

プラント配管の振動評価技術

石油・化学・エネルギー・製鉄などのプラントでは、圧縮機やポンプなどによって流体を昇圧し、配管を通じて輸送・貯蔵を行っている。圧縮機やポンプなどの流体の吸込み、吐出により配管内には特有の圧力変動が生じ、これが流体の気柱(液柱)共鳴周波数と一致すると大きな圧力脈動が発生し、流量計など計装機器類の測定誤差要因になる場合がある。また、大きな圧力脈動は配管の機械振動を誘発し、その周波数が配管の機械系固有振動数と一致すると配管振動はさらに大きくなり、場合によっては破損に至ることもある。

このような現象は古くから知られており、設計段階あるいは稼働後の設備診断段階での評価・対策方法が開発され広く利用されてきた*1)。配管内の流体の圧力脈動に関する評価基準については、例えば、往復圧縮機はAPI618(米国石油協会規格)*2)、往復動ポンプはAPI674*3)に許容値が示されている。配管系の機械振動については、SwRI(米国の研究機関)が1976年に公表した配管振動評価線図*4)が現場では広く利用されている。API618でも安全係数を見込んだ設計段階の値として配管振動基準値が公表されている。最近では2014年7月に、ISO10816-8(国際標準化機構)において往復圧縮機—配管系(主配管以外に小口径配管も含む)の機械振動基準値が発行された*6)。

プラントの配管振動は、その値が大きくなると配管にき裂が生じて運転停止に至る場合もあり、早めに対策を講じることが重要である。当社では、顧客の要望に応じて、プラントの設計段階における振動予測、プラント操業時の振動トラブルの調査と原因究明、さらには振動低減対策の提案まで幅広く対応している。ここでは、そのような取り組みの基礎となっている配管振動の原因や対策方法について実例を示しながら紹介する。



技術本部
機械・プロセスソリューション事業部
CAE・実験評価部
解析技術室
こじま しげあき
小島 俊介

B-1 主配管の配管振動*6)

この章では、圧力脈動や配管振動について多くの許容値が公表されている往復圧縮機周りの配管振動を中心に述べる。

プラントでは、流体機械が原因で配管や計装機器などに振動が発生する。その振動は、大きく2種類に分けることができる。

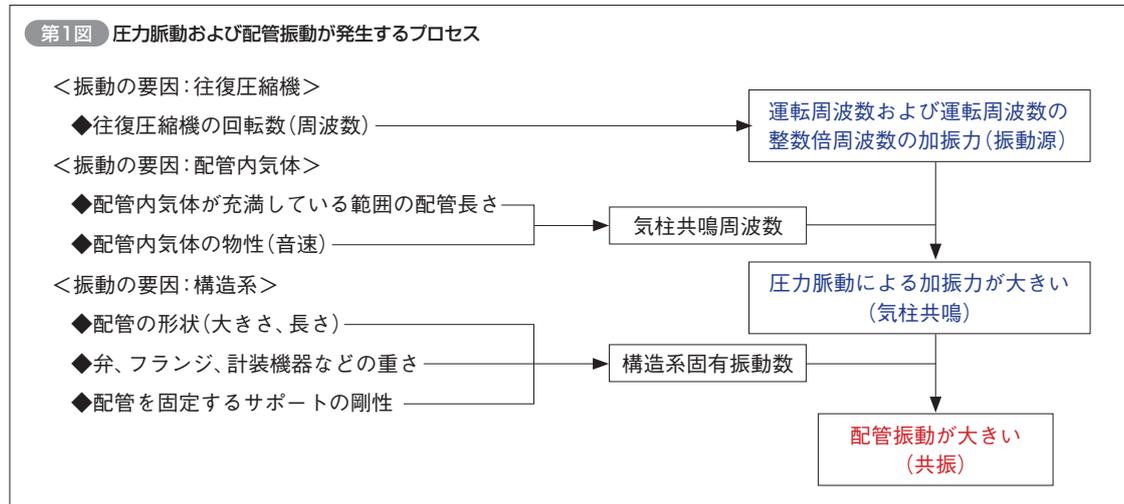
- ① 動力機械(圧縮機など)から発生する振動伝播による機械的な振動
 - ② 配管内流体(気体)の圧力脈動が起因する振動
- まず①の振動は、動力機械から発生した振動が配管や配管を固定するサポートなどの構造物に伝わって発生するので、動力機械近傍に多く見られる。一方、②の振動は、動力機械から離れている場合でも配管内で気体の圧力変動(圧力脈動)が起こり、その力が配管に負荷されて振動が発生するもので、配管内の気体

と配管回りの構造物とが絡む複合的な振動である。以下には、振動の発生が複合的で複雑な②について述べる。なお、圧力脈動値がわかれば、液体を対象としたポンプ周りの配管にも適用できる。

1-1 圧力脈動、配管振動が発生する原因

圧力脈動および配管振動が発生するプロセスを第1図に示す。配管振動の発生源は、動力機械(圧縮機)の加振力である。往復圧縮機は、弁の開閉により気体が間欠的に圧送されるので、運転周波数(回転数)および運転周波数の整数倍周波数(以下、加振周波数)の加振力が発生する。加振周波数と配管内気体の気柱共鳴周波数が一致すると圧力脈動が大きくなり、その結果、加振力が大きくなる。さらに、配管構造系の固

第1図 圧力脈動および配管振動が発生するプロセス



参考文献

- *1) 日本機械学会編:事例に学ぶ流体関連振動(2008)
- *2) API Standard 618, 5th edition (December,2007)
- *3) API Standard 674, 3rd edition (December,2010)
- *4) Wachel, J.C. and Bates, C.L., Hydrocarbon Processing (October, 1976)
- *5) ISO10816-8, Reciprocating compressor systems, 1st edition (July, 2014)
- *6) 廣岡栄子:こべるにくす, Vol.19(2011), No.38

第1表 気柱共鳴周波数算出式

| 境界条件 | 気柱共鳴周波数 f_0 | 圧力モード(1次) |
|-------|---|-----------|
| 1 開-開 | $f_0 = \left(\frac{c}{2L}\right)n$ | |
| 2 開-閉 | $f_0 = \left(\frac{c}{4L}\right)(2n-1)$ | |
| 3 閉-閉 | $f_0 = \left(\frac{c}{2L}\right)n$ | |

c : 気体の音速 (m/s), L : 配管長さ (m), n : 圧力モード次数 1, 2, 3...

有振動数と一致すると配管振動が大きくなる。

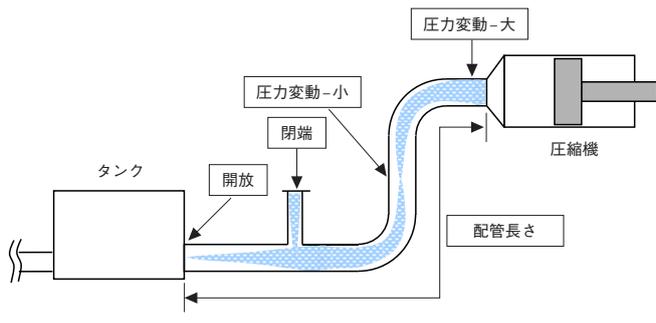
気柱共鳴周波数は、第1表に示すように気体の音速、配管長さ、圧力モード次数、境界条件によって変化する。このとき、気体の音速 c は式(1)に示すように気体の比熱比、気体定数および温度に依存する。

$$c = \sqrt{\frac{\kappa RT}{M}} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 κ を気体の比熱比、 R を気体定数、 T を気体温度、 M を気体の平均分子量とする。例えば、実際の配管振動で、クーラの前後で振動が大きく異なることがある。これは、クーラを通過することで気体の温度、すなわち音速が変わり、気柱共鳴周波数が変化することで起こる現象である。

配管長さは、気体が充満している範囲の長さのことで、圧縮機から弁や閉止フランジによって閉じられている範囲や大きな空間を持つタンクまでである。イメージ図を第2図に示す。例えば、圧縮機の運転を切り替えた前後で振動が変化することがある。これは、運転によってバイパス弁などの弁を開や閉に切り替えた時、気体の充満している範囲が変化し、すなわち配管長さが変わり、気柱共鳴周波数が変化することにより発生する。

第2図 気体が充満しているイメージ図



参考文献

*7) 加藤稔ほか:日本機械学会論文集中(C編)52巻481号(1986-9)

境界条件は、大きなタンクなどを「開」、閉止フランジや弁などが閉じた位置を「閉」とし、これらの組み合わせによって決まる。実際の配管には曲がりがあるが、気柱共鳴周波数の算出に必要な配管長さは一様な断面がまっすぐに伸びているとして算出する。第1表の圧力モードの図は圧力分布を示しており、水色の太い部分は圧力変動の大、水色の細い部分は圧力変動の小となっている。例えば、第2図の圧力分布は、境界条件:開-閉、圧力変動:小が2カ所の圧力モード2次を表している。以上のように、気柱共鳴周波数は気体の音速、配管長さ、境界条件によって変化するので注意が必要である。

また、加振周波数の変化にともなって圧力脈動の状況が変わることがある。例えば、圧縮機の運転負荷を100%から50%へ減少運転すると、加振力の発生次数が変わり、異なる気柱共鳴周波数と共鳴し、圧力脈動が大きくなる場合がある。

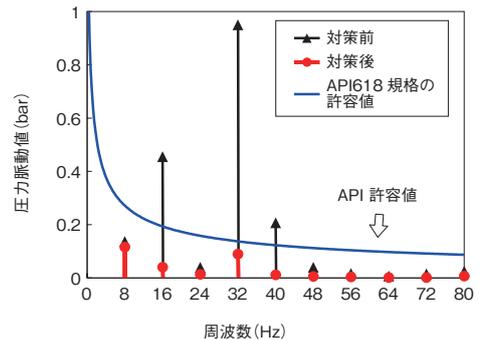
構造系の配管振動は、配管の形状、弁やフランジなどの重さ、配管を固定するサポートの剛性などから求まる固有振動数と、配管内の圧力脈動の周波数が一致した時に大きくなる。例えば、ある計装機器を取り付けた時、配管振動が大きくなる場合がある。これは、計装機器の重さが付加されたことにより固有振動数が低下して、圧力脈動の周波数と一致することで発生する。

このように配管内の気体と構造系の振動特性が複雑に絡み合い、配管振動が発生する。

1-2 圧力脈動、配管振動の対策

圧力脈動が発生した場合、対策の要否は、第3図のように米国石油協会 API618規格の圧力脈動許容値と比較して判断する。圧力脈動許容値の算出方法を第2表、デザインアプローチ No. の選択基準を第4図に示す。デザインアプローチは、圧縮機の動力と吐出圧の大きさによって3つに分かれており*2)、デザインアプローチ2では圧力脈動解析を要求し、デザインアプローチ3では圧力脈動解析に加え配管振動解析も要求しているので、圧力脈動および配管振動の設計段階および対策を検討するうえでは、数値解析が重要であることがわかる。圧力脈動が API618規格の許容値を越えていれば、第3表に示す対策が挙げられる。特に対策として採用されることが多いものがオフィスの挿入である。

第3図 対策前後の圧力脈動解析値をAPI618規格の圧力脈動許容値と比較した一例



第4図 API618デザインアプローチNo.選択基準*2)

| | | | | |
|-------------|-----|-------------|-----|---|
| 吐出絶対圧 (bar) | 350 | 3 | 3 | 3 |
| | 200 | 2 | 3 | 3 |
| | 70 | 2 | 2 | 3 |
| | 35 | 1 | 2 | 2 |
| | | 55 | 220 | |
| | | 動力 (kW/cyl) | | |

※ 数字1~3: デザインアプローチNo.

穴の開いた板を配管に挿入するもので、ほかの対策に比べて工事がしやすく、低コストである。ただし、オリフィスは減衰効果をもたらすために流量変動の大きい位置、すなわち圧力変動が小さい位置(第2図の水色の細い部分)に設置する必要がある。適切な設置位置を求めるには、圧力脈動解析*7)を行って精査することが有効と考えられる。

ここで、圧力脈動解析の一例として、配管途中にオリフィスを挿入した時の圧力脈動値の低減効果を確認する。解析方法の詳細は既報*7)に示すように、第2図の配管構成を有限要素法をベースとしてモデル化し、独自に開発したプログラムを用いて解析した。結果を第3図に示す。横軸に周波数(Hz)、縦軸に圧力脈動値(bar)、対策前と対策後の計算値を黒線と赤線、API規格の圧力脈動許容値は青線で示している。対策前にAPI許容値を超える圧力脈動値が、最適な位置にオリフィスを挿入することでAPI許容値以下に大きく低減することがわかる。このように、数値解析を用いると最適な対策の検討を行うことが可能となる。

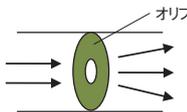
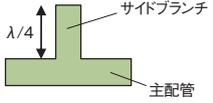
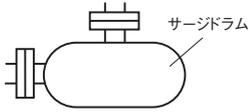
オリフィスの挿入などによって圧力脈動の低減を行った後も配管振動が大きい場合、対策の要否は、米国の研究機関であるSwRIの配管振動評価線図と比較して判断する(第5図)。この配管振動評価線図は、過去の事故事例を基に作成された線図で、振動振幅の大きさによりDesign領域やDanger領域など危険度合が段階的に分かれている。Correction領域やDanger領域に存在していれば対策が必須となる。対策の例として、①現状サポートの補強、②新たなサポートの追加、③配管経路の変更などが挙げられる。基本的には、配管が大きく振幅している位置のサポートを追加・強化して振動を抑え、固有振動数を上げることが望ましい。配管はバンドなどの曲がりがあると剛性を低下させる要因となるので、熱応力に配慮しつつ可能な限り曲がり減らすような経路変更も有効な対策となる。また、圧縮機の運転を一度始めると長期間運転をすることになるので、サポートのゆるみが発生することも多い。対策としては、サポートの強化が必要であるが、定期的にサポートの状況を監視することが重要である。

実際に、圧力脈動が起因する配管振動が起こった場合、まず、現地での計測により、状況を的確に把握することが最も重要である。そのとき、配管振動だけでなく、配管内部の気体の圧力脈動を計測し、共振や共鳴の有無やサポート状況を把握し、振動発生メカニズム解明を行う。また、対策の検討には、数値解析は非常に有効な手段と考えられる。その際、実測結果を反映させた解析モデルの構築が重要なポイントとなる。当社では、これらの技術を保有しており、測定による現状把握から数値解析による対策の検討まで、一連の技術によって最適な振動低減策を求めている。

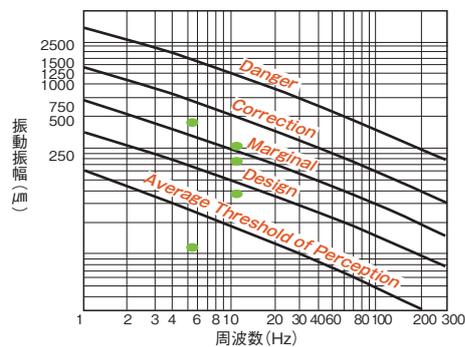
第2表 API618規格の圧力脈動許容値*2)

| デザインアプローチNo. | 圧力脈動許容値 | 記号 | 備考 |
|--------------|---|---|--|
| 1 | $P_1 = \frac{4.1}{(P_L)^{\frac{1}{3}}}$ | P_1 :許容圧力脈動率(%) (=圧力脈動両振幅/ P_L) P_L :配管内平均絶対圧力(bar) | ・脈動抑制機器(スナッチャ)の配管側ノズル部での許容値。 ・配管内の許容値は規定されていない。 |
| 2 | $P_1 = \sqrt{a/350} \left(\frac{400}{(P_L \times D_i \times f)^{0.5}} \right)$ | P_1 :許容圧力脈動率(%) (=圧力脈動両振幅/ P_L) P_L :配管内平均絶対圧力(bar) D_i :配管内径(mm) f :脈動周波数(Hz)= $N \cdot Z/60$ N :往復圧縮機回転数(rpm) $Z=1,2,3 \dots$ a :ガスの音速(m/s) | ・配管系全体の許容値。 ・往復圧縮機と配管系の連成を考慮した脈動解析を要求している。 |
| 3 | デザインアプローチ2と同じ | デザインアプローチ2と同じ | ・デザインアプローチ2と同じ。 ・圧縮機、配管の固有振動数計算、およびこれらの固有振動数と圧力脈動周波数との一致を避けることを要求している。 ・これが回避できない場合は、圧力脈動による振動応答計算を要求している。 |

第3表 圧力脈動の対策方法

| | | |
|-------------|--|--|
| ①オリフィスの挿入 |  | 中央に穴の開いた板を配管の途中に挿入。減衰を付加して圧力脈動を低減させる。ただし、適切な位置に挿入しないと効果がない。 |
| ②サイドブランチの設置 |  | 主配管から分岐配管を設置。対象の気柱共鳴周波数モードの1/4波長の長さにする。低減することができる周波数は特定の周波数のみ。 |
| ③サージドラムの設置 |  | 大きな空間をもつドラムを設置。圧力脈動を低減する根本的な対策。ただし、コストがかかる。 |
| ④配管経路の変更 |  | 配管の長さを変えて、気柱共鳴周波数を変更する。ただし、大規模な工事となることがある。 |

第5図 SwRI配管振動評価線図*4)



| 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、若干大きく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 | 直ちに運転を停止し、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-2 分岐配管(小口径配管)の配管振動

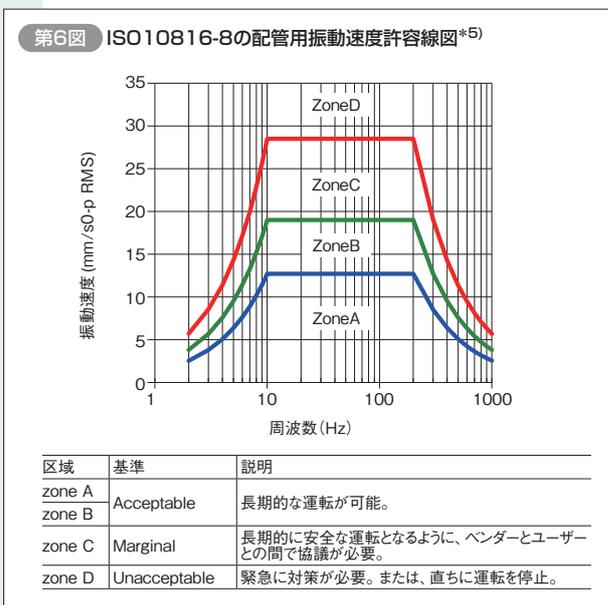
振動による破損は主配管だけではなく、主配管から分

岐した計装機器が取り付けられている分岐配管(小口

径配管)でも生じることが多い。主配管の振動がそれほど大きくなくても、小口径配管の剛性が低い影響により、振幅が大きくなって破損に至る。

2014年にISO10816-8では往復圧縮機のすべての配管に対しての振動評価基準が制定された。第6図は、ISO10816-8に記載されている振動速度許容線図である。横軸に周波数(Hz)、縦軸に振動速度実効値(mm/s RMS)、振動の大きさにより領域区分されており、ZoneA、Bは長期的な運転が可能なAcceptable領域、ZoneCは、長期的に安全な運転となるようにベンダーとユーザーとの間で協議が必要とされるMarginal領域、ZoneDは、緊急に対策が必要、または直ちに運転を停止するUnacceptable領域とされている。またこの領域区分は、周波数2~10Hzは変位、10~200Hzは速度、200~1000Hzは加速度評価が基本的な考えとなって区分されている。

※第6図と第7図について
ISOからの転載間違いにより2017年6月訂正



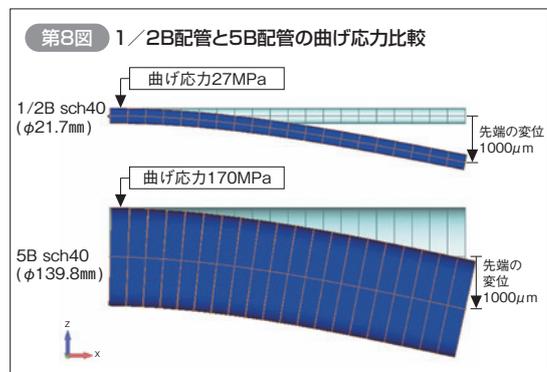
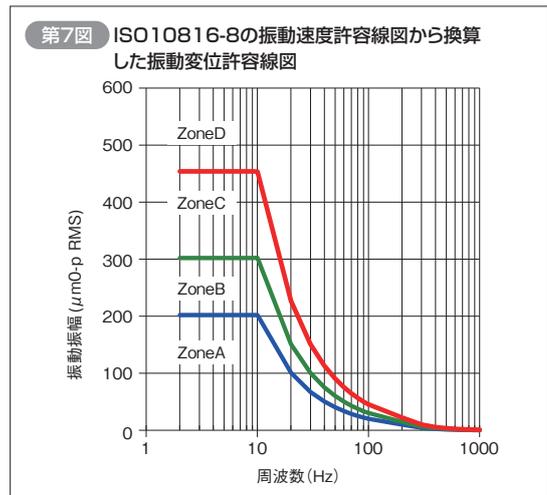
ここで、剛性の低い小口径配管と主配管に上記の基準を照らし合わせた例を示す。主配管5B sch40(外径139.8mm、板厚6.6mm)と小口径配管1/2B sch40(外径21.7mm、板厚2.8mm)の鋼管において、長さ500mm、一端を固定とした片持ちの状態、先端の変位が1000 μ mとなるように集中荷重を負荷する片持ち梁の計算を行い、発生する応力を比較する。ただし、比較しやすくするために、振動速度から振動変位に換算した振動変位許容線図の第7図を用いる。

計算した結果を第8図に示す。小口径配管の付根の応力は27MPa、主配管は170MPa程度となり、小口径配管は主配管に比べ約1/6と低い。先端の変位1000 μ mは、振動変位許容線図のZoneD(緊急に対策が必要な状態)にあたるが、小口径配管の応力27MPaは、

API618規格の許容応力値90MPaと比較しても十分低く、ISO10816-8は小口径配管に対してはかなり安全側の基準と考えられる。一般的に、小口径配管は主配管に比べ剛性が低いために、大きな振幅が発生しやすい。しかし、主配管から分岐する小口径配管は、主配管と同じ位相で振動した場合、小口径配管の付根部(主配管と小口径配管の結合部)の応力が低くなる可能性がある。一方、逆位相で振動した場合、応力が高くなることもあるので、小口径配管に対しては配管振動のメカニズムをよく把握した対応が必要である。

前章のSwRI配管振動評価線図は、1970年代から現場での診断に広く活用されており、十分な経験に基づいて設計された配管系に適用される振動基準である*1)。これは、小口径配管に適用するには限界があることを意味している。一方、ISO10816-8の振動速度許容線図は2014年に制定され、主配管および小口径配管も適用対象としているが、小口径配管については検証の実績が乏しく、小口径配管を除いて主配管のみへの適用にとどめる方が良いと思われる。

当社では、小口径配管の振動状態を確認するために、実際の配管にひずみゲージを貼り付けて応力を確認する、または測定結果で得られた振動値を数値解析の入力値として与えて応力を推定するなどの方法をとっている。



参考文献

*8) 畑村創造工学研究所ホームページ、失敗知識データベース
<http://www.sozogaku.com/fkd/index.html>

配管振動は多かれ少なかれ発生するものであるが、その発生メカニズムを理解せずに振動対策を施すと、逆に大きな応力を配管に生じさせてき裂が入ってしまうこともあり得る*8)。特に、主配管から分岐した小口径配管の振動対策には注意を要し、2014年に発行した

ISO10816-8でも引き続き議論していくものと思われる。配管振動のメカニズム把握と対策には、測定技術に加えてCAE技術も重要であり、数十年にわたりこの2つの技術を保有しブラッシュアップしてきた当社の技術が生かされれば幸いである。