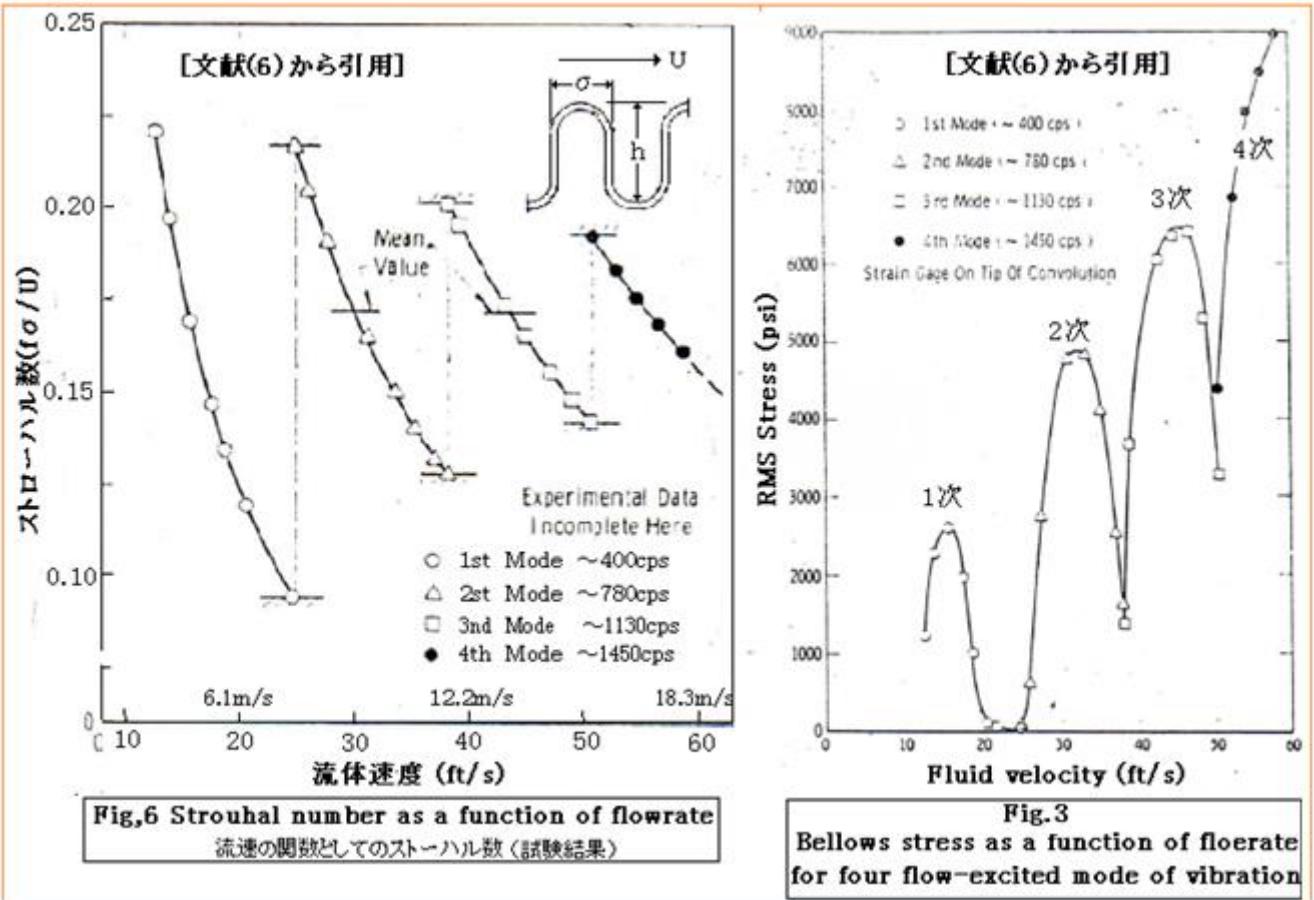
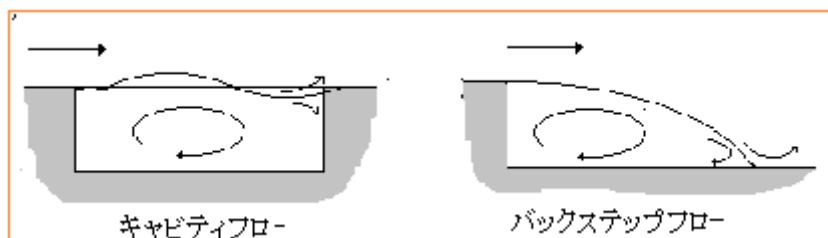


[2/2 分冊]



(7) Fig.12(f)の隣接矩形キャビティについて。隣接する孔の間に強いカップリングが存在し、各孔からでる波動は同位相で振動する。前面の孔キャビティのせん断層の変動特性は単一孔のそれと同じで、何れのキャビティの振動を抑制しても他の孔キャビティの振動は抑制できないと云われる。

(8) 急拡大管について。RN 文献は下図のような急拡大管に関しては何も触れてはいない。しかし別途 TS[FE-19 -TC-010]で紹介するが、筆者は 2 度にわたり蒸気変換弁直後の拡大管部分に著しい振動が発生する事象に遭遇した。この拡大管(デフューザ)は、モデル的に下図右のバックステップフローで模擬できる。この場合、キャビティフローに較べ出口側の衝突は脆弱でありまた質量の出入も曖昧である。既存の解析では恐らくこの出口エッジ(再付着点)の挙動は殆ど無視されているのではないかと思う。しかし軽微ながらも自励化した FD 振動が存在しこれが流れのキャビティ内/面上流れの定在波と共に鳴して FR 振動が発生した疑いも否定できない。もちろんこれを確かめるには解析的なアプローチと実験的検証が必要であるが、ここではバックステップフロー構造をキャビティの一種として扱う。



補足(*1) ヘルムヘルツ共鳴器は外部と孔オリフィスでつながれた空洞内の空気がバネとして働き共鳴

することで音を発する装置。その固有振動数 f_h は次式による。楽器の共鳴器などに使われる。

$$f_h = (1/2\pi) a \{A/(L_e V)\}^{0.5} \text{ (Hz)}$$

ここで $a = \text{流体音速(m/s)}$ 、 $A = \text{孔オリフィスの断面積(m}^2\text{)}$ 、 $V = \text{空洞体積(m}^3\text{)}$ 、
 $L_e = \text{孔オリフィスの有効長さ(m)}$ 、

なおここでいうオルガンパイプは共鳴器深さと同じ長さのパイプを云っているようである。 f_{wave} は高くなる。

(*2) 基本キャビティ的に云えば然り。形態にはむしろ流れに直交した弾性支持円筒の渦放出振動に類似する。即ち十分に発達した乱流に曝されるとコンボリューションの谷の背後で不安定化して周期的に渦(カルマン渦)が放出されるとも解釈される。

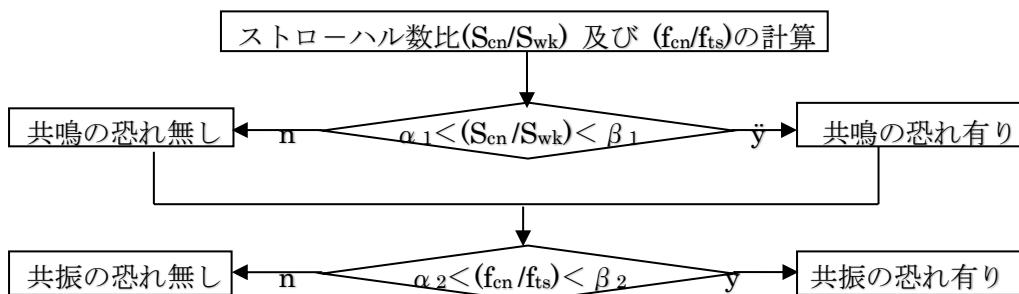
4. キャビティ振動に対する設計対応

4.1 基本キャビティに関する対応

(1) キャビティ振動は管路に激しい振動騒音は引き起こす。管路で経験する不可解な振動/騒音の中には淀み周辺の渦振動に比定できるもののがかなり多いと思う。キャビティ振動といかに向き合うか?

端的には高速流れに壅み部分を作らないことに尽きるが、設備的にそれはまず無理なので、設計的には共鳴や共振の可能性を評価し、その可能性に準じてキャビティの位置や形状を工夫するとともに疲労強度をレビューし防音ラギングを補充することになる。

ここでは第一ステップとしての共振/共鳴の可能性の評価(即ち FR 振動/FE 振動の可否の評価)を考える。一般的には、壅み振動数と定在波振動数の比(f_n/f_k)あるいは壅み振動数と構造固有振動数の比(f_n/f_s)を、完全共鳴あるいは完全共振即ち 1.0 の前後にある幅を持たせて共鳴域を設定し、実際の振動数比がこの領域から外れ非共鳴域に入るようにしている。 f_n/f_k 比については $f_n/f_k = S_n/S_k$ であるから、 f_n/f_k の代りにストローハル数比(S_n/S_k)を用いると、共鳴/共振の評価法は次のようになる。ここで α, β は定数値である。



更にストローハル数比については、(S_{cn}/S_{wk})はマッハ数 M の関数になるので

$$\alpha_1 < (S_{cn}/S_{wk}) < \beta_1 \rightarrow \alpha_3 < M < \beta_3$$

この場合は面上流速 U ($\rightarrow U/a = M$)の多寡で共鳴の可否がわかるので、設計に便利である。

(2) この方法では、(S_{cn}/S_{wk})比や(f_{cn}/f_{ts})比のどの次数を評価対象にするか、上下限界 α, β 値をどの辺りにセットするかが問題になる。まず前者の傾向をみるため、浅いキャビティについて試計算してみる(なお壅み振動数には簡便な Rossiter 式使用)。壅み振動と定在波のストローハル数比を r とすると

$$(n - C_1)/\{1/C_2 + M\} = r\{(2k - 1)/4\}/M \rightarrow M = r(2k - 1)/[\{4(n - C_1) - r(2k - 1)\}C_2]$$

ここで $r=0.8$ or 1.25 、 $k=1$ として計算すると $M=1.403/(4n-1.8) \sim 2.1925/(4n-2.25)$

更に窪み振動モード次数 $n=1,2,3$ について M の共鳴域を計算すると

$n=1 \rightarrow 0.638 < M < 1.253$ 、 $n=2 \rightarrow 0.226 < M < 0.381$ 、 $n=3 \rightarrow 0.138 < M < 0.225$ 、

この例から、共鳴域の計算には次の傾向があるのがわかる。

- ・次数 n が高くなるにつれ M の共鳴域のレベルはどんどん低くなる。
- ・ $n=1 \sim 2$ にはギャップ(非共鳴域)がまだあるが $n=2 \sim 3$ ではギャップがなくなる。
- ・定在波モード次数 k が高くなると共振域のレベルが高くなる。

次数 n は $n=1 \sim 3$ ぐらいまで。それ以上になると非共鳴域のマッハ数が低くなり過ぎ現実的でなくなり次数間のギャップも全くなくなって非共鳴域が消える。また次数 k を 2 次以上にとると非共振レベルが高くなり実際のマッハ数とマッチしなくなる。故に次の評価を探る。

定在波振動モード $k=1$ & 窪み振動モード $n=1 \sim 3$

安全逃が弁取付け管台に関する SWRI 推奨案(添付 A)では、 $k=1$ & $n=1$ の組合せが採られてるので、少しきつい評価になるかも知れない。そこで次の評価方式を提案する。

[$k=1$ vs $n=1$] 評価 → ミニマムの判定基準、 [$k=1$ vs $n=2,3$] 評価 → 参考基準(*)

ただ、脈動流の共鳴現象では 9 次共鳴でも有意な脈動を引き起こすことがある。プロセス/設備上どうしても [$k=1$ & $n=2,3$] 基準が採れないときは必要に応じてラギング補充などを考慮する。

共振に関しては 1 次固有振動の共振が各段に厳しいので、上記の共鳴回避と同じ基準とする。即ち
[$s=1$ vs $n=1$] 評価 → ミニマムの判定基準、 [$s=1$ vs $n=2,3$] 評価 → 参考基準

(*) 浅いキャビティの場合 [$k=1$ vs $n=1$] での共鳴には疑問が残る(Fig.9 参照)。 [$k=1$ vs $n=2,3$] も考慮した方がいいと思う。特に低マッハ数で然り。

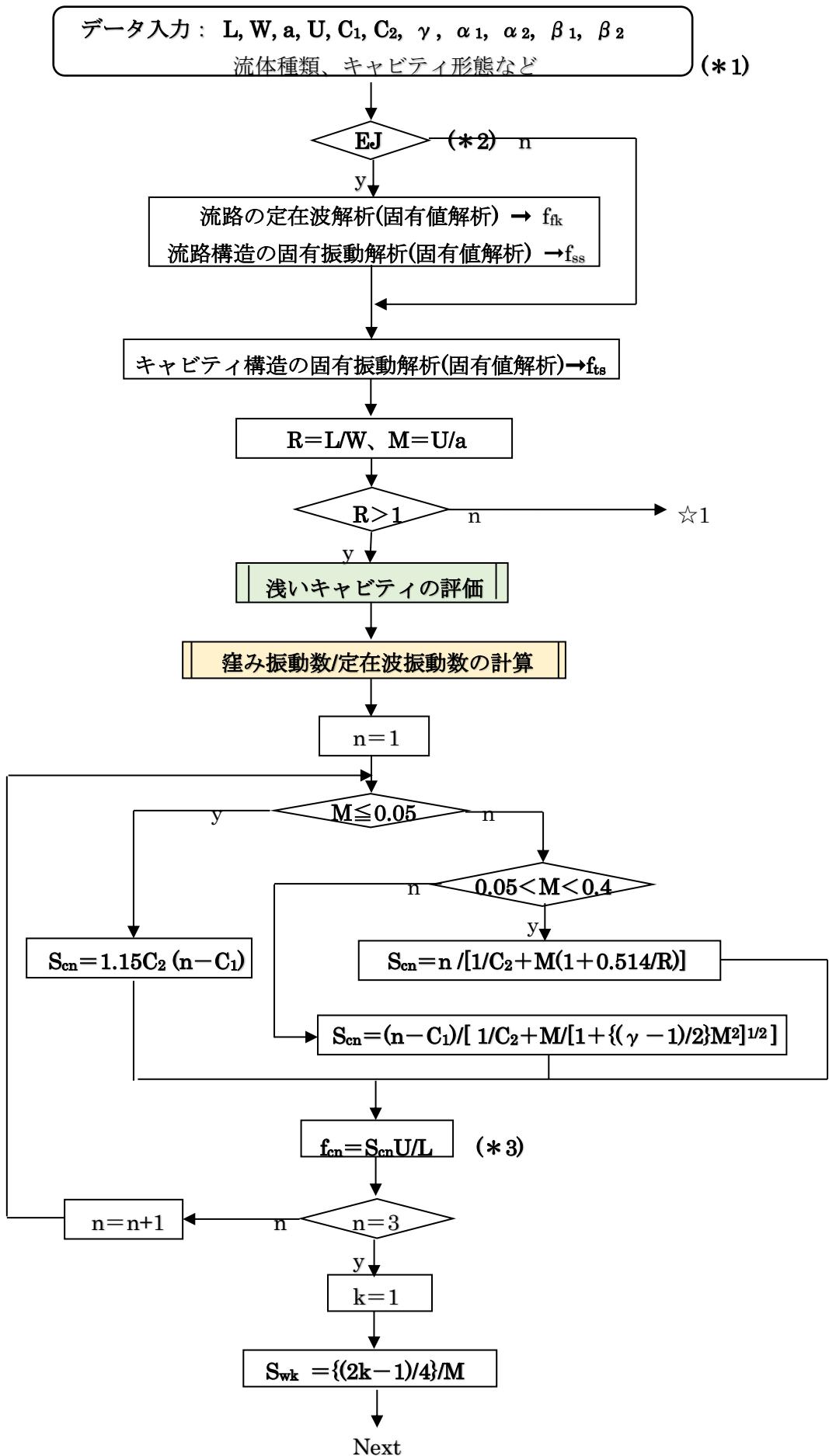
(3) 次に上下限界 α, β 値をどの辺りにセットするか…。例えば ASME Appendix N では渦励起振動 vs 梁固有振動に対し 0.7, 1.3 をとっている。前述の SWRI 推奨案では 0.65, 1.4 が暗示される。キャビティ振動については相関式がまだ確定している訳ではないので、0.65~1.4 位必要なのかも知れないが、かなり設計が厳しくなるので、ここでは $\alpha=0.7$ 、 $\beta=1.3$ を採用しておきたい。

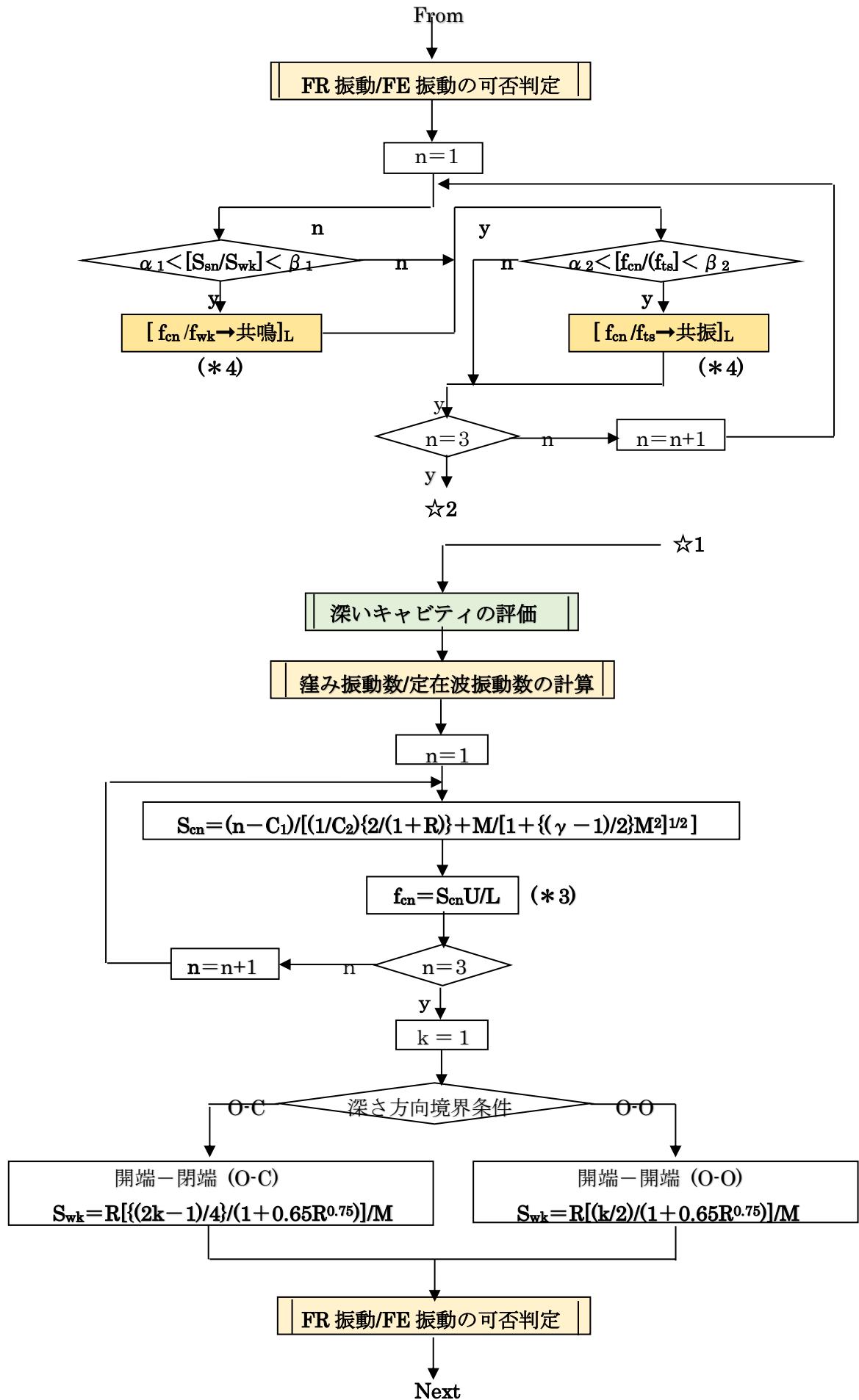
(4) 前にも述べたようにキャビティ振動はキャビティ内に留まらず面上流れ(→流路)にも及ぶので

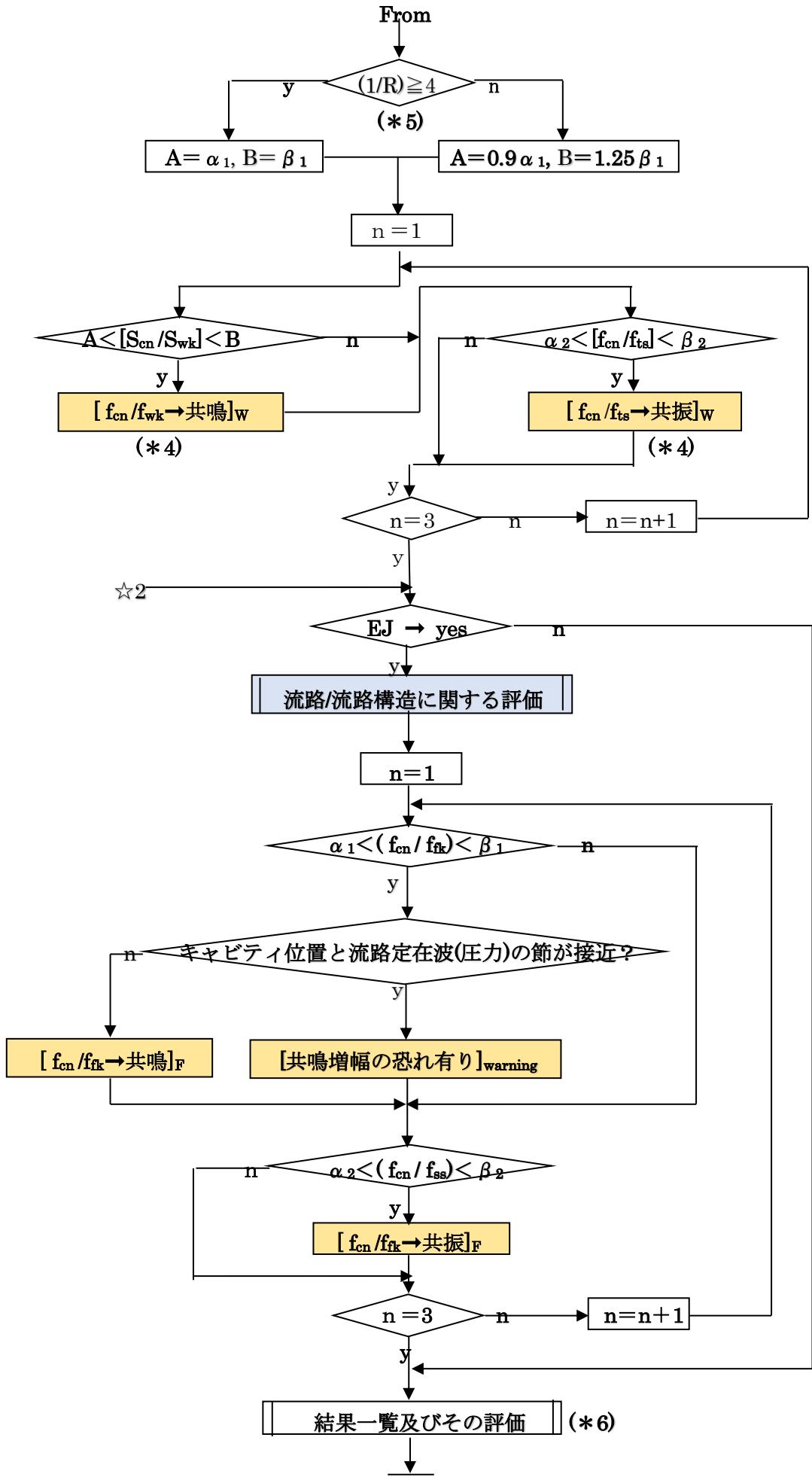
① 窪み振動 vs 流路定在波振動との共鳴、 ② 窪み振動 vs 流路構造固有振動との共振についても評価する必要があり、いずれも(1)~(3)項に準じればよいが、流路/流路構造の固有値解析が必要になるので設計の手間/コストは膨れ上がる(→実績に基づく判断や設備的な総合判断が要る)。なお①については、振動源としてのキャビティの位置が問題になる。キャビティが流路の定在波の圧力モードの節(速度モードの腹)にあると共鳴は増幅され肥大化する。逆にキャビティが圧力モードの腹(速度モードの節)にあるとミスマッチで共鳴による増幅は緩和される。

(5) 以上の議論をベースに、キャビティ振動に対する評価手順(案)をチャート 1 に示す。流れとしてはまず(L/W)比から浅いキャビティと深いキャビティを判別した後、各キャビティについて窪み振動のストローハル数 S_{cn} /振動数 f_{cn} を求め、これと定在波振動数/構造固有振動数の比をとてキャビティあるいは流路について共鳴/共振を判定する。

チャート 1. 基本キャビティの窪み振動数とその共鳴/共振の可否判定手順(案)







終了

【チャートの記号説明】

$f_{cn} = n$ 次の窪み振動数(Hz)、 $S_{cn} = n$ 次の窪み振動ストローハル数(-)、
 $f_{wk} = k$ 次のキャビティ内定在波振動数(Hz)、 $S_{wk} = k$ 次キャビティ内定在波振動ストローハル数(-)
 $f_{fk} = k$ 次の流路定在波振動数(Hz)、 $f_{ts} = s$ 次のキャビティ構造固有振動数(Hz)、
 $f_{ss} = s$ 次の流路構造固有振動数(Hz)、 $n =$ 窪み振動モード次数(=1,2,3),
 $k =$ 定在波振動モード次数(=1)、 $s =$ 構造固有振動モード次数(=1),
 $\alpha_1, \alpha_2 =$ 共鳴,共振に対する下限(=基準値 0.7)、 $\beta_1, \beta_2 =$ 共鳴,共振に対する上限(=基準値 1.3)
 <その他の記号→本文に同じ>

【チャートの補足説明】

(*1) Rossiter の係数 C_1, C_2 については基準値 0.25, 0.57 を使用。ただ出入口エッジのコーナー R が大きくなるにつれ C_2 はダウンするので注意する。流体音速 a は面上流れのそれを使用する。液体流れでは気泡混入による音速ダウンを考慮する。非圧縮性流体の比熱比 γ は運用上 $\gamma = 1$ とする。振動数比の下限値 α_1, α_2 は 0.7 を基準とする。振動数比の下限値 α_1, α_2 は 1.3 を基準とする。流体の種類は可否判定上必要ではないが、確認/判断のベースのために入力しておく。キャビティ形態については、深いキャビティの底の状態(開端/閉端)などを指定する。

(*2) EJ は、流路の定在波振動と流路を構成する構造物固有振動との共鳴/共振をチェックするか否かの工学的な判断を意味する。マッハ数/管路形状/経験則などから要否を判断する。

(*3) 解析/計算では通常、定在波振動数 f_{fk} が出力されるので、窪み振動数のストローハル数に(U/L)を乗じて窪み振動数 $f_{cn} = SU/L$ に換えておく。

(*4) 評価結果は例えば $[f_{cn}/f_{wk} \rightarrow \text{共鳴}]_L, [f_{cn}/f_{ts} \rightarrow \text{共振}]_L$ ないし $[f_{cn}/f_{fk} \rightarrow \text{共鳴}]_w, [f_{cn}/f_{ss} \rightarrow \text{共振}]_w$ で表わし評価一覧に示す(○×でひょうげんしてもよい)。

(*5) Fig.11 からわかるように $W/L < 4$ では定在波振動数 f_{wk} のデータがばらつくので、更に上限側に 1.25、下限側に 0.9 を乗じて、共鳴範囲を設定する。

(*6) 各振動数比の結果をリストアップし、共鳴/共振の可否をマトリックス表示する。評価では $[s=1 \ \& \ n=1]$ 評価 → ミニマムの判定基準、 $[s=1 \ \& \ n=2,3]$ 評価 → 参考基準であることを記すと共にキャビティ位置と流路定在波節の接近などを明示する。また AI 的に
 ①損傷/破損の恐れ、②環境/運転障害の恐れ、③設備維持上不安を警告する。FR 振動と FE 振動が同時に発生する恐れがある場合や強い FE 振動(1次共振)の恐れがある場合などは①に、ミニマム判定基準を満たさない場合は②に分類する。更に運転操作変更/形状変更/構造強化/剛性アップ/防音ラギング追加などをコメントする。

(6) 前(1)項でも述べたようにストローハル数比(S_n/S_k)はマッハ数 M の関数になるので、共鳴域は
 $\alpha_1 < (S_n/S_k) < \beta_1 \rightarrow \alpha_3 < M < \beta_3$
 で表わされる。これは面上流速 U ($\rightarrow U/a = M$) の多寡で共鳴がわかるので設計的に便利である(評価に

使用してもよい)。参考としてこのマッハ数による共鳴域の上下限値 α_3, β_3 を以下に示す。

		$\alpha_3 < M < \beta_3$
浅い キャビ	$M \leq 0.05$	$\alpha_3 = \alpha_1(2k-1)/\{4.6C_2(n-C_1)\}$ $\beta_3 = \beta_1(2k-1)/\{4.6C_2(n-C_1)\}$
	$0.05 < M < 0.4$	$\alpha_3 = \alpha_1(2k-1)/[C_2\{4n - \alpha_1(2k-1)(1+0.514/R)\}]$ $\beta_3 = \beta_1(2k-1)/[C_2\{4n - \beta_1(2k-1)(1+0.514/R)\}]$
	$M \geq 0.4$	$\alpha_3 = \alpha_1(2k-1)/[C_2\{4(n-C_1) - \alpha_1(2k-1)\}]$ $\beta_3 = \beta_1(2k-1)/[C_2\{4(n-C_1) - \beta_1(2k-1)\}]$
深い キャビ	All range	$\alpha_3 = 2\alpha_1 R(2k-1)/[C_2(1+R)\{(n-C_1)(4+2.6R^{0.75}) - \alpha_1 R(2k-1)\}]$ $\beta_3 = 2\beta_1 R(2k-1)/[C_2(1+R)\{(n-C_1)(4+2.6R^{0.75}) - \beta_1 R(2k-1)\}]$

なお、[浅いキャビティ $M \geq 0.4$]と[深いキャビティ]については Heller 式ではなく Rossiter 式を用い簡略化している。また注目すべきは浅いキャビティではキャビティ寸法比 $R (=L/W)$ の影響が希薄になることである。即ち殆ど C_2 で共鳴マッハ数が決まることに注意を払うべきである(C_1 は一定なので効かない)。

4.2 プラント設備におけるキャビティに関する設計対応

プラント設備には多くのキャビティ構造が存在する。これら構造はノイズ源になることはあっても問題になることは比較的少ないが、圧縮性流れや過渡流れでは有意な高速流が派生して重い振動騒音問題を引き起こすことがある。ここでは実際のキャビティについてその設計対応を提案してみたい。

(1) 配管分岐部/配管ノズルに関する対応

配管やダクトには多くの分岐がある。例えば分流管/合流管/集合管/注入管/連通管/ドレン管/ベント管/計装ノズルなどの結合部が然り。これらの分岐側に流れがあるなら壅み振動(あるいは騒音)は発生しないが、分岐側がバルブなどで閉止されて流れのない先止まりになっているか、閉止されていても流れのない状態になっていればその部分はキャビティとみなされる。その場合、ブランチ内径が極度に拡大することがなければ、

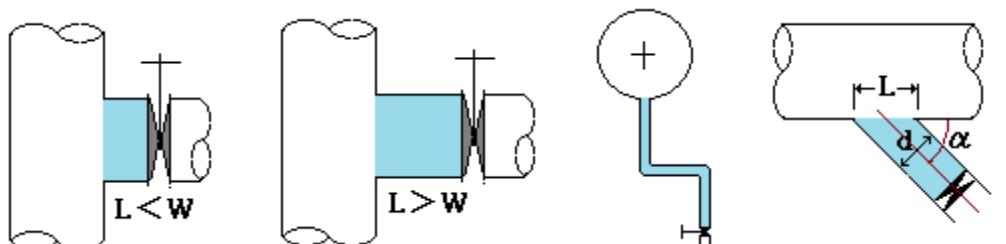
(ブランチ内径 d) / (先止り位置ないし開放位置までの延べ深さ W) $> 1 \rightarrow$ 浅い基本キャビティ

(ブランチ内径 d) / (先止り位置ないし開放位置までの延べ深さ W) $\leq 1 \rightarrow$ 深い基本キャビティ(*)

($d \rightarrow L$ とみなし、水平部が含まれていてもその部分は深さ成分で扱う \rightarrow 延べ深さで扱う)

として、基本キャビティ式を用いて振動数を計算できる。なお注入管などは主管に対し傾斜していることがあるが、この場合は次のように扱う(下図、 L を計算に使用)。

$$L = d / \sin \theta \quad (\text{ここで } d = \text{ブランチ内径}, \theta = \text{主管軸に対する傾角})$$



(*) 但しキャビティ内定在波振動数は $S_{wk} = (L/W)[(1/4)/\{1+0.6(L/W)\}]/M$ とする(2.2(5)を参照)。

(2) 安全弁管台に対する対応

動力プラントの蒸気ラインに設けられた安全弁取付管台(及び主管)の形状/寸法に関して、SWRI (Southwest Research Institute in U.S.A)の推奨案がある⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。これは管台(窪み)のキャビティ振動によって誘起される、

- ・有害な[チャタリング/異常 POP 動作]による安全逃し弁弁座の損傷
- ・[管台/蒸気配管]の共鳴/共振による振動/騒音の発生と周辺への拡散

を防止するものである。プラントにおける安全逃し弁の重要性から実験データ等をバックアップに作成されており蒸気ラインの設計対策として非常に有効と思われる。もちろん深いキャビティの評価式としても有効である。推奨案の骨子は次のようになる。

① $d/L \geq 2.4M$ になるように寸法調整する(なおマッハ数 M は 0.2~0.3 程度まで)。

ここで d =管台入口内径(mm)、 L =管台入口~弁座高さ(mm)、 M =マッハ数= U/a ,

$$U = \text{主管の流速(いわゆる面上速度)}(\text{m/s}) = (\kappa RT)^{0.5} = (\kappa P / \rho)^{0.5}$$

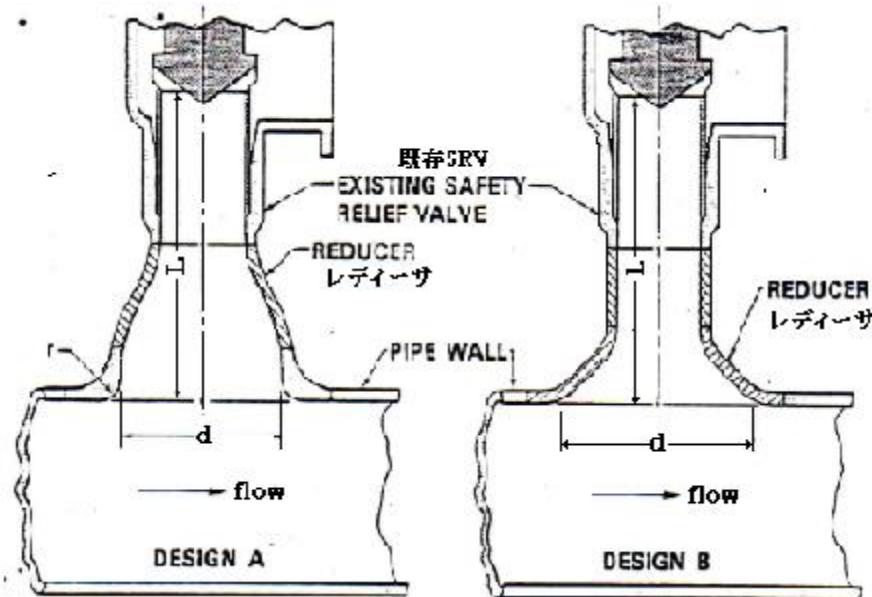
κ =比熱比(-)、 R =気体定数(J/kg/K)、 P =静圧(N/m²)、 T =静温度(K)

ρ =流体密度 (kg/m³)

② 下図のように入口にレデューサを入れるのが効果的である(d を大きくとれる)。

③ 下図のようにコーナー部に R(アール)やテーパーを設けると振動/騒音低減に効果的である。

④ 管台の応答のみならず流路(主管)の応答による影響も考慮する。



SWRI 推奨案は、基本キャビティの深いキャビティの $[k=1 \text{ vs } n=1]$ のケースに該当する。ただし適用式や非共鳴域などで違いがある。この辺の説明はいろいろあるが、何よりも実証性があるので設計対策としてより有効と思われる。詳しくは添付 A を参照されたし。

(3) バックステップフロー構造(拡大管部分)の振動/騒音チェック

RN 文献ではステップフローにおける窪み部分はキャビティとみなされていないようである。しかし別途 TS(FE-19-TC-010)で紹介するようにステップフロー状の拡大管部分で窪み振動が発生して共振/共鳴域に入ったと思われる事例がある。そこで、拡大管の窪み部分を基本キャビティの亜種と見做して以下の設計対処を提案してみたい(参考扱い)。

窪み振動のストローハル数については、次の補正した Rossiter 式を用いる(*1)。

$$S_{cn} = f_{cn} L_r / U_m = (n - C_1) / (M_m + 1/C_2) \quad (\text{但し } M_m \leq 1)$$

ここで、 $f_{cn} = n$ 次窪み振動数(Hz)、 $C_1 = \text{位相差係数 } 0.25$ 、 $C_2 = \text{対流速度比 } 0.3$ 、 $n = \text{次数}$
 $L_r = \text{噴流出口から再付着点までの距離(再付着距離)(m)}$ 、
 $U_m = \text{平均面上流速(m/s)}$ 、 $M_m = \text{平均マッハ数} (= U_m/a)$ 、 $a = \text{流体音速(m/s)}$

再付着距離 L_r は次式から求める。

$$L_r = (S^2 + L^*^2)^{0.5} \quad \text{但し } L^* = S \{ [2.4(d_o/d_i)^2 + 3.4] / 10 \} (7 + M_m) \quad (*2)$$

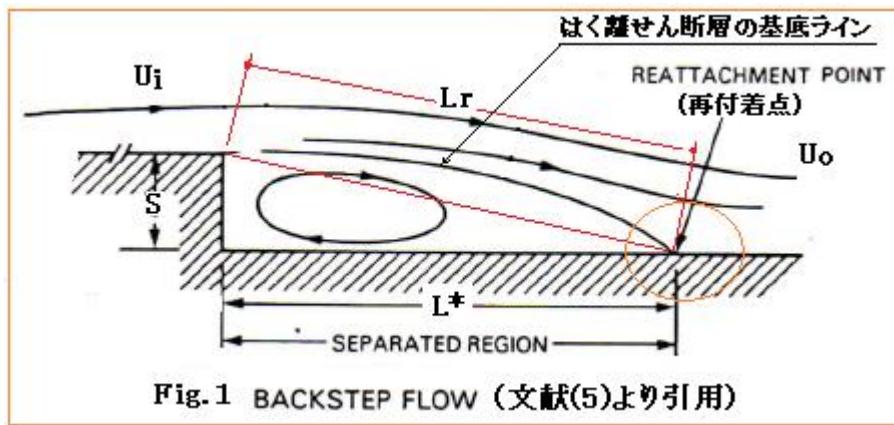
ここで、 $S = \text{段差(m)}$ 、 $d_i = \text{入口内径(m)}$ 、 $d_o = \text{拡大管内径(m)}$

次にキャビティ内定在波振動のストローハル数については、次の半波長の式を用いる。

$$S_{wk} = f_r L_r / U_m = \{ (2k-1)/4 \} \{ a / (\alpha L_r) \} (L_r / U_m) = \{ (2k-1)/4 \} / (\alpha M_m) \quad (*3)$$

ここで係数 α は 1.5~2.0 程度。

更に流路の定在波振動数と構造物の固有振動数を求め、チャート 1 に準じ共鳴/共振をチェックする。



補足(*1) $M \leq 1$ では誤差はそれほど大きくなないので、ここでは簡便な Rossiter 式を用いる。

ただ対流速度比 C_2 については、実質のエッジ形状が非常に滑らかなつてるので $C_2 = 0.3$ をとる。この場合、 $M = 0$ におけるストローハル数は 0.225 になり渦振動数のそれに近づく。

(*2) 文献(5)はステップフローにおける流れ特性の傾向を次のように記している。

- ① 速度(マッハ数)の増加とともに再付着距離は増加する(遠くまで飛ぶ)。
- ② 速度の増加とともに乱流混合が強まり拡散が著しくなる(再付着距離の増加は鈍る)。
- ③ Internal flow(せん断層基底)の付着点は External flow(せん断層外面)のそれの半分以下。
- ④ 入口の境界層厚さや自由流乱れが大きいと再付着距離は短くなる。
- ⑤ 逆圧力勾配(静圧回復度合い)が増加するにつれ再付着距離は増加する(→Fig.3(a))。
- ⑥ $0.15 < M < 0.45$ で $L^*/s = 6$ 、超音速で 6~8、超々音速で 17 という再付着距離データあり。

⑥は、おそらく Internal flow ケースと思われる所以これをベースに $(L^*)' = (7 + M_m)s$ とする。

更に Fig.3(a)から、⑤の逆圧力勾配の影響の度合いを、

$$\beta = \{ 2.4(d_o/d_i)^2 + 3.4 \} / 10 \quad (\rightarrow \text{分母の } 10 \text{ は } (d_o/d_i) \text{ 比を } 1.67 \text{ とした時の分子の値})$$

と見積もれば、 $L^* = \beta (L^*)' = \{ 2.4(d_o/d_i)^2 + 3.4 \} / 10 (7 + M_m)s$ となる。もちろんこれらの推論は解析/実験で検証する必要がある。

(*3) 文献(5)によれば付着点位置でせん断層の乱れが著しいと思われる。そこでキャビティ長さ L と

として相当長さ $L_e = \alpha L_r$ を用いる。 α についてはデータがないが、別途 TS の推論などを参考に暫定的に **1.5~2** 程度とする。同じく検証する必要がある。

(4) ヘルムホルツ共鳴器型キャビティについての対応

プラント設備では意外にヘルムホルツ共鳴器構造が多い。典型的には蒸気ラインのコンデンスポートが然り、また多分岐配分構造/機器ノズル構造/錯綜した配管構造あるいは弁類等部品構造にも【細い入口+大きな空洞】パターンが現われる。

まず窪み振動数については一般に深い基本キャビティの式がフィットする。この場合、深さ W をどうセットするかという問題があるが、仮想される W は非常に長くなるので多くの場合、(6)式の長さ比 L/W を零でおいていいと思われる。なお $L=d$ とおく。

次に定在波振動数は次の共鳴器の公式から求める。

$$f_{wk} = \{1/(2\pi)\} \{a^2 A / (L_e V)\}^{0.5}$$

$$\rightarrow S_{wk} = f_{wk} d / U = \{1/(2\pi)\} \{a^2 A / (L_e V)\}^{0.5} (d/U) = \{1/(2\pi)\} \{\pi / (4L_e V)\}^{0.5} (d^2/M)$$

ここで a =流体音速(m/s)、 A =入口管断面積(m²) ($=\pi d^2/4$)、 d =入口管内径(m)、

L_e =入口管の有効長さ(m) ($=L+0.85d$)、 V =空洞容積(m³)、 M =マッハ数、

U =面上流速(m/s)、

更に流路の定在波振動数と構造物の固有振動数を求めチャート 1 に準じ共鳴/共振をチェックする。

(5) ベローズ型キャビティについての対応

ベローズには連続した波状に凹凸があり、窪み振動が懸念されるので、流速に応じてインターナルスリーブを挿入して窪み振動の発生を抑えており問題は少ない。しかし出荷設備や防消火設備などで用いられる長い可撓管継手やジャバラ管ではインターナルスリーブが挿入できないので、共振による振動(FE 振動)が懸念される(なおキャビティ内の定在波振動数は相当に高いので共鳴による振動は殆ど考えられない)。以下、FE 振動のみを議論する。

ベローズの窪み振動のストローハル数 S_{cn} については Gerlach のデータがある(3章(6)参照)。 S_{cn} は流速依存の特異な形状になり、**0.09~0.22** の範囲に賦存する。

一方、ベローズ躯体の固有振動数 f_{ts} 及びストローハル数 S_{ts} は次式で与えられる。

$$f_{ts} = C_n (K_s/W)^{0.5} \rightarrow S_{ts} = f_{ts} \sigma / U = C_n (K_s/W)^{0.5} (\sigma / U)$$

(但し C_n =係数、 K_s =ベローズ全バネ定数、 W =ベローズ山重量、 σ =山の内幅、 U =面上流速)

完全共振は $S_{cn}=S_{ts}$ で起きるので、これらを等置して 流速 U を求めると

$$U = C_n \sigma (K_s/W)^{0.5} / S_{cn} \rightarrow \text{完全共振時の流速}$$

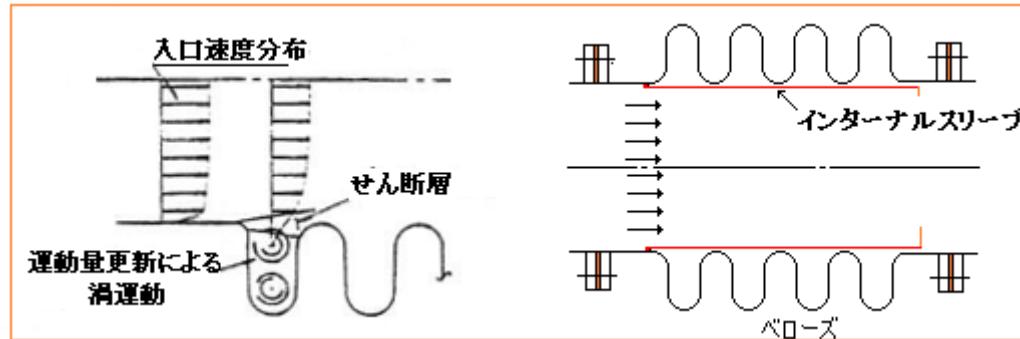
ここで単位を ft-lb 単位にとり $U \rightarrow \text{feet/s}$ 、 $\sigma \rightarrow \text{inch}$ 、 $(K_s/W) \rightarrow 1/\text{inch}$ 、 $C_n, S_{cn} \rightarrow \text{無次元}$ とすれば上式は $U = C_n (\sigma/12) (K_s/W)^{0.5} / S_{cn}$ で表わされる。もし実際の流速がこの式で与えられる U 以下であれば共振は起きず、以上であればより高次で共振する可能性があるので、この U は下限界を与える流速とも云える。更にある形状/材料に対し $S_{cn} \rightarrow \text{max.}$ 、 $C_n \rightarrow \text{min.}$ を設定すれば U は最小になり、この最小流速を下回れば絶対に共振は起きないということになる。その場合、 S_n は Gerlach 文献の Fig.6 から最大 0.22 で、 C_n は EJMA Std の C2.1 項の表から最小 9.75(3 山)であるから

$$U = U_{crit} = 0.81 \sigma (K_s/W)^{0.5} / S_{cn} \quad (\text{但し } S_{cn} = 0.22)$$

これは EJIMA Std. C3.1.4 項の最低流速式にマッチする。

$$V = 0.81 \sigma (k_{sr}/W)^{0.5} / C_v \quad (\text{但し } C_v = 0.22)$$

U は前にも述べたように完全共振なのでマージンを持たせる必要がある。そこで EJMA Std は実際流速<0.75V と指定した上、偏流や乱流の影響がある所では実際流速=4x 公称流速とするように規定している(EJMA Std C2「伸縮継手の振動」及び C3「伸縮継手のインターナルスリーブ」の内容は添付 B に示す)。

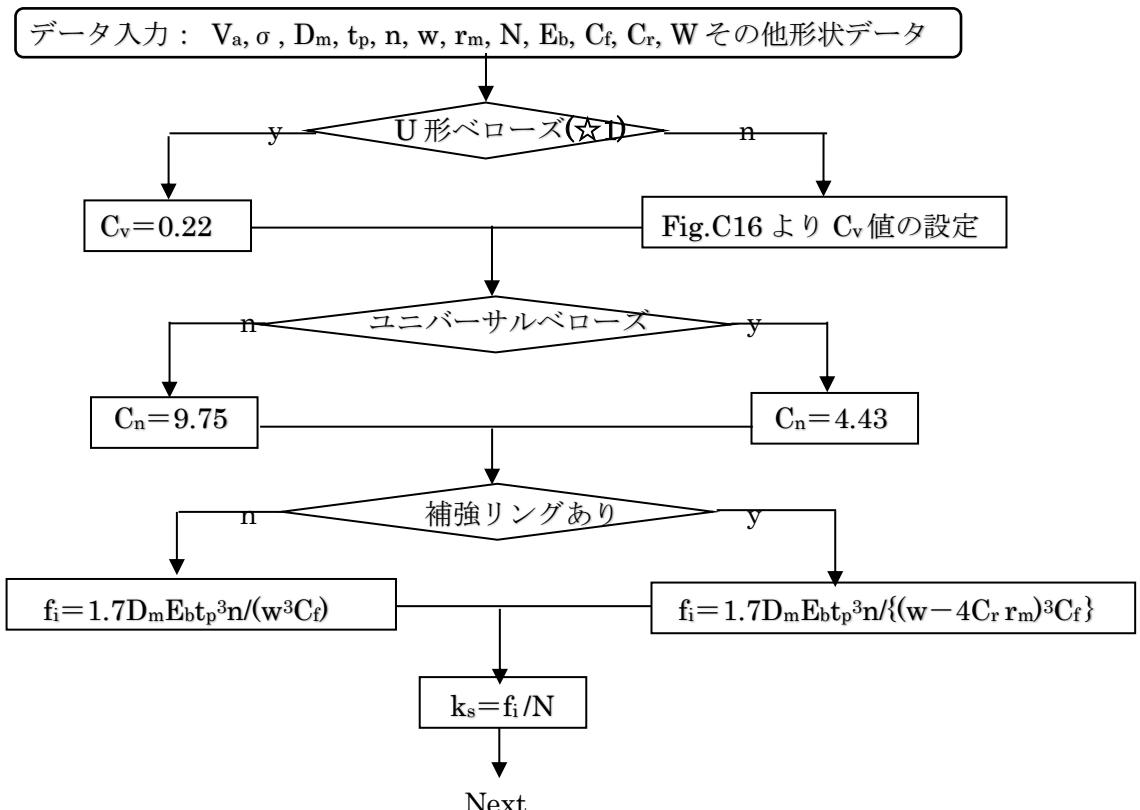


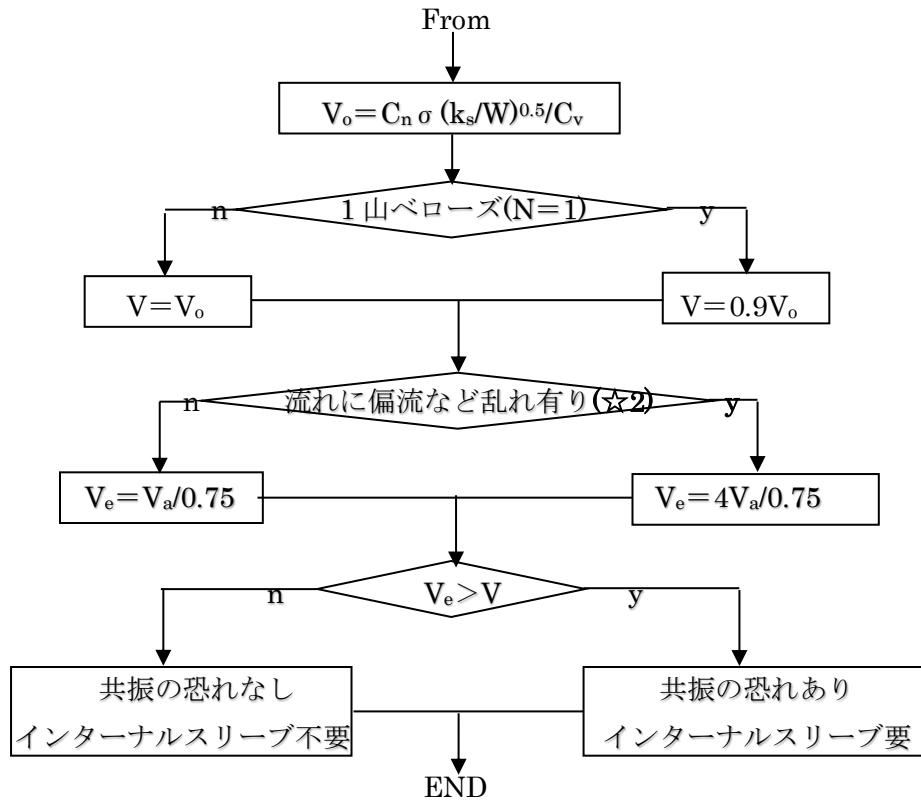
なお EJMA Std C3.1.4 の最低流速式において係数 C_n 値が 9.75 となっている点には疑問が残る。多分 Gerlach の実験にあわせるため 3 山データの 9.75 を用いたものと思われるが、一山のベローでは C_n の最小値は 8.84 になるのでマージンは 10% 位損なわれる。一山ベローズはレアであるがダクトでは見掛けられる。もし一山ベローズを設置するときは最低流速式に 0.9 を乗じるべきである。

また、(S_n/S_k)についての誤差が考慮されていない。Gerlach 文献の Fig.3 をみると振幅ピークと最大の S_n における振幅がズれているので、 S_n の最大値とピーク位置の S_n 値には 40% 程度の落差がある。EJMA はこれを見越し最低流速 75% 以下にダウンさせなかつたような気がする (EJMA 式には永年の実績があるので問題はないと思う)。

以上は通常の U 形ベローを持ったシングルベローズ継手を対象に述べた。ベローズ全般の FE 振動に対する設計対処をチャート化して以下に示す。

チャート 2 ベローズの共振チェック手順(EJMA Std 準拠)





【 使用記号の説明 】 kg-m-sec 単位

V_a =平均流速(m/s)、 V_e =評価流速(m/s)、 V_o =算定最低流速(m/s)、 V =評価用最低流速(m/s)、
 σ =コンボリューション(山谷部)の内幅(m)、 D_m =ベローズの中心径(m)、
 r_m =コンボリューション山の曲げ半径(m)、 w =コンボリューションの高さ(m)、
 t_p =ベローの修正肉厚(m)、 n =ベローの層数(-)、 N =山数/1ベローズ(-)、
 f_i =ベローズ1山当りの軸方向バネ定数(kgf/m)、 k_s =ベローズの全体バネ定数(kgf/m)(= f_i/N)、
 E_b =ベローズ材の縦弾性係数(kgf/m²)、
 C_f =ベローと梁の挙動を関係づける係数(-)、 C_r =コンボリューション高さ係数、
 C_n =振動計算用係数(-)、 C_v =最低流速計算用係数(-)(=ストローハル数)、
 W =補強リングを含むベローズ重量(kg)(液流れの時はコンボリューション部分の液重量を含む)
(詳しくは EJMA Std を参照のこと。JIS B8277 でも計算可能)

注(☆1) 一般には U 形。場合によって Ω 型や成形シェル型など Gerlach のデータとマッチしない形状もあるので C_v の設定には注意すべき。

(☆2) 新種継手から 10x 管径内に、流れ方向転換や弁/ティ/エルボ/サイクロンの介在などによろ流れの乱れがある場合を云う。

4.3 基本キャビティの振動緩和策

(1) 窪み振動はキャビティの形状即ち入口エッジ(leading edge)や出口エッジ(Trailing edge)の形状を補正することで緩和することができる。これらには、出口エッジにおける音響波動の発生そのものを抑える効果や出口エッジ衝突で誘起された振動エネルギーを音響波動の上流/下流流拡散の形で消散する効果がある。以下、基本キャビティにおける形状補正の効果について RN 文献に準じて紹介する。

(2) エッジの形状補正には次のようなものがある。Fig.15 にその基本的な構造の例を示す。

段差、スロープ、アール(丸み)、spoiler、デフレクタ、カウル(通気帽)

段差(→E タイプ)は、入口面を高くとて出口衝突を緩慢にし波動の発生そのものを小さく抑えるもので、spoiler/デフレクタ(→G,H タイプ)も同様の狙うものと考えられる。またスロープ/アール(→B,C,D,F タイプ)は出口衝突緩和ないし音響波動の上下流拡散を図るものである。なお I,J タイプはスロープ効果とspoiler/デフレクタ効果を狙うものと思われる。カウル(→K タイプ)はやや特殊で出口エッジにおける質量の出入を抑止し振動の自励化を防ぐものと考えられる。

(3) タイプ E,F,C は同様に出口衝突を穩便化するものと考えられる。その効果を Fig.16 に示す。この図は縦軸に振動振幅を代表する圧力係数、横軸にキャビティサイズ L/W にとったものである。E,F,C は何れも基本 A より振動が減少しており $C > F > E$ の順で効果が見られる。E タイプは段差 e が大きくなるほど格段に効果がでる。

(4) Fig.16 は FD 振動の場合を示しているが、FR 振動になると多少様相が変わってくる。Fig.17 は縦軸に音圧レベルの騒音度 SPL(dB)を、横軸に振動数 f を採っている。ある振動数で共振が起きて曲線はピーク化するが、ダブルスロープの B タイプは基本キャビティ A にくらべて SPL が 20dB ダウンする。ただ通常の SPL は基本キャビティ A の方が高くなる。両側の膨脹波の拡散に干渉があるのかも知れない。

(5) 出口エッジに[スロープ+spoiler]をもつタイプ I は、非常に効果的で圧力振幅を最小化するが、 $L/W < 4$ ではタイプ J のように入口エッジ側にspoilerを設けるのがよい(→同等の効果)と云われる。また出口エッジにスロープを設けなくても、タイプ G のように入口エッジ側にspoilerを設ければ同等の効果が得られるという議論もある。

(6) 形状補正効果についての議論で共通するのは、出口エッジのスロープ効果が発揮されているということである。出口エッジのスロープはせん断層衝突の緩和に係わるだけでなく質量の出入に係わる。振動の自励化に係わる出口エッジの質量の出入は振動の規模に深くリンクする。実験ではキャビティ底に流体を注入することで劇的に振動を鎮静させることができることがわかっている。

(7) RN 文献における形状効果は航空宇宙分野におけるスタディ結果を反映しているが、プラント設備でもこの成果はとり込める。ノイズ源になっているノズルやハンドホールの周縁にアールやスロープあるいはspoiler/デフレクタを設けることは十分可能である。添付 A に示される安全弁管台形状に関する SWRI コメントは航空分野におけるスタディ結果を取り込んだものである。

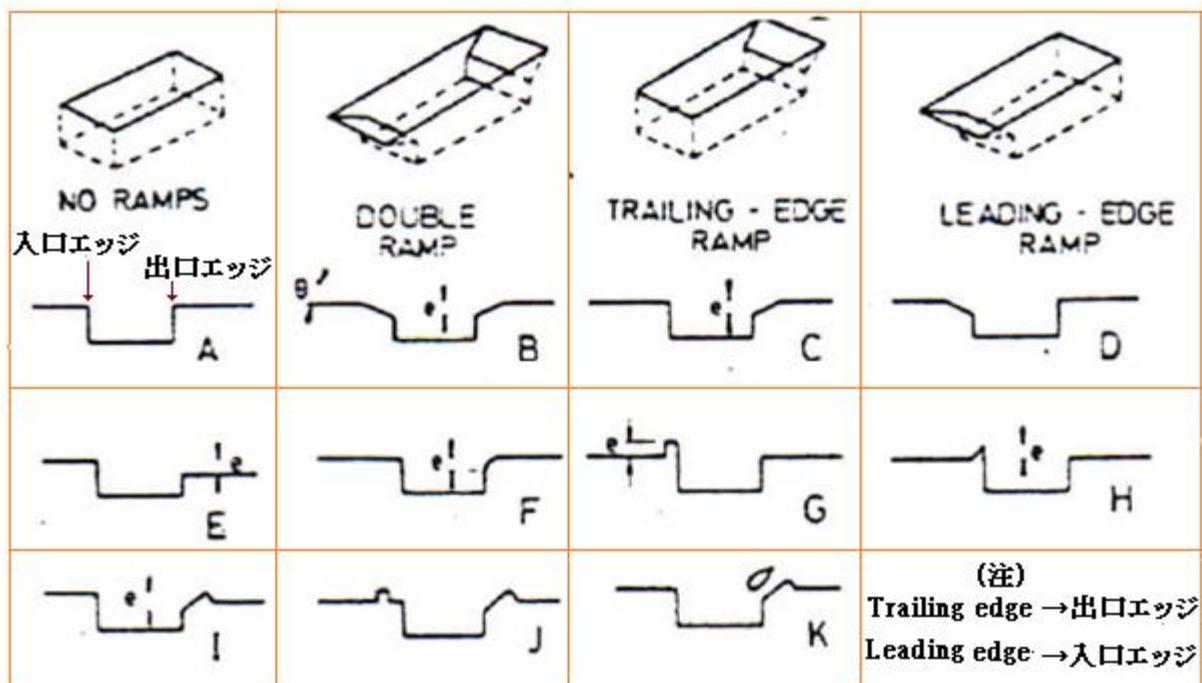
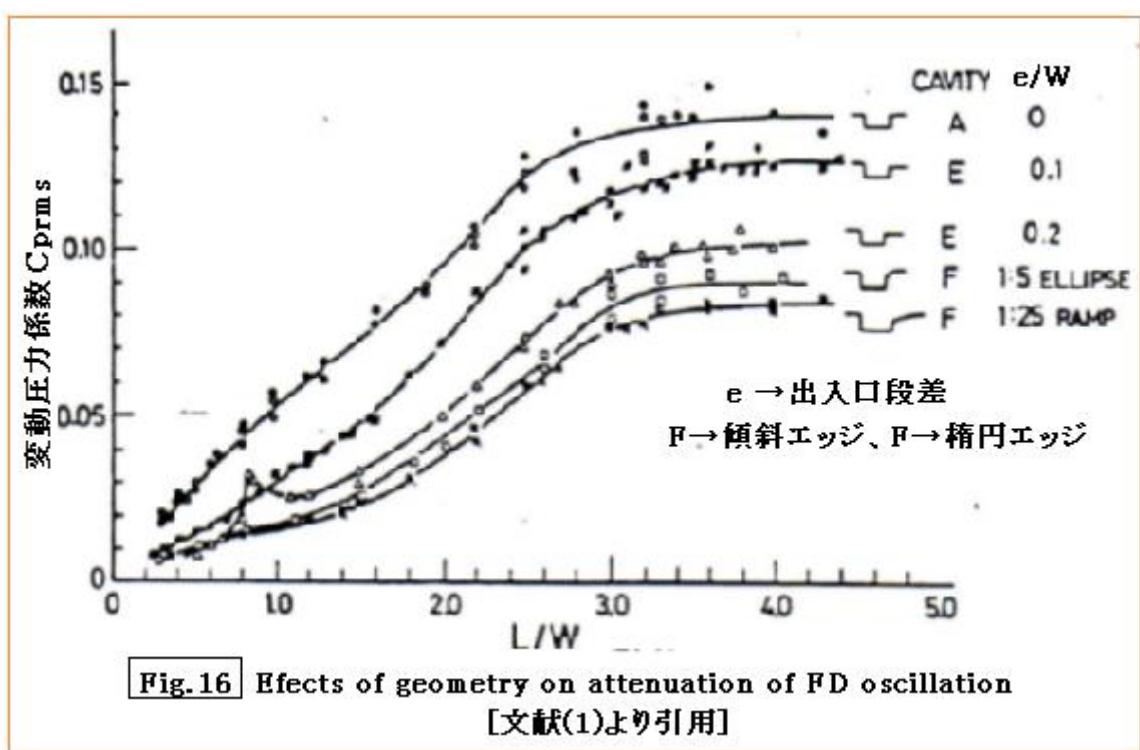


Fig. 15 Geometrical variations of rectangular cavities
for attenuation of oscillation amplitudes

文献(1)より引用



(流体ダイナミック空洞振動の消散に関する形状効果→ L/W と変動圧力の関係)

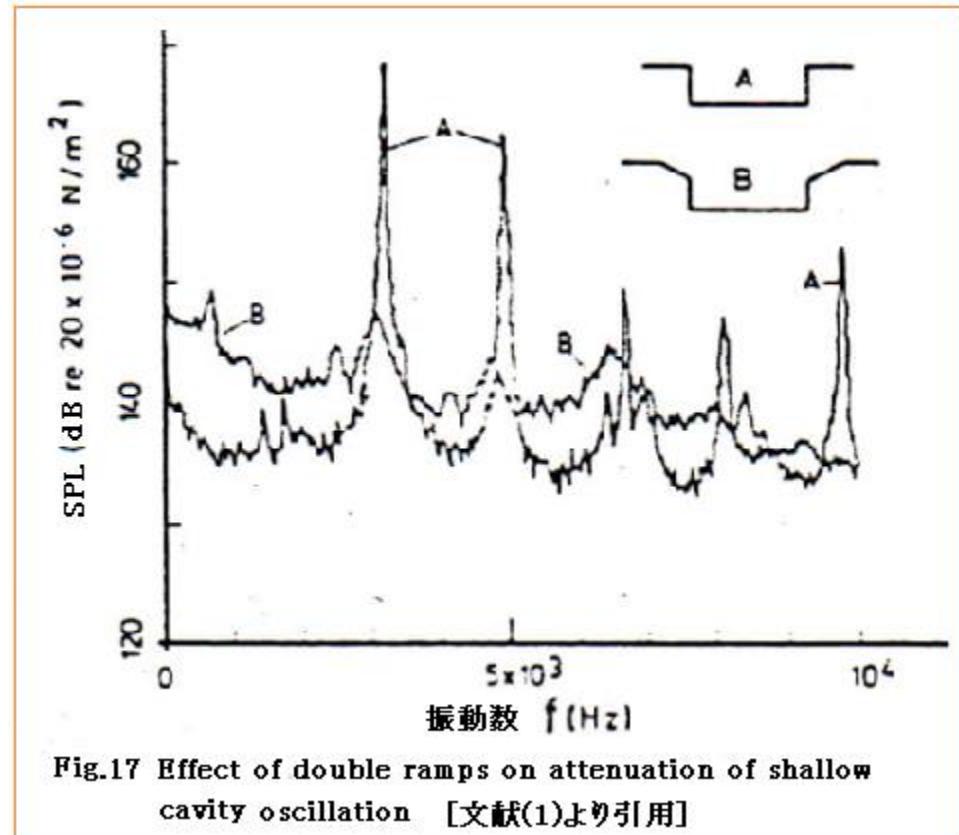
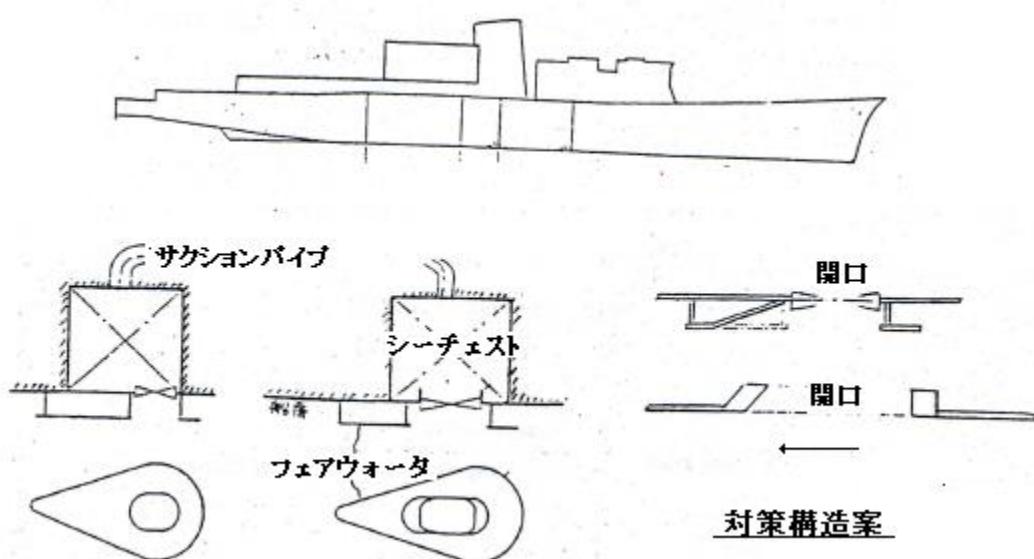


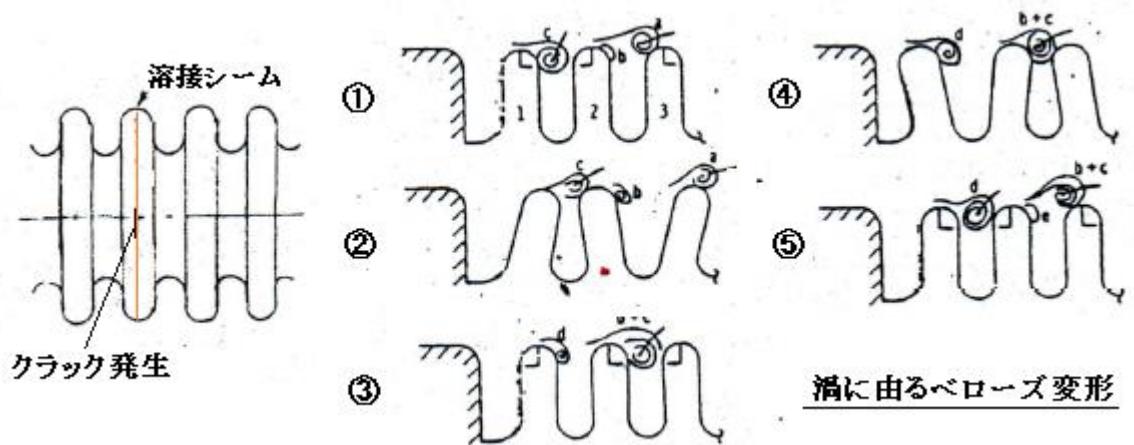
Fig.17 Effect of double ramps on attenuation of shallow cavity oscillation [文献(1)より引用]

4.4 キャビティ振動の発生事例

事例 1) 航行中の護衛艦のシーチェスト(海水吸引ボックス)で激しい振動が起きクラックが発生した。シーチェストは艦底に設けられた開口でここから海水をサクションパイプでポンプアップしている。20 ノットを越えるような高速走航で、サクションパイプの吸込み圧の変動が激しくなるところから発覚した。クラックには明らかに高サイクル疲労の痕跡がみられた。典型的なキャビティ振動で流体弾性振動(FE 振動)である。モノがモノだけに風洞実験も含む入念な検討がなされた。フェアウォータ構造などいろいろ検討されてようであるが、共振回避ということでチェスト構造の固有振動数をキャビ振動の 3 倍以上にセットして解決に至っている。なお事故時の開口部ストローハル数は 0.5 であった。

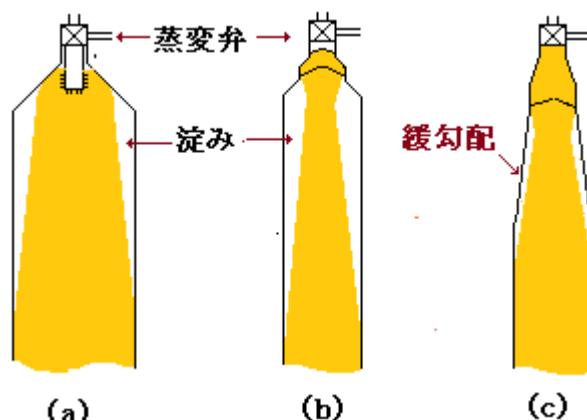


事例 2) 某社ディーゼル発電設備の燃料油配管に設けられたフレキシブルジョイント(Uベローズ使用)にクラックが発生した。運転中ベローズ部分に著しい振動があったという。長いベローズには接続部分にシーム溶接がありそこにクラックがでた。このベローズにはインターナルスリーブがなくそのためコンボリューションの中に渦ができ外側の山で変形が繰り返されて破断にいたったものと思われる。継手を短く区切りシーム溶接を排除したようだ。

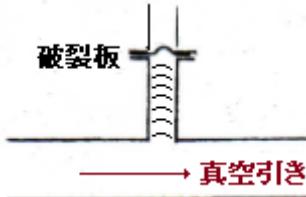


ベローズのキャビティ振動はカルマン渦のようにせん断剥離層から直に渦が派生する所に特徴がある。宇宙ロケットの液体燃料配管にも類似のトラブルがあったと聞く。

事例 3) 2 度にわたって蒸気変換弁直後の拡大管部分でキャビティ振動(あるいはエッジトーン現象)によると思われる振動騒音が発生した。蒸気変換弁は高压蒸気に水を注入して低压蒸気に変換するもので、その絞り比は高く 2 次側にも減圧用の多孔板が設けられている。このためチョーク流れになり疑似衝撃波を発生する。アシールの動力設備では運転開始直後~200dB の激しい騒音と 10~20Hz の振動が発生したので、弁出口にかご状の多孔筒を取り付けて蒸気の拡散を図った(下図(a)参照)。その結果、衝撃波によると思われる騒音は沈静したが、10~20Hz の振動はどうしても消えなかった。噴流周辺の渦振動数~100Hz にくらべこの振動数はかなり低く、現象的に説明できない。その後、サウジの動力設備の蒸変弁出口でも、試運転に際して同じ 10~20Hz の低周波振動が発生し拡大管水平支持部にクラックがでた。水平方向で時折揺れが強まる傾向がありクラックの原因になったようだ。弁直後の多孔板は内向き皿状になっており流れは中央寄りに集められて拡大管内周には淀み部分があった(下図(b)参照)。そこで皿状多孔板を反転させ周辺に蒸気を拡散させた所、振動は著しく減退した。このことからアシールの改造後の拡大管にもサウジと同程度の淀み部分があったように思われる。一方、キュラソー島の動力設備では蒸変弁下流にこのような振動は発生していない。これは拡大管が緩やかに拡大されており淀み部分が浅く短かったからと思われる(下図(c)参照)。



液体配管の多孔オリフィスの下流にもこれと類似した振動が起きている。オリフィスの外周に淀み部分があった。計測振動数は浅いキャビティとして計算した振動数に近かく、管路の定在波振動数と共に鳴している気配があった。振動数が変り共鳴しなくなつたためか、単孔オリフィスに換えると振動はうそのように解消した。



事例 4) 真空引きラインのラプチャーディスクが荷重履歴を少ない段階で破損した。運転を急ぐ余り吸引速度をアップして運転したため、深い管台にキャビティ振動が起きてラプチャーディスクが高サイクル疲労を起こしたものと思われる(安全逃し弁管台の振動現象に同じと思う)。

付録 A. 安全弁における流体誘起振動

プラントの振動/脈動制御に多くの実績を持つ SWRI はキャビティ振動についても推奨設計指針を提案している⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾。以下、その内容を紹介してみたい。

< イントロダクション >

流体誘起振動は動力プラントの高エネルギー配管の安全逃がし弁(SRV)トラブルの原因としてよく認識されている。それは SRV 管台入口の渦振動+管台内の定在波の共鳴によるものである。

SWRI は、SRV の脈動/振動データなどに基づき、ストローハル数-マッハ数-管台寸法の関係を用いた合理的な設計手法(→SRV 管台の適正サイジング)を開発し、幾つかの既存設備や新規設備の振動騒音緩和に成果を得ている。

動力プラントの SRV の目的はボイラーの過圧を防止して効率的な運転を維持することである。その場合、SRV 自身ではプラント効率/最大プラント負荷を妨げるような蒸気漏洩/チャタリング/POP 振動が問題になる。特に運転不能の損傷弁があるとプラント運転は危険状態に曝され、運転停止によって多大な経済損失を招く。そのため多くの弁製造者はよく整ったガイドを用意しているが、今後設備が大型化され高速運転が行われるようになると、流体誘起振動問題が深刻になり誤ったガイド運用や非効率な配管改造が行われる恐れがある。

主管側の流量(流速)が高くなると、SRV に振動/騒音が発生する。40 ケース以上の現場試験から多くの場合、SRV 管台の音響共鳴による励振が振動と騒音の原因になっていることがわかっている。

Fig.1 に示すように閉止状態の SRV 管台は一種のキャビティで、ある条件下でその表面のせん断層の不安定が管台の定在波と共に鳴する可能性がある。その場合、もともと微少な渦波動が増幅されて P-P1400KPa に及ぶこともある。この脈動が弁座シートの流体圧に加算され、弁設定圧力を上回って弁体を持ち上げ、チャタリングや異常な POP 動作となって弁構成部品にフレッチングや擦過傷あるいは疲労破損を引起す。深刻な問題である。

< 理論的な背景 >

Railegh から始まるサイドブランチの流体誘起振動は片側壁に浅いキャビティが配置された無限半空間の流れとして扱われ、航空宇宙分野では旧来からかなりスタディされてきた。この無限半空間の成果は、本ケースのようなパイプ流れにも適用できる。

Rockwell と Naudascher はキャビティ通過流れの自励振動について優れたレビューをだしている。かれらはこの振動を次の 3 つのメカニズムで括っている。もちろんこれらの同時発生もある。

- (1)流体ダイナミック噴流エッジ振動、(2)流体共鳴すなわちキャビティ内の音響共鳴
- (3)流体弾性すなわちキャビティ壁の撓み性

Heller や Bliss は非常に薄いせん断層を仮定し浅い矩形キャビティの共鳴を説明している。この理論アプローチはせん断層の厚いパイプ流れには向きだが、その基本メカニズムは運用できる。またかれらは入口/出口エッジの傾斜/スパイラ/カウラなどの抑制技術についてもスタディしている。

一方、East は深い矩形キャビティのせん断層励振と音響深さモード応答の干渉を議論しそれらの間で選択的な励振を呼び起こすフィードバックメカニズムが発生することを説明している。

Elder は剥離エッジにおけるせん断層モード形状と干渉メカニズムをより詳しく描写している。安定状態を仮定すれば、キャビティ上の流れは入口エッジ近傍で剥離し下流でせん断層を形成する (Fig.2(a))。キャビティからの流体は主流側に引き込まれキャビティ内に質量の不足を生じる。せん断層の一部は出口エッジに衝突しストップしたキャビティに流れ込み質量収支を維持する。しかしながらせん断層の速度プロフィールの効果は流れが斜めに後部壁に衝突せざるをえないように淀み流線の方向を変えることである。もし流線が内側に曲がるならキャビティ流体のエントレン(キャビティ内から面上流れへの排出)は少なくなり後部壁に衝突する流体は増えキャビティ質量は増加して淀み流線に対し外向きの圧力を引き起こす。逆にもし流線が外向きに曲がるならエントレンは増加してキャビティ質量は減少し流線内向きの圧力を生じる。この双安定状態は速度やキャビティ容量に依存して繰り返され低インピーダンスの励振源になる。

この双安定な流れの揺動は、出口エッジの十分な位置に 45 度の傾斜をつけることで安定する (Fig.2(b))。この傾斜によって流線を曲げることなく流れは傾斜角に衝突でき安定した流れ状態が得られる。

キャビティ振動の振動周波数は Fig.2 (a)の界面形状から 3/4(1/4)波長構造が推定されるので共鳴状態のキャビティのオープニング(開始)長さ(ℓ)は、

$$\ell = (3/4) \lambda, (7/4) \lambda, \dots, (n-1/4) \lambda \quad (\text{ここで } \lambda = \text{渦伝播波長}) \quad \dots \dots \dots \quad (1)$$

その場合、揺動振動数は

$$f = U_c / \lambda = (n - 0.25) U_c / \ell \quad (\text{ここで } n = 1, 2, 3, \dots) \quad \dots \dots \dots \quad (2)$$

ここで渦伝播速度 U_c は経験的に面上流速 U に関する関数である。代表長さ ℓ に基づくストローハル数(無次元振動数)は $\ell = d$ とおいて

$$S = f\ell / U = fd / U = \{(n - 0.25) U_c / \ell\} d / U = (U_c / U) (n - 0.25) (d / \ell) = (U_c / U) (n - 0.25) \quad \dots \dots \dots \quad (3)$$

深いキャビティの場合、出口壁への衝突による質量補給によって深さ方向流体柱 Lの圧縮が起きる。この質量の出入りメカニズムで誘起された定在波の振動数は、

Block は配管で見られる $0.1 < M < 0.5$ の範囲で検討し、キャビティ開口の形状によって騒音のラウドネスや騒音スペクトルの Q 値が決まることを見出した。揺動振動数 [$f = SU/d$] と定在波振動数 [$f = NC/4L$] の交点が最大の騒音発生領域であると思われる。この交点は 1 次の(3)(4)式を等置することで得られる。

この式から音響共鳴周波数のストローハル数は次式で与えられる(*1)。

$$S = Cd/(4LU) \quad \dots \dots \dots \quad (6)$$

Elder はフィードバックに対する後方向伝達関数とせん断層界面のゲイン応答に対する前方向伝達関数を導いた。各関数の根軌跡(複素周波数平面)がプロットされその交点が不安定応答であるように求められた。根軌跡のプロットを通して共鳴点近くでいかに振動数の割れ目(スプリット)ができるかを説明することもできる。そのようなスプリット振動数応答のサンプルがプラント運転の記録データの中に現れることがある。

実験室のテストではメイン配管側の音響もまた弁管台の共鳴応答に影響を与えることがわかった。例えばもしその定在波が分岐入口近くで最大の速度(腹)を持つなら、主管の共鳴によってその脈動振幅は増幅される(*2)。その場合、音響インピーダンスはその振動数と釣り合い管台の共鳴は主管の共鳴と連結する。逆に、もし管台がメイン配管の速度の節(圧力最大)近くにあるなら、インピーダンスのミスマッチによって管台の定在波は消散する。

試験では主管の長さの小さな変化が脈動レベルに有意な影響を与えることがわかった。アナログシミュレーション技術を用いた配管音響解析は蒸気発生設備内の SRV の配置について価値のある設計情報をもたらす。その解析の運用は往復動/遠心コンプレッサ配管設備に同じ。

主管の音響は、実際のプラントで観察される多くの SRV 振動応答のバリエーションの中で最も可能性の高い原因である。例えば渦問題の発生流量は類似の弁の 2 倍で変わる(?)。40 ケース以上の弁のフィールドデータではカップリングが発生しない最小ストローハル数は 0.6 であることを示している(Fig.3 参照)。0.6 を上回ると共鳴は回避される。

多くの SRV 問題では流体誘起振動の可能性があるかどうかをまず判断する必要がある。次の兆候があれば流体誘起振動が疑われる。

- ・SRV が作動していない通常プラント運転中に騒音/振動がおきる。
- ・初期スタートアップの後あるいは SRV 配管変更の後で問題が起きる。
- ・200—400Hz 範囲の卓越振動数/騒音に脈動や振動が存在する。
- ・負荷が増加するにつれ特定の流れ状態で振動/騒音が始りかなり増加する。

＜ 設計ガイドライン ＞

新しい設備を設計する場合、流体誘起振動を回避できるように配管を設計するには経験則やガイドライン情報が必要である。そのガイドラインは(6)式に基づいて導かれる。

マッハ数 $M = U/C$ を(6)式に代入すれば

$$d/L = 4SM \quad \dots \quad (7)$$

この式は流れパラメータとサイドプランチ形状を関連づけている。この式は直接設計に使用できる。また Fig 4 に各 L/d 値に対するストローハル数とマッハ数の関係を示す(*1)。

カップリングが回避される最低ストローハル数 0.6 を(7)式に代入して(*3)

$$d/L > 2.4M \quad \dots \quad (8)$$

この式は Desin Region(非共鳴域)のマッハ数の上限を表わすもので、これ以下のマッハ数であれば振動は回避される。またこの式によって最大許容長さに対する径の比がマッハ数によって定義される。もちろんマッハ数は流体物性/状態量/局部流速の関数である。

Fig.4 からわかるように弁取付け管台の(L/d)比が小さくなるほど振動の可能性は低くなる。この図から振動を回避できる運転範囲が得られる。また、運転時の最大マッハ数から適正な管台寸法(L,d)を選ぶことができる。

弁形状によっては Problem region 部分あるいは $S < 0.25$ の領域で問題なく運転されているものもある。しかしながらこれらの弁の幾つかには、それほどシビアではないが、渦振動があり低レベルの振動騒音が見られる。

高流量(高マッハ数)における $S=0.25$ 以下の運転では、低流量における渦励振領域をパスさせる必要がある(*4)。そのような状況では動圧を減じることで振動騒音/保守問題を最小にできる。また $S < 0.25$ での運転では、1次モードの1次モードの速度敷居値を十分こえる運転において高次の音響/渦振動モードが励振されることである。

式の中の d 値は流れ方向に測られた管台の入口径であることに留意すべきである。これは通常管台の内径になるが、管台入口の丸みを考慮すべきである。また d 寸法は SRV 内寸法である必要はない。弁座は通常吹き止まり要件から決まり弁サイズは必要な管台入口径 d より小さいことが多い。

＜ SRV ノズル設計 ＞

主管と SRV の間の管台はバルブを支えるとともに伝達部品として役割を果たす必要がある。流体誘起振動問題を避けるうえで管台は幾つかの要件を満たす必要がある。すなわち

適正な L/d サイジングを行うこと、必要入口径を弁口径にマッチさせること、渦を発生する鋭いエッジを排除すること、配管コード要件を満たすこと、取り付けが容易であること、コストが最小であること。

径の異なる二つの配管断面を接合するにはレディーサが必要である。さらに L/d 比を最小するには中間部品の長さを短くする必要がある。稼働中のプラントでは、真直な直角エッヂを持った管台が多いが。これはたまたま L/d 比が適正であったためか、メイン配管音響が有意な増幅に至らなかつたためと思われる。

Fig.5 に渦励振問題を解決するための **SWRI 推奨管台設計案**を示す。 **Design A** はくら型フィッティングとパイプレディーサからなる。有害なストローハル数を回避するために問題の L/d を単純に具現化したもの。入口の丸み付けは渦の発生を最小にするために推奨できる。 **Design B** はせん断層を安定化し弾丸/ホイール溝などの渦励振を減じるもので、航空宇宙分野の研究から得られたもの。45 度漏斗形状の鍛造部品が必要である。これら管台設計には設計制作手順/要領を記載した詳しいガイドラインが必要である。

本文献では Case History として現場試験の結果が詳細に報告されている。そこで観察された振動のスペクトルデータを Fig.4 に示す。以下詳細は文献(10)(11)を参照されたし。

【添付 A の補足説明】

(*1) 文献の評価式の記述が少しあかりにくくなっているので、重複はあるが補足しておく。

1 次の窪み振動数 : $f_1 = S U / d$ (S は 1 次のストローハル数とする)

1 次の定在波振動数 : $f_1 = C / L$ (1/4 波長式で $k=1$ とする)

共鳴点はこれらを等置して得られる。

$$S U / d = C / 4 L \rightarrow S = (1/4)(d/L)(C/U) = (1/4)(d/L)(1/M) \rightarrow d/L = 4SM \rightarrow (7)式$$

この場合、M は共鳴点のマッハ数である。流量(流速)が下がってマッハ数が(7)式の M を下回ると振動は回避できるので、 $d/L > 4SM$ が設計で採用できる領域(Design Region)ということになる(*)。

(*) 共鳴点のマッハ数を $M^* = (1/4 S)(d/L)$ とすると、運転マッハ数 M は次のように区分される。

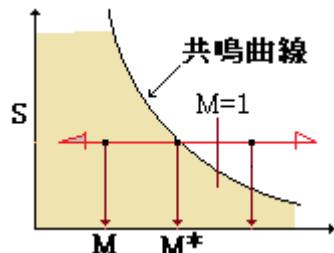
$M < M^* \rightarrow$ 非共鳴、 $M = M^* \rightarrow$ 共鳴、 $M > M^* \rightarrow$ 非共鳴

M^* は通常の管台で、 $S > 0.25$ 、 $d/L < 1$ で $M^* < 1$ となるので、各 S 値に対し

共鳴曲線の左方向に $M < M^* < 1$ 、共鳴曲線の右方向に $1 > M^* < M$

となる。下図は共鳴曲線を $[M^* = (1/4 S)(d/L) \rightarrow$ 双曲線 $M^* S = d/4L]$ にとり M の変化を表わしたもので、共鳴曲線の左方向に安定があるので、図の着色域が非共鳴域になる。すなわち

$M < M^* \rightarrow d/L > 4SM$ が Design Region (非共鳴ゾーン)になる。



なお文献(10)の Fig.4 は前項の①の S-M 関係を各(L/d)に対してプロットしたものと思われる。

この場合、共鳴曲線は $(1/M^*)(1/S) = 4L/d$ 、安定は右方向に $1 < 1/M^* < 1/M$ になるので、横軸は M ではなく $1/M$ 、縦軸は S ではなく $1/S$ では(?)、このグラフには疑問が残る。

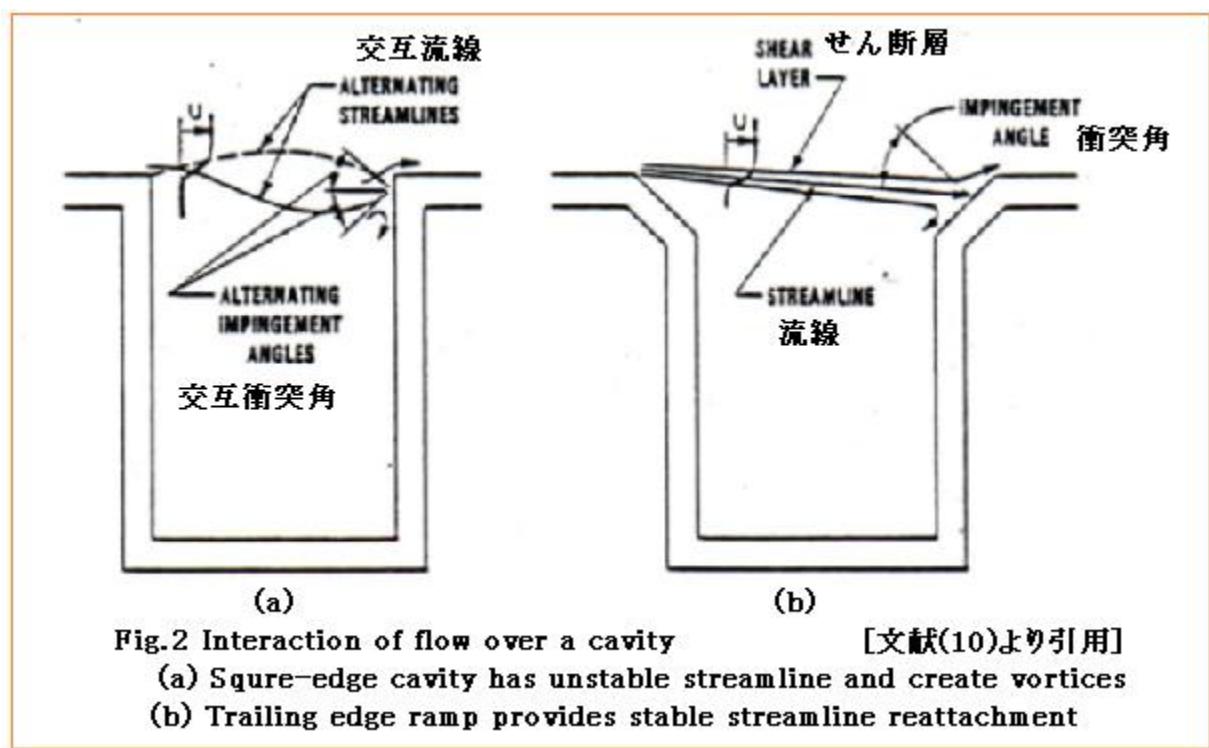
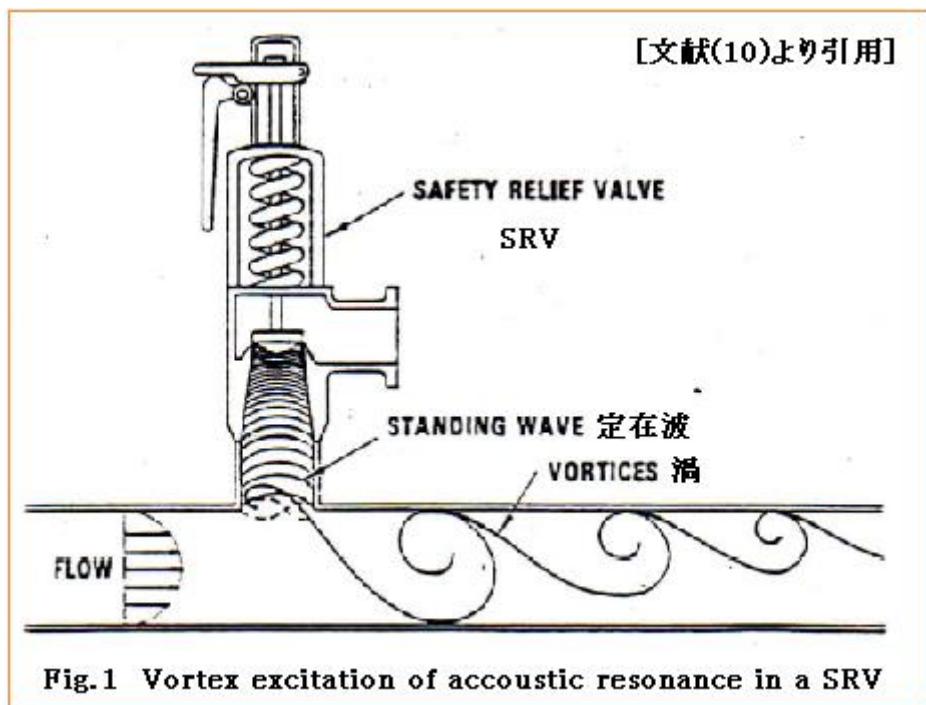
(*2) 加振源が管路の速度モードの定在波の腹(圧力モードの節)がくると振動が増幅される現象は遠心ポンプでも然り。ここでは、管台が共鳴状態にあることが前提になっているようであるが窪み振動－管台定在波－管路定在波のカップリングはレアなので直に窪み振動－管路定在波のカップリングによる振動の増幅も含まれていると思われる(もちろん窪み振動数と管路定在波振動数は漸近する必要がある)。

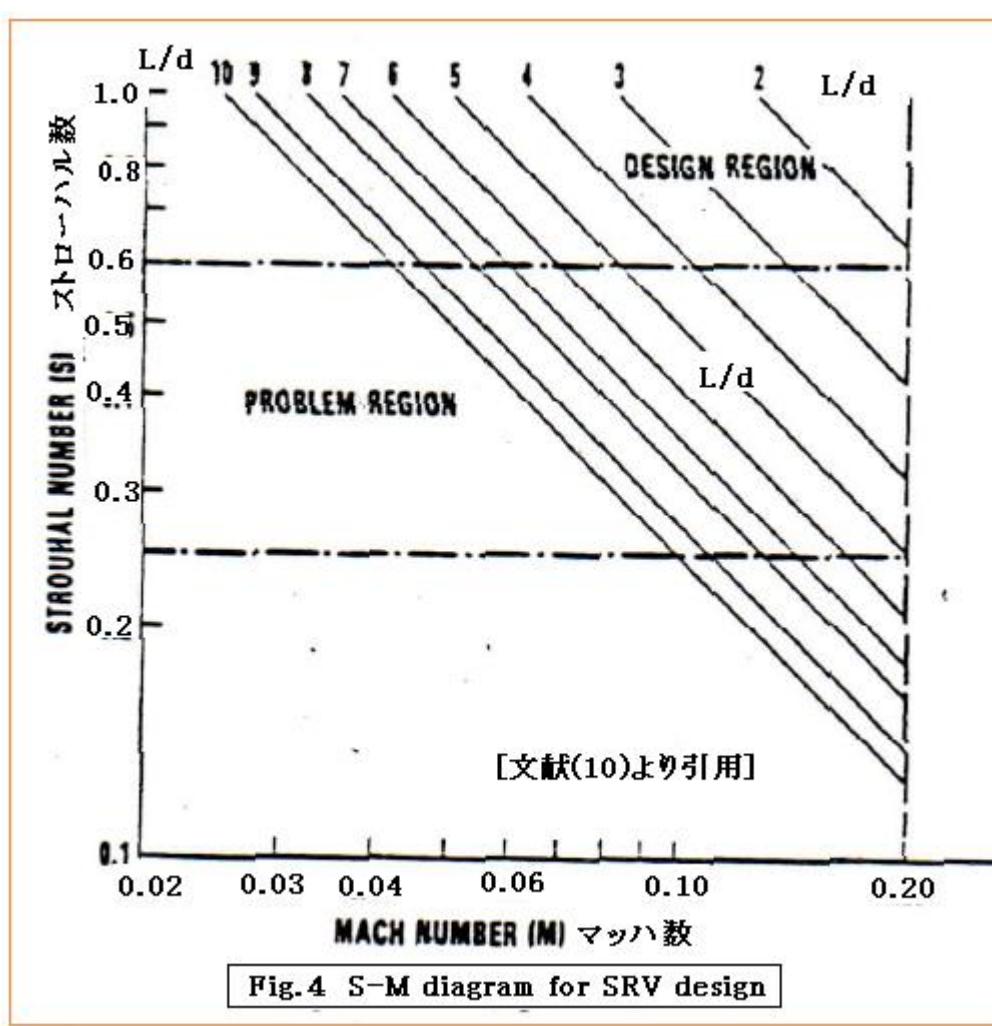
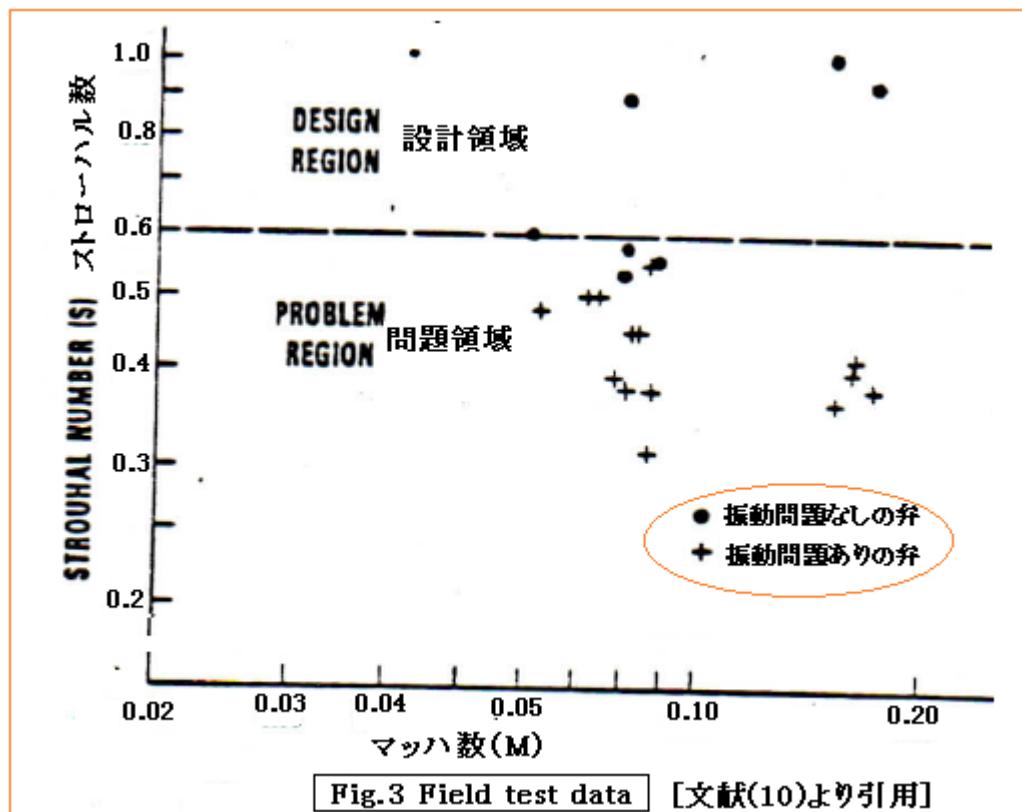
(*3) $d/L > 4SM \rightarrow M < (1/4 S)(d/L)$ なので S の上限を設定することで共鳴点マッハ数 M を低めに、即ち安全側に見積もることができる。文献(11)によれば、最も厳しい形状のキャビティでは窪み振動のストローハル数は 0.5 程度なので、20% 増しを上限にすれば $0.5 \times 1.2 = 0.6$ 、これを Design Region の式に用いると、 $d/L > 4SM \rightarrow d/L > 2.4M \rightarrow (8)式$ が得られるとしている。

一方、文献(10)では、Fig.3 のプロットデータから $S > 0.6$ のとき 主管とのカップリングが解消されるとして、(8)式をセットしている。しかし単純にストローハル数のかさ上げで主管定在波との連成が解けるとは思えないでの、この文献(10)の記述は疑問が残る。

(文献(11)では 20%増しと云っているが実質は 40%増しぐらいになっていると思う。)

(*4) 共鳴マッハ数 $M^* = (1/4 S)(d/L)$ は、ストローハル数 $S < 0.25$ で $M^* > 1$ になることがある。この場合は共鳴曲線の右方向に $1 < M^* < M$ となり安定するので $d/L < 4SM$ が Design Region になる。即ち $M > (1/4 S)(d/L)$ となって高マッハ数域が Design Region になるので、運転の過程で低流量における渦励振領域をパスさせることになる。その対策としてここでは動圧をダウソルを勧めているが、これは急速な流量立ち上げを勧めたものと理解される。





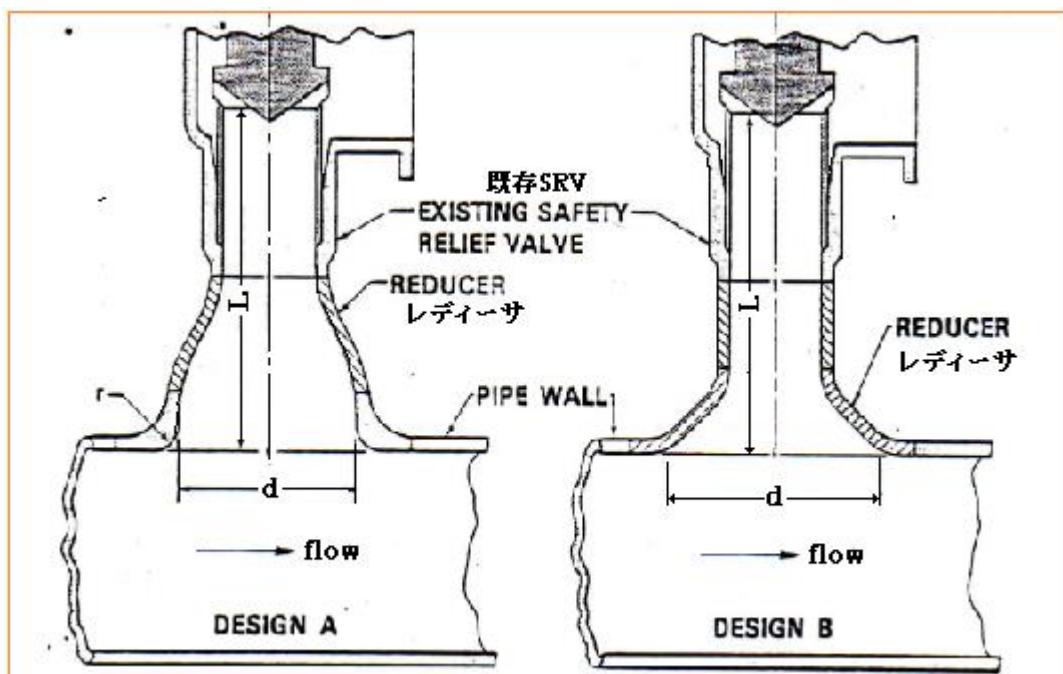
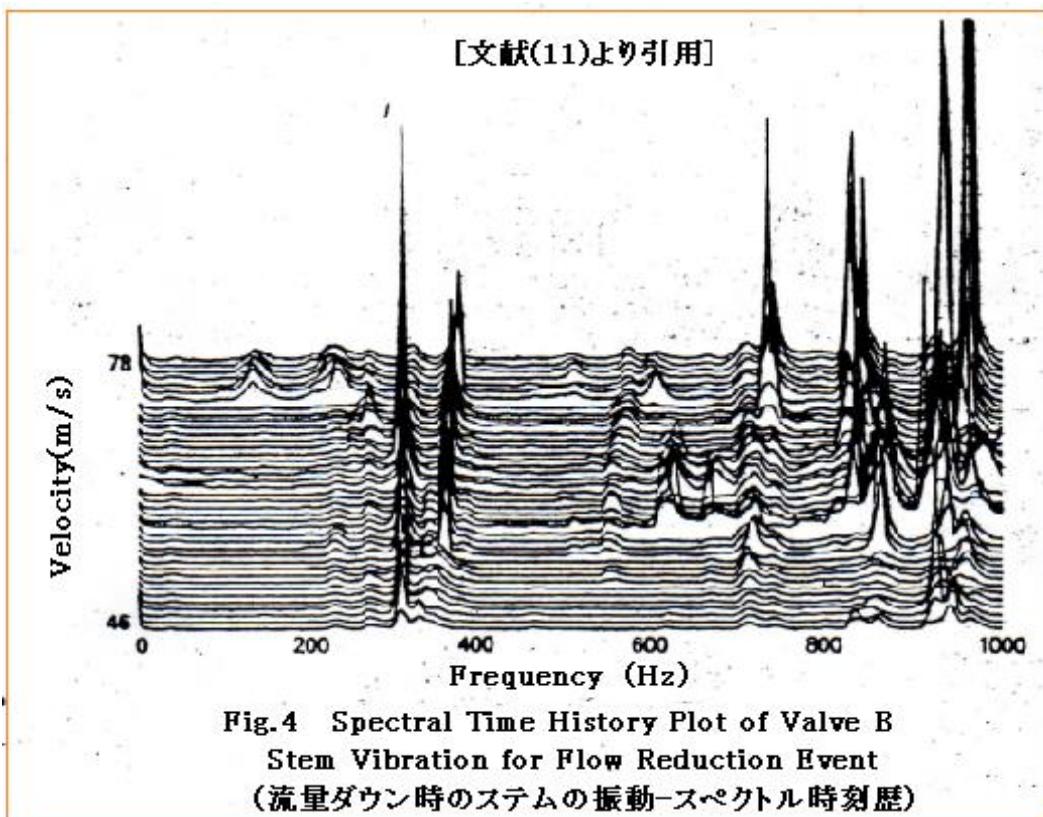


Fig.5 SRV design to decouple vortex excitation [文献(10)より引用]



【添付 B ベローズ継手のインターナルスリーブの関する EJMA 規定】

C-3 インターナルスリーブ

C-3.1 インターナルスリーブの要否決定基準

次のケースにおいては、全てのベローズ継手にインターナルスリーブを設けること。

C-3.1.1 摩擦損失を最小にする必要があり円滑な流れが望ましい場合

C-3.1.2 流速が高くベローの共鳴振動が考えられる場合。流速が次の基準を越えるときはインターナルスリーブを設けるべき。

空気、蒸気およびその他のガス：

6インチ径まで : 4 ft /s / inch dia.

6インチ径オーバー : 25 ft /s (7.62m/s)

水、その他の液体

6インチ径まで : 2 ft /s / inch dia.

6インチ径オーバー : 10 ft /s (3.05m/s)

C-3.1.3 流れの方向変化、バルブ/ティ/エルボ区域あるいはサイクロン類によって伸縮継手の

10x 管径内に乱流が生じる場合。この場合 C-3.1.2 および C-3.1.4 の基準を適用するときは、実際流速の 4 倍の流速を用いること。

C-3.1.4 特定のアプリケーションについては個々に評価しなければならない。ベローズの共鳴振動を生じる最低流速 V は次の式を用いて計算できる。

$$V = 0.81 \sigma (k_{sr}/W)^{0.5} / C_v \quad (\text{ft/s})$$

ここで、 V = 流速 (ft/s)、 σ = コンボリューション(山谷)内幅 (inch)、

W = 補強リングも含めたベローズの重量 (lbs)

(液体の場合、コンボリューション内のみの液体重量を含む)

k_{sr} = ベローズの全バネ定数 (lb/in) = f_i / N

C_v = 伸縮継手アセンブリへの内部ライナー挿入についての最小流速計算に用いられる補正係数。Fig. C16 参照のこと。U ベローの場合～0.22。

f_i = ベロー 1 山のバネ定数 (lbs/in)、 N = ベロー山数

流速が上記の計算値の **75%** を越える時、インターナルスリーブを設けなければならない。

C-3.1.5 触媒その他の減耗媒体を移送するラインのようにエロージョンの懸念がある場合は

Heavy gauge(厚肉?)スリーブを使用すべき。相対的に薄いベローズを直接、エロージョン雰囲気に曝すべきでない。

C-3.1.6 reverse flow (逆流れ)があるところでは Heavy gauge (厚肉?)スリーブを使用する必要がある。あるいは、telescopic sleeve(伸縮自在?)が適している。

C-3.1.7 高温使用であってベローズの温度を低くしてその金属物性を高位に維持しようとする場合。

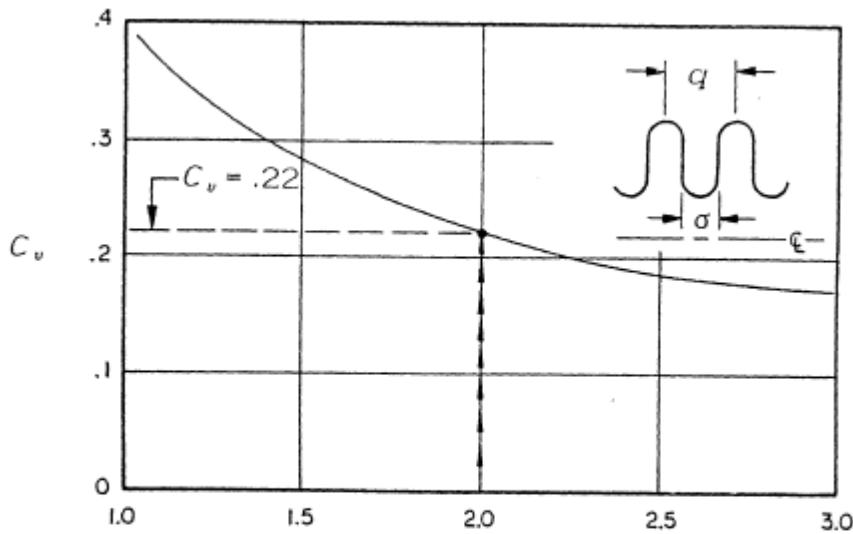
ベローズとライナー(スリーブ)の環状部分にセラミックファイバを詰めるか、ベローズの有効温度を減じるためにガスパージを設ける。

C-3.1.8 タールなどの高粘性流体を輸送する場合にはインターナルスリーブを使用すべきではない。そんな流体は Packing up(詰まり)や Coking (コーティング) あるいは Caking(粘結)が起きその結果、継手が早々に破損するからである。ただそんな流体であってもパージによって詰りが解消できる所では、パージコネクションを付けたスリーブを用いるのがいい。

C-3.2 インターナルスリーブのための設計推奨事項

- スリーブ内の流体振動の懸念を最小に抑えるため、付表の経験則によるスリーブ厚さとすること。
- 個々のスリーブ長さが 18 インチ(457mm)を越える時は、上記のスリーブ厚さに $(L/18)^{0.5}$ (但し L =スリーブ長さ inch) を乗じること。
- 流速が 100ft/s を越える場合は上記の厚さに $(V/100)^{0.5}$ (但し V =流速 ft/sec) を乗じること。
- スリーブの長さ/流速とも上記の値を越えるときは補正を重ねて厚さをアップすること。
- バルブ、ティ、エルボなどによって継手の上流 10x 管径内で乱流が極度に発生するときは流速を 4 倍にして肉厚を決めること。
- スリーブ材はベローズと違う材料でも同一の材料でもよい。
- 横変位または回転があるときは干渉がないように十分、径を縮める。もし内径の減少が著しいときは径を大きくするなどの変更設計を行うかコールドスプリングを行ってよい。
- 流れ方向が垂直上向きで、蒸気または液体を扱う場合はスリーブにドレンホールを設ける。軽量インターナルスリーブを Sect.A-1-1.4 の内ガイドスリーブの代替にしてはいけない。

継手の公称径(inch)	最小スリーブ厚さ(inchs)
2~ 3	0.024
4~ 10	0.036
12~24	0.048
26~48	0.060
50~72	0.075
72 オーバー	0.090



Ratio of Pitch To Convolution Width (q/σ)

FIGURE C16

引用文献/テキスト)

- (1) "Review—Self-Sustaining Oscillations of Flow Past Cavities" by D. Rockwell & E. Naudascher
Journal of fluids Engineering Vol. 100 (1978)
- (2) Prediction of Oscillation Frequencies for Unstable Flow Past Cavities by Rockwell
Journal of fluids Engineering 1977 June
- (3) 「噴流・エッジ系における噴流の発振現象」(第1報) 社河内,伊藤ほか
JSME 論文集(B編) 51巻 469号(1960)
- (4) 「超音速キャビティ流の振動機構に関する考察—第1報圧縮波の発生と伝播の過程」
西岡,浅井,坂上,臼井 [ながれ 21(2002)]
- (5) "Separated forced convection" by W.Aung (P499～P515 逸文)
- (6) "Flow-induced Vibrations of Metal Bellows" by C.R.Gerlach
(Journal of Engineering for Industry 1969 Nov,)
- (7) SWRI "Controlling the Effects of Pulsations and Fluid Transients in Piping Systems"
(Jun 1987 Lecture 資料)
- (8) "Noise Response of Cavities of Varying Dimensions at Subsonic Speeds" J.W.Block
(Technical note NASA TN D-8351)
- (9) EJMA Std (2003) C-2 Vibration—Circular Expansion Joints,
C-3 Internal Sleeves—Circular Expansion Joints
- (10) "Flowinduced Vibration in Safety Relief Valves" R. M. Baldwin & H. R. Simmons
(Journal of Pressure Vessel Technology Vol 108 Aug 1986)
- (11) "Control to Flow-induced vibration in Safety Relief Valves"
by R. M. Baldwin & H. R. Simmons (逸文)
- (12) "Aerodynamically induced Resonance in Rectangular cavities" by L.F.East
(J.Sound.Vib. 1966 3(3) 277-287)