

〈논 문〉 SAE NO. 96370046

고속 직접분사식 디젤엔진의 실린더내 유동특성에 관한 실험적 연구

An Experimental Study of In-Cylinder Flow Characteristics of a High Speed Direct Injection Diesel Engine

정 경 석*
K. S. Jeong

ABSTRACT

In-cylinder flow of a purpose-built small HSDI Hydra Diesel engine was investigated by laser Doppler velocimetry(LDV) during induction and compression processes. The flow was quantified in terms of ensemble-averaged axial and swirl velocities, normalized by the mean piston speed, at a plane located 12mm from the cylinder head and corresponding to the mid-plane of the diametrically-opposed quartz windows at an engine speed of 1000rpm. The formation of toroidal vortices during the intake process and the evolution and decay of swirl motion during the compression process were observed. Turbulence at around TDC of compression became homogeneous and isotropic.

주요기술용어 : in-cylinder flow(실린더 내부유동), direct injection(직접분사식), laser Doppler velocimetry(레이저 도플러 유속측정법), swirl(스월), axial velocity(축방향 속도)

1. 서 론

최근 광화학 스모그, 산성비 또는 지구의 온난화 등의 여러형태로 나타나는 환경의 파괴가 인류의 생존 자체를 위협할 만한 수준에 이르렀다. 따라서 세계적으로 이를 극복하기 위한 대책의 마련과 아울러 더 이상의 파괴를 방지하기 위한 규제가 더욱 강화되고 있다. 이러한 환경파괴의 여러 요인중 자동차로 인한 것이 나머지 다른 요

인들에 의한 것파 거의 동등한 정도인 것으로 알려져 있으며, 이에 따라 세계각국은 자동차로부터 배출되는 유해물질에 대한 규제를 더욱 강화하고 있는 추세이다.

디젤엔진은 주로 대형차량에 이용되어 왔고 매연과 같은 가시적 유해물질을 배출하기 때문에 가솔린 엔진에 비해 상대적으로 많은 유해물질을 배출하는 것으로 인식되어 왔다. 그러나 연소의 개선과 후처리방법의 개발을 통해 유해물질의 생성을 억제하거나 또는 제거함으로써 디젤엔진이 가지는 저연료 소비율의 잇점을 극대화할 수 있

* 정희원, 한국기술교육대학교 동력기계공학과

는 가능성이 제시되고 있다.^{1),2)} 특히, 대형엔진에만 적용되어 왔던 직접분사 방식이 소형엔진에도 도입되어 유럽지역에서는 소형 승용차에 장착되는 예가 증가하고 있다.^{3),4),5)}

디젤엔진의 출력성능 및 배출물질의 생성은 분무의 미립화와 혼합에 따른 연소에 의해 지배되므로, 연료의 미립화와 내부유동은 디젤엔진의 연구에 있어 가장 중요한 부분을 이룬다.⁶⁾ 본 연구에서는 소형 고속 직접분사식 디젤엔진을 재현한 단기통 Hydra 엔진을 모더링하며 레이저 도플러 유속계(LDV)를 이용하여 흡기 및 압축과정에서의 유동속도 측정을 통해 실린더 내부유동의 변화를 이해하고, 특히 분사시기 부근에서의 유동특성을 파악하고자 한다.

너를 헤드와 실린더 사이에 삽입하였다. 이 라이너는 스테인레스 강으로 제작되었으며, 독립적인 냉각계통과 연결되어 있다. 스윙과 축방향의 유속을 측정할 때는 실린더 측면에서 이 창들을 통해 레이저 빔이 입사되고, 산란광이 수광된다.

피스톤 보울은 반경방향의 유속측정과 가시화를 위해 실제의 엔진과 동일한 체적을 가지는 원판형으로 단순화되었으며, 바닥부분에는 18mm 두께의 석영유리창이 설치되어 있다. 이 피스톤은 원통형 연장 피스톤에 의해 본래의 피스톤과 연결된다. 연결 원통의 일부분을 제거하고, 그 직선운동경로에 45° 경사지게 타원형 거울을 설치하여 피스톤 보울의 창을 통한 측정이 가능하도록 하였다. Fig.1은 실린더 헤드와 피스톤 보

2. 실험장치 및 방법

2.1 실험장치

실험에 이용된 엔진은 소형 고속 직접분사식 4기통 1.8L Hydra 디젤엔진을 재현하여 실린더 내부로의 광학적 접근이 가능하도록 제작된 단기통 엔진으로 그 계원은 Table 1.과 같다.

유속측정을 위한 레이저 빔이 입사될 수 있도록 3개의 석영창이 설치된 높이 24mm의 라이

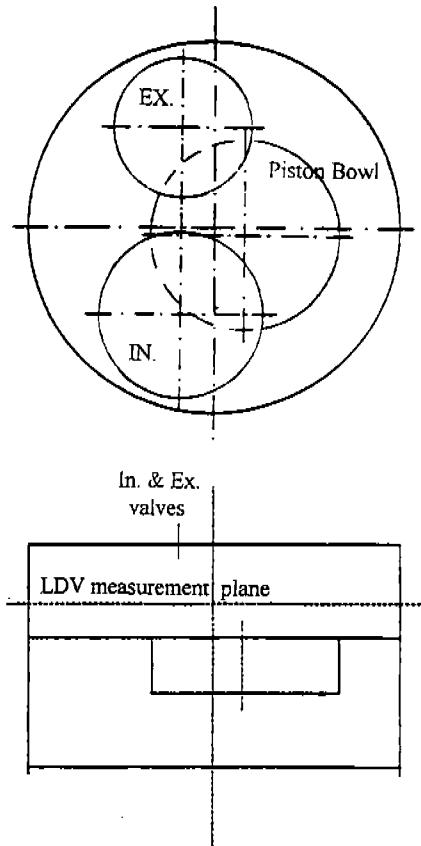


Table 1 Geometric and Operating Characteristics of the Engine

Items	Specifications
Swept volume	0.438 l
Bore	82.5mm
Stroke	82mm
Compression ratio	22
Connecting rod	130mm
Piston to head clearance	1.1mm
Piston bowl diameter	40mm
Piston bowl depth	12mm
Valve timing	IVO 6° BTDC IVC 32° ABDC EVO 57° BBDC EVC 7° ATDC

Fig.1 Geometry of cylinder head and piston bowl and LDV measurement plane

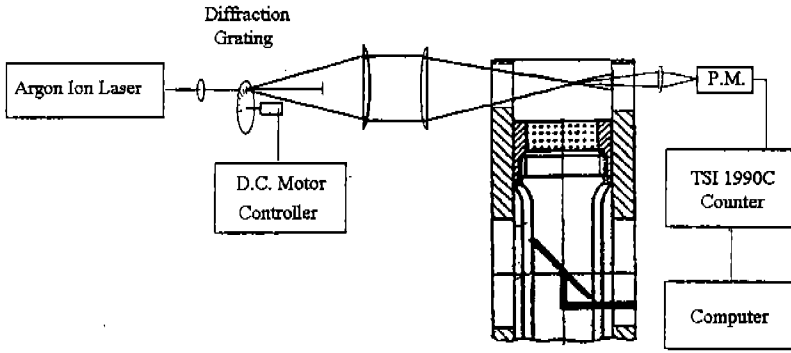


Fig.2 Experimental setup

울의 형상, 그리고 유속 측정점을 나타낸다.

실린더 내부의 유동은 Fig.2와 같은 배열의 레이저 도플러 유속계를 이용하여 측정하였다. 광원으로는 5W 출력의 아르곤 이온 레이저를 단색광 모드로 하여 1.4W 514.5nm의 녹색광만을 선택하여 이용하였다. 볼록렌즈를 이용하여 속도 조절이 가능한 회전 회절판에 레이저 빔의 초점이 맺히도록 한다. 회절판을 통과한 빔중 두개의 1차 회절빔만을 이용하여 측정체적이 형성 되도록 하고 나머지는 모두 차단한다. 유동방향의 판별을 위해 8MHz 주파수천이기가 일어나도록 회절판의 회전수를 조절하였다. 전방산란각이 10~20°로 되도록 광증배관을 위치시킴으로써 측정체적을 최소화하고, 금속표면이나 측정창 등으로부터 불필요한 산란광이 입사되는 것을 방지하며 측정체적에서의 산란광을 포집하였다.

도플러 신호를 발생시키기 위한 광산란용 입자로는 압축공기 분사방식에 의해 미립화된 실리콘유(SiO₂ oil)액적을 이용하였다. 액적은 평균입경이 1~2μm이며, 흡기포트와 연결된 공기여과기 내부로 유입되어 유동을 추종하도록 하였다.

광증배관에 의해 전기적 신호로 변환된 신호는 TSI 1990C 카운터에 의해 주파수 신호가 전압신호로 변환되고, IBM AT 호환컴퓨터로 전송되어 사용자에게 의해 설정된 적정수의 신호가 획득되면 앙상블 평균과 rms값 또는 실시간 속도로 나타내진다. 본 측정에서는 각 측정점에서 흡입과 압축과정동안 10,000개의 유속데이터가 획

득되도록 하여, 크랭크각 2°의 창으로 앙상블 평균하였다.

본 연구에서는 엔진속도 1000rpm일 때, 흡기 및 압축행정 동안의 스윙과 축방향 유속을 측정하였다. 측정은 Fig.1과 같이 헤드로부터 12mm 떨어진 평면에서 지름을 따라 중심으로부터 반경 방향으로 5mm씩 멀어지는 위치에서 이루어졌다. 피스톤이 상승하며 TDC 전, 후 각 40° 동안 레이저 빔을 차단하기 때문에, 유속의 측정은 40° ATDC부터 320° ATDC 동안만 가능하다. 입사되는 빔중 하나의 빔이라도 피스톤에 의해 차단되면 측정이 불가능한데, 축방향 유속을 측정하는 경우에는 상하방향으로 빔이 입사되기 때문에 측정가능한시간은 스윙의 경우에 비해 약간 짧아진다.

3. 실험결과 및 고찰

Fig.3은 흡입과정동안 헬리칼 포트에 의해 생성되는 스윙의 변화를 나타낸 것으로 반대방향으로 회전하는 두개의 제트가 생성되며 이들의 상호작용에 의해 운동량이 손실되어 가는 것을 보여준다. 피스톤이 하사점에 이르면 두 와류중 하나는 소멸되어 하나의 회전운동으로 바뀐다. rms 값은 흡입초기에는 매우 큰 값으로 유동이 매우 불규칙함을 나타내지만, BDC부근에 이르면 대략 1Vp 정도로 작아지며 유동이 정돈되어 감을 보여준다.

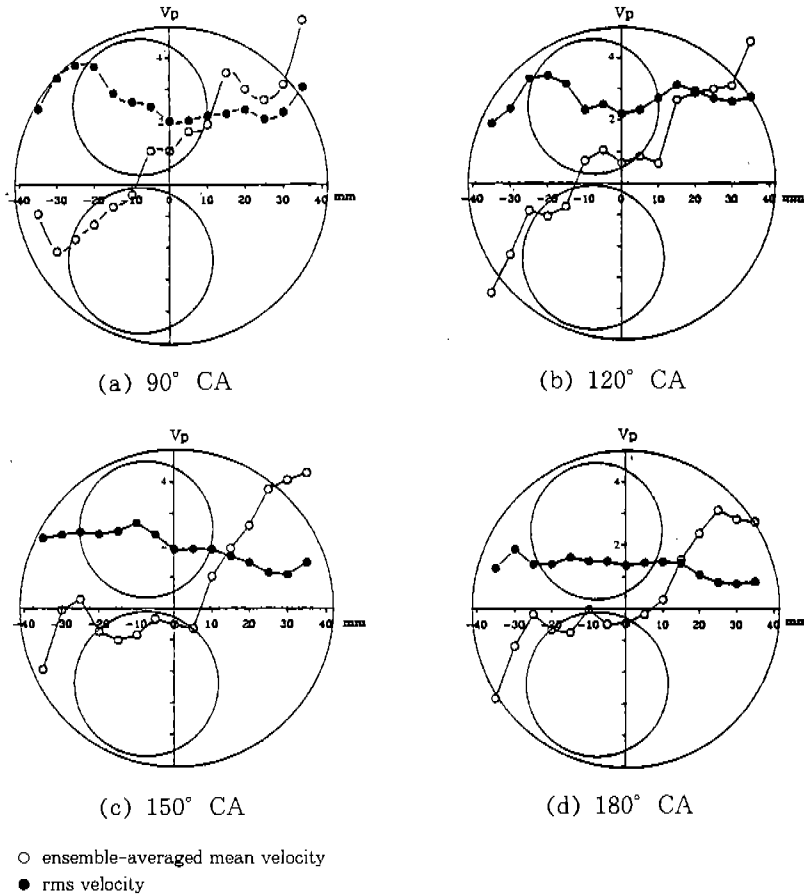


Fig.3 Swirl velocity profiles during induction

Fig.4는 압축행정 동안의 스윙변화를 나타낸 것으로, 스윙의 중심이 시간적, 공간적으로 나선형으로 움직이는 이심원 운동을 하는 것을 볼 수 있다. 또 속도의 공간적 분포형태는 실린더중심에 가까운 곳에서는 실린더 축을 중심으로 하는 강제회전과 유사한 분포이며, 벽부근에서는 속도가 균일한 값으로 되는 것을 보여준다. 이러한 양상은 흡기밸브가 닫히는 212° ATDC 이후 더욱 두드러지게 나타난다. 이와 같은 스윙의 생성은 엔진회전속도와 밀접한 관련이 있는데, 엔진회전속도가 낮은 경우에는 난류소산의 결과로 실린더 벽부근에서 균일한 분포가 이루어질 수 있는 시간이 길어지게 되므로 엔진회전수가 낮아질수록 벽부근의 유동속도가 균일하게 분포하는 영

역이 증가하게 된다. 이러한 경향은 이상화된 모델엔진이나 또는 실제 엔진을 대상으로 수행된 Arcoumanis 등의 연구결과와 일치한다.^{7), 8), 9)}

피스톤이 상승하면 피스톤과 실린더헤드 사이의 공기가 압축되는데 상대적으로 적게 압축되는 피스톤 보울방향으로 스퀴시유동이 발생한다. 크랭크각 320°가 되면 피스톤헤드면이 실린더헤드로부터 15mm인 곳에 이르는데, 이때는 측정평면의 3mm 아래인 곳에 피스톤 보울의 입구가 놓이게 되며, 이러한 스퀴시유동의 영향으로 스윙의 중심은 점차 실린더 축과 편심되어 있는 피스톤 보울의 중심으로 이동하고, 보울 입구부근에서 스윙값이 증가하는 것을 볼 수 있다. Fig.4에서 rms 값은 전영역에서 0.5~0.6Vp로 균일하

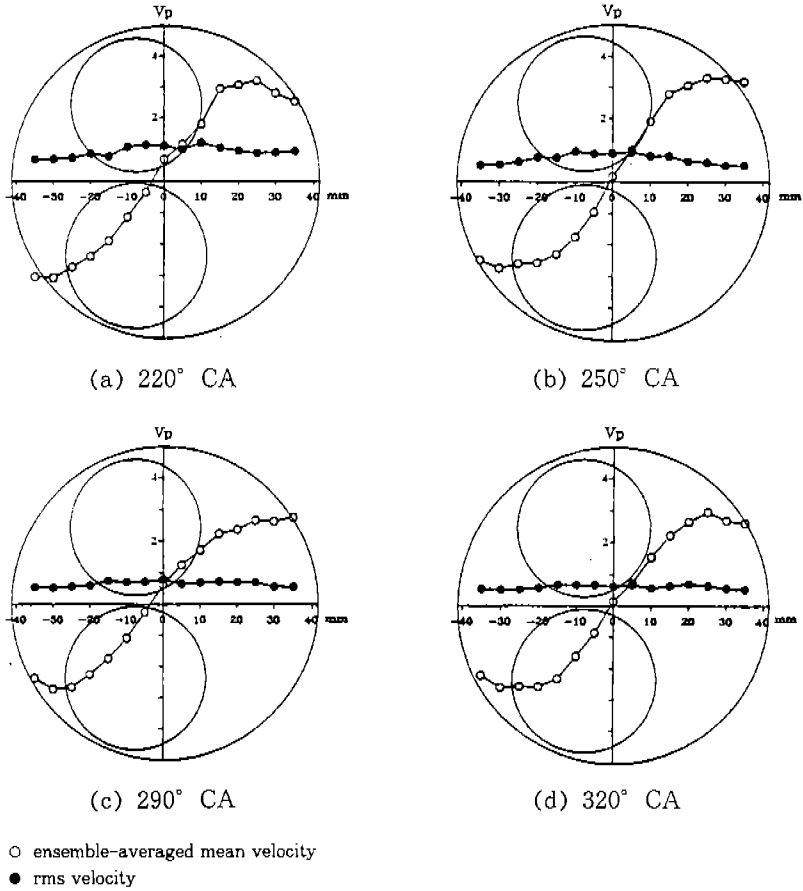


Fig.4 Swirl velocity profiles during compression

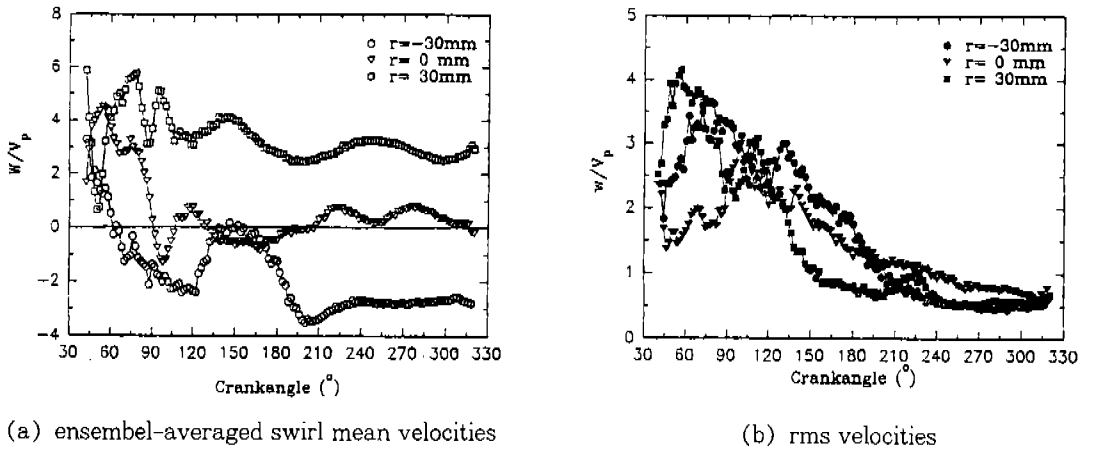


Fig.5 Temporal distribution of ensemble- averaged swirl mean and rms velocities during induction and compression

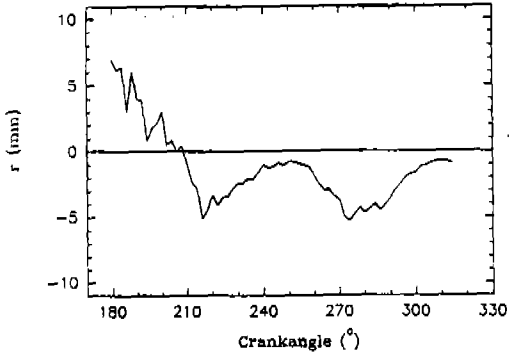


Fig.6 Location of swirl center at 1000rpm

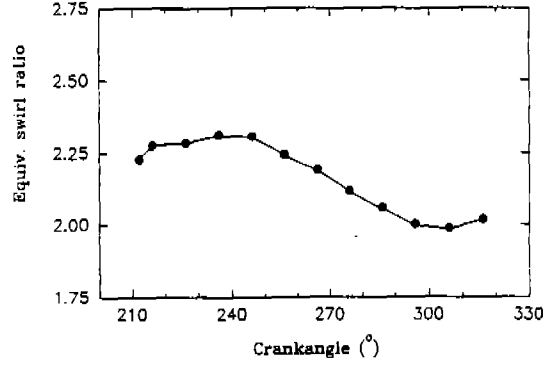
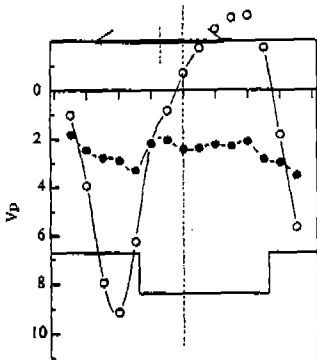
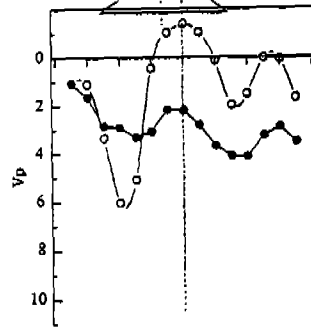


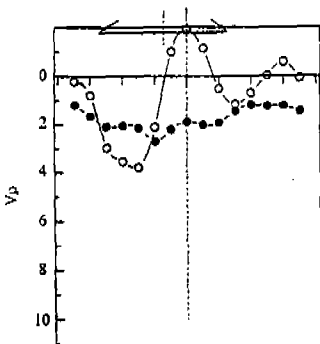
Fig.7 Variation of equivalent swirl ratio during compression after IVC



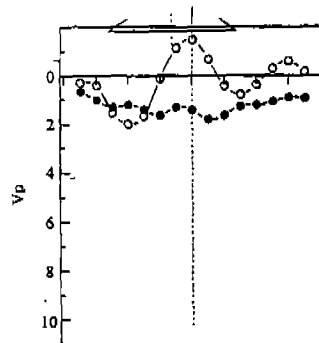
(a) 90° CA



(b) 120° CA



(c) 150° CA



(d) 180° CA

○ ensemble-averaged mean velocity
● rms velocity

Fig.8 Axial velocity profiles during induction

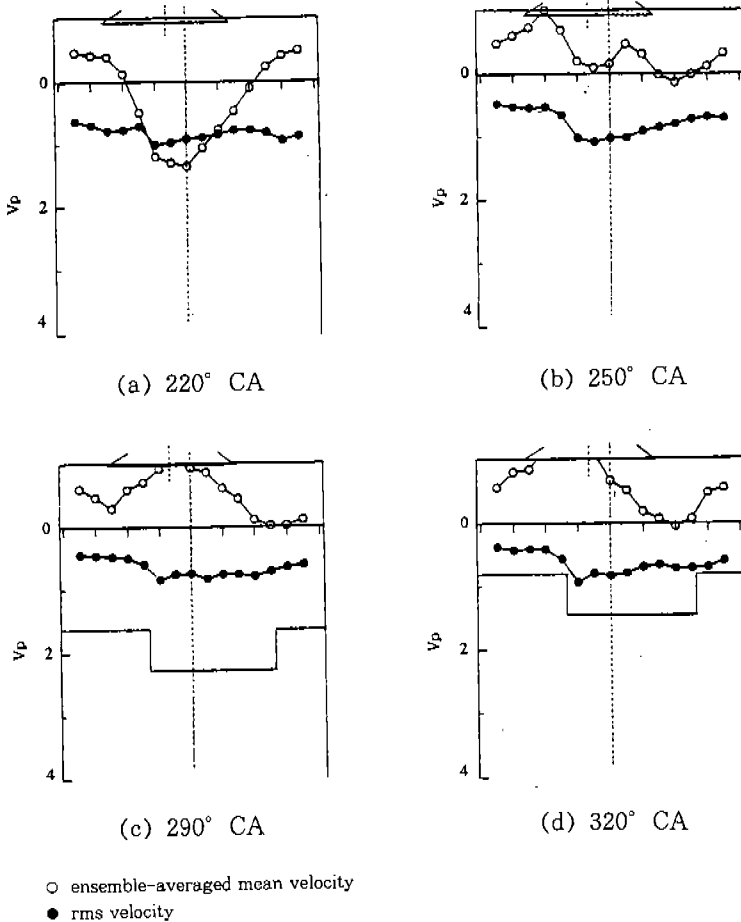


Fig.9 Axial velocity profiles during compression

고, $r=25\text{mm}$ 인 곳에서 최대 스월이 $3V_p$ 로 증가한다.

Fig.5는 $r=30, 0, -30\text{mm}$ 인 위치에서 스월의 시간적 변화를 나타낸 것으로 각점에서의 유속은 크랭크각 120° 에 이르기까지 그 변동이 매우 크지만 압축행정동안 각각 하나의 값으로 안정되며 하나의 와류동으로 형성되어 간다. rms 값도 유동이 안정되어감에 따라 흡기시의 $1.5\sim 4 V_p$ 로부터 $0.5\sim 0.8 V_p$ 로 감소한다. 또한 rms 값이 실린더 중심으로부터 반대방향으로 동일한 거리인 곳에서 같은 값이 되는 것은 압축과정에서 실린더내 난류강도가 거의 균일해진다는 것을 의미하며, 중심에서 약간 큰 값인 것은 스퀴시유동의 영향으로 보인다.

Fig.6은 크랭크각 $180\sim 320^\circ$ 사이에서 스월 중심의 변화를 나타낸 것이다. 여기서 스월중심의 위치는 접선방향의 속도를 내삽하여 0이 되는 곳으로 하였다. 실린더 내부유동이 3차원적이기 때문에 스월의 중심이 시간적, 공간적으로 진동을 한다는 것은 명백하므로, 이 Fig.6은 측정 평면에 투영된 스월 중심의 이동을 보여주는 것이다. 이로부터 스월의 중심은 불규칙적으로 움직인 후, 압축의 말기에는 피스톤 보울의 중심으로 이동하여 가는 것을 볼 수 있다.

초기 스월분포와 무관하게 압축과정동안 변화하는 비각운동량과 이에 해당하는 스월비를 계산하여 10° 간격으로 Fig.7에 나타내었다. 본 엔진을 $1,000\text{rpm}$ 으로 운전하였을 때 IVC부터 320°

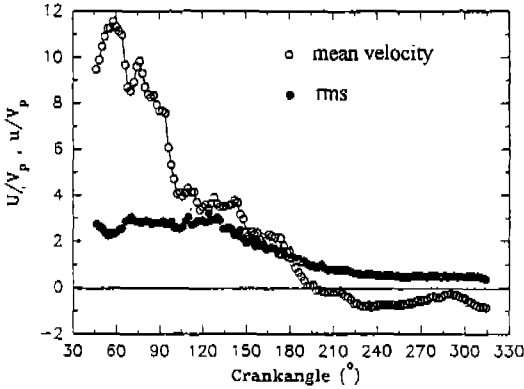


Fig.10 Temporal distribution of ensemble-averaged axial mean and rms velocities at $r = -25\text{mm}$ during induction and compression

까지 스윙비의 평균감소율은 약 12%이다.

Fig.8과 Fig.9는 각각 흡기와 압축과정에서의 축방향유속을 나타낸 것으로, 앞의 스윙을 나타내는 Fig.3과 Fig.4의 크랭크각에 해당하는 것이다. 초기 흡기동안(50°)의 흡기제트는 두개의 와류를 형성하는데 이때의 최대값은 $9V_p$ 이상이고 rms도 $4V_p$ 정도이다. 피스톤이 하사점으로 갈수록 와류의 강도는 점차 감소하고 하사점에 이르면 평균유속이 작아지고 rms 또한 작아진다. 그리고 하사점부터 흡기밸브가 닫힐 때까지는 피스톤이 상승하기 시작하므로 밸브를 통해 포트방향으로 역류가 발생하여 국부적으로 유동의 구조가 변화한다.

Fig.10은 흡기시 강한 제트의 영역에 위치하는 $r = -25\text{mm}$ 지점에서 축방향 유속의 변화를 보인 것으로 흡기 초기에는 약 $11V_p$ 에까지 이르지만, 압축행정동안 점차 감소하여 평균 피스톤 속도에 가까운 값으로 되는 것을 보여준다. 또 rms값은 흡기행정 초기의 $3V_p$ 에 이르는 값으로부터 지속적으로 감소하여 $0.6 \sim 0.7V_p$ 로 되어, 앞에서 살핀 스윙의 rms와 유사한 값으로 된다. 이는 실린더 내부유동의 난류가 균일하고 등방성을 가지게 되는 것을 보여주는 것이다.

4. 결 론

소형 고속 직접분사식 4기통 1.8L Hydra 디젤엔진을 재현한 광학측정용 단기통엔진을 이용하여 실린더 내부유동측정 실험을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 흡기행정 초기에 헬리칼 포트에 의해 반대 방향으로 회전하는 와류가 생성되며, 이들의 상호작용에 의해 각운동량의 손실이 발생하고, 흡기행정의 말기에는 유동이 하나의 강체회전과 같은 회전류 형태로 된다.
- 2) 스윙의 중심은 흡기 및 압축행정의 대부분 기간동안 시간적, 공간적으로 나선운동을 하는데 피스톤 보울의 존재로 인해 유동이 영향을 받기 시작하는 320° 부근에서 보울의 중심으로 이동한다.
- 3) 흡기행정동안 축방향의 유동은 밸브의 존재로 인해 생성되는 와류가 지배적인데 하사점 부근에서 쇠퇴하고, 하사점부터 흡기밸브가 닫히는 시기 사이에는 흡기밸브를 통한 역류로 인해 국부적으로 유동장이 변형된다.
- 4) 축방향 및 스윙 속도의 rms값은 흡기행정 동안 매우 큰 값이지만 320° 부근에서 모두 $0.6V_p$ 정도로 되는데, 이는 스퀴시유동이 없다면 압축행정의 상사점 부근에서의 난류가 균일성과 등방성을 가지게 됨을 의미한다.

참 고 문 헌

1. Lin, B. F. and Ogura, M., "A New Multi-Impingement-Wall Head Diffusion Combustion System(NICS-MH) of a DI Diesel Engine," SAE paper 950851, 1995.
2. Kawatomi, T., Mori, K., Fukano, I., Sugawara, K., and Koyama, T., "Technology for Meeting the 1994 USA Exhaust Emission Regulations on Heavy-Duty Diesel Engine," SAE paper 932654, 1993.
3. Stone, R., "Introduction to Internal Com-

- bustion Engines," 2nd ed., Macmillan, pp. 183~189, 1992.
4. Needham, J. R. and Whelan, S., "Meeting the Challenge of Low Emissions and Fuel Economy with the Ricardo Four-Valve High-Speed Direct Injection Engine," Proc. I. Mech. E., Part D : Journal of Automobile Engineering, vol. 208, pp. 181~190, 1994.
 5. Menne, R. J., Lawrence, P. J., Horrocks, R. W. and Robertson, P. S., "Ford 4-valve Light-duty DI Diesel Developments," SAE paper 941926, 1994.
 6. Tabata, T., Ishii, Y., Takatsuki, T., and Yokota, K., "Numerical Calculation of Spray Mixing Process in a DI Diesel Engine and Comparison with Experiments," SAE paper 950854, 1995.
 7. Arcoumanis, C., Hadjiapostolou, A. and Whitelaw, J. H., "Swirl Center Precession in Engine Flows," SAE Paper 870370, 1987.
 8. Arcoumanis, C., Hadjiapostolou, A. and Whitelaw, J. H., "Measurements of the Flow in a Hydra DI Diesel Engine," Proc. IMechE Conf. on IC Engine Research in UK Universities, Polytechnics and Colleges, January 1991.
 9. Arcoumanis, C., Vafidis, c., Vorropoulos, G. and Whitelaw, J. H., "Correlation between Valves and In-Cylinder Flow in a Motored Reciprocating Engine," Proc. ASME Automotive Engine Technology Symposium, Dallas, 1987.