

【整番】FE-19-TM-032	【標題】配管振動評価基準 ASME OM3 - 内容紹介
分類：流れ(流体振動)／種別：技術メモ	作成年月：H22.12／改訂：Ver0.0 (H22.12)
	作成者：N.Miyamoto

全 18 枚

## 1. はじめに

配管振動の多くは内部流れの不安定に起因し、水運転などプレオペ段階あるいは運転負荷の変更段階で振動の存在が確認されることが多い。その場合、まず必要なアクションは振動の影響を速やかに評価することである。原子力関連設備では通常、振動評価に関して次の Standard が適用あるいは準用されている。

**ANSI/ASME OM3-1982 Requirements for Preoperational and Initial Start-up Vibration  
Testing of Nuclear Power Plant Piping Systems**

この規格は名称の通り、原子力プラント配管装置の梁曲げ振動を対象にしており原子力特有の品質保証や設計施工管理が背景にあって厳格なメーキングが施されているが、元々一般プラントコード ASME B31 でカバーされる配管への適用も兼ねている所から、原子力プラント以外のプラント設備でもかなり運用されているような気配がある。

ASME OM3 の規定内容は、原子力法規特有の論理展開がみられかなり判りづらい。ここでは運用上の解釈も交えて、出来るだけ判り易い形にして内容紹介を試みた。ただ、不確かで具体性を欠くところが多く、満足の行くレベルにはまだ至っていない。今後とも継続して **Ver-up** に努めていきたい。なお TS 作成者の解釈で記述した部分や今後検討を要する部分は、**青色文字**にしているので注意願いたい。一方、規定の内容が噛み砕けず、原文の抽象的な記述(?)をそのまま使っている所(下線)もある。了解願いたい。

なお OM3 の中で、エンジニアリング上最も関心の集まる簡易評価法(変位法/速度法)については、次の TS でレビューしているので、必ず目を通して欲しい。

### 【 FE-19-TM-033 配管振動評価基準 ASME OM3 - 簡易法レビュー 】

## 2. 全般的アクショングループ分けによる振動管理

OM3 は、原子力配管系の振動を運転管理項目とみなしこれによる損傷を防止するため、全般的に次のような手順とアクションを規定している。

ステップ 1) 設計時点において過去の事例などから、どの配管系(システム)に振動が起きるかを予測し、振動試験対象の配管部分およびその**振動カテゴリ**(<sup>\*1</sup>) (定常振動 or 過渡振動)を設定する。

ステップ 2) 実際の振動評価の難易性や配管の重要度などから、対象配管を 3 つの**振動監視グループ** **【VMG1、VMG2 or VMG3】** (<sup>\*2</sup>)に別ける。また必要に応じ振動解析/過渡解析を実施する。

ステップ 3) タイミング(プリオペ段階、試運転段階 or 運転段階)を選んで、振動確認と**振動試験**(<sup>\*3</sup>)を行い観察や計測(<sup>\*4</sup>)によって必要データをゲットする。

ステップ 4) 採取データ及び場合によって解析結果(<sup>\*5</sup>)を用いて、各グループ毎に設定された**許容基準**(<sup>\*6</sup>)が満足されているかをチェックして評価する。

ステップ 5) 許容基準が満足されない場合は、**VMG をランク上げ**(例えば VMG3 から VMG2 あるいは VMG1 に)を行うか、是正措置(変更/補修/改造など)を行って、ステップ 3 に戻る。

- (※1) 定常振動： 通常のプロント運転の際、相対的に長い期間で発生する定常的な振動  
過渡振動： 相対的に短い期間でおきる振動。過渡的な振動の例としては、下記の例あり(補 1)。

Table 1 過渡状態(条件)の例

炉心冷却装置	炉心循環ポンプの通常の発停、BWR流量制御装置の変化
主蒸気ライン	タービンバイパス装置の作動、主蒸気遮断弁の閉止、タービン止弁閉止 大気ダンプ弁、安全弁、逃し弁、安全逃し弁の作動
加圧器 (Pressurizer)	安全弁、逃し弁、安全逃し弁の作動
送水/復水装置	フィードポンプ、復水ポンプ、昇圧ポンプ、ドレンポンプの通常発停 手動弁/自動弁操作に伴うシステム応答
揚水装置/用水装置 /緊急冷却水装置 ECCS装置 (ASME Class2,3 & B31)	システムの通常スタートアップ/シャットダウン、他の運転モードへの移行

- (※2) グループ分けの動機は明確に示されていないが、下記のような分類基準が与えられている(補 2)。

カテゴリ	グループ	対象配管—グループ分けの基準
定常振動	VMG1	単純な配管のモードでは扱えない配管、 <u>例えば大きく柔らかい設備の間に設けられた比較的剛な配管</u>
		目視観察や簡易判定の限界から VMG2やVMG3が適用できない配管
	VMG2	類似配管あるいは類似運転条件での過去の経験からみて有意な振動が予測される全配管(計測フリーであること)
		目視観察には限界があって VMG3が適用できない配管(計測フリーであること)
	VMG3	VMG1やVMG2にはいる配管で、 <u>試験前後のデータがオリジナルor複製の設備で一貫しており</u> 許容できない振動が殆ど見当たらない配管
過渡振動	VMG1	過去のプラントの運転経験から構成部品設計/システム運転/システム設計の固有性から、有意な動的過渡状態がおきることがわかっている配管で過渡解析が行われていない配管
	VMG2	既知の想定される動的荷重条件で解析/設計されたシステムで、その適用荷重(流体あるいは機械)が、 <u>安全側に過渡的強制力およびこれに対応する構造物の応答を予測できることが知られた方法論に基づいている場合</u>
	VMG3	運転寿命中に過渡振動を受けるシステム(例えばポンプ過渡始動や弁の開閉を受けるシステム)であって 類似システム/類似運転条件での過去の経験から有意な振動応答を示すとは思われないシステム

- (※3) 振動試験に定義はみられない。原子力プラントでは、ステップ 1,2 のように、振動を工事契約上確認されるべき事項と考え、試験をその確認行為の一つとしている。そのために試験仕様書に準じ

て必要な計測器具等を準備するなど具体的な計測体制をとった上で実施となる。一般のプラントでここまで徹底することは余り考えられない。

(※4) 計測点の配置や計測のタイプは、配管解析/類似設備の応答/当該設備の試験結果/当該設備の運転特性を勘案して決める必要がある。

(※5) 端的に言えば **OM3** で云う**振動評価とは、振動によって配管の疲労破損が発生するか否か** 即ち **【設備に生じる応力振幅】 > 【材料/使用温度依存の疲労限界応力】 → 疲労破損** であるか否かのチェックになる。しかし、応力振幅を直接計測するのは実施上容易ではないので、**間接的に振動による変位/速度/加速度を測りこれから振動応力振幅を推定して疲労限界応力と比較することになる**。その場合、複雑な構造では発生する変位等から疲労限界応力を推定するのが相当に難しい。**VMG2** では安全側にこの推定値を出しているが、より厳密な評価を行う **VGM1** では、定常振動の場合、動的解析によって応答量や応力振幅を計算し、これと計測された応答値（変位、速度 or 加速度）と比べ、実際に発生する応力振幅を割り出して疲労限界応力と比較することになる。故に **VGM1** の定常振動では解析のアウトプットが必要になる。なおこの場合、安全側に評価をするには**解析値>計測値**になる必要がある。そうでないときは解析値を調整する。

(※6) 各許容基準は5項で詳しく示す。なお、OM3の許容基準の絶対的なものではなく、次のような前提があることを念頭にすべき。

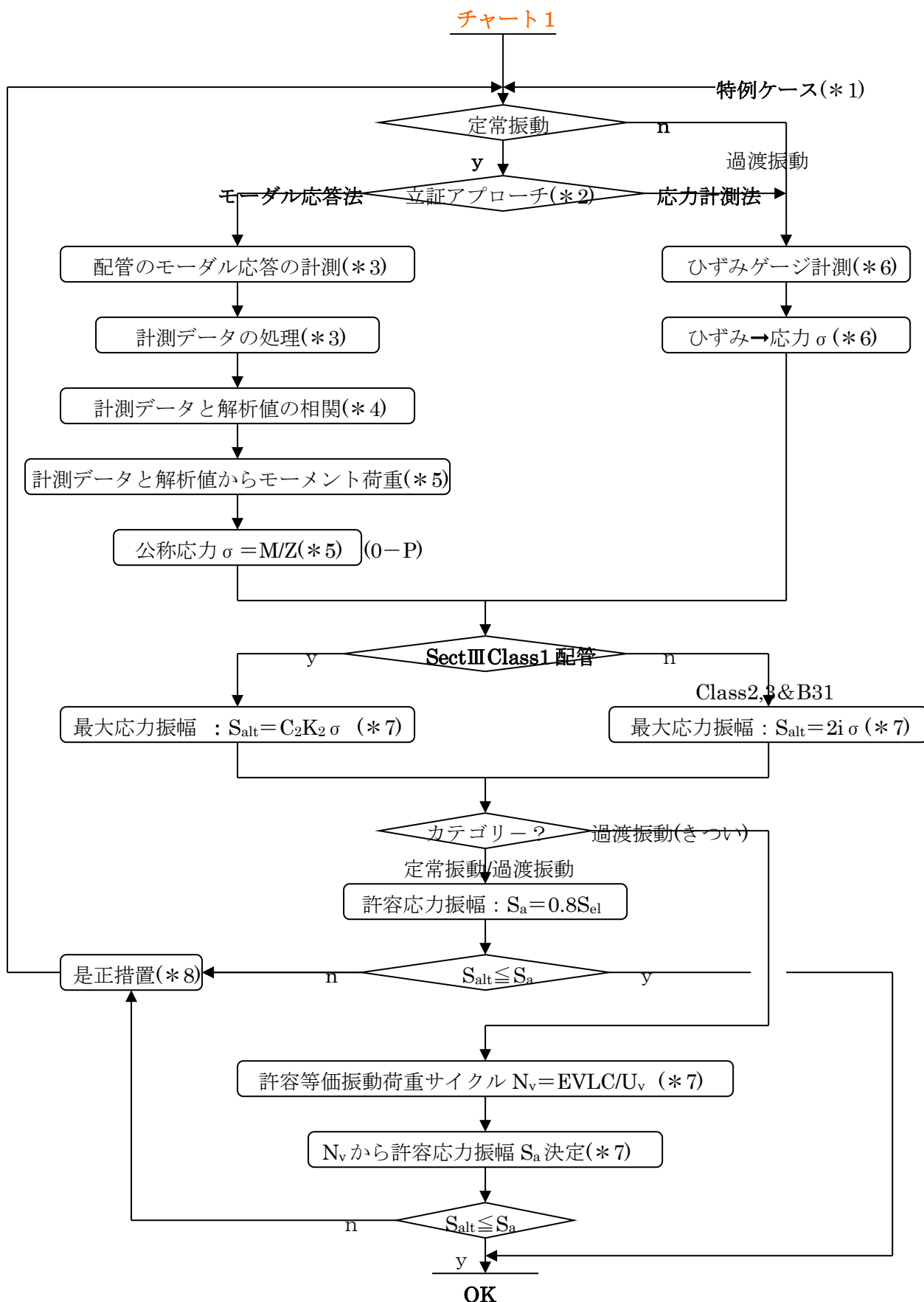
- (a) 振動応力は弾性挙動域にあって、その応力サイクルは**弾性サイクル**に留まり、塑性サイクルにペナルティをかけない。
- (b) 振動トラブル時に共存する**熱過渡の影響**は、通常の配管強度評価で考慮されている。
- (c) 配管の振動応力ソースとしては**梁曲げモーメントのみ**、内部の圧力変動による管壁の膜応力の影響は考えない。
- (d) 振動による損傷係数は他の過渡状態に対し計算された累積損傷係数に有意な影響を及ぼさない。
- (f) 当該材料/負荷に対し、ASME Sect.IIIの疲労曲線が適用できる。

なお(b)の熱過渡とは、内部流体の温度が急変しサーマルショックとなり、管壁に温度分布/温度勾配による熱応力を生じる現象をいう。この内部温度の急変はえてして過渡振動と前後することがあるので、熱応力(熱過渡応力)による疲労損傷度を分離して振動評価をシンプルにしたもの。多分振動応力の重畳による熱応力範囲のかさ上げは通常の配管強度評価で考慮されているとみていい。

(d)についてはよくわからないが、(b)と同一趣旨と思われる(?)。

### 3. VMG1の振動評価手順とその規定概要

VMG1では、振動に対する配管の応答を計測し別途実施された解析結果とつき合わせて振動応力を設定するか、ひずみゲージ計測を行って直接的に振動応力を求めて、許容の可否を判定する。以下にその流れと OM3 規定の骨子を示す。



- (※1) チャート1はVMG1以外に、次のようなケースにも適用できる。
- ・何らかの事情で目視検査(VMG3)あるいは簡易評価法(VMG2)が適用できない場合
  - ・実施した目視検査(VMG3)あるいは簡易評価法(VMG2)が過度に安全側に陥っている場合
  - ・当該システムのモードが質量設備(ポンプ,熱交など)のロッキングで誘起されている場合
- [ OM3 では主に流体振動によって配管振動が起きるとしてモーダル法をベースにしているが ロッキングだとモーダル法に合うか? という問題があると思われる(追ってクリアにする)。 ]
- (※2) 正確に振動応力を求めるための方法には、モーダル応答方法と応力計測法がある。**モーダル応答法**は、対象配管の振動挙動(モーダル変位、固有振動数)を計測しその結果とモーダル解析の結果を用いて、云わば間接的に応力を求める。一方、**応力計測法**はひずみ計測によって直接的に応力を求める。なお定常振動の場合は、モーダル応答法、応力計測法のいずれも適用できるが、過渡振動の場合は VMG1 が解析を前提としていないので、応力計測法だけが適用できる。
- (※3) 対象配管系に十分な量の計測点を設けて[加速度,速度 or 変位]を**同時計測**し、次のような方法を用いてモーダル変位を求める(以下、OM3 の Appendix. B を抜粋)。  
[モーダル変位 → 固有関数に従う振動変位分布、FE-19-TM-032 簡易法レビュー参照のこと]

#### フーリエ変換法：(補3)

採取された[加速度,速度 or 変位]の時間変化は、急速フーリエ変換テクニックを用いてスペクトルスペクトル密度関数に変換できる。この時、スペクトル密度は予期される卓越システム応答を含む周波数範囲で計算されるべき。また十分な量のスペクトル平均を行って確実に密度関数を収束させねばならない。そして卓越モーダル応答廻りの離散した周波数バンドにわたって密度関数を積分して RMS モーダル変位が得られる。これらはその応答の統計的な特性を考慮しながら、速やかに P-P 変位に変換できる。

またモーダル応答のほかに、スペクトル密度は、配管に送りこまれた回転機器の回転振動数や羽根通過振動数に結び付けられる **deterministic frequency**(加振振動数?)における配管系の応答も示している。配管変位は、これらの周波数に対して求められなければならない。その時の配管変位は、**deterministic frequency** に最も近いが、**deterministic frequency** における変位形態によく似た配管系モードのモーダル変位の絶対和となる。

#### 上記以外の方法：

その方法が安全側であると立証されており、実験と解析に相関が認められるときは、モーダル重ね合わせのような代替法も採用できる。

- (※4) 計測されたモーダル周波数/モーダル変位と解析的に得られたモーダル周波数/モーダル変位は、全ての主要モードで相関をもつこと。少なくとも卓越モーダル方向について、実験から得られたモード形状と解析から得られたモード形状は相関を持つ必要があるが、モーダル成分の相対的な大きさは正確に一致しなくてもよい。対応するモーダル周波数は、そこそこに一致する必要がある (以上 6.1.4 規定)。

また、Appendix C の C.1 は次のようにこれを補完している。

「計測で得られた各計測点のモーダル変位はモードごとに表にまとめて適切な値(例えば最大変位)を用いて正規化すべきである。各変位の相対符号は、フーリエ変換技法を用いて計測ポイント間の位相を計算することによって得られる。これによって、試験から得られた正規化モード形状と周波数を、解析的に得られた正規化モード形状と比較し相関を確認することができる。」

- (※5) モーダル変位の計測値とそれに対応する解析値を照合して配管の振動応力を求める。これについては Appendix C の C.2「計測応答の評価」に述べられている。即ち

実験データ/解析結果の相関がとれれば、解析的に得られたモーダルモーメントあるいは応力は試験結果から得られた実際のモーダル応答を用いて次の方法を用いて処理できる。

i モード j 点で計測されたモーダル変位( $D_{ij}$ )を該当する解析変位( $D_{Aj}$ )で除してモーダル応答係数  $K_{ij}$  が得られる。即ち  $K_{ij}=D_{ij}/D_{Aj}$ 。理論的にあるモード内の全ての  $K_{ij}$  は両者のモード形状が相似であるなら同じになる。しかし現実には  $K_{ij}$  は変化する。それ故、各モードについて最大の  $K_{ij}$  がモード i のモーダル応答係数  $K_i$  として選ばれる。最大の  $K_{ij}$  は不必要な安全係数を取り除いて、卓越モーダルの動作方向における  $K_{ij}$  の中から選ばれるべき。

各モードのモーダル応答係数  $K_i$  が得られたら、各モードの試験応力ベクトル( $ST_j$ )<sub>i</sub> は、解析応答ベクトル( $SA_j$ )<sub>i</sub> にモーダル応答係数  $K_i$  を乗じて得られる。即ち

$$(ST_j)_i = K_i (SA_j)_i$$

こうして得られたモーダル応力ベクトルは、配管のトータル応力を得る為に適正で安全な方法で他の応力ベクトルと結合すべきである。

なおチャートでは、モーメント  $M$  を用いて以上の調整された試験応力を  $\sigma = M/Z$  で表現している。

- (※6) 最大応力の発生が予測されるポイント近くのストレートパイプ上に十分な数のひずみゲージを装着すること。なお応力集中があるポイントから離れた位置にゲージを貼ること。得られたひずみは 3 成分モーメントセットに変換し応力を算出する。

- (※7) VGM 1 の判定基準については、6.の(1)(2)で詳述する。

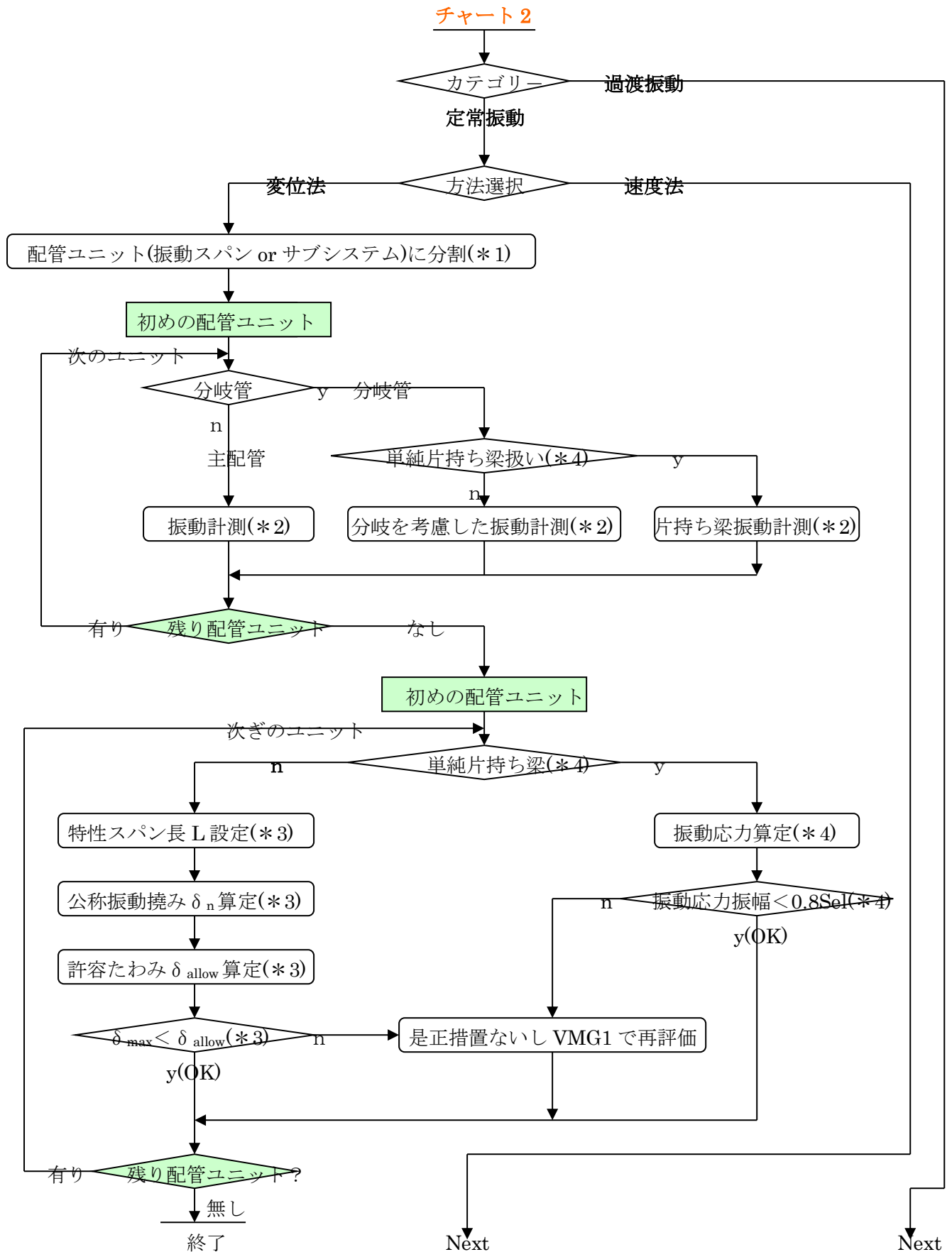
- (※8) 可能なアクションとしては、

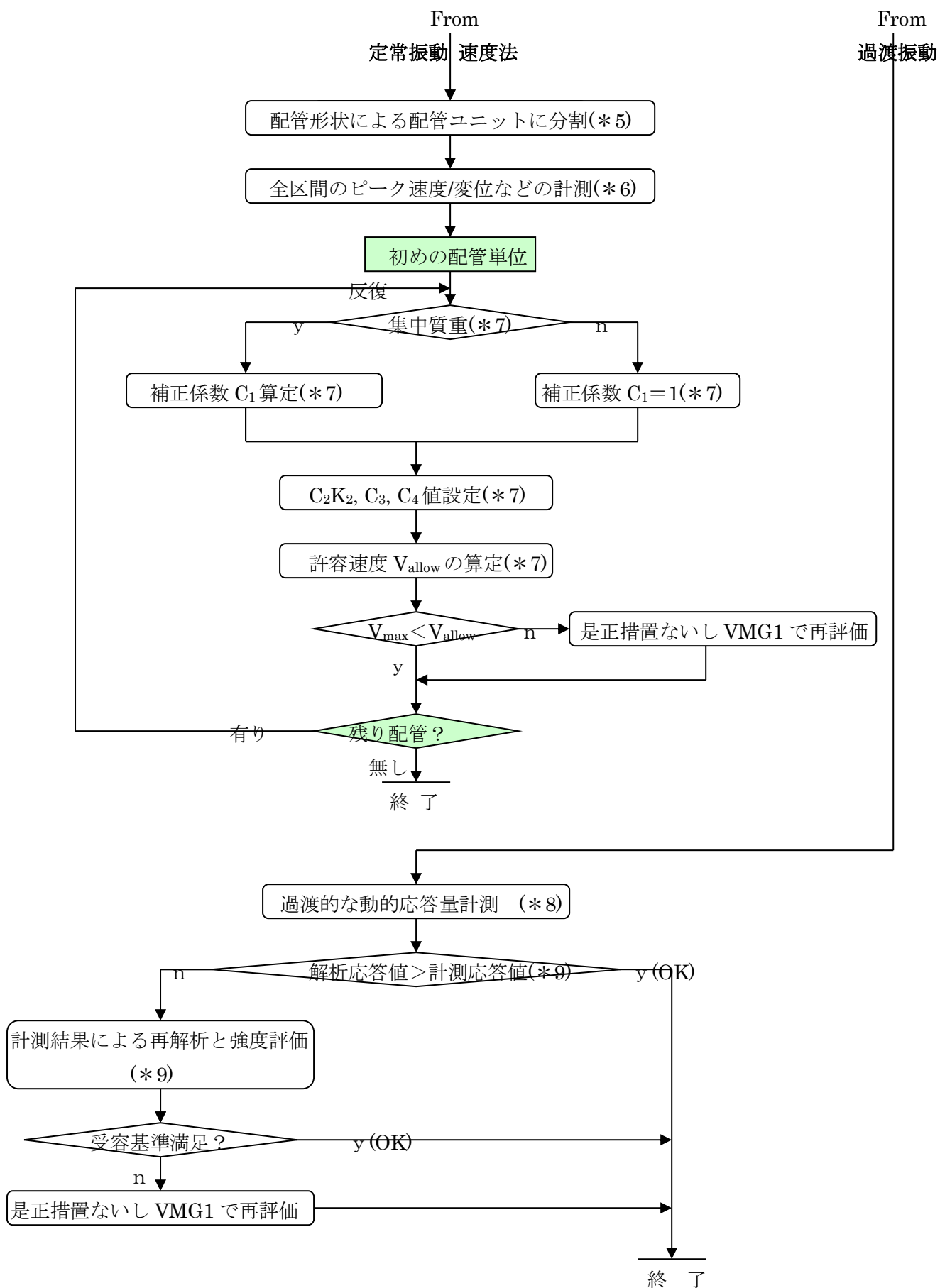
- ・有害な強制振動力(forced function)の確認とその排除/緩和(振動源対策)
- ・共振配管スパンの変更(配管形状変更による固有振動数変更)、
- ・ブレース/レストレント追加など配管の補剛(揺れ緩和/固有振動数変更)
- ・運転方法/手順の変更(振動緩和)

などがあげられる。経験的に最も効果的なレストレントは、ベンド近傍、高い質量部分または配管不連続部をサポートすることである。ベント&ドレン、バイパスあるいは計装配管の振動は質量部分(弁/フランジなど)を主配管からブレースをとって相対的な振れを排除することで低減できる。なおレストレント追加や配管変更で配管の構造が変わる時は、設計時の構造解析を見直す必要がある(例えば熱膨張対策)。

#### 4. VMG2 の振動評価手順とその規定内容

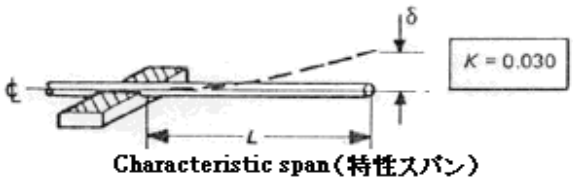
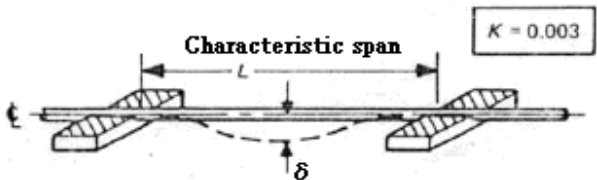
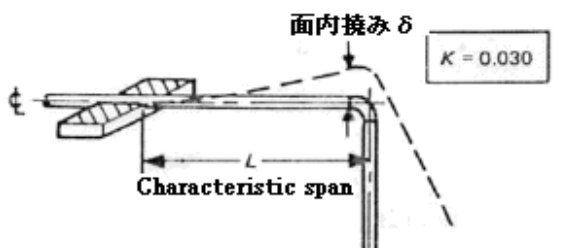
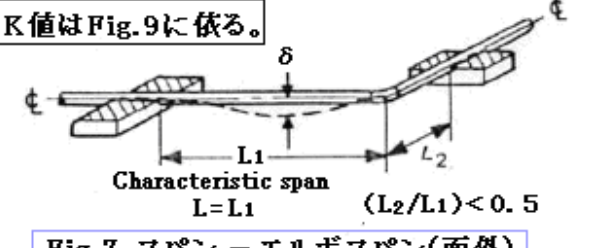
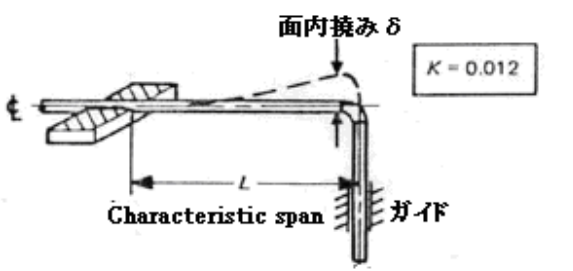
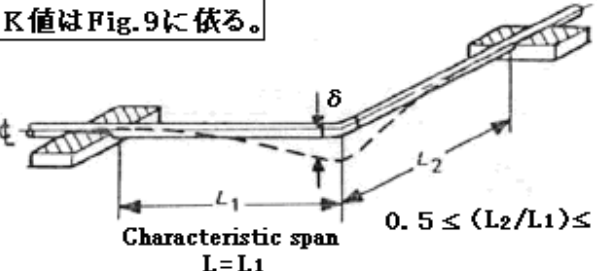
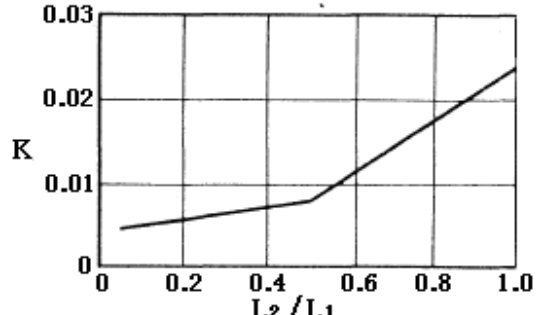
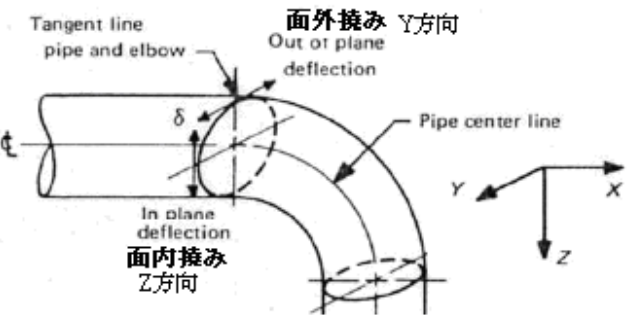
VMG2 では、振動に対する配管の応答を計測しその結果から簡易判定法(変位法 or 速度法)を用いて振動の可否を判定する。以下にその流れと規定内容を示す。







(※1) OM3では、“配管ユニット”あるいは“振動スパン(特性スパン)またはサブシステム”と、構文のニュアンスで使い分けられているが、要は Fig.3～8 で与えられるようなスパン形状。振動配管の有意区間を、細分化して評価単位にしたものと解せられる。即ち、変位法では、複雑で多様な形状や支持拘束形態をもつ配管を、許容撓みが安全側に設定できるユニットに細分し、個々の配管ユニットについて計測された最大撓みとその配管単位の持つ許容撓みを比較することで、当該振動の可否を判定する。OM3 で与えられる変位法の配管ユニットは下図のようになる。ただ配管形状としては全てを網羅しておらず、多彩な形状をもつ2次元/3次元配管をどう扱うかという問題が厄介になる。

自由－拘束タイプ	拘束－拘束タイプ
 <p>Characteristic span (特性スパン) Fig.4 片持ち梁スパン</p>	 <p>Characteristic span Fig.3 単一スパン</p>
 <p>面内撓み <math>\delta</math> Characteristic span Fig.5 片持ち梁スパン－エルボスパン(面内)</p>	<p>K値はFig.9に依る。</p>  <p>Characteristic span <math>L=L_1</math> (<math>L_2/L_1 &lt; 0.5</math>) Fig.7 スパン－エルボスパン(面外) スパン比&lt;0.5</p>
 <p>面内撓み <math>\delta</math> Characteristic span ガイド Fig.6 片持ち梁スパン－エルボガイドスパン(面内)</p>	<p>K値はFig.9に依る。</p>  <p>Characteristic span <math>L=L_1</math> <math>0.5 \leq (L_2/L_1) \leq 1</math> Fig.8 スパン－エルボスパン(面外) <math>0.5 \leq \text{スパン比} \leq 1</math></p>
 <p>Fig.9 形状係数Kとスパン比の関係</p>	 <p>面外撓み Y方向 Out of plane deflection Pipe center line In plane deflection 面内撓み Z方向 面外/面内の定義</p>

(※2) 配管ユニット内の管軸に沿って計測し、ピークたわみを検出するとともに最小たわみ点(節点)を検出して特性スパン長さを確認(確定)する。当然、最小たわみ点は支持拘束点にくるが、長い配管の走りでは支持点の間にくることもあるので注意する必要がある。

[これは Fig.3～8 の点線のモード(1 次固有モード)の確認を云っていると思われる。稀ではあるが 2 次,3 次固有モードになるが、その場合にどうするかの記述はない。]

更に分岐管の場合は主管の変位の影響が入り込んでくるので、次のような問題点がある(OM3 の 5.1.1.4 項)。

- (a) 分岐管は、主配管側振動や流体脈動などで、その共振周波数で励振される可能性がある。  
この問題は、明確な振動数とモード形状を持ちかなり増幅された振動になるという点に特徴がある。この場合、計測振幅は一般にはるかに高い。位相からみて、**分岐管のプロセス配管に対する相対的な動きは、分岐管の計測変位から主管側からの変位を取り除く形で近似化でき、主配管と同じように撓み制限が適用できる。**
- (b) 分岐管と主配管の接合点は、主管側振動によって分岐管側のサポートに相対して移動する**(支持境界の外部からスパンに強制変位を加える形になる)**。変位法の許容基準は、計測される撓みが分岐管上のポイント間の相対変位を反映し、一つの撓み形状にまとまる場合に適用できるもので、このようなスパン外の強制力は考えていない。
- (c) 主配管は剛体として高い加速度で分岐管を揺さぶる。この問題は一般に片持ち質量に結びつけられる。この場合その重心位置に作用するイニシャルフォース(作用力)を求めるには、**分岐管重心に作用するピーク加速度を計測する必要がある**。この片持ち質量と分岐管の重心を安全側の見積もって発生応力を計算する。この応力**から得られる応力振幅**と許容応力振幅と比較すればよい(分岐管の評価ができる)。

以上については判りにくいので、補足説明(補 4)を参照して欲しい。要は(a)では分岐管側の変位に主管側の揺さぶりが含まれていること、(b)(c)では、分岐管スパンの固有モード(揺れ方)にスパン外/境界から強制外力が加わって OM3 のベースと異なっていることを喚起し、計測上の配慮を促しているようである。その場合、(a)(b)に対する対処法のイメージはあるが、(b)に対する対処法のイメージはない。なお(c)については、地盤面からの地震入力に対する機器配管の応答に類似しており、応力は単純な片持ち梁の計算から得られるので、簡易評価法ではなく VMG1 の評価法を運用することになる。

なお計測では、撓みだけでなく周波数応答スペクトルなども取得して振動原因の究明にあててことをすすめている(補 5)。具体的な計測装置/計測法については OM3 の Appendix A による。

- (※3) **特性スパン長**は、配管単位を定義する Fig.3～8 の L 寸法に該当する。特性スパン長 L とともに形状係数 K が配管単位ごとに定義されているので、この L、K と配管外径  $D_o$  を用いて、次の基準たわみを求める。

基準たわみ：  $\delta_n = KL^2/D_o$  (→OM3 の Fig.1 のノモグラフでも求められる)

更に  $\delta_n$  と ASME Sect III の応力指数  $[C_2K_2]$  および耐力限  $S_{el}$  を用いて

許容たわみ：  $\delta_{allow} = \{0.8S_{el} / (1000C_2K_2)\} \delta_n$

を求め、計測から得られたスパン間の最大たわみが  $\delta_{allow}$  以下のとき、当該振動は許容される。パラメータの設定を含めて、以上の詳細は次の 6 項(3)で示す。

- (※4) 分岐管が単純な片持ち梁状になっているとき、即ち(※2)の(c)に該当するときは、次のように最大応力を求め疲労限界応力と比べて評価する(VMG1と同じ方法)。例えば、

$$S_{alt} \leq 0.8S_{el} \text{ ----- 受容(OK)}$$

$$S_{alt} = C_2 K_2 (M_{max.}/Z) = C_2 K_2 (m_b \alpha L_g/Z)$$

ここで、 $S_{alt}$ =最大応力振幅(psi)、 $S_{el}$ =ASME Sect.Ⅲの耐力限(疲労限界応力)(psi)

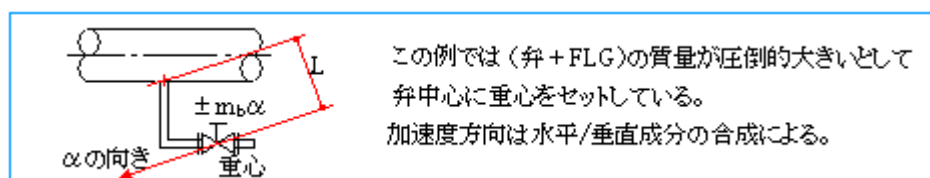
$M_{max.}$ =分岐管付根の曲げモーメント(lb-inch)、 $Z$ =付根部の分岐管の断面係数(inch<sup>4</sup>)

$C_2 K_2$ =応力集中係数(分岐管付根付近要素の指数のうち最も大きな値)

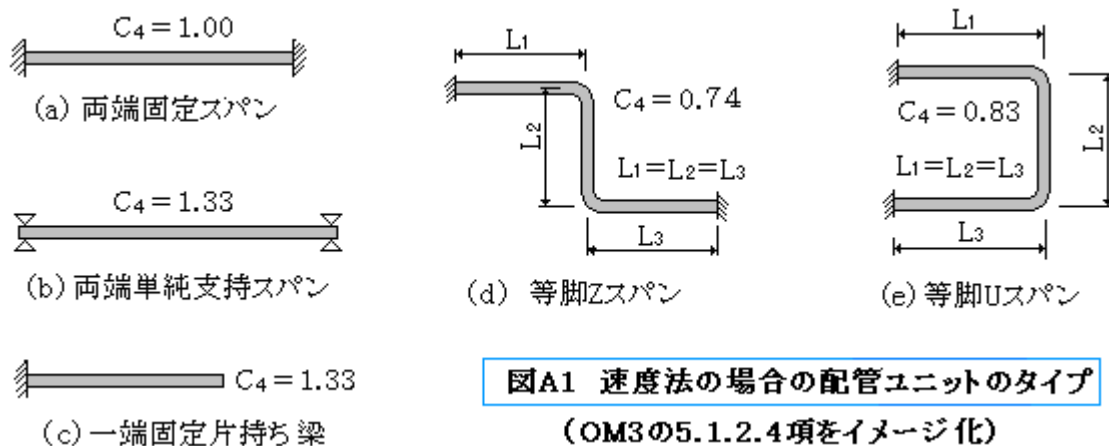
$m_b$ =分岐管の全質量(lb)、 $\alpha$ =重心位置での加速度(in/s<sup>2</sup>)、

$L_g$ =分岐管付根～重心の距離(下図)(inch)、

高い  $C_2 K_2$  値をもった要素が付根～重心間にあると、その局部応力の方が高くなることもある。そのときは距離  $L_g$  を調整する。



- (※5) 速度法では、変位法のように配管ユニットに細分することは前提としていないが、振動スパンのタイプ別にパラメータ( $C_4$ )が設定されているので、ここでも配管ユニット分けを表示している。速度法における配管ユニット(振動スパン)には、次の5タイプが挙げられている。これ以外の形については、安全側に配管形状補正係数  $C_4$  を設定することになる。



- (※6) 最大の振動速度が起きるポイントを位置づけるため配管単位内を連続的に探索しその最大ポイントで最終的に計測して最大速度  $V_{max}$  を確定する。なお最大速度ポイントは通常、最大変位ポイントと重なるから、当初は振れの大きい所に的を絞る。

計測方向は管軸に直交する方向に限定してよい(梁曲げ変形が対象になる故)。なお管周廻りで速度が変わるので全周にわたって計測し最大速度を割り出す。

- (※7) 当該配管単位に固有の許容速度  $V_{allow}$  を求め、計測で得られた最大速度  $V_{max}$  と比較し当該振動の可否を判断する。 $V_{allow}$  を計算するには $[C_1, C_3, C_4]$ の3つ補正係数と、ASME Sect.Ⅲで定義される応力指数  $C_2 K_2$  と耐力限  $S_{el}$  を設定する必要がある。詳しくは6項(4)を参照のこと。

(※8) 解析データと照合比較できるポイント(通常、Max 応答ポイント)で計測する。データポイントとして選ばれた位置の間隔は、実施された解析によって設定すべきである(明確にデータに差異がでるように?)。また流体圧力も(原因究明の観点から)計測されるべき。

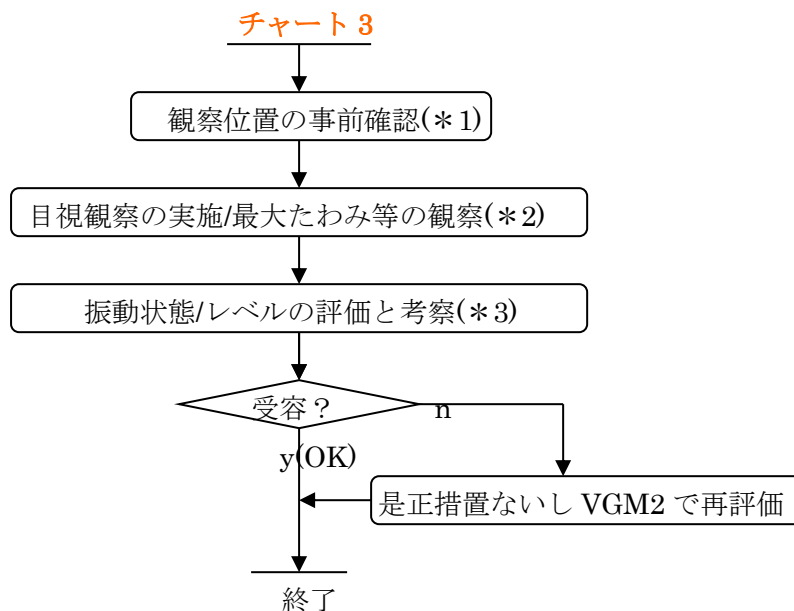
[ 応答量として何を選ぶべきかは規定されないが、当然、過渡解析の応答量と合わせることになる。過渡解析が流体過渡解析だけなら過渡圧力変動、流体過渡+構造過渡解析なら変位やひずみ等が計測すべき応答量になると思う。]

(※9) VMG2 の過渡振動については、設計段階で過渡解析され受容基準を満足していることが前提になっているので、過渡振動試験を行って応答量[変位,速度,加速度 or ひずみ]を計測し、解析で得られた応答量と比較することで、受容の如何が判定できる。即ち、**計測応答量 $\leq$ 解析応答量**であれば当然ながら受容される。**然るに計測応答量 $>$ 解析応答量なら、計測値が[解析応答値 $\sim$ 受容基準]に位置するのか、受容基準を超えるのかは不明なので、計測値をベースにして、過渡応答解析を再度実施するなど、再評価を行なって合否を判定する必要がある。**

[この場合、計測応答値を用い解析応答値をスライド的にかさ上げして評価する手もあると思う。]

## 5. VMG3 おけるアクションー観察/評価/判定

VGM3 では振動の影響を、目視観察などをベースにして評価し判定する。以下にその流れを示す。



(※1) 下記のようなアイテムは大事な観察ポイントとなるので、事前に確認しておく。

ベント/ドレン：ローカルのベントやドレンには1～2の隔離弁が付いて集中荷重になる。

もしこれらにブレース等の支承がついていないなら要チェック。

分岐管： 主管側の規模の小さな振動によって分岐接続部から離れた位置で有意な振動が起きることがある。このときは分岐管と主管を同格に扱いレビューすべき。

ポンプ並列運転：ポンプ運転の組み合わせでかなり有意な振動がでることがあるので注意。

過敏な設備： 例えばポンプ/バルブ/熱交換器などの過敏設備の性能/運転性/構造能力に影響を与えるような振動については十分レビューする。

溶接付帯物： 振動配管では溶接アタッチメントの取付け近傍エリアに注意する。アタッチメントの形状が大きくて振動によって配管の動きが誘起されるようであれば

局部応力の影響を考慮する。

(※2) たわみ(振れ)の位置や大きさを観察を観察する。最大変位の大きさは簡易的な計測治具(スケール、くさび、バネ式ハンガ目盛)を用いて見積もる。過渡振動の場合、必要ならば何度でも試験を繰り返して観察する。

(※3) 基本的には観察と判断によって受容の可否を判断する。当該振動レベルが許容できるかどうかは、予想される振動応力の多寡に拠る。その場合、配管応力に影響を及ぼすと思われる下記の事項を考慮すること。

(a) 振動の大きさとその位置、(b) 敏感な設備への漸近

(c) 分岐コネクシオンの挙動、(d) 近傍の構成要素サポートの能力

なお受容基準については事前に、顧客と十分協議して了解をとっておく必要がある。

## 6. 許容基準の詳細

### (1) VMG1 の許容基準—定常振動の場合(OM3 の 3.2.1.1)

振動の場合、極めて短期間で高いサイクル数がカウントされるので、高サイクル疲労の考えに拠る。振動配管の許容基準は次の通り。

$$S_{alt} \leq 0.8S_{el} \rightarrow \text{受容 OK}$$

ASME Class1 配管の場合:  $S_{alt} = C_2 K_2 (M/Z)$

ASME Class1 配管以外の場合:  $S_{alt} = 2i(M/Z)$

ここで  $S_{alt}$  = 最大繰返し応力強さ(計算値)(Pa) ----- 最大応力(強さ)振幅ともいう

$S_{el}$  = ASME Sect.III Figs.I-9.1 or I-9.2 による耐力限界(Pa)

$C_2, K_2$  = ASME Sect.III NB (Class1) の 2 次応力指数(-)、局部応力指数(-)

$i$  = ASME Sect.III NC, ND (Class2, 3) あるいは ASME B31 系コードの応力増加係数(-)

$M$  = 振動のみの、あるいは仕様書に規定された他の荷重と組み合わせた動的モーメント(0-P)(N·m)。通常、振動荷重のみ考慮。

$Z$  = パイプの断面係数(m<sup>3</sup>)

- ・評価式の右辺  $0.8S_{el}$  は、耐力限界  $S_{el}$  に安全裕度を持たせるためにその 80% を許容値としたもの。
- ・0-P モーメント  $M$  は、通常振動のみでいいが、振動と重なる恐れのある変動荷重(例えばサーマルストライピングなど) があるときは、これと合算する。

### (2) VMG1 の許容基準—過渡振動の場合(OM3 の 3.2.1.3)

VMG1 では、設計時、過渡振動は解析によってクリアにされていないので、振動の影響は下記のいずれかに収まるようにしなければならない。

- ①  $S_{alt} = C_2 K_2 (M/Z) \leq 0.8S_{el}$
- ② 新たに振動応力振幅による損傷係数を加算した全応力損傷係数(全損傷度)  $\leq 1.0$

①の場合は前(1)項と同じ定義、同じ趣旨であって、振動によって加算される損傷度が 0 になるように即ち振動応力振幅を耐力限界(疲労限界応力)以下に抑える[こうであれば解析書の変更不要]。



②の場合は、想定外の過渡振動によって新たに損傷度が加算されるのでこれをカウントし、結果として過渡振動以外の荷重(応力)サイクルによる損傷度と合算した全体の累積損傷度が1未満、すなわち寿命期間中、疲労損傷に至らないことを確認する[設計時の解析書は変更要]。実際の手順は、

ステップ 1) 許容等価振動荷重サイクル数  $N_v$  を次式で求める。

$$N_v = (EVLC)/U_v$$

ここで EVLC=最大予想振動荷重サイクル数(=振動数 x 振動時間)、

$U_v$ =未使用の損傷係数 $=1-U$ 、ここで  $U$ =振動荷重以外による損傷係数

ステップ 2) 上記で得た  $N_v$  を横軸にとって ASME の S-N 曲線から、振動荷重に対する許容応力振幅  $S_a$  を求める。

ステップ 3) 計算最大応力振幅 [ $S_{alt} = C_2 K_2 (M/Z)$  or  $2i(M/Z)$ ] と  $S_a$  をくらべ  $S_{alt} \leq S_a$  のとき OK

となる。これらステップを追って、全損傷度 $\leq 1.0$  がクリアになる。

### (3) VMG 2 の場合の許容基準—変位法 (OM3 の 5.1.1.5)

VMG1 定常振動ケースと同様に高サイクル疲労防止の観点に拠る。変位法では、各配管単位につき計測ピークたわみを、耐力限界(疲労限界応力)から得られた許容たわみ以下になるように制限する。

$$\delta_{max.} \leq \delta_{allow} \quad \rightarrow \quad \text{受容 OK}$$

$$\delta_{allow.} = \{0.8 S_{el} / (10000 C_2 K_2)\} \delta_n$$

なお ASME Class1 配管以外の場合  $C_2 K_2 \rightarrow 2i$

ここで  $\delta_{max.}$ =計測結果による最大たわみ(0-P)(inch)、 $\delta_{allow}$ =許容たわみ(0-P)(inch)

$S_{el}$ =ASME Sect.III Figs.I-9.1 or I-9.2 による耐力限(psi)

$C_2, K_2$ =ASME Sect.III NB (Class1) の 2 次応力指数(-)、局部応力指数(-)

$i$ =ASME Sect.III NC ,ND (Class2 ,3) あるいは ASME B31 系コードの応力増加係数(-)

$\delta_n$ =基準たわみ(inch)= $KL^2/D_0$ 。 [Fig.1 のモノグラフからも得られる]

$K$ =形状係数[Fig.3~6 ないし Fig.7~9 による]、 $D_0$ =振動配管の外径(inch)、

$L$ = 特性スパン長(ft)[Fig.3~8 による]

なお  $\delta_{allow}$  式は各振動スパンの最大モーメント(最大公称応力)につき与えられたものである。然るに  $C_2 K_2$  は配管構成要素によって著しく変化するので、最大モーメント発生位置(例えば配管固定点)の配管構成要素(例えば隅肉溶接)の  $C_2 K_2$  を用いると、例えばエルボのある他の位置の  $C_2 K_2 \times$  公称応力(局部応力)が高くなってしまうこともある。これを避けるには、下記の  $C_2 K_2$  (または  $2i$ ) を  $\delta_{allow}$  の算定に用いる必要があると思われる。

**[区間内で最大になる応力指数の積  $C_2 \times K_2$  または  $2i$ ]**

この議論については別途 [FE-19-TM-033] でレビューする。

### (4) VMG 2 の場合の受容基準—変位法 (OM3 の 5.1.2.4)

同様に高サイクル疲労防止の観点に拠る。変位法では、各配管単位につき計測ピーク速度が耐力限界(疲労限界応力)から得られた許容速度以下になるように制限する。

$$V_{max.} \leq V_{allow} \quad \rightarrow \quad \text{受容 OK}$$

$$V_{allow.} = (C_1 C_4 / C_3) \{3.64 \times 10^{-3} \times 0.8 S_{el} / (C_2 K_2)\}$$

ここで  $V_{\max.}$  = 計測結果による最大速度 (inch/sec.)、 $V_{\text{allow}}$  = 許容速度 (inch/sec.)

$C_1$  = パイプの特性スパン内に沿う集中荷重の効果を補正する係数 (Fig.10 による)

$C_3$  = パイプの内容物や断熱材の重量を考慮した補正係数  $= (1.0 + W_F/W + W_{\text{INS}}/W)^{0.5}$

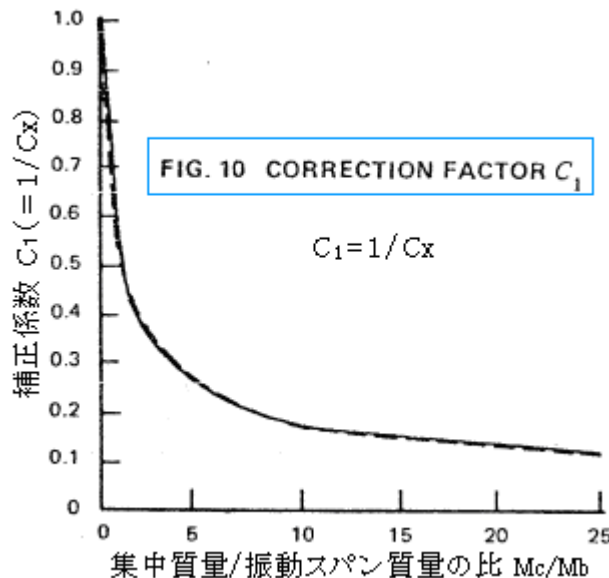
$W$  = 単長当たりのパイプ重量 (lb/inch)、 $W_F$  = 単長当たりの内容物重量 (lb/inch)

$W_{\text{INS}}$  = 単長当たりの断熱材の重量 (lb/inch)

$C_4$  = 配管形状に対する補正係数 (図 A1 による)

$S_{\text{el}}$ 、 $C_2K_2$  及び  $2i$  = 前(3)項に同じ

応力指数  $C_2, K_2$  値の設定については、前(3)の議論に同じ。



##### (5) VMG2 の場合のスクリーニング基準 (OM3 の Appendix D)

配管に振動が発生した場合、スクリーニング基準、即ち”それ以下の振動応答については評価を実施することなく受容できる“という足きり基準を設ければ便利である。OM3 では、速度法をベースにして次のようにスクリーニング基準を設定している。

許容速度式  $[V_{\text{allow}} = (C_1 C_4 / C_3) \{3.64 \times 10^{-3} \times 0.8 S_{\text{el}} / (C_2 K_2)\}]$  において、大多数の配管で安全側の結果が得られるように  $[C_1, C_2 K_2, C_3, C_4, 0.8 S_{\text{el}}]$  を設定する。即ち、

集中荷重補正係数  $C_1$  : 集中荷重がスパン重量(ストレートスパン、U ベンドスパン、Z ベンドスパン重量)の 20 倍以下として  $C_1 = 0.12$  を採る。

応力集中係数の積  $C_2 K_2$  : 大半の配管について  $C_2 K_2 \leq 4$  なので、 $C_2 K_2 = 4$  を採る。

付加重量補正係数  $C_3$  : 内容物/断熱材等の重量が管材重量に等しいときは 1.414 なのでここでは  $C_3 = 1.5$  を採る。

配管形状補正係数  $C_4$  : 等脚 Z ベンドが最小で 0.74 なので、ここでは  $C_4 = 0.7$  を採る。

許容応力限界  $0.8 S_{\text{el}}$  : 炭素鋼の耐力限界  $S_{\text{el}}$  は API Std.618 の例からみて判るように  $9 \text{ kg f/mm}^2$  ( $\leq 371^\circ\text{C}$ )とされるので  $0.8 \times 9 = 7.2 \text{ kgf/mm}^2 \rightarrow 10285 \text{ psi}$  になる。炭素鋼の疲労強度は低レベルなので、ここでは  $0.8 S_{\text{el}} = 10000 \text{ psi}$  を採る。

故に  $V_{\text{allow}} = (C_1 C_4 / C_3) \{3.64 \times 10^{-3} \times 0.8 S_{\text{el}} / (C_2 K_2)\} = (0.12 \times 0.7 / 1.5) \times \{3.64 \times 10^{-3} \times 10000 / 4\}$

$$=0.51 \text{ inch/sec} \rightarrow \boxed{0.5 \text{ inch/s} (=12.7 \text{ mm/s})}$$

非常に簡明な結果が得られる。振動区間の速度をくまなく計測して、区間の最大振動速度  $V_{\max}$  を求め、これが  $0.5 \text{ inch/s}$  を越えていなければその振動は受容され、振動対策不要となる。仮にこれを越えていても、実際に即した  $[C_1, C_2K_2, C_3, C_4, 0.8S_e]$  の値を用いて、 $V_{\text{allow}}$  を再計算すればよい。

なおスクリーニング基準は、特に複雑な配管について安全性が証明されていないと断りがあるので運用上、注意すること。

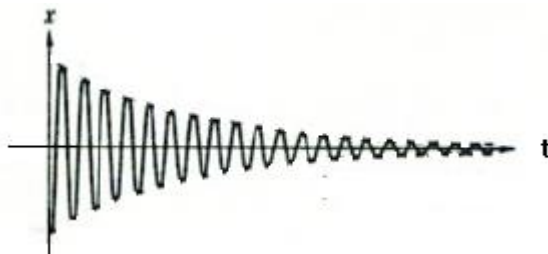
[このスクリーニング基準については幾つかの問題がある。別途[FE-19-TM-033]でこれについて議論するので参照されたし。]

### 【 補 足 説 明 】

(補 1) 過渡振動とは、運転操作の切換えなどで起きるやや人為的な現象で、最も端的な例は水撃 (Water Hammer) あるいは逃し弁作動である。通常、衝撃は大きく大きな振動がでるが、時間と共に下図のように減衰していく。応力サイクル数は 50 - 200 回ぐらいになるが、当初の応力振幅が大きい割には回数が限られるので、1 回の損傷度は小さい。しかしイベントの発生回数が多いと、他の損傷度(通常のプラント発停サイクルによる損傷度など)と組み合わせられて下記のように疲労破損の恐れがでてくる。

$$D_f = n_1/N_{f1} + n_2/N_{f2} + n_3/N_{f3} + \dots > 1.0 \rightarrow \text{Failure}$$

故に、サイクル数が圧倒的に多く  $10^6$  サイクルをはるかに上回る定常振動が、高サイクル疲労防止の観点から損傷度の議論抜きで、単独で疲労限界応力以下に制限されるに比べ、過渡振動は累積損傷度  $D_f$  の観点からの制限を受けることになる。本文 6.の(2)の②に示すような制限は、この累積損傷の考えによっている。



(補 2) 経験的/実績的/理論的に振動発生が予想されない配管も含め、全ての配管を 3 つの監視グループに別ける場合の基準としてはもう一つ明確さに欠ける。通常感覚でいえば、VMG1 が Class1 配管、VMG2 が Class2,3 配管、VMG3 がその他配管になるが、OM3 を読む限り重要度による分別はしていない。大まかにいえば、定常振動では、

- ・まず経験/実績的にみて有意振動の起きていない配管を、VMG3 に振り当て、次いで、
- ・有意振動が予測される配管で、単純モードで扱えるものを VMG2 に、扱えないものを VMG1 に振り当てる、



過渡振動では、

- ・ 定常振動と同じく経験/実績的にみて有意振動の起きていない配管を VMG3 に振り当て、
- ・ 次いで、有意振動が予測される配管で、解析によって健全性が確認できているものを VMG2 に、確認できないものを VMG1 に振り当てる

ことになる。どちらの振動も、工学的な運用によってグループ分けされている。

定常振動では VMG2 or VMG1 の振り分けが、単純モードであるか否かで決まるが、単純モードであるか否かはどうやってきめるのか？具体的には規定されていない。しかし別途[FE-19-TM-033]で述べるように、**VMG2 の簡易評価法はごく単純な梁モデルのモーダル解析に基づいているので、単純な梁モデルのモーダル解析から逸脱するものが VMG1 に変更されるとみていい。**この場合

”モデル形状からの逸脱” と ”解析前提からの逸脱”

が考えられる。前者の場合、Fig.3～8 や 5.1.2.4 項( 図 A1)で与えられる振動スパン形状の種類はわずかであるから、もしこれに忠実に従うなら実際の形状の多くは VMG1 にならざるを得ない。

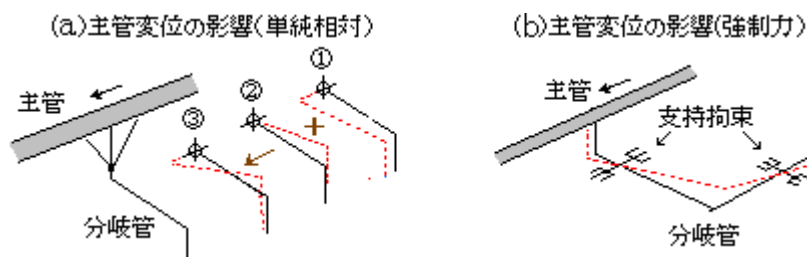
しかし VMG1 に分類されると同時多点計測＋モーダル解析となり VMG2 とは、がらり変わって大変になる(本格的な判定作業を要する)。どうみても VMG1 は VMG2 の簡易評価の後にくる厳密評価であるから、

全てのパラメータを安全側にセットして VMG2 の簡易評価を行い、それでも我慢できないときに VMG1 の厳密評価を行う

のが、現実的と思われる。特に原子力設備ほど管理規定にしばられない一般プラントでは然り。いかに安全側にパラメータを設定するかについては、Appendix.D のスクリーニング則がヒントを与えてくれる。

(補 3) このフーリエ変換法は、殆どの**振動分析計**に取り込まれており、計測者は分析計のオプションを選択して、時刻暦データとともにスペクトル分布、RMS 変位などの分析データを得ることができる。特に計測者でシステム構築をやる必要はないと思う。ただ多点同時計測に問題が残る。

(補 4) 5.1.1.4 項の(a)(b)のイメージは次のようになるかと思う。



例えば主管の脈動に対し先止まり分岐管内の音響 1 次モード(1/4 波長)が共鳴して振動を起こす例は多々あるが、このとき主管側の揺れによって図(a)の①のような変位があると、実際の分岐管の相対的な揺れ②と重なって実際には③のような揺れが計測される。従って評価対象となる②の波形や最大変位を得るには、③から①を取り除く必要がある。おそらく 5.1.1.4 項(a)はこのような計測補正の必要性を説いたものと思われる。

なお(a)図では分岐管には拘束がないので主管変位は比較的単純に分岐管に伝わっている。然るに

(b)図のように分岐管側に単純な支持拘束があると主管変位の伝達は単純ではなくなる。この場合、(補 2)で述べたような**解析前提からの逸脱**が加わると考えられる。(補 2)で述べたように VMG2 の簡易評価法はごく単純な梁モデルのモーダル解析から導かれており、加振力は振動スパン内にある。然るに(b)図では加振力(主管変位/分岐管内共鳴)はスパン内とスパン外にあるので、その計測結果をもって許容値と比較することに意味がなくなる。おそらく 5.1.1.4 項(b)はこれを警告しているように思う。多分、(b)は(a)のように計測補正することが難しいので、**過大な安全裕度を加えて許容変位あるいは許容速度を設定するか、VMG2 を辞めて VMG1 に変更することになるのだろう。**

5.1.1.4(c)については、支持境界面に加振力があるので、厳密には(b)と同様に解析前提からの逸脱になるが、近似的には片持ち梁のモードになり逸脱は無視できるような気がする(追って検討)。

(補 5) 一般プラントで振動が起きると対策の是非が先行して、評価用データの採取に目が奪われることが多い。しかし、それがたとえ許容レベルにあってもユーザの不安は解消せず、原因究明→振動低減策に進むことが考えられる。従って、計測に際してはハンマリングによる固有振動数や周波数応答スペクトルを採取しておくことが望まれる。また内部流体の圧力変動の計測・分析を考慮すべきである。

以 上