

## 해양플랜트 HVAC 시스템용 플레이트·셸 타입 증발기에 관한 연구

†박재홍

디에이치피이엔지

(2019년 12월 23일 접수, 2020년 2월 15일 수정, 2020년 2월 16일 채택)

### A Study on Plate & Shell type Evaporator in HVAC System for Offshore Plant

†Jae-Hong Park

DHP Engineering, Gimhae, Korea

(Received December 23, 2019; Revised February 15, 2020; Accepted February 16, 2020)

#### 요약

해양플랜트용 HVAC(Heating Ventilation and Air-Conditioning) 시스템의 컨덴싱 유닛(condensing unit)의 경우, DX(Direct Expansion) 코일보다는 온도 안정성이 뛰어난 칠러 시스템(chiller system)을 주로 사용하고 있다. 칠러 시스템의 구성품 중 대형 냉매압축기와 전자식 팽창밸브 등은 대부분 수입되고 있다. 이에 칠러 시스템의 크기는 국내에서 제작되는 열교환기(증발기, 응축기)에 의해 좌우된다. 현재 갈수록 심화되고 있는 사용공간의 제한으로 인해 선주사 및 조선소에서는 장비 크기를 콤팩트하게 해줄 것을 메이커에 지속적으로 요구하고 있다. 이에 본 논문에서는 해양플랜트에서 만액식(flooded) 칠러 시스템의 증발기로 주로 사용되고 있는 셸-튜브형 열교환기를 콤팩트한 플레이트-셸 열교환기로 대체하기 위한 주요개발과정을 소개하고, 이와 함께 개발된 플레이트-셸 열교환기를 실제 증발기로 적용한 만액식 칠러 시스템을 제작하여 그 성능을 실험적으로 평가하였으며 그 결과를 제공하고자 한다.

**Abstract** -Chiller systems which have better temperature stability than Direction expansion coils are often used as condensing units in HVAC systems for offshore plants. Large capacity compressors and electronic expansion valves in chiller systems are mostly imported, and the size of a chiller system depends on heat exchangers such as evaporators and condensers which are locally produced. Due to limited space in the offshore plants, shipyards are demanding manufacturers to make equipment compact. In this paper, a shell & tube heat exchanger, which is used as an evaporator in the conventional flooded chiller system, is replaced by a newly developed compact plate & shell heat exchanger. The main development process of the plate & shell heat exchanger is introduced, and its performances were experimentally evaluated with a real flooded chiller system, and the results are presented.

**Key words** : HVAC, Chiller system, Flooded, Evaporator, Plate & shell heat exchanger

#### I. 서론

국내 일반 상선용 HVAC 시스템의 엔지니어링 기술은 현재 외국 선진업체에 비해 크게 뒤지지 않

는다고 평가되고 있다. 이는 오랜 기간 꾸준한 연구개발을 통해 그만큼의 노하우가 축적되었기 때문이다. 그러나 고부가가치인 해양시스템용 HVAC 시스템의 경우는 외국 선진업체에 비해 설계능력과 엔지니어링 기술이 많이 부족한 실정이고, 국내 업체가 수주를 하더라도 일반 상선보다 많은 시스템을 수입하여 엔지니어링 및 커미션 부분을 담당

†Corresponding author:gdays@naver.com

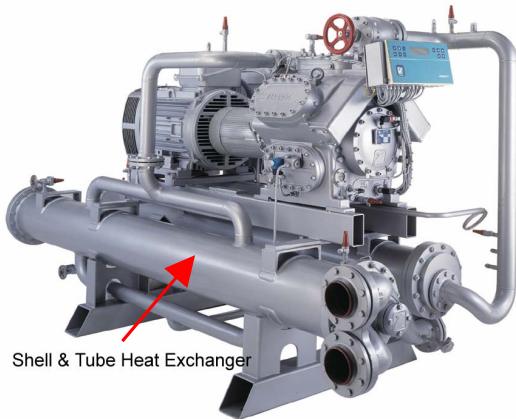
Copyright © 2019 by The Korean Institute of Gas

하는 경우가 많다.

해양플랜트용 HVAC 시스템의 컨덴싱 유닛(condensing unit)은 DX(Direct Expansion) 코일보다는 온도 안정성이 뛰어난 칠러 시스템(chiller system)을 주로 사용하고 있다. 칠러 시스템의 구성품 중 대형 냉매압축기와 전자식 팽창밸브 등은 대부분 수입되고 있다. 이러한 이유로 칠러 시스템의 크기는 국내에서 제작되는 열교환기(증발기, 응축기)에 의해 좌우된다. 현재 갈수록 심화되고 있는 사용공간의 제한으로 인해 선주사 및 조선소에서는 장비 크기를 콤팩트하게 해줄 것을 메이커에 지속적으로 요구하고 있다.

현재 대부분의 칠러 시스템은 Fig. 1과 같이 셸-튜브형 열교환기(shell & tube heat exchanger, 이하 S&THE)를 사용하여 제작되고 있어 전체 사이즈가 비교적 크다는 평가를 받고 있다.

본 연구에서는 해양플랜트용 만액식 칠러 시스템의 증발기로 주로 사용되고 있는 S&THE를 크기가 콤팩트한 플레이트-셸 열교환기(plate & shell heat exchanger, 이하 P&SHE)로 대체하기 위한 주요개



Shell & Tube Heat Exchanger

Fig. 1. Chiller unit with S&THE.

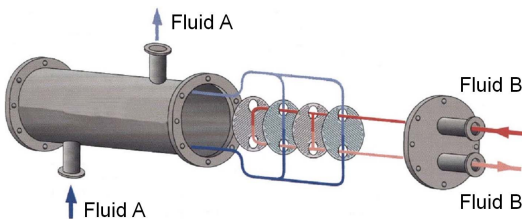


Fig. 2. Basic structure of P&SHE.

발과정을 소개하고, 이와 함께 개발된 P&SHE를 실제 증발기로 적용한 400 kW급 만액식 칠러 시스템을 제작하여 그 성능을 실험적으로 평가하였다.

현재까지 P&SHE의 전열성능에 관한 연구는 다소 부족한 상황이다. P&SHE와 유사한 유동특성을 가지는 판형 열교환기에 대한 2상(two phase) 유동 상관식들이 소개되고는 있으나, 대부분의 연구들이 브레이징 판형 열교환기(brazed plate heat exchanger) 이거나 소수의 전열판만 조립된(scaled down) 가스켓 판형 열교환기(gasketed plate heat exchanger)에서 이루어지고 있기 때문에[1-5] 실제 제품에 적용할 수 있는 상관식은 매우 제한적이다. 또한 P&SHE의 전열판은 그 형태가 사각형이 아니라 원형이기 때문에 더더욱 적용할 수 있는 상관식이 부족한 상황이다.

Fig.2는 본 연구의 핵심인 P&SHE의 구조를 나타내고 있다. P&SHE의 구조는 비교적 단순한데 Fig.2에서와 같이 원형 형태의 주름진 여러 개의 전열판을 서로 용접한 후 순서대로 배열하여 적층한 형상으로 각각의 전열판과 전열판 사이에는 유로가 형성되고, 이 유로를 통해 가열유체와 피가열유체가 서로 교대로 흐른다. 전열판의 주름은 판의 강도를 증가시켜 두 유체간 압력차가 발생할 때 전열판의 간격을 유지시키는 역할을 한다. 또한 전열판의 주름형상으로 인해 낮은 레이놀즈수에서도 난류를 형성시켜 열전달계수는 S&THE보다 2~4배 정도 크다.

또한 일반 판형 열교환기에서 사용하는 고무 가스켓(gasket)을 사용하지 않기 때문에 고온·고압에 적용 가능하고, 또한 크기가 매우 콤팩트하여 설치공간의 제약이 있는 곳에 적합하다.

## II. P&SHE 시제품 설계 및 제작

칠러 시스템의 증발기에 적합한 P&SHE를 신규로 제작하기 위하여 우선 가장 중요한 전열판 설계가 이루어졌다. 전열판 설계는 전열성능 및 압력강하를 결정하는 주요 인자인 셰브론각(chevron angle)을 우선 결정하고, 이후 소재 연신율(elongation)을 고려한 골깊이(plate depth)와 골과 골 사이 거리(channel spacing) 등을 결정한다. 이를 바탕으로 구체적인 전열판 형상을 설계한다. 본 연구에서는 설계된 전열판에 대한 강도해석, CFD를 활용한 유동해석, 그리고 전열판 성형 해석 등을 실시하여 실제 전열판 개발에 활용하였다.

Fig 3은 개발된 전열판으로 지름은 600 × 600 mm<sup>2</sup>, 골깊이는 2.8 mm, 포트홀 직경은 100 mm이다.

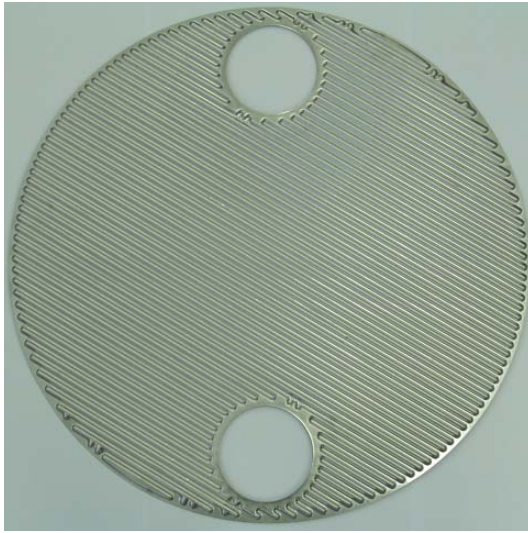


Fig. 3. Heat plate for P&SHE.



Fig. 4. Developed P&SHE.

Fig. 4는 개발된 전열판을 이용하여 설계, 제작한 400 kW급 만액식 칠러 시스템용 P&SHE 증발기 시제품을 나타내고 있으며, Fig.5는 P&SHE 유로구성을 간략히 나타내고 있다.

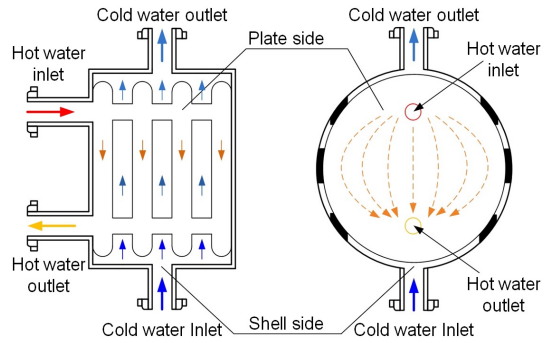


Fig. 5. Flow configuration of P&SHE.

### III. 단상 열전달 및 압력강하

#### 3.1. 실험장치

P&SHE를 만액식 증발기로 적용하기 앞서 단상 전열특성을 분석하기 위한 테스트를 진행하였다. Fig. 6은 P&SHE 시제품에 대한 성능 테스트 모습을 나타내고 있다.

성능테스트를 위한 실험장치는 수(water) 펌프를 이용한 강제 순환식 사이클이며, 온수가 순환되는 회로와 냉수가 순환되는 회로로 구성되어 있다. P&SHE 시제품의 평균 열전달율은 열교환기 입구와 출구사이에 설치된 검교정된 RTD(Resistance temperature detectors)에 의한 온도 측정결과와 체적유량계(Volume flowmeter)를 이용한 유량 측정결과로 계산하였다. 또한 열교환기 입구와 출구사이에 차압계를 설치하여 압력강하를 측정하였다. 각 센서의 데이터는 데이터로그를 통해서 PC로 실시간으로 획득 및 처리하였다.

#### 3.2. 실험방법

본 테스트 제품의 열전달량은 온수와 냉수의 유량을 조절하여 변화시켰다. 실험에서 실험조건변화는 온도와 압력의 요동(fluctuation)을 야기한다.

유량조절밸브들로 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[6,7]. RTD의 평균 온도차가 하나라도  $\pm 0.3^\circ\text{C}$  이상이거나 유량과 압력의 변화가  $\pm 2.0\%$ 를 벗어나면 정상상태에 도달할 때까지 위의 과정을 반복한다. 일반적으로 정상상태까지 걸리는 시간은 10 ~ 15분 정도가 소요되었다. 정상상태에 도달하면 약 15분 동안 3초 간격으로



Fig. 6. Water-Water thermal performance test.

데이터를 읽은 후 평균치를 취하여 데이터를 처리하였다.

본 연구에서는 온수의 온도를 50.0°C (±0.3°C), 냉수의 온도를 35.0°C (±0.3°C)로 하였으며, 열전달 성능시험과 압력강하시험에서 레이놀즈수의 범위를 780 ~ 2,300으로 하였다. 판형 열교환기는 레이놀즈수가 200 이상이면 난류로 간주된다[8]. 판형 열교환기와 유사한 전열판을 사용하는 P&SHE도 레이놀즈수가 200 이상이면 난류로 간주하였다.

### 3.3. 데이터처리

본 연구에서 개발된 P&SHE는 직접적인 벽면 온도의 측정이 불가능하기 때문에 Farrell 등[9]이 제안한 수정된(modified) Wilson Plot 방법을 응용하여 열전달계수를 구하였다. 이 방법은 기존의 Wilson Plot 방법에 비해 적은 실험으로 보다 정확한 상관식을 구할 수 있는 장점이 있다.

P&SHE의 열전달 실험에서 유체의 물성치들은 입·출구온도의 체적평균온도에 의해 계산되어졌다. 온수측과 냉수측 사이에서의 에너지 밸런스는 모든 경우에 대하여 ±4% 이내로 나타났다.

두 측 사이에서의 총괄열전달계수는 다음과 같이 표현된다.

$$U = \frac{Q_{ave}}{A \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (1)$$

여기서, U는 총괄열전달계수(W/m<sup>2</sup>K), Q는 열전달량(W), A는 전열면적(m<sup>2</sup>), 그리고 ΔT<sub>LMTD</sub>는 대수평균온도차(K(=°C))를 의미한다.

대수평균온도차(ΔT<sub>LMTD</sub>)는 두 개의 대향류 채널의 입·출구온도로부터 정의된다.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad (2)$$

$$\Delta T_1 = T_{w,h,i} - T_{w,c,o} \quad (3)$$

$$\Delta T_2 = T_{w,h,o} - T_{w,c,i} \quad (4)$$

여기는 T는 온도(K(=°C)), w,h,i는 온수입구, w,h,o 온수출구, w,c,i와 w,c,o는 각각 냉수입구와 냉수출구를 의미한다.

온수측과 냉수측의 동일한 열전달 면적의 관점에서 양 측면에서의 총괄열전달계수와 대류열전달계수 사이의 관계는 다음과 같이 표현된다.

$$\left(\frac{1}{U}\right) = \left(\frac{1}{h_{w,h}}\right) + \left(\frac{1}{h_{w,c}}\right) + R_{wall} \cdot A \quad (5)$$

여기서, h는 대류열전달계수(W/m<sup>2</sup>K), w,h는 온수, w,c는 냉수, R<sub>wall</sub>은 전열판의 전열저항(K/W)을 의미한다.

P&SHE 시제품의 측정된 전체 압력강하로부터 마찰압력강하는 다음의 식으로 정의된다.

$$\Delta p_f = \Delta p_{exp} - \Delta p_{port} \quad (6)$$

여기서, Δp<sub>r</sub>는 채널내 마찰압력강하(Pa), Δp<sub>exp</sub>는 차압계를 통해 측정된 압력강하(Pa), 그리고 Δp<sub>port</sub>는 포트에서의 압력강하(Pa)를 의미한다.

여기서 포트에서의 압력강하는 평균 포트속도로부터 Shah와 Focke[10] 등이 제안한 경험적 관계식인 식(7)로 계산되어진다.

$$\Delta p_{port} = 1.5 \left( \rho \frac{u_{port}^2}{2} \right) \quad (7)$$

여기서, ρ는 밀도(kg/m<sup>3</sup>), u<sub>port</sub>는 포트에서의 유속(m/s)을 의미한다.

### 3.4. 단상 전열 특성

Fig. 7은 수정된 Wilson Plot 방법을 적용하여 구한 P&SHE의 레이놀즈수에 따른 열전달 상관식으로부터 역으로 구한 대류열전달계수를 나타내고 있다. Fig. 7에서 알 수 있듯이 대류열전달계수는 레이놀즈수에 따라 증가하고 있음을 알 수 있다. 일반적으로 대류열전달계수는 레이놀즈수가 증가할수록 커지는데 본 실험결과도 동일한 경향을 나

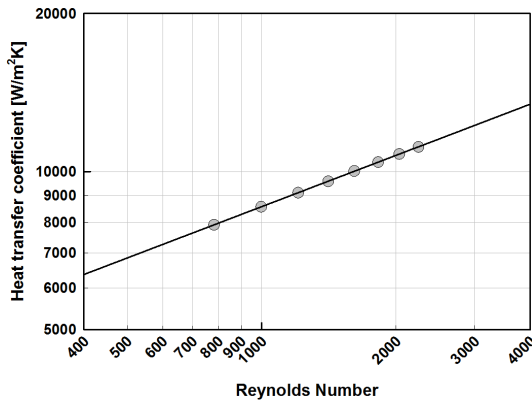


Fig. 7. Heat transfer coefficient vs Re.

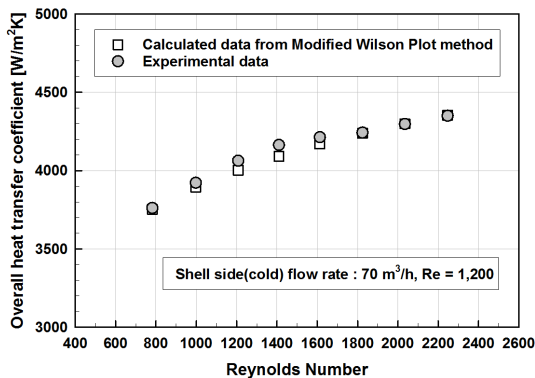


Fig. 8. Overall heat transfer coefficient vs Re.

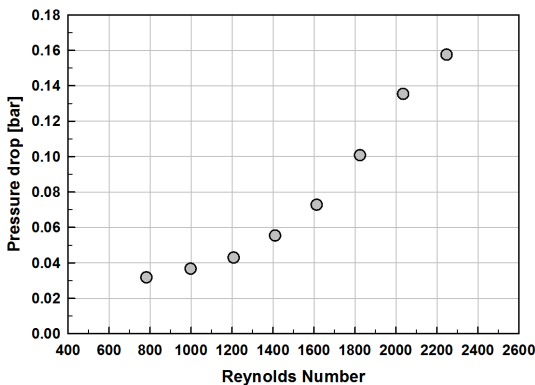


Fig. 9. Pressure drop vs Re.

타내었다.

Fig. 8은 냉수측 레이놀즈수를 1,200(유량 : 70

m<sup>3</sup>/h) 정도에 고정시킨 상태에서 온수측 레이놀즈수를 780 ~ 2,300(유량 : 40 ~ 110 m<sup>3</sup>/h)으로 변화시켜가며 구한 총괄열전달계수(U, overall heat transfer coefficient) 실험값과 상기 수정된 Wilson Plot 방법을 이용하여 구한 대류열전달계수로부터 계산된 총괄열전달계수를 나타내고 있다. Fig. 8에서 알 수 있듯이 두 결과가 모두 2% 이내로 잘 일치하고 있다. 이를 통해 본 연구에 적용된 수정된 Wilson Plot 방법이 관벽 측정이 힘든 경우에 적용할 수 있는 신뢰성 높은 방법임을 알 수 있다.

그리고 Fig. 8은 Fig.9와 마찬가지로 레이놀즈수가 증가할수록 총괄열전달계수도 증가하고 있음을 알 수 있다. 이는 식(5)에서 나타나 있는 것과 같이 총괄열전달계수의 함수가 각 유체의 대류열전달계수에 비례하기 때문이다. 즉, 유체의 대류열전달계수가 높을수록 전체 총괄열전달계수도 커진다.

Fig. 9는 P&SHE 시제품의 레이놀즈수에 따른 마찰압력강하를 나타내고 있다. 레이놀즈수가 증가할수록 압력강하도 증가하는데, 그 추이는 레이놀즈수의 제곱근에 비례하는 형상이다. 이것은 압력강하는 유속(u)의 제곱에 비례하고, 레이놀즈수는 유속에 비례하기 때문이다.

#### IV. 만액식 칠러시스템 성능평가

##### 4.1. 만액식 칠러시스템용 증발기 제작

P&SHE 시제품의 단상 전열특성을 분석한 후, 만액식 칠러 시스템(flooded chiller system)용 증발기로 적용하기 위하여 수정작업을 실시하였다. 이를 위해 증발기 내의 냉매량을 체크할 수 있는 레벨 센서(level sensor)의 부착과 함께 직접 육안으로 냉매량을 확인할 수 있는 사이트글라스(sight glass), 원활한 오일 회수를 위한 오일 회수 라인, 증발기의 온도와 압력을 체크하기 위한 각종 온도센서와 압력 트랜스미터, 증발기 내로 냉매를 충전하기 위한 냉매 충전구, 그리고 이상 운전을 대비한 안전장치들을 추가시켰다.

Fig. 10은 상기에서 고려된 항목을 적용한 2차 P&SHE 시제품을 나타내고 있다.

##### 4.2. 만액식 칠러 시스템 구성

Fig. 11은 본 연구에서 사용된 만액식 칠러 시스템을 나타내고 있다. 칠러 시스템의 용량은 400 kW급으로, 이를 위해 압축기는 스크류(screw) 타입을 사용하였고, 팽창밸브는 신속한 응답성과 정확한 제어가 가능한 전자식 팽창밸브(electric expansion valve)를 사용하였다. 응축기는 S&THERM



Fig. 10. P&SHE for flooded chiller system.



Fig. 11. 400 kW flooded chiller system.

사용하였으며, 증발기는 2차 P&SHE 시제품을 사용하였다.

### 4.3. 칠러 시스템 성능테스트

일반적으로 칠러 시스템의 성능은 증발기의 성능을 의미하며, 증발기의 성능은 대상으로 하는 유체의 온도를 원하는 온도까지 내리는 것을 의미한다.

칠러 시스템의 성능테스트를 하기 위해서는 우선 냉수(chilled water)의 유량과 입구온도를 일정하게 유지해야 한다. 칠러 시스템에 의해 온도가 떨어진 냉수는 항온조에서 다시 가열된다. 냉수 유량은 출구측의 밸브를 이용하여 조절하였다. Table 1 은 테스트 조건을 나타내고 있다.

시스템의 정상상태를 만족하기 위해서는 20분 이상의 운전이 필요하였으며, 이후로는 일정한 실험조건을 유지할 수 있었다.

일반적으로 만액식(flooded type) 냉동기의 경우

Table 1. Performance test conditions

냉각 용량	400 kW
냉수 유량	69 m <sup>3</sup> /h
냉수 입구온도	12°C
냉수 출구온도	7°C
냉수 비열	4.188 kJ/kg·K
냉수 밀도	999.7 kg/m <sup>3</sup>
냉매	R-134a
증발온도	2°C

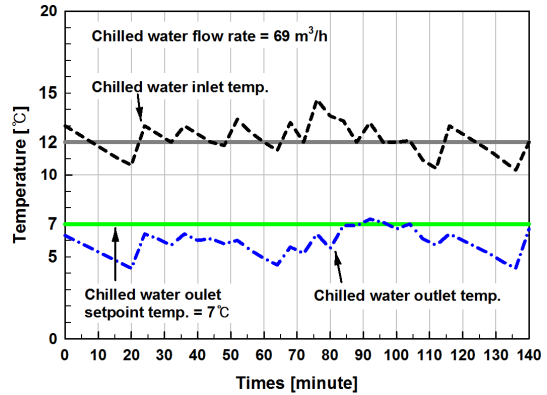


Fig. 12. Chilled water temperature changes.

혼합냉매를 사용하지 않는다. 이는 혼합냉매 내 각 냉매들의 비점이 달라 비점이 낮은 냉매가 먼저 증발하게 되면 남아있는 냉매의 조성비가 달라져 전혀 다른 냉매가 되어버릴 수도 있기 때문이다. 따라서 만액식 냉동기의 경우 냉매로써 단일 냉매만을 사용하고 있고, 본 실험에서는 R-134a를 사용하였다.

Fig. 12는 냉수 입구온도에 따른 출구온도 변화를 나타내고 있다. 냉수 입구온도의 변화에 상관없이 냉수 출구온도는 설정치인 7°C 이하를 유지하고 있는 것을 알 수 있다. 그러나 냉수 입구온도가 설계치인 12°C를 유지할 때, 냉수 출구온도는 최대 5°C까지 떨어지는 것을 확인할 수 있었으며, 이는 증발기 용량이 크다는 것을 의미한다. 즉 P&SHE 시제품 열설계시 설계가 과대하게 이루어졌다는 것이다.

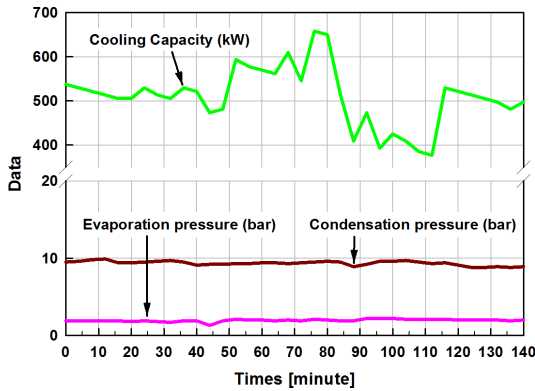


Fig. 13. Cooling capacity, evaporation & condensation pressure in the 1st test.

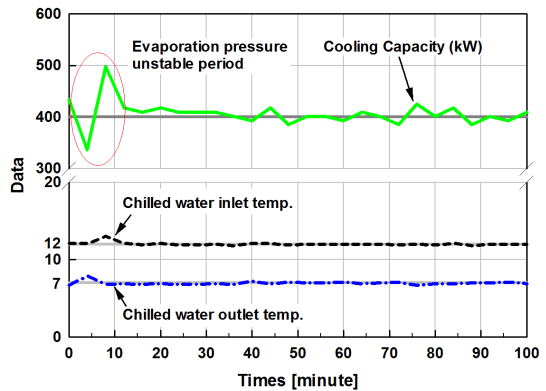


Fig. 15. Cooling capacity and chilled water temperature changes in the 2nd test.

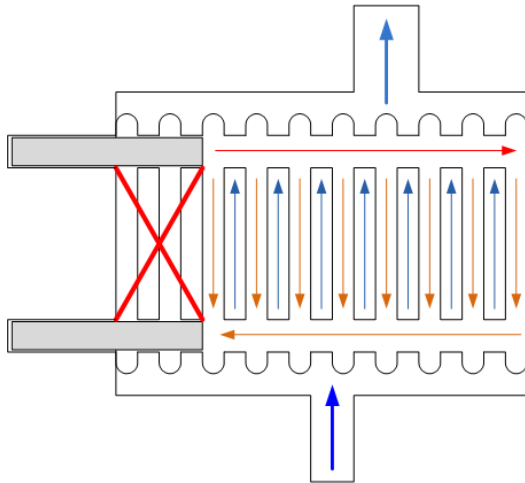


Fig. 14. P&SHE modification.

이는 Fig.13의 냉각 용량을 보면 보다 명확해진다. 설계 용량이 400 kW이었으나, 실제 테스트 용량은 500 kW 이상, 특히 설계조건인 냉수 입구온도 12°C일 때 최대 570 kW까지 나왔다. 이는 P&SHE를 만액식 칠러 시스템의 증발기로 설계한 사례가 적기 때문에 발생하는 설계 시행착오로 판단된다.

1차 성능테스트를 바탕으로 과대 설계된 시제품을 수정하였다. 1차 실험결과 평균 냉각용량은 500 kW 정도 나왔다. 이는 목표치보다 25% 정도 높게 나온 것으로, 여기(25%)에 해당하는 전열판 수만큼 열교환이 이루어지지 않게 하였다. 수정작업은 Fig.

14와 같이 파이프 블록(pipe block)을 냉수 입·출구 배관 내에 설치하고, 그 쪽으로 냉수가 흐르지 못하도록 하여 자연스럽게 냉매와 열교환이 이루어지지 않게 하였다.

Fig. 15는 재수정된 P&SHE 시제품에 대한 실험 결과를 나타내고 있다. Fig. 15에서 나타난 것과 같이 수정된 P&SHE 증발기도 7°C의 냉수 출구온도 설정치를 만족하였다. 그러나 시스템이 안정화가 되지 전까지는 일부 불안정한 지점이 있었으나, 이는 초기 기동 시 증발압력이 설정치보다 많이 낮아져 발생한 현상으로 제어프로그램 개선으로 해결이 가능하였다.

1차 성능테스트 후 P&SHE 시제품의 수정방법이 단순히 산술적으로 계산되어 이루어졌다. 이러한 이유로 향후 최적 설계를 위해서는 이 부분에 대한 추가 연구가 필요할 것으로 사료된다.

## V. 결론

해양플랜트에서 만액식 칠러 시스템의 증발기로 주로 사용되고 있는 S&THE를 P&SHE로 대체하기 위한 주요개발과정을 본 논문에서 소개하였다.

P&SHE 시제품을 칠러 시스템에 적용하기 전, 단상 전열특성을 실험적으로 분석하였다.

이후 P&SHE 시제품을 만액식 증발기에 적합한 형태로 개선하여 실제 칠러 시스템에 적용하였으며, 냉매는 R-134a를 사용하였다.

일반적으로 칠러 시스템의 성능은 증발기의 성능을 의미하며, 본 연구에서는 400 kW를 목표로 하였다.

만액식 칠러 시스템의 1차 성능테스트에서 증발기

용량이 500 kW 이상 나오는 것을 확인하였다. 이는 최초 P&SHE를 증발기로 설계 시 과대 설계된 것으로 판단되어 수정과정을 거쳐 2차 시제품을 제작하였다. 2차 성능테스트에서는 전체 칠러 시스템도 안정적으로 운전되었고, 냉각용량도 설계치인 400 kW 정도가 꾸준히 나오는 것을 확인할 수 있었다.

통상 과대 설계가 되면 제품의 가격경쟁력이 떨어지기 때문에 최적 설계 지점을 알아야만 한다.

향후 P&SHE 연구에서는 최적 설계를 위해 보다 정교한 설계 상관식을 개발하는 연구가 진행되어야 할 것으로 사료된다.

## REFERENCES

- [1] Yan, Y. Y., Lio, H. C., and Lin, T. F., "Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger", *Journal of Heat and Mass Transfer*, 42, 993-1006, (1999)
- [2] Hsieh, Y. Y., and Lin, T. F., "Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A in a vertical plate heat exchanger", *Journal of Heat and Mass Transfer*, 45, 1033-1044, (2002)
- [3] Longo, G. A., Gasparella, A., and Sartori, R., "Experimental heat transfer coefficients during refrigerant vaporisation and condensation inside herringbone-type plate heat exchangers with enhanced surfaces", *Journal of Heat and Mass Transfer*, 47, 4125-4136, (2004)
- [4] Kuo, W. S., Lie, Y. M., Hsieh, Y. Y., and Lin, T. F., "Condensation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger", *Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 5205-5220, (2005)
- [5] Huang, J., Thomas, J., Sheer, T., and Bailey-McEwan, M., "Heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger refrigerant evaporators", *Journal of Refrigeration*, 35, 325-335, (2012)
- [6] AHRI, *Performance Rating of Liquid to Liquid Heat Exchangers*, AHRI, Arlington, (2015)
- [7] ASME, *ASME PTC 12.5-2000 Single Phase Heat Exchangers*, ASME, Washington, D.C., (2000)
- [8] Muley, A., and Manglik, R. M., "Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates", *Journal of Heat Transfer*, 121(1), 110-117, (1999)
- [9] Farrell, P., Wert, K., and Webb, R., "Heat Transfer and Friction Characteristics of Turbulator Radiator Tubes", *SAE Technical Paper Series*, No. 910197, (1991)
- [10] Shah, R. K., and Focke, W. W., Plate heat exchangers and their design theory, in *Heat Transfer Equipment Design*, Shah, R. K., Subbarao, E. C., and Mashelkar, R. A.(eds.), Hemisphere Publishing, New York, (1988)