

# 불응축 가스가 증기 압축식 냉동장치의 성능특성에 미치는 영향

## Effect of Non-condensable Gas on Performance Characteristics of Vapor Compression Refrigeration System

김재돌\* †  
Jae-Dol Kim\* †

(Received 31 July 2024, Revision received 02 October 2024, Accepted 08 October 2024)

**초록 :** 본 연구는 히트펌프 시스템의 장치 운전 중 발생하는 불응축 가스량과 가스 퍼저를 설치하여 불응축 가스 제거에 따른 장치의 성능특성을 분석한 것으로 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

히트펌프 시스템 내부에 불응축 가스량이 증가함에 따라 불응축 가스의 분압 증가로 냉각능력과 가열능력 및 장치의 성능계수는 감소하는 것으로 나타났다. 그리고 불응축 가스를 가스 퍼저를 설치하여 제거함에 따라 상승된 압력의 회복이 이루어졌으며, 압축기 소비전력의 감소로 성능이 정상상태의 90%에 가깝게 회복됨을 알 수 있었다.

**키워드 :** 히트펌프, 불응축 가스, 가스 퍼저, 성능계수

**Abstract :** In this study, changes in performance characteristics of systems using non-condensable gas and gas purge were compared and analyzed through experiments in order to obtain data on improving the efficiency of heat pump systems. The main findings obtained in this study are summarized as follows. As the amount of non-condensable gas increases inside the heat pump system, the cooling capacity, heating capacity, and coefficient of performance of the device decrease due to the increase in the partial pressure of the non-condensable gas. By removing the non-condensable gas by installing a gas purger, the increased pressure was recovered, and the performance was found to be restored to close to 90% of the normal state by reducing compressor power consumption.

**Key Words :** Heat Pump, Non-condensable Gas, Gas Purger, COP

### 1. 서 론

증기 압축식 히트펌프(heat pump)시스템의 냉매 계통 중에 공기 등의 불응축 가스(non-condensable gas)가 존재하게 되면 응축기나 수액기 상부에 체류되어 응축기 열교환량이 감소되어 그 분압만큼

응축압력이 상승하게 된다. 이에 따라 냉각 및 가열능력의 감소와 소비 동력의 증가, 압축기의 과열, 열교환기의 전열 성능저하 등 여러 가지 문제가 발생하게 되므로 지속적인 관리와 제거가 필요하다. 그리고 히트펌프 시스템의 점검 및 수리 시, 사이클 내부로 침투된 공기 중의 수분이나 산소의 영향으로 냉매 계통의 부식을 초래할 수 있

\* † 김재돌(<https://orcid.org/0000-0001-6438-0303>) : 교수, 동명대학교 냉동공조공학과  
E-mail : [kjd@tu.ac.kr](mailto:kjd@tu.ac.kr), Tel : 051-629-1682

\* † Jae-Dol Kim(<https://orcid.org/0000-0001-6438-0303>) : Professor, Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, Tongmyong University.  
E-mail : [kjd@tu.ac.kr](mailto:kjd@tu.ac.kr), Tel : 051-629-1682

다. 불응축 가스의 발생 원인으로는 대부분은 히트펌프 시스템의 수리 시, 장치 내로 유입되는 질소 함유 공기의 영향과 냉매 충전 시 진공 불량에 의한 잔류공기 유입, 냉동기유의 열화 또는 불순 가스와의 접촉에 의한 냉매의 분해에서 발생하는 경우가 대부분이다. 또한 운전 중 밸브의 이상으로 저압 부분이 대기압 이하로 운전되어 외부 공기가 유입되거나, 냉매 및 오일의 순도 불량 시, 사이클 내부에서 미세한 수분이 발생하는 경우도 있다. 이에 따라 히트펌프 시스템 내에는 최대한 불응축 가스가 없도록 유지해야 하며, 가장 효과적인 방법은 시스템 내에 발생된 불응축 가스를 제거하는 것이다.<sup>1,2)</sup>

본 연구에서는 증기 압축식 히트펌프 시스템을 설계, 제작하여 냉매 계통에 발생된 불응축 가스가 장치의 성능특성에 미치는 영향을 파악하고, 불응축 가스의 투입량에 따른 성능저하를 정량적으로 측정하여 불응축 가스 제거 장치인 가스 퍼져(gas purger) 설계에 대한 기초 자료를 얻고자 하였다.

## 2. 불응축 가스 및 가스 퍼져

### 2.1 불응축 가스

불응축 가스는 증기 압축식 히트펌프 사이클 가동 시 일정 온도와 압력 하에서 응축 즉, 액화되지 않는 가스를 말하며, 주성분은 냉매가 아닌 공기 또는 유 증기, 질소 등의 불순물 가스가 대부분이다.

불응축 가스는 장시간 운전 중에 장치의 고압부 즉, 응축기나 수액기에 모이게 되므로 운전을 정지해서 응축기를 충분히 냉각시킨 다음 상부의 공기 배기 밸브를 이용하여 불응축 가스를 방출하는 경우도 있으나, 이렇게 할 경우, 공기와 함께 냉매도 같이 배출되기 때문에 냉매의 손실량이 많아질 수 있고, 최근 환경문제로 인한 혼합 냉매 사용으로 전체 냉매를 교체해야 하는 문제가 있다. 따라서 대형 히트펌프 시스템에서는 냉매의 손실을 최소화하면서 불응축 가스를 배출하기 위해 장치 운전 중에도 불응축 가스를 배출할 수 있

는 불응축 가스 분리가 사용된다. 이러한 불응축 가스 분리는 현재 장비 점검 시 사용하는 수동식과 분압을 이용한 자동식이 있다.<sup>3,4)</sup>

Fig. 1은 증기 압축식 히트펌프 시스템에서 불응축 가스가 장치에 미치는 영향을 나타낸 것으로 크게 체적효율 감소와 토출가스 온도 상승, 응축압력 상승, 냉각 및 가열능력 저하, 소요동력 증가 등이 있다. 불응축 가스로 인하여 냉매 계통 고압 측의 압력이 상승하게 되면, 압축기 소비동력의 증가로 인하여 운전 효율이 감소하게 되며, 응축기 등에 머물며 전열면적을 감소시켜 응축 효율이 저하된다.

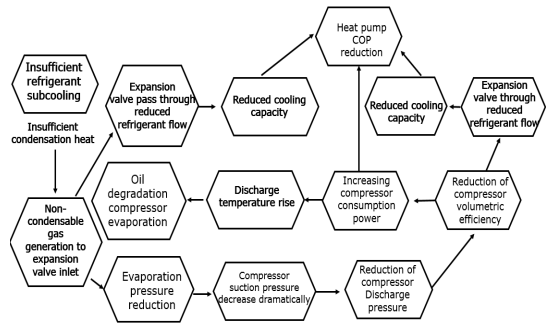


Fig. 1 Schematic diagram of non-condensable gas effect on heat pump system

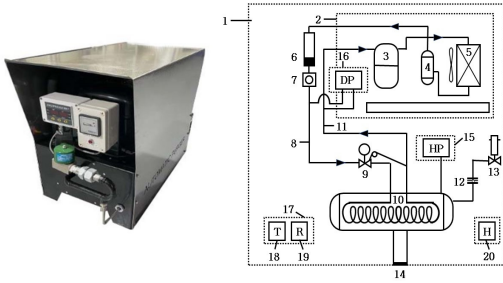
### 2.2 가스 퍼져

히트펌프 냉매 계통의 불응축 가스 발생 여부의 판단은 장치상의 압력계를 통해 확인이 가능하다. 압력계는 사용 냉매에 해당하는 압력에 따라 냉매의 포화온도를 나타내며, 응축기에서 응축된 냉매는 응축압력에 상응하는 포화온도를 가진다. 이때 토출 압력계가 측정된 온도보다 높은 압력을 나타낸다면, 불응축 가스가 발생된 것으로 판단이 가능하고, 측정된 온도에 상응하는 응축압력과 압력계에 의해 나타난 응축압력 사이의 차압이 불응축 가스의 분압으로 정의할 수 있다.<sup>5,6)</sup>

가스 퍼져는 히트펌프 등 냉매 계통의 응축기와 수액기 균압관에 설치하여 불응축 가스를 제거하는 장치이다. 냉매 계통에 공기와 같은 불응축 가스가 존재하면, 그 분압만큼 응축압력이 높아져 냉동능력이 감소하고, 압축기의 소비동력이

증가하며, 또한 압축기 과열에 영향을 미치므로 신속히 제거해야 한다. 이때 비점이 매우 낮아 액화시키지 못하고 기체 상태인 불응축 가스를 제거하는 장치가 가스 퍼저이다.

Fig. 2는 본 연구에 사용된 가스 퍼저의 형상 및 내부 구조를 나타낸다.



- |                                 |                                      |
|---------------------------------|--------------------------------------|
| 1. Gas purger unit              | 11. Refrigerant suction line         |
| 2. Refrigeration unit           | 12. Gas emission system              |
| 3. Compressor                   | 13. Discharge solenoid valve         |
| 4. Receiver                     | 14. Refrigerator pipe connection     |
| 5. Air cooled condenser         | 15. Main unit pressure switch        |
| 6. Dryer                        | 16. Gas purger unit pressure switch  |
| 7. Sight glass                  | 17. Terminal box                     |
| 8. Refrigerant liquid line      | 18. Timer                            |
| 9. Thermostatic expansion valve | 19. Auxiliary relay                  |
| 10. Heat exchanger              | 20. Effective discharge time counter |

Fig. 2 Automatic gas purger shape and internal structure

### 3. 실험 장치 및 방법

#### 3.1 실험 장치

Fig. 3은 가스 퍼저를 적용한 수냉식 히트펌프

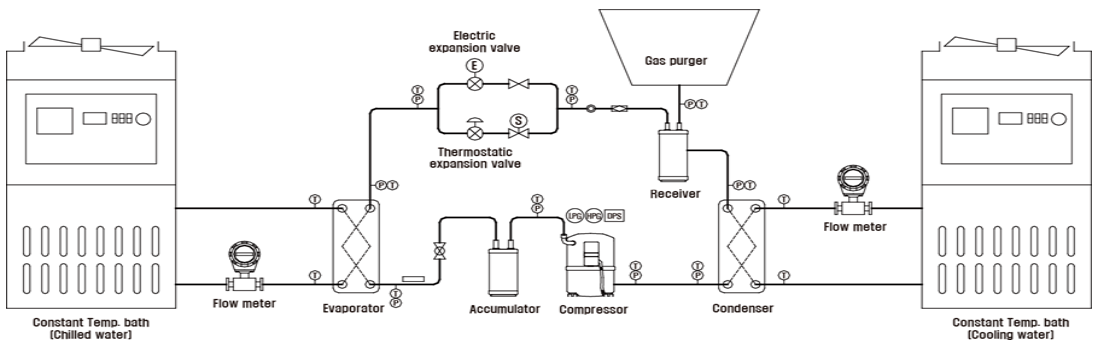


Fig. 3 Schematic diagram of an experimental apparatus

실험 장치의 개략도를 나타낸 것이다. 장치 용량은 10 kW급이며, 3 HP급 밀폐형 압축기와 증발기 및 응축기, 팽창장치 등의 주요 기기와 수액기, 유분리기, 냉매의 상태를 확인하기 위한 사이트 글라스, 장치의 안정적인 운전을 위한 고저압 차단기와 드라이어 등을 설치하였다.

Fig. 4는 실험 장치의 사진을 나타내며, 증발부하와 응축부하는 35 kW급 항온조를 설치하여 조절하였으며, 수액기 상부에 불응축 가스의 제거를 위한 가스 퍼저를 설치하였다. 압축기 구동에 소비되는 전력은 전력 분석계를 이용하였으며, 열전대와 유량계를 이용하여 냉수와 냉각수 입·출구의 온도와 유량을 측정하였다. 그리고 시스템 각 부분의 온도와 압력은 고·저압 압력계와 열전대를 통해 측정하였으며, 측정된 데이터는 다채널 수집장치와 RS-232C를 통해 PC로 전송하여 처리하였다.

#### 3.2 실험 방법

실험은 가스 퍼저의 적용에 따른 히트펌프의 성능특성을 파악하기 위하여 전체 장치 냉매 충전량 대비 불응축 가스가 차지하는 비율을 고려하여 10~50 cc를 압축기 입구에 강제로 주입하여 진행하였다. 이때 히트펌프 사이클의 압력과 온도, 냉각 및 가열능력, 소비전력 등의 변화를 측정하여 불응축 가스의 영향과 가스 퍼저 가동에 따른 성능특성을 비교 분석하였다.

불응축 가스의 주입은 압축기 입구에 작용하는 압력보다 높은 압력이 필요함에 따라 수액기 상부의 수동밸브에 체적 10 cc 용량의 인젝터(injector)

를 설치하여 1회 10 cc씩 밸브를 대기압 상태로 개방하여 불응축 가스를 주입하였다.

Table 1은 정상상태 운전 조건에서 불응축 가스에 대한 영향과 가스 퍼져 적용에 따른 성능특성 변화를 확인하기 위한 실험 조건을 나타낸 것이다.

정상상태 운전의 경우, 증발부하의 온도와 유량은 13°C, 1.9 m<sup>3</sup>/h로 설정하였고, 응축부하는 35°C, 1.9 m<sup>3</sup>/h로 설정한 후 히트펌프로 공급하였다. 각 부하 온도가 설정 온도에 도달하면 시스템을 가동하여 정상상태 도달 후 인젝터 밸브를 개방하여 불응축 가스를 주입하였고, 시스템이 안정화된 후 30분간 데이터를

저장하여 결과를 분석하였다. 가스 퍼져 적용 실험은 불응축 가스의 실험이 종료된 후, 수액기 상부의 밸브를 개방하고, 30분간 데이터를 저장하여 불응축 가스 제거에 따른 성능변화를 측정하였다. 불응축 가스의 주입량 변화 실험도 동일한 방법으로 진행하였다.



Fig. 4 Photograph of an experimental apparatus

Table 1 Experimental nominal conditions

Parameters	Conditions
Input non-condensable gas	0, 10, 20, 30, 40, 50 cc
Total refrigerant charge	3,800 g
Gas purger operating time	30 min
Cooling water temperature	30°C
Cooling water flow rate	1.9 m <sup>3</sup> /h (32 LPM)
Coolant temperature	13°C
Coolant flow rate	1.9 m <sup>3</sup> /h (32 LPM)
Refrigerant	R-404A

### 3.3 데이터 해석

본 연구의 실험 결과 처리에서 작동유체로 사용되는 냉매의 열물성값 계산은 REFPROP(Ver. 6.0)를 이용하였으며, 실험 데이터 분석에 사용된 계산식은 다음과 같다.

$$Q_c = \dot{m} c_p (T_{eva,in} - T_{eva,out}) \quad (1)$$

$$Q_h = \dot{m} c_p (T_{con,out} - T_{con,in}) \quad (2)$$

여기서,  $Q_c$ 와  $Q_h$ 는 냉각과 가열능력[kW]을 나타내며,  $\dot{m}$ 와  $c_p$ 는 냉온수의 질량유량[kg/h]과 정압비열[kW/kg·°C]이고,  $T_{eva}$ 와  $T_{con}$ 는 증발부하와 응축부하 매체의 온도[°C]를 나타낸다. 또한 히트펌프 시스템의 성능을 나타내는 성능계수(COP)는 냉각과 가열일 때, 각각 다음과 같이 계산하였다.

$$COP_{cooling\ mode} = \frac{Q_c}{W} \quad (3)$$

$$COP_{heating\ mode} = \frac{Q_h}{W} \quad (4)$$

여기서,  $Q_c$ 와  $Q_h$ 는 냉각과 가열능력을 나타내며,  $W$ 는 전력 측정기에서 측정된 압축기 축동력[kW]을 나타낸다.

## 4. 실험 결과 및 고찰

### 4.1 불응축 가스 주입 시

Fig. 5는 정상상태의 히트펌프 사이클에 불응축 가스를 10~50 cc까지 주입하였을 때, 히트펌프 시스템의 냉각능력과 성능계수를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 냉각능력의 경우, 정상상태 6.61 kW에서 불응축 가스 50 cc 주입 시 6.50 kW로 감소하였으며, 성능계수 역시 비슷한 경향으로 정상상태 2.06에서 2.03으로 감소하는 것으로 나타났다. 이와 같은 결과는 불응축 가스가 압축기 입구로 주입됨에 따라 10 cc 미만에서는 직접적인 영

향을 미치지 못하지만, 그 이상 주입에서는 냉각 능력과 성능계수에 직접적인 영향을 미치는 것으로 판단된다.

Fig. 6은 동일한 조건에서 히트펌프 시스템의 가열능력과 성능계수를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 가열능력의 경우, 정상상태 9.32 kW에서 불응축 가스 50 cc 주입 시, 8.78 kW로 약 5.8% 감소하는 것으로 나타났으며, 성능계수 역시 비슷한 경향으로 정상상태 2.91에서 2.75로 감소하였다.

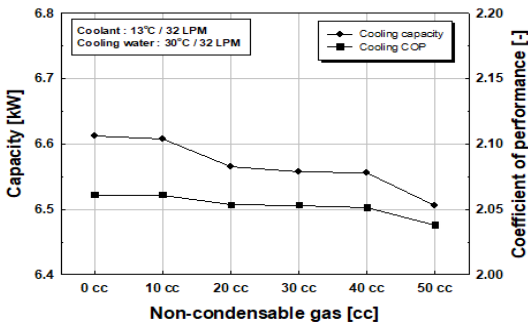


Fig. 5 Changes in cooling capacity and performance coefficient according to the amount of non-condensable gas injected

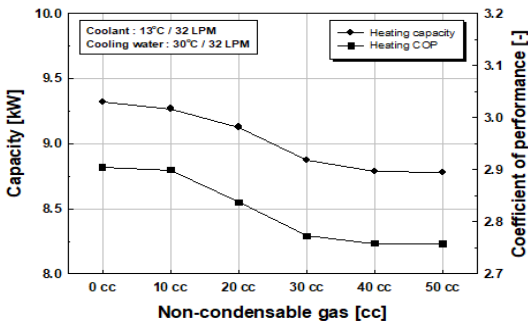


Fig. 6 Heating capacity and coefficient of performance change according to the amount of non-condensable gas injected

#### 4.2 가스 퍼져 운전 시

Fig. 7은 정상상태의 히트펌프 사이클에 불응축 가스를 10~50 cc까지 주입하고, 운전한 후, 가스 퍼져를 가동하여 불응축 가스 제거에 따른 압축

기 소비전력의 변화를 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 불응축 가스 주입량이 증가함에 따라 압력의 증가로 인하여 압축기 소비전력 또한 정상상태 3.16 kW에서 불응축 가스 50 cc 주입 시에 3.22 kW로 약 2% 증가하였지만, 가스 퍼져 가동으로 평균 3.17 kW로 정상상태에 가깝게 감소하는 것으로 나타났다. 이는 가스 퍼져에 의해 히트펌프 사이클 내부에 존재하는 불응축 가스의 제거로 인하여 전체 압력이 감소하게 되어 압축기의 시간당 소비 전력량이 감소하는 것으로 판단된다.

Fig. 8은 정상상태의 히트펌프 사이클에 불응축 가스를 10~50 cc까지 주입하였을 때, 시스템의 냉각능력과 성능계수, 그리고 가스 퍼져를 가동하여 불응축 가스 제거에 따른 영향을 나타낸 결과이다. 그림에서와 같이 냉각능력의 경우, 정상상태 6.61 kW에서 불응축 가스 50 cc 주입 시에 6.50

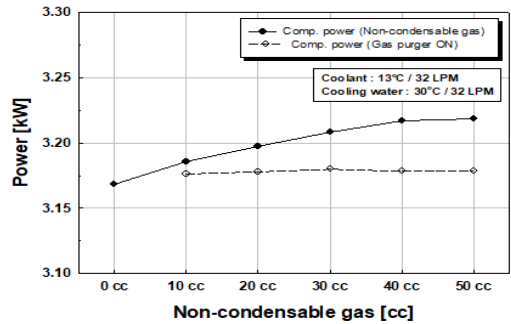


Fig. 7 Compressor power consumption change when gas purger is applied

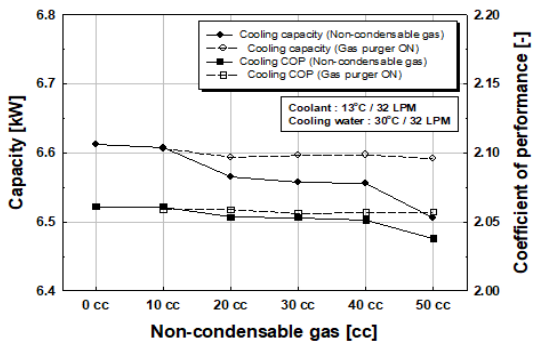


Fig. 8 Cooling capacity and performance coefficient change when gas purger is applied

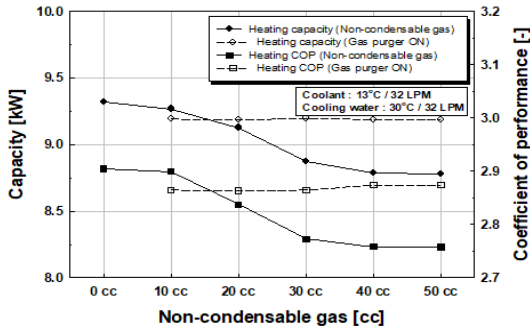


Fig. 9 Heating capacity and performance coefficient change when gas purger is applied

kW로 감소하였으나, 가스 퍼져 가동으로 6.60 kW로 회복되는 것으로 나타났다. 그리고 성능계수 역시 정상상태 2.06에서 불응축 가스 50 cc 주입 후 2.03으로 감소하였으나 가스 퍼져 가동으로 2.06으로 정상상태에 가깝게 회복되는 것으로 나타났다. 이와 같은 결과는 장치 내부에 열저항으로 작용하는 불응축 가스의 제거로 열교환 효율이 향상되고, 불응축 가스 분압의 영향으로 상승된 압력이 회복됨에 따라 압축기 소비전력의 감소에 기인하는 것으로 판단된다.

Fig. 9는 정상상태의 히트펌프 사이클에 불응축 가스를 10~50 cc까지 주입하였을 때, 히트펌프 시스템의 가열능력과 성능계수 그리고 가스 퍼져를 가동하여 불응축 가스 제거에 따른 사이클 회복능력을 나타낸 것이다. 그림에서와 같이 가열능력의 경우, 정상상태 9.32 kW에서 불응축 가스 50 cc 주입 시에 8.78 kW로 감소하였으나, 가스 퍼져 가동으로 9.10 kW까지 회복되는 것으로 나타났다. 그리고 성능계수 역시 정상상태 2.91에서 불응축 가스 50 cc 주입 후 2.75로 감소하였으나 가스 퍼져 가동으로 2.86으로 정상상태에 가깝게 회복되는 것으로 나타났다. 이와 같은 결과는 냉각능력 실험 결과와 동일한 결과에 기인하는 것으로 판단된다.

## 5. 결론

본 연구에서는 히트펌프 시스템의 장치 운전

중 발생하는 불응축 gas와 이를 제거하기 위한 가스 퍼져를 설치하여 불응축 가스 제거에 따른 장치의 성능특성을 분석한 결과, 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

1) 히트펌프 시스템 내부에 불응축 가스량이 증가함에 따라 불응축 가스의 분압 증가로 인해 전체적인 압력과 온도 및 소요동력이 증가하게 되고, 열교환기 내에서의 열저항으로 인해 냉각능력 및 가열능력, 그리고 장치의 성능계수는 감소하는 것으로 나타났다.

2) 가스 퍼져를 설치하여 불응축 가스를 제거함에 따라 열교환 효율향상으로 냉각능력 및 가열능력이 증가되었고, 상승된 압력이 회복됨에 따라 압축기 소비동력의 감소로 장치의 성능계수는 정상상태의 90%에 가깝게 회복됨을 알 수 있었다.

## 후 기

“이 논문은 2023학년도 동명대학교 교내학술연구비 지원에 의하여 연구되었음(2023A035)”.

## Author contributions

J. D. Kim; Conceptualization, Writing-review & editing, Data curation & investigation.

## References

1. M. Kauffeld, M. Kawaji and P. W. Egolf, 2005, “Handbook on Ice slurries - Fundamentals and Engineering”, Paris, France: International Institute of Refrigeration.
2. J. I. Yoon, H. K. Lee, M. J. Jeon, C. G. Moon, K. H. Choi and C. H. Son, 2018, “Experimental study on the characteristics of a sherbet type seawater ice maker using scraper”, Journal of the Korean Society of Marine Engineering, 42(1), 10-15. (DOI:10.5916/jkosme.2018.42.1.10)
3. I. Bellas and S. A. Tassou, 2005, “Present and future applications of ice slurries”, International

- Journal of Refrigeration, 28(1), 115-121.
4. S. Fukusako, Y. Kozawa and M. Yamada, 1999, "Research and development activities on ice slurries in japan", Second IIR Workshop on Ice Slurries, Switzerland, 83-105.
  5. C. G. Moon, 2019, "Field Control Test of Seawater Slush Ice Refrigeration System with Double-tube Evaporators", Journal of the Korean Society for Power System Engineering, 23(2), 56-65.  
(DOI:10.9726/kspse.2019.23.2.112)
  6. K. G. Nayar, M. H. Sharqawy, L. D. Banchik and J. H. Lienhard, 2016, "Thermophysical properties of seawater: A review and new correlations that include pressure dependence", Desalination, 390, 1-24.