

〈논 문〉 SAE NO. 943754

## 헤드 형상에 따른 2행정기관 실린더내의 유동장에 대한 수치해석적 연구

Numerical Study of the Effect of Head Shapes on the Flow Field  
in a Cylinder of Two-Stroke Engine

강 동 원,\* 양 희 천,\* 채 수,\* 유 흥 선\*\*  
D.W. Kang, H. C. Yang, S. Chae, H. S. Ryou

### ABSTRACT

The specific power output and thermal efficiency of any two-stroke engine are dependent on its scavenging behavior. Among the many factors which influence on the scavenging process, the cylinder head shape is one of the important factor. Hence in this study three different type models of cylinder head shape which are the cylindrical, the spherical and the arbitrary shape are studied to show the effects of the turbulent scavenging process in the cylinder with one inlet port, two side ports and one exhaust port. A modified version of KIVA-II which strip out of or add planes of cells across the mesh above the piston for flow simulation of two-stroke engine is used. The k-ε turbulent model is used. The results show that the flow in a two-stroke engine cylinder of the spherical head shape among the three different type model is a desirable for efficient scavenging.

주요기술용어 : 2행정기관(Two Stroke Engine), 소기유동(Scavenging Flow), 소기효율(Scavenging Efficiency), 실린더 헤드형상(Cylinder Head Shape), k-ε 난류모델(k-ε Turbulent Model)

#### 기 호 설 명

<p><math>a</math> : PGS(Pressure Gradient Scaling)방법에 이 용되는 변수</p> <p><math>C_{e1}, C_{e2}, C_{e3}, \sigma_x, \sigma_\epsilon</math> : 난류모델 상수</p> <p><math>c_p</math> : 정압비열(<math>\text{cm}^2/\text{s}^2 \cdot \text{K}</math>)</p> <p><math>D</math> : 확산계수</p> <p><math>h</math> : 엔탈피(<math>\text{erg/g}</math>)</p> <p><math>I</math> : 내부에너지(<math>\text{erg/g}</math>)</p> <p><math>J</math> : 열유속 벡터(<math>\text{erg/s} \cdot \text{cm}^2</math>)</p>	<p><math>K</math> : 열전도 계수</p> <p><math>k</math> : 난류 운동에너지</p> <p><math>P</math> : 압력(<math>\text{g/cm} \cdot \text{s}^2</math>)</p> <p><math>\sigma, \sigma_1</math> : 프란틀수</p> <p><math>R_c</math> : 레이놀즈수</p> <p><math>T</math> : 온도(K)</p> <p><math>u</math> : 속도(<math>\text{cm/s}</math>)</p> <p><math>\rho</math> : 밀도(<math>\text{g/cm}^3</math>)</p> <p><math>\epsilon</math> : 난류 운동에너지 소산율</p> <p><math>\sigma</math> : 점성응력 텐서(<math>\text{g/cm} \cdot \text{s}^2</math>)</p>
--	--

\* 중앙대학교 대학원 기계공학과

\*\* 중앙대학교 공과대학 기계공학과

- $\omega_1$  : 동점성 계수( $g/cm \cdot s$ )  
 $\tau_w$  : 전단응력( $g/cm \cdot s^2$ )  
 $\kappa$  : Karmann상수

## 1. 서 론

연비향상 및 고출력, 차체의 경량화 등의 장점으로 인해 자동차 산업에서 새로운 관심을 집중시키고 있는 2행정기관의 성능은 연소실 내에서의 원활한 소기유동에 가장 크게 영향을 받는다. 또한 날로 심각해지고 있는 에너지원의 고갈 및 환경오염 문제에 대처하기 위해서는 오염물질의 배출을 저감시키면서 고출력을 얻을 수 있는 2행정기관의 설계가 요구된다. 소기(scavenging) 유동이란 실린더내의 연소가스를 배기시키고 신기(fresh charge)를 흡입시키는 과정을 말한다. 일반적으로 연소실의 형상이나 포트의 설계조건에 따라 소기효율의 향상이 가능한 것으로 인식되어 왔으며, 이에 대한 실험적, 이론적 연구가 수많은 연구자들에 의해 수행되었다. 여기서 소기효율이란 소기과정후 실린더에 흡입된 신기와 실린더내의 전체 충전물의 비로써 정의된다. 그러나 연소실내에서 발생하는 여러가지 현상들이 물리적으로 복잡한 과정을 거치며 실험적 연구에 수반되는 여러가지 제약조건들로 인해 단순화시킨 모델엔진에 대해 극히 제한적인 부분들에 대한 연구가 실험적 연구의 대부분이다. 또한 연소실내에서 발생하는 여러가지 과정들의 물리적 복잡성으로 인한 수학적 모델링의 어려움과 컴퓨터 성능의 문제점들로 인하여 2행정기관내의 여러가지 현상들에 대한 수치해석적 연구도 최근에 들어 활발하게 수행되고 있는 실정이다. 특히 내연기관의 연소실내에서 발생하는 여러가지 과정들에 대해 상당히 단순화 시킨 경우이긴 하지만 3차원적으로 해석이 가능한 수학적 모델이 제시되고 이러한 모델들을 도입한 KIVA 계열<sup>1)</sup>의 코드나 EPISO계열<sup>2)</sup>의 코드가 개발되면서 본격적으로 연구되기 시작하였다.

Sher<sup>3)</sup>는 cross 혹은 loop-scavenged 2행정기관에서의 소기과정을 해석할 수 있는 2차원적 모델을 제시하고 수치계산하여 원활한 소기유동에

크게 영향을 미치는 인자의 전단응력이 아니라 혼합과정(mixing process)이라는 연구결과를 발표하였다. Diwakar<sup>4)</sup>는 흡입포트를 통한 유동의 방향과 이로부터 유도되는 선회유동이 잔류가스의 양 및 소기효율에 영향을 미치는 재순환 영역의 형태 및 크기를 결정한다는 연구결과를 발표하였으며 또한 2차원적인 모델보다는 3차원적인 모델을 이용했을때 높은 소기효율을 예측할 수 있다고 발표하였다. Uzkan과 Hazelton<sup>5)</sup>은 uniflow-scavenged 2행정기관에서 신기의 성층화(stratification)에 미치는 스윙, 즉 흡입포트의 각도의 영향에 대한 2차원적인 연구결과 흡입포트의 각도는 상사점에서의 신기의 혼합상태, 잔류가스의 양, 신기의 성층화에 크게 영향을 미친다고 발표하였다. Nguyen등<sup>6)</sup>은 2행정 디젤기관에서의 분무선단 도달거리, 증발을, 혼합등에 미치는 흡입포트의 각도, 기관의 회전수, 노즐출구에서의 액적수밀도, 분무각등의 영향에 대해 연구하였다. Huh 등<sup>7)</sup>은 실린더 헤드가 pent-roof 형상이고 poppet-valve를 장착한 2행정기관에서 유동장, 소기 유동 및 연소현상 등을 KIVA-II코드<sup>8)</sup>를 이용하여 3차원으로 해석하였다. 최영진 등<sup>9, 10)</sup>은 실린더 헤드가 원통형 형상인 2행정기관에서 흡입 및 측면 포트를 통한 흡입유동에 주어지는 입사각도 변화에 따라 종류에 대해 유동장 및 소기유동 현상 등을 KIVA-II코드를 이용하여 3차원으로 해석하였다. 그러나 기존의 연구결과들은 포트의 기하학적 형상이나 위치 및 갯수등에 대한 것이 대부분으로 헤드의 형상에 대한 연구결과는 그다지 많지 않다.

따라서 본 연구에서는 실린더 헤드 형상이 실린더 내부 유동장 변화에 미치는 영향에 대하여 수치계산하였다. 해석에 이용된 코드는 기존의 3차원 수치해석 코드인 KIVA-II코드인데 격자수의 증감없이 계산을 수행할 때 압축행정 말기와 TDC부근에서 조밀한 격자간격으로 인해 발생할 수 있는 수치적인 오차를 방지하기 위해 격자수를 증감시키는 침삭기능(chop)을 적용시켜 계산하였다. 또한 피스톤의 운동에 의해서 열리고 닫히는 포트영역의 격자수도 개폐면적의 증감에 따라 조절되도록 침삭기능을 적용시켰다. 계산은

ATDC 100°에서 ATDC 260°까지의 흡입 및 압축과정에 대해 수행하였는데 흡입공기의 입사각도가 고정된 1개의 흡입포트, 2개의 측면포트, 1개의 배기포트로 구성되고 헤드형상이 다른 3가지 실린더 모델에 대해 헤드 형상이 실린더 내의 유동장, 소기과정 등에 미치는 영향을 정성적으로 해석하였다.

## 2. 지배 방정식

본 연구에서의 2-행정 엔진내의 작동유체는 이상기체로 가정하였고, 분무와 연소가 배제된 상태에서 계산을 수행하였다. 또한 피스톤의 왕복운동으로 인한 부피 변화에 따른 밀도변화를 고려한 k-ε 난류 모델을 이용하였다. 이러한 조건들을 고려한 비정상, 압축성 난류운동의 지배 방정식들은 다음과 같다.

화학종 m에 대한 질량 보존 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho_m u) = \nabla \cdot \left[ \rho D \nabla \left( \frac{\rho_m}{\rho} \right) \right] + \rho_m^c \quad (1)$$

또한 전체 혼합물의 질량보존 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u) = 0 \quad (2)$$

여기서  $u$ 는 유체속도,  $\rho_m$ 는 화학종 m의 밀도,  $\rho$ 는 혼합물의 밀도,  $\rho_m^c$ 는 화학반응에 의한 생성항을 나타내며,  $D$ 는 Fick의 확산법칙을 따른 확산계수이다.

운동량 보존 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u I) = -\rho \nabla \cdot u + (1-A_0)\sigma : \nabla u + \nabla \cdot J + A_0 \rho \varepsilon \quad (4)$$

여기서 엔탈피 확산과 열전도에 의한 열플럭스

벡터  $J$ 는 다음과 같이 쓸수 있다.

$$J = -K \nabla T - \rho D \sum_m h_m \nabla \left( \frac{\rho_m}{\rho} \right) \quad (5)$$

여기서  $K$ 는 열전도 계수,  $h_m$ 은 화학종 m의 엔탈피 그리고  $T$ 는 온도를 나타낸다. 피스톤의 왕복운동으로 인한 부피변화에 따른 길이 스케일의 변화를 고려한 k-ε 모델의 지배 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u k) = \frac{-2}{3} \rho k \nabla \cdot u + \sigma + \sigma : \nabla u + \nabla \cdot \left( \left( \frac{\mu}{\sigma_k} \right) \nabla k \right) - \rho \varepsilon \quad (6)$$

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \varepsilon) = - \left( \frac{2}{3} C_{\varepsilon 1} - C_{\varepsilon 3} \right)$$

$$\rho \varepsilon \nabla \cdot u + \nabla \cdot \left( \left( \frac{\mu}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \varepsilon \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} \sigma : \nabla u - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (7)$$

이 모델에서 사용된 상수 값은 Table 1에 주어졌다.

Table 1 k-ε turbulence model constants

$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$	$C_{\varepsilon 3}$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$
1.44	1.92	-1.0	1.0	1.3

## 3. 수치 해석

### 3.1 수치해석 방법

엔진내에서는 화학반응에 의한 연소과정과 함께 피스톤의 운동에 의해 유체유동의 시간에 따른 변화가 생긴다. 이러한 현상을 수치해석 하기 위해서는 경계조건이 이동해야하며, 피스톤 운동에 따른 격자점의 순간적인 이동이 전체 계산 영역에서 매시간 마다 이루어져야 한다. 한편 본

연구의 2행정기관에서의 피스톤의 운동에도 불구하고 경계조건이 이동하지 않는 실린더헤드 부분이 있는 경우이다. 이러한 형태의 경계조건을 갖는 비정상 문제는 라그랑지안 방식과 오일러 리안 방식의 혼합된 개념을 필요로 한다.

### 3.1.1 시간차분(Temporal Differencing)

계산하고자 하는 모든 변수들은  $t^n$  상태에서  $t^{n+1}$  시간상태로 곧바로 진행되는 것이 아니라  $\Delta t = t^{n+1} - t^n$ 에 의한 한사이클 동안 3phase로 구성되는 방법을 이용한다. 상세한 내용은 KIVA-II 매뉴얼<sup>9)</sup>과 본 연구팀에서 발표한 논문<sup>10)</sup>에 잘 설명되어 있다.

### 3.1.2 공간 차분(Spatial Differencing)

공간차분은 ALE방법<sup>11)</sup>을 근거로 하고 있다. 이 방법에서는 임의의 육면체로 구성되는 격자계를 이용한다. 공간차분법은 미분 방정식의 구부적인 보존성을 유지하는 검사체적이나 적분평형(Integral balance)법<sup>12)</sup>으로 구성된다.

## 3.2 초기조건 및 경계조건

초기조건으로는 격자생성을 위한 실린더의 기하학적 형상에 대한 입력 데이터, 엔진 회전수 1500rpm, 초기 실린더 내부온도 800K, 화학종  $N_2$ ,  $CO_2$ ,  $H_2O$  등의 밀도 등이다. 또한 계산은 ATDC 100에서 시작하였다. 흡입포트에서의 경계조건으로는 흡입포트의 출구면 내외에서의 밀도와 압력의 상관관계, 흡입포트면에서의 유입속도 등으로 다음과 같이 정의된다.

$$p_2 = p_1 \left( \frac{\rho_1}{\rho_2} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (8)$$

$$V = C_d \left( \frac{2VP}{\rho} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

여기서  $\gamma$ 는 정적비열과 정압비열의 비이고  $P_1=1.2$ atm,  $\rho_1$ 는 흡입포트내의 압력과 밀도,  $P_2$ ,  $\rho_2$ 는 흡입포트가 열렸을 때 실린더내의 압력과 밀도를 나타낸다. 또한  $C_d(=0.8)$ 는 유량계수,  $VP$ 는 흡입포트와 실린더의 압력차,  $\rho$ 는 압축된 공기의 밀도를 나타낸다. 초기의 난류운동에너지는  $k_{in} =$

$0.01 \times V^2$ , 난류운동에너지 소산율은  $\epsilon_{in} = k_{in}^{2/3} / L_c$ 와 같이 처리했다.

배기포트 출구면에서의 경계조건으로는 배기포트 주위의 온도 300K, 압력 1atm, 밀도  $1.184 \text{ kg/m}^3$ 등이며, 출구면에서의 속도성분은 구배가 0인 다음과 같은 조건이 이용된다.

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = 0 \quad (10)$$

여기서  $n$ 은 경계면에 수직인 방향을 나타낸다. 출구에서는 압력차에 의해서 출구속도가 결정되는데 출구 경계조건의 처리는 가상격자의 속도를 이전 격자에서의 속도로 처리하는 방법을 이용하였다.

고정벽면 부근에서는 국소 레이놀즈수가 매우 작아서 점성효과는 난류효과를 압도하므로 고정벽면에서의 점착조건을, 벽부근에서는 1차원 couette유동을 가정하여 다음과 같은 벽법칙을 적용 하였다.

$$\frac{u}{u^*} = \frac{1}{\kappa} \ln \left[ C_w \left( \frac{yu^*}{\nu} \right)^{\frac{7}{8}} + B, \left( \frac{yu^*}{\nu} > 1 \right) \quad (11)$$

$$\frac{u}{u^*} = \left[ C_w \left( \frac{yu^*}{\nu} \right)^{\frac{1}{2}}, \frac{yu^*}{\nu} < 1 \right) \quad (12)$$

여기서  $B=5.5$ ,  $C_w=0.15$ ,  $\kappa=0.4327$ 이다.

또한 벽부근에서 난류에너지 생성율과 소산율이 같다는 국부적인 평형조건을 가정하면 벽면에서 가장 가까운 계산점의 난류 운동에너지 소산율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\epsilon_p = \frac{C_v^{\frac{3}{4}} k^{\frac{3}{2}}}{\kappa y_p} \quad (13)$$

온도 경계층도 벽법칙을 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{T}{T_w} = 1 + \frac{I_w \sigma u^*}{C_p \tau_w T_w} \left( \frac{u}{u^*} + c_0 \right), \left( \frac{yu^*}{\nu} > R_c \right) \quad (14)$$

$$\frac{T}{T_w} = 1 + \frac{J_w}{K_i T_w} y = 1 + \frac{J_w \sigma u^* u}{C_p \tau_w T_w u^*}, \left( \frac{yu}{v_i} < R_c \right) \quad (15)$$

여기서  $R_c = 122$ 이며,  $\sigma_i$ 는 난류 프란틀수,  $\sigma$ 는 층류 프란틀수를 나타내며,  $c_0$ 는 실험상수 값으로 다음과 같은 관계식으로 나타낸다.

$$c_0 = R_c^{\frac{1}{2}} \left( \frac{\sigma}{\sigma_i} - 1 \right) \quad (16)$$

#### 4. 계산결과 및 고찰

##### 4.1 격자생성

피스톤이 운동하는 행정구간의 격자구성은 반경  $\times$  원주  $\times$  축방향에 대하여  $9 \times 24 \times 16$ 이다. Fig. 1에서와 같이 실린더 주위의 포트구성은 원주방향으로  $45^\circ$ 폭인 2개의 측면포트와  $60^\circ$ 폭인 1개의 배기포트 및  $20^\circ$ 폭인 1개의 흡입포트로 구성하였다. 측면포트와 배기포트내의 격자수는 팽창 행정 동안에는 크랭크각도가  $10^\circ$ 증가할 때마다 축방향으로 1개의 격자를 생성시키며 압축행정 동안에는 1개의 격자를 소멸시키는데 최대 7개의 격자를 생성 혹은 소멸시킨다. 또한 흡입 및 측면포트와 배기포트가 약간의 시차를 두고 열리도록 축방향 위치를 설정하였기 때문에 격자수에서 2개의 차이가 나도록 구성하였다. Fig. 2는 3가지 다른 형상의 헤드를 갖는 실린더 모델의 초기 계산격자 모양을 나타내고 있다. 실린더 헤드영역에서는 격자점들이 고정되는 오일러리안 방법을 적용하였다. 본 연구에서는 초기 시간간격을  $5 \times 10^{-6}$ 초로 하여 계산하였으며 시간간격은 매 사이클마다 수렴상태에 따라 변하게 되고, 한 사이클당 크랭크각의 변화는 평균적으로  $0.05^\circ$ 가 된다. 계산은 ATDC  $100^\circ$ 부터 ATDC  $260^\circ$ 까지 수행하였으며 소모된 계산시간은 HP APO-LLLO 705 컴퓨터로 약 19시간 정도였다. Fig. 3은 각포트의 유입각도에 대한 기하학적 형상을 나타낸다.

##### 4.2 실린더 내부유동장 해석

흡·배기 포트 각각 1개씩과 측면포트 2개로

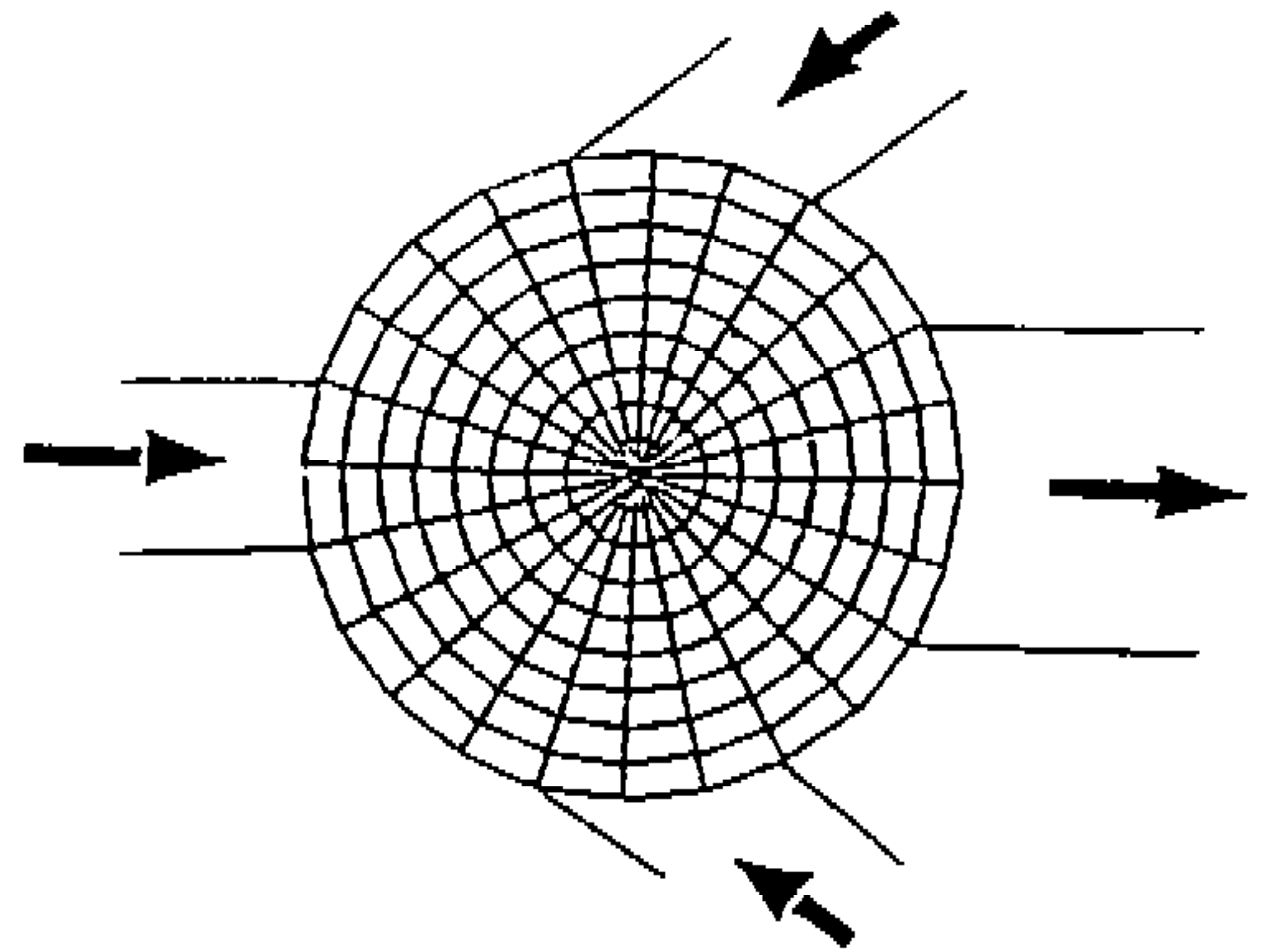


Fig.1 Ports geometry

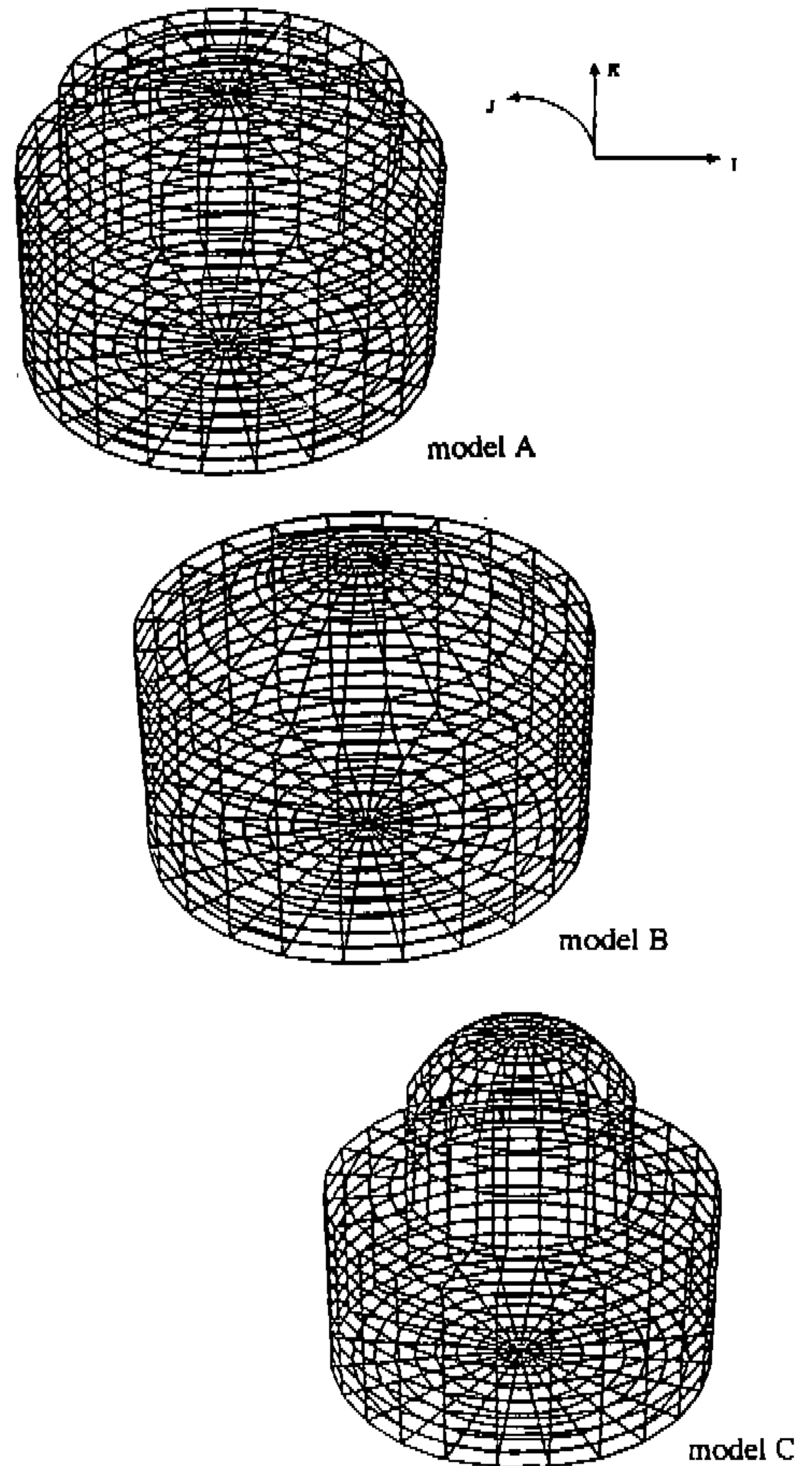


Fig.2 Computational mesh with the head shape

J=1 and J=13 plane(A-A plane), J=7 and J=19 plane(B-B plane), K=2 plane(C-C plane), K=13 plane(D-D plane)

구성되어 있는 실린더 내의 헤드 형상이 유동장에 미치는 영향을 조사하기 위하여 Fig.2에 나타낸 3가지 모델에 대해 수치해석 하였다. 계산결과는 크랭크각도가 ATDC 120°, ATDC 180°, ATDC 260°에서의 공기의 밀도분포, 속도분포 및 난류 운동에너지 분포에 대한 결과를 나타낸다. 결과를 도시한 평면은 흡입포트의 중심을 지나는 J=1과 J=13인 반경-축 방향 평면, 측면포트를 지나는 J=7과 J=19인 반경-축 방향평면 그리고 K=2, K=13인 반경원추방향 평면들이다.

Fig.4은 ATDC 120°에서의 속도장을 나타낸

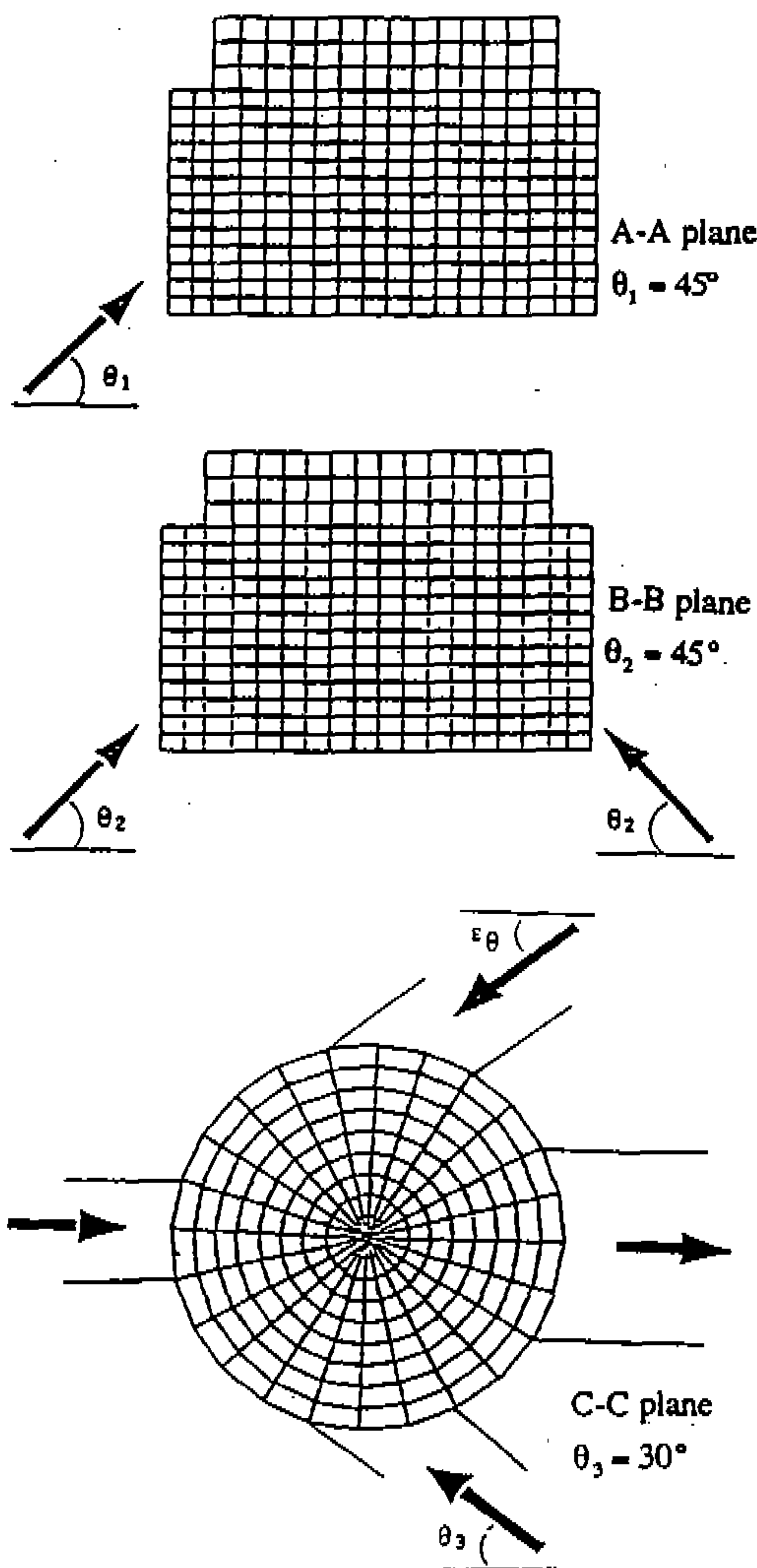


Fig.3 Geometrical structure of ports angles

결과이다. 3가지 모델 모두 배기포트만 열린 상태에서 팽창하는 과정으로 배기포트 쪽으로 빠져나가는 유동장과 피스톤의 하향운동으로 인해 유도되는 하향 유동장이 형성되는 것을 알 수 있다.

Fig.5는 흡·배기포트 및 측면포트가 모두 열린 상태인 하사점(BDC)에서의 유동장을 나타낸다. 각 모델에서 흡입포트를 통한 흡입 주유동이 측면포트를 통한 유동과 상호작용하며 실린더 헤드 부근까지 상향유동이 형성되며(A-A평면), 흡입포트와 측면포트로 유입되는 유동이 충돌하면서

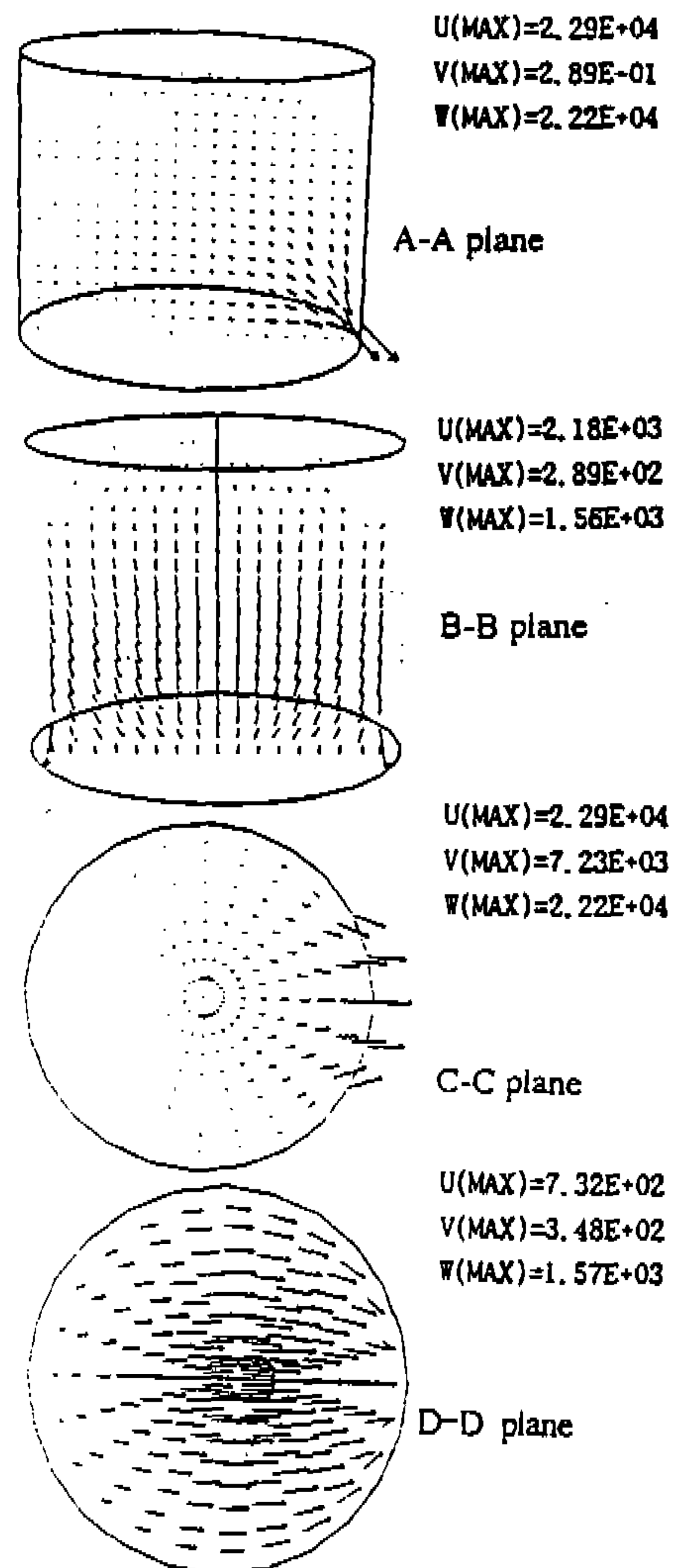


Fig.4 Velocity vectors at ATDC 120°

실린더 중심축을 따라 실린더 헤드쪽으로는 큰 와류가 생성되고 피스톤 헤드 쪽에는 작은 와류가 대칭적으로 생성되는 것을(B-B평면) 볼 수 있다. 한편, 모델 A와 B에서와는 달리 모델 C에서는 흡기포트 및 측면포트가 최대로 열린 상태임에도 불구하고 실린더헤드의 기하학적 형상의 영향으로 실린더헤드 부근까지 성장하지 못하여 원활한 소기유동이 이루어지지 않고 있다. 이용된 모델의 기하학적 구조로 인하여 흡입포트 및 측면포트를

통한 강한 흡입유동, 피스톤 헤드면에서의 전단 응력의 작용으로 난류 운동에너지가 생성되며 실린더 중심축 부근에서도 상향유동의 상호작용으로 난류 운동에너지가 생성되는 것을 알 수 있다. 그러나 실린더 헤드 형상에 따라 난류 운동에너지 분포가 상당한 차이를 나타내고 있다. 즉, 모델 C에서는 다른 모델에서와는 달리 실린더헤드 부근에서는 난류 운동에너지의 생성이 미약하다는 것을 난류 운동에너지 분포도로부터

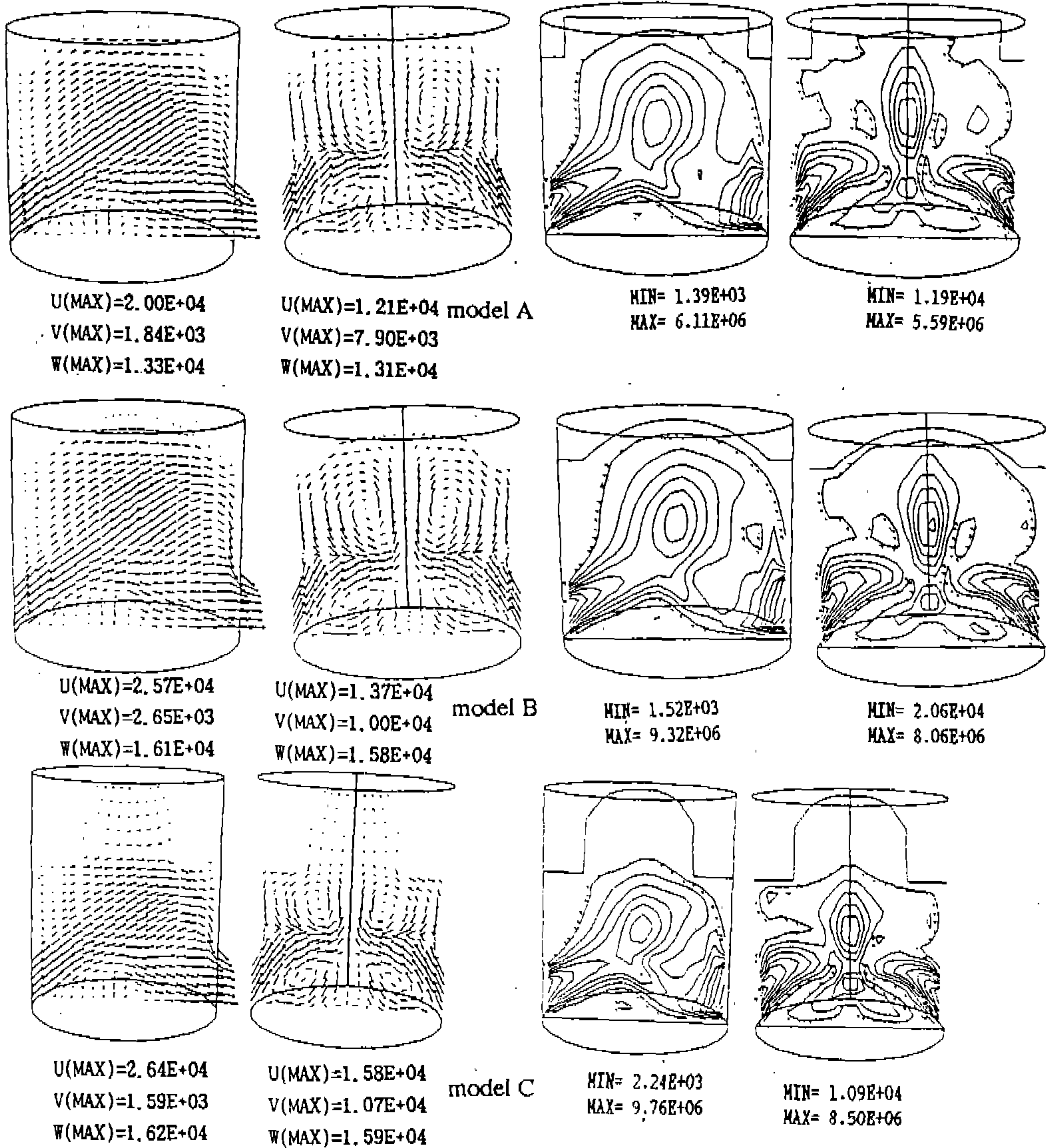


Fig.5 Velocity vectors and turbulent kinetic energy distribution at ATDC 180°(A-A and B-B planes)

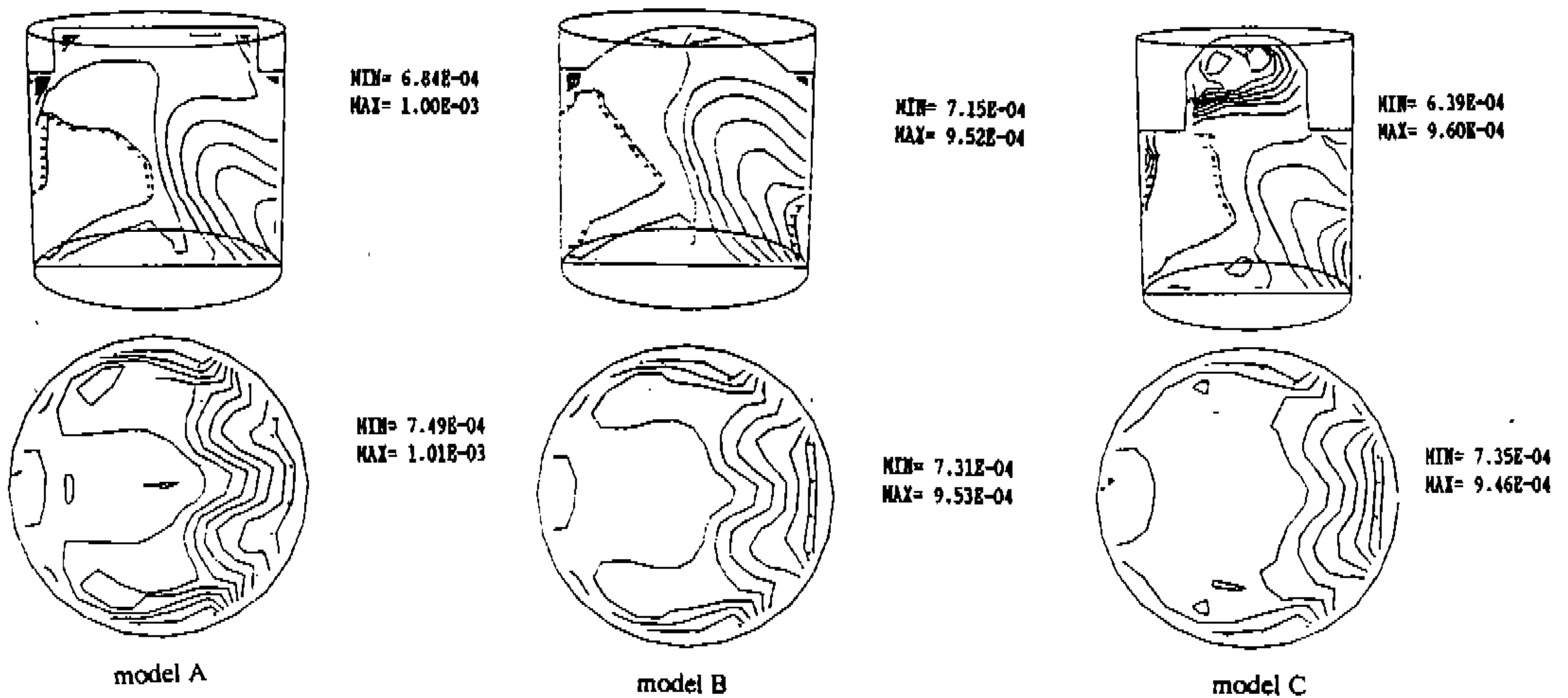


Fig.6 Density distribution at ATDC 180°(A-A and C-C planes)

예측할 수 있다. Fig.6은 Fig.5와 같은 조건일 때 각 모델의 A-A 평면과 B-B 평면에서의 밀도 분포를 나타낸다. 모델 B에서는 헤드의 기하학적 형상으로 인하여 소기유동이 원활하기 때문에 다른 모델에서와는 달리 밀도구배가 크지 않고 실린더 내부에 일정한 분포로 넓게 확산되는 것으로 부터 원활한 소기유동이 진행되고 있음을 예측할 수 있다. 반면에 모델 A의 경우에는 헤드의 구석 부근의 밀도분포, 모델 C의 경우에는 실린더헤드의 돔영역에서의 밀도분포로부터 모델 B 보다는 소기유동이 원활하지 못할 것으로 예측된다.

Fig.7은 압축행정중인 ATDC 260°에서의 유동장으로 모든 포트가 닫힌 상태이다. 팽창과정에서의 흡입포트와 측면포트를 통한 유동이 충돌하는 영역을 기준으로 위쪽에는 큰 와류가 발생하고 아래쪽 피스톤 헤드 부근에는 작은 와류가 발생하였다. 그러나 압축과정에서는 팽창과정에서와는 달리 피스톤의 상향운동의 영향으로 피스톤 헤드 부근의 작은 와류는 소멸되고 충돌영역 위쪽의 큰 와류만 지속되는 것을 알 수 있다. 모델 B에서는 다른 모델에 비해 전유동장에 걸쳐 와류의 영향이 넓게 나타나는 것을 알 수 있다. 따라서 소기과정에서 소기되지 않고 남아있는 잔류가스와 흡입공기의 혼합, 연료분무시에는 연료와 압축공기의 혼합이 원활하게 이루어져

연소효율이 증가될 것으로 예측된다. 이와같은 속도장의 형상으로 모델 B의 난류 운동에너지 또한 전유동장에 상당히 균일한 분포를 나타내며 난류 운동에너지의 값이 크게 나타나는 것을 알 수 있다.

#### 4.3 소기효율에 대한 해석

소기효율은 소기과정후 실린더에 흡입된 신기와 실린더내의 전체 충전물의 비로써 정의된다. 본 연구에서의 연소현상을 고려하지 않았기 때문에 소기효율을 구하기 위해 연소가 일어났다고 가정한 후 흡입포트를 통해 들어오는 화학종을 공기의 대부분을 차지하고 있는 산소와 질소로 가정하고, 실린더내에 남아있는 연소의 부산물을 이산화탄소와 질소 및 물이라고 가정하였으며, 3가지 실린더 헤드형상에 대해 소기행정 동안의 각 순간마다 흡입공기량을 포트의 개방면적과 흡입속도의 곱으로써 계산하고, 소기행정이 끝난 후 실린더에 남아있는 공기량은 위와 같이 계산된 공기량과 배기포트의 개방면적과 배기속도의 곱으로 계산된 공기량과의 차이로 계산한다. 동시에 배기포트를 통해 소기된 연소가스를 같은 방법으로 구한 다음 계산초기에 가정한 연소가스량과의 차이로 소기행정이 끝난 후 실린더 내에 남아 있는 잔류가스를 계산한다. 이와같이 산출된 공기량과 잔류가스량들로 소기효율을 계산하면



다음과 같다.

Table 2 Scavenging efficiency

모델 형태	소기효율
모델 A	0.9028
모델 B	0.9483
모델 C	0.8894

모델 C는 다른 모델에 비해 헤드의 폭이 좁아 실린더 상층부에서 흡입유동이 헤드안으로 성장

하지 못하는 소기유동 형태를 나타내기 때문에 소기효율이 낮게 나타나는 것으로 예측된다. 반면에 모델 B는 흡입공기의 강한 상향유동이 실린더 헤드까지 발달하여 헤드곡면을 따라 유동하는 전형적인 소기 유동 형태를 나타내기 때문에 소기효율이 높게 나타나는 것으로 생각된다. 한편, 본 연구에서는 유동장에 대한 정성적인 경향 파악을 위한 연구이므로 위에서 산출한 소기효율의 정량적인 정확성에는 상당한 오차가 있을 것으로 생각된다.

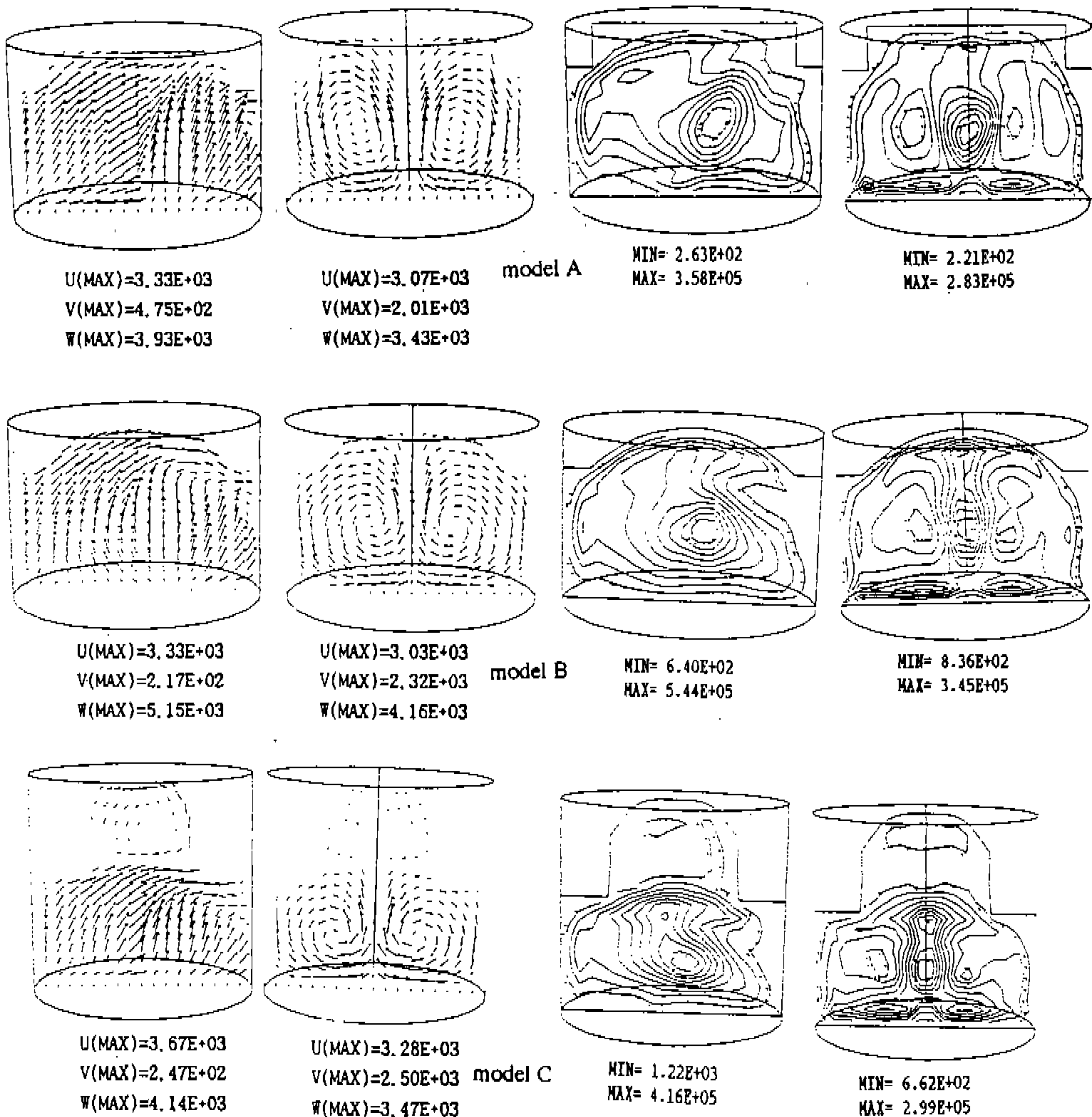


Fig.7 Velocity vectors and turbulent kinetic energy distribution at ATDC 260° (A-A and B-B planes)

### 5. 결 론

흡입공기의 입사 각도가 고정된 1개의 흡입포트와 1개의 배기포트로 구성된 실린더 내의 소기유동에 대해 3가지 실린더 헤드형상이 유동장 및 소기 과정에 미치는 영향으로 정성적으로 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 팽창행정중 흡·측면포트를 통해 들어온 흡입 공기가 서로 충돌하여 생기는 유동이 실린더 헤드까지 성장하면서 헤드형상에 따라 실린더 상층부에서 다른 형태의 유동장이 형성된다. 모델 B의 경우 다른 모델에 비해 헤드 곡면을 따라 발달하는 전형적인 소기유동 형태를 나타내어 소기효율이 높게 나타나는 것으로 예측된다.
- 2) 팽창행정 중 흡입되는 흡입공기류의 충돌로 인해 생성된 와류들은 압축행정 동안에 피스톤의 상승운동으로 인하여 피스톤 위의 작은 와류는 점점 작아지고 충돌영역 위에 있는 큰 와류는 실린더 헤드와 실린더 좌·우측 벽면으로 넓게 영향을 나타내는 것을 알 수 있다.
- 3) 모든 포트가 닫힌 상태에서 모델 B는 다른 모델에 비해 밀도구배가 적고 밀도가 큰 영역이 상대적으로 적은 것으로 볼 때 연소된 가스의 소기가 원활한 것으로 예측된다. 또한 난류에너지의 계산된 값이 다른 모델에 비해 크기 때문에 연료 분무시에는 혼합이 원활하고 연소효율이 증가할 것으로 생각된다.

### 참 고 문 헌

1. Amsden, A.A., Ramshaw, J.D., O'Rourke, P.J. and Dukowicz, J.K., "KIVA : A Computer Program for Two-and Three-Dimensional Fluid Flows with Chemical Reactions and Fuel Spray", Los Alamos National Laboratory Report LA-10245-MS, 1985.
2. Gosman, A.D., Huh, K.Y., Tabrizi, B.S. and

- Zhang, Q-F., "The EPISO-SPRAY Computer Code for Prediction of Fuel Spray and Air Motion in Motored Internal Combustion Engines", Manual for EPISO-SPRAY Code, 1987.
3. Sher, E., "Prediction of the Gas Exchange Performance in a Two-Stroke Cycle Engine", SAE 850086, 1985.
4. Diwakar, R., "Three-Dimensional Modeling of the In-Cylinder Gas Exchange Processes in a Uniflow-Scavenged Two-Stroke Engine", SAE 870596, 1987.
5. Uzkan, T. and Hazelton, J.R., "The Influence of Swirl on the Fresh Charge Stratification in an IC Engine Combustion Chamber", SAE 860466, 1986.
6. Nguyen, H.L., Schock, H.J., Carpenter, M.H., Ramos, J.I. and Stegeman, J.D., "Numerical Simulation of the Flow Field and Fuel Sprays in an IC Engine", SAE 870599, 1987.
7. Kang Y. Hug, Ku Kyong Kim, Chang Ryol Choi, Soo Chan Park, Sun Moon and Kwi Young Lee, "Scavenging Flow Simulation of a Four-Poppet-Valved Two-Stroke Engine", SAE 930 500, 1993.
8. Amsden, A.A., O'Rourke, P.J. and Butler, T.D., "KIVA-II : A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Spray", Los Alamos National Laboratory Report LA-11560-MS, 19 89.
9. 최영진, "포트각도에 따른 2행정엔진 실린더 내의 유동장 해석", 중앙대학교 대학원 석사 학위논문, 1992.
10. 홍기배, 최영진, 양희천, 유홍선, 정인석, "포트각도에 따른 2행정기관 실린더내의 유동장 해석", 한국자동차공학회지, Vol.15, No.1, pp. 55-66, 1993.
11. Hirt, S.V., Amsden, A.A. and Cook, J.L., "An Arbitrary Lagrangian-Eulerian Computing Method for All Flow Speeds", J. Comp. Phys., Vol.14, pp.227-253, 1974.