

【整番】 FE-19-RP-002	【標題】 クロスフローにおけるチューブ振動の可否(Chenの方法)
分類：流れ(流体振動)／種別：推奨指針	作成年月：H18.10／改訂：Ver0.1 (H18.10) 作成者：N.Miyamoto

H19.7.30 改訂 【誤記訂正】

全 11 枚

1. はじめに

熱交のチューブバンクや攪拌槽のコイルチューブなどでは、チューブ外面を通過する流れによって流体振動が発生して重大なトラブルになることがある。従ってチューブ振動の発生の可否を判断することは重要な設計ポイントである。この問題についてはTEMAやHTRIなどのオーソライズ機関から基準が出されているが多々判り難いところもある。そこで本TSではチューブ振動問題へのアクセスの糸口も兼ねて、この分野では著名なChenのガイドラインを用いたチューブ振動の可否判定の方法を示す。なお、ここではチューブ列に直交する気体の流れを想定し、低流速域で発生する渦(カルマン渦)振動と高流速域で生じる流力弾性振動の2つの代表的なFIV(Flow induced vibration)パターンを対象にしている(中間域の乱流バフエッティングについては別途扱うものとしここでは触れない)。

2. 判定手順

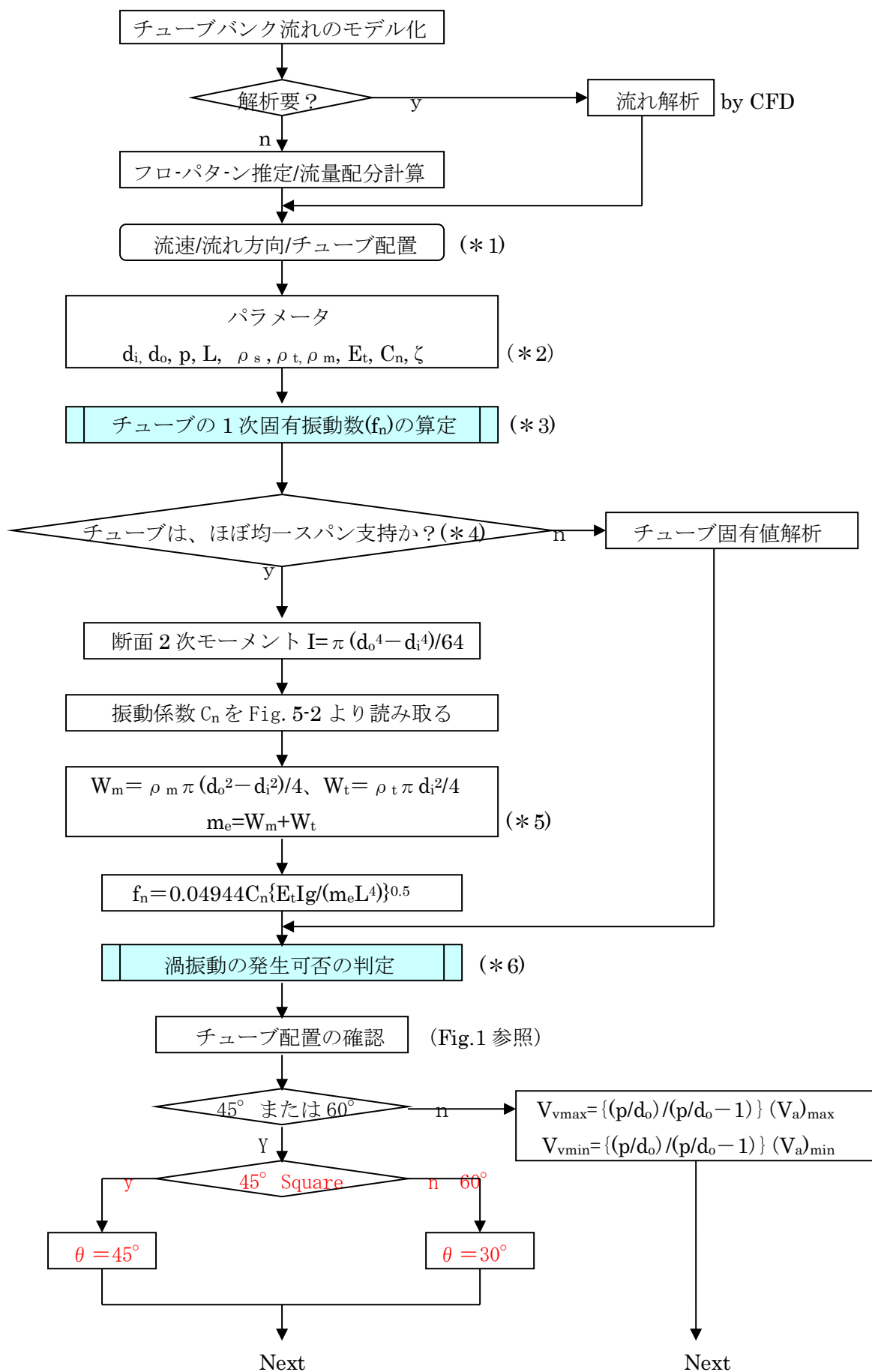
- ステップ 1. 流れの予測計算からクロスフロー流速及び相対的な流れ方向を求める。
- ステップ 2. まず、HTRIのデータを使ってチューブの梁固有振動数を求める。
- ステップ 3. 次に、Chen/HTRIのデータから渦振動数を求め、チューブの固有振動数と比較して渦振動発生の可否をチェックする。
- ステップ 4. さらに、Chenの提案によって限界ギャップ流速を求め、実際の流速と比べ流力弾性振動の発生可否をチェックする。

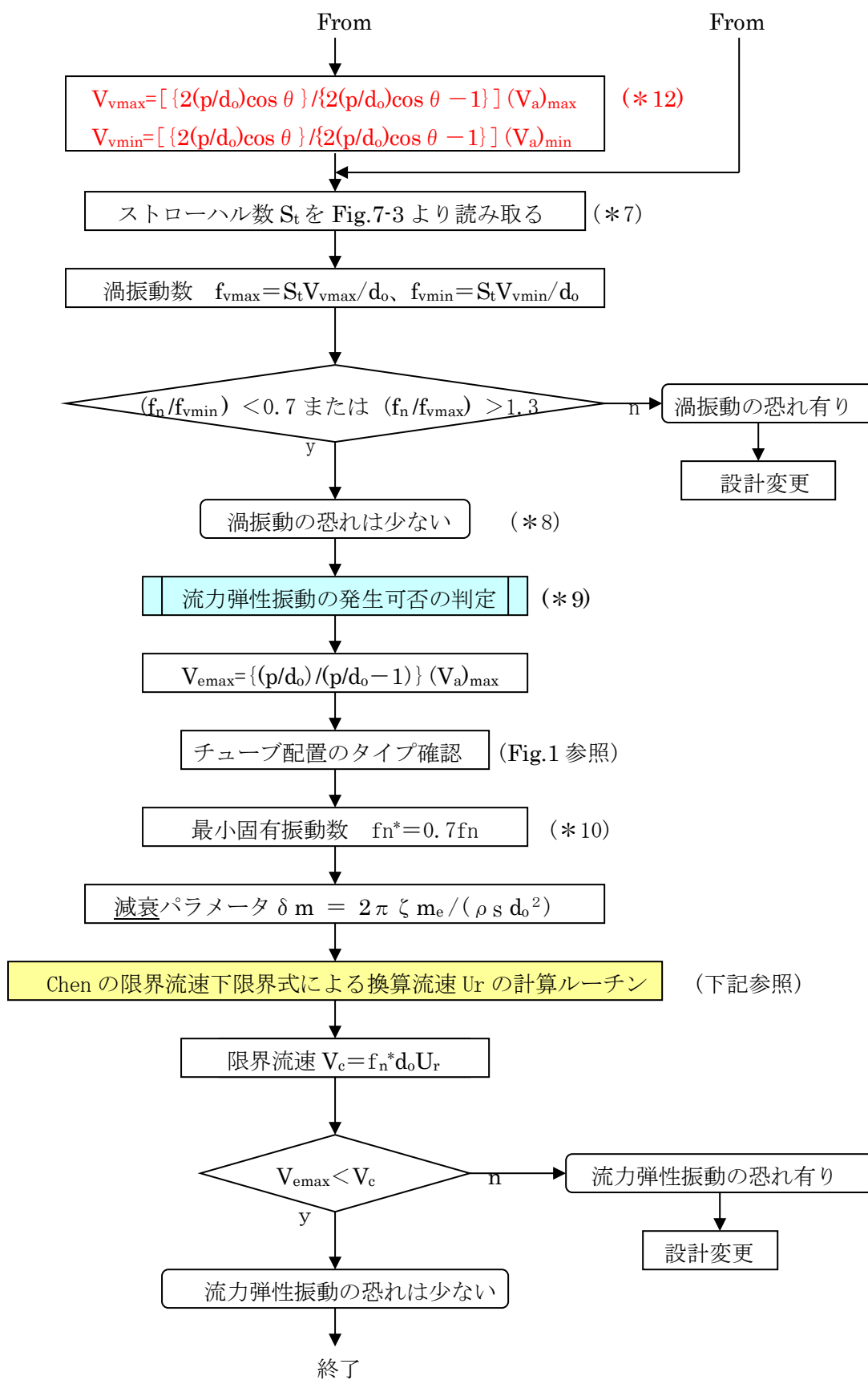
具体的な判定手順は次のチャートによる。

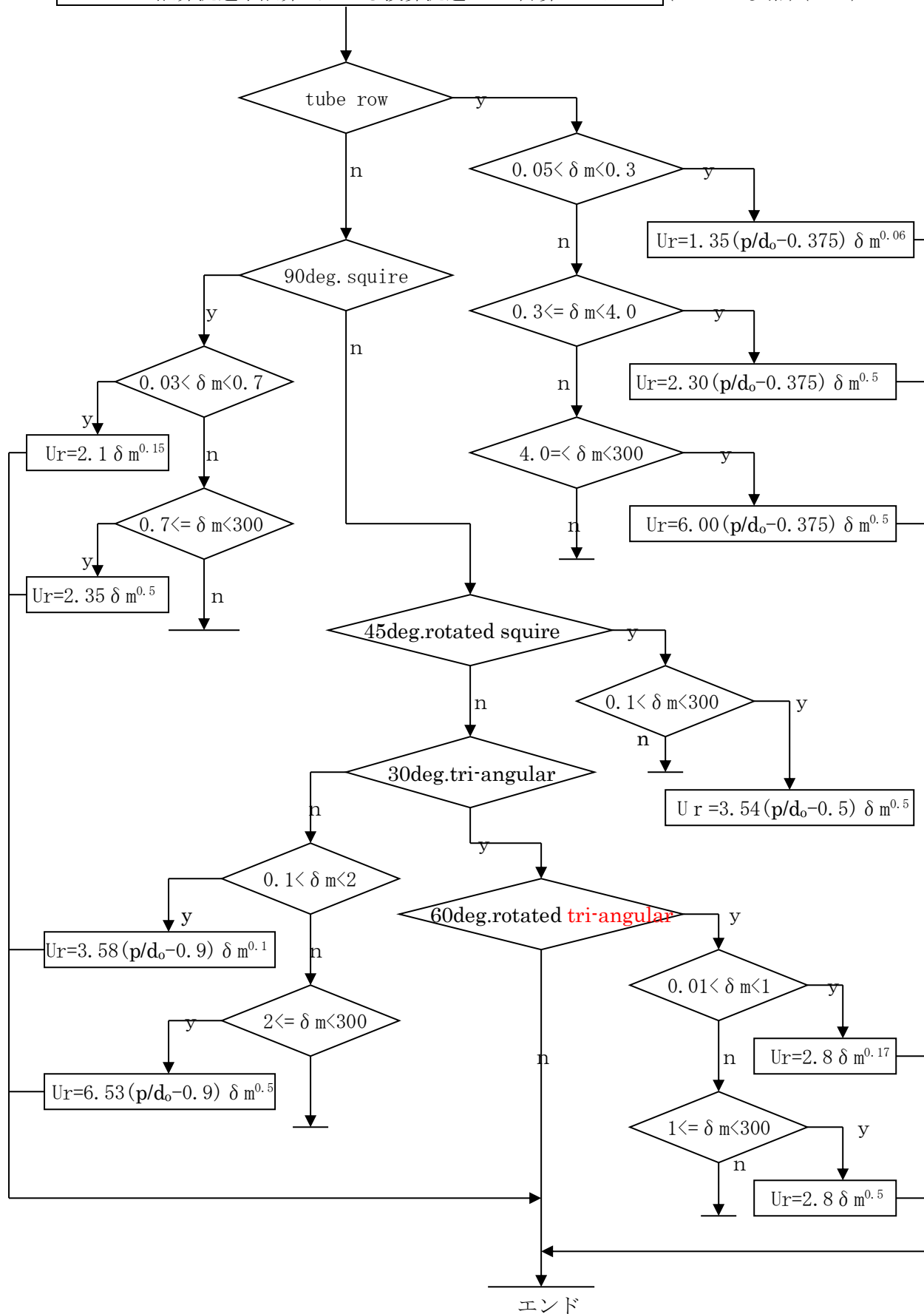
【チャートの記号説明】

V_a =チューブ列への近寄り流速(m/s)、	f_n =チューブの1次固有振動数(Hz)
V_v =渦振動計算のための流速(m/s)、	f_n^* =最小固有振動数(Hz)
V_e =流力弾性振動計算のための流速(m/s)、	f_v =渦列振動数(Hz)
V_c =流力弾性振動の発生限界流速(m/s)、	
S_t =Chenのストローハル数(Fig.7-3参照)、	U_r =換算流速(-)
δ_m =減衰パラメータ(-)、	ζ =臨界減衰比(-)
d_i =チューブ内径(m)、	ρ_s =シェル側気体密度(kg/m ³)
d_o =チューブ外径(m)、	ρ_t =チューブ側流体密度(kg/m ³)
p または t =チューブピッチ(m)、	ρ_m =チューブ材料密度(kg/m ³)
L =チューブ支持スパン(m)、	E_t =チューブ材の縦弾性係数(kgf/m ²)
m_e =単位長さ当たりの有効チューブ質量(kg/m)、	W_m =単位長さ当たりのチューブ材の重量(kg/m)
g =重力加速度(9.807m/s ²)、	W_t =単位長さ当たりのチューブ内流体重量(kg/m)
C_n =振動定数(Fig.5-1参照)、	I =断面2次モーメント(m ⁴)、
	θ =チューブ列角度(°)

チューブ振動発生の可否判定手順

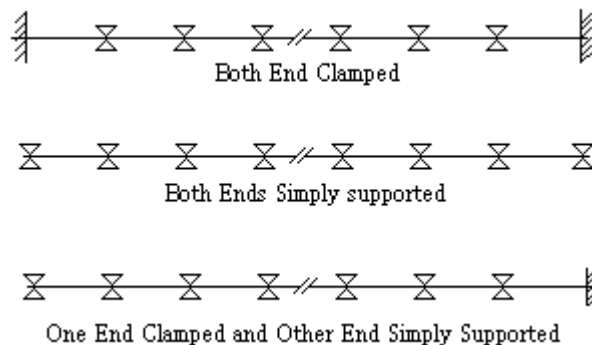




Chen の限界流速下限式による換算流速 U_r の計算ルーチン (Table 6 参照) (*11)

< 注 記 >

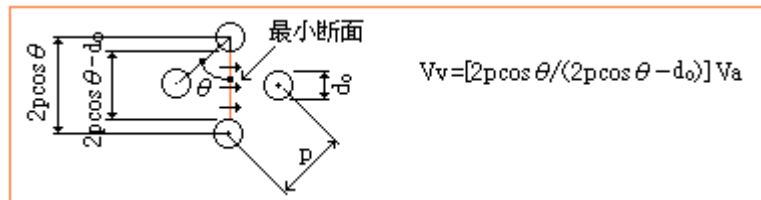
- (*1) 流速はチューブバンドルへの近寄り速度であって、通過流量をチューブ無し通路面積で割ったもの。但し**局部性(速度の偏り)は十分考慮しなければならない**。この局部性はチューブアレイ直交方向のみならずチューブの奥行き方向についても考慮すること。結局、近寄り流速 V_a は
- $$V_a = (\text{直交方向偏流率}) \times (\text{奥行き方向偏流率}) \times (\text{通過流量} / \text{チューブ無し通路面積})$$
- から、その最大/最小値(V_{amax}/V_{amin})を求める。流力弾性振動では最大近寄り速度が評価対象になるが渦振動では最大・最小値が評価対象になる。なお、運転流量は運転モードを考慮して安全側に設定すること。また、Fig.1を参考に、流れ方向がチューブ配置(配列)に対しどのようなになるのか認識しておく必要がある。
- (*2) 臨界減衰比 ζ は空中での0.005を用いるものとする。なお $2\pi\zeta$ は対数減衰率になる。
- (*3) この場合、チューブ固有振動数の算定はHTRIレポート⁽⁴⁾による。なお1次のみを求める。2次、3次は、通常1次に比べ応答が小さいからである。
- (*4) 標準パターンは次の3種類とする。これ以外の構造については解析や他の公式によるものとする。



各スパンの長さは一応、均一とするが、多少の異同は構わないだろう。

- (*5) 通常、固有振動数計算に用いるチューブの単位質量(重量) m_e にはシェル側流体の排除に伴う付加質量が含まれるが、本ケースは密度の低い気体を前提にしているので付加質量は含めない。
- (*6) この場合、渦振動に対する1次共振の可否をHTRIレポートに基づいて判定する。なお、HTRIのストローハル数は、Chenのそれを加工したものであるから実質的にはChenの考えに拠ることになる。
- (*7) Fig.7-3はChenのオリジナルデータ(Fig.7-1、Fig.7-2)を加工したもの。Fig.7-3には、単列チューブ即ちTube rowはないので、Fig.7-3の $X_1=1/D_o=3$ の曲線からストローハル数を読みとる。
- (*8) 渦振動の1次共振は回避できるが、より高い流速で起きる乱流バフティングや双子渦などについては懸念が残っている。[この問題については追って。](#)
- (*9) この場合、Chenの示したガイドライン⁽²⁾に従って判定する。
- (*10) 限界流速 V_c を安全側に(低め目に見積もるため0.7を乗じる。場合によっては0.7を更に切り下げる必要もでてくるだろう。
- (*11) Table 6はサマリーであって、個々にはFig.2～6で示される。今までに公開された実験データをプロットし、その下限界包絡線をひいている。
- (*12) **基本的に渦振動の場合は流れ方向に直交するチューブ列の最小断面積を通過する流速を用いてストローハル数を定義する。**従って45° rotated square 及び60° rotated tri-angle については次の図のようになる。図の中の式を変形すると、次式が得られる。

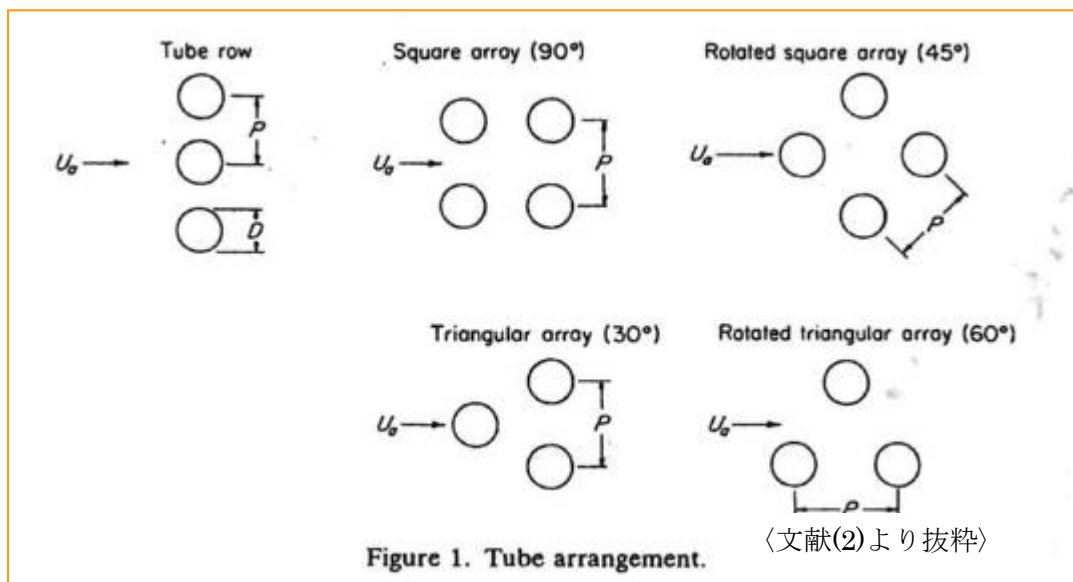
$$V_v = \left[\frac{2(p/d_o)\cos\theta}{2(p/d_o)\cos\theta - 1} \right] (V_a)$$



〈文献(1)より抜粋〉

TABLE 5-2 First Mode Frequency Constants for Uniform Beams with Equal Length Spans and Different Types of End Support

Number of Spans	First Mode Frequency Constant C_n		
	Both Ends Clamped	Both Ends Simply Supported	One End Clamped and Other End Simply Supported
1	72.36	31.73	49.59
2	49.59	31.73	37.02
3	40.52	31.73	34.32
4	37.02	31.73	33.02
5	34.99	31.73	33.02
6	34.32	31.73	32.37
7	33.67	31.73	32.37
8	33.02	31.73	32.37
9	33.02	31.73	31.73
10	33.02	31.73	31.73
11	32.37	31.73	31.73
12	32.37	31.73	31.73



〈文献(1)より抜粋〉

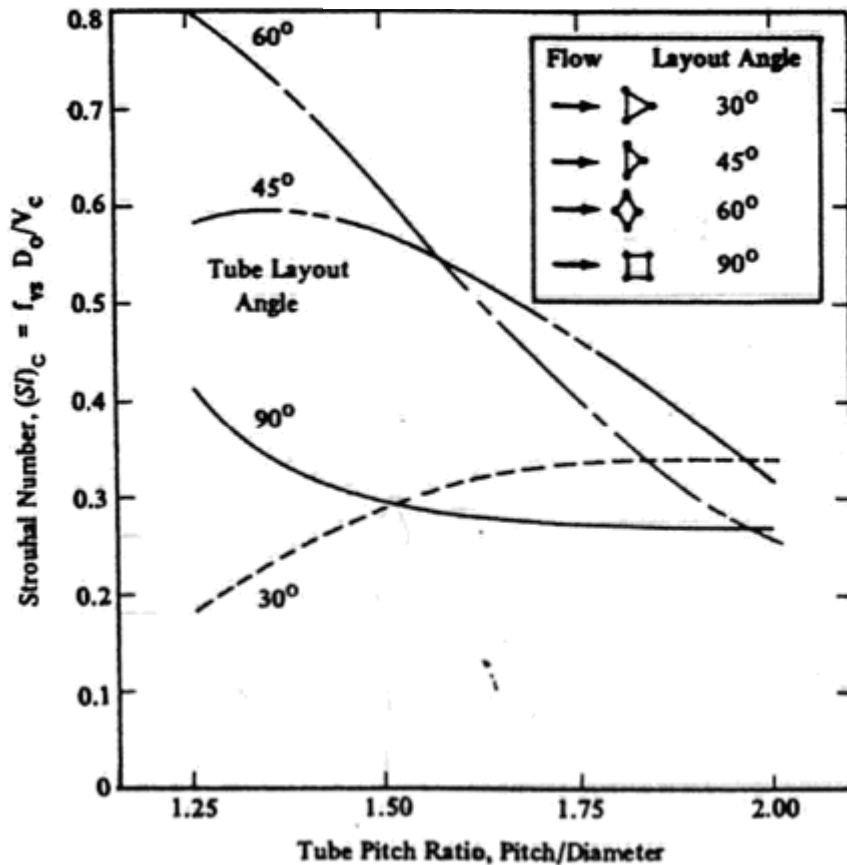


FIGURE 7-3 Strouhal Numbers for Equilateral Tube Layouts from the Curves of Chen (Figs. 7-1 and 7-2)

〈文献(1)より抜粋〉

〈文献(1)より抜粋〉

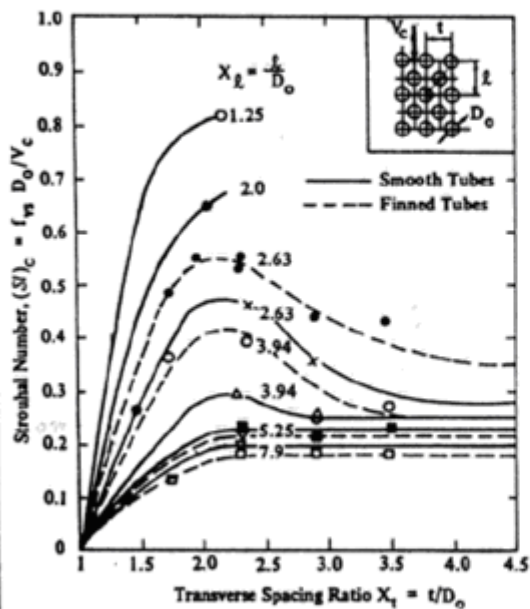


FIGURE 7-1 Strouhal Numbers for Staggered Tube Banks by Chen (1)

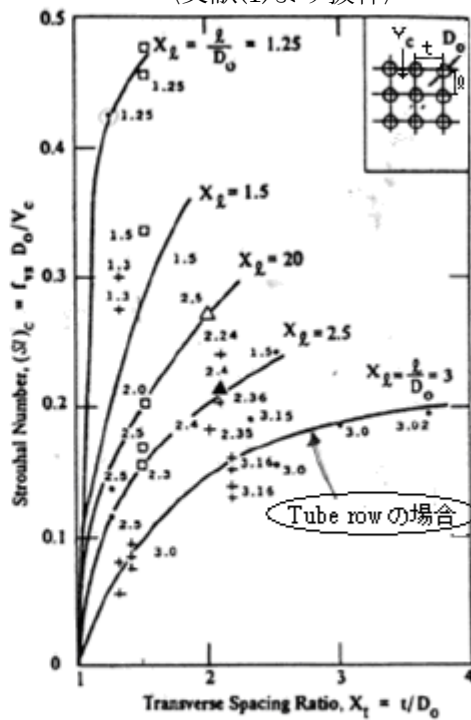


FIGURE 7-2 Strouhal Numbers for Inline Tube Banks by Chen (1)

〈文献(2)より抜粋〉

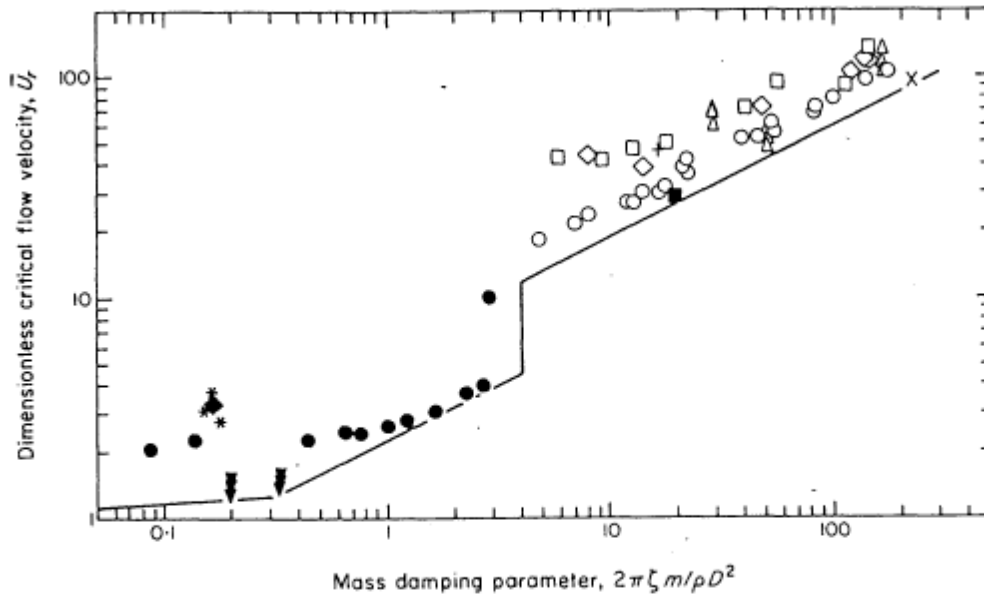


Figure 2. Stability diagram for tube rows: ○, Ishigai *et al.* [22]; □, Tanaka [28]; ◆◇, Connors [1, 17]; △, Hartlen [23]; ▼, Halle and Lawrence [24]; ●, Chen and Jendrzejczyk [12]; ■, Southworth and Zdravkovich [25]; +, Gross [14]; ×, Blevins *et al.* [26]; *, Heilker and Vincent [27].

〈文献(2)より抜粋〉

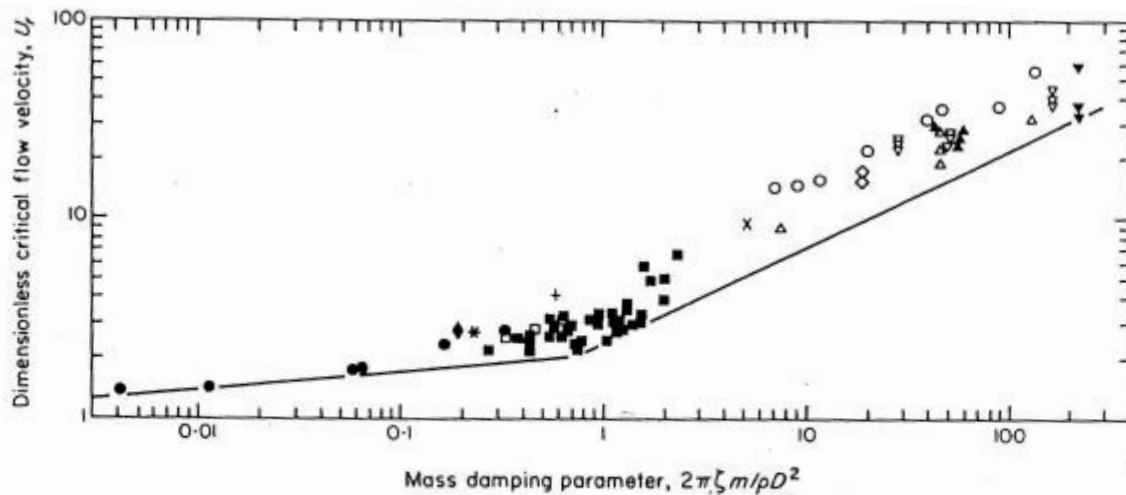


Figure 3. Stability diagram for square arrays: ○●, Tanaka and Takahara [41]; ■, Chen and Jendrzejczyk [19]; △, Connors [17]; ◇, Gross [14]; ▽, Hartlen [23]; ▲, Soper [31]; ▼, Blevins [26]; *, Gorman [15]; ◆, Heilker and Vincent [27]; □, Zukauskas and Katinas [30]; ×+, Pettigrew *et al.* [11].

〈文献(2)より抜粋〉

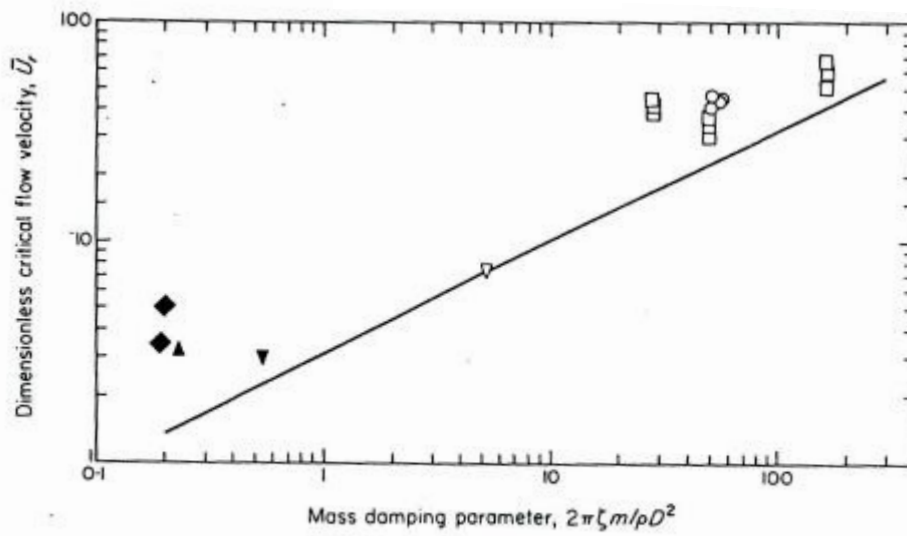


Figure 4. Stability diagram for rotated square arrays: ○, Soper [31]; □, Hartlen [23]; ◆, Heilker and Vincent [27]; ▲, Gorman [15]; ▽, Pettigrew *et al.* [11].

〈文献(2)より抜粋〉

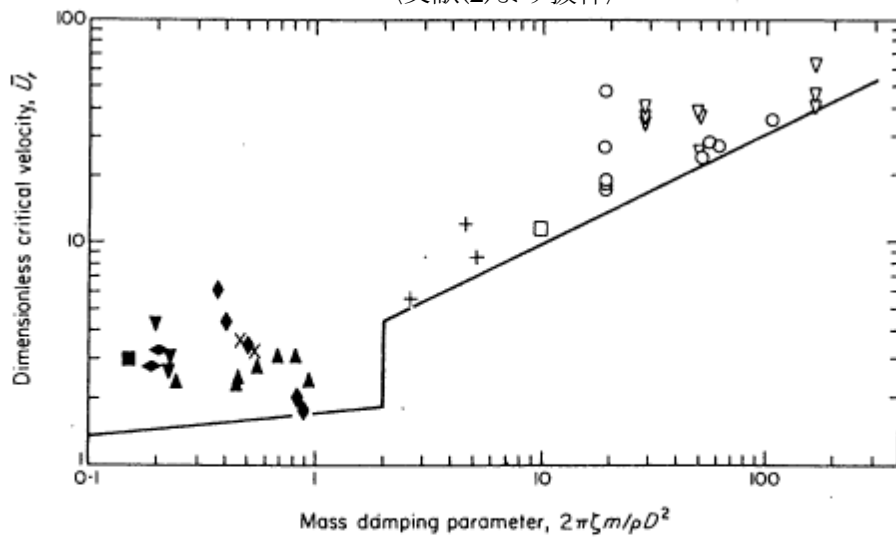


Figure 5. Stability diagram for triangular arrays: ○, Gross [14]; ■, Yeung and Weaver [33]; ▽, Gorman [15]; ▽, Hartlen [23]; ▲, Chen and Jendrzejczyk [19]; ●, Soper [31]; □, Connors [32]; ◆, Heilker and Vincent [27]; ◆, Zukauskas and Katinas [30]; ×, Pettigrew *et al.* [11].

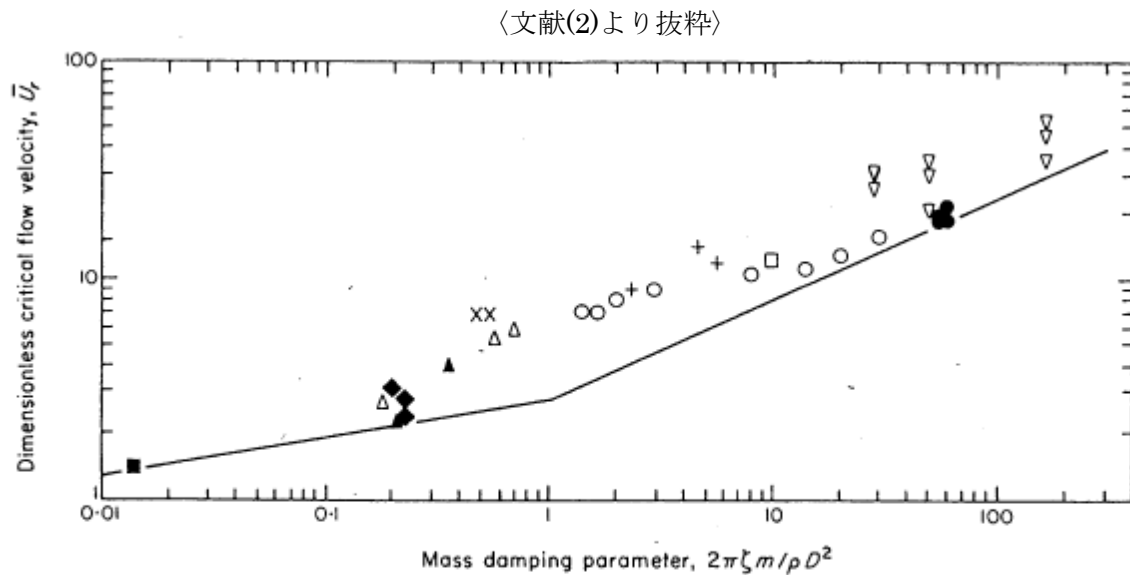


Figure 6. Stability diagram for rotated triangular arrays: ○, Weaver and Grover [18]; ■, Yeung and Weaver [33]; ◆, Gorman [15]; △ ▲, Heilker and Vincent [27]; ▽, Hartlen [23]; ●, Soper [31]; □, Connors [32]; × +, Pettigrew [11].

TABLE 6
Lower bound on critical flow velocity

〈文献(2)より抜粋〉

Array	Parameter range for δ_m	U/fD
Tube row	$0.05 < \delta_m < 0.3$	$1.35(P/D - 0.375)\delta_m^{0.06}$
	$0.3 < \delta_m < 4.0$	$2.30(P/D - 0.375)\delta_m^{0.5}$
	$4.0 < \delta_m < 300$	$6.00(P/D - 0.375)\delta_m^{0.5}$
Square (90°)	$0.03 < \delta_m < 0.7$	$2.10\delta_m^{0.15}$
	$0.7 < \delta_m < 300$	$2.35\delta_m^{0.50}$
Rotated square (45°)	$0.1 < \delta_m < 300$	$3.54(P/D - 0.5)\delta_m^{0.5}$
Triangular (30°)	$0.1 < \delta_m < 2$	$3.58(P/D - 0.9)\delta_m^{0.1}$
	$2 < \delta_m < 300$	$6.53(P/D - 0.9)\delta_m^{0.5}$
Rotated triangular (60°)	$0.01 < \delta_m < 1$	$2.8\delta_m^{0.17}$
	$1 < \delta_m < 300$	$2.8\delta_m^{0.5}$

【 あとがき 】

1. 熱交類では柔軟なチューブ群の間を流体が通過するので、渦振動、乱流バフエッティング、流力弾性振動、音響振動など種々の振動が起きる。そのためこの分野では FIV(Flow induced vibration)の抑制が重要な課題になっており、特に振動発生の可否判定は熱交類の設計において必須になっている。この技術分野で Chen のアプローチは最も主導的であり、HTRI や TEMA などの多管式熱の設計基準類に取り込まれている。ただ、これら基準類は Chen のオリジナルをかなり加工したものであるため、この振動問題へのアクセスを難しくしている嫌いが感じられる。そこで Chen のアプローチをよくまとめた文献(1)と(2)を直接用いて、手順化したのがこの TS である。多管式熱交換器以外のチューブ列を有する設備(例えば攪拌槽、ダクト熱交など)にも十分適用できると思う。
2. Chen の方法の内容については文献(1)(2)でわかり易く説明されているのでここでは解説は省略する。なお、本 TS では Chen の方法の適用を、気体流れ中のチューブバンク(管束)に限定し、液体流れに曝される場合は除外している。流力弾性振動に関して、文献(2)では特に気体流れに限定していないので、あるいは液体流れにも適用してもいいのかも知れないがもう 1 つ根拠が乏しい。ここでは念の為、除外しておいた。この辺は更に調査検討して今後の Ver.up に反映してゆく。
3. なお、TEMA/HTRI Standard に関しては 別途[FE-19-TM-005 流体振動に関する HTRI と TEMA 規定の比較]、渦振動に関しては別途[FE-19-TM-001 渦振動に関する情報]、流力弾性振動については [FE-19-TM-002 流力弾性振動に関する情報]を参照のこと。

引用文献：

- (1) Report No. STV-1(Rev.1) Tube Vibrations in Shell and Tube Heat Exchangers(1978)
Paragraph 5.1、7.1 〈 Heat Transfer Research Institute(HTRI) 〉
- (2) Guidelines for The Instability Flow Velocity of Tube Arrays in Cross-flow (by S.S.Chen)
Journal of Sound and Vibration (1984)93(3),439-455