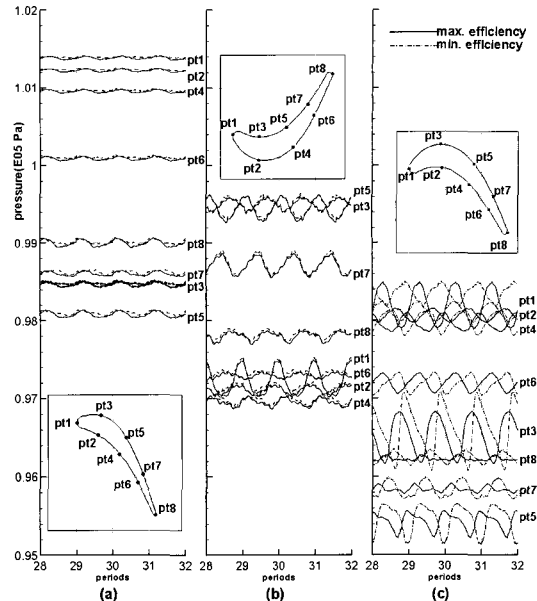


Fig. 3 Unsteady pressure history on blade surface at mid-span: (a) 1st stator, (b) 1st rotor, (c) 2nd stator

익의 3개의 작은 영역으로 분할하여 각각의 CPU가 하나의 영역에 대한 유동해석을 수행하고 이웃한 영역 간에는 MPI(Message Passing Interface) 라이브러리를 이용해서 데이터를 주고받는다.

4. 결 과

4.1 수렴성 및 계산 검증

유동해석 결과의 정확도를 검증하기 위해서, 유량계수가 0.78인 설계점에서 계산을 수행하고 Dring 등[17]의 실험결과와 비교하였다. 이 때, 동익의 회전속도는 410rpm이고 축방향 입구속도는 23m/s이다. 다른 자세한 계산 조건은 Table 3에 정리하였다.

동익의 회전은 격자를 매 시간마다 직접 회전시키고 한 주기(동익이 정익을 한번 지나가는 시간)를 1200번으로 나누어 계산을 수행하였다. 계산의 수렴성은 동익과 정익 표면에서의

Table 2 Grid characteristics

Parameter	1 st stator	1 st rotor	2 nd stator
Domain (i×j×k)	125×61×51	105×61×61	125×61×51
Blade (dead block)	57×13×51	57×13×51	57×13×51
Tip	-	57×13×11	-
Number of nodes	388875	390705	388875

Table 3 Calculation conditions

Flow coefficient	0.78
Inlet total pressure	101330 Pa
Outlet hub static pressure	95955.7Pa
Rotating speed	410 rpm
Inlet temperature	15°C
Inlet velocity	75ft/sec(23m/s)
Inlet Mach No.	0.067183395

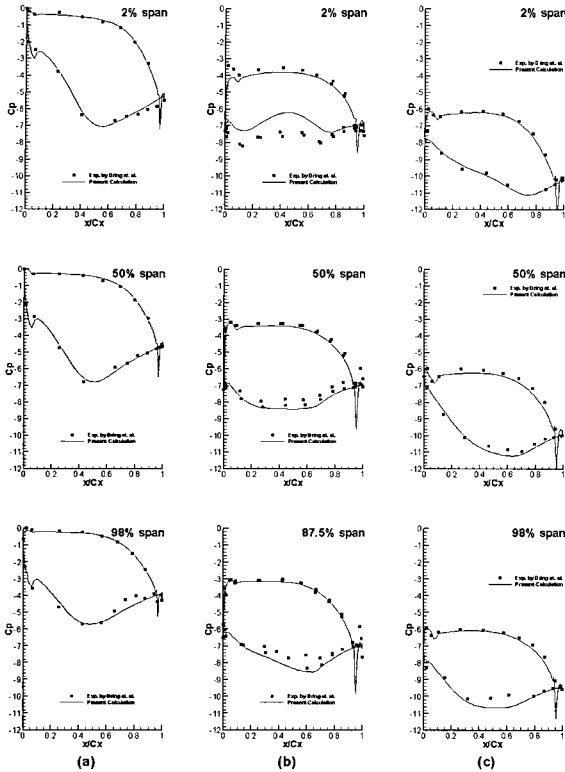


Fig. 4 Time-averaged pressure coefficient distributions on each blade surface: (a) 1st stator (b) 1st rotor (c) 2nd stator

압력이 시간에 따라 변화하는 경향으로 판별할 수 있다. 본 연구에서는 총 32주기를 계산하였으며, Fig. 3에 마지막 4주기 동안 각 위치에서의 압력 변화를 나타내었다. 그림에 나타난 바와 같이 압력은 시간에 따라 주기적인 특성을 보였고, 이를 통해서 계산이 충분히 수렴되었음을 확인할 수 있었다. 압력의 변화를 살펴보면, 1단 정익의 주기적 변화량이 가장 작으며 1단 동익과 2단 정익으로 갈수록 변화량이 커지는데, 이것은 하류로 갈수록 유동의 비정상적 특성이 강해지기 때문이다.

계산의 정확성을 검증하기 위해서 정익에서는 허브로부터 2%, 50%, 98%, 동익에서는 2%, 50%, 87.5% 스패에서의 시간 평균된 압력계수를 Dring 등[17]의 실험과 비교하고 Fig. 4에 나타내었다. 시간 평균된 압력계수는 아래와 같이 정의된다.

$$c_p = \frac{P_{avg} - P_{r,1}}{\frac{1}{2} \rho_1 v_{rotor}^2} \quad (2)$$

동익에서는 압력계수가 허브로부터 50%, 87.5% 스패의 흡입면에서 실험값에 비해서 작은 값을 가지고 허브에서 2% 지

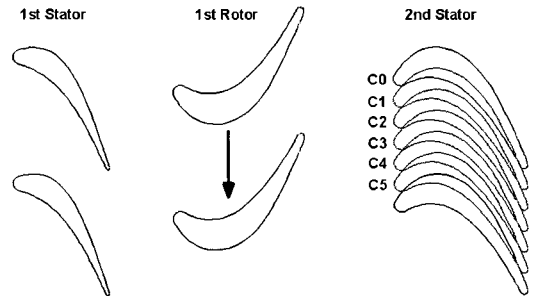


Fig. 5 Clocking positions

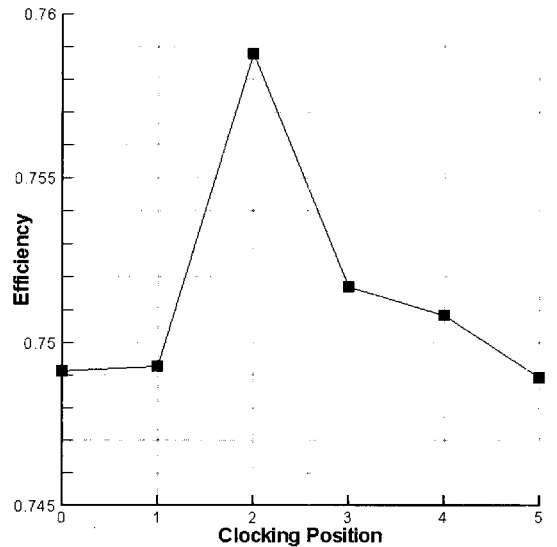


Fig. 6 Total-to-total efficiency variation depending on clocking position

점에서 약간 큰 값을 가지지만, 정익에서는 실험값과 잘 일치한다. 동익에서의 이러한 차이는 동익에서 발생하는 말발굽 와류(horseshoe vortex)와 익단누설 유동을 정확히 계산하지 못하고 흡입면에서의 박리를 실제보다 크게 예측하였기 때문이다. 유동현상을 보다 정확하게 묘사하기 위해서는 허브와 케이싱 쪽에서 보다 많은 격자가 필요하고 정확한 난류 모델의 사용이 필요하다.

4.2 Clocking 효과

상대적인 정익의 위치는 평균반경에서 블레이드의 무게 중심을 동일선상에 고정시킨 경우를 C0로 하고, 2단 정익의 위치를 1/6 피치(pitch) 단위로 이동시키면서 C1~C5까지 정의하여 Fig. 5에 나타내었다.

각 Clocking 위치에 따른 효율 변화를 살펴보기 위해서 전 효율을 사용하였다. 터빈의 입구와 출구에서의 시간 평균된

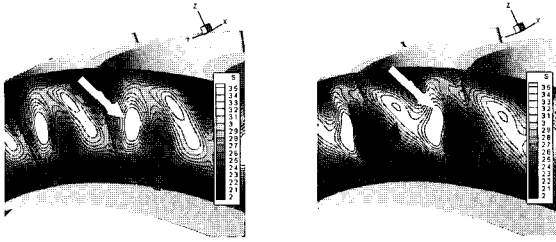


Fig. 7 Time-averaged entropy distributions in front of 2nd stator (a) Maximum efficiency (b) Minimum efficiency

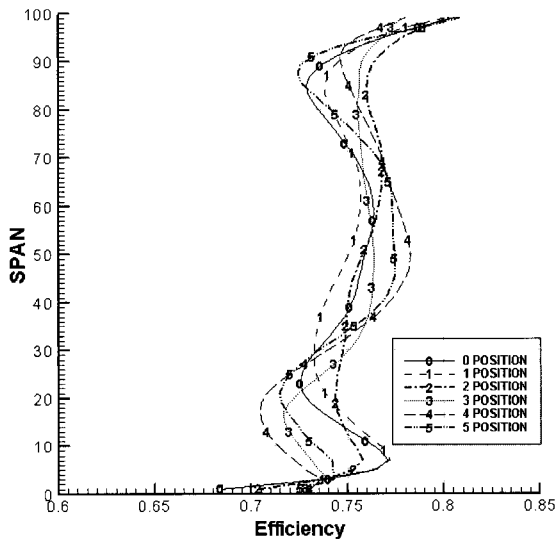


Fig. 8 Spanwise distribution of efficiency at each clocking position

전압과 전운도를 다시 질량평균(mass-average)하여 아래와 같이 전효율 계산에 사용하였다.

$$\eta_t = \frac{1 - T_{t,4}/T_{t,1}}{1 - \left(P_{t,4}/P_{t,1} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (3)$$

6개의 Clocking 위치에 따른 효율 변화는 Fig. 6과 같으며, C2에서 최고 효율인 75.88%를 가지고 C5에서 최소 효율인 74.89%를 가지므로, 정익의 상대적인 위치에 따라 약 1% 정도의 효율 차이를 보이고 있다.

1단의 정익과 동익의 후류가 2단의 정익에 미치는 영향을 살펴보기 위해서 2단 정익 앞에서 시간 평균한 엔트로피 분포를 Fig. 7에 나타내었다. 최대 효율을 가지는 C2 위치에서는 엔트로피가 가장 큰 영역(열은색 화살표)이 2단 정익의 선단부 가까이 위치하고 최소 효율을 가지는 C5 위치에서는

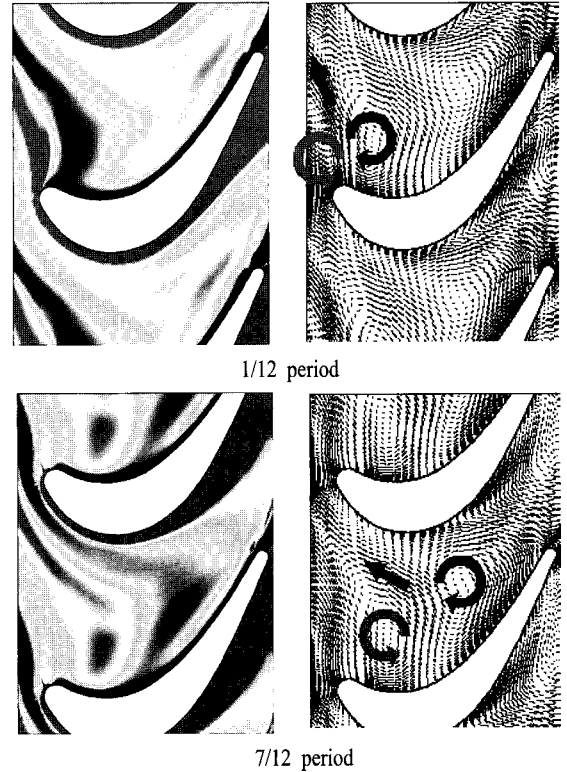


Fig. 9 Vorticity contour and unsteady velocity vectors at the mid-span of 1st rotor

정익 사이에 위치함을 알 수 있다. 그러나 엔트로피가 주위보다 비교적 큰 영역(질은색 화살표)이 C2에서는 정익 사이에, C5에서는 정익의 선단 근처에 위치하고 있다. 이전 연구들 [13,14]과 다른 이러한 엔트로피 분포는 1단 정익의 후류가 2단 정익에 도달하기 전에 동익의 후류와 완전히 섞이기 때문에 나타난다.

UTRC 1.5단 터빈은 다른 터빈에 비해서 중형비가 작기 때문에 내부 유동의 3차원 특성이 강하게 나타난다. 유동의 3차원 특성에 의한 스펠방향으로의 효율의 변화는 Fig. 8에서 확인할 수 있다. 전체적으로 허브와 팁에서 낮은 효율을 보이고 있는데 이는 허브와 케이싱에서의 경계층과 익단 누설 유동에 영향을 받은 것으로 판단된다. 최대 효율을 가지는 C2 위치에서는 전체적으로 효율이 일정하지만 최소 효율을 가지는 C5 위치에서는 허브와 케이싱 쪽에서 손실이 크게 발생한다.

4.3 비정상 유동장

다단 터보 기계에서 Clocking에 의한 효과는 각 익렬에서 발생하는 후류의 영향으로 발생한다. UTRC 1.5단 터빈 내부에서 발생하는 후류의 비정상 특성을 파악하기 위해서 후류의 진행 과정에 따라 세 단계로 나누어 살펴보았다.

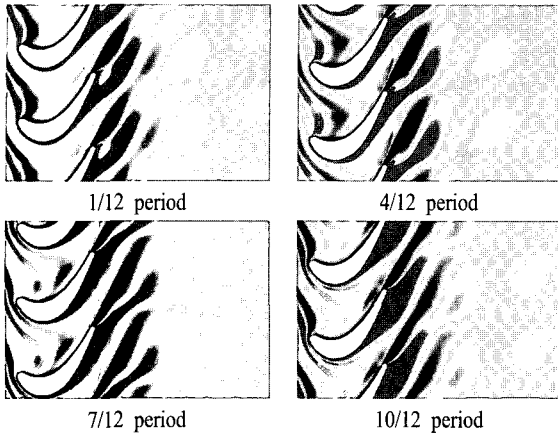


Fig. 10 Vorticity contour at the mid-span of an one-stage turbine

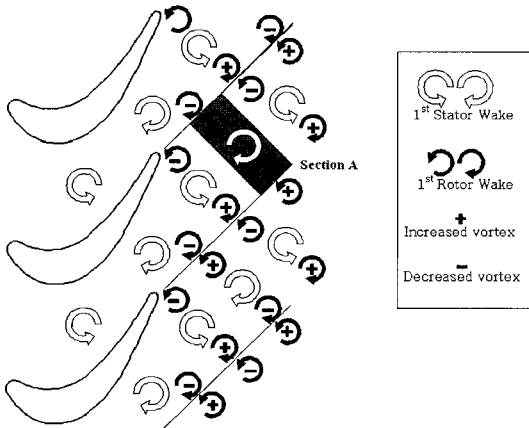


Fig. 11 Schematic of wake-wake interaction

1단 정익의 후류는 후연에서 발생한 후 바로 1단 동익과 만나게 된다. 정익은 고정되어 있고 동익은 일정한 속도로 회전하므로 동익의 통로로 들어가는 1단 정익의 후류는 동익에 의해서 주기적으로 절단된다. 동익에 의해서 절단되어 통로를 지나는 후류의 모습은 Fig. 9와 같다. 이 그림에는 평균 반경에서의 와도(vorticity) 분포와 비정상속도벡터가 나타나 있는데, 비정상속도벡터는 순간 속도에서 시간 평균 속도를 빼서 구할 수 있다. 그림에서 1단 정익의 후류는 서로 마주보고 반대방향으로 회전하는 두 개의 와류와 그 사이에 역류가 발생하는 전형적인 Negative Jet의 형상을 가진다. 시계 방향으로 회전하는 와류가 먼저 동익에 도달하여 통로로 들어가고 이어서 반시계 방향의 와류가 지나간다. 동익의 블레이드는 다음에 만나는 정익의 후류를 절단하므로 새로운 시계 방향의 와류가 동익의 통로로 들어가게 된다. 즉, 동익의 통로에서는 시계방향과 반시계 방향의 와류가 번갈아가면서 통과하게 된다.

동익을 통과한 1단 후류는 동익의 후연에서 동익에서 발생

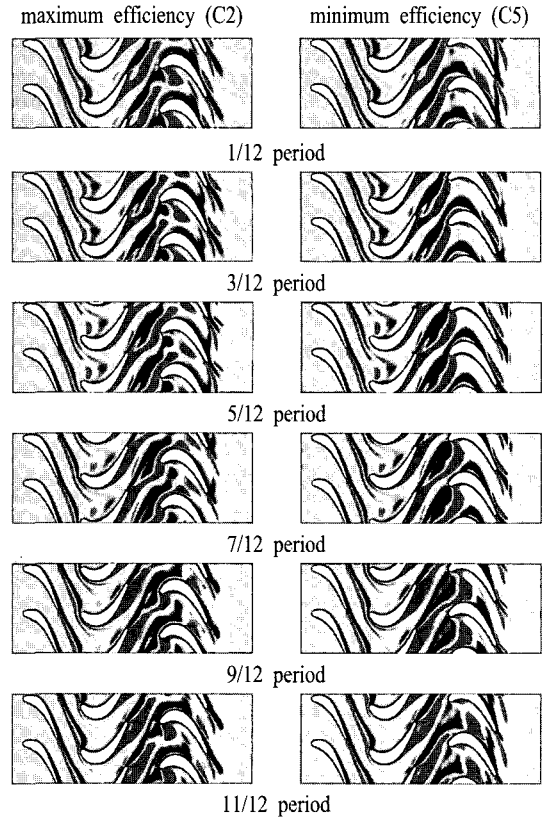


Fig. 12 Instantaneous vorticity contours for maximum efficiency and minimum efficiency

하는 후류와 만나고 두 후류가 서로 영향을 주어 와류의 강도가 주기적으로 변하게 된다. Fig. 10은 정익 및 동익 후류의 상호작용만을 살펴보기 위해서 2단 정익을 제거하고 계산한 유동해석 결과이다. 그림에서 알 수 있듯이 동익을 지난 후류가 주기적으로 크기와 강도가 달라짐을 알 수 있다. Fig. 11에 나타난 것처럼 동익에 의해서 절단된 정익의 후류는 동익의 후연에서 새로 생성된 후류와 함께 하류로 진행하면서 서로 영향을 준다. 정익의 후류 위쪽에는 동익 흡입면에서 발생하는 반시계 방향으로 회전하는 후류가 있고, 아래쪽에는 동익의 압력면에서 발생한 시계방향으로 회전하는 후류가 있다. 시계방향으로 회전하는 정익의 와류가 동익 흡입면에서 발생한 후류와 만날 경우에는 접촉면에서 회전 방향이 같으므로 동익의 후류가 커지지만 압력면에서 발생한 후류와 만날 경우에는 접촉면에서 회전 방향이 반대가 되므로 동익의 후류가 작아진다(Section A). 반시계 방향으로 회전하는 정익의 와류인 경우에는 위와는 반대의 현상이 발생한다. 이런 반복적인 현상은 동익에 의해서 잘린 정익의 후류가 지나가면서 발생하고 Fig. 10과 같이 동익의 후류강도가 주기적으로 변하는 모습으로 나타난다.

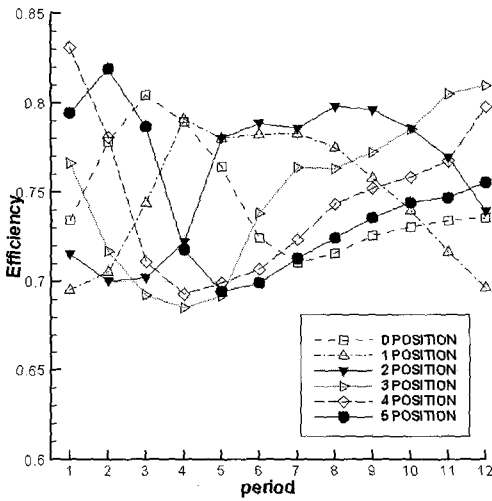


Fig. 13 Instantaneous efficiency variation at each clocking position

앞선 정익 익렬의 후류가 뒤쪽 정익의 선단에 도달하는 이전 연구들과는 달리, Fig. 12를 살펴보면 UTRC 1.5단 터빈에서는 1단 정익의 후류가 2단 정익의 선단에 도달하기 전에 동익의 후류와 완전히 섞어버린다. 따라서, 1단 정익의 후류의 거동만으로는 최대 효율 위치와 최소 효율 위치를 판단할 수 없다. 대신 앞서 언급한 바와 같이, 1단 정익의 후류는 동익을 지나면서 동익의 후류와 상호간섭에 의해서 주기적으로 크기가 변하는 와류가 형성되고 이 와류가 2단 정익에 도달하게 된다. Fig. 12에서 나타난 바와 같이, 동익의 후류가 강해진 부분이 최대 효율일 경우에는 2단 정익의 선단에 의해서 잘려지지만, 최소 효율을 가지는 경우에는 정익 사이의 유로로 들어가고 있다. 동익의 후류가 약해진 부분은 위와 반대의 경향을 가진다. 이러한 현상 때문에 Fig. 7에서 엔트롭피가 주위에 비해서 상대적으로 높은 부분이 두 곳 발생한다.

Clocking 위치에 따른 질량 평균한 순간 효율의 변화를 Fig. 13에 나타내었다. 효율의 시간에 따른 변화는 모든 위치에서 싸인함수(sine function) 형태를 가지며, 최대 순간 효율을 가지는 시간은 Clocking 위치에 따라서 달라진다. 최대 효율을 가지는 C2 위치에서는 최소 효율을 가지는 C5 위치보다 순간 최대 효율은 작지만 효율이 0.75보다 높은 구간이 오래 지속된다. 그리고 최대 효율에서의 순간 효율 변화가 최소 효율에서의 변화량보다 더 작다.

5. 결 론

본 연구에서는 UTRC 1.5단 저속 터빈에서 Clocking에 대한 연구를 수치적으로 수행하고 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. UTRC 1.5단 터빈에서는 정익 Clocking에 의해서 약 1%의 효율 증대효과가 있다.
2. UTRC 1.5단 터빈은 중횡비가 작아 유동의 3차원적 특징이 강하고, 계산된 유량조건에서는 1단 정익의 후류가 2단 정익에 도달하기 전에 동익의 후류와 완전히 섞여 기존의 연구와는 다른 유동 특성이 나타난다. 즉, 최대 효율 위치에서는 1단 정익에 의해서 강해진 동익의 후류가 2단 정익의 선단에 부딪치고 최소 효율 위치에서는 정익 사이의 유로로 들어간다.
3. 최대 효율일 때 최소 효율일 때보다, 시간 평균한 스펙 방향으로의 효율 변화와 질량 평균한 순간 효율의 변화가 작다.

후 기

본 연구는 기초전력연구원의 지원으로 이루어졌습니다. 이에 감사드립니다.

참고문헌

- [1] Walker, G.J., 1972, "Effect of Wake-Wake Interactions on the Generation of Noise in Axial-Flow Turbomachinery," *ISABE Paper No.A73-14129*.
- [2] Saren, V.E., 1995, "Relative Position of two Rows of an Axial Turbomachine and Effects on the Aerodynamics in a Row Placed Between Them," in *Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines*(Tanida, Y. and Namba, M., ed), Elsevier, pp.421~425.
- [3] Hsu, S.T. and Wo, A.M., 1998, "Reduction of Unsteady Blade Loading by Beneficial Use of Vortical and Potential Disturbances in an Axial Compressor with Rotor Clocking," *Journal of Turbomachinery*, Vol.120, pp.705~713.
- [4] Barankiewicz, W.S. and Hathaway, M.D., 1997, "Effects of Stator Indexing on Performance in a Low Speed Multistage Axial Compressor," *ASME Paper No.97-GT-496*.
- [5] Gundy-Burlet, K.L. and Dorney, D.J., 1997, "Physics of Airfoil Clocking in Axial Compressors," *ASME Paper No.97-GT-444*.
- [6] Gundy-Burlet, K.L. and Dorney, D.J., 1997, "Investigation of Airfoil Clocking and Inter-Blade-Row Gaps in Axial Compressors," *AIAA Paper No.97-3008*.
- [7] Dorney, D.J., Sharma, O.P. and Gundy-Burlet, K.L., 1998, "Physics of Airfoil Clocking in a High-speed Axial Compressor," *ASME Paper No.97-GT-082*.
- [8] Huber, F.W., Johnson, P.D., Sharma, O.P., Staubach, J.B. and Gaddis, S. W., 1996, "Performance Imporvement

- Through Indexing of Turbine Airfoils: Part I Experimental Investigation," *Journal of Turbomachinery*, Vol.118, pp.630~635.
- [9] Griffin, L.W., Huber, F.W. And Sharma, O.P., 1996, "Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils: Part I Numerical Simulation," *Journal of Turbomachinery*, Vol.118, pp.636~642.
- [10] Cizmas, P. and Dorney, D., 1998, "Parallel Computation of Turbine Blade Clocking," *AIAA Paper* No.98-3598.
- [11] Arnone, A., Marconcini, M., Pacciani, R., Schipani, C. and Spano, E., 2002, "Numerical Investigation of Airfoil Clocking in a Three-Stage Low-Pressure Turbine," *Journal of Turbomachinery*, Vol.124, pp.61~68.
- [12] He, L., Chen, T., Wells, R.G., Li, Y.S. and Ning, W., 2002, "Analysis of Rotor-Rotor and Stator-Stator Interferences in Multi-Stage Turbomachines," *Journal of Turbomachinery*, Vol.124, pp.564~571.
- [13] Arnone, A., Marconcini, M., Greco, A.S.D. and Spano, E., 2004, "Numerical Investigation of Three-Dimensional Clocking Effects in a Low Pressure Turbine," *Journal of Turbomachinery*, Vol.126, pp.375~384.
- [14] Bohn, D., Ren, J. and Sell, M., 2005, "Influence of Stator Clocking on the Unsteady Three-Dimensional Flow in a Two-Stage Turbine," *Journal of Turbomachinery*, Vol.127, pp.156~163.
- [15] Dring, R.P., Joslyn, H.D., Hardinard, L.W. and Wagner, J.H., 1982, "Turbine Rotor-Stator Interaction," *Journal of Engineering for Power*, Vol.104, pp.729~742.
- [16] Joslyn, H.D. and Dring, R.P., 1992, "Three-Dimensional Flow in an Axial Turbine: Part I," *Journal of Turbomachinery*, Vol.114, pp.61~70.
- [17] Dring, R.P., Blair, M.F., Joslyn, H.D., Power, G.D. and Verdon, J.M., 1988, "The Effects of Inlet Turbulence and Rotor/Stator Interactions on the Aerodynamics and Heat Transfer of a Large-Scale Rotating Turbine Model," NASA CR-4079.
- [18] Rai, M.M., 1987, "Unsteady Three-Dimensional Navier-Stokes Simulations of Turbine Rotor-Stator Interaction," *AIAA Paper* No.87-2058.
- [19] Choi, M., Park, J.Y. and Baek, J.H., 2005, "Effects of the Inlet Boundary Layer Thickness on the Flow in an Axial Compressor: Part I," *Trans. of the KSME(B)*, Vol.29, No.8, pp.948~955.
- [20] Park, J.Y., Chung, H.T. and Baek, J.H., 2002, "Effects of Shock-Wave onFlow Structure in Tip Region of Transonic Compressor Rotor," *Int. J. of turbo & Jet Engines*, Vol.20, No.1, pp.41~62.
- [20] Park, J.Y., Choi, M. and Baek, J.H., 2003, "Effects of axial gap on unsteady secondary flow in one-stage axial turbine," *Int. J. of Turbo & Jet Engines*, Vol.20, No.4, pp.315~333.