

가솔린직접분사기관에서 흡기포트 및 피스톤의 형상에 따른 유동해석

박찬국^{*1}, 박형구^{*1}, 임명택^{*2}

Numerical Analysis of the Flow Characteristics in Intake-Port Piston Head Configurations in a Gasoline Direct-Injection Engine.

Chan-Guk Park, Hyung-Koo Park, Myung-Taeck Lim

In this paper, the characteristics of flow resulting from the configurations of piston head and intake-port of the cylinder in a gasoline-direct-injection engine are investigated numerically. Calculations are carried out from intake process to the end of compression. GTT code which includes the third order upwind Chakravarthy-Osher TVD scheme and $\kappa - \epsilon$ turbulence model with the law of wall as a boundary condition. As a result, a piston head with a smaller radius of curvature and larger radius gives stronger reverse tumble. It is also shown that as the maximum tumble ratio increases by the configuration of the intake-port the tumble ratio at the end of compression stroke increases. It is concluded that flows at the end of compression stroke can be controlled by the optimum design of intake-port and piston head.

keywords: 수치해석(Numerical Analysis), 가솔린기관(Gasoline Engine), 직접분사(Direct-Injection), 흡기포트-피스톤 형상(Intake port-piston head configurations)

1. 서론

지난 10여년간 가솔린기관에서 성층 연소를 달성하기 위하여 다양한 방법이 시도되어 왔으며, 그 결과 가솔린 직접분사기관이 개발되었다. 가솔린직접분사기관에서는 성층 연소를 위한 혼합기의 형성에 미치는 많은 요인이 있으며, 예를 들면 연소실의 기하학적 형상, 기관의 속도, 기관에 대한 부하, 공연비, 연료분사 및 점화시기 등이며 이들은 복합적으로 기관의 성능과 배기가스에 영향을 미친다. 이들의 대부분은 압축말기에 시행되는 후기분사(late injection)에 있어서 성층연소를 위한 최적의 상태를 수립하는데 배

우 큰 영향을 보이고 있으며, 이들은 영향에 대한 구조는 매우 복잡한 양상을 나타내기 때문에 이들을 실험적으로 분석하기 위해서는 많은 노력이 요구된다. 따라서 본 연구에서는 역튤블(reverse tumble)을 이용하여 성층연소를 시도하는 방법을 기본으로 하여, 흡기 및 압축과정에서 나타나는 유동의 특성에 대하여 수치해석적 방법으로 분석하여 가솔린 직접분사기관의 설계에 있어서의 기본자료를 제공하고자 한다. 특히 흡기포트(intake-port)와 피스톤헤드(piston head)의 형상의 변화에 따라 나타나는 압축말기의 유동특성을 집중적으로 관찰한다.

*1 정회원 전남대학교 자동차 공학부

*2 전남대학교 자동차 공학부

2. 수치해석

유체의 유동해석은 GTT(Generalized Tube

and Tank) code¹⁻³⁾를 사용하였다. GTT code는 유한 체적법을 기초로 하고 압력과 속도의 상호 연계는 SIMPLTEC 알고리즘¹⁻³⁾으로 구성되어 있다. 수치적 확산을 최소화 하는 결과를 얻기 위하여 대류항을 third order upwind Chakravathy-Osher TVD scheme⁵⁾을 이용하였다. 한편 난류에 대해서는 $\kappa - \varepsilon$ 2-방정식 난류 모델을, 속도, 엔탈피, κ , ε 등에 대한 경계조건은 벽면법칙(the law of wall)을 적용하였다. GTT code는 기존의 연구결과¹⁻³⁾에서 그 정확성이 검증되어 왔으며 본 연구에서 수행한 문제의 경우, 뚜렷한 실험결과 및 수치해석결과가 미흡하여 직접적으로 해석프로그램의 검증은 시도하지 않았다.

Table 1은 수치계산을 위한 엔진의 주요 운전조건을 나타낸다. 또한 Fig.1은 대표적인 흡기포트 및 피스톤헤드의 공동(cavity)을 포함한 실린더의 형상을 보여주고 있다. Fig.2에 피스톤헤드의 단면을 나타내고 있다. 여기에서 1, 2, 3

Table 1 Specifications and Operating Conitions for the Calculation

Engine Type	4-stroke, 4-valve
Bore, Stroke	78mm, 70mm
Compression Ratio	9.8
Engine Speed	1500rpm

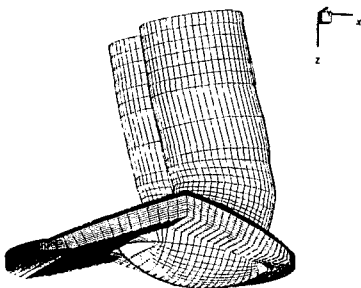


Fig.1 Grid System of Intake-Port and Cylinder

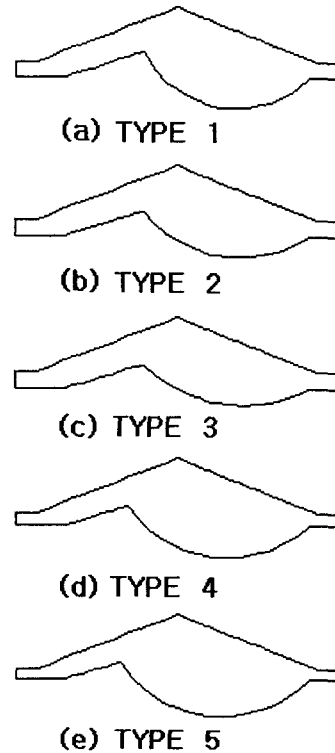


Fig 2 Types of Piston Heads

형의 피스톤헤드는 공동의 직경은 0.02m로 동일하며 다만 곡률반경이 1형은 0.025m, 2형은 0.03m, 3형은 0.035m로 점점 증가하고 있다. 4와 5형의 경우 공동의 곡률반경은 0.03m로 같으나 직경은 4형의 경우 0.022m, 5형의 경우 0.023m이다. 이는 피스톤헤드의 형상에 따른 공기의 유동특성을 파악하기 위하여 공동의 직경과 곡률반경을 달리 구성한 것이다.

Fig.3에 흡기포트를 포함한 실린더의 단면을 나타냈는데 각각의 포트들은 역턱블을 형성하기 위한 목적으로 직립포트의 형상을 가지고 있음을 알 수 있다. 그림에서 흡기포트의 중심선과 수직선과의 사이각은 A형의 경우 9° , B형의 경우 21° 로 B형이 A형보다 왼쪽으로 더 굽어진 형상이다. 한편 C형은 역턱블의 형성을 더욱 강화하기 위한 목적으로 A형의 흡기포트에 분리벽을 설치한 형상이다.

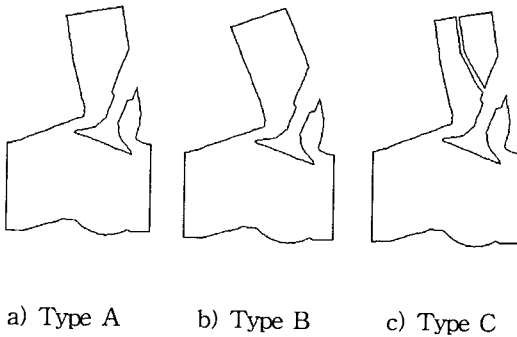


Fig.3 Types of Intake-Port

유동계산은 흡입에서 압축까지 수행하였으며 이때에 흡입과 압축과정에 대한 격자를 별도로 구성하고 흡입과정 마지막 단계의 데이터를 압축과정의 격자로 전환하여 압축에 대한 계산의 초기치로 사용하였다. 격자의 수는 흡입과정일 때에는 41 x 41 x 37로 하였으며, 압축과정일 때에는 41 x 41 x 17로 하였다. 한편 시간중분은 전체적으로 2° CA (약 0.2ms)로 하였다. 다만 압축과정의 초기단계에서는 시간중분을 0.5° CA (약 0.05ms)로 하였다.

3. 수치해석결과 및 고찰

가솔린 직접분사기관에서는 성층 연소를 유도하기 위하여 압축말기에 분무된 연료가 스파크플러그가 위치한 중앙으로 집중될 필요가 있으며

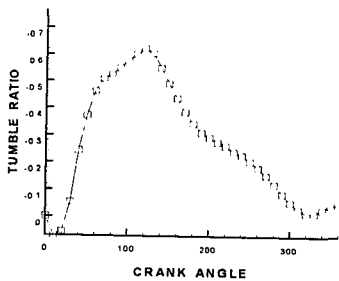


Fig.4 Tumble Ratios for Type 2-A

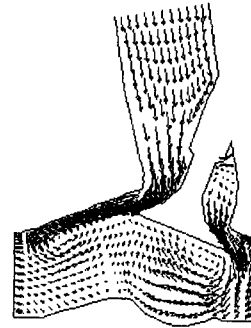


Fig.5 Velocity vectors in Intake Process

이를 위하여 직립형 흡기포트와 피스톤헤드에 공동을 구성하여 유동을 스파크플러그방향으로 유도할 필요가 있다. Fig.4는 2형의 피스톤헤드와 A형의 흡기포트를 조합한 실린더에 대하여 흡입부터 압축말기까지의 텀블비를 도시한 결과이다. 텀블비는 흡기포트 및 피스톤 헤드의 유도에 의하여 역텀블(시계 방향)을 나타내고 있으며 압축말기에 텀블비가 약간 강해지고 있음을 볼 수 있다. 일반적인 실린더의 경우에 압축말기에 이르러 공기의 유동이 전체적으로 소멸되는 경향과는 다른 결과이며 이는 피스톤의 형상에 따라 야기되었다고 판단된다. Fig.5는 흡입과정(60° ATDC)에서 나타나는 유동상태로 직립포트의 영향으로 많은 흡입공기가 밸브의 후면을 통한 후 실린더 내에서 역텀블을 형성하고 있는 것을 볼 수 있다. 또한 Fig.6은 압축말기(10° BTDC)에서의 유동형태를 속도벡터로 나타낸 결과로 공기가 피스톤헤드의 형상을 따라 실린더의 중앙상부방향으로 유동하면서 전체적으로 역텀블을 나타내고 있음을 볼 수 있다.

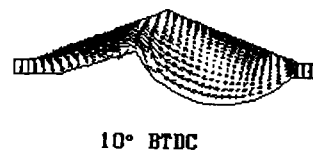


Fig.6 Velocity Vectors in Compression Process

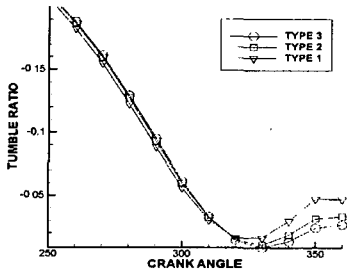


Fig.7 Tumble Ratios Depending on Types of Piston Head 1, 2 and 3

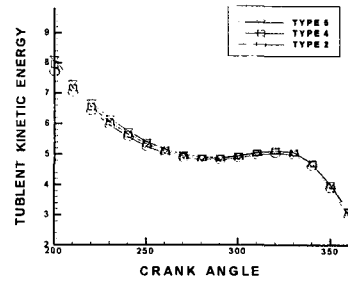


Fig.10 Distributions of Turbulent Kinetic Energy Depend on Types of Piston-Head

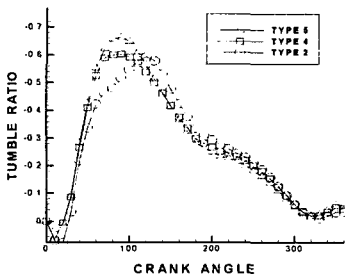


Fig.8 Tumble Ratios Depending on Types of Piston Head 2, 4 and 5

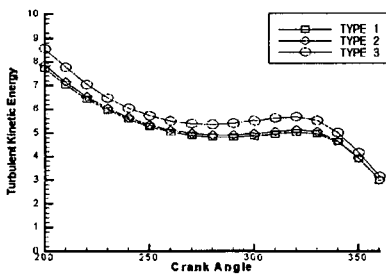


Fig.9 Turbulent Kinetic Energy Depending on Types of Piston Heads

피스톤헤드의 형상에 따른 유동형태에 대하여 분석하였다. Fig.7은 흡기포트의 형태를 A형으로 하였을 때 1, 2, 3형의 피스톤헤드에 대한 압축말기의 텀블비를 도시한 결과이다. 흡입에서부터 압축중반까지는 Fig.4의 경우와 유사하므로 그림에 나타내지 않았다. 세 경우에 대해서 최대 텀블비는 Fig.4에서 보는 바와 같이 약 0.6 정도의 값을 보였다. Fig.7에서 각 형태의 피스톤헤드에 있어서 압축말기의 텀블이 대체적으로 강해지는 경향을 보이며 곡률반경이 작은 형인 1의 경우에 그 경향이 더 강하게 나타나는 것을 볼 수 있다. 그러나 정량적인 면에서 그 차이는 매우 적게 나타난다.

한편 공동의 곡률반경을 동일하게 유지하면서 공동의 직경을 변화시켰을 때의 결과를 Fig.8에 도시하였다. 이때에 사용한 흡기포트의 형상은 역시 A형으로 하였다. 그림에서 공동의 직경이 증가함에 따라 흡입과정에서의 텀블비는 증가하는 경향을 보이며 특히 텀블비의 최대치가 밸브의 개도가 최대가 되는 크랭크각 부근에서 나타나고 있다. 이는 피스톤헤드에 있는 공동의 직경이 클수록 밸브의 후면에서 유도되는 공기의 유동을 비교적 원활하게 유도할 수 있는 구조가 되기 때문으로 판단된다. 압축말기의 텀블비 또한 차이는 크지 않지만 공동의 직경이 증가함에 따라 증가하는 경향을 보이고 있음을 알 수 있다. 이 결과로부터 피스톤헤드에 형성되어 있는 공동의 직경이 클수록, 또한 곡률반경이 작을수록

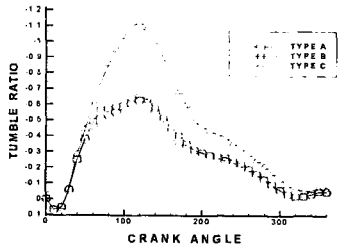


Fig. 11 Tumble Ratios Depending on Types of Intake-Port

록 압축말기에 실린더내의 회전유동을 유도하는데 있어서 유리한 것으로 판단된다. 한편 피스톤헤드의 형상에 따른 난류운동에너지의 변화를 Fig.9와 10에 도시하였다. 여기에서 난류운동에너지는 피스톤헤드의 형상변화에도 불구하고 변화가 크게 나타나지 않음을 알 수 있다.

피스톤헤드의 형상에 따른 변화와 함께 흡기포트의 형상에 따른 변화를 고찰하여 보았다. Fig.2중에서 1형의 피스톤헤드를 갖고 흡기포트가 Fig.3의 A, B, C의 형태에 대하여 텀블비를 계산한 결과를 Fig.11에 도시하였다. 여기에서 B형은 A형보다 포트를 좌측으로 굽힘으로서 흡입되는 공기를 좀 더 밸브의 후면으로 유도하기 위한 시도이었다. 그러나 결과를 보면 A형의 경우보다 약간 증가하는 경향은 보이나 크게 차이는 나지 않음을 알 수 있다. 한편 역텀블을 이용한 가솔린 직접분사기관에 대한 연구의 일부에서 흡기포트의 적절한 설계에 의하여 텀블비를 1.8까지 상승시킬 수 있다고 보고하고 있다⁷⁾. 그러나 흡기포트를 최적으로 설계하는 문제는 매우 많은 시간을 요구하며, 이에 따라 텀블비가 상승하였을 때의 결과를 예측하기 위하여 흡기포트의 형상을 Fig.3의 C형과 같이 흡기포트의 가운데에 분리벽을 설치하여 흡입공기를 밸브의 후면으로 유도할 수 있는 형태로 변화시키고 그에 따른 유동상태를 관찰하였다. 그림에서 흡기 포트가 C형일 때에 최대 텀블비가 1.1정도의 값으로 다른 경우에 비하여 2배 정도의 값을 보이고 있다. 압축말기에 이르러서도 거의 비슷하기는 하나 다른 경우에 비하여 큰 값을 보이고 있다. 흡기포트의 적절한 설계에 의하여 최대 텀블비가 더욱 증가하였을 때에 압축말기의 유동

상태는 추후 검토해야 할 사항으로 판단된다. Fig.12는 피스톤헤드의 형태는 1과 5이며 흡기포트의 형상이 분리벽이 있는 C형인 경우에 대하여 텀블비를 비교한 결과이다. 이미 고찰한 바와 같이 공동의 직경이 증가할수록 텀블비는 증가하는데 공동의 곡률반경이 큰 1타일에 비하여 텀블은 더욱 강하게 나타나고 있다. 결과적으로 공동의 직경이 커질수록 텀블비가 증가에 유리하며 최대텀블비가 커지면 그 차이는 더욱 커지고 있음을 알 수 있다. 압축말기의 경우에도 같은 경향이 나타나고 있다. 이에 따라 적절한 흡기포트의 설계에 의하여 텀블비를 증가시키면 압축말기에 있어서의 회전유동을 충분히 조절할 수 있다고 판단된다. Fig.13은 Fig.11의 형태에 대한 난류운동에너지를 나타낸 그림이다. 그림에서 C형이 흡기과정에서는 비교적 큰 난류운동에너지를 보이기 는 하나 압축말기에는 3가지 에 있어서 거의 비슷한 값을 보이고 있다.

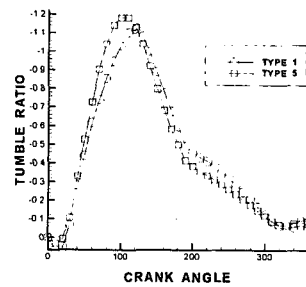


Fig.12 Tumble Ratios Depending on Types of Piston Heads with the Intake-Port of Type C

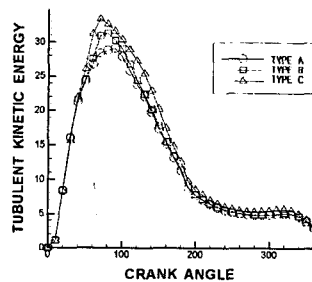


Fig.13 Turbulent Kinetic Energy Depending on Types of Intake-Port

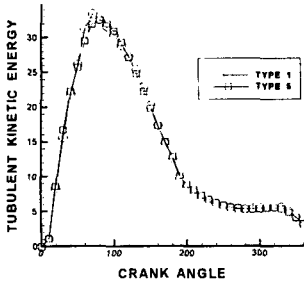


Fig.14 Turbulent Kinetic Energy Depending on Types of Piston Heads with the Intake Port of Type C



(a) Piston Head Type of 5 without Partition



(b) Piston Head Type of 5 with Partition



(c) Piston Head Type of 1 without Partition



(d) Piston Head Type of 1 with Partition

Fig.15 The Distribution of Turbulent Kinetic Energy

Fig.14는 Fig.12에서 보인 경우에 대하여 난류운동에너지를 비교한 결과이다. 난류운동에너지의 크기는 분리벽이 있다는 조건만으로 비슷하게 나타나고 있으며 이에 따라 피스톤헤드의 형상의 차이에 의한 난류운동에너지의 크기변화는 나타나지 않는 것으로 판단된다.

한편 피스톤헤드 및 흡기포트의 형상에 따른 난류운동에너지의 분포를 Fig.15에 나타내었다. 이 그림에 나타낸 결과는 대체적으로 연료의 분사가 시작되는 시점인 320° CA 때의 결과이다. 이 결과에서 흡기포트에 분리벽이 설치되어 텀블의 강도가 증가하면 분리벽이 없는 경우에 비하여 좀 더 실린더의 중앙부에 가까운 지점을 중심으로 강한 난류에너지가 분포하고 있음을 알 수 있다. 이와 같은 상황은 연료의 점화 및 화염의 확산에 큰 영향을 미칠 것으로 판단되며 계속 검토가 필요한 문제로 남는다.

4. 결론

가솔린 직접분사기관을 위한 실린더에서 흡기포트와 피스톤헤드의 형상을 변화시켰을 때의 유동특성을 수치해석적 방법으로 분석하였다. 수치해석을 위해서 GTT코드가 사용되었으며 흡기포트는 직립형태 및 분리벽이 있는 직립형을 대상으로 하였다. 또한 피스톤헤드에 대해서는 헤드에 있는 공동의 곡률반경 및 직경을 변화시켰다.

수치해석결과를 분석한 바에 따르면 직립형 흡기포트와 피스톤헤드의 공동에 의하여 가솔린 직접분사기관에서 성층연소를 수행할 수 있는 역텀블이 조성되고 있음을 확인하였다. 특히 공동의 직경이 증가할수록 또 곡률반경이 감소할수록 텀블의 강도가 증가하는 것을 볼 수 있었다. 또한 분리벽이 설치되어 있을 때에 최대텀블비는 크게 증가하며 이에따라 흡기포트를 적절하게 설계하여 최대텀블비를 증가시키면 압축말기의 회전유동을 충분히 조절할 수 있다고 판단된다.

후기

본연구는 1997년도 전남대학교 연구년 연구비에 의하여 수행되었으며 이에 저자는 감사를 드립니다.

참고문헌

- [1] Yamaguchi, T. and Wakisaka, T., "Computation of the hollow-cone sprays from a high-pressure swirl injector for a gasoline direct-injection S.I. engine", SAE paper 962016, (1996).
- [2] Wakisaka, T., et al., "Analysis of the effects of in-cylinder flows during intake stroke on the flow characteristics near compression TDC in four-stroke cycle engines", Proc. Int. Symp. COMODIA 90, (1990), pp.487-492.
- [3] Yamaguchi, T. et al., "Numerical analysis of stratified mixture formation in direct-injection gasoline engines", Direkt-einspritzung im Ottomotor, Expert Verlag, (1998), pp.166-185.
- [4] Van Doormaal, J. P. and Raithby, G. D., "Enhancement of the SIMPLE method for predicting incompressible fluid flow", Numerical Heat Transfer, 7, (1994), pp.147-163.
- [5] Chakravarthy, S. R. and Osher, S., "A new class of high accuracy TVD schemes for hyperbolic conservation laws", AIAA paper 85-036, (1988).
- [6] Reitz, R. D. and Diwakar, R., "Structure of high-pressure fuel spray", SAE paper 870598, (1987).
- [7] Kume, T. et al., "Combustion Control technologies for direct injection SI engine", SAE paper 960600, (1996).
- [8] Kuwahara, K., "Optimization of in-cylinder flow and mixing for a center-spark four valve engine employing the concept of barrel-stratification", SAE paper 940986, (1994).