

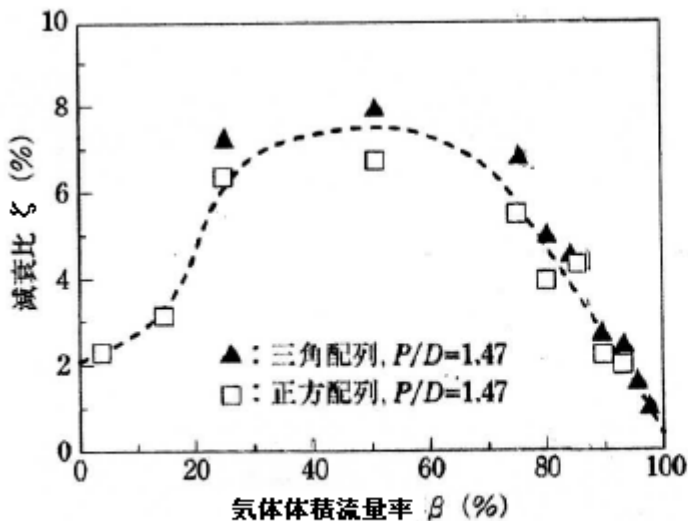


図2.3-5 気液二相流中の管の減衰比計測例¹⁾
 [テキスト(1)より引用]

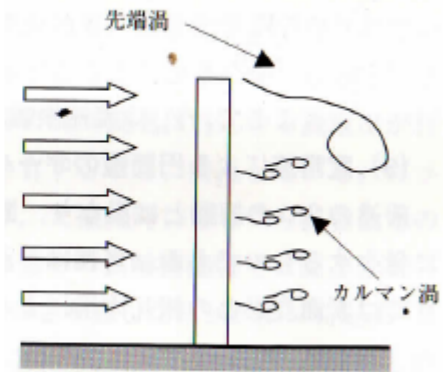


図2.1-2 先端渦による振動の模式
 [テキスト(1)より引用]

(5) 高速流における先端の渦振動

強風に曝されるタワーや煙突の先端には同期振動と同程度の大きい振動が起きることがある(図 2.1-2 参照)。この場合、円柱先端部分($< 2 \times$ 円柱径)における渦の剥離振動数がカルマン渦の渦放出振動数の $1/2 \sim 1/3$ 程度なので、先端部分の換算流速がロックイン流速 $V_r=5$ の 2 倍即ち $V_r=10$ を超えると同期振動が発生し、3 倍即ち $V_r=15$ でそのピークになる。防止策として先端に $1.6d$ 以上の円板を取り付けるのがよい(吸い込みを防ぐ)。ASME N-1300 や JSMES012 には見当たらないので注意。

4. 渦励振に対する設計対応

前章では渦励振が持っている特性的な傾向と挙動について述べた。ここではこれら特性を考慮した設計上の対応について議論する。

(1) 渦励振関係の設計規準類^{(6)~(10)}

通常、渦励振の回避設計はオーソリティから発行されている規準類(規格/指針/ガイド)に準じて行われている。これらのうち設備関係の設計者によく知られたものを下記に示す。

発行元	規準類の名称	適用対象
ASME	Sect.III Div.1 Appendix N Dynamic Analysis Methods N-1300 Flow-induced Vibration of Tubes and Tube Banks	管類/管群
PVRC (米国 WRC)	Guideline for Flow-induced Vibration Prevention in Heat Exchanger	同上
THEMA	Construction Std. for Shell & Tube Heat Exchanger (1988) 6. Flow-induced Vibration	同上
ASME	Performance Testing Code 19.3 TW-2016 Thermowells	配管温度計等
日本機械学会	S012 (1998) 配管内円柱構造物の流力振動評価指針	同上
日本建築学会	建築物荷重指針(2015) 6.風荷重 A6.9 渦励振	建築物全般
日本建築学会	煙突構造設計指針(2007)	煙突類
BS	BS 4076(1989) Specification for Steel Chimney	同上
日本建築学会	塔状鋼構造物設計指針(1980)	スタック類
日本石油学会	JPI 7R-35-87 スカートを有する塔槽類の強度計算	塔槽類

適用対象別にみてる。まず管類/管群について。熱交設備を対象にしているようだが実際は渦励振に限り機器配管全般を対象にしているとみていいと思う(熱交管群での渦励振はmajorでない)。例えば ASME、PVRC、THEMA が知られている。ASME Appendix N(N-1300)は Blevins, Naudascher, Chen など流体振動の権威者が集まって作成されたもの(添付 A-1 参照)。JSME 指針 S012 とはよく符合している。一方、PVRC の Guideline は原発関連のためか、ASME Appendix N に較べてかなり厳しくなっている。例えば $0.2 < f_0/f_s < 2$ の範囲の構造物は不可であり応答振幅や変動揚力も保守的である。THEMA(熱交製造者協会)Std.は 流力弾性振動にウェイトがかかり渦励振規定は薄弱である。

次に配管温度計について。JSME(日本機械学会)の S012 指針は、もんじゅ事故後、鋭意調製されたもの(添付 A-2 参照)。解説 A,B や動画が付いて渦励振全般がよく説明されている。一方、ASME の Performance Testing Code(PTC 19.3)ももんじゅ事故の影響もあつてか、かなり充実してきている。ただ評価基準など ASME N-1300 と異なっているようだ(添付 A-4 参照)。

建築物全般では建築学会の荷重指針が主導的で、円形/矩形断面の建築物を対象に 風関係のダイナミックを規制している(添付 A-3 参照)。

煙突・スタック類では建築学会の煙突指針、塔状構造物指針、BS4076 が知られている。BS4076 はラセン巻きによる渦消しに関し推奨事項が記載されている。

プラントにおける塔槽類では JPI 7S-35 の風荷重規定がよく知られている。

因みに 1990 年代まで、これら規準類は、流れ直交方向(揚力方向)振動いわゆるカルマン渦振動を対象にしていたが、N-1300 制定過程やもんじゅ事故を通じ、流れ方向(抗力方向)振動いわゆるインライン振動が意識されてきた。なお現状では単一円柱(あるいは矩形注)で一樣流れを対象にしているが、今後知見が蓄積されれば、複数円柱などに拡張されてゆくような気がする。

(2) 全般指針としての N-1300

端的に云えば、前項の表に示したような規準類のうち、当該する設備に最も近い適用対象の規準類を選択すればいいが、実際にはいろんな問題が出てきてどうしても解釈・運用が必要になることが多い。その場合、**ASME N-1300 は全般的な指針として最も有効ではないか**と思う。N-1300 は前にも述べたように流体振動の権威者の知見が集約したもので、機器配管全般に適用できる内容を持っている。N-1300 の渦励振関連部分は和訳して添付 A-1 にそのまま紹介しているが、改めてその記載内容を総覧すると次の表のようになる。

大アイテム	中アイテム	小アイテム
渦の放出	固定構造物(ラボベース)	渦放出振動数の定義、変動揚力の定義
		スパン方向の相関長さ、変動抗力
	固定構造物(実機ベース)	乱流などの影響、スパン方向流速変化
		斜交流れや複数円柱および 2 相流の扱い
	撓み性構造物(振動円柱)	同期振動の発生領域とその影響/変化/共振 抗力方向同期振動、2 相流/熱交管群の扱い
設計手順	シンクロナイズの回避抑制	4 つの回避抑制条件とそのパラメータの定義
	同期振動の応答変位(振幅)	一樣な円柱/流れ(共振応答式/半経験応答式)
		熱交管群内部および非一樣な円柱/流れの応答

この表で [渦の放出] の項は渦放出現象の特性を総括して設計者の認識を喚起したもの。特に振動物体すなわち撓み性構造物におけるシンクロナイズ現象(同期振動)について然り。具体的な設計アクションは [設計手順] の項で示されている。渦励振はもともと強制振動であるが、前 3.3 で詳しく説明したように典型的な形で共振するのではなく同期振動[自励振動/ロックイン振動]という形をとる。渦による強制振動は共振以外、大きな変位振幅(→応力振幅)を与えることは少なく、構造物から切欠き状の応力集中部分を排除しておけば破損に至ることは殆どない。然るに同期振動が発生すると一種の共振状態になって応答倍率が 10 倍以上に跳ね上がって短期間で高サイクル疲労を引き起こす。従って設計的に必要な手順はまずシンクロナイズによる同期振動を回避抑制することである。もしその第一ステップがクリアできなければ、変位振幅(応答振幅とも)や応力振幅を求めて他の構造物との干渉や疲労損傷の可否をチェックしなければならない。N-1300 [設計手順] の項はこれらのアクションを要求している。

(3) N-1300 の同期振動回避抑制条件

N-1300 [設計手順] の項に示される 4 つの同期振動の回避抑制条件は下記の通りである。この場合 (1)~(3) の条件は個別的なもので、同時に満足する必要はない。

(JSME S012 指針でもこれら (1)~(4) のうち (1)~(3) が採用されているが、(4) は見当たらない。)

	回避抑制条件	左記の条件を満たすときの効果
(1)	$V_{r1} < 1$	同期振動(注 1)の回避
(2)	$C_n > 64$	n 次同期振動(注 1)の回避
(3)	$V_{rn} < 3.3 \quad \& \quad C_n > 1.2$	n 次揚力方向振動回避 & n 次抗力方向振動抑制
(4)	$f_n < 0.7f_s \quad \text{or} \quad f_n > 1.3f_s$	n 次揚力方向振動回避
(記号) V_{r1} = 1 次換算流速 = $V/(f_1 D)$ 、 V = 外部流速、 f_1 = 1 次(基本)固有振動数、 D = 円柱径 V_{rn} = n 次換算流速 = $V/(f_n D)$ 、 f_n = n 次固有振動数、 f_s = 渦放出振動数 C_n = n 次換算減衰係数(添付 A-1 定義式参照願ひ)、 (注 1) N-1300 では同期振動を全てロックイン振動として扱っており、前 3.3 節の説明と異なるので注意のこと(対称渦による流れ方向振動を自励振動とみていない?)。 (注 2) (1) は 1 次のみであるが、(2)~(3) は n 次の固有振動に適用になる。		

条件(1)について。 前 3.2(1)でも述べたように、同期振動は $1.4 < V_r < 7$ の範囲で起きているので低い換算流速で設計すれば振動を回避できる。N-1300 は下限界の $V_r = 1.4$ にマージンをとって $V_r < 1$ にしているようである。ただ実際の設備設計では厳しい。

条件(2)について。 図 3.2g(あるいは N-1300 の Fig N-1323-1)からもわかるように質量減衰率 $C_n > 64$ では不安定化(同期振動)は起きない。ただ注意すべきは C_n が n 次の換算減衰率として定義されていることである。N-1300 では C_n は次のように定義される。

$$C_n = 4\pi \xi_n \int_0^L m_t \phi_n^2(x) dx / \{ \rho D^2 \int_0^L \phi_n^2(x) dx \}$$

もし単位長さ当たりの全質量 m_t が長さ(スパン)方向で一定即ち一様円柱ならこの式は、 $m_t = m$ として

$$C_n = 4\pi \xi_n (m / \rho D^2) \quad \text{ここで } \xi_n \text{ は } n \text{ 次の減衰比} \quad \text{-----}(x)$$

この定義はここまで述べてきた C_n の定義と異なる。ここまでは減衰比を単一なパラメータとして通常の構造物の減衰率を使用してきたが、N-1300 では、設計者は n 次データ を探す必要がある。もともと 1 次のみならず 2 次 3 次…固有モードに対し渦励振問題を拡張する必要があるのか? という疑問はある。現に JSME S012 ではパラメータ C_n を単に換算減衰率として次数依存の定義はしていない。即ち全ての次数に対し一率の減衰率を与えている(片持ち梁を意識してか?)。

条件(3)について。図 3.2d からわかるように $V_r < 3.3$ では交互渦による揚力(流れ直交)方向振動は起きないので C_n の如何によらず回避される。ただ抗力(流れ)方向振動は回避できないが、もし $C_n < 2.5$ ぐらいなら振幅は殆ど気にならなくなる。然るに N-1300 は 2.5 抗力方向につき $C_n < 1.2$ としている。図 3.2d からみてピーク応答振幅の半分をリミットにしているようである。もともと流れ方向(抗力方向)の応答振幅は揚力方向の 1/10 ぐらいなので、はたして JSME S012 のように C_n 値の限界値を上げる必要があるのか疑問である。一方条件(2)と同様に 1 次のみならず 2 次 3 次…固有モードに対し渦励振問題を拡張する必要があるのか? という疑問は残る。前にも云ったように JSME では次数依存の定義はしていない。

条件(4)について。この条件は、かつてカルマン渦振動回避の目安とされてきた 20% 則すなわち

$$f_o/f_s < 0.8 \quad \text{or} \quad f_o/f_s > 1.2 \quad \rightarrow \quad \text{カルマン渦振動回避}$$

を両側に 10% 拡幅して $f_o/f_s < 0.7 \quad \text{or} \quad f_o/f_s > 1.3$ にしたものと解釈される。既存設備の規準を活かす点では妥当である。もし(1)(2)のみであれば $V_r > 3.3$ 以上は不可になるので

$$V_r = V/(f_o D) = (1/S)/(f_s/f_o) \quad \rightarrow \quad S = 0.2 \quad \text{として} \quad \rightarrow \quad [f_o/f_s < 1.52 \rightarrow \text{不可}]$$

ということになり、揚力方向に限れば(1)～(3)の条件は厳し過ぎる。さらにこの場合も条件(3)と同様に 1 次のみならず 2 次 3 次…固有モードに対し渦励振問題を拡張する必要があるのか? という疑問は残る。なお JSME S012 ではこの条件を除外しているが、少し安全側過ぎるように思う。

N-1300 の回避抑制条件を図であらわすと下図のようになる。

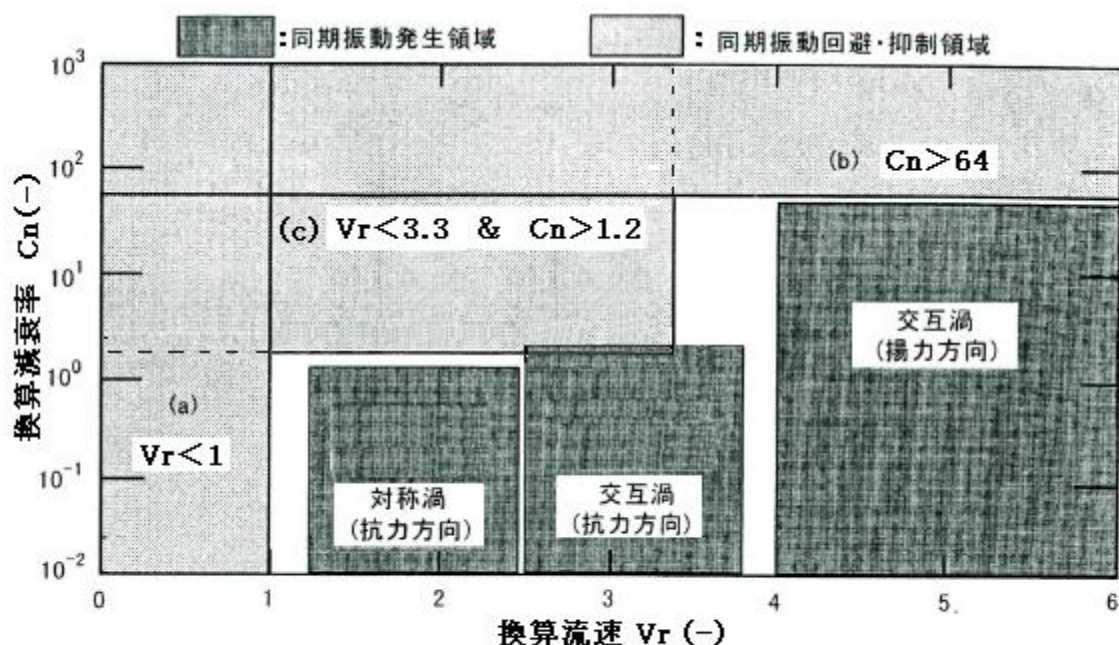


図4a ASME N-1300の同期振動回避・抑制条件の見取り図

(JSME S012 指針の解説図A4-12 1部修正)

(4) N-1300 の 応答振幅量計算

エンジニアリングの局面によって、振動による変位振幅(応答振幅)及び応力振幅を算定し他の構造物との干渉などをチェックしたり振動応力を推算して疲労評価を行なう必要が発生する。この場合、同期振動域から外れるなら、安全側に揚力係数 C_L を 1 にセットして流体力を求め、梁公式や静解析によって変位/応力振幅が見積り不規則振動による変動応力と重ね合わせて評価すればよい。然るにどうしても同期振動域を避けられないならば、準静的に得られた変位/応力の少なくとも 10 倍に増幅されるので動的な応答計算や解析が必要になる。N-1300 は、次の 3 つのケース

- ① [一様流れ中の単一様円柱]、
- ② [チューブアレイ(管群)]、
- ③ [非一様流れ中の非一様円柱]

に対して応答振幅の算定式あるいは算定方法を示している。

まず①について。1自由度モデルで近似すれば、振動方程式 $m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin \omega t$ を解いて

$$\text{変位 } z_0 = (F_0/k) [1/\{(1 - \omega^2/\omega_0^2)^2 + (2\zeta \omega/\omega_0)^2\}^{0.5}] \quad \text{但し位相零のとき}$$

但し、 F_0 =加振力(0-P)、 k =バネ定数、 ω =角振動数、 ω_0 =固有角振動数($=2\pi f_0$)

共振状態では $\omega = \omega_0$ であるから $z_0 = (F_0/k) \times \{1/(2\zeta)\}$ になる。ここで

$$F_0 = C_{LX}(1/2) \rho V^2 D = C_{LX}(1/2) \rho (f_0 D/S)^2 D, \quad f_0 = 2\pi (k/m)^{0.5} \rightarrow k = 4\pi^2 f_0^2 m$$

を z_0 式に代入すると、上記の変位式は次のようになる。

$$z_0 = C_{LX} D / [16\pi^2 S^2 \{m \zeta / (\rho D^2)\}]$$

梁の場合、スパン方向の加振力の分布や固有振動モード(波動分布)を考える必要がある。そこで前者に対しジョイント係数 J 、後者に対し振動モード(固有関数)の最大値 ϕ_n^* を用い更に D で除して

$$z_0/D = C_{LJ} \phi_n^* / [16\pi^2 S^2 \{m \zeta / (\rho D^2)\}]$$

ここで $z_0 \rightarrow y_n^*$ 、 $m \rightarrow m_t$ 、 $\zeta \rightarrow \zeta_n$ に表記を変えれば、N-1300 の(79)式が得られる。

$$y_n^*/D = C_{LJ} \phi_n^* / [16\pi^2 S^2 \{m_t \zeta_n / (\rho D^2)\}] \quad \text{----- (79)式}$$

なおこの式は、応答振幅と換算流速 V_r /換算減衰率 C_n の相関を表わしており N-1300 の同期振動回避抑制条件のベースになっている(*1)。

以上の導入過程からわかるように、N-1300 は、揚力方向振動における応答振幅を強制振動における共振を仮定して求めている。前述の通り同期振動は強制振動ではないが、ロックイン状態では渦放出振動数 f_s は物体の固有振動数 f_0 にトラップされるのでこれを共振現象と見なして共振振幅を揚力方向の同期振動の応答変位に割り当てても特におかしい訳ではない(安全側である)。

ただ実際には揚力係数やジョイント係数の不確かさなどから、(79)式による応答振幅の値はかなり安全側になると云われている。そこで[理論解+実験データ]による半経験式がいくつか提案されておりその代表的なものが N-1300 の Table N-1324.2(a)-1 に3つ紹介されている。この中で 文献 82 式はよく知られた Iwan-Blevins の解である(添付 B-1 参照)。

$$y_n^*/D = [0.07 \gamma \{(C_n + 1.9)S^2\}][0.3 + 0.2\{(C_n + 1.9)S\}]^{0.5}$$

$$\gamma = \phi_{n\max}(x/\ell) [\int_0^\ell \phi_n^2(x/\ell) d(x/\ell) / \int_0^\ell \phi_n^4(x/\ell) d(x/\ell)]^{0.5}$$

γ はモード形状係数であり、 ϕ_n は n 次の固有関数である。例えば両端支持梁を考えれば

$$\phi_n(p) = \sin \pi p (= \sin n \pi x/\ell) \rightarrow \int_0^L \phi^2(p) dp = \pi/2, \quad \int_0^L \phi^4(p) dp = 3\pi/8$$

であるから $\phi_{n\max}(p) \{(\pi/2)/(3\pi/8)\}^{0.5} = 1.154 \phi_{n\max}(p)$ 、ここで $\phi_{n\max}=1$ なので $\gamma = 1.154$ となる。

これは1例であるが、 γ は 1.0~1.3 の間にあり、そう大きな値にはならない。従って梁の支持形状への依存度は余り気にならない。

次に②について。規則的なカルマン渦はチューブアレイの外周数列のみに発生することが知られている。この場合、渦放出振動数 $f_s = SV_g/D$ (ここで V_g =チューブギャップ通過流速)であり、これをベースに揚力方向の同期振動が起きるか否かを判断し応答振幅を見積もることになる。なおチューブアレイの外周部分を除く内部では、振動はランダムになるが応答量そのものは小さい。それでも応答量に不安があれば不規則振動扱いで統計的に応答量を見積もることになる。

次に③について。この場合は①のように半理論的なアプローチが難しい。N-1300 は多分、図 4b のような手順で動的応答解析を行うことを推奨していると思う。あるいは次項で議論するような

応答倍率を乗じて静的に応答振幅/振動応力を求める方法”も採用できると思われる。

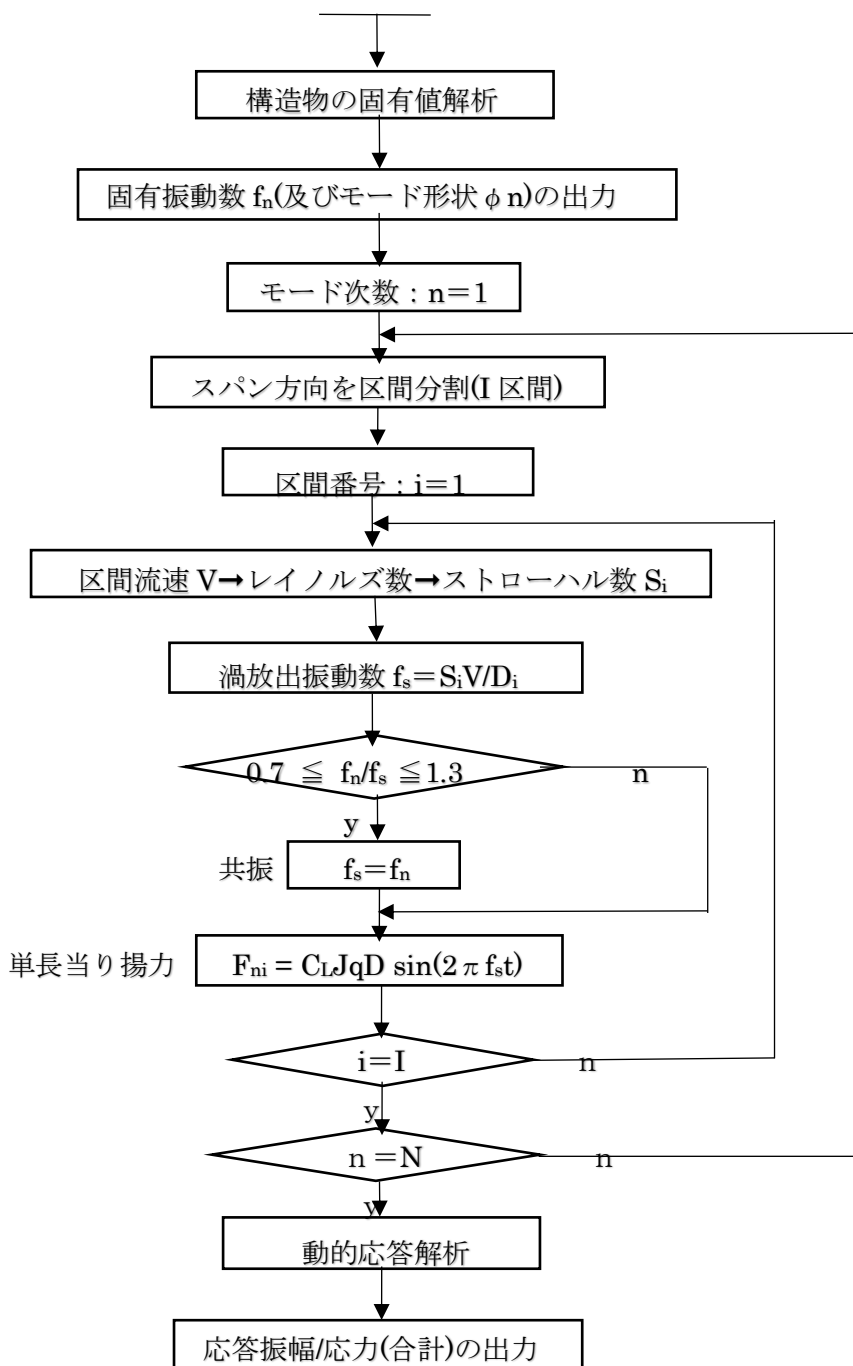


図 4b [非一様流れの中の非一様円柱]の応答解析手順

(*1) 応答振幅式(79)式を変形すると $y_n^*/D = (C_L J \phi_n^* / 4\pi) (1/S)^2 \{1/(4\pi \zeta_n m_t / \rho D^2)\}$

ここで f_s 式を変形すると $f_s = SU/D \rightarrow 1/S = U/f_s D \rightarrow (f_s \doteq f_0) \rightarrow 1/S = U/f_0 D = V_r$ と書ける。また、
、 右辺{ }内の分母は前3項の(x)式に相当するので(79)式は $y_n^*/D = (C_L J \phi_n^* / 4\pi) (V_r^2 / C_n)$ になる。
更にこの式の右辺第1項は振動物体の構造に対しある範囲で固定されるので $y_n^* \propto (V_r^2 / C_n)$ と
書ける。この場合の換算流速 V_r は、 f_s が f_0 に漸近するときのみ有効であるから

同期振動における応答振幅は、換算減衰率 C_n と限定範囲の換算流速 V_r によって決まる

これが ASME N-1300 の同期振動回避抑制条件のベースになっていると思われる。

(5) N-1300 運用上の問題点—応力評価の追加

N-1300 を実際のエンジニアリングに運用するうえで、最も問題になるのは、その同期振動の回避抑制条件が確保できないとき、どう対処するか？ということではないかと思われる。

例えば流れ直交方向の交互渦に由る同期振動を受容する設備はまず考えられない。非常に大きな振動であるから様々の障害や損傷が予測されるからである。然るにある時間オーダーの短期操作によって流速がアップして同期振動域に入るときこれをどう見るかといった問題もでてくる(いわゆる短期荷重の扱い方)。

また流れ直交方向の交互渦による同期振動に較べれば格段に振幅が小さいのに、流れ方向の対称渦や交互渦による同期振動を直交方向振動と同様に排除するのは過剰ではないかと云う疑問もある。特にこれが短期荷重の形で起きる場合はなおさらである。

これらはいずれも N-1300 の中に同期振動に対する応力評価が含まれていないことに由来しているように思われる。以下、N-1300 設計手順に追加すべき振動応力評価について議論してみる。

応力評価のメインは振動応力の算出になる。これには次の3つの方法が考えられる。

- ① 変位—モーメント—応力の関係を用いて振動応力を求める方法
- ② 応答倍率によって増幅された見掛けの流体力を用いて静的に振動応力を求める方法
- ③ 変動流体力をそのまま用いて動的に振動応力を求める方法

まず ①の方法について。梁曲げの場合、次の変位—モーメント—応力関係がある。

$$\sigma_b = M(x)/Z_b = (EI d^2 y / dx^2) / Z_b = (1/Z_b)(EI/\ell) \{d^2 Y / dX^2\} \quad (\text{但し } X = x/\ell, Y = y/\ell)$$

ここで σ_b = 梁柱構造物の曲げ応力、 $M(x)$ = 曲げモーメント、 y = 撓み(軸直変位)、 ℓ = スパン長さ
 x = 軸方向位置、 Z_b = 断面係数、 E = 円柱材の縦弾性係数、 I = 断面 2 次モーメント

例えば(79)式の場合では $Y = (1/\ell) C_L J D / [16 \pi^2 S^2 \{m \zeta_n / (\rho D^2)\}] \phi_n$ なので次式が得られる。

$$\sigma_b = (1/Z_b)(EI/\ell^2) C_L J D / [16 \pi^2 S^2 \{m \zeta_n / (\rho D^2)\}] \{d^2 \phi_n(X) / dX^2\} \quad \text{----- (a)}$$

例えば Iwan-Blevins の半経験式では、

$$Y = (1/\ell) [0.07 \gamma / \{(C_n + 1.9) S^2\}] [0.3 + 0.2 / \{(C_n + 1.9) S\}]^{0.5} D = A D \phi_n$$

$$\text{但し } A = [0.07 / \{(C_n + 1.9) S^2\}] [0.3 + 0.2 / \{(C_n + 1.9) S\}]^{0.5} [\int_0^L \phi_n^2(x/\ell) d(x/\ell) / \int_0^L \phi_n^4(x/\ell) d(x/\ell)]^{0.5}$$

なのでこれを上記の σ_b 式に適用すると、次式が得られる。

$$\sigma_b = \pm (1/Z_b)(EI/\ell^2) A D \{d^2 \phi_n(X) / dX^2\} \quad \text{----- (b)}$$

$$A = [0.07 / \{(C_n + 1.9) S^2\}] [0.3 + 0.2 / \{(C_n + 1.9) S\}]^{0.5} [\int_0^L \phi_n^2(X) dX / \int_0^L \phi_n^4(X) d(x/\ell)]^{0.5}$$

ここで 両端単純支持梁を考えると 固有関数は $\phi_n = \sin \pi X$ なので、 σ_b は次のようになる。

$$\sigma_b = \mp (1/Z_b)(EI/\ell^2) A D \pi^2 \sin \pi X \rightarrow \text{梁中央 } X = 1/2 \text{ で Max 応力に } (\because \sin \pi/2 = 1)$$

$$A = 1.154 [0.07 / \{(C_n + 1.9) S^2\}] [0.3 + 0.2 / \{(C_n + 1.9) S\}]^{0.5} \quad (\rightarrow 1.154 \text{ は前(4)項の結果})$$

固有関数 Φ_n が公式で与えられる場合、例えば [固定—固定、支持—支持ないし固定—自由] とした単純梁では、 σ_b は Excel などのパソコンソフトで比較的容易に計算できる。

[チューブアレイ(管群)]の外周部分についてもこの方法は適用できる。ただ[非一様流れの中の非一様円柱]には適用が難しく、どうしても図 4b のチャートの適用になると思う。

②の方法について。この方法は建築物荷重指針、搭状鋼構造設計指針あるいは JPI 7S-35 -87 など

で採られている。即ち振幅倍率 $\sim 1/(2\zeta)$ を流体力に乘じ見掛け上の横荷重として応力計算を行うもの。

$$F_a = \{1/(2\zeta)\} C_L J_q D = \{1/(2\zeta)\} C_L J(\rho V_o^2/2) D = \{1/(4\zeta)\} C_L J D^3 (\rho f_o^2/S^2)$$

ここで、 F_a =単位長さ当たりの見掛け流体力(Max 値)、 V_o =共振時の流速($=f_o D/S$)

この場合、単純梁では梁公式から簡単に σ_b が計算できる。複雑な構造物で荷重負荷域が限られるようなときは静的な構造解析から σ_b を求める。この方法は①より適用域が広く簡単であるが、(b)式に較べると過度に安全側で近似的なものになると思う。

③の方法について。図 4b のチャートによる。この場合、梁柱の単位長さ当りの実荷重として

$$F_r = (1/2) C_L J D^3 (\rho f_o^2/S^2) \sin(2\pi f_o t)$$

を用い動的解析(応答解析)を行って σ_b を求める。

以上①～③の応力計算法は流れ直交方向(揚力方向)の同期振動が起きる時の応力振幅を見積もるもので、流れ方向(抗力方向)の同期振動を対象としていない。抗力方向の同期振動における応答振幅は揚力方向振動に較べてかなり小さい。例えば図 3.2b から抗力方向の振幅は揚力方向の振幅の約 1/100 である。この相違はどこからくるのか？

揚力方向振動と場合と同様に共振状態を仮定すれば、 $2f_s=f_o$ であるから、流体力(抗力ケース)は

$$F_o = C_{Dx}(1/2) \rho V^2 D = C_{Dx}(1/2) \rho (f_o D/2S)^2 D,$$

これを流体力(揚力ケース)と比較すると、 $(C_D/4C_L)$ 倍になっていることがわかる。変動揚力係数 C_L は 0.8 程度、変動抗力係数 C_D は 0.06 程度なので荷重としては $0.06/(4 \times 0.8) = 1/53$ 倍になる。変位 $\propto$ 荷重なのでの数値は変位振幅にもスライドできるが、図 3.2b から読み取れる 1/100 と較べて約 2 倍になっている。この原因としてまず減衰比 ζ_n が大きくなってことが考えられる。推定になるが抗力方向の振動は流れと平行するため、揚力方向の振動に較べ減衰効果が大きくなるのではないかと思う。通常の鋼構造物で $\zeta = 0.01$ であるが、抗力方向では $\zeta = 0.02$ (2 倍)なってもおかしくないのではないか？と思われる。この推定が成立するなら、抗力方向振動の場合、(79)式は次のようになる。

$$y_n^*/D = C_D J \phi_n^* / [128 \pi^2 S^2 \{m \zeta_n / (\rho D^2)\}] \quad (\text{但し } \xi_n \text{ は (79) 式と同じ値}) \quad \text{----- (79') 式}$$

また Iwan-Blevins の半経験式は倍率 $\{C_D/(8C_L)\}$ を乗じて、次のように近似できる。

$$\ddot{y}_n^*/D = \{C_D/(8C_L)\} [0.07 \gamma / \{(C_n + 1.9) S^2\}] [0.3 + 0.2 \{(C_n + 1.9) S\}]^{0.5}$$

応力式は 上記(79)式に対して

$$\sigma_b = (1/Z_b)(EI/\ell^2) C_D J D / [128 \pi^2 S^2 \{m \zeta_n / (\rho D^2)\}] \{d^2 \phi_n(X)/dX^2\} \quad \text{----- (a')} \quad \text{----- (a')}$$

また上記 Iwan-Blevins の半経験式に対して

$$\sigma_b = \pm (1/Z_b)(EI/\ell^2) A \{d^2 \phi_n(X)/dX^2\} \quad \text{----- (b')} \quad \text{----- (b')}$$

$$A = \{C_D/(8C_L)\} [0.07 \gamma / \{(C_n + 1.9) S^2\}] [0.3 + 0.2 \{(C_n + 1.9) S\}]^{0.5} \cdot [\int_0^L \phi_n^2(X) dX / \int_0^L \phi_n^4(X) d(x/\ell)]^{0.5}$$

以上は①の方法。②の方法でも 乗数 $(C_D/8C_L)$ を考慮して 単位長さ当り抗力

$$F_a = (1/8) \{1/(2\zeta)\} C_D J(\rho V_o^2/2) D = \{1/(16\zeta)\} C_D J D^3 (\rho f_o^2/S^2)$$

をもって梁柱の静的荷重として構造計算を行う。③の方法でも同様に

$$F_a = (1/16) C_D J D^3 (\rho f_o^2/S^2) \sin(2\pi f_o t)$$

ただ倍率 $\{C_D/(8C_L)\}$ については更に検討する必要がある。以上の議論は暫定的なものとする。

さて以上のように算出された振動応力は、通常次の 2 つの形で評価される。

$$(a) \quad \text{定常 1 次応力} + \text{不規則振動応力} + \text{振動応力} \leq \text{許容 1 次応力}$$

(b) 振動応力による疲労損傷評価

まず(a)の評価について。変動流体力は機械荷重であるから変動流体力によって生じる振動応力は1次応力に分類されるので、他の1次応力と組み合わせてコードルールで決められた1次応力評価を行う必要がある。この場合、定常1次応力は定常抗力による曲げ応力、不規則振動応力は流れの乱れによって生じる曲げ応力で例えばJSME S012で与えられる(添付B-2参照)。これらの応力は流れ方向に生じるので、渦励振による流れ直交方向の応力と異なる。そこで次の合成を行う。

$$\{(\text{流れ方向応力})^2 + (\text{流れ直交方向応力})^2\}^{0.5} \rightarrow \text{合成応力}$$

これに対する許容応力は通常、長期1次応力、非常に短期的であれば短期1次応力を適用する。

(b)の評価について。渦励振による振動応力を対象に通常の疲労評価を行う。応力サイクル数は

強制振動ケース→(渦放出振動数)、同期振動ケース→(構造物の固有振動数)

にそれぞれ該当する累積時間に乗じてセットする。なお渦励振が長時間続くときは

$$\text{振動応力}(0-P) \times \text{応力集中係数} \leq \text{疲労限界応力}$$

で評価する [疲労評価については別途[SE-21-TM-001]を参照のこと]。

(6) 渦励振に関する一般的な設計手順 (提案)

前(1)項でも示した通り管/管群(チューブアレイ)、配管温度計、煙突、塔槽類については、これに特化された規準類が存在しているのでこれに準じて設計すればよい。然るに実際には

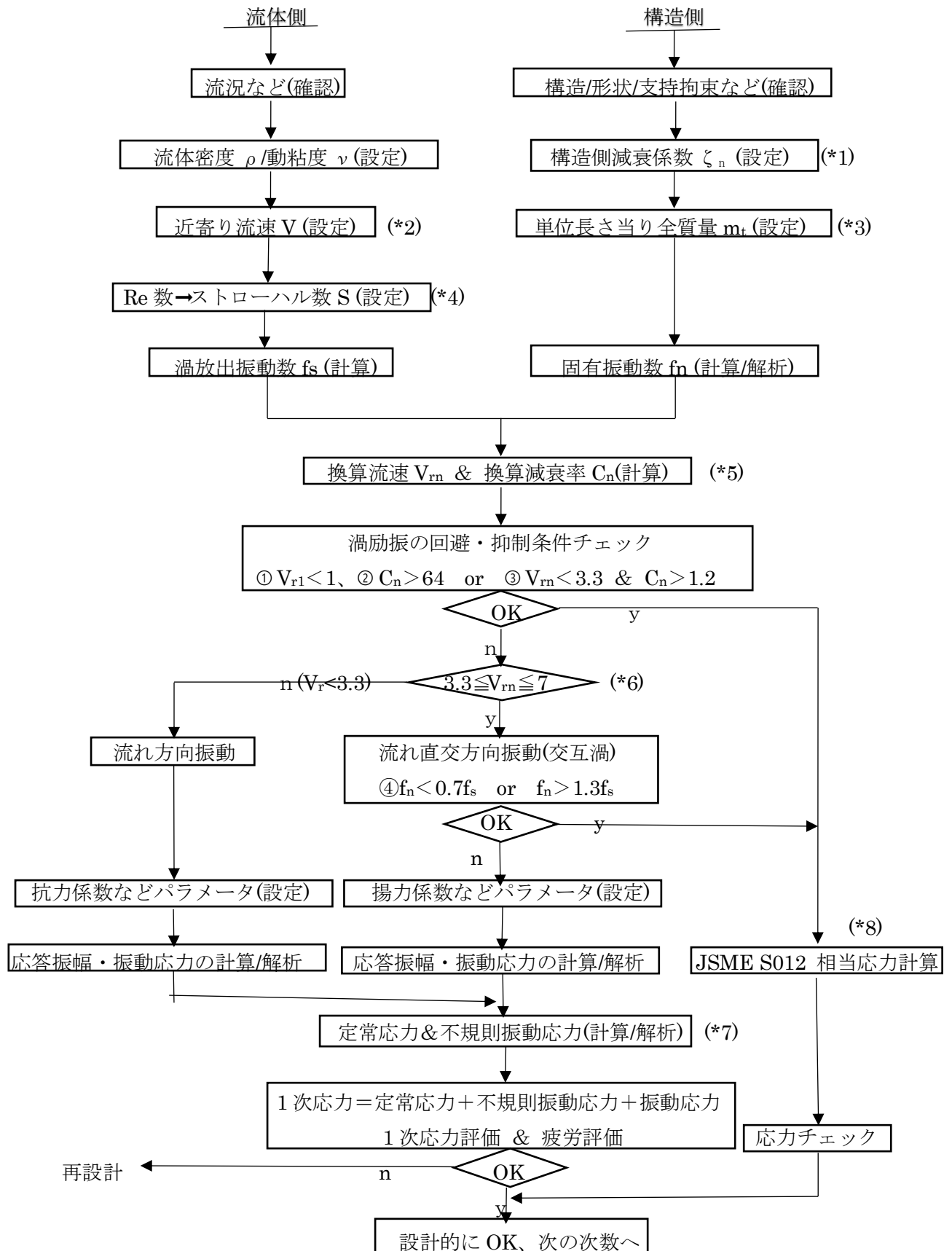
直面する構造物に適用できる規準類がない あるいは あっても必要な情報が不足している ことが多い。この点で、N-1300はプラント機器配管などの設備分野に対してオーバーオールな知見や見解を与えており汎用性がある。ただ規準としてみると、次のような点で不足があるように思う。

- ① 多年の研究成果に支えられ十分に蓋然性があるが、情報として具体性にやや欠ける。
- ② 流体寄りのオーソリティによって作成されたためか、応力評価の項が欠落している。

①に関しては、その補完としてJSME S012の情報がフィットする。もちろんS012は配管温度計(サーモウェル)に特化しているが、指針本文以外に解説Aと解説Bが付帯しており、説明可能で具体性のある情報が得られる。②に関しては前項で議論した通り。

以上の観点から、[一様流れの中の単一様円柱]を前提に、ごく概括的な設計手順(私案)を図4cに示す。この手順はN-1300と同様に構造物のn次固有モードを対象にしている。前述のようにJSME S012は基本振動モード(1次振動モード)のみを対象にしている。S012はサーモウェルを対象にしているので、構造的には片持ち梁であって1次の卓越が顕著にでると思われる。恐らくこれを斟酌して基本モードのみを対象にしたのではないか?と思う。設備全般では円柱構造物は片持ち梁に限らないので、ここではASME N-1300のn次モード規定に準じることにする。n次と云っても構造物の応答が1次に集中する傾向を考えれば、多分3次ぐらいまでのチェックで十分ではないかと思う。

図 4c 【一様流れの中の単一様円柱】に関する設計手順(案)

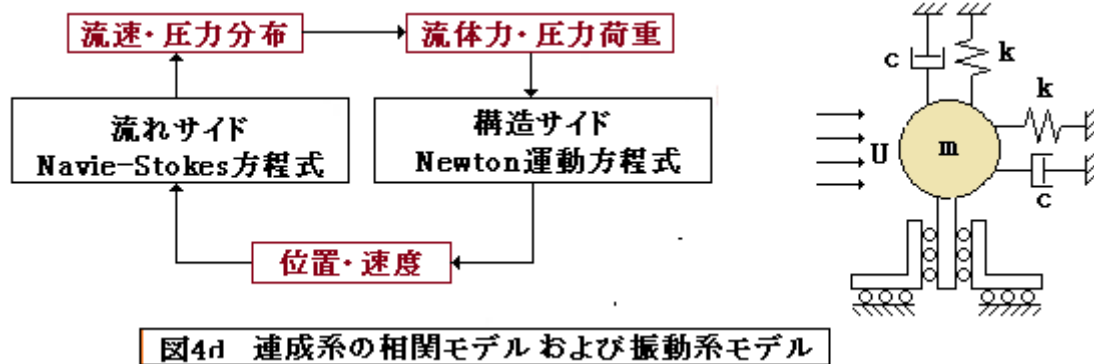


(*1) 通常、流体減衰比は小さいので安全側に無視できると思う(流体によっては加算する)。

- (*2) 一般には近寄り流速でいいと思うが、チューブアレイの隙間流れや、壁寄りの流れなどでは実際の流速変化を考慮する必要がある(JSME S012 参照)。
- (*3) 全質量＝円柱質量＋円柱内容物質量＋付加質量(円柱が排除した流体質量)
- (*4) ストローハル数は主にレイノルズ数依存と考えられる。 $Re < 4 \times 10^5$ では代表値 0.2 をとってよい。
- (*5) ここで換算流速は $V_m = V/(f_n D)$ ($n=1,2,3$) あるいは $V_{r1} = V/(f_1 D)$ で定義する。 f_n は n 次の、 f_1 は 1 次の円柱固有振動数。
- (*6) 流れ直交方向(揚力方向)のロックイン範囲を示す。これ以外は通常の強制振動として応力をカウントする。
- (*7) 定常応力は変動しない定常抗力による流れ方向の曲げ応力をいう。
- (*8) 必要に応じて[定常応力＋不規則振動応力]を計算し 1 次応力が許容内であることを確認する。
基本的には JSME S012 の評価法を転用する。

(7) 渦励振に関する数値解析⁽¹⁾⁽¹²⁾⁽²⁵⁾

設備全般でみれば、まだ設計規準を運用した簡易設計が主体になっているが、昨今では CFD/FEM による解析も多くその手法も高度化しているようである。ここでは渦励振の連成解析に関し、文献(5)などを引用してごく簡単にその骨子を説明しておく。



基本的に渦励振の解析は上図のように流れサイドと構造サイドの連成解析になる。即ち物体周り流れの NS 方程式を解いて流速/圧力分布を求め、そこから物体に負荷される荷重を割り出して運動方程式を解き物体の位置と振動速度を求め、更にその結果を用いて NS 方程式を解く(以上繰返し)。

この際、NS 方程式としては次の密度一定の非圧縮性流れ式を運用する。

$$\partial \mathbf{u} / \partial t + (\mathbf{u} \cdot \nabla) \mathbf{u} = -(1/\rho) \nabla p + \nu \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{g}$$

但し $\mathbf{u}$ = 流体速度、 p = 流体圧力、 ∇ = ベクトル微分、 ρ = 密度、 ν = 動粘度、 $\mathbf{g}$ = 外力

ここでは外力 $\mathbf{g}$ を無視、またスカラー場として $\nabla \mathbf{u} = \text{grad } \mathbf{u}$ と置き、さらに利便的に $\mathbf{u} = (\mathbf{u} - \mathbf{x}')$ として

$$\partial \mathbf{u} / \partial t + (\mathbf{u} - \mathbf{x}') \cdot \text{grad } \mathbf{u} = -(1/\rho) \text{grad } p + \nu \nabla^2 \mathbf{u} \rightarrow \text{連続式とともに CFD で使用}$$

一方、物体の運動方程式としては、強制振動式 $m\mathbf{x}'' + c\mathbf{x}' + k\mathbf{x} = \mathbf{F}(t)$ を用いる。振動系モデルとしては図 4x のようなもの。時刻歴的に変動荷重を与えて変位 $\mathbf{x}$ 及び速度 $\mathbf{x}' (= d\mathbf{x}/dt)$ を求め $(\mathbf{u} - \mathbf{x}')$ として NS 方程式の対流項に使用する。実際の解析はもちろん複雑で手数がかかる。

解析結果の例を図 4e に示す。なお解析に際しては次の点を考慮する⁽¹²⁾。

- ① 意図的に低い C_n 値 (例えば $C_n=0$) をセットし、実際より大き目の振幅を出して安全側に評価するのがよい(解析精度不安?)。
- ② 計算格子をできるだけ細かくすることで実際に近い結果が得られる(費用/時間との兼ね合い)。

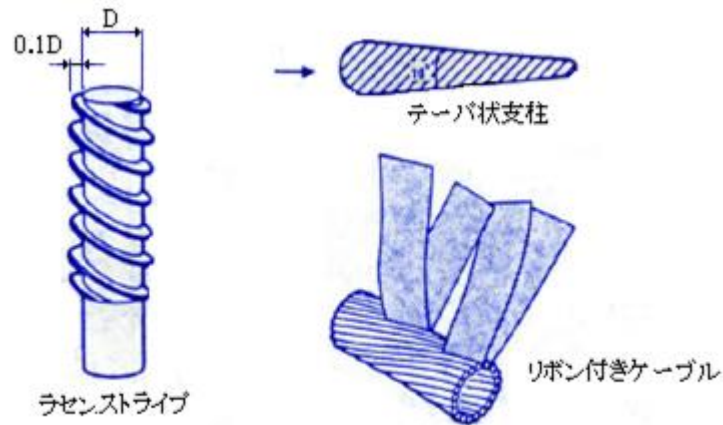
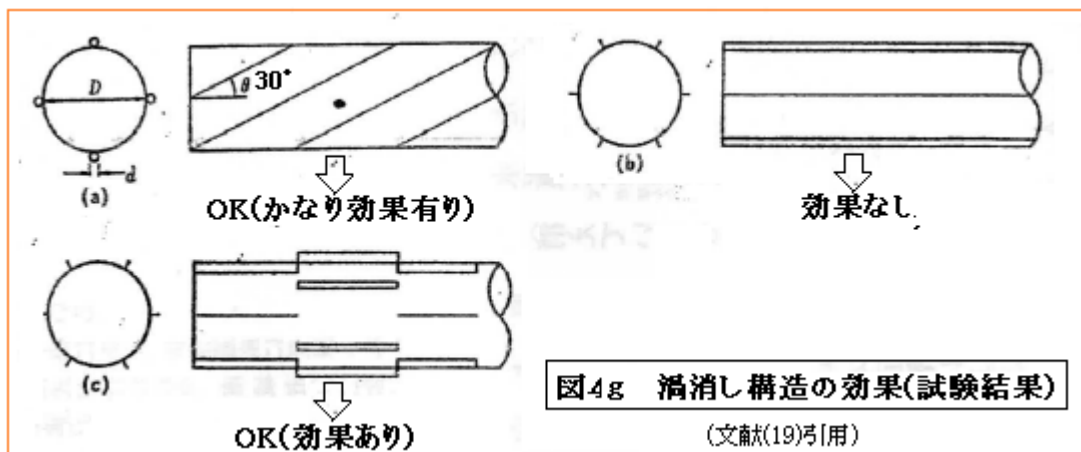


図4f-2 渦動振緩和策の例 [文献(3)抜粋]

① 四徳大橋におけるスタディ結果⁽¹⁹⁾

後述 5.(3)にも示すように開通当初、橋中央斜材(管材)にカルマン渦によるクラックが発生したので、対策の一環としてトリップワイアの巻き付けが採用されている。その場合、次のことが確認された。

- ・ $0.1x$ 管径のワイアを 30° 巻きつけた時、規則的な渦の発生を完全に排除できる。
- ・ $0.066x$ 管径でも渦消しはできるが、管材に衝撃を与えると振動が止まらなくなって結局巻きつけないときと同じになる。 $0.1x$ 管径のワイアでは衝撃があっても変わらない。
- ・ 図 4g(b)のように管材に真直な帯板を沿わせた場合は殆ど効果がない。しかし帯板を図 4g(c)のようにずらして取り付けると効果があった。



② 熱電対メーカーの試験結果⁽¹⁸⁾

石化プラントではメンテナンスを考えてフランジ構造の熱電対が用いられることが多くサーモウエルの長さが 150mm にもなって液体流れなどではウエルの強度が得られないためウエルメーカーでは螺旋筋による渦消し効果の確認試験を行って次の結果を得ている。

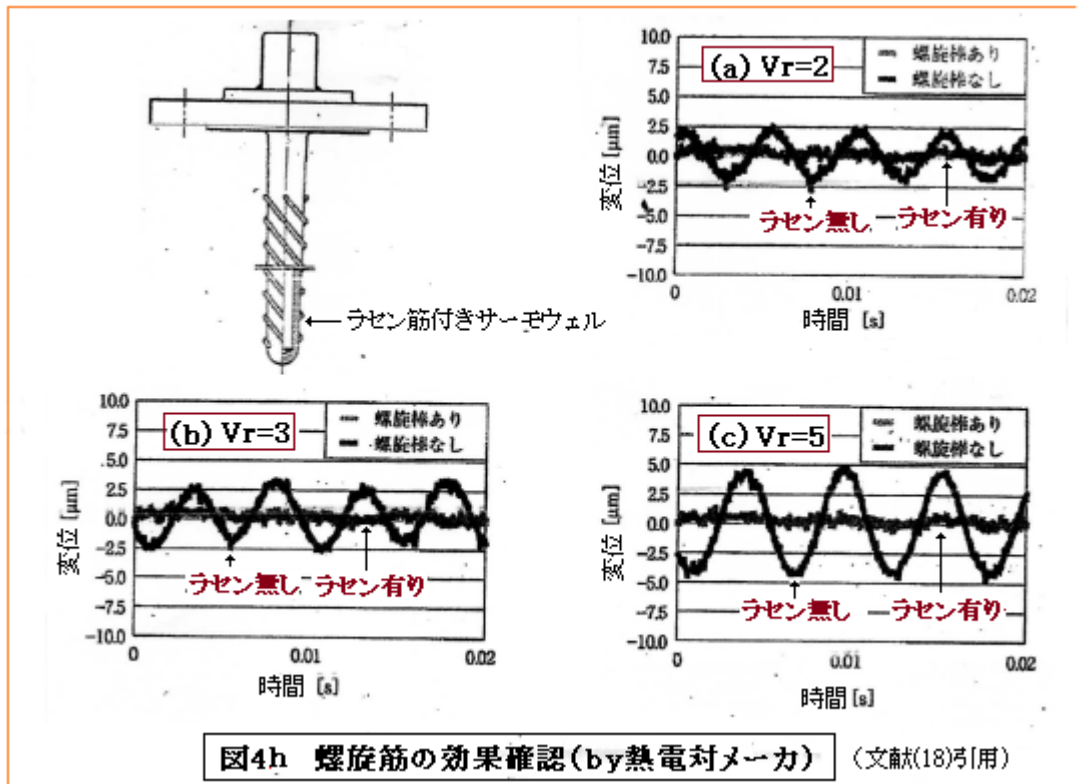
試験条件) 流体→水、試験体 $\phi 6 \sim 10 \times 150 \sim 250 \text{mm}$ 、換算流速 $V_r \rightarrow 2, 3, 5$ 、推定換算減衰率 $C_n \rightarrow \sim 0.4$
 螺旋筋の高さ $\rightarrow 0.06 \sim 1 \text{mm}$ (BS4076 などより $10\% \times$ 試験体の径)
 螺旋筋の巻き付け角度と条数 $\rightarrow$ BS4076 などに準じる。

試験結果) 螺旋筋無しではカルマン渦(交互渦)で 15 分程度で疲労破損が生じた。また $V_r=2$ で対称渦による振動を確認 (JSME S012 通り)。

螺旋筋有りでは $V_r=2 \sim 4$ でほとんど振動抑制 OK、 $V_r=5$ で若干振動有り(問題はない)。螺旋筋タイプとしてはワイヤ溶接、機械加工および溶接盛金 いずれも可振動計測結果を図 4h に示す。

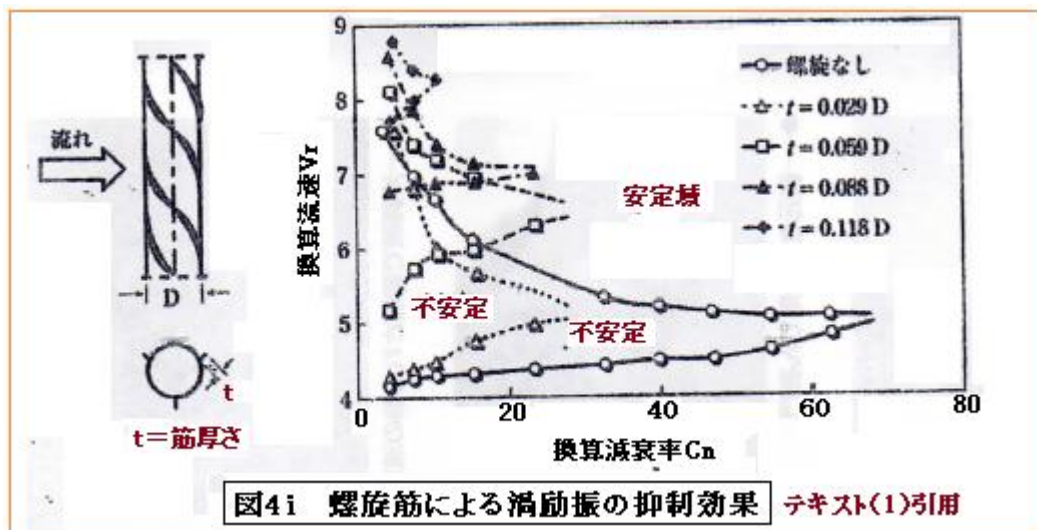
メーカ所見) 原理的には螺旋筋を巻くことで乱流剥離点をずらし規則的な交互渦の発生を抑えるもの。 $V_r=2\sim4$ で螺旋筋付きウエルは使用 OK ($V_r=5$?)

以上の情報からみて螺旋筋はもっとも有効な緩和抑制策と思われる。目安としては下記
螺旋筋高さ $\rightarrow 10\% \times$ 円柱外径、巻き付け角度 $\rightarrow 30^\circ$ 程度、条数 $\rightarrow$ BS4076 等



③ テキスト(1)のコメント

構造的な緩和抑制策いずれも完全に渦励振を防止できるわけではなく共振域を変えているに過ぎない(その辺は予め認識すべき)。下図に螺旋筋の効果を示す。特徴的なのは螺旋筋の高さが増すにつれて不安定域が急激に縮小するとともにそのピークが高い換算流速に移っていくことである。

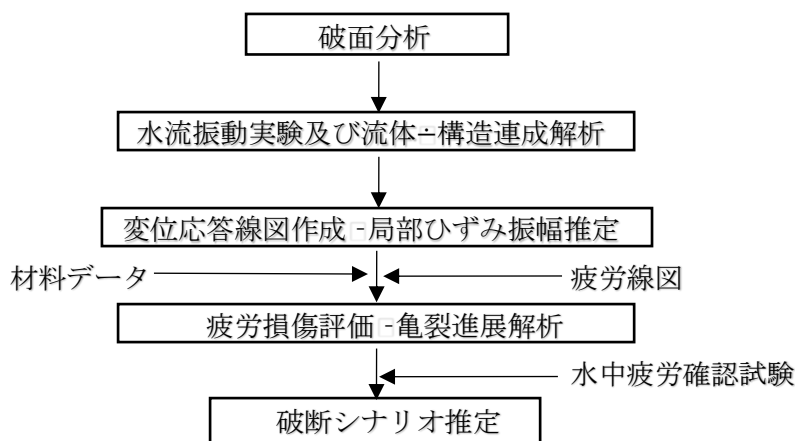


5. 渦励振によるトラブル事例^{(2),(19)~(23)}

FIV トラブルの中でも渦励振の事例はかなりのウェイトを占めるのではないかと。特に知見が定まらない時期のトラブル事例は特に然りと思う。ここでは幾つかの代表的な事例を紹介しておきたい。

(1) もんじゅ温度計破損⁽²⁰⁾⁽²¹⁾

- ・ 1995 年 12 月 8 日高速増殖炉もんじゅの 2 次系 550A 配管(液体ナトリウム冷却系統)の温度計保護管いわゆるサーモウェル(φ10x154)の段付き根元から破損して液体 Na の漏洩が起きた。図 5a(a)参照
- ・ 振動原因は抗力方向の同期振動による疲労破損。渦励振より双子渦(一部は交互渦)が放出され自励化して 0.5mm 程度の振動となり高サイクル疲労を起こしたものの。
- ・ 事故後、以下のような手順で事故の調査・分析が実施されている。



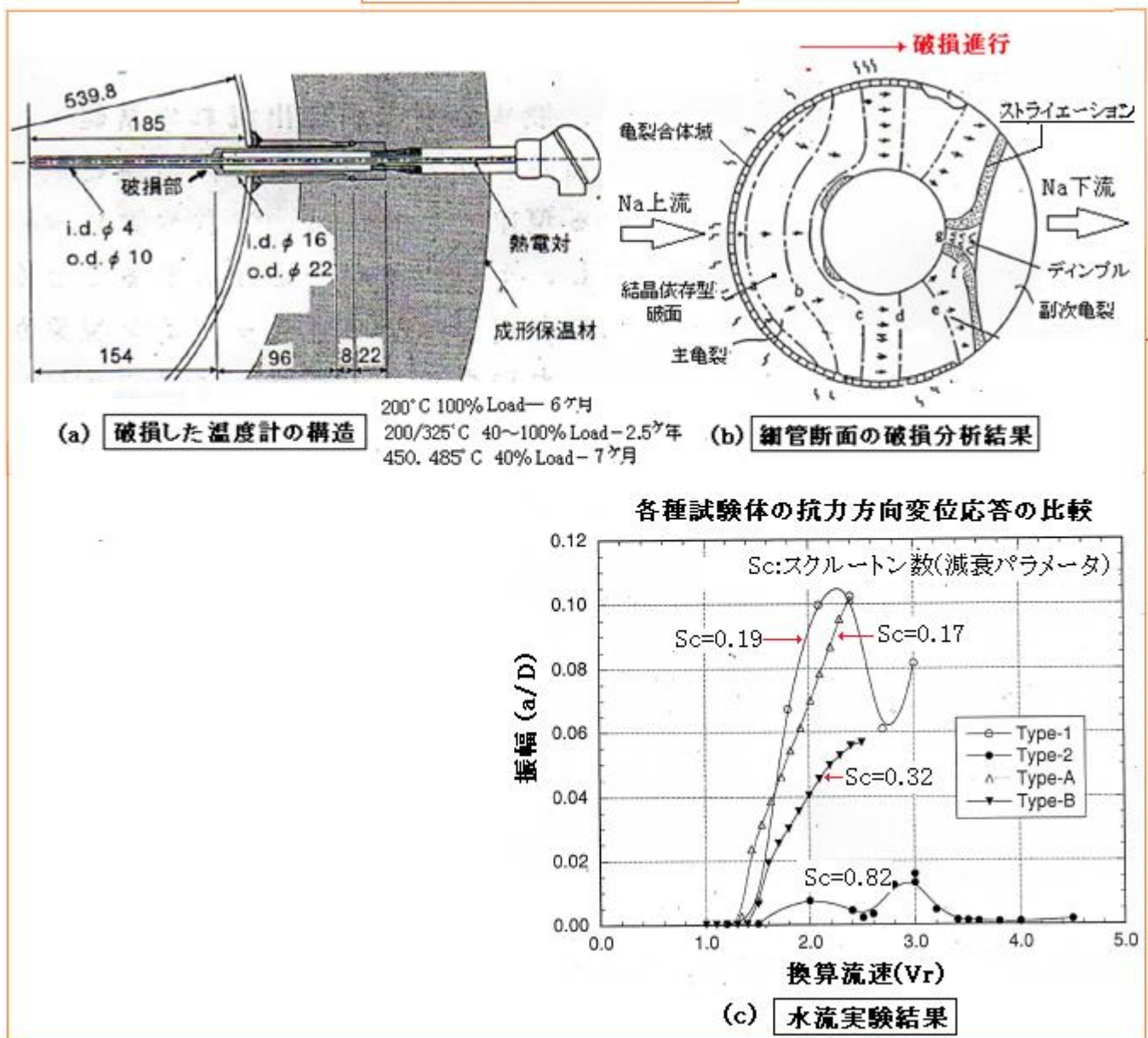
- ・ 破面分析によれば、破損場所は温度計サーモウェル段差部分(応力集中部)で、当初 100% 負荷運転で亀裂発生しその後、固有振動数が低下して亀裂は停留するものの、その後の 40~100% 負荷運転で再び亀裂進展・停留を繰返し、その後の 40% 負荷運転で破断に至ったものと思われる。図 5a(b)参照。
- ・ 当該サーモウェルの固有振動数は~260Hz、100% 負荷運転時の流速は 5m/s なので換算流速 V_r は $V_r = V/f_n D = 5/(260 \times 0.01) \div 2$ になる。亀裂進展は換算流速~2.0 で起きているようだ。
- ・ 水流振動試験では流量 2~6.4m/s の範囲で、固有振動数 f_0 と質量減衰パラメータ S_c の異なる 4 つの試験片を用いてひずみ/加速度など振動計測やビデオ撮影を行った。その結果、
 - 第 1 ピーク ($V_r=2$) → 対称渦と同期した抗力方向の振動
 - 第 2 ピーク ($V_r=2.8 \sim 3.0$) → $2f_s=f_0$ にロックインし交互渦と同調した抗力方向の振動
 - 第 3 ピーク ($V_r=4 \sim 5$) → $f_s=f_0$ にロックインし交互渦と同調した揚力方向の振動
- $V_r=2$ で亀裂がでれば f_0 が低下するので V_r が高くなって停留し、何らかのきっかけで第 2 ピーク側に移る(?)。さらに質量減衰パラメータ S_c が振動振幅に大きく影響していることも確認された。
- 例えば $S_c=0.19$ vs $0.82 \rightarrow$ 振幅ピークで約 1 : 10 (10 倍)
- 図 5a(c)を参照のこと。当該ウェルは S_c が 1 を超えたレベルにあったと思われる。なお水流振動試験の結果は 流体-構造連成解析からも確認されている。
- ・ 事故は流速の低い対称渦領域で起きている。想定される振幅は低いが変断面の応力集中効果によって

降伏応力レベルの局部ひずみがでて、高い振動数と相俟ってごく速い時期に亀裂が発生している。
この場合、注目すべきは次の2点である。

- ① 旧来、看過されてきた低流速における抗力方向振動が破損の引き金になっていること。
- ② 認識はされていたが、質量減衰パラメータに振動振幅が大きく左右されること。

①については潮流に曝されたパイルの抗力方向振動についての King らの情報があつたにも関わらず設計は旧来の揚力方向のカルマン渦に関する認識のみで行われていた現実がある。②については減衰効果がスクルートン数(=質量比 $\times$ 対数減衰率)によるという認識が殆ど欠落していた現実がある。更に②について云えば、質量比($m/\rho D^2$)が液体と気体で異なり、密度 ρ の低い気体に比べ密度の高い液体では質量比(→質量減衰パラメータ)が著しく低くなって振動が収まらなくなる可能性がある。この認識の欠如は通念的な揚力方向のカルマン渦振動ではあまり効かないが、本ケースのように抗力方向振動では致命的に効いたように思われる(本ケース、流体は液体金属で比重は水並みである!)。なおサーモウェルの設計には ASME PTC19.3 がよく知られているが、これは蒸気配管即ち気体配管を対象にしているため抗力方向振動は殆ど無視されて、これが設計者の先入観になっていた可能性もある。

図5a もんじゅ事故関連データ (文献(20)(21)引用)



・上記のエンジニアリングの欠如を補うため、JSME S012 が制定されている。因みに本事故の戦陣訓を

挙げれば次のようになる。

- ① 保護管の曲げ固有振動数は、渦放出周波数の1次2次($f_s, 2f_s$)から十分遠ざけること。
- ② ロックイン現象は低い振幅では起きない。変動流体力に対し剛な保護管にする。
- ③ 同期振動が起きないように構造減衰比(ζ)と質量比($m/\rho D^2$)に十分配慮する。
- ④ 応力振幅が疲労限界応力を越えないよう応力集中等に気を配る。
- ⑤ 揚力方向の同期振動のみならず、抗力方向の同期振動にも十分配慮する。

(2) タコマ橋の落橋事故⁽²⁾

- ・ 1940年11月7日ワシントン州の海峡にかけられたタコマ橋が開通後、風によって落橋した(渦励振の事例としてつとに有名)。橋は幅 11.9mx 桁高 2.44mx 支間 853m のプレートガータ補剛桁の吊橋。
- ・ この橋は開通直後から風が吹くたびに水平/上下方向にしていた。特に上下方向の揺れは 1m 以上。崩落は 19m/s の風によって起きた。水平 60 cm、上下方向 9m の揺れがありその後捩れ振動に変わり回転変位は 45 度にも。約 2hr 後に補強桁の中央部で破断、約 300m の橋床が落下した。
- ・ 上下振動はカルマン渦によるもの、捩れ振動は捩れフラッタによるものとされる。落下寸前に非常に大きな捩れが起きて破損に至った。
- ・ 53m/s の強風に耐えられるように設計してあったが、振動については考慮されておらず、剛性の低い野心的な軽量設計のプレートガーターが使用され、その断面が H 形で空力不安定を起こし易い構造になっていたことによる。
- ・ 長大な吊り橋は振動トラブルが多い。簡易人道吊り橋はよく落ちている。吊り橋以外にも斜張橋も不安定になり易いと云われる。

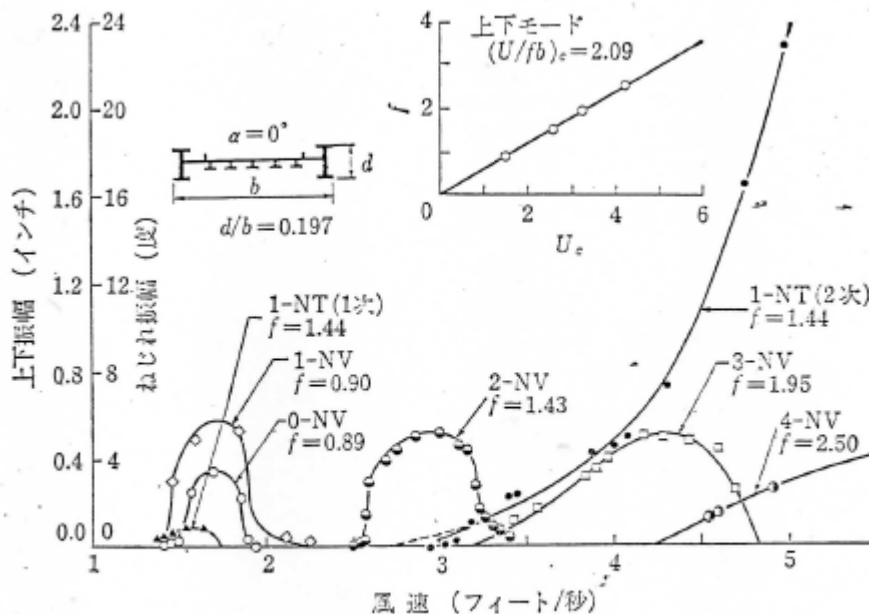


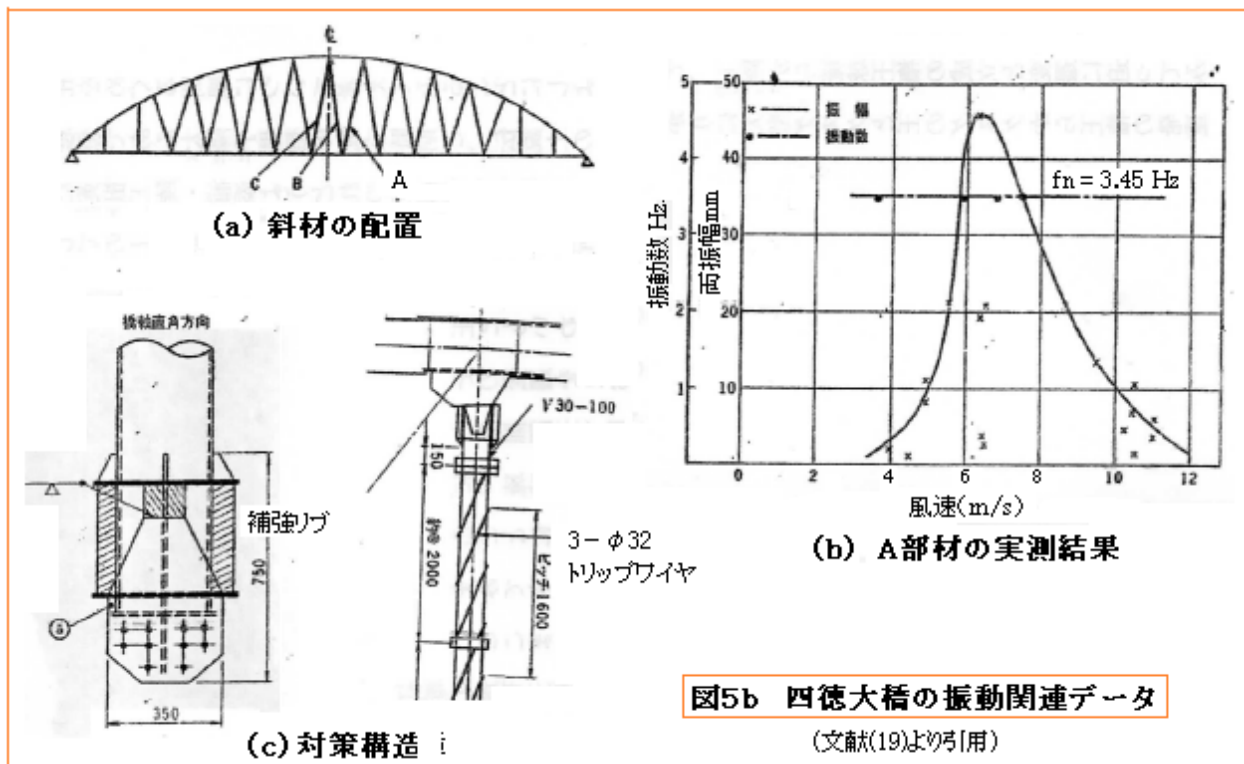
図 10.22 1/50縮尺全橋空力弾性模型によるタコマ橋のフラッタ特性⁽²⁾
(土木技術者のための振動便覧より抜粋)

(3) 四徳橋の部材破損⁽¹⁹⁾

- ・ S42年7月 MHI が担当した四徳大橋(全長 150m トラストランガード桁橋)の中央部の最も長い斜材($\phi 320$ 鋼管)が 5~6m/s の美風でトラス面内に大きく振動していることがわかった。点検の結果

斜材端で小さい亀裂が多数見つかった。現地計測では 6.2m/s の風で片振幅 22.6mm、振動数 3.4Hz であった。

- この場合、渦放出振動数は $f_s = SU/d = 0.18 \times 6.2 / 0.32 = 3.5\text{Hz}$ 、一方、斜材の固有振動数は $f_o = 3.45\text{Hz}$ (ピンとして 2.65Hz, 固定として 5.97Hz) であるから揚力方向に同期振動を起こしていることがわかる。
- 損傷は斜材端に近いガセット溶接部で微少亀裂が数十個所。ひずみゲージ計測では局部応力は 20kgf/mm^2 をオーバーしており 亀裂が高サイクル疲労によるものであることがわかる。
- 対策としては、端部ガセットをリブで補強しグロスな応力集中を排除、また斜材にトリップワイアを取り付けた(客先要望)。ガセット補強によって応力は 1/3.3 に減少、固有振動数は 3.5Hz から 4.3Hz に増加 (応力減少の効果が大きい)。また補強の追加で減衰率の増加があったと思われる。なおトリップワイアも効果があったようだ。



(4) ガス冷却炉-蒸気発生器の伝熱管の破損事故⁽²²⁾

- 1965 年、東海発電所ガス冷却炉の蒸気発生器の伝熱管で渦励起振動が起きてチューブが破損した。
- 原因は 2 つ。まず定格出力点近くの流量で渦放出振動数と伝熱管の曲げ固有振動数が同調していた。更にガス密度が高く質量比が小さい上に伝熱管支持金具がかなり剛になっていて、構造減衰がかなり低く、質量-減衰パラメータ(換算減衰率)がかなり小さかった。
- 対策としてチューブ中点にチェーン掛けして重りを追加した(結果は良好)。教訓として高压でガス密度が高いときはチューブ支持スパンを調整して十分固有振動数を上げ、チューブの減衰をアップする。

/

(5) バースクリーン後流の振動騒音トラブル

- 発電所のコンデンサチューブの内部戦場で使用されたボールを捕集するために設けられたバースクリーン後流の回収容器で振動騒音が起きていた。バー径 2mm、流速 2.2m/s、ストローハル数 0.18 で $f_s \approx 200\text{Hz}$ となりこれが計測振動数 200Hz に一致している(図 5c 参照)。多分、回収容器の固有振動数

が 200Hz に近く共振によるものと推定される。この現象は流れ中にできた渦放出振動による周辺構造体の強制振動(→おそらく共振状態)であり、渦放出物体の振動(同期振動)ではない。

- ・このようなカルマン渦による周辺設備の強制振動は多い。上記のようなトラブルは取水設備の除貝フィルタのバースクリーンでも起きている。バースクリーンの寸法を変えることで騒音を解消しようだ。

(6) 2相流におけるサーモウエルの振動トラブル⁽³⁰⁾

- ・2012 年春、ある石油精製プラントの 2 相流配管で温度計サーモウエルの振動が観察された。このサーモウエルには渦励振防止のため予め螺旋状にワイヤが巻き付けられていた。発生した振動は流れ方向(抗力)方向の振動でかなり振動レベルは高く、内部のシーズ熱電対が接触により損傷していた。振動周波数はウエルの固有振動数近傍なので同期振動と思われる。
- ・2 相流は平均密度 63～82 kg/m³、ボイド率 8～11%。原らのスタディではボイド率 15%までは单相流なみに渦励振が起きるとされているので当該ケースにも振動がでる可能性がある。
- ・2 相流の場合、テキスト⁽⁴⁾では “流れ方向の振動ではある程度ボイド率があると单相水流の場合よりも大きな振動が発生する“となっている(→3.3(4)参照)。渦振動防止策を行っていたにも拘わらず同期振動が起きているのはこの傾向に由るものではないか？
- ・ただメーカーは、螺旋ワイヤ(トリップワイヤ)の効果を信じてか、2 相流のフローパターンが間欠流モードになり液スラグの周期的な衝突でこの振動が起きたと主張している。確かにこの説には理があるが、スラグが発生していれば配管規模で揺れるはずであるから疑問も残る。テキスト情報に従いボイド率 20%ぐらいまでの 2 相流域での温度計設置は避けた方がいいのではないか？

【 添付 A-1 】

ASME Sect.III Div.1 Appendix N Dynamic Analysis Methods
N-1300 Flow-induced vibration of Tubes and Tube Banks(6)

以下、N-1300 中の渦励起振動関連の記述(和訳)を記す。

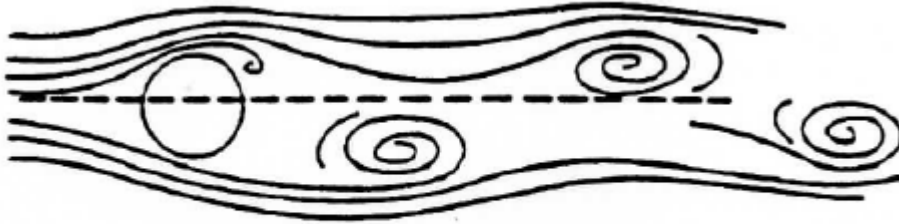


Fig.N-1321-1 Vortices shed from a circular cylinder
(渦放出の様子)

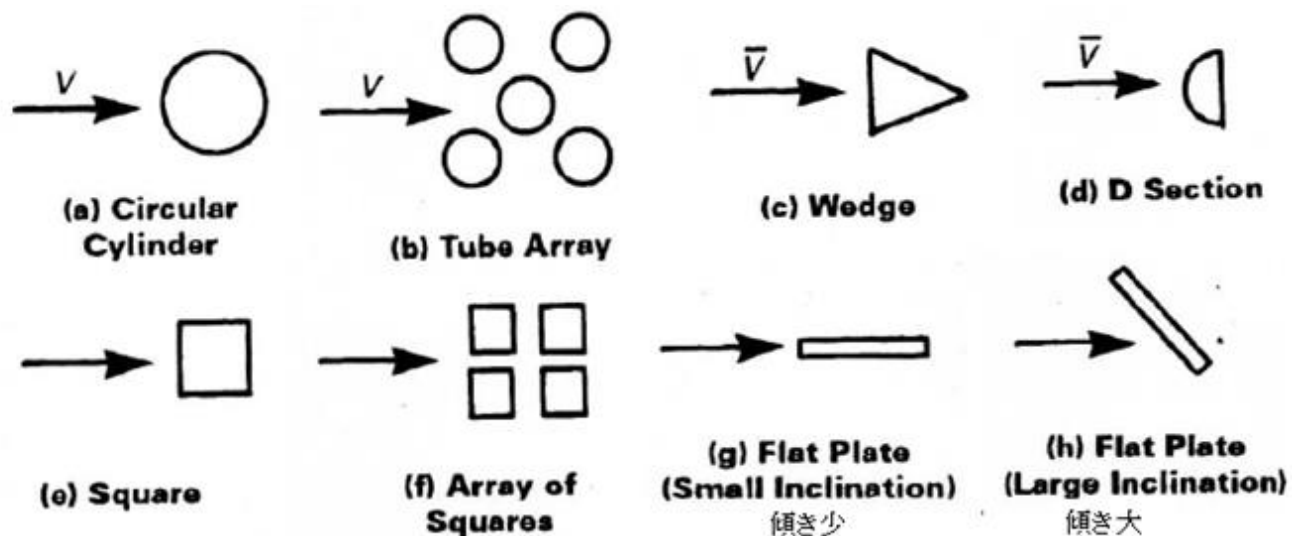


FIG. N-1321-2 SOME TYPICAL CROSS SECTIONS OF BLUFF BODIES
THAT CAN EXPERIENCE VORTEX SHEDDING (渦放出が起こるブラフボディ断面の典例)

【 N-1320 渦の放出 】

N-1321 固定されたブラフボディからの渦放出

一様な流れの中に置かれたブラフボディの場合、**Fig.N-1321-1** に示すように後流のウェーキにはっきりした渦が現れることが多い。渦は規則的にボディの両側から交互に放出され、揚力の交互変動を引き起こす。実験による渦放出プロセスのスタディでは、交互揚力の振動数は次の式で表わせることがわかっている⁽⁹⁴⁾⁽⁹⁵⁾。

$$f_s = SV/D \quad \text{-----} \quad (68)$$

渦放出が起きる一般的な構造体の例を **Fig.N-1321-2** に示す。以下の記述は円柱に基づいているが、その概念は他のブラフボディにもよくあてはまる。

一様なクロスフローによって[直径 D x 長さ L]の孤立した単一円筒に生じる振動揚力は次の

ように表わされる(96)(97)。

$$F = C_L J_q D L \{\sin(2\pi f_s t)\} \quad \text{-----}(69)$$

ここで C_L , f_s , J はレイノルズ数の関数で実験によるもの。一様なクロスフローでは渦放出のエネルギーは中心振動数 f_s のかなり狭い周波数帯で発生しており、レイノルズ数が遷移域 ($2 \times 10^5 \sim 3 \times 10^6$) に移ると、振動はほぼ周期的なものから完全にランダムなものに変化してゆく。

計測されるストローハル数 S は $10^3 < Re < 2 \times 10^5$ で 0.2、それ以上のレイノルズ数ではストローハル数 S と揚力係数 C_L の値はかなりばらつく。

一般に、交互渦の流体力が円柱の全長 L に渡って渦振動に関係することはない。結果的には、一様な剛体モードではそのジョイントアクセプタンスに次の 2 つの限界ケースがある(97)。

$$\begin{aligned} \text{もし軸方向関係長さ } l_c \ll L \text{ ならば } J^2 &= l_c / L \\ \text{もし十分に関連するならば } J^2 &= 1 \quad \text{-----}(70) \end{aligned}$$

静止円柱の揚力方向相関長さ l_c は $10^3 < Re < 2 \times 10^5$ に対しおよそ $3D < l_c < 7D$ の範囲にある(87)。大きなレイノルズ数では付着境界層が完全に乱流になるのでさらに静止円柱の相関長さは小さくなると予想される。 J^2 は長い静止チューブでは通常 1 よりもかなり小さくなる。渦放出振動数で円柱が動くときは、N-1323 および N-1324 で述べられるようにその相関長さは実質的に増加する(82)(87)。

また渦放出によって流れ方向ないしドラッグ方向にも抗力が生じる。単一円柱の場合この抗力は渦放出振動数の 2 倍の振動数で派生する(87)。ただ、その大きさは一般的に振動揚力のそれよりも小さくなる傾向がある。

N-1322 実際のクロスフロー

理想的なクロスフローは実験室以外では殆ど見られない。多くの実地条件では励振メカニズムとしての渦放出の有効性や強さは低下する。

(a) もし構造体が乱流の中にあるか、チューブ表面が粗いのであれば、乱流によって放出振動数の帯域が広がり卓越放出振動数におけるエネルギーが減少する傾向がある(129)。

(b) もし円柱が流れに対し傾斜していたら、放出振動数は円柱軸に直角な流速成分を使用することで十分予測できる。すなわち

$$f_s = (SV/D) \cos \theta \quad \text{-----}(71)$$

ここで、 θ は流れ方向と円柱軸直角方向の角度である。傾斜した流れでは渦放出力の大きさが減少する傾向がある(98)。

(c) スパンに沿った流速の変化によって渦放出振動数もスパンに沿って変化する。その影響で正味の渦放出による励振の大きさは一般に低下する。

(d) 2 相流では渦放出は起きず単相流のみに関係するという議論には、ある程度の根拠がある(99)(100)。

(e) 以上で議論された渦放出特性は一般論として適用可能であるが、特に近隣の構造体の影響に

関しては含まれていない。複数以上の円柱配列についてのスタディ(101)では、渦放出は起きるがその特性は円柱の相対的な配置や間隔に非常に敏感になることがわかっている。実験データがかなりバラついていることからわかるように、重要なチューブ配列ケースに対し、(69)式に使用される S 、 J および C_L は単一円柱の場合に較べかなり不明瞭な所が多い(100)(102)~(105)(139)(140)。

N-1323 撓性をもった円柱

渦放出振動数 f_s が構造体の固有振動数から十分に離れて共鳴域の外にあるときは、(69)式で与えられる渦放出揚力 F 式は妥当であり、もし $C_L=1$ 、 $J=1$ が選ばれるなら安全側になる。

この安全側の式は非一様な負荷にも用いられ、モーダル応答として多重モード下の円柱の解析を単純化するために使用できる。通常はこの共鳴域外の応答は小さい。しかし共鳴域に近づくにつれて大きな動きが現れる。

撓み性があるってしっかりサポートされた単一チューブでは、放出振動数と固有振動数が漸近している場合、いったん振動が始まると、そのまま両者の振動がシンクロナイズ(同調)領域に入る恐れがある。空気の流れに置かれたバネ支持円柱の場合、シンクロナイズが持続する速度域は、減衰パラメータ $[m_t \delta_n / (\rho D^2)]$ に依存している(106)。Fig.N-1323-1 の斜線部分はシンクロナイズ領域を示している。縦軸の $V/(f_n D)$ は換算速度である。

ここで f_n はバネ支持円柱の固有振動数である。特に $[m_t \delta_n / (\rho D^2)]$ の増加とともにシンクロナイズ状態にある換算流速範囲が減少し、 $[m_t \delta_n / (\rho D^2)] > 32$ ではシンクロナイズ状態は解消する。Fig.N-1323-1 の斜線部分の外では、前述の N-1321 の(69)式で与えられる交互揚力(→ 静止チューブが渦放出振動数で振動しているときの揚力)になる。

結果的にはシンクロナイズ状態に至る例は多い。流速の増減があるとどうしても放出振動数が構造体の固有振動数に接近して以下のようなことが起きる。

- (a) 渦放出振動数が構造体の固有振動数に移る、即ち、たとえ流速や構造体振動数が変化しても Fig.N-1323-1 に示されるシンクロナイズ域にあれば、構造体振動数にシンクロナイズしてロックイン状態になる。
- (b) スパン方向の渦放出と強制関数(加振関数)の相関は、構造体の応答が増加するにつれて急激に増加する。
- (c) 揚力は構造体の振幅の関数になる。
- (d) 構造体の抗力が増加する。
- (e) 放出渦の強度が増加する。

シンクロナイズ領域内では、減衰の少ない構造体を実質的な共振(共鳴)振動が起きる。両振幅でチューブ径の3倍までの振幅が、ケーブルやチューブを覆う水のような密な流体の中でも観察される。その振動は主に流れに直交しており自己制限的である(82)(87)(94)。

水中の単一円柱では振幅の大きいシンクロナイズした抗力方向の振動が観察されている。これらの揺動は渦放出の分割周波数、即ち N-1321 の(68)式に従った、シンクロナイズに必要な流速の $1/4, 1/3, 1/2$ に相当するかなり低い流速で初生する(107)(108)。しかしながら抗力方向のシンクロ

ナイズの度合は揚力方向ほど強くはなく、それは常に密な流体中にある減衰の少ない構造体だけに発生する⁽⁸⁷⁾⁽¹¹⁰⁾。

ロックイン現象は2相流あるいは間隔の詰まった管群内の2,3列以上の深い部分では観察されていない。

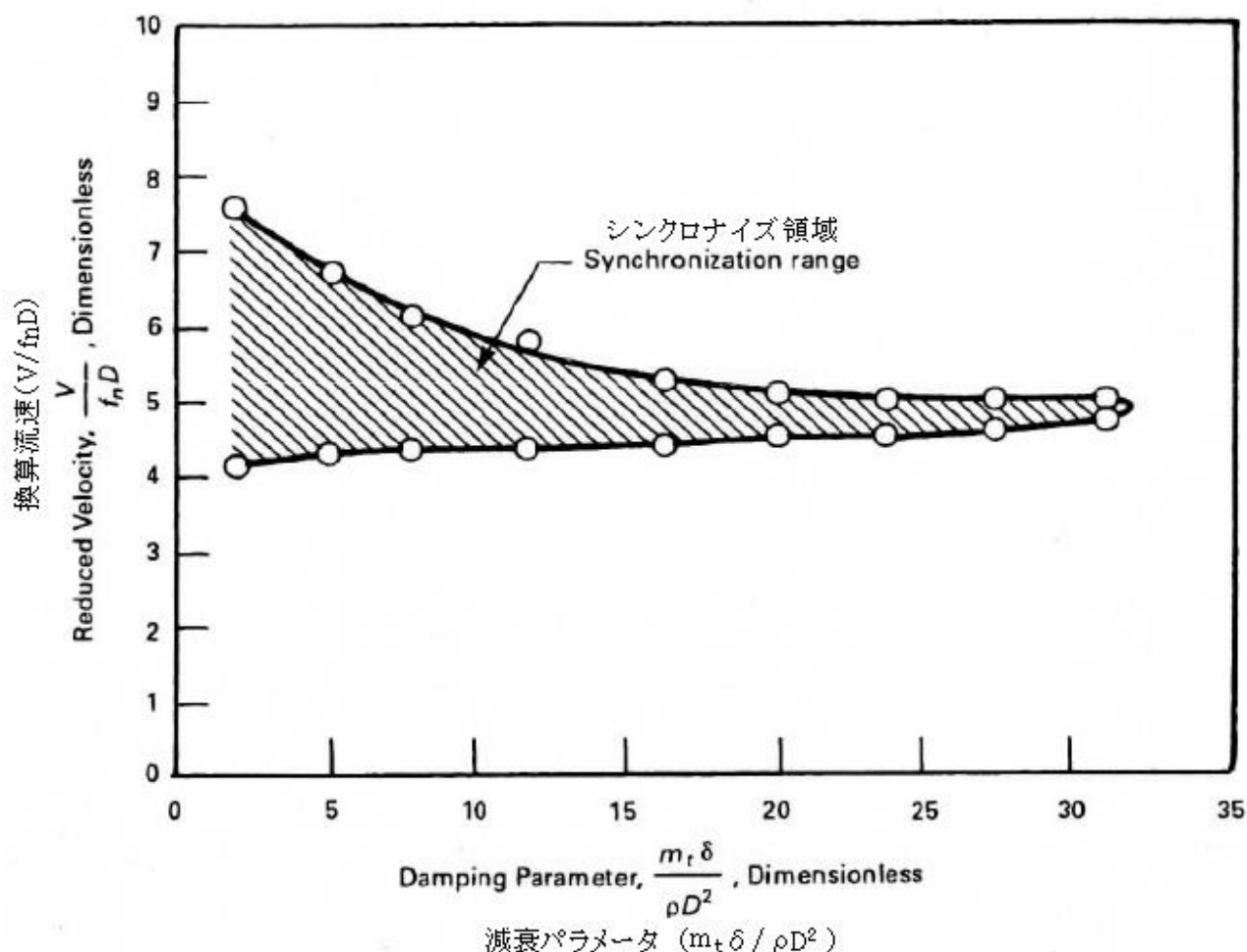


FIG. N-1323-1 SYNCHRONIZATION OF THE VORTEX SHEDDING FREQUENCY AND THE TUBE NATURAL FREQUENCY FOR A SINGLE, FLEXIBLY-MOUNTED CIRCULAR CYLINDER. SYNCHRONIZATION OCCURS WITHIN THE SHADED REGION. (REF. 106)

Fig.N-1323-1 単一撓み性支持円筒の渦放出振動数とチューブ固有振動数のシンクロナイズ

N-1324 円柱における設計手順

可能な限りロックイン運転状態は避けるべきであるが、複雑な設計ではこれを回避できないことも多い。そこで設計規準としては、共振無し構造体の動解析を前提にした[ロックイン回避のため基準]及び[ロックイン中の応答計算の設計手順]が必要になる。以下これを示す。

N-1324.1 ロックインによるシンクロナイズの回避

単一円柱のロックインは次の4つの方法のいずれかで回避できる⁽⁸²⁾⁽¹⁰⁶⁾⁽¹⁰⁸⁾⁽¹⁰⁹⁾。チューブトレイでは(a),(b),(c)のみが適用でき、その場合のVは最小ギャップ(P-D)の流速になる。

- (a) もし基本振動モード($n=1$)の換算流速が次式を満足するならば、揚力及び抗力方向のロックインは回避できる。

$$V/f_1 D < 1. \quad \text{-----}(72)$$

- (b) もし与えられた振動モードにおいて換算減衰率が次のように十分大きければ当該モードにおけるロックイン現象は抑制されるだろう。

$$C_n > 64 \quad \text{-----}(73)$$

- (c) もし与えられた振動モードに対して以下の制限が満たされるならば、揚力方向のロックインは回避され、抗力方向のロックインは抑制される。

$$V/f_n D < 3.3 \quad \text{及び} \quad C_n > 1.2 \quad \text{-----}(74) \text{及び}(75)$$

- (d) もし構造体の固有振動数が $f_n < 0.7f_s$ または $f_n > 1.3f_s$ の範囲にあれば、揚力方向のロックインは n 次モードについて回避される。

なお、換算減衰 C_n は次式によって計算される。

$$C_n = 4\pi \xi_n M_n / \{ \rho D \int_{L_e} \phi_n^2(x) dx \} \quad \text{-----}(76)$$

ここで $\xi_n = \delta_n / 2\pi$ は空中で計測された(減衰定数/臨界減衰定数)比。 M_n は一般化質量で次式による。

$$M_n = \int_{L_e} m_t \phi_n^2(x) dx \quad \text{-----}(77)$$

ϕ_n は n 次のモード形状関数で、 $m_t(x)$ は単位長さ当たりの円柱質量、 L_e はその積分がロックインに際しクロスフローに曝される円柱長さ部分に限られることを意味する。なお m_t は次式に従って計算される。

$$m_t = m_s(x) + m_c(x) + m_A(x) \quad \text{-----}(78)$$

孤立した円柱では m_A は置換された流体質量である。もし当該円柱部分が他の物体に接近しているならば、付加質量や流体減衰の増加の可能性を考慮する必要がある⁽⁸¹⁾⁽⁸²⁾⁽⁹⁰⁾⁽⁹³⁾。

N-1324.2 渦から誘起される応答

共鳴がなければ、テキスト的な強制振動解⁽⁹⁶⁾や強制関数に関する(69)式⁽⁸²⁾⁽⁸⁹⁾を用い応答量を計算することができる。その結果として発生する応答は通常小さい。運転条件を変えてもロックインが回避ないし抑制できなければ共鳴渦から生じる応答量を計算しなければならない。応答量の計算については、3タイプの構造体－流れ関係、すなわち [一様流れの中の単一様円柱]、[チューブアレイ] および [非一様流れの中の非一様円柱] に対してそれぞれのアプローチが推奨される。

- (a) **一様な構造体と一様な流れ**。もし一様な円柱が全スパンにわたって一様なクロスフローに曝されるならば、渦放出振動数も渦力も全スパンにわたって一定になる。周期渦から生じる揚力は(69)式で与えられる。ロックイン状態では渦の放出振動数は n 次振動モードの固有振動数に等しく ($\rightarrow f_s = f_n$)、円柱構造体の応答値は次式で与えられる⁽⁸²⁾⁽⁸⁹⁾。

$$y_{n*} / D = C_L J \phi_{n*} / [16 \pi^2 S^2 \{ m_t \xi_n / (\rho D^2) \}] \quad \text{-----}(79)$$

揚力係数が 1 に等しく ($\rightarrow C_L = 1$)、渦放出が円柱スパンに沿って発生し完全に相関づけられる ($\rightarrow J = 1$) ならば、この式は周期的な渦誘起振動の大きさを見積るうえでの上限界を与える。勿論有効な実験データがあるなら $C_L = 1$ 及び $J = 1$ 以外の値を用いてもよい。

しかし実際の揚力係数は $0.5x$ 直径を越えるような振動振幅域で減少し、より低い振幅では完全なスパン方向の相関が欠如する傾向があるところから、 $C_L=1$ 、 $J=1$ とおいた場合の(79)式は、過度に安全側の予測を与えると思われる。そこでこの過度に安全側の予測をさけるために、3つの半経験的な非線形式を **Table N-1324.2(a)-1** に示す。この表ではモード形状係数 γ は一般に $1.0 \sim 1.3$ の間で変わる⁽⁸²⁾。また C_n は空中における ξ_n を用いて(76)式から求める。

Table N-1324.2(a)-1
Semiempirical Correlations for Predicting Resonant
Vortex-induced Vibration Amplitude
(共鳴時の渦振動による振幅を予測するための半経験式)

Reference	Predicted Resonant Amplitude
111	$\frac{y^*_{n}}{D} = \frac{1.29\gamma}{[1 + 0.43 (2\pi S^2 C_n)]^{3.35}}$
82	$\frac{y^*_{n}}{D} = \frac{0.07\gamma}{(C_n + 1.9) S^2} \left[0.3 + \frac{0.2}{(C_n + 1.9) S} \right]^{1/2}$
110	$\frac{y^*_{n}}{D} = \frac{0.32}{[0.06 + (2\pi S^2 C_n)^2]^{1/2}}$

(b) チューブアレイ内部。一貫した渦列は、チューブ径の2倍以下のチューブ中心間隔を持った円柱配列の始め数列だけに存在しているのがわかっている。その場合は最小ギャップ($P-D$)から得られる流速を用いることで単一円柱に関する設計手順が準用できる。

なおアレイ(配列)の内部には単一明確な振動数ではなく、広帯域の周波数を持った渦放出現象が存在している。アレイ内部の応答は一般に、同種の単一チューブの応答より小さい。アレイ内の振動予測のため導入された技術はランダム(不規則)振動理論に基づくもので、後述の N-1340 で議論する。

(c) 非一様な構造体及び流れ。円柱構造体の中には、非一様な質量および剛性分布を持ちスパンを通して変化する流速に曝されるものもある。この場合、一部の構造体のスパンだけが渦放出と共鳴し、励振に寄与する。この非一様な流れに置かれた非一様な構造体を扱う方法の一つとして以下のようなステップが考えられる。

- (1) 構造体の固有振動数とモード形状を求める。
- (2) スパン方向の流量分布を求める。
- (3) 各モードに対し渦放出振動数と共鳴する恐れのある構造体部分を確認する。この場合、スパン方向の渦放出振動数の分布を計算しその振動数から $\pm 30\%$ の範囲を目安に共鳴のポテンシャルを見積もることで確認できる。
- (4) $f_n=f_s$ 及び $C_L=1$ とおいて N-1321 の(69)式から得られる揚力を、共鳴の起きるスパン区分に適用する。

手順(1)～(4)は文献(89)(112)に図示されている。一様流れ/一様構造体に対しては、完全な相関($f_n=f_s$) 及び $C_L=1$ という仮定、即ち(4)の設定は過度に安全側の予測を与える。 C_L については有効な実験データであればその値を用いてもよい。

<記号定義>

C_n = n 次モードの換算減衰率、 C_L =揚力係数、 D =円柱径、 E =ヤング率
 f_n = n 次振動モードの固有振動数(Hz)、 f_s =周期的渦放出振動数(Hz)、 F =力(フォース)
 G_f =強制関数(励振力)のシングルサイドのパワースペクトル密度→Hz 当りの(フォース/長さ)²
 G_y =シングルサイドの応答パワースペクトル密度
 H_j = j 次振動モードの伝達関数、 I =断面の慣性モーメント
 J^2 =ジョイントアクセプタンス、 J_{jk}^2 = j 次・ k 次モードのクロスアクセプタンス
 $(J_{jk}^i)^2$ = i 次スパンのアクセプタンス、
 ℓ_c =軸方向相関長さ= $2\int_0^L r(x')dx'$ ここで $r(x')$ =相関関数、 x' =分離長さ
 ℓ_{ci} = i 次スパンの相関長さ、 L_c =渦放出を起こす円柱長さ、 L_i =スパン長さ

 m =単位長さ当たりの質量、 m_A =単位長さ当たりの付加流体質量
 m_c =単位長さ当たりの内部流体質量、 m_f =単位長さ当たりの円柱置換流体質量
 m_s =単位長さ当たりの構造物質量、 m_t =チューブ単位長さ当たりの全質量= $m_A+m_c+m_s$
 M_j =モーダル質量、 M_n = n 次振動モードの単位長さ当たりの有効モーダル質量、
 n =振動モード($n=1$ →基本モード)、 p =圧力、 P =チューブピッチ(チューブ中心距離)
 q =動圧($=\rho V^2/2$)、 Re =レイノルズ数($=VD/\nu$)、 R_p =圧力場のクロス相関
 S =ストローハル数($=f_s D/V$)、
 S_f =円柱上の強制関数(励振力)のクロススペクトル密度→Hz 当りの(力/長さ)²
 S_{fo} =強制関数のパワースペクトル密度、 S_p =圧力場のクロススペクトル密度、
 S_y =円柱の応答のパワースペクトル密度、 t =時間
 U_c =対流速度、 V =平均速度、 x =軸方向距離、 y_{n*} = n 次振動モードの最大変位、
 $\ddot{y}^2$ =円柱の平均 2 乗応答、 α_n = n 次振動モードの増幅係数、
 γ_n = n 次振動モードのモード形状係数、 Γ =円柱の強制関数の結束度
 Γ_i = i 次スパンの結束度、 δm =質量・減衰パラメータ($=\delta_n m_t / \rho D^2$)
 δ_n = n 次振動モードの対数減衰比($=2\pi \xi_n$)
 ξ_n = n 次モードの限界減衰比、 ρ =流体質量密度、 ϕ_n = n 次振動モード形状
 ϕ_{n*} = ϕ_n の最大値、 θ =流れ方向とチューブ軸直角方向の間の角度、
 ν =動粘度、 Ω =振動数(rad./sec)、

【 添付 A-2 】

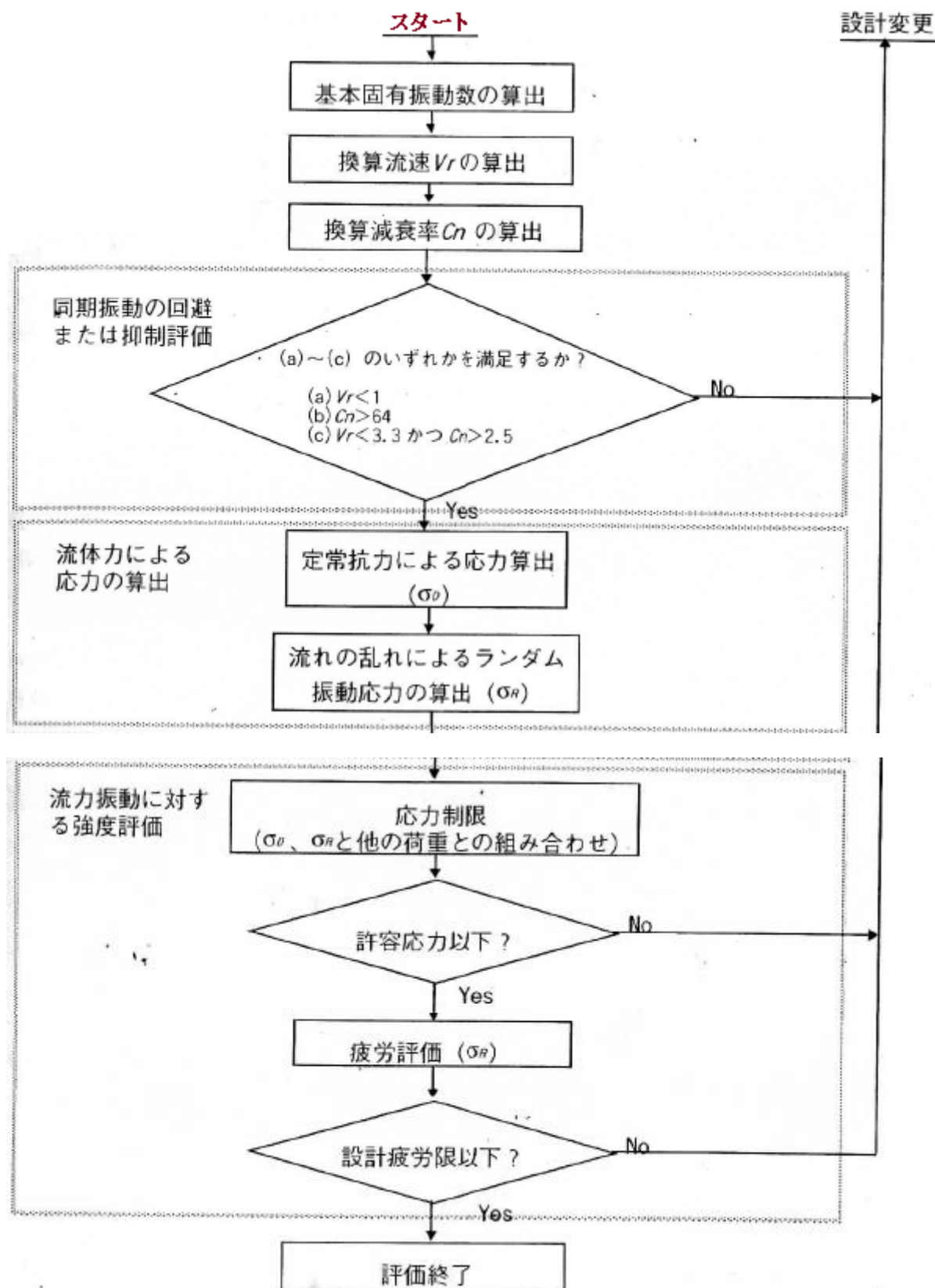
JSME S012 配管内円柱状構造物の流力振動評価指針における関連メモ(8)(11)

1. 指針規定の概要

本文と解説 A,B 及び動画からなる。本文の内容は下記のような流れになっている。すなわち、

①同期振動の回避/制限条件、②流体力による応力算出、③流力振動に対する強度評価

①は ASME N-1300 と同様の規定になる。②③は①が充足されたという前提で、通常応力を評価するもので同期振動で発生する振動応力の評価にはなっていない。



2. 指針規定の運用/背景

解説(A)に詳しく説明されている。ここではその要点をピックアップして示す。

(1) 指針の適用と対応

① 構造物に関する適用

形状 → 基本的に一様円柱、但しテーパ円柱/一般サーモウエルにも対応可

支持 → 基本的には完全片端固定、但し両端固定あるいは柔固定にも対応可、

② 流れに関する適用

流況 → 基本的に一様流、但し速度分布の非一様流にも対応可

流動 → 管内レイノルズ数 >2000 の乱流域(但し円柱外径のレイノルズ数ではないので注意！)

方向 → 直交流とする(軸方向流れのような非直交流は扱わず)。

流体 → 基本的には非圧縮性流体に適用、但し圧縮性ガスでもマッハ0.3以下は適用可。

(2) 考慮対象の流体力と振動現象

① 対象流体力 → 定常抗力+流れの乱れに起因するランダム励振力。指針によって同期振動は排除されるから同期振動による流体力は除外される。従って、応力評価はランダム励振力を含めた定常流体力による応力に限られる。

② 対象振動現象 → 同期振動(対称渦を伴う自励振動及び交互渦によるロックイン振動)

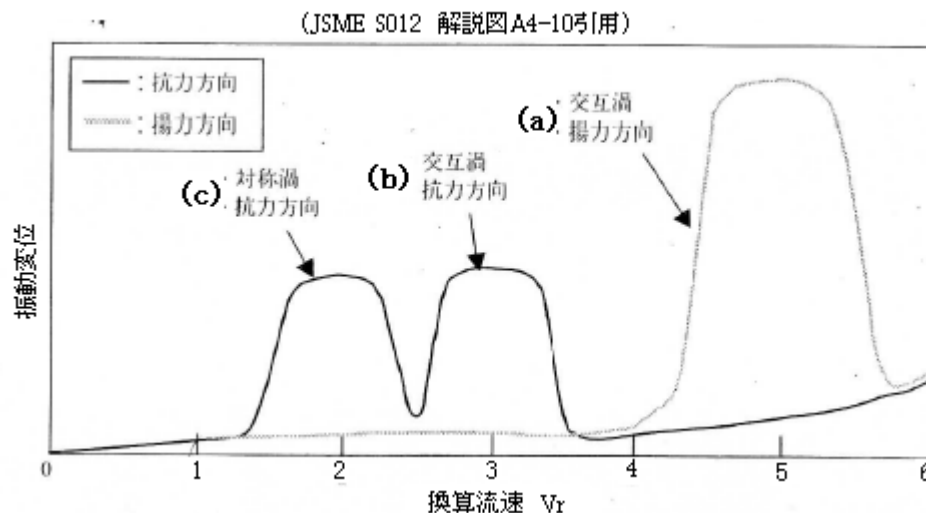
[対称渦を伴う自励振動は下図(c)のように低い流速で起き流れ方向(抗力方向)に振動し、[交互渦によるロックイン振動]は下図(b)(a)のようにより高い流速で起きる振動で、(b)では流れ方向に振動し(a)では流れ直交方向(揚力方向)に振動する。

ロックイン振動のメカについては下記のような議論有り。

[自励振動説]、[ヒストリシス効果]あるいは[現象説明モデル]

同期振動に影響するパラメータとしては

[スパン方向のせん断流]、[周辺の壁面]あるいは[質量比]



(3) 評価パラメータとその設定

評価は次の2つのパラメータを用いて行われる。

$$\text{換算流速 } V_r = V/f_0 d_0, \quad \text{換算減衰率 } C_n = 2m \delta / \rho d_0^2 = 4\pi m \zeta / \rho d_0^2$$

まず換算流速 V_r について。これは流速の大きさをサーモウエルなど構造物の固有振動数と対比させて示した無次元化流速である。 $f_s = SV/d_0$ の関係を用いると

$$V_r = (1/S)(f_s/f_0) \rightarrow S \approx 0.2 \text{ (Nor.) とすれば } V_r = 5(f_s/f_0)$$

インライン振動は $f_s = 0.5f_0$ で同期するので $V_r = 2.5$ 、クロスフロー振動は $f_s = f_0$ で同期するので $V_r = 5$ が目安になる(もちろん同期発生領域がある)。

V_r 式における流速 V には一様流の流速を用いる。しかし実際の配管流れには速度分布があるので当該構造物周りの平均流速 V_a を用いる。この場合、

- ・ 配管内の流速分布に対して → 管壁からの距離に由る速度分布をウェル長さで積分して平均化した流速を V とする。
- ・ ウェル先端の局部流束に対して → 先端($x = L_e$)では $1.2V_a$ になるが、King による限界換算流速 $V_r = 1.25$ を $V_r = 1.0$ で運用しているので問題なし
- ・ 曲管部の出口偏流に対して → 大きな速度分布があるので安全側に配慮して決める。

なお、流速は変動流体力にも影響を与える。励振力係数は平均流速ベースではないので一率の平均流速でウェル付根のモーメントを計算することになり危険側になる。係数 $C_M (> 1.0)$ を乗じて調整する必要あり。

また V_r 式の固有振動数 f_0 は一様な円柱として計算式が与えられているので基本的にはこれによればよい。テーパ状円柱だと一様円柱よりも固有振動数が高くなるが、換算流速 V_r は低くなるので安全評価になる。テーパがきつく過度に安全側になる時は ASME PTC (Power test code) 式が妥当である。ただ JSME、PTC 式とも片端固定になっているが、配管肉厚がかなり薄いと固有振動数は低下して実際の換算流速は片端固定として計算した値よりも高くなり、評価は非安全側になってしまう。管の肉厚が薄いときは管側も含めて FEM 解析によるのが妥当である。

V_r 式中の外径 d_0 は、テーパ円柱の場合、平均径にとればよい。

次に換算減衰率について。換算減衰率は質量減衰パラメータともいい円柱の対数減衰率に円柱と流体の質量比を加味して振動のしにくさを表わしたもので、かつてスクルートンが提起したもの(スクルートン数とも呼ぶ)。オリジナルは梁長さ L, L_e を考えて、

$$C_n = 2M \delta / [\rho \int_{L_e} d(x) \phi_o^2(x) dx / \int_L \phi_o^2(x) dx] \quad (L_e \rightarrow \text{流れに曝される長さ})$$

ここで $M = \text{一般化質量} = \int_L m(x) \phi_o^2(x) dx / \int \phi_o^2(x) dx$,

$$m(x) = m_s(x) + m_c(x) + m_A(x)$$

但し $m_s(x)$ = 円柱の単位長さ当り質量、 $m_c(x)$ = 円柱内容物の単位長さ当り質量

$m_A(x)$ = 排除流体の単位長さ当り質量(付加質量)

$\phi_o(x)$ = 基本振動モード関数(固有関数)、

一般に質量 $m(x)$ も外径 $d_0(x)$ も一定になるので $C_n = 2m \delta / \rho d_0^2 = 4\pi m \zeta / \rho d_0^2$ (ζ = 減衰比)

(4) 評価方法のあらまし

- ① 同期振動発生の回避抑制 → [$V_r < 1, C_n > 64$ あるいは $V_r < 3.3$ & $C_n > 2.5$]

$V_r < 1$ → 流速を減じて対称渦を伴う自励振動 及び 交互渦によるロックイン振動とも回避

$C_n > 64$ → 減衰を高めて対称渦を伴う自励振動 及び 交互渦によるロックイン振動とも抑制

$V_r < 3.5$ & $C_n > 2.5$ → 流速を減じて $V_r < 3.3$ として交互渦による揚力方向振動を回避するとともに $C_n > 2.5$ として交互渦/対称渦による抗力方向振動を抑制
なお ASME では $C_n > 1.2$ なのでかなり安全側になっている。

なお ASME N-1300 で採られている交互渦による揚力方向振動に関する回避条件 [$f_n/f_s < 0.7$ or $f_n/f_s > 1.3$] は上記 3 条件にダブル(?)ので採用されていないようだ。因みに ASME の回避条件は産業分野で取られてきた制限をそのまま受容したもの。

- ② 同期振動の回避/抑制を前提とした定常流体力(不規則流体力も含む)による応力の評価

当然ながら同期振動による応力評価は対象外になる。

(5) 運用上の気付点

- ① 液体では固有振動数の算定で付加質量が全質量 m に加算されるので注意する。
- ② 減衰比は、安全側に真空中ないし空気中の減衰比を用いる(液体では粘性の影響があるが無視...)
- ③ 減衰比 $C_n < 64$ は、復水器のように真空中で流体密度 ρ がごく小さくならない限り、あるいは気体中で構造物の質量がかなり大きくなる限り、成立に無理がある。
- ④ 減衰比 $C_n > 2.5$ は水のように流体密度 ρ の大きい流体では成立しにくい。この制限は気体に限られると見ていい。
- ⑤ できるだけ剛性を高めて固有振動数 f_0 を上げ $V_r < 1$ にしたいところであるが無理なことが多い。液体では $V_r < 1$ でなんとか設計し、気体では $V_r < 3.3$ & $C_n > 2.5$ で設計することになる。
- ⑥ 下記のような構造物の形状効果が期待できることもある。

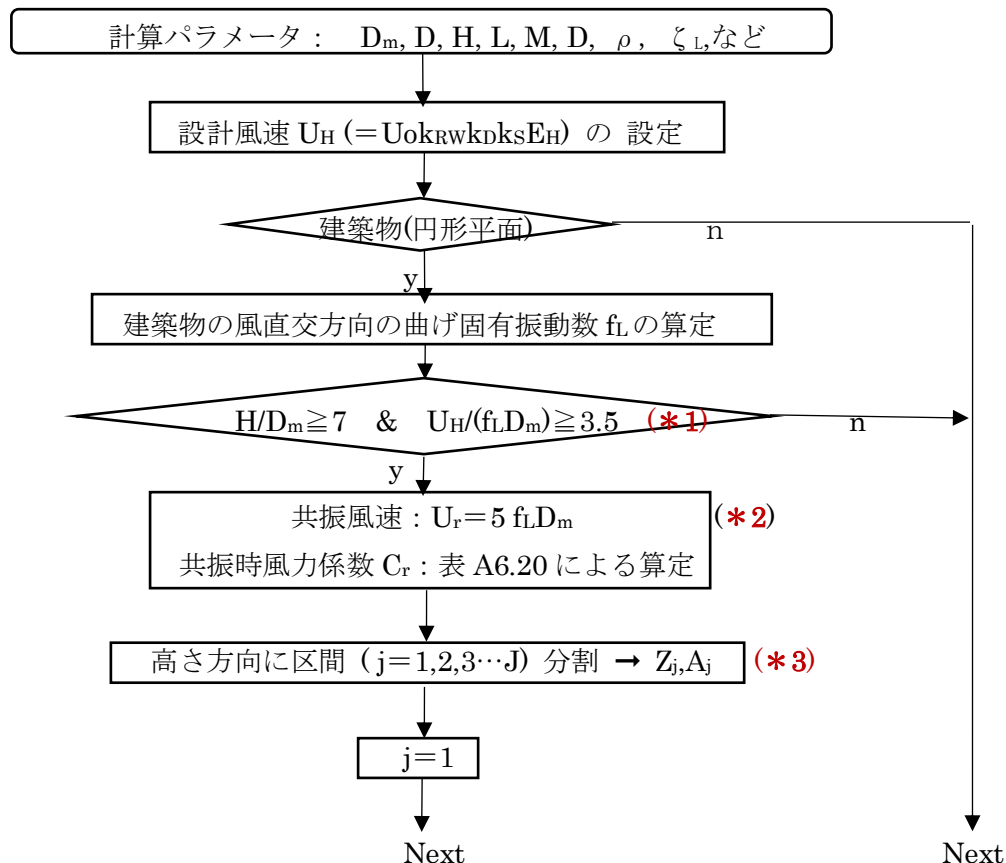
[非対称断面で流れの剥離を非周期化する]、[スパン方向に断面を変化させて剥離周期をずらす]
 ただ、非対称断面でも渦列はできるので周期的流体力の低減はあっても振動は消えない。またスパン方向の振動数は変わるがかえって振動数の範囲が広がり自励振動の回避抑制が?である。
 以上の気付点は ASME N-1300 のケースも然り。

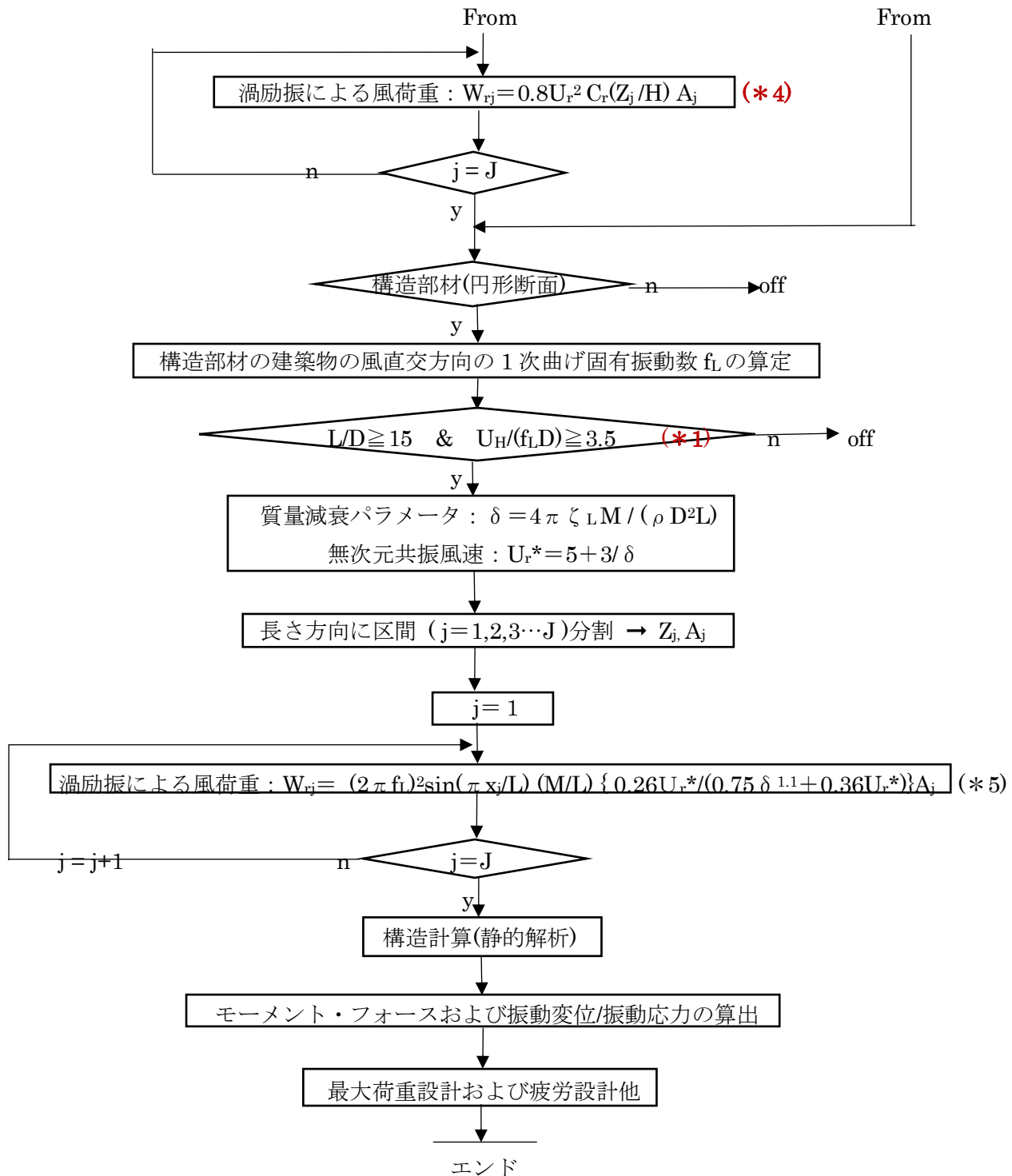
【 添付 A-3 】

建築物荷重指針・同解説 の渦励振関連メモ⁽⁹⁾

本指針では渦励振に関して下記の規定が与えられている。その内容を下記のチャートに示す。

6.1.3 特殊な風荷重や風振動の影響を考慮すべき建築物 および A6.9 渦励振
 なお当該規定は円形構造物のみ適用になる。



表 A6.20 共振時風力係数 C_r

$U_r D_m$	$\rho_s \sqrt{\zeta_L} < 5$	$\rho_s \sqrt{\zeta_L} \geq 5$
$U_r D_m < 3$	$\frac{1.3}{\sqrt{\zeta_L}} + \frac{1.5}{\zeta_L} \frac{\rho}{\rho_s}$	$\frac{1.7}{\sqrt{\zeta_L}}$
$3 \leq U_r D_m < 6$	直線補間	直線補間
$6 \leq U_r D_m$	$\frac{0.53}{\sqrt{\zeta_L}} + \frac{0.16}{\zeta_L} \frac{\rho}{\rho_s}$	$\frac{0.57}{\sqrt{\zeta_L}}$

【 記号説明 】

U_H =A6.1.2 項による設計風速(m/s)、 H =6.1.2 項(11)による基準高さ
 D_m =高さ $2H/3$ における建築物の外径値(m)、 j =区間分割 No.(=1,2,3...J)
 f_L =建築物/構造部材の風直交方向の振動の 1 次固有振動数(Hz)
 W_r =地表面からの高さ Z /部材端部からの距離 x における渦励振による風荷重(N)、
 W_{rj} =区間 j の中央の W_r (N)、 ρ =空気密度(1.22 kg/m³)、
 C_r =共振時の風力係数(→ 表 A6.20)、 Z =地表面からの高さ(m)、 Z_j =区間 j の中央の Z (m)、
 A =地表面高さ Z / 端部距離 x における投影見附面積(m²)、 A_j =区間 j の中央の A (m²)、
 D =構造部材の外径(m)、 U_r^* =無次元共振風速(-)、 δ =質量減衰パラメータ(-)、
 x =部材端部からの距離(m)、 x_j =区間 j の中央の x (m)、 L =部材の長さ(m)、
 M =部材の全質量(kg)、 ζ_L =部材の曲げ振動の 1 次減衰係数(-)、

【 補足説明 】

- (※1) $U_H/f_L D_m$ あるいは $U_H/f_L D$ は N1300 の換算流速 V_r に該当するので、この判定は $V_r > 3.5$ で起きる振動即ち揚力方向(風直交方向)振動の発生のみを対象にしていると思われる。ASME N-1300 では $V_r = 3.3$ で仕切って $V_r < 3.3$ で起こる対称渦について $C_n > 1.2$ と云う抑制条件を課しているが、この指針では何の措置もしていない。これは、風に曝される構造物では流体密度が低くて換算減衰率 C_n が 1.2 を割り込むことはなく、対称渦による抗力方向(風方向)振動発生の懸念が殆どないからである。なお H/D_m あるいは L/D の制限については根拠がよくわからないが、揺れがある程度ないとロックイン現象にならないことを考慮したものではないかと思う。
- (※2) 共振風速は渦放出周波数が固有振動数と一致する時の風速なので $f_s = S U_r / D_m = f_L \rightarrow U_r = (1/S) f_L D_m$ ここでストローハル数は概ね $S = 0.2$ なので、 $U_r = (1/0.2) f_L D_m = 5 f_L D_m$ となる。高いレイノルズ数では S 値が 0.2 より大きくなって U_r は小さくなるが、ここでは安全側に $U_r = 5 f_L D_m$ としている。
- また、共振時風力係数 C_r は表 A6.20 で与えられているが、これはいわゆる応答倍率によって拡張された揚力係数ということで理解される(事実、変動流体力の 15 倍ぐらいになる)。表の $V_r D_m$ はレイノルズ数を表わし $U_r D_m < 3$ は亜臨界域、 $6 \leq U_r D_m$ は超臨界域を示している。表の背景については指針の A6.9.2 に説明がついているので参照されたし。なお C_r は同期振動発生時の横荷重算を算定するとき有効である(前 4(5)参照)。
- (※3) 建築物高さ H や部材長さ L が大きくなると位置によりかなり風荷重が変わるので区間分割して扱うものとした。
- (※4) 見附面積当たりの風荷重は $W_r = C_r q_r A$ で表わせるが、共振時速度圧 q_r は多少、マージンをみて $q_r = 1.25 \times 0.5 \rho U_r^2 (Z/H) = 1.25 \times 0.5 \times 1.22 \times U_r^2 (Z/H) \doteq 0.8 U_r^2 (Z/H)$ であるから $W_{rj} = 0.8 U_r^2 C_r (Z_j / H) A_j$ が得られる。
- (※5) 建築物は片持ち梁構造で扱えるので高さ比例のシンプルな風荷重式になるが、部材は両端拘束梁でモード分布や減衰効果が含まれ複雑になっている(詳細割愛)。

【 添付 A-4 】

ASME PTC19.3 TW - 2016 の概要メモ

ASME の Power Plant 関連の性能試験コードに含まれる熱電対規定は渦励振による損傷回避を主な

課題においたもので、JSME S012 指針に相当し S012 には含まれない情報が含まれエンジニアリング的に見逃せない内容を持っている。ただ残念ながら原本が未入手で内容はまだ把握していない。入手次第 Ver-up するものとして、ここでは ABB 社などの資料をもとにわかって範囲でメモしておく。

① PTC19.3-TW のコンテンツは次の通り(ハード面が重視されているようだ)。

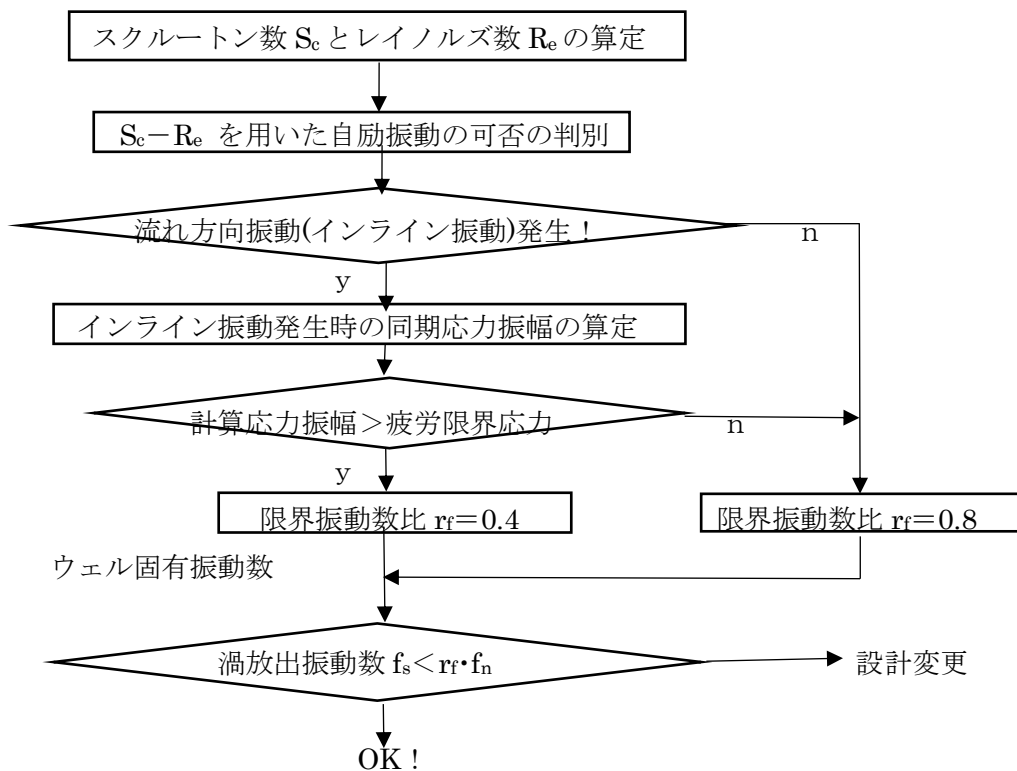
目的,範囲,記号定義,適用,単位、材質、応力式、計算 Overview、図例ほか

② 定常応力のほか自励振動発生時の動的応力の算定と応力評価が示されている。

③ テーパー状ウェルの詳細な固有振動数計算式あるいは固定部の撓みを考慮した固有振動式が与えられている(→JSME S012 解説 A-4 に一部の式が紹介)。

④ 変動抗力/揚力、応答倍率、応答振幅などのデータや式が与えられている。

⑤ 同期振動(流れ方向/流れ直交方向振動)について下記チャートのような振動制限がある(推定)。



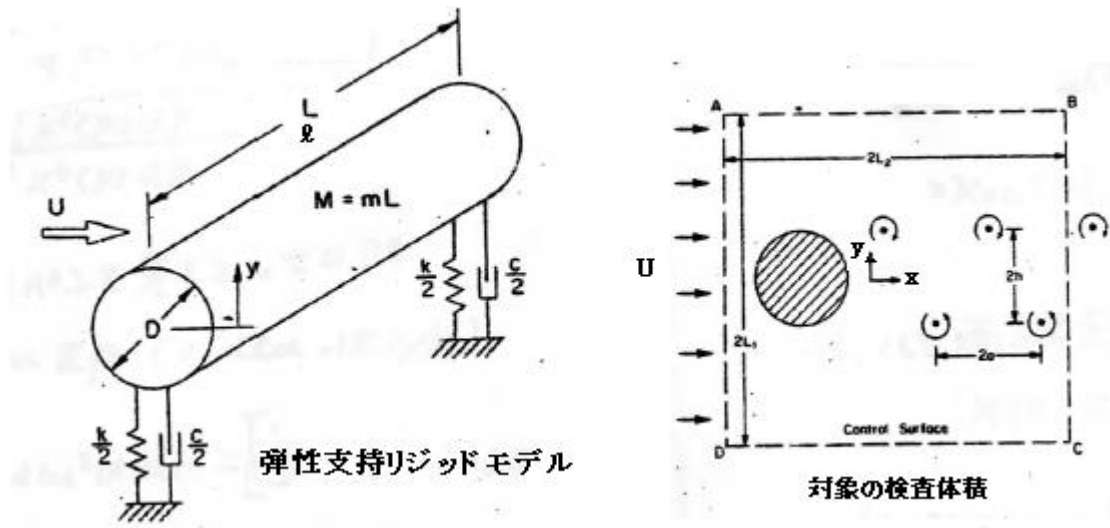
ここで、限界振動数比 r_f = 渦放出振動数 f_s / ウェル固有振動数 f_n である。この制限を満足するにはウェルを剛にして固有振動数をアップする必要がある。

⑥ 上記の振動制限では ASME N-1300 とは異なり抗抗力(流れ)方向振動を条件付きで容認している。まず抗力方向振動発生の可否を判断し、もしそうであるならウェル付根に生じる応力振幅を求めて疲労評価を行う。その結果、疲労の恐れがあれば渦放出振動数を制限し疲労の恐れがなければ抗力方向振動の発生を容認する。ASME N-1300 は抗力方向振動の発生自体を認めていないのでこちらの方が合理化されているが、疲労評価の手間が必要になる。振動が発生するか否かはいわゆるスクルートの S_c - V_r 領域図 (例えば N-1300 の Fig.1323-1 に類似したもの) が使用されていると思う。減衰 S_c は $(C_n/2)$ と置けばよい。また換算流速 V_r は

$$V_r = U/f_n d = (1/f_n)(U/d) = (1/f_n)(f_s/S) = (1/S)(f_s/f_n)$$

であるから R_e 数から S を求め、 (f_s/f_n) を共振状態 1 として、安全側に V_r が設定できる。

【 添付 B-1 】

振動振幅についての Iwan-Blevins の解⁽³⁾⁽²³⁾

次の 2 つの方程式を連立させる形から、この解の導出はスタートしている。

$$\text{運動(振動)方程式: } m d^2 y(x, t) / dt^2 + d e[x, t] / dt + \oint [y(x, t)] = f(dz/dx, dy/dt) \quad \text{----- (a)}$$

(左辺第 1 項→慣性項、同第 2 項→減衰項、同第 3 項→梁剛性公項、

右辺→加振項で円柱に作用するネットフォースになる)

$$\begin{aligned} \text{超越関数方程式: } d^2 z / dt^2 - \{ (a_1 - a_4) / a_0 \} (U/D) - (a_2 / a_0) (1/UD) (dz/dt)^2 (dz/dt) + \omega_s^2 z \\ = (a_4 / a_0) (U/D) \{ dy(x, t) / dt \} \quad \text{----- (b)} \end{aligned}$$

この式は円柱＋後流渦列を囲う検査体積の運動量保存則から得られるもの。後流渦廻りの流れ場を近似する仮想流れの変数 z について与えられる式である。

(a) について。固有関数 $\xi(x)$ の直交性より $y(x, t)$ と $z(x, t)$ を変数分離形で扱って

$$d^2 \dot{y}_n / dt^2 + 2 \zeta_n^T \omega_n d \dot{y}_n / dt + \omega_n^2 \dot{y}_n = (a_4 \rho DU / m) (d \dot{z}_n / dt) \quad \text{----- (c)}$$

ここで、 $\dot{y}_n$ と $\dot{z}_n$ はそれぞれ変位 y と仮想変数 z の固有関数展開形で、 ζ_n^T は構造物の全有効減衰を表わしている。

(b) について。変数分離形の $y z$ を用いるとともに近似化を行って

$$\begin{aligned} d^2 \dot{z}_n / dt^2 - \{ (a_1 - a_4) / a_0 \} (U/D) - (a_3 m / a_0 U D) \int_0^l \xi^4(x) dx (d \dot{z}_n / dt)^2 (d \dot{z}_n / dt) + \omega_s^2 \dot{z}_n \\ = (a_4 / a_0) (U/D) \{ d \dot{y}_n / dt \} \quad \text{----- (d)} \end{aligned}$$

この式は真空管発信回路に関する **Van der Pole** 式である。

次に(c)式と(d)式を連立して応答値を求める。まず(d)式を解いて

$$\dot{z}_n = (U / \omega_s) (4/3)^{0.5} (a_1 - a_4 + k_1 a^4)^{0.5} [a^2 m \int_0^l \xi^4(x) dx]^{0.5}$$

これを(c)式に用い。幾つかの処理を行って次の応答振幅を得る。

$$\begin{aligned} Y_{n \max} / D = \{ a_4 (4/3)^{0.5} \gamma_n / (2 \pi^2 S^2 \mu_r \zeta_n^T) \} \{ (a_1 - a_4) / a_2 + a_4^2 / (\pi^2 a^2 S \mu_r \zeta_n^T) \} \\ \gamma_n = \xi_{n \max} / [m \int_0^l \xi^4(x) dx]^{0.5} = X_n(x/\ell) [\int_0^l X_n^2(x/\ell) d(x/\ell) / \int_0^l X_n^4(x/\ell) d(x/\ell)] \end{aligned}$$

ここで、 $Y_{n \max}$ = n 次の構造物の最大応答振幅、 S = ストロークハル数

γ_n = n 次モードの無次元モード形状係数、 ζ_n^T = n 次の全有効減衰係数、

$X_n(x/\ell)$ = 正規化されない構造物の固有モード形状(固有関数)、 x/ℓ = スパン上の位置

実験結果によれば、係数 $a_0=0.48$, $a_1=0.44$, $a_2=0.20$, $a_3=0$, $a_4=0.38$ であるから上式は

$$Y_{n\max}/D = \{0.07/(\pi^2 S^2 \mu_r \zeta_n^T)\} [0.3 + 0.72/(\pi^2 S \mu_r \zeta_n^T)]^{0.5} \gamma_n$$

ここで $\mu_r = m/(\pi/4) \rho D^2 = 4m/(\pi \rho D^2)$ (→質量比)

$\zeta_n^T = \zeta_n + a_4 \rho DU/(2m \omega_n)$ (→流体干渉を含む n 次の全有効減衰係数)

なお ζ_n^T 式では、 $f_s = SU/D$ より $U = f_s D/S$ であるが、ロックインでは $f_s = f_n$ なので $U = f_n D/S$ とおける。従って $\zeta_n^T = \zeta_n + a_4 \rho D^2/(4 \pi S m)$ これを用いて

$$\pi^2 \mu_r \zeta_n^T = 2m(2 \pi \zeta_n^T)/(\rho D^2) + a_4/S = 2m \delta / \rho D^2 + 0.38/0.2 = C_n + 1.9$$

従って $Y_{n\max}/D = [0.07/\{S^2(S_c + 1.9)\}][0.3 + 0.72/\{S(S_c + 1.9)\}]^{0.5} \gamma_n$

この式は ASME N-1300 の Table N-1324.2(a)-1 の Ref.82 の式に該当する。

【 添付 B-2 】

円柱構造物のランダム不規則振動の解について⁽⁸⁾

(1) JSME S012 では流れの乱れによるランダム振動応力を算出しこれと定常応力を合算して強度を評価するようになっている。この応力は渦励振から外れるが 確率論的なものも含まれて判りにくいのでこの際、解の導入過程を示しておく。

[速度分布が一様、断面一様及び $V_r < 3.3$] という条件で、サーモウエルの応力 σ_R 式は次の通り。

$$\sigma_R = M_b/Z = (EI/Z) y_R(L) (\lambda_o^2/L^2)$$

$$y_R(L) = 2C_o [\beta_o^2 G(f_o)/\{64 \pi^3 m^2 f_o^3 (\zeta + \zeta_f)\}]^{0.5}$$

$$\beta_o = \eta_o / \lambda_o = -[\{\sinh(\kappa_o) - \sin(\kappa_o)\} + \tau_o \{\cosh(\kappa_o) + \cos(\kappa_o)\}]/1.875$$

$$G(f_o) = (C' \rho V^2 d_o/2)^2 \phi(f_o) = 4/(1 + 4 \pi^2 f_o^2), \quad f_o = f_o d_o/V$$

$$\kappa_o = \lambda_o(1 - L_e/L), \quad \tau_o = (\sinh \lambda_o - \sin \lambda_o)/(\cosh \lambda_o - \cos \lambda_o)$$

ここで $y_R(L)$ = 先端の振動振幅、 EI = 梁曲げ剛性、 Z = 断面係数、 V = 近寄流速、

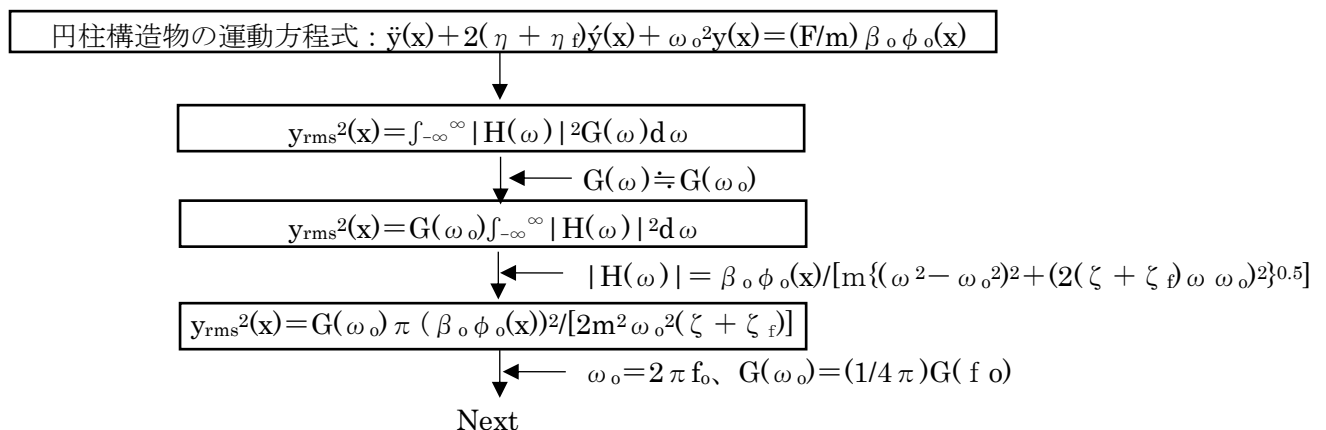
C_o = rms 値からピーク値への換算係数、 $2 = \phi_o(L)|_{x=0}$ のときの値、 β_o = 刺激定数、

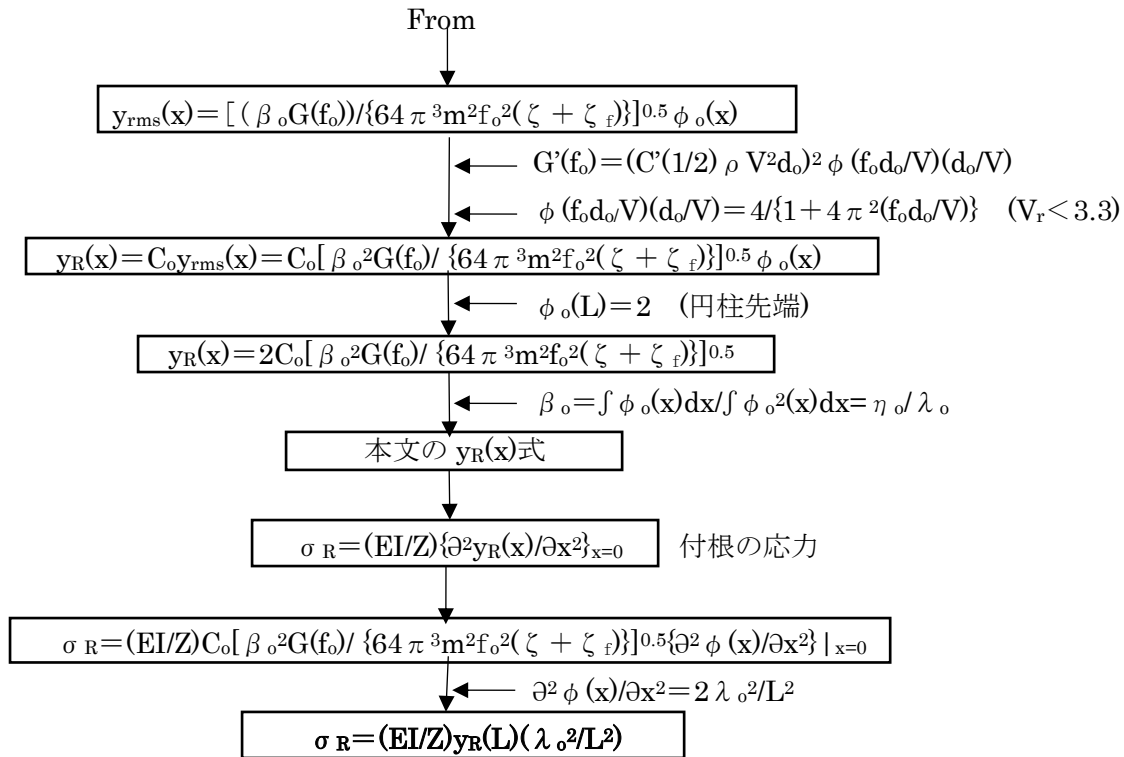
η_o = 係数、 λ_o = 振動係数(1.875)、 C' = ランダム励振力係数、 m = 全質量、 d_o = 外径

ζ, ζ_f = 構造物、流体の減衰比、 f_o = 渦放出振動数、 L = ウェル長さ、 L_e = 有効ウェル長さ

$G(f_o)$ = 励振力パワースペクトル密度、 $\phi(f_o)$ = 規準化パワースペクトル密度、

(2) ランダム振動応力式の導入：下記チャートにそのあらましを示す。





記号説明：F＝ランダム励振力、 β_o ＝刺激定数、 $\phi_o(x)$ ＝基本振動モード関数、
 ω_o ＝基本角固有振動数、 ω ＝渦放出角振動数、 ρ ＝流体密度、 $H(\omega)$ ＝伝達関数、
 $G(\omega)$ ＝励振力パワースペクトル密度、 $y_{rms}(x)$ ＝振動振幅(rms 値)、
 C' ＝ランダム励振力係数、 C_o ＝ピーク換算係数、

【 添付 B-3 】

矩形断面/構造材断面における渦励振関係メモ⁽¹⁾⁽⁵⁾⁽²⁷⁾⁽²⁸⁾

- (1) 矩形断面構造で起きる流体誘起振動には、渦励起振動、乱れ誘起振動、ギャロッピングなどがある。渦励振は基本的に円柱構造と同じ傾向になる。乱れ誘起振動は隅角の影響などの介在で円柱構造より大きくなる。ギャロッピングなどの空力不安定は円柱に比べ非対称形状になるので顕著になる。振動形態としては梁柱の場合、円柱と同じく曲げ振動になるが、土木構造物によっては回転剛性が曲げ剛性より弱くなって振れ/曲げ振れ振動が問題になることも多い。
- (2) 矩形断面構造の渦励振では基本的に円柱構造と同じように渦放出振動が発生し流れ方向/流れ直交方向の同期振動が起き、円柱断面と同じようなロックイン現象が起こる。ただ縦横比や迎え角等形状/配置によってかなり複雑な振動パターンになる。Naudasher は、これらを表 2.4-1(引用)、図 2.4-4(引用)および図 2.4-5(引用)のように換算流速－縦横比－迎え角によって分類している(27)。流れ方向に縦横比(長さ/幅比 e/d)が小さいあいだは先端から渦放出が起きるが、縦横比が大きくなると後端から渦放出する。なお先端放出では縦横比 2.8 辺りで再付着が起きるとされる。
- (3) 渦放出振動数 f_w は円柱構造のときと同じように次式でカウントされる。

$f_w = SV/d$ ここで d ＝流れ方向の受圧幅、 S ＝ストローハル数、 V ＝接近流速
ストローハル数 S は次のようなパラメータに影響をうける。

・幾何条件 → 縦横比、迎え角、隅角の丸み、表面粗さなど

・流動条件 → レイノルズ数、乱れ強さ

幾何条件の影響については、Naudascher 文献引用の図 2.4-2 および図 2.4-3 参照のこと。図中に急変する部分があるが、渦の再付着に由るとみていい(と思う)。迎え角の影響は 0.12~0.18 廻りで微妙に変化する。過度の丸みをつけると 0.1~0.2 から 0.2~0.3 と大きくなる。

レイノルズ数の影響は円柱の場合と同様の傾向で 0.12~0.15 と緩い。丸みのない鋭い隅角部があるところで渦の剥離点が Fix されてレイノルズ数の影響がごく小さくなる(極端には無視されることも)。

- (4) 流体力についても縦横比、迎え角あるいは乱れの影響を受ける。定常抗力係数は図 10.10(引用)のようになる。縦横比 0.7 辺にピークがあるが、これは全面で剥離した流れの巻き込みが最大になったもの。変動揚力係数は正方形の場合、図 10.15 のようになる。迎え角が大きくなると急激に下がる。

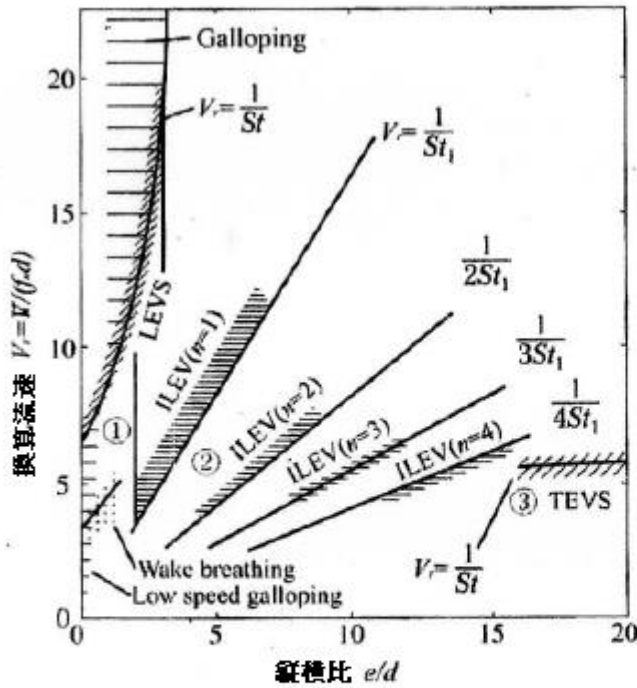
- (5) 縦横比の小さい矩形断面構造では、基本的に ASME N-1300 の評価方法が流用可能と思われる。その場合、換算流速 V_r はストローハル数に反比例するので、次のようにストローハル数比(S_r/S_0)を乗じて調整する必要があると思う。但し S_0 , S_r はそれぞれ円柱、矩形柱のストローハル数である。

$$V_r < 1 \rightarrow V_r < 1/(S_r/S_0) \quad \text{あるいは} \quad V_r < 3.3 \quad \& \quad C_n > 1.5 \rightarrow V_r < 3.3/(S_r/S_0) \quad \& \quad C_n > 1.5$$

例えば、矩形の場合 $S_r=0.15$ とすれば、 $V_r < 1/(0.15/0.2)=1.33$ あるいは $V_r < 3.3/(0.15/0.2)=4.4$ になる。 C_n については分母の ρD^2 を $1.27 \rho A$ (但し A =断面積)に置き換えて計算する必要がある。

表 2.4-1 角柱に生じる各種の渦励起振動¹⁾

縦横比 e/d	迎え角 α	渦の種類	予想される振動
$0 < e/d < 2$	—	LEVS: Leading-edge vortex shedding (前縁から渦のはく離する領域 (図 2.4-4))	・カルマン渦による流れに直角方向の振動および流れ方向の振動 ・物体の運動に伴う流体負減衰の作用によるギャロッピング
$2 < e/d < 16$	—	ILEV: Impinging leading-edge vortex shedding (前縁はく離渦の再付着する領域 (図 2.4-4))	・カルマン渦による流れ直角方向の振動および流れ方向の振動とモーメントによるねじり振動
$16 < e/d$	—	TEVS: Trailing-edge vortex shedding (後縁から渦のはく離する領域 (図 2.4-4))	・平板と同様の挙動をすると考えられるが、この領域の顕著な振動は認められない。
$10 < e/d$	$10^\circ < \alpha$	AEVS: Alternate-edge vortex shedding (縦横比の大きい矩形柱で迎角が大きい場合に前縁と後縁から交互に渦がでる領域 (図 2.4-5))	・ILEVSの領域やTEVSの領域にある縦横比の大きい矩形柱が、大きな迎角を持ったときに生じる渦で、流れ方向あるいは長手方向の振動が発生

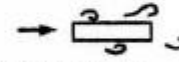


比較的Sc数が小さい場合に発生しうる流れ直交方向振動は以下の①～③のモードとなる：

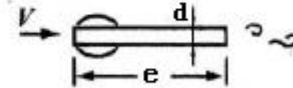
①LEVS=leading-edge vortex shedding



②ILEV=Impinging leading-edge vortices



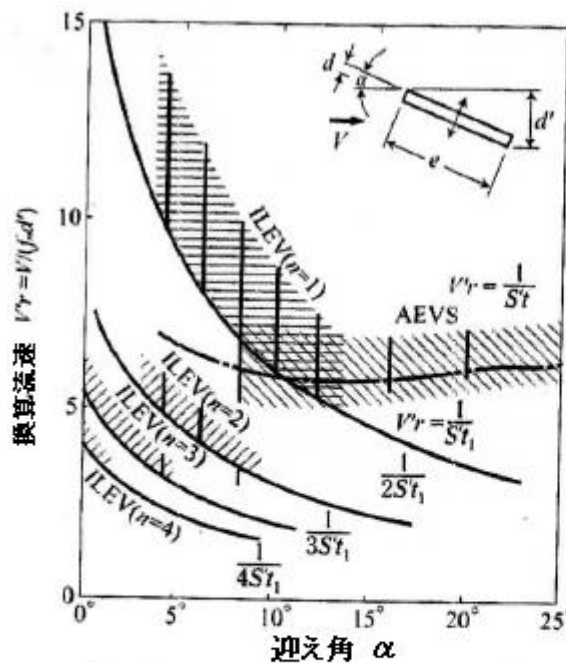
③TEVS=Trailing-edge vortex shedding



(a) 弾性支持された角柱振動への縦横比の影響 (主流乱れ小, 低減衰支持, $\alpha=0$, 斜線は流れに直交方向の振動, 波線は流れ方向の振動)

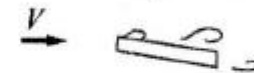
(b) 渦生成のモードと縦横比の関係

図 2.4-4 角柱に関する各種の渦励振モード¹⁾



比較的Sc数が小さい場合に発生しうる流れ直交方向振動は以下のモードとなる：

ILEV=Impinging leading-edge vortices



AEVS=Alternate-edge vortex shedding



(a) 弾性支持された角柱振動への迎え角の影響 (主流乱れ小, 低減衰支持, $e/d=10$, 斜線は振動範囲)

(b) 渦生成のモードと迎え角の関係

図 2.4-5

縦横比の大きい場合 ($e/d=10$) の角度の変化によって生じる渦励振モード¹⁾

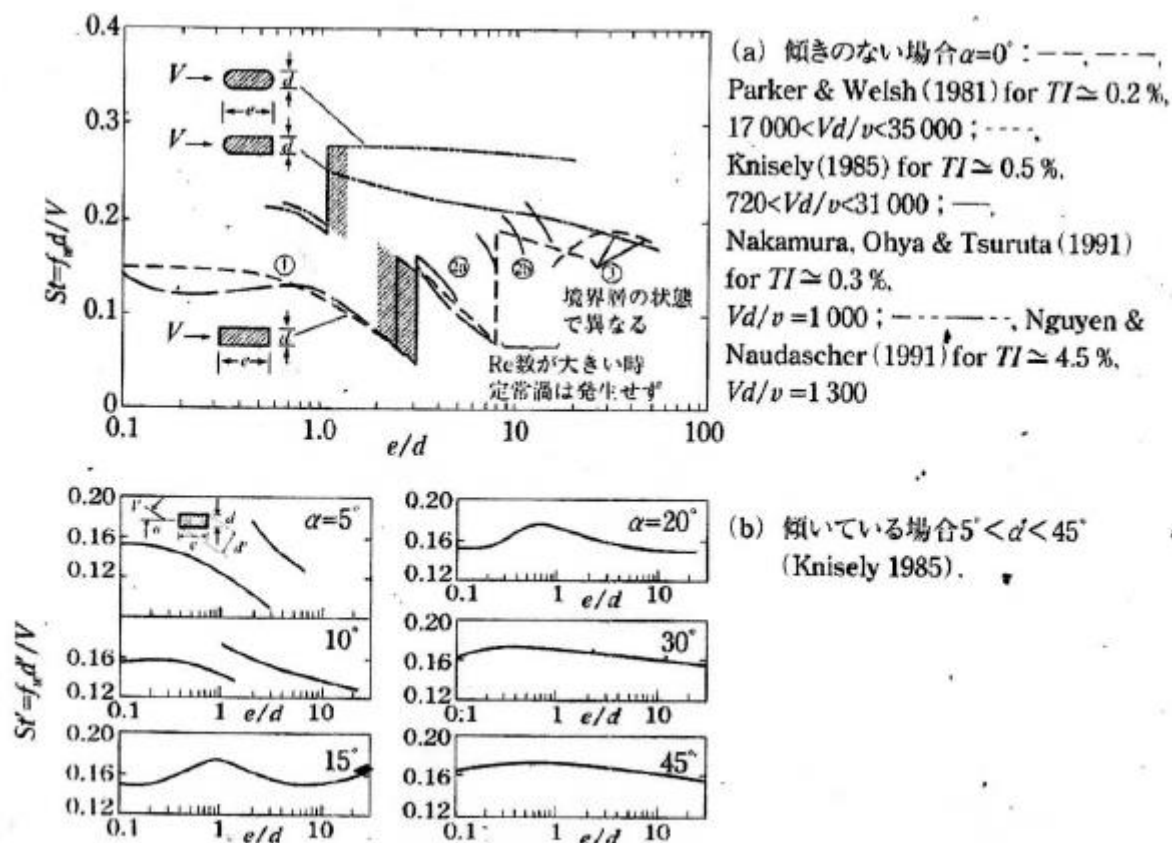


図 2.4-2 角柱のストローハル数(縦横比, 迎え角, 角の丸みの影響)¹⁾

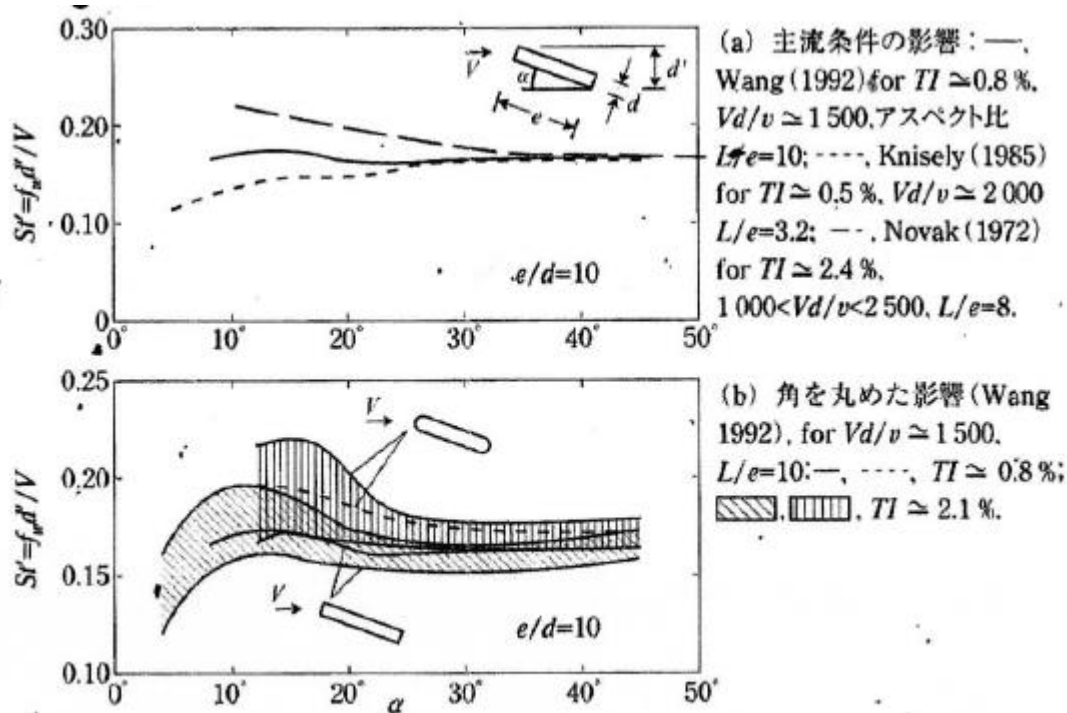


図 2.4-3 縦横比の大きな角柱 ($e/d=10$) に対するストローハル数の角度依存¹⁾

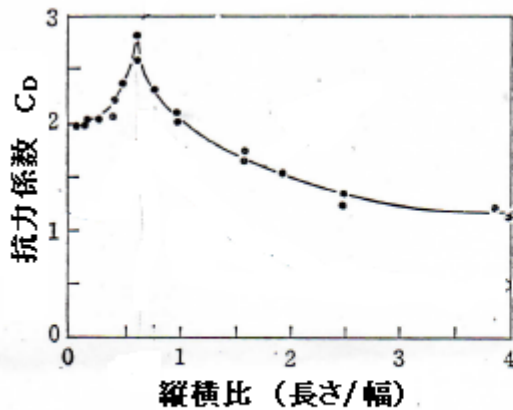


図 10.10 長方形柱の圧力分布特性と抗力係数
[文献(5)より引用]

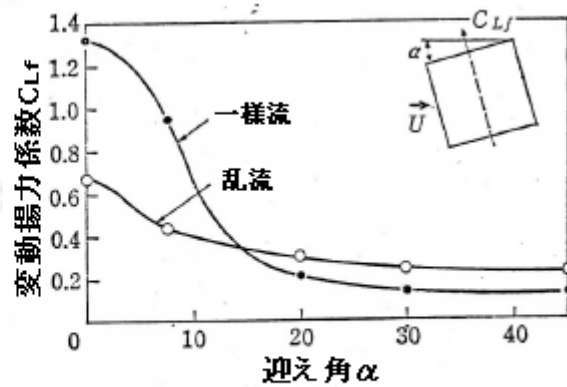


図 10.15 変動揚力係数と迎え角の関係
[文献(5)より引用]

引用文献テキスト)

- (1) 日本機械学会(JSME)「事例に学ぶ流体関連振動(第2版)」2. 直交流れによる流体励起振動
- (2) 土木学会「土木技術者のための振動便覧」第10章 風による振動
- (3) R.D.Blevins「flow-induced Vibration」3. Vortex-induced vibration
- (4) 「23. 流体振動・流れ誘起振動」(振動テキスト逸文)
- (5) 風工学ハンドブック (朝倉書店)

3章 構造物に作用する風力、第4章 風の作用を受ける構造物の挙動

- (6) ASME Sect. III Div. 1 Appendix N Dynamic Analysis Methods
N-1300 Flow-Induced Vibration of Tubes and Tube bannks
- (7) ASME Performance Test Codes PTC19.3 TW-2016 (Thermowells)
- (8) 日本機械学会(JSME) JSME S012 管内円柱構造物の流力振動評価指針
- (9) 日本建築学会「建築物荷重指針・同解説」

6.1.3 特殊な風荷重や風振動の影響を考慮すべき建築物 および A6.9 渦励振

- (10) 日本建築学会「煙突構造設計指針」
- (11) JSME 流体工学部門ニュースレターNo.32
[配管内円柱構造物の流力振動評価指針と流力振動研究の現状]
- (12) 「円柱構造物の流体誘起誘起振動」中村、岡島
- (13) 「振動物体周りの流れ」岡島 (JSME #95- 47 講習会)
- (14) 「様々なスケールの渦について」亀本 (流れ 24- 2005)
- (15) 「渦放出とロックイン現象」亀本 (ターボ機械 Vol.25 No.9)
- (16) 「配管装置における自励振動」萩原 (配管技術 2002.9)
- (17) 「身近な流れーカルマン渦列」 社河内 (技術開発ニュース No.96)
- (18) 「流体振動の検討と対策ーラセン棒付き保護管の評価実験」風間ほか (配管技術 2007.9)
- (19) 「カルマン渦による橋梁部材の振動とその防止策」山口,白木ほか (三菱重工技報 Vol.7 No.7)
- (20) 「高速増殖原形炉もんじゅナトリウム漏洩事故の報告について」(動燃団 H8.5.23)
- (21) 「もんじゅ温度計ウェルの流動励起振動に関する水流実験」安濃田,黒田ほか(原研)
- (22) 「流体機器における流体関連振動」船川 (JSME #505 講習会前刷)
- (23) “The Vortex-induced Oscillation of Elastic Structural Element “ by W.D.Iwan
(Trans ASME nov. 1975)

- (24) “Sources and Remedies of High-frequency piping vibration and noise”
by S.M.Price and D.R.Smith(Proceedings of the 28th Turbomachinery Symposium)
- (25) 「構造物の耐風安定性」巻帙 (JSME 関西支部#173 講習会前刷)
- (26) 「一様流中におかれた矩形断面構造物廻りの流れ」岡島 (シンポジウム資料)
- (27) Naudascher.E, Wang Y, Journal of Fluids and Structure Vol.7 pp 341~373
- (28) Naudascher.E, Rockwell.D 「Flow-induced Vibrations - an Engineering guid」
- (29) A New Design Method to check towers for Dynamic Stability “
by Kenneth De Ghetto & William, L (Hydrocarbon Processing Vol.45 No.2 (1966))
- (30) 岡崎製作所 iT 資料