

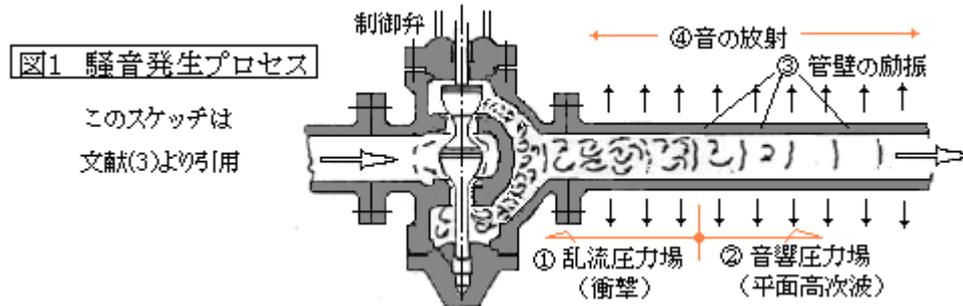
【整番】EE-01-RP-005	【標題】弁の騒音計算(その1・空力騒音)―ISA-S75.17の方法
分類：環境(騒音)／種別：推奨指針	作成年月：H22.3／改訂：Ver0.0(22.4)
	作成者：N.Miyamoto

全 26 枚

0. プラント設備の中で絞り弁、特に制御弁の騒音は、制御弁の絞り差圧によって圧力エネルギーの過半が運動エネルギーに変換し、その一部が振動として管壁に伝わり、更にこの一部が騒音として周辺に放射されたものがある。運動エネルギーの大半は粘性摩擦によって熱に変換するものの、放射された騒音は顕著で、しばしば環境問題を引き起こす。そのため、騒音の予測は弁仕様の決定に伴って、計装制御システムの設計で必須の要件になっている。有力弁製造者、例えば Masoneilian 社、Fisher 社、山武ハネウェルなどは独自の騒音予測式を持っており、それが流布されてよくプラントの騒音シミュレーションで用いられている。しかし、それらの予測結果には固有製品やその実験結果に由来する部分があつて必然的に Common にはなり難い。またバラツキが大きくて、場合によって誤差が大きくとされる。多分そんな問題が基底にあつてか、**弁の空力騒音を対象**に ISA(Instrument Society of America)から次のような Standard が発行されている。

ANSI/ISA-S75.17 - 1991 「Control Valve Aerodynamic Noise Prediction」

本 TS では、この規格の運用を述べるとともに、その予測法の背景について説明を試みたい。なおこの規格は透過損失について理論解の成果を導入しており興味を持たれるが、それだけで紙数が倍増してしまうため、管の透過損失の解析に関しては別途 TS としここでは割愛したい。



1. 適用制限など

(1) ANSI/ISA-S75.17 の適用に関しては次の制限がある。

- ・ 専ら流体は**単相乾燥ガス**とし、**完全ガス**則によるものとする。また下流は**ストレートな金属管**とし、そのマッハ数は**最大 0.3**とする。但し、大気圧から相当隔たった下流圧力/温度あるいは限界点近くでは流体挙動が不全で、不確実性が増加する。
- ・ 適用弁は、**通常の制御弁**(グローブ、バタフライ、普通のケージ弁、絞りタイプボール弁等)に適用。市販の低騒音ケージ弁等の低騒音弁やフルボアタイプボール弁は除外する。
- ・ **空力騒音のみ**を対象にする。機械振動、不安定フローパターンおよび不可測挙動については除外する。
- ・ 弁ボディからの騒音は少ないので、**弁ボディの後流1mかつ管外表面から1m**における騒音を対象とする。
- ・ 本規格は**並程度の下流圧力/温度での空気試験**の結果をベースにするが、予測式の変数には流体密度や比熱比が含まれているので、他の流体や高圧にも適用できる。

(2) ANSI/ISA-75.17 は、騒音発生領域の違いによって予測式を変えている。この騒音発生領域は次の5つの領域がある。

領域	圧力条件	特 性
I	$P_1 > P_2 \geq P_{2C}$	流れは亜音速。後流で静圧回復/再圧縮、故に圧力回復係数(F_L)使用可。
II	$P_{2C} > P_2 \geq P_{vcc}$	音速流れ。シヨックセル間の干渉と乱流チヨーク流れのミキシングが起きる。
III	$P_{vcc} > P_2 \geq P_{2B}$	等エントロピ ^o 変化による圧力回復はもう起きない。
iv	$P_{2B} > P_2 \geq P_{2CE}$	マツハディスクが形成されるにつれシヨックセル構造は縮退する。
v	$P_{2CE} > P_2 \geq 0$	音響効率是一定になる。

$$\text{ここで、 } P_{VC} = P_1 - (P_1 - P_2)/F_L^2 \quad , \quad P_{VCC} = P_1 \{2/(\kappa + 1)\}^{\kappa/(\kappa - 1)} \quad , \quad P_{2C} = P_1 - F_L^2(P_1 - P_{VCC})$$

$$P_{2B} = (P_1/\alpha)(1/\kappa)^{\kappa/(\kappa - 1)} \quad , \quad P_{2CE} = P_1/(22\alpha) \quad \leftarrow \quad \alpha = P_{VCC}/P_{2C}$$

記号定義は次項による。

2. 騒音予測式について

ANSI/ISA-S75.17による音響レベル(L_a)の予測は、以下の式による。

$$L_a = 5 + L_{pi} + T_L + L_g$$

$$L_{pi} = 10 \log_{10}(8 \times 10^8 W_a \rho_2 C_2 / D_i^2)$$

$$\text{領域 I : } W_a = \eta_I W_m F_L^2$$

$$W_m = w U_{VC}^2 / 2$$

$$\eta_I = 1 \times 10^{-4} M_n^{3.6}$$

$$M_n = U_{VC} / C_{VC}$$

$$U_{VC} = [2\{\kappa/(\kappa - 1)\}\{1 - (P_{VC}/P_1)^{(\kappa - 1)/\kappa}\}(P_1/\rho_1)]^{0.5}$$

$$C_{VC} = (\kappa R T_{VC} / M_w)^{0.5}$$

$$T_{VC} = T_1 (P_{VC}/P_1)^{(\kappa - 1)/\kappa}$$

$$\text{領域 II : } W_a = \eta_{II} W_{ms} (P_1 - P_2) / (P_1 - P_{VCC})$$

$$\text{領域 III : } W_a = \eta_{III} W_{ms}$$

$$\text{領域 IV : } W_a = \eta_{IV} W_{ms}$$

$$\text{領域 V : } W_a = \eta_V W_{ms}$$

$$W_{ms} = w U_{VCC}^2 / 2$$

$$U_{VCC} = [2\{\kappa/(\kappa - 1)\}\{1 - (P_{VCC}/P_1)^{(\kappa - 1)/\kappa}\}(P_1/\rho_1)]^{0.5}$$

$$\eta_{II} = 1 \times 10^{-4} M_j^\beta \quad \leftarrow \quad M_j = \{2/(\kappa - 1)\}^{0.5} [\{P_1/(\alpha P_2)\}^{(\kappa - 1)/\kappa} - 1]^{0.5}$$

$$\eta_{III} = 1 \times 10^{-4} M_j^\beta \quad \leftarrow \quad M_j = \{2/(\kappa - 1)\}^{0.5} [\{P_1/(\alpha P_2)\}^{(\kappa - 1)/\kappa} - 1]^{0.5}$$

$$\eta_{IV} = 1 \times 10^{-4} (M_j^2/2) \cdot 2^{0.5\beta} \quad \leftarrow \quad M_j = \{2/(\kappa - 1)\}^{0.5} [\{P_1/(\alpha P_2)\}^{(\kappa - 1)/\kappa} - 1]^{0.5}$$

$$\eta_V = 1 \times 10^{-4} (M_j^2/2) \cdot 2^{0.5\beta} \quad \leftarrow \quad M_j = [\{2/(\kappa - 1)\}\{22^{(\kappa - 1)/\kappa} - 1\}]^{0.5}$$

$$L_g = 16 \log_{10}[1/\{1 - 1.3 \times 10^{-5} P_1 C_v F_L / (D_i^2 P_2)\}]$$

$$T_L = T_{Lfo} - \triangle T_{Lfp}$$

$$T_{Lfo} = 10 \log_{10}[1.1 \times 10^{-7} \{D_i^3 / (r t_p^2)\} \{1/(P_2/P_o + 1)\} (P_a/P_o)]$$

$$\triangle T_{Lfp} = 20 \log_{10}(f_o/f_p) \quad \leftarrow \quad f_p \leq f_o \text{ の時}$$

$$= 13 \log_{10}(f_p/f_o) \quad \leftarrow \quad f_o < f_p \leq 4f_o \text{ の時}$$

$$= 20 \log_{10}\{f_p/(4f_o)\} + 7.8 \quad \leftarrow \quad f_p > 4f_o \text{ の時}$$

$$f_o = 5 \times 10^3 / (4 \pi D_i)$$

$$\text{領域 I : } f_p = 0.2 U_{VC} / D_j$$

$$\text{領域 II : } f_p = 0.2 M_j C_{VCC} / D_j$$

$$\text{領域III} : f_p = 0.2M_j C_{VCC} / D_j$$

$$\text{領域IV} : f_p = 0.35 C_{VCC} / \{1.25 D_j (M_j^2 - 1)^{0.5}\}$$

$$\text{領域V} : f_p = 0.35 C_{VCC} / \{1.25 D_j (M_j^2 - 1)^{0.5}\}$$

$$C_{VCC} = (\kappa R T_{VCC} / M_w)^{0.5}$$

$$T_{VCC} = 2T_1 / (\kappa + 1)$$

$$D_j = 4.6 \times 10^{-3} F_d (C_v F_L)^{0.5}$$

$$\text{領域IV} : M_j = \{2 / (\kappa - 1)\}^{0.5} \{P_1 / (\alpha P_2)\}^{(\kappa - 1) / \kappa} - 1\}^{0.5}$$

$$\text{領域V} : M_j = \{2 / (\kappa - 1)\}^{0.5} [22^{(\kappa - 1) / \kappa} - 1]^{0.5}$$

【 記号定義 】

P_1 = 上流側圧力(Pa)、 P_2 = 下流側圧力(Pa)、 P_a = 管外の圧力(Pa)、 P_o = 基準圧力(101325Pa)

P_{VC} = 亜音速流れ状態におけるベナコントラクタ(噴流のど部)圧力(Pa)、

P_{VCC} = 限界流れ(音速流れ)状態におけるベナコントラクタ(噴流のど部)圧力(Pa)、

P_{2B} = 区切り点における出口圧力(Pa)、 P_{2C} = 限界流れ条件における出口圧力(Pa)、

P_{2CE} = 音響効率が一定になる領域の始まりにおける出口圧力(Pa)、 α = 回復補正係数(-)、

<以上、圧力は全て絶対圧力とする>

T_1 = 上流側流体温度(K)、 T_2 = 下流側流体温度(K)、

T_{VC} = 亜音速流れ状態におけるベナコントラクタの流体温度(K)、

T_{VCC} = 限界流れ状態におけるベナコントラクタの流体温度(K)、

w = 質量流量(kg/s)、 U_2 = 下流側流速(m/s)、 M_n = マッハ数(-)、 M_j = 噴流の自由膨張マッハ数(-)、

U_{VC} = 亜音速流れ状態におけるベナコントラクタの流速(m/s)、

U_{VCC} = 限界流れ状態におけるベナコントラクタの流速(m/s)、

C_2 = 下流側の音速(m/s)、 C_{VC} = 亜音速流れ状態におけるベナコントラクタの音速(m/s)、

C_{VCC} = 限界流れ状態におけるベナコントラクタの音速(m/s)、

ρ_1 = 上流側の流体密度(kg/m³)、 ρ_2 = 下流側の流体密度(kg/m³)、 M_w = モル重量(kg/kmol)、

R = 一般ガス定数(8314J/kmol・K)、 κ = 比熱比(-)、 n = 擬ポリトロップ状指数(-)、

C_v = 弁流量係数(末尾添付参照)、 F_p = 配管形状係数(-)、 F_d = 弁形状補正係数(-)、 β = 乗数 = 6.6F_L²、

F_L = 液体圧力回復係数(-)、 F_{LP} = レデューサ付き弁の液体圧力回復係数 x 配管形状係数、

N_o = 見掛け上分離したトリムからの流出路の数(-)、 K_i = レデューサ付き弁の入口側圧力損失係数(-)、

ΣK = レデューサ付き弁の[入口側+出口側]圧力損失係数(-)、

L_{pi} = 内部の音圧レベル(dB)、 T_{Lfo} = コインシデンス周波数での透過損失(dB)、

ΔT_{Lfp} = [ピーク周波数/コインシデンス周波数]比に対する補正(dB)、 L_g = マッハ数による補正(dB)、

T_L = 透過損失(dB)、 L_a = [A]重み付けした音響レベル[dB(A)]、

η = 音響効率(-)、 W_a = 音響パワー(W)、 W_m = 質量流量による流勢パワー(運動エネルギー)(W)、

W_{ms} = 超音速での質量流量による流勢パワー(出力)(W)、

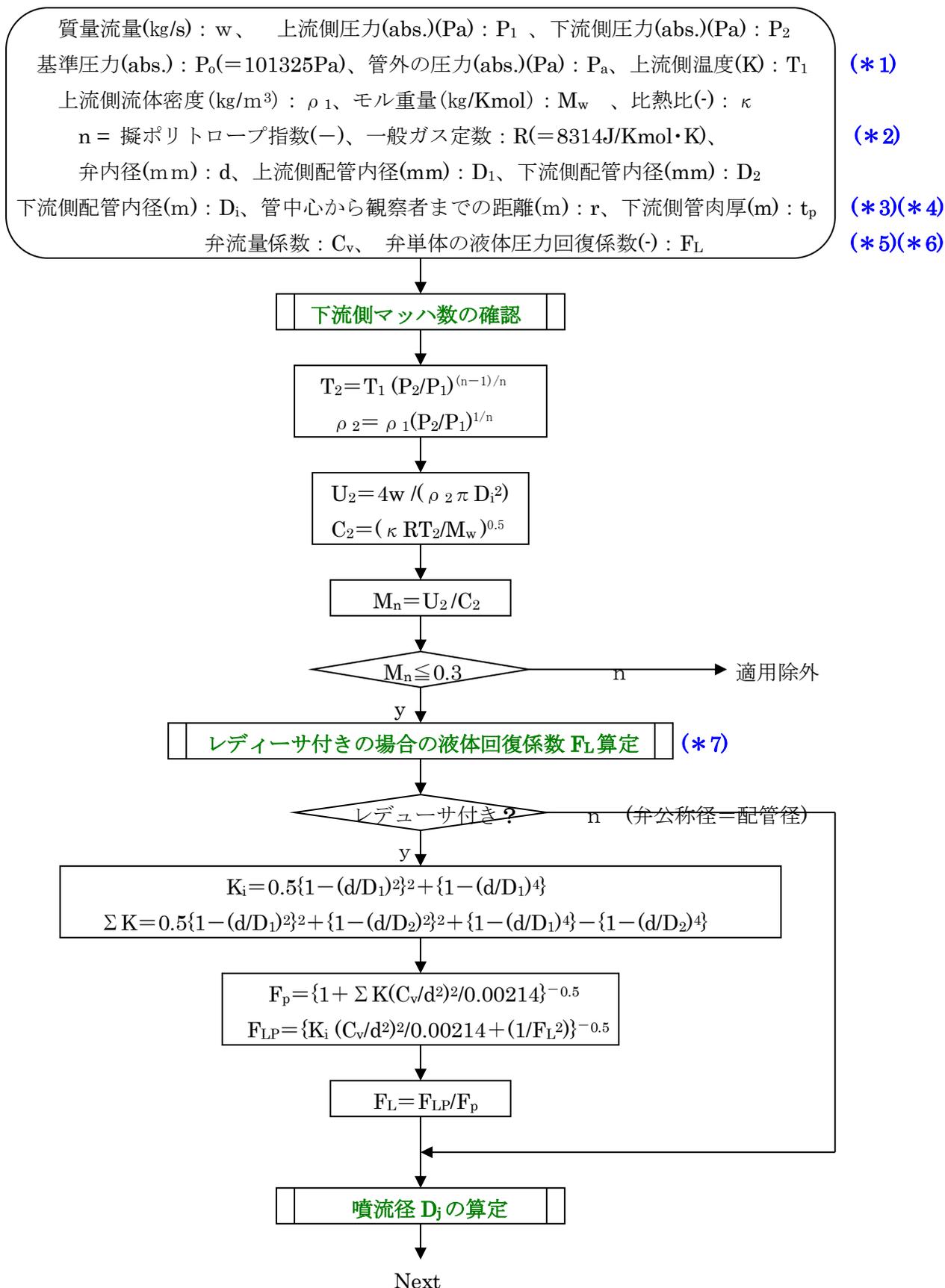
f_p = 管内発生のピーク周波数(Hz)、 f_o = コインシデンス周波数(Hz)、

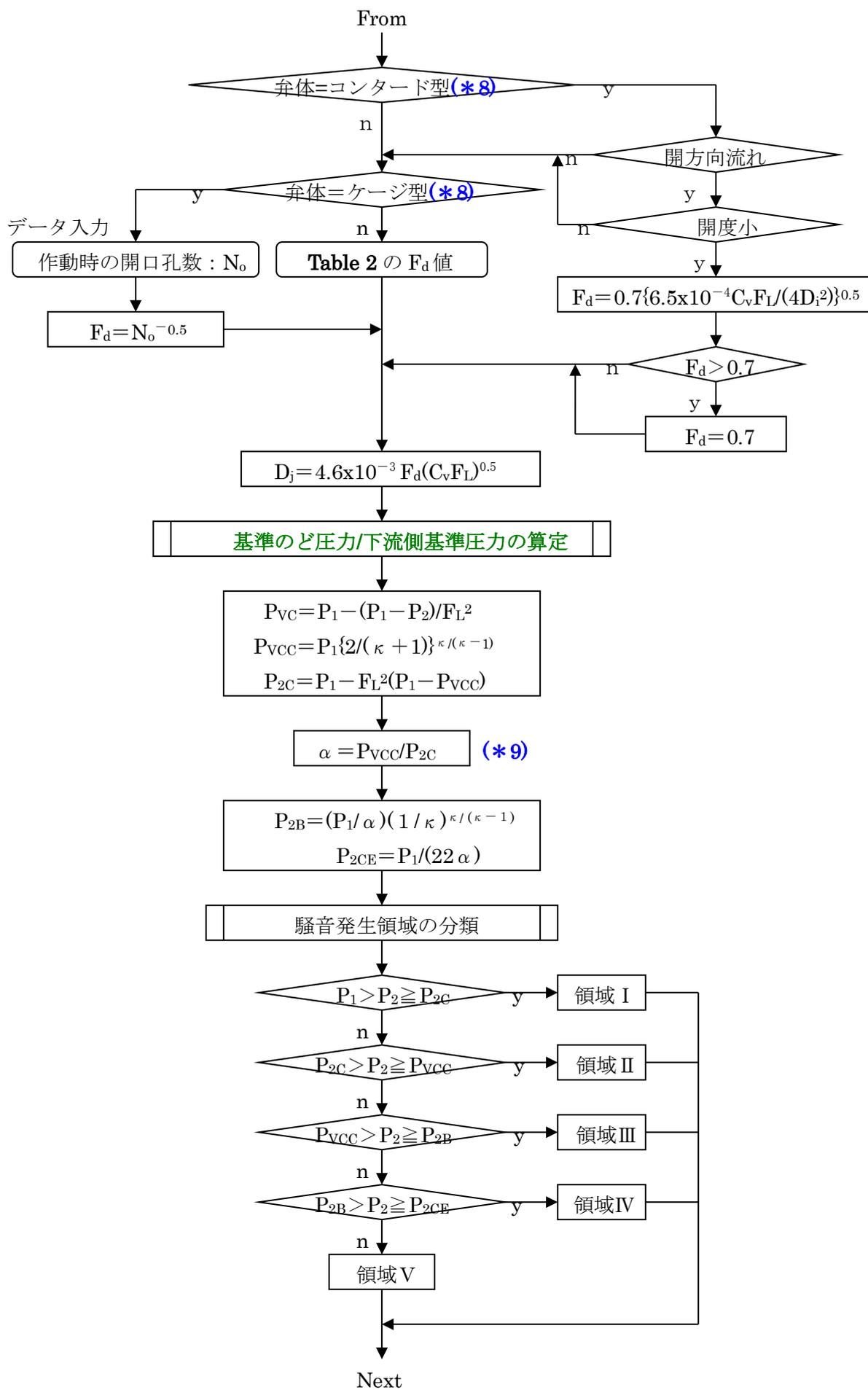
d = 弁内径(mm)、 D_1 = 上流側配管径(mm)、 D_2 = 下流側配管径(mm)、 t_p = 管の肉厚(m)、

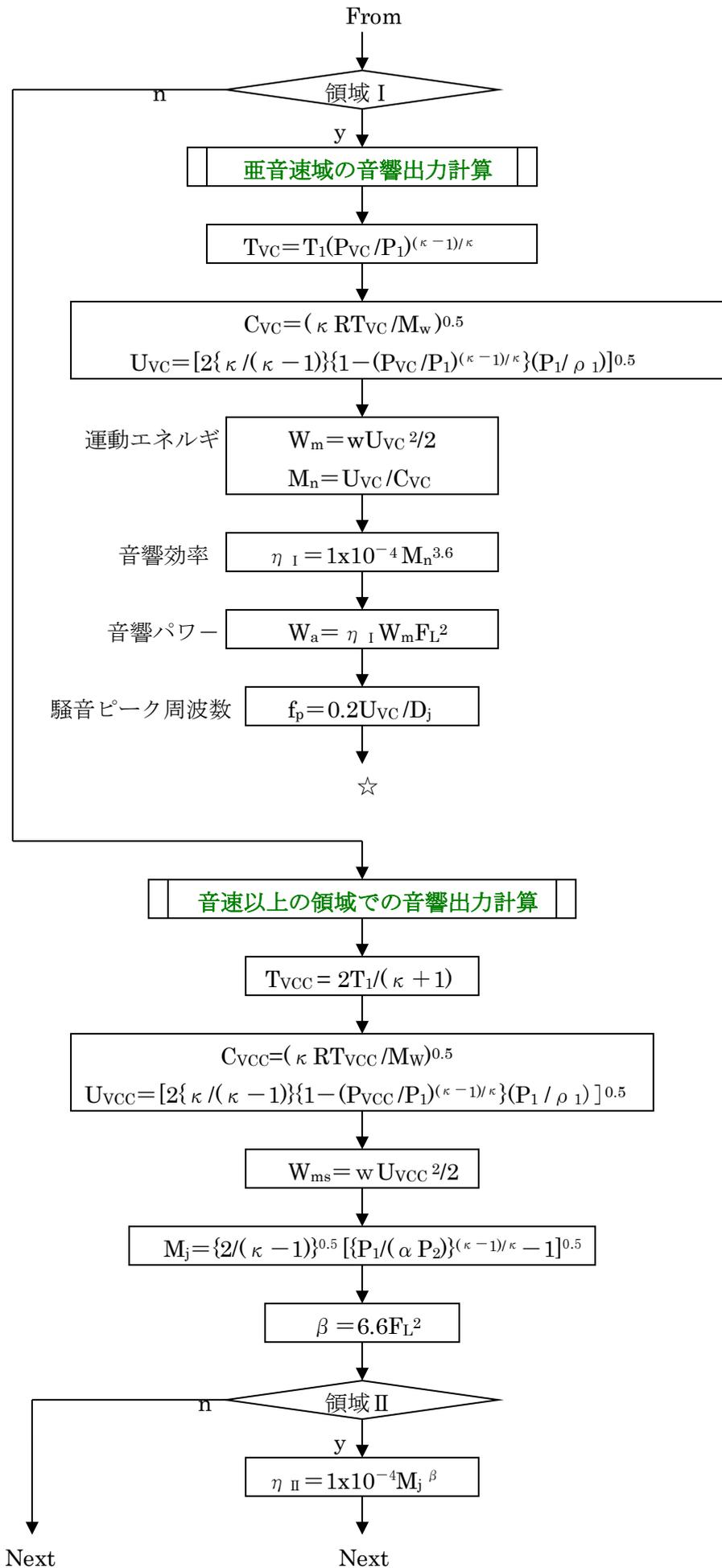
D_i = 管内径(m)、 D_j = 噴流径(m)、 r = 管中心から観察者までの半径方向距離(m)

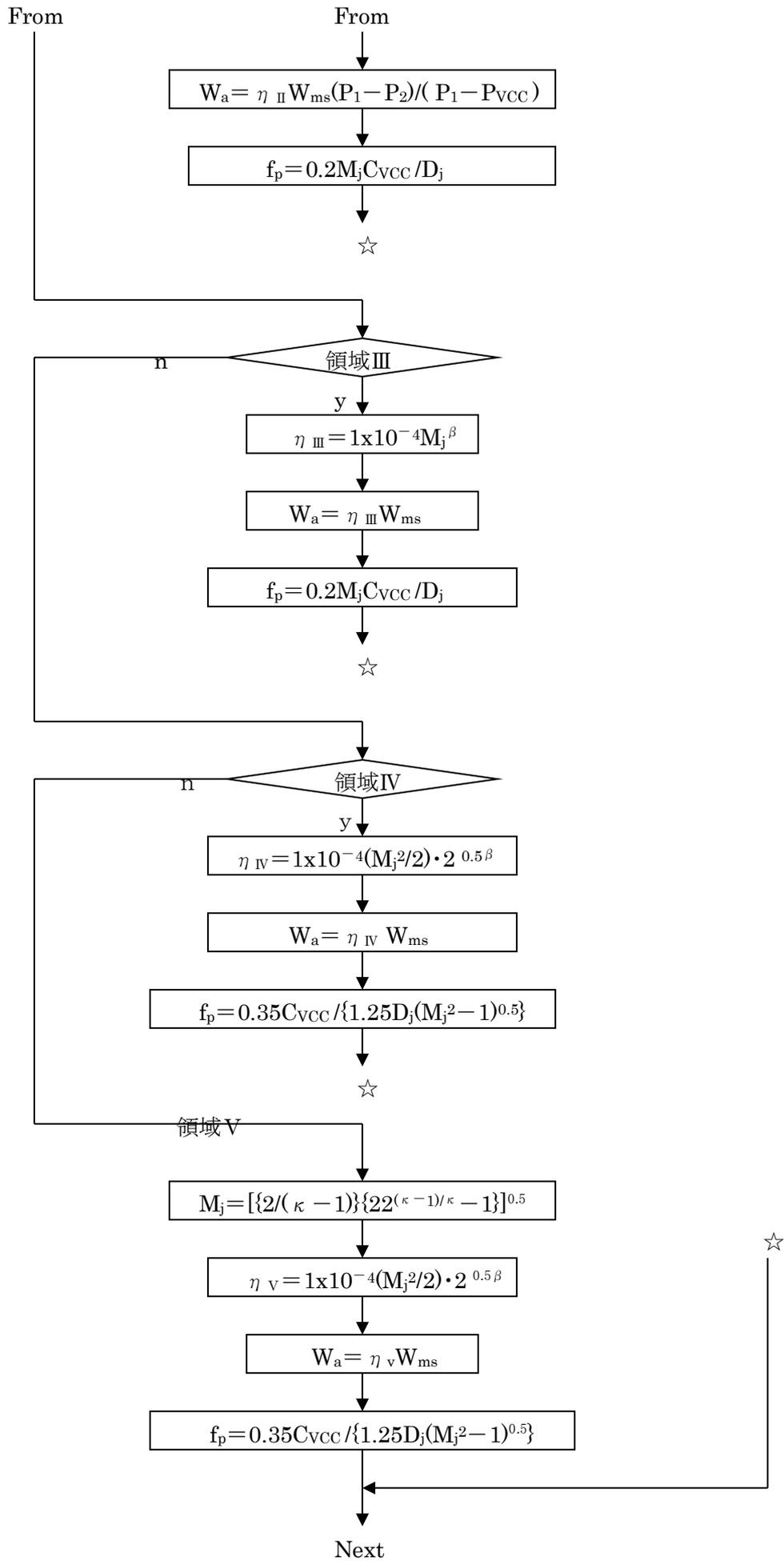
3. 計算手順について

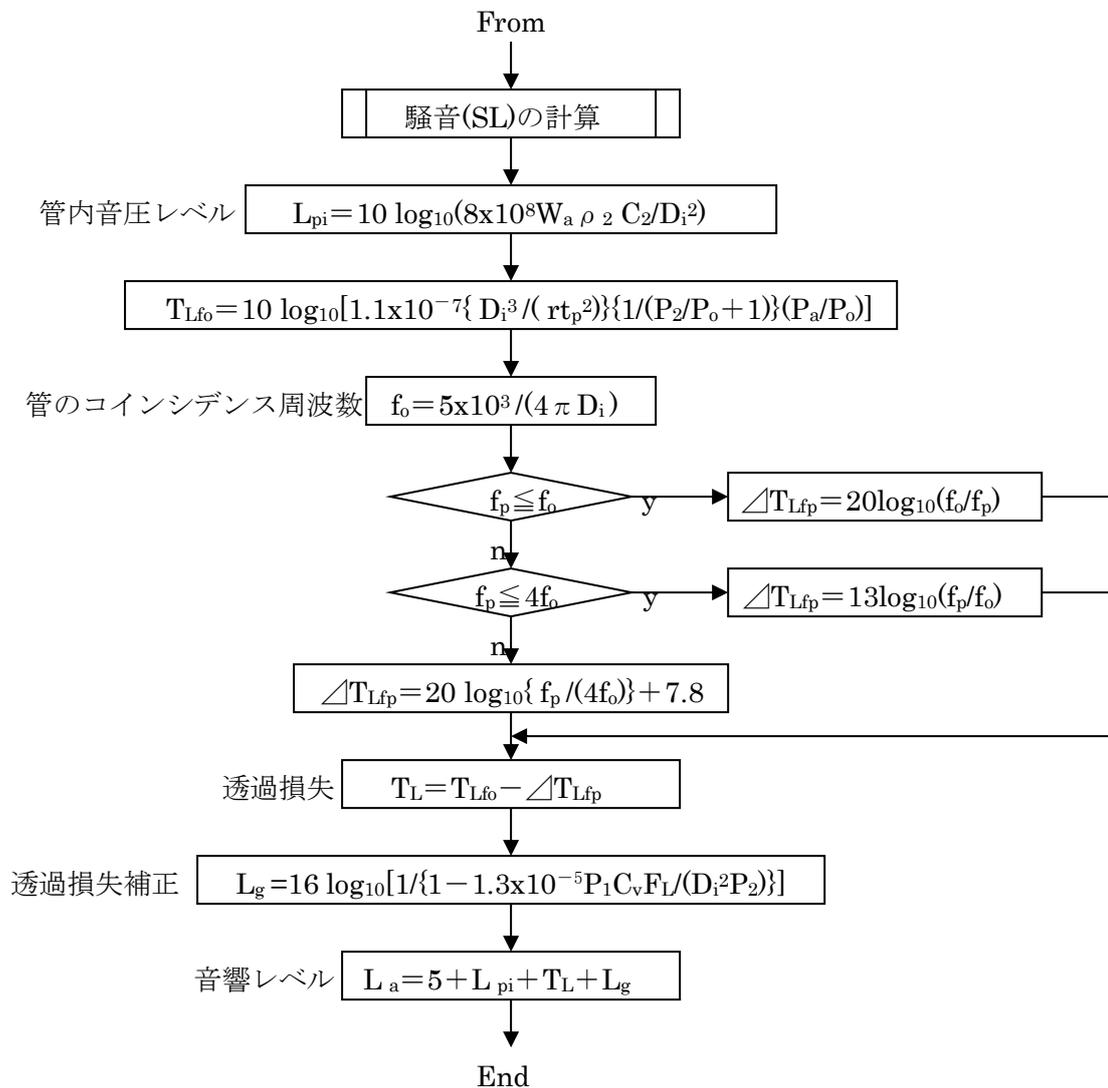
騒音予測計算の手順(例)を以下のチャートにして示す。











【 チャートの注記 】

(*1) 透過損失計算で用いる。P₀は基準大気圧(1atm)、P_aは通常、大気圧。

(*2) 弁前後の圧力変化は熱の出入りがなく等エントロピ変化(断熱変化)と見なされることが多いが、実際は、弁通過時の摩擦でポリトロップ状の変化になる(ポリトロップ変化ではない)。この場合の指数nは、次式で得られる⁽¹⁾。

$$n = (1 + \zeta) \kappa / (1 + \zeta \kappa) \quad \text{但し } \zeta = \text{摩擦損失係数}, \kappa = \text{比熱比}$$

通常、制御弁では絞りがきつくて係数ζが大きくなるので指数nは1に近づき等温変化になる。多分この理由で、このANSI/ISO-75.17では等温変化で扱うこと即ち **T₂=T₁** として可としている。故にここでも **n=1** としてよいとする。この場合、 $\rho_2 = \rho_1(P_2/P_1)$ となる。

(*3) D_iは下流側の配管径でm単位。D₂に等しいがD₂はmm単位である。単に式の違いによる。

(*4) 計測位置(マイクロフォン位置)は通常、管外面から1mなので $r = 1\text{m} + \text{管外半径}$ となり、この位置での予測計算になる。付図A6参照のこと。

- (*5) 弁容量係数 C_v は下流圧を P_2 とした時の必要 C_v で、定格の C_v でない。メーカーのデータによるか、末尾に示す計算式による。
- (*6) この場合の液体圧力回復係数 F_L は弁単体のもの。下流圧 P_2 の場合の値で全開時の F_L ではない。メーカーのデータによるのがよいが、 C_v 値を計算し、**図 14.5-1**などを参考にして設定してもいい(ただ精度は下がる)。なお、液体圧力回復係数という名称は気体にはそぐわないので単に圧力回復係数とすべきところ？。
- (*7) レディーサ付き弁の場合、弁前後の流れ抵抗の付加によって圧力回復係数 F_L は弁単体のそれと異なる。ISA では $F_L = F_{LP}/F_p$ としている。
- (*8) 弁形状補正係数 F_d は粘性流の弁レイノルズ数算定などに用いるが、ここでは噴流径 D_j の算定の用いている。 F_d は弁体の型式(末尾付表)によって異なるが、この ANSI/ISA-75.17 では **Table2** でその値が示されている。その場合、コンタート型では開方向流れ(弁が開く方向に向かう流れ)で開度が小さい時、Table2 とは別に F_d の算式が与えられている。またケージ型では絞られた状態で開いているケージ孔の数を N_o としてこれから F_d を算定する(Table2 の Notes[1]参照)。 N_o は見掛けの噴流の数で、弁タイプで異なる。実験などに拠っていると思われる。
- (*9) 係数 α は、次のように限界圧力降下での外部圧力比と内部圧力比の比として定義される。

$$\alpha = (P_1/P_{2c}) / (P_1/P_{vcc}) = P_{vcc}/P_{2c}$$

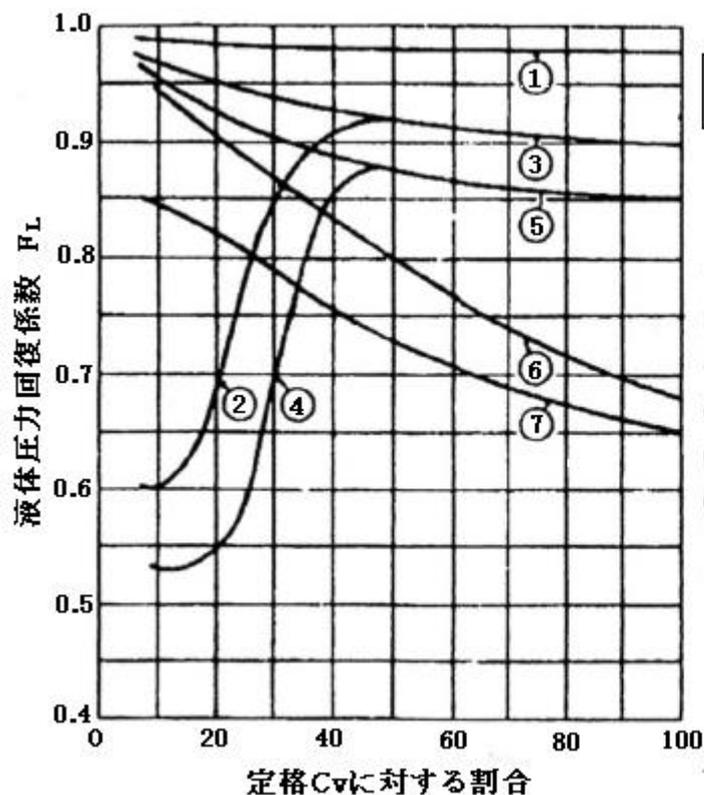


図14.5-1 弁開度に対する F_L 値の変化例

IPC 計装ハンドブックより抜粋

- ① 複座グローブ弁：Vポート型
- ② 複座グローブ弁：コンタート型
- ③ 単座グローブ弁：弁開方向の流れ
- ④ 単座グローブ弁：弁閉方向の流れ
- ⑤ 偏心回転プラグ弁：弁開方向の流れ
- ⑥ 偏心回転プラグ弁：弁閉方向の流れ
- ⑦ バタフライ弁

Table 2
Typical N_o and F_d Factors

Valve Type	N_o Flow to:		F_d Flow to:	
	Open	Close	Open	Close
Single-Seat Globe	2.0	1.0	0.7 ^[2]	1.0
Butterfly, Standard	2.0	2.0	0.7	0.7
Angle	2.0	1.0	0.7	1.0
Eccentric, Rotary Plug	2.0	1.0	0.7	1.0
Ball	1.0	1.0	1.0	1.0
Cage	[1]	[1]		
Double Seat, Parabolic	4.0	4.0	0.5	0.5

NOTES:

[1] Use the number of apparent independent openings in the cage at the actual valve stem position (refer to the manufacturer's catalog for the valve under consideration).

[2] See Equation 6.2.

(ANSI/ISA- S75.17抜粋)

4. 例題

下記の制御弁の音響レベル L_a を求めよ。

質量流量 : $w = 22791.2 \text{ kg/hr} = 6.331 \text{ kg/s}$

上流側圧力 : $P_1 = 1.138 \times 10^6 \text{ Pa (abs.)}$ 、下流側圧力 : $P_2 = 0.483 \times 10^6 \text{ Pa (abs.)}$

管外(大気)圧力 : $P_a = 101329 \text{ Pa}$ 、基準圧力 : $P_o = 101325 \text{ Pa}$

上流側流体温度 : $T_1 = 450 \text{ K} (177^\circ \text{C})$ 、

上流側流体密度 : $\rho_1 = 5.475 \text{ kg/m}^3$ 、モル重量 : $M_w = 18$ 、比熱比 : $\kappa = 1.33$

擬ポリトロップ指数 : $n = 1$ 、一般ガス定数 : $R = 8314 \text{ J/Kmol} \cdot \text{K}$

弁内径 : $d = \sim 100 \text{ mm}$ 、上流側配管内径 : $D_1 = \sim 200 \text{ mm}$ 、下流側配管内径 : $D_2 = \sim 200 \text{ mm}$

下流側配管内径 : $D_i = \sim 0.2 \text{ m}$ 、管中心からの距離 : $r = 1.1 \text{ m}$ 、下流側配管肉厚 : $t_p = 0.0082 \text{ m}$

弁流量係数 : $C_v = 210$ 、弁単体の液体圧力回復係数 : $F_L = 0.8$ 、見掛け上分離した流路の数 : $N_o = 1$

① 下流側マッハ数の確認

$$T_2 = T_1 (P_2/P_1)^{(n-1)/n} = 450 \times (0.483/1.138)^0 = 450 \text{ K}$$

$$\rho_2 = \rho_1 (P_2/P_1)^{1/n} = 5.475 (0.483/1.138)^1 = 2.324 \text{ kg/m}^3$$

$$U_2 = 4w / (\rho_2 \pi D_i^2) = 4 \times 6.331 / (2.324 \times 3.1416 \times 0.2^2) = 86.7 \text{ m/s}$$

$$C_2 = (\kappa RT_2/M_w)^{0.5} = (1.33 \times 8314 \times 450/18)^{0.5} = 520 \text{ m/s}$$

$$M_n = U_2/C_2 = 86.7/520 = 0.167 < 0.3$$

従って、ANSI/ISA-S75.17 適用 OK

② レディーサ付きの場合の液体回復係数 F_L 算定

$$K_i = 0.5 \{1 - (d/D_1)^2\}^2 + \{1 - (d/D_1)^4\} = 0.5 \{1 - (100/200)^2\}^2 + \{1 - (100/200)^4\} = 1.21875$$

$$\Sigma K = 0.5 \{1 - (d/D_1)^2\}^2 + \{1 - (d/D_2)^2\}^2 + \{1 - (d/D_1)^4\} - \{1 - (d/D_2)^4\}$$

$$= 0.5 \{1 - (100/200)^2\}^2 + \{1 - (100/200)^2\}^2 + \{1 - (100/200)^4\} - \{1 - (100/200)^4\} = 0.84375$$

$$F_p = \{1 + \Sigma K (C_v/d^2)^2 / 0.00214\}^{-0.5} = \{1 + 0.84375 \times (210/100^2)^2 / 0.00214\}^{-0.5} = 0.923$$

$$F_{LP} = \{K_i (C_v/d^2)^2 / 0.00214 + (1/F_L^2)\}^{-0.5} = \{1.21875 \times (210/100^2)^2 / 0.00214 + (1/0.8^2)\}^{-0.5} = 0.7426$$

$$F_L = F_{LP}/F_p = 0.7426/0.923 = 0.8045$$

③ 噴流径 D_j の算定

$$F_d = N_0^{-0.5} = 1^{-0.5} = 1.0$$

$$D_j = 4.6 \times 10^{-3} F_d (C_v F_L)^{0.5} = 4.6 \times 10^{-3} \times 1.0 \times (210 \times 0.8045)^{0.5} = 0.0596 \text{ m}$$

④ 基準のど圧力/下流側基準圧力の算定

$$P_{VC} = P_1 - (P_1 - P_2)/F_L^2 = 1.138 \times 10^6 - (1.138 - 0.483) \times 10^6 / 0.8045^2 = 0.126 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$P_{VCC} = P_1 \{2/(\kappa + 1)\}^{\kappa/(\kappa - 1)} = 1.138 \times 10^6 \times (2/2.33)^{4.03} = 0.615 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$P_{2C} = P_1 - F_L^2 (P_1 - P_{VCC}) = 1.138 \times 10^6 - 0.8045^2 (1.138 - 0.615) \times 10^6 = 0.7995 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\alpha = P_{VCC}/P_{2C} = 0.615/0.7995 = 0.769$$

$$P_{2B} = (P_1/\alpha)(1/\kappa)^{\kappa/(\kappa - 1)} = (1.138 \times 10^6/0.769) \times (1/1.33)^{4.03} = 0.4689 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$P_{2CE} = P_1/(22\alpha) = 1.138 \times 10^6/(22 \times 0.769) = 0.0673 \times 10^6 \text{ Pa}$$

$$\therefore [P_{VCC} = 0.615 \text{ MPa}] > [P_2 = 0.483 \text{ MPa}] > [P_{2B} = 0.4689 \text{ MPa}] \rightarrow \text{領域III}$$

⑤ 音速以上の領域での音響出力計算

$$T_{VCC} = 2T_1/(\kappa + 1) = 2 \times 450/2.33 = 386 \text{ K}$$

$$C_{VCC} = (\kappa RT_{VCC}/M_w)^{0.5} = (1.33 \times 8314 \times 386/18)^{0.5} = 487 \text{ m/s}$$

$$U_{VCC} = [2\{\kappa/(\kappa - 1)\}\{1 - (P_{VCC}/P_1)^{(\kappa - 1)/\kappa}\}(P_1/\rho_1)]^{0.5}$$

$$= [2 \times (1.33/0.33) \times \{1 - (0.615/1.138)^{0.2481}\} \times (1.138 \times 10^6/5.475)]^{0.5} = 487 \text{ m/s}$$

$$W_{ms} = w U_{VCC}^2/2 = 6.331 \times 487^2/2 = 750758 \text{ W}$$

$$M_j = \{2/(\kappa - 1)\}^{0.5} [P_1/(\alpha P_2)]^{(\kappa - 1)/\kappa - 1} = \{2/0.33\}^{0.5} \times \{1.138/(0.769 \times 0.483)\}^{0.2481 - 1} = 1.393$$

$$= 2.462 \times (1.32 - 1)^{0.5} = 1.393$$

$$\beta = 6.6 F_L^2 = 6.6 \times 0.8045^2 = 4.272$$

⑥ 領域III計算

$$\eta_{III} = 1 \times 10^{-4} M_j^\beta = 1 \times 10^{-4} \times 1.393^{4.272} = 0.000412$$

$$W_a = \eta_{III} W_{ms} = 0.000412 \times 750758 = 309.4 \text{ W}$$

$$f_p = 0.2 M_j C_{VCC}/D_j = 0.2 \times 1.393 \times 487/0.0596 = 2276 \text{ Hz}$$

⑦ 騒音(SPL)の計算

$$L_{pi} = 10 \log_{10}(8 \times 10^8 W_a \rho_2 C_2/D_1^2) = 10 \log_{10}(8 \times 10^8 \times 309.4 \times 2.324 \times 520/0.2^2) = 158.7 \text{ dB}$$

$$T_{Lfo} = 10 \log_{10}[1.1 \times 10^{-7} \{D_1^3/(rt_p^2)\} \{1/(P_2/P_0 + 1)\} (P_a/P_0)]$$

$$= 10 \log_{10}[1.1 \times 10^{-7} \times \{0.2^3/(1.1 \times 0.0082^2)\} \times \{1/(0.483/0.101325 + 1)\} \times (0.101329/0.101325)]$$

$$= 10 \log_{10}[1.1897 \times 10^{-5} \times 0.1734 \times 1] = -56.8 \text{ dB}$$

$$f_0 = 5 \times 10^3 / (4 \pi D_1) = 5 \times 10^3 / (4 \times 3.1416 \times 0.2) = 1990 \text{ Hz}$$

$$[f_0 = 1990] < [f_p = 2276] \leq [4f_0 = 4 \times 1990] \text{ の故に}$$

$$\angle T_{Lfp} = 13 \log_{10}(f_p/f_0) = 13 \log_{10}(2276/1990) = 0.76$$

$$T_L = T_{Lfo} - \angle T_{Lfp} = -56.8 - 0.76 = -57.6 \text{ dB}$$

$$L_g = 16 \log_{10}[1/\{1 - 1.3 \times 10^{-5} P_1 C_v F_L/(D_1^2 P_2)\}]$$

$$= 16 \log_{10}[1/\{1 - 1.3 \times 10^{-5} \times 1.138 \times 10^6 \times 210 \times 0.8045/(0.2^2 \times 0.483 \times 10^6)\}] = 0.97$$

$$\text{よって 音響レベル } L_a = 5 + L_{pi} + T_L + L_g = 5 + 158.7 - 57.6 + 0.97 = 107.1 \text{ dB}$$

以上、運動エネルギー **750758W** → 音響パワー **309.4W(158.7dB)** → 放射騒音 **107.1dB**

【 補 足 説 明 】

S1. 弁の騒音には、**弁構成部品の振動による騒音、水力騒音、空力騒音**の3つのタイプがある。
これらを要約すると次のようになる^{(5)~(8)}。

(1) 弁構成部品の振動による騒音

全般) 主に通過流体側の変動/衝撃などに対する部品の振動によるもの。総じて後述の水力騒音や空力騒音よりも騒音レベルは低く振動そのものが問題になる。総じて弁メーカー側の問題(?)。

原因) 原因としては次の3つが挙げられる。

① 弁開度不安定 ②流体誘起の振動 ③共振による振動

①の弁開度不安定は、主に空圧駆動力のトルク/剛性不足によるもので、ポジション不安定とも云われるが、基底には流体振動や攪乱がある。別途[FE-20-TM-011 制御弁ポジション不安定(ISA RP75.18)]参照のこと。

②の流体誘起振動は、流体側の圧力/流量変動/隙間流/渦流/剥離流/キャビティに由る。

③の共振は、部品の固有振動数が、②などの高次成分と同調したもの。この共振は後述の水力騒音や空力騒音でもおきる。付図 A1 に共振による騒音の例を示す。

挙動) ①の場合、イコール%やダブル P ポートなどプラグが不安定になり縦揺れになることあり。周波数は低い(500Hz 未満?)が、音圧は高めにする、約 80dB 以下。

②の場合は、プラグ/ステムの横ぶれが起き、弁座/ガイド部の損傷も考えられる。周波数は 50~800Hz、騒音は Max.90dB ぐらい。

③の場合は、ピーク周波数が顕在し弁開度のある範囲で発生し、一寸した条件の変化で変わる。低差圧の場合でも起きる。周波数は 1000~9000Hz、騒音は 90dB オーバーにもなる。

対処) ①の場合、駆動トルクアップなど、弁体形状変更(不平衡力の排除)など

②の場合、流れ方向/開方向変更、ガイドクリアランス/芯出し調整など

③の場合、コンタードタイプ→V ポートに、トップガイドの単座弁→スカートガイドに、また開方向の単座弁の採用、低騒音ケージ弁採用、ガイドクリアランス/芯出し調整など、

(2) 水力騒音

全般) 水力騒音は、流体誘起振動による騒音もあるが、主にキャビテーション騒音あるいはフラッシング騒音をいう。振動による騒音に比べてキャビテーション騒音は大きな騒音になる。

付図 A2 にキャビ騒音の例を示す。

原因) 制御弁のきつい絞り/高差圧によって弁 2 次側にキャビテーションが発生し、気泡の崩壊に伴って騒音となる。フラッシングもキャビテーション程ではないが、騒音源と見なされる。

挙動) 弁差圧が高くなるにつれ騒音は高くなるが、あるレベルに達しフラッシング領域に入ると逆に減少する傾向になる。これは気泡崩壊の衝撃に対し気泡がクッションとして作用するためと思われる。空力騒音と比べ、バルブ上流への騒音伝播は無視できないので注意。

周波数は 1000～4000Hz、騒音は 100dB をオーバーすることも。

対処) キャビシにくい弁形式への変更、弁下流のオリフィス追加→弁差圧低減、
多段トリムやケージ型の採用→急激な圧力降下/圧力回復の回避

(3) 空力騒音(空力学的騒音)

全般) 最も騒音レベルが高く、厄介な騒音。気体が減圧されるときに発生する。付図 A3,A4 に空力騒音の例を示す。

原因) 高速気流/噴流とその周辺で起こる剥離/渦(境界の攪乱)によるものと、縮流部で限界流れ(音速流)になりそれに伴って発生した衝撃波によるものが主因になる。

挙動) 圧力比(入口圧力/出口圧力)によって、騒音モードが変わる。

圧力比 < 2* → 乱流混合騒音

2* < 圧力比 < 3* → 乱流混合騒音 + 衝撃騒音

圧力比 > 3* → 衝撃騒音

(*マークの数値はごく目安的なもの、弁タイプによって大きく変化するので注意！)

差圧が高くなるにつれて、高周波領域にピークが移動してゆく。周波数は 900～9000Hz、騒音は 120dB を越えることもある。また

縮流部が亜音速流のとき：騒音は上流にも伝播する。ただしグローブ弁の場合は弁形状によって伝音が妨げられ、上流の方が下流より 10dB ほど低くなると云われる⁹⁾。

縮流部が音速流のとき：弁出口側でチョークし、騒音は上流に伝播しない。

対処) 流速低減、低騒音弁へ変更(単にトリムのタイプ変更では効かないことが多い)、ラギング

なお、一般的な弁騒音対策としては次のようなものが挙げられる。

① 遮音対策 : 厚肉パイプ使用(−10dB 程度の効果、但し[100 x 管径]区間ぐらい必要)

: ラギング施工あるいは遮音ボックス囲い(鉛シート無しで−15dB 程度の効果)

: インラインサイレンサ(−10～−20dB 程度の効果、弁 2 次側に設置)

② 音源対策 : 低騒音弁—多段減圧型 (高差圧条件では効くが低差圧大容量では効かない)

—ラビリンス型 (多段減圧型を連続化したもの。流速急変を解消)

—分散流路型 (多数の孔やスリットで流速分布を平均化 / 摩擦損失を増加/噴流サイズ縮小/噴流干渉促進)

—組み合わせ型 (多段減圧 + 分散流路)

[流速平均化、摩擦損失アップ、噴流サイズ縮小、噴流干渉促進とも騒音低下に効果的。特に噴流が小さいと周波数がアップして騒音減少]

: 低騒音用多孔オリフィス —弁前後に設置して制御弁の高差圧を低減、その整流効果も騒音低下に寄与あり。

: 低騒音用ディフューザ —弁 2 次側にディフューザを設け差圧を分担させる。

S2. 弁構成部品の振動による騒音や水力騒音は、ある程度の手当てで対処できるが、空力騒音は総じて弁そのものに係わって厄介な騒音である。ここでその騒音発生メカニズムについて述べてみたい。

制御弁本体は質量の大きいボディで作られているので、そこから有意な音響エネルギーが放射される

ことはない。また、弁騒音は圧力比(P_2/P_1)が限界圧力比か、あるいはそれを下回るときに著しくなるがこれは弁絞り部分で音速流(場合により超音速流)になって、上流への音の伝播が断たれるからである。しかし絞り部分が亜音速流であっても、弁の上流への音の伝播は下流ほど深刻ではないことが多い。

弁及び弁後流の接続配管の中の騒音プロセスを本文の図 1 に示している。この図に示されるように弁騒音発生プロセスは、おおまかには次の 4 つから構成されている⁽³⁾。

- ① 弁プラグ出口直後及び配管入口部分の乱流圧力場における、乱流せん断・乱流混合、ショックセル・乱流相互作用あるいはマッハディスク形成による騒音発生
- ② 下流の管内に形成される音響圧力場における音場の形成
- ③ 管壁の励振
- ④ 下流の管外への音の放射

以下、これらプロセス要素について、説明する。なお②～③については、主に文献(3)の議論によっている。特に緑色の字で記述した部分は、全く文献(3)の記述のとおりである。

①について。制御弁はオリフィス要素(プラグー弁座)を介して流体を絞ることで、圧力及び流量を制御する減圧装置でありその前後差圧の程度によって騒音発生のモードが異なる。ISA では、2 次側圧力 P_2 の低下に伴い、次の 5 つの領域に区分している。関連して付図 A9 も参照されたし。

- I) $P_1 > P_2 \geq P_{2C}$ → 絞り部の流れは亜音速。オリフィス要素から発生する高速の空間複合の噴流や複数噴流の、強烈的な乱流混合によって、騒音が発生する
- II) $P_{2C} > P_2 \geq P_{vcc}$ → 絞り部の流れは音速。ショックセル間の干渉と乱流チョーク流れのミキシングが起きる。
- III) $P_{vcc} > P_2 \geq P_{2B}$ → I, II では圧力回復があるが、もう圧力回復は起きない(何故なら絞り部分より後流の圧力が低く後流から前流に循環する流れがない)。ショックセル・乱流ミキシングは II に同じ。
- IV) $P_{2B} > P_2 \geq P_{2CE}$ → マッハディスクが形成されショックセル構造は縮退する。
- V) $P_{2CE} > P_2 \geq 0$ → 上記の状態でも音響効率は一定になる。

ここで、圧力 P_{2C} は、絞りの縮流部(ベナコントラクタ)の圧力 P_{vc} が限界圧力 P_{vcc} に達するときの回復圧力という。これは圧力回復係数 F_L の定義式 $F_L = (P_1 - P_2)/(P_1 - P_{vc})$ において、ベナコントラクタ圧力 P_{vc} が限界圧力 P_{vcc} に達した時の P_2 である。即ち

$$F_L = [(P_1 - P_2)/(P_1 - P_{vcc})]^{0.5} \rightarrow P_2 = P_1 - F_L^2(P_1 - P_{vcc}) = P_{2C}$$

P_{vcc} は通常の限界圧力で、周知の限界圧力式から、

$$(P_2/P_1) = \{2/(\kappa + 1)\}^{\kappa/(\kappa - 1)} \rightarrow P_2 = P_1 \{2/(\kappa + 1)\}^{\kappa/(\kappa - 1)} = P_{vcc}$$

P_{2B} 、 P_{2CE} についての式の根拠は判らないが、超音速を想定したものと思われる。 P_{2B} 式を変形すると

$$P_{2B} = \{P_1/(P_{vcc}/P_{2C})\} (1/\kappa)^{\kappa/(\kappa - 1)} = \{(\kappa + 1)/(2\kappa)\}^{\kappa/(\kappa - 1)} P_{2C}$$

$$P_{2CE} = \{P_1/(22P_{vcc})\} P_{2C} = (1/22) \{(\kappa + 1)/2\}^{\kappa/(\kappa - 1)} P_{2C}$$

空気の場合、 $\kappa = 1.4$ であるから、以下のようなになる。

$$P_{2B} = 0.583 P_{2C} \rightarrow \text{限界回復圧力 } P_{2C} \text{ の約 } 40\% \text{ 減になる。}$$

$$P_{2CE} = 0.086 P_{2C} \rightarrow \text{限界回復圧力 } P_{2C} \text{ の約 } 90\% \text{ 減になる。}$$

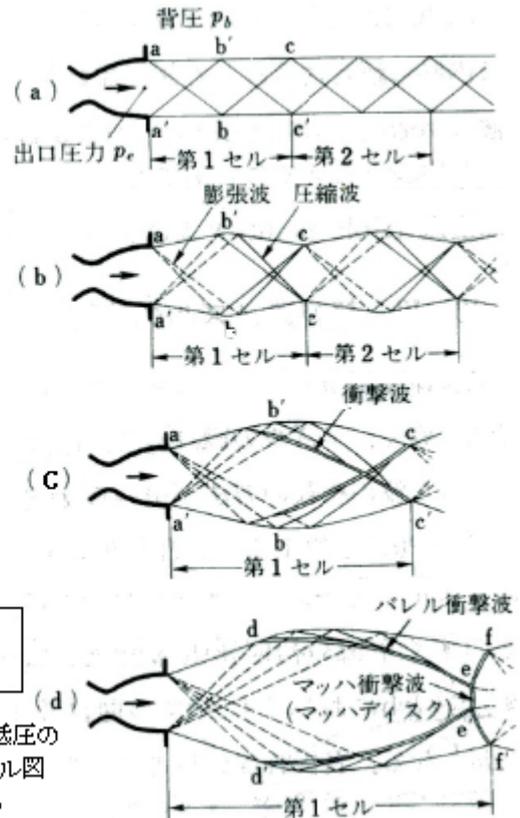
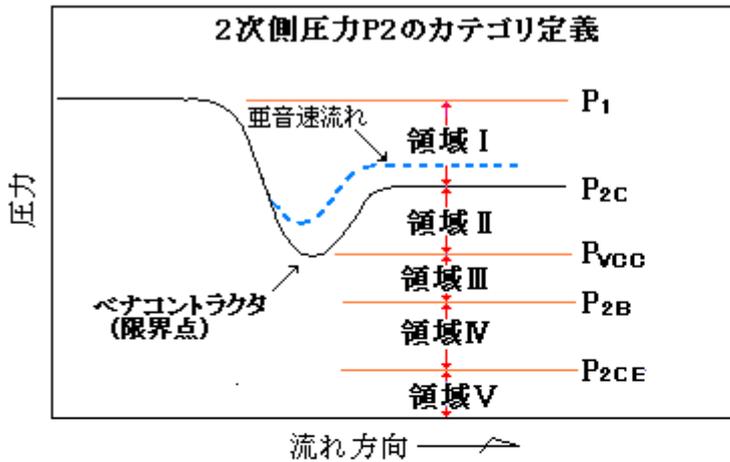


図10・19
不足膨張噴流
超音速ノズルから、さらに低圧の外気に噴出す状態のモデル図
(テキスト(10)より抜粋)

領域 I は亜音速であるから乱流混合による騒音に特異性はないが、領域 II 以降は音速域さらには超音速域に踏み込む。2 次側配管の圧力が出口側圧力に漸近し更にこれより低くなってゆくと所謂**不足膨張噴流**になり膨張波/圧縮波のクロスするショックセルが現れ更に低くなるとマッハディスクが現れる。この状態をテキスト(10)から抜粋して上図に示す。この図は超音速ノズルからの自由噴流を表わすもので、本ケースのような拘束噴流とは異なるが、これに近い状態が予想できる。

次に②について。この部分は、①の乱流圧力場の運動エネルギー(Mechanical Power)が音響パワー(Sound Power)に変換する部分である。この場合、弁の騒音発生プロセスは 3 重極(dipoles)の音源に支配されることがわかっている。この場合の音響パワー W_a は、

$$W_a = \eta W_m F_L^2 = \eta x (w U_{vc}^2 / 2) x F_L^2$$

ここで η = 音響効率、 W_m = 運動エネルギー(流勢パワーあるいは機械的パワー) = $(1/2)wU_{vc}^2$
 U_{vc} = 噴流の喉の流速、 F_L = 圧力回復係数 = $\{(P_1 - P_2) / (P_1 - P_{vc})\}^{0.5}$ [領域 I に対し]

F_L^2 を W_m に乗じているのは、噴流の喉(ベナコントラクタ)でカウントされた運動エネルギーを、圧力回復後のそれに転換するもので、 $M(F_L \cdot U)^2 / 2 = (MU^2 / 2) x F_L^2$ である。ただし、上記の F_L^2 は領域 I のときであって、他の領域では、次のようになる。

領域 II) $F_L^2 = (P_1 - P_2) / (P_1 - P_{vc})$ ($\because P_{vc} = P_{vcc}$)

領域 III, IV, V) $F_L^2 = 1$ ($\because P_2 < P_{vc}$ の故に圧力回復なし)

また、上記の式で流速 U_{vc} は、オリフィス式より、

噴流喉で亜音速のとき : $U_{vc} = [2\{\kappa / (\kappa - 1)\}\{1 - (P_{vc} / P_1)^{(\kappa - 1) / \kappa}\}(P_1 / \rho_1)]^{0.5}$

噴流喉で音速のとき : $U_{vcc} = [2\{\kappa / (\kappa - 1)\}\{1 - (P_{vcc} / P_1)^{(\kappa - 1) / \kappa}\}(P_1 / \rho_1)]^{0.5}$

音速の場合、 $P_{vc}/P_1 = \{2/(\kappa + 1)\}^{\kappa/(\kappa - 1)}$ 、 $(P_1/\rho_1) = RT_1$ であるから、上式は、

$$U_{vcc} = [\{2\kappa/(\kappa + 1)\}RT_1]^{0.5} = (\kappa RT_{vcc})^{0.5} = a_{vcc}$$

故に、上記の U_{vcc} は、確かに喉部分の音速に等しい。噴流喉では一端音速に達すると、更に背圧 P_2 を下げても超音速にはならないので(但し喉をすぎて超音速化する)、音速以上の領域では流れの運動エネルギーは一定とみなされる(ANSI/ISA 然り)。

さて、音響効率 η は、ANSI/ISA-S75.16 では次のとおり。なおサフィックス j は“噴流”

$$\begin{aligned} \text{領域 I)} \quad \eta &= 1 \times 10^{-4} M_n^{3.6} \quad \text{但し } M_n = \text{噴流喉のマッハ数、} \\ \text{領域 II/III)} \quad \eta &= 1 \times 10^{-4} M_j^\beta \quad \text{但し } M_j = \text{超音速化した噴流のマッハ数、} \quad \beta = 6.6 F_L^2 \\ \text{領域 IV)} \quad \eta &= 1 \times 10^{-4} (M_j^2/2) \times 2^{0.5\beta} \\ \text{領域 V)} \quad \eta &= 1 \times 10^{-4} (M_j^{*2}/2) \times 2^{0.5\beta} \end{aligned}$$

領域 I の亜音速領域をみてる。音響パワーは 3 重極の音響フィールドの場合、速度の 6 乗則になり

$$W_a = K \rho_j U_j^6 A_j a_j^{-3} \quad (K = \text{未定係数、} U_j = \text{喉部流速、} a_j = \text{喉部の音速、} A_j = \text{喉部断面積})$$

$W_m = M U_j^2/2 = (1/2) \rho_j U_j^3 A_j$ であるから、 η は、

$$\eta = W_a/W_m = 2K(U_j/a_j)^3 = 2KM_n^3$$

文献(3)では、音響パワーを下記としている。

$$W_a = 1 \times 10^{-9} a_2^2 M_j^6 C_v F_L \rho_1 (P_j/P_1)^{1/\kappa} a_j$$

$\rho_j = (P_j/P_1)^{1/\kappa} \rho_1$ 、 $A_j = (C_v F_L / 59055)$ 、 $a_j = (P_j/P_1)^{(\kappa - 1)/(2\kappa)}$ であるから

$$W_a = K \rho_j U_j^6 A_j a_j^{-3} = K a_2^2 M_j^6 C_v F_L \rho_1 (P_j/P_1)^{1/\kappa} a_j$$

これら 2 つの式を等置して、 $K = 0.59 \times 10^{-4}$ であるから、

$$\eta = 2KM_n^3 = 1.18 \times 10^{-4} M_n^3$$

然るに、領域 I では、 $\eta = 1 \times 10^{-4} M_n^{3.6}$ であるから一致しない。文献(4)は、弁下流の音場を 3 重極(dipole)と 4 重極(Quadrupole)の中間で dipole 寄りとしている。4 重極では M_n^5 に比例するので、おそらく $M_n^{3.6}$ は少し 4 重極寄りに調整された印象がある。そうであれば 1.18 も 1.0 にダウンされたような気がする。恐らく実験値とのマッチングがとられている筈である。

音速流域の領域 II ~ V については、根拠が全くわからない。なお、亜音速流のマッハ数 M_n は

$$M_n = U_{vc}/C_{vc} = [\{2/(\kappa - 1)\} \{(P_1/P_{vc})^{(\kappa - 1)/\kappa} - 1\}]^{0.5}$$

であるが、音速流のマッハ数は、

$$M_j = U_{vcc}/C_{vcc} = [\{2/(\kappa - 1)\} \{(P_1/(\alpha P_2))^{(\kappa - 1)/\kappa} - 1\}]^{0.5}$$

$\alpha P_2 > P_{vc}$ であるから、マッハ数は当然高く、1 を越える。喉でチョークしてマッハ 1 であるものが引き伸ばされて超音速になっている。更にマッハディスクが形成される領域 V では、 $\alpha P_2 = 22$ に Fix. される。これは音響パワー W_a がもうこの辺では変わらないことを意味するが、実際には、更に騒音は増加する。これは下流配管の流速アップによるものである。

なお、後述するように、③の管壁の励振には選択的な音響フィルタがかかる。故に弁のオリフィス形状から発生するオーバーオールな音響パワーを予めスペクトル成分にブレイクする必要がでてくる。弁のスペクトルは通常、一つの顕著なピークを持っている。領域 I でのピーク周波数は、

$$f_p = 0.2 U_{vc}/D_j$$

ここで、 $D_j = \text{仮想的な噴流径} [= 0.0046 F_a (C_v F_L)^{0.5}]$ 、 $F_a = \text{弁形状補正係数(トリム係数)} [= N_o^{-0.5}]$ 、 $N_o = \text{見掛けの流出路の数、}$

N_0 は 顕著な振動を生じる噴流の数でもあり、弁体構造によって、1~4 という数が決まっている。

音速領域の領域Ⅱ、領域Ⅲでも、チョークによって噴流速度は変わらないので、ピーク周波数は同様に $f_p=0.2U_{VCC}/D_j$ でカウントされる。しかし、ショックセルからマッハディスクへの間では、ピーク周波数は、攪乱対流速度とショックセル間隔の比とされている。即ち

$$f_p=0.35C_{VCC}/\{1.25D_j(M_j^2-1)^{0.5}\}$$

この周波数をベースにして、各 1/3 オクターブバンドの音響レベルは次式で計算できる。

$$L_w(f_i)=L_w(\text{over-all})-5.3-10\log_{10}[1+\{f_i/(2f_p)\}^2][1+\{f_p/(2f_i)\}^4]$$

ここで、 $L_w(\text{over-all})$ =オーバーオール音響レベル(dB)、 f_p =ピーク周波数(Hz)、

$$f_i=[i=1\sim 21]\text{バンドに対する }1/3\text{ オクターブバンド中心周波数(Hz)}$$

この式は、完全ガスの成立を前提にしているので、蒸気や石化ガスなどの有機性ガスの場合は補正を要する。

③④について。②の音響圧力場即ち音響フィールドは、弁絞り部から[6 x 有効絞り径]以降で完全に発達したものとなる。このフィールドでは、広域帯音源によって多数の高次モードの振動が励振される。この場合、特性化された**カットオフ周波数**以下では距離に応じて急激に消散し、以上では増速/減速を繰り返しながら下流に伝播する。波動解析は直管のときは可能で、その結果を用いて次の自由空間波数の式(離散関係式)が得られる。なおこの関係式は、管壁が流体に対し相対的に剛な時に有効で、例えば PVC 管 vs ガス、鋼管 vs 液体ではあやしくなる。

$$k_x=[-M_2k-\{k^2-(1-M_2)k_{mn}^2\}^{0.5}]/(1-M_2^2)$$

ここで k_x =自由空間の軸方向波数、 k =波数= ω/a_2 、 k_{mn} =固有半径方向波数、 M_2 =下流配管内のマッハ数、

この管内の波動伝播による軸方向の波数と管壁に固有の軸方向の波数が一致するとき、管壁は励振される。この場合の振動数をコインシデンス振動数という。コインシデンス振動数では音響圧力フィールドと直交する壁の曲げモーションが長い軸方向距離にわたって同位相になり、音の伝播につれて構造的に連成する。コインシデンス振動数以外では2つの波は位相ずれになり、壁を励振することはない。付図 A7 にその例を示す。多数のコインシデンスがみられ、(3,1)次モードが最も卓越して広域帯よりも 25dB も高くなっている。なお、コインシデンスは管サイズが大きくなるほど、多くなり例えば 2"パイプでは 2 万 Hz まで 6 個のピークを持つが、8"パイプでは 68 個のピークを持つ。

管壁のたわみ振動は Flugge の薄肉理論解より得られる。その結果は次の代数方程式に帰結する。

$$\begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ \delta_1 \\ \delta_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

管壁の固有振動数は、左辺の正方マトリックスを A とすれば、

$$\det.(\lambda E-A)=0$$

なる固有方程式を解いて得られる 3 つの根が固有振動数となる。A の次数 $m(1,2,3,\dots)$ について固有方程式を解けば、 (m,n) 次の固有振動数が得られる(但し $n=1,2,3$)。Flugge の理論解によるマトリックス A は、付記 A1 で与えられる。後述の Fugerlund 式は、この Flugge の解を簡易化した Kennald の解によっているが、この簡易解と Flugge 解の間には少しズレがあるらしく、

文献(3)は正確な解を求めたいときは **Flugge** 解の使用を薦めている。この管壁の固有値から得られる軸方向波数 K_x と前述の波動解析から得られる K_x を、周波数 ω を横軸にとって同じグラフにプロットすると、その交点がコインシデンスになる。付図 A8 にその例を示す。

この音響離散特性は管内音速 a_2 に反比例する波数に依存する。音速依存であることは、音響離散がガス物性とガス温度の関数になることで、コインシデンス振動数は、ガス温度が増してマッハ数がアップするにつれて増加することになる。

さて、管外では管内に比べ音響エネルギーは減少する。これはいわゆる透過損失(<0)としてカウントされる。その定義は、

$$\text{透過損失(TL)} = 10\log_{10}(\text{管外の音響エネルギー/管内の音響エネルギー})$$

透過モードは次のように分かれる。

- 1 次コインシデンス振動数以下 → エネルギー伝播は平面波[0,0]次モードでのみ生じ透過は剛性によってコントロールされる(剛性コントロール域)
- 1 次コインシデンス振動数以上 → 管壁の透過は継続するコインシデンス条件に支配され、1 種の共振現象になり質量則に支配される(質量コントロール域)

そして、剛性コントロール域 → $\angle TL \propto (1/f_2^2 - 1/f_1^2)$ 、例えば周波数が半減する度に 6dB 減少
 質量コントロール域 → $\angle TL \propto (f_2^2 - f_1^2)$ 、例えば周波数が倍増する度に 6dB 増加

振動系の解法には、古典解法、静的エネルギー解法、有限要素法、積分変換法の 4 つがあるが、古典解法と静的エネルギー法の組み合わせが扱いやすく **Fagerlund** はこの振動解法を用い、エネルギーバランスの関係から以下のような各バンド中心周波数に対する、管外表面における透過損失式を導いている。

$$L_{TL}(f_i) = 10\log_{10} \left\{ \frac{(18 \rho_s r_p^2 h \omega_i^2 \angle \omega_i) / (5 \rho_o^2 a_o^2 a_2^2 d)}{x \{ (\rho a_2 \sigma + \rho_o a_o \sigma_o + h \rho_s \omega_i \eta_s) / (\angle k_{xsi} G(M) \sigma \sigma_o) \}} \right\}$$

ここで、 $L_{TL}(f_i)$ = 各バンド中心周波数(f_i)における透過損失(dB)、

ρ_s = 管壁材料の質量密度(kg/m³)、 ρ_o = 外部流体(通常は空気)の質量密度(kg/m³)

ρ = 内部流体(圧力回復後)の質量密度(kg/m³)、

a_o = 外部流体の音速(m/s)、 a_2 = 内部流体(圧力回復後)の音速(m/s)、

ω_i = バンド数 i における中心角周波数(rad/s)、 $\angle \omega_i$ = 周波数のバンド間の幅(rad/s)

r_p = 管の内径(m)、 h = 管肉厚(m)、 σ = 内部放射効率、 σ_o = 外部放射効率、

η_s = 材料の損失係数(鋼に対し 10^{-4})、 $G(M)$ = 速度修正係数、

$\angle k_{xsi}$ = 波数の変化量(1/m)

この式は、内外のガス物性、管の径/肉厚、および各バンド間の波数の幅をパラメータにする。 $\angle k_{xsi}$ は先に求めた各コインシデンスから得られるもので、各コインシデンスの後で、中心周波数 ω_i も含む周波数バンド間で発生する、構造上の波数の変化の総和である。放射効率 σ, σ_o は、コインシデンス周波数から、そのコインシデンスがある 1/3 オクターブバンド内の上位のコインシデンス周波数までは 1 であって、それ以外は零とする。速度補正係数 $G(M)$ は次の式で与えられる。

$$G(M) = (12/M^3) \{ (1+M)/(2+M) \} [(M/2) \{ (2-M)/(1-M) \} + \ln(1-M)]$$

なお上記の式は管外表面における透過損失であるが、実際は管外面から離れた位置でカウントされるので 全透過損失としては、 $10\log(S/r_p)$ が加算される。Sは管中心軸からの距離。

[文献3には、マッハ数0で内部流体が空気の場合について1~24"/sch40~sch160の鋼管の透過損失が計算されて表になっている。また圧力/周波数/マッハ数補正式が与えられているので、別条件でも透過損失を見積もることができる。]

ANSI/ISA-S75.17の透過損失式はこのFagerlundの式に比べてかなりsimpleな形になっている。しかしそれは、おそらくFagerlund式をベースにしたものと推定される。

[Fagerlund論文については、現状、未調査。今後調べて、別途TSにまとめたい]

S.3 騒音計算について。まず、音響パワー W_a による音圧レベルは以下のように導かれる。

管内部の音の強さIは $I=P/(\rho_2 C_2)=W_a/(\pi D_i^2)$ であるから音圧 $P=\{\rho_2 C_2 W_a/(\pi D_i^2)\}^{0.5}$ が得られる。更に、音圧レベルSPLは $SPL=20\log_{10}\{P/Pr\}$ で定義されるので、この場合のレベルは、

$$L_{pi}=20\log_{10}\{\rho_2 C_2 W_a/(Pr^2 \pi D_i^2)\}^{0.5}$$

この場合、基準音圧 $Pr=2\times 10^{-5}$ であるから、次の式が得られる。

$$L_{pi}=10\log(8\times 10^8 \rho_2 C_2 W_a/D_i^2)$$

次に、外表面における全透過損失 T_{Lo} は、次のようになる。

$$T_{Lo}=T_{Lfo}-\Delta T_{Lfp}+L_g$$

ここで、 T_{Lfo} =コインシデンス周波数における透過損失(減少分)、

ΔT_{Lfp} =ピーク周波数 vs コインシデンス振動数に関する補正、

L_g =下流の流体速度に関する補正(増加分)、

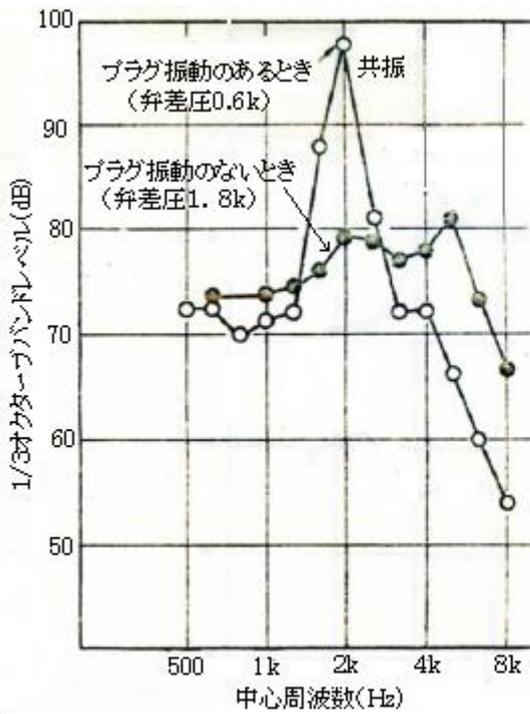
これらを、加算してオーバーオール音圧レベル L_p が得られる。

$$L_p=L_{pi}+(T_{Lfo}-\Delta T_{Lfp})+L_g$$

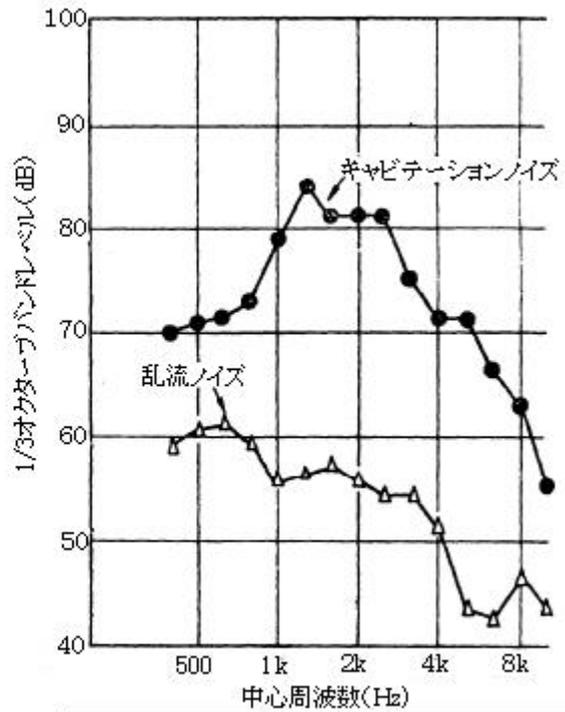
音圧レベルと音響レベルの関係は線音源の場合、 $L_a=L_p+\log_{10}r+5$ であるが、 $r=1m$ なので $L_a=L_p+5$ になる。従って、

$$L_p=5+L_{pi}+(T_{Lfo}-\Delta T_{Lfp})+L_g$$

S.4 OSHAの騒音暴露の許容値を付表A11に、また弁騒音の計測に関するISAの情報を付表A12と付図A5,A6に示す。



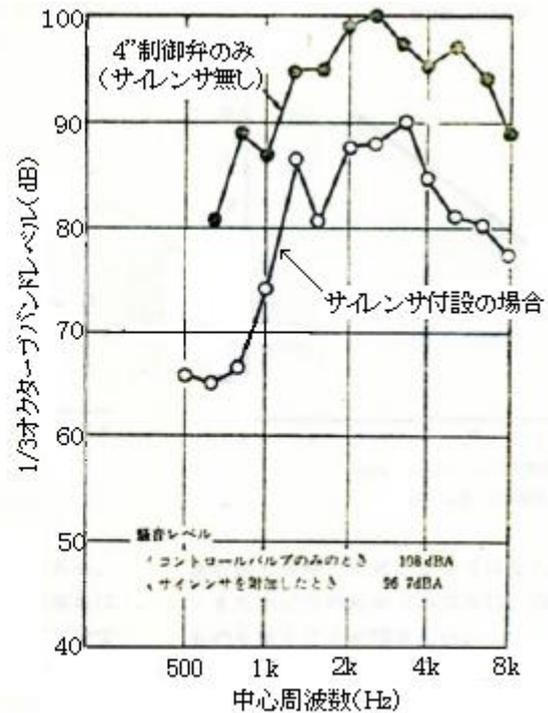
付図A1 プラグ振動の共振によるノイズピーク(例)
文献(6)より抜粋



付図A2 水力騒音の周波数分析(例)
文献(6)より抜粋



付図A3 スチーム圧力制御弁の騒音
文献(6)より抜粋



付図A4 ガス圧力制御弁のサイレンサ付設効果
文献(6)より抜粋

付表A11 OSHAにおける騒音暴露の許容値

Slow response (dBA)	1日当たりの騒音持続時間 (hr)
90	8
92	6
95	4
97	3
100	2
102	1 1/2
105	1
110	1/2
115	1/4以下

文献(6) 抜粋

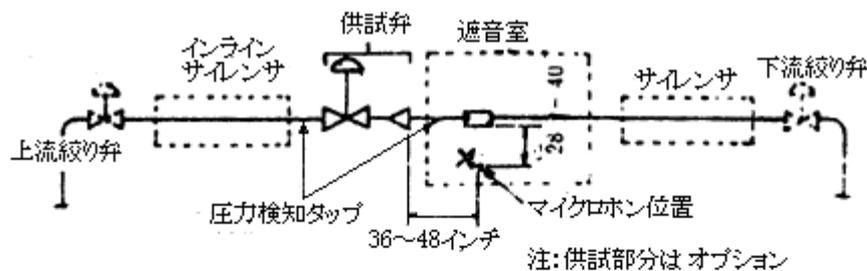
付表 A12 弁騒音測定データ項目

記録事項	実験場	実機プラント
対象弁の種類	○	○
弁上流圧力	○	○
弁前後の差圧または下流圧	○	○
弁上流側流体温度	○	○
流量	○ 精度±5%	○ 注1
流体分子量/比重	○	○
弁開度	○ 精度±1%	○ 注1
配管のサイズ/スケジュール	○	○ 上流/下流とも
配管の配置	○	○ 周囲スケッチとも
騒音レベル(SPL) 注2	○	○
周囲騒音に対する補正	防音室の性能など	○ 注3
使用計器較正 / 補正データ	○	○
マイクロホンの位置	○	○

(注1) 実機プラントにおける精度については示されない。

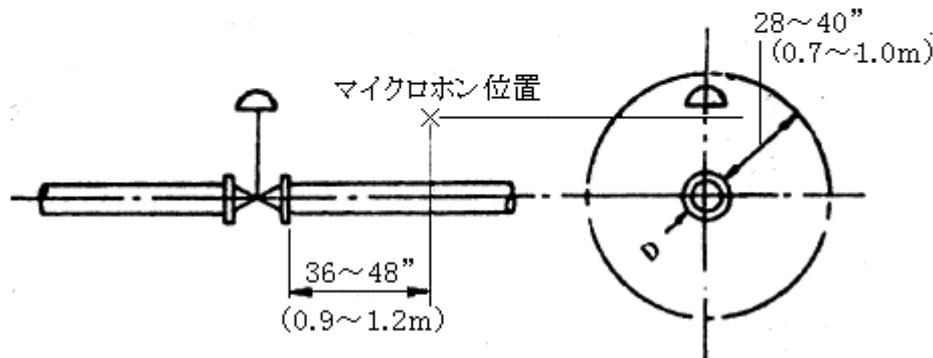
(注2) 少なくともdB(A)スケールで計測、実機プラントでは風速5m/s以下で計測するのが望ましい。

(注3) 弁以外の騒音が存在するときはANSI S1.2 Par.2-5-1にて補正する。



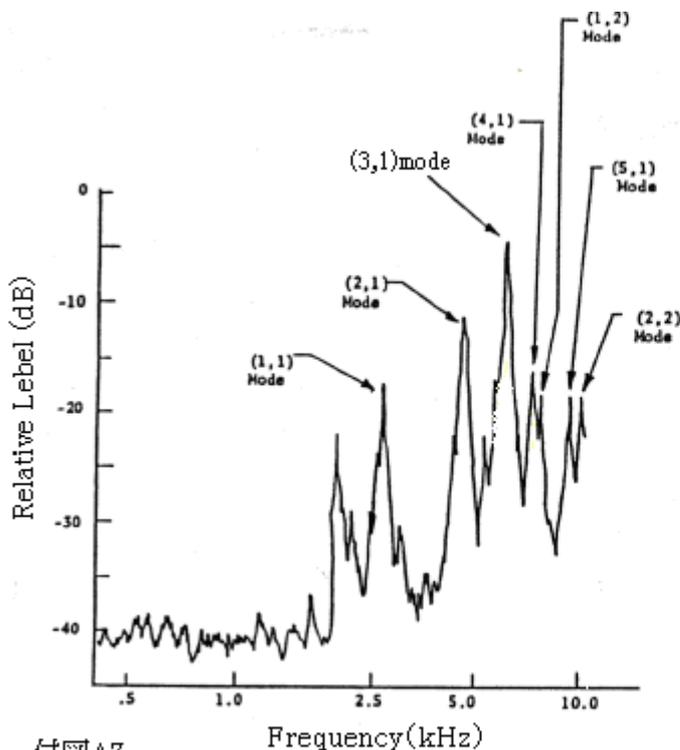
付図 A5 ISA RP59.1によるラボラトリテスト装置

文献(6) 抜粋



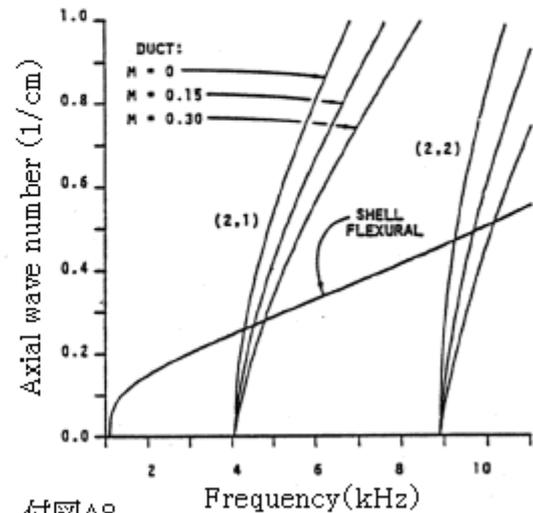
付図A6 ISA-RP59.2による実機プラントのマイクロホン位置

文献(6) 抜粋



付図A7

Fig.4 Narrow band pipe wall acceleration spectrum of 3 inch steel pipe 文献(3)より抜粋



付図A8

Fig.6 Dispersion plot for the (2,1) (2,2) modes 文献(3)より抜粋

付記A1 Appendix B

<文献(3)より抜粋>

The Terms of the Characteristics Matrix to be Solved for the Wave Frequency Mode Relationship

$$A_{11} = \left\{ -\varepsilon^2 - \left(\frac{1-\nu}{2} \right) \left[1 + \frac{\beta^2}{12} \right] m^2 \beta^2 + \Omega^2 \right\}$$

$$A_{12} = \left\{ \frac{1+\nu}{2} \right\} m \varepsilon \beta$$

$$A_{13} = \left\{ \varepsilon \beta \left(\nu + \frac{\varepsilon^2}{12} \right) - \frac{(1-\nu)^3}{24} \beta m^2 \varepsilon \right\}$$

$$A_{21} = A_{12}$$

$$A_{22} = \left\{ - \left(\frac{1-\nu}{2} \right) \left(1 + \frac{\beta^2}{4} \right) \varepsilon^2 - m^2 \beta^2 + \Omega^2 \right\}$$

$$A_{23} = \left\{ -m^2 \beta - \left(\frac{3-\nu}{24} \right) \beta^2 \varepsilon^2 m \right\}$$

$$A_{31} = \left\{ \varepsilon \beta \left(\nu + \frac{\varepsilon^2}{12} \right) - \left(\frac{1-\nu}{24} \right) \beta^3 m^2 \varepsilon \right\}$$

$$A_{32} = A_{23}$$

$$A_{33} = \left\{ -\beta^2 \left[1 + \frac{\beta^2}{12} (1 - 2m^2) \right] - \frac{1}{12} (m^2 \beta^2 + \varepsilon^2)^2 + \Omega^2 \right\}$$

記号説明:

$\varepsilon = hkx$

$\beta = h/r$

$\Omega = \omega h [\rho(1-\nu^2)/E]^{0.5}$

$h =$ 肉厚(m)

$kx =$ 軸方向波数(1/m)

$r =$ 円筒座標の半径方向寸法(m)

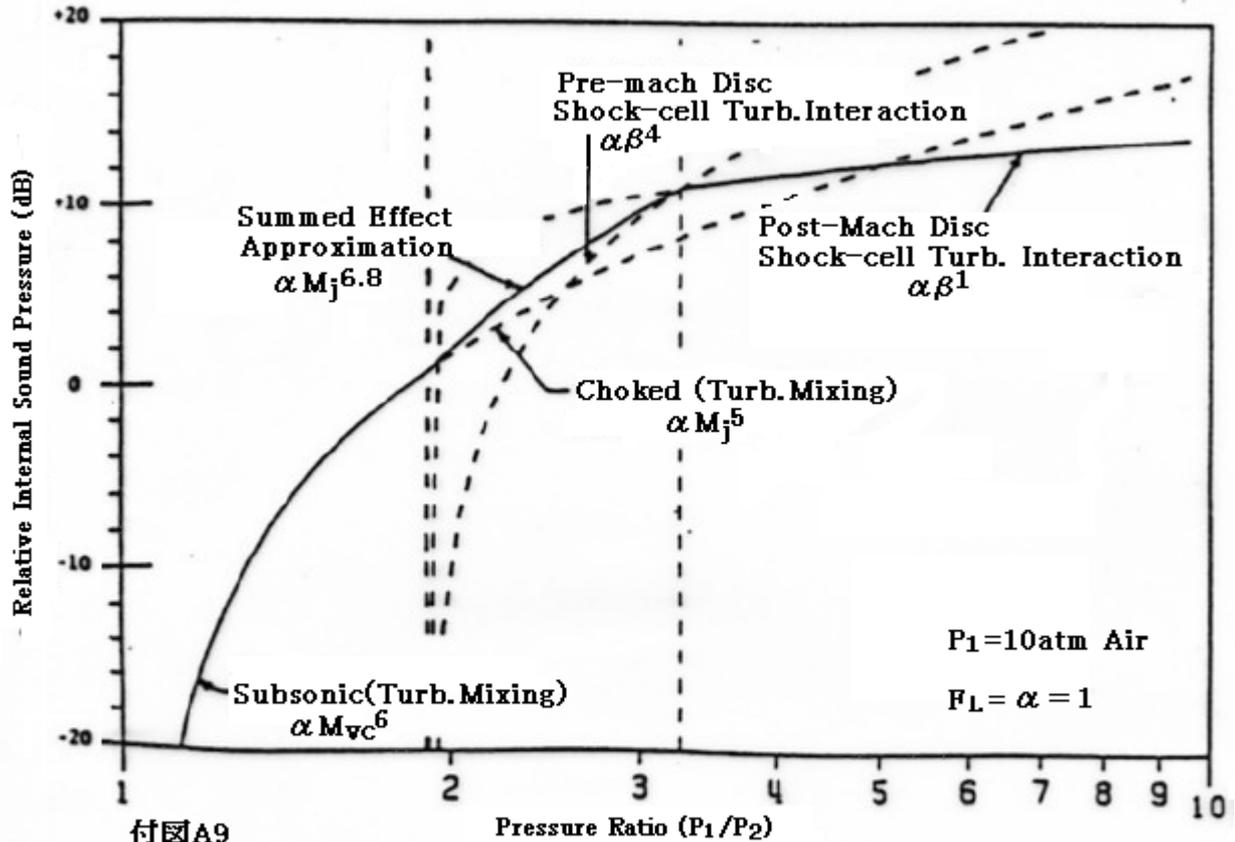
$\nu =$ ポアソン比

$E =$ 縦弾性係数(N/m²)

$m =$ 円周方向のモード次数

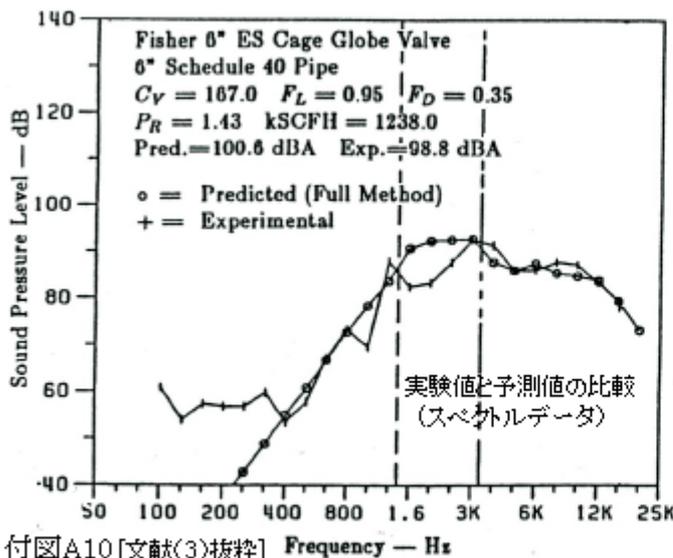
$\rho =$ 壁材の質量密度(kg/m³)

$\omega =$ 角周波数(rad/s)



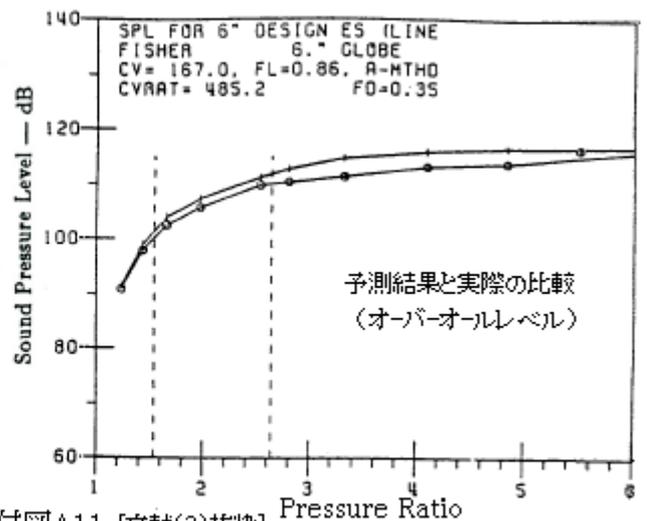
付図A9

Fig.3 Dependence of internal sound level on flow regime: turbulence, shock-turbulent Intersection mechanisms 文献(3)抜粋



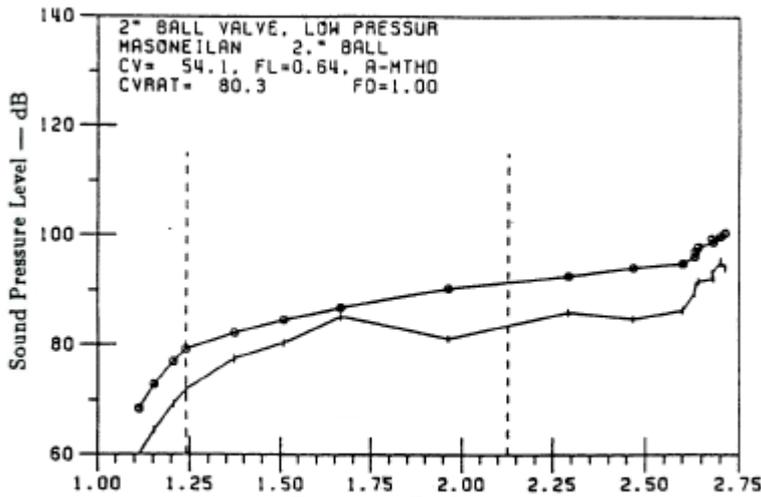
付図A10 [文献(3)抜粋]

Fig.7 One-third octave sound pressure levels at 3ft from pipe wall for 6 inch cage-globe



付図A11 [文献(3)抜粋]

Fig.8 Over-all sound pressure level comparison for a 6 inch Ccage globe valve at 3ftx3ft position



付図A12【文献(3)抜粋】 Pressure Ratio
 Fig.9 Overall sound pressure level comparison for a 2" semi-spherical ball valve at 3ftx3ft position

添付・乱流流れ($Re_v > 10^4$)の 圧縮性流体の C_v 計算 (IEC60534-2-1 ベース)

亜音速条件 $X < F_\gamma X_{T^*}$ の場合: $C_v = \{W / (0.948 F_p P_1 Y)\} \{T_1 Z / (X M)\}$

音速条件 $X \geq F_\gamma X_{T^*}$ の場合: $C_v = \{W / (0.632 F_p P_1)\} \{T_1 Z / (F_\gamma X_{T^*} M)\}$

$$F_p = [1 + \{(\sum \zeta / 0.00214) (C_v / d^2)^2\}]^{-0.5} \quad \text{-----[注 1]}$$

$$\sum \zeta = 0.5 \{1 - (d/D_1)^2\}^2 + \{1 - (d/D_2)^2\}^2 + \{1 - (d/D_1)^4\} - \{1 - (d/D_2)^4\}$$

$$Y = 1 - X / (3 F_\gamma X_{TP})$$

$$X_{TP} = (X_T / F_p^2) / \{1 + (X_T \zeta_i / 0.00214) (C_v / d^2)^2\} \quad \text{-----[注 1]}$$

$$\zeta_i = 0.5 \{1 - (d/D_1)^2\}^2 + \{1 - (d/D_1)^4\}$$

ここで、 X =圧力降下比(= $\Delta P / P_1$)、 W =質量流量(kg/hr)、 T_1 =弁入口流体温度(K)

ΔP =差圧(kPa)(= $P_1 - P_2$)、 P_1 =弁入口圧力(abs.)(k Pa)、 P_2 =弁出口圧力(abs.)(kPa)

X_{T^*} =圧力降下比係数(レディーサ無しの時 X_T 、レディーサ付きのとき X_{TP})

X_T =弁単体の圧力降下比係数(-)[注 2]、 X_{TP} =レディーサ付き弁の圧力降下比係数(-)

F_γ =比熱比係数(= $\gamma / 1.4$)、 γ =比熱比(-)

F_p =配管形状係数(-)、 Y =膨張係数(-)、 M =モル重量(分子量)(kg/kmol)

Z =気体の圧縮係数(対臨界圧力比 P_r -対臨界温度 T_r の関係図より)

d =弁内径(mm)、 D_1 =入口配管内径(mm)、 D_2 =出口配管内径(mm)

$$Re_v = \text{弁レイノルズ数} = [76000 F_d Q] / \{ \nu (C_v F_L)^{0.5} \} \{ F_L^2 C_v^2 / (0.00214 D^4) + 1 \}^{0.25}$$

F_d =バルブ形状修正係数-単座弁/ボール弁のように1流路の場合は1.0

-複座弁/バタフライ弁のように2流路の場合は0.7

Q =体積流量(m^3/hr)、 ν =動粘度(m^2/s)、 D =弁口径(mm)、 F_L =圧力回復係数

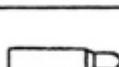
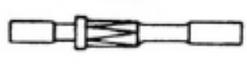
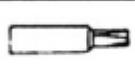
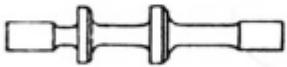
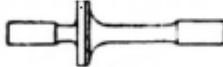
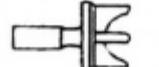
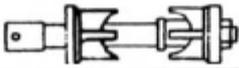
[注 1] 前後レディーサ無しの場合、 $d \doteq D_1 \doteq D_2$ なので、 $F_p = 1$ 、 $X_{TP} = X_T$ になる。

[注 2] 空気における限界点(チョークポイント)での圧力比で、これ圧力比を上げてても流量は増加しない。XT値はIEC60534-2-3による試験を行って求められる。

メモ： Re_v に C_v が含まれるので本質的に反復計算。ただ通常、 $Re_v > 10^4$ なので、前後レディーサのない制御弁では特に試行なく計算できる。 Re_v は後でチェックすればよい。レディーサ付きの絞られた制御弁の場合は F_p 、 X_{TP} に C_v が含まれるので、 C_v 値を仮定した反復計算になる。

内弁の形状と用途

IPC計装ハンドブック抜粋

分類と名称	略 図	用 途	
V ポ ー ト	複座 トップ& ボトムガイド		(1) 負荷設定点の変動が大きい場合 (2) 制御感度をよくしたい時 (レンジアビリティが50以上) (3) 大口径の弁用(内弁重量が軽いから) (4) 繊維分/スラリーなどを含む流体、高粘度/高温/高差圧流体には不適
	単座 トップ& ボトムガイド		
	単座 スカートガイド		
コ ン タ ー ド	複座 トップ& ボトムガイド		(1) 繊維分、スラリーなどを含む流体 (2) 高粘度流体 (3) 高温、高差圧流体 (4) レンジアビリティは約30 (5) 硬化型内弁可能 (ステライトなどの被覆)
	単座 トップ& ボトムガイド		
	単座 トップガイド		
ピ ス ト ン 形	単座 トップ& ボトムガイド		Vポートとごいたい同一の用途、但し25mm(1インチ)以下の小サイズ弁用
	単座 トップガイド		
デ イ ス ク	複座 トップ& ボトムガイド		(1) オンオフ動作用
	単座 トップ& ボトムガイド		
	単座 弁座ガイド		
	合流形 三方弁用(1)		
	分流形 三方弁用(1)		
ケ ー ジ	複座 スカートガイド		(1) ソフトシートでは完全閉止も可能 (2) 高差圧サービスにも適する。

引用テキスト文献：

- (0) ANSI/ISA-S75.17-1991 「Control Valve Aerodynamic Noise Prediction」
- (1) 「工業熱力学 基礎編」 谷下市松 第10章
- (2) 「IPC 計装ハンドブック(IPC-DBJ-02-91Y)」 プロセス計装制御技術協会
- (3) 「A Theoretically Based Valve Noise Prediction Method for Compressible Fluids」
by G.Reethof and W.C.Ward (July 1986 Vol 108 Journal of Vibration ,Acoustic, Stress, and
Reliability in Design)
- (4) 「How to estimate aerodynamics valve throttling noise : a fresh look」 by D. Baumann et-al
(ISA 1982 ISBN 0-87664-702-6)
- (5) 「調節弁の騒音対策」 本山製作・三浦 (配管技術 '80.4.)
- (6) 「コントロールバルブの騒音とその対策」 山武ハネウエル・田代 (配管技術 '75.3.)
- (7) 「調節弁の騒音とその対策」 ニイガタネーソン・須藤 (配管技術 '77.1.)
- (8) 「弁騒音対策と低騒音弁」 山武ハネウエル・酒田 (配管技術 '88.9.)
- (9) 「コントロールバルブにおける騒音対策」 日本フィッシャ・国府田 (配管技術 '88.9.)
- (10) 松尾「圧縮性流体力学－内部流れの理論と解析」 (理工学社)

ANSI/ISA-S75.17 に記載される引用文献リストを下記に示す。

APPENDIX A References

- | | |
|--|---|
| <p>Lighthill, M. J., "On Sound Generated Aerodynamically: I. General Theory," <i>Proceedings of the Royal Society of London</i>, 211A (London, 1952), pp 564-587.</p> <p>Powell, A., "On the Mechanism of Choked Jet Noise," <i>Proc. Phys. Soc. London</i>, Sect. B., 66: 1039-57 (1953).</p> <p>Lighthill, M. J., "Jet Noise," <i>AIAA Journal</i>, 1, 150701517, July 1963.</p> <p>Fowcs Williams, J. E., and Hawkins, D. L., "Sound Generation by Turbulence and Surface in Arbitrary Motion," <i>Philosophic Transactions of the Royal Society of London</i>, Ser. A., 264 (London, 1969), pp 321-342.</p> <p>Baumann, H. D., "On the Prediction of Aerodynamically Created Sound Pressure Level of Control Valves," ASME Paper WM/FE 28, December 1970, p. 2.</p> <p>Fagerlund, A. C., and Chow, D. C., "Sound Transmission through a Cylindrical Pipe Wall," <i>ASME Journal of Engineering for Industry</i>, Vol. 103, November 1981, pp 355-360.</p> <p>Shea, Allen K., "A Comparative Study of Sound Level Prediction Methods for Control Valves," Master of Engineering Report, The Pennsylvania State University, Behrend Campus, Erie, PA, August 1982.</p> | <p>Baumann, H. D., "Coefficients and Factors Relating to Aerodynamic Sound Level Generated by Throttling Valves," <i>Noise Control Engineering Journal</i>, Vol. 22, No. 1, January 1984, pp 6-11.</p> <p>ANSI/ISA-S75.01-1985, Flow Equations for Sizing Control Valves, Instrument Society of America, Research Triangle Park, NC 27709.</p> <p>Ward, W. C., and Reethoff, G., "Graphical Implementation of a Fundamentals-Based Method of Aerodynamic Control Valve Noise," American Society of Mechanical Engineers Conference on Pressure Vessels and Piping, <i>Proceedings</i>, Vol. 2, June 24-26, 1985.</p> <p>Reethoff, G., and Ward, W. C., "A Theoretically Based Valve Noise Prediction Method for Compressible Fluids," <i>Journal of Vibrations, Acoustics, Stress, and Reliability in Design</i>, ASME, July 1986, 00329.</p> <p>Baumann, H. D., "A Method for Predicting Aerodynamic Valve Noise Based on Modified Free Jet Noise Theories," ASME Paper 87-WA/NCA-7 28, December 1987.</p> |
|--|---|