

이산화탄소와 R134a의 혼합냉매를 이용한 오토캐스케이드 냉동시스템의 성능

Performance of autocascade refrigeration system using carbon dioxide and R134a

박 수 남*, 김 민 수**
S. N. Park, M. S. Kim

Key words: Alternative refrigerant(대체냉매), Carbon dioxide(이산화탄소), Separator(분리기), Evaporative condenser(증발응축기), Mass fraction(질량성분비), Autocascade system (오토캐스케이드 시스템)

ABSTRACT

The purpose of this study is to investigate the performance of an autocascade refrigeration system using the refrigerant mixtures of R744 (carbon dioxide) and R134a (1,1,1,2-tetrafluoroethane) as working fluids by simulation and experiment. Cycle simulation using a constant UA model in heat exchangers has been performed for R744/134a mixtures of the compositions in the range of from 10/90 to 30/70 by weight percentage. Variations of mass flow rate of refrigerant, compressor work, refrigeration capacity and COP with respect to mass fraction of R744/134a mixture were presented. Performance test has been executed in an autocascade refrigeration system by varying secondary fluid temperatures at evaporator and condenser inlets. Experimental results show similar trend with those from the simulation.

기 호 설 명

<p>A : 열교환면적 [m^2]</p> <p>COP : 성능계수</p> <p>C_p : 비열 [kJ/kgK]</p> <p>D : 원관의 내경 [m]</p> <p>h : 엔탈피 [kJ/kg], 열전달계수 [W/m^2K]</p> <p>h_g : 증발잠열, 증발엔탈피 [kJ/kg]</p> <p>m : 압축기 간극비</p> <p>\dot{m} : 질량유량 [kg/s]</p> <p>P : 압력 [kPa]</p>	<p>Q_v : 체적용량 [kJ/m^3]</p> <p>\dot{Q}_c : 응축용량 [kW]</p> <p>\dot{Q}_e : 냉동용량 [kW]</p> <p>T : 온도 [$^{\circ}C$]</p> <p>ΔT_{LMTD} : 대수평균온도차 [$^{\circ}C$]</p> <p>T_w : 2차유체 온도 [$^{\circ}C$]</p> <p>ΔT_w : 2차유체 입출구 온도차 [$^{\circ}C$]</p> <p>U : 총합열전달계수 [W/m^2K]</p> <p>VCR : 냉매의 단위체적당 열량 [kJ/m^3]</p> <p>v : 비체적 [m^3/kg]</p> <p>\dot{W} : 압축기 소요동력 [kW]</p> <p>x : 건도</p> <p>X : 저온증발매체의 액상성분비</p> <p>Y : 저온증발매체의 기상성분비</p>
--	--

* 서울대학교 정밀기계설계공동연구소

** 정희원, 서울대학교 기계공학과

그리스 문자

η_{isen}	: 등엔트로피 효율
η_c	: 압축기의 압축효율
η_v	: 체적효율

하첨자

b	: 2차유체
c	: 응축기
e	: 증발기
f	: 포화액
g	: 포화기체
$isen$: 등엔트로피 과정
r	: 냉매
sat	: 포화상태
sub	: 과냉상태
sup	: 과열상태
tp	: 2상상태

1. 서론

최근 들어 환경문제가 전 인류의 관심사로 대두되었으며, 이러한 환경문제와 관련하여 냉동 및 공조 산업에 이용되는 냉매에 대하여도 많은 논의가 되고 있다. 냉동의 냉매로 광범위하게 이용되던 CFC(chlorofluorocarbon) 계열의 냉매는 오존층파괴와 지구온난화의 원인이 되는 물질로 판명됨에 따라 선진국의 경우 1996년부터는 사용하지 않고 있다. CFC보다 오존층파괴 정도가 적은 HCFC (hydrochlorofluorocarbon) 계열의 냉매도 그 생산과 사용이 규제되고 있으며, 궁극적으로는 사용이 금지될 예정으로 있다.⁽¹⁾ 우리나라의 경우에도 1992년 5월 몬트리얼 의정서 및 개정 의정서에 가입하였으며, 이에 따라 오존층 파괴 물질의 생산 및 사용을 제한하고 있다. 따라서 기존의 냉매를 대체할 수 있는 새로운 물질들의 개발과 이러한 대체물질들을 새로운 작동유체로 사용하는 시스템에 관한 연구가 요구된다. 대체 냉매로 개발한 HFC(hydrofluorocarbon) 계열 냉매는 오존층에 미치는 영향이 비록 전무하지만, 지구의 온난화에는 영향을 미치는 것으로 알려져 있다.⁽²⁾ 특히, 최근의 기상이변 등이 지구온난화에 기인한다고 밝혀지고 있어 지구온난화도가 큰

HFC 계열 냉매의 사용은 바람직하지 않다고 할 수 있다. 이러한 문제에 대한 근본적인 해결책은 자연에 존재하는 물질을 냉매로 사용하는 것이다.⁽³⁾ 이러한 대체냉매는 지구환경을 파괴시키는 성분을 포함하지 않아야 하고, 자연계에 널리 존재하는 것이 바람직하다. 현재 위와 같은 요건을 갖추고 있는 냉매로는 탄화수소(hydrocarbon) 계열 냉매와 이산화탄소(carbon dioxide), 암모니아(ammonia), 물, 공기 등과 같은 천연냉매를 들 수 있다. 천연냉매(natural refrigerant)는 환경적인 측면에서 오존층을 파괴하지 않으며, 지구 온난화에 미치는 영향이 미미하다. 또한 인체에 무해하며, 독성이 없고, 화학적으로 안정하며, 현재 가장 많이 사용되고 있는 냉동기유인 광물유(mineral oil)와 잘 혼합된다. 또한 열역학적 및 전달물성이 우수하여 냉동기에 적용할 때 좋은 성능계수를 보이고, 가격이 저렴하며, 재생(recycle)하지 않아도 되는 장점이 있다. 특히 이산화탄소는 기존의 냉매에 비해 상당히 작은 압축비를 가지므로 압축기의 크기와 무게를 감소시킬 수 있다. 그러나 탄화수소 계열 냉매의 높은 가연성과 암모니아의 독성 등이 문제가 되고, 물의 경우에는 대기압 이하의 낮은 작동압력이 문제시되며, 현존하는 공기사이클은 낮은 에너지 효율이 단점으로 생각된다.

이산화탄소는 대체냉매로서 여러 장점을 지니고 있지만 이산화탄소를 이용한 시스템은 초임계 사이클(transcritical cycle)의 형태로 구성되어 있다. 이 사이클은 임계점 이상의 압력까지 냉매를 압축한 후 2차유체를 이용하여 응축시키고 팽창밸브를 통하여 팽창시킨 후 증발기에서 증발시켜 다시 압축기로 유입되는 사이클이다. 이 사이클에서의 문제점은 바로 이산화탄소의 높은 압력이다. 기존의 압축기로는 이 정도의 압력에 도달할 수 없으므로 고압의 압축기가 필수적이고, 장치 제작시 고압에 견딜 수 있는 설계가 요구된다. 따라서 기존의 냉동시스템과 비슷한 압력범위에서 작동하는 새로운 시스템의 설계가 요구된다.

본 연구에서는 오토캐스케이드(autocascade) 냉동사이클을 구성하여 포화압력이 높은 이산화탄소와 상대적으로 포화압력이 낮은 R134a의 혼합냉매를 이용하여 기존의 냉동시스템과 비슷한 압력범위에서 작동하는 냉동사이클을 구성하고, 사이클의 성능해석 및 혼합냉매의 성분비와 2차

유체 온도변화에 따른 시스템 성능변화를 고찰하고자 한다.

2. 오토캐스케이드 냉동사이클의 성능해석

캐스케이드(cascade) 냉동시스템은 각각의 다른 냉매를 작동유체로 하는 2개의 독립적인 냉동시스템으로 구성되고 상부사이클의 증발기와 하부사이클의 응축기에서의 상호 열교환을 통하여 시스템이 구성된다. 하부사이클의 응축온도가 낮기 때문에 기존의 냉동시스템보다 낮은 저온을 얻을 수 있으나, 상부사이클과 하부사이클을 독립적으로 압축하기 때문에 2개의 압축기가 필요하다. 반면 오토캐스케이드(autocascade) 냉동시스템은 하나의 회로로 구성된 냉동사이클로써 비온비(non-azeotropic) 혼합냉매를 사용하며, 하나의 냉매가 다른 냉매에 비하여 응축 또는 증발이 상대적으로 잘 되는 성질을 이용함으로써 이들 상호간의 열교환을 통하여 저온을 얻는 방법이다. 따라서 1개의 압축기로서 시스템을 운영할 수 있어 캐스케이드 냉동시스템에 비하여 경제성이 있으나, 시스템의 성능이 저하되는 단점이 있다.

2.1 오토캐스케이드 사이클의 작동원리

Fig. 1에 본 연구대상인 오토캐스케이드 냉동사이클을 개략적으로 나타내었고, 압력-엔탈피 선도는 Fig. 2에 표시하였다. 오토캐스케이드 냉동사이클은 압축기(compressor), 응축기(condenser), 팽창밸브(expansion valve), 증발기(evaporator), 열교환기(heat exchanger)로 구성되고, 2상상태의 냉매를 기상과 액상으로 분리하기 위한 기액분리기(separator)를 사용하였다.

압축기에서 압축된 고온, 고압의 냉매(점2)는 응축기에서 2차유체와의 열교환을 통하여 완전히 응축되지 못하고 기상과 액상이 공존하는 2상상태로 되어(점3) 기액분리기로 유입된다. 기액분리기의 위쪽에는 이산화탄소의 성분비가 높은 기상의 냉매(점7)가, 아래쪽에는 R134a의 성분비가 높은 액상의 냉매(점4)가 모이면서 서로 분리된다. 기액분리기를 통과한 액상의 냉매(점4)는 팽창밸브를 거치는 동안 등엔탈피 과정으로 팽창한다(점5). 증발응축기(evaporative condenser)에서

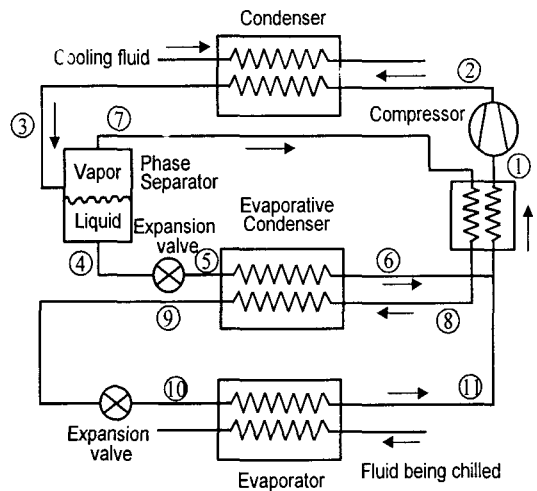


Fig. 1 Schematic diagram of an autocascade refrigeration system⁽⁴⁾.

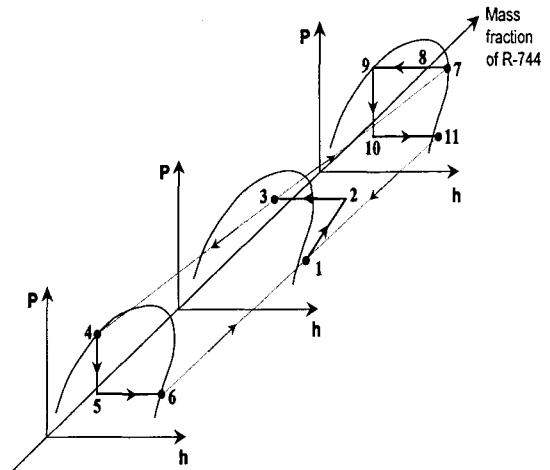


Fig. 2 Pressure-enthalpy diagram of an autocascade refrigeration system.

는 저온, 저압의 액상의 냉매가 증발(점6)하여 기상의 냉매를 응축시키는 역할을 한다. 한편 기상의 냉매(점7)는 압축기 흡입측의 냉매와 열교환을 한 후(점8), 기액분리기를 통과한 액상의 냉매와의 열교환을 통하여 응축이 된다(점9). 응축된 냉매는 팽창밸브를 통과하면서 등엔탈피 과정으로 팽창하고(점10), 증발기에서 2차유체와의 열교환을 통하여 과열증기상태로 된다(점 11). 이산화탄소의 성분비가 높은 냉매(점11)와 증발응축기(evaporative condenser)를 통과한 R134a의 성분

비가 높은 냉매(점6)는 서로 혼합된다. 혼합된 냉매는 기액분리기에서 나온 기상의 냉매(점7)와 열교환을 통한 후 압축기로 유입되어 냉동사이클을 구성한다. 본 연구의 사이클은 위에 언급한 과정의 연속으로 작동되며, 이때 중요한 변수는 증발온도, 응축온도, 응축기 출구건도, 분기회로의 질량유량비, 냉매 성분비 등을 들 수 있으며, 이들의 영향을 시뮬레이션을 통해 고찰하고자 한다.

2.2 구성요소 모델링

2.2.1 압축기

압축과정시 에너지 변화를 계산하기 위해 등엔트로피 효율을 고려하여 압축과정을 해석하였으며, 압축후의 엔탈피는 식(1), 압축일은 식(2)에 나타내었다.

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2,isen} - h_1}{\eta_{isen}} \quad (1)$$

$$\dot{W} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (2)$$

하첨자 1, 2는 압축기 입구와 출구를 나타내며, η_{isen} 은 등엔트로피 효율로서 0.8로 일정하다고 가정하였다. 냉매의 질량유량은 주어진 압축기의 배제체적으로부터 체적효율을 고려하여 구할 수 있다. 체적효율은 냉매의 실린더내의 재팽창만을 고려하면 식(3)과 같이 나타낼 수 있고 냉매의 체적유량은 식(4)으로 나타낼 수 있다.⁽⁵⁾

$$\eta_v = 1 - m \left(\frac{v_1}{v_{2,isen}} - 1 \right) \quad (3)$$

$$\dot{V}_{comp} = \frac{\dot{m}_r v_1}{\eta_v} \quad (4)$$

여기서 η_v 는 체적효율을 나타내고, m 은 압축기의 간극체적비로서 0.04의 상수로 취급하였다. 위에서 구한 압축일과 체적유량으로부터 시스템의 성능을 나타내는 성능계수(COP, coefficient of performance)와 체적용량 Q_v 은 식(5)와 식(6)으로 나타낼 수 있다.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}} \quad (5)$$

$$Q_v = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{V}_{comp}} \quad (6)$$

2.2.2 응축기와 증발기

본 연구대상인 오토캐스케이드 냉동시스템은 응축기 출구가 2상상태가 되므로 냉매의 응축시 응축기는 과열영역과 2상영역으로 나눌 수 있다. 만약 각 영역에서의 열관류율이 동일하다면 대향류 응축기에서의 평균온도차는 식(7)으로 나타낼 수 있다. 증발기에서는 2상영역과 과열영역으로 구분할 수 있으므로 대향류 증발기에서의 평균온도차는 식(8)으로 나타낼 수 있다.⁽⁶⁾ 증발기와 응축기의 평균온도차를 이용한 에너지 방정식은 식(9)와 식(10)에 나타내었다.

$$\frac{1}{\Delta T_c} = \frac{\dot{Q}_{sup,c}}{\dot{Q}_c \Delta T_{sup,c}} + \frac{\dot{Q}_{tp,c}}{\dot{Q}_c \Delta T_{tp,c}} \quad (7)$$

$$\frac{1}{\Delta T_e} = \frac{\dot{Q}_{tp,e}}{\dot{Q}_e \Delta T_{tp,e}} + \frac{\dot{Q}_{sup,e}}{\dot{Q}_e \Delta T_{sup,e}} \quad (8)$$

$$\dot{Q}_e = (UA)_e \Delta T_e \quad (9)$$

$$\dot{Q}_c = (UA)_c \Delta T_c \quad (10)$$

사이클의 전달열량은 냉매의 질량유량과 응축기와 증발기의 입출구 엔탈피차의 곱으로 구할 수 있다.

2.2.3 팽창장치

팽창장치는 냉매의 압력을 떨어뜨리는 기능과 냉매의 유량을 조절하는 기능을 가진다. 팽창장치의 개도를 조절하여 증발기 출구의 과열도를 일정수준으로 유지할 수 있고, 팽창장치 전후의 엔탈피는 일정하다고 가정한다.

2.2.4 증발응축기

증발응축기는 상대적으로 포화압력이 낮은 냉매의 증발잠열을 이용하여 포화압력이 높은 냉매를 응축시키는 일종의 열교환기이다. 증발응축기

에서 포화압력이 낮은 냉매의 질량유량과 입출구의 엔탈피차를 곱한 열전달량과 포화압력이 높은 냉매의 질량유량과 입출구의 엔탈피차를 곱한 열전달량은 이상적으로 동일하다고 가정하였다.

2.3 성능시뮬레이션 방법 및 조건

오토캐스케이드(autocascade) 냉동사이클의 성능을 비교하기 위하여 증발기와 응축기에서 총합 열전달계수와 UA값이 일정하다고 가정하는 모델을 채택하였고, 증발기와 응축기의 2차유체의 입출구 온도, 과열도, 등엔트로피 효율을 일정하게 준 조건을 채택하였다. 또한 응축압력은 응축기 출구온도의 증발개시점 압력과 응축개시점 압력의 평균값으로 정의하였다. 본 연구의 성능시뮬레이션 조건은 Table 1에 나타내었다.

응축기 2차유체 입구온도에 대하여 증발기의 2차유체 입구온도변화 및 이산화탄소의 성분비 변화에 따른 성능을 비교하였다. 이산화탄소의 임계온도가 다른 냉매에 비해서 낮기 때문에 성능시뮬레이션을 수행할 때 임계점 부근의 물성계산의 어려움을 피하기 위해 R744/134a의 성분비를 응축기 2차유체의 온도가 20°C일 경우에는 35/65 wt%, 30°C일 경우에는 25/75 wt% 이내로 하였다 (Table 1 참조).

2.4 성능해석 결과

일정 UA 열교환기 모델을 이용하여 본 연구의 대상으로 하는 오토캐스케이드(autocascade) 냉동사이클의 성능해석을 실시하였다. 응축기 2차유체의 입구온도를 20°C로 고정시킨 상태에서의 성능해석 결과는 Fig. 3에서 Fig. 6까지 나타내었다. 이산화탄소와 R134a의 성분비 및 증발기 2차유체 입구온도의 변화에 따른 냉매의 질량유량을 고찰하고 이를 Fig. 4에 나타내었다. 이산화탄소의 성분비가 증가할수록 냉매의 질량유량은 약간 증가하는 경향을 보이는데, 이는 동일한 조건하에서 이산화탄소가 R134a보다 비체적이 작으므로 이산화탄소의 성분비가 증가할수록 혼합냉매의 비체적은 평균적으로 작아져 동일한 압축기 회전수에서 냉매의 질량유량은 증가하게 된다. 또한 동일한 성분비에서 증발기 2차유체의 입구온도가 증가함에 따라서 질량유량이 증가하게 되

Table 1 Simulation conditions of autocascade refrigeration cycle using R744/134a mixtures

Variables	Value
Mass fraction of R744 in R744/134a mixture (wt%)	10, 15, 20, 25, 30, 35
UA of condenser (kW/°C)	0.3
UA of evaporator (kW/°C)	0.2
Secondary fluid temperature at evaporator inlet (°C)	-10, -5, 0, 5, 10
Secondary fluid temperature at condenser inlet (°C)	20, 25, 30
Temperature difference of secondary fluid between inlet and outlet at condenser (°C)	10.0
Temperature difference of secondary fluid between inlet and outlet at evaporator (°C)	8.0
Degree of superheat (°C)	5.0
Effectiveness of heat exchanger	1.0
Isentropic efficiency of compressor	0.8

는데, 이것은 증발기의 2차유체의 입구온도가 상승함에 따라 압축기 입구에서 냉매의 비체적은 감소하게 되고 이에 따라 냉매의 질량유량은 증가하게 된다. Fig. 5에는 압축기 소요동력을 나타내었다. 동일성분비에서 증발기 2차유체 입구온도가 상승할수록 냉매의 비체적이 감소됨에 따라 질량유량이 증가하므로 당연히 압축기 소요동력도 증가한다. 이산화탄소의 성분비 변화 및 증발기 2차유체 입구온도의 변화에 따른 냉매의 체적용량을 Fig. 5, 성능계수를 Fig. 6에 나타내었다. 이산화탄소의 성분비가 증가할수록 체적용량이 증가하는 경향이 있는데, 이는 동일한 조건에서 이산화탄소가 R134a보다 비체적이 작기 때문이다. 동일한 성분비에서 증발기 2차유체 입구온도가 증가함에 따라 체적용량도 증가하는 것은 앞서 지적한 바와 같이 증발기 2차유체 입구온도가 증가할수록 압축기 입구의 비체적이 감소 및 냉동용량의 증가에 기인한다. 또한 증발기 2차유체의 입구온도 및 이산화탄소의 성분비가 증가함에 따라 성능계수가 증가하는 경향이 보이는데 이는 냉동용량의 증가율이 압축기 소요동력의 증가율보다 앞서기 때문이다. 일반적으로 포화압력이

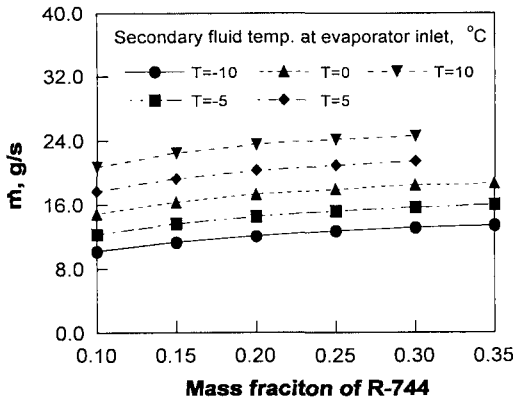


Fig. 3 Variations of mass flow rate of refrigerant with respect to mass fraction of R744 ($T_{w,e,in}=20^{\circ}\text{C}$, $T_{w,e,out}=30^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{w,e}=8^{\circ}\text{C}$).

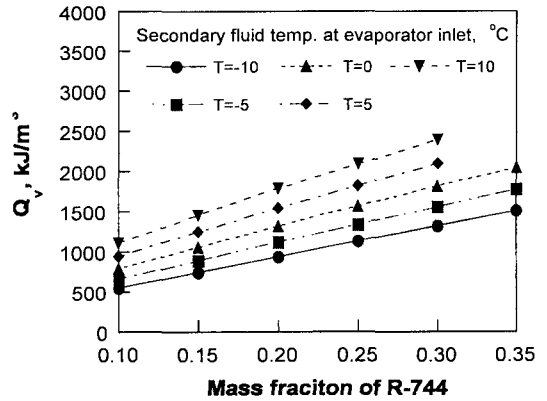


Fig. 5 Variations of volumetric cooling capacity with respect to mass fraction of R744 ($T_{w,e,in}=20^{\circ}\text{C}$, $T_{w,e,out}=30^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{w,e}=8^{\circ}\text{C}$).

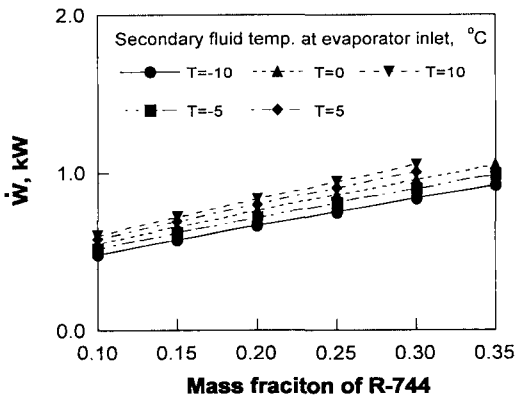


Fig. 4 Variations of compressor work with respect to mass fraction of R744 ($T_{w,e,in}=20^{\circ}\text{C}$, $T_{w,e,out}=30^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{w,e}=8^{\circ}\text{C}$).

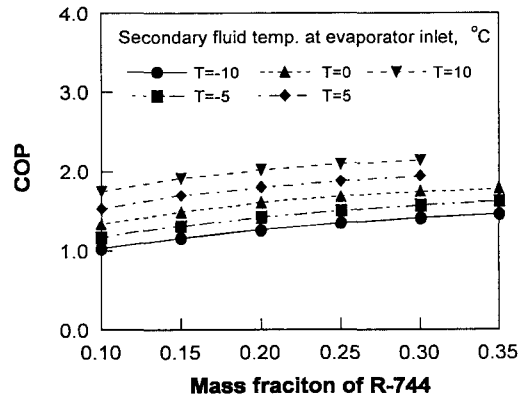


Fig. 6 Variations of COP with respect to mass fraction of R744 ($T_{w,e,in}=20^{\circ}\text{C}$, $T_{w,e,out}=30^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{w,e}=8^{\circ}\text{C}$).

높은 성분비가 증가할수록 체적용량은 증가하고 성능계수는 감소한다고 알려져 있다. 그러나 본 연구가 대상으로 하고 있는 오토캐스케이드 냉동사이클에서는 이산화탄소의 성분비가 증가할수록 성능계수가 증가하는 경향을 보이는데 이는 다음과 같이 설명할 수 있다. 이산화탄소의 성분비가 증가하게 되면 응축기 출구의 건도가 상승하게 되어 기액분리기에서 이산화탄소의 성분비가 높은 기상의 질량유량이 증가하게 된다. 앞서 언급한 바와 같이 이산화탄소의 성분비가 증가하면 전체의 질량유량도 증가하지만 응축기 출구 건도 상승에 의한 이산화탄소의 성분비가 높은 라인의

질량유량 증가율이 전체 질량유량의 증가율보다 앞선다. 따라서 냉동용량의 증가율이 압축기 소요동력의 증가율보다 커짐에 따라 이산화탄소의 성분비가 증가해도 성능계수는 증가하는 경향을 나타낸다.

응축기 2차유체의 입구온도가 30°C 로 일정할 때 위와 같은 경향을 보이지만 응축기 2차유체의 입구온도가 상승하게 되면 응축온도 및 응축압력이 상승되고 증발압력은 떨어지게 된다. 그에 따라 응축압력과 증발압력의 비인 압력비가 커지고 압축기의 체적효율이 감소하게 되어 냉매의 질량유량은 줄어들게 된다. 따라서 압축기 소

요동력은 증가하게 되고 냉동용량, 체적용량 및 성능계수는 감소되는 경향을 보인다.

3. 오토캐스케이드 냉동시스템의 성능실험

3.1 실험장치

본 실험의 대상으로 하는 오토캐스케이드 (autocascade) 냉동 시스템의 개략도를 Fig. 7에 나타내었다. 실험장치는 압축기, 응축기, 팽창장치, 증발기, 증발응축기, 기액분리기로 구성하였고, 2차유체 온도 제어를 위한 온도조절기 및 온도, 압력, 질량유량 등을 계측하기 위한 장치도 설치하였다. 증발기와 응축기는 2중관형식의 대향류 열교환기를, 증발응축기와 압축기 입구에 설치된 열교환기는 판형형식의 대향류 열교환기를 사용하였다. 또한 성분비 분석을 위하여 샘플링 포트를 만들었고 압축기의 구동에 필요한 전력을 측정하는 전력계도 설치하였다. 부가적인 장치로서는 시스템의 수분을 제거하기 위한 드라이어(dryer), 불순물을 제거하기 위한 스트레이너(strainer)를 설치하였다. 또한 과도한 압력상승으로부터 시스템을 보호하기 위하여 안전밸브(relief valve)를 압축기 출구에 설치하였다.

3.2 실험조건

본 실험의 대상냉매는 이산화탄소와 R134a의 성분비가 24/76 wt%와 36/64 wt%인 혼합냉매이다. 본 실험에서는 외기 조건 변화에 따른 성능변화를 고찰하기 위해서 응축기 2차유체의 입구 온도를 25°C와 35°C로 고정시키고, 증발기 2차유체의 입구 온도를 0°C, 5°C 및 10°C로 설정하였다. 이때 응축기 2차유체의 입출구 온도차는 10°C, 증발기 2차유체의 입출구 온도차는 8°C로 일정하게 유지하였다. 또한 과열도는 5°C로 유지하였다. 시스템의 온도변화가 $\pm 0.3^\circ\text{C}$ 이내, 압력은 ± 5 kPa 이내, 질량유량은 ± 0.2 g/s 이내의 범위에 있을 때 정상상태에 도달하였다고 판단하였다.

3.3 성능실험 결과

Fig. 8는 냉매의 질량유량을, Fig. 9는 압축기 소요동력을 나타내었다. 대체로 성능시물레이션

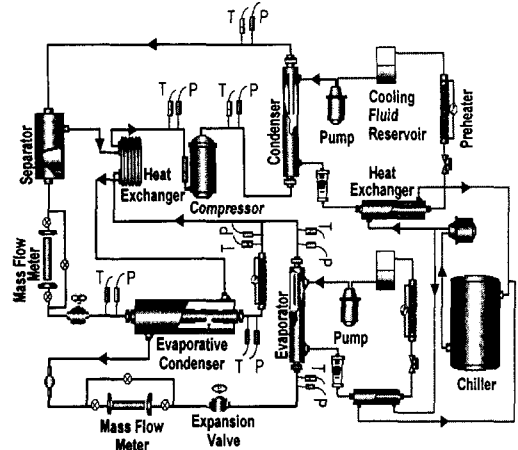


Fig. 7 Schematic diagram of experimental setup for autocascade refrigeration system using carbon dioxide and R134a.

의 경향과 일치함을 볼 수 있었으나 성분비의 증가에 따른 냉매의 질량유량이나 압축기 소요동력의 차이는 그다지 크지 않다는 것을 확인할 수 있다.

체적용량과 성능계수는 Fig. 10와 Fig. 11에 각각 나타내었다. 체적용량 및 성능계수는 앞서 설명한 바와 같이 증발기 2차유체의 입구온도가 증가할수록 증가하는 경향을 보였고, 이산화탄소의 성분비가 증가할수록 체적용량의 증가율이 성능계수의 증가율보다 더 큰 경향을 나타내었다. 성능계수의 증가율이 적은 것은 응축기 출구의 온도 상승에 의한 이산화탄소의 성분비가 높은 라인의 냉매 질량유량의 증가율이 전체 질량유량의 증가율과 큰 차이가 없기 때문이다.

응축기 2차유체의 입출구 온도를 각각 35°C와 45°C로 고정할 때도 거의 비슷한 경향을 보이지만 이산화탄소의 성분비가 증가할수록 성능계수의 증가율이 둔화된 것을 확인하였다. 이것은 포화압력의 상승으로 인하여 시스템 전체의 질량유량의 상승률이 냉동용량의 증가율과 거의 같은 수준으로 증가해서 성능계수의 증가율이 둔화되었다고 생각한다. 앞서 언급한 바와 같이 응축기 2차유체의 입구온도가 상승하게 되면 압축기의 체적효율이 감소하게 되어 냉매의 질량유량은 줄어들게 된다. 그 결과 응축기 2차유체의 입구 온도를 25°C, 출구 온도를 35°C로 유지하였을 때보다

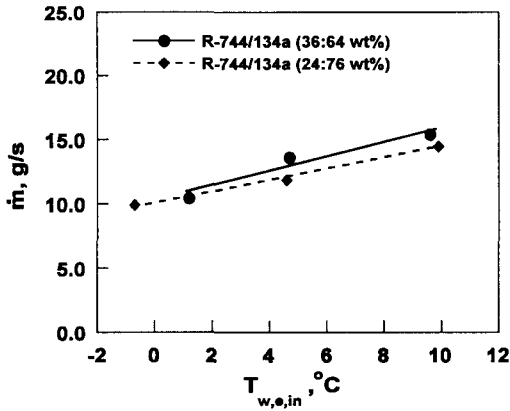


Fig. 8 Variations of mass flow rate of refrigerant with respect to secondary fluid temperature at evaporator inlet ($T_{w,c,in}=25^{\circ}\text{C}$, $T_{w,c,out}=35^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{w,e}=8^{\circ}\text{C}$).

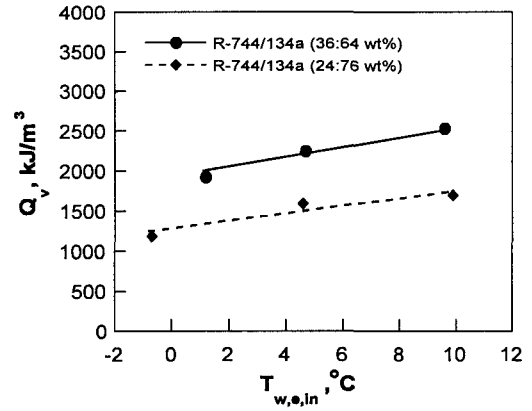


Fig. 10 Variations of volumetric cooling capacity with respect to secondary fluid temperature at evaporator inlet ($T_{w,c,in}=25^{\circ}\text{C}$, $T_{w,c,out}=35^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{w,e}=8^{\circ}\text{C}$).

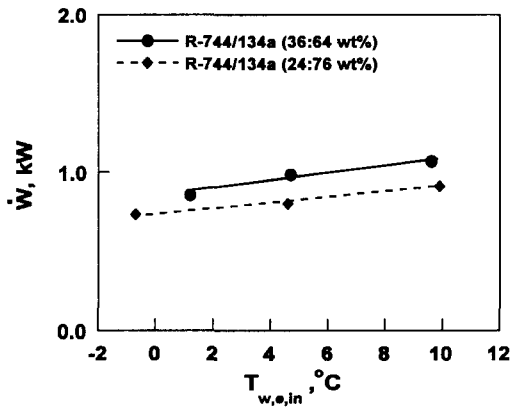


Fig. 9 Variations of compressor work with respect to secondary fluid temperature at evaporator inlet ($T_{w,c,in}=25^{\circ}\text{C}$, $T_{w,c,out}=35^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{w,e}=8^{\circ}\text{C}$).

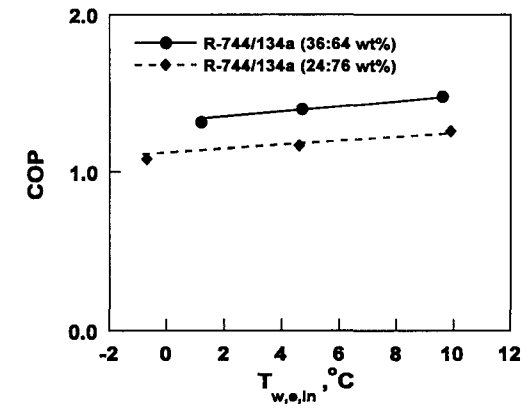


Fig. 11 Variations of COP with respect to secondary fluid temperature at evaporator inlet ($T_{w,c,in}=25^{\circ}\text{C}$, $T_{w,c,out}=35^{\circ}\text{C}$, $\Delta T_{w,e}=8^{\circ}\text{C}$).

압축기 소요동력은 증가하게 되고 냉동용량, 체적용량 및 성능계수는 감소되는 경향을 보였다. R744/134a의 성분비가 24/76 wt%, 응축기 2차유체 입출구 온도가 25°C 와 30°C , 증발기 2차유체 입출구 온도가 0°C 와 -8°C 의 조건하에서 응축기는 대략 20기압 정도의 압력을 유지하고 있다. R744/134a의 성분비가 36/64 wt%일 경우의 응축압력은 약 25기압 정도로 24/76 wt%보다는 응축압력이 상승하여 체적용량 및 성능계수가 증가하

지만 이산화탄소의 성분비를 과도하게 증가시키면 응축기에서의 압력이 증대되어 시스템의 안전에 영향을 미칠 것이라고 생각된다. 그러나 이산화탄소만을 이용한 초임계 냉동사이클의 응축압력과 비교하면 본 실험에서 측정된 응축압력은 상당히 낮고 기존의 냉동시스템의 작동압력과 크게 높지 않다는 것을 알 수 있었다.

4. 성능시물레이션과 성능실험과의 비교

R744/134a의 성분비를 성능시물레이션의 경우에는 25/75 wt%, 성능실험에서는 24/76 wt% 일 때 응축기 2차유체의 입구온도를 25°C, 출구온도 35°C, 증발기 2차유체의 입출구 온도차를 8°C로 유지시키면서 증발기 2차유체 입구온도 변화에 따른 성능시물레이션과 성능실험 결과를 비교하였다.

Fig. 12는 증발기 2차유체의 입구온도를 변화시키면서 체적용량을 나타내었다. 실험에서 측정된 값이 시물레이션의 값보다 낮은 경향을 나타내는데, 시물레이션을 수행할 때 증발기에서의 압력강하는 없다고 가정했으나 실제로 약 15-20 kPa 정도의 압력강하를 나타내었다. 증발기에서의 압력강하로 인하여 압축기 입구의 냉매 비체적이 높게 되므로 냉매 질량유량이 낮게 되어 냉동용량 및 체적용량이 감소가 되기 때문이다. 성능계수는 Fig. 13에 나타내었는데 실험을 통한 값이 시물레이션의 결과보다 낮게 측정되었다. 이는 압축기의 모델링에서 마찰이나 외부와의 열교환등의 비가역적인 손실을 고려하지 않았기 때문에 실제 실험에서는 압축기 소요동력이 높게 측정되었다.

5. 결론

천연냉매인 이산화탄소를 냉동기의 작동유체로서 이용하고자 하는 노력의 일환으로 본 연구에서는 이산화탄소와 R134a의 혼합냉매를 이용한 오토캐스케이드 시스템을 선정하였다. 이러한 R744/134a의 혼합냉매에 대하여 성분비 변화 및 외기조건 변화에 따른 영향을 살펴보았으며, 성능실험과 시물레이션을 통해 시스템의 작동특성을 살펴보았다.

응축기, 증발기에서의 일정 UA 모델을 이용하여 성능시물레이션을 수행하였다. 이산화탄소와 R134a의 성분비를 10/90 wt%, 25/75 wt%, 30/70 wt%로 변화시키면서 성능해석을 하였고, 증발기 2차유체 입구온도가 증가할수록 체적용량 및 성능계수가 증가하는 경향을 나타내었다. 또한 이산화탄소의 성분비가 증가할수록 체적용량이 증가하고, 성능계수도 증가하는 경향을 보였다.

성능실험에서는 증발기 2차유체 온도를 변화시

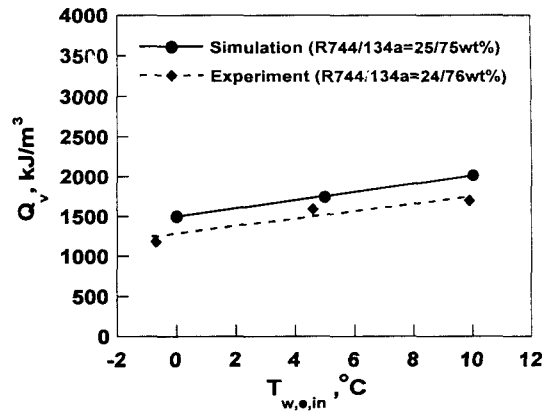


Fig. 12 Comparison of volumetric cooling capacity of experimental results and simulation results for autocascade refrigeration system with respect to secondary fluid temperature at evaporator inlet ($T_{w,c,in}=25^\circ\text{C}$, $T_{w,c,out}=35^\circ\text{C}$, $\Delta T_{w,e}=8^\circ\text{C}$).

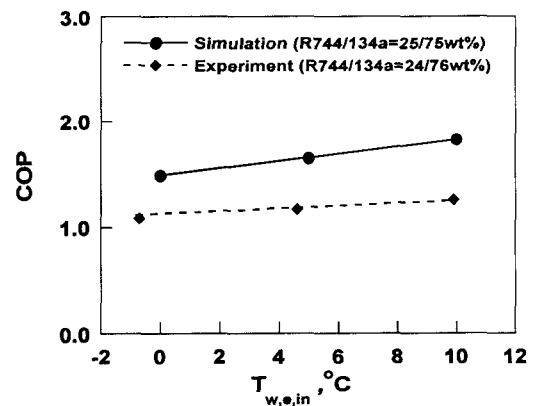


Fig. 13 Comparison of COP of experimental results and simulation results for autocascade refrigeration system with respect to secondary fluid temperature at evaporator inlet ($T_{w,c,in}=25^\circ\text{C}$, $T_{w,c,out}=35^\circ\text{C}$, $\Delta T_{w,e}=8^\circ\text{C}$).

키면서 체적용량, 성능계수 및 압축기 소요동력을 살펴보았다. 증발기 2차유체 입구온도가 증가함에 따라 냉매의 질량유량, 압축기 소요동력,

냉동용량, 응축열량은 증가하는 경향을 보였고, 또한 체적용량 및 성능계수도 증가하였다. 이산화탄소의 성분비가 증가된 혼합냉매를 사용함으로써 성능향상을 도모할 수 있다고 판단된다.

성능시물레이션과 성능실험결과를 비교하였는데, 성능실험결과가 성능시물레이션의 결과보다 체적용량 및 성능계수가 작게 나타났다.

본 연구의 대상인 오토캐스케이드 시스템은 천연냉매인 이산화탄소를 오토캐스케이드 냉동시스템에 직접 적용할 수 있어 환경문제의 해결에도 도움이 되리라 본다.

후기

본 연구는 한국학술진흥재단(1998-001-E00317) 및 서울대학교 정밀기계설계공동연구소의 지원으로 이루어졌으며, 이에 감사하는 바이다.

참고 문헌

1. UNEP, 1992, Copenhagen Decision, The Fourth Meeting of the Parties to the Montreal Protocol.
2. Greenpeace, 1994, Hydrocarbons-HighTech in Refrigeration, Hamburg, Germany.
3. Kruse, H., 1996, Current Status of Natural Working Fluids on Refrigeration, A/C, and Heat Pump Systems, IIR Commissions B1, B2, E1 & E2, Applications for Natural Refrigerants, Aarhus, Denmark, Sep. 3-6, pp. 49-64.
4. Stoecker, W. F., Industrial Refrigeration, Business News Publishing Company, Vol. II, pp. 319-325.
5. Stoecker, W. F., Jones, J. W., 1982, Refrigeration & Air conditioning, 2nd ed., McGraw-hill Book Company.
6. Domanski, P. A., McLinden, M. O., 1992, A simplified cycle simulation model for the performance rating of refrigerants and refrigerant mixtures, Int. J. Refrig., Vol. 15, No. 2, pp. 81-88.
7. ARI, 1993, Results from ARI's R-22 Alternative Refrigerants Evaluation Program (AREP), Arlington, VA, U.S.A., Vol. 1-3.
8. ARI, 1995, Alternative Refrigerants Evaluation Program(AREP) Technical Committee Meeting, January, Chicago, IL, U.S.A.
9. Cavallini, A., 1995, Working fluids for mechanical refrigeration, Proceedings of the 19th International Congress of Refrigeration, The Hague, The Netherlands, Vol. IVa, pp. 25-42.
10. Didion, D. A. and Bivens, D. B., 1990, Role of refrigerant mixtures as alternatives to CFCs, Int. J. Refrig., Vol. 13, pp. 163-175.
11. Huber, M., Gallagher, J., McLinden, M. and Morrison, G., Thermodynamic properties of refrigerants and refrigerant mixtures, Ver. 5.0, NIST, Gaithersburg, U.S.A.
12. Infante Ferreira, C. A. and Boukens, R. A., 1996, Carbon dioxide-secondary coolant or refrigerant for cascade systems?, IIR Commissions B1, B2, E1 & E2, Applications for Natural Refrigerants, Aarhus, Denmark, Sep. 3-6, pp. 185-194.
13. Jakobs, R. and Kruse, H., 1979, The use of non-azeotropic refrigerant mixtures in heat pumps for energy saving, Int. J. Refrig., Vol. 2, pp. 29-32.
14. Lorentzen, G. and Pettersen, J., 1993, A new, efficient and environmentally benign system for car air-conditioning, Int. J. Refrig., Vol. 16, pp. 4-12.
15. Lorentzen, G., 1993, Application of natural refrigerants, IIR Commission B1 & B2, Ghent, Belgium, pp. 55-64.
16. Pattersen, J., 1994, An efficient new automobile air-conditioning system based on CO₂ vapor compression, ASHRAE Trans., Symposia, pp. 657-665.
17. Pettersen, J., 1995, Refrigeration, air conditioning and heat pump systems based on CO₂, Workshop Proceedings-Compression Systems with Natural Working Fluids, Trondheim, Norway, pp. 163-180.
18. Lorentzen, G., 1994, Revival of carbon

- dioxide as a refrigerant, Int. J. Refrig., Vol. 17, No. 5, pp. 292-301.
19. Stene, J., 1995, Refrigeration, International Status, Workshop Proceedings-Compression Systems with Natural Working Fluids, Trondheim, Norway, pp. 11-24.
20. 장영수, 김민수, 노승탁, 1997, 탄화수소 냉매를 사용한 열펌프시스템의 성능, 공기조화 냉동공학 논문집, 제9권, 제2호, pp. 254-266.