

【整番】 FE-23-RP-001	【標題】 単孔オリフィスの圧損計算とサイジング方法（液流れ用）
分類：流れ(オリフィス)/種別：推奨指針	作成年月：H18.6/改訂：Ver1.0(R3.7) 作成者：N.Miyamoto

第2回改訂：キャビに対するサイズ効果の考慮

全9枚

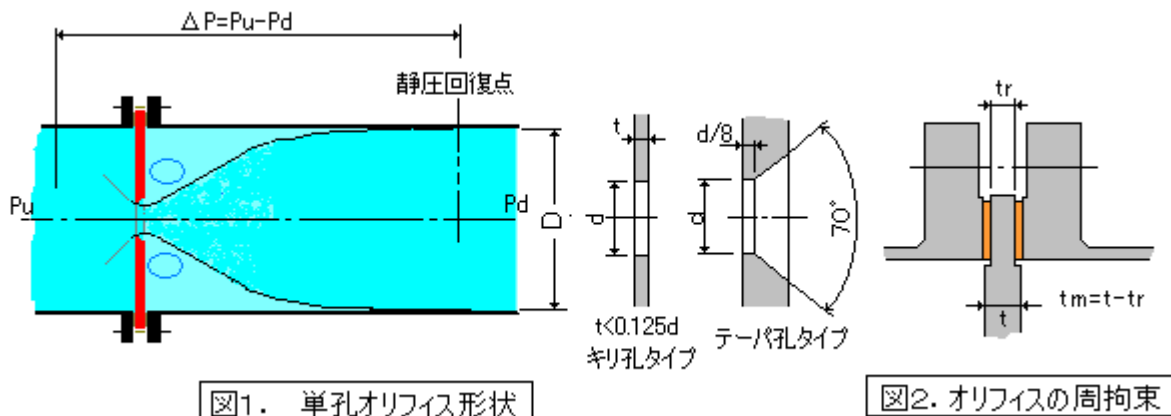
1. はじめに

円板の中央に一つの孔を設けた単孔オリフィスは、流量計測や減圧などを目的として、管路流れや機器類のインターナルとしてよく使用されている。ここでは、管路流れにおける減圧効果について 圧力損失の計算式およびサイジング手順を紹介する。ただし、次の場合に適用を限る。

- ① オリフィス通過流体は液体であり、気体は含まないこと。
- ② オリフィスは減圧用であって、計測用ではないこと。
- ③ オリフィスは薄刃オリフィスであり、厚肉オリフィスでないこと。

即ち図1のように、キリ孔で板肉厚/孔径の比が 0.125 を越えないもの、またはテーパ加工孔のストレート部長さが $d/8$ ($0.125d$) 以下のもの。

- ④ オリフィス直前の流れは比較的均一で偏りが少ないこと。なお孔位置は中央とする。



2. 圧力損失の計算式

周知のように、図1の圧力損失(ΔP)は次式で得られる。

$$\Delta P = 0.5K\rho U^2$$

ここで K = 圧力損失係数、 ρ = 流体密度 (kgs^2/m^4)、 U = 管内平均流速 (m/s)

図1の薄刃オリフィスの圧力損失係数 K の算式には種々あり、次のようなものがよく使用されている。

- (A) JIS/JSME の式⁽¹⁾ : $K = \{1/(\alpha^2 m^2)\} \{(1 - \alpha m)/(1 + \alpha m)\}$
- (B) Benedict の式⁽²⁾ : $K = (1/m^2) \{(1 - m^2)/C_D^2 - 2m(1/C_c - m)\}$
- (C) 沖の式⁽³⁾ : $K = (1/m - 1)(2.75/m - 1.56)$

ここで m = 開口面積比 ($= (d/D)^2$)、 d = 孔径 (m)、 D = 管内径 (m)

α = 流量係数

$$= \{0.5959 + 0.0312m^{1.05} - 0.1840m^4 + 0.0029m^{1.25}(10^6/\text{Re}_D)^{0.75}\} / (1 - m^2)^{0.5}$$

Re_D = レイノルズ数 ($= UD/\nu$)、 ν = 動粘度 (m^2/s)

C_D = 排出係数

$$= [(1 - m^2) / \{(1/C_c^2) - m^2 + 0.26 - 1.511(m^{0.5} - 0.35)^2 - 15\text{Re}_d^{-0.5} - 0.4505m^{1.9}\text{Re}_d^{-0.2}\}]^{0.5}$$

Re_d = 縮流部のレイノルズ数 $= \{1/(mC_c)\} (UD/\nu)$

C_c = 縮流係数 ($= 0.61375 + 0.13318m - 0.26095m^2 + 0.51146m^3$)

C_v =速度係数 (0.95~0.99)

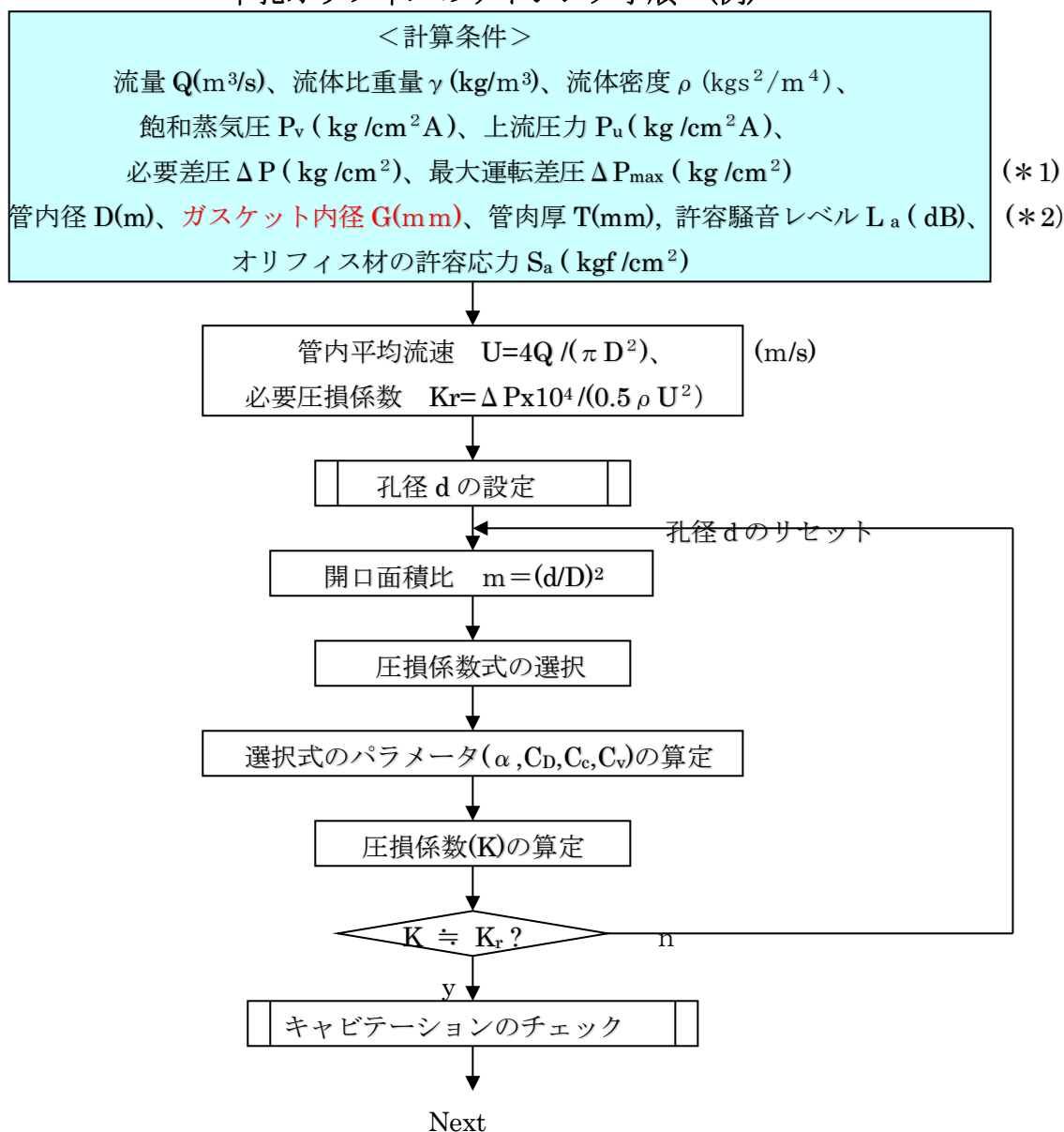
いずれも近似式であるが、(A)と(B)は比較的精度が高いと思われる。沖の式は簡単で、プレ的な計算に便利である。本 TS では一応、(A)式を推奨しておく。

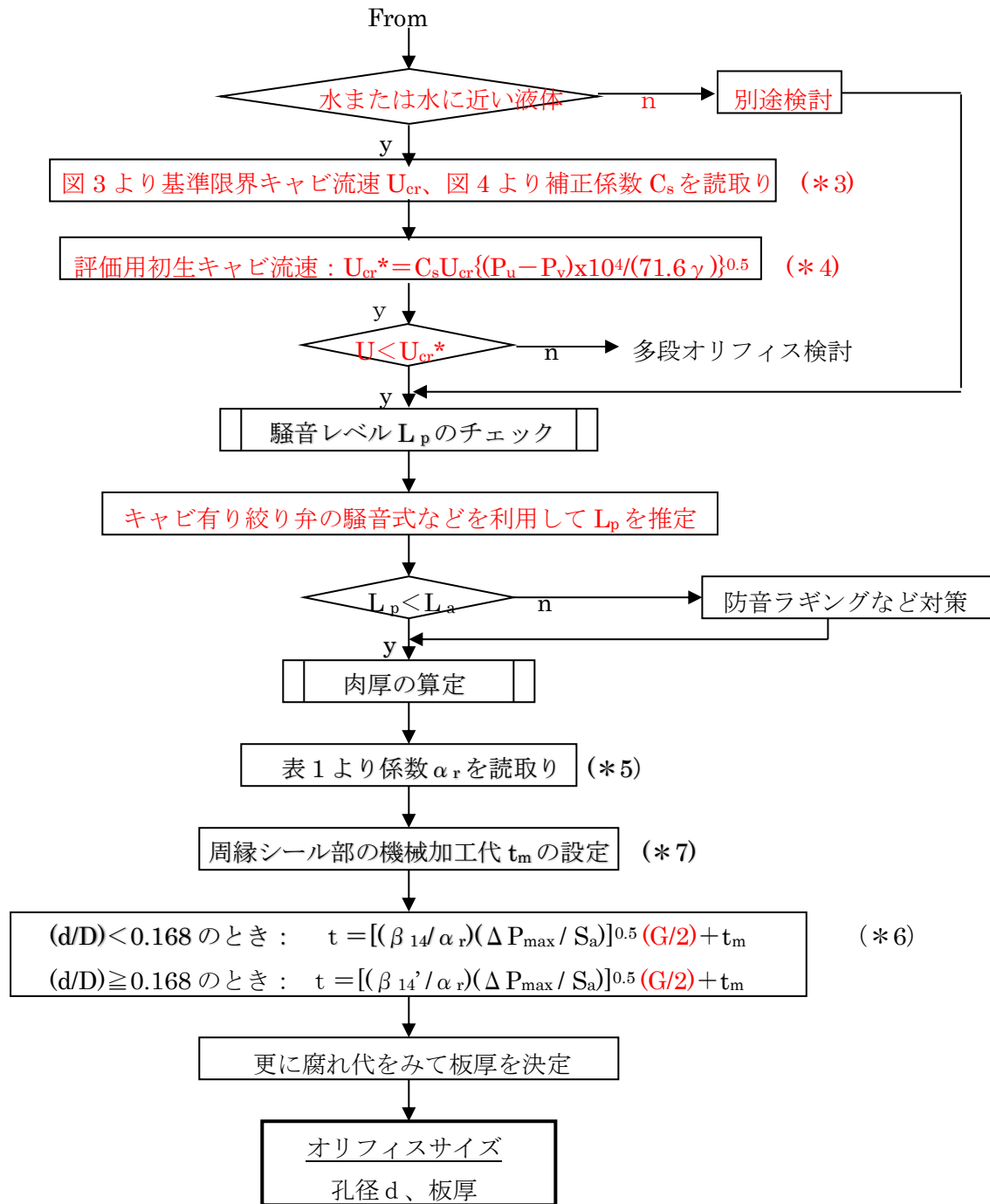
3. 単孔オリフィスのサイジング

流体 / 流量 / 管サイズが既知で、システム上必要な差圧が与えられたときの単段単孔オリフィスのサイジング手順(例)を以下に示す。この手順は次のステップからなっている。

- ステップ 1. 減圧に必要な孔径を設定する。
- ステップ 2. キャビテーション/騒音をチェックする。
- ステップ 3. オリフィス板に必要な強度から肉厚 t を決める。

単孔オリフィスのサイジング手順 (例)





注 記

- (*1) 最大運転差圧 ΔP_{max} は肉厚計算に使用するもので、幾つかの流量ケースがある時は最大の必要差圧を採る。また、差圧の確保が不確実であるときは更にマージンを考慮する。
- (*2) 騒音許容値は客先仕様によるが、通常 80~90dB 程度と思う。
- (*3) U_{cr} は基準限界キャビ流速で、図3で与えられる。 C_s はサイズ効果に対する補正係数で、図4で与えられる。いずれも Miller のテキスト⁽⁴⁾による。 $d/D < 0.4$ 、 $d/D > 0.8$ については直線的に外挿して安全側に U_{cr} を見積もる。
- (*4) 基準限界キャビ流速に基づき判定に用いる U_{cr}^* を求める。式は Miller のテキスト⁽⁴⁾による。

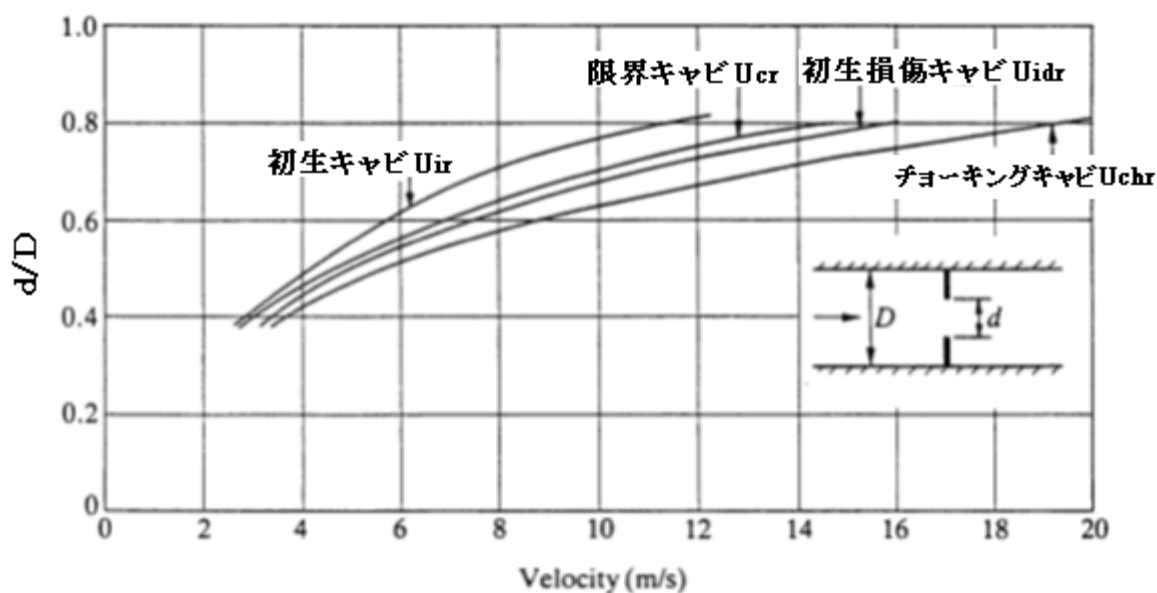


図3 薄刃オリフィスの基準キャビ流速 [テキスト(4)より引用]

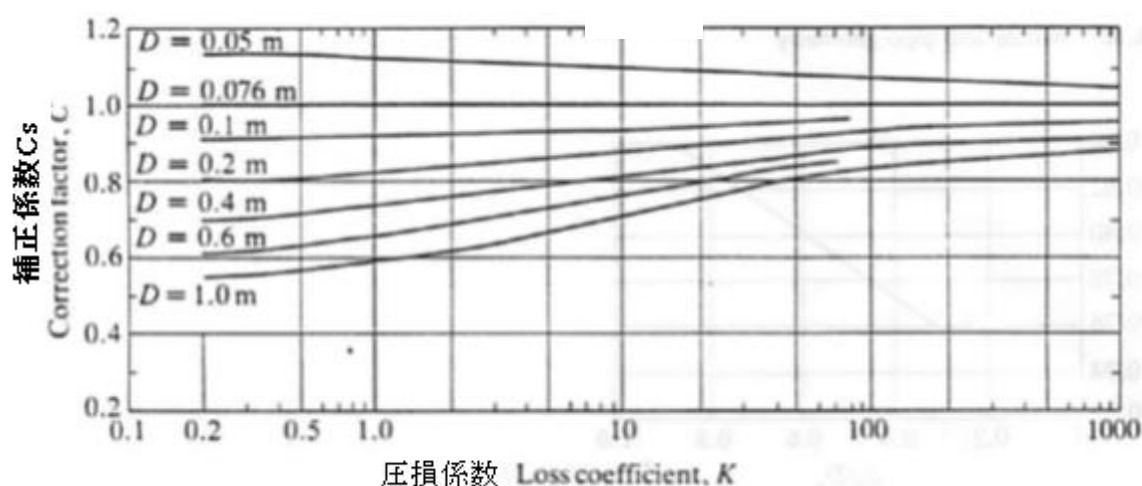


図4 急拡要素のサイズ効果に対する補正係数 [テキスト(4)より引用]

(*5) 係数 α_r は、差圧 ΔP に対するオリフィス板前後差圧の割合を表すもので下表による⁽⁵⁾。

表 1

$m^{0.5}$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
α_r	0.93	0.89	0.82	0.74	0.63	0.53	0.38	0.22

(*6) 係数 β_{14} 、 β'_{14} は周辺固定円輪板の応力係数であり下図に拠るものとする⁽⁶⁾。

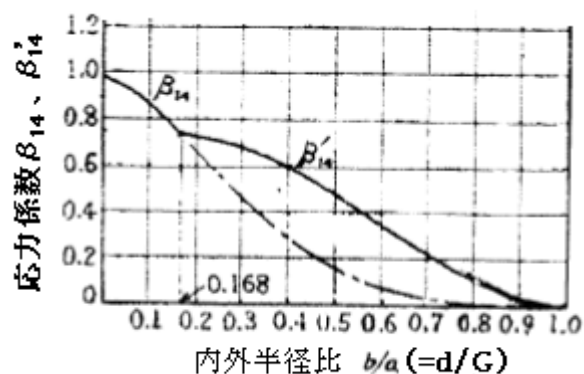


図5 円輪板の応力係数 [機工便覧より引用]

(*7) フランジとオリフィス周縁の間にはガスケットが挟みこまれるので、この部分は両面機械

仕上げになり減肉する。この両側の減肉の和を t_m として加算する。図 2 を参照。

4. サンプル計算

FRP ϕ 600 海水ラインを制御弁で流量調整しているが、ライン圧損が見込みよりかなり小さく、更に制御弁を絞る必要がある。しかし、これ以上絞ると弁出口のキャビテーションがひどくなるので、弁の下流にオリフィスを挿入して、未達の圧損 (1 kg/cm^2) を単孔オリフィスでくわせるようにしたい。この場合のオリフィスの肉厚、孔数、孔径を求めよ。なお、ライン流量は $0.8 \text{ m}^3/\text{s}$ ($2880 \text{ m}^3/\text{hr}$)、上流圧(一次側圧力)は $5 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ 、飽和蒸気圧は $0.058 \text{ kg/cm}^2\text{A}$ (水温 35°C)、海水の密度は $1030/9.807 = 105 \text{ kgs}^2/\text{m}^4$ とする。また、FRP 管の肉厚は 28 mm としオリフィス板には SUS317L を用い腐食は考えない。許容騒音レベルは 85 dB とする。

管内平均流速と必要圧損係数は

$$U = 4Q / (\pi D^2) = 4 \times 0.8 / (3.1424 \times 0.6^2) = 2.83 \text{ m/s}$$

$$K_r = \Delta P_x 10^4 / (0.5 \rho U^2) = 1 \times 10^4 / (0.5 \times 105 \times 2.83^2) = 23.8$$

圧力損失係数式は JIS/JSME の式 $K = \{1 / (\alpha^2 m^2)\} \{ (1 - \alpha m) / (1 + \alpha m) \}$ を適用。計算は割愛するが孔径 $d = 309 \text{ mm}$ で $K \doteq K_r$ になる。この時、流量係数 $\alpha = 0.645$ 、開口面積比 $m = 0.265$ 。

次に図 3 より $d/D = m^{0.5} = 0.515$ のときの基準キャビ流速 U_{ir} 、 U_{cr} は 4.1 m/s 、 4.9 m/s になる。また図 4 より $K = 23.8$ 及び $D = 0.6 \text{ m}$ に対する補正係数 C_s は 0.8 になる。従って

$$U_{cr}^* = C_s U_{cr} \{ (P_{ug} + 1.033 - P_v) \times 10^4 / (71.6 \gamma) \}^{0.5} = 0.8 \times 4.9 \times \{ (6.033 - 0.058) \times 10^4 / (71.6 \times 1030) \}^{0.5} \\ = 3.53 \text{ m/s} > U = 2.83 \text{ m/s} \quad \rightarrow \text{限界キャビは起きない。}$$

$$U_{ir}^* = (4.1 / 4.9) \times 3.53 = 2.95 \text{ m/s} > 2.88 \text{ m/s} \quad \rightarrow \text{初生キャビも起きない。}$$

限界キャビはともかく初生キャビも起きない。従って騒音はキャビ無し絞り弁として見積もれる。その場合の Maisoneilan 社の制御弁騒音の予測式⁽⁷⁾は

$$L_p = 10 \log_{10} C_v + 20 \log_{10} \Delta P - 30 \log_{10} T + 7 \quad \text{但し容量係数 } C_v = 1.17 W (G_1 / \Delta P)^{0.5}$$

ここで $W = \text{流量} (= 3600 G_1 Q)$ 、 $G_1 = \text{比重} (= \gamma / 1000)$ 、 $T = \text{管肉厚} (\text{FRP を鋼材に換算して } 4 \text{ mm 程度})$
結果的に $L_p = 10 \log_{10} 3470 + 20 \log_{10} 1 - 30 \log_{10} 4 + 70 = 87.3 \text{ (dB)} > 85 \text{ dB} \quad \rightarrow \text{ラギングする必要がある(?)}$

(この場合騒音が大きくなるのは流速が大きすぎ、肉厚 T が小さすぎるため)

次に、表 2 より $m^{0.5} = 0.515$ に対して係数 $\alpha = 0.7235$ である。また応力係数 β_{14} は図 4 より約 0.44 、最大差圧 ΔP_{\max} は運転差圧に 20% 程度のマージンをみて 1.2 kg/cm^2 とすると肉厚 t は円輪板の解より

$$t = [(\beta_{14}' / \alpha) (\Delta P_{\max} / S_a)]^{0.5} (G/2) + t_m \\ = [(0.44 / 0.7235) (1.2 / 1320)]^{0.5} \times (620/2) + 4 = 11.285 \text{ mm}$$

従って、肉厚は 12 mm 以上とする。

<本文内容の説明>

1. 単孔オリフィスは流量計測などに使用され、前後に乱れのない直管長さがあり、適正なタップ位置であるならばそれなりの精度がだせる。しかしプラントで使われる減圧用のいわゆる Restriction Orifice(制限オリフィス)は、ある範囲の粗い圧損を与えるために使用されており、精度を問うことは少ない。この場合ラインの微妙な圧力/流量は制御弁などで別途調整されている。本 TS もこの前提に

立って5つの適用制限を設けている。このうち③④について多少の説明を加えておく。

③について。オリフィスの孔形状には、ストレート孔（キリ孔）と、ストレート孔を明けた後で出口側にテーパ加工した孔の2通りがある。前者のストレート孔は孔が小さく、板肉厚/孔径の比が0.125(1/8)程度^⑥を越えると、オリフィス通過流れ～孔壁の干渉で圧損が変化する為、これを厚肉オリフィスとして板肉厚/孔径比0.125未満の薄肉オリフィス(薄刃オリフィス)と区分している。後者のテーパ加工孔は、強度上厚肉にならざるを得ないオリフィスを、テーパ加工によってストレート孔部分の長さが孔径の0.125未満に(即ちストレート孔長さ/孔径が0.125未満に)なるようにするものである。こうすれば例え、厚肉のオリフィスであっても薄刃オリフィスで扱える。なお、“薄刃オリフィス”とは仮称であって、通常、Sharp-edge orifice とか Thin squire-edge orifice と呼ばれているものに該当すると思われる。

本TSでは、単孔オリフィスが薄肉(薄刃)オリフィスで使用されることが多いので、これに対象を絞っている。肉厚0.125d～1.0dのキリ孔オリフィスは、孔径の誤差などで圧損が不安定になるので余り好ましくないが、敢えて使用する場合にはFE-23-RP-002の圧損係数式を用いればよい。

④について。偏り/斜流/旋回などで孔通過の流れに乱れがでて圧損の誤差が大きくなることを一応、避けたものである。これを厳しくすると精度は上がるが、前後に直管長さが必要になり設置は難しくなる。

2. オリフィスの圧損係数式にはいろいろあるが、ここでは比較的知られた3つの式を挙げた。まず、JIS/JSMEの式は、JISZ8762/JSME技術資料^①にみられるものである。以下これについて少し詳しく説明してみる。

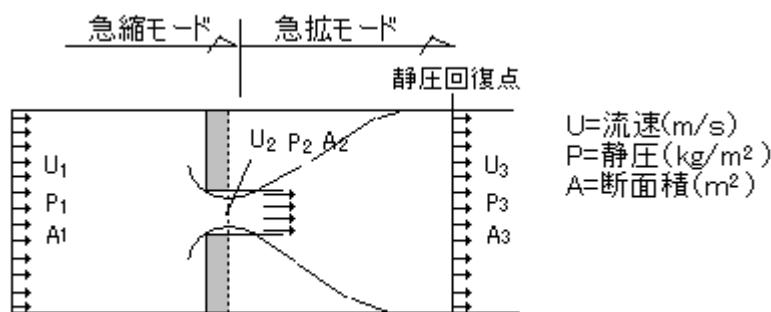


図5 計算モデル

非圧縮性流れの管路の急縮小部分では、ベルヌーイの定理より

$$P_1 + 0.5 \rho U_1^2 = P_2 + 0.5 \rho U_2^2 + 0.5 K_L \rho U_2^2 \longrightarrow (P_1 - P_2) = \{1 - (U_1/U_2)^2 + K_L\} \cdot 0.5 \rho U_2^2$$

ただし ρ = 密度 (kgs²/m⁴)、 K_L = 急縮部の圧損係数

ここで、 $(U_1/U_2) = (A_2/A_1)$ であり、圧損係数 K_L は小さいのでこれを無視して

$$P_1 - P_2 = \{1 - (A_2/A_1)^2\} \cdot 0.5 \rho U_2^2$$

この式を変形して、孔通過流速 U_2 は、

$$U_2 = [1 / \{1 - (A_2/A_1)^2\}^{0.5}] \{2(P_1 - P_2) / \rho\}^{0.5}$$

しかし、粘性損失を無視しているので、この孔通過流速 U_2 は実際の流速より高くなっている。そこで

$$\text{排出係数 } C = \text{実際流速} / \text{理想流速}$$

を用いてこれを補正すると、

$$U_2 = C / \{1 - (A_2/A_1)^2\}^{0.5} \{2(P_1 - P_2) / \rho\}^{0.5} = [C / \{1 - m^2\}^{0.5}] \{2(P_1 - P_2) / \rho\}^{0.5}$$

この式を変形して $A_2/A_1=m$ とすれば、

$$(P_1 - P_2) = \Delta P = [(1 - m^2)^{0.5} / C]^2 \times [0.5 \rho U_2^2]$$

$U_2 = (A_1/A_2)U_1 = U_1/m$ であるから

$$(P_1 - P_2) = (1/m^2)[(1 - m^2)^{0.5} / C]^2 \times [0.5 \rho U_1^2]$$

$[C / (1 - m^2)^{0.5}]$ を α とおけば (*8)、

$$(P_1 - P_2) = \{1 / (\alpha m)^2\} \times [0.5 \rho U_1^2]$$

局部圧損係数 K は、 $K = \{1 / (\alpha m)^2\}$ となる。 $(P_1 - P_2)$ はオリフィスプレート前後の局部差圧であり、流量計測オリフィスのフランジタップ間の差圧もしくは $1D/0.5D$ タップ間の差圧に該当する。この差圧は、孔を通過した後に膨張噴流となり動圧が減少して静圧が回復するので、静圧回復点ではその分少なくなる。JISZ8762/JSME 技術資料では静圧回復による局部圧損の減少度を $(1 - \alpha m) / (1 + \alpha m)$ としこれを局部圧損係数 $K = \{1 / (\alpha m)^2\}$ に乗じて次のオーバーオールオリフィス圧損係数を得ている。

$$K = \{1 / (\alpha^2 m^2)\} \{ (1 - \alpha m) / (1 + \alpha m) \}$$

この式で局部圧損の減少度 $(1 - \alpha m) / (1 + \alpha m)$ は重要なパラメータになるが、その説明は単に“近似的に得られた”となっているだけで内容不明である。そこで孔を通過した後の静圧回復過程を急拡モードで扱って局部圧損の減少量を求めてみる。図5において

$$\begin{aligned} & \downarrow P_2 + 0.5 \rho U_2^2 = P_3 + 0.5 \rho U_3^2 + kx0.5 \rho U_2^2 \\ & \downarrow P_2 - P_3 = 0.5 \rho U_3^2 - 0.5 \rho U_2^2 + (1 - A_2/A_3)^2 \times 0.5 \rho U_2^2 \end{aligned}$$

$U_2 = (1/C_c/m)U_3$ 、 $A_2/A_3 = C_c m$ であるから

$$\begin{aligned} & \downarrow P_2 - P_3 = 0.5 \rho U_3^2 - \{1 - (1 - C_c m)^2\} \times (1/C_c^2/m^2) \times 0.5 \rho U_3^2 \\ & \downarrow P_2 - P_3 = [1 - \{1 - (1 - C_c m)^2\} \times (1/C_c^2/m^2)] \times 0.5 \rho U_3^2 \\ & \downarrow P_2 - P_3 = (2 - 2/C_c/m) \times 0.5 \rho U_3^2 \\ & \downarrow P_2 - P_3 = - (1/m^2) \times \{2m(1/C_c - m)\} \times 0.5 \rho U_3^2 \end{aligned}$$

$(P_2 - P_3)$ は $(1/C_c - m) > 0$ の故に負になり、トータルの圧力降下(圧損)は局部圧損よりも少なくなる。このトータルの圧力降下は

$$\begin{aligned} (P_1 - P_3) &= (P_1 - P_2) + (P_2 - P_3) \\ &= (1/m^2)[(1 - m^2)^{0.5} / C]^2 \times [0.5 \rho U_1^2] - (1/m^2) \times \{2m(1/C_c - m)\} \times 0.5 \rho U_3^2 \end{aligned}$$

$U_1 = U_3 = U$ とすれば

$$(P_1 - P_3) = (1/m^2) \{ (1 - m^2) / C^2 - 2m(1/C_c - m) \} \times 0.5 \rho U^2$$

$C = C_D$ とすればトータルの圧損係数は

$$K = (1/m^2) \{ (1 - m^2) / C_D^2 - 2m(1/C_c - m) \}$$

これは、Benedict の式⁽²⁾に一致する。Benedict のテキストによれば

排出係数 $C_D = (\text{収縮効果を考えた質量流量}) / (\text{収縮のない場合の質量流量})$

であり、基本的に JIS の排出係数 C と等価とみなせる。Benedict 式の詳細は別途 **FE-23-TM-012** で紹介する。

沖の式⁽³⁾は、Weisbach の実験値に基づくもので、簡単に計算でき誤差も大きくないようで、制限オリフィス用としてよく使用されている。

(*8) JIS では α は流量係数と呼ばれ、 $1/(1 - m^2)^{0.5}$ は近寄り速度係数 E と呼ばれており $\alpha = CE$ の関係にある。JISZ8762 では、流量係数 α を式あるいは表の形で与えている。

3. 通常、減圧用オリフィスの設計では、システム上必要な圧力損失に見合った孔径を決めて、その後キャビテーションの有無あるいは騒音の程度をチェックし、最大差圧に対し必要な肉厚を決める。

まず、第1ステップの孔径選定では、必要圧損係数に対して孔径を仮定し反復計算する。沖の式に拠るときは下記の式で、予め開口面積比 m を求め、 $d = m^{0.5}D$ から孔径をだせばよい。

$$m = \{-4.31 \pm (1.416 + 11K)^{0.5}\} / (2K - 3.12)$$

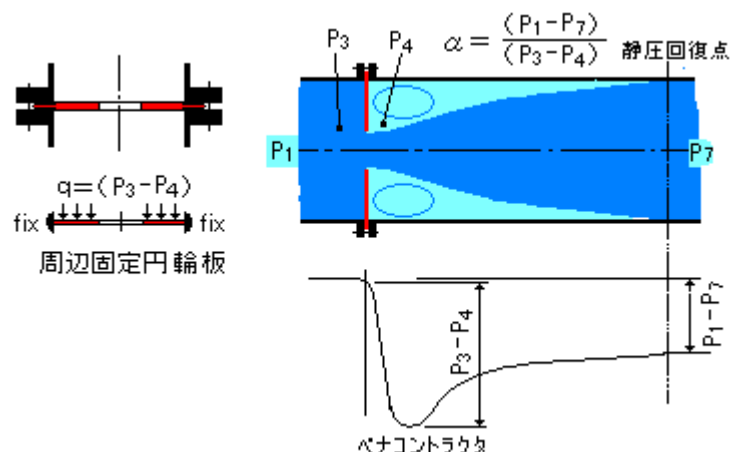
第2ステップでは、キャビ発生と騒音をチェックする。キャビについてはMillerテキスト⁽⁴⁾のFig.16.16から基準キャビ速度を求め、これを対象とする流れに適用し、更にFig.16.17から補正係数を求め、サイズスケール効果による補正を行い対象流れで起きるキャビ発生流速を求める。もし実際の流速が予想されるキャビ発生流速より大きければキャビが発生することになる。サイジング(例)では、限界キャビの発生を抑制するという観点でMillerテキストの記述に従って、初生キャビ発生流速 U_{ir}^* を計算し、判定に用いている。

さて、オリフィスの騒音については殆ど確定した式が見当たらない。しいていえば弁の騒音予測式が近いので、弁メーカーのキャビ有り絞り弁の騒音式が転用できるのではないかと思う。

ステップ3では、基本的にフランジにはさみ込まれたオリフィスを等分布荷重(差圧)の作用する周辺固定円輪板で扱って肉厚を計算している。ただ、“柔なガスケットを使用すると、必ずしも固定支持と言い難く板中央で曲げ応力が大きくなること”、あるいは“水撃によってオリフィス前後の瞬間差圧が大きくなる恐れがあること”から、許容応力を控えめの【降伏応力/1.5】にしている。また、板前後に作用する差圧としては、

$$\text{板の前後差圧}(P_3 - P_4) = \text{Max.}(P_1 - P_7) / \alpha_r = \Delta P_{\text{max}} / \alpha_r$$

係数 α_r はBlevinのハンドブックから表1のように与えられる⁽⁵⁾。板前後差圧はベナコントラクタ部分(縮流部)の静圧降下に影響されるので、オリフィスの全体差圧 $(P_1 - P_7)$ よりも大きくなる。注意のこと。



引用文献・テキスト)

- (1) JISZ8762-1988 「絞り機構による流量測定方法」 (5)(8)(14)(17)式
日本機械学会技術資料「管路ダクトの流体抵抗」第7章 (7.1) 式
- (2) 「Fundamentals of Pipe Flow」 R. P. Benedict (A Wiley-Interscience Publication)
- (3) 沖「水力学」岩波書店 (S17)
- (4) D. S. Miller 「INTERNAL FLOW SYSTEMS(second edition)」 Chapter 6 Cavitation
BHRA(information service)

- (5) R.D.Blevins 「Applied Fluid Dynamic Handbook」 (Van Nostrand Reinhold Co.)
- (6) 機械工学便覧<改訂第6版>第4編「材料力学」第36表及び第177図
- (7) 「IPC 計装ハンドブック」14.9.3 (プロセス計装制御協会)

【あと書き】

本改訂では、管サイズの効果(即ち小口径に較べ大口径の方がキャビを起こしやすいという傾向)を取込んでいる。すなわち、大口径になるほど、より低い流速で初生キャビ/限界キャビが発生する。しかし損傷が始まる初生損傷キャビの発生流速は口径の影響を受けないので、エンジニアリング的にはサイズ効果を見捨て、初生キャビ流速以下に実際流れの流速を抑えておけば、損傷は防止できるという考えもある。ただ、その場合、限界キャビ付近のノイズが発生するが、個人的な経験でキャビ音が気にならないという先入観から、サイズ効果を見捨ててTSを作ってしまった(大胆過ぎた後悔している)。しかしその後、大径管であって穴径が大きいと、管壁近くでキャビが起こり騒音が大きくなる傾向を知り、Tullisのいう口径の影響を考慮したMiller式に切替えを図った(?)。所が最近になって改訂した積りのTSがそのままになっていることに気付いた。ずいぶん前のことで何故そうってしまったのかわからない(??)。Millerの損傷キャビ U_{cr} にマージンがあることも加味すれば、十分損傷は回避できていると思うが、想定以上に騒音が大きくなる可能性は否めない(もしそういう結果がでているのなら陳謝したい)。