

# 化学機器用固定管板多管式熱交換器の強度

## Strength of Fixed Tube-Sheet Heat Exchangers on Chemical Apparatuses

蒲原 秀明\* 台 宏 朋\* 都 築 英 之\*

Hideaki Kamohara Hirotomoto Dai Fusayuki Tsuzuki

### 要 旨

固定管板多管式熱交換器の強度設計式を確立するとともに、強度設計のもととなる管板の温度分布の計算法、キャスト耐火物ライニングの強度設計法および許容応力に関する検討を行なった。  
 温度計算法に関しては、その妥当性を実機での温度測定で確認し、キャスト耐火物ライニングに関しては、強度設計上の考えかたを確立した。また許容応力に関しては、既納機器の使用実績および一般化学機器の使用実績から、ASME Section VIII Division 2 の許容応力の妥当性を確認した。

### 1. 緒 言

近年、化学プラントの大形化にともない、たとえばアンモニアプラントの廃熱ボイラのように、高温高圧下で使用される熱交換器が増加の傾向にある。このような熱交換器は使用条件が過酷なため、詳細な強度解析に基づく設計が必要である。

熱交換器の強度設計式としては JIS<sup>(1)</sup>、ASME<sup>(2)</sup> 規格および TEMA 標準<sup>(3)</sup>のほかに二、三の文献<sup>(4)(5)</sup>に発表されているが、高温熱交換器の応力の発生要因をすべて考慮した、決定的な設計式はみあたらない。

そこで、本報では固定管板多管式熱交換器の運転中の応力の計算法をまず確立し、さらに

- (i) 応力の発生要因の一つである管板の板厚方向の温度分布
- (ii) 高温熱交換器において管板面に耐火、断熱を目的として施工するキャスト耐火物ライニングの強度設計法
- (iii) 熱交換器の許容応力

などについて検討した。

### 2. 応 力 解 析

#### 2.1 記 号

- |  |  |
|--|--|
| $p_1$ : 管外圧力 (kg/mm <sup>2</sup> )                             | $p_2$ : 管内圧力 (kg/mm <sup>2</sup> )       |
| $n$ : 伝熱管の数  | $d_1$ : 伝熱管の外径 (mm)                      |
| $d_2$ : 伝熱管の内径 (mm)  | $\nu$ : ポアソン比                            |
| $k$ : 定数 $= (N/D_1)^{1/4}$                                     | $N$ : 定数 $= E_{tu} \cdot n \cdot a / lA$ |
| $ber x$ : ベッセル関数   | $bei x$ : ベッセル関数                         |
| $ber' x = d(ber x) / dr$                                       | $bei' x = d(bei x) / dr$                 |
| $E$ : ヤング率 (kg/mm <sup>2</sup> )                               | $t$ : 平均温度 (°C)                          |
| $\alpha$ : 熱膨張係数 (1/°C)  | $h$ : 部材厚さ (mm)                          |
| $D$ : 曲げ剛性 (kgmm)  | $\delta$ : 軸方向変位 (mm)                    |
| $\theta$ : 変角 (rad)  | $w$ : 半径方向変位 (mm)                        |
| $R_1$ : 伝熱管が均一に分布する管板部の半径 (mm)                                 |  |
| $A$ : 伝熱管が均一に分布する管板部の断面積 (mm <sup>2</sup> )                    |  |
| $a$ : 1本の伝熱管の断面積 $= \pi(d_1^2 - d_2^2) / 4$ (mm <sup>2</sup> ) |  |
| $C$ : 管板の管穴の断面積 $= n\pi d_1^2 / 4$ (mm <sup>2</sup> )          |  |
| $l$ : 伝熱管の有効長さの半分 (mm)   |  |
| $D_1$ : 伝熱管が均一に分布する管板部の曲げ剛性 (kgmm) $= \eta D_p$                |  |
| $\eta$ : たわみ効率 $\eta = \mu$ と仮定                                |  |
| $\mu$ : リガメント係数 $= (A - C) / A$                                |  |
| $D_p$ : 平板の曲げ剛性 $E_1 h_1^3 / 12(1 - \nu^2)$ (kgmm)             |  |

図2に示す①～⑤の部材の  $E, t, h, \alpha, D$  にはそれぞれ1～5, 伝

\* 日立製作所笠戸工場

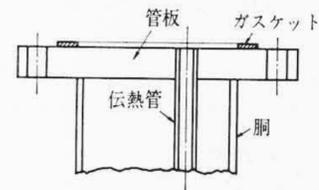


図1 計算の対象とした構造模型

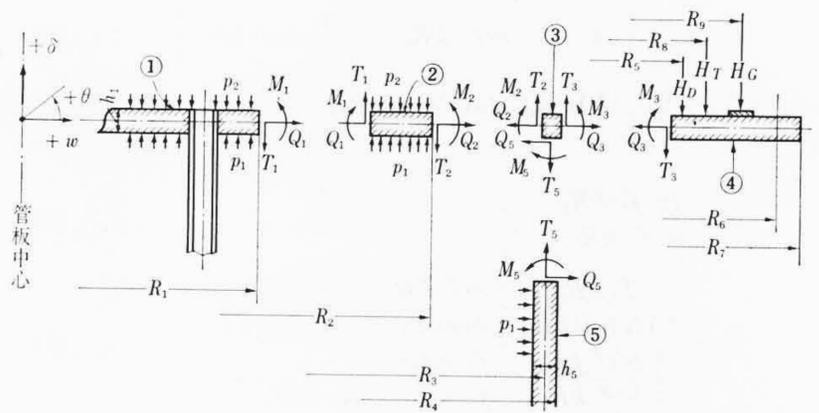


図2 分割箇所と各不静定力

熱管に関しては  $tu$  のサフィックスを付してある。また①～⑤の部材の  $\delta, \theta, w$  に対しては1～5のほかに曲げモーメントによるものには  $m$ , せん断力によるものには  $t$ , 面内荷重によるものには  $q$ , 熱膨張によるものには  $\alpha$ , 温度こう配によるものには  $n$  なるサフィックスを付ける。

#### 2.2 応 力 解 析

固定管板多管式熱交換器の応力の発生要因としては、

- (i) 管内外の圧力
- (ii) 胴と伝熱管の温度差
- (iii) 管板の板厚方向の温度こう配
- (iv) フランジの締付力

などが考えられる。これら要因による熱交換器各部の応力は、解析の対象とする熱交換器を任意の部材に分割し、各部材が単独に存在するとして、上記荷重および温度による自由変形を求め、対称殻の不静定の問題として解くことにより求めることができる。

本報では、もっとも一般性のある図1に示すような構造模型を対象として図2に示すように分割するとともに、各部材の結合部に作用する不静定荷重を図に示すように定義して解析をすすめる。

##### 2.2.1 伝熱管が均一に分布する管板〔部材①〕端部の変位, 変角

- (1) 管内外の圧力差による軸方向変位  
 $\delta_{1p} = [(p_1 - p_2)(A - C) - p_2 na] l / na E_{tu} \dots \dots \dots (1)$
- (2) 伝熱管の熱膨張による軸方向変位  
 $\delta_{1\alpha} = \alpha_{tu} \cdot t_{tu} \cdot l \dots \dots \dots (2)$

(3) 管板の熱膨張による半径方向変位

$$w_{1\alpha} = \alpha_1 \cdot t_1 \cdot R_1 \dots\dots\dots (3)$$

(4) 不静定の面内荷重  $Q_1$  による半径方向位

$$w_{1q} = Q_1 \cdot R_1 (1-\nu) / E_1 h_1 \dots\dots\dots (4)$$

(5) 不静定荷重による軸方向変位および変角

たとえば不静定荷重  $T_1$  による変位, 変角は円板のたわみに関する微分方程式<sup>(6)</sup>

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left\{ r \frac{d}{dr} \left[ \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{dw_t}{dr} \right) \right] \right\} = \frac{1}{D_1} \left[ \frac{E_{tu} n a}{Al} (\beta_t - w_t) \right] \dots\dots\dots (5)$$

ここに,  $\beta_t$ : 管板端部の変位

$w_t$ : 管板上任意の点の変位 (端部を原点と仮定)

を解き, 荷重のつり合方程式

$$2\pi R_1 T_1 = \int_0^{R_1} 2\pi \frac{E_{tu} n a}{Al} \left[ (\beta_t - w_t) \right] r dr \dots\dots\dots (6)$$

および境界条件

$$r = R_1: w_t = 0 \dots\dots\dots (7)$$

$$r = R_1: \frac{d^2 w_t}{dr^2} + \frac{\nu}{r} \frac{dw_t}{dr} = 0 \dots\dots\dots (8)$$

をあたえることにより端部の変位, 変角は

$$\delta_{1t} = -\beta_t \dots\dots\dots (9)$$

$$\theta_{1t} = -k \left\{ (a_0 - \beta_t) ber'(kR_1) + \frac{4a_2}{k^2} bei'(kR_1) \right\} \dots\dots\dots (10)$$

となる。(9), (10) 式において  $a_0, \beta_t, a_2$  は (11)~(13) 式で与えられる。

$$a_0 = \frac{4a_2 f_1(kR_1)}{k^2 f_2(kR_1)} + \beta_t \dots\dots\dots (11)$$

$$\beta_t = \frac{T_1 k R_1 \left\{ bei(kR_1) + \frac{f_1(kR_1)}{f_2(kR_1)} \right\}}{2AN bei(kR_1) \left\{ ber(kR_1) + \frac{f_1(kR_1)}{f_2(kR_1)} \right\}} \dots\dots\dots (12)$$

$$a_2 = \frac{T_1 \cdot k R_1}{4 \left\{ \frac{ber'(kR_1)}{bei'(kR_1)} - \frac{f_1(kR_1)}{f_2(kR_1)} \right\}} \dots\dots\dots (13)$$

ここに,

$$f_1(kR_1) = ber(kR_1) - (1-\nu) bei'(kR_1) / kR_1 \dots\dots\dots (14)$$

$$f_2(kR_1) = bei(kR_1) + (1-\nu) ber'(kR_1) / kR_1 \dots\dots\dots (15)$$

一方不静定モーメント  $M_1$  による変位, 変角はほぼ同様の考えかたで求めることができ (16), (17) 式で与えられる。

$$\delta_{1m} = \beta_m \dots\dots\dots (16)$$

$$\theta_{1m} = k \left\{ (a_0' - \beta_m) ber'(kR_1) + \frac{4a_2'}{k^2} bei'(kR_1) \right\} \dots\dots\dots (17)$$

(16), (17) 式において  $a_0', \beta_m, a_2'$  は (18)~(20) 式で与えられる。

$$a_0' = \frac{4a_2'}{k^2} \cdot \frac{ber'(kR_1)}{bei'(kR_1)} + \beta_m \dots\dots\dots (18)$$

$$\beta_m = \frac{M_1 \cdot \frac{1}{k^2 f_2(kR_1)} \left\{ \frac{ber'(kR_1)}{bei'(kR_1)} + \frac{bei(kR_1)}{ber(kR_1)} \right\}}{\left\{ \frac{ber'(kR_1)}{bei'(kR_1)} - \frac{f_1(kR_1)}{f_2(kR_1)} \right\} ber(kR_1)} \dots\dots\dots (19)$$

$$a_2' = \frac{M_1 \cdot \frac{1}{k^2 f_2(kR_1)}}{\frac{ber'(kR_1)}{bei'(kR_1)} - \frac{f_1(kR_1)}{f_2(kR_1)}} \dots\dots\dots (20)$$

(6) 管板の板厚方向の温度こう配による変位, 変角  
管板の板厚方向の温度こう配による管板端部の変位, 変角は管板を単体と仮定した場合に生ずる面外変形を, 完全に拘束すると仮定したときに発生するモーメント  $M_n$  の関数として,  $M_1$  の場合

と同様に与えられる。

$$M_n = \frac{M_T}{1-\nu} \dots\dots\dots (21)$$

ここに,

$$M_T = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \alpha ET(z) dz^{(7)} \dots\dots\dots (22)$$

$$\delta_{1n} = -\beta_n \dots\dots\dots (23)$$

$$\theta_{1n} = -k \left\{ (a_0'' - \beta_n) ber'(kR_1) + \frac{4a_2''}{k^2} bei'(kR_1) \right\} \dots\dots\dots (24)$$

(23), (24) 式において,  $a_0'', \beta_n, a_2''$  は (18)~(20) 式中の  $M_1$  を  $M_n$  に置換した値を示している。

以上から, 伝熱管が均一に分布する管板端部の軸方向変位, 半径方向変位および変角は (25)~(27) 式となる。

$$\delta_{12} = \delta_{1p} + \delta_{1\alpha} + \delta_{1t} + \delta_{1m} + \delta_{1n} \dots\dots\dots (25)$$

$$w_{12} = w_{1q} + w_{1\alpha} \dots\dots\dots (26)$$

$$\theta_{12} = \theta_{1t} + \theta_{1m} + \theta_{1n} \dots\dots\dots (27)$$

2.2.2 伝熱管が分布しない管板部〔部材②〕の変位, 変角

この部材の変位, 変角は外縁を支持した穴あき円板にせん断荷重, モーメント荷重, 面内荷重および等分布荷重が作用する問題として, 求めることができる。

(1) 不静定荷重  $T_1$  による内外縁の変位, 変角<sup>(8)</sup>

内縁の変位, 変角

$$\delta_{21t} = \frac{R_1 T_1}{8D_2} \left[ \frac{3+\nu}{1+\nu} (R_2^2 - R_1^2) + \frac{4(1+\nu)}{1-\nu} \frac{R_2^2 R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \left( \ln \frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right] \dots\dots\dots (28)$$

$$\theta_{21t} = \frac{R_1^2 T_1}{2D_2} \left[ \ln \frac{R_1}{R_2} - \frac{1}{1+\nu} + \frac{R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \ln \frac{R_1}{R_2} \left( 1 + \frac{R_2^2}{R_1^2} \frac{1+\nu}{1-\nu} \right) \right] \dots\dots\dots (29)$$

外縁の変角

$$\theta_{23t} = \frac{R_1 R_2 T_1}{2D_2} \left[ \frac{2}{1-\nu} \frac{R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \ln \frac{R_1}{R_2} - \frac{1}{1+\nu} \right] \dots\dots\dots (30)$$

(2) 不静定モーメント  $M_1$  による内外縁の変位, 変角

内縁の変位, 変角

$$\theta_{21m} = \frac{R_2^2 R_1}{D_2 (1-\nu) (R_2^2 - R_1^2)} \left[ \frac{2}{1+\nu} M_2 - \left( 1 + \frac{1-\nu}{1+\nu} \frac{R_1^2}{R_2^2} \right) M_1 \right] \dots\dots\dots (31)$$

$$\delta_{21m} = \frac{-R_2^2 R_1^2}{D_2 (1+\nu) (R_2^2 - R_1^2)} \left[ \frac{(R_2^2 M_2 - R_1^2 M_1)}{2} \left( \frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_2^2} \right) + \frac{(1+\nu)(M_2 - M_1)}{(1-\nu)} \ln \frac{R_1}{R_2} \right] \dots\dots\dots (32)$$

外縁の変角

$$\theta_{23m} = \frac{R_2 R_1^2}{D_2 (1-\nu) (R_2^2 - R_1^2)} \left[ \left( 1 + \frac{1-\nu}{1+\nu} \frac{R_2^2}{R_1^2} \right) M_2 - \left( \frac{2}{1+\nu} \right) M_1 \right] \dots\dots\dots (33)$$

(3) 等分布荷重  $q (=p_2 - p_1)$  による変位, 変角<sup>(10)</sup>

内縁の変位, 変角

$$\delta_{21p} = \frac{-q}{64D_2} \left[ \frac{2(3+\nu)(R_2^2 - R_1^2)^2}{1+\nu} - (R_2^4 - R_1^4) + \frac{4(3+\nu)}{1-\nu} R_1^2 R_2^2 \ln \frac{R_2}{R_1} - 16 \cdot \frac{1+\nu}{1-\nu} \frac{R_2^2 R_1^4}{R_2^2 - R_1^2} \left( \ln \frac{R_2}{R_1} \right)^2 \right] \dots\dots\dots (34)$$

$$\theta_{21p} = \frac{qR_1}{8D_2} \left[ \frac{3+\nu}{1-\nu^2} R_2^2 + \frac{R_1^2}{1+\nu} + \frac{4R_2^2 R_1^2}{R_2^2 - R_1^2} \cdot \frac{1}{1+\nu} \ln \frac{R_1}{R_2} \right] \quad (35)$$

外縁の変角

$$\theta_{23p} = \frac{R_2 q}{8D_2} \left[ \frac{R_2^2}{1+\nu} + \frac{(1+3\nu) R_1^2}{1-\nu^2} + \frac{4}{1-\nu} \frac{R_1^4}{R_2^2 - R_1^2} \ln \frac{R_1}{R_2} \right] \quad (36)$$

(4) 板厚方向の温度こう配による変位, 変角<sup>(11)</sup>

伝熱管が均一に分布する管板部と同じく, 板厚方向にのみ温度こう配が存在し, しかも直線分布と仮定すれば変位, 変角は

内縁の変位, 変角

$$\delta_{21n} = \frac{R_2}{2h_2} \left\{ 1 - \left( \frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right\} \alpha_2 \cdot \Delta T_2 \quad (37)$$

$$\theta_{21n} = -\frac{R_1}{h_2} \alpha_2 \cdot \Delta T_2 \quad (38)$$

外縁の変角

$$\theta_{23n} = -\frac{R_2}{h_2} \alpha_2 \cdot \Delta T_2 \quad (39)$$

となる。一方熱膨張による半径方向変位は (40), (41) 式となる。

$$w_{21a} = \alpha_2 \cdot t_2 \cdot R_1 \quad (40)$$

$$w_{23a} = \alpha_2 \cdot t_2 \cdot R_2 \quad (41)$$

(5) 不静定の面内荷重  $Q_1, Q_2$  による半径方向変位<sup>(12)</sup>

内縁の変位

$$w_{21q} = -\frac{Q_1 R_1 [(R_2^2 + R_1^2) + \nu(R_2^2 - R_1^2)] - 2Q_2 R_2^2 R_1}{E_2 (R_2^2 - R_1^2) h_2} \quad (42)$$

外縁の変位

$$w_{23q} = -\frac{2Q_1 R_1^2 R_2 - Q_2 R_2 [(R_2^2 + R_1^2) - \nu(R_2^2 - R_1^2)]}{E_2 (R_2^2 - R_1^2) h_2} \quad (43)$$

以上から, 内縁の軸方向変位, 半径方向変位および変角は

$$\delta_{21} = \delta_{21m} + \delta_{21t} + \delta_{21p} + \delta_{21n} \quad (44)$$

$$w_{21} = w_{21q} + w_{21a} \quad (45)$$

$$\theta_{21} = \theta_{21m} + \theta_{21t} + \theta_{21p} + \theta_{21n} \quad (46)$$

となる。一方, 外縁の半径方向変位, 変角は

$$w_{23} = w_{23q} + w_{23a} \quad (47)$$

$$\theta_{23} = \theta_{23m} + \theta_{23t} + \theta_{23p} + \theta_{23n} \quad (48)$$

となり, 外縁における支持反力  $T_2$  は (49) 式となる。

$$T_2 = \frac{1}{2R_2} [2R_1 T_1 + (p_1 - p_2) (R_2^2 - R_1^2)] \quad (49)$$

2.2.3 管板-フランジ-胴の接続部〔部材③〕の変位, 変角<sup>(13)</sup>

この部材は図2に示すように内径  $R_2$ , 外径  $R_4$ , 厚さ  $h_3$  の円環と考えることができる。

内周の半径方向変位, 変角

$$w_{32} = -\frac{Q_g R_2 R_3}{A_3 E_3} + \alpha_3 \cdot t_3 \cdot R_2 \quad (50)$$

$$\theta_{32} = \frac{M_g R_3^2}{E_3 I_3} \quad (51)$$

外周の半径方向変位, 変角

$$w_{34} = -\frac{Q_g R_3 R_4}{A_3 E_3} + \alpha_3 \cdot t_3 \cdot R_4 \quad (52)$$

$$\theta_{34} = \theta_{32} \quad (53)$$

ここに,

$$Q_g = \frac{1}{R_3} (Q_2 R_2 - Q_3 R_4 + Q_5 R_3) \quad (54)$$

$$M_g = \frac{1}{R_3} \left( -M_2 R_2 - M_5 R_3 + M_3 R_4 - T_2 R_2 \frac{h_5}{2} + T_3 R_4 \frac{h_5}{2} - Q_5 R_3 \frac{h_3}{2} \right) \quad (55)$$

(50), (52) 式において右辺第2項は, 熱膨張による半径方向変位を示している。

2.2.4 フランジ部〔部材④〕の変位, 変角

フランジに作用する荷重<sup>(14)</sup>は

$$H_D = \pi R_4^2 p_2 \quad (56)$$

$$H_T = \pi (R_9^2 - R_4^2) p_2 \quad (57)$$

$$H_G = 2\pi b \cdot 2R_9 m p_2 \quad (58)$$

ここに,  $b, m$ : ガスケットの有効幅およびガスケット係数があり, フランジの内外縁に作用する荷重は (59) 式で与えられる。

$$P_e = \frac{1}{R_7 - R_4} [H_D (R_6 - R_5) + H_T (R_6 - R_8) + H_G (R_6 - R_9)] \quad (59)$$

したがって, フランジ部は内外縁に等価荷重  $P_e$  が均一に作用する円板と考えることができる。内縁の不静定モーメント  $M_3$  と変角の関係は円板のたわみに関する微分方程式<sup>(15)</sup>

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left[ r \frac{d}{dr} \left\{ \frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{d\delta}{dr} \right) \right\} \right] = 0 \quad (60)$$

を解き, 境界条件

$$r = R_4: Tr = \frac{P_e}{2\pi R_4} = T_3 \quad (61)$$

$$r = R_7: Mr = 0 \quad (62)$$

$$r = R_4: \theta = \theta_{43} \quad (63)$$

$$r = R_4: \delta = 0 \quad (64)$$

ここに,

$$Mr = D \left( \frac{d^2 \delta}{dr^2} + \frac{\nu}{r} \frac{d\delta}{dr} \right) \quad (65)$$

$$Tr = D \left( \frac{d}{dr} \left[ \frac{d^2 \delta}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{d\delta}{dr} \right] \right) \quad (66)$$

を与えることにより (67) 式がえられる。

$$M_3 = -\frac{B^2 - 1}{\left( \frac{1+\nu}{1-\nu} \right) B^2 + 1} \left[ (1+\nu) \frac{2D_4 \theta_{43}}{2R_4} + \frac{P_e}{2\pi} \left\{ \frac{1}{2} + \left( \frac{1+\nu}{1-\nu} \right) \frac{B^2}{B^2 - 1} \ln B \right\} \right] \quad (67)$$

ここに,

$$B = R_7 / R_4 \quad (68)$$

一方, 半径方向変位は

$$w_{43} = -\frac{R_4 Q_3}{E_4 h_4} \left\{ \frac{R_7^2 + R_4^2}{R_7^2 - R_4^2} + \nu \right\} + \alpha_4 \cdot t_4 \cdot R_4 \quad (69)$$

となる。右辺第2項は熱膨張による変位を示している。

2.2.5 胴端部の変位, 変角

不静定荷重  $T_5$  による軸方向変位は

$$\delta_{53} = T_5 \left( \frac{l}{h_5 E_5} + \frac{1}{K} \right) + \alpha_5 \cdot t_5 \cdot l \quad (70)$$

となり, 半径方向変位, 変角は (71), (72) 式となる。

$$w_{53} = \frac{-\lambda M_5 + Q_5}{2\lambda^3 D_5} + \frac{2-\nu}{2} \frac{p_1 R_3^2}{E_5 h_5} + \alpha_5 \cdot t_5 \cdot R_3 \quad (71)$$

$$\theta_{53} = \frac{2\lambda M_5 - Q_5}{2\lambda^2 D_5} \quad (72)$$

ここに,

$$T_5 = \frac{1}{R_3} \{ R_4 T_3 + R_2 T_2 \} \quad (73)$$

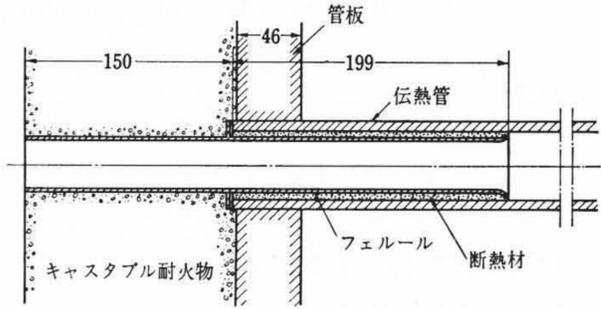


図3 管端部の構造の一例

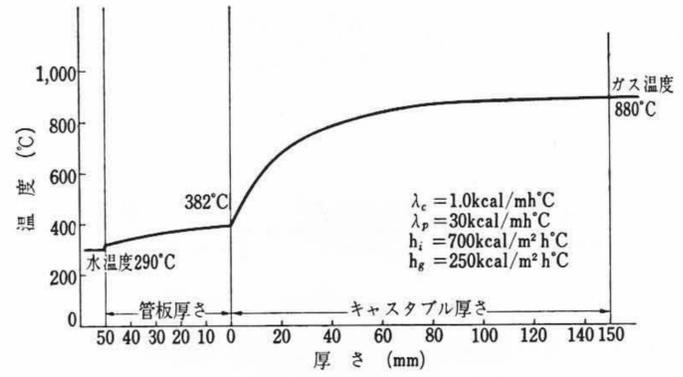


図5 管端部の温度分布 (80% 負荷運転時)

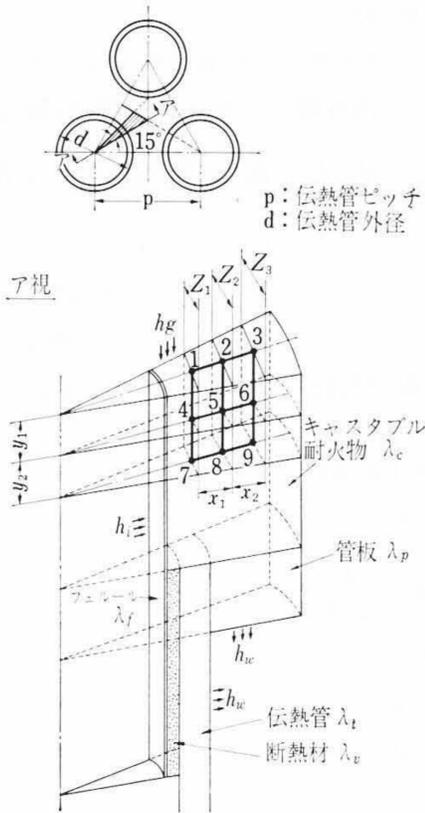


図4 計算モデル

$$\lambda = \sqrt[4]{\frac{3(1-\nu^2)}{R_3^2 h_3^2}} \dots (74)$$

K = エキスパンション継手のバネ定数

2.2.6 接続条件

各部材の接続部での換続条件は(75)~(83)式で与えられる。

$$\delta_{12} = \delta_{21} + \delta_{53} \dots (75)$$

$$\theta_{12} = \theta_{21} \dots (76)$$

$$w_{12} = w_{21} \dots (77)$$

$$\theta_{23} = \theta_{32} \dots (78)$$

$$w_{23} = w_{32} \dots (79)$$

$$\theta_{34} = \theta_{43} \dots (80)$$

$$w_{34} = w_{43} \dots (81)$$

$$\theta_{32} = \theta_{53} \dots (82)$$

$$(w_{32} + w_{34}) / 2 = w_{53} \dots (83)$$

以上の接続条件に前記各式を代入し、(49)、(67)、(73)式とあわせて連立方程式として解くことにより各不静定荷重を求め、各部材の応力はそれらの関数として与えられる。本計算法は、圧力に対する応力についてのみ実験値と比較して、ほぼ一致することを確認した。その結果は文献(17)に示されている。

3. 管板の板厚方向の温度分布

3.1 管板の温度計算

管板の板厚方向の温度こう配による熱応力が問題となる、高温熱交換器の管板と伝熱管の結合部周辺(以下管端部と呼ぶ)は、図3に示すような構造であるため、かなり複雑な熱の流れとなる。この部分の温度分布を解析的に求めることはかなり困難であり、本報では

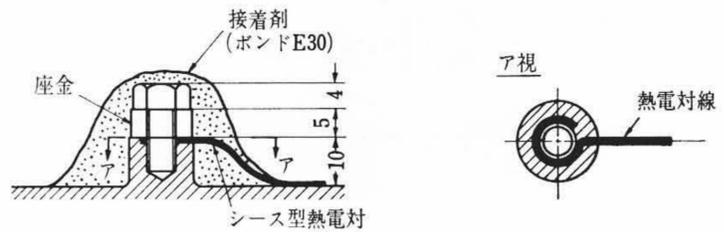


図6 熱電対取付構造

図4に示すような扇形の一片を取り出し、二次元的に考え数値計算法で求めることにした。

数値計算法は、図4に示すように計算の対象となる構造物を、矩形格子に分割し、各格子点に関する熱平衡を考え解くものである。たとえば、格子②へ周辺から流入する熱量は(84)~(87)式で与えられる。

$$Q_{12} = \lambda_c \frac{y_1}{2} \frac{z_1 + z_2}{2} \frac{\theta_1 - \theta_2}{x_1} \dots (84)$$

$$Q_{32} = \lambda_c \frac{y_1}{2} \frac{z_2 + z_3}{2} \frac{\theta_3 - \theta_2}{x_2} \dots (85)$$

$$Q_{52} = \lambda_c \frac{z_1 + z_3}{2} \frac{x_1 + x_2}{2} \frac{\theta_5 - \theta_2}{y_1} \dots (86)$$

$$Q_{g2} = h_g \frac{z_1 + z_3}{2} \frac{x_1 + x_2}{2} (\theta_g - \theta_2) \dots (87)$$

ここに、

$Q_{12}, Q_{32}, Q_{52}, Q_{g2}$ : 格子①, ③, ⑤および表面から流入する熱量 (kcal)

$\lambda_c$ : キャスタブル耐火物ライニングの熱伝導率 (kcal/mh°C)

$h_g$ : キャスタブル耐火物ライニング表面の熱伝達率 (kcal/m²h°C)

$\theta_1, \theta_2, \theta_3, \theta_5, \theta_g$ : 格子①, ②, ③, ⑤およびガスの温度 (°C) 定常状態であれば

$$\sum Q = 0 \dots (88)$$

となるので、 $\theta_2$ が格子②の周辺の温度の関数として与えられる。ほかの格子点についても同様な関係式が成立し、それらを連立方程式として解くことにより、各格子の温度を求めることができる。

本計算において、ガスとフェルール内面との間の熱伝達率は、円管内の乱流熱伝達の問題として、ガスとキャストブル耐火物ライニングの表面との間の熱伝達率は、強制対流によるなめらかな平板の熱伝達の問題として求められる。本計算法による管端部の温度分布の一例を示したのが図5である。図から明らかなように、キャストブル耐火物ライニング部で急激に低下している。

3.2 実機での温度測定

上記計算法での熱常数のとりかた、格子の分割法など計算仮定の妥当性を確認するため、実機で管板の温度測定を行なった。測定には熱電対を用いたが、熱電対を直接管板面に取り付けることは、強度的に許されないため図6に示すように管板面に突起をもうけ、管

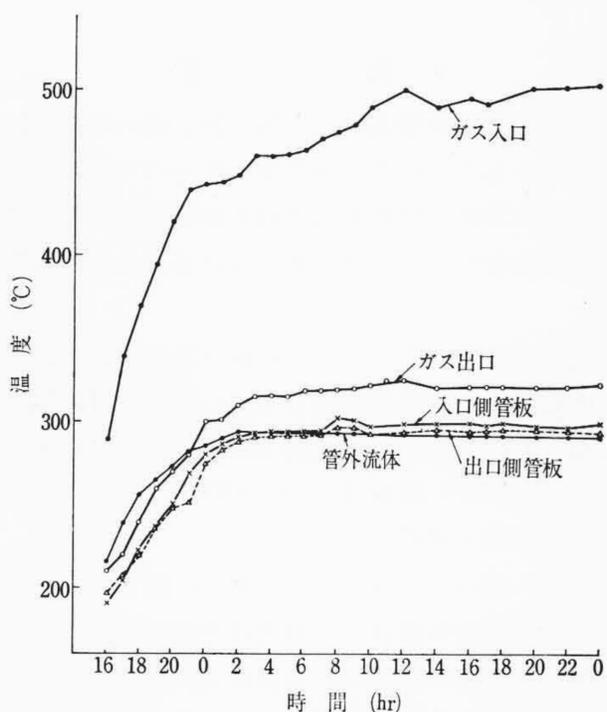


図7 管板の温度

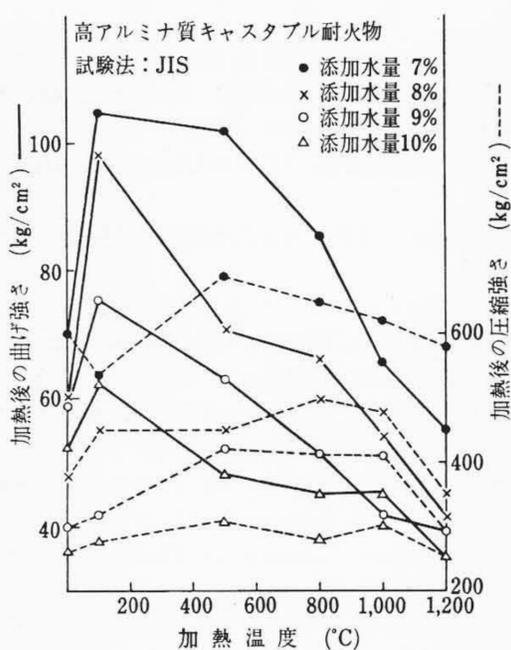


図8 添加水量と強度の関係

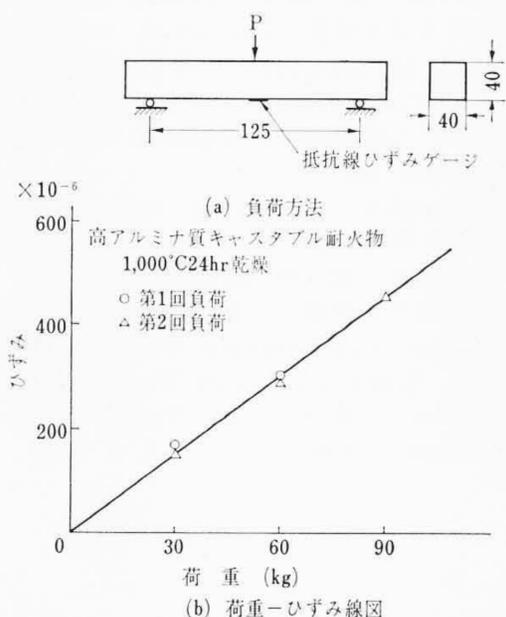


図9 キャスタブル耐火物の荷重-ひずみ線図

板面数点にシーブ形熱電対を取り付けた。測定には電子管式自動平衡記録計を用いた。測定結果の一例は図7に示すとおりである。

3.3 計算値と測定値の比較

熱交換器の運転中の任意の時間に対する温度計算を行ない、実測値と比較すると表1に示すようになり、両者はほぼ一致している。

この結果から、計算に用いた熱常数、計算仮定の妥当性が明らかとなった。

表1 実測値と計算値の比較 (単位 °C)

場所	実測値	計算値	備考
入口側管板	298~304	303	無負荷に近い運転中
入口側管板	388~412	382	80% 負荷
出口側管板	300~320	302	80% 負荷

4. キャスタブル耐火物ライニングの強度設計法

図3に示したように高温熱交換器の管板表面には、一般に耐火断熱を目的として、キャスト耐火物ライニングが施される。管板温度はこのキャスト耐火物ライニングの

- (i) 層の厚さ
- (ii) き裂の有無

などにより顕著に影響を受け、もしキャスト耐火物ライニングがはくり、脱落などを起こすようなことがあれば管板温度は異常に上昇し、事故につながることも考えられる。このように高温熱交換器においては、キャスト耐火物ライニングが重要な役割を果たすため、良好なライニング施工を行なうことが望ましく、施工、設計面からキャスト耐火物ライニングを見なおす必要がある。

4.1 キャスタブル耐火物施工が強度におよぼす影響

キャスト耐火物の加熱乾燥後の強度は、一例として図8に示すように、混練時の添加水量の影響をかなり顕著に受ける。このほか混練後施工までの放置時間、施工後の養生温度の影響を受ける。したがって、強固なキャスト耐火物ライニングを得るためには、これらの検討結果に基づき、施工管理を行なわなければならない。

4.2 キャスタブル耐火物ライニングの設計

キャスト耐火物は、たとえば図9(a)に示すような方法で負荷した場合、荷重と抵抗線ひずみゲージで測定したひずみとの間には、図9(b)に示すようにほぼ直線関係があり、破断寸前まで数回荷重を繰り返しても同様の傾向を示す。これはキャスト耐火物ライニングも弾性体として設計可能なことを示しており、キャスト耐火物ライニングの設計の際には、管板の運転中の変形および図5に示した温度分布などを考慮した強度設計を行なわなければならない。しかし一つ注意しておかなければならないことは、図5に示したようにキャスト耐火物ライニングの表面は高温にさらされるために、使用状態で圧縮の熱応力を生ずることが考えられる。高温で圧縮の熱応力を生じた場合、圧縮クリープを生じて圧縮熱応力が緩和され、降温の際にキャスト耐火物は固有の線膨張係数で収縮する。そのために、アンカー、フェルールなどの拘束をうけ、き裂を発生することが推定される。

そこで強度設計の際には、これらを考慮してキャスト耐火物ライニングの層数、厚さおよびアンカーの位置、大きさなどを決定しなければならない。キャスト耐火物のライニングの設計施工は、今まで経験にたよっていたが、今回の検討によりキャスト耐火物のライニングに関し、定量性のある設計の可能なることが明らかとなった。

5. 熱交換器の許容応力

ASME Section VIII Division 1 などでは熱交換器の許容応力は、一般的膜応力で規定されている。しかし今回のように細部にわたって応力解析を行ない、二次応力まで検討を行なった機器の許容応力には、なお適用上の問題は種々あるが、ASME Section III<sup>(20)</sup>の許容応力の考えかたによらざるをえない。

このような考えから、ここ数年間日立製作所笠戸工場においては、化学機器に対するASME Section IIIの許容応力の適用性について、連続運転、バッチ運転の機器で検討した。その結果、サイクリック

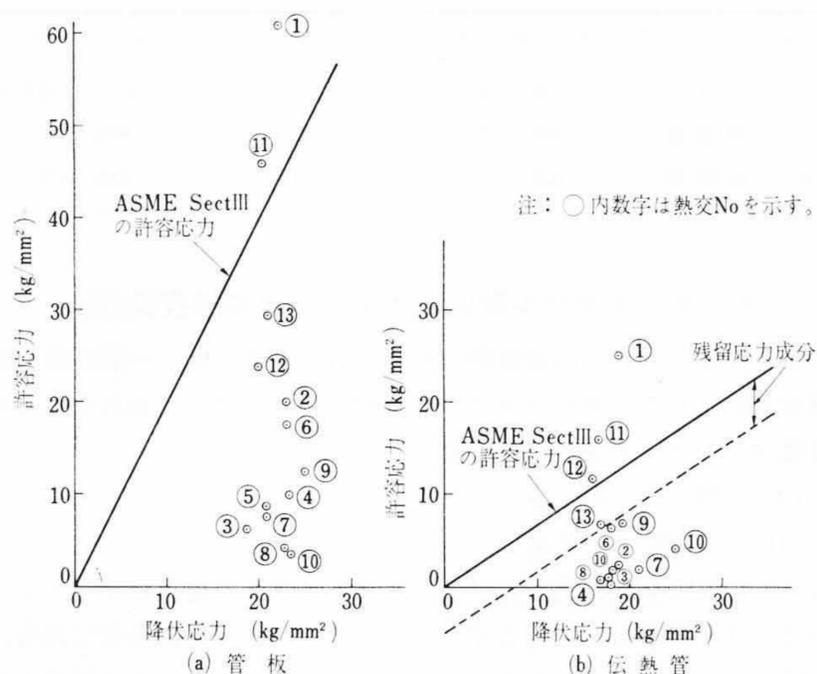


図10 既納熱交換器の応力

な荷重に対する設計が必要な機器、サイクリックな使用に対する解析を必要としない機器、いずれに関しても ASME Section III の許容応力の妥当性を確認した。

本検討と時期をほぼ同じくして、アメリカにおいても ASME Section VIII Division 2 が規定され、許容応力に関しては、上記 ASME Section III と同様の値がきめられている。

これらのことから、サイクリックな荷重に対する解析を必要とする機器、必要としない機器いずれに対しても ASME Section VIII Division 2 の許容応力値を採用すれば強度的に安全と考えられる。

熱交換器に関し、今回前述のように応力解析法を確立したため、日立製作所笠戸工場で作成納入した13基の熱交換器を選び、応力計算を行ない ASME Section VIII Division 2 の許容応力と対比した。その結果は図10に示すとおりである。13基ともサイクリックな使用に対する解析を必要としない熱交換器で、二次応力まで考慮した場合、応力が降伏応力の2倍まで許容できることになる。

ただし伝熱管に関しては計算によりえられる応力値が一次応力であり、しかも製作過程で発生する残留応力が、一次応力的な性質を有するため許容応力値すなわち降伏応力の2/3倍の値から残留応力として  $5 \text{ kg/mm}^2$  減らした応力値が、本計算による伝熱管の応力と対比すると考える。図10(a)(b)から明らかなように、一部をのぞいて両者とも許容応力以下となっている。

13基のうちには、比較的使用条件が過酷と思れる機器も含まれているが、納入後、長期間順調に稼働しており、このことから ASME Section VIII Division 2 の許容応力の妥当性が明らかである。

## 6. 結 言

本報では、固定管板多管式熱交換器に関し検討の結果、強度設計式を確立するとともに、応力の発生要因の一つである管板の板厚方向の温度分布の計算法、管板表面に耐火断熱を目的として施工するキャスト耐火物ライニングの強度設計法および許容応力について検討した。

その結果、温度計算に関しては、数値計算法による計算法を、キャスト耐火物ライニングに関しては、強度設計に関する考えかたを確立した。また許容応力の検討では既納機器の使用実績および一般化学機器の使用実績をもとに ASME Section VIII Division 2 の許容応力の妥当性を確認した。

本稿を終わるに臨み、実機での温度測定に際し、ご指導いただいた日立製作所日立研究所藤江主任研究員その他関係各位に、日立製作所機電事業本部、綿引部長、田村部長代理、大津主任技師その他関係各位、勝田工場磯野部長、呉工場菅原課長、三浦主任その他関係各位に深甚の謝意を表する次第である。

## 参 考 文 献

- (1) 日本工業標準調査会：JIS B-8243 (昭-37 日本規格協会)
- (2) ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII: Unfired Pressure Vessels (1965)
- (3) Mechanical Standards TEMA Class "C" Heat Exchangers (1952)
- (4) K. A. G. Miller: The Institution of Mechanical Engineers (1952)
- (5) 仲塚：ケミカルエンジニアリング：12, 73 (昭42-2)
- (6) S. P. Timoshenko: Theory of Plates and Shell, 54 (1955 McGraw-Hill Book Company Inc.)
- (7) S. P. Timoshenko: Theory of Plates and Shell, 162 (1959 McGraw-Hill Book Company Inc.)
- (8) S. P. Timoshenko: Theory of Plates and Shell, 59 (1959 McGraw-Hill Book Company Inc.)
- (9) S. P. Timoshenko: Theory of Plates and Shell, 58 (1959 McGraw-Hill Book Company Inc.)
- (10) S. P. Timoshenko: Theory of Plates and Shell, 61 (1959 McGraw-Hill Book Company Inc.)
- (11) S. P. Timoshenko: Theory of Plates and Shell, 50, 56 (1959 McGraw-Hill Book Company Inc.)
- (12) 湯浅：材料力学公式集, 190 (昭35, コロナ社)
- (13) 奥田：円筒, 球, 回転円板, (昭17, 岩波書店)
- (14) ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII
- (15) E. Brownell: Process Equipment Design (1959 John Wiley & Sons, Inc.)
- (16) S. P. Timoshenko: Theory of Plates and Shell, (1959 McGraw-Hill Book Company Inc.)
- (17) 蒲原：化学装置 10, 36 (昭43-5)
- (18) 山根：熱伝導の数値解法 (昭26 九州大学)
- (19) ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII Division 2: Unfired Pressure Vessel (1967)
- (20) ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III: Nuclear Vessels (1963)