

냉수공장에서 열전달을 고려한 응축기와 증발기의 물 압력강하 특성

Nguyen Minh Phu* · 이근식*†

* 울산대학교 기계공학부

Characteristics of the Water Pressure Drop Considering Heat Transfer in the Evaporator and Condenser of a Water Chiller

Minh Phu Nguyen* and Geun Sik Lee*†

* School of Mechanical Engineering, University of Ulsan.

(Received May 17, 2011; Revised September 14, 2011; Accepted September 17, 2011)

Key Words: Water Chiller(물 냉각기), Pressure Drop(압력강하), Heat Transfer(열전달), Condenser(응축기), Evaporator(증발기)

초록: 물 냉각기의 응축기와 증발기의 형상(길이, 관 직경, 관수, 통로 수)은 설비비용에 관련된 열전달 면적과 운전비용에 관련된 압력강하와의 조화로 결정될 수 있다. 물 냉각기(냉동사이클)의 열-관 형상의 열교환기(응축기와 증발기)의 관 내부로 물이 통과할 때, 주어진 냉각부하와 요구조건을 만족하면서, 물 압력강하가 작은 설계조건에 초점을 맞추었다. 상업용 강화튜브의 사용과 상용 소프트웨어를 사용한 해석결과의 검증으로 실용성과 신뢰성 확보를 도모하였다. 해석결과, 관 통로 수를 적게, 관 직경을 크게, 관 수를 많게 선정하면, 관 길이를 짧게 하므로 물측 압력강하를 줄일 수 있었다. 그러나, 관수가 특정값보다 많을 때는 오히려 작은 관 직경을 사용하는 것이, 내부열저항의 감소로 인한 단위 길이 당 총 열저항 감소 때문에, 관 길이를 짧게 하여 설비비용을 줄일 수 있었다.

Abstract: The configurations of the evaporator and condenser of a water chiller can be determined from the trade-off between the heat transfer area, which is related to the capital cost and the pressure drop, which is associated with the operational cost. In this study, the design of the water chiller focused on minimizing the water pressure drop of both condenser and evaporator for given cooling capacity and requirements. Commercial enhanced tubes were employed to simulate real-life conditions. The results of the present analysis were compared with those obtained by HTRI software for verifying them. The results indicated that a reduction in the water pressure drop, which is associated with the short length of a tube, can be effected by decreasing the number of tube passes and increasing the number of tubes and the tube diameter. However, using a large number of tubes with smaller diameters can reduce the capital cost because the tubes are short. The reduction of the capital cost is due to the fact that a small-diameter tube has low internal thermal resistance and hence contributes to a decrease in the overall thermal resistance per unit length.

- 기호설명 -

A : 면적 (m²)
D : 지름 (m)
f : 마찰계수
g : 중력가속도 (m/s²)
h : 열전달계수 (W/m².K)
h_{fg} : 증발잠열 (kJ/kg)
k : 열전도계수 (W/m.K)

L : 관길이(m)
LMTD : 대수평균온도차 (K)
ṁ : 물의 질량유량 (kg/s)
N_f : 핀의 수 (fpi)
n_{tp} : 관 통로 수
n_t : 관 수
Pr : Prandtl 수
p : 압력 (Pa)
Q : 열전달율 (W)
Re : Reynolds 수
UA : 총합열전달 계수(W/K)
T : 온도 (K)
V : 관내 물의 속도 (m/s)

† Corresponding Author, gslee@ulsan.ac.kr
© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers

그리스문자

- η_s : 등엔트로피 효율
- μ : 점성계수(Pa.s)
- ρ : 밀도 (kg/m^3)
- τ : 흰 두께(m)

하첨자

- c : 응축
- e : 증발
- i : 내부 또는 입구
- o : 외부 또는 출구
- r : 뿌리 부분
- sat : 포화상태

1. 서론

물 냉각기는 쉘-관 열교환기를 통상적으로 사용하며, 도시의 건물에서 널리 발견 된다. 이의 작동 가격이 건물의 총 소요동력 중 높은 비율을 차지하고 있다. 물 냉각기의 작동 가격 중 응축기와 증발기로의 펌핑동력이 또한 큰 부분을 차지하고 있다. 응축기와 증발기에 대한 종래의 연구들을 살펴보면 다음과 같다.

배플 간격에 대한 총 가격(설비가격과 운전가격)의 최적화는 Soltan 등⁽¹⁾이 수행하였다. 이 연구에서는 설계 계산을 용이하게 하기 위하여 최적관 계식을 공식화하였다. Serna and Jimenez⁽²⁾는 Bell-Delaware 방법에 기초한 간결한 공식을 제안하였다. 이 공식은 산업용 쉘측 어떠한 형상에 대해서도 설계계산이나 비용 최적화에 사용될 수 있다. 유사문제가 Ravagnani and Caballero⁽³⁾에 의해 조사되었으며, 계산한 열교환기 변수들은 TEMA 표준과 일치함을 보여주었다. Allen and Gosselin⁽⁴⁾은 관 내부나 쉘에서 응축되는 유체를 고려하고 11개의 변수를 사용하여 응축기를 최적화하였다. 약 134 만개의 가능한 경우에 대하여 유전자 알고리즘(GAs)을 사용하였으며, 계산시간을 줄이는데 GAs가 유용함을 보여주었다. 최근에 쉘-관 열교환기의 최적설계에 대해 GAs가 다시 사용되었다.^(5,6)

그러나, 위의 연구들은 쉘-관 열교환기를 단상(single-phase) 작동유체로 취급하였거나, 매끈한 관 표면으로 가정하였다. 또한 종래의 연구들은 쉘-관 열교환기의 설비가격이나 운전비용 중 하나만을 강조하여 연구하였거나, 응축기와 증발기를 따로 따로 취급하여, 물 냉각기라는 하나의 장치 속에서 응축기와 증발기의 상대적인 크기나 연관성을 규명하기에는 부족하였다.

본 연구에서는 관 쪽으로는 물이 흐르고 쉘측으로는 냉매 R134a가 응축(응축기)하거나 증발(증발

Table 1 Design parameters of present water chiller

Parameters	Values
Cooling capacity	3000 kW
Condensation temperature	40°C
Evaporation temperature	2°C
Inlet water temperature into condenser	30°C
Exit water temperature from condenser	35°C
Inlet water temperature into evaporator	12°C
Exit water temperature from evaporator	7°C

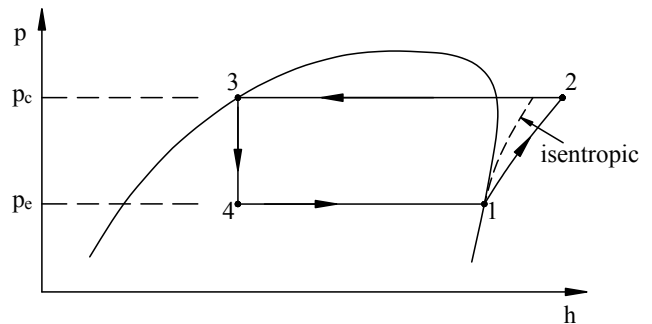


Fig. 1 p-h diagram of the considered water chiller

기)하는 물 냉각기(냉동사이클)에서, 주어진 냉각 부하와 운전조건으로부터 물 압력강하를 최소화하는 설계조건을 제시하고자 한다. 실제 사용조건에 근접한 열전달 및 압력강하를 계산하기 위하여 상업적 강화 관(enhanced tube)의 몇 가지 제원을 도입하였다.

2. 모델 공식화

물 냉각기에 적용된 물 냉각기(냉동사이클)는 Fig. 1에 제시된 p-h 선도와 같으며, 관련된 설계 조건들은 Table 1에 제시되어 있다. 여기에 사용한 온도들은 현재 공기조화시스템에서 통상적으로 사용하는 값들로 설정하였다.

물 냉각기에서 물의 압력강하와 열전달을 계산하기 위한 모델은 해석의 간편성을 위해 다음의 가정들을 도입하였다.

오염계수와 냉매의 압력강하는 무시하였다. 마찰압력강하 식에서 점성계수 보정계수는 1로 가정하였다. 과열저감은 과열저감기에서 행하여진다. 응축기는 냉매만을 응축한다. 압축기에는 포화증기 상태로 유입되며, 팽창밸브에는 포화액 상태로 유입된다.

물의 물성치는 입구와 출구온도의 산술평균으로 하였다. 압축기의 등엔트로피 효율은 다음의 식⁽⁷⁾

을 사용하였다.

$$\eta_s = 0.9343 - 0.04478 \frac{P_c}{P_e} \quad (1)$$

2.1 열전달 모델

응축기와 증발기의 열전달 식은 다음과 같다.

$$Q = UA \cdot (\text{LMTD}) = (\dot{m} \Delta h)_{ref} = (\dot{m} C_p \Delta T)_{water} \quad (2)$$

$$\text{LMTD} = \frac{|T_i - T_o|}{\ln \frac{T_{sat} - T_i}{T_{sat} - T_o}} \quad (3)$$

여기서, Δh 는 엔탈피 차이이며 하첨자 ref는 냉매를 뜻한다. 응축기에 대하여

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{2\pi k L n_t} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{\eta_w h_o A_o} \quad (4)$$

$$A_i = \pi D_i L n_t, \quad A_o = A_{tot} L n_t$$

이며, 증발기에 대하여 다음과 같다.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{1}{2\pi k L n_t} \ln \frac{D_o}{D_i} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (5)$$

$$A_i = \pi D_i L n_t, \quad A_o = \pi D_o L n_t$$

물측 열전달계수 h_i ($=Nu \cdot k/D_i$)와 관마찰계수 f 는 다음의 관계식을 사용하여 계산하였다.⁽⁸⁾

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re-1000)Pr}{1+12.7\left(\frac{f}{8}\right)(Pr^{2/3}-1)} \quad (6)$$

적용범위: $3000 < Re < 10^6$

$$f = [0.79 \ln(Re) - 1.64]^{-2}, \quad (10^4 < Re < 5 \times 10^6) \quad (7)$$

흰 부착 관의 응축열전달계수는 Beatty Katz⁽⁹⁾의 다음 관계식을 사용하여 계산하였다.

$$h_o = 0.689 \left[\frac{\rho_f (\rho_f - \rho_g) g k_f^3 h_{fg}}{\mu_f (T_{sat} - T_w) D_e} \right]^{1/4} \quad (8)$$

$$D_e^{-0.25} = \frac{1.3 \eta_f A_{fin} E^{-0.25} + A_{prime} D_r^{-0.25}}{\eta_w A_{tot}}$$

$$A_{tot} = A_{fin} + A_{prime}; \quad A_{prime} = \pi D_r (1 - N_f \tau)$$

$$E = \frac{\pi(D_o^2 - D_r^2)}{4D_o}$$

흰 부착 관에 대하여, 식(8)에 보정계수를 곱하여야 한다. 관열의 보정계수는 $N_r^{-0.08}$ ⁽¹⁰⁾이며, N_r 은 관열의 수이다

흰 효율의 계산은 다음 식들을 사용하였다.

$$\eta_f = \frac{\tanh(m\psi)}{m\psi} \quad (9)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k\tau}}, \quad \psi = (r_{2c} - r_1) \left[1 + 0.35 \ln \left(\frac{r_{2c}}{r_1} \right) \right]$$

$$\eta_w = \frac{\eta_f A_{fin} + A_{prime}}{A_{tot}}$$

$$r_{2c} = \frac{D_o}{2} + \frac{\tau}{2}, \quad r_1 = \frac{D_r}{2}$$

여기서 η_w 는 표면효율(surface efficiency)를 표시한다.

강화 관(Turbo-B) 상에서 비등열전달계수는 R134a에 대한 Wolverine 제작사의 다음 관계식을 도입하였다.

$$h_o = 350.2706 q^{0.23602} \text{ Btu/h.ft}^2 \cdot \text{F} \quad (10)$$

여기서 열플럭스는 다음과 같다.

$$q \text{ (Btu/h.ft}^2\text{)} = Q / (\pi D_o L n_t)$$

2.2 물 압력강하 모델

관측 압력강하는 다음의 성분들로 구성된다. 관 내부 마찰에 의한 압력강하와 부차적 손실, 노즐에서 압력강하는 다음의 식들로 계산되었다.⁽⁹⁾

$$\Delta p_f = f \frac{L}{D_i} \frac{\rho V^2}{2} n_p \quad (11)$$

$$\Delta p_r = 5 \times 10^{-4} (2n_p - 1.5) \left(\frac{4m}{\pi D_i^2} \frac{n_p}{n_t} \right)^2 \quad (12)$$

$$\Delta p_n = 7.5 \times 10^{-4} \left(\frac{4\dot{m}}{\pi D_n^2} \right)^2, \quad (Re > 10^4) \quad (13)$$

여기서 D_n 은 노즐 내경이다.

물의 총 압력강하는 위의 모든 성분들의 합으로 주어진다.

$$\Delta p = \Delta p_f + \Delta p_n + \Delta p_r \quad (14)$$

3. 결과 및 토의

앞의 Fig. 1 의 물 냉각사이클과 Table 1 의 설계 변수 조건하에서 물측 압력강하를 계산하였다.

물과 냉매의 물성치는 EES⁽¹¹⁾로부터 계산되었다. 2 절의 열전달 및 압력강하 모델은 정해진 오차와 관 길이 대 헬릭 지름비가 3-15 범위⁽¹²⁾에서 프로 그래밍하였다. 여기서 관 사이의 간격은 1.25D_o⁽¹³⁾로 취하였다. 응축기와 증발기에 대한 결과들은 다음의 3.1 및 3.2 절에 제시되어 있다.

3.1 응축기

High Performance Tube Company⁽¹⁴⁾의 몇 가지 낮은 헬릭 관들을 본 응축기 계산에 적용하였으며, 이들은 Table 2 에 제시되어 있다.

Table 2 의 No.12(관 내경 D_i=15.52 mm)라는 전형적인 관에 대하여, 물측 관 수와 관 통로 수의 관 길이, Reynolds 수, 압력강하에 대한 영향이 Figs. 2-4 에 제시되어 있다. 정해진 관 통로 수에서 관 길이는 예상한 바대로 관 수에 따라 감소하였다. 정해진 관 수에서 관 길이는 관 통로 수의 증가에 따라 감소하였는데 이는 관 내 물의 속도는 관 통로 수에 따라 증가하기 때문이다. 그 결과 열전달은 증가하며 관 길이가 감소하게 된다. Fig. 3 에 제시된 바와 같이, Reynolds 수는 관 통로 수에 따라 현저하게 증가한다. 그러나 관 통로 수의 증가

Table 2 Low fin tube for condenser; N_f = 26 fpi, τ = 0.33 mm. Smooth bore.⁽¹⁴⁾

No.	D _i (mm)	D _r (mm)	A _{tot} (m ² /m)
1	10.08	13.386	0.15
2	10.90	13.386	0.15
3	11.25	13.386	0.15
4	11.61	13.386	0.15
5	11.96	13.386	0.15
6	12.34	16.561	0.182
7	13.26	16.561	0.182
8	14.07	16.561	0.182
9	14.43	16.561	0.182
10	14.78	16.561	0.182
11	15.14	16.561	0.182
12	15.52	19.736	0.215
13	16.43	19.736	0.215
14	17.25	19.736	0.215
15	17.60	19.736	0.215
16	17.96	19.736	0.215
17	18.31	19.736	0.215
18	18.69	22.911	0.247
19	19.61	22.911	0.247
20	20.42	22.911	0.247
21	20.78	22.911	0.247
22	21.13	22.911	0.247

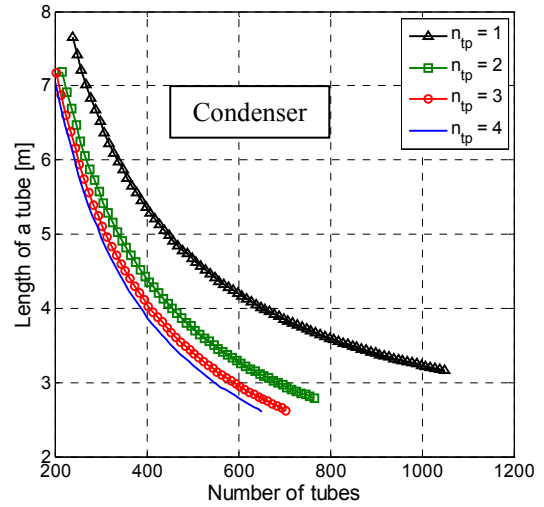


Fig. 2 Tube length vs. number of tubes and tube passes

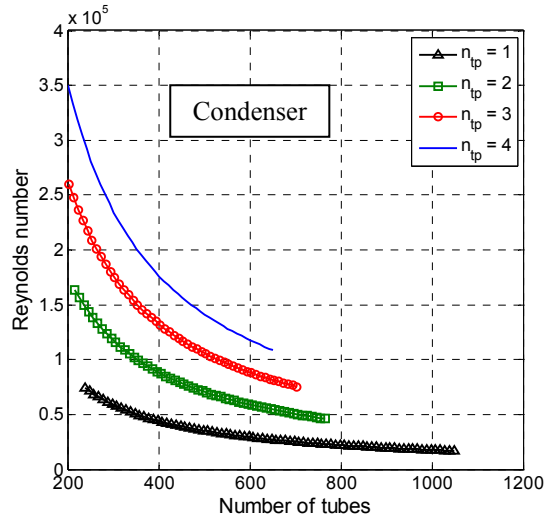


Fig. 3 Reynolds number vs. number of tubes and tube passes

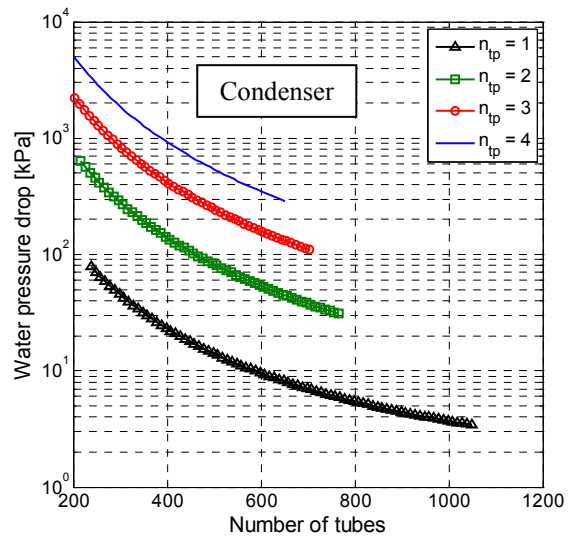


Fig. 4 Water pressure drop vs. number of tubes and tube passes

에 따른 Reynolds 수의 증가는 열전달이 증가하는 반면에, Fig. 4. 에서 살필 수 있듯이, 압력강하가 증가하는 바람직하지 못한 결과를 초래하게 된다. 관 통로 1 개일 경우의 압력강하가, 낮은 물의 속도로 인하여, 오히려 낮다. 관 수가 감소할 때 압력손실은, Fig. 2 에서 보듯이 관 길이가 증가하기 때문에, 증가한다. 이로부터 관 통로 수가 많고 관 수가 너무 적을 때는 압력강하가 너무 크기 때문에 채택하기 어려움을 알 수 있다.

관 통로 1 개의 경우, Table 2 에 있는 관 제원들이 앞서 기술하였던 양들에 미치는 영향이 Figs. 5-8 에 제시되어 있다. 세 가지 전형적인 관에 대하여 응축기 관 길이에 미치는 영향이 Fig. 5 에 제시되어 있다. Fig. 2 에 보듯이, 관수가 증가함에 따라 관 길이가 감소한다. 특정 관 수보다, 적은 관 수에서는 큰 관 직경이, 많은 관 수에서는 작

은 관 직경이, 관 길이가 짧아진다. 이는, Fig. 6 에 제시된 바와 같이, 단위길이 당 열저항 (이하 열저항)으로 설명될 수 있다.

Fig. 6 은 서로 다른 관 수와 관 내경으로 조합된 4 가지 경우에 대한 단위 길이당 열저항 (내부, 외부, 벽면 열저항) 을 제시하고 있다.

적은 관 수($n_t=400$)에서는 관 내경이 증가하면 외부면적이 커지고 관내 물의 속도가 감소하므로 외부열저항이 감소하고 내부열저항이 증가한다. 내부열저항 증가보다 외부열저항의 감소가 크고 벽면열저항도 감소하므로, 총열저항은 감소하게 된다. 따라서 관 수가 적을 때는 관 직경이 증가하면 관 길이가 짧아진다.

많은 관 수($n_t=900$)에서는 내부열저항은 관 내경이 증가하면 크게 증가함을 볼 수 있다. 이는 Fig. 7 에서 보듯이, 직경과 관 수의 증가에 따라

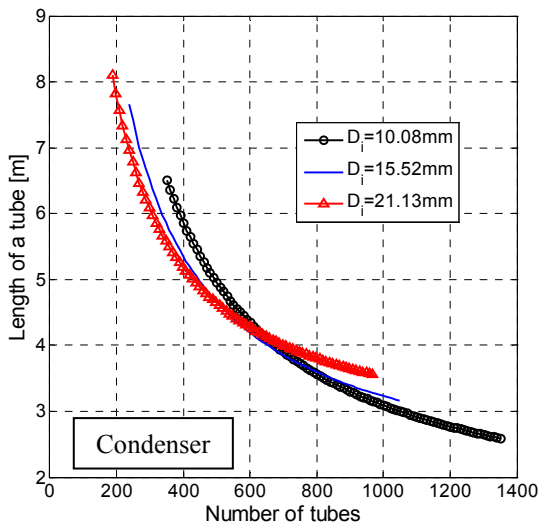


Fig. 5 Tube length vs. number of tubes and tube inner diameter (1-pass)

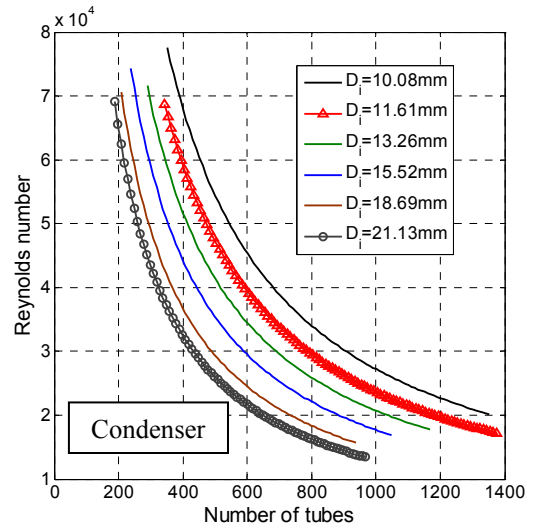


Fig. 7 Reynolds number vs. number of tubes and tube inner diameter (1-pass)

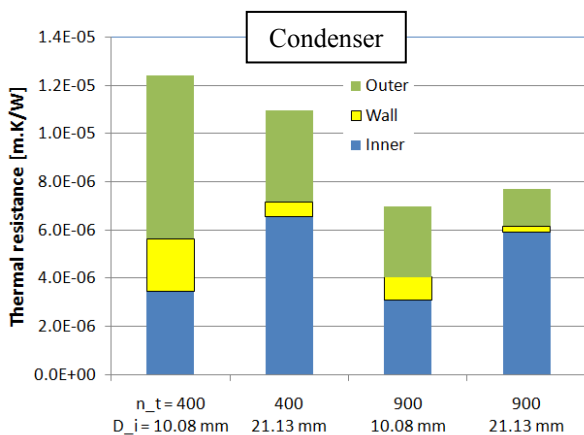


Fig. 6 Thermal resistances for four cases (1-pass)

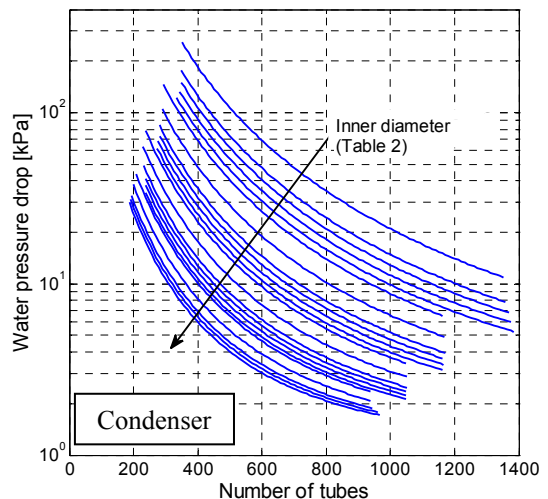


Fig. 8 Water pressure drop vs. number of tubes and tube inner diameter (1-pass)

Reynolds 수의 감소로 인한 내부열저항의 증가 때문이다. 반면에 외부저항의 감소와 벽면저항의 감소는 상대적으로 작다. 따라서, 총열저항은 증가하게 된다. 따라서 관 수가 많을 때는 관 직경이 증가하면 관 길이가 길어진다.

많은 관 수를 선택할 경우, 큰 관 직경은 다음의 2 가지 이유 때문에 설비비용이 증가하게 된다. 큰 관 직경은, 동일한 길이로 할 때 더 큰 쉘 직경을 필요로 하며, 동일 열전달량에 대하여 더 긴 관을 필요로 한다. 간단한 수치 예를 들면 다음과 같다. Fig. 5로부터 900 개 관수를 선택하면, 작은 관 직경의 경우, 총 내부면적은 $A_i = \pi D_i L n_i = \pi \times 10.08 \times 3.3 \times 900$ 이고, 큰 관 직경의 경우, 총내부면적은 $A_i = \pi D_i L n_i = \pi \times 21.13 \times 3.65 \times 900$ 이므로, 큰 관 직경의 경우 작은 관 직경의 경우보다 약 2.3 배의 열전달면적이 요구된다.

그러나 Fig. 8에서 보듯이, 큰 관 직경을 사용하면, 물의 압력강하가 작아지기 때문에 운전비용은 감소한다. 따라서, 큰 관 직경의 경우, 이들 열전달 면적 증가로 인한 설비비용의 증가와 물측 압력강하로 인한 운전비용 감소의 타협(trade-off)은 열교환기 설계 시 최적화 문제로 된다. 내경이 증가하면 이로 인한 물 유속의 감소 때문에 더 낮은 압력강하가 일어남을 Fig. 8에서 살필 수 있다.

3.2 증발기

증발기를 설계할 때 Turbo-B 관에 사용된 매개 변수는 다음과 같다.⁽¹⁵⁾

$D_o = 19.05\text{mm}$, $N_f = 40$ fpi, Smooth bore.

Inside surface area ($= \pi D_i$) = 0.05 m²/m.

증발기에는 노즐 직경 15 인치를 택하였다.

관 수 및 관 통로 수들이 물측 관 길이, Reynolds 수와 압력강하에 미치는 영향들이 Figs. 9-11에 제시되었다.

이들의 크기는 응축기에 대한 것들보다 작는데, 냉동기에서는 과열부를 고려하지 않더라도 증발기의 용량이 응축기의 용량보다 명백히 작기 때문이다. 그러나, 증발기의 평균온도는 응축기의 평균온도보다 낮기 때문에 증발기측 물의 점도는 높게 된다. 이는 압력강하를 더 높지게 됨에 주의할 필요가 있다.

증발기의 관 수는 응축기의 관 수보다 많을 수 있는데, 거의 동일한 내부 관 직경에 대하여, 강화된 관(enhanced tube)의 외경(증발기 측)은 낮은 핀관(low-fin tube)의 외경(응축기 측)보다 작기 때문이다.

3.3 상용 소프트웨어의 결과와의 비교

본 시뮬레이션 결과를 HTRI 소프트웨어⁽¹⁶⁾를 이

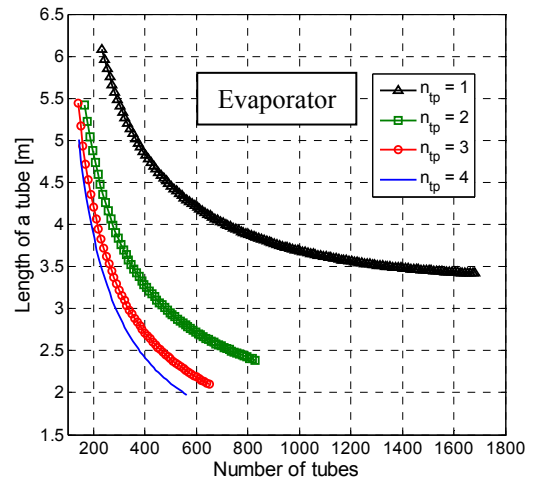


Fig. 9 Tube length vs. number of tubes and tube passes

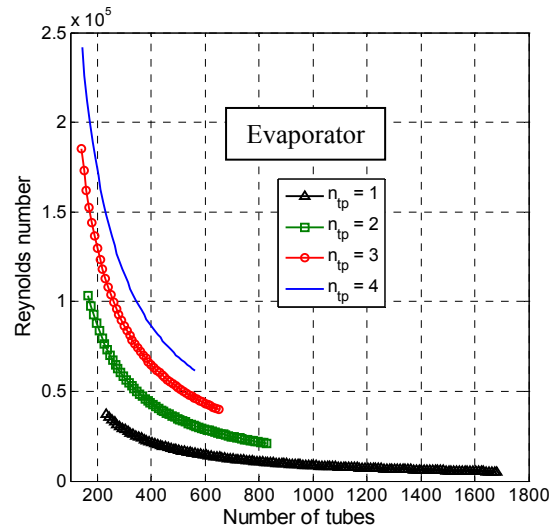


Fig. 10 Reynolds number vs. number of tubes and tube passes

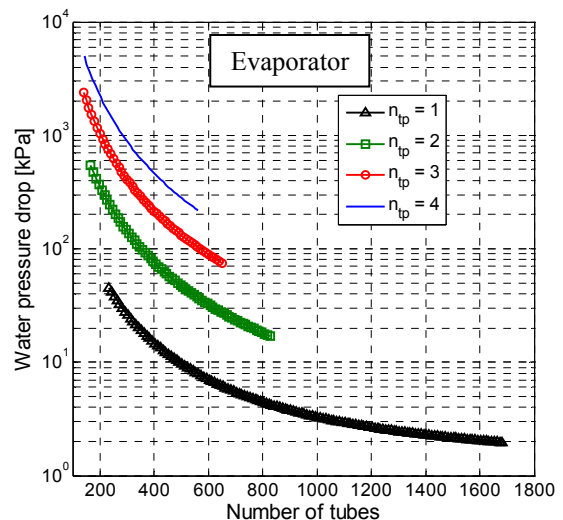


Fig. 11 Water pressure drop vs. number of tubes and tube passes

Table 3 Comparison of result between this work and HTRI software

	This work	HTRI	Error, %	
Condenser	Duty, kW	3412.4	3281.3	4
	Water pressure drop, kPa	4.274	4.273	0.023
Evaporator	Duty, kW	3000	2998.3	0.06
	Water pressure drop, kPa	4.329	4.518	4.2

용한 결과와 비교하였다. 입력조건은 다음과 같이 물과 냉매의 입구조건, 관군의 형상이다. HTRI 결과와 본 시뮬레이션 결과를 Table 3 에 비교 제시하였다.

응축기 입력 변수:

$$n_t = 919, n_{tp} = 1, L = 3.36m$$

No.12 tube in Table 2

증발기 입력 변수:

$$n_t = 817, n_{tp} = 1, L = 3.86m$$

HTRI 결과와 본 시뮬레이션 결과는 오차 5%이하 범위에서 잘 일치함을 Table 3 에서 알 수 있다. HTRI 소프트웨어를 이용한 응축기와 증발기의 형상들이 Fig. 12 에 제시되어 있다.

4. 결론

상업용 강화 관을 사용한 쉘-관 형상의 응축기와 증발기의 물측 압력강하 특성을 물 냉각기(냉동사이클)의 요구조건과 열전달을 고려하여 조사하였다. 해석 결과는 HTRI 소프트웨어의 결과와 잘 일치하였다. 관 통로 수를 적게, 관 직경을 크게, 관 수를 많게 하면, 관 길이를 짧게 하므로 물측 압력강하를 줄이게 된다.

그러나, 동일한 관 통로 수에 대하여, 특정 관 수보다 많은 관 수를 사용할 경우, 작은 관 직경을 사용하는 것이 관 길이를 짧게 할 수 있다. 이는 작은 관 직경을 사용함으로써 내부열저항(단위길이 당)의 감소에 따른 총 열저항(단위길이 당)의 감소로 짧은 관 길이로도 주어진 냉각부하를 만족하여 설비비용 저감효과를 가져오기 때문이다. 많은 관 수와 큰 관 직경을 동시에 적용하여 설계하는 것은 피해야 한다.

위의 결론은 열교환기의 설비비용을 줄이는 데 사용될 수 있다. 그러나, 작은 관 직경을 사용하면 물측 압력강하가 커지기 때문에 열교환기의 설비비용의 감소와 압력강하에 의한 운전비용의 증가를 고려한 최적화를 수행할 필요가 있다. 본 연구에서 제시된 여러 그림들은 열전달 면적과 압력강하를 고려한 물 냉각장치에 대한 설계 자료를 제공할 것으로 기대된다.

참고문헌

- (1) Khalifeh Soltan, B., Saffar-Avval, M., and Damangir, E., 2004, "Minimizing Capital and Operating Costs of Shell and Tube Condensers Using Optimum Baffle Spacing," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 24, No. 17-18, pp. 2801~2810.
- (2) Serna, M. and Jiménez, A., 2005, "A Compact

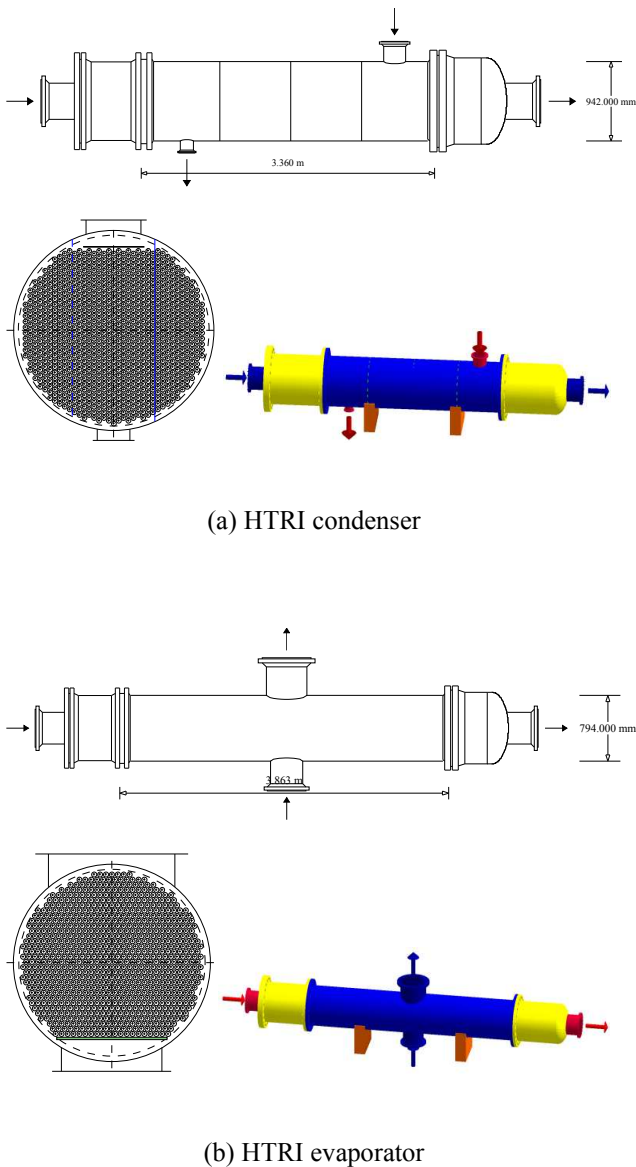


Fig. 12 Graphical results from HTRI software

- Formulation of the Bell-Delaware Method for Heat Exchanger Design and Optimization," *Chemical Engineering Research and Design*, Vol. 83, No. 5, pp. 539~550.
- (3) Ravagnani, M.A.S.S. and Caballero, J.A., 2007, "A MINLP Model for the Rigorous Design of Shell and Tube Heat Exchangers Using the TEMA Standards," *Chemical Engineering Research and Design*, Vol. 85, No. 10, pp. 1423~1435.
- (4) Allen, B. and Gosselin, L., 2008, "Optimal Geometry and Flow Arrangement for Minimizing the Cost of Shell-and-Tube Condensers," *International Journal of Energy Research*, Vol. 32, No. 10, pp. 958~969.
- (5) Ponce-Ortega, J.M., Serna-González, M., and Jiménez-Gutiérrez, A., 2009, "Use of Genetic Algorithms for the Optimal Design of Shell-and-Tube Heat Exchangers," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 29, No. 2-3, pp. 203~209.
- (6) Sanaye, S. and Hajabdollahi, H., 2010, "Multi-Objective Optimization of Shell and Tube Heat Exchangers," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 30, No. 14-15, pp. 1937~1945.
- (7) Steven Brown, J., Yana-Motta, S.F., and Domanski, P.A., 2002, "Comparative Analysis of an Automotive Air Conditioning Systems Operating with CO₂ and R134a," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 25, No. 1, pp. 19~32.
- (8) Browne, M.W. and Bansal, P.K., 2001, "An Elemental NTU- ϵ Model for Vapour-Compression Liquid Chillers," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 24, No. 7, pp. 612~627.
- (9) Serth, R.W., 2007, *Process Heat Transfer-Principles and Applications*, Elsevier Science & Technology Books, pp.189~569.
- (10) Cavallini, A., et al., 2003, "Condensation Inside and Outside Smooth and Enhanced Tubes - A Review of Recent Research," *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, No. 4, pp. 373~392.
- (11) Engineering Equation Solver, 2003, F-Chart Software.
- (12) Costa, A.L.H. and Queiroz, E.M., 2008, "Design Optimization of Shell-and-Tube Heat Exchangers," *Applied Thermal Engineering*, Vol. 28, No. 14-15, pp. 1798~1805.
- (13) Kuppan, T., 2000, *Heat Exchangers Design Handbook*, Marcel Dekker Inc., New York, pp. 233~234.
- (14) Available from: www.highperformancetube.com.
- (15) Available from: www.wlv.com
- (16) HTRI Xchanger Suite v5.00, Heat Transfer Research, Inc.