디젤엔진 흡입과정에서 실린더내의 시뮬레이션
Ⅰ. 선회하는 축대칭 정상 난류유동계산

Intake Flow Simulation in a D.I. Engine Cylinder
Ⅰ. Calculation of Swirling Steady Axisymmetric Turbulent Flow

강 신 형*, 김 응 서*, 정 석 호*, 송 명 호**
S.H. Kang, E.S. Kim, S.H. Chung, M.H. Song

ABSTRACT

A computer program was developed to predict swirling steady axisymmetric turbulent flows by extending TEACH Code. It was applied to a reciprocating engine cylinder with a intake valve on the flat head. Flows were assumed to be steady and swirling.

Effects of Reynolds number, the valve lift, and the swirl ratio on flow patterns and tubulence were investigated numerically. Flow patterns were reasonably predicted in comparison with experimental results. Length of the recirculation zone was shortened with increasing valve lifts and swirl ratios. Static pressure distributions show maximum value near the reattachement point of the incoming circular jet and minimum value near the maximum width of the valve attached recirculation zone.

부 호 설 명

a_j^ϕ	: 유한차분식의 계수	G	: 운동에너지의 생성율
C	: 유한차분식의 소스항	k	: 난류 운동 에너지
C, U, V	: ϕ, u, v에 대한 검사체적	L	: 밸브 양정
C_μ, C_D, C_1, C_2	: 난류 모델 상수	P	: 평균 압력
D	: 실린더 직경	S	: 선회도
D_V	: 밸브의 직경	S^U, S^V, S^ϕ	: 소스항
E	: 벽법칙의 상수	(u, v, w)	: (x, r, θ) 방향의 평균 속도
		V	: 벽에서 속도 크기
		V_o	: 밸브입구에서 속도

* 정회원, 서울대학교 공과대학
** 서울대학교 대학원

(x, r, θ)	: 원통좌표계
y	: 벽에서 떨어진 거리
α_v	: 유입각도
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	: 난류 모델 상수
ε	: 난류 운동에너지의 소산율
k	: von Karman 상수
μ	: 점성 계수
μ_e	: 유효 점성 계수
ρ	: 밀도
$\tau_t, \tau_{rx}, \tau_{r\theta}$	: 전단 응력
ϕ	: 일반적인 유동변수

1. 서 론

디젤엔진의 흡기 및 압축행정에서의 공기유동에 관한 연구는 엔진의 연소효율 및 열효율의 향상을 위한 연구에 기초가 된다. 실제로 흡입구 및 밸브의 형태에 따른 선회(swirl) 및 난류 강도, 압축행정에서 연소실의 형상에 따른 스퀴시(squish) 등은 엔진성능, 연소 및 배기물에 많은 영향을 미치고 있다고 알려져 있으나 아직은 주로 실험을 통해서 엔진을 개발하고 있다. 따라서 이 과정의 유동 및 열전달 특성을 이론적 또는 수치해석적으로 잘 예측할 수 있다면 엔진연소실의 설계 및 개발에 유용하게 이용될 것이다.

이에 관한 연구는 과거 수십년간 꾸준히 연구되어 오고 있으며 특히 A.D. Gosman 그룹에서 가장 활발하고 꾸준히 연구를 수행하고 있다. 이에 관한 연구는 참고문헌[1]이나 Gosman[2]의 논문에서 그 동안의 연구현황을 잘 다루고 있다. 왕복 엔진의 흡기 및 압축행정에서 연소실의 구조가 복잡하고 유동이 비정상 3차원 난류 유동이며 경우에 따라서는 심한 압축 및 팽창을 고려해야 한다는 점에서 이론적으로나 수치해석적으로 다루기가 상당히 어렵다. 그래서 아직 설계에 이용될 만큼 신빙성 있는 예측이 가능하지는 않다. 대부분의 연구자들은 이러한 어려움을 피하기 위하여 흡입구가 실린더 헤드의 중앙에 부착된 상태의 축대칭 유동 해석에서 연구를 시작하였다. Gosman and Watkins[3], Gosman and Johns[4], Ramos et. al.[5], Gosman, Johns and Watkins[6] 에서는 비압축성 유동에서 개발된 k-ε 난류 모델을 확장 응용하여 수치해석 결과가 물리적으로 합리적임을 보이고 제한된 범위의 실험데이타와 정성적으로 비교하였다. 이러한 과정에서 개발된 전산프로그램중의 하나가 RPM Code[6] 이다. 이러한 과정에서 현재 연구의 진행상황을 보면 압축 행정후 연료의 분사과정및 혼합과정의 수치해석, 난류연소과정의 해석, 3차원 문제의 시도, 좀더 일반적인 난류 모델의 연구 등으로 확장되고 있다.

Gosman and Johns[7] 는 기존 프로그램을 확장하여 연료의 분사과정을 시뮬레이션하도록 시도하였다. Sherif and Tahry[8]는 CONCHAS Code[9]를 이용하여 초기 선회도, 선회속도분포, 난류 강도 등이 압축행정후 평균속도와 난류 강도에 미치는 영향을 수치해석하여 연구하였다.

Gosman and Harvey[10]은 연료분사와 연소과정을 포함하도록 시도하였다. 여기서 개발된 RPM Code와 같은 수준으로 CONCHAS-SPRAY Code[11]가 있으며 Cloutman et. al.[12]은 위 프로그램을 이용하여 연구하였다.

한편 Reynolds[13]는 기존 k-ε 난류모델이 급격한 팽창 압축과정에서 특성길이 등이 비합리적인 결과를 나타내며 이의 보완책으로 rapid spherical comprssion을 고려한 k-ε 모델을 제시하였다. Morel and Mansour[14]는 위 연구를 확장하여 일반적인 경우에 시도하였다. Tahry[15]는 Reynolds stress 모델로 엔진내의 유동해석을 시도하였다. 최근에 와서 3차원으로의 확장이 시도되고 있다. Gosman et. al.[16]에서 계산시간을 줄일 수 있는 새로운 알고리즘을 연구하였으나 아직 3차원 연구결과는 그리 많지 않다.

국내에서도 내연기관 실린더내에 난류 유동, 열전달 및 연소 과정의 연구에 관심을 갖게되고 초보단계의 기존 프로그램이 확보되어 있다.

본 연구에서는 이러한 연구의 첫 시도로써 실린더헤드 중앙에 흡입밸브가 부착되고 비압

축성 축대칭 정상상태로 공기가 흡입될때 난류 유동 상태를 수치해석하였는데 이는 앞으로 좀더 실제와 가까운 연구를 위한 기초가 된다.

디젤엔진을 실제로 개발연구하는 제작회사에서는 정상 유동 리그에 의해 흡입구 형상변화에 따른 선회 및 축방향 평균유속을 계측하여 흡입구를 설계하고 있는데 본 연구는 이러한 개발 및 설계과정에 응용되리라 생각된다. 이를 위하여 비압축성 난류 유동에서 정립된 k-ε 모델을 이용한 TEACH Code[17]를 기본으로 하여 밸브부착과 공기선회를 고려하여 수치계산을 하였다.

밸브 양정과 선회도의 변화에 따르는, 평균속도, 난류 특성 및 실린더 벽에서의 압력 등 유동 특성의 변화에 관심을 두었으며 재순환영역의 형태변화도 관찰하였다. 계속해서 수행되는 피스톤모션의 영향을 고려한 문제의 해석에 기초로 이용될 것이다.

2. 지배방정식

선회를 포함한 실린더내의 비압축성 축대칭 유동을 해석하기 위해서 Fig.1과 같이 원주좌표계(x,r,θ)를 택하였다. (u, v, w)를 각각 (x,r,θ) 방향의 난류 평균 속도라고 하고 k-ε 난류 모델을 이용하면 지배방정식은 연속방정식과 u,v,w 및 k,ε에 대한 보존 방정식이 된다. 이 방정식은 다음의 형태로 나타낼수 있다.[18]

$$\frac{1}{r}\left[\frac{\partial}{\partial x}(\rho_{ur\phi})+\frac{\partial}{\partial r}(\rho_{vr\phi})-\frac{\partial}{\partial x}\left(\tau_\phi\frac{\partial}{\partial x}\right)-\frac{\partial}{\partial r}\left(\tau_\phi\frac{\partial\phi}{\partial r}\right)\right]=S_\phi \quad \cdots\cdots (1)$$

여기서 $\phi=1$ 일때는 연속방정식을, $\phi=u, v, w$ 이면 각각 x,r,θ 방향의 운동량방정식을 나타내고, $\phi=k$, ε이면 각각 난류 운동에너지 k와 난류 소산율 ε의 보존방정식을 나타낸다.

소스항 S_ϕ는 Table 1에 나타내었고 여기서 사용된 S^U, S^V 및 G는 다음과 같다.

$$S^U=\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_e\frac{\partial u}{\partial x}\right)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\mu_e\frac{\partial v}{\partial x}\right) \quad \cdots\cdots (2)$$

$$S^V=\frac{\partial}{\partial x}\left(\mu_e\frac{\partial u}{\partial r}\right)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\mu_e\frac{\partial v}{\partial r}\right) \quad \cdots\cdots (3)$$

$$G=\mu_e\left[2\left\{\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial r}\right)^2+\left(\frac{v}{r}\right)^2\right\}+\left(\frac{\partial u}{\partial r}+\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2+\left\{r\frac{\partial}{\partial r}(w/r)\right\}^2+\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2\right] \quad \cdots\cdots (4)$$

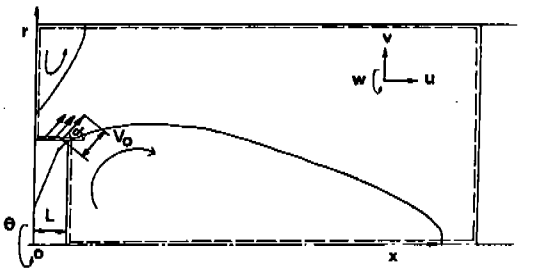


Fig.1 Coordinate system

ϕ	S_ϕ
u	$-\frac{\partial p}{\partial x}+S^U$
v	$-\frac{\partial p}{\partial r}+\frac{\rho w^2}{r}-\frac{2\mu_e v}{r^2}+S^V$
w	$-\frac{\rho v w}{r}-\frac{w}{r^2}\frac{\partial}{\partial r}(r\mu_e)$
k	$G-C_D\rho\varepsilon$
ε	$(C_1\varepsilon G-C_2\rho\varepsilon^2)/k$

위에서 $k-\varepsilon$ 난류 모델이 사용되었으며

$$\mu_e=\mu+C_\mu\rho k^2/\varepsilon \quad \cdots\cdots (5)$$

$$\nu_\phi=\mu_e/\sigma_\phi \quad \cdots\cdots (6)$$

로 주어진다.[19] 여기에서 사용된 상수 값은 아래와 같다.

C_μ	C_D	C_1	C_2	σ_k	σ_ε
0.09	1.0	1.44	1.92	1.0	1.3

3. 수치해석 및 경계조건

위 방정식은 적당한 경계조건과 함께 유한차분법에 의해서 수치해석 된다. 여러가지 유한차분법이 가능하겠으나 본 연구는 기존 TEACH[17] 프로그램을 기본으로 하였고 선회속도를 포함한 본 연구의 내용에 적합하도록 수정하였다. 유동 영역을 Fig.2와 같이 계산격자로 분할하고 p, w, k, ε이 저장되는 위치와 u및 v가 저장되는 위치가 다르게한 소위 staggered 격자를 채택하였다. Fig.3에는 세가지 검사체적을 나타내었다. 검사체적 C는 p, w, k 및 ε을 위해서 검사체적 u 및 v를 위해서 설정되었다.

지배방정식[1]을 각 ϕ가 저장된 격자점을 중심으로 한 검사체적에서 적분하여 주위 격자점에서의 값으로 나타내면 다음 형태의 유한차분방정식을 얻게된다.

$$a_p^\phi \phi_p = \sum_j a_j^\phi \phi_j + C \quad \cdots\cdots (7)$$

여기서 $\sum_j$는 N, S, E, W에 대한 합을 나타내며,

$$a_p^\phi = (a_N^\phi + a_S^\phi + a_E^\phi + a_W^\phi) - b \quad \cdots\cdots (8)$$

의 형태로 나타난다.[17,18] 압력은 연속방정식과 운동량방정식으로 부터 계산하게 되며 소위 SIMPLE 방법을 채택하였고 유한차분방정식은 TDMA (tri-diagonal matrix algorithm)에 의해 계산하였다.

유한차분방정식[7]은 밸브입구, 대칭축, 출구, 실린더벽 및 실린더헤드와 밸브 후면에서의 경계조건이 기술되면 계산될 수 있다. 일반적으로 경계조건은 경계에서 ϕ 또는 ϕ의 플럭스 등의 형태로 나타낼 수 있으며 식(7)에서 a_j^ϕ, b, c를 적절히 조정하여 계산에 반영되도록 한다.[17] 여기서 자세한 설명은 피하고 물리적으로 중요한 경계조건만 설명한다.

먼저 밸브입구에서 유입속도는 균일하다고 가정하고[21] 유입각도 α_v와 선회도 s를 파라메타로 하여 다음과 같이 가정하였다.

$$U_{in} = V_o \cos\alpha_v,\ V_{in} = V_o \sin\alpha_v,\ W_{in} = V_o S \frac{2L}{R} \quad \cdots\cdots (9)$$

물론 입구조건에 대한 가정은 여러가지로 할 수 있으나 그 자체로써 흥미있고 주요한 연구대상이 된다. 난류운동에너지와 소산율은 다음과 같이 가정하였다.

$$k = 0.03\, V_0^2,\quad \varepsilon = k^{\frac{3}{2}} / 0.005\, R \quad \cdots\cdots (10)$$

출구에서는 유동이 잘 발달되었다고 보아 출구경계에서 값은 반복 계산과정에서 출구 바로 전의 격자에서의 값으로 대치하였으며 축방향 속도의 크기는 전체적인 질량보존이 성립하도록 수정하였다. 대칭축에서는 기본적으로 $\partial\phi / \partial r = 0$ 이 되도록 하고 $v = 0$으로 하였다.

그러나 선회 속도성분 w는 대칭축으로 강체회전운동이 되도록 하였다.

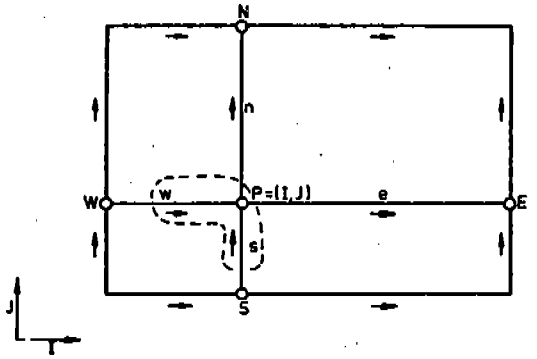
벽에서는 속도나 난류 특성치가 급격히 변하기 때문에 격자를 조밀하게 하여야 하나 이를 피하기 위하여 선회속도 w의 영향을 고려한 벽법칙을 적용하여 속도 성분과 k 및 ε의 관계를 이용하였다.

먼저 실린더 벽에서 $v = 0$ 이기 때문에 전체속도 V와 전단응력 τ_t은 다음과 같이된다.

$$V^2 = u^2 + w^2,\ \tau_t^2 = (\tau_{rx}^2 + \tau_{r\theta}^2) \quad \cdots\cdots (11)$$

Backshall and Landis[22]의 실험결과에 의하면 벽법칙은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$V_t^+ = \frac{1}{\kappa} \ell n\ E\ y^+ \quad \cdots\cdots (12)$$



THREE GRIDS : FOR p, w ETC. - AT POSITION MARKED (O)
FOR u VELOCITY - AT POSITION MARKED (—)
FOR v VELOCITY - AT POSITION MARKED (I)

Fig.2 Staggered grid and notation for the rectangular computational mesh(18).

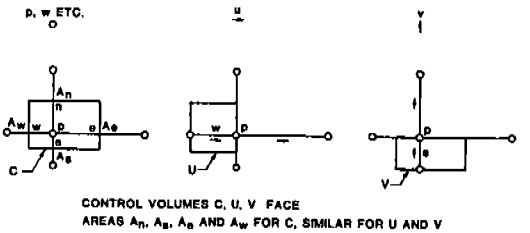


Fig.3 The three control volumes associated with points of the three grids(18).

여기서 $V_t^+ = V/V_\tau$, $y^+ = V_\tau y/\nu$, $V_\tau^2 = \tau_t/\rho$, $k = 0.4187$, $E = 9{,}793$ 이고 y는 벽으로 부터의 수직거리이다. τ_k를 벽근처에서 τ_t의 근사치라고 하면 식(10)에서 다음 관계를 얻는다.

$$V\frac{(\tau_k\rho)^{\frac{1}{2}}}{\tau_t} = \frac{1}{\kappa}\ \ell n\left[E\ y\ \frac{(\tau_k/\rho)^{\frac{1}{2}}}{\nu}\right] \quad \cdots\cdots (13)$$

τ_k는 벽근처에서 난류운동에너지 생성과 소멸율이 평형상태에 있고 μ_e가 등방성 이라고 보아 다음과 같이 된다.

$$\tau_k = (C_D C_\mu)^{\frac{1}{2}}\ \rho k \quad \cdots\cdots (14)$$

y_p를 벽에서 제일 가까운 격자점의 거리라면 식(13)과 식(14)에서

$$\tau_t = -V_p\ \kappa\rho c_\mu^{\frac{1}{4}}\ C_D^{\frac{1}{4}}\ k_p^{\frac{1}{2}} / \ell n(E y_p^+)$$

$$y_p^+ = y_p\ (\tau_k/\rho)^{\frac{1}{2}}/\nu \quad \cdots\cdots (15)$$

이 된다. 따라서 벽에서 x 및 θ 방향의 전단응력을 구하여 속도구배를 계산하면 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\mu_e\frac{\partial u}{\partial r} = [-\kappa\rho C_\mu^{\frac{1}{4}}\ C_D^{\frac{1}{4}}\ k_p^{\frac{1}{2}} / \ell n(E\,\mu_p^+)]u_p \quad \cdots\cdots (16)$$

$$\mu_e\frac{\partial w}{\partial r} = [-\kappa\rho C_\mu^{\frac{1}{4}}\ C_D^{\frac{1}{4}}\ k_p^{\frac{1}{2}} / \ell n(E\,\mu_p^+)] + \mu_e/r]w_p \quad \cdots\cdots (17)$$

실린더헤드와 밸브면에서 속도 v 및 w에 대하여 같은 방법으로 벽법칙을 적용하면 다음의 관계를 얻을 수 있다.

$$\mu_e\frac{\partial v}{\partial x} = [-\kappa\rho C_\mu^{\frac{1}{4}}\ C_D^{\frac{1}{4}}\ \kappa_p^{\frac{1}{2}} / \ell n(E\,y_p^+)]\,v_p \quad \cdots\cdots (18)$$

$$\mu_e\frac{\partial w}{\partial x} = [-\kappa\rho C_\mu^{\frac{1}{4}}\ C_D^{\frac{1}{4}}\ \kappa_p^{\frac{1}{2}} / \ell n(E\,y_p^+)]w_p \quad \cdots\cdots (19)$$

y_p^+가 11.63보다 작으면 격자점이 층류 저층에 있다고 보아서

$$v^+ = y^+ \quad \cdots\cdots (20)$$

을 이용한다. 이때 예로 식(16)에 해당하는 다음 식을 얻는다.

$$\mu_e\frac{\partial u}{\partial r} = -\mu\frac{u_p}{y_p} \quad \cdots\cdots (21)$$

한편 벽 근처에서 k는 식(14)의 관계를 이용하였고 생성항 G는 위의 벽법칙을 이용하여 실린더 벽과 실린더헤드에서 각각 다음과 같이 계산하였다.

$$G=2\mu_e[(\frac{\partial u}{\partial x})^2+(\frac{\partial v}{\partial r})+(\frac{v}{r})^2+\tau_t^2/\mu_e + \mu_e(\frac{\partial w}{\partial x})^2 \quad \cdots\cdots(22)$$

$$G=2\mu_e[(\frac{\partial u}{\partial x})^2+(\frac{\partial v}{\partial r})^2+(\frac{v}{r})^2] + \tau_t^2/\mu_e+\mu_e(\frac{\partial w}{\partial r}-\frac{w}{r})^2 \cdots\cdots(23)$$

난류 소산율은 벽근처에서 특성길이가 벽에서 거리에 비례한다는 개념에 의해 다음 식으로 주어진다.

$$\varepsilon_p=\frac{(C_\mu C_D)^{\frac{4}{3}}\ k_p^{\frac{3}{2}}}{C_D^{\ k}\qquad y_p} \quad \cdots\cdots(24)$$

4. 계산결과 및 검토

본 연구의 형상유동에서 유동특성을 결정짓는 인자로는 실린더의 지름, 밸브의 지름, 밸브의 개도, 입구에서는 각 방향 속도와 난류에너지 및 그 소멸율등 매우 많다. 그러나 실제엔진에 있어서의 인자들의 범위를 고려하여 선회도, 평균속도와 밸브의 개도만을 변화시키면서 계산하였으며, 실린더지름 D, 밸브지름 Dv, 유입각도 α_V는 다음과 같이 고정하였다.

$$D = 10\,cm$$
$$D_V = 5\,cm$$
$$\alpha_V = 45^\circ$$

출구에서 평균속도를 7.64 *m/sec* 및 4.58 *m/sec*로, 밸브 양정을 10 *mm* 및 14 *mm*로, 선회도 S는 밸브 양정 10 *mm* 일때 0, 0.7, 2.1로 변화시키고 14 *mm* 일때 0, 0.5, 1.5 세가지로 바꾸면서 수치계산을 수행하였다.[23]

유동영역을 26 × 11 개의 격자로 나누고 축방향으로는 밸브 근처에서 조밀하도록 등비간격으로, 반경방향으로는 등간격으로 하였다.

축방향의 출구위치는 충분히 발달된 유동이 되도록 실린더 반지름의 20 배가 되도록 $x=1.0\,m$까지 설정하였다. 수렴의 정도는 각 계산점에서 주어진 유한차분식의 양변의 차를 모두 합한것이 평균 운동량의 0.05 % 이하가 되도록 하였다.

먼저 Re_D수가 3.82×10^4이고 L=10 *mm*, S=0.0인 선회도가 없는 축대칭 유동인 경우 유선, 축방향 속도를 Fig. 4에 나타내었다. 난류 운동에너지와 축방향 난류전단응력을 Fig. 5에 나타내었고 실린더벽을 따라서 정압의 변화를 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 4에서 밸브에서 유입각도를 45° 로 하였기 때문에 실린더의 구석에서 재순환 유동이 형성되고 실린더의 벽을 따라서는 충돌젯트 특성을 갖는 유동장이

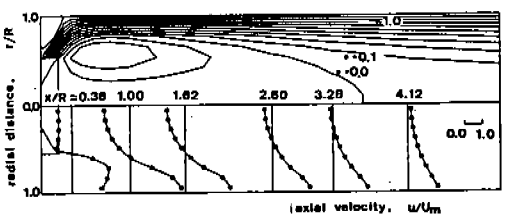


Fig.4 Stream lines and axial velocity profiles(L/R=0.2, S=0.0)

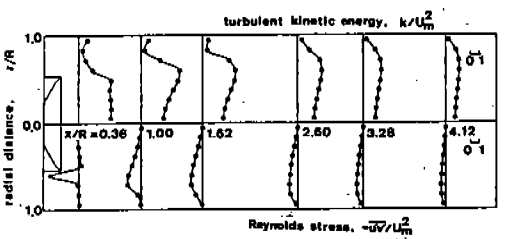


Fig.5 Turbulent Kinetic energy and Reynolds stress distributions (L/R=0.2, S=0.0)

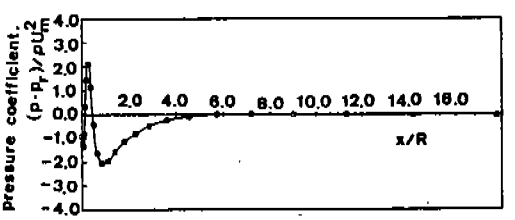


Fig.6 Static pressure distribution along the cylinder wall (L/R=0.2, S=0.0)

형성된다. 한편 밸브의 후면에서 실린더 축을 따라서는 큰 재순환유동이 형성되고 하류의 출구로 갈수록 단순원관내의 발달된 유동으로 된다. Fig. 6에서 정압력 분포는 $x=0.4m$에서 압력을 기준으로 하여 나타내었다. 입구젯트의 충돌위치에서 압력은 최대값을 보이나, 밸브후면의 재순환 영역에 의해 축방향 속도는 벽근처에서 가속이 되기 때문에 급격히 감소한 후 서서히 증가하고 있다. 그 이후 출구까지는 마찰손실에 의해서 감소하게 된다. Fig. 5에서는 난류 운동에너지 및 Reynolds 응력을 나타내고 있다. 밸브 끝 부근에서 생성되는 강한 난류 운동에너지는 유동이 진행함에 따라 점차 전반경 범위로 확산됨을 관찰하였다. 축방향 속도의 기울기가 반경에 대하여 대체로 고르므로 Reynolds응력은 난류 운동에너지가 큰 곳에서 커진다. 유동이 하류로 진행함에 따라 난류 운동에너지와 Reynolds응력은 단순원관 내부의 유동에서의 그것에 접근하게 되어 점차 감소한다.

Fig. 7- Fig. 9에는 밸브개도 L=14 ㎜ 일때 계산 결과를 나타내었다. 평균속도와 난류특성치는 L=10㎜인 경우와 거의 같은 경향을 보이고 있다. 그러나 실린더 벽에서 압력계수의 최대 및 최소값은 감소하였고 실린더 전체의 압력강하계수도 감소하였다. 한편 재순환 영역의 길이도 다소 짧아지고 있다.

Fig. 10-Fig. 13에는 $Re_D = 3.82\times10^4$, L=10㎜, S=0.7일때 수치해석 결과를 나타내었다. 선회가 없는 경우와 거의 같은 경향을 보이고 있으며 재순환 영역은 다소 줄어드는 경향을 보였다. Fig. 13에는 원주방향 속도의 분포를 나타내었다. 각 단면에서의 원주 방향 운동량은 하류로 감에 따라 점차 감소하나 그 감소량은 전체 원주 방향 운동량의 5%에 못 미치는 정도에 불과하였다. 원주 방향 속도 w의 분포는 밸브의 개도에 거의 무관하였으며, 선회도가 증가하면 w의 최대점이 원통벽쪽으로 이동하였다. 또 재순환 영역에서는 w의 분포가 고체회전(rigid body rotation)의 경우와 유사함을 관찰하였다.[23] 따라서 원주 방향

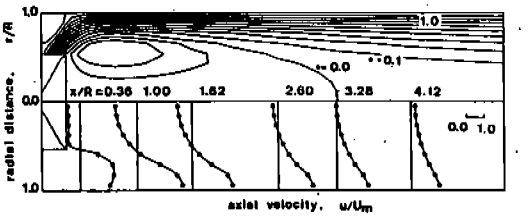


Fig.7 Stream lines and axial velocity profiles(L/R=0.28, S=0.0)

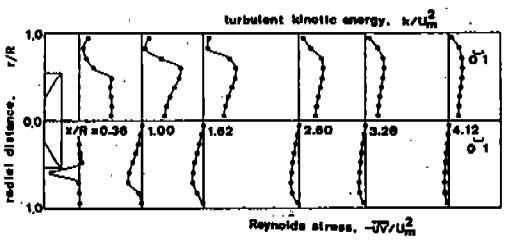


Fig.8 Turbulent kinetic energy and Reynolds distributions (L/R=0.28, S=0.0)

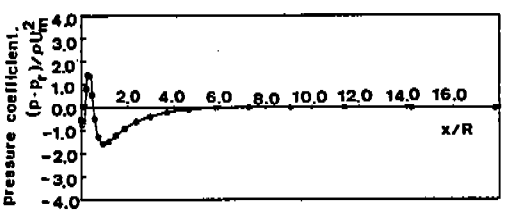


Fig.9 Static pressure distributions along the cylinder wall (L/R=0.28, S=0.0)

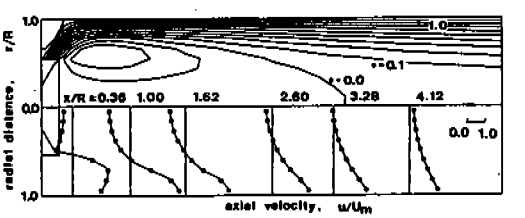


Fig.10 Stream lines and Axial velocity profiles(L/R=0.2, S=0.7)

속도 w의 최대점은 재순환 영역의 바깥쪽에 위치하며 재순환 영역이 끝난 뒤 하류로 감에 따라 다소 원통벽쪽으로 이동하였다. 최대 압

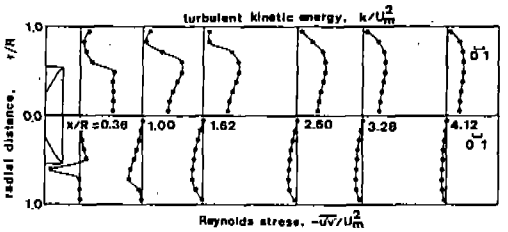


Fig.11 Turbulent kinetic energy and Reynolds stress distributions (L/R=0.2, S=0.7)

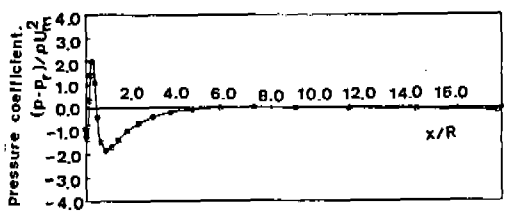


Fig.12 Static pressure distributions along the cylinder wall (L/R=0.2, S=0.7)

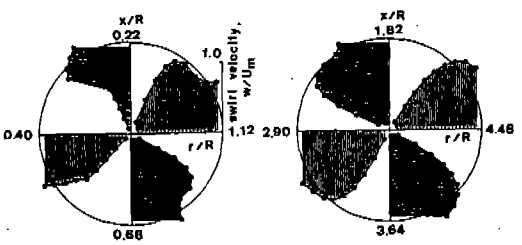


Fig.13 Swirl velocity profiles (L/R=0.2, S=0.7)

력의 크기는 밸브 입구에서의 속력에 크게 좌우되어 밸브의 간격이 작을수록 압력계수의최대값은 크게 나타났다. 또 선회도가 증가하면 하류에서의 압력강하율이 커짐을 관찰하였다.

5. 결 론

이상에서 실린더 중앙에 흡기밸브가 부착된 경우의 축대칭 비압축성 정상 난류 유동을 수치 해석하여 밸브양정, 입구 선회도가 전체 유동특성에 미치는 정성적인 영향을 연구하였다. 제한된 범위의 연구였으나 다음과 같이 요약한다.

1) 축대칭 유동의 경우 밸브하단에 재순환 영역이 형성되며 재순환 영역의 축방향 길이는 Re_D수에 민감하지 않고 밸브 양정이 클수록 짧았다. 또, 이 길이는 선회가 없을 때에 비하여, 선회가 비교적 작은 경우 감소하였다. 원주 방향의 속도는 재순환 영역에서 고체회전의 경우와 유사하게 분포하며 하류로갈에 따라 최대속도점이 원통벽으로 치우친 포물선의 형상으로 접근하였다.

2) 밸브의 끝 부분에서 생성된 강한 난류 특성은 하류로 감에 따라 전 반경 범위로 확산되며 Reynolds 응력은 속도구배가 고른 대부분의 영역에서 난류 강도의 경향과 일치하였다.

3) 벽에서의 압력은 밸브 젯트가 충돌되는 위치에서 최대가 되고 그후 재순환 유동에 의해 급히 감소하다가 서서히 회복된다. 그 이후에는 마찰손실에 해당하는 감소를 보인다. 선회도가 커질수록 하류에서 압력강하량은 증가하였다.

4) TEACH-2E Code를 수정하여 계산한 축대칭 유동의 수치계산의 결과는 계측치와 정성적으로 일치하였다.[23] 앞으로 실제 엔진실린더내의 3차원 비정상 상태의 난류 유동의 이론 및 수치해석적 연구등에 기초로 활용될 것이다.

후 기

본 연구는 대우중공업주식회사의 연구지원으로 수행되었다. 강영국 전무, 장낙영 상무외 기술연구소 관계연구원 여러분에게 깊은 감사를 드린다. 연구 수행을 도와준 대학원생 좌성훈, 정대헌군에게도 감사한다.

참 고 문 헌

1) J.M. Mattavi and C.A. Amann, *Combustion Modeling in Reciprocating Engines*, Plenum Press, New York, 1980.

2) A.D. Gosman, "Multidimensional Modeling of Cold Flows and Turbulence in Reciprocating Engines," SAE Trans., Paper No. 850344, 1985.
3) A.D. Gosman and A.P. Watkins, "A Computer Prediction Method for Turbulent Flows and Heat Transfer in Piston-Cylinder Assemblies, Proc. of Symp. on Turbulence Shear Flow, 1977.
4) A.D. Gosman and R.J.R. Johns, "Development of a Predictive Tool for In-Cylinder Gas Motion in Engines," SAE Trans., Paper No. 780315, 1978.
5) J.I. Ramos, J.A.C. Humphrey, and W.A. Sirignano, "Numerical Prediction of Axisymmetric Laminar and Turbulent Flows in Motored Reciprocating Internal Combustion Engies," SAE Trans., Paper No. 790356, 1979.
6) A.D. Gosman, R.J.R. Johns, and A.P. Watkins, "Assessment of a Predictive Method for In-Cylinder Process in Recirculating Engines," Proc. of GM Research symposium on Comb. Modeling in Reciprocating Engines, 1978.
7) A.D. Gosman and R.J.R. Johns, "Computer Analysis of Fuel-Air Mixing in Direct-Injection Engines," SAE Trans., Paper No. 800091, 1980.
8) H. Sherif and E.I. Tahry, "A Numerical Study on the Effects of Fluid Motion at Inlet Valve Closure on Subsequent Fluid Motion in a Motored Engine," SAE Trans., Paper No. 820035, 1982.
9) T.D. Butler, L.D. Cloutman, T.K. Duckowicz, and T.D. Ramshaw, "CONCHAS: An Arbitrary Lagrangian-Eulerian Computer Code for Multicomponent Chemically Reactive Fluid Flow at all Speeds," Los Alamos Scientific Lab. Report LA-8129-MS, 1979.
10) A.D. Gosman and P.S. Harvey, "Computer Analysis of Fuel-Air Mixing and Combustion in an Axisymmetric EI Engine," SAE Trans., Paper No. 820036, 1982.
11) L.D. Cloutman, J.K. Duckowicz, J.D. Ramshaw, and A.A. Amsden, "CONCHAS-SPRAY: A Computer Code for Reactive Flows with Fuel Spray," Los Alamos Lab. Report LA-9294-MS, 1982.
12) L.D. Cloutman, J.K. Duckowicz, J.D. Ramshaw, "Numerical Simulation of Reactive Flows in Internal Combustion Engines," 7th Int. Conf. on Numerical Method in Fluid Dynamics, Stanford University/NASA Ames, 1980.
13) W.C. Reynolds, "Modeling of Fluid Motions in Engines: An Introductory Overview," Symp. on Combustion Modeling in Reciprocating Engines, Plenum Press, 1980.
14) T. Moerel and N.N. Mansour, "Modeling of Turbulence in Internal Combustion Engines," SAE Trans., Paper No. 820040, 1982.
15) E. Thary, "Application of a Reynolds Stress Model to Engine Flow Calculations," in Flows in Internal combustion Engine II, ASME, New York, pp. 39-46, 1984.
16) A.D. Gosman, Y.Y. Tsui, and A.P. Watkins, "Calculation of Three Dimensional Air Motion in Model Engine, SAE Trans. Paper No. 840229, 1984.
17) A.D. Gosman and F. Ideriah, "TEACH-2E: A Genral Computer Program for Two-Dimensional, Turbulent, Recirculating Flows," Dept. of Mech. Eng., Imperial College, 1976.
18) D.G. Lilley and D.L. Rhode, "A Computer Code for swirling Trubulent Axisymmetric Recirculating Flows in Practical Isothermal Combustor Geometries," Oklahoma Univ., NASA Contractor Report 3442, 1982.
19) B.E. Launder and D.B. Spalding, *Mathema-*

tical mdoels of Turbulence, Academic Press, 1972.

20) S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow,* McGraw-Hill, 1980.

21) A.F. Bicen, C. Vafidis, and J.H. Whitelaw, "Steady and Unsteady Airflow Through the Intake Valve of a Reciprocating Engine," J. of Fluid Eng., ASME, Sep. Vol. 107, 1985.

22) R.G. Blackshall and F. Landis, "The Boundary Layer Velocity Distribution in Turbulent Swirling Pipe Flow, J. of Basic Eng., ASME Trnas., Dec., 1969.

23) 강신형, 김용서, 정석호, "디이젤엔진 흡입구 및 실린더 내의 유동연구," 서울대학교 공과대학 부설 생산기술연구소 보고서, 1985.