

〈논 문〉 SAE NO. 97370108

SI엔진의 정상상태 유량 특성에 관한 실험적 연구

An Experimental Study of the Air Flow Rate Characteristics at Steady State in an SI Engine

박 경 석*, 고 상 근**, 노 승 탁**, 이 중 화***
K. S. Park, S. K. Kauh, S. T. Ro, J. H. Lee

ABSTRACT

In an SI engine, the characteristics of the air flow is important not only for the design of the intake system geometry but also for the accurate measurement of the induction air mass. In this study, an air flow rate measurement using the ultrasonic flow meter and hot wire flow meter was conducted at the upstream of the intake port and the throttle. At the upstream of the intake port, the pulsating flow into the cylinder affected by the pressure wave was detected directly with the flow meters instead of pressure sensors. At the upstream of the throttle, the reverse flow phenomena were showed by comparing the flow pattern measured by the hot wire air flow meter and the ultrasonic air flow meter. The results of this study can be used for the analysis of the tuning effect in the intake manifold and estimation of the error in real time measurement for the air flow rate.

주요기술용어 : Air Flow Rate(흡기량), Ultrasonic Flow Meter(초음파유량계), Hot Wire Flow Meter(열선유량계), Reverse Flow(역방향유동), Tuning(튜닝)

1. 서 론

가솔린엔진에서 행정당 흡기량 또는 유량 변화의 중요성은 크게 두 가지 측면으로 나누어 볼 수 있다. 첫째는 공기량을 많이 흡입하도록 하여 토크를 증가시키거나 최대 토크 위치의 튜닝 등으로 엔진의 출력과 관련되는 흡기관의 설계시

중요하게 고려되는 사항이다. 둘째는 엔진의 실제 운전시에 관련된 것으로서 연료량, 점화시기 등의 실시간 제어를 수행할 때, 운전조건에 따른 유동 특성은 제어 알고리즘 구성에 있어 중요한 영향을 끼친다.

첫번째 측면에 있어서 흡기관의 길이, 챔버 부피 등의 기하학적 요소들은 엔진의 흡기 유동 형태에 많은 영향을 미치게 되므로 흡기관설계와 관련되어 중요하게 취급된다.¹⁾ 이와 관련된 실험적 연구들은 기하학적 요소들을 변경시키고 동력계실험을 통해 체적효율을 측정하거나 압력측정

*서울대학교 대학원 기계공학과
**정회원, 서울대학교 기계공학과
***정회원, 아주대학교 기계공학과

을 통한 간접적인 유량 측정과 유동 특성과악이 대부분을 이루고 있다. 수치해석적인 연구들로서는 특성곡선법, 임피이던스법 등의 방법을 이용하는 것들이 많이 있는데, 이러한 연구들도 실험과의 비교 변수로써 주로 압력을 선택하고 있다.^{1),2)} 그러나 이러한 압력을 통한 순간적인 유량의 간접적인 확인이나 비교는 실제 유량과는 차이가 있기 때문에 기하학적 요소변경등에 따른 유량의 변화를 확실하게 검증하기에는 다소 미흡하다. 유량을 직접 측정하는 방법으로서 LDV³⁾와 같은 장비들이 이용되기도 하고 코로나방전형^{1),4)}의 유량계가 쓰이기도 하지만, 다루기에 불편하거나 측정상 어려운 점들이 많다.

두번째의 실시간 제어 측면에서 보면, 기화기식 연료장치에서의 연료량 제어는 주로 기계적인 방법에 의해 이루어졌고, 또한 중요성이 상대적으로 낮았지만, 배출물 규제가 강화됨에 따라 현재 대부분의 엔진이 연료분사식으로 바뀌면서 전자 제어장치(ECU, Electronic Control Unit)가 매우 미세한 제어까지 수행하고 있다. 이러한 제어의 수행에 있어 엔진 상태에 관한 여러 입력변수 중의 하나로서 공기량은 매우 중요한 파라미터이

므로 운전조건에 따른 일반적인 유동의 변화 또는 이와 관련된 측정 또한 중요한 의미를 지닌다.⁵⁾

따라서 본 연구에서는 흡기관내에 초음파유량계와 열선유량계를 설치하여 유량의 변화를 직접적으로 측정하여 그 특성을 알아보았다. 흡기포트 상류 위치에서는 압력파에 의한 흡기 유동 형태를 직접 측정하였고, 스로틀 상류 위치에서는 실시간 제어시 문제가 되는 유동 형태에 대해 고찰하였다.

2. 실험장치

본 연구에서 사용하는 유량측정의 가정은 일차원 유동이다. 따라서 흡기관내의 유속분포를 측정하지는 않고, 다만 흡기관 직경에 대해서 평균적인 유량을 측정한다. 따라서 유속분포를 전체 단면에 대해서 측정할 경우와는 오차가 있을 수 있으나, 유속분포의 변화가 크게 바뀌지는 않으므로 그 영향은 무시한다.^{6),7)}

Fig.1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도이다. 유량측정위치는 Fig.1에서 보이는 바와

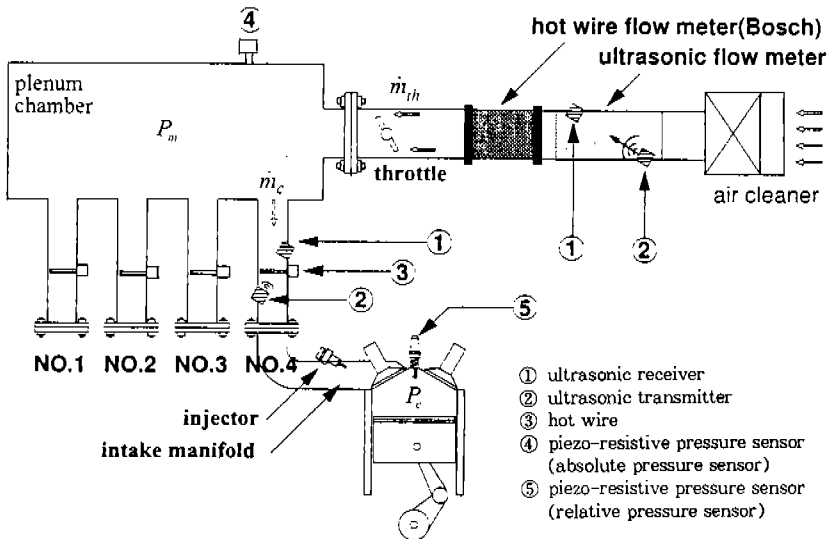


Fig.1 Flow Measurement Apparatus in the Intake

같이 스로틀 상류와 흡기포트 상류(흡기 러너 중간)의 두 곳이다. 흡기포트 상류는 실린더별로 유입되는 유량은 정확히 측정할 수 있는 곳이고, 스로틀상류위치는 현재 대부분의 ECU가 엔진의 제어를 위해 유량을 측정하고 있는 장소이다. 스로틀상류와 흡기포트 상류의 가장 큰 차이점은 흡기압이다. 즉, 운전조건에 따라서 흡기포트상류에서는 최저 약 0.1기압에서부터 최고 대기압 부근까지 광범위하게 변하지만, 스로틀상류쪽은 운전조건에 거의 관계없이 항상 대기압 상태를 유지하고 있다. 따라서 두 곳의 유동형태는 확실한 차이를 보인다.

본 연구에서 사용한 유량계는 열선유량계와 초음파유량계의 두 가지인데, 각각이 서로 다른 측정원리를 이용하므로 유동 측정에 신뢰성을 가질 수 있고, 상호 단점을 보완할 수 있다.^{8,9} 스로틀상류에서는 Bosch사의 자동차용 열선유량계¹⁰⁾를 사용하였으나, 흡기포트상류에서는 일반적으로 사용되는 열선유량계가 없으므로 자체 제작하여 사용하였다.⁸ 초음파 유량계는 모두 자체 제작하여 사용하였다.⁹ 본 실험에서 사용한 유량계들은 층류유량계를 사용하여 보정실험을 수행하였다. 흡기관내의 압력은 Kistler사의 piezo-resistive형 절대압센서를 사용하였고, 실린더내의 압력은 piezoelectric형 상대압센서를 사용하였는데, 흡기관의 절대압센서로써 기준을 정하였다.

본 연구에서 사용한 엔진은 1500cc MPI엔진이고, 약 3000rpm까지 스로틀각도를 바꾸어 가면서 정상상태에 도달했을 때 마다 측정을 수행하였다. 본 연구에서는 흡기계의 유동측정이 목적이므로 동력계대신 모터링방법을 사용하였는데, 인버터를 사용하여 모터의 회전수를 제어하였다.

3. 흡기포트 상류에서의 유동 특성

흡기포트 상류의 유량 측정 결과에서 특이하게 나타나는 부분은 유량피크와 역방향유동이다.⁹ 유량피크는 엔진의 흡기에서 중요하게 해석되는 압력과 또는 이와 관련된 유동의 특성을 가장 잘 표현해 주는 부분이고, 역방향유동은 흡기의 체

적효율의 증대와 관계가 있기 때문이다.

위의 두가지에 관한 해석을 하기 위해 먼저 매니폴드 압력에 의한 영향을 살펴보았다. Fig.2(a)은 매니폴드 압력을 높이면서 초음파유량계로써 측정한 결과이고, Fig.2(b)은 열선유량계로써 측정한 결과이다. 결과를 보면, 두 유량계 모두 같은 크랭크앵글 위치에서 피크들이 거의 동일하게 나타남을 볼 수 있다. 서로 다른 두 가지 유량계의 측정 결과가 정성적인 측면에 있어서 거의 일치하므로 측정된 유동이 실제로 일어나고 있다고 판단할 수 있다. 측정 결과를 보면, 매니폴드 압력이 커짐에 따라 처음의 유량 피크는 매니폴드 압력에 관계없이 거의 일정하지만, 두번째의 피크는 매니폴드압력에 따라 점차로 성장한다. 피크가 나타나는 위치는 매니폴드 압력에 관계없이 항상 동일한 위치에서 일어나는데, 이것으로부터 압력파에 의한 유동의 이동은 매니폴드 압력에 관계없이 엔진회전수에만 관계함을 알 수 있다.

Fig.2의 두 결과에서 정성적으로 차이가 나타나는 곳을 볼 수 있는데, 바로 흡기행정 초기와 말기이다. 초음파유량계에서는 아래쪽으로 피크가 나타나고 열선유량계에서는 윗쪽으로 나타난다. 이 차이점으로 볼 때 흡기행정 초기와 말기에 역방향 유동이 있음을 알 수가 있다. 역방향 유동의 정량적인 측면을 보면, 흡기행정 초기의 유량은 매니폴드 압력이 높을수록 그 크기가 작아지는 반면, 흡기행정 말기의 유량은 매니폴드 압력이 높을수록 그 크기가 커지는 경향을 보여준다. 이 이유는 실린더내의 압력과 매니폴드의 압력을 비교해 보면 명확해 진다. 즉, 배기행정이 끝날 무렵인 흡기행정 초기의 실린더 압력은 대기압과 거의 평형을 이루거나 조금 높은데, 이 흡기행정 초기의 압력은 매니폴드의 압력과 관계없이 거의 동일하다. 따라서 흡기행정 초기에 매니폴드의 압력이 낮을수록 실린더에서 매니폴드로의 유량은 커지고, 스로틀이 최대로 열렸을 때와 같이 매니폴드의 압력이 대기압 정도가 되면 압력차가 없으므로 역방향유동은 거의 일어나지 않게 된다.

흡기행정 말기의 역방향유동은 피스톤이 하사

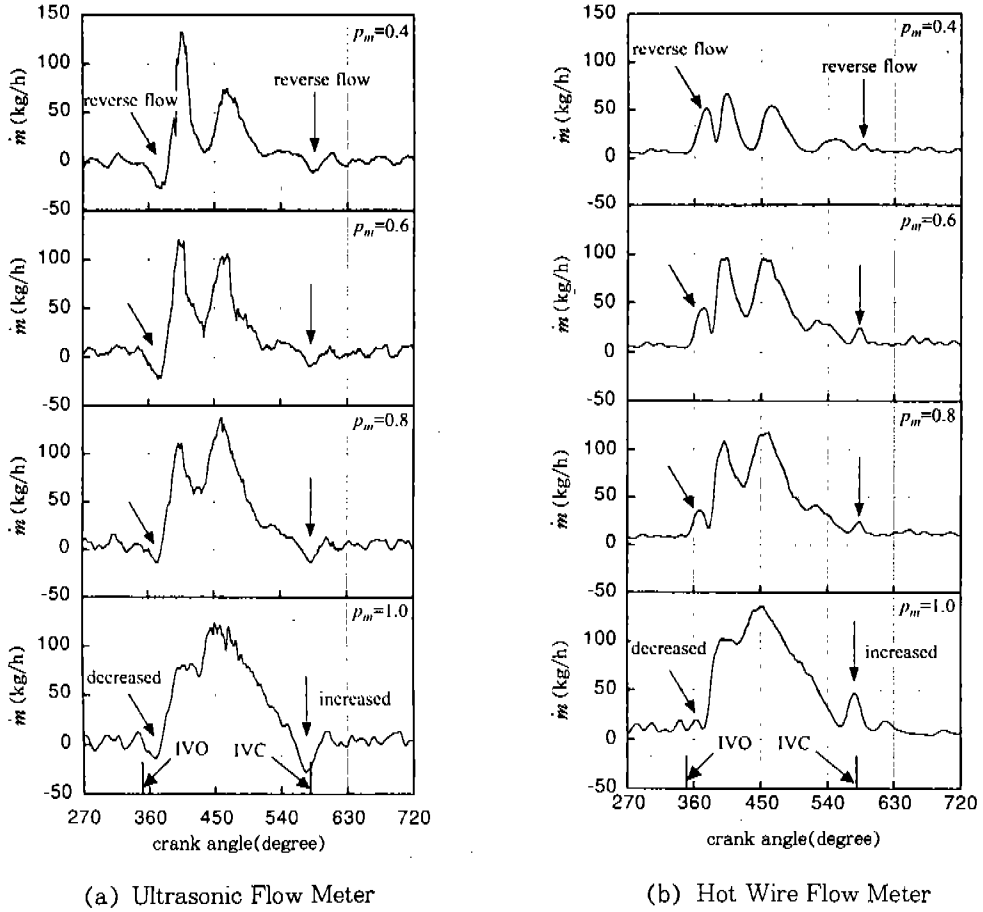


Fig.2 Measured Air Flow Patterns for Different Manifold Pressures at the Upstream of the Intake Port(1600rpm)

점을 지나 압축행정을 시작하면서 실린더내의 흡기가 피스톤에 의해 밀리는 과정에서 일어날 것임을 예상할 수 있다. 흡기행정 동안 실린더내로 흡입되는 유량은 매니폴드의 압력이 클수록 증가하는데, 대부분의 경우 피스톤이 하사점에 있을 때의 실린더내 압력은 매니폴드의 압력과 비슷하게 된다. 따라서 매니폴드 평균 압력이 높아질수록 피스톤의 밀어내기에 의한 역방향 유량의 크기는 증가한다.

여기서 한 가지 더 중요하게 고려해야 할 점은 엔진 회전수의 영향이다. 즉, 피스톤에 의해 압축 압력이 증가하더라도 실린더로 유입되는 유동이 순방향에서 역방향으로 바뀌기 위해서는 시간이

필요하다. 따라서 엔진회전수가 낮을 때에는 단위 크랭크앵글당 시간이 비교적 길기 때문에 압축의 영향이 나타나는 역방향유동은 피스톤이 하사점을 지남과 거의 동시에 발생하지만, 엔진의 회전수가 높을 때에는 역방향유동은 하사점을 지난 후 다소 늦게 나타난다. 엔진 운전조건이 WOT(Wide Open Throttle)일 때 엔진 회전수에 따른 유동형태의 변화를 살펴보면 Fig.3이 된다. 엔진의 회전수가 낮을 때에는 유량 변화에 있어 피크 형태가 보이지 않고 있는데, 이것은 압력파에 의한 효과보다는 준정상상태에 해당하는 완전한 유동이 지배적이기 때문으로 해석된다. 엔진의 회전수가 증가하면서 뚜렷한 피크가

보이기 시작하는데, 약 1200rpm 이하에서는 최대 유량 피크가 하나뿐이어서 단지 앞에서 조금씩 뒤로 이동하는 것을 볼 수 있다. 그러나 1200rpm 이후부터는 또 다른 하나의 피크가 흡기행정 초기에 발생하면서 성장하기 시작한다. 이 새로운 피크는 급속히 증가하고, 초기에 유지되던 압력파는 뒤로 이동되면서 소멸한다. 이같은 현상은 회전수가 높아지면서 준평형상태보다 압력파의 효과가 더 크게 나타나고, 또한 압력파의 도착시점이 엔진회전수가 빨라지면서 뒤로 늦어짐과 동시에 새로운 압력파가 앞에서 성장하기 때문으로 생각된다. 흡기밸브가 열려 있는 시간은 엔진회전수가 높아지면서 짧아지게 된다. 따라서 뒤쪽으로 이동하던 압력파는 어느 시점부터 짧은 시간 동안의 흡기행정에 영향을 미치지 못하게 되고 앞쪽에 새로이 생긴 피크 하나만 남게 된다.

Fig.3에서 흡기행정 말기의 역방향유동에 관련하여 살펴보면, 엔진의 회전수가 증가함에 따라 역방향 유동의 크기도 조금씩 커지지만, 역방향 유동의 시작 위치가 뒤쪽으로 이동하는 것을 볼 수 있다. 따라서 어느 회전수이상 이 되면 흡기행

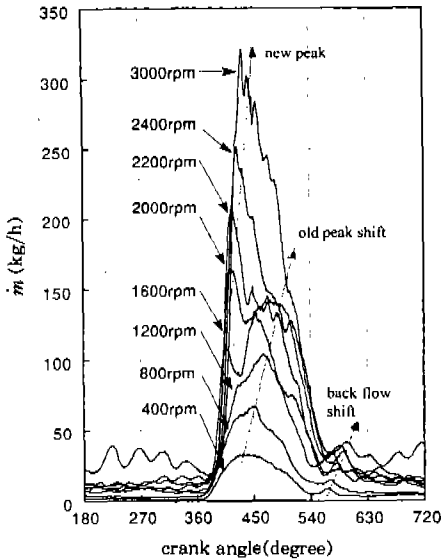


Fig.3 Shifts of the Air Flow Peaks with Respect to Engine Speed

정 중에는 역방향유동이 포함되지 않게 되면서 흡입공기의 관성효과를 얻고 있음을 볼 수 있다. 엔진의 토크나 파워는 실린더의 흡입유량과 관련되는데, 이를 증대시키는 방법 중의 한 가지는 흡기밸브의 열림과 닫힘의 타이밍을 조절하는 것이다. 최대토크가 필요한 엔진회전수에서 역방향 유동의 영향이 없는 시점까지 흡기밸브 닫힘을 지연시키면 최대의 흡기유량을 얻을 수 있을 것이다. Fig.3은 이러한 흡기밸브 타이밍의 결정과 관련하여 중요한 자료로 쓰일 수 있을 것이다.

흡기 유동에 대한 압력파의 영향을 보다 잘 보여주는 결과가 Fig.4이다. Fig.4는 부분부하시 엔진회전수에 따른 유동의 변화를 열선유량계로 측정하여 나타낸 것이다. 엔진회전수가 낮을수록 유동 피크치 갯수가 많이 나타나고, 회전수가 높을수록 피크치 갯수가 줄어드는 반면, 유동 변화의 폭은 매우 커진다. 회전수가 2배씩 되면서 유

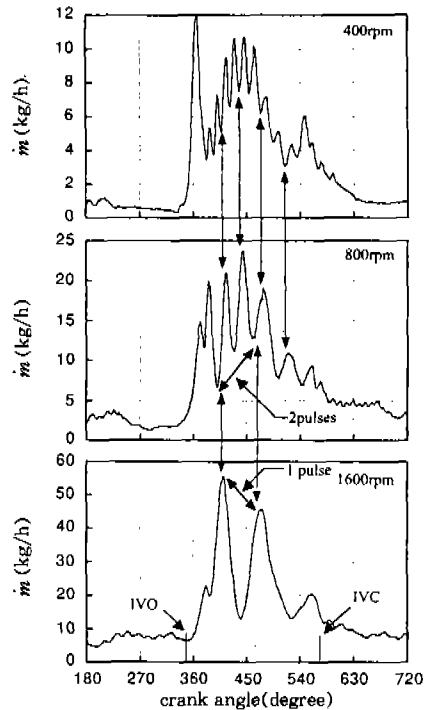


Fig.4 Synchronized Characteristics of the Pulsating Flow with Respect to Engine Speed(Part Throttle)

동 피크치의 갯수는 일정하게 1/2씩 줄어드는 것으로써 압력파의 왕복을 알 수 있다. 더구나 회전수가 2배씩 되면서 유동 피크들의 산과 골이 같은 크랭크앵글의 위치에서 반전이 되면서 일치되는 것을 볼 수 있다. 이 결과로부터 유동의 형태에는 일정한 규칙이 있으며, 그것은 바로 압력파가 일정한 속도로 동일한 거리를 왕복한다는 것이다. Fig.4와 같은 결과는 4개의 실린더 모두 동일하다. 실린더와 흡기관사이를 왕복하는 압력파는 반사와 중첩에 의해 합성이 이루어지므로 그 정량적 해석은 간단하지 않다. 그러나 이 결과로부터 압력파에 대한 정성적인 특성은 알 수 있다.

4. 압력 측정에 의한 유량 계산

흡기밸브를 통과하는 유량 m_c 은 다음과 같이 일차원 압축성유량관계식으로 나타낼 수 있다.¹¹⁾

$$\text{만약 } \frac{P_c}{P_m} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \text{ 이면}$$

$$m_c = C_f A_v P_m \left(\frac{\gamma}{RT_m}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{(\gamma+1)/2(\gamma-1)} \quad (1)$$

$$\text{만약 } \frac{P_c}{P_m} > \left(\frac{2}{\gamma+1}\right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}} \text{ 이면}$$

$$m_c = C_f A_v P_m \left(\frac{2}{RT_m}\right)^{\frac{1}{2}} \left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right)^{\frac{1}{2}} \left\{ \frac{P_c^{\frac{2}{\gamma}}}{P_m} - \frac{P_c^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}}{P_m} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

이다.

윗식에서 P_m 은 매니폴드 압력, P_c 는 실린더내의 압력, T_m 은 매니폴드 공기 온도, γ 는 비열비, A_v 는 흡기밸브 면적, 그리고 C_f 는 유량계수를 나타낸다. 그런데, 흡기밸브는 스로틀과는 달리 흡기행정동안 크랭크앵글에 따라 열림면적이 변하므로 유량계수를 정의하기가 쉽지 않다. 따라서 윗식에서는 흡기밸브 면적을 일정하게 놓고 크랭크각에 대해 C_f 값을 측정된 것으로 대치한다. 따라서 면적 변화 효과는 C_f 에 나타난다. 본

연구에서 사용한 값을 나타내면 Fig.5와 같다.

엔진 흡기포트에 식 (1), (2)를 적용하기에는 몇가지 문제점이 있다. 첫째는 매니폴드 압력은 절대압으로 측정되지만 실린더내의 압력은 상대압만이 측정되므로 절대압력 보정이 필요하다는 것이다. 본 연구에서는 절대압 보정을 하기 위해서 압축과정을 폴리트로픽 과정으로 가정하고,

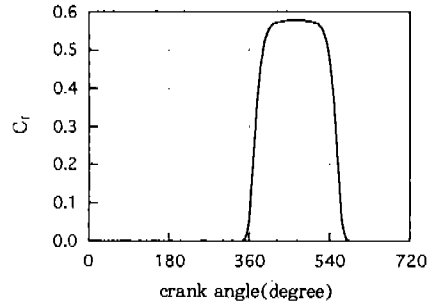
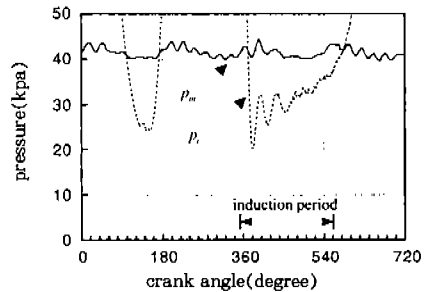
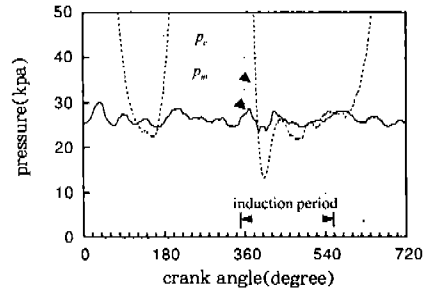


Fig.5 Flow Coefficient used in Eqs.(1) and (2)



(a) 1000rpm



(b) 2000rpm

Fig.6 Characteristics of the Cylinder Pressure by the Pulsating Effect (Part Throttle)

플리트로픽지수와 절대압력을 구하였다. 둘째는 측정의 분해능에 문제가 있다. 실린더 내부는 모터링시에도 압축과정 말기에 최고 20기압까지 압력이 상승한다. 흡기행정중의 실린더내 압력 변화는 압축과정중의 압력 변화에 비해 매우 작지만, 이 작은 압력 변화에 오차가 조금만 있어도 유량오차는 매우 커진다. 따라서 본 연구에서는 오차를 줄이기 위하여 200사이클 동안의 평균을 구하여 계산에 이용하였다. 세째는 유량관 계식에 있다. 즉, 식 (1), (2)는 준정상상태 가정이므로 실제 엔진의 흡기관에서 일어나는 유동과 같은 비정상유동에 대해 준정상상태를 적용했을 때 다소 문제가 있다. 이것은 C_f 값을 정상상태에서 밖에 측정할 수 없는 것과는도 관련된다.

먼저 흡기행정동안의 대표적인 압력 변화를 살펴보면, Fig.6과 같다. 매니폴드압력은 크게 변하지 않으나, 실린더 압력은 비교적 오실레이션이 크다. 1000rpm일때와 2000rpm일때를 비교해 보면, 1000rpm일 때의 오실레이션 갯수가 2000rpm일때의 약 2배이다. 따라서 실린더내의 압력 변화가 엔진회전수와 관련이 있음을 알 수 있고, 이것은 Fig.4에서 살펴본 결과와 동일하다. 즉 Fig.4의 맥동유동이 나타나는 이유는 압력파의 전달과 반사에 의한 것임을 확인할 수 있다.

압력에 의해 계산된 유동 형태를 열선 및 초음파유량계의 측정결과와 비교해 보면 Fig.7과 같다. 초음파유량계와 열선유량계의 유동형태는 거의 일치하는 반면, 압력에 의한 계산에는 맥동형태가 잘 나타나지 않는다. 이 이유는 앞에서 논의된 문제점들 때문이며, 이 중 가장 큰 문제는 압력 측정 자체의 부정확성에 기인한다고 볼 수 있다. 따라서 압력측정에 의한 계산법에 오차가 크게 있을을 알 수 있다.

열선유량계를 기준으로 보면, 초음파유량계의 유량스케일이 전체적으로 크게 나타난다. 이것은 초음파유량계가 압력에 의해 영향을 많이 받기 때문인데, 대기압하에서 교정한 식을 그대로 사용했기 때문에 매니폴드의 저압 영향으로 스케일이 크게 나타난다고 판단된다. 이 부분에 대해서는 계속적인 연구가 이루어질 것으로 생각된다.

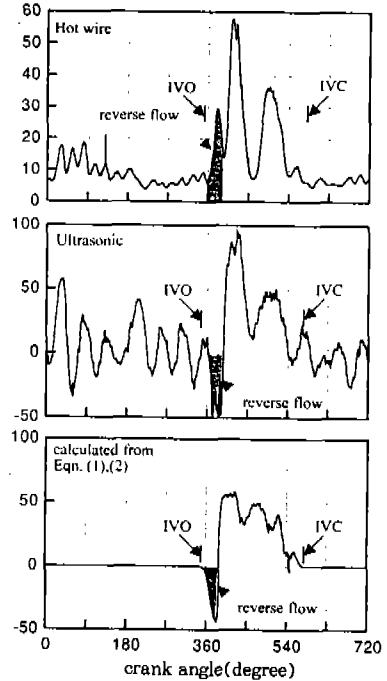


Fig.7 Comparison of the Mass Flow Rates (2000rpm, Part Throttle)

그러나 역류를 포함한 맥동과 같은 유동의 해석에는 초음파유량계가 훨씬 유리함을 알 수 있다.

5. 스로틀 상류에서의 특성

Fig.8는 스로틀 상류에서 측정된 엔진의 유량 선도이다. Fig.8에서 알 수 있는 엔진 흡기 유량의 특징은 유량의 변화가 없는 두 영역의 존재이다. 하나는 초크(Chock) 영역이고, 또 다른 하나는 포화(Saturation)영역이다.

초크영역은 스로틀각을 일정하게 고정시켜 놓고 엔진의 회전수를 높여갈 때 나타난다. 스로틀을 통한 대기에서 플레넘챔버로의 유량은 대기압과 플레넘챔버간의 압력차이와 스로틀면적에 의해 결정된다. 어떤 일정한 스로틀각에서 엔진의 회전수가 증가하면 플레넘챔버로부터 엔진으로의 공기량은 증가한다. 대기와 플레넘챔버 사이의 압력 차이가 커짐으로 인하여 스로틀을 통한 플레넘챔버로의 공기량도 또한 증가하는데, 유량은

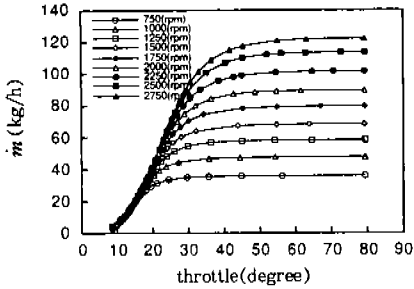
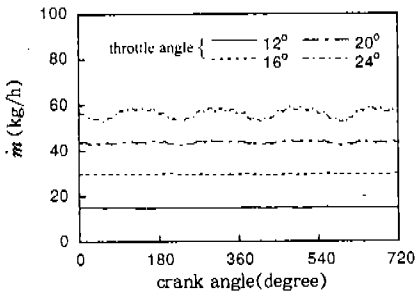
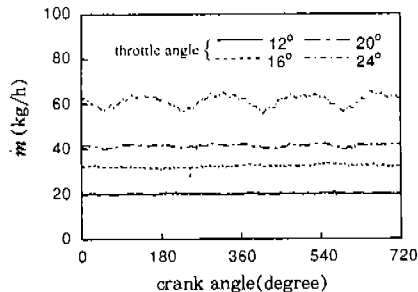


Fig.8 Variation of the Air Flow Rate with rpm and Throttle



(a) Hot Wire Flow Meter



(b) Ultrasonic Flow Meter

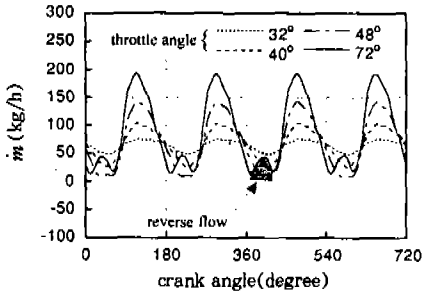
Fig.9 Comparison of the Measured Air Flow Rate Past the Throttle for Choked Flow(1300rpm)

스로틀면적에 의해 제한되므로 압력차이에 의해서만 증가되는 공기량에는 한계가 있다. 따라서 회전수가 높아지면 유량은 더 증가하더라도 압력은 더욱 떨어진다. 이렇게 하여 플래넘챔버의 압력이 계속 떨어지면 결국은 스톱에서 유속이 음속에 도달하여 초킹현상이 일어난다. 이 때부

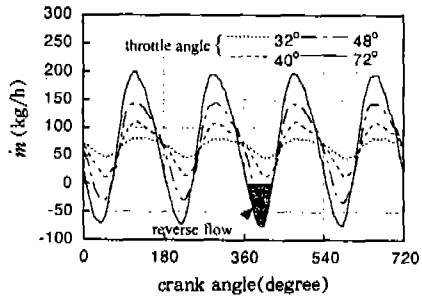
터는 엔진회전수가 증가하여도 압력차이에 의한 대기에서 플래넘챔버로의 유량증가는 이루어지지 않고 일정한 유량만 유입되며 플래넘챔버내의 압력만 더욱 떨어진다. 이러한 상태는 운전자가 액셀레이터를 밟지 않은 상태에서, 차량이 언덕을 내려가면서 가속이 될 때 일어난다.

포화영역은 일정 회전수에서 스톱들이 충분히 열렸을 때 일어난다. Fig.8에서 볼 수 있듯이 일정한 회전수에서 스톱들을 조금씩 열면 스톱면적이 증가하면서 유량이 증가한다. 이 때 증가되는 유량은 플래넘챔버의 압력을 높임과 동시에 엔진의 펌핑유량도 또한 증가시킨다. 이렇게 플래넘챔버의 압력이 증가하여 대기압에 이르면 스톱들은 더이상 유량을 제한하는 요소가 되지 못하므로 스톱들이 없는 경우와 동일하게 된다. 결국 스톱들과는 관계없이 엔진의 회전수만이 유량을 좌우하게 된다. 엔진의 회전수가 낮을 때에는 스톱들을 조금만 열어도 포화영역에 빠리 도달하고, 엔진회전수가 높아지면 스톱들을 많이 열어야 포화영역에 도달함을 볼 수 있는데, 이것은 스톱들각도에 따른 스톱들의 유로면적에 의해 결정된다.

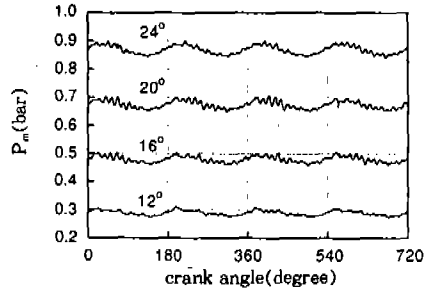
Fig.8은 유동의 패턴을 고려하지 않은 평균유량을 나타낸 것이다. 유동의 패턴을 살펴 보기 위해 1500rpm에서 스톱들을 변화시키면서 유동을 유량계로 측정된 것이 Fig.9, Fig.10이다. Fig.9는 스톱들이 거의 닫힌 상태에서 초킹이 거의 끝날때까지를 살펴 본 것이고, Fig.10은 초킹이 끝나고 난 후부터 스톱들을 거의 최대로 열었을 때까지를 살펴 본 것이다. 대부분의 스톱들각에 대해 열선유량계와 초음파유량계 모두 거의 같은 유동패턴을 보여주고 있지만, 스톱들이 48°일 때와 72°일 때에는 차이가 발생한다. 스톱들각이 72°일 때를 보면, 초음파유량계의 출력은 크랭크앵글 180°에서 약 80(kg/h)가량 마이너스(-)로 나타난다. 이 현상은 매 180°마다 되풀이 되는데 이것은 실린더 흡기행정일 때 180°를 주기로 되풀이 되기 때문이다. 같은 위치에서 대해 열선유량계의 출력은 플러스(+)로 나타나는데, 초음파유량계는 유동의 방향을 알 수 있는데 반해, 열선유량계는 유동의 방향을 알 수 없



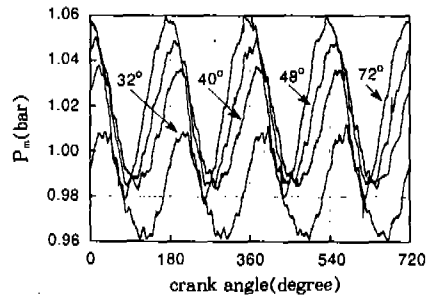
(a) Hot Wire Flow Meter



(b) Ultrasonic Flow Meter



(a) Throttle Angle 12°, 16°, 20°, 24°



(b) Throttle Angle 32°, 40°, 48°, 72°

Fig.10 Comparison of the Measured Air Flow Rate Past the Throttle for Pulsating Flow(1300rpm)

Fig.11 Measured Manifold Pressures for Different Throttle Angles(1300rpm)

기 때문에 풀이된다. 따라서 유동이 대기에서 엔진으로 향하는 순방향유동 뿐만 아니라 엔진에서 대기로 향하는 역방향유동이 존재함을 알 수 있다. 이 역방향유동은 근본적으로는 앞의 결과에서 볼 수 있듯이 실린더에서 플래넵챔버로 일어나는 역유동이 스로틀에 까지 영향을 미치기 때문에 생각된다. Fig.11은 플래넵챔버 내의 압력을 측정된 것이다. Fig.11를 보면 스로틀이 약 32°까지는 챔버내의 압력이 대기압(약 1.02bar) 이하인데, 40° 이상인 경우에는 대기압 이상으로 올라가는 구간을 볼 수 있다. 따라서 챔버에서 대기로의 역유동이 발생할 수 있음을 간접적으로 확인할 수 있다.

유동형태에 대한 엔진 회전수의 영향을 알아보기 위해서 WOT조건에서 엔진의 회전수를 변화시킨 결과가 Fig.12이다. 엔진회전수가 1200rpm 근처에서 역방향 유동이 최대로 나타남을 알 수 있다. 엔진의 회전수가 증가함에 따라 역유동의 크

기는 줄어들지만 실린더별 차이가 발생하기 시작한다. 즉, 열선과 초음파유량계의 출력을 살펴보면, 1200rpm과 1500rpm에서는 매 주기마다 흡기유동이 거의 똑같은 형태로 되풀이 되지만, 2000rpm 이상부터는 매 4주기마다 맥동유동이 똑같이 되풀이 된다. 이와같은 실린더별 차이가 나타나는 이유는 Fig.1에서 볼 수 있는 바와 같이 비대칭적인 흡기어셈블리의 형상에서 기인하는 것으로 생각된다. 즉, 스로틀로부터 각 실린더까지의 길이를 보면 4번 실린더가 가장 가깝고, 1번 실린더가 가장 멀다. 엔진의 회전수가 낮을 때에는, 크랭크앵글 1도 사이의 시간 간격에 비해 피스톤 움직임에 의한 유동이나 압력파가 빨라서 스로틀에 즉시 전달되므로 1, 4번 실린더의 거리에 대한 구별이 어렵다. 그러나 엔진의 회전수가 높아져서 피스톤의 움직임이 빨라지면 실린더와 스로틀간의 거리차이에 의해 유동 또는 압력파의 전달시간에 차이가 발생하게 된다.

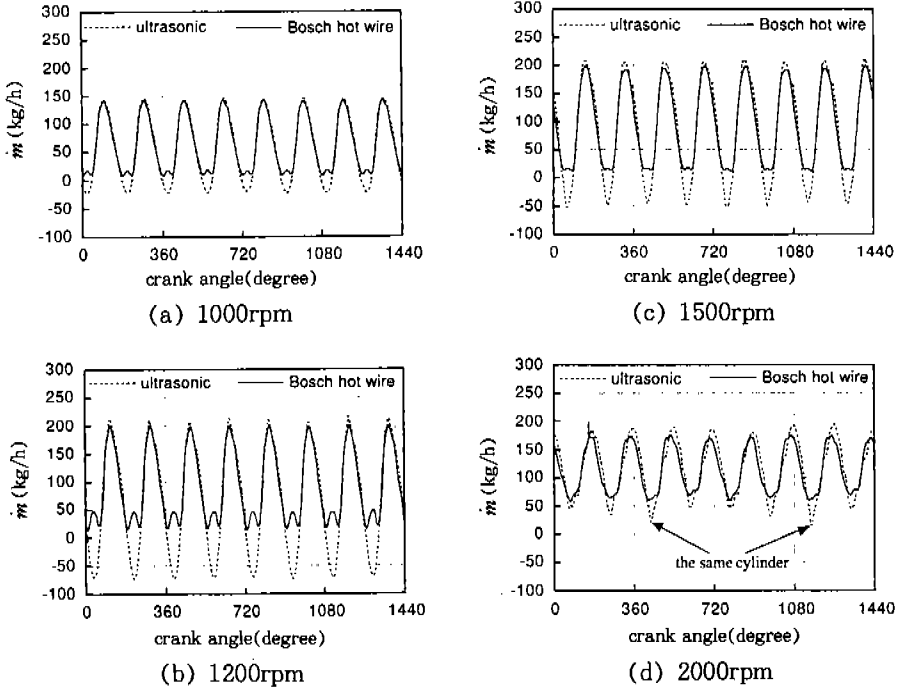


Fig.12 Comparison of the Measured Flow Rate Between the Hot Wire Flow Meter and the Ultrasonic Flow Meter for Different Engine Speed

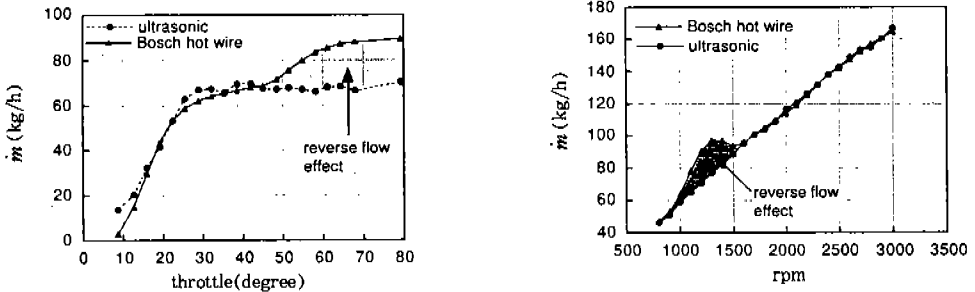


Fig.13 Comparison of the Average Air Flow Rate Between the Hot Wire Flow Meter and Ultrasonic Flow Meter

ECU가 연료량 또는 기타 제어를 할 목적으로 흡기유량을 측정한다면, 앞에서 설명한 바와 같이 역방향 유동이 실제의 경우 문제가 된다. 이 역방향에 의한 효과를 살펴보기 위해 스로틀과

엔진회전수에 따른 유량 변화를 초음파유량계와 열선유량계로써 측정하여 비교해 보면 Fig.13과 같다. 초음파유량계는 포화영역에서 일정한 값을 유지하지만, 열선의 경우에는 방향을 알 수 없

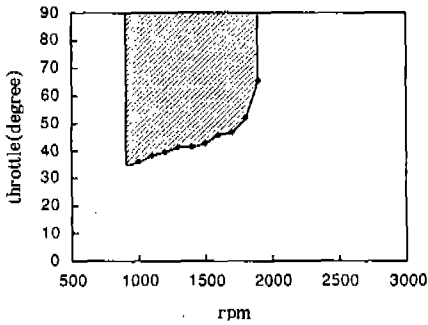


Fig.14 Boundary of the Air Flow Reversal with Respect to Engine Speed and Throttle Angel

므로 측정 평균치를 계산해 보면 서서히 올라간다. 이에 의한 유량오차가 약 30%까지 발생할 수 있음을 알 수 있다. 또 하나 중요한 것은 이러한 역방향 유동이 일어나는 운전영역인데, 본 연구에서 대략적으로 파악한 역방향유동의 발생영역을 보면 Fig.14와 같이 된다. 이 운전영역은 실제 차량 주행시에 많이 쓰이는 영역이므로 실제 엔진의 제어시 해결책이 필요하리라 생각된다.

6. 결 론

엔진의 흡기설계시나 제어시에 가장 중요한 요소 중의 하나는 바로 사이클당 흡입공기량이다. 따라서 본 연구의 목적은 운전조건에 따른 엔진 흡기의 유동 특성을 파악하여 흡기시스템의 설계 또는 엔진 실시간 제어시에 반영되거나 기초자료로 활용되는 것이다. 본 연구에서 사용한 방법은 기존의 압력측정에 의한 간접적인 해석과는 달리 유량계를 사용하여 직접 유량을 측정하였다. 엔진이 정상상태일 때, 각 운전조건에 따른 유동형태를 흡기포트 상류와 스로틀 상류에서 측정하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 직접적인 유동 측정은 압력 측정보다 더 확실한 정보를 제공해 주기 때문에 해석적인 측면이나 실제 응용 측면에 있어서 훨씬 유동 특성 파악이 명확하다.
- 2) 흡기포트 상류에서는 압력과의 왕복과 중첩

에 의한 흡기가 이루어지고 있음을 확인하였으며, 체적효율의 증가와 관련된 흡기계의 개선 또는 튜닝에 유량계를 이용할 수 있다.

- 3) 스로틀상류에서는 초킹, 맥동, 그리고 역방향유동 등의 여러 유동 형태가 발생하는데, 특히 역방향유동의 발생 영역은 실제로 많이 쓰이는 운전 영역이므로 엔진의 실시간 제어와 관련하여 대책이 필요하다.

후 기

본 연구는 서울대학교 터보동력기계연구센터의 지원에 의하여 수행되었습니다. 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. C. R. Stone and Y. Etminan, "Review of induction system design and a comparison between prediction and results from a single cylinder diesel engine", SAE paper 921727, 1992.
2. R. J. Pearson and D. E. Winterbone, "A Rapid Wave Action Simulation Technique for intake manifold design", SAE paper 900676, 1990.
3. B. Peters and A. D. Gosman, "Numerical Simulation of Unsteady flow in Engine Intake Manifolds," SAE paper 930609, 1993.
4. R. Margary and E. Nimo, "The Effect of Intake Duct Length on the In cylinder Air Motion in a Motored Diesel Engine," SAE paper 900057, 1990.
5. E. Hendricks and M. Jensen, "Conventional Event Based Engine Control. SAE paper 940377", 1994.
6. David M. Eckmann and James B. Grotberg, "Experiments on transition to turbulence in oscillatory pipe flow", J.

- Fluid Mech., Vol.222, pp.329~350, 1991.
7. Kyung H. Ahn and Mounir B. Ibrahim, "Laminar/turbulent oscillating flow in circular pipes", Int. J. Heat and Fluid Flow, Vol.13, No.4, pp.340~346, 1992.
 8. 박경석, 김중일, 김상근, 이종화, "초음파센서를 이용한 흡기관내의 유속측정", 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp.88~94. 1994.
 9. 박경석, 김중일, 고상근, 이종화, "엔진 흡기관내의 비정상 유량 측정", 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp.220~225, 1994.
 10. Jaihind S. Sumel and Rudolf Sauer, "Bosch Mass Air Flow Meter : Status and Further Aspects", SAE paper 840137, 1984.
 11. John B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill, 1988.