

## 응축동반 핀튜브형 열교환기의 파울링 평가법 개발 연구

# A Study on the Development of Fouling Evaluation Method for Finned Tube Heat Exchanger

황경모, 진태은

한국전력기술(주)

경기도 용인시 구성읍 마북리 360-9

### 요 약

원자력 발전소에서는 원자로 안전정지, 열효율 증가, 주요건물 내부의 적정온도 유지, 최종 열제거, 저온수 주입방지에 따른 열응력 최소화 등 다양한 목적에 맞게 여러 종류의 열교환기가 사용되고 있다. 이러한 열교환기 대부분은 가동년수 증가에 따라 점차 성능이 저하된다. 국내 원자력 발전소에서는 일부 상변화가 없는 열교환기에 대해서는 일정주기로 성능점검을 수행하고 있지만 상변화가 일어나는 핀튜브형 열교환기를 대상으로 한 성능점검은 미미한 실정이다. 이에 따라 본 연구에서는 응축동반 핀튜브형 열교환기의 성능과 오염여부를 분석할 수 있는 파울링 평가법을 개발하였으며 프로판-N부탄 가스를 냉매로 사용하고 있는 열교환기를 대상으로 시범평가를 수행하였다.

### Abstract

Heat exchangers in nuclear power plants are used for various purposes, such as safe shutdown of nuclear reactor, increase of thermal efficiency, maintenance of temperature inside building, final heat sink, reduction of thermal stress by cold water injection, etc. As operating time of these heat exchangers progresses, fouling generated by water-borne deposits increases and thermal performance decreases. Even though thermal performance tests for heat exchangers without phase change in domestic nuclear power plants have performed with a fixed interval, thermal performance tests for finned tube heat exchangers with condensation have not performed to date. This paper describes the development of fouling evaluation method for finned tube heat exchangers and the result of prototype evaluation for the heat exchanger using the mixture of C<sub>3</sub> and N-C<sub>4</sub> as a refrigerant.

## 1. 서론

원자력 발전소에서는 원자로 안전정지, 열효율 증가, 주요건물 내부의 적정온도 유지, 최종 열제거, 저온수 주입에 의한 열응력 최소화 등 다양한 목적에 맞게 여러 종류의 열교환기가 사용되고 있다. 이러한 열교환기 대부분은 가동년수 증가에 따라 점차 오염은 증가하고 성능은 저하된다. 이를 적절히 관리하기 위한 대책으로 미국에서는 인허가 갱신을 위한 SRP(Standard Review Plan)<sup>1)</sup>의 기술 보고서인 GALL(Generic Aging Lessons Learned)<sup>2)</sup>과 NRC GL 89-133<sup>3)</sup>을 통하여 장기간 운전으로 노화된 열교환기에 대하여 주기적으로 성능과 오염정도를 감시하도록 권고하고 있다. 이에 따라 미국 내 원자력 발전소들은 주요 열교환기에 대하여 주기적으로 성능점검을 실시하고 있다.

국내 원자력 발전소에서는 일부 상변화가 없는 열교환기에 대해서는 일정주기로 성능점검을 수행하고 있지만 상변화가 일어나는 핀튜브형 열교환기를 대상으로 한 성능점검은 미미한 실정이다. 원자력 발전소의 대표적인 핀튜브형 열교환기로는 중앙냉각기(Central Chiller)와 필수냉각기(Essential Chiller)가 있으며, 증발기(저온부)에서 냉매가 증발하면서 주위로부터 열을 흡수한 후 응축기(고온부)에서 열을 방출시킨다. 이들 냉각기는 증발기, 응축기, 압축기, 노즐 등으로 구성되어 있으며, 증발기와 응축기 전열관을 통해 열교환이 일어나고 장기간 사용시 전열성능이 저하될 수도 있다. 특히 응축기는 냉각수로 해수를 사용하기 때문에 오염에 민감하다. 따라서 본 연구에서는 응축동반 핀튜브형 열교환기의 일종인 응축기를 대상으로 성능과 오염여부 분석이 가능한 파울링 평가법을 개발하였다.

## 2. 평가이론 및 방법

### 2.1 막형응축 열전달

상변화를 동반한 열교환기의 열전달 현상 분석을 위해서는 응축증기의 열전달 특성을 파악해야 한다. 증기의 응축은 응축액의 생성형태에 따라 적상응축(Dropwise Condensation)과 막형응축(Film-type Condensation)으로 구분할 수 있다. 적상응축은 구멍, 금, 먼지반점 등의 미시적인 핵생성 부위에서 응축이 시작되는 것을 의미하며, 막형응축은 중력작용 하에서 물체의 표면을 흐르는 형태의 응축을 의미한다. 일반적으로 핀튜브형 열교환기의 수직 핀으로는 막형응축에 따른 열전달이 이루어지므로 본 논문에서는 막형응축에 의한 열전달 특성만을 언급한다. 막형응축에 의한 열전달 기본식은 Nusselt에 의해 처음 유도되었다<sup>4)</sup>. Nusselt 식은 액체층의 바깥 경계에서 증기와 액체가 열역학적 평형에 있다는 가정에 따른 것이므로 열흐름에 대한 저항은 단지 중력작용 하에서 층류로 아랫방향으로 흐르는 응축액 층에 의하여 나타나는 것뿐이다. 또한 물체 벽면의 액체속도는 0이고 막 외부의 액체속도는 증기속도에 영향을 받지 않으며, 벽과 증기의 온도는 일정하다고 가정하였다. 이때 액체의 물성은 평균 막온도에서 구한다.

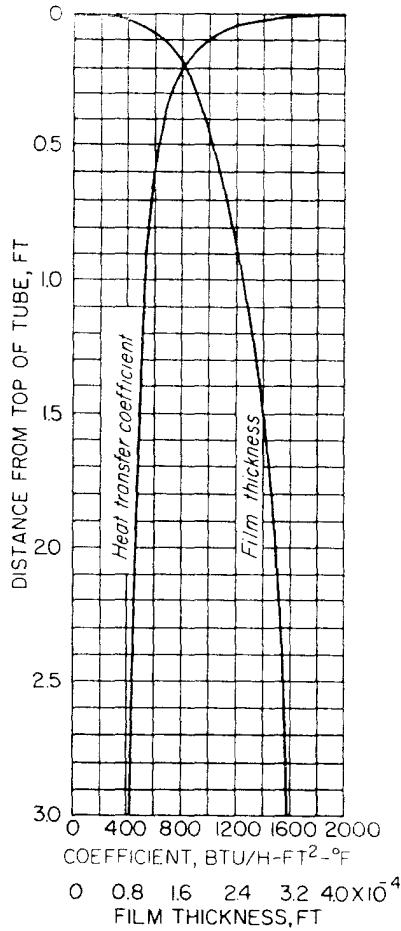


그림 1. 응축액 막 두께

$$h_x = k_f \left( \frac{\rho_f^2 g}{3\Gamma \mu_f} \right)^{1/3} \quad (3)$$

응축액이 튜브의 외부에서 응축될 경우의 국부 열전달계수는 다음 식 (4)와 같이 나타낼 수 있다.

$$h_x = \frac{dq}{\Delta T_{ef} dA_o} = \frac{\lambda \dot{m}}{\Delta T_{ef} \pi d_o dL} \quad (4)$$

여기서,  $q$ 는 국부 열전달량,  $\Delta T_{ef}$ 는 응축액 막을 가로지르는 온도차,  $A_o$ 는 핀을 제외한 핀튜브 외부면적,  $\lambda$ 는 증발열,  $\dot{m}$ 은 응축량을 나타낸다.

$\dot{m}/\pi d_o = \Gamma$ 로 놓는다면 식 (4)는 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$h_x = \frac{\lambda \Gamma}{\Delta T_{ef} dL} \quad (5)$$

튜브 전체에 대한 평균 열전달계수  $h$ 는 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$h \equiv \frac{Q}{A_o \Delta T_{ef}} = \frac{\dot{m}_T \lambda}{\pi d_o L_T \Delta T_{ef}} = \frac{\Gamma_b \lambda}{L_T \Delta T_{ef}} \quad (6)$$

막형응축의 Nusselt 이론에서 응축액 막 두께는 그림 1에서 볼 수 있듯이 응축이 일어나는 수직 튜브의 윗부분에서 급격히 증가하다가 이후에는 서서히 증가하며, 열은 전도에 의해서만 응축액 막을 흐른다고 가정하여 다음 식 (1)과 같이 국부 열전달계수( $h_x$ )를 표시하였다.

$$h_x = \frac{k_f}{\delta} \quad (1)$$

여기서,  $k_f$ 는 응축액 막의 열전도도,  $\delta$ 는 국부 응축액 막 두께를 나타낸다. 따라서 국부 열전달계수는 막 두께에 반비례한다. 응축이 일어나는 표면 꼭대기로부터 거리에 따른  $h_x$ 와  $\delta$ 의 일반적인 변화는 그림 1에 나타내었다. 수직 표면의 응축에 대하여, 막 두께  $\delta$ 는 식 (2)와 같이 나타낼 수 있다<sup>4)</sup>.

$$\delta = \left( \frac{3\Gamma \mu_f}{\rho_f^2 g} \right)^{1/3} \quad (2)$$

여기서,  $\Gamma$ 는 응축액 부하(Condensate Loading),  $\mu_f$ 는 응축액 점도,  $\rho_f$ 는 응축액 밀도,  $g$ 는 중력가속도를 나타낸다. 응축액 막에서는 온도구배가 있기 때문에 응축액의 특성은 평균 막 온도(Mean Film Temperature)에서 구한다. 식 (1)에 식 (2)의  $\delta$ 를 대입하면 수직 표면의 꼭대기로부터 거리  $L$ 인 지점에서의 국부 열전달계수를 나타내는 식이 된다.

여기서,  $Q$ 는 총 열전달량,  $m_T$ 는 총 응축량,  $L_T$ 는 튜브의 총 길이,  $\Gamma_b$ 는 튜브 밑바닥에 서의 응축액 부하를 나타낸다. 식 (3)과 식 (5)로부터  $h_x$ 를 소거하고  $\Delta T_{ef}$ 에 대하여 풀면,

$$\Delta T_{ef} = \left( \frac{3\Gamma\mu_f}{\rho_f^2 g} \right)^{1/3} \frac{\lambda d\Gamma}{k_f dL} \quad (7)$$

가 된다. 이 식의  $\Delta T_{ef}$ 를 식 (6)에 대입하면 다음 식 (8)과 같이 된다.

$$h = \frac{\Gamma_b k_f}{L_T} \left( \frac{\rho_f^2 g}{3\mu_f} \right)^{1/3} \frac{dL}{\Gamma^{1/3} d\Gamma} \quad (8)$$

식 (8)을 재정리하여 그 한계 사이에서 적분하면 다음과 같이 된다.

$$h \int_0^{\Gamma_b} \Gamma^{1/3} d\Gamma = \frac{\Gamma_b k_f}{L_T} \left( \frac{\rho_f^2 g}{3\mu_f} \right)^{1/3} \int_0^{L_T} dL \quad (9)$$

$$h = \frac{4k_f}{3} \left( \frac{\rho_f^2 g}{3\Gamma_b \mu_f} \right)^{1/3} \quad (10)$$

따라서 수직튜브에 대한 평균 열전달계수는 응축액 막이 층류로 흐른다면 튜브의 밑바닥에서 국부계수의 4/3배로 된다. 식 (10)은 식 (11)과 같이 재정리할 수 있다.

$$h \left( \frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right)^{1/3} = 1.47 \left( \frac{4\Gamma_b}{\mu_f} \right)^{-1/3} \quad (11)$$

온도구배가 막을 통해 일정하고  $1/\mu$ 가 온도에 따라 직선적으로 변한다는 가정 하에  $\mu$ ,  $k_f$  및  $\rho_f$  값을 구하는 기준온도는 다음 식으로 구한다.

$$T_f = T_h - \frac{3(T_h - T_w)}{4} = T_h - \frac{3\Delta T_{ef}}{4} \quad (12)$$

여기서,  $T_f$ 는 기준온도(평균 응축액 막 온도),  $T_h$ 는 응축액의 온도,  $T_w$ 는 튜브 벽의 외부 표면온도를 나타낸다. 식 (6)과 식 (11)을 이용하여 항  $\Gamma_b$ 를 소거시키면 수직튜브의 국부 열전달계수( $h_f$ )를 다음 식 (13)과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_f = 0.943 \left( \frac{k_f^3 \rho_f^2 g \lambda}{\Delta T_{ef} L \mu_f} \right)^{1/4} \quad (13)$$

수직튜브에 대한 식 (11)과 식 (13)에 대응하는 수평튜브의 국부 열전달계수( $h_r$ )는 다음의 식 (14) 및 식 (15)와 같다.

$$h \left( \frac{\mu_f^2}{k_f^3 \rho_f^2 g} \right)^{1/3} = 1.51 \left( \frac{4\Gamma}{\mu_f} \right)^{-1/3} \quad (14)$$

$$h_r = 0.725 \left( \frac{k_f^3 \rho_f^2 g \lambda}{\Delta T_{ef} D_o \mu_f} \right)^{1/4} \quad (15)$$

여기서,  $\Gamma$ 는 수평튜브의 단위 길이당 응축액부하를 나타낸다.

이와 같이 Nusselt은 수평 및 수직표면 각각에서 포화증기의 응축에 관한 이론적 상관관계를 제시하였다. 반면 Beatty는 Nusselt 이론을 근거로 하여 튜브의 수평부(Root Section)에 대한 식 (15)와 수직 편부위에 대한 식 (13) 및 편튜브 상당직경을 포함한 상

관관계를 개발하였다<sup>5)</sup>. 응축에 대한 상당직경은 다음 식 (16)으로 구할 수 있다.

$$q_{total} = h_o' A_{eq} \Delta T_{ef} = h_r A_o \Delta T_{ef} + h_f A_f \Omega \Delta T_{ef} \quad (16)$$

여기서,  $A_f$ 는 핀 전체 표면적,  $\Omega$ 는 핀효율,  $A_{eq}$ 는 튜브 수평부와 핀을 포함한 상당면적을 나타낸다.

식 (16)에 식 (13)과 식 (15)를 대입하고 식 (13)의  $\Delta T_{ef}$ 와 식 (15)의  $\Delta T_{ef}$ 가 동일하다는 가정 하에  $h_o'$ 를 풀면 식 (17)과 같다.

$$h_o' = 0.725 \left( \frac{k_f^3 \rho_f^2 g \lambda}{\mu_f \Delta T_{ef}} \right)^{1/4} \left( \frac{A_o}{A_{eq} d_o^{1/4}} + \frac{1.30 E_f A_f}{A_{eq} L^{1/4}} \right) \quad (17)$$

식 (15)와 식 (17)을 비교하면 핀튜브의 상당직경( $D_{eq}'$ )은 식 (18)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\left( \frac{1}{D_{eq}'} \right)^{1/4} = \frac{A_o}{A_{eq} d_o^{1/4}} + 1.30 \frac{\Omega A_f}{A_{eq} L^{1/4}} \quad (18)$$

여기서,

$$L_A = \frac{\text{Area of One Side of One Fin}}{\text{Diameter of Fin}} \quad (19)$$

그러므로 단일 핀튜브에 대한 Beatty의 열전달계수 식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$h_o' = 0.725 \left( \frac{k_f^3 \rho_f^2 g \lambda}{\mu_f \Delta T_{ef} D_{eq}'} \right)^{1/4} \quad (20)$$

상기 식 (17)과 식 (20)은 단일 튜브에 대한 식이다. Nusselt은 다중튜브 개수에 적용할 수 있는 이론적 보정인자로서  $(1/N)^{1/4}$ 를 제시하였다. 여기서 N은 수직 열 튜브에서 튜브의 평균 개수를 나타낸다. 그렇지만 Nusselt의 보정계수는 너무 보수적이기 때문에 Katz, Young 및 Balekjian은 Nusselt의 식에 난류 보정인자를 도입하여 다음 식 (21)을 제시하였다.

$$h_o' = 0.725 \left( \frac{C_n}{N^{1/4}} \right) \left( \frac{k_f^3 \rho_f^2 g \lambda}{\mu_f \Delta T_{ef} D_{eq}'} \right)^{1/4} \quad (21)$$

여기서,  $C_n$ 은 핀튜브 보정계수를 나타낸다. 그림 2는 Katz와 Geist가 제시한 수직 열 핀 튜브 수에 대한  $C_n/N^{1/4}$  도식으로서 아세톤, N-부탄 및 프레온-12 가스에 대한 것이다. 핀튜브 열이 10개 이상인 경우에는 선을 외삽하도록 권고하고 있다.

## 2.2 파울링 평가법

상변화를 동반한 핀튜브형 열교환기에서 응축냉매는 주로 튜브 외부로 흐르고 냉각수는 튜브 내부로 흐른다. 튜브 외부로 흐르는 응축냉매에 의한 파울링 가능성은 상대적으로 적지만 튜브 내부로는 냉각수가 흐르기 때문에 물 속에 부유하는 다공성 불용물질로 인하여 파울링 가능성은 항상 존재한다. 이러한 파울링 현상은 열교환기에서 정상 유체흐름을 방해하고 압력손실, 부식 발생원 등의 작용을 하여 열교환기의 열성능을 저하시킨다. 핀튜브형 열교환기의 파울링 평가를 위해서는 기본적으로 냉각수의 입출구 온도와 유

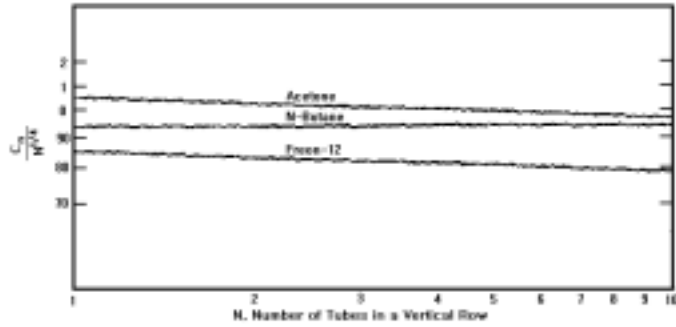


그림 2. 핀튜브 개수에 대한  $C_n/N^{1/4}$

냉매의 응축속도,  $\lambda$ 는 증발잠열을 나타낸다. 응축수와 냉각수의 평균 온도차는 응축수의 온도가 선형적으로 감소한다고 가정하여 대수평균 온도차(LMTD : logarithmic mean temperature difference),  $(\Delta T)_m$ 을 계산한다.

$$(\Delta T)_m = \frac{(t_2 - T_1) - (t_1 - T_2)}{\ln \left[ \frac{t_2 - T_1}{t_1 - T_2} \right]} \quad (23)$$

여기서,  $t_1$ 과  $t_2$ 는 냉매의 이슬점과 기포점을 나타낸다. 총괄열전달계수는 아래 식 (24)를 이용하여 구할 수 있다.

$$U_o = \frac{Q}{A_{of}(\Delta T)_m} \quad (24)$$

여기서,  $U_o$ 는 외부표면 기준 총괄열전달계수를 나타내고  $A_{of}$ 는 핀튜브 외부 전체 표면적을 나타낸다.

총괄열전달계수가 결정되면 열교환기의 오염 정도를 판단할 수 있도록 Fouling Factor( $r_t$ )를 도입한다. Fouling Factor는 총괄열전달계수 계산 식 (25)와 식 (26)을 이용하여 계산할 수 있다<sup>6)</sup>.

$$U_o = \frac{1}{\left[ r_t + \frac{1}{h_o'} \frac{1}{E_f} + r_w + \frac{1}{h_i} \frac{A_{of}}{A_i} \right]} \quad (25)$$

$$r_t = r_o \frac{1}{E_f} + r_i \frac{A_{of}}{A_i} \quad (26)$$

여기서,  $h_o'$ 와  $h_i$ 는 각각 외부표면 기준 외부 열전달계수와 내부표면 기준 내부 열전달계수를 나타낸다.  $A_i$ 는 핀튜브 내부 표면적,  $E_f$ 는 가중 핀효율(핀이 없을 경우 1, 핀이 있는 경우 1 이하)을 나타낸다. 그리고  $r_o$ ,  $r_i$ ,  $r_w$ 는 각각 외부표면 기준 외부 오염저항, 내부표면 기준 내부 오염저항 및 외부표면 기준 튜브벽 저항을 나타낸다. 튜브벽 저항은 다음 식 (27)을 이용하여 구할 수 있다<sup>7)</sup>.

$$r_w = \frac{t}{k} \frac{d_o + 2Nw(d_o + w)}{d_o - t} \quad (27)$$

량, 냉매의 이슬점(Dew Point)과 기포점(Bubble Point)을 알아야 한다. 냉각수와 응축냉매의 열전달량(Heat Duty)은 식 (22)를 이용하여 계산할 수 있다.

$$Q = W_c C_{p_c} (T_2 - T_1) = \dot{m} \lambda \quad (22)$$

여기서,  $Q$ 는 핀튜브를 통한 열전달량,  $W_c$ 는 질량유량,  $C_{p_c}$ 는 비열,  $T_1$ 과  $T_2$ 는 냉각수 입출구 온도,  $\dot{m}$ 는

여기서,  $t$ 는 튜브벽 두께,  $k$ 는 튜브 열전도도,  $d_o$ 는 튜브외경(Root Diameter),  $N$ 은 인치당 핀의 개수,  $w$ 는 핀의 높이를 나타낸다.

가중 핀효율은 식 (28)로 구할 수 있으며, 핀효율( $\Omega$ )은 핀이 수직형인 경우에는 그림 3을 이용하여 구할 수 있고 동심형인 경우에는 그림 4를 이용하여 구할 수 있다<sup>8)</sup>.

$$E_f = 1 - \left( \frac{A_f}{A_{of}} \right) (1 - \Omega) \quad (28)$$

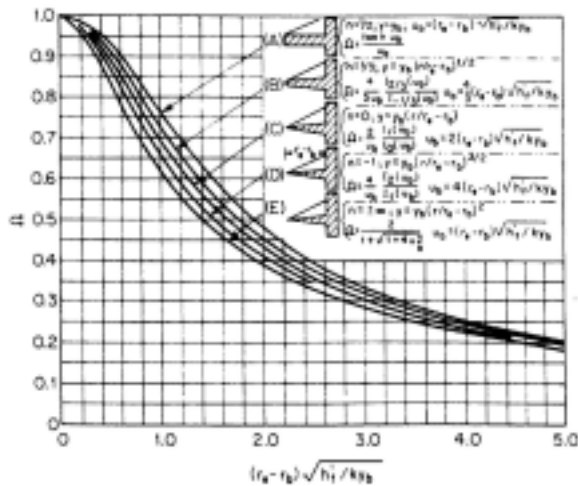


그림 3. 수직 핀튜브의 핀효율

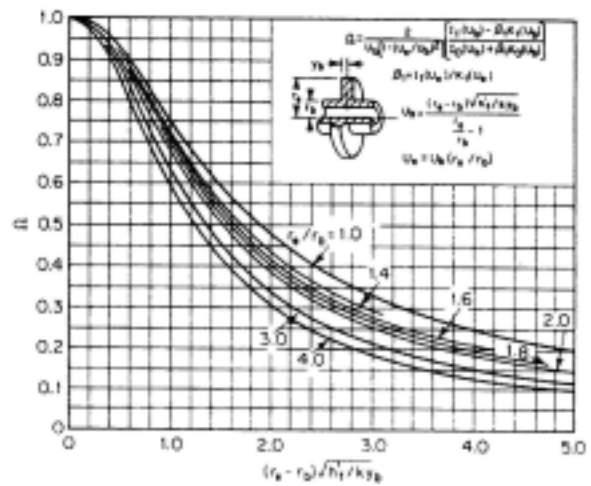


그림 4. 동심 핀튜브의 핀효율

내부표면 기준 내부 열전달계수는 난류유동( $Re > 10,000$ )인 경우에는 식 (29)로 계산하고 층류유동( $Re < 2,100$ )인 경우에는 식 (30)을 이용하여 계산한다. 그리고 튜브 내측을 흐르는 냉각수의 무차원  $Re$ 수와  $Pr$ 수는 식 (31)과 식 (32)로부터 구할 수 있다.

$$h_i = 0.023 \frac{k_c}{d_i} Re^{0.8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu_c}{\mu_{ct}} \right)^{0.14} \quad (29)$$

$$h_i = 1.86 \frac{k_c}{d_i} Re^{1/3} Pr^{1/3} \left( \frac{d_i}{L} \right)^{1/3} \left( \frac{\mu_c}{\mu_{ct}} \right)^{0.14} \quad (30)$$

$$Re = \frac{\rho_c V d_i}{\mu_c} \quad (31)$$

$$Pr = \frac{3,600 C_{p_c} \mu_c}{k_c} \quad (32)$$

여기서,  $k_c$ 는 냉각수의 열전도도,  $d_i$ 는 튜브 내경,  $\mu_c$ 는 냉각수의 절대점도,  $\mu_{ct}$ 는 튜브벽 온도에서의 냉각수 절대점도,  $L$ 은 튜브 전체길이,  $\rho_c$ 는 냉각수의 밀도,  $V$ 는 냉각수 유속을 나타낸다.

냉매의 응축이 일어나는 튜브 바깥쪽의 열전달계수는 Beatty의 식 (20)을 다시 표현한

식 (33)과 식 (34)를 이용하여 시행착오법(Trial and Error)으로 구할 수 있다.

$$h_o' = 0.725 \lambda^{1/4} \left( \frac{C_n}{N^{1/4}} \right) \left( \frac{k_f^3 \rho_f^2 g_e}{\mu_f} \right)^{1/4} \left( \frac{1}{D_{eq}} \right)^{1/4} \left( \frac{1}{\Delta T_{ef}} \right)^{1/4} \quad (33)$$

$$\Delta t_{ef} = \left( \frac{U_o}{h_o'} \right) (\Delta T)_m \quad (34)$$

이와 같이 모든 변수에 대한 계산이 완료되면 식 (35)로부터 핀튜브 내부 및 외부의 오염저항이 모두 고려된 전체 Fouling Factor를 계산할 수 있다.

$$r_t = \frac{1}{U_o} - \frac{1}{h_o' E_f} - r_w - \frac{1}{h_i} \left( \frac{A_{of}}{A_i} \right) \quad (35)$$

이러한 Fouling Factor는 핀튜브형 열교환기의 전열성능을 저하시키는 정도를 나타내기 때문에 운전년수 증가에 따라 증가할 것으로 예상되며, 주기적으로 관찰할 경우 열교환기의 성능변화 추이도 예측할 수 있다.

### 3. 파울링 평가법 검증 및 적용례

#### 3.1 파울링 평가법 검증

본 연구에서 개발한 응축동반 핀튜브형 열교환기에 대한 파울링 평가법의 타당성을 검토하기 위하여 Debutanizer Overhead Heat Exchanger 설계 데이터시트와 비교하였다. 이를 위하여 Debutanizer Overhead Heat Exchanger의 설계조건과 동일한 데이터를 본 연구에서 개발한 파울링 평가법에 적용한 후 결과를 분석하였다. 비교 결과는 표 1에 제시하였다. 표 1에서 볼 수 있듯이 본 연구에서 개발한 파울링 평가법으로 계산한 내부 열전달계수, 외부 열전달계수, 총괄 열전달계수 및 총 열전달량은 설계조건과 비교하여 미미한 차이가 있음을 확인하였다. Fouling Factor도 설계조건에 비하여 단지 6% 정도의 차이가 있음을 확인하였다. 설계조건과의 차이는 설계시 적용한 이론식과 파울링 평가법에 적용된 이론식에서 차이가 있고 설계시트에 고려된 데이터 절삭 때문인 것으로 확인되었다. 여기서 설계시트의 Fouling Factor는 열교환기를 보수적으로 설계하기 위하여 설계자가 설계경험에 따라 부여하는 값이다. 이에 따라 본 연구에서 개발한 응축동반 핀튜브형 열교환기 파울링 평가법은 실제 운전중인 열교환기 평가에 적용이 가능한 것으로 나타났다.

#### 3.2 파울링 평가법 적용례

파울링 평가법 검증에 적용한 동일한 열교환기를 대상으로 파울링 평가법의 실제 적용 가능성을 검토하였다. 열교환기는 프로판-N부탄 가스를 냉매로 사용하고 20년 운전하였으며, 냉각수의 입출구 운전온도는 23.89℃ 및 49.44℃인 것으로 가정하였다. 이외에 유량(230,202kg/hr)과 냉매의 이슬점(74.44℃) 및 기포점(67.78℃)은 설계시와 동일한 것으로 가정하였다.



표 1. 파울링 평가결과 검증

Debutanizer Overhead Heat Exchanger 설계			파울링 평가법		
항 목	SI 단위	값	항 목	SI 단위	값
냉각수 입구온도( $T_1$ )	℃	26.67	냉각수 입구온도( $T_1$ )	℃	26.67
냉각수 출구온도( $T_2$ )	℃	48.89	냉각수 출구온도( $T_2$ )	℃	48.89
냉각수 유량( $W_c$ )	kg/hr	230,202.000	냉각수 유량( $W_c$ )	kg/hr	230,202.000
냉매 이슬점( $t_1$ )	℃	74.44	냉매 이슬점( $t_1$ )	℃	74.44
냉매 기포점( $t_2$ )	℃	67.78	냉매 기포점( $t_2$ )	℃	67.78
튜브 외경(핀포함)( $d_{of}$ )	mm	18.720	튜브 외경(핀포함)( $d_{of}$ )	mm	18.720
튜브 내경( $d_i$ )	mm	13.741	튜브 내경( $d_i$ )	mm	13.741
튜브 벽두께( $t$ )	mm	1.270	튜브 벽두께( $t$ )	mm	1.270
튜브 외부면적(핀포함)( $A_{of}$ )	m <sup>2</sup> /m	0.134	튜브 외부면적(핀포함)( $A_{of}$ )	m <sup>2</sup> /m	0.134
튜브 개수( $N$ )	개	636	튜브 개수( $N$ )	개	636
전체 튜브 길이( $L_T$ )	m	1,939	전체 튜브 길이( $L_T$ )	m	1,939
튜브 외부면적( $A_{of}$ )	m <sup>2</sup>	259	튜브 외부면적( $A_{of}$ )	m <sup>2</sup>	259
튜브 내부면적( $A_i$ )	m <sup>2</sup>	81	튜브 내부면적( $A_i$ )	m <sup>2</sup>	81
단위길이당 핀 개수( $N_f$ )	개/m	748	단위길이당 핀 개수( $N_f$ )	개/m	748
내부 열전달계수( $h_i$ )	W/m <sup>2</sup> -℃	6,525.75	내부 열전달계수( $h_i$ )	W/m <sup>2</sup> -℃	6,478.31
외부 열전달계수( $h_o'$ )	W/m <sup>2</sup> -℃	4,539.65	외부 열전달계수( $h_o'$ )	W/m <sup>2</sup> -℃	4,547.03
총괄 열전달계수( $U_o$ )	W/m <sup>2</sup> -℃	709.32	총괄 열전달계수( $U_o$ )	W/m <sup>2</sup> -℃	700.77
총 열전달량( $Q$ )	kcal/hr	5,109,993.00	총 열전달량( $Q$ )	kcal/hr	5,105,624.58
Fouling Factor( $r_t$ )	m <sup>2</sup> -℃/W	0.00067	Fouling Factor( $r_t$ )	m <sup>2</sup> -℃/W	0.00063

표 2는 응축동반 핀튜브 열교환기의 성능 및 파울링 평가결과를 제시한 것이다. 여기서 허용기준은 ASME OM-S/G Part 2에서 제시한 열교환기의 성능기준(Q & U < -10% of Design Values)을 계산한 값이며, Fouling Factor와 Performance Capability는 성능기준을 환산한 값이다. 가상 운전데이터를 이용한 평가결과는 모두 허용기준을 만족하는 것으로 평가되었다. 그림 2는 파울링 평가결과를 그림으로 제시한 것이다. 그림에서 볼 수 있듯이 20년 운전시점에서 Fouling Factor는 0.00041로서 허용기준 대비 약 52% 오염이 진행된 것으로 평가되었다. 이때의 Fouling Factor는 설계시 반영한 값보다 적은 것으로 평가되었지만 이를 단순 외삽할 경우에는 약 30년 시점에 설계값을 초과할 것으로 예상되며, 약 37년 시점에는 허용기준치도 초과할 것으로 예상된다. 이러한 분포는 파울링 평가 횟수가 늘어날수록 보다 정확한 추이분석이 가능하다.

표 2. 평가결과

항 목	SI 단위	값	허용기준
대수평균 온도차( $\Delta T_m$ )	℃	15.79	-
$Re$	-	25,760.13	-
$Pr$	-	4.66	-
튜브 내부 열전달계수( $h_i$ )	W/m <sup>2</sup> -℃	5,893.223	-
튜브 외부 열전달계수(응축계수)( $h_o$ )	W/m <sup>2</sup> -℃	4,340.018	-
응축액 막 온도차( $\Delta T_{ef}$ )	℃	6.08	-
총괄 열전달계수( $U_o$ )	W/m <sup>2</sup> -℃	785.625	> 630.69
Performance Capability( $U_o A_o / U_{od} A_{od}$ )	-	1.12	> 0.9
총 열전달량( $Q$ )	kcal/hr	5,871,527.10	> 4,595,062.12
Fouling Factor( $r_t$ )	m <sup>2</sup> -℃/W	0.00041	< 0.00080

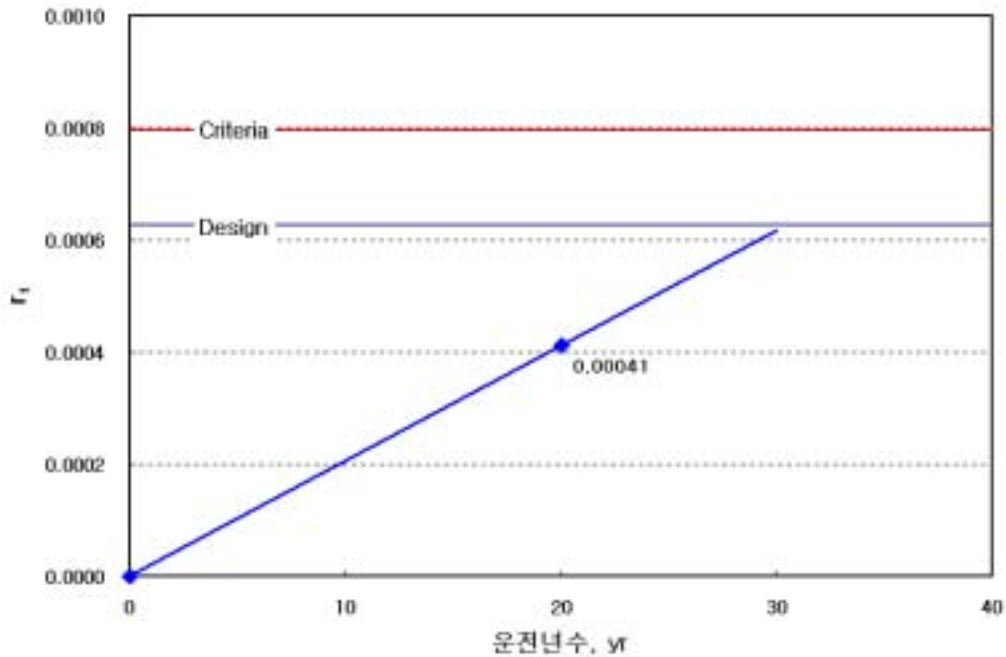


그림 5. Fouling 평가결과

#### 4. 결 론

본 연구에서는 응축을 동반한 핀튜브형 열교환기의 성능과 오염진행 추이를 분석할 수 있는 파울링 평가법을 개발하였다. 튜브 외측의 전열특성은 Nusselt 이론을 기초로 하고 Beatty, Katz 등의 이론을 보완 적용하였으며, 튜브 내측의 전열특성은 Sieder-Tate 이론을 적용하였다. 이러한 파울링 평가법을 실제 열교환기에 적용할 경우에는 장기간 운전된 열교환기의 성능과 오염정도를 파악할 수 있으며, 열교환기의 계속사용 가능성과 세정, 교체시점 등을 보다 현실적으로 분석할 수 있다.

본 연구에서 개발한 응축동반 핀튜브형 열교환기 파울링 평가법은 Debutanizer Overhead Heat Exchanger 설계시트와의 비교를 통하여 검증하였으며, 실제 열교환기에 적용해도 무방한 것으로 확인되었다. 또한 파울링 평가법의 실제 적용 가능성을 분석하기 위하여 프로판-N부탄 가스를 냉매로 사용하고 있는 핀튜브형 열교환기를 대상으로 가상 운전데이터를 이용한 시범평가를 수행하였다. 기존 원자력 발전소에서는 정상 및 비정상 운전시 건물 내부의 온도조절을 위하여 중앙냉각기, 필수냉각기 등이 사용되고 있으며, 냉매로는 프레온가스가 주로 사용되고 있다. 본 논문에서는 응축동반 핀튜브형 열교환기 파울링 평가법의 적용 가능성 분석을 위하여 프로판-N부탄 가스를 냉매로 사용하고 있는 핀튜브형 열교환기를 대상으로 시범 평가를 수행하였으나 추후에는 프레온 가스를 냉매로 사용하고 있는 원자력 발전소 열교환기에 실제 적용해 볼 예정이다.

## Nomenclature

$A_{eq}$ : 핀을 포함한 핀튜브의 상당면적 $A_f$ : 핀 전체 표면적 $A_i$ : 핀튜브 내부 표면적 $A_o$ : 핀을 제외한 핀튜브 외부 표면적 $A_{of}$ : 핀튜브 외부 전체 표면적 $C_n$ : 핀튜브 보정 계수 $C_{pc}$ : 냉각수 비열 $d_i$ : 튜브 내경 $d_o$ : 튜브 외경 (핀제외) $D_{eq}'$ : 핀튜브 상당직경 $E_f$ : 가중 핀효율 $g$ : 중력가속도 $h_f$ : 수직 튜브의 국부 열전달계수 $h_i$ : 튜브 내부표면 기준 열전달계수 $h_o'$ : 튜브 외부표면 기준 열전달계수(핀포함) $h_r$ : 수평 튜브의 국부 열전달계수 $h_x$ : 국부 열전달계수 $k$ : 핀튜브 열전도도 $k_f$ : 응축액 열전도도 $k_c$ : 냉각수 열전도도 $L$ : 응축액 막 최상부에서의 거리 $L_T$ : 튜브의 총길이 $\dot{m}$ : 응축량 $\dot{m}_T$ : 총 응축량 $N$ : 튜브 수 $q$ : 국부 열전달량 $Q$ : 총 열전달량	$r_i$ : 핀튜브 내부표면 기준 내부저항 $r_o$ : 핀튜브 외부표면 기준 외부저항 $r_t$ : Fouling Factor $r_w$ : 핀튜브 외부표면 기준 튜브 벽저항 $t$ : 튜브두께 $t_1$ : 이슬점 온도 $t_2$ : 기포점 온도 $T_1$ : 냉각수 입구온도 $T_2$ : 냉각수 출구온도 $T_f$ : 평균 응축액 막 온도 $T_h$ : 응축액 온도 $T_w$ : 튜브벽 외부 표면온도 $U_o$ : 외부표면 기준 총괄 열전달계수 $V$ : 냉각수 유속 $w$ : 핀 높이 $W_c$ : 냉각수 유량 $\Gamma$ : 응축액 부하, $\dot{m}/\pi D_o$ $\Gamma_h$ : 튜브 밑바닥에서의 응축액 부하 $\Gamma_r$ : 수평 튜브의 단위길이당 응축액 부하 $\delta$ : 국부 응축액 막 두께 $\Delta T_{ef}$ : 응축액 막을 가로지르는 온도차 $\lambda$ : 증발열 $\mu$ : 튜브 내부 냉각수 절대점도 $\mu_c$ : 응축액 점도 $\mu_w$ : 튜브벽 온도에서의 냉각수 절대점도 $\rho$ : 응축액 밀도 $\rho_c$ : 냉각수 밀도 $\eta$ : 핀효율
--	--

## 참고문헌

- 1) NRC, 2000, *Standard Review Plan for the Review of License Renewal Applications for Nuclear Power Plants*, NUREG-1800.
- 2) NRC, 2001, *Generic Aging Lessons Learned Report*, NUREG-1801.
- 3) NRC, 1989, *Service Water System Problems Affecting Safety-Related Equipment*, GL 89-13.
- 4) McCabe, Smith, and Harriott, 1985, *Unit Operations of Chemical Engineering*, 4th Edition, McGraw-Hill Book Company.
- 5) E. H. Young and D. J. Ward, 1957, *How to Design Finned Tube Shell and Tube Heat Exchangers*, Design Handbook, pp. 723.1 ~ 723.5.
- 6) ASME, 1994, *Standards and Guides for Operation and Maintenance of Nuclear Power Plants*, ASME OM-S/G-Part 21.
- 7) TEMA, 1988, *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*, 7th Edition, pp. 101 ~ 104.
- 8) R. H. Perry, et. al., *Chemical Engineer's Handbook*, Sixth Edition, McGraw Hill, pp. 10.24 ~ 10.31.