

상면 관측 가시화에 의한 CI 기관의 실린더 내 유동 측정(2) -실린더 내 유동

손 병 우¹⁾ · 엄 인 용²⁾

서울과학기술대학교 대학원 미래에너지융합학과¹⁾ · 서울과학기술대학교 기계·자동차공학과²⁾

In-Cylinder Flow Measurement of CI Engine by Top-View Visualization(2) -In-Cylinder Flow

Byeongwoo Son¹⁾ · Inyong Ohm²⁾

¹⁾Department of New and Renewable Energy Convergence, Graduate School of Seoul National University of Science and Technology, Seoul 01811, Korea

²⁾Department of Mechanical & Automotive Engineering, Seoul National University of Science and Technology, Seoul 01811, Korea
(Received 15 May 2025 / Revised 3 June 2025 / Accepted 5 June 2025)

Abstract : A PIV system capable of top-view observation was built to measure internal flow over the entire cylinder area of a CI engine. The velocity measured on a plane and at each time during the intake, compression, and expansion processes was analyzed in relation to the piston behavior. During the intake process, the main flow is formed in the axial direction, so no organized flow was observed on the plane. Afterward, at the end of the intake and the beginning of the compression, the flow inside the cylinder was rapidly organized due to the piston's stagnation, and an organized flow appeared on the upper planes of the cylinder. As compression progressed, the organized pattern of the flow extended to the lower planes of the cylinder and intensified at the top. A very strong swirl behavior was observed at the top of the cylinder during the early expansion, which was reobserved in the upper plane as a result of the flow within the bowl generated during compression. Therefore, even though direct access to the flow within the bowl was impossible, useful information can be obtained to infer this flow through top-view observations.

Key words : In-Cylinder flow(실린더 내 유동), CI(압축점화), PIV(입자영상유속계), Top-View visualization(상면 관측 가시화), Piston bowl(피스톤 보울)

1. 서 론

내연기관에서 내부유동(In-cylinder flow)은 점화 방식에 따라 연소에 미치는 영향이 각각 다른 기구(Mechanism)로 작용을 하지만 가장 지배적인 역할을 한다. 그러므로 내부유동의 형성 과정을 이해하고 이에 대한 정보를 얻는 것은 매우 중요하므로, 이를 파악하기 위해 많은 노력을 기울여 왔지만, 내연 기관 고유의 여러 문제로 직접 내부유동을 측정하는 것은 아직도 난제로 남아 있고, 이에 대한 연구는 아직도 충분하다 볼 수 없다.

그럼에도 불구하고 기관의 성능 개발에서 내부유동의 예측 및 특성의 결정은 매우 중요한 문제이므로, 이를 대

치하기 위해 실물기관의 유동을 잘 모사한다고 알려진¹⁾ 정상유동을 이용한 평가 방식이 개발되어 광범위하게 사용되고 있다.²⁾

이 방식은 경제-시간적 측면에서 매우 효과적이지만, 실물기관 내부유동을 완벽하게 모사하는 것은 불가능하여 하나의 지표일 뿐이고, 기관의 흡기 계 구성에 따라 평가에 왜곡이 발생할 가능성이 있다.³⁻⁸⁾

실물기관의 내부 유동에 대한 접근에는 여러 한계가 있지만, 이를 대상으로 한 유동 측정은 꾸준히 시도되어 왔고, 이를 통해 내부유동에 대한 많은 유용한 정보를 얻을 수 있었다.⁹⁻¹⁸⁾

*Corresponding author, E-mail: iyohm@seoultech.ac.kr

¹⁾This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium provided the original work is properly cited.

대부분의 내부유동 가시화는 피스톤 상면에 투명 창을 설치하고 창의 하부에 45° 각도의 반사경을 설치하여 이를 통해 실린더 내부를 관찰하는 관측(Bottom view) 접근 방식을 채택하였다. 하면 접근의 장점은, 밸브 기구 및 기타 냉각수통로 등의 제약을 받지 않고 비교적 쉽게 가시화 시스템을 구현할 수 있고 취득된 결과에 왜곡이 없다는 점이다.

그러나 하면으로 접근하면, 피스톤에 투명 창을 장착하는 기구에 의해 관측 영역이 실린더 보어보다 축소된다. 특히 CI에서는 연소실을 형성하는 피스톤 보울(Bowl)이 삭제되거나 변형된다. 이에 따라 스웰에 지배적 영향을 주는 실린더 벽 주변의 유동¹⁹⁻²¹⁾에 대한 정보가 누락됨과 동시에 피스톤 보울 형상이 유동에 미치는 영향을 파

악할 수 없다.

선행연구²²⁾에서는 하면관측을 통한 내부유동 측정에서 발생하는 이러한 문제점들에 착안하여, 상면 관측 시스템을 구축하고 그 가능성과 유효성을 평가하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

상면 관측에서 광학계의 한계로 실린더 밑면으로부터 5.1 mm 위치의 실린더 최 상부 유동의 정확한 측정에는 문제가 있고, 특히 이 위치에서는 실린더 벽에 접근할수록 결과의 신뢰성은 저하된다. 그러나 최 상부를 벗어난 12 mm부터는 영상의 왜곡이 적어 일반적인 입자영상유속계(PIV, Particle Image Velocimetry)와 다르지 않은 결과를 얻을 수 있었고, 관찰되는 전체적인 유동의 전개 형태는 합리적임을 확인하였다. 결론적으로 전체 영역에 대한 정확한 정량적 정보를 제공하지는 못하지만, 실린더 내 유동의 전체적인 전개 과정과 같은 정성적 정보는 충분히 얻을 수 있다.

선행연구를 바탕으로 본 연구에서는 이러한 상면 관측 시스템을 통하여 흡입, 압축 및 일부 팽창 행정에서 측정된 내부유동을 제시하고, 흡입-압축 과정 중 실린더 내 유동장의 전개 및 변화과정을 분석하고자 한다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 장치 구성

Fig. 1에 본 연구를 위해 제작된 단기통 가시화 기관(CI)을 그리고 Table 1에 이 기관의 사양 및 PIV 시스템을

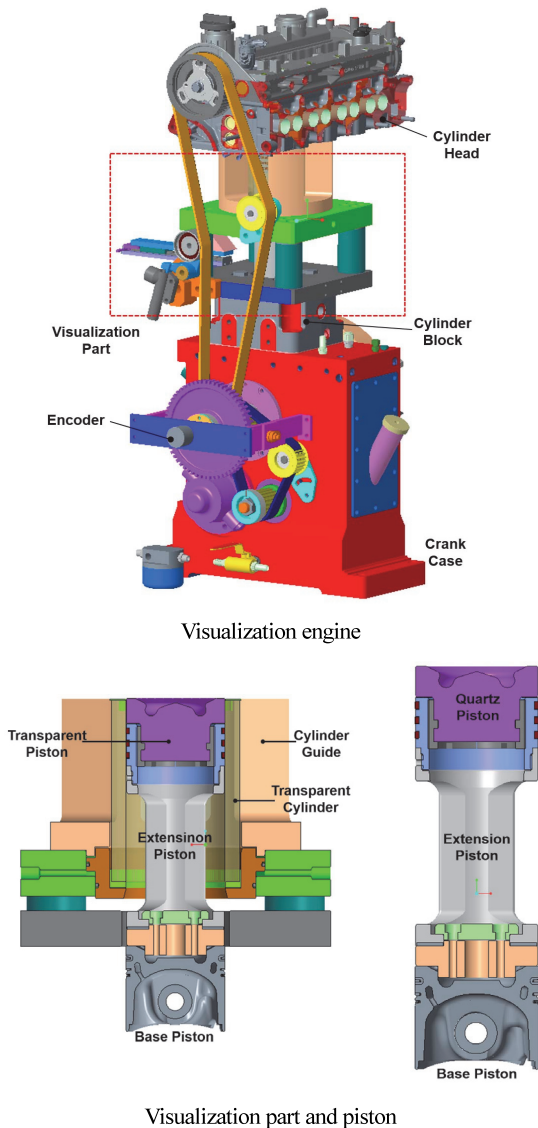


Fig. 1 Visualization engine and part

Table 1 Engine specifications and PIV system

| Engine specification | | |
|----------------------|-------------|--|
| Bore x Stroke (mm) | | 83.0 × 92.3 |
| Compression ratio | | 16 |
| Valve timing | | 9//28/53/5 |
| Engine Speed (rpm) | | 800 |
| PIV system | | |
| Laser Pulse | Separation | 30 μsec |
| | Frequency | 7 Hz |
| | Width | ≪ 100 μm |
| Data Sample No. | | 300 × 2 |
| Processing | | 50 % Overlap 64 × 64, 48 × 48 pixel |
| Atomizer | | TSI_SIX-JET 9306 |
| Particle Size | | ≪ 1 μm |
| Particle | No. Density | 10 ⁷ particle/cm ³ |
| | Stokes No. | ≪ 1 |
| Software | | TSI_Insight |

제시하였다. 선행연구에서는 장치 및 방법과 교정에 대해서만 자세히 다루었으므로 본 연구에서는 이에 대해 간략히 설명하면 다음과 같다.

가시화 대상 실린더 영역은 석영(Quartz) 투명 실린더와 연장 피스톤으로 구성되어 있고, 피스톤은 실물을 개조하여 사용하였다.

상면 관측을 위한 카메라 접근을 위하여, 실린더의 정중앙에 위치하는 헤드의 연료 분사기(Injector) 장착 부위를 확장하여 가공하였다. 이 부위를 통해 경통과 보어 스코프(Bore scope)를 삽입하고 그 상부에 카메라를 장착하였다.

기관 강제구동 시 진동이 발생하여도 광학계 정렬을 유지하고 동시에 카메라를 견고하게 지지하기 위해 몇 개의 관절을 가진 지지대에 카메라를 장착하였다. 이렇게 구성된 상면 관측 시스템을 Fig. 2에 제시하였다.

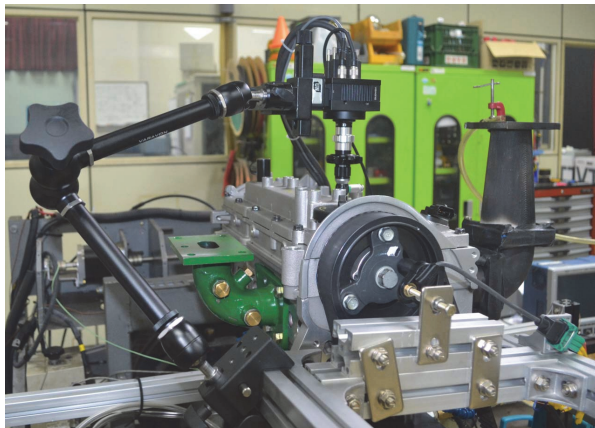


Fig. 2 Top view system mounted on engine

Fig. 3에 상기한 분사기 위치에 삽입되어 광학적 접근을 하는 경통 조립체를 나타내었다. 이 조립체는 경통(Barrel), 보어 스코프(Bore scope) 및 렌즈 어댑터(Lens adaptor)로 구성되어 있다.

렌즈 어댑터에는 매우 짧은 거리에서 실린더 보어 전체를 관측해야 하므로, 광각이면서 초점 거리가 매우 짧은 3개의 렌즈(마크로, 0.67x 및 Fish 180)로 구성된 어안 렌즈를 장착하였다. 이를 통해 180° 화각을 구현하여 헤드 밀면으로부터 5.1 ~ 93 mm 범위의 평면이 관찰 가능하게 되었다. 어댑터의 끝에 헤드 밀면과 일치하는 곳에 말단렌즈를 추가로 부착하여 어안으로 부족한 배율을 미세 조정하였다. 이때 헤드 밀면 44 mm 부터는 영상 왜곡이 완화되어 말단에 오목렌즈를 적용하면 가시화 영역이 오히려 축소되고 왜곡도 증가하므로 렌즈가 아닌 평판 창을 적용하였다.

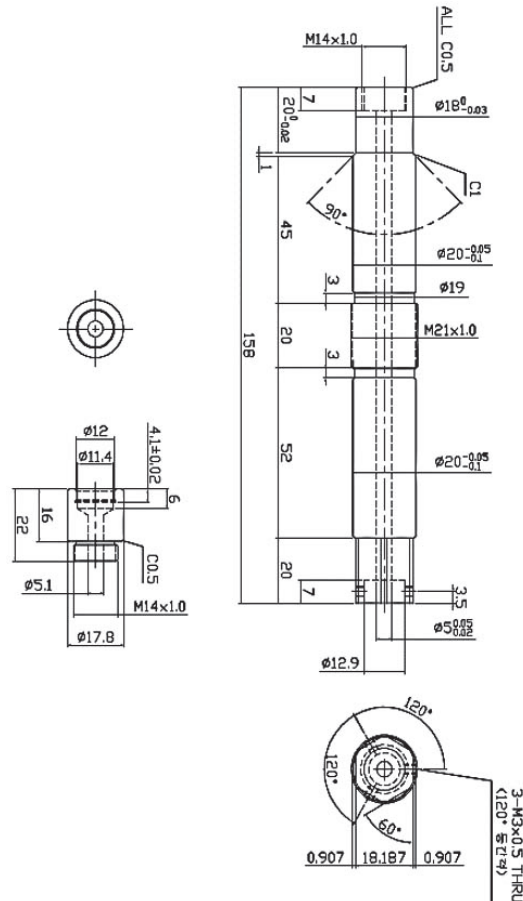
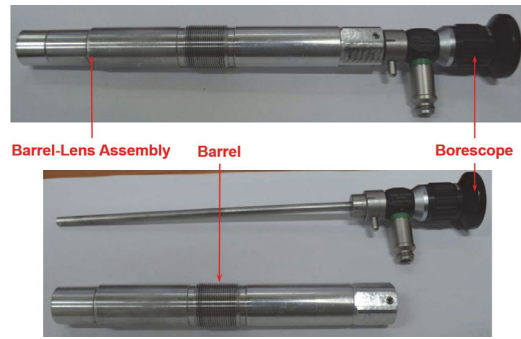


Fig. 3 Barrel assembly for top view

2.2 교정

PIV 측정에서, 광학계 구성에 의해 영상이 실물과 일치하지 않는 경우가 종종 발생하며, 이러한 왜곡에는 곡면 투과 시 렌즈 효과 또는 카메라의 광학적 접근 방법에 따라 발생한다.²³⁾ 대부분 왜곡이 매우 미세하여 교정 필요성이 없는 경우가 많지만, 영상 왜곡이 큰 경우 다음 2가지 방법이 가능하다.

먼저 취득한 원초 영상(Raw)을 매핑(Mapping)을 통해 교정하고 교정된 영상을 기초로 속도를 구하는 방법이

있다. 다음으로 원초 영상을 이용하여 속도 데이터를 먼저 얻고, 이 속도를 매핑 과정을 거쳐 교정된 최종 데이터를 얻는 것이다.

영상 자체를 교정하면 해석 정확도는 양호하지만 처리 시간이 증가한다. 반면 속도 데이터를 교정하는 경우 정확한 변위를 산정하는데 문제가 있지만 왜곡이 크지 않은 범위에서는 이 차이가 크지 않고 처리 시간도 단축된다.

두 방법을 현재 구축한 시스템에 적용하여 가능성을 비교한 결과 본 연구에서 취득한 원초 영상이 매우 많기 때문에 처리시간이 지나치게 증가하여 채택할 수 없는 수준에 이르렀다. 이러한 점을 고려하여 정량적 정확도는 저하되지만 일단 속도 데이터를 구한 후 이를 교정하는 방법이 전체적으로 영상 교정보다 유리하다 판단되어 이 방법을 사용하였다. 교정의 과정은 다음과 같다.

먼저 Fig. 4에 도시된 바와 같이 교정판(Calibration plate)의 영상을 얻고, 영상에서의 점 좌표(X,Y /pixel)와 실제 점 좌표(x,y /mm)를 영상을 직접 계측한다. 여기서 대문자는 영상 그리고 소문자는 실제 좌표이다. 본 연구에서는 Soloff²⁴⁾가 제안한 방식으로 매핑 함수를 X, Y 에 대한 5차 다항식으로 다음과 같이 구성하고 이를 실제 좌표와 비교하여 다항식의 계수를 최소제곱맞춤(Least square fitting)으로 구한 후 실제 좌표 및 변위를 구하였다.

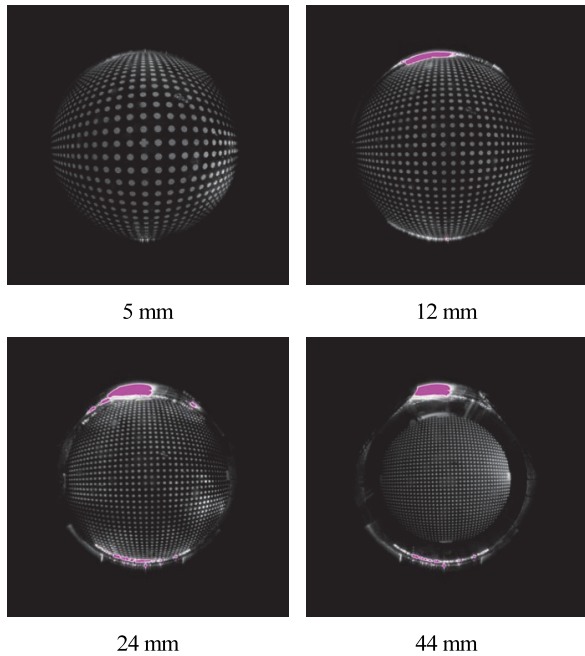


Fig. 4 Calibration plate image according to distance from cylinder head

$$F_x(X, Y) = a_0 + a_1X + a_2Y + a_3X^2 + a_4XY + a_5Y^2 + a_6X^3 + a_7X^2Y + a_8XY^2 + a_9Y^3 + a_{10}X^4 + a_{11}X^3Y + a_{12}X^2Y^2 + a_{13}XY^3 + a_{14}Y^4 + a_{15}X^5 + a_{16}X^4Y + a_{17}X^3Y^2 + a_{18}X^2Y^3 + a_{19}XY^4 + a_{20}Y^5$$

$$F_y(X, Y) = b_0 + b_1X + b_2Y + b_3X^2 + b_4XY + b_5Y^2 + b_6X^3 + b_7X^2Y + b_8XY^2 + b_9Y^3 + b_{10}X^4 + b_{11}X^3Y + b_{12}X^2Y^2 + b_{13}XY^3 + b_{14}Y^4 + b_{15}X^5 + b_{16}X^4Y + b_{17}X^3Y^2 + b_{18}X^2Y^3 + b_{19}XY^4 + b_{20}Y^5$$

매핑 함수의 계수 값 $a_0 \sim a_{20}$, $b_0 \sim b_{20}$ 을 결정하여 매핑 함수가 구해지면 이를 이용해 영상의 좌표를 결정한다.

$$x_{real} = F_x(X_{\text{img}}, Y_{\text{img}})$$

$$y_{real} = F_y(X_{\text{img}}, Y_{\text{img}})$$

상기한 바와 같이 영상을 교정하여 사용하면 다음과 같이 변위를 계산하고, 영상을 얻은 시간간격 Δt 로 나누어 주어 해당 좌표에서의 입자 속도벡터를 구할 수 있다. 교정판을 이용한 이러한 교정 과정을 Fig. 5에 도시하였다.

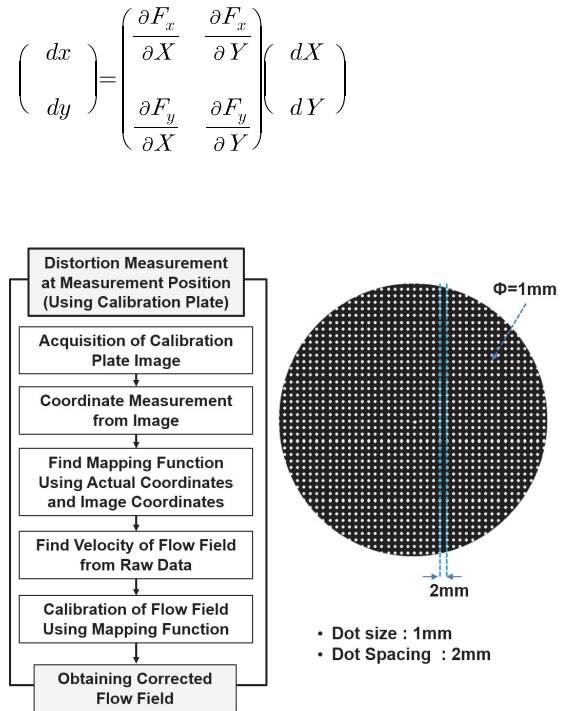


Fig. 5 Calibration process using calibration plate

그러나 앞서 언급한 바와 같이 취득한 600개의 모든 영상에 대해 이러한 과정을 거치면 모든 픽셀에 대해 매핑을 해야 하므로 처리 시간이 대폭 증가한다. 따라서 본 연구에서는 획득한 영상으로 속도를 구한 후 이 속도 장에 매핑함수를 적용하여 교정된 속도 분포를 얻었다.

이러한 영상 왜곡을 처리하는 일련의 교정과정들을 프로그램으로 제작하여 수행하였고, 프로그램의 구성과 매핑 과정을 거치면서 원초 영상의 영역과 실제 영역 그리고 좌표에서 발생하는 차이를 Fig. 6에 나타내었다

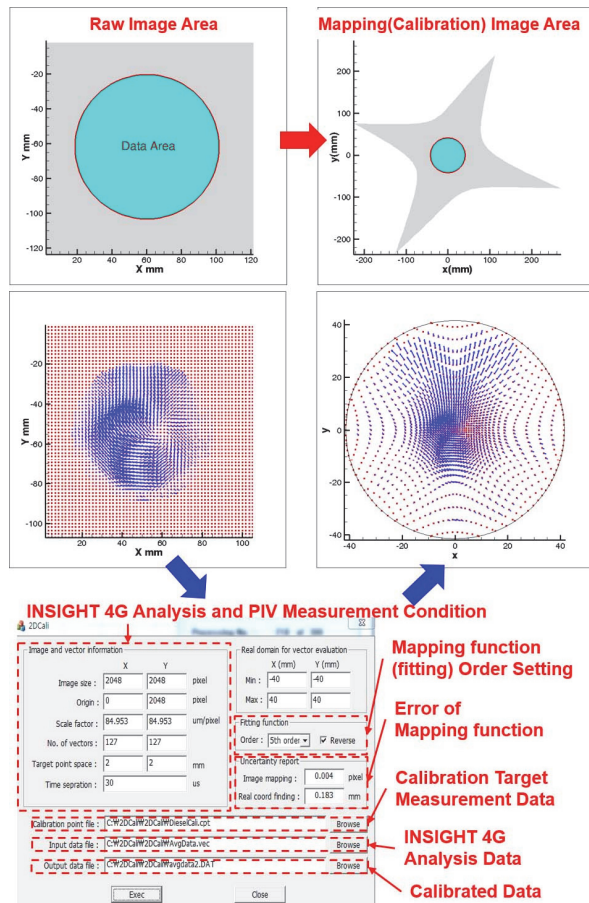


Fig. 6 Change of image, coordinate and velocity field through calibration

2.3 측정 조건과 최종 결과

실물기관에서 실린더 내 유동에 대한 전체적인 정보를 얻기 위해서는 다양한 평면과 시기에 대해 측정하여야 한다. Table 2에 본 연구에서 정한 위치와 시기에 따른 조합에 의한 측정 조건을 제시하였다. 그리고 각 측정 조건에 대해 Table 1에 제시된 바와 같이 방향을 달리하여 300개 씩 2회 총 600개의 영상을 취득하였다. 이렇게 방향을 달리한 이유는 한 방향만으로 접근 할 때 실린더가

Table 2 Measurement postion and timing

| Plane (mm) | 5.1 | 12 | 24.3 | 43.5 | 66.0 | 88.6 |
|------------|---------|------|------|---------|------|------|
| Processing | 64 × 64 | | | 48 × 48 | | |
| Intake | 30° | - | - | - | - | - |
| | 40° | 40° | - | - | - | - |
| | 60° | 60° | 60° | - | - | - |
| | 70° | 70° | 70° | - | - | - |
| | 85° | 85° | 85° | 85° | - | - |
| | 100° | 100° | 100° | 100° | - | - |
| | 115° | 115° | 115° | 115° | 115° | - |
| | 130° | 130° | 130° | 130° | 130° | - |
| | 160° | 160° | 160° | 160° | 160° | 160° |
| | 170° | 170° | 170° | 170° | 170° | 170° |
| Exhaust | 180° | 180° | 180° | 180° | 180° | 180° |
| | 200° | 200° | 200° | 200° | 200° | 200° |
| | 230° | 230° | 230° | 230° | 230° | - |
| | 245° | 245° | 245° | 245° | 245° | - |
| | 260° | 260° | 260° | 260° | - | - |
| | 275° | 275° | 275° | 275° | - | - |
| | 290° | 290° | 290° | - | - | - |
| | 300° | 300° | 300° | - | - | - |
| | 320° | 320° | - | - | - | - |
| | 330° | - | - | - | - | - |
| Expansion | 390° | - | - | - | - | - |
| | 400° | 400° | - | - | - | - |
| | 420° | 420° | - | - | - | - |
| | | | | | | |

이드에 의해 접근이 불가능한 영역이 있기 때문이다.

한편 Fig. 6에서 알 수 있듯이 어안 렌즈에 의해 반경 방향으로 발생한 왜곡을 교정하면 영상의 영역과 좌표 및 속도에 큰 변화가 발생한다. 여기서 변환 후 데이터 영역은 원형을 유지하지만 데이터 영역의 중심 부근은 데이터가 매우 조밀하게 분포하고, 중심에서 멀수록 데이터 점들 사이의 간격이 넓어지며 직교 좌표계를 유지하지 못하므로 시각적으로 정보 전달에 오해가 발생할 수 있다.

이를 보완하기 위하여 교정된 데이터 영역에서 직교 좌표계를 구성하고, 각 좌표 점에서 주변 값들을 참조하여 보간법으로 속도 장을 재구성하였다. 이렇게 교정과 재구성하는 과정과 결과를 Fig. 7에 제시하였고 그림에서 알 수 있듯이 속도 장 왜곡 없이 데이터 시인성이 증가하였다.

Fig. 8과 같이 앞으로 제시될 그림에서는 측정평면, 시기, 밸브리프트(제시된 그림의 시기에서는 밸브가 닫혀 있으므로 제시하지 않음), 피스톤 속도 및 측정 평면과

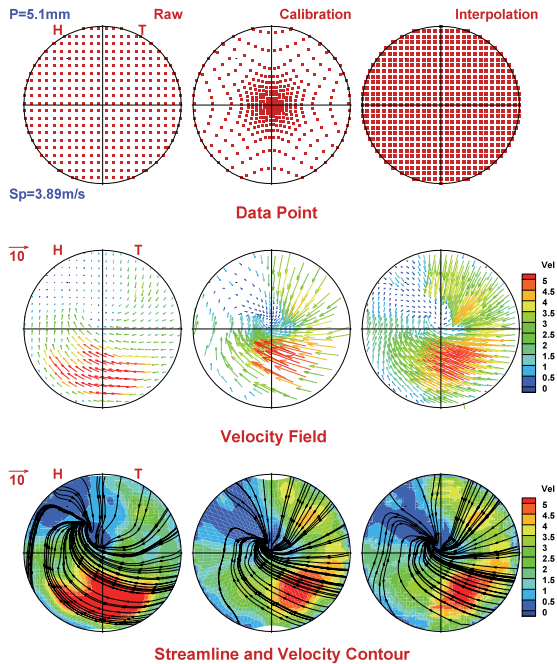


Fig. 7 Comparison of raw, calibration and interpolation

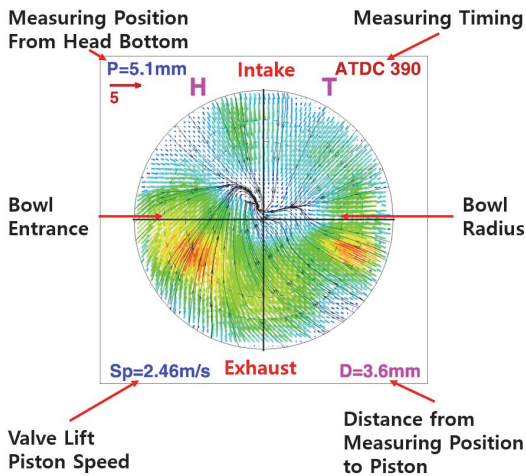


Fig. 8 Final result and measurement information

피스톤 사이에 거리 정보를 함께 나타내도록 하겠다. 여기서 “H”는 나선형 포트 그리고 “T”는 접선포트의 위치를 나타낸다.

3. 측정결과와 분석

3.1 흡입유동

본 연구의 결과는 흡기 계의 구성이나 형상이 다른 복수의 기관을 대상으로 하지 않았기 때문에, 이에 따른 비교 분석은 불가능하므로, 평면과 시기에 따른 전체적인

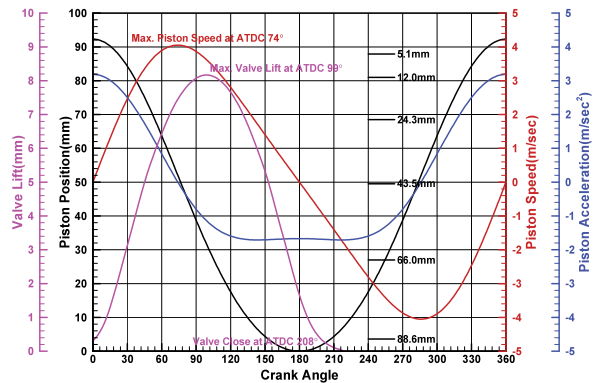


Fig. 9 Position, speed and acceleration of piston, valve lift as a function of crank angle for corresponding engine at 800 RPM

유동의 전개 과정과 분포 특성을 피스톤의 거동과 관련하여 논의한다.

Fig. 9에는 본 연구 대상 기관의 실험조건인 800 rpm에서 피스톤 위치, 속도 및 가속도 그리고 밸브리프트를 크랭크 앵글에 대해 나타내었다. 운전 속도가 동일할 때 실린더 내 유동의 속도와 방향은 기본적으로 피스톤 거동에 영향을 많이 받고 흡입 중에는 밸브리프트의 영향도 있으므로 이를 참조하며 논의하도록 한다. 밸브리프트는 실제 리프트가 아닌 램프(Ramp) 구간을 포함한 리프트이며, 리프트 0.14 mm에 해당하는 208° ATDC가 공칭 밸브 닫힘 시기이다.

그림에 추가로 측정 위치 5.1 ~ 88.6 mm에 해당하는 지점을 피스톤 위치와 동일 좌표로 나타내었다. 피스톤 위치는 하사점을 0으로 두었다.

흡입행정 초기에 해당하는 측정 시기 30 ~ 70° ATDC에서 측정 가능한 모든 평면인 5.1 ~ 24.3 mm에서 유속을 측정한 결과를 Fig. 10에 제시하였다. 그림은 동일시기(동일 열에 해당하는 그림) 실린더 내 평면 위치에 따른 유속 분포와 동일 평면(동일 행에 해당)에서 시기를 달리할 때 유속 분포를 나타내어, 일정 기간 동안 전체적인 유동 전개의 과정을 관찰할 수 있게 구성하였다.

이 시기 중 크랭크 각 당 피스톤 변위(mm/deg)는 0.72로 전체 평균 0.51보다 40%정도 크다. 그리고 이 기관의 피스톤 최고속도 시기는 74° ATDC이므로, 70° ATDC는 본 연구의 측정시기 중에서 피스톤 하강 속도가 가장 빠른 시기에 해당한다.

먼저 전체적으로 평면 유동의 유속은 상당히 낮으며 실린더 벽 주변에서 중심을 향하는 유선이 형성되어 있다. 이것은 피스톤 하강 및 가속에 의해 축 방향으로 강한 가속 유동이 형성되고 이 유동이 주로 실린더 중심을 따라 진행하기 때문에 평면 유동이 강하지 않기 때문으

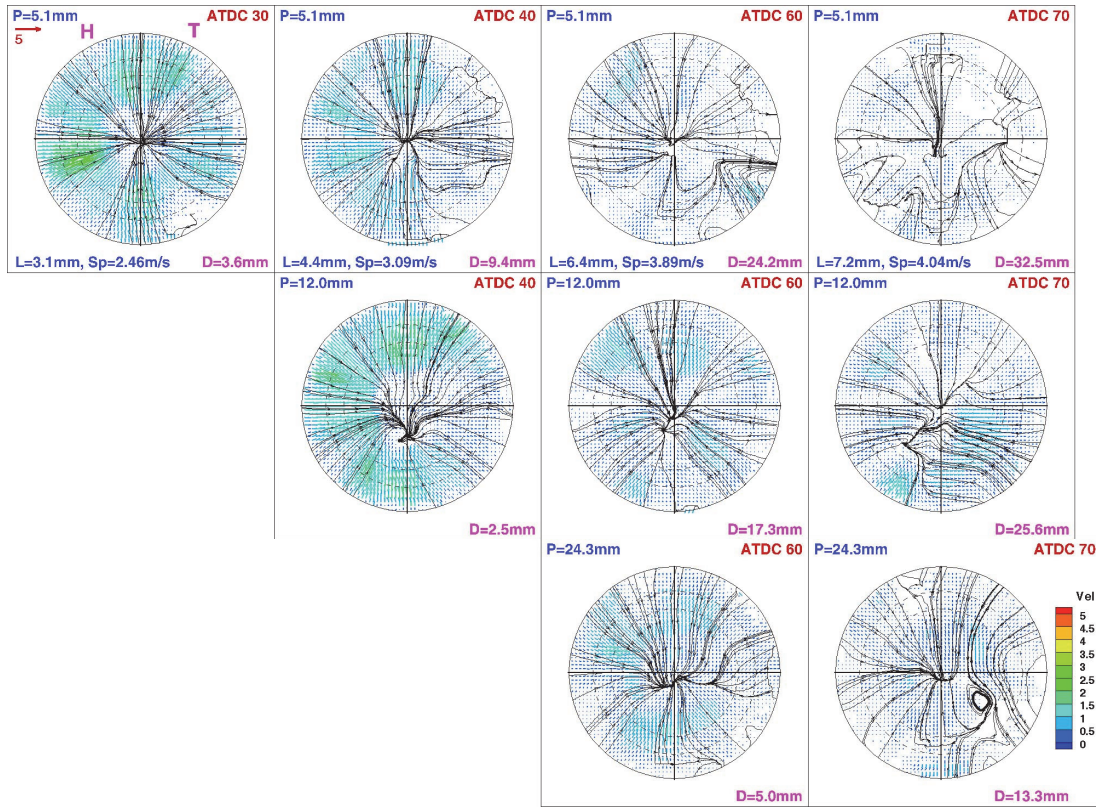


Fig. 10 Velocity field during early stage of intake(30 ~ 70° ATDC) at 5.1 ~ 24.3 mm plane from bottom of head

로 판단된다.

5.1 mm 평면에서는 70° ATDC에서 유동이 상당히 불규칙한 유선이 나타나서, 그 방향이 그림에서 윗부분 즉 흡기 밸브가 있는 위치에서는 중심 쪽 그리고 아랫부분은 벽을 향한다. 이것은 이시기에 밸브리프트가 높고 피스톤 속도도 빨라 흡입 밸브를 통과한 유동이 수직-수평면으로 고루 전개되어 관찰되었기 때문으로 판단된다.

흡입과정 진행에 따라 그리고 실린더 아래로 갈수록 유동의 형태가 흐트러지는데, 70° ATDC에서는 모든 평면에서 유선의 형태에 불규칙한 형상이 나타나고 있다. 이것은 70° ATDC에서 피스톤 속도는 비교적 빠르지만 가속도가 매우 낮기 때문에 이전 시기보다 축 방향 유동이 강하지 않기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 11은 피스톤 속도가 비교적 빠르고 밸브리프트가 가장 높아 흡입되는 유량이 가장 많은 흡입행정 중기에 해당하는 85 ~ 130° ATDC에서, 측정 가능한 모든 평면인 5.1 ~ 66.0 mm에서 유속을 측정된 결과이다. 이 시기 중 크랭크 각 당 피스톤 변위는 0.68로 평균보다 여전히 30% 정도 크다.

이 시기에도 평면 유동의 유속은 여전히 느리고 이전 시기(Fig. 10)보다 실린더 중심을 향하는 유선이 뚜렷하지 않음을 알 수 있다. 그리고 흡입과정 진행에 따라 그

리고 실린더 아래로 갈수록 유동의 형태가 초기보다 더 흐트러진다. 따라서 실린더 중심을 향하는 유선이 뚜렷하게 관찰되지 않는다. 중심을 향하는 유선이 불분명해지는 것은 74° ATDC이후 피스톤 감속에 의해 유량은 증가하지만 흡입유속이 감소되어 축 방향 유속이 감소하기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 12에는 흡입행정 말기에 해당하는 160 ~ 200° ATDC에서 측정 가능한 모든 평면인 5.1 ~ 88.6 mm에서 유속을 측정된 결과를 제시하였다.

이 시기에서 200° ATDC는 하사점을 지나 피스톤이 상승하는 중이지만 피스톤 속도가 매우 낮고 아직 흡입밸브가 열려 있기 때문에, 흡기 계 구성과 기관 속도에 따라 피스톤이 하사점을 지나도 흡입유동의 동적 효과에 의해 흡입이 지속될 수도 있고 역류가 발생할 수도 있다. 그러나 하사점 이후 피스톤이 상승하여도 이 시기까지 흡입 밸브를 통해 어느 방향이든 유동이 발생하여 실린더 내 거동에 영향을 주므로 흡입 과정에 포함시켜 분석하였다.

Fig. 9에서 알 수 있듯이 피스톤의 감속도가 가장 큰 시기는 144°, 216° ATDC이지만 120 ~ 240° ATDC에서 가속도는 음(-)의 값으로 거의 일정한 수준을 유지하고 있다. Fig. 12의 160 ~ 200° ATDC는 이 구간에 위치하고, 이

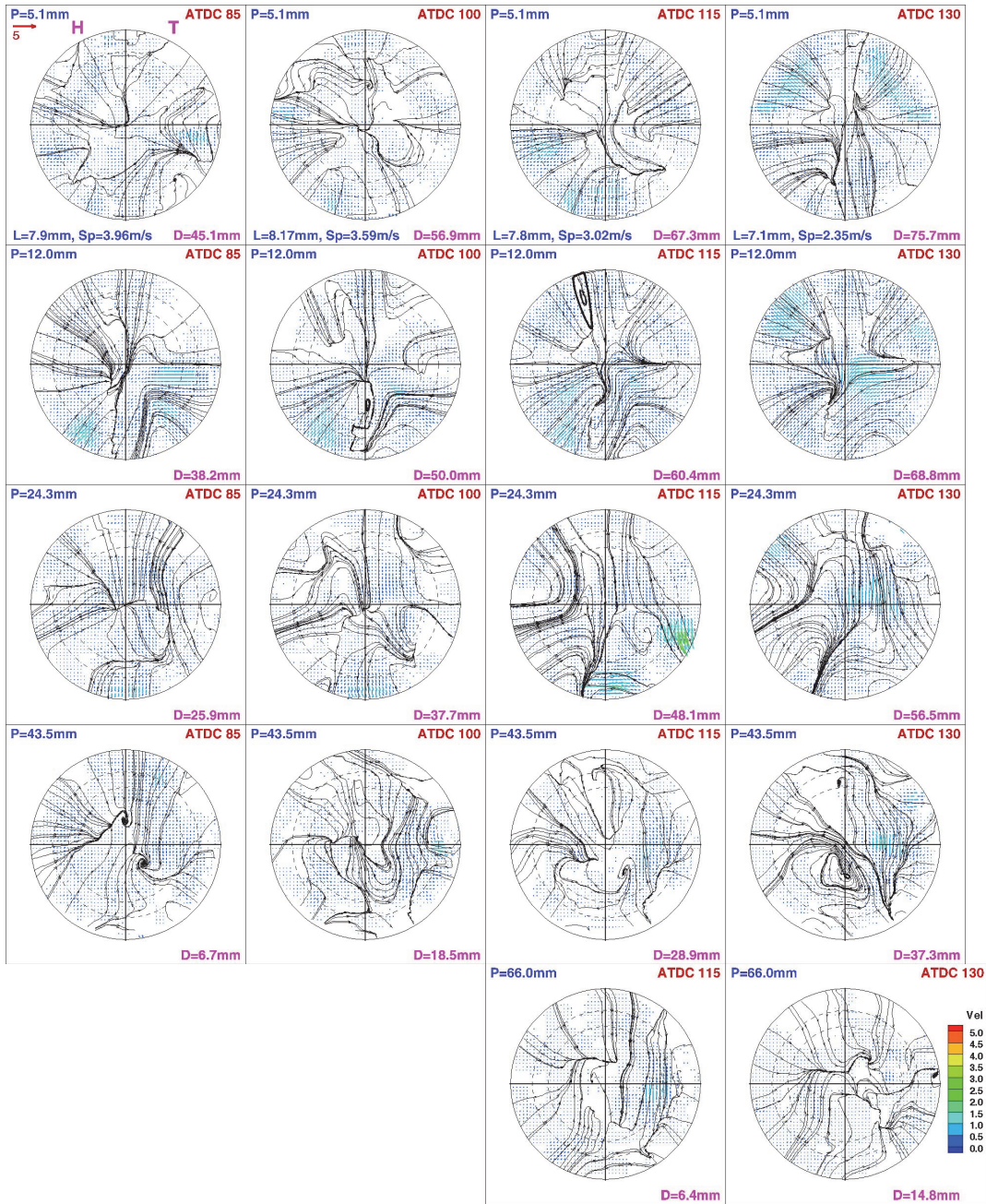


Fig. 11 Velocity field during mid stage of intake(85 ~ 130° ATDC) at 5.1 ~ 66.0 mm plane from bottom of head

시기에서 크랭크 각 당 피스톤 변위는 0.19이므로 평균의 20% 수준으로 매우 작다.

구체적으로 살펴보면 크랭크 앵글로 40°의 각 변위 동안 160° ATDC에서 하사점까지의 피스톤 변위와 하사점에서 200° ATDC까지의 변위는 동일하게 1.9 mm에 불과하며 최고 피스톤 속도도 0.93 m/sec로 매우 낮다. 이에 따라 제시된 기간 동안 피스톤은 거의 정체되어 있다고

간주할 수 있다.

추가로 200° ATDC에서 밸브리프트는 0.3 mm이지만 닫힘 구간의 램프를 고려하고 동시에 피스톤의 상향 운동을 고려하면 실제로 이 시기에 밸브를 통과하는 유동은 무시할 만 하다고 판단된다.

이 시기의 두드러진 특성은 24.3 mm 이상의 상부 평면과 43.5 mm 이하의 하부 평면의 유속 및 분포 형태가

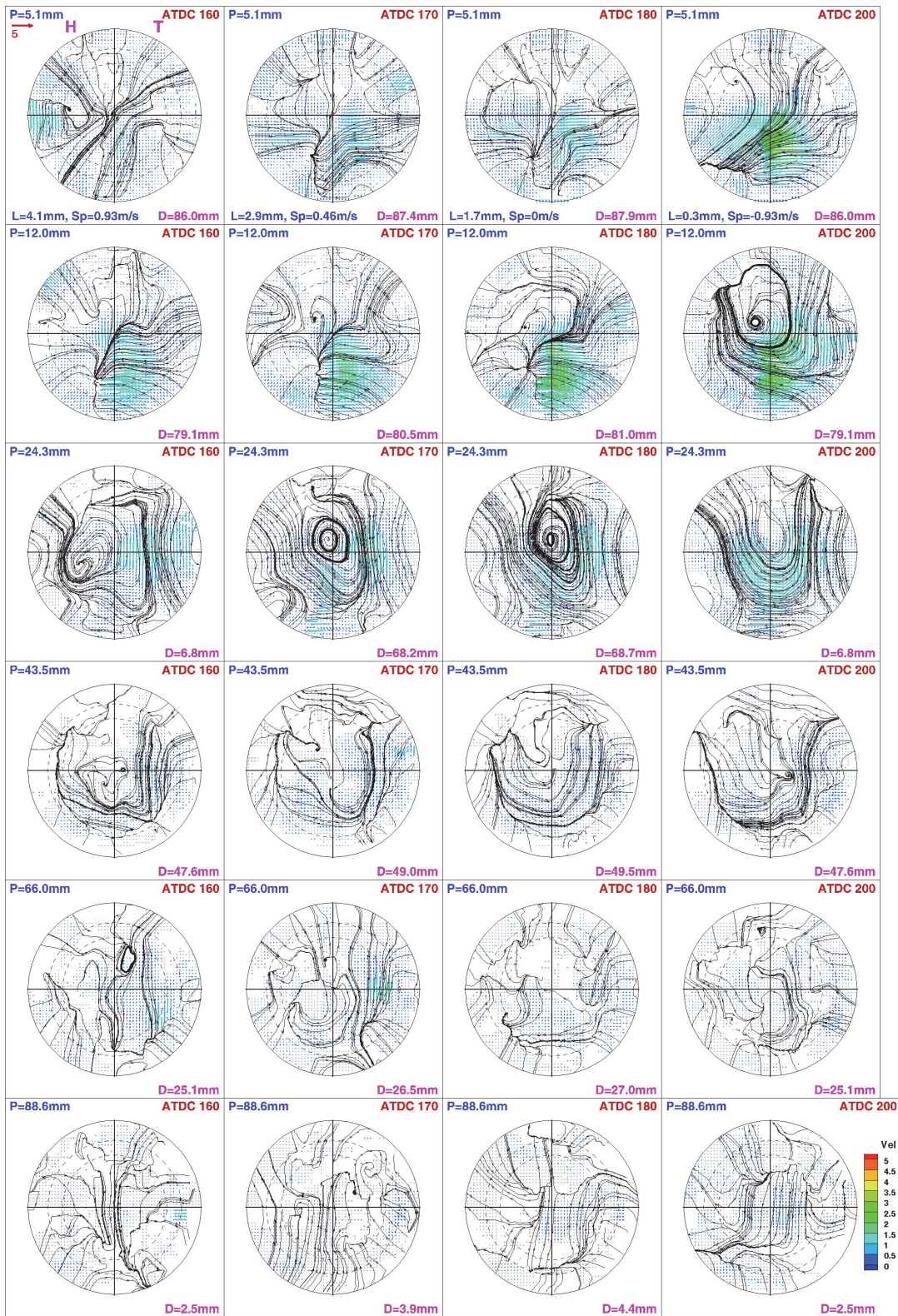


Fig. 12 Velocity field during end stage of intake(160 ~ 220° ATDC) at 5.1 ~ 88.6 mm plane from bottom of head

상당히 다른 형태로 나타난다.

먼저 상부 평면의 경우 과정의 진행에 따라 평면 유속이 증가하고 12~24.3 mm에서 조직적 유동의 형태가 나타나 약하게 스웰 거동이 관찰된다. 이 중 24.3 mm에서 스웰 거동이 가장 먼저 나타난다.

이에 비해 43.5 mm에서는 매우 복잡한 유동이 전개되고 동시에 평면 유속도 낮다.

이러한 현상은 위에서 언급한 바와 같이 이 기간 중 피스톤 속도가 낮고 동시에 변위도 작기 때문에 흡입 유동이 거의 없고 실린더 체적 변화도 실질적으로 정체된 것이 원인으로 판단된다.

즉 상부 평면의 경우 유속이 낮은 소량의 공기가 들어 오더라도 축 방향으로 진행하지 못하고, 포트를 포함해 흡기 계가 스웰 유동을 유도하는 형상을 가지고 있기 때문에 평면유동으로 전환된다. 이어 피스톤 상승에 의해 운동량 보전 등으로 스웰 거동이 강화되어 나타나기 시작한다.

하부에서는 피스톤이 거의 정지한 상태이므로 축 방향으로 하강하던 유동이 피스톤에 의해 제약되고 충돌하는 상태가 된다. 이에 따라 피스톤 상면보다 아래에 위치한 보울 내 유동과 상호 작용하며 복잡한 형태를 지니게 된다. 추가로 보울 내 유동을 측정하지 못하였기 때문에 상호작용의 구체적인 과정은 추론할 수 없지만, 하부 평면의 유선 형태가 보울의 경계면을 따라 형성되는 것을 보면 보울 내 유동이 하부 평면의 유동에 상당한 영향을 주었다고 추측된다.

추가로 이전 시기에는 피스톤의 하강에 의해 유선이 다소 복잡하더라도 유선은 일관되게 실린더 중심을 향했지만 이 시기에는 모든 평면에 걸쳐 유선 방향의 변화가 관찰되며 평면에 따라 형태 변화에서 차이가 난다.

이것은 흡입 유동의 관성에 의한 하강 유동과 실린더 체적의 변화는 크지 않지만 피스톤 상승에 의한 역류 성분 등이 복잡하게 상호 작용을 일으키며 정돈의 과정 중에 있기 때문인 것으로 판단된다.

평면 위치에 따라서는 상부 평면 12.0 mm까지는 피스톤이 하사점에 이르기 전에는 실린더 중심과 벽을 향하는 유선이 혼재되어 있고 하사점을 지난 이후 스웰 거동을 보여주는 유선이 나타나며 스웰 거동의 유선은 실린더 중심을 향한다. 이는 피스톤이 하강을 멈추며 다시 상승하면서 전체 유동 패턴이 매우 급격히 변하지만 여전히 축 반향으로 흡입 유동이 유효하게 거동하고 있음을 보여준다 할 수 있다.

24.3 mm에서는 가장 먼저 스웰 거동을 보여주는 유선이 나타난다. 이 부분은 이후 평면 별 유동을 논의하면서 다루도록 한다.

하부 평면의 경우, 43.5, 66.0 mm에서는 보울 경계선을 따라 유선이 형성되고 방향은 실린더 중심을 향하는데, 이는 아직 이들 평면에서도 하강 유동이 더 우세하고 이 유동은 주로 보울을 향하기 때문인 것으로 판단된다.

가장 하부에 있는 88.6 mm에서는 유선의 변화에 일관된 방향이 없고 시기에 따라 상당히 다른 특성을 보여주는데, 이것은 보울 내 유동과의 상호 작용 때문인 것으로 판단된다. 여기서 형태가 복잡함에도 불구하고 하사점까지는 유선은 대체로 중심을 향하고 하사점을 지나면 중심을 향하는 것과 실린더 벽을 향하는 것이 혼재되어 있다. 이것은 하사점까지는 실린더 내 유동이 대체로 보울로 진입하고 이후 다시 보울 유동과 실린더 유동이 복잡한 상호작용을 하였기 때문인 것으로 판단된다.

전체적으로 흡입 유동의 특성을 요약하면, 흡입중 평면 유동의 유속은 느리고 흡입 초기에는 실린더 벽 주변에서 중심을 향하는 유선이 형성된다. 이것은 피스톤의 가속 하강에 의해 수직 면 유속이 강하고 역시 가속되기 때문이다.

최고 밸브리프트 이후 실린더 중심을 향하는 유선이 뚜렷하게 나타나지 않는데, 이것은 피스톤 감속에 의한 축 방향으로 감속 유동 발생이 원인으로 판단된다. 흡입 과정이 더 진행되어 말기에 이르면 실린더 상부의 유동은 조금씩 조직적 형태를 보여주지만 실린더 하부에서는 유동의 형태가 흐트러지는데, 이는 피스톤에 의한 하강 유동의 제약과 보울 내 유동과의 상호작용에 기인한 것으로 판단된다.

이렇듯 흡입 유동이 조직적 형태를 보여 주지 못하는 것은 본 연구의 해당 기관에서만 발생하는 것이 아니라 일반적으로 관찰되는 현상이다. 실물 SI 기관을 대상으로 흡기 계를 변경하며 내부유동을 측정했던 이전의 여러 연구^{9,11-13)}에서 흡입 유동의 이러한 비조직적 거동은 일관되게 나타난다. 이와 반대로 축 방향 유동은 흡입 과정 중 거시적 형태의 유동이 비교적 뚜렷하게 나타난다.^{9,11-13)}

3.2 압축 및 팽창유동

Fig. 13에는 235~275° ATDC에서 측정된 결과를 나타내었는데, 이 측정조건은 흡입과정 85~130° ATDC와 대칭되며, 따라서 방향만 다를 뿐 피스톤의 거동은 동일하고 평균 피스톤 속도보다 빠른 속도로 압축이 진행된다.

이전 시기에 비해 그리고 흡입과 비교해보면 과정이 진행되면서 변화가 빠르지만 매우 뚜렷이 그리고 연속성을 유지하며 발생한다. 압축 중에 흡입에 비해 이렇게 빠르고 뚜렷한 변화가 관찰되는 것은, 흡입과 압축이 기본적으로 유동 및 측정의 측면에서 다른 특성을 지니기 때문이다.

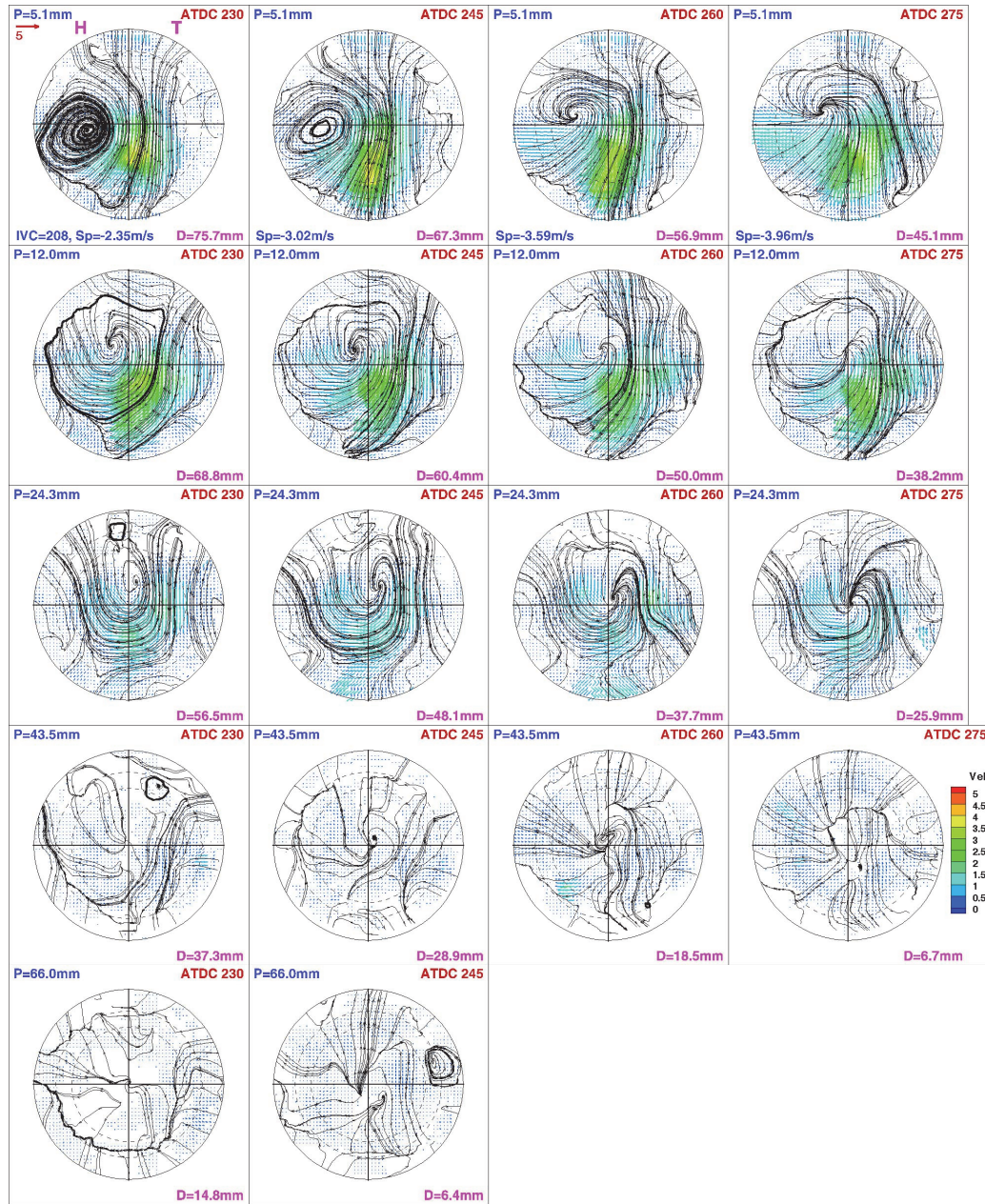


Fig. 13 Velocity field during mid stage of compression(230 ~ 275° ATDC) at 5.1 ~ 66.0 mm plane from bottom of head

즉 특정 평면을 기준으로 볼 때, 흡입의 경우는 밸브를 통과한 유동이 개방계처럼 그 평면을 연속적으로 통과한다. 반면 압축의 경우 이 특정 평면을 통과하는 유동도 존재하지만 압축이 진행되면서 이 유동이 관측되기보다는 그 평면 하부 영역의 유동이 압축에 의해 상부로 이동하면서 관찰된다고 봄이 타당하다. 이런 효과로 동일 평면에서 과정 진행에 따라 빠르고 뚜렷한 변화가 나타난다. 예를 들어 평면 간의 거리가 크지 않은 5.1, 12.0 mm의 경우, 5.1 mm 평면 자체의 변화는 급격하지만 그 급격한 변화가 이전 시기 12.4 mm의 유동 형태와 유사하고

연속성을 가진 경우가 종종 관찰된다. 이러한 점을 상기 하며 압축 유동 특성을 살펴보면 다음과 같다.

먼저 관찰되는 두드러진 변화는 24.3 mm 이상의 상부 평면에서 평면 유속이 흡입 행정보다 크게 증가하고 유동의 조직적 형태 즉 스윙 거동이 뚜렷이 관찰되며 과정의 진행에 따라 거동의 중심이 실린더 중심에 근접하게 이동한다는 것이다. 이러한 스윙 거동 중심의 이동은 5.1 mm 평면에서 매우 극적으로 나타난다.

이 시기에서도 유선은 평면에 따라 다른 특성을 보여주는데, 스윙 거동이 잘 나타나는 상부 평면에서는 피스톤

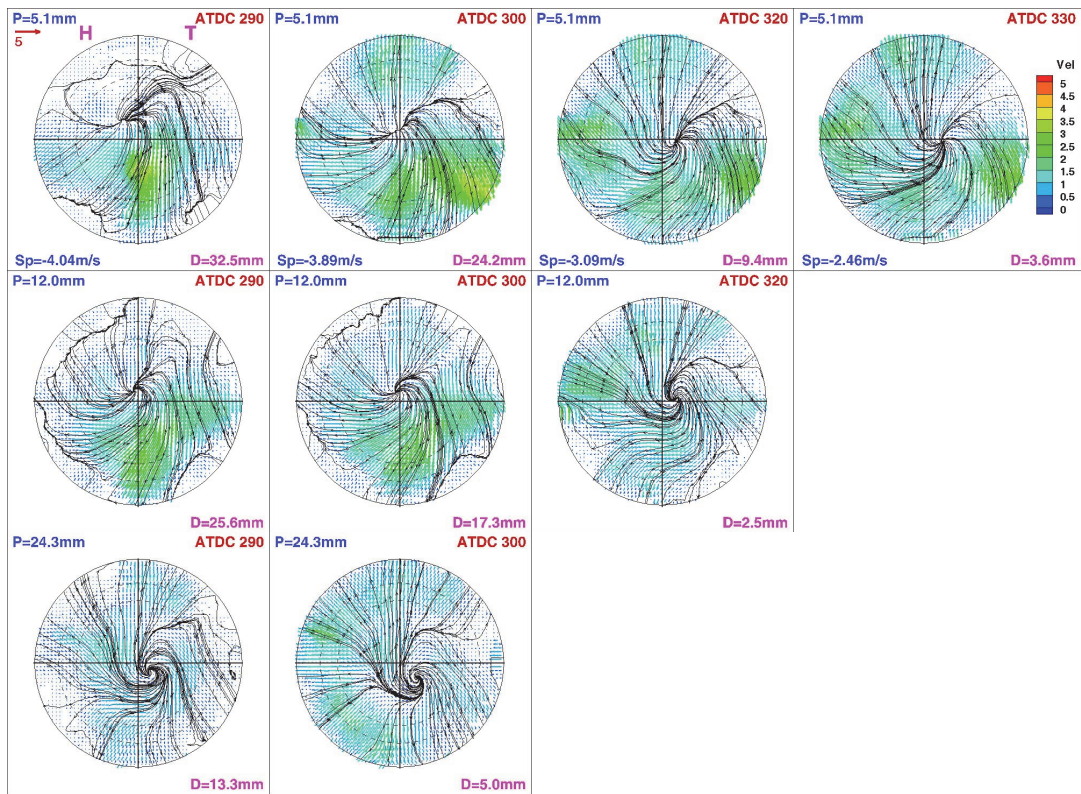


Fig. 14 Velocity field during end stage of compression(290 ~ 330° ATDC) at 5.1 ~ 24.3 mm plane from bottom of head

상향 운동의 영향으로 스윙의 중심에서 실린더 벽을 향한다. 그러나 43.5 mm 평면에서는 245° ATDC까지 보울 경계면에 형성된 유선 쪽으로 유선이 수렴되고 그 이후 260° ATDC부터는 중심에서 벽으로 유선이 형성된다. 이 현상은 압축 초기 245° ATDC까지는 매우 활발하게 실린더와 보울 유동이 상호작용을 하면서 실린더 벽 주변 유동은 보울 경계면을 따라 보울로 진입하고 보울 내 유동은 보울 중심에서 실린더 벽으로 진출하기 때문인 것으로 판단된다. 이후 압축이 더 빠르게 진행되면서 하부의 유동이 상부로 이동하면서 유선은 실린더 벽을 향한다.

이 시기 가장 하부인 66.0 mm에서는 290° ATDC에서 앞서 언급한 보울 안팎으로의 진출입 유동이 발생하여 역시 보울 경계면을 향하는 유선이 발생하고 이후 압축 진행에 따라 하부 유동이 이동하면서 유선은 실린더 벽을 향한다.

상부 평면에서 이러한 변화는 다음의 두 가지 요인으로 발생한다고 볼 수 있다. 먼저 앞서 언급한 바와 같이 하사점을 지난 후 일정 크랭크 각 진행 동안 피스톤의 변위는 매우 작기 때문에 실린더 체적 변화가 정체된 상태로 보아도 된다. 이에 따라 흡입 밸브를 통한 유동이 거의 없는 상태에서 축 방향 유동은 제약된다. 제약된 축 방향 유동은 평면 방향 유동으로 전환되면서 실린더 내

에서 유동이 정돈되기 시작하고, 평면에서 조직적 형태가 나타난다. 이러한 압축 행정 초기의 급속한 유동 정돈도 역시 이전 연구^{10,11,14,15}에서 일관되게 관찰된다.

다음으로 상부 평면의 유속이 증가하는 이유는 압축에 의해 역시 운동량이 보존되며 축 방향 유동이 평면 유동으로 변환되기 때문에 정체에 의한 스윙 유동의 생성에 더해 추가적인 강화가 수반된다고 볼 수 있다.

반면에 하부 평면에서는, 43.5 mm에서는 과정 진행에 따라 미세하게 조직적 형태가 나타나지만 여전히 평면 유속이 낮고 형태도 복잡한 형태를 유지한다.

이렇게 하면 유동의 정돈이 쉽게 진행되지 않는 것은 역시 보울 내 유동과의 상호 작용이 원인으로 판단된다. 하면 관측 시스템 채택으로 평면 피스톤(Flat top piston)을 적용한 이전연구^{10,11,14,15}에서는 피스톤에 아주 근접한 경우만 제외하고 실린더 하부 평면에서 압축 초기에도 유동 정돈이 발생한다. 이것으로 미루어 볼 때 보울의 유동이 하부 유동에 무시할 수 없는 영향을 준다고 볼 수 있다.

Fig. 14에는 290 ~ 330° ATDC의 측정 결과를 도시하였는데, 이 역시 흡입의 30 ~ 70° ATDC에 해당하며 이 시기에 하부 평면은 관찰되지 않는다. 흡입 행정과 마찬가지로 이 시기는 피스톤 상승 속도가 평균적으로 가장 빠른 압축에 해당한다. 동시에 이 시기의 말에 연료가 분사되

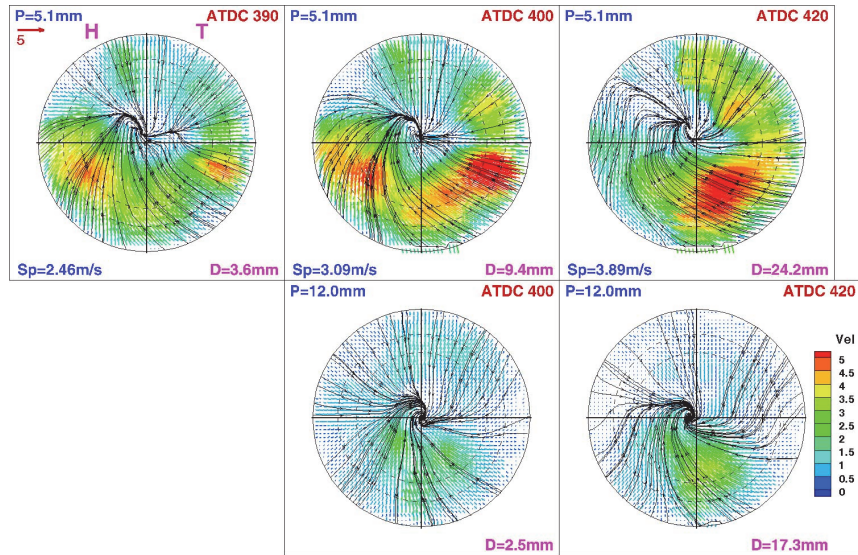


Fig. 15 Velocity field during early stage of expansion(390 ~ 420° ATDC) at 5.1 ~ 12.0 mm plane from bottom of head

어 연소가 개시되므로 연소와 관련하여 가장 중요한 시기라 할 수 있다.

그림에서 상부 평면의 평면 유속이 이전보다 증가하고 스윙 거동이 매우 뚜렷이 나타남을 알 수 있다. Fig. 13에 제시된 이전 시기의 동일 평면에 비해 모든 평면과 시기에서 스윙 거동의 중심이 실린더 중심과 잘 일치된다.

여기서 측정 평면이 피스톤과 매우 근접하여 거리가 각각 5.0, 2.5, 3.6 mm인 24.3(300° ATDC), 12.0(320°) 및 5.1(330°) mm 평면 유동을 관찰해 보면, 이전 시기에 관찰되었던 것과 매우 다른 현상이 관찰된다. 해당 평면들의 유동은 앞에서 언급한 바와 같이 압축 초기 및 중기 실린더의 하부에 위치하였던 유동이 압축과정을 거치며 이 지점에서 관찰되었다 볼 수 있다.

따라서 이전 시기에는 매우 불규칙한 유동이 존재했음에도 불구하고 압축 말기에는 매우 정돈된 스윙 거동이 관찰되는 것으로 미루어 보아, 보울 내의 유동도 압축이 진행되면서 정돈의 과정을 거쳐 이들 평면에서 관찰된 형태와 유사한 분포를 가진 것으로 판단된다.

한편 이렇게 유동이 정돈된 상태를 보여줌에도 불구하고, 전체 평면에서 유속 분포는 동일 반경에서 균일하지 않다. 이러한 유속 분포의 불균일성 역시 본 연구 대상 기관의 특징이 아니라 실물기관을 대상으로 한 이전 연구^{10,11,14,15})에서도 관찰되며, 심지어 정상유동에서도 관찰된다.^{4,5,7,25,26)}

끝으로 유선은 실린더 벽을 향하는데, 이러한 특성은 압축 과정 중 일관되게 관찰됨을 알 수 있고 피스톤 상향 운동의 영향이다.

Fig. 15에는 피스톤이 상사점을 지난 390 ~ 420° ATDC

시기인 팽창 초기 유동을 측정된 것이다. 물론 작동하는 실물기관에서는 이 시기에 연소가 매우 활발히 진행되고 있으므로 연소와 유동의 상호작용에 의해 측정된 형태와 같은 유동이 나타나지 않는 것은 자명하다. 그러나 이 시기 유동은 압축 후 보울 내 유동에 대한 정보를 간접적으로 제공하여 다음과 같은 이유로 보울 내 유동 상태를 추론하는데 도움을 준다고 판단된다.

이 기관은 상사점에서 헤드의 밑면과 피스톤과의 거리가 0.7 mm이다. 따라서 압축 종점에서 흡입된 대부분의 공기는 보울 내에 존재한다. 이후 팽창과정에서 앞에서의 압축과는 반대로 보울 내 유동이 피스톤 상부에 나타나 관찰된다. 물론 이 과정에서 유동이 존재하는 평면이 급격히 팽창되므로 유속에 변화가 생겨 보울 내 유동이 그대로 보존되며 측정되지는 않지만 이를 통해 분포 상태의 추론은 가능하다.

그림에서 유동의 형태는 압축 말기와 매우 유사하게 잘 정돈된 스윙 거동을 보여주고 있지만 최상부 평면의 평면 유속이 크게 증가한 차이를 보여주고 있다. 이렇게 유속이 증가한 이유를 구체적으로 살펴보면 다음과 같다.

압축 말기 실린더 내 공기는 보울로 진입하는 과정에서 스퀴시(Squish) 효과²⁷⁾가 발생하여 유속이 크게 증가한다. 물론 평면 유속은 스퀴시가 없어도 압축과정 중 꾸준히 증가하지만, 스퀴시 영역이 있으면 이 증가는 스퀴시 비율이 높을수록 커진다. 구체적으로 보울 직경이 실린더 직경의 0.35정도이면 330° ATDC에 비해 최고 유속은 4배 정도 증가한다고 예측되었고 실험을 통한 평가에서도 이와 유사한 값을 얻었다.²⁸⁾ 본 연구 대상 기관은 이 비율이 0.60으로 위의 0.35보다 큰데, 보고된 기관과 기

하학적 특성이 달라 피스톤 거동에는 약간의 차이가 있지만, 이 정도의 비율에서도 3배 정도 증가한다고 보고 되었으므로²⁸⁾ 본 기관에서도 상당히 큰 폭으로 증가하였음을 추론할 수 있다.

압축 과정 중 이러한 과정을 거쳐 강화된 보울 내 유동은 보울 자체가 주 연소실 역할을 하므로 연소가 진행되면 앞서 언급한 바와 같이 연소와의 상호작용에 의해 많은 변화의 과정을 겪지만, 강제 구동을 하는 경우 상당부분 보존된다. 이렇게 보존된 유동의 일부는 팽창 중에 다시 실린더 상부 평면에서 관찰된다.

Fig. 15의 5.1 mm 평면의 유속을 보면, 압축과 달리 보울 경계면을 따라 최고 유속이 관찰되는 것은 이러한 추론의 타당성을 뒷받침한다고 판단된다. 동시에 하부의 12.0 mm 평면 400° ATDC에서는 피스톤 상면이 불과 2.5 mm로 매우 근접해 있지만 5.1 mm에 비해 유속이 상당히 낮는데, 이로 미루어 볼 때 보울 내에서도 보울의 상부의 스웰 거동이 하부보다 더 강하다는 추론이 가능하다.

따라서 원래 본 연구의 목적 중 하나였던 보울 내 유동의 직접 측정은 기관 설계의 한계로 달성하지 못했지만,²²⁾ 하면 관측으로는 평가 불가능하거나 또는 실제와 다른 형상에 대해 실시할 수밖에 없는 보울 내 유동에 대한 접근이 상면 관측을 통해 간접적으로 가능해졌다고 사료된다.

마지막으로 전체 평면에서 유속은 분포는 동일 반경에서 균일하지는 않고, 피스톤 하강 운동의 영향으로 유선은 실린더 중심을 향한다.

전체적으로 압축 유동의 특성을 요약하면, 압축행정 초기에는 상부 평면의 평면 유속이 증가하며 12~43.5 mm 평면에서 약하게 스웰 거동이 관찰되며 24.3 mm에서 스웰 거동이 가장 먼저 나타난다. 그러나 66.0 mm 이상의 하부 평면의 유동은 매우 복잡하여 조직적 유동은 관찰되지 않는다.

이후 압축 진행에 따라 실린더 상부일수록 유속의 증가가 더 크고 유동이 급격히 정돈된다. 이때 여전히 43.5 mm 이상 하부 평면의 유동은 매우 복잡하지만 압축 말기가 되면 관찰 가능한 모든 평면에서 평면 유속이 증가하며 스웰 거동이 뚜렷해진다. 끝으로 상사점 이후 팽창이 시작되면 보울 내에서 형성된 강한 스웰 거동이 실린더 상부 평면에서 관찰된다.

3.3 실린더 상부 유동

기관의 연소 방식에 따라 유동과 연소의 상호작용은 달라지지만, 연소에 영향을 가장 크게 주는 유동은 실제 연소가 진행되는 실린더 상부의 압축 말기 및 팽창 초기의 유동이다.

이러한 관점에서 실린더 상부의 유동이 흡입 및 압축 그리고 팽창 중에 시기 별 변화를 살펴보기로 한다.

Fig. 16에 5.1 mm 평면에서 흡입, 압축 및 초기 팽창 과정 중 유동의 변화를 나타내었다. 과정의 진행은 좌에서 우로 그리고 위에서 아래로 나타내었다.

먼저 흡입 행정 중에는 과정의 진행에 따라 100° ATDC 근방까지 평면 유속은 감소한다. 이것은 피스톤은 가속하며 하강하지만 100° ATDC 근방에서 밸브리프트가 최대이므로 이 시기까지 밸브를 통과하는 유량은 증가하지만 유속은 점차 낮아지기 때문에 판단된다.

앞서 언급한 바와 같이 70° ATDC부터 복잡해지기 시작한 유선은 이후 하사점까지 유동 형태가 복잡해지며 실린더 중심을 향하는 유선과 실린더 벽을 향하는 유선이 혼재하는데, 유선 방향은 시기 별로 달리 나타나는 것으로 보아 밸브와 가까운 상부 평면에서는 흡입 유동의 충돌 등으로 인해 해석하기 어려운 매우 복잡한 유동이 전개되는 것으로 판단된다. 한 가지 특징은 하사점에 접근하며 산재한 유선들이 기다란 형태로 한군데로 집중되는 현상이 발생한다.

이러한 집중 현상의 지속되며 170 ~ 180° ATDC에서 형태는 불완전하지만 평면상에 스웰 거동이 나타난다. 그러나 피스톤이 다시 상승하며 이러한 불완전 스웰 거동은 곧 사라지고 200° ATDC에서 그림 상 실린더 평면의 좌측 아래에 유선이 모인 형태가 나타난다.

이후 압축이 더 진행되어 230° ATDC에서 평면의 좌측에 크게 치우쳐 분포하는 스웰 거동이 나타나는데 이것은 유동 정돈의 과정에서 발생하는 현상과 앞서 언급한 압축에 의해 이전 시기 하부 평면에서 형성된 형태가 상부로 이동하여 관찰된 것이 동시에 작용한 것으로 판단된다.

이렇게 스웰 거동이 나타난 이후 과정 진행에 따라 230 ~ 290° ATDC에서는 스웰 거동의 중심은 실린더 중심에 접근하면서 서서히 속도도 증가한다. 이 시기에는 실린더 평면을 가로지르는 유동이 존재하여 정돈이 완성되지 않은 형태를 지닌다.

압축 말기에는 스웰 거동의 중심이 거의 실린더 중심과 상당히 근접하고 이전시기에 비해 평면 최고유속의 증가가 크게 관찰되지는 않지만 유속이 빠른 영역이 확대되어 평균적인 유속은 증가하였음을 보여준다.

이어진 팽창과정에서 평면 유속은 대폭 강화되어 나타난다. 이는 앞서 살펴본 바와 같이 압축 중 스쿠이 효과에 의해 크게 강화된 보울 내 유동이 팽창 과정 중 상부 평면에서 나타나 관찰된 것이다.

Fig. 17에는 12 mm 평면의 유동 변화를 시기 별로 나타내었다.

흡입 행정 중 5.1 mm와 같이 흡입 진행에 따라 100°

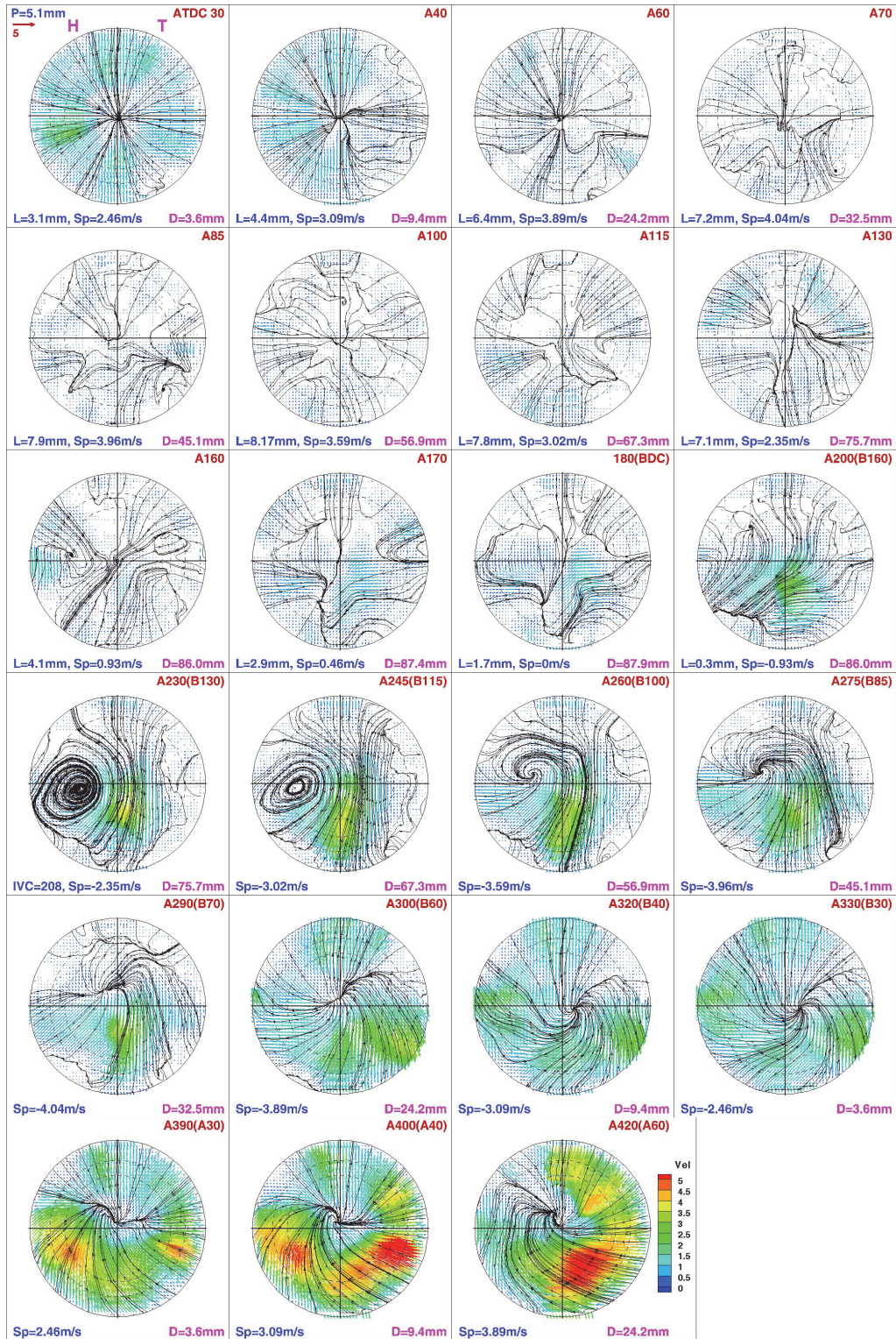


Fig. 16 Velocity field at 5.1 mm plane during intake, compression and early stage of expansion

ATDC까지 평면 유속은 감소하고 유선의 방향 변화 경향도 5.1 mm와 상당히 유사하다. 그러나 5.1 mm에 비해서 복잡한 유선의 형태는 완화되어 나타나는데, 이것은 5.1

mm의 경우 흡입 밸브와 근접해 있기 때문에 포트에 유입된 유동이 급격히 팽창하고 동시에 2개의 흡기 포트가 있으므로 두 유동의 충돌 등 복잡한 상호 작용이 발생하

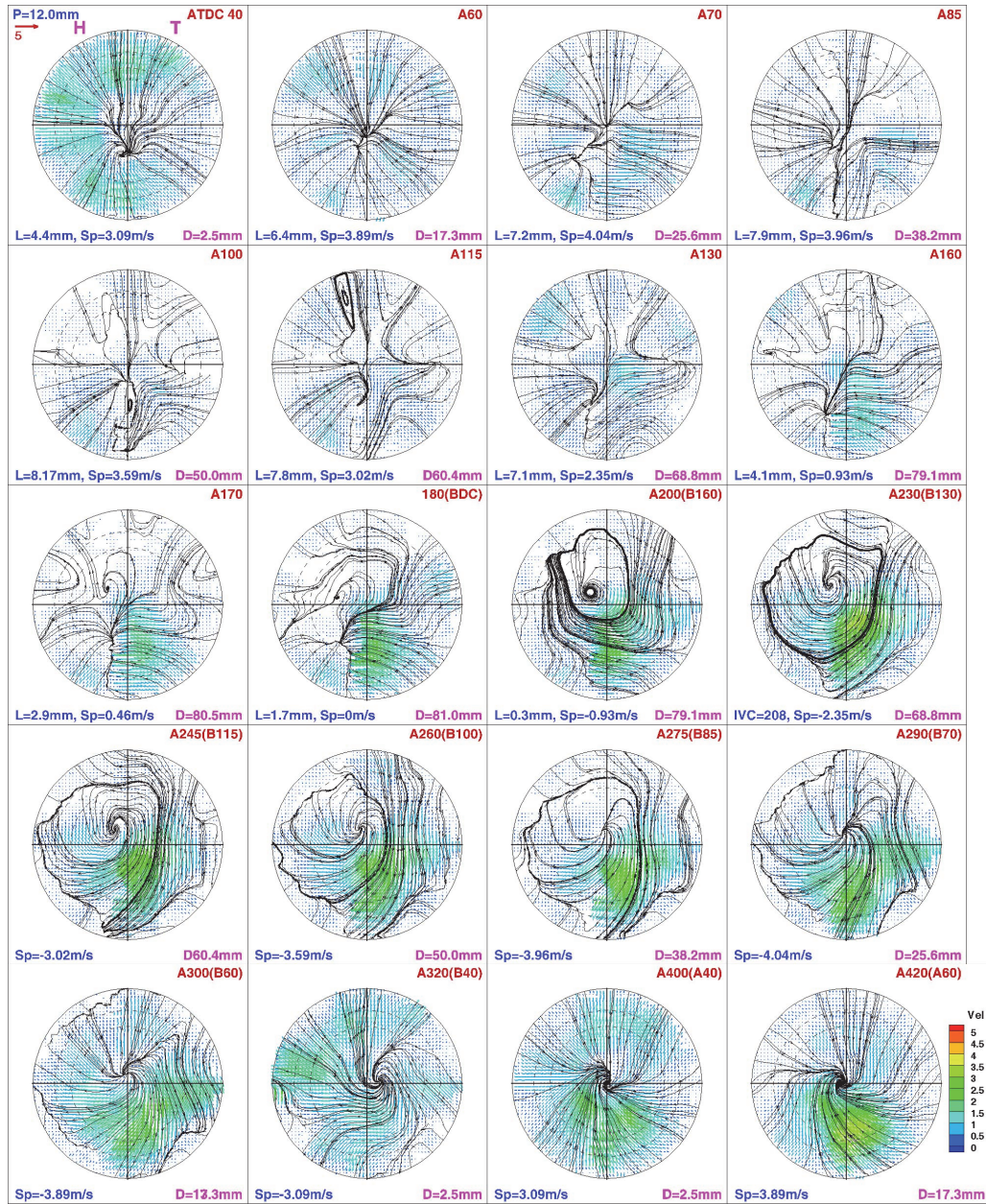


Fig. 17 Velocity field at 12.0 mm plane during intake, compression and early stage of expansion

지만, 12.0 mm에서는 이러한 현상이 완화되었기 때문에 판단된다.

또 다른 특성은 5.1 mm보다 이른 시기에 유동이 정돈되고 평면 유속이 증가하기 시작한다. 이렇게 유동의 정돈이 조기에 나타나는 것은 흡입행정 말기에 밸브를 통해 진입하는 유동의 영향을 상부 평면보다는 덜 받고 보울과의 거리도 상당히 멀기 때문에 판단된다.

이어서 압축 과정이 진행되면 평면 유속이 증가하고 스윙 거동도 뚜렷해지지만 5.1 mm와 달리 200 ~ 300° ATDC까지 실린더 벽 주변에 스윙 거동에 해당하는 유선

이 형성되지 않아 마치 경계 면 같은 형태가 나타난다. 이것은 하부 평면의 정돈이 늦은 유동이 압축에 의해 실린더 상부로 이동하며 관찰된 것으로 판단된다.

팽창 과정에서는 5.1 mm보다 느리지만 비교적 빠른 평면 유속이 관찰되고 스윙 거동도 매우 뚜렷해진다.

24.3 mm 평면에서 시기 별 유속 분포의 변화를 Fig. 18에 제시하였다. 여기서 팽창 과정 중 유동은 420° ATDC에서 측정 가능하지만 이 유동으로 추가로 얻을 정보가 없기 때문에 실시하지 않았지만, 압축 과정 중에 이 부분의 유동이 이동하면서 상부 평면에서 관찰된다고 판단

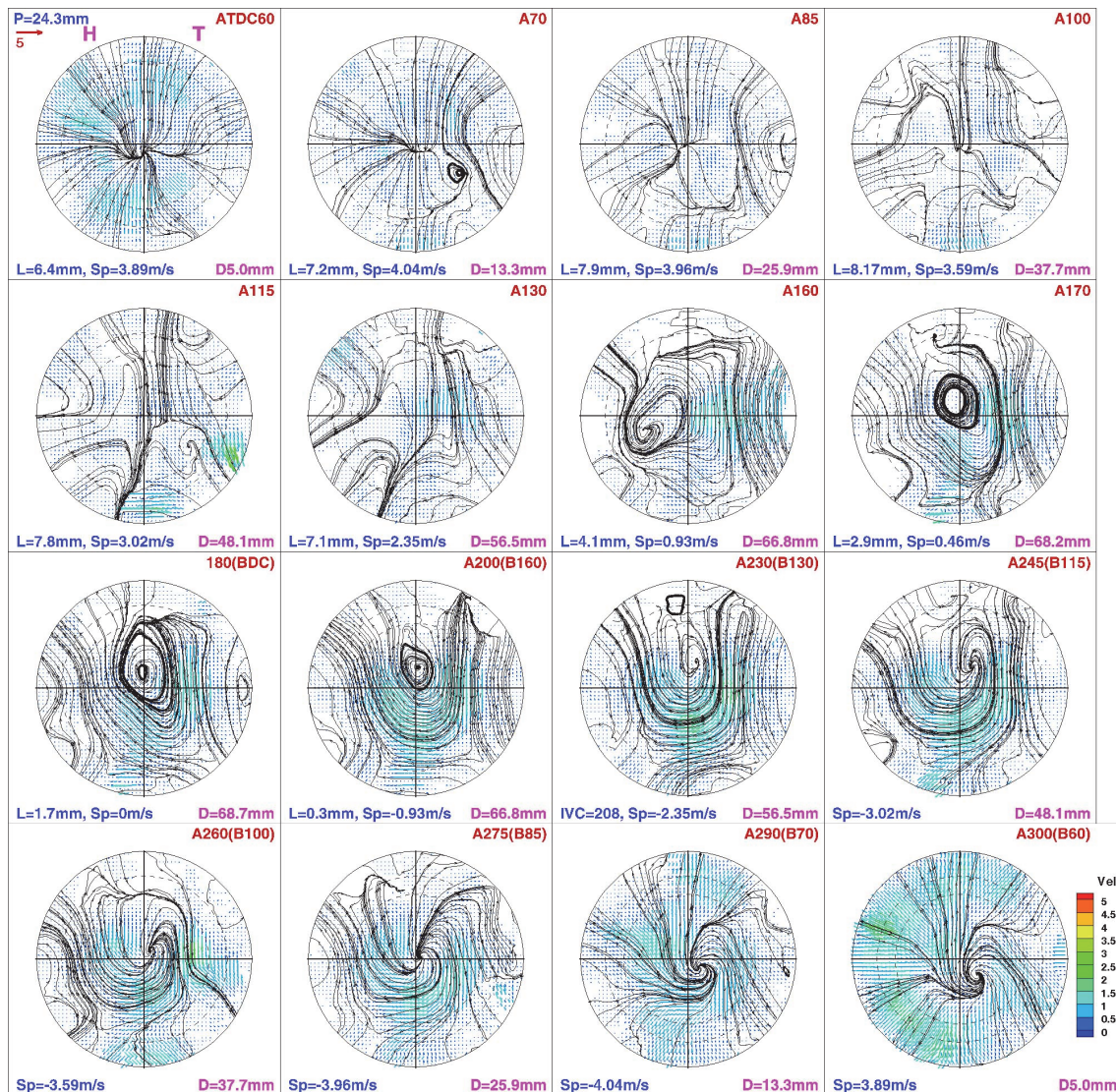


Fig. 18 Velocity field at 24.3 mm plane during intake and compression stage

되어 제시하였다.

흡입 과정 중에는 유선의 형태에는 차이가 있지만 전체적으로 100° ATDC까지 상부 평면에서 발생한 현상들이 역시 나타나고 있다. 그러나 상부 평면과 달리 160° ATDC 부근부터 스윙 거동이 초기에 나타난다. 이는 앞의 12.0 mm 평면에서와 같이 흡입 말기 진입하는 유동의 영향과 하부 평면의 정돈이 늦은 유동의 영향을 거의 받지 않기 때문인 것으로 판단된다.

이러한 초기 정돈의 상황이 지속되면서 압축 중 스윙 거동은 발달하고 275° ATDC 이후에는 동일 시기 상부 평면보다 더 이상적 형태의 스윙 거동이 나타난다. 압축이 더 진행되면 이 발달된 스윙 거동 일부는 보울로 진입하여 강화되고, 일부는 실린더 최 상부에서 관찰된다고 판단된다.

4. 결론

CI 기관에서 실린더 전체 영역에 걸쳐 실린더 내부유동을 측정하기 위하여 상면 관측이 가능한 PIV 시스템을 구축하였다. 이를 이용해 흡입 및 압축 그리고 팽창 과정 중 평면과 시기별로 측정된 유속을 피스톤 거동과 연관하여 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 흡입 행정 중에는 축 방향으로 주 유동이 형성되어 평면에서 조직적 형태의 유동은 관찰되지 않는다.
- 2) 흡입 행정 말기 및 압축 행정 초기 피스톤의 정체에 의해 실린더 내 유동은 급속히 정돈되어 실린더 상부 평면에 조직적 형태의 유동이 나타난다.
- 3) 압축이 진행되면서 유동의 조직적 형태는 실린더 하부 평면까지 확대되어 나타난다.

- 4) 팽창 초기에 실린더 상부에서 매우 강한 스윙 거동이 관찰되며, 이는 압축 중 생성된 보울 내 유동이 다시 상부 평면에서 관찰된 것이다.
- 5) 보울 내 유동에 직접 접근할 수는 없었지만 상면 관측을 통해 이 유동을 추론할 수 있는 정보를 얻을 수 있다.

후 기

이 연구는 서울과학기술대학교 교내연구비의 지원으로 수행되었다.

References

- 1) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals. Int. edn., McGraw-Hill, Singapore, pp.225–227, 1988.
- 2) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals. Int. edn., McGraw-Hill, Singapore, pp.342–345, 1988.
- 3) C. Park and I. Ohm, “Study on Evaluation Method of Flow Characteristics in Steady Flow Bench(1)-Raising Issue,” Transactions of KSAE, Vol.23, No.1, pp.88–96, 2015.
- 4) C. Park, J. Sung and I. Ohm, “Study on Evaluation Method of Flow Characteristics in Steady Flow Bench(3)-Velocity Profile(1),” Transactions of KSAE, Vol.24, No.2, pp.169–182, 2016.
- 5) S. Cho and I. Ohm, “Study on Evaluation Method of Flow Characteristics in Steady Flow Bench(5)-Effect of Evaluation Position,” Transactions of KSAE, Vol.25, No.2, pp.179–189, 2017.
- 6) C. Yang and I. Ohm, “Study on Evaluation Method of Flow Characteristics in Steady Flow Bench(6)-Effect of Axial Velocity,” Transactions of KSAE, Vol.26, No.2, pp.174–186, 2018.
- 7) J. Hyun and I. Ohm, “Effects of Port Shape on Steady Flow Characteristics in an SI Engine with Semi-Wedge Combustion Chamber(3)-Comparison of Evaluation Method and Position,” Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, Vol.42, No.10, pp.631–643, 2018.
- 8) Y. Park and I. Ohm, “Flow Characteristics of CI Engine in Steady Flow Bench(1)-Comparison with SI Port,” Transactions of KSAE, Vol.32, No.1, pp.59–68, 2024.
- 9) I. Ohm and C. Park, “In-Cylinder Intake Flow Characteristics according to Inlet Valve Angle,” Transactions of KSAE, Vol.14, No.3, pp.142–149, 2006.
- 10) I. Ohm and C. Park, “In-Cylinder Compression Flow Characteristics According to Inlet Valve Angle,” Transactions of KSAE, Vol.14, No.4, pp.77–83, 2006.
- 11) I. Ohm and M. Kim, “The Effect of Intake Valve Angle on In-Cylinder Flow during Intake and Compression Process,” SAE 2007-01-4045, 2007.10.
- 12) I. Ohm and C. Park, “In-Cylinder Intake Flow Characteristics of Helical Port Engines with Wide Valve Angle,” Transactions of KSME, Vol.32, No.10, pp.761–768, 2008.
- 13) I. Ohm and C. Park, “Effect of Inlet Valve Angle on In-Cylinder Swirl Generation Characteristics(I),” Transactions of KSAE, Vol.16, No.6, pp.148–156, 2008.
- 14) I. Ohm and C. Park, “In-Cylinder Compression Flow Characteristics of Helical Port Engines with Wide Valve Angle,” Transactions of KSME, Vol.32, No.1, pp.9–16, 2009.
- 15) I. Ohm and C. Park, “Effect of Inlet Valve Angle on In-Cylinder Swirl Generation Characteristics(II),” Transactions of KSAE, Vol.17, No.1, pp.42–48, 2009.
- 16) H. W. R. Dembinski and H. -E. Ångström, “Optical Study of Swirl during Combustion in a CI Engine with different Injection Pressures and Swirl Ratios Compared with Calculations,” SAE 2012-01-0682
- 17) M. Ichianagi, R. Saito, Y. Sawamura, G. Ndizeye, G. J. Gotama, W. Anggono and T. Suzuki, “Effects of Intake Flow on In-Cylinder Swirl Flow Under Motoring and Firing Conditions for Ci Engines Using Piv Measurements,” Journal of Engineering Science and Technology, Vol.16, No.5, pp.3600–3619, 2021.
- 18) S. Aljarf, H. Singh, M. Ichianagi and T. Suzuki, “In-cylinder Gas Flow Characteristics Study of CI Engine under Motoring and Pre-Ignition Firing Conditions using a High-Speed PIV,” Alexandria Engineering Journal, Vol.61, No.8, pp.6441–6455, 2022.
- 19) C. -H. Lim, J. -H. Hyun and I. Ohm, “Study on Evaluation Method of Flow Characteristics in Steady Flow Bench(7)-Torque Distribution along Radial Direction(1),” Transactions of KSAE, Vol.28, No.1, pp.75–86, 2020.
- 20) S. Woo and I. Ohm, “Study on Evaluation Method of Flow Characteristics in Steady Flow Bench(8)-Momentum Distribution along to Radial Direction (2),” Transactions of KSAE, Vol.31, No.1, pp.29–42, 2023.
- 21) W. -T. Kim and I. Ohm, “Effects of Port Shape on

- Steady Flow Characteristics in an SI Engine with Semi-Wedge Combustion Chamber (4)-Distribution Characteristics along the Radial Direction,” Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, B, Vol.46, No.8, pp.427–439, 2022.
- 22) H. Liu and I. Ohm, “In-Cylinder Flow Measurement of CI Engine by Top-View Visualization(1)-Experimental Apparatus and Calibration,” Transactions of KSAE, Vol.33, No.2, pp.169–178, 2025.
- 23) A. K. Prasad, “Stereoscopic Particle Image Velocimetry,” Experiments in Fluids, 29, pp.103–116, 2000.
- 24) S. M. Soloff, R. J. Adrian and Z. -C. Liu, “Distortion Compensation for Generalized Stereoscopic Particle Image Velocimetry,” Measurement Science and Technology, 8, pp.1441–1454, 1997.
- 25) H. Kim and I. Ohm, “Effects of Port Shape on Steady Flow Characteristics in an SI Engine with Semi-Wedge Combustion Chamber(1)-Velocity Distribution(1),” Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, Vol.40, No.7, pp.417–427, 2016.
- 26) I. Yoon and I. Ohm, “Effects of Port Shape on Steady Flow Characteristics in an SI Engine with Semi-Wedge Combustion Chamber (2)-Velocity Distribution (2),” Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, Vol.41, No.2, pp.97–107, 2017.
- 27) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals. Int. edn., McGraw-Hill, Singapore, pp.353–357, 1988.
- 28) Y. Shimamoto and K. Akiyama, “A Study of Squish in Open Combustion Chamber of a Diesel Engine,” Bull. JSME, Vol.13, No.63, pp.1096–1103, 1970.