

조기연료 기화장치의 냉간 시동 및 주행 성능 분석

전 흥 신

경희대학교 기계산업시스템공학부

Early Fuel Evaporator Effects on Cold Driveability of Automobile

Heung Shin Jeon

College of Mechanical and Industrial System Engineering, Kyunghee University

요 약

본 연구의 목적은 조기 연료 기화장치가 승용차의 냉간 주행성능에 미치는 영향을 조사하여 평가하는 것이다. 이를 위해 실험은 냉 시동성과 냉간 주행성능으로 나누어 실시하여 연료소비율과 유해 배출 가스를 측정하고, 실린더내의 연소압력을 근거로 열 발생율, 적산 열 발생량, 질량연소율을 구하였다. 결과는 다음과 같다. 조기연료 기화장치의 장착은 냉 시동 초기부터 난기 완료까지의 연료소비량을 17.7% 향상, 냉 시동 초기의 일산화탄소의 배출량은 23%, 탄화수소 배출량은 45% 저감 되고, 또한 냉간 주행시의 엔진의 연소 최고압력, 도시 평균 유효압력의 변동을 4~6% 개선시키고, 단위 출력당 연료 소비율이 0.2~2.3% 절감된다. 이것은 조기연료기화장치에 의한 연소실내 최대 열 발생 지연기간 및 주 연소기간이 짧아지기 때문이다.

Abstract — The object of this paper is to investigate the effects of early fuel evaporators on cold driveability of gasoline passenger cars. Experiment has been carried out for the assessment cold start performance and cold driveability. And fuel consumption rate, emission and cylinder pressure were measured. On the base of combustion pressure of cylinder, rate of heat release, cumulative heat release amount and burned mass fraction are evaluated. The results show that fuel consumption rate is increased by 17.7%, monoxide and hydrocarbon were reduced by 23% and by 45% respectively, fluctuations of indicated mean effective pressure and maximum combustion pressure were increased by 4~6%, fuel consumption rate per power was improved by 0.2~2.3%. These are caused by the fact maximum heat release period and main combustion period are getting short.

1. 서 론

자동차가 사용되는 조건은 대체로 주위 기온이 영하 40°C 에서부터 영상 50°C, 표고는 0 m에서 4000 m(표고에 따른 대기압의 변화는 0.6~1기압)까지 변화하기 때문에 여름과 겨울의 기온차가 심한 지역에서는 반드시 차량이 고려된 모든 조건을 만족한다고는 말할 수 없다. 특히 주위기온이 낮은 겨울철에 자동차의 엔진을 시동한 후 엔진이 충분히 난기 되기까지 소비되는 연료량 및 그 때 배출되는 유해가스는 큰 사회적인 문제가 된다. 이것은 냉간 시동시부터 충분히 난기 되기 전의 과도한 연소에 분출하는 연료의 대부분이 흡기관 벽면에 부착하게 되고, 이 부착된 연료가 실린더로 공급되어 연료

의 시간적 변동 및 분배의 악화로 연료소비량 및 유해 배출가스가 증대하기 때문이다^{[1][2]}.

현재의 승용차량은 이를 위한 방법으로 벽면상에 흐르는 액상의 연료를 냉각수에 의해 가열 기화시키는 방법이 주로 채용되고 있으나 전술한 바와 같이 냉각수가 충분히 가열되기 이전의 시동초기에는 그 효과를 기대할 수 어려운 실정이다. 이를 위한 방법으로 흡기관 벽면에 부착한 연료를 전기적으로 직접 가열시키는 방법, 시동 초기부터 3원 촉매를 직접 전기적으로 가열시키는 방법 및 냉간 시동시의 점화시기를 종래보다는 더 늦추어 혼합기의 연소성능을 향상시키는 방법 등이 개발되어 차량에 적용되기도 한다^[3].

조기 연료 증발장치는 전기적인 가열방법의 한가지로

서, 소자는 정온발열과 자기제어 특성을 갖고, 내구성이 대단히 우수한 티탄산바륨(BaTiO₃)이 주 원료이고 이 소자에 대한 자동차의 응용 분야로서는 정온도 히터, 과전류 보호 브레이크, 온도 및 전류센서 등이 있다^[6-11].

본 연구는 조기 연료 증발장치의 냉간 주행성능에 미치는 영향을 조사하기 위하여 냉 시동성, 연료소비량, 유해 배출 가스량을 측정하고, 실린더의 연소압력을 근거로 열 발생율, 적산 열 발생량 및 질량연소율 평가하여 조기증발장치의 성능요인을 분석한 것에 대해 보고한다.

2. 열 발생율의 계산

연소에 의한 열 발생율은 압축행정 초기부터 팽창말기까지의 지압선도의 시간 축을 n등분하고 시각에서 i+1까지의 dt 시간내의 실린더내의 상태변화를 고려하여 열역학 제 1법칙에 의하여 다음과 같이 계산하였다. 에너지식은 다음과 같다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dU}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} \tag{1}$$

여기서 $\frac{dU}{d\theta} = mc_v \frac{dT}{d\theta}$ (2)

이므로 식(1)은 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = mc_v \frac{dT}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} \tag{3}$$

여기서 Q: 열량(J), U: 내부에너지, V: 실린더 체적(m³),
 θ: 크랭크 각도, c_v: 연소가스의 정적비열,
 m: 실린더 내 가스 질량(kg), p: 실린더 압력(kPa),
 κ: 비열비(=c_p/c_v)

또한 실린더내의 온도변화는 실린더내의 혼합기를 이상기체라 가정하고 이상기체의 상태방정식(pV=mRT)에서 다음과 같이 구하였다.

$$\frac{dT}{d\theta} = \frac{1}{mR} \left(\kappa p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} \right) \tag{4}$$

따라서 열 발생율 dQ/dθ은 식(4)를 식(3)에 대입하여 다음식을 얻는다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{1}{\kappa - 1} \left(\kappa p \frac{dV}{d\theta} + V \frac{dp}{d\theta} \right) \tag{5}$$

시각 i까지의 적산 열 발생량 Q_A는 다음식으로 계산할 수 있다.

$$Q_A = \sum_{i=0}^i \frac{dQ}{d\theta_i} \tag{6}$$

임의의 크랭크 각에서 질량연소율 Z(%)은 열 발생량을 근거로 다음식으로 구하였다.

$$Z_i = \sum_{i=0}^i \frac{(dQ/d\theta_i)}{Q} \times 100 \tag{7}$$

크랭크각의 변화에 대한 압력의 변화율은 다음식과 같이 압력 값을 수치 미분하여 계산하였다.

$$\frac{dp}{d\theta_i} = \frac{1}{12h} \{ p_{i-2} - p_{i+2} + 8(p_{i+1} - p_{i-1}) \} \tag{8}$$

크랭크각도 θ에 대한 실린더 체적은 다음과 같다.

$$V = \frac{V_s}{2}(1 + \cos\theta) + \frac{V_s \lambda}{2} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2\theta}{\lambda^2}} \right) + V_c \tag{9}$$

$$\frac{dV}{d\theta} = \frac{V_s}{2} \left(\frac{\sin^2\theta}{2\sqrt{1 - \sin^2\theta/\lambda^2}} - \sin\theta \right) \tag{10}$$

여기서 h: 압력측정 간격(deg), V_s: 행정체적(m³),
 V_c: 극간체적(m³), λ: 커넥팅로드 길이/크랭크 길이

3. 실험장치 및 방법

3-1. 실험장치

실험장치의 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 실험장치는 냉간 시동성능 및 연소특성을 평가하기 위한 장치로 구별할 수 있다. 냉간 시동성능 실험 장치는 시동기의 회전력에 의한 크랭킹(cranking)부터 엔진이 자력으로 구동할 때까지의 엔진 회전수 측정기와 이 때의 유해 배출 가스량 측정장치(비분산 적외선 분석기), 엔진의 난기원료까지의 냉각수 온도 및 오일 온도 측정장치(φ0.01in

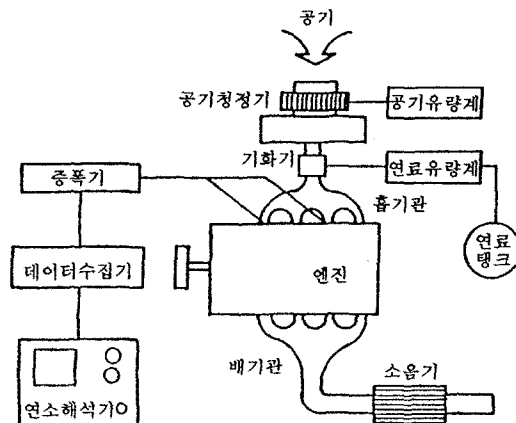


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

or $\phi 0.1\text{in}$ 의 K-type thermocouple) 및 연료소비량 측정 장치로 구성되었으며, 연소특성은 실린더 내 연소압력을 압력트랜듀서로 픽업한 후에 이것을 다시 증폭기로 증폭한 후 연소해석기로 보내어져 연소특성을 해석하였다. 엔진은 배기량 1439cc, 4 cylinder inline OHC 형식이며, 엔진동력계는 수냉 외전류 제동 형식이다. 조기연료 증발장치는 흡기매니폴드와 스로틀바디 사이에 설치된다.

3-2. 실험방법

냉간 시동성능 실험 및 평가방법은 문헌^[13]에 따랐다. 실험은 12시간 이상 충분히 대기온도(10°C 정도)로 방치시킨 엔진을 시동시킨 후 무부하(idling) 상태에서 냉각수 온도가 76°C (thermostat의 작동 온도인 80°C 부근) 될 때까지의 엔진 회전수 변화, 냉각수 온도, 연료소비량 및 유해 배출 가스량을 조기연료 증발장치 장착전후에 대하여 각각 3~5회 반복 측정하였다.

연소특성 실험조건은 엔진의 회전속도가 아이들링(700 rpm), 2,000 rpm, 3000 rpm이고, 엔진회전수가 2000 rpm 및 3000 rpm에서는 흡기관내 부압을 400 mmHg, 200 mmHg, 및 WOT(Wide Open Throttle)으로 변화시켰으며, 4개의 실린더(엔진은 가장 외측에서부터 1번, 2번, 3번, 4번 실린더라 칭하여 구별하였다).

실험은 먼저 기존엔진에 대하여 점화시기를 각 실험조건에서 MBT로 설정한 후, 1번과 3번 실린더내의 압력을 크랭크 각도 1° 마다 360회 측정된 값의 산출평균을 취하여, 이 값을 근거로 도시 평균 유효압력과 위 식 (5), (6) 및 (7)에 의하여 열 발생율, 적산 열 발생량 및 질량 연소율을 구하였다. 기존 엔진에 대한 실험이 끝나면 점화시기를 변경시키지 않고 계속해서 조기 연료 기화장치를 차례로 설치하여 전술한 실험을 반복 수행하였다.

3-3. 조기연료기화장치

본 실험에 사용한 조기연료 기화장치는 Fig. 2에 나타난 바와 같이, 이들을 각각 허니컴형 히터, 벽면 가열형 히터, 환상형 히터로 칭하였다.

허니컴형은 직경 34 mm, 두께 6 mm의 PTC소자에 정사각형($3.5 \times 3.5 \text{ mm}$)으로 구멍이 뚫린 격자상의 구조가

흡기관 통로를 막는 구조이고, 환상형 히터는 허니컴형 히터의 중앙부위에 $8 \times 32 \text{ mm}$ 의 직사각형의 구멍이 있는 구조이다. 벽면 가열형 히터는 육각형의 알루미늄 판(길이 20 mm) 속에 디스크형의 PTC 소자가 6개 설치되어 있고, 알루미늄 벽면을 따라 연료가 흐르면서 열을 받아 기화하게 된다.

허니컴형 및 환상형 히터의 표면온도는 실온(19.1°C)에서 자동차용 12 V 배터리의 전원을 연결한지 10초 후 최종 표면 온도의 90%인 140°C 에 도달하였으며, 최종 표면온도는 $147.5 \pm 2.8^{\circ}\text{C}$ 이다. 벽면 가열형 히터는 알루미늄 판으로의 열전달 지연때문에 69초 후 최종표면온도의 90%인 125°C 에 도달하였으며, 최종표면온도는 $139.6 \pm 0.3^{\circ}\text{C}$ 이다^[14].

4. 실험 결과 및 고찰

4-1. 냉간 시동성

4-1-1. 크랭킹 및 지속성

가솔린 차량은 크랭킹 기간이 짧을 수록 시동성이 양호하고 10초 이내이면 실용성이 있다고 판단하며, 크랭킹 이후의 엔진의 연소상태가 양호하지 못하면 엔진회전수의 변동이 크게 되고 변동폭이 100 rpm 이상이면 이 진동이 운전자에게 불쾌감을 주게 된다^[15].

허니컴형 히터를 엔진에 장착 전후의 크랭킹 기간 및 엔진회전수의 변화를 측정한 일례를 Fig. 3에 나타내었다. 크랭킹 기간은 히터를 장착한 경우가 7초, 기존 엔진은 9.8초이었으며, 크랭킹 이후의 자력운전(지속성)은 히터를 장착한 경우가 엔진 회전수의 변동 폭이 작고, 히터 장착전의 기존엔진은 회전수 변동폭이 100 rpm이상이 되어 심한 진동이 있음을 알 수 있다.

4-1-2. 연료소비량

Table 1은 냉간 시동시(냉각수 온도 10°C)부터 난기 완료시(냉각수 온도 76°C)까지의 연료소비량 및 경과시간을 나타내었다. 결과는 히터를 장착한 경우가 장착하지 않은 기존엔진에 비하여 3분 7초 빠르며, 연료소비량도 42.2 ml 작음을 보여 주고 있다. 이 값을 기존엔진에서의 값과 비교하면 연비 개선 효과는 히터를 장착

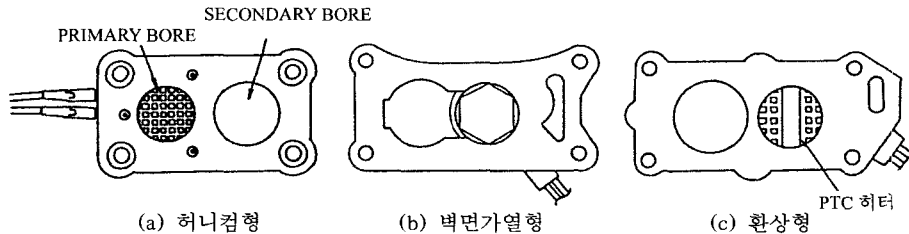


Fig. 2. Early fuel evaporators.

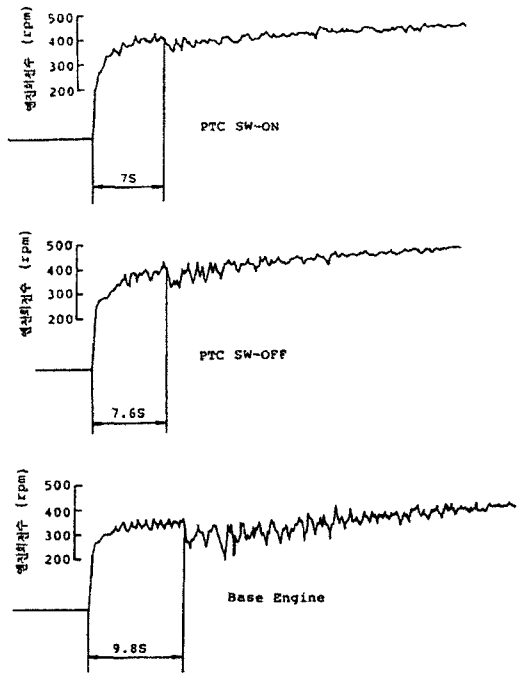


Fig. 3. Variation of engine revolution per minute.

Table 1. Fuel consumption amount and lapse time from cold start to warming up.

	연료소비량	경과시간
기존엔진	238.5 ml	17 분 6 초
허니컴상 히터	196.3 ml	13 분 59 초

한 경우가 장착전보다 17.7% 향상됨을 알 수 있다.

4-1-3. 유해 배기량

Fig. 4에 시동시부터 난기 완료시까지의 유해배출 가스량을 나타내었다. 기존엔진의 경우 탄화수소(HC) 배출량은 시동 직후에 9000 ppm 이상며 히터를 장착한 후에는 전반적으로 균일하게 배출되는 것을 보이고 있다. 자동차는 일반적으로 냉간 시동시에 시동성 확보를 위하여 농후한 혼합비의 혼합기를 공급하고 이 때 과잉의 연료는 물론 연소되지 못한 연료는 그대로 방출하게 되어 냉시동 직후에 연료 성분인 탄화수소 배출량이 최대가 되었다고 사료된다.

일산화탄소(CO)의 배출량은 워밍 초기에 히터를 장착하였을 경우가 낮으나, 워밍 후반기에서는 반대로 종래의 엔진이 일산화탄소의 배출량이 줄어드는 것을 보이고 있다. 이것은 기존 엔진은 냉간 시동 초기에 과농혼합비의 연료를 공급하게 되지만, 점차 엔진이 워밍이 되면 연료는 흡기관내 부압에 따라 공급되어 적정혼합비

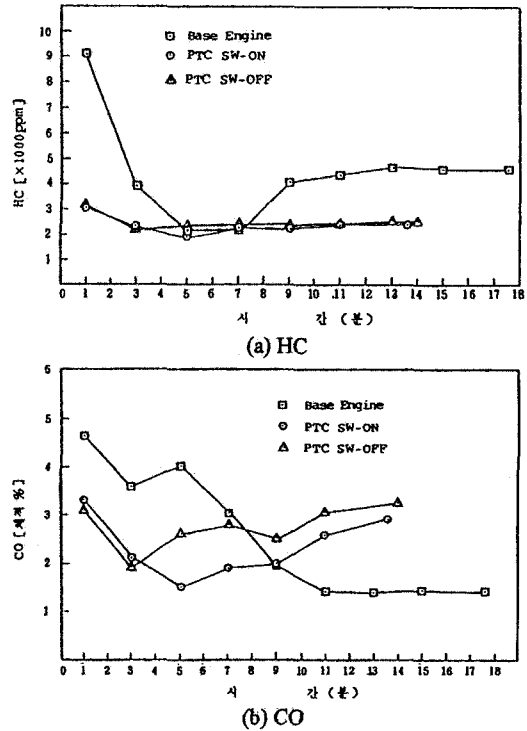


Fig. 4. Emissions.

로 실린더에서 연소하게 되어 일산화탄소의 배출량이 낮아지지만, 허니컴형 히터를 장착사에는 이 히터가 흡입 저항을 증가시키는 구조이므로 결국 유입 공기량이 줄어들어 일산화탄소 배출량이 많아졌다고 사료된다.

냉시동 초기에 히터를 장착한 경우가 유해배출가스 배출량의 저감을 가져오는 이유는 실린더 내로 유입되는 연료 및 공기가 허니컴형 히터를 통과할 때 연료의 기화 촉진 및 공기를 가열시켜 결국 실린더내의 연소상태를 개선시켰기 때문이라고 사료된다. 이것은 냉각수 온

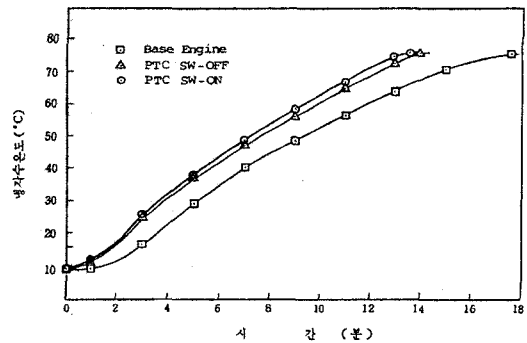


Fig. 5. Variation of cooling water temperature.

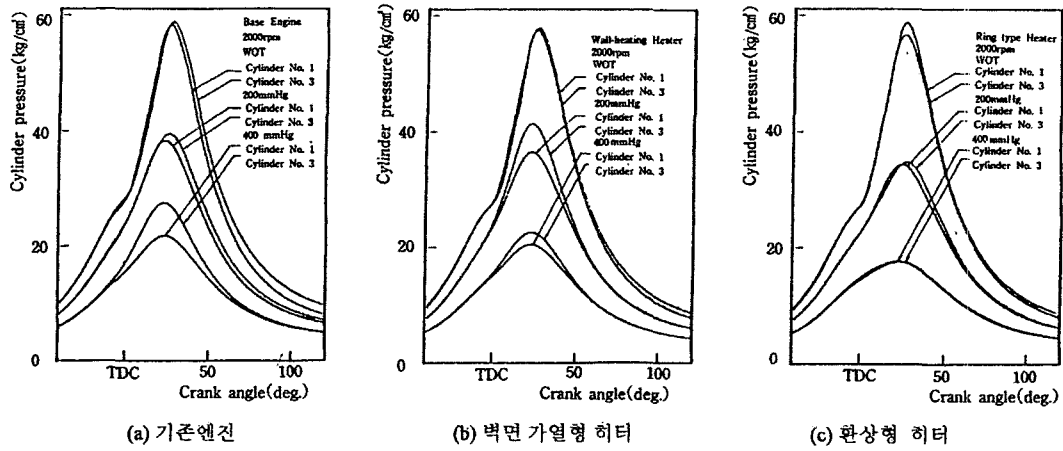


Fig. 6. Cylinder pressure with crank angle.

도를 측정된 Fig. 5를 참고하면, 히터를 장착한 경우의 시동초기의 냉각수 온도 상승율(기울기)이 기존 엔진에 비하여 상당히 높게 나타나 있고, 이것은 실린더내 연소특성의 개선때문이라고 사료되기 때문이다.

4-2. 연소성능

4-2-1. 연소압력

Fig. 6은 크랭크 각도에 따른 1번과 3번 실린더내의 압력을 나타낸 것이다. 그림은 모두 1번과 3번 실린더내의 압력이 다를 뿐만 아니라 연소 최고압이 3번 실린더가 높은 것을 보이고 있다.

4-2-2. 도시평균유효압력

엔진의 운전성능 및 출력성능은 각 실린더마다의 최고 연소압의 변동 및 도시평균 유효압력의 변동과 강한 상관성이 있다. Fig. 7에 1번과 3번 실린더의 도시평균 유효압력의 편차를 나타내었다. 이 값은 흡기관의 부압

이 클수록 크고 또 히터를 장착한 경우가 장착전에 비하여 상당히 작음을 보이고 있다.

이를 정량적으로 정리하면 기존엔진의 도시평균 유효압력의 편차가 가장 심할 때는 무부하(idling) 운전시 30%이었으며, 작을 때는 엔진회전수가 3000 rpm, 흡기관 부압이 200 mmHg와 WOT의 경우로서 각각 3%와 4%이었다. 반면에 환상형 히터의 경우에는 역시 무부하 운전시의 도시평균 유효압력의 편차가 24%로 가장 컸으며, 3000 rpm, 200 mmHg 및 WOT의 경우에는 각각 1%, 1.2%로 낮았다.

4-2-3. 연료소비율

연료소비율은 1번과 3번 실린더의 도시평균 유효압력의 평균치에서 산출한 도시출력(단위 [g/PS·h])으로 평가하여 Table 2에 정리하였다. 결과는 전체적으로 히터를 장착한 경우가 장착 전에 비하여 연료소비율이 0.2%~2.3%의 향상을 보이고 있다.

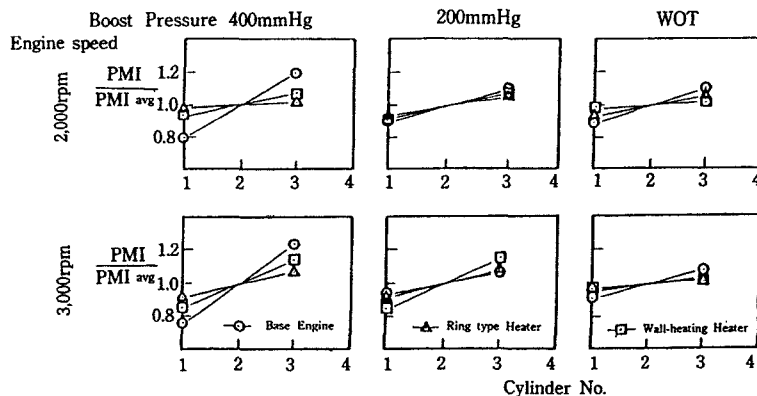


Fig. 7. Declination of indicated mean effective pressure with cylinders.

Table 2. Fuel consumption rate before and after attaching early fuel evaporator.

		2000 rpm			3000 rpm		
		400 mmHg	200 mmHg	WOT	400 mmHg	200 mmHg	WOT
Base engine	Fuel consumption amount (g/s)	0.637	1.043	1.861	0.957	1.562	3.243
	Indicated mean effective pressure	5.605	10.195	15.917	5.75	10.33	16.862
	Fuel consumption rate (g/PS · h)	127.94	115.17	131.63	124.91	113.49	144.34
Ring type	Fuel consumption amount (g/s)	0.591	1.005	1.847	0.918	1.535	3.249
	Indicated mean effective pressure	4.661	9.84	16.098	5.353	10.228	17.018
	Fuel consumption rate (g/PS · h)	142.74	114.98	129.17	128.71	112.64	143.29
	Remarks (%)	11.6	-0.2	-1.9	3.0	-0.7	-0.7
Wall heating type	Fuel consumption amount (g/s)	0.608	1.01	1.833	0.925	1.531	3.219
	Indicated mean effective pressure	5.218	10.105	15.798	5.557	10.245	16.883
	Fuel consumption rate (g/PS · h)	131.17	112.52	130.62	124.93	112.15	143.17
	Remarks (%)	2.5	-2.3	-0.8	0.02	-1.2	-0.8

엔진회전수가 2000 rpm, 흡기관 부압이 400 mmHg인 경우(저부하)의 연료소비량은 환상형 히터(0.591 g/s)가 기존엔진(0.637 g/s)에 비하여 낮은 데 비하여 연료소비율은 반대로 히터를 장착한 경우가 높게 나타났다. 이것은 흡기관 부압이 크다(400 mmHg)는 것은 스로틀밸브가 흡기 통로를 닫은 구조인데 여기에 흡입저항이 큰 히터가 장착되면 연료량은 물론 유입 공기량도 작게 되어 결국 평균유효압력(또는 열발생량)이 작게 되기 때문이라고 사료된다.

4-2-4. 적산 열 발생량 및 열 발생율

적산 열 발생량 및 열 발생율을 Fig. 8 및 Fig. 9에 나타내었다. 그림은 3번 실린더쪽이 적산 열 발생량을 클 뿐만 아니라 최대 열 발생율을 일으키는 크랭크 각도가 빨라지는 것을 보이고 있다.

엔진회전수 2000 rpm, 흡기관 부압 400 mmHg인 조건에서 기존엔진의 적산 열 발생량이 환상형 히터의 경우보다 큰 이유는 3)항에서 기술한 바와 같이 연료소비

량때문이라고 사료된다. 즉 Table 2를 참고하면 2000 rpm, 400 mmHg에서 연료소비량은 환상형 히터, 벽면가열형 히터 및 기존엔진이 각각 0.591 g/s, 0.608 g/s 및 0.637 g/s으로 환상형 히터가 가장 적게 사용되었으며 이를 기준으로 벽면가열형 히터는 2.9%, 기존엔진은 7.8% 많이 소비된 것을 알 수 있다. 그러나 Fig. 8의 적산 열 발생량은 반대로 기존엔진, 벽면가열형 히터 및 환상형 히터가 각각 $0.4954 \times 105 \times J$, $0.47375 \times 105 J$, $0.4611 \times 105 J$ 순이어서 환상형 히터를 기준으로 보면 벽면가열형 히터는 2.7%, 기존엔진은 7.6%, 증가한 값을 보이고 있어 연료소비량의 경향과 거의 일치함을 알 수 있다.

4-2-5. 열 발생 지연기간 및 주 연소 기간

실린더내의 질량연소율을 Fig. 10에 나타내었다. 그림은 역시 1번과 3번 실린더의 질량 연소율의 차이를 보이고 있으며, 3번 실린더의 쪽이 열 발생 지연기간, 최대 열 발생기간 이 짧아지는 것을 알 수 있다. 질량연소율이 50%인 점에서 비교하여 보면 기존엔진, 환상형

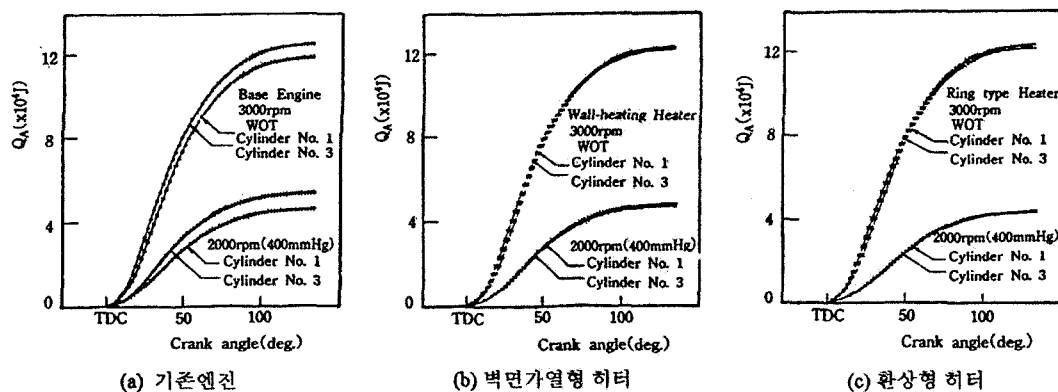


Fig. 8. Cumulative heat release amount with crank angle.

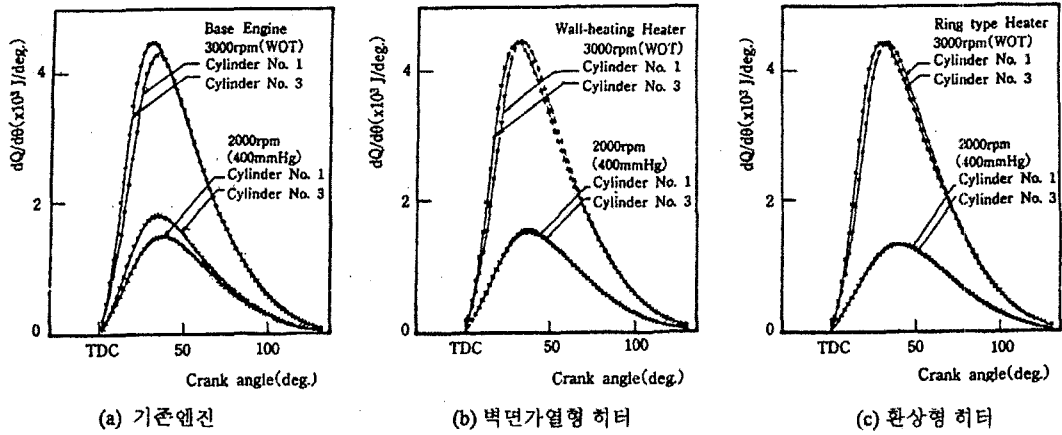


Fig. 9. Rate of heat release with crank angle.

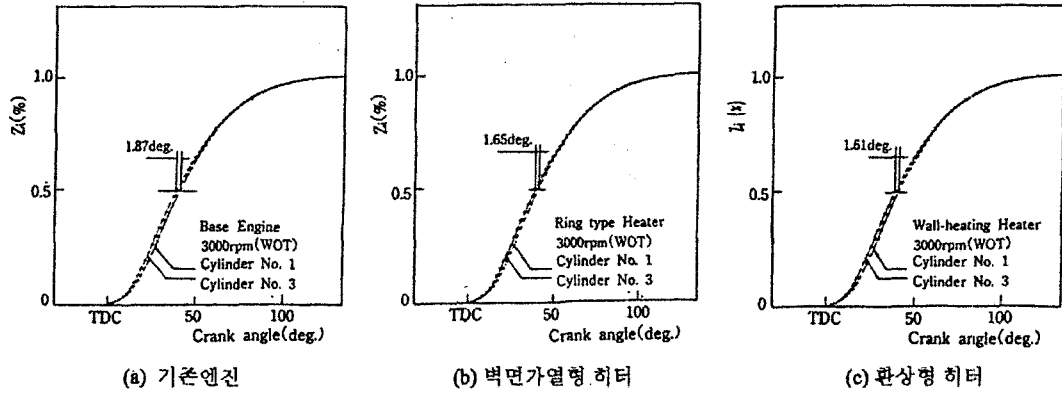


Fig. 10. Burned mass fraction of gas with crank angle.

히터 및 벽면가열형 히터의 경우 1번실린더는 3번실린더보다 각각 1.87 deg_{CA}, 1.65 deg_{CA}, 및 1.61 deg_{CA}의 연소지연이 발생하는 것을 알 수 있다.

조기연료기화장치 장착전후의 3번 실린더에 대한 질량연소율을 비교하면, 최대 열 발생기간은 환상형 히터가 13.21 deg_{CA}로 가장 짧았으며, 벽면가열형 히터(13.54 deg_{CA}), 기존엔진(13.78 deg_{CA}) 순으로 나타났다. 질량연소율이 90%까지인 주 연소기간도 환상형 히터가 63.26 deg_{CA}로 가장 짧고, 계속해서 벽면가열형 히터 63.62 deg_{CA}, 기존엔진이 64.73 deg_{CA} 순으로 가라키고 있기 때문에 환상형히터를 장착시에는 기존엔진보다 최대 열 발생지연기간은 0.57 deg_{CA}, 주 연소기간은 1.47 deg_{CA} 만큼 빨라지는 것을 알 수 있다.

5. 결 론

조기 연료 기화장치의 엔진의 냉간 시동성능 및 연소

특성에 미치는 영향을 조사하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 조기연료 기화장치는 냉시동 초기부터 난기원료까지의 연료소비량은 17.7%의 향상, 냉시동 초기의 일산화탄소 배출량은 23%, 탄화수소 배출량은 45% 저감되고
- 2) 본 실험조건에서 냉간 주행시의 엔진의 연소최고압력, 도시 평균유효압력의 변동을 4~6%, 단위 출력당 연료 소비율이 0.2~2.3% 개선된다.
- 3) 조기연료 기화장치는 실린더마다 연소최고압 변동의 저감, 도시평균유효압 변동의 저감을 가져오고, 실린더 내 최대 열 발생 지연기간 및 주 연소기간을 짧게 한다.

참고문헌

1. John, B. Heywood: "Internal Combustion Engines Fundamentals", McGraw-Hill Book Company, pp. 314-321 (1989).

2. 전홍신 외: “흡기관내 연료 거동에 관한 연구”, 기계학회논문초록집, pp. 289-293 (1983).
3. 松岡信: “火花點火機關の燃焼變動”, 内燃機關 第13卷, 第155號, pp. 52-60 (1974).
4. D.R. Limatta et al: “Effect of Mixture Distribution on exhaust Emission as Indicated by Engine Data and the Hydraulic Analogy”, SAE paper 710618 (1971).
5. 井口雅一 他: “自動車 最新技術事典”, 朝倉書店 (1993).
6. Andrich, E.: “PTC thermistor as self-regulating heating elements”, Philips Tech. Rev., 617, 170-177 (1989).
7. Peter, G. Berg: “PTC honeycomb heater for improved fuel vaporization”, SAE Technical Paper 810156 (1981).
8. Paganelli, J.: “PTC Ceramic heaters in automotive controls”, SAE Technical Paper 840143 (1984).
9. Hitoshi, Niwa *et al.*: “Development of PTC Element”, JSME Reviews, pp. 95-98 (1985).
10. 黃本 正美, 奈良 昭夫, 堀 誠, 自動車用 PTC ヒ-ダ, 第19卷 第93號, pp. 67-71 (1988).
11. Austin et al, T.C.: “Passenger Car Fuel Economy as Influenced by Trip Length”, SAE Paper, No. 750004 (1975).
12. Hatton, T. *et al.*: “Intake System for Internal Combustion Engine”, U.S.Patent NO. 4345569 (1982).
13. 景山克三: “自動車の 性能ヒ 試験”, 自動車工學全書3, 山海堂 (1987).
14. 양준환 외: “차량 연료절감을 위한 세라믹 히터장치 개발연구”, 한국에너지기술연구소 연구보고서 (1992).