

회전의 채널내 후류장에 의한 비정상 유동특성에 관한 연구

김윤제* · 전용렬**

Unsteady Flow Fields in a Rotor Blade Passage by Wake Passing

Youn J. Kim*, Y.-R Jeon**

Key Words: Unsteadiness (비정상성), Rotor Blade Passage (회전의 채널), Wake Model (후류모델), Wake/Rotor Interaction (후류/회전의 상호작용), MacCormack Scheme (MacCormack 기법), Pitch ratio (피치비), Velocity Defect Vector (속도결함벡터)

ABSTRACT

The characteristic of unsteady flowfields on gas turbine, particularly on a rotor blade surface has been numerically investigated. The unsteady flow in a rotor blade passage as a result of wake/blade interaction is modeled by the inviscid flow approach, and solved by Euler equations using a time accurate marching scheme. Unsteady flow in the blade passage is induced by periodically moving a wake model across the passage inlet. The wake model used in this study is the Gaussian wake model in which the wake flow is assumed to be parallel with uniform static pressure and uniform relative total enthalpy. Numerical results show that for the case of $P_s/P_r=1.5$, the velocity and pressure distribution on the blade surfaces have much more complex profiles than for the case of $P_s/P_r=1.0$.

1. 서 론

터빈 익렬 내에서 발생하는 유동이나 열전달 현상은 아주 복잡한 성질을 갖고 있으며, 유동은 비정상성(unsteadiness)을 내포하는 3차원 천음속 흐름을 나타낸다. 이러한 비정상성을 유발시키는 요인 중 후류의 통과(wake passing)는 다른 것 보다 지배적이라 할 수 있다.⁽¹⁾

후류는 상류 익렬로부터 항상 발생하고 상대적으로 천천히 소멸되므로 넓은 축간격을 갖는 블레이드 열에서도 그 영향을 무시할 수 없다. 이러한 후류와 블레

이드 간의 상호작용에 대한 연구는 많은 연구자들에 의하여 수행되어 왔다.⁽²⁻⁸⁾ 특히, Dring 등⁽⁵⁾은 회전익 표면의 경계층은 고정익 후류가 회전익 채널을 따라 통과함에 따라 회전익 표면의 경계층이 층류와 난류층으로 바뀌는 실험결과를 발표하였다. 또한 수치해석적인 연구로는 Hodson⁽⁶⁾이 Denton⁽⁷⁾ 기법을 기초로 한 유한체적법을, Giles⁽⁸⁾은 Ni⁽⁹⁾의 다중격자기법(multigrid scheme)을 각각 이용하여 회전익 채널에서의 2차원 비정상 유동을 해석하였다.

터보기계 내의 유동은 블레이드인 고정익(stator)과 회전체인 회전익(rotor)사이를 유체가 연속적으로 흐르는 특성에 의하여 비정상 유동장이 형성되기 때문에 주기적인 유동장을 기대할 수 있다. 이러한 유동장의 주기성은 블레이드 표면의 열전달 및 공기역학적 특성

* 정회원, 성균관대학교 기계공학부

** 성균관대학교 대학원 기계공학부

에 큰 영향을 미치는 것으로 이미 널리 알려져 있다.⁽¹⁰⁾ 보다 정숙한 운전 특성을 갖는 블레이드를 설계하기 위해서는 주기적인 비정상 유동에 대한 이해가 필수적이라 할 수 있다.

따라서, 본 연구에서는 SSME (Space Shuttle Main Engine) 터빈의 회전익을 모델로 하여 고정익과 회전익의 상대운동으로부터 야기되는 비정상성을 유발하는 요인 가운데 하나인 후류가 유동장에 미치는 영향을 Gaussian 후류 모델과 유한차분법을 이용한 전산 프로그램을 통하여 연구함으로써, 향후 보다 효율적인 익렬에서의 열전달 및 경계층 영향, 그리고 난류모델의 적용에 보탬이 되고자 한다. 특히, 가스터빈에 사용되는 고정익과 회전익의 피치는 일반적으로 동일하지 않기 때문에 임의의 피치비에 의하여 야기되는 비정상성을 해석할 수 있는 전산 프로그램을 개발하는데 그 목적이 있다.

2. 이론적 배경

2.1 지배방정식

2차원, 비정상, 비점성, 압축성 유동의 Euler 방정식은 직교좌표계에서 다음과 같은 보존형으로 나타낼 수 있다.

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

$$D = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho U \\ \rho V \\ e \end{bmatrix}, \quad E = \begin{bmatrix} \rho U \\ \rho U^2 + P \\ \rho UV \\ (e+P)U \end{bmatrix}, \quad F = \begin{bmatrix} \rho V \\ \rho UV \\ \rho V^2 + P \\ (e+P)V \end{bmatrix} \quad (2)$$

위 식에서, ρ 는 밀도, e 는 단위 질량당 전체에너지, 그리고 U 와 V 는 각각 x 와 y 방향의 속도성분을 나타낸다.

이상기체 상태방정식으로부터 압력은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$P = (\gamma - 1) \left[e - \frac{1}{2} \rho (U^2 + V^2) \right] \quad (3)$$

여기서 γ 는 비열비(specific heat ratio)를 나타낸다. 본 연구에서는 쌍곡선 형태의 비정상 Euler 방정식

(1)의 해를 비교적 계산이 간단한 MacCormack의 양해법(explicit method), 즉, 예측자/보정자 기법을 이용하여 해를 구하였는데, 예측자나 보정자 단계의 계산시 공간상에서 각각 후향과 전향차분법을 사용하였다.

2.2 경계조건

2.2.1 깃 표면의 벽면조건

벽면을 관통하는 질량 플럭스가 없기 때문에 벽면에 수직 방향의 속도 성분을 무시할 수 있고, 깃 표면에서의 속도성분을 수직과 평행성분으로 나누어 수직 성분을 제거하면, 지배방정식 (1)을 다음과 같이 벽면에 적용할 수 있다.

$$\frac{\partial D'}{\partial t} + \frac{\partial E'}{\partial x'} + F' \frac{\partial V}{\partial y'} = 0 \quad (4)$$

$$D' = \begin{bmatrix} \rho \\ \rho U \\ e \end{bmatrix}, \quad E' = \begin{bmatrix} \rho U \\ \rho U^2 + P \\ (e+P)U \end{bmatrix}, \quad F' = \begin{bmatrix} \rho U \\ \rho U \\ (e+P) \end{bmatrix} \quad (5)$$

2.2.2 주기성 조건

회전익 주위에서의 비정상 유동이 갖는 주기성 경계조건은 공간성(spatial)과 시간성(temporal) 주기로 구분할 수 있다. 공간성 주기란 회전익과 고정익이 동일한 피치를 가질 때 나타나는 주기이며 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$F(x, y, t) = F(x, y + P_r, t) \quad (6)$$

그러나, 회전익과 고정익의 피치가 다를 때에는 위상지연(phase lagged) 경계조건을 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F(x, y, t) = F(x, y + P_r, t - \Delta t) \quad (7)$$

여기서, $\Delta t = (P_s - P_r)/V_r$ 이고, P_s 와 P_r 은 각각 고정익과 회전익의 피치를 나타내며, V_r 은 회전익 속도이다.

2.2.3 정상유동 입·출구 경계조건

외부로부터 주어지는 유동입구에서의 정체압력 P_o ,

정체온도 T_o , 그리고 유동 입구각 α_i 등 세가지 조건과 유동 특성곡선을 따라 보존되는 Riemann 상수를 이용하여 다음과 같이 유입구에서의 속도 성분과 압력, 밀도를 구할 수 있다.

$$U_i = Vel_i \cos(\alpha_i) \quad (8)$$

$$V_i = Vel_i \sin(\alpha_i) \quad (9)$$

$$P_i = P_o \left[1 - \frac{Vel_i^2}{2C_p T_o} \right]^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \quad (10)$$

$$\rho_i = \frac{P_o}{RT_o} \left[1 - \frac{Vel_i^2}{2C_p T_o} \right]^{\frac{1}{\gamma-1}} \quad (11)$$

여기서 유입구에서의 Riemann 상수(R_i)와 균일 유동조건으로부터의 입구속도(Vel_i)는 다음과 같다.

$$R_i = \sqrt{u_i^2 + v_i^2} - \frac{2}{\gamma-1} C_o \quad (12)$$

$$Vel_i = \frac{\gamma-1}{\gamma+1} R_i + \sqrt{\frac{4C_o^2}{\gamma^2-1} - 2\frac{\gamma-1}{(\gamma^2+1)} R_i^2} \quad (13)$$

여기서, $C_o = \sqrt{\gamma RT_o}$ 로 정의된다.

아음속을 갖는 유동 출구면에서는 이상출구 Mach 수로부터 정압(static pressure)이 주어지게 되며 나머지 값들은 내부점으로부터 외삽(extrapolation)에 의하여 구할 수 있다. 유동출구에서의 Riemann 상수와 유동출구각을 각각 R_e, α_e 라 할 때, 균일 유동이라는 가정으로부터 출구면에서의 유동 물성치는 다음 식들을 이용하여 구할 수 있다.

$$\rho_e = \rho_i \left(\frac{P_e}{P_i} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (14)$$

$$Vel_e = R_e - \frac{2}{\gamma-1} \sqrt{\frac{\gamma P_e}{\rho_e}} \quad (15)$$

$$U_e = Vel_e \cos(\alpha_e) \quad (16)$$

$$V_e = Vel_e \sin(\alpha_e) \quad (17)$$

2.2.4 비정상유동 입·출구 경계조건

고정익의 노즐 가이드 후연 (trailing edge)에 의하여 생성되는 후류는 회전익 주위에 비정상성을 유발시킨다. Giles⁽⁸⁾은 비정상 유동의 유입 조건을, 후류와 회전익의 상호작용에 의하여 생성되는 유입류의 섭동 (perturbation)과 후류 모델(wake model)에 의하여 주어지는 비정상 유입류라는 두 부분으로 나누어 생각하였다.

본 연구에서는 후류장 해석을 위하여 다음과 같은 Gaussian 후류 모델을 사용하였다. 실제 가이드 베인에서는 점성손실이 발생하며, 접촉하고 있는 유체의 일부가 냉각되기 때문에 전체 엔탈피가 균일하지 않게 된다. 그러나 후류모델의 단순화를 위하여 Gaussian 모델은 회전익 채널 내의 정압과 전체 엔탈피가 균일하다고 가정한다.

$$f(\eta) = D \exp\left(-\frac{\eta^2}{2W^2}\right) \quad (18)$$

식 (18)은 후류모델이 Gauss 함수를 따른다는 Gaussian 후류모델의 정의를 표현하는 주기함수이고, 여기서, D 와 W 는 각각 후류에 의한 속도 결함의 최대값과 후류장의 폭(width)을 나타내며, 변수 η 는 다음과 같이 나타낼 수 있다 (Fig. 1 참조).

$$\eta = \frac{y - \tan(\alpha_{iw})x}{P_s} \quad (19)$$

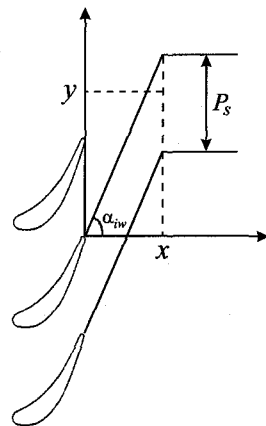


Fig. 1 Schematic for definition of η

후류장 내 전체 엔탈피 값의 변화를 설명하기 위하여, 전체 엔탈피가 균일하다는 위의 가정은 다음과 같은 주기함수로 다시 표현할 수 있다.

$$P_{iw} = P_{is} \quad (20)$$

$$U_{iw} = a_{is} [1 - f(\eta)] \cos(\alpha_{is}) \quad (21)$$

$$V_{iw} = a_{is} [1 - f(\eta)] \sin(\alpha_{is}) \quad (22)$$

$$\rho_{iw} = \frac{\gamma}{\gamma - 1} \frac{P_{is}}{\left[H_{is} - \frac{1}{2}(U_{iw}^2 - V_{iw}^2) \right]} \quad (23)$$

여기서, a_{is} 는 후류의 유동각, H_{is} 는 전체 엔탈피, 그리고 a_{is} 는 속도 크기를 나타내며, 하첨자 $()_{iw}$, $()_{is}$ 는 각각 후류장에 기준 좌표계를 설정하였을 때 유입되는 후류장과 정상상태의 변수값을 나타낸다. 전체 엔탈피가 균일하다는 Gaussian 후류 모델의 가정으로부터 식 (23)에서 밀도를 구하기 위해 일정한 전체 엔탈피 값을 사용하였다. 정상상태에서의 변수값은 회전의 기준으로서 하는 좌표계로부터 이미 계산된 회전의 채널로부터의 정상상태 값을 이용하여 구할 수 있다.

Giles는 후류장과 회전의 상호작용이 인입 유동 조건인 섭동성분과 유사한 유출하는 압력파가 생성한다고 가정하였다. 이것은 원주 방향의 섭동파(perturbation wave)가 미세하게 변한다는 가정을 포함하고 있으며, 1차원 특성이론을 적용하여 다음과 같은 인입 유동의 특성치를 유도하였다.

$$\omega_1 = (P - P_{inl}) - C_{is}^2(\rho - \rho_{inl}) \quad (24)$$

$$\omega_2 = (V - V_{inl}) \rho_{is} C_{is} \quad (25)$$

$$\omega_3 = (P - P_{inl}) + \rho_{is} C_{is} (U - U_{inl}) \quad (26)$$

$$\omega_4 = (P - P_{inl}) - \rho_{is} C_{is} (U - U_{inl}) \quad (27)$$

여기서, ω_1 , ω_2 , ω_3 , ω_4 는 각각 유입하는 유동의 엔트로피, 와도(vorticity), 압력파(pressure wave) 그리고 유출압력의 특성치를 나타낸다 (자세한 내용은 참고문헌 (8)을 참고하기 바람).

2.3 격자구조

직교좌표계에서 물리 영역 (x, y) 으로 기술된 Euler 방정식 (1)을 곡선좌표계의 계산영역 (ξ, η) 으로 상사 변환을 하면, 다음과 같은 보존형으로 변환시킬 수 있어 유한차분법 (finite difference method)을 그대로 적용할 수 있다.

$$\frac{\partial \bar{D}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{E}}{\partial \xi} + \frac{\partial \bar{F}}{\partial \eta} = 0 \quad (28)$$

$$\bar{D} = D/J \quad (29)$$

$$\bar{E} = (\xi_x E + \xi_y F)/J \quad (30)$$

$$\bar{F} = (\eta_x E + \eta_y F)/J \quad (31)$$

여기서, J 는 Jacobian을 나타낸다.

3. 수치 해석 결과

비정상 유동의 초기화를 위해서는 먼저 회전의 채널에서의 정상유동을 분석하여야 한다. 또한 정상유동 및 고정익과 회전의 피치가 같은 경우의 해석에 있어서는 하나의 회전의 채널을 필요로 하지만, 비정상 유동에서는 주기성 경계조건의 특성을 고려하여, 단단의 익렬을 선택하여야 한다. 따라서, 본 연구에서는 SSME 터빈의 고정익과 회전의 피치비가 1.5이기 때문에 Fig. 2와 같이 3단의 익렬을 고려하였다. 또한 전·후연에서의 급속한 전향성을 방지하기 위하여 각각 익현길이(chord length)의 4%C, 2%C를 축 방향으로 확장시켜 격자계 기울기 변화를 보다 완만히 하였다.

Table 1은 본 연구에서 고려한 SSME 터빈의 기하학적 형상과 유동조건을 기술하였다.

정상상태 해를 구할 때까지, 식 (28)을 시간에 대하여 적분함으로써 정상유동의 해를 구할 수 있다. 이러한 정상유동의 해는 유선방향을 따라 시간 간격 Δt 의 증가에 따른 두 시간간격에서의 평균 운동량의 차가 10^{-5} 보다 작은 값을 가질 때까지 반복 연산 후 그때의 값을 취하였다. 회전의 채널에서 정상유동이 갖는 유입, 유출각 α_i 와 α_e 는 각각 45° 와 115° 이다.

Table 1 Parameters of the SSME turbine

Steady flow Mach number	0.25
pitch/chord ratio (P_r/C)	0.7
Pitch ratio (P_s/P_r)	1.5
Inflow angle (α_{is})	45°
Wake velocity defect (D)	0.15
Wake width (W)	0.04

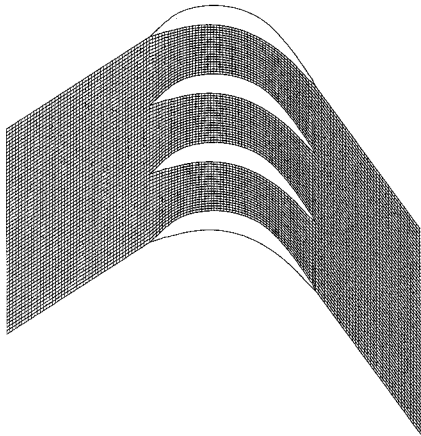


Fig. 2 Blade geometry and grid system for the SSME rotor passage(151×21×3 ch)

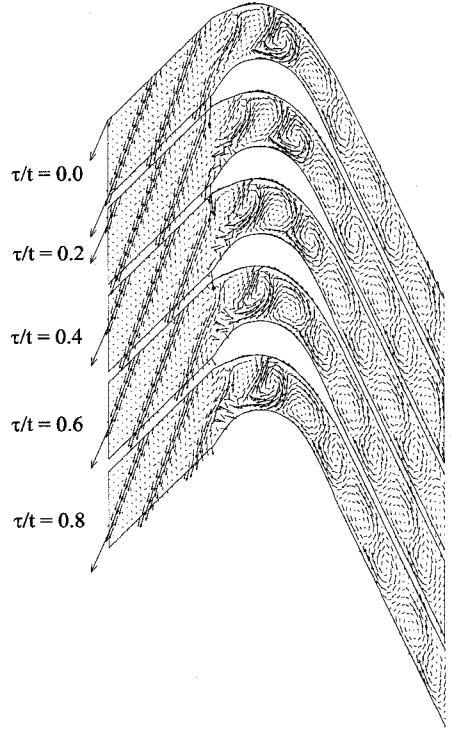


Fig. 4 Velocity defect vector in the SSME rotor blade passage for a hypothetical case of $P_s/P_r=1.0$

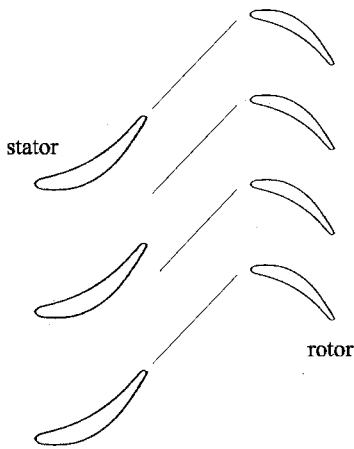


Fig. 3 Schematic of 3 passages

SSME 터빈의 고정익과 회전익의 피치비는 1.5이므로 주기성 경계조건의 특성을 고려하여 3단의 익렬을 고려해야만 실질적인 비정상 유동의 해석이 가능하다 (Fig. 3 참조). 그러나 계산시간의 단축과 후류장과 회전익의 상호작용으로 인하여 유발되는 비정상 유동의

물리적 현상을 고찰하기 위하여 우선적으로 하나의 회전익 채널만을 대상으로 피치비가 1인 경우, 즉 고정익과 회전익의 개수가 같다고 가정한 경우에 대하여 해석하였다.

Fig. 4는 전술한 고정익과 회전익의 피치비가 1이라 가정한 경우의 속도결함벡터(velocity defect vector)를 나타내고 있다. 또한 후류장 통과주기(t)를 5개의 시간 단계로 나누어 시간의 흐름에 따른 후류의 움직임을 보여주고 있다. 이러한 속도결함벡터는 순간속도와 정상상태 속도 값의 차로부터 얻어진다. 초기조건, 즉 정상상태 해로부터 지배방정식을 시간에 대하여 주기적인 해를 구할 때까지 적분하였으며, 이때의 적분시간은 8개의 후류가 통과하는 시간이 필요하였고, 한 개의 후류가 통과하는 동안 590개의 계산단계가 필요하였다. 평균유동은 양의 x 방향으로 움직이며, 후류는 회전익의 인입구를 가로질러 음의 y 방향을 따라 이동함을 알 수 있다.

Fig. 4에서와 같이, 인입구에서의 후류장은 축 방향과 67° 의 각을 이루는 벡터 군을 이루고 있으며, 이 각도는 노즐 가이드 베인의 출구각과 같음을 알 수 있다.

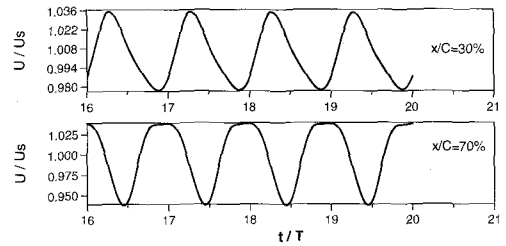
두 개의 후류 사이에서는 상대적으로 교란이 없는 평운함을 보여주고 있고, 이 영역에서는 속도 결합 벡터의 크기는 작고 벡터의 방향도 일정하지 않다. 또한, 이러한 후류의 인입각은 채널에서 서로 반대방향으로 회전하는 2개의 순환(circulation)을 생성시키는데, 후류 후면에서는 시계방향으로, 전면에서는 반시계 방향으로 회전을 알 수 있다. 벡터의 크기는 속도결합의 상대적인 크기를 나타내며, 후류 내에서는 외부보다 크게 표시되고 있음을 알 수 있다.

또한, Fig. 4로부터 후류는 회전에 의해서 두 조각으로 분리됨을 알 수 있다. 이 후류조각이 채널 내로 들어갈수록 후류 조각의 양 끝은 표면 근처에서 감속되는 반면에 중심부분은 채널을 가로지르는 평균속도의 변화와 초기 후류의 인입각 때문에 더욱 가속된다. 결과적으로 후류 조각은 압력면에 거의 수직이고, 부압면에 대해서는 후류각을 이루게 되며, 후류는 회전의 표면에 커다란 속도와 압력의 변화를 유발시킨다.

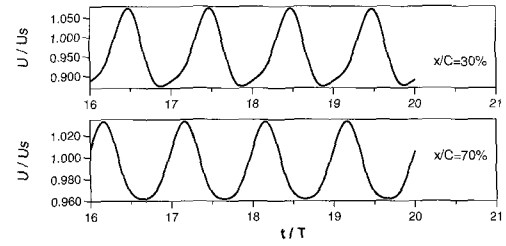
또한, 후류 조각의 각 형상도 회전의 채널을 가로지르는 평균속도의 변화에 따라 변형된다. 그 결과로, 압력면 부위 후류장의 두께는 얇으며, 부압면에서는 두꺼움을 알 수 있다.

Fig. 5와 Fig. 6은 고정익과 회전익의 피치비가 1.0 일 경우에 각각 부압면과 압력면의 전연으로부터 익현 길이의 30%와 70% 지점의 비정상 속도 및 압력 파형을 나타낸다. 국소적인 정상상태의 값을 이용하여 무차원화하였고, 시간은 후류 통과 주기의 항으로 표시하였으며, 속도 및 압력이 주기적인 정현파형(sine wave)을 갖게 됨을 볼 수 있다. 이는 후류 통과 주기 동안 후류 하나만이 회전의 표면의 속도나 압력에 영향을 미친다는 것을 의미한다.

Fig. 7은 실질적인 경우 즉, 고정익과 회전익의 피치비가 1.5일 경우의 속도 결합 벡터를 보여주고 있다. 이 경우에는 주기적인 해를 얻기까지의 적분시간이 약 8개의 후류가 통과하는 시간을 필요로 하였고, 한 개의 후류가 통과하는 동안 약 630개의 계산단계를 필요로 하였다. 전술한 바와 같이, 후류가 회전의 전연에 의해서 두 조각으로 분리되는 과정이 더욱 상세히 나타남을 알 수 있다. 이렇게 분리된 후류 조각은 후류가 기울기를 갖고 이동하기 때문에 각각 다른 유동장을 형성하게 된다. 그러나 임의의 시간에 상·하 채널에서의 유동이 서로 다를지라도 아래 채널에서의 유동은 반주기 후의 위 채널의 유동장과 일치하게 된다.

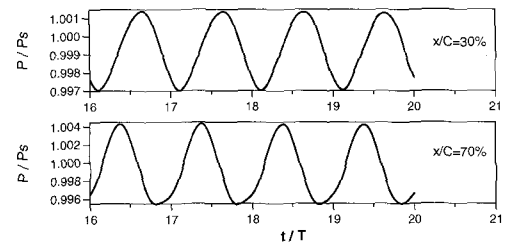


a) suction surface

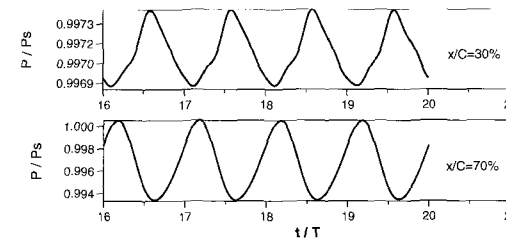


b) pressure surface

Fig. 5 Velocity variation on the rotor surface for $P_2/P_1=1.0$



a) suction surface



b) pressure surface

Fig. 6 Pressure variation on the rotor surface for $P_2/P_1=1.0$

Fig. 8과 Fig. 9는 고정익과 회전익의 피치비가 1.5 일 경우에 각각 부압면과 압력면에서의 비정상 속도 및 압력 파형을 나타낸다. 피치비가 1인 경우와는 달리 고정익과 회전익의 피치가 다를 경우에는 좀 더 복잡하게 굴곡된 정현파형의 양상을 나타내었다. 하나의 굴곡은 하나의 후류를 의미하기 때문에 후류 통과 주기 동안 2개의 후류가 지나감을 알 수 있다.

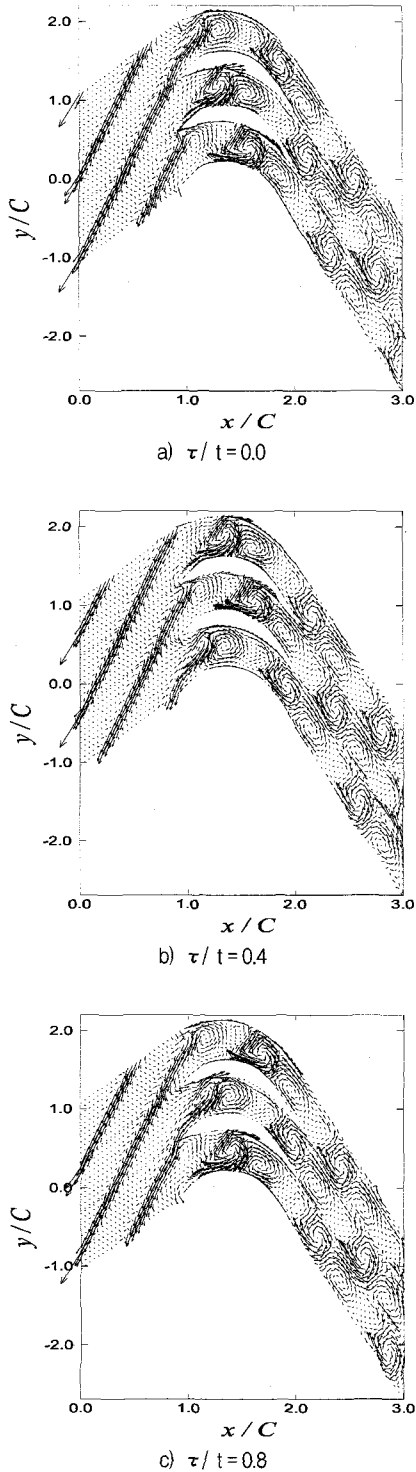


Fig. 7 Velocity defect vector in the SSME rotor blade passage for $P_3/P_7=1.5$

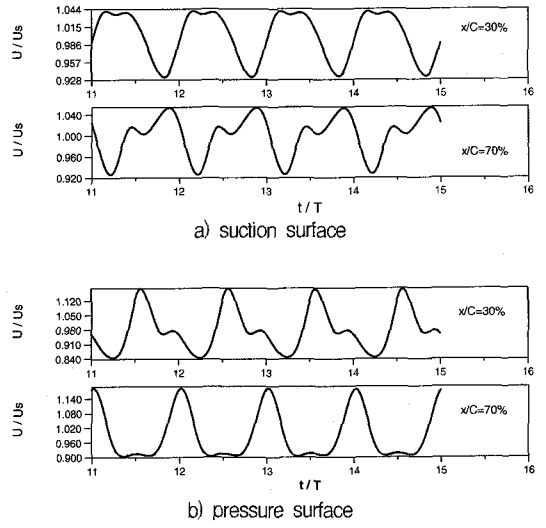


Fig. 8 Velocity variation on the rotor surface for $P_3/P_7=1.5$

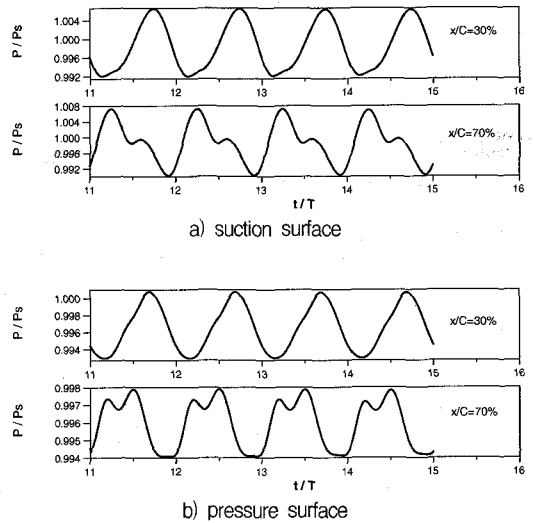


Fig. 9 Pressure variation on the rotor surface $P_3/P_7=1.5$

4. 결론

고정익에 의한 후류장 통과로 인한 회전의 채널에서의 비정상유동을 고찰하기 위한 전산프로그램을 개발하였다. 본 연구에서는 MacCormack의 양해법을 이용하여 시간진행법과 주기적으로 채널입구를 통과하는 후류모델을 이용하여 Euler 방정식의 해를 구하였으며, 비정상 경계조건의 적용에 있어서 Giles의 방법을 따랐다.

후류의 인입각에 의하여 회전의 채널 내에서 서로 반대방향으로 회전하는 순환영역이 존재함을 확인할 수 있었다. 또한 회전의 표면에서의 시간에 대한 속도 및 압력 파형의 변화는 고정익과 회전의 피치가 같을 경우보다 피치가 다를 경우에 더욱 복잡한 양상을 보인다는 것을 알 수 있었다.

참고문헌

- (1) Doorly, D. J., 1984, "Modeling the Unsteady Flow in a Turbine Rotor Passage," ASME J. of Turbomachinery, Vol. 110, pp. 27~37.
- (2) Binder, A., 1983, "Secondary Flow Effects and Mixing of the Wake Behind a Turbine Stator," ASME J. of Engineering for Power, Vol. 105, pp. 40~46.
- (3) Hodson, H. D., 1985, "Measurements of Wake-Generated Unsteadiness in the Rotor Passage of Axial Flow Turbines," J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, pp. 467~476.
- (4) Addison, J. S. and Hodson, H. P., 1990, "Unsteady Transition in an Axial-Flow Turbine PART 1 - Measurements on the Turbine Rotor," ASME J. of Turbomachinery, Vol. 112, pp. 206~214.
- (5) Dring, R. P., Joslyn, H. D., Hardin, L. W. and Wagner, J. H., 1982, "Turbine Rotor-Stator Interaction," ASME J. of Engineering for Power, Vol. 104, pp. 729~742.
- (6) Hodson, H. P., 1985, "An Inviscid Blade-to-Blade Prediction of a Wake-Generated Unsteady Flow," J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, pp. 337~344.
- (7) Denton, J. D., 1983, "An Time-Marching Method for Turbomachinery Flow Calculation," ASME J. of Engineering for Power, Vol. 105, pp. 514~521.
- (8) Giles, M. B., 1988, "Calculation of Unsteady Wake/Rotor Interaction," AIAA J. of Propulsion and Power, Vol. 4, No. 4, pp. 356~362.
- (9) Ni, R. H., 1981, "A Multiple Grid Scheme for Solution of the Euler Equations," AIAA J., Vol. 20, No. 11, pp. 1565~1571.
- (10) Lakshminarayana, B., 1991, "An Assessment of Computational Fluid Dynamic Technique in the Analysis and Design of Turbomachinery-The 1990 Freeman Scholar Lecture," J. of Fluids Engineering, Vol. 113, pp. 315~352.