

【整番】 FE-23-TM-017	【標題】 ロングオリフィスの圧損係数/キャビ係数
分類：流れ(脈動流)／種別：技術メモ	作成年月：H20.6／改訂：Ver0.0 (H20.8)

作成者：N.Miyamoto

全8枚

1. ロングオリフィス(円筒型オリフィス)は絞り部分がパイプ構造のオリフィスで、例えばボイラ給水ラインなどに使われているようである⁽¹⁾。流れ構造的には、

急縮小(abrupt enlargement)と急拡大(abrupt contraction)

の組み合わせになる。肉厚/孔径比が1を越えるような厚肉オリフィスもこれに該当する。多孔オリフィスでは開口面積が小さい孔に細分されるので肉厚/孔径比が大きくなつて、流れ的にはロングオリフィスの範疇に入る。ここでは図1aのようなモデルに拠つて、その圧損係数とキャビテーション係数を考察してみる。

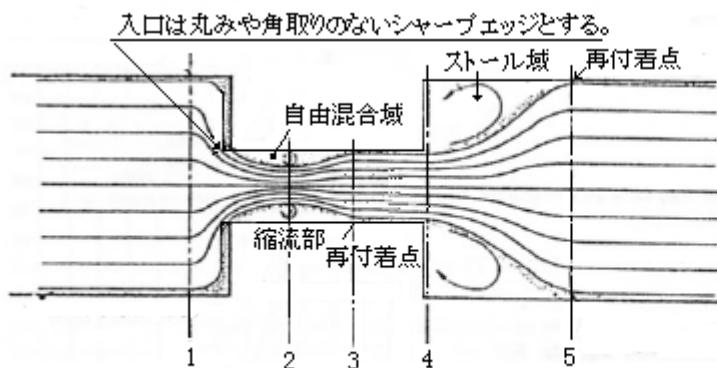


図1a ロングオリフィスモデル

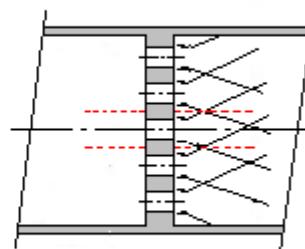


図1b ロングオリフィスの例-厚肉オリフィス

使用記号：
 P =静圧、 ΔP =圧力損失、 h =水頭、 Δh =損失水頭、 V =流速、 ρ =密度= γ/g 、
 γ =比重、 g =重力加速度、 A =流れ断面積、 m =開口面積比、 C_c =縮流係数、
 C_v =速度係数、 λ =管摩擦係数、 σ_c =限界キャビ係数、 σ_{ch} =チョーキングキャビ係数
 K =圧損係数、 d =小径管内径(孔径)、 l =小径管長さ(孔長さ、オリフィス厚さ)、
 L =全断面流れ部分長さ、 $\eta = (j)$ 式の調整パラメータ
サフィックス：1～5→各断面番号、

2. 図1aはロングオリフィスの流れ構造を示している。断面1～3がいわゆる急縮小流れ、断面3～5が急拡大流れである。小径管をオリフィス孔に見立てると開口面積比は $m = A_3/A_1 = A_3/A_5$ となる。また断面2の縮流係数は $C_c = A_2/A_3$ で定義される。 C_c は開口面積比 m の函数(*1)であるので、縮流部の断面積 A_2 は、 m と A_3 によって自ずと決まる。

断面1から小径管(孔)に流入した流体はその直後に縮流して断面2で最も速度圧が上昇し静圧は最も降下する(いわゆるベナコントラクタ効果)。断面2以降は逆に流れは拡大し、断面3で壁面に再付着する。それから全断面流れとして断面4から噴出し急拡大する。そして再び断面5で再付着してから再び全断面流れに復帰する。このとき断面2の周囲は自由混合域(一種の淀みゾーン)となり剥離渦が派生する。また断面4～5の噴流廻りも自由混合域(ストール域)になる⁽²⁾。

3. まず急縮小部分から検討する。この部分の圧力損失は次の2つに分けられる。

断面1～2の縮流工程における圧損 / 断面2～3の拡大工程における圧損

断面 1-2 では急激な速度圧の上昇によって静圧が大きく降下するが、流れの擾乱はなく圧力損失は軽微である。縮流部における理想流れの流速 V_2' と実際流れの流速 V_2 には流体の抵抗によってわずかなズレがあるが、このズレによる圧力差が断面 1-2 間の圧力損失を表している。即ち

$P_2 + \gamma V_2'^2 / (2g) = P_2' + \gamma V_2^2 / (2g)$ → $\angle P_{12} = P_2 - P_2' = 0.5 \rho (V_2'^2 - V_2^2) = 0.5 (V_2'^2 / V_2^2 - 1) \rho V_2^2$
流速比(V_2/V_2')はいわゆる速度係数 C_v (0.96~0.99)であるから

$$\angle P_{12} = 0.5 \left(1/C_v^2 - 1\right) \rho V_2^2$$

$(A_3/A_1)=m$ 、 $(A_2/A_3)=C_c$ を用いて基準流速 V_2 を V_1 を変える。

$$\angle P_{12} = 0.5 \cdot (1/C_v^2 - 1) \cdot \rho \cdot (V_2/V_1)^2 \cdot V_1^2 = 0.5 \cdot (1/C_v^2 - 1) \cdot (A_1/A_2)^2 \cdot \rho \cdot V_1^2$$

$$=0.5(1/C_v^2 - 1)\{(A_1/A_3)(A_3/A_2)\}^2 \rho V_1^2 = 0.5(1/C_v^2 - 1)\{1/(m C_c)\}^2 \rho V_1^2$$

従って、断面 1-2 間の圧力損失係数は、

$$(K_{12})_1 = (1/C_v^2 - 1) / (m C_c)^2 \quad \dots \dots \dots \quad (a)$$

断面2-3では、モーメンタムの変化により圧損が生じる。Carnot-Borda式(*2)を用いて

$$\angle P_{23} = \gamma (V_2 - V_3)^2 / (2g) = (1 - V_3/V_2)^2 \times 0.5 \rho V_2^2$$

ここで、 $A_2V_2=A_3V_3$ より $V_3/V_2=A_2/A_3=C_c$ であるから

$$\angle P_{23} = 0.5 (1 - C_c)^2 \rho V_2^2$$

断面 1-2 と同様の処理をして V_1 を用いた式に変えると、

$$\angle P_{23} = 0.5(1/C_c - 1)^2/m^2 \rho V_1^2$$

従って、断面 2-3 間の圧力損失係数は、

$$(K_{23})_1 = (1/C_c - 1)^2 / m^2 \quad \text{----- (b)}$$

なお、入口の角を丸めたときは圧損係数は減少するので、この式を補正する必要がある(*3)。

断面 3-4 間は流れの変化がないので、単に摩擦損失のみであるが、通常、軽微なので無視できる。

この部分の長さにもよるが、流速がかなりあって無視できないときは、

$$\begin{aligned} \angle P_{34} = 0.5 \lambda (L_{34}/d) \rho V_3^2 &= 0.5 \lambda (L_{34}/d)(V_3^2/V_1^2) \rho V_1^2 = 0.5 \lambda (L_{34}/d)(A_1/A_3)^2 \rho V_1^2 \\ &= 0.5 \lambda (L_{34}/d)(1/m^2) \rho V_1^2 \end{aligned}$$

故に、断面 3-4 間の圧力損失係数は、

$$(K_{34})_1 = \lambda (L_{34}/d) (1/m^2) = (\lambda / m^2) \{ (l-d)/d \} \quad \dots \dots \dots \quad (c)$$

ここでは、縮流部廻りの自由混合域の長さを d にほぼ等しいと仮定して $L_{34}=1-d$ としている。正確ではなく近似的であるが、結果への影響が少ないので問題ないと思う。

急拡大部分即ち断面4-5は断面2-3と殆ど同じ。同様に Carnot-Borda 式を用いて、

$$\angle P_{45} = \gamma (V_4 - V_5)^2 / (2g) = 0.5 (V_4/V_5 - 1)^2 \rho V_5^2$$

ここで、 $A_4V_4=A_5V_5$ より $V_4/V_5=A_5/A_4=1/m$ 、また $V_1=V_5$ であるから、

$$\angle P_{45} = 0.5(1/m - 1)^2 \rho V_1^2$$

故に、断面 4-5 間の圧力損失係数は、

$$(K_{45})_1 = (1/m - 1)^2 \quad \dots \quad (d)$$

ただし、この圧損係数は正確でなく近似的なものである(*4)

(a)～(d)を合算すれば、ロングオリフィスの全圧損が得られる。

$$(K_{15})_1 = (1/C_v^2 - 1) / (m C_c)^2 + (1/C_c - 1)^2 / m^2 + (\lambda / m^2) \{ (l-d)/d \} + (1/m - 1)^2 \quad \text{----- (e)}$$

4. 図 1a のロングオリフィスモデルは、小径管長さ(即ち厚肉オリフィスの厚み)が十分に長い場合即ち $l/d > 約 1$ を想定している。これは縮流部廻りの自由混合域の長さが d に略々等しいという仮定によっている(この仮定の成否は別途議論が必要)。一方、薄刃オリフィスの場合は $l/d < 0.125$ とされる。 l/d が $0.125 \sim 1.0$ の間はいわば遷移領域になる。この遷移領域をどう扱うか?

まず、薄刃オリフィスの圧損係数を前項のアプローチに倣って設定する。

薄刃オリフィスの流れ形状は下図の朱線のようにロング(厚肉)オリフィスを短縮した形になる。

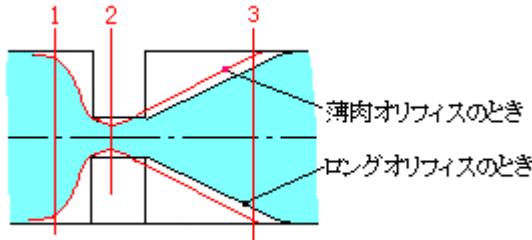


図2 薄肉/厚肉オリフィス流れ比較

縮流部まではロングオリフィスと全く同じであるので

$$(K_{12})_1 = (1/C_v^2 - 1) / (m C_c)^2 \quad \text{----- (f)}$$

また、縮流部以降は、Carnot-Borda 式を用いて

$$\Delta P_{23} = \gamma (V_2 - V_3)^2 / (2g) = 0.5 (V_2^2 / V_3^2 - 1)^2 \rho V_3^2 = 0.5 (V_2^2 / V_3^2 - 1)^2 \rho V_1^2$$

孔入口の流速、断面積を V_h 、 A_h とすれば $V_2/V_3 = (V_2/V_h)(V_h/V_3) = (A_h/A_2)(A_3/A_h) = (1/C_c)(1/m) = 1/(m C_c)$ なので、

$$\Delta P_{23} = 0.5 \{ 1/(m C_c) - 1 \}^2 \rho V_1^2$$

従って、縮流部以降の圧損係数は、

$$(K_{23})_1 = \{ 1/(m C_c) - 1 \}^2 \quad \text{----- (g)}$$

薄刃オリフィスの全圧損は、

$$(K_{13})_1 = (1/C_v^2 - 1) / (m C_c)^2 + \{ 1/(m C_c) - 1 \}^2 \quad \text{----- (h)}$$

次いで同一流速、同一開口面積比において、ロングオリフィスと薄刃オリフィスの圧損係数の差を計算する。

$$\begin{aligned} \Delta K &= (K_{15})_1 - (K_{13})_1 = (1/C_v^2 - 1) / (m C_c)^2 + (1/C_c - 1)^2 / m^2 + (\lambda / m^2) \{ (l-d)/d \} + (1/m - 1)^2 \\ &\quad - (1/C_v^2 - 1) / (m C_c)^2 - \{ 1/(m C_c) - 1 \}^2 \\ &= (1/C_c - 1)^2 / m^2 + (\lambda / m^2) \{ (l-d)/d \} + (1/m - 1)^2 - \{ 1/(m C_c) - 1 \}^2 \\ &= (1/m^2) (1/C_c - 1)^2 - (1/m^2) (1/C_c - m)^2 + (1/m - 1)^2 + (\lambda / m^2) \{ (l-d)/d \} \\ &= (1/m^2) \{ 1 - m^2 - (2/C_c)(1-m) \} + (1/m - 1)^2 + (\lambda / m^2) \{ (l-d)/d \} \\ &= (1/m - 1) \{ 2/m - 2/(m C_c) \} + (\lambda / m^2) \{ (l-d)/d \} \\ &= -2(1/m - 1) \{ (1 - C_c)/(m C_c) \} + (\lambda / m^2) \{ (l-d)/d \} \end{aligned}$$

従って、ロングオリフィスの全圧損係数 $K = (K_{15})_1$ は、 $(K_{13})_1$ にこの ΔK を加算して、

$$K = [(1/C_v^2 - 1) / (m C_c)^2 + \{ 1/(m C_c) - 1 \}^2] - 2(1/m - 1) \{ (1 - C_c)/(m C_c) \} + (\lambda / m^2) \{ (l-d)/d \} \quad \text{----- (i)}$$

[この式は(e)式に等しいので、(e)式を変形しても得られる。ここでは文献(3)の多孔オリフィス式と同じ

構成になるように、まわりくどい加工をしている、あしからず。)

この式の構成は次のようになる。

第1項→薄刃オリフィスの全圧損係数

第2項→薄刃オリフィス vs ロングオリフィス噴流のズレによる圧損係数の減分

第3項→厚肉オリフィスの場合の付加圧損係数

第2項を一般化して $\frac{2(1/m - 1)}{(m C_o)} \{ (1 - C_o) / (m C_o) \} Y$ (但し $Y \geq 0$) で表現すれば、薄刃オリフィス ($l \leq 0.125d$) で $Y = 0$ 、厚肉オリフィス ($l \geq d/1.13$) で $Y = 1$ になる。中間の $0.125d < l < d$ は実験データに依存する。第3項も一般化して $(\lambda/m^2) \eta$ (但し $\eta \geq 0$) で表現すれば、 $l \leq d$ で $\eta = 0$ 、 $l > d$ で $\eta = (l - d)/d$ になる。

これらの表示を用いると、薄刃一厚肉オリフィスの圧損係数式は次のようになる。

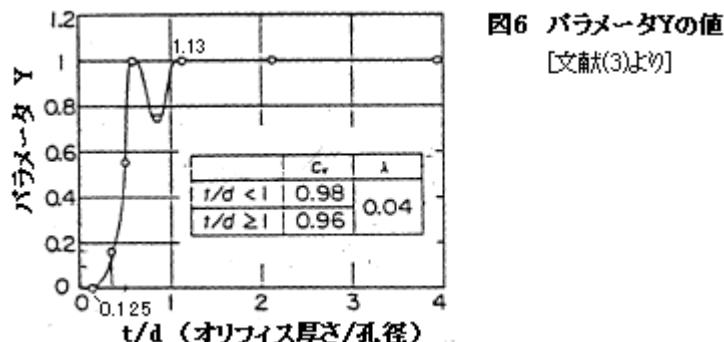
$$K = (1/C_v^2 - 1) / (m C_o)^2 + \{1/(m C_o) - 1\}^2 - 2(1/m - 1) \{ (1 - C_o) / (m C_o) \} Y + (\lambda/m^2) \eta \quad \dots\dots\dots (j)$$

ここで $K = \Delta P / (0.5 \rho V_1^2)$ である。

この圧損式は、文献(3)の多孔オリフィスの圧損係数式と同じである。即ち、文献(3)の圧損係数式は以上のようにして導入されたことがわかる。この式は、下記の TS で使用している。

[FE-23-RP-002 多孔オリフィスの圧損計算とサイジング方法]

(j)式中の遷移パラメータ Y は、文献(3)で下記のように与えられている。なお厚さ(l)はここでは t になっている。



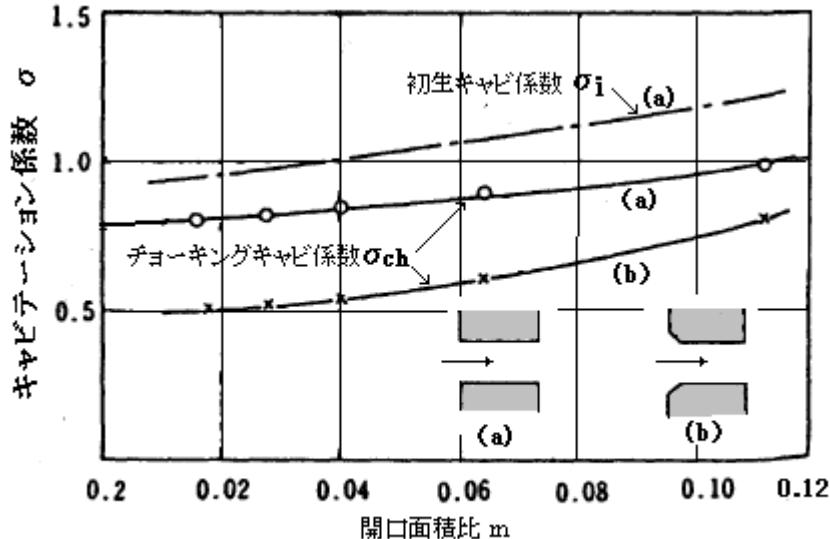
なお、(j)式で $Y = 0$ 、 $\eta = 0$ とした薄刃オリフィス式は、多少、他の圧損式と合わないところがある。これは縮流状態から直ちに急拡膨張するため(*4)のような問題がやや増幅されて派生からである。ただ実用上は多少の留意で済むのではないかと思う。

5. 次にキャビテーション発生について。薄刃オリフィスと同じようにロングオリフィスでもキャビは断面2の縮流部分で発生する。キャビ泡は、薄刃オリフィスではその後の静圧回復ですぐ崩壊し始めるが、ロングオリフィスでは孔を出るまでしばらく保持される。この場合 Millerによれば、孔壁の摩擦によってキャビ泡の形成が促進されるので、壁に再付着するロングオリフィスの方が早めにキャビ初生が起きる可能性はある。しかしそそらくそれは決定的な差異にはならないだろうから、やはり問題は断面2における圧力降下に尽きる。流量及び出口圧力(断面5)を一定とした場合、同一孔径に対する断面2の圧力は断面3-4間の摩擦損失分だけアップするので ロングオリフィスの方がややキャビが起きにくいくらいと云える。以下、ロングオリフィスのキャビを調べてみる。

第8図は文献(1)から抜粋したもので、開口面積比mとチョーキングキャビ発生の関係を示している(初生キャビラインも記入されているがこれは計算上の予想ライン)。一方、

Fig.6.21は文献(4)から抜粋したもので、孔長さ/孔径比とチョーキングキャビ発生の関係を示している。

この2つのキャビ係数の定義は同じである。Fig.6-1は開口面積比が与えられていないが、恐らく開口面積比mがごく小さいときのものではないかと思われる(そうでないとデータの蓋然性が失われる)。



第8図 円筒型オリフィスのキャビティーション係数(文献(1)より)

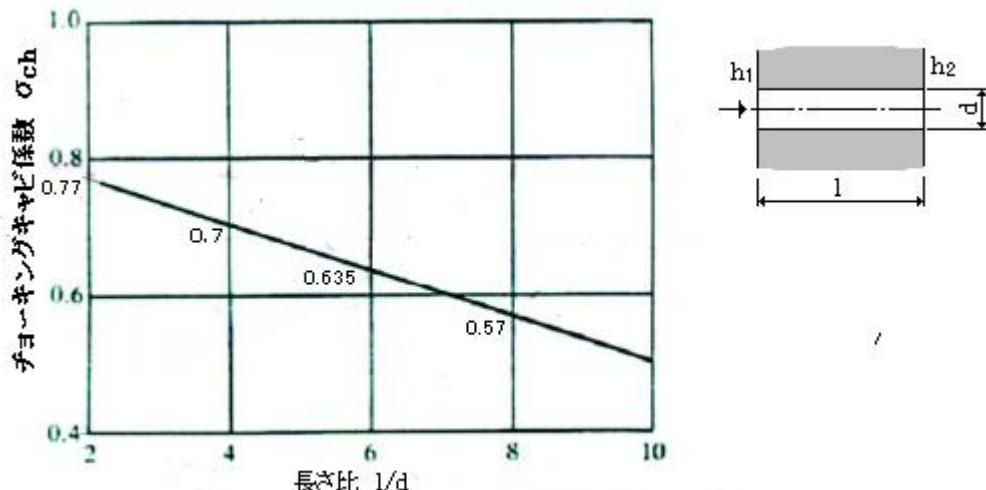


Fig.6.21 Choking cavitation parameter for long orifices (Millerテキストより)

第8図では、 $m \approx 0$ 近くで σ は 0.8 程度になる。これは Fig.6.21 の $l/d=2$ の時の $\sigma = 0.77$ に近い。従って第8図は、孔長さ(オリフィス厚み)1が2dのときのデータであることが予想される。以上整理して、

第8図の(a) → $l=2d$ のときの開口面積比(m) - チョーキングキャビ(σ_{ch})の関係

Fig.6.21 → $m \approx 0$ のときの孔長さ/孔径比(l/d) - チョーキングキャビ(σ_{ch})の関係

とみなして、この2つのデータをドッキングすることでより広義のチョーキングキャビ係数の見積もりが可能である。以下、これらデータのドッキングを行う。

まず、孔通過圧損係数 $K(V_3\text{ベース})$ を求める。断面1-2では、前と同じように、

$$\angle P_{12} = 0.5 (1/C_v^2 - 1) \rho V_2^2 = 0.5 (1/C_v^2 - 1) \rho (A_3/A_2)^2 V_3^2 = 0.5 (1/C_c^2) ((1/C_v^2 - 1) \rho V_3^2)$$

よって、断面1-2の圧損係数は $(K_{12})_3 = (1/C_c^2)((1/C_v^2 - 1))$

$$\text{断面 } 2-3 \text{ では, } \angle P_{23} = 0.5 (1 - C_c)^2 \rho V_2^2 = 0.5 (1 - C_c)^2 \rho (A_3/A_2)^2 V_2^2 = 0.5 (1/C_c - 1)^2 \rho V_3^2$$

よって、断面 2-3 の圧損係数は $(K_{23})_3 = ((1/C_c - 1)^2)$

断面 3-4 では、 $\angle P_{34} = 0.5 \lambda \{(l-d)/d\} \rho V_3^2$ 、よって $(K_{34})_3 = \lambda (l/d - 1)$

従って、孔通過圧損係数は

$$K = (K_{12})_3 + (K_{23})_3 + (K_{34})_3 = (1/C_v^2 - 1) + (1/C_c - 1)^2 + \lambda (l/d - 1) \quad \dots \dots \dots (k)$$

ここで $C_v = 0.99$ (ほぼ一定)、 $C_c = 0.61$ (m が 0.15 程度以下でほぼ一定)、 $\lambda = 0.02$ (ほぼ一定)とすれば、

$$l=2d : K=0.4836$$

$$l=4d : K=0.4836+0.06=0.5436$$

$$l=6d : K=0.4836+0.10=0.5836$$

$$l=8d : K=0.4836+0.14=0.6236$$

$$l=10d : K=0.4836+0.18=0.6636$$

いま、定義より $\sigma_{ch}^* = (h_2 - h_v) / \angle h = (P_2 - P_v) / \angle P = (P_2 - P_v) / (K \rho V_3^2)$ であるから

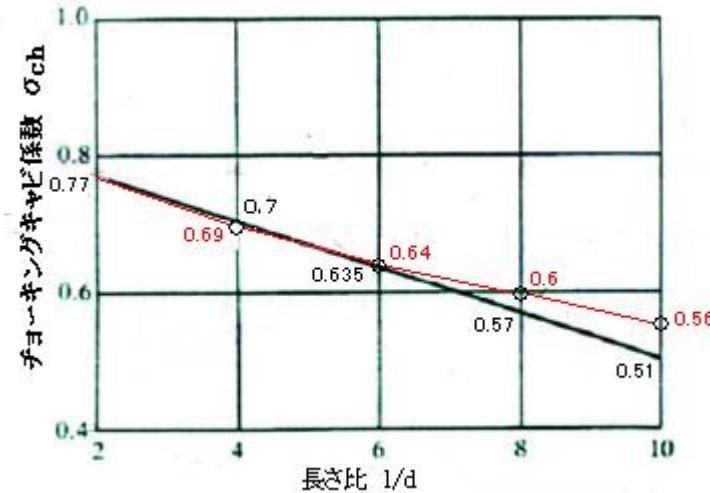
$(1/K)$ に比例してキャビ係数 σ は変化する。さらのこの式を変形して

$$\begin{aligned} \sigma_{ch}^* &= (P_2 - P_v) / (K \rho V_3^2) = (P_2 - P_v) / [\{(K)_l / (K)_{l=2d}\} (K)_{l=2d} \rho V_3] \\ &= \{(K)_{l=2d} / (K)\}_l (P_2 - P_v) / [(K)_{l=2d} \rho V_3^2] \end{aligned} \quad \dots \dots \dots (l)$$

ここで $\sigma_{ch} = (P_2 - P_v) / [(K)_{l=2d} \rho V_3^2] = 0.77$ とすれば、

任意の孔長さ l におけるチョーキングキャビ係数 : $\sigma_{ch}^* = 0.77 \{(K)_{l=2d} / (K)\}$

この式に上記の $l=2d \sim 10d$ の結果を代入して Fig.6.21 上にプロットすると、下図のようになる。



長さ比 l/d が大きくなると誤差(10%)がでてくるが、だいたい一致している。表示のオリジナル
ラインは $\sigma = 0.77 - (0.26/8)(l/d - 2) = -0.0325(l/d) + 0.835$ であるから、 σ_{ch} に乗じる補正係数 f_c は、
これを 0.77 で除して、

$$f_c = -0.0422(l/d) + 1.0844 \quad \dots \dots \dots (m)$$

従って、第 8 図の(a)から得られる σ_{ch} に f_c を乗じて、当該の開口面積比 $m/l/d$ に対する
チョーキングキャビ係数 σ_{ch} が得られる。なお、設計的には限界キャビテーション係数 σ_c が必要で
あるが、今のところ、ロングオリフィスの σ_c データは見当たらない。ただ、文献(1)は

限界キャビ係数 = (1.2~1.3) × チョーキングキャビ係数

を実績的にコメントしている。これは第 8 図に示される初生キャビ係数 σ_i からみても妥当である。

以上勘案すれば、ロングオリフィスの限界キャビ係数は以下の式で見積もることができる。

$$\sigma_c = 1.3 f_c \sigma_{ch} \quad \text{--- (n)}$$

where f_c =長さ比による補正係数 = $-0.0422(l/d) + 1.0844$

σ_{ch} =第8図の m - σ_{ch} 関係から得られるチョーキングキャビ係数

この式は縮流係数 C_c が 0.61 程度の範囲、即ち m が 0.2 程度以下で妥当であるが、それ以上だと誤差が大きくなる。

＜注記＞

(*1) 入口の角を丸めていないときは通常、下記の WeisBach 式を用いる。

$$C_c = 0.61375 + 0.13318m - 0.26095m^2 + 0.51146m^3$$

(*2) Carnot-Borda 式は以下のように導入される⁽²⁾。

流線のエネルギー保存則は次のように書ける。

$$e_1 + p_1/\gamma_1 + u_1^2/(2g) + z_1 + (Q - W_f) = e_2 + p_2/\gamma_2 + u_2^2/(2g) + z_2 \quad (\text{m 单位})$$

$$\downarrow (e_2 - e_1) + (p_2/\gamma_2 - p_1/\gamma_1) + (u_2^2 - u_1^2)/(2g) + (z_2 - z_1) = (Q - W_f)$$

ここで、 e =内部エネルギー、 p =圧力、 u =流速、 z =位置ヘッド、 Q =入熱、 W_f =摩擦仕事、

γ =比重、g=重力

比容積 $v = 1/\gamma$ であるから、

$$(e_2 - e_1) + (p_2 v_2 - p_1 v_1) + (u_2^2 - u_1^2)/(2g) + (z_2 - z_1) = (Q - W_f)$$

微小な流線長さにそって、微分表示をすると、

$$de + d(pv) + du^2/(2g) + dz = dQ - dW_f \quad \rightarrow \quad dQ = de + pdv + vdp + udu/g + dz + dW_f$$

熱力学第1則より $dQ = de + pdy$ 、また $dz = 0$ であるから

$dW_f = -vdp - udu/g$ 但し位置ポテンシャル $dz=0$ のとき

ここでヘッドロスを $\angle h_{l2}$ とすれば

$$\angle h_{12} = \int_1^2 dW_f = \int_2^1 v dp + (u_1^2 - u_2^2)/2g \quad \dots \dots \dots \quad (X)$$

モーメンタムバランスは、

$$F_x = M \alpha = M du/dt = (M/dt)du$$

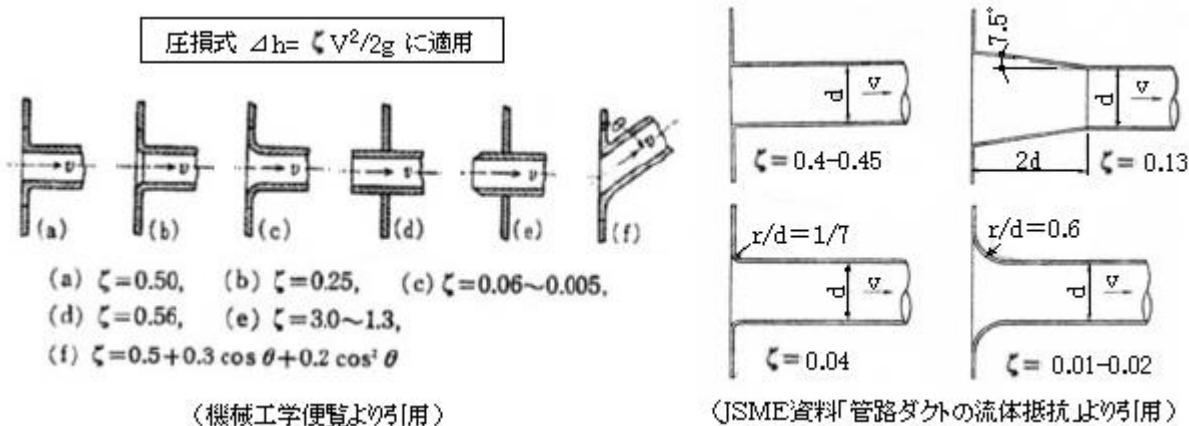
系に作用する力 ; $F_x = (p_1 - p_2)A_2 = \{p - (p + dp)\}A_2 = -dpA_2$

$$\text{運動量の変化} : (M/dt)du = (\rho u_1 A_1)du = (\rho u_2 A_2)du = u_2 A_2 / (gv) du$$

バランス式は $-dpA_2 = u_2 A_2 / (gv) du$ になるので、 $-vdp = (u_2/g)du \rightarrow \int_{2^1} vdp = u_2(u_2 - u_1)/g$ これを(x)式に代入して、次の Carnot-Borda 式が得られる。

$$\Delta h_{12} = u_2(u_2 - u_1)/g + (u_1^2 - u_2^2)/2g = (u_1 - u_2)^2/(2g)$$

(*3) 入口の角に丸みやテーパをとると流れやすくなり圧損が下がるのは周知の通り。機工便覧や技術資料⁽⁵⁾に記載される流出ノズルのデータを以下に示す。



(機械工学便覧より引用)

(JSME資料「管路ダクトの流体抵抗」より引用)

これらの圧損低下は、主に縮流部周辺の自由混合域が縮退して縮流断面積が減少したため発生したもので速度係数 C_v の影響は少ないと思われる。丸み効果を考慮した圧損係数は下記のようになる。

$$(K_{23})_1 = (\zeta - 0.09) / (\zeta_0 - 0.09) (1/C_v - 1)^2 / m^2 \quad \dots \dots \dots \text{(b')}$$

ここで、 ζ = 入口に丸みのついた縮小管の圧損係数(上記)

ζ_0 = 入口に丸みのない縮小管の圧損係数($= 0.5$)

この式の右辺の 0.09 は本文(a)式による圧損係数 K_{12} の代表値である。 ζ から 0.09 を引き去った残りを K_{23} とみなし、その比率 $(\zeta - 0.09) / (\zeta_0 - 0.09)$ で補正している。

(*4) 急拡流れの圧損係数を示す(d)式は拡大流れ外周のせん断層剥離や偏流を無視しているので実際と多少ズレがある。Archer による実験結果では⁽²⁾、

$$\begin{aligned} \Delta h_{45} &= 1.098(V_4 - V_5)^{1.919} / (2g) = 0.5x 1.098(1 - V_5/V_4)^{1.919} / V_4^{0.081} \rho V_4^2 \\ &= 0.5x 1.098(1 - m)^{1.919} / V_4^{0.081} \rho V_4^2 \\ \therefore (K_{45})_5 &= 1.098(1 - m)^{1.919} / V_4^{0.081} \end{aligned}$$

噴出流速 V_4 が大きくなると誤差が大きくなる。

JSME 資料⁽⁵⁾では、 $(K_{45})_4 = \xi(1-m)^2$ とし 係数 ξ が 0.93 ~ 1.08 程度で変化するとしている。特に小径管 vs 大径管の芯ズレがあり下流で大きく偏流すると係数 ξ は 0.93 まで下がるとしている。他の圧損係数に比べて $(K_{45})_5$ は大きく、全圧力損失の大半が断面 4-5 で発生するので、この ±8% の誤差の影響は、場合によっては決して無視できないこともある。

引用文献)

- (1) 「減圧装置の設計」 山田氏 配管技術 '81. 2 P59-P66
- (2) 「Flow Losses in Abrupt Enlargements and Contractions」 R. P. Benedict and et.al
Transactions of the ASME Journal of Engineering for Power Jan. 1966 P73~
- (3) 「多孔板の抵抗特性(第 1 報 抵抗特性)」 門、藤原ら (日本機械学会論文集(B 編)50 卷 455 号(S59-7))
- (4) 「Internal Flow Systems(second edition)」 D. S. Miller Chapter 6 Cavitation
BHRA(information service)
- (5) JSME 資料「管路ダクトの流体抵抗」 4.1 管路の入口、4.2 断面積が急激に変化する場合