

3. 判定図によらない配管振動評価

3.1 ノモグラフベースの評価

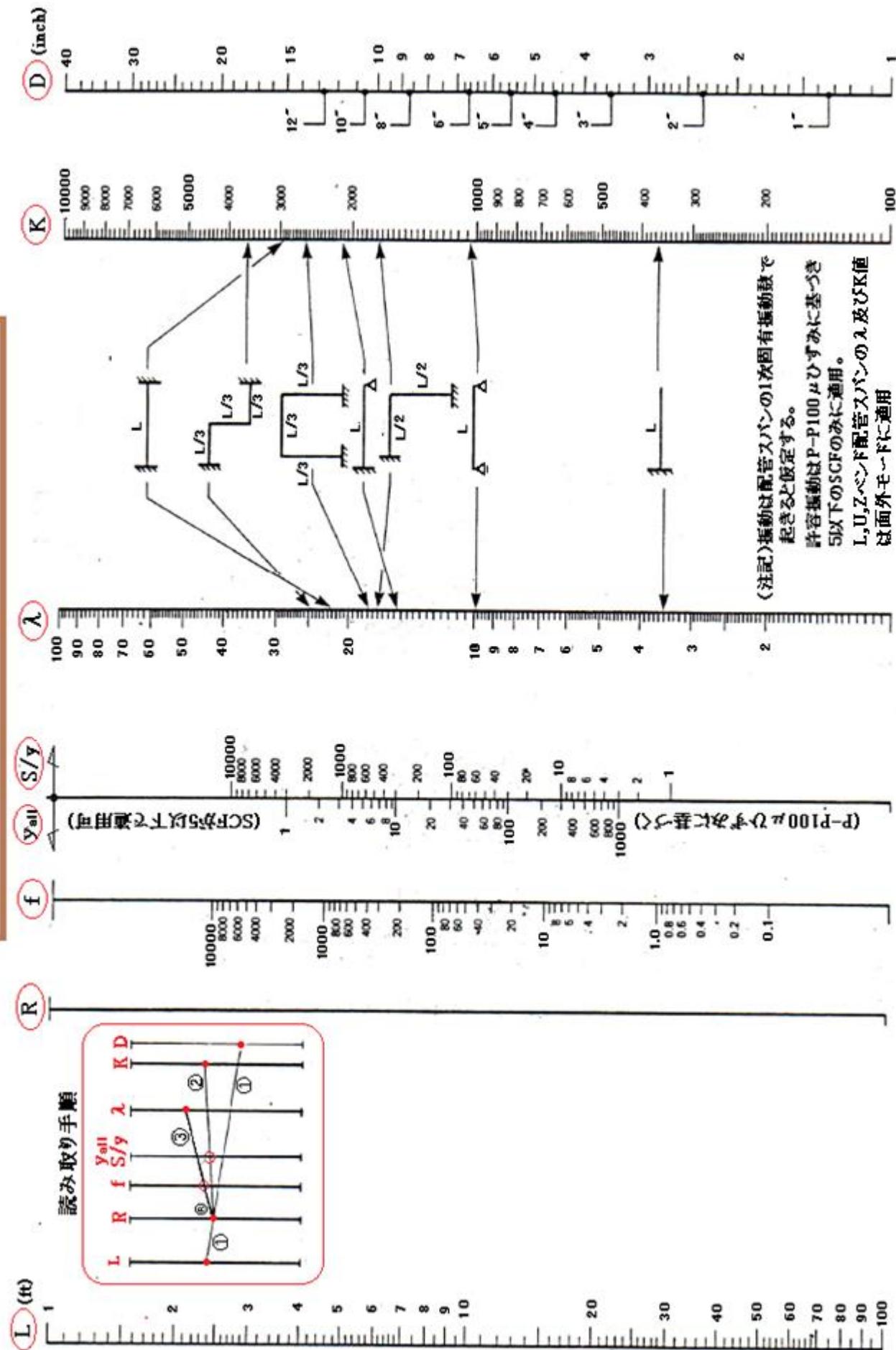
(1) SWRI は判定図による評価のほかにノモグラフベースの配管振動評価を提供している。この評価法の前提/制約及び適用条件は以下の通り。

- (1) 配管スパンはそのスパンの **1次/2次固有振動数の単独モード**で揺れている。
- (2) ノモグラフの固有振動数及び応力の計算は炭素鋼の常温綫弹性係数 30×10^6 psi (21000kgf/mm^2)に基づいている。
- (3) スパン内に集中荷重はなく、流体/保温重量は無視できるオーダーとする。
- (4) 最大応力は理論上の最大モーメントの位置で発生する。
- (5) 断面 2 次半径(k)は略々 $0.34D$ である。計算固有振動数の相当誤差は **2インチ以上**の管サイズ及びスケジュール **160** 以下の肉厚に対し 10%以下である。この範囲外の管サイズおよび肉厚ではもっと正確な計算が必要である(次項で示すように径/肉厚による断面 2 次半径を正確に計算する)。
- (6) 配管スパンは 1 サイズの管から構成される(異なる径/肉厚の管は含まれない)。
- (7) ノモグラフに表示の [mil当たりの応力]は公称応力である。ピーク応力の算定には適正な応力集中係数の適用を必要とする(なお $1\text{mil} \rightarrow 0.0254\text{mm}$ である)。
- (8) 許容振動振幅は P-P 100μ ひずみを限界としたもので 5.0 以下の SCF に適用できる。この場合許容振動値は [応力集中係数 $5 \times$ 安全係数 $1.74 \rightarrow 8.7$] を仮定しており、もし実際の[応力集中係数 \times 安全係数]の値が 8.7 以下ならノモグラフ表示の許容振動は安全側になる[以上(☆1)参照]。
- (9) 許容振動振幅は、最もシビアな運転条件において計測された、配管スパン全域で最大の振動に対して適用される。
- (10) 単位系は米国単位($\ell b - \text{feet/inch/mil}$)である。

(2) SWRI の振動評価用のノモグラフを次頁にしめす。このノモグラフから得られる情報は、限界振動振幅(y_{all})と単位振幅(1mil)当たりの振動応力(S/y)で 2つである。計測された振動振幅(y_m)が y_{all} を越えるときは(S/y)に計測振動振幅(y_m)を乗じて振動応力(S)を求め、さらに次式によって評価用の応力振幅を計算し該当する設計疲労曲線を用いて疲労評価する。

$$S_m = (1/2)(S/y)(y_m)(SCF)$$

ここで S_m =応力振幅(P-P)(psi)、 S/y =mil当たりの応力(psi/mil)、 SCF =応力集中係数(-)、
 y_m =最大計測振動振幅(P-P)(mil)、



(3) ノモグラフの使用に関する SWRI のインストラクションの要点は次の通りである。

ステップ1: Lスケール上のパイプスパンLとDスケール上のパイプ外径Dを結んでRスケールとの交点(→R点)を求める。

なおDスケールには標準パイプサイズのパイプ径が参考としてマーキングされている。

ステップ2: R点とKスケール上の応力定数(K)をつなぐ。

なおスケールには図示の端部条件を持つ代表的な配管形状の K 値がマークされている。

ステップ3: R点と応力定数Kをつないで、(S/y)スケールと交叉する点の振動振幅 mil当たりの応力値(S/y)を読む。(S/y)は次式で定義されたものである(☆2)。

$$(S/v) = KD/L^2 \quad \dots \dots \dots \quad (a)$$

ここで S =スパン内の最大応力(psi)、 y =スパン内の最大振動振幅(mil)

K=応力係数(-)、D=パイプ外径(in)、L=配管スパン合計長さ(ft)

ステップ4：また同じ交叉点の y_{all} スケールより許容限界の振動振幅値(y_{all})を読む。ここで y_{all} は次式で定義されたものである(☆3)。

$$y_{all} = 3000/(S/y) \quad \dots \dots \dots \quad (b)$$

ここで y_{all} =許容限界ひずみ 100μ を発生させる振動振幅(mil)

ステップ5：参照ライン上のR点とλスケール上の振動係数(λ)をつなぎ基本固有振動数(→共鳴振動数)値(f)を読む。スケール上には図示の端部条件を持つ代表的な配管形状のK値がマークされている。ここでfは次式で定義されたものである(☆4)。

ここで f =スパン固有振動数(Hz)。 λ =スパン振動係数(-)

上記で読み取られた基本固有振動数(f)と別途計測された振動数(f_m)を比較し、もし f 値と f_m 値が 10% 内で一致するなら、実際の応力は計算応力(S)の 20% 内にある(評価対象になり得る)。もし計測値と計算値が大きく違っているなら、計測振動数は基本周波数以外のモードに關係しておりステップ 3 で得られた応力度(S/y)の使用は避けるべき。

ステップ 6：もし計算振動数(f)と計測振動数(f_m)が一致しないなら参照ラインの R 点から(f)スケール上の計測振動数を結び、そのラインが λ スケールと交叉するまで延ばして読みとられる振動係数(λ_m)を、ステップ 5 で用いた振動係数(λ)と比較する。

もし計測ベースの振動係数(λ_m)と基本形状に対する振動係数(λ)がかなり違うなら、計測振動数(f_m)は高次モードと思われる。その場合、分析者は形状をスタディし現場の計測データにマッチした計測振動数/モード引き起こすような別の有効なスパン長や端部条件が見出せるかどうか判断すべきである。

振動係数と応力定数のノモグラフスケールは形状の拘束度がもっと剛になるにつれ増加することに注意。理想化された端部拘束は現場の形状にマッチしないので、計算データに対する現場データの相關は振動係数と応力定数のわずかな調整で改善できるだろう。

振動数のチェックを行うステップ 6 は特に重要で、ノモグラフを何らかの特定の状態に適用する上で自己矛盾のないことをチェックするものである。もしノモグラフの振動数予測が観察される振動数に闇連づけることができないなら、ノモグラフの応力基準の適用仮定は何の根拠も持たない。

(このスケール上で読まれる許容振動振幅は応力集中係数 5 と安全係数 1.74 を含んでいる。)

以上、SWRI のインストラクションより引用

ステップ 6 以下の SWRI コメントは判りにくい(ここではホールド)。なお上記のステップは実際的ではない。エンジニアリング的には次の手順になると思う。

ステップ1→ステップ5→ステップ6→(判断)→ステップ2.3→ステップ4→(判断)

即ち計算振動数と計測振動数を比較してノモグラフ運用の可否をジャッジしたうえで振動応力(S/y)から許容振幅を求め、これをベースに高サイクル疲労の観点から振動応力(S)を評価することになる。

3.2 ノモグラフを用いない評価（SWRI 方式の運用拡張）

(1) ノモグラフは即決的に判断したり何度もケーススタディを繰返す場合などでは便利であるが、この SWRI の振動評価は前述の 3 つの簡単な式(a)(b)(c)を計算するだけなので手計算でも十分処理できる。更に云えば SWRI のノモグラフによる評価には次のような限界があり、適用範囲が狭くなっている。

- ・常温の低炭素鋼に限られる。
 - ・管サイズや管肉厚に制限がある。
 - ・スパン内の配管形状(アスペクト比)が限られている。

SWRI の振動評価の適用を配管で多用されて合金鋼やステンレス鋼にも適用を拡げ、管サイズや形状に関する制約を排除するには、前項の(a)(b)(c)式に換えて次の(a')(b')(c')式+(d')式を用いればよいと思われる(式の根拠は☆2,☆3,☆4 を参照のこと)。

$$(S/y) = (E/E_0)K(D/L^2) \quad \dots \dots \dots \quad (a')$$

$$y_{all} = 20.6(E/E_o)/(S/y) \quad \dots \dots \dots \quad (b')$$

$$f = 1000 \{ \lambda k / (2 \pi L^2) \} (Eg / \gamma^*)^{0.5} \quad \dots \dots \dots \quad (c')$$

$$S_a = (1/2)f_e(SCF)(S/y)y_m \quad \dots \quad (d')$$

ここで S =スパン内の最大応力(N/mm^2)、 y =スパン内振動振幅(mm)、 K =応力係数(SWRI 定義)、 E =当該材料の使用温度における縦弾性係数(kgf /mm^2)、 L =トータル配管スパン長(m)

E_0 =低炭素鋼の常温における縦弾性係数(kgf/mm²)、D=管外径(m)、d=管内径(m)、

y_{all} =許容振動振幅(P-P)(mm)、 f =スパン固有振動数(Hz)、 λ =スパン振動係数(-)、

$k = \text{慣性 2 次半径 (m)} [= (I/A)^{0.5}]$ 、 $I = \text{管の断面 2 次モーメント (m}^4) [= (\pi/64)(D^4 - d^4)]$

$A = \text{管の断面積}(\text{m}^2) [= (\pi (D^2 - d^2)/4)]$ 、 $g = \text{重力加速度} (= 9.807 \text{m/s}^2)$ 、

γ^* = 配管の見掛け比重 (kg/m^3) [$= \gamma + (A_\theta/A) \gamma_\theta + W_r/A$]、 A_θ = 流れ

γ_{f} =内部流体比重量(kg/m^3)(気体では無視)、 W_r =管長1m当りの保温材等の付加重量(kg)

S_a =応力振幅(σ_a - σ_p)(N/mm²)、SCF=応力集中係数(-)(★5)、 v_m =計測振動振幅(P-P)(mm)

$f_e = \text{任意の安全係数} (\geq 1)$

ストレートスパン → 売り込み SWRI / ハングラフ表示の無

表2-1 ないし Wachal立歎(?)のダムフラン

さしきスパンについては、エグモフにも記載されているが、第2タイプの～

図 2.1 と図 2.2 のデータは配管断面積の A と H_2 (1 深さ) による
SWRI 基準のベースになっている Wachel 文献⁽²⁾のデータを準用する。即ち、

図2-1と図2-2→E-L下配管ハーネスとR(1次セイ)

図2-3と図2-4 → Uハンド配管スパンの面内振動のwとK (1次モード)

図2-5と図2-6 → Uハント配管スパンの固有振動のλとK (1次モード)

図2-7と図2-8 ⇒ Zペント配管スパンの面内振動のλとK(1次モード)

図2-9と図2-10→Zペント配管スパンの面内振動のλとK(1次モード)

図 2-11 と図 2-12 → 3 次元ベンド配管スパンの 1 次モード振動の λ と K

図 2-13 と図 2-14 → 3 次元ベンド配管スパンの 2 次モード振動の λ と K

これらのベンド付きスパンはいずれも端部が固定支持になっているが、実際のサポートが単純支持になるなら、 λ と K 値はグラフデータより低くなると思われる(応力に関しては安全側のなる)。

(b')について。SWRI の y_{all} 式はしきい値 3000psi(2.1kgf/mm²)をベースにしている。これは低炭素鋼の現場データをベースにしている。一方、設計疲労曲線は炭素鋼/低合金鋼/フェライト系ステンレス鋼について同一の設計疲労曲線を与えてるので、SWRI の y_{all} 式は炭素鋼/低合金鋼/フェライト系ステンレス鋼配管に拡大適用できると思われる。またオーステナイト系ステンレス鋼については、低炭素鋼より疲労限界応力が高くなるので、安全側に(b')式が適用できる(プレ的に使用できる)。

(2) 計測された振動の評価手順は次による。詳しくはチャート 1 による。

ステップ 1：適用条件を確認してパラメータをセットする。

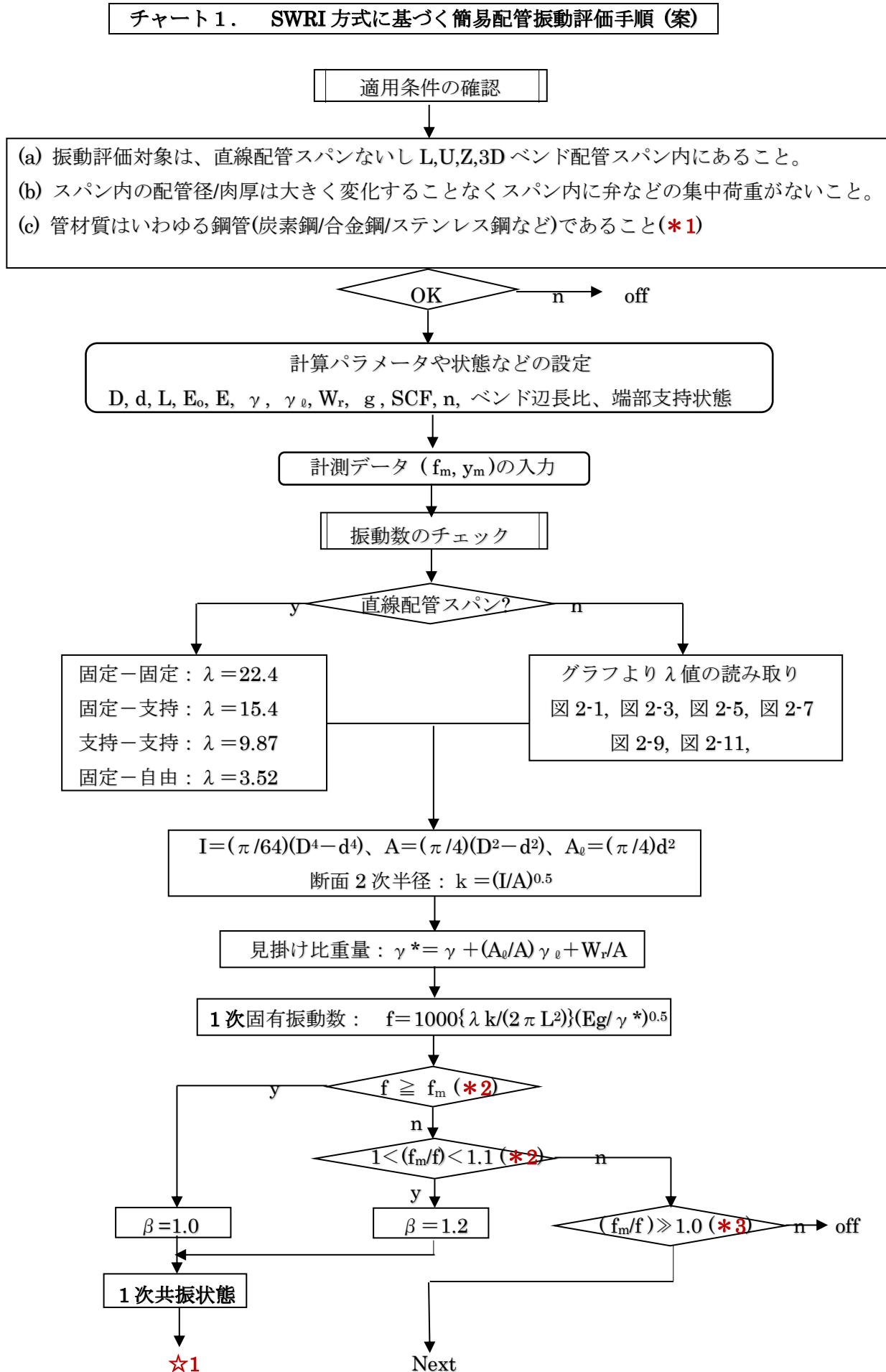
ステップ 2：まず対象スパンの 1 次固有振動数 f を計算しその結果を計測振動数 f_m と比較し

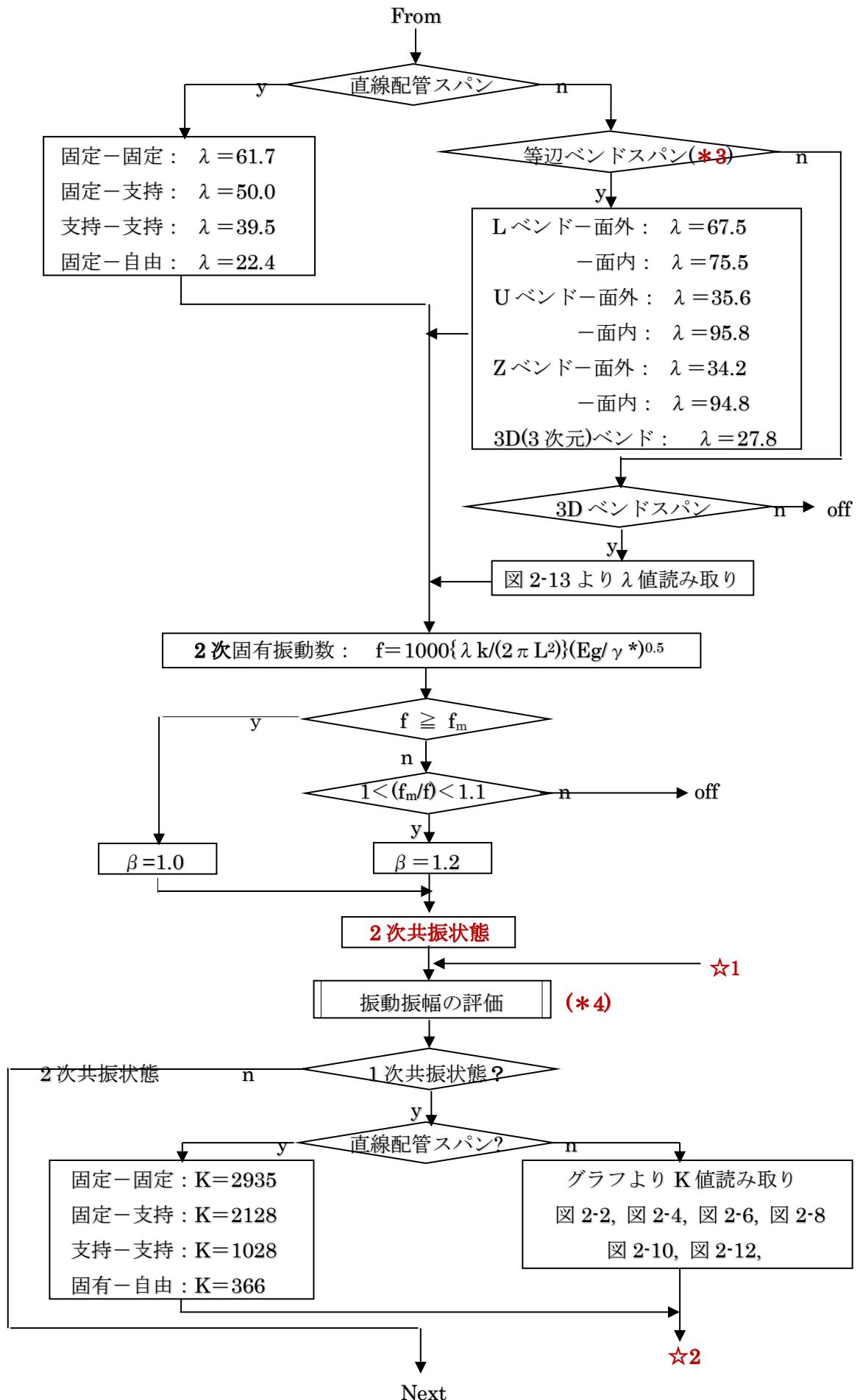
計測値に以下か少しオーバーする程度であれば次ステップに進む。 f_m が f を大きく上回るなら 2 次共振の恐れがあるので、2 次固有振動数を計算し計測振動数と比較して同様の措置をとる。

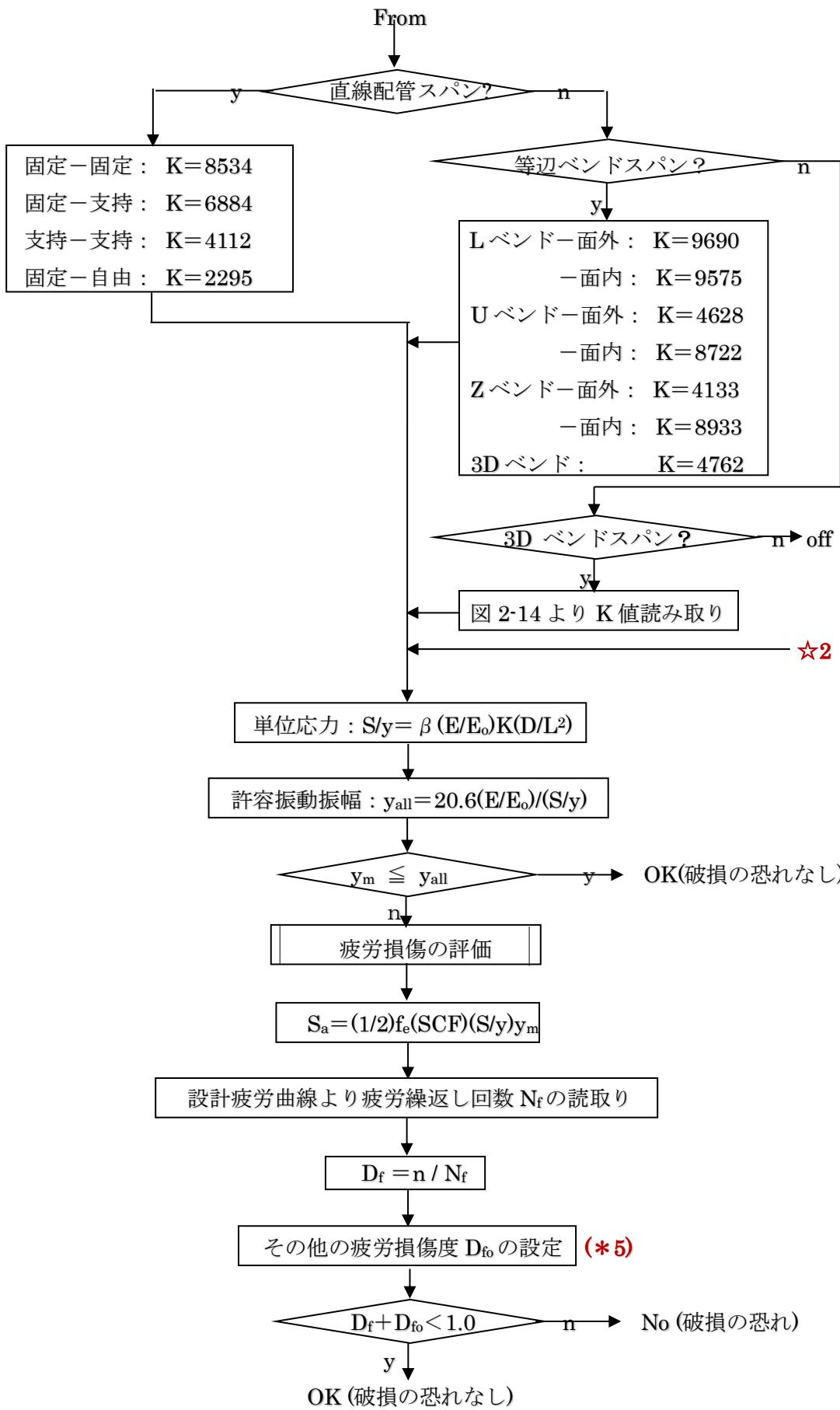
ステップ 3：単位振動振幅当たりの応力(S/y)を計算しこれを用いて許容振動振幅 y_{all} を計算し

計測された振動振幅 y_m と比較し、もし y_m が y_{all} 未満であればここで終了し y_m が y_{all} を越える時は次ステップに進む。

ステップ 4：振動による応力振幅 S_a を(d')式で計算し、コードの設計疲労曲線を用いて疲労評価する。疲労の恐れがあれば、是正措置を行う。







【チャートの記号説明】

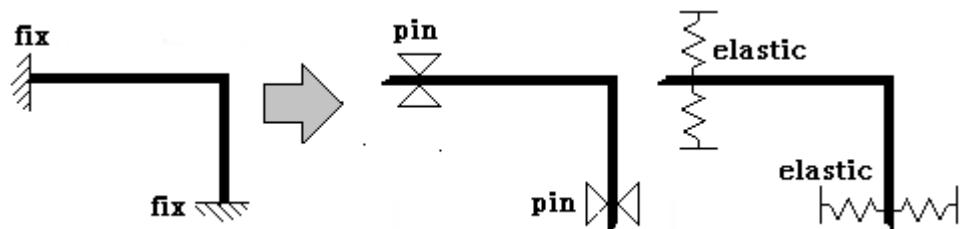
β = 応力補正係数、 f_m = 評価対象スパンにおける計測振動数(オーバーオール値ないし卓越値)(Hz)、

y_m =評価対象スパン内で計測された最大振動振幅(オーバーオール P-P 値)、
 n =設備寿命期間中に予想される繰返し回数($=f_m T_a$)(-)、 T_a =設備寿命における累積運転時間(sec)、
 N_f =JIS ないし ASME の設計疲労曲線から読み取れる繰返し回数(-)、 f_e =任意の安全係数(≥ 1.0)
 D_f =当該振動荷重による累積疲労損傷度(-)、 D_{f0} =当該振動荷重以外の荷重による累積疲労損傷度(-)
その他記号 → (a')(b')(c')(d')式の記号定義に同じ。

【 チャートの補足説明 】

(*1) SWRI ノモグラフは低炭素鋼を対象にしているが、疲労限界応力からみて安全側にほかの一般鋼管にも適用できると思われる。もちろんチャートの背景を理解した上で鋼管以外の管材にも本チャートは運用できると思う。

(*2) SWRI は、多くの場合、配管は固有振動数で共振することで有意な配管振動になるとを考えている。従って計算された 1 次固有振動数 f は計測振動数 f_m と一致するはずであるが、実際マッチしない。この主な原因は配管スパンモデルと実際配管の境界条件の違いにあると思われる(例えば下図)。



ベンド配管スパンのモデルではその端部は固定として計算しているが、実際は単純支持に近いことが多くそのため実際の固有振動数がダウンし計測値と合わなくなる。この不一致は応力(S/y)の不一致につながるが、構造体としては同一変位に対して固有振動数の高い剛なスパン構造の方が高応力になるという事実があるから、計測振動数 f_m が計算固有振動数 f を下回るときは、剛な構造体の f 値においてカウントされた(S/y)は安全側に振動応力を見積もることになる。そこで $f \geq f_m$ では(a)式から計算された(S/y)値をそのまま使用する(応力補正係数 β は 1 にする)。

一方、何らかの事情で計測振動数が高くなり $f < f_m$ になると、(a)式で得られた(S/y)より応力が高くなると予想されるので、1 以上の β 値をセットする必要がある。SWRI 文献(1)によれば、 $f_m/f = 1.1$ において(S/y) は 2 割増になるので、ここでは $1 < f_m/f < 1.1$ の範囲で $\beta = 1.2$ とする。

(*3) 残念ながら 1.1 以上の(f_m/f)値については応力の割増しデータはない。ただ (f_m/f) 値 が 2~3 といった非常に大きな比になると、2 次固有振動数で共振している可能性がでてくる。2 次固有振動数の振動係数 λ は表 2-1 に与えられているが、ベンド配管スパンについては、

等辺ベンドスパン(A=B=C & A+B+C=L)

についてのみ λ 値が与えられていてこれ以外の不等辺ベンドについては 2 次固有振動数が計算できない(K 値も与えられておらず応力計算もできない)。但し 3D ベンド配管スパンは図 2-13 と図 2-14 に 2 次固有振動数の λ, K が与えられているので 2 次固有振動数/応力計算が可能である。

(*4) 以上は固有振動数 f の計算であって振動係数 λ に依存しているが、許容振動振幅 y_{all} の算定に

必要な単位応力(S/y)の計算も応力係数 K に依存している。この場合、 K 値データは λ 値データと対になっており、 λ 値とほぼ同じやり方で設定できる(念為)。

(*5) 配管は振動荷重による疲労損傷度 D_f 以外にも、熱伸縮等の運転荷重の繰返し等によって疲労損傷度 D_{fo} が累積するので 損傷度の評価はこれらの和 $D_f + D_{fo} < 1$ で行う必要がある。

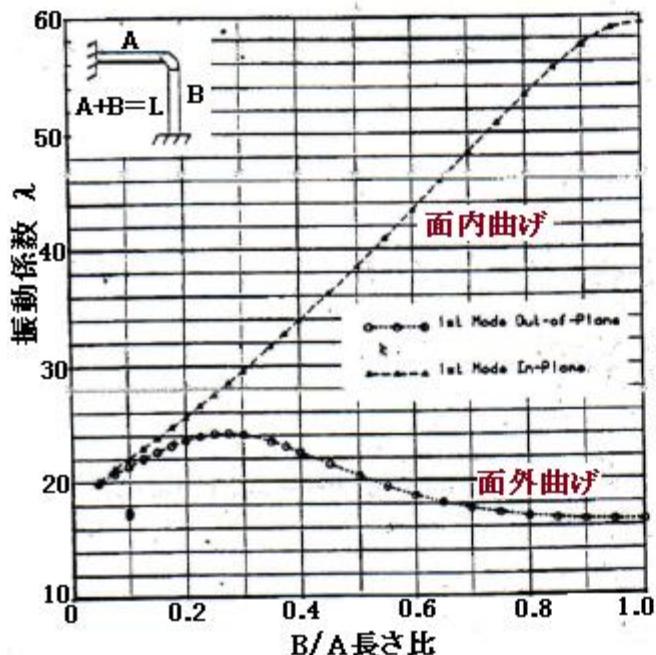


図2-1 振動係数(一様L字ペンド配管)
[文献(2)より引用]

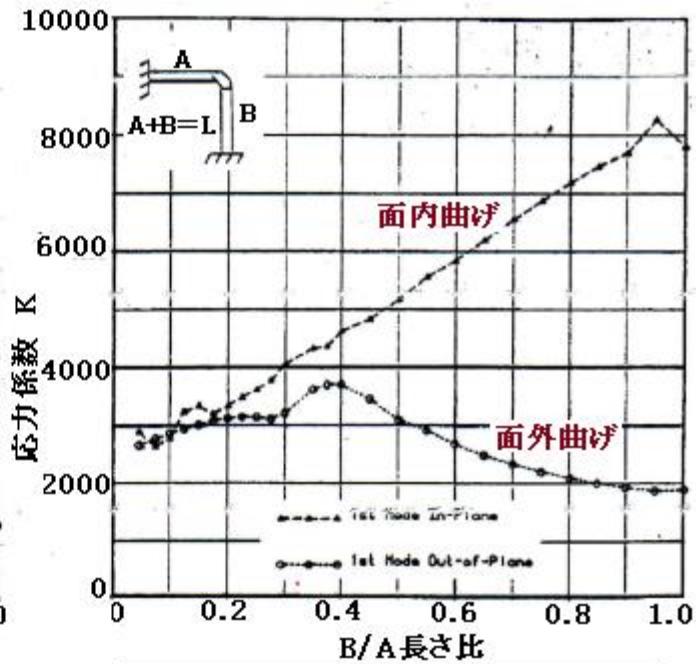


図2-2 応力係数(一様L字ペンド配管)
[文献(2)より引用]

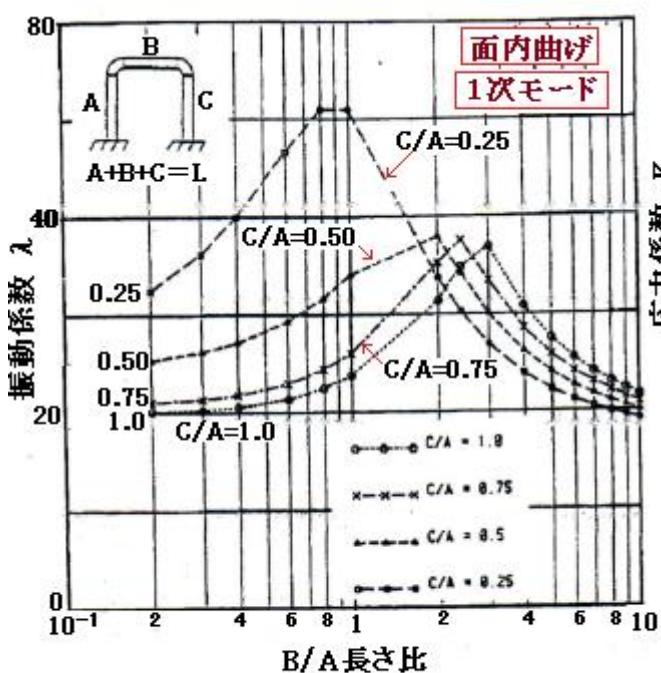


図2-3 振動係数(一様U字ペンド配管)
[文献(2)より引用]

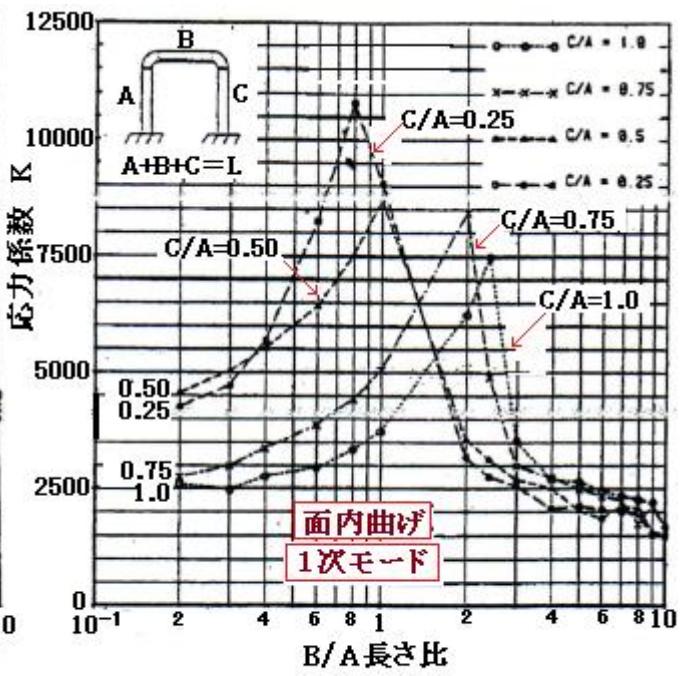
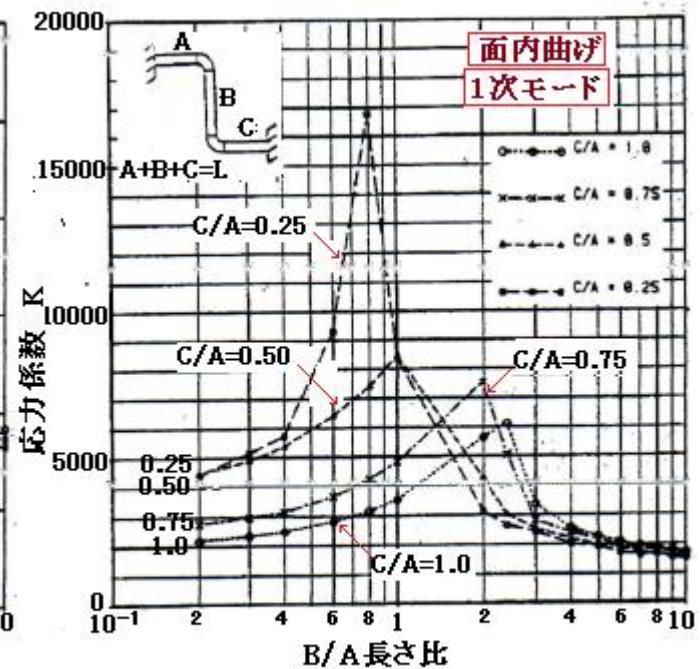
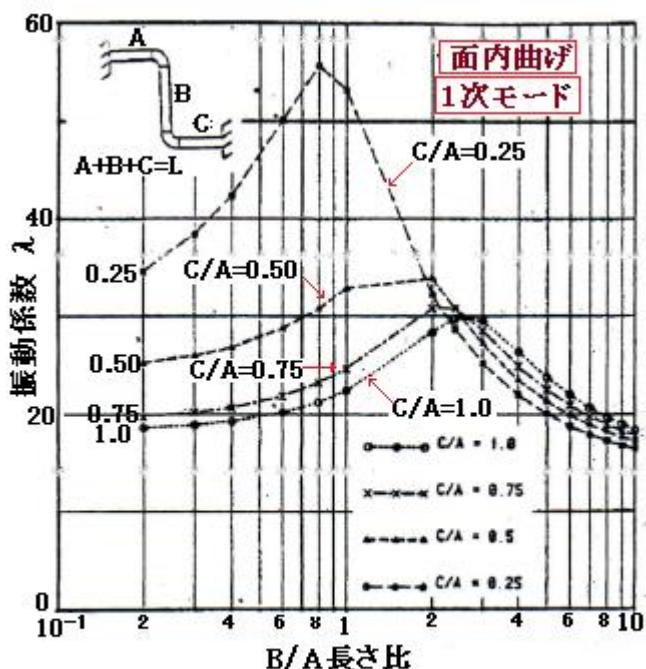
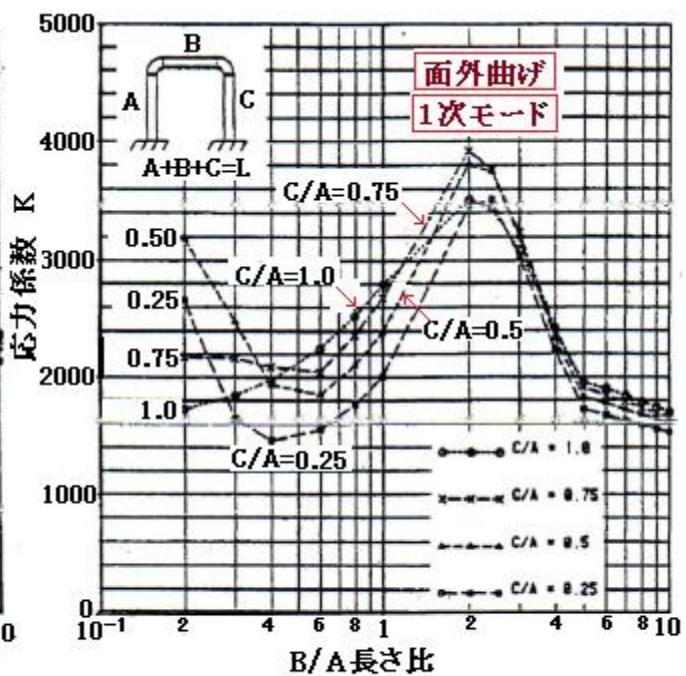
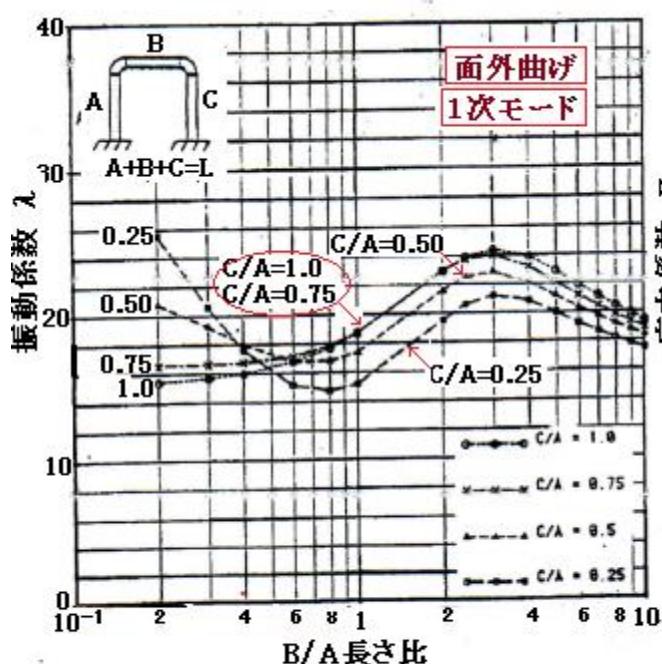


図2-4 応力係数(一様U字ペンド配管)
[文献(2)より引用]



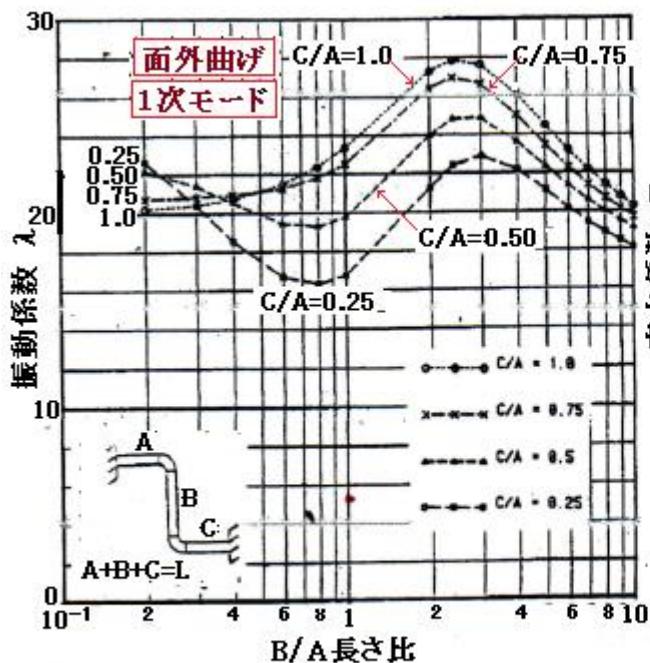


図2-9 振動係数(一様Z字ペンド配管)
[文献(2)より引用]

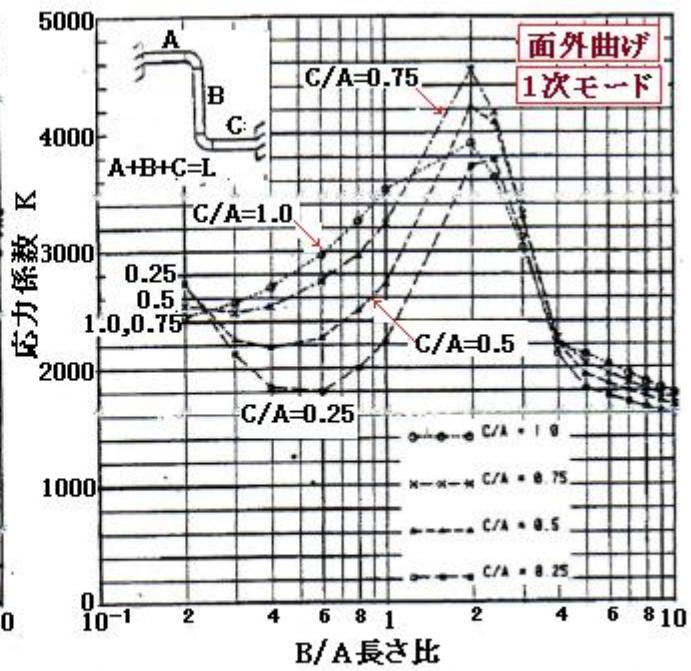


図2-10 応力係数(一様Z字ペンド配管)
[文献(2)より引用]

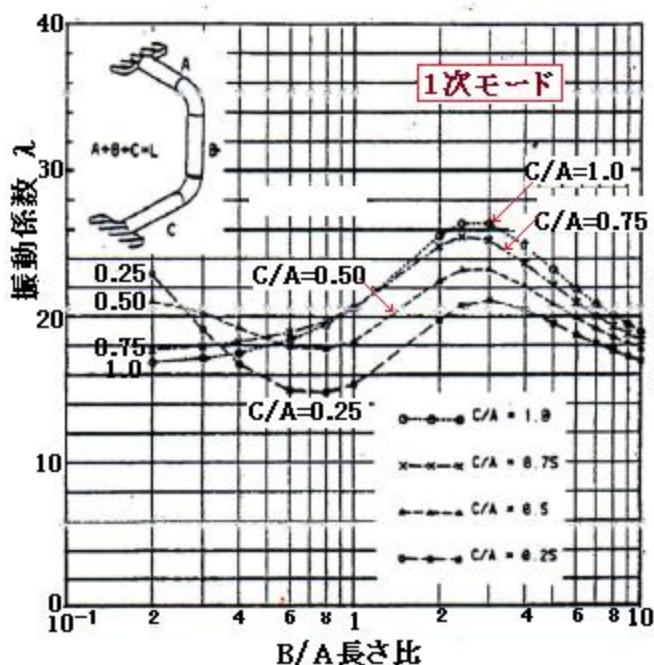


図2-11 振動係数(一様3Dペンド配管)
[文献(2)より引用]

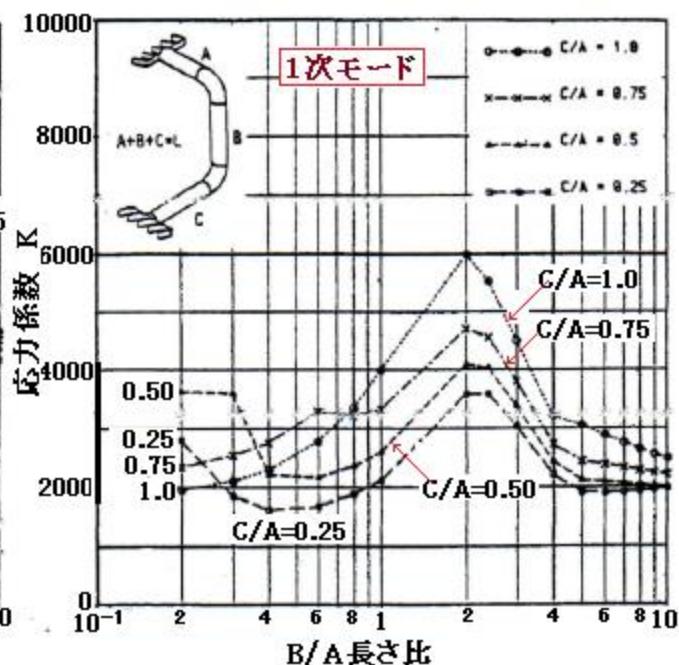


図2-12 応力係数(一様3Dペンド配管)
[文献(2)より引用]

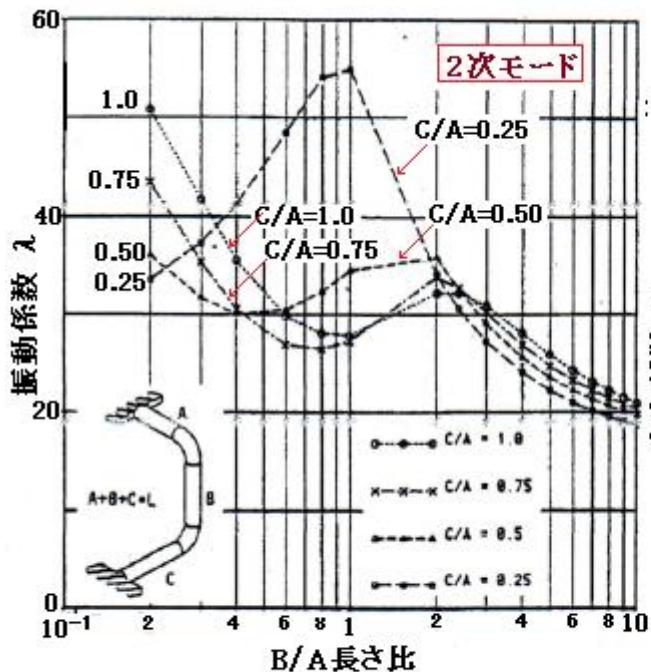


図2-13 振動係数(一様3Dペンド配管)
[文献(2)より引用]

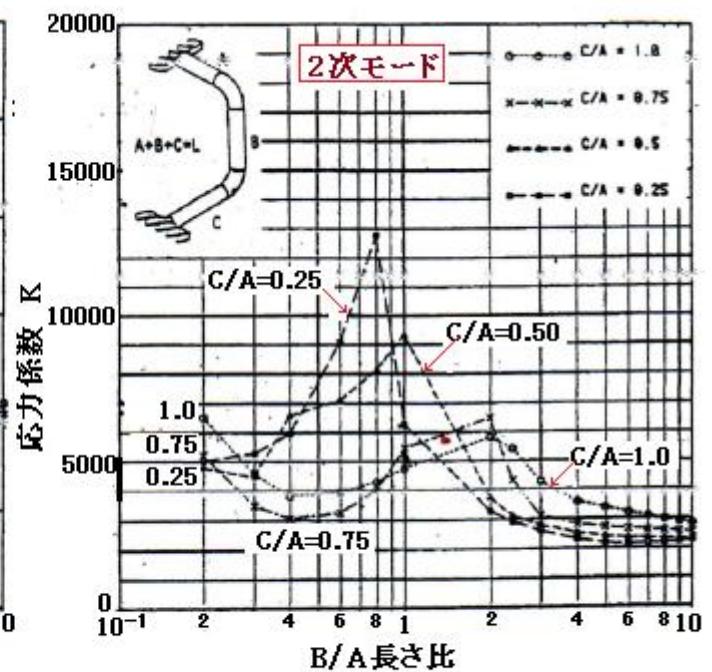
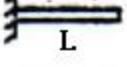
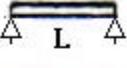
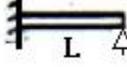
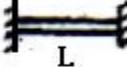
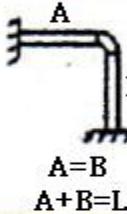
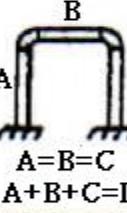
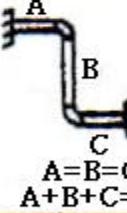
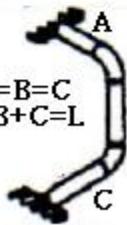


図2-14 応力係数(一様3Dペンド配管)
[文献(2)より引用]

	Piping Configuration	Frequency Factor		Stress Factor	
		1st	2nd	1st	2nd
	Fixed-Free	3.52	22.4	364	2295
	Simply Supported	9.87	39.5	1028	4112
	Fixed-Supported	15.4	50.0	2128	6884
	Fixed-Fixed	22.4	61.7	2935	8534
	L-Bend Out	16.5	67.6	1889	9690
	L-Bend In	59.4	76.5	7798	9575
	U-Bend Out	18.7	15.6	2794	4628
	U-Bend In	23.7	95.8	3751	8722
	Z-Bend Out	23.4	34.2	3522	4133
	Z-Bend In	22.4	94.8	3524	8933
	3D Bend	20.6	27.8	3987	4752

*Steel Piping ($E = 30 \times 10^6$ psi, $\rho = 0.283 \text{ lb/in}^3$)

表2-1 一様等辺鋼管形状の振動係数と応力係数 [文献(2)より]
 (Frequency Factors and Stress Factors for
 Uniform Steel Pipe Configurations)

[補足説明]

(★1) ノモグラフ許容振動レベルについて。これについて SWRI 文献では次のように説明されている。

SWRI が行った 400 回の現場テストの結果によれば、

P-P 200μ 以上のひずみではしばしば疲労破損が起き、 100μ 以下のひずみでは殆ど疲労破損は起きない。中間の P-P $100\sim200\mu$ はグレイゾーンで破損発生は不透明になる。

P-P 100μ ひずみが敷居点になるので 100μ のひずみを発生する P-P 振動振幅(全振幅)を許容限界とし、計測した全振動振幅がこれを越えると破断の恐れあり(使用不可)としている。この場合、応力集中係数を含まない 100μ ひずみは公称値であるから、常温の炭素鋼における公称応力範囲は、

公称応力範囲 : $S_n = E\varepsilon = (30 \times 10^6) \times 100 \times 10^{-6} = 3000 \text{ psi}$ (P-P) → (b)式右辺の分子
疲労破損が繰返し回数 10^6 で起きるとすれば SN 曲線より破損時のピーク応力範囲 S_p は

$$S_p = 2x S_a = 2x 13000 \text{ psi} (2x 9.1 \text{ kg f/mm}^2) = 26000 \text{ psi} (18.2 \text{ kg f/mm}^2) \quad (\text{P-P})$$

S_p は応力集中係数を含むピーク応力である。 S_p と S_n の応力比をとると

$$S_p/S_n = 26000/3000 = 8.67$$

SWRI はマージン 8.67 のうち 5.0 を応力集中係数(SCF)によるもの、 $8.67/5.0 = 1.73$ を安全係数と考えている。

(★2) 単位振幅当たりの最大応力式 [$(S/y)=KD/L^2$] 即ち(a)式について。

梁曲げ応力は周知のよう

$S = M/Z = M/\{I/(D/2)\} = MD/(2I)$ ここで Z =断面係数、 I =断面 2 次モーメント、 D =外径
曲げモーメントは $M = -EI(d^2y/dx^2)$ であるから

$$S = -(ED/2)(d^2y/dx^2) \quad (\text{但し } y = \text{変位}, x = \text{梁長手距離})$$

たとえば両端支持単純支持梁の最大変位(及び応力)は梁中央($x = \ell/2$)で起きるので、一次固有関数 $h = \sin(\pi x/\ell)$ を用いて

$$(d^2y/dx^2)_{\max} = -y_0(\pi^2/\ell^2)\sin(\pi/2) = -y_0(\pi^2/\ell^2) \quad \text{但し } y_0 = \text{最大撓み(as 応答変位)}$$

これを上式に代入して $S/y_0 = (E\pi^2/2)(D/\ell^2)$ となる。

$y = 1000y_0$ とおいて応力/mil 単位とし、 $\ell = L(\text{ft})$ 、 $E = 30 \times 10^6 \text{ psi}$ (as 低炭素鋼)とすれば

$$S/y = 1028D/L^2 \rightarrow (\text{一般化して}) \rightarrow S/y = KD/L^2 \rightarrow (\text{a)式})$$

Wachel 文献では種々の配管スパンの 1 次共振での応答変位に対し夫々の K 値が得られている。
なお上記のスパン長 L はスパン内の各辺の合計で、3 辺で構成されるときは $L = A + B + C$ である。

(a)式は 米国単位になっている。これを通常の SI 単位に換えると、偶然かも知れないが、同一の式で $(S/y) = K(D/L^2)$ で表わされる。念のため $S = yK(D/L^2)$ をチェックしてみる。

パラメータ) $y = 15\text{mil}(0.381\text{mm})$ 、 $K = 1000(1000)$ 、 $D = 5\text{in}(0.127\text{m})$ 、 $L = 16\text{ft}(4.8768\text{m})$

$$(\text{a)式の場合}) S = 15 \times 1000 \times (5/162) = 293 \text{ psi} (= 2.01 \text{ N/mm}^2)$$

$$(\text{a')式の場合}) S = 0.381 \times 1000 \times (0.127/4.8768^2) = 2.03 \text{ N/mm}^2$$

少しずれるが、ほぼ一致する。

また(a)式は炭素鋼の縦弾性係数($E = 30 \times 10^6 \text{ psi}$)を用いている。応力 S は縦弾性係数に比例するので、次式によって任意の縦弾性係数に適用を拡大する。

$$(S/y) = (E/E_0)K(D/L^2) \quad \text{ここで } E_0 = \text{常温炭素鋼の縦弾性係数}, E = \text{任意の縦弾性係数}$$

(☆3) 許容振動振幅 y_{all} の式即ち(b)式について。前述(☆1)のように SWRI は P-P100 μ ひずみを限界ひずみと考えている。この場合の限界応力は $S_{all}=30x10^6x100x10^{-6}=3000\text{psi}$ であるから

$$S/y = S_{all}/y_{all} = 3000/y_{all} \rightarrow y_{all} = 3000/(S/y) \rightarrow (\text{b})\text{式}$$

なおこの場合も常温炭素鋼の縦弾性係数が採られている。任意の縦弾性係数については

$$S/y = (E/E_o)x3000/y_{all} \rightarrow y_{all} = 3000(E/E_o)/(S/y)$$

限界応力 3000 psi は 20.6N/mm^2 であるから

$$y_{all} = 20.6(E/E_o)/(S/y) \rightarrow (\text{b}')\text{式}$$

(☆4) 梁曲げ固有振動数の式即ち(c)式について。一般にこれは次式で与えられる。

$$f = (1/2\pi)(\lambda/\ell^2)\{(EI/\rho A)^{0.5}\} \quad \cdots \cdots \cdots \text{(c)}$$

√内の ρA は配管の単位長さ当りの質量を表わしており、液重量や保温材などの付加重量が無視できるときは ρA は管質量(管材質量密度 x 管金属断面積)を表わしている。この式を変形すると

$$f = (1/2\pi)(\lambda/\ell^2)\{(I/A)^{0.5}(E/\rho)^{0.5}\} = (1/2\pi)(\lambda k/\ell^2)\{(E/\rho)^{0.5}\}$$

ここで k は管の断面 2 次半径 $(I/A)^{0.5}$ である。薄肉管 ($D=t$) を仮定すると

$$I = (\pi/64)(D^4 - d^4) = (\pi/64)(D-d)(D+d)(D^2 + d^2) \approx (\pi/8)D^3t, \quad A \approx \pi Dt$$

であるから $k = \{(\pi/8)D^3t / (\pi Dt)\}^{0.5} \approx 0.34D$ となる。また炭素鋼に限れば

$$E = 30x10^6 \text{ psi}, \gamma = 0.283 \text{ lbs/in}^3, g = 386.4 \text{ in/sec}^2$$

さらに $\ell/12=L$ とおいて、上記の f 式は次のように近似化される。

$$f = (1/2\pi)x0.35D\lambda / (144L^2)x(30x10^6x386.4/0.283)^{0.5} = 75.8\lambda D/L^2 \rightarrow (\text{c})\text{式}$$

(75.8 は多少調整された値と思われる)

ノモグラフ化するために(c)式はかなり近似化されている。そこでもとの原式に返って考えてみる。

√内の ρA は配管の単位長さ当りの質量を表わしており次式で与えられる。

$$\rho A = (\gamma A + \gamma_l A_l + W_r)/g = \{\gamma + (A_l/A)\gamma_l + (W_r/A)\}A/g = \gamma^* A/g$$

この場合 γA =管重量/管長、 $\gamma_l A_l$ =流体重量/管長、 W_r =保温材等の付加重量/管長

γ =管材の比重、 γ^* =配管の見掛け比重、 g =重力加速度

この結果を原式に代入して

$$f = (1/2\pi)(\lambda/L^2)\{(I/A)^{0.5}(Eg/\gamma^*)^{0.5}\} = \{\lambda k/(2\pi L^2)\}(Eg/\gamma^*)^{0.5}$$

さらに米国単位を SI 単位に換えると、(c')式が得られる。

$$f = 1000\{\lambda k/(2\pi L^2)\}(Eg/\gamma^*)^{0.5} \rightarrow (\text{c}')\text{式}$$

念のため (c)(c')式をチェックしてみる。但し気体配管で保温なし

パラメータ) $\lambda = 10$ 、 $D = 5\text{in}(0.127\text{m})$ 、 $L = 16\text{ft}(4.8768\text{m})$ 、 $g = 386.4 \text{ in/s}^2(9.807\text{m/s}^2)$

$$E = 30x10^6 \text{ psi}(21000\text{kgf/mm}^2), \gamma^* = 0.283 \text{ lbs/in}^3(7850 \text{ kg f/m}^3), t = 3.5\text{mm}$$

(c)の場合 : $f = 75.8\lambda D/L^2 = 75.8 \times 10 \times 5 / 16^2 = 14.8\text{Hz}$

(c')式の場合 : $I = (\pi/64)(0.127^4 - 0.120^4) = 2.59 \times 10^{-6}$ 、 $A = (\pi/4)(0.127^2 - 0.120^2) = 1.358 \times 10^{-3}$

$$k = (2.59 \times 10^{-6} / 1.358 \times 10^{-3})^{0.5} = 0.04367$$

$$f = \{1000 \times 10 \times 0.04367 / (2\pi \times 4.8768^2)\} \times (21000 \times 9.807 / 7850)^{0.5}$$

$$= 2.922 \times 5.122 = 14.97\text{Hz}$$

(c)式は近似化されているので少しずれるが、両式はほぼ一致している。

(☆5) 前述(☆1)のように SWRI は振動評価において SCF=5.0、安全率=1.73 を推定している。この見解について TS 作成者は次のように考える。

SWRI は疲労限界応力として繰返し回数 10^6 回の時の応力振幅をとっている。然るに振動数が高くなると設備寿命中の実際の繰返し回数が 10^6 回を越えるので疲労限界応力はこれを少し下回ると予想される。炭素鋼の場合、 10^9 回のときの限界応力は 25% ダウンするので見掛けの安全率は 1.33 程度は必要である。ここでは設計疲労曲線としては 10^9 回以上のデータを使用するものとし SWRI の安全係数は採らない(但しオプションとしての安全率 f_e は考慮する)。

また小径配管ではソケット溶接部の割れが多い。研削仕上げのないソケット溶接部では SCF は $2 \times 2.1 = 4.2$ 程度になる。これが SCF=5 の論拠になっていると思われるが、ここでは SCF=5.0 にこだわらず、対象配管スパン内で予想される最大の SCF を採るものとする。

(エルボ - パイプあるいはティ - パイプの突合せ溶接部の SCF も要注意と思う。)

引用文献テキスト)

(1) "Controlling the Effects of Pulsations and Fluid Transients in Piping Systems"

Chapter VI Piping Vibration (SWRI ゼミナー資料 Jan1987)

(2) "Piping Vibration Analysis" by J. C. Wachel et-al

(Proceeding of 19th Turbomachinery Symposium 1990)

(3) 松田博行、安全工学 Vol.34 No.3 (1995)