

# 엔진 폐열 회수를 위한 랭킨 스팀 사이클 설계 및 HT Boiler의 성능 평가

허형석<sup>\*1)</sup> · 배석정<sup>3)</sup> · 이동혁<sup>1)</sup> · 이현균<sup>1)</sup> · 김태진<sup>2)</sup>

자동차부품연구원 고효율에너지시스템연구센터<sup>1)</sup> · 코렌스 선형연구팀<sup>2)</sup> · 서울대학교 기계항공공학부<sup>3)</sup>

## Design of Rankine Steam Cycle and Performance Evaluation of HT Boiler for Engine Waste Heat Recovery

Hyungseok Heo<sup>\*1)</sup> · Sukjung Bae<sup>3)</sup> · Donghyuk Lee<sup>1)</sup> · Heonkyun Lee<sup>1)</sup> · Taejin Kim<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>High Efficiency Energy System Research Center, Korea Automotive Technology Institute, 74 Yongjeong-ri, Pungse-myeon, Cheonan-si, Chungnam 330-912, Korea

<sup>2)</sup>Advanced Research Team, Korens Inc., 857-5 Eogok-dong, Yangsan-si, Gyeongnam 626-220, Korea

<sup>3)</sup>School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

(Received 7 December 2010 / Revised 7 August 2011 / Accepted 19 September 2011)

**Abstract** : A dual loop waste heat recovery system with Rankine steam cycles for the improvement of fuel efficiency of gasoline vehicles has been investigated. A high temperature loop (HT loop) only recovers the heat of the exhaust gas. A low temperature loop (LT loop) recovers the residual heat from the HT loop, the coolant heat and the remaining exhaust gas heat. The two separate loops are coupled with a heat exchanger. This paper has dealt with a layout of the dual loop system, the review of the working fluids, and the design of the cycle. The design point and the target heat recovery of the HT boiler, a core part of a HT loop, have been presented. The prototype of the HT boiler was evaluated by experiment. For the performance evaluation of the HT boiler, inlet temperature of the HT boiler working fluid was set equal to the temperature degree of sub-cool of 5°C at the condensing pressure. The exit condition was the degree of super-heat set at 5°C. The characteristics of the HT boiler such as heat recovery and pressure drops of fluids were evaluated with varying flow rates and inlet temperatures of exhaust gas under various evaporating pressure conditions.

**Key words** : Waste heat recovery system(폐열 회수 시스템), Rankine steam cycle(랭킨 스팀 사이클), Working fluid(작동 유체), Boiler(보일러), Heat recovery(회수 열량), Waste heat recovery rate(폐열 회수율)

### Nomenclature

GWP : global warming potential

$\Delta h$  : enthalpy change, kJ/kg

L : latent heat, kJ/kg

m : mass flow-rate, g/s

P : pressure, bar

$\Delta P$  : pressure drop, bar

Q : heat recovery, kW

ref. : refrigerant

s : entropy, J/kg-K

T : temperature, °C

v : specific volume, m<sup>3</sup>/kg

W : technical work, kW

$\eta$  : efficiency

$\xi$  : waste heat recovery rate

### Subscripts

b : boiling

eva : evaporation

exh : exhaust

\*Corresponding author, E-mail: hsseo@katech.re.kr

in : inlet  
 out : outlet  
 w/f : working fluid  
 w/h : waste heat

### 1. 서론

최근 지구 온난화로 온실가스 감축 및 연비 규제가 크게 강화되는 추세이다. 유럽은 이산화탄소 배출량을 기준으로 연비 규제를 제정하여 2012년에는 130 g/km, 2020년에는 95 g/km까지 제한하는데 합의하였다. 미국은 온실가스 저감과 연비 절감을 목표로 2016년까지 35.5 mpg(miles per gallon)의 연비를 달성하는 규제안을 발표하였으며, 2020년에는 50.0 mpg까지 연비 규제가 크게 강화될 것으로 추정된다. 국내에서도 정부와 자동차 산업계 간에 2015년까지 17.0 km/l(40.0 mpg)의 연비 달성을 목표로 그린카 개발에 대한 협회가 진행 중이다. 이를 위한 좀 더 적극적인 규제방안으로 자율협약에서 페널티 부여로 변화시켜 연비 규제를 만족하지 못하는 수입 차량에 대해서는 페널티를 적용하여 강화된 규제를 무역장벽으로 이용하려는 추세이다.<sup>1,2)</sup>

이에 따라 세계 자동차 메이커들은 그린카 개발과 아울러 엔진 폐열 회수 시스템 기술 개발을 주요 연구개발 방향으로 잡고 있으며, 특히 엔진 폐열 회수 시스템 기술은 상대적으로 기술 투자비 대비 연비 향상 효과가 높은 분야로 인식되고 있다.<sup>1,3)</sup>

지금까지의 동력발생 단계에서의 연료 혼합 과정이나 연소 과정의 최적화 기술과는 달리 엔진 폐열 회수 시스템은 동력으로 변환되지 못하고 엔진 냉각수와 배기가스 등으로 버려지는 폐 에너지(waste energy)를 회수하여 다시 전기 에너지 또는 기계 에너지로 재생시키는 시스템을 말한다.<sup>1,3-8)</sup>

수소연료전지자동차나 전기자동차의 인프라를 확충하기 위해서는 아직 많은 시간이 필요한데 반하여 엔진 폐열 회수 시스템은 하이브리드 자동차 뿐만 아니라 기존 내연기관 차량에도 바로 적용이 가능하므로 향후 미래형 자동차의 인프라가 확충될 때까지 자동차 시장에서 각광 받을 수 있는 좋은 아이템이라 할 수 있다.<sup>1,3-8)</sup>

엔진 폐열 회수 시스템 기술은 폐 에너지의 형태

와 회수 방식에 따라 열전 발전(thermo-electric generator) 기술, 터보 컴파운드(turbo compound) 기술 및 랭킨 스팀 사이클(Rankine steam cycle) 기술로 크게 구분된다.<sup>1,3-8)</sup>

본 연구에서는 배기가스와 엔진 냉각수 측의 폐열을 회수하기 위한 기술 중 현재의 시스템 가격, 연비 향상 효과 등에서 실용화 가능성이 가장 높은 것으로 판단되는 랭킨 스팀 사이클 방식의 엔진 폐열 회수 시스템을 3.3 L급 가솔린 차량에 적용하기 위하여 작동 유체(working fluid)의 검토 및 시스템 레이아웃과 사이클 설계를 수행하였다. 아울러 배기가스 측 폐열을 회수하기 위한 핵심부품인 보일러의 회수 열량과 압력 손실 등에 대한 성능 평가를 수행하였으며, 이를 통하여 향후 보일러의 설계 개선 사항 및 슈퍼히터의 용량 설계에 활용하고자 한다.

### 2. HT loop 사이클 설계

#### 2.1 랭킨 스팀 사이클의 기본 구성

기본적인 랭킨 스팀 사이클은 Fig. 1에 나타낸 바와 같이 4개의 과정으로 이루어진다.<sup>4)</sup> 일반적으로 열을 회수하는 열교환기는 하나의 열교환기만을 가지고 과열 증기까지 생성하는 경우도 있지만 폐열원의 조건과 레이아웃 구조상 스팀을 생성하는 보일러(boiler) 부분과 과열 증기를 생성하는 슈퍼히터(superheater) 부분으로 구분되기도 한다.

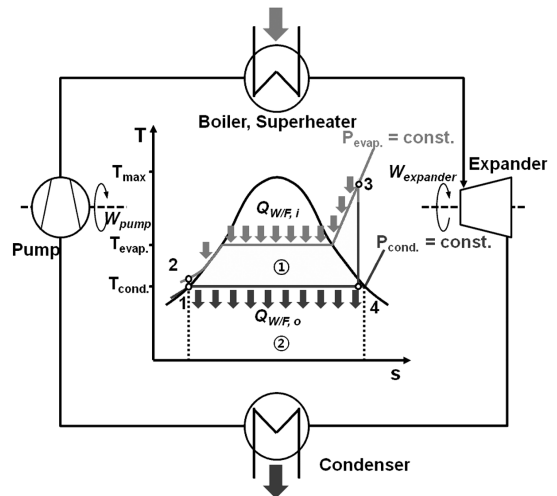


Fig. 1 Fundamentals of the Rankine steam cycle

이론 랭킨 사이클 효율( $\eta_{ideal}$ ), 폐열 회수율( $\xi$ ) 및 이론 재생 동력( $P_{ideal}$ )은 각각 다음 식으로 표현된다.

$$\eta_{ideal} = \frac{W_{expander} - W_{pump}}{Q_{w/f, in}} = 1 - \frac{Q_{w/f, out}}{Q_{w/f, in}} \quad (1)$$

$$\xi = \frac{Q_{w/f, in}}{Q_{w/h}} \quad (2)$$

$$P_{ideal} = Q_{w/h} \times \eta_{ideal} \times \xi \quad (3)$$

일반적으로 사이클의 정미일(net work)과 효율은 사이클의 고압(공급 압력)은 높을수록, 저압(배출 압력)은 낮을수록 증가한다. 또한 사이클의 최고 온도에 대해서도 최고 온도가 높을수록 사이클 효율은 증가한다. 하지만 작동 유체가 유기 화합물(organic fluid)인 경우, 특정 온도 이상에서 작동 유체의 열적 불안정성으로 열해리 현상이 발생하기 때문에 열교환기에서의 지나친 과열은 오히려 사이클 효율을 저하시킬 수도 있다.

## 2.2 작동 유체의 선정

랭킨 스팀 사이클에서 작동 유체의 선정은 시스템 설계의 첫 번째 단계로써 매우 중요하다. 즉, 폐열 회수율, 사이클 효율, 요소 부품의 크기 및 신뢰성 설계에 대한 기술성, 시스템 단가, 안전성과 환경 측면 등을 고려하는 것이 필요하다.

물은 증발 잠열이 다른 유체에 비해서 월등하게 커 사이클 효율이 높고, 동일한 폐 열량을 회수하는데 필요한 작동 유체의 질량 유량은 상대적으로 매우 작다. 물은 일반 냉매보다는 비체적이 다소 크지만 상대적으로 증발 잠열이 월등하게 크기 때문에 시스템의 열교환기 및 팽창기 등과 같은 요소부품의 사이즈를 줄일 수 있다는 장점이 있다. 또한 자연 냉매로써 환경적 측면과 안전성 측면에서 유리하고, 재료와의 호환성이 좋아 가격과 중량 측면에서 재료의 선택 폭이 넓다는 것도 장점으로 작용한다. 물의 열적 안정성(thermal stability)은 시스템의 내구성과 작동 범위 선택 측면에서도 유리하다. 다만, 증발 온도가 높기 때문에 회수하는 열원이 온도가 낮을 경우 회수율이 낮을 수 있고, 빙점이 높기 때문에 부동액을 혼합하여 사용해야 하는 단점이 있다.

에탄올의 증발 잠열은 열 회수에 유리한 편이지만 동일한 폐열 회수율로 보면 물보다는 많은 질량 유량이 요구되고, 일반 냉매보다는 비체적이 훨씬 커 요소부품의 사이즈가 커지는 단점이 있다. 또한, 발화점이 약 13°C인 인화성 물질이라는 것도 단점으로 작용한다.

유기 화합물에 해당하는 대부분의 냉매는 물에 비해서 증발 온도가 낮아 회수율은 유리하지만, 증발 잠열은 매우 낮기 때문에 같은 열량을 회수하더라도 고 유량의 작동 유체가 필요하다. 랭킨 스팀 사이클의 작동 유체로써 친환경 냉매(GWP 150 이하) 이냐는 점도 중요하지만 에어컨 시스템과는 달리 응축기가 시스템의 고압 라인이 아니라 저압 라인이라는 점도 주목해야 한다. 즉, 응축기 내부의 작동 유체의 응축 온도는 저온 유체의 온도보다 높아야 하는 점을 고려하여 응축 온도를 60°C로 할 경우, 대부분의 냉매의 응축 압력(시스템의 저압)은 20 bar 전후로 매우 높다. 따라서 팽창기의 팽창비를 10으로 하더라도 고압라인의 증발 압력은 200 bar 정도로 매우 높다는 단점이 있다. 또한 일정 온도 이상에서 발생하는 열해리 현상 때문에 시스템의 온도 조건을 검토해야 한다.

Table 1에 작동 유체의 특성을 비교하여 나타내었다. R1234yf는 GWP가 낮으면서도 기존 냉매의 특성을 유지할 수 있도록 최근 개발된 대체냉매로써, 열역학적으로 R134a와 유사한 물성을 가진다.

본 연구에서 적용된 작동 유체는 고온(high temperature, HT) loop의 배기가스 측은 앞서 설명한 바와 같이 다양한 장점을 지닌 물로 쉽게 결정할 수 있었다. 저온(low temperature, LT) loop의 엔진 냉각수 측은 증발 온도 조건, 응축 압력 조건 및 사이클 효율을 고려할 때 R1234yf, R245fa와 에탄올을 검토해볼 수 있겠으나 친환경 냉매인 R1234yf로 선정하였

Table 1 Comparison of working fluids

Fluid	Item	Fluid type	GWP (-)	T <sub>b, atm</sub> (°C)	L <sub>atm</sub> (kJ/kg)	V <sub>atm</sub> (m <sup>3</sup> /kg)
Water		Wet	natural ref.	100	2256.47	1.6939
R134a		Isentropic	1,300	-26.1	216.97	0.1926
R1234yf		Isentropic	4	-29.2	178.21	0.1694
R245fa		Dry	950	14.9	196.69	0.1698
Ethanol		Wet	natural ref.	78.4	820.0	0.6147

다. 엔진 냉각수 측에서 폐열을 회수하기 위하여 가능한 증발 온도, 응축 온도를 고려하여 사이클을 설계하였을 때 팽창기로 유입되는 작동 유체의 비체적을 비교하면 에탄올은 R1234yf보다 118배 이상 높아 질량 유량을 고려하더라도 팽창기 사이즈가 매우 커져야 한다는 문제로 제외시켰다.

### 2.3 시스템 레이아웃 구성

본 연구에서는 가솔린 자동차의 연비 향상을 위하여 배기가스와 엔진 냉각수 측에서 폐열을 회수하는 dual loop 랭킨 스팀 사이클 방식의 폐열 회수 시스템에 대해서 고찰하였다.

HT loop는 배기가스에서만 열을 회수하지만, LT loop는 엔진 냉각수의 열은 물론 HT 응축기에서의 HT loop의 잔여 열과 배기 라인의 후단에 장착되어 있는 LT 슈퍼히터로부터 배기가스의 잔여 열까지 회수한다(Fig. 2). HT loop의 사이클 설계상 HT 팽창기에서 나오는 HT 작동 유체의 온도는 120~140°C (설계점에서 138.9°C)로 엔진 냉각수 온도보다 높기 때문에 HT 응축기에서 잔여 열을 회수할 수 있다.

또한 HT 보일러 출구의 배기가스 온도는 HT 보일러로 유입되는 작동 유체의 온도보다 높을 수밖에 없기 때문에 나머지의 배기가스 잔여 열을 LT loop에서 회수가 가능하다. 따라서 HT 응축기는 LT

loop에서 보면 이차 LT 보일러 또는 LT 슈퍼히터 역할을 하게 된다. 대부분의 운전구간에서 HT 응축기는 온도가 높아 LT 슈퍼히터 역할을 할 것으로 판단되나 방열량이 작은 일부 구간에서는 슈퍼히터로서의 역할을 수행하지 못할 수 있어 배기라인에 작은 열교환기 하나를 추가 장착하여 최종적인 LT 슈퍼히터 역할을 할 수 있도록 레이아웃을 설계하였다.

두 개의 분리된 loop는 HT 응축기에 의해 연결이 되기 때문에 시스템 설계 및 제어에 있어 두 개의 loop를 따로 생각할 수 없다. Fig. 2에 나타낸 바와 같이 LT 보일러와 HT 응축기는 직렬로 연결하였다.

HT loop의 시스템 레이아웃을 보면 먼저 전동식 펌프에 의해 고압으로 압축된 작동 유체가 배기가스 라인에 장착된 HT 보일러와 HT 슈퍼히터를 거치면서 과열 증기를 생성하여 HT 팽창기에서 팽창 일을 한 후에 HT 응축기에서 응축이 된다. 배기가스 측의 폐열 조건에 따라 작동 유체의 압력과 유량을 전자식 팽창 밸브(EEV : Electric Expansion Valve)와 전동식 펌프에 의해 조절하게 된다. 따라서 팽창기 입구에서의 작동 유체의 온도는 작동 유체의 유량 제어로 가능해진다.

### 2.4 사이클 설계 및 HT 보일러 설계 제원

HT loop의 사이클 설계에서는 팽창기의 신뢰성

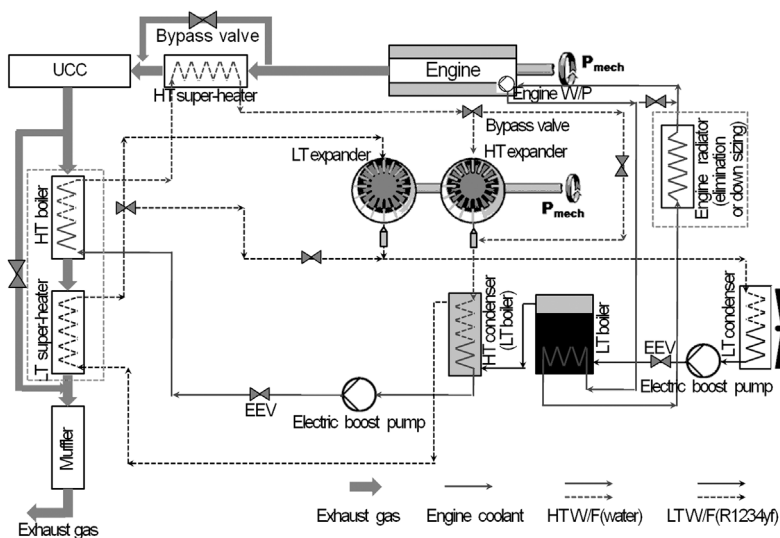


Fig. 2 System layout of dual loop Rankine steam cycle

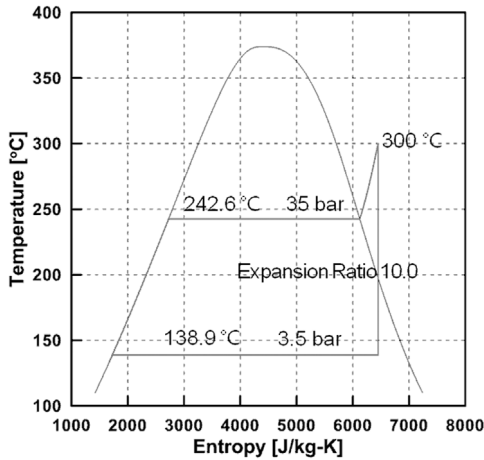


Fig. 3 T-s diagram of HT loop

설계 측면을 많이 고려하였다. 팽창기 신뢰성 설계의 변수는 팽창기로 유입되는 작동 유체의 압력과 온도, 즉 시스템의 고압과 최고 온도이다. 본 연구에서는 시스템의 고압을 35 bar로 제한하였고, 최고 온도는 300°C로 제한하였다. 또한 팽창 비는 우선 10으로 시작하여 향후 팽창기의 설계 진행 방향에 따라 그 이상으로 올리는 것을 목표로 하였다. 이러한 설계 제한 조건에서 이론 사이클 효율은 18.6%로 계산되었다. 시스템의 T-s 선도를 Fig. 3에 나타내었다.

설계점에서의 배기가스 조건은 차속 120 km/h의 고속 주행 조건으로 하였다. 이 조건에서 배기 유량은 118 kg/h이고, HT 슈퍼히터로 유입되는 배기가스의 온도는 689°C이다. HT 보일러로 유입되는 배기가스의 온도는 슈퍼히터에서의 냉각과 촉매 컨버터 등 HT 보일러까지의 배기계에서 대기로 방출되는 열을 고려하면 설계점에서 약 450°C로 예상된다. 대기 온도를 25°C로 가정할 경우 설계점에서의 배기가스의 폐열 에너지는 25.2 kW이다. HT 보일러로 유입되는 액상의 작동 유체의 온도는 Fig. 3에 나타난 응축온도에서 펌프의 효율과 신뢰성을 고려하여 과냉도(Sub-cool)를 5°C로 할 경우 133.9°C이다.

### 3. HT 보일러의 성능 평가

#### 3.1 실험 장치

엔진 폐열 회수 시스템의 성능 평가 장치는 크게 HT loop 라인과 LT loop 라인으로 구분되는데, 본 논

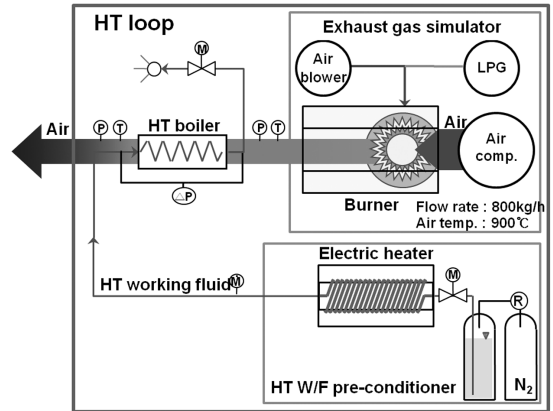


Fig. 4 Schematic diagram of experimental device

문에서는 HT 보일러의 성능 평가를 위한 HT loop 라인(Fig. 4)만을 설명하도록 하겠다.

HT loop 라인은 배기가스 조건을 모사하는 배기가스 라인과 이로부터 폐열을 회수하기 위한 secondary line으로 구성된다. 배기가스의 모사를 위하여 압축기에 의해 실제 배기가스 압력으로 압축된 공기를 LPG gas furnace 내부의 열교환기로 보내어 가열하는 방식을 채택하였다. 배기가스의 유량은 제어밸브에 의해 조절된다. 압축 공기의 공급을 위해 사용된 120 HP급 스크롤 압축기는 최대 유량 800 kg/h, 압력 5.9 bar까지 생성할 수 있으며, 압축 공기의 온도는 최대 850°C까지 올릴 수 있다.

작동 유체는 물로써 증류수를 사용하였다. 액상의 고온, 고압의 작동 유체는 질소가스의 충전 압력을 이용하여 가압해주게 된다(Max. 70 bar). 가압된 작동 유체는 전기히터에 의해 가열되어 고온의 액상 상태로 HT 보일러로 공급된다. 작동 유체의 압력과 유량은 압력 용기의 레귤레이터와 전기히터 전단에 장착된 미터링 밸브를 이용하여 조절하도록 하였으며, 유량 측정은 시료 전단에 유량계를 장착하여 액상에서 측정하도록 하였다. 시료 전 후단에 절대압력 센서와 K-type의 열전대를 장착하여 작동 유체 측 입구와 출구의 온도와 압력을 측정하고, 유체의 물성치 계산 프로그램인 REFPROP과 연계하여 작동 유체의 상태를 예측할 수 있도록 하였다. 또한 절대압력 센서와 별도로 차압계를 장착하여 정확한 압력 손실을 측정할 수 있도록 하였다.

실험에 사용된 HT 보일러의 시작품은 하우징 내

부에 배기가스의 유로인 튜브를 적층한 적층식 열교환기로 사각 튜브 내측에는 wavy fin을 두었다.

### 3.2 실험 조건 및 방법

HT 보일러의 성능 설계 조건에서 작동 유체의 출구 상태는 기·액상이 공존하는 이상(two phase) 영역이기 때문에 정확한 출구 상태를 알 수 없다. 따라서 실험에서는 HT 보일러의 출구 조건을 Fig. 5에 나타낸 바와 같이 과열도 5°C로 설정하고, 이를 만족하는 작동 유체의 유량을 찾도록 하였다. 작동 유체의 입구 상태는 증발 압력 조건에서 팽창비 10에 해당하는 압력을 응축 압력으로 하고, 이 응축 압력 조건에서 과냉도 5°C로 설정하였다.

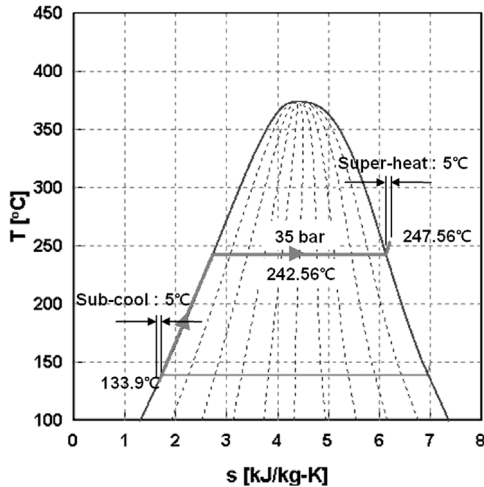


Fig. 5 Test conditions at the 35 bar

첫 번째 실험은 배기가스 유량을 설계 유량 118 kg/h로 고정하고, 배기가스 입구 온도를 350~500°C 까지 50°C 간격으로 변화시키면서 작동 유체 축 압력이 10 bar, 25 bar, 35 bar 및 40 bar인 조건에서 수행하였다. 두 번째 실험에서는 작동 유체의 설계 압력인 35 bar에 대해서 배기가스의 입구 온도를 450°C로 고정하고, 배기가스 유량만 80 kg/h, 100 kg/h, 118 kg/h 및 150 kg/h로 변화시켰다.

### 3.3 실험 결과

Fig. 6은 배기가스 입구 온도 변화에 따른 과열도 5°C를 만족시키는 작동 유체의 유량을 나타낸 것이

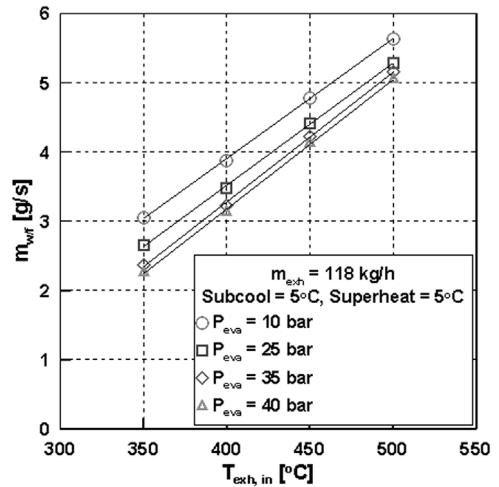


Fig. 6 Mass flow-rate of working fluid according to exhaust inlet temperature

다. 동일한 증발 압력에 대해서 작동 유체의 유량은 배기가스 입구 온도 증가에 따라 선형적으로 증가하고 있다. 이는 배기가스의 열에너지를 선형적으로 증가시켰고, 작동 유체 측은 과냉도와 과열도를 ±1°C의 오차 범위 내에서 고정(Δh 고정) 시켰기 때문이다. 동일한 배기가스 입구 온도에 대해서는 증발 압력이 증가할수록 작동 유체 유량이 감소하는 경향을 보여주고 있다. 이는 배기가스의 유량과 온도가 동일한 경우 증발압력이 높을수록 증발 온도가 높아져 배기가스와 작동 유체의 온도 차이가 적어 회수하는 열량이 줄어들기 때문이다. 즉, Δh 고정 조건에서는 회수 열량의 감소는 작동 유체의 유량 감소로 나타나게 되는 것이다. 배기가스 입구 온도 450°C, 증발 압력 35 bar 조건에서의 작동 유체의 유량은 4.22 g/s이다.

Fig. 7은 작동 유체 축 압력, 즉 증발 압력 조건별로 배기가스 입구 온도 변화에 따른 회수 열량을 나타낸 것이다. 배기가스 입구 온도 증가에 따라 작동 유체의 유량이 선형적으로 증가하기 때문에 회수 열량도 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 동일한 배기가스 입구 온도에 대해서는 작동 유체의 증발 압력이 낮을수록 증발 온도가 낮아지기 때문에 배기가스와 작동 유체의 온도 차이가 증가하여 회수 열량이 증가하는 경향으로 나타나고 있다.

Fig. 8은 Fig. 7과 동일한 조건에서의 배기가스 열

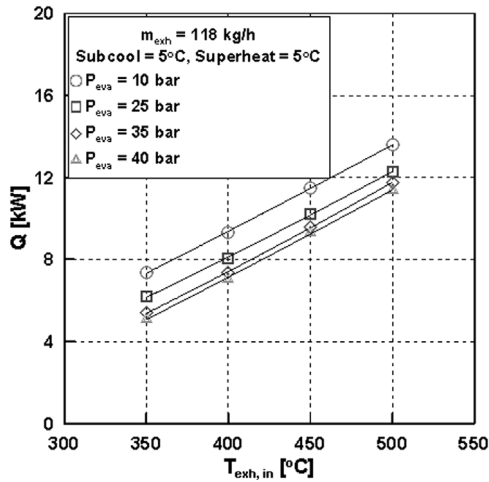


Fig. 7 Heat recovery according to exhaust inlet temperature

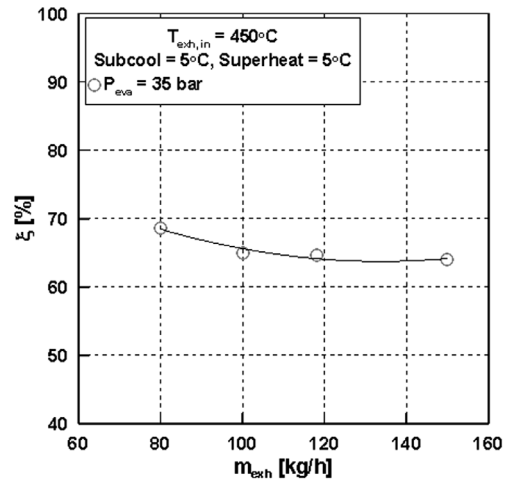


Fig. 9 Waste heat recovery rate according to exhaust mass flow-rate

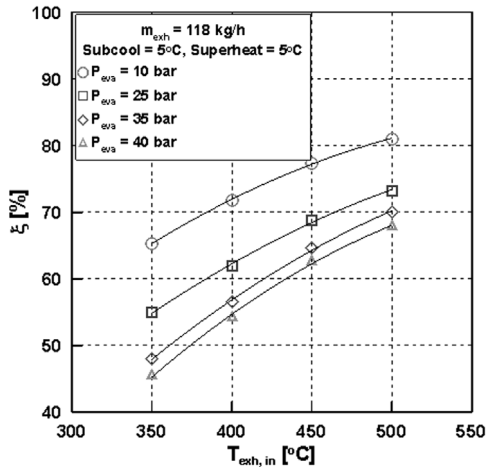


Fig. 8 Waste heat recovery rate according to exhaust inlet temperature

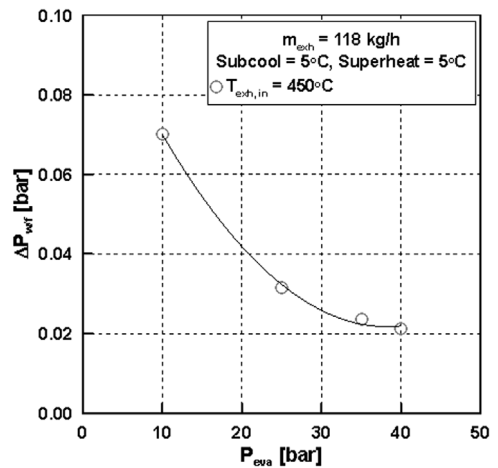


Fig. 10 Pressure drop of working fluid according to evaporating pressure

에너지의 회수율로 표현한 것이다. 식 (2)로 표현되는 회수율 계산에서 배기가스의 폐열 에너지는 실험 조건에서 설정한 HT 보일러로 유입되는 배기가스 온도와 대기 온도 25°C와의 차이를 온도 차로 하여 계산하였다. 배기가스 입구 온도가 선형적으로 증가하면 배기가스의 열에너지 또한 선형적으로 증가하고, 회수 열량도 Fig. 7에 나타난 것처럼 선형적으로 증가하지만 폐열 에너지 증가 폭과 회수 열량 증가 폭의 기울기가 다르기 때문에 회수율은 Fig. 8에 나타난 바와 같이 배기가스 입구 온도가 증가함에 따라 그 증가 폭이 완만해지는 경향을 보여주고

있다. 배기가스 유량 변화에 따른 회수율을 나타낸 Fig. 9를 보면 배기가스 유량이 증가할수록 회수 열량은 선형적으로 증가하지만 폐열 에너지의 선형 증가 폭이 훨씬 크기 때문에 회수율은 배기가스 유량 증가에 따라 감소하는 경향으로 나타나고 있다.

Fig. 10은 증발 압력 변화에 따른 작동 유체 측 압력 손실을 나타낸 것이다. 증발 압력 증가에 따라 작동 유체 유량이 감소하기 때문에 압력 손실은 감소하는 경향을 보이고 있다.

배기가스 유량과 작동 유체 압력이 동일한 경우 배기가스 측 압력 손실은 Fig. 11에 나타난 바와 같

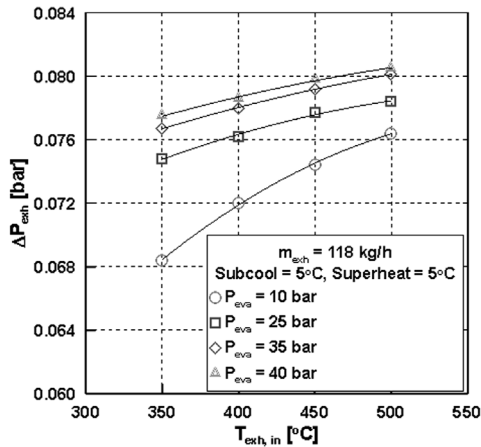


Fig. 11 Pressure drop of exhaust gas according to exhaust inlet temperature

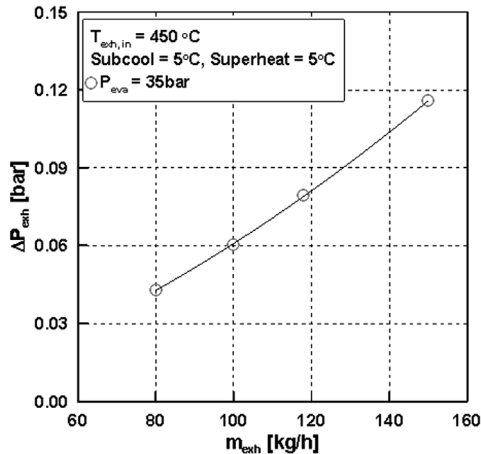


Fig. 12 Pressure drop of exhaust gas according to exhaust mass flow-rate

이 배기가스 온도가 높을수록 높게 나타나고 있는데, 이는 배기가스 온도가 높을수록 배기가스의 밀도가 낮아져서 압력 손실이 증가하기 때문이다. 배기가스 유량과 입구 온도가 동일한 경우에는 작동 유체 압력이 증가할수록 배기가스 측의 압력 손실이 증가하고 있는 경향을 보이고 있는데, 이는 작동 유체 압력이 증가하면 회수율이 떨어져 배기가스의 평균 온도가 높아지기 때문에 배기가스 밀도 감소로 나타나는 현상이다. 배기가스 입구 온도와 작동 유체의 증발 압력(증발 온도)이 동일한 경우에는 배기가스 유량이 증가할수록 배기가스 측 압력 손실은 Fig. 12에 나타낸 바와 같이 증가한다.

#### 4. 결론

랭킨 스팀 사이클 방식의 엔진 폐열 회수 시스템을 가솔린 차량에 적용하기 위하여 작동 유체의 검토 및 시스템 레이아웃과 사이클 설계를 수행하였다. 아울러 배기가스의 폐열을 회수하기 위한 핵심 부품인 보일러의 회수 열량과 압력 손실 등에 대한 단품 성능 평가를 수행하였으며, 이를 통하여 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 배기가스 측 작동 유체는 증발 엔탈피와 사이클 효율이 높고, 시스템 압력이 낮으면서 핵심 부품의 사이즈와 안전성 측면을 고려하여 물로 선정하였고, 엔진 냉각수 측은 제한 조건인 증발 온도와 응축 온도를 고려하면서 핵심 부품의 사이즈 측면과 환경 측면을 고려하여 R1234yf로 선정하였다.
- 2) HT loop의 고압은 35 bar, 시스템 최고 온도는 300°C로 제한하였으며, 이 조건에서의 이론 사이클 효율은 약 18.6%로 예측되었다.
- 3) 작동 유체의 입구와 출구 조건을 과냉도와 과열도 조건으로 고정시킬 경우 배기 에너지가 증가할수록 작동 유체의 유량과 이에 따른 회수 열량은 선형적으로 증가함을 알 수 있었다.
- 4) 배기가스의 설계 조건 및 증발 압력 35 bar 조건에서 과열도 5°C를 만족시키는 작동 유체의 유량은 4.22 g/s이며, 이때의 회수 열량과 회수율은 각각 9.6 kW, 65%임을 확인하였다.
- 5) 회수 열량은 증발 압력이 낮을수록 높고, 폐열 에너지의 유량 보다는 온도 레벨이 높을수록 회수율이 증가함을 알 수 있었다.
- 6) 배기가스의 유량이 동일하더라도 배기가스 측 압력 손실은 배기가스 온도가 높을수록 작동 유체의 증발 압력이 높을수록 배기가스 밀도 증가에 의해 압력 손실이 증가하는 경향을 보여주었다.

#### 후 기

본 연구는 지식경제부의 지원으로 수행한 산업원천기술개발사업의 일환으로 진행되었으며 연구를 지원하여 주신 기관에 감사드립니다.



### References

- 1) D. H. Lee, H. S. Heo, H. K. Lee, S. J. Bae, T. J. Kim and M. S. Moon, "The Performance Experimental Evaluation of the Boiler for the Engine Waste Heat Recovery System," Spring Conference Proceedings, KSAE, pp.79-85, 2010.
- 2) H. S. Heo and H. K. Lee, "Technology Trends of Exhaust Heat Recirculation System for Power-train Fast Warm-up," Auto Journal, KSAE, Vol.32, No.5, pp.14-22, 2010.
- 3) H. S. Heo and S. J. Bae, "Technology Trends of Rankine Steam Cycle for Engine Waste Heat Recovery," Auto Journal, KSAE, Vol.32, No.5, pp.23-32, 2010.
- 4) J. Ringler, M. Seifert, V. Guyotot and W. Hü bner, "Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines," SAE 2009-01-0174, 2009.
- 5) T. Endo, S. Kawajiri, Y. Kojima, K. Takahashi, T. Baba, S. Ibaraki, T. Takahashi and M. Shinohara, "Study on Maximizing Exergy in Automotive Engines," SAE 2007-01-0257, 2007.
- 6) S. J. Bae, H. S. Heo, H. K. Lee, Y. D. Choung, J. S. Hwang, and C. B. Lee, "An Investigation on Working Fluids for an Exhaust Waste Heat Recovery System of a Gasoline Engine," Annual Conference Proceedings, KSAE, pp.151-158, 2009.
- 7) H. Teng, G. Regner and C. Cowland, "Waste Heat Recovery of Heavy-duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part I : Hybrid Energy System of Diesel and Rankine Engines," SAE 2007-01-0537, 2007.
- 8) H. Teng, G. Regner and C. Cowland, "Waste Heat Recovery of Heavy-duty Diesel Engines by Organic Rankine Cycle Part II : Working Fluids for WHR-ORC," SAE 2007-01-0543, 2007.