

# 回転機における振動

## —立軸電動機の振動問題について—

### Vibration on Recent Rotating Electric Machine

#### —Vibration Analysis of Vertical Shaft Motors—

新 沢 平 八 郎\*

Heihachirou Shinzawa

## I. ま え が き

最近の産業用各種機械は、立軸化の傾向にある。その主な理由は

- (1) 据付面積が横軸の60~70%になる
- (2) 大容量化および軽量化が可能である
- (3) スラスト軸受の性能が向上してきた

などが上げられる。さらに、ポンプなどの場合は、立軸にすることによって、キャビテーションの発生に対して有利である。また始動時の呼び水停止時の吸気満水の操作が不要となるなど、性能および取扱いの面でも有利な点が多い。近年の傾向として、機械を高速化することによって、小形化をはかる傾向に有るため、高速立軸電動機の需要が多くなってきていること、さらにまた設備の高効率を図るために回転速度制御を行なうケースが非常に多くなってきていることなどから、立軸電動機の振動問題がクローズアップされてきている。当社においては、この種の振動問題に関する長年の技術と経験を駆使し、立軸機の振動問題を完全に解決しているので、ここにその概要を報告し関係各位の参考に供したいと思う。

## II. 振 動 の 原 因

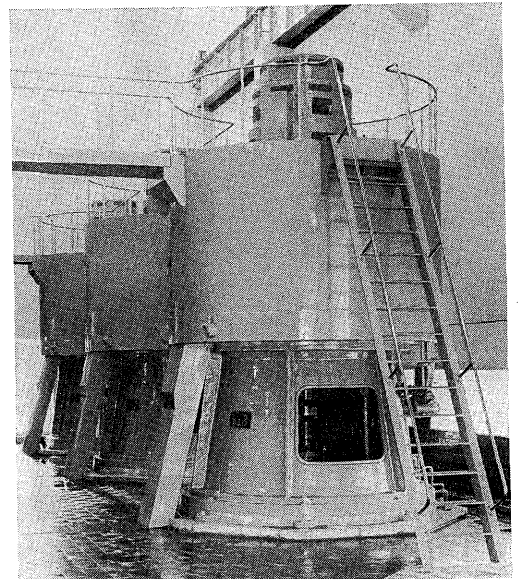
立軸機械の振動原因は多種多様であって、そのおののについて詳述することは困難である。今その主要原因に付いて考えて見る。

### 1. 強 制 振 動 力

立軸機械特に、駆動電動機と組合されたセットとして考えた場合の強制振動力に基づく振動が上げられる。すなわち

#### 1) 回転子の不つりあい強制振動力

回転速度と同一振動数の振動が発生した場合その振動は、回転子の不つりあい力によると考えて良いほど、振動の主要原因は回転子の不つりあい強制力である。回転子の不つりあい強制力は、回転子の残留不つりあい量と回転速度の二乗の積に比例する。したがって回転子の製作に当たっては、残留不つりあい量を許容値(JIS B0905「回転機械のつりあい良さ」の3級程度)内に入れるよう、完全なつりあい作業(スタティックまたはダイナミ



第1図 立軸電動機セット

Fig. 1. Set of vertical shaft motor

ックバランス)を行なっている。さらにまた、不つりあいの経年的変化に備えて現場つりあい作業(フィールドバランス)が容易にできるよう、考慮している。

#### 2) 電磁強制振動力

エアギャップ・巻線・電源電圧などの不平衡によって不平衡電磁吸引力が生じ、振動原因となることもある。その振動数は一般に商用周波数の2倍またはスリップ周波数の2倍である。しかし、製作時の試験段階でチェックされ、解決されるので実用上はあまり問題にならない。

#### 3) 軸受による強制振動力

軸受による振動としては、すべり軸受の場合の、オイルウィップとオイルホワールがある。またコロガリ軸受の場合には転動体通過振動、内外輪の傾きによる振動などをあげることができる。さらに立軸機固有のものとしてはスラスト軸受にアンギュラ玉軸受または、スラスト球面コロ軸受を使用した場合の回転子の浮き上りによる振れ回り振動がある。これらは、たとえば軸受の限界最小スラスト荷重の維持あるいはガイド軸受併置など、設計計画段階での検討を充分に行なうことによって、避けられる問題である。

#### 4) 直結による不つりあい強制振動力

\* 川崎工場回転機部

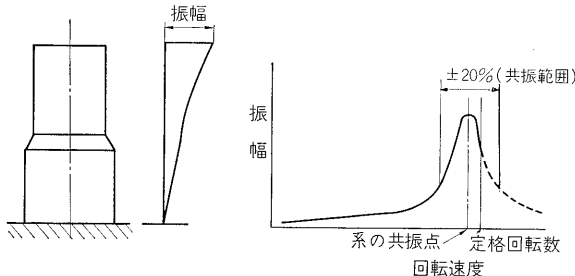
直結不良すなわち機械と電動機を直結した時の軸芯の偏芯または真直度の不良による強制力、あるいはカップリングの加工誤差に基づく不つりあいトルク、さらに相手機械の不つりあい力による振動力がある。これらは、据付または工作上の問題として容易に解決できる。そのほかポンプでは、キャビテーション、ウォーターハンマなども強制振動力として考慮する必要がある。

5) 基礎からの伝播強制振動力

周囲に設置されている機械の振動力が伝達され、強制振動を生じ問題になるケースがある。この場合は、振動発生源になっている機械の発生強制力を減少するか、あるいは防振支持などによって、振動絶縁を行なう必要がある。したがって大きな振動力を発生する機械を設置する場合は、事前に充分な検討を要する。

2. 立軸機セット系の共振

前述のように、立て軸機セットに発生する強制振動力は、多種多様である。しかし一般に立軸機の振動問題として、取扱われるもののほとんどは、単なる強制振動力に基づく強制振動ではない。むしろ立軸機セットとしての系の固有振動数と強制振動力との共振問題である。一例として、第2図にその代表例の振動特性と系の共振点の関係を示す。



第2図 160kW 8極ポンプモータ系の共振例

Fig. 2. An example of resonance of 160 kW, 8 pole pump motor

従来とかく、立軸機セットの共振の問題は、これまで駆動機である電動機が最頂部に設置されるため、振動が一番大きく現われる電動機単独の振動問題として取りあげられてきた。しかし、後述のように、むしろ電動機と電動機支台を組合せた立軸機械セット系の固有振動数と前述の強制振動力との共振によって発生する振動問題として、とらえる必要がある。すなわち設計計画段階で系としての固有振動数を算出し、予測される強制振動力の振動数と一致（共振）しないように、考慮することによってこの問題はきわめて容易に、かつ完全に解決されるものである。

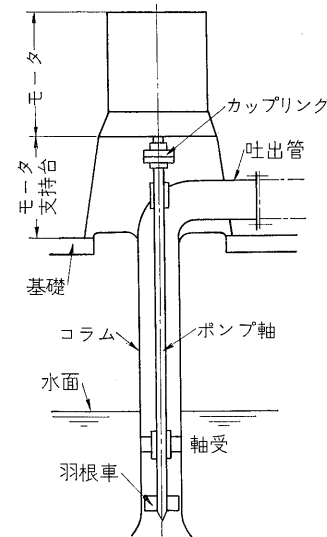
III. 立軸機セット系の固有振動数

1. 前提条件

系の固有振動数算出に際して、従来の立軸機セットについての実測データを整理してみると

- (1) 電動機支持台のカップリング作業穴およびポンプの場合の吐出管の影響による固有振動数の方向性はあまりなくほぼ一定である。
- (2) 相手機械との直結の有無は固有振動数ならびに振動変化(振幅,周波数など)にあまり影響をおよぼさない。
- (3) ポンプセットの場合、グランドレベルより下部の形状、水位によって固有振動数はあまり変化しない。
- (4) 振動のモードは、第2図に示すとおり典型的な曲げ振動モードである。

したがって、「立軸機セットの固有振動数はグランドレベル上部の電動機支持台ならびに電動機について、それぞれ剛性ならびに質量を持った片持はりとして考えた系の曲げ固有振動数として算出する」ことにした。厳密計算はこの条件をもとに、電算機を駆使して算出しているが、本稿では精度の良い簡略計算について、述べることにする。



第3図 立軸ポンプセットの構成  
Fig. 3. Construction of vertical shaft pump set

2. 固有振動数の計算

1) 支持台を門形ラーメン構造と仮定した計算

簡略計算を行なうために、第3図に示す立軸機セットを、前項の条件を前提とし、さらに簡略化して第4図のようにモデル化した場合の系の固有振動数は

$$N_c = 5 \sqrt{\frac{1}{\frac{Wl_1^3}{3E_1I_1} + \frac{Wl_2^3}{3E_2I_2} \left(1 + 3\frac{l_1}{l_2} + 3\frac{l_1^2}{l_2^2}\right)}} \dots(1)$$

となる。

各種実験結果によれば、支持台の剛性  $I_2$  は第5図に示す門形ラーメン構造と仮定して求めた等価  $I_2$  を用いた場合に、第6図に示すようにきわめて精度が良い。

ただし、支持台を門形ラーメン構造とした場合の等価剛性  $I_2$  は、

$$I_2 = \frac{2I_2b}{1 - \frac{3/4}{1 + \frac{1}{6} \times \frac{I_2b}{I_2f} \times \frac{b}{l}}} \dots\dots\dots(2)$$

$I_2b$ : 支持台を門形ラーメン構造と考えた場合のはり

の断面二次モーメント

$I_2f$ : 支持台の電動機側フランジの厚さ方向の断面二次モーメント

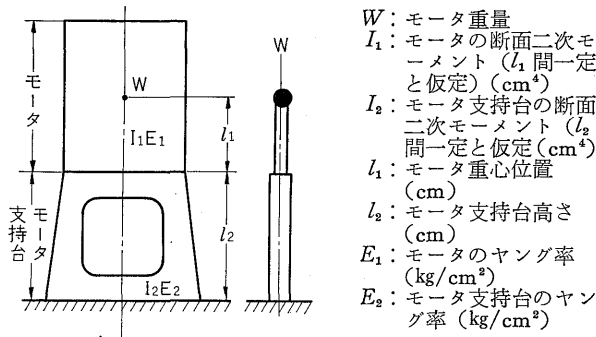
$b$ : 支持台を門形ラーメン構造と考えた場合のほりの中立軸間の距離

$l$ : 支持台の高さ

より求める。

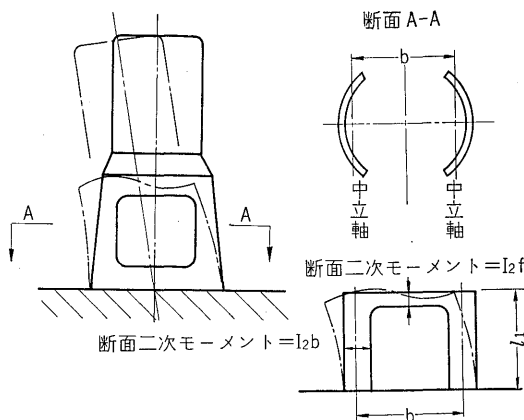
2) 簡略計算式

4項で後述するが、電動機の固有振動数を70~80Hz



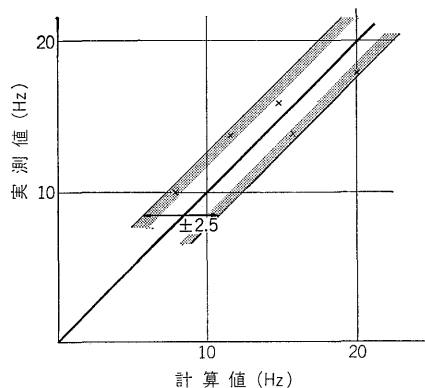
第 4 図 固有振動数とモータ支持台剛性およびモータ剛性の関係

Fig. 4. Relation between stiffness of motor, motor bed and their natural frequency



第 5 図 支持台の変形モード

Fig. 5. Distortion mode of motor bed



第 6 図 固有振動数の計算値と実測値の関係 (支持台を門形ラーメン構造とした場合)

Fig. 6. Comparison with calculated and measured values of natural frequency

以上に設定した場合、電動機の剛性  $I_1$  を剛体と見ても系の固有振動数にほとんど影響を及ぼさないで、式(1)はさらに簡単化され式(3)として算出される。

$$N_c' = 5 \sqrt{\frac{1}{\frac{Wl_2^3}{3E_2I_2} \left(1 + 3\frac{l_1}{l_2} + 3\frac{l_1^2}{l_2^2}\right)}} \dots\dots\dots(3)$$

ここで着目すべきことは、

「支持台床の設計に際し、モータに関して必要な情報は①モータ重量  $W_1$  と②重心位置  $l_1$  のみで充分である。」ということである。

3. 系の固有振動数の設定

立軸機セット系の固有振動数は第 2 図に示すように一般には、強制振動力の振動数から±20%程度以上ずらして設定するのが望ましい。問題は上にずらす(剛体支持)べきか、下にずらす(弾性支持)べきかということになるが、当然使用点より系の固有振動数の方が高いこと、すなわち上にずらす方が望ましい。しかし、高速化の方向に進むにつれて、それにも経済面、技術面からおのずと限界がある。したがって、下にずらすざるを得ないことになる。下げると剛性は必然的に低下することになる。

さて今強制振動による振動振幅の限界値という面でこの問題をとらえてみよう。

前述のように立軸機セットの主要強制振動力として、回転速度に相当する振動数をもつ回転不釣り合い力について考えてみる。この場合固有振動数は回転サイクルをはずし、かつ不釣り合い強制力に基づく振動振幅がある許容値に入るように設定しなければならない。

通常電動機のつり合いはJIS B 0905 (1967)「回転機械のつり合い良さ」の 3 級程度を目標にしているのでアンバランス力、3 級の最大値 (つり合い良さ=2.5) で考える必要がある。この場合の偏心量  $\epsilon$  は、

$$\epsilon = \frac{23900}{n} (\mu) \dots\dots\dots(4)$$

となる。ここで  $n$  = 回転速度 (rpm)

偏心量  $\epsilon$  による不釣り合い力によって生ずる振動振幅  $\delta$  は第 4 図の系について

$$\delta = \frac{W_R}{g} \times \omega^2 \times \epsilon \left\{ \frac{l_1^3}{3E_1I_1} + \frac{l_2^3}{3E_2I_2} \left(1 + 3\frac{l_1}{l_2} + 3\frac{l_1^2}{l_2^2}\right) \right\}$$

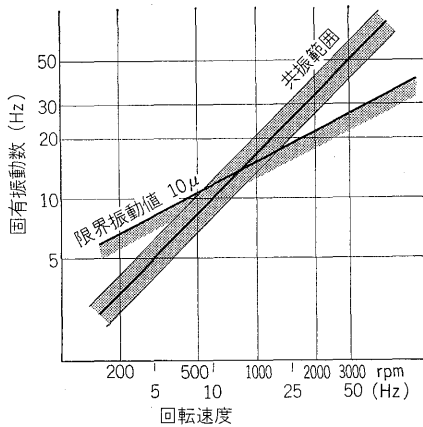
となる。  $\dots\dots\dots(5)$

- $\delta$ : 振幅 ( $\mu$ )
- $W_R$ : 回転子重量 (kg)
- $\omega$ : 角速度 (rad/sec)
- $g$ : 重力加速度 (cm/sec<sup>2</sup>)

一般の電動機について

(電動機全重量  $W$ )  $\div$  (電動機回転子重量  $W_R$ )  $\times 3$  とし

$$\delta = 2.23 \times \frac{n}{N_c} \dots\dots\dots(6)$$



第7図 固有振動数の選定範囲

Fig. 7. Selecting range of motor bed natural frequency

となり、これから第7図が得られる。

さて、振動振幅の限界値をもし  $10\mu$  以下と設定すれば第7図からつぎのような結論が得られる。

- (1) 1,000rpm未満の低速機は剛体支持とし、すなわち固有振動数を上にずらし、また 1,000rpm以上の高速機は弾性支持とする。すなわち、固有振動数を下げることが望ましい。
- (2) 1,000rpm以上の高速機は安定範囲がせまいので設計計画時点で充分な検討を行ない適正な固有振動数設定を行なう必要がある。

#### 4. 電動機の固有振動数の設定

第7図に見られるように系の固有振動数はほぼ10~30 Hz に設定する必要がある。この場合のモータ単独としての固有振動数設定について考察してみよう。

式(1)で与えられた系の固有振動数の式において、モータの剛性  $I_1$  を無限大(すなわち剛体)と置けば系の固有振動数は

$$N_c' = 5 \sqrt{\frac{1}{\frac{Wl_2^3}{3E_2I_2} \left(1 + 3\frac{l_1}{l_2} + 3\frac{l_1^2}{l_2^2}\right)}} \dots\dots\dots(7)$$

また式(5)と式(1)から

$$\left(\frac{N_c'}{N_c}\right)^2 = \frac{1}{1 - \left(\frac{N_c}{N_{CM}}\right)^2} \dots\dots\dots(8)$$

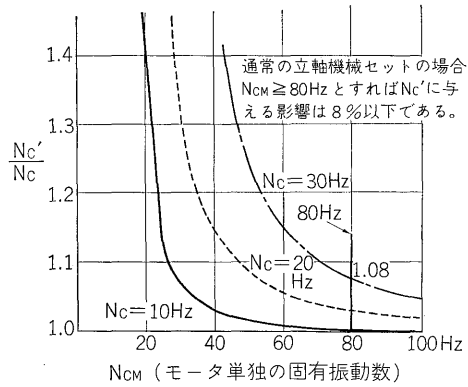
$$\text{モータ単独の固有振動数 } N_{CM} = 5 \sqrt{\frac{1}{\frac{Wl_1^3}{3E_1I_1}}}$$

に対する  $N_c'/N_c$  の比は系の  $N_c$  をパラメータにとると第8図のようになる。

すなわち、電動機単体の固有振動数  $N_{CM}$  を 70~80 Hz以上設定れば電動機の剛性  $I_1$  が系の固有振動数に与える影響を無視しても差しつかえない。

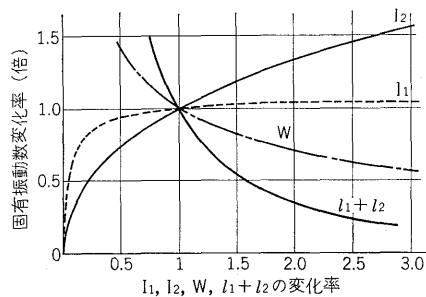
#### IV. 共振を避けるための有効手段

実際問題として系の共振問題を発生した場合の対処策



第8図 モータ単独の固有振動数が全体の固有振動数に与える影響

Fig. 8. Effect of natural frequency of individual motor to total pump set



第9図  $I_1, I_2, W, l_1+l_2$  の変化率と固有振動数の変化率  
Fig. 9. Variable ratio of  $I_1, I_2, W, l_1+l_2$  and natural frequency

の有効手段を第9図によって考えてみたい。

この図は、系の固有振動数の式(1)について

$I_1=I_2, E_1=E_2, I_1=I_2$  とした場合の、固有振動数に対し、 $I_1, I_2, W, l_1+l_2$  のいずれか一つを変えた場合の系の固有振動数の変化率を示したものである。この図からわかることは、たとえば

- (1) モータの剛性  $I_1$  を多少かえても系の固有振動数は変化しない。よって、あまり有効な手段でない。
- 一方
- (2) 支持台の剛性についてみると50%の変化率で約20%の固有振動数変化を期待することができる。

すなわち、きわめて有効な手段である。同様に  $l_1+l_2$  については計画段階の手段としてきわめて有効である。

#### V. む す び

以上、最近の振動問題として立軸機セットの振動、特に系の共振問題についてふれ、実用的解決手法について記述したが関係各位の振動問題解決の一助としてまた、ご批判とご助言がいただければ幸いである。



\*本誌に記載されている会社名および製品名は、それぞれの会社が所有する  
商標または登録商標である場合があります。