

## 분리형 히트파이프식 열교환기에서 향류 및 병류유동에 따른 가동특성에 관한 연구

이기우 · 장기창 · 유성연\*

한국에너지기술연구소, \*충남대학교

### A Study on the Operating Characteristics by Counter Flow and Parallel Flow in Separate Heat Pipe Exchanger

Ki Woo Lee, Chang Ki Chang and Seong Yeon Yoo\*

Korea Institute of Energy Research, \*Chungnam National University

#### 요 약

분리형 히트파이프식 열교환기는 증발기와 응축기를 폐열원과 열풍이 필요한 곳에 분리설치하고 증기 및 액체의 연락관으로 두 열교환기를 연결하여 하나의 폐루프를 구성하고 증발기와 응축기의 설치높이차에 의해 작동이 이루어지는 것이다. 따라서 고온 및 저온유체의 병류 및 향류의 혼합배치가 용이하다는 장점이 있으나, 고온유체의 온도가 높을 경우에는 포화증기의 압력이 높아져 파이프가 견딜 수 있는 사용한계를 초과하게 될 수 있다. 또한 너무 낮으면 증기의 비체적증가와 함께 유속의 증가로 압력손실이 커져 설치높이차를 크게 하던지 증기연락관의 직경을 크게 하여야 하는 문제가 발생할 수 있다. 따라서 설계과정에서 고온유체 및 저온유체의 온도, 유량 등이 정하여진 상태에서 병류 및 향류로 배치하는 경우에 분리형 히트파이프식 열교환기를 Lmtd방법으로 설계하고, 고온 및 저온유체의 온도 및 유량이 실제 운전과정에서 변화가능한 범위에 대해 Ntu 방법으로 열교환량, 포화증기압력 및 압력손실에 따른 증발기와 응축기의 설치높이차 등에 대한 가동특성을 고찰하였다.

**Abstract**— Separate heat pipe exchanger is considered as the high thermal transportation equipment, because evaporator and condenser are separately positioned in the long distance. Its characteristics are that the working fluid is circulated naturally by the position height of two exchangers. But the operating characteristics are restricted by the temperature of hot and cold fluid, flow pattern and diameter of vapor line, etc. In this study, the vapor pressure and the minimum height of two exchangers are studied about the factors restricting the operating characteristics.

#### 1. 서 론

분리형 히트파이프식 열교환기는 각각 독립된 열교환기로 구성된 증발기와 응축기를 분리설치하고 증기 연락관과 액체연락관으로 연결하여 하나의 폐루프를 형성하는 것으로 히트파이프 열교환기의 대용량화에 매우 유용하게 적용할 수 있는 것이다. 외부의 고온유체로부터 열을 받아 증발기에서 발생된 작동유체의 증기는 증기연락관을 통해 응축기 상부로 흐르고, 응축기에서 외부의 저온유체에 의해 응축된 작동유체의 액체

는 액체연락관을 통해 증발기의 하부로 흘러 작동유체가 증발 및 응축에 의해 열을 수송하므로써 사이클을 형성한다.

증기와 액체의 연락관수를 줄이기 위해 전열관의 상하에 헤더를 각각 연결하여 증발기와 응축기를 형성하는 것이 분리형 히트파이프식 열교환기의 일반적인 구조이며, 증기는 증기연락관만을 통하여 응축기위로 들어가고 응축액은 액체연락관을 통하여 증발기 아래로 귀환하므로, 단일관식의 긴 히트파이프에서 자주 나타나는 비산한계를 피할 수 있다. 또한, 증발기와 응축기

를 서로 몇십미터까지 분리하여 설치가 가능하므로 현장의 설비배치가 비교적 복잡하여 기존의 폐열회수장치로는 배치할 수 없는 경우에도 증발기와 응축기를 공정에서 필요로 하는 곳에 각각 설치하여 놓고 직경이 비교적 작은 증기와 액체연락관을 몇개만 연결하면 열교환이 가능한 장점도 있다. 그리고 한대의 열교환기에서 고온 및 저온유체의 병류 및 향류의 혼합배치가 용이하므로 고온열유체로부터 열회수가 필요한 경우 병류배치를 하면 히트파이프의 작동압력을 대폭적으로 낮출 수 있어 안전운전이 가능하게 되고, 또 저온유체의 온도가 너무 낮고 냉각측의 열저항도 작을 때 병류배치를 채택하면 히트파이프의 벽온도가 비교적 높아져 히트파이프의 재료가 저온의 부식으로부터 보호될 수 있다.

그러나 배가스온도가 높을 경우에는 포화증기의 압력이 높아지므로, 파이프가 견딜 수 있는 사용한계를 초과하지 않도록 하여야 하며, 배가스온도가 너무 낮으면 증기의 비체적증가와 함께 유속의 증가로 압력손실이 커져 설치높이차를 크게 하던지 증기연락관의 직경을 크게 하여야 하는 문제가 발생할 수 있어 설계의 제약조건으로 되고 있다. 따라서 본 본보에서는 1차로 설계프로그램에 의해 설계의 기본조건으로 고온배가스와 공기의 온도 및 유량이 주어진 상태에서 병류 및 향류로 배치하는 경우에 분리형 히트파이프식 열교환기를 Lmtd 방법으로 구조를 설계하고, 고온 및 저온유체의 온도 및 유량이 실제 운전과정에서 변화가능한 범위를 정하여 Ntu방법으로 각열에서의 열교환량, 포화증기압력 및 압력손실에 따른 증발기와 응축기의 설치높이차 등에 대한 가동특성을 검토하였으며, 실험에 의한 검증은 다음 호에 발표할 계획이다.

## 2. 분리형 히트파이프식 열교환기의 설계 프로그램 구성

### 2-1. 증발기 및 응축기의 기본적인 구조

#### 2-1-1. 히트파이프의 배열

열교환기를 설계할 때 관의 배열방법은 보통 삼각형 배열과 정방형배열의 두종류의 배열방식을 사용하고 있으며, 증기가 환관사이를 유동할 때에 관끝부분에 하나의 회류영역이 발생하고 이 회류영역은 열교환효과에는 불리하게 작용되는 것으로 알려져 있다. 따라서 이에 대한 연구가 많이 진행되고 있으며, 본설계프로그램에서는 관의 배열을 삼각형배열로 하였다. 삼각배열로 하면 관사이의 거리를 조절하여 유체의 난류강도를 증가시킬 수 있어 끝부분의 유동과 주유동과의 혼합을 촉진시킬 수 있게 되며, 이와같은 이유로 산업체의 열교환기에서 사용되는 4 m/sec 이하의 유속범위에서는 삼각형배열을

하는 것이 열교환효과면에서 정방형배열에 비해 약 16% 정도 높게 나타나는 것으로 보고되고 있다". 관배열의 기본적인 구조는 [Fig. 1]과 같이 유량과 유속에 따른 전면면적에 의해 계산된 몇 개의 히트파이프로 하나의 열을 구성하고 총열교환량에 필요한 열수를 산출하여 시스템을 구성하는 것으로 하였다.

#### 2-1-2. 전면유속

히트파이프식 열교환기의 설계시 배가스 또는 공기의 전면유속은 전면면적을 결정하는 주요인자로 되고 관외부에서의 대류열전달계수 및 압력손실 등에 직접적으로 영향을 미친다. 전면유속이 커지면 열전달계수는 유속의 0.7승에 비례하여 커지므로 히트파이프수가 적어지고, 초기투자비도 적게 들어 경제성도 커지지만, 압력손실은 유속의 1.7승에 비례하여 증가하므로 열전달계수의 증가폭보다 압력손실은 훨씬 더 커진다는 것을 알 수 있다. 따라서 경제적인 유속으로 0°C, 1기압의 표준상태를 기준으로 고온유체에 대해서는  $u_r=2\sim3$  m/s로 하며, 공기측의 전면유속  $u_r$ 는 일반적으로 크게 선택할 수 있으나, 배가스측 보다 훨씬 크게 할 경우에는 공기가 접촉하는 응축기의 열교환기의 구조가 너무 작아질 수 있으므로 유사한 값을 선택하는 경우가 많다.

#### 2-1-3. 증발기 및 응축기의 히트파이프요소의 길이

히트파이프요소의 길이도 역시 설계의 중요한 변수이며, 히트파이프의 길이를 결정하는 주요한 변수는 두 유체의 유량 및 유속이다. 배가스와 공기의 전면크기는 대체적으로 정방형에 가깝게 설계한다. 즉 전면의 가로와 세로, 즉 파이프길이의 비를 1에 접근하도록 한다. 그 이유로는 유동단면에서의 유체유동이 균일하고 닥트와 송풍기와와의 연결에서 다소 편리하기 때문이다. 따라서 본 설계에서도 가능한 한 전면면적을 정사각형에 근접하도록 하여 히트파이프의 길이를 결정하였다.

### 2-2.Lmtd 방법에 의한 설계 프로그램구성

분리형 히트파이프식 열교환기의 설계 프로그램은 증발기에는 배가스가 유동하고 응축기에는 공기가 유동하는 것으로 하여 [Fig. 1]에 나타난 바와 같이 고온유체인

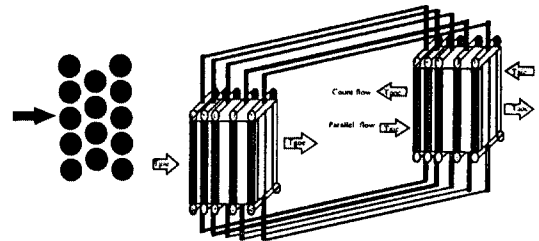


Fig. 1. Tube arrangement in evaporator and condenser.

배가스의 입출구온도, 유량 및 유속과 저온유체인 공기의 입구온도, 유량 및 유속이 주어진 조건에서 분리형 히트파이프식 열교환기를 항류 및 병류로 운전하는 경우에 대해 Lmtd 방법으로 구조설계를 하고, 실제로 운전에서는 배가스의 조건 및 외기조건에 따라 배가스와 공기의 온도, 유량 및 속도가 변할 수 있으므로 이의 변화에 따른 교환열량, 포화온도 및 설치높이차의 변화를 예측할 수 있도록 NTU 방법으로 작성하였다. 설계순서는 [Fig. 2]의 유동도에 나타난 바와같이, 주프로그램외에서 서브프로그램으로 작동유체의 물성치 및 온도함수의 포화압력계산용 서브프로그램, 공기의 물성치계산용 서브프로그램, 배가스의 물성치계산용 서브프로그램, 증발기 및 응축기 외면에서의 대류열전달계수 계산 서브프로그램, 증발 및 응축열전달계수 계산용 서브프로그램 그리고 환효율 계산 서브프로그램으로 구성하였다<sup>2,3)</sup>.

2-2-1, 입력자료

Lmtd 방법에서는 증발기의 배가스입출구온도, Tgic, Tgoe와 표준온도 및 1기압하에서 1분당배가스유량 및 유속, Ancmc, Vgnc가 정하여지고, 응축기의 공기입구온도, Taic와 표준온도 및 1기압하에서 1분당공기유량 및 유속 Ancmc, Vanc가 주어진 상태에서 열교환기의 구조를 결정하는 것이므로 우선 이의 규격에 대한 자료로써 증발기와 응축기의 파이프의 내경 Dic, Dic와 환에 대한 사양으로 환피치 Pf, 환두께 Thf, 환의 높이 B 등을 입력자료로 한다. 그 다음에는 분리형에서만 필요한 증기연락관의 내경 Div, 액체연락관의 내경 Dil, 증

발기와 응축기의 수평거리 Lx, 증발기와 응축기의 밑면의 헤더높이차 H가 주어져야 한다.

2-2-2. 전면면적, 히트파이프요소길이 및 1열당 히트파이프수계산

우선 증발기와 응축기의 파이프길이를 결정하기 위해서는 배가스측 및 공기측에서의 전면속도를 정하여야 하며, 전면에서의 배가스와 공기속도는 0°C, 1기압의 표준조건에서의 유속을 기준으로 정한다. 이와같이 전면에서의 배가스와 공기의 속도가 정하여지면 배가스유량과 공기유량을 전면속도로 나누면 필요한 전면면적을 산출할 수가 있으며, 파이프의 길이는 전면면적으로 부터 구할 수 있게 된다.

배가스측 전면면적 Fc와 공기측 전면면적 Fc는 각각

$$F_c = \frac{Ancmc}{60 Vgnc}, F_c = \frac{Ancmc}{60 Vanc} \quad (1)$$

으로 되며, 그리고 전면면적을 가능한 한 정방형으로 하기 위해서는 유동면의 폭, B ≈ √F로 정하면 증발기 및 응축기의 히트파이프길이 lc와 lc는,

$$l_c = \frac{F_c}{B_c}, l_c = \frac{F_c}{B_c} \quad (2)$$

로 계산된다. 그리고 1열당 히트파이프의 수, Nr는 열교환기의 폭을 관의 간격 Sr로 나누므로써 구할 수 있다.

$$N_r = \frac{B}{S_r} \quad (3)$$

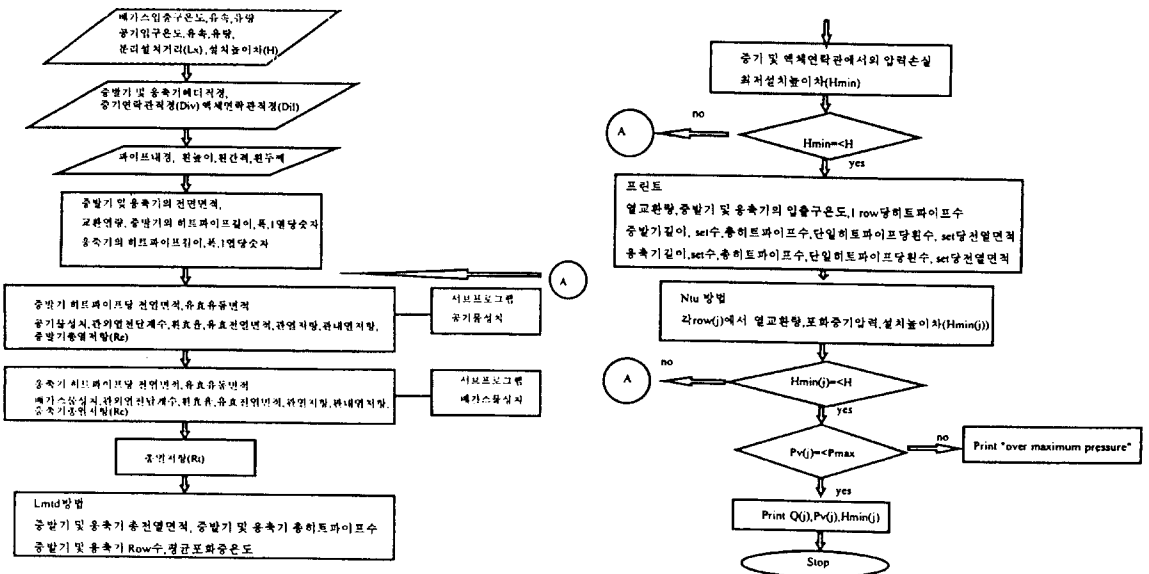


Fig. 2. Design flow chart of separate heat pipe exchanger.

2-2-3. 대류열전달계수 계산

대류열전달계수는 환관주위를 유동하는 유체의 유속 함수이므로 환관주위를 지나는 유체의 속도를 구하여야 하며, 환관주위의 유체속도는 표준상태에서의 배가스와 공기의 유량이 주어져 있으므로 환관주위의 유체온도의 함수인 밀도를 알면 다음의 식으로 부터 계산가능하다.

$$u_g = \frac{\rho_{ng} A_{nmc}}{60 \rho_g A_{eff}}, u_a = \frac{\rho_{na} A_{nmc}}{60 \rho_a A_{eff}} \quad (4)$$

여기서  $A_{eff}$ ,  $A_{nmc}$ 는 유체의 유효유동면적이다.

대류열전달계수는 유체가 환관주위를 스쳐지날 때의 평균대류열전달계수를 나타내며, 이 열전달계수는 히트파이프요소의 외부형태, 관의 배열방식 및 관사이의 거리와 밀접한 관계를 가지고 있다. 그러나 본연구에서는 분리형 히트파이프식 열교환기의 관으로는 환관을 사용하고 삼각배열을 하는 것으로 하였으므로 이러한 경우에 대해 열전달계수를 계산하는 식을 정리하였다. 유체가 환관속을 스쳐지날때의 평균열전달계수도 실험식을 사용하는 것이 일반적이며, 원형의 환을 부착한 관에서의 대류열전달계수  $h_o$ 에 대한 식으로는 정3각형배열의 환관에 대하여 다음의 실험공식을 사용하였다<sup>1)</sup>.

$$h_o = 0.137 R_{ef}^{0.718} P_H^{1/3} \left( \frac{S_f}{l_f} \right)^{0.296} \left( \frac{k}{dc} \right) \quad (5)$$

상기의 열전달계수의 계산에서 물성치는 유체의 평균온도를 함수로 한 값을 사용하고, 레이놀즈수  $R_{ef}$ , 프란드틀수  $R_{ef}$ , 환높이  $l_f$  및 환간격  $S_f$ 의 함수로서 계산하고 관의 직경은 외경  $d_o$ 를 사용하며, 공기측과 배가스측 모두 삼각배열과 환관을 사용하므로 상기의 식을 동일하게 적용할 수 있다.

2-2-4. 히트파이프요소의 열저항계산

(1) 히트파이프요소에서의 열저항계산

히트파이프식 열교환기를 설계할 때 모든 히트파이프 요소에 대해 열저항을 계산할 필요는 없으며, 열교환에 의해 배가스입구온도 및 공기입구온도가 다른 각 열마다 하나의 히트파이프요소에 대해서 열저항을 계산하고 히트파이프의 총열저항  $R_t$ 를 구하므로써 온도가 같은 열에 대한 히트파이프의 열전달량을 알 수가 있다. 따라서  $R_t$ 를 계산하는 목적은 유체가 환관을 유동할 때의 열전달계수를 구하고, 히트파이프요소내의 압력과 열전달 특성값을 계산하는 데에 있다. 하나의 히트파이프요소에 대한 각 열저항은 고온유체와 증발기관표면에서의 대류열저항, 증발기관의 두께에 의한 전도열저항, 증발열저항 및 응축열저항, 응축기관의 두께에 의한 전도열저항, 저온유체와 응축기관벽에서의 대류열저항으로 구

성된다. 각 열저항에 대한 계산식은 다음과 같이 정리할 수 있다.

○. 배가스와 증발기관표면에서의 대류열저항,  $R_1$

$$R_1 = \frac{1}{h_{oc} A_{moe1}} \quad (6)$$

여기서  $A_{moe1}$ 는 환의 효율을 고려한 증발기 단일히트파이프의 전열면적으로, 환의 표면적과 나관부분의 표면적의 합으로 계산한다. 그런데 관에 부착된 환의 온도는 그 길이에 따라 변화하므로, 환에서의 평균온도는 관표면의 온도와는 다르게 된다. 환의 평균온도는 환표면과 유체사이의 열교환량에 직접영향을 미치므로 관의 표면온도와 같은 조건에서의 열교환량과 실제교환열량도 다르게 되므로 관표면온도에서의 교환열량에 환효율을 고려하여 실제교환열량을 계산하게 된다. 따라서 라디얼 환에 대한 효율,  $\eta_r$ 라 하면,

$$A_{moe1} = A_{moe} + \eta_r A_{rc} \quad (7)$$

○. 증발기관의 두께에 의한 전도열저항,  $R_2$

$$R_2 = \frac{1}{2\pi k_p l_c} \ln(d_o/d_i) \quad (8)$$

여기서  $k_p$ 는 환관의 열전도율이다.

○. 증발기의 관 내에서의 증발열저항,  $R_3$

$$R_3 = \frac{1}{h_{ic} \pi d_i l_c} \quad (9)$$

여기서  $h_{ic}$ 는 증발열전달계수로서 열유속과 포화증기압의 함수로 표시되며, 히트파이프단관의 성능시험자료로부터 도출하여 사용한다. 그러나 Lmtd 방법으로 열교환기의 크기를 계산하는 과정에서는 열교환량과 필요전열면적에 의해 열유속은 계산할 수 있지만, 포화압력은 예측할 수가 없으므로 증고온의 사용온도범위에서의 증발열전달값으로 일반적으로  $h_{ic}=7,000 \text{ w/m}^2\text{-C}$  값을 적용하여 Lmtd 방법에 의해 전열면적을 계산하고<sup>5, 6, 7)</sup>, Ntu 방법으로 각 열에서의 교환열량, 포화압력 및 포화온도 등의 계산을 위한 열저항 계산과정에서는 실험식을 적용한다.

○. 증발기에서 응축기로 유동하는 증기연락관에서의 증기유동열저항,  $R_4$

이것은 단일관 히트파이프식 열교환기에서는 없는 열저항으로 분리형 히트파이프는 증발기에서 발생된 증기를 응축기상단 헤더로 이송하기위한 증기연락관내에서의 압력손실과 열손실에 의한 열저항이다. 따라서 증기연락관내의 증기유동에 의한 압력손실을 온도차로 환산하므로써 열저항을 계산할 수 있다.

$$R_4 = \frac{\Delta T_g}{q_1} \quad (10)$$

여기서  $q_1$ 은 히트파이프로소스의 교환열량이다.

- 응축기의 관 내에서의 응축열저항,  $R_5$

$$R_5 = \frac{1}{h_{ic}\pi d_{ic}l_c} \quad (11)$$

여기서  $h_{ic}$ 는 응축열전달계수로서 히트파이프단일관의 성능시험자료로부터 도출하여 사용하며, 증발열전달계수계산과정에서 기술한 바와같이  $Lmtd$  방법으로 전열면적을 계산하는 과정에서는 응축열전달계수의 함수인 포화압력을 알 수가 없으므로 이 과정에서는 증고온의 사용온도범위에서의 응축열전달계수값으로  $h_{ic}=5,000 \text{ w/m}^2\text{-C}$  값을 사용하고<sup>5,6,7)</sup>,  $Ntu$  방법으로 각 열에서의 교환열량, 포화압력 및 포화온도 등의 계산을 위한 열저항 계산과정에서는 실험식을 적용한다.

- 응축기의 관벽두께에 의한 전도열저항,  $R_6$

$$R_6 = \frac{1}{2\pi k_p l_c} \ln(d_o/d_i) \quad (12)$$

- 공기와 접하는 응축기의 히트파이프외관에서의 대류열저항,  $R_7$

$$R_7 = \frac{1}{h_{oc} A_{hocc1}} \quad (13)$$

여기서  $A_{hocc1}$ 는 튜의 효율을 고려한 응축기 단일히트파이프의 전열면적이다.

- 응축기에서 증발기하단의 헤더로 유동하는 액체연락관에서의 액체유동열저항,  $R_8$

$$R_8 = \frac{\Delta T_1}{q_1} \quad (14)$$

이것은 증기연락관에서의 증기유동열저항과 마찬가지로 분리형 히트파이프의 응축기에서 응축된 액체가 응축기하단 헤더로 부터 증발기하단으로 이송하기위한 액체연락관내에서의 압력손실과 열손실에 의한 열저항이다. 따라서 액체연락관의 액체유동에 의한 압력손실을 온도차  $\Delta T_1$ 로 환산하므로써 열저항을 계산할 수 있다.

(2) 평균포화증기온도

평균포화증기온도는 작동유체의 내부포화압력을 예측하기 위해 필요하며, 증발기와 응축기에서의 열저항과 배가스 및 공기의 평균온도로의 함수로서 다음의 식으로 부터 구할 수 있다.

$$t_v = \frac{R_c}{R_1} t_{m1} + \frac{R_c}{R_1} t_{m2} \quad (15)$$

여기서,

$R_c$ : 총열저항

$t_{m1}, t_{m2}$ : 고온 및 저온유체가 각열을 유동할 때의 평균 온도

$R_1, R_2$ : 증발기 및 응축기의 각각 총열저항

2-2-5. 대수평균온도차

(1) 양유체 입출구에서의 온도차

분리형 히트파이프식 열교환기도 일반열교환기와 마찬가지로 필요한 전열면적을 구하기 위해서는 대수평균 온도차를 알아야 하며 또한 유체의 유동방식에 따라 대수평균온도차를 구할 수 있다. 고온유체와 저온유체의 유동방식에는 세가지유형이 있다. 두 유체가 반대방향으로 유동하는 향류, 두 가지 유체가 같은 방향으로 유동하는 병류 그리고 두 유체가 수직교차 유동하면서 열교환을 하는 교차류형 등이다. 이상의 세가지 유동방식 중에서 향류와 병류로 열교환하는 경우의 양유체의 입출구에서의 온도차는 다음의 식으로 나타낸다.

- 향류유동시

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= T_{ge} - T_{ac} \\ \Delta t_2 &= T_{gc} - T_{ac} \end{aligned} \quad (16)$$

- 병류유동시

$$\begin{aligned} \Delta t_1 &= T_{ge} - T_{ac} \\ \Delta t_2 &= T_{gc} - T_{ac} \end{aligned} \quad (17)$$

(2) 대수평균온도차

고온유체와 저온유체가 히트파이프 열교환기를 통하여 열교환할때 고온유체는 방열하므로 온도가 떨어지고, 저온유체는 열교환기로 부터 열을 흡수하기 때문에 온도가 상승하므로, 두 유체사이의 전열온도는 유동과정에서 변하게 된다. 따라서 전열방정식 가운데의 온도는 평균온도  $\Delta t_m$ 를 사용하여야 한다. 평균온도는 양유체의 입출구에서 온도차로부터 다음과 같다.

$$\Delta t_m = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (18)$$

2-2-6. 총괄열전달계수

배가스가 증발기내의 작동유체에 열을 교환하고 응축기내에서 작동유체가 공기에 열을 전달하는 과정까지 각 과정에서의 열전달계수의 합을 총괄열전달계수  $U_{oc}$ 라 하며, 그 값은 앞에서 구한 총열저항으로부터 계산할 수가 있다. 즉, 증발기의 전열면적을 튜의 부차적인 나관상태에서의 표면적  $A_{oc}$ 을 기준으로 나타내면,

$$U_c = \frac{1}{R_i A_{oc}} \quad (19)$$

으로 계산하며, 응축기에 대해서도 동일한 방법으로 계산할 수 있다. 그리고 하나의 히트파이프로 부터 열을 교환할 수 있는 평균열량을  $Q_w$ 라 하면

$$Q_w = U_{oc} A_{oc} \Delta t_m \quad (20)$$

으로 계산한다.

### 2-2-7. 증발기와 응축기의 총 히트파이프수

증발기와 응축기의 총히트파이프의 수는 총열교환량  $Q_g$ 로부터 열교환기의 기본계산식,

$$Q = UADt_m \quad (21)$$

는 히트파이프식 열교환기의 설계에서도 적용할 수 있으므로, 증발기와 응축기의 총히트파이프의 수를 각각  $N_{totc}$ ,  $N_{totv}$ 라 하고, 증발기와 응축기에서의 총열교환량을 각각  $Q_{tc}$ ,  $Q_{vc}$ 라 하면  $N_{totc}$ ,  $N_{totv}$ 는

$$N_{totc} = \frac{Q_g}{U_{oc} A_{oc} \Delta t_m}$$

$$N_{totv} = \frac{Q_a}{U_{oc} A_{oc} \Delta t_m} \quad (22)$$

으로 부터 계산한다.

따라서 유체의 전면속도와 유량으로 부터 1열당 관수  $N_T$ 는 앞에서 구하였으므로 유체의 유동방향으로의 증발기와 응축기의 열수,  $N_L$ 은 총히트파이프수로 부터 계산 가능하며, 증발기와 응축기의 구조가 결정되는 것이다.

$$N_L = \frac{N_{Tot}}{N_T} \quad (23)$$

### 2-2-8. 증발기 및 응축기의 설치높이차 계산

분리형 히트파이프의 작동원리는 [Fig. 3]에서와 같이 증발기에서 가열된 작동유체의 액체는 증발하여 기액 2상류로 되어 증기연락관을 통하여 응축기의 상부로 순환하고, 이때 증기연락관내에서 증기에 의한 압력손실  $\Delta P_v$ 와 액체연락관에서의 압력손실  $\Delta P_l$ 의 합이 최대 가능 수두차보다 작으면 수두차가 구동원으로 되어 액체가 페루프내를 순환하는 것이다. 즉, 증기연락관의 직경이 작으면 증기속도의 증가에 따른 압력손실이 커져 설치높이차를 크게하든지 증기연락관의 직경을 크게하든지 하여야 한다. 따라서 분리형 히트파이프식 열교환기의 이점은 증발기와 응축기의 설치거리를 멀리 할 수 있다는 것이지만 증발기와 응축기의 설치높이차가 반드시 있어야 하고, 그 설치높이차는 증기와 액체를 수송하는 압력손실에 상당하는 액주높이보다 커야 한다는 것

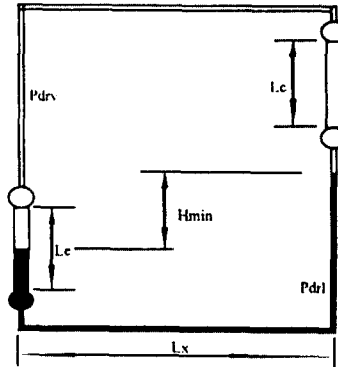


Fig. 3. Operating principle of separate heat pipe.

이다. [Fig. 3]에서 분리형은 증발기내의 증기-액체 유동 압력손실  $P_v$ , 증발기 위의 헤더로부터 응축기 위의 헤더 사이에서 증기연락관내의 증기유동압력손실  $P_v$ , 응축기 내의 증기와 액체 유동압력손실  $P_l$  그리고 액체연락관 내 응축액 귀환의 유동압력손실  $P_l$  등 4개의 압력손실이 존재하지만, 증발기와 응축기의 각관내의 증기와 액체의 유속이 비교적 낮아 증발기와 응축기내의 압력손실은 무시가능하다. 따라서 [Fig. 3]으로부터 알 수 있는 바와 같이 응축기의 아래헤더와 증발기의 아래헤더 사이의 고도차  $H$ 는 반드시 아래식을 만족시켜야 한다.

$$H \geq H_{min} = \Delta P_v + \Delta P_l \quad (24)$$

$\Delta P_v$ 와  $\Delta P_l$ 는 이미 잘 알려진 관내의 압력손실 계산식을 이용하여 계산할 수 있으며, 관의 압력손실  $P$ 는 흔히 직경이 일정한 길이의 관에서의 압력손실과 엘보우 등의 국부 저항력의 합으로 표시된다.

### 2-3. Ntu 방법에 의한 예측프로그램구성

이상의 순서에 의해 병류 및 향류의 설계에서 구조가 결정되면 실제 사용할 때에는 배가스와 공기온도, 유량 및 유속이 계절 또는 현장사정에 따라 변화할 수 있으므로, 온도, 유량 및 유속을 변화시킬 경우의 열수가  $n$ 인  $j$ 열에서 열교환량  $Q(j)$ , 포화압력  $Psat(j)$  및 최저설치높이  $Hmin(j)$ 등을 예측하여 이와같이 운전조건이 변화하는 경우에도 가동이 가능한지를 예측하여야 하므로 [Fig. 1]의 열수가  $n$ 인 분리형 히트파이프식 열교환기의 구조에서 배가스유동방향으로 열의 번호( $j$ )를 정하여 증발기와 응축기의 effectiveness  $\epsilon_v(j)$ ,  $\epsilon_c(j)$ 를 나타내었다.

#### 2-3-1. 증발기 및 응축기에서의 Effectiveness, $E_{pse}(j)$ 와 $E_{psc}(j)$

$$E_{pse}(j) = 1 - \exp^{-N_{tuc}(j)}$$

$$E_{psc}(j) = 1 - \exp^{-N_{tuc}(j)} \quad (25)$$

으로 표시되고, 여기서  $N_{tue}$ ,  $N_{tuc}$ 는 각각 증발기와 응축기의 열전달유니트의 수로써 다음의 식으로 나타내었다.

$$N_{tue(j)} = \frac{U_{oe(j)} * A_{oe(j)}}{C_e(j)}$$

$$N_{tuc(j)} = \frac{U_{oc(j)} * A_{oc(j)}}{C_c(j)} \quad (26)$$

그리고 여기서  $C_e$ 와  $C_c$ 는 증발기와 응축기의 배가스와 공기의 질량속도로써

$$C_e = 60 * \rho_{ng} * c_{p_g} * A_{ncme}$$

$$C_c = 60 * \rho_{na} * c_{p_a} * A_{ncmc} \quad (27)$$

과 같이 나타내었다.

따라서 증발기와 응축기의 effectiveness,  $E_{psc}$ 와  $E_{psc}$ 로부터 총괄 effectiveness  $E_{ps(j)}$ 의 계산은 다음과 같이 표시하였다.

$C_e > C_c$ 일때는

$$E_{ps(j)} = \frac{1}{\frac{C_c(j)}{E_{psc(j)}} + \frac{C_e(j)}{E_{pse(j)}}} \quad (28)$$

$C_c < C_e$ 일때는

$$E_{ps(j)} = \frac{1}{\frac{1}{E_{pse(j)}} + \frac{C_e}{C_c} \frac{1}{E_{psc(j)}}} \quad (29)$$

2-3-2. 열수가  $n$ 인 증발기와 응축기의 각열(j)에서 입출구온도 계산

(1)  $C_c > C_e$

○ 항류일 때

초기조건으로  $T_{goe(n)}=T_{goe}$ ,  $T_{gie(1)}=T_{gie}$ ,  $T_{aic(n)}=T_{aic}$ ,  $T_{aoc(1)}=T_{aoc}$ 이다.

$$T_{goe(j)} = E_{pse(j)} \left(1 - \frac{C_e}{C_c} \frac{E_{ps(j)}}{E_{psc(j)}}\right) T_{aic(j)} + \left(1 - E_{pse(j)} + \frac{C_e}{C_c} E_{ps(j)} \frac{E_{pse(j)}}{E_{psc(j)}}\right) T_{gie(j)}$$

$$T_{aic(j)} = \frac{1}{1 - \frac{C_e}{C_c} E_{ps(j)}} T_{aoc(j)} - \frac{\frac{C_e}{C_c} E_{ps(j)}}{1 - \frac{C_e}{C_c} E_{ps(j)}} T_{gie(j)} \quad (30)$$

○ 병류일 때

초기조건으로  $T_{goe(n)}=T_{goe}$ ,  $T_{gie(1)}=T_{gie}$ ,  $T_{aic(1)}=$

$T_{aic}$ ,  $T_{aoc(n)}=T_{aoc}$ 이다.

$$T_{goe(jj)} = E_{psc(j)} \left(\frac{C_e}{C_c} \left(1 - \frac{E_{ps(j)}}{E_{psc(j)}}\right) T_{aic(j)} + \left(1 - E_{psc(j)} + \frac{C_e}{C_c} E_{ps(j)} \frac{E_{psc(j)}}{E_{psc(j)}}\right) T_{gie(j)}\right)$$

$$T_{aoc(j)} = \left(1 - \frac{C_e}{C_c} E_{ps(j)}\right) T_{aic(j)} + \frac{C_e}{C_c} E_{ps(j)} T_{gie(j)} \quad (31)$$

그리고 포화증기온도는

$$T_v(j) = \frac{C_e}{C_c} \frac{E_{ps(j)}}{E_{psc(j)}} T_{gie(j)} + E_{psc(j)} \left(1 - \frac{C_e}{C_c} \frac{E_{ps(j)}}{E_{psc(j)}}\right) T_{aic(j)} \quad (32)$$

로 표시된다.

(2)  $C_e > C_c$

○ 항류일 때

초기조건으로  $T_{goe(n)}=T_{goe}$ ,  $T_{gie(1)}=T_{gie}$ ,  $T_{aic(n)}=T_{aic}$ ,  $T_{aoc(1)}=T_{aoc}$ 이다.

$$T_{goe(j)} = \frac{C_c}{C_e} E_{ps(j)} T_{aic(j)} + \left(1 - \frac{C_c}{C_e} E_{ps(j)}\right) T_{gie(j)}$$

$$T_{aic(j)} = \frac{1}{1 - E_{psc(j)} + \frac{C_c}{C_e} E_{ps(j)} \frac{E_{psc(j)}}{E_{pse(j)}}} T_{aoc(j)} + \frac{E_{psc(j)} - \frac{C_c}{C_e} E_{ps(j)} \frac{E_{psc(j)}}{E_{pse(j)}}}{1 - E_{psc(j)} + \frac{C_c}{C_e} E_{ps(j)} \frac{E_{psc(j)}}{E_{pse(j)}}} T_{gie(j)} \quad (33)$$

○ 병류일 때

초기조건으로  $T_{goe(n)}=T_{goe}$ ,  $T_{gie(1)}=T_{gie}$ ,  $T_{aic(1)}=T_{aic}$ ,  $T_{aoc(n)}=T_{aoc}$ 이다.

$$T_{goe(j)} = \frac{C_c}{C_e} E_{ps(j)} T_{aic(j)} + \left(1 - \frac{C_c}{C_e} E_{ps(j)}\right) T_{gie(j)}$$

$$T_{aoc(j)} = \left(1 - \frac{C_e}{C_c} E_{ps(j)}\right) T_{aic(j)} + \left(E_{psc(j)} - \frac{C_c}{C_e} E_{ps(j)} \frac{E_{psc(j)}}{E_{psc(j)}}\right) T_{gie(j)} \quad (34)$$

그리고 포화증기온도는

$$T_v(j) = \frac{C_c}{C_e} \frac{E_{ps(j)}}{E_{psc(j)}} T_{aic(j)} + E_{psc(j)} \left(1 - \frac{C_c}{C_e} \frac{E_{ps(j)}}{E_{psc(j)}}\right) T_{aic(j)}$$

$$+Eps_e(j)(1 - \frac{Cc(j)}{Ce(j)} \frac{Eps_o(j)}{Eps_e(j)})Tgic(j) \quad (35)$$

로 표시된다.

2-3-3. 1차 관외열전달계수에 의한 교환열량계산

1차적으로 증발기에서의 입출구온도를 알면 정확하지는 않지만 교환열량을 계산할 수 있으며, 교환열량의 계산식을 다음과 같이 나타내었다. 1열당 열환량 Qex(j)는

$$Qex(j) = 60.C_{pv}(j)\rho_g(j)Ancme(Tgic(j)-Tgoe(j)) \quad (36)$$

로부터 계산가능하다.

2-3-4. 증발기의 총열저항계산

교환열량이 1차계산되면 j열에서 관외열저항, Roe(j), 파이프의 두께에 의한 열저항 Rpe(j)를 계산할 수 있으며, 포화증기온도를 알 수 있으므로, 증발열전달계수 Hic(j)의 계산은 증발열유속과 포화압력의 함수로 실험에 의해 발표된 식을 사용하여 증발열저항 Ric(j)를 계산하면 j열에서의 증발기 총괄열전달계수 Re(j)를 계산할 수 있게 된다.

$$Hic(j) = f(qc(j), pvc(j)) \quad (37)$$

$$Re(j) = Roe(j) + Rpe(j) + Ric(j) \quad (38)$$

2-3-5. 응축기의 총열저항계산

증발기에서와 마찬가지로 교환열량이 1차 계산되면 j열에서 관외열저항, Roc(j), 파이프의 두께에 의한 열저항 Rpc(j)를 계산할 수 있으며, 포화증기온도를 알 수 있으므로, 응축열전달계수 Hic(j)의 계산은 증발열유속과 포화압력의 함수로 실험에 의해 발표된 식을 사용하여 증발열저항 Ric(j)를 계산하면 j열에서의 증발기 총괄열전달계수 Rc(j)를 계산할 수 있게 된다.

$$Hic(j) = f(qc(j), pvc(j)) \quad (39)$$

$$Rc(j) = Roc(j) + Rpc(j) + Ric(j) \quad (40)$$

2-3-6. 각열에서의 포화증기온도 및 포화압력계산

전방향에서는 유량에 의해 포화온도를 계산하였지만 이제 증발기와 응축기에서의 총열저항을 계산하였으므로 열저항에 의해 포화증기의 온도 Tv(j) 및 압력Pv(j)을 계산하는 것이 보다 더 정확하므로 이를 계산한다. 계산방법은 (15)식으로부터 계산한다.

2-3-7. 증기 및 액체 연락관에서의 총압력손실 수 두계산

증기의 포화온도와 물성치, 증기 및 액체유량으로부터 증기 및 액체 연락관에서의 압력손실은 일반적으로 발표된 다음의 식으로 계산하였다.

$$Pdv(j) = \frac{1}{2} f_v \left( \frac{Uv(j)^2}{2g} \right) \left( \frac{L_v}{D_{iv}} \right) \rho_v(j)$$

$$Pdl(j) = \frac{1}{2} f_l \left( \frac{Ul(j)^2}{2g} \right) \left( \frac{L_v}{D_{il}} \right) \rho_l(j) \quad (41)$$

따라서 총압력손실수두는

$$H_{min}(j) = Pdv(j) + Pdl(j) \quad (42)$$

로 계산하여 H<sub>min</sub>(j)가 구동력인 수두차 H 보다 작으면 높이를 재조정하든지 증기연락관의 직경을 조정하여 재계산하여야 한다. 이와같이 온도 및 유량변화에 따라 계산하여 포화온도 및 압력이 허용한계를 초과하지 않아야 하고, 향류에서는 최종열에서 계산된 공기입구온도 Taic(n)이 Taic에 접근하고, 병류에서는 Taic(n)이 Taoc에 접근할 때까지 1차계산한 온도를 조정반복하여 각열에서의 열교환량, 포화압력 및 압력손실수두를 계산하여 병류 및 향류에서의 분리형 히트파이프식 열교환기에 대한 열전달특성을 고찰하고자 하였다.

3. 향류 및 병류 열교환에서의 작동특성

3-1. 설계프로그램에 의한 설계결과

<Table 1>은 [Fig.1]과 같은 모델에서 본 프로그램을 이용하여 증발기측의 배가스의 입출구온도가 250°C, 200°C, 배가스유량 74.3 Nm<sup>3</sup>/min 그리고 배가스유속을 표준조건을 기준으로 2.0 m/sec로 하고, 응축기측의 공기입구온도가 35°C, 공기유량 86 Nm<sup>3</sup>/min 그리고 공기유속을 표준조건을 기준으로 2.5 m/sec로 할 때 분리형 히트파이프식 열교환기에서의 향류 및 병류운전시의 설계결과를 나타낸 것이다. < Table 1>에서 알 수 있는 바와같이 향류 및 병류에 따른 크기는 변함이 없으나 최고압력과 포화온도는 다름을 알 수 있다. 즉 병류에서는 최고 및 최저포화압력차가 3 kg/cm<sup>2</sup>이지만, 향류에서는 0.8 kg/cm<sup>2</sup>이며, 파이프의 노점온도에 영향을 미치는 최고 및 최저의 포화온도차도 향류에서는 47.5°C, 병류에서는 10°C 정도밖에 차이가 없음을 알 수 있다. 따라서 배가스의 온도가 크게 변화하는 경우에는 그 영향은 훨씬 클 것이라는 것은 예측가능하므로 배가스온도와 공기의 온도, 유량 등이 변화하는 실제로 가능한 조건을 설정하여 각열에서의 교환열량, 포화증기압력 및 설치높이차를 평가하는 것은 설계에서는 매우 중요한 과정이라 할 수 있어 이의 검토를 수행하였다.

3-2. 결과 및 고찰

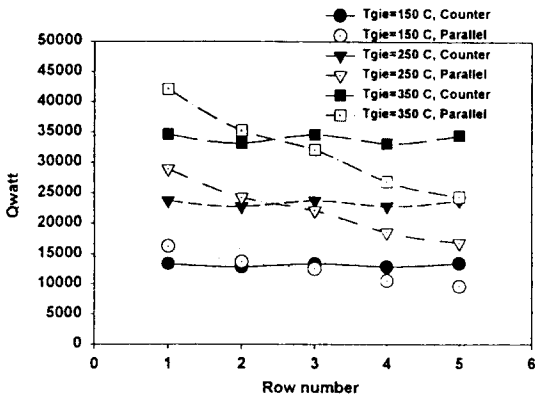
3-2-1. 열교환량의 영향

[Fig. 4]는 배가스유속과 공기유속을 2.5 m/sec, 공기입구온도를 10°C로 하여, 향류 및 병류운전에서 배가스의 입구온도변화에 따른 열교환량의 영향을 나타낸 것



**Table 1. Design results by counter and parallel flow.**

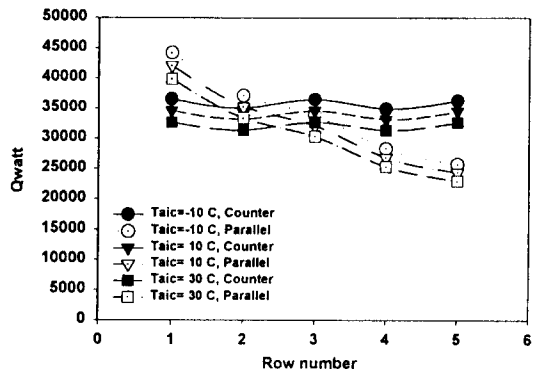
		증발기	응축기	공통사항
설계기본조건	· 회전격	10.0 mm	3.5 mm	· 파이프직경: 20.0mm · 환두께: 0.7 mm · 튜브피치: 65 mm · 증기연락관: 32.0 mm · 액체연락관: 20.0 mm
	· 향류	· 파이프길이: 0.774 · Row당 파이프수: 12 · Row 수: 5 · 전면면적(m <sup>2</sup> ): 0.619 · 폭(m): 0.8 · 총파이프수: 58 · 총열저항: 0.0732 · 배가스측압력손실(mmAq): 8.92	· 파이프길이: 0.78 · Row당 파이프수: 11 · Row 수: 5 · 전면면적(m <sup>2</sup> ): 0.573 · 폭(m): 0.735 · 총파이프수: 53 · 총열저항: 0.0402 · 배가스측압력손실(mmAq): 9.17	· 교환열량: 88744 watt · 최고포화압력: 3.85 kg/cm <sup>2</sup> · 최소포화압력: 0.81 kg/cm <sup>2</sup> · 최고포화온도: 142°C · 최저포화온도: 93.5°C · 작동유체유동압력손실: 0.15~0.05 mAq
병류	· 향류	· 파이프길이: 0.774 · Row당 파이프수: 12 · Row 수: 5 · 전면면적(m <sup>2</sup> ): 0.619 · 폭(m): 0.8 · 총파이프수: 58 · 총열저항: 0.0593	· 파이프길이: 0.78 · Row당 파이프수: 11 · Row 수: 5 · 전면면적(m <sup>2</sup> ): 0.753 · 폭(m): 0.735 · 총파이프수: 53 · 총열저항: 0.0332	· 교환열량: 88744 watt · 최고포화압력: 2.36 kg/cm <sup>2</sup> · 최소포화압력: 1.57 kg/cm <sup>2</sup> · 최고포화온도: 122.0°C · 최저포화온도: 112.2°C · 작동유체유동압력손실: 0.16~0.07 mAq



**Fig. 4. Heat quantity at counter and parallel flow by gas temp. (Taic=10 C).**

으로 향류에서는 각 열마다 교환열량이 유사하지만, 병류에서는 최초열에서 가장 높고, 최종열에서 가장 낮은 것은  $Q=U.A.L\text{mtd}$ 에서 전열면적이 정하여진 상태에서는 대수평균온도차가 커지면 교환열량도 증가하므로 향류에서는 각 열마다 Lmtd가 유사하지만, 병류에서는 최초열에서 가장 크고 최종열에서 가장 낮아 나타나는 현상이다. 또한 배가스온도가 클수록 교환열량이 증가하는 것도 대수평균온도차가 커지므로 나타나는 현상이고, 2열과 4열에서 교환열량이 다소 적게 나타난 것은 제작과정에서 튜브의 배열을 흡수열은 1개씩 적게 배열하여 발생한 것이다.

[Fig. 5]는 배가스입구온도를 350°C, 공기유속을 2.5



**Fig. 5. Heat quantity counter and parallel flow by air temp. (Tgie=350 C).**

m/sec으로 하여 공기입구온도를 변화시킨 경우에 열교환량의 영향을 나타낸 것으로 공기온도변화에 따른 열교환량의 영향은 공기온도의 변화폭이 기후조건상 크게 변화할 수 없다는 것 때문에 영향 10°C에서 영상 30°C로 하였을 경우에 열량의 변화는 향류에서는 4000 watt 정도로 크지 않다는 것을 알 수 있고, [Fig. 4]에서 배가스온도는 운전특성상 온도범위가 200°C까지는 변화할 수 있다는 것을 가정할 수 있으므로 그 경우에 열량의 변화폭이 향류에서는 20,000 watt, 병류에서는 첫 번째 열에서는 25,000 watt, 마지막열에서는 15,000 watt정도 변화가 가능하므로 배가스온도의 변화 폭이 운전특성상 크게 나타날 가능성이 있는 경우에는 이에 대한 고찰이 반드시 필요하다. [Fig. 6]과 [Fig. 7]은 배가스유속과 공

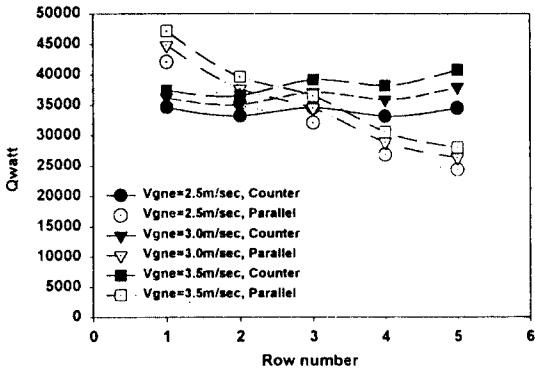


Fig. 6. Heat quantity at counter and parallel flow by gas velocity ( $V_{anc}=2.5$  m/sec).

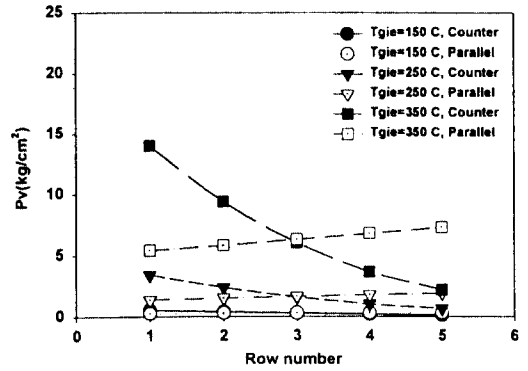


Fig. 8. Vapor pressure at counter and parallel flow by gas temp ( $T_{aic}=10$  C,  $V_n=2.5$  m/se).

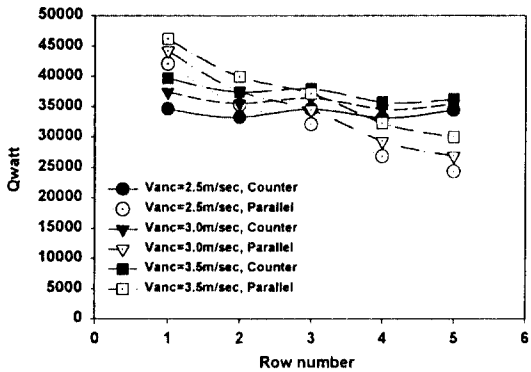


Fig. 7. Heat quantity at counter and parallel flow by air velocity ( $V_{gne}=2.5$  m/sec).

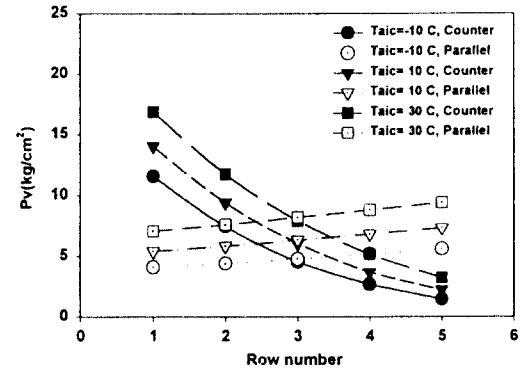


Fig. 9. Vapor pressure at counter and parallel flow by air temp ( $T_{gie}=350$ ,  $V_n=2.5$  m/se).

기유속을 각각 변화시킨 경우의 열교환량의 영향을 나타낸 것으로 배가스 또는 공기유속이 증가할수록, 교환열량이 증가하는 것은 관외열전달계수값이 유속의 함수이므로 유속이 증가할수록 커져 총괄열전달계수값에 영향을 미치고, 향류에서는 첫 번째열에서 가장 크고, 마지막열에서 가장 적은 것은 앞에서 설명한 바와같이 대수평균온도차의 영향 때문이다.

3-2-2. 포화압력영향

[Fig. 8]은 배가스온도가 변화하는 경우에 포화증기의 압력을 향류 및 병류유전에 따라 나타낸 것으로, 배가스의 입구온도에 따라 향류 및 병류유전시의 포화압력변화가 매우 크다는 것을 알 수 있다. 즉 공기입구온도가 10°C이고, 배가스온도가 350°C인 경우에는 향류시에는 최초열에서 14 kg/cm², 최종열에서는 2 kg/cm²로 압력차가 12 kg/cm² 정도로 크지만, 병류에서는 5.5 kg/cm²과 7.3 kg/cm²으로 각 열에서의 압력차가 1.8 kg/cm² 정도로 크지 않음을 알 수 있다. 이것은 배가스온도가 높아질 수 있는 경우에는 병류로 설계하는 것이 안전운전

에 필요함을 알 수 있다. 그러나 배가스입구온도가 낮은 150°C에서는 향류 및 병류 모두 포화압력이 낮아 안전성은 크다고 볼 수 있으나, 증기의 비체적이 작아 증기유동과정에서 압력손실이 커질 가능성이 있다.

그리고 [Fig. 9]와 [Fig. 10]은 배가스온도를 350°C와 150°C로 하였을 경우에 공기입구온도를 변화시킬 경우의 포화압력변화를 나타낸 것으로, [Fig. 9]의 향류유전시는 첫 번째열과 마지막열에서의 압력차가 공기온도 30°C인 경우에는 14 kg/cm², 그리고 공기입구온도가 -10°C와 30°C인 경우에는 첫 번째열에서 5.5 kg/cm²로 압력차가 발생하지만, 병류인 경우에는 첫 번째열과 마지막열에서의 압력차가 거의 같음을 알 수 있다. 즉, 향류에서는 각 열에서의 열교환량변화는 적지만 압력변화는 매우 크고, 병류에서는 열교환량의 변화는 크지만 압력변화폭은 거의 없다는 것을 알 수 있다. 그리고 [Fig. 10]의 배가스온도가 150°C인 경우에는 공기입구온도에 따른 향류 및 병류유동에서 압력변화의 경향은 배가스입구온도가 350°C인 경우와 유사하지만, 배가스온도가

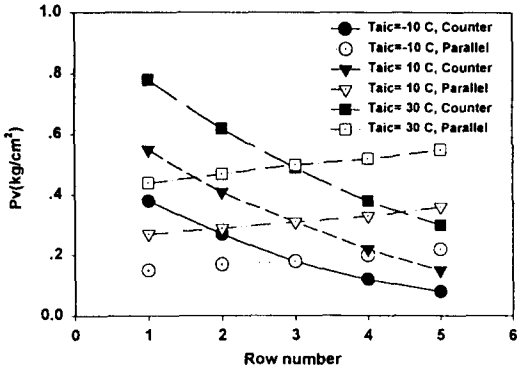


Fig. 10. Vapor pressure at counter and parallel flow by air temp ( $T_{gie}=150\text{ C}$ ,  $V_n=2.5\text{ m/se}$ ).

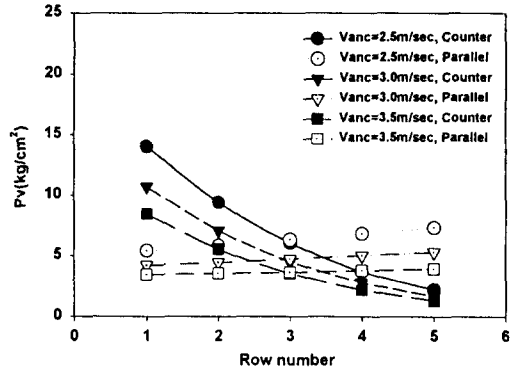


Fig. 12. Vapor pressure at counter and parallel flow by air velocity ( $T_{gie}=350$ ,  $V_{gne}=2.5\text{ m/se}$ ).

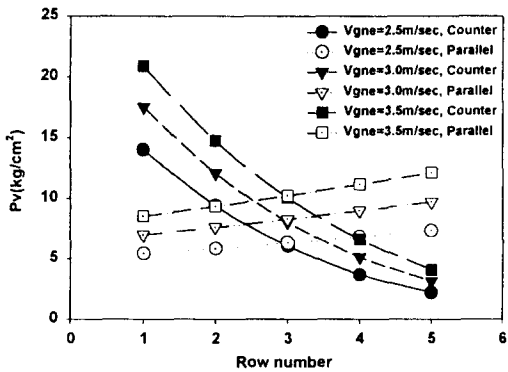


Fig. 11. Vapor pressure at counter and parallel flow by gas velocity ( $T_{gie}=350$ ,  $V_n=2.5\text{ m/se}$ ).

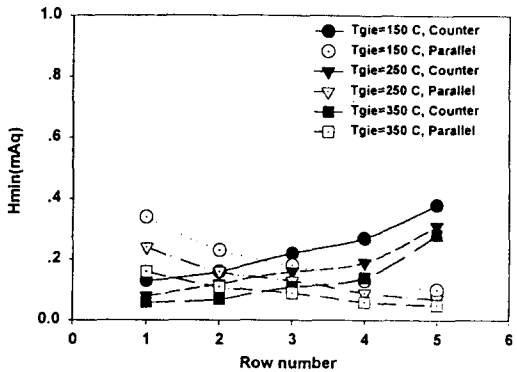


Fig. 13. Minimum height at counter and parallel flow by gas temp ( $T_a=10\text{ C}$ ,  $V_n=2.5\text{ m/se}$ ).

낮은 범위에서는 포화증기의 압력이 매우 낮아짐을 알 수 있다. 이것은 증기의 비체적을 매우 크게 하여 증기의 유속이 급상승하게 되고 향류에서는 첫 번째열을 기준으로 증기연락관의 직경을 선정하면 마지막열에서는 압력손실이 크게 되어 작동이 되지 않을 가능성이 있으므로 주의할 필요가 있다.

그리고 [Fig. 11]과 [Fig. 12]는 배가스온도를 350°C로 하여 배가스와 공기의 유속을 변화시킨 경우에 포화압력의 영향을 나타낸 것으로, 포화압력은 배가스의 유속이 증가할수록 커지지만, 공기의 유속이 증가하면 증기의 포화압력은 낮아짐을 알 수 있다. 따라서 배가스의 온도가 높게 변화하게 되면 안전성문제를 고려한 병류 운전방식을 고려하고, 배가스온도가 낮으면 설치높이차에 영향을 고려한 증기연락관의 직경 또는 설치높이차 변경 등이 고려되어야 한다.

3-2-3. 설치높이차 영향

[Fig. 13]은 공기입구온도를 10°C로 하여 배가스의 입구온도변화에 따른 설치높이차를 나타낸 것으로, 배가

스의 입구온도가 가장 작은 150°C일 때 향류에서는 마지막열에서 0.38 m, 병류에서는 첫 번째열에서 0.34 m로 설치높이차가 가장 크다는 것을 알 수 있다. [Fig. 8]에서 기술한 바와같이 향류에서는 마지막열, 병류에서는 첫 번째열에서 포화압력이 가장 낮아 비체적이 커지면서 증기의 유속이 증가하고, 증기속도의 함수인 증기 유동관에서의 압력손실이 커져 발생하는 것으로 판단할 수 있다. 그러나 공기입구온도가 10°C이고 배가스온도가 150°C인 경우에는 향류, 병류 모두 설치높이차가 0.4 m이지만, [Fig. 14]의 배가스온도 150°C에서 공기입구온도를 -10°C에서 30°C까지 변화시킨 경우에는 향류에서는 공기온도 -10°C일 때 설치높이차가 약 0.9 m까지 커지며, 병류에서는 0.63 m까지 필요함을 알 수 있다.

즉, 증기연락관이 같은 경우에 배가스온도와 공기온도가 낮은 경우에는 설치높이차가 커지므로 이에 대한 제한요소를 검토하여야 하고, 배가스온도와 공기온도가 높은 경우에는 포화증기압력이 상승하므로 허용한계압력이 하가 되도록 설계를 할 필요가 있다는 알 수 있다.

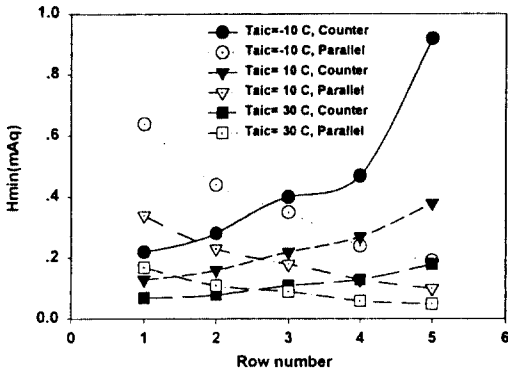


Fig. 14. Minimum height at counter and parallel flow by air temp (Tair=150 C, Vn=2.5 m/se).

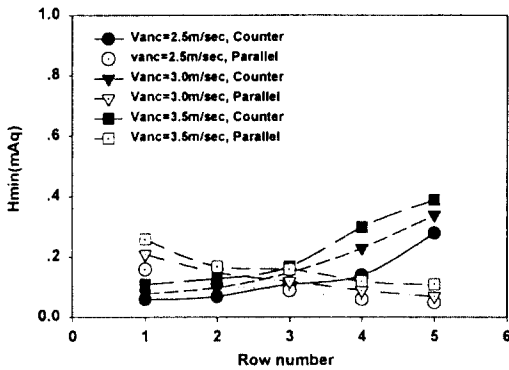


Fig. 15. Minimum height at counter and parallel flow by air velocity (Tair=350 C, Vgnc=2.5 m/se).

따라서 기준운전범위에서 설계를 한 후에 온도 및 유속이 변화할 수 있는 가능범위에 대해 Ntu방법으로 예측하고 최악의 조건에서도 운전이 가능하도록 분리형 시스템을 설계하여야 한다는 것이다. [Fig. 15]는 배가스 온도를 350°C, 공기온도를 10°C 그리고 배가스유속을 2.5 m/sec로 하여 공기유속을 변화시킬 경우의 설치높이차를 나타낸 것으로, 향류에서는 공기유속이 클수록 마지막열에서, 병류에서는 첫 번째열에서 설치높이차가 공기유속증가에 따라 커지는 현상을 보이지만, 향류에서는 0.4 m, 병류에서는 0.26 m로 향류에서 설치높이차가 크게 소요된다는 것을 알 수 있다.

#### 4. 결 론

분리형 히트파이프식 열교환기에서는 배가스의 온도와 공기의 온도, 유속이 변화하는 경우에는 포화증기의 압력과 설치높이차에 영향을 미치게 되므로 안전운전에 문제가 발생할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 고온의

배가스와 저온의 공기의 온도 및 유량이 주어진 상태에서 향류 및 병류운전시 분리형 히트파이프식 열교환기를 Lmtd 방법으로 설계하고, 실제운전과정에서 발생할 수 있는 배가스 및 공기의 온도 및 유량이 바뀌었을 경우에 열교환량, 증기의 포화온압력 및 분리형 히트파이프의 구동원인 설치높이차에 대해 향류 및 병류운전시에 대해 고찰하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1) 배가스온도가 변화하는 경우의 포화증기의 압력은 배가스의 입구온도에 따라 향류 및 병류운전시의 포화압력변화가 매우 크고, 배가스온도변화폭 200°C에서 향류운전에서는 최초열과 최종열에서의 압력차가 12 kg/cm<sup>2</sup>으로 크지만, 병류에서는 1.8 kg/cm<sup>2</sup>으로 각 열에서의 압력차가 크지 않아 배가스온도가 높은 경우에는 안전운전을 위해 병류운전방식을 채택하는 것이 바람직하다.

2) 배가스의 온도가 높을수록 설치높이차는 적어지고, 배가스온도가 너무 낮아지면 포화증기압력도 낮아지면서 증기의 비체적 증가로 증기연락관에서의 압력손실이 커지는 결과를 가져오므로 배가스의 온도가 낮은 조건이 발생가능하다면 증기연락관의 직경을 다소 크게 하여 최악의 조건에서도 운전이 가능하도록 설계할 필요가 있다.

3) 안전성문제와 작동유체순환의 구동원인 설치높이차를 고려할 때 배가스의 온도가 높은 경우에는 포화압력을 줄일 수 있는 병류운전방식을 고려하고, 포화증기의 압력이 안전성문제에 영향을 미치지 않는 범위라면 각열에서의 열교환량이 같은 향류운전방식이 바람직하다는 것을 얻었다.

#### 사용기호

B	: 열교환기의 폭(m)
di, do	: 파이프의 내외경(m)
Eps	: 열교환기의 effectiveness
Fe	: 전면면적(m <sup>2</sup> )
hie	: 증발열전달계수(w/m <sup>2</sup> ·°C)
hic	: 응축열전달계수(w/m <sup>2</sup> ·°C)
ho	: 관외열전달계수(w/m <sup>2</sup> ·°C)
kp	: 관재료의 열전도율(w/m·°C)
l	: 히트파이프길이 (m)
Nt	: 히트파이프수
Ntu	: number of heat transfer units of an exchanger
Psat	: 포화증기압력(kg/cm <sup>2</sup> )
Q	: 열교환량(watt)
R	: 히트파이프요소의 열저항(°C/w)
Tgei, Tgoe	: 배가스의 증발기입출구온도(°C)

Ta <sub>ic</sub> , Ta <sub>oc</sub>	: 공기의 응축기입출구온도(°C)
tm <sub>1</sub> , tm <sub>2</sub>	: 열교환기의 입출구 평균온도(°C)
ua	: 공기속도(m/sec)
ug	: 배가스속도(m/sec)
U <sub>oe</sub>	: 증발기전열면적 기준 총괄열달계수 (w/m <sup>2</sup> ·°C)
e	: 증발기
c	: 응축기

### 참고문헌

1. 高明聰, 陳遠國, “熱管 及 熱管換熱器”, 重慶大學出版社 (1986).
2. 이기우, 장기창, 홍성희 외: “분리형 히트파이프식 열교환기개발(2)”, 통상산업부연구보고서 (1996).
3. 이기우, 이영수, 장기창 외: “분리형 히트파이프식 열교환기의 열수송기술”, 에너지R&D Vol. 17, No. 1&2 (1995).
4. Briggs, D.E and Yong, E.H.: “Convective Heat Transfer and Pressure Drop of Air Flowing Across Triangular Pitch Banks of Finned Tubes”, Chem. Eng. Symposium series, Vol. 59, No. 41 (1963).
5. Mou, K.: “Investigation of Dry-out Limit in Evaporator of Separate Heat pipe”, 7IHPC (1990).
6. Mou, K. and Chang, H.: “Investigation of Heat Transfer Characteristics in Evaporator of Separate”, 8th IHPC (1992).
7. Chen, Y.G. and Gao M.C. and Xin M.D.: “Experiments of Heat Transfer Performance of Separate Type Thermosiphon”, Int. Heat Pipe Symposium (1986).
8. Lee, K.W. and Chang, K.C. and Hong, S.H. and Wu, C.Z.: “Flow and Heat Transfer Characteristics in the Evaporation Section of Separate Type Heat Pipe Heat Exchanger, 4th International Symposium on Heat Transfer, Beijing, Oct. (1996).
9. Imura, H.: “Flow and Heat Transfer Characteristics in a Closed-Type Two-Phase Loop Thermosiphon”, Trans. of the JAR Vol. 6, No. 2 (1989).
10. Mather, G.D.: “Simulation Program for a Two-phase Thermosiphon Loop Heat Exchanger”, ASHRAE Trans., 92, Pt. 2 (1986).