

고속 직접분사식 디젤 엔진의 실린더내 유동 해석

박상찬* · 류재덕* · 이기형†
(2002년 2월 15일 접수, 2002년 6월 18일 심사완료)

Analysis of In-Cylinder Flow Characteristics of a High Speed D.I. Diesel Engines

Sangchan Park, Jeaduk Ryu and Kihyung Lee

Key Words: Helical Intake Port(나선형 흡기포트), ISM(impulse swirl meter, 각운동량 측정 장치), Non-Dimensional Rig Swirl(구차원 스월비), PIV(particle image velocimetry)

Abstract

Recently, HSDI (High Speed Direct Injection) diesel engine has been spotlighted as a next generation engine because it has a good potential for high thermal efficiency and fuel economy. This study was carried out to investigate the in-cylinder flow characteristics generated in a 4-valve small diesel cylinder head with a tangential and helical intake port. The flow characteristics such as coefficient of flow rate(Cf), swirl ratio (Rs), and mass flow rate (ms) were measured in the steady flow test rig using the impulse swirl meter and the analysis of in-cylinder flow field was conducted by experiment using the PIV and calculation using the commercial CFD code. As the results from steady flow test indicate, the mass flow rate of the cylinder head with a short distance between the two intake ports is increased over 13% than that of the other head. However, the non-dimensional swirl ratio is decreased approximately 15%. From in-cylinder flow characteristics obtained by PIV and CFD calculation, we found that the swirl center was eccentric from the cylinder center and the velocity distribution became uniform near the TDC. In addition, the results of the calculation are good agreement with the experimental results.

1. 서론

최근의 엔진개발에 있어서 유해배기가스 저감과 에너지 자원의 효율적인 이용에 관한 기술이 중심주제가 되고 있다. 특히 지구 온난화 방지를 위해 향후 발효될 자동차 CO₂ 규제에 대비하기 위해서는 HC, CO, NO_x, PM 등의 배출가스 저감과 동시에 연료 소비율이 낮은 엔진 개발이 요

구되고 있다. 이에 따라 세계 주요 선진 기술국 및 주요자동차 업계에서는 가장 적합한 대상기술로 소형 직분식 디젤엔진과 관련된 기술을 선정하였으며, 또 이에 대한 많은 연구가 진행되고 있다.⁽¹⁾ 실제로 유럽에서는 3리터 카 개발 프로젝트가 진행되고 있으며 폭스바겐, 벤츠, 오펠 등에서도 배기량 1.2~2.0L급의 중소형 디젤엔진을 직분식으로 실현하여 연비와 배기가스 수준을 EURO IV에 만족시키려는 목표를 가지고 있다.⁽²⁾ 현재까지 대형엔진에서 대부분 사용되고 있는 직분식 디젤엔진은 실린더 벽면까지의 분무도달거리가 길고, 연소에 허용되는 시간도 길기 때문에 공기와 충분히 혼합될 수 있었다. 그러나 중소형 엔진에서는 소형의 연소실에 연료를 직접 분

* 한양대학교 대학원 기계공학과

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학과

E-mail : hylee@hanyang.ac.kr

TEL : (031)400-5251 FAX : (031)406-5550

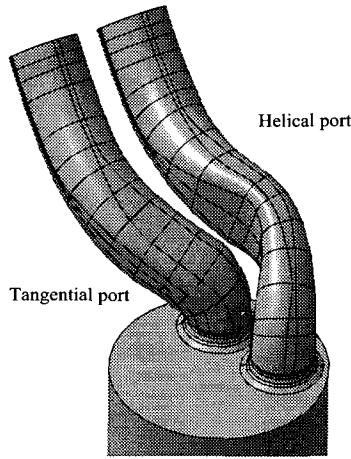


Fig. 1 The design shape of intake port

사하는 경우, 분사된 연료가 공기와 충분히 혼합되어야만 양호한 엔진 성능을 얻을 수 있으므로 흡입행정시의 연소실내 유동 특성 및 분무현상에 대한 이해가 요구되고 있다.

또한, 4밸브 디젤 엔진은 2밸브 엔진 보다 개구 면적이 크므로, 고속인 경우에 실린더내로 흡입하는 공기량을 더 많이 얻을 수 있다. 또한 흡·배기 과정중의 압력강하를 줄일 수 있으며, 분사노즐을 연소실의 중앙에 수직으로 배치할 수 있어서 연소실내에 균일한 혼합기 형성되어 원활한 연소가 이루어짐으로 연비 저감에도 효과가 있게 된다.

그러나, 4밸브 엔진의 흡입 유동은 2밸브의 헬리컬 포트의 경우보다 복잡하므로 4밸브 엔진 실린더내의 유동에 대해서는 일부 수치적으로 계산되어지긴 했으나⁽³⁾ 아직 충분히 파악되었다고는 말하기 어려운 실정이다.

따라서 본 연구에서는 실린더 직경이 80mm인 직분식 디젤 엔진을 모사 할 수 있는 실린더 헤드를 제작하여, 정상유동 실험과 레이저 쉬트(sheet)를 이용한 유동 가시화 실험으로 정상상태에서의 흡입유동 특성을 파악한 후, 실린더 헤드를 가시화 엔진에 장착하여 250 rpm으로 운전 시에 유동 특성을 파악하였다. 또한, 상용코드인 Ricardo사의 VECTIS를 이용하여 3차원 CFD 계산을 수행하여 실험결과와 비교하였다.

Table 1 The configuration of basic factor for port design

Number of intake valve	2	Bore (mm)	80
Intake valve diameter(mm)	24.4	Valve seat angle (°)	45
distance between each intake valve (mm)			31.62

Table 2 The configuration of intake port

Head type	Protrusions of valve guide & guide boss (mm)	Distance between each independent port (mm)
A-Type	7	37
B-Type	2	
C-Type	11	
D-Type	7	47

2. 실험장치 및 해석조건

2.1 직접 분사식 디젤엔진의 헤드 형상 및 설계 인자

본 실험에 사용한 소형 직분식 디젤 흡기 2밸브 실린더 헤드는 유동 실험을 위하여 특수 제작한 것으로서 기본 형상을 Fig. 1과 Table 1에 나타냈다. 각각의 포트는 독립적으로 분리가 되어 있고, 한 개의 포트는 유동 생성에 유리한 헬리컬 포트 형상이며, 다른 한 개의 포트는 유량 확보에 유리한 직관포트로 구성되어 있다.

본 연구에서는 Table 2와 Fig. 2에 나타난 바와 같이 두 독립포트 사이의 거리가 서로 다른 두 개의 간이 실린더 헤드를 제작하여 실험과 이론 해석을 수행함으로써 실제 실린더 헤드 설계 시 흡입유량 및 스웰 생성에 유리한 설계 파라미터를 제공하고자 하였다. 또 다른 헤드 설계인자의 하나로서 유량확보에 영향을 미치는 밸브 가이드 및 가이드 보스의 돌출량을 변수로 삼았다.

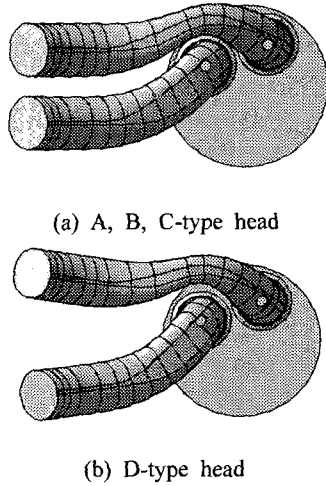


Fig. 2 The configuration of intake port

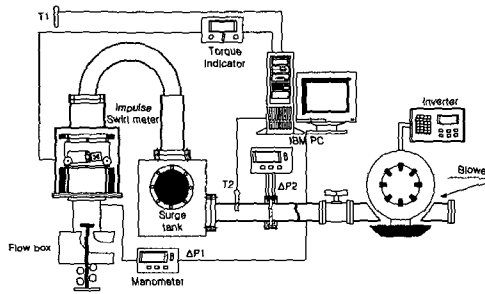


Fig. 3 Schematic diagram of steady state test rig

2.2 정상유동 실험 장치 및 방법

정상상태에서 흡입유량은 엔진 출력에도 큰 영향을 미치며, 연소실내의 스웰 유동은 혼합기 형성 및 연소 특성에도 영향을 미치므로, 본 연구에서는 흡입 행정 중의 엔진상태를 모사할 수 있는 정상유동 실험장치와 오리피스 유량계를 제작하여, 일정차압법(300mmAq)으로 정상유동실험을 수행하였고 Fig. 3에 실험 장치도를 도시하였다.

정상 유동 실험을 통하여 스웰을 측정하는 방법에는 여러가지 방식이 사용되고 있으나, 본 연구에서는 ISM(impulse swirl meter)을 이용한 각운동량 측정법을 이용하였다.⁽⁴⁾

2.3 유동 가시화 실험 장치 및 방법

2.3.1 정상상태에서의 유동 가시화

정상 상태에서의 실린더 내부 유동을 관찰하기

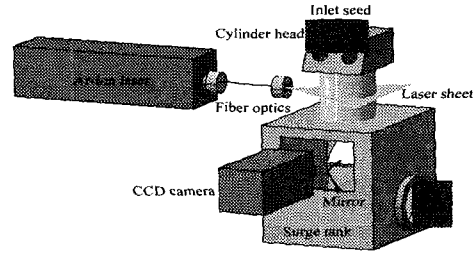


Fig. 4 Schematic diagram of visualization system for steady state flow

Table 3 Specification of the visualization engine

Engine type	D.I. Diesel single cylinder	Displacement volume	432cc
Combustion chamber	Bowl-in-piston	Compression ratio	17.5
Bore × stroke	80mm × 86mm	No. of Intake valve	2

위하여 유동 가시화를 수행하였다. 본 유동 가시화 실험의 결과는 정상유동 실험에서 측정하였던 흡입유량 및 무차원 스웰비를 뒷받침 해줄 수 있고, 흡입행정 시에 연소실에 생성되는 유동장 형태를 정성적으로 추정할 수 있게 된다. 유동 가시화를 위한 광원으로는 수냉식 아르곤 이온 레이저 (5W, LEXEL 사)를 사용하였으며, 광파이버 (OZ OPTICS 사)식 슈트 발생장치, 산란입자 공급장치, 영상취득 장치로서는 CCD 카메라 (Megaplus ES1.0 1018×1008, Kodak사)를 사용하였다. 산란입자로는 유동 추종성을 고려하여 평균 입경 80 μ m의 micro balloon을 사용하였으며, CCD의 노출시간은 산란입자의 궤적이 잘 나타나도록 1/30초로 고정하였다. Fig.4에 실험장치의 구성도를 나타내었다.

2.3.2 유속 측정을 위한 PIV 시스템

실제 비정상 상태의 엔진 내부의 동적 유동 현상을 규명하기 위하여 단기통 디젤 가시화 엔진을 제작하였다. 본 실험에서 사용된 가시화 엔진은 관측부, 신장 피스톤부, 실린더 헤드부, 구동 시스템부 등으로 구성되어 있으며, 가시화 엔진의 주요 제원은 Table 3에 나타내었고, Fig. 5에 시스템 개략도를 도시하였다.

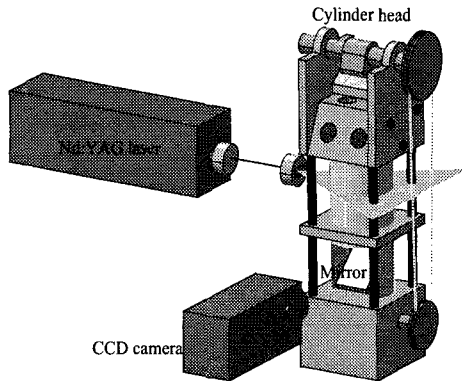


Fig. 5 Schematic diagram of PIV system for unsteady state flow

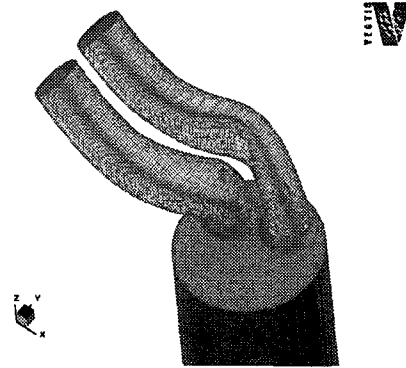


Fig. 7 Computational mesh

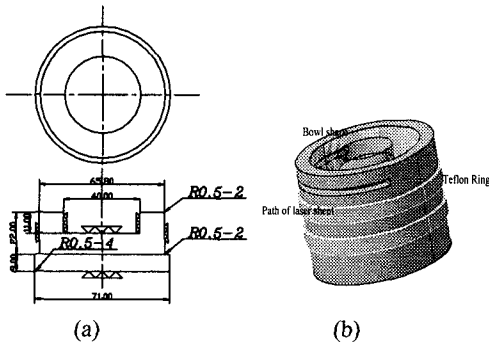


Fig. 6 Shape of Bowl-in-piston

디젤 엔진의 연소실은 피스톤 보울 형상으로 국한되므로, 보울 내부 유동은 연소에 직접적인 영향을 미치게 된다. 그러므로, 본 연구에서는 보울 내부 유동을 가시화 하기 위하여, 피스톤 형상을 Fig. 6(a)와 같이 보울 내부 홀의 지름은 40mm, 높이는 11mm로 하였고, 재질은 석영유리(quartz)를 사용하였고, 레이저 시트를 보울 내부로 평행하게 도입하기 위하여 Fig. 6(b)와 같이 특수 피스톤 형상의 bowl-in-piston을 설계하였다. 촬영영역은 연소실에 해당하는 보울 영역내부로서 바닥면으로부터 2mm 위치로 결정하였다.

2.4 VECTIS를 이용한 해석 조건

본 해석에서 사용한 흡기포트는 설계 프로그램인 CATIA를 이용하여 3차원 표면(surface) 모델링한 후 STL 형식으로 변환하여, VECTIS 내의 pre-processor에 입력하여 해석모델로 사용하였다. 계산격자는 VECTIS내의 pre-processor를 이

용하여 사각형 셀(rectangular cell)로 자동격자 생성시켰고, 계산에 사용한 격자수는 36×25×65로 총 58,500이다. 그리고, 밸브 주위의 격자는 계산의 정밀도를 높이기 위하여 국소 mesh refinement를 수행하였다. Fig. 7에 본 계산에 사용한 계산 격자 형상을 보여주고 있다.

수치해석은 VECTIS solver를 사용하였고, 3차원, 정상 상태 및 압축성 난류유동으로 가정하여 계산을 수행하였다. 난류 모델은 k-ε 모델을 사용하였다. 경계조건은 실험결과와 비교하기 위하여 흡기포트 입구를 흡입조건(inlet condition)으로 사용하고, 실린더 라이너 하단면을 출구조건(outlet condition)으로 하였다. 라이너의 길이는 출구 조건에서 균일 유동을 사용하기 위하여 실린더 직경의 3배 이상으로 충분히 길게 모델링하였다. 입·출구 조건 모두 압력조건으로 주어 차압을 300mmAq로 계산하여 실험결과와 유량과 유량계수 값을 각각 비교하였다.

3 실험 결과 및 고찰

3.1 흡기포트 형상에 따른 흡입 유동 특성

Fig. 8은 흡송 차압을 300mmAq로 고정시킨 상태에서 밸브 리프트를 변화시키면서 흡입 유량을 측정하여, 무차원 밸브 리프트에 따른 유량계수를 도시한 것이다. 모든 실린더 헤드의 유량계수는 밸브 리프트가 증가할수록 일정한 기울기를 가지고 증가하는 것으로 나타났다.

그림에서 나타나 있듯이 A-type의 헤드가 흡입 유량 확보에 가장 유리하고, 가장 불리한 형상은 D-type의 헤드임을 알 수 있으며, 저밸브

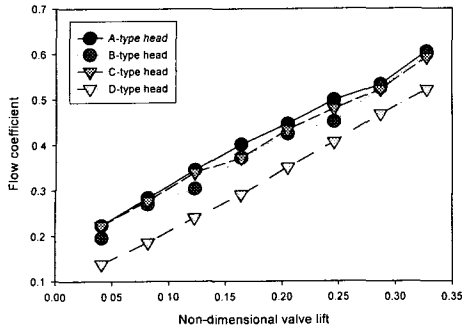


Fig. 8 Flow coefficient of test heads with non-dim. valve lift

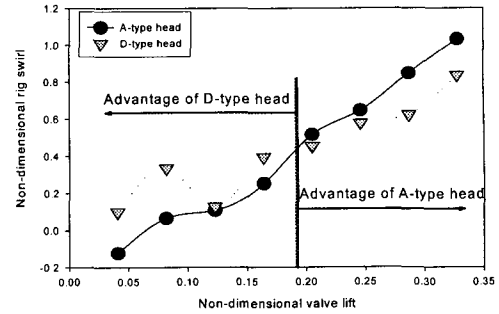


Fig. 10 Comparison of Non-dim. rig swirl with valve lift

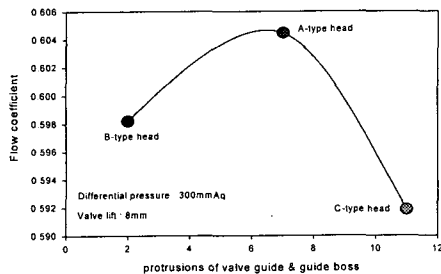
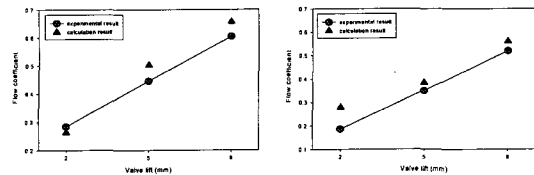


Fig. 9 Effects of protrusions of valve guide & guide boss



(a) A-type head (b) D-type head
Fig. 11 Comparison of flow coefficient by calculation and experiment for each type head

리프트일 때에는 C-type 헤드가, 고밸브 리프트일 경우에는 D-type의 헤드가 흡입 유량 확보에 유리한 것을 알 수 있다. Fig. 9에 나타났듯이, 본 연구에서 설계한 흡기 포트 설계시 흡입 유량에 가장 유리한 밸브 가이드 및 가이드 보스의 돌출량은 7mm인 것으로 판단된다.

또한, 무차원 스윌비는 A, B, C-type의 헤드들 비슷한 경향을 나타내었으므로, Fig. 10에는 A-type 과 D-type 의 헤드의 무차원 스윌비를 나타내었다. 저밸브 리프트일 때에는 D-type의 헤드가 유동 생성에 유리한 형상을 가지고 있고, 고밸브 리프트로 갈수록 A-type의 헤드가 스윌 생성에 유리함을 알 수 있다. 이러한 이유를 유동 가시화를 통해서 확인할 수 있었다.

이와 같은 정상상태 실험결과는 Table 2 및 Fig. 2에 나타내었던 설계 변수가 흡기 유량 확보에 어떠한 영향을 미치는지 확인할 수 있는 좋은 결과이다.

3.2 헤드형상에 따른 정상유동 실험결과와 해석 결과의 비교

본 연구에서 실행한 A-type과 D-type의 실린더 헤드에 대한 정상유동 실험의 결과 값과 계산 과정을 통해 얻은 결과 값을 비교한 결과를 Fig. 11에 나타내었다.

두 형식의 헤드 모두 밸브 리프트에 따른 흡입 유량의 증가 경향이 실험값과 계산값에서 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 전반적으로 계산결과가 실험값보다 약 8% 정도 높게 예측되고 있으나, 정성적인 경향은 잘 부합되고 있으므로 실린더 헤드 설계시 헤드의 특성과약에 유용하게 사용될 수 있다고 판단된다.

3.3 정상상태에서의 유동 가시화 및 해석 방법에 의한 포트 형상별 유동 특성

Fig. 12의 저 밸브 리프트일 경우, 실린더 직경 크기 정도의 스케일의 스윌 유동으로 보이는 벌크(bulk) 유동은 찾아보기 힘들고, 2 개의 흡기 밸브 사이를 지나는 유동에 의해 위쪽 방향에는 시계 반대방향으로 회전하는 작은 스케일의 유동과 아래쪽 방향에는 시계방향으로 회전하는 또 다른 유동이 생성됨을 관찰할 수 있다. 그 이유는 저 밸브 리프트인 경우는 헬리컬 포트에서 유

도되는 스윙 유동이 충분히 발달하지 못하고, 다른 밸브를 통하여 유입된 유동과 간섭하여 비슷한 크기의 두 개의 서로 다른 와류가 생성되었다고 판단된다.

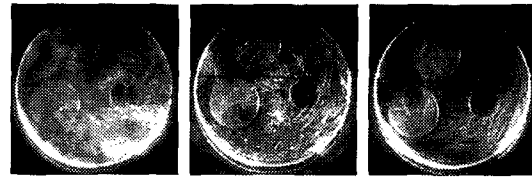
밸브 리프트가 5mm 일 때는 헬리컬 포트로부터 유입되는 유동의 발전과 더불어 저 밸브 리프트에서 볼 수 없었던 실린더 직경 만한 스케일의 와(vortex)를 관찰할 수 있다. 직경 만한 크기의 와의 중심은 배기 밸브 측 위치 상단부에 존재하며, 밸브 리프트 2mm일 때에 비하여 헬리컬 포트의 형상으로 인해 생성되는 유동이 주 유동(main flow)에 미치는 영향도는 높아지는 것을 알 수 있다.

밸브 리프트가 최고인 8mm 일 때에는, 실린더 직경 만한 크기의 완전한 스윙이 생성됨을 확인할 수 있다. 이 스윙의 중심은 밸브 리프트 5mm 일 때보다 좀더 실린더 중앙에 위치하고 있다. 이는 직관포트를 통과한 유동이 헬리컬 포트를 통해 유입된 유동에 운동량을 전달해주는 역할을 담당하는 것으로 고려된다. 따라서 실린더 전 영역에 걸쳐 유동이 실린더 벽면을 타고 시계 반대 방향으로 회전하면서 그 유동이 활발해지는 이유가 되고, 이것은 정상유동 실험 결과와 부합되는 결과로서 밸브 리프트가 증가할수록 무차원 스윙 비 상승에 원인이 된다.

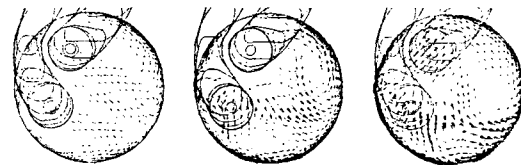
한편, "D"-type 헤드인 경우, 저 밸브 리프트일 경우에는 직관포트와 헬리컬 포트 입구 사이의 거리가 멀기 때문에 직관 포트에서 나온 유동이 헬리컬 포트에서 나온 유동에 운동량을 전달시키지 않고 밸브와 가까운 쪽의 실린더 벽면에 부딪히는 현상을 볼 수 있다. 따라서 저 밸브 리프트 시 흡기 밸브간의 간섭정도가 미약하다고 판단되므로 스윙 유동 생성에 유리하다. 따라서 이 경우 정상유동 실험결과에서 알 수 있는 바와 같이 스윙비가 증가하고 있다. 또한, 고 밸브 리프트도 마찬가지로 직관 포트를 통해 유입된 유동도 밸브 실린더 라이너 쪽에 부딪히는 현상을 볼 수 있다. 이러한 현상에 의해 고 밸브 리프트일 때에는 "D"-type의 헤드형상이 스윙 생성에 불리함을 알 수 있다.

3.4 PIV를 이용한 유속 측정 결과

Fig. 13은 비정상 상태에서 연소실내 유동장을 PIV를 사용하여 측정한 영역을 나타낸 것이며,



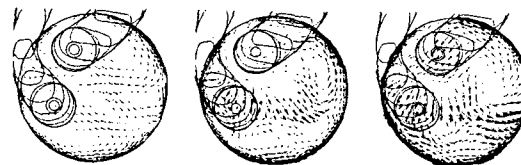
lift : 2 mm lift : 5 mm lift : 8 mm
(a) Visualization result of A-type head



lift : 2 mm lift : 5 mm lift : 8 mm
(b) Calculation result of A-type head



lift : 2 mm lift : 5 mm lift : 8 mm
(c) Visualization result of D-type head]



lift : 2 mm lift : 5 mm lift : 8 mm
(d) Calculation result of D-type head

Fig. 12 Comparison of Flow fields by cal. and exp. for A, D-type head

레이저에 의한 피스톤 보울 영역내의 난반사를 제거하기 위해서, 측정 영역은 피스톤 보울에 내접하는 27mm×27mm의 정사각형으로 하였다.

Fig. 14, 15, 16의 PIV 결과에서 나타났듯이 피스톤 보울 내의 유속은 보울 외곽쪽의 유속이 상대적으로 빠른 것을 알 수 있다. 보울 영역에서의 속도 분포를 강체 회전(solid vortex)이라 가정하고 스퀴시 영역에서의 유동 회전을 자유 회전(free vortex)이라 가정하는 것에 대한 이미 기존의 연구자^(5,6)들에 의하여 증명되어진 결과

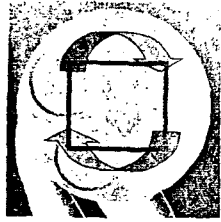
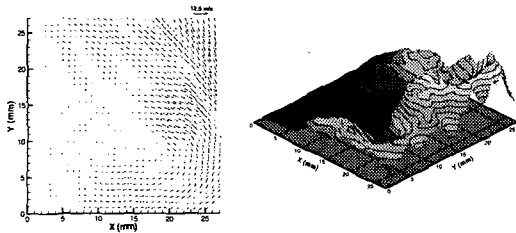
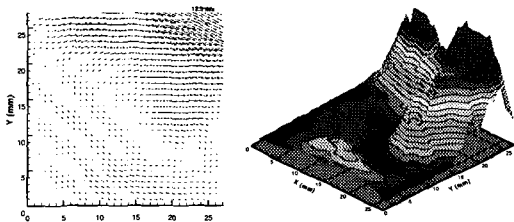


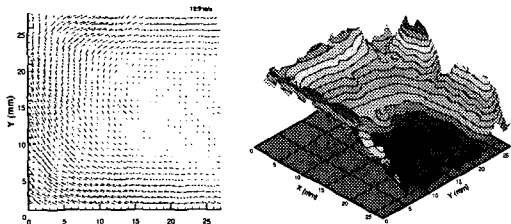
Fig. 13 Test section of piston bowl



(a) Velocity distribution (b) Uniform velocity
Fig. 14 PIV results at BTDC 120°



(a) Velocity distribution (b) Uniform velocity
Fig. 15 PIV results at BTDC 90°



(a) Velocity distribution (b) Uniform velocity
Fig. 16 PIV results at BTDC 45°

와 동일한 결과이다.

Fig. 14의 (b)에 나타난 그림과 같이 흡기 밸브가 닫히는 순간인 BTDC 120° 인 경우에는 순간 속도의 크기(magnitude)가 가장 낮음을 알 수 있다. 이 경우에는 배기 밸브 위치에서 유속 분포가 빠르게 나타났다. 흡기 밸브가 닫히고 난 후 압축 행정 과정인 BTDC 90° 에서는 Fig. 15의

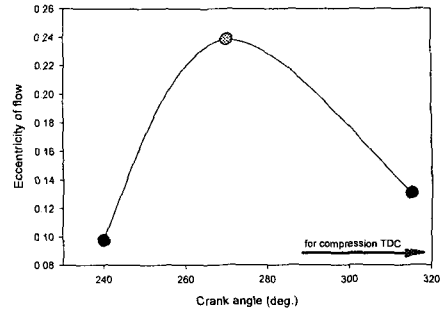


Fig. 17 Eccentricity of swirl center

(a)와 (b)에 나타난 바와 같이 배기 밸브 상단부에서 유속 분포가 가장 빠른 것을 확인 할 수 있었으며, 순간 속도의 크기는 BTDC 120° 보다 큰 것을 알 수 있다. 이것은 피스톤의 상승 운동에 의한 스윙 유동의 스핀 업(spin-up) 현상으로서, 스퀴시 영역의 질량이 보울 영역으로 유입되면서 실린더 내의 전체 운동량을 감소시키기 때문에 보울 영역내의 유속과 그에 의한 스윙 유동의 운동 에너지를 증가시키기 때문이다. 마지막으로 BTDC 45° 일 경우에는 Fig. 16의 (a)와 같이 유동의 분포가 외곽쪽으로 많이 분포하는 것을 알 수 있고, BTDC 90° 의 경우와 비교해 볼 때 순간 속도의 크기는 상대적으로 적다. 이것은 보울 영역과 스퀴시 영역간의 상호 질량 전달에 의한 운동량 변화와 압축 행정시 피스톤이 상승함에 따라 각 영역간의 질량과 각운동량의 변화에 따른 마찰의 영향으로 인하여 각운동량이 감소하기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 17은 비정상 상태에서의 PIV 결과에 대한 스윙 유동 중심의 편심도를 크랭크각에 대하여 나타난 그림이다. 여기서, 유동중심의 편심도는 실린더 중심에서 유동중심까지의 거리를 실린더 반경으로 무차원한 것으로 스윙유동이 생성되는 z-평면 방향의 결과이다. 따라서 유동중심의 편심도가 '0'일 경우에는 그 스윙 유동의 중심과 실린더 중앙이 일치한다는 것을 의미한다.

유동의 중심은 각 지점에서 파악된 속도벡터의 법선에 대한 연직거리의 합이 최소가 되는 점으로 정의하며, 시행 착오법으로 구하였다.

Fig. 17에 나타내었듯이 스윙 유동 중심은 크랭크 각도 및 피스톤의 위치에 따라 변화됨을 알 수 있다. 압축 행정 초기인 BTDC 120° 에서는 편심도가 가장 적게 나타났고 BTDC 90° 에서는

스윙 유동의 중심이 피스톤 보울 영역 외곽쪽에 편중되어 있는 것을 관찰하였다. 이것은 흡입 행정시 생성되었던 스윙 유동이 피스톤 상승 운동에 기인하는 압축과정에 따라 피스톤 보울 영역 내의 형상에 의한 특성치로 판단된다. 또한 BTDC 45° 에서는 편심도가 적어지는 것을 확인하였고, 압축 행정 말기에서는 그 편심도가 더욱 줄어들 것으로 사료되며 TDC 근방에서는 실린더 중심과 스윙 유동의 중심이 거의 일치할 것으로 예측된다.

4. 결 론

이와 같은 정상유동 실험과 가시화 실험, PIV 및 계산을 통한 방법으로 본 연구에서 얻은 결론은 다음과 같다.

(1) 4밸브 디젤 엔진은 2밸브 엔진 보다 개구면적이 크기 때문에 흡입유량 확보면에서 유리하고, 특히 속도가 빠를 때 실린더 내로 흡입하는 공기량을 더 많이 얻을 수 있었다.

(2) 4밸브 소형 직분식 디젤 엔진의 실린더 헤드는 흡입유량 증대라는 장점 이외에도 직관포트와 헬리컬 포트의 상호작용으로 인하여 실린더 내의 회전 유동장 즉, 스윙을 강화시키는 작용을 함을 알 수 있었다.

(3) 각각의 독립포트 사이의 거리가 가까운 A-type의 헤드가 흡입 질량 유량을 평균적으로 약 13% 정도 증가시킴을 알 수 있다. 그러나 저밸브 리프트시 독립포트 사이의 거리가 먼 D-type의 헤드가 15%정도 높은 무차원 스윙비를 나타내었다.

(4) 정상유동 실험과 계산을 통해서 얻은 유량계 수 값을 비교해 본 결과 약 8% 미만의 오차 정도를 가지고 있기 때문에 본 연구 결과를 실린더 헤드 설계에 간요히 사용할 수 있을 것으로 사료된다.

(5) 상호 상관 PIV를 적용시킨 결과, 피스톤 보울 영역내의 외곽쪽에서 유속이 빠른 순간

속도장이 많이 분포하는 것을 확인하였다. 또한 피스톤 위치에 따라 스윙 유동의 중심이 편중되어 있는 것을 정량적으로 파악하였다.

후 기

본 논문은 한국과학재단(고압 분사 디젤 기관의 분무 특성 및 배출물 저감에 대한 연구)의 지원에 의하여 이루어진 것으로서, 연구를 지원해주신 관계자에게 감사를 드립니다.

참고문헌

- (1) Noboru Hikosaka, 1997, "A View of the Future of Automotive Diesel Engines," SAE paper 972682, pp. 11~21.
- (2) Herrmann, H.-O. and Durnhoz, M., 1995, "Development of a DI-Diesel Engine with Four Valves for Passenger Cars," SAE paper 950808, pp. 109~119.
- (3) Jun-ichi Kawashima, Hiroshi Ogawa and Yoshiyuki Tsuru, 1998, "Research on a Variable Swirl Intake Port for 4-Valve High-Speed DI Diesel Engines," SAE Paper 982680, pp. 1~18.
- (4) Lee, K. H., 1995, "Development of Evaluation Method for Intake Flow Characteristics in a Gasoline Engine," *J. Res. Inst. Ind. Sci., Hanyang Univ.*, pp. 241~249.
- (5) Arcoumnis, C., Bicen, A. F. and Whitelaw, J. H., 1983, "Squish and Swirl-Squish Interaction in Motored Model Engines," *Transaction of ASME*, Vol. 105, pp. 105~112.
- (6) Akira Murakami, Masataka Arai, and Hiroyaki Hiriyasu, 1988, "Swirl Measurements and Modeling in Direct Injection Diesel Engines," SAE paper 880385, pp. 1~17.