

【整番 SE-31-TM-053】	【標題】立型ポンプの振動問題(特に回転数共振)に関する情報
分類：構造(機械振動)／種別：技術メモ	作成年月：H26.10／改訂：Ver0.0(H26.11) 作成者：N. Miyamoto

全 33 枚

構成) 1. 振動プロフィール、2. 振動メカニズム、3. 振動メカニズムの究明、4. 振動対策、  
5. 振動許容基準、6. モニターリング、 添付：立型ポンプの振動問題事例

立型ポンプは一般に 5~20Hz(300~1200rpm)と比較的低い回転周波数を持っているが、構造的にはカンチレバー構造で、芯狂いや不釣合いあるいはシャフトの反りといった比較的単純な励振要素が諸に働いて、回転そのものが振動源になり回転周波数そのものが加振振動数になる。一方[モータ+ポンプ+基礎+配管]から構成される構造物の固有振動数もかなり低く、加振側の 5~20Hz レベルに漸近して行くことが多い(この固有振動数の低さから **reed frequency** というニックネームが付いている)。事実古くから、立型ポンプには回転数振動(以下 **N 振動**)による共振(以下 **N 共振**)問題が多発している。

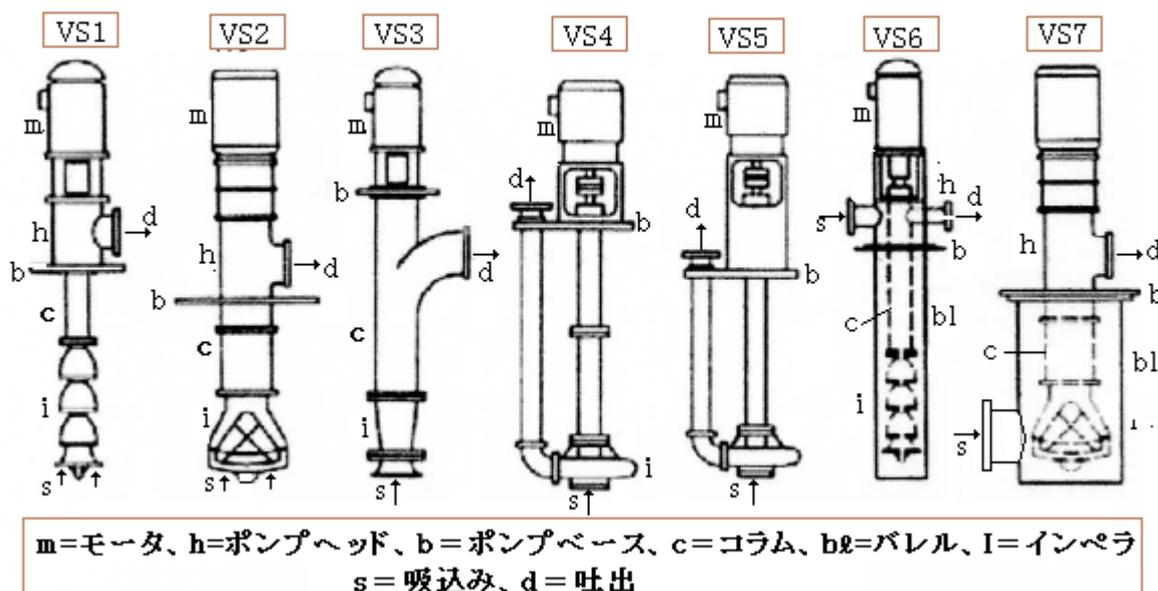
本 TS は立型ポンプの N 共振に関する技術情報を集めて整理したものである。末尾に付けた問題事例は、具体的なトラブルに遭遇したとき、何かのヒントを与えると思う。**Case 1** や **Case 2** の事例は必読である。なお情報がまだ不全な個所(例えば振動許容基準)があるが、追々更新してゆきたい。

## 1. 振動プロフィール

(1) 立型ポンプは、用水、冷却水、復水、スラリ、石油、LPG、LNG などの移送用として各種産業/公共設備で使用されている。横型ポンプに比べると、直接水槽にインペラを沈めることで低い吸込み圧力でも運転できる上、スペースが狭くても設置可能で、配管を取り外さず分解点検できるメリットもある。

立型ポンプには様々なタイプがあるが、構造的にはインペラがボトムにきて、駆動モータがトップにくる点では共通している。API Std 610(後述 5.参照)では、長大な中吊り形(suspended type)と比較的コンパクトなインライン形(in-line type)の2つに分類さる(明らかに前者の方が振動し易い)。図 1 に API 分類による中吊り形を示す。VS1~VS5 は単一ケーシングで吸込槽から直接吸込むタイプ(吸い上げタイプ)である。VS5,VS6 は 2 重ケーシングでバレルに吸い込みコラムから吐き出す。

図1. 立型ポンプの種類 by API Std 610



(2) 立型ポンプには横型ポンプにない設備的なメリットも多いが、その反面、いくつかの動的な問題を抱えこんでいる。その根源は剛体に近い基礎面の上下に伸びてその先端に大きな質量を抱えたカンチレバー構造と、両端に大きな質量を持って内部で動き廻る長くて比較的華奢な回転構造にある。

後者は幾つかの支持部が存在するにも拘らずかなり効率のよい振動促進体(励振源)となる。前者は質量付きの片持ち梁からわかるように先端でかなり大きく揺れるが、この時の自由振動の周波数即ち機械固有振動数が相当低いため、後者の回転周波数に漸近して共振する傾向が強い。模式的に言えば

励振源の持つ強さ+片持ち梁的な共振 → 立型ポンプの回転数振動

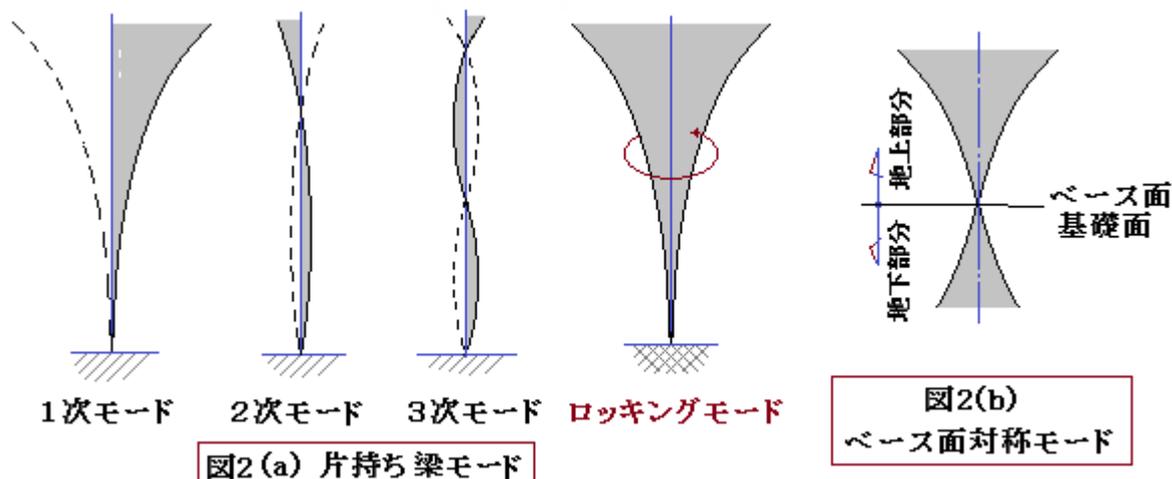
N 振動そのものは回転機械に共通するが、それが顕著な形になるのは励振源の強さによるもので、更に悪い結果にもたらすのは共振によるものである。立型ポンプにはこの2つの業が重なっている。

なお、ポンプ振動は BEP(最高効率点)の運転では少なく、BEP を外れて運転するほど増加すると云われるが、これはポンプ流れに起因する振動で然りと思う。しかし N 振動は回転自体に由来する振動であるから、ポンプ流量や吐出圧力にあまり関係なく発生する(留意のこと)。

(3) ポンプ設備に過度な振動が介在することは、工場試験ではわからず、試運転して初めて発覚する例が大半である(まれに地盤沈下などで試運転後しばらくして現れることがあるが、特例的である)。定盤上に固定して工場運転しても現地据付け状態を再現するのは難しく、最近は FEM 解析などで共振の可否をチェックするようになっている。過度な振動に目をつぶって運転すると、やがて

軸受部やシール部の機能障害、コラム等の疲労損傷、インペラやシャフト等の摩耗、  
 が起きる。特に基礎面下の地中部分は振動計測が難しく、そのため他の要因による振動が N 振動に  
 加算されて疲労損傷などが発生しやすい。

(4) 基本的な立型ポンプの振動モードは片持ち梁モードである。1次は下図のように先端で最も揺れ、2次は梁の1/3付近で揺れる。構造物では1次優先で、せいぜい3次までが有意であるから、4次以上の高次モードは殆ど無視できる(共振しても弱い)。実際のポンプ振動ではポンプ軸廻りに片持ち梁状に振れ回わり、いわゆるロッキングモードになっている(事例 Case1 参照)。ただ方位によって剛性が異なる場合は変則的な振れ廻りになる。



また立型ポンプの振動で特徴的なのは、上図のように基礎に固定されたベースを境にして上下が同じように揺れることである。勿論、地上部分(ポンプヘッド+モータ)と地下部分(コラム/バレル+インペラ)は同じ筒状構造物であるが、寸法的にも構造手的にも差異があるので、全く同じ振れ廻り

というわけではないが、比例傾向があるのは確かだと思う(事例 Case 1 の Fig.7 参照)。

- (5) 立型ポンプが複数台ならんで並列運転されるような場合、ポンプは共通基礎(基盤)に置かれることが多い。複数のポンプが振動していると、共通基礎を伝って振動が干渉し合い<sup>(3)</sup>、オーバーオールな波形は単独の基礎の場合と違った波形になる。図 3 は振幅が同じで位相の異なる 2 つの波動が重なった場合を示している。2 つのポンプが接近して配置され同振幅/同位相で振動すると、2 倍近い振動が発生することになる(実際は伝播側の振幅は小さいので倍増することはない)。

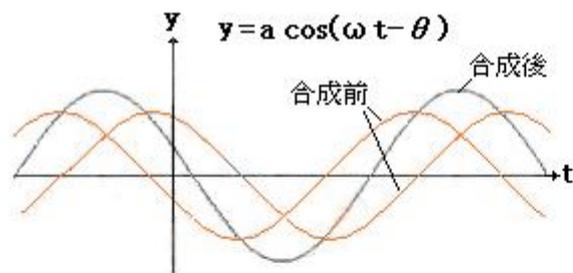


図3 波動の合成(例)

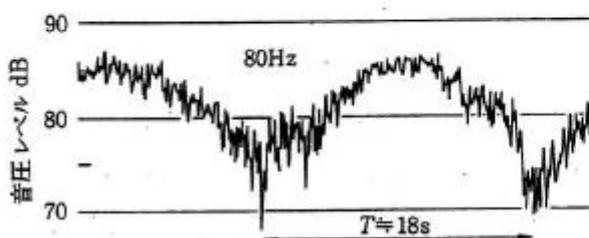


図4(b) うなり音の例

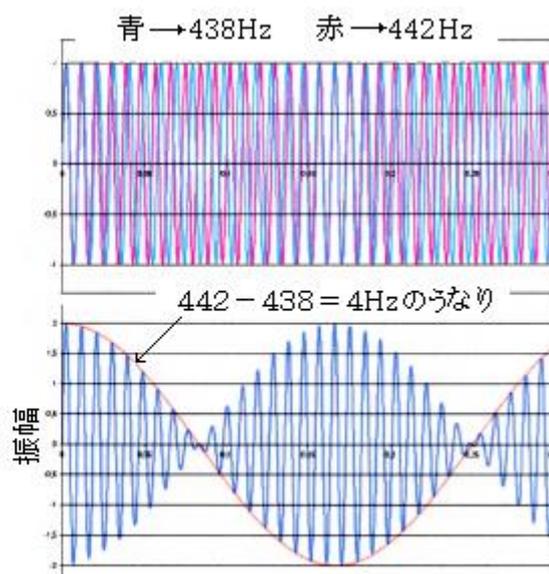


図4(a) うなり現象の例

また並列ポンプではうなり現象が発生する(補 1 参照)。例えば図 4 (a)のように 442Hz と 438Hz の振動が並存するとその差 4 Hz のうなりが発生する<sup>(2)</sup>。うなりの山谷では前述の振動干渉が起きる。うなりは決して有害というわけではない。ただ周期が長くなると、現場の計測値に時間差による食い違いがあらわれる(事例 Case 9 参照)。

## 2. 振動メカニズム

- (1) 立型ポンプの N 振動が[単に回転周波数( $f = N/60$ )にピークをもった振動]であれば、殆ど問題になることはないが、ポンプ全体の固有振動数が回転周波数に近づいて共振状態になれば N 振動は深刻になる。しかし[単に回転周波数( $f = N/60$ )にピークをもった振動]段階でどんなの振動レベルにあるかは、共振後の振動レベルを決める上で重要である。例えばオリジナル  $20 \mu\text{m}$  であれば 5 倍共振のとき  $100 \mu\text{m}$  で、これは Hydraulic Institute(米国の製造者団体)基準では許容できるが、オリジナル  $30 \mu\text{m}$  では  $150 \mu\text{m}$  になり、許容を越えることになる。従って前 1.(2)で云ったように

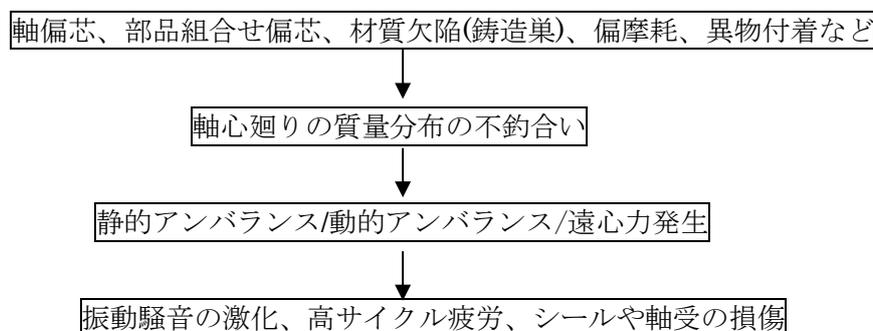
**励振源の持つ強さ + 片持ち梁的な共振 → 立型ポンプの回転数振動**

なるメカニズムを想定する必要がある。以下、励振源と共振源(固有振動数)の実態を考えてみたい。

- (2) 励振源の実態について。端的に言えば次のような回転機器共通の精度不良が励振源となる<sup>(4)(5)(6)</sup>。

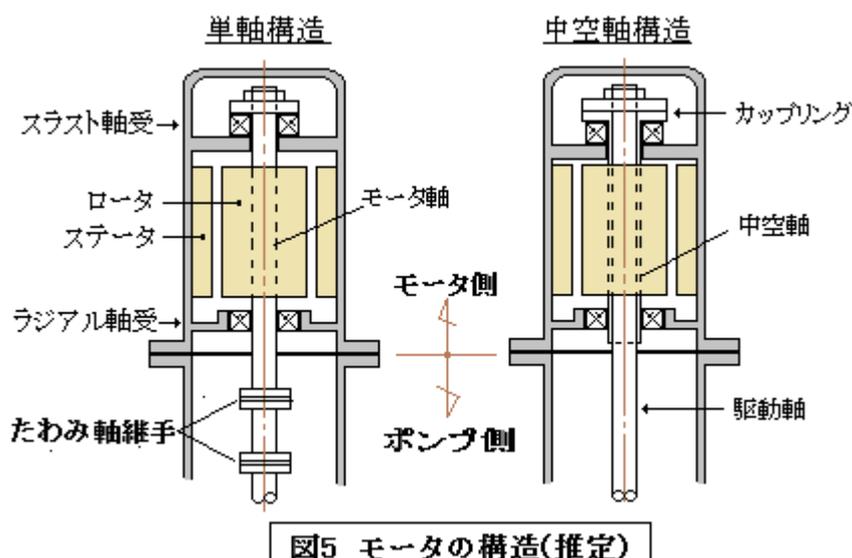
不釣り合い(アンバランス)、芯出し不良(ミスアライメント)あるいは主軸(シャフト)の反りなど

まずアンバランスについて。周知のように振れ廻り振動を引起し軸受などの損傷の原因になる。



通常の機械であれば軸心廻りの質量のばらつきは非常に小さいが、回転数の二乗が掛かってくるので、発生する遠心力は非常に大きなものになる。グラム単位で質量偏差を排除する必要がある。

立型ポンプでは、モータやインペラでアンバランスが起きやすい。モータには下図のように2つの構造があり、単軸構造ではトップのスラスト軸受に軸のガタが残って不釣り合いを生じ、中空軸構造では上部のカップリングやラチェットで質量不均衡や偏芯を生じる。



インペラは質量がありバランスは微妙であるが、例えば Deep Well タイプのようにポンプシャフトが長くしなやかだと、複数の軸受で保持されても軸受の偏差でシャフトに波打ち的な変形が起きる。

次にミスアライメントについて。これは上記のアンバランスに直接繋がってくる。単軸構造ではモータ軸とポンプ軸は撓み継手で接続されるが、軸荷重に対し横型ポンプより芯ずれが起き易いといわれる。中空軸構造ではポンプ軸が柔らかでカップリング部分にオフセットや角度偏差があると有意な芯ずれとなって大きな振動を引き起こす。

次にポンプ軸の反りについて。ポンプ軸が長くなって軸に反りがあると有意なブレを引き起こす。決して rare なケースとは云えないような気がする(事例 Case 6 参照)。

上記のアンバランスやミスアライメントあるいはポンプ軸の反りはいずれもポンプ製作/組み立てに起因する機械振動である。機械振動以外に流体振動が N 振動として加算されることは稀である。ただ旋回キャビテーションや空気渦吸込みによる振動は場合によって回転波数に近い振動数になる

可能性も残る。また任意の流体振動の高次成分が機械振動に重なるケースも考えられる。例えば、ポンプ出入口に伸縮継手があり圧力脈動があると、内圧推力のバランスが取れず、立型ポンプが横方向に揺さぶられることも考えられる。しかし可能性を云えばきりが無い。立型ポンプでN振動が起きたら機械振動を疑うのがまず常道ではないかと思う。

(3) **共振源(固有振動数)の実態**について。かつてはポンプベースを台盤に固定してポンプを運転し機械振動及び共振とも問題ないことを確認していたようだが、実際は現地据付け後の試運転でN振動が常在することが判明し、しばしば問題になっている(事例 Case 1 参照)。この工場組立試験と現地据付試験の食い違いは、主に[ポンプベースの固定構造や配管接続構造の違い]によると思われる。

ベースの固定にしる配管接続にしるポンプ構造体(ポンプ+モータ)の力学的な境界条件を与える。後者の配管接続については、接続位置や配管支持装置等にバラエティがあって一概には云いきれないが、影響度から云えば[ベース固定構造]に及ばないようだ(事例 Case 1 参照)。以下ベース-基礎について。

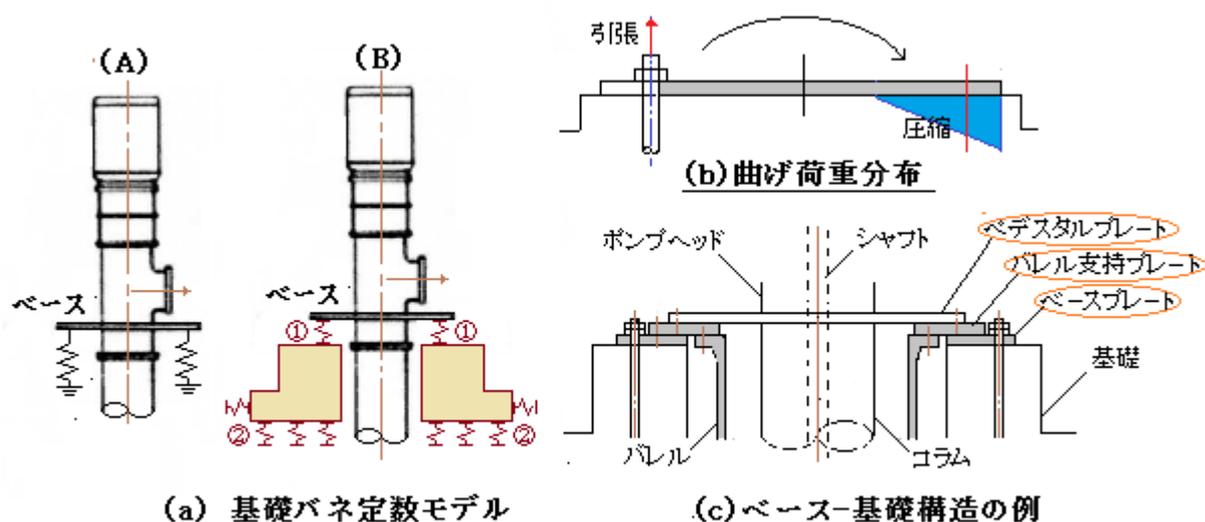


図6 ベース-基礎の力学関係

通常、[ベース-基礎]は固定に近い境界として認識されているが、実際は、図6(a)の(A)のようにバネ支持境界と見た方がよい(図では直バネで描いているが実際は回転バネ)。その場合のバネは単一ではなく、図6(a)の(B)に示すように

①ベース-基礎の接続剛性、②ポンプ基礎に対する周辺地盤の支持剛性を表現するバネが直列につながっている。②の支持剛性については説明するまでもないと思われるが①の接続剛性については、次のようなパラメータが含まれている。

- (a) 接合面へのパッド/パッキンの有無、あるいは挿入物のバネ特性
- (b) 接合面の拘束方向や有効接触面積、あるいは表面粗さや摩擦係数
- (c) アンカーボルトの引抜き剛性あるいは軸締付力(締付けトルク)
- (d) 基礎(コンクリート/モルタル/間隙材)の剛性

(a)では、例えばネオプレンパッドを挿入すると、挿入場合に比べ30%程度固有振動数が低下する(事例 Case2 の Fig.9 参照)。(b)(c)では、特にアンカーボルトの軸剛性が効いてくる。

実際の設備では、ベース-基礎の構造は図6(c)のように複雑になることが多く、接続剛性の算出は困難になる。結局、固有振動数の把握は、特殊な接続剛性要素あるいは振動試験から割出された

基礎バネ定数を用いた FEM 解析によらざるを得ないだろう。

[ベース-基礎]のバネ支持境界の影響を図7に示す<sup>(3)</sup>。この図は、図6(a)の(A)のような単一バネ定数(基礎バネ定数)を変数とした FEM 解析の結果を示している。横軸の基礎バネ定数が一桁ダウンすると、固有振動数は35%ダウンする。接続剛性や地盤支持剛性は高く見積られる傾向があるので、離調率 $[=100 \times (\text{計算固有振動数} - \text{回転周波数}) / \text{回転周波数}]$ が30%位いであっても、実際にはわずか数%ということになる。

図7のバネ支持境界の影響の大きさから考えれば、立型ポンプのN共振は(モータ+ポンプ)構造体の固有振動数の枠を相当程度越えており、明らかに設備全体の固有振動数(→システム固有振動数)に依存した現象であることが認識される。

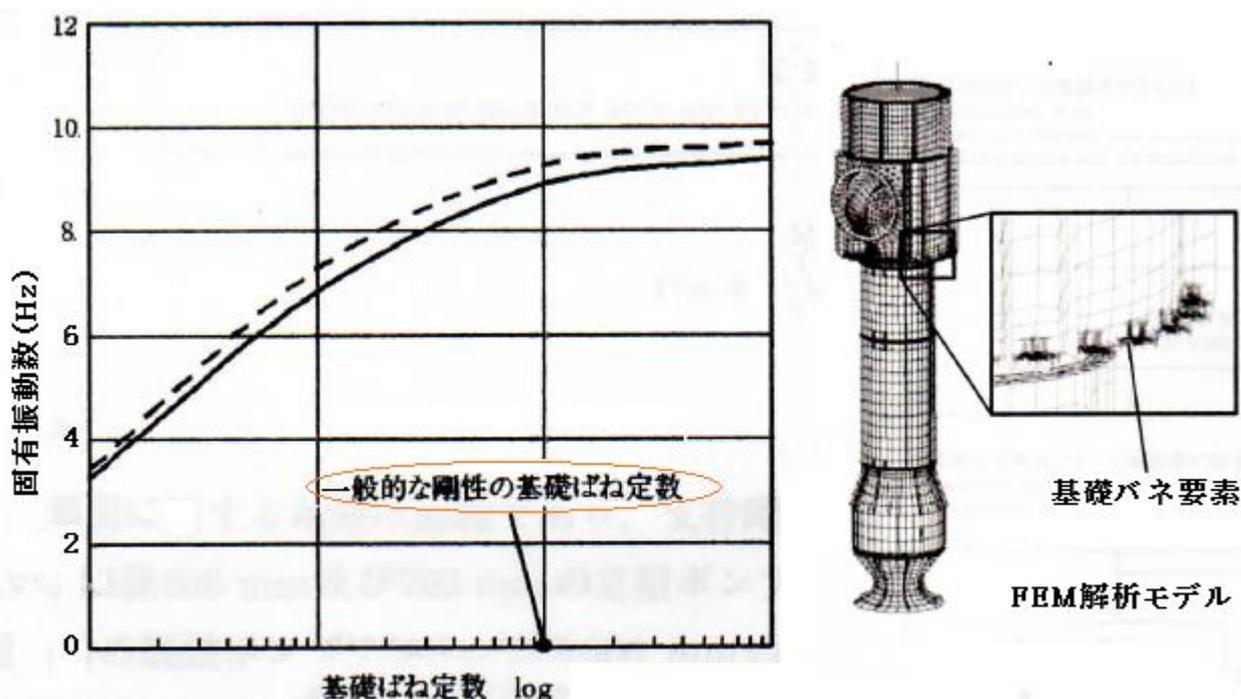
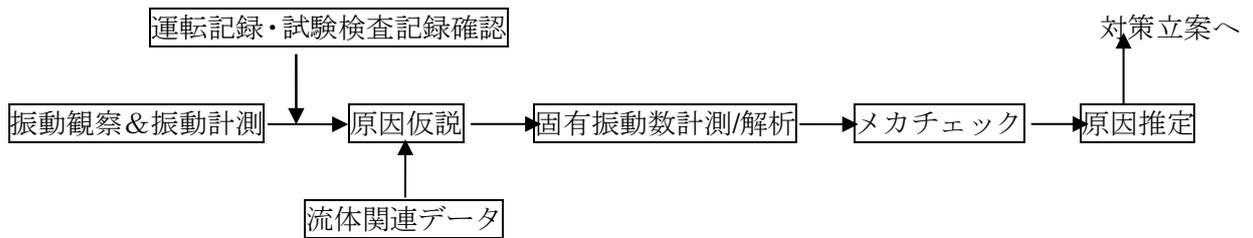


図7 基礎ばね定数によるポンプ固有振動数の推移  
[文献(3)引用]

なお以上の議論は工場組立試験結果と現地据付試験結果の乖離を説明するもの。単に固有振動数が低いレベルにとどまるという現象であるなら、当然、モータ・ポンプの低剛性もN共振の有力原因になる。特にモータ～ポンプ間に減速機が設けられる場合などは地上部分の丈が高くなるとともに接続部分(フランジ部)が多くなって自ずと剛性が低下する。ポンプ設計の範疇ながら要注意である。

### 3. 振動メカニズムの究明—観察/試験/解析

(1) 立型ポンプ振動に限らず、振動原因の特定には予想以上に時間がかかることが多い。今、立型ポンプで起きているN振動が「許容レベルに対しどのレベルにあるか?」、「流体振動なのか機械振動なのか?」、「単なるN振動なのかそれともN共振なのか」を明らかにすることが、問題解決の糸口になる。振動原因/メカニズムの究明に関する標準的な手順は次のようになる。



(2) まず**振動観察**について。振動が発生すると直に定形的な振動計測に走ることが多いのだが、振動計測にあわせて振動の状況や傾向をじっくり観察することが重要ではないかと思う。観察項目としては、次のようなものがあげられる<sup>7)</sup> [詳しくは**補2**参照]。

- ・ 触感/音感による観察 (→振動の特徴/ピーク位置/分布など)
- ・ 回転停止過程の観察 (→振動変化、N 振動 or N 共振など)
- ・ モーター-ポンプ連結チェック (→カップリング芯出し状況など)
- ・ モーターソロ運転 (→モーター不具合など)

N 共振は回転周波数廻りのわずか数%の範囲内で発生するので、注意深く観察すれば判別できる。

次いで**振動計測**について。この場合の振動計測には「**評価基準(規格)に準じた計測**」と「**振動状態の把握のための計測**」がある。前者は契約に基づくもので、指定された基準に準じて行う。例えば、API 610 などの規格による場合：計測点→モーターポンプ接続部分、計測対象→振動速度  
ポンプメカ系基準による場合：計測点→モータ上部軸受部分、計測対象→振動数－振動変位  
詳しくは、後述の[振動許容基準]による。しかしこれだけでは不十分で、後者の計測は必須である。この場合、[ポンプ－モータ構造体の振動モード]と[FFT による周波数分析による卓越成分]を把握する必要がある。ロッキング傾向の振動モードや回転周波数成分の卓越が確認できれば N 振動/N 共振の疑いが強まる。なお**現地計測の場合、設計者の意図が伝わらず、振動速度データのみが現地から送られてくる**ことがある。これは前述のように規格で振動速度のみが評価対象になるためである。**残念ながら速度データから原因が読めることは殆どない。振動原因を究明する上で卓越振動数やオーバーオール振動数は不可欠であることを現場担当者に周知してもらう必要がある。**

(3) 次に**原因仮説**について。振動観察や振動計測あるいは運転/試験検査記録などから振動原因やメカニズムについて予め仮説を設けて次のステップに進む。その場合、N 振動に確たる根拠が欠如して前 2.(2)で述べたように**流体振動の可能性**が残ることもある。ポンプ系に流体振動がある場合は配管に**その形跡**が現れるはずなので、吸込み配管/吐出配管の振動計測も実施する必要がある。

(4) 次に**固有振動数計測**について。固有振動数計測は振動試験による。振動試験にはいろいろあるが通常、**ハンマリング(打撃)試験**が多い。打撃試験では、ポンプ-モータ構造体の上部(モータ上部やモーター-ポンプ接続部などに打撃を与えて構造体の縦方向数点で周波数分析をおこない、固有振動数を割り出すとともに固有モードを確認する。なお、事例 Case1 及び Case2 では、加振機(Window Shaker、Mechanical Shaker)が使用されている。Window Shaker は空気の乱流流体力を利用したもの。打撃試験に比べ何らかのメリットがあると思われる(更に情報を集めていきたい)。

なお、固有振動数計測に替えて、動的解析による場合もある(**事例 Case1** 参照)。ただトラブル対応としては基礎バネ定数設定など時間がかかりそうである。

(5) **次いでメカチェックについて。**N振動の場合、機械振動の原因やメカ的な挙動がわかれば、以降の対応がきわめて容易になる、事例 Case2 では次のようなメカチェックを実施している。

継手/カップリングなどの芯出し精度、加工部分の仕上がりや据付けのレベル。

インペラの動的バランス、ベース接続部分の遊び、ポンプシャフトの反りなどなど

なお、基礎の仕上がりや初期変形の程度などもチェック対象になる。

(6) 以上のデータを集め、これを入念に分析することで、原因やメカニズムを推定することができる。立型ポンプの場合は比較的、原因推定が容易であるが、それでも試行錯誤になることがある。しかしそれでも手順を踏んで原因推定に至ることは重要である。それは振動トラブルという厄介ごとから今後につながる貴重な工学的知見をゲットするプロセスに他ならないからである。

**(たまさかの僥倖で根拠なくトラブルを終焉させ快哉を叫んでもそれは明日につながらないと思う)**

#### 4. 振動対策—事前/事後

(1) 振動対策には、許容レベルを越えた振動に対して行う**事後対策**と、振動を許容レベル以下に抑える**事前対策**の2つのアクションがある。本節ではこれら対策をごっちゃにせず、別々に扱ってみる。

**(2) 事後対策について。**振動を許容レベルに抑え込むに、次のような対策が考えられる。

- ① N振動を大きくしている励振源の緩和縮小(→メカ改善)
- ② 設備全体のシステム固有振動数の変更
- ③ 動的吸振器の設置あるいはダンピング強化

**まず①について。**前 2.(2)で述べたように、**不釣り合い(アンバランス)**、**芯出し不良(ミスアライメント)**あるいは**主軸(シャフト)の反り**など、メカ的精度不良が回転振動の励振源としてN振動を増大させている可能性があれば、これをできるだけ排除する。N振動では仮に10%精度を上げれば10%の振動低減になって帰ってくるはずなので、たとえ許容誤差内でも精度をアップする。

**次に②の場合。**前 2(3)で述べたシステム固有振動数は、質量と次の3つの剛性によって決まる。

[モータ・ポンプの剛性]、[ベース・基礎の接続剛性]、[ポンプ基礎に対する周辺地盤の支持剛性]

実際には、運転段階の設備で周辺地盤の支持剛性を上げるのは難しいから、[モータ・ポンプの剛性]及び[ベース・基礎の接続剛性]の変更ということになる。具体的な対策事例を図 8 に示す<sup>(1)</sup>。この例では地上部分の丈が高くなっているため、モータ・ポンプ構造体の補強が目立つが、通常はタイプによって複雑になる[ベース・基礎の接続剛性]に関心が集まるように思う

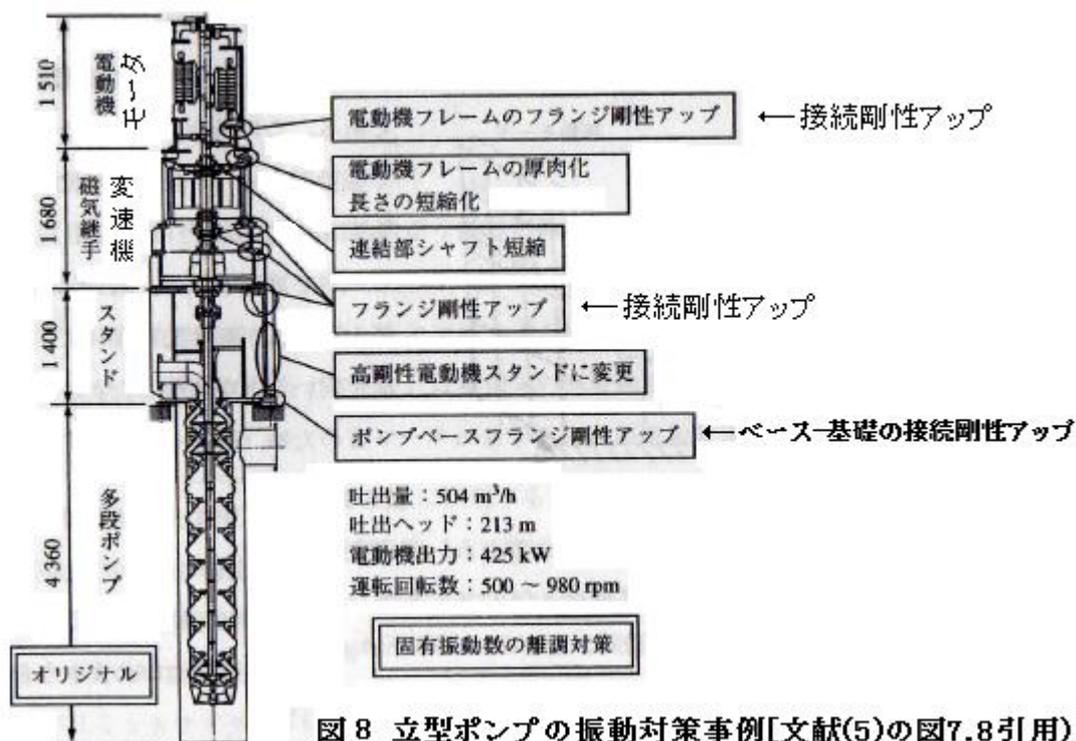


図8 立型ポンプの振動対策事例[文献(5)の図7.8引用]

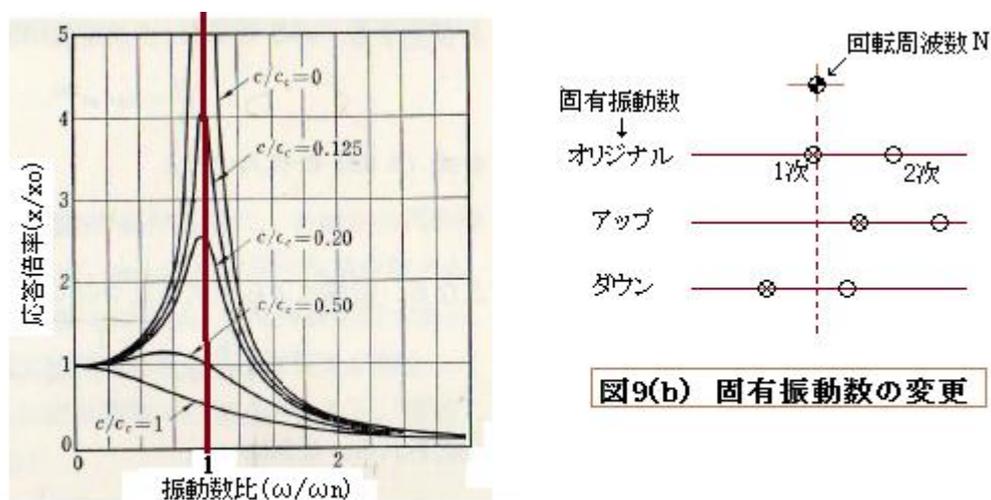


図9(b) 固有振動数の変更

図9(a) 応答倍率線図 (振動テキストより)

さて  $N$  振動には、回転周波数との一致を避ける上で、固有振動数のアップまたはダウンのいずれを採るかという問題がある。一般には、固有振動数をダウンして回転周波数より低くした場合、固有振動数アップの時に比べて

- (a) 回転周波数からの離調率を少し大きくしないと同じ効果が得られない、また
- (b) 1次は離調できても代わりに2次の固有振動数が回転周波数に漸近する恐れがある。

ここで 離調率 =  $100 \times | \text{固有振動数} - \text{回転周波数} | / \text{固有振動数}$

(a)については、固有振動数ダウン(回転周波数/固有振動数  $< 1$ )では、図9(a)の応答倍率線図の振動比1の左側領域にきて右側よりも高くなることから理解できると思う。(b)については図9(b)からわかると思う。ただ2次の固有振動モードの大きさは1次に比べて小さいので影響は少ない。

従って固有振動数のアップ vs ダウンについては、アップの方にメリットがある。この選択は

前 2.(3)項で述べた「ベース・基礎の構造をソフトにするかハードにするか」という選択問題につながる。

この場合、事例 Case2 の結論によれば、ハード構造(ゴムパッドを挿入せず金属接触)にする方が有利である。ただ離調率を適切に確保できれば、固有振動数を回転周波数以下に変更してもその効果は結構大きいのではないかと思う(→事例 Case 4 では接続剛性ダウン即ちソフト構造志向になっている)。

なお固有振動数の変更には、**離調率をどうセットするか**という問題がある。これについては  
規格類の要求レベル→25%、 一般的な要求レベル→15%  
という情報がある。固有振動数推定の確度にもよるが、中間値の 20%目標ではないかと思う。

**次に③の場合。**動的吸振器を用いれば、1次システムとしての振動体に2次システム(マスーバネあるいはマスーバネーダッシュポット)を付加する<sup>(8)(9)</sup>ことで、現状のシステム固有振動数を変更せずに振動を吸収することができる(補 3 参照)。なんらかの理由で固有振動数が変更できない時は最後の切り札になる。動的吸振器は旧来から回転機器の振動に適用されており、立型ポンプの振動問題にもフィットするようである(残念ながら具体的な情報は手元にない、追って)。

またシステムのダンピング(減衰能)をあげるため、防振ゴムなどの使用も考えられるが、固有振動数が変わるので注意を要す。

以上のような対策以外にも、地上部分をワイヤなどで補強する方法や並列ポンプのモータを木組みで連結する方法も考えられる(事例 Case 2 参照)。しかしこれらは暫定的なもので恒久対策とは見られないことが多い。結局、①②あるいは③の動的吸振器が、振動対策としてフィットすると思われる。

**(3) 事前対策について。**振動の多くはある種の不運から起きる。しかし毎度毎度トラブルを繰り返していたら学習能力が疑われる。N 共振対策において重要なのは、次の 2 つである。

- ①N 共振の元になる N 振動、即ち機械振動の可及的な低減
- ②回転周波数とシステム固有振動数の可及的な離調(隔離)
- ③並列ポンプ振動の相互干渉の排除

①について。具体的には機械製品不良(不釣り合い/心出し不良/シャフト反りなど)の Minimum 化である。これには構造設計と品質管理の 2 つの側面があるが、特に後者においては現場における組立て精度の維持調整が効いてくるような気がする。

②について。この場合、システムの固有振動数をどう予測するかに尽きる。振動試験による方法はポンプ組立て後の確認行為で、予測的ではない。おそらく多くの場合、**設計計画段階で FEM モデルを用いた固有値解析を行いシステム各部の剛性を調整しながら固有振動数を適正化しているもの**と思われる。この場合、解析モデルについては次の 2 つが考えられる。

- (a) 一体モデル→モータ+ポンプ+基礎+地盤を一体化して FEM モデル化する。
- (b) 基礎バネモデル→ポンプー基礎境界～周辺地盤をバネ定数化してモデルを縮小。

(a)ではモデルが大きくなる。またモデル内に幾つかの接続境界が存在しこれを適切な境界要素で扱う必要があり、これが足かせになることも考えられる(境界要素→接触要素として扱えるか?)。

(b)ではモデル(モータ+ポンプ+支承バネ定数)はコンパクトになり解析作業は軽くなる。課題は

ポンプベースを支承するバネ定数の設定である。このバネ定数(剛性係数)には前述のように、ベース-基礎の接続剛性、基礎部分の剛性、基礎-地盤の接続剛性、地盤の支持剛性が含まれる。基礎あるいは地盤自体の剛性は比較的容易にセットできるが、厄介なのは接続剛性で、接続部分を対象にした部分解析、既存類似設備の実測データ、模擬テスト等のデータなどからより実際に近い局部バネ定数を割り出す必要がある。おそらく有力製造者サイドには何等かのデータの蓄積があるはずであるが、裏づけのない単に実績だけのバネ定数の適用には注意を要す。

なおモデル化に関連して問題になるのは接続配管の扱いであるが、接続配管がバネ効果をもつことは少ないので、付加質量の効果に限られるのではないかと思う。実際には、ポンプ出入口に伸縮継手を持つ場合は継手の範囲内でモデル化すればよいと思われるが、そうでなければある範囲(例えば第1支持点まで)まで、拘束方向も含めて解析モデルに含めるのが無難ではないかと思う。

③について。前 1.(5)項で述べたように並列で運転されるポンプを共通基礎に設置すると各ポンプの発生騒音が相互干渉やうなりを起こして振動が増幅される傾向になる。これを緩和するには、設計段階で、基礎を分離したり仕切りを入れるなど土木的な検討が必要になる。ただシステム固有振動数に関係するため固有値問題との絡みで考慮すべき事項であろう。

## 5. 振動許容基準<sup>(1)(10)</sup>

(1) 立型ポンプの振動評価(制限)に適用できる基準としては次のようなものがある。

- ① **ISO 10816-7** Mechanical vibration - Evaluation of machine vibration by measurement  
On non-rotating parts
- ③ **API STD 610** Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural  
Gas Industries
- ④ **JIS B 8301** 遠心ポンプ、斜流ポンプおよび軸流ポンプ—試験方法
- ⑤ **ANSI/HI9.6.4** Centrifugal and Vertical Pump —Vibration Measurements and  
allowable value
- ⑥ 文献(3)提案式、 ⑦ **Sulzer 社の振動判定図**

①～④は規格であってユーザの意向が強く、⑤⑦は自主基準でメーカーの意向が強い。

(2) まず **ISO 10816-7** の概要を説明する。この規格では、重要度に応じて、

カテゴリ 1：高い信頼性と安全性が要求されるポンプの場合、

カテゴリ 2：危険度の低い一般的なポンプの場合

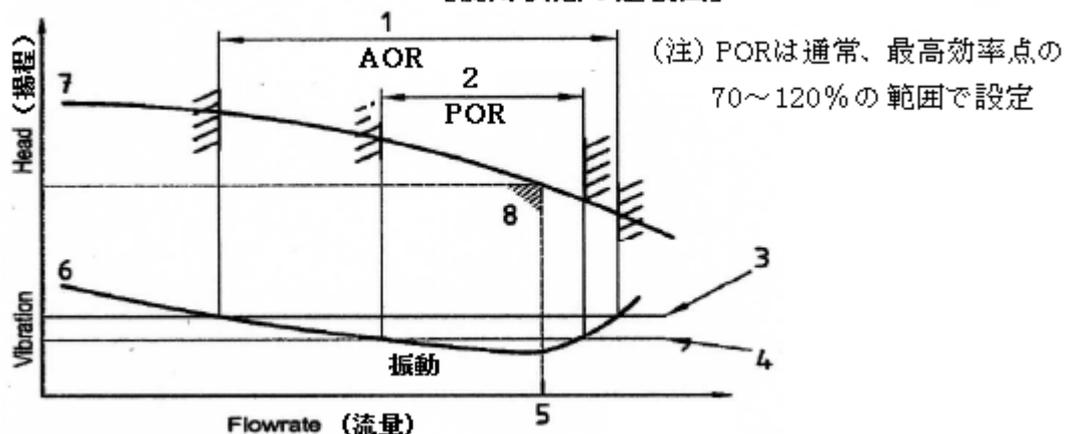
に区分し、使用状態に応じて次の3つの領域と各々2つの限界/試験状態を設定している。

[ POR(適正運転領域)、 AOR(許容運転領域)、 LOR(限定運転領域) ]→下図参照

[ アラーム限界、トリップ限界 ]、[ 現地受け入れ試験、工場出荷試験 ]

各状態において計測された振動速度(RPM 値)は下記の表に従って評価され制限を受ける。なお600RPM以上の立型ポンプには **Category 2** が適用される(600RPM未満はCategory1,2適用?)。ただ、メーカー側から云わせればこの運用でも少しきつい場合があるようで、むしろ化学プラントで適用される **ISO5199** の制限値 **7.1 mm/s** が適しているとも云われる。

[使用状態の定義図]



Zone	Description	Vibration velocity limit mm/s rms value			
		Category 1		Category 2	
		≤ 200 kW	> 200 kW	≤ 200 kW	> 200 kW
A	Newly commissioned machines in POR	2.5	3.5	3.2	4.2
B	Unrestricted long term operation in AOR	4.0	5.0	5.1	6.1
C	Limited operation LOR	6.6	7.6	8.5	9.5
D	Hazard damage	> 6.6	> 7.6	> 8.5	> 9.5
Maximum ALARM limit (≈ 1.25 times upper limit of zone B) <sup>1</sup>		5.0	6.3	6.4	7.6
Maximum TRIP limit (≈ 1.25 times upper limit of zone C) <sup>1</sup>		8.3	9.5	10.6	11.9
In situ acceptance test	Preferred operating range (POR)	2.5	3.5	3.2	4.2
	Allowable operating range (AOR)	3.4	4.4	4.2	5.2
Factory acceptance test	Preferred operating range (POR)	3.3	4.3	4.2	5.2
	Allowable operating range (AOR)	4.0	5.0	5.1	6.1

(3) 次に API Std. 610 (2009) について。遠心ポンプの振動は流量によって変化し、最高効率点 BEP で最小になり BEP から流量が遠去かるにつれて振動が増加すると考え、ISO10186 と同様に領域 POR、AOR について異なる振動制限を設けている。しかしカテゴリ分けはせず、ポンプの構造形式ごとに軸受箱近傍(非回転部分)とポンプシャフト(回転部分)について振動制限を設けている。この場合、立型ポンプに関する制限 (Table 8,9)は、次のように要約される。

吊り下げ形：① [軸受箱][モータマウントフランジ] における計測値に対して

POR 内：  $V_u < 5 \text{ mm/s (rpm)}$ 、  $V_f < 3.4 \text{ mm/s (rpm)}$

② [軸受近傍ポンプシャフト]における計測値に対して

$\text{Min.} [ (6.2 \times 10^6 / n)^{0.5}, 100 ] \mu \text{ m (P-P)}$ 、  $A_f < 0.33 A_u \mu \text{ m (P-P)}$

インライン形：① [軸受箱] における計測値に対して

回転数<3600RPM &馬力<400HP の場合

POR内:  $V_u < 3 \text{ mm/s (rpm)}$ 、 $V_f < 2 \text{ mm/s (rpm)}$

回転数>3600RPM or 馬力>400HP の場合

POR内:  $V_u < 3 \sim 4.5 \text{ mm/s (rpm)}$ 、 $V_f < 2 \text{ mm/s (rpm)}$

② [軸受近傍ポンプシャフト] における計測値に対して

POR内:  $A_u < \text{Min.}[(5.2 \times 10^6/n)^{0.5}, 50] \mu \text{ m (P-P)}$ 、 $A_f < 0.33 A_u \mu \text{ m (P-P)}$

共通事項: POR外にあってAOR内にある場合は、POR制限の30%割増し

ここで、 $V_u$ =振動速度(オーバーオール値)、 $V_f$ =振動速度(FFT値→各周波数成分)

$A_u$ =振動変位(オーバーオール値)、 $A_f$ =振動変位(FFT値→各周波数成分  $f$ )

$f$ =FFTによるピーク周波数で回転周波数( $n/60$ )以下のもの、 $n$ =回転速度 RPM

この制限では水槽に浸漬して直接取水する吊下げ形の立型ポンプの場合は、インライン形より限界値が高くなっている。

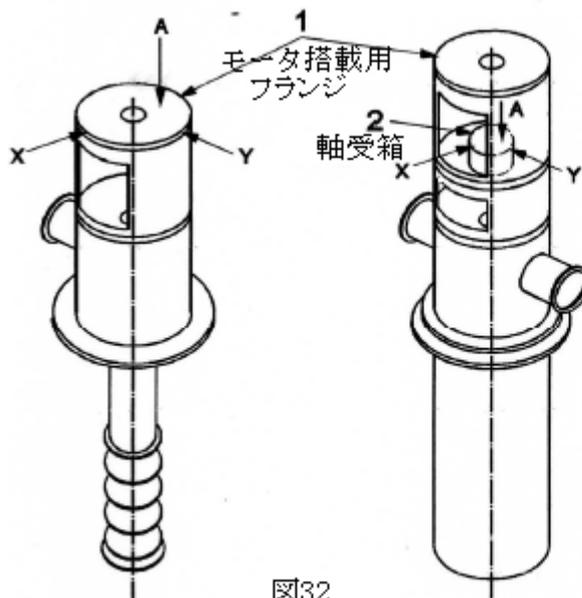


図32

中吊りポンプ(Suspended Pump)

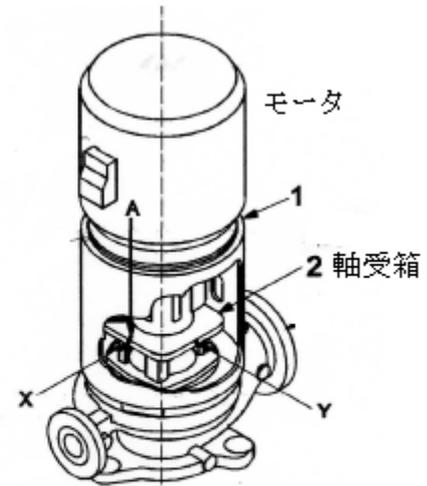
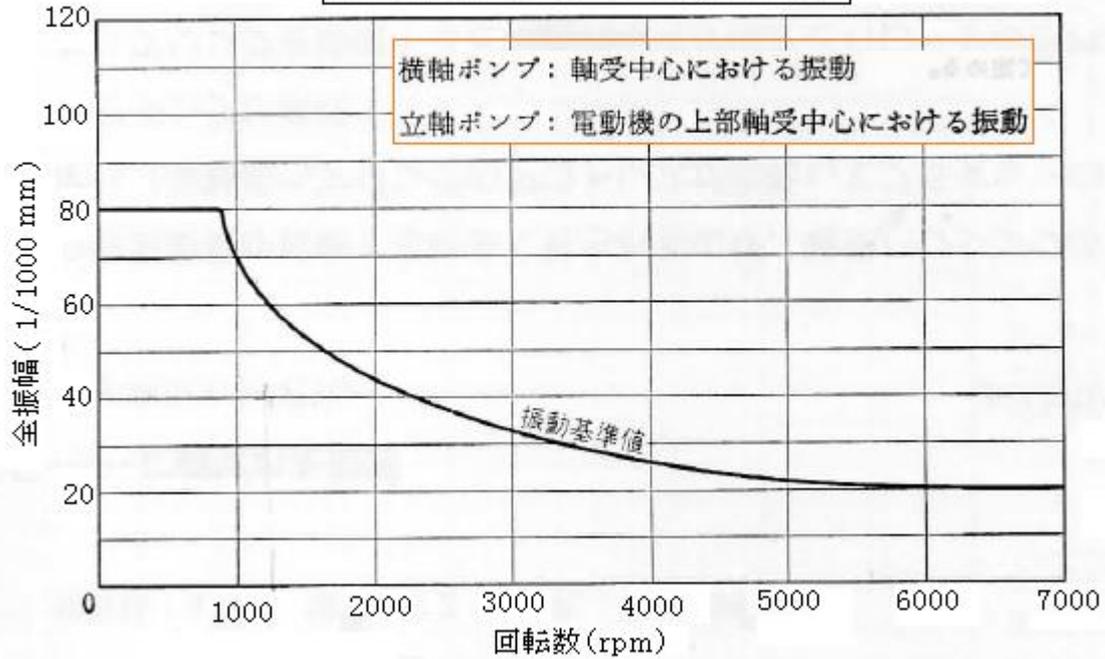


図33

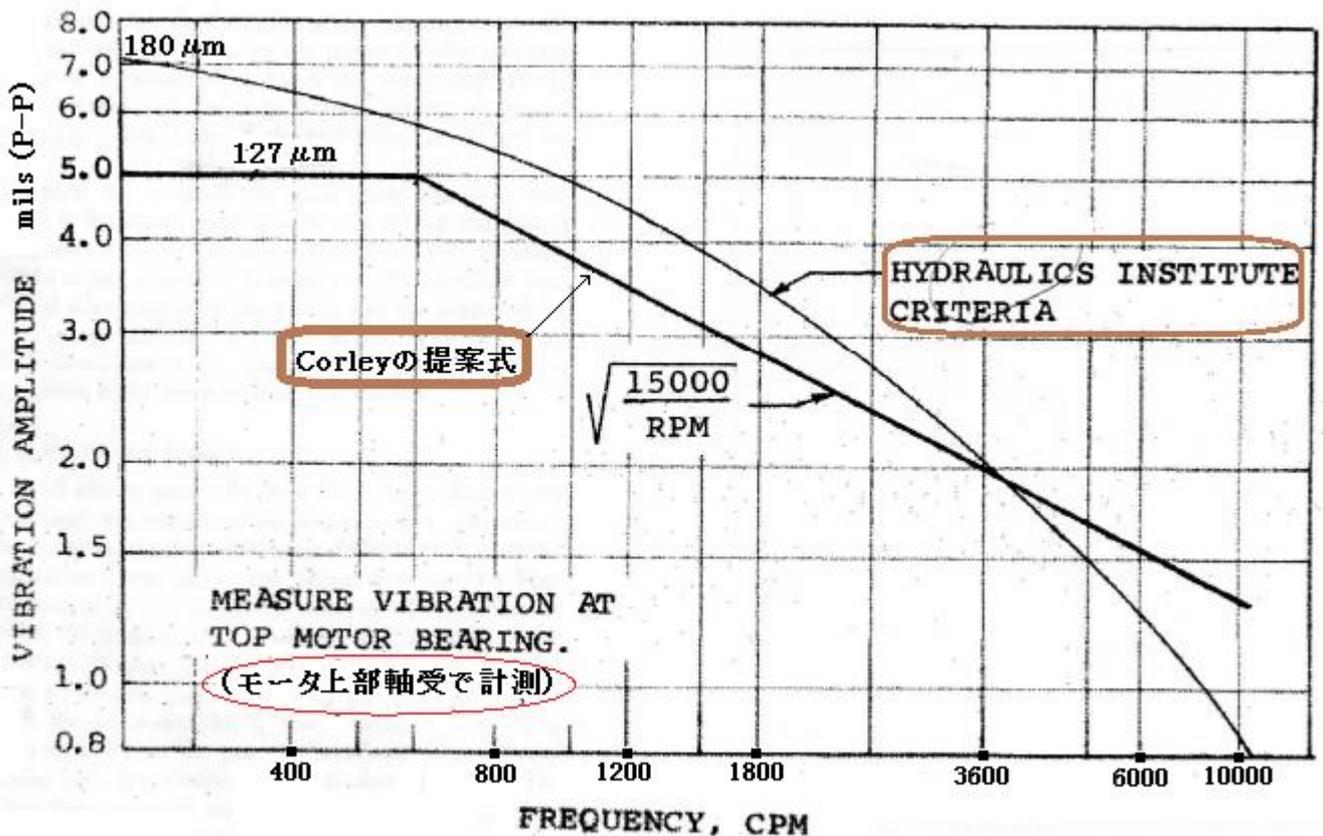
インラインポンプ(In-line Pump)

- (4) 次に JIS B8301 について。JIS の場合、ISO に依存するせいか、詳しい基準は見当たらない。わずかに下記のような規準が与えられている。この規準は古い Hydraulic Institute の制限の半分程度をとって安全側にセットされたものではないかと思う。

JIS B8301 参考図2 振動基準値



(5) 次に ANSI/HI9.6.4 について。これは米国のポンプ製造者の集まりである Hydraulic Institute の自主基準であってメーカー側の意向による所が大きく、ISO10816 や API Std 610 と差異がある。手元に最新版がないので、下図に古いバージョンの立型ポンプに関する振動限界曲線を示す(最新版入手次第変更する)。



Hydraulic Institute の限界曲線は振動数－振動変位の関係で表されているが、これを振動速度で表すと次のようになる。振動速度は一定でなく、振動数が高くなると振動速度の限界も高くなる。

400CPM(6.7Hz)	800CPM(13.3Hz)	1200CPM(20Hz)	1800CPM(30Hz)	3600CPM(60Hz)
3.4 mm/s	5.6 mm/s	7.2 mm/s	8.4 mm/s	9.6 mm/s

(6) Corely の提案式について。文献(11)で Corely は、経験的に 10～15mils でドロップコラム(インペラ→吐出口)のサポート部分で疲労破損が起きるので、その半分の 5mils 以下であれば損傷は回避できるとして、より変位が高くでるモータトップについて次の基準式を提案している。

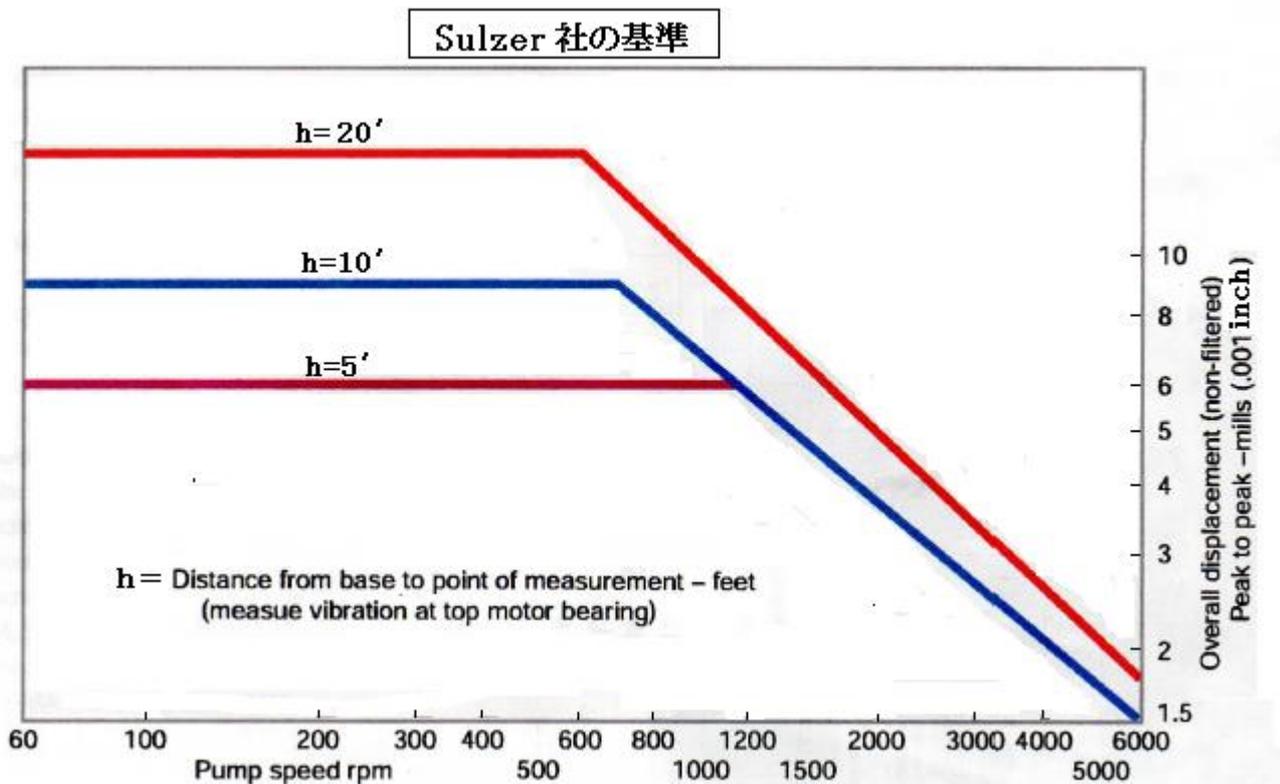
ポンプ回転数 ≥ 600rpm : 振動変位  $d_{max.} = \{15000/RPM\}^{0.5}$

ポンプ回転数 < 600rpm : 振動変位  $d_{max.} = 5 \text{ mils (P-P)}$

これを上図の Hydraulic Institute の限界曲線と併記する。多少 Hydraulic Institute の限界曲線より安全側になっている。

(7) Sulzer 社技術資料の判定図について。Sulzer 社は立型ポンプについて下図のような限界曲線を示している。この判定図では、ポンプベースから計測点のモータ上部軸受までの高さによって曲線を変えており、高くなるにつれて許容振幅が増加しており現実性がある。

Hydraulic Institute の限界曲線とくらべると約 30%、限界値が高くなっている。このような割増には経験的な裏づけがあるのだろう。



(8) 以上の評価基準を比較するのは難しいが、通常の 400HPx1000RPM 立型ポンプを仮定して振動限界値を求めると次のようになる。

ISO10816	API 610	JIS B8301	ANSI/HI9.6.4	Corley 式	Sulzer 判定図
4.2 mm/s	3 or 5 mm/s	3.6 mm/s	6.5 mm/s	5.1 mm/s	8.0 mm/s

ユーザ側の ISO,API,JIS は総じて低く、メーカ側の ANSI/HI9.6.4,Sulzer 及び Corley は総じて高い。ただ ISO,API は計測点がモータ積載フランジ(台)になるので、それほど低い(即ち安全側)とは云えない。しかし回転数が高くなると、ANSI/HI9.6.4 では 8.6 mm/s まで許容されるので、計測点の位置を差し引いても ISO の 4.2 mm/s は厳しくなる。JIS は計測位置が ANSI/HI9.6.4 と同じなので、実質、最も厳しくなる。

(9) 立型ポンプの振動評価は当然、適用基準の規定に従うべきだが、運用上は次のような問題がある。

- ① 多くの場合、基礎面以下の部分は計測できないこと
- ② ユーザ視点の規格に対するメーカ視点の自主基準の扱い
- ③ 周波数-変位ベースの評価と速度ベースの評価の乖離
- ④ 回転数振動の場合、流量/吐出圧への依存性がないこと。

①について。一般に立型ポンプの損傷は基礎面以下にあるインペラや軸受で起きているようだが、評価基準では、地上にあるモータ接続ベースかモータ上部軸受箱の振動が指標になっている。これは立型ポンプが基礎面を境にして対称的に振動するという傾向に従ったもので、基礎面下の構造や形状寸法は考慮されておらず、経験則であることは認識しておいた方がよいと思う。

②について。前述のように規格と自主基準には多分に乖離がある。JIS のような規準を採用するとかなり厳しい状況に追い込まれる場合もある。**ANSI/HI9.6.4 を安全側に補正した Corley の提案式辺りが妥当な所ではないか**と思う。

③について。単純な支持梁を考えれば、発生する応力は変位応力に依存し梁に分布する慣性力と剛性に依存する。慣性力→周波数、剛性→変位なので、旧い振動評価基準(→自主基準)では周波数( $f$ )-変位( $\delta$ )の関係で制限されていた。その場合の  $f-\delta$  の関係は損傷事例をプロットして得られたもので振動基準としては経験則となる。然るに問題をモーダル的に扱えば、 $f-\delta$  関係は [ 振動速度( $=2\pi f\delta$ ) → 一定 ] の関係に帰結することになる。これが ISO,API などの規定の背景になっているようだ。その場合、ISO,API では、多分、共振に近い状態を想定しており、これがこれが、②の規格と自主基準の差異を大きくしているような気がする。なお自主基準の場合、600 RPM 以下のような低い周波数域では周波数によらず一定の変位(例えば 127  $\mu$ m)をとっているが、これは流体振動等の変位成分が加算されてくるのを嫌ったものではないかと思う。

④について。エネルギー効率の悪い AOR 域では POR 域よりも振動速度が大きくなるがそれだけモーダル応答から離脱して応力レベルは変化しない。事象的には振動制限にはつながらないと思う。

## 6. モニターリング

(1) 通常、大型の立型ポンプ設備では、振動モニターリングの設置が一般的になっている。この場合監視対象は、ポンプベースを乗せた基礎面下にあるインペラ、軸受部あるいはコラム支持部などが主になり、地上部分のモータ軸受等は従になる。然るに地下部分のインペラ/コラム/バーレルなどにセンサや変換器を取付けこれを維持するのは難しい。従ってよほど重要な場合を除いて地下部分の振動監視は省略されている。ただ地下部分の振動が重要であることは変わらないので、地上部分の、例えばモータ上部軸受部あるいはモータを搭載する台やフランジにセンサ/変換器を設けて地下部分の計測に替えている。これは立型ポンプの振動モードの計測や解析結果から、基礎面を鏡面にして上下の横変位が比例するという事実が認められているからである。ただしポンプの上下部分の撓み剛性/質量は異なることもあるので、地上部分の計測値≒地下部分の計測値 として扱うのは誤差が

大きく何らかの経験則が係ってくると思われる。

- (2) 立型ポンプの振動モニタリングではセンサとして、加速度センサ。速度センサ、近接プローブセンサが使われている。各センサの特徴/得失を以下に記しておく。

加速度タイプ：速度センサより敏捷で低い周波数域でも使えるが、3Hz未満になるとノイズになってしまう。また変位を求めるには2回積分なので誤差がでる。

速度センサ：速度レンジなどの理由で低周波数域には向かないと云われるがモータ軸受などで使用されている。特に水中では電源や信号調整が不要なのでインペラやコラムの計測に好適である。

近接プローブセンサ(proximity probes)：これは変位/位置の変化を計測するもので加速度センサが使用できないごく低周波数域に使用される。APIではシャフト振動(回転部分)も要求されるので必須になる。摩擦フリーの軸受には適用できないといわれる。

モニタリングは、当該ポンプの構造に合わせ適切なセンサを選んで構成されなければならない。

### 【 補足説明 】

- [補1] うなり現象についてはテキスト(2)で以下のように説明されている。

振動数がわずかに違う2つの波源からの音波が重ね合わされると、音の強さがゆっくりと脈動するような音が現れる。これをうなり (beat) という。寺院の鐘の音はワンワンと響くような音がするが、これもうなりの1つである。鐘の振動のモードの振動数が、わずかに異なっているからといわれている。

ある位置でこの2つの音を聞いているとしよう。それぞれの音源の角振動数を  $\omega_1$ 、 $\omega_2$  として、重ね合わせると、

$$\cos \omega_1 t + \cos \omega_2 t = 2 \cos \left( \frac{\omega_1 - \omega_2}{2} t \right) \cdot \cos \left( \frac{\omega_1 + \omega_2}{2} t \right) \quad (6.1)$$

となる。2つの波の振動数の差  $\Delta\omega = |\omega_1 - \omega_2|$  が小さいときは、平均の振動数  $(\omega_1 + \omega_2)/2$  の振動の振幅が  $2 \cos(\Delta\omega t/2)$  と見なすことができるので、音の強度はゆっくりと脈動することがわかる。図6.1に示すように、2つの振動がはじめ同じ位相で強め合っているが、やがて位相がずれて、~~π~~<sup>π/2</sup>ずれたところでは、互いに弱め合う。うなりの強度の角振動数は  $\Delta\omega/2$  の2倍である。うなりの振動数が10 Hz程

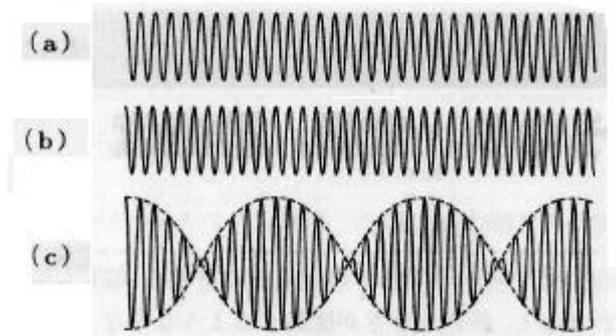


図 6.1 振動数のわずかに違う正弦波を重ね合わせたときに生じるうなり：  
 (a)  $\cos(10\pi t)$ , (b)  $\cos(11\pi t)$ , (c) (a) と (b) の重ね合わせ  $\cos(10\pi t) + \cos(11\pi t)$ .

度以下であれば、うなりをはっきりと認識できる。ピアノの調律には標準になる振動数の音とピアノの音を弾き比べるが、うなりを利用することにより、その差を正確に認識することができる。

以下、補足しておく

$$0 \sim \pi/2 \text{ で } t' \text{ 時間経過したとすれば } (\Delta\omega/2)t' = \pi/2$$

$t' = T/4$  (うなり周期  $T$  の  $1/4$ ) であるから

$$(\Delta\omega/4)T = \pi/2 \rightarrow T = 2\pi/\Delta\omega$$

$T = 1/f = 2\pi/\omega$  ( $\omega$  はうなりの角周波数) であるから

$$2\pi/\omega = 2\pi/\Delta\omega \rightarrow \omega = \Delta\omega = 2(\Delta\omega/2)$$

故にうなりの強度の角振動数は  $\Delta\omega/2$  の 2 倍である。

**[補 2]** 振動原因を究明する際の手順が Sulzer 社の資料にでていたので以下にこれを記す。現場でトラブル分析を進める場合、一つの目安になるのではないかと思う。

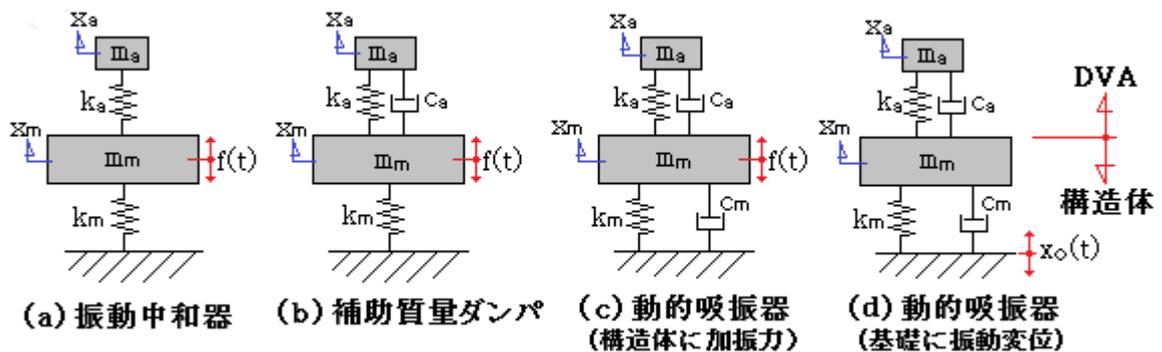
- ① ポンプが振動を始めたら、モータ/ポンプヘッド/ベース/接続配管に手を当てて最大振幅の位置や振動分布を推測する。通常、揺れはモータトップで Max.、ポンプヘッドで Min. になるが、時には接続配管などで大きくなることもある。とにかく揺れの特徴を見つける。なお振動計を現場に入ったら、次のように観察を進める。
- ② ポンプ運転をスロウダウン操作(モータ駆動なら停止操作、エンジン駆動なら絞り操作)を行い減速と共に振動がどのように変化してゆくかを見る。
  - ・もし電力遮断とともに直ぐ振動が減退したらモータの電氣的な不安定の疑いがある。
  - ・もし少し減速しただけで振動が消えたら RPM 共振が疑われる。振動が運転速度直下の共振によるものであれば振動は回転数降下に即応してすぐ消える(逆に立ち上げ時は回転数上昇と共にすぐ振動する)。
  - ・もし振動数が次第に減少してゆくなら、ロータ系の不釣り合い/芯出し不良/回転軸の反りなどが疑われる。
  - ・もしシャットダウン(あるいはスタートアップ)の時、ポンプが震えたら RPM 共振が疑われる(この震えは共振点をパスした時にでたもの?)。
 ただ以上の観察だけでは不十分な場合もある。さらにデータを集める。
- ③ ポンプが停止したら手でシャフトを回してみる。もし回すのが難しいなら、芯出し不良やシャフトの反りが疑われる。ただ小さいシャフトは軸受に負荷がかかっているにもかかわらず曲がるので注意を要する。
- ④ モータ vs ポンプの連結を外す。その場合、
  - ・モータ軸が中空シャフトなら、その位置をマーキングしてカップリングを外してポンプシャフトがモータ中空の中心にくるか調べる。そうでないなら mismatch/シャフトの反り/芯出し不良/配管によるヘッドのひずみ/モータコンジットのゆがみなどにミスアライメントを疑う。
  - ・モータ軸が中実シャフトなら、その位置をマーキングしてモータボトムのカップリングを

- 外して調整ナットが一方に偏っていないか調べる。
- ⑤ 締結を外してモータの単独運転を行う。
    - ・手順②の観察を繰り返す。
    - ・もし振動が変わらないなら、モータのアンバランスがまず疑われる。
    - ・もし振動が消えるなら、ポンプ側(またはポンプ+モータ側)の原因が疑われる。
    - ・締結を外す前と後の振幅/振動数を測り、その変化を観察する。
  - ⑥ ポンプの運転履歴をチェックする。いつから振動がはじまったのか調べる。
    - ・もしポンプが常に振動しているのであれば、芯出し不良や不釣合いによる振動、あるいは共振に由る振動が疑われる。
    - ・もし振動が最近始まったのなら、インペラのつまり、軸受やリングの摩耗、配管支持の変化などをチェックする。
    - ・運転上あるいは物象的な手がかりを観察/分析する、専門家にみてもらうなど。

**[補 3]** 動的吸振器(Dynamic vibration absorber, DVA)は、振動する構造体(機器・設備)にバネなどを介して補助的な質量を付着させ、当該構造体の固有振動数廻りの共振現象を抑制する装置である。端的に言えば、身代わり猿のように**構造物の振動を肩代わりして振動する**ことで構造物の損傷を防ぐものである。DVAには多くのアプリがある。例えば次のような振動の制御に使用される<sup>9)</sup>。

伝送ケーブルの振動、クランクシャフトの捩れ振動、船のローリング挙動、切削具のチャタリング音、航空機キャビン騒音、手動工具の振動などなど

この吸振器の発明は古くてひとつの分野をなしており専門書/解説書も多いので、ここではそのメカニズムの一部をごく簡単に説明しておく。



DVA のメカには上図に示すような3つのタイプがある。(a)(b)は加振力が作用し減衰力がごく低い構造体にバネあるいは(バネ+ダッシュポット)を付けるケース、(c)(d)はいずれも減衰力の高い構造体に(バネ+ダッシュポット)を付けるケースで、(c)は構造体に振動がある場合、(d)は地震のように構造体の床が揺れる場合を示している。これらの中で振動中和器が最も簡単なメカニズムを持っている。その構成は次のようになる。

1次系→質量  $m_m$  + バネ  $k_m$ 、2次系→質量  $m_a$  + バネ  $k_a$

この場合、各系の運動方程式は、

$$m_m \ddot{x}_m + k_m x_m + k_a (x_m - x_a) = F e^{j\omega t} \quad \text{-----(1)}$$

$$m_a \ddot{x}_a + k_a (x_a - x_m) = 0 \quad \text{-----(2)}$$

ここで、 $F e^{j\omega t}$  = 加振力、 $F$  = 振幅、 $\omega$  = 角周波数、 $t$  = 時間

定常状態で方程式の解を  $x_m = X_m e^{j\omega t}$ 、 $x_a = X_a e^{j\omega t}$  と仮定し上記方程式に代入して次式を得る。

$$(k_m + k_a - m_m \omega^2) X_m - k_a X_a = F \quad \text{-----(3)}$$

$$-k_a X_m + (k_a - m_a \omega^2) X_a = 0 \quad \text{-----(4)}$$

これらの式を解いて次式を得る。

$$X_m = F(k_a - m_a \omega^2) / \{(k_m + k_a - m_m \omega^2)(k_a - m_a \omega^2) - k_a^2\} \quad \text{-----(5)}$$

$$X_a = F k_a / \{(k_m + k_a - m_m \omega^2)(k_a - m_a \omega^2) - k_a^2\} \quad \text{-----(6)}$$

ここで2次システムの固有角振動数  $\omega_a [= (k_a/m_a)^{0.5}]$  が加振側の角振動数  $\omega$  と等しくなる(即ち共振する)と、(5)式の分子は零なので  $X_m = 0$  になる。また  $X_a = -F/k_a$  になる。故に2次システムを1次システムの加振振動数と共振させることで、1次システムの共振を緩和し回避することができる<sup>(8)</sup>。

<次ページに続く>

### 【 添付：立型ポンプの振動問題事例 】

立型ポンプで経験される典型的な振動関連のトラブル事例の幾つかを以下で紹介する。

#### Case1—解析と試験によるアプローチ 文献(11)

- (1) アラビア湾岸にある Ju'aymah 石油基地の荷役設備に増設された(3000HP x880rpm)立型ブースタポンプ 2 台が、引き渡し運転段階で回転数共振によると思われる振動を起こした。その卓越周波数は回転速度 880rpm (14.7Hz) 近くにあり、そのピーク値は次のようであった。

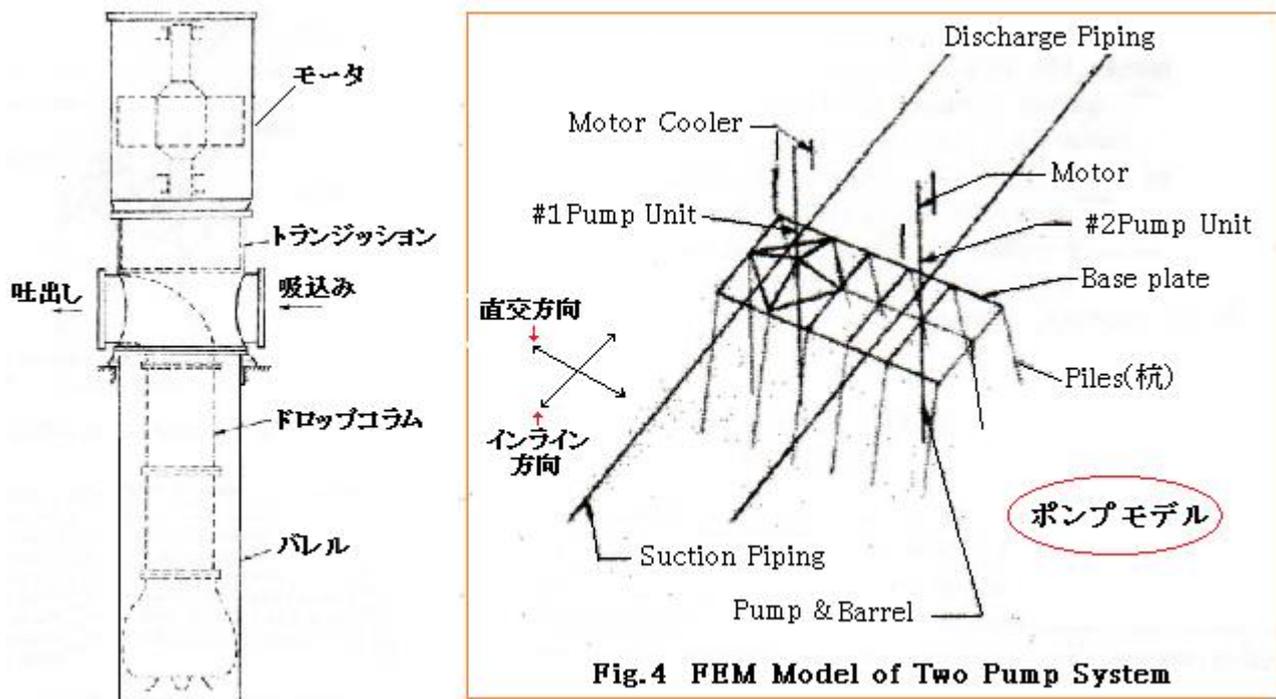
定格運転時) モータ上部：直交方向 6.4 mils、インライン方向 5.4 mils

モータ下部：直交方向 1.0 mils、インライン方向 1.6 mils

シャットダウン時) モータ上部：8 mils(203 $\mu$ m)以上

4 台の既存ポンプにはこのような振動はなかったので、FEM モデルを用いて原因究明がなされた。

(このトラブルでは、通常見かけるエンジニアリング色の強いアプローチではなく、解析的/実証的なアプローチが採られている。以下、このアプローチの内容と結果を少し詳しく紹介する。)



- (2) システムのモデル化と解析について。当初、単一なポンプと完全拘束の基礎から構成されるモデルを作って固有値解析を行った所、振動は 1185cpm(19.8Hz)の横方向ロッキングモードになり実際からの逸脱が大きすぎた。そこで計算精度を上げるため、2つのポンプに基礎/地盤と配管を含めてモデル化した。Fig.4にそのあらましを示す。なおこのモデルにはプロセス流体も組込まれているがこれは質量効果とともにドロップコラムとバレルの干渉(弱い連成)を考慮したもの。2番目のポンプをモデルに加えることで、その解析精度は上がったが、その一方でモードは倍増した。すなわち単一ポンプのときの単純なカンチレバーモードに代って、次の対称モードと非対称モードが現れた。

対称モード→2つのポンプが同じ方向に動くモード

非対称モード→2つのポンプが反対方向に動くモード

そのため共振周波数は 20 程になり回転周波数の廻りに集まる形になる。そのため幾つかの数学的な擾乱が誘起され、それに対し回転速度励振を引き出す措置が必要になる（例えば基礎に質量を添加するとかポンプ部分の剛性を変えるとかポンプ脚部にたわみ要素を挿入するとか…）。

（これは FEM 解析の機能によると思われる。昨今の FEM では問題にならないのでは？）

重油を含んだ実際に近いモデル(ケース S)の解析内容を Table1 に示す。この表では 1200cpm (20Hz)までに 13 の固有振動数があることをしめしている。そのいくつかの固有振動数は 2 つのポンプの対称モードにも非対称モードにも非常に近い。コラム 5 では 13 のモードのうち 7 モードにモータトップの動きがみられる。通常これらの動きは出入口配管方向(インライン方向)とこれに直交する方向(直交方向)の構造的なロッキングモードを示す。ロッキングモード以外のモードではモータが目立って動くことはなく、通常の計装からそのモードを検知するのは難しい。これらはポンプ軸受のオイルホワールや流体誘起振動(FIV)に通じる (ポンプの局所で起きるこれらの振動はロッキングモードになりにくいと思う)。

**Table 1** Computed Natural Frequencies for Case S (Actual pump unit with filled with oil)  
(重油充填ポンプモデルの固有振動数の計算結果)

①振動数	②振動方向	③振動タイプ	④ #2 ポンプ挙動	⑤モータトップ挙動
74	直交	—	非対称	Yes
156	インライン	全体ロッキング	対称	Yes
295	インライン	—	非対称	Yes
431	直交	ポンプ内部	対称	No
432	直交	ポンプ内部	非対称	No
433	インライン	ポンプ内部	対称	No
433	インライン	ポンプ内部	非対称	No
805	インライン	全体ロッキング	対称	Yes
975	インライン	全体ロッキング	非対称	Yes
984	直交	全体ロッキング	非対称	Yes
994	直交	全体ロッキング	対称	Yes
1043	振り	—	対称	No
1044	振り	—	非対称	No

**ロッキングモード**
**非対称モード**
**対称モード**

#1 #2
#1 #2

解析条件としてシステム内にある流体の影響を考慮するのは大事である。重油無しのモデルと重油有りのモデルの解析結果を比べると流体質量の負荷によって固有振動数は 960cpm から 805 cpm に低下する。従って正確に固有振動数を把握するにはポンプ流体質量を解析モデルに含めておく必要がある。

また、種々のモードに対し配管の影響を調べたが、配管はシステムの捩れモードに影響を与えるものの、回転速度近くにある直モード(固有振動モード)には殆どインパクトを与えていないことがわかった(一般的な傾向ではなくこのモデルに固有の傾向ではないかと思う)。

なお解析モデルを構築する場合、モデルと現地データの相関をとるのが望ましい。解析精度が上がりその結果を反映して設計変更ができるからである。この 3000HP 重油ポンプの場合、種々の振動テストが行われ、その結果が解析担当のポンプベンダにフィードバックされている。

以上の固有値解析は、現地据付後の運転状態を対象にしている。解析結果と工場試験データを比べると、相当に乖離があり、工場試験データを用いて現地据付け後の運転状態の振動状況を予想することがいかに無理であるかがわかる。Table1 では 805,975,984,994cpm が回転速度 880cpm に漸近するが、工場試験ではこれらの振動モードに該当する揺れは異なる周波数で発生している(例えば 805cpm→657cpm、994cpm→257cpm)。ポンプ基礎側の拘束条件が異なるので当然と云えば当然だが、決して工場試験の結果が設備受入れのベースになり得ない事実を認識すべきである。

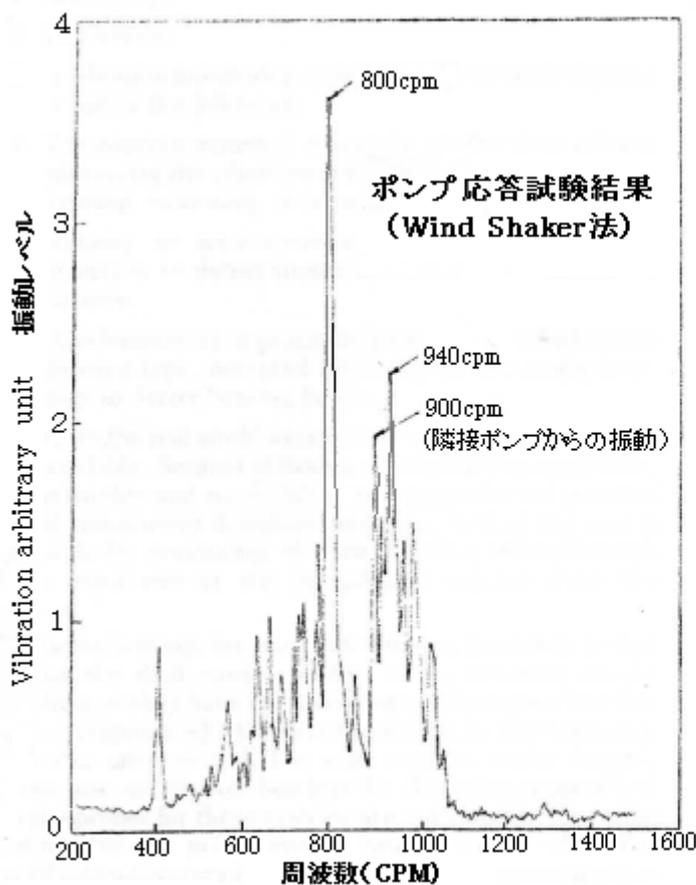


Fig.6 ポンプ振動試験結果

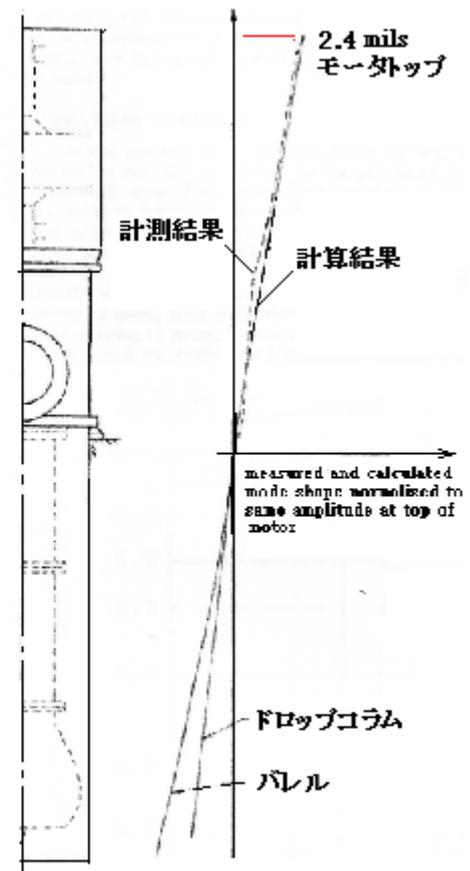


Fig.7 モード形状(解析/計測)

(3) 振動試験について。共振振動数(固有振動数)を求めるため次の3つの振動試験が実施された。

衝撃テスト、減速運転テスト、Window shaker テスト

衝撃テスト(ハンマリング)と減速運転テストはよく知られているので割愛するが、Wind shaker テストについては説明が要る。このテストは風のランダムな乱流流体力によって構造物を励振するもので、モータトップに振動速度計を取付け、出力を増幅させながらユニットの応答量を計測した

(電磁励振器よりかなりイージーな方法)。計測結果を Fig.6 に示す。最大応答は 800cpm で解析結果 (インラインモード 805cpm) にほぼ一致している。

更に最大応答値が解析値と一致した状態でユニットのモード形状が計測された。その時のモード形状を Fig. 7 に示す。ベースから上のモード形状はだいたい合っているのですが、この図から計測できないベース下のバレルやドロップコラムの動きや応答量が推測できる。**モータの振動が大きいときはベース下の振動も深刻になる。**

(4) この事例を総括して、以下のような結論が得られる。

- ①立型ポンプ/モータユニットは複雑な動的システムであべきるが、単純にはモデル化できない。共振周波数を正確に予測するには、ポンプ,モータ,配管,基礎および地盤を含めて多くの要素を考慮しなければならない。このトータル解析はポンプベンダの責務になると思う。
- ②立型ポンプの工場試験は、現地試験とは異なるもので、現地試験結果を保証するものではない。工場試験の成績は、現地で起きる何らかのトラブルが解決されるまでユニットを動かすことができるように、適度な形で保証を与えるものでしかない。
- ③有効な振動モニタリング計装システムは未だ見当たらない。地面下でのトラブルを検知できるようなシステムを追求すべき。
- ④立型マシンの振動基準の見直しが必要と思われる。この場合、トラブルフリーの振動制限や計測ヶ所の定義づけが含まれる。

(5) この事例では、振動が発覚した後に実施された解析/試験について詳しくレポートされているが肝心のトラブル対策については記述がない。おそらく固有振動数をアップするために質量付加や補剛などの措置が採られたのではないかと思う。

### Case 2 一固有振動数はポンプのマウンティング如何!

文献(12)

(1) 石油精製設備の冷却水用立型ポンプ(990BHPx885RPM)で振動が著しく 2 か月足らずの運転の後、電動機駆動の 4 台のポンプで、

シール/バアリングの破損 & インペラ/シール/シャフト/ウェアリングの過剰摩耗

が発生した。振動はモータトップで P-P 20mils (508  $\mu$  m) と、Hydraulic Institute の P-P 6 mils (152  $\mu$  m) を大きく越えていた。

<次ページに続く>

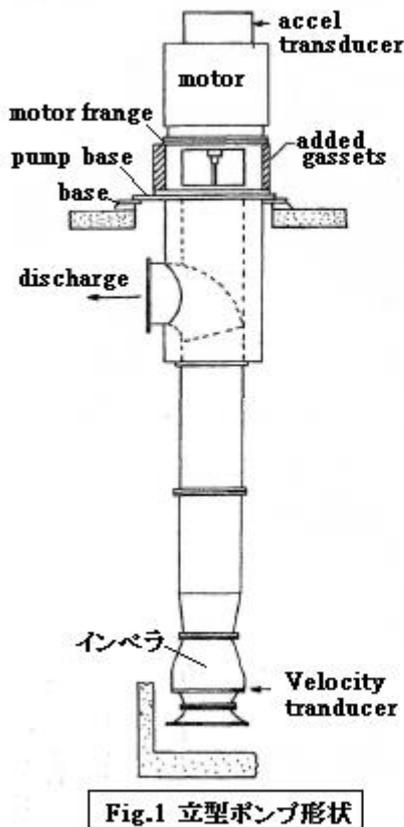


Fig.2 モータ上にマウントされた可変速シェーカー

+

- (2) モータ振動とインペラ摩耗などの関連などには不明があり、次の詳細なメカチェックや調整が実施された。

モータ単独運転による振動比較 / 各ポンプの効率チェック  
 各カップリングの芯出し・不釣合い・動的バランスのチェック  
 ポンプヘッドの仕上げ加工・据付けレベルのチェック / モータ・ポンプの芯出し確認  
 インペラの動的バランス / ポンプシャフトの反り / ポンプベースの移動・シム再調整  
 ポンプ内クリアランスのチェック / ポンプシャフトの潤滑ポイント追加

結果的にポンプの寸法/据付け精度には問題がなかったが、潤滑に基本的な欠陥があった。即ち圧力が低くて潤滑が行き渡らず、シール不良やインペラ摩耗の原因になっていた。

(あまりに早すぎる摩耗には、単なる潤滑不良だけでなく著しい振動の影響があると思う。)

なお運転中ポンプの吐出圧が上がると振動が大きくなることがあったので、吐出圧－振動振幅の関係を確認するための試験が実施されたが徒労に終わった。振動は設計流量でも発生した。

- (3) 原因の究明について。当初ポンプメーカーは、吸込み側サンプの渦発生を疑い Hydraulic Institute のサンプ設計基準でチェックしたが特に問題はなかった。念の為、槽出口に渦消しを設けてみたが、振動レベルは相変わらずだった(渦振動説は消去された)。

(吸込渦やキャビテーションによる振動は比較的振動数が低いので、本ケースのような低周波のポンプ振動の原因として疑われることが多い。)

また4台のポンプ基礎が共通基礎になっている上に、吐出配管が全て共通ヘッダにつながっているため振動が外部から伝播している可能性も考えられた。データではモータ振動が数分間、増加

と縮退を繰り返すうなり現象が観察されているので、各ポンプが動的に干渉し合っているのは事実であった。ただ配管側からの直接伝播を絶つためにポンプ出口にゴム製伸縮継手を付けたが、振動レベルは変らなかった(この試行で固体伝播は消去できたが、流体伝播は消去できていない?)。

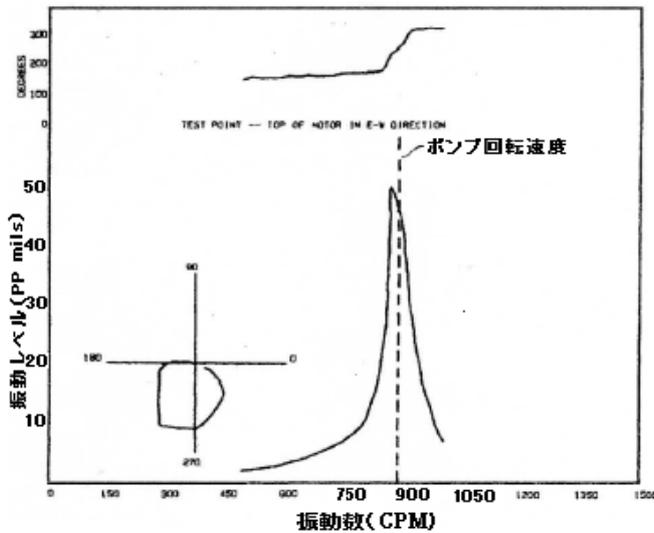


Fig.3 オリジナルシステムの固有振動数(モータトップ)

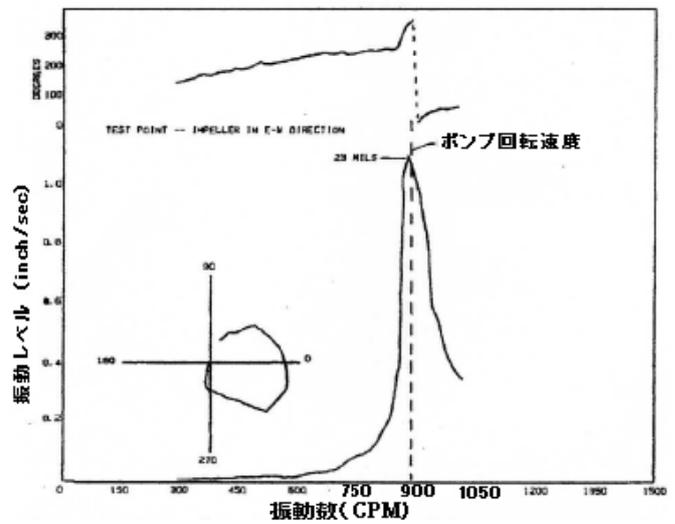


Fig.4 オリジナルシステムの固有振動数(インペラ)

以上の試行過程で回転数共振の疑いが強まり、当該システム(モーターポンプー基礎ー配管)の固有振動数を調べる目的で、可変速メカニカルシェータをモータトップに取り付けて振動試験が行われた。その結果、モータトップないしインペラ部分に卓越振動数 870CPM(14.5Hz)が記録された。これはモード形状からみてシステムの固有振動数とみなされ、ポンプ回転速度 885RPM (14.8Hz) に極めて近く回転数共振が起きていることがわかった。そして更に次の事実が得られた。

- ① システム固有振動数は基礎ーポンプーモータの接続剛性に強く依存している。即ち  
基礎アンカーを緩めた時：固有振動数 870→840CPM、振動振幅 45→35mils  
基礎アンカーを締め戻した時：固有振動数 840→900CPM、振動振幅 35→60mils
- ② アンカーの間隔が長いと固有振動数が下がるので、非対称のベース形状では振動方向で固有振動数が異なる。
- ③ アンカーの接続剛性はボルト/芯出しシムの締め具合にも依存するのでポンプ毎に固有振動数が異なり、あるポンプだけがよく振動することもある。

- (4) 一連のシェーカ振動試験から、固有振動数を回転周波数からできるだけ引き離す(離隔する)ことが振動緩和策になることがわかった。その離隔対策のひとつとして、各モータ間の異なる位相の動きを互いに拘束しあつて見掛け剛性をアップしようとする試みがなされた。即ち隣接するモータトップに□100の木製梁を油圧ジャッキで押し込んだ。その結果、

モータトップで P-P 50mils→ 25mils、インペラで P-P 23mils→ 13mils

振動レベルは減少した。この減少は固有振動数が余り変化していないので剛性アップの結果というより減衰効果などによるものと思われる(?)。ただこの緩和策は、施工が難しく恒久的な対策にならないという理由で採用されず、結局、シェーカ試験から得られた接続剛性のアップに焦点が集まった。この場合、次の2つの選択肢がある。

- ① 固有振動数を低い方にずらす→柔らかいベース上にポンプを搭載→ソフトマウンティング

② 固有振動数を高い方にずらす→剛なベース上にポンプを剛結→ハードマウンティング

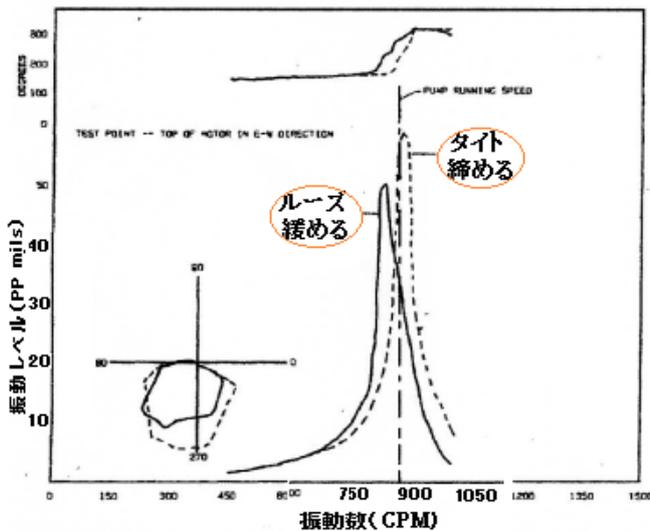


Fig.5 固有振動数に対するアンカーボルト締付トルクの影響

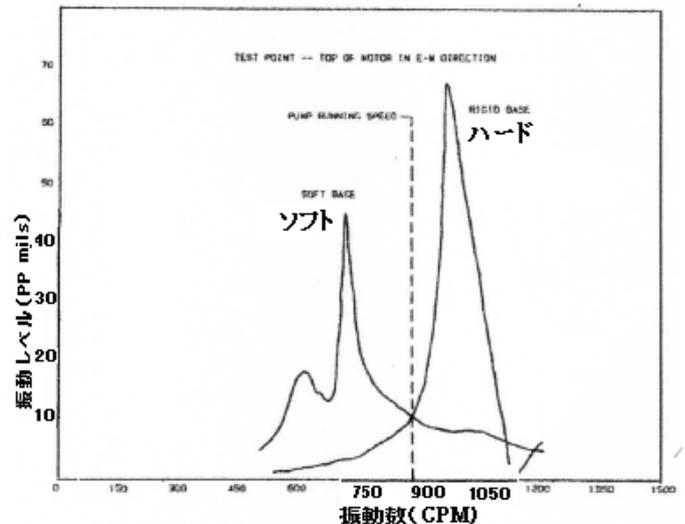


Fig.9 ソフト/ハードマウンティングの比較(E-W方向モータ)

まず、①のソフトマウンティングについて。ネオプレン絶縁パッドを上下のベースプレート間に挿入しアンカー～ベース間をゴム製のスリーブやワッシャで離絶するもの。この状態でシェーカー試験すると固有振動数はN-S方向で660CPM、E-S方向で720CPMに低下し、ポンプ回転を与えると全振幅も13.2mils→2milsに減少した。このように回転周波数における振動レベルは低下したが、他のポンプの干渉やうなりは変わらずで、ソフトマウンティングのせいでランダムな低周波の擾乱も加わってオーバーオール値としての振動減少は少なかった。

②のハードマウンティングについて。上下のベースプレートを連結するためにアンカーボルトを追加し、ベースを補剛するためにガセットプレートを追加するもの。この状態で固有振動数はN-S方向950CPM、E-W方向975CPMに増加し全振幅は1/4位に減少した(これはシェーカー試験結果と合致している)。

以上のようにソフトマウンティングもハードマウンティングも固有振動数の離隔に効果があり、実際の振動も減少するが、それら選択肢には一長一短がある。これを整理すると次のようになる。

ソフト マウンティング	長所	据付けが容易で構造変更が殆どない(但し吊り上げ要)。
	短所	ランダムな擾乱成分の加算や不釣り合い振動の増加で Over-all の振動低下は限られる。またネオプレンの劣化/硬化によって長期耐用が難しくなる。
ハード マウンティング	長所	ソフトベースに比べランダム擾乱や不釣り合い振動が少ない。固有振動数>回転周波数なので、過渡状態でも共振は避けられる。またポンプを動かさずに補剛が施工できる。
	短所	アンカーやガセットの設置はパッドに比べて高くつく。またドリル加工やタップ加工も時間がかかり工費が高い(ただ溶接工法を採れば安くなる)。

実際には2つのマウンティング法の振動特性を正確に把握するために付加的な試験が実施された。その結果、ハードマウンティングの方の振動減少が大きいことがわかった(Fig.11)。

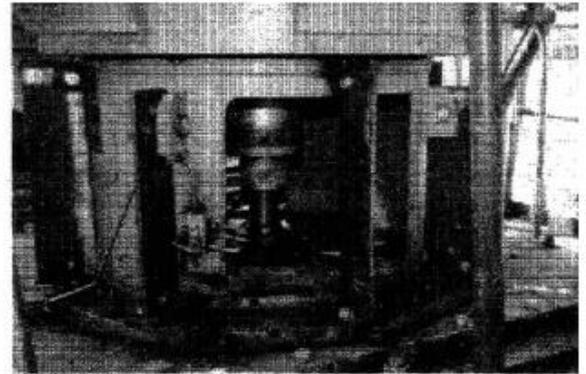
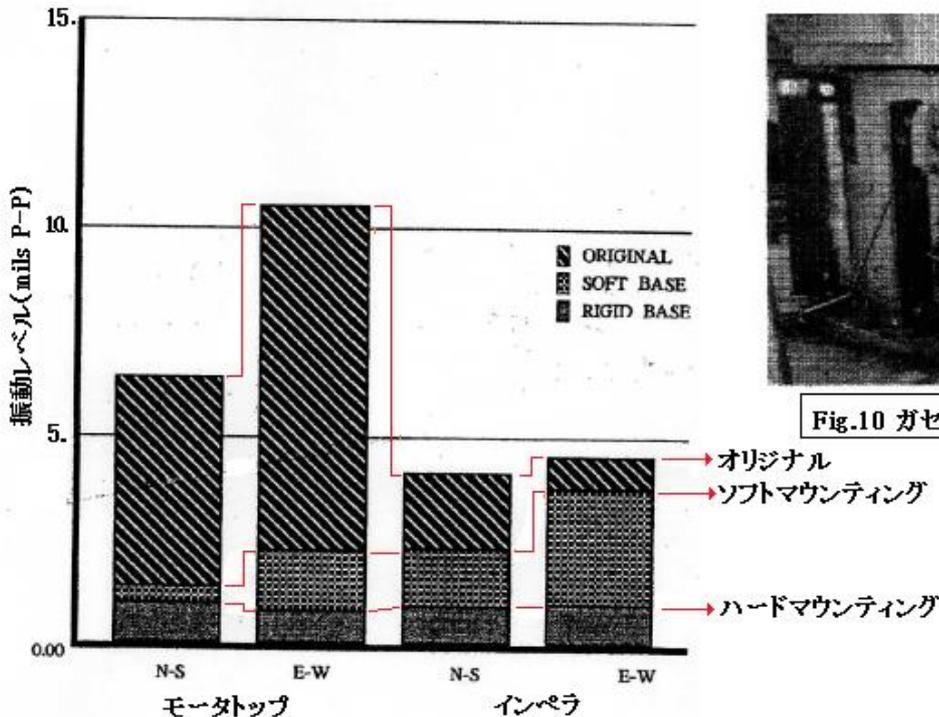


Fig.10 ガセットプレート/アンカーボルト追加

⑤

Fig.11 ソフト/ハードマウンティングの効果比較

対策工事はハードマウンティングで実施された。ポンプベースは全て補強され振動は減少した。またこの余波として摩耗損傷の方も減少した(1年経過しても損傷は起きていない)。

(5) システムの固有値解析について。かつては Fig.12 のようなモデルで、即ち真中のポンプベース面に剛な質量を仮定してモータ側とインペラ側と分けて解析されていた。しかし実際のベース面は剛ではなく連続性があり、[モーター-ポンプ-基礎-配管]のシステムとして扱う必要が認識されてきた。この場合、ベース面(及びモーター-ポンプ接続面)の接続剛性すなわちベースのコンクリートに対する有効剛性は重要になる。解析モデルとしては Fig.13 のようにポンプモータを集中質量モデルで扱い支持境界に接続剛性(組合わせ剛性)を模したバネ定数で扱うことが提案される。

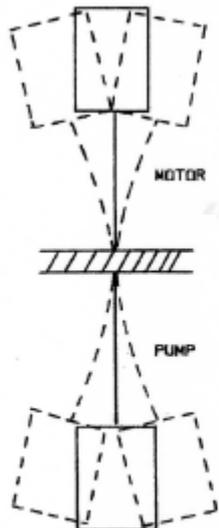


Fig.12 ポンプ振動モード(想定)

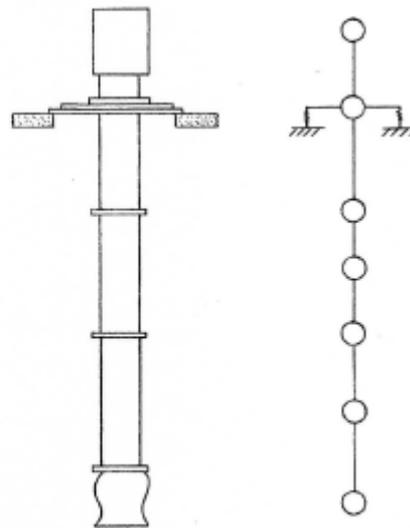


Fig.13 ポンプ-モータの集中質量モデル

- (6) 本トラブルでは結局採用されなかったが、**動的吸振器**の使用も有効な緩和策と考えられる。これはポンプシステムに付加的な[マスーバネーダッシュポット]システムを与えるもの。質量/バネ定数/ダンピングを最適化するためテストが必要になる(ただ手法的には確立し多くが商品化されている)。
- (7) トラブルとは直接関係しないが振動計測についてメモ。近年大型設備では**振動モニタリング**の設置が一般的になっている。しかし水面下にあるインペラ廻りの振動計測は難しくコストも高いのでモニタリングは付けられていない。その代わりモータトップにモニタリングが付けられることが多いが、これモータの振動がインペラの振動を写して比例する傾向があるためである。  
本ケースではポンプコラムの振動データを採るためインペラ近くに2つの速度変換器を設けた。この速度変換器は電源無しで発信できるし信号調整もいらず、加速度変換器や近接ブローブ変換器(変位計)より有利で、よく水中で使われている。
- (8) 本トラブルの解決プロセスで得られた**結論**を以下に要約する。
- ① 本トラブルで起きたような過大な振動や摩耗損傷は、ポンプ-モータ系システムの機械的固有振動数が回転周波数に漸近することで発生する。
  - ② システムの固有振動数は、ポンプベース～ベースプレート～基礎コンクリート、及びモータ～ポンプフランジの間の接続剛性(連結の有効剛性)に非常に敏感である。
  - ③ ベースプレートの非対称性で N-S 方向と E-W 方向で固有振動数が異なることがある。
  - ④ ハードマウンティングの方がオーバーオール振動レベルが低くなり、ネオプレンパッドを用いたソフトマウンティングよりも有利である。
  - ⑤ モータトップ辺りの水平振動はインペラ近くの水平振動に比例している。
  - ⑥ 速度変換器は長期の水中使用に耐えインペラ付近の振動レベルの計測に好適である。
  - ⑦ **ポンプ-モータ連成の固有振動数は据付け前に決められるべきで、その固有振動数は回転周波数の 20%内であるべきである。**
  - ⑧ 工場試験は実際の据付け状態に近い状態で実施されなければならない。即ちポンプは実際に近い状態でベースプレート上にしっかり固定してレールやゴム製パッドの上に仮置きするようなことはしてはならない。
  - ⑨ システムの固有振動数は可変速シェーカを用いて容易に計測できる。このシェーカは運転速度即ち回転速度以上の固有振動数の計測に有益である。
  - ⑩ またシステムの固有振動数はインパクトテストでも計測できる。ただ場合によっては背景に高い振動を持ったポンプを試験するのが難しくなる。
  - ⑪ ここで述べたようなタイプの振動問題は**比較的マイナーな構造変更**で対処できる。
  - ⑫ 立型ポンプの FEM モデルは**アタッチメントの剛性(接続剛性)をモデル化できる能力**もっているべきである。

**Case 3 — 剛性低下により中途から振動激化** 文献(13)

- (1) 動力プラントの熱交類に冷却水を送る立型ポンプの1台で振動が起きた。ポンプは2,3ヶ月前から運転されていたが、徐々に振動が大きくなる傾向がみられ、やがて**急激に増大**し横方向に Max.10 mm/s(P-P320  $\mu$  m)の振動が記録された。なお圧力/流量/電流など運転パラメータに異常は



### Case 5—ギャロップするプロパンポンプ 文献(1)

この事例は、共振問題では古典的ともいえる事例である。プロパン荷役用の 900hp/1200rpm 立型ポンプで 15 mils(380 $\mu$ m)の大きな振動が発生した。シールの損傷やスパイダの疲労破損が起きてこの振動が回転速度(20Hz)に対する共振現象によることが確認された。ポンプボディに溶接ブレースを取り付けるなど共振回避策が講じられたがその効果はわずかでほんの 2,3%、共振点からずれたただけだった。最終的には、このトラブルは共振点からずらすことではなく、加振力をそぐことで解決した。すなわちモータとポンプの十分な芯合わせ(alignment)を行い、モータに対し single plane trim Balance をとることで、振動レベルはモータのトップで 3mils(76 $\mu$ m)まで減少した。

この事例は、手に負えぬほどの共振トラブルでもありふれた不釣り合いや芯合わせの是正など、加振力の低減によって決着がつくことを示している。

### Case 6—どっちが悪い? 文献(1)

3250hp/393rpm/70000gpm 海水取水ポンプの始運転で振動が起り回転速度(6.55Hz)にて 14mils(356 $\mu$ m)の振動が計測された。これに対しポンプベンダとモータベンダの意見は割れた。モータだけ切り離して運転すると振動は減少したが、電氣的不良による負荷は取除けなかった。

モータシャフトに係る振動位相を測りポンプシャフトを 180° 回転して運転すると振動が 180° シフトすることがわかった。シャフトを調べるとシャフトに 15mils の弓なりがあることがわかった。シャフトを矯正すると、振動レベルは平常に戻った。

### Case 7—ある速度で不安定 文献(1)

軸受のオイルホワール(振れまわり)は高速に由るもので一般にコンプレッサやタービンで起きる。原子力プラントの 2250hp/1800rpm ヒータドレンポンプの試運転で 15mils の振動が起きた。振動スペクトル解析では、回転速度の 43%(760rpm→12.7Hz)に卓越周波数があった。このユニットが冷間スタートしポンプが定格運転に至った後も数分間、この振動ピークは現れなかった。さらにポンプからモータを切り離して回転させるとモータに振動があることがわかった。これらのテスト結果から、流体誘起の擾乱によって共振が誘発されたという疑いは消えた。モータの図面を調べると上部軸受が 2つの軸方向の溝を持った単純なスリーブ軸受であることがわかった。モータの回転体即ち垂直ロータは何れも重力下でサイド負荷が殆どないため軸受はかなり高い Sommerfield 数で運転されて不安定になったと思われる。すなわちこのトラブルはオイルホイールと診断されシャフトにサイド負荷を与える pressure dam bearing の使用が推奨された。しかし、実際には溝とベアリングの間が滑らかにつながるように軸方向の溝に丸みが設けられた。この措置のあと、振動レベルは受容レベルまで減少した。

Sommerfield 数→すべり軸受の運転状態を表す無次元数

### Case 8—吸込み口の小さな竜巻 文献(1)

400MW 蒸気動力プラントの凝縮冷却水を取込む 2000hpx396rpm 立型ポンプの試運転の際に、回転速度(6.6Hz)で卓越した 9mils(229 $\mu$ m)の振動があることがわかった。その場合、取水サンプルの表面に渦ができてそれが吸い込まれる時に最も振動すると予想された。ポンプベンダは当初 2相による共振を予想して共振回避を試みたがうまくいかなかった。これとともに取水サンプルの水力モデルによって渦の排除が試みられた。ポンプ構造物の揺動試験では Fig.9 に示すように、ポンプユニットの固有値は回転周波数から十分離れているが、構造物全体では回転速度でもろに共振して

いるようであった。この取水サンプの水力モデルから以下の方法で渦を排除できることがわかった。

- ①水面にバップルを設ける。 ②サンプ底から 2ft 以内まで吸込み口を伸ばす。
  - ③側壁とサンプ底の間に半径ブロックを設ける。 ④ポンプ吸込み口に円錐体を設置する。
- この措置によって渦はなくなり振動レベルは 2mils(50 $\mu$ m)に減少した。

#### Case 9—長く遅いうなり 文献(1)

ケース 2 で述べた 4 台の 2250hp/393rpm リフトポンプの日常的な振動計測において、スタッフグループと現場のメンテグループの間で、振動レベルに関して意見の違いが起きた。一方のグループはあるポンプで 6mils(152 $\mu$ m)以上の振動を計測したが、他方のグループは 2mils 以下と報告した。そこでキャリブレーションを行って確認したが、いずれの計測も正しかった。そして、振動が 18 分周期で 1.5Mmils から 6Mmils の間で変化することがわかった。2つのグループはサイクル中の異なるタイミングで手早く計測していたのでこの遅い変化には気付かなかった。これらのポンプは共通基礎の上にあったので互いに干渉していた。ユニットははじめゆっくりと回り始め、同じ負荷に近い状態にあったので、ユニットの回転速度は全く重なることはないが非常に接近した状態であった。もし2つのユニットが運転されている場合、互いの速度が6%以内ならうなりの周期は18分ということになる。もしポンプが個別の基礎の上にあったら、このような干渉は起きなかったであろう。非常に低速の並立ポンプが共通の基礎に置かれる設備では、長期間計測する必要性がある。

#### ケース 6—弱者に利あり 文献(1)

このケースは今まで述べてきたポンプよりも小さな立型マシンに係る問題で、振動の低減は必ずしも補剛するだけで得られるとは限らないことを示している。

40hp モータ駆動ミキサで、羽根通過振動数 1550cpm(25.8Hz)直交方向に過度な振動が起きることがわかった。この直交モードの振動は 14mils(356 $\mu$ m)でンライン方向の 8mils(203 $\mu$ m)よりかなり高かった。振動が均衡していないことから、これは単純な不釣合いによるものではないと思われた。インパクトテストを行って両方向の応答を調べたところ、この振動が羽根通過振動数の3%内の 1530cpm(25.5Hz)における直交方向カンチレバーモードであることがわかった。

この場合、構造物を剛にするよりもむしろ柔にする方がいいと判断してモータ支持構造からガセットプレートを除去した。これは直交方向の剛性を減らす効果があり共振振動数(固有振動数)は 1322 cpm (22 Hz)に下がった。このように回転速度から固有振動数を遠ざけることで、振動は 6 mils (152 $\mu$ m)にダウンした。

#### 文献テキスト)

- (1) 松下,田中,神吉,小林「回転機械の振動—実用的振動解析の基本」(コロナ社)
- (2) 小野「波動—音波・光波」(森北出版)
- (3)「大型立軸ポンプ及びポンプ場の連成振動解析」杉山,山下[エバラ時報 No.220(2008-7)]
- (4)「回転機械におけるカップリング芯出しの重要性について」TLV 八木 (メンテナンス誌 2004)
- (5) バランス(不釣合い)関係まとめ (iT 情報)
- (6)「Solving Motor Vibration Problem on the Vertical Pump」EC&M (iT 情報)

- (7) Sulzer 社 ポンプ振動関連資料 (iT 情報)
- (8) Module 4 : Dynamic Vibration Absorber Lec.16 Simple vibration neutralizer (iT 情報)
- (9) 動的吸振器－Wikipedia
- (10) Pump Vibration Standards Guidelines (Europump First edition July 2013)
  
- (11) 「Vibrational Problems of Large Vertical Pumps and Motors」 by J. E. Corely  
(Proceedings of the ninth Turbo-machinery Symposium)
- (12) 「Vibration Analysis of Vertical Pumps」 by Donald R, Smith & Glen M, Woodward  
(Proceedings of the Fifteenth Turbo-machinery Symposium)
- (13) Ali M.Al-Shurafa "Resonance Analysis – A vertical pump case history (iT 情報)
- (14) Case History : Vibration problem in vertical pump (Mechanical Solution Inc.) (iT 情報)