

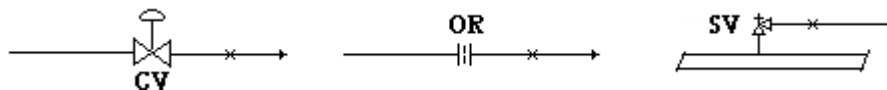
【整番】FE-19-TM-009	【標題】音響振動による疲労に関する情報（Eisinger の判定図）		
分類：流れ(流体振動)／種別：設計メモ	作成年月：H22.4／改訂：Ver0.0(22.4)	作成者：N.Miyamoto	

全 10 枚

## 1. はじめに

配管システムでは、弁からの放出や高差圧の減圧が行われることがあり、非常に高い騒音が発生する。これについては種々の騒音予測式やデータが知られており設計上の Unknown は殆どない。然るに、この騒音に付き添うように高サイクル疲労が発生することがあるが、この問題は騒音問題ほどには認識が普及していない。本 TS ではこの音響疲労問題に関する情報を集約して設計に使えるような形にしてゆく予定であるが、まだ情報は十分ではない。とりあえずこの Ver.0.0 では、Eisinger 氏の有力な設計提案<sup>(1)</sup>を紹介する。なお音響疲労の事例については、次の TS を参照されたし。

### 【FE-19-TC-003 音響振動による疲労破損の事例】



## 2. 音響疲労防止上の設計基準 - Eisinger の提案<sup>(1)</sup>

(1) オリフィスや制御弁など急峻な減圧装置の後流(2次側)では、内部に著しい運動エネルギーが存在してそれが音響エネルギーになって、著しい騒音が発生する。音響疲労は、その騒音が壁を通過するときに派生する共振/共鳴によって生じると云われる。これについて Carucci & Mueller の研究(1982)がありかれらの提案した PWL 法(仮称)が唯一に近い疲労防止設計の指針として利用されてきた。この PWL 法というのは、Fig.2 のような、

縦軸：2次側内部の音響パワーレベル(PWL)、横軸：2次側の管内径(D<sub>2</sub>)

をとった領域図から、破損の可否を判断するもの。この場合、縦軸の PWL は次式で与えられる。

$$PWL = 10 \log_{10} \{ (\Delta P / P_1)^{3.6} W^2 (T_1 / m)^{1.2} \} + 126.1 \quad \text{-----(1)}$$

ここで  $\Delta P$  = 差圧(P<sub>a</sub>) = P<sub>1</sub> - P<sub>2</sub>、P<sub>1</sub> = 1次側圧力(P<sub>a</sub>)、P<sub>2</sub> = 2次側圧力(P<sub>a</sub>)

W = 質量流量(kg/s)、m = モル重量(kg/kmol)、T<sub>1</sub> = 1次側流体温度(K)

この破損領域図は、破損事例を含む配管装置の運転事例 36 ケースを用いて作られている。運転条件から PWL を算定し、それと D<sub>2</sub> の値を座標軸にとって平行線を引き、その交点がどの領域に入るかで疲労破損の可否を判定する。この方法は PWL を計算するだけで、至って簡単に判別ができる。ただ、管壁の固有振動数に係わる肉厚が含まれておらず、その判定を？とする向きもあったようだ。

Eisinger(1996)はこれを見直して、修正 PWL 法と入力エネルギー法という 2 つの音響疲労防止設計法を提案している。以下、この内容を紹介する。

(2) まず修正 PWL 法について。これは PWL 法の横軸(D<sub>2</sub>)を、2次側の内径/肉厚比(D<sub>2</sub>/t<sub>2</sub>)に置き換えたもので、Fig.3 による。この判定図では、次式で与えられる破損限界(実線)と許容設計限界(点線)で破損域と健全域が分かれる。

疲労限界： (PWL)<sub>F</sub> = 176.6 - 0.125(D<sub>2</sub>/t<sub>2</sub>)

許容設計限界： (PWL)<sub>allow</sub> = 173.6 - 0.125(D<sub>2</sub>/t<sub>2</sub>)

ここで (PWL)<sub>F</sub> = データ上の疲労限界における PWL(dB)、

$(PWL)_{allow}$ ＝振動応力に対し安全率 2 を採った時の設計限界としての  $PWL(dB)$ 、  
 $D_2$ ＝2 次側配管の内径(m)、 $t_2$ ＝2 次側配管の肉厚(m)、  
 設計では $(PWL)_{allow}$ を使用する。 $PWL < (PWL)_{allow}$  のとき、“破損無し”と判定される。

(3) 次に入力エネルギー法について。これは縦軸に入力エネルギーパラメータを、横軸に内径/肉厚比をとったもので、**Fig. 4** の判定図による。この場合、

$$\text{入力エネルギーパラメータ} = M_2 \angle P$$

ここで、 $M_2$ ＝2 次側のマッハ数 $(-)=U_2/C_2$

$$U_2 = 2 \text{ 次側流速(m/s)} = 4[W\{\rho_1(P_2/P_1)^{1/\gamma}\}]/(\pi D_2^2)$$

$$C_2 = 2 \text{ 次側マッハ数}(-) = \{\gamma RT_2\}^{0.5}$$

$$T_2 = 2 \text{ 次側流体温度(K)} = T_1(P_2/P_1)^{(\gamma-1)/\gamma}、T_1 = 1 \text{ 次側流体温度(K)}$$

$$W = \text{質量流量(kg/s)}、\rho_1 = 1 \text{ 次側流体密度(kg/m}^3\text{)}、$$

$$\gamma = \text{比熱比}(-)、R = \text{気体定数}\{J/(kg \cdot K)\}$$

$$\angle P = \text{差圧(MPa)} = (P_1 - P_2)/10^6、P_1 = 1 \text{ 次側圧力}(P_a)、P_2 = 2 \text{ 次側圧力}(P_a)$$

なお、 $U_2, C_2$  式では断熱変化を仮定している。

また **Fig.4** では、疲労限界の  $M_2 \angle P$  の 1/2 をとって許容設計限界の  $M_2 \angle P$  としている。

### 3. Eisinger 提案の運用

(1) オリジナルの  $PWL$  法は、肉厚 5.563～11.15mm(最多 6mm)の範囲のデータを用いているので、普通の配管ではこの方法を適用してもそれほど支障が少ないと思われるが、管壁の固有振動数に係わる肉厚が無視されているので管壁の共振を云々する場合はその適用に疑問が残る。その点、**肉厚をパラメータの一つとする Eisinger の提案**の方が勝っている。その場合、修正  $PWL$  法と入力エネルギー法のいずれをとるか？という議論になる。**Eisinger** は後者の入力エネルギー法を薦めているが、これはチューブバンドル(梁構造物)の音響振動で、 $M \angle P$  パラメータの適用が成功したからである。当該ケースはシェル振動であり、梁振動ではないので多少の疑問が残る。従って、設計でこれら判定図を使用する場合は、

**修正  $PWL$  法と入力エネルギー法を併用し、いずれかが破損領域に入る場合、設計を修正する**  
 ということにすればどうかと思われる。

(2) 修正  $PWL$  法/入力エネルギー法とも、Carucci & Mueller がオリジナルの  $PWL$  法で用いたデータを用いているが、データの最大マッハ数は 0.64 で音速以下であるから、これら 2 つの方法は **2 次側が亜音速のときに有効**と思われる。音速以上の流れには適用しない。

(3) オリジナルの  $PWL$  法は、炭素鋼鋼管のデータをベースにしている。故に **Fig.3,4 も炭素鋼鋼管に適用**できる。ステンレス鋼や Cr-Mo 鋼の場合、Fig.3,4 の適用は安全側になる。

### 4. 例 題

ガスラインに設けた 250A 減圧弁で 1 MPa から 0.5MPa まで減圧している。この場合の音響疲労の可否についてチェックする。なお、流量 17.5 kg/s で、入口側のガス温度 150℃、ガス密度 8.24 kg/m<sup>3</sup> である。2 次側配管の内径約 300mm、肉厚 6 mm。またガス物性は比熱比 1.4、モル重量 29 とする。

\*\*\*\*\*

まず PWL を計算する。

$$\begin{aligned} \text{PWL} &= 10 \log_{10} \{ (\angle P / P_1)^{3.6} W^2 (T_1 / m)^{1.2} \} + 126.1 \\ &= 10 \log_{10} [ \{ (1 - 0.5) / 1.0 \}^{3.6} \times 17.5^2 \times \{ (150 + 273) / 29 \}^{1.2} ] + 126.1 = 28 + 126.1 = 154 \text{ dB} \end{aligned}$$

次に  $M_2 \angle P$  を計算する。

$$2 \text{ 次側流速 } U_2 = 4 \{ W / \{ \rho_1 (P_2 / P_1)^{1/\gamma} \} / (\pi D_2^2) \} = 4 \{ 17.5 / \{ 8.24 \times (0.5 / 1.0)^{0.714} \} / (\pi \times 0.3^2) \} = 49.5 \text{ m/s}$$

$$2 \text{ 次側流体温度 } T_2 = T_1 (P_2 / P_1)^{(\gamma - 1) / \gamma} = (150 + 273) (0.5 / 1.0)^{0.286} = 347 \text{ K}$$

$$2 \text{ 次側音速 } C_2 = \{ \gamma R T_2 \}^{0.5} = \{ 1.4 \times 287 \times 347 \}^{0.5} = 373 \text{ m/s}$$

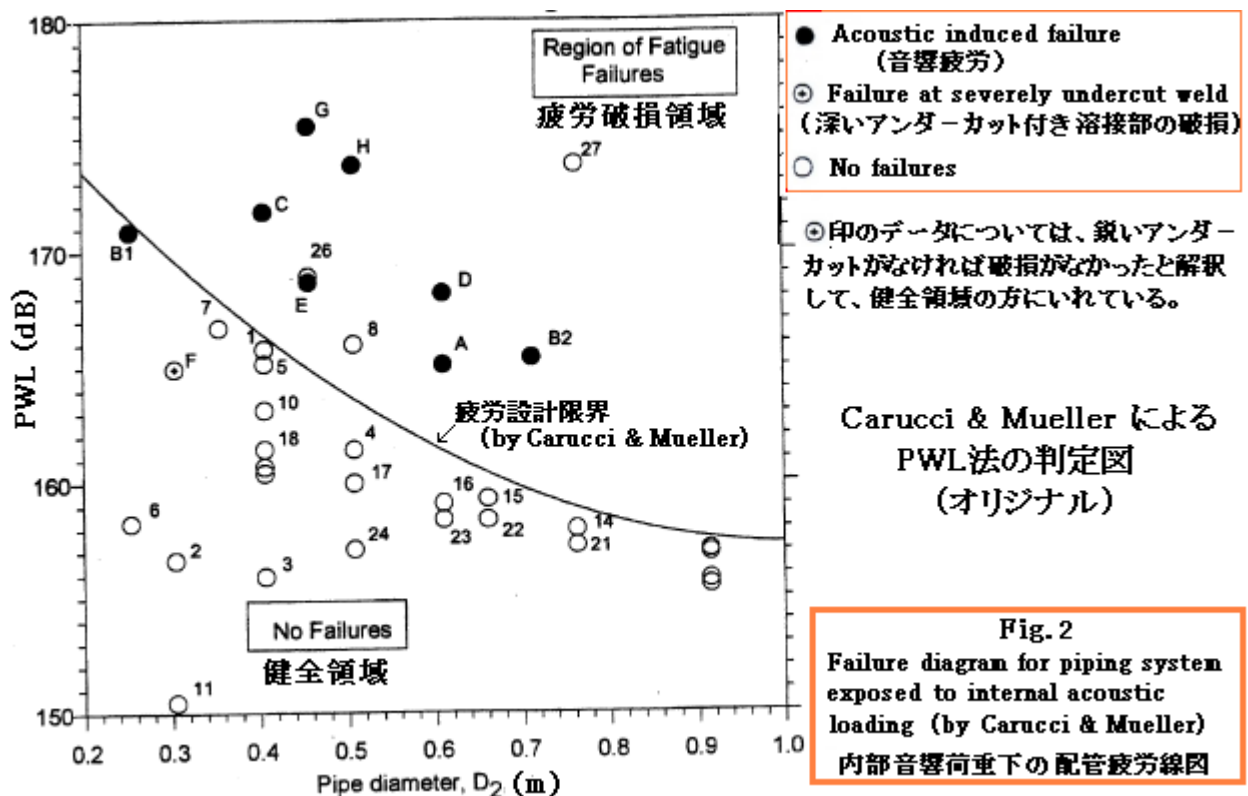
$$2 \text{ 次側マッハ数 } M_2 = U_2 / C_2 = 49.5 / 373 = 0.13$$

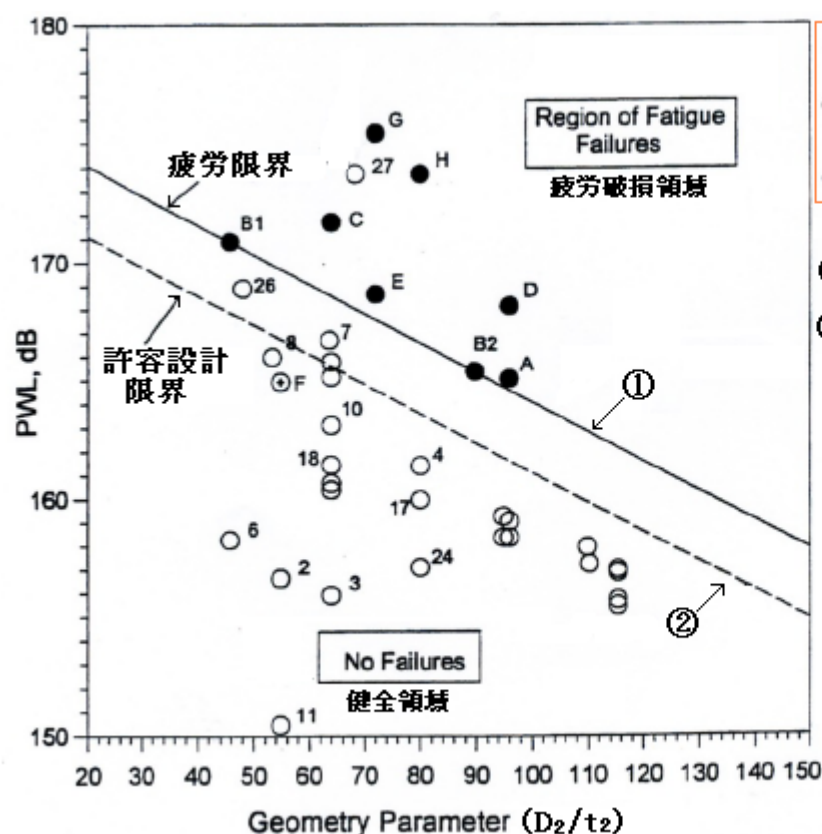
従って、 $M_2 \angle P = 0.13 \times (1.0 - 0.5) = 0.065$  となる。また、 $D_2 / t_2 = 300 / 6 = 50$  である。以上より、

修正 PWL 法(Fig.3) :  $(\text{PWL})_{\text{allow}} = 173.6 - 0.125(D_2 / t_2) = 167.4 \text{ dB} > 154 \text{ dB} \rightarrow$  破損なし

入力エネルギー法(Fig.4) : 許容設計限界  $(M_2 \angle P)_{\text{allow}} = 0.7 > 0.065 \rightarrow$  破損なし

なお、オリジナルの PWL 法では、疲労限界は  $169.5 \text{ dB} > 154 \text{ dB}$  で同じく破損無し



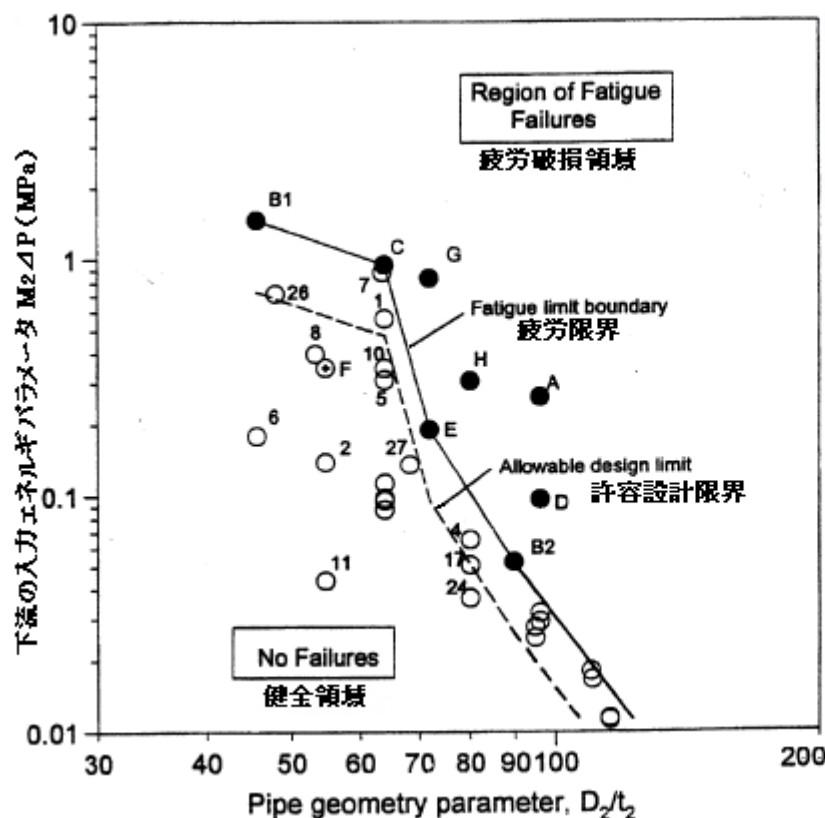


修正PWL法の判定図

Fig. 3

Modified fatigue diagram for piping system exposed to internal acoustic loading (Based on data in ASME by Carucci & Mueller, 1982)

内部音響荷重下の修正配管疲労線図



入力エネルギー法の判定図

Fig. 4

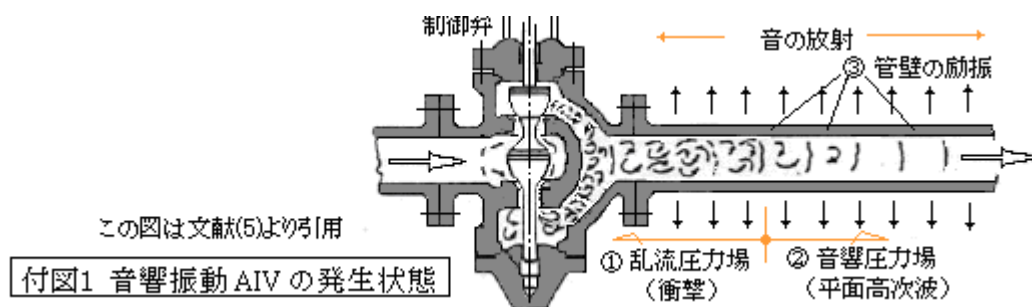
Failure diagram for piping system exposed to internal acoustic loading relating  $M_2\Delta P$  to  $D_2/t_2$

内部音響荷重下の修正配管疲労線図

## 【 補 足 説 明 】

(1) 音響に起因する疲労(AIV)の事例としては次のようなものが挙げられる<sup>(2)(4)</sup>。

- 1980年代の海外製油所における事故
- プロパン冷凍圧縮機リサイクルラインの再循環弁後流のヘッダ分岐部の破損
- LNG 処理ガス系の制御弁下流の分岐部の破損
- 動力プラントの過熱システムの蒸気放出弁下流のアテンペレータ/サイレンサ破損
- 原発の蒸気制御弁下流の AIV によるトラブル事例
- 圧縮機吐き出し側ドラム of AIV による損傷



(2) 減圧装置下流における音響疲労のメカニズムは、基本的に空力騒音の発生メカニズムと同じである。

弁体出口直後の乱流圧力場における騒音発生



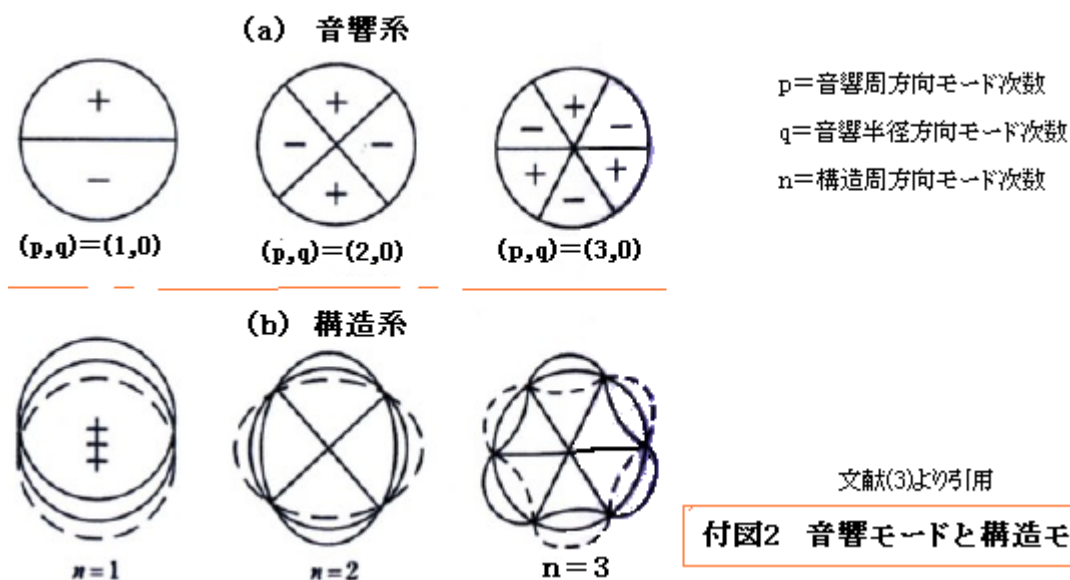
弁下流配管内に音響圧力場の形成、



管壁のランダムな励振→共振→高サイクル疲労

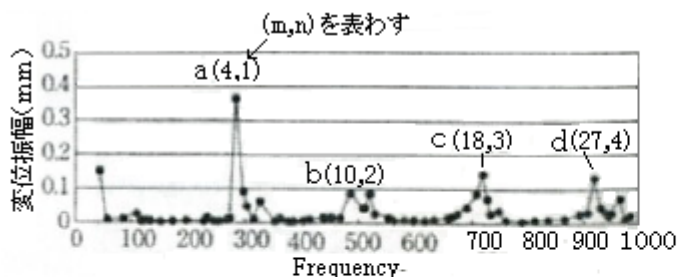
AIV の元になる音響圧力場の形成は、何も減圧弁の後流ばかりとは限らない。300 - 11kHz の高周波域で著しい騒音が起きている配管/容器類では常に音響疲労のチャンスがある。乱流圧力場ではランダムな圧力変動が起きるので、音響圧力場でもランダムな音圧の変動がおきる。そのため振動は特定の周波数分布ではなく、広域帯の周波数分布(500Hz～8k Hz)を持つことになる。この状態で管内の音響共鳴現象&/or 管壁/胴板の共振が起きる。もちろん共鳴/共振が並存するとき最も危険になる。内部の音響系の振動モードと、それを囲む構造系の固有振動モードを付図 2 に示す。

この図で左端は周方向 1 次モードで、音場が二分され管の揺動を起こす。中央は周方向 2 次モードで音場が 4 分割され管の楕円化を起こす。右端は周方向 3 次モードで、音場が 6 分割され管が三角形に変形する。この場合、モード次数が同じで、音響系の加振周期(振動数)と構造系の固有周期(振動数)が漸近すると共振することになる。この場合、広域帯の周波数分布があるので多数の共振が併発する。

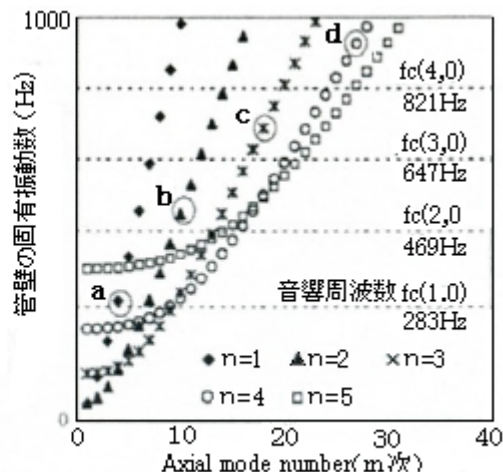


付図2 音響モードと構造モードの例

付図3は、応答解析で得られた結果を示している<sup>(2)</sup>。実際のデータではないが、これを見ると管壁の共振現象がよくわかる。図3aは横軸に周波数、縦軸に変位をとって、音響振動に対する構造物(管壁)の各固有周波数 $f_s(m,n)$ における応答変位量をプロットしている(と思われる)。mは管軸方向のモード次数、nは周方向のモード次数である。この図から a, b, c, d 点 即ち  $f_s(4,1)$ 、 $f_s(10,2)$ 、 $f_s(18,3)$ 、 $f_s(27,4)$  にピークがあることがわかる。付図3bは横軸に軸方向モード次数mをとって、管壁の固有振動数を表示したもので、周方向モード次数n毎に振動数が、直線あるいは曲線状に分布しているのがわかる。この図に音響振動数を点線のように記入すると、各次音響振動数 $f_c$ に、どの固有振動数 $f_s$ が近寄っているかがわかる。この図と付図3aを照合すると、固有振動数の周方向モード次数nが、音響振動数 $f_c(p,q)$ の周方向モード次数pと一致するときの、近寄り固有振動数 $f_s(m,n)$ で、ピーク化していることがわかる。a, b, c, d 点が然り。特に a 点( $n=1$ )では、 $f_s$ が $f_c=283\text{Hz}$ ( $p=1$ )に非常に近づいて大きくピーク化していることがわかる。



付図3a 配管壁の振動変位応答解析結果(文献(2)より抜粋)



付図3b 配管の構造モード解析結果(文献(2)より抜粋)

以上のごとく周方向の音響モード次数と同じ周方向の固有モード次数で、互いの周波数が漸近する時に、付図2に示されるような周方向変形が増幅され、管壁の半径方向変位振幅が増加する。

ランダム振動は、広域帯の無数の音響周波数分布をもつ。管壁もまた無数の固有振動数をもつが肉厚が薄く径が大きくて固有振動数が低いと、共振(コインシデンス)のチャンスが増加する。従って共振のチャンスを減じることが、疲労防止の眼目になる。

(3) **Carucci & Mueller(1982)**は、実機データをもとに先駆的に、AIV による疲労設計規準を提案している。このとき用いたデータを**付表 1**に示す。破損例は 9 ケースで、

サイズ(12B~28B)x(5.56~7.93mm)、流速 29~126m/s、差圧 0.3~8.7MPa、PWL165~175dB  
PWL は内部音響パワーの計算値で、管壁通過の際 50~60dB の透過損失があるが、それでも外部において 100dB をオーバーしているので相当な騒音が発生する。実際はラギング施工で、85~90dB 位までダウンさせているのだろう。2 次側のせい、肉厚は余り高くない、Sch10 の炭素鋼管とみていいと思う。

Carucci & Mueller(1982)はこれらのデータを、[2 次側管径-音響レベル]、即ち横軸に  $D_2$ 、縦軸に PWL をとったグラフにプロットし、破損域と破損無し域の間に線引きして、これを疲労判定図とした。Fig.2 が然りで、一応、破損域と健全域が分離されている。しかし、破損無しデータ 8、26、27 が、破損域に入っており、この線引きには疑問が残った。

Eisinger(1996)は、縦軸の PWL はそのままとし、音響振動数/管壁固有振動数の比から横軸に  $D_2/t_2$  をとり、これに Carucci & Mueller が用いたデータをプロットして破損域と健全域を分離した(\*1)。Fig.3 が然り。破損無しデータ 8 と 26 は健全域に入ったが、27 は破損域に残った。

なお、Fig.2 では実線がデータ上の疲労限界、点線が設計上許容される限界を示している。点線は振動応力振幅に対して安全率 2 をみて設定されている。これは ASME 構造規格によっている(ASME では、Endurance Limit(耐力限界)を破損データの 1/2 の応力振幅(0 - p)にとっている)。

Eisinger は、更に音響波動を駆動する音響エネルギーは、音響入力エネルギーパラメータ  $M_2/P$  で量ることができるとして、縦軸を PWL から  $M_2/P$  に変え、Carucci & Mueller データを再プロットした。Fig.4 が然り。全てのデータが矛盾なく破損域と健全域に分離することができた。

修正 PWL 法の、Fig.3 のにおける線引きは、比較的マイルドである。然るに Fig.4 は、 $(D_2/t_2)$  が 60~65 辺りで急変し、それから著しくエネルギーパラメータ  $M_2/P$  が減少する。これについて Eisinger は、この辺りから音響振動数と壁固有振動数のコインシデンスのチャンスが増加したためとしている。因みに管径が大きいと、コインシデンスの数は指数関数的に増加し、それとともに管の疲労の可能性が急増するといわれる。

実際の所、 $(D_2/t_2)=60\sim65$  辺りのダウン傾向は Fig.3 でもみられる。しかし Fig.4 ほど急峻ではない。PWL と  $M_2/P$  は同じく音響エネルギーを表現するものであるから、単に対数(log)をとるか、とらないかの違いではないかと思う(文献にはパラメータ  $M_2/P$  については詳しい議論がないので、次の Ver.Up の時点で議論するものとして、ここではホールドしておく)。

Eisinger 文献では、修正 PWL 法と音響入力エネルギー法の比較を行っている(付表 2 参照)。その比較から、音響入力エネルギー法の優位が示されている。確かに Fig.4 の方が変化が歴然として迷いが少ない。ただ設計上は、修正 PWL 法も斟酌に入れるべきではないかと思う。

Fig.3 と Fig.4 では 2 次側配管肉厚  $t_2$  の影響がカウントできる効能は大きい。Carucci & Mueller の PWL 法では、2 次側配管の肉厚アップという現実性のある対策がカウントできず、減圧装置の多段化などに走らざるを得なかったようだ。肉厚アップで疲労が回避できるのは経済的だと思う。



なお Fig. 4 では、 $(D_2/t_2) < 45$  でデータが切れている。文献ではこの部分が平坦(フラット)に近づくとしているが、実際には線引きを外挿して引き延ばすことになると思う。

Fig.3 あるいは Fig.4 の適用はスクリーニング(ふるい別け)として有効である。更に音響圧力に対する周波数応答解析を実施すれば、応力レベルでの疲労評価が可能である。ただ煩雑である。

(4) 音響疲労に対する対策について<sup>(2)</sup>。減圧装置が加振源の場合、

加振源対策：多段化、多孔化、パラレルフロー化あるいは低騒音弁の採用

配管側対策：肉厚アップ、スチフナリング、クランプ型サポート、分岐部補強(パッドなど)

圧縮機が加振源の場合、

吐出側配管にオリフィス設置(開口面積比 25% で脈動を 1/3 へ)、

ドラム肉厚アップ(肉厚 2 倍で発生応力振幅を 1/3 へ)、ドラムの音響モードの検討

(※1) 横軸に $(D_2/t_2)$ をとる意味について、以下に記す。

音響振動数は減圧弁やオリフィスの噴流径に反比例する、即ち、 $f_p \propto (1/D_j)$ 、然るに  $D_j$  は同一の開度であれば、管内径に比例し  $D_j \propto D_2$  であるから、 $f_p \propto 1/D_2$

管壁の固有振動数は軸方向 0 次において  $f_s = \{F(n)/(2\pi R^2)\} (EI g / \gamma)^{0.5}$  であるから、

$f_s \propto (1/R^2)(I/\gamma)^{0.5}$  になる。ここで  $R = D_2/2$ 、 $I = bt_2^3/12$ 、 $\gamma = \rho bt_2$  であるから  $f_s \propto (t_2/D_2^2)$

従って、振動数比は、次のようになる。これが Fig.3,4 の横軸になっている。

$$f_p / f_s = D_2 / t_2$$

固有振動数  $f_s$  を考えると、肉厚  $t_2$  を厚くするほど、固有振動数はアップしてゆく。これは下図に模式化したようにコインシデンスのチャンスが減少し、疲労しにくくなる。一方、管径を小さくするほど、その 2 乗に比例して固有振動数がアップして疲労しにくくなるが、反面、音響振動数  $f_p$  減少して疲労しやすくなる。従って、管径の影響は  $D_2^2/D_2 = D_2$  と、管径の 1 乗に比例する。故に固有振動数の増減即ち疲労の難易は、 $t_2/D_2$  に比例することになる。座標軸は、この逆数の $(D_2/t_2)$ にとられているので、疲労の難易の指標としての PWL ラインは下り勾配になっている。

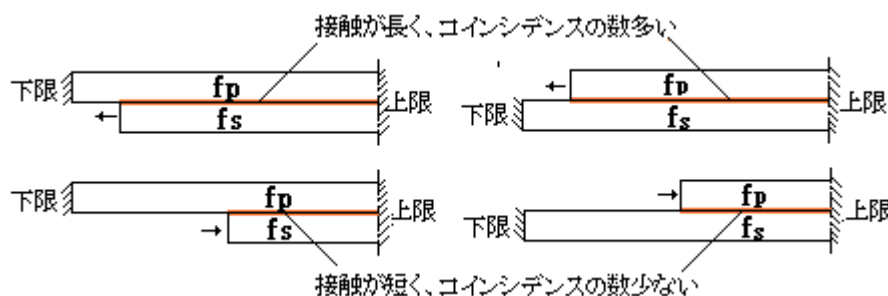




Table 2 Downstream Flow and Acoustic Parameters Characterizing Cases of  
 付表1 Carucci & Mueller (1982) 文献(1)抜粋

CASE		$D_2$ m	$t_2$ mm	$V_2$ m/s	$M_2$ —	$\Delta P$ MPa	PWL dB
破損 ケース	A	0.610	6.350	32.5	0.137	1.896	165.1
	B1	0.254	5.563	125.6	0.399	3.647	170.1
	B2	0.711	7.925	58.2	0.169	0.310	165.4
	C	0.406	6.350	64.4	0.218	4.344	171.7
	D	0.610	6.350	93.8	0.297	0.324	168.2
	E	0.457	6.350	60.1	0.194	0.979	168.7
	F	0.305	5.563	28.8	0.093	3.723	164.9
	G	0.457	6.350	49.8	0.093	8.964	175.4
	H	0.508	6.350	49.6	0.093	3.275	173.7
破損無し ケース	1	0.406	6.350	122.8	0.461	1.214	165.8
	2	0.305	5.563	14.2	0.048	2.875	156.6
	3	0.406	6.350	15.7	0.065	1.731	155.9
	4	0.508	6.350	145.6	0.450	0.145	161.4
	5	0.406	6.350	68.7	0.226	1.365	165.1
	6	0.254	5.563	26.1	0.075	2.393	158.3
	7	0.356	5.588	131.3	0.575	1.531	166.7
	8	0.508	9.525	59.2	0.259	1.531	166.0
	9	0.406	6.350	245.1	0.566	0.172	160.4
	10	0.406	6.350	95.8	0.357	0.965	163.1
	11	0.305	5.563	7.2	0.016	2.730	150.4
	12	0.914	7.925	28.4	0.075	0.131	155.5
	13	0.914	7.925	17.3	0.046	0.248	157.0
	14	0.762	6.934	14.4	0.039	0.469	158.0
	15	0.660	6.960	10.1	0.027	1.014	159.3
	16	0.610	6.350	6.3	0.017	1.875	159.1
	17	0.508	6.350	4.8	0.013	3.923	160.0
	18	0.406	6.350	3.8	0.010	9.301	161.4
	19	0.914	7.925	27.6	0.074	0.152	156.9
	20	0.914	7.925	16.5	0.044	0.228	155.7
	21	0.762	6.909	14.3	0.038	0.434	157.2
	22	0.660	6.960	10.1	0.027	0.910	158.4
	23	0.610	6.350	6.4	0.017	1.703	158.4
	24	0.508	6.350	4.9	0.013	2.751	157.1
	25	0.406	6.350	4.2	0.012	7.495	160.7
	26	0.457	9.525	143.5	0.644	1.110	168.9
	27	0.762	11.151	22.0	0.041	3.275	173.7

付表2 TABLE 4  
 Comparison Of Design Methods Using Allowable Limits Based On Acoustic Power Level (Figure 3) and  
 Acoustic Input Energy (Figure 4)

CASE	$D_2/t_2$	ACOUSTIC POWER LEVEL METHOD		ACOUSTIC INPUT ENERGY METHOD	
		New $D_2/t_2$ Required	Required Increase In Wall Thickness %	New $D_2/t_2$ Required	Required Increase In Wall Thickness %
A	96	68	41	68	41
B1	45.6	20	128	25	82
B2	89.7	66	36	82	9
C	64	No Solution ✓	—	39	64
D	96	43	123	72	33
E	72	40	67	69	4.5
G	72	No Solution ✓	—	42	71
H	80	No Solution ✓	—	65	23

## 引用文献)

- (1) 「Designing piping systems against acoustically-induced structural fatigue」 by F.L.Eisinger  
PVP-Vol.328, Flow-induced Vibration ASME 1996
- (2) 「プロセスプラントにおける AIV(Acoustically induced vibration)防止設計」  
＜発生メカニズムと対策事例＞ 配管技術 2007.9. 1
- (3) 日本機械学会「事例に学ぶ流体関連振動(第 2 版)」(技報堂出版) 5.5.2
- (4) 「Acoustically induced piping vibration in high capacity pressure reducing systems」  
by V.A.Carucci and R.T.Mueller (ASME paper 82-WA/PVP-8)
- (5) 「 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)