

# 배기 열 회수 열교환기 형식이 디젤 엔진 성능에 미치는 영향

김철정<sup>1</sup> · 최병철<sup>2</sup> · 박권하<sup>†</sup>

(원고접수일 : 2013년 12월 31일, 원고수정일 : 2014년 4월 16일, 심사완료일 : 2014년 7월 7일)

## The effect of heat exchanger type for exhaust heat recovery system on diesel engine performance

Cheol-Jeong Kim<sup>1</sup> · Byung-Chul Choi<sup>2</sup> · Kweon-Ha Park<sup>†</sup>

**요약:** 지구 온난화와 화석 연료 고갈로 인해 CO<sub>2</sub> 저감과 효율 상승을 동시에 만족하는 기술 개발이 요구된다. 배기 열 회수 기술은 두 가지를 모두 만족할 수 있는 대표적인 기술이다. 본 연구는 배기 열 회수 장치를 위한 세 가지 형식의 증발기용 열교환기를 배기관에 설치하여 실험 및 분석하였다. 고속최대 부하에서 판형 열교환기의 배압이 가장 높아지고 실린더 최고 압력이 낮아지며 일산화탄소 배출량도 증가하였다. 또한 고속에서 배압이 2배 이상 증가하며 연료소비율이 2% 증가되어 열교환기 중 가장 높은 증가량을 나타내었다. 핀 튜브 열교환기는 전반적으로 배기 배출물이 적게 배출되고 연료소비율도 가장 적게 나타났다. 셸 앤 튜브는 판형과 핀 튜브 성능의 중간정도이다. 엔진에 미치는 영향으로만 판단할 때 핀 튜브 열교환기가 배기 열 회수에 가장 적합한 열교환기로 판단된다.

**주제어:** 배기 열 회수 장치, 배기 압력, 연료소비율, 배기 배출물

**Abstract:** Due to global warming and depletion of fossil fuels, technologies reducing CO<sub>2</sub> emission and increasing fuel efficiency simultaneously are required. An exhaust gas heat recovery system is a technology to satisfy both issues. This study analyses three types of heat exchanger installed on an exhaust pipe. In case of plate type heat exchanger, back pressure rapidly increased and maximum cylinder pressure reduced in high speed and maximum load, and back pressure increased over twice and specific fuel consumption also increased up to 2% which were the highest increasing rate. In case of fin tube type, the amounts of exhaust emissions and specific fuel consumption rate were less than the other two types. The effect of shell and tube was in the middle. Making a decision by only the effect on engine performance, a fin tube type is the best for exhaust heat recovery systems.

**Keywords:** Exhaust heat recovery system, exhaust pressure, specific fuel consumption, exhaust emissions

### 1. 서론

지구 온난화에 따른 온실 가스 감축과 유가 상승은 연비 향상에 대한 요구를 증가시키고 있다. 연비향상을 위하여 배기로 배출되는 에너지를 회

수하는 기술인 배기 열 회수 시스템이 개발되고 있는데, 이러한 시스템은 배기관에 증발기를 설치해야만 한다. 배기열회수시스템의 효율향상과 배기저감에 대해서는 많은 연구([1]-[8])가 진행되고

<sup>†</sup> Corresponding Author: Division of Mechanical & Energy Systems Engineering, Korea Maritime University, Dongsam-dong, Yeongdo-gu, Busan, 606-791, Korea, E-mail: Khpark@kmou.ac.kr, Tel: 051-410-4367

<sup>1</sup> Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Korea Maritime and Ocean University, E-mail: inad25@nate.com, Tel: 051)410-4953

<sup>2</sup> Ship & Plant Research Team, KR, E-mail: byungchul.choi@gmail.com,

있으며, 연비개선의 효과가 5 ~ 30% 정도인 것으로 나타나고 있다. 그러나 배기관에 설치된 증발기가 배기상태를 변화시켜 엔진에 미치는 영향에 대한 연구는 많지 않다.

최석렬 등은 배기관에 메인 머플러와 서브 머플러를 설치하여 엔진 성능과 배압 특성의 관계를 고찰하였다. 배기 압력은 스로틀 밸브 개도량 증가에 따라 최대 3.2배 증가하였고 동시에 실린더 내 최고 연소 압력이 2.1배 증가하였으며[9], 배기관 형상 변화에 따른 배압 상승은 거의 나타나지 않는 것으로 보고되었다[10]. 임재근 등은 배기 온도에 따른 배기 배출물 특성으로 75% 부하에서 연료 소비율이 1.5% 감소하였고 질소산화물 배출은 30.1% 증가하였으며 Soot 배출은 20% 감소된다고 보고하였으며[11], 배기 압력이 상승하면 실린더 내부에 연소된 공기가 모두 빠져나가지 못하고 내부적으로 배기 재순환(EGR)을 하게 되는데 노승민 등은 배기 재순환율에 따르는 질소산화물과 PM 저감에 대해 고찰하였다[13].

상기와 같이 배기의 압력, 온도, 내부 EGR 등에 대한 연구가 진행되고 있지만, 배기관에 설치된 열교환기가 엔진성능에 미치는 영향에 대해서는 거의 연구되고 있지 않다. 따라서 본 연구에서는 동일한 크기의 형식이 다른 세 가지 열교환기를 배기관에 설치하여 배기압력과 엔진성능에 미치는 영향을 실험적으로 분석하고자 한다.

## 2. 연구지역

연구지역은 경기만 남부 문갑도와 선갑도 사이에 위치하며(Figure 1) 수심은 10~40 m 범위로 동쪽으로 갈수록 깊어지며 대이작도와 덕적도 사이의 수로(서수도)와 연결되어 있다. 대이작도 남서쪽에는 저조시에 노출이 되는 하벌천퇴가 존재한다. 조석은 반일주조(semi-diurnal)가 우세하며 대조차, 소조차 그리고 평균조차는 각각 7.2 m, 2.3 m 그리고 4.7 m을 보이고 있다. 해저면 위 2 m에서 2004년 9월(9~25일)에 RCM9 (Aanderaa)를 이용해 측정된 조류는 창조시 북동방향(60°~65°), 낙조시

남서방향(225°~255°)을 나타내고 창조류와 낙조류의 유속은 거의 대칭성을 보이며 평균유속은 0.4 m/s, 최강유속은 0.8 m/s 이다.

경기만 지역은 몬순계절풍의 영향을 받아 여름에는 남풍 또는 남서풍이 우세하고 겨울철에는 북풍 또는 북서풍이 우세하다. 북풍은 평균 8~9 m/s의 바람이 지속되며 여름에는 지속적이지 않은 약한 남풍이 분다. 그러나 경기만 주변 해역에서 파

## 2. 실험 장치 및 조건

### 2.1 실험 장치

본 실험 장치는 수동력계, 디젤 엔진, 배기관, 열교환기로 구성되어 있으며 Figure 1은 실험 장치의 개략도이다. 배기온도를 측정하기 위하여 배기관에 시작지점부터 일정 간격으로 K타입 열전대를 설치하였다. 배기압력도 배기관의 시작지점에서 측정하였으며 배기온도가 최대 500℃의 고온인 관계로 압력센서의 직접적인 설치를 피하고 배기관에서 수직으로 연결관을 설치하였다. 배기가스가 열교환기를 통과할 때의 변화를 확인하기 위하여 열교환기의 출구 부분에서 배기가스 분석기와 smoke meter, 열전대를 설치하여 측정하였다.

테스트 엔진은 디젤 연료를 사용하는 4실린더 IC 기관이며 배기량은 3,298cc로 자세한 사양은 Table 1과 같다. Table 2는 엔진의 배기 시스템 사양을 나타낸 표이다.

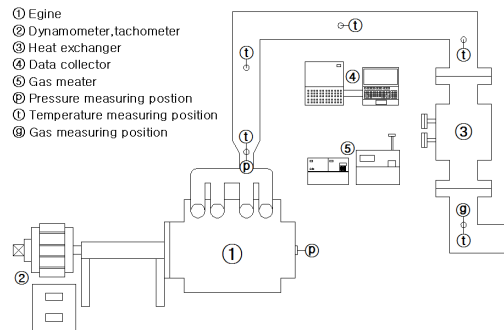


Figure 1: Experimental setup

**Table 1:** Specifications of test engine

Type	Turbo Diesel Engine(D4AK-C)
No. of cyl. & arrangement	4-In line
Combustion chamber type	Direct Injection
Total piston displacement	3,298cc
Compression ratio	16:1
No-load minimum speed	700~750 RPM

**Table 2:** Exhaust system

Maximum allowable back pressure	6.7kPa
Exhaust pipe size	93 mm
Max. exhaust gas temperature	425℃
Exhaust gas flow rate	15.5 Nm <sup>3</sup> /min

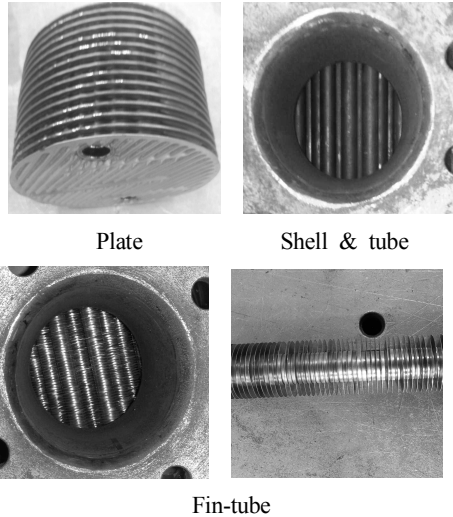
## 2.2 실험 조건

운전 조건에 따른 엔진 성능을 실험하기 위하여 **Table 3**과 같은 조건을 설정하였다. 엔진 회전 속도는 최저 700rpm에서 600rpm 간격으로 1300rpm, 1900rpm에서 실험하였고 엔진 부하는 무부하에서 최대 토크까지 4등분하여 부하별 실험을 수행하였다. idle, 25%, 50%, 75%는 열교환기 미설치시의 최대부하를 기준으로 산정하였다.

**Figure 2**는 각 열교환기의 내부 사진이다. 관형 열교환기는 15장의 판으로 구성되어 있으며 셸 앤 튜브 열교환기는 지름 16.1mm, 66개의 튜브로 구성되어 있다. 마지막으로 핀 튜브 열교환기는 셸 앤 튜브와 동일한 튜브에 지름 30mm의 핀을 삽입하여 26개의 튜브로 제작되었다. 세 가지 열교환기의 내부 체적은 지름 216mm, 폭 200mm로 동일하게 제작되었다.

**Table 3:** Experiment conditions

Heat exchanger type	Engine speed	Engine load
None	700rpm 1300rpm 1900rpm	idle
Plate		25%
Shell & tube		50%
Fin-tube		75%
		Max



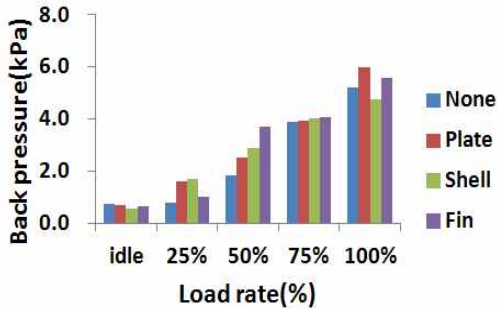
**Figure 2:** Inner shapes of heat exchangers

## 3. 실험 결과

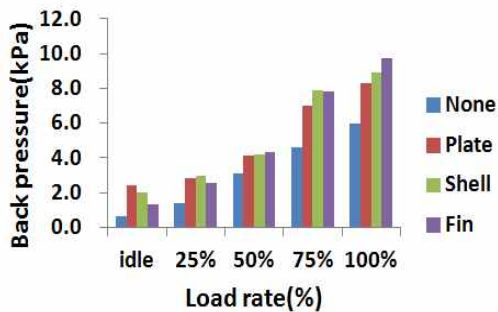
### 3.1 배기 압력

배기관에 열교환기를 설치하면 원활한 배기가 이루어지지 않아 배기 압력이 상승한다. 배압 상승은 실린더 내부 압력과 배기 배출물에 영향을 미치기 때문에 엔진에 따라 설계자가 요구하는 배기 압력이 정해져 있다. 따라서 배압 상승이 적은 열교환기 일수록 엔진에 미치는 영향이 적다. 그러나 일반적으로 열교환 면적이 크고 경로가 복잡할수록 열전달량이 많으므로 열회수 효율과 엔진 성능은 반비례할 것으로 예상된다. 본 실험에 사용되는 엔진의 경우 최대 허용 배기 압력이 6.7kPa로 각 운전 영역의 배압을 측정하여 비교하고자 한다.

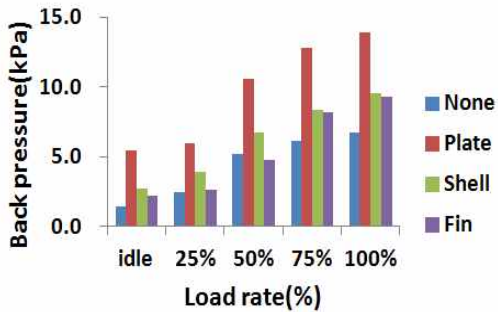
**Figure 3** (a)는 700rpm에서 부하별로 배기압력을 측정한 그래프이다. 무부하에서는 열교환기 설치에 따른 배압 변화가 거의 없으며 25% 부하에서 관형과 셸 앤 튜브가 약 2배씩 증가하였으나 배압은 2kPa이하로 낮았다. 50% 부하에서는 관형, 셸 앤 튜브, 핀 튜브 순으로 39.1%, 59.5%, 105.5% 증가하였으나 최고 압력이 4kPa이하로 허용범위에 포함된다. 75% 부하까지 4kPa정도의 배압을 나타내며 이 때 열교환기 설치에 따른 배압 차이는 거의 나타나지 않았다. 100% 부하에서는 관형이 14.4% 증가, 셸 앤 튜브가 9.3% 감소하였으나 6kPa이하로,



(a) 700rpm



(b) 1300rpm



(c) 1900rpm

Figure 3: Back pressure

700rpm에서 모든 열교환기가 부하별로 최대 허용 배압을 초과하지 않는 것으로 확인되었다. Figure 3 (b)는 1300rpm에서 부하별로 배기압력을 측정 한 그래프로 무부하에서 판형이 none인 경우보다 약 3배가 증가했으나 약 2kPa로 낮은 배압이다. 25%와 50% 부하는 열교환기 설치에 따라 증가하지만 4kPa이하의 낮은 배압 상승을 보인다. 75% 부하에서 판형은 약 7kPa, 셸 앤 튜브와 핀 튜브는 약

8kPa로 허용 범위를 초과하는 배압을 나타낸다. 100% 부하에서는 판형, 셸 앤 튜브, 핀 튜브 순으로 각각 38.7%, 48.9%, 62.8% 증가하고 최고 배압은 핀 튜브로 9.77kPa이다. Figure 3 (c)는 1900rpm에서 실험한 결과이다. 이 경우 가장 큰 특징은 판형 열교환기의 배기 압력이다. 판형 열교환기의 내부 구조는 셸 앤 튜브와 핀 튜브보다 열교환 면적이 커서 적은 면적으로도 높은 열교환율을 보인다. 반면에 같은 총 체적에서 배기관을 차지하는 체적이 크기 때문에 적은 유량에서는 셸 앤 튜브와 핀 튜브의 차이가 없었으나 엔진 회전 속도가 증가함에 따라 배기 유량이 증가하고 이에 따라 판형 열교환기 설치 시에 배압이 특히 증가하는 것으로 판단된다. 무부하와 25% 부하에서는 모든 열교환기가 허용 범위 안에 포함되며 50% 부하에서는 판형이 10.5kPa로 1300rpm 100% 부하에서의 배압보다 높다. 75% 부하에서는 판형이 약 2배 증가하고 셸 앤 튜브와 핀 튜브는 약 35% 증가한다. 100% 부하에서도 배압 차이는 75% 부하에서와 비슷하다.

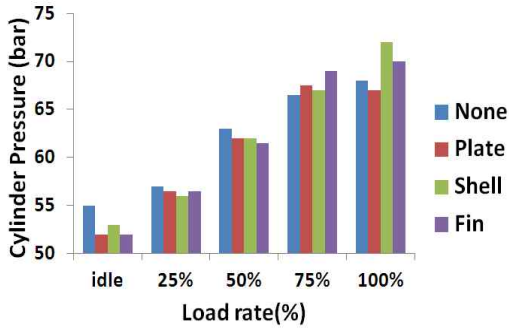
결과를 종합하면 저속에서는 열교환기를 설치한 경우 큰 배압 상승을 보이지 않으며 중속에서는 부분 적으로 허용압력을 초과하지만 큰 증가는 없었다. 그러나 고속에서 판형 열교환기 설치 시에 배압이 2배 이상 큰 폭으로 상승한다.

### 3.2 실린더 내부 최고 압력

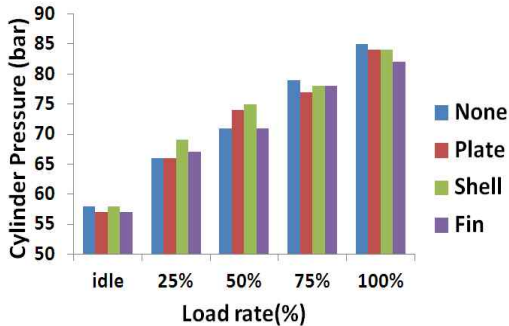
실린더 내부 압력은 엔진 출력에 직접적인 영향을 미치는 요인이기 때문에 엔진 성능 변화를 확인하기 위해 실린더 최고 압력을 측정하였다.[13]

Figure 4 (a)는 700rpm에서 실린더 최고 압력을 나타낸 그래프이다. 무부하에서부터 50% 부하까지 열교환기를 설치한 경우 실린더 최고 압력이 낮아졌다. 부하별 평균 감소율은 무부하에서 4.8%로 가장 많이 감소하며 50% 부하에서는 plate, shell, fin 순으로 압력이 감소한다. 이것은 배압과 정반대로 나타났다. 100% 부하에서는 shell, fin, plate 순으로 실린더 압력이 감소하는데 이 영역에서도 배압과 반대의 결과를 보여준다. Figure 4 (b)는 1300rpm에서 실험한 결과로 셸 앤 튜브 열교환기의 실린더 내부 최고 압력이 다른 열교환기 설치에 비하여 가장 높게 나타났다. 100% 부하의 경우, 저속-중부

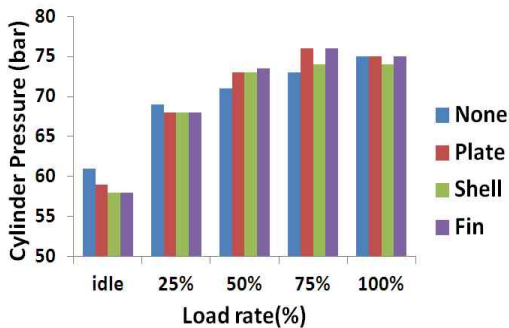
하와 비슷한 경향으로 여기서도 배압이 가장 큰 경우가 실린더 압력이 가장 낮은 것으로 확인되었다. **Figure 4** (c)는 엔진 회전 속도가 1900rpm에서 부하별 실린더 압력을 나타낸 그래프로 무부하에서 평균 4.4% 감소하였고 25% 부하에서는 1.4% 감소하였다. 50%와 75% 부하에서는 열교환기 설치 후 실린더 압력이 오히려 증가하는 경향을 나



(a) 700rpm



(b) 1300rpm



(c) 1900rpm

**Figure 4:** Max. cylinder pressure

타냈으며 100% 부하에서는 큰 변화가 없었다.

결과를 종합하면 열교환기 종류에 상관없이 저속-무부하에서 실린더 압력이 가장 많이 감소하였으며 저속과 중속에서 배기 압력 상승에 의한 실린더 내부 압력 감소를 확인하였다.

### 3.3 연료소비율

연료소비율이란 일정 출력을 발생시키는 데 사용되는 연료량을 측정된 것으로 본 연구는 1kW-hr를 발생시키는데 필요한 연료량(g)을 측정하였다. 식 (1)은 발생 출력을 계산하는 식이며 식 (2)는 연료소비율(specific fuel consumption)로 다음과 같다 [14].

$$\dot{W} = T \frac{2\pi n}{60} \quad (1)$$

$$sfc = \frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{W}} \quad (2)$$

**Figure 5** (a)는 700rpm에서 실험한 결과로 무부하에서는 셸 앤 튜브의 연료소비율이 1.7% 증가하나 평균적으로 모든 열교환기가 미설치와 큰 차이를 보이지 않는다. (b)의 1300rpm에서는 핀 튜브의 연료소비가 미설치의 0.2% 증가로 가장 적게 증가하였고 셸 앤 튜브가 평균 1.4% 증가로 연료 소모가 가장 많이 되었다. 1900rpm에서는 평균적으로 판형의 연료소비율이 높게 측정된다. 무부하에서는 4.1%, 전체 부하 평균으로는 2.6% 증가로 고속에서 판형 열교환기가 연료소비율이 특히 증가하는 것으로 나타났다.

결과를 종합하여 각 운전영역별로 연료 저감에 이득을 얻을 수 있는 열교환기를 선정할 수 있었다. 저속에서는 모든 열교환기가 평균 0.3% 증가로 낮은 증가율을 보이며 중속과 고속에서 핀 튜브 열교환기가 각각 0.2%, 0.7% 증가로 핀 튜브 열교환기는 전 운전영역에서 연료소비율에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 평가되었다. 반면에 판형은 고속에서 2% 증가로 고속 엔진의 열 회수를 하기에는 부적합한 것으로 판단된다.

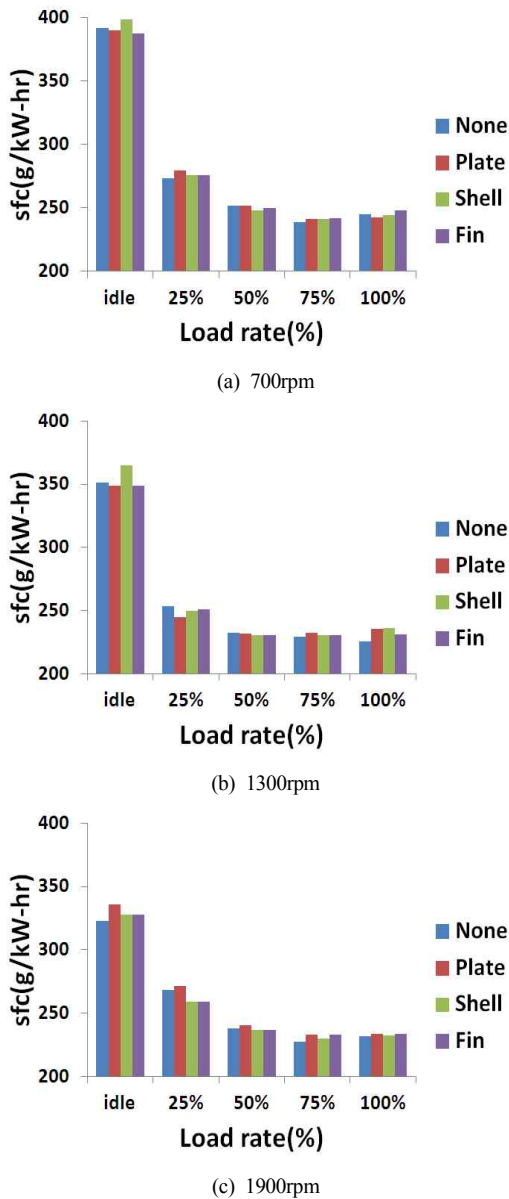


Figure 5: Specific fuel consumption

### 3.4 배기 배출물

#### 3.4.1 일산화탄소

일산화탄소는 연소시 산소가 부족하거나 연소온도가 낮으면 완전연소가 일어나지 못하여 불완전연소생성물인 일산화탄소가 생성된다.

Figure 6 (a)는 700rpm에서 일산화탄소를 나타내

는 그래프로 무부하에서 75% 부하까지 낮은 농도를 나타내다가 100% 부하에서 큰 폭으로 증가한다. 관형은 미설치보다 9.4% 증가되었다. 1300rpm에서는 열교환기를 설치한 경우가 없는 경우 보다 75% 부하에서 평균 33.5% 증가, 100% 부하에서 18.2% 증가하였다. 1900rpm에서는 100% 부하에서만 평균 13.5% 증가하며 다른 운전 영역에서는 큰 차이를 보이지 않는다.

결과적으로 열교환기의 설치는 저속에서 연소특성에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 판단되며, 속도가 높아질수록 연소에 좋지 않은 영향을 미쳐서 배출농도가 크게 증가하는 경향을 나타낸다. 관형의 경우가 부분 적으로 가장 큰 증가량을 나타낸다.

#### 3.4.2 질소산화물

질소산화물은 주로 열적 혹은 Zeldovich 반응 매커니즘에 의하여 생성된다[15].

열적 매커니즘은 일반적으로 1800K 이상의 온도에서 의미가 있으며 연소가 집중되어서 발생한다고 볼 수 있다.

Figure 7 (a)는 700rpm에서 질소산화물을 나타내는 그래프이다. 무부하에서 75% 부하까지 미설치인 경우 배출량이 가장 많으나, 최대부하에서는 반대로 열교환기를 설치한 경우가 증가되었다. (b)인 1300rpm에서도 열교환기를 설치한 경우들이 감소하는 경향을 나타낸다. (c)는 1900rpm에서 실험한 경우로 셸 앤 튜브가 가장 적게 배출되나 다른 열교환기들과 큰 차이를 보이지 않는다.

결과적으로 전반적으로 열교환기를 설치한 경우가 질소산화물의 배출이 감소하며, 열교환기의 형식에 의한 영향은 크지 않은 것으로 판단된다.

#### 3.4.3 Smoke

Smoke는 일반적으로 디젤 기관에 많이 발생하는 배기 배출물로서 그 원인은 디젤 연료 특성에 있다[16]. 비예혼합연소 과정 중에 고분자 탄화수소로 이루어진 연료가 완전연소 되지 못하고 생성된다.

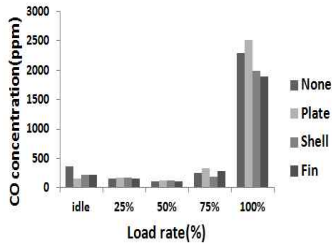
Figure 8 (a)는 700rpm에서 smoke를 나타내는 그

배기 열 회수 열교환기 형식이 디젤 엔진 성능에 미치는 영향

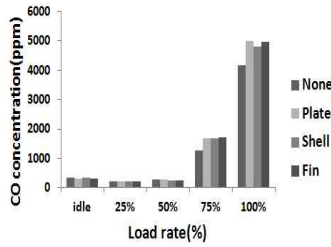
래프이다. 무부하에서 50% 부하까지 10%이하의 적은 농도이며 75% 부하에서는 핀 튜브가 29.1%로 가장 많이 배출되며 판형이 가장 적게 배출된다. 100% 부하에서는 평균 52.4%로 열교환기 별로 큰 차이가 없다. (b)의 1300rpm에서는 (a)와 비슷한 경향으로 75% 부하에서 약 13% 증가하였다. (c)의

1900rpm에서는 100% 부하에서 핀 튜브가 가장 많이 배출되고 있지만 열교환기에 따른 배출량 차이는 거의 나타나지 않았다.

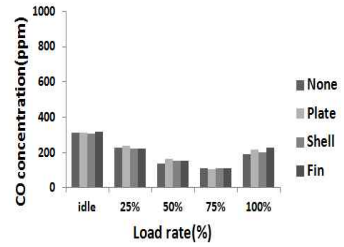
결과적으로 고부하에서 판형의 경우 smoke가 가장 많이 증가되고 저부하 영역과 고속에서는 크게 증가되지 않았다.



(a) 700rpm

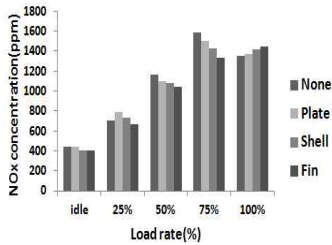


(b) 1300rpm

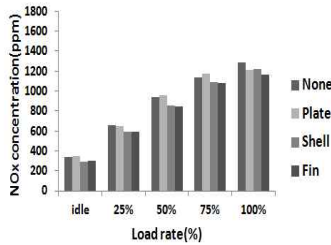


(c) 1900rpm

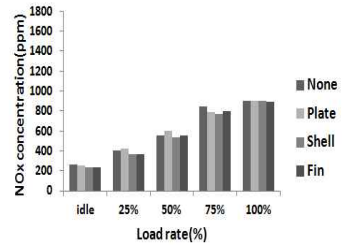
Figure 6: CO concentration



(a) 700rpm

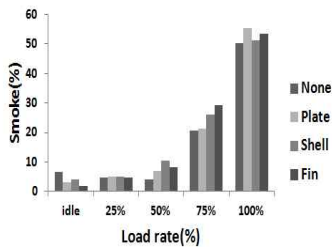


(b) 1300rpm

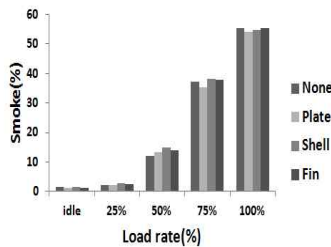


(c) 1900rpm

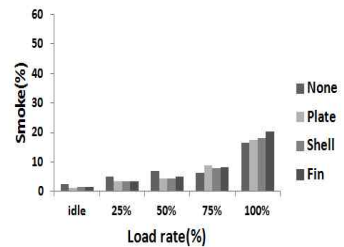
Figure 7: NOx concentration



(a) 700rpm



(b) 1300rpm



(c) 1900rpm

Figure 8: Smoke concentration



## 4. 결 론

본 연구는 배기관에 동일한 크기의 세 가지 열교환기를 설치하여 엔진에 미치는 영향을 분석하였으며 요약하면 다음과 같다.

1. 배기 압력에 미치는 영향은 전반적으로 관형의 경우가 가장 높았으며, 특히 고속의 조건에서는 배기 압력이 크게 증가되어 2배 이상이 되었다.

2. 연료소비율에 미치는 영향은 관형 열교환기가 고속구간에서 2% 이상 증가로 높은 증가율을 나타냈으며, 핀 튜브가 모든 운전 영역에서 0.3% 증가로 가장 낮은 증가율을 나타냈다.

3. 일산화탄소는 저속에서 큰 영향을 미치지 않는 것으로 판단되며, 속도가 높아질수록 연소에 좋지 않은 영향을 미쳐서 배출농도가 크게 증가하는 경향을 나타낸다. 관형의 경우가 부분 적으로 가장 큰 증가량을 나타낸다.

4. 질소산화물 배출은 전반적으로 열교환기를 설치한 경우가 질소산화물의 배출이 감소하며, 열교환기의 형식에 의한 영향은 크지 않은 것으로 판단된다.

5. 스모크 배출량은 부분적으로 크게 증가되었지만 전반적으로 큰 차이는 나타나지 않았다.

본 연구는 열교환기의 형식이 엔진성능에 미치는 영향만을 분석한 것이며, 다음 단계로 열교환기에서 회수되는 열을 포함한 총괄에너지에 대한 연구가 필요할 것으로 생각된다.

## 후 기

본 연구는 국토해양부 소관 해양안전 및 해양교통시설 기술개발 사업 중에 녹색선박 TCS시스템 구축 과제의 지원으로 연구되었으며, 이에 감사드립니다.

## 참고문헌

[1] Z. Peng and T. Wang, "Analysis of environmental and economic benefits of integrated exhaust energy recovery (EER) for vehicles original research article," Applied Energy, vol.

105, no. 1, pp. 238-243, 2013.

[2] H. S. Heo and S. J. Bae, "Technology trends of rankine steam cycle for engine waste heat recovery," Auto Journal, vol. 32, no. 5, pp. 23-32, 2010 (in Korean).

[3] R. Saidur, M. Rezaei, W. K. Muzammil, M. H. Hassan, S. Paria, and M. Hasanuzzaman, "Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines review article," Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 16, no. 8, pp. 5649-5659, 2012.

[4] K. H. Kim, "Theoretical characteristics of thermodynamic performance of combined heat and power generation with parallel circuit using organic rankine cycle," Journal of the Korean Solar Energy Society, vol. 31, no. 6, pp. 49-56, 2011 (in Korean).

[5] B. C. Choi and Y. M. Kim, "Exhaust-gas heat-recovery system of marine deisel engine(II)," Transactions of the Korean society of mechanical engineers, vol. 36, no. 6, pp. 593-600, 2012 (in Korean).

[6] K. H. Kim, "Study of working fluids on thermodynamic performance of organic rankine cycle [ORC]," Transactions of the Korean Hydrogen and New Energy Society, vol. 22, no. 2, pp. 223-231, 2011 (in Korean).

[7] C. He, C. Liu, H. Gao, H. Xie, Y. Li, S. Wu, and J. Xu, "The optimal evaporation temperature and working fluids for subcritical organic rankine cycle original research article," Energy, vol. 38, no. 1, pp. 136-143, 2012.

[8] P. Kauranen, T. Elonen, L. Wikström, J. Heikkinen, J. Laurikko, "Temperature optimisation of a diesel engine using exhaust gas heat recovery and thermal energy storage (diesel engine with thermal energy storage) original research article," Applied Thermal Engineering, vol. 30, no. 6-7, pp. 631-638, 2010.

[9] S. Y. Choi, K. S. Park, S. J. Park, Y. H. Byun,



- S. M. Son, "The effects of muffler back pressure on the engine combustion characteristics," The Korean Society of Automotive Engineers, vol. 1, no. 65, pp. 141-147, 2004 (in Korean).
- [10] S. M. Son, K. S. Park, S. J. Park, Y. H. Byun, S. Y. Choi, "The effect of exhaust pipe shape on the back pressure characteristics and engine performance," The Korean Society of Automotive Engineers, vol. 1, no. 86, pp. 77-82, 2005 (in Korean).
- [11] K. Kim, S. G. Cho, S. J. Hwang, "Effects of exhaust temperature reduction on the performance and exhaust emissions in diesel engine," Korean Society of Marine Engineering, vol. 1, no. 36, pp. 109-114, 2004 (in Korean).
- [12] S. M. Noh, D. W. Nam, J. W. Lee, Y. Y. Ham, K. M. Chun, "The study of the effect of EGR rate and Temperature on NOx and PM reduction in a direct-injection diesel engine," The Korean Society of Automotive Engineers, vol. 1, no. 36, pp. 418-424, 2001 (in Korean).
- [13] K. S. Jung, J. U. Lee, J. A. Jung, J. S. Choi, "Estimation of engine output for marine diesel engines," Journal of the Korean Society of Marine Engineering, vol. 4, no. 9, pp. 436-442, 2011 (in Korean).
- [14] W. W. Pulkrabek, Engineering Fundamentals of the Internal Combustion, 2nd ed. Pearson Prentice Hall, 2004.
- [15] S. R. Turns, An Introduction on Combustion : Concepts and Applications, McGRAW-HILL INTERNATIONAL EDITIONS, 1999.
- [16] W. Addy Majewski, Hannu Jääskeläinen, What is Diesel Fuel, 2000. [Online]. Available: <http://procom.chonbuk.ac.kr>