

【整番】 FE-11-TM-001	【標題】 鉛直下向きノズルにおける気体吸込渦発生の可否判定
分類：流れ(吸込み渦)/種別：技術メモ	作成年月：H17. 6/改訂：Ver1.2 (H19.11)
	作成者：N.Miyamoto

補正係数など見直し/説明追加

全 12 枚

1. はじめに

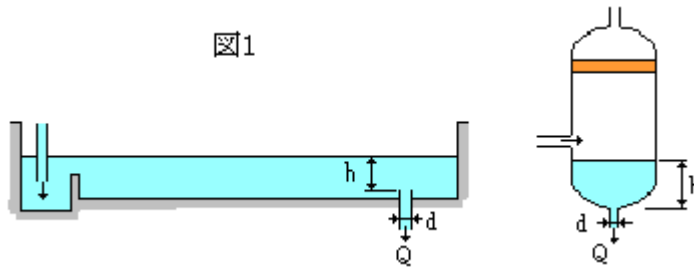
気液界面を持つ槽類では、その界面から発生した気体吸込み渦（流出渦とも云う）が排出ノズル(管台)から配管内にはいって、エアハンマリング/過剰水撃/振動/流量低下などの不具合を生じることがある。この場合、液面(自由界面)から吸込み口までの深さ(被り水深)をどの程度にしたら気体の混入がさけられるか？

本 TS では、下図のような鉛直下向きに付けられた排出ノズルを対象にして、吸込み渦発生の可否判定方法を提案してみる。鉛直上向きおよび水平排出ノズルについては下記の TS による。

[FE-11-TM-002 水平ノズルにおける気体吸込渦発生の可否判定]

[FE-11-TM-003 鉛直上向きノズルにおける気体吸込渦発生の可否判定]

図1



2. 吸込渦発生可否判定(案)

(1) 気体吸込渦(断続渦/連続渦レベル)は被り深さ比(η)が限界深さ比(η_c)を下回るときに起こる。 η_c は略々次のように見積もられる。

(1)マイルドケース — 槽内流れに旋回や強い偏り/乱れがない場合

$$Re \leq (Re)_{\min.} : \eta_c = 1.5 f_r^{0.4}$$

$$Re > (Re)_{\min.} : \eta_c = [6.5 \alpha_1 \alpha_2 f_r^{0.4} \text{ or } \alpha_2 (\eta_c)_{\max.}] \text{ のいずれか小さい方}$$

(2)シビアケース — 槽内流れに旋回や強い偏り/乱れがある場合

$$\eta_c = 6.5 \alpha_1 \alpha_2 \beta f_r^{0.4}$$

ここで η = 被り深さ(液面からノズル端面までの深さ)比 = h/r 、 η_c = 限界深さ比 = h_c/r

(η_c)_{max.} = 最大限界深さ比で下記による。

$$Re \leq 2 \times 10^5 \text{ の時 : } (\eta_c)_{\max} = 2 S_r$$

$$Re > 2 \times 10^5 \text{ の時 : } (\eta_c)_{\max} = 2 S_r (Re / \{ (2 \times 10^5) \})^{0.4}$$

S_r = 最大限界深さ比 → 解説 4. 及び図 g 参照

$$0 < d \leq 0.45 \text{ m の時 : } S_r = -7.5d + 6.375$$

$$d > 0.45 \text{ m の時 : } S_r = 3.0$$

h = 実際の被り深さ(m)、 h_c = 限界被り深さ(m)、 r = 排出口の内半径(m) = $d/2$

Re = レイノルズ数 = $V d / \nu = 4Q / (\pi d \nu)$ 、 $(Re)_{\min.}$ = 最小レイノルズ数 = 3×10^4

V = 排出口平均流速(m/s)、 Q = 排出流量(m^3/s)、 d = 排出口内径(m)、 ν = 流体動粘度(m^2/s)

f_r = フルード数 = $V / (g d)^{0.5}$ 、 g = 重力加速度 (9.807 m/s^2)

α_1 = 渦度補正係数(断続渦が認められる場合 1、断続渦が認められない場合 1.10)

α_2 = 表面流れ補正係数(液表面に目立った流れがない時 1.0、ある時 1.15)

β = 旋回流れ補正係数(程度によって 1.0 ~ 4.0) — α_1 、 α_2 、 β については解説を参照のこと。

(2) 上記では側面/底面の壁面の影響を考慮していない。これについては今後、補正係数を検討する。

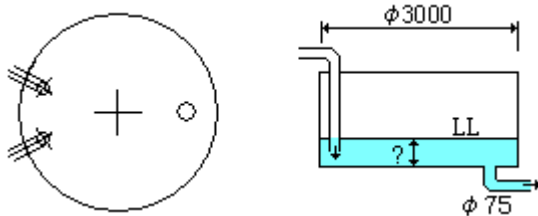
因みに壁に近いノズルでは、渦の動きが拘束されると思われる。

なお上記の限界深さ比の式はいろんなパラメータ(特に外乱)をクリアにしたものではなく不確かさが多い。渦の発生を促進するような流況が予想されるならそれなりに裕度を見込んで判定すべきである。

また、設備の都合で十分な裕度が確保できないならば、積極的に渦防止装置/構造を採用すべきである。

3. サンプル計算

下図のような廃液槽がある。吸込渦のない最低液レベルはどの位になるか？なお、廃液の動粘度は $1.5 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$ 程度である。また排出流速は約 0.9m/s である。



槽径に比べてノズル径が小さく流入口も偏りが無いので旋回流は殆どないと思われる。故にマイルドケースを選択する。

排出管のレイノルズ数： $Re = Vd/\nu = 0.9 \times 0.075 / (1.5 \times 10^{-6}) = 45000$ 、

最小レイノルズ数： $(Re)_{\min.} = 30000$ 、

$Re > (Re)_{\min.}$ なので $[\eta_c = [6.5 \alpha_1 \alpha_2 f_r^{0.4} \text{ or } \alpha_2 (\eta_{\text{dmax}})]$ のいずれか小さい方] を選択する。

ここで、 $f_r = V/(gd)^{0.5} = 0.9 / (9.807 \times 0.075)^{0.5} = 1.05$

また、 $[Re = 45000] < 200000$ なので、 $(\eta_{\text{dmax}}) = 2Sr = 2 \times (-7.5 \times 0.075 + 6.375) = 11.6$

断続渦は認められないので、 $\alpha_1 = 1.1$ 。多少表面の波立ちが予想されることから、 $\alpha = 1.15$

故に $\eta_c = [6.5 \alpha_1 \alpha_2 f_r^{0.4} \text{ or } \alpha_2 (\eta_{\text{dmax}})]$

$$= [6.5 \times 1.1 \times 1.15 \times 1.05^{0.4} \text{ or } 1.15 \times 11.6]_{\text{lesser}} = [8.4 \text{ or } 13.3]_{\text{lesser}} = 8.4$$

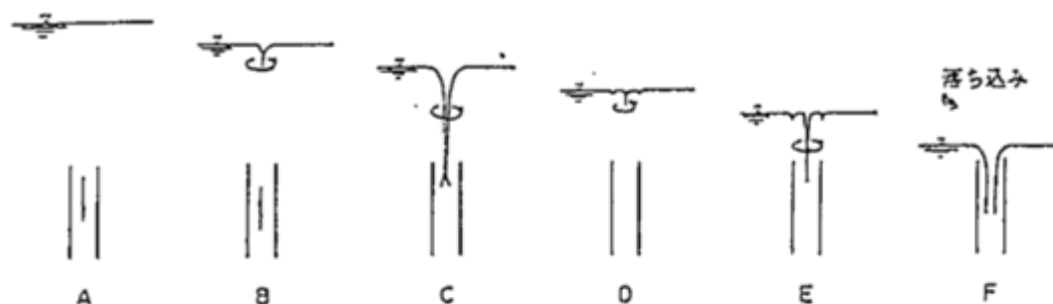
限界深さは、 $h_c = r \eta_c = (0.075/2) \times 8.4 = 0.315 \text{m}$ 。少し余裕をみて 0.32m で LL の設定を行う。

【 解 説 】

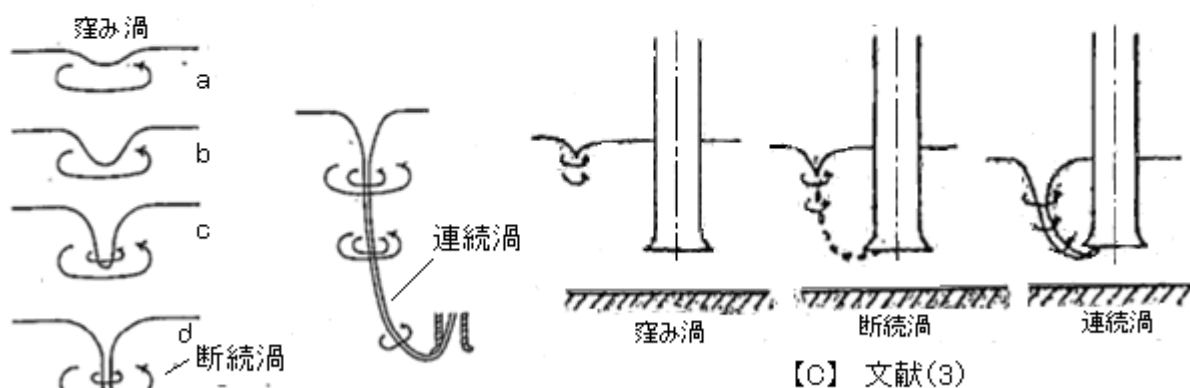
1. 判定式の導出について説明する前に、吸込渦の形態について少し説明しておく。

吸込渦のパターンを下図に示す。基本的には窪み渦/断続渦/連続渦の3種類。細かくみれば下図【A】のようにA~Fの6つのパターンになる⁽¹⁾。B,Dが窪み渦、C,E,Fが連続渦、B-CないしD-Eと反復するのが断続渦である。BとCは比較的被り深さが深い時、DとEは被り深さが浅い時に生じる。またFは液面が底面近くまで低下した時の末期的な陥没現象である⁽⁵⁾。

窪み渦がまだBの段階に留まるときは気体の巻き込みはないので問題ないが、窪み渦が成長してC,Eに連なって断続渦になると、気体が排出管内に巻き込まれてトラブルの種になる。



【A】鉛直流出渦の発生形態分類-文献(1)



【B】文献(2)

【C】文献(3)

図 a 吸込み渦パターン

JSME S004-1984⁽²⁾によれば、空気吸込み渦の許容基準は次のようである。

クラス	内 容	用途例	許容基準
I	他の機器との関連から揚水中に空気の混入が許されないもの	発電所用循環水ポンプ 工業用冷却水ポンプ	窪み渦
II	最小没水深さでの運転が短期間であり、多少の空気混入は許されるもの	上下水道ポンプ、工水ポンプ 雨水排水/農地用排水ポンプ	断続渦

プラントの場合も、長期間運転される場合は窪み渦程度に、極く短時間運転される場合は断続渦程度に留まるようにすべきである。ただプラントでは下流がクローズされた系や循環される系が多く、かつ高低の多い複雑な管路になるのでいずれの場合も窪み渦(B/Dタイプ)程度に抑えるのが無難と思われる。本TSでは、許容基準を断続渦あるいは窪み渦のいずれかとしている。

2. 吸込渦の発生と挙動に関するパラメータとしては重力、慣性力、粘性力、表面張力がある。また無次元数としてはフルード数/レイノルズ数/ウェーバー数などが上げられるが、水あるいはこれに類する

液体に限れば表面張力/粘性力の寄与は固定的で、実際はレイノルズ数やフルード数(特にフルード数)で現象を扱うことができる。なおこの場合、エンジニアリング的に重要なのは、吸込渦の挙動ではなく**吸込渦の発生限界**である。

吸い込み渦の発生限界についてはいくつかのアプローチがあるが、ポテンシャル流れ理論によるアプローチが実際とよく合うとされる⁽¹⁾。鉛直下向きの排出ノズルに関する荻原の解析/実験によれば吸い込みノズル廻りの水面で負圧になり微小な窪みができて、これが、あるしきい値 kh を越える時に吸い込み渦ができるとされる。即ち

$$Q^2/(54g\pi^2h^4) < kh \quad (\text{ここで、} Q = \text{流出流量、} h = \text{被り水深、} k = \text{定数})$$

この式を変形して、

$$Q > (54gk)^{0.5} \pi^2 h^{2.5} \rightarrow f_r > 3(3k)^{0.5} \eta^{2.5}$$

更に変形して次の判別式を得る。

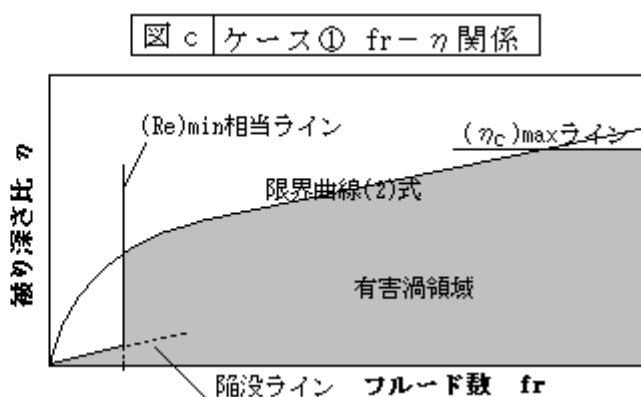
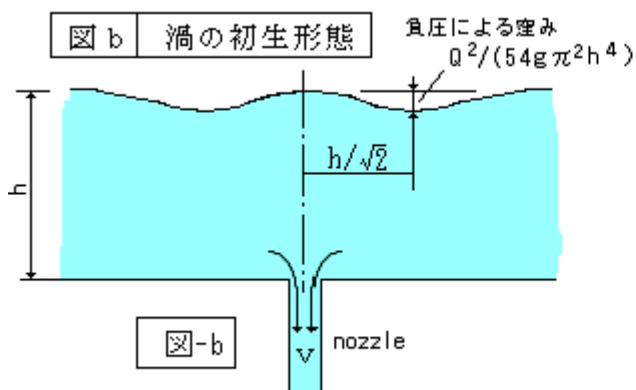
$$\eta < [f_r / \{3(3k)^{0.5}\}]^{0.4} \rightarrow \text{窪み渦発生} \quad \text{----- (1)}$$

渦発生限界を与える式は、

$$\eta_c = [f_r / \{3(3k)^{0.5}\}]^{0.4} \quad \text{----- (2)}$$

ここで η = 深さ比 (= h/r)、 η_c = 限界深さ比 (= h_c/r)、 h_c = 限界深さ、 r = 排出口の内半径

f_r = フルード数 [= $V/(2gr)^{0.5}$]、 V = 排出流速、 k = 定数 (= $1/300000$)、 g = 重力加速度



窪み形状を図 b に示す。図 c は渦の発生限界式(2)を示しているが、フルード数(< 1)の低い領域や深さ比 η の高い領域では安全側になる。これは実際の渦発生において 2 様の限界条件が存在するからである。即ち、任意の吸い込み管サイズについて

(a) ある管内流速以下では、被り水深 h に関係なく吸込渦が発生しない。

(b) ある被り水深以上では、管内流速に関係なく吸込渦が発生しない。

この事実から、ある最小限界レイノルズ数 $(Re)_{min}$ と最大限界深さ $(\eta_c)_{max}$ が存在していることが予想される。これに関しては次のようなデータがある。

		$(Re)_{min}$	$(\eta_c)_{max}$
鉛直流出渦	直管	3×10^4	6~12
	ベルマウス	2×10^4	6~12
水平流出渦		2×10^4	4

これらは $Re < 2 \times 10^5$ の時のものである。 $Re > 2 \times 10^5$ では、以下のように外挿して限界値を求める。

$$(\eta_c)_{max} = (Re/200000)^{0.4} \{(\eta_c)_{max}\}_{200000}$$

なお、 $(\eta_d)_{max}$ は管径に依存し、次のように径が大きくなるにつれかなりダウンしてゆく。

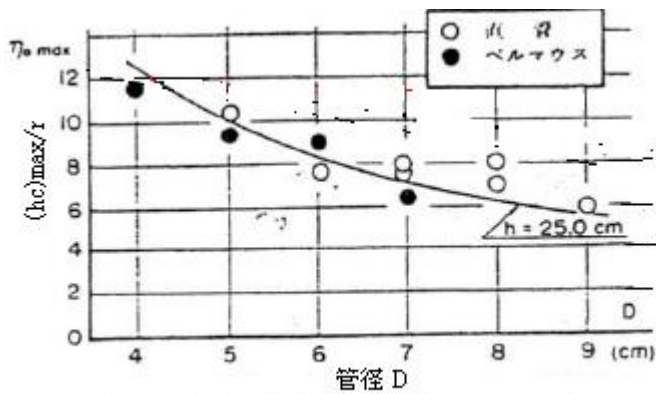


図-19 鉛直流出渦の管径Dと η_{omax} の関係

3. 以上は荻原氏の論文⁽¹⁾の結果によっている。ここで上記の(1)式および $(Re)_{min.}$, $(\eta_d)_{max.}$ は図 d のようなモデルと実験装置に拠るものである。これらからわかるように、荻原氏の式とデータは

槽内流れに旋回や強い偏り/乱れがなくまた表面に目立った流れ/乱れがなく一様な近寄り流速である場合に限り成立するものと見なされる。

実際の設備には旋回流/偏流/表面流があり吸込渦ができやすくなることが多い。図 e はエバポレータ底のトラフを想定した実験装置(Hz 実施)である⁽³⁾が、実機の流況に合わせるため、特に整流装置を取り付けなかったところ、ノズル廻りに速い表面流れがでて限界深さが上昇傾向を示している。このエバポレータ・トラフの実験データは末尾に添付する。

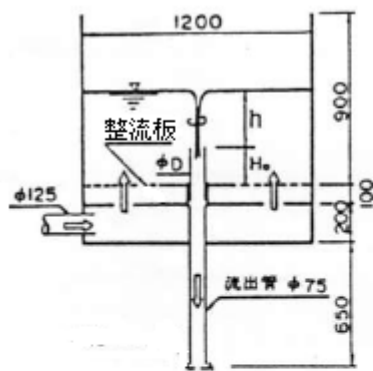


図-15 鉛直流出渦実験装置
荻原の実験装置

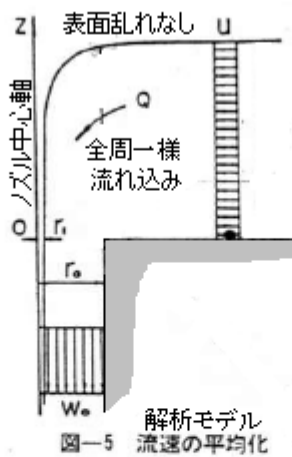


図-5 解析モデル
流速の平均化

図 d
文献(1)抜粋

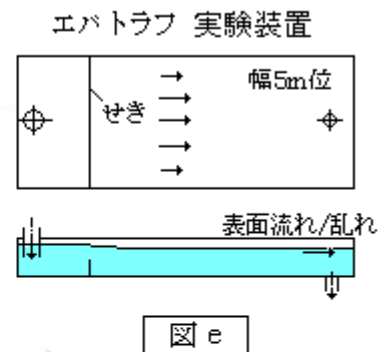


図 e

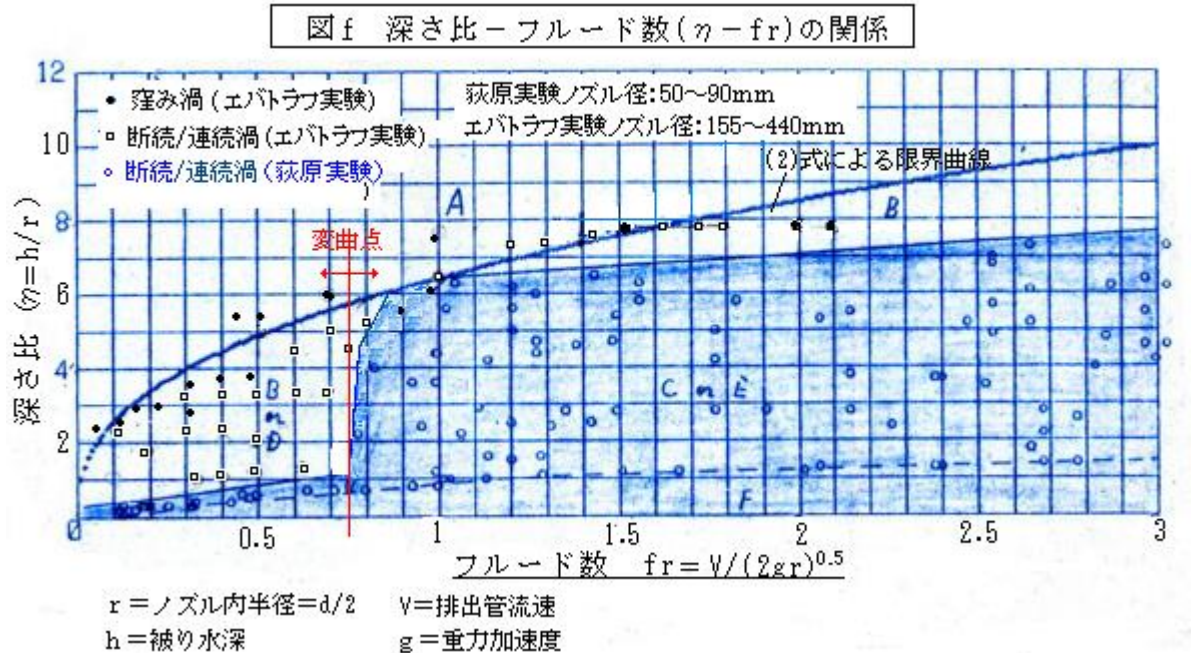


図 f は荻原の実験結果とエバトラフの実験結果をプロットしたものである。図の中の濃い色の部分は荻原の実験で断続渦/連続渦が発生したエリアである。これは限界曲線 $\eta_c = [f / (3(3k)^{0.5})]^{0.4}$ の内側にある。朱のラインはこのエリアのプロポーションが急変するポイント(変曲点)を示している。このポイント付近は排出ノズル径 $\phi 70$ の時のデータである。 f_r と Re の関係は $Re = \{(8gr^3)^{0.5} / \nu\} f_r$ であるから $f_r = 0.74$ に対し、 $Re = \{(8gr^3)^{0.5} / \nu\} f_r = \{(8 \times 9.8 \times 0.035^3)^{0.5} / (1.2 \times 10^{-6})\} \times 0.74 = \text{約 } 3.6 \times 10^4$ である。

この変曲点はノズルサイズがアップすると左方向に移動する。ノズルサイズがダウンすると右方向に移動する。ただ、変曲点のレイノルズ数は余り変化せず $3 \sim 4 \times 10^4$ 程度である。変曲点の左側では限界深さ比はごく小さいので、殆ど固定した変曲点のレイノルズ数を以って最小限界レイノルズ数(Re_{\min})と称しこれより低いレイノルズ数では限界深さ零(吸込渦発生無し)としたのが、前述の荻原文献である。(実際はある深さで陥没が起こるので限界深さ零とするのは?である。)

ノズルサイズが大きくなるにつれ変曲点が左側に移動し限界のフルード数が低下してゆくのは、エバトラフの実験データ(四角マーク及び黒丸マーク)でも見られる(ただ、図 f では3つのノズルサイズのデータを記入しているので読み取れない)。

エバトラフの実験データで注意すべきは、全般に窪み渦/断続渦の発生限界が上がってくることである。これはノズル付近の水面に速い表面流れがあったためと思う。

4. 以上の半理論式(1)(2)や実験データを如何に判定式にしてゆくか? ここでは、荻原の $f_r - \eta$ 関係、即ち図 c のイメージを想定する。前述の如く、(Re_{\min})で限界深さが変わる。即ち

- (Re_{\min})以下 → 陥没ライン(図【A】の F タイプ渦の限界ライン)
- (Re_{\min})以上 → (2)式による限界曲線あるいは(η_{\max})の小さい方

前述の荻原論文の表では、仕切りの(Re_{\min})値は 3×10^4 である。エバトラフの実験結果では、排出管径 $\phi 155 / \phi 300 / \phi 440$ につき $(7 \sim 9) \times 10^4$ 程度であるが、窪み渦を断続渦とみれば 4×10^4 程度になる。荻原の実験は $\phi 50 \sim \phi 90$ の範囲で $(4 \sim 5) \times 10^4$ である。口径が大きくなると(Re_{\min})がアップする傾向ははっきり

とは見えない。一応、 3×10^4 は安全側になるので、ここでは口径によらず $(Re)_{min.} = 3 \times 10^4$ を採る。
 なお、 $(Re)_{min.}$ 以下では、Fタイプ渦になる。その発生限界式は別途 TS【FE-11-TM-005】より

$$h_0/r = 0.69 \{ \pi^2 r^4 V^2 / (gr^5) \}^{0.2} = 0.69 \pi^{0.4} \{ 2V^2 / (2gr) \}^{0.2} = 1.253 fr^{0.4} \rightarrow \text{安全をみて } \eta_c = 1.5 fr^{0.4}$$

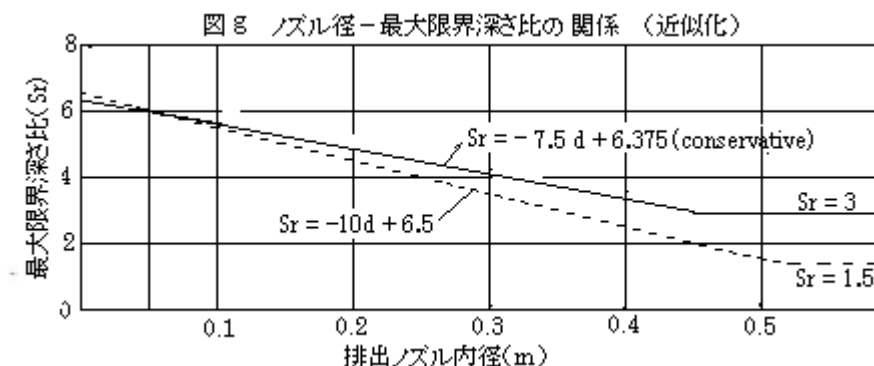
$(Re)_{min.}$ を越えると、(2)式 即ち

$$\eta_c = [f / \{ 3(3k)^{0.5} \}]^{0.4} = [f / \{ 3(3 \times 1 / 300000)^{0.5} \}]^{0.4} = 6.45 fr^{0.4} \doteq 6.5 fr^{0.4}$$

か、 $(\eta_c)_{max.}$ のいずれか小さい方となる。前述の荻原論文の表では、最大限界深さ比 $(\eta_c)_{max.}$ は

$$Re \leq 200000 \text{ のとき } 6 \sim 12$$

になるが、エバトラフの実験結果では $[\phi 155 \rightarrow 8.0, \phi 300 \rightarrow 3.2, \phi 440 \rightarrow 2.2]$ になっている。荻原論文でも前述のように口径が大きくなると $(\eta_c)_{max.}$ が減少し、図19では $\phi 90$ で6までダウンしている。荻原氏は多分、その減少傾向がなまってそのまま横にねてしまうと考え、 $(\eta_c)_{max.}$ を安全側に6~12の範囲においたのだろう。確かに安全側に考えれば最低6はGoodであるが、口径が大きくなると、設備的なインパクトが大きい。現状では根拠に乏しいが、口径0.5m以下では $(\eta_c)_{max.}$ は3.0以下にダウンするような気がする。下図は、荻原論文とエバトラフの実験結果から最大限界深さ比 $[Sr = 2(\eta_c)_{max}]$ を線引きしたものである。おそらく図中の点線が妥当な設計ラインではないかと思うが、現状実証的なデータが乏しい(エバトラフのデータは確実でない)ので、ここではあえて実線のラインを採用しておく。本件は今後、さらに追究してゆく。



5. 図fにおける荻原の限界深さ曲線は断続渦-窪み渦のボーダーラインにあると思われる。これをある程度安全に運用するには、次のように渦度補正係数 (α_1) を設けて以上で得られた限界深さに乗じるようにする必要がある。

$$\text{断続渦レベル} \rightarrow \alpha_1 = 1.0, \text{ 窪み渦レベル} \rightarrow \alpha_1 = 1.10$$

以上の判定ベースは、槽内流れに旋回や強い偏り/乱れがなくまた表面に目立った流れや乱れがなく一様な近寄り流速である場合に成立する。しかし速い表面流れや乱れがあり近寄り速度が必ずしも一様でない場合は限界深さが上がってくる傾向があるので全般に補正する必要がある。即ち

$$\text{液表面に目立った流れ/乱れない時} \rightarrow \alpha_2 = 1.0, \text{ 表面流れ/乱れがある時} \rightarrow \alpha_2 = 1.15$$

槽内流れに旋回や強い偏り/乱れがある場合は強制渦の傾向が加わってかなり吸込渦が発生しやすくなるので、もっと限界深さを引き上げる必要があると思われる。Dennyの文献⁽²⁾の中に次のデータがある。

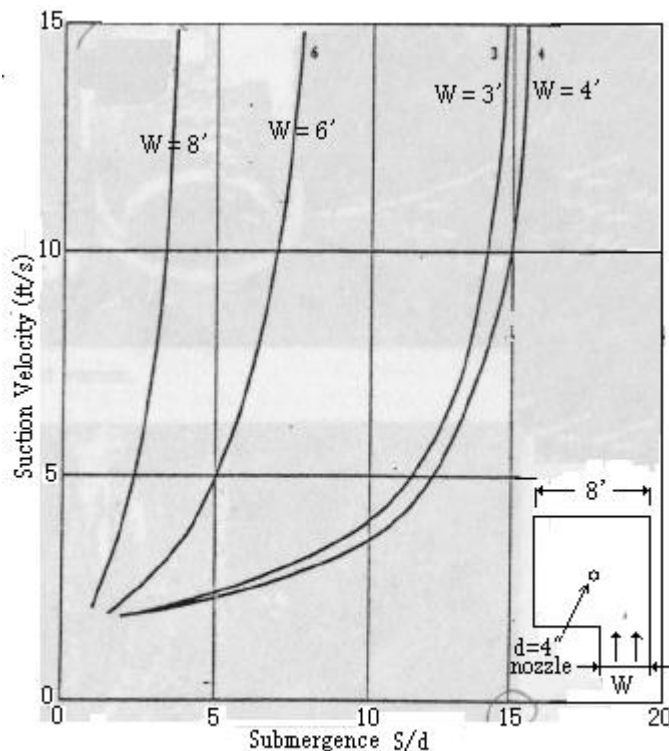


Fig.26 Effect of Swirl on the Relation between Critical Submergence and Suction Velocity

ノズル周りの旋回(Wirl)が殆どないと思われる $W = 8$ feet の場合に比べ、旋回が著しいと思われる $W = 3, 4$ feet のとき、限界深さが大きくなりおよそ 4 倍にもなる。ここで $W = 4$ feet に比べ $W = 3$ feet のときが限界深さが小さくなるのは、多分 4feet で折り返してこれを下回ると逆に限界深さが浅くなるのではないかと思える。とにかく旋回流の影響は相当に深刻である。しかし、旋回流の強さと限界深さの関係を定量化するのは難しい。ここでは旋回流れに対する補正係数(β)を

旋回流れ無し のとき： $\beta = 1.0$ 、マイルドなケース： $\beta = 2.0$ 程度、シビアなケース： $\beta = 4.0$ 程度としておく。本件は今後調査してゆきたい。

5. 以上、荻原文献+Hz 実験データによって判別式を作成した。しかし、吸込渦データは実測や実験によって比較的容易に取得できるので、これらデータを直接用いて判別する方法を以下に参考として示す。

前提として「ある排出ノズルサイズについて排出口流速 V_m と限界深さ η_c の関係が既知」であるとする。この場合、以下のステップで判定する。

ステップ 1：吸込渦の相似則⁽⁴⁾ $V_m/V_p = (D_m/D_p)^{0.2}$ からデータ換算流速 $V_m = (D_m/D_p)^{0.2} V_p$ を求める。

ここで、 D_p, V_p = 実際のノズル径(m)、流速(m/s)、 D_m = データ上のノズル径(m)

ステップ 2：排出口流速 V_m と限界深さの関係グラフより V_m に相当する限界深さ η_c を求める。

ステップ 3：実際の深さ比 η と限界深さ比 η_c を比較する。

流れ構造がデータの採取状態と同じで、グラフ読み取りが外挿でなければ、判定根拠としてある程度、有効と思われる。

6. どうしても被り深さがとれない時 / 限界深さをキープしてもあまりマージンが取れない時は、渦緩和/渦発生防止装置(構造)の設置を考える。文献(4)によれば、渦の発生はポンプ吸込管(上方排出管)への流れに運ばれてくる渦度と旋回流れに由来する。前者には、

- ・槽内にある物体の表面から派生する剥離流/不均一流によるもの
- ・水表面の管廻りの境界層の剥離によるもの

があるが、本ケース(下方排出管)では液表面の速い流れなどがこれに相当するのでないかと思う。対策としては、例えば液面の被覆あるいは表面流れの遮断などが考えられる。

また、旋回流れには、次のようなものがある。

- ・槽の上流からくるもの/ 槽の形状に由来するもの

当該ケースでもこれらは重要で、例えば

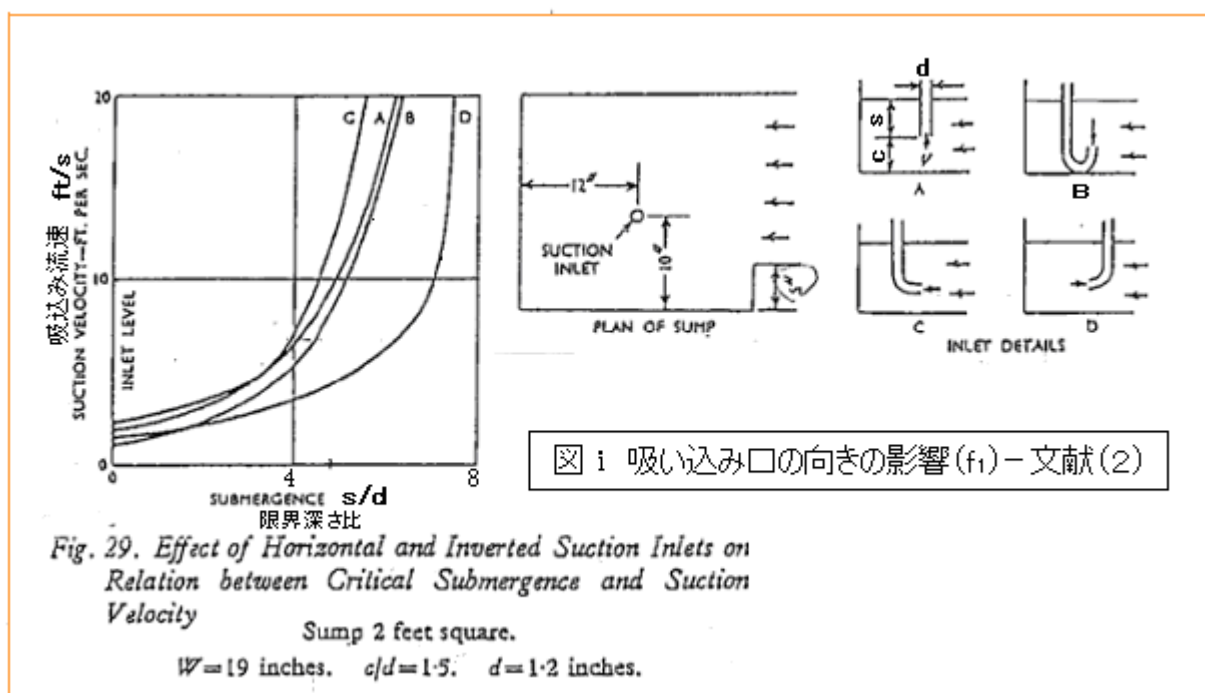
- ・旋回流の形で流体が槽内に流入する場合、
- ・槽への流入位置が偏っていて槽内に旋回流を起こす場合、
- ・槽の断面が円形で円中心直下にノズルがあり、槽内に障害物がなく旋回フリーな場合

においては、流入ノズルの配置を見直すとともに、ガイド、バッファ、ベーン、スクリーン、格子類あるいはノズル口のボルテックスブレイカなどによる**整流を検討する**必要がある。その場合整流の効果をCFD(流れ解析)で確認すべきである。

種々の渦防止策を次頁/次々頁の図 n-1~3 に示す。図 n-1 は文献(1)にでていものである。グラフからわかるように笠径が大きくなると、限界深さ比[ここでは $(\eta_o)_{max.}$]は変わらないものの $(Re)_{min.}$ がアップして大きな吸込流量でも渦が発生しにくくなる。笠を水面に浮かべてロフト(筏)にしたものでも同様の効果が期待される。

図 n-2, 3 は、槽底部に取り付けられる渦防止金具である。造水エバポレータの底部トラフでは大きな格子構造の渦防止金具が使われている。

7. 本 TS は鉛直下方排出ノズルのみを対象にしてきたが、これと鉛直上方あるいは水平排出ノズルの間には、液面からの渦流入を考えるとある種の関係があるように思える。Denny の文献⁽²⁾に下記のようなデータがある。ただ限界条件など種々難しいところがあるので、単に参考データと考える。



8. 本 TS では、そこそこの安全裕度を得られるように気体吸込渦発生 の判定式を調製したが、もともと

吸込渦の発生自体に不定愁訴的な印象があり、その発現を定量化するのはかなり難しい。場合によっては、判定式は過度に安全側/危険側になる。例えば、ある実験データに関して、判定式による限界深さは実際の2倍強になる。一方、ある事例では、旋回流れによると思われる限界深さの過少見積もりが起きている。現状のデータではこれらの逸脱を抑えることができない。検討実績や運転実績の蓄積、あるいはCFDによる解析手法の開発が待たれる。

<引用文献>

- (1) 「空気吸い込み渦に関する研究」萩原 (土木学会論文集 No.215(1973年7月))
- (2) 「An Experimental Study of Air-Entraining Vortices in Pump Sumps」 D. F. Denny
- (3) 造水装置空気吸い込み渦実験レポート(H5.6) Hz 研機・加藤/岡崎
- (4) JSME S004(1984)「ポンプの吸込水槽の模型試験法」(日本機械学会基準)
- (5) 「The formation of a dip on the surface of a liquid draining from a tank」 B. T. Lubin
(J. Fluid Mech. Vol. 20(1967))
- (6) 「吸い込み水槽空気吸い込み渦限界寸法について」大嶋、田龍 (ターボ機械第20巻第4号)

図n-1 笠つきパイプの効果

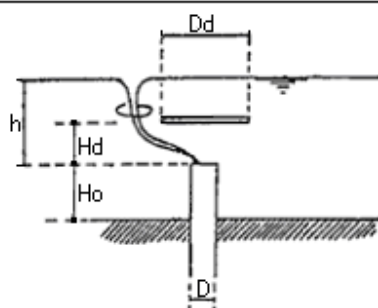
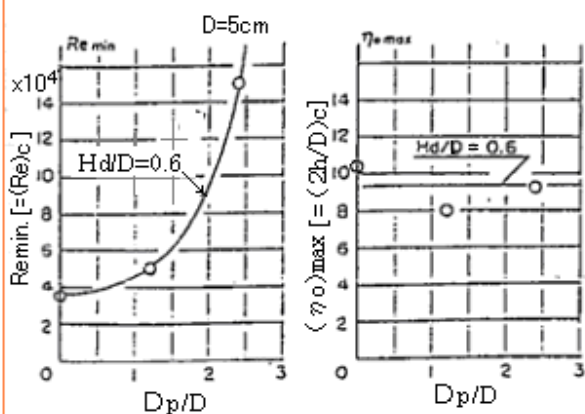


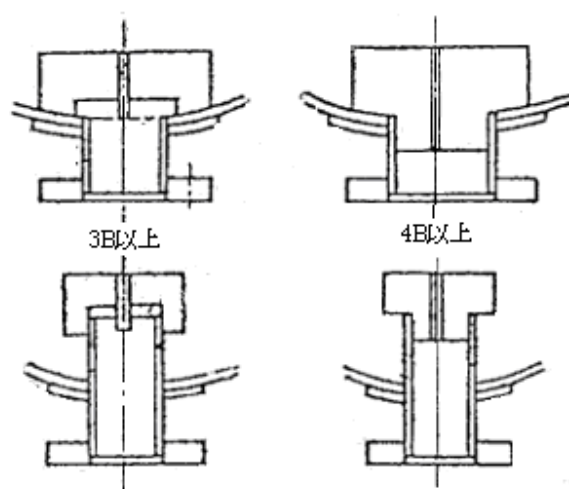
図-20 笠つきパイプにおける流出渦



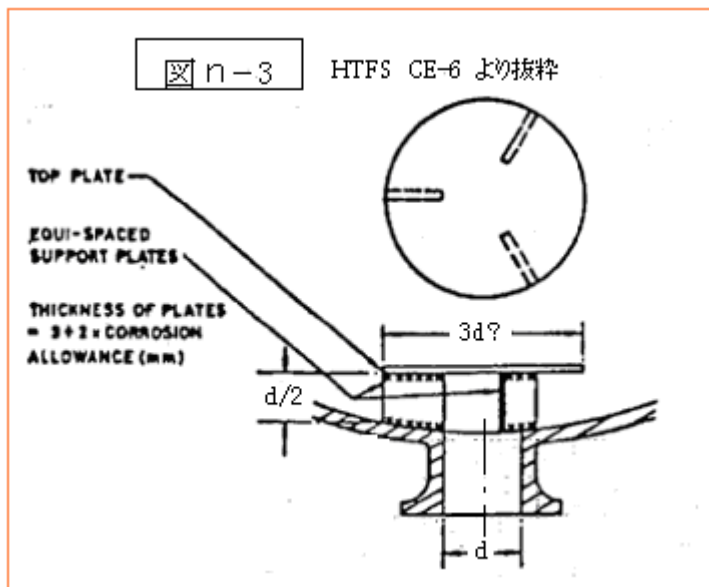
笠の径と限界レイノルズ数/限界深さ比の関係

文献(1)より抜粋

図n-2 ポルテックスプレーカ(例)



第20図 ポルテックスプレーカ(容器底部に設置する)
(配管技術誌'71'11より抜粋)



添付：エバポレータ下部トラフに関する実験結果(Hz 実施)

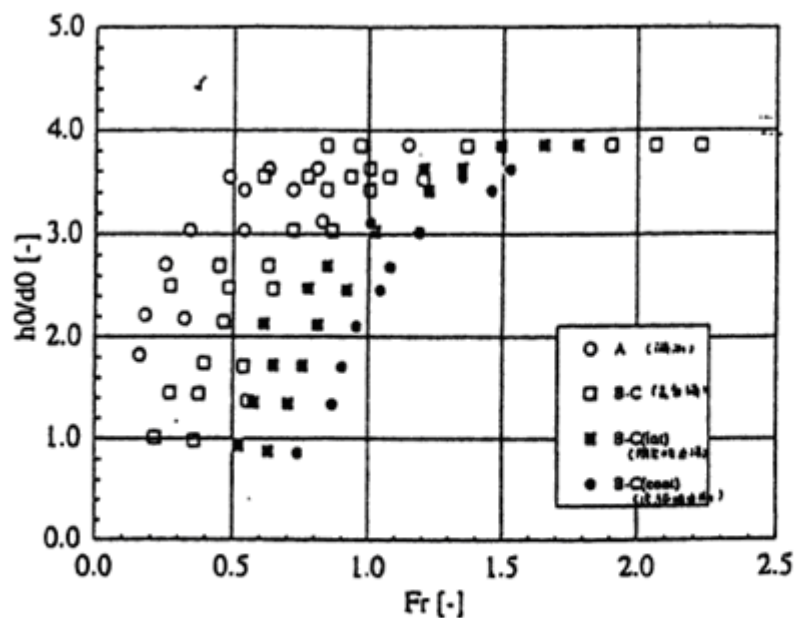
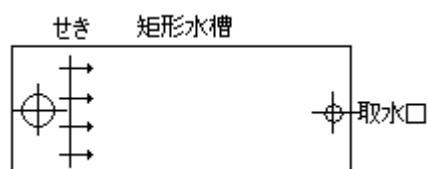


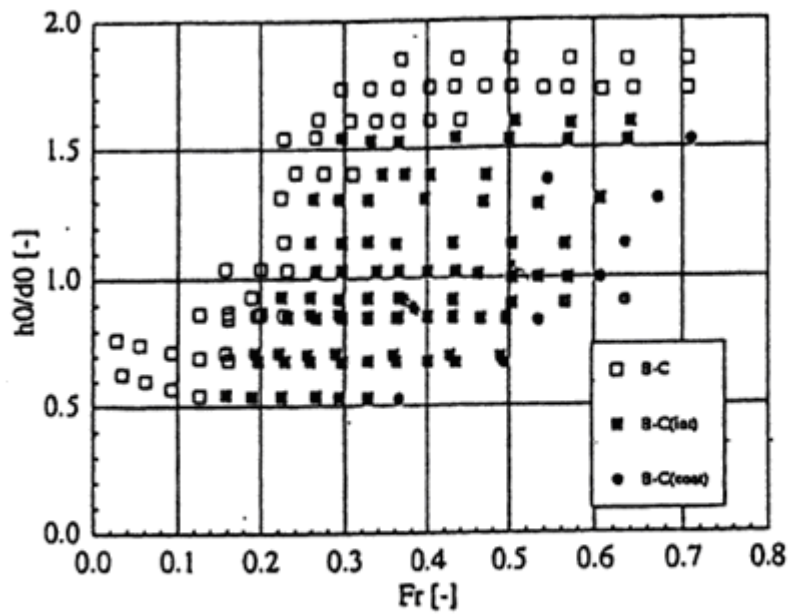
図 z-1 空気吸い込み渦の発生状況
(取水口直径 155mm)

(Re)_{min.} = 約90000
(η_c)_{max.} = 約4.0

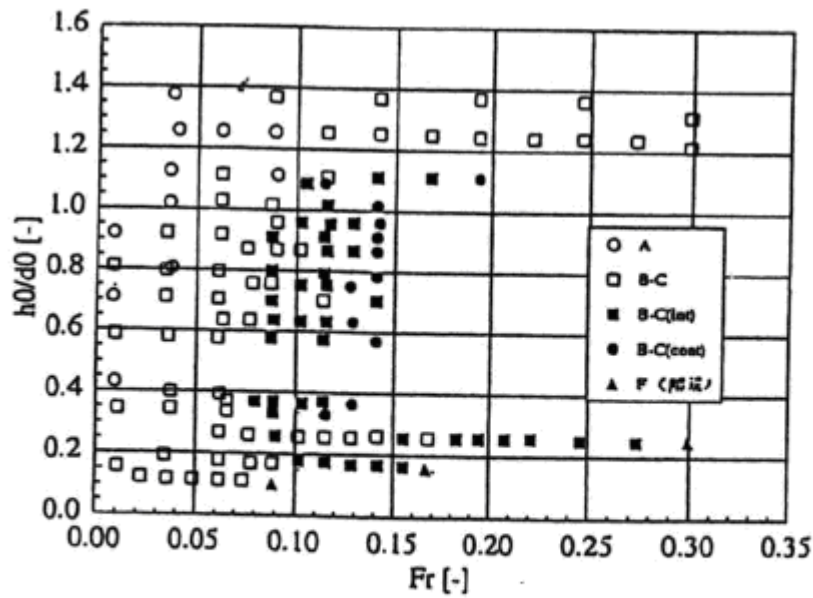
図 z-1,2,3 の説明

- (1) 縦軸は h_0/d_0 (= べり深さ/吸込み口径)、横軸はフルード数 Fr
- (2) ○ → A (窪み渦)、□ → B-C (窪み渦)、■ → B-C (間欠吸込み渦)、● → B-C (連続吸込み渦)、▲ → F (陥没渦)
- (3) 試験装置は下図のようなもの。





図z-2 空気吸い込み渦の発生状況 (取水口直径 300mm) (Re)min.=75000 (ηc)max.=1.6



図z-3 空気吸い込み渦の発生状況 (取水口直径 440mm) (Re)min.=73000 (ηc)max.=1.1