

피스톤 형상에 따른 디젤엔진 내부의 유동해석

기용덕[†]·박형구^{*}

Flow analyses of a diesel engine with various piston shapes

Yong-Duck Ki, Hyung-Koo Park

Key Words: CFD(전산유체역학), Tumble(텀블), Swirl(스월), PISO, STAR-CD, IC3M, Reentrant.

Abstract

The flow characteristics along a intake/compression process are very important for the combustion process. The intake/compression flow fields are related to the piston shape of engine. The flow fields are analysed by using the ICEM-CFD IC3M code for the rapid mesh-generation and by using the STAR-CD code for the calculations. The influences of the piston bowl shapes were investigated. The results showed that piston shapes had influences on a intake/compression flow and offered the definite basic data in a design side.

1. 서론

최근 들어 디젤기관의 유해 배기가스로 인해 심각한 환경오염 문제가 야기되고 이에 따른 법적 규제가 더욱더 엄격해지고 있다. 국내외 자동차 제조업체에서는 최적의 연소상태와 규제만족을 위해 많은 연구개발을 수행하고 있으며 핵심 기술을 축적 하는데 온갖 노력을 하고 있다. 이와 더불어 컴퓨터 성능향상 및 소프트웨어의 발달에 힘입어 실험에 비해 비용 및 시간이 절감되는 전산유체 역학적 해석이 선행개발에 있어서 상당부분을 차지하고 있다.

디젤 기관의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 요인은 기관의 연소 특성이다. 최적의 연소특성을

만들기 위해서 많은 부분을 고려해야 한다. 그 중에서도 연료의 분무와 더불어 공기의 혼합 여하가 연소의 질을 좌우하게 된다. 흡입 과정 중에 충분한 혼합이 이루어짐에 따라 양호한 연소가 이뤄지고 최적의 연소를 얻을 수 있다.

흡입 및 압축과정에서 생성되는 연소실 내 유동은 강한 난류를 형성하고 그에 따른 난류운동에너지를 가지고 연료와 공기를 혼합시켜주며 착화 후 화염을 빠르게 전파하는 역할을 한다. 이러한 유동에 영향을 미치는 요인으로는 흡입계통 및 연소실 등의 형상 등이 있다.

텀블(Tumble) 또는 스월(Swirl)유동 등과 같은 흡기 포트를 통해 발생하는 유동의 형태에 따라 적절한 피스톤 형상을 개발하여야 하며 피스톤 상면부의 설계를 제한하는 실린더 헤드의 연소실 형상 등에 대한 고려가 필요하다.

이제까지의 관련연구를 살펴보면 이승엽 등⁽¹⁾은 흡입유동의 방향에 따른 연소실내 유동의 분포에 대해 이동격자의 개념을 이용하여 전산해석을 하였다. 각각의 크랭크 각에 대해 와류의 중심분포와 스월, 텀블 및 난류운동에너지의 변화를 적절하게 비교하였다.

[†] 학생회원, 전남대학교 대학원 기계공학과

E-mail : baldss@hanmir.com

TEL : (062)530-0078 FAX : (062)530-1689

^{*} 정회원, 전남대학교 기계시스템공학부

PIV 기법과 전산해석을 이용하여 박종호 등⁽²⁾은 정상류 유동에서 두 가지의 피스톤 형상에 따른 유동의 차이를 보여주었다. 권준박 등⁽³⁾은 리엔트런트형(Reentrant type)의 피스톤에서 깊이, 폭과 같은 형상비를 변화시켜 기관성능 및 연소특성을 실험을 통해서 비교 분석하였다.

본 연구에서는 여러 가지의 피스톤 형상을 가상적으로 만들어서 전산해석을 하였다. 다른 설계변수들을 동일하게 하여 오로지 피스톤에 의한 유동의 변화를 살펴보고자 한다.

2. 본 론

전산해석에 있어서 중요 변수는 모델링, 격자 생성 및 적절한 수치해석기법이다. 이러한 것들의 정확도가 해석 값에 직접적인 영향을 미치게 된다. 그러면 해석 모델, 지배방정식, 수치해석 방법 등을 살펴보도록 하자.

2.1 엔진 제원 및 형상

본 연구에서 사용된 기본 디젤엔진은 4-Valve DI 엔진으로 엔진 제원은 Table 1 과 같다.

2.1.1 기본 모델 형상

기본모델은 Fig. 1과 같고 두 개의 Tangential 포트가 Y자 모양으로 결합된 Siamesed 형상의 흡기포트를 가진 4-Valve DI 엔진이다. 피스톤은 가장 일반적으로 사용되고 있는 형상인 깊은 접시형의 트로이달형으로 중심이 편심 되어 있지 않고 축 방향으로 일정한 형상이다.

2.1.2 해석 모델 형상

해석 모델은 기본모델의 피스톤 형상과 더불어 사각형, 원형, 리엔트런트형(Reentrant type), 접시형(Dog dish) 등의 여러 가지 형상이다.

Table 1 Dimensions of a 4-Valve DI Engine

Engine	4 valve type
Bore(mm)	83
Stroke(mm)	92
Maximum Intake Valve Lift(mm)	7.85
Maximum Exhaust Valve Lift(mm)	7.955
Compression Ratio(mm)	17.7

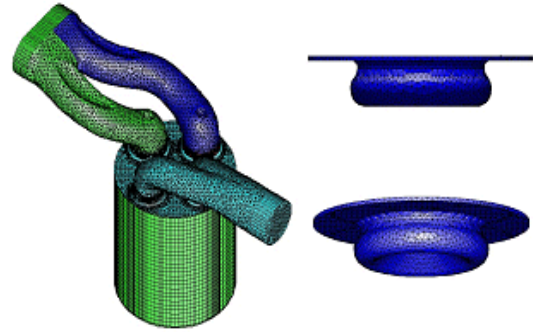


Fig. 1 4-Valve DI Engine

기본 모델에 Fig. 2의 각각 피스톤의 형상만을 바꿔서 피스톤에 의한 유동장의 변화를 볼 것이며, 나머지 설계변수를 변화시키지 않고 해석은 이루어질 것이다. 같은 압축비를 얻기 위해 피스톤의 체적을 모두 동일하게 하였다.

2.2 지배방정식

질량 및 운동량 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g}\rho) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j) = 0 \tag{1}$$

$$\frac{1}{\sqrt{g}} \frac{\partial}{\partial t} (\sqrt{g}\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_j u_i - \tau_{ij})$$

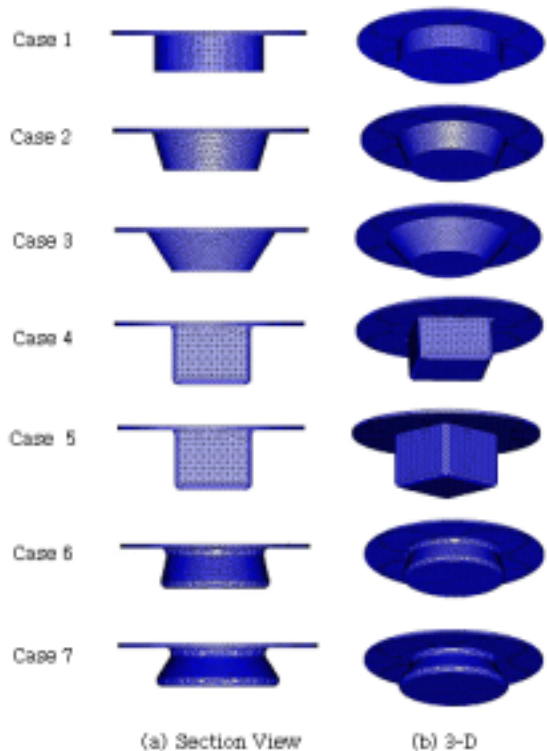


Fig. 2 Pistons of 4-Valve DI Engine

$$= -\frac{\partial p}{\partial x_i} + s_i \quad (2)$$

본 연구에서 사용된 난류 모델은 표준 고 κ - ϵ 모델을 이용하였으며 아래와 같다.

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

여기서 $P \equiv 2s_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$

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

$$P_B \equiv -\frac{g}{\sigma_{h,t}} \frac{l}{\rho} \frac{\partial \rho}{\partial x_i}$$

난류 소산율 (ϵ)은 다음과 같다.

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

Turbulent Viscosity와 κ - ϵ 의 관계는 식(5)와 같고, κ , ϵ , l 의 관계는 식(6)과 같다

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

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

적용된 κ - ϵ 모델의 상수들은 Table 2 와 같다.

2.3 격자생성 및 해석방법

본 연구에서는 흡입, 압축 과정동안에 각기 다른 피스톤에 대한 연소실내의 유동장을 해석하기 위해서 기존의 실험 방법과 달리 이동격자를 이용한 비정상상태 해석을 시도하였다.

전산해석에 있어서 격자는 가장 중요한 변수이다. 경계층 이론 등과 같은 타당성 있는 근거를

Table 2 Coefficients of κ - ϵ Model

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

바탕으로 한 격자 생성이 이루어져야만 정확한 해를 얻을 수 있다. 본 연구에서는 격자 생성에 있어서 기존의 전산해석에서의 많은 시간이 소비되는 격자 생성을 응용 패키지를 이용하여 보다 정확하고 빠른 격자 생성을 할 수 있었다.

격자 생성 방법은 CATIA V5에서 해석 엔진을 형상화하였고 그 후 격자생성 전용 프로그램인 ICEM-CFD의 한 모듈로서 개발된 Rapid Mesh Generator인 IC3M을 이용하였다. 적절한 격자 변수들을 제어함으로써 보다 빠른 격자 생성을 할 수 있었다. 이런 장점을 통해 기존의 실험 방법보다 피드백 효과를 높일 수 있었다. 격자생성이 완료된 모델을 전산해석 프로그램인 STAR-CD로 읽어 들인 후, 격자의 aspect ratio 및 connectivity, negative volume, internal angle, wrapage 등의 적합성을 검사하였다. 적절하지 못한 부분은 격자의 재조정을 통해 최적의 격자를 형성할 수 있었다.

이동격자 방법은 Cell Addition and Deletion 기법을 이용하였다. 피스톤의 상사점과 하사점 사이의 격자와 밸브 상하의 격자를 생성 및 소멸하면서 연속성을 가지고 구현하였다.

형성된 총 격자수는 피스톤이 하사점에 도달하였을 때 660,000개 정도이고 피스톤의 상하운동에 의해 변하게 된다. 격자 구성을 보면, 포트와 같이 복잡하고 곡률이 심한 부분은 Tetra 형태의 격자로 구성되어 있고, 이동격자를 사용하는 밸브주위나 연소실내에서는 Hexa 형태의 격자로 구성되어 있다. 또한 연소실 벽면에서는 Prism 형태의 격자를 구성하고 있다. 유동의 정확한 해석을 위해서 밸브 주위와 연소실내의 격자의 수를 늘려서 보다 정확한 해석을 추구하였다. 기본 격자 생성 모양은 Fig. 1과 같다.

수치해석 기법으로는 표준 고 κ - ϵ 난류모델과 PISO 알고리즘을 이용하였고 경계조건으로는 포트입구에서 대기압 조건을 적용하였다.

피스톤 회전수는 2000 rpm으로 하였고 압축말기까지의 유동에 대해서만 해석하였다. 피스톤속도에 대하여 크랭크 각도에 대한 유효 시간 증가분인 CA 0.126°로 1.05×10^{-5} sec로 설정하였다. 계산은 Workstation인 IBM RS6000으로 수행되어졌으며, 각각의 경우마다 연산 CPU Time은 대략 96시간 정도였다.

2.4. 계산 결과 및 고찰

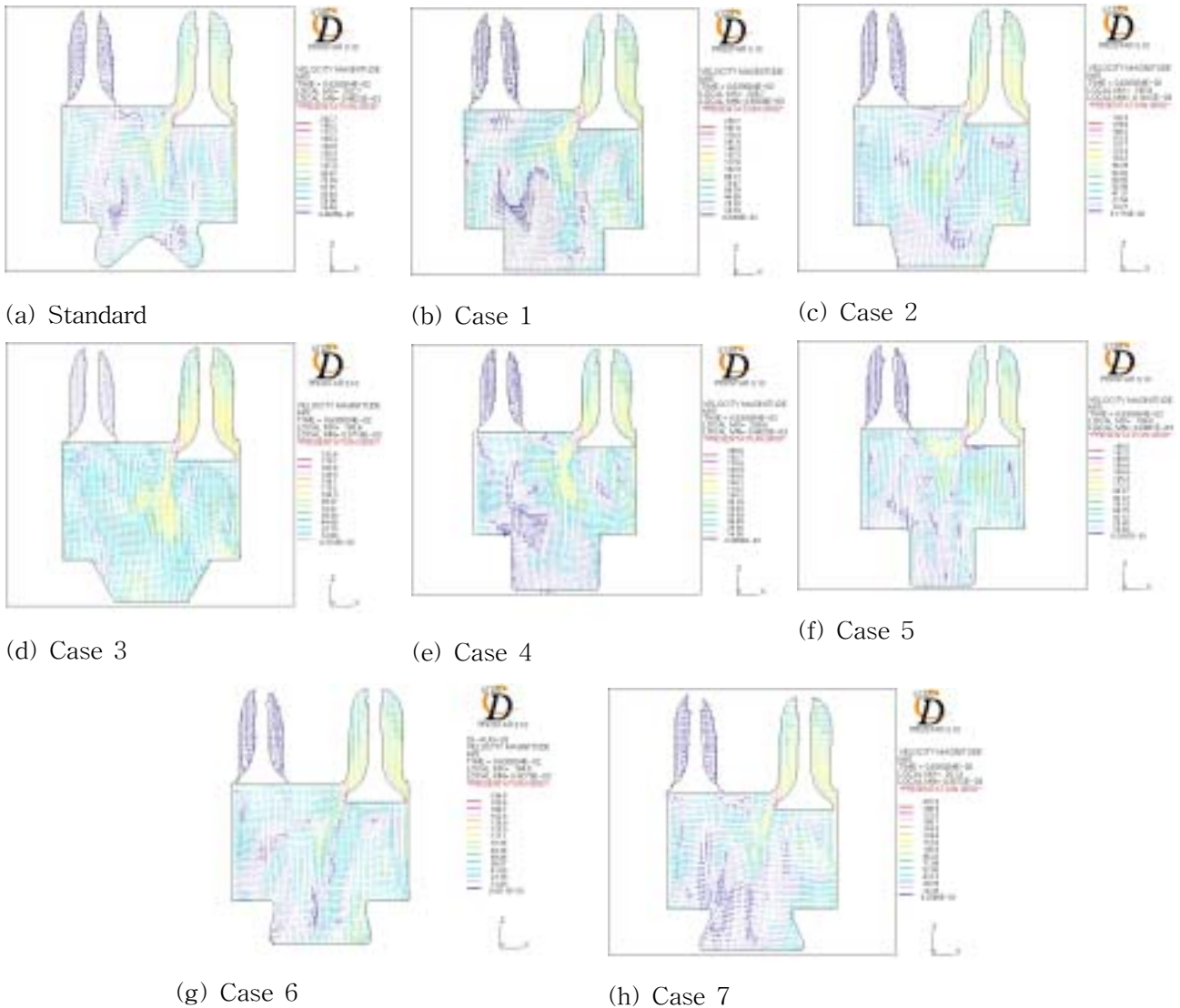


Fig. 3 Velocity Field at CA 425°

해석 범위는 배기 행정 말기인 CA 350°에서 시작하여 압축말기인 CA 740°까지이다. 해석의 초점을 각각 피스톤의 형상에 의한 흡입유동을 살펴보기 위해서 흡입유동이 충분히 발달한 CA 425°인 경우와 압축과정 초기인 CA 551°인 경우로 맞추어 보자.

Fig. 3 (a)는 접시형의 트로이달형 피스톤을 가진 기본모델이다. 완만한 중앙돌출부에 의해서 bowl 하단부에서는 작은 와류가 발생하고 돌출부에서 스퀴시 면적부분끝단으로 자연스러운 유동을 볼 수 있다. 또한 많은 와류가 생겨나 충분한 난류를 만들어 내고 있다.

Fig. 3 (b)는 원기둥 모양의 피스톤을 가진 모델로 bowl의 수직벽면이 90°이어서 유동이 bowl

면을 타고 오르는데 보다 많은 저항을 받는다. 그에 따라 일차적으로 생기는 와류가 연소실 상단까지 넓게 영향을 미치는 경향을 나타낸다. 그로 인해 많은 수의 와류가 나타나지 않는다. Fig. 4 (b)에서 보면 압축과정에서 텀블의 크기가 줄어드는 것을 볼 수 있다.

Fig. 3 (c)는 접시형 모양의 피스톤을 가진 모델로 수직벽면의 경사로 인하여 유동이 bowl 중심에서 양쪽으로 나누어지는 경향을 볼 수 있다. 이로 인해 bowl 근처에서의 와류는 줄어든다. 원기둥 모양의 피스톤보다 와류의 크기는 더욱더 커지게 되어 연소실 상단과 벽면까지 영향을 미치는 큰 와류가 생성된다.

Fig. 3 (d)는 경사가 더 완만한 접시형 모양의

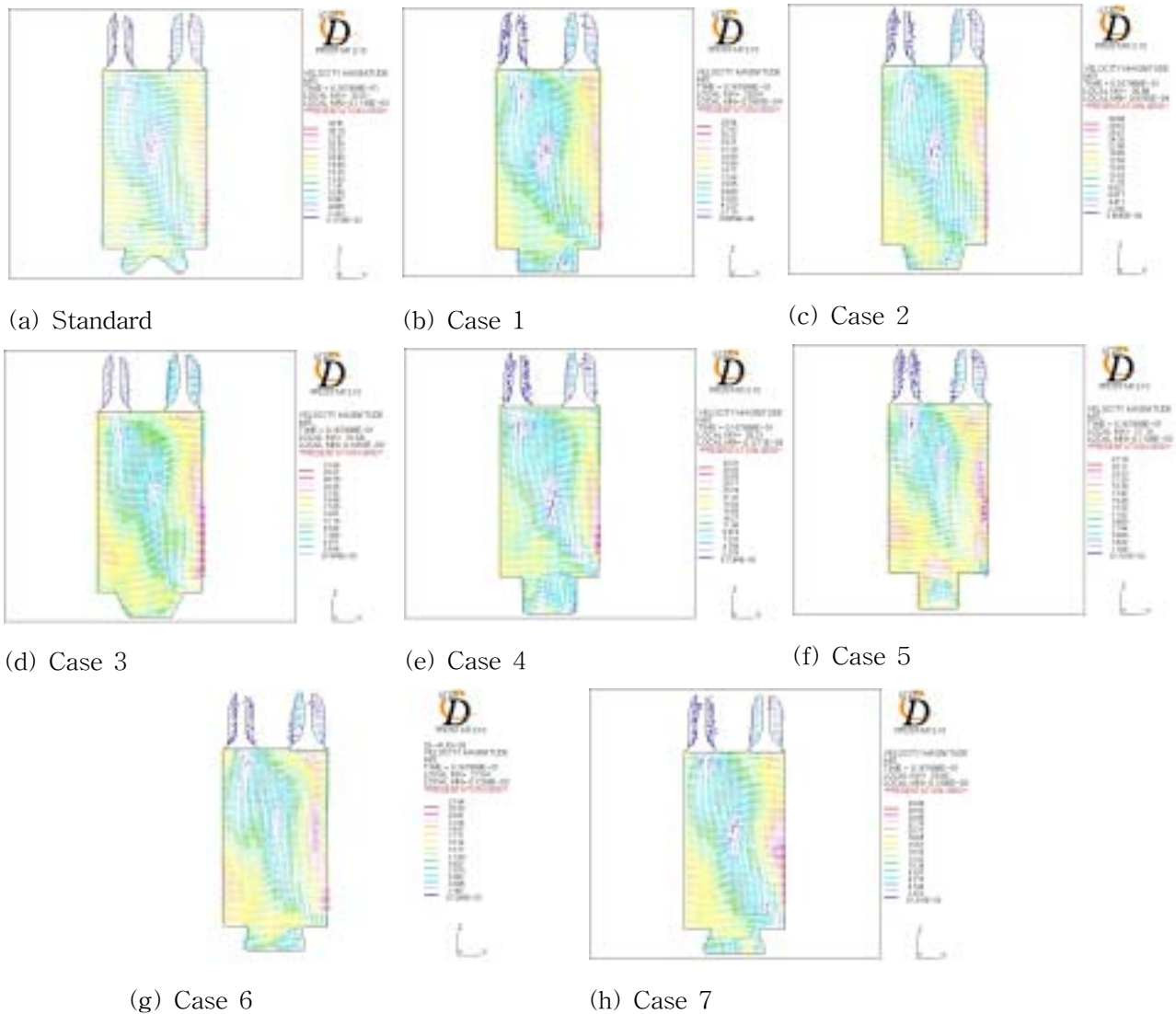


Fig. 4 Velocity Field at CA 551°

피스톤을 가진 모델로 bowl 근처에서는 유동의 저항이 적어서 와류가 거의 생기지 않는다. 그로 인해 강한 유동의 흐름이 연소실 상단까지 넓게 영향을 미쳐서 벽면을 타고 다시 내려오는 유동이 발생하게 된다. 다른 경우에서 볼 수 없었던 벽 근처에서의 역방향 와류가 생겨난다. Fig. 4 (d)에서 보면 압축과정에서 Case 2보다 더욱더 큰 텀블을 볼 수 있다.

Fig. 3 (e)와 Fig. 3 (f)는 사각형 모양의 피스톤을 가진 모델로 형상이 축 방향으로 일정한 형태가 아니므로 원주방향으로 90°차이를 두고 해석을 하였다. 각각의 유동은 포트의 공기유입 방향과 bowl의 사각형 방향과의 사이에서 판이하게 다른 유동형태를 보여준다. Case 4는 흡입유동과

bowl 내부유동의 상쇄로 초기에는 큰 와류를 형성하지 못했고 Case 5는 사각형의 좁은 단면적으로 인해 bowl 근처에서 독립적인 와류가 형성되었다. 그러나, Fig. 4 (e)와 Fig. 4 (f)에서 살펴보면 압축과정에서 두 경우 모두 bowl 내에서 다른 경우보다 큰 이차 와류를 볼 수 있다. Case 5에서는 텀블의 중심이 연소실 상단으로 편중되어 있다.

Fig. 3 (g)와 Fig. 3 (h)는 리엔트런트형의 피스톤을 가진 모델로 각각 bowl 벽면의 기울기를 다르게 한 형상이다. 안쪽으로 기울려진 이유로 양쪽 bowl 모서리 부분에서 와류가 생긴다. 그로 인해 연소실내에서 많은 와류가 생성된다. Fig. 4 (g)와 Fig. 4 (h)에서는 텀블의 크기가 약간 작아

	Maximum Turbulent Kinetic Energy (m^2/s^2)		
	CA 526°	CA 551°	CA 702°
Standard	113.1	55.61	46.59
Case 1	122.9	45.50	37.51
Case 2	101.9	61.27	46.35
Case 3	108.8	62.54	57.83
Case 4	103.3	61.53	52.15
Case 5	96.21	77.25	42.51
Case 6	97.4	51.72	38.92
Case 7	109.0	61.86	47.29

Table 3 Maximum Turbulent Kinetic Energy

지는 것을 볼 수 있다.

이와 같이, 흡입과정 중 피스톤의 형상은 각각 다른 유동을 발생시키게 되고 압축과정 유동에도 영향을 주게 된다. CA 551°에서 최고속도를 비교하면 각각 모델에 따라 27m/s에서 33m/s까지의 분포를 보여준다. 10% 범위 안에서 차이가 나고 있음을 알 수 있다.

Table 3은 압축 시작전인 CA 526°, 압축 시작 후인 CA 551°와 압축 말기인 702°에서의 난류 운동에너지를 나타낸 것이다. 압축이 시작되는 CA 526°과 CA 551°사이에서 많은 양의 난류 운동에너지를 감소하는 것을 모든 Case에서 볼 수 있다. 강한 스월의 영향으로 난류운동에너지 감소율이 크게 나타나는 것이다. 스월의 영향이 적은 경우 텀블 유동이 스쿼시 유동의 도움으로 압축과정 중에 빠르게 붕괴하면서 난류운동에너지 생성을 촉진시키므로 감소율이 적어지게 된다. 또한 각 Case마다 다른 감소 폭을 볼 수 있다. Case 5와 같이 감소량이 적은 경우 강한 스월을 생성하지 못한 것을 알 수 있다. 그 이유로는 흡입유동 방향에 따른 bowl의 폭이 좁은 것을 들 수 있다. 형상이 비슷한 Case2, Case 3과 Case 6, Case 7에서는 일정한 차이를 두고 비슷한 감소율을 가지는 것을 볼 수 있다.

압축 말기인 CA 702°에서 난류운동에너지를 높을수록 착화 후 화염을 빠르게 전파하게 된다. Case 3은 자연스러운 유선에 의한 큰 텀블의 영향으로 높은 값을 가지며 Case 4는 bowl의 깊이가 큰 이유로 2차 유동이 생기고 그에 따른 텀블의 증가로 인해 높은 값을 갖게 된다. Case 6과

Case 7은 bowl 벽면의 역 구배 때문에 텀블이 작아지므로 난류운동에너지가 감소하게 된다.

형상적인 면에서는 bowl의 수직벽면의 기울기가 가장 중요한 요인이다. 엔진설계에 있어서 피스톤은 흡입계통의 설계 후 최적의 유동 형태를 얻을 수 있는 형상을 적용해야 할 것이다.

3. 결 론

본 연구는 전산해석을 통해 여러 가지 피스톤 형상을 가진 가상엔진에서 흡입·압축과정동안의 유동을 비정상 상태로 해석하였다. 이로부터 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 유동장과 난류운동에너지의 비교를 통해 피스톤의 형상이 내부유동에 중요 변수인 것을 확인할 수 있었다.
- 2) 전산해석에 있어서 빠른 격자생성방법을 이용하여 엔진 개발 시 초기 비용과 시간을 절약할 수 있음을 증명하였고, 피스톤을 설계함에 있어 기초 자료를 제공하였다.

참고문헌

- (1) Lee, S. Y., Choi, Y. D., 1999, "Numerical Simulation of Swirling Turbulent Flows in the Cylinder of a Diesel Engine," *Trans. of KSME*, Vol. 7, No. 1, pp. 38~49.
- (2) Park, J. H., Lee, N. H., Choi, K. H., 1999, "Analysis of In-Cylinder Flow Fields using Particle Image Velocimetry," *SAE paper*, No. 99370120.
- (3) Kwon, J. B., Kim, H. S., Kwon, I. K., Oh, K. J., 1996, "Effect of Reentrant Type Bowl Geometry on Combustion Characteristics in Diesel Engine," *Trans. of ILASS-Korea*, Vol. 1, No. 4, pp. 54~62.
- (4) Park, H. K., Joo, K. J., 2002, "Transient Flow Analyses of the Intake and Compression Processes In Direct Injection Engines," *Trans. of KSCFE*, Vol. 7, No. 2, pp. 17~24.
- (5) M. Zolver, C. Griard, S. Henriot, 1997, "#d Modeling Applied to the Development of a DI Diesel Engine: Effect of Piston Bowl Shape", *SAE paper*, No. 971599.