

< 기술논문 >

모세관 변경에 따른 가정용 소형 멀티 냉동시스템의 성능에 관한 연구

이 무 연[†] · 김 상 옥*

(2004년 12월 10일 접수, 2005년 4월 18일 심사완료)

A Study on the Performance of a Domestic Small Multi Refrigerator According to a Capillary Tube Change

Moo Yeon Lee and Sang Uk Kim

Key Words : Capillary Tube(모세관), Friction Factor(마찰 계수), Pressure Drop(압력 강하), Control Volume(미소 체적)

Abstract

This paper is an experimental study on the performance according to a capillary tube diameter and length in a domestic small multi refrigerator[kimchi refrigerator]. Pressure drop in a capillary tube is predicted by theoretical analysis and experimental method as the reduction of capillary tube diameter from 0.74 to 0.6 mm. The differences between experimental results and analytical results are mainly caused by friction factor in a capillary tube. Because there are no adequate equations used to calculate pressure drop of capillary tube diameter under 1.0mm. The empirical equations necessary for interpretation of capillary tube were derived from capillary tube test results data using curve fitting method. This study shows that the optimized designs of system, which is capillary tube length and refrigerant charge amount, are 2000mm, 83g at the capillary tube diameter 0.6mm and 3000mm, 73g at the capillary tube diameter 0.74mm. And capillary design tools and system matching techniques necessary for development of the kimchi refrigerator were also developed through this study.

———— 기호설명 ————	
<i>T</i>	: 온도 [K], [°C]
<i>Y</i>	: 모세관내 압력강하
<i>Sol</i>	: 솔레노이드 밸브
<i>Capi</i>	: 모세관
<i>Comp</i>	: 압축기
<i>Evap</i>	: 증발기
<i>h</i>	: 엔탈피 [kJ/kg]
<i>v</i>	: 비체적 [m³/kg]
<i>f</i>	: 마찰계수
<i>Re</i>	: 레이놀즈수 [$\rho v D / \mu$]
ΔL	: 미소길이 [m]
<i>V</i>	: 냉매유속 [m/s]
<i>SYS</i>	: 김치냉장고 시스템

<i>m</i>	: 질량유량 [kg/s]
μ	: 동점성계수 [Pa · sec]
<i>D</i>	: 모세관 내경 [m]
<i>x</i>	: 건도
<i>X</i>	: 모세관 길이

하첨자

<i>f</i>	: 액체
<i>g</i>	: 기체
<i>m</i>	: 평균
<i>p</i>	: 압력

1. 서론

1.1 김치냉장고의 시장 동향
김치냉장고는 95년 첫 선을 보인 이후 시장에서
의 수요가 꾸준히 증가하고 있으며 주요 가전업체

† 책임저자, 회원, 위니아 연구소
E-mail : S10669@winiamando.com
TEL : (041)530-6544 FAX : (041)530-3378

* 위니아 연구소

에 따르면 2001년도를 기점으로 김치냉장고가 연간 100만대 이상 판매됨으로써 백색가전의 대명사로 불려졌던 일반냉장고[2001, 92만대 판매 추정]의 판매량을 앞질렀다. 그 결과 2001년 이후 김치냉장고는 1조원 대 이상의 거대 시장을 형성하게 되었고, 현재는 생활가전 시장을 주도하는 대표적인 제품으로 부각되었다. 하지만 김치냉장고의 판매량 및 외형적인 규모가 짧은 기간 내에 급성장하여 김치냉장고 시스템에 관한 해석적/이론적 접근은 거의 이루어지지 않은 상태이다.^(1,2) 본 연구에서는 기존의 김치냉장고 시스템에 대한 사이클적 분석과 모세관 내경 축소에 따른 시스템의 성능특성 변화를 모세관 단품과 시스템으로 나누어 진행하고자 한다. 또한, 모세관 내경 축소에 따른 이론적 경험식을 도출하여 김치냉장고 설계에 반영하고자 한다.

1.2 연구 내용

김치냉장고에 사용되고 있는 모세관은 일반적으로 산업용 소형 증기 압축식 냉동사이클에서 가장 많이 사용되는 있는 팽창장치로서 여러 가지 팽창장치 중 구조가 단순하여 가공이 용이하고 가격이 저렴하며 운전 중에 높은 신뢰성을 유지하는 장점을 지니고 있어 많이 사용되고 있다. 모세관은 고압부인 응축기로부터 저압부인 증발기로 냉매의 압력을 감소시키고 냉매유량을 조절함으로써 전체 사이클의 평형을 유지시키며, 응축기와 증발기 사이에 큰 압력차를 형성시켜 팽창장치로서의 역할을 수행한다. 또한 시스템 가동 전에 고압부인 응축기와 저압부인 증발기의 압력을 동일하게 유지시켜 압축기가 기동할 때 소비전력을 감소시키는 장점을 가지고 있어 소형 증기 압축식 냉동사이클의 팽창장치로 널리 사용되고 있다.⁽³⁾

본 연구에서는 기존의 냉동시스템에 들어가는 모세관 내경을 0.74에서 0.6mm로 변경하면서 동반되는 냉동시스템의 모세관 설계 및 성능특성의 변화를 관찰하려고 한다. 모세관 내경 축소에 따라 모세관 내에서의 유동 특성과 압력 강하 특성이 변하여 시스템의 성능 특성 변화가 발생할 것으로 예상되며, 모세관 길이와 시스템 내의 냉매 봉입량(refrigerant charge amount) 등 설계 인자의 변화가 수반된다. 먼저 모세관 내경의 축소에 따라 모세관 길이를 이론 해석을 통해 산출하고 모세관 단품 테스트를 통해 얻어진 실험 결과와 검증하였다. 이렇게 구한 모세관 길이를 가지고 냉동시스템에 적용하여 증발온도와 응축온도를 고려한 시스템 매칭 성능시험을 진행하였다. 단품으로 구한

모세관 길이와 시스템 내에서 구한 모세관 길이는 이론적으로 모세관의 입출구 조건이 동일하다면 동일한 유동특성을 가지나, 본 연구에서는 다소 차이를 가진다. 그 이유로는 모세관 단품 실험 시 모세관 입구의 질량 유량을 시스템 내에서 순환하는 질량 유량과 동일하게 맞추어 줄 수 없어 모세관 길이에 따른 압력 강하와 유동 특성이 모세관 단품일 경우와 시스템일 때 다소 차이가 나타나며 특히 팽창이 이루어지는 후반으로 갈수록 압력 강하와 유동 특성에서 큰 차이가 나는 것으로 생각된다.⁽⁸⁾ 또한 모세관 설계 시 중요한 요소인 마찰계수에 대한 McAdams이론식이 본 연구에서 사용한 1.0mm이하의 미세 직경에는 약 12~20% 정도의 오차가 나타나기 때문이다.⁽⁴⁾

따라서 본 연구의 목적은 김치냉장고의 모세관 내경을 0.74에서 0.6mm로 변경할 경우 시스템 내에서 발생하는 열·물성적 변화, 설계 인자의 변경 및 성능 특성의 변화 등을 고찰하여 김치냉장고 설계에 이용하고자 하며 모세관 내경 축소에 따른 시스템의 최적화를 통해 시스템 설계시 보다 효율적인 냉동사이클을 구축하고자 한다.

2. 이론 해석

2.1 모세관 산정을 위한 이론적 접근

본 연구에서 모세관 내경 변화에 따른 길이 산정은 McAdams가 유도한 식을 이용하였고, 질량 보존 방정식과 에너지 보존 방정식을 이용하여 모세관에서의 열역학적 성능과 냉매유량의 변화를 관찰하였다. 운동량 보존 방정식을 이용하여 마찰에 의한 압력강하를 계산하였고, 식 (1)~(3)에 나타내었다.

특히 모세관 내에서 이상 상태(two phase)유동에서 엔탈피, 점성계수 및 비체적 등의 물성치는 식 (4)~(6)을 이용하여 계산하였다. 마찰계수는 McAdams 식을 이용하여 계산하였다.^(4,5)

$$m = \frac{V_1 A}{v_1} = \frac{V_2 A}{v_2} \quad (1)$$

$$1000h_1 + \frac{V_1^2}{2} = 1000h_2 + \frac{V_2^2}{2} \quad (2)$$

$$m(V_2 - V_1) = \left[(P_1 - P_2) - f \frac{\Delta L V^2}{D 2v} \right] A \quad (3)$$

식 (2)은 에너지 보존 방정식으로부터 위치에너지 및 열전달을 무시하고 유동은 정상상태라는 가정을 하였다. 식 (3)은 모세관 내에서 가속도에 의한 힘, 모세관 입·출구에서의 압력차 및 유체의 전단응력 등에 의한 마찰력을 나타내었다.

$$h = h_f(1-x) + h_g x \quad (4)$$

$$v = v_f(1-x) + v_g x \quad (5)$$

$$\mu = \mu_f(1-x) + \mu_g x \quad (6)$$

식 (1)과 (3)을 연립하여 정리하면, 식 (3)의 마찰력 항은 다음과 같이 정리된다.

$$f \frac{\Delta L V^2}{D 2v} = f \frac{\Delta L V m}{D 2 A} \quad (7)$$

여기서 마찰 계수는 식 (8)에 나타난 Stocker 책에서 설명된 McAdams 방정식을 사용하였다. 마찰 계수는 모세관 압력강하에 큰 영향을 미치는 요소이므로 마찰계수의 계산은 정확하게 이루어져야 한다.

$$f = \frac{0.33}{Re^{0.25}} = \frac{0.33}{(VD/v)^{0.25}} \quad (8)$$

본 연구에서는 1.0mm이하의 모세관 내경에서 마찰 계수에 대한 연구가 많이 이루어지지 않아 Stocker 책에서 설명된 McAdams 방정식을 이용하여 계산하였다.

결국 위에서 제시한 이론 식들을 이용하여 모세관 길이를 계산하기 위해서는, Fig. 1에 나타난 것처럼 모세관의 일부를 미소 체적으로 설정하여 입구와 출구에서의 열역학적 물성을 비교 평가하여 모세관 출구까지 반복계산을 해야 한다. 모세관 설계시 이용된 반복계산의 수렴여부는 모세관 출구에서의 유동이 Choked flow가 되었는지의 여부와 미소길이(ΔL)의 증가분이 음이 나오는지의 여부를 가지고 판단하면 된다(fanno line). 미소길이(ΔL)에 대한 평균 마찰계수는 다음의 식에 의해 결정된다.

위에서 제시한 방정식들을 사용하여 냉매의 포화온도가 감소할 때에 따른 미소길이(ΔL)을 구하는 방법은 다음과 같다. Fig. 1에서 보면, 모세관에서 관심으로 하는 구간을 미소 체적(control volume)으로 설정하고 입구와 출구를 Section 1과 Section 2로 표현하였다. 먼저 Section 1에서 열역학적 상태량인 포화온도, 압력, 건도, 유량이 알려지고 Section 2에서 포화온도가 주어지면, Section 1의

온도 및 압력으로 액상과 기상의 엔탈피와 비체적 등의 상태량을 알 수 있고, Section 2에서 엔탈피, 비체적, 마찰계수를 구할 수 있다. Section 2에서 건도는 식 (11)-(16)을 이용하여 반복계산을 통해 계산하였다. 각 미소체적 출구쪽의 건도가 결정되면, 출구쪽의 열역학적 상태량들이 결정되고 레이놀즈수와 열역학적 상태량들이 결정되면 최종적으로 식 (3)에 의해 미소길이(ΔL)가 계산된다. 시스템에 필요한 전체 모세관 길이는 각 방정식들에 대한 연립 반복 계산을 통해 위에서 제시한 수렴 조건을 이용하여 산출하였다.^(4,5)

$$f_m = \frac{f_1 + f_2}{2} \quad (10)$$

$$1000h_2 + G^2 \frac{V_2^2}{2} = 1000h_1 + \frac{V_1^2}{2} \quad (11)$$

$$1000h_{f_2} + 1000h_{fg_2}x_2 + G^2 \frac{[v_{f_2} + v_{fg_2}x_2]^2}{2} = 1000h_1 + \frac{V_1^2}{2} \quad (12)$$

$$x_2 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (13)$$

$$a = \frac{1}{2} G^2 v_{fg_2}^2 \quad (14)$$

$$b = 1000h_{fg_2} + G^2 v_{f_2} v_{fg_2} \quad (15)$$

$$c = 1000(h_{f_2} - h_1) + \frac{1}{2} G^2 v_{f_2}^2 - \frac{1}{2} V_1^2 \quad (16)$$

2.2 모세관 단품 실험

내경 0.74와 0.6mm의 압력강하에 대한 상관관계 및 모세관 길이에 대한 설계식을 도출하기 위하여 모세관 단품 시험을 진행하였다. 모세관 단품 실험을 위한 실험 장치의 구성은 압축기와 압축기로 전원을 공급하기 위한 전원 공급장치, 압축기 토출쪽과 모세관으로 연결되는 부분에 갑작스런 팽창과 압력불균형을 줄이기 위한 머플러, 그리고 고온에 대비한 냉각장치를 따로 장착하고 온도를 균일하게 유지하였다. 모세관 입·출구에 압력 게이지와 열전대를 장착하여 압력 및 온도를 측정하였다. 모세관 단품 실험에서 사용한 냉매는 편의상 공기로 하였다. 실험 방법은 모세관을 충분히 길게 하고 100mm씩 일정하게 잘라가며 모세관 출구가 충분히 안정화 되는 때까지 기다린 후 압력과 온도를 측정하였다.

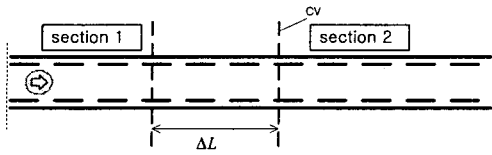


Fig. 1 The control volume of capillary tube

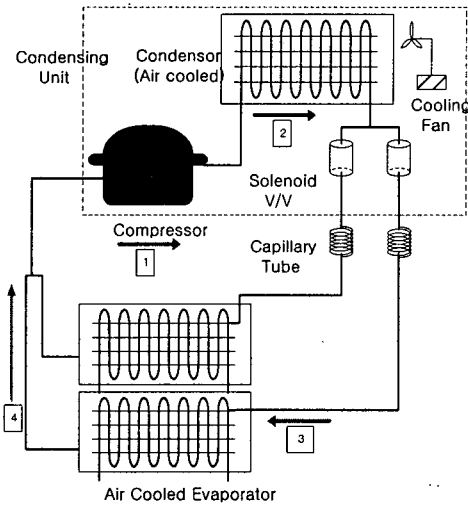


Fig. 2 Schematic of the test set-up

Table 1 Compressor specifications

Compressor	Specification
Oil	POE
Oil charge[cc]	220 (Freola-10G)
Power input[W]	142
COP[EER]	1.45(4.7)
Displacement[cm ³]	5.71

실험에 사용된 압축기 사양은 시스템에 장착한 압축기와 동일한 것으로 하였으며 사양은 Table 1에 나타내었다.

Table 2 System specifications

Component	Specification
Compressor	Reciprocating comp. <scotch yoke type>
Condenser	Wire_fin HX.
Evaporator	Al,tube_plate HX.
Capillary Tube[mm]	Id 0.74*L 3500, 2EA Id 0.60*L 1800, 2EA Id 0.60*L 1200, 2EA

2.3 시스템 실험

본 실험에서는 185리터 용량을 가진 2개의 고내으로 구성된 김치냉장고 실험을 진행하였다. 김치냉장고는 압축기, 응축기, 증발기, 모세관 및 팬모터로 구성된 소형 멀티 냉동 시스템으로 모세관 길이 설계시 모세관 단품 실험 뿐만 아니라 시스템 내에서의 성능 특성 변화를 고려해야 한다.^(1,2) 또한 이론적 계산으로 구한 모세관 설계 인자와 단품 실험으로 얻은 결과 그리고 실제 시스템에서 얻은 결과는 차이가 있을 수 있는데, 그 이유로는 1개의 압축기와 1개의 증발기로 구성된 시스템이 아닌 1개의 압축기와 여러 개의 증발기(2~3개)로 구성된 시스템이므로 각 고내로 유동 분배의 불확실성과 고내 온도 제어 등의 가변적인 요소들에 의해 단품에서 얻은 결과와 시스템에서 얻은 결과 사이에 차이가 존재할 수 있다.

따라서 기존에 개발된 김치냉장고와 동일한 실험장치를 구성하여 기본 모델로 선정하였고 각 구성요소 사양은 Table 2에 나타내었다. 김치냉장고 시스템의 구성도는 Fig. 2와 같으며, 증발기로 둘러싸인 각 고내는 스틸 재질로 되어 있고 그 주변을 알루미늄관이 일정한 간격으로 둘러싸고 있다. 그 이유는 시스템을 순환하는 냉매가 증발 과정 동안 고내의 온도를 일정하게 유지하기 위해서이고 각 고내의 상하 온도 편차를 줄이기 위하여 동관이 일정한 간격으로 둘러싸고 있는 것이다.

또한 동관과 접촉면의 열전달 특성을 좋게 하기 위하여 동관을 각 고내에 납작하게 밀착시켰다. 이러한 증발기 구조는 도어를 자주 열고 닫는 김치냉장고의 특성상 냉기의 이탈과 손실을 저감시킬 수 있으며, 자연대류로 인한 에어 커튼을 형성

시켜 냉기를 장기간 보존 할 수 있으며 일반 냉장고와 구별되는 김치냉장고만의 증발기 특성이기도 하다.^(1,2) 일반적으로 김치냉장고는 1개의 압축기, 2개의 증발기, 2개의 솔레노이드 밸브, 응축기, 그리고 팽창 장치로 구성되어 있다. 김치냉장고를 순환하는 작동유체는 냉매 R-134a를 사용하였다.

기본모델의 최적화를 위하여, 압축기는 On/Off 시간을 고려한 운전률, COP, 자체소비전력과 압축기를 장착한 시료의 냉각속도 등을 고려하여 시스템에 적합한 최적의 압축기를 선정하였다. 본 연구에서 사용한 최적의 압축기 선정 실험은 Table 3과 4에 나타내었다. 여기서 사용된 Case I은 김치냉장고 고내 1을 의미하고, Case II는 김치냉장고 고내 2을 의미한다. 동일한 김치냉장고에 A, B 두 종류의 압축기를 장착하여 40℃, 70 % 챔버 조건에서 각 고내(incase)의 온도를 40℃로 안정화시킨 뒤 무부하 풀다운 실험을 진행하였다. 40℃로 안정화 된 김치냉장고의 각 고내 온도가 0℃까지 도달하는데 걸리는 시간과 압축기의 압축일에 의해 고내가 최저 온도까지 떨어지는데 걸리는 시간으로 운전율과 냉각 효율을 판단하였다.

Table 5는 압축기 제조사에서 공급한 ASHRAE 조건에서 실험한 A, B 두 종류의 압축기 성능 자료들이다. Table 3에서 Table 5를 보면, B 압축기가 A 압축기에 비해 냉각속도는 우수하고 압축기 가동시간이 적어 월간 소비전력의 감소를 기대할 수 있으며, 압축기 단품의 COP도 우수한 것으로 확인되었다. 따라서 본 연구에 사용된 김치냉장고의 최적의 압축기는 B 압축기로 선정하였다.

그리고 냉매량과 모세관 길이를 변경하면서 에너지 소비 실험, 냉방용량, 각 고내가 안정화 되는 시간 등을 고려하여 최적의 시스템을 구성하여 시스템 실험을 진행하였다. 여기서 최적이라 함은 김치냉장고 시스템의 월간소비 전력량이 에너지 소비효율 측정 기준인 KS C 9321과 KS C 9321부속서에 의거하여 실험을 수행하였을 때 최소가 되는 모세관 길이와 냉매량을 의미한다. 이때, 김치냉장고 고내 온도는 $0 \pm 0.5^\circ\text{C}$ 로 동일하게 제어하였다. 시스템 실험 시 데이터 습득은 압축기, 응축기, 모세관 및 각 고내를 둘러싸고 있는 2대의 증발기 입·출구에 열전대를 부착하여 각 부의 온도를 측정하였고, 시스템의 응축압력 및 증발압력은 압력게이지를 이용하여 측정하였다. 모든 Data들은 Data logger를 통해 실시간으로 PC에 20초 간격으로 저장되었다. 에너지 소비량은 전력량 측정장치(power meter)를 이용하여 측정하였다. 실험 시 각 고내로 들어가는 유량 제어는 솔레노이드 밸브를 이용하여 각 고내의 온도가 설정온도에 도달

하면 자동 Off 되는 On/Off 제어를 이용하였다. 시스템 실험은 크게 각 고내의 온도를 일정하게 유지하여 전력 사용량을 측정하는 에너지 소비 실험과 냉매의 냉각속도를 측정하는 무부하 실험으로 나누어 진행하였으며,^(1,2) 모세관 길이 및 냉매량을 변경하면서 실험을 진행하였다.

3. 결과 및 고찰

3.1 모세관 이론 해석 결과 및 실험 결과

본 연구에서 모세관 단품의 이론 해석 결과는 Table 6와 Fig. 3에 나타내었다. 기본모델에 사용된 0.74mm 모세관은 시스템에서 최적 매칭은 3000/3000mm였으나, 이론적으로 해석한 결과는 2000/2000mm정도로 나왔다. 여기서, 모세관 길이는 고내 1과 고내 2의 모세관 길이를 의미한다. 0.6mm 모세관은 이론 해석으로는 1200mm 정도로 나왔

Table 3 The arrival time of each incase temperature from 40 to 0℃ at test chamber temperature 40℃

Comp \ Incase	The arrival time from 40 to 0℃ [min]	
	Case I	Case II
A comp	80	90
B comp	61	73

Table 4 The arrival time of each incase temperature from 40℃ to stable temperature at test chamber temperature 40℃

Comp \ Incase	The arrival time from 40 to stable ℃ [min]	
	Case I	Case II
A comp	177	188
B comp	131	147

Table 5 The comparison of A and B compressor specifications

	A comp	B comp
Displacement[cm ³]	5.25	5.7
Power consumption[W]	134	142
EER[BTU/WHr]/COP	4.5(1.32)	4.7(1.45)

으나 시스템의 최적화를 통해 얻은 모세관 길이는 약 2000mm 정도로 이론과 실험 결과와의 큰 오차를 가지는 것으로 나왔다. 또한 모세관 단품 실험으로부터 얻은 결과는 Fig. 4에 나타내었다. 모세관 단품 실험 결과를 분석해 보면, 모세관 내경 0.74mm와 0.6mm를 동일한 출구압력에서 약 35~45% 정도의 모세관 길이 차이를 가진다. 이는 시스템 실험 결과에서도 잘 반영되어 있는 결과이다. 모세관 입구 압력은 0.5 kgf/cm²이다.

Table 6은 0.74와 0.6mm 모세관 내경에 대한 이론 해석 결과이다. 모세관 길이에 따른 압력 변화를 선형 보간 하면, 모세관 내경이 0.74와 0.6mm에서 유사한 압력강하가 발생하는 지점이 내경 0.74mm인 모세관이 내경 0.64mm 모세관에 비해 약 35% [1.255*0.6mm모세관 길이+320]정도 길이가 긴 곳에서 동일하게 나옴을 확인할 수 있었다. 모세관 출구 압력은 초킹 유동이 발생하는 지점의 압력을 의미한다.

본 연구를 통해서 당사의 김치냉장고에 적용할 수 있는 내경 0.74와 0.6mm에 대한 상관 관계식을 모세관 길이에 대한 압력강하에 대한 다항식의 형태로 유도하였다. 식 (17)은 모세관 내경 0.74mm에 대한 실험식이고, 식 (18)은 내경 0.6mm에 대한 실험식이다.

$$Y_p = -\frac{7}{10^7} X^2 + 0.006X + 4.322 \quad (17)$$

$$Y_p = -\frac{8}{10^7} X^2 + 0.0068X + 5.6145 \quad (18)$$

또한, Table 6와 Fig. 4에서 보면, 모세관 길이에 따라서 발생하는 압력강하는 모세관 직경의 감소로 인한 단위길이 당 압력강하는 증가함을 확인할 수 있었다.⁽⁷⁾ Table 6에서 보면, 유사한 출구 압력을 가지는데, 0.6mm 내경의 모세관 길이는 1117mm이고, 0.74mm 내경의 모세관 길이는 1720mm이다. Fig. 4의 실험 결과에서도 동일한 출구 압력일 때 모세관 길이의 차이는 약 35~45% 차이를 가지는 것으로 확인되었다.

본 연구에서는 김치냉장고에 사용되는 모세관 내경을 0.74에서 0.6mm로 변경하기 위한 해석 결과 자료와 실험으로 얻은 결과 자료 그리고 시스템 내에서 모세관 길이를 변경하면서 얻은 실험 결과들에 대해서 언급하였다. 모세관에 대한 해석 결과와 실험으로 얻은 결과는 모세관 길이 기준으로 약 15~20% 정도의 오차를 보였으며, 모세관 단품으로 얻은 결과와 시스템 내에서 실험한 결과

는 모세관 길이 기준으로 약 10% 정도의 오차를 가지는 것으로 나타났다. 즉, 이론 해석으로 얻은 모세관 길이와 시스템 매칭을 통해 얻은 모세관 길이는 Table 7에서도 알 수 있듯이 약 30~35% 정도의 차이를 가지는 것으로 확인되었고, 이론 계산값에 대한 보정값을 시스템 실험상으로 구하였으며 약 30~35%를 보정값으로 주었다.

3.2 시스템 실험 결과

모세관 내경 0.74mm 이고 길이 3000mm인 기본 모델을 가지고 실험한 결과와 모세관 내경 0.6mm 일 때 길이 1200, 2000 및 2500mm 을 가지고 시스템 매칭 시험을 진행한 결과를 Table 9에 나타내었다. 각 시스템은 모세관과 냉매량을 제외하고는 모두 동일하게 구성하였다. 0.6mm 내경을 가지는 모세관 길이를 이론계산으로 구한 1200mm, 단품 실험을 통해 얻은 2000mm, 그리고 2500mm에 대해서 냉매량을 변화시켜 가면서 월간 소비전력 관점에서의 최적의 시스템 매칭을 진행하였다. 먼저 SYS2에서 SYS4는 실험으로 구한 모세관 길이 2000mm를 장착한 시스템 실험 결과 이고, SYS1는 이론으로 구한 모세관 길이 1200mm를 장착한 시스템 실험 결과로 SYS2에서 SYS3가 SYS1 보다 성능이 우수한 것으로 나왔다. SYS3는 SYS5와 SYS6보다 월간 소비전력이 더 적게 나옴으로써 SYS3를 본 냉동 시스템에 맞는 최적의 시스템으로 선정하였다. 더불어 모세관을 2000mm이상 늘린다면, 0.74mm 내경에 3000mm 모세관에 비해 재료 원가에 대한 감소 폭이 줄어들기 때문에 SYS3를 본 연구에서는 최적의 사양으로 잡았다. 또한 고내 간 동일한 제어 모드로 시험할 경우 좌우 온도 편차 및 제품 시료별 온도 편차가 SYS1[Cp 1.51]가 SYS3[Cp 1.15]보다 더 크게 나옴을 확인할 수 있었다.

그리고 제품의 효율을 판단할 수 있는 에너지 소비실험에서도 SYS2에서 SYS4가 SYS1보다 소비전력이 약 7~9%[0.8~1.3 kWh/month] 정도 향상되게 나오고, 기본모델 대비 약 9~12% 정도 향상되었다. 위의 실험 결과를 바탕으로 모세관 내경을 0.74에서 0.6mm로 변경할 경우 모세관 길이는 0.74대비 0.6mm일 때 약 70% 수준으로 설계하는 것이 적당하다고 본다. 결국, 시스템 실험으로부터 얻은 결과값과 이론식으로부터 얻어진 결과는 약 30% 정도의 차이를 가지는데, 그 이유는 운동량 보존법칙에 의한 이론식 중 마찰 계수에 대한 경험식이 미소 직경이 1mm이하에 적용 시 가지는 오차로 볼 수 있으며, 시스템 실험 시 다량의

Table 6 The comparison of theoretical calculation results at capillary diameter 0.74 and 0.6mm

Capi. D[mm]	Results	Cumulative Length[mm]	Discharge Pressure[kPa]
0.74		1117	347.8
0.6		1720	351.3

Table 7 The comparison capillary length between theoretical calculation results and system test results at capillary diameter 0.74 and 0.6mm

Capi. D	Capi. L	Theoretical Result [mm]	System test Result [mm]	Error Percentage (%)
0.6		1117	2000	66% (883mm)
0.74		1720	3000	66% (1280mm)

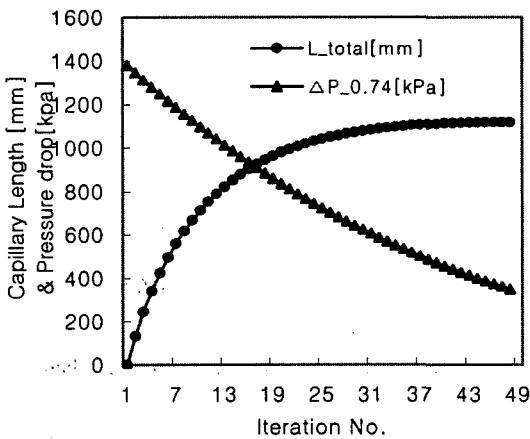


Fig. 3 Theoretical calculation results of capillary tube at capillary diameter 0.74 mm

시료를 똑같이 제작할 수 없는 실험상 존재하는 불확실성(uncertainty)으로 간주된다. 실제로 각 고내로 분배되는 냉매 유량을 본 시스템에서는 정확하게 제어할 수 없어 시료별로 고내의 온도 특성 및 냉매 유동 특성이 달라질 수 있기 때문이다.

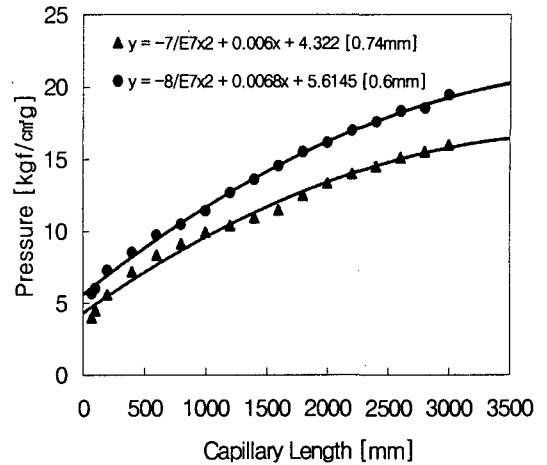


Fig. 4 System test results of capillary tube experiment at capillary diameter 0.74 and 0.6mm

즉, 이론 해석으로 얻은 모세관 길이와 시스템 매칭을 통해 얻은 모세관 길이는 Table 7 에서도 알 수 있듯이 약 30~35% 정도의 차이를 가지므로 이러한 오차를 이론 해석 결과에 보정 계수를 더하여 제품 개발에 이용하였다. 실제, 당사에서 개발되고 있는 수심 품목의 김치냉장고 모세관 내경 축소 설계시, 시행 착오에 따른 시간과 비용의 절감을 가능하게 하였다.

Table 10은 고내 1과 고내 2의 제어 온도를 -1°C 로 설정해 놓고, 열교환기, 압축기등 기능 부품들을 동일하게 구성한 10대의 시료를 테스트 한 결과이다. Cp는 고내의 온도가 -1°C 에서 벗어난 산포를 나타낸 수치이다. 대개의 경우, Cp 지수가 1.0에서 1.2정도로 나오는데, 본 실험에서는 1.51로 높게 나왔다. 1.51로 높게 나왔다는 것은 저장물을 보관하는데 있어 열적 충격을 많이 주어 저장물의 장기 보관을 저해한다. 이러한 점은 모세관 내경이 축소함에 따라 이론적으로 구한 모세관 길이 [1200mm]를 시스템에 적용하였을 때 나타나는 현상이다. 이러한 원인은 모세관 길이 이론 해석 시 사용된 마찰 계수에 대한 방정식이 1.0mm이하의 모세관에서 가지는 오차[12~20%]이다.⁽³⁾ 그러나 모세관 길이를 2000mm로 늘려서 실험한 결과, 고내 온도 Cp는 1.0~1.2사이에 들어왔다. 결국, 고내 온도 편차와 시스템의 월간 소비전력을 비교한 결과 모세관 내경을 0.74에서 0.6mm로 축소할 때 최적의 시스템 사양은 모세관 길이 2000/2000mm 이고, 냉매 봉입량은 83g이다.

Table 8 Theoretical calculation results of capillary tube with 0.6mm diameter

Calculation No.	Input Variables			Calculation Variables			Results [m]	
	Temperature [°C]	Pressure [kPa]	x [$\times 10^{-2}$]	Enthalpy [kJ/kg]	Specific volume[m ³ /kg]	Velocity [m/s]	Increment Length	Cumulative Length
1	51.85	1379.9	0	274.31	0.000914	3.39459		
2	50.85	1345.9	1.0386	274.3081	0.001053	3.91112	0.13258	0.13258
3	49.85	1312.6	2.0672	274.3058	0.001199	4.45433	0.111553	0.2444134
4	48.85	1479.9	3.0672	274.3032	0.00135	5.01666	0.095915	0.340048
5~45								
46	6.85	372.6	32.785	271.9857	0.018372	68.2648	0.000321	1.117035
47	5.85	360.0	33.179	271.763	0.01923	71.4525	0.000147	1.117182
48	4.85	347.8	33.614	271.5214	0.02012	74.7577	-3.9E-0.6	1.117178

Table 9 The results of a system experiment with capillary tube diameter 0.74, 0.6mm[25°C,60%]

	Capillary Tube Diameter [mm]	Capillary Tube Length [mm]	Refrigerant Charge Amount [g]	Energy Consumption Rate[kWh/month]	Room Temperature [°C]
Baseline model	0.74	3000/3000	73	16.8	0±0.5
SYS 1	0.6	1200/1200	80	16.3	0±0.5
SYS 2	0.6	2000/2000	80	15.6	0±0.5
SYS 3	0.6	2000/2000	83	15.1	0±0.5
SYS 4	0.6	2000/2000	86	15.8	0±0.5
SYS 5	0.6	2500/2500	83	16.3	0±0.5
SYS 6	0.6	2500/2500	86	16.1	0±0.5

Table 10 The process capability analysis for SYS1 [capillary length 1200/1200mm, diameter 0.6mm at chamber conditions 25°C,60%]

	Cp	CpU	CpL	CpK	Comparison
Room_1	1.51	1.25	1.77	1.25	
Room_2	1.72	0.97	2.47	0.97	Temperature range -1±0.5°C
Total	1.51	1.05	1.96	1.05	

기본 모델 대비 냉매량은 13.7% 증가하고, 모세관은 33% 감소하였다. 재료비 절감측면에서는 김치냉장고 한 대 생산 당 수백 원의 원가 절감 효과를 가져왔다.

4. 결론

모세관 내경 축소에 따른 시스템 내에서 적절한 모세관 길이를 산정하기 위한 이론적 해석과 실험을 진행하였으며, 선정된 모세관 길이를 가지고 시스템에 장착한 후 시스템 내에서의 냉동 성능을 평가하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 이론식으로 얻은 모세관 길이를 실제 시스템에 적용하였을 경우 고내 간 온도 편차 및 제품 간 온도 편차가 심하게 나타났다. 그 원인으로는 모세관의 길이가 일정비 이상으로 감소하는 경우에는 유량이 급격히 증가하여 모세관 하류에서 Chock flow의 발생이 불확실해져서 시스템의 신뢰성이 저하되어 시험 시료별 온도 편차가 큰 것으로 생각된다. 이러한 결과는 Cooper와 Schulz et al의 연구에서도 나타나는 것으로 확인되었다.^(1, 4-5)

(2) 모세관 내경을 0.74mm에서 0.6mm로 변경할 경우 이론적 해석으로는 1120mm이고 실험을 통해 얻은 결과는 모세관 내경이 0.6mm가 0.74mm에 비해 약 33% 길이가 감소하는 것으로 나왔다. 즉 모세관 출구 압력으로 비교한 경우 0.74mm일 때 모세관 길이는 1800mm이고, 0.6mm일 때는 약 1200mm로 나왔다. 시스템에 적용한 경우는 증발기 길이, 압축기 스펙, 냉매량 등 시스템 매칭이 최적화 되었다고 가정하면, 이론 해석으로 얻은 결과값인 1200mm에 보정(correction factor) 계수를 곱해야 한다. 그 이유로는 이론적 계산에 사용된 모세관 경험식의 마찰계수 방정식이 1.0mm이하의 미소 직경에는 약 15~20% 오차를 가지는 것으로 나왔다.^(3, 4)

(3) 당사의 김치냉장고 설계시, 압축기 선정 및 시스템 설계에 대한 기법을 정립하였으며 모세관 내경 변경을 제품에 반영 시 상기 방법을 이용한다면 시행 착오를 어느 정도는 줄일 수 있어 비용과 시간을 절약할 수 있을 것으로 기대한다. 단, 모

세관 관련 유도식은 당사의 김치냉장고에만 적용할 수 있는 한계를 가지고 있으며, 일반적인 상판식을 찾는 것이 앞으로의 연구에 대한 과제이다.

본 연구에서 산출한 실험식은 당사의 김치냉장고의 시스템 설계에 이용 할 수 있으며, 모세관 내경의 감소로 인한 모세관 전체 길이 감소는 원가 절감 뿐만 아니라 에너지 소비를 절감하는 부가적인 효과를 가져왔다.

참고문헌

- (1) Lee., M. Y., Choi, S. J. and Kim, S. O., 2003, "Evaluation on the Cyclic and Adiabatic Performance of a Small Multi-Refrigeration System," *Proceeding of the KSME, Autumn Annual Conference*, pp. 769~774.
- (2) Lee., M. Y., Choi, S. J. and Kim, S. O., 2004, "Evaluation of the Performance Characteristics of Propane/Isobutene Refrigerant Mixtures in a Small Multi-Refrigeration System," *Proceeding of the KSME, Autumn Annual Conference*, pp. 769~774.
- (3) Hong, K. S., Hwang, I. N. and Min, M. K., 2000, "The Effect of Oil on Refrigerant Flow through Capillary Tubes," *Trans. of the Sarek. Vol. 12, No. 9*, pp. 791~801.
- (4) Jung, D. S. and Kim, C. B., 1995, "Selection of Capillary Tubes for HCFC-22 Alternatives Fluids," *Trans. of the Sarek. Vol. 7, No. 3*, pp. 435~449.
- (5) Stocker, W. F. and Jones J. W., "Refrigeration and Air Conditioning," 2nd Edition, McGraw-Hill, New York, NY, pp. 260~272.
- (6) Cooper, L., Chu, C. K. and Brisken, W. R., 1957, "Simple Selection Method for Capillaries Derived from Physical Flow Conditions," *Refrigeration Engineering 65*, No. 7, pp. 37~41
- (7) Schulz, U. W., 1987, "Critical Two-Phase Flow in a Capillary Tube Expansion Device," *Proceedings of the XVII International Refrigeration Conference*, pp. 299~306.
- (8) Kim, S. G., Kim, M. S. and Ro, S. T., 2001, "Flow and Pressure Drop Characteristics of R22 in Adiabatic Capillary Tubes," *KSME Int. Journal*, Vol. 15, No. 9, pp. 1328~1338.