

【整番】EE-01-RP-001	【標題】気体配管の騒音の簡易推算方法
分類：環境(騒音)／種別：推奨指針	作成年月：H17.6／改訂：Ver0.0 (H18.7) 作成者：N.Miyamoto

全 10 枚

## 1. はじめに

配管内の流れでは、乱流や剥離によって流体音が発生し、管壁を透過して騒音になる。この配管騒音の予測方法としては Seebold の文献式<sup>(1)</sup>が最もよく用いられているのでこれを紹介する。

なお、Seebold の式は、液体配管に対し過剰な騒音をカウントする嫌いがあるので、ここでは適用をラギング(減音被覆材)無しの気体配管に限るものとする。圧力・温度の制限は特にない。

## 2. 推 定 式

Seebold 文献に基づく配管騒音式は次のようである<sup>(2)</sup>。

$$L_p = 40 \log_{10} U + 20 \log_{10} \rho + 20 \log_{10} K - 10 \log_{10} [(T/D)(1 + 1.83/D)] - 51 \log_{10} [(F_c/F_r)(1 - F_c/F_r)] + S - 3.5$$

ここで  $L_p$  = 配管表面から 1m での音圧レベル (dB A)

$U$  = 管内平均流速 (m/s)、 $\rho$  = 流体密度 (kg/m<sup>3</sup>)、

$K$  = 配管径の 10 倍当たりの区間の総損失係数 =  $\Sigma k$

( $k$  は管路構成要素の圧損係数、表 1 に代表的なものを示す。)

$T$  = 配管肉厚 (m)、

$D$  = 配管内径 (m)、

$F_c$  = オクターブバンド中心周波数 (Hz)、

(31.5、63、125、250、500、1k、2k、4k、8k)のうちピークとなるもの

$F_r$  = リング周波数 (Hz) =  $0.305 \times 5400 / D$  (金属に対し)

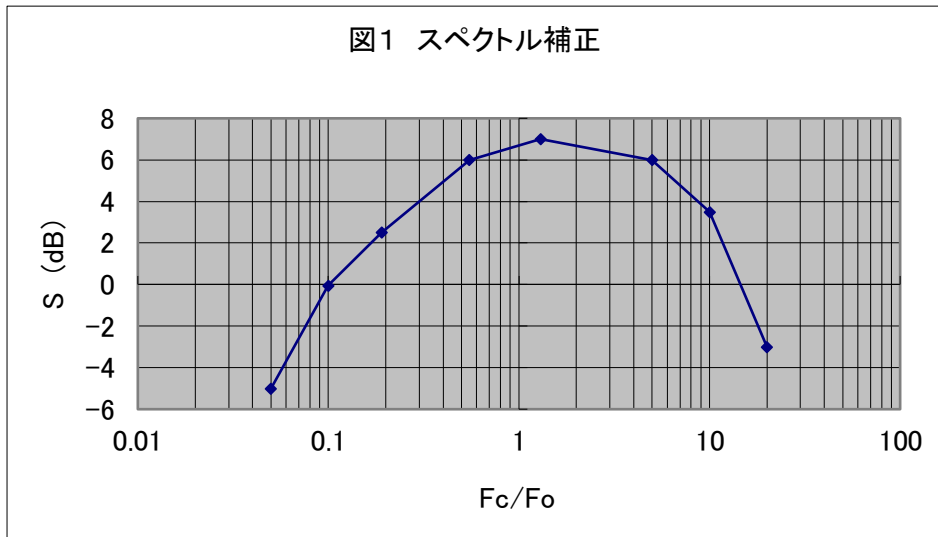
$F_o$  = ストローハル周波数 (Hz) =  $0.2U/D$

$S$  = スペクトル補正值 (dB) (図 1 による)

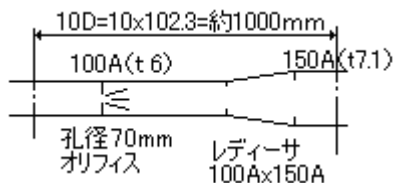
表 1 管要素の損失係数

管要素	損失係数 k		
直管	0.12		
エルボ 45°	ねじ込み：0.42	溶接(R/D=1.0)：0.29	溶接(R/D=1.5)：0.21
エルボ 90°	ねじ込み：0.92	溶接(R/D=1.0)：0.45	溶接(R/D=1.5)：0.33
エルボ 180°	ねじ込み：2.00	溶接(R/D=1.0)：0.60	溶接(R/D=1.5)：0.43
ティ(ネジ込み)	支流：1.8 本流：0.5		
ティ(溶接)	支流：1.4 本流：0.4		
レディーサ(縮小)	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> =0.3)：0.25	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> =0.5)：0.17	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> =0.7)：0.07
レディーサ(拡大)	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> =3.0)：0.80	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> =2.0)：0.56	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> =1.25)：0.10
急縮小	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> =0.1)：0.48	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> =0.33)：0.41	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> =0.8)：0.12
急拡大	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> =10)：0.98	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> =3.0)：0.79	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> =1.25)：0.12

D<sub>1</sub>=入口径、D<sub>2</sub>=出口径 R=曲げ半径



#### 4. 計算例



上図のようにオリフィスとレヂューサを含む低圧蒸気配管(金属製)の騒音を推定せよ。なお蒸気比重量 1.1、流速  $U=60\text{m/s}$  とする。

\*\*\*\*\*

対象 1 m 区間の構成要素の圧損を求める。

$$\text{オリフィス：沖の式 } k = (1/m - 1)(2.75/m - 1.56) = (1/0.49 - 1)(2.75/0.49 - 1.56) = 4.22$$

$$\text{ここで } m = \text{開口面積比} = (d/D)^2 = (70/100)^2 = 0.7^2 = 0.49$$

$$\text{レヂューサ：表 1 より } k = 0.56 - (1.5 - 1.25)/(2 - 1.25) \times (0.56 - 0.1) = 0.41$$

$$\text{ここで } (D_2/D_1) = (1.5/1) = 1.5$$

$$\text{直管：表 1 より } k = 0.12 \text{ (安全側)}$$

$$\text{従って } K = 4.22 + 0.36 + 0.12 = 4.7$$

$$\text{次にリング周波数は } Fr = 0.305 \times 5400 / 0.1 = 16470 \text{ Hz}$$

$$\text{オクターブバンド中心周波数は、既存配管の計測例より } F_c = 1000 \text{ Hz}$$

$$\text{ストローハル周波数は } F_o = 0.2 \times 60 / 0.1 = 120 \text{ Hz} \rightarrow F_c/F_o = 2000/120 = 16.7 \rightarrow \text{図 1 より } S = \text{約 } 0 \text{ となる。}$$

以上より、

$$\begin{aligned} L_p &= 40 \log_{10} U + 20 \log_{10} \rho + 20 \log_{10} K - 10 \log_{10} [(T/D) (1 + 1.83/D)] - 5 \log_{10} [(F_c/F_r) (1 - F_c/F_r)] + S - 3.5 \\ &= 40 \log_{10} 60 + 20 \log_{10} 1.1 + 20 \log_{10} 4.7 - 10 \log_{10} [(0.006/0.1) (1 + 1.83/0.1)] \\ &\quad - 5 \log_{10} [(2000/16470) (1 - 2000/16470)] + 0 - 3.5 \\ &= 71.1 + 0.8 + 13.4 - 0.6 + 4.9 + 0 - 3.5 = 86.1 \text{ dB(A)} \end{aligned}$$

基準 85dB を若干上回る騒音が予想される。

## 【 解 説 】

(1) ここで採用した Seebold の式は文献(1)にでてくる。他に対抗できる有力な式がなくまた実際と大きく違わないためか、騒音関係資料でよく採用されている。なお、Seebold の式はもともと ft-lb 単位であるが、機械騒音ハンドブックでは kg·m 単位に換算して記載しているので本 TS でもこれを使った。なお文献(1)については末尾に要訳を付けたので参照されたい。

式としては比較的シンプルで、基本的に配管から放射される音響パワーは圧力降下の 2 乗に比例するという考えに由っている。最初の【 $40\log_{10}U + 20\log_{10}\rho + 20\log_{10}K$ 】が圧力降下による放射エネルギーを表し、次の【 $-10\log_{10}[(T/D)(1+1.83/D)] - 5\log_{10}[(Fc/Fr)(1-Fc/Fr)]$ 】が放射の際の透過損失を表し、残余部分が調整部分になっているようである。ただ、透過損失については式の背景がわからない。

とにかく文献自体には殆ど何も示されていないので単なる推理になってしまうが、この式は次のようにして導かれたのではないか？

管路における音響エネルギー(P)を次のようにおく。

$$P = g Q = g \times \eta \times (KU^2/2g) \times (\gamma U A_p) = 0.5 \eta \gamma K U^3 A_p$$

ここで P=音響エネルギー(W)、Q=損失仕事量 (kg·m/sec)、 $\eta$  = 音響効率、g=重力加速度(9.807m/s)  
K = 区間 L の圧力損失係数、U=流速(m/s)、 $\gamma$  = 流体比重量(kg/m<sup>3</sup>)、 $A_p$ =管断面積(m<sup>2</sup>)

音の強さ I は  $I = P/A_o$  であるから

$$I = 0.5 \eta \gamma K U^3 (A_p/A_o) \quad (W/m^2) \quad \text{ここで } A_o = \text{伝音面積}(m^2)$$

この場合、音圧レベル  $L_p$  は次のようになる。ただし、音圧  $p = I / U$  (pa) とする。

$$L_p = 20 \log_{10} [p / 2 \times 10^{-5}] = 20 \log_{10} [\gamma K U^2 (A_p/A_o) (0.5 \eta / 2 \times 10^{-5})]$$

ここで管壁の透過率を  $1/\eta_o$  とすれば上式は

$$L_p = 20 \log_{10} [\gamma K U^2 \{0.5 \eta / 2 \times 10^{-5} / \eta_o / (A_o/A_p)\}]$$

なお、 $A_o/A_p = \pi D L / (\pi D^2/4) = 4(D/L)$ 。なお D=口径、L=基準管長さである。

これを变形して次式をうる。比較として下に Seebold の式を併記する。

$$L_p = 40 \log_{10} U + 20 \log_{10} \gamma + 20 \log_{10} K - 20 \log_{10} \{ \eta_o / (4 D/L) \} + 20 \log_{10} (0.5 \eta / 2 \times 10^{-5})$$

$$\text{【 } L_p = 40 \log_{10} U + 20 \log_{10} \rho + 20 \log_{10} K - 10 \log_{10} \{ (T/D) (1+1.83/D) \}$$

$$\quad \quad \quad - 5 \log_{10} \{ (Fc/Fr) (1-Fc/Fr) \} + S - 3.5 \text{】}$$

この式の第 1-3 項(流体項)は Seebold 式のそれと合致している(但し  $\gamma \rightarrow \rho$  表記変更)。また第 4-5 項 即ち(透過損失+定数)項は、Seebold 式 第 4-7 項に該当する。導入式の第 4 項の透過損失分は通常(肉厚 T)、(D による補正分)、(壁の振動特性 Fc、Fr)の各パラメータを含む筈であるから、多分これは Seebold 式の第 4、5 項に該当するような気がする。導入式で用いている  $\eta$  式 及び  $\eta_o$  式(ないし数値)が判るなら、導入式を Seebold 式にもっと近づけることができるだろう。

(2) Seebold の式を、液体流れに適用すると比重量  $\gamma$  によって騒音がかなり高くなる。例えば水配管で流速が 4m/s あるときは、 $40 \log U + 20 \log \gamma = 40 \log 4 + 20 \log 1000 = 24 + 60 = 84 \text{dB}$  になり、薄肉大径管では透過損失が殆どないため比重量と流速だけで容易に 85dB を越えてしまい現実的でない。従って通常、この式は液体流れには用いられず蒸気配管や排ガス配管に使用されているようである。ここでも気体流れに適用を限定している。

(2) 式の成り立ちはともかくとして、計算パラメータ設定上の注意点を多少説明しておく。

総損失係数  $K$  は 10D 区間にある管要素の圧力損失係数  $k$  の合計値である。この場合、各圧力損失係数は

$$k = \Delta P / (0.5 \rho U^2)$$

で定義されるものである。従って  $k$  と  $U$  は必ずセットになる。たとえば急拡大管では

$$\Delta P = k \times (0.5 \rho U_1^2) = \{1 - (A_1/A_2)\}^2 \times (0.5 \rho U_1^2)$$

従って、騒音計算では入口流速  $U_1$  を  $U$  に、 $\{1 - (A_1/A_2)\}^2$  を  $k$  に割り当てて計算する。もし出口流速  $U_2$  を  $U$  に用いるなら  $k$  はこれと異なってくるので注意すること。なお、表 1 の  $D_2/D_1 = 10$  の急拡大では  $k = 0.98$  になっているが、これは  $U_1$  基準の圧損係数、

$$k = \{1 - (A_1/A_2)\}^2 = \{1 - (1/10)\}^2 = 0.98$$

と合致するので、 $U$  には入口流速  $U_1$  を用いることになる。一方、表 1 の急縮小では  $k$  は出口流速  $U_2$  に拠っているので、 $U$  には出口流速  $U_2$  を用いなければならない。またこれに連なる他の要素も  $U_2$  基準にする必要がある。なお、表 1 の圧損係数は代表例を示す。これ以外の要素(たとえばオリフィスや弁)であっても  $k$  を設定できるが、必ず  $U$  と対応して定義されたものでなければならない。なお、絞られた弁では、発生騒音は殆ど弁騒音に依存するので、弁騒音式を用いてラインの騒音を計算した方がよい。

(3) オクターブバンド中心周波数  $F_c$  は、

1/1 オクターブバンド : (31.5, 63, 125, 250, 500, 1k, 2k, 4k, 8k)Hz

の中から、当該配管で予想されるピーク周波数を選ぶ。弁のない配管騒音は、文献(1)の Fig.1 からみてあまり大きくはない。調節弁などがあると 2/4/8 kHz 程度になる。なお、Log を用いているので  $(F_c/F_r) < 1$  とし、 $(F_c/F_r) \geq 1$  では  $(F_c/F_r) = 1$  にべきである。???

( Seebold 式には、このように配管騒音の予想される卓越周波数  $F_c$  が含まれ、これによって全体騒音がある程度調整できるようになっており、巧妙である? )

(4) リング周波数  $F_r$  は管材の弾性波が管断面を 1 周するときの周波数とおもわれる。文献(1)では金属管について  $【5400/D】$  としているので、これを単位補正して  $【0.305 \times 5400/D】$  して使う。ただ FRP 管のような非金属管では、伝播する弾性波がヤング率に比例するところから、

$$F_r = (E_{nm}/E_m)(0.305 \times 5400/D)$$

ここで  $E_{nm}$  = 非金属材のヤング率 (kgf/cm<sup>2</sup>)、 $E_m$  = 鋼材のヤング率 (2x10<sup>6</sup> kgf/cm<sup>2</sup>) とスライドする。



弾性波伝播

(5) ストローハル周波数  $F_0 (= 0.2U/D)$  は 補正值  $S$  を求める際に使用する。もともとこれは管内の乱流境界

層の強さを表すものと思われる。ストローハル周波数( $F_0$ )が騒音の卓越周波数( $F_0$ )に漸近する場合は圧力降下の影響に乱流の影響が重なり騒音分布のピークが増加するので、これを補正するのが  $S$  の役割と思われる。 $S$  の後につく【-3.5】は原式の ft-lb 単位を kg-m 単位に変換するとき生じたものである。

(6) 配管の透過損失の扱いなどに不明が残る。これをクリアにして更にラギング施工配管に式を拡張して行きたい。また、液体配管の騒音式についても情報を集めてゆく予定である。

(引用文献)

(1) James G. Seebold 「Smooth piping reduces noise—fact or fiction」

(Hydrocarbon Processing Sept.1973)

(2) 日本機械学会編「機械騒音ハンドブック」(産業図書) 4.1.4 配管騒音

## 添 付 (要 訳)

滑らかな配管は騒音が少ないというのはホンマか？

**Smooth piping reduces noise—fact or fiction by James G. Seebold**

(Hydrocarbon Processing Sept.1973)

騒音抑制上、配管設備のレイアウト殊にバルブマニホールドで“滑らかさ”が重要だろうか？  
結論的にプロセスプラントでは滑らかさを追求した特別な設計はあまり必要ではない。

**配管系の騒音**はその大半が制御弁若しくは高速マシンから発生する。これに比べれば、もっとマイルドな不連続部分(ベンド、ティ、スウェージなど)から生じる流れの騒音はこれに比べれば無視できる。弁騒音が支配的な場合は、バルブマニホールドや後流配管の滑らかさは余り重要ではない。

プロセスプラント配管のガス流れは通常亜音速である。**放射される音響パワーは圧力降下の2乗に比例し、振動数は圧力降下の√に比例する**。それ故かなりの圧損を伴う亜音速の制御弁はベンドやティなどに比べればはるかに騒音が著しくなる。また、振動数にもかなりの差があり、制御弁のほうが非常に高くなる。チョークしている弁では更にこの傾向が著しい。

一般には騒音問題を排除する上で弁の出口 FLG で約マッハ 0.3 の流速に押さえる手法がとられている(\*1)。これは配管の滑らかさとどう関わるのだろうか？

もし、このマッハ 0.3 の制限が、動圧変化に関する流速制限と意味するなら、配管不連続部の静圧変化にも同じ制限が課されるだろう。

賢明な君なら、マッハ制限と等価な圧損制限はライン圧力の約5%であることに気づくだろう。換言すれば、フィッティングロス約 10x 速度水頭を越えてはいけないということになる。もっとも、標準的なフィッティングロスめったに 1x 速度水頭を越えることはないが.....

流れに関する限り騒音の発生は動圧に関係している。これは、乱流の強さ、ひいては乱流境界層の変動圧力レベルを左右する。**流速(ft/s)が、ガス/2 相流に対しておよそ 100x√比容積、液に対して 30 ft/s を越えない限り(\*2)、騒音は殆ど問題にならないというのが基本則である**。実際、標準的な配管で、この流速を越えることは殆どない。

**損失係数**。事実、配管の不連続部に生じる騒音はフィッティングの損失係数に関連付けられる。従ってある条件下で損失係数の減少(即ち滑らかさの増加)による騒音の減少が予測される。しかし、これはフィッティングの騒音が支配的な場合に限り通常はそうはならない。

不連続部から放射される音響パワーはほぼ圧力降下の自乗に比例するので、 $\Delta P = K \times 0.5 \rho V^2$  の関係から、騒音の発生は損失係数の自乗に比例する。例えば、面積変化部分に発生する騒音はその角度に影響され、急変化(90°)の場合に比べ、緩変化 15° では約 10dB の騒音が下がる。しかし、これが支配的騒音源になることがあるのだろうか？

周知のように、広範な流況で、噴流から生じる騒音はストローハル数~0.2に幅広いエネルギーピークを

持っている。その周波数は  $f=0.2V/D$  ( $V$ =噴流速度  $f/s$ ,  $D$ =噴流径) となる。マッハ 0.3(現在大半の配管コードで許容されている Max 値)の弁出口流速(\*4)では出口噴流によって 125Hz オクターブバンド(\*3)のピーク騒音が出る。通常配管流速はマッハ 0.3 以下であるから発生音の周波数は 100Hz ぐらいになるだろう。所がプロセスプラントの配管から聞こえる騒音は通常 2000~4000Hz のレンジにある。言い換えると、通常、耳にするプラント騒音は配管の滑らかさでは解決できない音なのだ。

ある大手の弁メーカーのテストでは、制御弁の後に 15° の拡管をつけても、殆どの場合、顕著な変化は見られないことが判っている。一方、他のテストによれば、空気を大気に放出する 15° ディフューザでは噴流騒音のレベルが大きくなり、15° ディフューザが噴流を減らす上で効果があるという通念と矛盾している。

**渦と表面の相互干渉。** 非常に高い圧力比を除き、制御弁の発生騒音の支配メカニズムはその他の不連続部と同じように、渦と表面の相互干渉によるものと思われる。従って放射効率はあまり変わらず、発生騒音は狭い通路を通る高速流の機械パワーの 1~2 乗に比例することが予想される。一定の質量流れではこれは流速の 2~4 乗にあたる。チョーク弁(マッハ 1)とその出口+後流配管を比べてみよう。マッハ 0.3 の配管に対して、弁で生じる音響パワーは  $(1/0.3)^2 \sim 4$ 、ほぼ 10~100 倍である。通常の配管はマッハ 0.3 以下なのでもっと倍率が大きい。

発生する騒音は純粋な音波として伝播する。これは 15° 緩拡よりもむしろ端反射や乱流拡散によって局所的な音の消散が増加する急拡の方が良いということを暗示している。事実、これは、幾つかのダクト伝播の予備的な研究の中に見受けられる。

以上の理由から弁の騒音が支配的になる時は、滑らかに配管形状を設計しても騒音制御に効かない。それは弁下流の圧損を減らすのが、騒音に関する限り、下流の乱流の強さをあるレベルに押さえることはできない。

**静かな弁。** Fig 1 は標準的な 6" ケージトリム弁を特殊な低騒音弁設計に変更した時の結果を示す。標準弁は急縮/急拡の損失によってエネルギーを消散する。一方、低騒音弁設計では速度ヘッドの減少や粘性損失でエネルギーを消散するように振れ曲がった通路を用いている。Fig 1 の弁は 1000~250psig/100° F/モル重量 12 の HC ガス 18MMscfd を通す。Fig1 の before curve は、スタンダードな制御弁の典型的な音響スペクトルを示している。 実際、このような使用条件では、そのスペクトルはオーバーオールな弁騒音予測のため公表された図表を用いスペクトル分布の補正を行なうことで評価できる。標準弁は殆ど間違いなくその予測どおりの騒音をだす。Fig1 の after curve は低騒音弁の効果を示している。騒音のピークはなくなっている。オーバーオールな騒音は 100dB から 85dB まで落ちる。しかし低周波数のレベルは変わらない。この域の音は配管系の流れによるものである。大半の制御弁の騒音計測では、流れ騒音は、概してその騒音レベルは低周波数域で緩やかに上昇することが知られている。

**流れ騒音の見積り。** 配管の流れによって生じる騒音の見積もりには次の方法がある。乱流境界層の圧力の揺らぎは直接管壁に作用して音の反射が起こる。基本的にこの方法は一様なストレートパイプ内の十分に発達した乱流境界層の圧力変動から生じる騒音を見積もるもので、局所的な不連続部については損失係数補正を適用する。

$$\text{SPL}=40\log U+20\log \rho+20\log K-10\log [(T/D)(1+6/D)]-5\log [(F_c/F_r)(1-F_c/F_r)]+S$$

(JSME 便覧式はこの式を kg·m 単位系にしたもの。

ただし、 $U$  = 流速 (ft/s)、 $\rho$  = 流体密度 (lbs/ft<sup>3</sup>)、 $K$  = 10D 長さ区間の圧力損失係数、

$T$  = 管肉厚 (ft)、 $D$  = 管径 (ft)、 $F_c$  = オクターブバンド中心周波数 (Hz)、  
 $F_r$  = 管のリング周波数 (Hz) (鋼の場合  $5400/D$ )、  
 $F_o$  = 流れのストローハル振動数 ( $=0.2U/D$ )、 $S$  = Fig 2 のスペクトル補正 (dB)

この式は配管が  $10D$  長さのセグメントから構成されていると考えている。全損失係数  $K$  は、対象セグメントから漏れる騒音(但し壁から  $3ft$  の位置)を評価するために用いられる。殆どのバルブマニホールドでは  $10D$  のセグメントは制御弁下流の配管の大半を包括し、 $K$  は単にバルブマニホールド下流の全損失係数である(表 1 参照)。

この見積もりを前述の例に適用した結果も Fig. 1 に示す。但し、パラメータは

$$U=130\text{fps}, \rho = 0.53\text{lbs/ft}^3, K=0.4[0.07(\text{per } 0.7\text{reducer})+0.33(\text{per } 90^\circ \text{elb})]$$

$$T = 0.01975\text{ft}, D=0.33\text{ft}$$

この図より見積もりと低周波数計測結果がかなり一致することがわかる。また Fig 1 には公表された弁騒音予測法によるものも併記されている。弁騒音と流れ騒音を組み合わせるとかなり計測値に合うようである。

#### 騒音と配管複雑度。有意な騒音レベルを $85\text{dB}$ 以上として流れの限界は？

この問いに対する答えるため、前述の SPL 式を多少操作した結果を Fig3 に示す。一般の流体密度の範囲で配管の複雑さによってその度合いが示される。

**Straight Pipe** は  $10D$  当たり約  $0.12x$  速度水頭が失われる。これは最少の複雑度である。

**Std Valve Manifold** は、1 個の  $1.5 : 1$  拡管を入れた弁と 1 個のエルボ( $90^\circ R/D=1.5$ )及び 1 個のティ(主管流れ)からなり、全下流圧損は約  $1x$  速度水頭である。

**Extreme complexity** は、拡大比( $D_2/D_1=3$ )の拡管、継いで  $10D$  セグメント内に  $180^\circ$  のクローズドバンドとティ、最終的には  $10 : 1$  に急拡される高ポテンシャルケースを表現しており、すべて  $10D$  内に詰め込まれて  $6x$  速度水頭になっている。

Fig3 にはプラントのサイジングベースになっている経済流速についても示されている。この流速を越えると圧力がかなり下がっていく。スタンダードな配管設計では余程高い質量流れで複雑な配管にない限り有意な騒音は起きないように思える。実際のエンジニアリングでは、配管形状の複雑さに対して過度に神経質になる必要はない。ただ、緊急放出管やサージ防止バイパスなど高質量の流れがある部分では制御弁の後流で騒音が高くなる可能性がある。



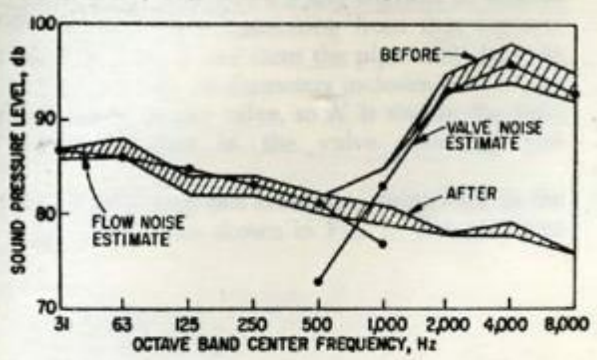


Fig. 1—SPL vs. octave band center frequency for standard vs. low-noise valves.

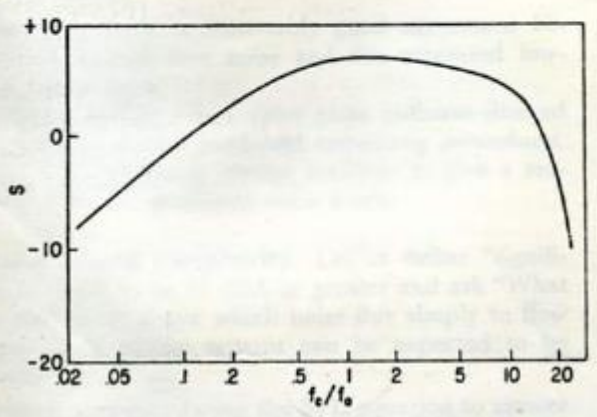


Fig. 2—Spectral correction.

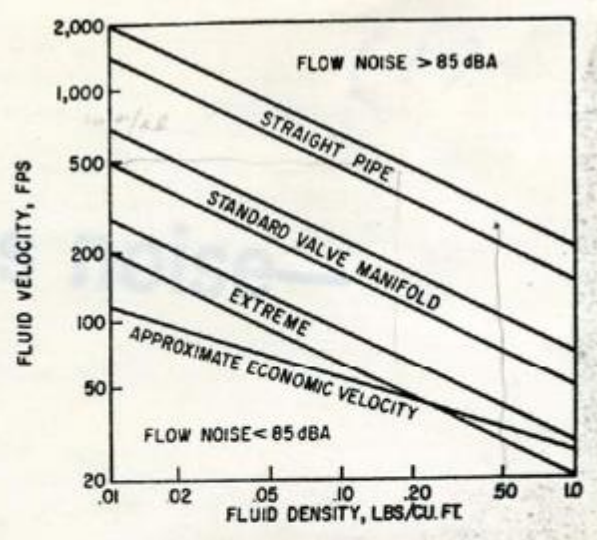


Fig. 3—Effect of smoothness.

TABLE 1—Loss factors, k

Straight Pipes	.12					
45° Elbow:	Std. Serd.	.42	Weld (R/D=1)	.29	Weld (R/D=1.5)	.21
90° Elbow:	Std. Serd.	.32	Weld (R/D=1)	.45	Weld (R/D=1.5)	.23
180° Elbow:	Cl Serd.	2.0	Weld (R/D=1)	.60	Weld (R/D=1.5)	.43
Tees (Serd):	Flow through branch	1.80			Flow through run	.50
Tees (Welded):	Flow through branch	1.10			Flow through run	.40
Reducer:	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> = .3)	.25	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> = .5)	.17	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> = .7)	.07
Expander:	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> = 3)	.80	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> = 2)	.56	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> = 1.25)	.10
Sudden Contraction:	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> = .1)	.48	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> = .33)	.41	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> = .5)	.12
Sudden Enlargement:	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> = 10)	.98	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> = 3)	.79	(D <sub>2</sub> /D <sub>1</sub> = 1.25)	.12

## &lt;訳者の注記&gt;

(\*1) 亜音速はマッハ数  $M$ (=流速/音速)が 1 以下の場合をいう。  $M=1.0$  付近を遷音速、これ以上を超音速という。配管のマッハ数を 0.3 以下に押さえるのは旧来の設計相場である。  $M<0.3$  では圧縮性流れを通常非圧縮性流れで扱っても誤差が少ないとされている。

(\*2) 例えば KELLOGG 社の SPEC.では管内平均流速( $U$ )の制限式として

$$\begin{array}{l} \text{ガス/気液 2 相流} \cdots \cdots \cdots U \leq 122\sqrt{v} \rightarrow \underline{100\sqrt{v^*}} \\ \text{液流れ} \cdots \cdots \cdots U \leq 9\text{m/s} \end{array}$$

ここで  $U$ =平均流速(m/s)、 $v$ =流体比容積 ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )、 $v^*$ =流体比容積 ( $\text{lb}/\text{ft}^3$ )

これは、記述と合致している。  $U \leq 122\sqrt{v}$  の導出についてはっきりしたことはわからないが、音響パワー  $PWL$  が圧力降下の自乗に比例するとすれば、音圧レベル  $SPL$  は、

$$SPL = C(SPL/PWL) \times 10 \log(K \rho U^2) = C(SPL/PWL) \times \{20 \log K + 20 \log(\rho U^2)\}$$

急激な圧力降下を考えなければ、損失係数項( $20 \log K$ )は小さいので無視できる。

$SPL = C(SPL/PWL) \times 20 \log(\rho U^2) = 20 \log(\rho U^2) C(SPL/PWL)$  ここで  $C$ =圧力降下の音響換算係数  $SPL$  の許容値を 85dB とする。また、 $(SPL/PWL)$  及び  $C$  はまとめて  $\beta$  とすれば

$$(\rho U^2) = 10^{85/(20\beta)} = 10^{4.25\beta} \cdots \rightarrow U = (10^{4.25\beta})^{0.5} (1/\rho)^{0.5} = (10^{4.25\beta})^{0.5} \sqrt{v}$$

ここで、 $(SPL/PWL)$  及び  $C$  は 1 に近いので、 $\beta$  を仮に 0.9818 とすれば、

$$U = 122\sqrt{v}$$

になり、Kellogg Spec.の根拠が窺える。9m/s の根拠についてはわからない。経験的なものだろう。

(\*3) 実際の騒音は無数の周波数成分を持っている。この周波数域をある幅(バンド)で分割しバンドの中央値(オクターブバンド中心周波数)でそのバンドの騒音レベル(dB)を代表させる。これらのレベルでピークをなすものをピーク騒音と称している。

(\*4) 出口フランジ流速をマッハ 0.3 以下に抑えること

制御弁は一般に絞り量が大きく、弁座 VS 弁体間でかなり高速になるがその後断面一様に広がり流速が下がってゆく。もし出口フランジの流速が依然高速のままだと高速のコアが後流まで伸びて騒音源になる。これを避けるためマッハ 0.3 という基準が用いられる。例えば過熱蒸気で  $\sim 150\text{m/s}$  である。前後レジューサで絞られるケースは注意する。