

【整番 SE-28-TM-003】	【標題】 容器-ノズル接合部の熱過渡応力計算 (by BS PD 5500)
分類：構造(熱応力)／種別：技術メモ	作成年月：R2.6／改訂：Ver.0.0 (R2.8) 作成者：N. Miyamoto

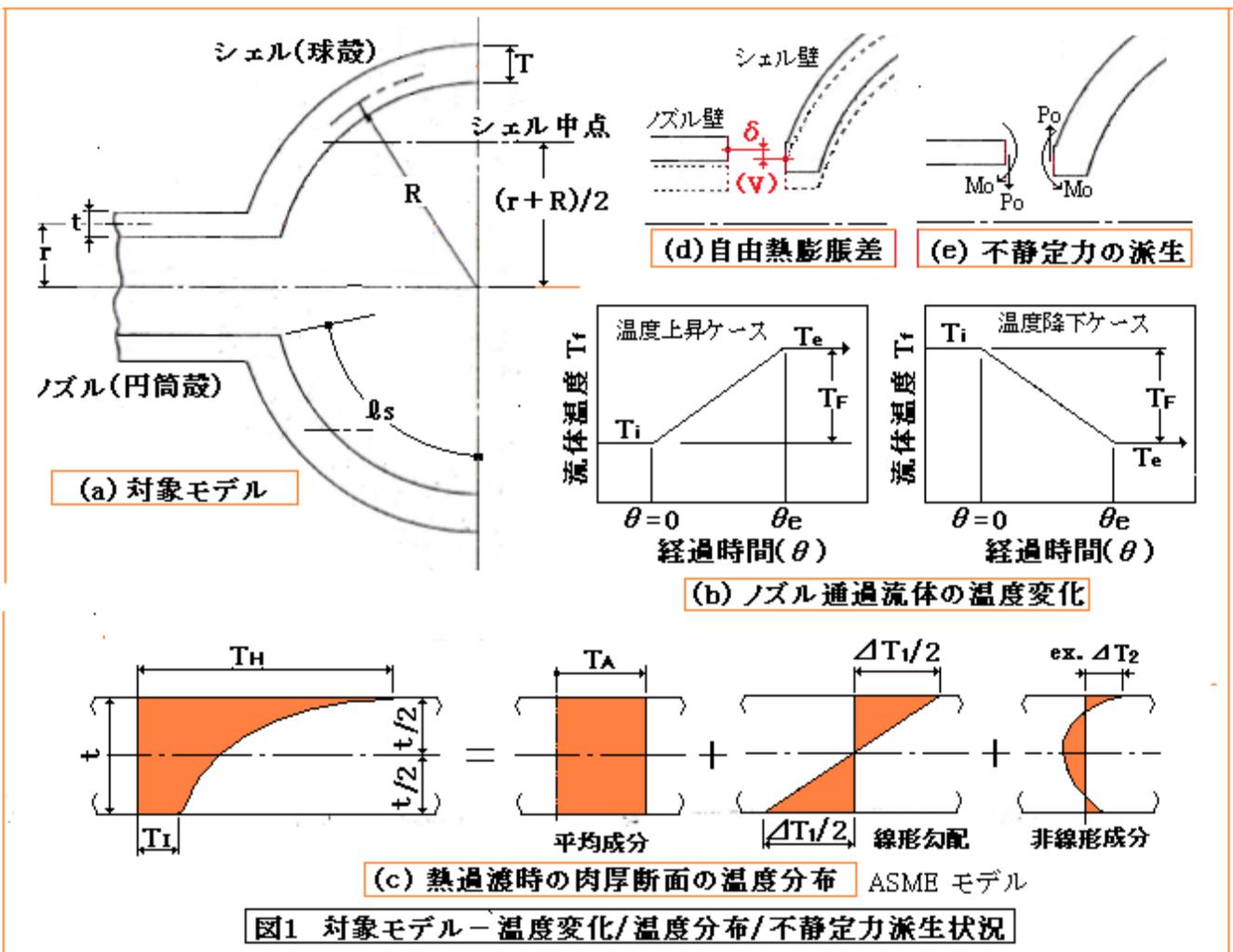
全 21 枚

1. はじめに

高温構造物を設計する場合、熱応力計算は避けられない。プラント設備は熱の経済効率の観点から十分断熱されているので設備内の定常的な温度分布は比較的イーブンに近く定常熱応力が問題になることは少ない。然るに運転やプロセス操作上、構造壁に接する流体温度が急変すると壁断面に顕著な温度勾配や構造的な不連続部分に有意な温度差が現れて高い熱過渡応力が発生する。容器ノズル部分は概して厚肉で断面が急変するのでその影響は著しく金属疲労のリスクが高い。一般に、熱過渡応力の計算はCFD-FEMによっているが、下記 BS 規格は理論ベースの簡易解を与えておりシェル-ノズル部のプレ的な検討(?) に有効と思われるので、熱応力の理解もかねてその運用などを考えてみたい。

BS PD 5500 Specification for unfired, fusion welded pressure vessels Annex G-4

Simplified method for assessing transient thermal stress at a pressure vessel nozzle



2. 熱過渡応力計算法-Annex G.4 の運用

2.1 AnnexG-4 のプロフィール

(1) Annex G の G.4 は流体温度が急変化するとき(いわゆる熱過渡時)、ノズル-容器シェルの接合部に生じる応力を簡易的に計算するもので、判り易く計算式の誘導過程が示されている(具体的には添付を参照)。多分に重複するとは思うが、以下補足を交えて Annex G.4 の内容を確認しておく。なお

Annex G.4 は容器シェルとして球殻を対象にしているが、その結果(応力計算)は円筒殻シェルにも安全側に適用できるとしているため、もし安全側を採るならこの計算法の用途はかなり広がる。

- (2) Annex G.4 の対象モデルを図 1 の(a)図に示す。ここでは容器のシェル側を球殻、ノズル側を円筒殻として扱う。熱過渡が起き内側の流体温度が上昇(下降)すると、図(b)のようにノズル/シェル肉の肉厚断面の急峻な温度勾配ができる。その温度勾配は、平均成分/線形勾配成分/非線形成分の 3 つに分割される。そのうち線形勾配成分 ΔT_1 と非線形成分 ΔT_2 では、自己拘束によって熱応力が派生する。即ち

$$\sigma_b = E \alpha \Delta T_1 / \{2(1 - \nu)\}, \quad \sigma_p = E \alpha \Delta T_2 / (1 - \nu)$$

前者は 2 次応力成分、後者はピーク応力成分に分類される。一方、平均成分 T_a については、設備的にノズル軸方向あるいはシェル子午線方向が拘束されることは殆どないので応力は発生しない。確かにノズル/シェルがそれぞれ単独で自由熱膨張するとき、応力は無視できる。しかしシェル-ノズル接合部では両者の自由熱膨張量に違いがあり、(c)図に示すように熱変位差($\Delta \delta, \Delta \theta$)が生じる。しかるにノズル-シェルは強固に接続しているため、この変位差を解除するため、(d)図に示すように接合端面に不連続力(フォース F_0 及びモーメント M_0)が発生し曲げ応力とせん断応力が派生する。すなわち熱過渡状態では、接合廻りに次のタイプの異なる 2 つの応力が存在している。

肉厚分布の温度勾配による熱応力

構造の連続性保持による不連続応力

端的に言えば Annex の応力計算式はこの 2 つの応力を分離して求めて合算したものである。なお流体温度や金属温度は時間変化するから、これらの応力もまた時間的に変化する(単調ではない)。

[Annex G.4 の温度勾配熱応力式は Heislar 文献に由るもので、ここで熱応力を $\Delta T_1, \Delta T_2$ で云うのは? かも知れないが、実質的に Heislar の熱応力を $[\sigma_b + \sigma_p]$ と見なすことに問題はないと思う。]

- (3) まず肉厚分布の温度勾配による熱応力について。シェル-ノズルのような不連続構造の温度分布及び熱応力の算定は、CFD/FEM によるのがもちろんベターであるが、壁要素を片側断熱/片側伝熱の板と見なして肉厚内の温度分布を求め、熱弾性から熱応力を求める簡易法も有効である。前項(2)の σ_b, σ_p 式がこれに該当し ASME コードでも用いられている。その場合、例えば McNeill-Brock 文献(*)は温度勾配($\Delta T_1, \Delta T_2$)を次の式から得ている。

$$\Delta T_1 = L T_f, \quad \Delta T_2 = N T_f$$

T_f は流体温度の変化量。L, N は平板近似の伝熱解析から得られる係数でグラフから読みとる。これを前項の σ_b, σ_p に代入すると、

$$\sigma_b = \mp [L / \{2(1 - \nu)\}] E \alpha T_f, \quad \sigma_p = - [N / (1 - \nu)] E \alpha T_f$$

板の内外表面の応力 S_i, S_o は両者を合算して

$$S_i = - [L / \{2(1 - \nu)\} + N / (1 - \nu)] E \alpha T_f, \quad S_o = [L / \{2(1 - \nu)\} - N / (1 - \nu)] E \alpha T_f$$

おそらくこれは Annex の $S_i = -K_1 E \alpha T_f, S_o = K_2 E \alpha T_f$ に該当する筈である。その場合、熱係数 K_1, K_2, k_1, k_2 は次のように書ける。

$$K_1, k_1 = | L / \{2(1 - \nu)\} + N / (1 - \nu) |, \quad K_2, k_2 = | L / \{2(1 - \nu)\} - N / (1 - \nu) |$$

むしろ L, N はシェル側(K)、ノズル側(k)では異なる。なお上記の S_i, S_o は長手(子午線)方向/周方向いずれにも適用できる。即ち、

$$\text{シェル側: } S_{hi} = S_{mi} = -K_1 E \alpha T_f, \quad S_{ho} = S_{mo} = K_2 E \alpha T_f$$

$$\text{ノズル側: } S_{hi} = S_{oi} = -k_1 E \alpha T_f, \quad S_{ho} = S_{oo} = k_2 E \alpha T_f$$

(*) McNeill-Brock 文献の内容は別途 TS [HE-02-TM-007] で詳しく紹介しているので参照されたい。

(4) 次に構造の連続性保持による不連続応力について。不連続フォース F と不連続モーメント M によるノズル側/シエル側の変位($w_b, \theta_b / w_s, \theta_s$) は次のようになる。

$$\text{半径方向変位: } w_b = a_1 F + a_2 M, \quad w_s = -A_1 F - A_2 M$$

$$\text{回転変位: } \theta_b = a_2 F + a_3 M, \quad \theta_s = -A_2 F - A_3 M$$

ここで $a_1, a_2, a_3, A_1, A_2, A_3$ はいわゆる影響係数である(例えば JIB B8266 付属書 8 など参照)。更にノズル側/シエル側の熱膨脹変位($\delta_b, \delta_s, \theta_b, \theta_s$)を加味し、ノズル側変位=シエル側変位とすれば、

$$w_b - \delta_b = w_s - \delta_s \rightarrow w_b - w_s = \delta_b - \delta_s \rightarrow (a_1 + A_1)F + (a_2 + A_2)M = \delta \quad (\text{但し } \delta = \delta_b - \delta_s)$$

$$\theta_b - V_b = \theta_s - V_s \rightarrow \theta_b - \theta_s = V_b - V_s \rightarrow (a_2 + A_2)F + (a_3 + A_3)M = V \quad (\text{但し } V = V_b - V_s)$$

シエル/ノズル側の回転変位はもともと小さいので、Annex では回転変位差 V を零としている。この場合、上記の 2 式から不連続力 F, M が得られる。

$$F = [(a_3 + A_3) / \{(a_1 + A_1)(a_3 + A_3) - (a_2 + A_2)^2\}] \delta$$

$$M = - [\{ (a_2 + A_2) / \{(a_1 + A_1)(a_3 + A_3) - (a_2 + A_2)^2\} \} \delta$$

ノズル(円筒殻)側の影響係数 $a_1 \sim a_3$ は薄肉シエル理論から次式で与えられる。

$$a_1 = 1 / (2 \beta_3 D^*), \quad a_2 = 1 / (2 \beta_2 D^*), \quad a_3 = 1 / (\beta D^*)$$

ここで $\beta = \{3(1 - \nu^2) / r^2 t^2\}^{0.25}$ 、 $D^* = Et^3 / 12(1 - \nu^2)$ であるから $a_1 \sim a_3$ は E, ν, r, t の関数になる。一方シエル側影響係数 $A_1 \sim A_3$ はコンピュータ解析から与えられ、おそらく同様の E, ν, R, T の関数形になっていると思われる。Annex ではこれら影響係数を上記の F, M 式に代入して次式を導いている。

$$F/E \delta = D_1/D \rightarrow F = (D_1/D) E \delta, \quad M/E \delta T = D_2/D \rightarrow M = (D_2/D) T E \delta$$

ここで、半径方向変位差 δ はノズル/シエル側の平均温度変化を T_{ab}, T_{as} とおいて

$$\delta = \delta_b - \delta_s = \alpha r (T_{ab} - T_{as}) = \alpha r (K_b - K_s) T_f$$

K_b, K_s は温度係数であって、McNeill-Brock 式の係数 A に相当する。変位差 δ を F, M 式に代入して

$$F = (K_b - K_s) (D_1/D) r E \alpha T_f, \quad M = (K_b - K_s) (D_2/D) r T E \alpha T_f$$

F, M を単位断面積 t 、単位断面係数 $t^2/6$ で除して合成するとシエル側長手応力が得られる。

$$\begin{aligned} \sigma_L &= (\sigma_\theta^2 + 4 \tau^2)^{0.5} = \{(6M/t^2)^2 + 4(F/t)^2\}^{0.5} \\ &= (K_b - K_s) [\{6(D_2/D)(r/t)(T/t)\}^2 + 4\{(D_1/D)(r/t)\}^2]^{0.5} E \alpha T_f = (K_b - K_s) C E \alpha T_f \end{aligned}$$

シエル側も同様に得られる。これら応力成分は Annex に示される不連続応力 $S_n = K_d C_n E \alpha T_f$ で括ることができる。 C_n は Table G.4.3-1~4 に与えられる。 C_1 は周方向応力成分、 C_2, C_4 はノズル側長手方向曲げ応力成分、 C_3 はシエル側子午線方向応力成分に関する各係数である。ただ実際の不連続応力はポアソン効果などで次のように複雑になる(内容的には多々不明あり)。

$$\text{シエル側) 子午線(長手)方向: } S_m = K_d \{(C_2/Z^2) \pm C_3\} E \alpha T_f, \quad \text{周方向: } S_h = K_d \{C_1 \pm 0.3(C_3/Z^2)\} E \alpha T_f$$

$$\text{ノズル側) 長手方向: } S_\theta = \pm K_d C_2 E \alpha T_f, \quad \text{周方向: } S_h = K_d \{(C_1 - 1) \pm 0.3 C_2\} E \alpha T_f$$

(5) 合計応力は、[温度勾配応力+不連続応力]になる。Annex では次の合計応力が与えられている。

シエル側応力(接合部): 内表面の周方向応力 S_{hi} /子午線方向応力 S_{mi} 、

外表面の周方向応力 S_{ho} /子午線方向応力 S_{mo}

ノズル側応力(接合部): 内表面の周方向応力 S'_{hi} /長手方向応力 S'_{oi} 、

外表面の周方向応力 S'_{ho} /長手方向応力 S'_{oo}

ノズル側応力(最大曲げ部): 内表面の周方向応力 S'_{hi} /長手方向応力 S'_{oi} 、

外表面の周方向応力 S'_{ho} /長手方向応力 S'_{oo}

温度勾配応力/不連続応力とも内外表面で最大応力になる。なお厚さ方向応力は内外表面で零になる。一般にせん断成分は軽微なので、主応力($\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$)は次のようになる。

$$\sigma_1 = [S_{hi}, S_{ho}], \quad \sigma_2 = [S_{mi}, S_{mo} \text{ or } S_{oi}, S_{oo}], \quad \sigma_3 = [0, 0]$$

応力評価に用いる最大応力強さ S は

$$S_{\max} = \text{Max.} [|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2 - \sigma_3|, |\sigma_1 - \sigma_3|] = \text{Max.} [|\sigma_1 - \sigma_2|, |\sigma_2|, |\sigma_1|]$$

σ_1 と σ_2 が異符号(+/-)のときは $S_{\max} = |\sigma_1 - \sigma_2|$ になる。なお温度勾配応力は表面で一様なので、最大応力強さは不連続応力に左右される。通常、不連続応力は接合部で最大になるになるので、接合部に最大応力強さがあり評価ポイントになる。但し曲げ応力成分が接合部からやや離れた位置にピークを持つので一応、チェックする必要がある。

因みに流体温度変化による金属温度はノズル側の内表面で最も急激に変化するので、通常、内表面の温度勾配応力は外表面より高い。シェル側も然りであるが、ノズル側に較べシェル側は温度変化が遅れるので温度勾配応力は低レベルに留まる。これらの傾向は不連続応力でも同じ。また、例えば流体温度上昇の場合、内表面は温度勾配応力→圧縮応力(-)、不連続応力→引張応力(+)で異符号になる(→応力強さ大)。従って傾向としては、ノズル側の内表面で最大応力強さが発生することになる。ただ外表面の SCF が大きいとノズル側外表面で最大のピーク応力強さになる。

2.2 Annex G.4 の運用

(1) Annex G.4 はいろんな点で決して完結していない。主要パラメータの熱係数(K,k)、温度係数(K_b,K_s) は流体側の対流伝熱すなわち熱伝達率 h によって決まるが、Annex では熱伝達率は入力パラメータとして扱われているので、運用手順としてはまずこれを事前に決めておく必要がある。熱伝達率は周知の通り 流体物性と流速 に依存する。

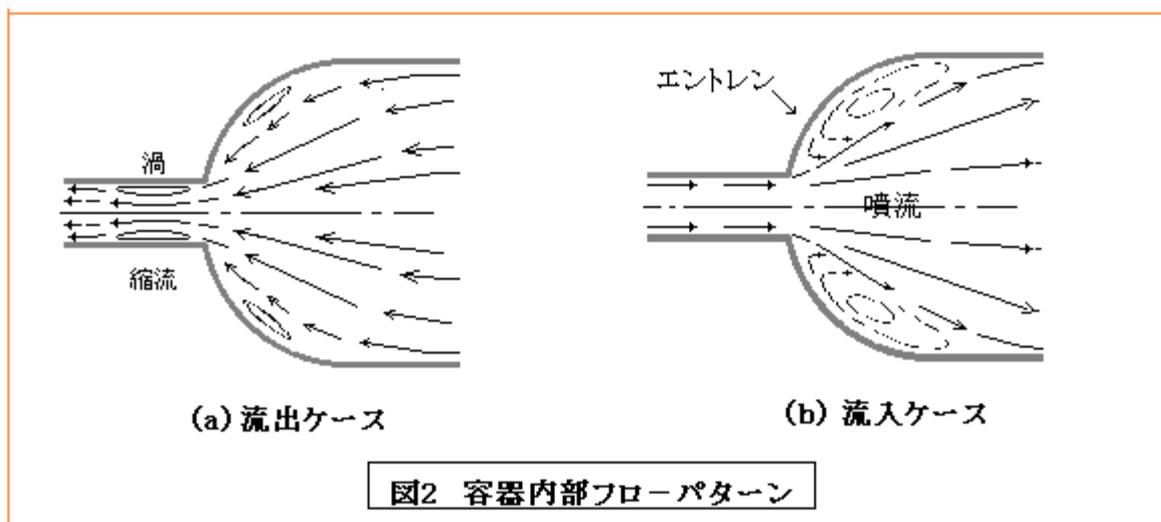
まず 流体物性 を考えると、かなり流体温度で変化するので温度変化の幅が大きいときは、温度依存性を考慮する必要がある。物性が流体温度変化 T_f に、流体温度が経過時間 θ に比例して線形変化するとすれば、例えば、次のように任意時刻の物性値を近似することができる。

$$\lambda_{fb} = \lambda_{fi} + f_{\theta}(\lambda_{fe} - \lambda_{fi}), \quad \lambda_{fs} = \lambda_{fi} + f_t(\lambda_{fe} - \lambda_{fi})$$

ここで λ_{fb} , λ_{fs} = ノズル側, シェル側の経過時間 θ における熱伝導率、

λ_{fi} = 初期の熱伝導率、 λ_{fe} = 到達後の熱伝導率、 f_{θ} = 経過時間係数、 f_t = 温度比係数

f_{θ} は、温度変化開始後の最終到達時間 θ_e まで $f_{\theta} = (\theta / \theta_e)$ 、 θ_e 以上では $f_{\theta} = 1$ とする。流体温度が最大流体温度差 T_F に達すると λ_{fb} は変化を止め λ_{fe} に落ち着く。これはノズル側で然り。シェル側については流体温度変化は遅れるので、 f_{θ} の代わりに温度比 $(T_s(\theta) - T_{bi}) / T_F$ 即ち f_t を用いる。 $T_s(\theta)$ は経過時間 θ におけるシェル側流体温度で入力値であり最終的には T_{bo} に落ち着く。



次にノズル/シェル内表面の流速を考える。前述のように Annex では熱伝達率 h を単一な入力値としているので多分、一定流速を前提にしているようであるが、熱過渡時に流量一定とは限らないので運用では流量変化(流速変化)も想定する必要があると思われる。それはともかく、実際の内表面流速の設定は容器内のフローパターンによるためかなり厄介である。図 2 の(a)図は流体が流出するケース、(b)図は流入するケースで予想されるフローパターンである。

流入ケースでは、ノズル側流速 U_b はその時点の流入量をノズル流れ断面積で割れば容易に得られるが、シェル側流速は[淀み+剥離渦]があって流れ解析(CFD)が必須である。

流出ケースでも、ノズル側に[縮流+渦]、シェル側に流速分布があって同じく CFD が必要になる。ただノズル側については、縮流を囲む渦ゾーンの流速は多分に低下すると予想されるので流入流速 U_b と同じ設定でよいと思う(ただ助走区間なので十分調査する必要がある)。因みにノズル側流速が早いと金属温度/温度勾配が増加して温度勾配熱応力/不連続応力とも高くなる。

結局、流入/流出ケースともシェル側は CFD 対象になる。ただ流入ケースでは、流入噴流周りに流入流速 U_b の 4%ほどのエントレン流速 U_e が起きる⁽⁴⁾のでこれを目安にシェル表面流速が設定できそうである。流出ケースでも一様な縮流を想定すれば設定可能かもしれない。シェル側ではノズル側と逆に、表面流速が遅くなる程、熱伝達率が下がって自由熱膨脹差 δ が増加し不連続応力が高くなるのでシェル側流速を低く設定するのが安全側になる。結論的には

ノズル側の表面流速を多めに設定し、シェル側の表面流速を少な目に設定する

ことで安全側に高めの応力を見積もることができると思う。

(2) 熱伝達係数の算定式としては、通常使用されている伝熱式、

ノズル側 → 通常の管内流れに対する強制対流伝熱式(ジッタベルタ式/セバン島崎式)

シェル側 → 通常の平板にたいする強制対流伝熱式

を基準式として用いる(いずれも平均熱伝達率式)。シェル側については球面の伝熱を平板の式で近似するのは問題があるかも知れない(検討を要す)。もちろん当該流体にフィットするものがあれば変更可。例えば流体粘性の温度依存性が著しいときはジータテート式を採用。

なお Annex の熱伝達率は経過時間によらず一定値である。運用では当初の熱伝達率(h_{bi} , h_{si})から任意経過時間後に熱伝達率(h_b , h_s)まで線形変化するものとしてその単純平均値を熱過渡温度(→熱係数/温度係数)の計算に使用する。

(3) Annex ではノズル側もシェル側も同一の流体温度変化 T_f を用いている。この設定は内部流体温度がほぼ同時に上昇すると思われる流出ケースを想定したためではないかと思われる(?)。流入ケースではノズル側に比べシェル側の流体温度変化は明らかに遅れると思う。前述の流出速度と同様に安全側に設定することも考えられるが、重要度に応じて**非定常熱流体 CFD**を実施するのがベターと思う。なお Annex 計算におけるシェル側の温度変化 T_{fs} は次のように設定する。

$$T_{fs} = \{T_s(\theta) - T_{bi}\} / T_F = (T_{Fs} / T_F) T_F = f_t T_F$$

ここで $T_s(\theta)$ = 任意経過時間のシェル側流体温度、 T_{bi} = 初期のノズル側/シェル側流体温度、

T_F = ノズル側の最大流体温度変化、 f_t = 温度比係数(= T_{Fs} / T_F)、

またノズル側に比べシェル内表面の流体温度は一様でない。不連続応力のソースとなる自由熱膨脹量はシェル円弧に沿った温度の平均になるはずなので、ここではシェルに沿う流体温度変化が線形であると考え円弧の midpointの流体温度を計算に用いる。流速についても熱伝達率の平均化を考えて円弧 midpoint の流速を熱伝達率の計算に使用する(近似的措置なのでもちろん問題は残る…)。

(4) Annex の応力計算は疲労評価に用いるピーク応力強さを算定するものである。しかし明らかに温度勾配熱応力/不連続応力とも 2 次応力であるから、ピーク応力を除く応力成分 $[\sigma_b = E\alpha \Delta T_1/2(1-\nu)]$ と不連続応力の和を 2 次応力強さとしほかの応力と組み合わせて、[1 次+2 次]応力強さとしてシェークダウンの可否を評価する必要がある。具体的には Annex の応力計算式における熱係数 K_1, K_2, k_1, k_2 を次式による係数に置き換えればよい。もちろん、溶接形状などによる応力集中係数(SCF)は考慮しない。

$$K_1 = K_2 = \{L_{2s}/2(1-\nu)\}, \quad k_1 = k_2 = \{L_{2b}/2(1-\nu)\}$$

L_{2s}, L_{2b} は、シェル側/ノズル側における McNeill-Brock の L_2 指数(Fig.2d 参照のこと)である。

(5) 本 TS では Annex の趣旨に沿って運用を考えるが、Annex の応力式から算定される内外面表皮応力 (S_{hi}, S_{mi}, \dots) に基づく疲労評価手法には疑問が残る。ASME では前述の非線形温度分布による応力成分 $[E\alpha \Delta T_2/(1-\nu)]$ をピーク応力成分(応力集中分)としてあつかい SCF は乗じていない。しかし Annex では ΔT_1 と ΔT_2 による応力成分は分離されていないので、その状態で SCF(例えば As weld 1.7) を乗じると過度なピーク応力強さをカウントすることになると思う。安全評価という点ではそれでもいいが、ステップ変化に近い熱過渡では精度がかなり失われる。ここでは

シェル側(子午線方向) : $K_1 = k_{si}\{L_{2s}/2(1-\nu)\} + N_{2s}/(1-\nu)$ 、 $K_2 = k_{so}\{L_{2s}/2(1-\nu)\} - N_{2s}/(1-\nu)$

ノズル側(長手方向) : $k_1 = k_{bi}\{L_{2b}/2(1-\nu)\} + N_{2b}/(1-\nu)$ 、 $k_2 = k_{bo}\{L_{2b}/2(1-\nu)\} - N_{2b}/(1-\nu)$

(但し k_{si}, k_{bi} = シェル側/ノズル側の内表面 SCF、 k_{so}, k_{bo} = シェル側/ノズル側の外表面 SCF、 L_2, N_2 = McNeill-Brock による比例変化のときの係数)

を用いて Annex の応力を計算しピーク応力強さ S_p とすることを提案しておきたい(ただ次節の応力計算手順は Annex のオリジナルのままにしておく)。

(6) 2.1 の(5)でも述べたように通常はノズル側の応力が評価対象になると思われるのでシェル側応力については多少ルーズになっても…と考えているが、シェル側応力には平均温度勾配が派生するので実際の応力は Annex で計算されたものより増えるおそれがある。Annex の不連続応力計算の明細がわからないのでそれ以上議論できないが、シェル子午線方向の流体温度差が大きい時は注意を要す。

2.3 応力計算手順(案)

Annex の運用を取り込んだ応力計算手順(案)をチャート 1 に示す。この計算手順は次のようなステップで構成される。

ステップ 1) 適用条件確認

ステップ 2) 計算パラメータ入力→幾何形状/流体物性/金属物性/計算条件

ステップ 3) シェル側の流速/流体温度変化(U_s, T_s)の設定

ステップ 4) 応力係数 C_1, C_2, C_3, C_4 の読み取り

ステップ 5) 時間ステップの応力計算

ステップ 5-1) 流体物性($\rho_f, \lambda_f, \nu, \alpha$)の設定

ステップ 5-2) 熱伝達係数(h_s, h_b)の計算

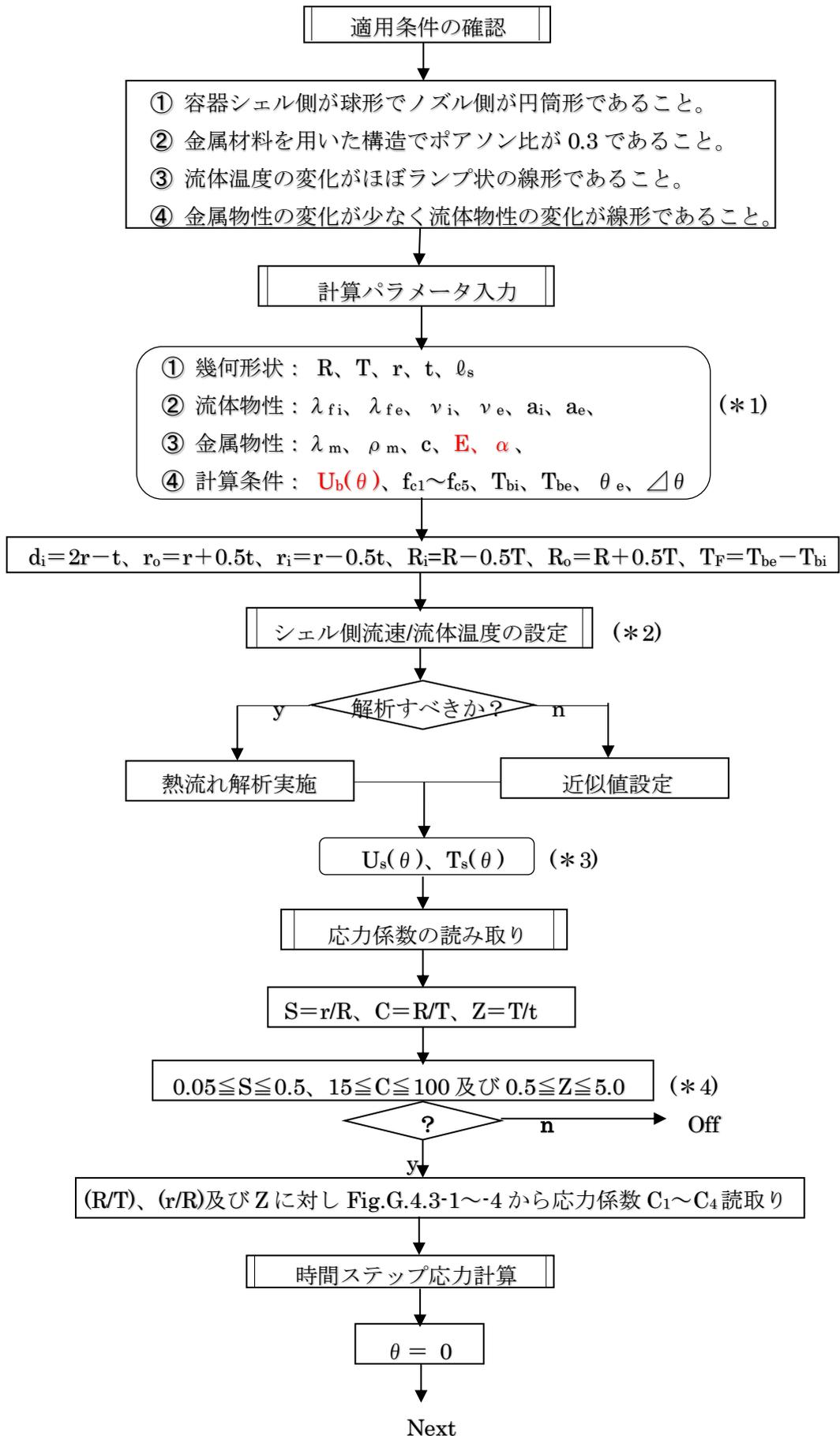
ステップ 5-3) 熱係数/温度係数($K_1, K_2, k_1, k_2, K_s, K_b$)の読み取り・調整

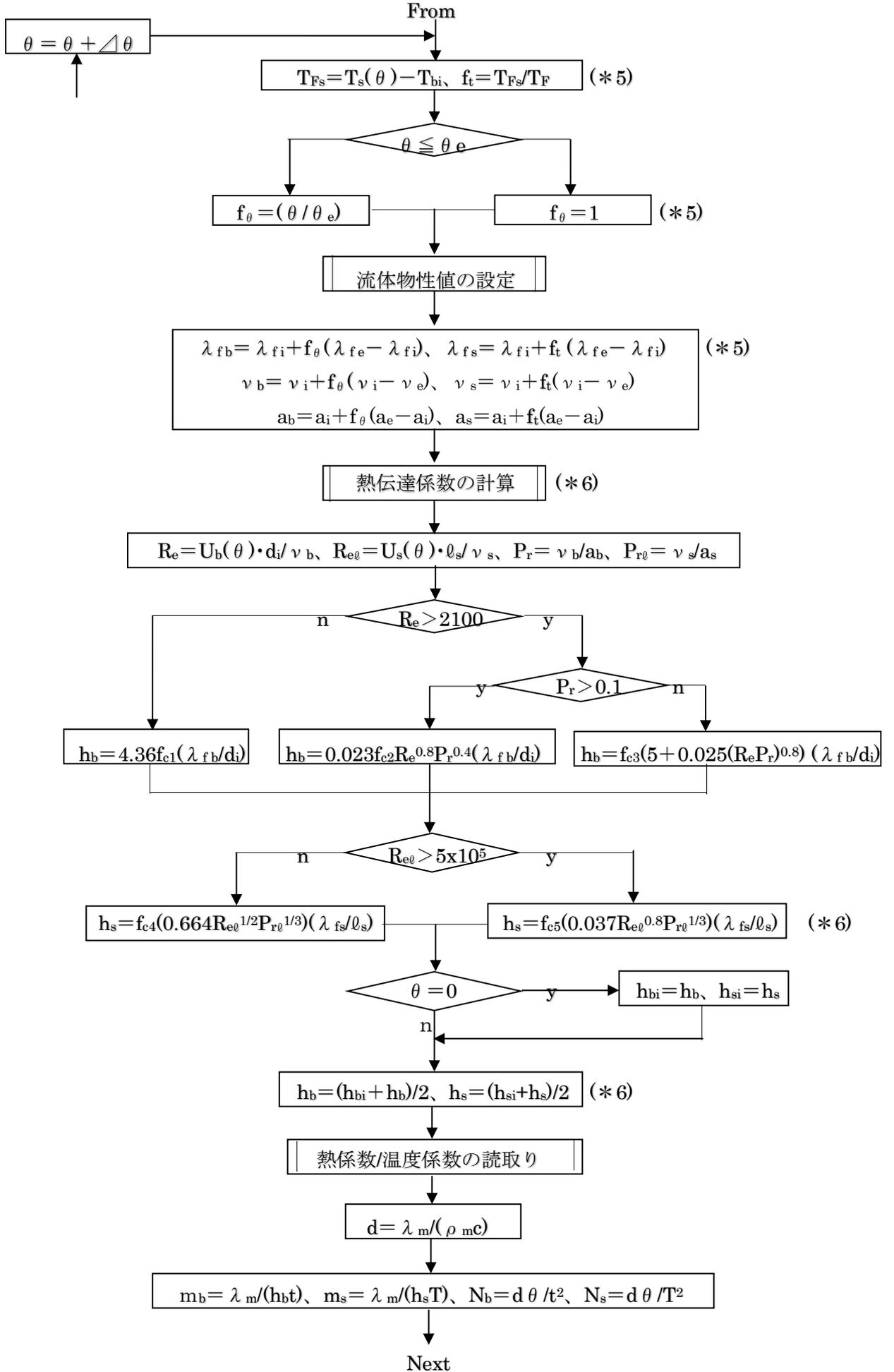
ステップ 5-5) ピーク応力強さの計算

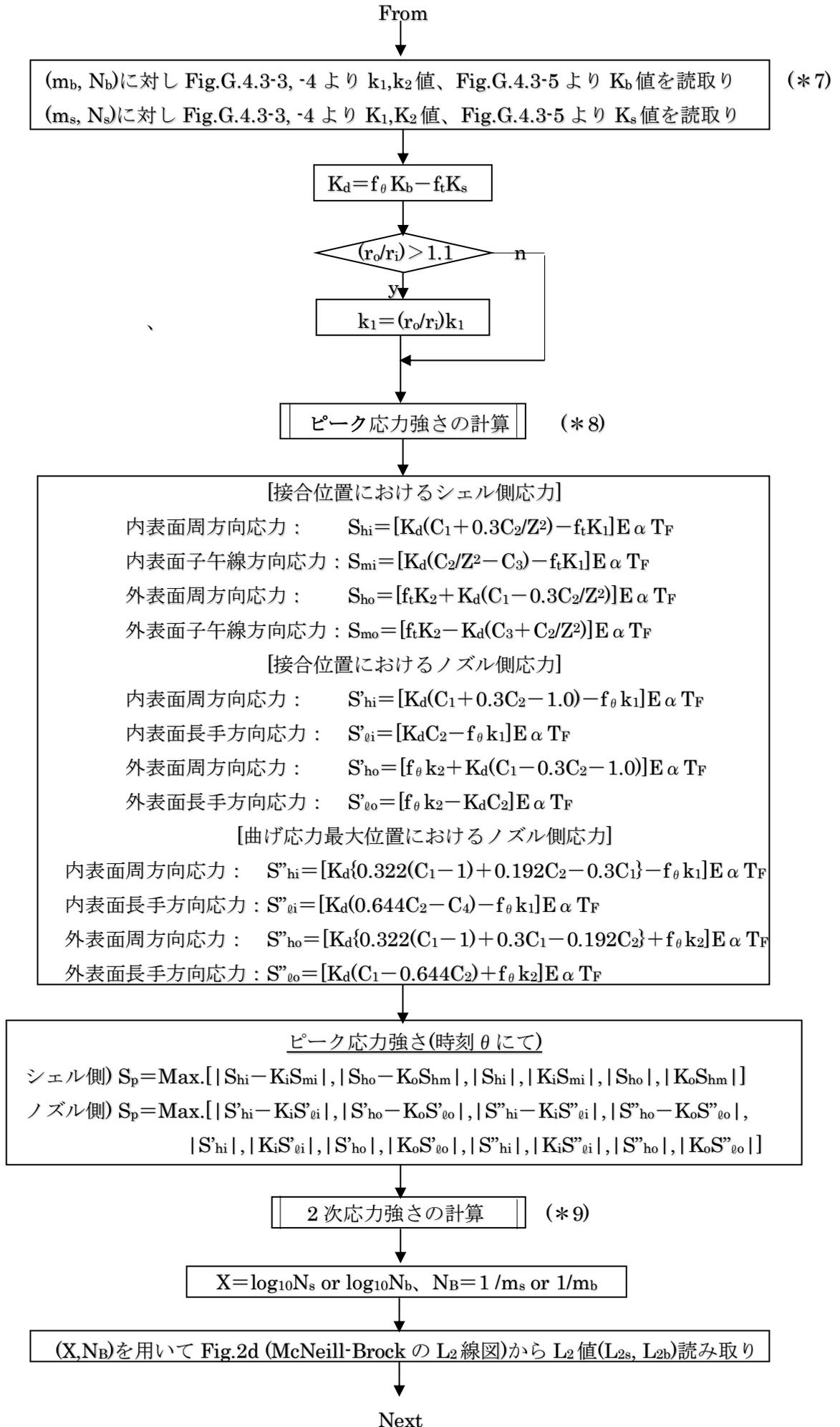
ステップ 5-5) 2 次応力強さの計算

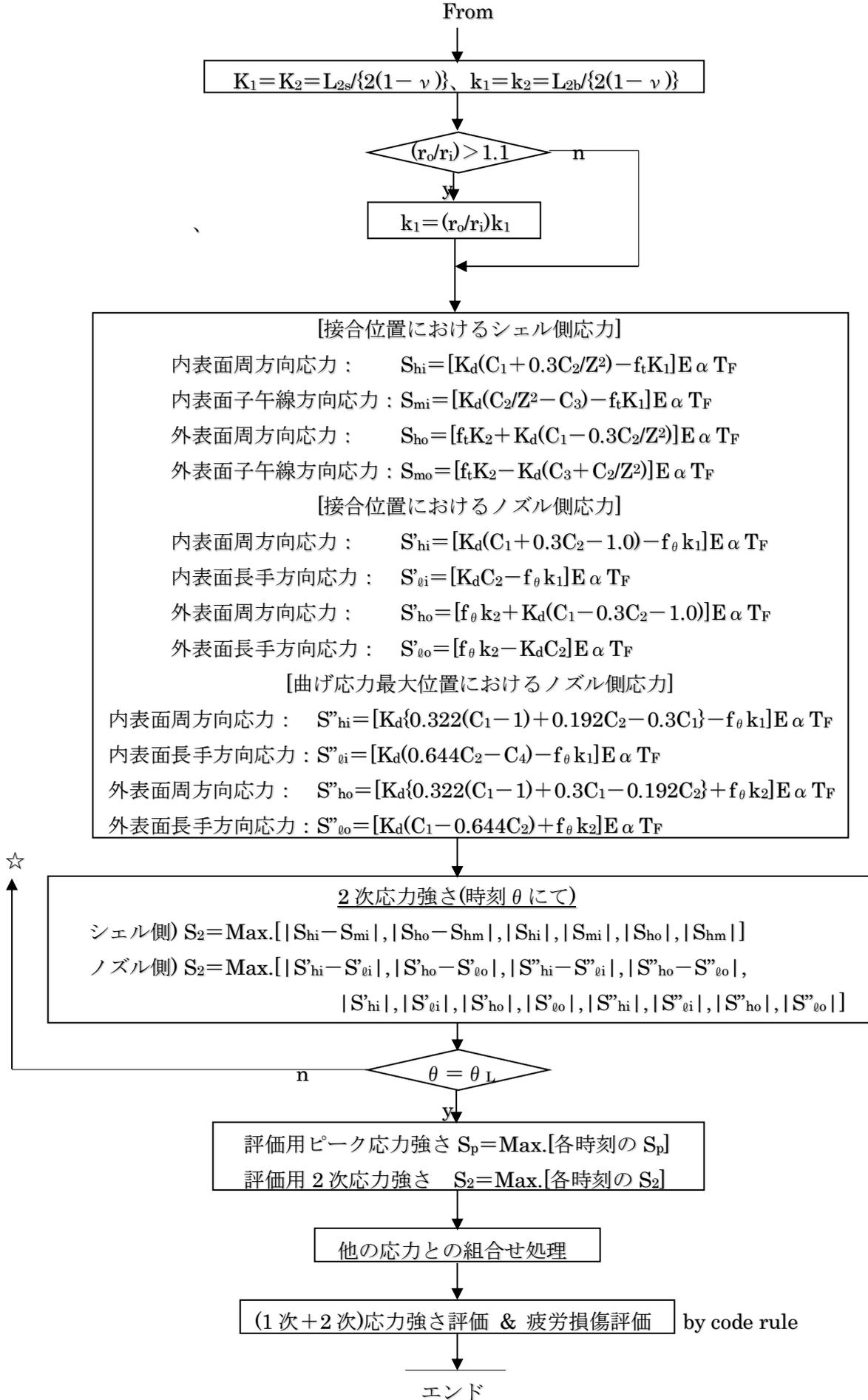
オリジナルの Annex に比べ、時間ステップ毎の流体物性の設定、流況を考慮した熱伝達係数の計算および 2 次応力強さの計算が加味されている。

チャート 1. Appendix G.4 運用ベースの熱過渡応力計算/評価手順(案)

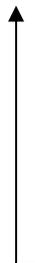








☆



【 チャートの記号説明 】

R =シェル(球殻)の平均半径(m)、 T =シェルの厚み(m)、 r =ノズル(円筒殻)の平均半径(m)、
 t =ノズルの厚さ(m)、 l_s =シェルの内法長さ(m)[図 1(a)参照]、 d_i =ノズル内径(m)($=2r_i$)、
 r_o =ノズル外半径(m)、 r_i =ノズル内半径(m)、 S =半径比(-)、 C =シェル寸法比(-)、 Z =肉厚比(-)、
 λ_{fi} =当初の流体熱伝導率(W/mK)、 $\lambda_{fe}=T_F$ 到達時の流体熱伝導率(W/m²K)、
 λ_{fs} =シェル側の流体熱伝導率(W/mK)、 λ_{fb} =ノズル側の流体熱伝導率(W/mK)、
 ν_i =当初の動粘度(m²/s)、 $\nu_e=T_F$ 到達時の動粘度(m²/s)、
 ν_s =シェル側の動粘度(m²/s)、 ν_b =ノズル側の動粘度(m²/s)、
 a_i =当初の流体温度伝導率(m²/s)、 $a_e=T_F$ 到達時の流体温度伝導率(m²/s)、
 a_s =シェル側の流体温度伝導率(m²/s)、 a_b =ノズル側の流体温度伝導率(m²/s)、
 h_s =シェル側の熱伝達率(W/m²K)、 h_b =ノズル側の熱伝達率(W/m²K)、 $W=J/s$
 Re =ノズル側レイノルズ数(-)、 Re_0 =シェル側レイノルズ数(-)、 $f_{c1}\sim f_{c5}$ =熱伝達率の補正係数(-)
 Pr =ノズル側のプラントル数(-)、 Pr_0 =シェル側のプラントル数(-)、
 λ_m =金属の熱伝導率(W/mK)、 ρ_m =金属の密度(kg/m³)、 c =金属の比熱(J/kgK)、
 E =金属の縦弾性係数(N/m²)、 α =金属の平均熱膨脹係数(K⁻¹)、
 $U_b(\theta)$ =経過時間 θ におけるノズル側流速(m/s)、
 $U_s(\theta)$ =経過時間 θ におけるシェル側流速(m/s)、
 T_{bi} =当初のノズル側温度(K)、 T_{be} =到達後のノズル側温度(K)、
 $T_s(\theta)$ =経過時間 θ におけるシェル側温度(K)、 T_{Fs} =シェル側の温度変化(K)
 T_F =ノズル側の最大温度変化(K)、 T_t =任意の経過時間における温度変化(K)、
 d =金属の熱拡散率(m²/s)、 m_s, m_b =シェル側,ノズル側のビオ数の逆数(-)、 N_B =ビオ数(-)
 N_s, N_b =シェル側,ノズル側のフーリエ数(-)、 θ_e =温度変化開始後の最終到達時間(s)
 θ =温度変化開始後の経過時間(s)、 θ_L =計算終了時間(s)、
 $\Delta\theta$ =計算上の時間間隔(= θ_e の整数分の1)(s)
 C_1 =フープ応力係数(-)、 C_2 =曲げ応力係数(-)、 C_3 =子午線応力係数(-)、 C_4 =分岐曲げ応力係数(-)
 K_1, K_2 =シェル側の内表面,外表面の熱係数(-)、 k_1, k_2 =ノズル側の内表面,外表面の熱係数(-)、
 K_s, K_b =シェル側,ノズル側の温度係数(-)、 f_t =温度比係数(-)、 f_θ =経過時間係数(-)
 S_{hi}, S_{mi} =シェル側内表面の周方向,子午線方向応力(N/m²)、
 S_{ho}, S_{mo} =シェル側外表面の周方向,子午線方向応力(N/m²)、
 S'_{hi}, S'_{oi} =ノズル側内表面の周方向,長手方向応力(N/m²)、
 S'_{ho}, S'_{oo} =ノズル側外表面の周方向応力,長手方向応力(N/m²)、
 S''_{hi}, S''_{oi} =最大曲げ応力点のノズル側内表面の周方向,長手方向応力(N/m²)、
 S''_{ho}, S''_{oo} =最大曲げ応力点のノズル側外表面の周方向,長手方向応力(N/m²)、
 S_p =評価用ピーク応力強さ(N/m²)、 S_2 =2次応力強さ(N/m²)
 K_i =ノズル側内表面応力指数(-)、 K_o =ノズル側外表面コーナー応力指数(-)

【 チャートの補足説明 】

- (*1) 流体物性は金属物性に較べ温度依存性が高くなる傾向がある。特に動粘度は然り。そこで流体物性(λ, ν, a)については初期温度と到達温度における値を与え、プログラムの中で当該温度における物性を代数補間して設定する。一方、金属材料の物性(λ_m, ρ_m, c)の方は中間温度における値をとって一定とする。 E, α については、その積 $E\alpha$ が温度によらず一定になる傾向があるので

常温の値を用いても可とする。ノズル通過流速 U_b については時間 θ の関数として与える。ここでは具体的な入力定義(関数?)はオプションとしておく。

- (*2) 前節で述べたように内部流体が流出する場合と外部流体が流入する場合でシェル部分の流れは大きく違ってくる。流出ケースでは縮流流れなので流速は粗々予想できるが、流入ケースでは噴流周りの渦状流れになり**熱流れ解析**を実施せざるを得なくなる。
- (*3) 流速 U_s 、流体温度 T_s はシェルの円弧に沿って変化すると思うがここでは円弧のほぼ中間辺りの値をとる(図 1(a)参照)。 $U_s(\theta)$ 、 $T_s(\theta)$ の入力方法については U_b と同様にオプションとしておく。
- (*4) 応力係数は不連続解析で用いる形状パラメータ(半径比/シェル寸法比/肉厚比)から得られるもので流体とは直接関係しない。ただ Table G.4.3-1~4 では形状パラメータに範囲がある。範囲内では内挿によって C 値を固定すればよい。範囲外についてもある程度外挿が可能と思われるが、外挿可能域が明確でないので、ここでは内挿のみ可能な $0.05 \leq S \leq 0.5$ 、 $15 \leq C \leq 100$ 及び $0.5 \leq Z \leq 5.0$ 範囲に適用を限った(厳しいか?)。
- (*5) この場合、流体物性は**流体温度に単純比例して変化するもの**とする。流体温度は時間比例なのでここでは (θ/θ_0) で比例させた。シェル側については温度スライド(f_t 即ち T_{Fs}/T_F)によってノズル側の流体温度にマッチさせた(Annex G.4 にはこのような流体物性の扱いは見られない)。なお f_θ については所定の到達温度以降、 T_f は変化しないので $f_\theta = 1$ にした。
- (*6) Appendix には熱伝達係数の算定は含まれない。そこで本チャートでは、とりあえず
 ノズル側 → 通常の管内流れに対する強制対流熱式(ジッターベルタ式/セバン島崎式)
 シェル側 → 通常の平板にたいする強制対流熱式
 を基準式として採用しこれに**補正係数 f_c** (例えば流出側の助走区間補正)を加えた。もちろん当該流れにフィットするものがあれば式自体を変更可。計算に使用する値は 2.2 節で述べたように初期値と現在値の間をとる。
- (*7) 横軸(N)、縦軸(K,k)について対数補間を用いて読み取る。グラフでは m 値 0.1~1.0 の曲線が示されているが、1 以上の m 値については横軸上に $m = \infty$ 曲線を取り対数補間で熱係数(K,k)を読み取るものとする。この場合 $m = \infty$ 曲線は熱伝達係数 h が零の場合にあたる。
 なお、使用しているハイスラー式は薄肉円筒(平板近似)を仮定しているので、厚肉円筒のノズルに対しては Annex のコメントに従って K, k 値を補正した。シェル側についても然り。
 温度係数差の K_d は、 $(K_b - K_s)/T_f \rightarrow K_d T_F$ に表式を変更するために $K_d = f_\theta K_b - f_t K_s$ としている。
- (*8) ハイスラーの引用文献では内外表面応力が計算されているようなので Annex の応力式で得られた応力成分に SCF を乗じてピーク応力としている。この場合、周方向には応力集中は起きないと考えて長手(子午線)方向のみに SCF を乗じている。SCF はノズルネックの溶接形状/その表面仕上げなどに依存するが、標準的に下記の程度になるのではないかと思う。
 内面：研磨仕上げ 1.0、As Weld 1.7)、 外面：研磨仕上げ 2.6、As Weld 4.2
- (*9) 2.2 節でも述べたように Annex では 2 次応力強さの式を与えていない。ASME 系コードルールでは 2 次応力は必須の評価項目なので、McNeill-Brock の ΔT_1 式を用いて温度勾配による曲げ応力を求めこれと不連続応力を合算して 2 次応力としそれらの最大応力差をもって 2 次応力強さとする。

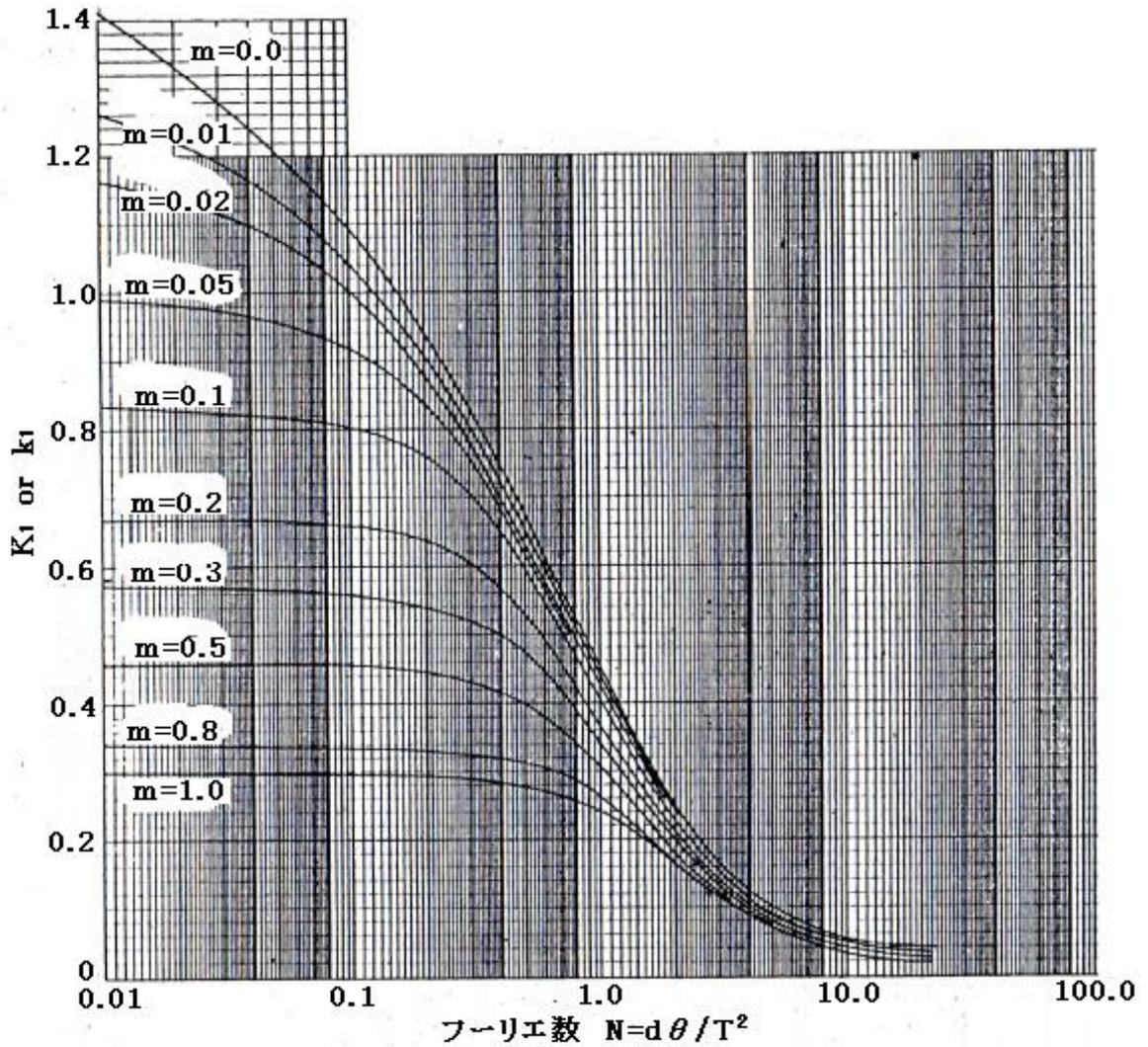


Fig.G.4.3-3 Inner surface thermal stress factors K_1 & k_1
 (内表面 熱応力係数 K_1 & k_1) (文献(1)より引用)

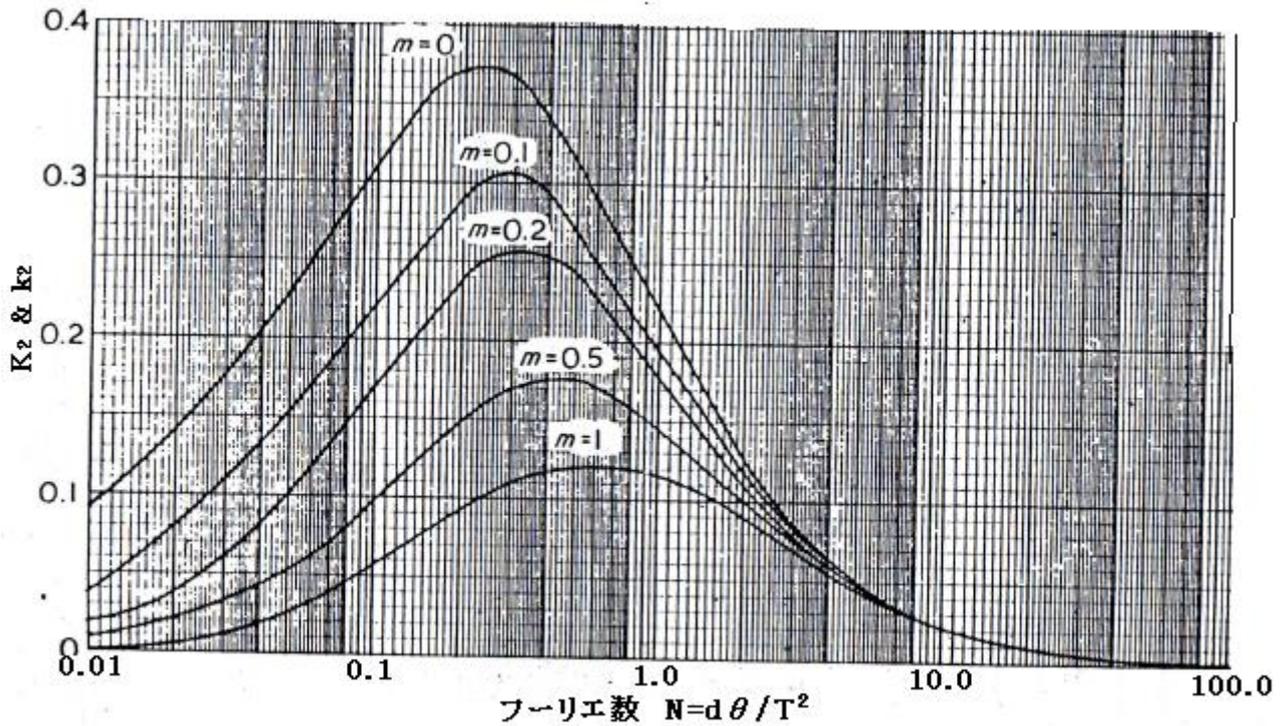


Fig.G.4.3-4 Outer surface thermal stress factors K_2 & k_2
 (外表面 熱応力係数 K_2 & k_2) (文献(1)より引用)

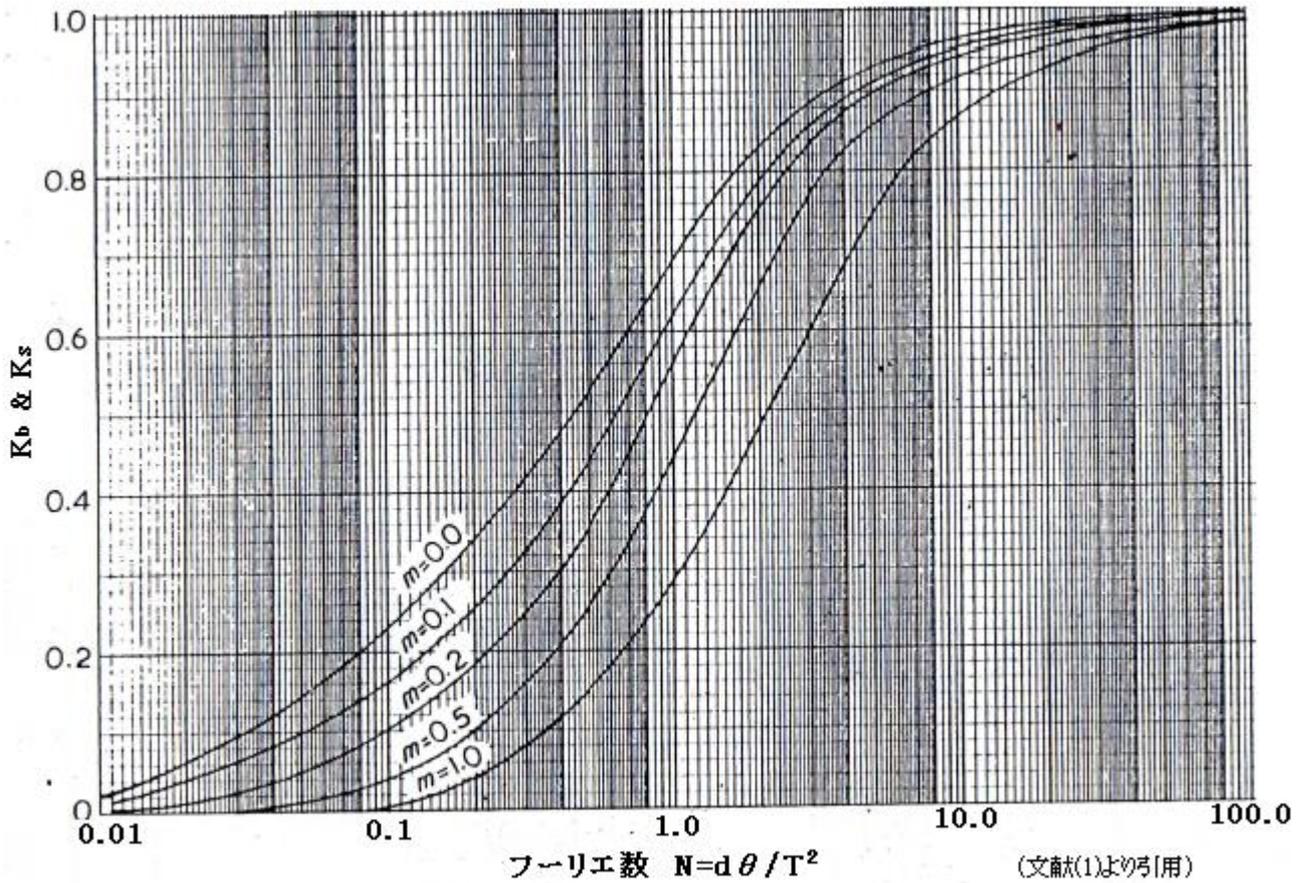


Fig.G.4.3-5 Mean temperature factor K_b & K_s (平均温度係数 K_b & K_s)

Table G.4.3-1 Hoop stress factor C_1 (フープ応力係数 C_1) 文献(1)引用

	r/R	$Z=5$	$Z=4$	$Z=3$	$Z=2$	$Z=1.5$	$Z=1$	$Z=0.66$	$Z=0.5$
$R/T=15$	0.05	0.11	0.15	0.20	0.29	0.36	0.46	0.57	0.66
	0.1	0.10	0.13	0.18	0.26	0.32	0.40	0.50	0.59
	0.2	0.11	0.14	0.20	0.27	0.32	0.39	0.48	0.56
	0.3	0.12	0.16	0.22	0.30	0.35	0.41	0.49	0.57
	0.4	0.13	0.17	0.23	0.31	0.37	0.43	0.50	0.57
	0.5	0.14	0.18	0.24	0.33	0.38	0.44	0.51	0.58
$R/T=50$	0.05	0.08	0.11	0.15	0.22	0.26	0.34	0.48	0.53
	0.1	0.09	0.11	0.16	0.22	0.26	0.33	0.41	0.49
	0.2	0.10	0.14	0.19	0.26	0.30	0.35	0.43	0.50
	0.3	0.11	0.15	0.21	0.27	0.33	0.38	0.45	0.52
	0.4	0.12	0.17	0.22	0.30	0.35	0.39	0.47	0.53
	0.5	0.14	0.18	0.24	0.32	0.38	0.43	0.49	0.56
$R/T=100$	0.05	0.07	0.10	0.13	0.19	0.23	0.30	0.39	0.47
	0.1	0.08	0.11	0.15	0.21	0.25	0.30	0.38	0.45
	0.2	0.10	0.13	0.18	0.24	0.29	0.33	0.41	0.48
	0.3	0.12	0.15	0.21	0.26	0.32	0.35	0.44	0.50
	0.4	0.12	0.17	0.22	0.28	0.35	0.39	0.46	0.53
	0.5	0.13	0.18	0.24	0.32	0.37	0.42	0.49	0.55

Table G.4.3-2 Bending stress factor C_2 (曲げ応力係数 C_2) 文献(1)引用

	r/R	$Z=5$	$Z=4$	$Z=3$	$Z=2$	$Z=1.5$	$Z=1$	$Z=0.66$	$Z=0.5$
$R/T=15$	0.05	1.51	1.39	1.18	0.80	0.52	0.21	0.05	0.01
	0.1	1.48	1.35	1.11	0.70	0.42	0.13	+0	-0.03
	0.2	1.44	1.29	1.04	0.62	0.34	0.07	-0.04	-0.06
	0.3	1.41	1.25	1.00	0.58	0.31	0.04	-0.07	-0.08
	0.4	1.39	1.24	0.98	0.56	0.29	0.03	-0.08	-0.09
	0.5	1.38	1.22	0.97	0.55	0.28	0.02	-0.09	-0.10
$R/T=50$	0.05	1.50	1.36	1.12	0.70	0.41	0.13	0.01	-0.02
	0.1	1.45	1.30	1.04	0.60	0.32	0.07	-0	-0.05
	0.2	1.41	1.26	0.99	0.56	0.29	0.03	-0.07	-0.08
	0.3	1.38	1.23	0.97	0.54	0.28	0.01	-0.09	-0.10
	0.4	1.38	1.23	0.97	0.54	0.28	0.01	-0.09	-0.10
	0.5	1.37	1.21	0.96	0.54	0.27	0.01	-0.10	-0.11
$R/T=100$	0.05	1.47	1.32	1.06	0.63	0.35	0.09	-0.01	-0.03
	0.1	1.43	1.26	0.99	0.55	0.28	0.04	-0.05	-0.06
	0.2	1.40	1.24	0.97	0.54	0.27	0.02	-0.08	-0.09
	0.3	1.39	1.23	0.97	0.54	0.27	0.02	-0.08	-0.10
	0.4	1.38	1.22	0.96	0.54	0.27	0.01	-0.09	-0.11
	0.5	1.37	1.21	0.95	0.54	0.27	0.01	-0.10	-0.11

Table G.4.3-3 Meridional stress factor (子午線方向応力係数 C_3) 文献(1)引用

	r/R	$Z=5$	$Z=4$	$Z=3$	$Z=2$	$Z=1.5$	$Z=1$	$Z=0.66$	$Z=0.5$
$R/T=15$	0.05	0.07	0.09	0.12	0.18	0.22	0.29	0.37	0.44
	0.1	0.05	0.06	0.09	0.13	0.16	0.21	0.29	0.35
	0.2	0.03	0.04	0.06	0.08	0.10	0.14	0.20	0.25
	0.3	0.03	0.03	0.05	0.06	0.08	0.11	0.15	0.19
	0.4	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.09	0.12	0.15
	0.5	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05	0.07	0.10	0.13
$R/T=50$	0.05	0.04	0.05	0.07	0.10	0.13	0.18	0.25	0.31
	0.1	0.03	0.03	0.05	0.07	0.09	0.12	0.18	0.23
	0.2	0.02	0.02	0.03	0.04	0.06	0.08	0.12	0.15
	0.3	0.01	0.02	0.02	0.03	0.04	0.06	0.09	0.11
	0.4	0.01	0.01	0.02	0.03	0.03	0.05	0.07	0.09
	0.5	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.04	0.06	0.07
$R/T=100$	0.05	0.03	0.04	0.05	0.07	0.09	0.13	0.19	0.25
	0.1	0.02	0.02	0.03	0.05	0.06	0.09	0.13	0.18
	0.2	0.01	0.02	0.02	0.03	0.04	0.06	0.09	0.11
	0.3	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.04	0.06	0.08
	0.4	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.05	0.06
	0.5	0.01	0.01	0.01	0.02	0.02	0.03	0.04	0.05

Table G.4.3-4 Branch bending stress factor C_4 (分岐側曲げ応力係数 C_4) 文献(1)引用

	r/R	$Z=5$	$Z=4$	$Z=3$	$Z=2$	$Z=1.5$	$Z=1$	$Z=0.66$	$Z=0.5$
$R/T=15$	0.05	1.00	0.94	0.85	0.67	0.54	0.38	0.27	0.20
	0.1	1.00	0.94	0.84	0.66	0.53	0.39	0.29	0.23
	0.2	0.98	0.91	0.80	0.62	0.50	0.37	0.29	0.24
	0.3	0.97	0.89	0.78	0.59	0.48	0.35	0.27	0.23
	0.4	0.94	0.88	0.76	0.58	0.46	0.34	0.26	0.22
	0.5	0.94	0.87	0.75	0.57	0.45	0.33	0.25	0.21
$R/T=50$	0.05	1.02	0.96	0.86	0.68	0.56	0.43	0.33	0.26
	0.1	1.00	0.93	0.82	0.65	0.53	0.41	0.33	0.28
	0.2	0.98	0.91	0.79	0.61	0.50	0.39	0.31	0.26
	0.3	0.96	0.89	0.77	0.59	0.48	0.36	0.29	0.25
	0.4	0.95	0.88	0.76	0.58	0.46	0.35	0.27	0.23
	0.5	0.94	0.88	0.76	0.57	0.45	0.33	0.26	0.22
$R/T=100$	0.05	1.01	0.95	0.84	0.67	0.56	0.44	0.35	0.30
	0.1	0.99	0.92	0.81	0.64	0.53	0.42	0.35	0.30
	0.2	0.97	0.90	0.79	0.61	0.50	0.39	0.32	0.27
	0.3	0.97	0.89	0.77	0.59	0.48	0.37	0.28	0.25
	0.4	0.94	0.89	0.75	0.58	0.46	0.35	0.28	0.24
	0.5	0.94	0.85	0.75	0.57	0.45	0.34	0.26	0.22

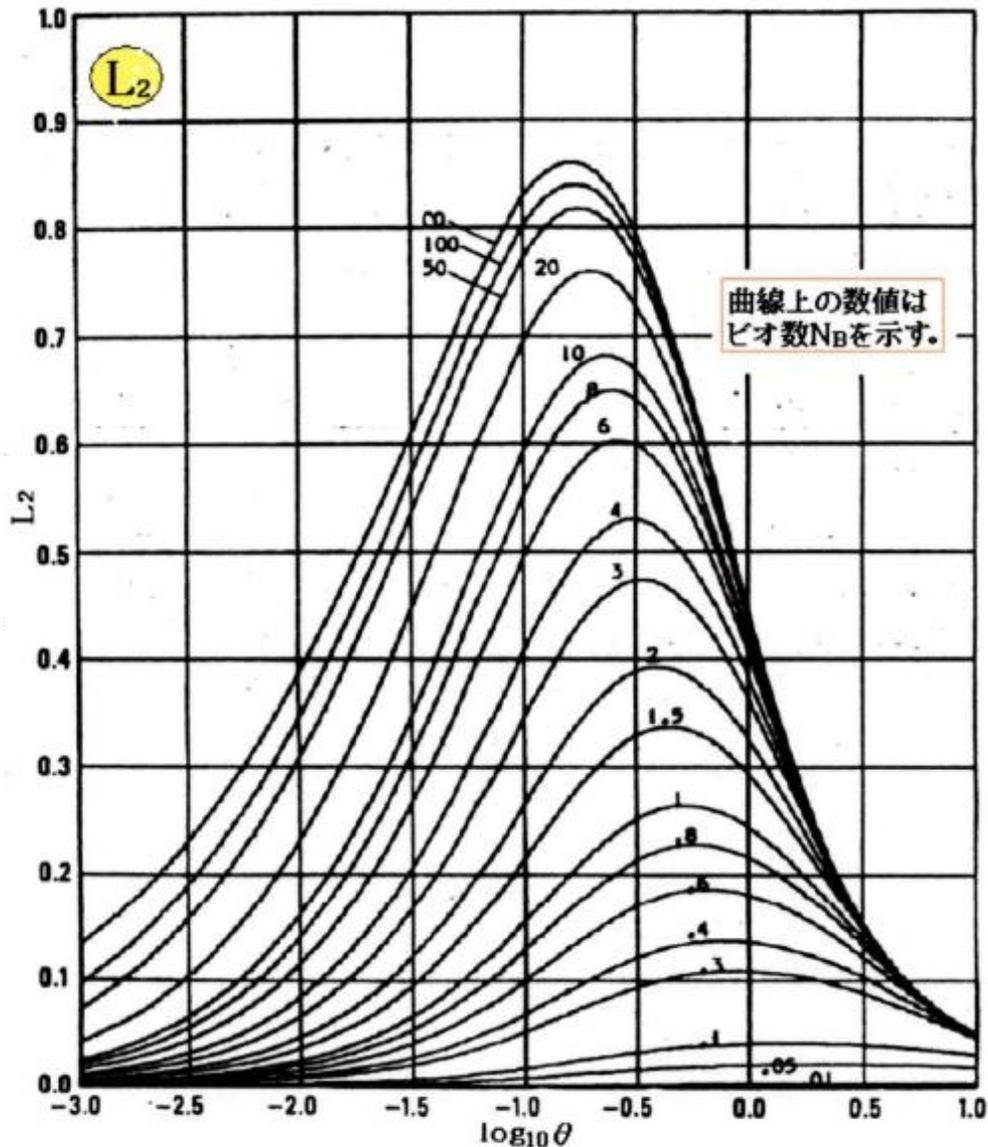


Fig.2d ケース2(比例変化)-L₂データ 文献(2)引用

但し θ = フーリエ数(=N)

添付: BS PD5500-2009 Annex G.4 の内容(訳文)

1. はじめに

内部流体温度が(急に)上昇したり降下したりすると、円筒殻(分岐)あるいは球殻(シェル)がつながるノズル接合部には応力が発生して設計的な考慮が必要になる。その場合、発生する応力値から疲労回避可能な温度変化の回数が決まってくる、すなわち温度変化の規模は応力レベルに依存している。

運転条件の変化に際して、球殻/分岐材には過渡的な肉厚断面の温度分布による応力が派生し、その強さは温度上昇/降下の割合、表面熱伝達率及び金属の厚さや物性に依存している。さらには分岐側とシェル側の肉厚の違いもあって、過渡的に見れば分岐側とシェル側に(有意な)熱膨脹差が存在し付加的な不連続応力が派生する。

容器殻に分岐が付く場合、複雑な3次元アプローチを含むので厳密な解を得るには FEM 解析が

必要である。しかし実験では運転時の熱伝達率は分岐の周囲でかなり変化することが知られておりこれを正確に再現するのは難しい。多くの場合そのような厳密解析はかなりコスト高で通常、設計者は幾つかの過渡運転条件を組み合わせざるを得ない。通常の圧力容器設計では、現実的で保守的な最大応力レベルを与え疲労評価に耐えるようなもっと単純な方法が望まれる。

G.4.2 提案設計法のアウトライン

次節以下に示す方法では、まずよく知られた解析方法を用いて流体過渡変化の際の肉厚温度分布と分岐側/シェル側の応力を求める。それからシェル/分岐のそれぞれの平均温度を用いてシェル-分岐接合部の薄肉シェル不連続解析を行う。そして不連続応力と温度応力の和を合計応力とする。

その解はグロスな断面応力を保守的に見積るもので、これを用いて最大相当応力強さを計算する。その結果から疲労解析を行うときは、応力集中係数 SCF を用いて溶接や局部形状の影響を反映する。

提案の設計法では、図表を用いてオーバーオールな解を単純な熱係数/応力係数の形に換え、応力式のファイナルセットとしている。

G.4.3 表記および設計法の誘導

G.4.3.1 表記説明(記号定義)

a_1, a_2, a_3 = 分岐側の影響係数、 A_1, A_2, A_3 = シェル側の影響係数

C_1, C_2, C_3, C_4 = 応力係数(表 G.4.3-1~G.4.3-4 による)

c = 容器材料の比熱(J/kgK)、 d = 容器材料の温度伝導率(熱拡散率)(m^2/s) [$=k/\rho c$]、**J→Ws**

h = 表面熱伝達係数(W/m^2K)、 k = 容器材料の熱伝導率(W/mK)、 ρ = 容器材料の密度(kg/m^3)

E = 容器材料の縦弾性係数(N/m^2)、

k_1, k_2 = 分岐側の熱係数(Fig.G.4.3-3, G.4.3-4 による)、

K_1, K_2 = シェル側の熱係数(Fig.G.4.3-3, G.4.3-4 による)

K_b, K_s = 分岐側/シェル側の平均温度係数(Fig.G.4.3-5 による)

K_d = 平均温度差係数、 m = ビオ数の逆数($=k/ht$)、 N = フーリエ数($=d\theta/t^2$)、

r = 分岐側の平均半径(m)、 r_o = 分岐側の外半径(m)、 r_i = 分岐側の内半径(m)、

R = シェル側の平均半径(m)、 R_o = シェル側の外半径(m)、 R_i = シェル側の内半径(m)

S = 応力(N/m^2)、 t = 分岐側肉厚(m)、 T = シェル側肉厚(m)

T_f = 過渡スタート後の流体温度上昇(K)、 T_i = 内表面温度(K)、 T_o = 外表面温度(K)

V = エッジ回転の不連続(回転角の差)、 ρ = 材料の密度(kg/m^3)、

α = 線膨脹係数(K^{-1})、 δ = 半径方向の不連続(変位の差)、 θ = 過渡スタート後の経過時間(s)、

G.4.3.2 設計法の誘導

Fig.G.4(1)に示すような内部流体温度の上昇が起きる円筒殻(分岐)と球殻(シェル)の組合せを考える。分岐側とシェル側の内表面の熱伝達係数(h_b, h_s)を仮定する。分岐側の流速は常にシェル側より大きいので h_b は h_s の数倍になると思われる。ランプ状の温度変化が起きると、分岐側とシェル側の材料温度の時間変化は Fig. G.4.3-2 に近い形になると思われる。

不連続部分から離れた分岐/シェル側には、表面温度(T_i, T_o)差や平均温度(T_m)差に比例する熱応力が派生する。一般にこれら肉厚分布温度による応力は分岐側とシェル側で異なっている。

その解は片側表面にランプ状の流体温度上昇を受ける平板の応力に関する文献 29(*)に与えられる。

ポアソン比を 0.3 にとれば、これらの解は Fig.4.3-3 や Fig.G.4.3-4 の形にプロットされる。

$$S_i = -K_1 E \alpha T_f, \quad S_o = K_2 E \alpha T_f \quad \text{-----}(G.4.3-1), (G.4.3-2)$$

ここで S_i, S_o = 内外表面の熱応力、

熱係数 K_1 と K_2 の値は下記のパラメータに関して Fig.G.4.3-3 と Fig.G.4.3-4 にプロットされる。

$$N = d \theta / t^2, \quad m = k / ht \quad \text{-----}(G.4.3-3), (G.4.3-4)$$

ここで d = 材料の熱拡散率 (= $k / \rho c$)、

また文献 1 に与えられた解から、Fig.G.4.3-5 に示されるような曲線が得られる。この曲線は同じパラメータ N と m を用いて流体の温度上昇に対する平均金属温度上昇の割合を与えている。

分岐側とシェル側の開口の熱膨張がそれぞれの金属温度に比例するとすれば、接合部分に生じる半径方向変位差(不連続)は、

$$\delta = (K_b - K_s) \alpha r T_f \quad \text{-----}(G.4.3-6)$$

ここで K_b, K_s = 分岐/シェル夫々について Fig.G.4.3-5 から得られる値、 r = 分岐半径、

2 つのパートの相対水平方向変位に加えて、シェル開口端の回転から回転角度差(不連続)も生じる。

構造的にこれら不連続は接合部に生じるせん断力 F とモーメント M によって取り除かれる。これらの値は次の方程式で与えられる。

$$(a_1 + A_1)F + (a_2 + A_2)M = \delta, \quad (a_2 + A_2)F + (a_3 + A_3)M = V \quad \text{-----}(G.4.3-7), (G.4.3-8)$$

ここで a_n と A_n は分岐とシェル夫々のたわみ及び回転の影響係数で、 a_n は単純な薄肉円筒の曲げ理論から得られる。一方、 A_n は半球主要部に適用され薄肉シェルのコンピュータ解析からもっと効率的に得られている。

実際にはシェル開口端の自由回転は小さく、どの場合も不連続フォース/モーメントの値を減じる傾向がある。もし V 値が零ならば、その式はもっと単純な解を提供しやや高め安全側の F, M を与える。ポアソン比を 0.3 にとれば、 a_n 式を代入し $C = R/T$ 、 $S = r/R$ 、 $Z = T/t$ とおいて次のような式の無次元解が得られる

$$F/E \delta = D_1/D, \quad M/E \delta T = D_2/D \quad \text{-----}(G.4.3-9), (G.4.3-10)$$

ここで $D_1 = A_3/C^2 + 8.54(CS)^{0.5}Z^{2.5}$ 、 $D_2 = A_2/C - 3.33(CS)Z^2$ 、 $D = D_1\{2.6(CSZ)^{1.5} + A_1\} - D_2^2$

$$\text{-----} (G.4.3-11), (G.4.3-12), (G.4.3-13)$$

接合部のフォース/モーメントの計算値を用いて、接合部の分岐/シェル側の応力式も記述でき、応力は 2 つのパートの平均温度差に直接比例する。故に不連続応力の一般形は次のように書ける。

$$S_n = K_d C_n E \alpha T_f \quad \text{-----}(G.4.3-14)$$

ここで K_d は Fig.G.4(5) に与えられる温度係数 K_b, K_s の差に等しく、 C_n はそのアセンブリの種々の応力成分に関する係数を表わしている。ある範囲の分岐/シェル形状の C_n の計算値は、表 G.4.3-1 ~ G.4.3-4 に示される。

合計応力は、不連続応力と肉厚内の過渡温度分布による応力(S_i, S_o)を組み合わせ、次節 G4.4 の全体セットとしての応力式で表わされる。

(*) 文献 29) Heislar "Transient thermal stress in slab and circular pressure vessel"

G.4.4 合計応力式

G.4.4.1 接合部の応力

$$\text{シェル側) 内表面周方向応力: } S_{hi} = [K_d(C_1 + 0.3C_2/Z^2) - K_1] E \alpha T_f \quad \text{-----}(g.4.4-1)$$

$$\text{内表面子午線方向応力: } S_{mi} = [K_d(C_2/Z^2 - C_3) - K_1] E \alpha T_f \quad \text{-----}(g.4.4-2)$$

$$\text{外表面周方向応力: } S_{ho} = [K_2 + K_d(C_1 - 0.3C_2/Z^2)] E \alpha T_f \quad \text{-----}(g.4.4-3)$$

$$\text{外表面子午線方向応力: } S_{mo} = [K_2 - K_d(C_3 + C_2/Z^2)] E \alpha T_f \quad \text{-----}(g.4.4-4)$$

$$\text{分岐側) 内表面周方向応力: } S'_{hi} = [K_d(C_1 + 0.3C_2 - 1.0) - k_1] E \alpha T_f \quad \text{-----}(g.4.4-5)$$

$$\text{内表面長手方向応力: } S'_{oi} = [K_d C_2 - k_1] E \alpha T_f \quad \text{-----}(g.4.4-6)$$

$$\text{外表面周方向応力: } S'_{ho} = [k_2 + K_d(C_1 - 0.3C_2 - 1.0)] E \alpha T_f \quad \text{-----}(g.4.4-7)$$

$$\text{外表面長手方向応力: } S'_{oo} = [k_2 - K_d C_2] E \alpha T_f \quad \text{-----}(g.4.4-8)$$

ここで $K_d = K_b - K_s$ (Fig.G4.3-5 から読取り)

$K_1, K_2 =$ シェル側温度係数(Fig.G.4.3-3&-4)、 $k_1, k_2 =$ 分岐側温度係数(Fig.G.4.3-3&-4)、

最大相当応力強さは通常分岐－シェル接合部に生じるので上記の応力式はそのポイントに適用する。分岐側の最大曲げ応力は接合位置から $0.62(rt)^{0.5}$ 離れた所で派生する。このポイントではトータルの熱応力は次項 G.4.4.2 の式で与えられる。

G.4.4.2 分岐部の応力

$$\text{内表面周方向応力: } S''_{hi} = [K_d\{0.322(C_1 - 1) + 0.192C_2 - 0.3C_1\} - k_1] E \alpha T_f \quad \text{-----}(g.4.4-09)$$

$$\text{内表面長手方向応力: } S''_{oi} = [K_d(0.644C_2 - C_4) - k_1] E \alpha T_f \quad \text{-----}(g.4.4-10)$$

$$\text{外表面周方向応力: } S''_{ho} = [K_d\{0.322(C_1 - 1) + 0.3C_1 - 0.192C_2\} + k_2] E \alpha T_f \quad \text{-----}(g.4.4-11)$$

$$\text{外表面長手方向応力: } S''_{oo} = [K_d(C_1 - 0.644C_2) + k_2] E \alpha T_f \quad \text{-----}(g.4.4-12)$$

ここで $C_4 =$ 表 G.4.3-4 の応力係数

G.4.5 設計法の適用とその制限

ファイナルの応力式は、熱サイクルによる分岐の応力範囲のシンプルな見積り手段を設計者に提供する。それは回転軸対称の円筒－球コネクションの解析に基づいているが、その結果は円筒殻付きの分岐の疲労評価に対しても十分な精度を持っている。

肉厚分布の温度応力解析は平板の解析結果に基づいており $(r_o/r_i) < 1.1$ の円筒殻に対しかなりの精度を持っている。この半径比を越える場合は、解析結果に (r_o/r_i) を乗じればよい。安全側の結果が得られる。

不連続応力の解析はそれが分岐部の軸方向温度勾配およびシェル壁を通る温度勾配によって生じるエッジ回転の効果を無視しているので、保守的(安全側)な結果を与えている。どちらのエッジ回転効果も接合部のフォース/モーメントを低減するからである。

もちろんこのような単純な解析では接合部の幾何形状の局部変化によって生じるピーク応力を予測できないので、設計者はその結果を用いて疲労評価する前に、適正な応力集中係数 SCF を設定する必要がある。

実際の使用に際し、表に示される応力係数 $C_1 \sim C_4$ は種々のパラメータについてかなり直線的に変化するので、中間形状について内挿を行っても理に合った精度が得られる。

G.4.6 ワークサンプル (この項は現行の PD5500 には含まれない。旧規格のものを参考として示す。)

問題：平均径 300mm x 厚さ 50mm の分岐管が 3m 径 x 厚さ 100mm に溶接されている。内部流体は 10 分で 200°C のランプ状の温度上昇を起こす。シェルと分岐の平均熱伝達率はそれぞれ 570W/m²K、2850W/m²K と見積もられる。過渡時間終了時にこのアセンブリに生じている熱応力を計算せよ。

なお $k = 41.5 \text{ W/mK}$ 、 $c = 420 \text{ J/kgK}$ 、 $\rho = 7700 \text{ kg/m}^3$ とする。

$\theta = 600 \text{ sec.}$ として、熱応力係数 (K_1, K_2, k_1, k_2, K_d) を計算する。

シェル： $N = d \theta / T^2 = 1.28 \times 10^{-5} \times 600 / (0.1)^2 = 0.77$ 、 $m = k/hT = 41.5 / (570 \times 0.1) = 0.73$ であるから

$K_1 = 0.32$ (Fig.G.4(3)より)、 $K_2 = 0.14$ (Fig.G.4.3-4より)、 $K_s = 0.30$ (Fig.G.4.3-5より)

分岐： $N = d \theta / t^2 = 1.28 \times 10^{-5} \times 600 / (0.05)^2 = 3.1$ 、 $m = k/ht = 41.5 / (2850 \times 0.05) = 0.29$ であるから

$k_1 = 0.14$ (Fig.G.4.3-3より)、 $k_2 = 0.08$ (Fig.G.4.3-4より)、 $K_b = 0.82$ (Fig.G.4.3-5より)

$r_o/r_i = 1.4$ (即ち $r_o/r_i > 1.1$) なので k_1 (補正後) = $(150/125)k_1 = 0.17$ 、 $K_d = K_b - K_s = 0.52$

形状係数 (C_1, C_2, C_3) を計算する。 $R/T = 15$ 、 $r/R = 0.1$ 、 $Z = T/t = 2.0$ であるから

$C_1 = 0.26$ (Table G.4.3-1より)、 $C_2 = 0.70$ (Table G.4.3-2より)、 $C_3 = 0.13$ (Table G.4.3-3より)

トータル熱応力を計算する。流体温度上昇 (T_f) = 200K

$E = 2.1 \times 10^4 \text{ MN/m}^2$ 、 $\alpha = 12.6 \times 10^{-6} \text{ m/mK}$ 、 $E \alpha T_f = 21 \times 12.6 \times 20 \times 10^{-1} = 530 \text{ MN/m}^2$

シェル： $S_{hi} = \{0.52(0.26 + 0.3 \times 0.7/4) - 0.32\} \times 530 = -0.157 \times 530 = -83.2 \text{ MN/m}^2$

$S_{mi} = \{0.52(0.7/4 - 0.13) - 0.32\} \times 530 = -0.296 \times 530 = -157.2 \text{ MN/m}^2$

分岐： $S'_{hi} = [0.52\{0.26 + (0.3 \times 0.7) - 1.0\} - 0.17] \times 530 = -0.446 \times 530 = -236.4 \text{ MN/m}^2$

$S'_{oi} = \{(0.52 \times 0.7) - 0.17\} \times 530 = 0.194 \times 530 = 102.8 \text{ MN/m}^2$

$S'_{ho} = [0.08 + 0.52\{0.26 - (0.3 \times 0.7) - 1.0\}] \times 530 = -0.414 \times 530 = -219.4 \text{ MN/m}^2$

$S'_{oo} = \{0.08 - (0.52 \times 0.7)\} \times 530 = -0.284 \times 530 = -150.5 \text{ MN/m}^2$

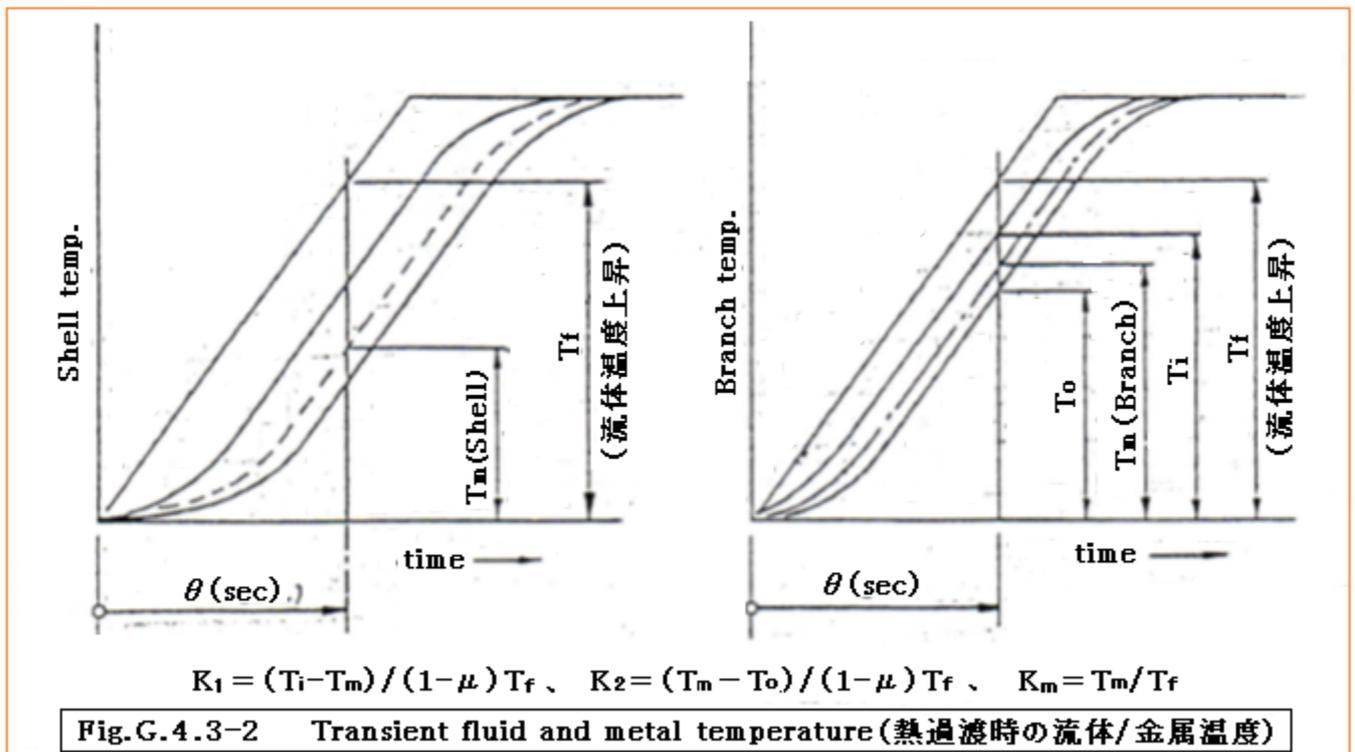
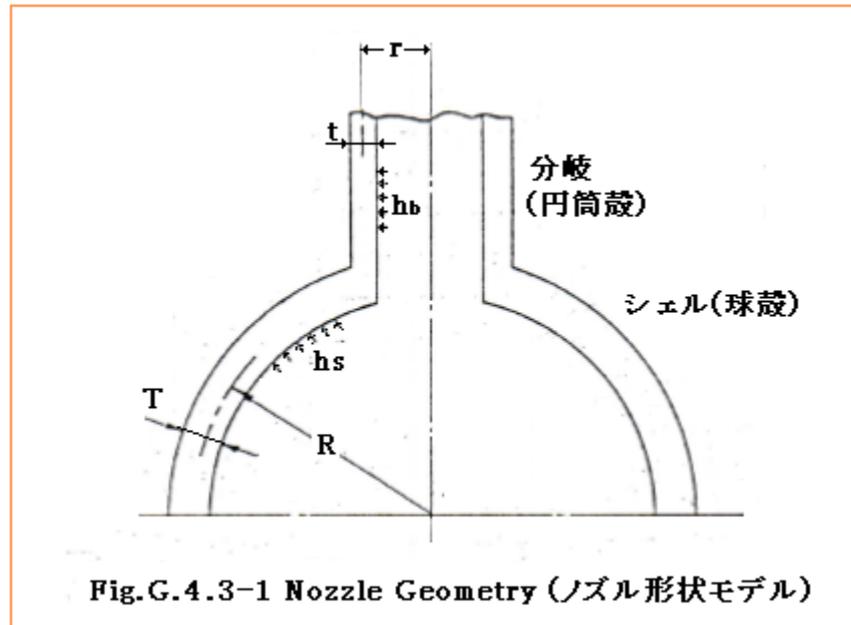
この解析結果では最大応力強さ(★)は分岐の内表面に発生しその値は、

$$S_{\max} = |-236.4 - 102.8| = 339.2 \text{ N/mm}^2$$

この例において、分岐-シェル接合部の溶接内表面が研磨仕上げされているなら、熱疲労サイクルのみによる設計寿命は、 $S_{\text{alt}} = S_{\text{max}}/2$ (SCF=1) において設計疲労曲線から得られる。そうではないなら、溶接形状に応じた付加的なピーク応力係数を適用する必要がある。

もし温度サイクルが圧力変化サイクルと同期するなら、最大応力強さを計算する前に圧力によって生じる全ての応力を上記の熱応力に加算する必要がある。

(★) 分岐側最大曲げ応力位置の応力強さは示されていないが、計算すると外表面で 181N/m²になる。



引用文献)

- (1) BS PD5500 Specification for unfired, fusion welded pressure vessels Appendix G-4
Simplified method for assessing transient thermal stress at a pressure vessel nozzle
- (2) Engineering Data File—Charts for transient temperature in pipes
by D. R. Mcneill and J. E. Brock (Heating, Piping & Air Conditioning, Nov. 1971)
- (3) JIS B8266 「压力容器の構造-特定規格」 付属書 8
- (4) 社河内敏彦「噴流工学—基礎と応用」 例えば表 3-2 (森北出版)