

〈論 文〉

회전하는 κ 자형 관내의 유동에 관한 수치해석 연구

허남건* · 조원국* · 윤성영* · 김광호*

(1993년 1월 13일 접수)

A Numerical Study on Flows in a Rotating Serpentine Passage

N. Hur, W. K. Cho, S. Y. Yoon and K. H. Kim

Key Words: Rotating Flow(회전유동), Serpentine Passage(κ 자형 관), Turbine Blade Cooling(터빈 날개냉각), Numerical Study(수치해석)

Abstract

A numerical simulation is carried out on flows in a rotating serpentine flow passage, which models a cooling passage in a gas turbine blade, by using a 3-D FVM based TURBO-3D program. When it is rotating, the flow field exhibits quite different aspects due to the effect of the Coriolis force. Especially the secondary flow field appearing in the cross-sectional area is very complex because of the combined effect of the Coriolis force and the centrifugal force in the curved area. Local Nusselt numbers are also obtained based on the Reynolds analogy and compared with the published experimental data showing a good agreement. The results of the present study can be applied to the design of cooling passages of a gas turbine blade.

기 호 설 명

| | | | |
|-------------------|---|------------|------------------|
| C | : 난류 경험상수와 난류 운동에너지의 함수 | U | : 체적면에 수직인 속도 성분 |
| C_1, C_2, C_μ | : 난류 경험상수 | u | : 직교좌표 성분 속도 |
| C_p | : 등압비열 | x | : 일반 좌표계 |
| E | : 벽면 조도 계수 | y | : 직교 좌표계 |
| FPR | : Prandtl 수와 난류 Prandtl 수의 함수 | Y_n | : 벽과의 수직거리 |
| G | : 난류 운동에너지 생성률 | β | : 좌표변환 인자 |
| h | : 열전달 계수 | Γ | : 확산계수 |
| J | : 직교 좌표계 y 와 일반 좌표계 x 의 좌표 변환에서의 Jacobian | ϵ | : 난류 운동에너지 소산률 |
| k | : 난류 운동에너지 | ϕ | : 스칼라양 |
| Pr | : Prandtl 수 | K | : von Karman 상수 |
| q | : 스칼라 flux | μ | : 점성계수 |
| r | : 회전반경 | Ω | : 회전각속도 |
| s | : 생성항 | ρ | : 밀도 |
| T | : 응력텐서 | | |

하첨자

| | |
|------------|----------------------|
| i, j | : 좌표계 방향 |
| k | : 난류 운동에너지 관련 변수 |
| ϵ | : 난류 운동에너지 소산율 관련 변수 |

*정회원, 한국과학기술연구원 열·유체공학 연구실

ϕ : 스칼라양 관련 변수
 t : 난류변수

상첨자

+ : 벽함수에서의 정규화된 값
 u : 속도 관련 변수

1. 서 론

최근의 가스터빈의 고효율화 추세에 따라 터빈날개에 걸리는 열부하가 커지는 경향이며, 설계 및 운전시 터빈날개 냉각의 중요성은 더욱 증대되고 있다. 이에 관한 근래의 연구들은 Lee와 Ro의 논문⁽¹⁾에 잘 정리되어 있다. 일반적인 가스터빈 날개와 이의 냉각을 위한 유로의 도식적인 모습은 Fig. 1(a)⁽²⁾에 보여지고 있으며 이 냉각유로 내의 유동 및 열전달 해석을 위한 수치계산에 사용되는 격자

계의 전형적인 예는 Fig. 1(b)⁽³⁾에 보여진다. 가스터빈과 같은 터보기계의 경우 열부하와 냉각에 따른 온도차에 의하여 유발되는 부력효과 이외에도 고속회전에 따른 Coriolis 힘이 주유동에 많은 영향을 주게되어 유동은 매우 복잡한 특성을 갖게 되며, 이의 이해는 냉각에 필요한 열전달해석에 필수적이다. 그러나, 냉각 유로내의 열전달과 압력손실 등의 예측은 주로 비회전상태의 실험결과에서 적절한 전환과정을 거쳐서 사용하고 있으며 이러한 방법은 새로운 제품의 설계를 위한 날개냉각 조건으로 사용하기에는 적절하지 못하므로⁽⁴⁾ 최근에는 고속회전하는 환경하의 열전달현상에 대한 연구가 발표되고 있다.

고속회전하는 환경하에서의 열전달특성을 파악하기 위한 연구에서 Johnson 등⁽⁴⁾은 난류강도를 높여주기 위한 유로표면의 trip이 유로방향에 대해 skew된 냉각유로의 경우 회전에 의하여 표면의 열전달계수가, 비회전 경우에 비하여, 회전의 전면부

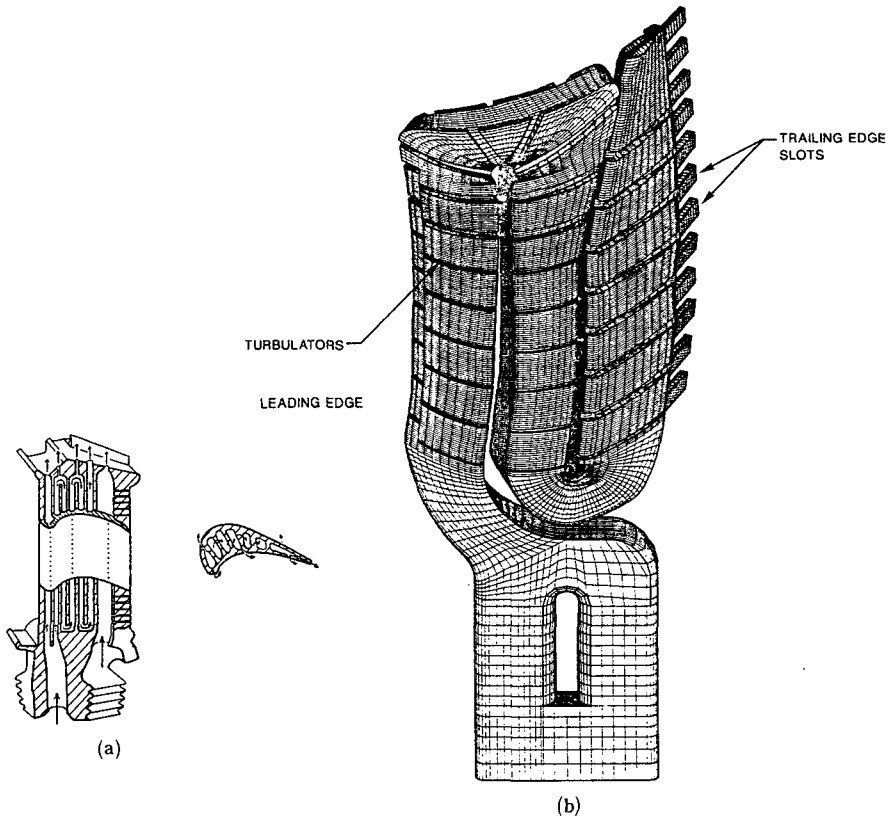


Fig. 1 (a) A schematic of a turbine blade internal cooling passage
 (b) Computational model of turbine blade internal cooling passages

는 낮아지는 반면 회전의 후면은 증가됨을 보였고, trip strip이 있는 날개 냉각 설계시 Coriolis 힘의 영향과 부력의 영향은 반드시 고려되어야 하고, 회전영향은 유동방향에 의하여 결정되며, trip이 skew된 냉각유로의 경우 그렇지 않은 것에 비하여 부력에 의한 영향이 작다는 결론을 내렸다. Mochizuki 등⁽²⁾은 2차 형태의 냉각유로 내에서 열전달현상의 실험을 수행하여 직선부위에 비하여 곡관 부위에서의 열전달율이 증가됨을 알았고 이는 3차원 유동 구조에 의하여 유발됨을 보고하였다. 유로의 직선부위의 열전달률은 회전의 전면부는 감소되고 후면부는 증가되는 특성이 있었고 이는 유로의 회전에 따른 Coriolis 효과에 의하여 유동이 변화됨으로 인한 결과임을 알았다. 또한, 이들은 Reynolds 수가 증가함에 따라 Rayleigh 수나 Rotation 수에 의하여 크게 변화되지 않음을 밝혔다.

Hur와 Marinaccio⁽³⁾는 CFD 코드인 STAR-CD를 사용하여 GE사의 터빈날개 내의 실제 냉각유로 내의 유동현상을 규명하고 열전달 계수를 구하였으며, 특히, 3차원 유동구조에 의한 곡관 부위의 열전달율의 증가와, turbulator에 의한 난류 운동에너지의 증가로 인한 열전달율의 증가현상을 파악하였다. 이 CFD에 의한 결과는 최근 Abuaf와 Kercher⁽⁵⁾에 의해 실험적으로 확인되었다. Abuaf와 Kercher는 Hur와 Marinaccio가 계산한 바 있는 turbulator가 있는 실제 냉각유로의 10배 크기의 실험 냉각유로를 사용하였다. 그들은 특히 주유동방향 속도와 난류강도를 측정하여 이 값들과 국부적인 열전달 성능과의 특성을 파악하고 상관관계를 밝혔으며, 실물 크기의 Hur와 Marinaccio의 유동해석의 결과와 비교하여 터빈날개 냉각통로 설계에 있어서의 CFD의 유용성을 보여주었다.

터빈날개에서의 냉각을 위한 유로에서의 열전달 특성의 중요성이 증가함에 따라 많은 연구가 진행 발표되고 있으나 이들의 대부분이 실험을 통한 열전달 현상의 파악에 치중하고 있다. 그러나, 터빈날개 내의 대부분의 열전달은 강제대류에 기인하므로 열전달현상의 정확한 해석을 위해서는 유동장에 대한 체계적인 이해와 연구가 더욱 요구된다. 따라서, 본 연구에서는 모델 냉각통로 내에 대한 유동장 및 열전달 계수분포를 구하기 위하여 수치적 방법에 의한 접근을 시도하였고 이를 위하여 본 연구실에서 개발한 유한체적법 유동해석 프로그램인

TURBO-3D⁽⁶⁾를 사용하였다. 계산 영역은 터빈날개 내의 냉각유로를 단순화한 2차 형태의 유로를 설정하였으며 등온상태의 유동에 대하여 해를 구하였다. 실제 고온의 터빈날개내에서는 큰 온도구배에 의한 강한 부력효과가 예상되어 이를 무시할 수는 없으나 등온 가정하의 유동장으로부터 Reynolds analogy에 의한 열전달특성의 유추가 가능하다. 그러므로, 본 연구에서는 특히 회전수의 변화에 따른 Coriolis 효과의 변화 및 2차 유동의 구조를 파악하였고 또한 이들에 의한 주 유동장과 압력 분포 및 국부 열전달 특성을 파악하였다.

2. 계산방법

수치계산을 위하여 본 연구실에서 개발한 TURBO-3D를 사용하였으며 본 프로그램은 경계밀착 좌표(body fitted coordinate system)를 채택하여 비엇물림 격자(non-staggered mesh, collocated mesh)를 사용하는 유한체적법(FVM, finite volume method) 프로그램이다. 또한, 난류의 계산을 위하여서는 표준 $k-\epsilon$ 모델을 사용하고 벽면에서는 벽함수를 사용하고 있다. TURBO-3D의 상세한 내용은 참고문헌 (6)을 참조하기 바람에 그 간단한 특징만 여기에 기술한다.

사용한 지배방정식은 비압축성 유체에 대한 정상상태의 Navier-Stokes 방정식으로 이를 직교좌표계 y 와 일반좌표계 x 와의 좌표변환 $y^i = y^i(x^j)$ 의 Jacobian J 를 구성하는 행렬 $\partial y^i / \partial x^j$ 의 cofactor β^i_j 를 사용하여 일반 경계밀착 좌표계에서 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} (\rho u_m \beta^{mj}) = s_m \quad (1)$$

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} [(\rho u_m u_i - T_{mi}) \beta^{mi}] = s_i^* \quad (2)$$

$$\frac{1}{J} \frac{\partial}{\partial x^j} [(\rho u_m \phi - q_m) \beta^{mj}] = s_\phi \quad (3)$$

여기서 u_i 는 속도, ρ 는 밀도를 나타내며, 사용된 다른 변수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} T_{mi} &= -p\delta_{mi} + \frac{1}{J} \mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x^n} \beta^n_m + \frac{\partial u_m}{\partial x^1} \beta^1_i \right) \\ q_m &= \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x^n} \frac{1}{J} \beta^n_m \\ s_i^* &= \Omega_n \Omega_i r_n - \Omega_m \Omega_m r_i - 2\epsilon_{mni} \Omega_m u_n \\ s_h &= G - \rho \epsilon \end{aligned} \quad (4)$$

$$s_\varepsilon = C_1 \frac{\varepsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}$$

윗식에서 μ 는 난류의 효과를 포함하는 유효점성계수, Γ_ρ 는 스칼라량의 확산계수를 나타낸다. s_k^* 는 운동량 방정식의 생성항으로 좌표축의 회전에 의한 원심력과 Coriolis 힘을 나타내며 이와 관련된 변수 Ω 와 r 은 각각 회전 각속도와 회전축으로부터의 회전반경을 나타낸다. s_k 와 s_ε 는 각각 난류 운동 에너지와 난류소산률의 생성항을 나타내고 난류 강도의 생성률은 $G = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial y_j}$ 이다.

대류항의 계산에 사용되는 검사면에서 값의 선택은 수치해의 안정성과 정확도에 큰 영향을 미치며, 여러가지 Scheme이 개발되었지만 본 연구에서는 현재 가장 널리 쓰이고 있으며 안정성이 뛰어난 상류 차분법(upwind differencing scheme)을 사용하였다. 압력장을 풀기 위해서는 연속방정식으로부터 압력을 계산할 수 있는 방정식을 유도하여 속도와 압력을 서로 연관시켜 계산하는 Algorithm이 필요하며, 본 연구에서는 그 형태가 간단하고 가장 많이 사용되는 SIMPLE Algorithm을 사용하였다. 또한, 본 연구에서는 비엇물림 격자계(non-staggered mesh, collocated mesh)를 사용하였으므로 속도장과 압력장의 Decoupling을 없애기 위해 Rhie & Chow의 운동량 보간법을 사용하였다. 선형 대수 방정식의 Solver로는 속도 및 스칼라량의 계산에는 SIP(strongly implicit procedure)을, 압력에는 CGM(conjugate gradient method)을 사용하였다. 특히, CGM은 TDMA나 ADI 등에 비하여 속도나 효율면에서 월등한 것으로 확인되었으며, Solver 자체의 특성상 대칭행렬의 해만을 구할 수 있으므로 압력장 계산시에만 사용하였다.

단열상태의 유동장해석으로 얻은 결과로부터 유동에 의한 열전달 특성을 예측하기 위하여 Reynolds analogy에 의해 난류 운동에너지 강도로 열전달을 계산하였으며 다음과 같이 Jayatillaka⁽⁷⁾가 준식을 사용하였다.

$$h = C_p C / ((U^+ + FPR) PR_t) \quad (5)$$

위의 식에서 사용된 변수는 다음과 같다.

$$C = \rho C_\mu^{0.25} \sqrt{k}$$

$$FPR = 9.24 \left[(Pr / Pr_t)^{0.75} - 1 \right]$$

$$[1 + 0.28 e^{-0.007 Pr / Pr_t}] \quad (6)$$

$$U^+ = \ln(EY^+) / k$$

$$Y^+ = Y_N C / \mu$$

여기서, C_p , Pr_t , Y_N , μ , ρ 는 각각 정압비열, 난류 Prandtl 수, 벽면과의 수직거리, 점성계수, 밀도이고 사용된 경험상수는 $C_\mu = 0.09$, $k = 0.42$, $E = 9.0$ 이다.

3. 결과 및 고찰

계산에 사용된 유동모델은 Fig. 2에 보이는 것처럼 3개의 직선부분(S1, S2, S3)과 이들을 연결하는 두개의 180°곡관(U1, U2)으로 이루어져 있다. 이는 각 방향으로 195×16×16개(총 49920개)의 미소 검사체적으로 이루어져 있으며, 논의의 편의상 Fig. 2에 보이는 면을 '전면'이라 하였으며 축방향에 수직한 2개의 길게 계속되는 면을 'A면'과 'B면'이라 하였다. 컴퓨터는 Workstation IRIS 4D-35/TG(Main Memory 16MB, 33 MIPS)를 사용하였으며, 각 방정식의 최대 상대 유수의 합이 0.001보다 작을때를 수렴조건으로 사용하여 한 경우당 약 450번의 반복계산에 약 400분의 CPU시간을 사용하여 수렴된 해를 얻었다. 사용한 모델의 수력반경은 20 mm로 실제로 사용되는 가스 터빈의 날개내에 설치되는 유로의 수력반경이 약 3 mm정도 인것에 비하면 상당히 확대된 크기이나 Mochizuki 등⁽²⁾의 실험결과와 비교하기 위하여 이들과 같은 크기를 사용하였다. 유체의 물성치는 상온의 공기의 물성치를 사용하였으며 수력 반경을 특성길이로 한 Reynolds 수는 2×10^4 이다. 입구의 난류강도는 유입속도 u_{in} 의 7%를 사용하였고 난류소산률은 $C_\mu^{0.75} k^{1.5} / 1$ 의 관계식으로 구하였다. 경계조건은 출구면에 대해서는 유출조건을 사용하였고 통로의 각면에서는 회전축에 대한 상대속도를 0으로 하였다. 좌표축은 z축을 중심으로 회전하며 각속도 Ω 를 0, 350, 3500 RPM의 세가지 경우에 대하여 계산하여 유동의 변화를 관찰하였고 Mochizuki 등⁽²⁾의 열전달 특성에 관한 실험 연구 결과와 비교하였다. 좌표축의 회전에 의한 2차 유동은 회전축과 유동방향에 수직하게 발생하며 이렇게 생성된 2차 유동은 다시 주 유동방향으로 힘을 발생시키므로 이들의 상호간섭과 유로의 곡률반경 변화에 의한 영향이 중첩되어 유동장은 더욱 복잡한 양상을 보인다.

회전이 없는 경우의 유동장에 대한 계산 결과는

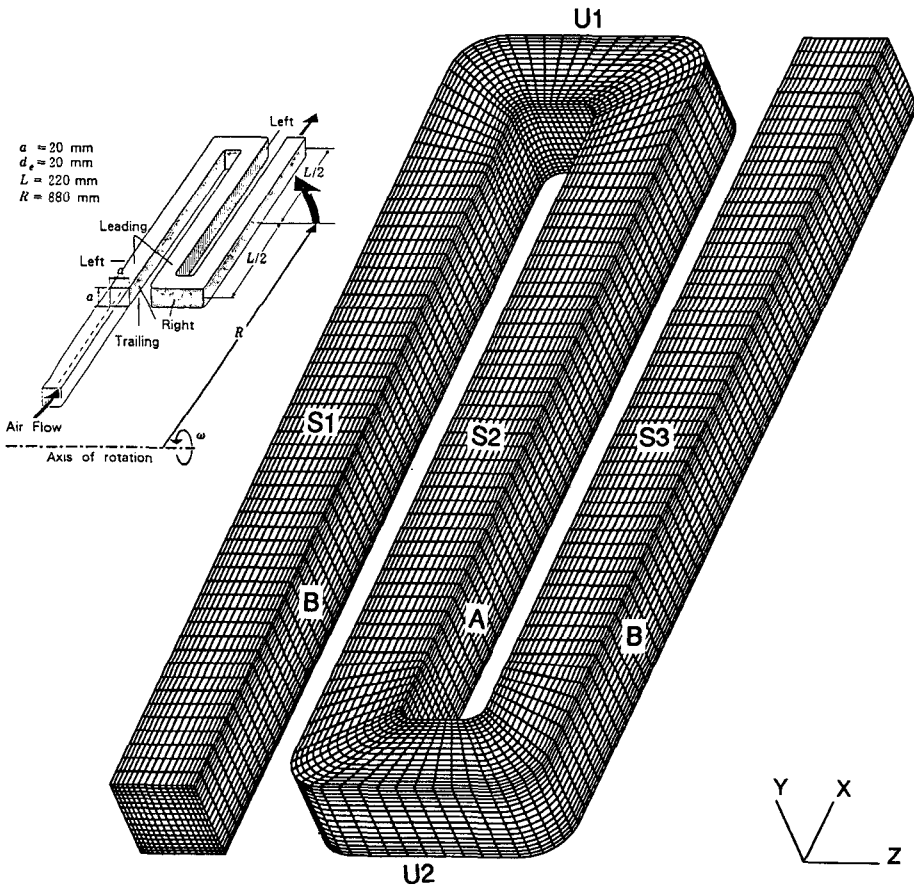


Fig. 2 Schematic diagram of the turbine blade internal cooling passage model and computational grid

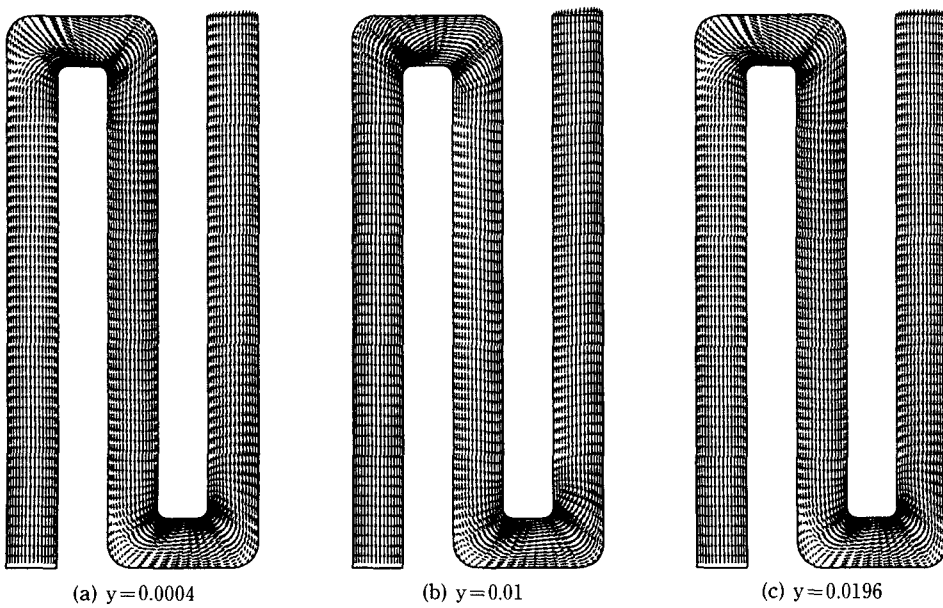


Fig. 3 Velocity vectors at y-constant plane, $\Omega=0$

Fig. 3과 Fig. 4에 보여진다. Fig. 3은 $y=0.0004$ (후면), $y=0.01$ (중앙면), $y=0.0196$ (전면)의 단면에서의 속도벡터이며 $+y$ 방향에서 본 그림이다 (Fig. 5와 Fig. 7도 동일). 그림으로부터, 유동은 첫번째 직선부위를 지나는 동안 벽면에서의 마찰로 벽면주위는 감속되며 중심부는 가속되다가 곡관부위에 이르러서는 유동이 벽에 부딪혀 정체점을 지

나 방향을 바꾸게된다. 속도의 정체지점에서 압력이 급상승하게 되고 마찰 손실이 많은 바닥면과 윗면은 이 부위에서 국부적으로 박리되는 현상을 보인다. 곡관 부위에서는 곡률이 증가하는 방향 즉, 곡관의 바깥부분의 유동이 방향을 바꾸며 강하게 가속된다. 따라서 두번째 직선부위의 유동은 좌우가 비대칭적인 유동분포를 가지며, 곡관부위의 바

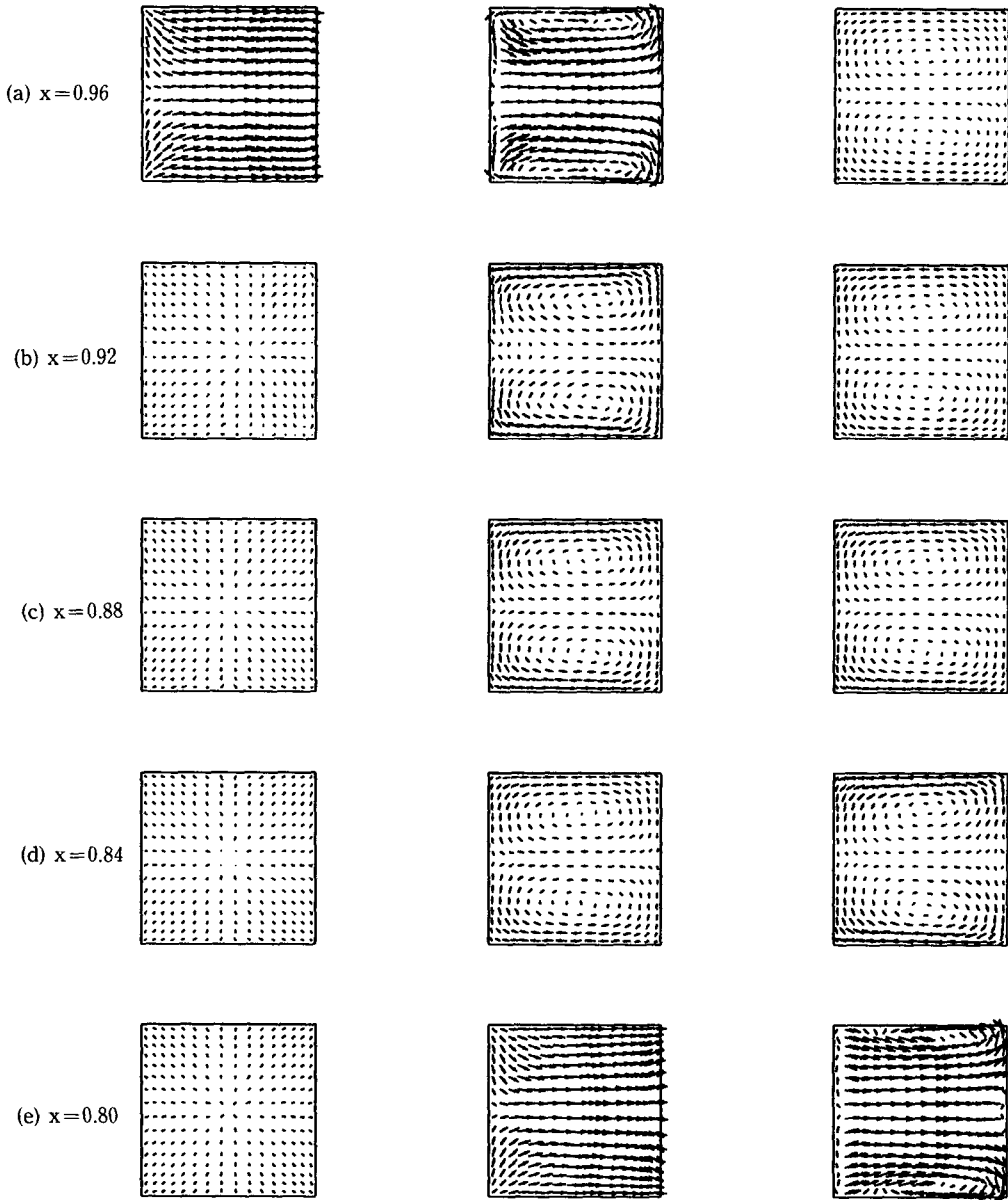


Fig. 4 Secondary flows at x-constant plane, $\Omega=0$

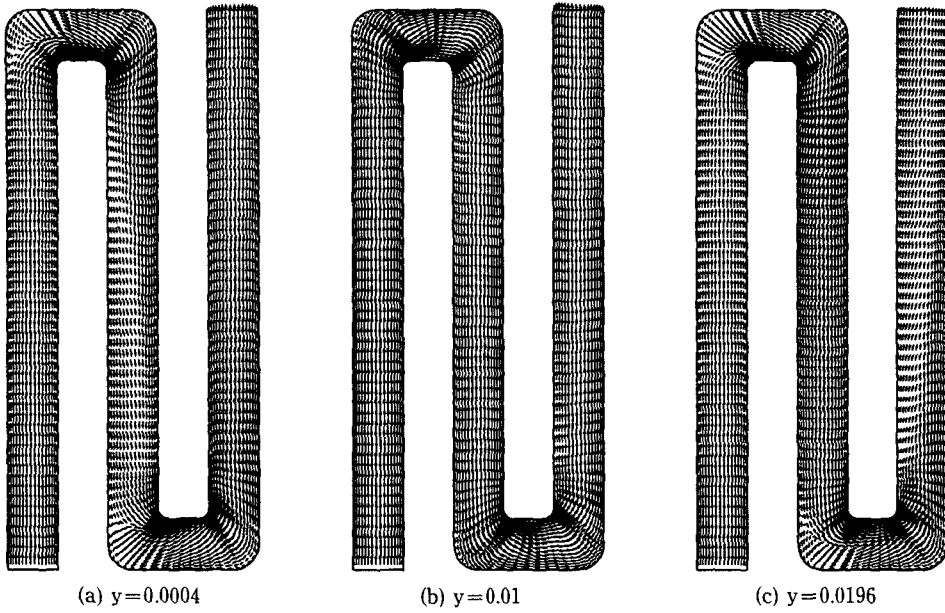


Fig. 5 Velocity vectors at y -constant plane, $\Omega=350$ RPM

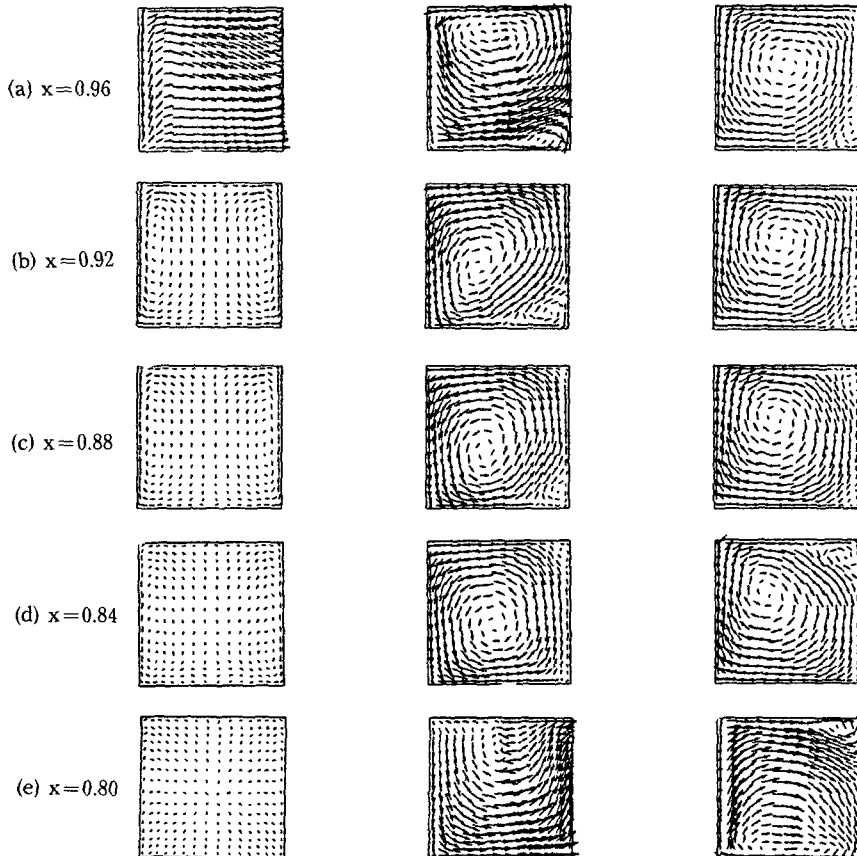


Fig. 6 Secondary flows at x -constant plane, $\Omega=350$ RPM

같이 위치하는 A면이 이어짐으로 인한 지형적인 이유로 인하여 A면 부근의 속도가 한층 가속된 모습을 보인다. 또한 B면 부근에서의 감속은 두번째 직선부를 지나며 어느정도 회복되나 완전하지는 못하므로, 두번째 곡관부분의 압력상승으로 인한 박리는 y방향의 전영역으로 확대된다. 이 부근의 박리로 인하여 두번째 곡관을 지나는 유동의 난류강도가 심화된다.

Fig. 4는 $x=0.96$, $x=0.92$, $x=0.88$, $x=0.84$, $x=0.8$ 인 단면에서의 2차 유동의 속도벡터를 나타내며, 입구방향으로부터 본 그림이다(Fig. 5와 Fig. 7도 동일). 비회전시의 2차 유동은 비교적 간단하며, 이의 발생은 주로 유로의 기하학적 형상 변화에 기인하여 $y=0.01$ 인 평면에 대해 대칭인 형상이며 곡관을 지나는 동안 강한 2차 유동이 생성된다. 또한, 이때 유체는 반경방향으로 가속되므로 이렇게 생성된 2차 유동은 유로의 중심에서 바깥 곡관부의 방향으로 움직여서 벽면을 따라 돌아오게 되고 이러한 2차 유동은 난류화를 촉진시켜 유체내의 확산을 증가시키므로 열전달면에서는 상당히 바람직하다. 2차 유동은 곡관부위에서 가장 강하며 난류강도 또한 이 지역에서 최고값을 갖는다. 압력 분포 역시 속도의 정체가 심한 곡관부위에서 높은 상승을 보인다.

350 PPM으로 회전하는 좌표에서의 주유동 방향으로의 속도벡터와 2차 유동을 각각 Fig. 5와 Fig. 6에 나타냈으며 회전이 없는 경우의 결과와는 상당한 차이가 있음을 알 수 있다. 이는 좌표축이 회전함에 따라 Coriolis 힘의 작용으로 인하여 회전의 전면부와 후면부의 속도에 차이가 발생하기 때문이다. 즉 Fig. 5에서 보는 것처럼, 회전이 없는 경우와는 다르게 첫번째 곡관부를 지나면서 곡관의 안쪽인 B면에 인접한 후면부근의 속도가 감속되고 두번째 곡관부를 지나서는 곡관의 안쪽인 A면에 인접한 전면부근의 속도가 감속됨을 알 수 있다. 이러한 감속지점은 Coriolis 힘에 의한 강함 2차 유동의 발생 지점과 일치하며 Fig. 6으로부터 잘 나타나있다.

회전이 있는 경우의 2차 유동은 회전이 없는 경우와는 현저히 다르며 이는 2차 유동의 생성에 기하학적인 요인외에 회전으로 인한 결과로 첫번째 직선부에서 순수한 Coriolis 효과에 기인한 2차유동을 관찰할 수 있다. 이때, Coriolis 힘은 회전속도와 반경방향속도의 곱에 비례하고 이 힘은 반경방향속도와 직각방향으로 작용하므로 중앙부에서 -y 방향으로 2차유동이 발생하게 되고 벽면에서의 감속으로 인하여 상대적으로 낮은 힘이 작용하므로 양 벽면을 따라 +y 방향으로 돌아오는 두개

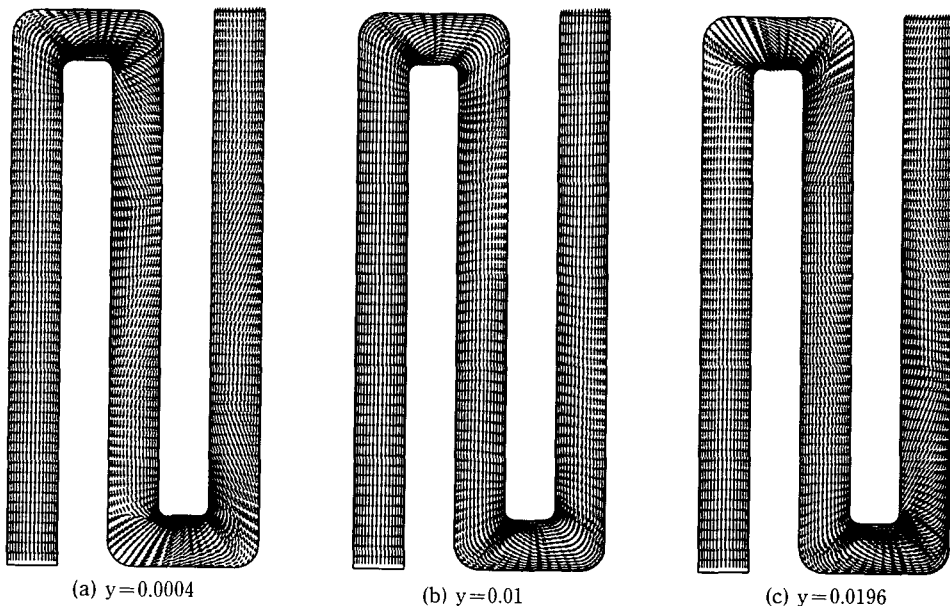


Fig. 7 Velocity vectors at y-constant plane, $\Omega=3500$ RPM

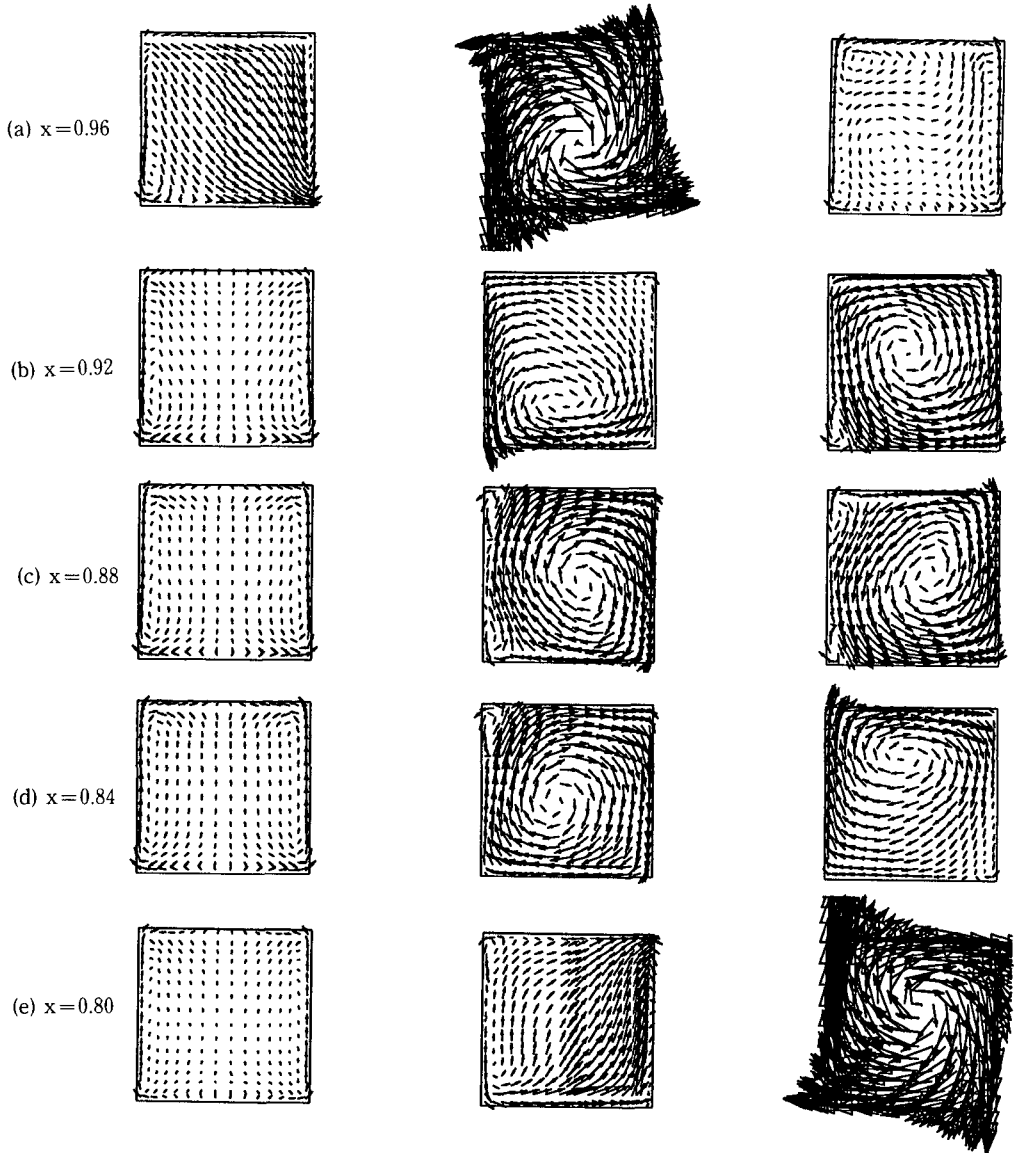


Fig. 8 Secondary flows at x -constant plane, $\Omega=3500$ RPM

의 2차유동 Vortex가 발생한다. 첫번째 곡관부를 지나는 유동은 Coriolis 힘과 곡률 효과가 동시에 나타난다. 즉 곡관을 통과한 직후의 유동은 회전의 바깥방향인 A면의 가속이 크므로 이로 인한 A면 부근의 Coriolis 힘은 y 방향으로 작용하여 반시계 방향으로의 순환을 유발하고 이 순환은 비회전시의 곡률 변화로 인한 2차 유동과 중첩되어 시계방향의 작은 순환이 단면의 하단부에 존재하는 모습이다. 이어 직선부를 통과하면서 곡률에 의한 영향이 소멸하여 반시계 방향의 순환만이 존재하게 된다.

주유동이 2차 유동을 유발하는 것과 같이 Coriolis 효과에 의해 2차 유동은 주 유동에 영향을 미치게 된다. 즉, 반시계 방향의 회전으로 A면 부근은 y 방향 B면 부근은 $-y$ 방향의 속도가 되므로 이 지역에서 각각 x 방향과 $-x$ 방향으로의 힘이 발생하고, 이 힘에 의하여 주유동은 A면에서 감속되고 B면에서 가속되며 이러한 경향은 y 방향으로 진행함에 따라 증가한다. 따라서, 중앙부에서 보다 전면부에서 이러한 경향은 더 커진다. 두번째 곡관부를 지난(S3 부분의) 유체는 위에서와 같은 주유

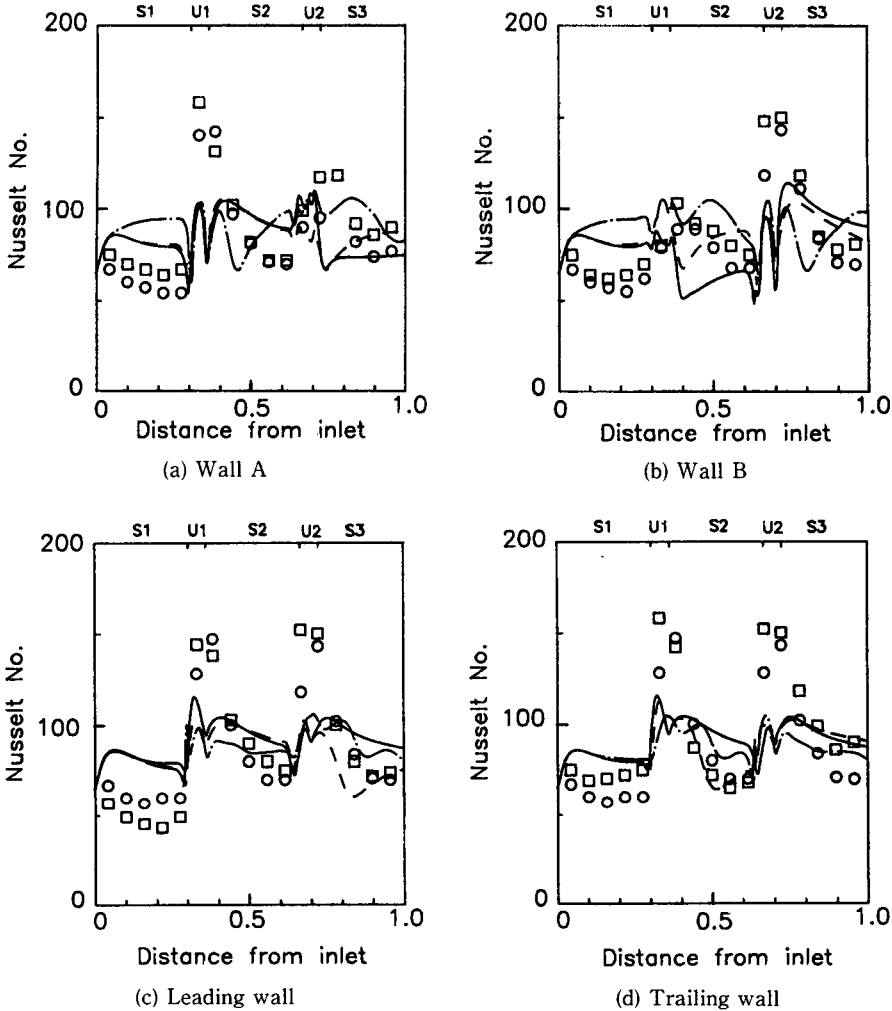


Fig. 9 Nusselt number distribution at various rotating velocities with normalized distance from inlet, uniform velocity at inlet(— Stationary; 350 RPM; 3500 RPM;) Stationary⁽²⁾;□ 350 RPM⁽²⁾)

동과 2차 유동의 상호 영향으로 인한 비슷한 결과를 보이고 있으며 주유동의 방향이 S2와는 반대이므로 2차 유동의 방향이 반대방향인 시계방향인 것을 알 수 있다.

좌표축의 회전이 3500 PPM으로 증가되었을 때의 결과를 Fig. 7과 Fig. 8에 보이고 있으며 직선부에서의 유동은 350 PPM일때의 결과와 유사하지만 곡관을 지난 이후에 복잡한 2차 유동의 변화를 볼 수 있다. 그러나, 압력분포는 많은 차이를 보이며 고속회전으로 인하여 원심력이 반경방향으로의 가장 주요한 힘으로 작용하여 정수압 상태에서의 압

력분포와 같은 성층화된 형태를 하고 있다. 곡관을 지난후의 유동은 저속 회전시와는 또 다른 양상으로 고속 회전으로 인한 Coriolis 힘이 곡률효과를 압도하여 곡관부 직후의 모서리에서의 작은 순환은 존재하지 않는다. 이 때의 2차 유동은 크기가 상당히 커지므로 이의 주유동에 대한 간섭이 강화되며 이는 중앙부와 전면부에서의 주유동의 벡터도와 2차 유동을 연계하여 관찰함으로써 설명될 수 있다. 첫번째 곡관직후의 유동은 A면 부근이 빠르므로 이 지역에서 상승하여 반시계 방향의 2차유동을 이루고 이는 이 부근의 A축에서 주유동을 감속시키

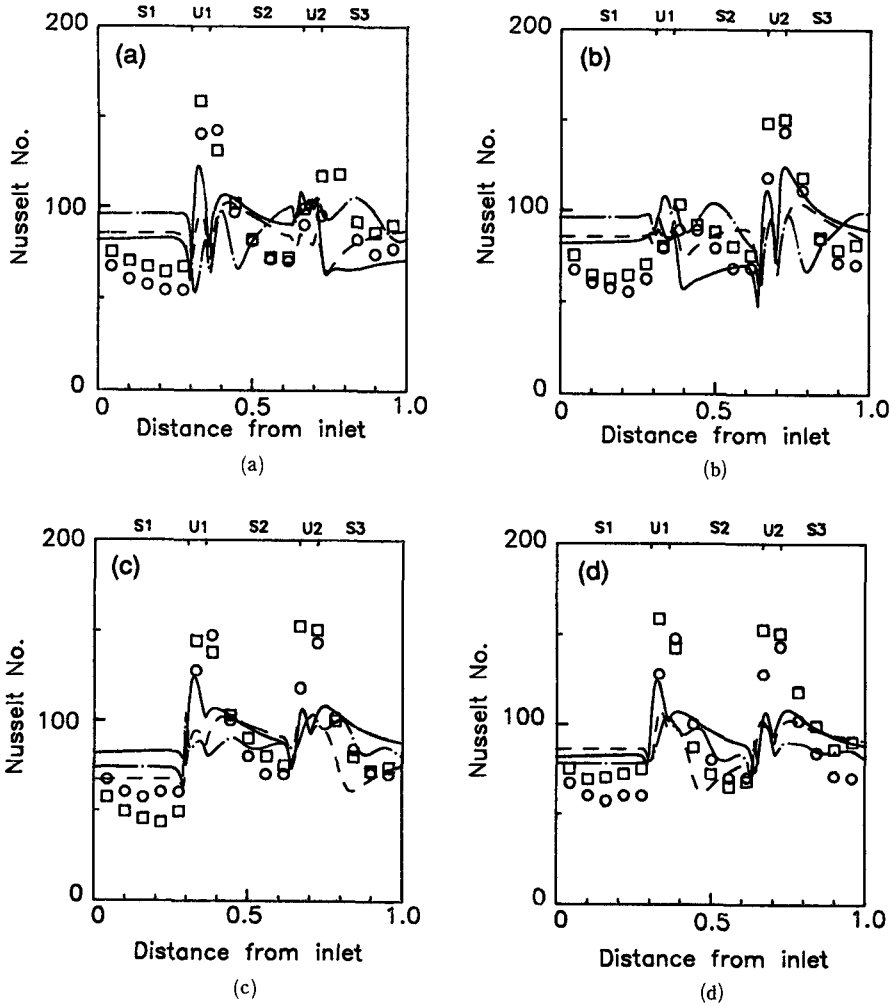


Fig. 10 Nusselt number distribution at various rotating velocities with normalized distance from inlet, uniform velocity at extended inlet (for caption see Fig. 9)

고 B축에서 가속시킨다. 이러한 유동의 기본적인 기구는 350 PPM에서와 같으나 보다 짧은 거리내에서 강하게 일어나므로 주유동은 B축이 빠른 유동으로 변환된다. 따라서 두번째 직선부위를 통과하는 동안 2차 유동의 회전 방향이 변화한다. 이러한 경향은 두번째 곡관을 지난후로 더욱 강화되며 2차 유동의 회전방향의 변경이 더욱 심화되며 이로 인한 주유동 방향의 변화로 직선부에서의 난류분포 또한 보다 넓은 영역으로 확대된 형태를 보인다.

벽면에서의 열전달율은 Reynolds analogy에 의한 식(5)를 사용하여 구하였고 이에 따른 각 면에서의 Nu 수를 Mochizuki 등⁽²⁾의 실험결과와 함께 Fig. 9에 표시하고 있으며 그림의 수평축은 각면의

중앙을 유로의 중심선에 투영한후 이점과 입구로부터의 거리를 전체거리로 정규화하여 사용하였으며 입구에서 균일한 속도분포를 가질때의 결과를 나타낸다. Mochizuki 등⁽²⁾의 실험결과는 온도구배에 의한 부력의 효과가 고려된 것이므로 본 연구의 결과와 직접적인 비교는 가능하지 않으나 곡률효과와 회전의 영향에 의한 열전달 특성을 정성적으로 비교, 검토하고자 한다. 전반적으로는 본 결과의 Nu 수 분포는 상대적으로 완만한 변화를 보이고 있으나, 곡관부에서의 2차 유동의 생성과 이로 인한 유동의 난류강도 상승으로 인한 열전달율의 급상승등 특징적인 변화는 잘 일치하고 있다. 또한, 입구를 $x=0.1$ 에 위치시켜 유입부를 길게했을 때 냉각유

로에 적절히 발달된 속도가 유입되고 이에 의한 Nu 수 분포를 Fig. 10에 표시하였으며 Fig. 9와 비교하면 곡관을 지난 이후의 Nu 수 분포는 큰 차이가 없으나 첫번째 직선부에서는 상당한 차이를 보인다. 즉, S1 부분에서는 350 RPM일때의 결과와 회전이 없는 경우의 결과에 비하여 회전의 전면을 제외한 3면에서 Nu 수의 증가를 보이나 전면에서는 오히려 감소하며 이는 실험결과와 동일한 특징으로 유로의 회전으로 유발된 2차 유동이 후면을 향하므로 전면부에서 상대적으로 열전달률이 낮아짐에 의한 결과이다. 회전이 없을때는 2차유동이 곡률변화에만 의존하므로 곡관의 바깥면 즉, U1부에서는 A면 U2 영역에서는 B면의 열전달이 상대적으로 높게 나타났으며 이런 현상은 실험과 비슷한 입구조조건인 발달된 유속분포를 사용할 경우 더욱 확연하게 알 수 있다.

4. 결 론

가스터빈 날개내의 냉각에 사용되는 2차 모양의 냉각유로에서의 유동에 대해 회전과 곡률효과에 의한 유동의 변화를 본 연구실의 3차원 FVM 유동해석 프로그램인 TURBO-3D를 사용하여 해석하였다. 회전이 있는 경우 Coriolis 힘의 영향으로 유동장은 회전이 없는 경우의 유동장과는 상당히 다른 양상을 보였으며, 특히 2차 유동은 아주 복잡한 구조를 가지는 것을 알았다. 또한 Reynolds analogy에 의하여 국소 Nu 수를 구한 결과, 회전의 증가로 첫번째 직선부에서 열전달이 증가되었으며, 곡관부를 지난후는 2차 유동의 변화로 인하여 열전달을 변화가 상대적으로 분명하지 않으며 이러한 특성은 Mochizuki 등⁽²⁾의 실험결과와 정성적으로 잘 일치하였으며 곡관부에서의 2차 유동의 생성과 이로 인한 유동의 난류강도 상승으로 열전달율의 급상승 등 실험결과와 좋은 일치를 보였다. 이때의 평균 Nu 수 또한 실험값과 비슷한 수준을 보여 수치계

산의 타당성을 확인하였다. 추후 부력효과에 의한 영향이 포함된 열전달 및 유동해석을 수행하면 보다 정확한 결과를 얻을 수 있을 것으로 기대되며 본 연구의 결과는 고성능 고신뢰도의 가스터빈 날개의 냉각유로의 설계에 응용될 수 있을 것이다.

참고문헌

- (1) Lee, J. S. and Ro, S. T., 1992, "Recent Researches in a Gas Turbine Blade Cooling," Colloquium on Turbomachinery, Ed. Yoo, J. R., pp. 345~380.
- (2) Mochizuki, S. and Takamura, J., 1992, Yamawaki, S., and Yang, W -J., "Heat Transfer in Serpentine Flow Passages with Rotation," ASME Paper 92-GT-190.
- (3) Hur, N. and Marinaccio, T., 1990, "Three Dimensional Flow Analysis of the Cooling Pasages of a Turbine Blade," ADAPCO Report No. 06-35-004.
- (4) Johnson, B. J., Wagner, J. H., Steuber, G. D. and Yen, F. C., 1992, "Heat Transfer in Rotating Serpentine Passages with Trips Skewed to the Flow," ASME Paper 92-GT-191.
- (5) Abuaf, N. and Kercher, D. M., 1992, "Heat Transfer and Turbulence in a Turbulated Blade Cooling Circuit," ASME Paper 92-GT-187.
- (6) 허남건, 조원국, 윤성영, 김광호, 1992, "3차원 범용 유동해석 프로그램의 개발," 대한기계학회 '92 추계학술대회 논문집(II), pp. 181~186.
- (7) Jayatillaka, C.L.V., 1969, "The Influence of Prandtl Number and Surface Roughness on the Resistance of the Laminar Sublayer to Momentum and Heat Transfer," Prog. Heat & Mass Transfer, Vol. 1, p. 197.