

<학술논문>

DOI:10.3795/KSME-B.2009.33.1.9

## 나선형 포트를 적용한 광각엔진에서 실린더 내 압축 유동 특성

엄인용<sup>†</sup> · 박찬준<sup>\*</sup>

(2008년 5월 7일 접수, 2008년 8월 21일 수정, 2008년 11월 30일 심사완료)

### In-Cylinder Compression Flow Characteristics of Helical Port Engines with Wide Valve Angle

Inyong Ohm and Chanjun Park

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

#### Abstract

This paper is the second of 2 companion papers which investigate in-cylinder swirl generation characteristics in helical port engine with wide valve angle. Two wide valve-angle engines, which are same ones and have slightly different rig swirl number, were used to compare the characteristics of cylinder-flow. One intake port is deactivated to induce swirl flow. A PIV (Particle Image Velocimetry) was applied to measure in-cylinder velocity field during intake stroke. The results show that the intake flow component passing through valve area near the cylinder wall is not negligible in helical port engine with wide valve angle contrary to conventional one. The effect of this velocity component on in-cylinder increases as the swirl ratio rises and compression process progresses. Consequently, this component destroys in-cylinder swirl flow completely during compression resulting in no actual swirl at the end stage of compression.

#### 1. 서론

정상유동장치는 내연기관 내부의 유동을 상당히 잘 모사한다고 알려져 있고<sup>(1),(2)</sup> 특히 흡입 유동의 모사 특성은 매우 우수하여<sup>(3),(4)</sup> 정상유동으로 정의한 유동 특성과 엔진의 성능 사이에는 비교적 양호한 상관관계가 존재하지만, 정상유동에서 정의한 유동 특성과 실물 엔진의 내부 유동 사이의 관계는 아직 충분히 알려져 있지 않다.<sup>(5)</sup>

또한 흡입 유동의 특성도 파악해야할 중요한 내용이지만, 실제로 압축 말기의 유동이 연소 과정에 참여하므로 특히 압축말기의 유동 파악이

실린더 내 유동 파악의 가장 핵심적 내용으로 볼 수 있다.<sup>(2-4), (6)</sup>

가솔린 엔진은 디젤엔진과 달리 밸브 각과 포트 각이 10-30° 범위에 걸쳐 있기 때문에 실린더로 진입하는 유동의 초기 성분이 다양하게 존재하여 이에 따라 매우 복잡한 형태의 내부 유동이 형성된다.<sup>(7),(8)</sup> 이러한 이유로 정상유동에서 정의한 유동 특성 값을 이용하여 실물 엔진의 성능 특히 축상 성층화와 관련한 성능의 예측에 어려움을 주는 경우가 발생하며 이러한 현상은 밸브 각이 클수록 두드러지게 나타난다.<sup>(9)</sup>

이전 연구에서는 저 와류 발생 포트에 대해 통상적인 밸브 각을 갖는 엔진과 협각 엔진의 와류 발생 특성을 비교하여, 협각 엔진이 와류가 없는 경우에는 안정된 유동 특성을 지니고 있고 와류 발생 시에도 매우 우수한 발생 특징을 가지고 있음을 확인하였다.<sup>(7-10)</sup> 또한 본 연구에 앞서 흡입

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 서울산업대학교 기계공학과  
E-mail : iyohm@snut.ac.kr  
TEL : (02)970-6311 FAX : (02)949-1458  
<sup>\*</sup> 서울산업대학교 기계공학과

행정 중 실린더 내 유동 파악에서는 나선형 포트를 밸브 각이 큰 엔진에 적용하면 통상적인 엔진에 비해 밸브 하단을 통과하여 실린더로 진입하는 유동 성분의 영향이 크게 나타나며, 밸브 하단을 통과한 유동의 영향은 와류 값이 클수록 그리고 흡입 행정 초기보다 말기에 더 크게 나타남을 확인하였다. 마지막으로 두 유동의 충돌에 의하여 와류 속도 분포의 불규칙성이 발생하고 속도가 줄어 와류가 감소함이 관찰되었다. 본 연구에서는 밸브 각이 크고 고 와류 발생을 위해 나선형 포트를 채용한 엔진에서 압축 행정 중 실린더 내부 유동 특성을 파악하였다.

### 2 실험 장치

유동 측정에 사용된 PIV 시스템은 Fig. 1에, 측정 대상인 두 엔진의 제원은 Table 1에 측정 위치 및 시기는 Table 2에 나타내었다.

Fig. 2는 밸브 각의 정의 및 측정 위치와 향후 그림으로 제시될 속도 측정 결과의 기본 좌표 구성에 대한 것이다. 수평 측정면과 수직 측정면을 나타낸 그림에서 점선은 실제 엔진의 경계에 해당하고 점선은 측정 가능한 가시화 영역을 나타낸다. 엔진은 대표적인 부분부하 조건에 해당하는 1800 RPM, 흡기관 절대압 50 kPa 조건으로 운전하였다. 장치 및 기타 내용에 대한 자세한 설명은 본 논문의 이전 논문에 기재되어 있으므로 생략하였다. 와류의 발생은 두 엔진 공히 엔진의 전측 포트의 유동을 차단하고 후측 나선형 포트만 흡기에 이용함으로써 고 와류를 유도하였다.

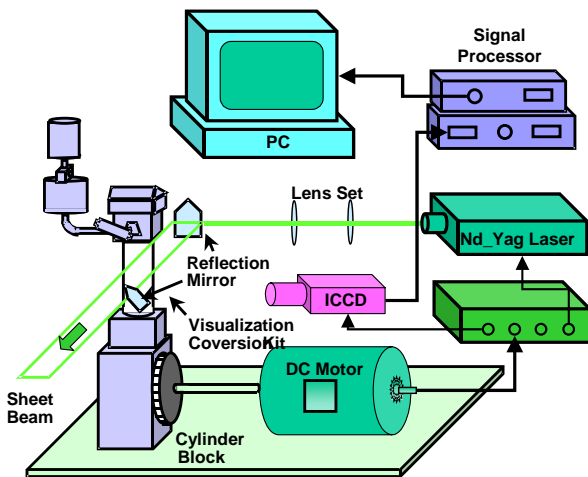


Fig. 1 Schematics of PIV measurement

Table 1. Specification of engine

		Eng. 1	Eng. 2
No. of Valve(In./Ex).		2/2	←
Intake Port(Front/Rear)		Straight/Helical	
Intake Valve Angle		25°	←
Valve Timing		5/35, 43/5	←
Combustion Chamber		Semi Wedge	←
Bore(mm)/Stroke(mm)		75.5/83.5	←
Steady	Swirl(RS)	5.5	6.5
Flow	Tumble	1.1	1.2

Table 2 Measurement position and timing

	Horizontal	Vertical
Measuring Plane	TDC - 7 mm	Rear Valve Center Cylinder Center Front Valve Center
	TDC - 19 mm	
	TDC - 41 mm	
	TDC - 77 mm	
Measuring Timing	240, 270, 300, 320 (Intake ATDC)	←

다.

### 3. 결과 및 해석

Fig. 3에 흡입 밸브가 닫힌 후 흡입 ATDC 240°CA에서 측정한 압축 행정 초기의 수평면 속도 분포를 제시하였다. 평면 유동을 나타낸 그림에서 점선의 원은 실린더의 실제 보어이고 실선의 원은 관측 가능한 투명 연장 피스톤의 가시화 창을 나타내며 일점쇄선은 수직면 유동 측정 단면을 나타낸다.

먼저 수평면 유동에서 특징적인 현상은 두 엔진 모두 전 평면에 걸쳐 수평면 유동의 속도가 급속히 감소하였다고 형태도 와류의 형태를 벗어나 매우 불규칙하게 변한 것이다. 그리고 Eng. 2의 경우 H2 평면에서 유동이 측정되지 않았다. 유동이 측정되지 않은 이유는 후에 논의하겠다.

우선 유동의 변화를 압축이 시작되기 전인 흡

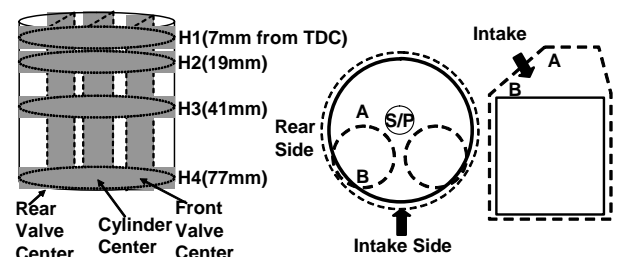


Fig 2 Definition of valve angle and measuring position

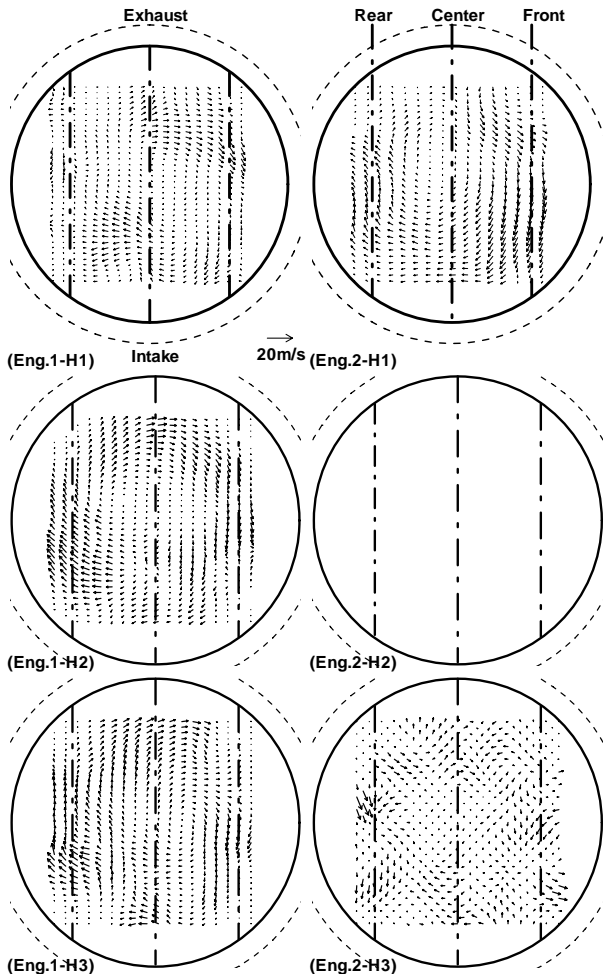


Fig. 3 Horizontal velocity field at early compression stage (ATDC 240°CA), H1 : 7mm , H2 : 19mm, H3 : 41mm from TDC

입 유동과 비교하기 위하여 Fig. 4에 BDC와 흡입 ATDC 210°CA 즉 흡입 밸브가 닫히기 직전의 실린더 상면과 하면의 유동을 제시하였다. 그림에서 관찰되듯이 BDC까지는 실린더 상부에서는 비교적 와류의 형태가 잘 나타나 있으나 실린더 하면에서는 와류의 정돈이 파괴되어 불규칙한 유동의 형태가 존재하기 시작한다. 이어 피스톤이 상승함에 따라 실린더 상부의 와류 성분은 급격히 줄어들고 하면의 유동은 불규칙성이 증가함을 알 수 있다. 이는 이전 논문에서 지적한 바와 같이 밸브 하단을 통과한 유동의 영향이 와류 값이 클수록 그리고 흡입 행정 초기보다 말기에 더 크게 나타나기 때문인 것으로 판단된다.

이러한 실린더 상부 와류 거동의 감소와 하부 유동의 불규칙성 확대 경향은 Fig. 3에 나타낸 압축 초기까지 이어짐을 알 수 있다. 특히 Eng. 2의

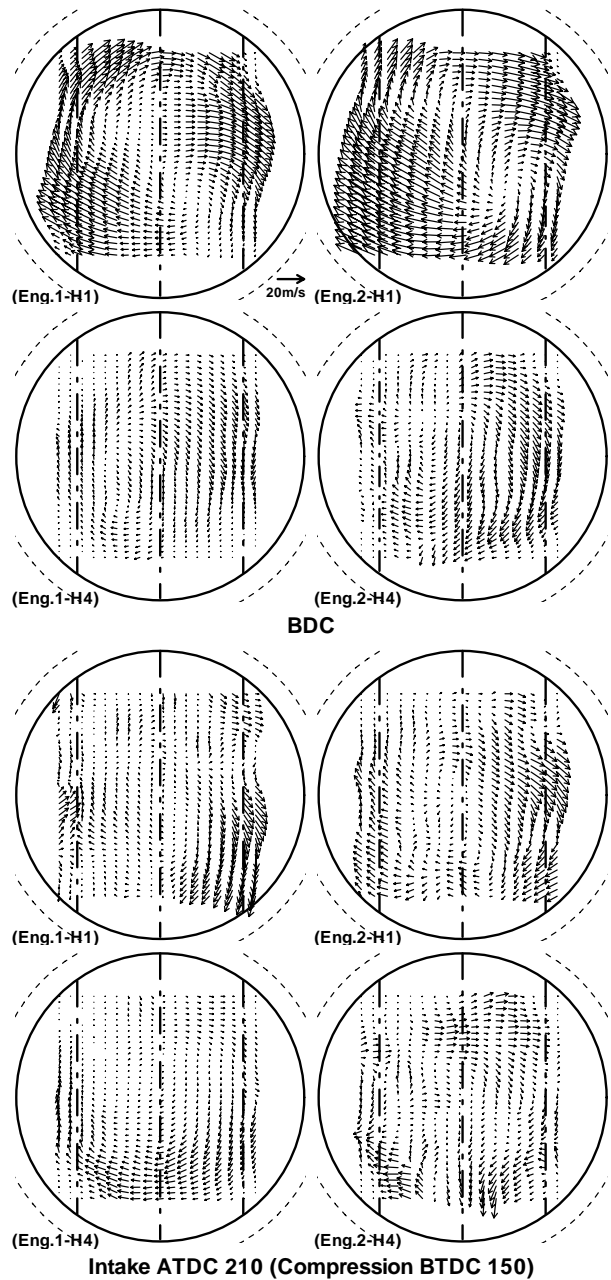


Fig. 4 Horizontal velocity field during intake H1 : 7mm , (H4) : 77mm from TDC

경우 하부에는 더 이상 와류가 존재하지 않고 상면보다 조금 낮은 H2 평면에서는 수평면 유동 자체가 거의 소멸되어 측정이 되지 않았다.

이러한 와류의 약화 및 소멸은 매우 특이한 것으로, 통상적으로 압축이 진행되면서 유동의 불규칙적인 면이 사라지고 잘 정돈된 형태를 보이는 통상적인 경우와 배치되는 경향이다.

Fig. 5에 밸브 각이 현재 대상 엔진과 같으나 와류가 없거나(Eng. 3, Two Ports Open) 나선형

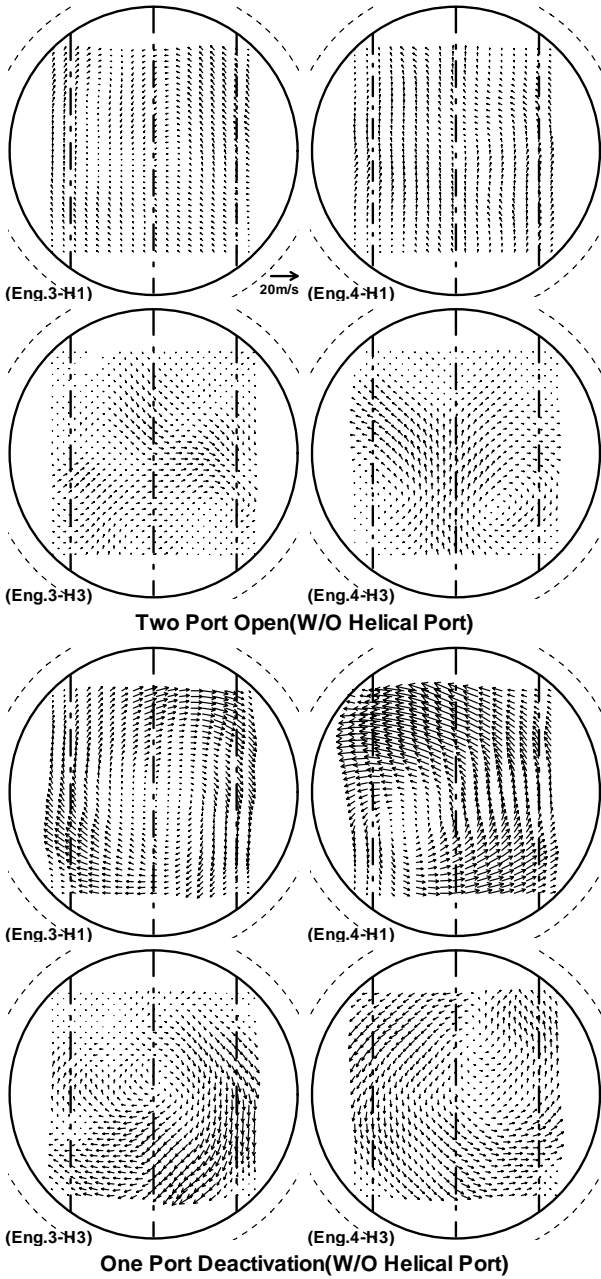


Fig. 5 Horizontal velocity field at early compression stage (ATDC 240°C), H1 : 7mm H3 : 41mm from TDC

포트를 채택하지 않아 와류가 낮은 경우(Eng. 3, One Port Deactivation, RS=3.4), 밸브 각이 작으면서 와류가 없는 경우(Eng. 4, Two Ports Open) 및 약한 와류가 있는 경우(Eng. 4, One Port Deactivation, RS=2.2)의 유동 측정 결과를 제시하였다. 그림에서 알 수 있듯이 와류가 있는 경우에는 잘 정돈된 유동이 존재하고 와류가 없어도 불규칙성의 증가나 소멸은 관찰되지 않는다.

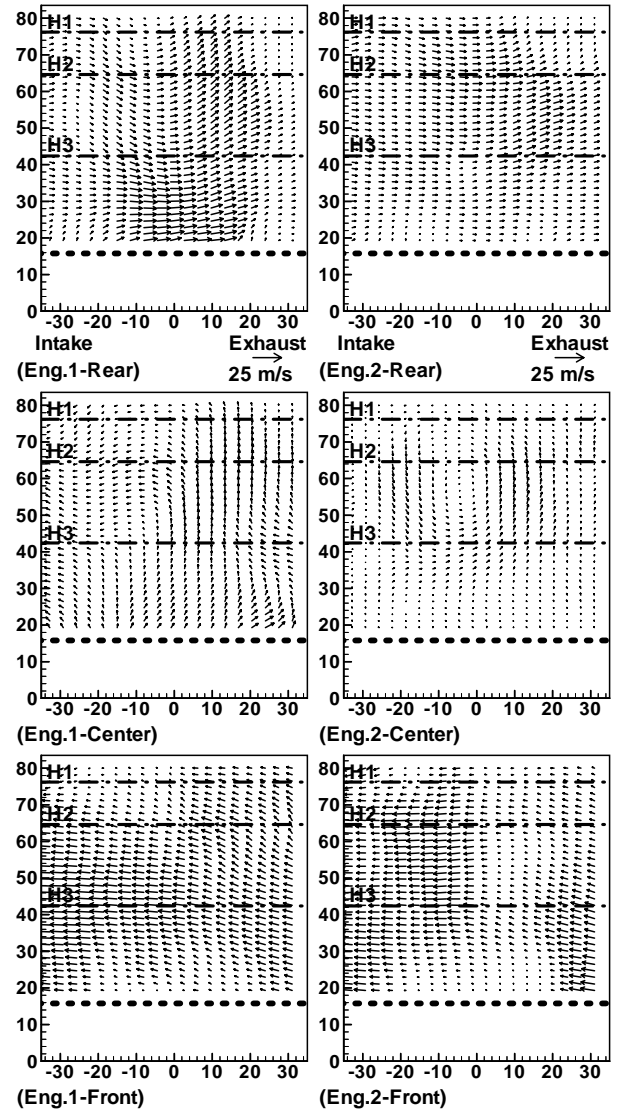


Fig. 6 Vertical velocity field at early compression stage (ATDC 240°C)

Fig. 6에 흡입 밸브가 닫힌 후 흡입 ATDC 240° CA에서 측정된 압축 행정 초기의 수직면 속도 분포를 제시하였다. 수직면 유동을 나타낸 그림에서도 일점쇄선은 수평면 유동 측정 단면을 나타내고 굵은 점선은 측정 당시 피스톤의 위치를 나타낸다.

Eng. 1에서는 후측 단면의 경우 역방향 텀블이 형성되어 있고 Eng. 2에서는 텀블이라기보다 흡기에서 배기 측을 향하는 유동이 형성되어 있음을 알 수 있는데 이 유동은 수평면의 와류 거동이 관찰된 결과이다. Eng. 1과 Eng. 2의 유동 방향은 비슷하나 Eng. 1에서는 실린더 하면의 유동이 강하고 반면 Eng. 2에서는 실린더 상면의 유동이 상대적으로 강함을 알 수 있다.

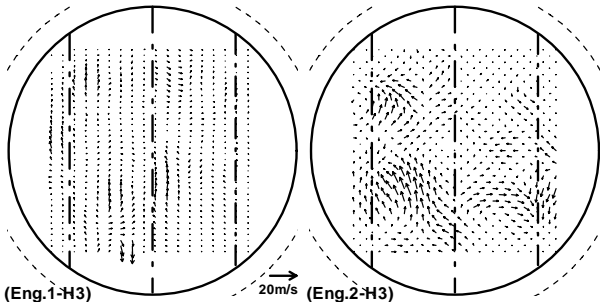


Fig. 7 Horizontal velocity field during compression stage (ATDC 270°CA), H3 : 41mm from TDC

Eng. 1의 중심 단면 유동은 일단 유속이 상당히 저하되어 있으며 크게 보아 역방향 텀블이 주 유동이지만 세밀하게는 매우 복잡한 형태를 지니고 있다. 이전 시기에서 관찰된 여러 개의 텀블은 소멸되어 더 이상 관찰이 되지 않는다. Eng. 2의 중심 단면 유동은 매우 약한 상태이고 실린더 높이 60mm를 중심으로 약한 역 방향 텀블이 형성되어 있다.

전측 단면 유동은 다른 단면에 비해 잘 정돈되어 있음을 알 수 있는데 텀블 형태의 유동은 관찰되지 않으며 두 엔진에서 모두 주 유동 방향은 배기에서 흡기 측이며 실린더 중심 부근의 유속이 큰 것이 특징이다.

Fig. 7과 Fig. 8에 ATDC 270°CA(압축 TDC 전 90 CA)에서 수평면 및 수직면 유동을 측정된 결과를 제시하였다.

이 시기부터 압축이 진행됨에 따라 측정이 되지 않은 부분이 확대되어 Eng. 1과 Eng. 2 모두 실린더 상부 H1, H2 평면의 유동이 측정되지 않았다. 이 부분의 유동을 측정하기 위하여 산란 입자의 종류 및 양 등의 변화를 주었지만 일관되게 측정이 되지 않았다.

유동이 측정되지 않은 이유는 다음과 같이 판단된다. 흡입 말기부터 실린더 중심 부근의 유동은 두 유동 즉 밸브의 상단을 통과한 유동과 하단을 통과한 유동의 충돌에 의해 거시적 유동은 파괴되기 시작하고, 이어 압축이 진행됨에 따라 이 현상이 가속화된다. ATDC 270°CA 근방에 도달하면 이전 시기에 와류의 거동이 관찰되던 실린더 상부(H1 평면) 유동은 현재 실험 장치에서 관측이 가능한 평면을 벗어나 실린더의 최상부 또는 헤드의 연소실 영역으로 이동하고 중심 부분의 유동은 충돌에 의해 소산되고 매우 작은 규모의 난류만 존재하는 상황이 발생한다. 따라서

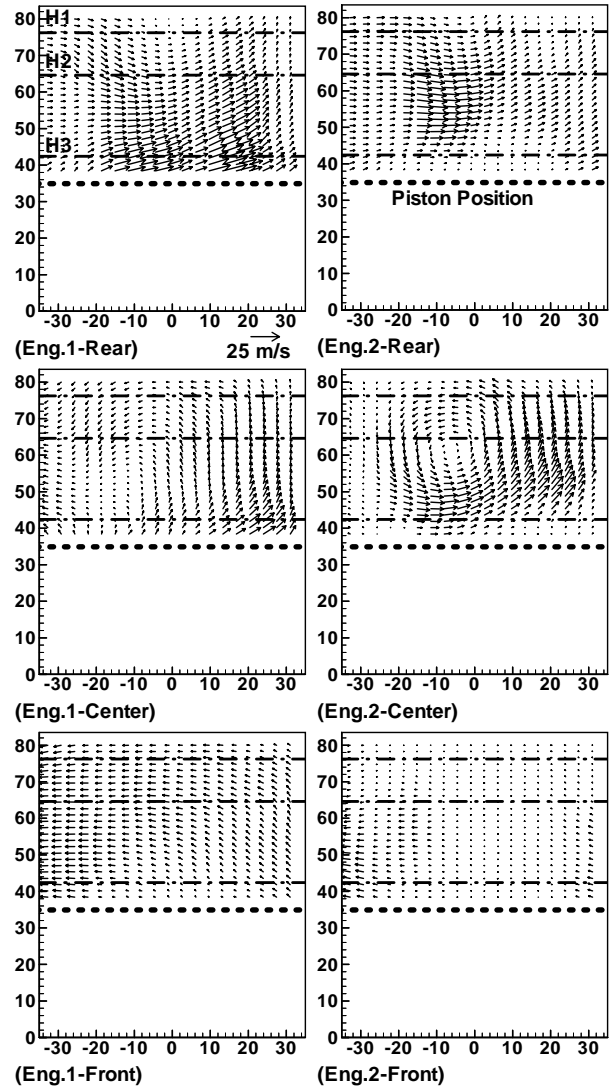


Fig. 8 Vertical velocity field during compression (ATDC 270°CA)

현 실험에서 설정한 데이터 처리 방법으로는 PIV로 획득한 두 화상 사이의 차이점이 없어 속도 측정이 되지 않은 것으로 추측된다. 이러한 유동의 소멸 현상은 동일한 엔진에 대해 실린더 내 농도 분포를 측정한 이전 연구에서도 관측이 된다.<sup>(4)</sup>

수직면 유동의 경우 후측 단면에서 유동의 형태는 ATDC 240°CA와 크게 다르지 않음을 알 수 있다. 다만 Eng. 1에서는 실린더 하면의 유동이 240°CA와 마찬가지로 강하고 반면 Eng. 2에서는 실린더 상면의 유동은 240°CA보다 약화되었으나 중심부분의 유동이 상대적으로 강화되었음을 알 수 있다.

Eng. 1의 중심 단면 유동은 이전 시기에 비해

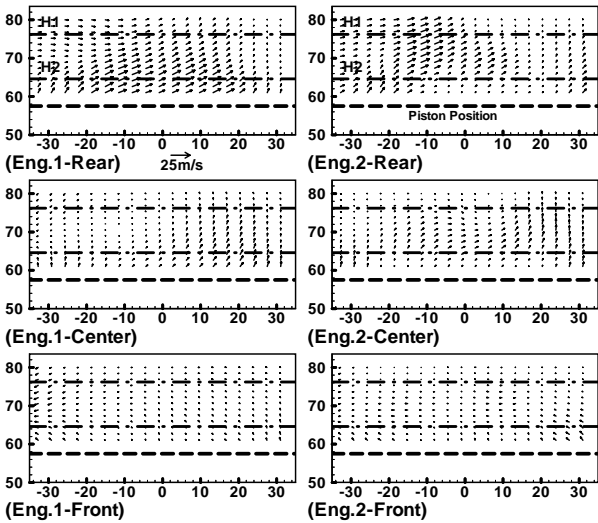


Fig. 9 Vertical velocity field during compression (ATDC 300°CA)

실린더 하면 배기 쪽의 유동이 강해졌는데, 이는 후측 면의 유동이 이 부분까지 영향을 준 결과로 판단되며 역 방향 텀블 유동이 이전 시기보다 더 뚜렷이 나타나고 있음을 알 수 있다. Eng. 2의 중심 단면 유동은 이전 시기와 매우 다른 양상을 보여주는데, 우선 이전 시기에 비해 유동이 강화되어 있고 또한 뚜렷한 역 방향 텀블이 관찰된다.

전측 단면 유동은 대체적인 형태가 이전 시기와 다르지 않지만 후측과 중심면의 유동이 강화된 데 반해 여기서는 약화되어 있는 것이 특징적이다.

대체로 이 시기의 유동 특징은 수평면 유동의 경우 실린더 상부에서는 유동의 충돌로 수평 속도 성분이 소산되어 거시적 유동이 소멸되고, 수직면 유동은 밸브 하단을 통과한 유동의 영향이 더욱 증가하여 역방향 텀블이 중심 단면에서도 뚜렷해진다. 또한 압축에 의한 체적의 감소로 운동량 보존에 의한 이 방향의 텀블 유동은 오히려 증가한다. 반면 밸브 하단 통과에 의해 전측면의 유동은 급격히 약화되는 특징을 가지고 있다.

Fig. 9에 압축이 더 진행된 ATDC 300°CA에서 수직면 유동 측정 결과를 제시하였다. 수평면 유동은 전술한 바와 같이 측정이 되지 않아 제시하지 않았다.

이 시기의 수직면 유동은 ATDC 270°CA에 비해 전체적인 형태의 변화는 없으나 유동이 매우 약화된 특징을 보여주고 있다. 후측 단면에서는

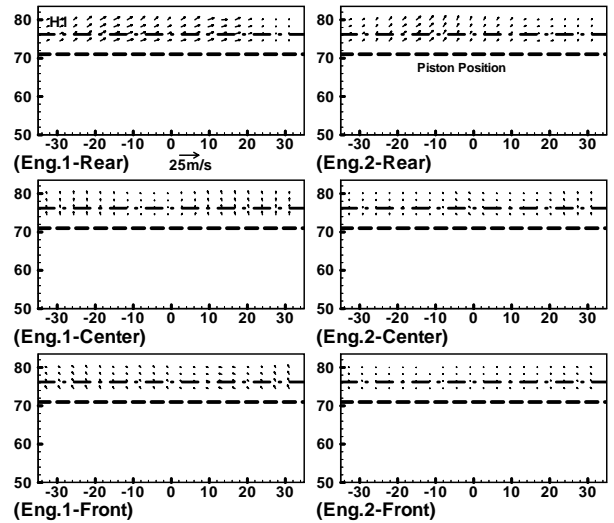


Fig. 10 Vertical velocity field during compression stage (ATDC 320° CA)

비교적 유속이 큰 부분이 일부 관찰되지만 중심과 전측 단면의 유동은 대폭 약화되었는데 이는 압축의 진행에 따라 벽면마찰, 열전달, 누설 등에 의한 소산 효과가 증가하여 나타난 결과로 판단된다.

Fig. 10에 압축 말기에 해당하는 ATDC 320°CA에서 수직면 유동 측정 결과를 제시하였다. 이 시기에는 압축에 따른 소산 효과가 더욱 증가하여 전체 영역에서 매우 약한 유동만 존재하고 있음을 알 수 있다. 결론적으로 밸브 각이 큰 엔진에 고 와류를 유도하기 위하여 나선형 포트를 적용하는 경우, 실린더 내 연소에 가장 큰 영향을 주는 압축 말기에 이르러 지배적인 거시적 유동은 존재하지 않는 상황이 발생한다. 이를 흡입 유동의 단계에서부터 고찰하면, 평면 와류 거동은 밸브 하단을 통과하여 실린더로 진입하는 유동 성분의 영향이 와류 값이 클수록 그리고 행정이 진행될수록 크게 나타난다. 동시에 두 유동의 충돌에 의하여 와류 속도 분포의 불규칙성이 발생하고 속도가 줄어 와류가 감소하여, 압축이 진행되면 와류는 거의 소멸한다. 수직면 유동은 나선형 포트가 있는 단면에서 역시 밸브 하단을 통과한 유동에 의해 역방향 텀블이 발생하고 이 역시 행정이 진행될수록 이 유동의 영향이 증가하다가 압축 말기에 소산에 의해 대폭 약화된다.

Fig. 11와 12에 앞의 압축 초기 유동에서 제시 하였던 엔진과 동일한 엔진의 압축 말기 ATDC 320°CA에서의 속도 분포를 제시하였다. 이를 현

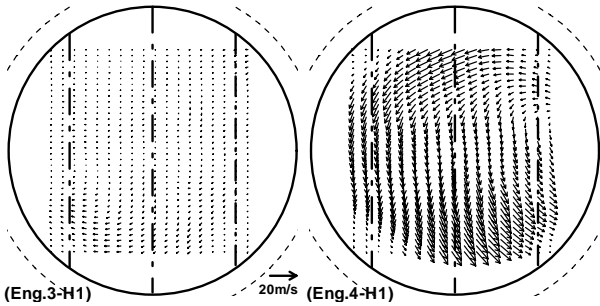


Fig. 11 Horizontal velocity field at end compression stage in case of low rig swirl engine with wide valve angle (ATDC 320°CA), H1 : 7mm from TDC

재 논 의 중 인 엔진 과 비 교 하 여 보 면, 유 동 의 소 실 은 매 우 예 외 적 인 현 상 임 을 알 수 있 다. Eng. 3 은 동 일 한 밸브 각 을 가 지 면 서 나 선 형 포 트 를 채 택 하 지 않 아 와 류 가 낮 은 경 우 (RS=3.4) 이 고, Eng. 4 는 밸브 각 이 작 으 면 서 역 시 나 선 형 포 트 를 적 용 하 지 않 아 약 한 와 류 가 있 는 경 우 (RS=2.2) 이 다.

두 경 우 모 두 정 상 유 동 시 험 에 서 는 나 선 형 포 트 를 채 택 한 엔진 보 다 와 류 값 이 낮 게 측 정 되 었 으 나, 수 평 면 유 동 의 경 우 실 물 엔진 의 실 린 더 내 거 동 에 서 는 오히려 압축 말기 까지 와 류 가 잘 보 존 되 어 있 고 특 히 밸브 각 도 가 낮 은 경 우 더 양 호 한 와 류 특 성 을 보 여 주 고 있 다. 수 직 면 유 동 측 정 결 과 도 잘 보 전 된 와 류 에 의 해 정 돈 이 잘 되 어 있 으 며 유 동 도 훨 씬 강 하 게 형 성 되 어 있 음 을 알 수 있 다.

결론적으로 밸브 각이 큰 엔진에 고 와류를 유

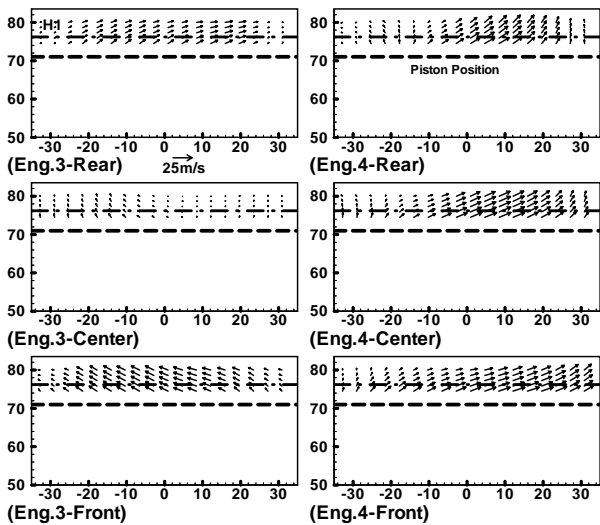


Fig. 12 Vertical velocity field at end compression stage in case of low rig swirl engine with wide valve angle (ATDC 320°CA)

도 하기 위 한 나 선 형 포 트 를 적 용 하 는 경 우 정 상 유 동 장 치 로 측 정 한 와 류 값 은 크 지 만 실 물 엔진 의 실 린 더 내 유 동 은 유 동 의 충 돌 등 에 의 해 먼 저 평 면 유 동 즉 와 류 가 소 멸 되 고 이 어 텀 블 도 소 멸 되 어 압축 말기 에 는 지 배 적 유 동 이 없 는 상 태 가 된 다.

#### 4. 결 론

고 와류 발생을 위하여 나선형 포트를 밸브 각이 큰 엔진에 적용하였을 때 실린더 내 압축 유동을 PIV로 관측한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 나선형 포트를 밸브 각이 큰 엔진에 적용하면 압축 초기부터 평면 유동이 소멸되기 시작하여 압축 말기에는 거시적 형태의 유동이 존재하지 않는다.
- 2) 수직면의 유동은 나선형 포트가 설치된 측면에서 역방향 텀블이 발달하나 압축 진행에 따라 이 유동도 소산된다.
- 3) 압축 말기에는 전체 실린더 내에 지배적 유동이 존재하지 않는다.
- 4) 유동 소멸의 주원인은 주요 흡입 유동인 밸브 상단을 통과한 유동은 나선형 포트에 의해 제약을 받고 반면 밸브 하단을 통과한 유동은 큰 밸브 각에 의해 강화되어 두 유동이 실린더 내에서 상호 간섭을 하기 때문이다.
- 5) 결과적으로 고 와류 유도를 위해 밸브 각이 큰 엔진에 나선형 포트를 적용하는 것은 매우 비효율적이다.

#### 참고문헌

- (1) Bicen A. F., Valfidis C. and Whitelaw J. H., 1984, "Steady and Unsteady Airflow through the Intake Valve of a Reciprocating Engine", *ASME Winter Annual Meeting, Flows in Internal Combustion Engines-II*, FED-vol. 20.
- (2) Kastner L. S., Williams T. J. and White J. B., 1963, "Poppet Inlet Valve Characteristics and Their Influence on the Induction Process", *Proc. of I.Mech. E.*, Vol 178, No 36, pp 955-978.
- (3) Ohm Inyong and Cho Yongsuk, 2001, "In-Cylinder Fuel Behavior according to Fuel

- Injection Timing and Port Characteristics in an SI Engine : Part I-Without Swirl", *Transaction of KSAE*, Vol 9, No. 2, pp. 19~27.
- (4) Ohm Inyong and Cho Yongsuk, 2001, "In-Cylinder Fuel Behavior according to Fuel Injection Timing and Port Characteristics in an SI Engine : Part II-With Low/Medium Swirl", *Transaction of KSAE*, Vol 9, No. 3, pp. 9~17.
- (5) Heywood J. B., 1988, "Internal Combustion Engine Fundamentals", pp345, MacGraw-Hill, New York.
- (6) Ohm Inyong and Cho Yongsuk, 2000, "Mechanism of Axial Stratification and its Effect in an SI Engine", *SAE2000-01-2843*, 2000 *SAE Transaction - Journal of Fuel & Lubricants*.
- (7) Ohm Inyong and Park Chanjun, 2006, "In-Cylinder Intake Flow Characteristics according to Inlet Valve Angle" *Transaction of KSAE*, Vol 14, No. 3, pp. 142~149.
- (8) Ohm Inyong and Park Chanjun, 2006, "In-Cylinder Compression Flow Characteristics according to Inlet Valve Angle" *Transaction of KSAE*, Vol 14, No. 4, pp. 77~83.
- (9) Ohm Inyong and Park Chanjun, 2002, "Experimental study on axial stratification process and its effects (1)", *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 16, No. 11, pp 1457~1469.
- (10) Ohm Inyong, Park Chanjun, Woo Sungdong and Jang Yeolsung, 2005, "Characteristics of Swirl Generation According to Inlet Valve Angle", *2005 Spring Conference Proceedings of KSAE*, Vol. 1, pp.191-198.