

振動事例	シロッコファンモータの振れ回り振動	回転機械
共振		

対象機械

大型恒温槽

- ・槽内攪拌のため、外殻に10台のモータ直結のシロッコファンが取付けられている(図1参照)
- ・モータの仕様: 定格回転数 1800rpm, 極数 4, 電源周波数 60Hz

発生した現象

シロッコファンを定格回転数で運転すると、全てのモータが目視で確認できるほど大きく振れ回る現象が発生した。モータ端部の垂直および水平方向の振動加速度を計測して周波数分析(時間窓ハニング, 周波数分解能 0.25Hz)すると、卓越成分の周波数と振幅はそれぞれ、 $29.5\text{Hz}/220\pm 25\text{m/s}^2_{0-P}$ (約 13mm_{P-P}) および $29.5\text{Hz}/145\pm 25\text{m/s}^2_{0-P}$ (約 8mm_{P-P}) であった。

原因推定

原因として流体に起因するものと構造に起因するものが推定されたが、恒温槽の扉を開放して空気が循環しない状態でシロッコファン1台の単独運転をしたところ振れ回り振幅に変化がみられなかったことから、流体ではなく構造に起因するものと判断し、前向きの励振力であるファンの不釣り合い力の周波数とジャイロモーメントの影響によって停止時より上昇した前向きの固有振動数が一致したことによる共振現象と推定した。

解析・データ分析

運転停止状態において、ファン1台のみを外殻に取付けた状態で、モータ端部をインパルスハンマで衝撃加振して固有振動数を確認したところ、2つの固有振動数 $f_{n1}=35\text{ Hz}$ と $f_{n2}=47.5\text{ Hz}$ が確認された。ファンを定格回転数で運転した状態で、停止時と同様の加振試験を行って固有振動数を確認すると、 f_{n1} が 16% 低下して定格回転周波数 $f=29.5\text{ Hz}$ と一致し(共振)、 f_{n2} が 25% 上昇するという結果であった(図2参照)。振れ回りの方向は f_{n1} では後ろ向きであり、 f_{n2} では前向きであった。振動モードは図3のコニカルモードと推定された。

本事例は、前向き励振力である不釣り合い力と後ろ向き振れ回りの固有振動数との共振現象であった。現地での現象の解明することができなかつたため、後日、図4の実験モデルによるモータの振れ回り振動の計測と、図5の2自由度モデルによる時刻歴応答のシミュレーション(計算)を実施した。図5において、ピン支持の位置は図3のコニカルモードの節の位置である。座標の原点をピンの位置にとり、 z 軸周りの極慣性モーメントを I_p 、 x 軸周りの慣性モーメントと y 軸周りの慣性モーメントを共に I_1 とすると、2自由度モデルにおける運動方程式は式(1)で示される角運動量の時間微分すなわちモーメントの釣り合いの式で表される¹⁾。実際の計算では、減衰行列と剛性行列の非対角項に対角項の約 1/20 の大きさの負の値の係数を連成項として与えた。停止時の固有振動数は、実験では $f_{n1}=10.95\text{ Hz}$ (657rpm)、 $f_{n2}=11.65\text{ Hz}$ (699rpm)、計算では $f_{n1}=10.92\text{ Hz}$ (655rpm)、 $f_{n2}=12.12\text{ Hz}$ (727rpm) であった。モード形状は、 f_{n1} がモータとディスクが左右方向に逆位相で振動するモード、 f_{n2} がモータとディスクが上下方向に逆位相で振動するモードであった。図6に共振回転数を示し、図7にモータの振れ回り軌跡を示す。実験結果と計算結果はおおむね一致しており図5のモデル化は妥当と判断される。異方性をもつバネで柔支持された剛性ロータでは前向き励振力である不釣り合い力と後ろ向き振れ回りの固有振動数との共振が発生することが実験と計算で確認された。

文献2)によると、2つの固有振動数 f_{n1} と f_{n2} ($f_{n1} < f_{n2}$) における振れ回りの方向は、 f_{n2} では前向きとなるが、 f_{n1} では前向き成分の振幅 A_f と後ろ向き成分の振幅 A_b の大小関係 $A_f > A_b$ 、 $A_f < A_b$ によってそれぞれ前向き、後ろ向きとなることが示されており、実験モデル、シロッコファンモータ共に $A_f < A_b$ となるケースであったといえる。また、ジャイロファクター $\gamma = I_p / I_1$ が大きいほどファンの回転角速度 Ω の上昇に伴う固有角振動数 ω_n の変化が大きい³⁾(図8参照)、シロッコファンモータの振動過大要因は、不釣り合い力と停止時より 16% 低下した固有振動数 f_{n1} との共振と判断される。

対策・結果

外殻のモータ固定部の内側をリブで補強して剛性を上げた結果共振が回避され、定格回転数での振動振幅は 1/8 未満に低減された(客先殿の計測値)。なお、リブ補強によって定格回転数における固有振動数がどの程度上昇したかについては、客先殿の製品出荷の都合で確認できなかった。

教訓

異方性をもつバネで柔支持された回転機械では、不釣り合い力が2つの剛体モードの固有振動数と共振する可能性があり、ジャイロファクターが大きいほど固有振動数の変化が大きい³⁾ため、停止時の固有振動数だけで共振発生の有無を判断するのは危険である。

参考文献

- 1) 吉本, 松下, Mathematica で学ぶ振動とダイナミクスの理論, (2004), p122, 森北出版
- 2) 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, (2009), p188, コロナ社
- 3) 吉本, 松下, 前掲, p128

キーワード

共振, ジャイロファクター, 振れ回り

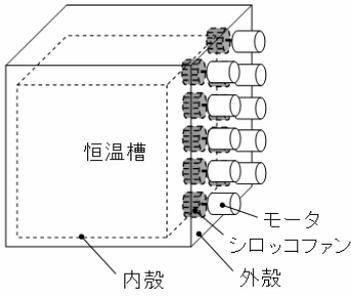


図1 大型恒温槽

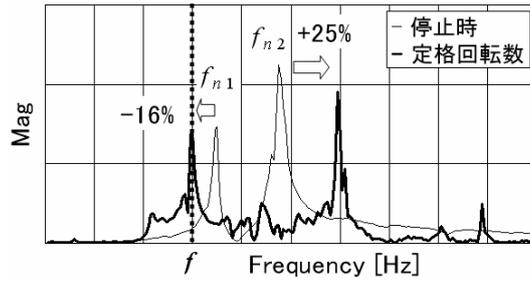


図2 衝撃加振試験結果(イナータンス)

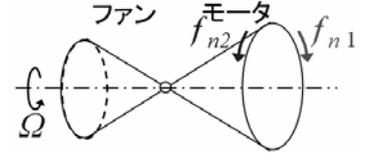


図3 コニカルモード

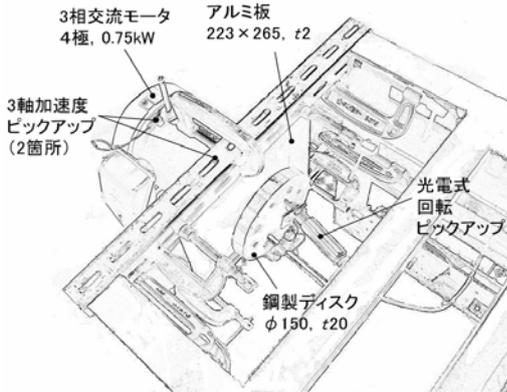


図4 実験モデル

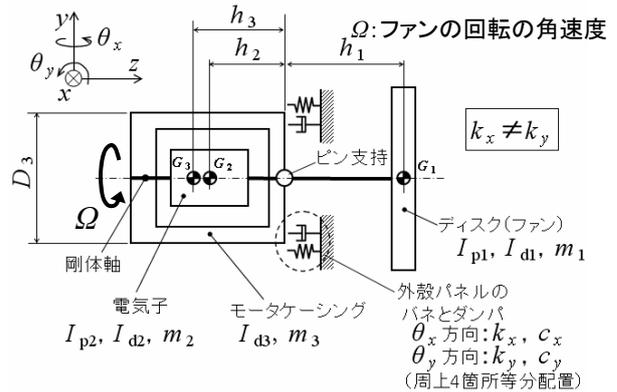
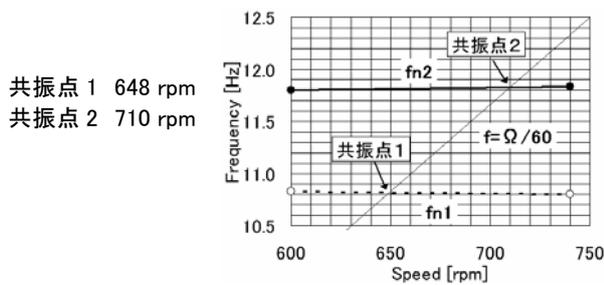


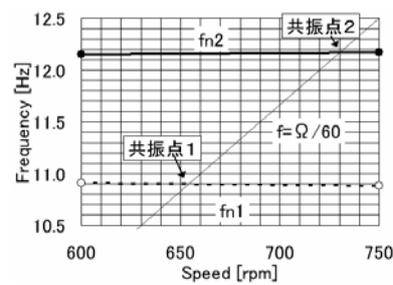
図5 2自由度モデル

$$\begin{aligned}
 & \text{減衰行列} \quad \text{剛性行列} \\
 & \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta}_x \\ \ddot{\theta}_y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_x D_3^2/2 & \Omega I_p \\ -\Omega I_p & c_y D_3^2/2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta}_x \\ \dot{\theta}_y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_x D_3^2/2 & 0 \\ 0 & k_y D_3^2/2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta_x \\ \theta_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_x h_1 \\ f_y h_1 \end{Bmatrix} \quad \dots (1) \\
 & I_1 = (I_{d1} + m_1 \cdot h_1^2) + (I_{d2} + m_2 \cdot h_2^2) + (I_{d3} + m_3 \cdot h_3^2) \\
 & I_p = I_{p1} + I_{p2}
 \end{aligned}$$

Ω : ファンの回転の角速度
 f_x : 不釣り合い力の x 方向成分
 f_y : 不釣り合い力の y 方向成分

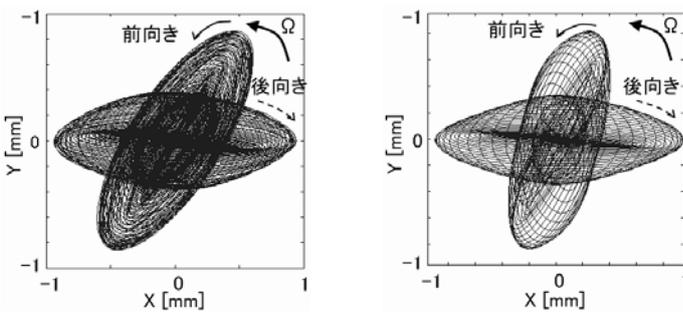


(a) 実験結果



(b) 計算結果

図6 共振回転数



(a) 実験結果

(b) 計算結果

図7 モータ端部の振れ回り軌跡

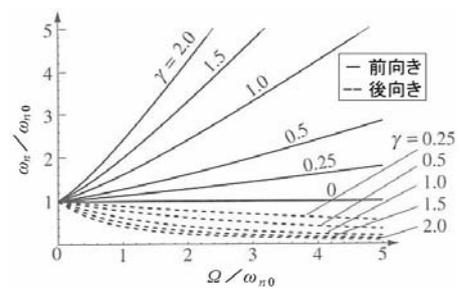


図8 ジャイロファクター γ と固有角振動数 ω_n (剛性に方向差がない場合)³⁾