



단기통 디젤엔진 계측결과와 전산해석

CFD Analyses in a Single Cylinder Engine with Experimental Results

주 경 제^{*1}, 박 형 구^{*2}

K. J. Joo and H. K. Park

The transient flow fields in direct injection engine was analyzed by using the STAR-CD CFD code during the intake/compression processes. The grids are generated by using the IC3M. The CFD results were compared with experimental data. The results showed that the used techniques were well suited for the flow analyses on any internal combustion engines.

Key words : 전산유체역학(CFD), PIV, 비정상유동(Unsteady Flow), PISO 알고리즘, STAR-CD, ICEMCFD, Diesel Engine

1. 서 론

최근 디젤엔진에 대한 관심이 높아지고 있으며, CO₂의 국제규제강화로 모든 자동차업계에서는 승용차용 고속디젤엔진 개발에 많은 노력과 연구를 하고있으며, 컴퓨터 기술과 상용 CFD 코드의 급속한 발달로 과거에 비하여 엔진내부의 비정상유동 해석이 수월해졌다. 그러나, 내연기관의 유동현상은 매우 복잡하여 해석결과 검증 및 정상유동 실험결과와 상관관계를 얻는 데에는 아직도 많은 어려움이 있다. 내연기관 내 유동에 영향을 미치는 요소로는 공기의 유입, 연료 분사 및 혼합기체의 확산과 압축과정, 연소현상에서 수반되는 화학적 반응, 열전달과 엔진의 물리적인 특성요소인 흡입구의 형상, 연소실 구조, 밸브의 크기, 위치 및 개폐조건, 연소정도 및 점화시점이있다. 특히, 디젤기관의 경우 분사 노즐의 위치, 각도 등 여러 인자에 의해 좌우된다.

여기서, 기관의 성능을 결정하는 가장 큰 요인

은 흡입과 압축행정 시 발생하는 유동현상이며, 디젤엔진 설계 시 흡입행정과 압축행정에 발생하는 유동형태에 많은 관심을 갖게 되었다.

현재, 디젤엔진의 연소실 내의 유동을 가시화하기 위한 연구로는 LDV, PIV 등의 계측기구를 이용한 많은 실험과 CFD 상용코드를 이용한 전산유체역학의 응용이 있다.

계측기구를 이용한 연구는 실험장치구성의 어려움과 측정자에 따른 오차를 포함하고 있으며, CFD 코드를 이용한 전산해석에서는 엔진의 성능을 결정하는 복잡한 형상의 포트와 헬리컬 밸브 및 밸브시트, 커튼 등과 같이 Structured Grid를 사용하기 힘든 부분의 격자를 형성하는데 많은 시간의 소요와 Unstructured Grid를 사용할 경우 각각의 격자사이의 연속성이 문제가 되어 만족스러운 결과를 얻을 수 없었다.

본 연구의 목적은 엔진 연소실내 유동장을 해석함에 있어서 격자생성 시간단축과 엔진형상에 따른 Unstructured Grid와 Structured Grid를 혼합하여 생성할 수 있음을 보여주고자 한다.

또한, 엔진의 흡입과정에서 발생하는 연소실

*1 학생회원, 전남대학교 대학원 기계 시스템공학부

*2 정회원, 전남대학교 기계 시스템공학부



내의 특징적인 유동형태와 스윙과 텀블 및 압축 말기의 스퀴시와 난류에너지 변화를 관찰하여 이러한 유동형태들이 연소실 내 유동장에 미치는 영향을 알아보며, 압축과정의 실린더 내 유동 형태를 PIV계측결과와 정성적 경향을 비교 해석하고자 한다.

2. 본 론

2.1 엔진 제원

본 연구에서 사용된 디젤엔진은 경운기용 단 기통 디젤엔진으로 엔진 제원은 Table 1과 같다.

Table 1. Dimensions of a 2-Valve DI Engine

Engine	2 valve type
Bore	92
Stroke	95
Maxium Intake Valve Lift	10.22
Maxium Exhaust Valve Lift	10.22
Compression Ratio	21

2.2 지배방정식

지배방정식은 다음과 같다

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g}\rho) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{U}_i) = 0 \quad (1)$$

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

여기서 \sqrt{g} 는 metric tensor 의 determinant 를 나타낸다. 본 연구에서 사용된 난류 모델로는

표준 고 κ - ϵ 모델을 이용하였으며, 지배방정식은 아래와 같고, 각각의 상수는 Table 2와 같다.

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g}\rho\kappa) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j \kappa - \frac{\mu_{ij}}{\sigma_k} \frac{\partial \kappa}{\partial x_j}) \\ & = \mu_t (P + P_b) - \rho\epsilon - \frac{2}{3} (\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (3)$$

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

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

$$P_b = -\frac{g}{\sigma_{ht}} \frac{l}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$$

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g}\rho\epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \epsilon - \frac{\mu_{eff}}{\sigma_\epsilon} \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j}) \\ & = C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} [\mu_t (P + C_{\epsilon 3} P_b) - \frac{2}{3} (\mu_t \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \rho k) \frac{\partial u_i}{\partial x_i}] \\ & \quad - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - C_{\epsilon 4} \rho \epsilon \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (4)$$

Turbulent Viscosity 와 κ - ϵ 의 관계는 다음과 같다.

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

κ 및 ϵ , l 의 상호 관계는 다음과 같다.

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

Table 2. Coefficients of κ - ϵ Model

C_μ	σ_k	σ_ϵ	$C_{\epsilon 1}$	$C_{\epsilon 2}$	$C_{\epsilon 3}$	$C_{\epsilon 4}$	k	E
0.09	1.0	1.22	1.44	1.92	0.0 or 1.0*	-0.33	0.42	9.0

2.3 해석방법 및 격자생성

본 전산해석 모델은 CATIA v4.2.1로 엔진의 형상을 생성하여, wireframe형식으로 변환하였다. 엔진의 격자생성은 ICEMCFD에서 개발한 Rapid Mesh Generator인 IC3M을 이용하였다. 생성된 엔진격자는 Fig. 1과 같다.

단기통 디젤엔진은 각 밸브의 위치가 bore의 중심에서 약 7mm 편심되어 있으며, 압축행정 말기의 유동특성인 스퀴시를 관찰하기 위하여 bowl의 형상 실제엔진보다 깊게 개량되었고, PIV계측을 하기위하여 엔진헤드부에서 피스톤방향으로 15mm의 석영창을 가지고 있다.

전산해석은 배기행정 마지막에 보여지는 밸브 오버랩 형상을 고려하여, 해석범위는 배기행정 말기인 CA 345°에서 시작하여 압축행정 말기 CA 720°까지 수행하였다. 실제 엔진의 움직임을 모사하기 위하여 이동격자방법 중 한가지인 cell addition and deletion 기법을 사용하였으며, 연소실 내 비정상 유동현상을 해석하기 위하여 PISO 알고리즘을 적용하였다. 또한, PIV 계측은 압축이 시작되는 지점인 CA 580°에서부터 CA 700°까지 수행되었다.

생성된 격자를 살펴보면, 엔진의 왕복운동이 이루어지는 밸브 영역은 Hexa 형태의 격자로 구성하고, 형상이 복잡하며 곡률이 심한 각 포트부와 피스톤 bowl 영역에는 Tetra 형태의 격자를 적용하였다. 격자의 연속성을 고려하여 Tetra 형태로 구성되어진 연소실과 각 포트부의 벽면 처리는 Prism 형태의 격자를 사용하였다.

형성된 격자수는 I엔진피스톤이 하사점에 이르렀을때 약 480,000개이고, 연소실 내의 스윙과 텀블을 잘 표현하기 위하여 bowl 형상과 연소실 내부에 충분한 격자를 생성하였다.

격자구성이 완료된 해석모델을 전산해석 프로

그램인 STAR-CD로 읽어들이고, aspect ratio 및 wrapage, skewness 등 격자구성과 연속성이 계산에 적합한지 검사하였고, 적절하지 못한 부분을 발견했을 시 격자형성의 재조정 과정을 수행하였다. 특히, 이동격자 부분인 밸브하단과 bowl부의 구성모듈이 다르기 때문에 격자간의 연속성을 고려하여 계산과정의 시간 간격을 작게 하였고, 경계조건으로 각 포트입구는 일정한 대기압 조건으로 설정하였다. 엔진모델의 피스톤 회전수는 600 rpm이며, 계산시간 간격은 CA (Crank Angle) 0.25로 2.1×10^{-5} sec로 하였다. Workstation 인 IBM RS6000에서 연산을 수행하였고, 소요된 CPU Time은 32시간이다.

3. 계산결과 및 고찰

단기통 디젤엔진의 실린더 내 유동장을 살펴보면, Fig. 2 (a)는 흡기밸브가 열리기 시작하는 시기로 밸브와 밸브시트사이에 강한 제트류가 형성되며, 흡기밸브시트와 실린더 벽면이 근접하여 유동이 실린더 벽면에 부딪히는 것을 볼 수 있으며, 밸브아래에 와류가 형성되고 있다. Fig. 2 (b)는 배기밸브의 양정이 어느 정도 진행된 시점이며, 실린더 안쪽으로 유입된 유동이 강한 스윙형태로 발전되고 있음을 관찰할 수 있다. Fig. 2 (c)는 흡기밸브 양정이 최대에 이르렀을 때이며,

유입되는 유량도 증가하여 스윙이 왕성해지며, bowl 영역에서부터 텀블이 발생되어지고 있음을 관찰할 수 있다. Fig. 2 (d)는 압축행정 말기에 해당하며, 압축말기 유동특성인 스퀴시가 분명하게 보여지며, 이러한 요인으로는 bowl의 형상을 깊게 개량한 것으로 사료된다.

다음은 실린더 내에 생성되는 난류운동에너지의 변화에 대하여 살펴보면, Fig. 3 (a)는 흡입행



정 초기이며, 실린더 내로 유량의 유입이 밸브와 시트 주위에서 일어나므로, 난류운동에너지 역시 밸브시트부를 중심으로 발달되어지고 있음을 관찰할 수 있다. Fig. 3 (b)는 흡입행정이 진행됨에 따라 실린더 내로 유입되는 유량도 증가하며, 밸브시트부에서 생성되었던 난류운동에너지가 실린더 중앙에서 스월의 영향을 받아 더욱 왕성히 발생되어짐을 볼 수 있다. Fig. 3 (c)는 유입되는 유량이 최대에 이른 시점이며, 실린더 중앙에서 잘 발달된 스월의 영향으로 난류운동에너지가 실린더 중앙에서 실린더 벽면으로 확산되어 감을 관찰할 수 있다. Fig. 3 (d)는 압축행정이 시작되는 지점으로 발생되었던 스월이 피스톤 운동의 영향을 받아 텀블로 전이되며, 이러한 유동이 난류운동에너지에 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

다음은 PIV로 측정한 결과와 정성적인 비교이다. PIV로 측정한 지점은 엔진헤드부 중심에서 4mm 위에 위치하며 석영창의 지름은 50mm 이다. Fig. 4 (a)는 압축초기이며, 실린더 벽면으로 양방향의 유동형태가 관찰되며, 유동형태와 와류의 중심이 잘 표현됨을 알 수 있다.

그러나, PIV의 외곽 벡터성분은 석영창의 곡률을 고려한 이해가 필요하고, 전산해석과 정성적인 비교를 하기 위해서는 측정한 결과의 중심 부분에 관점을 두어야한다. Fig. 4 (d)는 압축말기에 해당하며, 스퀴시의 영향을 받아 유동방향이 실린더 중심으로 향하고 있음을 관찰할 수 있다.

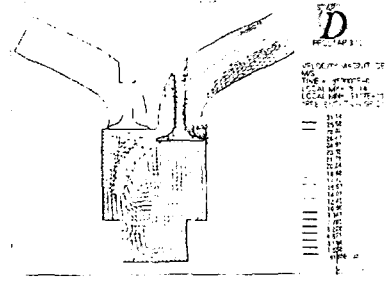
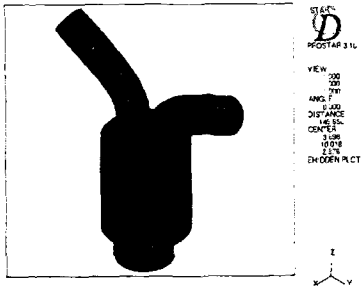
본 연구에서 엔진의 격자생성 시 IC3M으로 생성시간을 단축할 수 있었으며, 각기 다른 모듈로 구성된 엔진격자모델의 전산해석결과와 PIV로 측정한 결과의 정성적인 비교를 통하여, 실린더 내 유동형태가 잘 묘사됨을 알 수 있었다.

4. 결 론

- 1) 전산유체코드를 이용하여 엔진 내 비정상 상태 유동장을 해석함으로써, 전산유체코드의 효율성을 검증하였다.
- 2) 빠른 격자생성개념을 도입함으로써, 초기엔진 개발 시 격자생성시간을 절약하여, 전산해석의 정확성을 증대시킬 수 있음을 확인하였다.
- 3) PIV로 측정한 결과와 정성적인 비교를 함으로, 엔진 실린더 내 유동가시화 연구에 있어서 전산해석과 측정연구의 효율성 높일 수 있었다.

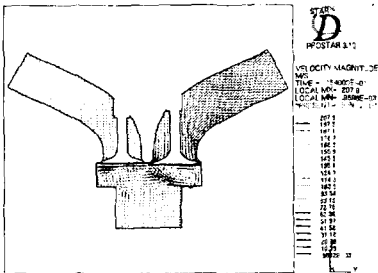
참고 문헌

- [1] 민경덕, "CFD를 이용한 승용차용 HSDI 디젤 엔진 해석", 자동차공학지, pp.27-33, 2001
- [2] 양희천, 이준식, 유정열, 최해천, " 희박엔진 연소실 내의 유동해석(I)" SAE NO. 953792, pp.188, 1995
- [3] 김영남, 이정환, " SI엔진의 밸브리프트에 따른 흡입포트 및 실린더 내 정상 3차원 유동장해석", SAE NO. 953769, pp.82-89, 1995
- [4] 김철수, 최영돈, "4밸브기관의 압축상사점 부근의 난류특성에 관한 수치해석적 연구" SAE NO.933730, pp.1-13,1993
- [5] 이준열, 최봉기, 이진욱, 강건용, 장영준, "직분식단기통 디젤엔진 실린더 내 스월비 변화에 따른 유동장계측 및 해석", 자동차공학회, pp.273-278, 2000
- [6] 김미로, 조남효, "CFD를 이용한 직접분사식엔진의 비정상해석", STAR-CD User's Conference, pp.55-60, 2000
- [7] CD-Adapco, "STAR-CD Version 3.15 User Guide", Computational Dynamics(2001)

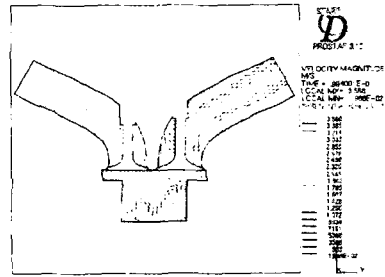


(c) CA 471 °

Fig. 1 2-Valve DI Engine

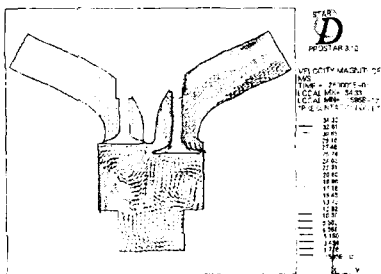


(a) CA 400 °

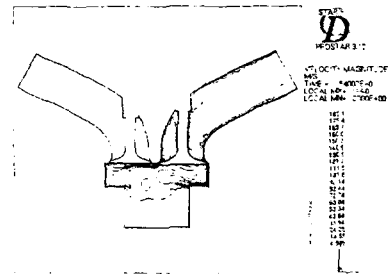


(d) CA 702 °

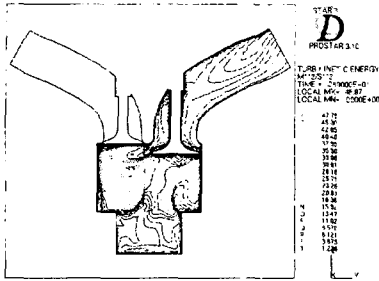
Fig. 2 Calculated Velocity Field



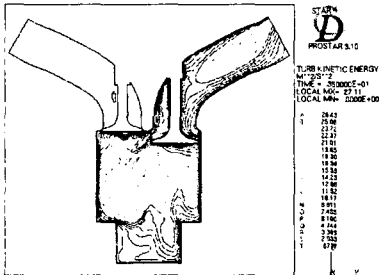
(b) CA 455 °



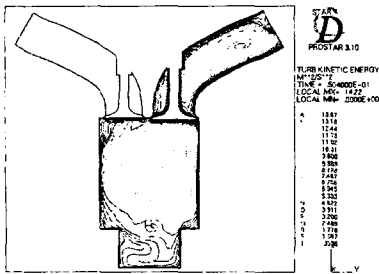
(a) CA 400 °



(b) CA 455 °

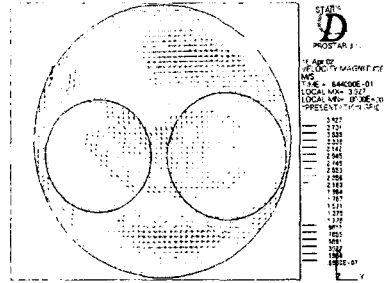


(c) CA 471 °

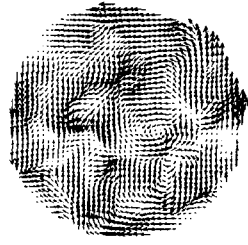


(d) CA 526 °

Fig. 3 Calculated Turbulence Energy

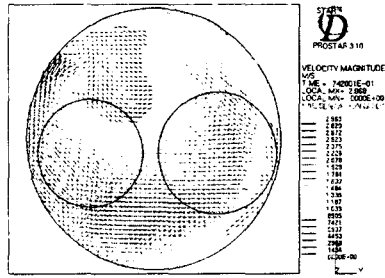


i) CFD

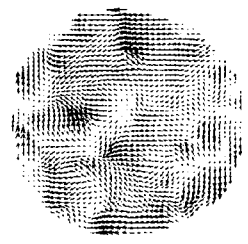


ii) Experimental

(a) CA 580 °

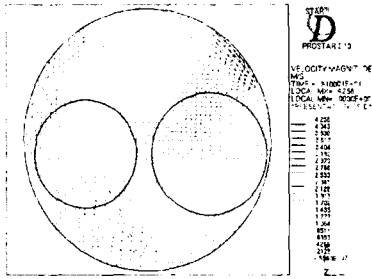


i) CFD

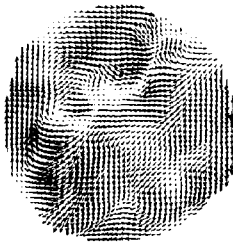


ii) Experimental

(b) CA 612 °

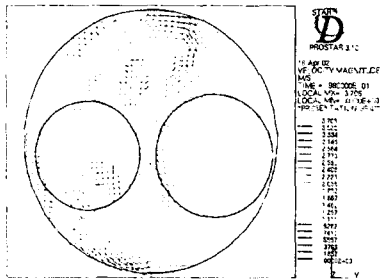


i) CFD

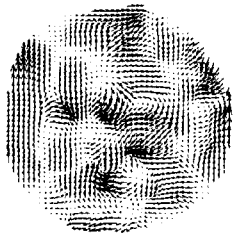


ii) Experimental

(c) CA 671 °



i) CFD



ii) Experimental

(d) CA 700 °

Fig. 4 Calculated and Measured Velocities