

미세회관내 윤활유를 포함한 대체냉매의 압력강하 예측에 관한 연구

최준영* · 이진호**

Study on the Prediction of Pressure Drop for Alternative Refrigerants with lubricant in Micro-Fin Tubes

Jun Y. Choi, Jinho Lee

Key Words: alternative refrigerants(대체냉매), micro-fin tube(미세회관), smooth tube(매끈회관), friction factor(마찰계수), correlation(상관관계식), two-phase flow(이상유동), hydraulic diameter(수력 직경), mixing rule(혼합관계식), lubricant(윤활유)

Abstract

This paper presents a pressure drop correlation for evaporation and condensation of alternative refrigerant with oil in micro-fin tubes. The correlation was developed from a data base consisting of oil-free pure and mixed refrigerants in micro-fin tube; R125, R134a, R32, R410a(R32/R125 50/50 % mass), R22, R407c(R32/R125/R134a, 23/25/52 % mass) and R32/R134a(25/75 % mass). The micro-fin tube used in this paper had 60, 0.2 mm high fins with a 18 helix angle. The cross sectional flow area (A_c) was 60.8 mm² giving an equivalent smooth diameter(D_e) of 8.8 mm. The hydraulic diameter (D_h) was estimated to the 5.45 mm. The new correlation was obtained by replacing the friction factor and the tube-diameter in Bo Pierre correlation by a friction factor derived from pressure drop data for a micro-fin tube and the hydraulic diameter, respectively. This correlation was also used to predict some pressure data with a lubricant after using a mixing viscosity rule of lubricants and refrigerants. As a result, the new correlation was also well predicted to the measured data within a mean deviation of 19.0%.

기호설명

English Letter Symbol

A_c	cross sectional flow area(mm ²)
D	diameter(mm)
d_o	outside diameter(mm)
e	fin height(mm)
f	friction factor
G	mass flux(kg/m ² s)
h	enthalpy(kJ/kg)
L	tube length(m)
m	mass
m	mass fraction
W	molecular weight
x	quality(%)

Greek Letter Symbol

β	helix angle(degree)
---------	---------------------

μ	viscosity(N/ms ²)
ν	specific volume(m ³ /kg)
ρ	density(kg/m ³)
ω	mass fraction
ζ	Yokozeki's factor
ϕ	mole fraction for liquid
Ω	mole fraction for vapor

Subscripts

BP	Bo Pierre
f	friction or liquid
g	vapor
e	equivalent
h	hydraulic
i	component
n	new
oil	lubricant
ref	refrigerant
TP, tp	two-phase

Nondimensional number

$$K_f = \frac{\Delta x h_{fg}}{Lg} \quad \text{two-phase number}$$

$$Re = \frac{GD}{\mu} \quad \text{Reynolds number}$$

* 산업기술시험원
** 연세대학교

1. 서론

세계적으로 한정된 자원을 효율적으로 사용하며 지구환경보호에 대한 노력이 활발히 진행되고 있는 현재, 선진국에서는 이미 오래 전부터 냉동시스템에 대한 에너지 효율을 높이며 냉동성능을 향상시키는 기초연구들이 이루어져 왔다. 이에, 수년 전부터 냉동공조시스템에 사용되는 응축기와 증발기에는 기존의 매끈한관(smooth tube)에 열전달계수를 높여 최대한으로 열효율을 증가시키기 위해 고안된 미세원관(micro-fin tube)이 소개되어 이에 대한 실험 및 수치적 연구가 꾸준히 이루어지고 있다. 미세원관은 기존 매끈한관 내부에 일정한 나선각도(helix angle)를 갖는 원을 여러개 두어 관내에 냉매흐름을 난류화시켜 열전달 효율을 극대화하기 위해 고안된 관이다. 이를 사용하여 보다 압력강하를 줄이면서 열전달효율을 높이기 위한 많은 연구가 지속적으로 진행되고 있다. 특히, 효율이 좋은 열교환기를 만들기 위해 냉매의 증발 및 응축시 압력강하를 정량적으로 정확히 예측하는 일은 고효율 냉동시스템을 설계하는데 필수적인 일이다.

본 연구에서는 기존의 냉매인 R22를 포함하여 사용 가능한 순수냉매인 R125, R32, R134a와 혼합냉매인 R410a(R32/R125, 50/50 mass %), R407c(R32/R125/R134a, 23/25/52 mass %), R32/R134a(25/75 mass %)를 사용하여 응축 및 증발시 미세원관에서의 압력강하를 실험적으로 고찰하여 새로운 압력강하 관계식을 유도하였다. 이 상관관계식을 윤활유가 포함된 관내유동에 적용하기 위해 최근 발표된 Yokozeki의 혼합법칙(mixing rule)을 이용, 윤활유가 포함된 압력강하 실험 데이터와 비교·검토하였다. 이때, 냉매와 윤활유, 혼합물의 점성도는 건도를 이용한 관내 평균윤활유 질량비개념을 도입하여 구하였으며, 윤활유의 물성치는 기존의 다른 실험식을 이용하여 간접적으로 구하였다.

2. 이론

일반적으로 기존의 많은 상관관계식들이 관내에 냉매만 고려한 상태에서 압력강하를 예측하고 있으나, 실질적으로 냉동공조 제품을 사용할 때에는 압축기의 특성상 관내에 윤활유가 포함된 상태에서 증발과 응축현상이 일어난다. 따라서, 윤활유를 고려한 연구 또한 매우 중요하게 여겨지며, 이에 대한 연구 또한 중요하게 여겨져 왔다. 지금까지 발표된 많은 연구에서는 관내냉매흐름에 윤활유가 포함될 경우 관내벽면에 얇은 윤활유막이 형성되어 열전달율을 저하시키며 압력강하는 증가한다고 밝히고 있다. 압력강하 증가는 윤활유의 의한 관내 마찰압력의 증가에 따르며, 가속압력에는 영향을 주지 않는다. Bo Pierre는

그의 실험적 결과로 윤활유가 포함된 경우의 2상 마찰계수를 포함하지 않은 경우와 다르게 제시하였다. 본 연구에서는 실험적으로 구한 상관관계식을 윤활유가 포함된 냉매흐름에도 적용하기 위해 냉매와 윤활유가 혼합된 혼합물의 물성치를 정확히 제시해줄 수 있는 혼합법칙(mixing rule)을 사용하였다. 혼합법칙에 관하여는 많은 연구자들의 의해 냉매간의 여러 형태의 혼합법칙 관계식이 발표되어 왔으나, 냉매와 윤활유의 혼합물에 대한 물성치를 예측하는 관계식은 최근 몇몇 연구자에 의해 발표되고 있는 실정이다. 특히, 기존의 많은 연구자들이 제시한 혼합법칙들은 서로 다른 냉매들을 혼합하여 만든 냉매들의 물성치를 이론적으로 예측하거나 실험치와 비교하여 실험적으로 관계식을 제시하였을 뿐 냉매와 윤활유의 혼합물의 물성치를 제시한 관계식은 매우 드물었다. Kendall은 조성이 같은 두물질을 혼합한 경우 변분식(variation equation)을 사용하여 다음과 같은 혼합법칙을 제시하였다.

$$\ln \mu_m = \phi_1 \ln \mu_1 + \phi_2 \ln \mu_2 \quad (1)$$

여기서, μ_m 는 혼합물 점도, ϕ 체적비, 하첨자는 각 성분을 나타낸다. Kandlikar 등은 2가지 냉매가 혼합된 경우 각 성분의 질량비에 따른 혼합법칙을 다음과 같이 제시하였다.

$$\ln \mu_m = \bar{m}_1 \ln \mu_1 + \bar{m}_2 \ln \mu_2 \quad (2)$$

여기서, \bar{m} 질량비를 나타낸다. Jung등은 여러 가지 순수냉매를 혼합한 혼합물의 점도를 구하기 위해 과체적(excess volume)모델을 이용하여 다음과 같은 식을 제시하였다.

$$\ln \mu_m = \sum_{i=0}^n \psi_i \ln \mu_i + \delta \mu \quad (3)$$

여기서, ψ 는 몰비(mole fraction), $\delta \mu$ 과점도, 하첨자는 각 성분을 나타낸다. Hambræus등은 냉매와 윤활유의 혼합물 물성치를 구하기 위해 각 성분의 몰비를 이용하여 다음과 같은 혼합법칙을 제시하였다. 하지만, 그의 모델은 단지 R12/PGA의 혼합물의 경우 실험적으로 구한 것이므로 다른 종류의 혼합물에 적용하기는 한계를 가지고 있다.

$$\ln \mu_m = (\psi_1 \ln \mu_1^{1/3} + \psi_2 \ln \mu_2^{1/3})^3 \quad (4)$$

여기서, ψ 는 몰비를 나타낸다. 그러므로, 본 연구에서는 최근 Yokozeki에 의해 실험적으로 고찰된 혼합법칙을 이용하여, 혼합물의 물성치를 예측한 후 이를 이미 제시된 관계식에 적용하였다. 우선, Yokozeki는 다음과 같은 형태로 혼합물의 물성치를 제시하였다.

$$f(\mu_{mixture}) = \sum_i \phi_i f(\mu_i)$$

$$\ln \mu_m = \sum_i \xi_i \ln \mu_i \quad (5)$$

여기서

$$\xi_i = \frac{W_i^k \Psi_i}{\sum_j W_j^k \Psi_j} \quad (6)$$

식 (5)는 기존의 Arrhenius 방정식을 변형시킨 형태로 혼합물의 점도를 알아내기 위해 그는 새로운 요소인 Yokozeki parameter를 정의하여 사용하였다. 식 (6)은 그가 제시한 새로운 변수로서, Ψ_i 는 각 요소의 몰비, W_i 는 각 요소의 분자량, k 는 실험적 변수를 나타내는데, 많은 냉매 혼합물인 경우 k 값은 0.58임을 그는 실험적으로 제시했으나, 냉매와 윤활유의 혼합물인 경우 k 값을 결정하기 위해서는 많은 실험적 연구가 필요하다고 밝혔다. 하지만, 몇 가지 냉매와 점도가 다른 에스터유, 광유 등과의 혼합물인 경우 Wohl의 유효충돌체적(effective collision volume of component) 개념을 이용하여 k 값을 제시하였다. 본 연구에서는 R12, R22, R134a와 에스터유, 광유 등의 혼합물의 데이터를 이용하였으므로, 그가 제시한 k 값인 0.58~0.6을 사용하였다. 만약, 식 (5)를 단일냉매와 윤활유의 혼합물에 적용하면 점성도는 다음과 같은 식으로 정의될 수 있다.

$$\begin{aligned} \ln \mu_m &= \sum_i \xi_i \ln \mu_i \\ &= (\xi_{ref} \ln \mu_{ref}) + (\xi_{oil} \ln \mu_{oil}) \\ &= \left(\frac{W_{ref}^k \Psi_{ref}}{W_{ref}^k \Psi_{ref} + W_{oil}^k \Psi_{oil}} \right) \ln \mu_{ref} \\ &+ \left(\frac{W_{oil}^k \Psi_{oil}}{W_{ref}^k \Psi_{ref} + W_{oil}^k \Psi_{oil}} \right) \ln \mu_{oil} \end{aligned} \quad (7)$$

특히, Yokozeki의 모델은 최근 Michels등이 실험적으로 R22/AB150, R134a/POE-68, R410a/PVE-68를 이용하여 점도를 측정 한 결과 그의 모델이 실험치와 매우 잘 일치함을 증명했다. 그러므로, 본 연구에서는 Yokozeki의 혼합법칙을 이용하여 얻은 결과를 냉매와 윤활유 혼합물의 물성치로 사용하였다. 그의 모델을 사용하기 위해서는 각 요소의 분자량 및 몰비를 알아야만 한다. 각 냉매의 분자량 및 물성치는 2장에서 언급한 물성치를 이용하여 구하였다. 그러나, 윤활유의 분자량은 그 구성요소에 따라 매우 복잡하므로 크게 두 가지로 나누어 고려하였다. 첫째, 합성유인 경우(polyester oil)에는 그 성분에 따라 약간의 차이가 있으나, 500 kg/kmol를 대표치로 사용하였으며, 둘째로 광유(mineral oil)인 경우는 800 kg/kmol값을 대표치로 사용하였다. 이 값들은 CAS(Chemical Abstracts Subject)에서 제공하는 값으로 일반적으로 합성유의 경우 분자구조상 약간의 차이는 있으나, 대부분의 합성유의 분

자량은 400~600kg/kmol의 값을 가지며, 광유의 경우 이보다 조금 큰 700~900kg/kmol를 갖는다. 이와 같이, 각 윤활유의 성분과 점도에 따라 분자량이 결정되지만, 대표치 분자량을 사용하여도 본 연구에는 큰 영향이 없을 것으로 판단하여 이를 사용하였다. 그 이유는 냉매와 윤활유의 혼합물 중 윤활유의 질량비가 상대적으로 매우 적으므로 그 대표값을 사용하여도 혼합법칙을 사용하는 데는 큰 영향을 주지 않기 때문이다. 윤활유의 물성치중 본 연구에 필요한 액상밀도 및 동점계수는 최근 발표된 Kedzierski의 실험식을 이용하였다. 즉, 액상밀도, ρ_l 과 액상의 동점계수, ν_l 은 포화온도 T_s 로 다음과 같이 주어진다.

$$\rho_l = 919.69 + 0.1994 T_s - 0.001318 T_s^2 \quad (8)$$

$$\nu_l = 5.6054 \times 10^{-11} \exp \frac{4308.7}{T_s} \quad (9)$$

분자량과 각 요소의 물성치가 결정되면 다음으로 혼합물의 각 몰비를 계산하여야 한다. Yokozeki의 모델은 각 요소의 몰비에 따라 혼합물의 점성도를 결정하였으므로 몰비를 구하는 일은 매우 중요하다. 그러나, 실험적으로 얻을 수 있는 정보는 각 성분의 질량비이므로 직접적으로 몰비를 구하기는 매우 어려운 일이다. 특히 윤활유같은 혼합물질의 각 몰비를 구하는 것은 하나의 연구 분야로 화학을 전공하는 연구자들에 의해 많은 연구가 이루어지고 있다. 그러므로, 본 연구에서는 질량비와 평균건도를 이용, 다음과 같은 가정을 도입하여 몰비를 구하였다. Fig. 1에서와 같이 관내 벽면에서는 윤활유와 액냉매만이 혼합되어 관내로 흐른다는 가정하에 혼합물의 건도는 다음 식과 같다.

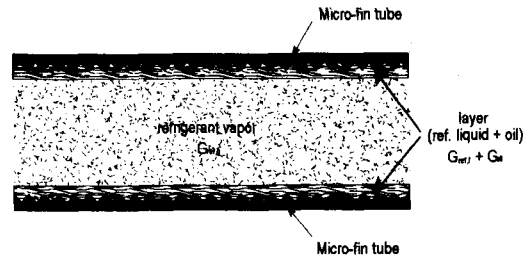


Fig. 1 Schematic diagram of refrigerant and lubricant mixture inside micro-fin tube

$$x = \frac{G_{ref,g}}{G_{tot}} = \frac{G_{ref,g}}{G_{ref,g} + G_{ref,f} + G_{oil}} \quad (10)$$

$$(1-x) = \frac{G_{ref,f} + G_{oil}}{G_{tot}} = \frac{G_{ref,f} + G_{oil}}{G_{ref,g} + G_{ref,f} + G_{oil}} \quad (11)$$

여기서 G 는 단위면적당 질량유량(mass flux), 하첨자 ref 는 냉매, g 는 기체상태, f 는 액체상태,

oil은 윤활유, tot는 혼합물 전체를 나타낸다. 윤활유의 질량비(mass fraction), $\bar{m}_{layer, oil}$ 는 단지 액상에서만 고려되므로 다음 식과 같이 가정 할 수 있다.

$$\bar{m}_{layer, oil} = \frac{G_{oil}}{G_{tot}} = \frac{G_{oil}}{G_{oil} + G_{ref, f}} \quad (12)$$

예를 들어, 관 입구에서 건도가 0.2 출구에서 0.8 이며, 윤활유의 질량비가 2%인 경우, 냉매의 액상만 고려하여 질량비를 다시 계산하면, 입구에서의 윤활유의 질량비는 2.4%이고 출구에서의 윤활유의 질량비는 9.0%를 얻을 수 있다. 이때, 관 내에서 윤활유의 질량비가 건도에 따라 선형적으로 변한다고 가정을 하면 관 내에서 평균 윤활유의 질량비는 5.7%를 얻을 수 있다. 위와 같은 가정은 단지 냉매와 윤활유가 같은 상끼리, 즉 액상에서만 혼합된다는 가정을 기본 개념으로 두고 있다. 여기서 얻은 평균 윤활유의 질량비를 이용하여 윤활유의 물비를 계산하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\Psi_{oil} = \frac{n_{oil}}{n_{tot}} = \frac{m_{oil}/W_{oil}}{m_{tot}/W_{tot}} = \bar{m}_{layer, oil} \frac{W_{tot}}{W_{oil}}$$

$$W_{tot} = \Psi_{oil} W_{oil} + \Psi_{ref} W_{ref}$$

$$\Psi_{oil} + \Psi_{ref} = 1$$

$$\Psi_{oil} = \frac{\bar{m}_{layer, oil} \left(\frac{W_{ref}}{W_{oil}} \right)}{1 - \bar{m}_{layer, oil} + \bar{m}_{layer, oil} \left(\frac{W_{ref}}{W_{oil}} \right)} \quad (13)$$

식 (13)과 같이 윤활유의 물비를 질량비로 간접적으로 구한 후 Yokozeki의 혼합법칙에 사용하여 혼합물의 물성치를 구하였다. 본 연구의 관계식에서 사용된 무차원수는 Reynolds수와 Boiling수로 두 무차원수 중 윤활유의 물성치와 관련된 변수는 Reynolds수로 다음과 같이 다시 정의 될 수 있다.

$$Re_m = \frac{GD_h}{\mu_m} \quad (14)$$

여기서 하첨자 m 은 혼합물을 나타낸다. 식 (14)는 냉매에 윤활유가 혼합되면서 관내에 흐르는 유동의 점성이 높아지므로 Reynolds수가 변하게 됨을 의미한다.

3. 실험

본 연구에 사용된 실험장치는 미세회관 내부에서의 응축 및 증발시 냉매의 압력강하를 측정하기 위해 고안되었으며, 증발·응축시 냉매의

성능을 측정할 수도 있게 만들어졌다. 본 실험장치는 크게 세 개의 부분으로 이루어져 있는데, 냉매의 양 및 조건을 조절하는 냉매회로(refrigerant loop)와 냉매와 열교환을 이루며 건도를 조절해주는 냉각수회로(water loop), 실험의 데이터를 직접 얻는 시험부로 이루어져 있다. 실험에 사용된 미세회관은 관내의 편의 개수가 단위길이당 60개이며, 길이 방향으로 나선각도(β , helix angle) 18° 를 갖고 편의 높이(e)는 0.2 mm이다. 이런 기하학적 형상에서 실질적으로 냉매가 흐르는 단면적(A_c)을 계산하면 60.8 mm²로서 등가직경(equivalent diameter), D_e 은 8.8 mm이고, 미세회관의 치저직경(root diameter)은 8.92 mm, 수력직경(hydraulic diameter), D_h 은 5.45 mm이므로, 같은 등가직경의 매끈한관의 내부면적에 대한 미세회관의 내부면적의 비는 약 1.6이다.

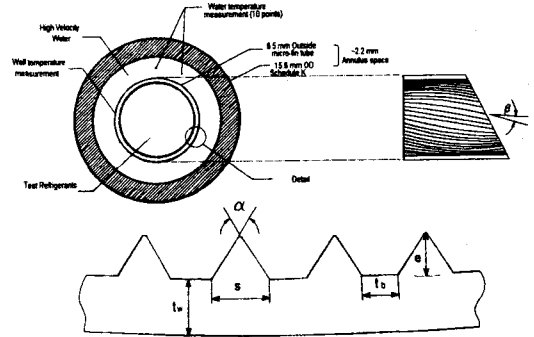


Fig. 2 Cross section of test section

4. 결과

본 연구에서는 실험적으로 얻은 압력강하 데이터, 총 831개(응축시 205개, 증발시 626개)를 이용하여 새로운 상관관계식을 다음과 같이 제시하였다. 수평관내의 2상유동의 압력손실은 마찰에 의한 압력강하와 운동량에 의한 압력강하의 합으로 식 (15)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta p_{tp} = \Delta p_{friction} + \Delta p_{accel.} \quad (15)$$

본 연구에서는, 열역학 제1법칙과 Bo Pierre의 개념을 도입하여 Fanning 마찰계수를 다음과 같이 구하였다.

$$\Delta P = \frac{f_n \Delta L G^2 \bar{v}}{D_h} + \frac{G^2 \Delta x \bar{v}}{x} \quad (16)$$

위 식을 마찰계수항으로 다시 정리하면 다음과 같다.

$$f_n = \frac{D_h}{\Delta L \bar{v}} \left(\frac{\Delta P}{G^2} - \frac{\Delta x \bar{v}}{x} \right) \quad (17)$$

여기서, 2상유동의 비체적을 평균건도를 이용하여 다음과 같이 정의하여 사용하고,

$$\begin{aligned} \nu_m &= \bar{x}\nu_g + (1-\bar{x})\nu_f \\ &= \frac{(x_o + x_i)\nu_g + (2-x_o - x_i)\nu_f}{2} \end{aligned} \quad (18)$$

입출·구의 비체적도 건도에 따라 비체적의 액상과 기상을 모두 고려하여 다음과 같이 정의하였다.

$$\begin{aligned} \nu_o &= x_o\nu_g + (1-x_o)\nu_f \\ \nu_i &= x_i\nu_g + (1-x_i)\nu_f \end{aligned} \quad (19)$$

식 (17)을 다시 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} f_n &= \frac{f_{BP}}{2} \\ &= \frac{D_h}{(\nu_o + \nu_i)\Delta L} \left(\frac{P_o - P_i}{G^2} - (\nu_o - \nu_i) \right) \end{aligned} \quad (20)$$

여기서 Bo Pierre 상관관계식과 크게 두 가지 다른 개념을 사용하는데, 첫째는 2상유동의 비체적을 액상과 기상 모두 고려하며, 두번째는 미세회관의 관내 형태에 따라 적용할 수 있도록 수력직경(hydraulic diameter)개념을 사용한다. 특히, 관내 유동에 대한 관심이 많은 현재 보다 열전달율을 높이고 관내의 형태를 여러 가지로 변형시킨 제품들이 출시되고 있다. 그중 최근 가장 일반적으로 사용되는 제품이 미세회관으로 매끈한 관내에 일정한 나선각도를 지닌 회관을 가지고 있는 관이다. 이러한 관의 사용은 관내의 유동이 회관의 영향으로 난류화되어 열교환효과를 증진시킨다는 이유이다. 본 연구에서는 미세회관의 회이 매끈한관에 거칠기(roughness)로 작용한다는 가정하에 미세회관의 수력직경개념을 도입한다. 그러므로, 다양한 형태의 관내 형상에 상관없이 본 연구에서 제시한 상관 관계식을 적용시킬 수 있도록 한다. 즉, 본 연구의 마찰계수는 Bo Pierre의 마찰계수의 1/2에 해당하는 Fanning 마찰계수를 근거로 하는 식 (20)을 이용, 실험적으로 얻은 데이터 중, 증발과 응축 총 831개의 데이터로부터 다음과 같은 새로운 마찰계수를 얻었다.

$$f_n = 0.005 Re^{-0.095} K_f^{0.155} \quad (21)$$

이 마찰계수를 이용하여 본 연구에서는 다음과 같은 새로운 상관관계식을 제시하였다.

$$\Delta P = \left(\frac{f_n(\nu_o + \nu_i)\Delta L}{D_h} + (\nu_o - \nu_i) \right) G^2 \quad (22)$$

위 식에서 특이할 사항은 마찰계수 정의시 Reynolds수는 관내 전체유동의 평균비체적을 기상과 액상, 모두 고려하여 계산하였으며, 또한 수력직경 개념을 이용하였고, Boiling수는 Bo Pierre가 사용한 것과 같은 무차원수를 이용하였다. 위의 새로운 상관관계식에 혼합법칙을 이용

하여 윤활유와 냉매의 혼합물에 적용하여 그 타당성을 살펴보았다. 우선, 윤활유와 냉매 혼합물을 이용한 압력강하 실험데이터는 최근 IOWA University의 Pate 등에 의해 얻어진 데이터를 이용하여 본 연구의 관계식에 적용하여 보았다. 그들은 3/8 inch와 1/2 inch의 두 가지 종류의 매끈한관과 미세회관을 사용하여, R12인 경우 나프탈렌(naphthenic)종류의 윤활유로 점성도가 150SUS, 300SUS를 이용하였으며, R134a는 에스터종류로 점성도가 169SUS, 369SUS, 150SUS 세 가지를 사용했다. 또, R22인 경우에는 광유로 점성이 150SUS, 300SUS인 두 가지 윤활유를 사용하여 실험을 하였다. 특히, 윤활유의 질량비를 0~5%로 조절하여 각 질량비 별로 데이터를 얻었다. Table 1은 냉매와 윤활유 혼합물의 실험조건을 자세히 나타내 주고 있다. Fig. 3는 응축시 윤활유의 몰비에 따른 혼합물의 점성도를 나타내고 있다. R22의 경우 나프탈렌종류의 점성도 150SUS인 윤활유와 혼합시 윤활유의 몰비가 약 0.5% 때보다 약 3.2%인 경우에 혼합물의 점성도는 약 2배이상 증가하는 것을 알 수 있으며, R12와 R134a도 정도의 차이는 있으나, 윤활유의 몰비가 증가함에 따라 1.5배에서 2배정도 점성도가 증가함을 알 수 있다. 관내의 냉매가 윤활유를 포함하여 증발·응축이 일어날 때에는 혼합물의 점도가 증가하므로 이를 고려하여 압력손실을 예측해야만 한다. Fig. 4은 윤활유의 몰비에 따른 Reynolds 수의 변화를 나타내며, 위에서도 언급하였듯이 관내 유동이 윤활유와 혼합되면서 점성이 증가하고 이는 다시 Reynolds수의 감소로 나타남을 알 수 있다.

Table 1 Test conditions for refrigerant/oil mixture

Refrigerants	Tube	Oil	Oil Concentration(%)
R12	Smooth-(3/8 inch) Micro-fin-(3/8 inch)	150 SUS Nap.	1.3 2.4 4.9
		300 SUS Nap.	1.2 2.4 4.8
		150 SUS Nap.	1.3 2.4 4.9
		300 SUS Nap.	1.2 2.4 4.8
R134a	Smooth-(3/8 inch)	169 SUS e-m	0.5 1.0 1.9 2.9 5.0
		369 SUS e-m	0.6 1.1 2.4 5.0
	Micro-fin-(3/8 inch)	150 SUS e-b	1.1 2.4 5.0
		169 SUS e-m	0.5 1.0 1.9 2.9 5.0
	Micro-fin-(3/8 inch)	369 SUS e-m	0.6 1.1 2.4 5.0
		150 SUS e-b	1.1 2.4 5.0
R22	Smooth-(1/2 inch)	169 SUS e-m	1.3 2.3 4.9
		169 SUS e-m	1.3 2.3 4.9
	Micro-fin-(1/2 inch)	150 SUS M.	1.2 2.5 4.9
		300 SUS M.	0.6 1.3 2.6 5.0
Micro-fin-(3/8 inch)	150 SUS M.	1.3 2.4 5.1	
	300 SUS M.	0.6 1.3 2.6 5.0	

Nap. : naphthenic
e : ester
M. : Mineral

그림에서 관내흐름량이 약 125~130 kg/m²s일때, R12와 나프탈렌 종류와 점성도 150SUS, 300SUS인 윤활유와의 혼합물, R134a와 에스터유의 점성

도 169SUS, 369SUS, 150SUS인 윤활유와의 혼합물, R22와 광유 종류의 점성도 150SUS, 300SUS인 윤활유와의 혼합물의 윤활유 물비에 따른 Reynolds 수를 보여주고 있다. 예를 들어 R22와 광유의 윤활유가 혼합된 경우 윤활유 물비가 0.5%에서 3.2%로 증가함에 따라 Reynolds 수는 약 6700에서 4100으로 감소하게 된다. 이는 또, 본 연구에서 제시한 마찰계수가 윤활유를 포함되므로 약 7%정도 증가를 가져오고, 이에 따른 전체적인 압력손실을 증가시키게 된다. 그러므로, 혼합물의 압력손실을 정확히 예측하기 위해서는 혼합물의 물성치를 정확히 예측할 수 있는 혼합법칙이 매우 중요한 역할을 하는 것을 알 수 있다

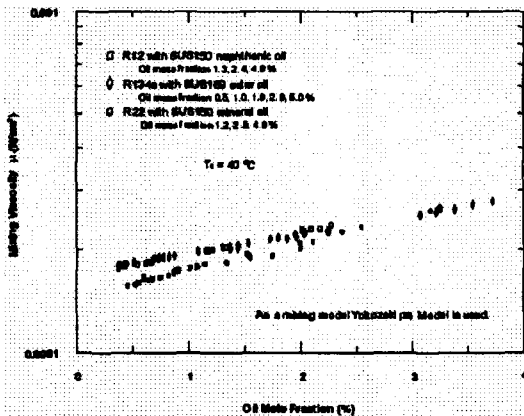


Fig. 3 Mixing viscosity of some mixtures to oil mole fraction

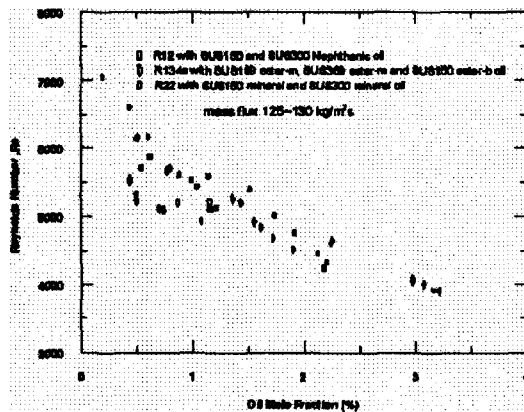


Fig. 4 Reynolds Number of some mixtures to oil mole fraction

Fig. 5, Fig. 6은ate등이 실험하여 얻은 실험치와 위의 혼합법칙을 이용하여 본 연구에서 제시한 관계식으로 얻은 예측치를 비교한 것으로, 우선 응축 데이터를 비교하였다. 전체적으로 예측치와

실험치가 비교적 잘 일치하고 있으나, 압력차가 작은 범위에서 몇몇 데이터들은 차이가 남을 볼 수 있다. 관의 종류에 따라 매끈한관은 수력직경이 8.0mm, 11.1mm인 두 가지 형태에서 데이터를 얻었으며, 미세회관은 수력직경이 5.45mm, 7.432mm에서 이루어졌다. 관의 종류별로 평균편차를 계산하면 미세회관이 약 19.4%이며, 매끈한관인 경우는 약 19.6%로 실험치와 예측치가 편차를 보이고 있다. 단지, 1/2 inch인 매끈한관과 미세회관에서는 R134a에 SUS169 에스터유가 포함된 혼합물만 실험치를 얻어 비교하였다.

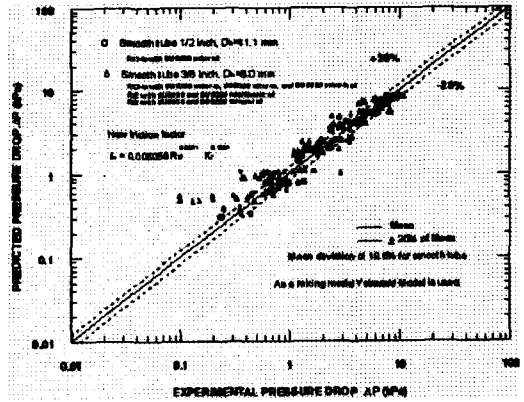


Fig. 5 Comparison of condensation pressure drop with oil in smooth tubes

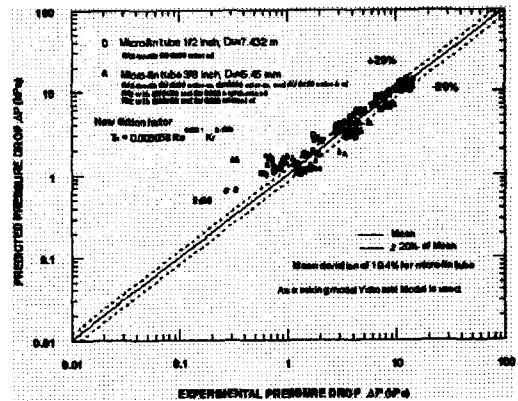


Fig. 6 Comparison of condensation pressure drop with oil in micro-fin

Fig. 7, Fig. 8은 같은 실험조건, 같은 종류의 관과 냉매에서 증발시 얻은 실험치와 예측치를 비교한 것으로, 이 역시 비교적 전체적으로 잘 일치하는 경향을 보이고 있으나, 매끈한관의 일부 데이터에서는 전체적으로 예측치가 적음을 볼 수 있다. 이의 평균편차를 매끈한관과 미세회관으로 각각 계산해 보면 28.0%, 14.9%로 미세회관인 경우 응축시와 매우 흡사하게 나왔다. 이와

같이, 본 연구에서 제시한 관계식에 평균질량비 개념을 도입하여 혼합법칙을 사용, 윤활유와 냉매가 혼합된 유동의 관내 압력손실을 예측할 때에도 냉매만 사용하였을 때와 마찬가지로 매우 좋은 결과를 얻을 수 있음을 알 수 있다.

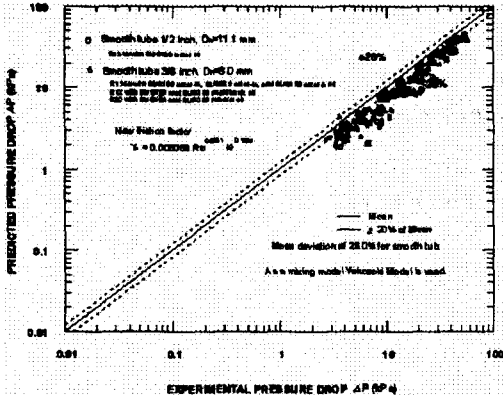


Fig. 7 Comparison of evaporation pressure drop with oil in smooth tube

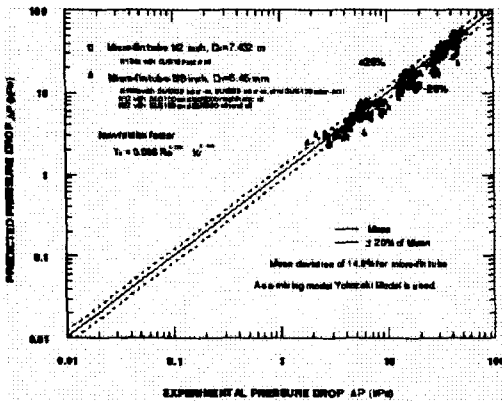


Fig. 8 Comparison of evaporation pressure drop with oil in micro-fin tube

4. 결론

냉동공조제품의 설계시 증발기와 응축기의 압력강하를 미리 예측함은 보다 효율적인 제품을 만드는데 매우 중요한 인자이므로, 관내 2상유동의 압력강하를 예측할 수 있는 많은 상관관계식이 제시되었다. 그러나, 지금까지 제시된 관계식들은 실험조건, 냉매의 종류, 관의 형태, 윤활유의 유무에 따라 제한적으로 사용될 수 있을 뿐 일반적으로 사용하기에는 많은 한계들을 가지고 있다. 본 연구에서는 기존의 냉매인 R22를 포함하여 사용 가능대체냉매를 사용하여 응축·증발시 미세회관에서의 압력강하를 실험적으로 고찰하고, 이를 바탕으로 몇 가지 새로운 개념을 사

용하여 압력강하 관계식을 제시, 이를 윤활유를 포함한 대체냉매의 관내압력손실에 적용하였다. 본 연구에서 새로이 도입되어 사용된 중요한 개념은 다음과 같다.

- 1) 본 연구에서는 관내 2상상태에서 입구와 출구의 평균건도 (\bar{x})에 따른 냉매의 액상 및 기상 비체적을 모두 고려한 압력강하 상관관계식을 다음과 같이 제시하였다.

$$\Delta P_{tp} = \left(\frac{f_n (\nu_o + \nu_i) \Delta L}{D_h} + (\nu_o - \nu_i) \right) G^2$$

여기서, 마찰계수는 관의 특성치인 수력직경의 개념 (D_h)을 도입, 현재 공조제품에 가장 많이 사용되는 매끈한관 및 미세회관내 유동에 모두 적용할 수 있는 실험적 마찰계수를 다음과 같이 제시하였다.

$$f_n = 0.005 Re^{-0.095} K_f^{0.155}$$

- 2) 냉매와 윤활유가 혼합시에는 관내 액상상태의 평균질량비개념을 이용하여 혼합물의 물성치를 구해 상관관계식에 적용하여 관내 압력강하를 구하였다.
- 3) 본 연구에서 제시된 관계식을 이용 실험치와 비교한 결과 평균편차가 19%이내의 좋은 결과를 얻었으나, 증발시 매끈한관인 경우에는 전체적으로 약간 적게 예측되었다.
- 4) 앞으로 사용 가능한 냉매와 윤활유의 혼합물인 경우 보다 정확한 압력강하를 예측하기 위해서는 복합물질로 구성된 윤활유의 물성치에 관한 연구와 혼합물의 물성치 계산 및 냉매와 윤활유간의 정확한 관계식이 요구된다.

참고문헌

[1] Khanpara, J. C., Bergles, A. E., and Pate, M. B., "A comparison of in-tube evaporation of R-113 in electrically heated and fluid heated smooth and inner-fin tubes", *Advanced in Enhanced Heat Transfer-1987* HTD-68(1987), pp. 34~45
 [2] Eckel, S. J., and Pate, M. B., "In-tube evaporation and condensation of refrigerant-lubricant mixtures of HFC-134a and CFC-12", *ASHRAE Transaction* 97-2(1991)
 [3] Yokozeki, A., M., "Solubility and viscosity of refrigerant-oil mixtures", *The Proc. Int. Ref. Conf., Purdue*(1994)
 [4] Michels, H., Harvey, and Siemel, Tobias, H., "Viscosity modeling of refrigerant/lubricant mixtures", *The Proc. Int. Ref. Conf., Purdue*(1996), pp. 96~105
 [5] Kandlikar, S. G., Bijlani, C. A., and Sukhatme, S. P., "Predicting the properties of mixtures of R22 and R12, Part II-transport properties", *AHRAE Trans.*, 1975
 [6] Jung, D. S., and Didion, D., "Mixing rule for liquid viscosities of refrigerant mixtures", *Int. J. Refrigeration*(1990), Vol. 5, No. 12, pp. 602~610