

〈논 문〉

축류 압축기내의 2차원 유동 특성

홍성훈* · 백제현**

(1995년 7월 14일 접수)

Two - Dimensional Flow Behavior through a Stage of an Axial Compressor

Seong Hoon Hong and Je Hyun Baek

Key Words : Stator-Rotor Interaction(고정익-회전익 상호작용), Wake-Rotor Interaction(후류-회전익 상호작용), Potential Stator-Rotor Interaction(포텐셜 고정익-회전익 상호작용), FVM(유한체적법), Cubic Spline Interpolation(큐빅 스플라인 보간법), Back-Pressure Variation(배압 변화), Rotor-Velocity Variation(회전익 속도 변화)

Abstract

The flow in the turbomachinery is very unsteady due to the stator-rotor interaction. It has been indicated that the stator-rotor interaction has three distinct causes of unsteadiness: that is, the viscous vortex shedding, wake-rotor interaction and potential stator-rotor interaction. In this paper, the mechanism of unsteady potential interaction and wake interaction in the stator-rotor stage flow is numerically investigated 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. Then, the flow field of a compressor stage composed of NACA 65410 is analyzed. Flow fields are found to be simulated reasonably by this method and the sensitivity due to back-pressure variation is more stronger than rotor-velocity variation.

기호설명

c	: 음속
CFL	: Courant-Friedrichs-Lewy수
E, F	: 비점성 플럭스 벡터
J	: 자코비안(Jacobian)
M	: 마하수
q	: 속도
Q	: 보존 변수 벡터
U, V	: 반변 속도 성분
x, y	: 직교 좌표계

그리스문자

Δ	: 전방차분자 또는 증가분
γ	: 비열비
ξ, η	: 일반 좌표계
ρ	: 밀도
∂	: 편미분자
∇	: 구배

상첨자

i	: 내부값
\wedge	: 일반좌표계에서의 유동값
$-$: 격자면에 수직인 값
\pm	: 플럭스 분포의 양 또는 음의 방향, 리만

*포항공과대학교 기계공학과 대학원

**회원, 포항공과대학교 기계공학과

불변량의 양 또는 음의 방향

∞ : 자유류의 값

하첨자

i, j : 일반좌표계에서의 격자 표시

t, n : 접선방향, 수직방향

1. 서 론

터보엔진에 있어서 압축기, 터빈의 성능과 효율은 대단히 중요하여 실험 및 수치해법을 적용한 성능 향상에 대한 노력이 오랜 세월 꾸준히 행해져 왔다. 그러나, 터보기계 내부의 형상은 복잡하고 회전운동을 하고 있어 실험으로 해석하기에는 많은 어려움이 따른다. 수치해석 방법이 많이 사용되고 있지만 터보기계 내부의 기하학적 복잡성과 선단(leading edge)과 꼬리(trailing edge)에서 발생하는 복잡한 와류(vortex), 빠른 유동속도로 인해 발생하는 충격파(shock), 블레이드 끝부분과 터보기계 벽 사이의 누설유동 등은 유동해석을 어렵게 만들고 있다.

과거에는 터보기계의 수치해석시 고정된 단일 익렬의 정상상태 수치해에 주로 관심을 두었지만 실제 터보기계 내부유동현상의 정확한 파악을 위하여 80년대에 들어 고정익(stator)과 회전익(rotor)의 상호작용을 고려한 유동해석에 많은 관심이 모아지고 있다. 고정익과 회전익의 상대운동으로 인해 터보기계 내부유동은 비정상유동으로 되는데 이러한 비정상유동을 일으키는 요인으로 대류(convection)에 의한 후류 상호작용(Wake interaction)과 웨이브(wave)의 형태로 전파되는 포텐셜 상호작용(Potential interaction)이 있다. 이러한 고정익과 회전익의 상호작용 효과는 블레이드 부하(blade load), 익렬의 효율, 열전달과 소음 등의 발생을 초래하는 등 터보기계 성능의 여러 면에 영향을 미치는 것으로 알려져 있으므로 이러한 영향을 고려한 수치해석 기법의 개발이 필요하다.⁽¹⁾

수치해석은 컴퓨터 용량에 따라 단순화가 많이 행하여졌으며 여기에는 비점성유동해법과 점성유동으로 크게 나누어지며 비점성 유동해석 방법에는 포텐셜(potential) 방정식 해석법, 유동함수 방정식 해석법, Euler 방정식 해석법이 있는데 충격파의 확인을 쉽게 알 수 있고 터보기계의 단 당 걸리는 부하(load)가 큰 천음속 영역을 다루는 적합한 해석 방법으로서 Euler 방정식 해석법이 주로 사용되

었으나 점성유동해석도 점차 증가하는 추세이다.⁽²⁾

Erdos 등⁽³⁾이 처음으로 팬 스테이지(Fan stage)에서의 비점성유동을 해석하였으며 Jorgenson 등⁽⁴⁾은 SSME의 고압 터보펌프에 대해서 외재적 4단계 Runge-Kutta 기법을 사용하여 수치해석하였다. 강인모 등⁽⁵⁾은 유한체적법을 사용하였으며 회전익렬에는 격자 움직임의 영향을 고려할 수 있도록 하였다. Rai 등⁽⁶⁾은 수치해석 기법으로 TVD의 개념을 도입한 내재적 유한차분법을 사용하여 수치해석하였다.

본 연구는 다단 터보기계의 성능해석을 위한 기초연구로 고정익과 회전익의 상호작용에 의한 유동구조를 수치적으로 해석하고 이러한 유동현상에 영향을 주는 인자들의 효과를 고찰하는데 있다. 이를 위하여 수치해석 기법으로 Van Leer⁽⁷⁾의 FVS 방법을 2차원 비정상 Euler 방정식에 적용하였으며 공간차분법으로는 유동의 방향성이 고려되고 자체적으로 소산적 성질을 가지고 있어서 인공점성항을 필요로 하지 않는 풍상차분법(upwind scheme)이 채택되었다. 개발된 코드의 검증에 위해 고정된 단일익렬에 대해 수치해석하였고 Kiock 등⁽⁸⁾의 실험결과와 비교하였다. 검증된 코드를 이용하여 고정익과 회전익으로 구성된 1단압축기 내의 유동장에 대해 수치해석하였으며 유동변수들로서 배압의 변화와 회전익의 이동속도가 유동장에 미치는 영향을 검토하였다.

2. 수치해석 기법

2.1 지배방정식

비점성 2차원 Euler 방정식은 직교좌표계에 대하여 다음과 같이 보존형으로 나타내어진다.

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

여기서,

$$Q = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ e \end{bmatrix}, \quad E = \begin{bmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \\ (e+p)u \end{bmatrix}$$

$$F = \begin{bmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ \rho v^2 + p \\ (e+p)v \end{bmatrix} \quad (2)$$

위 식에서 $p = (\gamma - 1)[e - \rho(u^2 + v^2)/2]$ 이고 지배 방정식의 보존성을 유지하면서 경계조건의 처리가 용이하도록 물리영역 (x, y) 에서 계산영역 (ξ, η) 으로 좌표를 변환하면 식 (1)은 다음과 같이 된다.⁽⁹⁾

$$\frac{1}{J} \frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial \tilde{E}}{\partial \xi} + \frac{\partial \tilde{F}}{\partial \eta} = 0 \quad (3)$$

여기서,

$$\begin{aligned} \tilde{E} &= \frac{1}{J} (\xi_t Q + \xi_x E + \xi_y F) \\ &= \frac{1}{J} \begin{bmatrix} \rho U \\ \rho u U + \xi_x p \\ \rho v U + \xi_y p \\ (e + p) U - \xi_t p \end{bmatrix} \\ \tilde{F} &= \frac{1}{J} (\eta_t Q + \eta_x E + \eta_y F) \\ &= \frac{1}{J} \begin{bmatrix} \rho V \\ \rho u V + \eta_x p \\ \rho v V + \eta_y p \\ (e + p) V - \eta_t p \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4)$$

u, v 는 직교좌표계에서의 속도성분이며 변환된 좌표계에서의 반변속도성분(contravariant velocity) U 와 V 는 다음과 같다.

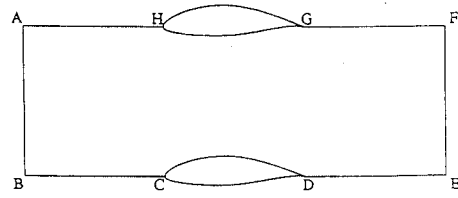
$$\begin{aligned} U &= \xi_t + \xi_x u + \xi_y v \\ V &= \eta_t + \eta_x u + \eta_y v \end{aligned} \quad (5)$$

2.2 경계조건

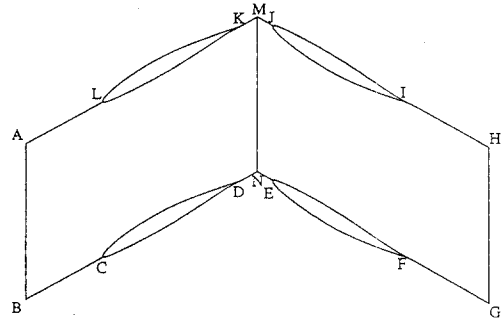
먼저 2차원 고정된 단일익렬 유동장에는 Fig. 1(a)와 같은 네 가지 경계조건이 적용된다. 즉, 익렬입구(AB)에서의 유입류 조건, 날개표면(CD, HG)에서의 벽면조건, 출구(EF)에서의 유출류 조건과 주기조건(BC와 AH, DE와 GF)으로 이루어진다. 아음속 유입류인 경우 특성선에 따라 보존되는 Riemann Invariant가 존재하는데 이 중 세 개의 값은 유입류 조건에서 결정되고 나머지 하나는 내부로부터 외삽된다. 아음속 유출류인 경우는 내부로부터 세 개의 Riemann Invariant 값이 결정되고 나머지 하나는 출구정압으로서 주어진다.⁽²⁾ 본 연구에서 입구경계와 출구경계의 경계조건은 다음과 같다.

입구 경계에서는

$$\begin{aligned} R^+ &= q_n^\infty + \frac{2c^\infty}{\gamma - 1} = q_n + \frac{2c}{\gamma - 1} \\ R^- &= q_n^i - \frac{2c^i}{\gamma - 1} = q_n - \frac{2c}{\gamma - 1} \end{aligned}$$



(a) Isolated cascade flow field



(b) Compressor stage flow field

Fig. 1 The Boundaries of physical field

$$\begin{aligned} q_n &= \frac{1}{2} (R^+ + R^-) \\ c &= \frac{\gamma - 1}{4} (R^+ - R^-) \end{aligned} \quad (6)$$

이고, 경계에서 밀도와 압력은 음속 c 와 엔트로피 S 로부터 구해진다.

출구경계에서의 계산식들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} q_n + \frac{2c}{\gamma - 1} &= q_n^i + \frac{2c^i}{\gamma - 1} \\ q_t &= q^i \\ \frac{p}{(\rho)^\gamma} &= \frac{p^i}{(\rho^i)^\gamma} \\ p &= p_{exit} \end{aligned} \quad (7)$$

위 식들에서 ∞ 는 자유류(freestream)에서의 값을 나타내고 i 는 내부값을 나타내며 벽면에서는 no-flux 조건과 tangency 조건이 적용되었다.

그러나, 고정익렬과 동익렬로 구성된 스테이지(stage) 유동장을 해석할 경우 동익의 움직임으로 인한 두 익렬 사이에는 미끄러짐 면이 존재하며 미끄러짐 면(sliding surface)에서의 경계조건 처리는 매우 중요하다. 본 연구에서는 겹쳐진(overlapped) 격자계가 아닌 Fig.1(b)에서 보인 것과 같은 맞닿은(patch) 격자계를 사용하였다. 미끄러짐 면(MN)에서는 매 시각에 회전익렬의 움직임

위치를 고려해 고정익렬에서의 출구 유동값으로부터 회전익렬의 입구 유동값의 계산을 큐빅 스플라인(cubic spline) 보간법을 사용하여 구하였다.

2.3 공간차분화

미분 형태로 표시되어 있는 지배방정식 (3)을 Fig. 2에서 보여진 하나의 격자요소에 적용하여 중간점 정리(mid-point rule)를 이용하면 아래와 같은 이산화 방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{1}{J} \frac{\partial Q}{\partial t} + (\bar{E}_{i+\frac{1}{2}, j} - \bar{E}_{i-\frac{1}{2}, j}) + (\bar{F}_{i, j+\frac{1}{2}} - \bar{F}_{i, j-\frac{1}{2}}) \quad (8)$$

위 식에서 하첨자 1/2값은 격자면에서의 값을 나타내고 Q 는 격자의 중심에서 계산된 값이다. 그리고 $\Delta\xi$ 와 $\Delta\eta$ 는 각각 1의 값으로 정하였다.

수치해석 기법으로 풍상차분법을 사용하였으며 그중에서도 Van Leer의 FVS 방법을 사용하였다.^{(10), (11)} 초음속 유동인 경우 ($|\bar{M}| \geq 1$) \bar{F}^+ 는 다

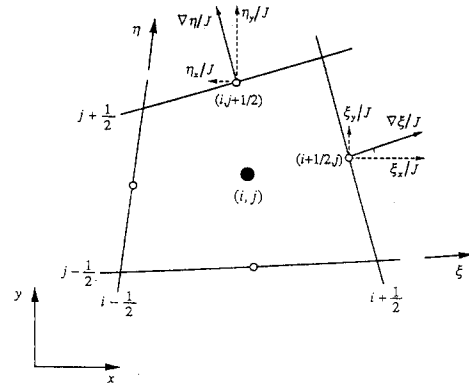


Fig. 2 Cell structure and jacobian-divided metric terms

음과 같이 Mach수의 함수로 나타내어진다.

$$\begin{aligned} \bar{F}^+ &= \bar{F} \quad \bar{F}^- = 0, \quad \bar{M} \geq 1 \\ \bar{F}^+ &= 0 \quad \bar{F}^- = \bar{F}, \quad \bar{M} \leq -1 \end{aligned} \quad (9)$$

아음속 유동인 경우 ($|\bar{M}| \leq 1$)는 다음과 같다.

$$\bar{F}^{\pm} = \begin{bmatrix} f^{\pm} \\ f^{\pm} \left[\hat{k}_x \frac{(-\bar{U} \pm 2c)}{\gamma} + u \right] \\ f^{\pm} \left[\hat{k}_y \frac{(-\bar{U} \pm 2c)}{\gamma} + v \right] \\ f^{\pm} \left[\frac{1}{(\gamma^2 - 1)} ((\gamma - 1)\bar{U}(-\bar{U} \pm 2c) + 2c^2) + \frac{q^2}{2} - \frac{\hat{k}_t}{\gamma} (-\bar{U} \pm 2c) \right] \end{bmatrix} \quad (10)$$

여기서,

$$\begin{aligned} f^{\pm} &= \pm \frac{\rho c}{4} [\bar{M} \pm 1]^2 \frac{\nabla k}{J} \\ \hat{k}_t &= \frac{k_t}{|\nabla k|}, \quad \hat{k}_x = \frac{k_x}{|\nabla k|}, \quad \hat{k}_y = \frac{k_y}{|\nabla k|} \\ \bar{U} &= \hat{k}_t + \hat{k}_x u + \hat{k}_y v, \quad \bar{M} = \frac{\bar{U}}{c} \\ q^2 &= u^2 + v^2 \end{aligned} \quad (11)$$

위 (11)식에서 k 는 일반좌표계의 좌표를 나타내며 ξ 방향의 플럭스는 $k = \xi$ 이고, η 방향은 $k = \eta$ 를 대입하여 얻을 수 있다. 수치해법에 있어서 공간차분 정확도를 높이는 방법에는 크게 두 가지 방법이 있다. 하나는 간단히 $\partial \bar{F}^+ / \partial \xi$ 와 $\partial \bar{F}^- / \partial \xi$ 에 대해 고차로 후방차분이나 전방차분을 하는 방법이고 다른 하나는 MUSCL(Monotone Upstream-centered Schemes for Conservation Laws)이라는 기법(scheme)을 이용하는 방법이다.⁽¹²⁾

본 연구에서는 높은 공간 차분 정확도를 얻기 위

해 MUSCL 방법을 사용하였다. 이 방법은 격자 경계로 들어가는 Q 를 외삽함으로써 격자 경계에서 \bar{F}^{\pm} 를 다음과 같이 얻는 방법이다.

$$\begin{aligned} \bar{F}(Q)_{i+\frac{1}{2}} &= \bar{F}(Q^-, Q^+)_{i+\frac{1}{2}} \\ &= \bar{F}^+(Q^-)_{i+\frac{1}{2}} + \bar{F}^-(Q^+)_{i+\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (12)$$

여기서 밑첨자 j 는 수식의 복잡성을 피하기 위하여 생략되었다. Q^+ 와 Q^- 는 격자 경계에서 종속변수가 각각 우측으로부터 또는 좌측으로부터 계산됨을 의미하고 그 계산 과정은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} (Q^-)_{i+\frac{1}{2}} &= Q_i + \frac{\phi}{4} [(1-x)\nabla + (1+x)\Delta] Q_i \\ &= \beta Q_i + \alpha Q_{i-1} + \gamma Q_{i+1} \end{aligned} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} (Q^+)_{i+\frac{1}{2}} &= Q_{i+1} - \frac{\phi}{4} [(1-x)\Delta + (1+x)\nabla] Q_{i+1} \\ &= \beta Q_{i+1} + \alpha Q_{i+2} + \gamma Q_i \end{aligned} \quad (14)$$

위 식들에서 ∇ 와 Δ 는 각각 후방차분자와 전방차분자를 의미하며 따라서 $\alpha = -\phi(1-x)/4$, $\beta =$

$1-\phi x/2$, $\gamma=\phi(1+x)/4$ 됨을 알 수 있다. 1차원 유동이고 일정한 시간 간격을 가진 경우에 대해 ϕ 와 x 의 값에 따라 세 가지 경우의 정확도를 얻을 수 있다. 즉, $\phi=0$ 일 때는 1차의 정확도를 가지고 $\phi=1$ 이고 $x=-1$ 인 경우는 2차의 정확도를 보여주고 3차의 upwind biased는 $\phi=1$ 이고 $x=1/3$ 일 때 얻어진다. 식 (13)과 (14)식에서 주어진 고차의 근사식은 불연속 근처에서의 overshoots나 undershoots를 줄일 수 있는 플럭스 제한자(flux limiter)를 포함할 수 있고 이러한 제한자의 종류에는 minmod limiter와 van albeda limiter 등이 있다. 본 연구에서는 3차의 upwind biased와 van albeda limiter를 사용하였다.

시간적분법에 있어서는 후방 Euler 음함수(implicit) 적분법을 적용하였으며 이때, 시간 간격 $\Delta\tau$ 의 결정은 다음처럼 CFL 안정조건을 만족시키는 국부적 시간 간격(local time step) 중 최소의 값에 CFL수를 조절하여 그 크기를 결정하였다.

$$\begin{aligned} (\Delta\tau)_{i,j} &= \frac{(\Delta\tau_\xi)_{i,j}(\Delta\tau_\eta)_{i,j}}{(\Delta\tau_\xi)_{i,j} + (\Delta\tau_\eta)_{i,j}} \\ (\Delta\tau)_{i,j} &= \frac{1}{|U| + c |\nabla\xi|} \\ (\Delta\tau_\eta)_{i,j} &= \frac{1}{|V| + c |\nabla\eta|} \\ \Delta\tau &= CFL \times \min[(\Delta\tau)_{i,j}] \end{aligned} \quad (15)$$

3. 결 과

3.1 코드의 검증

고정익과 회전익의 상호작용을 고려하기 전에 코드의 검증으로 고정된 단일익렬인 Kiock 등⁽⁸⁾이 유럽의 네 개 풍동에서 실험한 VKI 선형 터빈 익렬에 대해 수치해석하였다. Kiock의 논문에는 이 익렬의 블레이드 좌표, 익형의 형상, 네 개 풍동에서의 실험조건, 실험결과등이 제시되어 있는데 그 중에서 DFVLR Braunschweig(BS)와 Oxford(OX)터빈의 자료를 참고하였으며, 유동조건으로는 입구 Mach수가 0.268, 입구 Reynolds수가 3.33×10^5 이며 등엔트로피 출구 Mach수가 1.001인 천음속 영역을 다루었다.

유동해석은 C-형 격자계와 H-형 격자계 각각에 대해 행하였으며 Fig. 3(a)와 Fig. 3(b)에 격자계를 나타내었다. C-형 격자계로는 타원형 격자구성법을 이용한 161×33 격자계가 사용되었으며 H-형

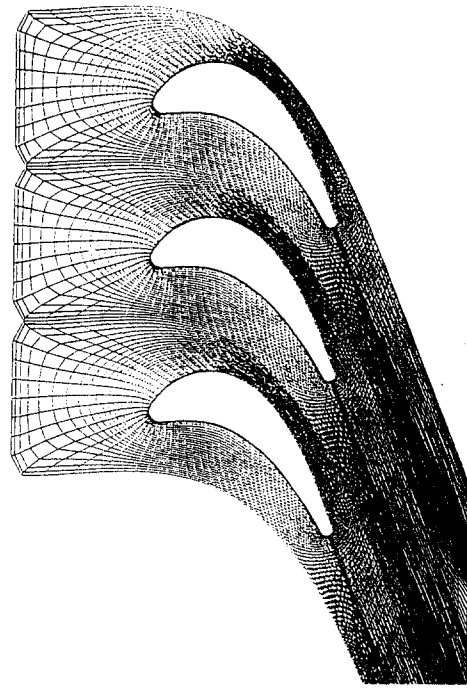
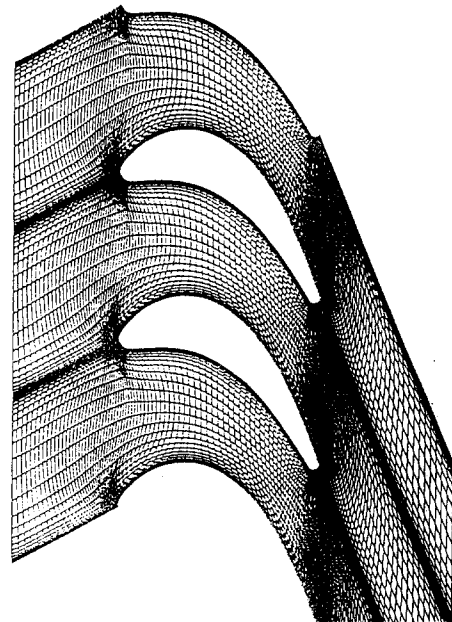


Fig. 3 (a) C-type grid system (161×33)



(b) H-type grid system (129×25)

격자계로는 대수적으로 형성한 129×25의 격자계를 사용하였다. 수렴 이력을 살펴보면 본 연구에서 사용된 C-형 격자계의 경우 대략 800회의 반복계산

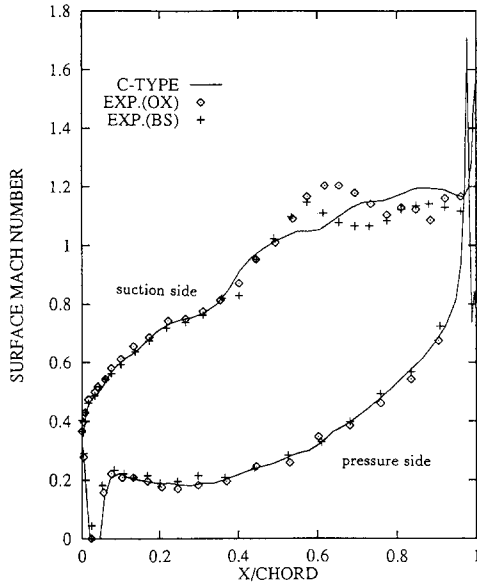


Fig. 4 Surface mach number (C-type)

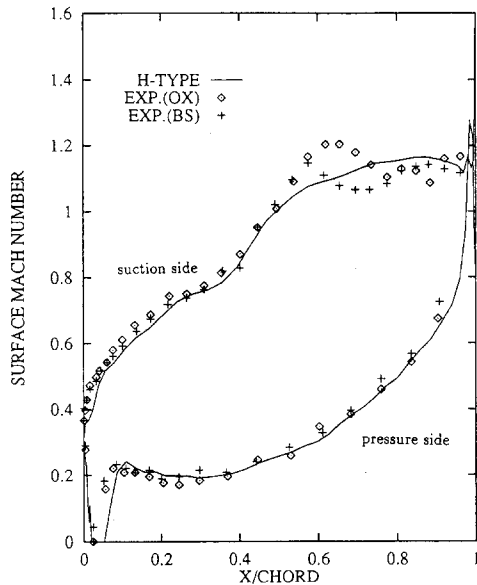


Fig. 5 Surface mach number (H-type)

후에 정상상태의 결과를 보여 주었고, H-형 격자계의 경우는 대략 400회의 반복계산 후에 결과가 수렴하였는데 이는 격자계의 수가 C-형 격자계의 수보다 적은데서 기인한 것으로 본다.

C-형 격자계와 H-형 격자계의 표면 마하수 분포를 Fig. 4, Fig. 5에 각각 나타내었다. 두 가지

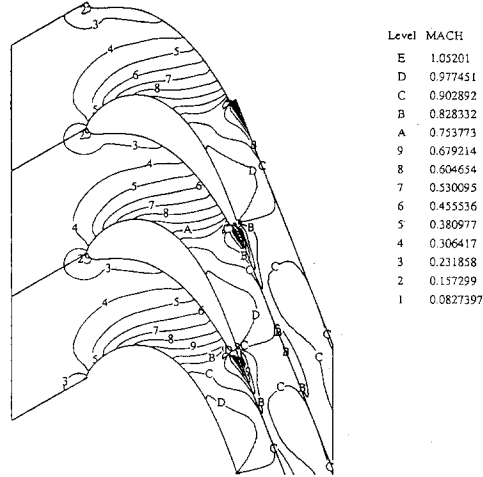


Fig. 6 Mach contour (H-type)

경우 모두 압력면 (pressure side)에서는 실험결과와 거의 일치하는 좋은 결과를 보여주고 있지만, 흡입면 (suction side)에서는 실험결과와 약간의 차이를 보이고 있다. 즉, 실험결과에 의하면 흡입면의 60%까지 유동이 가속되고 그 후 유동이 감속되어 흡입면 후반에서 경계층 유동에 박리 현상이 일어나지만, 본 수치해석 결과에서는 익면의 80%까지 계속해서 가속되었다가 이후 감소, 익형꼬리 부근에서 다시 급격한 증가를 하는 것을 보여준다. 흡입면 꼬리에서의 급격한 마하수 증가는 익형 꼬리(trailing edge) 부근의 표면 격자 smoothness의 부족과 비점성유동 해석으로 인한 결과로 보여지고 실험결과와 다소 차이를 보이는 부분이다. 한편 Fig. 5는 익형 선단에서 H형 격자계의 수치해석 결과와 실험값과의 차이가 약간 큼을 보여주고 있는데 이는 전체 격자수를 더 늘리고 익형의 선단과 꼬리에 격자를 더 많이 배치한다면 다소 향상된 결과를 얻을 수 있을 것으로 보인다.

H-형 격자계는 격자 생성이 쉽고 경계조건의 적용이 용이하기 때문에 많이 사용되고 있지만, 익형의 선단과 꼬리 부근에서 찌그러짐(skewness)이 크다는 문제점을 가지고 있으므로 익형의 선단과 꼬리 부근에 격자를 많이 배치해야 하고 전체 격자수를 크게 잡아주어야 익형의 선단과 꼬리에서 수치 결과의 위글(wiggle)을 줄일 수 있다.

Fig. 6의 H-형 격자계에서의 등마하수 선도는 정희택⁽²⁾의 결과와 거의 비슷한 형상을 보여준다. 흡입면의 경우 마하수는 점차적으로 증가되다가 익

형의 90%되는 블레이드 표면 근처에서 최고값을 보여주고 있다. 이는 C-형 격자계에서와 거의 일치하는 결과로 단지 익형의 선단과 꼬리 부근에서 유동해의 위클이 약간 발생하는 것을 볼 수 있고, 흡입면에서 반사되는 충격파의 위치가 약간 앞쪽으로 당겨져 있음을 또한 알 수 있다.

3.2 고정익-회전익 상호작용

본 연구에서는 위에서 검증된 코드를 이용하여 강인모 등⁽⁶⁾이 FEM으로 수치해석한 바 있는 압축기 내부의 천음속 유동을 해석하였다.

Fig. 7은 스테거(stagger) 각이 30°인 고정익과 회전익으로 구성되는 압축기 스테이지(compressor stage) 유동장에 대한 H-형 계산 격자를 나타낸 것으로 고정익에 91×31, 회전익에 71×31로서 총 162×31의 격자수를 갖는다. 블레이드의 형상 조건은 솔리디티(solidity)가 1이고 고정익이나 회전익의 블레이드로 사용한 익형은 NACA 65410이며 스테이지 유동장의 블레이드 열간의 축방향 거리는 사용된 익형의 익현길이(chord length)의 20%로 하였다. 유동조건은 입구 마하수가 0.8325이고 입구 유동의 방향과 축방향이 이루는 각은 37.5°이고 회전익은 뒷방향으로 움직인다고 가정하였다. 강인모의 논문에는 배압(back pressure, P_b)이 언급되어 있지 않으므로 직접 비교는 불가능하나 본 연구

에서는 배압의 변화와 회전익의 이동속도를 변화시킴으로써 전 유동장의 특성과 함께 배압과 회전익의 이동속도가 유동장에 미치는 영향을 검토하였다.

3.2.1 배압이 0.9이고 회전익의 이동속도가 0.8인 경우

우선 전체적인 유동장을 살펴 보기 위하여 배압이 0.9(원방음속의 동압으로 무차원화)이고 회전익의 이동속도(원방음속으로 무차원화)가 0.8인 경우에 대해 수치해석하였다. CFL 값을 2.0으로 해서 계산하였으며 이로 인해 회전익의 위치가 한 번의 시간 계산 후 익간거리의 10⁻³씩 움직이도록 하였다. 회전익이 처음 위치에서 움직이기 시작해 다음 번 고정익과 같은 위치가 될 때까지를 1번의 반복 계산이라 할 때 수렴까지 걸린 횟수는 대략 20회 정도이고 HP 735 기종으로 대략 3시간이 소요되었다.

고정익 영역에 초우킹 충격파가 발생하는 천음속 유동영역으로서 한 주기에 대한 익렬 표면의 압력 변화를 전체적으로 보기 위하여 1/8 주기별로 각각의 표면 압력을 배압으로 나누어준 값의 분포를 Fig. 8에 나타내었다. 고정익의 경우 충격파가 발생하기 전까지 압력면과 흡입면에서 시간 변화에 따른 압력 변화가 없는데 이는 충격파가 회전익에서의 높은 압력이 고정익의 앞부분으로 전파되는 것을 차단하기 때문에 고정익과 회전익의 상대적 거리에 따른 영향이 고정익 앞부분에는 미치지 않는 것으로 판단된다. 압력면의 중간 이후부터 생긴 충격파는 흡입면의 꼬리까지 연결되고 압력면에서 충격파 이후 익형꼬리까지의 압력 변화는 회전익의 위치에 따라 크게 변화하는 모습을 보여준다. 이것은 회전익 선단의 높은 압력이 고정익과 회전익의 상대적인 위치에 따라 고정익의 압력면에 미치는 영향이 변화하여 생기는 현상으로서 두 익렬의 위치가 가장 가까운 0/8 주기에서 그 영향이 가장 크고 멀리 떨어져 있는 3/8 주기에서 가장 약하게 작용하였기에 위와 같은 압력 변화가 발생하고 있다.

회전익에서의 표면 압력 분포 Fig. 8(b)를 보면 전체 주기 동안 전방면(windward)에서 익형의 선단으로부터 20%까지의 거리를 제외하고는 후방면(leeward)과 전방면의 시간 변화에 따른 압력 변화가 거의 없음을 알 수 있다. 전방면에서 익형 선단의 압력은 작은 폭이지만 0/8주기보다 4/8주기일

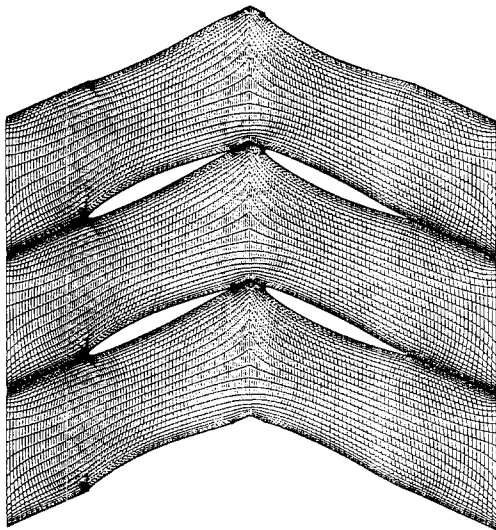
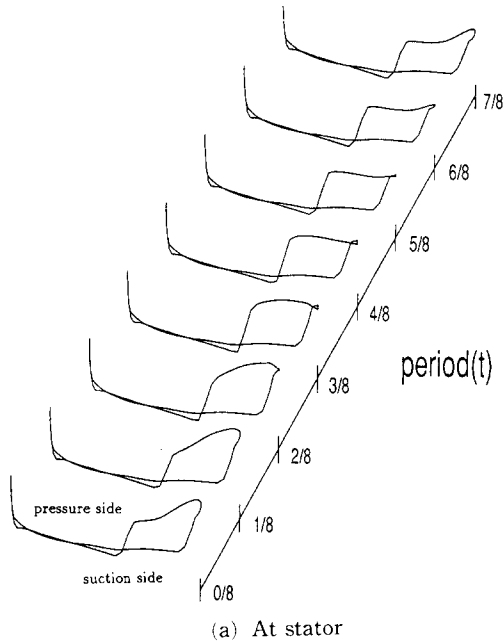
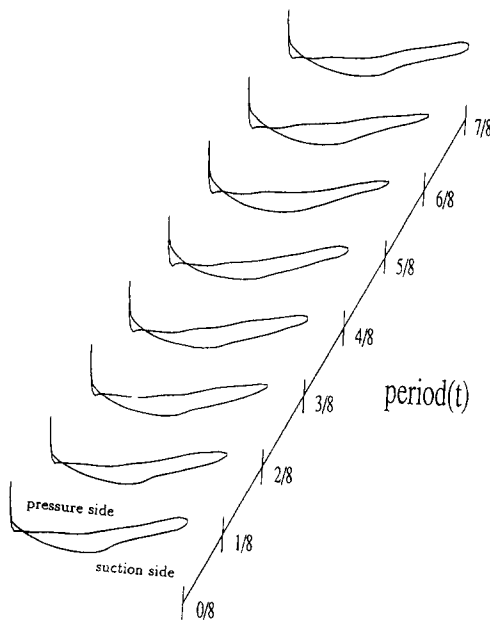


Fig. 7 Grid system for compressor stage flow field(H-type, 162×31)

경우 더 크게 떨어졌는데 이는 고정익과의 거리가 멀어질수록 고정익과의 상호 영향이 감소하기 때문에 생기는 현상으로 보인다.



(a) At stator



(b) At rotor

Fig. 8 Variation of surface pressure in one period at $P_b=0.9, V_{rotor}=0.8$

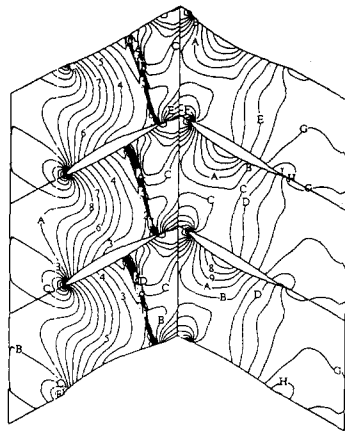
고정익과 회전익의 상대적 거리가 가까울수록 압력의 전파로 생기는 포텐셜 상호작용(potential interaction)의 영향이 큼을 알 수 있고, 회전익에서 압력의 변화가 전방면보다 후방면에서 훨씬 더 크게 나타난 것으로부터 고정익에서부터 회전익으로의 비점성 후류 상호작용(wake interaction)이 회전익에 영향을 끼친다는 것을 볼 수 있지만 두 익형의 거리 변화에 따른 비점성 후류 상호작용의 영향은 거의 변화가 없었다.

전 유동장의 압력변화를 나타낸 Fig. 9로부터 이러한 상호작용이 미치는 영향을 자세히 알 수 있고, Fig. 9와 함께 Fig. 10의 속도분포로부터 고정익과 회전익의 상호 역할에 대해 어느 정도 확인할 수 있다. 즉, 고정익은 충격파 전까지의 증가된 운동에너지를 높은 압력에너지로 바꾸어주는 역할을 하고 회전익은 유동의 속도뿐만 아니라 압력까지도 증가시키는 역할을 한다. 회전익에 있어서는 전방면에서의 압력이 후방면에서의 압력보다 커서 회전익이 움직이는 반대 방향으로 유체가 회전익에 부하를 가하고 있음을 알 수 있다.

3.2.2 배압이 일정하고 회전익의 이동속도가 다른 경우

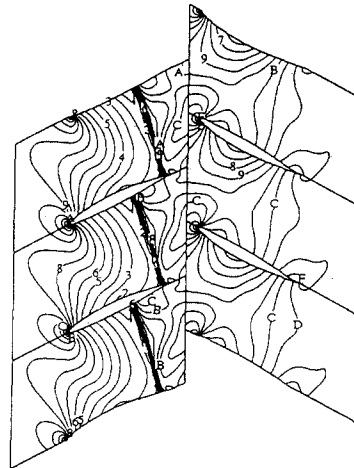
배압이 0.9이고 회전익의 속도가 0.75, 0.8, 0.85로 변화될 때 주기가 0/8인 경우 고정익과 회전익에 있어서의 표면 압력분포를 나타낸 Fig. 11로부터 다음을 알 수 있다. 고정익에서의 충격파의 위치는 익형 꼬리쪽으로 가까워지고 있고, 회전익의 경우 0.75의 속도에서는 다른 회전익 속도와 비교해서 전방면 앞부분에서의 압력이 크게 떨어지는 것을 볼 수 있으며 최저 압력이 전방면의 선단 근처와 후방면의 중간부분 두 군데에서 생기는 것을 알 수 있다.

배압이 일정하고 회전익의 속도가 변하는 경우 회전익의 속도가 증가할수록 고정익에서 충격파의 위치는 회전익쪽으로 점차적으로 접근하는 것이 선명히 보이지만 회전익인 경우에 전방면의 선단부분의 저압이 회전익의 속도가 증가하면서 상승하며 이와 반대로 후방면에서는 저압부분이 앞쪽으로 이동하다 회전익의 속도가 증가하면서 저압발생 위치가 다시 뒤쪽으로 움직이며 압력도 낮아지고 있다. 이러한 사실로부터 배압이 0.9인 경우 회전익에 낮은 부하가 걸리는 최적의 회전익 속도는 대략 0.8인 것으로 나타났다.



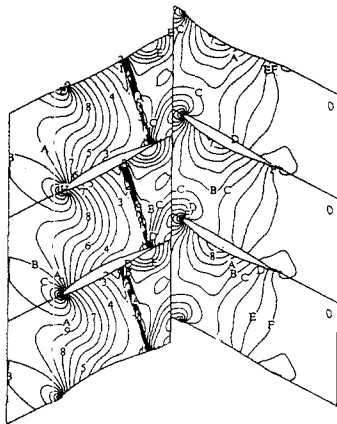
(a) At 0/8 period

Level	PRESSURE
P	1.2096
O	1.17536
N	1.14112
M	1.10688
L	1.07264
K	1.0384
J	1.00416
I	0.969925
H	0.935686
G	0.901447
F	0.867208
E	0.832968
D	0.798729
C	0.76449
B	0.730251
A	0.696011
9	0.661772
8	0.627533
7	0.593294
6	0.559054
5	0.524815
4	0.490576
3	0.456337
2	0.422097
1	0.387858



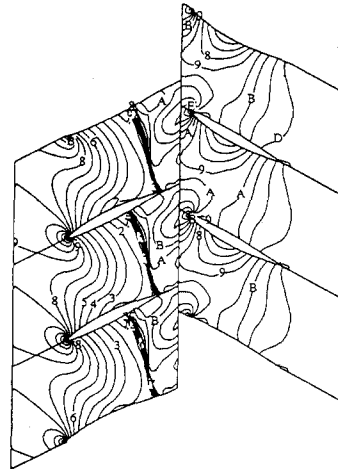
(c) At 4/8 period

Level	PRESSURE
K	1.15099
J	1.11111
I	1.07123
H	1.03136
G	0.99148
F	0.951602
E	0.911725
D	0.871847
C	0.83197
B	0.792092
A	0.752215
9	0.712337
8	0.67246
7	0.632582
6	0.592705
5	0.552827
4	0.51295
3	0.473072
2	0.433195
1	0.393317



(b) At 2/8 period

Level	PRESSURE
P	1.231
O	1.19553
N	1.16006
M	1.12459
L	1.08912
K	1.05365
J	1.01818
I	0.982708
H	0.947237
G	0.911767
F	0.876297
E	0.840826
D	0.805356
C	0.769886
B	0.734415
A	0.698945
9	0.663475
8	0.628004
7	0.592534
6	0.557064
5	0.521593
4	0.486123
3	0.450653
2	0.415182
1	0.379712



(d) At 6/8 period

Level	PRESSURE
K	1.17676
J	1.1356
I	1.09445
H	1.05329
G	1.01213
F	0.970979
E	0.929823
D	0.888667
C	0.847511
B	0.806355
A	0.765198
9	0.724042
8	0.682886
7	0.64173
6	0.600574
5	0.559418
4	0.518262
3	0.477106
2	0.43595
1	0.394794

Fig. 9 Pressure contours at various cycle phase (Pb = 0.9, Vrotor = 0.8)

3.2.3 회전익의 이동속도가 일정하고 배압이 다른 경우

회전익의 속도가 0.8로 일정하고 회전익 출구에서의 배압이 0.85, 0.9, 0.95로 변할 때의 유동장의 변화를 살펴 보았다.

Fig. 12는 고정익과 회전익의 위치가 가장 가까운 0/8 주기인 경우의 표면 압력 분포를 나타낸 것으로서 고정익의 경우 배압이 증가할수록 압력면과 흡입면에서의 충격파의 위치가 고정익 앞부분으로 움직이고 있으며 충격파의 강도 또한 약해짐을 알 수 있고, 배압이 0.95인 경우 압력면에서의 충격파는 익면의 약 50% 지점에서 발생하였으며 흡입면

의 경우는 약 80%되는 지점에서 발생하였다.

회전익에서 눈에 띄게 두드러진 현상은 배압이 0.85인 경우 회전익 익형에 충격파가 다시 발생한다는 점이다. 즉, 전방면의 40%되는 지점에서 충격파가 발생해서 후방면의 80%되는 지점까지 연결되고 있는데 충격파를 포함한 전체적인 압력 변화는 고정익에서와 유사함을 알 수 있다. 배압이 0.95인 경우는 최저 압력의 위치가 후방면의 30%까지 당겨져 있으며 모든 위치에서 전방면에서의 표면 압력은 후방면에서의 표면 압력보다 큰 값을 나타내고 있다.

회전익 속도가 일정하고 배압이 변할 경우 고정

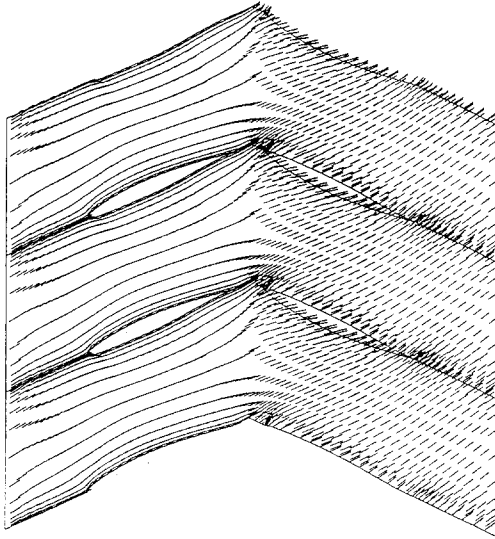


Fig. 10 Instantaneous velocity vectors in compressor stage flow
($P_b=0.9$, $V_{rotor}=0.8$)

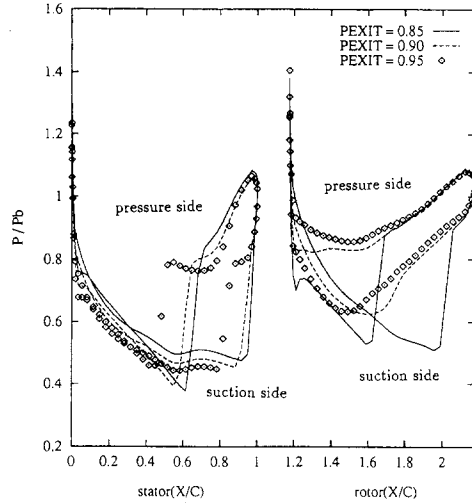


Fig. 12 Surface pressure variation with exit pressure at 0/8 period

위한 회전익 전체에 걸쳐 급격한 변화를 보이지 않고 점진적으로 변하고 있다.

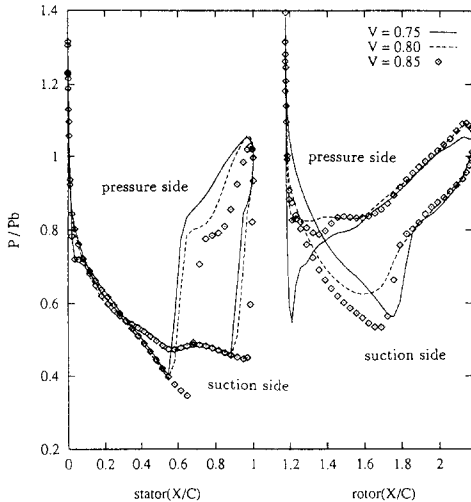


Fig. 11 Surface pressure variation with rotor velocity at 0/8 period

익과 회전익의 유동에 미치는 영향력은 배압이 일정하고 회전익 속도가 변할 경우보다 훨씬 더 큼을 알 수 있으며 특히 배압이 작은 경우 회전익에 충격과가 발생하게 되어 회전익의 성능에 나쁜 결과를 가져다 준다. 배압이 높을 경우 포텐셜 상호작용의 영향이 커서 회전익의 앞부분에서의 압력이 비교적 크게 나타나고 있고 익형의 선단 부분을 제

2. 결 론

본 연구에서는 Van Leer의 FVS 기법을 적용하여 고정익—회전익 상호작용을 고려한 압축기 스테이지 내부의 비정상 비점성 천음속 유동장에 대해 수치해석하였으며 이에 앞서 코드의 검증을 위해 VKI 터빈 익형에 대해 수치해석한 결과를 실험 결과와 비교하였고 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) VKI 익형에 대한 수치해석 결과로부터 C-형과 H-형 격자계에 있어 흡입면 후반부에서 수치해석 결과가 실험값과 다소 차이를 보이지만 전체적으로 실험값을 잘 따라감을 알 수 있었다. 이러한 흡입면 후반부에서의 차이는 본 결과가 비점성 유동이라는 가정에 의하여 발생한 것으로 판단된다.

(2) 고정익과 회전익의 상호작용을 고려한 압축기 내부 유동의 수치해석시 한 주기내에서 두 익형 사이의 거리가 가까울수록 포텐셜 상호작용(potential interaction)의 영향이 크게 작용하였으며 회전익의 경우 후방면에 고정익으로부터의 비점성 후류 상호작용(wake interaction)이 작용하는 것을 볼 수 있었다. 비점성 후류 상호작용은 한 주기내에서는 그 변화가 포텐셜 상호작용 만큼 눈에 띄게 나타나지 않았다.

(3) 배압이 0.9로서 일정하고 회전익의 이동속도가 0.75, 0.8, 0.85로 변하는 경우와 회전익의 이동속도가 0.8로 일정하고 배압이 0.85, 0.9, 0.95로 변하는 경우를 비교하여 보면 배압 변화에 따른 익형의 표면압력 변화의 정도가 더 심함을 알 수 있었다. 즉, 회전익의 이동속도가 0.8일 때 0.9의 배압에서는 나타나지 않는 충격파가 배압이 0.85로 떨어질 때 회전익에 발생하였으며 이러한 사실로부터 회전익에 충격파가 발생하지 않고 익형 전반에 걸쳐 균일하게 작은 부하가 걸리는 최적의 배압이 있을 것으로 나타났다.

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

후 기

이 논문은 첨단 유체 공학 연구센터의 지원으로 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

(1) Dring, R. P., Joslyn, H. D., Hardinand, L. W. and Wagner, J. H., 1982, "Turbine Rotor-Stator Interaction," *J. of Engineering for Power*, Vol. 104, pp. 729~742.

(2) 정희택, 백제현, 1992, "2차원 익렬유동의 Navier-Stokes 해석," 대한기계학회논문집 제16권 제2호, pp. 313~324.

(3) Erdos, J. I., Alzner, E. and McNally, W., 1977, "Numerical Solution of Periodic Transonic Flow through a Fan Stage," *AIAA J.*, Vol. 15, No. 11, pp. 1559~1568.

(4) Jorgenson, Philip C. E. and Chima, Rodrick V.,

1989, "Explicit Runge-Kutta Method for Unsteady Rotor/Stator Interaction," *AIAA J.*, Vol. 27, No. 6, pp. 743~749.

(5) Kang In-Mo and Chang Keun-Shik, 1991, "Euler Analysis of Transonic Stator-Rotor Interaction Using a Finite Volume Method," *Int. J. for Num. Meth. in Fluids*, Vol. 12, pp. 625~636.

(6) Rai, M. M. and Madavan, N. K., 1990, "Multi-Airfoil Navier-Stokes Simulations of Turbine Rotor-Stator Interaction," *J. of Turbomachinery*, Vol. 112, pp. 377~384.

(7) Leer, Bram Van, 1982, "Flux Vector Splitting for the Euler Equations," *Lecture Notes in Physics*, Vol. 170, pp. 501~512.

(8) Kiock, R., Lehthaus, F., Baines, N. C. and Sieverding, C. H., 1986, "The Transonic Flow Through a Plane Turbine Cascade as Measured in Four European Wind Tunnels," *J. of Engineering for Gas Turbines and Power*, Trans. of ASME, Vol. 108, pp. 277~284

(9) Hoffman, Klaus A., 1989, *Computational Fluid Dynamics for Engineers*, Engineering Education System, Austin, Texas

(10) 김창주, 1991, "플랩의 진동에 따른 2차원 날개 주위의 비정상 천음속 유동해석," 서울대학교 대학원 항공우주공학과 박사학위논문

(11) Sung Joon Yoon, "Numerical Navier-Stokes Solutions of Supersonic Slot Injection Problem," Virginia Polytechnic Institute and State University, Ph.d Thesis.

(12) 최환석, 1994, "유한체적 TVD해법을 이용한 정상/비정상 압축성 유동장의 수치해석," 포항공과대학교 대학원 기계공학과 박사학위논문.