이중구조 오리피스 팽창장치의 유동특성에 관한 실험적 연구

곽 경 민†, 김 하 덕*, 이 중 형, 배 철 호*, 김 종 엽**
영남대학교 부설 공업기술연구소, *영남대학교 기계공학부, **삼성전자시스템 가전사업부

An Experimental Study on Flow Characteristics for Dual-Structured Orifice

Kyung-Min Kwak†, Ha-Duk Kim*, Joong-Hyoung Lee, Cheol-Ho Bai*, Jong-Yub Kim**
The Institute of Industrial Technology, Yeungnam University, Kyongbuk 712-749, Korea
**Department of Mechanical Engineering, Yeungnam University, Kyongbuk 712-749, Korea*
***System Appliances Division, Samsung Electronics Co., LTD, Suwon 442-742, Korea*

(Received August 5, 2002; revision received October 14, 2002)

ABSTRACT: To investigate the characteristics of orifice as an expansion devices, the experimental apparatus was made and experiments are being performed using R22 and R290. The main idea of this control method of refrigerant flow rate with coupled orifices is to control the ON/OFF state of T and Ball type orifice corresponding to the subdivided region of thermal load. When system requires minimum thermal load, both T and Ball type orifices are closed, but refrigerant can flow through small hole of T type orifice. In regular thermal load, when ball type orifice is closed, T type orifice is opened and mass flow rate increase more than OFF state of T type orifice, due to large diameter. In maximum thermal load, both T and Ball type orifices are open and the much refrigerant can flow. The flow characteristics on T type orifice and parallel-combined orifice are obtained in the subdivided region of thermal load.

Key words: Dual-structured orifice(이중구조 오리피스), Variable capacity refrigeration(용량가변 냉동)

기 호 설 명

A_s : 오리피스 면적 [mm^2]
C : 오리피스 상수
$\dot{m}$: 냉매의 질량유량 [kg/h]
P_{down} : 팽창밸브 출구압력 [kPa]
P_{up} : 팽창밸브 입구압력 [kPa]

그리스 문자

β : 오리피스 입구와 출구의 직경비
ρ : 냉매밀도

† Corresponding author
Tel.: +82-53-812-0722; fax: +82-53-813-3703
E-mail address: kmkwak@yumail.ac.kr

1. 서 론

최근 에어콘과 같은 냉동공조기의 고효율화 및 에너지 절감을 위하여 용량가변 압축기에 의한 냉동기의 성능형상과 관련된 많은 연구가 진행되고 있다.[1-3] Ryu et al.[4]은 정속형인 운전/정지(on/off) 압축기에 비해 용량가변 방식이 갖는 장점들을 소개하고, 용량가변 방식의 분류 및 특징들을 체계적으로 정리하였다.

용량가변 방식 중의 하나로써 인버터를 사용한 가변속 열펌프는 난방 및 냉동부하의 변동에 따라 압축기의 회전수를 조절하여 시스템의 용량을 부하와 일치하도록 함으로써 압축기의 연속 운전을 가능하게 하며 일정속도 열펌프에 비하여 에너지 절약, 용량조절의 용이성 및 실내환경의 쾌적성 향상 등 많은 장점을 가지고 있다. 인버터 방식인 가변속 열펌프 개발기술은 각 구성요소의 요소 기술개발과 시스템의 최적운전 구현으로 이루어진다. 인버터 방식에 의한 가변식 열펌프는 부하변동에 따라 압축기 회전수가 변하게 되면 팽창장치 특성에 의해 시스템의 압력 및 작동냉매 유량이 변하게 되어 부하변동에 대응하게 된다. 그러나 현재 국내에서 팽창밸브로 주로 사용되고 있는 모세관은 정격 운전상태에서 그 용량을 결정하여 열펌프에 사용하기 때문에 부하의 변동에 따른 시스템의 작동변화에 능동적으로 대응하지 못하는 단점이 있다. 즉, Fig. 1에서와 같이 정격부하(60 Hz)에서 최적성능으로 나타난 모세관의 성능이 최소부하(30 Hz)와 최대부하(80 Hz)에서는 최적성능에 대응하지 못하고 있으며, 최적성능에 대응하기 위해 최소부하(저주파수) 운전조건의 경우는 정격부하에서 선정된 모세관의 길이를 증가시켜 냉매유량을 감소시키고, 최대부하(고주파수) 조건에서는 모세관 길이를 줄여 냉매유량을 증가시켜야만 요구되는 최적 시스템의 성능을 구현시킬 수 있다. 따라서 모세관을 가변속 열펌프에 적용하는 경우 주파수 변화에 따라 최적 사이클을 이룰 수 없으므로 용량가변형 팽창밸브의 개발이 요구되고 있다. 최근 국내에서는 전기적인 펄스 수에 따라 팽창밸브의 개도가 변화하는 전자팽창밸브(Linear electronic expansion valve, LEV) 방식, 미터링 밸브와 스테핑 모터를 팽창밸브에 연결하여 팽창밸브의 개도를 조절하는 전자식 팽창밸브(Electronic expansion valve) 방식 등으로 유량조절이 가능한 용량가변형 팽창밸브에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다.[5,6] 그러나 전자팽창밸브 방식이 부하에 적절히 대응할 수 있는 장점에도 불구하고 모세관에 비하여 초기 설치비용이 상당히 큰 단점이 있다.[7]

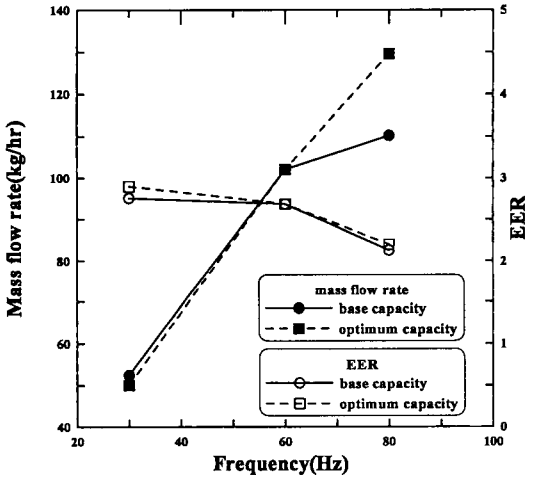


Fig. 1 Flow characteristics for capillary tube with respect to frequency.[8]

따라서 저렴한 가격 및 간단한 구조를 이루면서 냉동부하 변동에 적절히 대응할 수 있는 팽창밸브의 개발이 필요하게 되어, 국내 S전자에서는 오리피스 팽창밸브가 부하의 변동에 따라 일정영역에서 효율적으로 대응하는 특성을 이용하여 부하 영역별로 오리피스를 ON/OFF하는 병렬조합 오리피스 팽창밸브를 개발하였다.

2. 실험장치 및 방법

2.1 병렬조합 오리피스 구조

Fig. 2는 병렬로 조합된 T형과 Ball형으로 구성된 오리피스 팽창밸브의 구조를 나타낸 것이다. 냉매는 팽창밸브의 상부에서 하부로 유출되며, Ball형 오리피스는 솔레노이드 밸브에 의해 밸브가 열리면 냉매가 오리피스를 통과할 수 있으나 닫힌 경우 냉매가 오리피스를 통과할 수 없는 일반적인 오리피스이다. 반면에 이중구조로 구

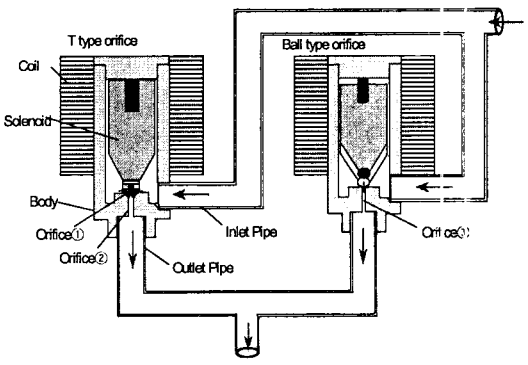


Fig. 2 Schematic view of parallel-combined orifice.

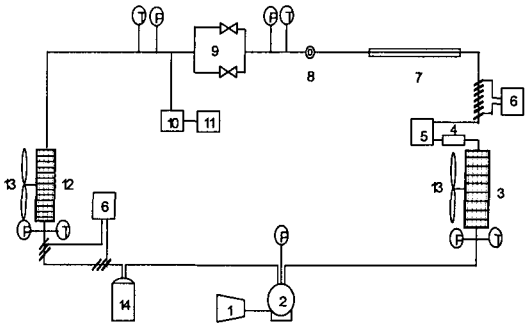
성된 T형 오리피스는 밸브가 닫힌 경우에도 밸브에 가공되어 있는 좁은 유로를 따라 냉매가 흘러가고 밸브가 열린 경우에는 오리피스의 유로가 확장되어 더 많은 유량이 흐를 수 있다. 즉 T형 오리피스는 하나의 오리피스를 이용하여 직경이 서로 다른 두 개의 오리피스 역할을 한다. 시스템의 제어개념은 저부하(저주파수) 영역인 경우 Ball형과 T형 오리피스를 모두 닫으면 냉매는 오리피스 ①을 통과한 후 T형 오리피스에 가공된 ②의 좁은 유로에 의해서 냉매가 흘러가게 하여 저부하 영역을 담당하게 하고, 중간부하(중간주파수) 영역에서는 Ball형 오리피스는 닫고 T형 오리피스만 열어 ②유로에 의해서만 냉매가 흘러가게 하여 중간영역의 부하를 담당하게 하며, 고부하(고주파수) 영역에서는 Ball형과 T형 오리피스를 모두 열어 ②와 ③유로에 의해 냉매유량을 통과시킴으로써 고부하에 대응하게 한다.

본 연구에서는 영역별 개폐조절에 의해 작동되는 오리피스 팽창밸브에 대하여 (1) OFF 상태의 T형 오리피스의 특성 규명, (2) 정격부하 영역 및 최대부하 영역에서의 병렬조합 오리피스의 팽창특성 규명 및 (3) 부하 영역별로 안정적인 유량을 제어하기 위한 팽창밸브의 유동특성에 관한 연구를 수행하였다.

2.2 실험장치

영역별 개폐조절에 의해 작동되는 오리피스 팽창밸브의 팽창특성을 고찰하기 위하여 공기조화용 냉동사이클 실험장치를 구성하였으며, Fig. 3에 실험장치의 개략도를 나타내었다. 압축기는 인버터에 연결되어 주파수로 냉매유량 및 압력조절이 가능하도록 하였고 보조열원을 응축기 출구와 오리피스 입구 사이에 설치하여 냉매의 과냉도를 조절하였다. 응축기 및 증발기는 공기에 의해 열교환되는 핀-관(fin-and-tube) 열교환기를 사용하였으며, 공기유량은 인버터에 연결된 가변속 팬의 속도에 의해 조절하였다. 팽창밸브는 S전자에서 개발된 T형과 Ball형의 오리피스를 병렬조합시켜 사용하였다.

작동냉매는 현재 열펌프를 비롯한 공조용 냉동기에 주로 사용되고 있는 R22와 대체냉매의 하나인 HC(탄화수소)계 R290을 사용하였으며 기존 냉매와 대체냉매의 냉매별 오리피스의 유동특성을 밝혔다. 실험 데이터 측정에 사용된 절대 압



1. Inverter
2. Compressor
3. Condenser
4. Filter&Dryer
5. Mass flowmeter
6. Heater
7. After condenser
8. Sight glass
9. Orifice
10. Multi channel recorder
11. Computer
12. Evaporator
13. Fan
14. Accumulator

Fig. 3 Schematic diagram of expansion apparatus.

력계 및 T형 열전대는 실험 전에 보정하였으며, 측정된 데이터는 IO-tech 사의 데이터로거(Multi-scan/1200)와 컴퓨터로 구성하여 수집하였다. 순환되는 냉매유량은 응축기를 통과한 과냉액상태에서 질량유량계를 이용하여 측정하였다.

2.3 실험방법

본 연구에 적용된 팽창밸브는 부하영역에 따라 저부하, 정격부하 및 고부하 영역으로 나누어 각 영역에서 오리피스 개폐를 조절하여 유량을 제어하는 방식이다. 앞에서 언급한 바와 같이, 저주파수 영역에서는 T형 및 Ball형 오리피스를 OFF 상태에서 작동시켜 저부하 영역을 담당하게 하고, 중간주파수 영역에서는 T형 오리피스만 ON 시켜 정격부하 영역을, 고주파수 영역에서는 T형 및 Ball형 오리피스를 모두 ON 상태로 작동시켜 고부하 영역의 부하를 감당하게 하였다. 실험은 최소부하 영역의 요구조건인 1,540 kPa을 기준으로 1,540, 1,640 및 1,740 kPa의 팽창밸브 입구압력과, 정격부하 영역에서는 1,740 kPa을 기준으로 1,640, 1,740 및 1,840 kPa의 입구압력, 최대부하 영역에서는 1,940 kPa을 기준으로 1,840, 1,940 및 2,040 kPa의 입구압력에서 과냉도를 변화시키면서 각각의 부하 영역에서 팽창특성을 측정하였다. 실험에 사용된 오리피스의 내경은 Table 1에 나타내었다.

Table 1 Inner diameter of testing orifice

T type orfice		Ball type orifice
Orifice①	Orifice②	Orifice③
0.9 mm	1.05, 1.1, 1.2 mm	0.5 mm

3. 실험결과 및 고찰

3.1 하류압력 유량변화의 영향

오리피스 유동특성에서 오리피스의 하류압력이 입구온도에 해당되는 포화압력보다 낮은 경우 하류압력을 낮추어도 오리피스 내부에서의 압력분포는 미소한 변화만을 나타내며 질량유량은 거의 변화하지 않는 것으로 알려져 있다.[9]

하류압력이 입구의 포화온도보다 낮은 경우 오리피스를 통과한 냉매는 거의 초킹조건을 만족하며, 일반적으로 가정용 냉동시스템의 경우 초킹조건에서 운전되고 있다. 따라서 본 연구에서는 먼저 오리피스 하류압력이 오리피스를 통과하는 유량에 대한 영향을 고려하기 위하여 오리피스의 하류압력을 변화시키면서 실험을 수행하였다.

Fig. 4는 내경 1.1 mm T형 오리피스가 ON 상태에서 입구압력이 각각 1,740 kPa과 1,940 kPa이고 냉매의 과냉도가 5℃로 유지한 후 오리피스의 하류압력 변화에 대한 냉매유량의 변화를 보여주고 있다. 과냉도가 5℃일 때 R22의 입구압력 1,740 kPa과 1,940 kPa에 해당되는 출구의 임계압력은 각각 1,540 kPa과 1,730 kPa이며, R290의 경우 1,560 kPa과 1,740 kPa이다. 입구압력 모두에서 출구압력의 변화는 3% 이내의 유량변화로 나타나고 있다. Aaron and Domanski[9]의 실험결과도 임계압력 이하의 출구압력이 유량에 미치는 영향은 최고 3% 정도라고 보고하였다.[10] 대부분 공기조화용 냉동기의 경우 증발기 입구압력이 오리피스의 임계압력보다 낮은 압력에서 작동되므로 오리피스 출구에서의 압력이 유량에 미치는 영향이 그리 크지 않다. 따라서 본 연구에서도 팽창밸브 오리피스의 특성실험을 수행할 때 오리피스의 출구압력을 실험의 변수로 사용하지 않았으며, 입구압력에 대한 임계압력 이하의 조건에서 운전하였다.

3.2 최소부하 조건에서의 오리피스 팽창특성

Fig. 5는 T형과 Ball형의 오리피스를 모두 닫고 최소부하 조건인 1,540 kPa의 입구압력에서 오리피스의 직경과 과냉도의 변화에 따른 냉매유량의 변화를 나타내었다. 과냉도와 오리피스의 직경이 커지면서 냉매유량은 거의 선형적으로 증가하고 있으며, 이것은 R22와 R290에서 거의 유사한 경향으로 나타났다. 오리피스의 직경과 압력

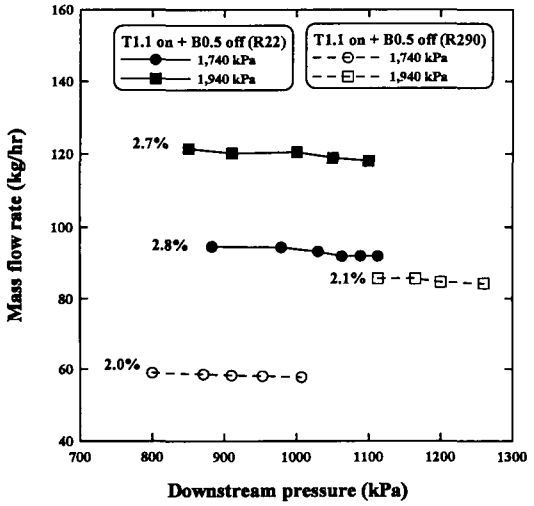


Fig. 4 Flow dependency upon downsrteam pressure.

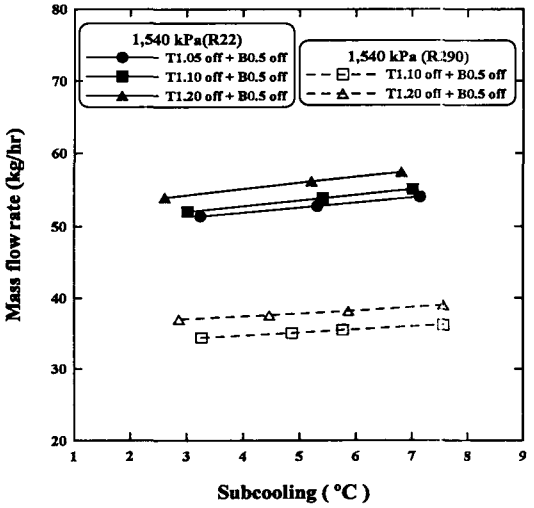


Fig. 5 Mass flow rate by the variation of degree of subcooling (Both T and Ball type OFF).

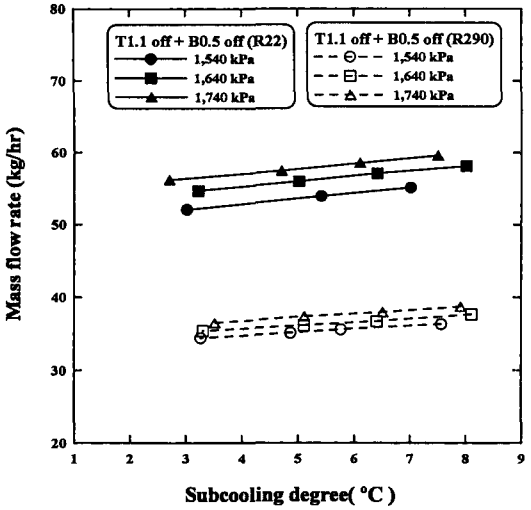


Fig. 6 Mass flow rate with T 1.1 mm and Ball 0.5 mm type (Both T and Ball type OFF).

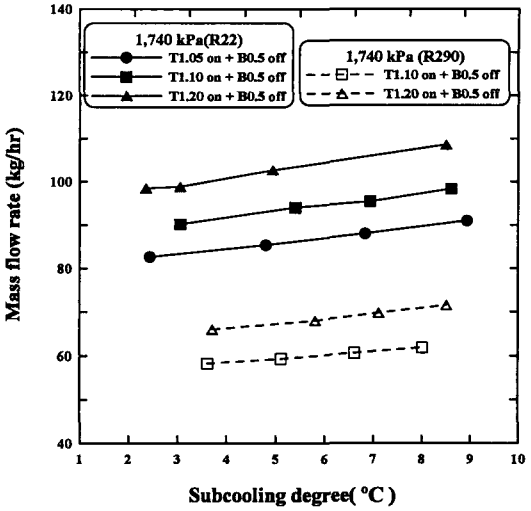


Fig. 7 Mass flow rate by the variation of degree of subcooling (T type On and Ball type OFF).

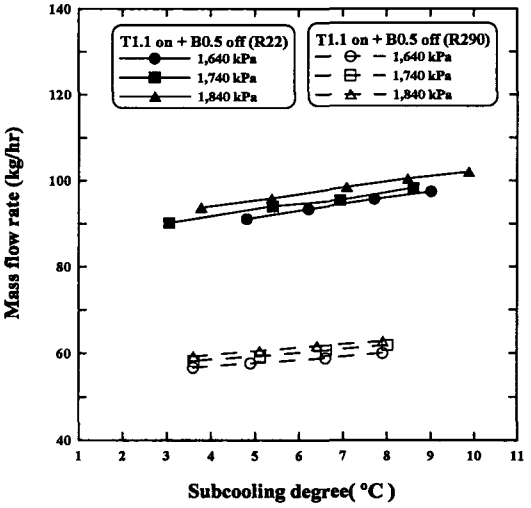


Fig. 8 Mass flow rate with T 1.1 mm and Ball 0.5 mm type (T type On and Ball type OFF).

및 거의 유사한 과냉도에서 R290의 냉매유량이 R22보다 30% 정도 작음을 알 수 있다.

Fig. 6은 T 1.1 mm형과 Ball 0.5 mm형의 오리피스를 모두 닫고 입구압력과 과냉도의 변화에 대해 냉매유량의 변화를 나타낸 것이다. 과냉도 변화에 대한 냉매유량을 선형 보간하여 비교하면 동일한 과냉도 지점에서의 R22 및 R290의 냉매유량은 입구압력 증가에 대하여 거의 선형적으로 증가하고 있다. 기존 연구에 의하면 냉매가 팽창밸브를 통과한 후 플래싱(flashing)이 발생하기 전까지의 액체부에서의 압력강하가 냉매유량을 결정하는 중요한 요인이며, 플래싱이 발생하면 거의 초킹유동이 형성되어 유량변화에 큰 영향을 미치지 못하는 것으로 알려져 있다. 오리피스의 입구에서 냉매의 과냉도를 유지한 채 입구압력을 증가시키면 플래싱이 일어나기 전까지의 압축액 영역이 커지게 되고, 따라서 압축액에서의 압력강하가 증가되어 냉매유량이 증가하게 된다.[11]

3.3 정격부하 조건에서의 오리피스 팽창특성

Fig. 7은 T형 오리피스를 ON시킨 상태인 정격부하 조건(1,740 kPa)에서 오리피스의 직경과 과냉도의 변화에 따른 냉매유량의 변화를 나타낸 것이다. T형 오리피스를 OFF시킨 최소부하 조건의 Fig. 5에서보다 더 많은 냉매유량이 통과하며 부하의 변동에 적절히 대응할 수 있는 가능성을 확인할 수 있다. 과냉도와 오리피스 직경이 증가함에 따라 냉매유량이 증가하고 있다. 과냉도 변화에 대한 냉매유량을 선형 보간하여 비교할 때 동일한 과냉도 지점에서의 오리피스 직경 증가에 대한 유량증가율이 약 8%이며, 4% 이내인 최소부하 조건에서보다 더 크게 나타났다.

Fig. 8은 T 1.1 mm형의 오리피스만 ON한 상

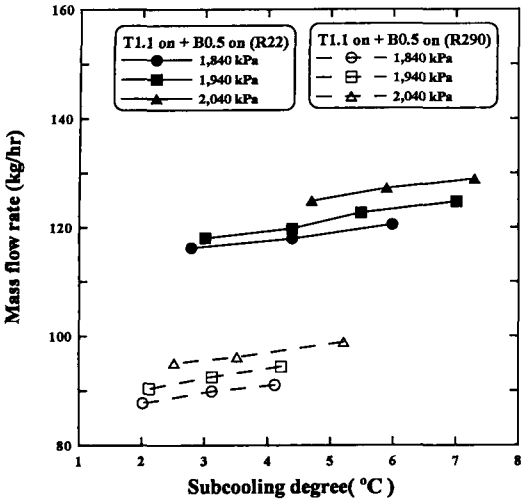


Fig. 9 Mass flow rate with T 1.1 mm and Ball 0.5 mm type (Both T and Ball type ON).

태에서 압력과 과냉도의 변화에 대하여 냉매유량의 변화를 나타내고 있으며, 선형 보간해서 나타낸 동일한 과냉도 지점에서의 냉매유량은 Fig. 6과 마찬가지로 입구압력 증가에 대하여 거의 선형적으로 증가하고 있다.

3.4 최대부하 조건에서의 오리피스 팽창특성

Fig. 9는 T 1.1 mm형과 Ball 0.5 mm형의 오리피스를 모두 ON한 상태에서 과냉도에 대하여 입구압력 변화에 따른 냉매유량의 변화를 나타낸 것이다. 냉매유량은 입구압력 증가에 대하여 거의 선형적으로 증가하고 있으며, 최대부하 조건의 냉매유량은 최소부하 조건(Fig. 6)과 정격부하 조건(Fig. 8)보다 더 많이 공급되고 있다.

3.5 병렬구조 오리피스의 유량제어 특성예측

영역별 개폐조절에 의해 작동되는 이중구조 팽창밸브의 특성규명을 위한 최종 목적은 오리피스의 유량제어 특성예측이다. 팽창밸브로서의 오리피스는 관에서의 급격한 확대 및 축소, 관 내부에서의 상 변화, 증발지연으로 인한 준안정평형영역, 초킹현상 등으로 매우 복잡한 유동현상을 나타내며 관 내부에서의 건도, 온도, 음속을 정확히 예측하기가 어렵다. 일반적으로 오리피스 방정식에 기초한 경험식을 사용하여 오리피스를 통과하는 냉매유량을 다음의 식(1)과 같이 계산할 수 있다. 즉, 식(1)은 오리피스 경험식의 기초가 되는 단상의 단일 물질에 대한 오리피스 방정식이다.

$$\dot{m} = CA_s\sqrt{2\rho(P_{up}-P_{down})/(1-\beta^4)} \qquad (1)$$

여기서 $\dot{m}$은 오리피스를 통과하는 물질의 질량유량, C는 오리피스 상수, P_{up}은 오리피스 입구의 압력을 나타내며, P_{down}은 오리피스 입구온도에 해당하는 포화압력(P_{sat})과 같다. β는 오리피스 입구와 출구의 직경비, A_s는 오리피스 면적을 각각 나타낸다. 그러나 본 연구에서 고려하고 있는 오리피스는 그 내에서 상변화가 일어나고 있기 때문에 T형 및 Ball형 오리피스 각각에 대하여 식(1)과 같은 경험식은 오리피스가 모두 열려 있는 최대부하 조건 및 병렬로 조합된 오리피스의 유동특성을 예측하기는 매우 어렵다. 따라서 본 연구에서는 병렬조합된 오리피스를 단일개체의 오리피스처럼 취급하고 식(1)로부터 상수 C를 구한다. 즉 실험결과로부터 얻은 압력, 과냉도와 냉매유량을 이용하여 주어진 작동조건 범위에서 적용할 수 있는 상수 C를 구하였다.

Fig. 10은 정격운전 조건인 1,740 kPa에서 T형 오리피스 ON 상태에서의 냉매유량 변화에 대한 오리피스 상수 C를 나타내고 있다. 오리피스 상수 C는 냉매유량이 증가할수록 감소하고 있으며 전체적으로 1.6과 1.0 사이에 있음을 알 수 있다. 유사한 질량유량에서 오리피스 직경의 증가와 함께 R22의 상수값이 R290보다 더 크게 나타났다.

Fig. 11은 1.1 mm T형 오리피스와 0.5 mm Ball형 오리피스에 대하여 영역별 운전조건에서 대응하는 냉매유량을 나타내었다. 이때 실제 가변속 열펌프의 최소부하(1,540 kPa), 정격부하(1,740 kPa) 및 최대부하(1,940 kPa)의 조건에서 운전되는 과냉도는 각각 1.7℃, 3.2℃ 및 5.5℃이며, 이때 대응하는 냉매유량은 Figs. 5~9에 나타내었다. 최소, 정격 및 최대부하의 압력과 유량을 선형적으로 보간하여 각 영역별 사이에서의 압력과 이에 대응하는 냉매유량을 선정하였다. 이때 압력에 해당되는 냉매를 얻기 위해서는 적절한 과냉도를 유지해야 하며, 과냉도는 식(1)을 적용하여 구할

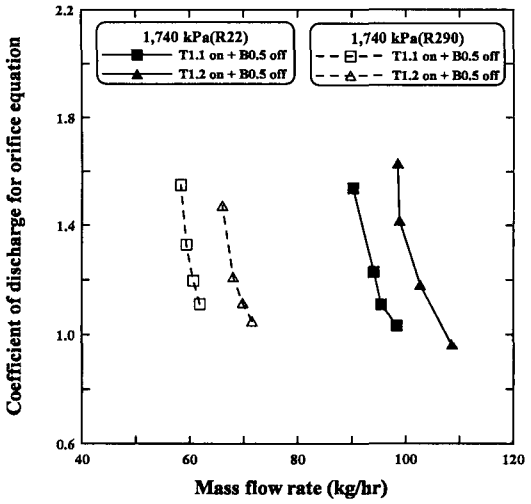


Fig. 10 Coefficient of discharge for orifice with T 1.1 mm and Ball 0.5 mm type (T type ON and Ball type OFF).

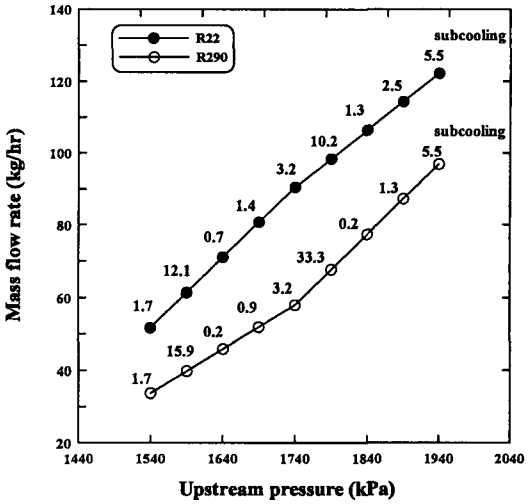


Fig. 11 Flow control with the variation of thermal load (T 1.1 mm and Ball 0.5 mm type).

수 있다. 오리피스 입구에서의 압력과 유량이 주어지면 Fig. 10과 같은 관계식에서 상수 C를 구할 수 있고 이때 최소, 정격 및 최대부하 영역에서의 상수 C는 최소, 정격 및 최대운전 조건에서의 상수 C를 각각 이용하였다. 따라서 식(1)로부터 P_{down}을 구할 수 있으며, 여기서 P_{down}은 팽창밸브 입구냉매의 포화온도에 해당되므로 역으로 팽창밸브 입구에서의 과냉도를 구할 수 있다. 팽창밸브 입구에서의 압력이 1,540 kPa에서 1,590 kPa까지 영역에서는 T형 오리피스를 OFF 상태로 하고 1,640 kPa에서 1,790 kPa까지의 영역은 T형 오리피스를 ON 상태로 하며, 1,740 kPa에서 1,940 kPa까지의 영역은 T형 오리피스와 Ball형 오리피스를 모두 ON상태로 하고 부하의 변동에 요구되는 냉매유량을 얻기 위하여 팽창밸브 입구에서 필요한 과냉도를 앞에서 언급한 바와 같이 구한다.

부하변동에 대응할 수 있는 가능성과 아울러 Fig. 11은 입구압력 변화(부하 변화)에 대하여 냉매유량의 변화가 선형적인 관계를 보여주고 있다. 이것은 Fig. 1에서 나타낸 정격운전상태에서 용량이 결정된 모세관에 비하여 고부하 영역에서의 유량증가폭이 상대적으로 커짐을 의미하며, 최적시스템에 대응하기 위해 요구되는 냉매유량과의 변화를 나타낸다.

동일한 영역별 부하에서 R290의 냉매유량이 R22보다 약 30% 정도 작은 것으로 나타났으며, 이것은 오리피스 방정식인 식(1)에서 다른 조건이 같다면 냉매유량은 냉매 각각의 $\sqrt{\rho}$ 값에 비례하고 R22에 대한 R290의 $\sqrt{\rho}$ 값이 약 30% 정도 작음으로써 냉매유량의 차이와 유사한 값을 나타내고 있다.

4. 결 론

이중구조의 T형 오리피스와 Ball형의 오리피스를 병렬로 조합하여 오리피스 팽창밸브의 유량제어 특성을 실험적으로 수행하였다. 과냉도, 입구압력 및 오리피스 직경의 변화에 대하여 냉매유량에 미치는 영향과 Ball형 오리피스와 병렬로 조합된 T형 오리피스의 유량제어 특성예측 선도를 제시하였다. 이러한 결과로부터 최소, 정격 및 최대부하 조건에 적합한 오리피스를 선정할 수 있으며, 열펌프 운전 영역별로 요구되는 냉매유량을 제어하기 위하여 팽창밸브 입구에서 필요한 입구압력 및 과냉도를 구할 수 있다. 이상의 결과로부터 영역별 개폐조절에 의해 작동되는 이중구조 오리피스 팽창밸브를 사용하여 열펌프의 부하변동에 적절히 대응할 수 있는 가능성을 확인하였다.

후 기

이 논문은 2002년도 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었습니다.

참고문헌

1. Kwon, O. S. and Chung, J. T., 1999, Heat transfer and performance characteristics of a variable capacity rotary compressor using by-pass method, Preceedings of the SAREK 1999 winter annual conference, pp. 158-162.
2. Kim, C. M., Hwang, Y. J., Ryu, Y. H. and Cho, K. S., 2001, The experimental study on the comparison in performance of the system which used modulated compressors, Preceedings of the SAREK 2001 summer annual conference, pp. 158-162.
3. Chung, G. J., Choi, Y. D., Chang, H. W., Song, J. B. and Park, Y. C., 2001, Cooling performance measurement of a 3 room type inverter heat pump system (in Korean), Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 6, pp. 431-439.
4. Ryu, Y. H., Hwang, Y. J., Kim, C. M. and Cho, K. S., 2002, Benchmark performance analysis of vapor compression system with capacity modulation compressor (in Korean), Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 2, pp. 98-107.
5. Park, B. D., Lee, J. D., Koyama, S., Hwang, I. N., Chang, S. D. and Chung, B. Y., 2001, Development of the dynamic simulation program for the multi-inverter heat pump air-conditioner (in Korean), Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 11, pp. 1079-1088.
6. Kim, S. Y. and Kim, M. S., 2001, Capacity modulation of a multi-type heat pump system using PID control with fuzzy logic (in Korean), Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 9, pp. 810-817.
7. Han, D. and Yoo, P., 2001, Seasonal performance analysis of the EXV used heat pump system, Preceedings of the SAREK 2001 summer annual conference, pp. 841-846.
8. Choi, J. M., Kim, Y. C., Kim, J. Y. and Park, Y. S., 1996, An experimental study on the modification of short-tube geometry to optimize an inverter-driven heat pump, Preceedings of the SAREK 1996 winter Annual Conference, pp. 320-326.
9. Aaron, D. A. and Domanski, P. A., 1989, An experimental investigation and modeling of the flow rate of refrigerant 22 through the short tube restrictor, NIST-IR 89-4120, US Department of Commerce, NIST.
10. Kim, Y., 1993, Two-phase flow of HCFC-22 and HFC-134a through short tube orifices, Ph.D. Dissertation, Texas A&M University.
11. Choi, J. M. and Kim, Y. C., 1999, Experimental study on characteristics of two-phase flow through a bypass-orifice expansion device (in Korean), Korean J. of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 11, No. 1, pp. 109-116.