

액분사 사이클을 이용한 공기 열원 열펌프의 사이클 시뮬레이션

김 옥 중[†], 홍 용 주, 남 임 우*, 강 원 일*, 공 용 상*

한국기계연구원 열유체환경연구부, *(주)센추리 기술연구소

Cycle Simulation of an Air Source Heat Pump Using Liquid Injection

O. J. Kim[†], Y. J. Hong, L. W. Nam*, W. I. Kang*, Y. S. Kong*

Department of Thermal, Fluid & Environment Engineering, KIMM, Taejeon 305-343, Korea

*Century Co., Asan City, Chungnam 336-840, Korea

(Received August 9, 1999; revision received November 22, 1999)

ABSTRACT: An air source heat pump using liquid injection technique, which can be applied for very low temperature climate, has been simulated to examine the design options. Comparison between the simulation and experiment has been carried out to validate the simulation method. Effects of various design parameters such as liquid injection rate and injection pressure are investigated to optimize the performance of the heat pump. Finally, optimal liquid injection rate and injection pressure to maintain sufficient heating capacity and moderate discharge refrigerant temperature are suggested when the heat pump was operated at very low outdoor temperature.

Key words: Liquid injection(액분사), Heat pump(열펌프), Cycle simulation(사이클 시뮬레이션), EER(에너지 효율)

기 호 설 명

A : 전열면적 [m^2]
 $CIEFF$: 등엔트로픽 효율
 $CMEFF$: 기계적 효율 \times 모터 효율
 DSC : 과냉도 [$^{\circ}C$]
 DSH : 과열도 [$^{\circ}C$]
 E_{hx} : 열교환기 보정 계수
 F : 각 상에 대한 열전달 분율
 $LMTD$: 대수평균온도차 [$^{\circ}C$]

M : 냉매의 질량 유량 [kg/min]
 P : 압력 [MPa]
 $Pr1$: 액분사압력비 [$= \frac{(P_{inj} - P_{suc})}{(P_{dis} - P_{suc})}$]
 Q : 열교환량 [kW]
 SHR : 현열비
 T_s : 시뮬레이션 변수
 TS : 2차유체 온도 [$^{\circ}C$]
 U : 총괄열전달계수 [$W/m^2.K$]
 VFC : 응축기 측 공기 체적유량 [m^3/min]
 VFE : 증발기 측 공기 체적유량 [m^3/min]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-42-868-7326; fax: +82-42-868-7335

E-mail address: ojkim@kimm.re.kr

하첨자

c : 응축기
 dis : 토출 측
 e : 증발기
 inj, li : 액 분사
 tp : 2상
 sub : 과냉
 suc : 흡입 측
 sup : 과열

1. 서론

간단한 전환 밸브 하나로써 냉방과 난방을 수행하는 압축식 공기 열펌프는 대표적인 에너지 절약기로 인식되어 선진국을 중심으로 널리 이용되고 있다.⁽¹⁾ 그러나 우리나라의 경우, 대전 이남의 일부 지역을 제외하고는 겨울철 외기가 -10°C 이하로 낮기 때문에 시장의 대부분을 차지하는 서울과 경기 지방에서는 열펌프의 채용이 불가능한 것으로 인식되어 있다. 그 이유는 외기 온도의 저하에 따라 난방 능력과 공기 토출 온도가 감소하여 난방 효과가 나타나지 않으며 또한 제상 운전 시 찬 공기가 토출되어 쾌적성이 저하되기 때문이다. 최근 이와 같이 외기 온도가 매우 낮은 경우에도 난방 능력과 토출 공기 온도의 저하가 발생하지 않는 한냉지형 공냉식 열펌프 시스템에 대한 연구가 매우 활발히 이루어지고 있다.⁽²⁻⁵⁾

외기를 열원으로 사용하는 압축식 열펌프의 경우 실내 토출 공기의 온도를 일정하게 유지하는 조건에서 외기 온도가 저하하면 압축비가 매우 증가하게 되며 이에 따라 성능은 감소하고, 압축기에서 토출되는 가스의 온도는 매우 높아진다. 이와 같은 문제점을 해결하기 위한 방법으로 응축기에서 응축된 액 냉매를 팽창시킨 후 압축기에 분사하는 액 분사 사이클이 적용되고 있다. 이와 같은 액 분사 기술은 토출 가스 온도를 제어하는 방법으로 널리 이용되고 연구되어 왔으며⁽⁶⁻⁹⁾ 시스템의 구성 및 운전 조건과 작동 매체에 따라 액 분사 위치와 액분사량에 대한 다양한 조건을 제시하고 있다.

본 연구에서는 국내의 겨울철 외기 조건에서도 충분한 난방 능력을 발휘할 수 있는 한냉지형 열펌프의 개발을 위해 채택한 액분사 사이클을 다

루었으며 최종적으로 개발하고자 하는 시스템에 대해 최적의 액분사 위치와 액 분사량에 관한 자료를 제공하고자 한다. 이를 위하여 액분사 사이클 해석을 수행하였으며, 그 결과를 기본품에 대한 실험 결과와 비교하여 타당성을 입증하고 변수 변화에 따른 성능 변화를 조사하였다.

2. 사이클 해석

2.1 액분사 사이클

Fig. 1은 본 연구에서 고려한 액 분사 사이클을 이용한 열펌프 시스템의 개략도를 보인 것이다. 그림의 숫자는 추후 사이클 시뮬레이션을 위한 주요 상태점 표시이며 난방 운전시의 냉매 흐름이 화살표로 표시되어 있다. 이러한 액 분사 사이클을 압력-엔탈피 선도 상에 표시하면 Fig. 2와 같이 나타난다. Fig. 1과 2에 의해 표현된 액분사 사이클의 작동을 살펴보면 다음과 같다. 먼저 질량 유량 M_e 의 2상 냉매(상태점 7)가 증발기로 유입된다. 증발기에서 냉매는 외기와의 열교환에 의해 포화증기(상태점 10) 상태를 거쳐 증발을 완료한 후 증발기를 나오게 된다(상태점 8). 냉매증기는 사방 밸브를 거쳐 압축기로 유입되어(상태점 1) 상태점 14까지 압축이 이루어진다. 압축된 가스는 액분사 회로를 거쳐 상태점 12로부터 유입되는 액 냉매(질량 유량 M_{li})와 혼합되어 온도가 감소된 상태(상태점 13)에서 다시 상태점 2까지 압축이 이루어진다. 압축기에서 토출된 가스는 응축기로 유입되어 실내의 공기와 열교환을 하게 되며 포화증기(상태점 9)와 포화액(상태점 3) 상태를 거쳐 과냉된 액 냉매(상태점 4)로 변화된 후 과냉각기로 유입된다(상태점 5). 과냉각기에서 더욱 과냉된 액 냉매는 상태점 6에서 질량 유량 M_e 와 M_{li} 로 나누어진 후 각각의 팽창 밸브로 유입된다. 주 냉매 흐름인 M_e 는 팽창이 이루어진 후 저온, 저압의 2상 상태로 증발기로 유입되어 사이클을 완료한다. 액분사 회로로 유입된 M_{li} 는 팽창에 의해 저온, 저압의 상태(상태점 11)로 변화된 후 상태점 12로 표시된 압축기로 유입되어 압축된 냉매 가스와 혼합된다.

이와 같은 액 분사 사이클에서 얻을 수 있는 최대의 장점으로 Fig. 2에 표시된 바와 같이 높은 압축비에도 불구하고 토출되는 냉매의 온도

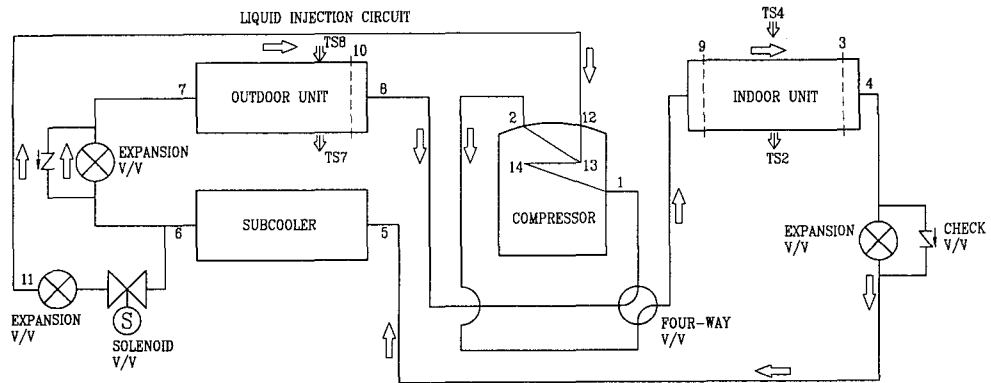


Fig. 1 Schematic diagram of a liquid injection cycle system.

를 크게 저하시킬 수 있는 점과 응축기에서 2상 유동 영역을 증가시켜 난방 능력을 향상시킬 수 있는 점등이다.

2.2 사이클 시뮬레이션

본 연구에서 사이클 시뮬레이션은 Jung과 Radermacher⁽¹⁰⁾가 가정용 냉장고에 적용한 방법을 이용하였다. 이 방법은 증발기에서 흡수되는 열량이 2차 유체인 공기의 유량과 입,출구 온도차와 비열, 밀도 및 현열비(sensible heat ratio, SHR)에 의해 주어진 상태를 이용한다. 또한 증발기와 응축기의 열전달량은 총괄열전달계수(U)와 열교환면적(A)에 의해 지정되어진다. 즉, 이와 같이 주어진 UA에 대해 각 열교환기에서의 열전

달은 다음과 같이 수식화 된다.

$$F_{supc} = (TS8 - Ts10) / (TS8 - TS7) \quad (1)$$

$$F_{subc} = (TS2 - Ts9) / (TS2 - TS4) \quad (2)$$

$$F_{subc} = (T3 - TS4) / (TS2 - TS4) \quad (3)$$

$$F_{tpc} = 1 - F_{subc} - F_{subc} \quad (4)$$

$$LMTD_e = (1 - F_{supc})LMTD_{tpc} + F_{supc}LMTD_{supc} \quad (5)$$

$$LMTD_c = F_{subc}LMTD_{subc} + (1 - F_{subc} - F_{supc})LMTD_{tpc} + F_{supc}LMTD_{supc} \quad (6)$$

$$Q_e = U_e A_e LMTD_e E_{hx} \quad (7)$$

$$Q_c = U_c A_c LMTD_c E_{hx} \quad (8)$$

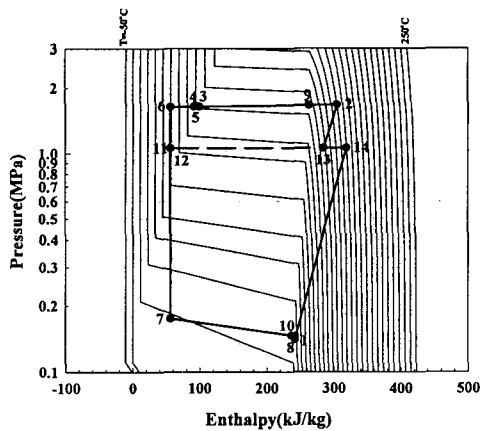


Fig. 2 P-h diagram of a liquid injection cycle.

위 식에서 F는 증발기 혹은 응축기의 전체 열량에 대한 냉매의 상태 변화에 따른 열량 비율을 나타내며, 하첨자에서 sup, sub, tpc는 과열, 과냉 및 이상(二相) 상태를 각각 나타낸다. 또한 이들 첨자 끝의 c와 e는 각각 응축기와 증발기를 표시한다. Ts는 반복 계산을 통하여 각 열교환기에서

Table 1 Simulation conditions

Variables	Unit	Values			
TS8(Air temperature entering evaporator)	°C	27.0*	7.0**	-7.76	-15.2
TS7(Air temperature leaving evaporator)	°C	15.0	4.0	-9.26	-17.4
SHR(Sensible heat ratio)	-	0.625	0.585	0.373	0.610
TS4(Air temperature entering condenser)	°C	35.0	21.0	21.0	21.0
VFE(Volume flow rate of air in evaporator)	m ³ /min	54.0	16.6	15.0	15.0
VFC(Volume flow rate of air in condenser)	m ³ /min	16.6	54.0	54.0	54.0
DSH(Degree of superheat)	°C	5.0	5.0	11.5	8.0
DSC(Degree of subcooling)	°C	4.0	25.0	31.0	34.0
ΔP_e (Pressure drop in evaporator)	MPa	0.03	0.03	0.03	0.03
ΔP_c (Pressure drop in condenser)	MPa	0.03	0.03	0.03	0.03
UA _e (UA value of evaporator)	kW/°C	0.35	0.55	0.44	0.33
UA _c (UA value of condenser)	kW/°C	0.77	0.35	0.35	0.35
CIEFF(Isentropic efficiency of compressor)	-	0.7	0.8	0.648	0.64
CMEFF(Product of motor & mechanical efficiency of compressor)	-	0.65	0.525	0.445	0.476
M _l /M _e (Liquid injection fraction)	-	0.0	0.0	0.13	0.15
Pr1(Liquid injection pressure ratio = (P _{ini} -P _{suc})/(P _{dis} -P _{suc}))	-	-	-	0.6	0.6

* Standard condition for cooling, ** Standard condition for heating.

의 에너지 균형을 맞추어 가는 과정에서 필요한 변수를 나타낸다. 따라서 실제 계산에서의 F는 2차 유체에서 얻게 혹은 잃게 되는 열교환량과 냉매의 엔탈피 차이로부터 구해진다. LMTD는 대수평균온도차를 나타내며 사용된 하첨자의 의미는 열량 비율의 경우와 동일하다. 그리고 E_{hx}는 열교환기의 종류에 따른 보정 계수이다.

증발기에서 흡수되는 열량이 주어진 상태에서 냉매의 질량 유량과 압축일은 압축기의 효율과 증발기 및 응축기의 운전 조건에 따라 변화하게 된다. 본 연구에서의 이러한 용량 조절이 인버터를 사용함으로써 가능하며, 압축기의 등엔트로픽 효율은 액분사가 이루어진 경우(외기 온도가 약 -7°C 이하)에 대하여 액분사량이 0%에서 30%로 증가함에 따라 0.7에서 0.58로 선형적인 감소가 발생하는 것으로 가정하였다. 그 이유는 냉매 압축기는 기본적으로 증기 압축기이므로 액 분사가 발생할 경우 유입된 액 냉매의 팽창으로 인하여 압축 일이 증가하여 단열 효율이 감소할 것으로 예측했기 때문이다. 또한 액분사 회로를 통하여 유입된 액 냉매의 유량은 증발기를 통과하는 냉매 유량과의 비율로서 입력하였으며 압축기에서 압축되고 있는 증기와는 서로 단열 혼합된다고 가정하였다.

열교환기와 연결관 내에서 발생할 수 있는 압력 강하와 온도 변화를 고려하였으며 과냉각기와 압축기 흡입측에서 얻게되는 과냉도와 과열도는

입력으로써 지정하는 방법을 이용하였다.

시뮬레이션에 필요한 변수와 이들의 상관 관계를 표현하는 비선형 방정식들은 역시 Jung과 Radermacher⁽¹⁰⁾가 사용한 방법으로 풀이하였으며 이 때 사용된 냉매(R-22)의 물성치는 미국표준연구소(NIST)의 REPROP Ver. 6.01⁽¹¹⁾을 활용하여 계산하였다.

3. 실험 결과와의 비교

시뮬레이션 방법의 타당성을 조사해 보기 위하여 외국으로부터 도입한 건본품(RAS J63형, 2.5마력 상당)에 대한 성능 시험 결과와 계산 결과를 비교하였다. 여기서 성능 시험은 생산기술연구원에 설치된 공기엔탈피 방식의 Psychrometric Tester를 이용하였으며 시험 장비에 표시되는 데이터 외에 17개의 열전대(J type)와 실외기 기판에 표시되는 운전 정보를 이용하여 시스템내의 온도와 압력에 대한 정보를 획득하였다.

Table 1은 KSB 6369에 언급된 냉방 및 난방 표준 조건과 액분사 사이클이 작동되는 저온의 외기 상태에 대한 시뮬레이션 조건을 보인 것으로 공기 온도 및 유량 등은 실험으로 측정된 값이며 이 밖의 조건은 추정된 데이터이다. 이와 같이 추정된 데이터는 Table 2에 보인 바와 같은 실험적으로 측정된 주요 특성치를 얻기 위해 시행 착오적으로 구한 값들로서 일종의 설계 데이

Table 2 Comparison between experimental and simulation results

Items	Experiment				Simulation			
	Outdoor temperature(°C)	35.0*	7.0**	-7.76	-15.2	35.0*	7.0**	-7.76
Discharge pressure(MPa)	1.80	1.90	1.70	1.60	1.89	1.90	1.77	1.67
Suction pressure(MPa)	0.47	0.36	0.12	0.1	0.50	0.38	0.20	0.14
Discharge temperature(°C)	93.0	88.2	93.2	90.7	90.6	90.6	92.5	90.3
Suction temperature(°C)	4.64	-2.88	-12.4	-25.4	4.8	-2.8	-12.4	-24.6
Air temperature leaving condenser(°C)	47.1	47.1	45.0	45.4	45.0	48.6	46.1	43.9
Cooling or heating capacity(kW)	7.243	8.331	7.537	6.860	7.245	8.320	7.543	6.890
Power consumption(kW)	3.497	3.678	5.410	5.090	3.512	3.640	5.390	5.060
EER	2.07	2.260	1.393	1.348	2.06	2.286	1.399	1.362

* Standard condition for cooling, ** Standard condition for heating.

터로 볼 수 있다. 여기서 밀폐형 압축기의 모터 효율과 기계적인 효율의 곱은 시뮬레이션으로 구한 압축기의 소비 동력을 실험적으로 측정된 에너지 효율(Energy Efficiency Ratio, EER)로 환산하기 위해 임의로 취한 데이터로서 참고 자료로 제시한 것이다. 그리고 Pr1으로 표현된 액분사 압력비는 몇 가지 사전 계산에 의해 최적이라 판단된 값을 이용한 것이며 그 타당성에 대해서는 다음에 언급할 예정이다. 최종적으로 Table 1과 같은 조건으로부터 계산된 결과는 Table 2에 보인 바와 같이 실험치와 비교적 잘 일치함을 알 수 있다. 이 결과로부터 본 연구에서 시도한 시뮬레이션 방법의 타당성을 확보할 수 있었다.

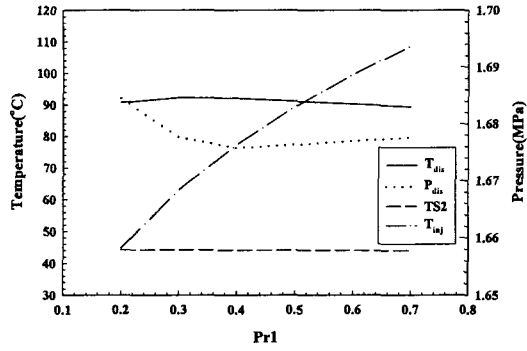
4. 액분사 사이클의 최적화

액분사 사이클을 활용하는 데 있어서 가장 중요한 변수로는 액분사 압력과 분사량의 결정이라 할 수 있다. 여기서는 개발된 시뮬레이션 방법을 이용하여 두 가지 변수에 따른 성능 변화를 살펴봄으로써 최적화 방안을 제시하였다. 여기서 성능 변화의 조사는 Table 1에 보인 외기 온도 -15.2°C일 때의 조건을 사용하였으며 이 때 액분사 압력 혹은 액분사량을 제외한 다른 조건은 일정하게 두고 수행되었다.

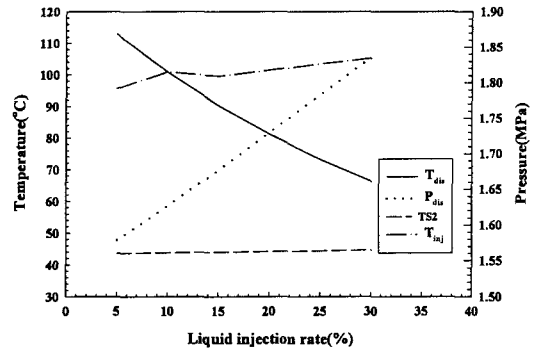
Fig. 3은 액분사 압력의 변화에 따른 열펌프의 주요 특성 변화를 보인 것으로 액분사가 압축기의 토출 측에 접근함에 따라 난방 성능은 약간 저하하나 압축일의 감소가 더 커짐으로 인해서 열펌프의 성능이 증가함을 알 수 있다. 한편 Pr1이 0.3~0.4 부근에서 질량 유량이 최소가 되고 이로 인해 응축기에서 2상 영역의 열전달량이 감소하는 현상을 보였는데 이것은 냉매 액과 압축

중인 가스가 단열적으로 혼합되는 가정에 따라 주어진 압축기의 단열 효율로써 계산된 냉매의 토출 온도가 상대적으로 높아져 결과적으로 응축기에서의 과열 영역이 커진 것으로 나타났기 때문인 것으로 사료된다. 한편 그림에서 액분사가 시작되는 시점의 압축 가스 온도는 Pr1이 증가함에 따라 계속 증가함을 볼 수 있는데 이 온도 역시 압축기의 보호 측면에서 중요한 변수가 된다. 따라서 Fig. 3으로부터 Pr1은 열펌프의 성능이 우수하면서도 액분사 시점의 가스 온도가 압축기의 토출 온도와 동일한 수준이 되는 0.5~0.6 부근이 최적이라 판단된다. 여기서 0.6의 Pr1은 액 혹은 가스 분사 사이클에서 중간압으로 많이 채택하고 있는 식($P_{inj}/P_{suc} = \sqrt{(P_{dis}/P_{suc})}$)⁽⁵⁾으로 계산한 값과 가장 유사한 값을 보임을 알 수 있으며 따라서 앞 절에서의 계산에도 이 값을 사용한 것이다.

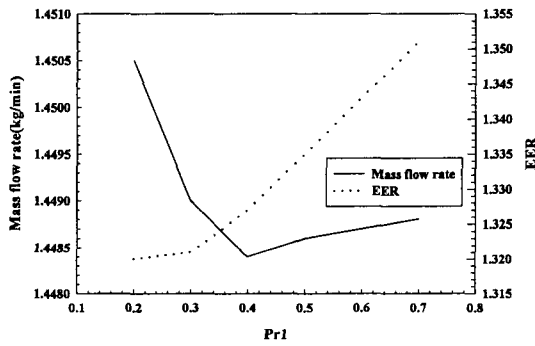
Fig. 4는 액분사량(M_{li}/M_e)에 따른 성능 변화를 보인 것으로 분사량이 증가함에 따라 압축기의 토출 가스 온도는 급격히 감소하나 토출 압력이 증가하게 되며 이에 따라 압축일과 용량이 증가함을 알 수 있다. 그러나 용량의 증가 보다 압축일의 증가분이 더 크게 되어 열펌프의 성능은 감소하게 됨을 볼 수 있다. 또한 토출 가스 온도의 저하에 의해 응축기에서 2상 영역의 열전달량이 증가함을 알 수 있다. Fig. 4로부터 액분사량은 토출 가스가 냉매 오일을 열화시키지 않을 정도(10~15%)를 유지하는 것이 최적이며 따라서 분사량의 제어는 토출 가스의 온도 정보를 이용하는 것이 바람직하다고 판단된다.



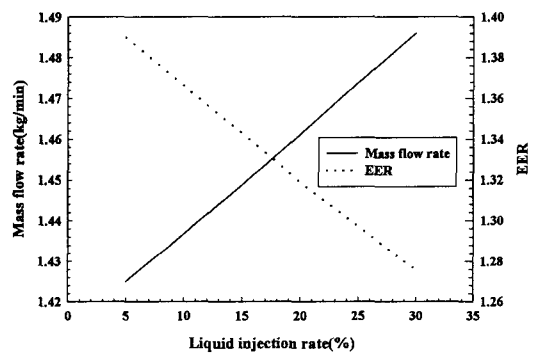
(a) Temperature & pressure



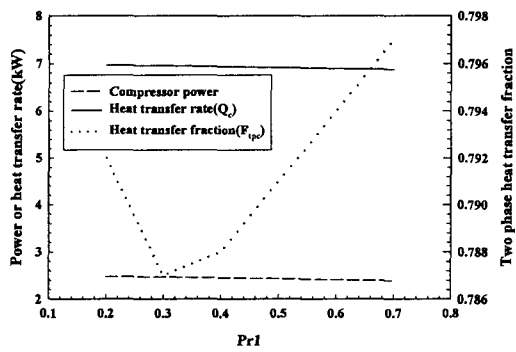
(a) Temperature & pressure



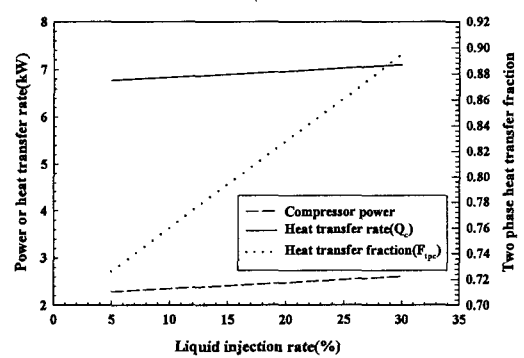
(b) Mass flow rate & EER



(b) Mass flow rate & EER



(c) Heat transfer



(c) Heat transfer

Fig. 3 Heat pump performance for various Pr1.

Fig. 4 Heat pump performance for various liquid injection rate.

5. 결론

국내 겨울철 환경에 적합한 공냉식 열펌프의 개발을 위한 기초 설계 자료를 제공하기 위하여 액분사를 이용한 사이클에 대한 시뮬레이션을 수행하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 액분사를 이용한 사이클 시뮬레이션 결과는 견본품에 대한 시험 결과와 비교할 때 잘 일치하였으며 이를 통하여 기본적인 설계 데이터를 함께 제공할 수 있었다.

(2) 액분사 사이클의 액분사 압력은 압축기의 보호와 성능을 고려할 때 Pr1이 0.6 정도가 가장 적합한 것으로 판단되었다.

(3) 액분사량은 토출 가스가 냉매 오일을 열화시키지 않을 정도(증발기내 유량 대비 10~15%)를 유지하는 것이 최적이며, 분사량의 제어는 토출 가스의 온도 정보를 이용하는 것이 바람직하다고 판단되었다.

후 기

본 연구는 에너지관리공단 R&D 본부의 지원으로 이루어진 것으로 관계자들에게 감사를 표하는 바입니다.

참고 문헌

- Heat Pumps in Japan, 1996, The 4th Edition, Heat Pump Research Center, Tokyo.
- Sami, S. M. and Tulej, P. J., 1995, A new design for an air-source heat pump using a ternary mixture for cold climates, Heat Recovery & CHP, Vol. 45, No. 6, pp. 521-529.
- Noriaki Horiuchi, 1997, Development of packaged air conditioners for cold regions, Refrigeration, Vol. 72, NO. 837, pp. 45-49.
- T. Honma, K. Watanabe, K. Kouno, 1997, Research of packaged air conditioners for cold regions, Research report of Hokkaido Electric Power, Vol. 28, pp. 25-30.
- Yanagisawa, T., Dutta, K. A., Flemin, J. S. and Fukuta, M., 1997, A study of a refrigeration cycle driven by a liquid refrigerant injected compressor, Proceeding of the ASME, Advanced Energy Systems Division, pp. 295-302.
- Holtzapple, M. T., 1989a, Reducing energy costs in vapor-compression refrigeration and air conditioning using liquid recycle - part I : Comparison of ammonia and R-12, ASHRAE Trans. Vol. 95, pp. 179-186.
- Holtzapple, M. T., 1989b, Reducing energy costs in vapor-compression refrigeration and air conditioning using liquid recycle - part II : Performance, ASHRAE Trans. Vol. 95, pp. 187-198.
- Holtzapple, M. T., 1989c, Reducing energy costs in vapor-compression refrigeration and air conditioning using liquid recycle - part III : Comparison to other energy-saving cycles, ASHRAE Trans. Vol. 95, pp. 199-205.
- Diab, T. A. R. and Gephart, J., 1991, Compressor technologies for low temperature applications of R-22, Int. J. Refrig., Vol. 14, pp. 5-9.
- Jung, D. S. and Radermacher, R., 1991, Performance simulation of single-evaporator domestic refrigerators charged with pure and mixed refrigerants, Int. J. Refrig., Vol. 14, pp. 223-232.
- McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Database (REFPROP), Version 6.01, NIST, Boulder, CO.