한국동력기계공학회지 제13권 제1호 pp.5~12 2009년 2월

다관 원통식 오일 냉각기의 다양한 파라미터에 따른 스트레스 고찰
Investigation of Stresses Due to Various Parameters of Shell and Tube Oil Cooler

한 성 건
S. K. Han

(접수일 : 2008년 8월 5일, 수정일 : 2008년 12월 22일, 채택확정 : 2009년 2월 5일)

Key Words : Oil Cooler(오일 냉각기), Tube Sheet(튜브 시트), Shell(쉘), Tube(튜브), Channel(채널), Stress(스트레스)

Abstract : The present work aims to estimate channel, shell, tube and tube sheet stresses of shell and tube oil cooler stemmed from various parameters. These parameters involve size, thickness and dimension of shell and tube oil cooler, including fluid temperature. The main purpose of the present work is to ensure safety of design products and also develop new products rapidly. For stress evaluation of oil coolers, first of all, the maximum pressure on the shell-side and on the tube side is fixed with 3.1MPa and 1.5MPa, respectively. Secondly, the pressure on each side varies from 2MPa to 3.1MPa on the shell side and from 0.6MPa to 2MPa on the tube side. Various parameters under these conditions are employed to estimate design stresses on each side of oil cooler. These basic information related to stresses will be useful for a designer or manufacturer of an oil cooler.

기호설명

D : 내부 채널 혹은 쉘 직경 [m]
D_c : 내부 채널 직경 [m]
D_e : 튜브 시트 유효 직경 [m]
D_s : 내부 쉘 직경 [m]
D_0 : 외부 튜브 등가 직경 [m]
D^* : 튜브 시트 등가 굽힘 강성
d_t : 튜브의 보통 외경 [m]
E_c : 채널 물질의 탄성율
E_s : 쉘 물질의 탄성율
E_t : 튜브 물질의 탄성율
e : 튜브 시트 두께 [m]
e_c : 채널 두께 [m]
e_s : 쉘 두께 [m]
e_t : 튜브 벽두께 [m]
f_t : 튜브 설계응력 [MPa]
f_P : 튜브시트 설계응력 [MPa]
F_i : Z 대해 X와 대응되는 계수
F_q : Z 대해 X의 대응되는 계수
G_c : 채널 가스킷 직경 [m]
H : Z의 대해 X와 대응되는 계수
h_g' : 튜브 측 패스 구획 홈의 깊이 [m]
I : 배플 간격 [m]
J : 쉘 축 강성의 벨로우의 비율
K_J : 팽창 벨로우의 축의 강성
$K_{s,t}$: 튜브-번들 축 강성 쉘 비율
K_w : 튜브-번들 탄성보강재료 비율
k : 채널 혹은 쉘의 회전 모서리 모멘트 [kg.m^2]
k_c : 채널 회전 모서리 모멘트 [kg.m^2]
k_s : 쉘 회전 모서리 모멘트 [kg.m^2]
L : 내부튜브 시트 면 사이 튜브 길이 [m]
l : 튜브 시트에 인접한 쉘의 길이 [m]
$l_{t,k}$: 비틀림 길이[m]
N_t : 튜브 수
Θ : 튜브의 상대 단면적 계수

한성건(책임저자) : 순천향대학교 물리학과
E-mail : kks9912@paran.com Tel : 042-826-1179

p : 튜브 피치 [m]
P_D : 튜브시트 압력차 [MPa]
P_E : 튜브시트의 튜브 지역에서 압력 차[MPa]
P_e : 튜브 시트에 작용하는 유효압력 [MPa]
P_s : 쉘 측 계산 압력 [MPa]
P_t : 튜브 측 계산 압력 [MPa]
X_s : 쉘에 대한 튜브 시트 상대면적 계수
X_t : 튜브에 대한 튜브 시트 상대면적 계수
μ : 튜브 시트의 기본 줄무늬 효율
μ^* : 튜브 시트의 유효 줄무늬 효율
v_c : 채널 물질의 푸아송비
v_s : 쉘 물질의 푸아송비
v_t : 튜브 물질의 푸아송비
v^* : 튜브 물질의 유효 푸아송비
σ : 부품에서 계산된 응력 [MPa]
τ : 부품에서 계산된 전단 응력 [MPa]
φ_P : 튜브시트 굽힘 강도 계수
κ_P : 튜브시트 전단강도 계수

1. 서 론

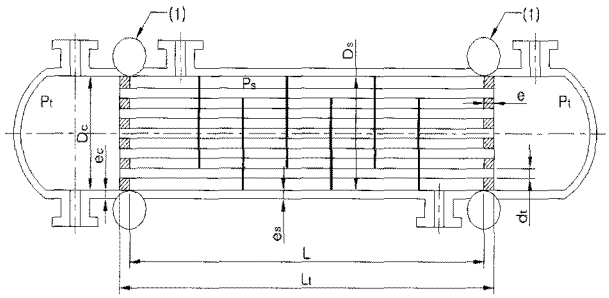

Fig. 1 Shell & tube oil cooler of a fixed tube sheet

Fig. 1의 두 유체가 서로 분리되어있는 동안 열을 교환하는 다관 원통식 오일 냉각기(shell & tube type oil cooler)는 아주 높은 온도와 넓은 압력 범위에서 기체, 액체에 대해 다양하게 적용할 수 있고, 상대적으로 구조가 간단하여 산업에 널리 사용되고 있다. 열전달을 개선하기위해 배플 간격, 배플 모양, 튜브의 형상, 개수, 튜브 배열등을 다양하게 변화시키고 있는데, 이때 채널, 튜브시트, 튜브 및 쉘이 받는 응력을 검토하여 설계에 반영하여야 한다[1-5].

본 연구에서는 쉘측 및 튜브측 압력을 일정하게 유지하여 채널 개스킷직경, 쉘 직경 및 두께, 온도에 따른 스트레스 변화를 조사하였고 또한 압력을 변화시켜 이들 변수를 사용하여 스트레스를 평가하였다.

2. 기본내용과 관련 방정식

상대적인 굽힘 강도 φ_P와 상대적인 전단 강도 κ_p는 다음처럼 계산 된다[6].

$$\varphi_P = 1 - D_{0,e}/p \tag{1}$$

$$\kappa_P = \sqrt{\varphi_P(1-\varphi_P)} \tag{2}$$

전체 튜브시트에서 유체 압력 차는 식(3)으로 주어진다.

$$P_D = P_t - P_s \tag{3}$$

튜브 지역의 외부 경계에서 모멘트 분포 파라미터는 다음 식으로 표현된다.

$$0.9D_s \le G_c \le 1.2D_s;$$

$$\eta^2 = min\left(1; \frac{12 \cdot \kappa_P \cdot \varphi_P \cdot f_P \cdot e_P^2}{|P_D| \cdot D_e^2}\right) \tag{4}$$

$$D_e = \frac{D_s + G_c}{2} \tag{5}$$

강성 파라미터 k_P는 식(6)로 주어진다.

$$k_P = \kappa_P(1 - \ln\eta^2) \tag{6}$$

튜브시트의 상대 면적은 다음과 같다.

$$X_t = 1 - N_t \cdot \left(\frac{d_t - 2e_t}{D_e^2}\right)^2 \tag{7}$$

$$X_s = 1 - N_t \cdot \left(\frac{d_t}{D_e^2}\right)^2 \tag{8}$$

식(9)은 튜브로 된 지역에서 튜브의 상대 단면적 계수이다.

$$\Theta = X_t - X_s = 4N_t(d_t - e_t)e_t/D_e^2 \tag{9}$$

튜브의 비틀림 부하는 비틀림 길이 $l_{t,k}$는 배플수 $N_{B,e}$에 대하여 식(10)으로 표현된다.

Table 1 Coefficient for buckling length

$N_{B,e}$	2	3	4	5	6	7	8	9	10
C_1	0.25	0.49	0.66	0.77	0.84	0.88	0.91	0.93	0.94
C_2	0.11	0.10	0.07	0.04	0.03	0.02	0.01	0.01	0.01
C_3	0.11	0.11	0.07	0.04	0.03	0.02	0.01	0.01	0.01
C_4	0.13	0.09	0.07	0.06	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01
C_5	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
C_6	0.08	0.01	0.00	0.00	0.00	0.01	0.01	0.00	0.00

$$l_{t,k} = max\{0.70I_1; YI_2; 0.70I_3\} \tag{10}$$

$$\lambda_1 = I_1/I_2 \tag{11}$$

$$\lambda_3 = I_3/I_2 \tag{12}$$

$$Y = \sqrt{C_1 + C_2\lambda_1 + C_3\lambda_3 + C_4\lambda_1^2 + C_5\lambda_1\lambda_3 + C_6\lambda_3^2} \tag{13}$$

튜브시트 지역에서 유효 유체 압력 차는 식(14)로 주어진다.

$$P_E = P_t X_t - P_s X_s \tag{14}$$

튜브시트 굽힘의 신장(tensile) 스트레스는 식(15)로 주어진다.

$$f_{T,t} = f_t - \frac{|P_s| d_t}{2e_t} \tag{15}$$

튜브시트에서 허용 굽힘의 압축 스트레스는 식(16)에 식(10)을 사용하여 계산된다.

$$f_{T,C} = \sigma + \frac{f_t - |\sigma_{T(P)}|}{\sqrt{1 + \left\{\frac{1.216}{E_t}(1.30 f_t - |\sigma_{T(P)}|)\left(\frac{l_{t,k}}{d_t - e_t}\right)^2\right\}^2}} \tag{16}$$

튜브시트의 평균 굽힘 스트레스와 전단 스트레스는 식(17) 및 (18)로 주어진다.

$$\sigma = \frac{D_e^2 P_e}{4H\mu^*(e - h'_g)^2} \tag{17}$$

$$\tau = \frac{D_e P_e}{4\mu e} \tag{18}$$

튜브는 직선이고 동일한 것이며, 이들은 견고히 튜브 시트에 부착된다. 튜브 내·외부의 최대 축성 스트레스는 식(19) 및 (20)로 표현된다.

내부 튜브 열:

$$\sigma_{t,i} = \frac{1}{\Theta}[(P_s \cdot X_s - P_t \cdot X_t) - P_e \cdot F_i] \tag{19}$$

외부 튜브 열:

$$\sigma_{t,o} = \frac{1}{\Theta}[(P_s \cdot X_s - P_t \cdot X_t) - P_e \cdot F_q] \tag{20}$$

튜브에서 최대 등가 스트레스는 식(21)과 같다.

$$\begin{aligned}\sigma_{t,eq} = max\,[&|\sigma_{t,i} - \sigma_{t,\theta}|; |\sigma_{t,i} - \sigma_{t,r}| \\ &; |\sigma_{t,\theta} - \sigma_{t,r}|; |\sigma_{t,o} - \sigma_{t,\theta}|; |\sigma_{t,o} - \sigma_{t,r}|\,]\end{aligned} \tag{21}$$

쉘은 원통형이며 모든 점에서 두께와 직경이 균일하며, 쉘에서 축의 스트레스 및 굽힘 스트레스는 식(22)및 (23)과 같다.

$$\sigma_{s,m} = \frac{D_s^2}{4e_s(D_s + e_s)} \cdot P_t \tag{22}$$

$$\sigma_{s,b} = \frac{k_s}{k_s + k_c}\frac{1}{l_1}\left(\frac{D_e}{2e_s}\right)^2 P_e \tag{23}$$

회전모멘트 k는 식(24)으로 주어진다.

$$k = \frac{2E(e)^{5/2}}{[1(1-v^2)]^{3/4}(D+e)^{1/2}} \tag{24}$$

최대 등가 스트레스는 식(25)으로 구한다.

$$\begin{aligned}\sigma_{s,eq} = max\,[&|\sigma_{s,m} - \sigma_{s,\theta}| \\ &; |\sigma_{s,m} - \sigma_{s,r}|; |\sigma_{s,\theta} - \sigma_{s,r}|\,]\end{aligned} \tag{25}$$

채널이 튜브 시트를 가진 일체형이며, 튜브에서 축성의 스트레스는 식(26)과 같다.

$$\sigma_{c,m} = \frac{D_c^2}{4e_c(D_c + e_c)} \cdot P_t \tag{26}$$

튜브 시트를 가지고 있는 분기점에서 채널에서의 최대 축성 굽힘 스트레스는 식(27)처럼 주어진다.

$$\sigma_{c,b} = \frac{k_c}{k_s + k_c}\frac{1}{l}\left(\frac{D_e}{2e_c}\right)^2 P_e \tag{27}$$

$$l = H_{\infty}\left[\left(\frac{2}{X \cdot Z} \cdot F_{q,\infty}\right) + \left(1 - \frac{1-v^*}{X \cdot Z}\right)\right] \quad (28)$$

번들비율 X는 식(29)로 주어진다.

$$X = \left(\frac{K_w}{D^*}\right)^{0.25} \frac{D_e}{2} \quad (29)$$

모서리 제어계수 Z는 식(30)으로부터 구할 수 있다.

$$Z = \frac{k_s + k_c}{(K_w)^{0.25}(D^*)^{0.75}} \quad (30)$$

$$K_w = \frac{8N_t e_t (d_t - e_t) E_t}{{D_e}^2 L} \quad (31)$$

튜브 시트를 가진 분기점에서 채널에서의 최대 등가 스트레스는 식(32)처럼 주어진다.

$$\sigma_{c,eq} = max\left[|\sigma_{c,m} - \sigma_{c,b} + P_t| ; |\sigma_{c,m} + \sigma_{c,b}|\right] \quad (32)$$

압력 P_t, P_s 와 열 팽창(γ)에 따라 유효 압력, P_e 은 식(33)으로 구한다.

$$P_e = [1 + \frac{2v_s}{K_{s,t}} - \frac{1-J}{2JK_{s,t}} \frac{(D_J + 2w_J)^2 - D_s^2}{D_s^2} - \frac{J \cdot K_{s,t}}{1 + J \cdot K_{s,t} \cdot F_q}[X_t + 2v_t(1 - X_t) + \frac{1}{J \cdot K_{s,t}}]P_t + \frac{J \cdot K_{s,t}}{1 + J \cdot K_{s,t} \cdot F_q}\left[\frac{K_w}{2}\right] \cdot \gamma \quad (33)$$

$$\gamma = [\alpha_{t,m} \cdot (t_{t,m} - 20℃) - \alpha_{s,m} \cdot (t_{s,m} - 20℃)] \cdot L$$

$$K_{s,t} = \frac{(D_s + e_s)E_s}{N_t e_t (d_t - e_t) E_t} \quad (34)$$

3. 결과와 분석

Table 2는 시험견본제품의 다관 원통식 오일 냉각기의 기본사양이다.

튜브 측 최대압력을 1.5MPa, 쉘 측 압력을 3.1MPa로 고정하여, 채널 두께, 쉘 두께, 쉘 직경, 채널 가스킷 직경, 튜브 수, 쉘 측 및 튜브 측 입구 온도의 변화에 따라 쉘 , 채널 및 튜브 스트레스를 고찰하였다. Fig. 2는 채널 가스킷 직경의 변화에 따른 튜브시트의 유효 압력, 전단 스트레스 및 굽힘 스트레스를 나타낸다. 식(5)의 채널 가스킷 직경 G_c의 변화, 즉 $D_e = 0.5(D_s + G_c)$의 변화에 의하여 튜브시트의 굽힘 스트레스 및 전단 스트레스의 식 (17), (18)은 증가한다.

식(7)의 상대 면적 X_t는 D_e가 증가함에 따라 증가하므로, 튜브시트 유효압력의 식(33)의 항에 포

Table 2 Specification of oil cooler

parameter	dimension	parameter	dimension
B (mm)	98	e (mm)	9
B_{si}(mm)	101	e_c(mm)	13.5
d (mm)	9.52	e_s(mm)	3.5
d_B (mm)	15.5	e_t(mm)	0.95
d_h (mm)	13	G_0(mm)	168.5
D (mm)	138	L(mm)	652
D_c (mm)	98	N_t	22
D_J (mm)	17	p(mm)	17
D_0 (mm)	93.8	v^*	0.31
D_s (mm)	107	v	0.29

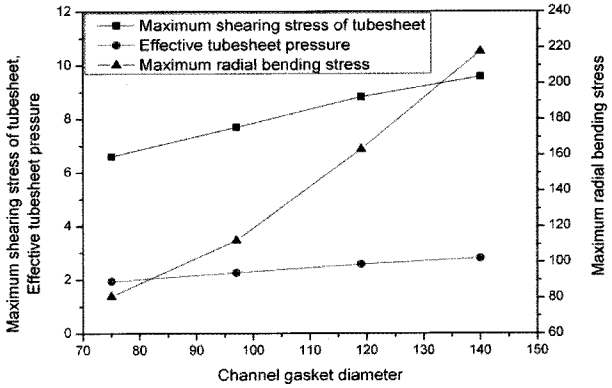

Fig. 2 Tube sheet stress due to channel gasket diameter

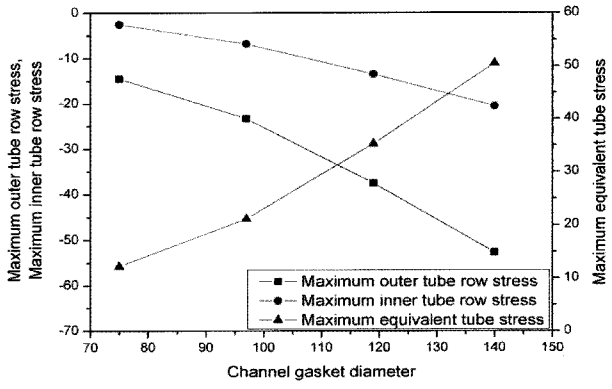

Fig. 3 Tube stress due to channel gasket diameter

함된 X_t의 기여로 인해 증가한다. 그러므로 채널 가스킷의 직경이 증가할 때 굽힘 스트레스, 전단 스트레스 및 유효 압력은 증가한다. 열팽창(γ)과 압력에 의한 굽힘 스트레스(σ)는 $3f$를 초과해서는 안된다. 즉, $\sigma \le 3f$를 만족하여야 한다. 튜브시트의 물질 설계 스트레스(f)는, $f = 235.2$[MPa]이다. 또한 전단 스트레스 τ는 $0.8f$를 초과하지 않아야한다. 이것은 $\sigma \le 0.8f$ 조건을 충족해야 한다는 것을 의미한다.

Fig. 3은 채널 가스킷 직경의 변화에 대해 튜브 측 스트레스를 보여준다. 식(7)과 (8)의 X_t와 X_s는 가스킷 직경이 증가할수록 증가하며, X_t가 X_s보다 큰 값을 가지므로 식(19), (20)의 튜브 내·외부 스트레스는 감소한다. 반면에 식(21)의 튜브 등가 스트레스는 절대 값의 최대 값을 사용하므로 양의 증가함수이다. Fig. 3에서, $\sigma_{t,o}$ 와 $\sigma_{t,i}$가 음인 경우이므로 이들 스트레스의 절대 값은 튜브의 최대 허용 가능한 비틀림(buckling) 스트레스($f_{t,bk}$)을 초과하지 않으므로 $|\sigma_{t,o}| \le f_{t,bk}$ 및 $|\sigma_{t,i}| \le f_{t,bk}$의 조건을 충족해야 한다. 이때, 비틀림 스트레스는, $f_{t,bk} = 159.98$[MPa]이다. 또한 $\gamma \neq 0$의 부하 조건에서 등가 스트레스($\sigma_{t,eq}$)는 $1.5f_t$를 초과하지 않을 것이다. 즉, $\sigma_{t,eq} \le 1.5f_t$를 만족해야하며, 튜브 물질 설계 스트레스(f_t)는, $f_t = 176$[MPa]이다.

Fig. 4는 채널 가스킷 직경의 변화에 대한 쉘 측 스트레스 곡선이다. 채널 가스킷 직경은 쉘 직경 범위 조건, $0.9D_s \le G_c \le 1.2D_s$을 충족시켜야 한다. 이와 같은 조건에서 식(22), (23) 및 (25)로부터 쉘 굽힘 스트레스 및 등가 스트레스는 증가한다. 쉘의 축성 스트레스는 일정하다.

Fig. 5는 튜브 수에 따른 채널 스트레스를 나타낸다. 채널 축성 스트레스는 일정하며, 채널 굽힘 스트레스 및 등가 스트레스는 점차로 감소한다. 식(26), (27) 및 (32)로부터 채널 축성 스트레스는 튜브 수에 무관하지만, 굽힘 스트레스와 등가 스트레스는 튜브 수와 관련된 항을 포함하는 X와 역 비례관계가 있으므로 감소한다. 등가 채널 스트레스($\sigma_{c,eq}$)는 $0.3f_c$를 초과하지 않아야한다. 즉 $\sigma_{c,eq} \le 3f_c$를 충족해야한다. 채널 물질 설계 스트레스(f_c)는, $f_c = 176.4$[MPa]이다.

Fig. 6은 쉘 직경의 변화에 대한 채널 스트레스 곡선을 나타낸다. 채널 직경은 다음 조건, $0.9D_s \le D_c \le 1.2D_s$을 충족시켜야 하며 식(26)으로부터 쉘 직경의 증가에 따라 채널 축성 스트레스, 굽힘 스트레스 및 등가 스트레스는 증가함수 곡선을 보여준다. 즉, 오일 냉각기 용기가 클수록 채널 스트레스가 증가한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 7은 쉘 두께의 변화에 따른 튜브 스트레스 변화를 나타낸다. 튜브 스트레스의 식(19), (20) 및 (21)은 유효압력 항 P_e과 관련되어 있으며, 유효 압력 식(33)은 쉘 두께와 관련된 식(34)을 포함하고 있다. 계산으로부터 쉘 두께는 튜브 내·외부 스트레스는 증가에 기여한다는 것을 알 수 있으며, 튜브 등가 스트레스는 절대 값의 최대 값을 취하므로 최소 값 차이를 의미하는 변곡점을 지나서 점차로 증가한다.

Fig. 8은 쉘 두께 변화에 따라 채널 축성 스트레스는 일정한 반면에 채널 굽힘 스트레스 및 등가 스트레스는 지수적으로 감소한다.

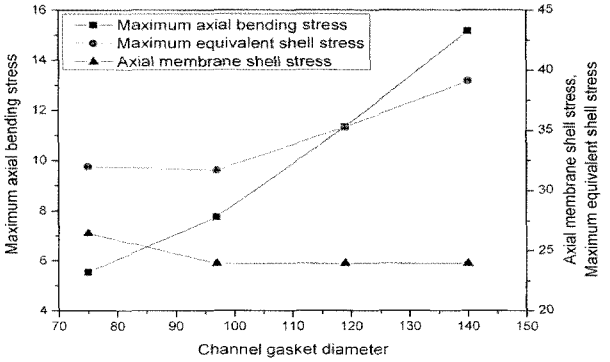

Fig. 4 Shell stress due to channel gasket diameter

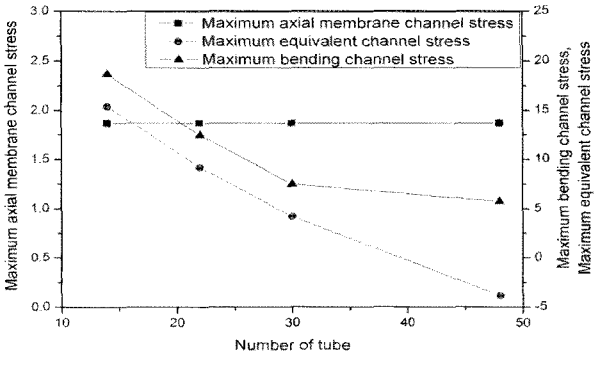

Fig. 5 Channel stress due to number of tube

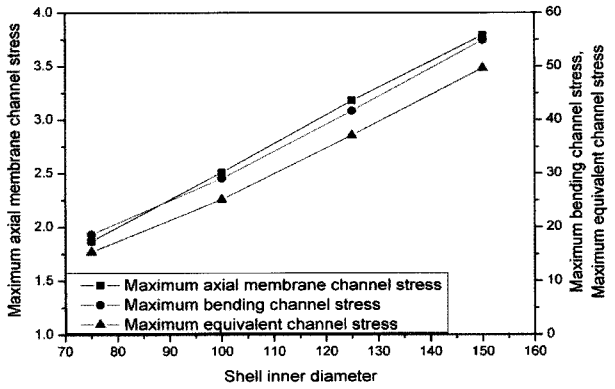

Fig. 6 Channel stress due to shell diameter

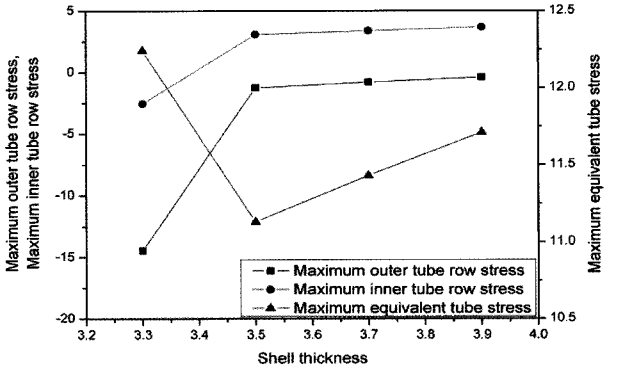

Fig. 7 Tube stress due to shell thickness

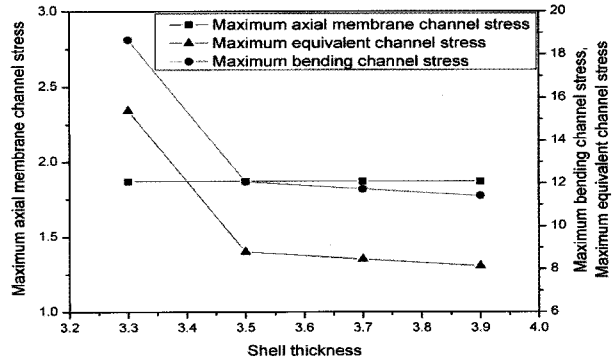

Fig. 8 Channel stress due to shell thickness

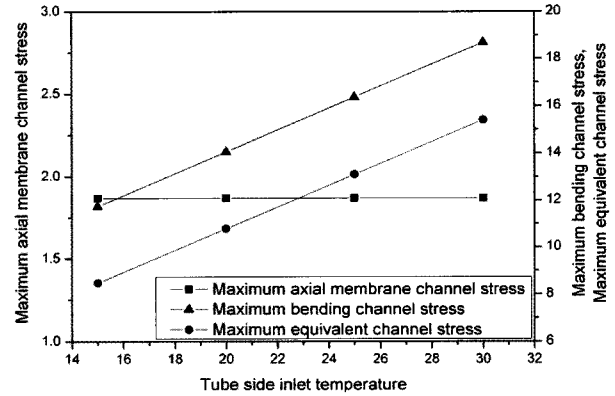

Fig. 9 Channel stress due to tube temperature

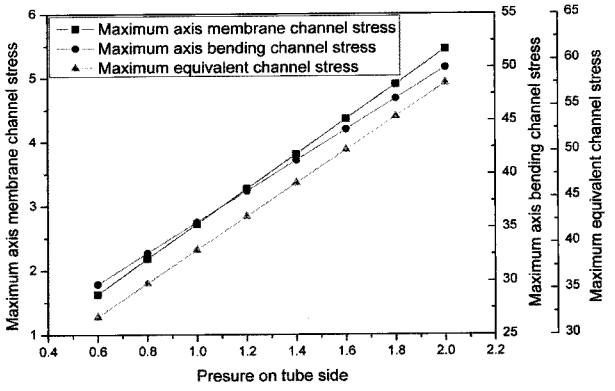

Fig. 10 Channel stress due to pressure on tube side

채널 굽힘 스트레스의 식(27)에 연관된 식(24)은 쉘 두께와 반비례 관계가 성립되어 굽힘 스트레스가 감소됨을 알 수 있다. 마찬가지로 채널 등가 스트레스도 감소된다. 튜브시트에 인접한 최소길이 l_s에 대해 쉘 두께는 다음 조건을 만족하여야 한다. 즉, $l_s = 1.4\sqrt{(D_s + e_s)e_s}$.

Fig. 9는 튜브 온도 변화에 대한 채널 스트레스 곡선이다. 온도 변화에 대해 독립한 축성 채널 스트레스는 일정하지만 열 팽창(γ)의 물질 설계 온도 조건과 관련된 유효압력의 영향을 받는 굽힘 스트레스와 등가 스트레스는 일정하게 증가하는 곡선을 보여준다. 이때, 쉘 측 온도는 70℃로 고정시켰다.

Fig. 10은 튜브 측 압력 변화에 대한 채널 스트레스를 나타낸다. 이때 쉘 측 압력은 최대압력으로 3.1MPa로 고정시켰다. 채널 스트레스는 튜브 압력과의 비례관계가 성립하여 튜브 측 압력이 증가할 때 채널 스트레스도 마찬가지로 증가함을 알 수 있다.

Fig. 11은 Fig. 10과는 반대로 튜브 측 압력을 고정시켜 쉘 측 압력의 변화 대한 채널 스트레스 곡선이다.

식(26)의 축성 채널 스트레스는 단지 튜브 측 압력에 만 관련되어 일정하지만, 굽힘 스트레스와 등가 스트레스는 쉘 측 압력에 비례하여 증가한다.

Fig. 12는 채널 두께 변화에 대한 쉘 스트레스와의 관계를 나타낸다. 식(22)의 쉘의 축성 스트레스는 채널 두께와는 무관하므로 일정하며, 식(23), (25)의 쉘의 굽힘 스트레스와 등가 스트레스는 채널 두께 변화에 대하여 감소한다. 쉘의 등가 스트레스는 $\gamma \neq 0$인 부하 조건에 대해 $\sigma_{s,eq} \leq 1.5 f_s$의 조건을 만족해야 한다. 쉘 물질 설계스트레스(f_s)는, $f_s = 340$[MPa]이다. 쉘의 축성 스트레스는 쉘의 허용가능한 비틀림 스트레스($f_{s,bk}$)과의 다음 조건,

$|\sigma_{s,m}| \le f_{s,bk}$을 충족하여야 하며, $f_{s,bk} = 916.06$ [MPa]이다.

Fig. 13은 채널 두께의 변화에 따른 채널 스트레스를 표현한다. 축성 채널 스트레스, 굽힘 스트레스 및 등가 스트레스 모두 채널 두께가 증가할 때 감소한다.

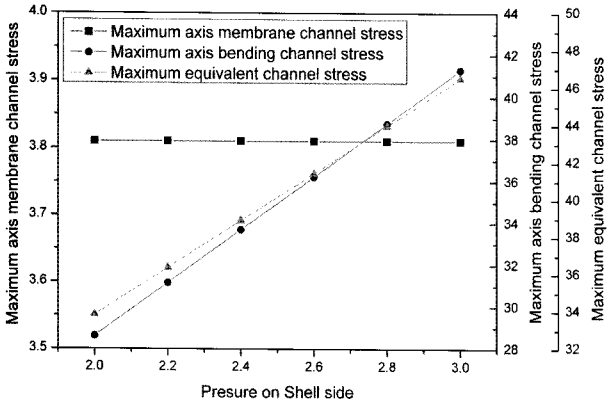

Fig. 11 Channel stress [MPa] due to Pressure [MPa] on Shell side

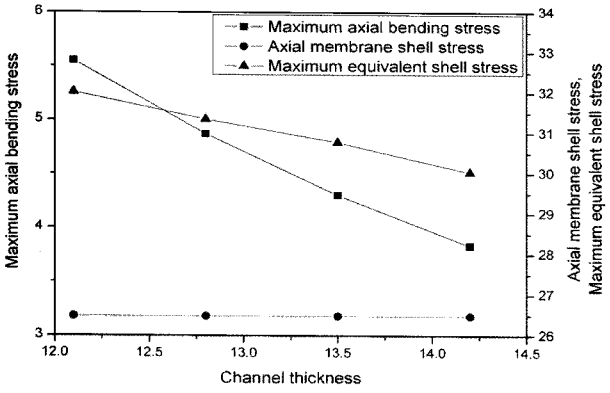

Fig. 12 Shell stress [MPa] due to Channel thickness[mm]

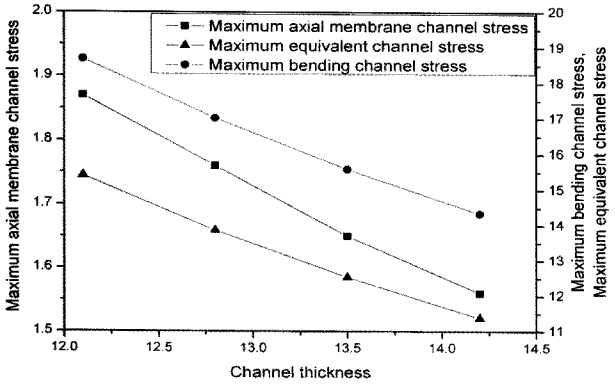

Fig. 13 Channel stress [MPa] due to Channel thickness[mm]

4. 결 론

다관 원통식 오일 냉각기의 안정성을 확보하고 신속한 개발을 위하여 이에 작용하는 가변 압력과 고정 압력에 대하여 오일 냉각기의 중요 부품인 쉘, 채널, 튜브 등의 크기, 길이, 및 직경 등에 대해 스트레스를 계산하였다.

본 연구에서는 제품의 안전성을 높이기 위해 작동압력보다 높은 압력을 가하여 스트레스를 평가하였으며, 스트레스 값의 증가 및 감소에 영향을 주는 유효 압력 값에 따라 다음처럼 요약된다.

1) 쉘 측 최대 설계압력 3.1MPa, 튜브 측 고정 설계 압력 1.5MPa에서 채널 가스킷 직경이 증가함에 따라 튜브시트 전단 스트레스, 튜브 시트 굽힘 스트레스, 유효 압력, 등가 튜브 스트레스, 쉘 굽힘 스트레스 및 쉘 등가스트레스는 증가한다. 튜브 내·외부 스트레스는 감소하며, 축성 쉘 스트레스는 일정하다.

2) 쉘 직경의 증가에 따라 채널 스트레스, 튜브시트 스트레스 및 쉘 스트레스는 증가한다.

3) 튜브 수의 증가에 따라 유효압력 , 채널 축성 스트레스는 일정하지만 채널 굽힘 스트레스, 등가 채널 스트레스 , 튜브시트 스트레스 및 쉘 스트레스는 감소한다.

4) 쉘 측 두께가 증가할 때 채널 스트레스는 감소하는 반면 튜브 스트레스는 증가한다.

5) 쉘 측 온도를 70℃로 고정하였을 때, 튜브 측 온도의 증가에 따라 채널 스트레스는 증가한다. 축성 채널 스트레스는 일정하다.

6) 쉘 측 압력이 3.1MPa로 고정하였을 때, 튜브 측 압력의 증가에 따라 채널 스트레스도 증가한다.

7) 튜브 측 압력이 0.6MPa로 고정하였을 때, 쉘 측 압력이 증가함에 따라 채널 스트레스도 증가하며 축성 채널 스트레스는 일정하다.

8) 채널 두께의 증가에 따라 쉘 스트레스와 채널 스트레스는 감소한다. 축성 쉘 스트레스는 일정하다.

참 고 문 헌

1. M. Saffar-Avval and E. Damangir, 1995, "A general correlation for determining optimum baffle spacing for all types of shell and tube exchangers", Int. J. of Mass Transfer. Vol. 38,

No. 13, pp. 2501~2506.
2. Huadong Li, Volker Kottke, 1998, "Local heat tranfer in the first baffle compartment of the shell-and-tube-heat exchangers for staggered tube arrangement", Experimental Theramal and Fluid Science 16, pp. 342~348.
3. Zahid H. Ayub, 2005, "A new chart method for evaluating single-phase shell side heat transfer coefficient in a single segmental shell and tube heat exchanger", Vol. 25, Issues 14-15, Oct. pp. 2412~2420.
4. H. Li, V. Kottke, 1999, "Analysis of local shellside heat and mass transfer in the shell-and tube heat excahnger with disc-and doughnut baffles", Int. J. of Mass Transfer 42, pp. 3509~3521.
5. T. Pekdemiret al., 1993, "Flow distribution on the shellside of a cylindrical shell and tube heat exchanger", Int. J. of Heat and Fluid Flow, Vo. 14, Issues 1, pp. 76~85.
6. Unfired Pressured Vessels, 2002, design, BS-EN 13445-3.