

y 【整番】 FE-19-TM-121	【標題】 高周波の配管振動と騒音の原因と対策 (1/2)		
分類：流れ(流体振動)／種別：技術メモ	作成年月：H25.6／改訂：Ver0.0(25.6)	作成者：N.Miyamoto	

全 33 枚

ダクトや比較的径の大きな配管では高い騒音を伴った高周波数の振動が発生することが多い。この場合、径の小さい配管と同じように盲目的にサポート強化に走ると問題の解決をいたづらに遅らすことになる。おそらく管断面の周囲に動ひずみゲージを貼って計測すれば、それが梁曲げ的な振動ではなく管壁の板シェルの曲げ振動(ここではシェル振動と呼ぶ)であることがわかると思う。ただ比較的周波数の高い振動を、梁曲げ振動であるかシェル振動であるか、歪ゲージ計測無しに判断するのは実際にところむずかしい。例えば配管梁曲げ振動の評価に使用される SWRI の判定図は 300Hz までになっている。拘束区間の長短にもよるが、問題視される配管の梁曲げ固有振動数が 200～300Hz を越えるのは通常、稀れであるから、例えば 200Hz を越える振動があるなら、シェル振動もまた検討の対象になると思う。しかし低い周波数を持った脈動やサージングなどに随伴する梁曲げ振動問題に比べ、この高周波数の振動問題に関しては、具体的に現象を記述した技術資料は比較的少ないようだ。然るに下記の文献は事例に基づく実務的なリアルティがあって、設計資料として有用性が高い。

「Sources and Remedies of High-frequency Piping Vibration and Noise」

by Stephen M. Price and Donald R. Smith

(Proceedings of The 28th Turbo-machinery Symposium)

そこで TS 作成者なりの理解でこの文献の全内容を紹介してみたい。なお比較的長文なので 2 分冊にした。本 TS はその前半になる。また本文献の Content は下記のようなものである。

1. Abstract (要約)
2. Excitation Mechanism(励振メカニズム) ー渦放出振動、羽根通過振動
3. Amplification Mechanism(増幅メカニズム)ー音響壁交差固有振動数、シェル壁固有振動数、放射効率
- 4.Reducing High-frequency Pulsation and Vibration(高周波の脈動及び振動の低減)
 - ー渦放出エネルギーの低減、羽根通過脈動の低減、壁交差音響モードの防止、シェル壁振動の低減、音響ラギング
- 5.Testing(試験) ー計装、テスト手順、データの評価、シェル壁振動の受容性
- 6.Case Histories(事例)ーラボ試験、コンプレッサステーションー吸込み側、同左ー吐出側、精製ーコンプレッサ羽根車破損、LNG プラントーターニングベーン破損、鉄鋼プラントースクリュコンプレッサ、精製ースクリュコンプレッサ
7. Summery(まとめ)

[6. のコンプレッサステーションー吐出側以降は(2/2)で紹介する。]

なお、この文献に基づいて作成した高周波振動の検討手順(案)を(補 6)に示す。

要 約

大径配管では、高周波のエネルギーによって過大な騒音や振動が起き、サーモウェル、計装品あるいは付帯小径管の破損が起きる。さらにシビアなケースではパイプ自身も破損する。もっと正確には“高波数”問題と呼ぶべきこれらの問題は、遠心ポンプ、スクリーコンプレッサ、熱交およびサイレンサに最も頻繁に発生する。

2つの高周波エネルギー発生メカニズムが大半の工業プロセスで支配的である。**流体誘起(渦放出)と運転速度の倍数での脈動**（遠心コンプレッサの羽根通過/スクリーコンプレッサのポケット通過の振動数）が然り。一旦このエネルギーが発生すると、音響的共鳴や構造的共振によって増幅され、大振幅の振動や騒音となる。

この問題をうまく解くには、その基礎となっている2次元及び3次元音響理論を理解する必要がある。この本質を念頭において配管への運用を考えなければならない。3次元音響方程式はダクトや配管の中の**高次(壁交差)音響モードの伝播**を解くために用いられる。これらの**壁交差モード**には、**直径モード(diametrical mode) (m)**、**環状モード(annular mode) (n)**あるいは**その組合わせモード(m, n)**がある。その相当方程式を極座標に再公式化し適切な境界条件で解くことで、零1次ベッセル関数の根 $\beta(m, n)$ 、音速および直径を取り込んだ、壁交差モードの“cut-on”振動数 $f(m, n)$ を求めることができる。参考書には零1次ベッセル関数の表がでているが、たいてい $(m, n) = (6, 6)$ までである。現場テストでは $m = 30$ までの壁交差モードが確認されている。それゆえに $m = 0 \sim 30$ 、 $n = 0 \sim 8$ の零 $\beta(m, n)$ を用意しなければならない。

本論文では、配管の高周波エネルギーの発生に関連する励振/増幅メカニズムを議論する。このエネルギーの周辺(構造物/音響のいずれか)との効率的な連成を可能にするメカニズムを論じる。また高周波数のエネルギーの削減に効果が認められた設計修正を含め、種々の装置から得られたデータを提供する。

1. 励振メカニズム

主要な高周波脈動源は通常、渦放出あるいは羽根通過による励振である。ティピカルには高周波脈動はだいたい500Hz以上の周波数領域で起こる。ただ大径の容器ではもっと低い周波数域が問題視される。渦放出は流れの中に置かれた物体の廻りに起きる。ターボ機械では脈動は主に羽根/翼と内部通路の干渉によって起き、**羽根通過振動数(羽根枚数 x 回転数)とその倍数の振動数**を持っている。

1.1 渦放出

渦放出は通路の障害物廻りの流れに起きる。低流速(低レイノルズ数)では、流体粒子は完全に障害物に沿って流れる。しかし高レイノルズ数では、障害物後尾では境界層が剥離し障害物に引きずられた形でせん断層ができる。このせん断層は渦を巻く傾向がありその渦は障害物の両側から交互に放出される(**Fig.1**)。この交互渦は一定の間隔で放出され圧力波動(脈動)が起きる。

渦放出による脈動は非常に複雑で、詳しくはBlevinsのテキストをみて欲しい。渦放出振動数は周知のように、

$$f = SV/D \quad \text{----- (1)}$$

ここで f = 渦放出振動数(Hz)、 V = 流速(ft/s)、 S = ストローハル数、 D = 障害物の有効直径(ft)

この振動数は流速の増加につれて高くなる。単一の滑らかなチューブではストローハル数は約 0.2、複数のチューブ列では 0.2～1.0、一般の障害物では 0.2～0.5 程度になる。

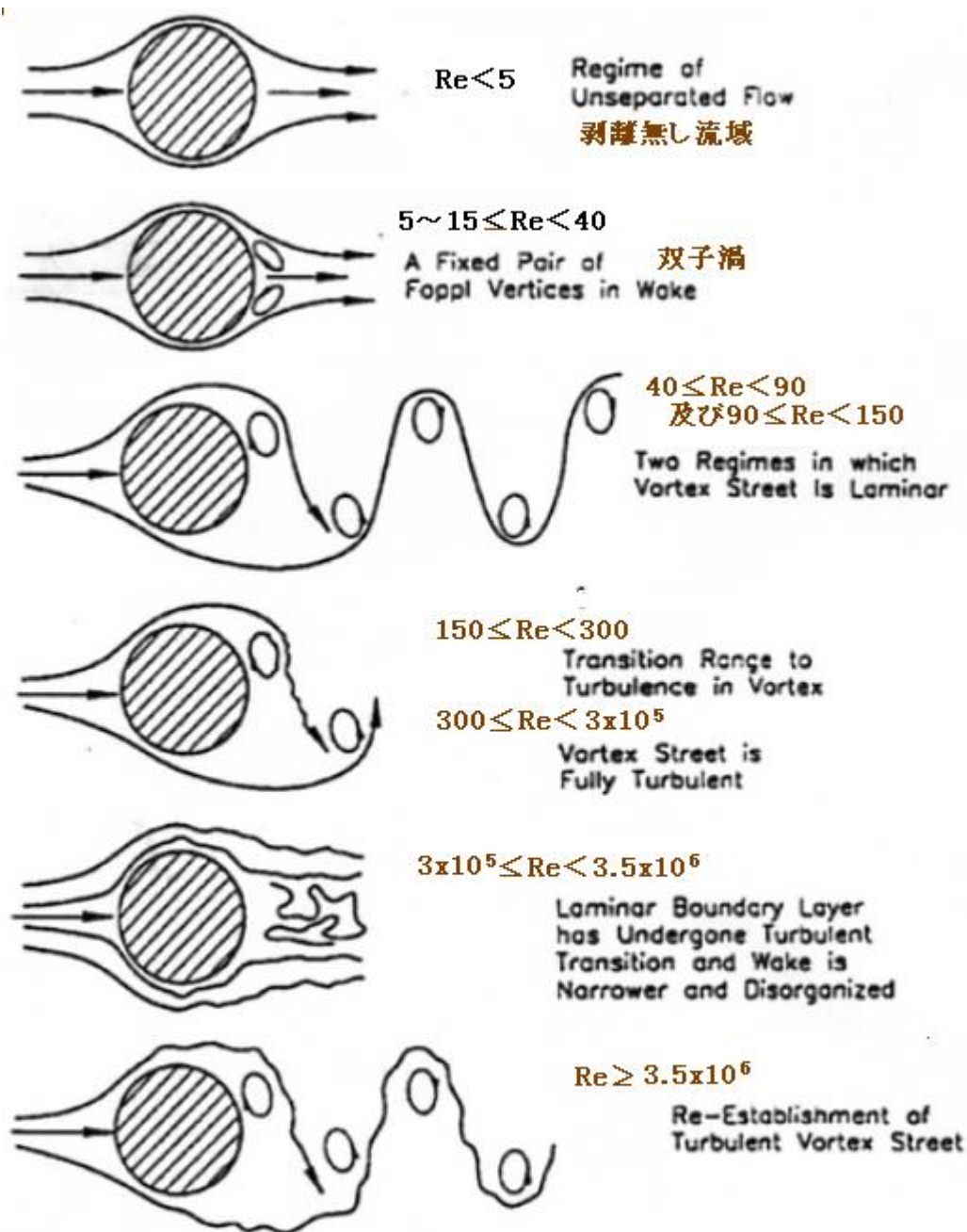


Figure 1. Vortex Shedding Across an Obstruction for Different Flow Regimes. 異なる流れ様式における障害物後流の渦放出

1.2 羽根通過/ポケット通過による励振

遠心コンプレッサでは、羽根がコンプレッサの内部コンポーネントを通過することでエネルギーが生み出される。羽根先端がある内部隙間を過ぎるときウェーキ(航跡)が発生して圧力パルスがでる。この挙動を羽根通過励振と呼ぶ。スクリーコンプレッサでは、メール/フェメールロータのラセン状ローブの連動が連続的なキャビティを生み出し、キャビティが形成される時はその入口に、キャビティがその内容物を吐き出し時はその出口に流れ変化が起きる。これらエネルギーから生じる振動数(f_{bp})は、

$$f_{bp} = i \cdot n \cdot \text{rpm} / 60 \quad \text{-----(2)}$$

ここで、 f_{bp} =羽根通過振動数(Hz)、 $i=1,2,3,\dots$ 、 n =羽根枚数またはメールロータのローブ数(-)、

rpm = コンプレッサ回転速度 (rev./min.)

コンプレッサの内部形状によっては、羽根と入口案内翼/ディフューザなどの間で別種の通過振動数が発生することもある。

2. 増幅メカニズム

以上の高周波エネルギーの発生メカニズムでは一般にその脈動振幅(P-P)で 0.5psi 以下と極めて小さい。ただそれだけでは、このエネルギーは有意な振動や騒音を引き起こすには不十分である。従ってラジオが微細な電磁波を可聴音に増幅するように、低レベルのエネルギーを不快で危険なレベルまで増幅できるようなメカニズムが存在しなければならない。

2.1 音響壁交差固有振動数

レシプロコンプレッサや往復動ポンプの脈動は一般に 1 次元音響として扱われている。1 次元音響ではその波長はパイプ径に比べて長く(波長 = 音速/(2x1 次振動数) > パイプ径)、圧力パルスは平面波として移動する。1 次元モデルでは圧力や流量はパイプ長さ方向のみに変化し、任意のパイプ断面では変わらないと仮定される。然るに、大径のダクト/配管では伝播する波動の波長はダクト/配管の特性寸法(直径)よりも短い。その場合、伝播方向が壁に平行する平面波の伝播と異なって、波動はダクトやパイプの壁に対して斜め角で伝播する。その結果、壁交差モードという波動の干渉パターンがダクト/管路中に形成される。あるダクト断面の音響圧力は一定ではなく、ダクトを横切る寸法(半径や直径)の関数として変化する。これらの音響固有振動は、往々にして壁交差モードあるいは高次モードと呼ばれることがある。

3 次元波動方程式が、ダクト/パイプの壁交差モードの伝播を解析するために用いられる。その微分方程式は極座標に変換し適切な境界条件(壁面で分子移動ゼロなど)を適用しベッセル関数フォームの解を仮定することで単純化できる。壁交差音響固有振動数は次の式を用いて計算できる。

$$f(m,n) = \beta(m,n)C/(\pi d) \quad \text{-----}(3)$$

ここで $f(m,n)$ = 音響固有振動数(Hz)、 $\beta(m,n)$ = 1 次ベッセル関数零の根(補 1)(-)、 C = 音速(ft/s)、 d = パイプ内径(ft)、 m,n = それぞれ直径モード、環状(円周)モードの次数(整数 0,1,2,3,...)

1 次ベッセル関数は大雑把にはサイン曲線様の連続関数である。この関数が零交差するときの値(根)は Fig.2 に与えられる。このモードは(m,n)で割り当てられるが、その場合、整数 m は半径(直径)状の節線(nodal line)、整数 n は環状(円周)の節円(nodal circle)サークルを決定する。

Fig.3 は、直径モード $m=1\sim 4, n=0$ ないし環状モード $m=0, n=1\sim 4$ の圧力モード形状を描写したもの(補 2)。これらのミックスモード($m,n \rightarrow 0$)は複雑になるので表わしきれない。どのケースでも、パイプの壁で圧力が最大になり、図中の節点ラインにそって圧力が最小になる。

ラボテストでは加振源が壁近くにあると直径モード(m モード)は励振されやすいことがわかっている。同様に加振源がパイプの(管軸に沿って)真中近くにあると円周モード(n モード)は励振されやすい。

音響壁交差固有振動数はまた、カットオン、カットオフ振動数とも呼ばれる。1 次壁交差固有振動数($m=1, n=0$)以下の振動数(カットオフ振動数)では、平面波伝播のみ可能である。しかし 1 次壁交差固有振動数以上の振動数(カットオン振動数)では、2 次元壁交差モードが配管中を伝播する。さらにこのカットオン振動数ではこれらのモードは殆ど減衰せず、長距離を伝播する。

m \ n	0	1	2	3	4	5	6	7	8
0	0.00	3.83	7.02	10.17	13.32	16.47	19.62	22.76	25.90
1	1.84	5.33	8.54	11.71	14.86	18.02	21.16	24.31	27.46
2	3.05	6.71	9.97	13.17	16.35	19.51	22.67	25.83	28.98
3	4.20	8.02	11.35	14.59	17.79	20.97	24.14	27.31	30.47
4	5.32	9.28	12.68	15.96	19.20	22.40	25.59	28.77	31.94
5	6.42	10.52	13.99	17.31	20.58	23.80	27.01	30.20	33.39
6	7.50	11.73	15.27	18.64	21.93	25.18	28.41	31.62	34.81
7	8.58	12.93	16.53	19.94	23.27	26.55	29.79	33.02	36.22
8	9.65	14.12	17.77	21.23	24.59	27.89	31.16	34.40	37.62
9	10.71	15.29	19.00	22.50	25.89	29.22	32.51	35.76	39.00
10	11.77	16.45	20.22	23.76	27.18	30.53	33.84	37.12	40.37
11	12.83	17.60	21.43	25.01	28.46	31.84	35.17	38.46	41.73
12	13.88	18.75	22.63	26.25	29.73	33.13	36.48	39.79	43.08
13	14.93	19.88	23.82	27.47	30.99	34.41	37.78	41.11	44.41
14	15.98	21.02	25.00	28.69	32.24	35.69	39.08	42.43	45.74
15	17.02	22.14	26.18	29.91	33.48	36.95	40.37	43.73	47.06
16	18.06	23.28	27.35	31.11	34.71	38.21	41.64	45.03	48.37
17	19.10	24.38	28.51	32.31	35.94	39.46	42.91	46.31	49.67
18	20.14	25.50	29.67	33.50	37.16	40.71	44.18	47.60	50.97
19	21.18	26.61	30.82	34.69	38.38	41.94	45.44	48.87	52.26
20	22.22	27.71	31.97	35.87	39.58	43.18	46.69	50.14	53.55
21	23.25	28.82	33.12	37.05	40.79	44.40	47.93	51.40	54.82
22	24.29	29.92	34.26	38.22	41.99	45.62	49.17	52.66	56.10
23	25.32	31.01	35.40	39.39	43.18	46.84	50.41	53.91	57.36
24	26.36	32.11	36.53	40.56	44.37	48.05	51.64	55.16	58.62
25	27.39	33.20	37.66	41.72	45.56	49.26	52.87	56.40	59.88
26	28.42	34.29	38.79	42.88	46.74	50.46	54.09	57.64	61.13
27	29.45	35.38	39.92	44.03	47.92	51.66	55.30	58.87	62.38
28	30.48	36.47	41.04	45.18	49.10	52.86	56.52	60.10	63.63
29	31.51	37.55	42.16	46.33	50.27	54.05	57.73	61.33	64.87
30	32.53	38.64	43.28	47.48	51.44	55.24	58.93	62.55	66.10
31	33.56	39.72	44.40	48.62	52.60	56.42	60.14	63.77	67.33
32	34.59	40.80	45.51	49.76	53.77	57.61	61.34	64.98	68.56

Figure 2. Zeros of First Order Bessel Function.

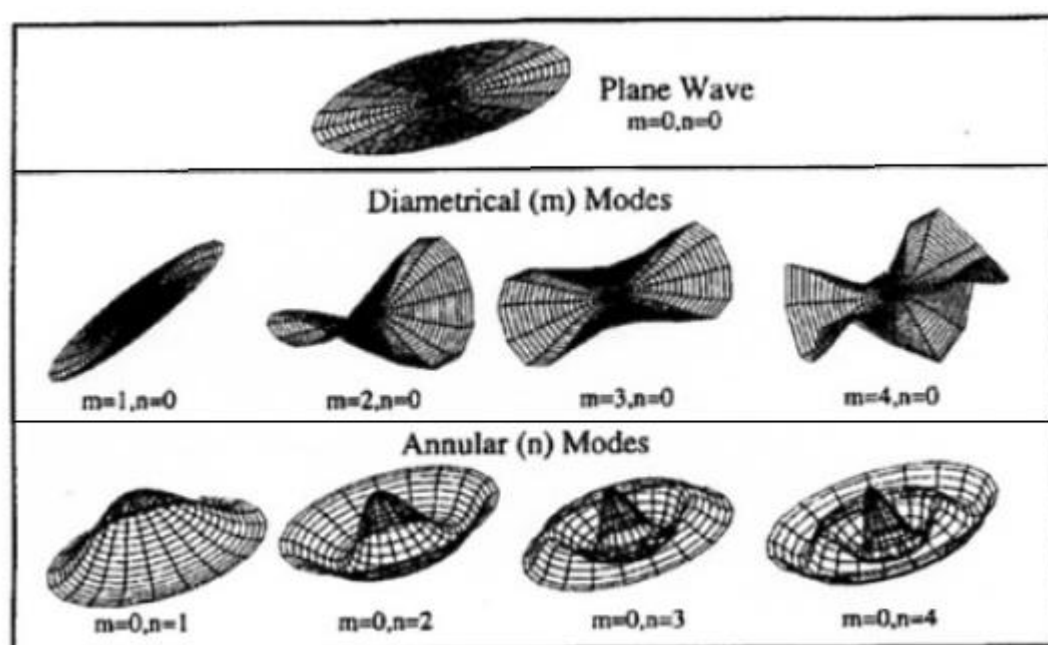


Fig.3 Cross-Wall Acoustical Mode Shapes for $(m=1\sim 4, n=0)$ & $(m=0, n=1\sim 4)$

2.2 シェル壁固有振動数

低周波数では、パイプの振動は長さに沿って横方向に起きる(→梁曲げ振動)。より周波数が高くなると、断面を横切ってシェル壁が半径方向に揺れ始める。もし全てのポイントが面内で振動したらこれは息つきモードである。だんだん周波数が高くなると隣接するシェル部分が面外に揺れて、円周廻りに正弦波が生じる。これらモード形状を **Fig.4** に示す。

シェル壁の固有振動数の算定には多くの理論式が使われている。無限長パイプに関しては Blevins によってクローズドフォームの解が得られている(補 3)。その場合、下記の(4)(5)式からわかるように固有振動数はパイプ径と肉厚から決まる。ただ、わずかに圧力の影響を受ける。内圧を考慮にいれれば、壁の有効肉厚は 5~10%増加する。

$$f_i = \{ \lambda_i / (2 \pi R) \} [E / \{ \gamma (1 - \nu^2) \}]^{0.5} \quad \text{-----(4)}$$

$$\lambda_i = (1/12)^{0.5} (h/R) \{ i(i^2 - 1) / (1 + i^2)^{0.5} \} \quad \text{-----(5)}$$

ここで、 f_i = シェル壁固有振動数、 λ_i = 振動係数(-)、 R = 管壁の平均半径(inch)、 ν = ポアソン比、 γ = 管材の質量密度($\text{lb} \cdot \text{s}^2 / \text{inch}^4$)、 E = 管壁の縦弾性係数(psi)、 h = 管壁厚さ(inch)
 i = モード次数(=2,3,4...)、

経験的には有意な不連続部(フランジ、ティ、エルボなど)から約 1D の離隔があれば、(4)(5)式の精度は十分であるとされる。

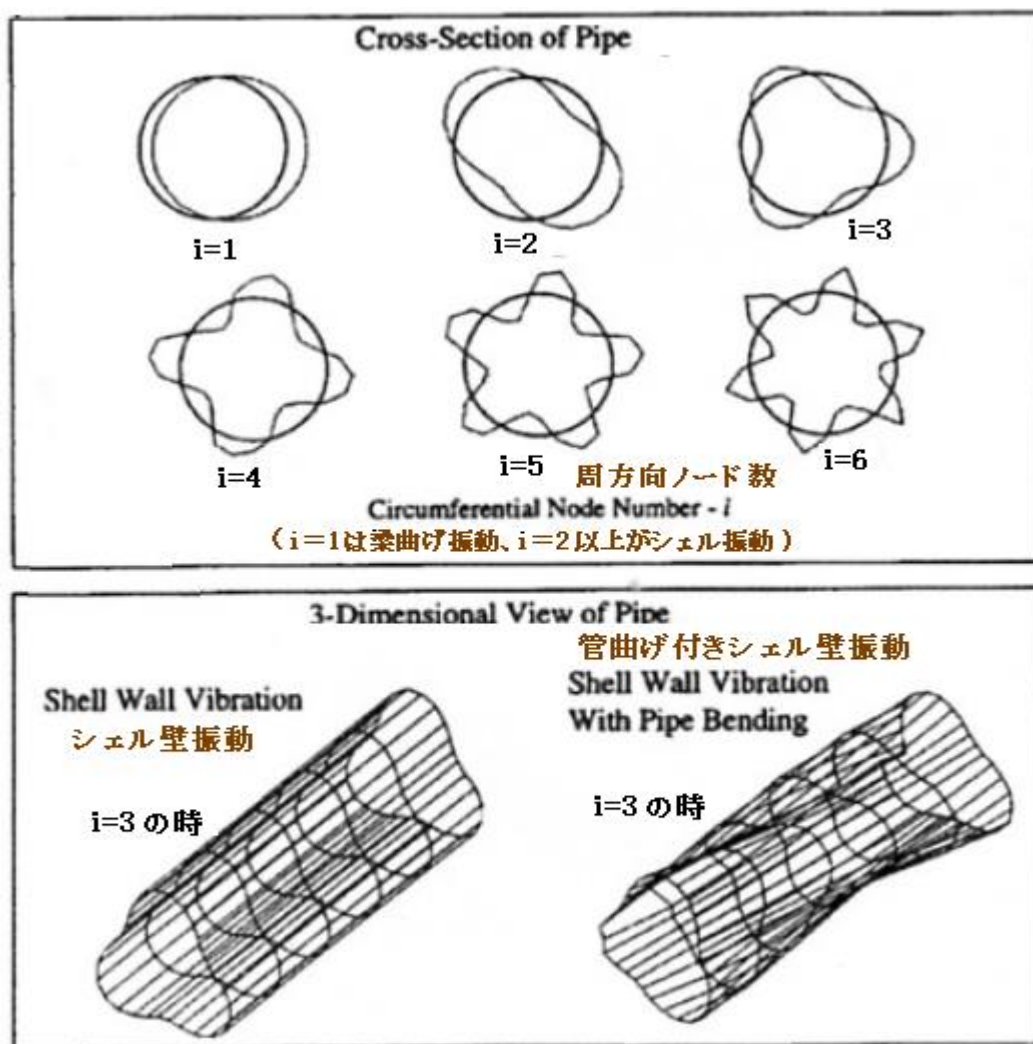


Figure 4. Piping Shell Wall Vibration Mode Shapes.
 (配管シェル壁振動モード)

2.3 放射効率(Radiation efficiency)(補 4)

各シェル壁固有振動数(f_2, f_3, f_4, \dots)は、周方向節線の数 i (Fig.4)によって定義される個々のモード形状を持っている。これらのモード形状が効率的なノイズラジエータになる(脈動によって励起され易くなる)には、シェル壁振動の曲げ波長は、空中の音響波の波長に等しいか大きくならなければならない。この特性は**放射効率**と呼ばれる。

これら2つの波長がマッチするポイントがいわゆる**コインシデンス振動数**である。もしシェル壁の固有振動数がコインシデンス振動数より低い時は、そのモードは効率的なノイズラジエータではない。コインシデンス振動数以上のシェル壁振動数ではそのモードは効率的に音響を放射することができる。コインシデンス振動数は次式で定義される。

$$f_c = C_{air} / \lambda_b \quad \text{-----(6)}$$

ここで C_{air} =空中の音速(ft/s)、 λ_b =シェル壁モードの曲げ波長(ft)

パイプの場合、シェル壁モードは下記で定義される曲げ波長をもっている。

$$\lambda_b = \pi d / N \quad \text{-----(7)}$$

ここで d =パイプ直径(ft)、 N =直径節線の数 m (シェル壁固有モード次数 i と同じ整数)

あるモードが効率的なノイズラジエータであるかどうかの評価はその**固有振動数 f_i** と**コインシデンス振動数 f_c** の比を計算することで可能である。1に等しいかそれ以上の比を持つモードでは、音響は放射される。その比が**約 0.7 以下**では、音響ラジエータとしてそのモードは貧弱である。

この放射効率の概念は、パイプ内のガスの脈動とシェル壁の振動の連成度の表示に使われる。

$$f_c = C_{gas} / \lambda_b \quad \text{-----(8)}$$

ここで C_{gas} =ガス中の音速(ft/s)

同じように1以上の値ではエネルギーは容易にパイプ壁に伝達される。1以下の値ではエネルギーの伝達効率が少ない。式(4)~(8)は容易に表計算シートに書き込める。重炭化水素が流れる 36"鋼管の計算例を計算章で例示する。

3. 高周波脈動及び振動の低減

高周波エネルギーの低減を図るうえで幾つかの有効なテクニックがある。エネルギーの発生メカニズムは低減ないし排除できるし、増幅メカニズムも取り除ける。また時にはダンピングを用いて振動を単純に制御できるし、パイプ内に音響吸収材を使用することで脈動エネルギーを減じることができる。

3.1 渦放出エネルギーの低減

渦放出エネルギーを削減する為の第1ステップは放出を引き起こす特定コンポーネントを確認することである。励振振動数は既知なので、式(1)は障害物の概略サイズをきめるのに使用できる。その結果をもとに、配管内に該当する障害物が存在し目当ての振動数で脈動が起きるかどうかを判断がつく。場合によっては、構造物を改変して渦放出を妨害したり放出振動数を変えることも可能である。**Fig.5**に幾つかの渦放出の低減方法を示す。ストレークやエアフォイルの追加が最もよく用いられている。

もし渦放出が防止できなければ、障害物の有効径を加減して渦放出振動数を、音響固有振動数や機械的固有振動数から引き離す。あるいはフローパスを改変して障害物廻りの流速を加減する。

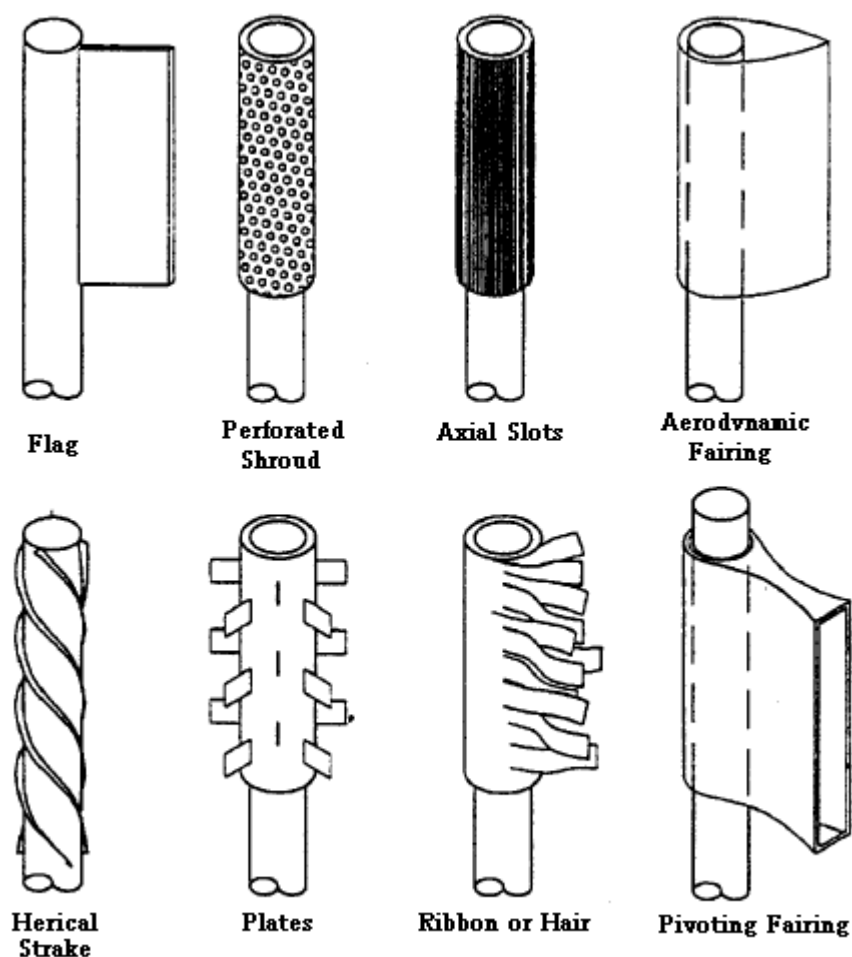


Figure 5. Vortex Suppression Devices. 渦抑制装置

3.2 羽根通過脈動の低減

羽根通過振動数はコンプレッサ内の干渉によって発生するので、コンプレッサの性能を変えない限りこれを低減するのは難しい。羽根通過脈動の低減方法の評価に関してはコンプレッサ製造者に助言をもらうべきである。インペラーベーンとディフューザブレードの間の内部クリアランスあるいは水切り(Fig.6のB)を増加することは場合によって有効である。フローパスの変更もまた効果がある。羽根通過エネルギーの増幅を減少できないときは羽根枚数を変えて振動数を変更すればよい。一般に羽根を増やせば羽根通過エネルギーは減少する。

3.3 壁交差音響モードの防止

パイプの内径を変えれば、壁交差モードの固有振動数を変えることができる。しかし実際には径の変更は限られているから、そのかわりに **flow-splitter** を挿入して内部形状を変えれば、かなり壁交差固有振動数は変わる。

振動数や含まれるモード数に由るが、内部 X ブレース(Fig.7)で十分なこともある。場合によっては“チューブバンドル”のようなもっと複雑な変更(Fig.7)も必要になる。このような変更で問題になるのは壁交差モードが X ブレースやチューブバンドルの上流/下流で再発することである。壁交差モードが再発しないために必要な X ブレースやチューブバンドルの長さを決めるのは難しい。ラボテストでは、径の数倍の長さを持ったチューブバンドルでは壁交差モードは再発しない傾向があるが、**flow-splitter** (X ブレース)では下流で壁交差モードが再発するという結果が得られている。

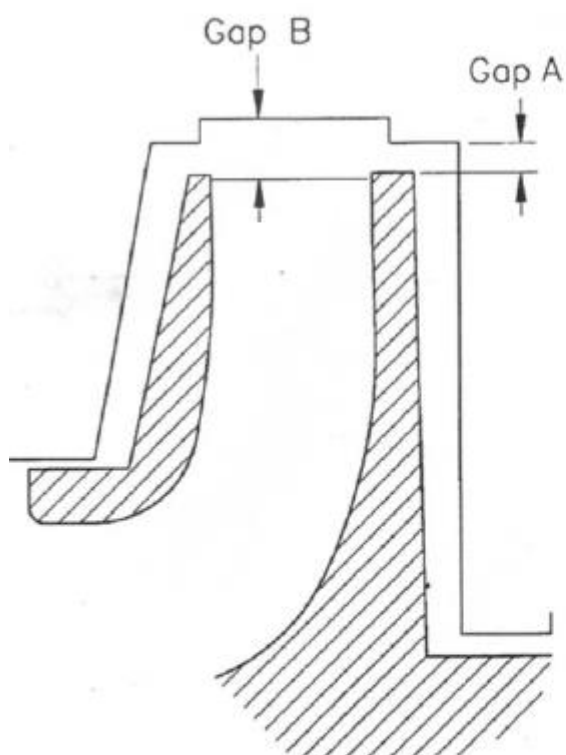
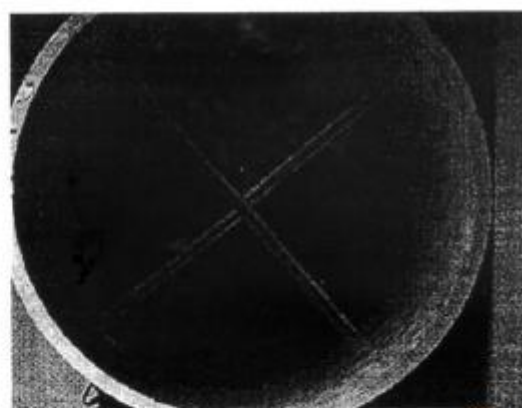
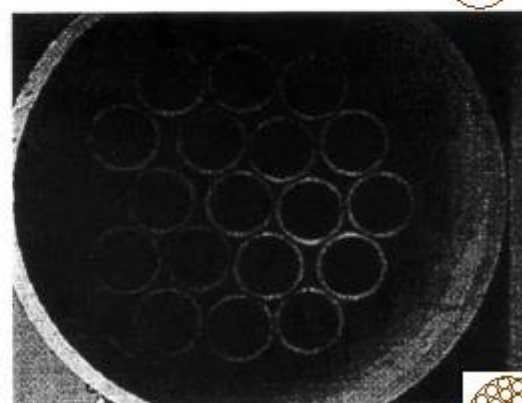


Fig.6 Cutwater (Gap B) Clearance
(水切り隙間)



X-Brace in Pipe



Tube Bundle in Pipe



Fig.7 Internal Pipe Modification to Discourage
Acoustic Cross-wall Mode Formation
壁交差モードの形成を妨害するためのパイプインターナル修正

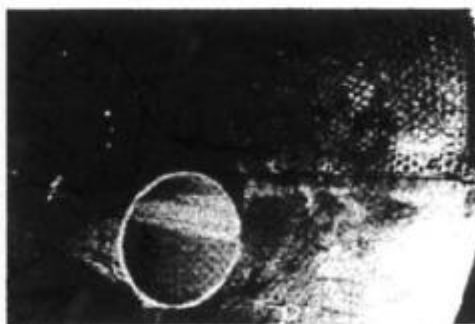
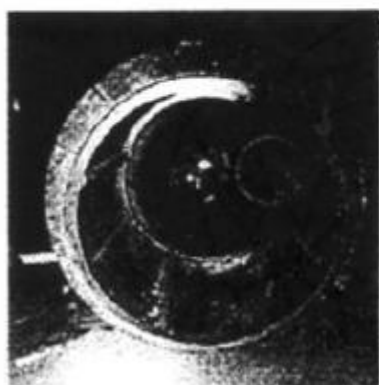


Figure 8 Absorption Material Applied to Silencer Internals.
(サイレンサインターナルに適用の吸音材)

壁交差モードを緩和する方法には、音響吸収材(**Fig.8**)を使用する方法もある。壁交差モードは殆どパイプ壁境界で最大圧力になるので、この境界面に吸収材を使用して(圧力放出条件を強化して)、壁交差モードの形成を妨害するようにする。この方法の欠点は、パイプ内部の吸収材が多くて状況下で適用できないことである(例えば液の存在や高温など)。また吸収材を保持するのが難しいこともある。そのためワイヤメッシュや多孔板を用いて吸収材を拘束することが多い。

高周波エネルギーを消散させる最後の手段は反動(反応型)サイレンサの使用である。これらサイレンサは配管に流れ出す前にエネルギーを緩和するためいろんな容積やチョークチューブの配置を用いている。しかし、壁交差モードがサイレンサ内に形成されないようにサイレンサの設計には注意しなければならない。設計がまずいとサイレンサが増幅器になり脈動/振動エネルギーを危険レベルまで持上げてしまう恐れがある。更にサイレンサのインターナルは振動で破損する傾向があるので注意する必要がある。

3.4 シェル壁振動の低減

場合によっては脈動エネルギー源を低減し壁交差音響モードを緩和することが難しいことがある。その場合、管肉厚を増やせばシェルの振動レベルを下げるができる。しかし実際には既存の配管を厚肉配管に置き換えることは一般には難しい。この場合、配管や周辺構造物にダンピングを付加することはシェル振動の増幅を押さえる意味で有効である。構造減衰については次の2つの基本的なタイプがある。

外延タイプ(無拘束,自由層ダンピング)、せん断タイプ(拘束層ダンピング)

外延型ダンピング(**Fig.9**)は構造物表面に直接接着された粘弾性ダンピング材単品からなる。表面が変形するにつれダンピング材は引張圧縮変形を起こす。このタイプは設計や適用が容易であるものの、通常、拘束層ダンピングほど有効ではない。

拘束層ダンピング(**Fig.9**)は、ダンピング材が外部の金属層で拘束される以外は、外延型ダンピングに類似している。パイプ壁が変形するにつれ外部金属層がダンピング材を拘束してせん断変形を強いる。外部金属層の厚みやダンピング材の厚みと材料物性によって、拘束層ダンピングの効果が決まる。通常外側金属層の厚みはパイプ壁厚さの約 25~50%である。理論的にはせん断がより高くなるので、非常に薄い材料で最大のダンピングが得られる。

平板に対しても非常に薄いダンピング層が使えるが、大径管では 1/8inch 以下の誤差で拘束層を作ることは難しい。もっと厚いダンピング材は使用できる(シリコンラバーやネオプレンシートの使用がうまくいっている)、そのダンピング効果は理想状態より劣る。

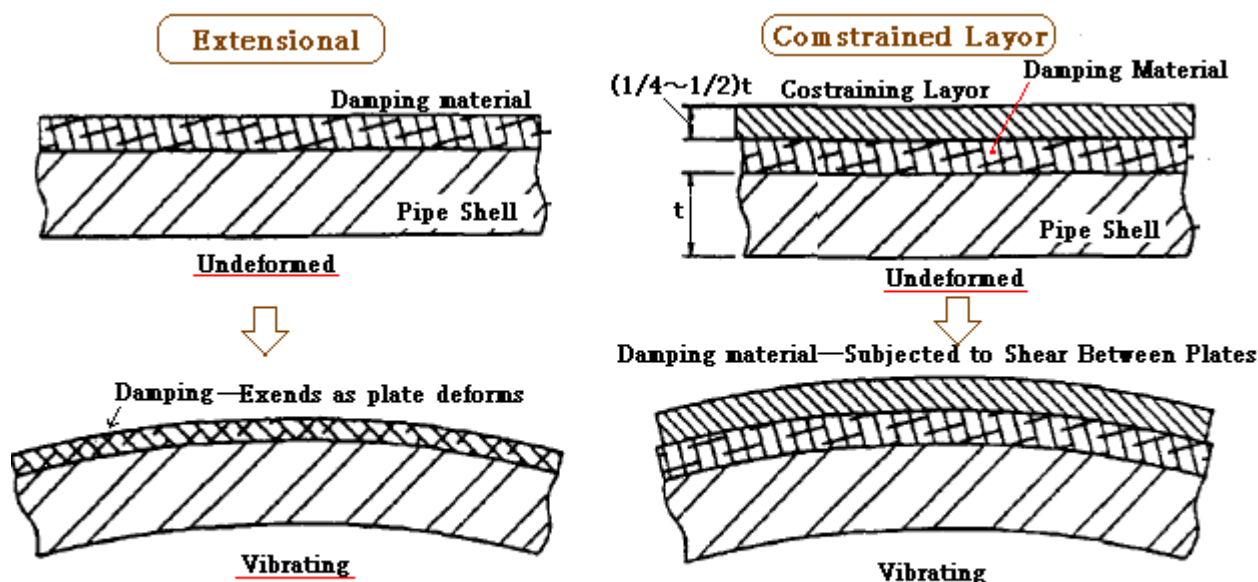


Figure 9. Plate and Shell Damping Treatments—Extensional and Constrained Layer. 板シェルのダンピング(減衰)処理→外延タイプと拘束層

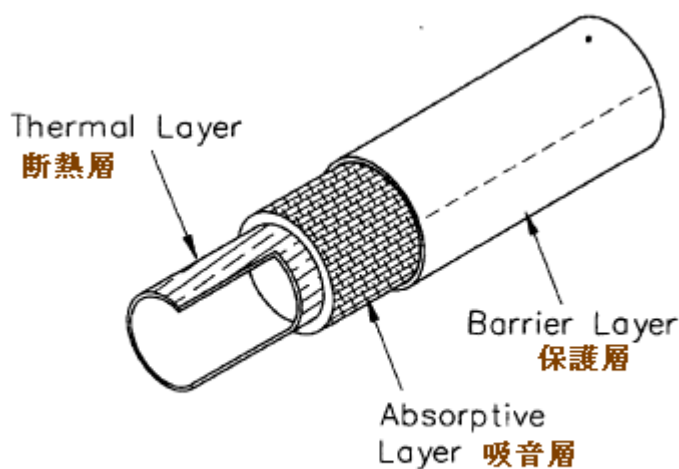


Figure10 Acoustical Lagging Applied to the Exterior of a Pipe. パイプ外面の音響ラギング

3.5 音響ラギング

振動が問題でなく騒音レベルが過剰な場合は、振動源や増幅メカニズムの低減よりもむしろ、騒音を吸収するため、配管に音響ラギングを取り付けるのが望ましい。ラギング材の選定は重要である。その騒音の周波数に見合った吸音材が選択されなければならない。

典型的なラギング施工例を **Fig.10** (Pelton 社 1993 から)に示す。吸音材は質量層（通常、鉛またはビニール）で囲われている。低い周波数域に適用するときには質量層を厚くする必要がある。場合によっては、騒音緩和のため幾つかの吸音材と質量層をサンドイッチ状に重ねたものが必要になることもある。

4. 試験 (Testing)

これら問題のタイプを究明するうえで通常、現地テストが必要になる。テストプログラムのフィロソフィは、エネルギー発生メカニズム(例えば羽根通過/渦放出)の確認と、伝達経路あるいは増幅メカニズムの確定を試みることである。エネルギー発生を排除し伝達経路を短絡し増幅メカニズムを変えることで振動や騒音を低減することができる。次章では典型的な計装及びテスト手順を取り上げる。

4.1 計器類

例えば高周波加速度計、挿入プローブ、マイクロホン、歪ゲージ、インパクトハンマー等が必要になる。

(1) 高周波加速度計

配管のシェル壁の振動計測では低質量/高周波数の加速度計が必要である。加速度計は構造物の上に接着されたあるいは溶接されたパッドに取り付けるべきである。ある場合には、500 g (0-P)を越える加速度レベルが計測される。そんな極端な増幅があると、加速度計は損傷し接続端子やワイアは破損する。それ故、特殊な配線や加速度計が必要になる。

(2) 挿入プローブ

配管中の特に振動/騒音が著しい位置の振動データが必要になる。計測は大抵スタブ(弁などの接続を介し)で計測されることが多い。そのような取り付けでは 1/4 波長共鳴の影響で配管内の正確な脈動値が得られない。単純なスタブではこの共鳴によって、データ中に偽りのピークと周波数(下記)がでてくる。

$$f_n = nC/(4L) \quad \text{-----}(9)$$

ここで、 f_n =スタブ振動数(Hz)、 $n=1,2,3,\dots$ 、 C =音速(ft/s)、 L =スタブ長さ(ft)

現場では、そんな単純なスタブは稀にしかみない。**Fig.11** や **Fig.12** に示すように典型的なスタブ配管では径の変化が多く、インピーダンスの不連続が起きて結果的に、単一ではない多数の脈動応答が表れる。そのうえ、Kinsler ら(1982)が言うように、スタブ振動数から程遠い振動数であっても、閉塞端の圧力反射効果によって増幅度が高くなる。それゆえ、これらの潜在する問題を避けて、脈動変換器を配管シェル壁内に取り付けるのが望ましい。

また、多くの場合、装置を脱圧することなく圧力変換器を着脱できることが望ましい。あるメーカーはバルブを通して挿入できパイプ壁内に位置決めできる挿入型プローブを開発している(**Fig.13**)。図のようなプローブは 2500Ppsi の高圧で運転中の装置に設置され良好な結果を得ている。

(3) マイクロホン

音響データは周囲の騒音を配管振動/脈動と関連づけるために用いられる。配管から数フィート離れて設置された幾つかのマイクロホンを使って比較用のデータを採取する。多くの場合、安価な内蔵型音響レベル計によって、十分この目的にマッチしたデータを得ることができる。

(4) ひずみゲージ

ひずみゲージは配管やノズルコネクシオンのひずみレベルを求めるために使用される。溶接ゲージは運転範囲の全域をカバーし取付けも容易であるが、小さなスポット溶接機が必要になる。計測されたひずみ振動数/振幅と振動/脈動/騒音の比較によって、破損原因の考察が進められる。

(5) インパクトハンマ

配管のシェル壁の固有振動数はインパクトハンマを使えば容易に判る。ハンマチップの硬度は想定の高周波数域で強いインパクトがでるように選ぶ必要がある。例えば高周波数域(>500Hz)の励振を狙うのであれば、鋼製のチップを使用すべきである。低周波数域であればプラスチックあるいはゴム製のチップを使用すべきである。またパイプを叩いた時すぐ撥ね返るようにハンマ質量を選ぶ必要がある。たいていの配管は、鋼製チップの 1 ポンドハンマでそのシェル壁を励振できる。

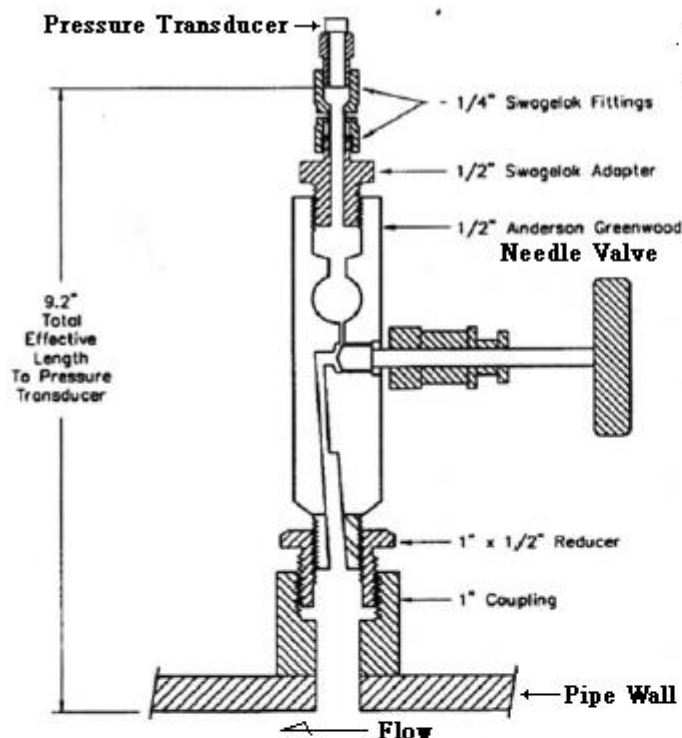


Fig.11 Pressure Transducer Stub Connection Through Needle Valve

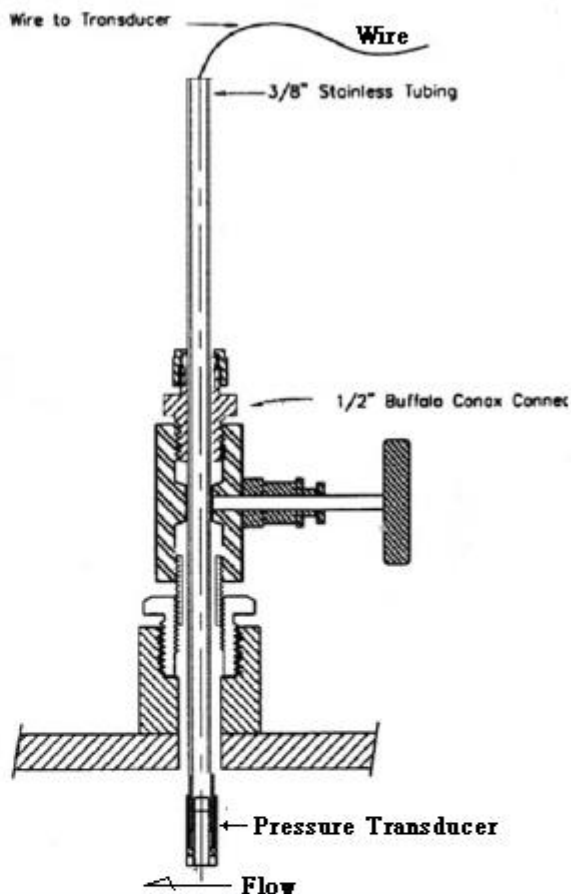


Fig.13 Insertion Probe to Eliminate Stub Connection

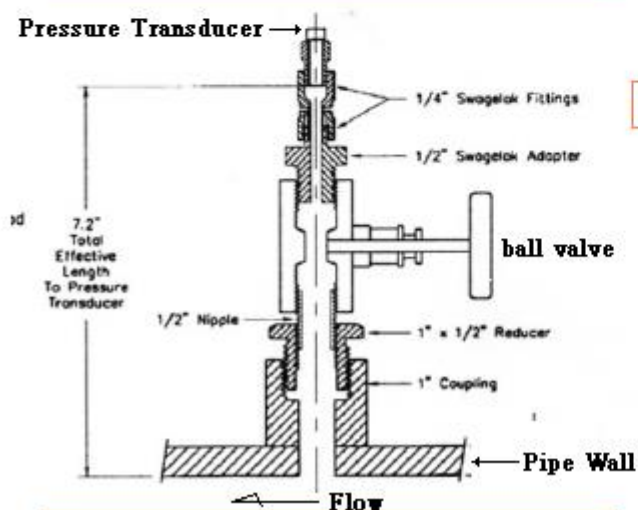


Fig.12 Pressure Transducer Stub Connection Through Ball Valve

5.2 テストの手順

典型的なテスト手順にはシステムの固有振動数テストと運転テストが含まれている。

(1) 構造物固有振動数テスト

構造物のシェル壁の固有振動には、励振によって高い振動を発生させる増幅メカニズムが含まれる。固有振動数はインパクトハンマやモーダル解析ソフトなどから得られる。計測による場合、信頼できる固有振動数データを得るには、そのシステムをシャットダウンする必要がある。

固有振動数データ以外にも、その固有振動数が脈動に応答しやすいか、また騒音を発生しやすいかを判断する上で、モーダル形状データが有益になる。高次のモード形状を計測するには配管の周廻りに等間隔にポイントを配置してデータを集める。必要最小のポイント数は想定される最大周波数の

モード数(直径節線の数)の2倍である。個々の固有振動数のモード形状は、これら計測データと市販の動画タイプモード形状ソフトを使って知ることができる。たとえば、24" 径 x0.5" 厚さのパイプを考えるとそのモード形状を同定するために必要

な周方向のポイント数は **Table 1** のようになる。この Table からわかるように最大周波数が 1500Hz の場合、そのモード形状を知るには少なくとも 14 点の計測点が必要になる。

Table 1. Minimum Number of Points Required to Define a Shell Wall Natural Frequency Mode Shape.

シェル壁固有振動数のモード形状を定義するに必要な最小ポイント数

Mode #	Natural Frequency	# Points Required
2	95	4
3	368	6
4	513	8
5	830	10
6	1218	12
7	1677	14
8	2206	16

(2) 運転テスト

加速度計、圧力変換器、ひずみゲージ及びマイクロフォンなどを設置し、種々の条件で運転を続けながらシステムのテストを行う。設置された計器からのデータ採取のほか、システムパラメータ(圧力、温度、速度 etc)の記録をとる必要がある。全てのデータを瞬時に収録するためには、テープレコーダ等によるデータ採録システムが必要になる。

もし計測対象マシンの速度が変化するならば、マシン速度が Min. から Max. へゆっくり変化する所でテストを行うべきである。これ以外は、負荷を変えながらテストする。もし正常とは異なる状態(リサイクル運転とかサージングなど)があるなら、それに対し付加的なテストを実施する。

5.3 データの評価

データはいろんなフォーマットでプロットできる。スペクトル分析器、デジタル収録装置あるいは高品位プロットが可能なソフトウェアによってそのプロセスは単純化されデータの評価は速やかになる。

エネルギー発生メカニズムは、脈動データを用いて確認できる。例えば羽根通過振動数においてのみ脈動が計測されればそのマシン自身が起振源(脈動源)になっている。一方、マシン速度に比例しない非同期性の振動数であれば、その振動は渦放出振動などの現象に関連するはずである。

Speed Sweep 中に得られる脈動データを壁交差固有振動数の計算と比較すれば、脈動エネルギーが配管の壁交差音響モードによって増幅されているかを確定できる。同様にシェル壁の振動データと固有振動数のテストデータから構造物の応答が増幅されているかどうか判る。

ひずみデータやマイクロフォンデータは、計測されたエネルギーのどれが疲労破壊や高い騒音レベルに寄与しているかを判定するため、脈動データや振動データと比較すべきである。この比較を通して、

前章[高周波脈動/振動の低減]で議論されたような振動/応力/騒音の低減策が見えてくるはずである。

5.4 シェル壁振動の受容性(振動許容基準)

振動振幅を応力に関係付けることで振動許容基準を得ることができる。振幅を応力に関係付けることは円筒シェル壁で計測された振動速度を動的ひずみに関係付けることで、それは Mikashinovic(1989)によって導入されている⁽³⁾。即ち、

$$V = C \varepsilon / (2\pi) \quad \text{-----}(10)$$

ここで、V=振動速度(0-P) (in/sec)、C=曲線適合定数(=742124 in/sec.)

ε =動的ひずみ(μ ひずみ) (in/in $\times 10^{-6}$)

この関係では、振動計測が 0-P で、幾つかの共鳴モードが含まれていると仮定している(その場合、ピーク振動速度が管周周りと拘束区間の配管軸長沿いで概ね同一という前提がある)。

Mikashinovic は、6～30 インチ径 $\times 0.25 \sim 0.75$ インチ肉厚 $\times 12 \sim 42$ ft 長さのパイプでテストし、計測結果と計算結果のよい相関を得ている。

この公式を用いて、振動速度と疲労限界を関係付けることができる。ここで炭素鋼を仮定して
疲労限界 13000psi(～9kgf/mm²)、安全係数 1.3、応力集中係数 Max.5(溶接熱影響ゾーン)
 とすれば、許容応力は 2000psi(1.4kgf/mm²)(0-P)になる。炭素鋼の場合、縦弾性係数は 30000000psi (21000kgf/mm²)なので、許容ひずみは約 67μ (0-P)になる。これを(10)式の許容ひずみとして

$$\text{許容振動速度} \rightarrow V = 742124 \times 67 \times 10^{-6} / 6.284 = 7.9 \text{ in/s (0.2m/s)}$$

になる。もし応力集中係数が Max.値の 5 より少ないなら、許容振動速度は[5.0/実際の応力集中係数]だけ高くなる。例えば突合せ溶接継ぎ手は約 2.0 の応力集中係数を持っているので許容振動速度は

$$7.9 \times (5/2) = 19.8 \text{ in/s (0-P)}$$

だけアップする。この許容振動レベルは配管の横振動(梁曲げ振動)や機械部分(例えば軸受箱)の振動よりかなり高い。振動速度は、C 特性あるいは線形重み付けの音響レベル SPL に関係する(何故なら特性 C は実質的な音圧に近い)。配管に高周波/広帯域のひずみゲージを貼って得られた現場経験では、パイプから約 1 インチ離れて計測された SPL は動的ひずみに比例することが判っている。動的ひずみと SPL (振幅)との関係は精確にわかっているわけではないが、配管シェル振動の程度を見積もる手法として、あるいは配管のどの位置にひずみゲージを張るかを決めるときのスクリーニング手法として用いられる。

配管から 1 インチ位置で SPL(C 特性)が計測されたとき、次のクライテリアが適用できる。

- ・ 130dB は、約 100μ ひずみ(P-P)に相当すること。
- ・ 136dB は、約 200μ ひずみ(P-P)に相当すること。

このクライテリアに加えて、炭素鋼配管のひずみレベル(ε)は、現場経験から次のように評価できることがわかっている。

$$\varepsilon < 100 \mu \text{ (P-P)} \quad \rightarrow \quad \text{安全 (Safe)}$$

$$100 \mu \leq \varepsilon \leq 200 \mu \text{ (P-P)} \quad \rightarrow \quad \text{裕度ギリギリ (Marginal)}$$

$$\varepsilon > 200 \mu \text{ (P-P)} \quad \rightarrow \quad \text{超過 (Excessive)}$$

それ故、パイプ壁から 1 インチ位置で計測した値が 136dB を越える時は疲労損傷の可能性が高い。

なお、[補 5]に例題を示す。

6. 事 例

過去数年来、筆者らは高周波振動による騒音や疲労損傷に関して、多くの事例を評価する機会に恵まれてきた。トラブルは流量の増加とともに増える傾向がある。問題はスクリュコンプレッサ、遠心コンプレッサおよびルーツブロワで起こっている。励振メカニズムは、羽根通過振動、ポケット通過振動あるいは渦放出振動など。

事例によって騒音問題は防音ラギングで処理された。渦放出振動の場合はエネルギー発生メカニズムを取り除くことで解決している。羽根通過振動の場合は、増幅メカニズムを取り除くことで解決している。また、特別に設計されたサイレンサを取り付けることで、あるいは以上のような方法を組み合わせることで解決している。以下、簡単に筆者らが扱ってきた 2,3 の事例を紹介する。

6.1 ラボテスト—流れのないパイプ

高次音響モードの発生と伝播に伴う現象を一層よく理解してもらう為にある単純なラボテストが導入された。試験計画には、高次モードの発生と発生後の turn-off モードへの切換えの検討が含まれていた。

(1) 壁交差モードの励振

ラボテストでは、12"(11.875"内径)x20'長さのプラスチックパイプが製作された。White noise と Swept-sin signal がパイプ壁に半径向きに取り付けられたスピーカに入れられた。またパイプ内の応答を計測するためにマイクロホンの配置が検討され、Acoustical form insert を用いて Anechoic 端末が管の両端に設置された。

$(m,n) \rightarrow (1 \sim 6, 0 \sim 1)$ 次に対する壁交差モードの振動数が計算され、パイプ壁の半径方向から加えられたホワイトノイズ励振に対する応答が計測された。Table2 に示すように計算値と計測値は良好に一致した。しかしこの励振配置では、周方向モード(直径+環状モード?)よりも、純直径モード($m=0 \sim 6, n=0$)の方がかなり強く励振されていた。

テストではパイプ中心(軸方向)に励振が繰返された。この形状では、壁交差モードを励振するのがもっと難しく、帯域オーバーで明確な応答データは得られなかった。しかし Table3 に示されるように周方向モード(0,1),(1,1)及び(2,1)モードに相当する 1400,1950,2450Hz の応答が計測された。

これらの試験は、直径モードの方が周方向モードよりも容易に励振されるように思われることを示している。さらに壁交差モードを turn on にする(スイッチを入れる/火をつける)にはモード形状とうまく組み合わせる必要がある。

(2) 壁交差モードの排除

配管内の壁交差モードの伝播を減少し排除できるかどうかを見るため実験が行われた。多孔板(ディスク)、X デバイダおよび 2" チューブバンドル(Fig.7) など幾つかの異なるデバイス評価された。デバイスは 2 番目のマイクロホンの下流でパイプの中に挿入された。パイプの先端近くのパイプ壁を半径方向に励振して配管内の幾つかの場所で騒音データが採取された。

多孔板の応答データからは、このデバイスによって壁交差モードが消散されることは殆どないことがわかった。

X デバイダについては、デバイダ区間内で壁交差モードは turn-off する(消える)が、X デバイダ

を出た後でモードがリフォーム(再発)する傾向がある。テスト結果では X デバイダを配管に加えることで壁交差モードを排除できるが、その場合、デバイダは配管の全長にわたって設置する必要がある(多分これは実際的ではない)。

チューブバンドルについて。テストに供されたチューブバンドルは流量計の精度を改善するために設けられる整流器に似ている。チューブバンドルは 18 個の 2"パイプで構成されており、1 番目のバンドルは 2 ft 長さ、2 番目のバンドルは 4 ft 長さであった。チューブバンドルのテストでは両方のバンドルとも配管区間の壁交差モードの形成阻止には有効であるが、4ft 長さの方がバンドル下流の壁交差モードの形成と伝播を防ぐ上ではより効果的であった。この結果から、チューブの短い市販の整流器は壁交差モードの伝播を防ぐ上では効果がないことがわかる。なお、壁交差モードは 2"チューブ内でも起きるが、その振動数はかなり高いので、本管の 12 "パイプのシェル壁振動にはならないはずである。

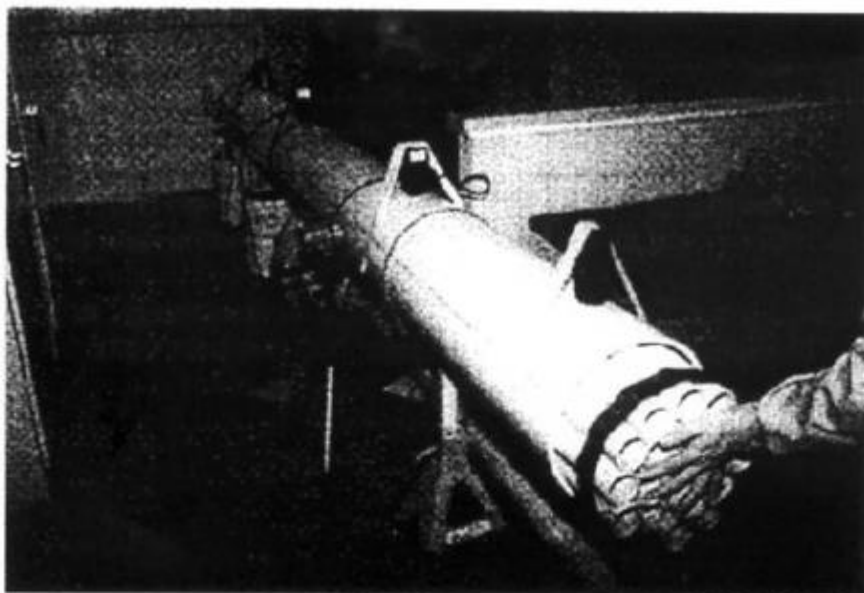


Figure 14. Laboratory Test—Pipe with Zero Flow (Showing Insertion of Tube Bundle). ラボテスト—零流量 (チューブバンドル挿入)

Table 2 Predicted/Measured Cross-Wall Modes for Air in 12 Inch Pipe—Radial Excitation.

エア入り12"パイプ壁交差モード—半径方向励振
計算値/計測値

m	Frequency (Hz)			
	n = 0		n = 1	
	Calc	Meas	Calc	Meas
0	0		1387	1388
1	666	668	1929	1956
2	1105	1108	2427	2428
3	1520	1524	2900	2904
4	1924	1928	3359	—
5	2322	2320	3807	—
6	2714	2716	4246	—

Table 3. Predicted/Measured Cross-Wall Modes for Air in 12 Inch Pipe—Axial Excitation.

エア入り12"パイプ壁交差モード—軸方向励振
計算値/計測値

m	Frequency (Hz)			
	n = 0		n = 1	
	Calc	Meas	Calc	Meas
0	0		1387	1388
1	666	—	1929	1956
2	1105	—	2427	2428
3	1520	—	2900	—
4	1924	—	3359	—
5	2322	—	3807	—
6	2714	—	4246	—

テスト設備の設計事情でこれらテストは零流量で実施された。もし流量があるならば、多孔板では固有の圧力降下によって、ある程度の消散(音響減衰)が観察されたと思われる。また、X デバイダの下流では圧力降下による消散によってその下流の壁交差モードも阻止されたのではないと思われる。限定的なテストながらこれだけの情報が得られた。それ故、もっと厳密なテストによって付加的なスタディを行えば、壁交差モードの turn-on に関するポテンシャルを評価し、壁交差モード低減の為の改善策を導くことが可能ではないかと思われる。

6.2 コンプレッサステーション - 吸込み側

シリーズになった新設のパイプラインコンプレッサの吸込み側で、かなり増幅された高周波数の振動/騒音が発生し、コンプレッサ近くの吸込み配管の計器が破損した。また更に建屋内の騒音レベルが 125dB を越え耳栓が必要になった。

各コンプレッサステーションではガスタービン駆動の遠心コンプレッサ(単段/片持ち羽根)が使用されていた。ブレード枚数は 17 枚と 14 枚の 2 種類、運転速度は 3120~5040rpm(定格 4800rpm)、設計運転圧力は吸込み側 1050psi、吐出側 1460psi、吸込み・吐き出し配管は 36 インチ径である。

仮説としてこの振動/騒音は、配管シェル壁の高次音響モードによって、あるいはこれにシェル壁の振動モードが加わることによってエネルギーが増幅され発生したと考えられた。加振源はわからないが、羽根通過エネルギーか、渦放出エネルギーがそのメカニズムになっている可能性があった。

(1) 計 算

励振メカニズムとして音響固有振動数とシェル壁固有振動数の潜在的な一致が考えられるため、壁交差音響固有振動数とシェル壁固有振動数が計算された。

- 音響壁通過モード固有振動数

[音響壁通過固有振動数]項の式を用いて 36" パイプの高次音響モード($m=1\sim 32$, $n=0\sim 7$)が計算された。いくつかの計算結果を **Table 5** に示す。

- 配管シェル壁モード固有振動数

[シェル壁固有振動数]項の式を用いて計算、**Table 4** にこれを示す。併せて[放射率]項の式を用いて計算した(→振動数比 f_i/f_c)。

この配管形状では潜在するシェル壁モードの大部分は効率よく音響を放射すると考えられる。更にシェル壁モードの中にはその周波数で予想される音響モードに類似したノーダルパターンを持つものがある。例えば、**Table 4** の $i=7$ のシェル壁固有振動数が 1118Hz であることが計算されている。一方、(7,0)の直径音響固有振動数は 1173Hz であることが計算された(**Table 5**)。これらの計算は配管の音響/構造モードが同調して大きなエネルギーの増幅が起きる可能性を示している。

- 渦放出 → 計測されたプラントの運転条件から計算された流速では、管内に 0.1~0.5 インチ (2.5~13mm)の障害物であれば想定音響固有振動数の範囲内で渦放出による励振の発生が起りうる。このサイズの障害物は、ストレーナの補強リング部分、フランジギャップ及びストレーナ近傍のスタブコネクション等に存在する可能性がある(**Fig.15**)。

- 計算からの結論 → 計算上は、この配管形状/流れでは羽根通過エネルギーも渦放出エネルギーも、

配管の音響固有振動数、更にはシェル壁固有振動数を励振できる。それ故計算結果は、この系にかなり増幅された騒音/振動が発生しているという仮説を立証していると思われる。

Table 4. Shell Wall Modes and Radiation Efficiency.

シェル壁モードと放射効率

# Diams i	Shell Wall Freq (Hz) fi	Pipe → Air		Gas → Pipe	
		Coincidence Freq (Hz) fc	Freq Ratio fi/fc	Coincidence Freq (Hz) fc	Freq Ratio fi/fc
2	63	242	0.26	263	0.24
3	179	363	0.49	935 ?	0.45
4	342	484	0.71	526	0.65
5	554	605	0.92	658	0.84
6	812	726	1.12	789	1.03
7	1118	847	1.32	921	1.21
8	1470	968	1.52	1053	1.40
9	1870	1089	1.72	1184	1.58
10	2317	1210	1.92	1316	1.76
11	2811	1331	2.11	1447	1.94
12	3352	1451	2.31	1579	2.12
13	3940	1572	2.51	1710	2.30
14	4575	1693	2.70	1842	2.48
15	5257	1814	2.90	1974	2.66
16	5986	1935	3.09	2105	2.84
17	6763	2056	3.29	2237	3.02
18	7586	2177	3.48	2368	3.20
19	8456	2298	3.68	2500	3.38
20	9374	2419	3.87	2631	3.56

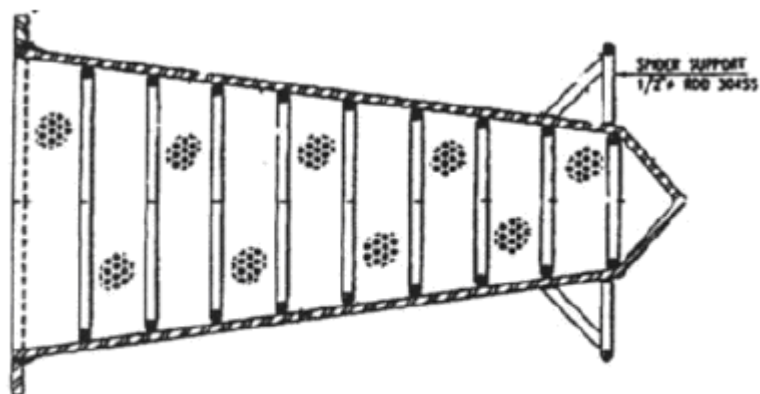


Figure 15. Original Strainer Installation Upstream of Pipeline Compressor. オリジナルのストレーナ

(2) フィールドデータステーション 7

シェル壁の振動データはパイプ壁のパッドに装着した小さな高周波加速度計で計測された。騒音データは使いやすくタフな音圧計(SLM)で測られた。振動データは内装式 pizo-electric transducer、シャフトの振動データ(半径方向/軸方向)は永久固定の密接ブローブで測られた。またコンプレッサ速度もパルス計でモニタされた。吸込圧力/吐出圧力/温度/ガス組成などの付加データは、既存のステーション Transducer とプロセスコンピュータから提供された。

- ・ 運転データ → コンプレッサはテスト日に可能な速度範囲で運転され、後日解析に供するためテープレコーダに収録された。

トレンドングプログラムがテスト中のプロセスデータを監視するためにセットアップされた。テスト中のコンプレッサ速度 /ステーション流量 /吸込・吐出圧力を **Fig.16** に示す。これから判るように平均 20 分間当り 3120→4400rpm の変化が与えられた。吸込圧力は 1140～1045psi、一方、吐出圧力は 1298～1398psi、ステーション流量は 1760～2500MMscfd で推移した。

ステーション流量/温度/ガス特性及び圧力データを用いて、テスト中の吸い込み管の平均流速が計算された。**Fig.17** に示すように吸い込み管の平均流速は 32 f/s から 50 f/s 近くまで変化している。テスト期間中は流速はコンプレッサ速度に比例して変化した。

収録データから Water-fall プロットが作成された。**Fig.18** に示すように、ストレーナ下流で測られた吸込みラインの脈動データは垂直に並んだ不連続な周波数の脈動ピークを示している。これらのピークは特にストレーナ下流で確認されたデータの中に見られる。一方、一次の羽根通過振動数と 2 次の羽根通過振動数における励振は、17 枚 x 回転数と 2x17 枚 x 回転数の振動数に現れるピークと見ることができる。しかしそれらピークは極めて軽微である。従って前者の垂直に並んだピークにおいて壁通過モードの音響共鳴が発生している可能性が強い。

なおデータから観察される挙動として目に付くのは、コンプレッサ速度(→Fig.17 の流速)が増すにつれて低周波のピークが消滅し、高周波の新しいピークが現れることである。

これらのデータは音響共鳴(垂直に並んだピーク)が渦放出によって励振されたものであることを示している。何故なら、渦放出現象では高流速のもとで高周波数域の帯状(band)のエネルギーが放出されるからである。

吐出側の脈動データ(**Fig.19**)は、吸込み側に類似した挙動を示しているが、かなり振幅は低い。これらデータでは、広域帯の乱流エネルギーや羽根通過励振が支配的である。

吸込配管/吐出配管の騒音データやシェル壁振動計測結果は、その振動/騒音の大半が吸込み管内の脈動から生じていることを示している。計測された振動振幅は、いくつかの違った周波数で 100 g (0-P)ぐらい高くなっている。このレベルでは、配管自身が破損することはないが、配管アタッチメント(サーモウェル/圧力コネクション/計器など)は破損の恐れがある。

データではシャフト振動は低振幅であり、その振動の大部分は運転速度における 1 次の微小振幅であった。しかしその 2,3 の低振幅ピークは吸込配管の脈動に対応する軸方向振動データに現れた。これらのデータは逆に、脈動や配管振動がシャフト振動に影響しないことを示している。

- ・インパクトデータ(ハンマリング)ーコンプレッサが停止している時の吸込/吐出配管の衝撃応答データが集められた。この場合、衝撃も応答も半径方向である。

衝撃テスト(ハンマリングテスト)では多数のピークが見られた(**Fig.20**)が、それらピークは別々のグループ毎にみられた。フルモードの解析は行われていないが、固有振動数グループの個々のピークは、局所的な分岐構造等の影響で多少異なるところもあるが、多分によく似たモード形状(例えば5次の直径モード)をもっていることがうかがえる。

中には非常に漸近するケースも有るが、衝撃テストから計測されたシェル壁固有振動数と運転時に計測されたシェル壁振動数のピークとの相関ははっきりみられなかった。これは配管のシェル壁振動が配管の固有振動数から余り影響を受けていないこと(共振がなく強制振動であること)を示している。

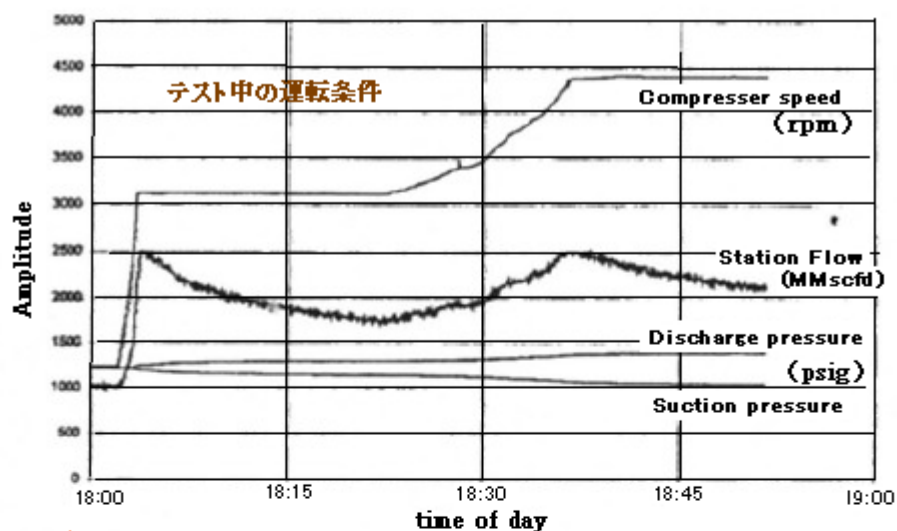


Fig.16 Station 7 Operating Condition During Testing

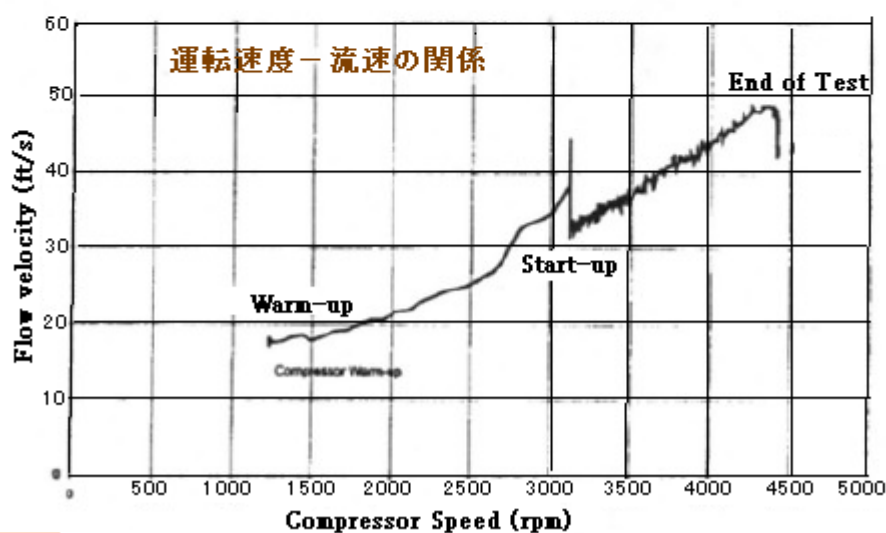


Fig.17 Average Flow Velocity Versus Compressor Operating Speed

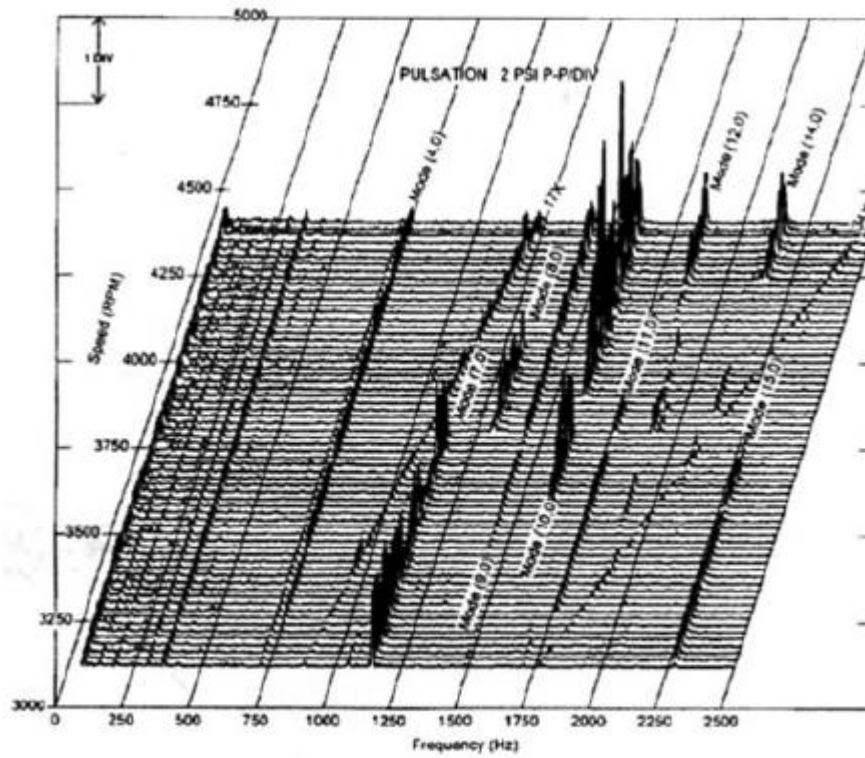


Figure 18. Suction Line Pulsation Measured Downstream of Strainer—Station 7. 吸込みラインのストレーナ下流の脈動計測データ

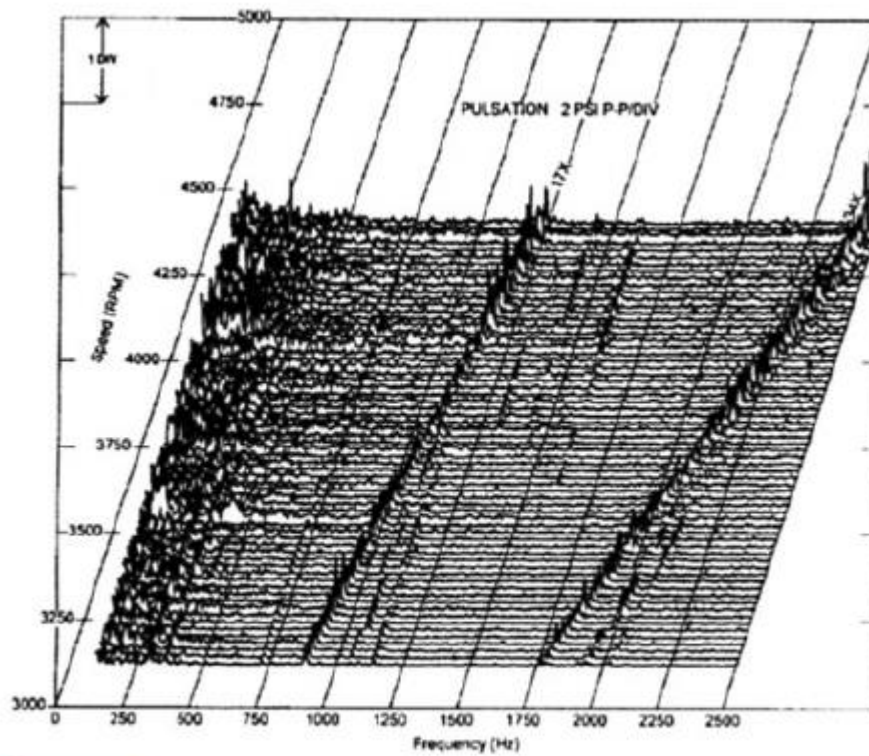


Figure 19. Discharge Line Pulsation Measured near Compressor—Station 7. 吐出ラインのコンプレッサ近くの脈動計測データ

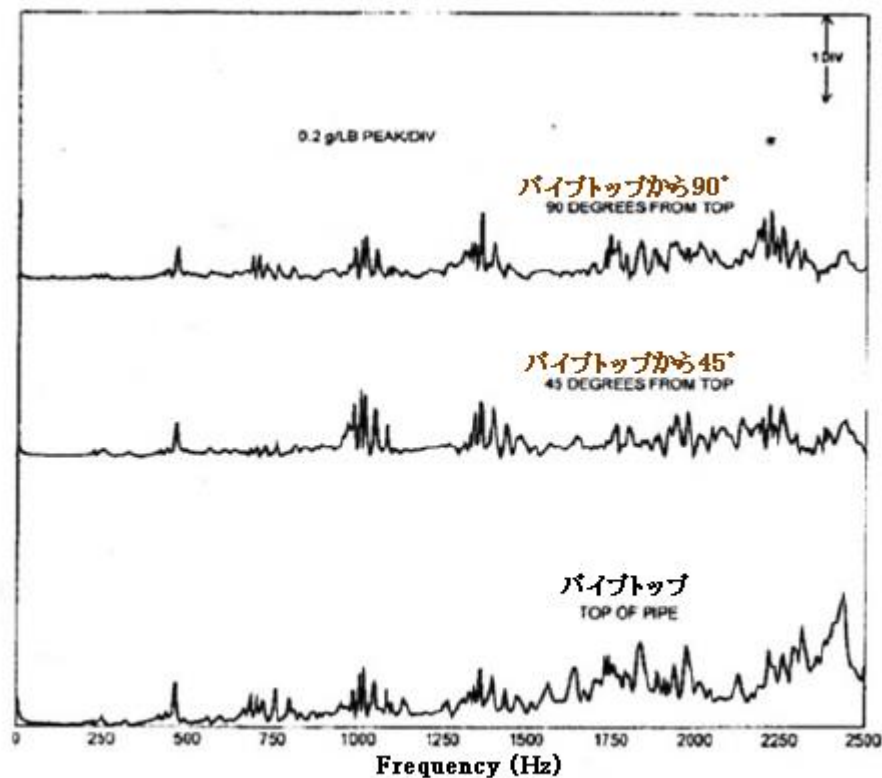


Figure 20. *Impact Response Data of Suction Piping Shell Wall Near Strainer.* ストレーナ近くの吸込配管シェル壁の衝撃応答データ

(3) フィールドテストステーション 9

ステーション 7 と類似のテストがステーション 9 でも行われた。このステーションの流量はステーション 7 よりも高い。またコンプレッサのベーンは 14 枚になる。

Fig.21 に示すように脈動データでは、ステーション 9 もまた、壁交差音響モードの励振によって高い脈動にさらされていた。本論文ではそのデータの詳細は示せないが、その要点を比較に用いる。

(4) 計測データと計算データの分析

Table5 に示されるように、計測された脈動振動数と計算された壁交差音響固有振動数の間には良好な一致が見られた。これらのデータから、計測された脈動が 壁交差音響モードによる励振であったことが確認できた。

変化する振動エネルギーが系の固有振動数を刺激する状況では、“interference diagram” が励振と共鳴(共振)の同時発生を理解しやすくするために用いられる。ダイアグラム上には系の共振を表わすラインがプロットされ、それに[変化する振動励振]を表わすラインがプロットされる。励振ラインとシステム共振の交差点がそのエネルギーが共振を励起できるエリアを示している。このような干渉ダイアグラムを一般化して **Fig.22** に示す。縦軸は振動数(Hz)を表わしこれに音響固有振動数(純壁交差モード)をとって水平点線でプロットされた。これらの水平ラインは **Table 5** の “Calculated Values” コラムに対応している。

本ケースでは[変化する振動エネルギー]は渦放出によって供給されるが、それは固定された障害(直径など幾何形状)と変動する流速の関数になる。それ故に、流速を水平軸にとり、特定障害物サイズに対して[変化する振動励振]を表わすために“対角線”が引かれた。

Fig.22 のダイアグラムの場合、[変化する振動例振]線は、ストローハル数 0.5 の渦放出振動数と 0~100 ft/s の流速について計算されたものである。3つの対角線は障害物サイズ 0.1,0.2,0.4 インチサイズにおけるエネルギー発生ポテンシャルを表わしている。例えば、流速 100ft/s に曝される 0.2 インチ障害物は 3000Hz 近くで大きなエネルギーが生じ、30ft/s では 800Hz 近くで大きなエネルギーを生じる。これらのポイントを通して引かれた対角線は任意流速域の励振線を表わしている。

脈動計測結果は障害物のサイズを見積もるためにこのダイアグラム上にプロットされた。Table 5 の計測振動数(～壁交差固有振動数)は 4 角マークで区切られた水平線を用いてプロットされている。これらの線の両端は壁交差モードが ON-OFF するときの流速を表わしている。ドットされた垂直線はコンプレッサの運転速度の範囲を区切っている。

全てのプロットデータにおいて、想定 of 励振線は計測された壁交差モード範囲の midpoint を通って引かれているとすれば、0.15 インチ、0.3 インチサイズの励振線は 3 つの励振線の間にくる。なお、励振線は流れに直交して置かれた円筒廻りの平均流速に基づいている(念為)。ここでは全て近似的なファクタを想定しているので実際の障害物は多少違ってくのかも知れないが、平均流速に基づく励振線は、渦放出源としての障害物のサイズを見積もる上で目安になる。

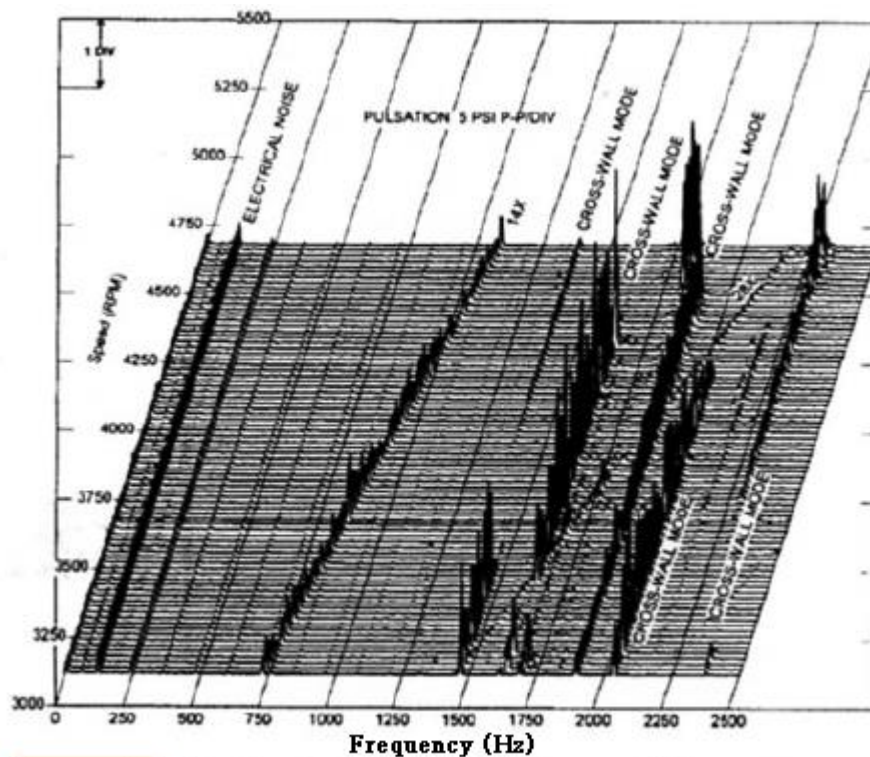


Figure 21. Suction Line Pulsation Measured Downstream of Strainer—Station 9. 吸込ラインのストレーナ下流の脈動計測値

Table 5. Comparison of Measured and Calculated Cross-Wall Modes.
壁交差モードの計測値と計算値の比較

Mode No. (m, n)	Calculated Values	Measured Frequencies	
		Station 7	Station 9
	Frequency (Hz)	Frequency (Hz)	Frequency (Hz)
(4, 0)	727	—	—
(5, 0)	877	—	—
(6, 0)	1026	—	—
(7, 0)	1173	1126	—
(8, 0)	1319	1297	—
(9, 0)	1465	1431	1460
(10, 0)	1609	1607	1630
(11, 0)	1754	1752	—
(12, 0)	1898	1853	1890
(13, 0)	2041	—	2027
(14, 0)	2184	2132	2281
(15, 0)	2327	—	2376

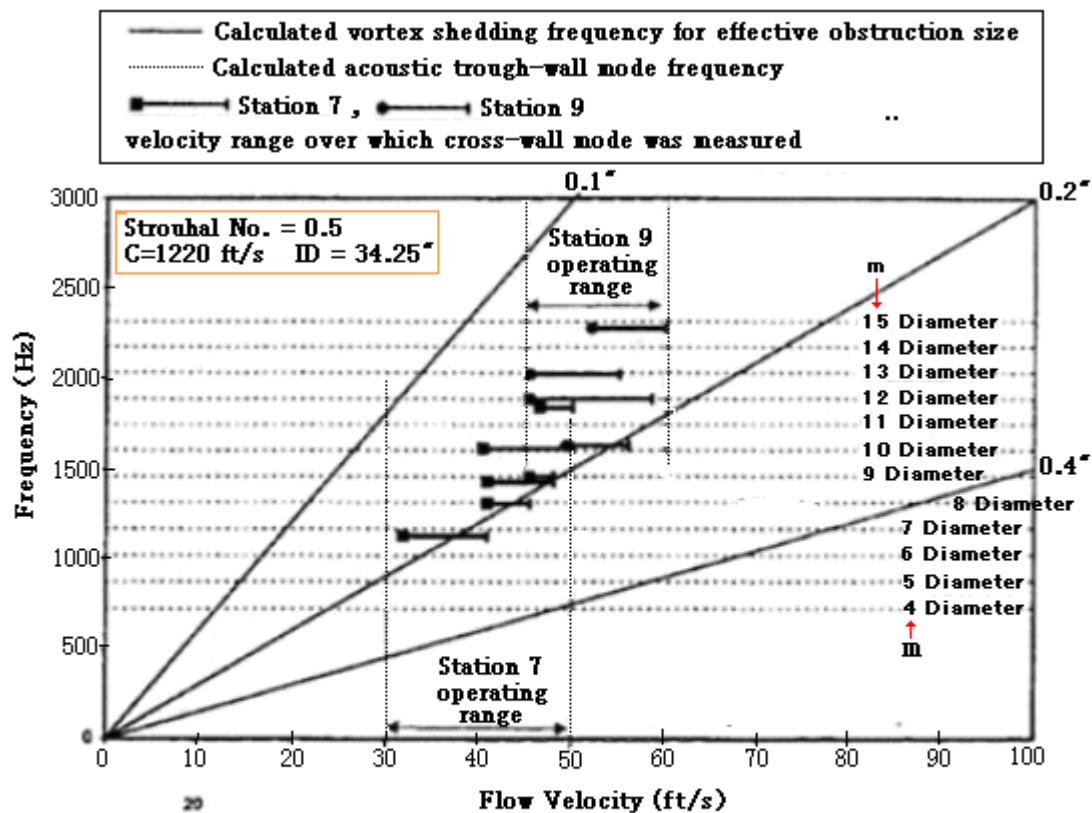


Figure 22. Interference Diagram for Stations 7 and 9—Cross-Wall Acoustic Natural Frequencies and Vortex Shedding Frequencies.

(壁交差音響固有振動数—渦放出振動数の干渉ダイアグラム)

(5) 結 論

以上、計測データと計算データから、ストレーナ部分で渦放出エネルギーが発生し、それが配管中の壁交差音響モードによって増幅したという結論に至った。ストレーナの補強リングは概ね、渦エネルギーを発生させるには十分な寸法を持っている。ただこれらリングが渦エネルギーを発生させたという事実は完全には立証されていない。ともかく、振動エネルギー発生ポテンシャルを減じ、同時に対象になる振動数範囲内で壁交差音響モードの形成を阻止することが課題になる。

(6) 改 造

ストレーナの改造案を **Fig.23** に示す。補強リングは除去され音響壁交差モードを防ぐ為に、長手方向にプレートが付けられ、多孔メタルの支持構造が追加された。改造ストレーナはステーション 9 に据えつけられたが、運転再開の瞬間すぐに、この改造によって騒音問題が解消したことがわかり、改造後の脈動・騒音・振動データがとられた。**Fig.24** に示すように、高周波の垂直ピーク列は未だ現れるものの、振幅は非常に減少している(**Fig.21** と **Fig.24** を比べてみてほしい)。羽根通過振動(14x 回転数)は改造の前後で変化は殆どなかった。

吸込み側の脈動レベルは 1/6 に減少した(12psi→2psi)。ストレーナ下流の配管の振動振幅は 1/25 まで減少した(125g's→5g's)。騒音レベルもまた許容レベルまで減少した。

これらのデータからストレーナ設置場所の配管内の壁交差音響モードはストレーナの改造によって阻止できたと結論付けることができる。まだシステムの中に渦放出が残っているので、ストレーナの上流/下流で音響モードが再発しているようである。ただ、振動/騒音レベルともこの再発による影響は小さい。

この事例は、ストレーナなど配管中に設置された障害物に隠れ潜む問題を例証したものに他ならない。流れの中に半永久的に障害物が設置されると振動/騒音問題が起きることを認識すべきである。

潜在的な渦振動－シェル壁固有振動－音響壁交差振動の間のコインシデンス(同調/一致)のについてのチェック計算は設計段階で行わなければならない。ただ、そのような計算には含まれないファクタ(例えば、流れ角度/障害物配置/小径管アタッチメントなど)が、実際にはかなり振動騒音のコインシデンスに影響を与えることを認識しておくべきである。

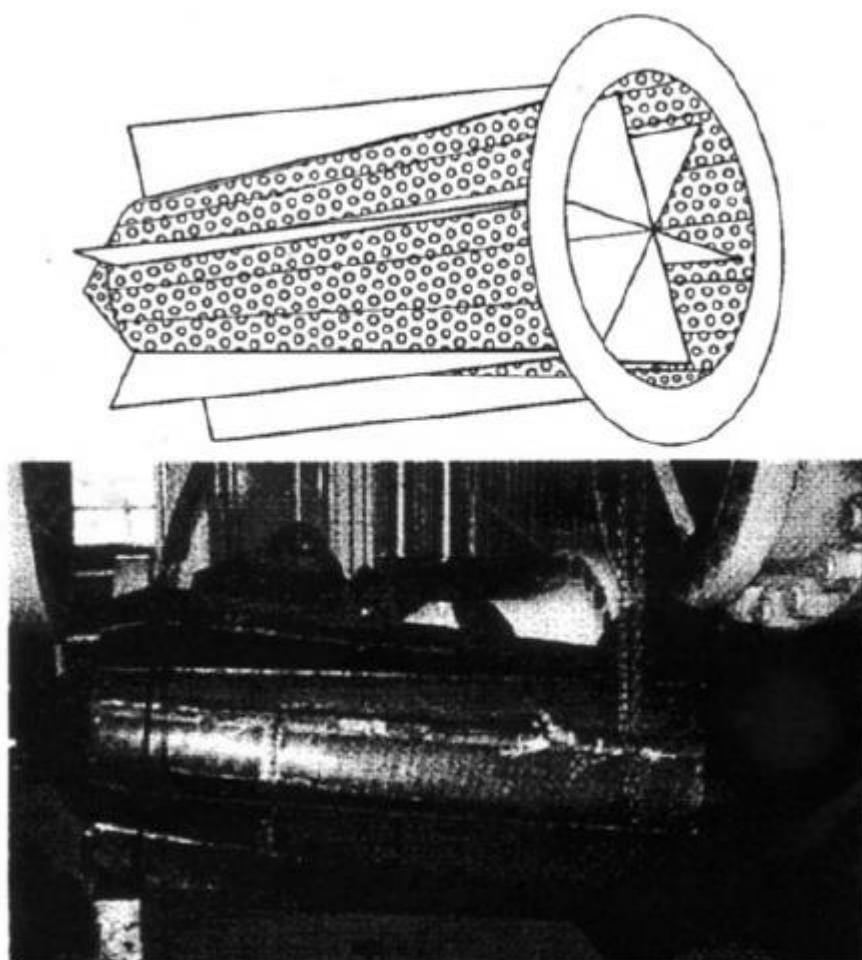


Figure 23. Proposed Strainer Modification. ストレーナ改造

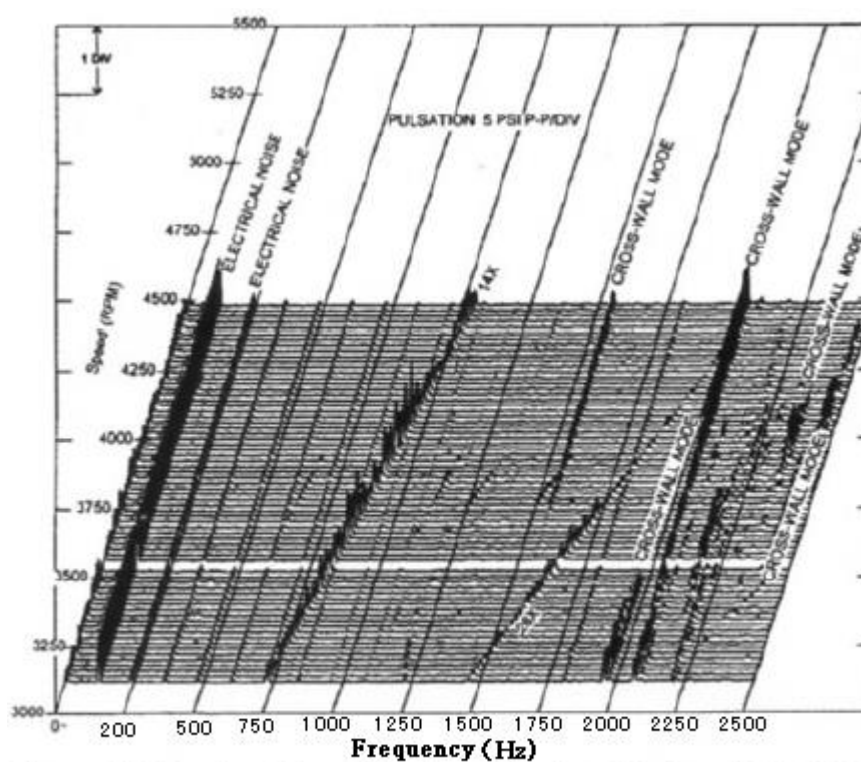


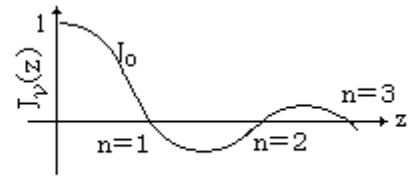
Figure 24. Suction Line Pulsation after Installation of Modified Strainer—Station 9. 吸込ラインのストレーナ改造後の脈動

[補 1] 第 1 種ベッセル関数は次式で与えられる。

$$\text{第1種ベッセル関数: } J_\nu(z) = \sum_{k=0}^{\infty} \frac{(-1)^k}{k! \Gamma(\nu + k)} \left(\frac{z}{2}\right)^{\nu-1+2k}$$

ここで Z = 変数、 k = 整数($0 \sim \infty$)、 ν = 次数($= m + 1$)
 m = 次数成分、 Γ = ガンマ関数

ここでは、 $J_\nu(z) = 0$ において、根 z_n を求め、これを $\beta(m, n)$ として Fig.2 に示す。



[補 2] Fig.3 は立体的に表示されているが、断面を取って平面表示すると下図のようになる。ここで + 表示と - 表示は圧力変化において位相が 180° ずれていることを示すものである。すなわち + 部分では半周期は正圧であるが残りの半周期は負圧である。一部分はその逆になる。なお、次数成分 m, n はそのモードの節線、節円の数に相当する。例えば直径モードの節線が 1 本で環状モードの節円が 2 本では、モード次数は $(m, n) \rightarrow (1, 2)$ になる。

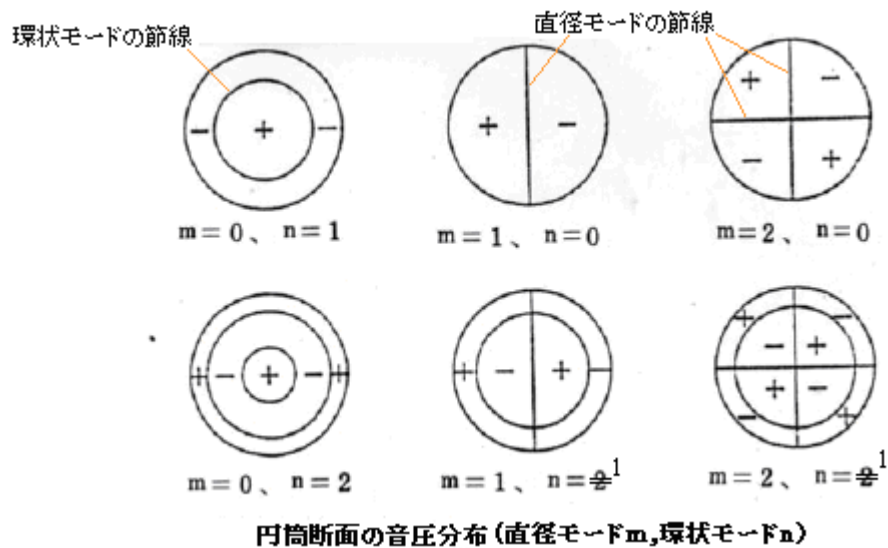
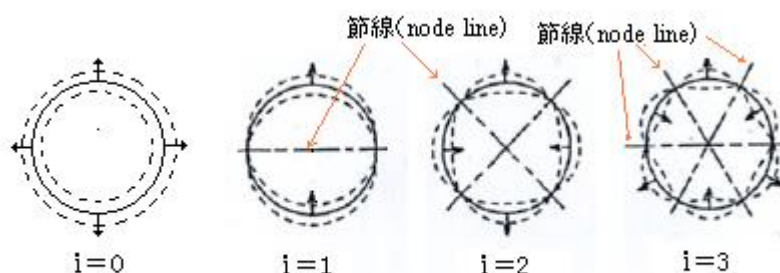


Fig.4 は円筒シェル殻(金属断面)の周廻りの撓み変形を示しているが、これは下図のようにも表現できる。 $i=0$ モードは Fig.4 には含まれていないが、これは円筒殻(リング)が半径方向に等しく伸縮するもの(内圧の均一変化による)。 $i=1$ モードは横振れ状態であり、円筒の両端が拘束されていれば梁曲げ変形を表わす。従って $i=2$ 以上のモードがシェル振動になる。なお下図の矢印は、瞬間的な振れの方角を表わすもので、すぐ反転して両振れで推移する。

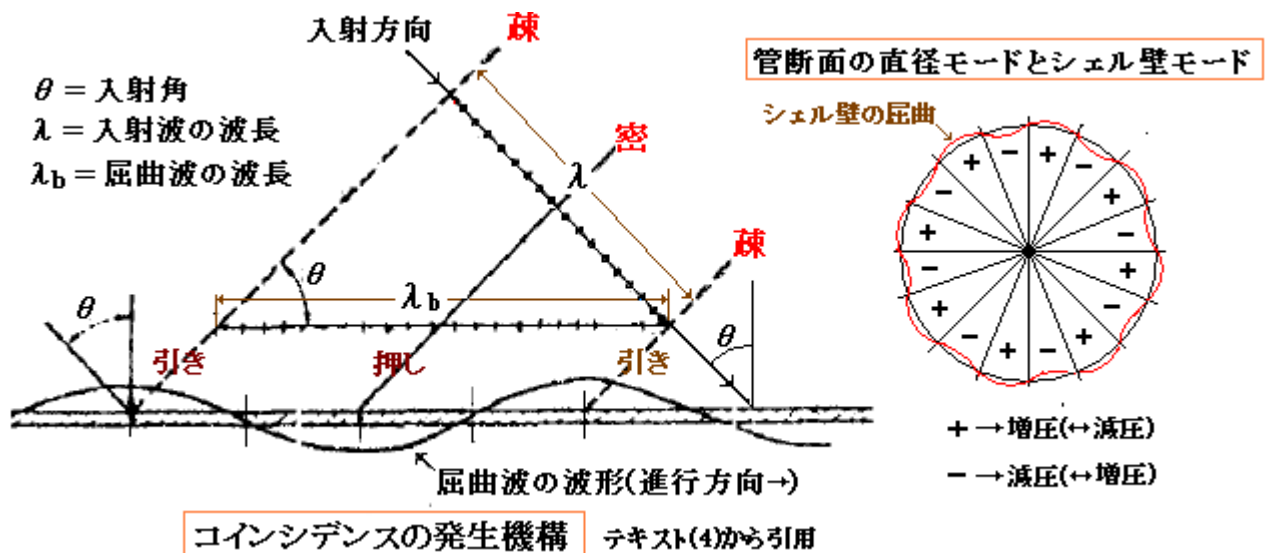


薄肉円筒シェルの周方向振動モード

[補 3] 式(4)(5)の Blevins の式を以下のように変形する。

$$\begin{aligned}
 f_i &= \{1/(2\pi R)\} \{h/R\} \{i(i^2-1)/(1+i^2)^{0.5}\} (1/12)^{0.5} [E/\{\gamma(1-\nu^2)\}]^{0.5} \\
 &= \{1/(2\pi R^2)\} \{i(i^2-1)/(1+i^2)^{0.5}\} [Eh^2/\{12\gamma(1-\nu^2)\}]^{0.5} \\
 &= \{1/(2\pi R^2)\} \{i(i^2-1)/(1+i^2)^{0.5}\} [Eh^3/\{12\gamma h(1-\nu^2)\}]^{0.5} \\
 I &= h^3/12, \quad \gamma = \gamma'/g \quad (\gamma \text{ は比重量 kg/m}^3, \quad g \text{ は重力加速度) とすれば、} \\
 f_i &= \{1/(2\pi R^2)\} \{i(i^2-1)/(1+i^2)^{0.5}\} [EIg/\{\gamma'h(1-\nu^2)\}]^{0.5} \\
 \gamma'h &\text{ を } \rho \text{ と置くと、} \\
 &= \{1/(1-\nu^2)\}^{0.5} \{1/(2\pi R^2)\} \{i(i^2-1)/(1+i^2)^{0.5}\} (EIg/\rho)^{0.5} \\
 \{1/(1-\nu^2)\} &\text{ は } \nu=0.3 \text{ とすれば、 } \{1/(1-\nu^2)\}^{0.5} = 1.099^{0.5} = 1.05 \text{ であるから 約 } 1 \text{ と置ける。故に} \\
 f_i &= \{1/(2\pi R^2)\} \{i(i^2-1)/(1+i^2)^{0.5}\} (EIg/\rho)^{0.5} \\
 &\text{これは機械工学便覧の円環(リング)の固有振動式に同じである。なお、} \rho \text{ はリングの単位長さ} \\
 &\text{当りの重量で、} \rho = \gamma'A = \gamma'x(1xh) = \gamma'h \text{ になる。即ち単位幅 } 1 \text{ が含まれるので、単位は kg/m}^2 \\
 &\text{ではなく kg/m になる。}
 \end{aligned}$$

[補 4] コインシデンスは管壁から管外への騒音の等価損失で用いられるキーワードであるが、ここで管内部の音響場から管壁(シェル壁)への音響伝播に用いている。どちらも固体～流体間の音響伝播であるからこの転用は成立する。下図左にコインシデンスの発生機構を示す。ここでは流体から管壁への伝播を展延して書いている。流体側の入射波は角度 θ で管壁に向かう。入射波は疎密波が連なったもので、疎-密-疎(あるいは密-疎-密)を 1 周期とし、一周分分の波長を λ とする。疎の波が管壁にあたると壁はへこみ密の波があたると壁は膨らむので、 λ の通過と共に壁に λ_b の波長を持った屈曲波が派生する。入射波の波長と屈曲波の波長の関係は図より $\lambda/\lambda_b = \sin \theta$ になる。従って、管壁の自由振動を考えれば、入射波の波長と管壁の自由振動(固有振動)による屈曲波の波長 λ_b との間に、この $\lambda/\lambda_b = \sin \theta$ の関係があれば共振(同調)関係が成立して、屈曲波は大きくノタ打つことになる。このような共振関係を一般にコインシデンスと呼んでいる。



入射波の振動数を f 、屈曲波の振動数(管壁の固有振動数)を f_i とすれば、

$$f = C/\lambda, \quad f_i = C_b/\lambda_b$$

ここで、 C, C_b = それぞれ流体音速(圧力伝播速度)、屈曲波の伝播速度

コインシデンス状態では $f=f_i$ なので、

$$C/\lambda = C_b/\lambda_b \rightarrow C/C_b = \lambda/\lambda_b = \sin \theta \rightarrow C_b = C/\sin \theta$$

これを f_i 式に代入して、 $f_i = C/(\lambda_b \sin \theta)$ 、ここで $0 < \sin \theta \leq 1$ なので、 $f_i \geq C/\lambda_b$ になる。

コインシデンス振動数を $f_c = C/\lambda_b$ とすれば、

$$f_i \geq f_c \rightarrow f_i/f_c \geq 1$$

この式はコインシデンス状態における振動数比の傾向を表わしている。以上は管壁を展延した状態で考えたが、実際は、上図右のように管の流れ断面で考える必要がある。この図は直径モード $m=8$ のコインシデンス状態のある瞬間を表わしている。屈曲波の波長は、

$$\lambda_b = 2x \text{ 半波長} = 2x[\text{円周長さ/分割ブロック数}]$$

であるが、分割ブロック数は $2x$ 直径モード次数 $m(=N)$ なので、次式が得られる。

$$\lambda_b = \text{円周長さ/直径モード次数} = \pi D/m = \pi D/N \rightarrow (7) \text{式}$$

テキストにでてくるコインシデンス振動数は平板を対象にしている。参考にこれを示しておく。

自由運動方程式 $m d^2x/dt^2 + B d^4x/dy^4 = 0$ より 屈曲波の速度 C_b は、 $C_b = (B\omega^2/m)^{1/4}$ となる。
ここで、 $C_b = C/\sin \theta$ 、 $\omega = 2\pi f$ であるから $f = \omega/(2\pi) = C^2/(2\pi \sin^2 \theta) (m/B)^{0.5}$

この周波数は、 $\theta = \pi/2$ で最小値 $[f = \{C^2/(2\pi)\}(m/B)^{0.5}]$ になるが、これを、コインシデンスの限界周波数 f_c と称している。この f_c を越える音響周波数領域では屈曲振動が著しくなる。

[補 5] 50℃のガスを流す炭素鋼製ダクト(B.W 溶接)で、最大振幅 P-P 50 μ m の振動が起きている。
卓越振動数は 800Hz 程度。高サイクル疲労の恐れはないか？

(10)式の $V = C \varepsilon_a/(2\pi)$ を許容レベルで考えれば、 $V_a = C \varepsilon_a/(2\pi)$ で表わされる。この場合許容ひずみ ε_a は、 $\varepsilon_a = \sigma_a/E$ であるが、許容応力 σ_a が高サイクル疲労を前提にして、

$$\sigma_a = S_a/k \quad (\text{ここで } S_a = \text{疲労限界応力、} k = \text{評価対象部位の応力集中係数})$$

で表わされるので $\varepsilon_a = S_a/(kE)$ となる。また 許容振動速度 V_a は、

$$V_a = \omega a_c = 2\pi f a_c \quad (\text{ここで } \omega = \text{角速度、} f = \text{振動数、} a_c = \text{限界振幅})$$

ε_a と V_a を、 $V_a = C \varepsilon_a/(2\pi)$ に代入して変形すると、次の式が得られる。

$$a_c = \{C/(4\pi^2 f)\} \{S_a/(kE)\}$$

ここで a_c = 限界振幅(0-P)(mm)、 C = 曲線適合定数(=742124 in/sec \rightarrow 18.85 $\times 10^6$ mm/sec)
 f = 振動数(Hz)、 S_a = 疲労限界応力(kgf/mm²)、 E = 縦弾性係数(kgf/mm²)、 k = 応力集中係数(-)

ここで $f=800$ Hz、 $E=19600$ kgf/mm²(50℃炭素鋼にて)、 $S_a=9$ kgf/mm²(API Std617 などから)、
また応力集中係数 k は B.W の max. 値 2.0 に継手効率 0.85 をみて $2/0.85 \rightarrow 2.4$ に設定する。故に

$$\begin{aligned} a_c &= \{C/(4\pi^2 f)\} \{S_a/(kE)\} = \{18.85 \times 10^6 / (4 \times 3.14^2 \times 800)\} \{9 / (2.4 \times 19600)\} \\ &= 597.5 \times 1.9133 \times 10^{-4} = 0.114 \text{ mm} \rightarrow 114 \mu \text{ m (0-P)} \end{aligned}$$

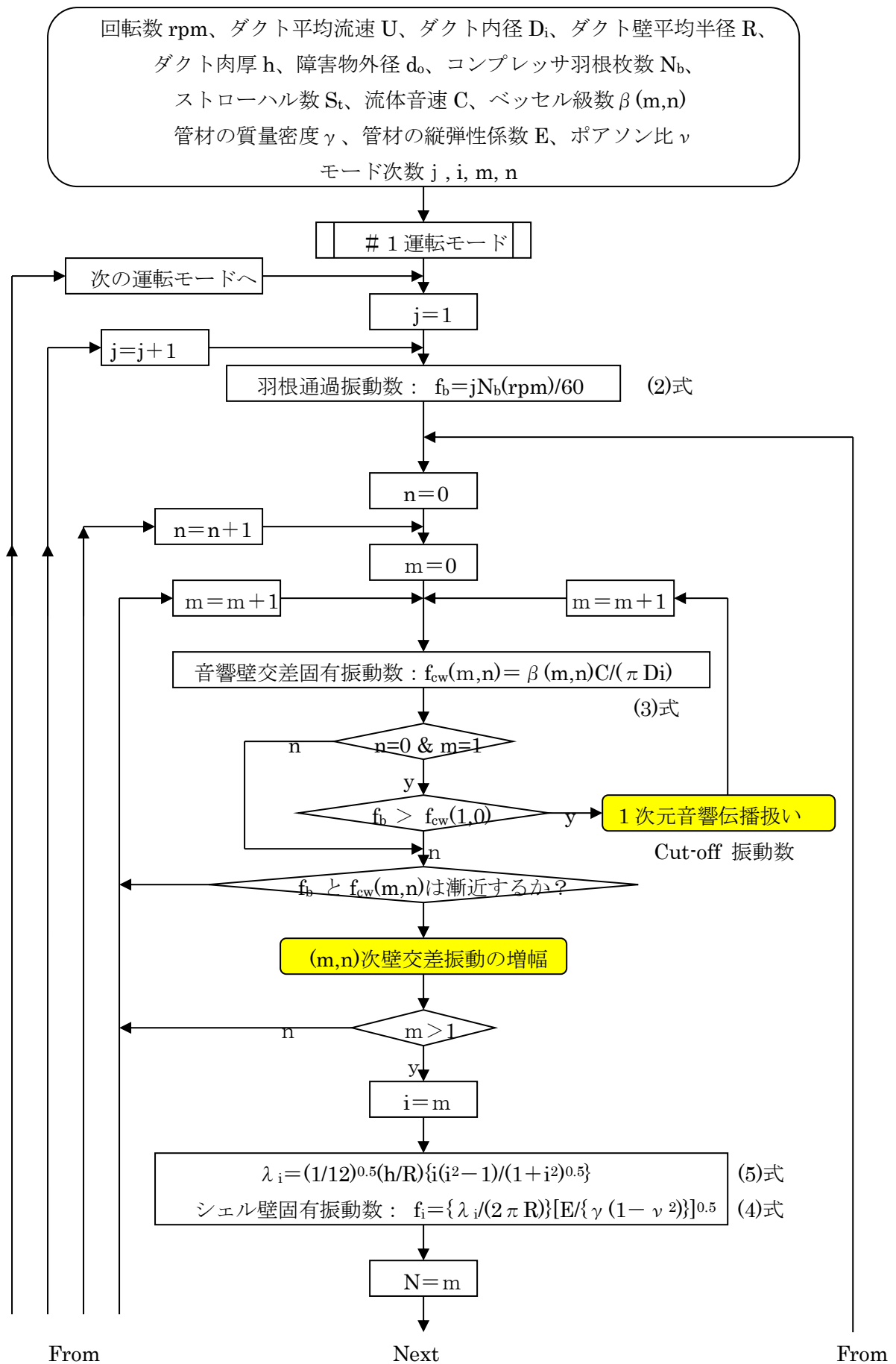
本振動の最大振幅は 0-P で 25 μ m なので、限界振幅 114 μ m 以下になり、高サイクル疲労の恐れは直管では殆どない。

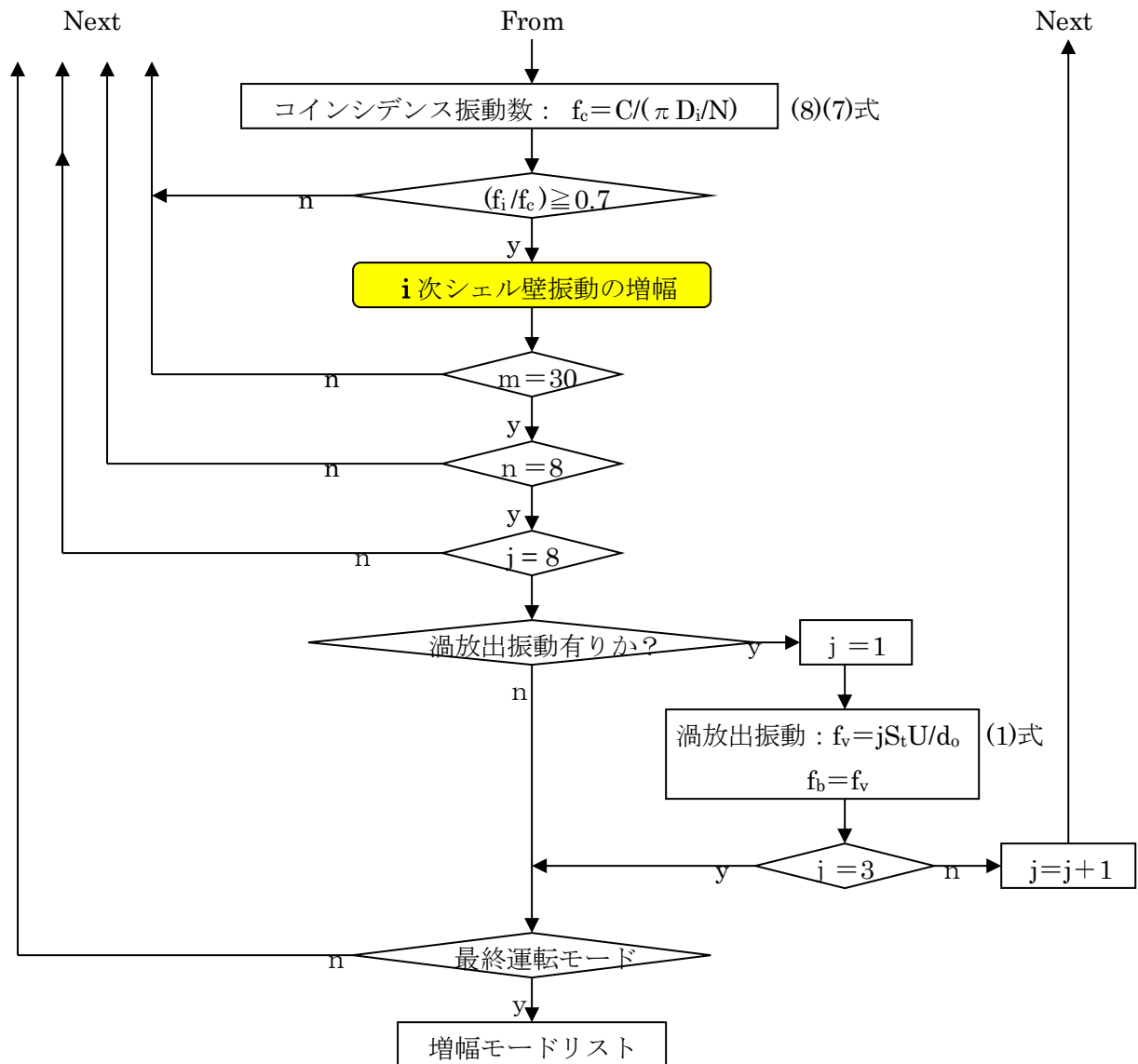
[補 6] ガスダクトの高周波振動についての検討手順(案)を次頁に示す(但し遠心コンプレッサを想定)。

- このチャートでは、羽根通過振動(所謂 NZ 振動)と渦放出振動の 2 つの励振モードを考えている。
羽根通過振動は 8 次まで、渦放出振動は 3 次まで考慮する。
- 複数の風速(回転数)の異なる運転モードを考える。その場合、励振モードの振動数は変化する。
- 「羽根通過振動 or 渦放出振動(f_b, f_v)と音響壁交差固有振動数(f_{cw})が共鳴に近づくとき」に脈動が増幅し、同時に「シェル壁固有振動数(f_i)とコインシデンス振動数(f_c)の比(即ち放射効率)が 0.7 以上になるとき」に著しい振動/騒音が発生する傾向があると考えてチャートを作成している。なお本文では放射効率 1 以上で放射が大きくなるとしているが、ここでは裕度を持たせて 0.7 をとった。

なおこのチャートには多々問題点が残っている。今後も検討を続け更新してゆく。

ガスダクトの高周波振動についての検討手順(案)





どの振動タイプ/モード次数/周波数で増幅が起きるかを示したもの

引用文献テキスト)

- (1) Blevins ,R.D 「Flow Induced Vibration 」 Van Nostrand Reinhold Company
- (2) Kinsler,L.and etc 「Fundamentals of acoustics」 John Wiley & Sons
- (3) 「Vibration Acceptance Criteria Criteria of Circular Cyrindrical Shell」 by Mikasinovic,M
Pipeline Dynamic and valves-1989 ASME PVP 180 pp47~52
- (4) 「騒音・振動対策ハンドブック」日本音響材料協会 技報堂出版
- (5) 機械工学便覧 A3 編 力学・機械力学 7.3.5 リングの振動