〈논 문〉 SAE NO. 96370015

루프소기형태의 2행정기관에서 분사압력 및 분사각도에 따른 분무특성 연구

Effects of Injection Pressure and Injection Angle on Spray Characteristics in Loop Scavenged Type 2-stroke Engines

채 수*, 유 홍 선**
S. Chae, H. S. Ryou

ABSTRACT

The flow field and spray characteristics for loop scavenged type 2stroke engine having pancake shape was numerically computed using KIVA-Ⅱ code. The cylinder has 1intake port, 2side intake ports and 1exhaust port with induced flow angle 25 deg. In engine calculation, the chop techniques is used to strip or add planes of cells across the mesh adjacent to the TDC and the BDC(ports parts) for preventing the demand of exceed time during the computation, providing a control on cell height in the squish region. The modified turbulent model including the consideration of the compressibility effect due to the compression and expansion of piston was also used.

The case of 25 deg.(injection angle) which is opposite to scavenging flow direction shows better the distribution of droplets and the evaporation rate of droplets compared to other cases(0 deg., −25 deg.). When injection pressure was increased, the spray tip penetration became longer. When injection pressure was increased, the interaction between the upward gas velocity and spray droplets strongly cause. Thus the breakup of droplets is strongly occurred and the evaporation rate of droplets was found to be better.

주요기술용어 : Two-stroke Engine, Chop, Spray, Injection Pressure, Injection Angle, Breakup, Evaporation

1. 서 론

2행정기관은 4행정기관에 비해 동일 실린더 체적내에서 얻어지는 출력이 크고 가볍고 제작할 수 있어 최근까지도 미국, 독일 그리고 일본과 호주등과 같은 선진국에서는 많은 연구들을 하고 있다.[1] 특히 80년대부터는 전자기술의 발달과 컴퓨터의 향상으로 전산 유체역학이 발전하면서 다차원 해석 기법을 2행정 기관의 모사실험에

* 정회원, 중앙대학교 대학원 기계공학과
** 정회원, 중앙대학교 기계공학과

응용하였고 또한 다양한 연소실 및 운전 조건에 대해 수치적으로 예측함으로서 엔진 설계 및 제작과정에 많은 정보를 제공해왔다. 가장 대표적인 프로그램으로는 영국계열의 EPISO, SPEED SPRAY와 미국계열의 KIVA[2] 프로그램과 같은 것이다. 국내에서도 최근에 이와 같은 방법들이 소개되어 자동차산업의 발전추세와 함께 업계와 학계에서도 그 필요성과 가능성에 대해 인식을 같이 하고있다. 윤금중등[3]은 직접분사방식과 외부에서 소기를 공급하는 3가지 방식의 포트형태에 대해 Jante방법으로 정적인 상태와 운전중인상태에서 2행정기관의 성능을 측정 비교한바 있으며, 허강열 등[4, 5]은 돔형태의, 실린더 헤드 형상에 포펫밸브가 있는 2행정 기관에 대해 유동장 및 연소현상을 KIVA-Ⅱ를 이용하여 3차원적으로 계산하였다. 유홍선등[6, 7, 8]은 Pancake형태의 실린더 헤드형상을 가진 직접 분사식 2행정 기관에 대해 흡기 포트각, 분사압력을 변화시키면서 유동장 및 분무특성에 대해 3차원적으로 계산하였다. 그 밖에 Haruo등[9]등은 실린더 헤드에 포펫밸브가 있는 2행정기관에 대해 가스연료 직접분사시스템을 모델로 하여 소기효율 및 기관성능등을 실험적으로 연구한 바 있고 Douglas 등[10]은 연료계를 수동으로 전자제어하여 배기포트가 닫히는 짧은 시간내에 실린더내로 연료를 직접 분사시켜 shortcircuting 현상을 제거하는 실험적 연구를 한바 있다. Nuti[11]는 직접연료분사식 2행정기관에서 소기 펌프를 분리하여 수치 해석하였는데 그 결과 저연비 소비가능성을 제시한 바 있다. 이와같이 2행정기관의 성능 향상인자로는 소기유동과 분무특성임을 알 수 있다. 소기유동은 주로 Cross Scavenged Type, Loop Scavenged Type 그리고 Uniflow Scavenged Type등이 있으나 이들 소기형태는 다소 소기가 완전하지 못하고 short-circuting현상으로 인해 배기포트로 많은 연료가 빠져나가며 HC의 배출량이 많다는 단점이 있다. 분무특성은 실린더내의 연소상태와 배기 가스량을 결정짓는 중요한 과정으로 분사각, 액적크기에 대한 분포함수, SMR등을 들 수 있으며 분무특성을 결정짓는 인자로는 실린더의 헤드형상, 분사압력 및 공기 유입포트각등을 들 수 있다. 그러나 실린더내의 유동 및 분무상태는 실린더헤드 형상 및 소기유동 그리고 분사압력, 분사각에 따라 복잡하게 형성되므로 이와같은 2행정기관의 유동 및 분무특성을 정량적으로 이해한다는것은 쉽지않다. 따라서 이러한 문제점들을 이해하고 예측하는것은 2행정 기관 뿐만아니라 모든 내연기관을 설계하고 제작하는데 이론적 자료로서 매우 중요하다.

본 연구에서는 이와같은 문제점을 예측하고 해결하기위하여 미국계열의 KIVA-Ⅱ code로 다음과 같이 계산하였다. (ⅰ) 복합 Loop Scavenged Type을 사용하여 실린더내에 적절한 혼합기를 형성 하였고 (ⅱ) 소기직후 실린더내로 연료를 직접 분사하여 Short circuting현상으로 야기되는 연료손실을 방지하였다. (ⅲ) 아울러 분사압력과 분사각을 변화시키면서 이들이 실린더 내의 유동장 및 분무특성에 대해 어떤 영향을 주는지 정성적으로 고찰하였다.

2. 지배방정식

연소실내의 작동유체는 이상기체로 가정하였으며 난류는 피스톤 운동에 따른 실린더내의 밀도변화를 고려한 κ-ε모델을 적용하였다. 이러한 조건이 고려된 비정상, 비압축성 난류 유동을 지배하는 방정식들은 다음과 같다.

2.1 질량보존방정식

$$\frac{\partial \rho_m}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho_m u)=\nabla\cdot\left[\rho D\nabla\left(\frac{\rho_m}{\rho}\right)\right]+\dot{\rho}^S\delta_{ml} \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho u)=\dot{\rho}^S \quad (2)$$

$$\dot{\rho}^S=-\int f\rho_d A\pi r^2 R dv dr dT_d dy dv \quad (3)$$

밀도, 여기서 u는 유체 속도, ρ_m은 화학 종의 m의 ρ는 혼합물의 밀도이고, $\dot{\rho}^S$ 는 각각 분무에 의한 생성 항이다. D는 Fick의 확산법칙을 따르는 확산계수이며 δ는 Dirac delta 함수이다.

2.2 운동량보존방정식

$$\frac{\partial(ru)}{\partial t}+\nabla\cdot(ruu)=\frac{-1}{a2}\nabla p-A_0\nabla\left(\frac{2}{3}rk\right)+\nabla\cdot\sigma+F^S+rg \quad (4)$$

$$\sigma=\mu\left[\nabla u+(\nabla u)^T\right]+\lambda\nabla\cdot uI \quad (5)$$

$$F^S=-\int fr_d\left(\frac{3}{4}pr^3F'+4pr^2Rv\right)dvdrdTdyd\dot{y} \quad (6)$$

여기서 p는 유체의 압력, pressure gradient scaling과 연결되어 사용되는 a는 압력이 거의 균일한 저마하수 유동장에서 계산효율을 높이기 위한 계수이다. A_0는 층류일 때는 0, 난류일 때는 1로 사용되는 계수이며, F^S는 분무로 야기되는 단위체적당 운동량율이다.

2.3 에너지 보존 방정식

$$\frac{\partial(\rho I)}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho uI)=-p\nabla\cdot u+\left(1-A_0\right)\sigma\nabla u-\nabla\cdot J+A_0\rho\varepsilon+\dot{Q}^S \quad (7)$$

$$\dot{Q}^S=-\int f\rho_d\{4\pi r^2R[I_l(T_d)+\frac{1}{2}(v-u)^2] \quad (8)$$
$$+\frac{4}{3}\pi r^3[c_l\dot{T}_d+F'\cdot(u-v-u')]\}dvdrdT_ddyd\dot{y}$$

엔탈피의 확산과 열전도에 의한 열플럭스는 다음과 같다.

$$J=-K\nabla T-\rho D\sum_m h_m\nabla\left(\frac{\rho_m}{\rho}\right) \quad (9)$$

여기서 K, T는 열전도 계수 및 온도이며, h_m은 화학 종 m의 엔탈피이다.

$\dot{Q}^S$는 분무에 의한 생성 항이다.

2.4 κ-ε 방정식

피스톤 왕복운동으로 실린더 내의 부피 변화가 발생하고 이로 인해 length scale이 변화한다. 이를 고려한 κ-ε방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial(\rho\kappa)}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho u\kappa)=-\frac{2}{3}\rho\kappa\nabla\cdot u+\sigma\nabla u+\nabla\cdot\left[\left(\frac{\mu}{\mathrm{pr}_k}\right)\nabla\kappa\right]-\rho\varepsilon+\dot{W}^S \quad (10)$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t}+\nabla\cdot(\rho u\varepsilon)=-\left(\frac{2}{3}c_{\varepsilon1}-c_{\varepsilon3}\right)\rho\varepsilon\nabla\cdot u+\left[\left(\frac{\mu}{\mathrm{pr}_\varepsilon}\right)\nabla\varepsilon\right]+\frac{\varepsilon}{\kappa}\left(c_{\varepsilon1}\sigma\nabla u-c_{\varepsilon2}\rho\varepsilon+c_S\dot{W}^S\right) \quad (11)$$

$$\dot{W}^S=-\int fr_d\frac{3}{4}pr^3F''\cdot u'dvdrdT_ddyd\dot{y} \quad (12)$$

$\dot{W}^S$는 분무와 상호작용으로 발생하는 생성항이며 모델에 사용한 κ-ε상수는 Table 1과 같다.

2.5 상태방정식

$$p=R_0T\sum_m\left(\frac{\rho_m}{W_m}\right),\ I(T)=\sum_m\left(\frac{\rho_m}{\rho}\right)I(T) \quad (13)$$

$$C_p(T)=\sum_m\left(\frac{\rho_m}{\rho}\right)C_{pm}(T),\ h_m(T)=I_m(T)+\frac{R_0T}{W_m}$$

여기서 R_0는 일반가스상수, W_m은 화학종 m의 몰중량이며 I_m은 화학종 m의 내부에너지이다. c_{pm}은 m의 정압비열이다.

3. 분무해석

분무해석은 Stochastic larangian 방법에 의해 분무액적들을 수백개 혹은 수천개로 나누고 각각

Table 1 κ-ε 모델 상수들

$C_{\varepsilon1}$	$C_{\varepsilon2}$	$C_{\varepsilon3}$	$P_{T\kappa}$	$P_{T\varepsilon}$
1.44	1.92	−1.0	1.0	1.3

의 그룹을 대표하는 위치, 속도 그리고 온도, 크기등을 정의하여 각 그룹의 변화를 계산으로 추적해간다. 즉, 분사각, 액적크기에 대한 분포함수, SMR, 분사율등의 분무특성과 매 time당 쏘아지는 분무의 갯수가 결정되면 [0, 1] 범위내에서 random number를 결정하여 각 그룹의 속도, 방향, 크기를 결정한다. 시간에 따른 위치와 속도변화는 초기속도, 위치와 주변기체와의 drag force에 의해 결정된다. 액적크기변화는 연료와 기체상호간의 질량전달과 분산, 충돌과 융합에 의해 결정된다.

3.1 분무 방정식

$$\frac{\partial f}{\partial t}+\nabla_x\cdot(fv)+\nabla_v(fF)+\frac{\partial}{\partial r}(fR)+\frac{\partial}{\partial T_d}\left(f\dot{T}_d\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(f\dot{y}\right)+\frac{\partial}{\partial \dot{y}}\left(f\ddot{y}\right)=\dot{f}_{coll}+\dot{f}_{bu} \quad (14)$$

여기서, f : 액적의 분포함수
F : 액적의 속도
R : 액적의 반경
T_d : 액적의 각각 온도변화율
$\dot{y}$: 액적의 진동속도
$\dot{f}_{coll}$: 분무충돌에 의한 생성항
$\dot{f}_{bu}$: 분무분산에 의한 생성항

4. 수치해석

Fig.1은 계산격자모델이다. 격자수는 실린더의 반경, 원주 그리고 축방향에 대해 각각 9×24×16이다. Fig.2와 Fig.3은 실린더워 각기 다른 단면들로서 흡기포트, 측면 포트 그리고 배기포트를 나타내고 있다. 계산에 적용된 엔진 제원과 초기조건은 Table 2와 같다.

4.1 경계조건

벽면에서의 속도는 no slip조건, 배기포트에는 구배가 0인조건으로 처리하였다. 흡입포트에서의 유입속도 및 밀도식은 다음과 같다.

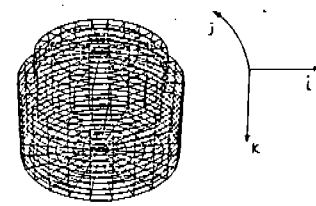


Fig.1 Computational mesh(9×24×16 grids)

Table 2 엔진제원 및 초기조건

초기조건	값
엔진 형태	루프소기타입
엔진속도(rpm)	1500
보어×행정(㎜)	90×67.3
배기량(cc)	428.14
흡기, 측면 포트 open	ATDC-230에서
기간(deg)	ABDC-130
배기포트 open	ATDC-250에서
기간(deg)	ABDC-110
연 료	옥탄(C_8H_{18})
노 즐	1개(2 hole)
노즐 직경(cm)	0.032
분사액적들의 갯수	2,000
초기 SMR(μm)	0.5
분사시작(deg)	ATDC-100
분사종결(deg)	ATDC-87.328
분무각(deg)	20
분사압력(bar)	30, 45, 70
흡기포트각, θ_1(deg)	45
측면포트각, θ_2(deg)	45
측면포트각, θ(deg)	30
분사각(deg)	25, 0, −25
화학종 밀도(g /cc)	$CO_2=3.060\times10^{-4}$ $N_2=1.1600\times10^{-3}$ $H_2O=1.45\times10^{-4}$

Table 3 배기 포트의 경계조건

온도 (K)	압력 (atm)	밀 도 (kg/m^3)	속 도 (cm/sec)
300	1	1.184	$\frac{\partial u}{\partial n}=0$

$$V=C_d\left(\frac{\nabla p}{\rho}\right)^{\frac{1}{2}},\quad \rho 2=\rho 1\left(\frac{p2}{p_1}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \qquad (15)$$

배기포트에서의 경계조건은 Table 3와 같다.

5. 결과 및 토의

계산은 ATDC-260 deg에서 ATDC-1 deg.까지 팽창 및 압축과정에서 수행하였으며 계산시간도한 계산시간을 방지하고 수치적 안정성을 고려하여 실린더 헤드부와 포트부에서는 크랭크각 매 10deg.마다 축방향으로 계산격자를 1개씩 생성 또는 서멸시키는 첨삭방법을 도입하였다. 또한 피스톤이 운동하는 행정구간은 국부유동속도와 같이 격자점들이 움직이는 라그란지안 방식, 헤드부분은 격자점들을 고정시켜놓은 오일러리안 방식을 채택하였다.

분사시에 초기액적들의 SMR은 5μm, 분무각은 20deg.로 설정하였으며 액적 표면에서의 질량 및 에너지 전달은 Frossling 관계식을 이용하였다. 액적의 온도가 임계온도를 초과할경우에는 그 액적군은 완전히 기화한것으로 가정하였으며 계산을 위한 초기 time step은 5×10^{-6}초이다. 매 cycle마다 평균 크랭크 각은 약 0.05deg이며 전체계산에 소요된 시간은 HP 720워크스테션으로 약 9시간 30분 소요되었다.

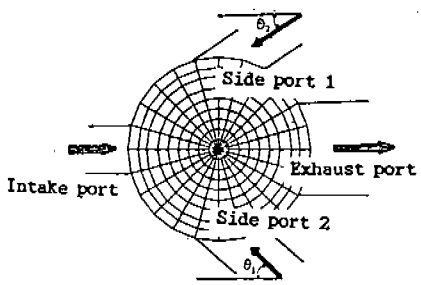
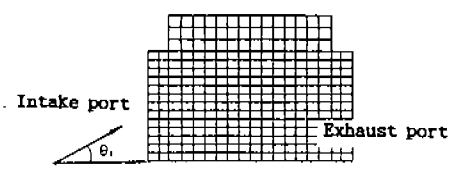
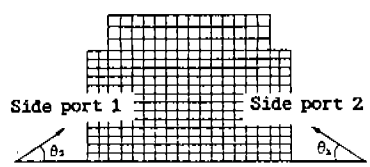


Fig.2 Ports parts on K=2 plane(B plane)

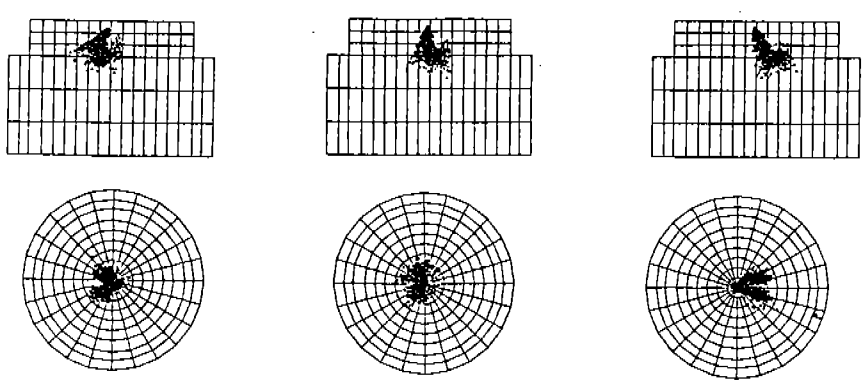


(a) Intake port angle on J=1, 13 plane(A plane)



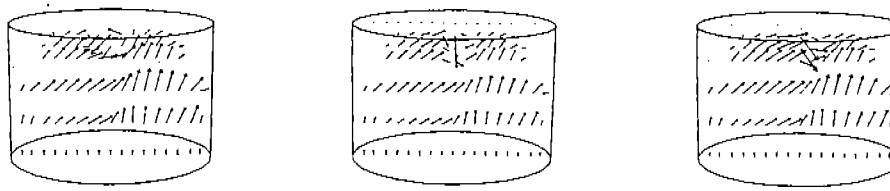
(b) Side ports angles on J=7, 19 plane

Fig.3 Intake and Side ports angles on J=1, 13 and J=7, 19



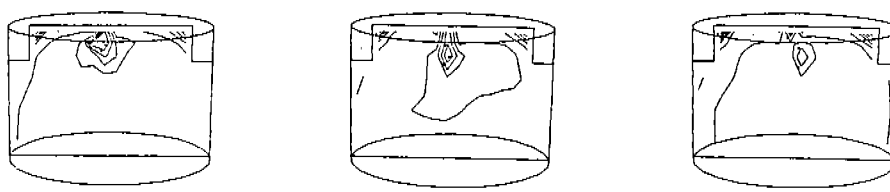
(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=−25 deg.

Fig.4 Distribution of droplets dispersion at ATDC-92 deg.



(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=−25 deg.

Fig.5 Velocity vector at ATDC-92 deg.

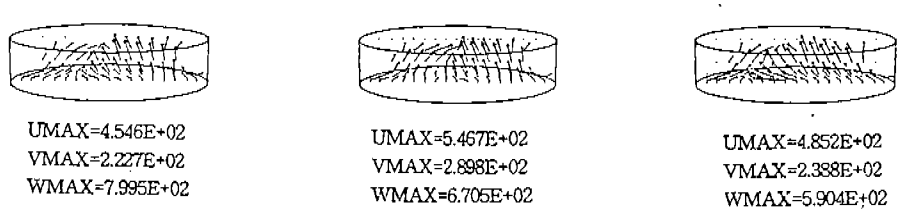


(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=−25 deg.

Fig.6 Distribution of density at ATDC-92 deg.

(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=−25 deg.

Fig.7 Distribution of droplets dispersion on A plane at ATDC-5 deg.



(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=−25 deg.

Fig.8 Velocity vector on A plane at ATDC-5 deg.

5.1 분사각의 변화에 따른 유동 및 분무 특성의 고찰

계산시 실린더내로 분사되는 연료 분사각은 실린더 중심축을 기준으로하여 좌우로 각각 25deg 그리고 실린더 중심축방향인 0deg이며 계산결과는 다음과같다.

Fig.4, Fig5 그리고 Fig.6은 분사직후인 ATDC-92 deg.에서 각각 실린더내의 액적 분산분포 및 속도분포 및 밀도분포를 나타내고 있다. 전체적으로 분무 액적들은 주어진 분사방향으로 향하고 있으나 흡기포트에서 유입된 상향유동과 피스톤 운동으로 상승하는 유동으로 인해 그 선단들이 길게 뻗지 못하고 실린더 헤드 중심부로 향하고 있다. 특히 상승하면서 우측으로 향하는 속도로 인해 (a)와 (b)와 같이 분사방향이 그와 대응하는 경우에도 액적들이 오른쪽으로 향하고 있다. 그 밀도를 보면 (a)인경우가 실린더 헤드 중심부에 다소 좌측으로 강하게 분포되어 있으며 (b)와 (c)인 경우에는 중심부 혹은 중심부에서 다소 우측으로 분포되어 있다.

Fig.7, Fig.8 그리고 Fig.9는 상사점 부근인 ATDC-5 deg.에서 각각 분무액적 그리고 실린더내의 속도분포 그리고 밀도분포를 나타내고 있

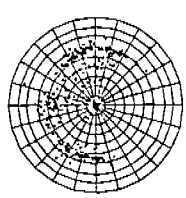
L=4.101E-03
H=4.925E-03

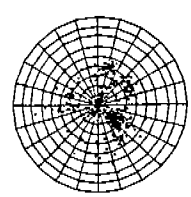
L=4.192E-03
H=6.162E-03

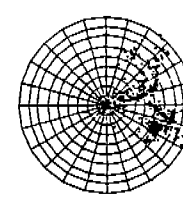
L=4.220E-03
H=5.887E-03

(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=−25 deg.

Fig.9 Distribution of density on A plane at ATDC-5 deg.

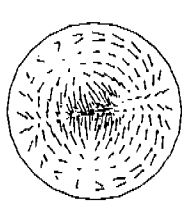






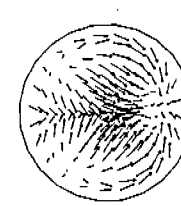
(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=−25 deg.

Fig.10 Distribution of droplets dispersion on B plane at ATDC-5 deg.



UMAX=5.526E+02
VMAX=8.499E+02
WMAX=2.089E+02

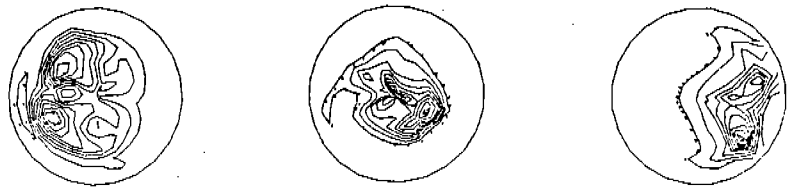
UMAX=6.097E+02
VMAX=6.976E+02
WMAX=2.285E+02



UMAX=6.175E+02
VMAX=5.144E+02
WMAX=1.729E+02

(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=−25 deg.

Fig.11 Velocity vector on B plane at ATDC- 5 deg.



(a) injection angle=25 deg. (b) injection angle=0 deg. (c) injection angle=−25 deg.

Fig.12 Distribution of density on B plane at ATDC-5 deg.

Table 4 ATDC-5 deg에서 액적들의 갯수

분사각(deg.)	25	0	−25
액적들의 갯수(개)	371	398	546

다. 그중 (a)의 경우는 압축과정에서 오른쪽으로 향하는 잔류 흡기 유동과 피스톤 운동으로 상승하는 유동방향에 대항하여 연료를 분사하기 때문에 이들 사이의 강한 유동상호작용으로 분사액적들이 (b)와 (c)에 비해 크게 줄어들고 있다. 이는 이들간에 강한 유동상호작용으로 인해 분무액적들의 분산이 잘 일어나기 때문이며 그에따라 기화율도 좋기때문일것이다. 또한 (a)에 비해 (b)와 (c)인 경우가 피스톤 헤드부에 분포 액적들이 더욱 많이 쌓여있으며 특히 (c)인 경우에는 우측편으로 크게 치우쳐 있다. 속도를 보면 분사각이 좌에서 우측으로 갈수록 상승속도가 줄어들고 있다.

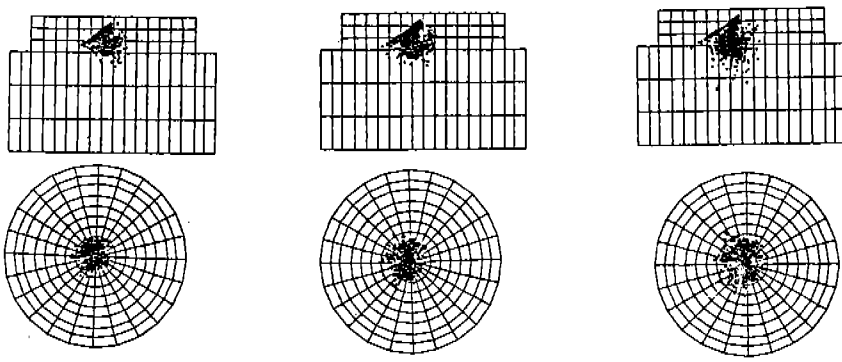
Fig.10, Fig.11 그리고 Fig.12는 ATDC-5 deg.에서 액적들의 분포, 속도분포 및 밀도분포를 B plane으로 보여주고 있다. 액적분포와 밀도분포를 보면 (a)인 경우에 실린더 중심에 적절히 분포되어있으며, (b)와 (c)인 경우에는 실린더 중심부의 분무액적들이 일부는 덩어리처럼 분포되어있거나 한쪽방향으로 치우쳐있다. 속도는 분사각이 우측으로 이동할수록 우측으로 진행하는 유동속도가 더욱 증가하고 있다.

이상으로 분사각의 변화에 따른 실린더 내의 유동 및 분무특성을 보면 Table 4와 같이 분사각이 25deg인 경우가 다른 경우에 비해 상사점 부근에서 분무액적들이 현저히 줄어들고 있으며 피스톤 표면에도 적게 쌓인다. 이는 압축행정에서 오른쪽으로 향하는 잔류흡기 유동과 피스톤 운동으로 상승하는 유동에 대항하여 연료를 분사하므로 이들 사이에 강한 상호작용이 일어나기 때문이다. 이들의 강한 상호작용은 분무액적들의 분산을 강하게 촉진시키므로 기화율은 향상된다.

5.2 분사압력의 변화에 따른 유동 및 분무특성의 고찰

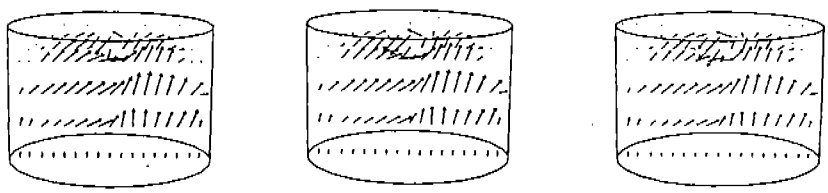
실린더내로 분사되는 연료 분사압력은 각각 30bar, 45bar 그리고 70bar이며 계산에서 얻은 결과는 다음과 같다. 이때 분사각은 실린더 중심축을 기준으로하여 25deg.이다.

Fig.13, Fig.14 그리고 Fig.15는 ATDC-92deg.에서 실린더내의 액적분포, 속도분포 그리고 난류에너지 분포를 나타내고 있다. 이때의 연료 분사각은 모두 25deg.이다. 전체적으로 (a), (b) 그리고 (c) 모두 상승하는 유동으로 인해 분무 액적선단이 실린더 헤드부로 향하고있다. 분사압력이 가장 큰 (c)인 경우, (a)와 (b)에 비해 분무액적의 선단 침투길이가 가장길게 나타나고 있으며 실린더 중심부에서도 가장 넓게 분포되어있다. 속도 및 난류에너지도 (c)인 경우가 가장 크게 나타나고 있다. 이는 연료분사직후에는 압축행정 초기이기 때문에 피스톤 운동으로 인해 실린더내에서 상승하는 유동과 분무액적들 간에는 유동 상쇄 작용보다는 촉진효과를 야기하기 때문이다.



(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.13 Distribution of droplets dispersion on A and B planes at ATDC-92 deg.



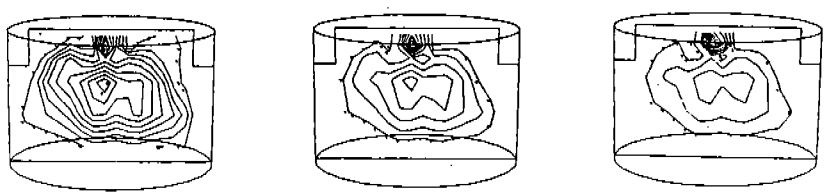
UMAX=1.871E+03
VMAX=2.651E+02
WMAX=2.313E+03

UMAX=2.016E+03
VMAX=2.684E+02
WMAX=2.336E+03

UMAX=2.463E+03
VMAX=2.704E+02
WMAX=2.722E+03

(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.14 Velocity vector on A plane at ATDC- 92 deg.



L=5.154E+03
H=4.491E+04

L=8.967E+03
H=7.921E+04

L=1.221E+04
H=1.082E+05

(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.15 Distribution of turbulent kinetic energy on A plane at ATDC-92 deg.

(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.16 Distribution of droplets dispersion on A plane at ATDC-5 deg.

UMAX=4.326E+02
VMAX=2.431E+02
WMAX=7.820E+02

UMAX=4.546E+02
VMAX=2.227E+02
WMAX=7.995E+02

UMAX=4.060E+02
VMAX=3.100E+02
WMAX=7.503E+02

(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.17 Velocity vector on A plane at ATDC- 5 deg.

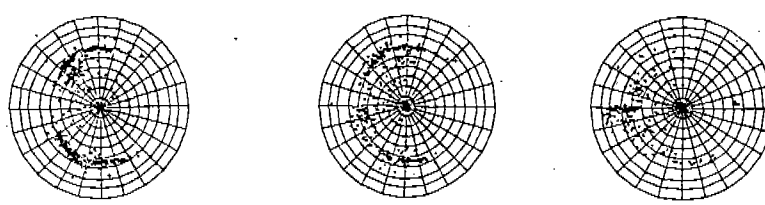
L=6.807E+02
H=6.045E+03

L=6.311E+02
H=5.576E+03

L=5.760E+02
H=5.084E+03

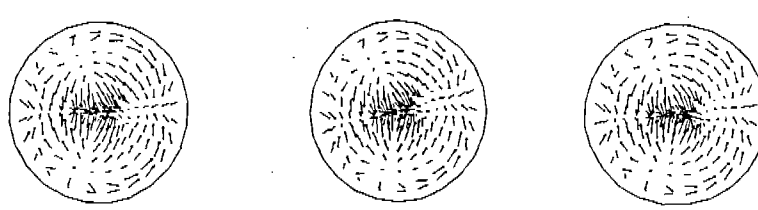
(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.18 Distribution of turbulent kinetic energy on A plane at ATDC-5 deg.



(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.19 Distribution of droplets dispersion on B plane at ATDC-5 deg.



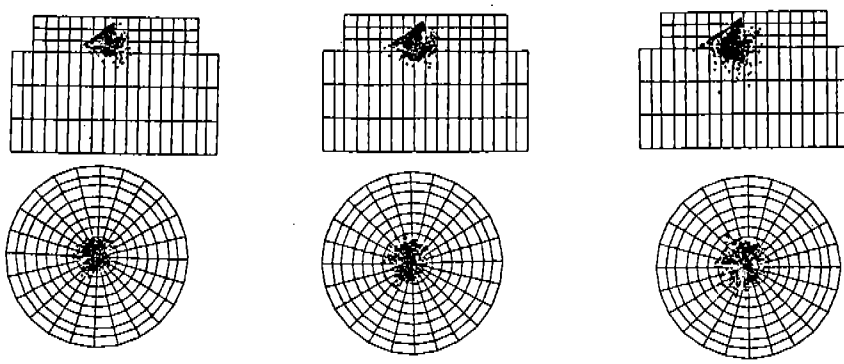
UMAX=6.050E+02
VMAX=8.422E+02
WMAX=1.866E+02

UMAX=5.526E+02
VMAX=8.499E+02
WMAX=2.089E+02

UMAX=5.164E+02
VMAX=8.095E+02
WMAX=1.951E+02

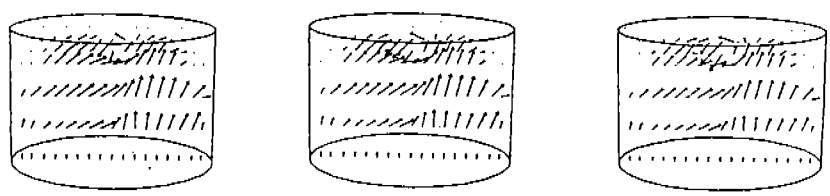
(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.20 Velocity vector on B plane at ATDC- 5 deg.



(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.13 Distribution of droplets dispersion on A and B planes at ATDC-92 deg.



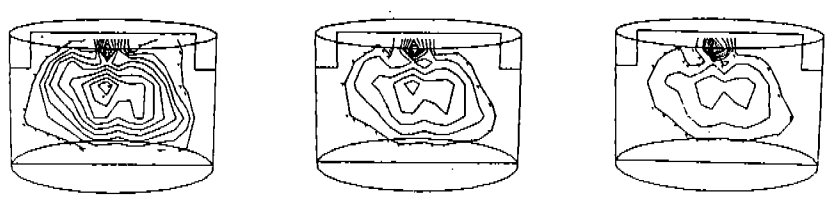
UMAX=1.871E+03
VMAX=2.651E+02
WMAX=2.313E+03

UMAX=2.016E+03
VMAX=2.684E+02
WMAX=2.336E+03

UMAX=2.463E+03
VMAX=2.704E+02
WMAX=2.722E+03

(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.14 Velocity vector on A plane at ATDC- 92 deg.



L=5.154E+03
H=4.491E+04

L=8.967E+03
H=7.921E+04

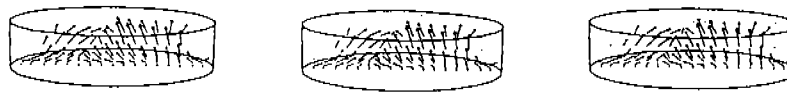
L=1.221E+04
H=1.082E+05

(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.15 Distribution of turbulent kinetic energy on A plane at ATDC-92 deg.

(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.16 Distribution of droplets dispersion on A plane at ATDC-5 deg.



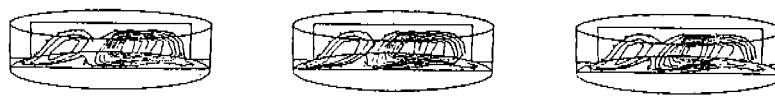
UMAX=4.326E+02
VMAX=2.431E+02
WMAX=7.820E+02

UMAX=4.546E+02
VMAX=2.227E+02
WMAX=7.995E+02

UMAX=4.060E+02
VMAX=3.100E+02
WMAX=7.503E+02

(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.17 Velocity vector on A plane at ATDC- 5 deg.



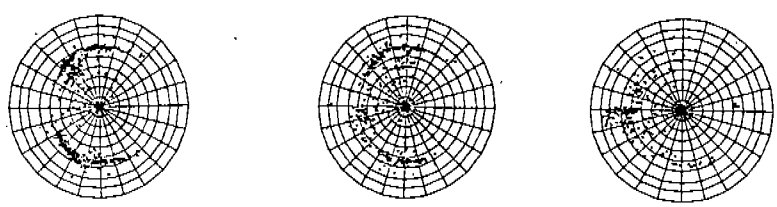
L=6.807E+02
H=6.045E+03

L=6.311E+02
H=5.576E+03

L=5.760E+02
H=5.084E+03

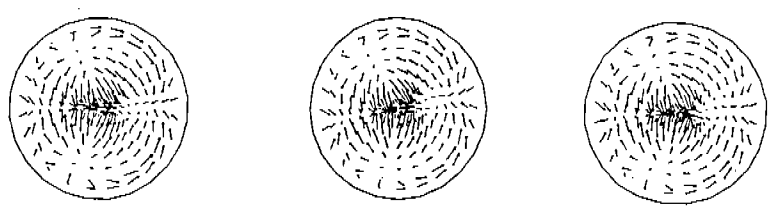
(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.18 Distribution of turbulent kinetic energy on A plane at ATDC-5 deg.



(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.19 Distribution of droplets dispersion on B plane at ATDC-5 deg.



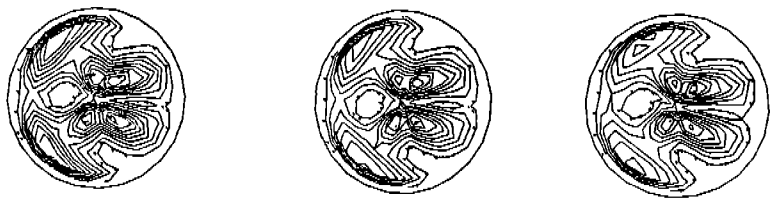
UMAX=6.050E+02
VMAX=8.422E+02
WMAX=1.866E+02

UMAX=5.526E+02
VMAX=8.499E+02
WMAX=2.089E+02

UMAX=5.164E+02
VMAX=8.095E+02
WMAX=1.951E+02

(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.20 Velocity vector on B plane at ATDC- 5 deg.



(a) injection pressure=30 Bar. (b) injection pressure=45 Bar. (c) injection pressure=70 Bar.

Fig.21 Distribution of turbulent kinetic energy on B plane at ATDC-5 deg.

Table 5 ATDC-5 deg에서 액적들의 갯수

분사각(deg.)	30	45	70
액적들의 갯수(개)	682	371	197

Fig.16, Fig.17 그리고 Fig.8은 ATDC-5 deg.에서 분무액적분포, 속도 그리고 난류에너지 분포를 나타내고 있다. 분사압력이 증가할수록 액적들이 실린더 중심에서 왼쪽으로 다소 벗어나고 있으나 상승하는 유동과 더욱 강하게 부딪혀 그 액적들의 갯수도 더욱 현저하게 줄어들고 있으며 실린더내에 남아있는 액적들도 피스톤 표면에 쌓여있지않고 적절히 산포되어있다. 이는 분사압력이 클수록 액적들의 분산과 기화율이 좋다는 것을 나타내고 있다. Fig.18의 난류운동에너지를 보면, (a), (b) 그리고 (c)모두 그 크기가 비슷하나 분사압력이 클수록 유동장의 난류강도가 줄어드는 경향을 보이고 있다. 이는 분사압력이 강하면 강할수록 상승하는 유동강도를 더욱 강하게 상쇄시키기 때문이다.

Fig.19, Fig.20 그리고 Fig.21은 ATDC-5 deg.에서 B plane으로 나타낸 액적 분포, 속도분포 및 난류에너지 분포이다. 액적들은 모두 실린더 중심부에 적절하게 분포하고 있으나 Fig. 16와 Fig.17에서 설명한바와 같이 분사압력이 클수록 그 갯수가 현저히 줄어들고 있다. 속도크기는 비슷하게 분포되고 있으며 난류강도도 비슷한 크기로 실린더 중심부에서 크게 나타나며 분사압력이 증가할수록 다소 작아지는 경향을 보이고 있다.

이상으로 종합해보면, 분사압력이 증가할수록 분무액적들의 그 선단 침투거리가 길어지며 피스톤 운동으로 인한 상승 유동과 분무액적들간에 상호 작용이 강하여 상사점 부근에서는 Table 5와 같이 액적들이 현저히 줄어들었다. 또한 압축행정 초기에는 분사압력이 증가 할수록 난류강도가 점차 증가 하였고 피스톤이 상사점으로 갈 수록 감소하는 경향을 보였다. 이 같은 결과는 연료분사직후인 압축행정 초기에서는 피스톤에 의해 상승하는 유동과 분무액적들간에 상호작용으로 인해 난류강도가 증가하는 효과를 유발하지만 피스톤이 점차 상사점에 가까워지면서부터는 실린더내의 체적이 작아지므로 실린더내로 분사되는 액적들의 분사압력이 증가하면 할 수록 실린더내의 유동을 더욱 더 상쇄시키기 때문이다.

6. 결 론

본 연구에서 분사압력과 분사각을 변화 시키면서 실린더내의 유동장 및 분무에 대해 수치해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1) 분사각이 25 deg.인 경우가 다른 경우에 비해 분무액적들이 상사점부근에서 현저히 줄어들고 있으며 피스톤 표면에도 적게 쌓인다. 이는 압축행정에서 오른쪽으로 향하는 흡기 유동과 피스톤 운동으로 상승하는 유동에 대항하여 연료를 분사하기 때문에 이들 사이에 강한 상호작용이 일어나기 때문이다. 즉 강한 상호 작용은 분무액적의 분산을 더욱 촉진 시키므로 액적기화율이

향상된다.

2) 분사압력이 증가할수록 액적들의 분무 선단침투거리가 길어진다.
3) 분사압력이 증가할수록 피스톤 운동으로 인한 상승 유동과 분무액적간에 상호작용이 강하여 상사점 부근에서는 액적갯수들이 현저히 줄어 들었다.
4) 압축행정 초기에는 분사압력이 증가 할수록 난류강도가 점차 증가 하였고 피스톤이 상사점으로 갈 수록 감소하는 경향을 보였다. 이 같은 결과는 연료분사직후인 압축행정 초기에서는 피스톤에 의해 상승하는 유동과 분무액적들간에 상호작용으로 인해 난류강도가 증가하는 효과를 유발하지만 피스톤이 점차 상사점에 가까워지면서부터는 실린더내의 체적이 작아지므로 실린더내로 분사되는 액적들의 분사압력이 증가하면 할 수록 실린더내의 유동을 더욱 더 크게 상쇄시키기 때문이다.

후 기

이 연구는 중앙대학교 연구 지원처의 1995년도 학술연구비 지원하에 이루어졌으며 이에 관계자 제위께 감사를 드린다.

참 고 문 헌

1. Floud A. Wyczalek, "Two-Stroke Engine Technology in the 1990'S", SAE, 910663 PP.1~8, 1991.
2. A.A.Amsden, P. J. O. Rourke and T..D. Butler, "KIVA-Ⅱ : A Computer Program for Chemically Reactive Flows with Sprays", Los Alamos Report, LA-11560-MS, 1986.
3. 윤금중, 심현성, 김원태, 문귀원, "연료의 연소실 내 직접 분사를 채용한 2행정엔진 개발에 대한 연구", HMC, Technical Review, Vol.6 No.2 Sep., 1994
4. Kang Y. Huh, Ku Kyong Kim and Kohn Min, "Multidimensional Cycle Simulation of Flow Field, Combustion and Heat Transfer in a Spark Ignition Engine", SAE Technical Paper 920588.
5. Kang Y. Huh, Ku Kyoung Kim, Chang Ryol Choi, Soo Chan Park, Sun Moon, and Kwi Young lee", Scavenging Flow Simulation of a Four-poppet-valved Two-stroke Engine", SAE 930500.
6. 채수, 유홍선 "Pancake 헤드 형상을 가진 2행정기관에서 포트 각의 변화에 따른 유동장 및 분무 특성에 대한 수치적 연구", 한국자동차 공학회 추계학술발표대회, 1994
7. S. Chae, H. S. Ryou, "A Numerical Study of Flow Field and Spray Characteristics in a 2-stroke Engine Cylinder with Different ports", 1st Asian C. F. D. Conference Proceeding, Vol.1, pp.205~210
8. 채수, 유홍선 "직접 분사식 2행정기관에서 분사 압력 및 분사 각도 변화에 따른 실린더내의 분무 특성에관한 연구", 한국 자동차 공학회 춘계학술발표대회, 1995
9. Haruo Ukawa, Masamitsu Nakano, and Kazuo Sato, the Cylinder Head-Part Ⅲ : An Application of Gaseous Fuel Direct Injection System", SAE930983, PP.161~171, 1993.
10. Douglas, R. and Blair, G. P. Fuel Injection of a Two-stroke Cycle Spark Ignition Engine, SAE 820952, 1982.
11. Nuti, M, Direct Fuel Injection : An opportunity for Two-stroke SI engines in Road Vehicle Use, SAE 860170, 1986.