

# 대체냉매를 적용한 대형 압축식 냉동기의 만액식 증발기에 대한 성능 해석

김내현  
인천대학교 기계시스템공학과

## Performance Analysis of the Flooded Refrigerant Evaporators for Large Tonnage Compression-Type Refrigerators Using Alternative Refrigerants

Nae-Hyun Kim

Department of Mechanical System Engineering, University of Incheon

**요약** 대형 압축식 냉동기의 증발기 전열관으로는 그간 평활관이 주로 사용되어 왔으나 최근들어 비등 성능이 우수한 성형 가공관을 많이 사용하고 있다. 증발기는 관군으로 구성되고 따라서 증발기 내 위치에 따라 냉매 상태가 다르다. 특히 R-11, R-123과 같은 저압 냉매는 압력변화에 따른 포화온도 변화가 크므로 위치에 따라 포화온도가 다르게 된다. 따라서 증발기를 적절히 설계하려면 증발기 내 각 위치에서의 냉매의 상태를 적절히 예측하여야 한다. 본 연구에서는 대형 냉동기의 만액식 증발기를 모사할 수 있는 컴퓨터 프로그램을 개발하였다. 이 프로그램은 증발기를 미소 체적으로 구분하고 각 미소 체적에 적절한 관 내외측 열전달 및 압력손실 상관식을 적용하여 해석을 수행하였다. 본 프로그램을 R-123을 사용하는 T사의 만액식 증발기 해석에 적용한 결과 만족할 만한 결과를 얻었다. 이 프로그램을 이용하여 신 냉매인 R-123, R-134a를 사용하는 만액식 증발기의 해석을 수행하였고 특히 관군 세장비의 영향을 검토하였다.

**Abstract** Enhanced tubes are used widely in the evaporators of large tonnage compression-type refrigerators. The evaporators consist of tube bundles, and the refrigerant properties are dependent on the locations in the tube bundles. In particular, the saturation temperatures of low pressure refrigerants (R-11, R-123) are strongly dependent on the locations due to the saturation temperature-pressure curve characteristics. Therefore, for the proper design of evaporators, local property predictions of the refrigerants are necessary. In this study, a computer program that simulates the flooded refrigerant evaporators was developed. The program incorporated theoretical models to predict the refrigerant shell-side boiling heat transfer coefficients and pressure drops across the tube bundle. The program adopted an incremental iterative procedure to perform row-by-row calculations over the specified incremental tube lengths for each water-side pass. The program was used to simulate the flooded refrigerant evaporator of the "T" company operating with R-123, which yielded satisfactory results. The program was extended to predict the performance of the flooded refrigerant evaporator operating with R-11, R-123, and R-134a. The effects of bundle aspect ratio are investigated.

**Keywords** : Flooded refrigerant evaporator, Computer simulation, Performance analysis, R-11, R-123, R-134a

### 1. 서론

대형 압축식 냉동기의 증발기는 만액식 셸-튜브형 열

교환기로 관 외측에서 냉매가 비등하며 관내를 흐르는 순환수를 냉각한다. Fig. 1에 만액식 증발기의 개략도가 보여진다. 냉매는 증발기 하부에 약 15%의 건도로 유입

\*Corresponding Author : Nae-Hyun Kim(University of Incheon)

Tel: +82-32-835-8420 email: knh0001@inu.ac.kr

Received March 15, 2016

Revised March 28, 2016

Accepted June 2, 2016

Published June 30, 2016

하여 순환수와 열 교환을 한 후 포화 증기 상태로 압축기로 보내진다. 증발기 하부에는 분배관(distributor)이 있어 냉매가 증발기 하부에 균일하게 분포되도록 한다. 냉매와 순환수의 열교환은 전열관을 통하여 이루어진다. 전열관으로는 그간 평활관이 주로 사용되어 왔으나 최근 들어 비등 성능이 우수한 성형가공관을 많이 사용하고 있다. 성형가공관은 추가 가공공정으로 평활관에 비하여 다소 비싸나 전열성능을 크게 증가시키므로 증발기를 작게 만들 수 있고 또한 작아진 증발과열도로 인하여 압축기가 작아도 되는 등 전체 사이클의 효율을 높일 수가 있으므로 평활관에 비하여 충분히 경제성이 있다. Fig. 2에 비등 촉진관 표면을 확대한 그림이 나타나 있다. 비등 촉진관 표면의 미세공통은 전열면적의 증가 뿐 아니라 안정적 기포 형성에도 기여하여 전열성능을 월등히 향상시키는 것으로 알려져 있다.[1,2]

냉매의 오존층 파괴와 관련하여 대형 증발기 냉매는 R-11에서 R-123, R-134a로 대체 되고 있다. 한편 증발기는 관군으로 구성되고 따라서 증발기 내 위치에 따라 냉매 상태가 다르다. 특히 R-11, R-123과 같은 저압 냉매는 압력변화에 따른 포화온도 변화가 크므로 위치에 따라 포화온도가 다르게 된다. Fig. 3에 R-11, R-123, R-134a의 포화온도-압력손도가 나타나 있다. R-11, R-123 포화선의 기울기가 R-134a에 비하여 현저히 작음을 알 수 있다. 포화선의 기울기가 작으면 압력변화에 따른 포화온도의 변화가 크다. 또한 순환수의 패스 형태, 관의 배열 등도 전열 성능에 영향을 미친다. 증발기를 적절히 설계하려면 증발기 내 각 위치에서의 냉매의 상태(온도, 압력, 건도, 유속, 증발과열도 등)를 적절히 예측하여야 하는데 이는 증발기를 미소 해석함으로써 가능하다. 미국이나 일본의 냉동기 제조업체에서는 전용 설계 프로그램을 가지고 최적 설계를 하고 있으나 국내의 경우는 주로 경험에 의존하여 증발기를 설계하고 있는 실정이다.

만액식 셀-튜브형 증발기의 성능해석에 대한 연구는 그간 Palen and Yang [3], Brisbane et al. [4], Polley et al. [5], 그리고 Webb et al. [6]에 의하여 수행되었다. 하지만 이들 대부분의 연구는 유관 회사에서 개발한 경험식을 기반으로 하고 있어 증발기의 형태가 다른 경우에 적용하기에 어려운 면이 있다. 이에 반하여 Webb et al. [6]은 이상유동 및 열전달 상관식을 기초로 범용 증발기 해석 모델을 제시한 바 있다. 본 연구에서는 Webb et al.

[6]의 모델을 기초로 만액식 증발기 해석 프로그램을 개발하였다. 해석 프로그램을 대체 냉매인 R-123과 R-134a에 적용하여 관군의 중횡비의 영향 등 만액식 증발기 설계 시 유의할 점을 살펴보았다.

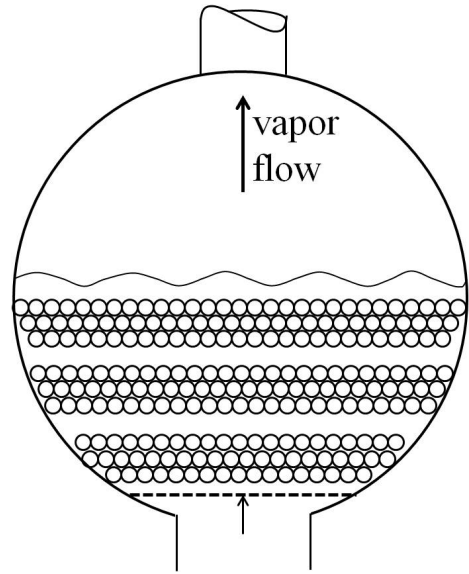


Fig. 1. Schematic drawing of the flooded refrigerant evaporator

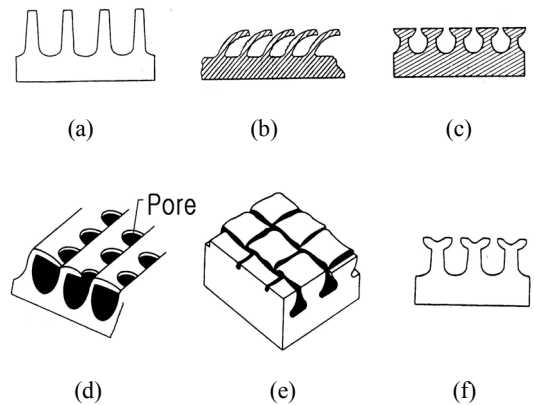


Fig. 2. Illustration of six commercially available enhanced boiling surfaces: (a)Low-fin tube (b)Trane bent fin (c)GEWA-TX (d)Thermoexcel-E (e)Turbo-B (f)GEWA-SE

## 2. 해석 프로그램의 구성

본 프로그램은 증발기의 크기 및 형상, 냉각수 입구 온도 및 유량, 냉매의 유입 건도 및 증발기 관군 상부에서의 압력(압축기 입구 압력)이 주어졌을 때 증발기의 냉동능력을 계산하도록 구성되어 있다. 관군 상부에서의 건도는 100%로 가정하였고 냉각수 출구온도 및 냉매유량은 증발기 냉동능력이 결정되면 열정산(heat balance)으로부터 계산할 수 있다.

증발기내 각 위치에서 냉매상태(온도, 압력, 건도, 유속 등)가 다르고 이에 따라 비등전열계수가 다르기 때문에 증발기를 미소 해석하는 것이 필요하다. 본 연구에서는 증발기를 Fig. 4와 같이 미소 체적으로 나누어 해석하였다. 미소 체적에서의 건도(또는 압력손실)는 전열량에 의하여 결정되고 전열량은 냉각수와 냉매의 온도(또는 포화압력) 차에 비례하므로 압력손실과 전열량을 동시에 해석하는 것이 필요하다. 증발기의 냉각수 회로는 좌우형과 상하형이 존재한다. 좌우형에서는 냉각수가 좌측(또는 우측)으로 유입하여 우측(또는 좌측)으로 유출되는 형태이고 상하형은 하부에서 유입하여 상부로 유출되는 형태이다. 본 프로그램은 좌우형을 대상으로 개발되었으나 상하형으로도 손쉽게 변경이 가능하다.

### 2.1 미소체적 내의 전열량 및 압력손실

미소체적 내의 전열량은  $\epsilon$ - $NTU$  방법으로 하기 식들로부터 계산된다.

$$\epsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (1)$$

$$NTU = UA / \dot{m}_w c_{pw} \quad (2)$$

$$\Delta Q = \dot{m}_w c_{pw} \epsilon (T_c - T_r) \quad (3)$$

여기서  $\epsilon$ 는 유용도,  $NTU$ 는 전달 단위 수,  $U$ 는 총괄 열전달계수( $W/m^2K$ ),  $A$ 는 전열 면적( $m^2$ ),  $\dot{m}_w$ 은 냉각수 유량( $kg/s$ ),  $c_{pw}$ 는 냉각수 비열( $J/kgK$ ),  $\Delta Q$ 는 미소 체적 전열량( $W$ ),  $T_c$ 는 냉각수 온도( $K$ ),  $T_r$ 는 냉매 온도( $K$ )이다. 미소 체적 내의  $UA$  값은 아래 식으로 계산된다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + R_{fi} + R_w + \frac{1}{\eta h_o A_o} \quad (4)$$

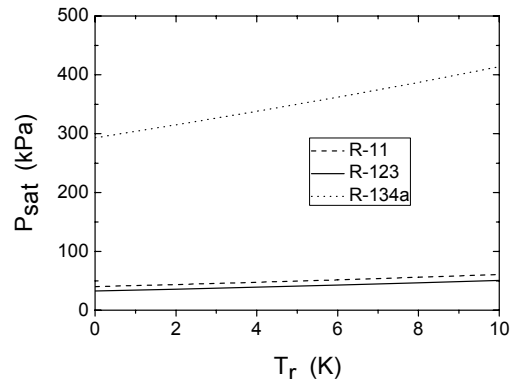


Fig. 3. Saturation temperature and pressure line for R-11, R-123 and R-134a

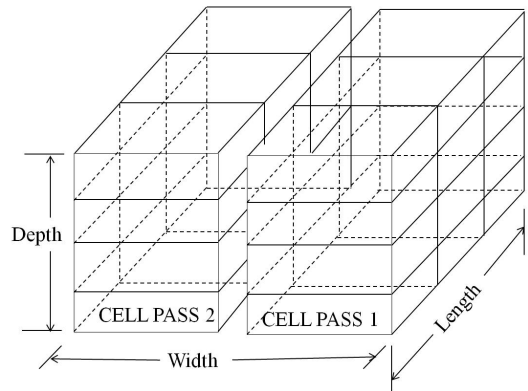


Fig. 4. Computational model of the flooded refrigerant evaporator

여기서  $h_i$ 는 냉각수측 열전달계수( $W/m^2K$ ),  $A_i$ 는 냉각수측 전열 면적( $m^2$ ),  $R_{fi}$ 는 냉각수측 화올링저항( $K/W$ ),  $R_w$ 는 관벽 저항( $K/W$ ),  $\eta$ 는 표면 효율,  $h_o$ 는 냉매측 열전달계수( $W/m^2K$ ),  $A_o$ 는 냉매측 전열면적( $m^2$ )이다. 냉각수측 열전달계수  $h_i$ 는 적절한 상관식으로 부터 계산할 수 있다. 일반적으로 증발관의 내측에는 리브조도가 형성되어 있는데 그간 리브조도의 형상 전열관의 열전달계수를 예측할 수 있는 상관식이 다수 발표되었다.[1,7,8] 냉매 측 비등 열전달계수  $h_o$ 는 Chen [9]의 강제대류 비등 모델을 사용하여 구하였다. 이 모델은 다음 절에서 상세히 다루어진다. 냉매 측 압력손실은 하기 식으로 계산된다.

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_a + \Delta P_g \quad (5)$$

여기서  $\Delta P$ 는 총 압력손실(Pa),  $\Delta P_f$ 는 마찰 압력손실 (Pa),  $\Delta P_a$ 는 가속 압력손실(Pa),  $\Delta P_g$ 는 중력 압력손실 이다. 각 항을 계산하는 절차에 대해서는 다음 절에 상세히 기술되어있다.

## 2.2 Chen [9]의 강제대류 비등모델

Chen [9]은 강제대류비등을 핵 비등과 강제대류의 합으로 생각하여 아래의 강제대류 비등모델을 제안하였다.

$$h_o = Sh_{nb} + Fh_{fc} \quad (6)$$

윗 식에서  $S$ 는 억제 인자,  $F$ 는 증진 인자,  $h_{nb}$ 는 단관의 핵 비등 열전달계수(W/m<sup>2</sup>K)이고  $h_{fc}$ 는 이상류 중 액상만이 관군사이를 흐를 때의 강제대류 열전달계수(W/m<sup>2</sup>K)이다.  $h_{nb}$ 는 Stephan and Abdelsalem [10]이나 Cooper [11]의 평활관 핵 비등 상관식으로 부터 구할 수 있다. 비등 촉진관의 경우는 Webb and Pais [12]가 여러 종류의 냉매에 대하여 핵 비등 열전달계수 실험 자료를 제시하였다. 강제대류 열전달계수  $h_{fc}$ 는 관군을 통과하는 액상 대류 상관식을 사용하면 되는데 평활관에 대한 관계식은 ESDU [13]에 나타나 있다. Webb et al. [6]은 비등 촉진관에서도 평활관 관계식이 적용 가능하다고 보고하였다.

Chen [9] 모델은 건도의 증가에 따라 비등 표면의 액막이 얇아져서 핵 비등이 억제되는 효과를 억제인자  $S$ 로 표현하였다. 관군 비등의 경우  $S$ 에 대한 상관식은 Bennet et al. [14]이 제시하였다. 이들의 상관식은 평활관군을 대상으로 개발되었다. 따라서 증발관으로 Fig. 2의 고성능 전열관이 사용되었을 경우에도 건도의 증가에 따라 핵비등이 억제될지는 의문이다. Webb et al. [6]은 고성능 전열관에서 핵 비등은 억제되지 않고 따라서  $S = 1.0$ 을 사용할 것을 제안하였다. 한편 건도의 증가에 따라 이상류의 유속이 증가하고 따라서 강제대류의 영향도 커진다. Chen [9] 모델은 이러한 영향을  $F$  인자로 표현하는데 관군의 경우 적용 가능한  $F$  인자 상관식은 Bennet and Chen [15], Jensen and Hsu [16]이 제안하였다. 이들 상관식은 원래 평활관에 대하여 개발되었으나 Webb et al. [6]은 고성능 전열관의 외부형상은 표면에 미소 조도가 형성되었을 뿐 평활관과 크게 다르지 않으므로 고성능 전열관에도 평활관 식을 사용할 것을 제안하였다.

## 2.3 압력손실

증발기 내의 전체 압력손실은 마찰손실, 가속손실 그리고 중력손실로 구성된다. 분리유동모델을 사용하면 마찰손실은 다음과 같이 나타내진다.

$$\Delta P_f = -[2f_f NG^2(1-x)^2 v_f](\phi_f)^2 \quad (7)$$

여기서  $G$ 는 질량 유속(kg/m<sup>2</sup>s),  $x$ 는 건도,  $v_f$ 는 액체의 비체적(m<sup>3</sup>/kg),  $\phi_f^2$ 은 이상마찰인자,  $N$ 은 미소체적 내의 관군의 수,  $f_f$ 는 액체가  $G(1-x)$ 의 질량유속으로 흐를 때의 단상 마찰계수이다. 평활관군의 경우  $f_f$ 는 ESDU [13] 관계식으로부터 구할 수 있다. 비등 촉진관군의 경우도 표면조도가 미세하므로 평활관군의 관계식을 사용할 수 있을 것이다. 이상마찰인자  $\phi_f^2$ 은 이상유동시 압력손실과 액상만이 흐를 경우 압력손실의 비로 관군의 경우 Schrage et al. [17], Ishihara et al. [18]이 상관식을 제안하였다. 가속손실과 중력손실은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\Delta P_a = G^2 \Delta [x^2 v_g / \alpha + (1-x)^2 v_f / (1-\alpha)] \quad (8)$$

$$\Delta P_g = gNP_T \Delta [\alpha / v_g + (1-\alpha) / v_f] \quad (9)$$

윗 식에서  $v_g$ 는 기체의 비체적(m<sup>3</sup>/kg),  $g$ 는 중력 가속도 (m/s<sup>2</sup>),  $P_T$ 는 튜브 핏치(m),  $\alpha$ 는 기공율이다. 관군의 경우  $\alpha$ 는 Palen and Yang [3], Schrage et al. [17], Payvar [19]의 상관식으로 부터 구할 수 있다.

## 2.4 증발기 해석 절차

증발기의 냉동능력  $Q$ 는 윗 절의  $h_i$ ,  $h_o$ ,  $\Delta P$ 를 활용하여 아래와 같은 절차로 구한다.

(1) 냉각수 출구온도  $T_2$ 를 가정한다. 이 온도로 부터 냉동능력  $Q$ 와 전체 냉매유량  $\dot{m}_{r,t} = Q / [i_{fg}(x_2 - x_1)]$ 를 구한다. 여기서  $i_{fg}$ 는 증발 잠열(J/kg)이다. 첫 미소체적 내의 냉매유량은  $\dot{m}_r = \dot{m}_{r,t} / N_x N_p$  이 된다. 여기서  $N_x$ 는 길이 방향 미소 체적의 수,  $N_p$ 는 패스 수이다. 증발기 입구 건도는 0.2로 가정한다.

(2) 증발기 관군 하부에서의 냉매압력  $P_b$ 를 가정한다.

$$P_b = P_{sat} + \Delta P \quad (10)$$

$$\Delta P = gNP_T/v_h \quad (11)$$

$$v_h = (1-x)v_f + xv_g \quad (12)$$

(3) 첫 미소체적(냉각수 입구)부터 냉매흐름 방향으로 윗 절의 식들을 사용하여 전열량 [식 (1)~(4)] 및 압력손실 [식 (5), (7)~(9)] 그리고 출구 건도를 계산한다. 이때 하부 미소체적의 출구 조건은 상부 미소체적의 입구조건이 된다.

(4) 증발기 상부 출구에서의 건도 ( $x_2$ ) 가 1.0 이 되는지 확인한다. 건도가 1.0보다 크거나 작으면 냉매유량  $\dot{m}_r$  을 조절하여 반복 계산한다. 일반적으로 냉매유량이 커지면 출구 건도가 줄어든다.

(5) 냉매측 압력손실이 초기 가정치와 같은지 확인한다. 같지 않으면 (2)로 가서  $\Delta P_b$  를 수정, 반복 계산한다.

(6) (1)~(5)의 계산을 냉각수 흐름방향으로 수행한다. 이때 전체 냉매유량은 각 미소 체적에서의 냉매유량을 더하여 구한다. 증발기의 냉동능력은 미소체적 전열량의 합으로 구해진다. Fig. 5에 프로그램 흐름도가 나타나 있다.

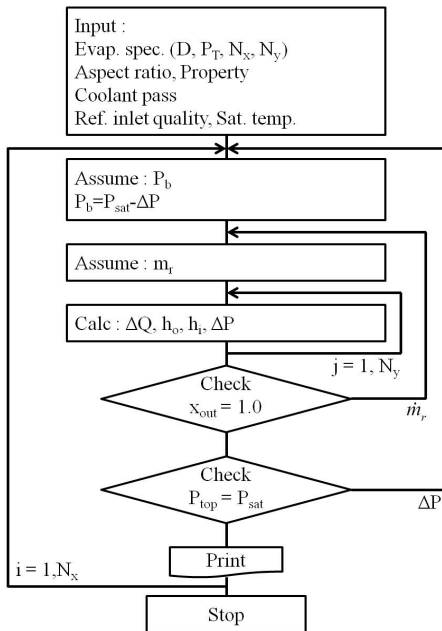


Fig. 5. Flow chart of the flooded refrigerant evaporator simulation program

### 3. "T"사 증발기의 성능예측

본 프로그램을 사용하여 미국 T사의 1200 RT급 증발기 성능을 예측하여 보았다. Table 1에 T사 증발기의 제원이 나타나 있다. Fig. 5에는 증발기 튜브 슈트가 나타나 있다. 증발관은 비등 촉진관으로 Turbo-B가 사용되었는데 관 내측에는 리브조도가 가공되어 있다. Fig. 2(e)에 Turbo-B의 비등 촉진 표면이 나타나 있다. 관 내측 강제대류 열전달계수  $h_i$  는 Webb et al. [8]의 상관식에서 구하였고 증발기의 비등 열전달계수는 앞 절의 Chen 모델을 사용하여 구하였다. 이 때 핵 비등 열전달계수  $h_{nb}$  는 Webb and Pais [12]의 Turbo-B 실험 자료를 커브 피팅하여 구하였고 관군 강제대류 열전달계수  $h_{fc}$  는 ESDU [131] 상관식으로부터 구하였다. 비등억제인자  $S$  값으로는 1.0을 사용하였고 증진 인자  $F$ , 이상마찰인자  $\phi_f^2$  는 Bennet and Chen [15], Ishihara et al. [18]의 상관식을 사용하여 구하였다. 그들의 상관식은 다음과 같다.

$$F = Pr^{0.296} (\phi_f^2)^{0.445} \quad (13)$$

$$\phi_f^2 = 1 + \frac{8}{X} + \frac{1}{X^2} \quad (14)$$

$$X^2 = \left(\frac{\mu_f}{\mu_g}\right)^{0.2} \left(\frac{v_f}{v_g}\right) \left(\frac{1-x}{x}\right)^{1.8} \quad (15)$$

가공율로는 Schrage et al. [17]의 상관식을 사용하였다.

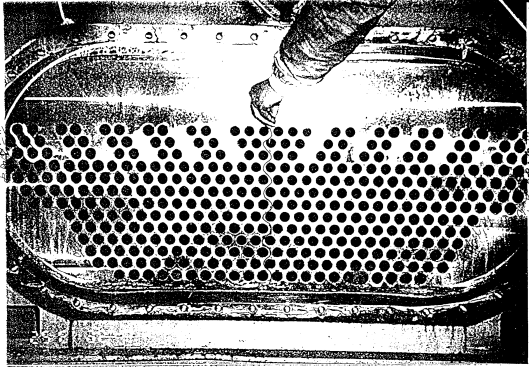
$$\alpha/\alpha_h = 1 + 0.36 G^{-0.19} \ln(x) \quad (16)$$

$$\alpha_h = \frac{x}{x + (1-x) \left(\frac{v_f}{v_g}\right)} \quad (17)$$

Table 2에 공칭냉동능력과 상기모델에 의한 예측치가 나타나있다. T사 증발기 제원 중 한 가지 분명치 않은 것은 냉동능력 시험시의 증발기 포화온도이다. 일반적으로 증발기 포화온도는 냉각수 출구온도보다 2~3°C 낮은 것이 일반적이므로 본 연구에서는 증발기 포화온도를 4°C, 4.5°C, 5°C의 세 경우에 대하여 성능을 예측하여 보았다. Table 2는 본 모델이 증발기 성능을 적절히 예측함을 보여준다.

**Table 1.** Specification of the flooded refrigerant evaporator ("T" company)

Item	Spec.
Refrigerant	R-123
Capacity	1266 RT
Water flow rate	782 m <sup>3</sup> /h
Water inlet temp.	12°C
Water outlet temp	7°C
Tube length	4.5 m



**Fig. 6.** Tube sheet of the flooded refrigerant evaporator ("T" company)

**Table 2.** Predicted Refrigeration Capacity

$T_r$	$Q_{exp}$ (RT)	$Q_{pred}$ (RT)	$Q_{exp}/Q_{pred}$
4.0°C	1266	1374	0.92
4.5°C	1266	1283	0.99
5.0°C	1266	1192	1.06

#### 4. 대체 냉매용 증발기 성능예측

상기 프로그램을 활용하여 대체 냉매용 증발기의 성능을 예측하여 보았다. R-11, R-123과 같은 저압 냉매의 경우 수두 차에 의하여 관군 하부의 냉매 온도는 상부의 온도보다 1~2°C 가량 높다. 이 온도 상승은 냉각수와 의 온도 차를 감소시켜 증발기의 전열성능을 감소시킨다. 따라서 관군의 높이가 낮을수록 유리하다. 하지만 관군의 높이가 너무 낮으면 냉매 유동시 대류효과가 감소하므로 어느 정도 절충이 필요하다. Table 3에 R-123을 사용하는 상기 T사 증발기의 관군 형태 변화에 따른 냉동능력이 나타나있다. 성능해석은 전열관 수량을 195 개로 유지하고 관군의 aspect ratio를 4 종류 (13 x 15, 15 x 13, 19/20 x 10, 39 x 5)로 변화시키며 수행하였다. 또한 포화온도는 5°C로 일정하게 가정하였다.

**Table 3.** Effect of bundle aspect ratio on refrigeration capacity (R-123)

Aspect ratio	$Q$ (RT)	$T_{sat}$ (°C)	$T_{bot}$ (°C)
13 x 15	1239	5	5.64
15 x 13	1246	5	5.49
19/20 x 10	1250	5	5.31
39 x 5	1229	5	5.09

**Table 4.** Effect of bundle aspect ratio on refrigeration capacity (R-11)

aspect ratio	$Q$ (RT)	$T_{sat}$ (°C)	$T_{bot}$ (°C)
13 x 15	1347	5	5.60
15 x 13	1357	5	5.48
19/20 x 10	1370	5	5.30
39 x 5	1370	5	5.09

**Table 5.** Effect of bundle aspect ratio on refrigeration capacity (R-134a)

Aspect ratio	$Q$ (RT)	$T_{sat}$ (°C)	$T_{bot}$ (°C)
13 x 15	1343	5	5.03
15 x 13	1340	5	5.03
19/20 x 10	1333	5	5.02
39 x 5	1319	5	5.01

시뮬레이션 결과 관군 하부온도  $T_{bot}$ 은 관군의 깊이가 깊어질수록 올라감을 보인다. Table 3은 가로 19/20열, 세로 10열의 형태에서 가장 큰 냉동능력을 얻을 수 있음을 보여준다. 이는 이 형상에서 관군의 대류효과에 의한 전열성능 향상과 온도 상승에 따른 전열성능감소가 최적 균형을 이루었기 때문으로 판단된다.

Table 4에는 동일한 증발기에 냉매로 R-11을 사용하였을 때의 결과가 나타나 있다. Table 4는 R-11에서 R-123보다 약 10% 가량 냉동능력이 증가함을 보여주는 데 이는 R-11의 폴 비등 성능이 R-123의 폴 비등 성능보다 50~100% 높기 때문이다.

Table 5에는 R-134a를 냉매로 사용하였을 때의 결과가 나타나 있다. 위의 R-11, R-123는 저압냉매인 반면 R-134a는 고압냉매이다. Table 5는 관군의 깊이가 깊어질수록 증발기의 냉동능력이 증가함을 보이는데 이는 앞의 저압냉매의 경우와는 상이한 결과이다. 고압냉매를 사용하면 Table 5에 보이듯이 관군하부의 냉매온도가 상부의 온도와 거의 같기 때문에 관군깊이에 따른 전열감소현상이 일어나지 않는다. 반면 대류비등의 효과는 증가하므로 관군의 깊이가 깊을수록 전열성능이 증가하게 된다. 즉, R-134a를 사용하는 증발기에서는 가능하면

관군의 깊이를 깊게 설계하는 것이 유리하리라 예상할 수 있다. Table 5는 R-134a를 사용한 증발기 성능이 R-11의 경우와 유사함을 보여준다.

## 5. 결론

본 연구에서는 대형 냉동기용 만액식 증발기를 해석할 수 있는 프로그램을 개발하였다. 본 프로그램을 활용하여 대체 냉매인 R-123, R-134a를 사용하는 증발기를 해석하였는데 주요 결과는 다음과 같다.

(1) 개발된 프로그램은 범용 프로그램으로 관 내측 강제대류 열전달계수와 관 외측 풀비등 열전달계수만이 입력 자료로 요구된다.

(2) R-123을 사용하는 1200 RT 냉동기의 경우 가로 19/20열, 세로 10열의 형태에서 가장 큰 냉동능력을 얻을 수 있다. 이는 이 형상에서 관군의 대류에 의한 전열 성능 향상과 포화온도 상승에 따른 전열성능감소가 최적 균형을 이루었기 때문이다.

(3) R-11을 사용하면 R-123보다 약 10% 가량 냉동능력이 증가한다. 이는 R-11의 풀비등 성능이 R-123의 풀비등 성능보다 50~100% 높기 때문이다.

(4) R-134a를 사용하면 관군하부의 냉매온도가 상부의 온도와 거의 같기 때문에 관군깊이에 따른 전열감소 현상이 일어나지 않는다. 반면 대류비등의 효과는 증가하므로 관군의 깊이가 깊을수록 전열성능이 증가한다. 즉, R-134a를 사용하는 증발기에서는 가능하면 관군의 깊이를 깊게 설계하는 것이 유리하리라 예상할 수 있다.

## References

- [1] Webb RL, Kim NH, Principles of Enhanced Heat Transfer, 2nd Ed., Taylor and Francis Pub., 2005.
- [2] Thome JR, Enhanced Boiling Heat Transfer, Hemisphere Pub., 1990.
- [3] J. W. Palen, C. C. Yang, "Circulation Boiling Model for Analysis of Kettle and Internal Reboiler Performance," in Heat Exchanger for Two-Phase Applications, ASME, HTD-Vol. 27, pp. 55-61, 1981.
- [4] T. W. C. Brisbane, I. R. Grant, P. B. Whalley, "A Prediction Method for Kettle Reboiler Performance," ASME Paper 80-HT-42, 1980.
- [5] G. T. Polley, T., Ralston, I. R. Grant, "Forced Cross Flow Boiling in an Ideal In-Line Tube Bundle," ASME Paper 80-HT-46, ASME/AIChE Heat Transfer Conference, Orlando, FL., 1980.
- [6] R. L. Webb, K.-D. Choi, T. R. Apparao, "A Theoretical Model for Prediction of the Heat Load in Flooded Refrigerant Evaporators," ASHRAE Trans. Vol. 95, pt. 1, pp. 326-348, 1989.
- [7] T. S. Ravigururajan, A. E. Bergles, "Development and Verification of General Correlations for Pressure Drop and Heat Transfer in Single-Phase Turbulent Flow in Enhanced Tubes," Exp. Thermal Fluid Sci., Vol. 13, pp. 55-70, 1996.  
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0894-1777\(96\)00014-3](http://dx.doi.org/10.1016/0894-1777(96)00014-3)
- [8] R. L. Webb, R. Narayanamurthy, P. Thors, "Heat Transfer and Friction Characteristics of Internal Helical-Rib Roughness," J. Heat Transfer, Vol. 122, pp. 134-142, 2000.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1115/1.521444>
- [9] J. C. Chen, "A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow," ASME 63-HT-34, 6th National Heat Transfer Conference, Boston, 1963.
- [10] K. Stephan, M. Abdelsalam, "Heat Transfer Correlations for Natural Convection Boiling," Int. J. Heat Mass Trans., Vol. 23, pp. 73-87, 1980.  
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(80\)90140-4](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(80)90140-4)
- [11] M. G. Cooper, "Saturation Nucleate Pool Boiling - A Simple Correlation," International Chemical Engineering Symposium Series, No. 86, pp. 785-792, 1984.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/b978-0-85295-175-0.50013-8>
- [12] R. L. Webb, C. Pais, "Nucleate Pool Boiling Data for Five Refrigerants on Plain, Integral-Fin and Enhanced Tube Geometries," Int. J. Heat Mass Trans., Vol. 35, No. 8, pp. 1893-1904, 1992.  
DOI: [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(92\)90192-U](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(92)90192-U)
- [13] ESDU, "Convective heat transfer during cross flow of fluids over plain tube banks," Item No. 73031, Engineering Science Data Unit, London, 1973.
- [14] L. Bennet, M. W. Davies, B. L. Hertzler, "The Suppression of Saturated Nucleate Boiling by Convective Flow," AIChE Symposium Series, Vol. 76, No. 199, pp. 91 -103, 1980.
- [15] L. Bennet, J. C. Chen, "Forced Convective Boiling in Vertical Tubes for Saturated Pure Components and Binary Mixtures," AIChE J., Vol. 26, No. 3, pp. 454-461, 1980.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1002/aic.690260317>
- [16] M. K. Jensen, J. T. Hsu, "A Parametric Study of Boiling Heat Transfer in a Tube Bundle," Proceedings of the 1987 ASME-JSME Thermal Engineering Joint Conference, Vol. 3, pp. 133-140, 1987.
- [17] D. S. Schrage, J. T. Hsu, M. K. Jensen, "Void Fractions and Two Phase Multipliers in a Horizontal Tube Bundle," AIChE Symposium Series Vol. 83, No. 257, pp. 1-8, 1987.
- [18] K. Ishihara, J. W. Palen, J. Taborek, "Critical Review of Correlations for Predicting Two-Phase Flow Pressure Drop Across Tube Banks," Heat Transfer Engineering, Vol. 1, No. 3, pp. 23-32, 1980.  
DOI: <http://dx.doi.org/10.1080/01457638008939560>
- [19] P. Payvar, "Analysis of Performance of Full Bundle

"Submerged Boilers," in Two-Phase Heat Exchanger Symposium, HTD-Vol. 44, pp. 11-18, 1985.

---

김 내 현(Nae-Hyun Kim)

[정회원]



- 1989년 12월 : Penn. State University  
PA, U.S.A (공학박사)
- 1994년 3월 ~ 현재 : 인천대학교  
기계공학과 교수

<관심분야>

열전달, 공기조화 및 냉동