

2차 냉매로서 CO₂를 사용하는 간접 냉동시스템의 열전달과 펌프 소비동력

Heat Transfer and Pump Consumption Power of Indirect Refrigeration System Using CO₂ as a Secondary Refrigerant

윤정인* · 최광환* · 손창효*† · 이문빈**

Jung-In Yoon* Kwang-Hwan Choi*, Chang-Hyo Son*† and Wen-Bin Yi**

(접수일 : 2013년 11월 05일, 수정일 : 2013년 12월 20일, 채택확정 : 2013년 12월 20일)

Abstract: In this paper, the heat transfer coefficient and pump consumption power of indirect refrigeration system using CO₂ as a secondary refrigerant were investigated experimentally. First, from the comparison of pump consumption powers of existing brines(EG, PG, EA etc.) and CO₂ as secondary refrigerants at the same experimental conditions, PG and CO₂ show the highest and lowest power, respectively. Second, the heat transfer coefficient of CaCl₂ is the highest, but PG is the lowest among other secondary refrigerants. From the above results, it is confirmed that CO₂ as the secondary refrigerant has excellent characteristics when comparing to existing brines. Thus, it is concluded that CO₂ is applicable as the secondary refrigerant of indirect refrigeration system.

Key Words : CO₂, Secondary Refrigerant, Pump Consumption Power, Heat Transfer Coefficient

1. 서 론

대형 슈퍼마켓이나 냉동창고 등에 주로 사용되고 있는 간접 냉동시스템(Indirect Refrigeration System)은 증발기 내의 냉매가 직접 피냉각체(공기 등)를 냉각시키지 않고, 2차 냉매(브라인)를 냉각시킨 후, 이를 이용하여 피냉각체를 냉각시키는 시스템이다. 지금까지 대형 할인마트의 물품 냉각

용 간접 냉동시스템의 2차 냉매는 주로 단상 브라인으로서, Ethylene glycol[EG], Propylene glycol[PG], Ethyl alcohol[EA], Glycerol[GL], Calcium chloride[CaCl₂], Sodium chloride [NaCl]등이 사용되어 왔다. 하지만 이러한 단상 브라인들은 냉각 온도가 감소할수록 점도 증가로 인해 마찰압력이 증가하여 펌프 소비동력이 상당히 커진다. 따라서, -30℃ ~ -50℃의 저온에서도 점도가 크지 않는

*† 손창효(교신저자) : 부경대학교 냉동공조공학과
E-mail : sonch@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6183

*윤정인, 최광환 : 부경대학교 냉동공조공학과

**이문빈 : 부경대학교 냉동공조공학과 대학원생

*† Chang-Hyo Son(corresponding author) : Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, PuKyung National University.

E-mail : sonch@pknu.ac.kr, Tel : 051-629-6183

*Jung-In Yoon, Kwang-Hwan Choi : Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, PuKyung National University.

**Wen-Bin Yi : Department of Refrigeration and Air-conditioning Engineering, PuKyung National University, Graduate student.

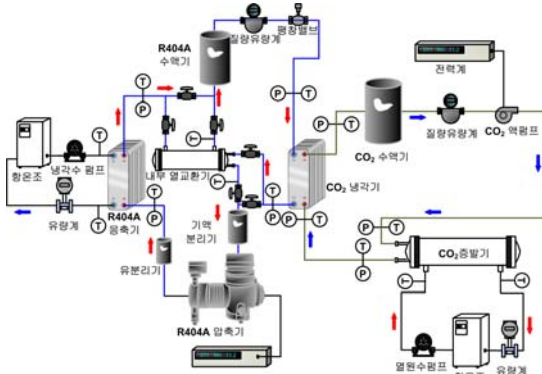


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

CO₂를 2차 냉매로 사용하기 위한 연구가 진행되고 있다.

본 연구와 관련된 대표적인 종래의 연구들을 살펴보면 다음과 같다. 우선 Pearson¹⁾이 2차 냉매로서의 CO₂에 대한 특허를 제출한 이래로, Pachai²⁾는 CO₂와 프로필렌글리콜을 적용한 2차 냉매 순환시스템에 대해서 연구하였다. 그 결과, CO₂는 기존의 대표적인 프로필렌글리콜보다 펌프 소비동력이 작다고 보고하였다. 또한, Hinde 등³⁾은 미국의 대형 마트에 설치되어 있는 CO₂ 2차 냉매 시스템에 대해서 조사하였다. 그 결과 CO₂는 2차 냉매로서 증발 잠열을 이용하기 때문에 냉매 충전량과 냉동시스템의 크기를 줄일 수 있다고 발표하였다. Kruse⁴⁾는 간접 냉동시스템과 직접 냉동시스템의 에너지소비에 대해서 비교하였다. 그 결과, 간접 냉동시스템의 2차 냉매가 CO₂를 사용할 때 에너지 소비를 약 40% 줄일 수 있다고 밝혔다. 위의 종래 연구로부터 알 수 있듯이, 최근 들어 2차 냉매로서 CO₂에 관한 연구는 진행 중이지만, 아직까지 이에 대한 확실한 이론이 확립되어 있지 않은 상태이다.

따라서 본 논문에서는 간접 냉동시스템의 2차 냉매로서 CO₂의 적용 가능성을 확인하기 위해서, 동일한 실험조건에서 2차 냉매인 CO₂와 기존 브라인의 펌프 소비동력과 열전달계수를 서로 비교하여 분석한다. 이를 통해 CO₂를 2차 냉매로 사용하는 간접 냉동시스템의 최적 설계를 위한 기초 자료를 제공하고자 한다.

Table 1 Experimental conditions

Parameter	Values
Temperature difference of CO ₂ cooler [°C]	1 ~ 9
Subcooling degree of CO ₂ [°C]	5
Superheating degree of CO ₂ [°C]	5
Evaporation temperature of CO ₂ [°C]	-30 ~ -10
Mass flow rate of CO ₂ [kg/min]	1 ~ 1.5
Freezing temperature of brines [°C]	-35
Refrigeration load of evaporator [kW]	10

2. 실험장치 및 방법

Fig. 1은 CO₂를 2차 냉매로 사용하는 간접 냉동시스템의 펌프동력과 열전달 계수를 평가하는 필요한 자료를 얻기 위해서 고안된 것이다. Fig. 1에 나타낸 것처럼, 이 간접 냉동시스템은 크게 냉매가 R404A인 1단 압축 1단 팽창 증기압축식 냉동시스템과 CO₂를 2차 냉매로 사용하는 시스템으로 구성된다. R404A 냉동시스템은 압축기, 응축기, CO₂ 냉각기(R404A 증발기, CO₂ 응축기), 내부 열교환기, 팽창밸브, 수액기, 기액분리기(Accumulator) 등으로 구성되고, CO₂용 2차 냉매 시스템은 CO₂ 냉각기, 수액기, 냉매펌프, CO₂ 증발기로 이루어져 있다.

이 간접 냉동시스템 내의 냉매 순환 과정은 두 개로 구분하여 설명할 수 있다. 먼저 1단 압축 1단 팽창 증기압축식 냉동시스템 내의 R404A 순환 과정을 살펴보면 수액기에 과냉 상태로 충전된 R404A가 압축기에 의해 순환된다. 그리고 수액기를 나온 냉매액은 질량유량계를 지나서 냉매의 유량과 밀도를 측정하여 R404A의 냉매 상태를 확인하고 팽창밸브로 냉매를 팽창시킨다. 그 후 CO₂ 냉각기에서는 CO₂ 가스와 열교환한 후 내부 열교환기로 유입된다(바이패스가 없는 경우). 이때 내부 열교환기에서는 응축기에서 나온 냉매액과 열교환한 후 과열된 증기가 기액분리기와 압축기로 들어간다. 압축기에서 압축된 고온고압의 냉매증기는 응축기에서 열원수와 열교환한 후 내부열교

환기를 지나서 수액기로 들어간다. 다음으로, CO₂ 2차 냉매 시스템 내의 CO₂ 순환을 설명하면, CO₂ 용 수액기를 나온 냉매액은 펌프의 구동에 의해서 질량 유량계로 유입되고 질량유량계를 나온 냉매액은 CO₂ 증발기로 들어간다. CO₂ 증발기에서는 열원수(브라인)와 열교환한 후 CO₂ 냉각기로 보내어져 액화된다. 이때 냉매액은 과냉각되어 다시 CO₂ 용 수액기로 들어간다.

본 시스템에 사용된 각종 열교환기에서의 냉매와 2차 냉매의 온도는 T형 열전대를 사용해서 측정하였다. 절대압 측정기는 증발기를 비롯한 각종 열교환기의 출입구에 설치하였으며, 압축기와 펌프의 소비동력은 전력계를 이용해 측정하였다. 자료 수집과 시스템 제어를 위해서 자료 획득 장치와 컴퓨터를 이용하였다.

본 시스템이 정상상태가 되면 계측장비를 가동하여 측정부의 온도, 압력 및 질량유량의 데이터를 GPIB 통신을 이용하여 컴퓨터로 보낸다. 시스템이 정상상태 (15분 동안에 온도측정 변이가 ±0.5 °C 이내, 압력 측정 변이가 ±5 kPa, 질량유량의 변화가 ±0.05 kg/min 이내이면 시스템은 정상상태라고 간주한다)에 도달한 후 냉매의 온도, 압력, 질량유량, 압축기 소비동력, 펌프 소비동력 등을 5분 간격으로 3번 측정하였다. 본 연구의 간접 냉동시스템의 운전 조건은 Table 1과 같다.

3. 결과 및 고찰

3.1 2차 냉매로서 CO₂ 특성

2차 냉매로 CO₂는 기존 단상 브라인과는 대단히 다른 특성이 있으므로 CO₂를 2차 냉매로 사용하는 간접 냉동시스템을 설계하기 위해서는 CO₂의 열물성을 충분히 이해할 필요가 있다. 따라서 본 절에서는 CO₂와 대표적인 단상 브라인의 펌프 소비동력과 열전달계수에 영향을 미치는 열물성치인 점성계수와 열전도도를 서로 비교하였다.

Fig. 2~3⁵⁾는 2상 CO₂와 대표적인 단상 브라인의 점성계수와 열전도도를 비교한 것이다. Fig. 2~3에서 대표적인 단상 브라인은 최저동결온도 -35°C가 되도록 농도를 맞추었다. 그 이유는 본

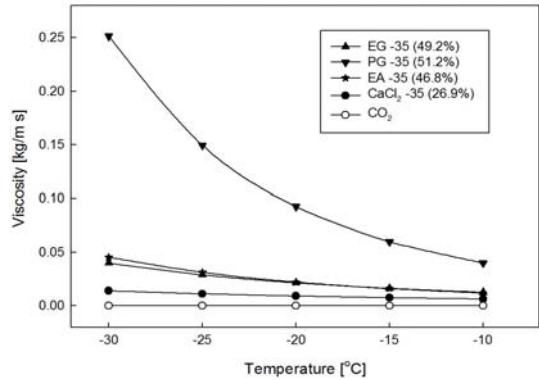


Fig. 1 Comparison of viscosity of secondary refrigerants.

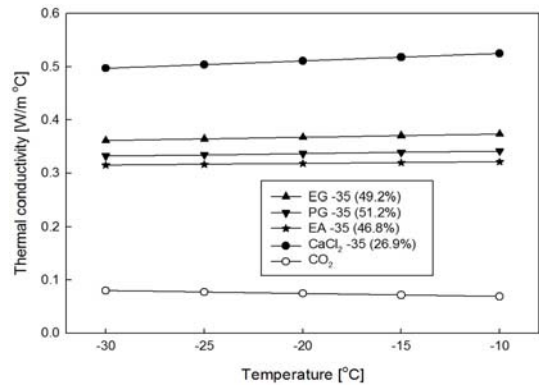


Fig. 2 Comparison of thermal conductivity of secondary refrigerants.

연구의 실험범위(-30°C~-10°C)내에서 브라인 결빙을 방지하기 위해서이다. 그리고 2상류인 CO₂의 열물성값은 기상과 액상의 평균값으로 계산하였다.

Fig. 2로부터 CO₂의 점성계수가 가장 작은 반면에, PG의 점성계수가 가장 크게 나타났다. 그리고 대표적인 단상 브라인의 점성계수는 온도의 증가에 따라 감소하지만 CO₂의 점성계수는 온도에 따라서 거의 변화가 없다.

Fig. 3은 CO₂와 대표적인 단상 브라인의 열전도도를 서로 비교한 것으로서, CaCl₂의 열전도도가 가장 높고 CO₂가 가장 낮게 나타났다. 이 결과로부터 CaCl₂의 열전달계수가 가장 높을 것으로 사료된다.

이상으로 Fig. 2~3의 물성치 비교에서 알 수

있듯이, 저온에서 CO₂를 2차 냉매로 사용할 경우 펌프소비동력이 가장 작기 때문에 배관의 관경을 줄일 수 있다. 그리고 CO₂는 단상 브라인과 달리 열교환시 잠열을 이용할 수 있기 때문에 2차 냉매로서 우수한 잠재력을 가지고 있다.

3.2 CO₂ 2차 냉매의 성능 비교

본 절에서는 CO₂ 2차 냉매시스템의 냉동능력이 일정한 조건에서 기존의 대표적인 브라인(EG, PG, EA, CaCl₂)과 CO₂가 각각 증발기를 통과할 때, 펌프 소비동력과 열전달계수를 서로 비교하였다. 본 연구에 사용된 각 브라인의 최저동결온도와 각각의 동결온도에 해당되는 농도는 Fig. 4~5에 나타내었다. Fig. 4~5에서와 알 수 있듯이, 기존의 대표적인 브라인의 동결온도는 농도에 의해서 결정된다. 따라서 본 연구에서 실험하고자 하는 2차 냉매의 온도범위가 -30℃~-10℃이므로(Table 1 참조), 각 브라인의 최저동결온도는 -35℃가 되도록 농도를 설정한 후, Table 1의 실험조건에 따라서 실험하였다. 실험에서 CO₂ 2차 냉매시스템의 증발기는 일정한 열량(냉동능력)을 인가하기 위해서 10 kW 히터를 사용하였다. 그리고, 증발기를 통과하는 CO₂ 2차 냉매는 동일한 입출구 온도(온도차 5℃)를 유지할 수 있도록 CO₂ 질량유량을 조절하였다. 그런 후, 기존 브라인과 CO₂의 펌프 소비동력은 전력전산계(powermeter)를 이용하여 측정하였다. 그리고 기존 브라인과 CO₂의 열전달계수는 실험데이터로부터 아래의 식 (1)~(6)을 이용하여 계산하였다.

단상 브라인의 열전달계수(h)를 구하는 식 (1)은 Reynolds 수(Re)에 따라 층류와 난류 영역으로 나누어 계산할 수 있다.

$$h = \frac{Nu \cdot k}{d} \quad (1)$$

우선, 층류영역인 경우(Re ≤ 2300), Nusselt 수는 Sieder와 Tate⁶⁾식을 이용하여 계산하였다.

$$Nu = 1.86 \cdot (Re \cdot Pr)^{1/3} \cdot (d/L)^{1/3} \quad (2)$$

식 (2)에서 L은 증발기 길이이고, d는 증발기 관내경이다.

난류영역인 경우(2300 ≤ Re ≤ 5 × 10⁶)에는 다음의 Gnielinski⁷⁾ 식을 이용하여 계산하였다.

$$Nu = \frac{(f/8) \cdot (Re-1000) \cdot Pr}{1 + 12.7(f/8)^{0.5}(Pr^{2/3}-1)} \quad (3)$$

$$f = (0.79 \cdot \ln Re - 1.64)^{-2} \quad (4)$$

여기서, Pr은 Prandtl수로 Pr = (μ · c_p)/k로 계산할 수 있다.

CO₂의 열전달계수는 식 (5)과 (6)인 Kandlikar⁸⁾ 상관식을 이용하여 계산하였다. 즉, CO₂의 열전달계수(h_{tp})는 핵비등이 지배적인 영역의 열전달계수(h_{NBD})와 대류비등이 지배적인 영역의 열전달계수(h_{CBD})를 각각 구한 후, 서로 비교하여 가장 큰 값을 사용한다.

$$h_{NBD} = (0.6683 Co^{-0.2} + 1058 Bo^{0.7} Fr_1) h_1 \quad (5)$$

$$h_{CBD} = (1.1360 Co^{-0.9} + 667.2 Bo^{0.7} Fr_1) h_1 \quad (6)$$

여기서 Convection 수(Co)는 Co = (1-x/x)^{0.8} (ρ_v/ρ_l)^{0.5}로 계산되며, Boiling 수(Bo)는 Bo = q/G · i_{fg}로 계산된다. Fr₁도 Froster 와 Zuber상관식⁹⁾에 의해서 계산하였다. Fr₁ = 1/(1+2.56 × 10⁻⁶Re^{1.17}), 액체 대류 열전달계수 h₁는 Dittus와 Boelter 상관식¹⁰⁾ h₁ = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4}k_l/D_i로 계산하였다.

3.2.1 CO₂ 냉매 유량 변화

Fig. 4는 동일한 CO₂ 2차 냉매시스템의 냉동능력(10 kW)인 조건에서 2차 냉매의 필요 유량을 나타낸 그래프이다. 전술한 바와 같이, 냉동능력이 일정하기 때문에 실험조건에 따라서 2차 냉매의 유량은 변하게 된다. Fig. 4로부터, 동일한 증발온도에서 CaCl₂의 질량유량이 가장 크고, 그 다음으로 EG, PG, EA 순서로 작아지는 것을 알 수 있다. 이는 각 브라인의 비열이 EA, PG, EG, CaCl₂ 순서로 작아지기 때문이다. 그리고 Fig. 4에서 CO₂의 질량유량이 가장 작은 것은 CO₂의 비열이 가장 작고, 증발과정에서 잠열을 이용하므로 증발기 입구와 출구의 엔탈피차가 크기 때문이다.

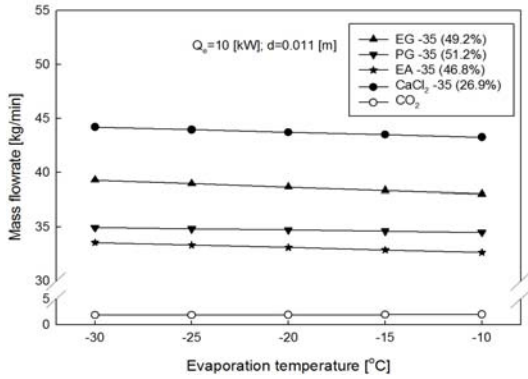


Fig. 4 Comparison of mass flow rate of secondary refrigerants. with respect to evaporation temperature

3.2.2 펌프 소비동력 비교

Fig. 5는 증발온도에 따른 2차 냉매의 펌프 소비동력을 서로 비교한 것이다. Fig. 5에서 알 수 있듯이, 동일한 증발온도에서 PG의 펌프 소비동력이 가장 크게 나타났다. 이는 Fig. 2에서처럼 동일한 조건에서 PG의 점성계수가 다른 2차 냉매에 비해서 크기 때문이다. 그리고 EG의 펌프 소비동력은 PG 다음으로 높고, 다른 증발온도에 비해서 -25°C에서 높게 나타났다. 그 이유는 EG가 점성계수와 질량유량의 영향을 받아서 -30°C ~ -25°C의 증발온도에서 천이영역이기 때문인 것으로 판단된다. 마찬가지로 EA도 -25°C ~ -20°C에서 천이영역이기 때문에, 증발온도가 -20°C에서 가장 높게 나타났다. CO₂는 동일한 증발온도에서 다른 2차 냉매보다 펌프 소비동력이 훨씬 작다. 그 이유는 총 두 가지로 정리할 수 있는데, 첫째는 Fig. 2에 의해서 동일한 조건에서 CO₂의 점성계수가 가장 작기 때문이다. 둘째는 CO₂가 증발기 입구와 출구의 엔탈피차가 크기 때문에 동일한 냉동능력에서 필요한 질량유량이 작은 것이다. 그리고 각 브라인은 증발온도의 증가에 따라 펌프 소비동력은 대략 감소하는 경향을 나타내지만 CO₂는 -30°C ~ -10°C의 증발온도에서 펌프 소비동력이 거의 일정하게 나타났다. 그 이유는 증발온도의 증가에 따라 CO₂의 점성계수가 다른 2차 냉매보다 크게 변화하지 않기 때문이다.

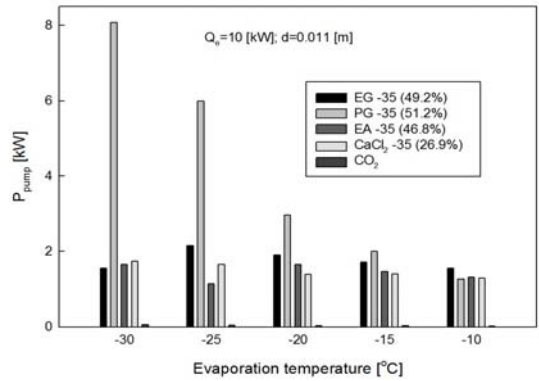


Fig. 5 Comparison of pump power of secondary refrigerants to evaporation temperature.

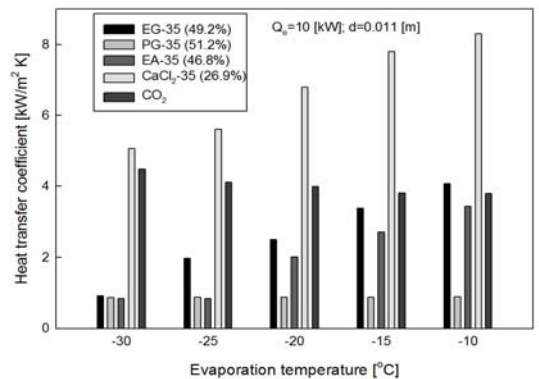


Fig. 3.2 Comparison of heat transfer coefficient of different secondary refrigerants to evaporation temperature.

3.2.3 열전달계수 비교

Fig. 6은 위와 동일한 실험조건에서 증발온도의 증가에 따른 각 2차 냉매의 열전달계수를 서로 비교한 것이다. Fig. 6에서 알 수 있듯이 동일한 증발온도에서 CaCl₂의 열전달계수가 가장 높게 나타났다. 이는 동일한 온도에서 CaCl₂의 비열이 가장 작고 동일한 냉동능력에서 필요한 질량유량이 가장 크기 때문이다. 그리고 실험범위에서 PG의 열전달계수는 거의 일정한데, 이는 점성계수가 크므로, 본 실험조건에서 모두 층류로 나타나기 때문이다. 그리고 동일한 증발온도에서 CO₂의 열전달계수는 2차 냉매 중에서 두 번째 큰 것으로 나타났다. 이는 실험에서 냉동능력을 일정하게 유지한

조건이므로, CaCl₂의 질량유량이 CO₂ 보다 20배 크게 나타나기 때문이다. 만약, 동일한 질량유량 조건에서 2차 냉매의 열전달 계수를 비교하면, CO₂의 열전달계수가 가장 크게 나타날 것으로 예상된다.

위의 결과로부터, 동일한 냉동능력에서 CO₂의 펌프 소비동력이 가장 작게 나타나고, 열전달계수는 CaCl₂ 다음으로 두 번째 크게 나타남을 알 수 있다. 따라서 CO₂는 간접 냉동시스템의 2차 냉매로서 기존 브라인보다 우수한 특성을 가지고 있음을 확인할 수 있었다. 그리고, 기존 2차 냉매에 대한 대체 작동유체로서의 적용 가능성을 확인할 수 있었다.

4. 결 론

지금까지 본 연구에서는 2차 냉매인 CO₂와 기존 브라인의 펌프 소비동력과 열전달계수를 실험적으로 비교함으로써 2차 냉매로서 CO₂의 적용 가능성을 확인하고자 하였다. 따라서 본 연구에 대한 주요 결과를 요약하면 다음과 같다.

우선, 동일한 실험조건에서 2차 냉매로서 CO₂와 기존의 브라인의 펌프 소비동력을 서로 비교한 결과, PG의 펌프 소비동력이 가장 큰 반면에, CO₂가 가장 작았다. 그리고 CO₂와 기존 브라인의 열전달계수를 비교하였다. 그 결과, 동일한 증발 온도에서 CaCl₂의 열전달계수가 가장 높고, 그 다음으로 CO₂, EG, EA, PG 순으로 열전달계수가 높았다. CO₂의 펌프 소비동력과 열전달계수에 대한 위의 결과로부터, CO₂는 2차 냉매로서 기존 브라인 보다 우수한 것을 알 수 있다. 특히, 펌프 소비동력은 기존 브라인에 비해 상당히 낮은 것을 알 수 있다. 따라서, 본 연구에서 살펴본 CO₂는 2차 냉매로서 기존 브라인의 대체 적용 가능성을 확인할 수 있었다.

Reference

1. S. F. Pearson, 1995, "Cooling Method and

Apparatus", British Patent Number 2258298.
 2. A. C. Pachai, 2004, "Experience with CO₂ as Refrigerant in Supermarkets", In: Proceedings of the Sixth IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Glasgow, United Kingdom, August 29-September 1.
 3. D. Hinde, S. Zha, L. Lan, 2008, "CO₂ Experiences in North American Supermarkets", In: Proceedings of the Eighth IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen, Denmark, pp. 1098-1104.
 4. H. Kruse, 2000, "Refrigerant Use in Europe", ASHRAE J., Vol. 42, pp. 16-25.
 5. EES: Engineering Equation Solver, 2006. fChart Software Inc.
 6. E. N. Sieder and G. E. Tate, 1936, "Heat Transfer and Pressure Drop of Liquids in Tubes", Industrial Engineering Chemistry, Vol. 28, pp. 1429-1435.
 7. V. Gnielinski, 1976, "New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flows", Int. Chem. Engineering, Vol. 16, pp. 359-368.
 8. S. G. Kandlikar, 1990, "A General Correlation for Saturated Two Phase Flow Boiling Heat Transfer Inside Horizontal and Vertical Tubes", Journal of Heat Transfer, Vol. 112, pp. 219-228.
 9. H. K. Froster and N. Zuber, 1955, Dynamics of Vapor Bubbles and Boiling Heat Transfer, AIChE J., Vol. 1, pp. 531-535.
 10. F. W. Dittus and L. M. K. Boelter, 1930, University of California, Berkeley, Publications on Engineering, Vol. 2, pp. 443-448.