

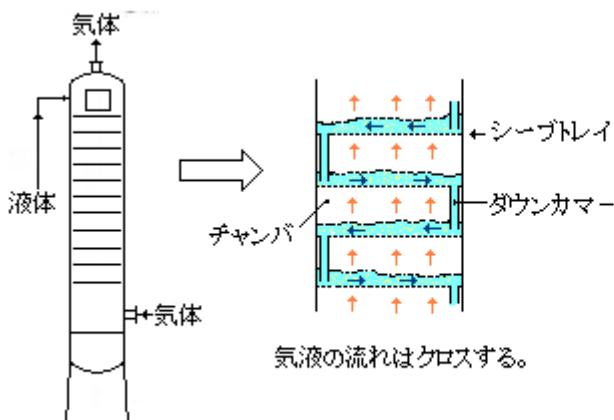
【整番】 FE-19-TM-008	【標題】 シープトレイの振動に関する情報
分類：流れ(流体振動)／種別：技術メモ	作成年月：H20.7／改訂：Ver0.0 (H20.8)

作成者：N.Miyamoto

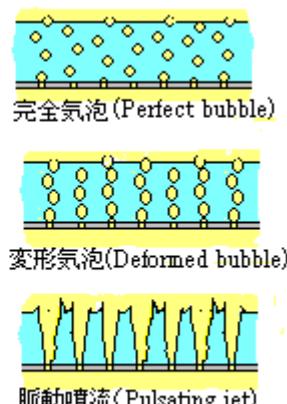
全 15 枚

## 1. はじめに

石化プラントの蒸留塔や吸収塔では、シープトレイ(多孔トレイ)が使用されているが、旧来からこの構造には顕著な振動/騒音が発生することが知られており、時によっては化工性能を低下させトレイを破損することがあるという。MHI 殿が中国(?)に納入したプラントの吸収塔でその顕著な事例が起きたようで、同社からその原因とメカニズムおよび安定限界の判別について研究報文<sup>(1)(2)(3)</sup>が出されている。これらのレポートは非常によく技術的要点をとらえ、問題の本質をわかりやすく説明している。従って、わざわざ関連情報をまとめて TS にするまでもないが、シープトレイの振動問題が、MHI 殿の事例に留まらず、かなりバリエーションをもっているようなので、あえて TS にしてみた。以下。



図a. 吸収塔の例



図b トレイ通過のフローパターン

## 2. トレイ振動のパターン

吸収塔のトレイ構造を図aに示す。トレイは多孔円板を梁桁で支えたもので 30 段程度に重なっており棚段塔とも呼ばれている。液は塔の上部から入ってトレイ上に拡がり、ダウンカマーとよばれる筒から下のトレイに流下してゆく。一方、気体は塔の下部から入って各トレイの孔を通って下段から上段に上昇してゆく。気液の接触は、トレイ上の液流れの中を孔から湧き出た気体が横切るときに起きる。この気液接触でトレイ面上は激しい混相状態になるので必然、液面揺動 / 脈動 / 振動 / 騒音の発生確率が高い。シープトレイで生じる不安定現象には次のようなものがある。

### (A) 気泡生成に伴う圧力変動<sup>(4)</sup> ( 図 b 参照 )

トレイ上の泡の生成に伴うもの。トレイ上の液深が深く気体流速が遅い時は、気泡はゆっくりと離散(分離)して発生するので周期性のある低周波数の圧力変動となる。液相が浅く、気体流速が速くなるにつれて気泡の発生は早くなり周波数はアップするが、気泡が連続して発生するか、あるいは噴流状に流れになると周期性のないランダム的な圧力変動となる。トレイの気泡/噴流パターンや周波数については添付 A を参照のこと。

### (B) 液面揺動(スロッシング)<sup>(5)</sup> ( 図 c 参照 )

トレイ上の液面が数 Hz で揺動する現象。基本的に気泡の上昇運動によって引き起こされる現象と考えられる。旧来から蒸留塔のシープトレイなどで起きており、液面は 1/4 波長あるいは 1/2 波長で揺れる。周波数が低いので共振等による機械的損耗は少ないようだが、目孔からの漏れ(weeping)や

液滴流出(entrainment)などによる性能低下が問題になる。発生限界については Biddulph の提案がある<sup>(5)</sup>。これについては下記の TS で内容を紹介する。

【FE-19-TM-106 蒸留トレイの液面動搖の可否判別基準について】

(C) 気柱共鳴<sup>(9)</sup> (図 d 参照)

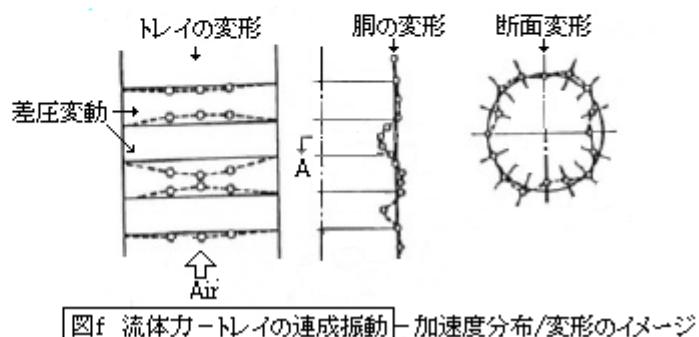
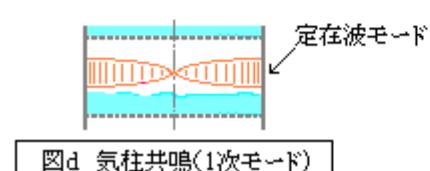
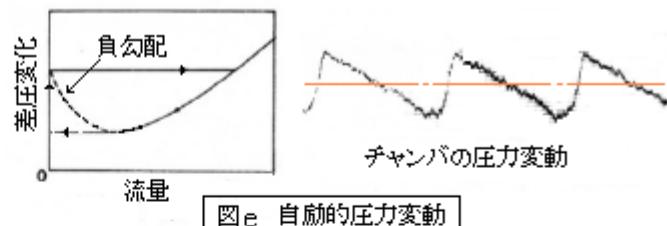
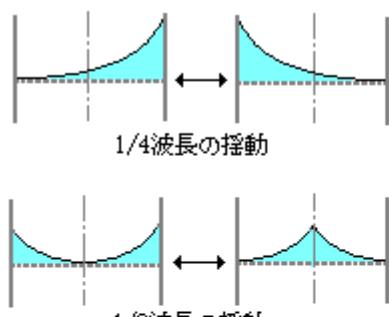
多孔板の各孔からの気泡の放出は均一なものではなくその周波数も不揃いである。然るに何かのきっかけで周波数が揃って、トレイ前後のチャンバ(気体容積)の固有振動数(定在波振動数)と一致したとき気柱共鳴を起きるとされる。またこの現象は浅い液面、特定の流域で起きるといわれる。共鳴が起きると増幅されて振動騒音になり、場合によっては高サイクル疲労の懸念がでてくる。

(D) 自励的圧力変動<sup>(6)(7)(8)</sup> (図 e 参照)

これも気柱共鳴と同じく各孔からの気泡生成が同期して大きな圧力変動になる不安定現象。トレイの前後差圧(濡れ圧力損失成分)が気体流速の増加につれて減少する、いわゆる負性勾配によって生じるといわれる。小流量(低流速)域で発生し低周波数なので機械的損傷の恐れは少ないようで、むしろ騒音が問題になると思われる。

(E) 流体力ートレイの連成振動<sup>(1)(2)(3)</sup> (図 f 参照)

気柱共鳴はトレイ通過の際の流体力変化(差圧変動)がチャンバ(気体容積)と連成して起きる共鳴現象と云えるが、これは流体力がトレイ(構造物)と連成して起きる共振現象でフラッタ・ギャロッピングに似ている。MHI 殿が納入した吸收塔でおきたトラブルがこれに該当する。設備に与えるインパクトは恐らく最も深刻で、トレイのみならず塔躯体の損傷も考えられる。



これらの振動現象は、いずれもトレイ面上の混相状態即ち気泡/噴流の生成に起因すると思われる。この中で(A)は気泡/噴流の生成に直結した基本的な現象である。この現象はどの棚段塔の運転にも存在する筈であるが、それ単独では殆ど問題にならない。然るに、

+ チャンバ中にある気体の定在波 → (C)の気柱共鳴

+ トレイ(構造体)の持つ固有振動 → (E)の流体力ートレイの連成振動

のように周辺の動的要素と結びついて大きな振動になる。この場合、(E)では本来がランダム振動域にあるにも係わらずトレイの固有振動数で揺れているので、単なる強制振動での共振ではなく自励的な流体ー構造物の連成振動とも解せられる。(C)もこれに類似するのではないかと思われる。

一方、(B)(D)の現象は、(A)との係わりというより、気泡発生時のパターン或いは流動特性に関係している。すなわち(B)の液面動搖は気泡の上昇軌跡や気泡発生の偏りに、(D)の自励的圧力変動は実質上、気泡生成時の気泡の不安定性に関係していると言われる<sup>(6)</sup>。

(B)(C)(D)の振動現象については現状、情報が十分ではない。(E)の連成振動については MHI 殿の詳細な報文があるので情報としては十分である。MHI 殿の実験結果を添付 B に要約して示す。

### 3. トレイ振動の可否の検討

棚段塔の設計は本来、化工性能計算などで決まってくるものであるが、それと共にトレイ振動の可否を検討して化工性能との見合いで対策を講じていく必要がある。以下、各振動の可否判定について。

#### (1) 液面動搖について

Biddulph は蒸留塔のシープトレイ振動の経験から次のような判別式を提案している。

$$[ B_s = V \varepsilon h_f \rho_g / (g d^3 \rho_L \alpha) ] \leq 0.5 \times 10^{-5} \rightarrow \text{液面動搖なし}$$

ここで  $B_s$ =孔通過流速に基づく無次元数、

$V$ =見掛け流速(m/s)=気体流量/ $(\pi d^2/4)$ 、 $g$ =重力加速度(m/s<sup>2</sup>)、 $d$ =塔内径(m)

$$\varepsilon = \text{渦粘度}(m^2/s) \approx 0.0067V^{1.44} + 0.0922h_L - 0.0056$$

$$h_f = \text{フロス高さ}(m) = 0.0354 + 4.81L^* + 1.05W + 0.0384V$$

$$h_L = \text{泡なしの液高さ} = 0.024 + 1.74L^* + 0.372W - 0.012V$$

$$L^* = \text{液量}(m^3/s)、W = \text{堰高さ}(m)、$$

$$\rho_g = \text{ガス密度}(kg/m^3)、\rho_L = \text{液密度}(kg/m^3)、\alpha = \text{相対フロス密度} = h_L/h_f$$

[ $h_f$ 、 $h_L$ 、 $\varepsilon$  は変数の単位に整合性がない。経験式と思われる]

この式は空気ー水の実験結果によるもの。孔径 1.5~6mm の蒸留塔のシープトレイを対象にしている。因みに  $0.5 \times 10^{-5} < B_s < 2.5 \times 10^{-5}$  で 1/4 波長の液面揺動、 $B_s > 2.5 \times 10^{-5}$  で半波長の液面動搖がおきる。

なお、Biddulph の式は多少誤差があるようだ。下記で運用するのが望ましいと思う。

$$[ B_s = V \varepsilon h_f \rho_g / (g d^3 \rho_L \alpha) ] \leq 0.32 \times 10^{-5} \rightarrow \text{液面動搖なし}$$

#### (2) 気柱共鳴について

Perfect bubble では気泡放出は周期的でその周波数は安定しており、Muller のデータ(添付 A)や次の Waddington 提案の式で見積もることができる(なおこの場合、 $f_b$  は気柱に対する加振周波数でもある)。

$$f_b = 11.6(v_H^{0.13}/r^{0.27})$$

ここで  $f_b$ =気泡放出周波数あるいは加振周波数(Hz)、 $v_H$ =孔通過流速(ft/s)、 $r$ =孔半径(inch)

しかし、deformed bubble や pulsating jet では周波数がランダムになる。傾向として、これらフローパターンでは、Muller のデータや上記の Waddington 式で計算された値より高い気柱固有振動数(定在波

周波数)に応答するようである。ただデータが乏しいので、この領域の加振周波数の推定は今の所難しい。

気柱共鳴の可否は、加振周波数  $f_b$  とチャンバ内の定在波周波数( $f_i = iC/(2W)$ )の比較による。即ち、

$$0.85 f_{b\min} < iC/(2W) < 1.15 f_{b\max} \quad \text{-----共鳴の恐れあり}$$

ここで  $f_{b\min}$ =加振周波数の最小値(Hz)、 $f_{b\max}$ =加振周波数の最大値(Hz)

$i$ =次数(=1,2,3,⋯)、 $C$ =気体音速(m/s)、 $W$ =Max.(塔内径 or 段間距離)(m)

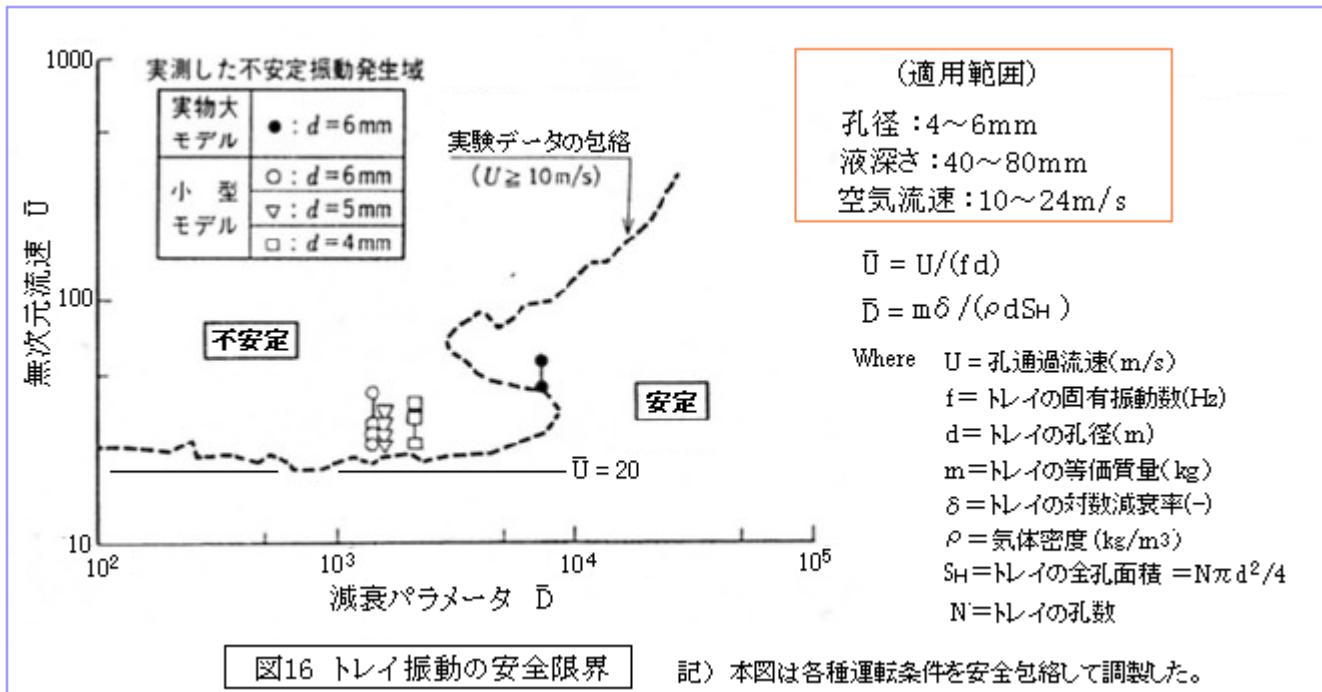
$f_{b\min}$ 、 $f_{b\max}$ は運転範囲内の孔通過流速の最小/最大値から求める。なお 0.85、1.15 は設計マージンであるが使用データ如何で加減する。上記の判別式は少しややこしい。単純には  $C/(2W) > 1.15f_{b\max}$  即ち 1 次の周波数がある程度の余裕をもって応答周波数を超えるべきと考える。

### (3) 自励的圧力変動について

濡れ圧損の特性を求めサージ計算の手法を用いて安定判別することになるが、煩雑である。小流量運転が頻繁に行われる所以なれば、強いて検討する必要はないのでは? この安定性判別は別の TS に譲るものとし、ここでは割愛する。

### (4) 流体力ートレイの連成振動について

これについては、MHI 殿作成の安定限界図<sup>(3)</sup>がある。以下にこれを示す。



トレイの等価質量  $m$  は、単純に  $m = [\text{トレイ重量} + \text{トレイ上の液重量}]$  という解釈でいいと思う。また対数減衰率  $\delta$  ( $\approx 2\pi\zeta$ ) は MHI 殿が使用した減衰比  $\zeta = 0.01$  を採り  $\delta = 0.0628$  でどうかと思う。なお減衰パラメータの如何によらず、 $\bar{U} < 20$  とすれば、 $m\delta$  にわざらわされることなく [安定域] が選べる。

また図 16 は 4~6mm の孔径を対象にしているが、多少この範囲を逸脱しても適用可能ではないかと思われる。

[なおこの安定限界図の導入については添付 C を参照のこと。]

#### 4. 流体力ートレイの連成振動の事例

実機における連成振動には次のような事例がある。

	①中国(?)向け	②C社向け
塔タイプ/仕様	φ 2600 棚段式吸収塔(30段)	φ 2500 棚段式吸収塔
トレイ仕様	孔径 6mm(孔数 10000/枚程度)	孔径 12mm
運転流速	16m/s~	~24.5m/s
振動発生流速	16m/s~	16m/s~
トレイ液深さ	40mm	20~50mm(?)
推定フローパターン	Deformed bubble	Pulsating jet
発生振動数	54 Hz	35Hz
振動/損傷状況	縦揺れ/横揺れ (損傷状況不明)	同左 トレイ支持付根/トレイ穴廻り亀裂

この場合の無次元流速(換算流速とも云う) $\bar{U}$ を計算すると、

①の場合  $\bar{U}=U/(fd)=16/(54 \times 0.006)=49.4$ 、②の場合  $\bar{U}=U/(fd)=16/(35 \times 0.012)=38.0$  いずれの場合も下限界  $\bar{U}=20$  を越えているので不安定領域にあることがわかる(減衰パラメータは 5000 程度?)。

①については、直ちにその原因/メカニズムの究明が行われ<sup>(1)(2)(3)</sup>、この振動現象が流体力とトレイの連成振動であることがわかった。しかし誌運転に入った段階で運転条件やトレイ孔径を変えるといった変更は無理であるので、対策としてトレイ固有振動数 f のアップ、即ちトレイの剛性アップが採られた。

#### 5. 流体力ートレイ連成振動に対する設計ポイント

(1) 図 16 の安定限界図では、安定域は減衰パラメータ  $\check{D}$  が高く、換算流速(無次元流速)  $\bar{U}$  が低い領域にある。従って振動防止設計の指向は次のようになる。

換算流速 : [固有振動数 f、孔径 d のアップ]、[孔通過流速 U のダウン]

減衰パラメータ : [トレイ質量 m、減衰率 δ のアップ]、[気体密度 ρ、孔径 d、開口面積 S<sub>H</sub> のダウン]

トレイの固有振動数 f は換言すればトレイ剛性である。トレイ剛性が高いほど固有振動数はアップして流体側周波数から離れるので安定化する。またトレイの剛性アップ(補剛材追加)はトレイ質量 m のアップでもあるので、トレイ剛性のアップには一石二鳥の効果がある。

孔径 d は、 $\check{D}$ 、 $\bar{U}$  のいずれにも効くが、互いに矛盾している。しかし、減衰パラメータ  $\check{D} < 10^4$  では限界ラインは水平横這いになり  $\bar{U}$  支配になるので、なべて孔径 d をアップした方が有利と思われる。

孔通過流速 U は化工性能(圧損など)と関連して一意的に決められないが、遅ければ遅いほど安定域に近づく。また孔ピッチを保って d をアップすれば開口面積が増えて U もダウンする。

トレイ等価質量 m は振動応答に効く。ただむやみにトレイに付加質量を与えるのではなく上述の様に剛性アップ(補剛材の追加)と連動して考える。

対数減衰率 δ はボルト構造などで内部摩擦が増加すれば効くが、どうしても限定的になる。

気体密度 ρ は、孔通過流速とともに化工性能と関連する。開口面積 S<sub>H</sub> も然りであるが d に関連する。

前述のように、図 16 では  $\check{D} < 10^4$  の場合、限界ラインは水平横這いに近く  $\bar{U}$  支配になっているので

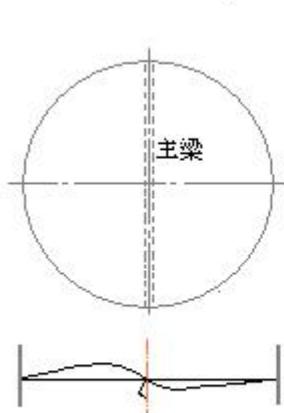
設計パラメータとしては、 $\bar{U}$  のパラメータ  $U, f, d$  が着目される。ただ  $U$  及び  $d$  は、変数としては制限があるので、必然、トレイの固有振動数  $f$  のアップ(即ちトレイの剛性アップ)が設計のポイントになる。

(2) トレイは外周を胴リングに固縛された円板とその受け梁で構成されている。円板は幾つかのピースに分割されその接続部が折り曲げられてそれなりに剛性ももっているが、それだけでは不十分なので、幾つかの受け梁(C鋼)にボルト締めで支持されている。従ってトレイの剛性は、

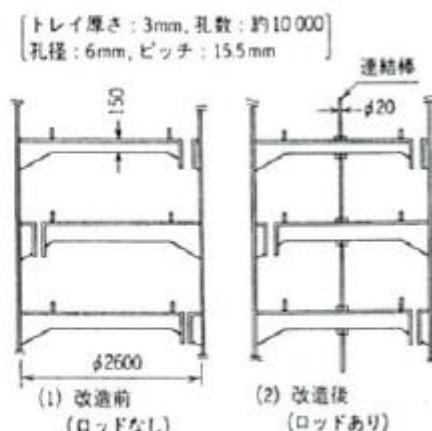
”折り曲げ”と受け梁で分割された板部分 / 主に受け梁の組み合わせによる全体部分に分かれる。前者は局部剛性とも言えるが折れ曲げ/受け梁を密にして区画面積を減らせば剛性は上がる。後者は梁の数や組み合わせあるいは梁断面の形状に依ってかなり変化する。

受け梁構造で注意すべきは”曲げ捩れ(あるいは捩れ)問題”である。例えばトレイ中央に大きな受け梁を一本通した例があるが、この場合、図 g のように捩れ変形して固有振動数がダウンする。従って梁の捩れ剛性が高くなるように梁断面や梁の配置を考える。

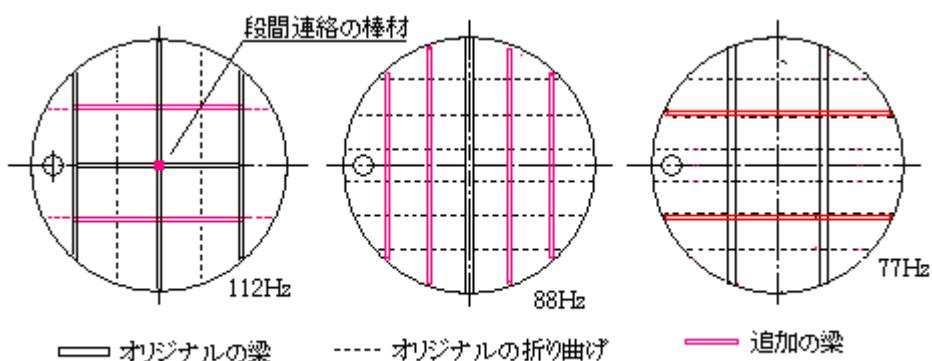
以上は単一トレイの場合である。塔のトレイ(棚段)は数十段積み上げられているので、上下の隣接する段を型鋼や棒材で連結して、個々のトレイ剛性をアップするという手もある。これは MHI 殿が採用している方法で、図 h にこれを示す。この通し棒によってトレイの上膨らみ/下膨らみが拘束を受けるのでトレイの動特性も改善されると説明されている。



図g 受け梁の捩れ変形モード



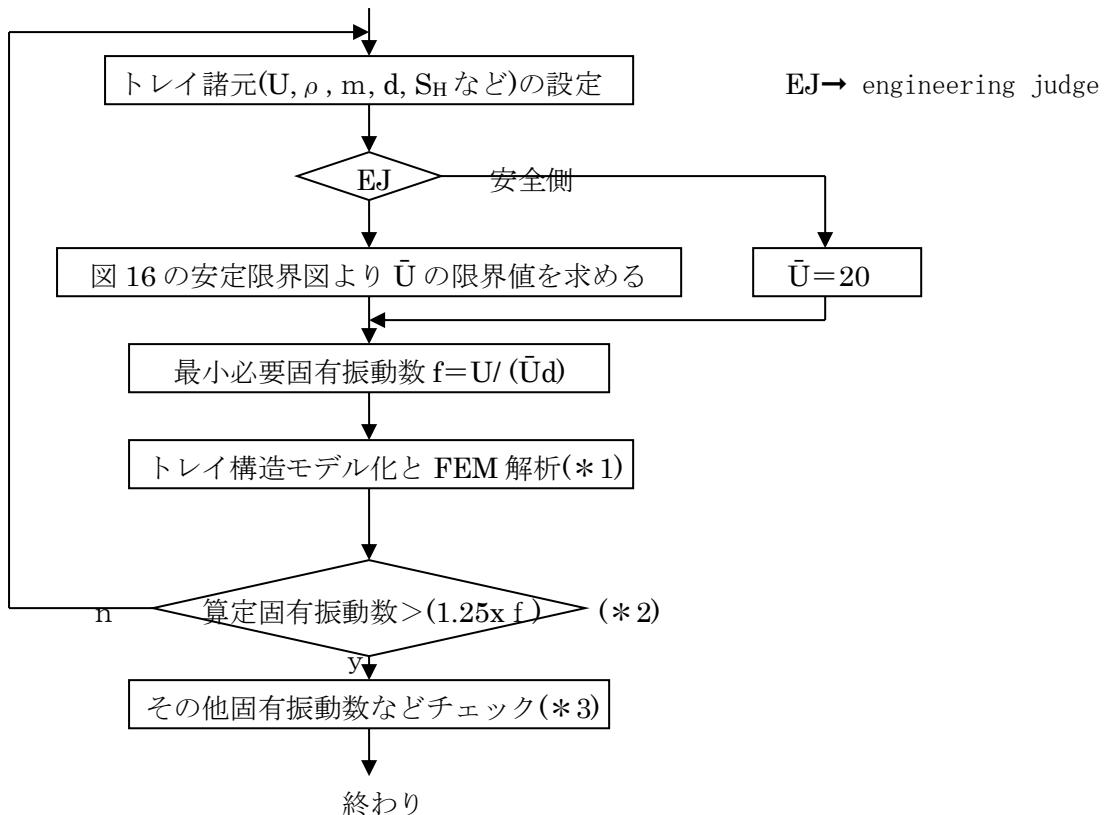
図h トレイの振動防止法 [文献(1)より引用]



図i トレイの補強追加例

また図 i に、オリジナル構造の剛性をアップして固有振動数を限界値以上になるように改造した例を示す。これらはいずれも FEM 解析に拠っている。

(3) 剛性チェックも含めてトレイ構造は標準化されていると思われるが、新規に構造を決める場合は、下図のような手順をとるのがいいと思われる。



(\*1) モデル化/解析は下記による。

- ・胴板を含めてモデル化するのがベターだが、トレイ+支持梁でモデル化してよい。
- ・トレイ支持梁は必ず板要素でモデル化する。梁要素で扱うと曲げ剛性だけで計算され、実際よりも高い固有振動数がカウントされる恐れがある。
- ・トレイ板(多孔板)は孔明きを考慮した修正ヤング率  $E^*$ 、修正ポアソン比  $\nu^*$ を用いて解析する。  
 $E^*$ 、 $\nu^*$ は構造規格によってもいいが、簡易的なモデルを作つて見積もるのが望ましい。
- ・トレイ上の液重量はトレイ板面の付加重量として扱う。気泡分を見込んで多少加減する。
- ・トレイ板外周は胴リングにボルトで締め付けられているが緩み止め付きなので一体で扱かってもいいと思う。またトレイ板継目(折れ曲げ)も然り。
- ・局部的にきやしゃな部材があるとそれだけで固有振動数がダウンすることがあるので注意する。

(\*2) 評価は1次固有振動値について行う。トレイ構造は全般にボルト締め構造で、これを一体構造で扱うと実際より高い固有振動数をカウントしている恐れがあるので、限界値を25%増し程度にして評価すべきかと思う。実際に近いモデルを用いるのであれば、割り増しは必要ない。

(\*3) 一応、胴側の固有振動数や塔全体の固有振動数などもチェックするのがよい。

添付 A トレイ通過フローパターンについて

Muller の実験結果を以下に記す。なおこの実験は、空気一水を用いた单一の孔の実験であるので相互干渉による影響は含まれていない。

トレイ通過のフローパターンはトレイ孔通過のプロセスとトレイ間の空間条件によって決まる。トレイ(多孔板)を通過するときのフローパターンは、次のようになる(Fig.11 参照)。

水深が深いとき :

- ・ガス流速が遅いと、球状もしくは円筒状の不連続(離散的)な泡が見られる(Perfect bubble)。
- ・ガス流速が増えると、泡がゆがんできてシビアな循環と乱流が見られる(Deformed bubble)。

水深が少し浅いとき :

- ・ガス流速が遅いと、球状になる前に崩れはじめる(Imperfect bubble)。
- ・ガス流速が増えると、噴流になり液と干渉して不安定化する(Pulsating jet)。

水深が浅いとき :

- ・ガス流速が遅いと、殆ど泡の形成はなく新月状の洞を通って抜ける(Meniscus)。
- ・ガス流速が増えると、噴流になり液と干渉し小滴を伴って抜ける(Steady jet)。

Perfect bubble では周期性のある圧力変化がみられる。Pulsating jet では液壁が振動するがランダム性強い(添付 A の図 2 参照)。

[ 実際は水深 30mm 程度以上、孔通過流速 10m/s 以上で運転されることが多いので、通常 deformed bubble、場合によって pulsating jet になっていると思われる。 ]

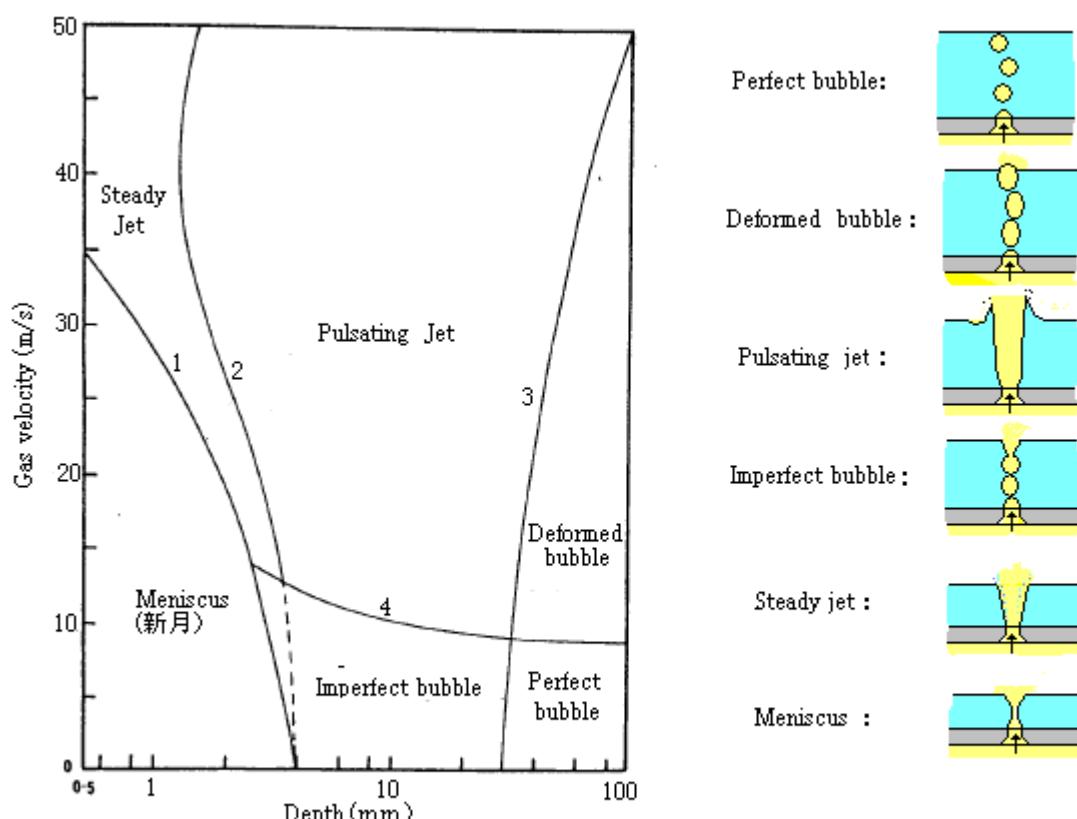


Fig. 11. Regimes of bubbling and jetting.  
文献(4)より抜粋

(注) ライン1,2は抵抗による流れ、ライン3,4は容量による流れに基づき設定

トレイ通過流れには振動があり圧力脈動があるが、その傾向は例えば、Fig.4,5 及び Fig.6,7 のようである。即ち、

- ・液深が浅い jet 領域では周波数が上がるが、深くなつて bubble になると一定になる。
- ・流速が高いほど、周波数は高くなる。Pulsating Jet 域では流速に比例する。
- ・Fig.7 のシャープなピークは pulsating jet から bubble への遷移を示している。
- ・bubble 領域は jet 領域にくらべ圧力脈動が大きくなる。脈動はトレイをはさんだチャンバ間の差圧変動とみていい。

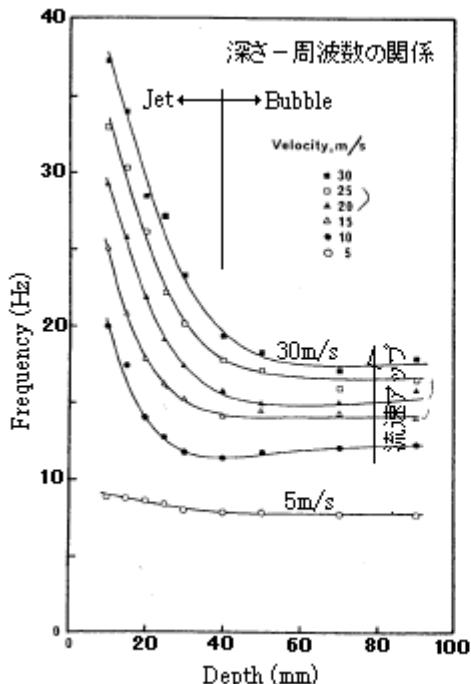


Fig. 4. Frequency as a function of depth.

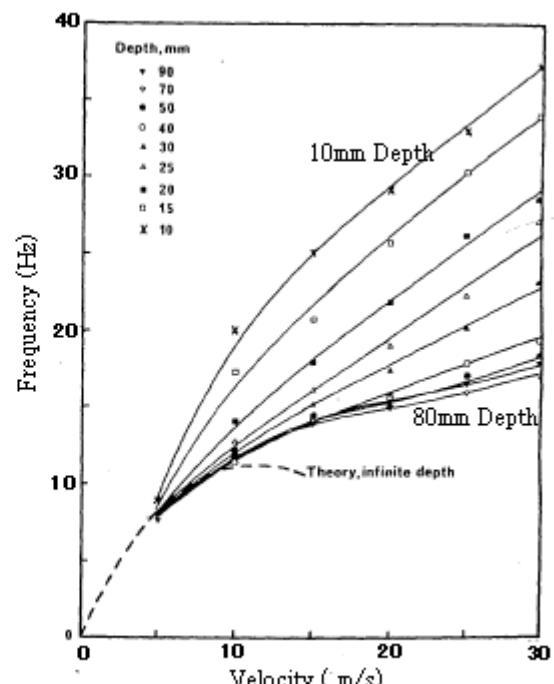


Fig. 5. Frequency as a function of gas velocity.

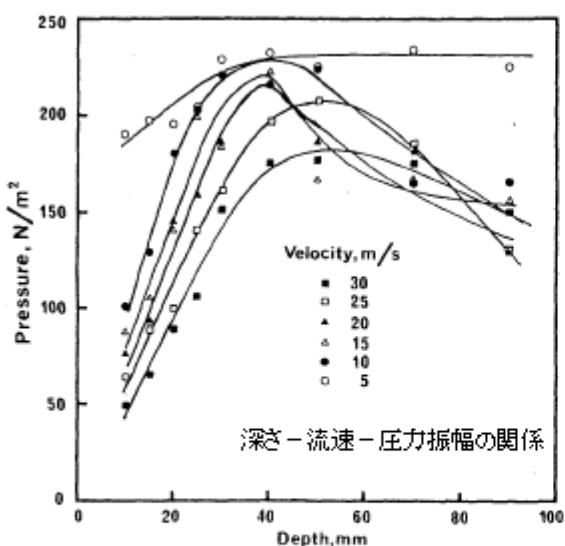


Fig. 6. Pressure amplitude as a function of depth.

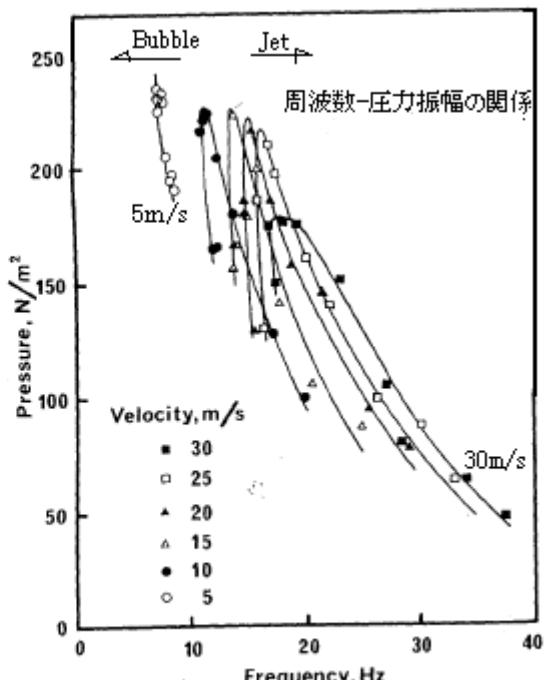


Fig. 7. Pressure amplitude related to frequency.

**添付 B MHI の実験結果(あらまし)**

MHI 殿は、中国向け吸収塔の振動が発生した後で、空気一水による各種実験を行い下記のような結果と結論を得ている。

空気一水による**振動再現実験**の結果は次の通り。

(1) 空気流速－チャンバ圧力変動の関係( 図 3 参照 )

7m/s 付近の低い流速で大きなピーク(周波数 4Hz)、15~20m/s で小振りのピーク( 周波数 56Hz)が見られる( 図 3 参照)。この低流速のピークは多孔板通過圧損の負性勾配(\*1)によるものと思われる。ただ、周波数がごく低いのでトレイとの共振は考えられずここでは問題外である。

(2) 空気流速－トレイ上下方向加速度との関係( 図 4、図 7 参照)

15m/s 付近においてピークあり。その場合のトレイ卓越周波数は 54~56Hz 程度。

(3) 空気流速－トレイ支持桁応力の関係(図 5 参照)

15m/s 付近でピーク(56Hz)。応力は 5kgf/mm<sup>2</sup>で応力集中と相まって高サイクル疲労の恐れ。

流速がアップすると周波数がアップする傾向がある。これは Muller の実験に同じ(添付 A 参照)。  
またトレイ振動はある流速範囲で増大するが、更に流速をあげると減少する。これらの事実から本振動の実体は次のように推定される(本文の図 b にこのイメージを示す)。

本トレイの励振力の周波数は空気流速の増加に伴いその周波数がアップする傾向があり、これが構造側(トレイ)の固有振動数に漸近する流速域において**共振状態**になり固有振動数で揺れる。更に流速が上がって励振力の周波数がアップしてゆくと固有振動数から次第に外れて振動は減退する。

なおこの場合、励振力としては変動流体力(具体的には気体の孔通過に伴う差圧の変動が想定できる。

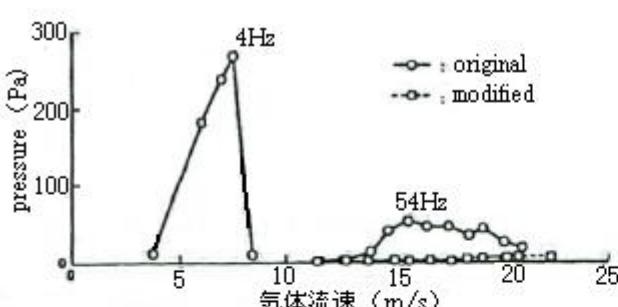


図3 空気室(チャンバ)の圧力変動と空気流速の関係

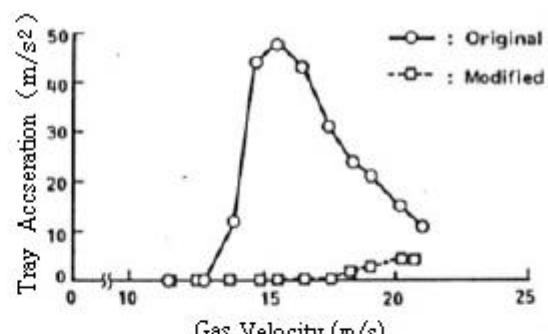


図4 多孔板の振動加速度と空気流速の関係

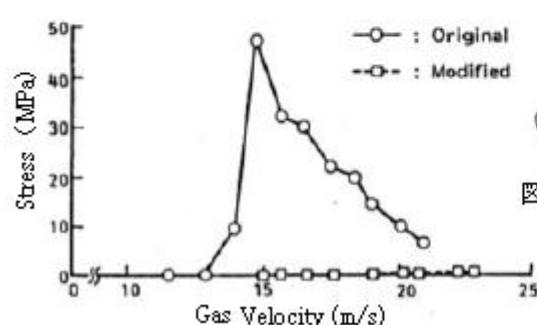


図5 トレイ板支持桁の応力と空気流速の関係



図6 トレイの固有振動数  
(空気中)

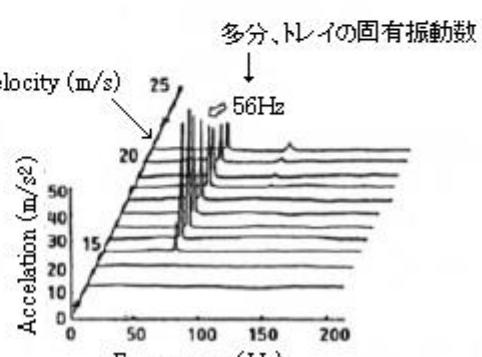


図7 トレイ加速度の周波数スペクトル

また、静止トレイでの流動基礎実験の結果は次の通り。

全ての流速域：顕著な圧力変動は見られない。

14m/s 以下： Perfect bubble(完全気泡)域で周期的圧力変動(図 2 上参照)。

流体側周波数は 5~20Hz でトレイ固有振動数とかなり隔たっている。

16m/s 以上： Deformed bubble になっておりランダム的な圧力変動(図 2 下参照)

流体側周波数はランダム的で卓越がない。

結論的には、

- ・ 液面が高い状態においては低流速で Perfect bubble、高流速で Deformed bubble になるのは Muller の実験結果と同じ(添付 A 参照)。
- ・ トレイが静止しているときはトレイ振動を起こす程の流体力変動はない。  
[なお、図 3 からわかるようにトレイが振動していても流体力は大きくない(筆者メモ)]。
- ・ 16m/s 以上ではランダム振動になるが、それで何故共振が起きるのか？(選択的共振？)。また特定流速域に限って共振する理由がわからない。

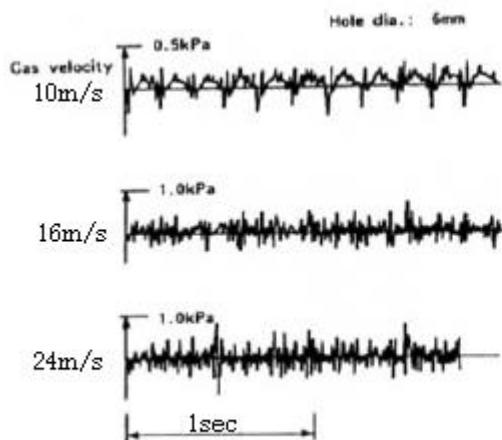


図2 空気室の圧力変動の時刻歴波形

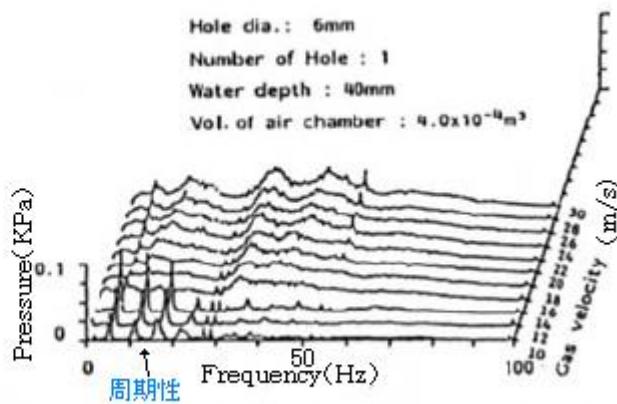


図3 空気室の圧力変動の周波数スペクトル

また、3段トレイモデルによる実験の結果は次の通り。

静止トレイ実験：静止させたトレイに空気を流しトレイに加わる流体力を測ったが顕著な流体力は計測されない(図 8 参照)。

弾性トレイ実験：実物と同じ固有振動数を持ったモデルトレイを加振した所、15~16m/s で 50~60Hz の加速度ピークが現れた(図 6 参照)。

強制加振実験：剛なトレイを強制的に加振して上下チャンバ間の差圧変動を伝達函数(差圧/トレイ加速度)の形で計測。差圧がトレイ変位に対し 90° 遅れるとき負の減衰となって不安定化する。計測では 90° 遅れのとき周波数は 50~100Hz になり、不安定が共振に繋がっている可能性あり(図 7 参照)。

静止トレイ実験/弾性トレイ実験から、本振動が流体力ートレイの連成振動であることがわかる。

また、流体力(差圧)とトレイ(加速度)の間の遅れが本振動の引き金となっている可能性がある。

[ 位相遅れに関して図 7 の解釈に強引な所がある(?)と思う。 ]

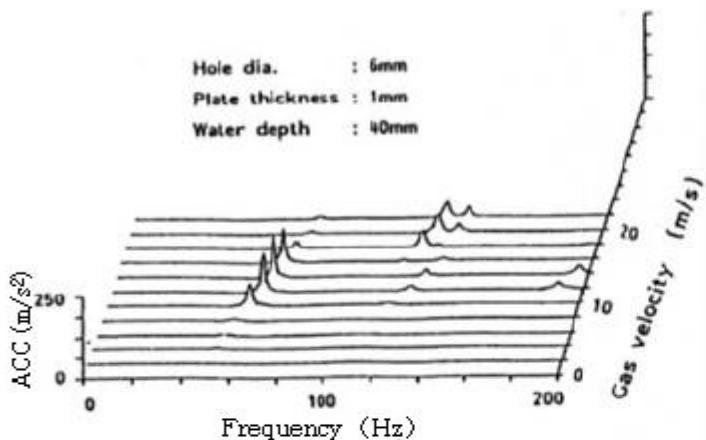


図6 トレイ振動の周波数スペクトル(弾性トレイ実験の結果)

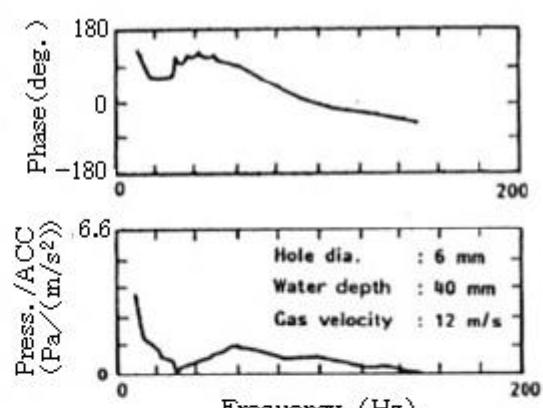


図7 トレイ加速度に対する差圧の伝達関数

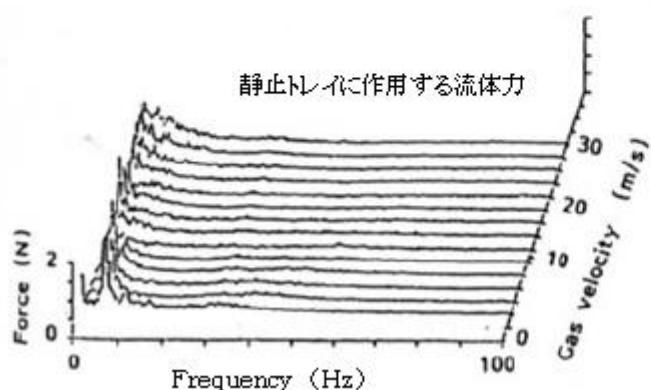


図8 トレイに加わる流体力のスペクトル(静止トレイ実験)

添付 C. トレイ振動の安定限界図の背景

[青色部分は TS 作成者コメント]

MHI 社の安定限界図の背景は、文献(2)に詳しくでているので特に紹介する必要はないが利便を考えこれらを要約して以下に示す。安定限界図の策定過程は次のようにある。

ステップ 1 : ベースになるトレイの運動方程式を単純化して設定する。

ステップ 2 : エネルギーバランスから換算流速 - 無次元減衰パラメータ関係(式)を求める

ステップ 3 : 無次元減衰パラメータに含まれる未知パラメータを実験により求める。

ステップ 4 : 各換算流速に対応する無次元減衰パラメータを求め、プロットする。

ステップ 5 : 設定範囲内で安全包絡して安定限界図にする。

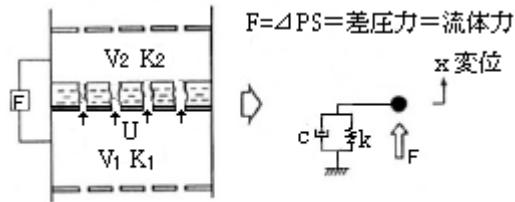


図9 トレイ振動の力学モデル

ベースになるトレイの運動方程式は簡便化のため、次のように 1 自由度系として扱う。

$$md^2x/dt^2 + cdx/dt + kx = F \quad \text{----- (a)}$$

$$F = SP = S(P_D + P_U)$$

$$P_D = -S(K_1/V_1 + K_2/V_2)x$$

$$P_U = (1/2)C(t)(S_H/S) \rho U^2$$

ここで、 $m$ =トレイ等価質量、 $k$ =トレイ等価剛性、 $c$ =トレイ等価粘性減衰係数、 $F$ =流体力

$x$ =トレイ変位= $a \sin \omega t$ 、 $a$ =変位振幅、 $\omega$ =変位の角振動数、 $t$ =時間、

$\phi$ =トレイ変位からの位相遅れ、 $S$ =トレイ受圧面積、 $S_H$ =トレイ全開口面積、

$P$ =トレイ前後チャンバの差圧変動、 $P_U$ =トレイ通過圧損の変動による差圧変動成分、

$P_D$ =トレイ変位によるチャンバ容積変化から生じる差圧変動成分

$K_1, K_2$ =トレイ前後チャンバ内の体積弾性率、 $C(t)$ =変動圧損係数

左辺は平凡であるが、右辺の流体力  $F$ (=差圧変動  $x$  面積)は特異であるので少し説明しておく。

チャンバの差圧はチャンバ差圧+通過圧損+液頭圧によるが、液頭圧は余り変化しないようなのでチャンバ差圧+通過圧損になる。このうちチャンバの圧力は、次式で与えられる。

$$dp = -KdV/V \quad (\text{ここで、} K=\text{体積弾性率、} V=\text{チャンバ容積})$$

容積変化  $dV$  は、トレイの平均的な変位  $x$  を考えて  $dV=Sx$  であるから この式は  $dp = -KSx/V$  で表わせる。そしてトレイ間の差圧変動は 前後チャンバの差圧変動の和になるので

$$P_D = (dp_1 - dp_2)/S = \{-K_1Sx/V_1 - (K_2Sx/V_2)\}/S = -(K_1/V_1 + K_2/V_2)x$$

一方、通過圧損は、孔通過流速に比例するだろうから、

$$P_U = (1/2)C(t) \rho U^2 S_H/S \quad (\text{ここで } S_H = N(\pi d^2/4), N=\text{全孔数、} d=\text{孔径})$$

圧損係数  $C(t)$  は時間的に変動する圧損係数で、次式で仮定する。

$$C(t) = C_0 a \sin(\omega t + \phi) \quad (\text{ここで } C_0=\text{調整係数})$$

この式は、圧損係数がトレイ振幅に比例するとともに  $\phi$ だけ遅れるという仮定によっている。この

仮定の成立は補足的な実験でその傾向が確認されている。この遅れのメカニズムについて、MHI報文は触れていないが、この遅れが不安定振動の引き金になっている可能性は高いと思う。[脚注]を参照願いたい。

(a)式を変形すると

なお、振動状態ではトレイは固有振動数でゆれると考えられるので、変位  $x$  は

$x = a \sin \omega t$  ( 但し  $a =$  振動振幅、 $\omega =$  トレイ固有角振動数 =  $(k_{eq}/m)^{0.5}$  )

(b)式の左辺第2項は減衰力であって消散エネルギー、右辺は加振力であって振動エネルギーである。

まず、1サイクルあたりの消散エネルギーは、

$$E_D = \oint (cdx/dt)dx,$$

ここで、減衰比  $\zeta = c/c_c = c/(2m\omega)$   $\rightarrow c = 2m\omega\zeta$  (但し  $c_c$  = 臨界減衰定数)。また  $\delta \doteq 2\pi\zeta$  より  $\zeta = \delta/(2\pi)$  であるからこれを代入して、減衰係数  $c = m\delta\omega/\pi$  が得られる。また、 $dx/dt = a\omega \cos \omega t$ 、 $dx = a\omega \cos \omega t dt$  である。これらを ED 式に用いて

$$E_D = (m \delta \omega / \pi) a^2 \omega^2 x (1/\omega) \int_0^{2\pi} \cos^2 \theta \, d\theta = a^2 \omega^2 m \delta = (2\pi f)^2 a^2 m \delta$$

一方、1サイクルあたりの振動エネルギーは、

$$E_F = \int (SP_U) dx = (1/2) \rho U^2 S_H C_o a^2 \omega \int_0^{2\pi} \sin(\omega t + \phi) \cos \omega t dt$$

$$= (1/2) \pi a^2 \rho U^2 C_o S_H \sin \phi$$

振動エネルギー>消散エネルギーのとき不安定になるので、安定限界は  $E_F=E_D$  とおいて得られる。

$$\downarrow \quad (2\pi f)^2 a^2 m \delta = (1/2) \pi a^2 \rho U^2 C_o S_H \sin \phi$$

$$\{U/(fd)\}^2 = \{8\pi/(C_o d \sin \phi)\} \{m \delta / (\rho d S_H)\} \quad \text{----- (c)}$$

従って、これを流力弹性振動の例に倣って表現すれば、

$$\bar{U} = k_{cr} \check{D} \quad \dots \dots \dots \quad (d)$$

ここで  $\bar{U}$ =換算流速= $U/(fd)$ 、 $\check{D}$ =質量減衰パラメータ= $\{m \delta /(\rho d S_H)\}$ 、

$$kr = \text{係数} = \{8\pi/(C_0 d \sin \phi)\}$$

(c)式においては変動圧損係数の大きさを表す係数  $C_o$  と位相遅れ  $\phi$  が判れば  $\bar{U}$  と  $\bar{D}$  の関係がクリアになる。これは、実験から次の伝達函数を求めることで達成される。

$$\begin{aligned} \downarrow G(\omega) &= \text{差圧/トレイ加速度} = (P_D + P_U)/(d^2x/dt^2) \\ P_U/(d^2x/dt^2) &= \check{G}(\omega) = G(\omega) - S(K_1/V_1 + K_2/V_2)/\omega^2 \end{aligned}$$

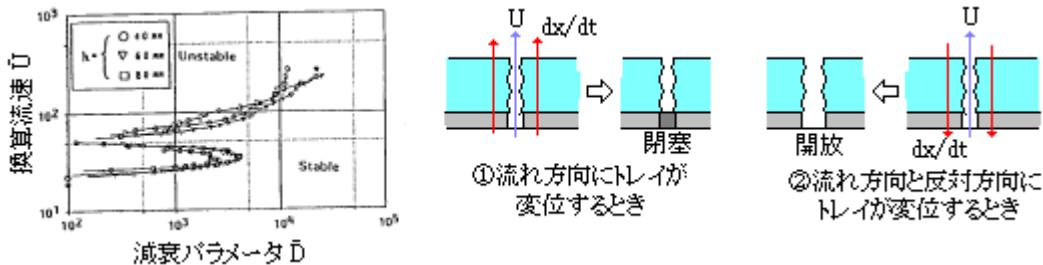
この式より、 $C_o = \{2 S \omega 2 / (\rho U^2 S_H)\} \check{G}(\omega)$ 、 $\phi = -\arg[\check{G}(\omega)] + \pi$  が得られる。これらを(c)式に代入して、

従って、各流速に対応する  $\bar{U}$  について、実験でも求めた  $G(\omega)$  を  $\check{G}(\omega)$  に変換し(e)式を用いて減衰パラメータ  $\check{D}$  を得ることが出来る。

Fig.16は実験結果を用いて、以上のような手続きで作成されたものである(安全包絡されている)。

Fig.16は10—24m/sの広い範囲を包括しているが、流速が高いと下図のようにかなりシャープなイメージになり、不安定領域がはっきりと2つに分離する。これはperfect bubble → deformed bubbleの遷移によるものと推定される。下図の傾向は、図16にも残っている。

[以上の事実は、高い流速域に対して多少安全側になっていることを意味する。]



(脚注) この遅れはトレイ変位速度( $dx/dt$ )と孔通過流速 $U$ の相対差によるものではないかと思われる。

上図①のように $dx/dt$ が $U$ と同方向に動くと相対速度は減少して見掛け上、孔が閉塞したようになる(孔径が縮まる)。このためトレイ前後の差圧が大きくなり、トレイ変位を加速させる。

一方、②のように $dx/dt$ が $U$ と反対方向に動くと相対速度は増加して孔は更に開放されたようになる(孔径が拡がる)。故にトレイ変位は減速する。(b)式は、

$$\begin{aligned} \downarrow \quad & md^2x/dt^2 + cdx/dt + k_{eq}x = SP_U = (1/2)C_f \rho (U + dx/dt)^2 S_H \quad (C_f = \text{固定された圧損係数}) \\ & md^2x/dt^2 + c\{dx/dt - 2Udx/dt - (dx/dt)^2\} + k_{eq}x = (1/2)C_f \rho U^2 S_H \end{aligned}$$

かなり変則的な微分方程式になるが、左辺第2項の減衰項は負性減衰になって不安定になる傾向が強い。ただこの解析的アプローチは厄介であるので、報文に示されるような実験的アプローチになったものと推測される。

#### 引用文献)

- (1) 「多孔板トレイの流体誘起振動」白木、藤田、田中、山崎 (三菱重工技報 Vol.25 No.3 (1988-5))
- (2) 「多孔板トレイの流体誘起振動に関する研究 (第1報 実物大モデル実験)」藤田、田中、山崎  
JSME論文集(C)54巻502号(S63-6)
- (3) 「多孔板トレイの流体誘起振動に関する研究 (第2報 振動発生機構および発生条件の実験的検討)」  
藤田、田中、山崎 JSME論文集(C)54巻502号(S63-6)
- (4) 「Regimes of bubbling and jetting from submerged orifices」 R. L. Muller and R. G. H. Prince  
Chemical Engineering Science 1972 Vol.27 pp1583-1592 Pergamon Press.
- (5) 「Oscillating behavior on Distillation Tray-II」 Michael W. Biddulph  
AIChE Journal Vol.21 No1(Jan 1975) P41-49
- (6) 「多孔板を持つ棚段塔内に生じる気体液体系の自励振動」葉山、田村  
[JSME 講演論文集 No.700-10(1970.8)]
- (7) 「多孔板塔内の圧力脈動に関する研究」葉山、平田 [JSME 講演論文集 No.780-14(1978-10)]
- (8) 「Flow induced Vibration of Distillation and Absorption Column Trays」 Blierly, Whyman, Erskine  
I. Chem. E. Symposium series No.56
- (9) 「Shorter Communication-Vibration Excitation Of Sieve Plate Columns by bubbling」  
W. Waddington et. al (Trans. Instn Chem. Engrs, Vol.52, 1974)