

R22와 R407C를 적용한 스크류 압축기의 이코노마이저 성능 시뮬레이션

박상현* · 장영수** · 김영일† · 김용찬*** · 남임우****
(2001년 7월 27일 접수, 2001년 12월 15일 심사완료)

Simulation of the Economizer Performance of a Screw Compressor Using R22 and R407C

Sang-Hyon Park, Young-Soo Chang, Youngil Kim, Youngchan Kim and
Leem-Woo Nam

Key Words: R22, R407C, Screw Compressor(스크류 압축기), Economizer(이코노마이저)

Abstract

Screw compressor type chiller is widely used in refrigeration for capacity over 30 RT. To enhance the chiller performance, an economizer which increases the cooling capacity and COP can be adopted. In this study the performance of an economizer is studied by using a simulation program. Simulation results are compared with experiment data to verify the validation of a simulation program. Maximum economizer injection pressure is estimated and the performance of an economizer for various evaporation and condensation temperatures is calculated. From the results, the performance enhancement of an economizer by using R22 and R407C is compared.

기호설명

A : 누설 면적 [m^2]
 C : 유량계수
 COP : 냉동기 성능계수
 D : 이코노마이저 분사 구경 [mm]
 h : 엔탈피 [kJ/kg]
 m : 압축공간 내부의 냉매 질량 [kg]

\dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 P : 압력 [kPa]
 Q : 냉방용량 [kW]
 s : 엔트로피 [kJ/(kg · K)]
 T : 온도 [$^{\circ}C$]
 ΔT_{pinch} : 최소 접근 온도차 [$^{\circ}C$]
 u : 내부 에너지 [kJ/kg]
 UA : 총괄열전달계수 [kW/K]
 v : 속도 [m/s]
 W : 압축일 [kJ]
 V : 압축기 배출량 [m^3/s]
 η_{eco} : 무차원 분사 냉매유량
 ρ : 냉매의 밀도 [kg/ m^3]

* 회원, 고려대학교 기계공학과 대학원
 ** 회원, 한국과학기술연구원 열유동제어연구센터
 *** 회원, 고려대학교 기계공학과
 **** 회원, (주)센추리 기술연구소
 † 책임저자, 회원, 한국과학기술연구원
 열유동제어연구센터
 E-mail : yikim@kist.re.kr
 TEL : (02)958-5675 FAX : (02)958-5689

하첨자

<i>b</i>	: 2차 유체
<i>comp</i>	: 압축기
<i>cond</i>	: 응축기
<i>e</i>	: 유출부
<i>eco</i>	: 이코노마이저
<i>eva</i>	: 증발기
<i>exp</i>	: 실험
<i>h</i>	: 노즐의 고압부
<i>i</i>	: 유입부
<i>l</i>	: 노즐의 저압부
<i>o</i>	: 이코노마이저가 없을 때의 성능
<i>sim</i>	: 시뮬레이션
<i>t</i>	: 노즐 스톱틀

1. 서론

스크류 압축기는 일정한 크기의 하우징 내에 서로 맞물려 있는 두 나선형 로터(screw rotor)가 회전함에 따라 두 로터 사이의 밀폐체적이 감소되어 냉매가 압축되는 용적식 압축기의 일종으로 순수 회전운동에 의하여 압축이 일어나므로 진동 및 소음이 거의 없으며, 흡입 및 토출밸브가 없어 수명이 반영구적이다. 이러한 장점으로 인하여 스크류 압축기는 기존의 왕복동식 압축기를 채용한 산업용 공기압축기를 빠른 속도로 대체해 나가고 있으며, 30~100 RT 급의 중대형 냉동기에 널리 적용되어지고 있다.

스크류 압축식 냉동기의 성능을 높이기 위한 방법으로서, 스크류 압축기에 이코노마이저를 적용할 수 있다. 이코노마이저는 응축기 유출 액 냉매 일부를 팽창시킨 저온의 포화냉매를 응축기 유출 액냉매와 열교환시킨 후 스크류 압축기 내부로 분사하는 장치로서, 응축기 유출 냉매의 과냉도를 증가시켜 냉방출력을 높이고, 압축기 출구의 냉매온도를 저하시켜 압축일을 감소시킨다.

스크류 압축기에 대한 연구는 많이 수행되었으나,⁽¹⁻³⁾ 이코노마이저를 적용한 스크류 압축기에 대한 연구는 많지 않다. Jonsson⁽⁴⁾에 의하여 감압통(flash tank)형 이코노마이저 사용시 냉동시스템의 성능향상이 해석되었다. Högberg and Berntsson⁽⁵⁾은 순수냉매인 R22와 R22-R152a, R22-R142b, R22-R114의 혼합냉매에 대하여 이코노마이저를 적용하여 순수냉매와 혼합냉매간의

성능을 비교, 연구하였다. 그러나 이코노마이저 열교환기 열전달 성능에 따른 분사압력과 시스템의 성능해석에 대한 연구는 많이 이루어지지 않고 있다.

기존의 스크류 냉동기들은 HCFC계열인 R22를 냉매로 채용하여 왔으나, R22의 오존층파괴지수가 높으므로 그 사용이 제한될 예정이다. R22의 대체 냉매로서 거론되고 있는 후보 중에 가장 유력한 것으로 R407C를 들 수 있다. R407C는 R32, R125, R134a의 혼합물로서 R22와 증발압, 체적용량 등이 비슷하여, 기존 냉동기의 개조를 최소화하여 적용할 수 있는 장점이 있다. R407C는 혼합냉매의 특성으로 인하여 증발과 응축시 기상과 액상의 성분비가 변화하며 이로 인하여 액상과 기상간에 물질전달이 발생한다. 물질전달로 인하여 R407C와 같은 혼합냉매는 순수냉매에 비하여 증발과 응축시 열전달 성능이 감소하게 된다.⁽⁶⁻⁸⁾

이러한 열전달 성능 감소로 시스템의 성능은 Lee et al.⁽⁹⁾의 연구에 따르면 R407C 적용시 R22 적용시에 비하여 냉방용량은 10~20%, 성능계수는 20~30% 감소한다. R407C 적용시 이러한 성능 감소를 보상하기 위한 한 방법으로서 이코노마이저의 사용을 고려할 수 있다.

본 연구에서는 스크류 압축기 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 R22와 R407C를 작동 냉매로 적용했을 경우에 대하여 이코노마이저 열교환기 열전달 성능에 따른 분사압력과 냉동 시스템의 냉방용량, 성능계수, 이코노마이저 분사유량 등 이코노마이저 성능을 분석하였다.

2. 이코노마이저 성능 실험

본 연구에서 사용한 30 RT급 상용 스크류 압축식 냉동기는 Fig. 1과 같이 이코노마이저가 설치되어 압축기 중간단에 냉매가스를 분사하도록 하여, 이코노마이저 채용에 따른 냉동기의 성능향상 실험을 할 수 있도록 구성되어 있다. 응축기와 증발기로는 원통-관형 열교환기를 적용하였으며 이코노마이저로는 판형 열교환기를 설치하였다. 응축기 방열 열량과 증발기 냉방용량은 크라인의 유량과 입출구 온도차를 측정하여 구하였으며, 압축기 소요동력은 전력계를 이용하여 측정하였다. 주 냉매유량과 이코노마이저 유량은 질량유량계를 이용하여 측정하였다.

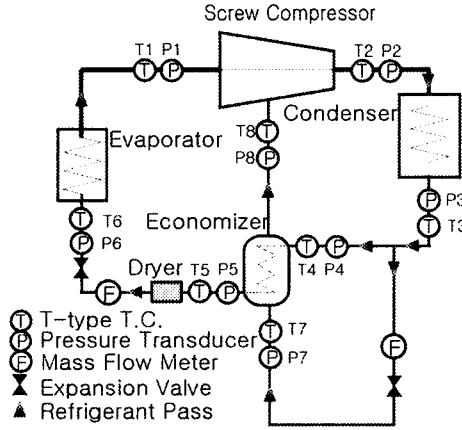


Fig. 1 Schematic diagram of the screw chiller

Table 1 Specifications of economizer heat exchanger

Size	520 mm × 110 mm × 76 mm
Plate number	28
Each plate area	0.0572 m ²
Plate pitch	2.714 mm

실험 장치에 설치되어 있는 이코노마이저 열교환기의 사양은 Table 1과 같다. 이코노마이저 분사 위치는 용적비가 1.02인 위치이고, 분사 구경은 12 mm이다. 이코노마이저 분사량은 수동 팽창밸브를 이용하여 조정하였다.

실험시 냉매 액이 압축기로 들어가는 것을 방지하기 위해 이코노마이저 출구에서 냉매가스의 과열도는 0℃ 이상으로 유지하였다.

Table 2에 실험 조건들을 나타내었다. 실험 결과의 신뢰성은 선행 연구에서 검증하였으며⁽¹⁰⁾ 약 5%의 냉방용량 오차를 가진다.

3. 스크류 압축기 시뮬레이션

3.1 시뮬레이션 과정

본 시뮬레이션 프로그램은 Fig. 2와 같이 스크류 수로터의 회전각에 따른 기하학적 해석값과 가공 및 조립 공차 등을 입력으로 하여, 질량 보

Table 2 Experimental conditions

Case no.	$T_{b,cond,i}$ [℃]	$T_{b,cond,e}$ [℃]	$T_{b,eva,i}$ [℃]	$T_{b,eva,e}$ [℃]
1	29	34	-3	-8
2	29	34	12	7
3	27	32	2	-3
4	32	37	12	7

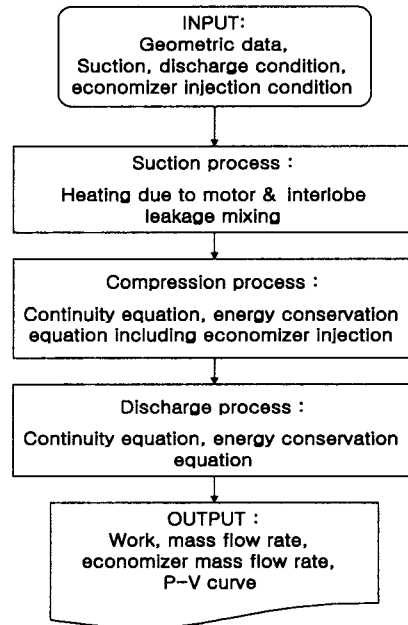


Fig. 2 Flow chart of screw compressor simulation program

존방정식과 에너지 보존방정식을 이용하여 압축 과정을 시뮬레이션한다. 결과로는 압축기의 체적 효율과 단열효율, 압축일, 이코노마이저를 통하여 압축기로 분사되는 냉매유량을 얻게 된다.

3.2 스크류 로터의 기하학적 해석

시뮬레이션에서 사용된 스크류 로터 치형의 모습을 Fig. 3에, 사양을 Table 3에 각각 나타내었다. 본 스크류 로터는 KIST에 설치되어 있는 30 RT급 스크류 압축기의 치형과 동일하게 설정하여, 시뮬레이션 결과를 실험 측정값과 비교할 수 있도록 하였다. 스크류 로터 치형으로부터 수로

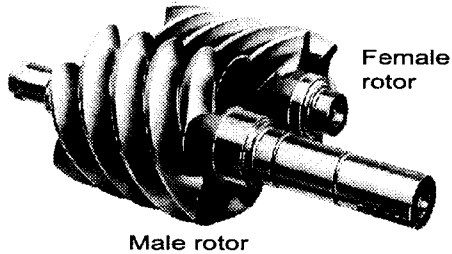


Fig. 3 Screw compressor rotor

Table 3 Specifications of screw compressor rotor

Number of male/female rotor lobe	5+7
Outer diameter of male rotor [mm]	107.50
Outer diameter of female rotor [mm]	104.92
Wrap angle of male rotor [deg]	244
Rotor length [mm]	122
Built-in volume ratio	2.4
Economizer port built-in volume ratio	1.02
Economizer port diameter [mm]	12

터 회전각에 따른 로터의 갖힘 체적, 로터 팁 간극을 통한 누설길이, 로터 사이 간극을 통한 누설길이, blow hole의 면적, 토출구의 면적, 이코노마이저 포트의 면적 등을 계산한다.

3.3 누설 모델링

누설경로를 통한 냉매의 유동은 이동 경계와 기하학적으로 복잡한 누설경로 형상에 영향을 받으나, 본 연구에서는 노즐을 통과하는 1차원 유동으로 단순화시켜 냉매 누설과정을 모델링하였다.

식 (1)의 하첨자 t 는 노즐목(throat)에서의 상태를 의미하며, 노즐목에서 냉매압력은 하류의 압력과 같고, 냉매가 이상적 단열과정을 통해 상류의 압력으로부터 하류의 압력까지 팽창하면서 가속되는 것으로 가정한다.⁽¹¹⁾

$$\dot{m} = C \rho_t v A \quad (1)$$

$$\text{여기에서, } \rho_t = f(P_t, s_h)$$

$$v = \sqrt{2(h_h - h_t)}$$

$$h_t = f(P_t, s_h)$$

본 시뮬레이션에서 고려한 누설은 로터 팁 간극을 통한 누설, 암로터와 수로터 사이 간극을 통한 누설, blow hole을 통한 누설이다.⁽¹²⁾ 유량 계수 C 는 실험에서 얻어진 효율곡선과 시뮬레이션 프로그램에서 얻어진 효율곡선이 같은 경향성이 나오도록 정하였다.⁽¹³⁾

3.4 이코노마이저 유동 모델링

이코노마이저 유동은 분사시점의 압축기와 분사구 사이의 압력 차에 의하여 일어나므로 누설 유동과 같은 1차원 노즐 유동으로 모델링하였다. 시뮬레이션 프로그램에서는 압축기의 이코노마이저 분사 위치(압축기 체적비)가 입력되면, 회전각에 따른 분사 면적 변화를 고려하여 이코노마이저 분사 유량을 계산하였다.

3.5 열역학적 모델링

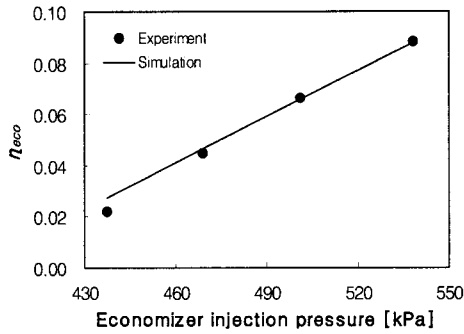
누설과 이코노마이저 유동을 고려하여 다음과 같은 에너지 방정식을 얻을 수 있다.

$$\dot{m}_i h_i + \dot{m}_{eco} h_{eco} = \frac{d(mu)}{dt} + \dot{m}_e h_e - \dot{W} \quad (2)$$

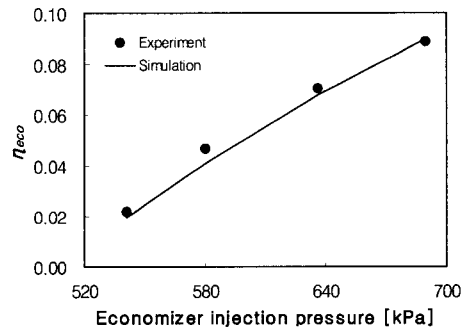
식 (2)에서 \dot{m}_i 와 \dot{m}_e 는 각각 압축공간에서 유입, 유출되는 누설량, m 은 압축공간 내부의 냉매 질량, \dot{m}_{eco} 는 압축공간으로 유입되는 이코노마이저 유량, \dot{W} 는 압축일을 나타낸다. 에너지 방정식은 흡입, 압축, 토출 과정에 대하여 적용이 된다.

스크류 압축기는 밀폐형 압축기로서 모터가 냉매 흡입측에 위치하므로 모터의 발생열에 의하여 흡입 냉매가스가 과열되는 현상이 발생한다. 이러한 냉매가스의 과열 현상을 압축기 모터효율을 이용하여 흡입 과정에서 모델링하였으며, 또한 압축과정에서 암로터와 수로터 사이 간극을 통한 누설량에 의하여 흡입 냉매가스가 과열되는 현상도 고려하였다.

시뮬레이션에 사용된 냉매(R22, R407C)의 물성



(a) R22



(b) R407C

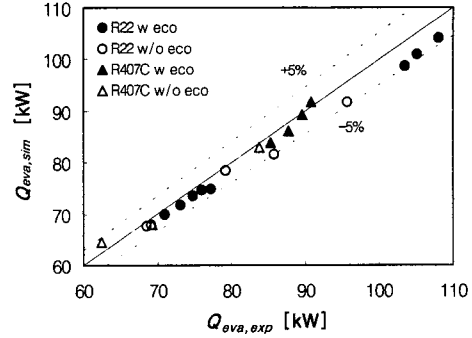
Fig. 4 Economizer mass flow rate at various economizer injection pressures

치는 미국표준연구소(NIST)의 REFPROP ver. 6.0⁽¹⁴⁾을 사용하여 계산하였다.

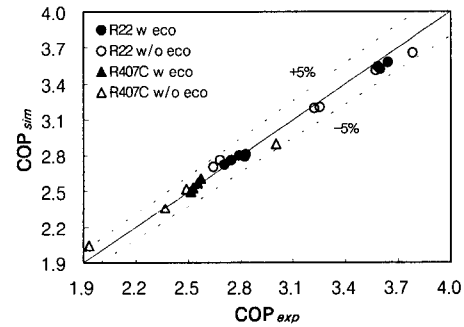
4. 결과 및 해석

4.1 성능 시뮬레이션 검증

본 연구에서는 먼저 시뮬레이션 프로그램의 타당성을 검증하기 위하여 실험과 같은 조건에서 시뮬레이션을 수행하여 이코노마이저 분사 압력에 따른 이코노마이저 유량, 냉방용량과 성능계수를 구하였다. Fig. 4는 식 (3)에서 정의한 무차원 이코노마이저 분사유량을 분사 압력에 따라 나타내었다. R407C의 이코노마이저 분사유량은 R22와 동일한 유량계수를 적용하여 계산하였다.



(a) Cooling capacity



(b) COP

Fig. 5 Comparison of simulation and experiments

$$\eta_{eco} = \frac{\dot{m}_{eco}}{\rho_{comp,i} \times V} \quad (3)$$

실험과 동일한 조건에서 시뮬레이션을 수행한 결과들을 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 4~5를 보면 이코노마이저 유량은 실험과 시뮬레이션의 결과가 2~12%의 오차가 있으며, 냉방용량과 성능계수는 실험 오차인 ± 5%의 오차 내에 있으므로 본 연구에서 개발한 시뮬레이션 프로그램의 타당성을 신뢰할 만 하다고 판단된다.

4.2 이코노마이저 분사구경에 따른 성능해석

Fig. 6은 이코노마이저 분사구경에 따른 냉방용량의 성능 향상을 보여준다. 성능향상의 정도를 이코노마이저 적용시와 사용하지 않았을 때의 냉방용량 비율로 나타내었다. 분사 구경이 클수

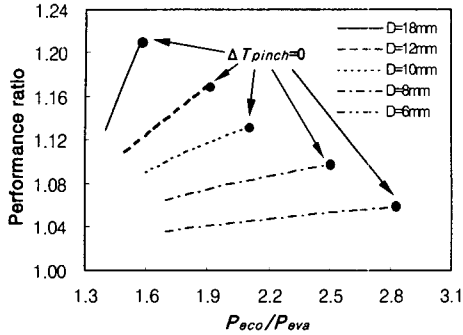


Fig. 6 Performance enhancement of R22 at various economizer diameters

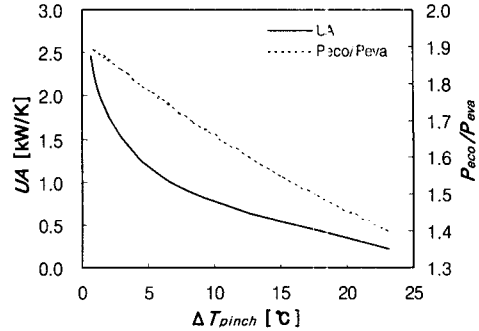


Fig. 8 UA of R22 and economizer pressure

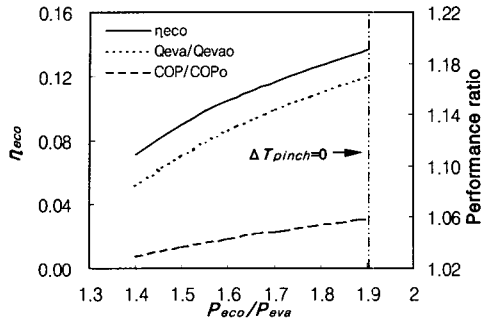


Fig. 7 R22 economizer mass flow rate and performance enhancement

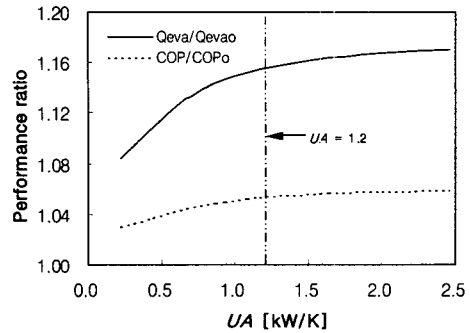


Fig. 9 Performance enhancement with UA

록 압축기안으로 분사되는 유량이 많아져서 용량이 증가하며, 최대 분사압력이 낮아지게 된다. 여기서 최대 분사압력은 액냉매의 출구와 이코노마이저 분사 냉매의 열교환기 입구 온도차가 0°C로 되는 지점이다.

분사구경이 커질수록 용량증가는 크지만 분사구가 설치되어 있는 암로터 한 로브의 길이로 인하여 분사구경의 한계 조건이 존재하며, 그 구경은 약 18 mm이다. 실제 압축기에는 이코노마이저 분사구와 더불어 오일분사구, 약분사구 등이 설치되어 있어, 분사구들의 위치가 서로 겹치지 않도록 분사구경을 정해야 한다. 현재 설치되어 있는 이코노마이저의 분사구경은 12 mm이다.

4.3 R22 적용시 이코노마이저의 성능 해석

R22를 적용하여 계산을 수행할 때 증발 및 응축압력은 각각 500 kPa, 1750 kPa로 설정하였고,

압축기 입구 과열도는 5°C로 하였다. 시뮬레이션에서 적용한 이코노마이저의 분사위치는 용적비 1.02로서, 흡입과정과 겹치지 않으면서 용적비가 낮아 성능 향상이 클 것으로 판단되어 채택하였다. 이코노마이저에서 압축기로 분사되는 냉매가스의 과열도는 5°C로 고정하였다.

Fig. 7은 이코노마이저 분사 압력비에 따른 브차원 이코노마이저 분사량, 냉방용량과 성능계수의 성능 향상 정도를 나타낸다. 분사압력이 높아질수록 이코노마이저 분사량이 증가하면서 냉방용량과 성능계수가 커지는 것을 알 수 있다.

이코노마이저 열교환기에서 최소 온도차 ΔT_{pinch} 는 액냉매의 출구와 이코노마이저 분사 냉매의 열교환기 입구에서 발생한다. 분사 압력비를 높일수록 분사유량이 증가하여 ΔT_{pinch} 가 0°C인 값으로 근접하고, 분사에 의한 성능 향상 폭이 커진다. 그러나 ΔT_{pinch} 가 0°C로 되는 압

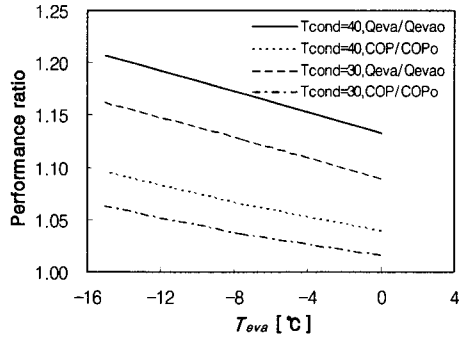


Fig. 10 Performance enhancement at various temperature with R22

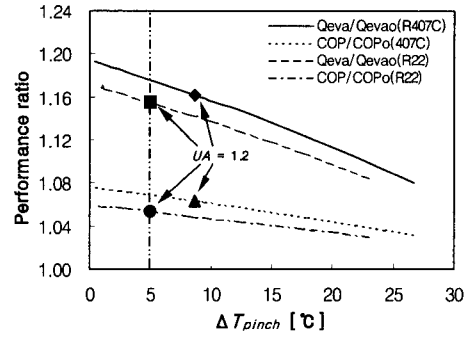


Fig. 12 Performance enhancement of R407C and R22

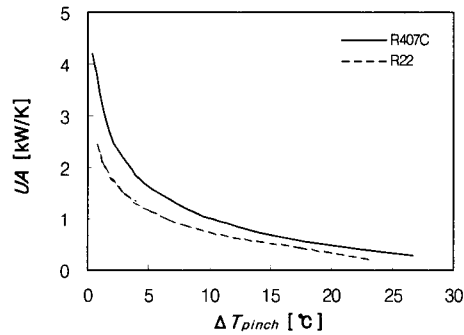


Fig. 11 UA of R407C and R22

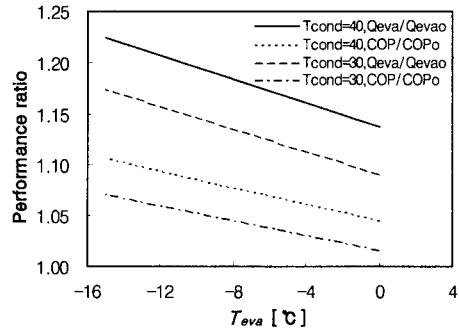


Fig. 13 Performance enhancement at various temperatures with R407C

력비는 이코노마이저에서 분사냉매가 완전히 증발하지 않는 지점으로 압축기로 액냉매 유입이 일어나 압축기에 손상을 줄 수 있는 지점이다. 따라서 ΔT_{pinch} 가 0°C로 되는 분사압력이 주어진 응축기와 증발기 조건에서 이코노마이저 분사로 최대의 성능 향상을 얻을 수 있는 한계점이다.

Fig. 8을 보면 ΔT_{pinch} 가 0°C에 근접할수록 분사 압력은 선형적인 증가를 하는데 반해, 필요한 열교환기 UA는 ΔT_{pinch} 가 작아지면서 급속히 커지는 것을 알 수 있다.

Fig. 9는 UA에 따른 성능향상을 보여준다. UA가 0.5 kW/K에서 1.0 kW/K로 증가할 때 냉방용량은 3.4%, 성능계수는 1.15% 향상되었고, 1.0 kW/K에서 1.5 kW/K으로 증가할 때는 냉방용량은 1.3%, 성능계수는 0.51% 향상이 있으므로 UA가 증가함에 따라 성능 향상 폭이 작아지는 것을 알

수 있다. 열교환기의 경제성을 고려할 때 ΔT_{pinch} 를 약 5°C로 유지하는 것이 타당하다고 생각되고, 시뮬레이션에서 ΔT_{pinch} 를 5°C로 유지하였을 때 얻어진 UA는 1.2 kW/K이다.

UA를 1.2 kW/K으로 유지한 상태에서 증발온도와 응축온도를 변화시켜 가면서 이코노마이저 사용시 냉방용량과 성능계수의 향상 정도를 계산하여 Fig. 10에 나타내었다. 증발온도가 0°C이고 응축온도가 30°C일 때 냉방용량은 9%, 성능계수는 2% 증가한다. 또한 증발온도가 -15°C이고 응축온도가 40°C이면 냉방용량은 20%, 성능계수는 10%가 증가하므로 압력비가 높을수록 이코노마이저에 의한 성능 향상의 폭이 커짐을 알 수 있다.

4.4 R407C 적용시 이코노마이저의 성능 해석

R407C 시뮬레이션은 R22와 동일한 조건에서 성능을 비교하기 위해 R407C에서 증발, 응축 이

상영역 양 끝단의 평균온도가 R22의 증발, 응축 온도에 해당하도록 하여 증발 압력이 498.55 kPa, 응축압력이 1882 kPa일 때 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig. 11에 이코노마이저 분사 압력을 변화시키면서 필요한 UA 와 ΔT_{pinch} 의 관계를 구하여 나타내었다. 동일한 ΔT_{pinch} 에서 R22와 R407C의 UA 값을 비교하면 R407C의 경우가 더 큰 값을 가진다. ΔT_{pinch} 가 5℃일 경우를 보면 R407C가 R22보다 이코노마이저 열교환기 열교환 열량은 17.7%, UA 는 43.2% 가량 높으므로, 동일한 ΔT_{pinch} 에서 R407C의 대수평균 온도차가 R22보다 작음을 알 수 있다. 동일한 ΔT_{pinch} 에서 R407C의 대수평균 온도차가 R22보다 작은 것은 증발시 온도 기울기 때문이다. Fig. 12를 보면 R22와 동일한 ΔT_{pinch} 에서 이코노마이저에 의한 성능향상이 R407C가 R22보다 평균적으로 냉방용량은 2%, 성능계수는 1.3% 높다. 그러나 UA 를 동일하게 1.2 kW/K으로 적용하였을 때에는 R407C와 R22의 성능향상이 거의 비슷함을 알 수 있다.

UA 를 R22 시뮬레이션과 동일하게 1.2 kW/K으로 유지한 상태에서, 증발온도와 응축온도를 변화시켜 가면서 이코노마이저 사용시 냉방용량과 성능계수의 향상 정도를 계산하여 Fig. 13에 나타내었다. 시뮬레이션 계산시 증발온도와 응축온도는 증발, 응축 이상영역 양 끝단의 평균온도가 되도록 하였다. 증발온도와 응축온도의 변화에 따른 이코노마이저 성능향상은 R22 적용시와 거의 비슷한 성능향상을 보여준다. 이는, 이코노마이저 사용에 의한 성능향상 정도가 R407C가 R22와 비슷하다는 것을 의미한다. 근본적으로 R407C의 성능이 R22보다 낮기 때문에(냉방용량 : 10~20%, 성능계수 : 20~30%), R407C를 적용할 경우 성능저하를 보상하기 위한 한 방법으로 이코노마이저의 사용을 고려할 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 스크류 압축기의 시뮬레이션 프로그램을 개발하여 순수냉매와 혼합냉매에 대하여 이코노마이저 적용시 성능을 예측할 수 있도록

하였다. 개발된 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 이코노마이저 분사 구경이 클수록 성능향상이 증가한다. 그러나 분사구가 설치되어 있는 압로터 한 로브의 길이로 인하여 분사 구경의 한계 조건이 존재한다.

(2) 이코노마이저 분사 압력을 높일수록 성능이 향상되고, 주어진 증발, 응축온도에서 최대 이코노마이저 분사압력은 ΔT_{pinch} 가 0℃로 되는 압력이다.

(3) R22 적용시 UA 를 1.2 kW/K으로 유지한 상태에서 시뮬레이션을 수행한 결과 압력비가 높을수록 이코노마이저에 의한 성능향상의 폭이 커져 증발, 응축온도가 -15℃, 40℃이면 냉방용량은 20%, 성능계수는 10%가 증가한다.

(4) R22와 동일한 ΔT_{pinch} 에서는 R407C가 대수 평균 온도차가 작아 큰 UA 가 요구되므로 성능향상이 더 크지만, 동일한 UA 에서는 R22와 성능향상이 비슷하다.

참고문헌

- (1) Singh, P. and Patel, G., 1984, "A Generalized Performance Computer Program for Oil Flooded Twin-screw Compressors," *International Compressor Engineering Conference, Purdue*, pp. 544~551.
- (2) Fujiwara, M., Kasuya, K., Matsunaga, T. and Watanabe, M., 1984, "Computer Modeling for Performance of Rotary Screw Compressor," *International Compressor Engineering Conference, Purdue*, pp. 536~543.
- (3) Hanjalić, K. and Stošić, N., 1997, "Development and Optimization of Screw Machines With a Simulation Model- Part II: Thermodynamic Performance Simulation and Design Optimization," *ASME J. Fluids Engineering*, Vol. 119, pp. 664~670.
- (4) Jonsson, Sven, 1991, "Performance Simulations of Twin-screw Compressors with Economizer," *Int. J. Refrig.*, Vol. 14, pp. 345~350.
- (5) Högberg, M. and Berntsson, T., 1994, "Non-azeotropic Mixtures as Working Fluids in Two-stage Economizer-type Heat Pumps," *Int. J. Refrig.*, Vol. 17, pp. 417~429.

- (6) 윤석호, 김민수, 1999, "액정을 이용한 R-22와 R-407C의 원주방향 증발열전달계수 측정," 대한기계학회논문집 (B), 제23권, 제4호, pp. 502~510.
- (7) 황수민, 김경기, 정동수, 김중보, 1999, "열전달 촉진관에서 R22 대체냉매의 외부 응축 열전달계수," 대한기계학회논문집 (B), 제23권, 제4호, pp. 459~469.
- (8) 오종택, 飛原 英治, 2000, "HFC 순수냉매 및 3성분 혼합냉매의 수평관내 응축열전달," 대한기계학회논문집 (B), 제24권, 제2호, pp. 233~240.
- (9) Lee, D., Ahn, Y., Kim, Y., Kim, Y., Chang and L. Nam, 2001, "Experimental Investigation on the Drop-in Performance Reduction in Using R407C as a Substitute for R22 in a Screw Chiller with Shell-and-tube Heat exchangers," *Int. J. Refrig.* (accepted for publication).
- (10) 이대영, 정성훈, 강병하, 홍희기, 1999, "스크류 압축식 냉동기의 성능향상에 관한 실험적 연구," 공기조화 냉동공학 논문집, 제11권, 제1호, pp. 48~60.
- (11) Sauls, J., 1996, "Development of a Comprehensive Thermodynamic Modeling System for Refrigerant Screw Compressors," *International Compressor Engineering Conference, Purdue*, pp. 151~156.
- (12) 안영산, 이대영, 김영일, 남임우, 김용찬, 1999, "누설 및 과열도를 고려한 스크류 압축기의 시뮬레이션," 공기조화 냉동공학회 하계학술발표회 논문집, pp. 1189~1193.
- (13) Fujiwara, M. and Osada, Y., 1995, "Performance Analysis of an Oil-injected Screw Compressor and Its Application," *Int. J. Refrig.*, Vol. 18, No. 4, pp. 220~227.
- (14) McLinden, M. O., Klein, S.A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST Thermodynamics Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures Data base(REFPROP), Version 6.0, NIST, Boulder, CO.