

성하는 증기보일러이다. 공간상 제약이 많은 상업 보일러나 선박용 보일러 등이 밀집형 보일러로 분류 될 수 있으며 증기발생량이 1-25 ton/hr, 보일러 높이는 2-7 m, 무게 1-30 ton으로 다양하다. 사용증기의 온도 및 압력 조건에 따른 난방, 급탕 등 열 이용의 목적을 가지고 있다. 특히 선박용 보일러는 배안의 한정된 장소에 설치되므로 가볍고 작아야 할 필요가 있다. 따라서 밀집형 보일러에는 단위 체적당 열전달 면적이 큰 고부하 열교환기(heavy duty heat exchangers)가 주로 사용되며 이를 통하여 보일러의 체적 또는 중량 규모를 60%까지 줄일 수 있다. 고부하 열교환기는 단위 체적당 열전달 면적이 50~700 m²/m³에 달하며, 대표적인 형태로는 평판관-연속 평판 흰(flat tubes-continuous plate fins), 원형관-연속 평판 흰(circular tubes-continuous plate fins), 원형관-원형핀 흰(circular tubes with circular fins) 등이 있다[1].

본 연구의 설계대상 열교환기는 고온 연소가스 또는 직접화염에 노출되는 고온용 고부하 열교환기로서 Fig. 1에 그 전형적인 형상을 나타내었다. 주로 소형 관류 보일러 또는 선박용 보일러 등 고온, 고압 환경에 사용되는 고온용 열부하 열교환기는 Fig. 1(a)의 환형 흰관(ribbed fin tube)과 Fig. 1(b)의 핀-흰관(pin-finned tube) 등의 형상이 채택된다. Table 1은 흰관이 쓰이는 실제 응용 사례를 나타내었다. 대상보일러와 A열교환기를 나머지 두 개(B, C)의 열교환기와 비교했을 때 흰(fin)의 두께가 상당히 크다는 것을 알 수 있다. 이는 다른 열교환기 흰 금속 온도가 약 100-500℃인 반면에 대상 보일러는 1,000-1,200℃의

Table 1. Representative finned tubes

Heat exchanger	This work	A	B	C
Fin type	pin	Thick rib	Circular rib	Plate rib
Tube diameter (d, d_1) [mm]	165.2	25.0	31.8	47.1
Tube thickness (t, d_2) [mm]	6.35	6.0	0.8	0.6
Pitch (p) [mm]	11.5	13.0	3~4	2.0
Fin length (h, l) [mm]	35.0	12.5	10	7.0
A_t/A_o	5.7	3.0	1.16	1.30
n	40	6	-	-
Maximum metal temperature	600-700℃	600-700℃	500℃	80℃
Use of heat exchanger	main boiler	once-through boiler	gas turbine, heat recovery boiler	air cooling and heating

연소가스와 직접 접촉하여, 부분적인 금속 온도는 600-700℃까지 갈 수도 있다. 이 경우 기존의 다른 열교환기에서 쓰이는 얇은 두께의 흰을 쓰게 되면 열변형 및 부식으로 인해 흰이 손상 된다. 연소가스와 직접 접촉하는 부위의 보일러 열교환기에서는 재질의 특성상 흰과 같은 확장표면을 채택하기 곤란하여 나관을 주로 채택 해왔으나, 열 부식을 이겨 낼 수 있는 충분한 두께의 흰이 달려있는 고온용 고부하 열교환기를 적용하는 사례가 늘어나고 있다. 이와 같은 고온조건에서 고부하 열교환기를 채택하는 경우 총 열전달 계수, 열전달면적, 압력 강하에 대한 흰의 영향을 고려해야 한다.

해석 대상보일러는 Fig. 2에서와 같은 열교환기로

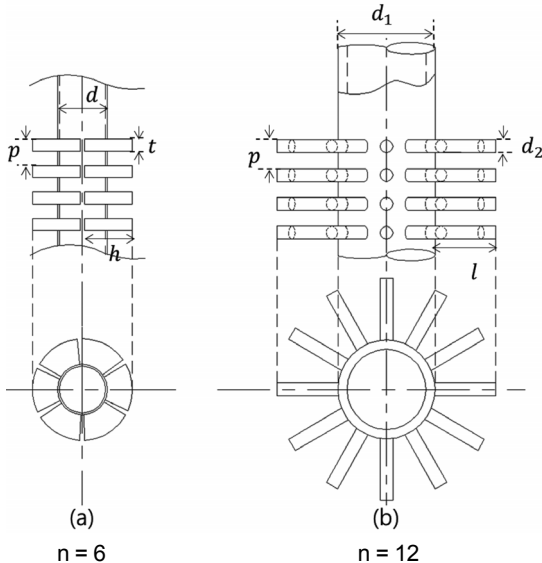


Fig. 1. Schematic diagrams of heavy duty heat exchangers (a) ribbed fin tube, and (b) pin-finned tube (n : number of pins per rows).

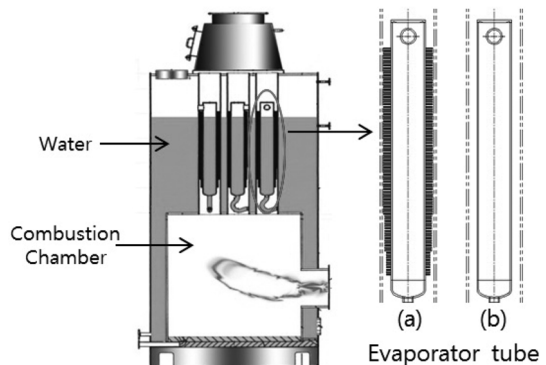


Fig. 2. Boiler outline and double shell convection evaporator tubes (a) pin-finned tube, (b) bare tube.

구성되어 있으며 증기발생량이 3.5 ton/hr(열부하 기준 2,350 kW)인 선박용 보일러로서 높이가 5 m, 직경이 2 m이고 작동압력은 6 bar이다. 보일러의 연소실(combustion chamber)내 버너에서 연소된 연소 가스는 물-증기 측으로 열을 전달하고 2중관식(double shell) 대류증발관의 대류실로 흐르게 된다. 대류실에서 연소 가스는 내관과 외관의 2중관 사이로 흐르면서 열을 전달하고 굴뚝으로 배출된다. 한편 2중관의 내관 내부와 외관 외부에 있는 물은 포화 자연대류 증발 조건에 있으며 증기는 분리되어 빠져 나가고 물은 계속적으로 자연 순환하는 구조로 되어 있다. 연소실 출구가스 온도는 1,250℃, 굴뚝으로 배출되는 가스 온도는 350℃로 설정 하였다.

본 연구의 목적은 환을 사용하는 고부하 열교환기 설계 시 환의 영향을 살펴보고 열전달과 압력손실 사이에서 최적의 설계점을 찾고자 한다. 따라서 밀집형 보일러의 설계과정과 관의 직경과 갯수에 따른 열전달량에 대한 해석, 급기와 배기에서의 압력손실 그리고 보일러의 크기와 무게에 대한 관점으로 해석을 진행하였다. 또한 환을 사용하면 열전달면적을 높일 수 있으나 추가적인 압력손실이 발생하는데 이를 살펴보기 위해 환관(finned tube)과 나관(bare tube)에서의 압력 손실과 열전달량에 대해서도 비교해 보았다. 추가적으로 관 표면 부식과 파울링에 대해서도 고려하였다.

2. 접근 방법

2.1. 대류실 총괄 열전달 계수

열교환기 성능 분석을 위한 가스 측의 압력강하와 열 전달량, 필요한 열전달 면적을 계산하기 위해 모델을 단순화하여 아래와 같은 과정을 거쳤다. 우선 표면오염과 환 효과를 고려한 대류실 총괄 열전달 계수 U 는 다음과 같다. h_i 는 관내 대류 열 전달 계수, $h_{o,c}$ 는 관외 대류 열전달 계수, $h_{o,r}$ 는 관외 복사 열전달 계수, η_i 는 관내 표면 효율, η_o 관외 표면 효율, ε 는 관외 오염계수 이다.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\eta_i \times h_i} + \frac{1}{\eta_o \times (h_{o,c} + h_{o,r})} + \frac{\varepsilon}{\eta_o}} \quad (1)$$

여기에서 관외 오염계수는 0.0008로 가정 하였다[2]. 관외 열전달은 대류 열전달과 복사 열전달을 고려하였고 관내에서는 대류 열전달에 의한 영향을 살펴보았다. 실제 계산과정에서는 관내 열전달 계수와 관외 복사 열전달 계수는 영향을 적게 미치고 주로 관외 대류 열전달 계수에 의해 총 열전달 계수 값이 결정된다.

동심원 관에 대한 관외 대류 열전달 계수는 Davis의 다음 관계식을 이용하여 계산하였다[3].

$$Nu = 0.038a^{0.15}(a-1)^{0.2}Re^{0.8}Pr^{\frac{1}{3}}\left(\frac{\rho}{\rho_w}\right)^{0.14} \quad (2)$$

여기에서 Re 수를 구하기 위해 수력직경(D_h)과 대류실 가스 유동 단면적(A)은 환의 영향을 고려하여 다음과 같이 가정하였다.

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (3)$$

$$A = A_o - A_i - A_{fin} \quad (4)$$

A 는 가스 유동 단면적으로, 외관단면적(A_o)에서 내관 단면적(A_i)과 총 환의 면적(A_{fin})의 차로 구하였다.

한편 복사에 대한 영향은 가스 화염의 가시화염 영역에서와 관내 환에 의하여 차단되는 영역으로 구분할 수 있다. 즉 연소실에서는 가시화염에 의해서 복사 열전달이 일어나는 반면 대류실에서는 연소가스에 의해서 복사 열전달이 이루어진다. 대류실에서 연소가스에 의해서 발생하는 복사 열전달의 영향의 크기는 연소가스의 빛을 발하지 않는 3원자 기체의 화염(CO_2 , H_2O , SO_2)과 빛을 내는 숯트(soot) 입자의 두 부분 영향의 합으로 구할 수 있다. 관외 복사 열전달 계수는 다음과 같은 식으로 구할 수 있다[4].

$$h_r = 5.1 \times 10^{-11} \alpha_{fl} T_g^3 \frac{1 - \left(\frac{T_w}{T_g}\right)^{3.6}}{1 - \frac{T_w}{T_g}} \quad (5)$$

여기서 T_w , T_g 는 각각 벽면온도와 가스 온도이다. 또한 액체와 가스화염의 전체 방사율(α_{fl})은 식 (6)과 같이 구할 수 있다. α_{lum} 는 화염의 빛을 발하는 부분의 방사율이고 α_g 는 빛을 발하지 않는 가스의 적외선 방사율이다. 이 때 화염 방사율에 대한 가시화염의 비율(m)은 연료가 중유(heavy oil)일 때 0.55 값을 이용 한다[5].

$$\alpha_{fl} = m\alpha_{lum} + (1-m)\alpha_g \quad (6-1)$$

$$\alpha_{lum} = 1 - \exp^{-k_{lum}pS} \quad (6-2)$$

$$\alpha_g = 1 - \exp^{-k_g r p S} \quad (6-3)$$

식 (6)의 가스 방사율과 화염 방사율의 각 변수에 대한 설명은 참고문헌[5]를 참고할 수 있다.

관내 대류 열전달 계수는 관내 물의 비등(boiling)이 일어나기 때문에 비등에 의한 열전달 효과를 고려해야 한다. 이러한 관내 열전달 계수는 비등을 고려한 포화 및 대류비등 열전달 식 (7)을 이용할 수 있다. 하지만 비등이 일어나는 관내 열전달 계수는 매우 크므로 전체 열전달 계수에 주는 영향은 크지 않지만 계산이 필요 시 참고문헌[14]를 참고할 수 있다.

$$h_i = h_{NB} + h_c \quad (7)$$

또한 관 외부에 흰이 달려 있을 경우에는 표면 효율을 고려해 주어야 하는데 다음과 같은 식으로 구한다.

$$\eta_o = 1 - \frac{NA_f}{A_t}(1 - \eta_f) \quad (8)$$

여기서 A_f 는 흰 한 개의 표면적, A_t 는 전체 표면적, N 는 흰 갯수, η_f 는 흰 효율이다. 흰 효율은 흰의 종류에 따라 여러 식들이 있는데 핀(pin)형 흰 효율 식은 아래와 같다.

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

여기서 $L_c = L + \frac{D_2}{4}$, $m^2 = \frac{hP}{kA_c}$ 이다. P 는 흰의 둘레 길이, k 는 흰의 열전도도, A_c 는 흰의 단면적이다.

Table 2는 증발기, 과열기에 대한 흰관과 나관의 대표적 열전달 계수의 사례를 비교한 결과이다. 여기에서, 흰관의 사례는 실제로 국내에서 제작되고 있는 배열회수 보일러의 열전달면적(A), 열전달량(Q), 유체의 입출구 온도변화(ΔT_{LMTD})를 가지고 식 (10)을 이용해 역산을 하였다. 나관의 사례는 실제 국내 340

MWe급 순환유동층 보일러의 설계 값을 인용하였다. 순환 유동층 보일러의 증발기 열전달 계수가 높은 이유는 순환 유동층은 열용량이 큰 고체 입자가 순환되기 때문이다.

$$Q = UA\Delta T_{LMTD} \quad (10)$$

Table 2와 같이 보일러의 열 교환기 총 열전달계수 값의 범위는 보통 10~250 W/m²K이다[4].

대상 보일러의 총 열전달계수를 보면 식 (1)에서 각각의 열전달 계수 값은 분모로 들어가기 때문에 상대적으로 관내 열전달 계수의 항은 작아진다. 따라서 총 열전달 계수는 관외 열전달 계수에 지배적인 영향을 받는다. 식 (1)을 이용해서 총 열전달 계수를 구해보면 50.0 W/m²K이다.

2.2. 열전달 면적 결정

대류실 총 열전달 계수가 정해지면 필요한 열을 전달하기 위한 대류실 면적이 결정되게 된다. 대류실 면적을 결정하기 위해 본 연구에서는 열교환기 해석 방법 중 하나인 유용도-NTU 방법을 적용했다. NTU(Number of transfer unit)는 열 교환기 해석에서 널리 사용되는 무차원 변수이며 다음과 같이 정의된다.

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (11)$$

유용도(ϵ)는 최대 가능 열전달률에 대한 실제 열전달률의 비로써 NTU와 열 용량의 함수로 표현될 수 있다. 실제 열전달률은 대류실 열부하로 결정되고 최대 가능 열전달률은 식 (12)로 표현 될 수 있다.

$$q_{\max} = C_{\min} \times (T_g - T_{w,s}) \quad (12)$$

여기서 C_{\min} 는 유체의 최소 열용량, T_g 는 가스 온도, $T_{w,s}$ 물 증기 측 온도이다.

유용도-NTU 방법은 유용도와 NTU의 관계식을 이용하는 것으로 $C_r(C_{\min}/C_{\max})=0$ 일 경우 모든 열 교환기에 대해서 아래식이 적용 가능하다.

$$NTU = -\ln(1 - \epsilon) \quad (13)$$

2.3. 가스 측 압력 손실

보일러의 압력 손실은 크게 가스 측과 물/증기 측으로 구분할 수 있다. 연소 가스 측 압력강하는 송풍기의 필요한 구동 동력을 결정한다. 보일러의 가스 측 압력강하를 계산하기 위해 필요한 각 항목의

Table 2. Comparison of overall heat transfer coefficients (W/m² K)

	finned tube (gas temperature) heat recovery steam boiler		bare tube (gas temperature) circulating fluidized bed boiler	
	h_i	$h_{o,c}$	$h_{o,r}$	U
Evaporator	80.0 (463 °C)		128.0 (880 °C)	
Superheater	71.0 (591 °C)		52.0 (513 °C)	
This work	1330.0	48.0	13.0	50.0

Table 3. Pressure drop in gas side

Combustion chamber	area expand loss(Δp_{g1})
	fluid path loss(Δp_{g2})
	area downsize loss(Δp_{g3})
Convection chamber	area expand loss(Δp_{g4})
	fluid path loss(Δp_{g5})
Stack	area expand loss(Δp_{g6})
	exit loss(Δp_{g7})
Natural draft	natural draft loss(Δp_{g8})

요소는 Table 3과 같다. 보일러 가스 측의 전체 압력 강하는 식 (14)와 같이 계산된다.

$$\Delta p_{g, total} = \Delta p_{g1} + \Delta p_{g2} + \Delta p_{g3} + \Delta p_{g4} + \Delta p_{g5} + \Delta p_{g6} + \Delta p_{g7} + \Delta p_{g8} \quad (14)$$

여기서 확대 손실, 유동경로 마찰 손실, 축소 손실 식은 다음과 같다[2].

$$\Delta p_{g1,5,7} = f \frac{\rho V^2}{2} = (1 - \frac{A_1}{A_2})^2 \frac{\rho V^2}{2} \quad (15)$$

$$\Delta p_{g2,4,6} = f \frac{L}{D} \frac{\rho V^2}{2} \quad (16)$$

$$\Delta p_{g3} = f \frac{\rho V^2}{2} = 0.5(1 - (\frac{A_1}{A_2})^{1.25}) \frac{\rho V^2}{2} \quad (17)$$

식 (16)의 f 가 달린 동심원관에서의 마찰계수는 $f=0.053$ 으로 가정하였으며[7], $A_1 < A_2$ 이다. 한편, 고온 가스의 밀도는 상대적으로 작기 때문에 밀도차로 인해 자연통풍이 발생한다. 보일러 입구에서 굴뚝 부분으로 갈수록 가스온도가 낮아지므로 자연 통풍이 굴뚝에서 보일러 입구로 발생된다. 이 자연 통풍은 가스유동을 방해할 하게 되어 일종의 손실로 분류 된다. 이 때 식은 다음과 같다.

$$\Delta p_{g8} = (\rho_1 - \rho_2)gh \quad (18)$$

하지만 위의 압력손실들 중에 보일러 전체 압력 손실을 대부분 차지하는 요소는 대류실 유동경로 손실과 연소실 확대부의 손실로, 계산 결과 전체손실의 각각 약 75%, 18.3%을 차지한다.

2.4. 물-증기 측 압력 손실

물-증기 측 압력강하는 순환율과 수력학적 특성을

Table 4. Pressure drop in water-steam side

Driving force	Pressure due to water column in downcomer (Δp_{w1})
	Pressure due to boiling mixture column in the riser(Δp_{w2})
Pressure drop	Riser pipe friction loss(Δp_{w3})
	Riser entry/leving loss(Δp_{w4})
	Acceleration pressure drop (Δp_{w5})

결정한다. 물-증기 측 압력손실은 Table 4와 같이 계산 될 수 있다. 물-증기 측 압력강하는 물-증기의 유동을 발생시키는 구동력과 유동을 방해하는 압력강하로 나눌 수 있다. 식 (19)와 같이 두 힘의 평형으로 물-증기 측의 순환율이 결정이 된다. 본 연구에서는 물-증기 측의 수순환부의 설계는 생략을 하였다. 더 자세한 수순환부의 설계는 참고문헌[8]을 참고할 수 있다.

$$\Delta p_{w1} + \Delta p_{w2} = \Delta p_{w3} + \Delta p_{w4} + \Delta p_{w5} \quad (19)$$

2.5. 열전달 표면 오염, 부식, 부착, 파울링(Fouling) 등

부식은 관 파열의 가장 일반적인 원인 중 하나로 관 내부와 외부에서 발생할 수 있다. 내부 부식은 주로 물의 화학 반응에 의해 발생하고 외부 부식은 연소 조건에 의해 발생된다[5].

연료가 연소되면 일정 부분 숯트(soot)가 발생이 된다. 특별히 선박용 보일러의 경우 저급유 사용으로 인한 숯트 발생 및 부착의 위험이 높다. 이 숯트는 연소가스와 함께 움직이는데 물리적, 화학적 작용으로 인해 열 교환 표면에 침착이 된다. 그 중 파울링은 복사 열전달의 영향이 없는 과열기나 재열기 처럼 높은 표면 온도를 지닌 열 교환기 표면에 무기 물질이 부착하는 것을 말한다.

파울링의 관 표면 오염은 열전달의 저항으로 작용하여 하류 연소 가스의 온도를 증가시키며 결과적으로 증기 출력을 감소시킨다. 또한 파울링의 악영향으로 추가적인 압력강하도 발생된다. 따라서 파울링의 영향으로 열전달 측면과 압력 손실 측면을 모두 고려해야 한다.

열전달 성능에 대한 파울링의 영향은 아래와 같이 열 저항으로 처리 할 수 있다.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\eta_i \times h_i} + \frac{1}{\eta_o \times (h_{o,c} + h_{o,r})} + \frac{\varepsilon}{\eta_o} + \frac{R_f}{\eta_o}} \quad (20)$$

여기서 파울링의 대한 열저항은 다음과 같이 표현 될 수 있다.

$$R_f = \frac{r_f}{k_f} \quad (\text{평판}) \quad (21-a)$$

$$R_f = \frac{d_c \ln(d_c/d_f)}{2k_f} \quad (\text{원통형}) \quad (21-b)$$

r_f , k_f 는 각각 파울링의 두께와 열전도도 이다. 위 두식은 간단해 보이지만 실제 파울링을 예측하고 계산하는 과정은 상당히 난해한 부분이 많기 때문에, 본 연구에서는 속도에 대한 함수로만 이루어진 Watkinson model[9] 식을 이용하여 계산을 하였다.

$$R_f = \frac{0.55}{v^2} \quad (22)$$

또한 파울링의 악영향으로 압력강하가 발생한다. 이는 관의 내부와 외부에 침전이 되어 유동의 흐름을 방해하게 되고 결과적으로 압력강하를 일으킨다. 파울링의 물질에 따라 10-70%까지 추가적인 압력강하가 발생한다[4].

파울링을 저감시키기 위한 대책으로는 첨가제를 사용해 파울링을 최소화 하고 파울링의 상황을 모니터해 주기적인 청소를 하여 파울링의 대한 악영향을 최소한으로 줄일 수 있다. 부착시 제거하는 것이 기본 대책이나 이와 아울러 파울링에 대한 허용설계를 하는 방안이 있다. 즉 열전달 계수가 작아지기 때문에 필요한 열전달량을 얻기 위해 설계 열전달 면적보다 증가된 면적으로 설계한다.

3. 비교 계산 결과 및 고찰

통-관(shell and tube) 형상의 응축기와 증발기의 열교환기 설계에서는 관 갯수와 직경을 적절하게 선정하는 것이 필요하다. 이와 같은 절차를 요약하여 보여주는 예로서, 냉각부하가 3000 kW인 물 냉각기의 응축기, 증발기를 대상으로 하여 계산한 결과, 관의 수가 증가할수록 관 직경이 커질수록 Re , Δp 가 감소함을 보고한 바 있다[10]. 필요한 열전달면적이 결정되면 열교환기의 형상(관의직경, 길이, 갯수 등)은 열전달량과 압력강하와의 조합으로 결정이 될 수 있다.

본 연구에서는 대상 보일러로 선정된 증기 발생량 기준 3.5 ton/hr 선박용 보일러에 대하여 주어진 대류열 열 부하 조건을 만족하면서 압력강하가 최소가 되는 형상(관의직경, 길이 개수 등)을 찾고자 한

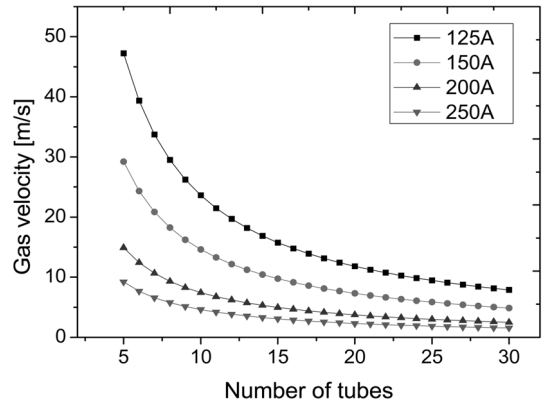


Fig. 3. Gas velocity vs. number of tubes.

다. 이에 따른 열교환기의 주요 변수로서 열교환기의 열전달 면적과 크기를 결정하는 관 길이, 직경, 갯수를 주요 변수로 선정하였다. 따라서 위의 식들과 계산 과정을 토대로 Re , U , UA 가스 측 압력강하를 대류실 증발관의 갯수와 관 직경에 따라 계산해보았다. 2중관의 외부 직경은 KS 배관 규격인 100A (4.0"), 125 A(5.0"), 150 A(6.0"), 200 A(8.0"), 250 A (10.0")로 지정하여 계산을 하였다.

Fig. 3은 관 갯수에 따른 가스 속도이다. 가스 속도는 가스 측 압력강하와 총 열전달 계수에 영향을 주는 주요 인자이다. Fig. 3에서와 같이 관 갯수와 직경이 증가 할수록 가스 측 속도가 감소함을 확인할 수 있다. Fig. 4에서는 증발량과 관의 길이를 일정한 상황에서 관의 갯수가 증가할수록 가스 측 압력강하가 감소하는 것을 볼 수 있으며, 이것은 압력강하를 결정하는 주 요소인 가스유동 속도가 관의 갯수가 증가할수록 감소하기 때문이다. 또한 관의 직경이 작을수록 대류실 가스 속도 값이 커지고, 유동경로의 압력강하에서 D값이 작아짐에 따라 유동 경로 압력강하 식 (16)에서 L/D값이 커지므로 전체 압력강하는 커진다.

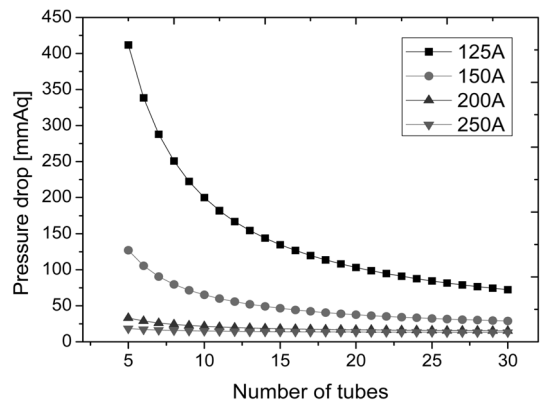


Fig. 4. Pressure drop vs. number of tubes.

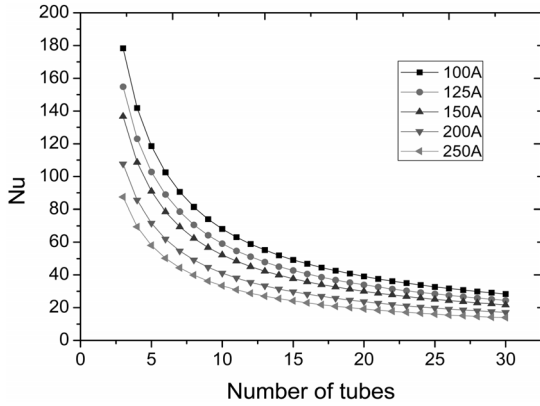


Fig. 5. Nu. vs. number of tubes.

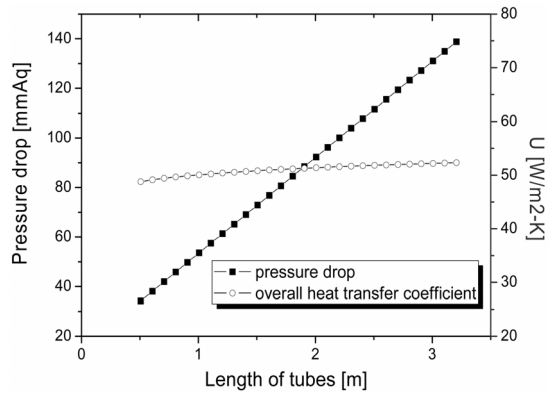


Fig. 7. Pressure drop and overall heat transfer coefficient vs. length of tubes.

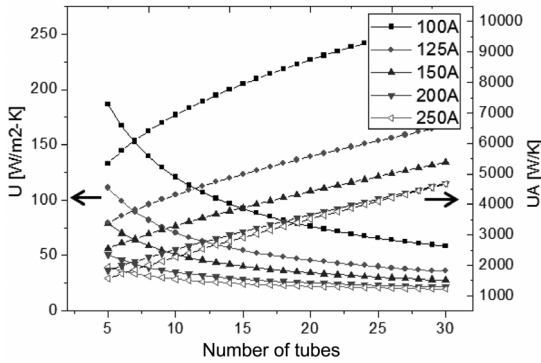


Fig. 6. U, UA vs. number of tubes.

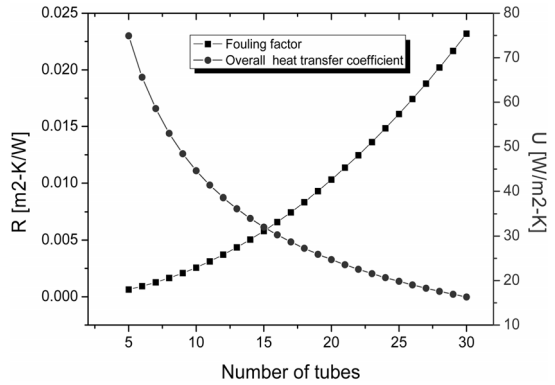


Fig. 8. Overall heat transfer coefficient [U] and fouling factor [R] vs. number of tubes.

Fig. 5와 Fig. 6을 살펴보면 관 갯수가 증가할수록, 관의 직경이 커질수록 가스 유동 속도가 작아지기 때문에 Nu수가 작아짐을 확인 할 수 있다. 그 결과 총 열전달 계수가 작아진다. 하지만 관의 갯수가 많아지면 열전달면적 또한 증가하게 되어 총 열전달 계수는 증가한다. 즉, 관의 갯수가 증가함에 따라 감소하는 열전달 계수에 의한 영향보다 열전달면적이 증가함에 따라 증가하는 영향이 크기 때문에 열전달량이 커지게 된다.

Fig. 7을 살펴보면 관의 갯수와 관의 직경을 일정하다고 가정하고 관의 길이를 증가시키면, 열전달면적은 증가하는 반면에 식 (16)의 L/D값이 커지므로 이에 따라 압력강하도 증가함을 확인 할 수 있다. 이 때 총 열전달계수는 가스 속도의 변화가 적기 때문에 거의 일정하다.

Fig. 8에서는 관의 갯수별 파울링 계수를 계산한 결과를 나타냈다. 파울링 계수는 속도의 제곱에 반비례하기 때문에 관의 갯수가 증가함에 따라 속도가 감소하게 되면 파울링 계수가 증가함을 확인 할 수 있다.

Fig. 9는 관 갯수에 따른 실제 열전달면적과 최소 필요 열전달면적을 나타냈다. 여기서 열전달 면적

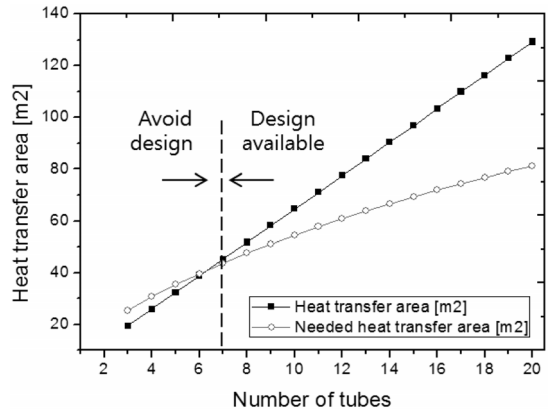


Fig. 9. Heat exchanger surface area and minimum needed heat transfer area vs. number of tubes.

은 관의 갯수에 따른 실제 열전달 면적을 나타내고 최소 필요 열전달 면적은 식 (11)에서 구한 대류실 열 부하를 만족하기 위한 열 교환기의 최소한의 필요면적을 나타냈다. 관 갯수가 증가하면 가스의 유동 속도가 감소되어 Fig. 5처럼 총 열전달 계수가 감

Table 5. Bare tube vs. finned tube (case A: same surface area with finned tube, case B: same heat transfer rate with finned tube)

	bare tube [case A]	bare tube [case B]	finned tube
Number of tubes	33	60	10
Draft loss [mmAq]	18.0	15.0	65.2
U [W/m^2K]	25	18.3	51

소되기 때문에 필요한 열전달면적이 증가하게 된다. Fig. 8의 결과에서는 두 그래프의 교차점인 7개 이하의 관을 사용할 경우에는 필요 열전달면적보다 실제 면적이 작기 때문에 대류실은 보일러의 열 부하를 만족하지 못한다. 또한, 파울링과 관 표면 오염으로 인한 열전달 계수의 감소를 보완하기 위해 필요면적보다 다소 여유 있는 관 갯수를 결정 할 수도 있다. 밀집형 보일러는 공간상의 제약을 충분히 고려해 적절한 관 갯수를 결정할 필요가 있으며, 본 연구의 대상 보일러에서는 10개의 관이 사용된다.

Table 5는 환관과 나관을 비교해 본 결과를 나타낸 것이다. 본 연구에서는 나관을 두 가지 관점에서 살펴보았다. Case A는 환 관과 같은 열전달 면적(A)을 가지는 나관 갯수의 경우이고 Case B는 같은 열을 전달하기(UA) 위해 필요한 나관 갯수를 고려해 보았다. 그 결과 각각 요구된 나관의 갯수가 33, 60개이다. 이 두 가지 경우의 가스 측 압력강하, 총 열전달 계수를 비교해 본 결과, 나관의 경우 관의 갯수가 많이 필요하므로 가스유동 속도가 감소하기 때문에 환 관 보다 압력강하가 작아지지만 총 열전달계수도 작아진다. 따라서 환 관과 같은 면적을 갖는 나관으로 이루어진 열 교환기를 사용하게 될 경우, 같은 열량을 전달하기 위해서는 필요한 관 갯수가 33개와 60개로 환 관(10개)에 비해 상대적으로 더 많은 관이 요구된다.

4. 결론

본 연구에서 선박용 보일러의 고부하 열교환기 설계과정과 열교환기 형상인 관의 갯수, 길이, 직경에 따른 열교환기 성능에 대해 살펴보았다.

이런 열교환기 형상은 열전달, 가스 측 압력강하, 필요한 증발량을 만족하는 조건의 조합으로 정해진다. 본 연구에서 최적의 조합을 결정하기 위해 열 교환기 형상을 변경하여 계산한 결과, 보일러의 열전달 면적을 높이고자 많은 갯수의 관을 사용할 경우 열전달량은 커지고 압력손실이 작아진다. 하지만 총 열전달계수는 작아지고 보일러 크기와 무게가 커지

는 단점이 있다. 또한 환관을 이용 시 나관 보다 파울링의 영향을 더 많이 받고 압력 손실이 커지는 반면 열전달 면적이 크기 때문에 대류실을 보다 밀집형으로 설계가 가능하다는 장점이 있다. 즉, 고부하 열교환기를 설계할 때에는 열 교환기의 성능과 관련이 있는 총 대류 열전달 계수, 압력강하, 열전달량 그리고 밀집형 보일러 설계 시에 주요 관심사항인 크기와 무게 등을 모두 고려하여 최적의 설계점을 찾아야 한다. 이런 최적의 설계점은 요구된 증기량을 만족하는 최소한의 필요 전열 면적을 결정하고 이에 따른 압력강하를 구한다. 또한 파울링에 열 저항으로 인한 악 영향으로 설계자는 다소 여유 있는 전열면적을 결정 할 필요가 있다.

본 연구에서 제안 된 사항들을 바탕으로 환의 영향과 열 교환기 형상에 따른 열전달과 압력강하 측면에서 설계의 응용이 가능할 것이다.

후 기

본 연구는 한국과학기술원 가치제조 기계사업단(BK21)의 지원을 받아 이루어졌습니다.

참고문헌

- [1] Moh, J., "Convective heat transfer correlations for the compact heat exchanger with circular tubes and flat tubes-plate fins", 대한기계학회논문집 B권, Vol. 34, No. 3, 2010, pp. 291-299.
- [2] "Manual for boiler thermal calculation water tube and fire & smoke tube boiler", 한국에너지기술연구원 설계 보고서, 1984.
- [3] Dirker, J. and Meyer, J., "Convective heat transfer coefficients in concentric annuli", Heat Transfer Engineering, Vol. 26, No. 2, 2005, pp. 38-44.
- [4] Kakac, S., Boilers, evaporators, and condensers, John Wiley & Sons Inc., New York, 1991.
- [5] Basu, P., Kefa, C. and Jestin, L., Boilers and Burners : Design and Theory, Springer-Verlag, New York, 2000.
- [6] Incropera, F., DeWitt, D., Bergman, L. and Lavine S., Introduction to heat transfer, John Wiley & Sons Pte Ltd., New York, 2007.
- [7] Maubach, K., "Rough annulus pressure drop-interpretation of experiments and recalculation for square ribs" Heat Mass Transfer. Vol. 15, 1972, pp. 2489-2498.
- [8] Parsons, D. and Wilmshurst, R., Boiler design (principles), Turn Enterprises Pty Ltd., 1994.
- [9] Belmiloudi, A., Heat transfer, experimental inves-

- tigations and industrial systems, InTech, Croatia, 2011, Chap. 20.
- [10] Phu, N. and Lee, G., "Characteristics of the water pressure drop considering heat transfer in the evaporator and condenser of a water chiller", 대한기계학회논문집 B권, Vol. 35, No. 12, 2011, pp. 1293-1300.
- [11] Kim, E., Oh, C. and Sherman, S., "Simplified optimum sizing and cost analysis for compact heat exchanger in VHTR" Nuclear Engineering and Design, Vol. 238, 2008, pp. 2635-2647.
- [12] Jin, Y., Ling, C., Chen, Z. and Tian Xi'an, Y., "Heat transfer and pressure drop of a transversally finned concentric annulus with longitudinal flow", Wärme- und Stoffübertragung, Vol. 28, 1993, pp. 243-249.
- [13] Stultz, C., Kitto, B., Steam (Its Generation and Use), Babcock & Wilcox, Ohio, 1992, Chap. 30.
- [14] Chen, J. "A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow", in 6th National Heat Transfer Conference, Boston, MA, 1963.
- [15] Singer, J., Combustion (Fossil Power Systems), Combustion Engineering, Inc., 1981, Chap. 9.
- [16] 伝熱工學資料, 日本機械學會, 1975.
- [17] VDI-WärmeAtlas, Verlag des Vereins Deutscher Ingenieure, Düsseldorf, 1984.

논문접수일 : 2013. 04. 15

심사완료일 : 2013. 06. 15