

## 선박용 중속엔진 오일냉각용 판형쿨러의 전열성능에 관한 연구

박재홍<sup>†</sup>

디에이치피이엔지, 연구원

(2019년 12월 23일 접수: 2020년 2월 25일 수정: 2020년 2월 26일 채택)

### A Study on Thermal Performance of Plate Cooler for Cooling Medium Speed Engine Lubricant Oil

Jae-Hong Park<sup>†</sup>

*DHP Engineering*

(Received December 23, 2019; Revised February 25, 2020; Accepted February 26, 2020)

**요약** : 판형 열교환기는 1920년대부터 본격적으로 상업화되었으며, 이후 판형 열교환기의 기본 개념은 지금까지도 거의 변화가 없었지만 고온, 고압 그리고 대용량 열교환에 적용되기 위해 설계 및 제작 방법들이 혁신적으로 발전하여 지금에 이르게 되었다. 판형 열교환기의 개발 트렌드는 전열 효율이 좋으면서 압력강하가 낮고 또한 유체 분배가 잘되는 전열판의 개발과 일치한다. 본 연구에서는 이러한 트렌드를 만족시키는 선박용 중속엔진 오일 냉각용 판형 쿨러 개발과 관련된 주요 과정들을 소개하고, 또한 개발된 판형 오일쿨러의 전열성능을 실험적으로 분석하여 이에 대한 결과를 제공하고자 한다. 본 연구에서 판형 쿨러는 구조적 특징으로 인해 직접 판벽 온도를 측정할 수 없어 수정된 Wilson Plot 방법을 응용하여 열전달계수를 구하였다. 오일-물 실험 전에 물-물 실험을 통해 우선 물측의 열전달계수와 압력강하량을 구하였고, 그 결과를 바탕으로 오일측의 열전달계수를 구하였다. 양측 모두 유량 증가에 따라 열전달 성능은 증가하였지만, 압력강하량도 동시에 증가하였다. 그리고 실험을 통해 본 연구에서 개발된 판형 오일쿨러가 개발목표를 성공적으로 달성하였음을 확인할 수 있었다.

**주제어** : 판형 열교환기, 쿨러, 선박, 메인엔진, 전열성능

**Abstract** : Plate heat exchangers(PHE) have been commercialized since the 1920s. Since then, although the basic concept of PHEs has changed little, its design and construction have progressed significantly to accommodate higher temperatures, higher pressures, and large heat exchanging capacities. The development trend of PHEs is consistent with heat plate developments with better thermal efficiency, lower pressure drop, and good flow distribution. The purpose of this paper is to introduce the main development processes of a plate cooler for medium-speed engine lubricant oil cooling in vessels which is in line with the development trend of PHEs and to provide its thermal performance data that were found out during experimental tests. The plate cooler in this study cannot

---

<sup>†</sup>Corresponding author  
(E-mail: gdays@naver.com)

measure the wall temperatures directly due to its structural characteristics, so the heat transfer coefficients were calculated using the modified Wilson Plot method. The water-to-water tests were first conducted experimentally to figure out the characteristics of heat transfer coefficients and pressure drops on the water side and then the water-to-oil tests followed to obtain the heat transfer coefficients on the oil side. The test results showed that heat transfer coefficients and pressure drops on both water and oil side increased with flow rates, and it was also found that all the development targets of the plate cooler in this study were achieved successfully.

*Keywords : Plate heat exchanger, Cooler, Vessel, Main engine, Thermal Performance*

## 1. 서론

액체 대 액체 열교환기의 가장 대표적인 컴팩트 열교환기인 Fig. 1의 판형 열교환기(plate heat exchanger)는 이미 오래 전부터 그 열교환 성능의 우수성으로 많은 플랜트 산업과 각종 설비에 적용되고 있다. 특히 열교환기의 대명사라고 할 수 있는 셸-튜브형 열교환기(shell & tube heat exchanger)에 비해 열교환 효율이 높아 크기도 1/5 이하로 줄일 수 있어 사용이 확대되고 있다 [1].

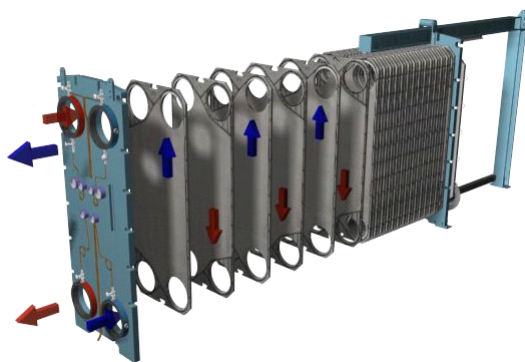


Fig. 1. Basic structure of plate heat exchanger.

판형 열교환기의 대표적인 적용처 중 하나는 선박(vessel)이다. 선박은 사용목적에 따라 상선, 특수작업선, 군함, 어선 등으로 나뉘지고, 대표적인 상선으로는 유조선, LNG운반선, 컨테이너선, 벌크선, 자동차운반선 등이 있고, 특수작업선에는 드릴십, 쇄빙선 등이 있다. 특히 상선들은 화물을 나르는 거나 승객을 나르는 것이 목적으로, 보다 많은 화물과 승객이 싣기 위해서는 선박에 사용

되는 기기들에 대해 콤팩트함을 요구한다.

판형 열교환기는 선박에서의 이러한 요구를 만족시킬 수 있었기 때문에 1970년대부터 급격하게 셸-튜브형 열교환기를 대체하기 시작하여 현재는 판형 열교환기가 선박에 사용되는 여러 쿨러(cooler)들의 표준으로 자리잡고 있다. 선박용 판형 열교환기의 경우 Fig. 2와 같이 선박의 메인 엔진(main engine), 제너레이터 엔진(generator engine) 그리고 메인 에어 컴프레서(main air compressor)의 윤활유(lubricant oil, 이하 L.O)를 냉각시켜 주는 역할(L.O 쿨러)을 한다. 일반적으로 윤활유는 청수(freshwater)와 열교환하여 냉각되고, 윤활유로부터 열을 받아 가열된 청수는 센트럴 쿨러(central cooler)에서 해수(seawater)와 열교환하여 냉각된다. 해수와 직접 접촉하는 쿨러의 경우 해수 부식에 강한 티타늄(titanium)을 사용하고, 청수와 윤활유의 경우 일반적으로 스테인리스 스틸(stainless steel) 소재를 사용한다.

상기 판형 열교환기의 적용대상 중 선박용 엔진 L.O 쿨러는 그 사용처가 선박 내부의 엔진 라디에이터(radiator) 역할을 하기 때문에 선박 기자재 중에서도 매우 중요한 역할을 담당한다. 선박 엔진 내부는 육상 엔진과 마찬가지로 윤활과 마찰저감을 위해 윤활유가 흐르며, 내부 윤활유 온도는 통상적으로 80~90℃ 정도이며, 이와 열교환하는 청수의 온도는 42~45℃ 정도가 된다.

Fig. 3과 같은 엔진 장착형(engine mounted) 판형 L.O 쿨러는 엔진 장치와 더불어 엔진 전면부에 통상적으로 장착되며, 내부압력은 4~8 bar 정도 된다. 또한 엔진의 진동이 그대로 L.O 쿨러에 전달되기 때문에 진동에 견딜 수 있는 구조가 요구된다.

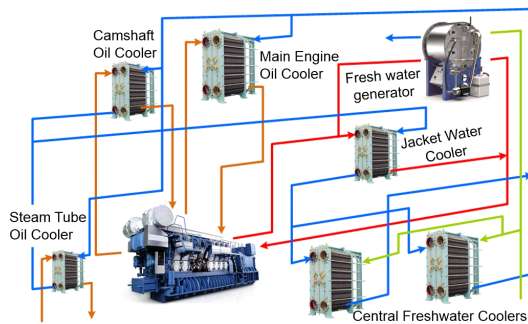


Fig. 2. Applications of plate heat exchanger in vessels.

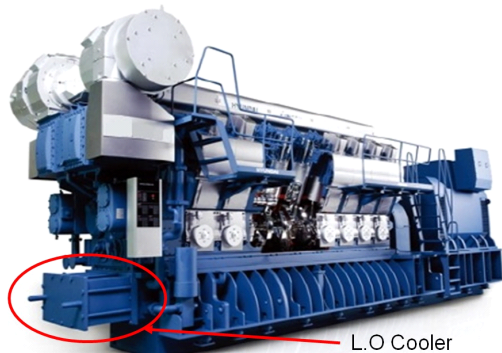


Fig. 3. Main engine and L.O Cooler for vessels.

본 연구에서는 선박용 중속엔진 오일 냉각용 판형 L.O 쿨러 개발과 관련된 주요 과정들을 소개하고, 또한 개발된 판형 L.O 쿨러의 전열성능을 실험적으로 파악하여 이에 대한 결과를 제공하고자 한다.

지금까지 대부분의 판형 열교환기 연구는 CFD 연구 또는 Lab scale 규모의 테스트이거나[2-5], 소형 브레이징 판형 열교환기(brazed plate heat exchanger) 또는 소수의 전열판만 조립된(scaled

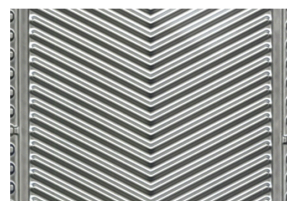
down) 소형 판형 열교환기에 냉매를 적용한 연구가 대부분이었다[6-10]. 그러나 본 연구는 실제 현장에서 사용되는 실제품에 대한 Full scale 테스트를 바탕으로 하였기 때문에 보다 실질적인 정보를 제공할 수 있을 거라 사료된다.

## 2. 중속엔진용 L.O 쿨러 개발

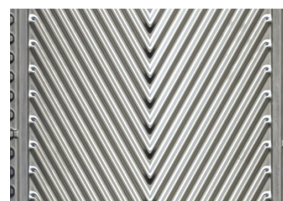
선박 엔진용 L.O 쿨러는 기존의 판형 열교환기와는 조금 다른 특성을 가진다. 요구되는 열성능 및 압력강하는 기본적으로 맞춰야 하고, 선박 및 엔진의 진동에 대해서 강한 구조를 가져야만 한다. 또한 온도에 따른 오일(윤활유)의 점도와 유동 특성이 충분히 고려되어야 하며, 선박 엔진의 갑작스러운 기동(start-up)과 정지(shut-down) 시의 상태도 고려되어야 한다. 그리고 전열판과 가스켓 조립 시에 나타나는 오일 침투에 따른 가스켓과 전열판 사이의 기밀성이 높아지도록 설계되어야 한다.

선박 엔진용 L.O 쿨러에서 가장 중요한 전열판의 설계는 전열성능 및 압력강하를 결정하는 주요 인자인 쉘브론각(chevron angle), 골깊이(pate depth), 골과 골 사이 거리(channel spacing) 등을 결정하고, 이와 함께 소재별 성형가능여부를 주름형상과 평면의 면적비를 이용하여 확인한 후 최적 형상을 선정한다.

쉘브론각의 경우, 1970년대의 오일 쇼크 이후 수많은 실질적인 연구가 진행되어[11-15] 현재 대부분의 판형 열교환기 업체에서는 Fig. 4와 같이 High  $\theta$ 와 Low  $\theta$  두 종류의 전열판을 개발하고 있으며, 사용 조건에 따라 두 종류의 전열판을 하나의 열교환기 내에서 조합하여 사용하기도 한다.



(a) High  $\theta$  Plate



(b) Low  $\theta$  Plate

Fig. 4. Types of heat plates

Table 1. Design conditions for L.O Cooler

Fluid	Parameters	Conditions
Oil	Flow rate	100 m <sup>3</sup> /h
	Temperatures	74.5 → 65°C
	Design pressure	7.0 bar
	Allowable Pressure drop	0.5 bar
Cooling water	Flow rate	53 m <sup>3</sup> /h
	Temperatures	40 → 47.7°C
	Design pressure	4.5 bar
	Allowable Pressure drop	0.2 bar

Table 1은 본 연구에서의 L.O 쿨러 개발목표를 나타내고 있으며, 이를 달성하기 위하여 Fig. 5와 같이 High  $\theta$ 와 Low  $\theta$  두 종류의 전열판을 신규 개발하였다. 전열판의 크기는  $500 \times 1,000 \text{ mm}^2$ 이고, 골깊이는 3.0 mm, 재질은 스테인리스 스틸 304, 성형 정밀도는  $\pm 0.05 \text{ mm}$ 이다. L.O 쿨러 시제품은 개발된 전열판 중 Low  $\theta$  전열판으로만 제작하였다. 일반적으로 High  $\theta$  전열판은 열전달 성능이 Low  $\theta$  전열판보다 우수하지만 상대적으로 압력강하가 크다. 이에 반해 Low  $\theta$  전열판은 High  $\theta$  전열판보다 압력강하는 작으나 열전달 성능도 같이 감소하는 특징을 가지고 있다[16]. 통상 L.O 쿨러의 경우, 사용유체가 윤활유이기 때문에 다른 유체들에 비해 점성계수가 높은 편에 속한다. 이러한 이유로 L.O 쿨러의 설계를 결정짓는 주요인자는 열성능보다는 압력강하이다. 이에 L.O 쿨러 설계 시에는 압력강하가 작은 Low  $\theta$  전열판만을 주로 사용한다.

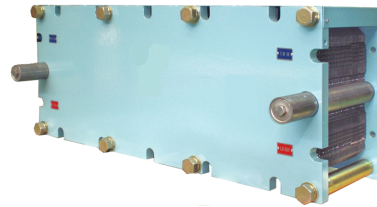


Fig. 6. Engine mounted plate type L.O cooler.

Fig. 6은 개발된 L.O 쿨러 시제품을 나타내고 있다. 그러나 Fig. 6의 L.O 쿨러 시제품은 양쪽 커버(Cover) 사이에 다수의 전열판이 조립되어 있는 것을 제외하고는 Fig. 1의 일반적인 판형 열교환기와는 그 형태가 매우 다를 수 있다. 이러한 형상으로 인해 보다 콤팩트함을 얻을 수 있으나, 유지보수가 다소 어려워지는 단점이 발생한다.

### 3. 실험장치 및 방법

#### 3.1. 테스트용 제품

Fig. 7은 열전달 성능 및 압력강하 특성 분석을 위해 별도로 제작된 테스트용 L.O 쿨러를 나타내고 있다. 테스트용 L.O 쿨러는 Fig. 5(b)의 Low  $\theta$  전열판이 149장 겹쳐져 모두 74개의 유로가 형성되며, 흐름은 대향류가 형성되게 하였다.

또한 선박 진동에 의한 구조적 안정성을 확인하기 위하여 바이브레이터(vibrator)를 커버에 설치하여 700~800 rpm으로 가변시키면서 진동을 발생시켰다.

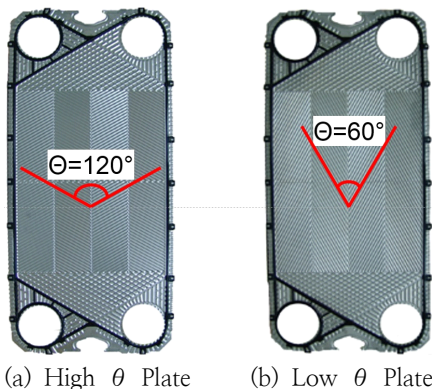


Fig. 5. Developed heat plates.

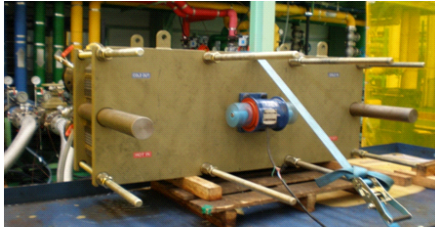


Fig. 7. Plate type L.O cooler and vibrator for tests.

### 3.2. 실험장치

실험장치는 펌프를 이용한 강제 순환식 사이클이며, 오일이 순환되는 회로와 냉각수가 순환되는 회로로 구성되어 있다.

테스트용 L.O 쿨러의 열전달량은 열교환기 입구와 출구사이에 설치된 검교정된 RTD (Resistance Temperature Detectors)에 의한 온도 측정결과와 체적유량계(Volume flow meter)를 이용한 유량 측정결과로 계산하였다. 또한 열교환기 입구와 출구사이에 차압계를 설치하여 압력강하를 측정하였다. 각 센서의 데이터는 데이터로그를 통해서 PC로 실시간으로 획득 및 처리하였다.

### 3.3. 실험방법

테스트용 L.O 쿨러에서 대항류 채널사이의 열전달율은 냉각수의 유량은 고정시키고, 오일의 유량을 조절하여 변화시켰다. 실험장치에서 실험조건의 변화는 온도와 압력의 요동(fluctuation)을 야기한다. 유량조절밸브들을 이용하여 유량을 조절한 다음, 각 RTD와 압력센서들로부터 3초 간격으로 1분 동안 데이터를 읽은 후 평균을 취한다. 1분 후에 다시 데이터를 읽어서 유량 변화가  $\pm 2.0\%$  이내, 각 RTD의 평균온도차가  $\pm 0.3^\circ\text{C}$  이하, 압력 변화가  $\pm 2.0\%$  이내가 되면 정상상태라고 판단한다[17,18]. RTD의 평균온도차가 하나라도  $\pm 0.3^\circ\text{C}$  초과이거나 유량과 압력의 변화가  $\pm 2.0\%$ 를 벗어나면 정상상태에 도달할 때까지 위의 과정을 반복한다. 일반적으로 정상상태에 도달하는데 걸리는 시간은 30분 정도가 소요되었다. 이는 물-물 실험에 비해 2배 이상의 시간이다. 정상상태에 도달하면 15분 동안 3초 간격으로 데이터를 읽은 후 평균치를 취하여 데이터를 처리하였다.

본 연구에서는 오일의 유량은 향후 열설계를 위하여  $50 \sim 130 \text{ m}^3/\text{h}$ 로 하였으며, 오일의 입구온도는  $74.5^\circ\text{C}(\pm 0.3^\circ\text{C})$ , 냉각수의 입구온도는

$40.0^\circ\text{C}(\pm 0.3^\circ\text{C})$ 로 하였다.

### 3.4. 데이터처리

오일측과 냉각수측의 동일한 열전달 면적의 관점에서 총괄열전달계수와 대류열전달계수 사이의 관계는 다음과 같이 표현된다.

$$\left(\frac{1}{U}\right) = \left(\frac{1}{h_o}\right) + \left(\frac{1}{h_w}\right) + R_{wall} \cdot A \quad (1)$$

여기서,  $U$ 는 총괄열전달계수( $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ),  $h$ 는 대류열전달계수( $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ),  $o$ 는 오일측,  $w$ 는 냉각수측,  $R_{wall}$ 은 전열판의 전열저항( $\text{K}/\text{W}$ ), 그리고  $A$ 는 전열면적( $\text{m}^2$ )을 의미한다.

두 측 사이에서의 총괄열전달계수  $U$ 는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$U = \frac{Q_{ave}}{A \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (2)$$

여기서,  $Q$ 는 열전달량( $\text{W}$ ),  $\Delta T_{LMTD}$ 는 대수평균온도차( $^\circ\text{C}$ )를 의미한다.

냉각수측의 열전달계수  $h_w$ 는 물-물 테스트를 통해 구한 상관식으로 계산된다. 이를 위해 오일-물(냉각수) 테스트 전에 물(온수)-물(냉수) 테스트를 먼저 진행하여 물측의 열전달계수를 구하였다.

본 연구에서 사용된 테스트용 L.O 쿨러는 일반적인 판형 열교환기와 마찬가지로 직접적인 판벽 온도 측정이 불가능하기 때문에 Farrell 등 [19]이 제안한 수정된 Wilson Plot 방법을 응용하여 전열판의 열전달계수를 구하였다. 각 유로의 형상이 동일하기 때문에 한 쪽 유로의 유량과 온도를 일정하게 유지하고, 다른 쪽 유로의 유량을 바뀌가며 실험을 수행하였다.

테스트용 L.O 쿨러의 열전달 실험에서 유체 물성치들은 입·출구온도의 체적평균온도에 의해 계산되어졌고, 모든 실험에서 에너지 밸런스는  $\pm 5\%$  이내로 나타났다.

## 4. 실험장치 및 방법

### 4.1. 물-물 전열 성능테스트

Fig. 8은 수정된 Wilson Plot 방법을 적용하여



구한 테스트용 L.O 쿨러의 물-물 실험에서의 물 유량에 따른 대류열전달계수를 나타내고 있다. 양측 물의 입구온도는 오일-물의 실험조건과 동일한 74.5°C, 40°C로 설정하였다. 일반적으로 대류열전달계수는 유량이 증가할수록 커지는데, 본 실험결과도 동일한 결과를 나타내었다.

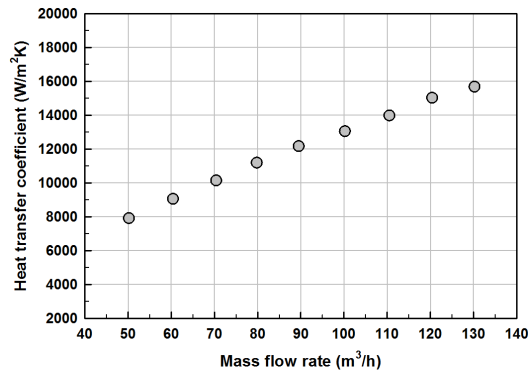


Fig. 8. Heat transfer coefficient of water side.

Fig. 9는 물유량에 따른 압력강하 결과를 나타내고 있다. Table 1의 개발목표치에서 물유량 53 m³/h일 때 허용압력강하량이 0.2 bar이다. 실험결과 물유량 60 m³/h일 때 0.17 bar의 압력강하가 측정되어, 실제 53 m³/h일 때는 이보다 더 낮을 것으로 예상된다.

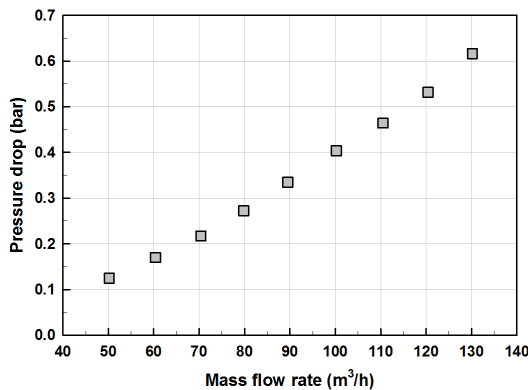


Fig. 9. Pressure drop of water side.

#### 4.2. 오일-물 전열 성능테스트

개발된 L.O 쿨러에 대하여 Table 1의 개발목표치 달성여부를 검증하는 실험을 실시하여 Table 2와 같은 결과를 얻었다. 각 파라미터들의 단위는 Table 1과 동일하며, Table 2에서 알 수

있듯이 개발목표치를 달성하였음을 알 수 있다. 여기에서 열전달량은 설계치에 비해 약 15% 정도 더 높고, 압력강하량은 물의 경우 15%, 오일의 경우 약 25% 더 낮은 것을 알 수 있다. 이는 사용되는 전열판 수를 더 줄일 수 있다는 것을 의미한다. 그러나 대부분의 열교환기는 사용 중 발생하는 파울링(fouling) 또는 스케일(scale) 등을 감안하여 안전율(safety factor)이 고려된 설계가 되어야 한다. 일반적으로 셸-튜브형 열교환기는 안전율을 고려할 때 파울링 저항(fouling resistance)을 추가로 고려하여 설계하고, 본 연구에서 개발된 L.O 쿨러와 같은 판형 열교환기는 파울링 마진(fouling margin)을 추가로 고려한다. 통상 파울링 마진은 10% 정도를 고려한다[20]. 이러한 관점에서 본다면 본 테스트용 L.O 쿨러의 전열판 장수는 적정하다고 볼 수도 있다.

향후 L.O 쿨러의 다양한 열설계를 위하여 오일 유량별 전열성능 실험을 물-물 전열성능 실험과 동일하게 실시하여 결과를 Fig. 10과 Fig. 11에 나타내었다.

Fig. 10은 오일 유량에 따른 열전달계수를 나타내고 있다. Fig. 8의 물측 열전달계수와 비교했을 때 동일 유량인데 열전달계수값은 큰 차이가 남을 알 수 있다. 이는 오일의 경우 점도가 높아 물과 동일 유량이라고 하더라도 레이놀즈수가 매우 낮기 때문이다. 통상 열전달계수는 레이놀즈수에 비례한다. 실제 오일측 유량에 따른 레이놀즈수의 범위는 10~30이다. 반면 물측의 레이놀즈수의 범위는 2500~7000이다.

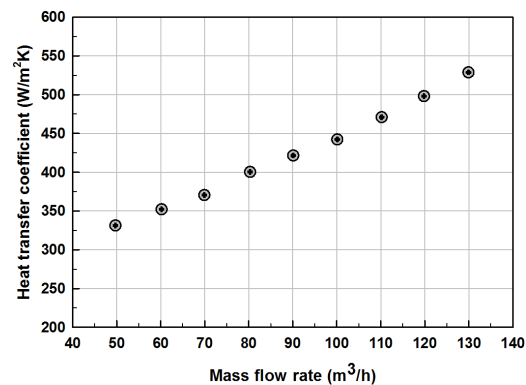


Fig. 10. Heat transfer coefficient of oil side.

Fig. 11은 오일 유량에 따른 압력강하량을 나타내고 있다. Fig. 9과 마찬가지로 유량이 증가할수록 압력강하가 커짐을 알 수 있다. 오일 유량

Table 2. Test results of developed L.O Cooler

Fluid	Parameters	Design	Test
Oil (100 m <sup>3</sup> /h)	Inlet temperature (°C)	74.5	74.6
	Outlet temperature (°C)	65	63.7
	Operating pressure (°C)	7	7.5
	Pressure drop (bar)	0.5	0.42
Cooling water (53 m <sup>3</sup> /h)	Inlet temperature (°C)	40	40
	Outlet temperature (°C)	47.7	48.8
	Operating pressure (°C)	4.5	5
	Pressure drop (bar)	0.2	0.15

100 m<sup>3</sup>/h일 때 압력강하량이 0.42 bar임을 알 수 있다. 일반적으로 압력강하의 경우 그 크기는 유속의 제곱에 비례한다. Fig. 9와 Fig. 11 모두 이러한 형태를 나타내고 있음을 알 수 있다.

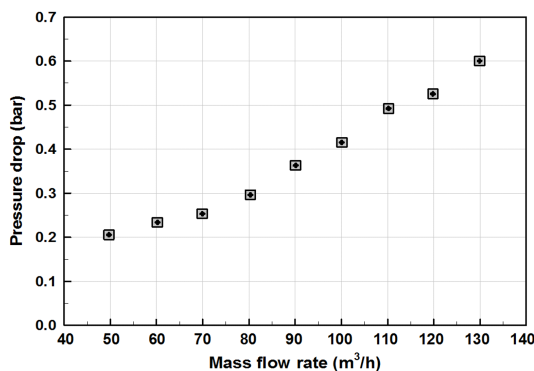


Fig. 11. Pressure drop of oil side.

달계수를 구하였다. 양측 모두 유량 증가에 따라 열전달 성능은 증가하였지만, 압력강하량도 동시에 증가하였다.

본 논문에서는 별도로 언급하지는 않았지만 진동에 의한 안정성 및 내구성 테스트도 같이 진행하였다. 테스트 방법은 오일측 압력을 설계압력의 2배인 14 bar로 올리고, 오일 온도도 설계치보다 높은 80°C까지 올린 후 바이브레이터를 통해 인위적으로 진동을 발생시킨 후 1주일 연속 운전을 실시하였다. 테스트 결과 외부로의 누유는 발생하지 않았다. 이는 본 L.O 쿨러의 구조설계가 잘되었음을 의미하는 것이다.

후속 연구에서는 본 연구결과를 바탕으로 열전달 효율은 상승시키되, 압력강하는 낮출 수 있는 방안에 대하여 연구하고자 한다. 이를 통해 본 연구결과와 비교분석하여 다른 타입의 L.O 쿨러 개발 시 활용하고자 한다.

## 5. 결 론

선박용 증속엔진 오일 냉각용 판형 L.O 쿨러를 개발하여 전열성능을 실험적으로 분석한 결과, 모든 개발목표치를 달성하였음을 알 수 있었다. 물론 각 L.O 쿨러의 개발목표치는 엔진의 종류의 따라 엔진 내부 발열량이 다르기 때문에 달라질 수 있다.

개발된 L.O 쿨러는 구조적 특징에 의한 직접 판벽의 온도를 측정할 수 없어 수정된 Wilson Plot 방법을 응용하여 열전달계수를 구하였으며, 오일-물(냉각수) 실험 전에 물(온수)-물(냉수) 실험을 통해 우선 물측의 열전달계수와 압력강하량을 구하였고, 그 결과를 바탕으로 오일측의 열전

## References

1. L. Wang, B. Sunden and R.M. Manglik, Plate Heat Exchangers, WIT Press, (2007).
2. Hyeon-Ju Kim, Youngkwon Jung, Hosaeng Lee, Jung In Yoon and ChangHyo Son, "A numerical study on heat transfer and pressure drop of plate heat exchanger using at seawater air conditioning with the variation of channel spaces", *Journal of the Korean Society of Marine Engineering*, Vol.38, No.6, pp.704-709, (2014).
3. Hyeon-Ju Kim, Youngkwon Jung, Hosaeng Lee, Jung In Yoon and ChangHyo Son,

- "Numerical Study for the Optimal Design of Plate Heat Exchanger Using at Seawater Air Conditioning", *Journal of the Korea Society for Power System Engineering*, Vol.18, No.4, pp.29-35, (2014).
4. Kyung-Jin Bae, Sung-Kuk An, Hyun-Uk Cho and Hong-Hyun Cho, "Comparison of Performance Characteristics in the Chevron Type Plate Heat Exchanger with Performance Correlation", *Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigerating Engineering*, Vol.23, No.8, pp.535-542, (2011).
  5. Jeong-Hah Moh, "Numerical Simulation of the Fully Developed Flow and Heat Transfer of a Plate Heat Exchanger Taking into Account Variation in the Corrugation Height", *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers*, Vol.36, No.1, pp.1-8, (2012).
  6. Y. Y. Yan, H. C. Lio and T. F. Lin, "Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger", *Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.42, pp.993-1006, (1999).
  7. Y. Y. Hsieh and T. F. Lin, "Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger", *Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.45, pp.1033-1044, (2002).
  8. G. A. Longo, A. Gasparella and R. Sartori, "Experimental heat transfer coefficients during refrigerant vaporisation and condensation inside herringbone-type plate heat exchangers with enhanced surfaces", *Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.47, pp.4125-4136, (2004).
  9. W. S. Kuo, Y. M. Lie, Y. Y. Hsieh and T. F. Lin, "Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger", *Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.48, pp.5205-5220, (2005).
  10. J. Huang, J. Thomas, T. Sheer and M. Bailey-McEwan, "Heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger refrigerant evaporators", *Journal of Refrigeration*, Vol.35, pp.325-335, (2012).
  11. R. K. Shah and W. W. Focke, Plate heat exchangers and their design theory, in Heat Transfer Equipment Design, R. K. Shah, E. C. Subbarao, and R. A. Mashelkar (eds.), Hemisphere, pp.227-254, (1988).
  12. J. Marriott, "Where and How to Use Plate Heat Exchangers", *Chemical Engineering*, Vol.78, No.8, pp.127-134, (1971).
  13. M. F. Edwards, "Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of a Plate Heat Exchanger Using Newtonian and Non-Newtonian Liquids", *The Chemical Engineer*, Vol.259, No.1, pp.286-288, (1974).
  14. A. Cooper, "Recover More Heat With Plate Heat Exchangers", *The Chemical Engineer*, Vol.259, No.1, pp.280-285, (1974).
  15. W. M. Kays and A. L. London, Compact Heat Exchangers, 3rd edition, McGraw-Hill, (1984).
  16. A. Muley and R. M. Manglik, "Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates", *Journal of Heat Transfer*, Vol.121, No.1, pp. 110-117, (1999).
  17. AHRI, Performance Rating of Liquid to Liquid Heat Exchangers, p.8, AHRI, (2015).
  18. ASME, ASME PTC 12.5-2000 Single Phase Heat Exchangers, ASME, pp.39-41, (2000).
  19. P. Farrell, K. Wert and R. Webb, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Turbulator Radiator Tubes", *SAE Technical Paper Series*, No. 910197, (1991).
  20. Heat Exchange Institute, Inc., STANDARDS for GASKETED PLATE HEAT EXCHANGERS, Heat Exchange Institute, Inc., p.7, (2014).