

〈논 문〉 SAE NO. 953739

실린더내 흡기유동개선이 천연가스엔진의 연소성능에 미치는 영향 연구

A Study on the Combustion Performance by the Improvement of In-Cylinder Flow Motion in the Natural Gas Engine

정 동 수,* 서 승 우,* 오 승 목,* 엄 종 호,* 장 영 준**
D. S. Jeong, S. W. Suh, S. M. Oh, J. H. Uhm, Y. J. Chang

ABSTRACT

In general, natural gas engine converted from gasoline engine has disadvantage of power decrease. In order to increase power output in natural gas engine, the improvement of in-cylinder flow motion has been believed as the most effective method. In this study, the geometry of combustion chamber in 4 valve DOHC natural gas engine is modified, and in-cylinder flow patterns is analyzed. Also engine performance is evaluated according to the modification of in-cylinder flow motion.

주요기술용어 : Compressed Natural Gas(압축천연가스), Mask Shrouded Head(마스크 부착 헤드), Volumetric Efficiency(체적효율), Relative Air/Fuel Ratio(상대적 공연비), Maximum Brake Torque(최대제동토크)

1. 서 론

가솔린 엔진을 압축천연가스(compressed natural gas) 엔진으로 개조하는 데는 기존 엔진을 구조적으로 큰 변경없이 그대로 사용하면서 연료 공급시스템에서 가솔린 대신 압축천연가스 공급을 위한 연료공급계통으로의 변환으로 가능하다. 그러나 천연가스연료의 특성상 가솔린에 비해 출력이 10~20% 감소를 가져오는데, 그 이유는

가스상의 연료에 의한 실린더내로의 공기 충전량 감소로 인한 것파, 나머지는 연소속도가 가솔린에 비하여 느리고, 연소 후의 몰(mole)수 증가가 없기 때문에 연소가스의 압력상승이 적으며, 가솔린보다 천연가스의 점화에너지가 높기 때문에 생기는 것으로 인식되고 있다[1]. 그리고 압축천연가스 엔진도 상대적 공연비(λ)와 압축비 등 여러조건을 최적화하지 않으면 가솔린에 비하여 배기가스 배출특성이 불리할 수 있다[2]. 본 연구에서는 이러한 여러가지 단점을 보완하기 위하여 압축천연가스용으로 개조된 DOHC MPI엔진의 연소실 형상을 변화시켜 텀블유동을 개선함

* 정회원, 한국기계연구원 동력시스템연구부

** 정회원, 부산대학교 정밀기계공학과

으로써 엔진성능향상에 어떠한 영향을 미치는지에 대해서 연구하고자 한다.

2. 엔진 실험 방법 및 연료

$\lambda=1.0, 1.2$ 각각에 대하여 엔진 회전수는 1400rpm으로부터 3000rpm까지 변화시켰으며 각 엔진 회전수에서의 부하는 스로틀개도센서(TPS)에서 출력되는 신호에 의하여 개도를 10%씩 증가시켰으며, MBT(maximum brake torque)-timing 조건에서 천연가스 엔진과 가솔린 엔진에 대한 엔진 출력, 점화시기, 공기량, 연료량, 체적효율, 제동연료소비율(bsfc) 등의 값들을 측정 및 계산하였다. 또한 엔진에 급속연소효과를 줄 수 있는 MSH(mask shrouded head)를 실린더헤드 흡기포트사이에 덧붙여서 위와 똑같은 실험 조건에서 가솔린, 천연가스, 및 MSH 부착 천연가스엔진에 대하여 엔진기본 성능을 비교 분석하였다. MBT-timing을 찾기위하여 ECU 조절기로 점화시기를 2° CA씩 조절해가면서 동력계에서 최고 토크가 나오는 점화시기를 찾으려 노력하였다.

본 실험에 사용된 압축천연가스는 현재 서울시 내에서는 가정에 공급되는 천연가스로 약 90%가 메탄으로 구성되어 있고, 그 조성은 표 1과 같다. 이 표에 의한 압축천연가스의 이론공연비(질량비)를 계산하면 16.9이다. 그러나 본 실험에서는 상대적 공연비(λ) 측정장비인 LAMB DASCAN의 기능상 연료를 전체가 100% 메탄(CH_4)으로 구성되어 있다고 가정하여 λ 를 측정하였다. 가스가 100% 메탄으로 구성되어 있다

Table 1 Natural gas composition(volume%)

CH_4	89.17%
C_2H_6	8.939%
C_3H_8	1.344%
i- C_4H_{10}	0.377%
n- C_4H_{10}	0.381%
i- C_6H_{10}	0.06%
N_2	0.0275%

고 할 때 이론공연비는 17.13이다. 연료량은 측정된 λ 와 공기량에 의해 역산하여 구하였다.

3. 엔진 실험 장치

실험엔진으로 사용한 가솔린 엔진은 1500cc 급, DOHC, 4기통, 수냉식 다중연료분사(MPI : multi-point injection)형 엔진이다. 엔진의 회전속도와 부하를 제어하기 위하여 130kw 와전류식 동력계를 사용하였으며, 냉각수와 오일 온도를 $80^\circ C \pm 5^\circ C$ 로 일정하게 유지하기 위하여 온도 제어기를 제작 사용하였다.

전자화 엔진의 연료량과 점화시기를 제어하기 위하여 제작사가 미국인 INTELLIGENT CONTROLS, INC.사의 IC5460 엔진제어기를 사용하였다. IC5460의 운용을 위하여 크랭크각도 신호와 TDC신호를 만들어 주는 엔코더(optical shaft encoder)를 크랭크축에, 분사시기와 점화시기를 동조시키기 위한 홀효과동조센서(hall effect synchronization sensor)를 캠샤프트의 타이밍기어에 설치하였다.

공기연료혼합비를 측정하기 위해서는 CUSSONS사의 LAMB DASCAN이라는 상대적 공연비(λ) 분석기를 사용하였는데 이 장비는 지르코니아 산소센서(zirconia oxygen sensor)에 의해 λ 를 측정하는 장비이다.

공기량 측정을 위해서는 미국의 Meriam Instrument사의 층류유량기(limiar flow meter)를 사용하였고 최대 용량은 $165.8(ft^3/min)$ 이며, 층류유량계의 공기 차압을 구하기 위하여 Dwyer사의 경사마노메타를 사용하였다.

본 실험에서는 기존 엔진에 부착되어 있는 전자제어모듈, 액츄에이터, 및 각종 센서들은 모두 제거하고 IC5460을 사용하여 각 실험조건에서의 MBT-timing과 λ 를 매뉴얼로 제어하여 정상상태에서의 엔진 기본성능 데이터를 취득하였다. 이들 실험 장치의 구성도는 Fig.1과 같다.

4. 결과 및 고찰

천연가스는 연료의 특성상 가솔린 엔진에 비하

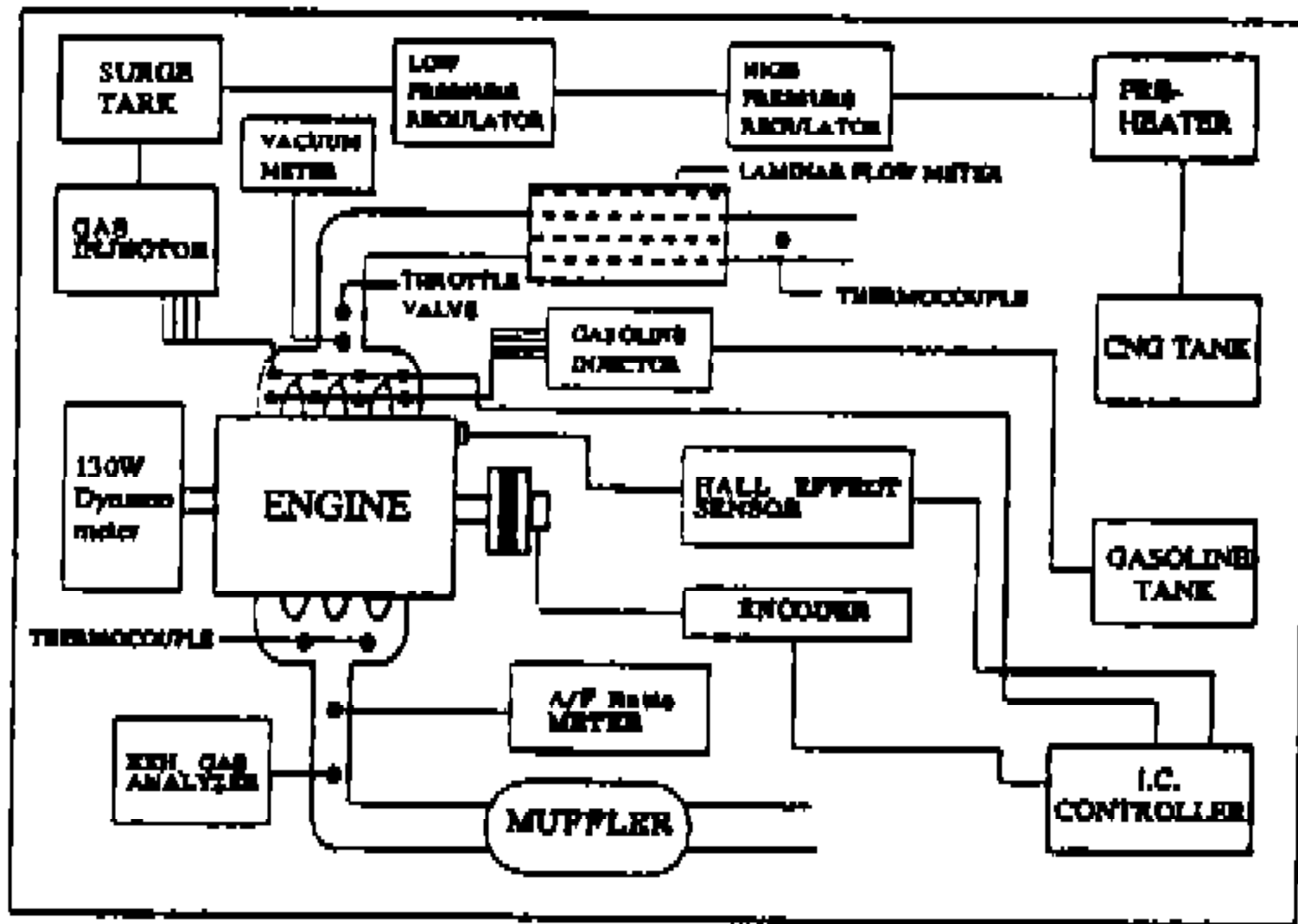


Fig.1 Schematic of engine performance test apparatus

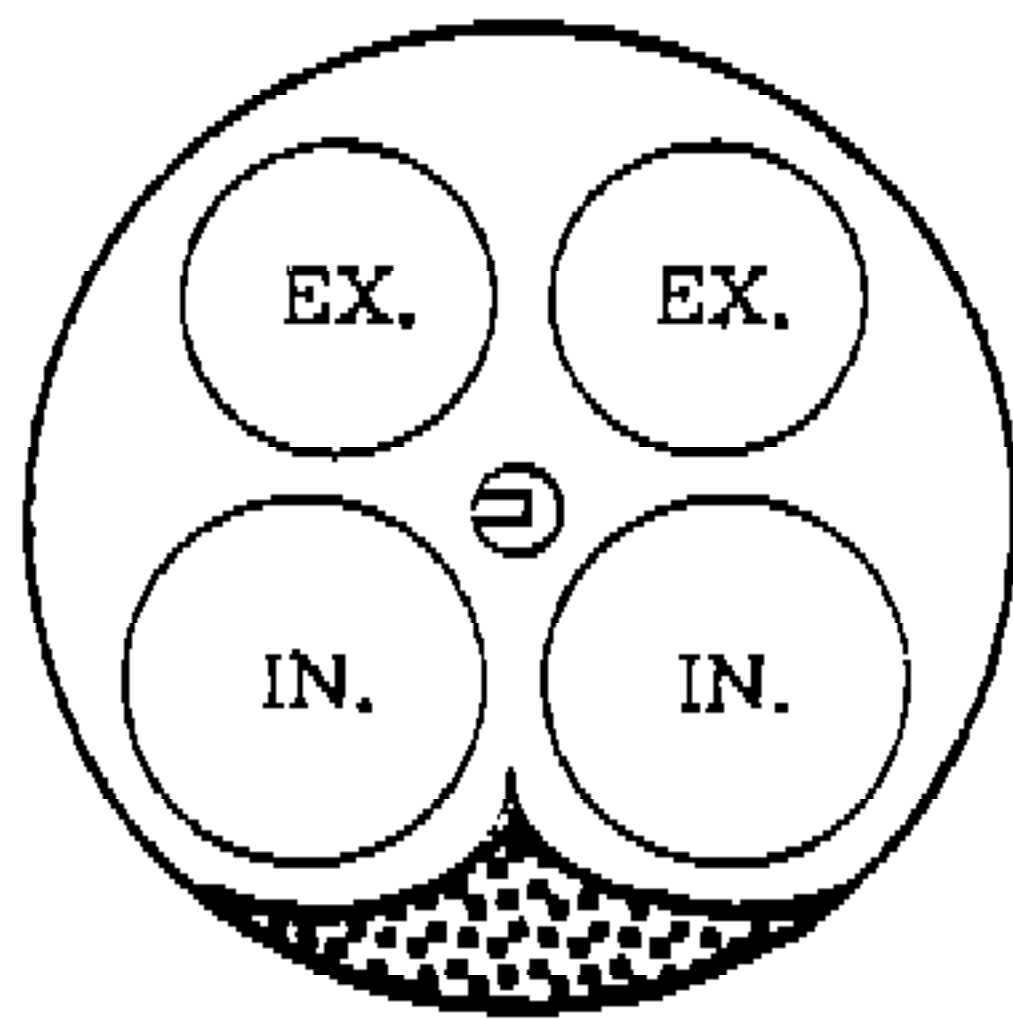


Fig.2 Configuration of engine head with MSH

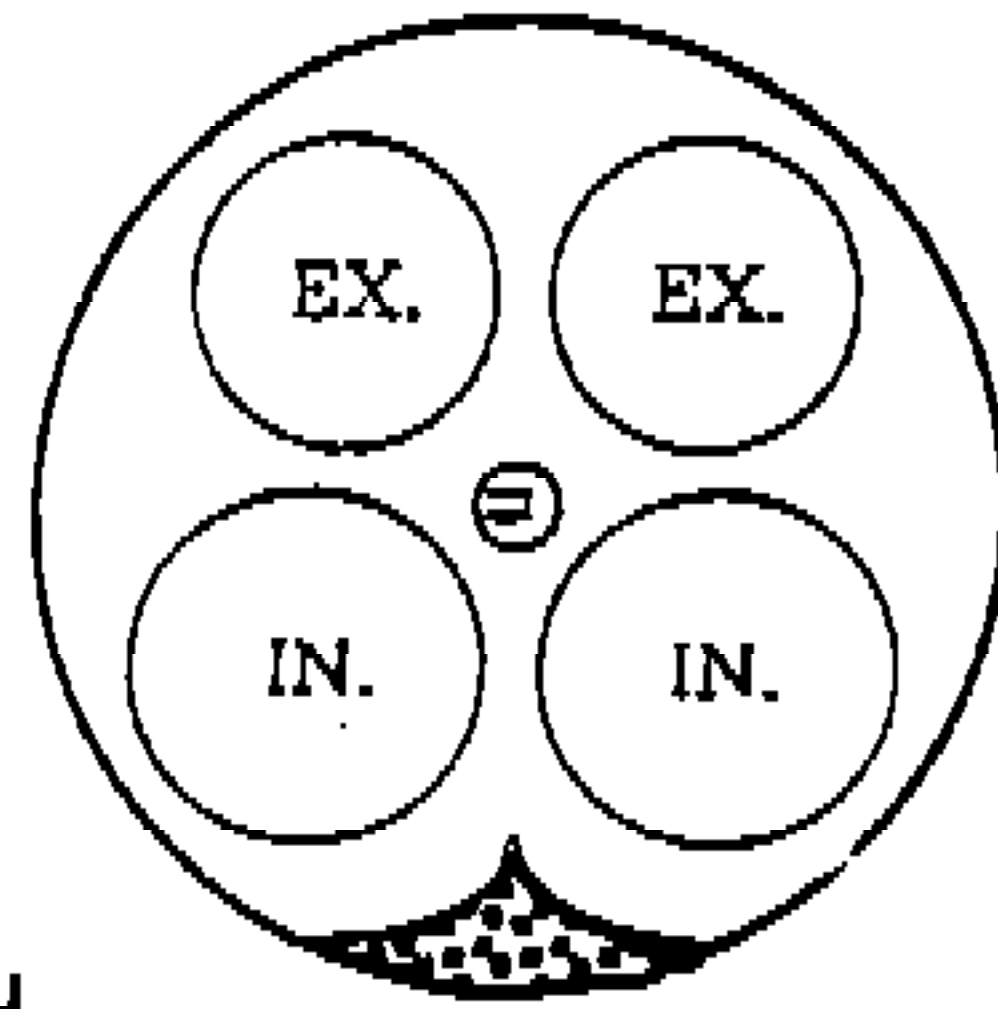


Fig.3 Configuration of engine head with SMSH

여 연소 속도가 느리고 가스상의 연료에 의한 체적효율의 감소로 인하여 출력감소현상을 보이는데 이를 개선하기 위해서는 점화시기 진각, 압축비 상승 및 급속 연소 시스템의 채택이 필수적이다. 이를 위하여 Fig.2와 Fig.3에서와 같이 MSH를 가솔린엔진헤드에 부착하였다. 여기서 부착한 MSH는 정상상태 유동특성 실험에서 여러가지 유동개선형 헤드중 공기유량면에서는 불리하지만 텀블강도면에서는 가장 유리한 형태를 실험을 통하여 얻은 결과를 토대로 한 것이다.

Fig.4와 Fig.5는 엔진 연소실내 정상상태 유동특성실험에서 얻은 결과이다. 이 실험은 엔진을 3000rpm 전부하 조건으로 운전하였을 때 얻은 공기량을 기준으로하여 밸브양정을 최대양정인 8.5mm로 고정된 상태에서 root blower로 똑같은 공기유량이 흐르도록한 조건에서 밸브양정을 3, 4, 6, 8.5로 변화시키면서 측정된 공기유량과 텀블강도를 나타내고 있다. 여기서 orig.는 MSH 부착전의 엔진이며, SMSH는 작은 MSH를 부착한 경우이다. 이 그림에 의하면 MSH가 가장 유리함을 보여준다.

부착된 MSH에 의한 연소실의 체적 감소분은 0.5cc로 이로 인한 압축비의 증가는 9.2에서 0.1 정도로 증가하여 9.3 정도였다. 가솔린의 경우 본 실험 조건에서 압축비 증가에 의한 출력증가

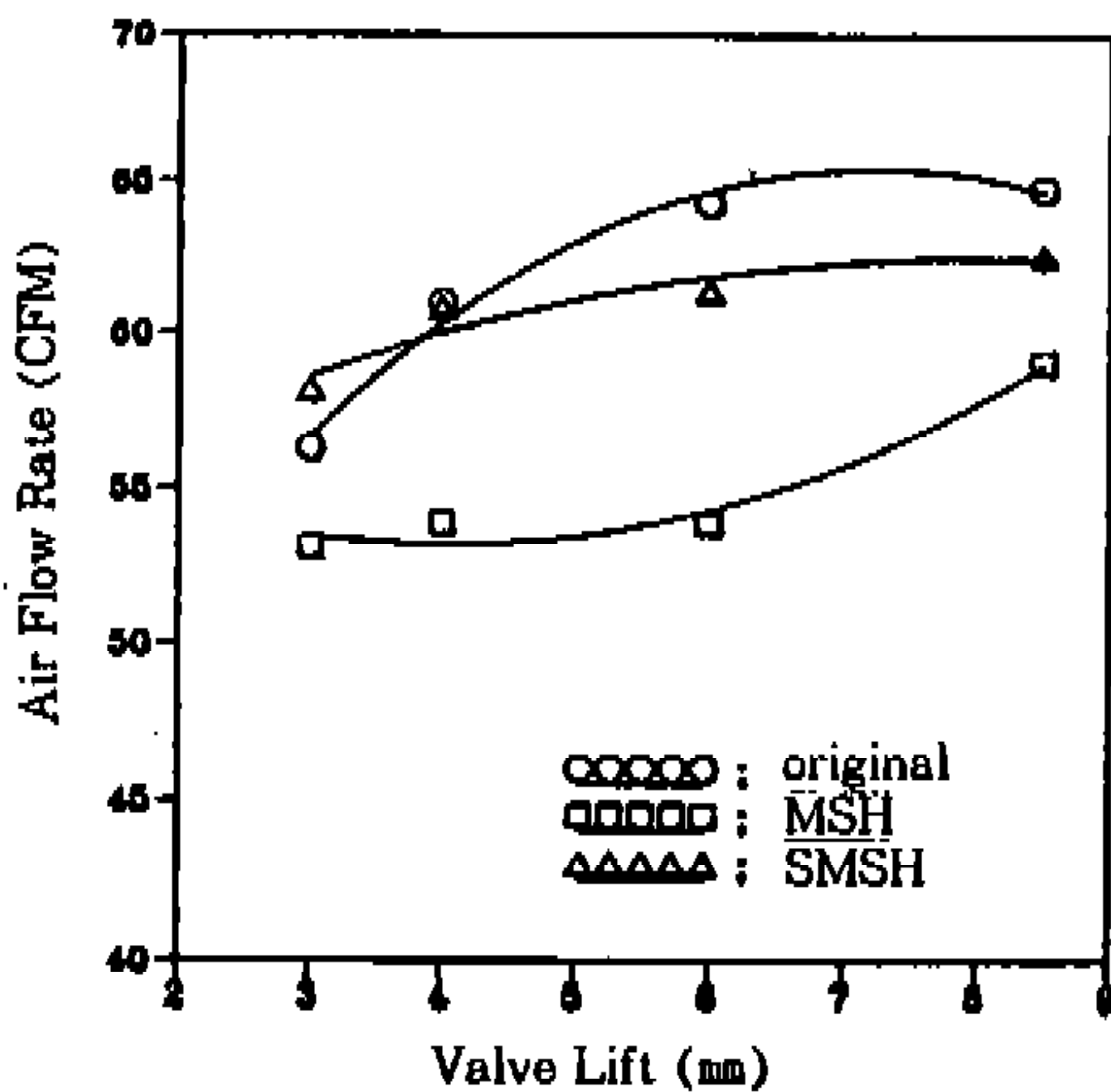


Fig.4. Comparisons of Air flow rate as a function of valve lift for 3 different inlet port types at 3000rpm

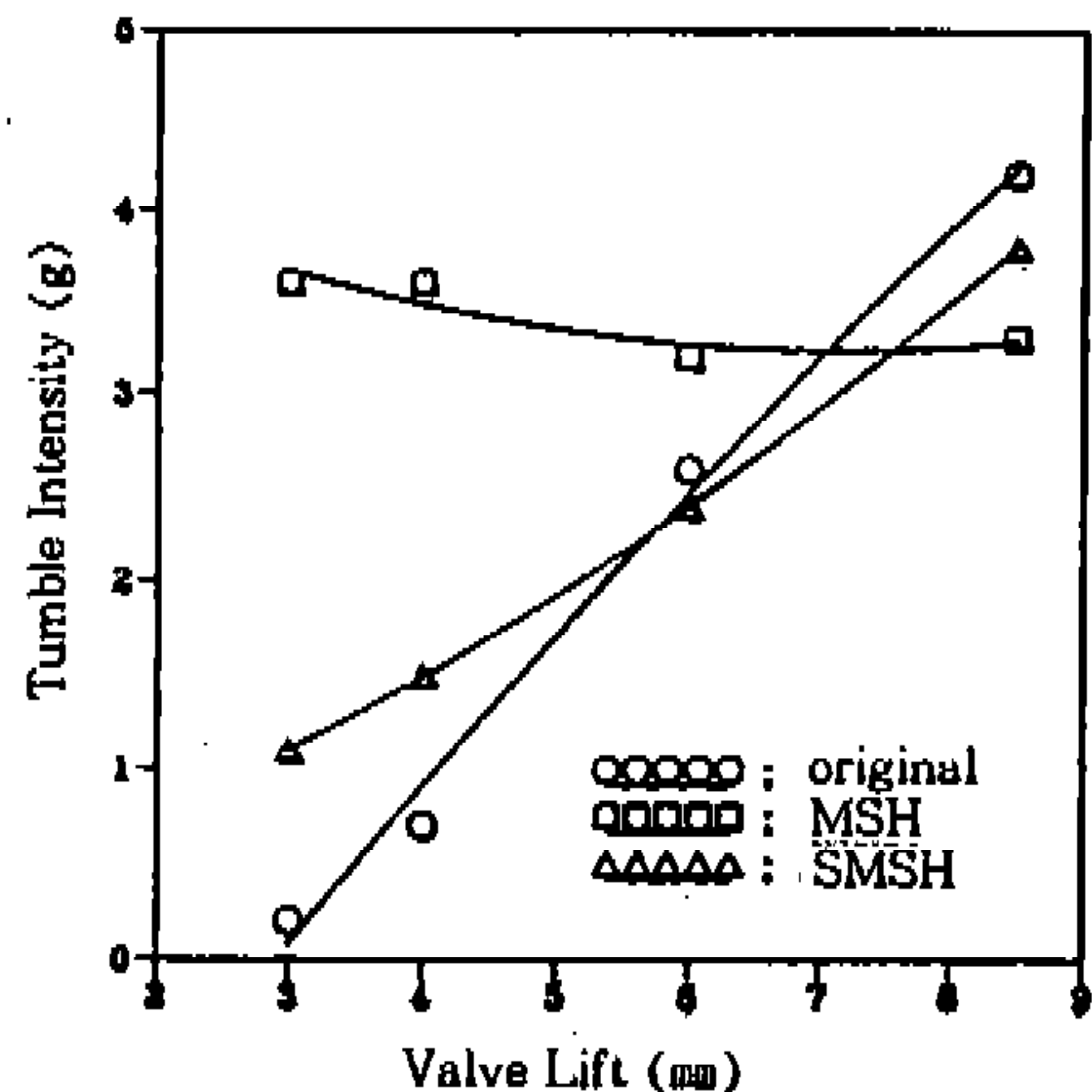


Fig.5 Comparisons of tumble intensity as a function of valve lift for 3 different inlet port types at 3000rpm

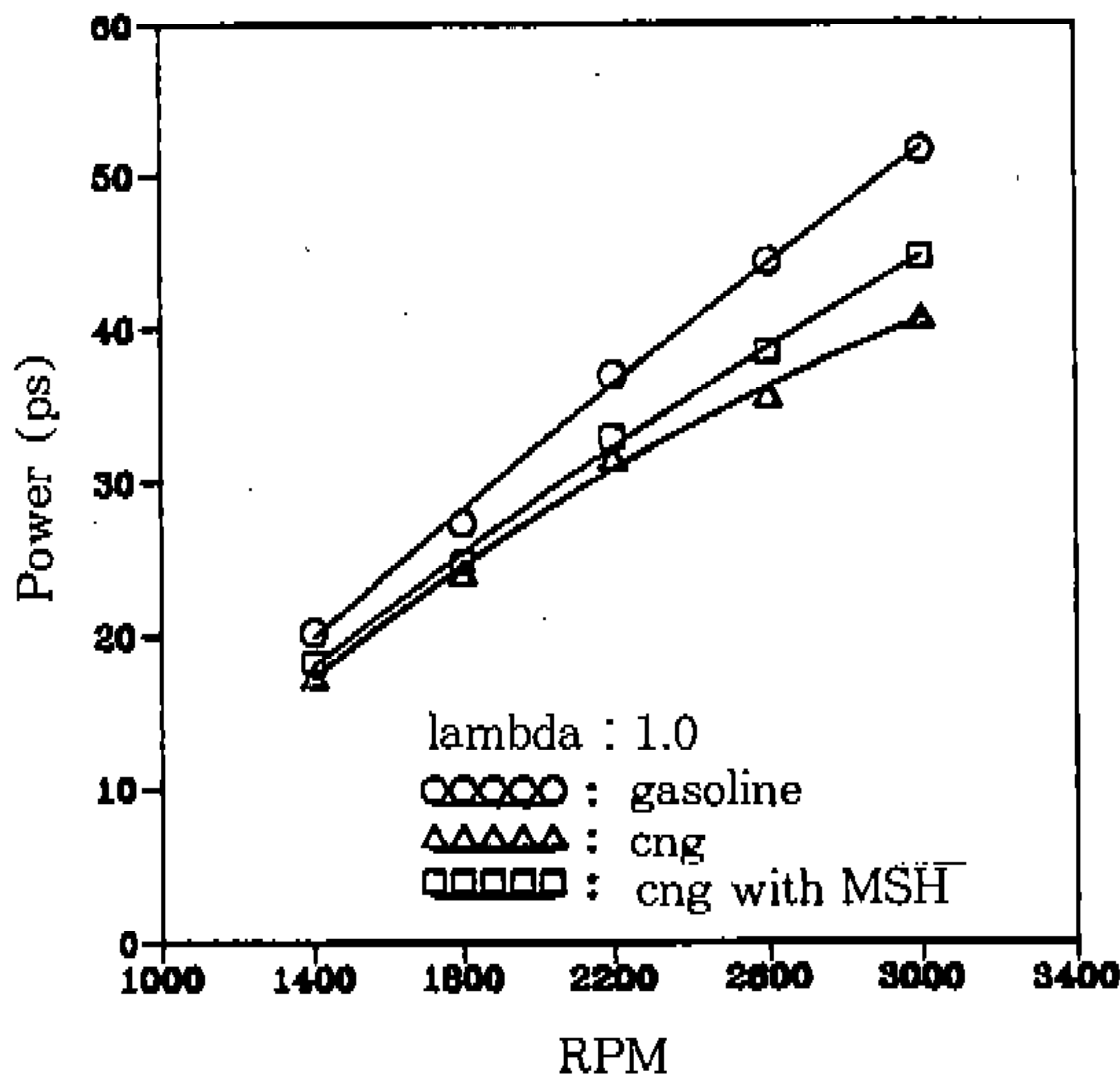


Fig.6 Power outputs as a function of engine speed for 3 different engine types at $\lambda=1.0$

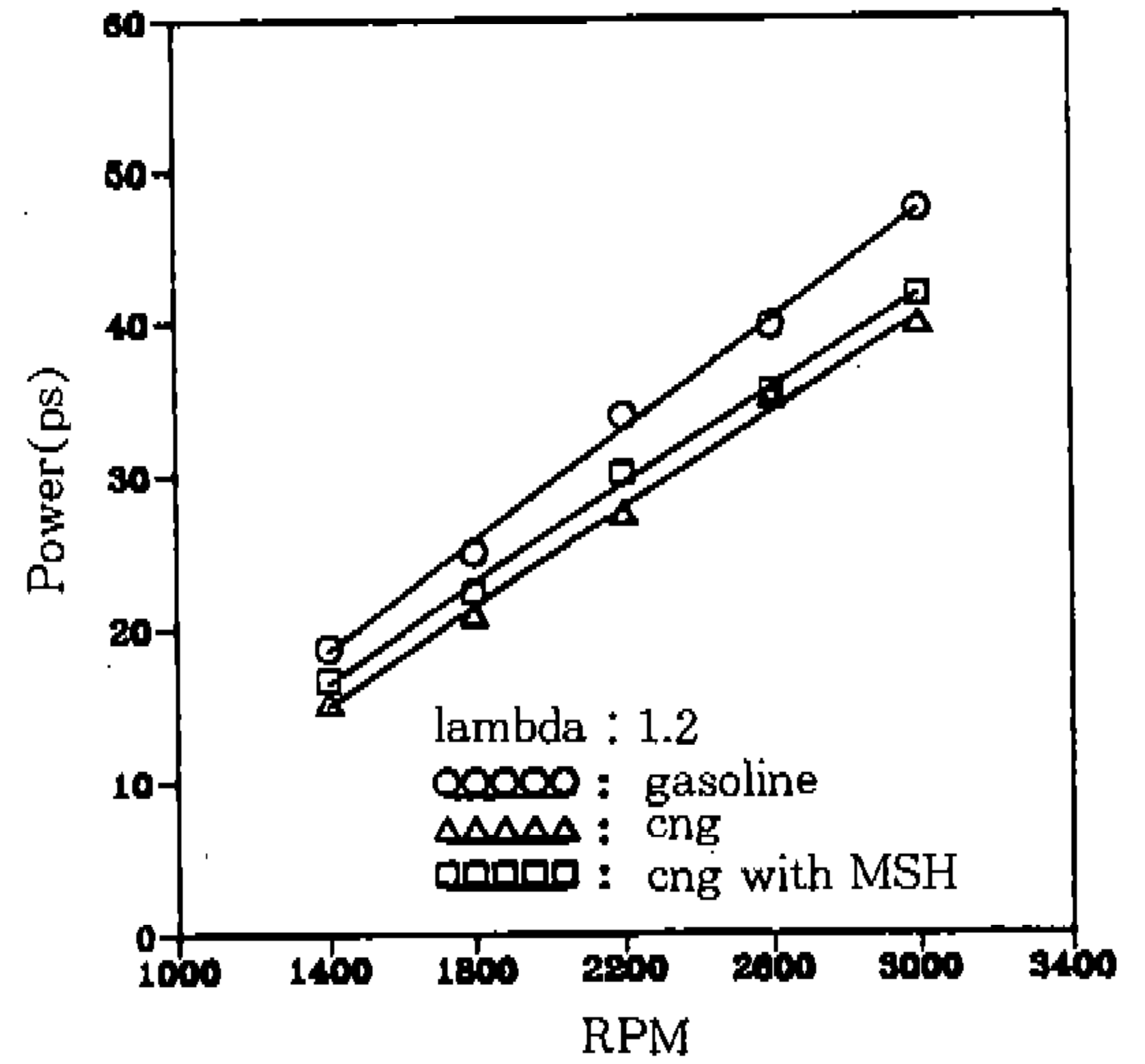


Fig.7 Power outputs as a function of engine speed for 3 different engine types at $\lambda=1.2$

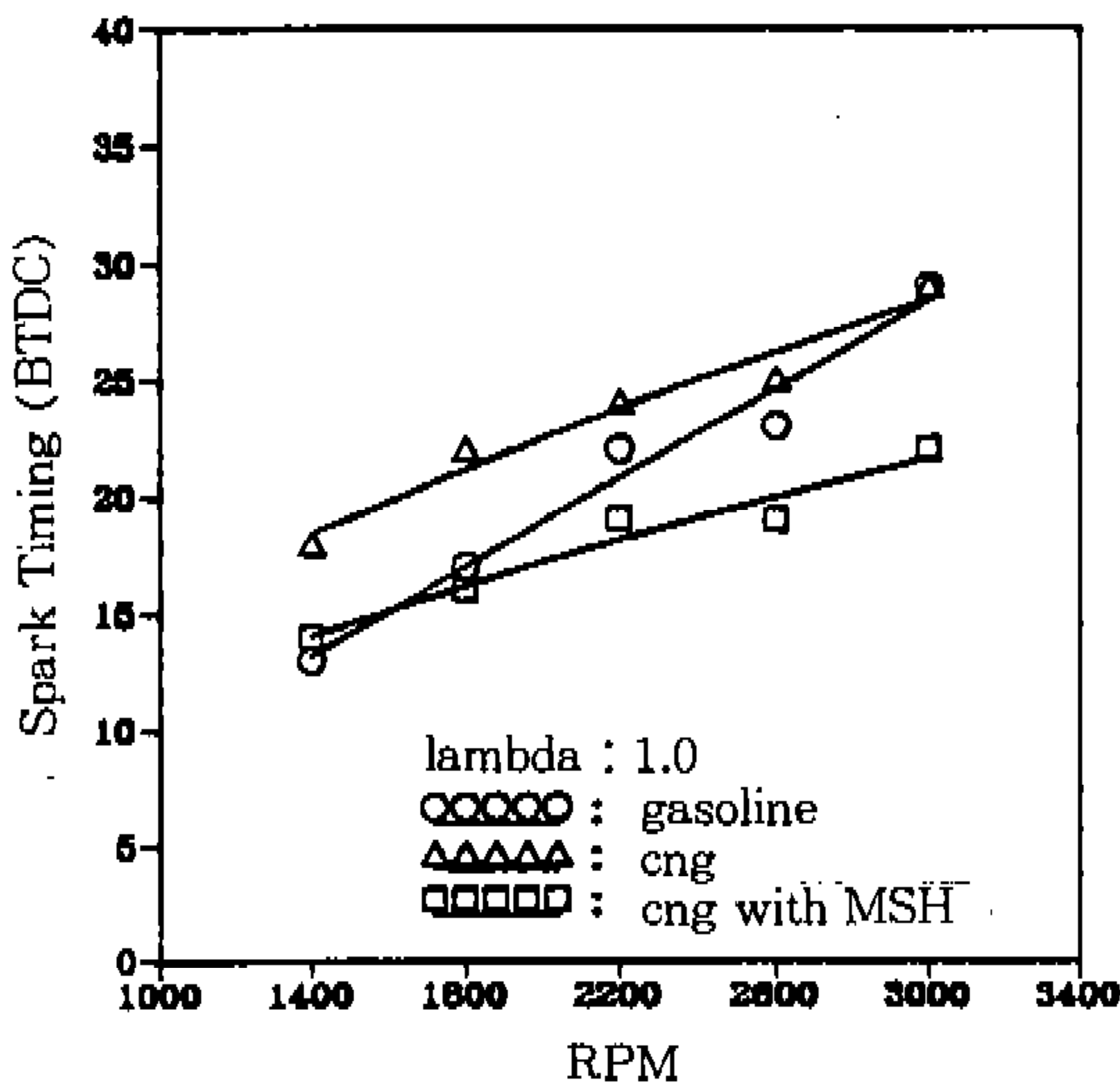


Fig.8 Spark timing as a function of engine speed for 3 different engine types at $\lambda=1.0$

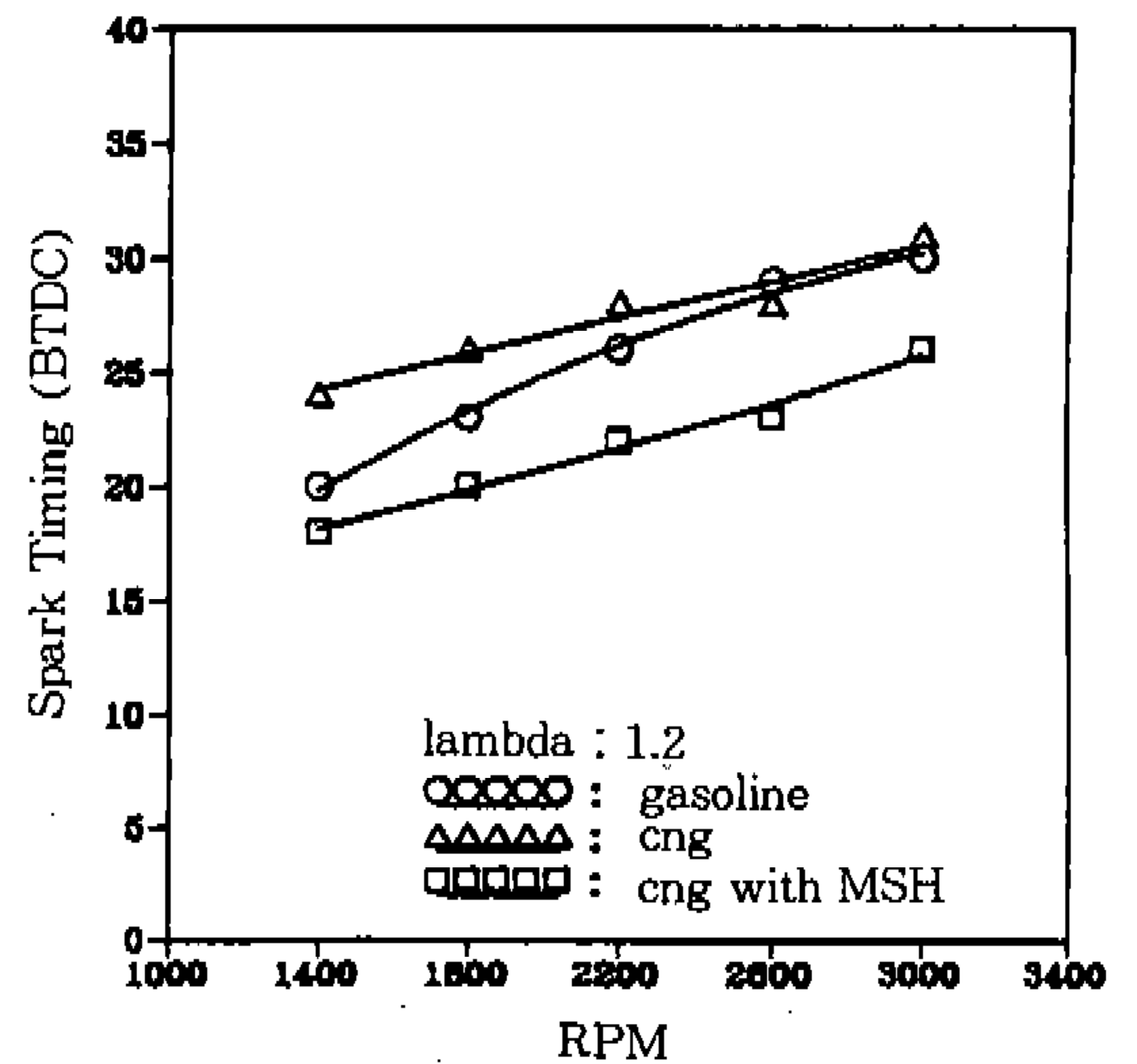


Fig.9 Spark timing as a function of engine speed for 3 different engine types at $\lambda=1.2$

영향을 계산해 보면, 압축비 증가에 의한 출력증가분은 약 0.32%이다[3,4]. 그리고 압축비를 10에서 12.3으로 높였을 때 출력상승분은 2% 내외이고[5], 8.6에서 12.0으로 높였을 때는 4% 이내라는 문헌의 결과가 나와 있다[6]. 따라서 MSH 부착에 의한 압축비 증가 영향은 약 0.32%로 엔진실험에서 얻은 결과는 압축비에 의한 영향은 없는 것으로 간주 할 수 있고, 따라서

흡기 유동 개선에 의한 급속연소로 생기는 결과로 생각할 수 있다.

Fig.6과 Fig.7은 WOT(wide open throttle), MBT-timing 조건에서 $\lambda=1.0$ 과 1.2에서 엔진 회전수 변화에 따른 가솔린, 천연가스 및 MSH 부착 천연가스 엔진의 출력을 나타내고 있다. 천연가스엔진의 출력이 가솔린엔진에 비하여 $\lambda=1.0$ 에서는 12-21%, $\lambda=1.2$ 에서는 12-19%

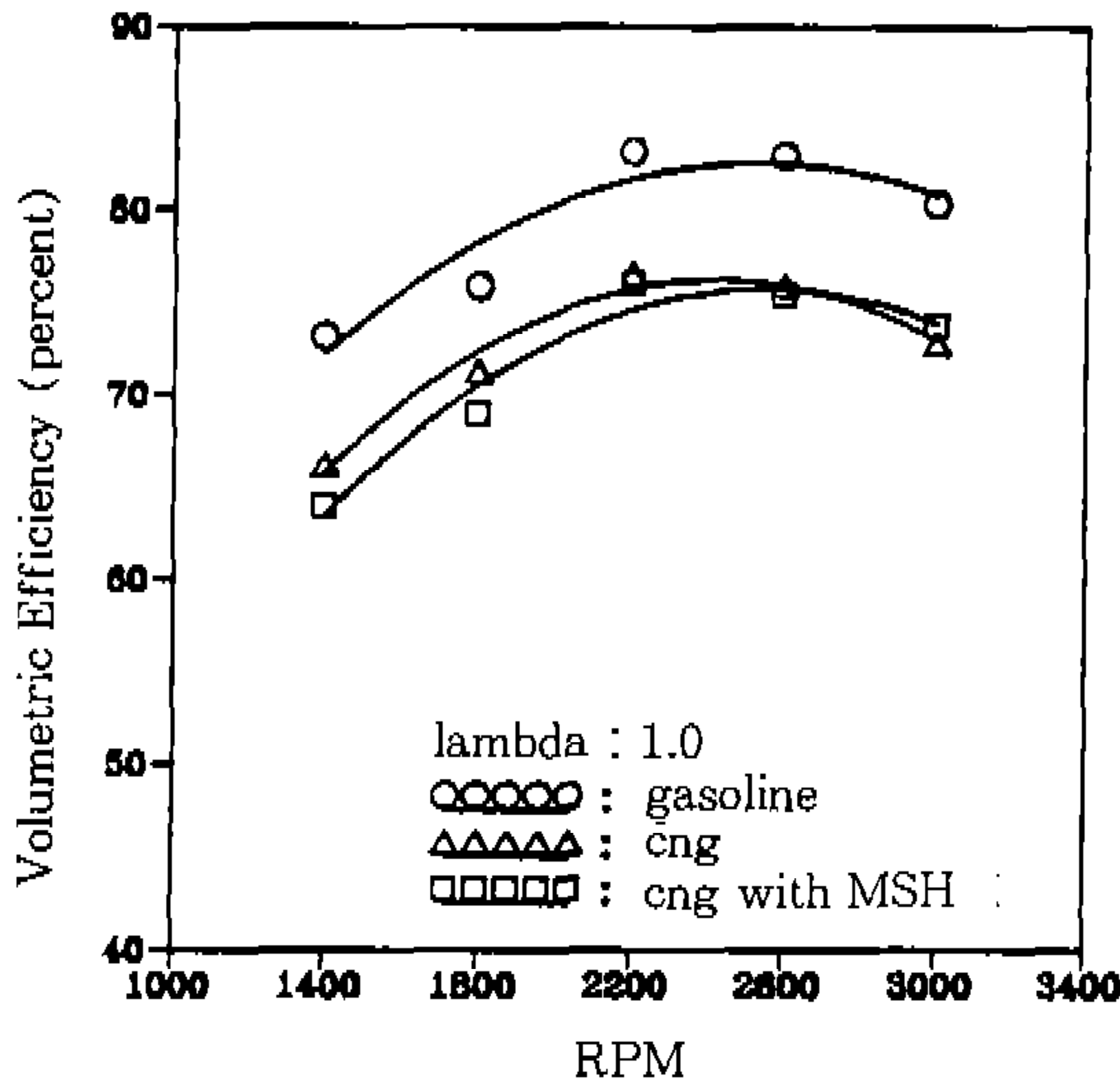


Fig.10 Volumetric efficiency as a function of engine speed for 3 different engine types at $\lambda=1.0$

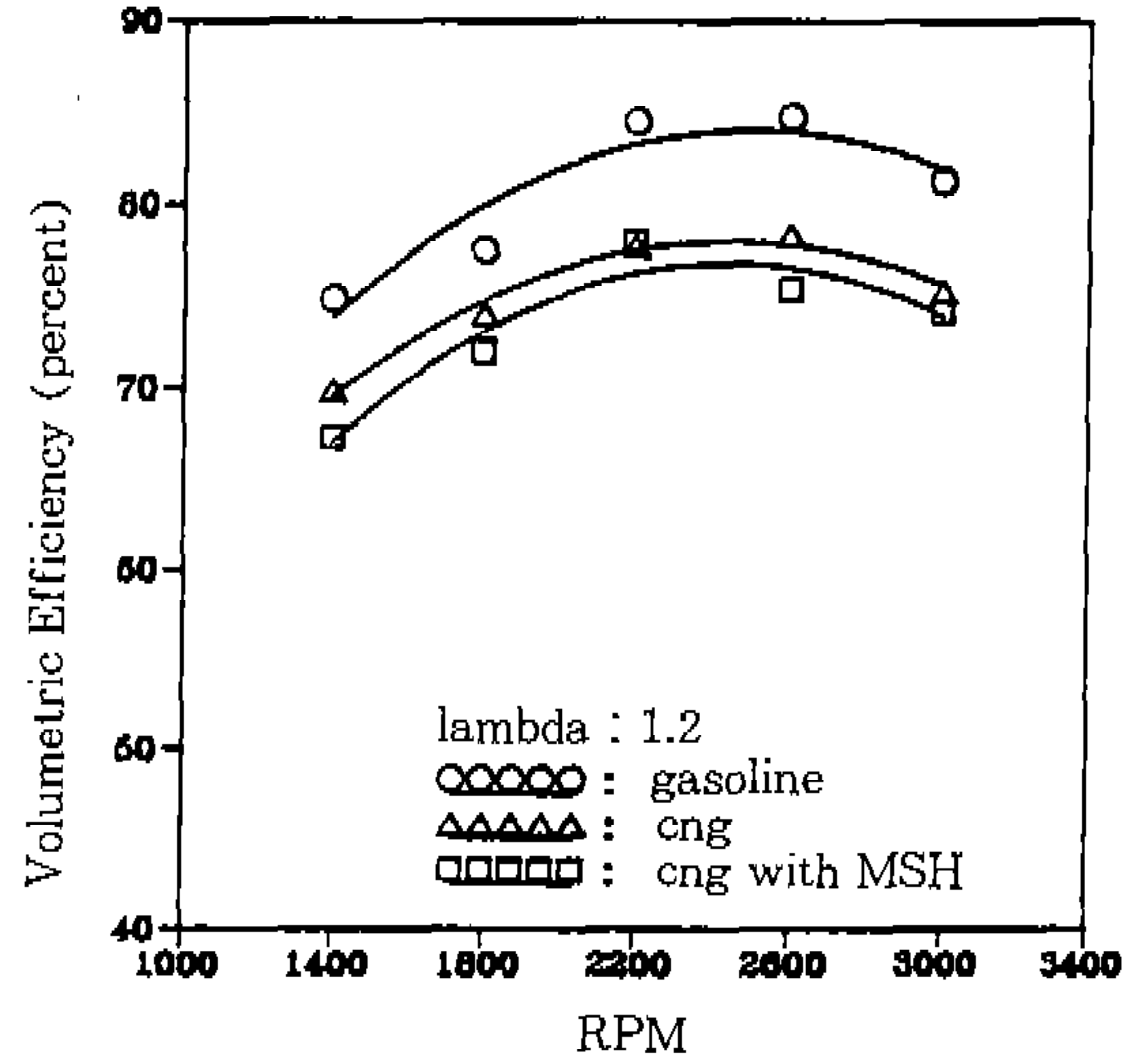


Fig.11 Volumetric efficiency as a function of engine speed for 3 different engine types at $\lambda=1.2$

의 출력감소를 보이나, MSH를 부착함으로써 전반적으로 천연가스엔진 보다 출력이 증가하고 있는데 엔진 회전수 증가에 따라 $\lambda=1.0$ 에서는 3-10%, $\lambda=1.2$ 에서는 5-9%의 출력상승효과를 얻고 있다. 이것은 MSH가 흡입 혼합기에 강한 텀블 유동을 유발시켜 난류강도(turbulent intensity)의 증가에 의한 급속연소 효과라고 생각된다.

Fig.8과 Fig.9는 같은 조건에서 기관회전수 변화에 따른 MBT-timing을 보여주고 있다. $\lambda=1.0, 1.2$ 에서 같은 경향으로 엔진 회전수가 증가할수록 가솔린과 천연가스의 MBT-timing의 차이가 점차 줄어들음을 보이고 있으며, 천연가스엔진의 경우 가솔린 엔진에 비해 엔진회전수가 증가할수록 $\lambda=1.0$ 에서는 $5^\circ-0^\circ$ deg, 1.2 에서는 $4^\circ-0^\circ$ deg 정도 점화시기를 전각시켜야 함을 알 수 있다. 그러나 Fig.8과 Fig.9에서와 같이 MSH의 부착으로 인하여 연소가 촉진되어 가솔린엔진보다 MBT-timing이 더 지연(retard)됨을 알 수 있으며, 천연가스 엔진 보다는 $\lambda=1.0$ 에서는 $4^\circ-7^\circ$ deg, $\lambda=1.2$ 에서는 $5^\circ-6^\circ$ deg 지연시켜야 함을 알 수 있다.

Fig.10과 Fig.11은 같은 조건에서 체적효율을 보이고 있다. 이 그림에서 알 수 있듯이 가솔린

엔진과 천연가스엔진을 비교하면 천연가스엔진의 체적효율이 $\lambda=1.0$ 에서는 6-9%, $\lambda=1.2$ 에서는 5-8% 정도 감소함을 보이고 있으며, 천연가스엔진에 MSH를 부착함으로써 전 엔진 회전수 영역에서 1-3% 정도의 체적 효율이 더 감소함을 알 수 있다.

Fig.12와 Fig.13은 같은 조건에서의 제동연료소비율(bsfc)을 나타내고 있다. 천연가스 사용으로 연비향상을 꾀할 수 있음을 알 수 있으며, MSH의 부착으로 연소가 촉진되어 연비향상의 경향은 더욱 두드러지고 있음을 알 수 있다. 천연가스 엔진의 제동연료소비율이 가솔린엔진에 비하여 $\lambda=1.0$ 에서는 0-6.9% 향상되고, $\lambda=1.2$ 에서는 2.6-11.8% 향상되나, MSH의 부착을 $\lambda=1.0$ 에서 6.1-14.9%, $\lambda=1.2$ 에서 9.8-13.6%가 향상되고 있다.

MSH 부착전에는 가솔린과 천연가스의 체적효율의 차이는 전회전수 영역에서 거의 비슷하고 엔진 회전수가 증가 할수록 MBT-timing의 차이는 줄어들고 있는 반면 엔진 출력의 차이는 증가하고 있는데, MSH를 부착함으로써 전회전수 영역에서 천연가스엔진과 MSH부착 천연가스엔진의 체적효율의 차이는 여전히 거의 없는 반면 MBT-timing의 지연으로 가솔린과 천연가스

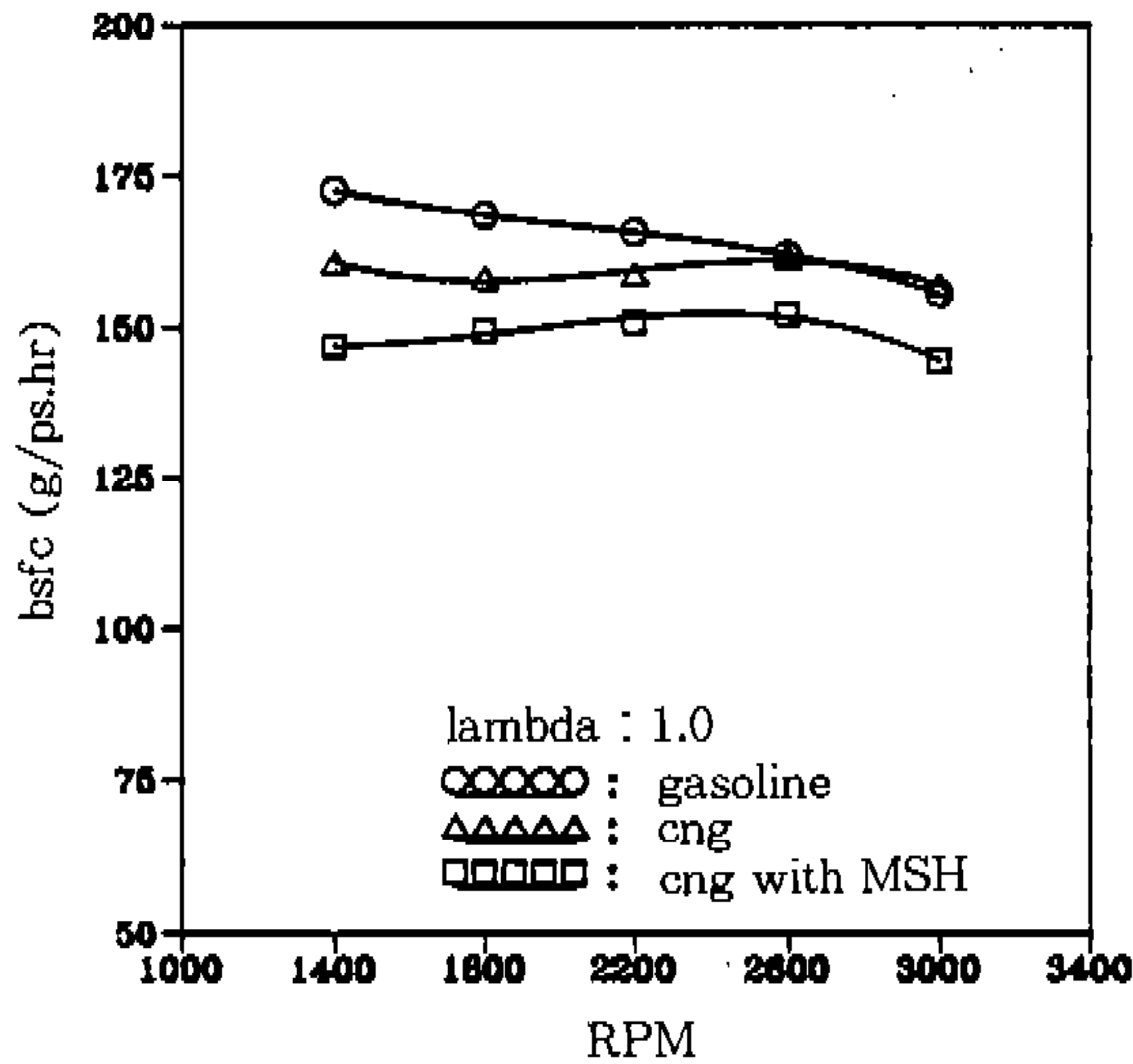


Fig.12 Bsfec as a function of engine speed for 3 different engine types at $\lambda=1.0$

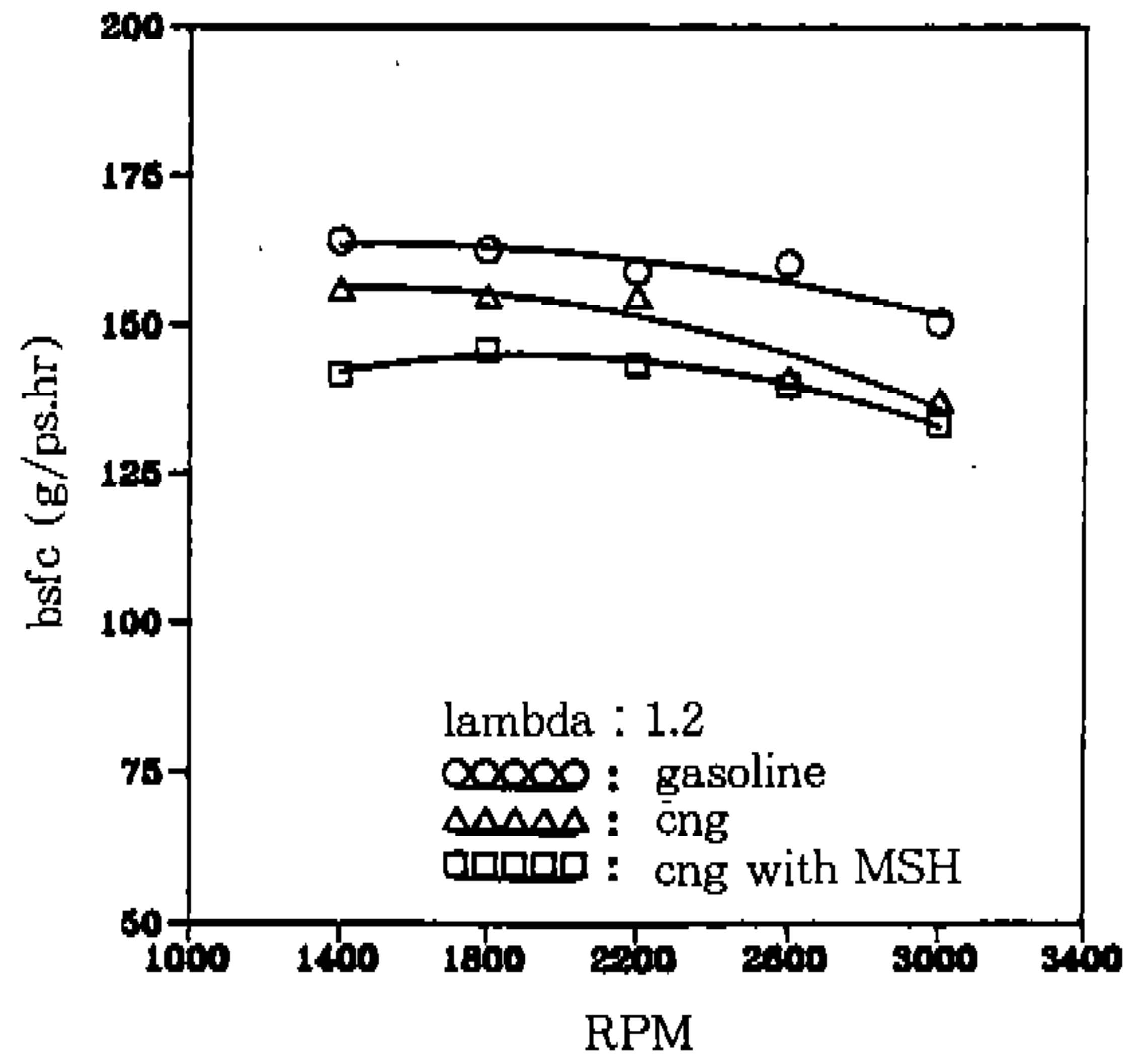


Fig.13 Bsfec as a function of engine speed for 3 different engine types at $\lambda=1.2$

사이의 엔진 출력의 차이의 폭이 줄어들 수 있는데, 이로서 MSH의 부착으로 급속연소효과가 있음을 정성적으로 알 수 있다. 본 실험 조건은 MBT-timing이므로 Fig.6과 Fig.7에서 나타난 출력 차이를 줄이는데는 점화시기의 진각 영향이외 다른 급속연소효과, 터보차저(turbo-charger)부착, 압축비 상승, 점화에너지 상승등의 연소실 형상과 점화에너지를 변화시킬 소지가 남아 있음을 알 수 있다. 또한 MSH를 부착함으로써 점화시기가 가솔린보다 지연되므로 NOx 생성량을 감소시키는 데 유익한 장점을 지니게 된다.

5. 결 론

본 연구에서는 1.5 l DOHC MPI 가솔린엔진을 천연가스엔진으로 개조하기 위하여 정상상태 가솔린엔진, 천연가스엔진, 그리고 유동개선형 천연가스엔진에 대한 엔진 기본 성능 실험을 통하여 얻은 결과는 다음과 같다.

- 1) WOT, MBT-timing 조건에서 각 엔진 회전수별 천연가스와 가솔린 엔진의 출력을 비교하면, $\lambda=1.0, 1.2$ 일때 가솔린에 비하여 12-21%의 출력 감소를 보이나,

MSH를 부착함으로써 $\lambda=1.0, 1.2$ 에서 3-10%의 출력 회복효과를 얻을 수 있었다.

- 2) WOT, MBT-timing 조건에서 각 엔진회전수별 천연가스와 가솔린엔진의 점화시기를 비교하면, $\lambda=1.0, 1.2$ 일 때 가솔린보다 $0^{\circ}-5^{\circ}$ deg 정도로 점화시기를 진각시켜야 하지만, MSH의 부착으로 $\lambda=1.0, 1.2$ 에서 천연가스엔진보다 $4^{\circ}-7^{\circ}$ deg정도 점화시기 지연(retard)이 가능하였다.
- 3) WOT, MBT-timing 조건에서 각 엔진회전수별 천연가스와 가솔린의 체적효율을 비교하면, $\lambda=1.0, 1.2$ 에서 가솔린에 비하여 5-9%의 체적 효율의 감소를 보이고 있으며, MSH의 부착으로 역시 체적효율이 1-3% 정도로 더 감소하고 있다.
- 4) WOT, MBT-timing 조건에서 각 엔진회전수별 천연가스와 가솔린의 제동연료소비를 비교하면, $\lambda=1.0, 1.2$ 에서 가솔린에 비하여 0-11.8%의 연비향상을 보이고 있으며, MSH부착으로 $\lambda=1.0, 1.2$ 에서 1.0-9.2% 더 연비가 향상되었다.

따라서, 천연가스엔진에 유동개선형 연소실 형상으로의 개선을 통해, 체적효율면에서는 불리하

지만 출력증가, MBT시 점화시기 지연 연비 향상 등으로 천연가스엔진의 출력증가, 연비개선, 배기가스저감 성능을 향상시킬수 있을 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

1. R.L. Evans, F. Goharian, and P.G. Hill, "The Performanc of a spark-Ignition Engine Fnelled with Natural and Gas and Gasoline", SAE Paper 840234, 1984.
2. Ralph D. Fleming and Glenn B. O'Neal, "Potential for Improving the Efficiency of a Spark Ignition Engine for Natural Gas Fuel", SAE Paper 852073, 1985.
3. John B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGRAW-HILL BOOK, New York, pp.827~829, 1988.
4. The University of Nebraska SAE Club, "1991 NGV Challenge Entry".
5. 장창현, 외 3인, "현대 MPI CNG(Compressed Natural Gas) 엔진 개발", KSAE Paper 933867, 한국자동차공학회 춘계 학술대회, 1993.
6. K. JONES, "New Zealand's Experience with Natural Gas for Automobiles-Technical Perspective", R&D Forum '90 Osaka, Japan Nombor 1990.