〈논문〉 SAE NO. 99370220

편심된 보울의 연소실을 갖는 디젤 엔진의 연소 특성 해석

Combustion Characteristics in the Offset Bowl Combustion Chamber Diesel Engine

김 홍 석*, 성 낙 원**
Hongsuk Kim, Nakwon Sung

ABSTRACT

In this study, the flow field, spray structure, and combustion process were investigated in a direct injection diesel engine having an offset bowl in a combustion chamber. The KIVA-3V code was used in this study. In order to obtain accurate results, a droplet atomization model, wall impingement model, and ignition delay concept were added to KIVA-3V code.

The results showed that the offset bowl engine had a large vortex flow. The direction of this flow counteracted to the direction of fuel injection in one side of combustion chamber. It decreased local turbulent kinetic energy and eventually nonuniform combustion was resulted in an offset bowl engine. In comparison with a center bowl engine case, the peak cylinder pressure was decreased about 6%. Finally, the effect of swirl on combustion was investigated in an offset bowl engine. As the swirl became stronger, the nonuniform characteristics in combustion were increased.

주요기술용어 : Diesel Engine(디젤엔진), Direct Injection(직접분사), Combustion (연소)

1. 서 론

디젤 엔진 배기 가스의 주성분인 NOx와 입자상 물질(PM)에 의한 대기 오염 문제가 사회적인 문제로 심각하게 대두되고 있다. 이에 따라 배기 가스 규제가 강화되고 있으며 이에 대처하기 위해서 디젤 연소 및 분무에 대한 보다 정확한 이해가 필요하게 되었다. 그러나 분무 액적의 미립화, 충돌과 유착, 증발, 유동장에 의한 영향 등의 분무 현상들과 연소가 극히 짧은 시간과 한정된 공간 안에서 복합적으로 발생하기 때문에 완전한 이해는 어려운 실정이었다.

디젤 연소 성능을 향상시키기 위해 진행되고 있는 연구들은 연료 분사 계통의 최적화와 연료와 공기의 혼합율을 증대시키는 방법으로 크게 나누어 진다.

* 정회원, 성균관대학교 대학원
** 정회원, 성균관대학교 기계공학부

디젤 연소 효율을 높이기 위해서는 난류특성 강화와 스월유동(swirl flow), 텀블유동(tumble flow), 스퀴시 유동(squish flow)등의 유동 강화가 필수적이며, 흡기 포트, 연소실 형상 개선등의 방법을 통해 압축 행정 말기에 강력한 공기 유동을 유지하고, 요구되는 연료-공기의 혼합율을 얻는 방법이 연구되어져 왔다. Kakegawa등은 고속 Schlieren 사진 촬영 기법을 이용하여 스월 유동의 강도가 디젤 연소 특성에 미치는 영향을 고찰하였으며 스월 유동 강도의 증가는 공기와 연료의 혼합기 형성에 큰 영향을 미침을 밝혔다.[1] Cipolla 등은 실린더 내부에 유동장이 형성되는 메카니즘을 연구하였으며 흡입 행정 동안에 형성되는 유동장은 흡기 밸브의 위치와 형상에 크게 영향을 받게되며 압축 과정 동안에는 피스톤 보울의 형상 및 편심의 영향을 크게 받아 변형된다고 설명하였으나 이와 같은 유동 특성의 변화가 연소 특성에 미치는 영향을 제시하지는 못하였다.[2] Mckinly와 Primus는 디젤 엔진에서 보울이 편심되는 경우 TDC 근처에서 가스의 각 운동량의 감소, 유동장의 변화, 난류 운동에너지의 분포가 변화함을 수치해석 기법으로 제시하였다.[3] Watkins등은 보울 편심이 연소실 내의 유동 특성에 미치는 영향은 스월 유동이 강화 될수록 크게 나타남을 수치해석적으로 제시하였다.[4]

최근의 컴퓨터의 발전과 연소실내의 유동·분무·연소현상에 대한 이해가 높아지면서 수치해석 기법이 급속히 발전하고 있으며 그 중 KIVA-3V 코드는 미국 국립 연구소인 Los Alamos 연구소에서 개발되어 계속 발전 검증되고 있다.[5,6,7,8]

두 개의 흡배기 밸브를 갖는 디젤 엔진에서는 장치배치상 연료 분사 노즐이 연소실 중심에 위치하지 못하며 이에 따라 연소실의 보울도 편심되어 설계되는 경우가 있다. 본 연구에서는 보울이 편심된 연소실을 갖는 디젤 엔진의 연소 특성이 악화됨을 밝히고 그 원인을 분무 구조와 연소 현상의 고찰을 통하여 규명하고자 한다.

2. 수치해석기법

본 연구의 수치 해석은 KIVA-3V 코드를 기본으로 하였다. 선행 연구를 바탕으로 기존 KIVA-3V 코드에 내장되어 있는 액적 미립화 모델인 TAB(Taylor Analogy Breakup) 모델을 대신하여 Reitz 등이 제시한 Wave 모델을 사용하였으며 Watkins등이 제시한 벽면 충돌 모델을 KIVA-3V 코드에 추가하여 사용하였다.[9] 또한, 디젤 연소의 착화 지연 현상을 묘사하기 위한 개념이 포함되었다.

기상(gas phase)에 대한 계산은 Eulerian 관점으로, 액상(Liquid Phase)에 대한 계산은 Lagrangian 관점을 적용하였다. 분무 및 화학반응에 의한 질량, 운동량, 에너지의 생성항을 계산하여 기상의 방정식에 생성항으로 결합하였다. 임의의 시간과 공간에서 질량, 운동량, 에너지의 보존방정식, RNG $k-\varepsilon$ 방정식, 이상기체 상태방정식을 유한체적법으로 차분하였다. 시간의 차분은 확산항과 화학 반응, 분무에 의한 생성항은 implict 방법을 적용하였고, 대류항의 계산은 explicit 방법을 적용하였으며, SIMPLE 알고리즘을 이용하여 8개로 구성된 유동 미지수 ($u, v, w, \rho, P, T, k, \varepsilon$)를 계산하였다. 차분된 방정식의 메트릭스를 푸는 방법으로는 conjugate residual 방법을 사용하였다.

속도 벽면 경계 조건은 벽면에 수직한 방향의 속도는 벽면이 움직이는 속도와 같고, 벽면에 접선 방향의 속도 성분은 난류 벽법칙을 적용하였다. 온도의 벽면 경계 조건으로는 연소실 조건에 타당한 상수로 계산하였다. 밀도 및 난류 운동에너지의 벽면 경계조건으로는 벽면에 수직한 방향에 대한 구배가 없다고 가정하였다.

분무 현상을 수치적으로 묘사하기 위해서는 분무 액적이 겪는 미립화, 충돌유착, 난류와의 상호작용, 기화 현상 등을 이해해야하며 이 때 액적과 가스 사이에서 질량, 운동량, 에너지의 교환을 고려해 주어야 한다. 분무의 계산은 존재하는 모든

개별 액적에 대해 풀어 정확한 결과를 얻을 수 있지만 계산량이 많아지는 단점이 있다. 본 연구에서는 계산을 단순화하기 위해서, 액적들의 집합을 하나의 parcel로 간주하고 parcel에 존재하는 액적들은 동일한 물리량(크기, 속도, 온도, 질량 등)을 갖는다고 생각하는 discrete method의 개념을 사용하였으며, 실제 계산에 있어서는 모든 액적을 약 3000에서 5000개의 parcel로 묶어서 계산하였다. 또한 액적이 겪는 여러 가지 현상을 분포함수를 따른다고 가정하고 무작위 추출하는 Monte Carlo 기법의 개념을 도입하였다.

2.1 액적 미립화 모델

Wave 모델은 액적의 미립화 과정을 액체제트에 대한 선형 안정성 해석 결과를 이용하여 모델링하였다. 액적의 표면에 발생하는 미소 변형의 진폭 η 은 시간의 함수로 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$\eta = \eta_0 e^{ikz+wt} \tag{1}$$

여기서 η_0 는 최초 미소 진폭이며, k 는 파수(wave number, $k=2\pi/\lambda$), w 는 파의 성장율이다. 식(1)은 파의 성장률 w 와 파장 λ 에 대한 방정식으로 분리 될 수 있으며 Reitz등은 액적이 주변 기체와의 상호 작용에 의해 변형을 일으킬 때 최대 성장율 Ω ($w=\Omega$)와 이 때의 파장 Λ에 대한 수치해의 curve fitting을 통해 다음의 식을제안하였다.[10]

$$\frac{\Lambda}{a} = 9.02\frac{(1+0.45Z^{0.5})(1+0.4T^{0.7})}{(1+0.87We_l^{1.67})^{0.6}} \tag{2}$$

$$\Omega[\frac{\rho_l \cdot a^3}{\sigma}]^{0.5} = \frac{0.34+0.38We_l^{1.5}}{(1+Z)(1+1.4T^{0.6})} \tag{3}$$

여기서, 무차원 변수는 $T = Z\,We_l^{0.5}$, $Z = We_g^{0.5}/Re_g$, $We_g = \rho_g(u+u'-v)^2 a/\sigma$, $We_l = \rho_l(u+u'-v)^2 a/\sigma$ 로 주어진다.

최대 성장율을 갖는 파의 크기가 액적의 반경이 보다 작을 경우 ($\Lambda \le \frac{r}{B_0}$) 식(2)와 식(3)에서 결정된 최대 파장을 갖는 파(wave)가 액적 표면으로부터 떨어져 나가게 되며, 이 때 분열되는 액적의 크기는 다음과 같이 결정된다.

$$r = B_0\Lambda \tag{4}$$

미소 액적이 떨어져 나간 후 모액적(parent droplet)의 특성 반경 a는 시간에 따라 다음과 같이 분열 전의 반경 r과 분열시간 (breakup time) τ 의 함수로서 결정된다.

$$\frac{da}{dt} = -(a-r)/\tau \tag{5}$$

여기서 $\tau = \frac{3.2726B_1 a}{\Lambda\Omega}$ 이고, 분열 시간 상수 B_1 은 30을 사용하였다.

최대 성장율을 갖는 파의 크기가 액적의 반경보다 상대적으로 클 경우 ($\Lambda > \frac{r}{B_0}$) 파의 성장에 의해 액적의 크기가 증가하며 그 크기는 다음과 같이 결정된다.

$$r = \min[(\frac{3\pi a^2(u+u'-v)}{2\Omega})^{0.33}, (3a^2\Lambda/4)^{0.33}] \tag{6}$$

본 연구에서 분무 중의 안정한 액적들의 실험결과에 의해 $B_0 = 0.61$ 로 주었으며 이 값은 분무 도달거리에 영향을 주지 않는 것으로 파악되고 있다.

2.2 벽면 충돌 모델

Watkins와 박권하가 제시한 벽면 충돌 모델은 개별 액적의 실험 결과에 기본을 두고 있다.[11] 이들 실험은 액막 비등(film boiling) 상태에 해당하는 뜨거운 벽면에서 물 액적에 대한 실험으로 충돌 후 액적의 거동이 충돌 전의 Weber 수에 의존함을 보여주고 있다. Watkins 벽면 충돌 모델에서는 Weber 수가 80보다 작은 경우, 액적

은 되튀긴다고 묘사하고, 충돌 후 되튀기는 액적의 벽에 대한 수직 방향 속도는 충돌 에너지 손실을 고려하였다.

또한, 충돌 전의 Weber 수가 80보다 큰 경우에는 액적이 벽면에 충돌 한 후 깨어져서 존재하게 되는 액적의 개수는 다음 식으로 주어진다.

$$N_a = 0.00208\,We_b + 7.8336 \tag{7}$$

충돌 후 벽면에 수직한 속도 성분은 Weber 수가 80 미만일 경우와 동일하게 충돌 손실 계수를 도입하여 계산하며, 수평 방향의 속도는 충돌 전의 속도 성분에 액막 속도의 난분수(random fraction)를 더하거나 뺀 것으로 결정하였다. 액막 속도는 액적이 벽면에 충돌한 후 깨어지기 직전 액막을 형성하면서 수평 방향으로 퍼져나갈 때의 속도로 Wachters에 의한 실험 결과로부터 도출하였다.[12]

$$V_{film} = 0.835(3.096 - 2\chi)V_b^n \tag{8}$$

위 식에서 χ는 보다 많은 실험과 계산을 통한 일반화가 이루어져야하는 부분으로 본 연구에서는 1.0의 값으로 취하였다.

2.3 점화 지연 및 연소 모델

본 연구에서는 착화지연기간은 Hardenberg와 Hase에 의해서 제안되고 여러 경우의 실험을 통해서 입증된 경험식을 이용하였다.[13] 착화지연기간 동안 KIVA-3V 코드에서 연소가 발생되지 않도록 제어하였다. 착화지연은 다음과 같이 표현된다.

$$\tau_{id} = (0.36 + 0.22S_p)\ \mathrm{EXP}\left[E_A\left(\frac{1}{RT} - \frac{1}{17190}\right)\left(\frac{21.2}{p-12.4}\right)^{0.63}\right] \tag{9}$$

여기서 S_p [m/sec]는 평균 피스톤 속도이며 R은 가스 상수, 온도 $T(kelvins)$ 와 압력 $p(bar)$ 는 분무시작점의 값이다. E_A [J/mol]는 활성화 에너지로 다음과 같이 주어진다.

$$E_A = \frac{618840}{CN+25} \tag{10}$$

여기서 CN 은 연료의 세탄가를 의미하고 본 연구에 사용된 연료인 n-tridecane의 세탄가는 45로 주었다.

디젤 연소는 착화 지연 기간 동안에 발생한 연료 증기가 공기와 가연 혼합기를 형성하여 연소되는 예혼합 연소 기간과 액적군과 공기의 확산에 의해 연소가 발생하는 확산 연소 기간으로 일반적으로 나누어진다. 본 연구에서는 이와 같은 디젤 연소 현상을 묘사하기 위해서 예혼합 연소 기간은 표준 아레니우스 형식의 연소 모델을 적용하고 확산 연소는 eddy breakup 모델을 적용하는 hybrid 개념을 사용하였다.[14]

계산 격자의 온도가 800K 이상일 경우 연료의 연소 반응은 다음과 같은 한단계로 이루어진다고 가정하였다.

$$C_{12}H_{26} + \frac{37}{2}O_2 \rightarrow 12CO_2 + 13H_2O \tag{11}$$

예혼합연소에 적용되는 층류연소율 $\dot{\rho}_1$ 은 다음과 같다.

$$\dot{\rho}_1 = K_1\ \mathrm{EXP}\left(\frac{-E_1}{RT}\right)\cdot\left(\frac{\rho_f}{W_f}\right)^a\left(\frac{\rho_{O_2}}{W_{O_2}}\right)^b \tag{12}$$

여기서 T는 온도, W 는 분자량, 상첨자 f 와 O_2는 각각 연료와 산소를 의미한다. K_1 값은 연소율의 결정에 민감하게 영향을 주는 상수로써 이 값이 너무 크면 연소 압력 상승이 과도해지고 너무 작으면 충분한 연소 현상을 묘사 할 수 없다. 본 연구에서 Amsden이 제시한 $K_1 = 3.0 * E + 10$ [mol/㎤ · sec]을 사용하였으며 활성화 에너지는 $E_1 = 77.3$ [kJ/mol], 반응 차수는 $a = 0.25$, $b = 1.5$ 을 대입하였다.[6]

계속해서 확산 연소가 이루어지는 경우 연소율은 연료와 공기가 혼합하는 정도에 따라 결정되며 계산 격자 내에 존재하는 연료 농도와 연료 1

몰을 연소시키는데 필요한 산소의 몰 수 r_{mol}로 나눈 산소의 농도 중에서 작은 값에 비례하며 다음의 식으로 표현하였다.

$$\dot{\rho}_2 = -B\frac{\varepsilon}{k}\min(C_f, \frac{C_{O_2}}{r_{mol}}) \quad (13)$$

여기서, B는 실험 조건에 따라 변하게 되는 상수이며 연소 속도와 화염 온도에 크게 영향을 주게된다. 그 범위는 디젤 연료 계열의 경우 1로부터 수소 연료의 경우 100까지의 범위를 갖는 것으로 알려져 있다. 본 연구에서는 18.0으로 주었다. 여기서, C_f , C_{O_2} 는 각각 연료와 산소의 농도를 의미한다. 연소 반응은 위에서 계산된 두 반응율 중 작은 값에 의해 지배되므로 다음의 식으로 정리 될 수 있다.

$$\dot{\rho} = \min(\dot{\rho}_1, \dot{\rho}_2) \quad . \quad (14)$$

3. 계산 조건

본 연구의 대상 엔진은 Volkswagen사의 1.9L 직접 분사식 소형 고속 디젤 엔진으로 선정하였다.[15] 계산은 흡기 밸브가 닫히는 시점(IVC)부터 계산되며 실린더 내에서 착화되는 시기가 상사점 근처에서 이루어지도록 분사시기를 2.32° BTDC로 고정하였다. Table 1은 직접 분사식 소형 디젤 엔진의 제원이다. Fig. 1 (a)는 실제 엔진의 구성을 나타낸다. 선회 유동을 얻기 위한 흡입 포트와 흡기 밸브, 공기 이용율을 증대시키기 위한 연소실, 연료 분사 장치 등으로 구성되어 있다. 연료 분사 장치는 실린더 헤드에 수직인 축으로부터 26.0 도 기울어져 설치되어 있으며, 모든 노즐의 분사 방향은 수직 축으로부터 75도 방향으로 분사되도록 설계되어 있다. Fig. 1 (b)는 피스톤이 상사점에 도달하였을 때의 연소실 계산 격자 구조를 보여주고 있으며 총 격자 수는 약 25000개이다.

IVC에서 실린더 안에 존재하는 공기의 초기 온도는 344 K로 균일하다고 가정하였으며, 경계 조건으로써 벽면의 온도는 400 K로 일정하다고 가정하였다. 난류 운동에너지와 소산율의 초기 값으로는 다음의 식을 사용하였다.

$$k_{IVC} = 0.165\,u^2 \quad , \quad (14)$$

$$\varepsilon_{IVC} = 0.0545\frac{u^3}{A^{0.5}} \quad . \quad (15)$$

여기서 u와 A는 흡입과정 동안의 평균 속도와 평균 열림 면적을 의미한다.

Table 1 Engine specifications

Displacement(ℓ)	1.9
Bore*Stroke (mm)	79.5*95.5
Connecting rod (mm)	144.0
Compression ratio	19.5
Valve Timing	IVO 11° CA ATDC IVC 25° CA ABDC EVO 40° CA BBDC EVC 10° CA BTDC
Engin speed (rpm)	1000

Table 2 Fuel spray conditions

Injection pressure (MPa)	19.5
Injection velocity (m/sec)	126.67
Injection duration (CA)	-2.32 ~ 2.13
Fuel amount (g)	0.005
Number of holes	5
Hole diameter (mm)	0.21
Spray angle (°)	10.8
Fuel	C12H26

Lagrangian 기법에 적용되는 분무의 초기값들은 Table 2에 나타내었다. 분무의 분사각(spray angle)은 분사 노즐의 형상과 연료와 가스의 밀도 비에 따라 변하는 것으로 보고되고 있으며 본 연구에서는 Reitz등이 제시한 실험식을 사용하였다.[10]

$$\theta = 2\tan^{-1}[A_{noz}(\frac{\rho_a}{\rho_d})^{0.5}] \quad . \quad (16)$$

여기서, A_{noz} 는 분사 노즐형상에 관계되는 상수로서 분사 속도와 연료의 물리적인 특성과는 상대적으로 관계가 적다. 본 연구에서 A_{noz} 는 0.7을 사용하였다.

본 연구에서는 밸브의 움직임을 고려하지 않으므로 IVC에서 적당한 연소실내 가스 속도 분포를 초기 조건으로 설정하여야 한다. 따라서 본 연구에서는 IVC에서 연소실 내부에는 스월 유동(swirl flow)만이 존재한다고 가정하였으며 Bessel 함수를 이용하여 속도 초기 조건을 설정하였다. Fig. 1(b)에 Bessel 함수로 주어지는 연소실내 초기 속도 분포를 나타내었다.

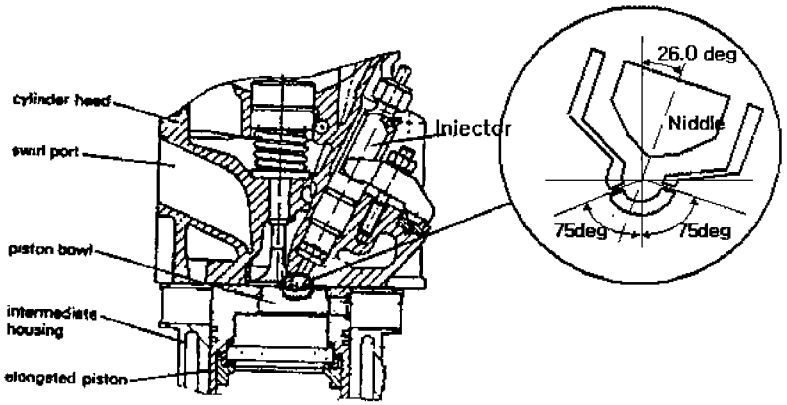
스월비(swirl ratio)가 커질 때 그 속도 분포 형상은 같지만 속도의 크기가 증가하는 특성을 갖고 있다. 여기서 스월비는 강체 선회 유동의 각운동량을 기관 회전수로 나눈 값으로 정의하였다.

$$swirl\ ratio = \frac{w_s}{2\pi N/60}, \tag{17}$$

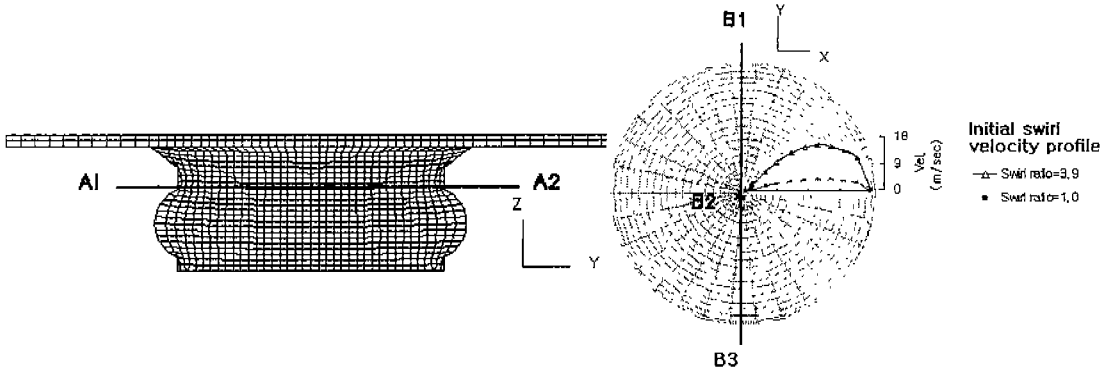
여기서

$$w_s = \frac{\sum_i m_i[(x_i - x_c)v_i - (y_i - y_c)u_i]}{\sum_i m_i[(x_i - x_c)^2 - (y_i - y_c)^2]}, \tag{18}$$

이며, i 는 격자점을 c는 실린더의 중앙점을 의미한다.



(a) The sketch of the engine and injector, adapted from [15]

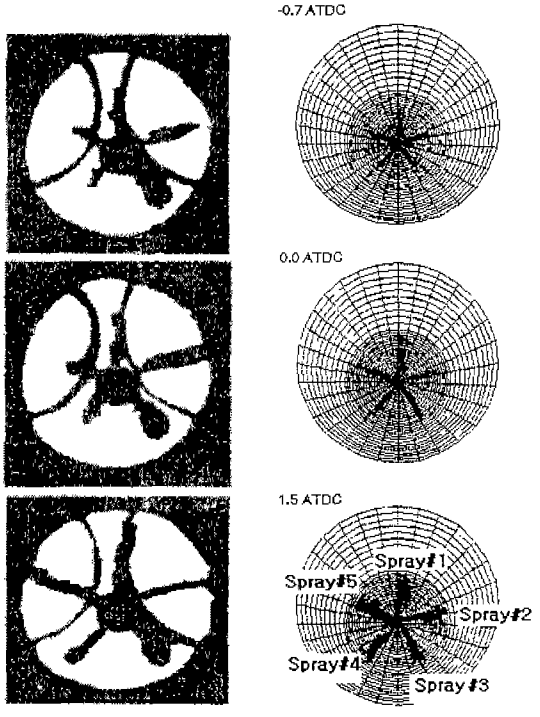


(b) The mesh structure of combustion chamber

Fig. 1 The Computational mesh used for engine spray (at TDC) and the engine used for experiment

4. 결과 및 고찰

Fig. 2는 시간에 따른 분무의 형상을 Arcoumanis등의 실험 결과와 비교하고 있다.[15] 12시 방향의 분무를 spray #1이라고 하고 시계 방향으로 회전하면서 번호를 부여하였다. 수치 해석의 결과는 각 분무에 대한 초기 조건을 동일하게 설정하였으므로 모든 분무에 대해 거의 동일하게 분무 도달 거리를 예측하고 있다. 이 때 각 분무간에 나타나는 분무도달거리의 차이는 오직 유동장의 불균형에 의해서만 나타난다. 반면에 피스톤 면에 가시화 창을 설치하고 back illumination 기법과 직접 촬영법으로부터 얻은 사진에 의하면 각 분무경에서 나오는 분무간의 불규칙성이 크게 나타난다.



(a) Experimental images from [15]　(b) Predicted spray behavior

Fig. 2 The comparison of temporal spray development during injection period at horizontal cross section

spray #2가 TDC 근방에서 가장 빨리 벽면과 충돌하고 분사가 종료되며, 4번 분무는 가장 늦게 시작되고 있다. 이와 같은 결과는 노즐 구멍의 가공시 발생하는 오차등에 기인하는 것으로 판단된다. 실험의 사진에서 작은 실선 원은 흡배기 밸브이며, spray #3 근방의 원은 글로우 플러그이다. Fig. 3은 연소실 압력을 나타내며 계산 결과와 Arcoumanis등의 실험 결과를 비교하였을 때 상당히 일치함을 알 수 있으며 연소는 팽창 행정 중에 시작되고 연소 압력의 급격한 상승은 3° ATDC에서부터 나타나고 있다.

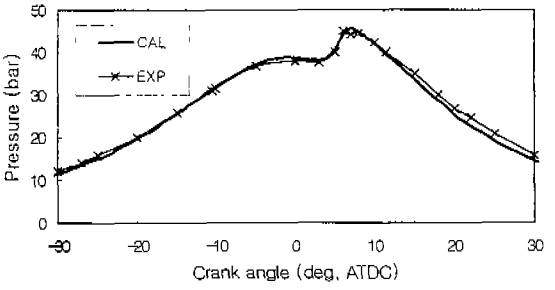


Fig. 3 Comparison of computed and measured engine cylinder pressure

4.1 보울(bowl) 편심의 영향

본 연구의 대상 엔진은 흡기 밸브와 배기 밸브가 실린더 헤드 중심에 위치하기 때문에 연료 분사 노즐이 연소실 중심에 위치하지 못하고 y 축 방향으로 -0.735 cm 아래에 위치하며 이에 따라 연소실의 보울도 y 축 방향으로 -0.735 cm 만큼 편심되어 설계되어 있다. 스월비를 3.9로 고정하고 편심된 보울을 갖는 엔진의 분무구조, 가연 혼합기의 분포, 국부 연소실 온도 분포 등의 고찰을 통하여 연소특성을 분석하고자 한다.

Fig. 4는 편심된 보울을 갖는 연소실 형상과 중앙 보울 연소실 형상을 대상으로 크랭크 각도에 따른 스월비와 연소실 평균 난류 운동 에너지의 변화를 비교하였다. 스월비는 압축 과정 중 벽면과의 마찰로 인한 저항을 받으므로 점점 감소하는 경향을 보이고 있으며 TDC 근처에서는 스

퀴시 유동의 영향으로 미소하게 증가하는 경향을 보인다. 스월비는 중앙 보울 연소실의 경우가 편심된 보울을 갖는 연소실보다 전 압축 과정을 걸쳐 크게 나타나고 있다. 이는 편심된 보울을 갖는 연소실에서 발생하는 비대칭적인 스퀴시 유동이 스월 유동을 감소시키는 방향으로 작용하기 때문인 것으로 판단된다.

실린더 전체의 평균 난류운동에너지는 편심된 보울을 갖는 연소실이 중앙 보울 연소실보다 크게 나타나고 있다. 이는 편심된 보울의 연소실에서 비대칭적인 스퀴시 유동에의해 스월 유동이 깨지는 과정에서 스월 유동에너지가 난류 운동에너지로 전환되기 때문으로 판단된다. 또한 TDC 직후에는 고압 분사에 의한 난류 에너지의 증가로 난류 운동에너지는 짧은 기간 내에 급격히 증가하며 팽창과정을 겪으면서 난류 운동에너지는 급격히 감소하고 있다.

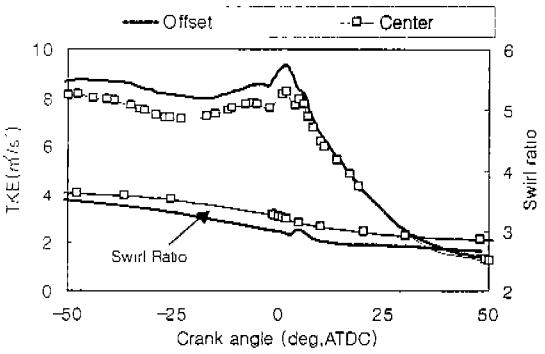


Fig. 4 Cylinder averaged turbulent kinetic energy and swirl ratio variations during compression and expansion process

Fig. 5는 연소 과정이 진행되는 동안의 분무거동을 보여준다. 가연 혼합기가 형성되어 있는 부분으로부터 자발화된 후 연소는 연소실의 중앙에서 활발히 일어나기 때문에 연소실 중앙의 액적이 먼저 사라지고 그 후 벽면 근처에 존재하는 액적들이 없어지고 있다. 피스톤이 하강함에 따라 스퀴시 영역으로 유입되는 유동의 영향으로 액적도 함께 쓸려 올라가고 있으며 10° ATDC 이후에는 벽면 근처에 존재하는 액적들만이 남아 있음을 알 수 있다.

Fig. 6은 단면 A1-A2에서의 당량비 분포를 나타낸다. 연료 액적의 기화 특성은 국부 가스 온도와 열전달 특성에 의해 지배되어 증발하고 있으며 분무축 중심에 대부분의 액적이 존재하고 있으므로 이 부분의 당량비가 최대가 되고 있다. 당량비의 분포는 선회 유동의 영향을 받고 있으며 각 분무간의 불규칙성이 크게 나타나고 있다.

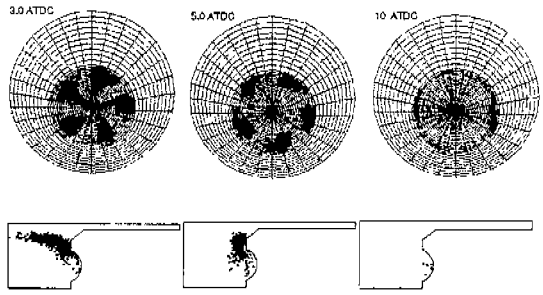


Fig. 5 Temporal spray behaviors in combustion process at the section of A1-A2(above) and B1-B2(bottom), offset bowl, swirl ratio 3.9

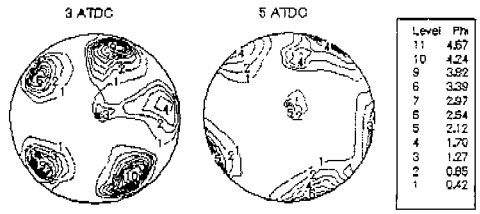


Fig. 6 Equivalence ratio distribution at the section A1-A2, offset bowl, swirl ratio 3.9

Fig. 7은 연소가 진행됨에 따라 연소실 온도의 분포 변화를 보여주고 있다. 3.0° ATDC에서는 spray #1, spray #2, spray #3 근방에 온도가 약 1200 K인 영역이 미세하게 나타나기 시작하고 마찬가지로 5° ATDC에서 최고 온도 영역은 spray #1, spray #2 근방이 된다. 시간이 더 지나면 고온의 영역은 증가하지만 10° ATDC에서도 spray #4와 spray #5 영역에서는 연소 현상

이 활발하지 못함을 알 수 있다. 여기서 주목해야 할 연소 특징은 연소현상의 공간적 불균형이 발생한다는 점이다.

이상의 고찰에서 나타나는 각 분무간의 연소 불균형의 원인을 알아보기 위하여 Fig. 8은 편심된 보울의 연소실의 경우 형성되는 보울내의 유동장과 난류 운동 에너지의 분포를 보여주고 있다. Fig. 8 (a)는 단면 B1-B3, 1.5° ATDC에서의 보울 내 유동장의 형태이다. 압축 과정이 진행되면서 스월 유동 속도 성분은 피스톤 면에 수직 방향의 속도 성분들과 조합되어 유동이 변형되다가 TDC 근처에 도달하였을 때는 스퀴시 면에서 밀려오는 유동의 영향으로 커다란 종방향 회전 유동(tumble flow)이 형성하고 있다. 이 보울 내 종방향 회전 유동은 오른쪽의 넓은 스퀴시 면으로부터 나오는 큰 스퀴시 유동 속도에 의해서 시계 방향 회전 유동으로 발달하고 있다. 그림에서 큰 속도 벡터로 나타나는 제트 유동은 spray #1의 분사 속도에 의해 생성되는 유동으로 spray #1의 분사 방향과 보울 내 종방향 회전 유동의 방향과 일치하게되나 spray #4, #5 근방에서는 분사 방향과 회전유동 방향이 역으로 작용하게된다.

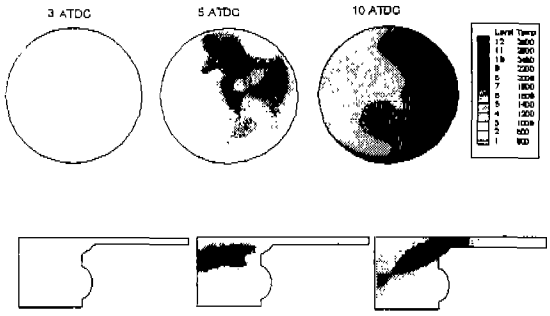
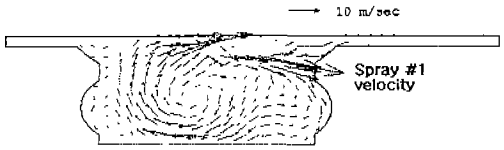
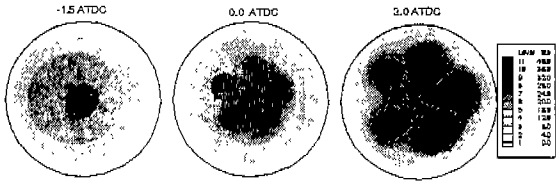


Fig. 7 In-cylinder temperature distribution in a sequence of crank angles, at the section of A1-A2(above) and B1-B2(bottom), offset bowl, swirl ratio 3.9

Fig. 8 (b)는 분사기간 동안의 난류 운동 에너지의 발달 과정을 보여주고 있다. 고압 분사되는 연료 액적의 운동량의 영향으로 분무 축 근처에 난류 운동 에너지가 크게 나타나고 있으며 spray #4 와 spray #5 근방에서는 분사 방향과 유동 방향이 서로 반대로 작용하여 상쇄작용을하므로 난류 운동 에너지의 생성이 적은 것으로 판단된다.



(a) Velocity profile at the section of B1-B3, at 1.5° ATDC



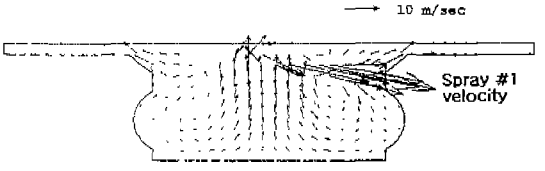
(b) Turbulent kinetic energy distribution at injection duration

Fig. 8 The velocity profiles and turbulent kinetic energy distribution for offset bowl combustion chamber

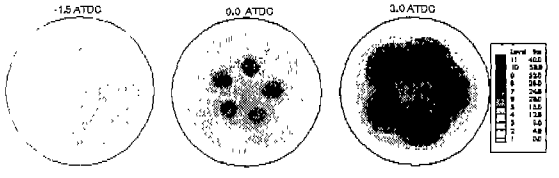
Fig. 9는 중앙 보울 연소실의 경우 1.5° ATDC, 단면 B1-B3의 보울내 종방향 회전 유동 구조와 난류 운동 에너지의 분포를 보여준다. Fig. 8의 보울의 편심된 경우와 비교하여 볼 때 보울 내 종방향 회전 유동의 구조는 좌우 대칭을 이루고, 각 분무들의 난류 운동 에너지는 균형을 이루어 발달하는 것을 알 수 있다.

이와 같은 결과들의 고찰로부터 보울이 편심되는 경우 스퀴시 면적의 분포에 따라 보울 내 종방향 회전 유동을 강력하게 만들고 연소실 전체에 대한 평균 난류 운동에너지는 중앙보울 연소실보다 큰 값을 갖으나 보울 내 종 방향 회전 유동의 방향이 연료 분사 방향과 반대로 작용하는

영역이 발생하여 국부적인 난류 운동 에너지의 분포가 불균일 함을 알 수 있었다. 특히 난류 운동 에너지가 악화되는 영역은 국부 연소 특성도 악화되어 Fig. 7과 같은 연소의 불균형 현상이 발생하고 있으며 이러한 불균일한 연소는 엔진 성능의 저하를 초래 할 것으로 판단된다. Fig. 10은 실린더 평균 압력을 보여주고 있는데 중앙 보울 연소실의 최대 실린더 압력이 편심된 보울을 갖는 연소실의 경우보다 약 6% 이상 큼을 보여주고 있다.



(a) Velocity profile at the section of B1-B3, at 1.5° ATDC



(b) Turbulent kinetic energy distribution at injection duration

Fig. 9 The velocity profiles and turbulent kinetic energy distribution for center bowl combustion chamber

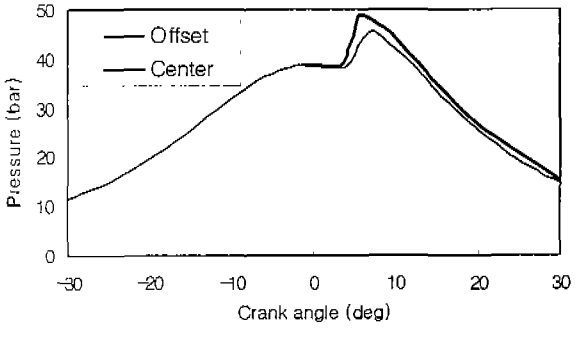
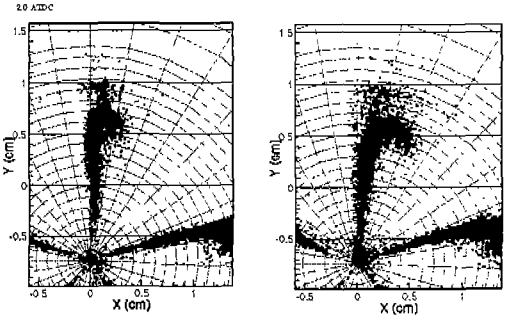


Fig. 10 The effect of bowl offset on cylinder pressure

4.2 선회 유동 강도의 영향

편심된 보울의 엔진에서 스월비 변화가 연소 특성에 미치는 영향을 알아보기 위하여 스월비 1.0인 경우와 3.9인 경우를 비교하였다. 스월비의 변화에 따른 액적의 분포를 알아보기 위하여 Fig. 11은 분무가 완전히 발달된 2.0° ATDC에서 1번 분무를 확대한 그림이다. 스월비가 1.0인 경우 액적들은 직선적으로 움직이고 있으며 스월비 3.9인 경우는 스월 유동의 영향을 강하게 받아 스월 유동 방향으로 넓게 퍼지고 있다. 스월 유동의 강화는 분무 액적군을 넓게 형성시키며, 이에 따라 분무장 내의 연료와 공기 혼합율을 높여 디젤 연소 특성을 향상시킬 수 있는 효과적인 방법으로 판단된다. Fig. 12는 스월비가 1.0일 경우 크랭크 각도에무간의 당량비의 분포는 비교적 균일함을 알 수 있다.



(a) Swirl ratio 1.0 (b) Swirl ratio 3.9

Fig. 11 Droplet distribution of spray #1 at 2.0° ATDC

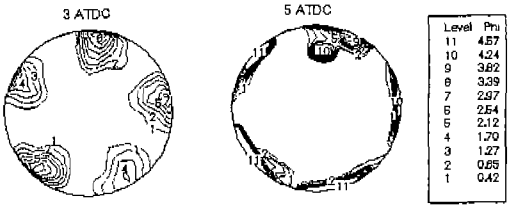


Fig. 12 Equivalence ratio distribution at the section A1-A2, swirl 1.0

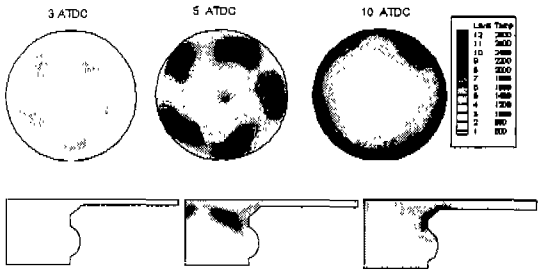


Fig. 13 In-cylinder temperature distribution in a sequence of crank angles, at the section of A1-A2(above) and B1-B2(bottom), swirl ratio 1.0

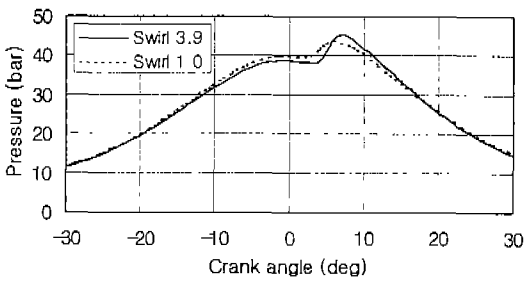


Fig. 14 The effect of swirl ratio on cylinder pressure, offset bowl engine

Fig. 13은 스월비가 1.0일 경우 크랭크 각도에 따른 연소실 내의 온도 분포를 보여주고 있다. 크랭크 각도가 3.0° ATDC일 때 약 1600~1800 K의 온도를 갖는 영역이 각 분무 영역에서 고루 나타나고 있으며 5° ATDC에서는 연료 증기와 공기가 잘 혼합되는 지역에서 약 2800 K의 온도를 갖는 영역이 존재하고 있다. 크랭크 각도가 10° ATDC일 경우 연소 온도는 벽면 근처 높은 온도를 나타내고 있다. 스월비가 3.9인 Fig. 6과 비교하여 볼 때 스월비가 1.0인 경우 연소실 내의 온도 분포는 비교적 균일함을 알 수 있다. 이와 같은 결과로부터 편심된 보울 엔진에서 연소 불균일 현상은 스월비가 증가할수록 크게 나타남을 알 수 있으며 엔진 회전수가 높아져 유동이 강화되면 연소 특성이 더욱 나빠질 것으로 예상된다.

Fig. 14에서 나타나는 실린더 압력은 스월비가 3.9인 경우가 스월비 1.0인 경우보다 약 4% 높게 나타났는데 이는 스월 유동이 강화됨에 따라 공기와 연료의 혼합율이 증대되기 때문이며 중앙 보울 연소실의 중심에서 분사한다면 더 좋은 연소 특성을 얻을 수 있을 것으로 판단된다.

5. 결 론

KIVA-3V코드에 액적 미립화 모델, 벽면 충돌 모델을 추가하고 착화 지연의 개념을 적용하여 편심된 보울을 갖는 직접분사식 디젤 엔진의 분무 및 연소 특성을 고찰하였으며 다음의 결론을 얻을 수 있었다.

1) 연소실의 보울이 편심될 경우 보울 내부에 형성되는 유동의 방향이 연료 분사 방향에 반대 방향으로 작용되는 영역이 존재하게되고 이 지역에서는 난류 운동 에너지가 급격히 감소하고 국부 연소 특성 또한 악화된다. 따라서 전체 연소실에서는 불균일한 연소 현상이 발생하며 보울이 편심되지 않은 경우보다 최고 실린더 압력 면에서 약 6%의 감소를 초래하였다.

2) 스월비의 증가는 연소 효율을 증가시킬 수 있는 유효한 방법이지만 편심된 보울을 갖는 엔진에서의 스월비의 증가는 불균일 연소 현상이 증대되어 실제 연소효율의 향상이 감소된다.

참 고 문 헌

1. T. Kakegawa, T. Suzuki, K. Tsujimura and M. Shimoda, "A Study on Combu -stion of High Pressure Fuel Injection for Direct Injection Diesel Engine", SAE paper No. 880422, 1988.
2. G. Cipolla, A. Puglisi and C. Vafidis," In -cylinder velocity field measurements in a motored diesel engine", SAE paper No.. 870373, 1987.
3. T. L. McKinley and R. J. Primus, " The

influence of Bowl Offset on Air Motion in a Direct Injection Diesel Engine", SAE paper No. 881611, 1988.

4. A. P. Watkins, S. Dessipris and H. Khaleghi " The combined Effects on Fluid Flow During Compression of Piston Bowl Shape and Offset, and Swirl Ratio", SAE paper No. 870595, 1987.
5. A. A. Amsden, P. J. O'Rouke, and T. D. Bulter, "KIVA-Ⅱ: A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays", Los Alamos National Laboratory report LA- 11560-MS (May), 1989.
6. A. A. Amsden, "KIVA-3V: A Block-Structured KIVA Program for Engines with Vertical or Canted Valves", Los Alamos National Laboratory report LA- 13313-MS (July), 1997.
7. Z. Han, A. Uludogan, G. J. Hampson and R. D. Reitz, "Mechanism of Soot and NOx Emission Reduction Using Multiple-Injection in a Diesel Engine", SAE paper No. 960633, 1996.
8. S. C. Kong, Z. Han, and R. D. Reitz, "The Development and Application of a Diesel Ignition and Combustion Model for Multidimensional Engine Simulation", SAE paper No. 950278, 1995.
9. 김홍석, 성낙원, "디젤 엔진 분무의 액적 미립화 모델 및 벽면 충돌 모델에 관한 연구", 대한기계학회논문집 B권, 제23권 제 1호, pp. 69~81, 1999
10. R. D. Reitz and R. Diwakar, "Structure of High-Pressure Fuel Spray", SAE Paper No. 870598, 1987.
11. K. Park and A. P. Watkins, "Assessment and application of a new spray wall impaction model", IMechE C499/044/96, 1996.
12. F. Wachers, K. Araki ,S. Mori, and A. Moriyama, "The Heat Transfer from a Hot Wall to Impinging Water Drops in the Spheroidal State", Chem. Eng. Sci., 21, pp. 737-743, 1966.
13. H. O. Hardenberg and F. W. Hase, "Ignition Improvers for ethanol Fuels", SAE paper No.810249, 1981.
14. B. F. Magnussen and B. H. Hjertager, "On Mathematical Modeling of Turbulent Combustion with Special Emphasis on Soot Formation and Combustion", Sixteenth Symposium(International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh(1976).
15. C. Arcoumanis, A. Nagwaney, W. Hentschel and S. ropke, "Effect of EGR on Spray Development, Combustion and Emissions in a 1.9L Direct-Injection Diesel Engine", SAE paper No. 952356, 1995.