대한기계학회논문집 A 권, 제 26 권 제 1 호, pp. 179~187, 2002

고정 튜브시트를 갖는 수평형 열교환기의 등가 모델링을 이용한 튜브 건전성 평가

전윤철†· 김태완*· 정동관*
(2001 년 6 월 19 일 접수, 2001 년 10 월 25 일 심사완료)

Evaluation of Integrity of the Tubes in the Horizontal Fixed Tubesheet Heat Exchanger by Using Equivalent Modeling

YoonCheol Jeon, TaeWoan Kim and DongGwan Jeong

Key Words : Reliability(건전성), Fixed Tubesheet(고정 튜브시트), Heat Exchanger(열교환기), Operating Condition(사용 조건), Equivalent Modeling(등가 모델링)

Abstract

Finite element analysis was performed to evaluate the integrity of the tubes in the fixed tubesheet of horizontal type heat exchanger under operating condition. For the finite element analysis of the heat exchanger, tubes and tubesheets were equivalently modeled with concentroidal hexagonal columns and solid plates having equivalent properties for the convenience of finite element modeling, respectively. Load combination of tube pressure and thermal expansion most likely to precipitate possible failure of the tubes was selected and applied to the finite element analysis. The compressive stresses of the tubes were calculated based on displacements of each tube, which were obtained from finite element analysis. Finally, the maximum tube stress was compared with the design criterion of ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII.

기호설명

E	: 탄성계수
ν	: 포와송의 비
η	: 리가먼트 효율
p	: 피치
d_o	: 튜브의 외경
d_I	: 튜브의 내경
K_t	: 튜브의 강성계수
N_t	: 튜브의 개수
L	: 튜브의 길이
S	: 등가튜브의 단면적
t_h	: 등가튜브의 두께
G_i	: 등가튜브의 둘레
f_t	: 튜브측 압력의 수정 계수
f_{sh}	: 쉘측 압력의 수정 계수
A_p	: 튜브시트에서 튜브 구멍이 있는 부분의 면적
C_f	: 쉘측 압력의 보상계수
P_t	: 튜브측 압력
P_{sh}	: 쉘측 압력
P_{teff}	: 유효 튜브측 압력
P_{seff}	: 유효 쉘측 압력
σ_{th}	: 열응력
ε_{th}	: 열변형률
$\delta_{expanded}$	: 열하중에 의한 튜브의 열팽창량
δ_{free}	: 열하중에 의한 튜브의 자유 열팽창량
σ_c	: 튜브측 압력에 의한 튜브의 압축 응력
ε_c	: 튜브측 압력에 의한 튜브의 압축 변형률

† 책임저자, 회원, 두산중공업㈜ 기술연구원
E-mail : ycjeon@doosanheavy.com
TEL : (055)278-3697 FAX : (055)278-8593
* 회원, 두산중공업㈜ 기술연구원

δ_{comp} : 튜브측 압력에 의한 튜브의 압축 변위

R_o : 튜브의 바깥 반지름

C_n : E^*/E 를 정의하는데 필요한 계수

D_n : ν^*를 정의하는데 필요한 계수

$\delta_{unexpanded}$: $\delta_{free} - \delta_{expanded}$

σ_{total} : $\sigma_{th} + \sigma_c$

첨자

ts : 튜브시트

t : 튜브

sh : 쉘

* : 등가 물성치

1. 서 론

석유 화학, 화력/원자력 발전 등의 산업에서 널리 사용되고 있는 튜브형 열교환기는 헤드(head), 쉘(shell), 튜브(tube), 튜브시트(tubesheet) 및 스커트(skirt) 등으로 구성된다. 튜브와 튜브시트의 연결 방식에 따라 U-튜브형(U-tube type), 유동형(floating type), 고정형(fixed type) 튜브시트로 구분되는데, 고정 튜브시트를 갖는 열교환기의 경우 튜브가 양단의 튜브시트에 확관 혹은 용접으로 고정되며, 가장 간단하고 경제적인 형태의 열교환기로 알려져 있으나, 튜브에 열하중(thermal load)이 가해질 경우 열팽창에 의한 열응력(thermal stress) 발생으로 튜브에 파손이 일어날 수 있는 단점이 있다. 열교환기는 설치 위치에 따라 수직형(vertical type)과 수평형(horizontal type)으로 나눌 수 있는데, 이상 유동(two phase flow)이 발생하는 수평형 열교환기의 경우 튜브 구멍은 튜브시트의 아래쪽으로 편심되어 있는데, 이는 아랫 부분과 윗 부분은 각각 액체와 증기의 유동을 위한 공간이다(Fig. 1 참조).

튜브시트에는 수백 혹은 수천 개의 튜브가 설치되는데, 각각의 튜브를 유한 요소 모델링에 고려하기는 매우 어렵기 때문에 등가 모델링을 통해 유한 요소 해석에 적용한다. 수직형의 경우 튜브의 배열이 원형 튜브시트의 중심을 기준으로 동심원 형태의 배열을 하고 있기 때문에 튜브와 튜브시트는 축대칭(axisymmetric) 모델링이 가능하지만, 수평형의 경우에는 튜브 배열의 비축대칭성(non-axisymmetric)으로 3 차원 모델링이 요구된다.

Lengsfeld 등[1,2]은 수직형 열교환기에서 튜브시트의 두께를 결정하기 위해 튜브는 전체 튜브와 같은 강성계수(stiffness)를 갖는 동심의(concentric) 실린더로 가정하였으며, 튜브시트는 튜브 구멍이 있는 부분에 대해서는 등가의 물성치를 갖는 평판(solid plate)으로 가정하여 축대칭 유한 요소 해석에 적용하였다. 또한, 등가 튜브시트에서의 건전성 평가를 위해 등가 튜브시트에서 계산된 응력 강도(stress intensity)에 이축성비(biaxiality ratio)와 리가먼트 효율(ligament efficiency)의 역수를 곱하여 ASME 코드에 나타나 있는 설계 조건과 비교하였다.[3]

지금까지 등가 튜브시트에서의 해석 결과를 이용한 건전성 평가에 대한 연구는 많은 연구자들에 의해 이루어진 반면 등가 튜브에 대해서는 건전성을 평가하는 방법에 대한 연구가 거의 이루어지지 않고 있는 실정이다.

본 논문에서는 고정 튜브시트를 갖는 수평형 열교환기에서 튜브에서의 응력을 계산하고 건전성을 평가하였다. 튜브 구멍이 있는 튜브시트는 ASME 코드[4]에 따라 등가의 물성치를 갖는 평판으로 대체하였으며, 튜브에 대해서는 비축대칭성으로 인해 같은 강성계수를 갖는 동도심의(con-centroidal) 육각 기둥의 조합으로 대체하여 3 차원 유한 요소 해석에 적용하였다. 튜브에서 최대 압축 응력이 발생되는 하중의 조합을 적용하여 튜브에서의 응력을 계산하였으며, ASME 코드에 제시된 설계 기준과 비교하였다(Fig. 2 참조)

2. 등가 모델링

2.1 튜브시트

Fig. 1(b)는 수평형 열교환기 튜브시트에서의 튜브 구멍의 배열(layout)을 나타낸다. 튜브 구멍들이 설치된 면적은 육각형 형태이며, 이 부분의 물성치는 튜브 구멍의 지름과 피치로 정의되는 리가먼트 효율(ligament efficiency)을 이용하여 식 (1)과 (2)로부터 등가의 탄성계수 E*와 ν*로 대체하여 해석에 적용한다.[4]

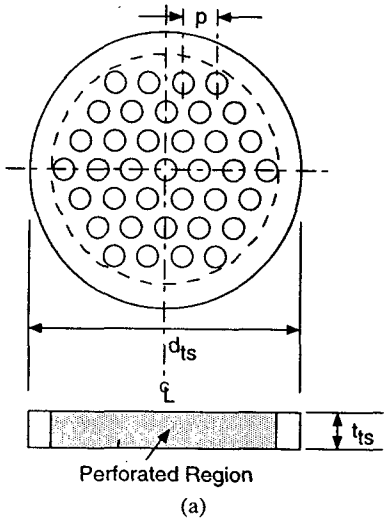
$$\frac{E^*}{E_{ts}} = C_o + C_1\eta + C_2\eta^2 + C_3\eta^3 + C_4\eta^4 \qquad (1)$$

$$\nu^* = D_o + D_1\eta + D_2\eta^2 + D_3\eta^3 + D_4\eta^4 \qquad (2)$$

여기서 E_{ts} 는 튜브시트의 탄성 계수이며 리가먼트 효율 η 는 다음 식 (3)과 같이 정의된다.

$$\eta = \frac{p - d_o}{p} \tag{3}$$

여기서 p 와 d_o는 각각 튜브피치와 튜브의 외경을 나타낸다. 식 (1)과 (2)에서 계수 $C_o \sim C_4$ 와 $D_o \sim D_4$ 는 Table 1 에 나타내었다.



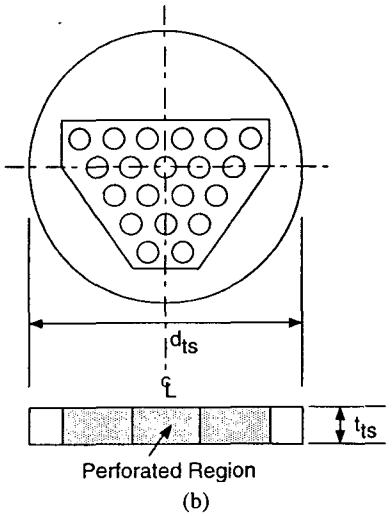


Fig. 1 Layouts of perforation in the tubesheet of (a) vertical type and (b) horizontal type

2.2 튜브

본 논문에서 고려하고 있는 열교환기 튜브의 총 강성계수는 식 (4)와 같이 계산된다.[1,2]

$$K_t|_{\text{tube bundle}} = \frac{N_t}{L} \times \frac{\pi}{4} \times \left(d_o^2 - d_i^2\right) \times E_t \tag{4}$$

여기서 N_t 는 튜브의 총 개수를 나타내며, L, E_t, d_i 및 d_o 는 각각 튜브의 길이, 튜브의 탄성계수, 튜브의 내경과 외경을 나타낸다.

튜브는 전체 튜브와 같은 강성계수를 갖는 동도심의(concentroidal) 육각 기둥으로 대체하여 해석에 적용하였다. 동도심의 육각 기둥으로 대체된 등가 튜브의 총 강성계수는 다음 식과 같이 계산된다.[1,2]

$$K_t|_{\text{hexgonal}} = \frac{\sum_i S_i}{L} \times E_t \tag{5}$$

여기서 S 는 등가 튜브의 단면적을 나타내며 각각의 등가 튜브의 단면적은 다음과 같다.

$$S_i = G_i \times t_h \tag{6}$$

여기서 G_i 와 t_h 는 각각 등가 튜브의 평균 둘레와 등가 튜브의 두께를 나타낸다. 등가 튜브 평균

Table 1 Coefficients C_n and D_n for effective properties[4]

(a) $\frac{E^*}{E} = C_o + C_1\eta + C_2\eta^2 + C_3\eta^3 + C_4\eta^4$

η	C_o	C_1	C_2	C_3	C_4
0.10	0.0353	1.2502	-0.0491	0.3604	-0.6100
0.25	0.0135	0.9910	1.0080	-1.0498	0.0184

(b) $\nu^* = D_o + D_1\eta + D_2\eta^2 + D_3\eta^3 + D_4\eta^4$

η	D_o	D_1	D_2	D_3	D_4
0.15	0.8897	-9.0855	36.144	-59.543	35.822
0.25	0.7439	-4.4989	12.578	-14.209	5.7822

General notes:

(1) For both parts (a) and (b) of this Table, these coefficients are only valid for $0.1 \le \eta \le 0.6$

(2) For both parts (a) and (b) of this Table; for values of t/P lower than 0.1, use t/P=0.1; for values of t/P higher than 2.0, use t/P=2.0

둘레의 합을 계산하기 위해서는 우선 몇 개의 등가 튜브를 해석에 적용할 것인지를 결정해야 한다. 등가 튜브들간의 간격은 등간격이며, 각 튜브의 두께가 일정하므로 평균 둘레의 길이는 안쪽 튜브부터 일정 비율로 증가하게 된다.[1,2]

식 (4)와 (5)를 같게 놓으면 등가 튜브의 두께 t_h는 아래와 같이 구할 수 있다.

2.3

2.4
$$t_h = \frac{N_t \times \frac{\pi}{4} \times \left(d_o^2 - d_i^2\right)}{\sum_i G_i} \qquad (7)$$

2.3 작용 압력의 보정

튜브 구멍이 있는 튜브시트 대신 등가의 튜브시트를 적용함으로써 압력이 튜브시트에 작용하는 면적은 넓어지게 된다. 따라서 압력이 작용하는 면적의 증가를 압력의 크기에 반영해야 하며, 튜브측 압력과 쉘측 압력의 수정 계수는 각각 다음과 같다.[1,2]

$$f_t = 1 - N_t\left(\frac{\pi \frac{d_i^2}{4}}{A_p}\right) \qquad (8)$$

$$f_{sh} = 1 - N_t\left(\frac{\pi \frac{d_o^2}{4}}{A_p}\right) \qquad (9)$$

여기서 f_t 와 f_{sh} 각각 튜브측과 쉘측 압력의 수정 계수이며, A_p 는 등가의 평 으로 대체된 부분의 면적을 나타낸다 (Fig. 2 참조).

한편, 쉘측 압력이 작용하는 튜브시트는 육각 기둥 형태의 등가 튜브가 설치됨에 따라 압력이 작용하는 면적이 감소되므로 다음과 같은 압력 보정 계수 C_f를 고려한다.

$$C_f = 1 + \frac{\sum_i G_i \times t_h}{A_p} \qquad (10)$$

따라서, 튜브측 등가 압력 P_{teff} 과 쉘측 등가 압력 P_{seff} 은 각각 다음과 같다.

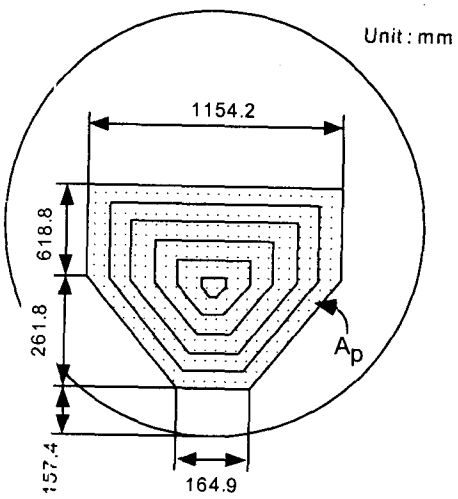


Fig. 2 Schematic drawing for perforated region in the tubesheet and its dimension

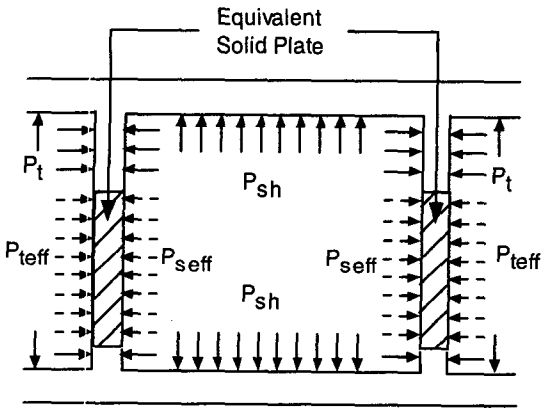


Fig. 3 Schematic drawing for the display of the effective pressure, P_{teff} and P_{seff}

$$P_{teff} = f_t \times P_t \qquad (11)$$

$$P_{seff} = f_{sh} \times P_{sh} \times C_f \qquad (12)$$

Fig. 3 은 열교환기 내에서 튜브측 등가 압력과 쉘측 등가 압력의 작용을 나타낸다.

2.4 하중의 조합

열교환기에 작용하는 하중은 튜브측 압력, 쉘측 압력 및 열하중이 있다. Table 2 에는 각각의 하중 조합을 나타내며, 이중 튜브에 대해 최대 압축 응력을 발생시킬 수 있는 하중 조합은 Case 4 이다. 따라서, 본 논문에서는 Case 4 를 해석에 적용하여 튜브에서 발생하는 응력을 계산하였다.

Table 2 Load Combinations

Case	Tube Pressure	Shell Pressure	Thermal Expansion
1	√		
2		√	
3			√
4	√		√
5		√	√
6	√	√	√
7	√	√	

3. 등가 튜브에서의 응력 평가

튜브에서의 최대 압축 응력을 계산하기 위해 Table 2 의 Case 4 를 적용하여 해석을 수행하였으며, 열팽창에 의한 응력과 튜브측의 압력만 작용하는 경우의 응력을 중첩(superposition)하였다. 열하중이 작용하는 경우 열팽창에 의해서 제일 안쪽의 튜브에서 최대 변위가 발생하였, 제일 바깥쪽 튜브에서 최소 변위가 발생하였다. 열응력은 열팽창을 방해하는 경우에 발생하고 자유 열팽창을 하는 경우 열응력은 발생하지 않는다. 따라서, 열하중을 받았을 때 열응력을 가장 크게 발생하는 위치는 튜브들중 열팽창이 가장 작은 최외각 튜브에서 발생하며, 열팽창에 의한 열응력은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\sigma_{th} = E_t \times \varepsilon_{th} = E_t \times \frac{\delta_{unexpanded}}{L} \qquad (13)$$

여기서 ε_{th} 와 E_t 는 축방향 열변형률과 튜브의 탄성계수를 나타낸다. Fig. 4 에 나타난 $\delta_{unexpanded}$ 을 이용하여 식 (13)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\sigma_{th} = E_t \times \frac{(\delta_{free} - \delta_{expanded})}{L} \qquad (14)$$

튜브측 압력에 의한 튜브에서의 압축 응력은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\sigma_c = E_t \times \varepsilon_c = E_t \times \frac{\delta_{comp}}{L} \qquad (15)$$

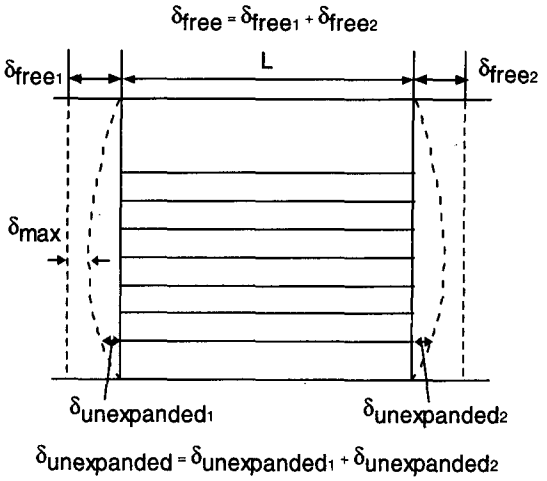


Fig. 4 Schematic drawing for the calculation procedure of thermal stress by using thermal elongation

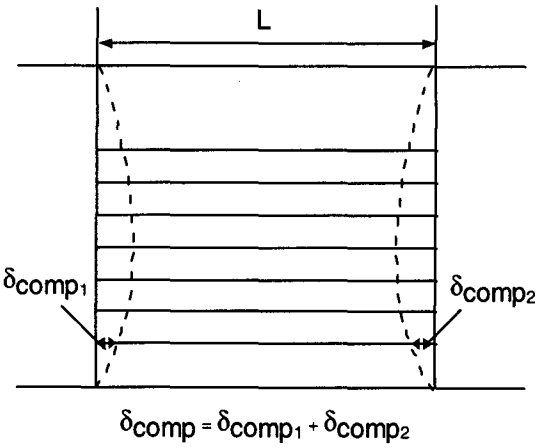


Fig. 5 Schematic drawing for the calculation procedure of compressive displacement due to tube pressure

여기서 ε_c 는 튜브측 압력에 의한 축방향 변형률을 나타내며, 변형량 δ_{comp} 는 Fig. 5 에 나타내었다.

튜브에서의 최대 압축 응력은 식 (14)의 열하중에 의한 열응력과 식 (15)의 튜브측 압력에 의한 응력을 중첩하여 식 (16)과 같이 구할 수 있다.

$$\sigma_{total} = \sigma_{th} + \sigma_c \qquad (16)$$

Table 3 Table for determining allowable stress of tubular material under external pressure for carbon or low alloy steels

Temperature	A	B, [MPa]
148.9°C	0.01	77.22
	0.15	82.05
260.0°C	0.01	58.61
	0.15	64.47

튜브에서의 허용 압축 응력에 대해 ASME 코드[4]에는 다음과 같이 나타나 있다.

튜브의 허용 압축 응력은 다음의 Sc_1 와 Sc_2 중 작은 값을 택한다.

(a) Sc_1 는 사용 온도에서 재질의 허용 응력이다.

(b) Sc_2 는 Table 3 에서 B를 나타낸다. Table 3 에서 A는 다음식 (17)과 같다.

$$A = \frac{0.125}{R_o/t} \tag{17}$$

여기서 R_o는 튜브의 바깥 반지름이며, t 는 튜브의 두께이다.

4. 예제 계산

4.1 유한 요소 모델링

본 논문에서는 고정 튜브시트를 갖는 수평형 열교환기가 사용 조건하에서 등가 모델링된 등가 튜브에서의 건전성 평가를 위해 등가 튜브에서의 변위를 이용하여 실제 튜브의 응력을 계산하는 방법을 제시하였으며, 본 절에서는 실제 열교환기에 대한 해석을 제시된 방법에 따라 수행하였다.

Table 4 는 본 논문에서 고려한 수평형 열교환기의 기하학적 치수를 나타내며, 튜브시트의 형상은 Fig. 1(b)와 Fig. 2 를 참조한다. 또한, Table 5 와 6 은 각각 튜브시트, 쉘, 튜브의 온도에 따른 탄성계수와 열팽창계수를 나타낸다. 본 논문에서는 열교환기의 사용 조건하에서 튜브의 건전성을 평가하였으며, 튜브측 압력과 쉘측 압력 및 온도의 사용 조건은 Table 7 과 같다.

Table 4 Dimensions of each part of a horizontal heat exchanger

Tubesheet	Diameter, d_{ts}	1600mm
	Pitch, p	47.6mm
Tube	Length, L	5700mm
	Total Number, N_t	500
	Inner Diameter, d_i	31.3mm
	Thickness, t_t	3.4mm

Table 5 Elastic moduli of each part with respect to temperature[Unit: GPa]

	Tubesheet	Shell	Tube
93.3°C	198.6	197.2	198.6
148.9°C	195.1	193.7	195.1
204.4°C	191.0	189.6	191.0
260.0°C	188.2	186.5	188.2
315.6°C	184.1	182.7	184.1

Table 6 Thermal expansion coefficients of each part with respect to temperature[Unit: 10^{-6}/°C]

	Tubesheet	Shell	Tube
93.3°C	10.60	10.96	12.01
148.9°C	11.27	11.57	12.37
204.4°C	11.90	12.13	12.73
260.0°C	12.44	12.71	13.05
315.6°C	12.91	13.10	13.36

Table 7 Operating conditions for a horizontal heat exchanger

Load	Shell Side	Tube Side
Pressure, kPa	599.8	46.5
Inlet Temperature, °C	110	307
Outlet Temperature, °C	165	180
Mean Metal Temp., °C	137.5	190.5

Fig. 6 은 해석에 적용한 열교환기 각부에 가한 운전중의 온도 조건을 나타낸다. Fig. 6 에서 볼 때 튜브와 쉘의 입, 출구측에는 유체 온도를 금속 온도로 가하였는데, 이는 튜브와 쉘에서 열전달 계수가 매우 크다는 가정하에 적용한 것이며, 이러한 가정을 할 경우 해석 결과는 항상 보수적인 결과를 얻을 수 있다. 한편, 튜브에서의 금속온도는 튜브와 쉘측의 입, 출구 온도의 평균값으로 사용하였다.

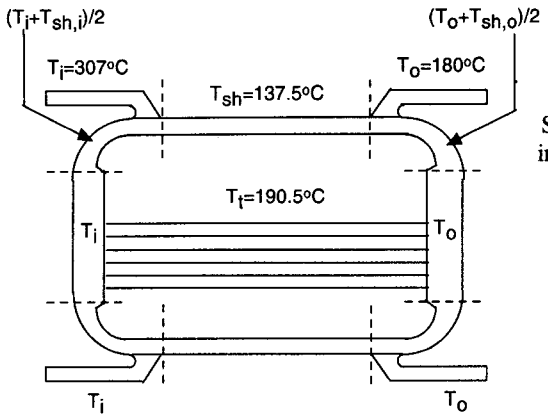


Fig. 6 Schematic drawing for the display of temperature loading in the heat exchanger

열교환기의 해석을 위해 유한 요소 해석 프로그램인 ABAQUS[5]을 사용하였으며, 해석에 사용된 유한 요소 격자는 Fig. 7 과 같다. 튜브시트, 쉘에 대해서는 두께에 따른 영향을 고려하기 위해 3 차원 입체 요소인 C3D8(8-node linear brick element)를 적용하였으며, 튜브에 대해서는 쉘 요소인 S4(4-node doubly curved general-purpose shell element)를 적용하였다. Fig. 7(a)에서 볼 때 yz 평면에 대해 대칭 형상이므로 대칭 경계 조건을 적용하여 전체 형상의 1/2 만을 해석 대상으로 고려하였다. 본 논문에서는 열교환기 전체에 대한 응력을 해석하기 보다는 튜브의 건전성을 평가하는 목적이므로 열교환기의 헤드(head) 형상을 전부 모델링하지 않고 Fig. 7(a)의 A 위치에 있는 쉘 상단면의 절점들에 대해서는 y 방향의 자유도를 구속하였으며, 반대쪽은 헤드에서 발생하는 압력에 대한 보상으로 Fig. 7(a)의 B 위치에 있는 쉘의 하단면에 대해서는 반작용 압력(counteracting pressure)을 가하였다. 또한, 강체 자유 운동(rigid body motion)을 방지하기 위해 가장 변형이 작은 제일 안쪽 등가 튜브의 길이 방향 중심에 있는 2 개의 절점에 대해 z 방향 자유도를 구속하였다.[6]

4.2 계산 과정

리가먼트 효율(Ligament Efficiency)

$$\eta = \frac{p-d_o}{p} = \frac{47.6-38.1}{47.6} = 0.200$$

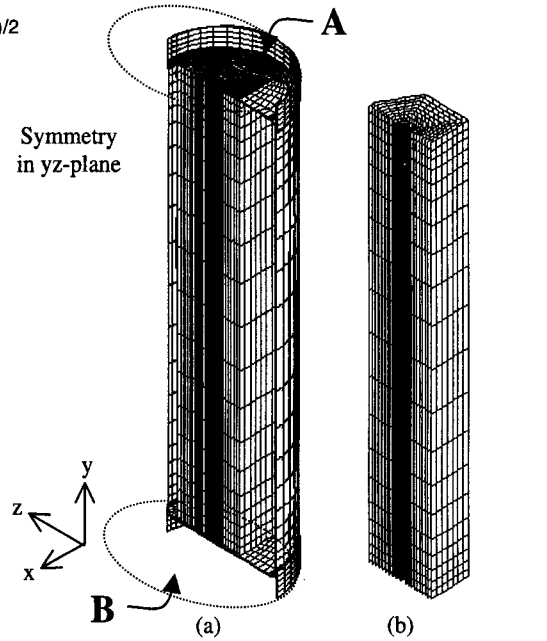


Fig. 7 Finite element meshes for the evaluation of reliability of tubes; (a) overall model and (b) equivalent tubes

등가 탄성 물성치(Table 1 참조)

$$\left.\frac{E^*}{E_{ts}}\right|_{\eta=0.2} = \frac{0.1\times\left.\frac{E^*}{E_{ts}}\right|_{\eta=0.25} + 0.05\times\left.\frac{E^*}{E_{ts}}\right|_{\eta=0.1}}{0.15} = 0.259$$

$$\left.\nu^*\right|_{\eta=0.2} = \frac{0.05\times\left.\nu^*\right|_{\eta=0.25} + 0.05\times\left.\nu^*\right|_{\eta=0.15}}{0.1} = 0.182$$

튜브의 강성계수

$$K_t\big|_{\text{tube bundle}} = \frac{N_t}{L}\times\frac{\pi}{4}\times\left(d_o^2-d_i^2\right)\times E_t = \frac{500}{5.70}\times\frac{\pi}{4}\times\left(0.0381^2-0.0313^2\right)\times E_t$$

등가 모델링된 등가 튜브의 개수

등가 튜브의 개수를 결정하기 위해 등가 튜브시트에서 발생하는 응력 값이 일정한 값에 수렴이 되도록 등가 튜브의 두께를 변화시키면서 등가 튜브의 개수를 증가시켰다. 본 논문에서는 총 10 개의 등가 튜브를 사용하였으며, 10 개 이상의 등가 튜브를 사용할 경우 등가 튜브시트에서는 10 개의 등가 튜브를 사용한 경우와 응력 값에서 큰 차이를 보이지 않았다. 또한, 동도심 육각기둥의 타당성 검증을 위해 튜브를 스프링 요소로 대체하여

해석하였으며, 두 결과는 유사한 경향을 나타내었다.

등가 튜브의 둘레의 길이

G_1	367.61mm
G_2	735.22mm
G_3	1102.8mm
G_4	1470.4mm
G_5	1838.1mm
G_6	2205.7mm
G_7	2573.3mm
G_8	2940.9mm
G_9	3308.5mm
G_{10}	3676.1mm
$\sum_{i=1}^{10} G_i$	20218.6mm

등가 튜브의 두께

$$t_h = \frac{N_t \times \frac{\pi}{4} \times \left(d_o^2 - d_i^2\right)}{\sum_i G_i}$$

$$= \frac{500 \times \frac{\pi}{4} \times \left(38.1^2 - 31.3^2\right)}{20218.6} = 9.17\text{mm}$$

튜브측 압력과 쉘측 압력에 대한 수정 계수

$$f_t = 1 - N_t \left(\frac{\pi \frac{d_i^2}{4}}{A_p} \right) = 1 - 500 \times \frac{\pi \times 31.3^2}{886889.2} = 0.566$$

$$f_{sh} = 1 - N_t \left(\frac{\pi \frac{d_o^2}{4}}{A_p} \right) = 1 - 500 \times \frac{\pi \times 38.1^2}{886889.2} = 0.357$$

쉘측 압력에 대한 보상 계수

$$C_f = 1 + \frac{\sum_i G_i \times t_h}{A_p} = 1 + \frac{20218.6 \times 9.17}{886889.2} = 1.21$$

유효 튜브측 압력과 유효 쉘측 압력

$$P_{teff} = f_t \times P_t = 0.566 \times 46.5 = 26.32\text{kPa}$$

$$P_{seff} = f_{sh} \times P_{sh} \times C_f = 0.357 \times 599.8 \times 1.21 = 259.10\text{kPa}$$

튜브의 허용 압축 응력

(1) $Sc_1 = 81.38$MPa

튜브의 온도인 190.5°C 에서의 튜브 재질의 허용 압축 응력은 81.38MPa 이다.

(2) $Sc_2 = 67.35$MPa

여기서 A = 0.125/(18.05/3.4) = 0.0235 이므로 튜브의 온도인 190.5°C 에서의 B 값은 Table 3 으로부터 선형 보간하여 67.35MPa 을 얻을 수 있다.

따라서, 튜브의 허용 압축 응력은 Sc_2 인 67.35MPa 가 된다.

4.3 해석 결과 및 건전성 평가

튜브에서의 건전성 평가를 위한 열교환기의 유한 요소 해석 결과 튜브측 압력과 열하중에 의한 튜브에서의 변위를 얻었으며, 실제 튜브에서의 최대 응력을 계산하기 위해서는 다음의 계산 과정을 따른다.

열하중에 의한 자유 열팽창량 δ_{free} 는 다음과 같다.

$$\delta_{free} = \alpha \times \Delta T \times L$$

$$= 12.64 \times 10^{-6} \times (190.5 - 20) \times 5700 = 12.28\text{mm}$$

최외각 튜브에서 발생한 열팽창량 $\delta_{expanded}$ 는 유한 요소 해석 결과 11.87mm 이다. 따라서, 최외각 튜브에서의 열응력 σ_{th} 는 식 (14)로부터 다음과 같이 계산된다.

$$\sigma_{th} = E_t \times \frac{\left(\delta_{free} - \delta_{expanded}\right)}{L}$$

$$= 198.22\text{GPa} \times \frac{0.41}{5700} = 14.26\text{MPa}$$

최외각 튜브에서 튜브측 압력에 의한 축방향 변형량 δ_c 는 해석 결과 0.0275mm 이며, 변형률 ε_c 와 압축 응력 σ_c 는 식 (15)에 의해 다음과 같이 계산된다.

$$\varepsilon_c = \frac{\delta_c}{L} = \frac{0.0275}{5700} = 4.83 \times 10^{-6}$$

$$\sigma_c = 198.22\text{GPa} \times 4.83 \times 10^{-6} = 0.96\text{MPa}$$

따라서, 튜브에서 발생하는 최대 압축 응력 σ_{total} 는 식 (16)으로부터 열하중에 의한 열응력과 튜브측 압력에 의한 응력을 중첩하여 얻을 수 있으며

허용 압축 응력과 비교하면 다음과 같다.

$$\sigma_{total} = \sigma_{th} + \sigma_c$$
$$= 14.26 + 0.96 = 15.22\text{MPa} < Sc_2 = 67.35\text{MPa}$$

ASME 코드의 조건과 비교해 볼 때 튜브에서 발생한 응력은 허용 응력보다 작은 값으로 계산되며 건전하다고 평가할 수 있다.

5. 요약 및 결론

본 논문에서는 고정 튜브시트를 갖는 수평형 열교환기에 대해 등가 모델링된 3 차원 유한 요소 해석으로부터 얻은 등가 튜브에서의 변위를 이용하여 튜브에서의 응력을 계산하고 건전성을 평가하였다. 튜브는 전체 튜브와 같은 강성계수를 갖는 동도심의 육각 기둥으로 대체하였으며, 튜브시트는 등가 물성치를 갖는 평 으로 대체하여 유한요소 해석에 적용하였다. 튜브에 가장 큰 압축 응력이 발생할 수 있는 하중의 조합인 튜브측 압력과 열하중이 작용하는 경우에 대해 각각의 하중이 작용할 때 발생하는 응력을 중첩하여 튜브에서의 최대 압축 응력을 계산하였다. 계산된 응력은 ASME 코드에 제시된 튜브의 허용 압축 응력 조건과 비교하여 건전성을 평가하였다.

본 논문에서 제시한 등가 튜브에서의 건전성 평가 방법은 유사 열교환기 튜브의 건전성 평가에 활용될 수 있다.

참고문헌

(1) Lengsfeld, M., Bardia, K.L., and La Bounty, D.G., 1998, "Alternate Method to Determine Fixed Tubesheet Thickness," *Proceeding of ASME Pressure Vessels and Pipings Conference at San Diego*, PVP-Vol. 368, Analysis and Design of Composite, Process, and Power Pipings and Vessels, pp. 41 ~ 46.

(2) Lengsfeld, M., Bardia, K.L., and La Bounty, D.G., 1999, "Fixed Tubesheet Thickness Design with Finite Element Analysis," *Proceeding of ASME Pressure Vessels and Pipings Conference at Boston*, PVP-Vol. 385, Computer Technology, pp. 159 ~ 164.

(3) O'Donnell, W.J. and Langer, B.F., 1962, "Design of Perforated Plates," *ASME Journal of Engineering for Industry*, Vol. 94, No. 3, pp. 307 ~ 320.

(4) ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division 2, ASME, New York, 1999.

(5) ABAQUS Manual, Ver. 6.1, Hibbitt, Karlsson and Sorensen, Inc., Rhode Island, 2000.

(6) 전윤철, 김기태, 1998, "열간 등가압 소결에 의한 스테인리스 강 분말의 정밀정형공정을 위한 유한요소해석," 대한기계학회논문집(A), Vol. 22, No. 8, pp. 1390 ~ 1400.