

엔진 냉각수 폐열 회수를 위한 랭킨 스팀 사이클용 보일러의 성능 설계

허형석^{*1)} · 배석정¹⁾ · 황재순¹⁾ · 이현균¹⁾ · 이동혁¹⁾ · 박정상²⁾ · 이홍열²⁾

자동차부품연구원 고효율에너지시스템연구센터¹⁾ · (주)두원공조 기술연구소²⁾

Performance Design of Boiler for Waste Heat Recovery of Engine Coolant by Rankine Steam Cycle

Hyungseok Heo ^{*1)} · Sukjung Bae¹⁾ · Jaesoon Hwang¹⁾ · Heonkyun Lee¹⁾ · Donghyuk Lee¹⁾
Jeongsang Park²⁾ · Hongyeol Lee²⁾

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

²⁾Technology Research Team, Doowon Climate Control Co. LTD., 16-1 Wonnam-ri, Umbong-myeon, Asan-si, Chungnam 336-860, Korea

(Received 3 December 2010 / Accepted 19 March 2011)

Abstract : A 2-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) is a system to recover the waste heat from the exhaust gas, a low temperature loop(LT loop) is for heat recovery from the engine coolant cold relatively. This paper has dealt with a layout of a LT loop system, the review of the working fluids, and the design of the cycle. The design point and the target heat recovery of the LT boiler, a core part of a LT loop, has been presented and analytically investigated. Considering the characteristics of the cycle, the basic concept of the LT boiler has been determined as a shell-and tube type counterflow heat exchanger, the performance characteristics for various design parameters were investigated.

Key words : Engine coolant waste heat recovery system(엔진 냉각수 폐열 회수 시스템), Rankine steam cycle(랭킨 스팀 사이클), Working fluid(작동 유체), Boiler(보일러), Waste heat recovery efficiency(폐열 회수율)

Nomenclature

C_p : specific heat, kJ/kg-K	s : entropy, J/kg-K
GWP : global warming potential	T : temperature, °C
Δh : enthalpy change, kJ/kg	v : specific volume, m ³ /kg
L : latent heat, kJ/kg	κ : thermal conductivity, W/m-K
\dot{m} : mass flow-rate, kg/s	μ : viscosity, kg/m-s
P : pressure, bar	ρ : density, kg/m ³
ΔP : pressure drop, kPa	
Q : heat recovery, kW	
ref. : refrigerant	

Subscripts

c : critical point
i : inlet
o : outlet
s : saturation

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

W/F : working fluid
 x : quality
 * : values at 93.2°C

1. 서론

세계 자동차 시장의 개발방향은 지구 온난화의 급격한 진행으로 온실가스 감축에 대한 중요성이 더욱 강조되고 있으며, 화석연료 고갈에 따른 국제유가 상승으로 연비 향상 기술이 현시점에서 가장 중요한 이슈로 부각되고 있다.¹⁾ 아울러 2035년 하이브리드 차량과 전기자동차의 신차 판매 비중이 14%를 넘지 않을 것으로 전망되고 있어 향후 기술린 및 디젤 차량에서의 획기적인 연비 향상 기술 개발은 더욱 중요해질 것으로 예상되고 있다.²⁾

이러한 자동차 산업의 전망에 따라 동력 발생 단계에서 이루어져 온 지금까지의 연비 향상 기술과는 달리 최근에는 동력 에너지로 변환되지 못하고 배기가스 및 엔진 냉각수 등으로 버려지는 엔진 폐 에너지(engine waste energy)를 회수하여 전기 에너지 또는 기계 에너지로 재생시키는 기술 개발들이 미국, 독일, 일본 등을 중심으로 활발히 이루어지고 있다.^{3,4)} 엔진 폐 에너지 회수 시스템의 기술 개발 배경은 현재 자동차에 쓰이는 내연기관의 열효율이 최대 35% 정도라서 이의 개선을 위한 연소 및 엔진 주변 장치의 연구개발은 어느 정도 한계에 도달하였다고 판단되고 있기 때문이다. 나머지 대부분의 에너지는 배기가스와 엔진 냉각수 등으로 버려진다고 볼 수 있다(Fig. 1).¹⁻⁷⁾

엔진 폐 에너지의 회수 시스템 기술은 버려지는

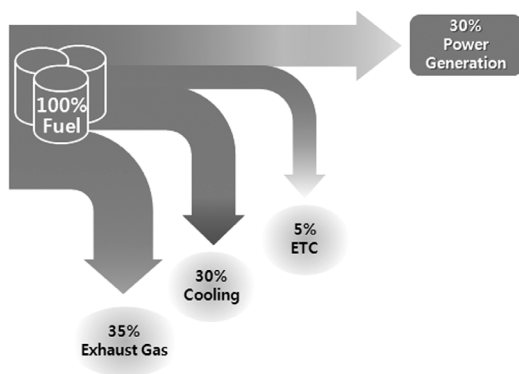


Fig. 1 Engine power flows

에너지의 형태와 회수 방식에 따라 다양한 기술로 구분된다. 현재 가장 활발하게 연구되고 있으며 실용화 가능성이 가장 큰 기술로는 주로 배기가스의 운동에너지를 회수하는 터보 컴파운드(turbo compound) 기술과 배기가스와 엔진 냉각수로부터 폐열 에너지를 회수하는 열전 발전(thermo-electric generator) 기술 및 랭킨 스팀 사이클(rankine steam cycle) 기술을 들 수 있다. 랭킨 스팀 사이클 방식의 엔진 폐열 회수 시스템 기술은 효율이 높고, 터보 컴파운드 기술과는 달리 엔진 부하 변동에 민감하지 않으면서도 열전 발전 기술에서 요구되는 회귀원소(가격 상승)에 대한 의존성이 낮다는 장점을 가지고 있어 독일의 BMW사, 일본의 Honda사 등에서 활발히 연구되고 있는 기술이다.¹⁻⁷⁾

자동차용 랭킨 스팀 사이클 방식의 엔진 폐열 회수 시스템 기술은 하나의 작동 유체(working fluid)로 엔진 냉각수와 배기가스에서 폐열을 모두 회수하거나 배기가스에서만 회수하는 one-loop 방식과 이와는 달리 온도 레벨이 다른 두 가지 폐 열원으로 부터 각기 다른 작동 유체를 사용하여 시스템적으로 구분함으로써 효과적인 폐열 회수와 동력재생으로 시스템은 다소 복잡하지만 연비 향상을 극대화시킬 수 있는 two-loop 방식으로 구분할 수 있다.³⁾ two-loop 방식에서 고온인 배기가스 측을 HT(High Temperature) loop라 하고, 이와는 상대적으로 온도가 낮은 엔진 냉각수 측을 LT(Low Temperature) loop라 한다.

본 연구에서는 자동차 연비 향상을 위한 two-loop rankine steam cycle 방식의 엔진 폐열 회수 시스템 기술 개발의 일환으로 LT loop 측 핵심 부품 중의 하나인 LT 보일러(boiler)의 컨셉 설계를 수행하였고, 이의 상세 설계를 위하여 다양한 설계 변수에 대한 열유동 해석을 수행하였다. 대상 엔진은 가솔린 3.3 L급이다.

2. LT loop 사이클 설계

LT loop측 사이클 설계를 위한 엔진 냉각수의 설계 조건은 20 l/min, 100°C이다. 작동 유체는 LT loop의 사이클 설계에서 갖는 제한 조건 내에서 사이클 효율, 핵심부품의 사이즈 및 단가, 안전성과 환경 측

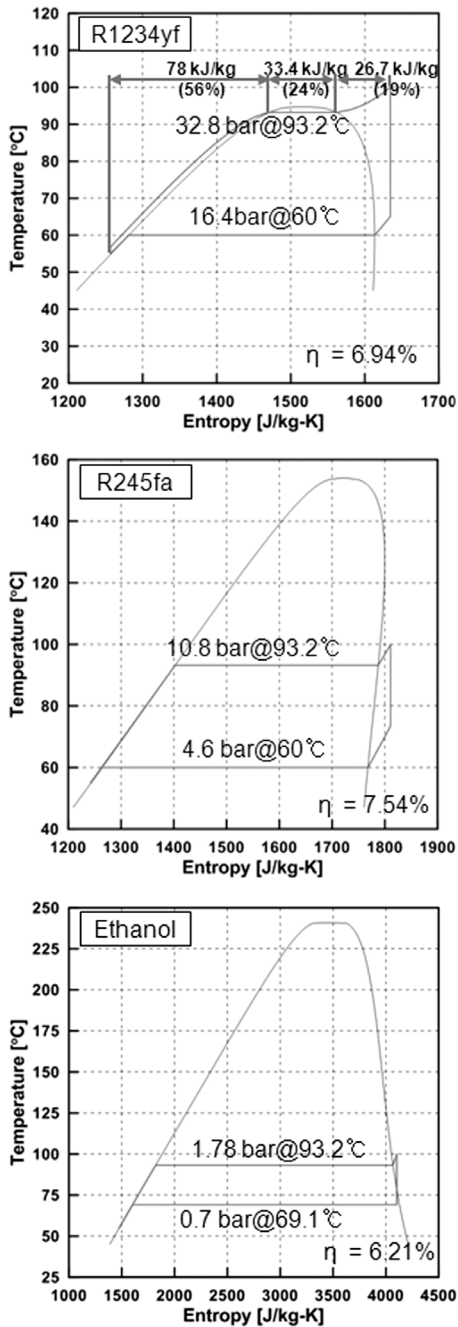


Fig. 2 T-s diagram according to working fluids

면 등을 고려하여 선정하였다. LT loop의 시스템 설계의 제한 조건으로는 응축 온도와 증발 온도를 들 수 있다. 즉, 저압 측의 팽창식 LT 컨덴서는 외기로 열 방출을 통해 작동 유체를 응축시키는 역할을 담

당하기 때문에 저압 측의 응축 온도는 외기보다 높아야 하며(60°C로 설정), 고압 측에서의 증발 온도는 엔진 냉각수 온도보다 낮아야 한다는 것이다. 이를 고려하여 엔진 냉각수의 설계점 조건에서 작동 유체의 증발 온도는 93.2°C로 설정하였다.

Fig. 2는 이러한 제한 조건을 고려했을 때의 작동 유체별 이론 사이클 효율을 나타낸 것이다. 에탄올(ethanol)의 응축 온도는 60°C로 할 경우 응축 압력이 0.47bar(절대 압력)로 진공도가 너무 높아 누설에 의한 오염 문제가 발생할 것으로 판단되어 응축 압력 0.7 bar에서의 포화 온도인 69.1°C로 하였다.

시스템의 고압은 R1234yf가 32.8 bar로 가장 높으나 내압 설계에서 큰 문제가 없을 것으로 판단된다. 사이클 효율은 R245fa가 가장 높으나 Table 1에 나타낸 바와 같이 친환경 냉매(GWP 150 이하)가 아니다. R1234yf는 현재 자동차 에어컨 냉매인 R134a를 대체하기 위하여 검토되고 있는 친환경 냉매로써 R134a와 물성이 유사하다. 에탄올은 증발 잠열이 가장 높으나 비체적이 R1234yf에 비해 118배 정도 높아 팽창기 등 핵심부품의 사이즈가 커지는 단점이 있다. 또한, 발화점이 약 13°C인 인화성 물질이라는 것도 단점으로 작용한다. 따라서 사이클 효율과 팽창기 사이즈를 고려할 때 엔진 냉각수의 폐열을 회수하기 위한 작동 유체로 R1234yf와 R245fa를 검토해 볼 수 있겠으나 친환경 냉매인 R1234yf로 선정하였다.

LT loop에서의 폐열 회수는 Fig. 3에 나타낸 바와 같이 일차적으로 LT 보일러에서 엔진 냉각수로부터 폐열을 회수한 후 HT 컨덴서로 유입되어 HT 팽창기에서 동력을 재생한 후의 HT 작동 유체로부터 열을 재 회수하게 된다. 이는 HT loop의 사이클 설계상 HT 팽창기에서 나오는 HT 작동 유체의 온도는 120 ~ 140°C로 엔진 냉각수 온도보다도 높기 때문에 가능하다. 따라서 HT 컨덴서는 LT loop에서 보면 이

Table 1 Comparison of working fluids

Fluid \ Item	GWP (-)	P* _s (bar)	L* (kJ/kg)	C* _{p, x=1} (kJ/kg-K)	v* _{x=1} (m ³ /kg)
R1234yf	4	33.82	33.5	16.342	0.00301
R245fa	950	10.84	141.0	12.964	0.01626
Ethanol	natural ref.	1.78	823.1	1.889	0.35565

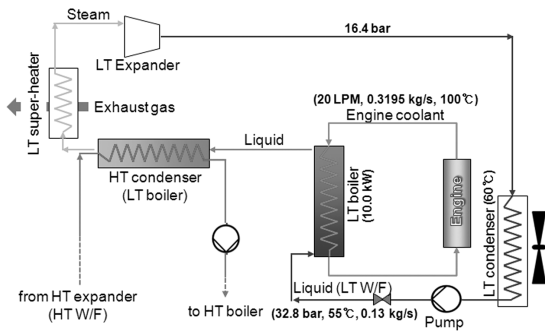


Fig. 3 Layout of LT loop

차 LT 보일러 또는 LT 슈퍼히터 역할을 하게 된다. 대부분의 자동차 운전구간에서 HT 컨덴서는 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. 이 LT 슈퍼히터의 용량은 HT loop에서 회수하는 열량을 고려하면 1 ~ 1.5 kW 이내이다.

엔진 냉각수의 설계 조건에서 LT 보일러로 유입되는 작동 유체 조건은 LT 컨덴서에서 과냉도 5°C를 고려하여 55°C의 액상으로 하였다. 설계 용량은 팽창기 사이즈를 우선적으로 고려하였고, 또한 HT 컨덴서의 다양한 방열량 변동 조건에서 HT 작동 유체의 충분한 응축과 LT 보일러의 역할로써 충분한 열을 회수할 수 있는 조건을 고려하여 0.13 kg/s로 하였다. 엔진 냉각수에서의 과도한 열 회수는 오히려 엔진의 열효율을 떨어뜨리기 때문에 이러한 점을 고려하면 엔진 냉각수 설계 조건에서 회수 가능한 열량은 10 kW 정도이다. 이 회수 열량(heat recovery)과 작동 유체의 용량을 고려할 때 작동 유체의 일차 LT 보일러 출구에서의 상태는 포화 상태 직전의 액상이다. 이는 Fig. 2의 R1234yf T-s 선도에 나타낸 사이클 설계 특성상 전체 폐열 회수 구간에서 액상이

Table 2 Design conditions of LT boiler

Fluid	Items	\dot{m} (kg/s)	T_i (°C)	Q (kW)
Coolant	R1234yf	0.3195	100	10
		0.13	55	

차지하는 구간이 56%로써 Δh 가 78 kJ/kg 정도 되기 때문이다. LT 보일러의 설계 제원을 Table 2에 나타내었다.

3. LT 보일러 설계

3.1 LT 보일러 설계 컨셉

LT 보일러의 엔진 냉각수 측은 1 ~ 2 bar, 0.3195 kg/s로 저압, 고 유량인 반면 작동 유체 측은 32.8 bar, 0.13 kg/s로 고압, 저 유량 조건이다. 이러한 점을 고려하면서 사이즈를 축소시킬 수 있는 방안으로 작동 유체 측을 마이크로 튜브로 적용한 2-pass의 각관(Shell & tube) 구조 열교환기(Fig. 4)를 기본 설계 컨셉으로 결정하였다.

냉각수 유로 측은 열전달 성능 향상과 고압 튜브를 지지함으로써 구조강도 측면을 보강하도록 격벽(baffle)을 두었다. 유동 패턴(flow pattern)은 전체적으로 보면 대향류(counter flow)이지만 냉각수 측 격벽 사이의 단위 셀만 보면 냉각수 측 작동 유체의 유동 방향에 대해 직교 방향으로 유입되는 직교류(cross flow)의 유동 패턴 특성도 가진다.

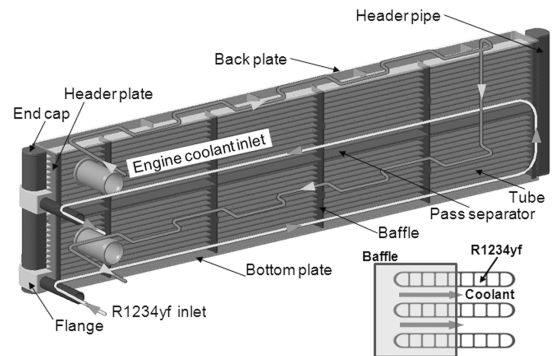


Fig. 4 Design concept of LT boiler

3.2 설계 형상 변수 및 해석 조건

검토된 단일 튜브를 적용하여 상세 설계를 하고자 튜브 적층 수, 코어 길이, 격벽 간격 및 길이를 설계 변수로 정하였고, 1-pass와 2-pass의 성능 특성 차이도 고찰하였다. 모든 해석은 기본 설계 모델에서 설계 변수를 하나씩만 변경하면서 수행하였다. 기본 설계 모델에 대한 안은 Table 3에 나타낸 바와 같다.

Table 3 Geometry specifications of base model

Number of pass	2
Baffle length	14.5 mm
Number of tube	24
Core length	450 mm
Interval of baffle	50 mm

LT 보일러의 열유동 특성을 해석하기 위해 범용 해석코드인 FLUENT6.3을 사용하였다. 난류모델은 표준 $k-\epsilon$ 모델을 적용하였으며, 압력과 속도의 연계 문제는 SIMPLE 알고리즘을 사용하였다. 대류항의 처리방법은 first order scheme을 사용하였다. 해석을 위한 각 유체의 물성 값은 엔진 냉각수는 대기압 조건 하에서의 온도의 함수로 적용하였고, R1234yf는 32.8 bar 조건 하에서의 온도의 함수로 적용하였다. 설계 형상 변수에 따른 해석 조건은 입구 유량과 온도를 Table 2에 나타낸 설계 제원 조건으로 하였다.

3.3 설계 형상 변수별 성능 비교

Table 4는 Fig. 5에 나타낸 바와 같이 pass 수만 달리 하였을 경우 설계점에서의 성능 특성을 비교하여 나타낸 것이다. 튜브 수는 동일하지만 2-pass의 경우는 단위 튜브 및 셀 당 분배되는 유량이 증가하기 때문에 압력 손실은 증가한다. 하지만 압력 손실이 시스템에 미치는 영향이 미미할 정도이며, 특히 작동 유체 측은 32.8 bar의 시스템 압력을 고려할 때 매우 작은 값이다. 반면 회수 열량은 26.6% 증가하는 결과를 보여주었다. 작동 유체 측 출구 온도를 보면 2-pass의 경우 93.5°C로 32.8bar 조건의 증발온도인 93.2°C 보다 높아 실제 상변화가 일어나는 구간이 있을 수 있지만 매우 작은 영역이기 때문에 해석에서 상변화는 고려하지 않았다.

Table 5는 배플 길이만 달리 하였을 경우(Fig. 6) 설계점에서의 성능 특성을 비교하여 나타낸 것이다. 배플 길이 14.5mm의 경우 21.7 mm 경우와 비교할 때 회수 열량에서는 거의 차이가 없지만 압력손실은 53.2%가 개선되었다. 하지만 배플을 두지 않으면 배플 길이 14.5mm에 비해 회수 열량이 17.1% 저감되기도 하지만 구조강도 측면에서도 불리할 것으로 판단된다. 결과적으로 배플의 유·무에 따라 유동 길이 및 유동 패턴이 많이 달라지기 때문에 성능 차

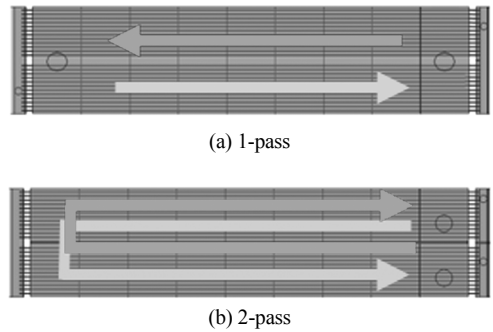


Fig. 5 Structures of 1-pass and 2-pass LT boiler

Table 4 Performance of LT boiler according to number of pass

Items Type	Q (kW)	$\Delta P_{W/F}$ (kPa)	$\Delta P_{coolant}$ (kPa)	$T_{W/F, o}$ (°C)	$T_{coolant, o}$ (°C)
1-pass	8.49	12.5	2.8	89.7	93.6
2-pass	10.75	19.4	9.5	93.5	91.9

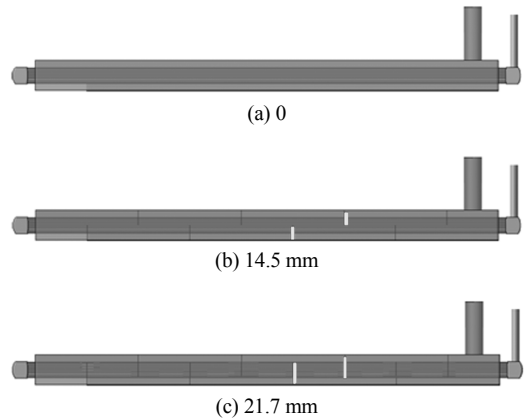


Fig. 6 Structures of LT boiler according to baffle length

이가 많이 나타나는 것으로 판단된다.

튜브 적층 수는 회수 열량 및 압력 손실 측면도 중요한 고려사항이지만 부품 사이즈 및 단가에도 영향을 미치기 때문에 적절한 튜브 수의 결정이 중요하다. 세 가지의 튜브 적층 단수에 대해서 설계점에서의 회수 열량과 압력 손실 특성을 Fig. 7과 Fig. 8에 나타내었다. 20단과 28단의 회수 열량 차이는 3.3% 정도로 작은 편이지만 압력 손실은 작동 유체 측이 15.6%, 엔진 냉각수 측이 33.6%로 다소 큰 차이를 보이고 있다. 열전달 면적은 20단에서도 충분히 확보된 것으로 판단되지만 튜브 적층 수는 압력 손실 측면에서 선택이 필요할 것으로 보인다. 엔진 냉각수

Table 5 Performance of LT boiler according to baffle length

Items Length	Q (kW)	$\Delta P_{\text{coolant}}$ (kPa)	$T_{W/F, o}$ (°C)	$T_{\text{coolant, o}}$ (°C)
0 mm	8.91	3.4	93.3	93.3
14.5 mm	10.75	9.5	93.5	91.9
21.7 mm	10.89	20.3	93.6	91.8

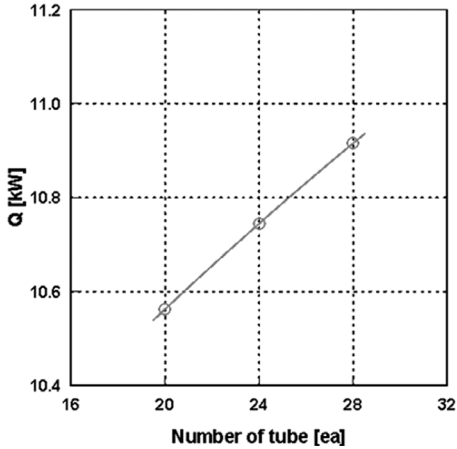


Fig. 7 Heat recovery according to number of tube

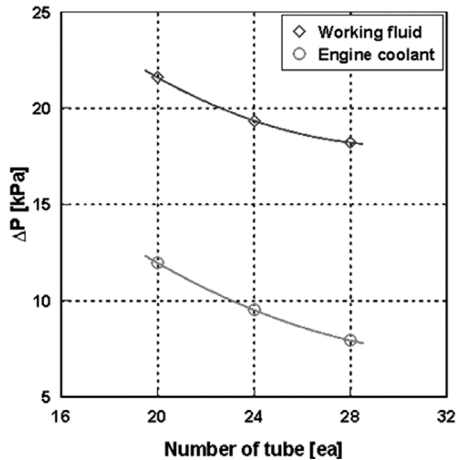


Fig. 8 Pressure drop according to number of tube

측의 압력 손실은 튜브 적층 간극을 키울 경우 열전달 성능이 다소 떨어질 수는 있으나 튜브 수와 적층 간극을 적절히 조절하여 해결할 수도 있다.

코어 길이는 실제 열교환이 이루어지는 구간의 튜브 길이라 할 수 있다. 코어 길이 400 mm, 450 mm 및 500 mm에 대한 설계점에서의 회수 열량과 압력 손실 특성을 Fig. 9와 Fig. 10에 나타내었다. 코어 길

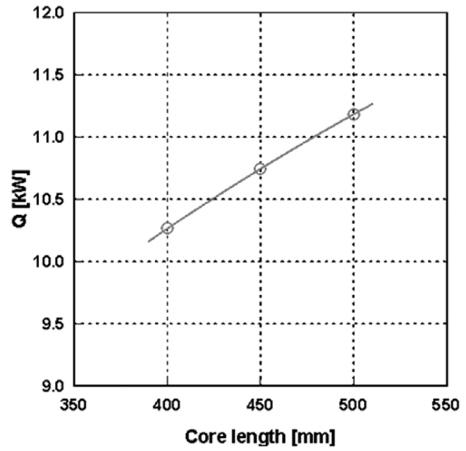


Fig. 9 Heat recovery according to core length

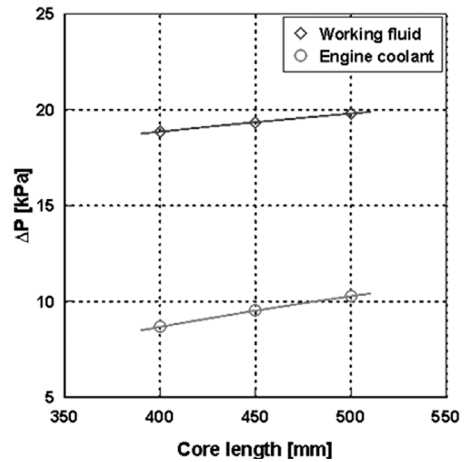


Fig. 10 Pressure drop according to core length

이 400 mm에서 500 mm로 25% 증가시킬 경우 회수 열량 9.0%, 냉각수 측 압력 손실 18.5%로 크게 증가한 반면 작동 유체 측 압력 손실은 5.0% 정도 증가하는 경향을 보였다. 두 유체의 물성 조건, 유량조건 및 설계 형상 특성에서 코어 길이에 대한 압력 손실의 영향은 냉각수 측이 더 크게 나타나는 것이다.

배플 간격 37.5 mm, 50 mm 및 75 mm에 대한 설계점에서의 회수 열량과 압력 손실 특성을 Fig. 11과 Fig. 12에 나타내었다. 배플 간격 37.5 mm에서 75 mm로 100% 증가시킬 경우 회수 열량은 4.8% 감소한 반면 냉각수 측 압력 손실은 61.2%로 크게 감소하였다. 따라서 Table 5에 나타낸 결과와 종합적으로 검토하면 배플 길이나 간격에 대한 회수 열량 차

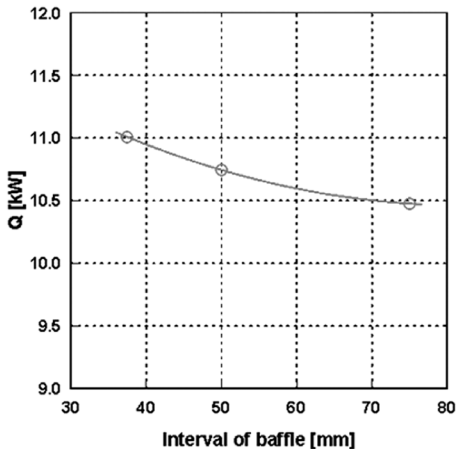


Fig. 11 Heat recovery according to interval of baffle

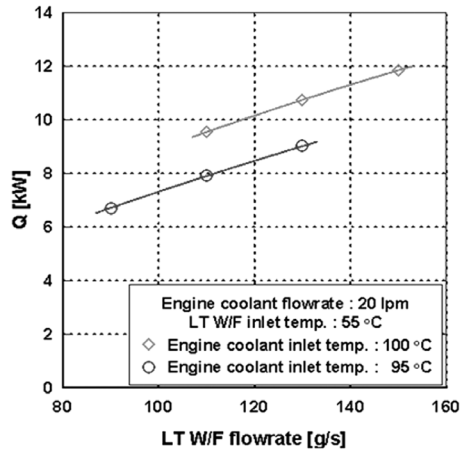


Fig. 13 Heat recovery according to working fluid flow-rate

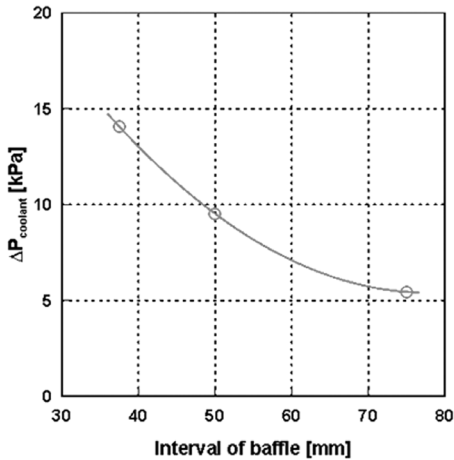


Fig. 12 Pressure drop according to interval of baffle

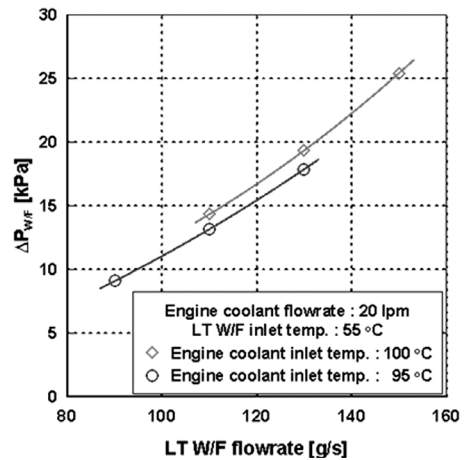


Fig. 14 Pressure drop of working fluid according to flow-rate

이는 크지 않으나 배플의 유·무에 대한 영향은 크게 나타나기 때문에 압력 손실이 크게 증가하지 않으면서 구조적 강도 보강을 할 수 있는 범위 내에서 설계하는 것이 중요하다고 볼 수 있겠다.

3.4 기본 모델의 조건별 성능 비교

Fig. 13은 기본 모델에 대한 작동 유체의 유량에 따른 회수 열량을 엔진 냉각수 온도 95°C 및 100°C에 대해서 나타낸 것이다. 동일한 작동 유체의 압력, 유량 및 입구 온도에 대해서 냉각수 온도가 95°C에서 불과 5°C만 증가시키더라도 회수 열량은 약 20% 정도 증가하여 열 회수에는 온도 레벨이 중요함을 알 수 있다. 검토된 작동 유체의 유량 범위 내에서는

회수 열량의 증가 폭이 감소하지 않고 있어 회수 열량 측면에서는 작동 유체의 유량을 보다 키워도 될 것으로 보이지만 폐열원의 부족할 경우 원하는 과열 증기를 생성하지 못할 수도 있으며, 또한 과도한 유량 설정은 팽창기 사이즈를 키워야 하는 부담을 주게 된다. Fig. 14는 작동 유체의 유량에 따른 압력 손실을 엔진 냉각수 온도 95°C 및 100°C에 대해서 나타낸 것이다. 유량 증가에 따라서도 압력 손실은 증가하고 있지만 엔진 냉각수의 입구 온도 5°C 증가에 대해서도 동일 질량 유량에 대해서 평균적으로 약 8.5%의 압력 손실 증가 경향이 나타나고 있다. 이는 엔진 냉각수 온도 증가에 따라 작동 유체의 회수 열량이 증가하여 작동 유체 측 온도도 증가하기 때

문이다. 액상 유체의 온도가 증가하면 밀도와 점도가 감소하는데, 동일 질량 유량에서 밀도의 감소는 압력 손실의 증가에 영향을 주며, 점도의 감소는 마찰 손실의 감소로 압력 손실의 감소에 영향을 주게 된다. 일반적으로 물과 같이 온도 변화에 대해서 물성 변화가 크지 않은 유체는 압력 손실 변화가 거의 없는 반면 R1234yf는 온도 55°C에서 93°C로 상승하는 동안 밀도는 약 35%, 점도는 약 52%까지 크게 감소한다. 따라서 밀도 감소에 의한 압력 손실 증가의 영향이 더 크게 작용하였음을 알 수 있다.

4. 결론

가솔린 차량의 연비 향상을 위하여 배기가스와 엔진 냉각수에서 폐열을 각각 독립적으로 회수하여 동력으로 재생시키는 2-loop 랭킨 스팀 사이클 방식의 폐열 회수 시스템 중에서 엔진 냉각수 측 폐열 회수 시스템의 사이클 설계를 수행하였다. 아울러 핵심 부품인 LT 보일러의 상세 설계를 위한 설계 변수별 성능 특성을 고찰하였으며, 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 온도가 낮은 엔진 냉각수 측 폐열 회수 시스템의 작동 유체로 신뢰성 측면을 고려한 시스템 압력 제한 조건이나 증발 온도 및 응축 온도 제한 조건 내에서 사이클 효율, 핵심부품의 사이즈 및 단가, 안전성과 환경 측면 등을 고려하여 R1234yf로 선정하였다.
- 2) 증발 온도가 엔진 냉각수 온도보다 낮아야 하는 제한 조건으로 엔진 냉각수의 설계 조건에서 작동 유체의 증발 온도는 93.2°C로 하였고, 응축 온도는 외기 온도보다는 높아야 하는 제한 조건으로 60°C로 설계하였다.
- 3) 설계 유량은 HT 컨테이너의 다양한 방열량 변동 조건에서 HT 작동 유체의 충분한 응축과 LT 작동 유체의 충분한 과열 증기 생성을 고려하여 0.13 kg/s로 하였으며, LT 보일러가 엔진 냉각수로부터 회수하는 열량 목표는 엔진의 열효율을 고려하여 10.0 kW로 하였다.
- 4) 동일 조건에서 2-pass는 압력 손실이 다소 증가하지만 회수 열량은 26.6% 정도로 크게 증가하는 결과를 보여주었다.
- 5) 구조강도 보강을 위해 둔 배플의 길이와 간격에 대한 영향은 회수 열량보다는 냉각수 측 압력 손실에 더 큰 영향을 주었다. 그러나 배플이 없는 경우는 배플 기본 설계 모델에 비해 회수 열량이 17.1%까지 감소하기 때문에 구조강도 측면과 회수 열량 측면에서 배플은 필요하나 냉각수 측 압력 손실을 고려한 설계가 필요할 것으로 판단된다.
- 6) 튜브 적층 수는 회수 열량보다는 압력 손실에 더 큰 영향을 주기 때문에 압력 손실 측면에서의 선택이 필요할 것으로 판단된다.
- 7) 코어 길이는 회수 열량과 냉각수 측 압력 손실에 큰 영향을 미치지만 상대적으로 유량이 작은 작동 유체 측 압력 손실에는 큰 차이를 보이지는 않았다.

후 기

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

References

- 1) 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.
- 2) J. D. Kee and J. H. Lee, "Technology Trends of Turbo Compound System for Engine Waste Energy Harvesting," Auto Journal, KSAE, Vol.32, No.5, pp.33-42, 2010.
- 3) J. Ringler, M. Seifert, V. Guyotot and W. Hübner, "Rankine Cycle for Waste Heat Recovery of IC Engines," SAE 2009-01-0174, 2009.
- 4) 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.
- 5) 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," Fall Conference Proceedings, KSAE, pp.151-158, 2009.

- 6) 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.
- 7) 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.