

엔진내부 텀블 유동 형성에 대한 수치해석적 연구

이병서[†] · 이준식* · 유정열*

Numerical Study on the Formation of Tumble Motion in Engine Cylinder

Byoung Seo Lee[†], Joon Sik Lee* and Jung Yul Yoo*

Key Words: Tumble (텀블), Inclination angle (기울임각), Seat angle (시트각)

Abstract

It is well known that organized vortex rotations swirl and tumble greatly affect the mixing, the combustion and heat transfer processes in engine cylinder. We have developed 3 dimensional numerical simulation codes whose predictions make good agreement with the experimental data. Large eddy simulation based on Smagorinsky subgrid scale model was adopted to describe the turbulence of in-cylinder flows. The tumble motions generated by different inclination angles between valve-port and cylinder head have been calculated. The results show that the angles between direction of induced flow and cylinder walls which the flow collides with play a great role in the formation and generation of tumble motions. Therefore, it is inferred that seat angle and inclination angle are important factors of engine design. In addition, the numerical results of different engine speed -1000 rpm and 3000 rpm are very similar in the flow structure.

	기호설명	Γ_ϕ	확산 계수
		ν_ϕ	동점성계수
x, y	직교 좌표계 좌표	τ_L	층류 응력 항
r, θ	원통 좌표계 좌표	τ_{SGS}	서브그리드 응력 항
z	축방향 좌표	$G(x, x'; \Delta)$	가우시안 컷오프 함수
\bar{u}_i	필터된 유체의 속도	D, r_0	보어 지름, 반지름
\tilde{u}_z	유체의 상대 속도	r_e, θ_e	밸브의 편심위치
u^{n+1}	다음 시간 단계 속도	z_p	피스톤의 축방향위치 좌표
u^n	이전 시간 단계 속도	β	밸브의 기울임각
u_i^*	보정 속도	Δ	필터 크기
\hat{u}_i	중간 속도	λ	커넥팅로드 대 크랭크 반경비
S_ϕ	지배 방정식에서 소스 항		

† 서울대 기계항공공학부 대학원

E-mail : seolee123@intizen.com

TEL : (02)880-7123 FAX : (02)880-0179

* 서울대 기계항공공학부

1. 서 론

엔진내부로 공기 또는 혼합기가 유입되면서 발생하는 복잡한 유체유동은 흡기 포트 및 연소실

설계와 기관성능에 관련되기 때문에 많은 연구자들의 중요한 연구과제이다. 유동의 난류강도는 연소시 화염을 빠르게 전파시킴으로써 연소속도 저하와 초기 점화 불안전성 문제를 해결해주는 매우 중요한 인자이다. 이러한 난류강도를 크게 하기 위하여서는 스윙과 텀블이라는 각각 축방향과 그에 수직인 방향의 와류동이 있어야 한다. 이러한 와류동은 연료와 공기의 혼합을 촉진시켜 기관의 성능향상에 기여한다. 특히 압축행정 말기 축방향 유동은 스퀴시(squish)라하며 연소후 기속도를 높이는 것으로 알려져 있다. 경제성있는 고압축비 엔진의 경우 고난류강도, 희박연소에 의해 가능하다는 것을 고려하면 엔진내부유동에 관한 연구는 반드시 필요하다.

실험적 연구는 열선유속계 (HWA)와 레이저도플러측정 (LDV)을 사용하여 엔진내부 유동장이나 난류강도를 측정하는 것인데, 복잡한 3차원 비정상유동이기에 때문에 실험에 의한 유동특성의 규명은 매우 어렵다. 실험에 의할 경우 긴 시간과 많은 노력을 요하게 되므로 수치적 접근이 대안이 될 수 있다. Gosman [1]은 이에 관한 사항을 비교적 잘 정리하였다. 상용 패키지로 STAR-CD와 KIVA 등이 주로 이용되고 있다. 최근에는 Haworth [2] 등에 의해 비로소 엔진내부 유동에 대한 LES (Large eddy simulation)를 이용한 연구가 시작되었다. 그들은 대부분의 엔진 내부 유동 해석에 적용된 RANS(Reynolds averaged governing equations)모델의 한계를 지적하였으며 그 대안으로 LES를 제시하였다. RANS $k-\epsilon$ model로 대표되는 충분히 평균된 변수를 다루고 난류를 간단히 모델링하는 방식이다. LES는 가장 작은 스케일까지 해석하는 DNS (Direct numerical simulation)와 평균된 변수들을 이용하는 RANS의 절충형 모델이라고 할 수 있다.

본 연구에서 유동해석의 정확성을 높이기 위해 LES를 도입하였으며 여러 가지 입구 조건과 운전 조건이 엔진 실린더 내부의 유동에 미치는 영향을 분석하도록 하여 연소실 최적 형상 설계에 필요한 기본적 자료를 얻고자 하였다. 이를 위해 개발된 프로그램의 유동장의 정확성을 확인하기 위하여 실험 결과가 잘 알려진 한 개 포트를 가지는 단순한 엔진에 대하여 시뮬레이션을 수행한 후 정확성을 비교한다.

이후 본격적으로 연구할 대상으로 2개의 흡기 밸브를 가지는 엔진을 선택하였다. 흡기밸브가 하나인 2밸브엔진에서는 헬리컬 포트를 사용하여 비교적 쉽게 스윙 유동을 생성 유지시키는 것이 가능하여 이를 주 난류 생성원으로 이용한다. 그러나 흡기밸브가 2개인 4밸브 시스템의 경우 헬리컬 포트 등으로 입구 유동에 인위적인 스윙을 생성시키더라도 두 밸브에서 발생한 두 유동이 부딪혀서 구조가 깨어지기 때문에 스윙이 생성되기 대단히 어려워 스윙보다는 텀블의 생성이 더 중요한 것으로 알려져 있다. 특히 요즘 각광 받고 있는 GDI엔진 (Gasoline direct injection engine)의 경우도 직립된 포트를 이용한 텀블 유동을 이용하고 있는 등 4밸브 엔진에서 텀블 유동현상의 메카니즘의 규명이 대단히 중요하다고 할 수 있다 [3].

2. 해석 방법

2.1 지배방정식

본 연구에서 해석하고자 하는 엔진에 대하여 적용한 좌표계는 원통좌표계 (cylindrical coordinate)이다. 원통좌표계상에서 축방향, 반경방향, 원주방향을 각각 z , r , θ 로 하였다. Fig. 3을 보면 xyz 좌표계 상에서 나타내었는데 xy 평면은 $r\theta$ 평면에서 좌표변환 시킨 것이다. 편의상 밸브 등 실린더 헤드부를 $z=0$ 로 잡고, 이동하는 피스톤 부를 $z=z_p$ 로 하였다. 이에 대응하는 속도성분은 u_z , u_r , u_θ 가 된다. 원통좌표계에 대한 일반적 형태의 보존방정식은 다음과 같이 표시된다.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(r\rho u_r \phi - r\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial r}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta}(\rho u_\theta \phi - \frac{\Gamma_\phi}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta}) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho u_z \phi - \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial z}) = S_\phi \quad (1)$$

위의 r , θ , z 에 관한 지배방정식은 피스톤의 운동을 반영할 수 있도록 r , θ , ξ 평면에 관한 식으로 다음과 같이 변환된다.

$$\frac{1}{z_p} \frac{\partial}{\partial t} (\rho z_p \phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \rho u_r \phi - r \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\rho u_\theta \phi - \frac{\Gamma_\phi}{r} \frac{\partial \phi}{\partial \theta} \right) + \frac{1}{z_p} \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\rho \tilde{u}_z \phi - \Gamma_\phi \frac{1}{z_p} \frac{\partial \phi}{\partial \xi} \right) = S_\phi \quad (2)$$

여기서 $\xi = z/z_p$ 이며 z_p 는 피스톤의 위치이다. \tilde{u}_z 는 움직이는 격자에 대한 유체의 상대속도이다. 즉 \tilde{u}_z 는 다음과 같이 표현된다.

$$\tilde{u}_z = u_z - u_g \quad (3)$$

여기서 u_g 는 계산 격자의 속도이며 다음과 같다.

2.2 Fractional step method

또한 좌표변환된 지배방정식 식 (2)를 풀기 위해 fractional step method의 4단계 시간전진법 (four-step time advancement scheme) [4]을 적용하였다. Fractional step method는 알고리즘상 한 시간단계에 압력식을 한번만 풀도록 되어 있어서 SIMPLE 보다 단순하고 효율적인 유동 해석이 가능하다.

$$\begin{aligned} \frac{u_i^* - \hat{u}_i}{\Delta t} &= \frac{\partial p^n}{\partial x_i} \\ \frac{\partial}{\partial x_i} \frac{\partial p^{n+1}}{\partial x_i} &= \frac{1}{\Delta t} \frac{\partial u_i^*}{\partial x_i} \\ \frac{u_i^{n+1} - u_i^*}{\Delta t} &= -\frac{\partial p^{n+1}}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (4)$$

제 1단계로 연속방정식(continuity equation)을 제외한 모든 종속변수에 관한 식을 시간에 대해 Crank-Nicolson 방법으로 전개하여 이로부터 구한 속도는 중간속도(intermediate velocity)이며, *는 보정속도(correction velocity) 이고 n 과 $n+1$ 은 각각 이전 시간단계와 현재 시간단계를 의미한다. 중간속도는 (4)의 첫 번째 식에 의해 보정속도가 되고 다음의 두 번의 연산에 의해 다음 스텝에서의 압력과 속도가 차례로 구해진다.

2.3 Smagorinsky subgrid scale method

LES의 기본적 아이디어는 큰 스케일의 난류는 유동에 따라 구조가 많이 달라져서 모델링하기 어렵지만 작은 스케일의 난류는 등방성의 성질을 가지고 있을 것이 예상되어 모델링하기 용이할 것이라는 데서 출발하였다. 그러므로 LES에서는 이런 두 스케일을 나누는 기준이 되는 Δ 라는 길이 스케일이 존재하고 큰 스케일의 난류는 이 스케일에 대해 필터되었을 때

$$\bar{u}_i = \int G(x, x'; \Delta) u_i(x_i') dx' \quad (5)$$

로 표시된다. 또한 지금까지 우리가 기술했던 지배방정식이 이러한 큰 스케일의 식으로 표시된다면 운동량식의 응력항은 수식에 반영된 큰 유동에 의한 응력 (τ_L)과 반영되지 못한 작은 유동의 응력 (τ_{SGS})으로 나뉜다. LES는 이 작은 스케일의 유동을 모델링한다

$$\tau_{ij} = \tau_{L,ij} + \tau_{SGS,ij} \quad (6)$$

본 연구에서 적용한 Smagorinsky model의 경우 τ_{SGS} 는 다음과 같이 모델링된다.

$$\tau_{SGS,ij} = -2\nu_{SGS} \bar{S}_{ij} = -2\nu_{SGS} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (7)$$

여기서

$$\nu_{SGS} = (C_s \Delta)^2 (2 \bar{S}_{ij} \bar{S}_{ij})^{1/2} \quad (8)$$

이고 C_s 가 Smagorinsky 상수가 되어 유동에 따라 다른 값을 준다. 이 밖에 좀더 발전된 모델로 유동 형태에 따라 다른 C_s 를 계산 과정에서 구하는 동적 모델 (Dynamic model) [5,6]이 있지만 이것 역시 nonhomogeneous한 유동에 적용되기 어려운 단점이 있으므로 이를 보완할 수 있는 Lagrangian model [7] 등 새로운 모델에 대한 연구가 진행되고 있다.

3. 유동 해석 결과

3.1 원 밸브 모터링 엔진

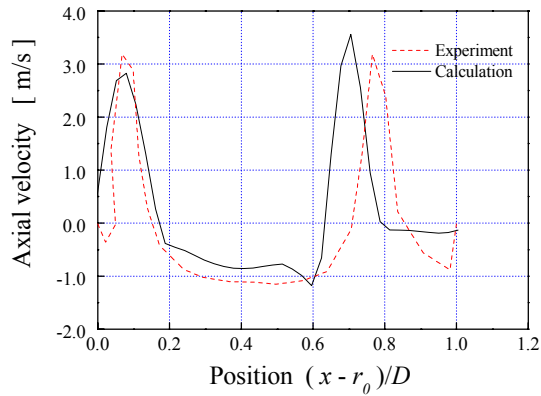


Fig. 1 Axial velocity profiles at 90° ATDC
(z = 7 mm)

개발된 코드의 정확성을 검토하기 위해 Morse 등[8]의 실험한 결과와 비교하였다. 그들의 실험은 엔진 사양은 비교적 낮은 속도인 200rpm으로 운전되며, 시트각 60°에 보어지름 75mm이며 스트로크가 지름의 0.8배가 되며 압축비가 3이 된다. Fig. 1은 90° ATDC (After top of dead center) 에서 각각 실린더 헤드에서 축 방향을 따라 7mm의 위치에서의 축 방향 속도의 분포의 측정치와 계산 결과이다. 엔진 유동이 이동 경계 등 여러 가지 복잡한 요인을 가지고 있다는 점을 고려할 때 상당히 정확히 예측하고 있다고 판단된다. 비교 결과 속도의 크기가 비슷한 것으로 오류확산의 문제는 그다지 중요하지 않은 것으로

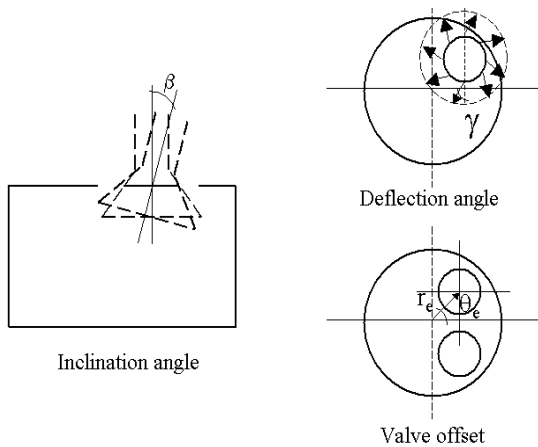


Fig. 2 Schematic diagram of model engine

Table 1 Engine specification

Engine		Valve	
Bore	83 mm	diameter	29 mm
Stroke	92 mm	SA	60°
CR	9.0	r_e	19 mm
λ	3.0	θ_e	45°

보이며 실험과의 차이는 난류 모델의 개선이나 정확한 경계조건 등을 적용한다면 보다 향상된 결과를 얻을 수 있을 것으로 생각한다.

3.2 모델 엔진

본 연구에서 해석하고자 하는 모델엔진은 4밸브 시스템에서 볼 수 있는 두 개의 흡기 포트를 가진 것을 적절히 이상화 한 것으로 그 형태는 Fig. 2에 대략 나타내었다. 모델엔진에 대한 공통적인 사양은 Table 1에 정리하였다. 해석에서 텀블 유동에 영향을 줄 것으로 보이는 포트의 기울임의 정도는 기울임각(inclination angle, β)을 바꾸어가며 유동 해석을 하였다. 기울임각의 존재는 밸브에서 유도되는 유동의 방향을 바꾸어 실린더 내에 형성되는 텀블 유동을 변화시키고자 하는 것이다. 1000 rpm과 3000 rpm에 대해 수행하였고, 편향각(γ)을 0으로 고정시켰고 기울임은 0°와 20°인 경우에 대하여 수행하여 수행하였다. 격자는 r, θ, z 방향으로 각각 30×32×20으로 하였으며 1000 rpm인 경우는 1회의 시간 단계에 대하여 $\Delta t=0.1$ ms로 하여 한번 왕복할 때까지 총 600단계가 걸리도록 하였다.

3.3 모델 엔진에 대한 유동 해석

일반적으로 4밸브 엔진에서는 두 개의 흡기 밸브에서 나온 유동의 상호 교란으로 스웰보다 텀블이 더 난류생성원으로 이용하기 쉽다고 알려졌다. 다음에서 각각의 계산한 경우에 대한 유동을 강도를 알기 위하여 Fig.3와 같이 단면을 y 가 일정한 값을 가지는 평면 ($y = \text{constant}$)에 대해 잘라서 그 단면의 유동장을 살펴봄으로써 이를 평가하였다.

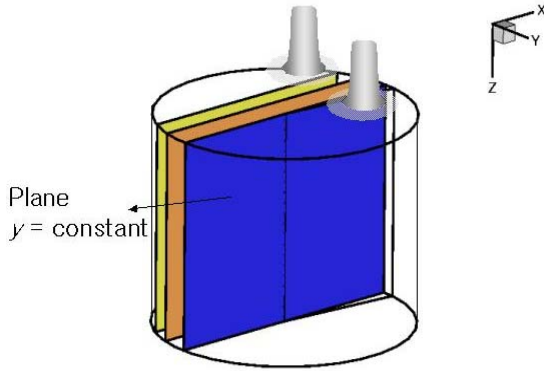
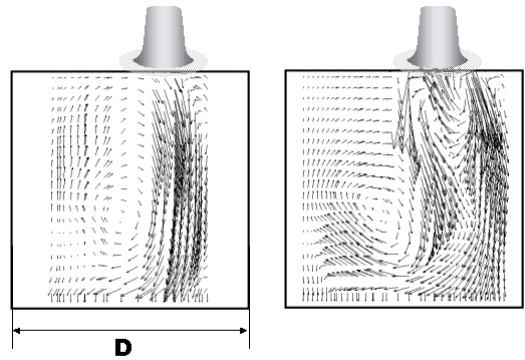


Fig. 3 Plane section

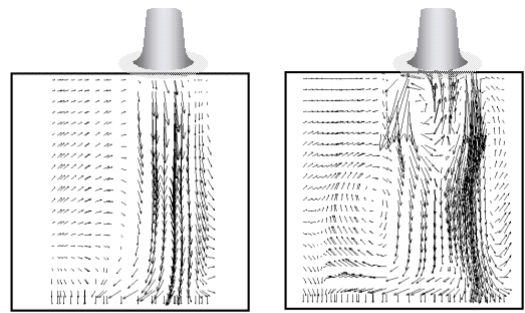
본 연구에서 기울임각과 텀블의 관계는 비교적 명확하게 나타났다. 기울임각을 0° 로 하였을 때 크랭크각이 90° ATDC인 상태에서의 유동장을 Fig. 4에, 같은 조건에서 기울임각을 20° 로 하였을 때의 유동장을 Fig. 5에 각각 나타내었다. 기울임각이 없을 때는 분사된 제트에 의해 생성된 텀블 유동이 $y = 0.030$ m 인 외곽까지 잘 형성되고 있고 기울임각이 있을 경우에는 강도가 이에 미치지 못하는 것을 볼 수가 있다. 이는 흡기 밸브에서 분사된 제트 유동이 실린더 벽이나 피스톤에 부딪히는 각에 의하여 텀블 형성이 영향을 받기 때문에 나타나는 효과라고 생각한다. 따라서 기울임이 없을 때 시트각에 의해서 형성된 유동의 각도는 텀블을 유도하기에 가장 좋은 상태이고 이것을 다시 기울였을 때는 시트각과 기울임각이 합쳐져서 제트가 피스톤으로 떨어지지 않고 그에 수평하게 분사되기 때문에 텀블 형성이 어려워지는 것으로 보인다. 따라서 시트각과 기울임 등이 4밸브 시스템에서 텀블 형성의 최적화를 위해 고려되어야할 중요한 설계변수 일 것으로 예상된다.

또한 같은 조건에서 운전 속도를 3000 rpm으로 올려서 계산한 결과를 Fig. 6에 도시하였다. 이와 비교되는 것이 운전 속도만 다른 Fig. 4의 그림이다. 3000 rpm의 경우 속도의 크기를 1000 rpm의 1/3 크기로 축소하여 도시하였다. 두 가지 경우의 유동장이 상당히 비슷하다는 것을 알 수 있다. 이는 운전속도에 관계없이 유동의 구조는 비슷하다는 점을 시사한다. 물론 연소 등



(a) $y = - 0.03$ m (b) $y = - 0.02$ m

Fig.4 Velocity distribution at 90° ATDC $\beta=0^\circ$ (1000 rpm)

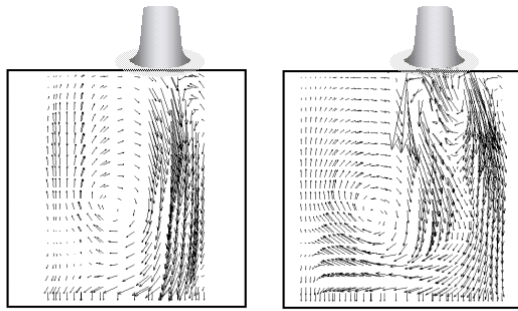


(a) $y = - 0.03$ m (b) $y = - 0.02$ m

Fig.5 Velocity distribution at 90° ATDC $\beta=20^\circ$ (1000 rpm)

이 일어나는 엔진에서는 상황이 다르겠지만 수치해석 상에서 단순한 유동해석으로는 운전속도의 효과가 잘 나타나지 않는다. 그러므로 유동장만을 고려하는 수치해석의 경우 높은 엔진 속도의 해석을 낮은 속도에서의 해석결과로 대신할 수 있으리라고 보여지는 것이다.

4. 결 론



(a) $y = -0.03 \text{ m}$ (b) $y = -0.02 \text{ m}$

Fig. 6 Velocity distribution at 90° ATDC $\beta=0^\circ$
(3000 rpm -1/3 scale)

엔진내부유동 중 흡기과정을 해석하기 위해 LES를 도입한 3차원 난류유동코드를 개발하였으며 검증과정을 거쳐 실제 4밸브 엔진으로 두 개의 흡기 밸브를 가지는 모델엔진을 선정하여 유동해석을 수행 다음과 같은 결론을 얻었다.

포트의 기울임이 있는 경우와 없는 경우의 텀블 유동장의 변화를 고찰한 결과, 텀블 유동 형성에 영향을 미치는 인자는 흡기밸브에서 나온 유동의 시트각과 기울임각에 의해서 형성되는 실린더 벽과의 이루는 각도로 생각된다.

또한 수치해석에서는 운전속도의 변화가 텀블을 비롯한 엔진 내부 유동의 구조를 변화시키는 것을 반영하지 못하는 것을 확인하였다.

참고문헌

1. Gosman, A. D. " Flow Processes in cylinders", in J. H. Horlock and D. E. Winterbone (eds), 1986, *The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engine*, Vol. II, Oxford University Press.
2. Haworth, D. C. and Jansen, K., 2000, "Large-eddy simulation on unstructured deforming meshes: towards reciprocating IC engines", *Computers and fluids*, Vol. 29, pp, 493-524.
3. Kamura, H. and Takada, K., 1998, "Development In-cylinder Gasoline Direct Injection Engine",

JSAE Rev., Vol. 19, pp175-180.

4. Kim, J. and Moin, P. ,1985, " Application of a fractional step method in incompressible Navier-Stokes equations", *J. Comp. Phys.*, Vol. 59, pp. 308-323.
5. Germano, M., Piomelli, U., Moin, P. and Cabot, W. H. , 1991, "A dynamic subgrid-scale eddy viscosity model", *Phys. Fluids A*, Vol. 3, pp.1760-1765.
6. Lilly, D.K.,1992, " A proposed modification of the Germano subgrid-scale closure method", *Phys. Fluids A*, Vol.4, pp.633-56.
7. Meneveau, C., Lund, T. S. and Cabot, W. H., 1996, "A Lagrangian dynamic subgrid-scale model of turbulence", *J. Fluid Mech.*, Vol. 319, pp.353-385.
8. Morse, A. P. Whitelaw J. H. and Ylanneskis, M., 1980, "The flow characteristics of a piston-cylinder assembly with an off-centre, open port", *Proc. IMechE*, Vol. 194, No. 31, pp. 291-299.