사각채널 내 주기적으로 배열된 반원 리브 영향의 유동해석

Analysis of the turbulent flow on the periodically arranged semi-circular ribs in a rectangular channel

이경환 · 나인 · 최순호 · 정효민 · 정한식

G. H. Lee, Md. J. Nine, S. H. Choi, H. M. Jeong and H. S. Chung

(접수일 : 2010년 10월 12일, 수정일 : 2011년 02월 22일, 채택확정 : 2011년 04월 12일)

Key Words : Turbulent kinetic energy(난류 운동 에너지), Adverse pressure gradient(역압력 구배), RANS equations(RANS 방정식), SST k - ω model(SST k - ω 모델), v_2 - f model(v_2 - f 모델)

Abstract : The flow characteristics on the periodically arranged semi-circular ribs in a rectangular channel for turbulent flow have been investigated numerically. The aspect ratio of the rectangular channel was AR=5, the rib height to hydraulic diameter ratio was 0.07 and rib height to channel height ratio was $e/H=0.117$. The v_2 -f turbulence model and SST k- ω turbulence model were used to find the flow characteristics of near the wall which are suited for realistic phenomena. The numerical analysis results show turbulent flow characteristics and pressure drop at the near the wall as observed experimentally. The results predict that turbulent kinetic energy(k) is closely relative to the diffusion of recirculation flow. and v_2 -f turbulence model simulation results have a good agreement with experimental.

1. 서 론

유동관로에 인위적으로 부착된 각종 형상의 름이나 스프링, 굴곡 등 열전달 촉진체는 경계층 발달을 억제시키고 박리류(separation)와 벽면에서의 재부착을 발생시킨다. 관벽 온도와 관내 유체의 온도차가 클 경우 재부착점 부근의 열전달이 높게 된다. 열전달 촉진체의 설치 간격이 너무 조밀하면 재부착점이 발생하지 않으며 간격이 너무 크면 재부착점으로부터 경계층이 발달하여 열전달이 저하된다. 따라서 이러한 열전달 촉진체는 그 형태와 간격 등에 의하여 열전달을 상승시킬 수 있다.

이러한 방법에서 유의하여야 하는 점은 유동의 측면에서 보면 이러한 열전달 촉진체는 장애물로 작용함으로써 압력강하(pressure drop)가 증가하게 되어 열전달은 상승하나 구동 동력이 증대되기 때문에 이 두 가지의 요소를 고려하여 선택하여야 한다.

Liou, et al.¹⁾은 한쪽벽에 분포시킨 사각요철에 대해 높이, 간격, Re 수에 따른 열전달 특성을 실험하여 열전달과 난류 운동에너지를 고려한 최적의 형상을 제시하였다.

Hwang²⁾은 난류유동의 대류 열전달계수의 변화는 반경방향으로 작용하는 유체의 난류성분의 크기에 따라 결정된다고 보고하였다.

표면 거칠기 효과의 주된 역할은 표면 근처의 속도와 난류 분포를 변화시켜 주는 것이다. 이러한 표면 거칠기의 형태나 크기는 매우 다양하기 때문에 실험적으로는 시간적 공간적인 제약에 따른 한계가 있을 수 있다.

최근 컴퓨터의 급속한 발달은 여러 열 및 유체공학 문제에 수치해석 기법의 적용을 가능하게 하였으며, 표면 거칠기 효과를 충분히 고려할 수 있는 난류모델을 개발이 이루어지고 있다. CFD를 이용하여 난류유동을 해석하기 위해서 일반적으로 난류 모델을 사용하게 되는데, 이때 적절한 난류 모델의 선정은 매우 중요하다. 일반적으로 RANS(Reynolds Averaged Navier-Stokes)방정식을 이용하여 계산하며 난류를 통계적 방법으로 분석한 모델을 사용하기 때문에 원칙적으로 비정상 유동 해석에는 적

정한식(책임저자) : 경상대학교 에너지기계공학과
E-mail : hschung@gnu.ac.kr, Tel : 055-646-4766
이경환, 나인 : 경상대학교 대학원 정밀기계공학과
최순호 : (주)DHP Engineering
정효민 : 경상대학교 에너지기계공학과

합하지 않다.

Wilcox³⁾는 매끈한 표면과 거친 표면을 단지 경계 조건만을 변화시켜 표면 거칠기 효과를 충분히 고려할 수 있는 $k - \omega$ 난류 모델을 적용하였다.

Menter⁴⁾는 보다 넓은 유동영역의 해석을 위해 벽 근처에서는 $k - \omega$ 난류 모델을 사용하고 자유전단면과 경계층의 edge에서는 표준 $k - \varepsilon$ 난류 모델을 사용하는 SST $k - \omega$ 난류 모델을 제안하였다.

Durbin⁵⁾은 Reynolds 응력 모델에 난류 속도 스케일로 $\overline{v^2}$ 을 적용시켜 $v_2 - f$ 모델을 제안하였다.

본 연구에서는 Fluent 해석코드를 사용하여 벽 근처 유동해석에 효과적이라고 알려진 SST $k - \omega$ 난류 모델과 $v_2 - f$ 모델을 사용하여 사각 덕트에서 주유속 방향에 가로지르게 주기적으로 배열된 반원 리브에 의한 유동 특성과 마찰에 의한 역압력 구배에 관하여 고찰하고, 실험결과와 비교하여 표면 거칠기 효과를 충분히 고려할 수 있는 난류 모델의 선정에 대한 타당성을 검증하였다.

2. 수치 해석

2.1 수치 해석 모델

본 수치해석에 사용된 실험적인 기하학적 개요도는 아래 Fig. 1과 같다. 시험부 채널의 단면적($W \times H$)은 $150 \text{ mm} \times 30 \text{ mm}$ 로 종횡비($AR = W / H$)가 5 인 직사각형으로 제작되었고, 시험부의 수력직경(D_h)은 50 mm 이다. 직사각형 채널의 전체 길이는 $1,950 \text{ mm}$ 이고 시험부 입구부분에는 900 mm 의 가열하지 않는 부분을 두어 시험부에서는 충분히 발달된 난류를 얻을 수 있다. 그리고 출구 부분에도 150 mm 의 가열하지 않는 부분을 별도로 설치하여 외부로부터의 유동간섭 영향을 최소화 하였다. Fig. 2는 거칠기가 설치된 가열부로 길이는 900 mm 이고 가열부의 재질로는 구리판을 사용하였다. 거칠기의 재질은 구리로 높이는 3.5 mm 이고, 리브 피치와 높이의 비율($PR = P / e$)이 8인 반원모양의 리브에 의한 덕트 내 난류 유동 특성과 마찰에 의한 압력 강하 등을 수치 해석적으로 살펴보았다. Fig. 3은 계산에 사용된 격자로 비정렬 격자를 사용하였으며, 벽면 근처의 유동을 정밀하게 계산할 수 있도록 y^+ 가 5이하로 조밀하게 구성하였다.

2.2 난류 모델

2.2.1 SST $k - \omega$ 난류 모델

SST(Shear Stress Transport) $k - \omega$ 난류 모델

은 $k - \omega$ 난류 모델과 $k - \varepsilon$ 난류 모델의 장점을 결합한 모델로서, 벽 근처에서는 $k - \omega$ 난류 모델이 사용되며, 나머지 영역에서는 $k - \varepsilon$ 난류 모델이 사용된다. SST $k - \omega$ 난류 모델은 역압력 구배로 인한 유동박리의 예측과 열전달 예측에 상당히 효과적인 것으로 알려져 있으며, 정체 구역에서의 난류 증진을 고려할 수 있도록 고안되어져 있다.

일반적으로 난류 모델의 역할은 난류 점성 계수 μ_t 를 올바르게 결정하는 것인데 SST $k - \omega$ 난류 모델은 경계층 안에서의 계속되는 난류 운동 에너지의 반동으로 난류 전단응력을 강화시켜 난류 점성을 수정한다. 이 수정은 강한 유동의 역 압력 구배와 박리의 예측을 향상시킨다.

Fig. 1 Schematic diagram of experimental setup

Fig. 2 Configuration of arranged semi-circular ribs in a rectangular duct

Fig. 3 Numerical grid of the computational domain between two ribs in case of $PR=8$

SST $k - \omega$ 난류 모델에서는 식(1)과 같이 난류 점성항은 난류 운동에너지 k 와 난류 소산율 ε , 난류 주기 ω 로 정의 될 수 있다. 식(2), 식(3)은 난류 운동에너지 k 항과 난류 소산율 ε 항에 대한 정의이다.

Kinetic Eddy Viscosity

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)}, \omega = \frac{\varepsilon}{k} \quad (1)$$

Turbulence Kinetic Energy

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_k \nu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2)$$

Specific Dissipation Rate

$$\begin{aligned} \frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} &= \alpha S^2 - \beta \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\nu + \sigma_\omega \nu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] \\ &+ 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (3)$$

Closure Coefficients and Auxilary Relations

$$\begin{aligned} F_2 &= \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \\ P_k &= \min \left(\tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j}, 10\beta^* k \omega \right) \\ F_1 &= \tanh \left\{ \left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} k}{CD_{kw} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \\ CD_{kw} &= \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i}, 10^{-10} \right) \\ \phi &= \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1) \\ \alpha_1 &= \frac{5}{9}, \alpha_2 = 0.44 \\ \beta_1 &= \frac{3}{40}, \beta_2 = 0.0828, \beta^* = \frac{9}{100} \\ \sigma_{k1} &= 0.85, \sigma_{k2} = 1 \\ \sigma_{\omega 1} &= 0.5, \sigma_{\omega 2} = 0.856 \end{aligned}$$

2.2.2 $v_2 - f$ 모델

$v_2 - f$ 모델은 이-방정식(Two-equation) 난류 모델인 표준 $k - \varepsilon$ 난류 모델과 유사하다. 표준 $k - \varepsilon$ 난류 모델은 Reynolds 응력을 와류 점성모델(eddy viscosity model)에 근사시키고, 와류 점성계수 ν_t 를 k 와 ε 을 사용하여 나타내어지는데 이는 ν_t 가 차원적으로 “ $\nu_t \propto$ (난류의 속도 scale $\times$ 난류의 길이 scale)”로 나타나는 점에 주목하여 난류 에너지 k 로부터 난류 속도 scale, 난류 에너지 소산을 ε 으로부터 난류 길이 scale을 이용하여 난류 점성계수를 구한다. 그러나 $k - \varepsilon$ 난류 모델은 벽함수를 사용함으

로써 벽 근처에서의 비등방성 유동들을 해석하는데 부정확한 해를 가져올 수 있다. 그래서 경험적인 감쇄함수 f_μ 를 도입하여 벽면 가까이 점성하층 영역을 해석하고자 하는 Low - Reynolds number $k - \varepsilon$ 모델이 나오게 되었다. 그러나 Durbin⁵⁾은 벽으로부터 난류 에너지 수송을 위한 적절한 속도 scale은 k 가 아닌 $\overline{v^2}$ 이 적합함을 밝히고 이를 바탕으로 Reynolds 응력 모델에 난류 속도 scale로 $\overline{v^2}$ 을 적용시켜 $v_2 - f$ 모델을 만들었다.

$v_2 - f$ 모델에서는 표준 $k - \varepsilon$ 모델의 난류 운동 에너지 k 와 수정된 난류 소산 방정식 ε 을 사용하며 난류 수직 강도 $\overline{v^2}$ 와 타원형이완(elliptic relaxation) 방정식 f 식을 사용하여 새로운 μ_t 를 결정한다. 그리고 $\overline{v^2}$ 의 성질은 수학적으로 f 에 대한 타원형 이완 방정식에 의해 표현된다. 이 타원형 이완 방정식은 벽의 효과를 좀 더 자연스러운 방식으로 나타낸다. 난류 운동 에너지 k , 난류 소산 방정식은 표준 $k - \varepsilon$ 모델과 같으며, 식(4) ~ 식(8)은 난류 동점성 ν_t , 수직 난류 강도 $\overline{v^2}$, 타원형 이완 방정식과 벽 근처에서 비등방성을 고려하기 위한 자유 흐름 영역과 벽 근처 영역에서의 길이 scale L 과 시간 scale T 를 나타낸다.

Kinetic Eddy Viscosity

$$\nu_t^{\overline{v'^2}} = C_\mu \overline{v'^2} T \quad (4)$$

Transport equation for $\overline{v'^2}$

$$\frac{\partial \overline{v'^2}}{\partial t} + U_j \frac{\partial \overline{v'^2}}{\partial x_j} = k f - \frac{\overline{v'^2}}{k} \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \frac{\nu_t}{\sigma_{v'^2}} \right) \frac{\partial \overline{v'^2}}{\partial x_j} \right] \quad (5)$$

Elliptic equation for the relaxation function f

$$L^2 \nabla^2 f - f = \frac{C_1 - 1}{T} \left(\frac{\overline{v'^2}}{k} - \frac{2}{3} \right) - C_2 \frac{P_k}{\varepsilon} \quad (6)$$

Turbulence length scale L

$$L = C_L \max \left[\frac{k^{3/2}}{\varepsilon}, C_\eta \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{1/4} \right] \quad (7)$$

Turbulence time scale T

$$T = \max \left[\frac{k}{\varepsilon}, C_T \left(\frac{\nu}{\varepsilon} \right)^{1/2} \right] \quad (8)$$

Coefficients

$$C_\mu = 0.22, \sigma_{\bar{v}^2} = 1, C_1 = 1.4, C_2 = 0.45, \\ C_T = 6, C_L = 0.25 \text{ and } C_\eta = 85.$$

2.3 수치 해석 방법

입구면과 출구면에서는 Fig. 3과 같이 반원 리브의 pitch에 대해 실험 장치의 orifice를 통해 구해진 질량유량 0.02745kg/s를 2차원 계산 모델로 변환시킨 0.2196kg/s, 300k의 공기를 주유동 방향으로 주기조건(Periodic)을 사용하였다. 벽면 경계조건으로는 반원 리브가 부착된 바닥면과 채널 윗면의 속도에 대해서 점착조건(no-slip condition)을 사용하였으며 이 연구에서는 열전달을 배제한 난류 유동 특성을 파악하기 위해서 바닥면에서 일정 열 유속 조건(Constant heat flux condition)을 0으로 주었다. 본 연구에서는 기존의 대류항 차분에 많이 사용되었던 풍상 차분법(Upwind Difference Scheme)에 2차 order의 정밀도를 가지는 Second Order Upwind Difference Scheme을 적용하였다. 압력장의 처리에 있어서는 연속방정식을 이용하여 압력보정 방정식을 유도하고 해를 구하여 그 결과를 제어체적면의 질량보존 법칙에 따라 압력과 속도를 연결시키는 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

실험에서 수행된 반원 리브사이의 벽면 압력에 대한 결과와 SST $k - \omega$ 난류 모델 및 $v2 - f$ 모델을 사용한 CFD 해석 결과를 비교하고 수치해석을 통한 기류분포와 난류에너지 k 의 분포에 대하여 검토한다. 다음의 Fig. 4는 SST $k - \omega$ 모델과 $v2 - f$ 모델을 사용해서 나타낸 반원 리브 주위의 기류분포이다. SST $k - \omega$ 모델과 $v2 - f$ 모델의 계산결과에서 반원 리브의 좌측 상부 근처의 박리 및 우측 하부의 재순환류를 잘 나타내고 있다. 하지만 SST $k - \omega$ 모델의 계산결과에서는 경계층 근처의 속도 구배를 $v2 - f$ 모델만큼 잘 나타내지 못하고 있다.

Fig. 6은 Fig. 5와 같이 $x/H=0.217$, $x/H=0.55$, $x/H=0.88$ 지점의 라인 프로브(line probes)에서 얻은 반원 리브 사이의 유속 분포와 열선 유속계를 이용해 측정된 실험 결과의 평균 속도 프로파일을 비교한 결과이다. $x/H=0.217$, $x/H=0.55$ 지점에서 얻은 유속의 하단부에서 벽효과에 의한 경계층 내부의 급격한 속도 변화와 재순환류에 의한 역류를 관찰

할 수 있다. 전반적으로 SST $k - \omega$ 모델과 $v2 - f$ 모델이 유동의 속도를 잘 예측하고 있으나 $v2 - f$ 모델이 실험치와 더 유사한 결과를 나타낸다.

(a) SST $k - \omega$ model

(b) $v2 - f$ model

Fig. 4 Velocity vectors between two ribs with PR=8

Fig. 5 Line probes for measuring mean velocity profiles

Fig. 6 Mean velocity profiles at various cross-stations for semi-circular rib with PR=8

Fig. 7은 $v2 - f$ 모델과 SST $k - \omega$ 모델을 사용해서 나타난 반원 리브 주위의 압력 분포이다. 대체적으로 두 모델 모두 반원 리브 주위의 압력 분포를 잘 나타내고 있지만 SST $k - \omega$ 모델의 압력 예측값이 $v2 - f$ 모델에 비해 낮게 평가됨을 관찰할 수 있다.

(a) SST $k - \omega$ model

(b) $v2 - f$ model

Fig. 7 Static pressure distribution between two ribs with PR=8

(a) SST $k - \omega$ model

(b) $v2 - f$ model

Fig. 8 Turbulent kinetic energy distribution between two ribs with PR=8

Fig. 8은 $v2 - f$ 모델과 SST $k - \omega$ 모델을 사용해서 나타난 반원 리브 주위의 난류 운동 에너지(k) 분포이다. SST $k - \omega$ 모델은 $v2 - f$ 모델에 비해 두 반원 리브 사이의 중간 지점부터 반원 리브에 의해 난류가 증대되는 리브 좌측 상단부에 걸쳐 난류 운동 에너지의 분포가 과대평가되고 있는 양상을 나타내고 반원 리브 우측의 재순환류 영역에서의 난류 운동 에너지의 값이 저평가되고 있다. 하지만 $v2 - f$ 모델의 경우 높은 난류 운동 에너지의 값이 반원 리브에 의해 난류가 증대되는 리브 좌측 상단부와 리브 사이의 재순환류 영역과 일치함을 보임으로서 난류 운동 에너지가 재순환류 영역의 확산을 촉진하고 리브에 의한 난류의 생성을 확인할 수 있다.

Fig. 9 Line probes for measuring Turbulent kinetic energy

Fig. 10 Turbulent kinetic energy predictions using different turbulence model for PR=8

Fig. 10에서는 보다 정량적인 값의 비교를 위해 Fig. 9와 같이 재순환류 영역인 바닥면에서 반원 리브의 높이의 절반인 0.5e 높이와 1.14e 높이에서 난류 운동 에너지 k 의 값을 나타내었다.

이 결과에서 $v2 - f$ 모델의 0.5e 높이에서의 k 의 평균값이 $2.06 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 로 SST $k - \omega$ 모델의 k 의 평균값인 $0.87 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 보다 높은 값을 나타낸다. 그리고 2.29e 높이에서도 $v2 - f$ 모델 k 의 평균값이 $2.64 \text{ m}^2/\text{s}^2$ 로 SST $k - \omega$ 모델의 k 의 평균값인 $1.4 \text{ m}^2/\text{s}^2$

보다 높은 값을 나타낸다. 이와 같은 k 의 분포에 의해 $v2 - f$ 모델에서 재순환류 영역의 확산이 더 큰 것으로 사료된다.

Fig. 11 Static pressure of experimental data on the test section

Fig. 12 Static pressure predictions using different turbulence model on the near the wall

Fig. 11은 Test Section에서의 벽면 근처 압력을 측정한 실험 결과이다. Test Section은 총 900mm로 높이 3.5mm의 반원 리브가 총 25개가 부착되어 있으며 Test Section 전후 50mm 지점을 포함한 압력 측정용 hole의 개수는 82개이다. 이 실험 결과와 SST $k - \omega$ 모델 및 $v2 - f$ 모델의 역압력 구배를 비교한 결과 Fig. 12의 $v2 - f$ 모델 계산 결과인 8.15Pa이 실험결과인 10.36Pa과 근접한 결과를 보여 준다.

4. 결 론

SST $k - \omega$ 모델과 $v2 - f$ 모델을 사용하여 반원 리브에 의한 난류 유동 특성을 파악하고 리브 사이

의 벽면 근처 압력 분포 값을 실험과 비교하여 검토하였다. 본 연구 결과는 다음과 같이 간단히 나타낼 수 있다.

- 1) SST $k - \omega$ 모델과 $v2 - f$ 모델 모두 반원 리브의 유동 특성을 잘 나타내고 있지만 SST $k - \omega$ 모델의 계산결과에서는 경계층 근처의 속도 구배를 $v2 - f$ 모델만큼 잘 나타내지 못하고 있다.
- 2) SST $k - \omega$ 모델은 $v2 - f$ 모델에 비해 반원 리브의 중간 지점부터 좌측 상단부에 걸쳐 난류 운동 에너지 k 의 분포가 과대평가되고 있는 양상을 나타내고 반원 리브 우측 하부의 재순환류 영역에서의 난류 운동 에너지 k 의 값이 저평가되고 있다.
- 3) $v2 - f$ 모델이 실험결과와 비교하였을 때 반원 리브 표면 마찰에 의한 역압력 구배를 잘 예측하고 있다.

후 기

본 연구는 중소기업청의 중소기업기술혁신사업의 지원 및 2010년도 정부재원(교육과학기술부 대학연구인력 국제교류 지원사업비)으로 한국연구재단의 지원 (NRF-2010-013-D00007)과 경상대학교 2010년 연구년제 연구교수 연구지원비에 의하여 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. T. M. Liou, J. J. Hwang, and S. H. Chen, 1993, "Simulation and measurement of enhanced turbulent heat transfer in a channel with periodic ribs on one principal wall", Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 36, pp. 507-517.
2. J. J. Hwang, 1998, "Heat transfer-friction characteristic comparison in rectangular ducts with slit and solid ribs mounted on the wall", ASME J. Heat Transfer. Vol. 120, pp. 709-716.
3. D. C. Wilcox, 1993, "Turbulent modeling for CFD", DCW Inc.
4. F. R. Menter, 1993, "Zonal two-equation $k - \omega$ turbulence model for aerodynamic flow. AIAA Paper pp. 1993-2906.
5. P. A. Durbin, 1993, "A reynolds stress model for near-wall turbulence", J. Fluid Mech. Vol. 249, pp. 456-498.