

평판핀이 부착된 공냉형 암모니아 응축기의 열전달 성능에 대한 수치적 연구

Numerical analysis of an air-cooled ammonia condenser with plate fins

김 영 일*, 강 병 하*
Y. I. Kim, B. H. Kang

Key words : Plate fin(평판핀), Air-cooled(공냉형), Condenser(응축기), Ammonia(암모니아)

Abstract

Ammonia has been used as refrigerant for more than 100 years in absorption as well as in compression systems. Due to its poisonous and inflammable properties, however, its use has been mainly on heavy industrial plants in which regular maintenance are available. For these systems, condensers are generally water-cooled. This is suitable for large systems over 20 RT but is not suitable for small systems. In order to apply ammonia for a small system, it is important to adopt an air-cooled condenser. In this study, simple numerical analysis of an air-cooled condenser for an ammonia refrigeration system has been carried out. The condenser is designed as horizontal tubes with plate fins attached at the outer surface to enhance the air-side heat transfer rate. Effects of fin shape and arrangement are studied in detail. Since the local heat transfer coefficient is highest at the leading edge, heat flux is highest at the edge and decreases along the distance. Conditions of inlet air are also varied in the study and condenser length that is required for full condensation is calculated. The results show that it is important to enhance both the air-side and internal heat transfer coefficients.

기 호 설 명

<p>A : 면적, m^2</p> <p>A_f : 핀 면적, m^2</p> <p>A_i : 관의 내부면적, m^2</p> <p>A_o : 외부 총면적, m^2</p> <p>A_p : 핀을 제외한 관 외부면적, m^2</p> <p>C_p : 비열, $J/(kg \cdot K)$</p> <p>d_i : 관의 내경, m</p>	<p>d_o : 관의 외경, m</p> <p>f_p : 핀 간격 피치, m</p> <p>f_t : 핀 두께, m</p> <p>G : 질량유속, $G = \rho V_{max}$, $kg/(m^2 \cdot s)$</p> <p>h_{air} : 공기측 열전달계수, $W/(m^2 \cdot K)$</p> <p>h_i : 내부 열전달계수, $W/(m^2 \cdot K)$</p> <p>h_l : 액체 상태의 열전달계수, $W/(m^2 \cdot K)$</p> <p>h_o : 외부 열전달계수, $W/(m^2 \cdot K)$</p> <p>h_{TP} : 이상 상태의 열전달계수, $W/(m^2 \cdot K)$</p> <p>j : j Colburn 인자, $j = St \cdot Pr^{2/3}$</p> <p>k_f : 핀의 열전도율, $W/(m \cdot K)$</p>
--	---

* 정회원, 한국과학기술연구원 기전연구부

- k_i : 관의 열전도율, W/(mK)
- L : 핀 길이, m
- ℓ : 관의 미소 길이, m
- m : 식 (4)에서 정의된 변수, 1/m
- Nu : Nusselt 수
- P : 압력, kPa; 둘레길이, m
- P_i : 임계압력, kPa
- Pe : Peclet 수
- Pr : Prandtl 수
- Re : Reynolds 수
- S : 생성항
- S_1 : 관 배열의 종간격, m
- S_2 : 관 배열의 횡간격, m
- St : Stanton number, $St = Nu / (Re \cdot Pr)$
- U_o : 외부면적 기준 총열전달계수, W/(m²K)
- V : 속도, m/s; 체적, m³
- V_{air} : 공기 속도, m/s
- V_{max} : 최대 속도, m/s
- x : x 좌표; 건도; 선단으로부터의 거리, m
- y : y 좌표

그리스 문자

- η_i : 핀 효율
- η_o : 핀 유용도

1. 서 론

암모니아는 약 100년 전부터 흡수식과 증기압축식 냉동 사이클의 작동 유체로 널리 사용되어져 왔다.^(1~4) 다만 작동 압력이 높고, 인체에 해로운 특성을 지니므로 관리인력이 상주하는 대용량의 산업체에 주로 사용되어 왔고 소형에는 특수한 목적에만 이용되었다. 그러나 그동안 소형 시스템에 광범위하게 사용되었던 CFC계 냉매를 사용할 수 없게 됨에 따라 암모니아를 소형 시스템에 적용하려는 연구가 진행되고 있다.⁽⁵⁾ 소형 시스템에 적합하기 위하여는 기존 대형 시스템에 사용된 수냉식보다는 설치 및 관리가 용이한 공냉식 응축방식이 채택되어야 한다. 본 연구에서는 암모니아를 작동유체로

하는 소형 공냉식 응축기에 대하여 해석을 수행하였다.

열교환기의 전열특성을 해석하여 성능이 향상된 열교환기를 개발하기 위하여 선진국에서는 많은 실험 및 수치모사 연구가 수행되어 왔다.⁽⁶⁾ Kays and London⁽⁷⁾은 각종 핀-관 열교환기에 대한 열전달계수와 압력손실 실험값을 수집하여 제시하고 있다. 엇갈린 배열을 갖는 평판핀에 대한 열전달계수와 마찰계수 상관식은 개별핀에 대하여는 Briggs and Young⁽⁸⁾의 열전달식과 Robinson and Briggs⁽⁹⁾의 압력강하식, 연속핀에 대하여는 Gray and Webb⁽¹⁰⁾의 기존 실험값을 이용한 경험식이 많이 이용되고 있다. 이러한 실험해석에 의한 방법은 시간과 비용적인 측면에서 많은 어려움이 따른다. 최근에는 수치해석모사에 의한 열교환기 해석기법이 각광을 받고 있다. 이 방법은 컴퓨터에 의한 수치모사를 통하여 열교환기의 성능을 예측하고 분석함으로써 설계과정에 많은 도움을 준다. 그러나 수치모사 방법도 복잡한 열교환기의 형상으로 인하여 많은 경우 상용화된 대형 프로그램(예, STAR-CD, PHOENICS, FLOW-3D, FLUENT 등)에 의존할 수 밖에 없는데 이 경우 사용법을 익히는데 많은 노력과 시간이 소요되어 신속한 계산에는 적합하지 않다. 더욱이 상용 프로그램은 아직까지 상변화가 수반된 현상을 해석하기에는 어려움이 따른다.

따라서 본 연구에서는 평판핀-관 열교환기에 대하여 간단한 수치해석을 통하여 상변화가 있는 공냉식 응축기 열교환기의 성능을 해석하는 방법을 개발하였다. 이 방법은 핀의 2차원 온도분포를 수치해석으로 구하여 각종 핀형상에 대한 성능을 예측하며 관내부에서 상변화가 있는 경우에도 적용할 수 있다. 해석 대상이 되는 응축기 형상은 Fig.1에 나타나 있다. 냉매의 응축이 일어나는 관은 수평으로 배열되어 있고 외부에는 열전달 면적의 증대를 위하여 평판핀이 부착된다. 관은 1열 배열로 기성하며 굴곡부의 영향은 무시한다.

2. 해석 모델

응축 열교환기의 해석은 외측과 내측으로 구분하여 수행한다. 외측 열전달계수 h_o 는 핀과 핀의 형

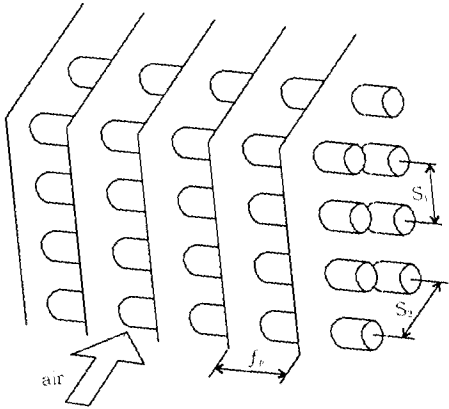


Fig.1 Plate fin heat exchanger

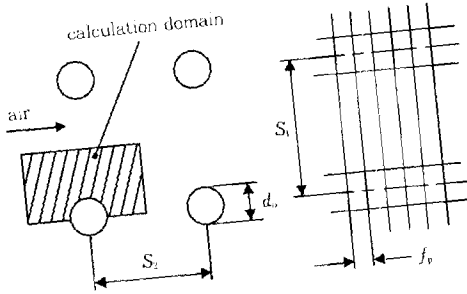


Fig.2 Arrangement of tubes and plate fins

상으로부터 수치해석으로 구하며 내측은 경험식을 이용한다. 관 내부를 흐르는 작동유체의 축방향의 열전도는 무시한다.

Fig.2는 관의 배열 상태와 평판핀의 형상을 보여 준다. 관은 규칙적인 배열을 이루며 공기는 왼쪽에서 오른쪽으로 이동한다. 빗금 친 부분은 평판핀의 온도분포장을 구하기 위한 계산영역을 나타낸다.

본 연구에서는 5RT급 암모니아 냉동 사이클의 공냉식 응축기에 대한 해석을 수행한다. Table 1은 계산에 사용된 열교환기의 사양과 공기의 조건을 보여준다. 별도의 언급이 없으면 모든 값은 표의 기본값을 취한다.

관내부와 외부 공기 사이의 총열전달계수는 다음 식으로 표현된다.

$$\frac{1}{U} = \frac{A_o}{h_o A_i} + \frac{A_o \ln(d_o/d_i)}{2\pi k \ell} + \frac{1}{h_o} \quad (1)$$

Table 1 Fin dimensions and conditions of inlet air

parameter	unit	default value	modified value
f_o	mm	4	2
f_i	mm	0.3	0.6
S_1/S_2	mm	40/40	80/80
d_o/d_i	mm	14/10	20/16
V_{air}	m/s	1	5
T_{air}	°C	35	25

$$h_o = \eta h_{air} \quad (2)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_i) \quad (3)$$

$$\eta_i = \tanh(mL) / (mL) \quad (4)$$

$$m = \sqrt{\frac{h_{air} P}{k_f A}} \quad (5)$$

$$h_{air} = jGC_p Pr^{-2/3}$$

수치계산에서는 열교환기의 총열전달량으로부터 외측 열전달계수 h_o 를 구한다. 총열전달량은 핀 표면의 열전달량 각각의 합이 된다. 핀 표면에서의 열전달량은 핀의 2차원 온도분포를 구한 다음 2가지 방법으로 계산할 수 있다. 첫 번째 방법은 핀의 열전도율과 온도분포를 알고 있으면 핀과 관의 경계면에 전도열전달식을 적용하여 전달계수를 곱한 값은 핀의 미소면적에 대하여 구한다. 관 표면의 열전달량은 경험식을 용한다.

평판핀과 공기의 열전달계수는 균일한 온도지된 두 평판 사이를 층류유동이 흐른다고 여 구한다. Table 1의 기본값 조건으로 Re 수를 계산하면 약 503이 되므로 층류 가정하며 등은 조건은 향후 보완이 필요하다. 열전달 발달(thermal entry length) 영향된 Nusselt 식이 (7)과 같이 주어지며 핀 수값은 Table 2에 나열되어 있다.⁽¹¹⁾ 여기 직경 D_h 는 평판 간격의 두 배가 된다.

$$Nu_x = \frac{\sum G_n \exp(-\lambda_n^2 x^+)}{2 \sum G_n / \lambda_n^2 \exp(-\lambda_n^2 x^+)} \quad (7)$$

$$x^+ = \frac{2x/D_h}{Re \cdot Pr} \quad (8)$$

Fig.3은 두 평판 사이에서의 Nusselt 수의 변화를 나타낸다. 경계층이 발달되는 입구에서는 열전달계수가 높으므로, 열전달효율을 높이기 위하여는 선단효과를 최대한으로 이용하는 핀의 설계가 필요하다. Fig.3에 의하면 $x^+ = 0.03$ 에 도달하면 Nusselt 수는 일정한 최소값에 수렴한다. Table 1과 식 (3)에 의하면 이 때의 x 값은 약 42mm가 되며, 이 거리 이후부터는 핀의 열전달율은 작은 값을 갖게 된다.

실제 유동에서는 핀의 영향으로 관 주위의 유동은 실린더 유동과는 조건이 다르다. 그러나 본 연구에서는 관 주위의 유동을 실린더 유동이라고 가

Table 2 Thermal entry length for a parallel-plane system

n	λ_n^2	G_n
0	15.09	1.717
1	171.3	1.139
2	498	0.952

For $n > 3$, $\lambda_n = 16n/\sqrt{3} + 20(3\sqrt{3})$, $G_n = 2.68\lambda_n^{-1/3}$

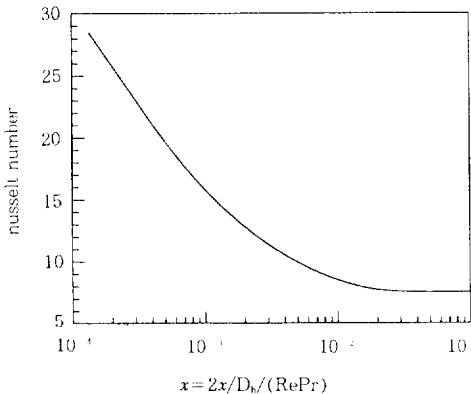


Fig.3 Nusselt number for a parallel-plate system

정하고 Nu 계산시 Churchill and Bernstein⁽¹²⁾의 경험식을 이용한다.

$$10^2 < Re < 10^7, Pe > 0.2 \text{인 경우} \quad (9)$$

$$Nu_D = 0.3 + \frac{0.62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5}$$

$$2 \times 10^4 < Re < 4 \times 10^5, Pe > 0.2 \text{인 경우} \quad (10)$$

$$Nu_D = 0.3 + \frac{0.62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{1/2}\right]$$

평판핀에서는 관 접촉면에서의 열전도와 공기와 대류열전달에 의하여 열의 출입이 있으며 이에 따라 온도분포를 가진다. 온도분포 계산을 위한 평판핀의 계산 영역은 Fig.2에서 보여주는 바와 같다. 해석을 위하여 관과 접촉하는 부분은 균일한 온도로, 나머지 경계는 대칭이라고 가정한다. 2차원 정상상태라고 가정할 경우 평판핀의 온도에 관한 지배방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k_f \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_f \frac{\partial T}{\partial y} \right) + S = 0 \quad (11)$$

S는 단위체적당의 생성항으로 대류에 의한 열전달을 나타낸다.

$$S = h_c \Delta A (T_{air} - T) / \Delta V \quad (12)$$

여기서 대류열전달계수 h_c 는 식 (7)과 같이 위치의 함수이며 식 (11)은 유한차분법으로 수치해석을 행한다.⁽¹³⁾

3. 결과 및 고찰

Fig.4에서는 실험(Kays and London⁽⁷⁾)과 계산에서 구한 j-factor를 비교하고 있다. 핀과 관의 형상 및 배열은 Fig.4의 우측 그림에서 보여주는 바와 같다. 계산값을 j-factor로 변환시 식 (2)~(6)이 사용된다. 계산값이 측정값에 비하여 약간 작은 경향을 보여주고 있지만 비교적 잘 일치함을 알 수 있다.

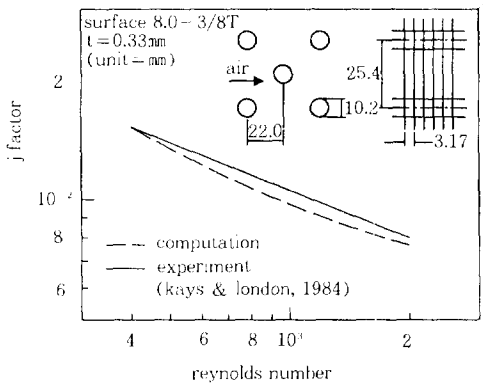


Fig.4 j factor for a plate fin heat exchanger

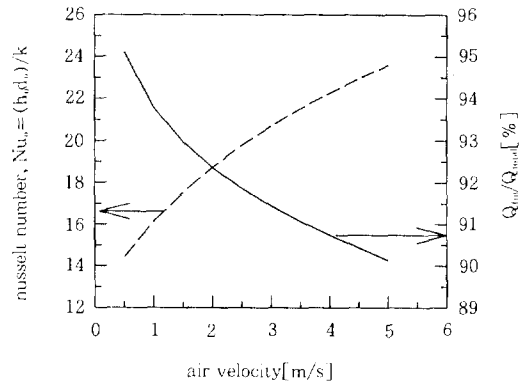


Fig.7 Effect of air velocity on Nu and Q_{conv}/Q_{total}

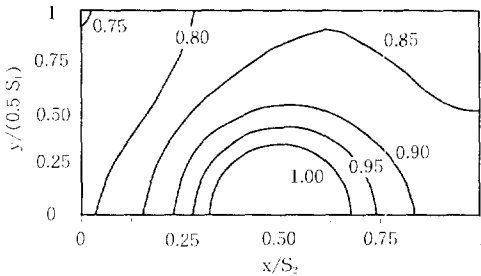


Fig.5 Temperature contour lines

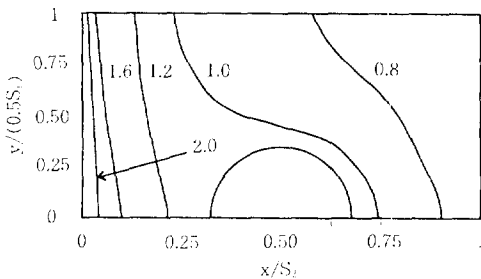


Fig.6 Heat flux contour lines

Fig.5는 평판핀의 온도분포를 나타낸다. 열전달 계수가 큰 선단측에서 온도강하가 커지는 것을 알 수 있다. 온도의 최소값은 열전달계수가 크고 핀에서부터 가장 떨어진 좌상부에 존재한다. Fig.6은 단위면적당의 열전달율을 평균값으로 나눈 수치를 보여준다. 선단에 가까울수록 열전달율이 커지며 최대값은 열전달계수가 크고 온도차가 큰 좌하부에 존재한다.

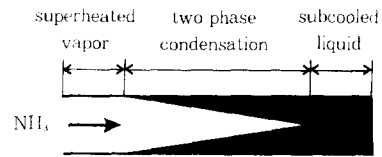


Fig.8 Condensation model

Fig.7은 냉각공기의 속도에 따른 Nusselt수와 외부 총열전달량 중 핀이 차지하는 비율의 변화를 보여 준다. 공기 속도가 클수록 열전달율은 좋아지나 소음 및 압력손실도 증가하므로 실제 설계에 있어서 이러한 점들을 종합적으로 고려해야 한다. 공냉식 응축기의 경우 공기 속도는 일반적으로 3m/s 내외가 되도록 설계한다. 총열전달량 중 핀이 차지하는 비율은 90% 이상이다. 따라서 효율적인 핀의 설계와 fouling을 최소화하는 핀의 사후 관리가 열교환기가 최대의 효율을 내기 위하여 중요한 사안이 된다는 것을 알 수 있다.

관 외부에서는 상변화가 없는 반면 관내부에서는 암모니아의 상변화가 일어난다. 암모니아와 관한 정칙 물성치는 Harr and Gallagher⁽¹¹⁾의 물성치 프로그램을 이용하며 전달 물성치(transport property)는 Liley and Desai⁽¹²⁾의 표값을 최소자승법에 의하여 곡선피팅하여 관련식을 유도한다. 암모니아는 과포화상태(superheated vapor)로 응축기에 들어와 처음에는 탈과포화과정(desuperheat)에 의한 온도저하가 일어나며 포화온도에 도달하면

응축과정이 시작된다고 가정한다. 응축이 완료된 후 암모니아는 과냉각(subcooled liquid)되어 응축기로부터 나간다(Fig.8). 응축기에서의 압력손실은 무시할 정도로 작다고 가정한다.

과포화과 과냉각의 두 상태는 단상 상태(single phase)이며 이 영역에서는 층류와 난류로 나누어 계산한다. 층류에서는 $Nu = 4.364$ 이며 난류인 경우는 Dittus and Boelter의 실험식을 사용한다.

$$Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (13)$$

응축이 일어나는 이상(two phase) 영역에서는 Shah⁽¹⁶⁾의 실험식을 사용한다.

$$h_{i,1} = 0.023Re_{i,1}^{0.8}Pr_{i,1}^{0.4} \frac{k_{i,1}}{D} \quad (14)$$

$$h_{TP} = h_{i,1} \left[(1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{(P/P_c)^{0.35}} \right] \quad (15)$$

여기서 $h_{i,1}$ 은 전체 영역이 액체 상태로 되었다고 가정하고 구한 열전달계수이다.

Fig.9~14은 핀의 형상과 냉각공기의 조건에 따른 응축기 길이의 변화를 나타낸다. 응축기 길이란 주어진 조건의 과포화된 냉매가 입구에서부터 냉각 되면서 완전히 응축될 때까지의 거리를 의미한다. 응축기 효율이 좋을수록 필요 응축기 길이는 작아진다. Fig.9는 핀 피치를 4mm에서 2mm로 감소시키면, 즉 단위 길이당 핀의 수를 두 배로 증가시키면 필요한 응축기 길이는 대폭 감소한다. 이 방법으로는 압력손실의 증가가 따르는 하지만 전체 응축기의 크기를 변화시키지 않으면서 응축율을 높일 수 있는 장점이 있다. Fig.10는 핀의 두께를 0.3mm에서 0.6mm로 증가시키면 응축율은 약간 좋아지지만 그 차이는 미미하다. Fig.11은 핀의 크기를 늘릴 경우 열전달면적이 증가하므로 응축 길이가 감소하는 점을 나타내고 있다. 그러나 이 방법은 전체 열교환기의 부피를 증대시키는 단점을 수반한다.

응축성능은 관의 직경이 작은 것이 유리하나 큰 영향은 받지 않음을 Fig.12에서 보여주고 있다. 이는 관의 직경이 작아지면 관내의 Reynolds 수의 증가에 따라 내부 열전달계수는 증가하나 공기측

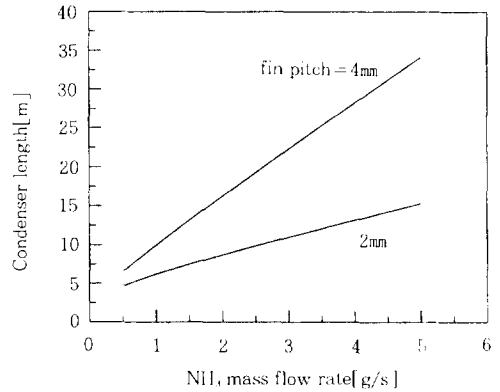


Fig.9 Effect of fin pitch

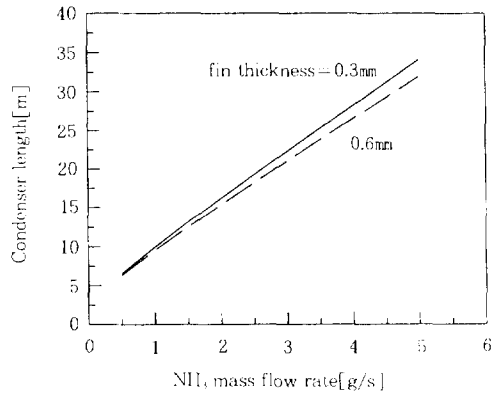


Fig.10 Effect of fin thickness

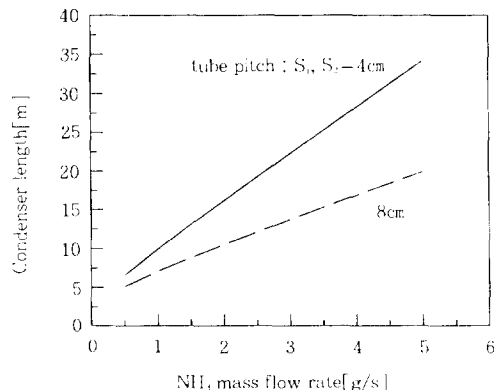


Fig.11 Effect of tube pitch

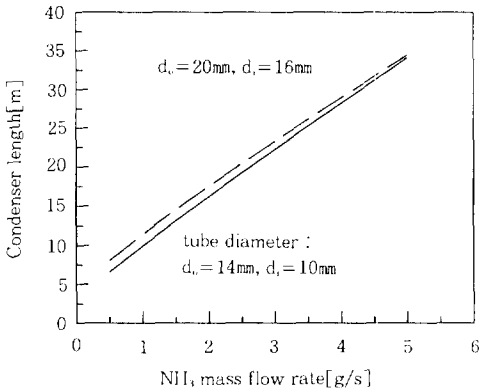


Fig.12 Effect of tube diameter

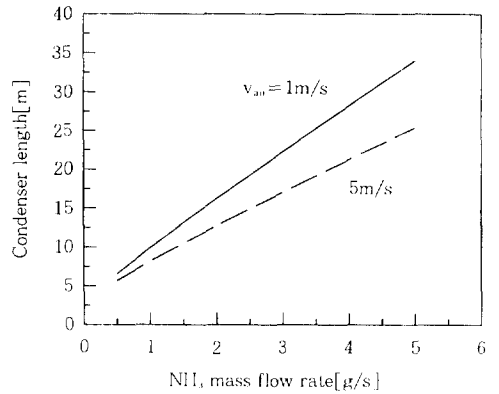


Fig.13 Effect of air velocity

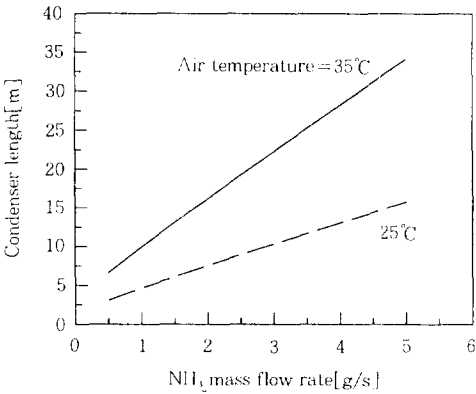


Fig.14 Effect of air temperature

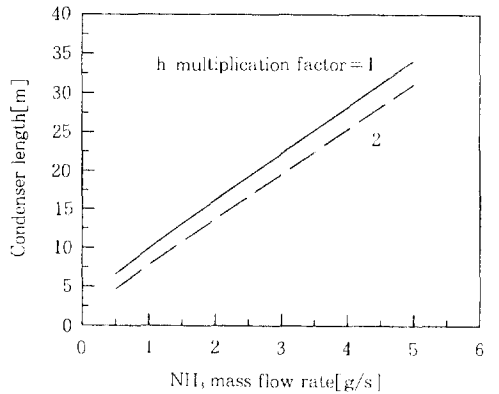


Fig.15 Effect of internal heat transfer coefficient

열전달계수는 약간 감소하는 서로 상반된 효과를 수반하기 때문이다. 다만 관의 직경이 작아지면 관 내부의 압력손실이 증가하는 단점이 따른다. Fig. 13은 응축성능이 공기속도에 많은 영향을 받고 있음을 보여주고 있다. 그러나 공기속도를 증가시키면 열전달율은 좋아지나 소음과 송풍 동력이 증가하는 단점이 따른다. Fig.14는 냉각공기의 온도에 따른 영향을 보여주고 있다. 냉각공기의 온도가 35°C에서 25°C로 저하할 경우 필요 응축기 길이는 약 반으로 감소한다.

최근에는 관 내벽의 열전달 향상을 위하여 내벽에 핀 부착 또는 나선형의 홈을 파는 등 여러 가지 시도가 검토되고 있다.¹⁶⁾ Table 1에 근거하여 계산

을 수행할 경우 응축 열전달계수는 공기측에 비하여 약 67배나 되는 큰 값을 지닌다. 그러나 핀 부착에 따른 외부 유효열전달면적이 내부에 비하여 약 24배이므로 결국 총괄열전달계수의 비는 약 2.8배가 된다. Fig.15는 내부 열전달계수의 변화에 따른 응축 효율의 변화를 나타내고 있다. 내부 열전달계수를 2배로 향상시켰다고 가정할 경우, 냉매 유량 0.5g/s에서는 응축기 길이는 29% 감소하고, 5g/s에서는 9% 정도 감소한다. 냉매유량이 적을 때 내부 열전달계수가 전체 효율에 더 큰 영향을 미치는 이유는 Reynolds수가 작아 내부 열전달 계수가 상대적으로 작기 때문이다.

4. 결 론

본 연구에서는 평판핀이 부착된 공냉형 암모니아 응축기의 성능을 예측하기 위하여 간단한 수치해석 기법을 개발하였다. 이 방법은 현재 주로 이용되고 있는 실험적인 해석 또는 상용화된 프로그램을 이용한 수치해석에 비하여 시간과 비용적인 측면에서 유리하므로 신속한 결과가 필요한 경우 용이하게 사용될 수 있다.

평판핀에서 열전달율은 선단측에 가까울수록 좋으며 선단으로부터 약 42mm되는 거리부터는 열전달율은 일정한 최소값을 가진다. 또한 냉매를 안전하게 응축시키는데 소요되는 응축기 길이는 핀 피치, 관 피치, 공기 속도 및 온도에 큰 영향을 받는다. 이 중 관 피치의 변화는 전체 열교환기 크기와, 공기 속도는 소음 및 압력손실과 연관이 있다. 그러나 핀 두께 및 관 직경은 응축기 길이에 미미한 영향을 미친다. 그리고 내부 열전달계수는 핀의 부착으로 인하여 외부 유효면적이 큰 경우에는 응축효율에 중요한 인자가 된다.

참 고 문 헌

1. Bogart, M., 1981, Ammonia Absorption Refrigeration in Industrial Processes, Gulf Publishing Company, Houston.
2. Gosney, W. B., 1982, Principles of Refrigeration, Cambridge University Press, Cambridge.
3. Alefeld, G. and Radermacher, R., 1994, Heat Conversion Systems, CRC Press, Boca Raton.
4. Herold, K. E., Radermacher, R. and Klein, S. A., 1996, Absorption Chillers and Heat Pumps, CRC Press, Boca Raton.
5. Lorentzen, G., 1988, "Ammonia : an Excellent Alternative", Int. J. Refrigeration, Vol. 11, pp. 248~252.
6. Webb, R. L., 1994, Principles of Enhanced Heat Transfer, John Wiley & Sons, New York.
7. Kays, W. M. and London, A. L., 1984, Compact Heat Exchangers, 3rd ed., McGraw-Hill, New York.
8. Briggs, D. E. and Young, E. H., 1963, "Convection Heat Transfer and Pressure Drop of Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes", Chem. Eng. Progress Sym. Series, Vol. 59, No. 41, pp. 1~10.
9. Robinson, K. K. and Briggs, D. E., 1966, "Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes", Chem. Eng. Progress Sym. Series, Vol. 62, No. 64, pp. 177~184.
10. Gray, D. L. and Webb, R. L., 1986, "Heat Transfer and Friction Correlations for Plate Fin-and-Tube Heat Exchangers having Plain Fins", Proceedings of the 9th International Heat Transfer Conference, San Francisco, pp. 2745~2750.
11. Kays, W. M. and Crawford M. E., 1980, Convective Heat and Mass Transfer, 2nd ed., McGraw-Hill, New York.
12. Churchill, W. W. and Bernstein, M., 1977, "A Correlation Equation for Forced Convection from Gases and Liquids to a Circular Cylinder in Crossflow", J. Heat Transfer, Vol. 99, pp. 300~306.
13. Patankar, S. V., 1991, Computation of Conduction and Duct Flow Heat Transfer, Innovative Research, Inc., Minnesota.
14. Harr, L. and Gallagher, J., 1978, "Thermodynamic Properties of Ammonia", J. Phys. Chem. Ref. Data, Vol. 7, No. 3, pp. 635~792.
15. Liley, P. E. and Desai, P. D., 1993, Thermophysical Properties of Refrigerants, SI ed., ASHRAE, Atlanta, Georgia.
16. Shah, M. M., 1979, "A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation inside Pipes", Int. J. Heat and Mass Transfer, Vol. 22, pp. 547~556.