

【整番】 SE-15-TM-006	【標題】 フランジ継手のボルト荷重変化シミュレーション
分類：構造(配管要素)/種別：技術メモ	作成年月：H28.06/改訂：Ver.0.5(R2.9)
	作成者：N. Miyamoto

誤記訂正 R02.09.12

全 22 枚

1. はじめに

フランジ継手のボルト荷重やガスケット反力は、継手の状態（例えば初期締付け状態、運転状態、デコーキング状態など）によって変化する。ボルト荷重(=ボルト軸力)が変化するとガスケット反力やボルト応力が変化してリークトラブルや疲労損傷につながる。もし継手の状態に応じてボルト軸力の変化を予測する手立てがあるなら現場で起こる複雑なリーク現象の解決に役立つのではないか？

ここでは、1980～1990年頃のASME関連の情報をベースにボルト荷重変化の計算法を紹介するとともに、それを運用したボルト荷重シミュレーションについて私案を述べてみたい。

[本 TS で使用の記号定義]

ℓ = ボルト長さ(mm)、 V = ガスケット厚み(mm)、 t = フランジリング厚さ(mm)、 r = リング半径(mm)
 δ, u = 半径方向変位(mm)、 δ = オフセット量(mm)、 θ = 角変位(rad.)、 ε_g = ガスケットひずみ(-)、
 ℓ_0 = 伸び無し初期ボルト長さ(mm)、 V_0 = ガスケット初期厚み(mm)、 t_0 = 初期リング厚さ(mm)、
 a = リング内半径(mm)、 b = リング外半径(mm)、 c = リング平均半径(mm)($= (a+b)/2$)、
 g_0 = 胴の厚さ(mm)、 g_e = 胴の有効厚さ(mm)、 g_1 = ハブ厚さ(mm)、 h_v = ハブ長さ(mm)、
 b_g = ガスケット有効幅(mm)、 B = フランジ内径(mm)、 G = ガスケット反力円の径(mm)、
 hg = ガスケット反力 H_G のモーメントアーム(mm)、 hd, ht = 内圧力 H_D, H_T のモーメントアーム(mm)、
 A_g = ガスケットの有効面積(mm²)($= \pi G b_g$)、 A_b^* = ボルトの総有効断面積(谷底径ベース)(mm²)
 A_b = ボルトの総有効断面積(有効径ベース)(mm²)、 A_m, A_{m1}, A_{m2} = 規格定義の所要ボルト断面積(mm²)
 β = シェル定数(mm⁻¹)、 D = 板の曲げ剛性(N-mm)、 α = 調整係数(-)、 κ = 形状係数(-)、 s = 厚さ比(-)、
 m = ガスケット係数(-)、 y = ガスケットの最小設計締付圧力(N/mm²)、 $k_w = W$ の調整係数(-)、
 W = ボルト軸力(N)、 H_G = ガスケット反力(N)、 H = フランジにかかる全内圧荷重(N)、
 H_D = フランジの内径面にかかる内圧荷重(N)、 H_T = フランジ座面にかかる内圧荷重(N)($= H - H_D$)
 M = リングモーメント(N-mm)、 P, P_i = 内圧(N/mm²)、 P_d = 設計圧力(N/mm²)、
 W_{m1} = 使用状態でのボルト荷重(N)、 W_{m2} = ガスケット締付け時のボルト荷重(N)
 Δ = リングの内外温度差(°C)($= T_i - T_o$)、 T_{fg} = ガスケット位置でのリング平均温度上昇(常温から)(°C)
 T_{fb} = ボルト位置でのリング平均温度上昇(°C)、 T_b = ボルトの平均温度上昇(°C)、
 T_g = ガスケットの平均温度上昇(°C)、 T_i = リング内面温度上昇(°C)、 T_o = リング外面温度上昇(°C)
 P_o = 端部の単位軸力(N/mm)、 M_o = 端部の単位モーメント(N)、 α_b = ボルトの平均線膨脹係数(°C⁻¹)
 α_f = フランジ材の平均線膨脹係数(°C⁻¹)、 α_g = ガスケットの平均線膨脹係数(°C⁻¹)、
 q_b = ボルト軸力による変形係数(mm/N)、 q_g = ガスケット反力による変形係数(mm/N)、
 q_f = リングモーメントによる回転変形係数(rad./N-mm)、 q_p = 内圧による回転変形係(rad./(N/mm²))
 q_t = 温度差による回転変形係数(rad./°C)、 E = フランジ材の縦弾性係数(N/mm²)、 ν = ポアソン比(-)、
 E_b = ボルト材の縦弾性係数(N/mm²)、 E_g = ガスケットの見掛けヤング率(N/mm²)、
 σ_a = 常温のボルト材の基本許容応力(N/mm²)、 σ_b = 使用温度のボルト材の基本許容応力(N/mm²)、
 σ_b' = ボルトの断面平均応力(N/mm²)、 σ_g = ガスケット応力(平均面圧)(N/mm²)

(注記) 黒太字は JIS B8265 付属書 G (あるいは JIS B2205) の定義による。

2. フランジ継手の荷重-変位関係式の導入

(1) フランジ継手に作用する外力とこれに対する変形抵抗の相関については古くから論じられているがガスケット事情が入り込んである種の混乱があったように思う。Rodaboughらはこれをボルト-ガスケット-フランジリングの簡明な寸法関係でくくって、次のような式を提示している⁽¹⁾。

$$(1 + \alpha_b T_b) \ell_0 + q_b W = (1 + \alpha_g T_g) V_0 - q_g H_G + 2 \{ 1 + 0.5 \alpha_f (T_{fg} + T_{fb}) \} t_0 - 2 h_G (q_f M + q_p P + q_t \Delta) \quad \text{----- (a)}$$

ここで、 W =ボルト軸力、 M =リングモーメント、 H_G =ガスケット反力、 P =内圧(*)、 T =温度差、 Δ =リング-胴の温度差、 α =線膨脹係数、 h_G =ガスケット反力モーメント、 ℓ_0 =初期ボルト長さ、 V_0 =ガスケット初期厚さ、 t_0 =リング初期厚さ、 q =変形係数
 サフィックス f, b, g, t, p → フランジ, ボルト, ガスケット, 温度, 内圧

(*) 配管の場合、モーメントによる”等価圧力”を加算すべき。

この式はフランジ継手の内力[ボルト軸力, ガスケット反*力]と外力[リングモーメント, 内圧, 温度差]の関係を表わしている。初期締め付けでセットされたボルト軸力とガスケット反力が、外力の作用によってどのように変わってゆくかを知ることができる。以下この式を理解し使いこなすため、原典及び関連文献/テキストに基づいてこの式の導入とパラメータの明細を追ってみる。

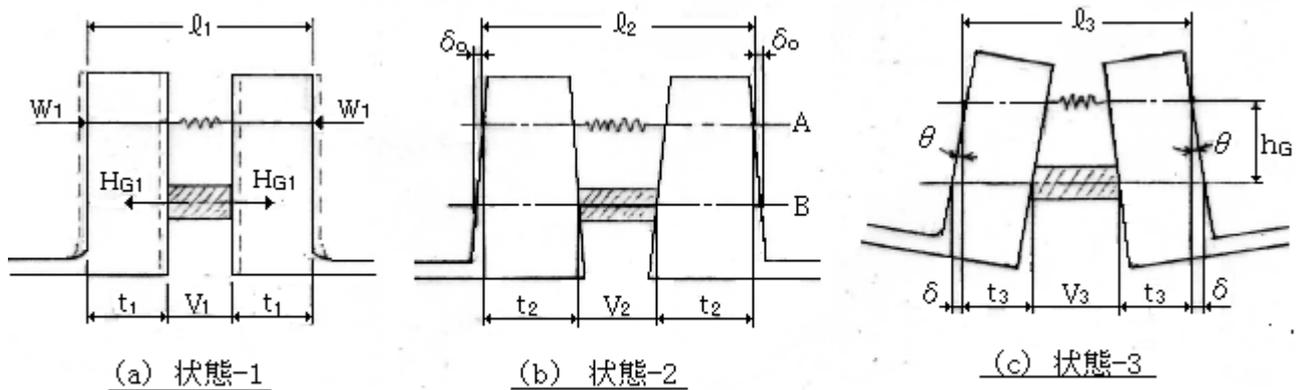


図1 フランジの状態

(2) まず、図1に示すような3つの状態について寸法関係を考えてみる。まず状態-1はフランジと胴が剛体の場合を示している。このとき

$$\ell_1 = \ell_0 + q_b W_1, \quad t_1 = t_0, \quad V_1 = V_0 - q_g H_{G1}$$

$$\rightarrow \ell_1 = V_1 + 2t_1 \rightarrow \ell_0 + q_b W_1 = 2t_0 + V_0 - q_g H_{G1}$$

この式で q_b 及び q_g はボルトとガスケットの変形係数で単位フォース当たりの伸び/縮みの量を示している。

状態-2は上記の剛体モデルに熱膨張差をかんがえたもので、胴側の温度が高いと図のように鼓状にゆがむ。このとき

$$\ell_2 = (1 + \alpha_b T_b) \ell_0 + q_b W_2, \quad V_2 = (1 + \alpha_g T_g) V_0 - q_g H_{G2} - 2 \alpha_f T_{fb} t_0$$

$$t_2 = t_0 + \alpha_f T_{fg} t_0 - 0.5 \alpha_f (T_{fg} - T_{fb}) t_0 = t_0 + 0.5 \alpha_f (T_{fg} + T_{fb}) t_0$$

$$\rightarrow \ell_2 = V_2 + 2t_2 \rightarrow (1 + \alpha_b T_b) \ell_0 + q_b W_2 = (1 + \alpha_g T_g) V_0 - q_g H_{G2} + 2t_0 + \alpha_f (T_{fb} + T_{fg}) t_0$$

以上はフランジリングが剛体変位していると仮定している。実際はリングの回転変形によって振られており、**状態-3**のようになっている（煩雑になるので図では状態-1を変形させているが、実際は状態-3から変形する）。このとき

$$l_3 = (1 + \alpha_b T_b) l_0 + q_b W_3, \quad V_3 = (1 + \alpha_g T_g) V_0 - q_g H_{G3} - 2 \alpha_f T_{fb} t_0$$

$$t_3 = t_0 + \alpha_f T_{fb} t_0 + 0.5 \alpha_f (T_{fg} + T_{fb}) t_0 - \delta$$

$$\rightarrow l_3 = V_3 + 2t_3 \rightarrow (1 + \alpha_b T_b) l_0 + q_b W_3 = (1 + \alpha_g T_g) V_0 - q_g H_{G3} + 2t_0 + \alpha_f (T_{fg} + T_{fb}) t_0 - 2 \delta$$

δ はリングの回転による。リングの回転には以下の3つがある（図2参照）。

- (a) リングに作用する偶モーメントによるもの、
- (b) リング-胴の内圧による半径方向変位差によるもの、
- (c) リング-胴の熱膨張による半径方向変位差によるもの、

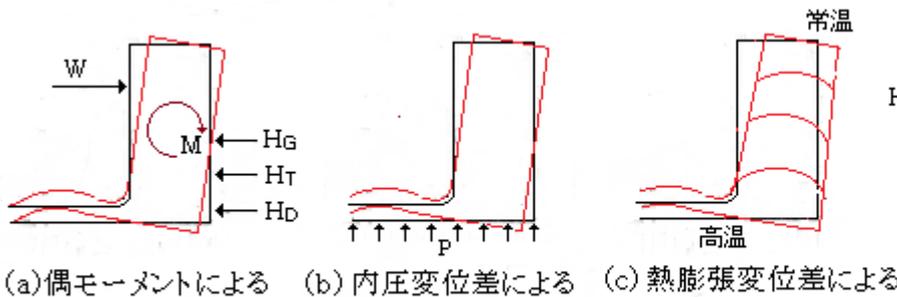


図2 フランジリングの回転パターン

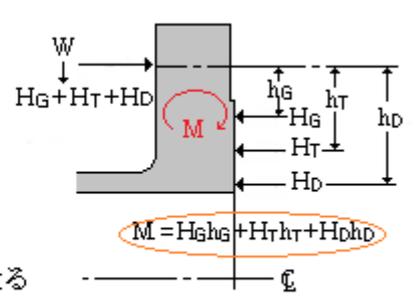


図3 力の均衡状態

(a)の場合、回転変位は $\theta_f = q_f M$ で表される。Mは偶モーメント。 q_f はフランジの変形係数即ち回転バネ定数の逆数である。(b)の場合、回転変位は $\theta_p = q_p P$ 、(c)の場合、 $\theta_t = q_t \Delta$ である。Pは内圧、 Δ は熱膨張差、 q_p, q_t による夫々の回転変形係数である。変形係数 q_f, q_p, q_t については後述。

以上、回転変位 δ は $\delta = h_G(\theta_f + \theta_p + \theta_t) = h_G(q_f M + q_p P + q_t \Delta)$ で与えられるので、状態-3を採ったフランジ継手の荷重-変位関係は、

$$(1 + \alpha_b T_b) l_0 + q_b W_3 = (1 + \alpha_g T_g) V_0 - q_g H_{G3} + 2t_0 + \alpha_f (T_{fg} + T_{fb}) t_0 - 2h_G(q_f M + q_p P + q_t \Delta)$$

サフィックス 3 を取り除くと、本節の冒頭で示した(a)式が得られる。

(3) フランジ継手の荷重-変位関係を表わす(a)式において、ボルト軸力 W とリングモーメント M は

$$W = H_G + H = H_G + (H_D + H_T), \quad M = H_G h_G + H_D h_D + H_T h_T \quad (\text{図3参照})$$

この関係式は JIS B8265 付属書 G(または JIS B2205)で与えられる通り。(a)式に上記の M 式を代入した上で、 $H_G = W - (H_D + H_T)$ を代入して W 式を求めると、

$$W = (XX + YY) / ZZ = (XX + YY) / ZZ \quad \text{-----(b)}$$

$$XX = (1 + \alpha_g T_g) V_0 + 2\{1 + 0.5 \alpha_f (T_{fg} + T_{fb})\} t_0 - (1 + \alpha_b T_b) l_0$$

$$YY = -2h_G(q_p P + q_t \Delta) + q_g (H_D + H_T) - 2h_G q_f \{H_D (h_D - h_G) + H_T (h_T - h_G)\}$$

$$ZZ = q_b + q_g + 2h_G^2 q_f,$$

$$H = (\pi G^2 / 4) P, \quad H_D = (\pi B^2 / 4) P, \quad H_T = H - H_D = (\pi / 4)(G^2 - B^2) P$$

複雑な式になっているが、 H_G を用いることなくボルト軸力 W を得ることができる。ガスケット反力 H_G の方は次式から得られる。

$$H_G = W - H = (XX + YY) / ZZ - H \quad \text{-----(c)}$$

ガスケット反力 H_G をガスケット有効面積 A_g で割れば、ガスケット面圧(応力)が得られるから

(c)式による H_G から当該継手におけるリークの可能性を予測することができる。

(4) 上記(a)式では、内力や外力(→フォース)によって生じる変位量を、[変形係数 x フォース]から求めている。以下、変形係数[q_b 、 q_g 、 q_f 、 q_p 、 q_t]を導入する。

まず**ボルトの変形係数 q_b** について。軸力に対する単純な伸縮を考えれば

$$\sigma_b' = E_b \varepsilon_b \rightarrow W/A_b = E_b(\Delta l/l_0) \rightarrow \Delta l/W = l_0/(A_b E_b)$$

ここで σ_b' =断面平均応力、 ε_b =平均ひずみ(-)、 l_0 =ボルト長さ、 $\Delta l=l_0$ の伸縮量、

A_b =ボルトの総有効断面積(有効径ベース)、 E_b =ボルト材の縦弾性係数(ヤング率)

定義より $q_b = \Delta l/W$ 、であるから、

$$q_b = l_0/(A_b E_b) \quad \text{----- (e)}$$

この場合初期のボルト長さ l_0 については注意が必要である。図5に示すように対になったフランジの面間はボルトの締め込みで圧縮されて縮まるが、ボルトの方はこの面間で引張られておりフランジ面間のボルト長さは($l_f = l_0 + \Delta l$)になっている。 l_0 は引張られる前のボルト寸法であるが、これは引張られる前のフランジ面間 l_b とは異なり単なる寸法関係では得られない仮想長さになる。この仮想長さの求め方については後述 3.(3)で示す。

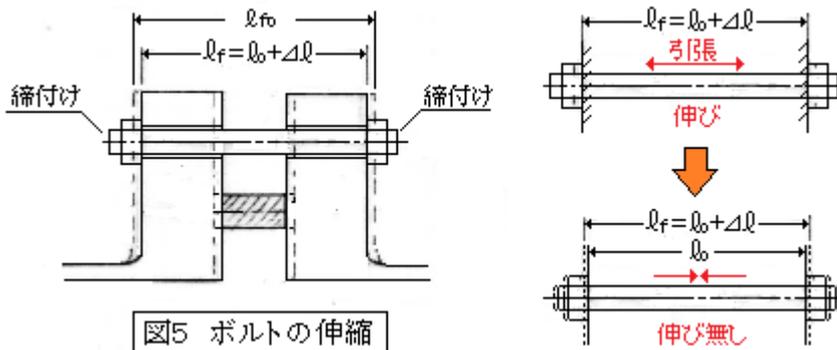


図5 ボルトの伸縮

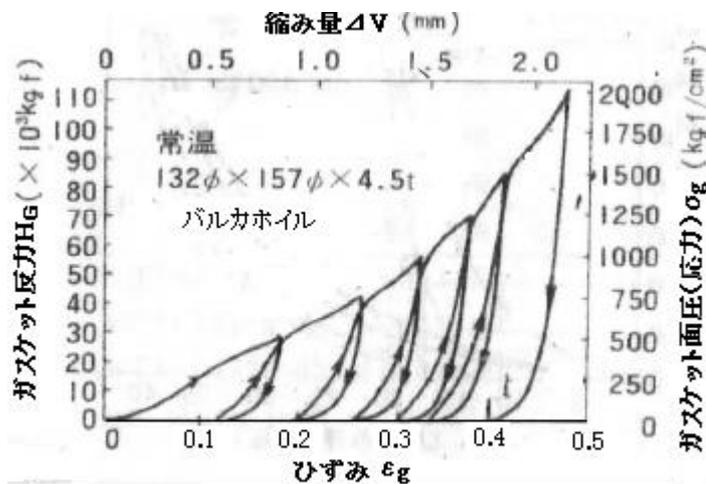


図6 ガスケットの[$\sigma_g - \varepsilon_g$]ないし [HG- ΔV]関係

次に**ガスケットの変形係数 q_g** について。ボルトの場合と同じように単純な伸縮を考えれば、

$$\sigma_g = E_g \varepsilon_g \rightarrow H_G/A_g = E_g(\Delta V/V_0) \rightarrow \Delta V/H_G = V_0/(A_g E_g)$$

ここで σ_g =平均応力(またはガスケット面圧)、 ε_g =ひずみ(-)、 V_0 =ガスケット厚さ、

$\Delta V = V_0$ の伸縮量、 A_g =ガスケット有効断面積、 E_g =ガスケットの見掛けヤング率

従って、変形係数 q_g は以下のようになる。

$$q_g = \Delta V / H_G = V_o / (A_g E_g) \quad \text{----- (f)}$$

しかしボルトの変形係数 q_b が弾性範囲内で一定になるのに対して、この q_g は一定にはならない。

図 6 に示すようにガスケットの応力-ひずみ関係はもともと線形ではないうえに、荷重の繰返しに対してヒストリシスを描くからである。従って q_g (あるいは E_g) はあくまでワンショットの値であり各ガスケット面圧(→ガスケット反力)毎に変形係数が存在すると考える必要がある。そういう観点では (f) 式は $q_g = \Delta V / H_G$ として運用される。即ち、あるガスケット反力 H_G に対して図 6 のようなガスケット特性曲線(図)から縮み量 ΔV を読み取って $q_g = \Delta V / H_G$ として計算に用いる。

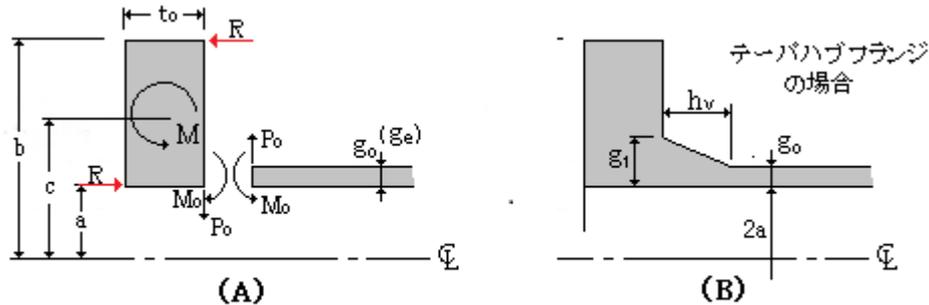


図 7 リングモーメントの影響

次にリングモーメントに関する変形係数(q_f)について。図 7 (A) のモデルを考える。この場合、チモシェンコのテキスト^③によれば、フランジリングの回転変位は、次式で計算できる。

$$\theta = M_o / (2 \beta D)$$

$$\text{ここで } M_o = R(b-a) / [1 + \beta t_o/2 + \{(1-\nu^2)/(2\beta a)\}(t_o/g_o)^3 \ln(b/a)]$$

$$\beta = [3(1-\nu^2)/\{(a+0.5g_o)^2 g_o^2\}]^{1/4}, \quad D = E g_o^3 / \{12(1-\nu^2)\}$$

$R(b-a)$ は仮想のリングモーメントであって、ここでは $M/(2\pi c)$ であるから、変形係数 q_f は

$$q_f = \theta / M = \{1/(2\pi c)\} \{1/(2\beta D)\} [1 + \beta t_o/2 + \{(1-\nu^2)/(2\beta a)\}(t_o/g_o)^3 \ln(b/a)]^{-1}$$

上式はハブのないスリップオンフランジなどに適合しているが、ハブ付フランジではリングの回転剛性が上がるので胴肉厚をアップする必要がある^②。例えば、

$$g_e = \{(1 + \alpha \kappa s) / (1 + \alpha \kappa)\} g_o \quad \text{----- (x1)}$$

但し g_e = 等価肉厚、 α = 調整係数、 $\kappa = h_v / (2a g_o)^{0.5}$ 、 $s = g_1 / g_o$ 、 h_v, a, g_o, g_1 → 図 7(B)

WN フランジについては調整係数 $\alpha = 0.9476$ が得られている。ハブ付 SO フランジについては (x1) 式に該当する等価肉厚式は見当たらないので、(x1) 式を安全側に運用せざるを得ない。

上記のチモシェンコ式における肉厚 g_o を等価肉厚 g_e に置き換えると、

$$q_f = \{1/(2\pi c)\} \{1/(2\beta D)\} [1 + \beta t_o/2 + \{(1-\nu^2)/(2\beta a)\}(t_o/g_e)^3 \ln(b/a)]^{-1} \quad \text{----- (g)}$$

$$\beta = [3(1-\nu^2)/\{(a+0.5g_e)^2 g_e^2\}]^{1/4}, \quad D = E g_e^3 / \{12(1-\nu^2)\}$$

$$g_e = g_o \quad (\rightarrow \text{SO フランジ, 一体型ストレートフランジなど})$$

$$= \{(1 + \alpha \kappa s) / (1 + \alpha \kappa)\} g_o \quad (\rightarrow \text{WN フランジなど})$$

ここで a = リング内半径(mm)、 b = リング外半径(mm)、 c = リング平均半径(mm) = $(a+b)/2$ 、 t_o = リング厚さ(mm)、 g_e = 胴の等価厚さ(mm)、 E = フランジの縦弾性係数(kgf/mm²)、 ν = ポアソン比、 β = シェル定数(mm⁻¹)、 D = 板剛性(kgf·mm)、 g_o = 胴の厚さ(mm)、

α = 調整係数(WN フランジのとき 0.9476)、 κ = パラメータ $[\kappa = h_v / (2ag_0)^{0.5}]$ 、
 s = 寸法比 $[\kappa = g_1 / g_0]$ 、 h_v = ハブ部長さ(mm)、 g_1 = ハブ厚さ(mm)、

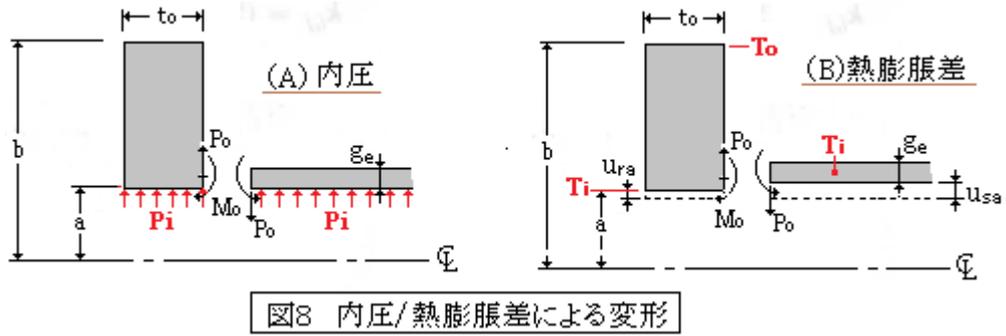


図8 内圧/熱膨脹差による変形

次に、内圧に関する変形係数(q_p)について。図 8(A)のようなモデルを考える。

まず、内圧による胴側の半径方向変位は、

$$\text{自由変位} : \delta_{so} = \{(1 - 0.5\nu) / g_e\} (a + g_e/2)^2 (P_i / E)$$

$$\text{拘束変位} : \delta_{sc} = -\{1 / (2\beta^3 D)\} (P_o + \beta M_o)$$

$$\text{実際変位} : \delta_s = \delta_{so} + \delta_{sc} = \{(1 - 0.5\nu) / g_e\} (a + g_e/2)^2 (P_i / E) - \{1 / (2\beta^3 D)\} (P_o + \beta M_o)$$

胴側に較べリング側の剛性ははるかに大きいので、 $\delta_s \doteq 0$ とおいて

$$\{1 / (2\beta^3 D)\} (P_o + \beta M_o) = \{(1 - 0.5\nu) / g_e\} (a + g_e/2)^2 (P_i / E) \rightarrow X_{11}P_o + X_{12}M_o = Y_1P_i \dots (x2)$$

次に胴側/リング側の角変位は拘束変位のみであるから

$$\text{胴側の角変位} : \theta_s = \theta_{sc} = \{1 / (2\beta^2 D)\} (P_o + 2\beta M_o)$$

$$\text{リング側変位} : \theta_r = \theta_{rc} = [12a / \{Et_o^3 \ln(b/a)\}] \{(t_o/2)P_o - M_o\}$$

$\theta_s = \theta_r$ であるから、

$$[1 / (2\beta^2 D) - 6a / \{Et_o^2 \ln(b/a)\}] P_o + [1 / (\beta D) + 12a / \{Et_o^3 \ln(b/a)\}] M_o = 0 \rightarrow X_{21}P_o + X_{22}M_o = 0 \dots (x3)$$

(x2), (x3) から、 P_o, M_o は、

$$P_o = -\{X_{22}Y_1 / (X_{12}X_{21} - X_{11}X_{22})\} P_i, \quad M_o = \{X_{21}Y_1 / (X_{12}X_{21} - X_{11}X_{22})\} P_i$$

これを θ_s 式に代入して、 $\theta = \theta_s$ とおけば

$$\theta = [-\{1 / (2\beta^2 D)\} \{X_{22}Y_1 / (X_{12}X_{21} - X_{11}X_{22})\} + \{1 / (\beta D)\} \{X_{21}Y_1 / (X_{12}X_{21} - X_{11}X_{22})\}] P_i$$

従って、内圧による変形係数 $q_p (= \theta / P)$ は以下ようになる(なお $P_i \rightarrow P$ で表記)

$$q_p = -\{1 / (2\beta^2 D)\} \{X_{22}Y_1 / (X_{12}X_{21} - X_{11}X_{22})\} + \{1 / (\beta D)\} \{X_{21}Y_1 / (X_{12}X_{21} - X_{11}X_{22})\} \\ = \{1 / (\beta D)\} \{Y_1 / (X_{12}X_{21} - X_{11}X_{22})\} \{X_{21} - X_{22} / (2\beta)\} \dots (h)$$

ここで $X_{11} = 1 / (2\beta^3 D)$ 、 $X_{12} = 1 / (2\beta^2 D)$ 、 $Y_1 = \{(1 - 0.5\nu) / (Eg_e)\} (a + g_e/2)^2$

$$X_{21} = [1 / (2\beta^2 D) - 6a / \{Et_o^2 \ln(b/a)\}], \quad X_{22} = [1 / (\beta D) + 12a / \{Et_o^3 \ln(b/a)\}]$$

β, D など記号は(g)式のそれに同じ。

次に、熱膨脹差に関する変形係数(q_t)について。図 8(B)のようなモデルを考える。

先ずリング側の半径方向の自由変位 u_r を考える。平面応力で扱うと⁽⁴⁾

$$u_r = (\alpha / r) [(1 + \nu) \int_a^r T r dr + \{(1 - \nu)r^2 + (1 + \nu)a^2\} / (b^2 - a^2)] \int_a^b T r dr$$

内周($r = a$)における半径方向の自由変位 u_{ra} は、右辺第 1 項が 0 になって、

$$u_{ra} = \{2a\alpha / (b^2 - a^2)\} \int_a^b T r dr$$

ここでリングの半径方向温度分布を線形分布とすれば、

$$T = T_1 + \{(T_i - T_o) / (b - a)\} r - \{(T_i - T_o) / (b - a)\} a$$

これを上式に代入して積分すると、

$$u_{ra} = \{2a \alpha / (b^2 - a^2)\} \{(b^2 - a^2)T_i/2 - (a^2 + ab - 2b^2)(T_i - T_o)/6\}$$

$$= a \alpha T_i [1 + \{(a^2 + ab - 2b^2)/(3b^2 - 3a^2)\} \{(T_i - T_o)/T_i\}]$$

また胴側の半径方向の自由変位は、 $u_{sa} \doteq a \alpha T_i$ で近似できる。

一方、不平衡力 P_o, M_o による拘束変位は次式で与えられる。

$$\text{リング側} : \delta_{rc} \doteq 0, \quad \text{胴側} : \delta_{sc} = -\{1/(2 \beta^3 D)\} (P_o + \beta M_o),$$

胴側とリング側の実際変位は等しく、 $u_{ra} + \delta_{rc} = u_{sa} + \delta_{sc}$ であるから

$$a \alpha T_i [1 + \{(a^2 + ab - 2b^2)/(3b^2 - 3a^2)\} \{(T_i - T_o)/T_i\}] = a \alpha T_i - \{1/(2 \beta^3 D)\} (P_o + \beta M_o),$$

従って、 $\{1/(2 \beta^3 D)\} P_o + \{1/(2 \beta^2 D)\} M_o = -a \alpha \{(a^2 + ab - 2b^2)/(3b^2 - 3a^2)\} (T_i - T_o)$

$$\rightarrow X_{11} P_o + X_{12} M_o = -Y_1 (T_i - T_o) = Y_1 \Delta \quad \text{-----}(x4)$$

次に胴側/リング側の回転変位に関しては、前述の内圧に関する変形係数で示した(x3)式がそのまま成立する。(x4),(x3)式から、

$$P_o = -\{X_{22} Y_1 / (X_{12} X_{21} - X_{11} X_{22})\} \Delta, \quad M_o = \{X_{21} Y_1 / (X_{12} X_{21} - X_{11} X_{22})\} \Delta$$

この結果を $\theta_s = \{1/(2 \beta^2 D)\} (P_o + 2 \beta M_o)$ に代入して $\theta = \theta_s$ とすれば

$$\theta = [-\{1/(2 \beta^2 D)\} \{X_{22} Y_1 / (X_{12} X_{21} - X_{11} X_{22})\} + \{1/(\beta D)\} \{X_{21} Y_1 / (X_{12} X_{21} - X_{11} X_{22})\}] \Delta$$

従って、による変形係数 $q_p (= \theta / \Delta)$ は以下のようなになる(なお $P_i \rightarrow P$ で表記)

$$q_t = -\{1/(2 \beta^2 D)\} \{X_{22} Y_1 / (X_{12} X_{21} - X_{11} X_{22})\} + \{1/(\beta D)\} \{X_{21} Y_1 / (X_{12} X_{21} - X_{11} X_{22})\}$$

$$= \{1/(\beta D)\} \{Y_1 / (X_{12} X_{21} - X_{11} X_{22})\} \{X_{21} - X_{22} / (2 \beta)\} \quad \text{-----}(i)$$

ここで $X_{11} = \{1/(2 \beta^3 D)\}$ 、 $X_{12} = \{1/(2 \beta^2 D)\}$ 、 $Y_1 = -a \alpha \{(a^2 + ab - 2b^2)/(3b^2 - 3a^2)\}$

$$X_{21} = 1/(2 \beta^2 D) - 6a \{E t_o^2 \ln(b/a)\}, \quad X_{22} = 1/(\beta D) + 12a \{E t_o^3 \ln(b/a)\}$$

(h)式と(i)式は基本的に同じ、 Y_1 のみが異なる。

3. 荷重-変位関係式の運用

(1) 設備組立てあるいは設備運転開始に際して、フランジ継手は施工基準に従って入念に初期締付けが行われる。特に重要度が高く漏洩を嫌う設備では、トルク管理や軸力管理に基づき所定のボルト軸力が与えられる。しかしこの初期ボルト軸力が一定に保たれることは殆どなく、運転による負荷やその累積によって変化する。ボルト軸力は一見外力にみえるが実際は内力に他ならず、ボルトとフランジ-ガスケット-フランジの相互関係によって変化するからである。即ち、

ボルト側のナット～ナットの面間が Fix していても、内圧/ガスケット反力/温度分布から生じる リングモーメントによるリングの傾きや温度変化による膨脹収縮差あるいは ガスケットの経時的なクリープなどによって挟み込まれたフランジ-ガスケット-フランジの長さが微少に変化すると、ボルトに漲りや緩みがでて軸力がかなり増減する。また逆に挟み込まれる方が Fix 状態になっていても、ボルト材の高温クリープによってボルト軸力が緩むこともある。後者は高温設備に限られるので特殊な例であるが、前者は頻繁に起きる事象であるからホットボルティングなどの意図的な軸力管理も含め、システム的な軸力管理でその傾向をみておく必要がある。もちろんシステムティックな施工管理は現場的な軸力管理だけでは達成できない、設計的な課題である。

(a)式はこの点極めて有効で、設備の状態に応じて変化するボルト軸力 W とガスケット反力 H_g をそこそこの精度で予測することが可能である。その予測(シミュレーション)によって、

設計マター：フランジ形式/ガスケット材/ボルト材の選定など

施工マター：ボルト増締め等軸力管理/ガスケット交換の要否など

運転マター：運転操作見直しや漏洩トラブル/破損トラブルの処理など

について、もっと具体的に対応できるようになると思う。

- (2) (a)式を運用する場合、もっとも難儀なのは**ガスケットの変形係数 q_g** である。状態変化にともなってガスケット反力(ガスケット面圧)は変化するが、前にも述べたようにその変化はガスケットの特性曲線(ガスケット面圧-ひずみ関係曲線)をたどる形になり、例え同じ面圧でも状態が変わるとガスケットの変形係数も違ってくる。そのため(a)式を運用した計算では、状態が変わるたびに特性曲線をなぞって変形係数 q_g をリセットする必要がある。他の変形係数(q_f, q_p, q_t)が固定的な代数計算から得られるのに比べて特異性がある。そこで具体的な(a)式の運用を述べる前に変形係数 q_g についての扱いを議論する。

ガスケットにはいろんなタイプがあり一括的に扱えないが、最もよく使われる渦巻ガスケットの例を図9(a)に示す。この図から、ガスケットを圧縮してひずみを増していくと、ガスケット面圧(応力)も放物線状に増加するのがわかる。その途中で除荷すると元のルートをたどらずに別の急勾配をたどって降下する。そして再び負荷を増してゆくと少しずつ元の放物線まで回復する(いわゆる**復元曲線**)。ルートのにはやや複雑なので、放物線を滑らかにし降下-復元ラインを一本化すると、図9(b)のように単純化できる。この単純化され曲線には多少の誤差がでるが、それはガスケット面圧の評価の際、考慮すればよいと思われる。

図9(b)はガスケットメーカーのデータによっているが、放物線からの降下位置には間隔があるので、例えばA~Dの間に実際の降下位置(除荷スタート点)Oがあると、新たに降下復元曲線を引かなければならない。この場合、図9(b)に示すように $\triangle OAB$ と $\triangle OCD$ がほぼ相似になることを利用して水平指し渡し線をOA:ODに分割してOから降下復元曲線を垂らしていけばよい。

継手の状態が初期締付けから運転に変化すると、内圧によってフランジを両側に押し開く力(オープニングフォース)が働きガスケット反力(面圧)はダウンしガスケット面に対して除荷が起きる。しかし内圧が低くてフランジの温度分布が大きくなると、逆に面圧がアップしガスケットに対して負荷が増加することもある。これらの状態を図9(c)に示す。ここで除荷によるダウンを“**下向き G ルート**”、負荷によるアップを“**上向き G ルート**”と称している。計算はこれらルート上で繰り返される。

運転が停止すると、下向き G ルートではガスケット反力はそのルートを通って元の位置に戻る(実際は微妙にずれる)。一方、上向き G ルートではそのルートをたどって元に戻ることはなく図9(d)に示すように新たな下向きルートを通って元の位置に戻ろうとする。ただ変形係数がかなり変わるので元の位置(初期締付け時のガスケット反力-ひずみ量)からかなり離れてしまうと予想される。

また、運転が長期に及んで**ガスケットがクリープ**すると、図9(d)に示すように見掛け上のひずみ増分 ε_c が加算される。そのためGルートが横にずれる。この結果、初期締付け状態よりもW,H_Gがかなり低下すると思われる。

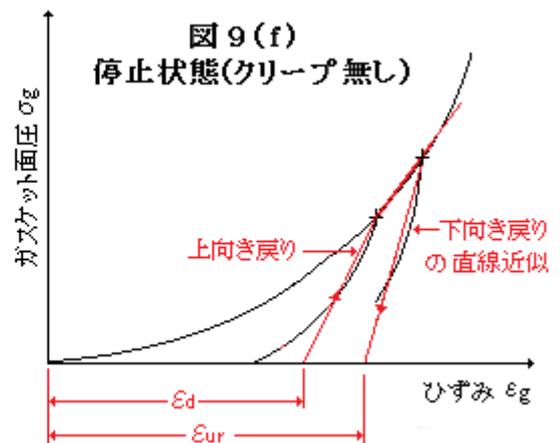
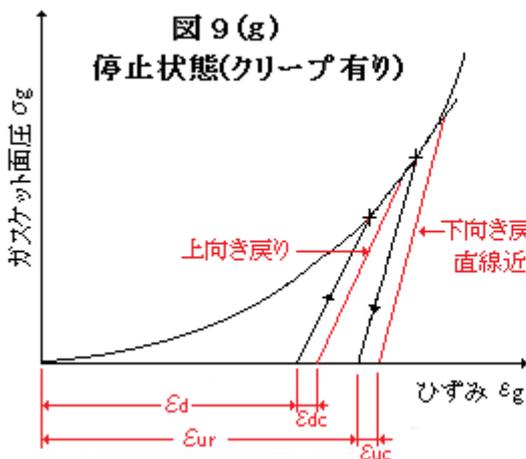
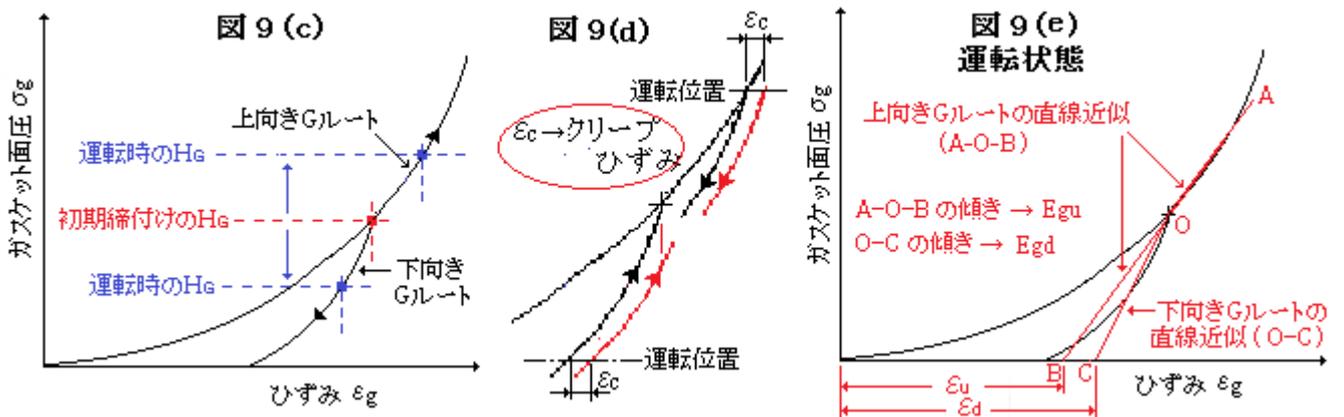
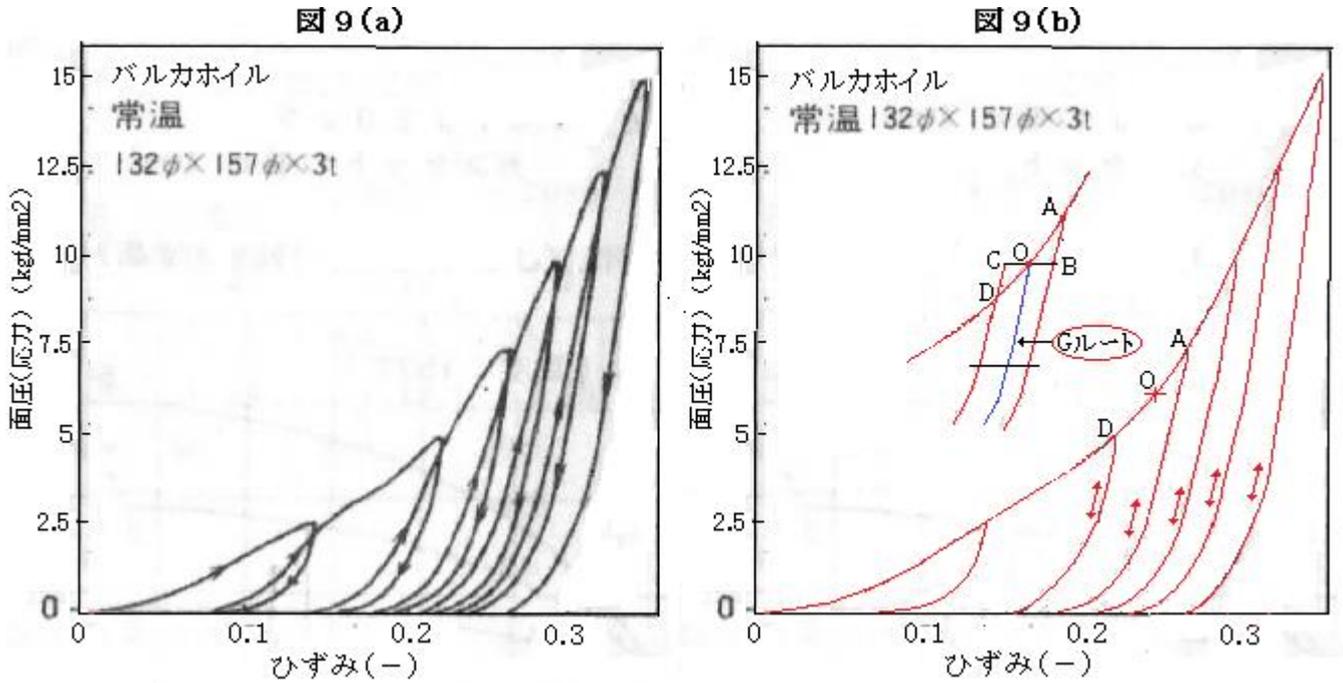
図9(c)(d)の単純化モデルを用いた計算では、Gルート上でH_Gを仮定し、(a)式[実際には(b)→(c)式]から求めたH_Gとのマッチングを繰り返すことになり、かなり面倒である。そこで図9(e)(f)(g)のように**Gルートを直線近似**することが考えられる。図9(e)は運転状態、図9(f)はクリープ無しの停止状態、図9(g)はクリープ有りの停止状態の夫々の直線近似を示している。直線近似式は次式で与えられる。

$$\sigma_g = H_G / A_g = E_g (\varepsilon_g - \varepsilon_{g0}) \quad \text{-----}(j)$$

ここで σ_g =ガスケット面圧、 H_G =ガスケット反力、 E_g =直線勾配度(→ガスケットヤング率)、

A_g =ガスケット接触面積、 ϵ_g =ガスケットひずみ、 ϵ_{g0} =ガスケットひずみの見掛け残留分

直線近似によって反復計算によることなく代数計算でガスケット反力を得ることができる(詳しくは後の(4)項を見てほしい)。ただ誤差が多少増加するが、 H_g の変化範囲が少ない時は特に気にならないと思われる。



(3) 以上のように単純化され近似化されたガスケット特性曲線をベースにして(a)式の具体的な運用について検討してみた。ここでは次のようなノーマルな状態変化、

初期締付け → (ホットボルティング) → 運転 → 停止 → (以下反復)

に関して、**チャート1のシミュレーション手順案**に基づいて検討の結果を説明してみたい。

まず**初期締付け**について。運転前の初期締付け段階でいくらのボルト軸力 W を与えるかについては例えば JIS B8265 の付属書 G に規定されているうえに、圧力/温度も大気状態(零ベース)にあるので、 W もガスケット $H_G (=W)$ も既知で、特に検討は不要にみえる。しかし前 2.(4)でも述べたようにボルト長さは仮想のものなので、以降に(a)式を運用する場合に備え、予めこの段階で l_0 を設定しておく必要がある。なお l_0 は(a)式において $P, T_b, T_g, T_{fb}, T_{fg}, \Delta$ を 0 とおき、 $q_b = l_0 / (A_b E_b)$ 、 $M = H_G H_G$ 、 $H_G = W$ とおいて得られる。即ち

$$l_0 + l_0 / (A_b E_b) W = V_0 - q_g H_G + 2t_0 - 2h_G (q_f M)$$

$$\rightarrow l_0 = \{V_0 + 2t_0 - (q_g + 2h_G q_f) W\} / \{1 + W / (A_b E_b)\} \dots\dots\dots(k)$$

チャートではまず規格ベースでボルト軸力(=ガスケット反力)を定め、それを用いて l_0 を計算する。

ホットボルティング(増し締め)について。高温使用のフランジ継手では、昇温運転後、増し締めを行うことがある。これは【ボルト vs (フランジ+ガスケット)】の線膨脹差を解消するための措置である。その場合、初期締付けによるボルト軸力/ガスケット反力はリセットされることになるので、前項で得られた仮想ボルト長さ l_0 も変える必要がある。この場合、ガスケットの面圧 σ_g の目標値が定まっている筈なので $\sigma_g A_g \rightarrow H_G \rightarrow W$ が既知になり、 l_0 が算定できる。ただ、初期締付けの場合と違って圧力/温度があるので(a)式を変形した計算式はチャートに示すようにややこしくなる。特に温度分布を与えるのは厄介で事前に**熱解析**を行う必要がある(熱の横流れを無視して単純な円筒断面の定常温度分布式で扱ってもいいのかも知れない)。

次に**運転**について。この場合、圧力/温度が大気状態から変化するので、当然ながらボルト軸力/ガスケット反力も変化するが、ガスケット反力は前述のように非線形の特曲線をたどって変化するので(a)式だけでは扱えない。そこでまず特性曲線の経路(G ルート)を設定して、その G ルート上で想定されるガスケット反力 H_G からガスケットの変形係数 q_g を求め、これを用いて(a)式を変形した(b)(c)式からボルト軸力 W あるいは $H_G (=W - H)$ を求めてこれが想定 H_G とマッチするかチェックする。もし想定と異なるときはこれを変えてマッチするまで繰返す。たいていは下向きの G ルートを選べばいつか収束するが、温度分布の影響でもし方違いになっていれば差が開いてゆくので、そのときは上向きに変更すればいい。チャートはこれら反復の重なりで少し複雑になっている。

次に**停止**について。この場合はクリープ変形の有無で処理が別れる。クリープがなく下向きルートを逆行して初期締付け状態に戻るときは処理不要であって、ボルト軸力/ガスケット反力は初期締付け時の W, H_G に同じ。上向きルートから戻るときは新たに下向き戻りの G ルートを設定して運転状態の時と同じ反復計算で W, H_G を求める。一方クリープがあるときは、上向き戻り G ルートと新たに設定した下向き戻り G ルートを図 9(d)のようにクリープひずみ分だけスライドさせた G ルートを設定して運転状態のときと同じような反復計算で処理する。チャートはこれら処理でかなり冗長になっている。

(4) 図 9(c)(d)の単純化モデルを用いた計算であっても、G ルートのデータ定義には大変手間がかかるし、G ルート上で H_G を仮定し(a)式[実際には(b)→(c)式]から求めた H_G とのマッチングを反復するのは面倒

である。そこで図 9(e)(f)(g)のように **G ルートを直線近似してデータ定義と反復計算を割愛する方法**が考えられる。これらの図では G ルートはいずれも、前(2)項で述べたように $\sigma_g = E_g (\epsilon_g - \epsilon_{go})$ で近似される。この式を変形すると

$H_G = A_g E_g (\epsilon_g - \epsilon_{go}) \rightarrow \Delta V / V_o - \epsilon_{go} = H_G / (A_g E_g) \rightarrow \Delta V = q_g H_G = \{H_G / (A_g E_g) + \epsilon_{go}\} V_o$
 であるから、これと $W = H_G + H$ を(a)式に代入し整理して次のガスケット反力式が得られる。

$$H_G = (A + B) / C \quad \text{-----(k)}$$

ここで $A = -(1 + \alpha_b T_b) l_o - q_b H + (1 + \alpha_g T_g) V_o + 2\{1 + 0.5 \alpha_f (T_{fg} + T_{fb})\} t_o$
 $B = -2h_g \{q_f (H_{DhD} + H_{ThT}) + q_p P + q_t \Delta\} - \epsilon_{go} V_o$
 $C = \{V_o / (A_g E_g) + q_b + 2q_f h_g^2\}$

ガスケットひずみの見掛け残留分 ϵ_{go} は、運転状態について ϵ_d と ϵ_u 、停止状態について ϵ_{ur} と $(\epsilon_{d} + \epsilon_{dc})$ および $(\epsilon_{ur} + \epsilon_{uc})$ に該当する[図 9(f)(g)を参照]。

チャート 1 では オプションとしてこの直線近似による W, H_G の計算手順を示している。

- (5) 以上は温度依存性の少ないガスケット特性曲線を対象にしている。しかしシートガスケット類になると温度依存性が強くなり、初期締付け状態(常温)と運転状態(高温)が連続的に繋がらなくなる。下図にその 1 例を示す。初期締付けは左側の急峻な曲線上で、運転は右側の緩い曲線上で行われる。

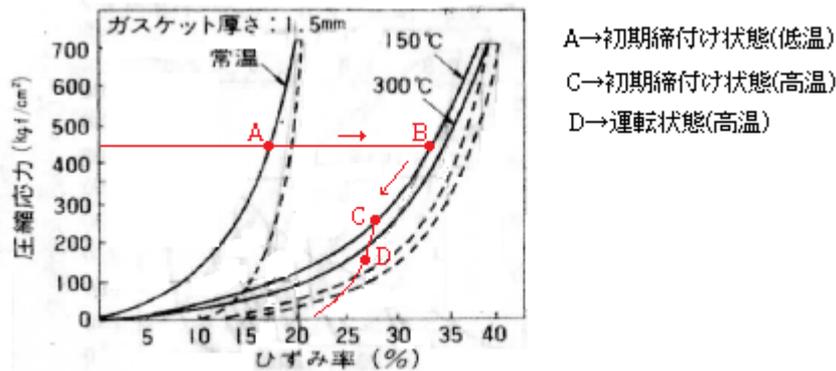
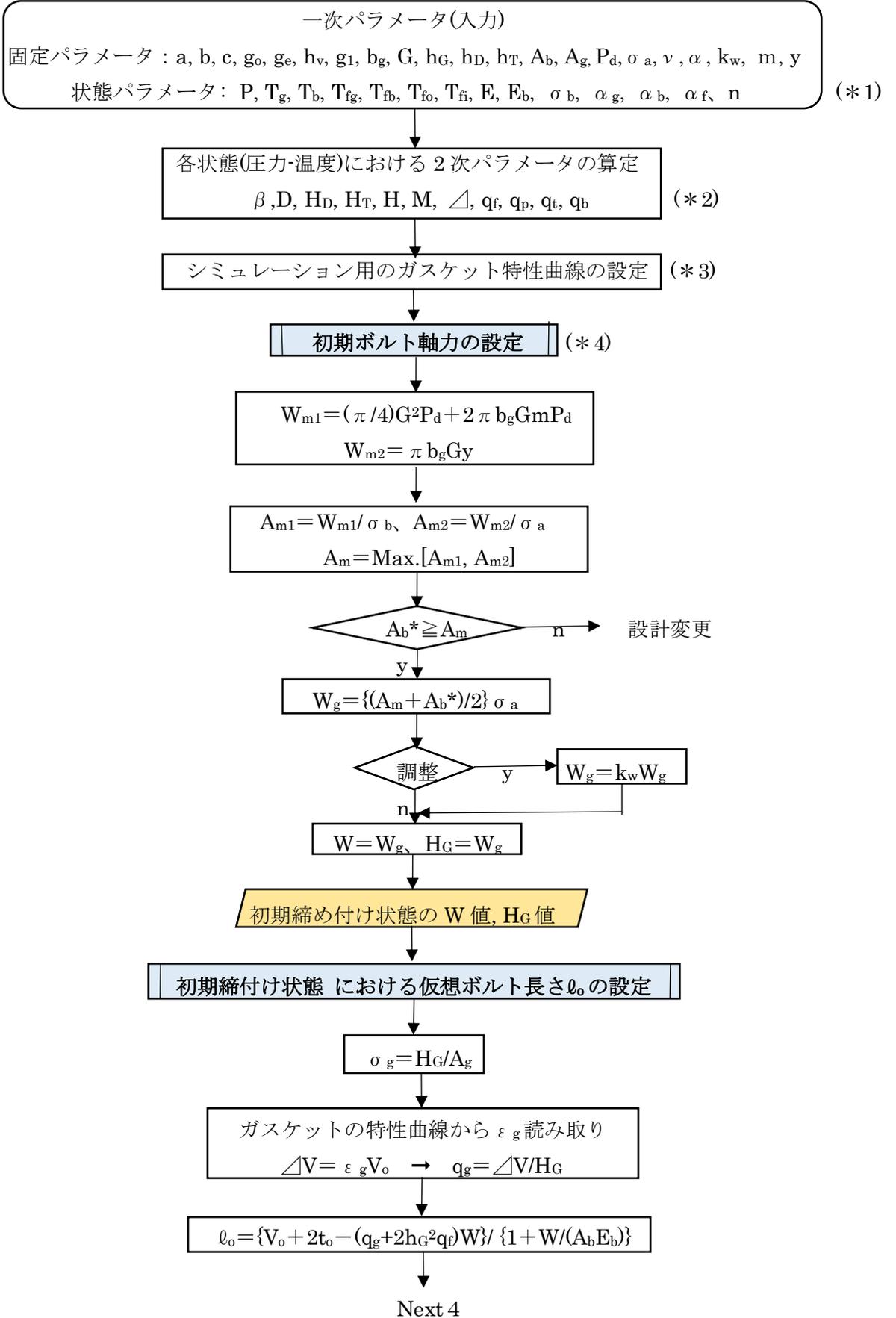
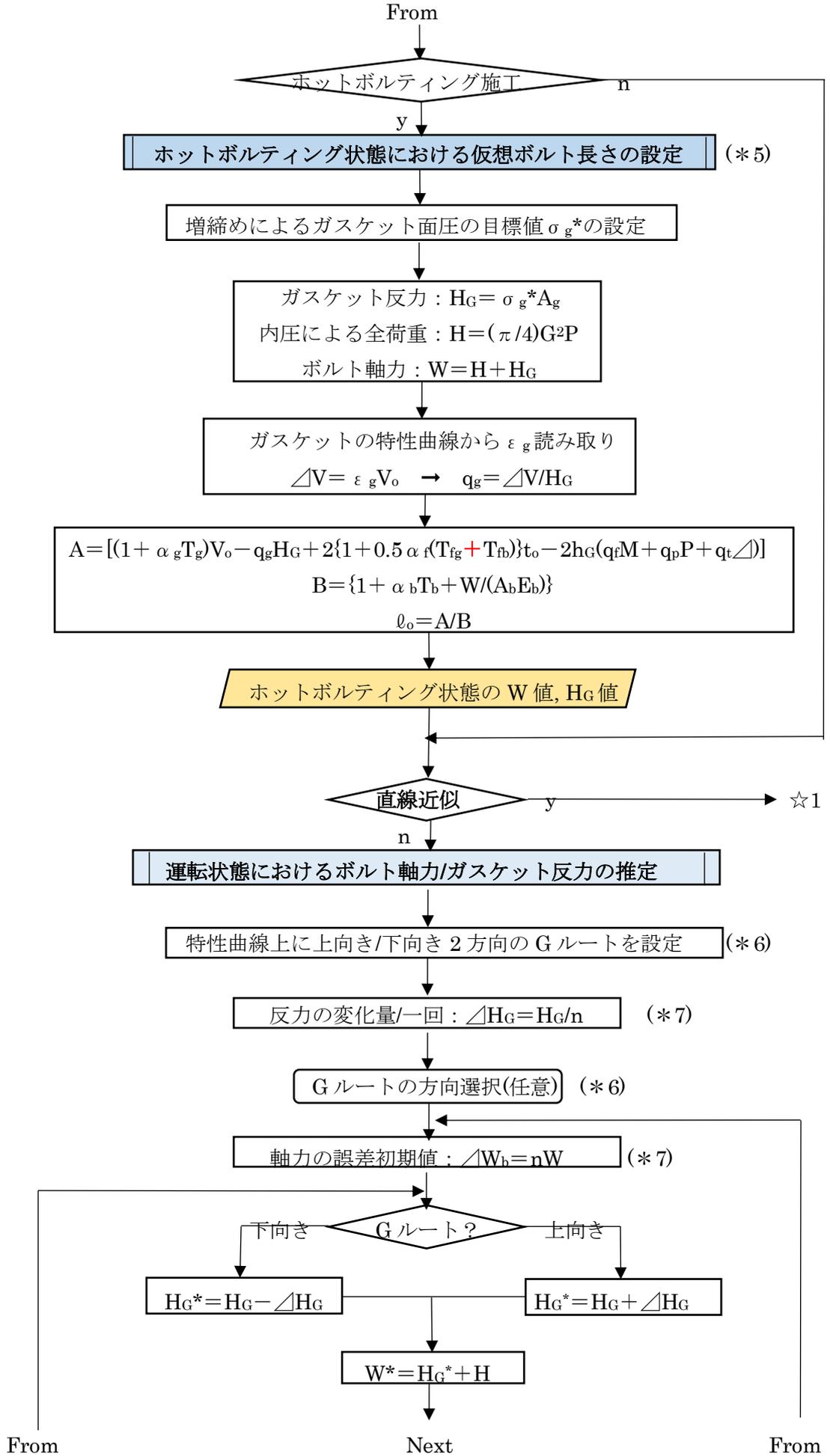


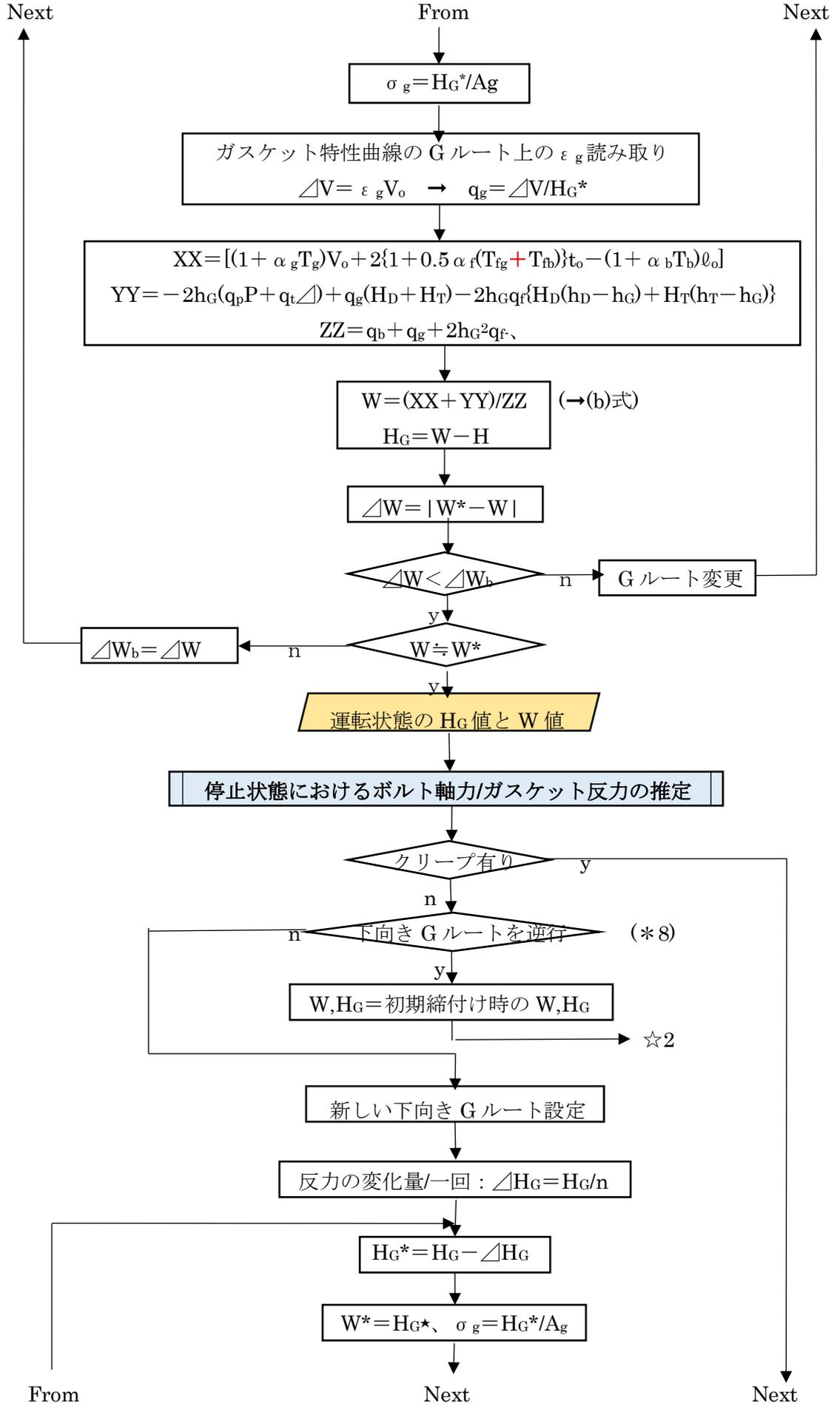
図10 シートガスケットの特性曲線とその運用の例

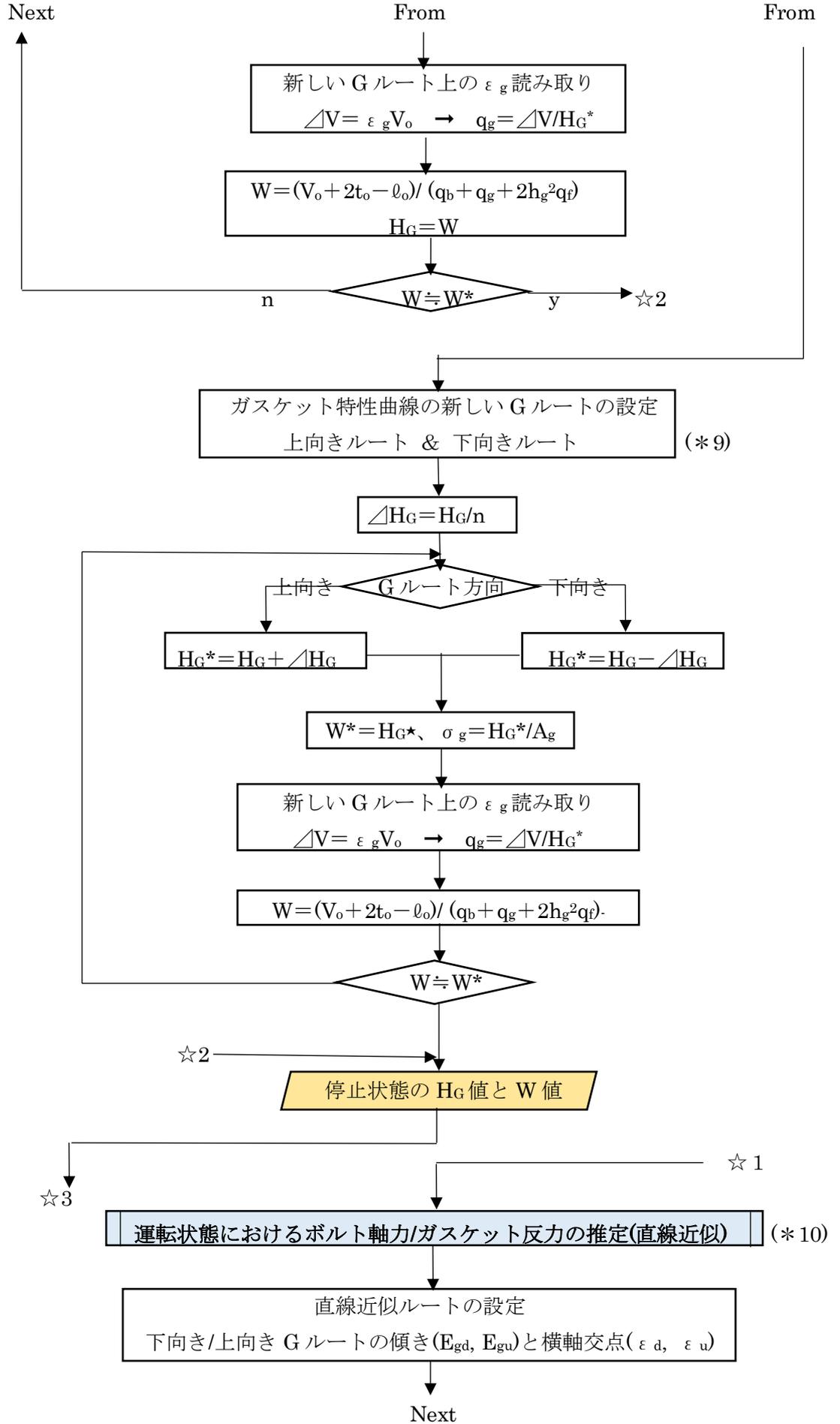
運転状態のガスケット反力をもとめるには、例えば常温曲線上の A 点に初期の反力をとって仮想長さ l_o を求めた後、B 点まで水平移行し高温曲線上を H_G を変えながら反復計算してマッチポイント C を求め、それから降下回復曲線をセットしこの上を H_G を変えながら反復計算して運転状態でのマッチポイント D を割り出せばよい。多少手間が増えるが、温度依存性のない場合と同じような方法でガスケット反力を得ることができる。

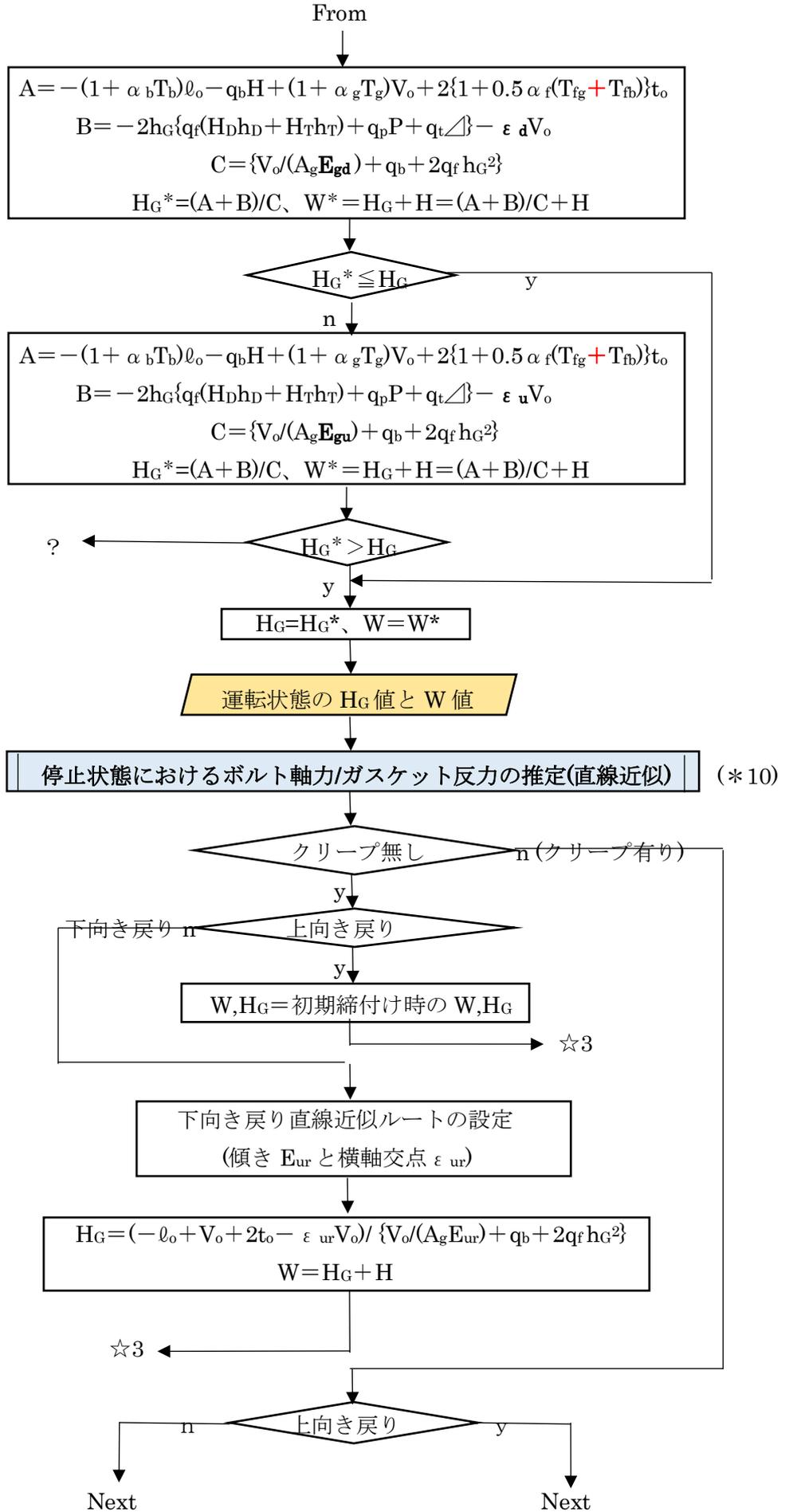
チャート1. 機器 FLG のボルト軸力/ガスケット反力の予測シミュレーション
 [初期締め付け→ホットボルティング→運転→停止]











$$\begin{aligned}
 q_p &= \{1/(\beta D)\} \{Y_1/(X_{12}X_{21} - X_{11}X_{22})\} \{X_{21} - X_{22}/(2\beta)\} = 8.984 \times 10^{-6} \{0.06925/(1.487 \times 10^{-4} \times 11.12 \\
 &\quad \times 10^{-5} - 4.925 \times 10^{-3} \times 11.484 \times 10^{-6})\} \times (11.12 \times 10^{-5} - 19.01 \times 10^{-5}) \\
 &= \mathbf{1.227 \times 10^{-3} \text{ rad.}/(\text{N}/\text{mm}^2)} \\
 q_t &= \{1/(\beta D)\} \{Y_1/(X_{12}X_{21} - X_{11}X_{22})\} \{X_{21} - X_{22}/(2\beta)\} = 8.984 \times 10^{-6} \{0.002667/(1.487 \times 10^{-4} \\
 &\quad \times 11.12 \times 10^{-5} - 4.925 \times 10^{-3} \times 11.484 \times 10^{-6})\} \times (11.12 \times 10^{-5} - 19.01 \times 10^{-5}) \\
 &= \mathbf{4.93 \times 10^{-5} \text{ rad./}^\circ\text{C}} \\
 q_b &= \ell_o / (A_b E_b) = 60.737 / (14493 \times 195159) = \mathbf{2.147 \times 10^{-8} \text{ mm}/\text{N}} \quad (\ell_o \rightarrow (4)\text{項による}).
 \end{aligned}$$

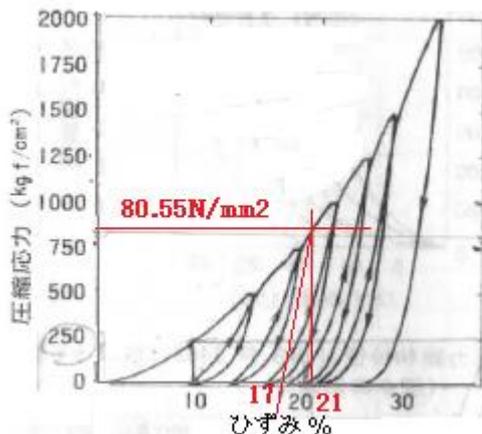
(3) 初期ボルト軸力の設定：

$$\begin{aligned}
 W_{m1} &= (\pi/4)G^2P_d + 2\pi b_g G m P_d = 367567 + 2\pi \times 8.84 \times 652.3 \times 3 \times 1.1 = 487118 \text{ N} \\
 W_{m2} &= \pi b_g G y = \pi \times 8.84 \times 652.3 \times 68.9 = 1247858 \text{ N} \\
 A_{m1} &= W_{m1} / \sigma_b = 487118 / 96 = 5074.1 \text{ mm}^2, \quad A_{m2} = W_{m2} / \sigma_a = 1247858 / 129 = 9673 \text{ mm}^2 \\
 \text{故に } A_m &= \text{Max.}[A_{m1}, A_{m2}] = 9673 \text{ mm}^2 \rightarrow \text{実際の } A_{b^*} = 12948 \text{ mm}^2 > 9673 \text{ mm}^2 \quad \text{OK} \\
 W_g &= \{(A_m + A_{b^*})/2\} \sigma_a = \{(9673 + 12948)/2\} \times 129 = 1459055 \text{ N} \\
 \text{故に } \mathbf{W} &= k_w W_g = \mathbf{1459055 \text{ N}}, \quad \mathbf{H_G} = \mathbf{1459055 \text{ N}}
 \end{aligned}$$

(4) 初期締付け状態における仮想ボルト長さ ℓ_o の設定：

$$\begin{aligned}
 \sigma_g &= H_G / A_g = 1459055 / 18114 = 80.55 \text{ N}/\text{mm}^2 \rightarrow \text{ガスケット特性曲線(下図)より } \varepsilon_g = 0.21 \\
 \rightarrow \Delta V &= \varepsilon_g V_o = 0.21 \times 4.5 = 0.945 \text{ mm} \rightarrow q_g = \Delta V / H_G = 0.945 / 1459055 = 6.477 \times 10^{-7} \text{ mm}/\text{N} \\
 \ell_o &= \{V_o + 2t_o - (q_g + 2h_G^2 q_t) W\} / \{1 + W / (A_b E_b)\} \\
 &= \{4.5 + 60 - (6.477 \times 10^{-7} + 2 \times 38.85^2 \times 6.325 \times 10^{-10}) \times 1459055\} / \{1 + 1459055 / (14493 \times 195159)\} \\
 &= (64.5 - 3.732) / 1.000516 = \mathbf{60.737 \text{ mm}}
 \end{aligned}$$

図12 ガスケット特性曲線



(5) ホットボルトイング状態における仮想ボルト長さの設定：

ここでは内圧が 0.5MPa、温度が 150°C の状態で増し締めを行い、初期締付け時のガスケット反力(1459055N)を維持した時の ℓ_o を求めてみる。

$$\begin{aligned}
 P &= 0.5 \text{ MPa のとき } H = 167076 \text{ N}, \quad W = H_G + H = 1459055 + 167076 = 1626131 \text{ N} \\
 H_D &= 137425 \text{ N}, \quad H_T = 29651 \text{ N}, \quad M = 66927114 \text{ N}\cdot\text{mm}, \\
 q_g &= 0.945 / 1459055 = 6.477 \times 10^{-7} \text{ mm}/\text{N} \\
 A &= [(1 + \alpha_g T_g) V_o - q_g H_G + 2\{1 + 0.5 \alpha_f (T_{fg} - T_{fb})\} t_o - 2h_G (q_f M + q_p P + q_t \Delta)] \\
 &= 4.5085 - 0.945 + 60 - (3.2891 + 0.0477 + 0.0766) = \mathbf{60.15 \text{ mm}}
 \end{aligned}$$

$$B = \{1 + \alpha_b T_b + W/(A_b E_b)\} = 1 + 0.00222 + 0.000516 = 1.002736$$

故に $\ell_o = A/B = 60.15/1.002736 = 59.99 \text{ mm}$ → 初期締付けから更に 0.75 mm 締込み

(6) 運転状態におけるボルト軸力/ガスケット反力の推定(直線近似)

近似 G ルート設定(図 12 参照) → $\varepsilon_d = 0.17$, $E_{gd} = 80.55/(0.21 - 0.17) = 2014 \text{ N/mm}^2$

$$\begin{aligned} A &= -(1 + \alpha_b T_b)\ell_o - q_b H + (1 + \alpha_g T_g)V_o + 2\{1 + 0.5\alpha_f(T_{fg} + T_{fb})\}t_o \\ &= -(1 + 17.05 \times 10^{-6} \times 130) \times 60.737 - 2.147 \times 10^{-8} \times 8 \times 327467 + (1 + 13 \times 10^{-6} \times 145) \times 4.5 \\ &\quad + 2\{1 + 0.5 \times 17.05 \times 10^{-6} \times 10\} \times 30 = -60.8716 - 0.007031 + 4.5085 + 60.0051 = \mathbf{3.63498} \\ B &= -2h_G\{q_f(H_{DhD} + H_{ThT}) + q_p P + q_t \Delta\} - \varepsilon_d V_o = -2 \times 38.85 \times \{6.325 \times 10^{-10}(274851 \times 63.2 \\ &\quad + 52618 \times 52.53) + 1.227 \times 10^{-3} \times 0.98 + 4.93 \times 10^{-5} \times 20\} - 0.17 \times 4.5 = -1.15955 - 0.765 \\ &= \mathbf{-1.9245} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C &= \{V_o/(A_g E_{gd}) + q_b + 2q_f h_G\} = \{4.5/(18114 \times 2014)\} + 2.147 \times 10^{-8} + 1.909 \times 10^{-6} \\ &= 1.2335 \times 10^{-7} + 2.147 \times 10^{-8} + 1.909 \times 10^{-6} = \mathbf{2.054 \times 10^{-6}} \end{aligned}$$

故に、 $H_G = (A+B)/C = (3.63498 - 1.9245)/2.054 \times 10^{-6} = \mathbf{832756 \text{ N}}$ < 1459055 N OK

また、 $W = H_G + H = 832756 + 327467 = \mathbf{1160223 \text{ N}}$

初期締付け時に比べ、ガスケット反力は $(1459055 - 832756)/1459055 = 0.43$ 、即ち概ね半減している。ボルト軸力の方は約 20% 程度低下している。

(7) 停止状態におけるボルト軸力/ガスケット反力の推定(直線近似):

運転時の G ルートは下向きなので、停止時は同じルートで初期締付け状態に戻る。しかし運転中にクリープが進行していると見掛け上クリープひずみ分横ずれして戻するため、ガスケット反力が低下する。そこで、ここではクリープも含めた残留ひずみが約 30% になる時のガスケット反力を求めてみる。

$$\begin{aligned} H_G &= (-\ell_o + V_o + 2t_o - \varepsilon_g V_o) / \{V_o/(A_g E_g) + q_b + 2q_f h_G\} \\ &= (-60.737 + 4.5 + 2 \times 30 - 0.3 \times 4.5) / \{4.5 / \{18114 \times 2014\} + 2.147 \times 10^{-8} + 2 \times 38.85^2 \times 6.325 \times 10^{-10}\} \\ &= 2.413 / 2.054 \times 10^{-6} = \mathbf{1174720 \text{ N}} \end{aligned}$$

当初の 1459055 N に比べ 20% 程度ダウンしている。(停止—長期運転—停止)が繰返されるとやがてガスケット反力 H_G が限界を割って漏洩が起きるようになる。

(8) 評価と考察:

フランジ規格によれば、本ケースにおいて漏洩防止に必要なガスケット反力は次の通り。

$$H_P = 2\pi b_g G_m P = 2\pi \times 8.84 \times 652.3 \times 3 \times 0.98 = \mathbf{106509 \text{ N}} \quad (\text{運転圧ベース})$$

H_P は気密を十分に保つためにガスケットまたは継手接触面に加える圧縮力であるから、運転状態において、 $H_G > H_P$ であれば漏洩は起きないことになる。前(5)の計算では H_G は 832756 N であるから、 $H_G/H_P = 832756/106509 = 7.8$ 倍になるから本ケースでは漏洩の懸念が全くない。

本計算で H_G が大きくなるのは渦巻きガスケットの最小設計締付圧力 y が大きいからで、初期締付け時のボルト軸力(=ガスケット反力)は 1459055 N になり、使用状態における必要荷重、

$$W_{m1} = (\pi/4)G^2 P_d + 2\pi b_g G_m P_d = 367567 + 2\pi \times 8.84 \times 652.3 \times 3 \times 1.1 = \mathbf{487118 \text{ N}}$$

を大きく上回っている。おそらくよほどリーク性の高い液体輸送でない限り、本継手に y 値の高い渦巻きガスケットを使うのは過剰な気がする。よく使われるシートパッキン類は y 値が低く温度依存性もあるが、それでも $H_G > H_P$ をクリアできるのではないかと思われる。

なお漏洩は運転停止時でも起こるので、停止時のガスケット反力が初期締付け時の $H_G (=W)$ を大きく下回るのはよくない。本サンプル計算ではクリープに由る低下が $\sim 20\%/1$ 回になるので、いずれ増締めする必要がある(→限界値はガスケットメーカー確認)。

(9) ガスケット反力の傾向(パラメータの影響) :

運転状態のガスケット反力式(直線近似)を転記すると、

$$H_G = (A+B)/C \quad \text{但し } A = -(1 + \alpha_b T_b) l_0 - q_b H + (1 + \alpha_g T_g) V_0 + 2\{1 + 0.5 \alpha_f (T_{fg} + T_{fb})\} t_0$$

$$B = -2h_G \{q_f (H_{DhD} + H_{ThT}) + q_p P + q_t \Delta\} - \epsilon_{ur} V_0$$

$$C = \{V_0 / (A_g E_{ur}) + q_b + 2q_f h_G^2\}$$

この式から、次の傾向が読み取れる。

① ガスケット-フランジリングレベルの温度(T_g, T_{fg})が、ボルトレベルの温度(T_b, T_{fb})より高くなると反力 H_G がアップする(Good!)。

② フランジリング回転に係る変形係数 q_f, q_p, q_t が大きいほど反力 H_G がダウンする(bad!)。

①は、断熱状態にもよるが、定常的にはそれほど大きなインパクトにはなりにくい。②は図2からもわかるようにフランジを押し広げるもの(→Opening force)であってこのインパクトは大きい。特に上記のサンプル計算から判る通り、リングモーメントに由る変形係数 q_f の影響は著しい。 q_f はフランジの回転剛性を表わすパラメータであるから、この傾向は当然の帰結と云える。

(ASME Sect.VIIIには漏洩に関しフランジ剛性の制限事項がある。追って内容/背景を紹介したい。)

5. あとがき(補足)

かなり古い話になるが、筆者は顧客の熱交フランジの漏洩トラブルに係ったことがある。当初はボルト軸力/ガスケット反力が、スタート直後の加熱操作で著しくダウンするのではないかという疑いがあり、Rodabaugh 式を用いて種々検討したが、結局、反力低下は致命的なものではないという結論を達した。その後、顧客はこの結論を受けてガスケットタイプの見直しに注力しトラブルを収束させたようなので、Rodabaugh 式が特に手柄を立てた訳ではないが、誰もが抱く[運転操作に起因するガスケット反力のダウン]という疑いを原因候補から取り除いたという点で Rodabaugh 式によるこの検討は意義があったようだ。

フランジ継手からのリーク問題については種々の観点から議論があり、ガスケット反力だけでは判断できない。しかし直面する漏洩問題をマクロ的に把握する場合、Rodabaugh 式は極めて有効である。この式を更に効果的に運用するには、更に次のような展開が望まれる。

- ① 溝形はめ込みフランジへの拡張：はめ込み形の場合、メタルタッチが起きるのでこれに対応できるように式を拡張する。アイデアはある。
- ② Rodabaugh 式の深化：フランジリングの傾斜やガスケットの変形など多少ミクロ的な因子を式に取り込むか、並列的に扱えるように改造する。もちろん FEM との連動も。
- ③ 計算ソフト化：Rodabaugh 式は代数式なので EXCEL 計算で十分であるが、ガスケット特性曲線の読み込み/G ルートの設定等を考えれば全面ソフト化が望ましい。AI 機能を持ったシミュレーションプログラムを開発する。

なお、本 TS では機器フランジを念頭において議論したが、いわゆる「等価圧力」を用いれば

配管のフランジ継手にも控えめに適用できると思われる。

引用文献・テキスト)

- (1) ORNL-5035 “Flange :Computer Code for the analysis of Flanged Joint and Ring type Gasket”
by E.C.Rodabaugh and S.E.Moore (Jan.1976)
- (2) “An Accurate Simple Model to Evaluate Integral Flanged Roatation” by Daniel etc
(International Journal of Pressure Vessel and Piping 1987)
- (3) チモシェンコ「材料力学中巻」 ㊦ 28 「中心線に沿って一様に分布する偶力による円輪の振り」
- (4) 平修二「現代弾性力学」(オーム社) P209