

## 동익 회전속도 변화에 따른 1단 축류 압축기 선회실속의 특성변화 연구

최민석\* · 백제현\*\*

### The property change of rotating stall in one-stage axial compressor according to rotor's rotating speed variation

Minsuk Choi\*, Je-Hyun Baek\*\*

Key Words: Axial-Compressor (축류 압축기), Rotating-Stall (선회 실속)

#### ABSTRACT

A numerical analysis using 2-D unsteady compressible program is conducted to explain characteristics of rotating stall such as rotating speed and number of stall cells in an one-stage axial compressor. Unlike an axial compressor which has only a rotor, in one-stage axial compressor a rotating stall is generated by rotor/stator interaction and back pressure rising without any artificial disturbance and modeling. As a back pressure is raised, the separation of suction side at blades is increased uniformly, but because of the discrepancy of blockage effect by stator, the disturbances are generated to form a stall cell. Once the stall cell is formed, regularly the stall cell are rotating through rotor blades. When the speed of rotor is design speed, the rotating speed of stall cell is 83.3% of rotor rotating speed. When the speed of rotor is 80% of design speed, the speed of rotating stall is 88.2 % of rotor speed. The number of generated stall cell are also varied for rotor speed and back pressure.

#### 1. 서론

압축기 내부의 유동은 압력이 높아지는 과정이므로 역압력 구배가 작용하기 때문에 유동이 불안정하고 탈 설계점에서 운전될 경우에 기체가 원하는 성능을 내지 못할 수도 있다. 유량이 설계조건에서 벗어난 저 유량 영역에서 발생하는 것으로 알려진 선회실속은 압축기의 성능을 제한하는 한 요소이다. 유량이 적어져서 압축기 깃에 유입되는 유동각도가 특정 임계각을 넘어서면 깃의 흡입면 상에서 박리가 발생하며 박리 영역은 깃과 깃 사이의 통로를 막게 되어 유동이 통과하는 영역이 줄게되고 이는 다시 유량의 감소로 이어져 압축기의 성능을 제한한다. 압축기 내부에서 선회실속이 발생하면 압축기의 유량, 압축기 그리고 효율이 급격히 감소하며 내부 유동이 매우 불안정해진다. 그리고 선회실속이 발생하면 깃에 작용하는 압력을 주기적으로 변화시키기 때문에 깃의 피로파괴에도 많

은 영향을 미친다.

선회실속에 관한 연구는 이론, 실험, 수치해석을 통해서 많이 수행되었다. Emmons<sup>(1)</sup>는 단일 익렬에서 실속이 전파되는 과정을 깃에 대한 유동의 상대적인 양각(angle of attack)의 변화를 도입하여 처음으로 설명하였다. Day<sup>(2-3)</sup>는 실험을 통하여 실속발생(stall inception)에 관하여 체계적으로 정리하여, 실속 발생 전에 나타나는 유동 현상이 Modal 형태와 Spike 형태 두 가지가 있음을 밝혔다. 또한 이러한 선행연구를 통하여 실속을 제어하기 위한 제어 방법을 도입하여 실험상에서 서지 근처에서의 약 6%에 달하는 운전영역을 더 연장하였다. Camp<sup>(4)</sup> 등은 실속 발생에 대한 실험을 저속 압축기에 대해서 수행하여, 실속 발생에 있어 Modal 형태와 Spike 형태의 차이점과 특성에 대해서 연구하고 이 두 가지 형태를 압축기 성능 곡선을 이용하여 예측할 수 있는 모델을 만들었다. 최근에 Inoue<sup>(5-6)</sup> 등은 실험을 통해서 운전영역 내의 다른 두 지점에서 깃 내부 통로의 속도, 벽 압력 등을 측정하여 발생하는 실속의 형태를 작은 크기의 실속(short-length scale stall)과 큰 크기의 실속(long-length scale stall)으로 구분하고 그 특징을 비교하였다. 그리고 이 같은 실험 결과와 특성 비교를 통하여

\* 회원, 포항공대 대학원 기계공학과

\*\* 회원, 포항공대 기계공학과

작은 크기의 실속이 깃의 흡입면 상에서 와류 형태로 형성되어 원주 방향으로 진행하는 모델을 만들었다.

전산 유체를 이용한 선회실속에 대한 연구도 많은 진전이 있었으나, 압축기 내부 유동의 본질적인 비 정상성, 박리와 같은 천이 현상 등으로 인해서 계산에 어려움을 겪고 있다. Nishizawa<sup>(7)</sup>는 와류 방법(vortex method)을 이용하여 단일 익렬에 유동 각도를 변화시키면서 유동의 변화, 실속 전과 속도, 실속 개수 등에 대해서 체계적으로 연구하였다. Oota<sup>(8)</sup>는 압축성 점성 해석을 통해서 동익/정익을 가지는 1단 압축기에 대해서 운전 영역에서 깊은 실속까지 계산하고 동익/정익에서의 실속 전과와 실속에 의한 동익 깃에 걸리는 압력과 부하의 변화에 대해서 연구하였다. He<sup>(9)</sup>는 준 3차원 시간전진 N-S 방법을 이용하여 단일 동익렬에 대해서 입구 전압 변화와 출구 정압 상승을 이용해서 실속을 발생시켰다. 그리고 동익/정익 상호작용에서 같은 방법을 사용해서 실속에 대한 연구를 수행하였다. J.O. Ismael<sup>(9-10)</sup>은 1단 천이속 축류 팬에 대한 선회실속을 3차원 계산을 통해서 연구하여, 팬 회전속도에 따른 실속 발생의 특성에 대해 정리하였다. Hoying<sup>(12)</sup>은 3차원 수치 해석을 통해서 정성적으로 간극에 의한 유동이 실속의 발생에 영향을 미침을 확인하였다.

지금까지의 대부분의 실속에 대한 수치해석은 2차원에 한정되었고, 최근에서야 3차원 해석이 수행되고 결과가 발표되고 있다. 이는 2차원 계산을 통한 실속의 특성에 대한 연구가 실속에 대한 비교적 정확한 예측을 하고 있기 때문이다. 따라서 본 연구에서는 2차원 계산을 통하여 1단 저속 축류 압축기에서 실속을 발생시키고, 동익의 회전속도가 설계속도 일 때와 설계속도의 80% 일 경우에 실속의 특성 변화에 대한 연구를 수행하였다.

## 2. 수치해석

### 2.1. 축류 압축기

2차원 계산에 사용된 압축기는 Rolls-Royce, Derby에 있는 No. 3 실험장치에 있는 HP9 압축기이다. 이 압축기는 1단이고 축간격은 동익/정익 평균 코드 길이의 22%로서 동익/정익의 상호작용이 크다. 또한 깃에 걸리는 부하가 적고 큰 반동도를 가지는 압축기이다. 동익의 수는 41개이고 정익의 수는 73개이다. 압축기에 대한 일반적인 사양은 Table 1에 정리하였고, 계산에 이용된 62.5% 스펠(span)에서 깃의 특성은 Table 2에 정리하였다.

### 2.2. 계산 방법

계산에 사용된 코드는 박준영<sup>(13)</sup> 등에 의해서 UTRC 1단 터빈해석을 통해서 정확성이 검증된 코드를 사용하였다. 수치해석은 62.5% 스펠 지점에서 이루어졌다. 압축기의 실제 익렬비는 41:73 이지만 선회실속 계산을 하기 위해서는 5:9로 근사시켜 계산하였고, 압축기 성능 해석을 위해서는 1:2로 근사시켜 계산하였다. 깃에 의한 블록 효과를 일정하게 하기 위해서

Table 1 The main parameters of HP9 compressor

Pressure ratio	1.24
Tip speed	251.3m/s(288K)
Outer diameter(constant)	518.2mm
Hub/tip ratio(inlet)	0.84
Space/chord ratio(mid height)	0.9(rotor) 0.7(stator)
Thickness/chord ratio(mid height)	0.055(rotor) 0.07(stator)
Stage inlet/exit swirl	0°
Rotor inlet EWB thickness	10-20% annulus height
Re(mid height)	~0.7×10 <sup>6</sup> rotor

Table 2 The basic geometry of blade at 61.5% span

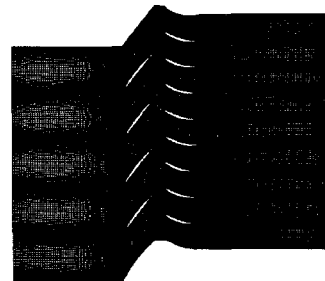
	rotor	stator
profile	DCA	C4 mod 2
number of blade	41	73
$\beta_{LE}$ (°)	58.24	36.60
$\beta_{TE}$ (°)	45.92	-9.54
$\gamma$ (°)	52.0	13.0
s/c	0.894	0.717
t/c	0.047	0.070
c(mm)	41.99	29.41

피치길이/코드길이는 일정하게 유지한 채 익렬비의 변화가 이루어져 정익의 피치길이가 실제길이의 각각 0.99배, 0.89배 되도록 하였다. Fig.1은 각각 Table 2의 자료를 이용하여 만든, 성능 해석과 선회실속 계산에 이용된 격자를 나타낸다. H-형 격자를 사용하였으며 동익/정익 각 통로에 150×60의 격자수를 갖는다.

안전 운전 영역에서 계산을 수렴시킨 후, 그 값을 초기 조건으로 이용하였으며, 20 주기 계산 후에 P<sub>2</sub>/P<sub>1</sub>을 0.02씩 증가

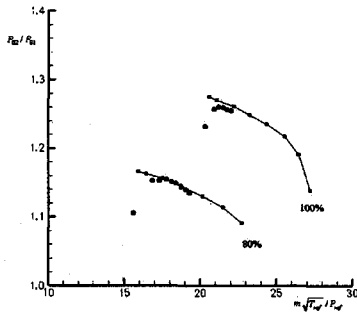


(a) Blade row 1:2 for performance calculation

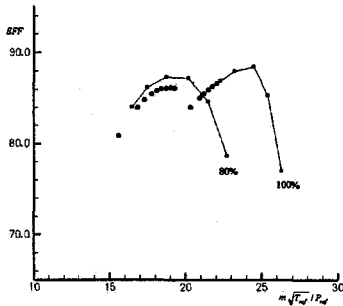


(b) Blade row 5:9 for rotating stall calculation

Fig.1 Grid system



(a) total pressure ratio curve



(b) efficiency curve

Fig. 2 Characteristics of HP9 axial compressor

시켜 계산하고, 다시 수렴된 값을 초기 조건으로 20주기씩 계산하였다. 입구에서는 후류압력의 증가에 따라 입구 압력과 입구 속도에 변화를 주기 위해서 입구 마하수를 0.414로 두고 전압력, 전온도, 전밀도를 고정하였으며, 출구에서는 정압을 일정하게 하였다.

압축기의 성능 해석을 위해서 동익이 설계회전속도로 회전할 경우에는  $P_2/P_1$ 을 1.24에서 1.34까지 증가시켰고, 80% 회전 속도에서는  $P_2/P_1$ 을 1.24에서 1.40까지 증가시켜 계산하였다. 선회실속을 위해서 동익이 설계회전속도로 회전하는 경우에는  $P_2/P_1$ 을  $P_2/P_1$ 을 1.28에서 1.48까지 증가시켰으며, 설계속도의 80%로 회전하는 경우에는  $P_2/P_1$ 을 1.34에서 1.50까지 계산을 수행하였다.

### 2.3. 계산검증

선회 실속 계산에 앞서 사용한 코드가 HP9 압축기 해석에 타당한지에 대한 검증을 하기 위해서 압축기 성능 곡선과 서지 근처에서의 실험값과 비교를 수행하였다. Fig. 2는 HP9 압축기의 성능 곡선을 나타내는데, 선은 실험에 의한 결과를 나타내고 점은 계산에 의한 결과를 나타내었다. 설계 회전수에서는  $P_2/P_1$ 이 1.24에서 1.32까지는 실험값과 잘 일치하지만, 1.34에서 입구와 출구의 전압력비와 효율이 갑자기 떨어지고 유량이 급격하게 줄어든다. 설계속도의 80%의 속도로 동익이

Table 3 Comparison total pressure ratio and mach number (62.5% span, near surge,  $P_2/P_1=1.32$ , design speed)

		rotor	stator
rotor inlet	$P_0/P_{0ref}$	1.003	1.018
	M	0.361	0.373
rotor outlet	$P_0/P_{0ref}$	1.287	1.268
	M	0.492	0.457
stator outlet	$P_0/P_{0ref}$	1.287	1.270
	M	0.325	0.322

회전하는 경우에는  $P_2/P_1$ 이 1.24에서 1.38까지는 실험치와 잘 일치하지만 1.40에서 효율과 전압력비가 급격히 떨어진다. 성능곡선에서 실험값과 계산 값은 잘 일치하며 서지(surge)의 위치도 비슷하게 나타난다.

Table 3은 서지 근처에서의 62.5% 스패에서 실험 값과 계산 값을 비교한 결과이며, 계산 값은 설계회전 속도에서 전압력비와 효율이 급격히 감소하기 직전의  $P_2/P_1$ 이 1.32일 때의 값을 사용하여 비교하였다. 비교한 위치는 동익 앞 동익 축방향 코드 길이의 20.3%, 동익 뒤 동익 축방향 코드 길이의 30% 지점, 정익 뒤 정익 축방향 코드 길이의 31.8% 지점이다. 실험 값과 계산값은 동익 뒤에서의 값만 제외하고는 잘 일치한다. 동익 뒤에서는 실험에서는 동익의 회전에 의한 원심력이 작용하여 유체에 반경 방향의 속도 성분이 존재하는데, 2차원 계산에서는 반경 방향의 속도 성분이 없기 때문에 값이 적게 나타난다. 정익 뒤에서의 전압이 동익 뒤 보다 더 큰 이유는 동익/정익 사이의 경계 면에서 내삽하는 과정에서 나타나는 오차가 들어 있기 때문이다.

## 3. 결 과

### 3.1. 성능곡선 계산에 의한 실속 포인트

성능 곡선을 계산하기 위하여 익렬비 1:2에 대하여 비정상 해석을 수행하였다. 성능 곡선상에서 전압력 비가 급격히 감소하는 곳이 실속이 발생하는 포인트가 될 수 있다. 전압력 비가 급격히 감소하는 점 주위의 유동장을 보기 위하여 비정상 해석에서 얻은 결과를 1주기(동익 1개가 정익 2개를 지나가는 시간) 동안 평균하여 엔트로피 분포를 동익 회전 속도에 따라서 Fig. 3, Fig. 4에 나타내었다. 그림에서 엔트로피 분포를 1주기 동안 평균하여 나타내었기 때문에 동익과 정익의 경계면에서 불연속이 생긴다. Fig. 3에서 동익이 설계속도로 회전할 경우에  $P_2/P_1$ 이 1.34일 때 동익에서 박리 영역이 크게 발생하지는 않는다.  $P_2/P_1$ 이 1.36일 때에는 동익에서 박리 영역이 발생하고 정익 통로에서 유동이 복잡한 것을 알 수 있다. 여기서  $P_2/P_1$ 이 1.34일 때, 전압력 비가 급격히 감소한 것은 동익에서 발생하는 박리 영역의 영향이 아니라 정익에서

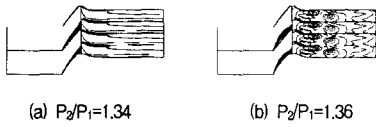


Fig. 3 Entropy contour averaged for one period at design speed

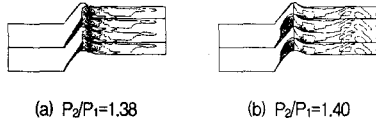


Fig. 4 Entropy contour averaged for one period at 80% design speed

발생한 저엔트로피 영역이 후류에 영향을 미치지 때문이다. 성능 곡선과 Fig. 3에서 동익이 설계속도로 회전하는 경우에 실속은  $P_2/P_1$ 이 1.36 근처에서 발생함을 알 수 있다. Fig. 4에서 동익이 설계속도의 80%로 회전하는 경우에는,  $P_2/P_1$ 이 1.38 일 때 정익에서 복잡한 유동장이 나타나지만 동익에서의 박리 영역은 작고  $P_2/P_1$ 이 1.40일 때 동익에서 박리영역이 매우 커짐을 알 수 있다. 80% 회전속도에서  $P_2/P_1$ 이 1.40일 때 전압력 비와 효율이 급격히 감소한 것은 동익에서 발생한 박리 영역이 동익의 통로를 막기 때문에 발생한다. 성능 곡선과 Fig. 4에서 동익이 설계속도의 80%로 회전하는 경우에 실속은  $P_2/P_1$ 이 1.40 근처에서 발생함을 알 수 있다.

### 3.2. 설계회전수에서의 실속

동익이 설계속도로 회전하는 경우에, 선회실속은  $P_2/P_1$ 이 1.34에서 1.36으로 증가시킨 후 발생하였다. Fig. 5는 동익 입구와 정익 입구의 유량을 주기에 따라 나타내 것이다. 동익 입구의 유량 궤적에서는 약 7주기에서 교란이 처음 발생하고 교란이 동익의 각 통로를 따라서 약 1/6 주기의 속도로 동익 반대쪽으로 회전하고 있음을 보여준다. 이것은 동익이 절대 좌표계 상에서 계산되므로 선회실속이 동익 회전 속도의 약 83%로 동익 회전 방향으로 회전하고 있음을 의미한다. 정익 출구에서의 유량 궤적에서는 7주기 이전까지는 주기적인 유량의 변화가 나타나는데, 이것은 동익/정익의 상호작용에 의한 유량의 변동이다. 7주기 이후에 각 통로에서의 유량 변화가 심해지지만 교란이 정익 통로를 따라서 전파되는 형태는 찾을

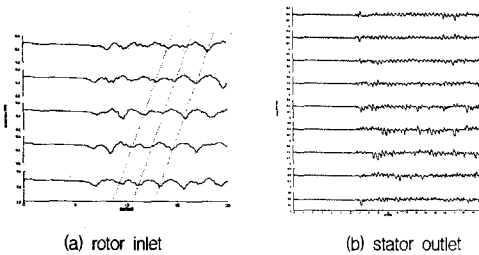
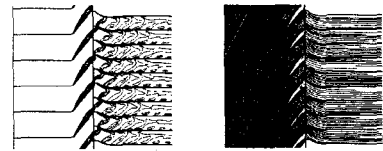
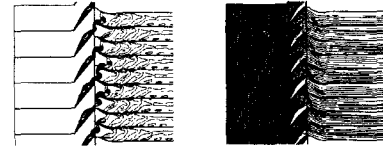


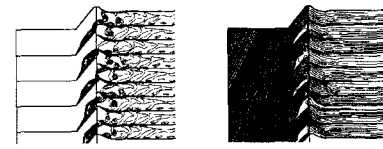
Fig. 5 Mass flow rate at  $P_2/P_1=1.36$ , design speed



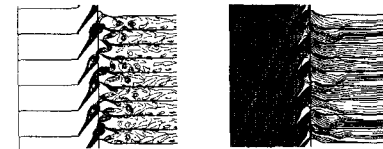
(a) 6.6 period



(b) 6.8 period



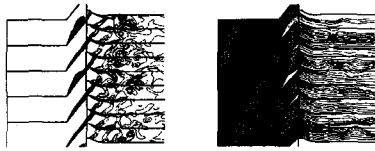
(c) 7.0 period



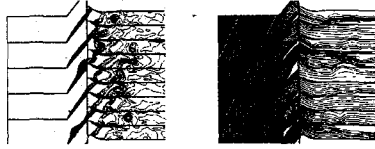
(d) 7.2 period

Fig. 6 Entropy contour and stream line before and after stall inception at design speed

수 없다. 약 7주기 전후에서 실속의 발생과정을 살펴보기 위하여 엔트로피 분포와 유선을 Fig. 6에 나타내었다. 그림에서 유선이 동익에 의해 막히지 않도록 하기 위해서 동익에서는 유선을 상대속도를 이용하여 계산하고 정익에서는 절대속도를 이용하여 계산하였다. 따라서 동익과 정익의 경계면에서 유선이 급격히 꺾이는 점이 나타난다. 6.6주기에서는 후류 압력의 증가에 따라 동익 흡입면에서의 박리 영역이 거의 균일하게 증가한다. 6.8주기에서는 증가하던 동익 흡입 면에서의 박리 영역이 동익 통로에서 조금 차이가 난다. 7.0주기에서는 동익 각 통로에서의 박리 영역의 차이가 더 커지고, 이것은 동익 유로를 막는 정도에 차이가 나도록 하므로 동익 각 통로에서의 흐르는 유량에 차이가 난다. 7.2주기에서는 이미 커진 박리 영역은 정익으로 빠지고 7.0에서 조금 작던 박리 영역은 점점 성장하는 것을 보여주고 있다. Fig. 6은 선회실속이 갑자기 발생하는 것이 아니라 동익 흡입면에서 발생한 박리 영역이 점점 증가하다가 동익/정익 상호작용에 의하여 발생한 교란에 의하여 박리 영역에 차이가 발생하여 선회실속이 발생함을 보여준다. 따라서 선회 실속이 발생하는 초기에는 여러 통로에서 실속이 여러 개 발생하게 된다.



(a) 17.9 period



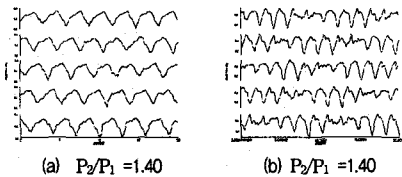
(b) 18.9 period

Fig. 7 Entropy contour and stream line after stabilized rotating stall at design speed

동익의 여러 통로에서 발생한 실속은 동익 통로를 따라 전파되면서 상호작용에 의하여 서로 합쳐지게 된다. Fig. 7은 처음 발생한 실속이 어느 정도 준안정(quasi steady) 상태에 도달한 후의 엔트로피 분포와 유선을 나타내었다. 엔트로피 분포에서 2개의 실속이 보이고, 17.9주기에 동익에 존재하는 실속의 박리 영역이 18.9주기에는 한 칸씩 위로 이동하거나 박리 영역이 성장하였음을 보여준다.

후류 압력을 증가함에 따라 실속의 특성도 변화한다. 선회 실속이  $P_2/P_1$ 가 1.36에서 발생한 후, 후류 압력을 계속 0.02씩 증가시키면서 동익 입구에서의 유량변동을 살펴보았다. Fig. 8은  $P_2/P_1$ 이 1.40일 때와 1.48일 때의 동익 입구에서의 유량 변동을 나타내었다.  $P_2/P_1$ 이 1.40일 때는 실속 셀(cell) 2개가 동익 반대 방향으로 약 1/6주기의 속도로 이동하고 동익 입구에서의 유량 변동의 크기가 더 커짐을 보여준다. 후류 압력이 높아짐에 따라 유량이 감소하고, 동익에 대한 상대적인 양각이 커져서 동익 흡입 면에서의 박리 영역이 증가하기 때문에 동익 입구에서의 유량 변동이 심해지는 것이다.  $P_2/P_1$ 이 1.48일 때는 실속 셀 3개가 1/5.2 주기의 속도로 동익을 따라 이동하고 있음을 보여준다. 실속이 2개에서 3개로 변하는 이유는 후류 압력이 높아짐에 따라 유동이 불안해지면 동익/정익 상호작용에 의해 발생하는 작은 교란도 소멸되지 않고 점점 성장하여 동익의 박리 영역의 성장과 전파에 영향을 주기 때문이다.

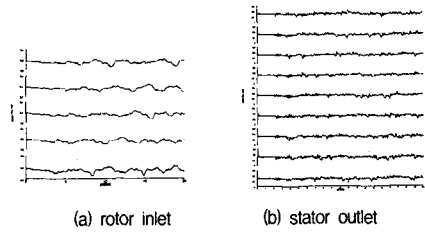
### 3.3. 80% 회전수에서의 실속



(a)  $P_2/P_1 = 1.40$

(b)  $P_2/P_1 = 1.48$

Fig. 8 Mass flow rate at rotor inlet for given pressure, design speed

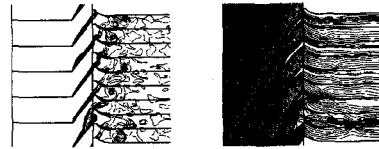


(a) rotor inlet

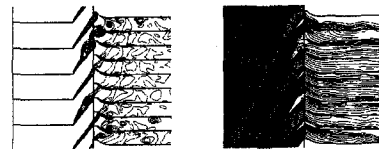
(b) stator outlet

Fig. 9 Mass flow rate at  $P_2/P_1=1.40$ , 80% design speed

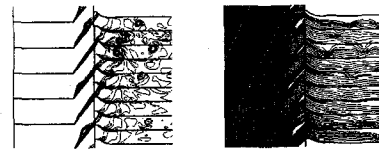
동익이 설계속도의 80%로 회전하는 경우에는 선회 실속이  $P_2/P_1$ 이 1.38에서 1.40으로 증가된 후에 발생하였다. Fig. 9는  $P_2/P_1$ 이 1.40일 때, 동익 입구와 정익 출구에서의 유량을 주기에 따라 나타낸 것이다. 동익 입구에서 교란은 약 2주기를 전후해서 나타나며 정익에서의 유량 변화도 2주기를 전후해서 갑자기 증가한다. 발생한 교란은 약 1/9 주기의 속도로 동익 회전 반대 방향으로 동익의 따라 전파되며 발생한 실속의 개수는 2-3개이다. Fig. 10은 동익이 설계속도의 80%로 회전하는 경우에, 선회 실속이 발생하여 동익 회전속도의 약 90% 속도로 동익 회전 방향으로 회전하는 것을 보여준다. 17.5주기에서는 실속 셀 2개가 보이고 18.5주기에서는 실속 셀이 동익을 전파하거나 박리 영역이 증가하고 있다. 19.5주기에서는 18.5주기에서 보이는 큰 박리 영역이 2개로 쪼개어져서 실속 셀이 3개가 보이고 있다. 선회 실속의 회전 속도가 동익 회전 속도의 약 90%이므로 실속이 1주기동안 한 개의 통로를 이동하지 않는다.



(b) 17.5 period



(b) 18.5 period



(c) 19.5 period

Fig. 10 Entropy contour and stream line after stabilized rotating stall at 80% design speed

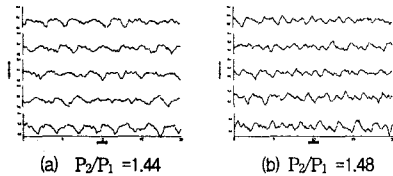


Fig. 11 Mass flow rate at rotor inlet for given pressure, 80% design speed

Fig. 11은 동익이 80%의 설계속도로 회전하는 경우, 후류압력을 높일 때 동익 입구에서의 유량 변화를 나타낸 것이다.  $P_2/P_1$ 이 1.44일 때는 3개의 실속이 1/7 주기를 가지고 동익 회전 반대 방향으로 전파되며,  $P_2/P_1$ 이 1.48일 때는 4개의 실속이 1/4.8의 주기를 가지고 동익 회전 반대 방향으로 전파된다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 1단 저속 압축기에 대한 2차원 계산을 수행하여 동익의 회전속도와 후류압의 변화에 따른 실속의 특성 변화를 연구하고 다음의 결과를 얻었다.

- (1) 선회실속을 발생시키기 위해서 교란을 인위적으로 주어야 하는 단일 동익에서와 달리 1단 저속 압축기에서는 동익/정익 상호작용에 의하여 선회실속이 발생하였다.
- (2) 동익이 설계속도로 회전하는 경우에 실속의 개수는 후류 압력의 변동에 따라 다수, 2개, 3개 순으로 변하였고, 선회실속의 회전속도는 동익 회전속도의 83%에서 80%로 감소하였다.
- (3) 동익이 설계속도의 80%로 회전하는 경우에 실속의 개수는 후류 압력의 변동에 따라 다수, 3개, 4개의 순으로 변하였고, 선회실속의 회전속도는 동익 회전속도의 88.8%, 85.7%, 79.2%로 감소하였다.
- (4) 일반적으로, 실속의 크기가 커지면 실속의 회전 속도가 줄어들게 되는데, 동익의 회전속도에 관계없이 후류 압이 증가할수록, 실속의 개수가 늘어나는 것은 박리영역의 증가로 실속이 하나로 합쳐지는 과정에서 나타나는 것으로 판단된다.
- (5) 선회실속의 특성을 파악하기 위해서는 더 많은 동익/정익 통로가 필요하고 더 많은 연구가 필요하다.

#### 후 기

본 연구는 BK21의 지원으로 이루어 졌으며, 이에 감사드립니다.

#### 참고문헌

- (1) Emmons, H. W., Pearson, C. F., and Grand, H. P., 1955, Compressor Surge and Stall Propagation, Transactions of the ASME, Vol. 79, pp.xx-00
- (2) I. J. Day, 1993, Stall Inception in Axial Flow Compressors, Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 1-9
- (3) I. J. Day, 1993, Active Suppression of Rotating Stall and Surge in Axial Compressors, Journal of Turbomachinery, Vol. 115, pp. 40-47
- (4) T. R. Camp and I. J. Day, 1998, A Study of Spike and Modal Stall Phenomena in a Low Speed Axial Compressor, Journal of Turbomachinery, Vol. 120, pp. 393-401
- (5) M. Inoue, M. Kuromaru, T. Tanino and M. Furukawa, 2000, Propagation of Multiple Short Length-Scale Stall Cells in an Axial Compressor Rotor, Journal of Turbomachinery, Vol. 122, pp.45-54
- (6) M. Inoue, M. Kuromaru, T. Tanino, S. Yoshida and M. Furukawa, 2001, Comparative Studies on Short and Long Length-Scale Stall Cell Propagating in an Axial Compressor Rotor, Journal of Turbomachinery, Vol. 123, pp.24-32
- (7) T. Nishizawa and H. Takata, 1994, Numerical Study on Rotating Stall in Finite Pitch Cascade, ASME Paper No.94-GT-258
- (8) E. Oota, D. Kato and K. Chiba, 1994, An N-S Simulation of Stall Cell Behavior in a 2-D Compressor rotor-Stator System at Various Loads, ASME Paper No.94-GT-257
- (9) L. He, 1997, Computational Study of Rotating-Stall Inception in Axial Compressors, Journal of Propulsion and Power, Vol. 13, No. 1, pp. 31-38
- (10) J. O. Ismael and L. He, 1997, Three Dimensional Computation of rotating Stall Inception, Proceedings of the 2nd European Conference on Turbomachinery, Antwerp, Belgium, March, 1997
- (11) L. He and J. O. Ismael, 1997, Computations of Bladerow Stall Inception in Transonic Flows, ISABE 97-7100, pp.697-707
- (12) D. A. Hoying, C. S. Tan, Huu Duc Vo and E. M. Greitzer, 1999, Role of Blade Passage Flow Structures in Axial Compressor Rotating Stall Inception, Journal of Turbomachinery
- (13) 박준영, 엄인식, 백제현, 1999, "1단 축류 터빈의 비정상 내부 유동특성에 관한 2차원 해석(I)," 대한기계학회 논문집 B권, 제 23권, 제 11호, pp. 1371-1378