

이젝터가 부착된 냉동시스템의 성능실험

이 원 희, 김 윤 조*, 김 민 수*

LG 전자(주), *서울대학교 기계항공공학부

Experimental Study on the Performance of Refrigeration System with an Ejector

Won Hee Lee, Yoon Jo Kim*, Min Soo Kim*

LG Electronics Inc., Seoul 153-023, Korea

*School of Mechanical and Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

(Received June 4, 2001; revision received August 17, 2001)

ABSTRACT: Experimental investigation on the performance of dual-evaporator refrigeration system with an ejector has been carried out. In this study, a hydrofluorocarbon (HFC) refrigerant R134a is chosen as a working fluid. The condenser and two-evaporators are made as concentric double pipes with counter-flow type heat exchangers. Experiments were performed by changing the inlet and outlet temperatures of secondary fluids entering condenser, high-pressure evaporator and low-pressure evaporator at test conditions keeping a constant compressor speed. When the external conditions (inlet temperatures of secondary fluid entering condenser and one evaporator) are fixed, results show that coefficient of performance (COP) increases as the inlet temperature of the other evaporator rises. It is also shown that the COP decreases as the mass flow rate ratio of suction fluid to motive fluid increases. The COP of dual-evaporator refrigeration system with an ejector is superior to that of a single-evaporator vapor compression system by 3 to 6%.

Key words: Ejector(이젝터), COP(성능계수), Motive fluid(구동유체), Suction fluid(흡입유체), Dual-evaporator refrigeration system(이중증발 냉동시스템)

기 호 설 명

b : 이젝터 출구

COP : 성능계수

h : 엔탈피 [kJ/kg]

i : 혼합부 입구

j : 일정단면적부 입구

k : 디퓨저부 입구

m : 구동 노즐 입구

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]

P : 압력 [kPa]

\dot{Q} : 전달열량 [kW]

s : 흡입부

T : 온도 [°C]

\dot{W} : 압축기의 소요동력 [kW]

x : 건도

† Corresponding author

Tel.: +82-2-880-8362; fax: +82-2-883-0179

E-mail address: minskim@snu.ac.kr

그리스 문자

ω : 혼입비

하첨자

- 1 : 이젝터 구동유체
- 2 : 이젝터 흡입유체
- 3 : 이젝터 혼합유체
- b* : 2차유체(브라인)
- c* : 응축기
- comp* : 압축기
- e1* : 고압증발기
- e2* : 저압증발기
- i* : 입구
- o* : 출구
- w* : 2차유체(물)

1. 서 론

현재 사용되고 있는 대부분의 가정용 냉장고는 단일 증발기 냉동시스템을 채택하고 있다. 가정용 냉장고의 냉동실에 설치된 증발기는 냉동실의 온도를 대략 -18°C 정도로 유지하도록 작동하며, 덕트를 통해 냉기를 냉장실에 공급하여 냉장실의 온도가 4°C 로 유지되게 한다. 이와 같이 하나의 증발기가 냉장실과 냉동실을 모두 냉각하여야 하므로 증발압력은 냉장실보다 온도가 낮은 냉동실의 포화온도에 해당하는 압력에 맞춰지게 된다. 이로 인해 응축기와 증발기의 압력차가 커지게 되며, 결과적으로 압축일이 증대되어 냉장고의 성능저하가 발생한다.

압축일을 줄여 에너지 효율을 높이는 방법 중 가장 쉽게 생각할 수 있는 것으로는 서로 다른 증발온도를 갖는 2개의 독립된 냉동사이클을 구성하는 것을 들 수 있다. 이를 일반적으로 이중회로사이클(dual-loop cycle)⁽¹⁾이라고 하는데, 냉장실과 냉동실에 각각 독립된 냉동사이클을 설치함으로써 전체 시스템에 소요되는 압축일을 감소시킬 수 있다. Pederson et al.⁽²⁾은 R12를 냉매로 사용한 이중회로사이클이 12%의 압축일 감소를 가져왔음을 보였다. 또한, Bare et al.⁽³⁾은 R12를 냉매로 사용한 이중회로사이클의 성능 시플레이션을 수행한 결과, 19%의 성능향상이 이루어질 수 있음을 보였다. 그러나, 이중회로사이클의 경우는 압축기 두 개를 사용하기 때문에 성능에 있어서의 이득에도 불구하고, 구성시의 부대비용이

증가하는 문제로 인해 효율성이 문제시 되어 왔다. 이러한 이중회로사이클의 문제점으로 인해 하나의 압축기와 두 개의 증발기를 갖는 단일회로사이클(single-loop cycle)에 대한 관심이 고조되고 있다.

이 논문에서 실험대상으로 구성한 사이클은 각각 다른 온도 및 압력을 유지하는 두 개의 증발기를 갖고, 첫번째 증발기의 출구와 두번째 증발기의 출구가 이젝터로 연결되는 단일회로사이클이다. 이젝터 사이클(ejector cycle)⁽⁴⁻⁶⁾이라고 불리는 이 사이클에서 이젝터는 압축기로 들어가는 냉매를 1차 압축시키는 역할을 하게 되고, 이로 인해 냉동시스템의 압축일을 감소시켜 냉동시스템의 성능을 향상시키게 된다.

최근에 들어 증발기를 두 개 가지고 있는 이중 증발 냉동시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.⁽⁴⁻⁸⁾ 이는 냉장실과 냉동실 각각에 독립된 증발기를 두어 온도를 서로 독립적으로 제어하면 에너지 효율을 증가시킬 수 있게 되고, 냉장실의 냉매가 냉동실로 퍼지는 것을 방지할 수 있어 보다 쾌적한 냉장고 내의 환경을 구축할 수 있기 때문이다. 또한, 냉장실로부터 유입된 수분에 의해 증발기 표면에 부착되는 성에를 감소시킬 수 있어, 냉장고 소비전력의 10% 정도에 해당하는 제상시스템의 소비전력을 줄여 냉장고의 에너지 이용효율을 높일 수 있는 장점이 있다.

본 연구에서는 순수냉매에 쉽게 적용할 수 있는 이젝터 사이클을 이용한 단일회로 이중증발 냉동시스템에 대하여 냉매 R134a를 적용하여 성능실험을 수행하였다.

2. 이젝터 사이클

본 연구에서는 두 가지 형태의 이젝터 사이클에 대하여 성능실험을 수행하였다.

첫번째 시스템은 냉장고의 냉장실에 해당되는 첫번째 증발기(고압증발기)를 거친 후의 냉매상태가 습증기인 시스템(습증기 사이클)으로서 작동원리는 다음과 같다. Fig. 1에 나타낸 바와 같이 압축기를 거친 고온, 고압의 냉매는 응축기를 지나면서 압축액 상태가 되고, 팽창밸브를 지나면서 감압되어 고압증발기로 이동하며, 고압증발기에서 부분적으로 증발하여 습증기 상태로 기액분리기에 보내진다. 여기서 기상냉매는 이젝터

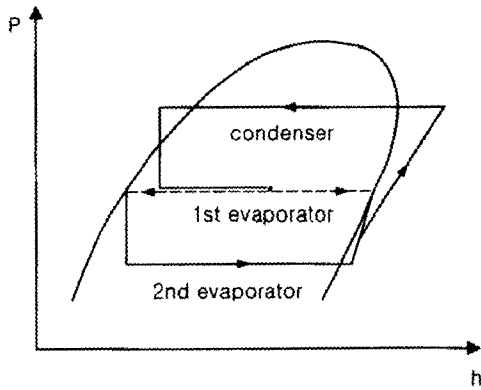


Fig. 1 P-h diagram of saturated vapor driven ejector cycle.

쪽으로 흘러가 이젝터의 구동유체(motive fluid)가 되고, 액상냉매는 두번째 팽창밸브를 지나면서 감압된 후 냉장실의 냉동실에 해당되는 두번째 증발기(저압증발기)로 이동하고 저압증발기에서 증발하여 과열증기상태로 이젝터에 흡입되어 이젝터의 흡입유체(suction fluid)가 된다. 이젝터로 유입된 구동유체와 흡입유체는 이젝터의 혼합부에서 혼합되며, 혼합된 유체는 일정단면적부와 디퓨저부를 지나면서 압축되어 이젝터를 통과하게 된다. 이때 저압증발기의 냉매는 이젝터를 통과하면서 압축되어 이젝터를 통과하기 전보다 높은 압력으로 압축기로 유입되고, 이로 인해 압축기의 압축일이 절감되고 냉동시스템의 성능이 향상되는 효과를 얻는다.

두번째 시스템은 첫번째 증발기(고압증발기)를 거친 냉매의 상태가 과열증기인 시스템(과열증기 시스템)으로 기액분리기가 없다는 점 외에는 위에서 언급한 이중증발 냉동시스템과 동일하다. 이 시스템의 사이클은 작동은 Fig. 2에 나타낸 바와 같으며, 다음과 같이 이루어진다. 우선 압축기를 거친 냉매는 용축기를 지나면서 압축액 상태가 되고, 첫번째 팽창밸브에서 냉장실에 알맞은 압력으로 감압된다. 첫번째 팽창밸브를 지난 냉매는 두 방향으로 분류되는데, 그중 한쪽은 고압증발기로 이동하고, 다른 한쪽은 두번째 팽창장치로 이동한다. 고압증발기로 이동한 냉매는 증발과정을 거쳐 과열증기상태로 이젝터에 흡입되어 이젝터의 구동유체가 된다. 두번째 팽창장치 쪽으로 이동한 냉매는 냉동실에 해당하는 압력으로 다시 팽창하여 감압된 후, 두번째 증발기

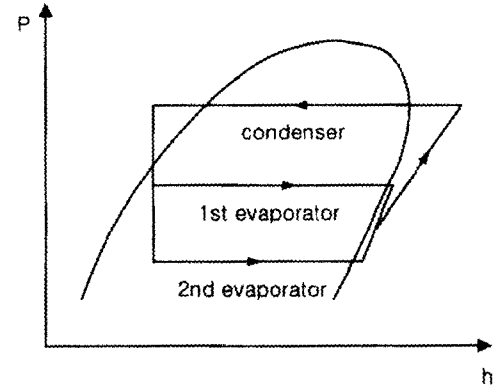


Fig. 2 P-h diagram of superheated vapor driven ejector cycle.

(저압증발기)를 거치면서 과열증기상태로 이젝터에 흡입되어 이젝터의 흡입유체가 된다. 이젝터로 유입된 구동유체와 흡입유체는 이젝터의 혼합부에서 혼합되며, 혼합된 유체는 이젝터의 일정단면적부와 디퓨저부를 지나면서 압축되어 이젝터를 통과하게 된다. 이때 저압증발기의 냉매는 이젝터를 통과하면서 압축되어 이젝터를 통과하기 전보다 높은 압력으로 압축기로 유입되고, 이로 인해 압축기의 압축일이 절감되고 냉동시스템의 성능이 향상되는 효과를 얻는다.

위에 언급한 두 가지 형태의 이중증발 냉동시스템의 특징을 비교해 보면 다음과 같다. 우선 첫번째 시스템은 기액분리기가 있어서 각 증발기로 흐르는 유량의 분배가 용이하고, 저온측의 팽창밸브로 유입되는 냉매의 상태가 포화액이라는 장점이 있다. 그러나, 고압증발기의 부하가 작을 때에는 이젝터의 구동유체가 되는 기체상태의 냉매를 확보하기 어렵다는 문제점이 있고, 냉매가 항상 고압증발기를 거친 후에 저압증발기로 이동해야 하는 단점이 있다. 두번째 시스템은 고압증발기를 통과하지 않고 시스템의 운전이 가능하다는 이점이 있다. 냉동실에 많은 부하가 요구되고 냉장실에 요구되는 부하가 매우 작을 때 이젝터의 형상에서 결정되는 구동유체와 흡입유체 간의 유량비의 제약 내에서 밸브조작을 통하여 냉매의 상당량을 자유로이 저압증발기 쪽으로만 이동시킬 수 있으며, 반대의 경우 냉동실에서 요구되는 부하가 작거나 없을 때 냉매를 고압증발기에서만 이동시켜 압축일을 줄일 수 있다는 장점이 있다. 또, 기액분리기가 없어 시스템이 간단하며 이젝

터의 구동유체가 되는 고압증발기 출구에서의 냉매상태가 에너지 레벨이 높은 과열증기라는 장점이 있다. 그러나 고온측의 팽창밸브를 지난 후 적당한 냉매유량분배가 어렵다는 단점이 있다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 이젝터의 특성

이젝터(ejector)는 고압의 구동유체를 이젝터 내부 노즐부(nozzle section)의 구동노즐을 이용하여 압력에너지를 속도에너지로 변환시키고, 이젝터의 흡입부로 흡입유체를 끌어들이는다. 흡입된 구동유체와 흡입유체는 이젝터 내부의 혼합부(mixing section), 일정단면적부(constant area section) 및 디퓨저부(diffuser section)를 지나면서 운동량 교환을 통하여 저압의 흡입유체를 높은 압력으로 변환시키게 된다. Fig. 3에 일반적인 이젝터의 구조와 이젝터 내부 위치에 따른 유체의 압력변화를 나타내었다.

이젝터는 구동유체와 흡입유체의 종류에 따라 증기-증기, 액체-액체, 액체-가스, 그리고 액체-증기 이젝터⁽⁹⁾로 나눌 수 있다.

이젝터는 회전부분이나 운동부분이 없어 구조가 간단한 장치로 유지보수 및 고장의 염려가 없고, 기계적인 진동이 적을 뿐만 아니라, 동력원과 분리되어 있어 위치 및 구조의 제약이 적다.

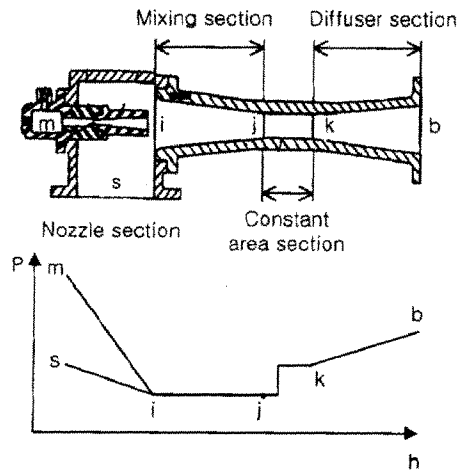


Fig. 3 A structure and pressure change inside an ejector.⁽⁹⁾

본 연구에서의 이젝터는 구동유체와 흡입유체가 모두 증기상태인 증기-증기 이젝터를 사용하며, 저압증발기를 지난 냉매의 압력을 높여서 압축일을 감소시키는 역할을 한다.

3.2 실험장치 및 방법

본 연구의 성능실험대상은 이젝터가 부착된 이중증발 냉동시스템으로서 장치의 개략도를 Fig. 4에 나타내었다. 실험장치는 크게 보아서 증기압

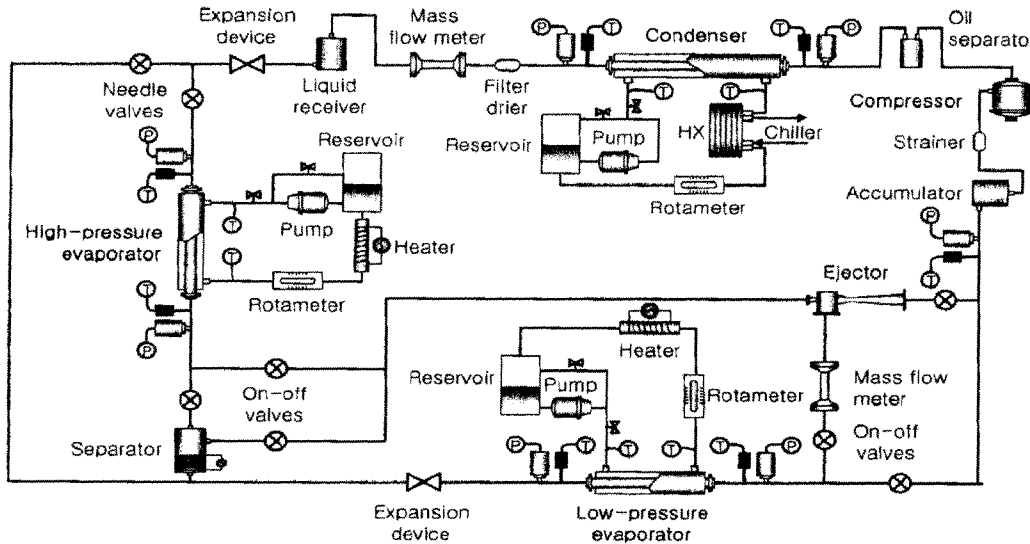


Fig. 4 Experimental setup for saturated and superheated vapor driven ejector cycle.

Table 1 Test conditions in this study

$T_{w,c}$		$T_{b,e1}$		$T_{b,e2}$
Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	
26°C	33°C	11°C 16°C	7°C 12°C	-4°C, 0°C, 4°C
31°C	38°C	11°C 16°C	7°C 12°C	

축식 냉동사이클의 기본적인 요소인 압축기, 응축기, 팽창밸브, 증발기의 기본요소들과 이젝터로 구성되어 있으며, 증발기는 저압증발기와 고압증발기의 두 가지 종류가 있다. 압축기는 1마력 용량의 반밀폐형으로 2개의 실린더가 있는 왕복동식이고, 냉매의 액상유입을 방지하기 위하여 압축기의 입구에 어큐뮬레이터(accumulator)를 부착하였다. 응축기와 증발기는 모두 내관의 내경이 7.5 mm, 외경이 9.5 mm이고, 외관의 내경이 13.9 mm, 외경이 15.9 mm인 동관으로 구성된 2중관 형태의 대향류 열교환기(counterflow heat exchanger)를 사용하였으며, 응축기의 길이는 15 m, 저압증발기와 고압증발기의 길이는 각각 9 m, 10 m로 제작하였다. 그리고 응축기와 증발기 각각에 펌프, 저장조(reservoir) 등으로 구성된 2차유체 순환회로를 설치하였고 로타미터(rotameter)를 이용하여 2차유체의 유량을 측정하였다. 응축기와 증발기에서의 2차유체는 각각 증류수와 동결방지를 위하여 에틸렌글리콜(ethylene glycol)과 증류수를 40 : 60의 체적비로 혼합하여 사용하였다. 팽

창장치는 유량의 미세한 조절이 가능한 마이크로미터가 부착된 미터링 밸브(metering valve)를 사용하였다. 이밖에 냉매의 기상과 액상을 분리하는 기액분리기(separator)와 고온, 고압의 냉매액을 일시 저장하는 용기인 수액기(liquid receiver), 냉매중의 냉동유의 제거를 위한 유분리기(oil separator), 불순물 제거를 위한 스트레이너(strainer), 팽창장치 입구에서 수분의 제거를 위한 드라이어(dryer) 등을 설치하였다. Fig. 4에 나타낸 실험장치에서 밸브의 조작을 통하여 앞서 언급한 두 가지 종류의 이젝터 사이클에 대한 성능실험을 수행하였다.

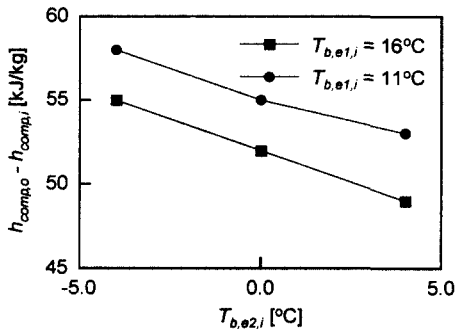
본 연구에서 대상으로 한 냉매는 HFC 계열의 R134a이다. 외기조건변화에 따른 성능변화를 관찰하기 위해서 응축기 2차유체의 입구온도를 고정한 상태에서 고압증발기와 저압증발기의 2차유체 입구온도를 서로 하나씩 변화시켜 가며 성능실험을 수행하였다. Table 1에 본 연구의 실험조건을 나타내었다.

4. 실험결과

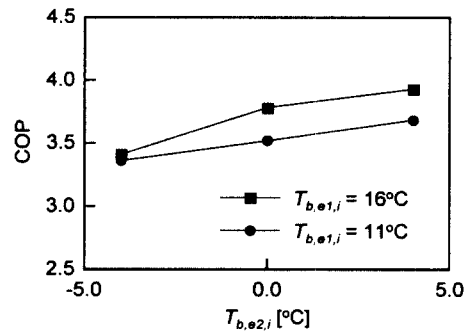
4.1 습증기 사이클에 대한 성능실험

4.1.1 외기조건 변화에 따른 성능특성

응축기의 2차유체 입·출구온도와 고압증발기의 2차유체 입·출구온도를 고정시켜 일정하게 유지한 상태에서 저압증발기의 2차유체 입구온도



(a) Enthalpy change between compressor inlet and outlet



(b) COP

Fig. 5 Variation of enthalpy change between compressor inlet and outlet and COP with respect to secondary fluid inlet temperature of low pressure evaporator ($T_{w,c,i}=26^\circ\text{C}$, $\Delta T_{w,c}=7^\circ\text{C}$, $T_{b,e1,i}=11^\circ\text{C}$, 16°C , $\Delta T_{b,e1}=4^\circ\text{C}$).

를 변화시켰을 때의 압축기 입·출구에서의 엔탈피 차이와 성능계수의 변화를 Fig. 5에 나타내었다. 압축기 입·출구에서의 엔탈피 차이는 냉매 단위질량당 압축일을 뜻하는데, Fig. 5(a)에서 보듯이 고압증발기의 2차유체 입구온도가 상승할수록 압축기 입·출구 사이의 엔탈피차가 적어진다. 이것은 이젝터의 구동유체가 되는 고압증발기 출구를 통과한 냉매의 엔탈피가 증가했기 때문이다. 구동유체의 엔탈피가 상승하면 이젝터 출구에서의 유체 엔탈피 역시 상승하게 되는데, 이것은 이젝터 입·출구에서의 에너지보존으로 설명할 수 있다.

$$\dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_2 h_2 = \dot{m}_3 h_3 \quad (1)$$

식(1)에 나타난 바와 같이 고압증발기와 저압증발기를 통과하는 냉매의 유량, 즉 \dot{m}_1 과 \dot{m}_2 가 일정하고, 흡입유체의 엔탈피가 정해졌을 때, 구동유체의 엔탈피가 상승하면 이젝터 출구에서의 엔탈피 역시 상승함을 쉽게 알 수 있다.

Fig. 5(b)에 성능계수의 변화를 나타내었으며, 이젝터 사이클의 성능계수는 식(2)와 같이 정의된다.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{e1} + \dot{Q}_{e2}}{\dot{W}} \quad (2)$$

고압증발기의 2차유체 입구온도가 높을수록 구동유체 엔탈피는 올라가고, 이젝터 출구 엔탈피

가 상승하여 압축일은 줄어들고, 성능계수는 높아진다. 또, 같은 이유로 저압증발기의 2차유체 입구온도가 올라갈수록 성능계수는 높아진다.

4.1.2 냉매의 건도에 따른 성능변화

습증기 사이클에서 고압증발기를 통과한 냉매의 건도에 따른 압축기 입·출구에서의 엔탈피 차이와 성능계수의 변화를 Fig. 6에 나타내었다. Fig. 6(a)와 Fig. 6(b)에서 건도가 높아질수록 압축기 입·출구 사이의 엔탈피차가 작아지고 시스템의 성능계수가 상승함을 확인할 수 있다. 이것은 고압증발기를 통과한 냉매의 건도가 높을수록 기상성분이 많아져 구동유체의 양이 흡입유체의 양에 비해 커지고, 이에 따라 이젝터 출구의 냉매의 압력이 높아지기 때문이다. 이젝터의 특성을 나타내는 변수로서 구동유체와 흡입유체의 유량비를 사용하는데, 이를 혼입비(entainment ratio)라 하며 식(3)과 같이 정의된다.

$$\omega = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} \quad (3)$$

이젝터의 구조가 결정되었을 때, 이젝터의 출구압력은 혼입비의 함수가 된다.⁽⁵⁾ 혼입비가 클수록 출구압력은 낮아지게 된다. 이것은 앞에서 보인 식(1)로 설명될 수 있다. 고압증발기를 통과한 구동유체의 엔탈피는 저압증발기를 거친 흡입유체의 엔탈피보다 크다. 따라서, 전체 냉매의 양이 정해졌을 때, 이젝터 통과 후 유체의 에너지 상

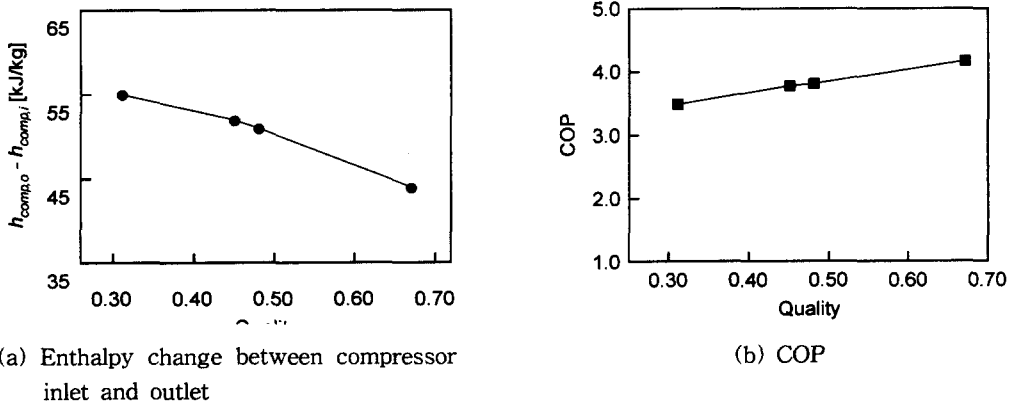


Fig. 6 Variation of enthalpy change between compressor inlet and outlet and COP with respect to quality ($T_{w,c,i}=26^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{w,c}=7^{\circ}\text{C}$, $T_{b,e1,i}=11^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{b,e1}=6^{\circ}\text{C}$, $T_{b,e2,i}=0^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{b,e2}=4^{\circ}\text{C}$).

태를 높이는 방법은 전체 냉매유량에서 이젝터 구동유체 유량의 비중을 높이는 것이다. 구동유체의 양이 많아질수록 이젝터 출구에서 냉매의 엔탈피가 높아져서 압축일은 줄어들고, 성능계수

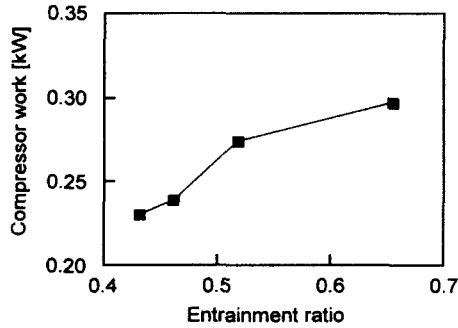
는 높아지게 되는 것이다.

그러나, 건도를 높이는 데에는 한계가 있다. 건도가 높아짐에 따라 저압증발기로 이동하는 냉매의 양이 적어져서 냉동실의 냉동용량이 작아지기 때문이다. 그러므로 건도는 냉동실의 부하를 맞출 수 있는 범위 안에서 조절하여야 한다.

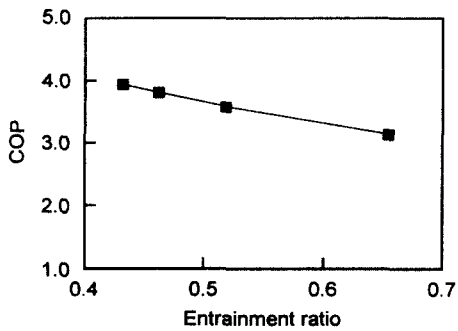
4.2 과열증기 사이클에 대한 성능실험

과열증기 사이클에서 혼입비를 변화시켰을 때 시스템에서의 성능계수, 압축일, 냉방용량 등을 Fig. 7에 나타내었다. 응축기, 고압증발기와 저압증발기 2차유체의 입·출구온도를 고정하였으며 냉매의 전체 질량유량은 5.2 g/s로 하였다.

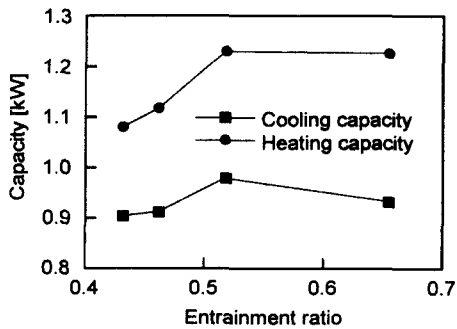
과열증기 사이클은 냉매가 응축기를 지난 후에 고압증발기와 저압증발기 쪽으로 나뉘어 이동하게 되는데, 저압증발기 쪽으로 가는 냉매의 양이 증가한다는 것은 이젝터의 혼입비가 증가함을 의미한다. 혼입비가 증가하면 이젝터 출구의 압력이 낮아지게 되며, 그에 따라 압축기 입·출구 사이의 엔탈피차가 커지게 되어, Fig. 7(a)와 Fig. 7(b)에서 확인할 수 있듯이 압축일이 증가하고, 성능계수가 감소하게 된다. Fig. 7(c)에 나타난 냉방용량 및 난방용량은 대체로 혼입비가 증가할수록 증가하다가 갑자기 감소하는 경향이 나타난다. 혼입비가 증가할수록 흡입유체의 양이 증가하면서 시스템 전체 유량의 증가현상을 이끌게 된다. 그러나 혼입비가 증가할수록 이젝터 출구의 압력이 낮아져서 압축기 입구냉매의 비체적이 커지게 되어 시스템 전체 유량이 감소하게 된다. 이러한 유량의 변화에 기인하여 Fig. 7(c)와 같은 현상이 나타난 것으로 생각된다. 저압증발기로 많은 냉매가 흐르면 냉동실 쪽의 부하가 커지지만 냉장실의 부하가 작아지고, 성능계수 또한 감소하므로, 저압증발기 쪽으로 이동하는 냉매의 양은 냉동실의 부하가 맞는 범위에선 적을수록 좋다.



(a) Compressor work



(b) COP



(c) Cooling and heating capacity

Fig. 7 Variation of compressor work, COP and cooling and heating capacity with respect to entrainment ratio ($T_{w,c,i}=31\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{w,c}=7\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{b,e1,i}=16\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{b,e1}=6\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{b,e2,i}=0\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{b,e2}=4\text{ }^{\circ}\text{C}$).

4.3 습증기 사이클과 과열증기 사이클의 비교

동일한 외기조건 하에서 습증기 사이클과 과열증기 사이클의 성능계수를 비교하여 Fig. 8에 나타내었다. 그림에서 습증기 사이클에서 전체 냉매유량은 5.2 g/s이며, 고압증발기를 통과한 후 냉매의 건도는 0.4이고, 과열증기 사이클에서 전체

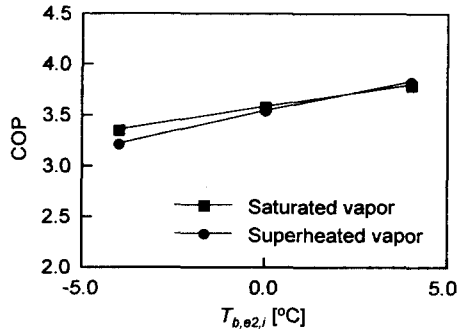


Fig. 8 COP of saturated vapor driven and superheated vapor driven ejector cycle with respect to the secondary fluid inlet temperature of low pressure evaporator ($T_{w,c,i}=31^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{w,c}=7^{\circ}\text{C}$, $T_{b,e1,i}=16^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{b,e1}=6^{\circ}\text{C}$).

냉매유량은 5.65 g/s이며, 고압증발기와 저압증발기로 가는 냉매의 유량비는 1 : 1이다. 두 사이클은 비슷한 경향으로 변화하지만, 과열증기 사이클이 습증기 사이클에 비하여 저압증발기의 2차유체 입구온도 상승에 따른 성능계수 변화가 큼을 볼 수 있다. 그 이유는 과열증기 사이클에서 저압증발기로 이동하는 냉매의 양이 2.8 g/s인데 비하여 습증기 사이클에서는 저압증발기로 이동하는 냉매의 유량이 과열증기에서 보다 많은 3.1 g/s(건도 0.4)이기 때문이다. 질량유량이 크면 2차유체의 입구온도 상승에 따른 냉매의 엔탈피 변화가 질량유량이 작을 때보다 상대적으로 작고, 그에 따라 성능계수의 변화도 작아진다.

4.4 이젝터 시스템과 단일증발 시스템의 비교

동일한 조건에서 단일증발 냉동시스템과 이중증발 냉동시스템인 이젝터 시스템(습증기 사이클)의 성능을 비교해 보기 위해 두 시스템에서 응축기의 2차유체 입·출구온도를 동일하게 맞추고, 이젝터 사이클의 저압증발기 2차유체 입·출구온도와 단일증발 냉동시스템의 증발기 2차유체 입·출구온도를 서로 동일하게 맞추었다.

Fig. 9에서는 응축기의 2차유체 입·출구온도를 고정시켜 일정하게 유지한 상태에서 이젝터 사이클의 저압증발기 2차유체 입구온도를 -4°C , 0°C , 4°C 로 변화시켰을 때, 이젝터 시스템과 단일증발 냉동시스템의 성능계수를 비교하였다. 압축일 감소로 인하여 이젝터 냉동시스템은 단일증발 냉동시스템에 비하여 3~6% 정도 성능계수가 높게 나타났다.

5. 결 론

R134a를 대상냉매로 하여 두 가지 형태의 이젝터 사이클과 단일증발 냉동시스템의 성능실험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

이젝터 사이클은 동일한 외기조건에 대하여 증발기 2차유체 입구온도가 증가할수록 압축일은 감소하고, 성능계수는 증가하였다. 또, 이젝터의 혼입비가 커질수록 압축일은 증가하고, 성능계수는 감소하였다. 즉 저압증발기의 부하범위 내에서 습증기 사이클의 경우 고압증발기를 통과한

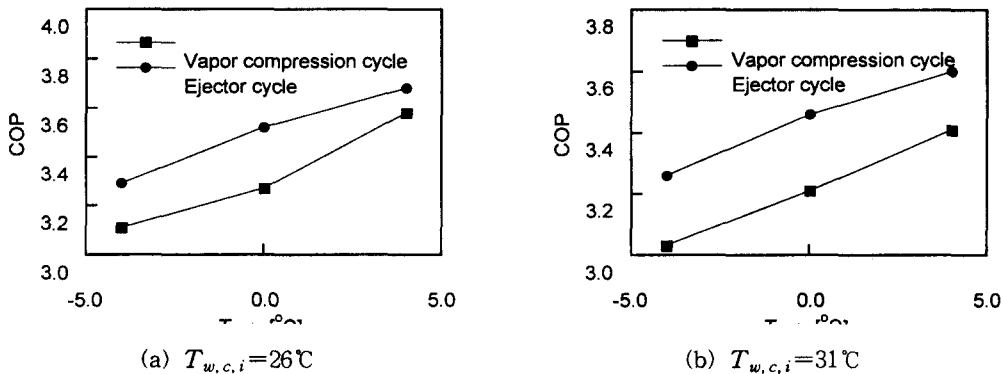


Fig. 9 COP of ejector cycle and vapor compression cycle with respect to secondary fluid inlet temperature of low pressure evaporator ($\Delta T_{w,c}=7^{\circ}\text{C}$, $T_{b,e1,i}=11^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{b,e1}=4^{\circ}\text{C}$).

후의 건도가 높을수록, 파열증기 사이클의 경우 응축기 통과 후 저압증발기 측으로의 냉매유입량이 작을수록 성능계수는 우수하게 나타났다.

동일한 외기조건에서의 실험을 통해 이젝터 사이클이 단일증발 냉동시스템에 비하여 약 5% 정도 압축일이 감소하였고, 그에 따라 성능계수는 3~6% 정도 증가하였다.

본 연구를 통하여 대체냉매 R134a를 사용한 이젝터 사이클을 가정용 냉장고에 적용하였을 때 에너지 절약효과를 얻을 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 교육부 BK21사업 및 LG전자(주)의 지원에 의해 이루어졌으며, 본 논문의 편집에 도움을 준 이석호 군에게 감사한다.

참고문헌

1. Won, S., Jung, D. S. and Radermacher, R., 1994, An experimental study of the performance of a dual-loop refrigerator/freezer system, *Int. J. Refrig.*, Vol. 17, No. 6, pp. 411-416.
2. Pederson, P. H., Galster, G., Gulbrandsen, T. and Norgard, J. S., 1987, Design and construction of efficient US-type combined refrigerator/freezer, *Int. Congress of Refrigeration*, Vol. B, Vienna.
3. Bare, J. C., Gage, C. L., Radermacher, R. and Jung, D., 1991, Simulation of nonazeotropic refrigerant mixtures for use in a dual-circuit refrigerator/freezer with counter-current heat exchangers, *ASHRAE Trans.*, Vol. 97, Pt. 2, pp. 447-454.
4. Tomasek, M. L. and Radermacher, R., 1995, Analysis of a domestic refrigerator cycle with an ejector, *ASHRAE Trans.*, Vol. 101, Pt. 1, pp. 1431-1438.
5. Sokolov, M. and Hershgal, D., 1990, Enhanced ejector refrigeration cycles powered by low grade heat. Part 1. Systems characterization, *Int. J. Refrig.*, Vol. 13, pp. 351-356.
6. Sun, D. W. and Eames, I. W., 1995, Recent developments in the design theories and applications of ejectors—a review, *Journal of the Institute of Energy*, Vol. 68, pp. 65-79.
7. Nam, S. and Park, K., 1997, Cycle simulation of domestic refrigerator with alternative refrigerant mixtures and two evaporator, *Proceeding of the SAREK '97 Annual Winter Conference*, pp. 319-326.
8. Lorenz, A. and Meutzner, K., 1975, On application of non-azeotropic two-component refrigerant in domestic refrigerator and home freezer, *IIR*, Paris.
9. Sun, D. W., Eames, I. W. and Aphornratana, S., 1996, Evaluation of a novel combined ejector-absorption refrigeration cycle—I: computer simulation, *Int. J. Refrig.*, Vol. 19, No. 3, pp. 172-180.
10. Park, D. and Jeong, S. Y., 2000, An experimental study on the performance of a liquid-vapor ejector with water, *Korean J. Air-Conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 12, No. 4, pp. 345-353.