

## 흡입 밸브 각도에 따른 실린더 내 와류 발생 특성

엄인용<sup>†</sup> · 박찬준\*

### In-Cylinder Swirl Generation Characteristics according to Intake Valve Angle

Inyong Ohm and Chanjun Park

**Abstract.** Two engines, one is conventional DOHC 4 valve and the other is narrow valve angle, were used to compare the characteristics of swirl motion generation in the cylinder. One intake port is deactivated to induce swirl flow. A PIV (Particle Image Velocimetry) was applied to measure in-cylinder velocity field according to inlet valve angle during intake and compression stroke. The results show that the flow patterns of narrow valve engine are much more stable and well arranged compared with the normal engine over the entire intake and compression stroke except early intake stage, and very strong swirl motion is generated at the end of compression stage in this engine nevertheless using straight port which is unfavorable for swirl generating. In the normal engine, however, strong swirl motion induced during intake stroke is destroyed as the compression progresses.

**Key Words :** PIV(Particle Image Velocimetry, 입자영상유속계), Valve Angle (밸브 각), In-Cylinder Flow (실린더 내부유동), Swirl(와류)

#### 1. 서 론

가솔린 기관의 흡입 유동을 의도적으로 제한하거나 원하는 방향으로 유도하여 강한 와류나 텀블을 발생시키고 이를 이용해 성층 연소의 유도 등과 같은 연소 특성을 변경하는 기술은 상당히 많이 알려져 있다. 특히 이중 강한 와류와 분사시기의 조합을 통해 구현하는 축상 성층화는 여러 성층화 방법 중에서도 가장 효과적 방법으로 알려져 있다.<sup>(1-5)</sup>

축상 성층화를 실현하는 과정에서 압축 말기까지 강한 와류를 유지시키는 것은 이 방법의 가장 핵심적 내용인데 통상적인 직선형 포트를 사용하는 경우 원하는 만큼의 와류 강도를 얻을 수 없기 때문에 두 흡입 밸브 중 한 밸브를 나선형 형상을 갖도록 설계하고 성층화를 실현하고자 할 때는 직선형 포트를 차단하고 나선형 포트만 사용하는 방법이 널리 사용되었

다. 그러나 이 경우 나선형 포트에서의 유동 저항 증가로 엔진 출력이 저하되는 단점이 있다. 또한 강한 와류의 유도 못지않게 와류 특성을 왜곡시키는 텀블 유동을 적절히 억제해야 와류에 의한 성층화가 효과적으로 발생하며 이 경우 포트에서 담당하는 와류 발생의 부담이 경감되어 적은 와류로도 충분히 성층화의 효과를 달성할 수 있다. 와류와 텀블의 발생은 포트 형상에도 지배되나 기본적으로 밸브 각에 의해 주어지는 흡입 밸브 입구 유동의 초기 방향도 주요한 변수가 된다.

이와 같이 흡입 밸브 각도의 선정은 매우 중요한 문제이지만 현재까지 입자영상유속계(PIV, particle image velocimetry) 등을 이용한 실린더 내 유동 해석은 정상 유동,<sup>(5,6)</sup> 국부적 유동 특성 파악,<sup>(7)</sup> 또는 유동에 대한 3차원적 정보 획득이 어려운 한 단면의 측정 결과만 제시한 것이 대부분이다.<sup>(8-12)</sup> 또한 200-800 RPM 정도의 저속으로 운전하여 실물 엔진의 운전상태와 거리가 멀다.<sup>(8-12)</sup> 또한 상기의 흡기계 설계인자에 대한 변경 없이 한 가지 경우에 대한 데이터를 제시하

<sup>†</sup>서울산업대학교 기계공학과  
E-mail: iyohm@snut.ac.kr  
\*서울산업대학교 기계공학과

였기 때문에 비교를 통한 특성의 파악이 용이하지 않고 따라서 설계인자 변화에 따른 효과의 파악에 어려움이 따른다.

이에 본 연구에서는 실물 엔진 운전 조건에서 통상적인 밸브 각을 갖는 엔진과 협각 엔진의 와류 발생 특성을 비교하여 밸브 각 변경에 따른 와류 발생의 특성을 파악하고자 한다. 이를 위해 두 엔진의 흡입 및 압축 유동을 입자영상유속계(PIV, particle image velocimetry)를 이용해 측정하여 비교하였고 협각 엔진이 매우 우수한 와류 발생 특성을 가지고 있음을 확인하였다.

**2. 실험장치**

유동 측정에 사용된 PIV 장치 구성은 Fig. 1에 나타내었다. 실물엔진에서 관측이 불가능한 실린더 내부를 용이하게 관측할 수 있게 가시화 변환기(visualization conversion kit : 일차 피스톤, 연장 투명 피스톤, 연장 투명 실린더로 구성)를 엔진에 적용하였다. 이렇게 구성된 가시화 엔진의 연장 투명 피스톤 아래에 반사경을 45°의 각도로 장착시켜 실린더 수평면을 관측할 수 있게 하였다.

유속 측정에 사용된 입자는 SMD 30 μm Lycopodium 이며 광원으로 Double cavity Nd-Yag (200W, 532

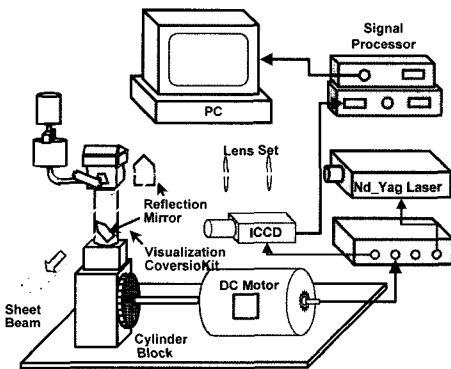


Fig. 1. Schematics of PIV measurement.

nm, Spectra-Physics) 레이저를 이용하여 두 개의 평면 광을 시간차를 두고 측정 부위에 조사하였다. 조사된 레이저에 의한 산란광은 CCD 카메라(Kodak, 1Kx1K)로 촬영되어 PIV 처리기(Dantec)로 보내져 상호 상관법(cross-correlation)으로 속도를 계산한다. (32x32 pixel interrogation area, 25% overlap, and 5 x5 averaging area)

시험에 사용된 엔진의 제원과 포트 특성을 Table 1에 나타내었고 각 측정 단면 및 시기를 Table 2에 나타내었다. Eng.1은 통상의 상용 엔진을 단기통으로 제작한 것이며 Eng.2는 Eng.1과 동일한 형상을 가졌으나 밸브 각만 달리한다.

Fig. 2에 비교 대상인 엔진의 개략도와 밸브 각의 정의를 나타내었는데 밸브 각은 실린더 종방향 축과 밸브가 이루는 각도로 정의되고 따라서 밸브 각이 6°인 Eng.2는 흡입 밸브가 직립에 가깝게 장착되었음을 의미한다.

엔진의 운전 속도는 1800 RPM, 흡기관의 압력은

Table 1. Specification of engine

	Eng.. 1	Eng.. 2
No. of Valve(In./Ex.)	2/2	←
Intake Valve Angle	25°	6°
Valve Timing	5/35, 43/5	←
Combustion Chamber	Semi Wedge	←
Bore(mm)/Stroke(mm)	75.5/83.5	←
Steady Swirl	-3.3	2.2
Flow Tumble	2.12	-1.9

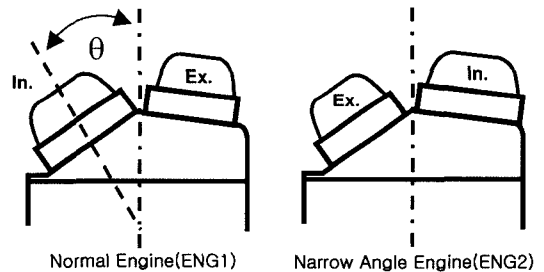


Fig. 2. Valve angle and layout of engine.

Table 2. Measurement Position and Timing

Measuring Plane (mm from TDC)	7
	19
	41
	77
Measuring Timing (Intake ATDC)	60, 120, 180, 210, 240, 270, 300, 320

50 kPa로 설정하였는데 이는 대표적인 부분부하 운전 조건을 상사한 것이다. 측정 위치와 시기는 Table 2에 나타내었고 수평 측정 단면의 위치는 각각 ATDC 30, 50, 80, 140° CA일 때 피스톤 상면의 위치이고 수직 측정 면은 각각 실린더 중심, 전측 밸브 중심, 후측 밸브 중심을 따른 면이다.

밸브 각의 변경에 따라 흡입 밸브의 위치가 서로 반대 방향이지만 이를 그림에 나타낼 때는 비교를 위하여 수평면의 경우 항상 흡입 밸브의 위치가 그림의 하면에 위치하도록 하였다. 또한 수직 측정 단면에 대한 흡입 밸브 위치도 서로 반대 방향에 있게 되는데 이 위치는 그림에서 변경하지 않고 사용하였는데 이를 Fig. 3에 나타내었다

### 3. 결과 및 해석

#### 3.1 흡입 행정 중 와류

Fig. 4에 흡입 밸브가 열린 후 흡입 ATDC 60° CA에서 측정된 흡입 초기의 속도 분포를 제시하였다.

흡입 초기 Eng.1의 경우 실린더 상부인 H1 평면에서부터 대체로 와류 형태의 유동이 나타남을 볼 수 있지만 자세히 관찰해 보면 특히 흡입 밸브의 좌측은 밸브를 통과한 유동이 외곽을 향하는 전현적인 흡입 유동의 초기 형태를 보여주고 있고 배기 쪽에서는 크게 시계방향으로 회전하는 와류 거동을 나타내고 있다. 흡입 밸브의 우측에는 시계 방향으로 회전은 하지만 규모가 작은 와류 거동이 관찰되는데 이는 밸브의 상단을 통과하여 크게 배기 쪽을 경유하여 시계 방향으로 진행되는 주유동과 밸브의 우측으로 진입한 유동이 충돌하여 나타난 결과로 판단된다.

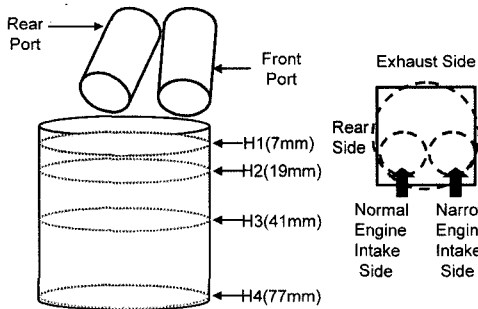


Fig. 3. Measuring Plane and Basic Coordinate system of Velocity Field.

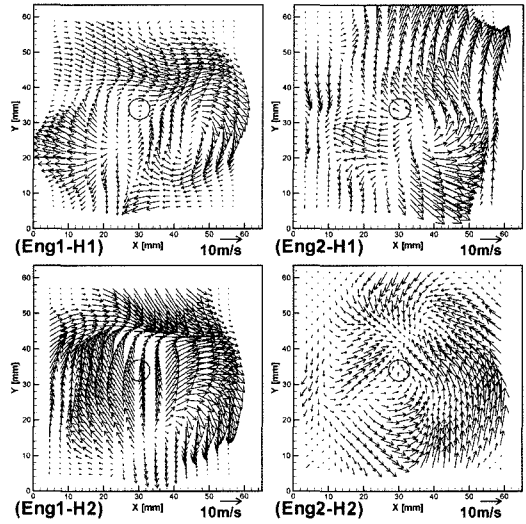


Fig. 4. Velocity Field at Early intake Stage(ATDC 60° CA), (H1) : 7 mm , (H2) : 19 mm from TDC.

H2 평면에서는 완벽한 형태는 아니지만 전 평면에 걸쳐 시계 방향으로 회전하는 유동이 주를 이루고 있음을 알 수 있다. 특히 후측 하면의 경우 강한 주 유동에 밀려 H1 평면에서 나타났던 작은 와류가 거의 소멸되었음을 볼 수 있다.

Eng.2 경우 Eng.1과 달리 H1 평면에서 뚜렷한 유동의 방향성이 없이 흡입 밸브를 중심으로 전 방향으로 고루 유동이 전개해 나가고 있음을 알 수 있다. 이어 H2 평면에서는 Eng.1의 H1 평면과 유사한 형태가 나타나는데 즉 실린더 평면 전체에 걸쳐 반시계 방향의 와류 거동이 나타나고 흡입 밸브의 좌측에서 동일 방향의 작은 와류가 관찰되는데 두 엔진의 흡입 밸브가 서로 좌우 대칭임을 고려하면 Eng.1의 H1 평면과 매우 유사한 구조임을 알 수 있다. 결과적으로 Eng.2의 경우 유동의 전개가 Eng.1에 비해 조금 늦게 그리고 실린더의 더 아래에서 진행됨을 알 수 있다.

Fig. 5에 흡입이 상당히 진행된 ATDC 120° CA에서 측정된 결과를 도시하였다.

Eng.1의 경우 H1 평면에서 ATDC 60° CA와는 달리 흡기 쪽의 유동이 상당히 약해져 있고 주 유동이 배기 쪽에서 주로 존재함을 알 수 있다. 또한 흡기 밸브 약간 오른 쪽에 존재하였던 와류의 중심이 더 오른 쪽 위로 이동해 있음을 알 수 있다. 이어 H2 평면에서는 H1 평면과 달리 주유동이 흡입 밸브 쪽에서

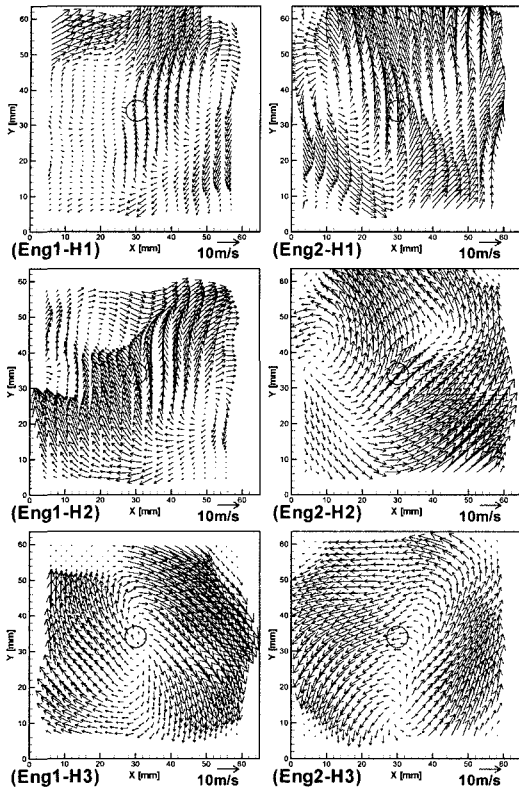


Fig. 5. Velocity Field during Intake (ATDC 120° CA), (H1) : 7 mm, (H2) : 19 mm, (H3) : 41 mm from TDC.

관찰되고 와류의 중심도 다시 흡입 밸브의 오른쪽에 위치함을 알 수 있다. H3 평면에 다다르면 유동은 완전히 전개한 와류 형태를 나타내고 와류의 회전 중심도 거의 실린더의 중심에 위치하게 된다. 와류 중심의 이러한 변화는 실린더 상부에서는 밸브 개구에서 주어진 초기 속도 방향에 의해 주 유동이 형성되고 평면상에서 볼 때 속도 분포의 불균형이 커서 와류의 중심이 편심되다가 아래로 내려오면서 실린더 벽의 간섭 유동이 벽을 타고 회전하면서 차츰 정돈이 된 것으로 판단된다.

Eng. 2의 경우 이 시기에 이르러서도 실린더 상면 H1 평면에서는 와류로 판단하기 힘든 유동이 흡기에서 배기 쪽으로 강하게 형성되어 있음을 볼 수 있다. 그러나 흡입 밸브의 좌측에 와류의 중심이 서서히 생성되고 있으며 또한 비교적 속도도 Eng.1과 달리 전 평면에 고르게 분포되어 있음을 알 수 있다.

H2 평면에서는 전체적으로 와류의 형태를 가지나 그 중심은 왼쪽으로 상당히 편심되어 있음을 알 수 있

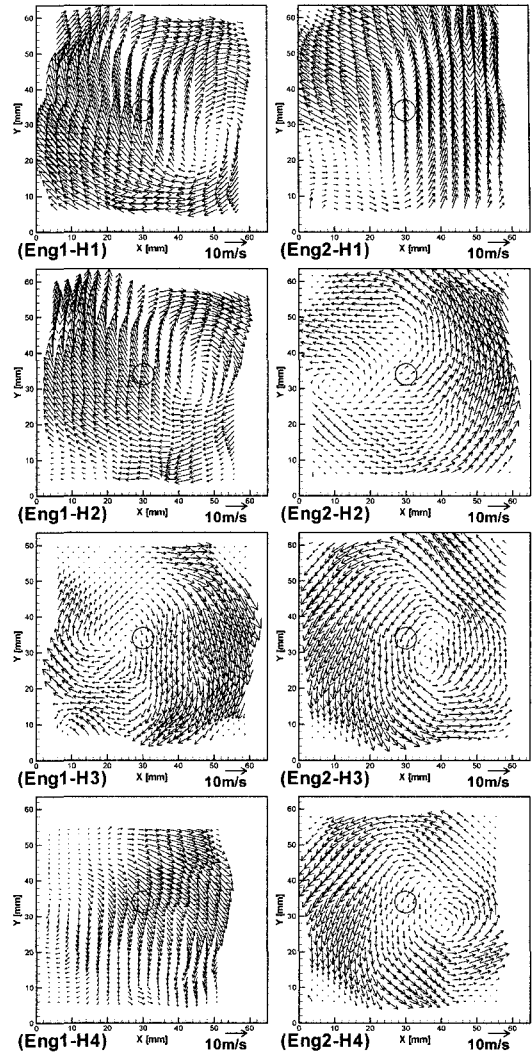


Fig. 6. Velocity Field at BDC, (H1) : 7 mm, (H2) : 19 mm, (H3) : 41 mm, (H4) : 77mm from TDC.

다. 그러나 역시 H1에 비해서는 고른 속도 분포를 보여주고 있고 속도 분포를 무시하면 Eng.1의 H1 평면과 유사한 구조를 나타내고 있다. 이로 미루어 보아 협각인 Eng.2의 경우 유동의 전개가 Eng.1에 비해 공간적으로 약간 뒤쳐져 나타남을 다시 한번 확인할 수 있다. H3 평면에 도달한 유동은 어느 정도 정돈된 형태의 와류 거동을 보여주고 있는데 그 규모와 강도는 강하지만 거동의 중심이 아직 실린더의 중심부분에 위치하지 못하고 흡기 밸브 쪽으로 치우쳐져 있음이 관찰된다.

Fig. 6은 피스톤이 BDC에 도달하였을 때의 측정

결과이다. 그림에서 볼 수 있듯이 Eng.1의 경우 실린더 상면에 해당하는 H1, H2 평면에서 와류이기는 하지만 거동의 중심이 흡입 밸브의 우측 즉 엔진의 전측에 치우친 있는 유동이 관찰되고 있다. 특히 이 평면에서는 강한 유동 성분이 모두 엔진의 후측에 존재하고 있다. H3 평면에서 조금 더 정돈된 형태의 거동을 보여주지만 실린더 상부의 유동과는 달리 유동의 중심이 다시 엔진의 후측으로 이동하였고 ATDC 120° CA보다 이 평면의 유동은 오히려 정돈된 상태가 흐트러지는 경향을 보여주고 있다.

그리고 실린더 하면의 유동(H4)는 와류로 판단하기 힘든 형태를 지니고 있는데 그림에서 나타났듯이 실린더의 좌측 상방에서 우측 하방으로 흐르는 강한 유동만 관측된다. 전체적으로 BDC에서 Eng.1의 경우 흡입 초기 및 중기에 비교적 잘 전개되던 와류 유동이 급격히 파괴되고 있음을 보여준다.

Eng.2의 경우 실린더의 최 상면에서는 흡기에서 배기 쪽으로 일관되게 흐르는 유동만 관찰되는데 이러한 상황은 유동 상태가 상대적으로 불안정한 흡기 초기만 제외하고 전 흡입시기에 걸쳐 관찰되고 있다.

H2 평면에서는 회전 중심이 엔진의 후측에 위치한 와류가 그리고 H3 평면에서는 엔진의 전측에 중심이 위치한 와류가 관찰되고 있는데 이는 ATDC 120° CA에서와 매우 유사한 구조이다 또한 실린더의 가장 하부인 H4 평면에서는 그 중심이 거의 실린더의 중심에 있는 잘 전개된 와류가 관찰되고 있다. 이들 결과로 유추해 보면 Eng.2의 경우 흡기 행정 중 실린더 내 와류의 거동이 거의 구조가 변함없이 잘 유지된 상태로 진행되고 실린더 아래로 갈수록 형태가 뚜렷한 와류가 존재하며 피스톤이 하사점에 이르렀을 때 실린더 전체에 걸쳐 잘 발달한 와류 유동이 존재한다고 판단된다.

Fig. 7은 흡기 밸브가 거의 닫힌 시점에 피스톤이 BDC를 지나 다시 상승하고 있을 때의 유동 분포이다.

엔진의 운전 조건이 부분 부하 상태를 상사한 1800 RPM, 흡기관 절대압 50 kPa임을 고려하면 BDC를 지나 이 시기까지는 흡기 관성이나 튜닝 등에 의한 추가적 흡입 유동은 없다고 보아야 할 것이고 오히려 흡기 쪽으로 약간의 역류가 발생할 가능성이 있다. 따라서 이 경우 BDC에서의 상황에서 피스톤만 약간 상승하고 그 외에 실린더 유동에 변화를 줄 만한 교란은 없는 상황이다. 이러한 측면에서 볼 때 이 시기의

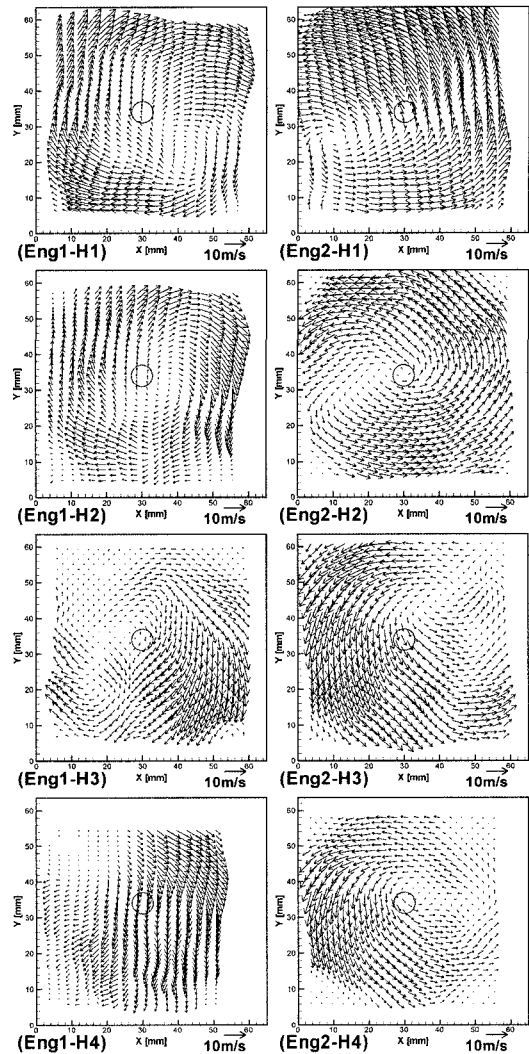


Fig. 7. Velocity Field at Intake Valve Closing Timing (ATDC 210° CA), (H1) : 7 mm, (H2) : 19 mm, (H3) : 41 mm , (H4) : 77 mm from TDC.

유동 상태가 BDC에서의 상태와 크게 다르지 않고 수직으로 약간 평행 이동한 상태임을 유추할 수 있고 실제 측정 결과도 그러하다. 이를 좀더 자세히 살펴보면 다음과 같다.

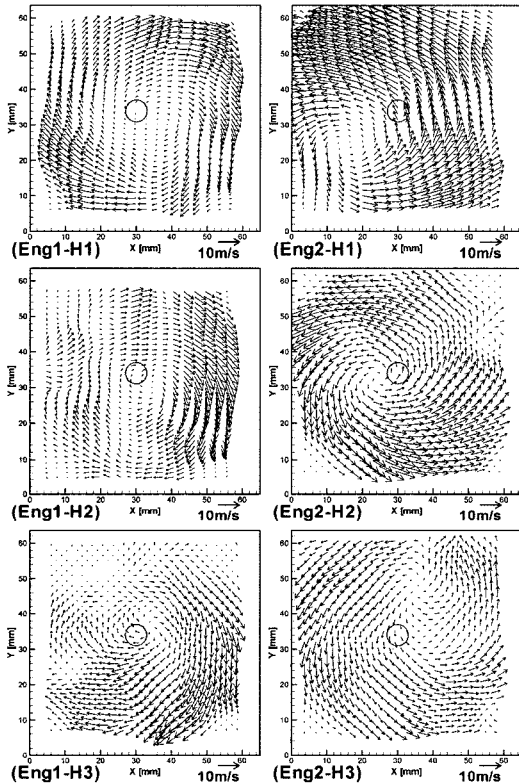
Eng.1의 경우 유속의 분포가 BDC보다는 조금 더 균일해 지고 특히 H2 평면에서는 그 중심이 거의 실린더의 중심과 일치하는 와류가 관찰된다. 그리고 H3 평면과 H4 평면은 BDC와 매우 유사하며 H1 평면도 BDC에서의 H1, H2와 매우 유사하다. 이로보아

BDC에서도 H2 평면 바로 아래에는 잘 전개된 와류 유동이 존재하였으리라 판단된다.

Eng. 2의 경우 비로소 H1 평면에서 와류 거동이 관찰되고 있다. 이 와류는 상당히 강하지만 그 중심은 왼쪽으로 상당히 치우쳐져 있음을 알 수 있다. H1 평면에서 새로이 관찰된 와류는 BDC에서 이 평면의 아래에서 형성되었던 유동이 피스톤의 상승에 따라 이 평면으로 밀려 올라와 관찰된 것으로 판단된다. H2, H3 H4 평면에서도 그 중심 위치는 조금씩 다르지만 역시 잘 전개된 와류가 관찰되고 있는데 이렇게 실린더의 아래 부분에서도 잘 전개된 와류가 유지되는 것이 Eng.1과 구별되는 점이라 할 수 있다.

**3.2 압축 행정 중 와류**

Fig. 8은 압축 초기 단계인 ATDC 240° CA에서의 속도 분포이다.



**Fig. 8.** Velocity Field at Early Compression Stage (ATDC 240° CA), (H1) : 7 mm , (H2) : 19 mm, (H3) : 41 mm from TDC.

압축이 진행되면서 Eng.1의 H1 평면에 상당히 잘 정돈된 유동이 존재함을 볼 수 있는데 이는 ATDC 210° CA에서 H2 평면에 존재하였던 유동이 압축 진행에 따라 이 평면까지 도달한 결과로 판단된다. 반면 H2 평면의 경우 정돈되었던 유동이 조금 흐트러진 결과를 보여주고 있는데 이 역시 이전 시기에 관찰되었던 실린더 하부의 불안한 유동이 이 평면까지 올라와 관측된 것으로 판단된다. 특이한 것은 흡입 말기까지 확실한 와류 거동을 보여주지 않았던 실린더 하부에서 오히려 잘 정돈된 와류의 거동이 관찰되고 있는 것이다. 이는 압축 진행에 따라 실린더 하부의 유동이 수직 방향의 텀플 성분은 피스톤 상면과의 마찰과 소산 등으로 줄어든 반면 와류는 한 방향으로 흐르던 수평 속도 성분이 원형의 실린더 벽을 타고 돌면서 와류로 변환한 것으로 판단된다.

Eng.2의 경우 여전히 잘 정돈된 와류가 실린더 전 평면에 걸쳐있고 특히 실린더 최 상부인 H1 평면에서는 와류 유동이 이전보다 한층 강화되어 있음이 관측되는데 이 역시 이전 시기에 이 평면 아래에 존재하였던 와류가 압축에 의해 이동한 것으로 판단된다. H3 평면의 유동은 BDC와 비교할 때 정돈이 덜 된 상태로 나타나는데 실린더 하부에서 지속적으로 피스톤과의 마찰 등으로 와류 방향 속도가 저하된 결과로 사료된다.

Fig. 9에 압축이 상당히 진행된 ATDC 270° CA 즉 점화 BTDC 90° CA에서 측정된 결과를 도시하였다.

이 시기는 다른 모두 시기에 비해 뚜렷이 구별되는 특징이 있다. Eng.1의 경우 피스톤 상부 와류 성분이 점점 약해지고 있는데 이는 실린더 하부에 존재하던 와류가 약한 부분이 압축에 의해 이 평면까지 도달하고 이 평면에 존재하던 와류는 관측이 불가능한 헤드 의 연소실 쪽으로 이동하였기 때문으로 판단된다. H3 평면에서는 이전 시기와 비슷한 형태이나 엔진 흡기 측에서 유속이 더 증가됨이 관찰된다. 이는 압축 진행에 따라 유동의 수직 방향 성분은 줄고 운동량 보존에 의해 수평 방향의 속도 성분이 증가하고 실린더 하부에 큰 규모의 텀플 유동의 영향을 받은 결과로 사료된다.

Eng.2의 경우 상부의 와류 거동은 압축 진행에 따라 더욱 강해지고 있음을 볼 수 있다. 와류의 중심은 흡기 쪽에 생성되어 있는데 이는 실린더 위에 있는 연소실 벽면이 Fig.2에 나타낸 바와 같이 배기 측이 기

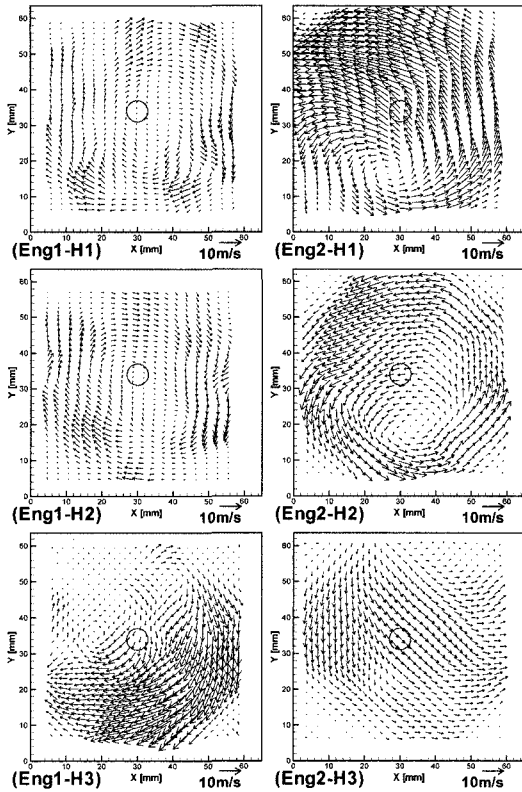


Fig. 9. Velocity Field during Compression Stage (ATDC 270° CA), (H1) : 7 mm, (H2) : 19 mm, (H3) : 41 mm from TDC

움어진 형태이기 때문에 유동의 중심이 밀려난 것으로 판단된다. Eng.2의 경우도 이전 시기에 관찰되었던 최상단의 유동은 이미 연소실로 진입한 것으로 판단된다. H3 평면의 경우 Eng.1과 마찬가지로 와류의 형태를 지니고 있으나 역시 이전 시기에 균일하였던 속도 분포가 매우 불균일해졌음을 알 수 있다. 이 또한 Eng.1과 마찬가지로 압축 진행에 따른 수직 방향 성분 감소 및 운동량 보존에 의해 수평 방향의 속도 성분 그리고 실린더 하부에 있는 큰 규모의 텀블 유동의 영향을 받은 결과로 사료된다.

Fig. 10에 압축 말기에 해당하는 ATDC 300° CA(점화 BTDC 60° CA) 그리고 Fig. 11에 ATDC 320° CA(점화 BTDC 40° CA)에서의 측정 결과를 도시하였다.

Eng.1의 경우 ATDC 300° CA에서 실린더 상부 H1 평면에서 와류는 거의 관찰되지 않고 그 아래 H2 평면에서 ATDC 270° CA의 H3 평면 유동과 유사한 형

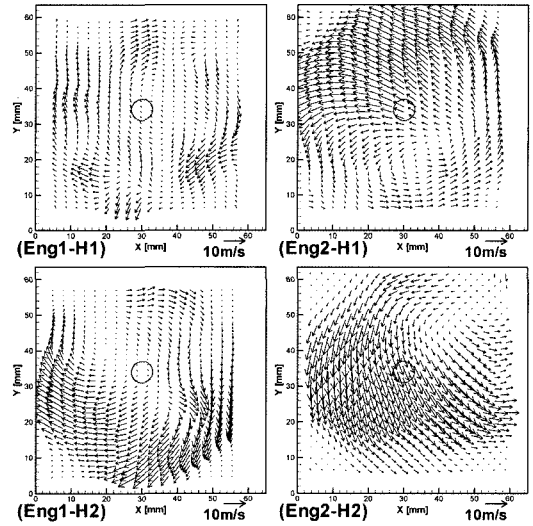


Fig. 10. Velocity Field at End Compression Stage (ATDC 300° CA), (H1) : 7 mm, (H2) : 19 mm from TDC.

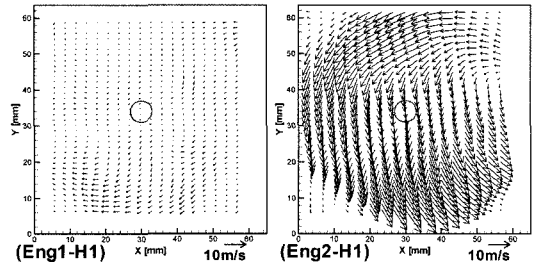


Fig. 11. Velocity Field at End Compression Stage(ATDC 320° CA), (H1) : 7 mm from TDC.

태의 유동이 발견된다.

그리고 ATDC 320° CA에서는 와류가 소멸되었거나 아주 약하게 거동한다. 두 시기의 결과와 앞서의 결과를 종합하면 Eng.1의 경우 압축 행정 초기에 실린더의 상면에 강한 와류가 존재하고 중간 부분은 조금 약한 와류가 존재하며 하면에는 와류가 거의 발달하지 않는다. 압축 진행에 따라 실린더 상부의 와류는 헤드의 연소실 영역으로 이동하고 중간에는 계속 약한 와류만 존재하며 오히려 실린더의 아래쪽에서 와류가 생성된다. 이후 압축이 더 진행되어 말기에 도달하면 실린더 내의 와류는 점차 소멸된다. 여기서 연소실로 진입한 와류는 그 경과 과정이 관찰되지 않았으므로 어떠한 거동을 하는지 분명치는 않다. 다만 연

소실은 실린더와 달리 와류 운동에 적합한 원형이 아니고 썬기 형이며 여기에는 유동에 방해를 주는 밸브면 및 스파크 플러그 등이 존재하므로 이의 간섭으로 와류 운동은 많이 소멸된 것으로 판단된다. 이 때 하부의 유동과 계속해서 운동량의 교환도 발생하지만 ATDC 320° CA의 결과로 추론해 볼 때 실린더 상부의 와류가 약한 것으로 보아 오히려 이 운동량의 교환으로 연소실 아래쪽의 와류 거동도 약해진 것으로 판단된다.

반면 이 두 시기에 Eng.2에서는 실린더 상면의 잘 전개되고 강한 와류가 관찰된다. 이 결과도 앞서의 결과와 종합하여 판단해 보면 Eng.2의 경우는 Eng.1과 달리 흡입 말기부터 전체 실린더에 걸쳐 와류 거동이 존재한다. 이어 압축 초기에 상부의 와류는 연소실로 진입하고 압축이 진행되어도 이 구조는 말기까지 계속 유지된다. ATDC 320° CA에서도 실린더 상면에 강한 와류가 존재하는 것으로 보아 연소실의 구조 및 기타 간섭 효과에 의해 와류의 거동이 약해졌음에도 불구하고 연소실 아래쪽의 와류와 운동량 교환에 의해 상당량의 와류가 유지되고 있다고 판단된다.

#### 4. 결 론

PIV를 이용하여 통상적인 엔진과 협각 엔진의 와류 발생 특성을 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 흡입 초기 와류의 발달은 통상적인 엔진에서 더 잘 관찰된다.
- 2) 협각 엔진에서는 흡입 중기를 지나면서 와류 형태가 실린더의 하면에서부터 나타난다.
- 3) BDC에 도달하면 협각엔진은 잘 발달한 와류가 실린더 전체에 존재하나 통상 엔진은 실린더 상부 및 중간 부분에서는 와류 거동이 관찰되지만 하부에서는 와류 유동이 관찰되지 않는다.
- 4) 흡입 행정 말기에 협각 엔진에서는 여전히 잘 발달한 와류가 실린더 전체에 존재하나 통상 엔진은 실린더 상부와 하부에서 강한 와류 거동이 존재하고 중간 부분에는 왜곡된 형태의 와류가 나타난다.
- 5) 압축 행정 초기에 협각 엔진은 실린더 상부의 와류 거동이 강화되는 반면 통상엔진은 상부의 와류 성분이 소멸되고 더 압축이 진행되면 오히려 실린더 하부에서 와류가 관찰된다.

6) 압축이 진행되면서 협각 엔진은 흡기 행정 말의 유동 구조를 그대로 유지하고 있는 반면 통상 엔진은 실린더 하부에 강한 와류가 존재하는 구조가 된다.

7) 압축 말기 점화 직전 협각 엔진에는 실린더 상부에 잘 발달한 강한 와류가 존재하는 반면 통상 엔진에서는 미미하게 관찰되었다.

8) 관찰되지 않은 헤드 쪽 연소실에서도 협각 엔진은 와류 거동을 보이는 반면 통상 엔진에서는 와류가 거의 소멸되거나 매우 약하게 존재한다고 판단된다.

#### 참고문헌

- 1) Ohm, I. Y. and Cho, Y. S., 2001, "Mechanism of Axial Stratification and its Effect in an SI Engine", SAE2000-01-2843, 2000 SAE Transaction - Journal of Fuel & Lubricants.
- 2) Ohm, I. Y. and Cho, Y. S., 2001, "In-Cylinder Fuel Behavior according to Fuel Injection Timing and Port Characteristics in an SI Engine : Part I-Without Swirl", Trans. of Korea Society of Automotive Engineers, Vol 9, No. 2, 19-27.
- 3) Ohm, I. Y. and Cho, Y. S., 2001, "In-Cylinder Fuel Behavior according to Fuel Injection Timing and Port Characteristics in an SI Engine : Part II-With Low/Medium Swirl", Trans. of Korea Society of Automotive Engineers, Vol 9, No. 3, 9-17.
- 4) Ohm, I. Y. and Cho, Y. S., 2001, "In-Cylinder Fuel Behavior according to Fuel Injection Timing and Port Characteristics in an SI Engine : Part III-With High Swirl", Trans. of Korea Society of Automotive Engineers, Vol 9, No. 3, 18-26.
- 5) Cho, G. B., Jeon, C. H., Chang, Y. J. and Kang, K. Y., 1997, "Characteristics of In-cylinder Steady Flow using PIV for Different Intake Port Geometries in a 4-valve Gasoline Engine", Trans. of Korea Society of Automotive Engineers, Vol 5, No. 5, 188-196.
- 6) Lee, S. Y., Jeong, K. S., Jeon, C. H. and Chang, Y. J., 2005, "Study on The In-Cylinder Flow Characteristics of An SI Engine Using PIV", Int. J. of Automotive Technology Vol. 6, No. 5, 453-460.
- 7) Lee, K. H., Lee, C. S., Lee, H. G., Chon, M. S. and Joo, Y. C., 1998, "Spatial Analysis of Turbulent Flow in Combustion Chamber using High Resolution Dual Color PIV", Trans. of Korea Society of



- Automotive Engineers, Vol 6, No. 6, pp. 132-141.
- 8) Lee, C. H., Lee, K. H. and Lee, C. S., 2005, "An Experimental Study on the Flow Characteristics and the Stratification Effects in Visualization Engine Using the DPIV and the Entropy Analysis", Trans. of Korea Society of Automotive Engineers, Vol 13, No. 1, pp. 9-18.
- 9) Lee, K. H., Ryu, J. D., Lee, C. S. and Reitz, R. D., 2005, "Effect of Intake Port Geometry on The In-Cylinder Flow Characteristics in A High Speed D.I. Diesel Engine" Int. J. of Automotive Technology Vol. 6, No. 1. 1-8.
- 10) Park, J. H., Lee, N. H. and Choi, K. H., 1999, "Analysis of In-Cylinder Flow Fields using Particle Image Velocimetry", Trans. of Korea Society of Automotive Engineers, Vol 7, No. 4, 46~53.
- 11) Park, J. H., Lee, N. H. and Choi, K. H., 1998, "Analysis of Spray and Flow Fields for Development of Spark-ignited Direct Injection Engine", Trans. of Korea Society of Automotive Engineers, Vol 6, No. 6, 202-209.
- 12) Ohm, I. Y. and Myung, C. L., 2002, "In-Cylinder Flow Measurement Using PIV" 2002 KSAE Spring Conference Vol. 1, 80-87.