

R32/125/134a를 사용한 오리피스 팽창장치의 성능실험 및 모델링

Experimentation and Modeling of R32/125/134a Flow Through Short Tube Orifices

김 용 찬*
Y. C. Kim

Key words : Short Tube Orifices(오리피스), Expansion Devices(팽창장치), Alternative Refrigerants
(대체냉매), Refrigerant Mixture(혼합냉매), Heat Pump(열펌프)

Abstract

An experimental investigation on the two-phase flow through short tube orifices was performed with the refrigerant mixture of R32/125/134a(30/10/60). A series of tests were conducted to generate wide range of data at varying operating conditions with four short tubes. The tests include both single and two-phase flow conditions at the inlet of the short tube with different oil concentrations. Experimental data were presented as a function of major operating parameters and short tube diameter. Based on test results and data analysis, a semi-empirical flow model was developed to predict the mass flow rate through short tube orifices with a given set of conditions. The flow model was formed to cover both single and two-phase flow at the inlet of short tube with considering the effects of oil concentration.

기 호 설 명

A_s : 오리피스 면적(m^2)
 C_o : 오일의 영향에 대한 수정계수
 C_r : 오일농도
 C_{lp} : 이상조건에 대한 수정계수
 D : 오리피스 직경(mm)

D_{ref} : 오리피스 기준직경(1.524mm)
 DR : D/D_{ref}
 $EVAP$: $(P_c - P_{down})/P_c$
 L : 오리피스 길이(mm)
 \dot{m} : 질량유량(kg/h)
 m_R : 오일혼합냉매와 순수냉매의 질량유량비
 P_c : 임계압력(kPa)
 P_{down} : 오리피스 출구압력(kPa)
 P_f : 조정된 증발압력(kPa)

* 고려대학교 공과대학 기계공학과

P_{sat}	: 응축온도에 대응되는 포화액체 압력 (kPa)
P_{up}	: 오리피스 입구압력 (kPa)
PRA	: P_{up}/P_c
T_c	: 임계온도 (K)
T_{sat}	: 포화온도 (K)
$TSUB$: $(T_{sat} - T_{up})/T_c$
T_{up}	: 오리피스 입구온도 (K)
χ	: 냉매의 건도
ρ	: 밀도 (kg/m^3)
ρ_f	: 포화액체 밀도 (kg/m^3)
ρ_g	: 포화기체 밀도 (kg/m^3)

1. 서 론

R-22 대체냉매로 고려되고 있는 R-32 혼합냉매의 상태량이 기존의 순수냉매와 다르므로 대체냉매가 적용되는 냉동시스템은 새로운 냉매의 특성에 따라 재설계하여야 한다. 이를 위하여 대체냉매의 적용기술에 대한 연구가 필요하며, 냉동 및 열펌프 시스템을 각 부품별로 나누어 여러 대체 가능냉매 사용시의 특성을 고찰하고 가장 적합한 냉매를 선택하여 부품의 설계에 필요한 자료를 확보하여야 한다⁽¹⁾. 미국과 일본, 유럽의 대기업들은 이미 1992년부터 미국공조협회(ARI) 산하에 AREP (Alternative Refrigerants Evaluation Program) 이라는 콘서시움을 구성하여 R-32 혼합냉매를 사용한 R-22 대체냉매의 응용기술에 대한 연구를 폭넓게 실시하고 있다.

팽창장치는 냉동 및 열펌프 시스템의 중요한 부품의 하나로, 모세관, TXV 및 오리피스 등이 있다. 오리피스를 사용하면 생산가격이 절감되고, 팽창장치의 검사 및 교체가 쉬우며, 모세관에 비하여 대용량의 시스템에도 적용할 수 있기 때문에, 최근 미국에서는 소형 에어컨 및 열펌프의 팽창장치로 오리피스의 사용이 보편화되었다.

오리피스 팽창장치에 관한 연구는 과거에 많이 수행되어졌으며 기존의 냉매에 대한 설계자료는 이미 많이 발표되었으나, 대체냉매와 관련된 연구는 극히 제한되어 있다. Aaron과 Domanski⁽²⁾는 R-22를 사용하여 오리피스를 실험하였고 오리피스의

입구에서 단상인 조건에 대하여 실험적 모델을 개발하였다. Kim 및 O'Neal⁽³⁾은 R-12의 대체냉매인 R-134a를 적용한 오리피스 팽창장치의 이상유동에 대하여 실험적 연구를 수행하였으며 팽창장치 입구 및 출구의 조건이 주어졌을 때 성능을 예측할 수 있는 모델을 세웠다. 국내에서는 모세관 팽창장치가 소형 에어컨 및 냉장고에 널리 사용되고 있으므로 이에 대한 연구는 많이 수행되었지만, 오리피스 팽창장치에 대한 연구는 거의 전무한 상태이다.

본 논문에서는 R-22와 증기압이 비슷하여 압축기 등 주요 부품의 설계 변화 없이 그대로 사용할 수 있기 때문에 R-22의 개조용(retrofit) 대체냉매로⁽⁴⁾ 고려되고 있는 비공비 혼합냉매인 R32/125/134a(30/10/60)을 사용한 오리피스 팽창장치의 유동특성 및 성능에 대한 실험결과 및 유량예측 모델링 결과를 발표한다. 성능실험은 여러 운전 조건에서 오리피스 직경을 변화시키면서 수행하였으며, 유량예측 모델은 기존의 오리피스 유동에 대한 이론식을 무차원변수를 이용하여 팽창장치 유동에 맞도록 수정하고, 오리피스 성능 실험결과를 기준으로 비선형 회귀곡선적합(nonlinear regression curve fitting)을 적용하여 개발하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

Fig.1은 본 연구에 사용된 팽창장치 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 입구 과냉도 또는 건도, 응축압력 및 증발압력을 쉽게 조절할 수 있도록 설계하였으며, 다음 세 가지 유동루프로 구성되어 있다: (1) 냉매 유동루프, (2) 온수 유동루프, (3) 물-글리콜 유동루프

액체펌프는 변속 모터를 사용하여 속도를 조절하므로서 넓은 범위의 유량 및 응축압력 조건을 맞출 수 있으며, 펌프구동에 윤활유가 필요 없으므로 순수냉매 뿐만 아니라 오일의 농도를 변화시키면서 오일의 영향을 고찰할 수 있는 장점이 있다. 오리피스의 입구 압력은 액체펌프의 속도를 변화시켜 조절하며, 오리피스 입구의 과냉도 또는 건도는 증발 열교환기 및 가열테이프(heat tape)를 사용하여 조절한다. 입구조건이 과냉상태일 때는 가열테이프를 과냉도의 조절에 이용하며, 이상 조건일 경

우에는 증발 열교환기를 사용하여 1°C정도까지 과냉시킨 후 가열테이프를 사용하여 건도를 조절한다. 오리피스 출구의 이상상태 냉매는 응축 열교환기를 사용하여 냉각시키며 액체 냉매만이 액체펌프에 흡입되도록 액체리시버(liquid receiver)를 액체펌프 입구에 설치한다. 오리피스 출구의 압력은 응축 열교환기에 유입되는 물-글리콜 혼합물의 온도 및 유량으로 조절한다.

시험하고자하는 오리피스는 가열테이프와 응축 열교환기 중간에 설치하며, 오리피스를 교환한 후 시험을 연속적으로 시행할 수 있도록 설계하였다. Fig.2는 시험용 오리피스 팽창장치의 개략도이다. 시험용 오리피스의 크기는(Table 1) 주거용 에어컨이나 열펌프에서 사용하고 있는 오리피스 크기와 일치하도록 선택하였다.

유효오일은 시스템에 들어있는 전체냉매량을 기준으로 주입할 오일의 양을 계산한 후, 공기실린더(air-cylinder)를 이용하여 액체펌프의 흡입 쪽에서 주입하였다. 오일의 영향에 대한 실험은 순수냉매에서 시작하여 오일의 농도를 점차 증가시키면서 실시하였다. 시스템에 존재하는 오일의 농도는 액

체펌프 입구에서 샘플링통(sampling can, Fig.3 참조)을 이용하여 450g정도의 표본을 추출하여 ASHRAE Standard 41-4-1984⁽⁵⁾에 따라 계산하였다.

실험조건은 오리피스를 적용한 주거용 열펌프나 에어컨의 일반적인 운전조건을 포함하도록 선택하였으며, 주요 운전변수는 다음과 같다: (1) 과냉도 또는 건도, (2) 오리피스 입구압력(응축압력), (3) 오리피스 출구압력(증발압력), (4) 오일농도. 오리피스 입구압력은 26.7°C, 35°C, 43°C 및 49°C의 포화액체 응축온도조건에 기준하여 선택하였으며, 출구압력은 -1.1°C, 4.4°C, 10°C의 포화액체 증발온도에 해당하는 압력을 선택하였다. 오리피스 입구의 과냉도는 0°C에서 11.1°C까지, 건도는 0%에서 5%까지 변화시키며 실험하였다. 모든 운전조건에 대하여 오일농도를 0%, 2.4% 및 3.8%로 변화시키며 오일농도 변화에 따른 유량변화를 측정하였다. 실험은 Table 2에 주어진 각 운전변수에 대한 시험조건의 조합을 통하여 오리피스 한 개당 약 225개의 데이터를 측정하였다.

비공비 혼합냉매인 R32/125/134a의 조성비는

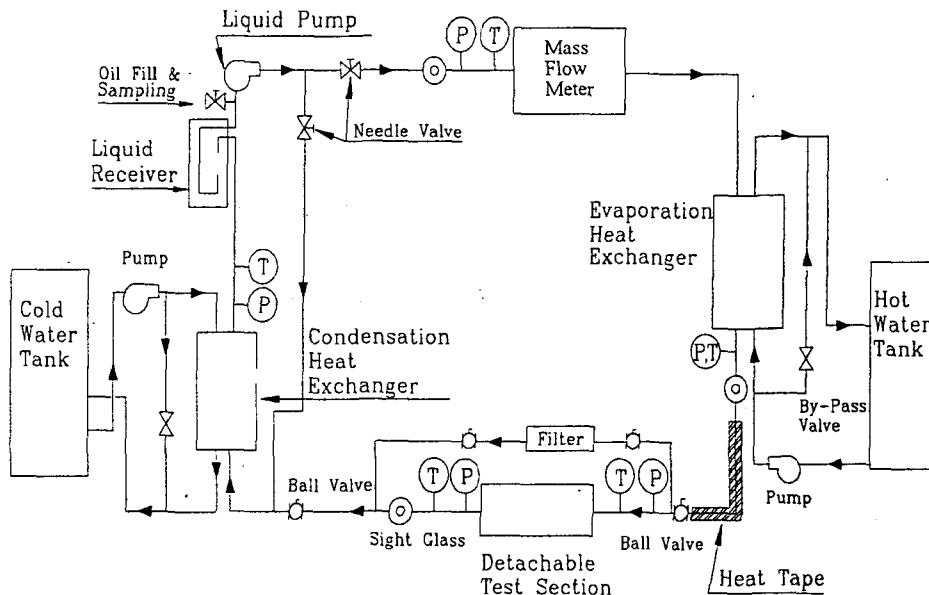


Fig.1 Schematic diagram of the orifice test setup

시스템으로부터 냉매를 샘플링하여 GC(gas chromatography)해석을 통하여 측정하였다. Table 3 은 실험에서 얻은 GC결과를 보여주고 있는데, 샘플링하는 냉매의 상태에 따라 조성비가 변하는 것을 알 수 있다. 일반적으로 액체상태에서 샘플링을 하였을 경우 조성비가 주입시의 조성비와 거의 비슷하였지만, 증기상태에서 샘플링을 하였을 경우 증기압이 높은 R-32의 조성비가 증가하였음을 알 수 있다.

3. 실험결과 및 고찰

3.1 입구 및 출구 운전조건에의 영향

Fig.4는 오리피스 출구압력(증발압력)의 변화에 따른 냉매유량의 변화를 나타내고 있다. 출구압력

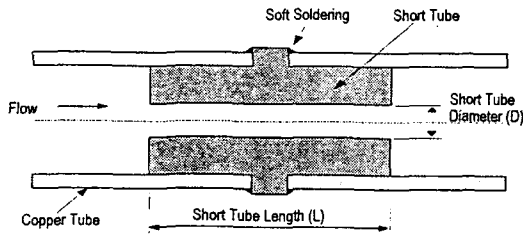


Fig.2 Schematic of a orifice test section

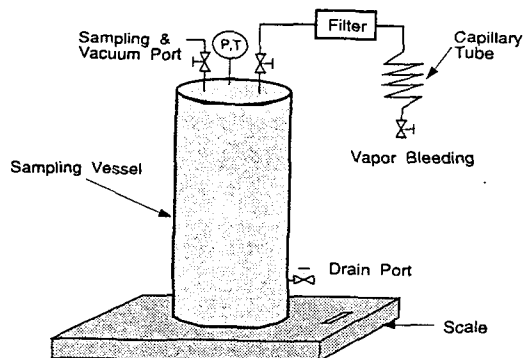


Fig.3 Schematic of the sampling vessel and filter assembly

이 오리피스 입구온도의 포화압력보다 낮을 때 출구압력의 변화에 따른 냉매유량의 변화는 5% 내에 존재한다. 냉동공조시스템에서 증발압력의 범위는 오리피스 입구온도의 포화압력보다 낮기 때문에 일반적으로 오리피스에서의 유동은 초킹(choking) 조건을 거의 만족하고 있다. 여기서 초킹현상은 출구압력의 감소에도 불구하고 냉매유량이 일정하게 유지되는 상태로서, 일정면적 팽창장치인 오리피스의 경우 초킹(choking)조건을 만족하여야만 시스템 운전의 신뢰도를 확보할 수 있다. 그러나 출구압력이 포화압력보다 높은 경우(non-HVAC applications) 오리피스를 통한 냉매유동은 전 영역

Table 1 Dimensions of test sections

Refrigerant	Length(mm)	Diameter(mm)
R32/125/134a (30/10/60)	12.70	1.34
	12.70	1.52
	12.70	1.72
	12.70	1.94

Table 2 Test conditions

Upstream Pressure (Condensing Temp.) (kPa(°C))	Downstream Pressure (Evaporating Temp.) (kPa(°C))	Subcooling /Quality (°C/%)	Oil Concentration (%)
1,216.7(26.7)	532.5(-1.1)	11.1	0
1,512.4(35.0)	637.1(4.4)	5.6	2.4
1,857.9(43.3)	756.6(10.0)	2.8	3.8
2,118.2(48.9)		0	
2,257.8(51.7)		5.0%	

Table 3 Summary of gas chromatography tests

Refrigerant	Mass Percentages (%)	Sampling State
R32/125/134a	(26.5/ 8.1/65.4)	Liquid
	(39.0/11.5/49.5)	Vapor
	(37.1/11.7/51.2)	Vapor

에서 액체상태로 존재하며, 유량은 출구압력의 변화에 의존하게 되어 초킹조건을 만족하지 못한다. Fig.4에 나타난 유량에 대한 출구압력의 영향은 다른 과냉도나 건도에서도 동일한 경향을 나타냈으며, 길이가 12.7mm, 직경이 1.34mm인 오리피스의 경우 출구압력의 변화에 다른 질량유량의 변화는 2% 이내였다.

Fig.5는 과냉도 또는 건도의 변화에 따른 냉매유량의 변화를 보여주고 있다. 냉매유량은 과냉도의 증가에 따라 증가하며, 입구 건도의 증가에 따라 감소하고 있다. 특히, 오리피스 입구의 유동조건이 포화액체에서 이상영역으로 변할 때 급격한 유량 감소를 나타내고 있다. 예를 들어, 오리피스 출구압력이 1,214kPa인 경우 건도가 0%에서 3.8%로 증가함에 따라 유량은 76.2kg/h로부터 55.3kg/h로 25% 감소하였다. 입구건도의 증가에 (포화조건에서 건도 5%) 따른 급격한 유량감소는 보이드울의 급격한 증가로 인한 오리피스 입구의 이상혼합물중 액체부분 면적의 감소에 기인한다. 특히 기체상태의 냉매는 유동저항을 증가시키며 공동현상을 야기하여 시스템을 불안정하게 한다

Fig.6은 오리피스 입구압력의 변화에 따른 유량

의 변화를 보여주고 있다. 입구압력의 증가에 따라 냉매유량은 거의 직선적으로 증가하고 있으며 응축 온도 51°C에 해당하는 오리피스 입구압력이 2,

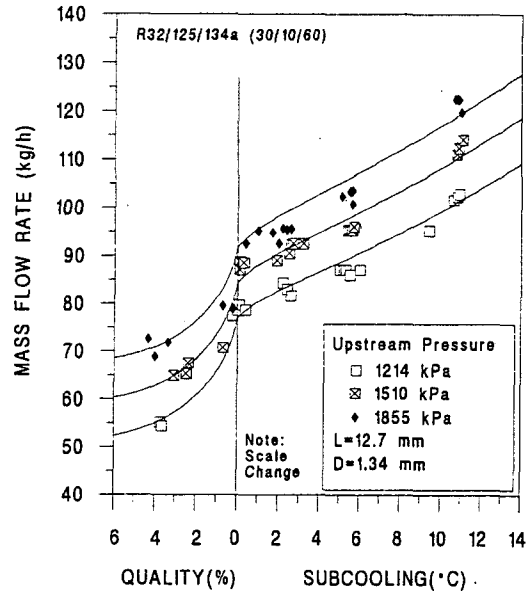


Fig.5 Flow dependency on upstream subcooling/quality

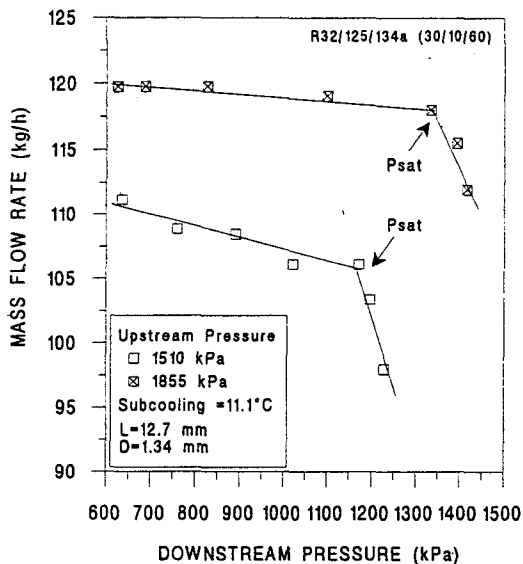


Fig.4 Flow dependency on downstream pressure

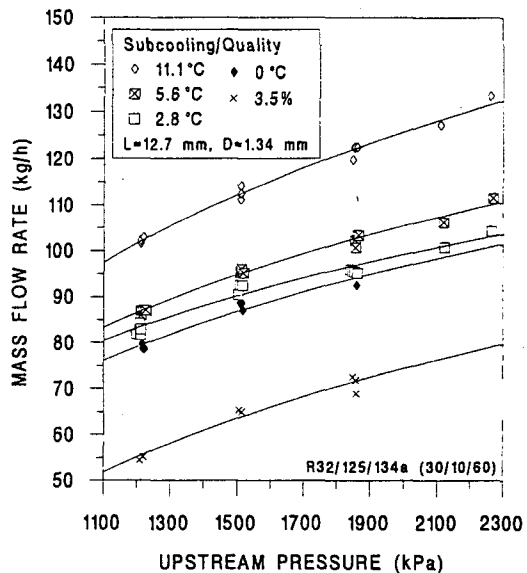


Fig.6 Flow dependency on upstream pressure

255kPa인 경우에도 같은 성향을 나타내고 있다. Fig.6에서 각선의 경사는 거의 직선적이며 과냉도의 증가에 따라서 경사도가 증가되었다. 이상상태인 경우의 유량은 포화 액체인 경우에 비하여 평균 30% 정도 낮다.

Fig.7은 오리피스 직경의 변화에 따른 유량의 변화를 나타내고 있다. 높은 과냉도의 경우, 냉매유량은 직경의 제곱에 비례하였고, 입구 과냉도가 감소함에 따라 유량에 대한 오리피스 직경의 영향은 점차 감소하였다. 입구조건이 포화액체상태인 경우, 유량은 직경에 비례하였으며, 입구조건이 이상상태조건일 때도 유량은 직경에 선형적으로 비례하였다. 전반적으로, 오리피스 직경은 냉매유량에 큰 영향을 미치고 있으며 예상된 정확한 냉매유량을 얻으려면 오리피스의 직경을 설계된 크기로 정확하게 가공하여야 한다.

3.2 윤활 오일의 영향

오일은 압축냉동시스템에서 압축기의 윤활을 위하여 필요하며 1~5%의 오일이 냉매와 혼합되어 시스템을 순환하게 된다. 현재 R-22는 파라핀(paraffin)계 미네랄오일(mineral oil)을 주로 사

용하고 있지만, HFC계 혼합냉매는 수소를 포함하고 있어 극성을 가지며 염소를 포함하고 있지 않으므로 기존의 오일과 잘 용해되지 않아 윤활성이 떨어진다. 그러므로 본 연구에서는 극성의 합성윤활유인 폴리올 에스터(polyol ester)를 사용하여 오일의 농도는 0%, 2.4%, 3.8%로 변화시키면서 실험을 실시하였다. 먼저, 순수 혼합냉매와 오일이 포함된 혼합냉매의 질량유량을 비교하기 위해서 질량유량비, m_R 을 정의한다⁽⁶⁾.

$$m_R = \frac{\text{오일 및 혼합냉매의 질량유량}}{\text{순수 혼합냉매의 질량유량}} \quad (1)$$

Fig.8은 오리피스 출구압력이 1,510kPa로 일정한 경우 질량유량에 대한 오일농도의 영향을 나타내고 있다. 여기서 오일농도란 냉매 및 오일 혼합물의 샘플 중에서 오일의 무게와 순수 혼합냉매의 무게비를 나타낸다. 일반적으로, 오일농도가 약 2.5%가 될 때까지 오일이 포함된 혼합냉매의 질량유량 변화는 순수 혼합냉매유량의 5% 이내에 존재하지만, 오일농도가 2.5% 이상이면 유량변화가 급격히 증가한다. 이러한 경향은 R-134a의 경우에도 동일하게 관찰되었다⁽⁶⁾. Fig.8에서 데이터가

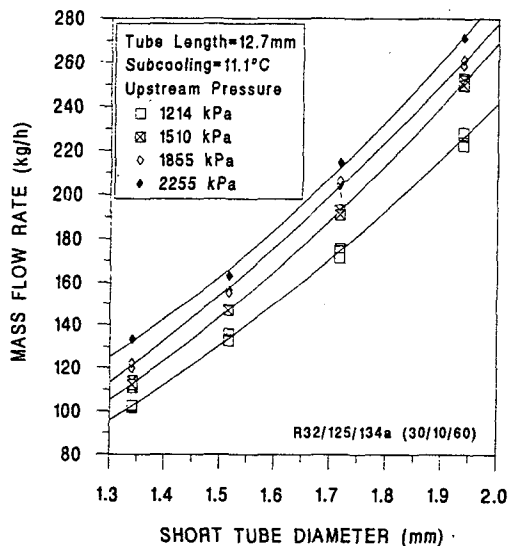


Fig.7 Flow dependency on short tube diameter

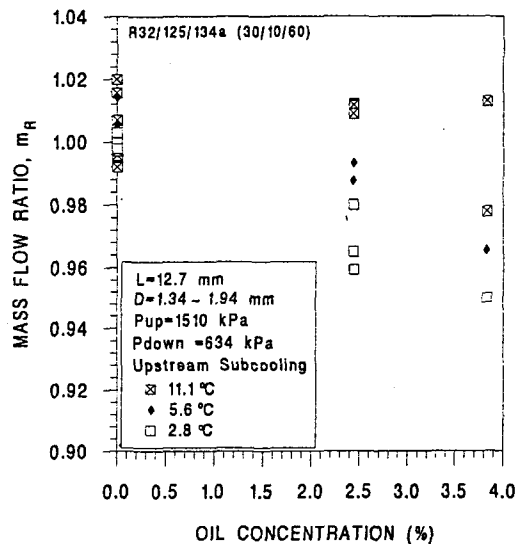


Fig.8 Mass flow ratio as a function of oil concentration

많이 분산되어 있는 이유는 Fig.8이 모든 과냉조건 및 직경조건을 포함하고 있기 때문이다.

오일농도의 증가에 따른 냉매유량의 감소는 입구 과냉도에 따라 다르게 나타나고 있다. 입구 과냉도가 큰 경우 오일농도의 증가에 따른 냉매유량의 변화는 순수 혼합냉매유량의 $\pm 3\%$ 이내였다. 그렇지만 입구 과냉도가 감소하고 오일농도가 증가함에 따라 냉매 유량은 급격히 감소하였다. 예를 들어, 오일농도가 2.4%인 경우, 입구 과냉도가 11.1°C로부터 포화조건까지(0°C 과냉도) 감소되었을 때 냉매유량은 순수 혼합냉매에 비해 약 4% 감소하였다. 이에 비해, 오일농도가 3.8%인 경우 동일한 과냉온도의 감소에도 불구하고 냉매유량은 20%정도 감소하였다. 그러므로, 냉매유량에 대한 오일의 영향은 오일농도 및 입구 과냉도의 함수임을 알 수 있다.

3.3 R32/125/134a(30/10/60)와 R-22의 비교

Table 4는 동일 포화액체온도 조건에서 혼합냉

매의 연구결과를 기존의 R-22 결과와 비교한 것이다⁽⁷⁾. 동일 포화 액체온도에서 R32/125/134a(30/10/60)의 증기압이 R-22 보다 약간 높지만 혼합 냉매의 냉매유량이 R-22에 비해 0~7% 감소하고 있다. 그러므로 혼합냉매를 R-22 대체냉매로 적용할 때, 동일한 오리피스를 사용한다면 냉매유량이 약간 감소되며 용량의 감소를 가져올 것이다. 만약 기존의 시스템에서 두 냉매에 대한 열교환기 및 압축기의 성능이 일정하다면, 혼합냉매를 기존의 시스템에 적용하여 R-22와 동일한 용량을 얻기 위해서는 오리피스의 직경을 약간 증가시켜야 할 것이다. 본 연구에서는 주어진 운전조건에 대한 오리피스의 직경 및 길이에 대한 구체적인 설계를 위하여 실험결과를 바탕으로 유량예측모델을 개발하였다.

4. 유량 예측모델

오리피스의 단순한 형상에 비하여 유동이 너무 복잡하므로 기존의 유량모델은 해석적인 해를 구하

Table 4 Comparison of mass flow rate for a short tube with L=12.7mm, D=1.34mm

Sat. Liq. Temp.(°C)	Subcooling/ Quality	Refrigerant Flow(kg/h)		Differences(%)*
		R-22	R32/125/134a (30/10/60)	R32/125/134a (30/10/60)
23.9°C R22 : 1,114kPa Ternary : 1,214kPa	11.1°C	102.65	102.28	-0.4
	5.6°C	89.36	87.09	-2.5
	2.8°C	84.64	83.01	-1.9
	0°C	81.87	78.92	-3.6
	5%	50.76	52.16	2.8
35°C R22 : 1,351kPa Ternary : 1,510kPa	11.1°C	117.25	112.94	-3.7
	5.6°C	101.79	95.25	-6.4
	2.8°C	95.57	92.53	-3.3
	0°C	91.04	87.09	-4.3
	5%	62.64	59.87	-4.4
43.3°C R22 : 1,662kPa Ternary : 1,855kPa	11.1°C	127.32	122.47	-3.8
	5.6°C	109.86	103.42	-5.9
	2.8°C	102.42	95.71	-6.6
	0°C	96.34	90.72	-5.8
	5%	71.21	68.04	-4.5

*Difference = (Ternary-R22)/R22

기보다는 오리피스 방정식⁽⁸⁾ 오리피스 팽창장치의 유동특성에 맞도록 변형한 경험식에 의존하고 있다^{(2),(7),(9),(10),(11)}. 본 연구에서도 오리피스 방정식을 오리피스 유동특성에 맞도록 변형하고, 오리피스 입구조건이 단상 또는 이상조건인 경우를 모두 계산할 수 있도록 무차원변수를 도입하여 새로운 경험식을 개발하였다. 단상의 오리피스 방정식은 식 (2)와 같다.

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

여기서 C 는 유량계수이고 β 는 오리피스의 면적과 오리피스 상류관의 면적비이다.

오리피스 출구에서 유동은 이상상태로 존재하며 출구에서의 압력이 포화압력보다 낮을 경우 초경조건을 만족하고 있으므로 단상의 오리피스 방정식을 변형하여 식 (3)과 같은 새로운 유량예측모델을 구한다⁽⁷⁾.

$$\dot{m} = C_o C_{ip} A_g \sqrt{2g_c \rho (P_{up} - P_f)} \quad (3)$$

여기서 P_f 는 초경조건을 만족하도록 출구압력을 조정된 가상의 압력항이며 C_{ip} 는 이상상태의 입구조건을 고려한 수정계수이고 C_o 는 오일의 영향에 대한 수정계수이다.

식 (3)에 도입된 수정계수들을 결정하기 위하여, 실험결과를 각 운전변수에 대하여 면밀히 분석하여 유량에 영향을 미치는 주요 변수를 결정하고, 유량 예측모델을 다른 냉매 및 넓은 운전조건에 적용 가능하도록 모델에 포함되는 모든 변수를 무차원화한다. 무차원변수들을 적절히 조합하고 오리피스 성능시험 결과를 활용하여 비선형 회귀곡선접합을 통하여 수정계수의 계수들을 구한다(Table 5).

$$P_f = p_{sat} [b_1 + b_3 PRA^{b_3} TSUB^{b_4} + b_5 PRA^{b_5} + b_7 \exp(b_8 DR) + b_9 EVAP^{b_{10}}] \quad (4)$$

$$C_{ip} = \frac{1}{(1 + a_1 x_{up})(1 + a_2 DR^{a_3} Y^{a_4})} \quad (5)$$

$$Y = \frac{x_{up}}{1 - x_{up}} \left(\frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{0.5} \quad (6)$$

$$C_o = 1 + d_1 (10C_o)^{d_2} (1 - TSUB)^{d_3} PRA^{d_4} \quad (7)$$

식 (4)에서 PRA , $TSUB$, DR 및 $EVAP$ 는 각각 입구압력, 과냉도, 직경 및 출구압력의 무차원 변수를 나타내고 있다. 식 (5)은 이상조건에 대한 수정계수로 단상의 입구조건에서는 $x_{up} = 0$ 이므로 $C_{ip} = 1.0$ 로 되어 유량에 영향을 미치지 않지만 이상의 입구조건에서 $x_{up} > 0$ 이므로 C_{ip} 는 1보다 작은 값을 갖게되어 유량에 영향을 미치게 된다. 식 (7)은 오일의 영향을 고려한 수정계수로 오일농도가 0이면 $C_o = 1.0$ 이 되어 순수냉매에 대한 식이 된다.

개발된 경험모델을 적용하여 오리피스 입구 및 출구의 유동조건 및 오리피스 크기가 주어졌을 때 오리피스를 통한 냉매유량을 예측할 수 있다. 일반적으로 유량모델을 이용하여 예측된 유량은 실험에서 측정된 값과 잘 일치하였다. Fig.5는 계산 결과 및 실험자료를 보여 주고 있는데, 곡선은 모델을 이용하여 예측된 유량이고 기호는 측정유량을 나타내고 있다. Fig.9는 측정된 질량유량과 경험모델을 통하여 계산한 질량유량을 비교하였다. 전체적으로 계산유량과 측정유량의 차이는 측정유량의 $\pm 5\%$ 이내에 존재하였다. 하지만, 개발된 경험식이 비선

Table 5 Coefficients of correction factors in the flow model

Coefficients	R32/125/134a (30/10/60)	Coefficients	R32/125/134a (30/10/60)
b_1	0.94931	a_1	-4.84831
b_2	6.47235	a_2	3.51305
b_3	-0.43214	a_3	1.35127
b_4	1.09067	a_4	0.84089
b_5	0.53780	d_1	-389.12098
b_6	3.99732	d_2	7.70764
b_7	1.98694	d_3	56.3541
b_8	-4.72605	d_4	0.49218
b_9	-0.09277		
b_{10}	1.56379		
Constants	Unit	R32/125/134a(30/10/60)	
P_c	SI	4,826kPa	
T_c	SI	365.71kPa	
g_c	SI	1.2960×10^{10}	

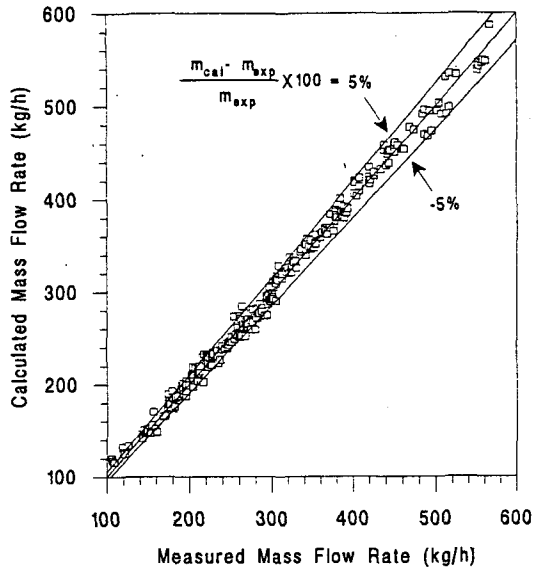


Fig.9 Comparison of calculated mass flow rate with experimental mass flow rate

형식이므로 시험범위 이외의 영역에서는 정확도를 항상 보장할 수 없으며 적용범위를 시험범위 바깥으로 확장하고자 할 때는 세심한 주의가 요구된다.

5. 결 론

혼합냉매 R32/125/134a (30/10/60)을 오리피스 팽창장치에 적용하여 오리피스 입구압력, 출구압력, 과냉도/건도 및 오리피스 크기의 변화에 따른 냉매유량의 변화를 고찰하였으며, 주어진 운전 조건에서 오리피스를 통한 냉매유량을 예측할 수 있는 유량예측모델을 개발하였다. 실험은 팽창장치 입구조건이 단상 또는 이상상태에 대하여 각각 실험하였으며, 오일농도를 변화시키면서 냉매유량에 대한 오일의 영향을 고찰하였다.

오리피스 출구압력이 입구온도의 포화압력보다 낮은 경우에는 냉매유량은 오리피스 출구압력의 변화에 거의 의존하지 않으며 초킹조건을 만족하지 만, 출구압력이 포화압력보다 높은 경우에는 초킹 조건을 만족하지 않았다. 입구압력의 증가에 따라 냉매유량은 거의 선형적으로 증가하고, 입구과냉도의 증가 또는 입구건도의 감소에 따라 냉매유량은

증가하였다. 특히 입구건도가 0%에서 3%로 증가함에 따라 냉매유량의 감소는 현저하였다. 그리고 냉매유량은 오리피스 직경의 변화에 민감하였으며 일반적으로 직경의 제곱에 비례하였다. 냉매유량에 대한 오일농도의 영향은 입구과냉도 또는 건도의 함수이며, 오일농도가 2%이상이고 과냉도가 낮은 경우 냉매유량은 순수냉매에 비하여 20%까지 감소되었다.

실험 결과를 활용하고 오리피스의 단상유동식을 오리피스 팽창장치에 맞도록 변형하여 오리피스를 통과하는 냉매유량을 예측할 수 있는 경험식을 개발하였다. 일반적으로 유량모델을 이용하여 예측된 유량은 실험에서 측정된 값과 잘 일치하였다.

참 고 문 헌

- Givens et al., 1994, "HCFC-22 alternatives for air conditioners and heat pumps", ASHRAE Trans., Vol. 100, Part 2.
- Aaron, A. A. and Domanski, P. A., 1990, "Experimentation, analysis, and correlation of refrigerant-22 flow through short tube restrictors", ASHRAE Transactions, Vol. 96, Part 1, pp. 729~742.
- Kim, Y. and O'Neal, D. L., 1993, "An experimental study of two-phase flow of HFC-134a through short tube orifices", Heat Pumps and Refrigeration Systems Design, Analysis and Applications, ASME, AES-Vol. 29, pp. 1~8.
- 김용찬, 1994, "R22 대체동향과 냉매주입량 및 팽창변크기에 따른 성능변화", 제 1회 한·일 냉동공조기술세미나, 냉동공조협회, pp. 44-61.
- ASHRAE, 1984, ANSI/ASHRAE Standard 41.4-1984, Standard method for measurement of proportion of oil in liquid refrigerant, Atlanta: American Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc.
- Kim, Y., and O'Neal, D. L., 1994, "The effect of oil on the two-phase flow of refriger-

- ant-134a through short tube orifices", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 37, No. 9, pp. 1377~1386.
7. Kim, Y and O'Neal D. L., 1994, "Two-phase flow of R-22 through short tube orifices", *ASHRAE Transactions*, Vol. 100, Part 1, pp. 323~334.
 8. ASME, 1971, *Fluid meters—their theory and application*, sixth edition, New York: The American Society of Mechanical Engineers, Inc.
 9. Pasqua, P. F., 1953, "Metastable flow of Freon-12", *Refri. Eng.* Vol. 61, pp. 1084A-1088.
 10. Davies, D., and Daniels, T. C., 1973, "Single and two-phase flow of dichlorodifluoromethane, (R-12), through sharp-edged orifice", *ASHRAE Transactions*, Vol. 79, Part 1, pp. 109~123.
 11. Mei. V. C., 1982, "Short tube refrigerant restrictors", *ASHRAE Transactions*, Vol. 88, Part 2, pp. 157~168.