MPI Dual Injection 엔진의 온도 조건 변화에 따른 엔진 내부 유동 및 연료 거동 특성에 관한 연구

이 승 엽¹⁾ · 정 진 택^{*1)} · 박 영 준²⁾ · 유 철 호²⁾ · 김 우 태²⁾

고려대학교 기계공학과 · 현대자동차 기술리성능시험팀

Characteristics of the In-cylinder Flow and Fuel Behavior with Respect to Engine Temperature Condition in the MPI Dual Injection Engine

Seung Yeob Lee¹⁾ · Jin Taek Chung^{*1)} · Young Joon Park²⁾ · Chul Ho Yu²⁾ · Woo Tae Kim²⁾

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

²⁾Gasoline Engine R&D Team, Hyundai Motor Company, 150 Hyundaiyeonguso-ro, Hwaseong-si, Gyeonggi 445-706, Korea

(Received 31 October 2013 / Revised 16 January 2014 / Accepted 29 January 2014)

Abstract : The MPI dual injection engine can enhance the fuel efficiency and engine power. By using one injector per one intake port, MPI dual injection engine has an excellent fuel atomization and targeting injection. As the basic research for the MPI Dual injection engine design, this research was investigated in order to understand the characteristic of the in-cylinder flow and fuel behavior according to engine temperature condition and the fuel type in the MPI dual injection engines. The 3D unsteady CFD simulation for the MPI Dual injection engine was performed using STAR-CD. The engine operating condition was 2,000 rpm/WOT. The parameters for this study were fuel types, fuel temperatures and wall temperatures. As a result, the intake air amount, evaporated fuel in the cylinder and the fuel film on the wall were presented according to parameters that depend on the fuel properties and engine wall temperature. Also, the results were influenced by in-cylinder flow such as the intake flow, back flow and so on.

Key words : Dual injection(이중 분사), MPI(다점포트 분사), CFD(전산유체역학), In-cylinder flow(엔진 내부 유동), Fuel behavior(연료 거동), Fuel film(연료 액막)

1. 서 론

전 세계적으로 연비 및 배기가스 규제가 강화되고 있는 추세이다. 이러한 상황에서 가솔린 엔진의 연비 향상 및 배기가스 저감을 위한 기술이 꾸준히 연구되고 있다. 특히 가솔린 직분사(GDI) 엔진은 기존 흡기포트 분사(MPI) 엔진을 대체하여 최근 집중적으로 연구되고 있다. GDI 엔진은 디젤 엔진처럼 실린더에 직접 연료를 분사함으로써 성층 연소, 흡

기 손실 감소, 압축비 증가 등의 효과로 기존 MPI 엔진 대비 연비를 전 운전영역에서 향상시킬 수 있다. 하지만 GDI 엔진은 고압용 분사 장비로 인한 비용 증가, 인젝터 코킹, 흡기밸브 후면 카본 축적, 연료에 의한 엔진 오일의 희석, 배기가스 후처리를 위한 촉매 사용량 증가로 인한 원가상승 등의 문제가 있다.¹⁻³⁾ 이 중 고압 장비 및 배기가스 후처리 장비로 인한 비용증가는 GDI 엔진의 성능 개선 효과를 감소시키는 심각한 문제이다. 이것을 해결하기 위한 방법 중 하나로 비교적 저비용인 MPI 엔진에서의 성능 개선을 위한 연구가 필요한 상황이다.

엔진 개발은 출력의 저하 없이 강화되는 연비 및

*A part of this paper was presented at the KSAE 2013 Annual Conference and Exhibition

*Corresponding author, E-mail: jchung@korea.ac.kr

배기가스 규제를 만족하는 것이 필수적이다. 이를 위한 연구 중 하나로 연소를 개선하기 위한 연구가 다양하게 진행되었다.⁴⁾ MPI 엔진은 흡기포트에서 분사된 연료와 흡입되는 공기가 혼합되어 실린더로 공급되는 엔진이다. 이 때 분사된 연료와 흡기 공기의 거동 그리고 두 성분의 혼합 등의 특성은 연소 개선에 매우 중요한 변수이다.⁵⁾ 실린더에 들어가는 흡기는 높은 출력과 효율적인 연소를 위해 그 양은 많으면서 유동은 적절한 강도와 난류특성을 가져야 하므로 이를 위한 연구들이 있어왔다.⁶⁻⁸⁾ 또한 배기가스 저감을 위해, 분사된 연료는 벽면에 액막을 최소화 하면서 증발된 상태로 실린더에 공급되어야 한다. 따라서 다양한 분사조건에서 분사된 연료의 미립화 특성 그리고 액적 간의 충돌 및 벽면과의 충돌로 인한 연료 거동과 액적의 특성에 대한 연구들이 있었다.^{9,10)} 이러한 연구들을 바탕으로 연료 분사 방법의 변경을 통해 성능을 높일 수 있는 MPI Dual Injection 엔진이 개발되었다. Y. Li¹¹⁾ 등은 Dual Injection을 사용한 초기 컨셉 엔진의 실험적 연구를 수행하였다. 이 연구는 두 개의 인젝터에서 다른 옥탄가의 연료를 분사하고 두 개의 점화 장치를 통해서 전부하에서의 노킹 방지, 부분 부하에서 희박 연소의 구현 가능성을 확인하였다. Min¹²⁾ 등은 최근 상용화된 MPI Dual Injection 기술의 성능 향상을 위한 실험적 연구를 수행하였다. 이 연구에서는 MPI Dual Injection 엔진과 OVI(Open Valve Injection) 분사 전략을 통하여 GDI 엔진 대비 저비용의 성능 향상 가능성을 확인하였다.

본 연구에서 사용된 MPI Dual Injection 엔진은 Fig. 1과 같이 실린더 당 두 개의 인젝터(흡기포트 당 하나의 인젝터)를 설치하여 Fig. 2와 같이 실린더 하나 당 하나의 인젝터가 설치된 기존의 MPI 엔진 대비 엔진의 효율 개선 및 출력 향상 등의 효과를 얻을 수 있는 기술이다. 흡기 포트 당 하나씩 설치된 인젝터는 연료 입자의 크기를 감소시키며 밸브 근접 분사, 분무각도 및 모양 조절을 가능하게 한다. 이를 통해 전부하 조건에서는 체적 효율 향상 및 노크 특성이 개선되며 부분 부하 시 연소 속도 및 안정성이 증대된다. 또한 냉시동 시 벽면 액막을 줄여서 HC 배기가스를 감소시킬 수 있다. 하지만 인젝터가 추

Fig. 1 MPI dual injection engine conceptual diagram

Fig. 2 MPI engine conceptual diagram

가되면서 늘어난 설계변수에 대하여 가장 효과적인 MPI Dual Injection 엔진 설계를 위한 연구가 필요한 상황이다.

본 연구는 MPI Dual Injection 엔진의 개발을 위한 기본적인 연구이다. 다양한 설계변수 중 엔진의 벽면 온도조건과 연료의 종류, 온도에 대한 연구를 수행하였다. 엔진의 벽면 온도조건은 엔진의 상태에 따라 변하며 시동 시부터 벽면의 온도가 상승하게 된다. 초기 시동 시에는 엔진 벽면의 낮은 온도에 흡기포트와 흡기 밸브 벽면 등에 연소되지 못하는 연료 액막이 많이 생성된다. 이는 초기 시동 시 주된 이슈인 HC 배기가스 문제의 원인이자 엔진의 연비를 떨어트리는 원인으로 이를 해결하기 위해 엔진 벽면 온도에 따른 연료 거동 특성의 이해가 필요하다. 연료 종류와 연료의 온도에 대한 연구는 증발온도, 점성 등과 같은 연료의 특성이 연료 거동에 미치는 영향에 대해 확인하기 위해 수행되었다. 이를 통해 다양한 종류와 온도의 연료에 대하여 MPI

Dual Injection 엔진의 벽면 온도 조건이 엔진 내부 유동 및 연료 거동 특성에 미치는 영향을 수치해석을 통해 고찰하였다.

2. 해석 모델 및 방법

본 연구는 엔진 내부 유동의 3차원 비정상 전산해석을 위해 상용 코드인 STAR-CD를 사용하였다.

해석모델은 흡기포트마다 인젝터가 같은 위치에 설치되어 있고 포트, 밸브 및 실린더 등의 형상도 좌우로 대칭되어 해석은 1/2 모델에 대해 수행되었다. 격자는 ES-ICE 프로그램을 사용하여 크랭크 각도 변화에 따라 움직이는 격자를 생성하였다. 격자수는 BDC에서 약 330,000개, TDC에서 약 200,000개이다. 완전 발달 유동 유입과 계산수렴성 개선을 위해 입구와 출구에 격자를 추가하였다. Fig. 3은 해석 모델의 형상 및 격자를 나타낸다. 해석구간은 1 cycle로 2,000 rpm의 전부하 조건에서 해석하였다. 팽창행정 시작의 TDC를 0°C 기준으로 배기행정의 BDC인 180°C에서 900°C까지 연소를 제외한 배기, 흡기, 압축 과정을 모사하였다. time step은 기본 0.1°C이며 흡기와 배기 밸브가 열리고 닫히는 순간동안에는 0.025°C로 계산하였다. 연료는 모든 조건에서 흡기 밸브가 닫혀 있는 시기에 같은 양이 분사되었다. 엔진 경계 조건은 실제 데이터를 참고하여 적용되었다. 흡기포트 입구와 배기포트 출구 경계는 압력조건을 적용하였다. 각 벽면의 온도는 본 연구의 해석 변수 중 하나로 각각의 Case에서 다른 고정 온도를 적용하였다.

해석 변수는 3가지로 연료 온도와 연료 종류, 벽면 온도이며 Table 1과 같이 적용되었다. 연료의 중

Fig. 3 Mesh of the MPI dual injection engine

Table 1 Parameters for fuel types and temperature conditions

Fuel Temp.	Fuel Type	Wall Temp. (Valve / Intake Port)
300K	Octane	340 / 290K
320K	ISO-Octane	400 / 320K
340K		

류는 Octane과 ISO-Octane으로 이들은 화학 성분은 같지만 분자 구조의 차이로 물리적 성질에 차이가 있다. 가장 큰 차이는 증발 온도로 각각 398.8K, 372.4K으로 Octane이 더 높다. 점성과 밀도는 Octane이 약간 더 높으며 두 연료 모두 온도가 올라 갈수록 점성이 낮아진다. 벽면온도의 경우 초기 시동 조건으로는 흡기 밸브와 포트의 온도를 각각 340K, 290K로, 기본 운전조건에서는 각각 400K, 320K로 적용하였다.¹³⁾

수치해석에 사용된 지배방정식인 기체의 질량보존, 운동량, 에너지, 성분보존 방정식은 다음의 (1)~(4)와 같다.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = S_{d,m} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j u_i) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_e \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu_e \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} (\rho k + \mu_e \frac{\partial u_k}{\partial x_k}) \delta_{ij} \right] + S_{d,u_i} \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho h u_j) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\frac{\lambda}{c_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_{h,t}} \right) \frac{\partial h}{\partial x_j} \right] + \frac{\partial p}{\partial t} + u_j \frac{\partial p}{\partial x_j} \\ &+ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left[\mu_e S_{ij} - \frac{2}{3} (\mu_e \frac{\partial u_k}{\partial x_k} + \rho k) \delta_{ij} \right] + s_h \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_m) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j Y_m) \\ &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_t}{\sigma_{m,t}} \frac{\partial Y_m}{\partial x_j} \right] - \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho Y_m V_{m,j}) + s_m \end{aligned} \quad (4)$$

연료 액적의 질량보존, 운동량, 에너지 지배방정식은 다음의 (5)~(7)과 같다.

$$\frac{dm_d}{dt} = -A_s K_g p_t \ln \frac{(p_t - p_{v,\infty})}{(p_t - p_{v,s})} \quad (5)$$

$$m_d \frac{d\vec{u}_d}{dt} = \frac{1}{2} C_d \rho A_d |\vec{u} - \vec{u}_d| (\vec{u} - \vec{u}_d) - V_p \nabla p - C_{am} \rho V_d \frac{d(\vec{u} - \vec{u}_d)}{dt}, \quad \frac{dx_d}{dt} = \vec{u}_d \quad (6)$$

$$m_d \frac{d(C_{p,d} T_d)}{dt} = -A_s h (T_d - T) + h_{fg} \frac{dm_d}{dt} \quad (7)$$

난류 유동은 k-ε/RNG 모델¹⁴⁾을 사용하여 계산하였다. 흡, 배기 과정 및 압축과정의 압력에 대해서는 비정상상태 계산에 적합한 PISO(Pressure Implicit Splitting of Operators)¹⁵⁾ 알고리즘을 사용하였다. 시간항 차분법은 1차 정확도를 갖는 완전 음해법(fully implicit scheme)을 사용하였으며 대류항 차분법은 격자의 구조와 뒤틀림이 계산의 정확도에 영향을 크게 미치지 않는 MARS(Monotone Advection and Reconstruction Scheme)¹⁶⁾를 사용하였다. 분무연료의 거동을 계산하기 위해 Reitz-Diwakar 모델¹⁷⁾을 사용하였다. 이 모델은 액적의 Stripping 분열과 Bag 분열을 가정하여 분무된 연료액적의 분열과정을 계산한다. 또한 분무된 연료가 벽면에 충돌하여 발생하는 연료 액막과 액적 튕김 현상을 모사하기 위해 Bai 모델¹⁸⁾을 사용하였다.

3. 결과 및 고찰

본 연구에서는 연료의 종류와 연료의 온도 및 벽면의 온도가 MPI Dual Injection 엔진의 내부 유동과 연료 거동에 미치는 영향을 고찰하기 위해 각각의 설계변수를 변경하여 해석을 진행하였다.

Fig. 4는 기본 운전 조건인 벽면온도가 400 / 320K 일 때 300K로 분사된 Octane 액체 연료의 분사 초기 거동과 증발된 연료를 나타낸다. 분사된 액체 연료는 균일하지 않은 압력장에서 액적이 분열되는 Bag 분열이나 큰 액적에서 작은 액적이 떨어져 나가는 Stripping 효과 등에 의해 공기 중에서 증발되거나 흡기포트와 밸브에 충돌하여 액막이 생성된 후 증발되게 된다. 본 연구의 엔진에서는 분사된 연료의 대부분은 흡기포트에 충돌하여 액막을 생성하고 일

Fig. 4 Liquid and evaporated Octane fuel behavior at the 300°C in the 400 / 320K Wall temperature condition

Fig. 5 Liquid and evaporated Octane fuel behavior at the 330°C in the 400 / 320K Wall temperature condition

부분은 직접 흡기 밸브에 충돌하거나 흡기 포트에 충돌 한 후 튕겨져서 흡기 밸브에 충돌하여 액막을 생성한다. 액체 연료가 증발되는 양은 공기 중에서 증발되는 양보다 벽면에 충돌한 후 생성된 액막이 벽면의 온도에 의해 증발되는 양이 더 많다. 이는 연료 액막과 기체로 증발되는 연료의 양은 벽면 온도에 더 영향을 받는다는 것을 의미한다. Fig. 5는 분사 종료 후(330°C)에 액체 연료의 거동과 증발된 연료를 나타낸다. 흡기포트와 흡기밸브 벽면 근처에서 활발히 증발되는 연료를 볼 수 있으며 특히 흡기 밸브 벽면 근처에서 보다 많은 연료의 증발을 볼 수 있다. 연료 액적들은 흡기 밸브 근처에 머물러 있으며 이 액적들은 밸브가 열린 후에 실린더 안으로 들

Fig. 6 Fuel film thickness of the Octane on the intake port at the 300°CA in the 400 / 320K Wall temperature condition

Fig. 7 Fuel film thickness of the Octane on the intake valve at the 300°CA in the 400 / 320K Wall temperature condition

어가게 된다.

Fig. 6과 Fig. 7은 기본 운전 조건인 벽면온도가 400 / 320K 일 때 각각 흡기 포트와 흡기 밸브에 생성된 액막 두께를 나타낸다. Fig. 4에서 볼 수 있는 연료 액적이 직접 충돌하는 위치에서 많은 액막이 생성된다. 분사된 액적이 먼저 충돌하고 벽면의 온도가 낮은 흡기 포트에 최대 36μm 두께의 액막이 생성되고, 충돌 시기가 늦고 벽면 온도가 높은 흡기 밸브에는 비교적 적은 최대 23μm의 액막이 생성된다.

이렇게 생성되는 액막은 크랭크 각도가 변함에 따라 그 양이 변하게 된다. Fig. 8은 분사된 300K의 Octane 연료가 흡기 포트와 흡기 밸브에 충돌하여 생성되는 연료 액막량을 기본 운전 조건인 벽면 온

Fig. 8 Fuel film mass of the 300K Octane in the 400 / 320K Wall temperature condition

도가 400 / 320 K 일 때 크랭크 각도의 변화에 따라 나타낸 그래프이다. 연료 액막량은 연료 분사 시기부터 증가한 후 분사 종료 시기 근처부터 흡기 밸브 닫힘 시기까지 감소한다. 크랭크 각도에 따라 연료 액막량의 변화율은 달라진다. 연료 액막량 변화를 자세히 보면 연료가 분사된 후 분사된 연료가 벽면에 도달하는 시간만큼 지난 뒤에 흡기포트부터 액막이 발생하고 흡기 포트에서 흡기 밸브까지 액적이 이동하는 시간 간격을 두고 흡기 밸브에 액막이 생성된다. 그리고 액막이 생성되기 시작 된 후 연료 분사가 끝나고 벽면에 도달하는 시점까지 액막은 증가하며 Fig. 6과 Fig. 7의 액막 두께의 결과와 같이 흡기 포트에 더 많은 액막이 생성된다. 흡기 밸브가 열리기 시작하는 시기인 밸브 오버랩 구간에서 액막량 변화율은 달라지며 액막량은 감소하기 시작한다. 그 후 흡기 밸브가 닫히는 시기까지 감소하는 액막량은 흡기 밸브가 닫힌 후부터 일정하게 유지된다. 점화시기 근처인 크랭크 각도 730°CA의 각 벽면에서의 액막량을 보면 흡기 포트에서 약 7mg이 존재하며, 흡기 밸브에서는 액막이 거의 존재하지 않는다. 벽면에 생성된 액막은 벽면과의 열전달을 통해 증발되거나 주변 유동과의 상호작용으로 공기 중으로 떨어져 나가게 된다. 특히 흡기 밸브가 열리기 시작하는 시기와 흡기 밸브가 닫히기 시작하는 시기 때 실린더에서 흡기 포트로의 역류와 흡기 밸브 열림 시기 동안에 강한 흡기 유동에 의한 Stripping

Fig. 9 Velocity vector field of the Octane on the intake valve at the 360°CA in the 400 / 320K Wall temperature condition

Fig. 10 Temperature contour of the Octane on the intake valve at the 360°CA in the 400 / 320K Wall temperature condition

현상 등에 의해 특정 크랭크 각도에서 액막량이 변화하게 된다. 이는 내부 유동장 및 온도장으로 확인할 수 있다.

Fig. 9는 흡기 밸브와 배기 밸브가 모두 열려있는 밸브 오버랩 기간인 크랭크 각도 360°CA에서의 흡기 밸브 근처의 유동장을 나타낸다. 이 때 실린더에서 흡기포트로의 역류가 발생하는 것을 볼 수 있다. 이 유동은 배기 밸브와 가까운 쪽의 흡기 밸브에서 더욱 강하게 관찰된다. 배기 밸브가 열린 상태로 비교적 배기밸브와 배기포트 부근 압력이 다른 곳보다 높기 때문에 그 부근에서 더 많은 역류가 발생하는 것으로 보인다.

Fig. 10은 역류로 인해 실린더 내부 높은 온도의 잔류가스가 흡기포트로 이동하는 것을 온도 분포를 통해 보여준다. Fig. 9의 역류의 경향과 마찬가지로 배기 밸브와 가까운 쪽의 흡기 밸브에서 잔류가스가 흡기 포트 안으로 더 많이 침투된 것을 확인할 수 있다. 역류가 높은 온도를 가진 실린더 내부의 잔류가스를 흡기 포트에 이동시켜 흡기 밸브 및 흡기 포트에 생성된 액막을 증발시킨다. 이는 Fig. 8의 그래프에서 흡기 밸브가 열리는 시기의 액막량 변화율을 통해 확인할 수 있다.

Fig. 11은 흡기 밸브가 최대로 열리는 시점인 크랭크 각도 420°CA에서의 흡기 밸브 근처 유동장을 나타낸다. 흡기포트에서 실린더로의 흡기 유동이 가장 강하게 나타나며 최대 60m/s의 유속으로 흡기

Fig. 11 Velocity vector field of the Octane on the intake valve at the 420°CA in the 400 / 320K Wall temperature condition

포트와 흡기 밸브를 지나 연료와 공기의 혼합기가 실린더 안으로 유입된다.

Fig. 12는 이때의 공기 중의 액체의 부피비인 기공율의 분포를 보여준다. 흡기 유동이 강한 부근의 벽면에서 기공율의 증가를 볼 수 있으며 이는 벽면에서 큰 운동량을 가진 유동에 의해 Stripping 되어 벽면에서 떨어지는 액막을 의미한다. 액막들은 떨어져 나와 실린더로 유입되며 따라서 벽면의 액막은 감소하게 된다. 이는 역시 Fig. 8의 그래프를 통해 확인할 수 있다.

Fig. 13은 흡기 밸브가 닫히는 시기인 크랭크 각도 560°CA에서의 흡기 밸브 근처의 유동장을 나타

Fig. 12 Void fraction contour of the Octane on the intake valve at the 420°CA in the 400 / 320K Wall temperature condition

Fig. 13 Velocity vector field of the Octane on the intake valve at the 560°CA in the 400 / 320K Wall temperature condition

낸다. 닫히는 흡기 밸브 틈 전체 영역에서 흡기 밸브가 열리는 시기와 비교하여 약 20m/s의 더 강한 역류가 발생한다. 이때는 실린더 내부와 흡기 포트 내부의 온도가 비슷하므로 역류는 주로 Stipping 효과를 통해 액막을 감소시키고 액막을 증발시키는 효과는 거의 없다. Fig. 8의 그래프에서 흡기 밸브가 닫히는 시기 근처에서 흡기 밸브 표면의 액막 변화량이 변하는 것을 미세하게 볼 수 있다. 이런 미세한 변화는 이미 그 이전 크랭크 각도에서 증발되거나 Stripping 되어 감소된 양이 많아 액막량이 거의 없기 때문에 효과가 크게 나타나지 않는 것으로 판단된다.

Fig. 14 Wall fuel film of the Octane in the 400 / 320K Wall temperature condition

Fig. 15 Wall fuel film of the ISO-Octane in the 400 / 320K Wall temperature condition

이렇게 연료 분사와 공기의 흡입, 두 가스의 혼합 및 압축 과정을 거쳐 점화시기에 실린더 내부의 흡기 공기량과 증발 연료량 등과 흡기 포트 및 흡기 밸브 벽면의 액막량 등에 따라 엔진의 연비와 출력, 배기가스 배출 특성 등의 엔진 성능이 결정된다. 각각의 해석 변수가 엔진의 성능 특성에 미치는 영향을 알아보기 위해 벽면의 액막량과 점화시기 근처의 실린더 내부의 흡기 공기량, 증발 연료량의 결과를 고찰하였다.

Fig. 14와 Fig. 15는 각각 400 / 320K의 벽면 온도 조건에서 크랭크 각도와 연료 온도에 따른 Octane과 ISO-Octane의 연료 액막량을 나타내는 그래프이다. 두 그래프 모두에서 연료의 온도가 높을수록 액막

이 적게 생성되는 것을 볼 수 있다. 이는 벽면과 열 전달을 통해 연료가 쉽게 증발 온도까지 도달하여 증발 효과가 증가하기 때문으로 보인다. 흡기 포트와 흡기 밸브 벽면의 액막의 차이도 확인할 수 있는데 흡기 밸브에서 연료 온도의 효과가 흡기 포트보다 비교적 적게 나타난다. 흡기 밸브 충돌 전 과정인 흡기 포트 충돌 후 연료 액적의 미립화와 공기 중 분열로 인한 미립화 현상 등이 온도의 효과를 줄이는 것으로 판단된다. 또한 두 연료 모두에서 연료 온도에 따라 크랭크 각도 별 액막량은 다르지만 변화 양상은 거의 유사하다. 변화 양상은 주로 벽면 근처의 유동과 액막의 상호작용으로 변하게 되며 연료 온도가 이 상호작용에 영향을 크게 주지 않는 것으로 보인다.

Fig. 16과 Fig. 17은 각각 초기 시동 조건인 340 / 290K의 벽면 온도 조건에서 크랭크 각도와 연료의 온도에 따른 Octane과 ISO-Octane의 연료 액막량을 나타내는 그래프이다. 연료 온도에 따른 변화는 400 / 320K의 벽면 온도 조건과 유사하게 나타났다. 연료 종류의 효과를 보면 Octane의 액막이 ISO-Octane보다 많이 생성되었다. Octane의 증발온도가 더 크기 때문에 증발이 비교적 적게 된 것으로 보인다. 흡기 밸브에서는 ISO-Octane이 Octane보다 연료 온도의 차이의 효과가 큰 것으로 나타났다. 이는 ISO-Octane의 흡기 밸브 충돌 전 과정의 연료 온도 효과 감소가 적기 때문으로 판단된다. 각 연료의 크랭크 각도 변화에 따른 액막량 변화 양상을 보면 ISO-Octane의 액막량 변화 양상이 더 심하게 변하는 것을 볼 수 있다. Octane보다 낮은 ISO-Octane의 밀도와 점성 때문에 주변 유동에 의해 영향을 많이 받아 액막과 주변 유동의 상호작용 효과가 큰 것으로 보인다.

Fig. 18은 연료 종류 및 벽면 온도에서 각 연료 온도에 대한 평균 액막량으로 흡기 포트와 흡기 밸브 벽면에서 점화시기 근처의 액막량 결과를 보여준다. 벽면이 온도가 낮을수록 많은 액막이 발생하였다. 흡기포트에서는 290K의 벽면온도에서 Octane의 액막량은 약 8.6mg로 가장 많이 생성되었고 320K의 벽면온도에서 ISO-Octane의 액막이 약 3.6mg로 가장 적게 생성되었다. 흡기 밸브에서는 340K의 벽면온도에서 Octane의 액막이 약 3.0mg으로 가장 많

Fig. 16 Wall fuel film of the Octane in the 340 / 290K Wall temperature condition

Fig. 17 Wall fuel film of the ISO-Octane in the 340 / 290K Wall temperature condition

Fig. 18 Wall fuel film of the ISO-Octane in the 340 / 290K Wall temperature condition

Fig. 19 Normalized values of the intake air, evaporated fuel and residual gas according to parameters

이 생성되었고 400K의 벽면 온도에서 ISO-Octane의 액막이 약 0.07mg으로 가장 적게 나타났다. 흡기 포트 벽면의 경우 온도가 낮은 290K에서 두 연료의 액막의 차이는 약 2.0mg으로 온도가 높은 320K의 흡기 포트 벽면에서 두 연료의 액막 차이인 약 3.1mg 보다 적었다. 이는 290K의 벽면온도와 각 연료의 증발 온도와의 차이가 비교적 커서 두 연료 간 증발 온도 차이의 효과가 감소하기 때문으로 보인다. 흡기 밸브의 경우 400K의 높은 벽면 온도에서 두 연료의 액막 차이가 더 적었다. 이는 400K의 온도는 두 연료의 증발 온도보다 큰 온도로 연료 모두에서 증발 효과가 매우 크기 때문으로 판단된다. 또한 각 연료 종류와 벽면 온도에서 액막 차이가 흡기 포트에서 흡기 밸브보다 더 크게 나타난다. 흡기 포트에 생기는 액막량이 흡기 밸브보다 2배 이상 커서 각 변수의 효과가 큰 것으로 보이고 흡기 밸브 충돌 전 과정이 흡기 밸브 벽면에서 연료의 종류와 벽면 온도의 효과를 줄이기 때문으로 판단된다. Fig. 19는 점화시기 근처에 실린더 내부의 흡기 공기, 증발 연료, 잔류가스를 각 조건에서 나타낸 그래프이다. 300K Octane의 400 / 320K의 벽면조건을 기준으로 차이를 비교하였다. 흡기 공기와 잔류가스량은 연료 온도에 거의 영향을 받지 않으며 벽면온도에 따라 약 5% 차이를 보였다. 이는 벽면의 온도 변화가 흡기 공기와 잔류 가스의 밀도를 변화시키기 때문으로 보인다. 증발 연료량은 연료 종류와 벽면 온도에 따라 약

50% 차이, 연료 온도에 따라 약 10% 차이를 보인다. 이는 같은 연료에서 온도에 따른 연료의 기화성, 밀도, 점성 등의 특성보다 연료의 종류에 따른 특성과 주변 온도 조건이 증발 연료량에 더 많은 영향을 미치기 때문으로 보인다.

4. 결 론

MPI Dual Injection 엔진에서 벽면 온도 조건이 엔진 내부 유동과 연료 거동에 미치는 영향을 다양한 연료와 연료 온도에 대하여 3차원 비정상 전산해석을 통해 고찰하였다. 그 결과는 다음과 같다.

- 1) MPI Dual Injection 엔진의 연료 거동은 연료 자체의 특성과 엔진 구조 및 주변 유동과의 상호 작용에 영향을 받는다.
- 2) MPI Dual Injection 엔진의 내부 유동은 흡기 밸브와 배기 밸브 움직임에 의해 영향을 받으며 연료 액막 변화 과정과 연료 증발 과정 등에 영향을 준다.
- 3) 연료의 온도가 높을수록 벽면에서 연료의 증발 효과가 커지면서 생성되는 연료 액막량이 작으며 연료 온도에 따라 최대 2mg의 액막 차이가 발생한다.
- 4) 증발 온도가 더 높은 Octane의 액막이 각 벽면 온도 조건에서 ISO-Octane 보다 더 많이 생성되었으며 최대 3.1mg 정도 많다.
- 5) 초기 시동 조건인 낮은 벽면 온도에서 기본 운전 조건의 벽면 온도 조건보다 비교적 많은 액막이 생성되었으며 그 차이는 최대 5.0mg 정도이다.
- 6) 점화시기에 실린더 내부의 흡기 공기량과 잔류 가스량은 벽면 온도가 낮을수록 양이 많으며 이는 온도에 따른 가스의 밀도차이와 관련이 있다. 연료 종류와 연료 온도가 흡기 공기량과 잔류 가스량에 미치는 영향은 거의 없다.
- 7) 점화시기에 실린더 내부의 증발 연료량은 연료 종류와 벽면 온도에 따라 최대 50% 차이를 보이며 연료 온도의 효과로 약 10% 차이를 보인다.

후 기

본 연구는 현대 엔지비, 현대자동차 고려대학교의 산학협동 연구 및 2012년도 산업통상자원부의 재원으로 한국에너지기술평가원(KETEP) 연구 과

제(No. 20124010203250)의 지원을 받아 수행되었으며 위 기관의 지원에 감사드립니다.

References

- 1) N. Cho, "Development Status of Direct Injection Gasoline Engines," Auto Journal, KSAE, Vol.25, No.6, pp.7-12, 2003.
- 2) Y. Kim, S. Jun and S. Rew, "A Study of Engine Control for Minimization of Oil Dilution at TGDI Engine," KSME Annual Spring Conference Proceeding, pp.26-31, 2011.
- 3) Y. Kim, S. Jun, Y. Kim, S. Rew, D. Lee, K. Choi and S. Park, "Study of PN Reduction to Comply with EURO IV Particle Emission Legislation for 1.6L Gasoline Direct Injection Vehicle," KSAE Annual Conference Proceedings, pp.440-446, 2011.
- 4) C. Bae and Y. Jung, "Fuel Economy Improvement of Automotive Engines," Auto Journal, KSAE, Vol.34, No.1, pp.39-46, 2012.
- 5) F. Q. Zhao, M. C. Lai and D. L. Harrington, "The Spray Characteristics of Automotive Port Fuel Injection-A Critical Review," SAE 950506, 1995.
- 6) J. N. Kim, H. Y. Kim, S. S. Yoon, S. D. Sa and W. T. Kim, "Effect of Valve Timing and Lift on Flow and Mixing Characteristics of a CAI Engine," Int. J. Automotive Technology, Vol.8, No.6, pp.687-696, 2007.
- 7) Y. S. Cho, S. W. Lee, I. K. Jang, J. K. Park, Y. B. Yoon, Y. J. Park, H. Kim and B. Na, "Numerical Analysis for Prediction of the Residual Gas Fraction, Volumetric Efficiency and Pumping Loss with Continuous Variable Valve Lift System in an SI Engine," Transactions of KSAE, Vol.18, No.2, pp.7-13, 2010.
- 8) Y. L. Qi, L. C. Dong, H. Liu, P. V. Puzinauskas and K. C. Midkiff, "Optimization of Intake Port Design for SI Engine," Int. J. Automotive Technology, Vol.13, No.6, pp.861-872, 2012.
- 9) R. Meyer and J. B. Heywood, "Effect of Engine and Fuel Variables on Liquid Fuel Transport into the Cylinder in Port-injected SI Engine," SAE 1999-01-0563, 1999.
- 10) H. Y. Kim, D. J. Lee, B. S. Park and J. T. Chung, "Behavior of an Impinging Droplet on a Solid Surface with a Variation of Liquid Temperature," Transaction of the KSME B, Vol.29, No.3, pp.330-339, 2005.
- 11) Y. Li, H. Zhao and T. Ma, "Stratification of Fuel for Better Engine Performance," Fuel, Vol.85, Issue 4, pp.465-473, 2005.
- 12) N. Kim, K. Lee, K. Min, K. Kang, M. Shin and H. Kim, "Study on the Improvement of Full Load Performance of PFI Engine using Dual PFI Injector and Open Valve Injection Strategy," KSAE Annual Conference Proceedings, pp.87-92, 2011.
- 13) Y. Woo, C. Bae and T. Lee, "Effects of Port Fuel Injection Characteristics upon HC Emission in SI Engines," Transactions of KSAE, Vol.11, No.2, pp.8-15, 2003.
- 14) V. Yakhot, S. Tangam, T. B. Gatski, S. A. Orzag and C. G. Speziale, "Development of Turbulence Models for Shear Flows by a Double Expansion Technique," Physics of Fluids, Vol.4, Issue 7, pp.1510-1520, 1992.
- 15) R. I. Issa, "Solution of the Implicitly Discretised Fluid Flow Equations by Operator-splitting," Journal of Computational Physics, Vol.62, Issue 1, pp.40-65, 1985.
- 16) P. Asproulis, High Resolution Numerical Predictions of Hypersonic Flows on Unstructured Meshes, Ph. D. Dissertation, University of London, London, 1994.
- 17) R. D. Reitz and R. Diwakar, "Effect of Drop Breakup on Fuel Sprays," SAE 860469, 1986.
- 18) C. Bai and A. D. Gosman, "Mathematical Modelling of Wall Films Formed by Impinging Sprays," SAE 960626, 1996.