

배기열 회수장치 적용에 따른 SI 엔진의 워업 성능에 미치는 영향

박 경 석^{*1)} · 서 호 철^{2,3)} · 박 선 홍³⁾ · 김 인 태³⁾ · 장 성 욱²⁾

경희대학교 기계공학과¹⁾ · 세종공업(주) 기술연구소²⁾ · 경희대학교 대학원 기계공학과³⁾

Effects of Warm-up Performance on SI Engine with Exhaust Heat Recovery System

Kyounsuk Park^{*1)} · Hocheol Suh^{2,3)} · Sunhong Park³⁾ · Intae Kim³⁾ · Sungwook Jang²⁾

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Kyunghee University, Gyeonggi 446-701, Korea

²⁾R&D Center, Sejong Industrial Co. Ltd., 800-1 Hyomoon-dong, Buk-gu, Ulsan 683-360, Korea

³⁾Department of Mechanical Engineering, Graduate School, Kyunghee University, Gyeonggi 446-701, Korea

(Received 5 January 2011 / Accepted 15 June 2011)

Abstract : The effect of exhaust heat recovery system can be evaluated by two well known method. First method is to measure the time duration from engine start under cold coolant temperature till coolant get warmed. By this methodology coolant warming duration can be index of warm-up effect. Second method is to analyze heat balance of the engine during warm-up phase under steady engine operation so that wasted energy by losses such as cooling and exhaust can be index of warm-up effect. This study focused on evaluation of warming-up effect by both methodology above mentioned using 2L SI engine under from idle to 2000rpm steady condition. Results, idle operation showed low heat recovery efficiency but under higher engine speed condition, remarkable heat recovery efficiency improvement was observed. In 2000rpm steady condition, warm-up duration of engine is decreased by exhaust heat recovery system.

Key words : EHR(S(배기열회수장치), Warm-up(워업), Exhaust heat(배기열), Waste hest(폐열)

Nomenclature

A : area, m²
 C : heat capacity rate
 h : convection thermal coefficient, W/m² · °C
 k : thermal conductivity, W/m · °C
 ℓ : length, m
 Q : heat flux, W
 q : heat flux per unit area, W/m²
 T : temperature, °C
 U : overall heat transfer coefficient

Subscripts

a,b,x : nodal point
 con : convection
 k : conduction
 h,c : hot side, cold side
 i,o : in, out

1. 서론

자동차 엔진에 공급된 연료 에너지는 자동차를 구동하는데 필요한 가용일로 일부가 변환되며, 나머지 에너지는 기계 마찰에 의한 손실, 배기에 의한 손실 그리고 냉각에 의한 손실로 가용할 수 없는 형태가 된다. Table 1에서 보는 바와 같이 내연기관에

*Corresponding author, E-mail: ks2507@khu.ac.kr

Table 1 Heat balance of sankey diagram

Effective power	Lost energy		
	Friction and parasitic losses	Coolant	Exhaust gas
30%	10%	30%	30%

공급된 연료의 열에너지는 냉각손실이 약 30%, 기계손실 약 10%, 제동마력 약 30%, 배기가스로 약 30%의 열이 방출된다. 최근 이중에서 버려지는 약 30%의 배기열을 회수할 수 있는 에너지 재생 시스템을 차량에 적용하여 자동차 연비 개선에 효과를 보려는 연구가 진행되고 있다.^{1,2)}

차량 운전 조건에 따라 차이는 있지만 배기시스템을 통해 대기 중으로 배출되는 배기가스의 온도는 약 100 ~ 400°C의 온도범위를 갖는다.

엔진으로부터 배기열을 회수하는 가장 효과적인 방법은 배출되는 고온의 열을 그대로 열의 형태로 재사용하는 것이다. 최근 하이브리드 차량에 배기시스템에 열교환기를 장착하여 배기가스의 열을 회수하여 한냉 시, 자동차의 실용연비를 향상시키는 데 사용하고 있는 경우가 있으며, 이 기술은 열교환을 통해 열에너지를 열에너지의 상태로 재사용하는 방법 중의 하나이다.^{3,5)}

따라서 본 연구에서는 엔진 배기열 회수를 목적으로 시험 제작된 배기열 회수 열교환기 시스템을 자동차용 가솔린 엔진에 적용하여 실험을 통해 배기열 회수에 의한 워업 효과를 평가하고자 한다.

2. 열교환 관계식

본 연구에서 사용된 열교환기는 고온의 유체와 저온의 유체 사이에 열교환을 시키는 장치로 일반적으로 한쪽 유체의 온도를 조절하기 위한 목적으로 열은 대류와 전도를 통하여 전달된다.

열교환기에서의 열전도에 의한 열전달 식은 Fourier의 법칙으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁶⁾

$$q_k = \frac{\dot{Q}_k}{A} = k \frac{T_h - T_c}{l} \quad (1)$$

대류에 의한 열전달 식은 Newton의 법칙으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$q_{con} = \frac{\dot{Q}_{con}}{A} = k(T_h - T_c) \quad (2)$$

열교환기 설계에 있어서 한 쪽 유체의 입출구 온도와 다른 쪽 입구 온도를 알고 두 유체의 질량유량을 알 때, 요구되는 온도 변화를 만들기 위한 열전달 면적 A를 구하는 식은

$$\frac{d(T_h - T_c)}{(T_h - T_c)} = U \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) dA_x \quad (3)$$

이다.

열교환기 전체에 대하여 U를 일정하다고 가정하고 식 (3)을 열교환기의 한 구간(a-b)을 적분하면 아래의 식을 구할 수 있다.

$$\ln \frac{T_{hb} - T_{cb}}{T_{ha} - T_{ca}} = UA \left(\frac{1}{C_c} - \frac{1}{C_h} \right) \quad (4)$$

여기서, $\int_a^b dA_x = A$ 는 총 열전달 면적이다.

고온에서 저온 유체로의 총 열전달량 \dot{Q} 는

$$\dot{Q} = C_h(T_{hi} - T_{ho}) = C_c(T_{co} - T_{ci}) \quad (5)$$

이다.

3. 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치

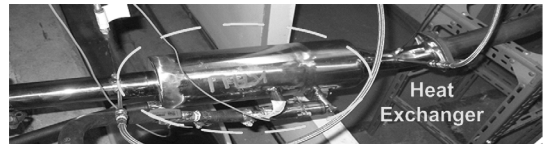
본 연구에서는 차량 연비 개선을 위해 배기열 회수장치를 이용한 엔진 워업에 대한 성능 평가를 하기 위하여 Fig. 1과 같은 구조를 가진 열교환기를 제작하고 Fig. 2와 같이 실험 장치를 구성하였다.

열교환기가 장착된 배기열 회수장치를 촉매컨버터 후단에 설치하고 엔진의 워터자켓에서 냉각수를 열교환기로 순환시키도록 하여 배기열을 회수할 수 있도록 하였다. T1~T7은 시스템의 온도 변환점 위치에서의 온도를 측정하고자 설치한 온도 센서의 위치이며, P1~P3은 배기관내 배압을 측정하기 위해 설치한 압력 센서의 위치이다.

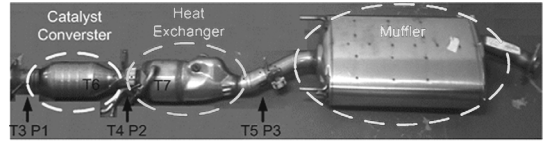
본 연구를 위한 실험 장치는 기관, 연료 소비량 측정 장치, Data 수집 장치, 실험용 배기시스템, 유량 측정 장치, 전원 공급 장치 및 각종 기타 장치로 구성하였다.

3.2 실험방법

본 실험에서는 배기열 회수장치의 효과 분석을 하기 위하여 자동차용 4기통 가솔린엔진 배기시스템에 시험 제작된 배기열회수 열교환기를 장착하여 실험을 수행하였다. 먼저 배기열 회수장치가 장착되어있지 않은 기존 배기시스템(Case I)에 대하여 실험을 수행하였다. 배기열 회수장치는 열교환기의 형상을 달리하여 실험을 진행하였는데 첫 번째로 내부의 열교환기를 1층으로 구성한 배기열 회수장치(Case II)와 열교환기를 2층으로 두어 열교환 면적을 늘리는 방법으로 고온의 배기열을 보다 더 회수하도록 설계한 배기열 회수장치(Case III)를 장착하여 실험을 수행하였다. Case II는 열교환기인 냉각수층을 배기가스가 들어오면서 한번 열교환을 하고 나가면서 다시 열교환을 하는 2중 가열 구조를 가지고 있다. Case III는 열교환기인 냉각수층을 2층으로 두었으며 배기가스가 들어오면서 내측의 냉각수층에 열교환을 하고 나가면서 내측 냉각수층과 외측의 냉각수층에 열교환을 하는 3중 가열 구조를 가지고 있다. Table 2에 나타난 것과 같이 각 Case에 대하



(a) Case II



(b) Case III

Photo. 1 Photograph of heat exchanger system

Table 2 Experimental conditions of each cases

	Case I	Case II	Case III
Using heat exchanger	X	O	O
Engine RPM	Idle		
	1500		
	2000		

여 각각의 실험 조건은 엔진 회전수 Idling, 1500 rpm 및 2000 rpm으로 냉시동하여 엔진이 워업이 될 때까지 배기열회수 열교환기의 성능 및 배기시스템의 열적성능을 구하였다. 본 연구에서는 냉간 시동 시 배기가스의 열원에 대한 열교환 효과만을 검토 대상으로 하였기 때문에 부하조건 없이 무부하 상태에서 시험을 진행하였다. Photo. 1은 실험에 사용된 배기열 회수장치의 사진을 나타내었다.

4. 실험 결과

4.1 기존 배기시스템(Case I)에서의 배기가스 온도 거동 특성

Case I은 엔진 배기시스템의 기본 열적 특성을 분석하기 위하여 각 조건별 엔진의 워업 시간을 측정하였다.

Fig. 3은 Case I에서 운전 조건에 따라 시동되어진 후 시간에 따라 엔진 냉각수의 온도가 안정화되기 전까지 온도를 분석한 것이다. Fig. 3은 각 엔진 상태에서 배기시스템의 촉매 전, 후단의 온도분포를 나타낸 것이다. Idling 시에는 워업 후 촉매 전단에서 측정된 배기가스의 온도는 약 150°C로 일정하게 배출되며 촉매 후단에서 측정된 배기가스의 온도는

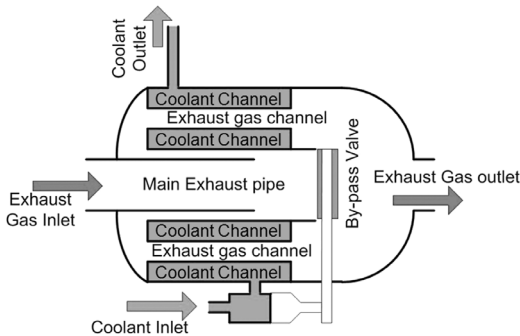


Fig. 1 Heat exchanger model

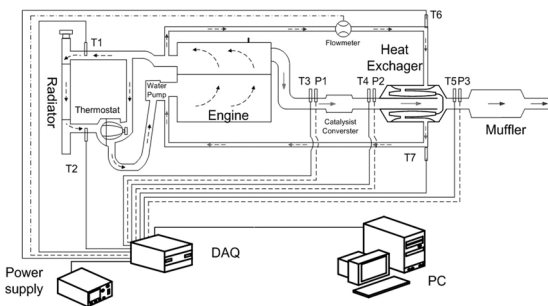


Fig. 2 Schematics diagram of experimental setup

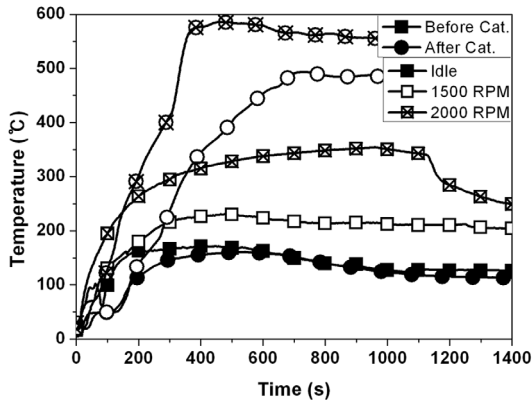


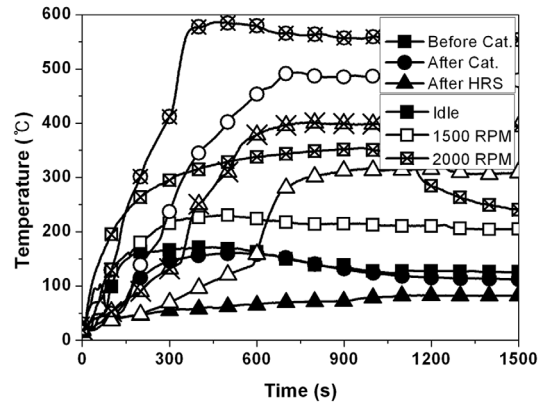
Fig. 3 Temperature distribution of exhaust gas Case I

약 110°C로 배출되는 것을 보였다. Idling에서 촉매 전, 후단의 온도분포영역을 확인한 결과 촉매 특성상 활성화 온도에 미치지 못하여 촉매 후단의 온도가 낮은 것을 볼 수 있다. 1500 rpm에서는 워업 후 촉매 전단에서 측정된 배기가스의 온도는 약 250°C로 일정하게 배출되며 촉매 후단에서 측정된 배기가스의 온도는 꾸준히 상승하다가 촉매가 활성화 되면서 약 400 sec 이후부터 촉매 후단의 온도가 전단보다 높아져서 약 470°C로 배출되는 것을 보였다.

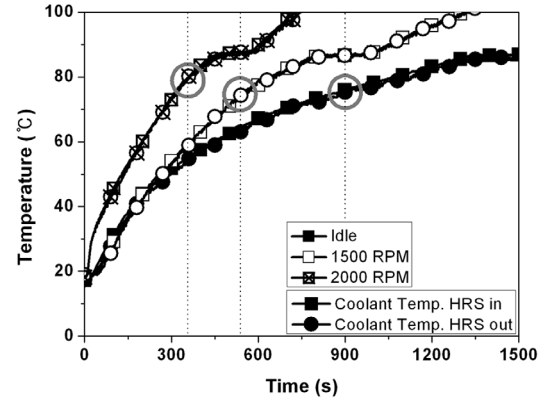
2000 rpm 상태에서는 워업 후 촉매 전단에서 측정된 배기가스의 온도는 약 320°C로 일정하게 배출되며 촉매 후단에서 측정된 배기가스의 온도는 꾸준히 상승하다가 촉매가 활성화 되면서 약 340 sec 이후부터 촉매 후단의 온도가 전단보다 높아져서 약 500°C로 배출되는 것을 보였다.

4.2 단층 열교환 판 배기열 회수장치(Case II)에서의 배기가스 온도 거동 특성

Fig. 4는 Case II의 각 운전 조건에서, 시동되어진 후 시간에 따라 엔진이 정상적인 작동이 되기 전까지 온도를 분석한 것이다. Fig. 4(a)는 각 엔진 상태에서 배기시스템의 촉매 전, 후단과 열교환기 후단의 온도분포를 나타낸 것이다. Idling 상태에서 워업 후 촉매 전단에서 측정된 배기가스의 온도는 약 145°C, 촉매 후단에서 측정된 배기가스의 온도는 약 110°C, 열교환기 후단의 온도는 약 85°C로 배출되는 것을 보였다. Idling 시, 촉매 전, 후단의 온도 분포영역을 확인한 결과 촉매 특성상 활성화 온도에 미



(a) Exhaust gas temperature



(b) Coolant temperature

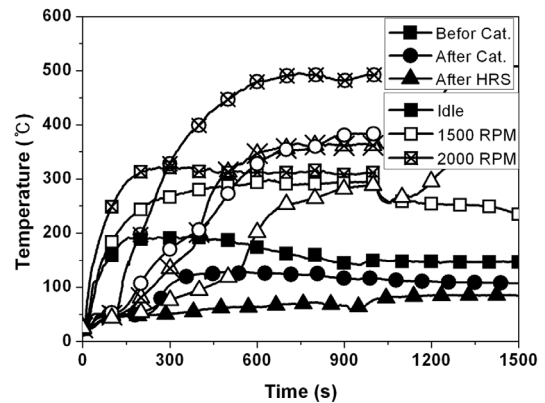
Fig. 4 Temperature distribution of exhaust gas and coolant at Case II

치지 못하여 촉매 후단의 온도가 낮은 것을 볼 수 있다. 1500 rpm 운전 조건에서 배기시스템의 촉매 전, 후단과 열교환기 후단의 온도분포를 살펴보면 워업 후 촉매 전단에서 측정된 배기가스의 온도는 약 280°C, 촉매 후단에서 측정된 배기가스의 온도는 약 370°C, 열교환기 후단의 온도는 약 270°C로 배출되는 것을 보였다. 촉매 전, 후단의 온도분포 영역을 확인한 결과 520 sec 이후부터 촉매 후단의 온도가 올라가는 것을 확인하였으며, 540 sec에서 열교환기의 작동이 멈추었다는 것을 보였다. 2000 rpm 운전 조건에서 배기시스템의 촉매 전, 후단과 열교환기 후단의 온도분포를 살펴보면 워업 후 촉매 전단에서 측정된 배기가스의 온도는 약 310°C, 촉매 후단에서 측정된 배기가스의 온도는 약 470°C, 열교환기

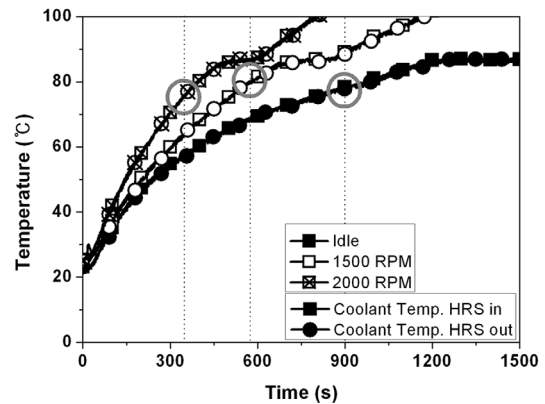
후단의 온도는 약 340°C로 배출되는 것을 보였다. 촉매 전, 후단의 온도분포 영역을 확인한 결과 300 sec 이후부터 촉매 후단의 온도가 올라가는 것을 확인하였으며, 380 sec에서 열교환기의 작동이 멈추었다는 것을 보였다. Fig. 4(b)는 각 엔진 상태에서 배기열 회수장치의 냉각수 측 입·출구에서 온도를 측정하는 것이다. Idling 상태에서는 충분한 배기열이 없어서 워업 이후로도 출구 측 온도가 입구 측 온도보다 낮게 나타났다. 배기가스의 배기열 회수장치 입구 측 온도가 120°C이고 출구 측 온도가 60°C로 나타났다는데 이 온도차 60°C만으로는 냉각수 승온에 충분한 열을 보유하지 못한 것으로 판단된다. 1500 rpm 운전조건에서 배기열 회수장치의 입·출구 측 냉각수 온도를 측정하는 것을 살펴보면 초기 시동으로부터 350 sec가 흐르면 배기열 회수장치로부터 회수해오는 냉각수온이 더 높아지게 되고 이후로 열교환기가 작동을 멈추는 600 sec까지 약 250 sec 동안 열교환을 하여 배기열 회수 효과를 확인하였다. 2000 rpm 운전조건에서 배기열 회수장치의 입·출구 측 냉각수 온도를 살펴보았는데 초기 시동 후 약 250 sec까지 승온 효과가 없었으나 250 sec 이후 약 150 sec 동안 열교환을 하여 배기열 회수 효과를 확인할 수 있었다.

4.3 복층 열교환 판 배기열 회수장치(Case III)에서의 배기가스 온도 거동 특성

복층형의 열교환기를 가진 Case III에서의 열교환 특성을 살펴보기 위하여, Fig. 5는 Case III의 각 운전 조건에서 냉간 상태에서 시동되어진 후 시간에 따라 엔진이 정상적인 작동이 되기 전까지 온도를 분석한 것이다. Fig. 5(a)는 각 엔진 상태에서 배기시스템의 촉매 전, 후단과 열교환기 후단의 온도분포를 나타낸 것이다. Idling 상태에서 워업 후 촉매 전단에서 측정하는 배기가스의 온도는 약 150°C, 촉매 후단에서 측정하는 배기가스의 온도는 약 110°C, 열교환기 후단의 온도는 약 80°C로 배출되는 것을 보였다. Idling 시, 촉매 전, 후단의 온도 분포 영역을 확인한 결과 촉매 특성상 활성화 온도에 미치지 못하여 촉매 후단의 온도가 낮은 것을 볼 수 있다. 1500 rpm 운전 조건에서 배기시스템의 촉매 전, 후단과 열교환기 후단의 온도분포를 살펴보면 워업 후 촉매 전단에서



(a) Exhaust gas temperature



(b) Coolant temperature

Fig. 5 Temperature distribution of exhaust gas and coolant at Case III

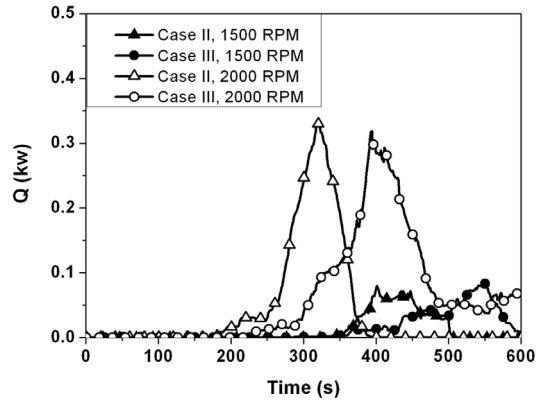
측정한 배기가스의 온도는 약 220°C, 촉매 후단에서 측정하는 배기가스의 온도는 약 480°C, 열교환기 후단의 온도는 약 300°C로 배출되는 것을 보였다. 촉매 전, 후단의 온도분포 영역을 확인한 결과 300 sec 이후부터 촉매 후단의 온도가 올라가는 것을 확인하였으며, 570 sec에서 열교환기의 작동이 멈추었다는 것을 보였다. 2000 rpm 운전 조건에서 배기시스템의 촉매 전, 후단과 열교환기 후단의 온도분포를 살펴보면 워업 후 촉매 전단에서 측정하는 배기가스의 온도는 약 330°C, 촉매 후단에서 측정하는 배기가스의 온도는 약 570°C, 열교환기 후단의 온도는 약 350°C로 배출되는 것을 보였다. 촉매 전, 후단의 온도분포 영역을 확인한 결과 150 sec 이후부터 촉매 후단의 온도가 올라가는 것을 확인하였으며, 340 sec에서

열교환기의 작동이 멈추었다는 것을 보였다. Fig. 5(b)는 각 엔진 상태에서 배기열 회수장치의 냉각수 측 입·출구에서 온도를 측정된 것이다. 먼저 Idling 상태에서 배기열 회수장치의 입·출구 측 냉각수 온도를 살펴보면 배기가스의 온도가 낮은 상태여서 워업되기 전에 냉각수를 승온시키기 위한 충분한 열량이 낮은 관계로 냉각수 출구 온도가 낮은 상태로 유지되는 것을 확인하였다. 이는 냉시동 상태에서 냉각수가 배기계의 시스템에 오히려 열을 뺏기는 현상으로 판단된다. 1500 rpm 운전조건에서 배기열 회수장치의 입·출구 측 냉각수 온도를 살펴보면 초기 시동후 360 sec부터 열교환기가 작동을 멈추는 650 sec까지 약 290 sec 동안 열교환을 하여 배기열 회수의 효과를 확인하였다. 2000 rpm 운전조건에서 배기열 회수장치의 입·출구 측 냉각수 온도를 살펴보면 엔진 냉간 시동후 약 250 sec 이후부터 배기열 회수장치 출구 측의 온도가 높아져 배기열 회수 효과가 나타나는 것을 확인할 수 있었다. 이후 워업 종료까지 약 150 sec 동안 엔진으로 승온된 냉각수를 공급하여 워업시간 단축에 충분한 효과를 주는 것으로 판단된다.

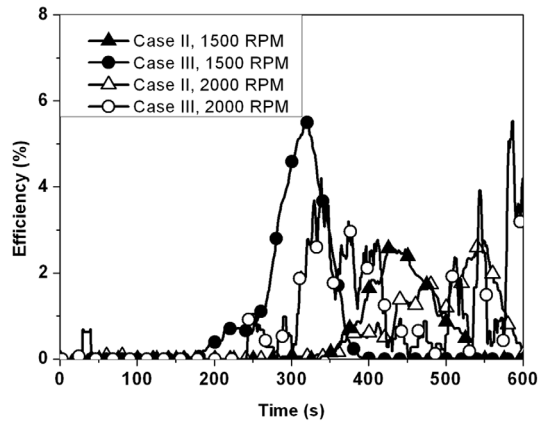
4.4 열교환 특성 및 워업 성능

Fig. 6에 Case II와 Case III의 열교환 성능에 대하여 나타내었다. Fig. 6(a)는 각 Case에서의 열교환량을 나타내었다. Case II를 시험한 결과 Idling에서는 열교환이 제대로 이루어지지 않았기 때문에 측정이 안되었으며, 1500 rpm과 2000 rpm에서 진행된 결과 1500 rpm에서 360 sec 이후에 미비하게 열교환이 이루어졌으며, 2000 rpm으로 시험한 결과 200sec부터 380 sec까지 열교환이 일어난 것을 확인하였다. 또한 Case III를 시험한 결과는 1500 rpm에서 진행된 것은 340 sec에 열교환을 시작하여 600 sec에 열교환이 끝났지만 2000 rpm으로 시험한 결과 220 sec에 열교환이 시작되어 400 sec 일 때 최대의 열교환을 이룬 뒤 약 700 sec 까지 열교환이 이루어졌다.

Fig. 6(b)는 각 운전조건으로 시험하였을 때 냉각수에서의 열교환율과 배기가스에서의 열교환율을 비교하여 전체 열교환 효율을 계산하였다. Case II에 대하여 시험한 결과를 살펴보면 1500 rpm으로 시험



(a) Heat transfer performance of heat transfer



(b) Heat transfer performance of efficiency

Fig. 6 Thermal value and efficiency

하였을 경우 350 sec부터 효율이 높아지는 것으로 나타났으며 2000 rpm 운전 조건에 대한 열교환 효율은 약 320 sec부터 높아지는 것을 알 수 있다. Case III에 대한 결과는 1500 rpm에서는 190 sec부터 380 sec까지의 구간에서 일시적으로 열교환 효과가 확인되었으며 2000 rpm에서는 240 sec부터 열교환 효과가 꾸준히 확인되고 있다.

Fig. 7에는 엔진 내부의 냉각수가 워업되는 것을 나타내었다. Idle 상태에서 각 Case들의 엔진 냉각수 온도 변화를 살펴보면 기존 배기계가 더 빨리 워업되는 현상이 확인되었다. 이는 배기열 회수장치가 추가되면서 냉각수가 증가되었으므로 추가된 냉각수만큼 더 많은 냉각수를 승온시켜야 하기 때문이다. 기존 배기계의 시험 시에 배기열 회수장치 때문에 증가된 냉각수에 대한 증감 없이 진행하였기 때

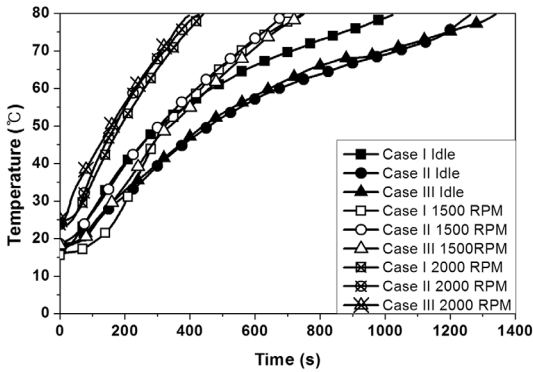


Fig. 7 Duration of engine warming-up

문에 정확한 비교대상이라고는 할 수 없지만 실차 적용 시 해당부분은 검토되지 않을 것이라 판단된다. 1500 rpm과 2000 rpm 상태에서 각 Case 들의 엔진 냉각수 온도 변화를 살펴보면 기관 회전수의 증가로 배기가스 온도가 높아져 배기열 회수장치를 통한 열교환이 이루어져 배기가스의 열 회수를 통한 엔진 승온이 되었음을 알 수 있다. 1500 rpm에서 Case III은 기존보다 워업 시간이 약 40 sec 단축되었고, 2000 rpm에서는 Case II와 Case III가 모두 기존보다 워업시간이 각각 15 sec, 40sec 단축되었다.

Case II는 430 sec에서 415 sec로 3.5%의 워업 성능 향상이 있었으며 Case III는 430 sec에서 390 sec로 9.5%의 워업 성능 향상이 있었다.

5. 결론

엔진 배기열 회수 열 교환기를 제작하여 열교환 효과를 분석하기 위해 기존 배기 시스템의 성능과 더불어 배기열 회수장치의 성능을 측정하고 다음과 같은 결과를 도출하였다.

- 1) 엔진 회전 속도가 저속 회전 속도 및 아이들링 시, 배기시스템에서의 가스 온도분포가 낮게 형성되어 열교환 효과가 미소하게 나타났으나 기관 회전 속도가 증가할수록 배기시스템 내의 온도 분포는 상승하고, 열교환기의 입구온도가 높아짐에 따라 열교환 효과가 현저하게 일어났다.
- 2) 열교환기 내부 유동통로가 단층구조로 되어 있는 Case II와 열교환기 내부 유동통로가 복층으로 되어있는 Case III는 운전 조건에 따라 비슷한

경향을 보이고 있으나 온도 분포 및 열효율이 Case III가 조금 더 우수하게 나타났다. 배기가스의 온도 상승곡선은 Case II와 Case III의 구조적인 차이에 의해 Case II는 완만하게 온도가 상승하고, Case III는 급격히 온도가 상승하다 완만한 곡선을 보인다. Case III의 초기 온도 상승 구배가 큰 것은 촉매와 열교환기의 거리가 Case II에 비해 짧은 구조이기 때문에 온도손실이 더 많을 것으로 판단된다.

- 3) Case II는 1500 rpm에서 350~600 sec까지 250 sec 동안 배기가스로부터 열교환기를 통해 냉각수가 획득한 총 열량은 약 8.3 kW이고, 열교환이 이루어지는 동안에 열교환기의 성능을 나타낸 열교환율은 최대 9%였다. 2000 rpm에서는 250~400 sec까지 150 sec 동안 열교환기를 통해 획득한 총 열량은 약 10 kW이고, 이때 최대 열교환율은 8%였다. Case III는 1500 rpm에서 360~650 sec까지 290 sec 동안 배기가스로부터 열교환기를 통해 냉각수가 획득한 총 열량은 약 50 kW이고, 열교환이 이루어지는 동안에 열교환기의 성능을 나타낸 열교환율은 최대 11%였다. 2000 rpm에서는 210~370 sec까지 160 sec 동안 열교환기를 통해 획득한 총 열량은 약 24 kW이고, 이때 최대 열교환율은 10%였다.
- 4) 배기열 회수장치를 사용하여 워업성능이 개선되는 것을 확인하였으며, Case II의 2000 rpm의 경우 약 3.5%의 워업성능 향상이 있었고, Case III의 2000 rpm의 경우 약 9.5%의 워업 성능 향상이 있었다.
- 5) 배기열 회수장치는 냉각수를 승온시켜 시동 초기 냉간 시간을 줄이는 것을 목표로 하고 있으며 본 연구의 결과로 각 case의 경우 2000 rpm에서 각각 15 sec, 40 sec의 워업 시간 단축을 통해 성능 향상을 확인할 수 있었다. 이 워업 시간 단축은 냉간 시 엔진운행 등의 이유로 연비 향상의 효과를 볼 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 일부 (주)세종공업의 지원에 의해 이루어졌으며, 2009년 연구년 기간에 참여 되었습니다. 지원기관에 감사드립니다.

References

- 1) K. S. Park, I. T. Kim and S. H. Park, Thermal Analysis of Reproduction System for Improving Fuel Efficiency on Automotive, Research Report, Kyunghee University, Seoul, 2010.
- 2) H. C. Suh, K. J. Kim, S. W. Jang and K. S. Park, "Study on the Warming-up Performance of the Engine with Exhaust Heat Recovery System," Annual Conference Proceedings, KSAE, pp.713-720, 2010.
- 3) Y. D. Jung, Y. S. Heo, K. C. Oh, D. H. Lee, K. H. Lee, S. J. Bea, H. C. Suh and K. S. Park, "An Experimental Study on the Exhaust Heat Recovery Device for the Engine Fast Warm-up," Spring Conference Proceedings, KSAE, pp.270-275, 2010.
- 4) D. A. Arias, T. A. Shedd and R. K. Jester, "Theoretical Analysis of Waste Heat Recovery from an Internal Combustion Engine in a Hybrid Vehicle," SAE 2006-0161605, 2006.
- 5) N. Kawamoto, K. Naiko, T. Kawai, T. Shikida and M. Tomatsuri, "Development of New 1.8-liter Engine for Hybrid Vehicle," SAE 2009-01-1061, 2009.
- 6) K. D. Hagen, Heat Transfer with Applications, Dongmyung, Gyeonggi, 1999.