

〈논 문〉 SAE NO. 953792

희박 엔진 연소실내의 유동해석(I)

In-Cylinder Flow Analysis of a Lean-Burn Engine(I)

양 희 천,* 이 준 식,** 유 정 열,** 최 해 천***
H. C. Yang, J. S. Lee, J. Y. Yoo, H. C. Choi

ABSTRACT

Turbulent flow characteristics of a lean-burn engine were qualitatively studied in order to obtain the optimum design parameters. 3-D lean-burn model engine was made up of an intake port, an intake valve and a cylinder. Computational grids were generated using PATRAN which was a FEM grid-generation software and numerical calculations were performed using STAR-CD. The predicted results showed that swirl and tumble structures were significantly changed by the valve lifts.

주요기술용어 : 희박 연소 엔진(Lean-burn engine), 선회류(Swirl), 텀블류(Tumble), 격자생성(Grid generation), PATRAN, STAR-CD

기 호 설 명

P : 압력
 S_i : 운동량 방정식의 생성항
 s_{ij} : 변형을텐서
 t : 시간
 u_i : 유체의 i 방향 속도
 x_i : Cartesian 좌표계 ($i=1, 2, 3$)
 ρ : 밀도

$\sigma_{h,i}$: 난류 프란틀수
 μ : 난류 점성계수
 τ_{ij} : 응력텐서

1. 서 론

내연기관이 발명된 이후 고성능 기관의 개발을 위한 노력은 끊임없이 계속되고 있다. 최근에 들어서서는 탄화수소계 연료원의 고갈 및 환경 오염 문제에 대처하기 위하여 저공해차 및 무공해차와 같은 차세대 자동차의 개발에 대한 관심이 고조되고 있다. 그러나 현재 추진되고 있는 차세대

* 정회원, 서울대학교 터보·동력기계 연구센터
** 정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과
*** 정회원, 서울대학교 공과대학 기계공학과

자동차 개발에 있어서의 기술적인 어려움 및 채산성 등으로 인하여 실용화 되기까지는 상당한 시간이 필요한 것으로 알려지고 있다. 그러므로 차세대 자동차의 실용화를 위한 연구노력과 병행하여 기존의 엔진모델에 대한 최적설계를 통해 에너지의 이용효율을 극대화 하고 환경 오염물질의 배출을 저감시킬 수 있는 엔진개발의 중요성 또한 간과할 수 없다.

이러한 연구노력 중에서 연비의 상승과 배기가스의 저감을 동시에 달성할 수 있는 회박연소 방식을 이용한 가솔린기관의 개발을 위한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 그러나, 회박연소 방식은 상기한 바와 같은 장점을 가지고 있는 반면에, 연속속도의 저하와 초기점화의 불안정성과 같은 문제점 또한 가지고 있기 때문에, 이에 대한 해결이 회박연소 방식의 선결과제라 하겠다¹⁾. 회박공연비로 인한 연소속도의 저하 문제는 점화시기 부근에서 연소실내에 강한 난류강도를 갖는 유동을 발생시키므로써 해결될 수 있다. 이러한 유동조건을 충족시키기 위해서는 흡입과정에서 흡입계와 실린더 내부형상의 기하학적 구조의 상호작용에 의해 강한 난류강도를 갖는 유동이 발생되도록 해야 한다. 한편 흡입행정에서 형성된 실린더내부 유동은 압축과정을 거치면서 상당히 변형되기 때문에 이러한 변형에도 불구하고 최적의 유동조건이 유지되도록 설계조건을 설정하는 것이 중요하다. 높은 난류강도의 생성을 위해서 사용되는 방법에는 스윙과 텀블이 있는데, 이들 모두는 포트 또는 밸브 주위에 속도편이를 주거나, 나선형 포트를 사용하거나 혹은 포트의 위치를 편심시켜 실린더 라이너와의 상호작용에 의하여 생성되기 때문에, 이들의 생성시에는 반드시 마찰손실이 상대적으로 증대되므로 최대출력 또는 연비의 감소를 초래할 수 있다²⁾. 즉 압축과정 말기의 난류량의 증대는 연소속도를 증대시키지만 펌핑손실의 증대로 인하여 실제로 난류량에 따라 연비의 포화상태가 되는 스윙비가 존재하게 되어 난류량의 최적화가 요구된다.

회박 연소 엔진의 초기점화의 불안정성은 이론공연비보다 많은 공기량을 실린더내로 유입시킴으로서 발생하는 또 다른 문제점이다. 전체적으로

회박한 공기를 가지는 혼합기는 높은 점화에너지를 요구한다. 이를 극복하기 위해서는 점화 에너지를 증대시키는 방안도 고려되지만 주로 특별한 장치를 요구하게 된다. 이러한 특별한 장치를 사용하지 않고 극복할 수 있는 방법이 연료의 성층화이다. 회박 연소 엔진에서는 실린더 내의 공기량이 연료량에 비하여 많기 때문에 균일한 연료혼합기를 가지고는 초기 점화의 안정성을 얻기가 어렵다. 그러므로, 점화 플러그 주위의 혼합기는 평균 공연비보다 농후한 상태를 이루고 이외의 지역에서는 평균 공연비보다 더 회박한 상태가 되도록 하는 연료의 성층화를 통하여 초기 점화의 불안정성을 해결하고 있다. 따라서, 회박 연소방식의 문제점을 해결하기 위해서는 흡입, 압축과정의 유동구조를 파악하는 것이 무엇보다 중요하다³⁾.

연소실 내부유동은 기관의 출력 및 배기가스의 조성에 직접적인 영향을 미치기 때문에 이에 대한 연구는 우수한 운전특성과 배기특성을 지닌 기관의 개발을 위해 중요하다. 특히 흡입포트 및 흡입밸브의 최적설계를 통하여, 흡입유동이 연소실의 점선방향 성분인 선회유동, 연소실헤드와 피스톤헤드를 경계로 선회하는 텀블 유동특성을 갖도록 연소실 형상의 설계조건을 최적화해야 한다. 일반적으로 가솔린기관에서는 화염 전파속도를 가속시킴으로써 연소기간을 빠르게 하고 연소율을 높이기 위해서 선회류를 이용한다. 한편, 디젤기관에서는 연소실 내부유동의 난류강도를 증대시켜 흡입된 공기와 연료의 혼합을 빠르고 원활하게 하고 착화 후 화염의 확산속도를 증대시키기 위하여 선회류를 이용한다. 또한 흡입행정 중 생성된 텀블유동은 압축과정을 거치면서 감쇠되고 깨어져서 난류에너지로 변환되어 연소율을 증가시킨다^{4)~6)}.

그러나 연소실내의 유동특성에 대한 실험적 연구는, 수반되는 여러가지 과정들의 물리적 복잡성, 기관 구동조건에서의 실험의 어려움 등으로 인하여, 정적인 상태 혹은 개방연소실에서의 연구가 대부분이다. 한편 수치해석적 연구는 컴퓨터의 성능 발달과 물리적 타당성을 갖춘 다차원 수치해석 모델의 개발로 최근들어서 활발하게 수

행되고 있다^{7,8)}. 특히 연소실 내부유동에 대한 연구는 엔진의 운전조건에서 뿐만아니라 복잡한 형상의 흡입 포트/밸브계를 포함한 계산영역에 대해서도 비구성 격자계를 이용하여 계산이 가능하게 되었다. 따라서 수치해석 결과가 정량적으로 정확한 자료를 제공하지 못하고 정성적인 경향에 대한 정보만을 제공한다고 해도 시행착오법을 이용한 설계시의 시간적, 경제적 손실 혹은 외국기술의 도입에 필요한 경제적 손실 등의 측면과 세계적으로 치열해지고 있는 국가간의 기술경쟁에서 앞설 수 있는 자체 기술의 확보 측면에서도 연소실내의 유동특성에 대한 3차원 수치해석적 연구의 중요성은 실험적 연구의 중요성 못지 않다고 생각된다.

본 연구는 흡기포트, 흡기밸브, 연소실 등으로 구성된 회박 연소 엔진의 3차원 모델에 대해 실린더 길이를 일정하게 유지하고 정상상태에서 밸브 양정을 1.5, 3.5, 7.2mm로 변화시킬 때 연소실내의 속도장, 난류장 등의 유동구조를 파악함으로써 회박 연소 엔진의 최적 설계조건을 도출을 위한 정성적 자료제공을 목적으로 한다.

2. 해석방법

2.1 이론적 해석

본 연구에서는 수치해석용 상용코드인 STAR-CD⁹⁾를 이용하였는데 이론적 모델을 간략하게 살펴보면 다음과 같다.

뉴톤 유체의 비정상 압축성 유동의 시간 평균된 연속방정식 및 운동량 방정식을 Cartesian tensor형태로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j u_i - \tau_{ij}) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + S_i \quad (2)$$

여기서 \sqrt{g} 는 metric tensor의 determinant를

나타낸다. 한편 내연기관 연소실내의 유동은 밸브선단 및 밸브 주위의 연소실 벽면에서 유동 박리가 발생하며, 회전 및 재순환 유동이 존재하는 매우 복잡한 유동특성을 갖고 있다. 이와 같은 복잡한 유동장에 대한 해석에서 난류량들에 대한 정확한 모델링은 수치해석결과의 정확성에 크게 영향을 미치게 된다. STAR-CD에서는 k-ε 모델, k-l 모델 그리고 대수적 모델을 선택적으로 이용할 수 있는데 본 계산에서는 k-ε 모델을 이용하였다. k-ε 모델의 난류 운동에너지 k에 대한 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j k - \frac{\mu_t}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \mu(P + P_B) - \rho \epsilon - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (3)$$

윗 식에서 우변 첫번째항은 응력 및 부력의 영향에 의한 난류 생성항, 두번째항은 점성 소산항, 세번째항은 체적변화에 따른 압축성 효과를 나타내는 항이다. 여기서

$$P = s_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}, \quad P_B = \frac{g_i}{\sigma_{h,i}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$$

또한 난류 운동에너지 소산을 ε에 대한 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j \epsilon - \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left[\mu(P + C_{\epsilon 2} P_B) - \frac{2}{3} \left(\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho k \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right] - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (4)$$

표 1은 본 연구에서 이용한 난류모델의 경험

Table 1 Coefficients of k-ε model

C_μ	σ_k	σ_ϵ	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	$C_{\epsilon 3}$	$C_{\epsilon 4}$
0.09	1.0	1.2	1.44	1.92	0.0 or 1.44	-0.33

상수들을 나타낸다.

STAR-CD에서는 보존형 미분방정식을 유한 체적법을 이용하여 차분화하며, 비직교 body fitted 좌표계를 이용한다. 또한 국소적인 격자의 세분화가 가능한 비구성 격자계를 이용한다. STAR-CD에서는 차분법, 압력-속도 연결 알고리즘, 난류모델 등을 선택적으로 이용할 수 있도록 되어 있는데 본 계산에서는 대류항의 처리에 상류차분법, 속도-압력 처리에는 SIMPLE 알고리즘을 이용하였다.

2.2 초기조건 및 경계조건

입구경계면에서는 모든 유동변수들의 값이 주어져야 한다. 이와같은 유동변수 값들은 대부분 실험에서 측정된 평균속도 자료 및 난류강도에 의해서 얻어진다. 난류의 경우에는 입구에서의 난류 운동에너지와 난류 운동에너지 소산율값이 필요하다. 난류운동에너지는 실험값의 난류강도에 의해서 결정되며 이 값이 없는 경우에는 적절한 값을 가정하여 사용한다. 난류 운동에너지 소산율은 직접 측정이 곤란하기 때문에 일반적으로 난류 운동에너지 값에 의하여 추정하여 사용한다. 본 연구에서는 입구에서 약 20m/s의 속도로 입구 경계면에 수직인 방향으로 주 유동이 유입되도록 처리 하였으며, 입구에서의 난류강도는 입구 유속의 약 1%로 가정하였다. 입구에서의 난류 운동에너지 및 난류 운동에너지 소산율은 다음과 같은 관계식을 이용하여 계산하였다.

$$k_{in} = T_u U^2 \quad (5)$$

$$\epsilon_{in} = \frac{C_\mu^{0.75} k_{in}^{1.5}}{l_c} \quad (6)$$

여기서 T_u 는 입구에서의 난류강도를 나타내며, 특성길이 l_c 는 밸브의 직경으로 처리하였다.

본 연구에서는 실린더 직경의 약 2.5배 정도의 길이로 잡은 실린더 밀면에서 출구 조건을 적용하였다. 출구 조건은 모든 유동변수에 대해서 Neumann 조건을 사용하였다. 피스톤의 운동을 고려한 비정상 층류유동의 계산결과¹⁰⁾ 및 실험결

과¹¹⁾를 살펴보면, 흡입행정 초기에는 Neumann 조건이 대체로 적용될 수 있으나 흡입행정이 더 진행됨에 따라서는 이 조건이 성립될 수 없음을 보여주고 있다. 따라서, 본 연구에서와 같은 개방 연소실 밀면에서의 Neumann 조건의 적용은 실제의 비정상 유동장에서의 조건에 부합된다고 할 수는 없으나, 정성적인 해석을 하는 데는 큰 무리가 없을 것으로 생각된다. 한편 벽면 경계에서는 벽법칙을 이용하였다.

3. 격자생성

임의의 복잡한 3차원 형상에 대한 전산 열유체 해석에 있어서 가장 많은 시간이 소요되는 작업은 계산격자의 생성과정이다. 본 연구에서는 현대자동차의 1.5L-DOHC 엔진에 대해 유한요소 격자생성 소프트웨어인 PATRAN¹²⁾을 이용하여 격자계를 구성하였다. 혼합기가 포트를 통해 밸브스텝/밸브를 지나 연소실로 유입되는 흡기유동 문제는 밸브와 밸브스텝 때문에 구성 격자계로 격자계를 구성하기에는 어려움이 있다. 이와같은 문제의 해결에는 비구성 격자계의 해석 방법이 적합하다. 구성 격자계에서는 3방향으로 일련번호가 각각 붙은 격자체계를 사용하는 반면에, 비구성 격자계에서는 격자를 완전히 무순으로 생성시키고 8개의 격자점을 갖는 cell을 오른손법칙에 따른 번호 붙임 방법에 의하여 전체적인 격자체계를 인식하고 무순으로 정한 cell 번호순서에 따라 유동해석을 진행한다. FEM과 관련된 상용코드들은 임의의 격자를 생성시키면 이웃한 cell의 정보(connectivity)가 함께 생성된다. 한편 PATRAN 코드에서 사용한 격자 생성식들은 일반적으로 타원형 격자 생성법, 대수적 격자 생성법 그리고 각종 보간법과 격자간 유연성을 부여하는 방법등이 모두 포함되어 있다. PATRAN을 이용한 격자생성의 순서 및 방법을 간략하게 설명하면 다음과 같다.

- i) 설계도면을 이용하여 wireframe을 구성한다.
- ii) Wireframe을 이용하여 surface 모델링을 한다.

iii) Surface 모델링을 이용하여 solid 모델링을 한다.

iv) 최종적으로 계산에 이용될 격자계를 생성한다.

이와같은 과정을 거쳐서 생성되는 격자계는 격자의 분포도가 원만해야하고, 계산되는 변수의 변화가 심한 영역에서는 조밀한 격자계가 생성되도록 세심한 주의를 필요로 한다. 특히 격자생성시 aspect ratio, wrapage angle 등을 고려하지 않으면 해의 수렴성이나 정확성에 큰 영향을 미치게 된다. 여기서 aspect ratio란 생성된 cell의 가장 작은 변의 길이에 대한 가장 긴 변의 길이의 비로 정의되는 값으로써 기하학적 계산오류의 확산을 격감시키기 위하여 일정한 값 이하로 제한된다. 또한 wrapage angle은 cell의 뒤틀림 정도를 나타내는 값으로 제한성이 수반된다. 표 2에는 STAR-CD의 aspect ratio, non-orthogonality, wrapage angle에 대한 제한 범위를 나타내었다. Fig.1(a)는 표 3에 나타낸 사양의 희박 엔진 모델에 대해 PATRAN을 이용하여 생성한 격자계를 나타낸다. 이때, 실제 엔진에 대한 격자생성의 어려움 때문에 실제의 엔진형상을 약간 수정하여 격자계를 구성하였다.

4. 계산결과 및 고찰

본 연구는 swirl control valve(S.C.V)가 부착된 DOHC port를 장착한 희박연소 엔진에서의 유동해석을 목적으로 한다. 이와같은 S.C.V가 부착된 엔진에서는 연소실내의 선회류나 텀블류의 강도에 따라서 S.C.V의 개폐 정도를 조절하게 된다. 그런데 본 계산은 S.C.V가 닫힌 상태에서 유동장 해석을 수행한 것이다. 한편 정성적

Table 2 Requirement of mesh generation recommended by STAR-CD

Aspect ratio	Non-orthogonality	Warpage angle
less than 10	$90 \pm 45 \text{deg}$	$0 \pm 45 \text{deg}$

Table 3 Dimensions of a 3-D model engine

Bore[mm]	75.5
Valve diameter[mm]	28.2
Valve seat angle[deg]	45
Maximum valve lift[mm]	7.2
Port type	direct port

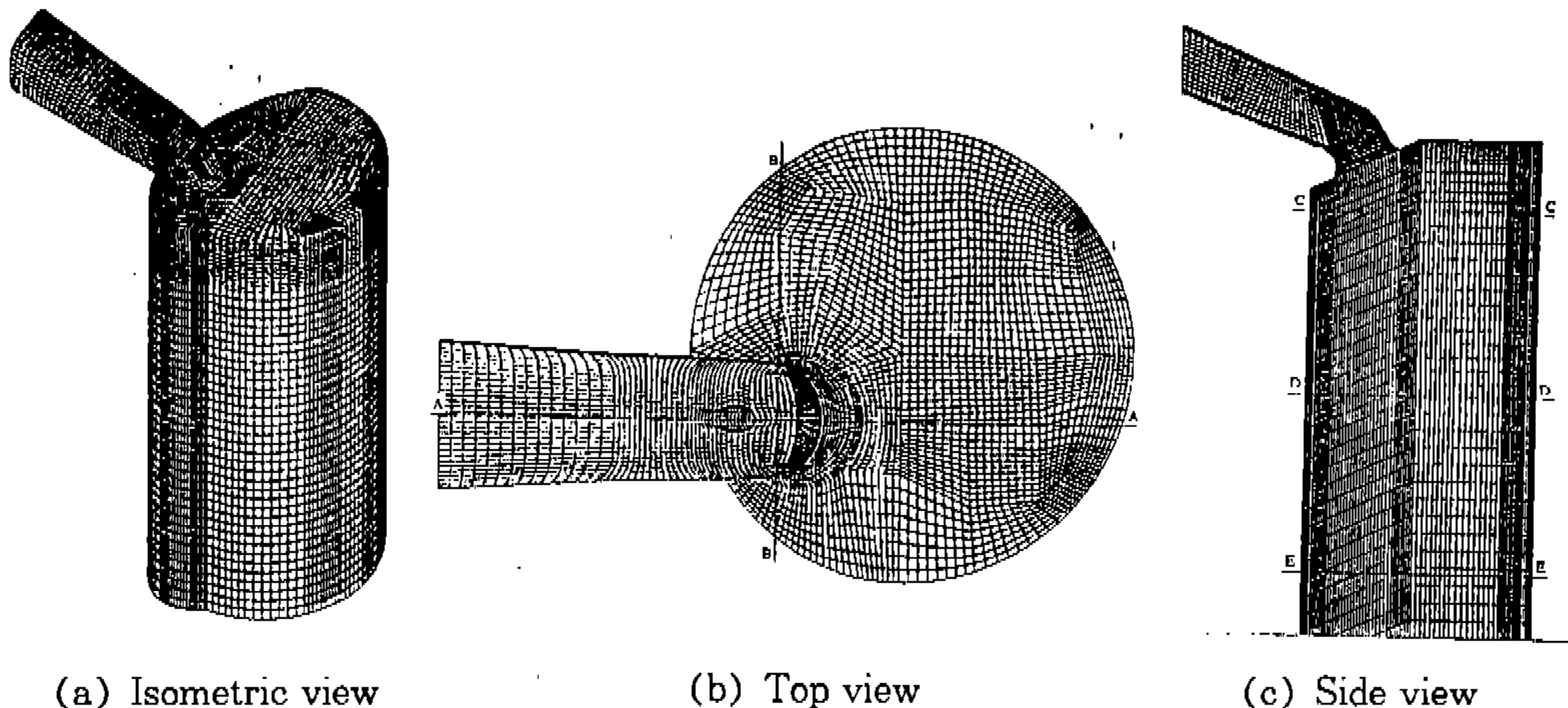


Fig.1 Grid system of the intake port and the cylinder assembly.

오로나 정량적으로 보다 타당한 결과를 얻기 위해서는 S.C.V의 유무에 따른 유동장의 비교, 분석을 수행하는 것이 바람직할것으로 사려된다. 따라서 선회비나 텀블비에 대한 정량적인 해석과 S.C.V의 유무에 따른 유동장의 비교, 분석은 추후에 계속되는 연구진행 과정에서 수행될 예정이다. 본 연구에서는 표 4에 나타낸 바와 같이 밸브양정이 1.5, 3.5, 7.2mm인 경우에 대해서 계산을 수행하였다.

반복 계산시 각 종속변수에 대한 이완계수로는 속도에 대해서는 0.4, 압력에 대해서는 0.1, 난류량에 대해서는 0.5를 이용하였다. 계산의 수렴조건은 반복계산에서 이전 단계에서의 계산결과와 현단계에서의 계산결과와의 차이를 각 종속변수의 입구유입량으로 나눈 상대 잔류오차가 0.001 이하로 되는 조건을 이용하였다. 계산은 workstation인 IRIS-XS24-4000를 사용하였는데, 밸브 양정이 3.5mm인 경우에는 약 48시간, 밸브양정이 1.5, 7.2mm인 경우에는 약 120시간의 CPU시간이 소요 되었다. 해석결과는 Fig.1(b)와 Fig.1(c)에 나타낸 것과 같이 포트의 중심축을 지나는 A-A단면, 그리고 B-B단면, 실린더 축방향의 C-C, D-D, E-E단면에서 도시하였다.

Fig.2는 A-A단면에서 밸브양정에 따른 속도장을 나타낸다. 밸브양정이 7.2mm인 경우는 밸브 선단에서 박리되고 실린더 벽에 충돌하는 유동의 영향으로 밸브 아래쪽 출구 부근에 반대방향으로 회전하는 두개의 텀블류가 생성되는 것을 알 수 있다. 이 경우에는 저 밸브양정에서 보다 텀블의 영향이 크게 나타나는 것을 알 수 있다. 또한 밸브출구와 실린더 코너 사이에도 상대적으로 작은 두개의 와류가 생성되는 것을 볼 수 있다. 밸브 양정이 1.5, 3.5mm인 경우에는 밸브 출구 단면적이 상대적으로 좁기 때문에 밸브 양정이 7.2mm인 경우보다 밸브 출구에서의 속도가 커지는 것을 알 수 있다. 그러나, 피스톤이 있는 실제 엔

진에서와는 달리 실린더 전체에 영향을 미치는 큰 텀블류는 형성되지 않는 것을 볼 수 있다. 그런데 실린더와 포트입구 형상을 단순화시키고 피스톤 운동을 고려한 2차원 비정상 층류유동의 수치해석 결과에서는 실린더 전체에 영향을 미치는 큰 텀블류를 볼 수 있다¹⁰⁾. 따라서 이는 피스톤의 유무에 따른 실린더 하단에서의 경계조건의 차이에 기인하는 것으로 생각된다. Fig.3은 B-B 단면에서의 밸브양정에 따른 속도장을 나타낸다. 이 경우에는 밸브 스템의 전후면 유동의 영향을 받는 A-A단면에서와는 달리 스템 측면 부근 유

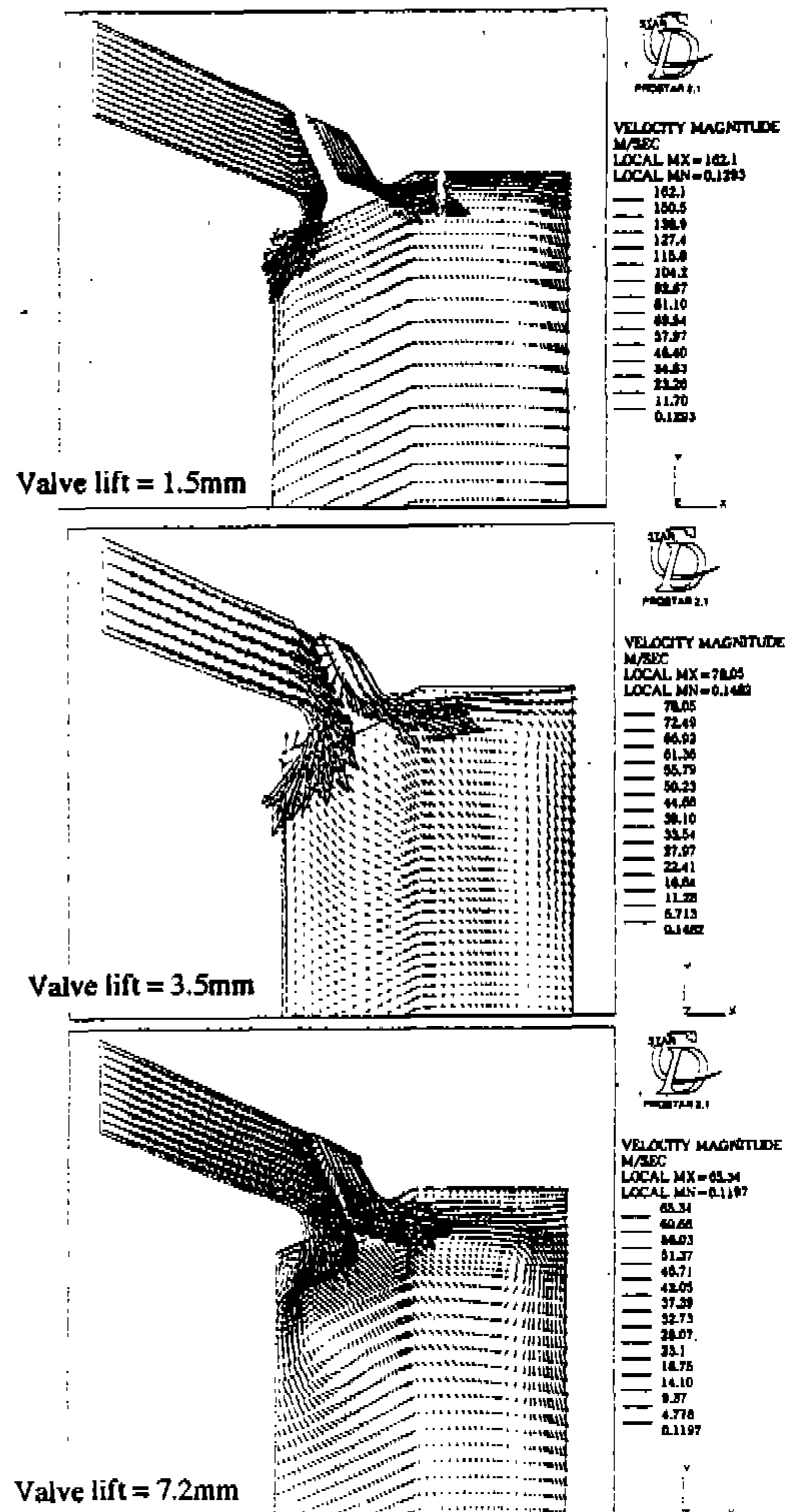


Table 4 Valve lift and number of cell

Valve lift[mm]	1.5	3.5	7.2
No. of cell	150,000	80,000	150,000

Fig.2 Velocity vectors at A-A plane.

동의 영향을 받기 때문에 A-A 단면에 비해서 텀블의 영향이 크게 나타나지 않는 것으로 생각된다.

Fig.4는 C-C 단면에서의 밸브양정에 따른 속도장을 나타낸다. C-C 단면은 밸브 출구 바로 아래쪽 단면으로써 밸브에서 유출되는 유동이 밸브와 실린더 벽이 가까운 쪽의 실린더 벽에 충돌한 후 원주 방향으로 양쪽으로 갈라지면서 복잡한 형태의 선회유동이 생성되는 것을 알 수 있다. 밸브 양정이 1.5, 3.5mm인 경우에는, 실린더 벽에 가까운 쪽의 밸브에서 유출되는 유동이 강하

게 벽면에 충돌한 후 원주 방향으로 양쪽으로 갈라지는 유동이 지배적인 영향을 나타내기 때문에 양쪽에 두개의 선회유동 구조를 나타낸다. 반면에 밸브양정이 7.2mm인 경우에는, 밸브에서 유출되는 속도가 상대적으로 작아서 벽에 충돌한 유동이 원주방향으로 지배적인 영향을 작용하지 못하여 보다 복잡한 형태의 선회류가 생성된다. Fig.5는 D-D 평면에서의 속도장을 나타낸다. 밸브 양정이 1.5, 3.5mm인 경우에는 선회류의 중심이 반시계 방향으로 약간 이동하였을 뿐 C-C 평면에서와 비슷한 선회구조를 나타내는 반면에 밸

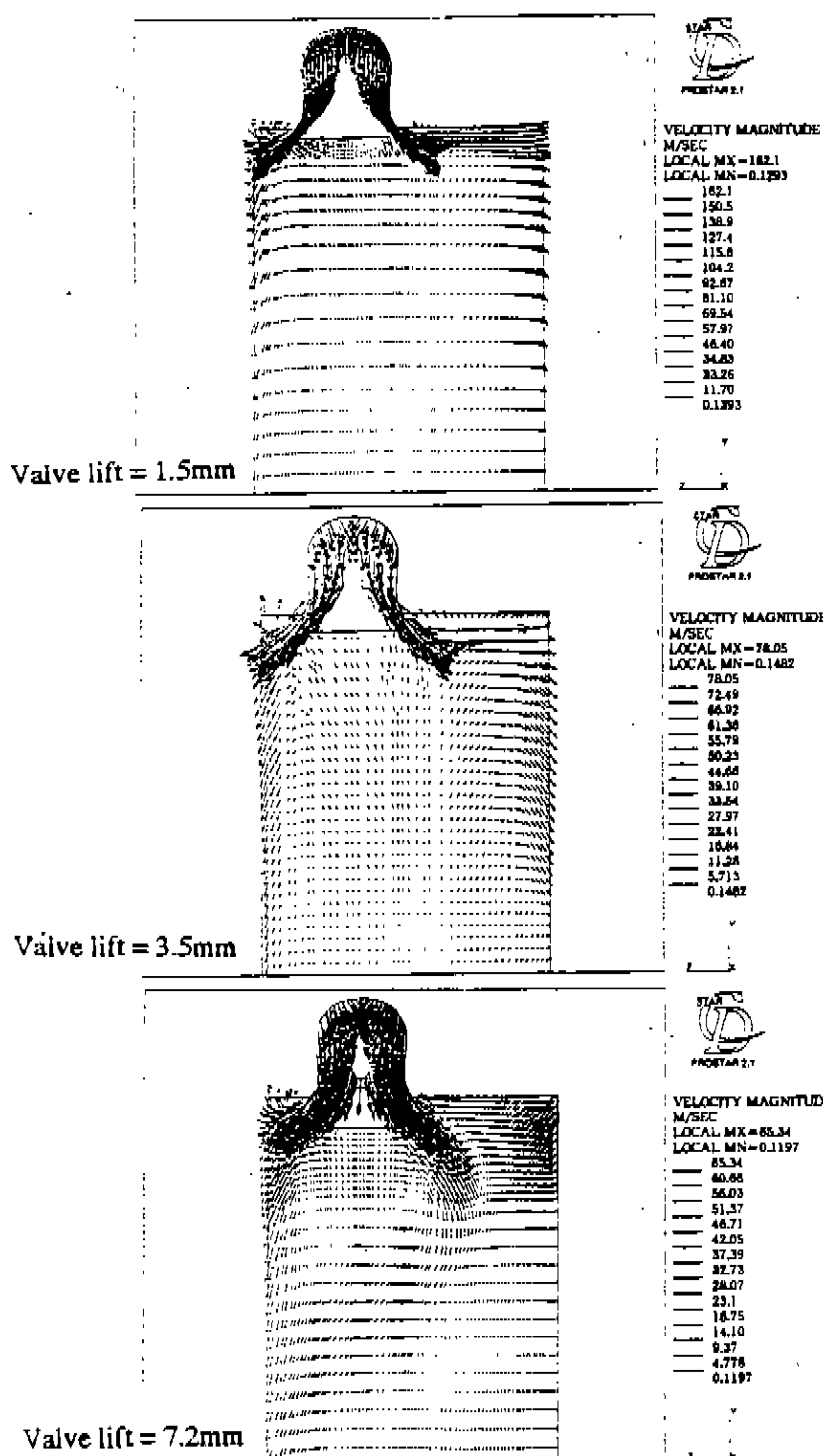


Fig.3 Velocity vectors at B-B plane.

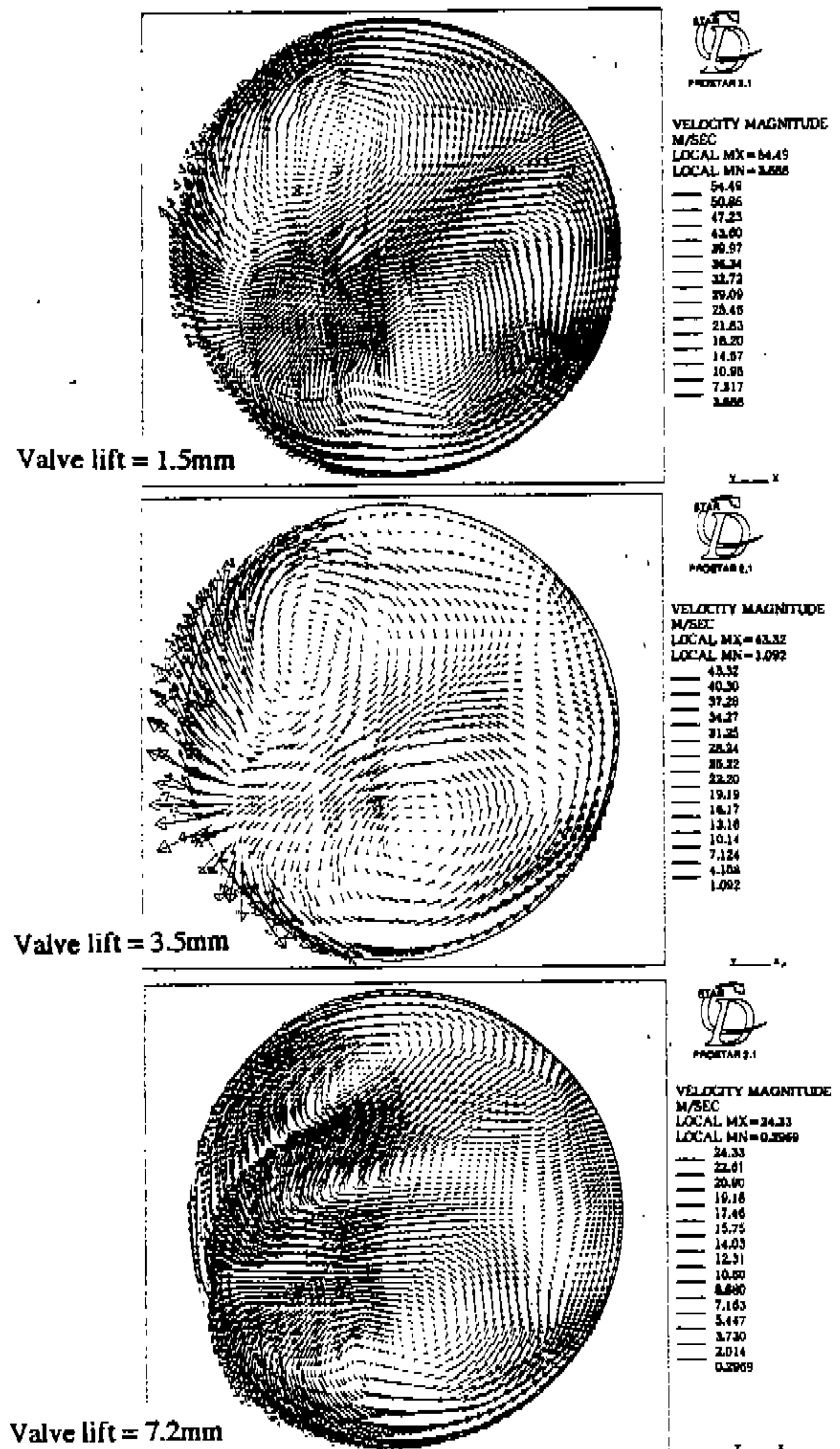


Fig.4 Velocity vectors at C-C plane.

브양정이 7.2mm인 경우에는 다소 복잡하게 형성되었던 선회류의 상호 작용으로 두개의 선회류는 소멸되고 한개의 선회류만이 남게 되는 것을 알 수 있다. Fig.6은 E-E평면에서의 속도장을 나타낸다. 이 평면의 결과에서 나타난 비와 같이 실린더 하부로 갈수록 속도가 작아지고, 선회류의 중심이 실린더 중심축쪽으로 이동하는 하나의 선회류만이 남게된다. 이는 피스톤이 있는 실제 엔진의 경우와는 달리 하단에서의 출구 경계조건이 적용된것에 기인하는 것으로 생각된다. 실제 엔진에서는 피스톤 보울의 유무등에 따른 피스톤

헤드의 기하학적 형상과 피스톤 헤드에서의 흡입 유동의 충돌등에 기인하여 포트 및 밸브계를 통해 유입된 흡입유동이 변형되어 선회류나 텀블류의 강도가 증감하거나 복잡한 형태로 변하게 된다¹³⁾. 반면에 본 계산에서는 stroke가 bore의 약 2.5배로 실제 엔진의 stroke/bore비 보다 상당히 크게 잡은 연소실 하단에서 인위적으로 유동의 구배가 0이라는 조건이 적용되기 때문에 실제 엔진의 경우와 같은 복잡한 선회구조가 나타나지 않는 것으로 생각된다.

Fig.7은 A-A단면에서의 난류 운동에너지 분

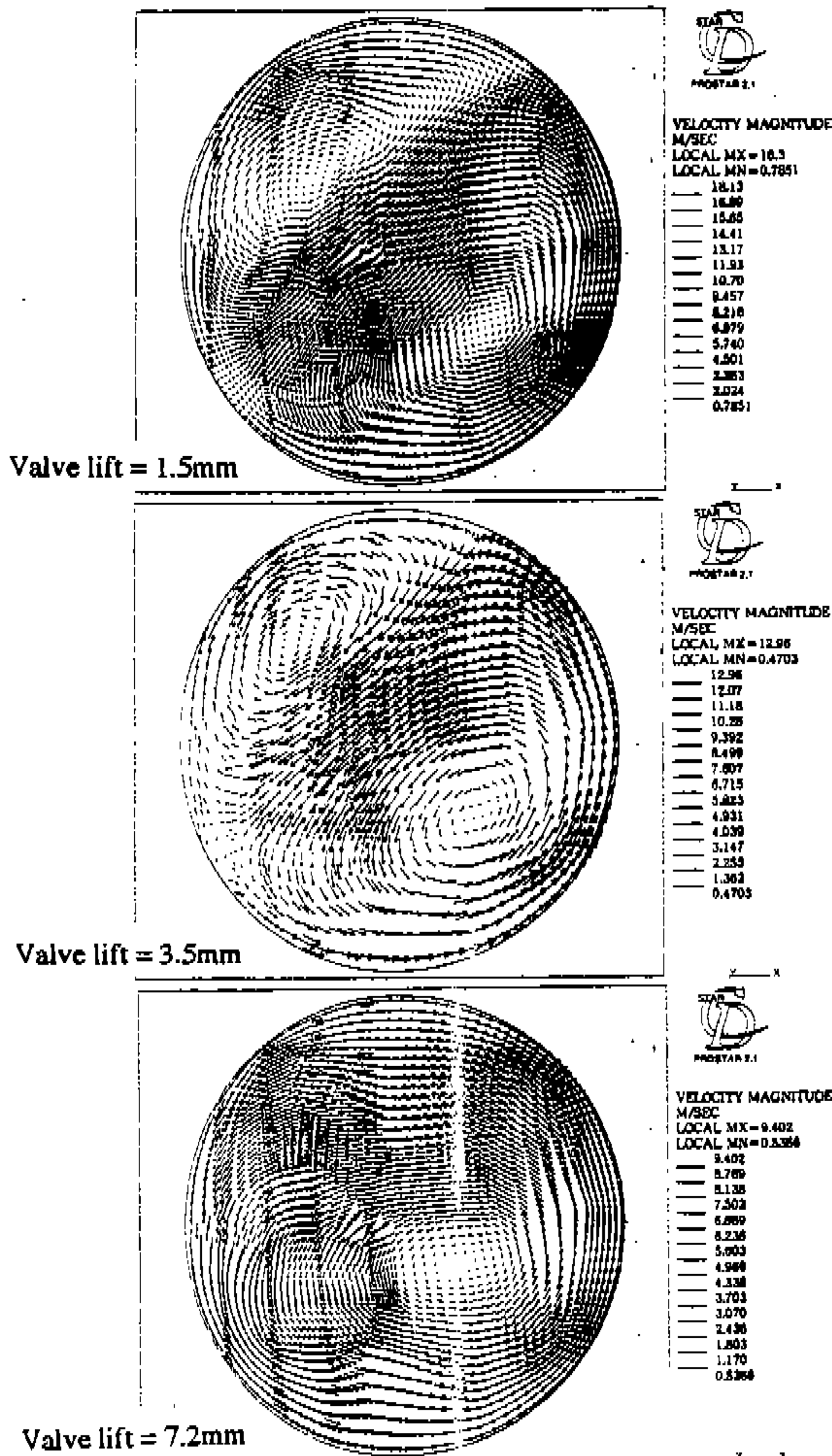


Fig.5 Velocity vectors at D-D plane.

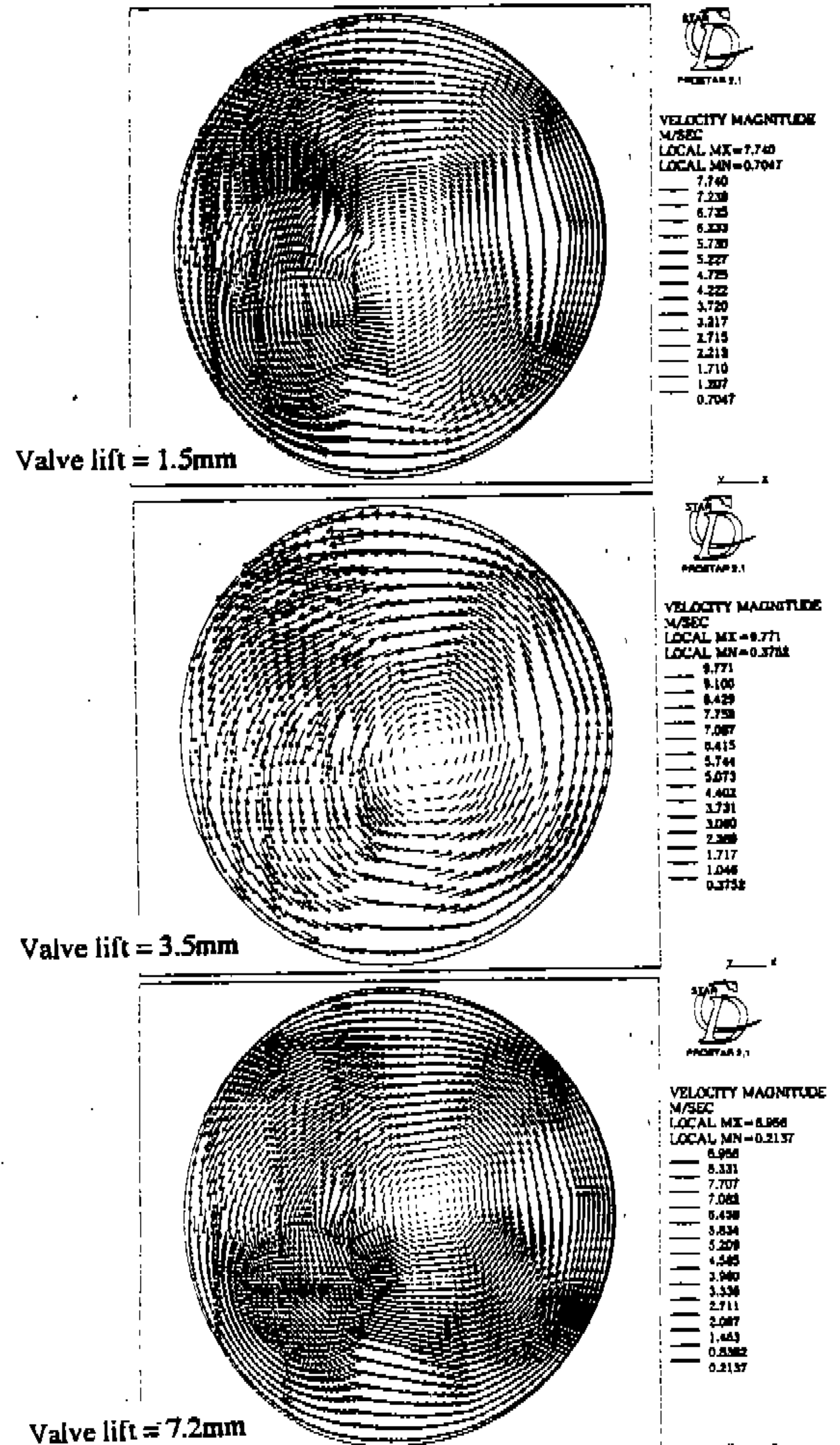


Fig.6 Velocity vectors at E-E plane.

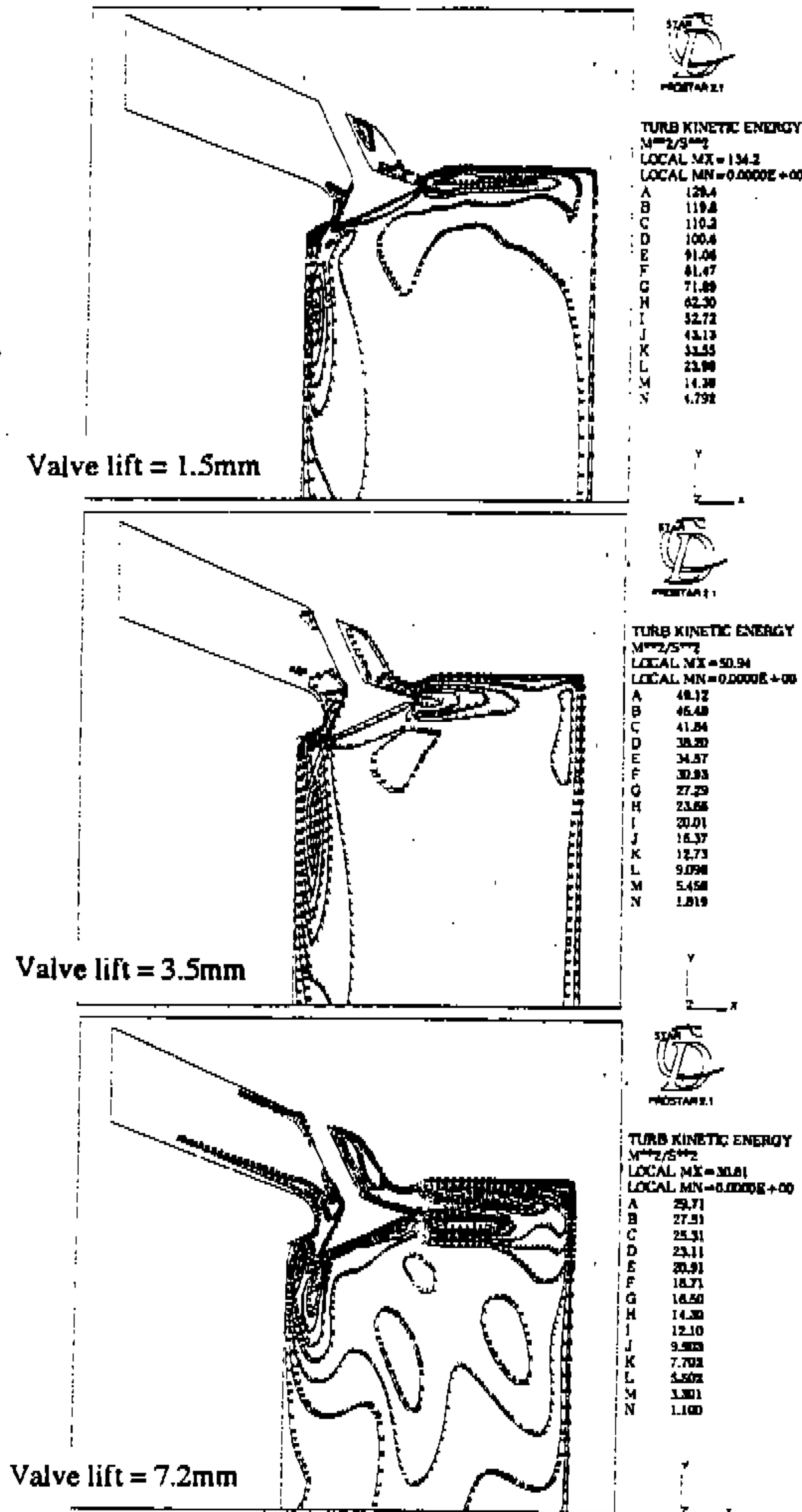


Fig.7 Contour of the turbulent kinetic energy at A-A plane.

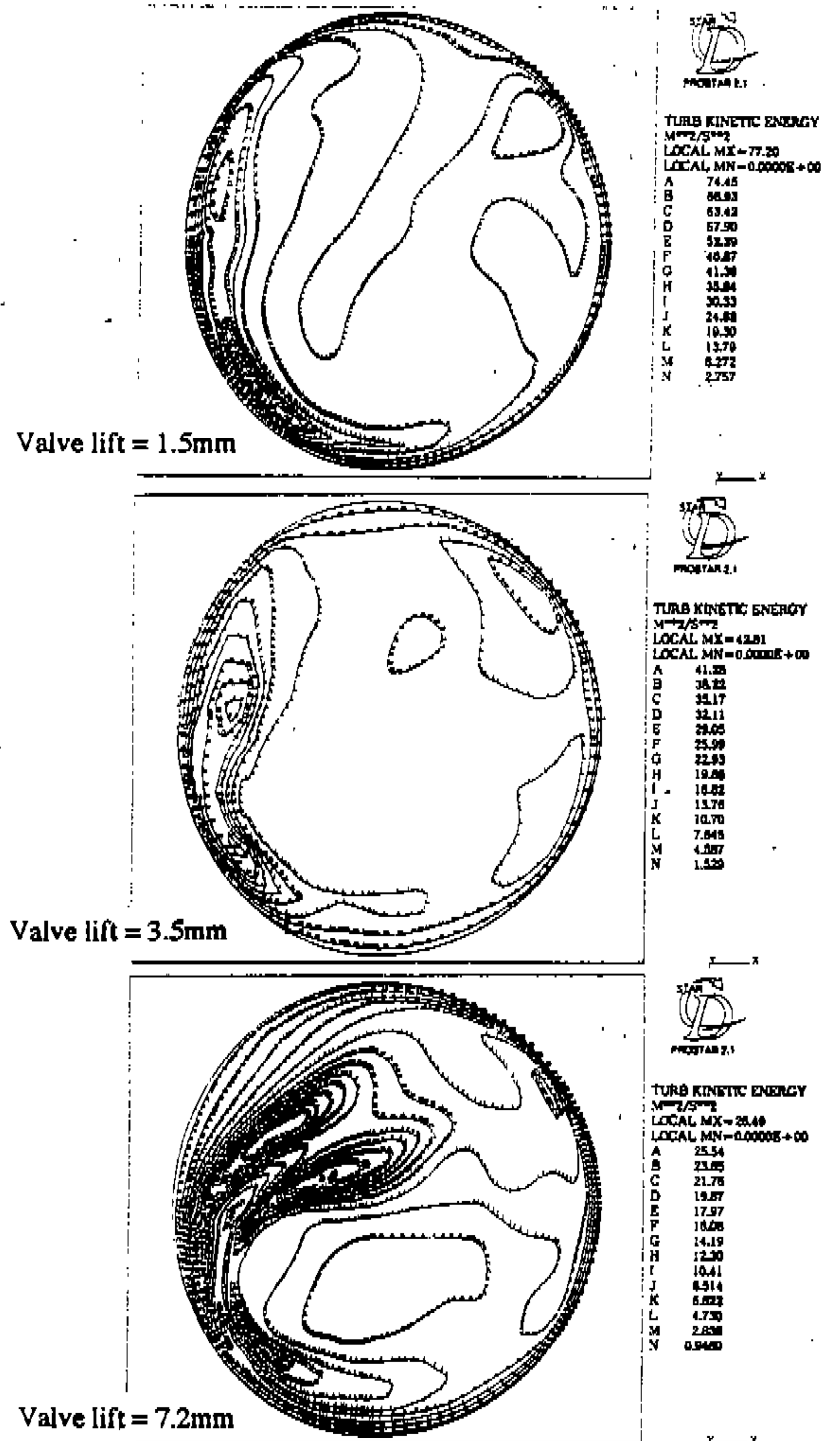


Fig.8 Contour of the turbulent kinetic energy at C-C plane.

포를 나타낸다. 밸브양정이 작아질수록 유동이 밸브 주위를 통과하면서 상대적으로 큰 전단응력을 받기 때문에 밸브출구 부근에 상대적으로 큰 난류 에너지가 생성되는 것을 알 수 있다. 그러나 밸브양정이 커지면 밸브출구 부근의 난류에너지는 상대적으로 작아지는 반면에 텀블과 선회류의 영향이 커지는 연소실 내부의 밸브에서 먼 곳까지 상대적으로 큰 난류에너지가 분포되는 것을 알 수 있다. Fig.8은 C-C평면에서의 난류 운동 에너지 분포를 나타낸다. 밸브양정이 1.5, 3.5mm

인 경우에는, Fig.4의 속도장에서 설명하였던 바와 같이, 실린더 벽에 가까운 쪽의 밸브에서 유출되는 유동이 강하게 벽면에 충돌한 후 원주 방향의 양쪽으로 갈라지면서 두개의 선회류 구조가 나타나는 것을 볼 수 있었다. 이때 양쪽으로 갈라지는 유동과 벽면 사이의 전단 응력이 커지기 때문에 이 영역에 고 난류에너지 분포가 나타나는 것을 알 수 있다. 반면에 밸브양정이 7.2mm인 경우에는, 저 밸브양정에서와 같은 형태의 유동구조를 나타내지 못하고 유동구조가 상당히 복

잡하기 때문에 거의 연소실 중심 부근까지 상대적으로 고 난류에너지 분포가 나타나는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 흡기포트, 흡기밸브, 연소실 등으로 구성된 회박 연소 엔진의 3차원 모델에 대해 정상상태에서 밸브 양정을 변화시킬 때 연소실내의 속도장, 난류장에 대한 유동해석을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 밸브양정이 작은 경우에는 밸브 출구 단면적이 상대적으로 좁기 때문에 밸브 출구에서의 속도는 커지지만 텀블류의 구조는 복잡하고 명확하지 않는 반면에, 밸브양정이 큰 경우에는 밸브 아래쪽 출구 부근에 반대 방향으로 회전하는 두 개의 텀블류가 생성되는 것을 알 수 있다.
- 2) 축방향의 밸브출구 부근의 평면에서는 밸브양정에 따라 상당히 다른 형태의 선회류 구조가 나타나지만 연소실 하단으로 갈수록 밸브양정에 상관없이 거의 유사한 선회류 구조가 나타나는 것을 알 수 있었다. 이는 연소실 하단에서 출구 경계조건을 적용한 것에 기인하는 것으로 생각된다.
- 3) 밸브양정이 작을수록 유동이 밸브 주위를 통과하면서 상대적으로 큰 전당응력을 받기 때문에 밸브출구 부근에 상대적으로 고 난류 에너지 분포가 나타나지만, 밸브양정이 커지면 텀블과 선회류의 영향이 커지기 때문에 연소실 내부의 밸브에서 먼 곳까지 고 난류에너지가 분포되는 것을 알 수 있다.
- 4) 회박 엔진 연소실내의 선회류 및 텀블류와 같은 유동특성을 정성적으로나 정량적으로 정확하게 파악하기 위해서는 타당성 있는 경계조건이 부여되고, 피스톤 운동이 고려된 비정상 조건에서 계산이 수행되어야 할 것으로 생각된다. 이러한 조건에서의 계산은 이후에 계속되는 연구과제 진행과정에서 수행될 것이다.

후 기

본 연구는 통산산업부 및 과학기술처의 G7 위탁 기술개발 사업지원(과제번호: 7-1-2) 및 서울대학교 터보·동력기계 연구센터의 일부지원을 받아 수행되었으며, 이에 사의를 표한다.

참 고 문 헌

1. Klyota, Y., Akishino, K. and Ando, H., "Concept of Lean Combustion by Barrel Stratification", SAE 880291, 1988.
2. Horie, K., Nishizawa, K., Ogawa, T., Akazaki, S. and Miura, K., "The Development of a High Fuel Economy and High Performance Four-Valve Lean Burn Engine", SAE 920455, 1992.
3. Hrotomi, T., Nagayama, I., Kobayashi, S. and Yamamasu, M., "Study of Induction Swirl in a Spark Ignition Engine", SAE 810496, 1981.
4. Heywood, J. B., Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1989.
5. Gosman, A. D., "Flow Processes in Cylinders", The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines, ed. J. H. Horlock and D. E. Winterbone, pp.616-772, Clarendon Press, Oxford, 1986.
6. Ramos, J. I., Internal Combustion Engine Modeling, Hemisphere Publishing Corporation, 1989.
7. 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, 1989.
8. 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.
9. STAR-CD User Guide and Manuals, Version 2.1, Computational Dynamics Ltd., 1991.
 10. 표경원, “Fractional Step Method를 이용한 피스톤-어셈블리내의 비정상 층류 유동에 대한 수치해석적 연구”, 서울대학교 기계공학과 석사학위논문, 1995.
 11. Durst, F., Maxworthy, T. and Fereira, J. C. F., “Piston-Dirven Unsteady Seperation at a Sudden Expansion in a Tube : Flow Visualization and LDA Measurements”, Phy. of Fluids, Vol.1, pp.1249-1260, 1989.
 12. PATRAN Plus User Manual, Release 2.4, PDA Engineering, 1990.
 13. Naitoh, K., Hiroyuki, K., Tomonori, U., Yasuo, T. and Kunio, K., “Numerical Simulation of the Detailed Flow in Engine Ports and Cylinders”, SAE 900256, 1990.