

담수화 공정과 이산화탄소 냉동 시스템의 복합사이클 해석

신 지 영*

Analysis of combined cycle for desalination process and CO₂ refrigeration system

J. Y. Shin

Key words : Desalination process (담수화 공정), CO₂ refrigeration system (이산화탄소 냉동 시스템)

Abstract

The characteristics of a combined cycle for the production of fresh water and air-conditioning was analyzed. The combined cycle consisted of an open water cycle and a CO₂ refrigeration cycle interlinked in the pre-heater of the water cycle, which is the condenser of the refrigeration cycle. The operating conditions and criteria for the fresh water production and air-conditioning was described and their effects on the total system were evaluated. The results indicated an increase of desalinated water with the increase of hot water temperature, which resulted in the decrease of cooling capacity of the refrigeration system in this study. However, the energy saving correspond to the pre-heating of the water cycle by the condensing of the refrigeration system shows the available advantage of the proposed cycle as compared to other single purpose plants for desalination.

기호설명

h	: 엔탈피 [kJ/kg]	Q_{in}	: 해수 가열기 투입 열량 [kJ/kg saline water]
m_{dw}	: 담수 질량 [kg/kg saline water]	Q_L	: 냉방용량 [kJ/kg saline water]
m_r	: 냉매 질량 [kg/kg saline water]	Q_H	: 냉동시스템의 방열량 [kJ/kg saline water]
p	: 압력 [MPa]	ΔT_{LM}	: 대수평균 온도차 [°C]
T	: 온도 [°C]	UA	: 총열관류율 [kJ/(°C · kg saline water)]

* 정희원, 동의대학교 기계·산업시스템공학부(원고접수일 : 99년 8월)

W_C : 압축기 일[kJ/kg saline water]

1. 서 론

본 연구는 바닷물을 이용해서 담수를 생산하는 시스템 중 감압증발식 담수화 장치에 냉동 사이클을 결합한 시스템의 작동특성에 대한 연구이다. 즉, 이산화탄소를 이용한 냉동 사이클의 방열과정에서 방출되는 열량을 감압 증발식 담수화 장치의 작동에 필요한 열원의 일부로서 사용하고, 증발부에서 흡수되는 열량을 냉방에 이용하는 복합 사이클의 작동특성에 대한 연구이다.

감압 증발식 담수화 장치는 담수화 장치에 가장 널리 사용되는 담수화 기술로 현재 전세계 담수화 용량의 약 2/3가량을 담당하고 있다. 해수를 고온의 열원으로 증발시킨 후 다시 응축시켜 담수를 얻는 기본 원리는 일반적인 증발식 담수화 방법과 동일하지만, 가장 큰 차이점은 일반 증발식 담수화 방법이 증발관 내(또는 외부)에서 증발이 일어나는데 비해 감압 증발 방식에서는 상대적으로 고압의 열교환기 내에서 가열된 해수가 오리피스를 통해 저압의 격실(chamber)로 분출되면서 증발이 일어나게 된다는 점이다. 즉, 분출시 격실 내의 평형 조건에 도달하기 위하여 액 중 일부가 증기 상태가 되는데, 이는 격실 내의 압력조건에 맞는 내부 에너지가 낮아지므로 평형을 위해 상변화가 일부 일어나기 때문이다. 이 때, 전체의 열에너지는 동일한 상태로 격실에서 외부로부터의 열공급이 없으므로 해수의 잉여 에너지에 해당하는 부분만이 잠열로 변환되기 때문에 격실에서의 증발량은 수 % 이내이다.

증발식 담수화 장치에서는 해수를 가열하기 위하여 많은 열량이 필요하다. 발생한 수증기가 순수한 담수로 응축되는 과정에서 또한 많은 열량이 방출되기 때문에 이 방출열 또한 적절히 이용하면 전체 시스템의 에너지 효율을 향상시킬 수 있고, 이를 위해 여러 가지 방안이 연구되고 있다¹⁻⁵⁾.

본 연구에서는 발생한 수증기가 순수한 담수로 응축되는 과정에서 방출되는 열량을 해수의 가열에 사용하고, 또한 별도의 냉동 시스템을 추가하여 냉동 시스템의 응축기(방열기)에서 방출되는 열량

또한 해수의 가열에 이용하고자 한다. 이를 위해 감압 증발식 담수화 장치와 냉동 시스템의 복합 사이클에 대한 연구를 진행하고 시스템의 작동인자가 전체 성능에 미치는 영향을 분석하고자 한다.

한편, 냉동 시스템의 작동유체로는 이산화탄소를 선정하였다. 이산화탄소는 CFC 냉매가 출현하기 이전 압모니아와 더불어 냉매로서 가장 많이 사용되었지만, CFC의 등장으로 이산화탄소의 사용은 점차 감소하였고 최근에는 특수한 용도를 제외하고는 거의 쓰여지고 있지 않다. 그러나 최근에 환경문제로 인해 기존 CFC 계열의 냉매를 사용할 수 없게 되었고, 그 대체를 위한 많은 연구가 진행 중이다. 이러한 측면에서 이산화탄소의 가장 큰 장점은 자연물질이므로 환경에 추가적으로 미치는 피해가 전혀 없고 안정성이 뛰어나다는 점 때문에 최근에 다시 활발히 연구되고 있다. 특히, 이산화탄소의 임계온도는 31.1°C로 무척 낮아 방열과정은 임계점 이상에서 일어나고 증발과정은 임계점 이하에서 일어난다. 실험결과에 의하면 이산화탄소 냉동시스템은 R12에 비하여 효율이 동등하거나 약간 높다고 알려져 있으며, 임계점 이상 영역의 온도구배 열전달 특성을 이용하면 2차유체의 열교환기 입구온도를 이산화탄소 방열기 출구 온도와 거의 같게 할 수 있어 효율 향상이 가능하다는 장점이 있다⁶⁻⁸⁾. 따라서, 본 연구에서는 임계점 이상 영역에서의 이산화탄소의 작동특성을 이용함으로써 냉동시스템의 방열열량을 좀 더 효과적으로 이용하고자 한다.

2. 시스템 해석

본 연구에서 제시하는 복합사이클은 물과 냉매를 사용하는 2개의 사이클이 연결되어 있는 형태이다. 즉, 물을 작동매체로 하는 사이클은 담수를 생산하는 장치이며, 냉매를 사용하는 사이클은 냉방을 위한 장치이다.

Fig. 1에 전체 시스템의 개략도를 나타내었다. 1점의 해수를 냉동 시스템의 방열열을 이용하여 등압과정에서 온도 T_2 까지 가열한다. 이후에 해수는 발생한 증기의 응축과정에서의 응축열을 회수하여 온도 T_3 까지 가열되며, 이후 외부열원을 통해

온도 T_1 까지 가열된다. 이후 해수는 감압 과정을 거쳐 압력이 p_3 까지 감압되며 이때 감압실 내에서 부분적으로 증발한다. 이 때 발생한 수증기는 결합된 열교환기를 통해 공급되는 해수에 열량을 공급하고 응축되어 담수화됨으로써 소기의 목적을 달성한다. 또한, 진공을 유지하고 있는 감압실에서 브라인(brine)이 배출된다. 이 때, 발생한 증기의 응축과정⁽⁷⁻⁸⁾에서 방출되는 열량으로 가열된 해수의 온도(T_4)는 격실내의 증발온도(T_6)와 5°C 의 온도차를 유지하는 것으로 설정하였다.

냉동 시스템은 기본적인 냉동사이클의 형태를 그대로 유지하고 있다. 다만, 응축기에서 방출되는 열량을 담수화 시스템의 해수의 가열에 이용하고 증발기에서 냉방효과를 달성하는 것이다. 서론에서 서술한 바와 같이 냉동 시스템의 작동유체로는 이산화탄소를 선정하였다.

이러한 복합 사이클의 성능을 표현할 수 있는 주요 인자로는 생산되는 담수량, 전체 투입 에너지, 냉동사이클의 냉방용량 및 COP 등을 들 수 있다. 또한, 담수량과 방출열을 해수를 가열하기 위해 투입되는 열량으로 나눈 값들이 시스템의 효율적인

운영 방법 등을 나타내는 척도가 될 것이다.

사이클의 성능에 영향을 주는 주요한 인자로는 해수의 입구 온도, 가열기 출구의 해수 조건, 그리고, 냉동 시스템의 작동 압력 조건 등이 있다. 본 연구에서는 여러 가지 작동 조건이 변화할 때 담수화/냉동 복합 사이클의 작동 특성의 변화를 살펴보고자 한다.

사이클 계산을 수행하는 과정은 다음과 같다. 우선 해수 가열기 입출구(1, 5)에서의 조건과 냉동 시스템의 증발, 방열압력을 가정하면, 나머지 상태점에서의 모든 조건을 물과 냉매 각각의 열역학적 물성치를 계산할 수 있는 프로그램으로부터 구할 수 있다⁹⁾. Fig. 1에서 감압과정인⁽⁴⁻⁵⁾ 과정은 등엔탈피 과정이므로 점5의 엔탈피는 점6의 엔탈피와 같다. 감압 챔버의 압력 p_6 는 주어지야 할 시스템 변수이며 7점에서의 엔탈피는 주어진 감압 챔버의 압력에 해당하는 물의 포화증기의 엔탈피로부터 구할 수 있다. 9점에서 방출되는 담수의 엔탈피는 감압 챔버의 압력에 해당하는 물의 포화액의 엔탈피로부터 구할 수 있다.

냉동시스템의 경우 점(13)은 증발압력에 해당하

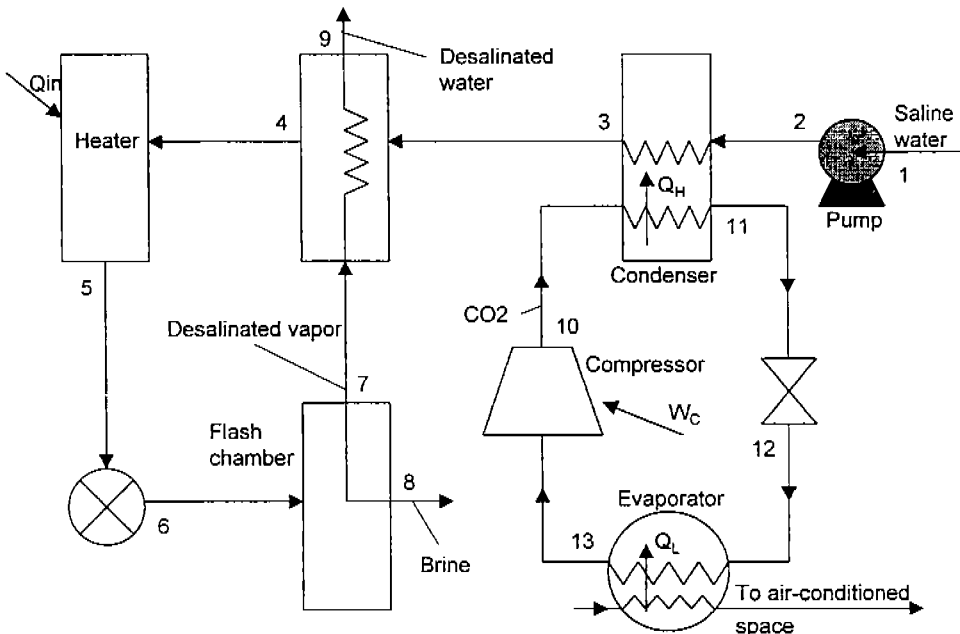


Fig. 1 Schematic diagram of the desalination-refrigeration combined cycle

는 포화증기로 가정하였고, 압축기에서는 등엔트로피 압축이 일어나며, 가스방열과정인(10-11)은 이산화탄소의 임계점보다 높은 영역에서 일어나는 것으로 가정하였다.

유입 해수량이 1kg인 경우에 대해 모든 사이클 해석과정을 수행하면 다음과 같다. 우선, 7점에서 생산되는 담수의 양을 구하기 위해 에너지 보존식을 적용하면 식 (1)과 같다.

$$m_{dw}h_7 + (1 - m_{dw})h_8 = h_6 \quad (1)$$

식 (1)에서 점 7, 8의 엔탈피는 각각 감압 챔버의 압력 p_6 에 해당하는 물의 포화증기 및 포화액의 엔탈피이다. m_{dw} 는 해수 1kg에 대하여 생산되는 담수의 질량을 뜻한다.

생산된 담수의 양을 투입 에너지($Q_{in} + W_c$)로 나눈 값, (m_{dw})_s는 식 (2)와 같이 정의된다.

$$(m_{dw})_s = \frac{m_{dw}}{Q_{in} + W_c} \quad (2)$$

7점에서 포화증기로 된 담수는 등압 상태에서 잠열을 해수에 방출하면서 응축하여 포화액 상태로 9점에서 방출된다. 이 때 가열된 해수의 온도 T_4 는 감압 챔버의 온도와 5°C를 유지하도록 설정하였다. 열교환과정에서의 에너지 보존식을 통해 3점의 엔탈피 h_3 는 식 (3)으로 구할 수 있으며, 온도 T_3 는 3점에서의 압력과 엔탈피를 이용하여 구할 수 있다.

$$h_3 = h_4 - m_{dw}(h_7 - h_9) \quad (3)$$

냉동 사이클의 냉매유량은 냉동시스템의 방열기에서의 에너지 보존식을 정리하면 식(4)와 같이 구할 수 있다.

$$m_r = \frac{(h_3 - h_2)}{(h_3 - h_2)} \quad (4)$$

냉동 시스템의 증발기 압력은 이산화탄소의 작동온도를 고려하여 4MPa로 설정하였으며, 방열기 압력은 통상 이산화탄소 냉동시스템의 작동압력으로 알려져 있는 8MPa에서 11MPa의 범위에서 변화시켜 전체 시스템의 작동 특성에 미치는 영향을 살펴보았다.

담수화시스템에 투입되어 해수를 가열하는 (4-5) 과정에 투입되는 열량(Q_{in})은 4점과 5점의 엔탈피 차이로부터 구할 수 있으며, 냉동 시스템의 압축기 일(W_c)과 증발기에서의 흡수열량(Q_L), 방열기에서의 방출열량(Q_H)은 다음 식으로 구할 수 있다¹⁰⁾.

$$W_c = m_r(h_{10} - h_{13}) \quad (5)$$

$$Q_L = m_r(h_{13} - h_{12}) \quad (6)$$

$$Q_H = m_r(h_{10} - h_{11}) \quad (7)$$

마지막으로, 냉동시스템을 추가함으로써 절약되는 에너지 비율을 식 (8)로 정의하였다.

$$\eta_{save} = \left[1 - \frac{(Q_{in} + W_c)}{(Q_{in} + Q_H)} \right] \times 100(\%) \quad (8)$$

3. 결 과

특정한 압력(p_2)에서 외부 열원에 의하여 가열된 후의 온수 온도(T_5)의 변화에 따른 담수화 시스템의 작동특성을 Fig. 2에 나타내었다. Fig. 2는 해수 1kg에 대하여 생산되는 담수량 m_{dw} 와 그 양을 가해진 열량과 냉동 시스템에 공급되는 일량의 합, 즉, 공급되는 에너지로 나눈 값 (m_{dw})_s를 나타내고 있다. 해수의 입구온도는 15°C이고, 압력은 1MPa

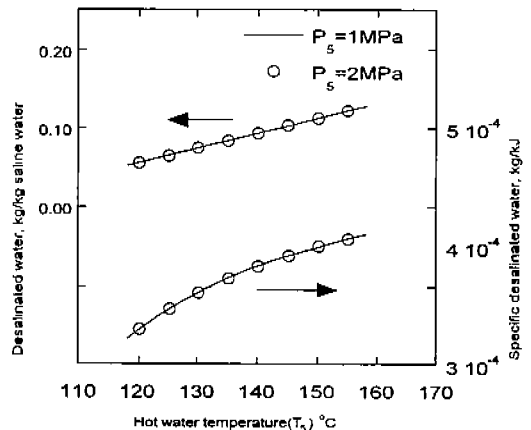


Fig. 2 Variation of desalinated and specific desalinated water, m_{dw} and $(m_{dw})_s$, with hot water temperature (T_5).

과 2MPa인 경우이며, 냉동 시스템의 방열부 압력은 8MPa인 경우이다.

생산되는 담수량은 가열기를 지난 온수의 온도 T_5 의 증가에 따라 선형적으로 증가한다. 그러나, 담수화 시스템의 작동압력을 1MPa에서 2MPa로 변화시켜도 생산되는 담수량은 변화하지 않는다. 이는 물의 열역학적 물성치의 변화를 살펴봄으로써 이해할 수 있다. 즉, 물의 엔탈피는 일정온도에서 압력의 변화에 따라 그 변화의 정도가 매우 작다는 것으로부터 이러한 사실을 유추할 수 있다.

본 연구의 제한조건, 즉, 생산된 담수 증기의 열회수에 의한 온도 T_4 와 냉동 사이클의 방열부로부터 열을 공급받는 과정 (2-3)에 의해 공급 온수 온도가 제한 받는다. 즉, 공급 온수 온도(T_5)가 너무 낮을 경우 과정 (3-4)에서의 열량회수가 작기 때문에 3점의 온도가 10점의 온도보다 높아져서 열교환이 일어나지 않게 된다. 반대로 공급 온수 온도가 너무 높을 경우 과정 (3-4)에서 모든 열량이 공급되어 과정 (2-3)에서 열량을 공급할 필요가 없어진다.

한편, 생산되는 담수량을 투입되는 에너지로 나눈 값인 (m_{dw})s의 변화는 공급 온수 온도(T_5)의 변화에 선형적이지 않음을 알 수 있다. 즉, 공급되는 에너지가 많아질수록 생산되는 담수 질량의 증가율은 감소하며, 이것은 생산되는 담수량을 늘리기 위해 공급 에너지를 증가시키는 것은 경제성 측면

에서 그 유효성을 반드시 검토하여야 한다는 것을 의미한다.

본 연구의 주된 시스템은 담수화시스템이라 할 수 있고, 냉방 시스템은 폐열회수 또는 효과적인 열원의 제공 등이 그 부가적인 목적이라 할 수 있다. 이러한 관점에서 가장 중요한 변수인 공급 온수 온도(T_5)의 변화에 따른 투입열량(Q_{in})과 부가적인 냉동시스템의 압축기 일(W_C), 냉방용량(Q_L), 과정 (2-3)의 가열량(Q_H)의 변화를 Fig. 3에 나타내었다. 공급 온수 온도 T_5 의 증가에 따라 당연히 투입열량(Q_{in})은 증가한다. 이로 인해 과정 (3-4)에서 회수되는 열량이 증가하기 때문에 과정 (2-

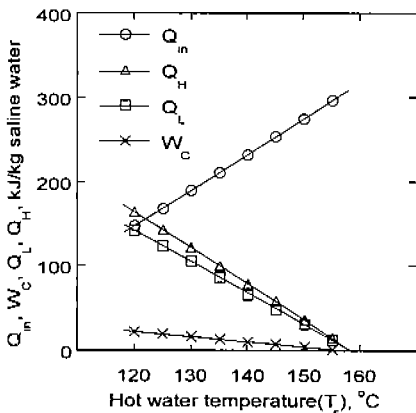


Fig. 3 Variation of heat input, compressor work, cooling capacity, and heating capacity (Q_{in} , W_C , Q_L , Q_H) with hot water temperature (T_5).

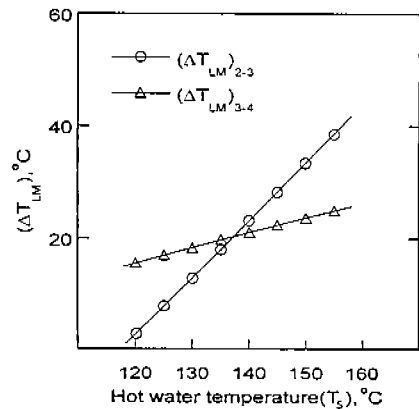


Fig. 4 Variation of log-mean temperature difference in process (2-3) and (3-4) with hot water temperature (T_5).

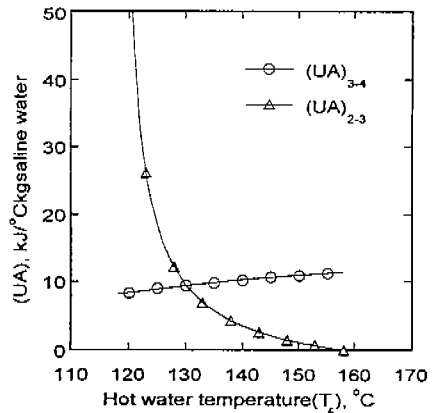


Fig. 5 Variation of UA in process (2-3) and (3-4) with hot water temperature (T_5).

3)에 투입될 수 있는 열량(Q_H)이 감소하고 따라서 냉동 시스템의 냉방용량(Q_L) 역시 감소한다. 결과적으로 냉동 시스템에 투입되어야 하는 일(W_C)도 감소하는 것을 알 수 있다.

열교환과정의 특성을 살피기 위하여 과정 (2-3), (3-4)의 대수평균온도차(ΔT_{LM})와 총열관류율(UA)값의 변화를 Fig. 4, Fig. 5에 나타내었다. 공급 온수 온도가 높아짐에 따라 3-4과정의 잠열 회수열량이 많아지기 때문에 T_3 가 감소하고 따라서 대수 평균온도차 (ΔT_{LM})₂₋₃, (ΔT_{LM})₃₋₄는 증가한다. 그러나 과정 (3-4)의 경우 회수열량도 역시 증가하기 때문에 열교환기 크기를 판단할 수 있는 총열관류율(UA)₃₋₄ 또한 증가한다. 과정 (2-3)의 경우는 투입 가능 열량(Q_H)이 감소하기 때문에 총열관류율(UA)₂₋₃은 감소한다. 과정 (2-3)의 경우 공급 온수 온도가 너무 낮을 경우 과정 (3-4)에서 회수되는 열량이 너무 작고, 따라서, T_3 가 너무 높아져서 열교환을 위한 온도차가 작아진다. 따라서, (UA)₂₋₃이 지나치게 크게 나타나는 데 이는 비현실적이며 경제적인 설계를 위해서는 공급 온수 온도가 어느 정도 높아야 함을 알 수 있다.

원래 담수화 공정에서 투입하여야 하는 에너지는 ($Q_{in} + Q_H$)인데 비하여, 냉동사이클을 추가함으로써 실제 투입하는 에너지는($Q_{in} + W_C$)로 표현할 수 있다. 따라서 냉동시스템의 추가로 인해 절약되는 에너지의 비율은 식 (8)과 같이 표현할 수 있으며, 그 결과를 Fig. 6에 나타내었다. 공급 온수 온

도의 증가에 따라 에너지 절약을 또한 감소하는데 이는 담수량의 증가에 따른 현열회수를 과정(3-4)에서 모두 담당하는 것으로 가정하였기 때문에 냉동시스템의 방열과정에서 공급할 수 있는 열량인 Q_H 가 감소하기 때문이다. 따라서, 생산되는 담수의 양과 에너지의 절약을 검토하여 공급 온수 온도의 범위를 잘 선택함으로써 (본 연구의 경우 135 °C 이하) 에너지 비용을 30%이상 절약할 수도 있다는 것을 알 수 있다.

냉동시스템의 작동유체인 이산화탄소의 방열압력의 변화에 따른 성능특성을 Fig. 7~Fig. 9에 살펴 보았다. 이산화탄소의 방열압력이 높아지면,

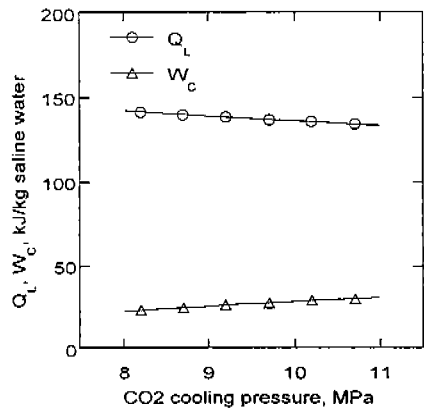


Fig. 7 Variation of cooling capacity and compressor work in refrigeration cycle with cooling pressure(p_{10}).

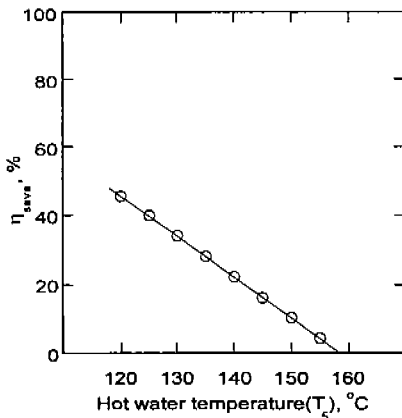


Fig. 6 Variation of the rate of energy saving with hot water temperature(T_5).

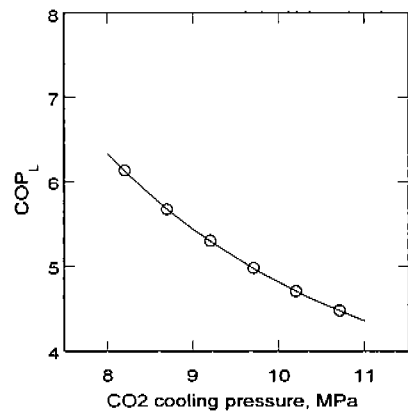


Fig. 8 Variation of COP with cooling pressure(p_{10}).

($T_2+10^\circ\text{C}$)로 설정한 점11의 엔탈피는 감소하고, 등엔트로피 압축, 즉, ($s_{10}=s_{13}$)을 가정한 점10의 온도와 엔탈피는 증가한다. 따라서, 방열부의 엔탈피 차($h_{10}-h_{11}$)이 커지게 되며, 식 (4)에 나타난 바와 같이 냉매의 유량이 작아져서 전체적인 냉동시스템의 용량이 감소한다. 또한 압축일의 증가로 인해 성능계수 COP도 감소하며 앞서 도입했던 에너지 절약을 또한 감소한다. 일반적으로 이산화탄소 냉동시스템의 경우 증발온도와 열방출시의 최소 온도를 고정시켰을 경우 최적 성능계수와 관련한 최적 방열압력이 존재하는 것으로 알려져 있지만 본 연구와 같은 제한조건이 적용되는 경우 이러한 경향은 나타나지 않았다⁶⁻⁷⁾.

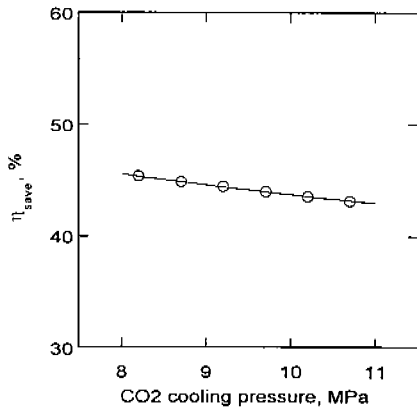


Fig. 9 Variation of the rate of energy saving with condensing pressure(p_{10}).

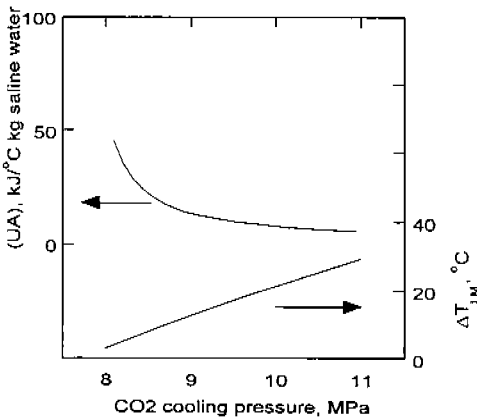


Fig. 10 Variation of log-mean temperature difference and UA in refrigeration cycle with condensing pressure(p_{10}).

과정 (2-3)의 열교환기의 크기를 판단할 수 있는 대수평균온도차(ΔT_{LM})와 총열관류율(UA)값의 변화를 Fig. 10에 나타내었다. 방열압력의 증가에 따라 (UA)가 기하급수적으로 감소한다. 방열압력이 높아짐에 따라 T_{10} 이 높아지고 따라서 열교환에 관련된 온도차가 커지기 때문이다. 따라서 열교환기에 대한 투자비 측면에서는 방열압력을 너무 낮게 선정할 경우 과도한 투자비용이 필요할 것으로 판단된다.

4. 결 어

본 연구는 기존의 감압식 담수화 공정에 냉동 사이클을 추가함으로써 담수화+냉방효과를 얻고 또한 동시에 에너지를 절약할 수 있는 가능성에 대하여 고찰하였다. 또한 몇가지 중요한 작동변수의 영향이 담수화 공정과 냉동 사이클의 특성에 미치는 영향을 살펴보았다.

- (1) 공급 온수 온도의 증가에 따라 생산되는 담수량은 선형적으로 증가하였으며 작동 압력에는 영향을 받지 않았다. 그러나, 생산되는 담수량을 투입에너지로 나눈값(m_{dw})_s의 증가율은 감소하였다. 따라서, 생산되는 담수량을 늘리기 위해 공급 에너지를 증가시키는 것은 경제성 측면에서 그 유효성을 반드시 검토하여야 할 것으로 판단된다.
- (2) 공급 온수 온도의 증가에 따라 냉동 사이클의 냉방용량은 감소하였고, 에너지 절약율도 감소하였다. 이는 감압 챔버에서 발생한 증기의 현열을 모두 과정 (3-4)에서 회수하는 것으로 가정하였기 때문이다. 그러나, 공급 온수 온도의 범위에 따라 (본 연구의 경우 135°C 이하) 에너지 비용을 30%이상 절약할 수도 있다는 것을 알 수 있다. 따라서, 기존의 담수화 공정에 이산화탄소 냉동사이클을 추가함으로써 에너지의 절약이 가능하며, 생산되는 담수량과 에너지 절약율, 냉방용량 등의 우선순위와 투자비를 고려하여 설계점을 결정하는 과정이 필요하다.
- (3) 이산화탄소의 작동압력이 높아지면 냉동 시스템의 냉방용량, 성능계수(COP), 전체 담수

화+냉동 사이클의 에너지 절약율이 감소하였다. 또한, 냉동시스템의 작동압력이 지나치게 낮을 경우 해수 가열기(방열기)의 열교환기와 관련된 과도한 투자비를 유발할 수 있음을 고찰하였다.

참고문헌

1. A. I. El-Sharkawy and S. L. Aly, "System Analysis of Dual Purpose Cycle for Desalinated Water and Power Production," Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 10, No. 2, pp. 107~117, 1990.
2. M. A. Darwish, M. Abdel-Jawad and Awad El-Hadek, "The Mechanically Driven Heat Recovery System of Vapour Compression Desalters," Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 10, No. 5/6, pp. 447~456, 1990.
3. B. G. Jabboury and M. A. Darwish, "The Effect of the Operating Parameters of Heat Recovery Steam Generators on Combined Cycle/Sea-Water Desalination Plant Performance," Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 10, No. 3, pp. 255-267, 1990.
4. C. B. Panchal and K. J. Bell, "Simultaneous Production of Desalinated Water and Power Using a Hybrid-Cycle OTEC plant," Trans. AMSE J. of Solar Energy Engineering, Vol. 109, pp. 156~160, 1987.
5. W. L. Owen and L. C. Trimble, "Mini-OTEC Operational Results," J. of Solar Energy Engineering, Vol. 103, pp. 233~240, 1981.
6. G. Lorentzen, and J. Pettersen, "A New, Efficient and Environment Benign System for Car Air-Conditioning," Int. J. Refrigeration, Vol. 16, No. 1, pp. 4~12, 1993.
7. Y. Hwang and R. Radermacher, "Theoretical evaluation of Carbon Dioxide refrigeration cycle," HVAC&R Research, Vol. 4, No. 3, pp. 245~263, 1998.
8. P. Neska, H. Rekstad, G. R. Zakeri, and P. A. Schiefloe, "CO₂-heat pump water heater : characteristics, system design and experimental results," Int. J. Refrig., Vol. 21, No. 3, pp. 172~179, 1998.
9. PROPATH Group, PROPATH Ver. 8.1, 1993.
10. 노승탁, 공업열역학, 문운당. 1994.

저 자 소 개



신지영 (申智榮)

1967년 7월생, 1990년 서울대학교 기계공학과 졸업, 1992년 동 대학원 졸업(석사), 1996년 동 대학원 졸업(박사), 1996년~1998년 현대 엔지니어링 주식회사, 1998년~1999년 서울대학교 정밀기계설계공동연구소, 1999년~현재 동의대학교 기계·산업시스템공학부 전임강사, 당학회 회원, 대한기계학회, 공기조화냉동공학회, 대한냉동협회 회원.