〈論 文〉

축대칭 왕복엔진의 비정상 난류유동에 대한 수치해석

조진행* · 유홍선** · 최영기**

(1993년 1월 28일 접수)

A Numerical Simulation of Unsteady Axisymmetric Turbulent Flow in a Reciprocating Engine Including Port/Valve Assembly

Jin-Haeng Cho, Hong-Seon Ryou and Young-Ki Choi

Key Words: Non-Orthogonal Coordinate(비직교좌표), Non-Staggered Grid(비엇갈림격자), k-ε Turbulence Model(k-ε 난류모델), Axisymmetric Engine(축대칭 엔진), Vortex(와동), Moving Boundary(이동경계)

Abstract

A numerical simulation of unsteady axisymmetric turbulent flow was performed for a reciprocating engine including port/valve assembly. The governing equations based on a non-orthogonal coordinate formulation with Cartesian velocity components were used and discretised by the finite volume method with non-staggered variable arrangements. The modified k-ε turbulence model which included the effect of compressibility was used. The results of two-dimensional transient calculation for the axisymmetric configuration were compared with the experimental data. Although slightly low rms velocity was predicted compared to the experimental data, predicted velocity distributions at the valve exit and in-cylinder region showed good agreements with the experimental data. The flow at the valve exit was separated at the same valve lift position with the experimental data. Two vortices in-cylinder region were generated during the initial intake process. The clockwise main vortex became strong and moved upward to the top wall. The counter-clockwise second vortex became weak and stick to the upper left corner of the cylinder. After middle intake process, new vortex adjacent to upper cylinder wall appeared by the piston motion and therefore, the in-cylinder flow was formed into three vortices. The cylinder pressure just before bottom dead center of piston was higher than inlet pressure and then the reverse flow occured at the valve exit. The in-cylinder flow characteristics were strongly dependent on piston motion, but insensitive to valve motion.

기 호 설 명

a	: 차분방정식의 계수
C_p	: 차분방정식의 생성항
C_μ, C_1, C_2, C_3	: 난류 모델상수
e^j	: Contravariant 단위벡터
G	: 난류 운동에너지 생성항
G_m	: 격자의 이동으로 인한 유체의 상대속도
i_m	: Cartesian 좌표계에서의 단위벡터
J	: 좌표변환의 Jacobian
k	: 난류 운동에너지
Pr_m, Pr_t	: 온도장에 대한 프란틀수

*정회원, 중앙대학교 기계공학과 대학원
**정회원, 중앙대학교 기계공학과

S_u : 차분화된 운동량방정식의 생성항
s_ϕ : 지배방정식의 생성항
T : 온도
U_i : Cartesian 좌표에서 평균 속도의 i 방향 성분
∇_P : 평균 피스톤속도
x^j : 비직교좌표계
y^m : Cartesian 좌표계
Z_P : 피스톤의 순간적인 위치
δ : Kronecker 델타
α_m^j : Contravariant 단위벡터의 Cartesian 성분
δA, δV : 격자의 면적과 부피
ε : 난류 운동에너지 소산율
κ : Von-Karman 상수
μ_m, μ_t, μ_{eff} : 층류, 난류, 유효점성계수
θ : 크랭크각
ϕ : 종속변수(l, U_i, k, ε, T)
σ_k, σ_ε : k와 ε방정식의 난류 프란틀수
τ_w : 전단응력
Γ : 유효확산계수

I. 서 론

내연기관에 이용되는 흡기계통의 포트/밸브 주위의 유동 특성은 실린더내부 유동을 결정하는 중요한 인자 중의 하나로서 이것은 곧 연소실내의 분무 및 연소 등에 영향을 미치게 되어 엔진성능의 향상 및 공해방지를 위한 새로운 엔진설계 등에서 필수적 요소로 작용하고 있다.

실험적 연구에서는 실제 엔진에서의 복잡성 및 측정의 난이도 때문에 대부분 단순화시킨 모델 엔진을 이용하여 세부적인 유동 특성보다는 유량계수나 체적효율과 같은 인자들이 엔진성능에 미치는 영향에 대하여 관심을 가졌다. 근래에 들어서 수치해석에 필요한 경계조건의 제공 및 수치해석 결과에 대한 타당성 조사를 위하여 실험적 연구가 중요시 되고 있다.

Bicen 등[1]은 축대칭 엔진에 대한 흡입 행정시의 밸브계와 실린더내부의 정상 및 비정상 유동 특성에 대해 실험하였다. Arcoumanis 등은 디젤엔진에서 헬리컬포트에 의해 생성된 스월이 밸브계와 실린더내부 유동에 미치는 영향에 대해 실험하였고,[2] 엔진 속도에 따른 밸브계와 실린더내부 유동과의 상관관계에 대해 연구하였다.[3]

80년대에 들어서 컴퓨터의 성능 향상과 더불어 전산유체역학의 발달로 다차원 수치해석기법을 엔진 시뮬레이션에 적용하게 되므로써 이 분야에 대한 관심이 고조되고 있으며, 실질적인 산업분야에서도 중요성을 인식하여 이에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

한편 실용되는 내연기관의 작동상태는 비정상적이기 때문에 수치적 연구의 경우 밸브출구에서의 경계조건을 처리하는데 어려움이 따르게 된다. 즉, 밸브는 아주 짧은 시간 동안에 개폐되며 이때 밸브를 통해 흡입되는 공기는 비정상적이고 3차원적이며, 난류 특성을 갖고 있기 때문에 물리적 현상들이 대단히 복잡하여 정량적으로 정확한 결과를 얻기가 곤란하다. 따라서 대부분의 수치적 연구에서는 정상 유동의 조건하에서 수행된 실험결과를 이용하고 있으나 실험적 연구 또한 대부분 단순화시킨 모델 엔진을 이용한 실험에 의존하고 있는 실정이다. 따라서 수치해석 연구가들은 물리적 타당성과 정확성을 갖는 다차원 수치해석 모델의 개발에 관심을 집중하고 있다.

Gosman 등은 비압축성 유동에서 개발된 k-ε 난류모델 및 벽법칙을 이용하여 모델 엔진에서의 유동장 및 온도장을 계산하였으며,[4] 여러가지 모델 엔진에 대하여 실험결과와 비교하였고,[5] 축대칭 엔진의 포트/밸브계 및 실린더내부의 유동 특성에 대한 실험과 수치적 연구를 병행하여 실험결과와 비교하므로써 수치해석방법을 검증하고자 하였다.[6,7] Ramos 등[8]은 압축성 유동에 대한 새로운 알고리즘을 이용하여 층류와 난류유동을 계산하였다. Brandstatter 등[9]은 포트/밸브계에 대한 실험결과를 이용하여 3차원 비정상 유동에 대해 실린더내부 유동을 예측하므로써 포트의 형상이 실린더내부 유동장에 미치는 영향을 연구하였다.

이상과 같이 대부분의 수치해석적 연구에서는 축대칭 엔진에 대하여 포트/밸브계만을 계산영역으로 하거나 실린더내부만을 계산영역으로 하는 경우가 대부분이며, 실린더내부만을 계산영역으로 하는 경우에는 흡입 행정동안에 밸브출구에서 변수들에 대한 경계조건을 주기 때문에 밸브 양정에 따른 밸브 출구에서의 유동변화를 고려할 수 없었다. 또한 포트/밸브계 및 실린더내부를 포함하여 해석하는 경우에도 포트/밸브계에 대해서는 정상유동으로 가정

하기 때문에 실제 구동하는 엔진의 실린더내부 유동을 예측하기에는 충분치 못하다.

따라서, 본 연구에서는 축대칭 엔진에 대해 비직교좌표계를 이용하여 포트/밸브계 및 실린더내부를 계산영역에 포함하여 밸브와 피스톤이 구동하는 비정상 압축성 유동에 대해 수치해석하고 실험결과[1]와 비교하므로써 수치해석방법의 타당성 및 정확성을 검증하고자 한다.

본 논문에 사용된 프로그램은 영국의 Imperial College에서 Duct유동을 계산하기 위해 개발된 2-D CONTRO 코드를 기본으로 하였다. 본 계산을 위해서 시간항, 이동경계, 밀도변화 및 온도장을 추가하였다. 난류유동에 대해서는 역압력구배에 의한 수직응력 및 이로 인한 비회전 변형에 의한 난류에너지 생성과 경계의 이동에 의한 내부격자들의 수축 및 팽창에 따른 효과를 고려할 수 있도록 수정하였다.

2. 지배방정식

Newton 유체의 비정상 유동에 대해 비직교 좌표계상에서 Cartesian 속도성분을 사용하여 시간평균된 압축성 난류유동의 지배방정식을 텐서형식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{1}{J}\frac{\partial}{\partial t}(J\rho\phi)+\frac{1}{J}\frac{\partial}{\partial x^j}\left[\rho G_m\beta_m^j\phi-\delta_n^j\frac{\Gamma_\phi}{J}\frac{\partial\phi}{\partial x^n}\beta_m^n\beta_m^j\right]=s_\phi \tag{2}$$

여기서, ϕ : $1, U, V, k, \varepsilon, T$

J : Jacobian value of coordinate trasformation

β_m^j : $J\alpha_m^j$

G_m : The relative flow velocity due to moving grid $\left(G_m=U_m-\frac{\delta y^m}{\delta t}\right)$ (3)

위의 식에서 U_m은 Cartesian 좌표계에서 m방향의 실린더내 유체속도를 나타내고 σ_ϕ와 Γ_ϕ는 종속변수 ϕ에 대한 생성항과 확산계수이며 Table 1에 나타내었다.

엔진유동을 해석하는 경우 수직응력 및 이로 인한 비회전 변형에 의한 난류에너지 생성과 피스톤의 운동에 따른 내부격자들의 수축 및 팽창의 영향을 고려하기 위하여, 본 논문에서는 난류에너지 소멸율 방정식(ε)에 C_3가 포함된 항, 난류에너지 생성항(G)에 두번째 항을 추가하여 이러한 효과를 고려하였다. 엔진유동을 해석하는 경우 수직응력 및 이로 인한 비회전 변형에 의한 난류에너지 생성과 피스톤의 운동에 따른 내부격자들의 수축 및 팽창의 영향을 고려하기 위하여, 본 논문에서는 난류

Table 1 The source terms and coefficients

ϕ	Γ_ϕ	σ_ϕ
1	0	0
U_i	μ	$-\frac{1}{J}\frac{\partial}{\partial x^j}\left[\tau_{mj}\beta_m^j-\delta_n^j\frac{\mu}{J}\frac{\partial U_i}{\partial x^n}\beta_m^n\beta_m^j+\delta_m^i P\beta_m^j\right]$
k	μ/σ_k	$G-\rho\varepsilon$
ε	μ/σ_ε	$C_1\frac{\varepsilon}{k}G-C_2\rho\frac{\varepsilon^2}{k}+C_3\rho\varepsilon\frac{\partial U_k}{\partial y^k}$
T	Γ^a	0

where,

$$\mu=\mu_m+\mu_t,\ \Gamma^a=\frac{\mu_m}{Pr_m}+\frac{\mu_t}{Pr_t},\ \mu_t=\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon}$$

$$\sigma_k=1.0,\ \sigma_\varepsilon=1.3,\ C_\mu=0.09,\ C_1=1.44,\ C_2=1.92,\ C_3=1.0$$

$$\tau_{mi}=\mu\left[\frac{\partial U_i}{\partial x^n}\alpha_m^n+\frac{\partial U_m}{\partial x^l}\alpha_i^l-\frac{2}{3}\delta_m^i\frac{\partial U_k}{\partial y^k}\right]-\frac{2}{3}\delta_m^i\rho k$$

$$G=\mu_t\left[\frac{\partial U_i}{\partial x^n}\alpha_j^n+\frac{\partial U_j}{\partial x^m}\alpha_i^m\right]\left(\frac{\partial U_i}{\partial x^n}\alpha_j^n\right)-\frac{2}{3}\left[\rho k+\mu_t\frac{\partial U_k}{\partial y^k}\right]\left(\frac{\partial U_k}{\partial y^k}\right)$$

에너지 소멸율방정식(ε)에 C_3가 포함된 항, 난류에너지 생성항(G)에 두번째 항을 추가하여 이러한 효과를 고려하였다.

3. 수치해석

3.1 격자계와 종속변수의 배열

비직교좌표계에서는 곡선 경계면에 대해 경계조건을 직접 적용할 수 있으며, 격자를 간단한 대수적 보간법으로 형성시킬 수 있고 격자분포 또한 원하는 곳에 자유롭게 배치하여 격자분포를 최적화할 수 있다. 더욱이 밸브양정에 따른 밸브출구에서의 유동변화를 예측할 수 있으며, 이러한 유동변화가 실린더내부 유동에 미치는 영향을 고려할 수 있는 잇점이 있다. 격자계는 최초에 경계점을 주고 대수적 보간법에 의해 내부 격자점들을 생성하여, 내부 격자점들은 시간이 증가하면서 경계의 이동에 따라 상대적 위치로 이동한다. Fig. 1은 ATDC 68° 일때 계산에 사용된 모델 엔진의 격자계를 보여주며 축방향, 반경방향에 대해 100×46의 격자수를 형성시켰다.

시간이 증가함에 따라 경계면인 피스톤과 밸브가 이동하기 때문에 내부의 격자는 피스톤과 밸브의 상대변위를 고려하여 새로운 격자점으로 이동하며, 내부의 격자수는 일정하게 유지된다. 또한 모든 변수를 제어체적의 중심에 위치시키는 비엇갈림(non-staggered) 격자계를 사용하였다.

3.2 지배방정식의 차분화

위에서 유도된 지배방정식을 시간에 대해 Taylor 시리즈로 전개하여 1차 정확도를 갖는 2레벨 시간단계법을 사용하고 공간에 대해서는 제어 체적에 대해 적분을 함으로써 미분방정식을 차분화시키는 유한체적법(finite volume method)을 사용하여 대수방정식을 얻는다. 대류항에 대해서는 상류차분법(upwind difference scheme)을 사용하였다. 비직교 좌표계상에서 Cartesian속도 성분을 사용하는 경우 확산항에는 제어표면에 수직한 방향으로의 정규 미분항과 평행한 방향으로의 교차 미분항이 나타나며, 정규 미분항에 대해서는 중심차분법(central difference scheme)을 사용하고 교차 미분항에 대해서는 주변의 9개의 격자점의 변수값을 사용하여 선형보간(linear interpolation)을 함으로써 구하였다. 교차 미분항에 사용한 선형보간법은 아래와 같다.

$$\phi_{ne}=[\phi_P(1-f_{2P})+\phi_N f_{2P}](1-f_{1P})+[\phi_E(1-f_{2E})+\phi_{NE}f_{2E}](f_{1P}) \quad (4)$$

여기서, f_{1P}는 Fig. 2에서 계산절점 P와 x^1에 관계되는 선형 보간인자로서 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$f_{1P}=\frac{\overline{P_e}}{Pe+eE} \quad (5)$$

따라서 최종적으로 얻어진 차분방정식은 다음과 같다.

$$a_P\phi_P=\sum a_m\phi_m+C_P \quad (6)$$

여기서, $\sum a_m=\sum a_m^C+\sum a_m^{DN}$

$$a_P=\sum a_m+\frac{\rho_P}{\delta t}(\delta V)_P$$

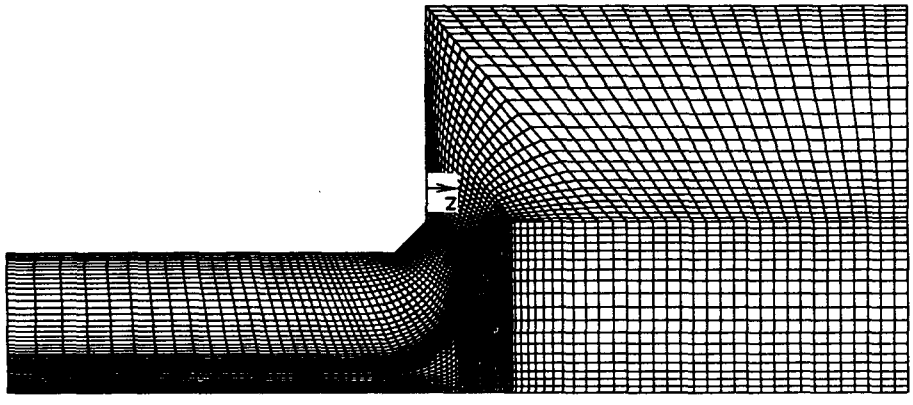

Fig. 1 Grid arrangement at 68° ATDC

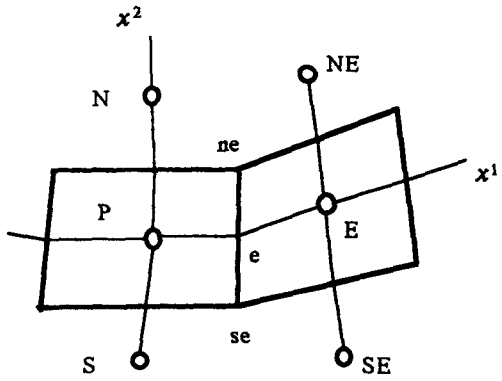

Fig. 2 Computational molecules for 2-D grids

$$C_P=\sum a_l^{DC}\phi_l^*-a_P^{DC}\phi_P^*+\frac{\rho_P^o\phi_P^o}{\delta t}(\delta V)_P$$

위식에서 위첨자 C는 대류항을, DN과 DC는 각각 정규 미분항과 교차 미분항을 나타내며, $*$와 o는 각각 전 계산단계(previous iteration step)와 전 시간단계(previous time step)를 나타낸다. 아래첨자 m은 E, W, N, S 4개의 이웃 격자점을, l은 $E, W, N, S, NE, NW, SE, SW$ 8개의 주변 격자점을 나타낸다. 그리고 교차 미분항은 생성항으로 취급한다.

3.3 해석방법

압력장을 계산하기 위한 방법으로 SIMPLE 알고리즘을 이용하였다. 비엇갈림 격자계에서는 압력수정방정식을 얻기위해 제어표면에서의 속도성분을 보간에 의해 구해야 하며, 본 연구에서는 수정된 Rhie[10]보간법을 이용하였다. 즉 계산절점에 대한 차분화된 운동량방정식을 제어표면에서의 속도구배에 대한 보간식으로 사용하므로써 압력구배를 계산절점에서의 값으로 나타내어 압력과 속도를 연결시키는 방법이다. 제어표면에서의 속도성분에 대한 보간식은 다음과 같다.

$$U_{ie}=\overline{\left[\frac{\sum a_m U_{im}}{a_P}\right]_e}+(Q^{i1}\delta P^1+\overline{Q^{i2}\delta P})_e+\overline{\left(\frac{C_P}{a_P}\right)_e} \tag{7}$$

여기서,

$$Q^{ij}=(-1)^{i+j+1}\frac{b^{ij}}{a_P} \tag{8}$$

위의 식(7)에서 위줄표시는 제어표면 'e'에서 보간을 나타내며, b^{ij}는 비직교 좌표계상에서 x^j방향으로의 제어표면면적(control surface)을 Cartesian 좌표계상의 y^i에 수직한 방향으로의 증분을 나타낸다. 최종 압력수정방정식은 다음과 같다.

$$a_P P'_P=a_E P'_E+a_W P'_W+a_N P'_N+a_S P'_S+C_P \tag{9}$$

여기서,

$$a_E=\rho_e(b^{11}Q^{11}-b^{21}Q^{21})_e$$
$$a_W=\rho_w(b^{11}Q^{11}-b^{21}Q^{21})_w$$
$$a_N=-\rho_n(b^{12}Q^{12}-b^{22}Q^{22})_n$$
$$a_S=-\rho_s(b^{12}Q^{12}-b^{22}Q^{22})_s$$
$$a_P=\sum a_m$$
$$C_P=F_{1e}^*-F_{1w}^*+F_{2n}^*-F_{2s}^*-S_m+\frac{\rho_P-\rho_P^o}{\delta t}(\delta V)_P$$

위식에서 F는 제어표면을 통과하는 질량유량을 나타낸다.

계산순서를 요약하면 다음과 같다.

(1) 압력장 P^*를 가정한다.

(2) P^*를 이용하여 속도장 U^*, V^*를 구한다.

(3) 식(9)을 사용하여 보정 압력 P'를 구한다.

(4) P'을 이용하여 압력장 및 속도장을 보정하여 P, U 및 V를 구한다.

(5) 난류장 k, ε 및 온도장 T를 구한다.

(6) 점성계수와 밀도를 구한다.

(7) 수렴해를 얻으면 과정 (8)로 가고, 그렇지 않으면 P를 P^*로 두고 계산과정 (2)~(7)을 반복한다.

(8) 모든 종속변수와 관련된 양들을 저장하고 주어진 시간이 되면 계산을 끝내고 그렇지 않으면 시간을 증분하여 P를 P^*으로 두고 과정(2)로 간다.

3.4 경계조건

포트/밸브를 포함한 축대칭 엔진의 연소실에 대해 2차원 난류유동을 수치해석하는 경우에는 입구, 대칭 및 벽면 경계조건을 갖는다. 작동 유체는 공기로서 입구면에서 대기압 상태인 1기압, 295 K이고 모든 벽면의 온도는 340 K로 균일하게 주었다.

3.4.1 입구 경계조건

대부분의 수치해석에서는 밸브출구에서의 압력차를 실험자료로부터 구하여 밸브출구에서 1차원 단열팽창과정으로 가정하여 흡입유량을 결정하기 때문에 주어진 엔진속도에서 크랭크각에 따른 피스톤 속도의 영향을 고려할 수 없으므로 입구면에서의 부정확한 경계조건으로 인하여 실린더내부 유동을

예측하는데 문제점이 따른다. 따라서 본 연구에서는 입구면의 흡입유량을 순간 피스톤속도에 의하여 구하며 순간 피스톤속도는 아래와 같다.

$$V_P=\frac{\delta Z_P}{\delta t} \tag{10}$$

여기서,

$$Z_P=H_c+L_c+\frac{S}{2}\left[1-\sqrt{\left(\frac{2L_c}{S}\right)^2-\sin^2\theta}+\cos\theta\right] \tag{11}$$

위식에서 q, L_c, S는 각각 크랭크각, 커넥팅로드 길이, 행정을 나타내며, H_c는 피스톤이 상사점에 있을 때 실린더 헤드와의 거리이다. 질량유량은 위의 식(10)로부터 다음과 같이 구한다.

$$\dot{m}=\rho_o V_P A_P \tag{12}$$

여기서 A_P는 피스톤헤드의 면적을 나타낸다. 위의 식(12)로부터 피스톤의 팽창속도가 최대가 되는 ATDC 83°에서 흡입유량은 최대값을 갖는다. 속도에 대한 경계조건으로는 위의 흡입유량으로부터 입구면에서의 평균속도(U_{in})를 구하여 균일한 분포로 주었다. 난류에너지는 입구면의 평균속도를 이용하여 $0.01U_{in}^2$으로 처리하였으며, 난동 길이는 0.05 D로 흡입 행정 동안에 일정한 것으로 가정하였다. 여기서 D는 밸브의 직경을 나타낸다.

3.4.2 대칭 경계조건

대칭 경계면에 수직한 방향으로 모든 종속변수의 값에 구배가 0(zero)이라는 다음과 같은 조건으로 처리하였다.

$$\frac{\partial\phi}{\partial n}=0 \tag{13}$$

3.4.3 벽면 경계조건

벽면 경계조건은 고정벽면과 이동벽면으로 구분되며 각각의 벽면으로부터 첫번째 계산점에서의 수정된 운동량 방정식은 다음과 같다.

고정벽면 : $(a_P+\tau_w\delta A)\,U_{iP}=\sum a_m U_i m+S_u$ (14)

이동벽면 : $(a_P+\tau_w\delta A)\,U_{iP}=\sum a_m U_i m+(S_u+\tau_w U_{iw}\delta A)$ (15)

여기서 아래첨자 m은 경계면을 제외한 이웃 격자점들이고, U_{iw}는 이동벽면에 평행한 벽면의 속도성분이다. 본 난류모델에서는 2층모델(two layer model) 및 벽법칙(wall function)을 사용하였다.[11]

4. 결과 및 고찰

본 연구에서는 축대칭 왕복엔진에 대해 흡입 행정 동안의 포트/밸브계와 연소실내에서의 유동장 및 온도장의 변화를 수치해석하였다. 시간간격은 밸브양정(valve lift)에 따라 크랭크각 2°~5° 범위로하여 저양정($L/D<0.13$)에서 2°로 계산하고 양정과 함께 증가시켜 고양정($L/D<0.26$)에서는 5°로 계산하였다. 작동 유체는 공기로서 이상 기체로 가정하며, 유체의 비열은 일정한 것으로 가정하였다. 전산 시간은 IBM PC 486으로 약 20시간 소요되었다.

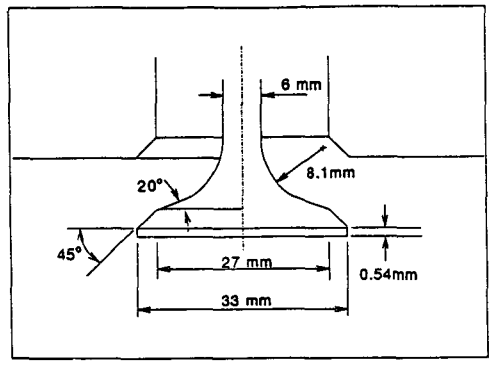

Fig. 3 Valve shape and specification

Table 2 Engine specification

Engine speed [rev/min]	200.0
Bore diameter [mm]	75.0
Valve diameter [mm]	33.0
Stem diameter [mm]	6.0
Connecting rod length [mm]	363.5
Stroke [mm]	94.0
Compression ratio	7.7
Maximum valve lift [mm]	9.2
Clearance height [mm]	14.0
Valve timing :	
Intake valve open [deg]	11 BTDC
Intake valve closed [deg]	216.5 ATDC

수치해석의 방법을 검증하기 위하여 계산결과를 Bicen의 실험치[1]와 비교하였다. Fig. 3은 계산에 사용된 밸브계를 나타내며, Table 2는 엔진사양을 나타낸다. 밸브양정은 Bicen모델 엔진의 실험결과로부터 곡선맞춤(curve fitting)에 의해 구하였지만 곡선맞춤의 오차로 인하여 밸브의 개폐시기에서 실험결과와 약간의 차이를 갖는다. 밸브양정은 ATDC 102°에서 9.2 mm로 최대가 되며, 밸브의 최대 속도는 ATDC 27°에서 0.156 m/s이다.

4.1 밸브계 유동

Fig. 4는 밸브출구에서의 반경방향 속도성분을 실험결과와 비교한 것이다. 유체는 밸브를 통해 연소실로 제트와 같이 분출되며, 유로 면적이 최소가 되는 흡입밸브의 밸브목(valve throat)에서 최대 속도를 갖는데, 이때의 속도는 평균 피스톤속도의 10배 정도가 된다. 밸브양정 즉, $L/D=0.18$일 때 유체는 밸브 시이트로부터 박리되면서 큰 속도 구배를 갖는 전단층(shear layer)을 형성하며, 밸브양정이 증가하면서 박리영역이 확장되는 것을 볼 수 있다. 계산결과는 실험치와 비교할 때 유동의 박리시기나 그 영역을 잘 예측하였다. $L/D=0.18$일때 최대 속도가 실험치보다 10%정도 작은데, 이것은 본 계산에서 흡입유량을 순간 피스톤속도와 밸브양정에 결정되도록 함으로써 실험에서의 유량과 다소 차이가 있기 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 5는 밸브 출구에서 실린더 헤드로부터 4 mm 떨어진 곳 즉, $z=4$ mm인 곳에서 흡입행정 동안에 축방향과 반경방향 속도성분의 변화를 나타내었다. 밸브출구에서의 유동은 흡입행정 초기에 피스톤의 팽창운동에 의해 밸브 시이트각보다 작은 유출각으로 분출되며, 흡입행정이 진행되면서 밸브 헤드아래의 와류강도가 증가하여 ATDC 160° 이후에는 유출각이 밸브 시이트각보다 커지는 것을 볼 수 있다.

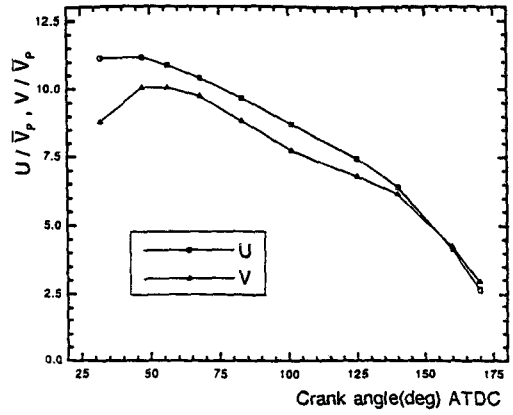

Fig. 5 Variations of axial and radial velocities at the valve exit with $z=4$ mm

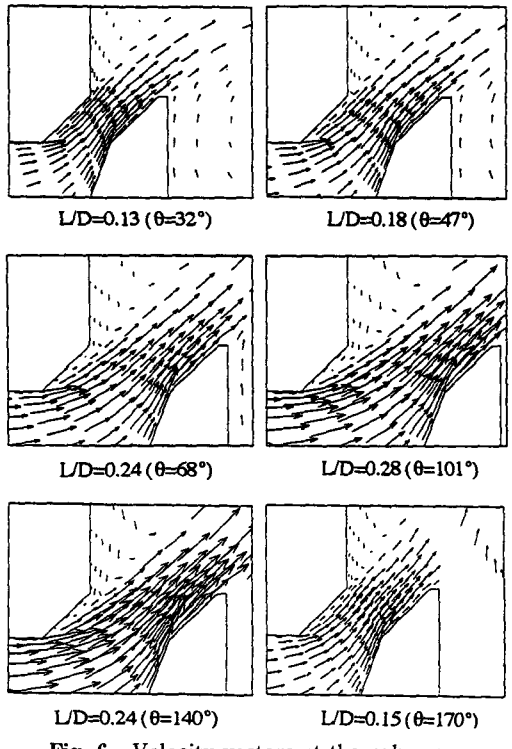

Fig. 6 Velocity vectors at the valve gap

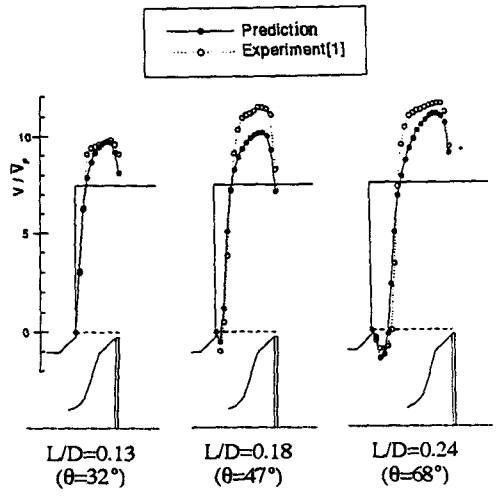

Fig. 4 Radial velocity profiles at the valve exit

Fig. 6은 흡입행정 동안의 밸브양정에 따른 밸브 주위의 유동장을 벡터로 나타낸 것이다. 유동은 $L/D=0.18$일때 밸브 시이트의 중앙부에서 박리하기 시작하여 $L/D=0.21$ 이상에서 밸브 시이트로부터 완전히 떨어져 나가며, 양정이 최대가 될 때까지 박리영역이 점점 커지고, 밸브가 닫히는 과정에서도 이와 같은 현상이 예측되었다.

Fig. 7은 흡입행정 동안의 밸브출구에서의 압력변화를 나타낸 것이다. 밸브출구의 압력은 흡입행정 초기에는 피스톤의 팽창운동에 의해 상대적으로 낮게 형성되고 행정이 진행되면서 점차 증가하여 ATDC 160° 이후에는 입구면의 압력보다 커지는 것을 볼 수 있다. 이러한 밸브출구에서의 압력상승은 흡입, 행정말기에 밸브출구에서 포트쪽으로 흐르는 역유동(reverse flow)을 발생시켜 체적효율을 감소시키는 원인이 된다. 이와 같은 역류현상은 엔진속도가 1500rpm 이하 일때 발생하며 엔진속도가 증가할수록 지연된다는 실험결과가 보고되고 있다.[2]

4.2 실린더내 유동

Fig. 8은 ATDC 47°($L/D=0.18$)일때 $z=15$ mm인 곳에서 축방향과 반경방향 속도 및 $\sqrt{2k/3}/\overline{V_P}$로 정의되는 난류강도를 실험결과와 비교한 것이다. 축방향과 반경방향 속도성분의 계산결과는 실험치와 정량적인 차이를 보이나 유동의 형태를 잘 예측하였다. 최대값의 위치가 실험치보다 중심방향으로 약간 이동하여 나타난 것은 밸브양정을 곡선맞춤으로 구함으로써 이때의 밸브양정에 대한 피스톤의 위치 및 순간 피스톤속도가 실험치와 차이가 있기 때문인 것으로 생각된다. 따라서 상세한 실험데이터가 주어진다면 해결될 것이다. 본 계산에서 사용한 수정된 k-ε 난류모델에서는 등방성을 가정하므로 실험에서 구한 축방향의 난류강도와는 다소 정량적인 차이를 보이나 그 경향은 일치하였다.

Fig. 9는 ATDC 47°에서 ATDC 170°까지 평균 피스톤속도에 의해 무차원화된 속도장을 벡터로 나타낸 것이다. 흡입행정 초기에는 밸브로부터 분출된 유체가 피스톤의 팽창운동에 의해 피스톤 헤드 방향으로 가속되어 피스톤면에 충돌하면서 밸브와 피스톤 및 실린더의 헤드와 벽사이에 각각 시계방향과 반시계방향으로 회전하는 두 개의 큰 와류를

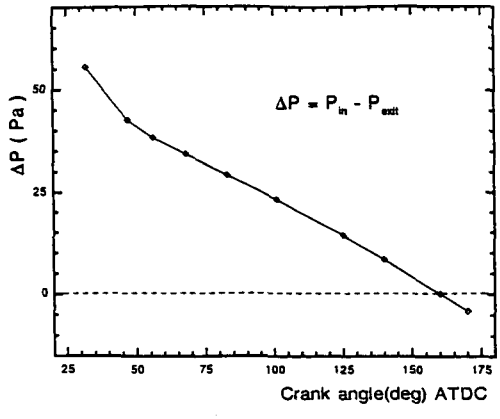

Fig. 7 Variation of the pressure drop at th valve exit

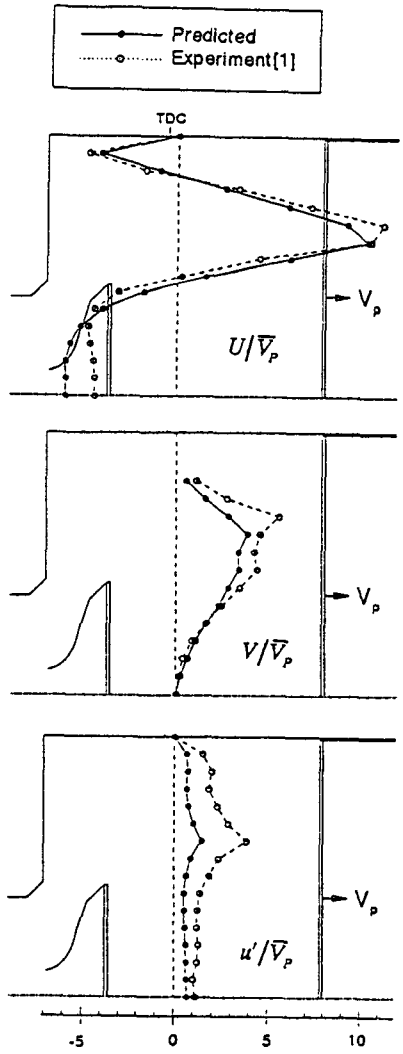

Fig. 8 Axial, radial and rms velocities at $z=15$ mm $L/D=0.18(\theta=47°)$

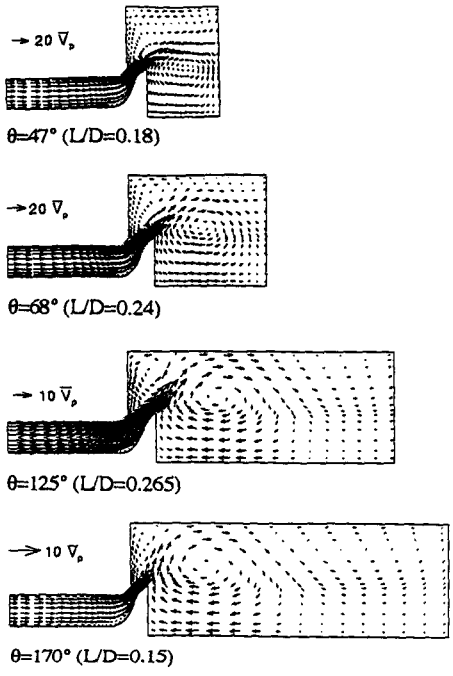

Fig. 9 Velocity vectors

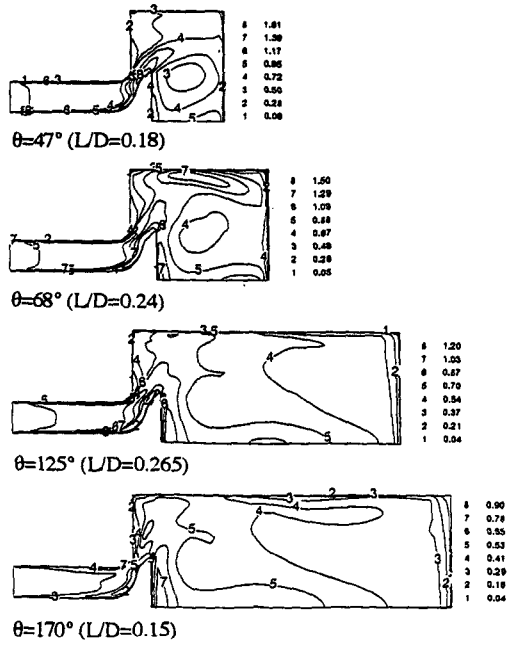

Fig. 10 Turbulent intensity divided by mean piston speed

형성시킨다. 양정이 증가함에 따라 시계방향의 와류는 강도가 커져 실린더 벽부근까지 팽창하면서 밸브출구에서 분출되는 유체를 밀어올리게 되어 ATDC 68° 이후에는 유체가 실린더 벽에 충돌하고, 밸브로부터 유입되는 유동과 피스톤의 팽창속도 증가에 따라 실린더 벽쪽에 형성되었던 반시계방향의 와류가 와해되면서 이곳에서 유체의 정체현상이 나타난다. ATDC 125°일때 이 영역에서 반시계방향의 제3의 새로운 와류가 형성되어 실린더 내부의 유동은 세개의 와류로 형성된 것을 볼 수 있다. 또한 시계방향 와류의 영향으로 실린더 헤드 부근의 반시계방향 와류는 크기가 작아지면서 와류의 중심이 실린더 헤드 방향으로 이동한다. 이와 같은 와류의 상호작용에 의해 흡입행정 초기에 밸브 시이트각보다 작은 유출각을 갖던 밸브출구 유동은 점차 밸브 시이트각과 일치하는 유동으로 변하며, ATDC 170°에서는 밸브 시이트각보다 더 큰 유출각을 갖는다. 실린더 벽부근의 제3의 와류는 ATDC 170°에서 밸브와 피스톤 사이의 와류와 같은 크기로 성장하고 실린더 헤드 부근의 와류는 크기가 점차적으로 감소하여 아주 작아진 것을 볼 수 있다.

Fig. 10은 평균 피스톤속도로 무차원화된 난류강도를 나타낸 것이다. 난류강도는 주로 유체가 벽면에 충돌하는 곳이나 두 유동이 서로 맞부딪히는 곳 그리고 속도구배가 큰 곳에서 강하게 나타났다. 흡입행정 초기인 ATDC 47°에서 입구면으로부터 유입되는 유체가 충돌하는 밸브면의 선단 부근에서 난류강도가 크게 나타나고, ATDC 68°에서는 밸브 출구로부터 분출된 유체가 충돌하는 실린더 벽부근과 실린더의 중심축을 따라 흐르는 유체가 밸브 헤드와 충돌하면서 이 영역에서 난류강도가 증가하는 것을 알 수 있다. ATDC 125°일때 유체가 밸브 시이트로부터 박리되면서 큰 속도구배를 갖게 되어 난류강도가 크게 나타난다. 흡입행정이 진행되면서 난류강도는 점차 약화되고, 흡입행정 말기인 ATDC 170°에서 밸브 헤드 부근에서 상대적으로 큰 값을 보인다.

Fig. 11은 유입면의 압력인 대기압으로 무차원화한 압력장을 보여 준다. 흡입행정 동안 유체가 충돌하는 영역에서 상대적으로 약간 높은 압력분포를 보이고, 밸브와 피스톤 사이의 와류 중심부에서 낮은 압력분포가 형성된다. 흡입행정 중기까지 입구면으로부터 들어오는 유체가 부딪히는 밸브 크라운 부근에서 압력이 가장 높게 나타났다. ATDC 125°에서 실린더 벽부근의 제3의 와류는 밸브와 피

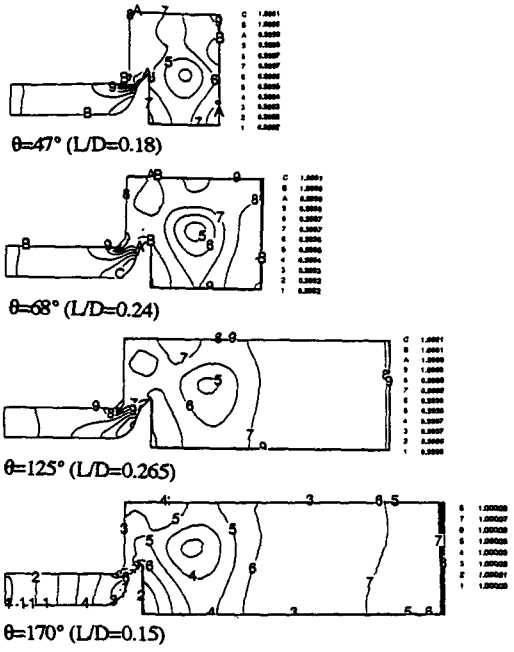

Fig. 11 Predicted isobars normalized by the atmospheric pressure

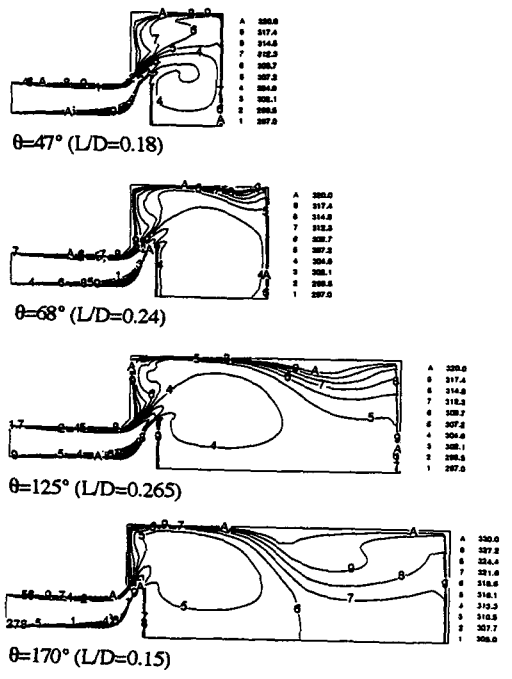

Fig. 12 Temperature field

스톤 상이의 와류강도보다 상당히 약하기 때문에 이 영역에서 압력분포의 변화에 크게 영향을 끼치지 못함을 알 수 있다. ATDC 170°에서 실린더내의 압력이 입구면의 압력보다 높아지며, 이러한 실린더 압력의 상승은 흡입행정 말기에 앞에서 언급했던 밸브출구에서의 역류현상을 유발한다.

Fig. 12는 온도장을 나타낸 것이다. 연소실의 온도는 흡입행정 초기에 피스톤과 충돌한 유체의 대부분이 피스톤 헤드를 따라 실린더 축방향으로 이동하기 때문에 밸브와 피스톤 사이의 와류영역에서 상대적으로 낮게 나타난다. ATDC 68°에서는 피스톤의 팽창운동에 의해 실린더 벽부근에서 유체는 정체현상을 보이며, 이러한 현상으로 인하여 열전달이 실린더의 축방향으로 이루어지지 않기 때문에 이 영역에서 유체의 온도는 상승한다. ATDC 125°에서는 피스톤의 팽창운동에 의해 실린더 벽부근의 제3의 와류의 크기와 함께 고온의 영역도 확대되고 ATDC 170°에서는 와류의 크기가 더욱 증가하면서 고온의 영역이 실린더 중심축 방향으로 확장되는 것을 볼 수 있다. 또한 ATDC 170°에서는 입구면에서의 흡입유량이 감소하여 밸브를 지나는 유체의 온도는 상승하며, 이러한 흡입 유체의 온도증가에 의해서 흡입행정 초기보다 상대적으로 높은 온도분포를 갖는 유체가 실린더내부로 흡입되는 것을 볼 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 축대칭 모델 엔진에 대해 비직교 좌표계를 이용하여 포트/밸브계 및 실린더내부를 계산영역에 포함하여 밸브 및 피스톤이 구동하는 비압축성 유동에 대해 수치해석적 연구를 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 계산결과와 실험자료와의 비교로부터 수치해석 결과는 밸브출구에서의 유동의 박리시기나 그 크기를 정확히 예측하였으며, 실린더내부 유동에서도 축방향 및 반경방향 속도성분은 경향이나 크기가 실험자료와 잘 일치하였다. 난류강도는 실험 자료와 정량적으로 오차를 보이나 경향은 일치하였다.

(2) 밸브계 유동은 흡입행정시 밸브갭(valve gap)에서 유동변화가 가장 심하게 나타난다. 밸브출구에서의 유동은 밸브의 개시기에서 $L/D=0.18$일때 밸브 시트로부터 박리되기 시작하고 밸브 양정과 함께 증가하여 밸브양정이 최대가 될때 가장 크게 형성되며, 밸브의 폐시기에서도 밸브양정에 따라

유사한 형태를 보인다. 따라서 밸브출구에서의 유동형태는 밸브양정에 의존한다.

(3) 실린더내의 온도분포는 흡입행정 초기에 실린더로 흡입되는 유체의 대부분이 실린더 중심축 방향으로 향하기 때문에 밸브와 피스톤 사이의 와류영역에서 상대적으로 저온분포로 나타나며, ATDC 101° 이후에는 실린더 벽부근에서 새로 형성된 와류 영역에서 높은 온도분포를 나타내는 것을 볼 수 있다. 이러한 현상은 흡입 유체가 밸브와 피스톤 사이의 와류와 실린더 벽부근의 새로운 와류로 분리되므로써 열전달이 실린더의 축방향으로 이루어지지 않기 때문인 것으로 생각된다.

참고문헌

(1) Bicen, A. F., Vafidis, C. and Whitelaw, J. H., 1985, "Steady and Unsteady Airflow Through the Intake Valve of a Reciprocating Engine," ASME J. Fluids Eng., Vol. 107, pp. 413~420.

(2) Arcoumanis, C., Vafidis, C. and Whitelaw, J. H., 1987, "Valve and In-cylinder Flow Generated by a Helical Port in a Production Diesel Engine," Trans. of the ASME, Vol. 109, pp. 368~375.

(3) Arcoumanis, C., Vafidis, C., Vorropouos, G. and Whitelaw, J. H., 1987, "Correlation Between Valve and In-Cylinder Flow in a Motored Reciprocating Engine," ASME J. Fluids Eng., Vol. 109, pp. 1~9.

(4) Gosman, A. D. and Watkins, A. P., 1979, "Predictions of Local Instantaneous Heat Transfer in Idealized Motored Reciprocating Engines," Imperial College Mech. Eng. Dept. Fluid Section Report FS 79/28.

(5) Gosman, A. D., Johns, R. J. R. and Wakins, A. P., 1980, "Development of Prediction Methods for In-Cylinder Processes in Reciprocating Engines," Combustion Modeling in Reciprocating Engines.

(6) Gosman, A. D. and Ahmed, A. M. Y., 1987, "Measurment and Multidimensional Prediction of Flow in a Axisymmetric Port/Valve Assembly," SAE 870592, pp. 1~32.

(7) Gosman, A. D., 1985, "Multidimensional Modeling of Cold Flows and Turbulence in Reciprocating Engines," SAE 850344, pp. 137~153.

(8) Ramos, J. I., Humphery J. A. C. and Sirignano, W. A., 1979, "Numerical Prediction of Axisymmetric Laminar and Turbulent Flows in Motored Reciprocating Internal Combustion Engine," SAE 790356.

(9) Brandstatter, W., Johns, R. J. R. and Wigley, G., 1985, "The Effect of Inlet Port Geometry on In-Cylinder Flow Structure," SAE 850499, pp. 1~21.

(10) Rhie, C. M., Chow W. L. and Sharma, D., 1982, "A Numerical Study for 2-D Stalled Airfoil," Proc. 1980-90 A FOSR-HTTM-Stanford Conference on Complex Turbulent Flows, Vol. 3, pp. 1318~1325.

(11) Peric, M., 1985, "A Finite Volume Method for the Prediction of Three Dimensional Fluids in Complex Ducts," Imperial College, London.