

## 1단 축류압축기 내부 유동의 2차원 비점성 해석

김현일<sup>\*1</sup>, 박준영<sup>\*2</sup>, 백제현<sup>\*3</sup>, 정희택<sup>\*4</sup>

### 2-D Inviscid Analysis of Flow in One Stage of Axial Compressor

HyunIl Kim, JunYoung Park, JeHyun Baek and HeeTaek Jung

It has been indicated that the rotor/stator interaction has distinct causes of unsteadiness, such as the viscous vortex shedding, wake/stator interaction and potential rotor/stator interaction. In this paper, the mechanism of unsteady potential interaction in one stage axial compressor is numerically investigated for blade row ratio 1:1 and 2:3 at design point and for blade row ratio 2:3 at off-design point in two-dimensional view point. 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. In this study the flow unsteadiness due to potential interaction are found to be larger in blade row ratio 2:3 than in 1:1. The total pressure rise in blade row ratio 2:3 is closer to the real value in design point than that in 1:1. The change of unsteady pressure amplitude according to the variation of stator exit pressure is very small.

**Key Words:** 회전익/고정익 상호작용(Stator-Rotor interaction), 포텐셜 상호작용(Potential Interaction), 큐빅 스플라인 보간법(Cubic Spline Interaction), 비정상유동(Unsteady Flow), 익렬비(Blade Low Ratio)

### 1. 서 론

압축기의 성능향상을 위한 유동해석은 오랫동안 수행되었으나, 압축기 형상은 복잡하고 회전 운동을 하고 있어 실험으로 해석하기에는 많은 어려움이 따르며, 이를 보완하기 위하여 수치해

석 방법이 사용되고 있다.

과거에는 압축기에 대한 수치해석시 고정된 단일 익렬의 정상상태 수치해에 주로 관심을 두었지만 실제 압축기 내부유동 현상의 정확한 파악을 위하여 80년대에 들어 회전익과 고정익의 상호작용을 고려한 유동해석에 많은 관심이 모아지고 있다. 회전익과 고정익의 상대운동으로 인해 압축기 내부유동은 비정상유동으로 되는데 이러한 비정상유동을 일으키는 요인으로 대류에 의한 후류 상호작용과 웨이브(wave)의 형태로 전파되는 포텐셜 상호작용이 있다. 이러한 회전익과 고정익의 상호작용 효과는 블레이드 부하(blade load), 익렬의 효율, 열전달과 소음등의

<sup>\*1</sup> 정회원, 국방과학연구소

<sup>\*2</sup> 학생회원, 포항공과대학교 기계공학과

<sup>\*3</sup> 정회원, 포항공과대학교 기계공학과

<sup>\*4</sup> 정회원, 경상대학교 기계공학과

발생을 초래하는 등 터보기계 성능의 여러 면에 영향을 미치는 것으로 알려져 있으므로 이러한 영향을 고려한 수치해석 기법의 개발과 이를 이용한 유동해석이 필요하다.

수치해석은 컴퓨터 용량에 따라 단순화의 정도가 결정되어 크게 비점성 유동해법과 점성 유동해법으로 나뉘어진다. 비점성 유동해석 방법에는 포텐셜방정식 해석법, 유동함수 방정식 해석법, 오일러 방정식 해석법이 있는데 충격파의 확인을 쉽게 할 수 있고 터보기계의 단 당 작용하는 부하가 큰 천음속 영역을 다루는 적합한 해석방법으로서 오일러 방정식 해석법이 주로 사용되어왔으나 근래들어 점성유동해석도 점차 증가하는 추세이다. Erods등[1]이 처음으로 1단 팬(Fan Stage)에서의 비점성 유동을 해석하였으며, Jorgenson등[2]은 SSME(Space Shuttle Main Engine)의 고압 터보펌프에 대해서 외재적 4단계 Runge-Kutta기법을 사용하여 수치해석하였다. Rai[3,4,5]은 수치해석 기법으로 TVD의 개념을 도입한 내재적 유한 차분법을 사용하여 수치해석하였다. Kang과 Chang[6]은 회전익렬에 격자 움직임의 영향을 고려할 수 있도록 하여 유한체적법을 사용하였으며, 홍과 백[7]은 익렬비 1:1인 1단 압축기에서 고정익 출구 정압의 변화와 회전익의 속도변화에 따른 유동장의 비정상 특성에 대해 수치해석하였다.

본 연구는 다단 압축기의 성능해석을 위한 기초연구로 익렬비 1:1 및 2:3에 대하여 비점성 유동해석을 수행하여 설계조건에서의 유동특성과 비교하고, 익렬비의 변화에 따른 비정상성의 변화와 고정익 출구 정압의 변화에 따른 익렬비 2:3에서의 비정상성의 변화를 살펴보았다.

## 2. 수치해석 기법

### 2.1 지배 방정식

외부력과 열원이 없는 경우 2차원 직교좌표계에서 무차원화된 압축성 오일러 방정식은 다음의 식 (1)과 식 (2)의 강한 보존형태로 나타내어진다.

$$\frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}}{\partial x} + \frac{\partial \mathbf{G}}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\mathbf{Q} = [\rho, \rho u, \rho v, e]$$

$$\mathbf{F} = [\rho u, \rho u^2 + p, \rho uv, u(e+p)] \quad (2)$$

$$\mathbf{G} = [\rho v, \rho uv + p, \rho v^2, v(e+p)]$$

위 식에서  $\mathbf{Q}$ 는 보존변수의 벡터,  $\mathbf{F}$ 와  $\mathbf{G}$ 는 비점성 플럭스이다. 여기서,  $p$ 는 완전기체의 상태 방정식으로부터 아래와 같이 다른 변수들로 표현된다.

$$p = (\gamma - 1) \left[ e - \frac{1}{2} \rho (u^2 + v^2) \right] \quad (3)$$

$\gamma$ 는 비열비를 나타내고, 보통 공기에 대한 값으로  $\gamma = 1.4$ 를 사용한다.

위의 지배 방정식은 기준길이와 동익입구에서의 자유류 값으로 무차원화 된 식이며 곡면 일반 좌표계로 좌표변환하면 다음과 같다.

$$\frac{1}{J} \frac{\partial \mathbf{Q}}{\partial \tau} + \frac{\partial \hat{\mathbf{F}}}{\partial \xi} + \frac{\partial \hat{\mathbf{G}}}{\partial \eta} = 0 \quad (4)$$

$$\mathbf{Q} = (\rho, \rho u, \rho v, e)$$

$$\hat{\mathbf{F}} = (\xi_t \mathbf{Q} + \xi_x \mathbf{F} + \xi_y \mathbf{G}) / J \quad (5)$$

$$\hat{\mathbf{G}} = (\eta_t \mathbf{Q} + \eta_x \mathbf{F} + \eta_y \mathbf{G}) / J$$

### 2.2 차분화 기법

앞서 언급된 압축성 오일러 방정식을 유한 체적법에 적용하였다. 비점성의 플럭스에 대해 풍상차분적 TVD 기법(upwind TVD scheme)인 Van Leer[8]의 FVS(Flux Vector Splitting)기법을 사용하고, 고차의 공간 정확도를 위해 MUSCL (Motone Upstream centered Scheme for Conservation Law)기법을 이용하였다. 시간적분법으로는 정확한 비정상 현상의 해석에 적합하도록 세 점 내재적 오일러 기법(3-point Euler Implicit scheme)을 사용하였다.

### 2.3 해석 대상 축류압축기

본 연구에서는 국내 연구기관에서 설계된 천음속내지는 그 이상의 유동영역에서 운용되어지는 회전익/고정익의 상호작용이 존재하는 축류압축기를 해석하였다. 익렬 열간의 축방향 거

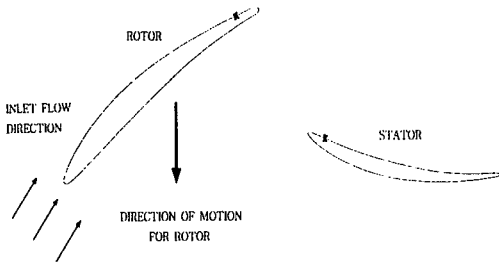
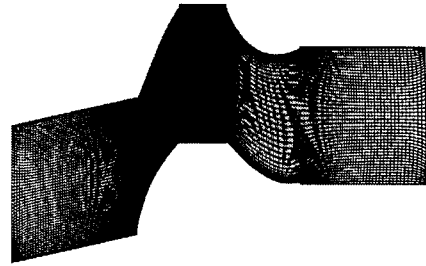


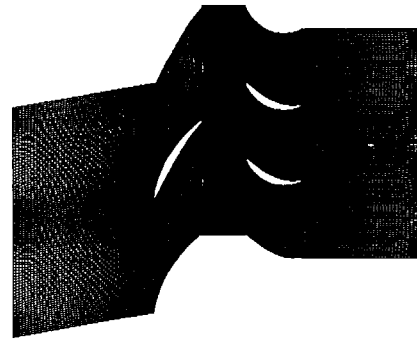
Fig. 1 Rotor/Stator geometry of compressor



(a) Blade row ratio 1:1

Table 1. Blade geometry and design condition

parameter	Rotor	Stator
Cx(cm)	11.48	15.08
Solidity	0.8	1.0
Span(cm)	3.54	3.29
Stagger angle(deg)	48.05	-12.05
Aspect ratio	2.0	2.0
Inlet flow angle(deg)	60.27	40.77
Outlet flow angle(deg)	41.26	0



(b) Blade row ratio 2:3

Fig. 2 Grid configuration

리는 두 익렬 평균 익형길이(Chord Length)의 60%이며, 축방향 입구 Mach수는 0.422이며 동익의 속도는 Mach수로 환산되어 0.739 이다. Table. 1은 블레이드의 형상과 설계조건을 Fig. 1은 해석에 사용된 회전익과 고정익의 배치 구성 및 기본형상을 보여준다.

### 2.4 격자계

Kang과 Jang 및 홍과 백의 연구에서는 연구의 편리를 위하여 실제와는 달리 고정익을 회전시키고, 회전익을 고정하였으나, 본 연구에서는 실제와 동일하게 해석하였다. 익렬비의 변화에 따른 포텐셜 상호작용에 의한 비정상 유동을 해석하기 위해 Fig. 2에서 보여지듯이 익렬비 1:1과 2:3의 비를 가지도록 구성하였다. 익렬 구성비의 변화에 따라 회전익의 형상은 고정한 반면 고정익에 대한 익형 크기의 재구성이 이루어졌

다. 익형 재구성은 피치길이/코드길이는 일정하게 유지하여 블레이드의 블록 효과를 일정하게 유지하도록 하였다. 격자계 생성은 익렬 통로에 대해 타원형(elliptic)미분 방정식을 사용하였으며 격자의 형태는 H-형 격자를 이용하여 2:3 및 1:1의 익렬비에 있어서 회전익 통로에 대하여 178×55, 고정익 통로에 있어서는 158×45의 격자수를 갖는다.

### 2.5 경계조건 및 초기조건

경계조건으로는 초기조건, 입구조건, 출구조건, 익면경계조건, 주기조건, 정익/동익 경계조건으로 나누어진다

#### 2.5.1 초기조건

동익 입구의 자유류값으로 전 계산영역의 물리량을 초기화 하였으며, 세 점 오일러 내재적

시간 적분법의 사용으로 인해 필요한 초기치 이전의 값 역시 초기치와 동일하게 주었다.

**Table 2.** Total pressure rise for each case

	$P_{02}/P_{01}$	$P_{03}/P_{01}$
Design	1.32	1.3
1:1	1.54	1.5
2:3	1.48	1.4

**2.5.2 입구조건 및 출구조건**

아음속 유입류인 경우, 3개의 특성값(물리조건)이 유입류 조건에서 결정되어지고 나머지 하나(자연조건)는 내부로부터 외삽된다. 아음속 유출류인 경우는 내부로부터 3개의 특성값(자연조건)이 결정되고 나머지 하나(물리조건)는 터보기계의 경우 일반적으로 출구 정압으로써 주어진다. 본 연구에서는 경계조건을 가상격자에 두며, 이 가상격자의 처리는 다음과 같은 식들을 이용하여 구하였다

입구경계에서의 계산식들은 다음과 같다.

$$R^+ = q_n^\infty + \frac{2c^\infty}{\gamma-1} = q_n + \frac{2c}{\gamma-1}$$

$$R^- = q_n^i + \frac{2c^i}{\gamma-1} = q_n + \frac{2c}{\gamma-1}$$

$$q_n = \frac{1}{2}(R^+ + R^-),$$

$$c = \frac{\gamma-1}{4}(R^+ - R^-)$$

한편, 출구경계에서의 계산식들은 다음과 같다.

$$q_n + \frac{2c}{\gamma-1} = q_n^i + \frac{2c^i}{\gamma-1}$$

$$q_t = q_t^i$$

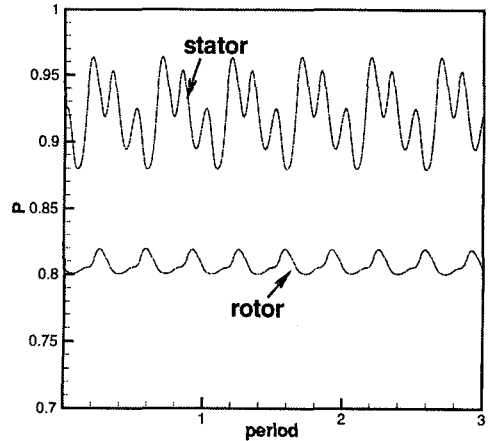
$$\frac{p}{\rho^\gamma} = \left(\frac{p}{\rho^\gamma}\right)^i$$

$$p = p_{exit}$$

위 식들에서  $\infty$ 는 자유류에서의 값을 나타내고,  $i$ 는 내부값을 나타낸다.

**2.5.3 익면 경계조건**

익면에서 속도에 대해 미끄럼 조건을 주었으



**Fig. 3** Pressure history for Blade row ratio 2:3

며 압력은 벽에서의 플릭스 흐름이 존재하지 않음을 이용하여 내부값으로부터 외삽하였다.

$$(x_\xi^2 + y_\xi^2)p_\eta = (x_\xi x_\eta + y_\xi y_\eta)p_\xi + \rho(y_\eta u - x_\eta v)(v_\xi x_\xi - u_\xi y_\xi)$$

**2.5.4 주기조건 및 정익/동익의 경계조건**

실제의 3차원 복잡한 형상을 지닌 축류 압축기에 대해 일반적으로 사용되어지는 반경 방향의 평형조건으로부터 평균반경에서의 2차원 무한 익렬로 가정함으로써, 본 연구에서는 1:1, 2:3의 익렬비로 이루어진, 1단의 압축기 통로가 무한히 반복되어지는 익렬계로 가정하였다. 따라서 위의 가정으로부터 주기면에서는 유동변수가 동일하게되며 본 연구에서는 격자중심 유한체적법의 적용으로 가상격자를 중첩시켜 각각의 주기면에서 변수들의 연속성이 유지되도록 하였다.

정익과 동익의 경계면에서는 계산의 정확성을 위해 유동변수의 연속성이 반드시 지켜져야 한다. 이러한 경계면에서의 유동해의 불연속이나 매우 복잡한 유동의 형성은, 수치해의 진동과 같이 수렴성능을 저해하는 요소들로 존재한다. 이를 해결하기 위해 Rai는 블록 경계면에서의 플릭스 보존을 만족시키는 방법을 제안하였고, Walters등[9]은 시간에 대한 보존변수의 변화를 일치시키는 방법을 제안하였다. 본 연구에서는 정익/동익 경계면에서 유동장의 불연속이 예상되지 않으므로, 익렬비 1:1인 압축기에 대하여 두 영역사이의 유동변수들의 연속성만을 보장하

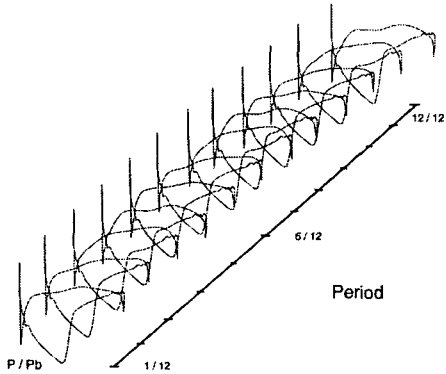


Fig. 4 Variation of rotor surface pressure in one period at  $P_b=0.909$ ,  $v_{rotor}=0.739$  for blade row ratio 2:3

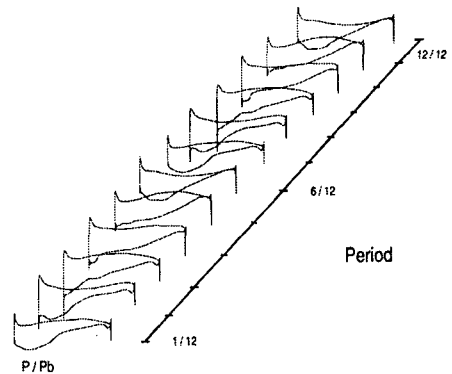


Fig. 5 Variation of stator surface pressure in one period at  $P_b=0.909$ ,  $v_{rotor}=0.739$  for blade row ratio 2:3

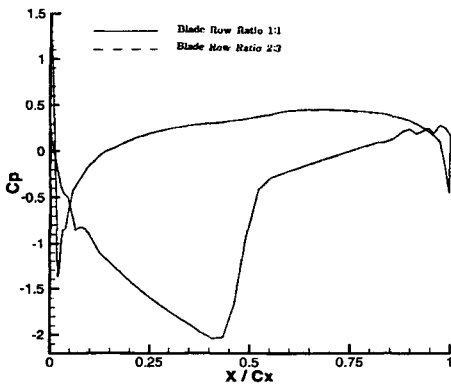


Fig. 6 Time-averaged pressure distribution on the rotor

여 그 적합성을 증명한 Kang과 Chang 그리고 홍과 백의 Cubic-Spline 보간법을 익렬비 2:3의 유동해석에 적합하도록 적용하였다.

### 3. 결 과

본 연구의 수치해석에 사용된 코드는 익렬의 상대운동에 따른 상호작용이 존재하는 문제에 대해 비정상 비점성의 해석방법을 익렬비 1:1에 대해 적용할 수 있도록 개발한 홍과 백의 코드를 이용하여 익렬비 2:3의 해석에도 적합하도록 수정하여 이용하였다. Table 2는 회전익 출구와 고정익 출구에서의 시간에 대해 평균되어진 전 압력비를 보여준다. 설계치와의 비교에서 익렬비 1:1에 비하여 2:3인 경우 좀 더 설계치에 가깝다. 그러나, 두 경우 모두 점성에 의한

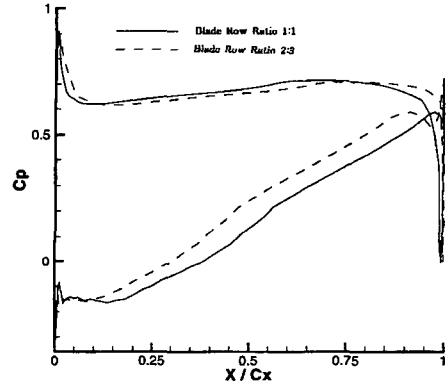


Fig. 7 Time-averaged pressure distribution on the stator

손실을 고려하지 않는 비점성 해석의 결과이기 때문에 실제 전압력비보다 큰 값을 보여준다. 비점성 해석에서 고정익에서 발생하는 전압손실은 차분화시에 발생하는 인공점성항과 블레이드의 앞전과 뒷전을 썩기형태가 아닌 라운드방식으로 처리함으로써 발생하는 후류의 영향에 기인한다.

#### 3.1 설계점에서의 익렬비 1:1과 2:3에서의 유동특성비교

우선 설계점에서의 유동장을 살펴보기 위하여 동익 입구의 음속과 밀도로 무차원화된 고정익 출구 정압이 0.909이고 회전익의 이동속도가 0.739인 경우 익렬비 1:1과 2:3에 대하여 수치해석 하였다. 회전익의 2배의 피치길이를 움직이는데 소요된 시간을 한 주기로 설정하였으며

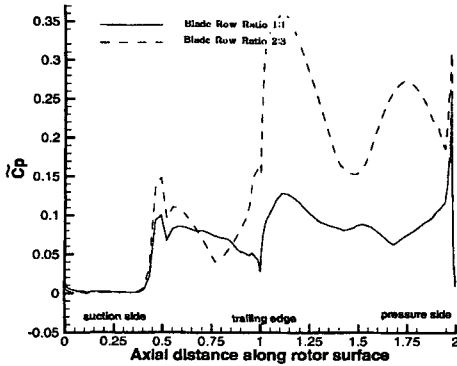


Fig. 8 Unsteady pressure amplitude distribution on the rotor

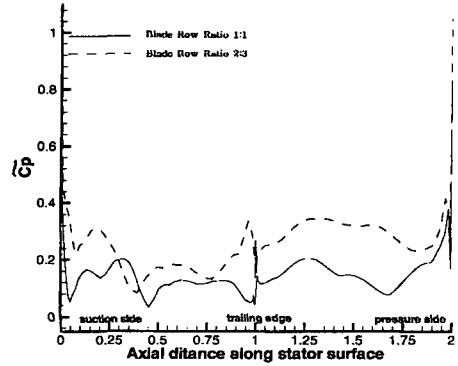


Fig. 9 Unsteady pressure amplitude distribution on the stator

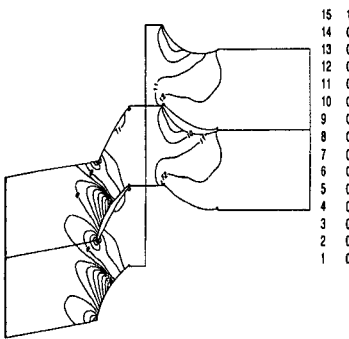


Fig. 10 Pressure contour for blade row ratio 1:1 at the 12/12 period

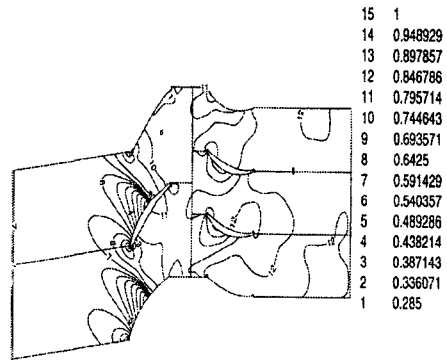


Fig. 11 Pressure contour for blade row ratio 2:3 at 12/12 period

Fig. 3은 익렬비 2:3인 경우 Fig. 1의 블레이드 표면에 표시된 지점에서 충분한 계산이 진행된 후 세 주기동안의 무차원화된 압력의 변화를 보여주며 이를 통하여 해의 수렴성을 확인할 수 있다. 회전익과 고정익에서의 한 주기에 대한 블레이드 면의 압력변화를 전체적으로 보기 위하여 1/12주기별로 각각의 표면압력을 고정익 출구 정압으로 나누어 준 값의 분포를 Fig. 4와 Fig. 5에 나타내었다. 회전익 흡입면  $X/C_x=40\%$ 지점에서 발생한 충격파의 영향으로 충격파를 지난 직후 급격한 압력상승이 이루어지며 흡입면에서 발생한 충격파는 압력면까지 발달하지 못한다. 따라서 회전익 흡입면에서는 시간에 따른 압력분포가 거의 일정한 반면 압력면에서는 각 위치에서 변화가 발생한다. 따라서

충격파 앞뒤로 흡입면에서 시간 변화에 따른 압력 변화가 없는데, 이는 충격파가 고정익에서의 높은 압력이 회전익의 앞부분으로 전파되는 것을 차단하기 때문에 회전익과 고정익의 상대적 거리에 따른 영향이 회전익 앞부분에는 미치지 않으며 이는 뒤의 비정상 압력 변동으로도 확인할 수 있다. Fig. 5는 고정익에서의 한 주기 동안 압력변화를 나타낸 것으로 회전익에 비하여 고정익에서의 압력변화는 회전익과 고정익의 상대적 위치에 따라 변화가 크다는 것을 알 수 있다. 고정익 앞전과 회전익 뒷전 사이의 상대적 거리가 가까울수록(3/12, 9/12 주기) 포텐셜 상호작용에 의한 압력장의 변화는 크고 고정익 앞전과 회전익 뒷전의 상대적 위치가 멀수록(6/12, 12/12주기)압력변화가 작음을 알 수 있다. Fig. 6

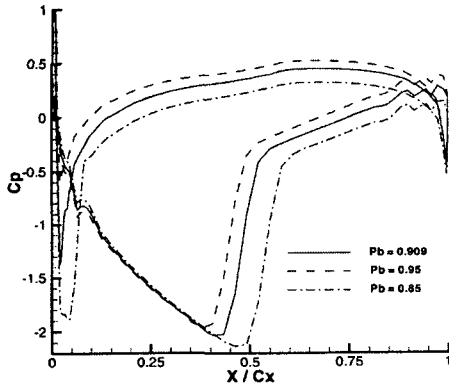


Fig. 12 Time-averaged pressure distribution on the rotor with exit pressure variation

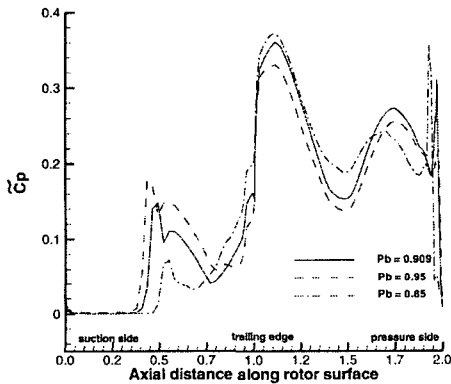


Fig. 14 Pressure amplitude distribution on the rotor with exit pressure variation

과 Fig. 7은 익형 표면에서의 익렬비 변화에 따른 시간평균 압력계수 분포( $C_p$ )를 보여주며  $C_p$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$C_p = \frac{P_{avg} - (P_t)_{inlet}}{\frac{1}{2} \rho_{inlet} w^2}$$

여기서,  $P_{avg}$ 는 한 주기동안 한 지점에서의 정압의 평균값이며  $(P_t)_{inlet}$ 은 입구에서의 정체 압력의 평균값,  $\rho_{inlet}$ 은 입구에서의 평균밀도, 그리고,  $w$ 는 회전익의 속도이다. 익렬비의 변화에 관계없이 회전익에서의  $C_p$ 값은 동일한 반면 고정익에서는 익렬비의 변화에 따라  $C_p$ 값의 분포가 달라진다. 이것은 익렬비의 변화를 구현하기 위해 사용한 익형의 재구성에 기인한다.

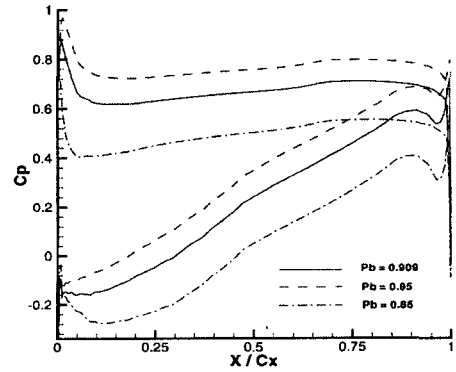


Fig. 13 Time-averaged pressure distribution on the stator with exit pressure variation

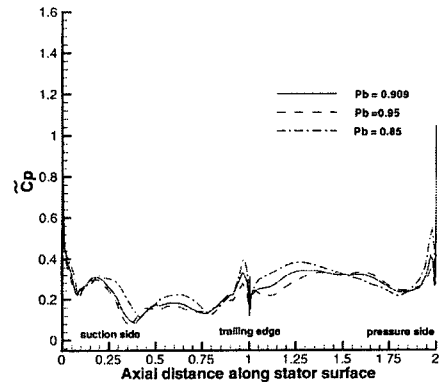


Fig. 15 Pressure amplitude distribution on the stator with exit pressure variation

Fig. 8와 Fig 9는 익렬비 변화에 따른 익면 압력의 비정상 크기를 보여주며, 비정상 압력 계수는 다음과 같이 정의되어진다.

$$\bar{C}_p = \frac{P_{max} - P_{min}}{\frac{1}{2} \rho_{inlet} w^2}$$

여기서  $P_{max}$ 와  $P_{min}$ 은 주어진 한 지점에서 한 주기동안의 최대, 최소 압력을 의미한다. Fig. 8은 Fig. 4에서의 결과를 다시 한번 확인시켜준다. 흡입면에서  $X/Cx < 40\%$ 인 지점에서는  $\bar{C}_p$ 값의 변화가 거의 없음을 확인 할 수 있다. 이는 흡입면  $X/Cx = 40\%$ 지점에서 발생한 충격파로 인하여 충격파 앞의 유동에 유동의 교란이 전달되지 못하기 때문이다. 또한 흡입면에서 충격파

의 발생으로 압력면에서의  $C_p$ 값의 크기가 흡입면에 비하여 상대적으로 큼을 알 수 있다. 또한 전체적으로  $C_p$ 값이 익렬비 1:1에 비하여 2:3인 경우에 큰 것으로 나타나는데 이는 상호작용하는 빈도수가 많기 때문이다. Fig. 9는 고정익에서의  $C_p$ 값을 보여준다. 회전익과 동일하게 익렬비 2:3에서의  $C_p$ 값의 크기가 1:1에 비하여 전반적으로 크다.

Fig. 10과 Fig. 11은 익렬비 1:1과 2:3에서 회전익이 한 주기 움직인 후의 압력분포를 보여준다. 두 그림에서 회전익에서의 압력분포는 거의 유사하나 고정익에서의 압력분포는 상당한 차이가 있음을 알 수 있다. 또한, Fig. 11으로부터 익렬비 2:3의 해석 결과인 등압력분포선의 연속성으로부터 회전익과 고정익 경계면의 처리 방법의 타당성을 확인할 수 있다.

### 3.2 회전익의 이동속도가 일정하고 배압이 다른 경우

Fig. 12, Fig. 13, Fig. 14, Fig. 15는 회전익의 속도가 0.739 마하수로 일정하고 고정익 출구에서의 정압이 0.85, 0.909, 0.95로 변할 때 익렬비 2:3인 경우 블레이드 표면에서의  $C_p$ 값과  $C_p$ 의 분포를 보여준다. 고정익 출구 정압이 증가함에 따라 회전익과 고정익에서의  $C_p$ 값도 증가하며 회전익의 흡입면에서 발생하는 충격파는 회전익 앞전으로 이동함을 확인할 수 있다. 또한 충격파와 회전익 선단사이 지점에서는  $C_p$ 값이 고정익 출구 정압의 변화에 영향을 받지 않음을 Fig. 12와 14에서 알 수 있다. 회전익에서의  $C_p$ 값은  $X/Cx > 40\%$  흡입면에서는 고정익 출구 정압의 증가에 따라  $C_p$ 값이 증가하며 충격파 이전에서는 압력에서의 시간변동이 발생하지 않음을 알 수 있다. Fig. 15는 고정익에서의  $C_p$ 값의 변화를 보여주며 전체적인 변화는 익렬비 2:3과 1:1에 비하여 크기변화는 작지만 고정익 출구 정압이 증가함에 따라 고정익에서의  $C_p$ 값은 감소하는데 이는 전체 시스템의 압력이 증가하는데 기인하는 것으로 판단된다.

## 4. 결 론

본 연구에서는 회전익 고정익으로 구성되어 있는 압축기 익렬비를 1:1 및 2:3으로 변화시켜 그 영향을 살펴보고 출구정압의 영향에 대하여 고찰하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 손실을 고려하지 않은 비점성 해석 결과는 설계치의 전 압력비보다 큰 값을 예측한다.

(2) 축간격이 동일한 경우 익렬비 2:3은 1:1에 비하여 상대적 위치 변화에 따른 포텐셜 상호작용에 의한 비정상성이 크다.

(3) 회전익의 이동속도가 0.738로 고정되고 고정익 출구 정압이 0.85, 0.909, 0.95로 변하는 경우, 출구 정압의 증가에 따라 전체적인  $C_p$  값의 증가가 발생하며,  $C_p$ 의 크기와 형태는 상대적으로 거의 유사함을 알 수 있다.

이상의 결론으로 본 연구에서 개발된 코드는 터보기계의 성능을 예측하는 방법으로 사용될 수 있을 것이며 수치해석이 이를 예측하는 적합한 방법임을 제시하고 있다.

## 후 기

이 논문은 1998년 한국학술진흥재단의 학술연구비에 의하여 지원되었음

## 참고문헌

- [1] Erdos, J.I., Alzner, E., MacNally, W., "Numerical Solution of Periodic Transonic Flow through a Fan Stage," AIAA J., 15-11, pp.1559-1568, 1997
- [2] Jorgenson, Philip C. E., Chima, Rodrick V., "Explicit Runge-Kutta Method for Unsteady Rotor/Stator Interaction," AIAA J., Vol. 27-6, pp.743-649, 1989
- [3] Rai, M. M., "Navier-Stokes Simulations of Rotor/Stator Interaction Using Patched and Overlaid Grids", J. of Propulsion and Power, 3-5, pp.387-396, 1987
- [4] Rai, M. M., Madavan, N. K., "Multi-Airfoil



- Navier-Stokes Simulations of Turbines Rotor-Stator Interaction" J. of Turbomachinery, 112, pp.377-384., 1990
- [5] Rai, M. M., "Unsteady Three Dimensional Navier-Stokes Simulations of Turbine Rotor-Stator Interaction" , AIAA-87-2058
- [6] Kang, I. M., Chang, K. S., 1991, "Euler Analysis of Transonic Stator-Rotor Interaction Using a Finite Volume Method" Int. J. for Num. Mec. in Fluids, 112, pp.625-636., 1991
- [7] 홍성훈, 백제현, 1996, "축류압축기내의 2차원 유동 특성 연구," 대한기계학회 논문집, 20-8, pp.2561-2571, 1996
- [8] Van Leer, Beam, 1982, "Flux Vector Splitting for the Euler Equations," Lecture Notes in Physics, Vol. 170, pp.501~512.
- [9] Thomas, J. L, Walters, R. W., et al., "Application of a Patched-Grid Algorithm to the F/A-18 Forebody-Leading-Edge Extension Configuration," Journal of Aircraft, 27-9, pp. 749-756, 1990