

## HCCI 엔진의 흡기포트 입구부 변화에 따른 유동특성 비교

김민정\*, 이상규\*\*, 임동렬\*\*\*, 정재우\*\*\*\*, 강우\*\*\*\*\*

### In-Cylinder Air Flow Characteristics of the HCCI Engine along with Variable Intake Ports

Min-Jung Kim\*, Sang-kyoo Lee\*\*, Dong-Ryul Rhim\*\*\*, Jae-Woo Chung\*\*\*\* and Woo Kang\*\*\*\*\*

**Key Words :** HCCI Engine(예혼합압축착화 엔진), Intake Port(흡기 포트), Unsteady Flow(비정상 유동), In-cylinder Flow(실린더 내부유동), Moving Mesh(이동 격자), Swirl Ratio(스윙비)

#### Abstract

One of the important operating factors for the air-fuel pre-mixed conditions in an HCCI engine is an in-cylinder flow. In this study, unsteady in-cylinder air flow characteristics in a diesel engine as a reference engine of an HCCI engine development were numerically analysed. Unsteady flow analyses were conducted with the combination of 3 intake port inlets, then the in-cylinder air flow distribution and swirl ratio results from a case were compared with the results from the other cases.

#### 1. 서론

HCCI(Homogeneous Charge Compression Ignition) 연소기술의 핵심은 예혼합기를 형성하는데 있다. 예혼합기를 형성하는 여러 방식 중 하나인 직접분사방식에서, 예혼합기 형성에 관여하는 중요한 인자는 실린더 내부의 유동이며 이는 포트의 형상에 의해 가장 큰 영향을 받는다. 또한, HCCI 엔진의 기본엔진이 되는 디젤엔진의 경우 실린더 내부유동의 대부분은 스윙(swirl) 유동으로 형성된다.[1][2] 스윙유동이 강하게 생길 경우 직접 분사된 연료는 보다 빨리 예혼합기를 형성할 것이다.[3] 따라서 HCCI 엔진개발 시 적절한 스윙유동을 형성하도록 포트를 설계하는 것은 매우 중요한 문제이다.

본 연구에서는 대상 디젤엔진의 정확한 연소실 형상(피스톤 보울)을 고려하고 흡기 및 압축과정을 시뮬레이션함으로써 각 크랭크각 위치에서의 상세한 실린더 내 유동결과를 얻을 수 있었다. 이렇게 얻은 유속, 난류운동에너지, 압력분포 등은 추후 흡기포트 개발 및 연소실 형상 최적화, 연료분무 특성, 연소 배기물 형성 등을 분석하는 데에 매우 중요한 자료로 활용할 수 있을 것이다. 특히 본 논문에서는 해석결과로부터 얻을 수 있는 여러 유동특성 중에서도 유속분포에 따른 스윙비를 비교함으로써, 스윙강화밸브(Swirl Control Valve, 이하 SCV) 장착으로 인하여 흡기포트 입구부가 변화하였을 때 그에 따른 실린더 내부 유동의 차이에 대해 중점적으로 서술하였다.

#### 2. 본론

- \* 고등기술연구원, bearfly@iae.re.kr
- \*\* 고등기술연구원, sangguy@iae.re.kr
- \*\*\* 고등기술연구원, rhim@iae.re.kr
- \*\*\*\* 자동차부품연구원, jwchung@katech.re.kr
- \*\*\*\*\* 자동차부품연구원, wkang@katech.re.kr

#### 2.1 해석 개요 및 대상

해석 대상엔진의 흡기포트와 배기포트 및 실린더에 대하여 CFD 해석을 수행하였다. 흡기밸브리프트 데이터와 배기밸브리프트 데이터는 Fig. 1에 나타내었으며, 흡기밸브가 열리고 닫히는 한 주기를 추출하여 크랭크각으로 690~940 deg의 범위 내에서 계산을 수행하였다.

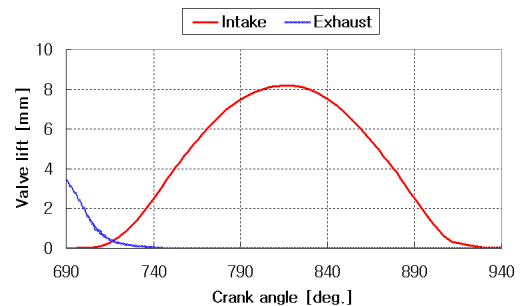


Fig. 1 Valve lift data

비정상 엔진유동해석을 위해서는 피스톤 형상 역시 고려되어야 하므로 본 해석에서는 초기 피스톤 사양을 적용하여 다음에 나열되는 그림에서와 같이 격자모델을 생성하였다.

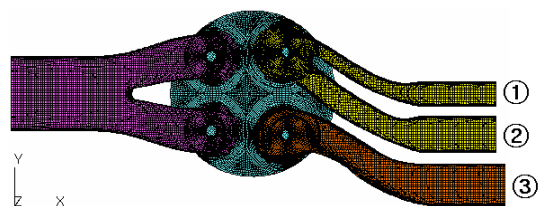


Fig. 2 Top view of the CFD model

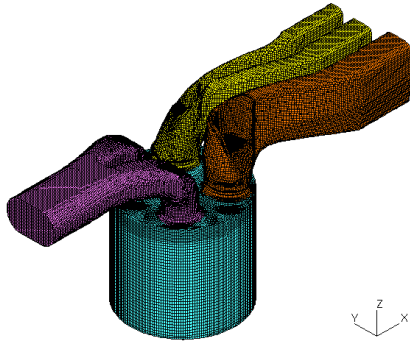


Fig. 3 ISO view of the CFD model

Fig. 2-3은 대상을 바라보는 관점에 따라 달리 표현된 해석격자 모델이다. 대상엔진의 흡기포트는 탄젠셜과 헬리컬이 혼합된 흡기포트로 설계되어 있다. Fig. 2에서 보면, 우측의 (+)Y측이 탄젠셜 흡기포트이며 (-)Y측은 헬리컬 흡기포트이다. SCV 장착에 의한 흡기포트의 입구부 변화에 따른 유동특성을 비교분석하고자 아래와 같이 Case별로 조건을 달리하여 해석하였다. Case 1은 SCV가 장착되지 않은 경우이고, Case 2는 입구부②에 SCV가 장착된 경우이며, Case 3은 입구부①에 SCV가 장착된 경우이다.

Table 1 Analytic cases

	입구부(흡기포트)
Case 1	① + ② + ③
Case 2	① + ③
Case 3	② + ③

## 2.2 해석 방법

본 연구에서는 엔진연소실 내의 흡입, 압축과정의 비정상상태 유동을 이동격자를 이용하여 계산하였다. 우선 변환된 3차원 CAD 데이터를 이용하여 엔진전용해석 프로그램인 es-ICE v2.02에서 기본격자 및 비정상상태 해석을 위한 기본작업을 수행하였으며, 이를 범용 CFD 코드인 STAR-CD v3.26을 사용하여 수치해를 구하였다. 유동해석에 사용한 주요 수치기법은 범함수를 사용하는 표준  $k-\epsilon$  난류모델, MARS(Monotone Advection and Reconstruction Scheme), 비정상유동해석을 위한 PISO 알고리즘 등[4]을 사용하였다. 격자수는 피스톤이 하사점에 이르렀을 때 최대 720,000개 정도의 비구조적 격자계로 이루어져 있다. 계산은 흡기과정 초 IVO부터 IVC 순간까지 260 CA 구간이며 입구 및 출구 경계조건은 일정한 대기압 압력조건으로 설정하여 해석을 수행하였다. 엔진회전조건은 2000 rpm이고 이때의 계산시간간격은  $8.3 \times 10^{-6}$  sec로 0.1 CA에 해당한다. 한 경우당 총 계산시간은 60 CPU 시간 안팎이 소요되었다.

비정상유동해석에서는 각각의 시간단계에서 아래와 같이 계산된 속도성분과 실린더 내 질량중심을 이용하여 스윙비[5]를 계산하게 된다.

$$S_x = \frac{M_x}{I_x} = \frac{\sum_{Cells} \rho_i V_i [(Y_i - Y_m)w_i - (Z_i - Z_m)v_i]}{2\pi \frac{N}{60} \sum_{Cells} \rho_i V_i ((Y_i - Y_m)^2 + (Z_i - Z_m)^2)}$$

$$S_y = \frac{M_y}{I_y} = \frac{\sum_{Cells} \rho_i V_i [(Z_i - Z_m)u_i - (X_i - X_m)w_i]}{2\pi \frac{N}{60} \sum_{Cells} \rho_i V_i ((X_i - X_m)^2 + (Z_i - Z_m)^2)}$$

$$S_z = \frac{M_z}{I_z} = \frac{\sum_{Cells} \rho_i V_i [(X_i - X_m)v_i - (Y_i - Y_m)u_i]}{2\pi \frac{N}{60} \sum_{Cells} \rho_i V_i ((Y_i - Y_m)^2 + (X_i - X_m)^2)} \quad (1)$$

Where :

$X_i, Y_i, Z_i$  : Centroid coordinate of the cell  $i$  (m)

$X_m, Y_m, Z_m$  : Center of mass of the cylinder (m)

$u_i, v_i, w_i$  : Velocity at the cell  $i$  (m/s)

$N$  : Rotational speed (rev/min)

$M_x, M_y, M_z$  : Angular momentum about x, y, and z axes ( $Kg \cdot m^2 / s$ )

$I_x, I_y, I_z$  : Mass moment of inertia about x, y, and z axes ( $Kg \cdot m^2 / s$ )

## 3. 해석 결과

### 3.1 Case 1의 내부유동 특성분석

Case 1은 흡기포트로 작동유체가 유입 시, 갈라진 탄젠셜 포트의 어느쪽 통로도 SCV로 막지 않은 대상엔진의 설계 그대로 해석한 모델이다. Fig. 4에서는 유동특성 분석을 위하여 상단에서 바라본 각 단면별 속도벡터 분포를 나열하였다. 흡기밸브 리프트가 최고값을 가지는 822 CA에서의 속도분포를 나타내는 그림이다.

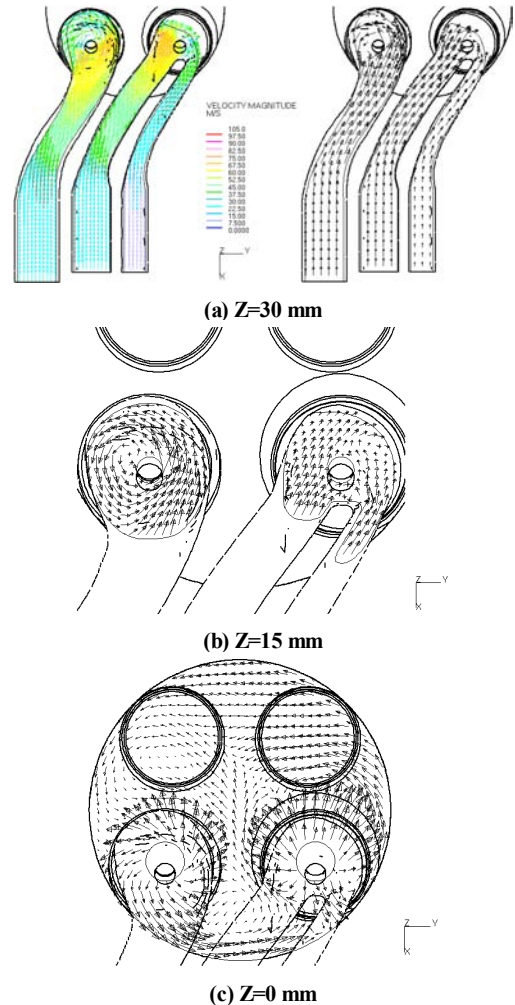


Fig. 4 Velocity profile at section Z (Case 1)

Fig. 4는 헤드면을 Z=0이라 하였을 때 Z가 각각 30, 15, 0

mm인 지점에서 축방향 단면으로 속도 분포를 나타낸 것이다. Fig. 4-(a)의 왼쪽 그림에서 나타난 속도 스케일은 0~105 m/s의 범위이며, 두 개의 흡기포트 형상은 서로 다르지만 거의 같은 수준의 속도크기를 보이는 것을 알 수 있다. Fig. 4-(b)를 보면, (-)Y축의 헬리컬 포트에서는 반시계방향으로 스윙을 유지하지만 (+)Y축의 탄젠셜 포트에서는 두 개로 갈라진 통로로 인해 유동이 일정한 방향성을 가지지 못한다. 이로 인해 Fig. 4-(c)에서 볼 수 있듯이 두 흡기포트에서 나오는 유동의 방향은 큰 차이를 보인다.

스윙비의 크기 결정은 유동의 형상적인 측면에서 기인하지만 체적효율이나 유량계수 등은 흡기포트나 밸브와 시트 사이의 형상에 의한 압력손실에 더 큰 영향을 받는다고 할 수 있다. 본 해석에서 기본적으로 입구조건을 모두 대기조건으로 설정하였기 때문에 같은 단면 또는 위치에서의 상대압력을 직접 비교하면 그 차이를 분석할 수 있다.

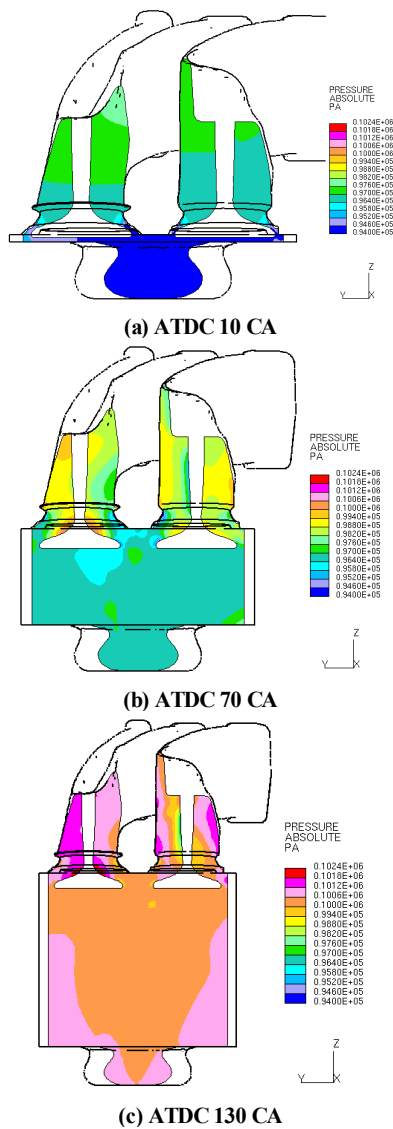


Fig. 5 Pressure contour profile (Case 1)

Fig. 5는 각 크랭크각 별로 흡기밸브 중심 단면에서의 압력분포를 나타내고 있다. 각각 크랭크각 ATDC 10, 70, 130 CA에서의 결과이며 모든 압력의 크기 스케일은 동일하게 설정하여 직접 비교가 가능하게 하였다. 형상이 다른 두 포트 내 압력특성을 살펴보면 흡입초기에는 전체적인 압력분포가 유사한 것을 알

수 있다. 그러나 (-)Y축에 위치한 헬리컬 포트가 (+)Y축에 위치한 탄젠셜 포트보다 국부적으로 낮은 압력값을 보이다가 점점 두 포트 사이의 압력차가 커지는 것을 볼 수 있다. 이러한 탄젠셜 포트보다 낮은 헬리컬 포트 내의 압력은 속도를 증가시키고 스윙유동을 발전시킬 것으로 예측된다.

흡기포트의 형상을 이용하여 흡입공기에 회전운동을 주고, 압축상사점에서 다시 피스톤 상면의 오목한 연소실에 압입하여 회전운동(스윙)으로 속도를 증가시켜 혼합과 연소를 돕는다. 스윙강도는 식 (1)에서 이미 언급했듯이 엔진회전수와와의 비를 이용하여 스윙비로 나타낸다. 엔진 흡기포트의 유동특성은 보통 스윙비로 나타내며, 엔진개발 초기 포트설계에 있어서 중요한 인자로써 이용된다.

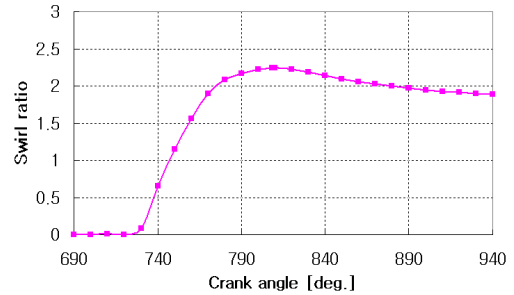
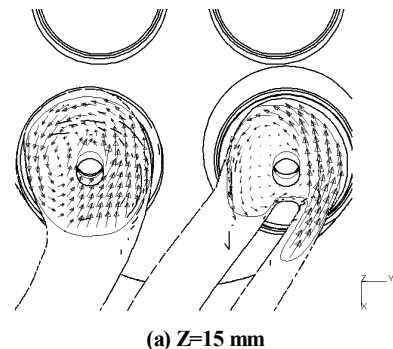


Fig. 6 Results of unsteady swirl ratio (Case 1)

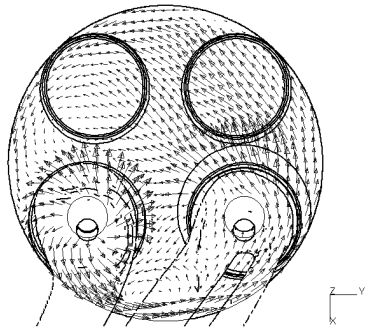
Fig. 6은 엔진 비정상유동해석에 의한 비정상 스윙비 분포결과이다. 후후 시행되는 실험에서의 스윙비와 비교하여 해석상의 정확성을 판단하여야 하고 CAD상에서 설계하고 해석한 포트모델과 실제 제품과의 차이에서 발생하는 오차 역시 무시할 수 없기 때문에 단정할 수는 없지만, 본 연구에서 수행한 해석결과상으로는 최대 스윙비가 2.25 정도로 중간크기의 스윙비를 가지는 포트임을 알 수 있다. 특히 대상엔진 흡기포트의 경우 헬리컬 형태와 탄젠셜 형태를 취하고 있는데 이렇게 서로 다른 형태의 포트에 유입된 유동특성의 차이와 탄젠셜 포트에서 갈라진 통로로 유입된 유동의 간섭작용이 스윙유동으로의 발전을 방해하여 높은 스윙비를 나타내지 못한 것으로 판단된다.

### 3.2 Case 2와 Case 3의 내부유동 특성비교

Case 1의 해석결과 탄젠셜 포트의 갈라진 통로로부터의 유입이 전체 스윙형성에 큰 영향을 끼치는 것을 알 수 있었다. 따라서 그 부분에 대한 더 자세한 고찰을 위해, 탄젠셜 포트에 유입되는 두 개의 통로입구를 SCV 장착에 의하여 한 쪽씩 번갈아 막고 그에 따른 유속결과와 스윙비 분포결과를 비교하였다. 앞서 Table 1에서 열거하였듯이 탄젠셜 포트의 (-)Y축의 입구부(②)를 막은 모델을 Case 2로, (+)Y축의 입구부(①)를 막은 모델을 Case 3으로 설정하였다.



(a) Z=15 mm



(b) Z=0 mm

Fig. 7 Velocity profile at section Z (Case 2)

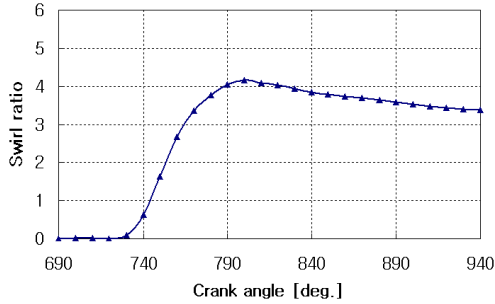
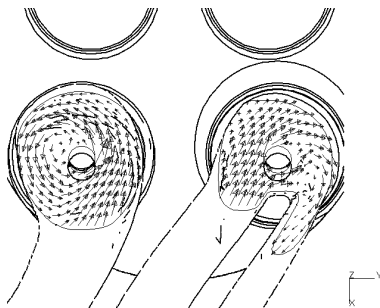
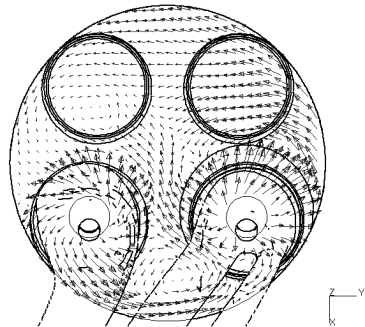


Fig. 8 Results of unsteady swirl ratio (Case 2)

Fig. 7은 Case 2의 조건으로 계산된 속도분포를 Fig. 4-(b), (c)와 동일한 지점에서의 단면으로 나타낸 것이다. Fig. 7-(a)에서는 Case 1과는 달리 탄젠셜 포트에서 반시계방향으로 분포된 속도벡터를 볼 수 있다. 이렇게 탄젠셜 포트에서 일정한 방향성을 가지고 형성된 유동은 Fig. 7-(b)에서 보듯이 전체적으로 실린더 내부의 스윙강도를 높인다. Fig. 8은 Case 2의 조건으로 비정상유동해석에 의한 비정상 스윙비 분포결과이다. 달라진 탄젠셜 포트내 유동장이 전체적인 속도성분 절대치를 높여 Case 1보다 높은 스윙비 분포를 보이고 있다. 최대 스윙비는 4.16 정도이며, Case 1보다 약 10 CA정도 빨리 최대 스윙비에 도달한다.



(a) Z=15 mm



(b) Z=0 mm

Fig. 9 Velocity profile at section Z (Case 3)

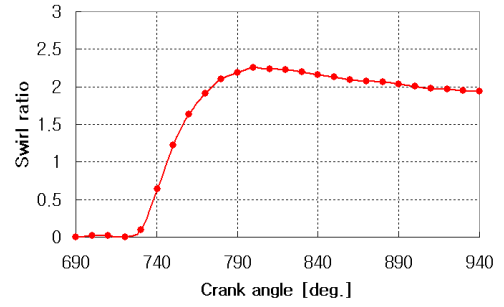


Fig. 10 Results of unsteady swirl ratio (Case 3)

Fig. 9에서는 Case 3의 조건으로 계산된 속도분포를 앞서 나타낸 Case 1, 2와 동일한 지점에서의 단면으로 나타내었다. 탄젠셜 포트의 (+)Y측 입구부를 차단시킴으로써 탄젠셜 포트 내에서는 시계방향의 일정한 방향성을 가진 속도벡터가 나타난다. 그러나 이 속도장은 헬리컬 포트로부터 형성된 반시계방향의 속도장과 상쇄효과를 보이며 실린더 내 스윙향상에 기인하지 못한다. 이는 Fig. 7-(a)와 Fig. 9-(a)를 비교했을 때 실린더 단면의 (-)X측에 분포된 속도벡터방향으로 미루어 짐작할 수 있다. 따라서 Fig. 10에서와 같이 Case 3의 조건으로 비정상유동해석에 의한 스윙비 분포결과를 보면 Case 1과 유사한 수준임을 알 수 있다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 HCCI엔진 개발 시의 기본엔진이 되는 디젤엔진의 비정상유동해석을 통해 SCV 장착과 크랭크각에 따른 흡기 포트 및 실린더 내 유동변화를 분석하였다. 대상 디젤엔진의 흡기포트는 중간수준의 스윙유동을 형성시키며, 탄젠셜 포트에서는 갈라진 통로로 유입된 유동의 간섭효과 때문에 일정한 방향성을 가지지 못하고 안정적인 스윙유동의 형성을 지연시키는 것을 볼 수 있었다. 또한 흡기포트 중 탄젠셜 포트로 유입되는 두 개의 입구부를 각각 SCV를 이용하여 번갈아 차단함으로써 발생하는 유동장의 변화가 스윙비에 주는 영향을 살펴보았다.

#### 참고문헌

- [1] K. Y. Kang and R. D. Reitz, "The Effect of Intake Valve Alignment on Swirl Generation in a DI Diesel Engine", *Experimental Thermal and Fluid Science* 20 (1999)
- [2] G. Oi, J. Zhou, Z. Liu, and J. Chen, "The Study of an Optimum Method for Inlet Port Performance in a D.I. Diesel Engine", SAE Paper 952056 (1995)
- [3] G. Tippelmann, "A New Method of Investigation of Swirl Ports", SAE Paper 770404 (1977)
- [4] CD-adapco, STAR-CD Methodology, Version 3.26 (2006)
- [5] CD-adapco, es-ICE User Guide, Version 2.02 (2006)