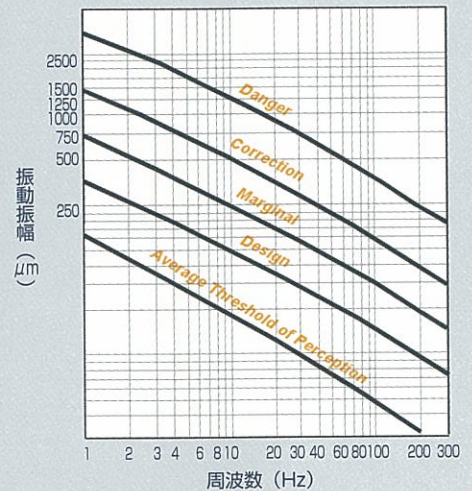


# B

## 配管振動の解析と評価

化学プラントや石油精製プラントでは配管振動が問題となることが多い。現場では、定期的に配管振動振幅の測定を行っているが、その結果を適切に評価する方法についてはあまり知られていないように思われる。現在、一般によくもちいられるのは、第1図に示すアメリカSwRI(Southwest Research Institute)が1970年代に出した往復圧縮機・ポンプを対象とした配管振動の評価基準である。ここでは、数値解析を用いた配管振動の評価方法について解説する。



第1図. SwRIによる配管振動評価基準

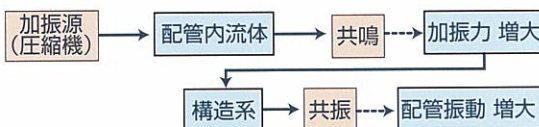
領域	内容
Design	適切に設計された配管系であっても、おこりうる振動値の領域。
Marginal	おこりうる振動値ではあるが、若干大き目とされる振動値の領域。
Correction	配管系を改造し、振動値を減少させることが望ましい振動値の領域。
Danger	直に運転を停止し、配管系を改造して振動値を低減させなければ危険な振動値の領域。

### B-1

## 配管振動が起こるメカニズム

この章では、配管振動がどのようなメカニズムで起こるかを解説する。往復圧縮機や回転式圧縮機のような容積形圧縮機ではその吸込み/吐出し流量変動が間欠的であるため、圧力脈動が生じる。図2に、配管振動の発生の流れを示す。

まず、加振源となる圧縮機の回転周波数（以下、加振周波数）が配管内のガスや液体の共鳴周波数と一致すると、気柱共鳴を起こし、圧力脈動が増大する。その場合、機械振動を生じさせたり、圧



第2図 配管振動のメカニズム

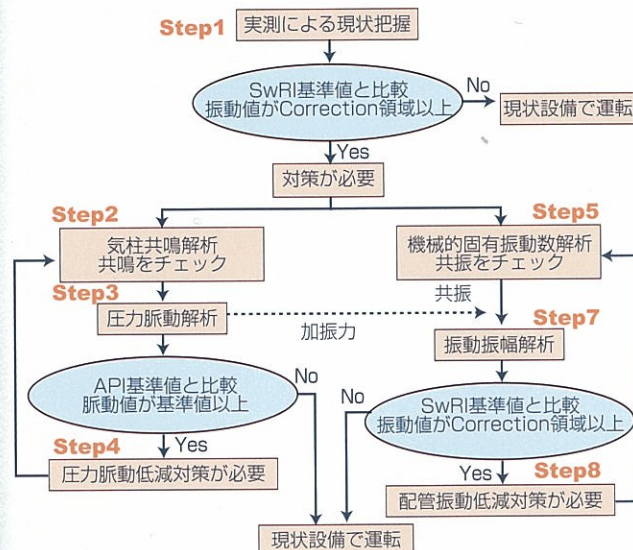
縮機に対して性能低下、動力損失をもたらすこともある。いっぽう、配管内の圧力脈動が加振力となって配管振動を起こす原因となる。構造系の固有振動数が圧縮機に加振周波数や共鳴周波数と一致すると、共振現象を起こし、配管の振動振幅がさらに増大する。

以上のように、配管振動が起こるメカニズムは流体系の振動と構造系の振動が複雑にからんでいることがわかる。したがって、過大な配管振動が起こった場合に有効な対策案を検討するためには、その原因となる、加振周波数と共鳴周波数との気柱共鳴、加振周波数や共鳴周波数と構造系の固有振動数との機械的共振などを適切に評価できる数値解析法が有効な手段であると考えられる。

### B-2

## 配管振動診断フロー

1) 日本機械学会：プラント設計の合理化と安全性向上 (No.97-30 講習会資料、1997年)



第3図 フローチャート

第3図に、数値解析を用いて配管振動の原因究明および対策案検討を行なう場合のフローチャートを示す。

すでにプラントが稼動している場合は、まず定期的に振動を測定し、データを蓄積し、振動が大きい部位の把握および振動の変化を知ることが非常に重要である。

その測定値が、第1図に示すSwRI配管振動評価基準でCorrection領域以上になった場合、何らかの対策案を施す必要がある。

以下に、第3図のフローに従った具体的なアクションを示す。

この章では、第3図に示した各ステップの解析法について解説する。

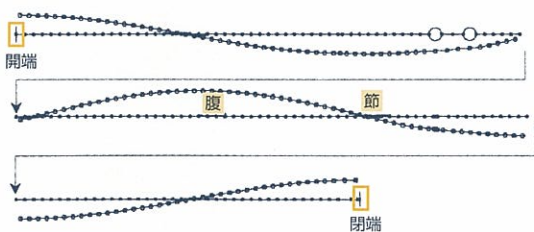
## 共鳴周波数解析

まっすぐな一様断面の管の中の気柱共鳴周波数は、配管長L、配管内のガスや液体の音速cおよび境界条件により第1表に示す式で表すことができる。第1表に、気柱共鳴周波数の1次の振動モードを示す。振動モードを表す曲線は気体の圧力分布を示す。開口端では圧力変動は最小、閉端では圧力変動は最大となる。このように、単純な配管系では共鳴周波数を手計算で求めることができ、加振周波数と共鳴しているか否かのチェックが可能である。

しかし、一般的な複雑な配管系では次に示す数値解析が有効となる。一般に、往復圧縮機回りの配管内流体は一次元流れの問題として取り扱うことができる。管内流体の運動方程式および連続の式から外圧力の加わる流体系全体の運動方程式は有限要素法を適用<sup>2),3),4)</sup>すると次式のようになる。

$$[M]\dot{q} + [C]q + [K] \int q dt = P_r \dots (1)$$

ここで、M,C,Kはそれぞれ質量、減衰および剛性マトリックス、qは流量、P<sub>r</sub>は外圧力ベクトル示す。配管内流体の共鳴周波数は(1)式の運動方程式を用いれば、機械構造物の固有振動数解析によく用いられる解法を利用して算出することができる。ここで得られた共鳴周波数と加振周波数を比較して、共鳴現象が起こっているか否かを判断することができる。一般に、共鳴現象を回避するためには、共鳴周波数を加振周波数から20%以上離すことが望ましい。第4図は、共鳴周波数解析で得られた振動モードの一例を示す。モードの腹の位置では圧力変動が最大、節では最小となる。



第4図 振動モードの一例

第1表 気柱共鳴周波数

境界条件	気柱共鳴周波数 f <sub>0</sub>	振動モード (1次)
①開 開	$f_0 = (\frac{c}{2L})n$	
②開 閉	$f_0 = (\frac{c}{4L})(2n-1)$	
③閉 開	$f_0 = (\frac{c}{2L})n$	

(※) L:配管長(m)、c:ガスや液体の音速(m/s)、n=1,2,3……

## 圧力脈動解析

往復圧縮機による配管内流体の応答は定常振動であるから、 $p_r = P_r e^{i\omega t}$ とすると節点流量は $q = Q e^{i\omega t}$ で表され、これを(1)式に代入すると次のようになる。

$$[i(\omega^2 M - K) / \omega + C] Q = P_r \dots (2)$$

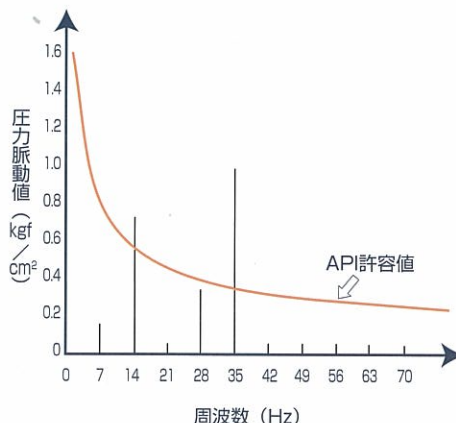
ここで、 $\omega$ は角振動数を示す。

配管端が開放か閉端かなどの境界条件を考慮して(2)式の複素連立方程式を解けば、各節点の流量および圧力の脈動応答を得ることができる。実際には、加振源となる往復圧縮機の接続する配管端に既知の加振流量を与える強制流量加振問題として解くことになる。

配管内脈動計算の精度を大きく左右する配管内の流体減衰力の評価方法は非常に重要である。一般のプラント配管の流体減衰は、管摩擦、管径変化部、バンド部、オリフィスなどの圧力損失が主なものであり、これらを適切に考慮する必要がある。数値解析によって得られた配管内の圧力脈動値の評価基準としては、一般に、第2表に示すAPI規格618<sup>5)</sup>の圧力脈動許容値が用いられている。ある配管の圧力脈動解析結果の一例を第5図に示す。同図から、回転周波数の整数倍となる高調波成分の圧力脈動が現れているのがわかる。また、赤線はAPI許容値を示しており、本配管系では2次と5次でAPI許容値を超えていることがわかる。

第2表 API規格618の圧力脈動許容値

	圧力脈動許容値	記号	備考
デザインアプローチ No.1	$P_1 = \frac{10}{(P_L)^{1/3}}$	P <sub>1</sub> : 許容圧力脈動率(%) P <sub>L</sub> : 配管内平均絶対圧力(psi)	・脈動抑制機器(スナッパ)の配管側/スル部での許容値。 ・配管内の許容値は規定されていない
デザインアプローチ No.2	$P_1 = \frac{300}{(P_L \cdot ID \cdot f)^{1/2}}$	P <sub>1</sub> : 許容圧力脈動率(%) P <sub>L</sub> : 配管内平均絶対圧力(psi) ID: 配管内径(in) f: 脈動周波数(Hz)=(RPM/60)・N RPM: 往復圧縮機回転数(rpm) N=1,2,3……	・構造系全体の許容値。 ・往復圧縮機と構造系の連成を考慮した脈動解析を要求している
デザインアプローチ No.3	デザインアプローチ No.2と同じ	デザインアプローチ No.2と同じ	・デザインアプローチNo.2と同じ ・加えて、圧力脈動による配管振動応答計算も要求している



第5図 圧力脈動値の一例

2) 藤川猛ほか: R&D神戸製鋼技報、Vol.37 (1987)No.1、p.59

3) 加藤稔ほか: 日本機械学会論文集、52-481、C(1986-1)、p.2375

4) 加藤稔ほか: 日本機械学会論文集、58-554、C(1992-10)、p.2907

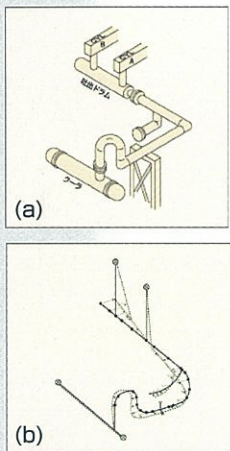
5) API(American Petroleum Institute) Standard 618,4th edition, June 1995.

6) 藤川猛ほか：日本工業出版「配管技術」、No.79.11.

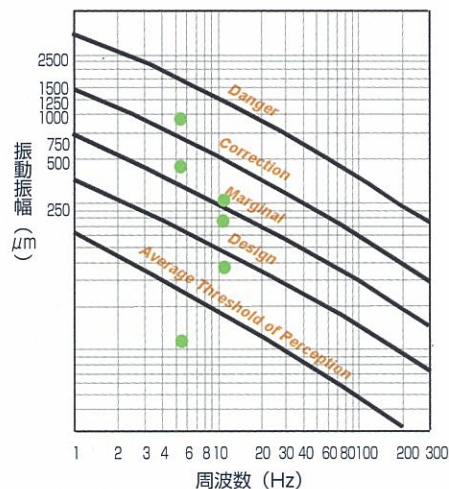
7) 藤川猛ほか：日本機械学会論文集、41-343、C(1975-3)、p.813

## 配管振動解析

配管内に圧力脈動が生じると、配管に加振力として作用する。圧力脈動により加振される配管部



第6図 (a)配管概略図  
(b)振動モードの一例



第7図 振動振幅の一例

はベンド、分岐、管径変化部、オリフィス挿入部、開端、閉端部である。これらの部位は、常に変動力を受けるため、圧力脈動の周波数が構造系の固有振動数と一致すると、大きな配管振動が生じる。加振力による強制振動における変位、加速度、応力などの応答を求めるにはモード解析法が非常に有用である<sup>6,7)</sup>。ここで求めた固有振動数と加振周波数および配管内のガスや液体の共鳴周波数を比較することにより、機械的な共振を起こしているか否かをチェックすることができる。また、配管の各部位における振動振幅が大きいかどうかを判断する基準として、先に示したSwRIで規定されている配管振動評価基準（第1図参照）を適用することが多い。第6図(a)に示す配管系の固有モードのひとつを第6図(b)に示す。第7図は、SwRIの配管振動評価基準に解析結果をプロットした一例を示す。数値解析を用いると実測が困難な部位についても振動値を求めることができる。

さらに、実測ではとらえにくい最大振幅を求めることが可能であり、非常に有用な手段である。

## B-4

## 各対策案の特徴

第3図のフローにおいて、圧力脈動値がAPI基準値を超えた場合、あるいは、振動振幅値がCorrection領域以上になった場合、何らかの対策を施すことが望ましい。この章では、よく用いられる対策案の特徴と注意点について解説する。

### 圧力脈動の低減方法

1)オリフィスの設置／第8図に示すように、減衰を付加して脈動を低減する方法である。配管の変更を最小に押さえられるので一般的な方法である。ただし、流量変動の大きい位置に設置する必要がある。さらに、大容積の出入口に設置すると効果大きい。

2)配管長の変更／配管長を変更し、共鳴周波数を変えて気柱共鳴を回避する。回避すべき周波数が複数ある場合、また音速変化が大きい場合には第1表に示す共鳴周波数が変化するので注意が必要である。

3)共鳴器の設置／第9図に示すように、特定の周波数の脈動値を低減するダイナミックダンパの原理である。主配管の共鳴モードを壊すことにより主配管の圧力脈動を低減する。圧力脈動の腹に設置するのが基本となる。分岐管内は脈動が大きくなるので振動防止用サポートに配慮が必要となる。

4) サージドラム（スナッパ）容積の追加／最も本質的な圧力脈動低減対策である、理論的には大きければ大きいほど圧力脈動の低減効果大きい。しかし、コストがかかるというデメリットがある。

配管振動が大きい場合は、加振周波数と配管の機械的固有振動数が一致している場合が多い。まず、この共振を避けることが必要である。共振していなくても、耐震上、固有振動数は20Hz以上にすることが望ましい。

以下に、配管振動低減方法を示す。

1)配管サポートの補強／配管の機械的固有振動数と配管内脈動の周波数を十分に離し、共振を避けるように配管のサポート間隔を調整したり、追加したりする。往復圧縮機回りの配管系の場合、構造系の固有振動数を圧縮機の回転数の6倍以上に設計することが望ましい。

2)ドレン、ベンドなどの補強／ドレン、ベンドなど小口径配管の分岐部は通常肉厚のボスを使用して剛性を高める対策をとる。圧力計などの計装品が付いた分岐管も振動しやすいので注意が必要である。

3)バルブなどの支持／バルブなどは脈動を受けやすいので、充分剛性のある基礎や構造物から支持を取り、強固にしておく必要がある。

配管振動は、配管内のガスや液体の流体の圧力変動が加振力となって生じる。流体系と構造系が複雑に絡んで生じるため、発生メカニズムを理解せずに対策案を講じると、逆効果の場合がある。したがって、あらかじめ振動振幅の予測を行ない対策案の効果を確認するのに、数値解析は非常に有効な手段である。

[エンジニアリングメカニクス事業部 振動音響技術室 廣岡 栄子]

### 配管振動の低減方法



第8図 オリフィス



第9図 共鳴器