

〈논 문〉 SAE NO. 953769

SI 엔진의 밸브 리프트에 따른 흡입 포트 및 실린더내 정상 3차원 유동장 해석

Three-Dimensional Analysis on Induction Port and In-cylinder Flow for Various Valve Lifts in an SI Engine

김 영 남,* 이 경 환**
Y. N. Kim, K. H. Lee

ABSTRACT

The three-dimensional fluid motion through the intake port and cylinder of a single DOHC SI engine was investigated with a commercial computational fluid dynamics simulation program, STAR-CD. This domain includes the intake port, intake valves and combustion chamber. Steady induction port flows for various valve lifts have been simulated for an actual engine configuration. The geometry was obtained by direct interface with a three-dimensional CAD software for complicated port and valve shape. The computational grid was generated using the commercial preprocessor ICEM CFD/CAE. Detailed procedures were presented on the generation of the geometry and the block-structured mesh.

A standard $k-\epsilon$ turbulent model was applied to consider the complexity of the geometry and the fluid motion. The global flow patterns and the distributions of various quantities, such as pressure, velocity magnitude around the valve seat etc., were examined. The computational results, such as mass flow rate, discharge coefficient etc., for various valve lifts were compared with the experimental results and the computational results were found in good agreement with the experiment.

주요기술용어 : 전산유체역학(CFD), STAR-CD, ICEM CFD/CAE, 실린더내유동(In-cylinder Flow), 난류 유동(Turbulent Flow), 흡기 시스템(Intake System)

1. 서 론

최근에 엔진의 고출력화 및 소형화, 저연비화, 배기 가스 절감 등에 대한 요구가 증가함에 따

라, 엔진의 설계에 있어서 연소실 내의 여러가지 유동 특성 및 연소 특성 등에 대한 이해가 특히 중요시 되고 있다. 내연 기관의 연소실 내에서 일어나는 현상들은 기본적으로 3차원 난류 유동이며, 흡입 시스템 및 연소실의 형상에 따른 흡기 포트 내 유동과 연소실 내에서의 유동 등에

* 현대자동차 중앙연구소 담임연구원

** 정회원, 현대자동차 중앙연구소 책임연구원

따라 큰 영향을 받는다. 특히 흡입 과정에서의 유동 패턴은 연소실내 혼합기의 분포와 화염 전파에 많은 영향을 미치며 배기 가스의 생성에도 영향이 있다고 알려져 있다¹⁾.

엔진의 연소실 및 엔진 시스템에서 일어나는 복잡한 현상을 연구하기 위해서는 laser 등을 이용한 다양한 측정 방법과 가시화 방법이 이용되고 있으나, 실험 장치의 구성 및 측정에 많은 시간과 비용이 소요된다. 정상 상태의 유동 측정과 같은 간단한 측정을 위해서도 설계형상의 포트를 실제로 제작하고 테스트하여야 하는 등 많은 시간과 비용이 필요하다. 이러한 문제점의 대체 방안으로 전산 유체 해석 코드를 이용한 해석이 효율적인 수단의 하나로 인식되고 국내 학계 및 외국에서 활발히 연구되고 있는데, 최근에 컴퓨터의 계산 능력의 향상과 함께 엔진 개발 Tool로서의 전산 유체 역학의 기능이 크게 향상되었다. 그러나, 실제 엔진의 경우 연소실 및 밸브 시스템의 형상이 복잡하여, 이러한 기하학적 형상들을 모두 고려하여 연구하기에는 어려움이 많다.

Errere²⁾ 등은 흡기 포트 및 연소실에서의 유동을 동시에 계산하였고, Taghavi³⁾ 등은 밸브와 피스톤의 움직임을 고려하여 연소실내에서의 연소 현상을 계산하였다. 허(강열)⁴⁾ 등은 여러가지의 가정을 도입하여, 내연 기관의 전 사이클에 대해서 해석을 수행하였다. 위의 연구들은 계산의 복잡성을 피하기 위하여 밸브가 연소실에 수직인 경우에 대해서 수행하였다. 그러나 실제 상용화 되고 있는 SI 엔진의 경우는 밸브가 연소실 표면에 수직이 아닌, 각도 α 를 가지기 때문에 계산에 이용되는 격자를 생성하는 것이 매우 어렵다. Luo⁵⁾ 등은 실제 엔진의 최대 밸브 리프트에서의 정상 상태 해석을 수행하여, 실험 결과와 비교하였다. 이 연구에서도 격자 생성의 어려움으로 스퀴시 영역에서의 형상을 조금 변경하였다.

본 연구는 상용 전산 유체 역학 코드를 실제 엔진 문제에 적용하는 것으로서, 흡기 포트 및 흡기 밸브, 연소실, 실린더로 이루어진 흡기 시스템에 대하여 정상 Rig 상태의 유동장 해석을 수행하였다. 이와같은 전산 유체 역학 코드의 엔

진 시스템 해석에의 적용은, 실제 실험에 소요되는 시간과 비용을 절감하고 재순환 영역과 같이 실험에서 구하기 힘든 영역의 유동 특성도 고려할 수 있어 엔진 개념 설계에 도움을 줄 수 있을 것이다.

2. 본 론

2.1 엔진 제원

본 연구에 사용된 형상은 Single DOHC 엔진의 흡기 포트 및 흡기 밸브, 연소실과 실린더를 포함하고 있다. 엔진의 제원은 다음과 같다.

2.2 지배 방정식

지배 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{U}_{jj}) = 0 \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho U_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{U}_j U_i - \tau_{ij}) \\ = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + S_i \end{aligned} \quad (2)$$

t = time

x_i = Cartesian Coordinate (i=1,2,3)

U_i = Absolute fluid velocity component in i direction

U_{ij} = Local coordinate frame velocity

Table 1 Engine Configuration

엔진	SINGLE DOHC ENGINE
연소실 형상	SEMI-WEDGE
BORE(mm)	75.5
STROKE(mm)	83.5
MAXIMUM VALVE LIFT(mm)	7.2
CONNECTING ROD LENGTH(mm)	131.0
COMPRESSION RATIO	9.5
INTAKE VALVE ANGLE(°)	25

- $\bar{U}_j = U_j - U_{ej}$
- $P = \text{Pressure}$
- $\rho = \text{Density}$
- $\tau_{ij} = \text{Strees tensor components}$
- $S_i = \text{Momentum source component}$
- $\sqrt{g} = \text{Determinent of metric tensor}$

난류 모델은 표준 k-ε 모델을 사용하였다.

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j k - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j}) = \mu_i (P + P_B) - \rho \epsilon - \frac{2}{3} (\mu_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (3)$$

여기에서 $P = 2 S_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$

$$\mu_{eff} = \mu + \mu_t$$

$$P_B = - \frac{g_i}{\sigma_{hi}} \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$$

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g} \rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \epsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}) = C_{\epsilon_1} \frac{\epsilon}{k} [\mu_i (P + C_{\epsilon_2} P_B) - \frac{2}{3} (\mu_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}] - C_{\epsilon_2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - C_{\epsilon_4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \quad (4)$$

Turbulent viscosity와 k-ε의 관계는 다음과 같다.

$$\mu_t = f_\mu c_\mu \rho \frac{k^2}{\epsilon} \quad (5)$$

k 및 ε, l의 상호 관계는 다음과 같다.

$$\epsilon = \frac{C_\mu^{3/4} k^{3/2}}{l} \quad (6)$$

위의 각 계수들의 값은 다음과 같다.

C_μ	σ_k	σ_ϵ	C_{ϵ_1}	C_{ϵ_2}	C_{ϵ_3}	C_{ϵ_4}	k	E
0.09	1.0	1.20	1.44	1.92	0.0 or 1.44	-0.33	0.42	0.9

2.3 계산 코드 및 격자 생성

본 연구에 사용된 전산 유체 해석 코드는 STAR-CD로 미국의 ADAPCO에서 제작되었다. STAR-CD는 범용 열유체 해석 코드로서 유한 체적 방법을 수치적인 해석 방법으로 이용하여 유동 및 열전달, 연소 현상 등을 해석할 수 있고, Structured mesh의 단점을 보완하고, 격자 생성을 보다 쉽게할 수 있는 Unstructured mesh를 이용하며, Body-fitted coordinate system을 채택하고 있다.

계산에 이용되는 격자는 전체적으로 Structured configuration mesh로서, 밸브 및 실린더의 복잡한 형상을 구성하기 위하여 전체 영역을 여러개의 부영역으로 분할하여 각각의 영역에 대하여 육면체 격자 및 오면체 격자를 생성하였다. 격자 생성에 이용되는 3차원 CAD데이터는 Port개발에 이용되는 3차원 CAD/CAM 소프트웨어인 DUCT5에서 모델링된 것을 IGES 형식을 이용하여 데이터 교환을 수행하였다. 격자 생성을 위한 전처리 소프트웨어는 ICEM CFD/CAE로서, 이 소프트웨어는 전산 유체 해석 코드 전용 격자 생성에 이용된다. 당 팀에서 수행하고 있는 전산 유체 해석 코드를 이용한 흡기 포트 시스템의 해석 과정은 다음 그림과 같다.

위의 CFD 코드를 이용한 흡기 포트 시스템의 해석 순서에서 가장 중요한 것은 격자 생성 과정으로 전체 계산의 정확도 및 계산 시간 등에 많은 영향을 미친다. 본 연구에서는 전용 격자 생

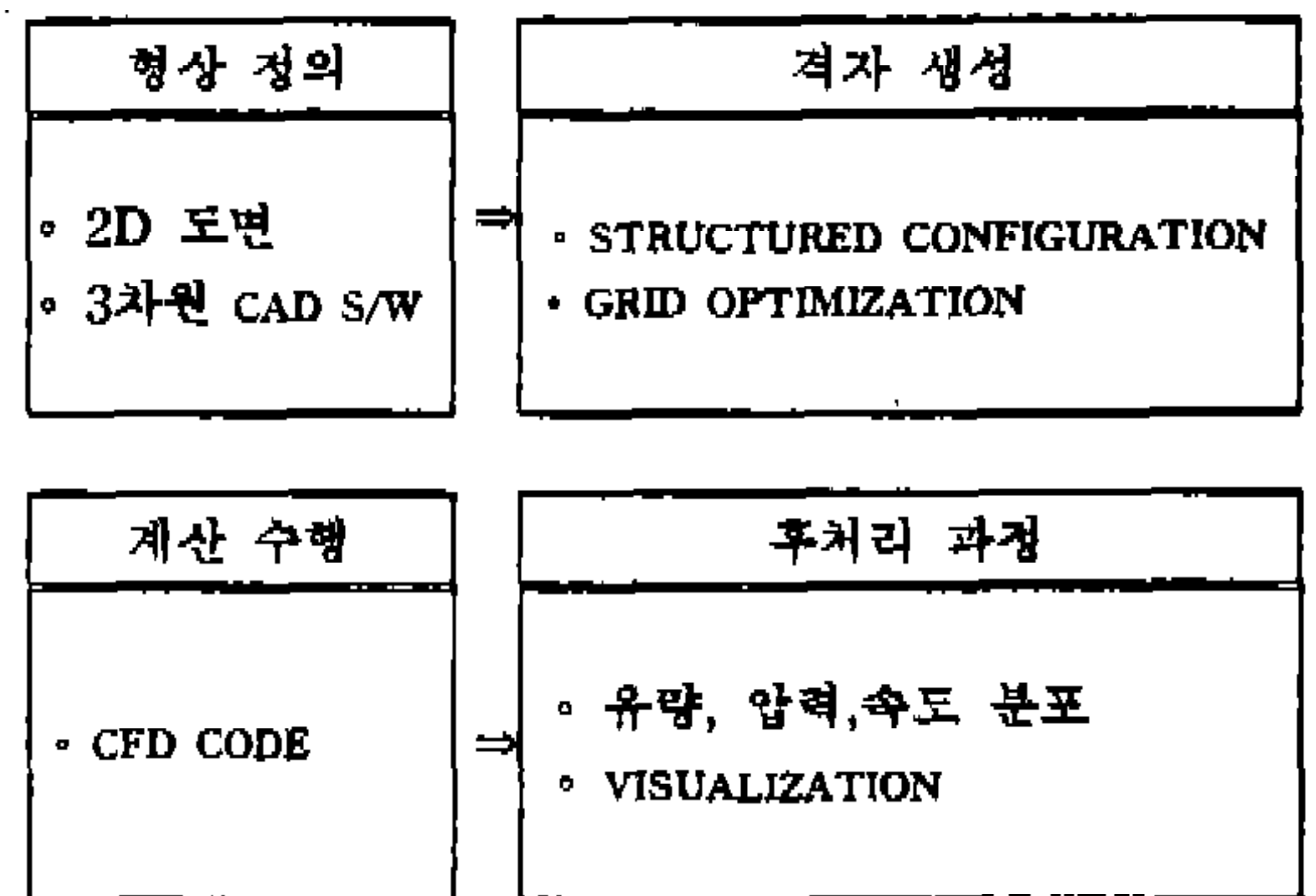


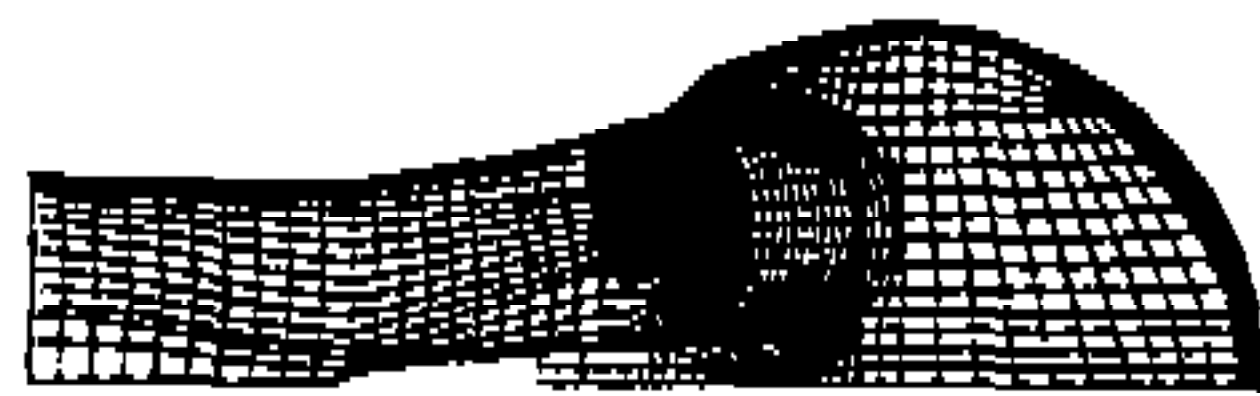
Fig.1 CFD 코드를 이용한 흡기 포트 시스템 해석 순서

성 소프트웨어인 ICEM CFD/CAE를 이용하여 격자 생성을 수행하였다. 격자 생성 순서는 먼저, 3차원 CAD 소프트웨어인 DUCT5에서 얻은 Line 데이터를 이용하여 전체 영역을 여러 개의 부영역으로 나누어 각각의 영역이 Structured mesh가 되게 하고, 전체 격자의 갯수를 결정한 다음, 최적화된 내부 격자를 생성시킨다.

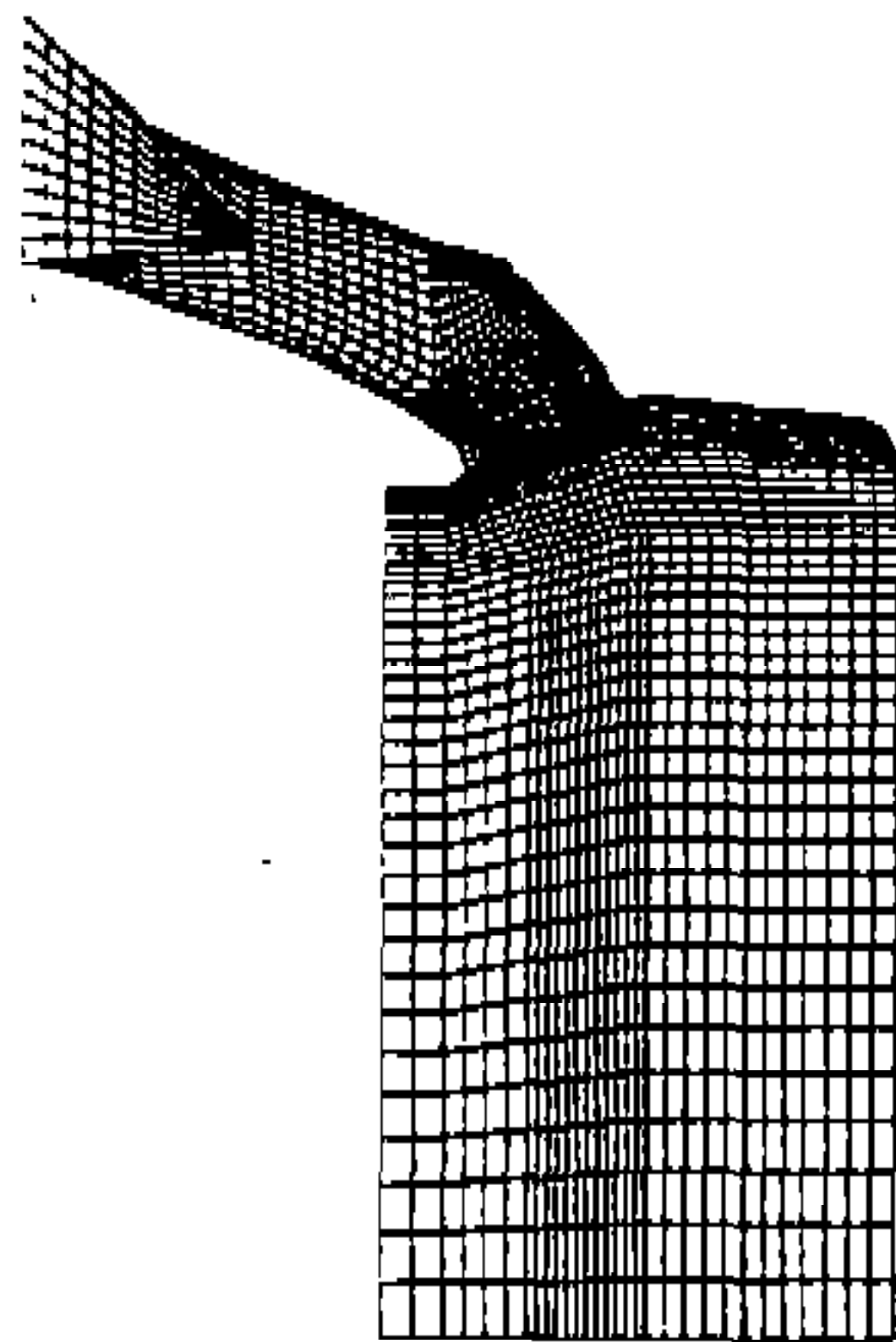
본 연구에 사용된 전산 해석 코드인 STAR-CD는 생성된 격자들을 읽어들이고 후, Aspect ratio 및 warpage, skewness 등을 조사하여 계산에 적합한 지를 조사한다. 만약 계산에 적합하지 않은 격자가 생성되었을 경우는 격자를 최적화하거나 격자의 구조를 재조정하여 다시 Feedback하는 과정을 수행한다.

2.4 경계 조건

실제 엔진 Rig 테스트의 경우, 입구와 출구에서의 입력차가 15inH₂O인 상태로 Flow bench에서 이루어지고 있으므로 같은 상태의 조건을 모사하기 위하여 입구 및 출구에서의 압력차를



Top View



Side View

Fig.2 Computational Mesh Configuration

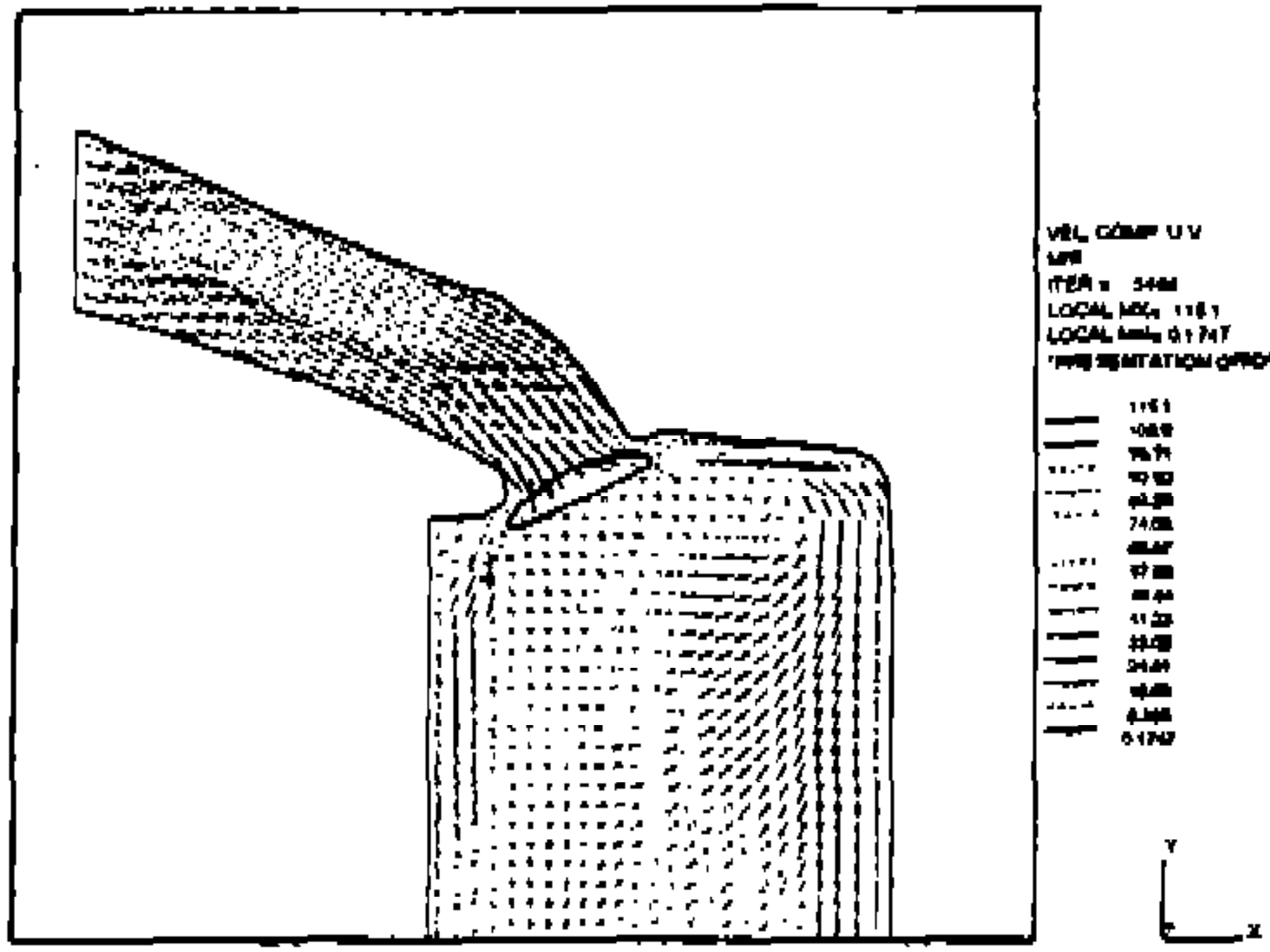
경계 조건으로하여 계산을 수행하였다. 입구 및 출구에서의 경계 조건은 각각의 Cell에 대해서 균일하게 분포한다고 가정하였다. 또한 Steady rig test를 모사하기 위하여 출구에서 피스톤을 제거하였으며, 실린더의 길이는 Bore의 1.5배로 하였다. 난류 계산을 위한 난류 모델은 표준 k- ϵ 모델을 이용하였으며, 계산은 Cray에서 수행하였다.

계산에 사용된 격자의 모양은 Fig.2와 같다. 계산에 이용된 α -DOHC의 흡기 포트 및 연소실 형상이 실린더 축에 대하여 대칭이므로 Symmetric condition을 적용하여 형상의 절반만 풀면 된다. 각각의 밸브 리프트에 따른 격자의 개수는 70,000~100,000개를 이용하였다.

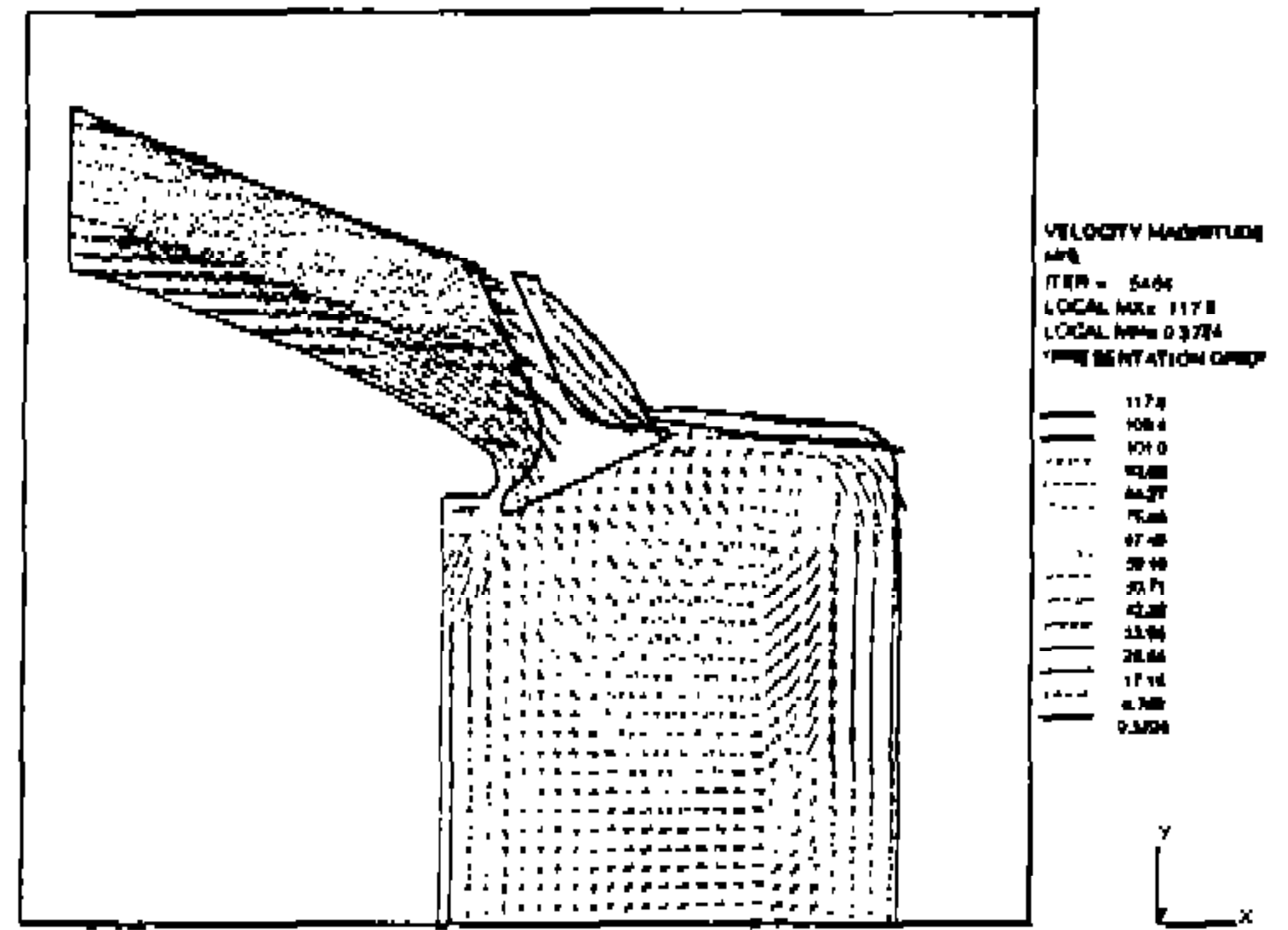
3. 결과 및 고찰

Fig.3은 각각의 밸브 리프트에 따른 $Z=-10.0$ mm인 평면에서의 속도 분포를 나타내고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 유동장에는 크게 두개의 텀블 유동이 있음을 알 수 있다. 밸브 시트 영역과 밸브 사이의 면적이 좁아지기때문에 이 영역에서 Jet와 같은 유동장이 형성됨을 알 수 있다. 밸브 리프트가 4mm인 경우 유동장이 거의 연소실의 벽면을 따라서 움직이기때문에 텀블의 중심이 밸브 리프트가 5mm의 경우에 비해, 연소실 벽면쪽으로 치우침을 알 수 있다. 밸브 리프트가 5mm인 경우, 텀블의 형태가 뚜렷하며 커짐을 알 수 있다. 각각의 경우 밸브와 실린더 벽면에 의한 제한때문에 그림 왼쪽 유동장의 경우 속도 분포가 거의 수직적이며 또한 이 영역에 스퀴시(SQUISH)가 존재함으로써, 작은 2차 유동 패턴이 생성됨을 알 수 있다.

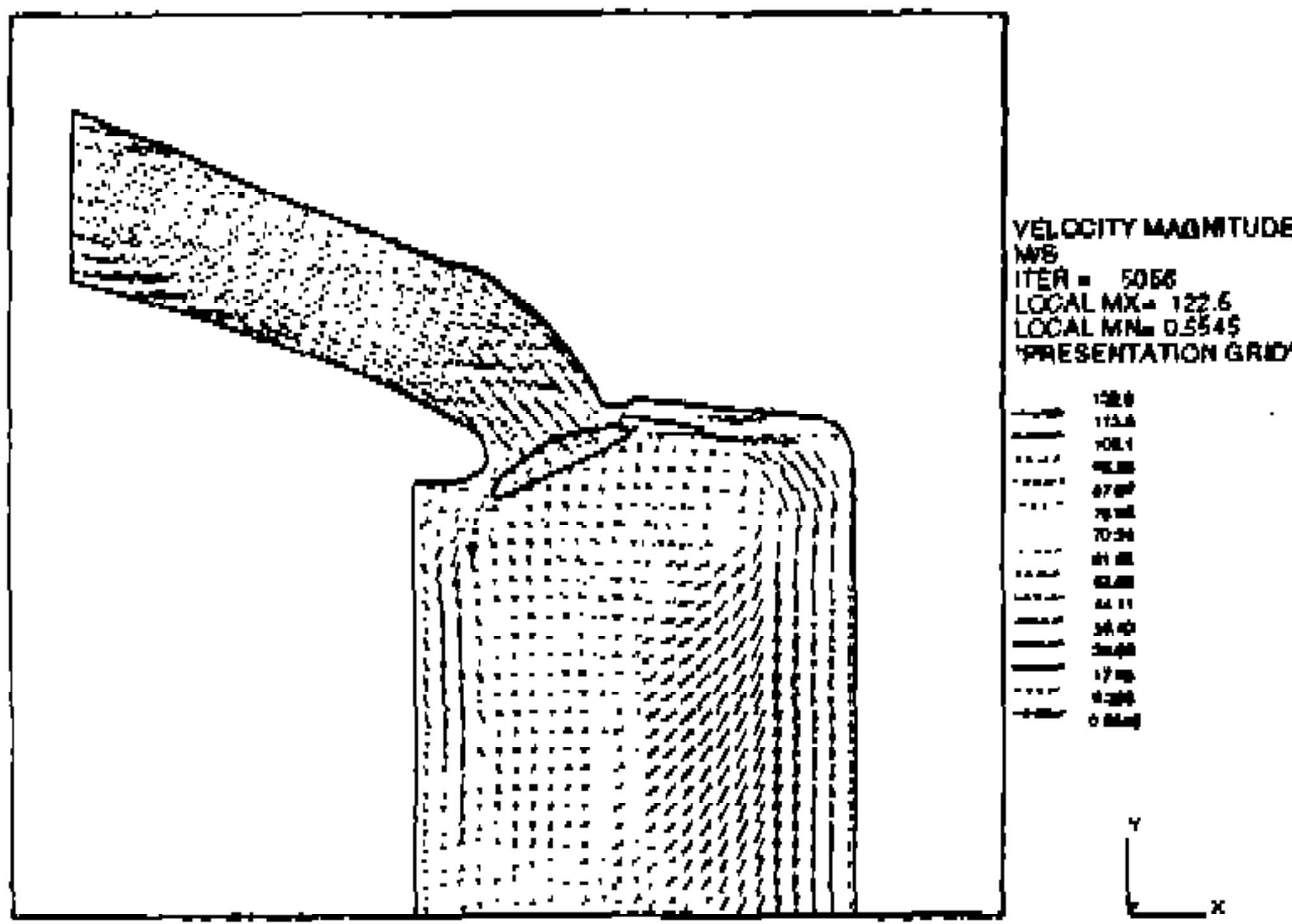
Fig.4는 밸브 중심에서의 속도 분포를 나타낸다. 앞의 Fig.3과 같은 패턴을 알 수 있다. 그림에서 텀블 유동이 보다 확실히 나타난다. 밸브 중심 단면의 경우, 밸브와 스퀴시 영역과의 간격이 좁아서 Fig.3에서 보이는 2차 유동형태는 작아짐을 알 수 있다. Fig.3과 Fig.4에서 보는 바와 같이, 스퀴시 영역에 의해서 국부적으로 2차 재순환 영역이 생기게 되는데 이것은 유동에 대



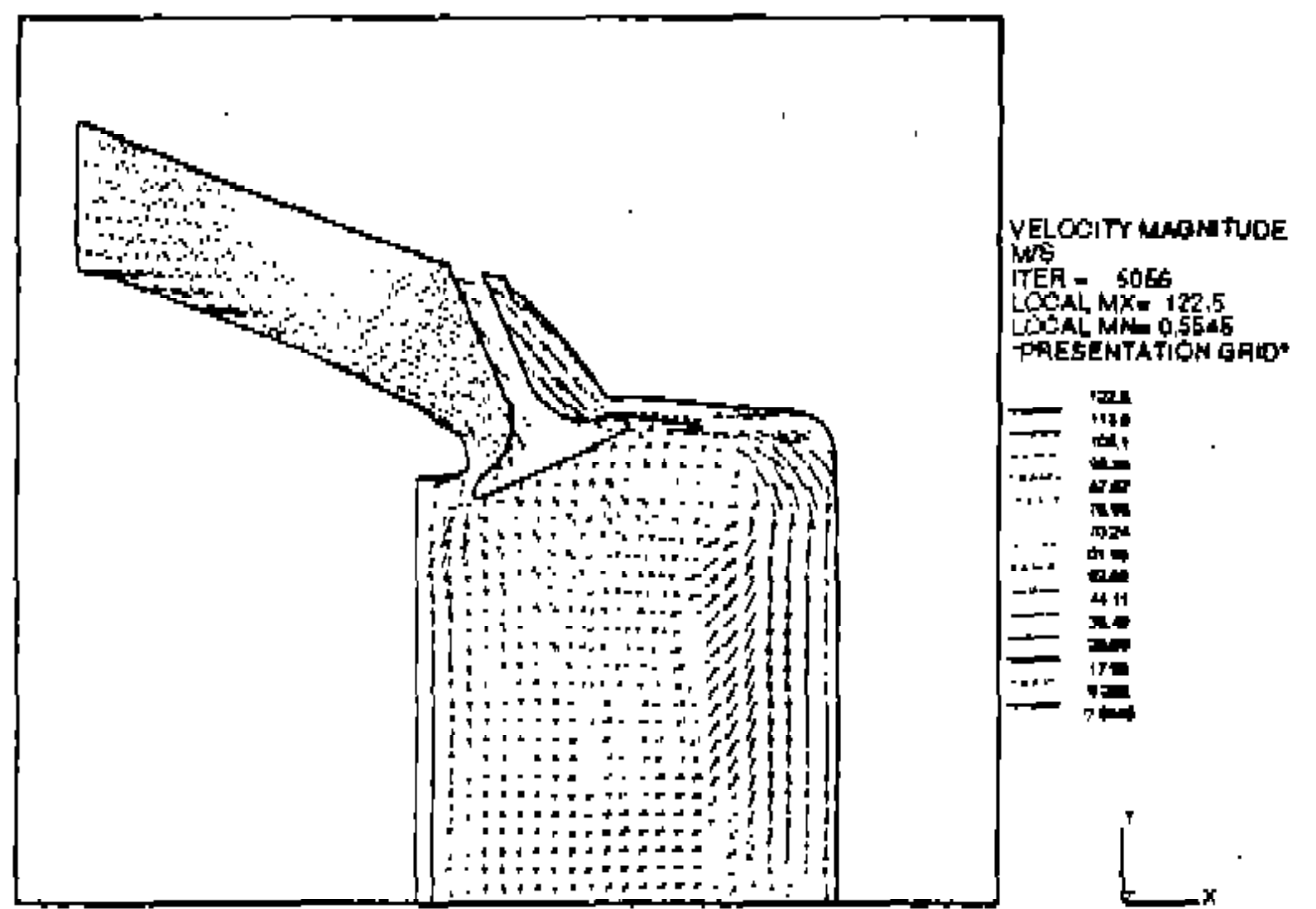
Velocity Vector at Valve Lift = 4mm



Velocity Vector at Valve Lift = 4.0mm



Velocity Vector at Valve Lift = 5mm



Velocity Vector at Valve Lift = 5mm

Fig.3 Velocity Vector at Z = -10.0mm Plane

Fig.4 Velocity Vector at Z = -17.0mm Plane

해서 저항으로 작용되게 되므로, 보다 최적화된 밸브 시스템의 개발을 위해서는 이 2차 재순환 영역을 줄이는 것이 필요하다고 생각된다.

Fig.5는 밸브 중심에서의 압력 분포를 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 유동장의 충돌로 인하여 밸브 윗면에서의 압력이 크게 증가한다. 이것은 밸브가 유동장에 대해서 하나의 장애물 역할을 하므로 적절하다고 생각된다. 밸브 시트 영역에서는 속도 분포가 Jet와 같은 유동 형태를 보이므로 전반적으로 압력이 낮음을 알 수 있다. 또한 유입 유동장이 실린더 벽면에 충돌함에 따라 실린더 벽면 주위의 압력이 증가한다.

Fig.6은 실린더의 축에 따른 단면의 속도 분포를 나타낸다. 이 그림으로 부터 유입 유동장 패턴이 실린더 축을 따라서 어떻게 변화하는지 알 수 있다. Y=0.0mm 단면에서 보는 것과 같이 밸브에 의해서 복잡한 유동 패턴이 형성됨을 알 수 있다. 밸브와 스퀴시 영역에 의해 2차 유동장이

형성되고 전체적으로 3개의 스윙 유동이 형성된다. 대칭면 근처 형성된 스윙 유동은 기하학적 형상의 대칭성에 의해 형성된 것으로 보인다. 유동장이 실린더 출구 방향으로 진행됨에 따라 위에서 형성된 스윙의 상호 병합이 이루어져 출구 근처에서는 하나의 큰 스윙 유동과 벽면 근처에서의 2차 스윙 유동만이 존재함을 알 수 있다.

Fig.7은 각각의 밸브 리프트에서의 반경방향 속도 분포를 나타낸 것이다. 계산된 속도분포는 밸브 주위의 실린더 벽 및 연소실의 형상과의 상호 작용으로 균일하지 않음을 알 수 있다. 밸브와 실린더 벽면사이의 제한으로 인하여 120° ~ 250° 영역에서의 속도 분포가 다른 영역에 비해서 작아진다. 또한 -45° ~ 45° 영역에서는 유입 유동에 대한 제한이 없어지므로 속도가 커진다. 그림에서 보는 바와 같이 밸브 리프트의 30% 영역인 밸브 영역에서의 반경방향의 속도 변화는 그리 크지 않음을 알 수 있다. 이것은 이 영역에

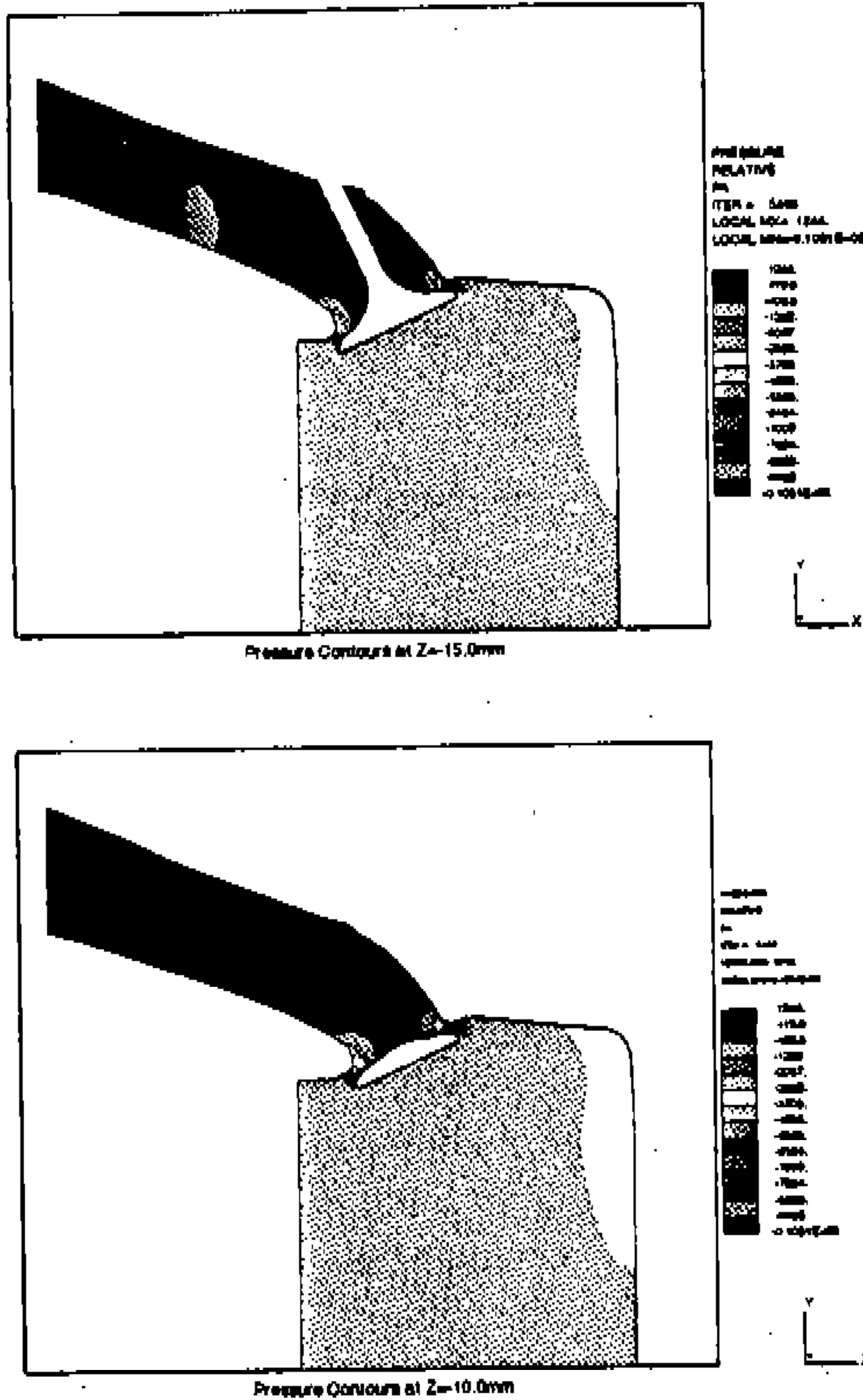


Fig.5 Pressure Contours at Valve Lift=4.0mm

서의 면적 변화가 크지 않기 때문에 속도의 큰 변화가 없다는 것을 예상 할 수 있다. 밸브 끝단에서는 유동 흐름의 유효 면적이 커지기 때문에 속도가 작아진다.

Fig.8은 각각의 밸브 리프트에서의 축방향 속도 분포를 나타낸 것이다. 반경 방향의 속도 분포와 같이, 밸브 주위의 형상에 의해 속도 분포가 균일하지 않다. 밸브 시트 영역에서 축방향 속도가 밸브 근처에서의 축방향 속도보다 커지는데, 이것은 유입 유동이 밸브 주위에서의 밸브의 곡률을 따라 실린더 벽면쪽으로 유입되기 때문인 것으로 생각된다. 4mm인 경우 밸브 간격이 너무 좁아서, 약간의 연소실 벽면을 향한 속도 성분이 있음을 알 수 있다.

Fig.9 및 Fig.10은 각각 밸브 리프트가 4.0mm, 6.0mm인 경우의 Particle tracing 결과를 보여주고 있다. 그림에서 전체 유동장의 스윙 및 텀블 유동이 생성됨을 알 수 있다. 밸브 리프트가 클

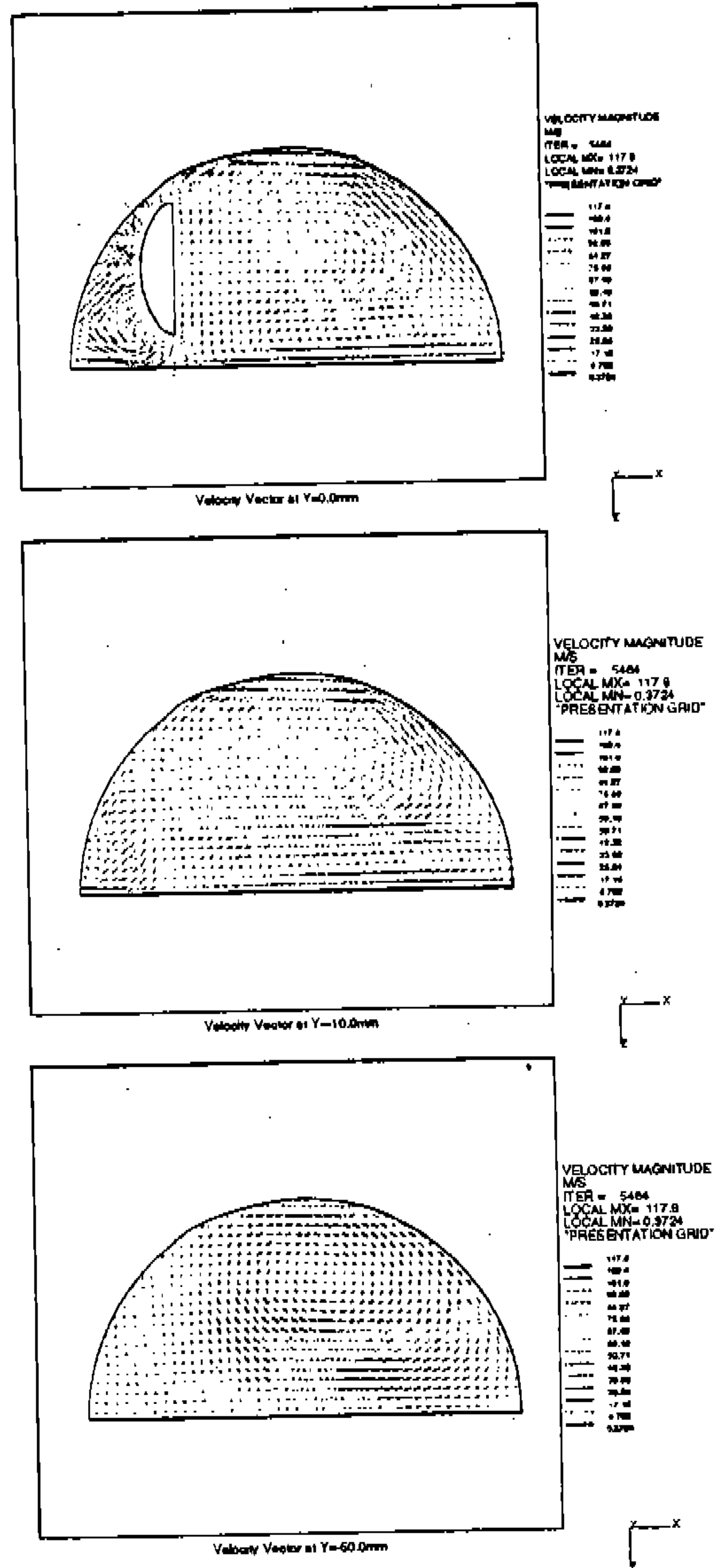


Fig.6 Velocity Vector along the cylinder axis

경우, 밸브 밑면에 생기게 되는 텀블 유동이 커지게되어 유입되는 Particle이 출구쪽으로 처지게 된다.

Fig.11은 각각의 밸브 리프트에서 계산된 질량 유량을 실제 Rig test에서 실험한 값과의 비교치를 나타낸 것이다. Rig test 실험값은 당 팀의 Flow bench test에서 측정된 값이다. 그림에서 보는 바와 같이 수치 해석 값들이 실험치와

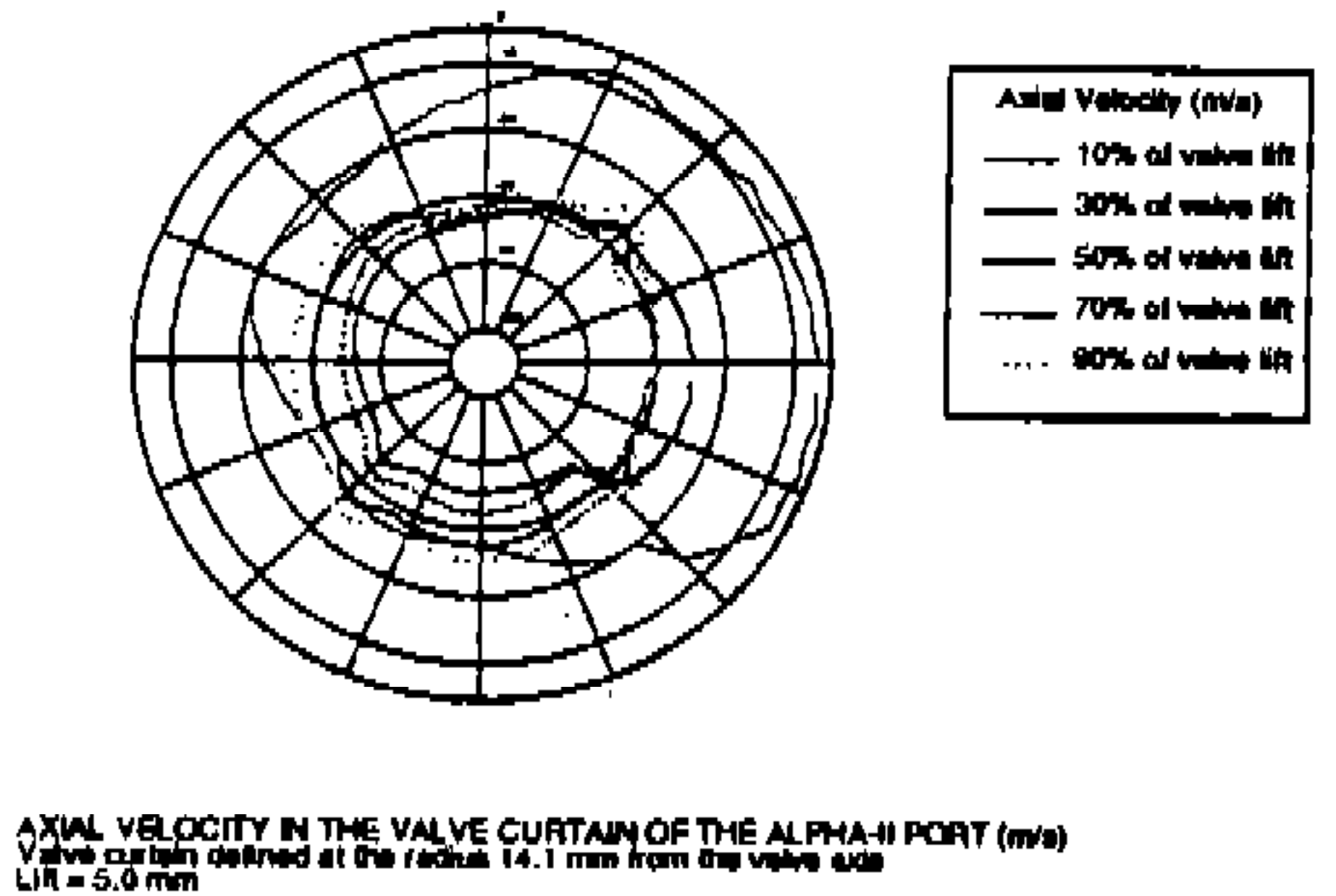
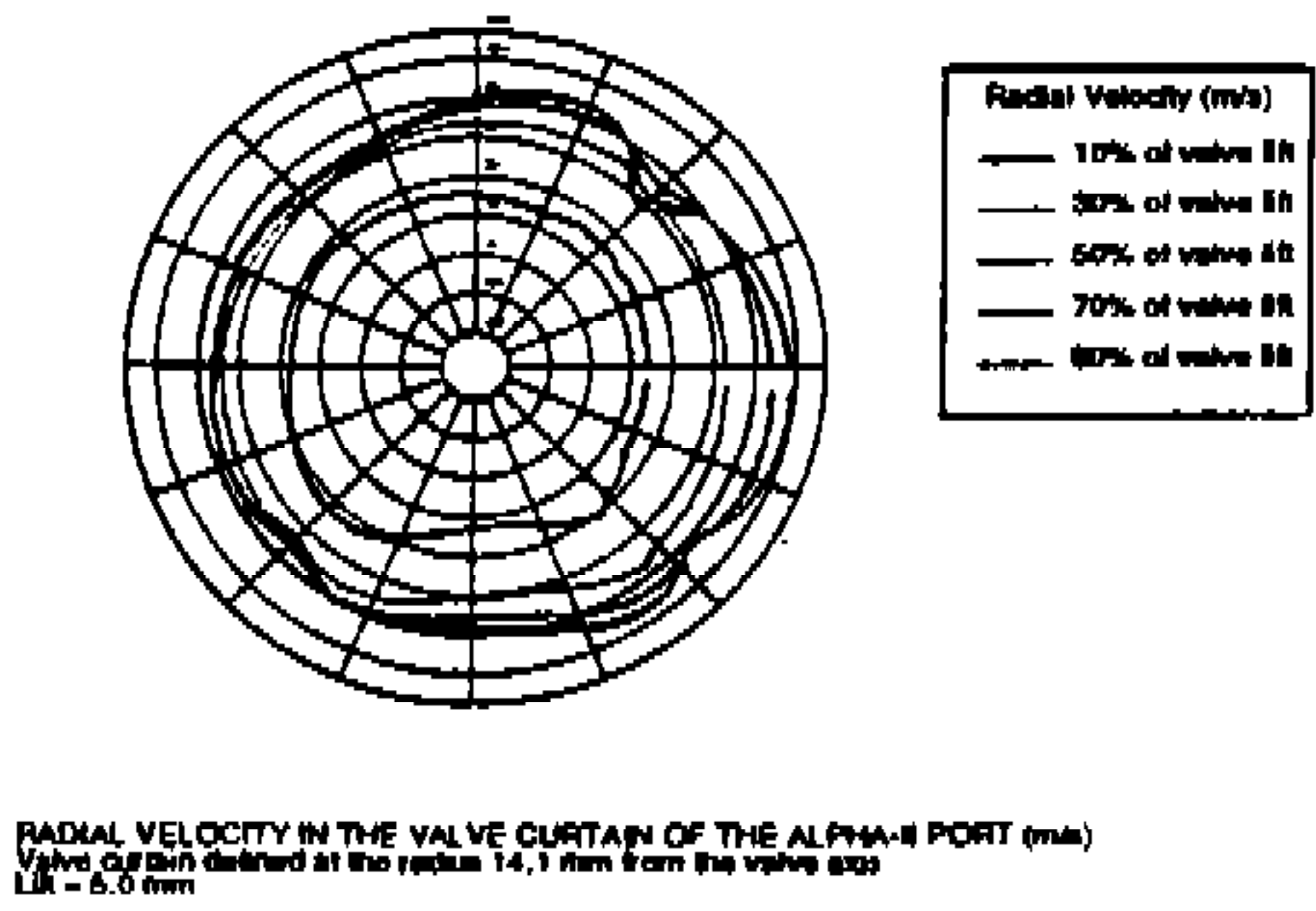
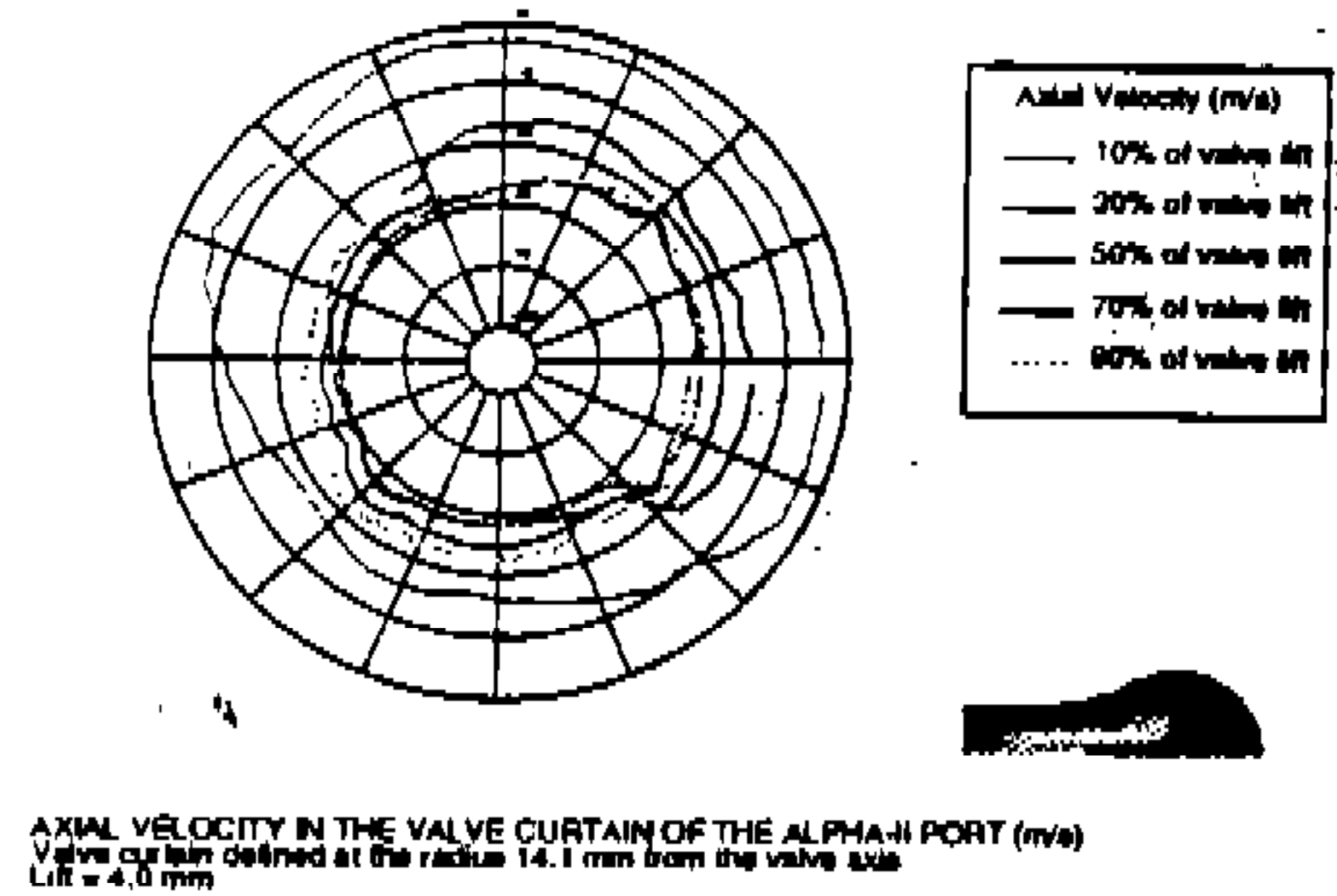
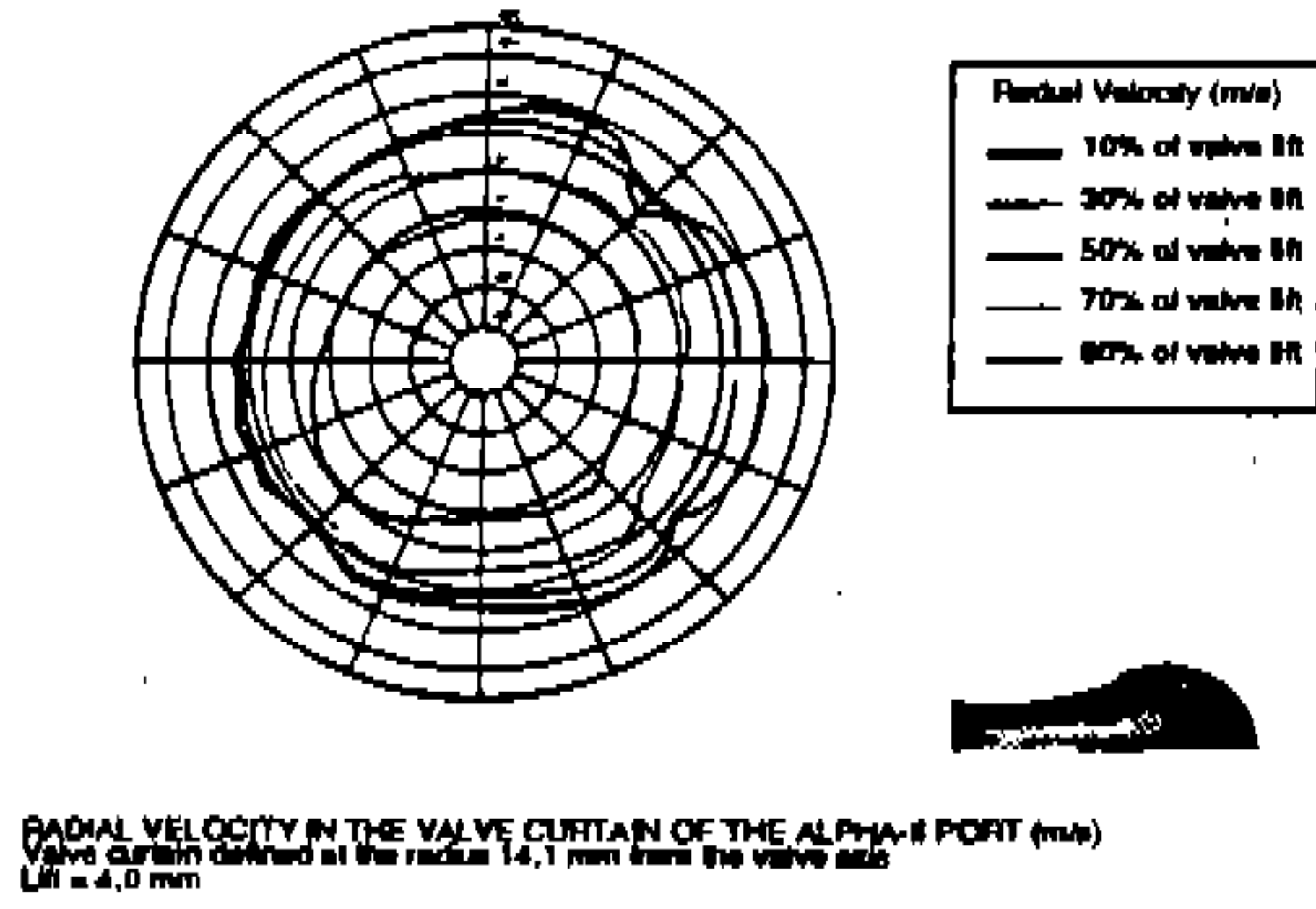


Fig.7 Radial Velocity Distribution around the Valve Seat Region

Fig.8 Axial Velocity Distribution around the Valve Seat Region

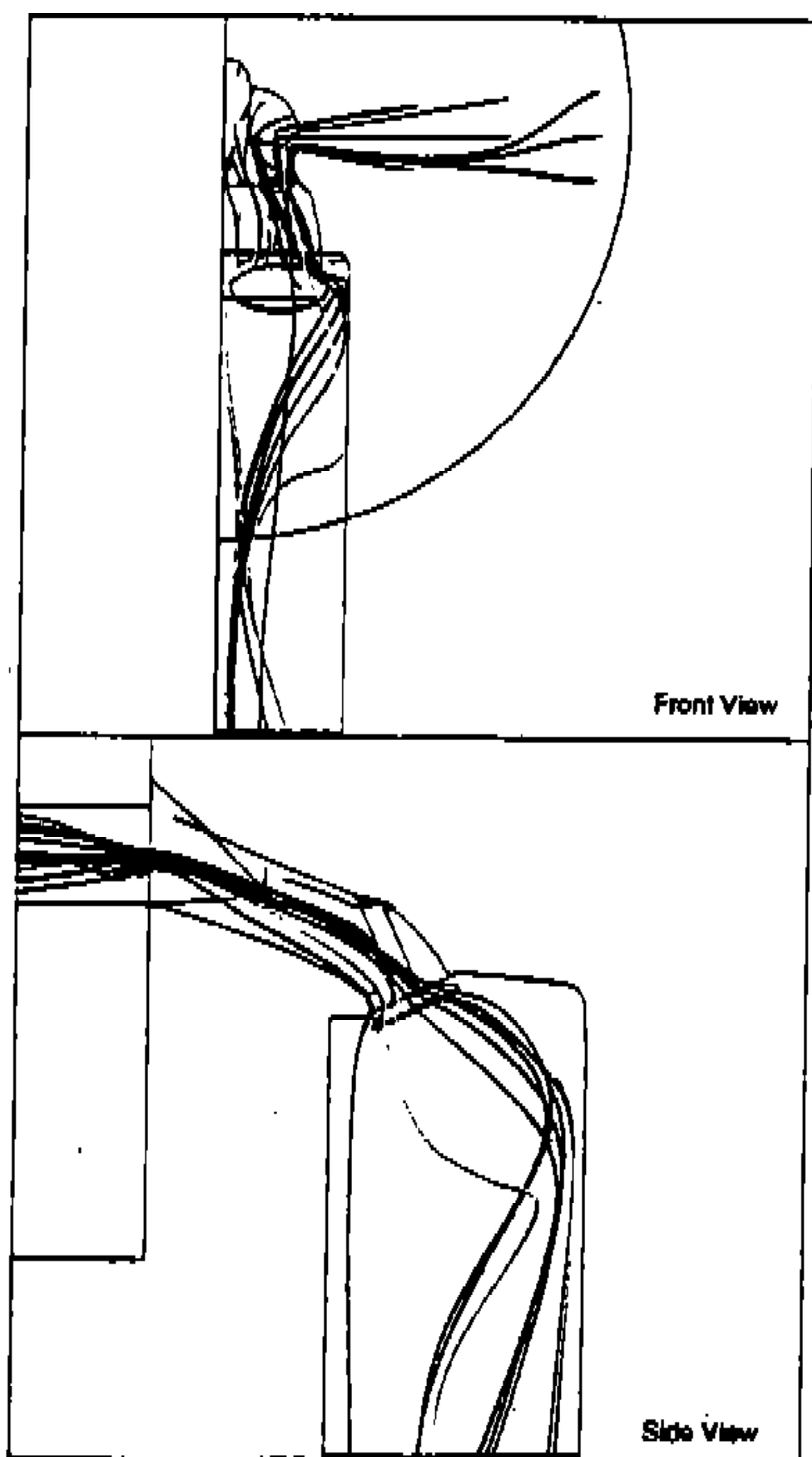


Fig.9 Particle Traces showing the flow structure., Lift=4.0mm

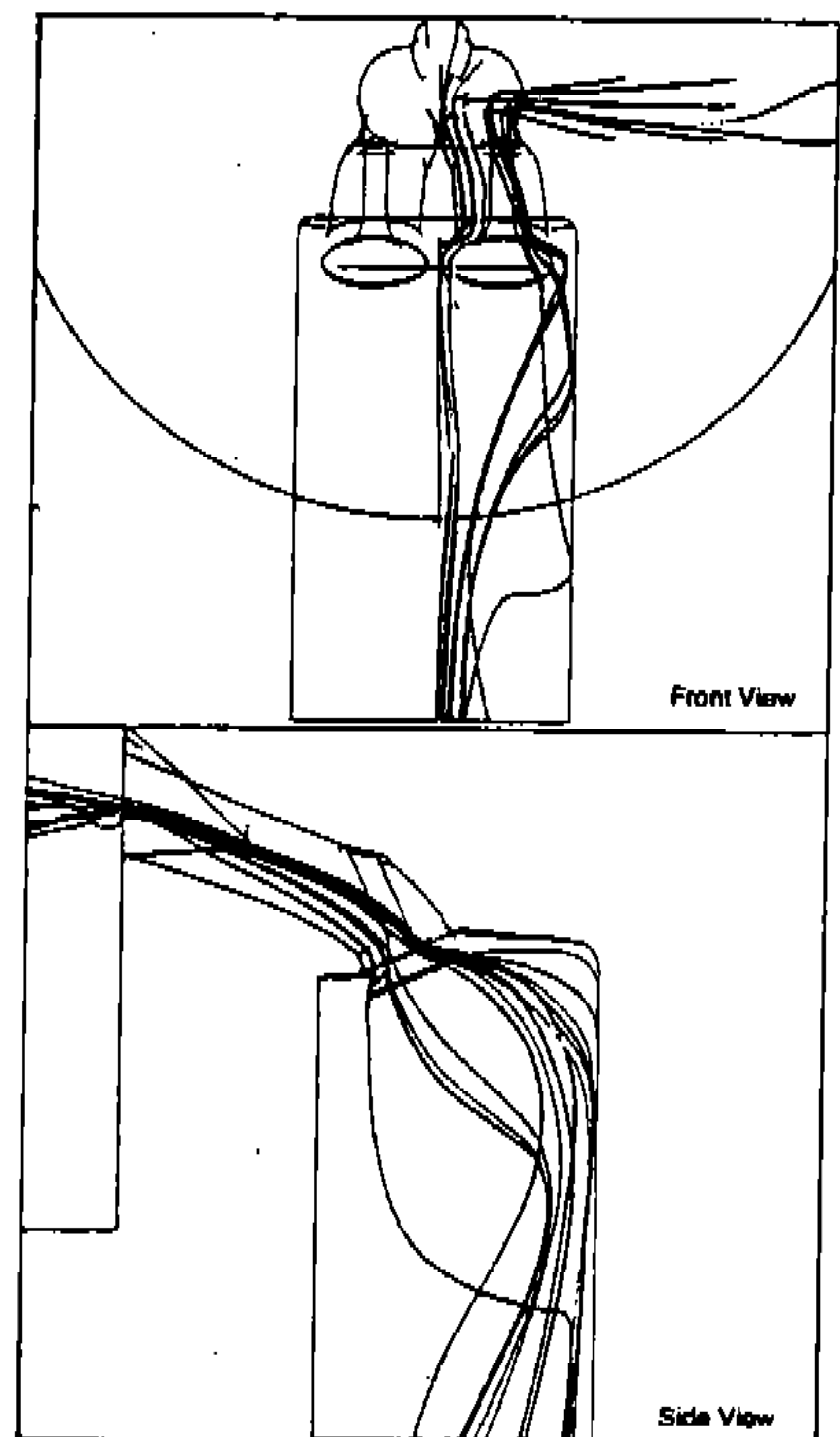


Fig.10 Particle Traces showing the flow structure., Lift=6.0mm

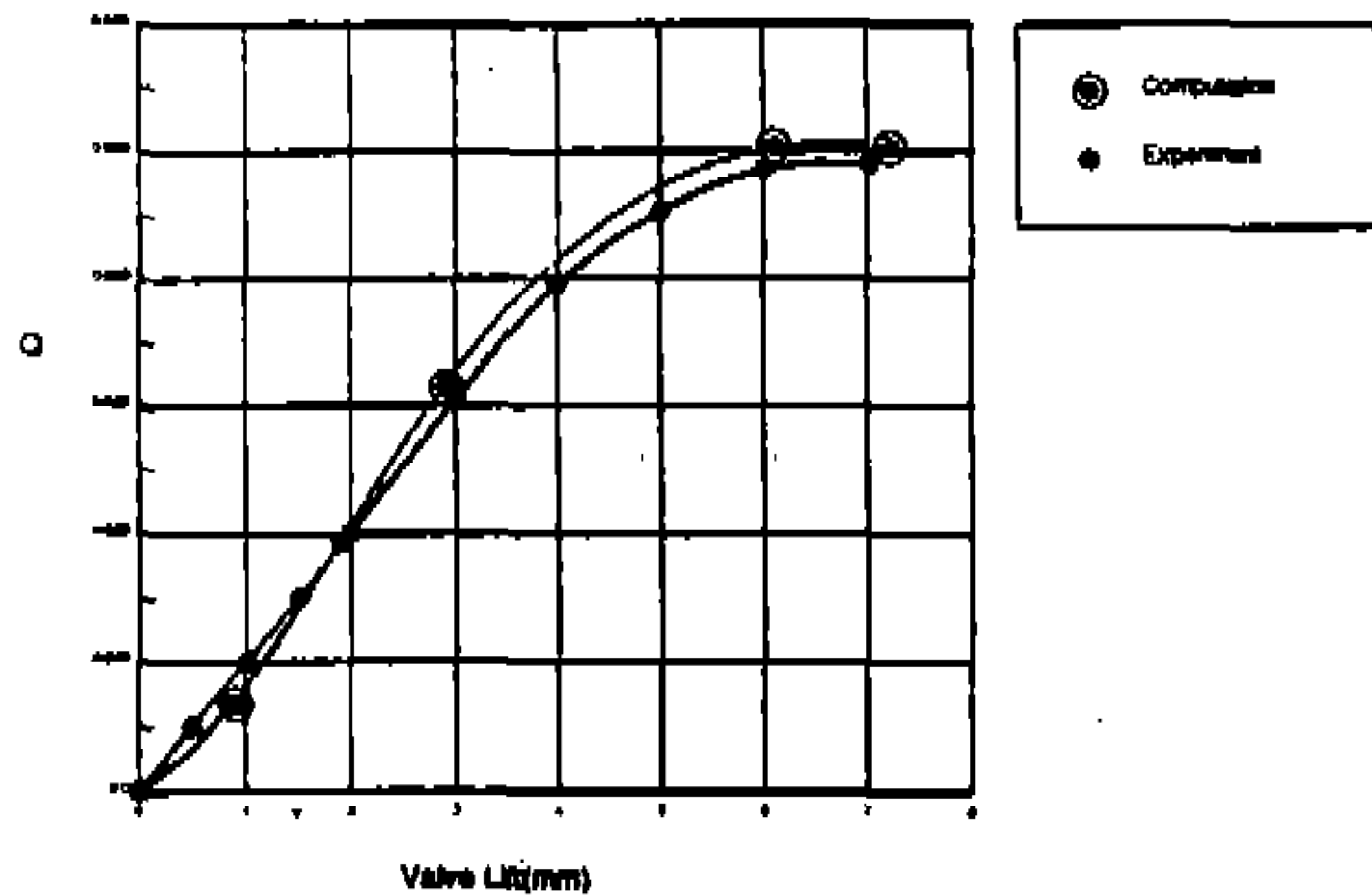


Fig.11 Comparison of measured and predicted variation of intake flow rate with valve lifts

전체적으로 10% 이내로 잘 부합하는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

- 1) 전산 유체 해석 코드를 이용하여 실제 엔진의 유동장을 계산함으로써, 전산 유체 해석코드를 이용한 흡기 포트 시스템 해석 절차를 확립하였다.
- 2) 밸브 시트 영역에서 밸브와 주위 형상과의 Interaction에 의해서 속도 분포가 균일하지 않음을 알 수 있다.
- 3) 밸브 Seat 영역에서의 속도 분포는 밸브와 실린더 벽면사이의 제한을 인하여 $120^{\circ} \sim 250^{\circ}$ 영역에서의 속도 분포가 다른 영역에

비해서 작고, $-45^{\circ} \sim 45^{\circ}$ 영역에서는 유입 유동에 대한 제한이 없으므로 속도가 커진다.

- 4) 격자 수의 적음에도 불구하고, 전산 유체 해석 코드를 이용한 실린더 내의 질량 유량 계산이 만족할 만한 결과를 나타낸다.

참 고 문 헌

1. J.B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGRAW-HILL, 1989
2. Errera, M.P., "Numerical Prediction of Fluid Motion in the Induction System and the Cylinder in Reciprocating Engines", SAE paper No.870594, 1987
3. Taghavi, R., Dupont, A., "Investigation of the effect of inlet port on the Flow in a Combustion Chamber Using Multidimensional Modelling", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 1989
4. Kand Y. Huh, Ku kyong Kim and Khon Min, "Multidimensional Cycle Simulation of Flow Field, Combustion and Heat Transfer in a Spark Ignition Engine", SAE paper No.920588, 1992
5. Luo, K.H., Bray, K.N.C., "3D Simulation of Induction Port Flow of a Four-Valve Engine Configuration", SAE paper No. 920586, 1992