

216 滑り軸受を持った回転機の診断技術の開発

Development of diagnostic technology of rotating machinery having journal bearing

○准 坊田信吾 (新川センサテクノロジー) 正 岩壺卓三 (神戸大学)
正 河村庄造 (神戸大学) 准 瀧本孝治 (新川センサテクノロジー)
学 上野昌幸 (神戸大学)

shingo BODA, Shinkawa Sensor Technology inc. takuzo IWATSUBO, Kobe University.
shozo KAWAMURA, Kobe University. koji TAKIMOTO, Shinkawa Sensor Technology inc.
masayuki UENO, Kobe University.

In this paper, new diagnostic method of the large scale rotating machinery having journal bearings are proposed that determine the evaluation parameter to operation speed in place of these conventional diagnostic method and determine the diagnosis range and make the flow chart of appropriate diagnosis in each frequency range. And makes a diagnosis factor the most characteristic frequency component that shows the rotating frequency component and abnormal cause of the frequency analysis result.

Key words: Rotating Machinery, Journal Bearing, Diagnostic

1. 緒 言

近年の機械設備の高度化、高性能化に伴いこれら機械の社会的責任や経済性、生産性の観点から機械設備診断の重要性が注目視されている。特に滑り軸受を持つ大型回転機器への対応は期待度も大きい。これまでに、これら滑り軸受の大型回転機器の簡易診断手法に関して異常原因特有の周波数成分⁽¹⁾に注目し、周波数分析結果から特徴を抽出した症状ベクトルと因果マトリクス⁽²⁾を用いて診断アルゴリズム (周波数別得点法、ファジー理論の逆演算法、ニューラルネットワーク、及び流れ図法) により異常原因を推定する診断方法の開発を進めてきたが、この方法では、症状が非常に似通っている異常原因どうしの判別は難しく、場合によっては起こっていない異常原因を上位に診断してしまう可能性があった。

本報告では、これら従来の診断方法に代わって、一次危険速度で無次元化された原因をグループ分けした。運転速度に対する評価パラメータを速度領域ごとに定めて診断範囲を設け、それぞれの範囲において適切な診断の流れ図法を作成し、周波数分析結果の回転数成分と異常原因を表す最も特徴的な周波数成分を診断因子として診断する方法を提案する。

2. 異常原因の分類

従来の手法、すなわち運転速度に関係なく周波数分析結果から特徴を抽出した症状ベクトルと因果マトリクス⁽²⁾を用いて診断アルゴリズムにより異常原因を推定する診断方法の欠点として、例えば非対称軸とクラック軸のように非常に良く似た周波数成分が現われる異常原因が存在する場合、周波数分析結果だけでは一つの診断結果に絞るのが困難である。そこで現われる症状が似た異常原因をグループとしてまとめ、診断結果もグループとして表示することとした。従来の診断方法では例えば実際に起こっている異常原因が非対称軸の場合、回転数成分の二倍成分が特徴的に現われるが、同じような成分を持つクラック軸であると診断してしまう可能性があった。しかしグループとして非対称軸とクラック軸を同時に診断結果を表示すれば、症状の似た異常原因の可能性を残すことができる。こうして因果マトリクスの異常原因を特徴ごとにまとめグループに分類した表をTable1に示す。

表の上項から、回転数成分が特徴的なグループ、回転数の二倍成分が特徴的なグループ、ロータの一次固有振動数成分が特徴的なグループ、高周波成分が特徴的なグループ、低周波成分が特徴的なグループ、及び $0.5f_n$ 成分 (f_n : 回転数同期周波数成分) が特徴的なグループで構成されている。最終的には、このグループに対して、精密診断により原因を絞り込むことにより、原因を正確に判断する。

Table1. Classification of abnormal

cause	異常原因	主要な振動成分
1.	アンバランス	回転数成分 (f_n)
2.	ロータの欠損	f_n
3.	ミスアライメント	f_n
4.	危険速度との共振	$f_n = f_c$ (危険速度成分)
5.	ギヤの精度不足、損傷	$f_n \times$ ギヤの歯数 (Z_g)
6.	ロータクラック	$2f_n, 3f_n$
7.	非対称軸	$2f_n$
8.	内部減衰ホワール	f_c
9.	スチーム・ホワール シール・ホワール	f_c
10.	オイル・ウィップ	f_c
11.	キャビテーション	高周波
12.	羽根振動	$f_n \times$ 翼の数 (Z)
13.	シール部の接触* ¹ (熱曲がりによる)	f_n (位相が経時的に変化)
*1: 接触部が局部過熱されて軸が一時的に曲がりアンバランスが発生		
14.	ドラフトコア	低周波 (主に $1/4 f_n \sim 1/3 f_n$)
15.	サージング* ²	低周波
*2: 流量が一定値以下になると力学的に不安定となり圧力が周期的に変動を起こす現象		
16.	オイルホワール	$0.5 f_n$

2.1 異常振動発生範囲の決定方法

異常原因によってはロータが運転する回転速度によって症状の現われ方に違いを生ずるものが存在する。ここでは、取り扱う異常原因を文献調査などから回転速度による違いをまとめ、その結果をもとに診断範囲を幾つかに分け、適切な診断範囲を決定する。

2.1.1 非対称軸^{(3) (4)}

水平に置かれた軸は円板の自重により曲がる。断面が真円である軸では自重によるたわみは下向きに一定の値であり、系の線形性のゆえに軸の曲げ振動がこれに加わる。このため静的に考えただけでも軸のたわみ曲線は重力によって回転の2倍の振動数で励振されることになる。

2.1.2 クラック^{(4) (5) (6)}

軸にクラックが存在すると水平に置かれた回転軸は非対称軸となり、垂直・水平方向の軸剛性に違いが出るため、クラックのない軸の固有振動数より低い危険速度が存在し、クラックの大きい時には軸の一次危険速度の1/2や1/3において共振現象が生じ、2/3付近においては不安定現象も生ずる可能性がある。非対称軸・クラックの特徴として現われるのは回転数の二倍の振動成分であるが、その現われ方には運転速度の範囲によって違いがあったり、また実際のロータでは正常状態であっても必ず回転数の二倍の振動成分は存在するために違いがはっきりとしないことがある。そこで非対称軸・クラックについて簡易数学モデルを作り、回転数による振動周波数成分の変化を数値解析から捉えることにより、回転数の二倍の振動成分が特徴的に現われる範囲を見つけ、発生範囲を決定した結果、 $0.4 \leq \omega/\omega_n \leq 0.6$ の範囲を1つの異常振動発生範囲と定めた。

2.1.3 危険速度の共振⁽⁷⁾

危険速度の共振は、ロータの回転速度がロータの固有振動数と一致すると非常に大きな振動を起こす極めて危険な異常現象である。しかし実際は、固有振動数に一致しなくとも固有振動数近傍では大きな振動となるので、ある範囲内に回転速度があればそれは危険速度の共振範囲とした。範囲決定にあたっては、自由度ばね・質量・減衰系の一次共振曲線より振幅倍率Mが4以上となる範囲を危険速度の共振範囲と決定した。Fig.1に1自由度系の共振曲線を示す。

減衰比 $\zeta=0.05$ での振幅倍率 $M=4$ となる ω/ω_n は0.88と1.12となり、従って、 $0.88 \leq f_n/f_c \leq 1.12$ の範囲を危険速度の共振範囲とした。

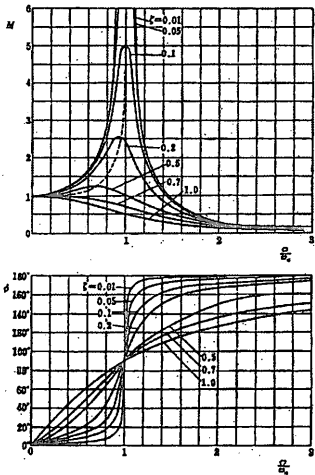


Fig.1 Resonance curve of damping model (1DOF)

2.1.4 オイルウィップ^{(4) (8) (9)}

この異常原因は変位または変形に伴ってロータ自らが加振力を作り出し、回転速度とは異なる軸系の固有振動数で大きな振れまわりに成長してゆく自励振動である。要因は滑り軸受中の軸変位と、油膜の復元力の方向とが一致しないことによる振れまわりのトルクの発生である。主な特徴は、

- ①振動数は一次の危険速度
- ②一次の危険速度より高速で発生
(一次危険速度の二倍以上)
- ③振れまわり方向は回転方向と同一方向
の項目が挙げられる。

2.1.5 オイルホワール^{(4) (8)}

オイルウィップ発生前にロータが回転周波数の1/2の速度で小さな振れまわり振動を発生する現象であり、特徴は回転速度に比例して振動数が変化することである。オイルウィップ、オイルホワールの発生過程をFig.2に示す。

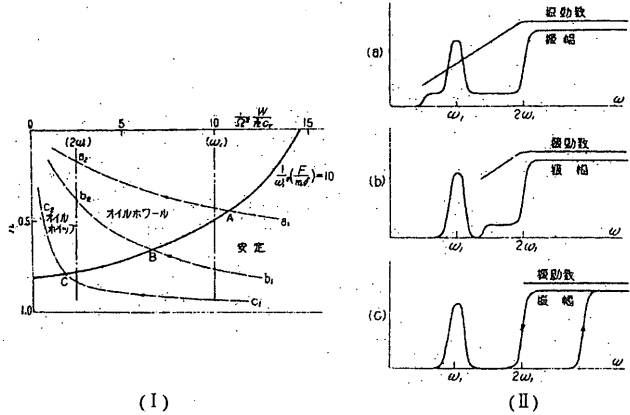


Fig.2 Process of OIL WHIRL

以上のことから異常振動発生可能範囲をまとめるとTable2のようになる。ここで、異常原因：非対称軸・クラック、危険速度との共振、オイルウィップに注目して、本論文で述べる診断法ではTable3で示す6つの範囲に場合分けして診断の流れを考えた。

Table2. Range of an abnormal cause

(原因)の項目		発生範囲		1/3区分	
原因	発生範囲	発生範囲	発生範囲	発生範囲	発生範囲
アンバランス	なし	発生範囲	発生範囲	発生範囲	発生範囲
ロータの歪み	なし	発生範囲	発生範囲	発生範囲	発生範囲
非対称軸・クラック	発生範囲	発生範囲	発生範囲	発生範囲	発生範囲
危険速度との共振	発生範囲	発生範囲	発生範囲	発生範囲	発生範囲
オイルウィップ	発生範囲	発生範囲	発生範囲	発生範囲	発生範囲
オイルホワール	発生範囲	発生範囲	発生範囲	発生範囲	発生範囲
その他	発生範囲	発生範囲	発生範囲	発生範囲	発生範囲

Table3. Diagnosis range of diagnosis method

$f_n/f_c < 0.4$	
$0.4 \leq f_n/f_c \leq 0.6$	非対称軸・クラックの特性より
$0.6 < f_n/f_c \leq 0.88$	
$0.88 < f_n/f_c < 1.12$	危険速度との共振範囲
$1.12 \leq f_n/f_c < 2.0$	
$2.0 \leq f_n/f_c$	自励振動 (オイルウィップ 区別)

3. 診断方法

運転速度に対する評価パラメータを用いた診断法では、実データである周波数分析結果の回転数成分の振幅値と、回転数成分以外の異常を表す特徴的な周波数成分の振幅値を比較することで診断を行う。診断の基本的な流れをFig.3に示

す。周波数分析結果からピークを認識する方法は、症状ベクトル作成で使用するピークの程度の数値化を利用する。実際にはピークの程度 R_i が 3.5 以上になればピークが発生しているものと見なし、それらのピークのうち、最大振幅値のピークに対する振幅値の比が 0.1 よりも小さいピークはカットする。そして周波数分析結果で最大のピークが回転数成分であれば二番目のピーク周波数成分を特徴的な周波数成分とし、また最大のピークが回転数成分以外の場合、この周波数成分を特徴的な周波数成分と見なす。同時にこの時、回転数成分の振幅値を A_n 、特徴的な周波数成分の振幅値を A^* としている。

診断では、 A^* の周波数成分が $2f_n \cdot f_n / 2 \cdot$ 高周波・低周波・ $f_n Z_g$ のいずれの成分であるかを調査し、それぞれにおいて設定された振幅比の基準値と比較することで異常原因を同定する。なお、診断で用いる振幅値は実データである周波数分析結果の値を利用し、異常原因の同定で用いる基準値は論文、 v_Base や実験結果から定めることとする。さらに異常原因同定で用いる基準値は、6 つの診断範囲それぞれにおいて設定した値を使用する。

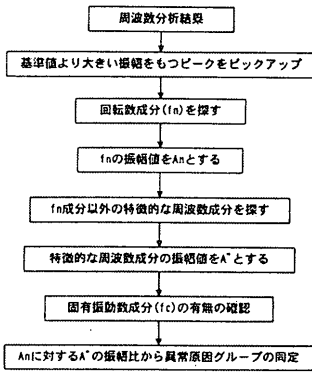


Fig.3 Fundamental flow of diagnosis

4. 診断結果、及び考察

従来開発してきたアルゴリズムを用いた診断システムと、本論文で提案する診断法を用いて異常診断を行い、診断結果の考察を行う。

4-1. 実験装置の概要

Fig.4 に示す実験装置を用いて異常診断実験を行った。実験装置において、その軸振動を渦電流式非接触振動センサにより垂直、水平方向から同時に計測した。計測データ収集・解析システムの概要を Fig.5 に示す。

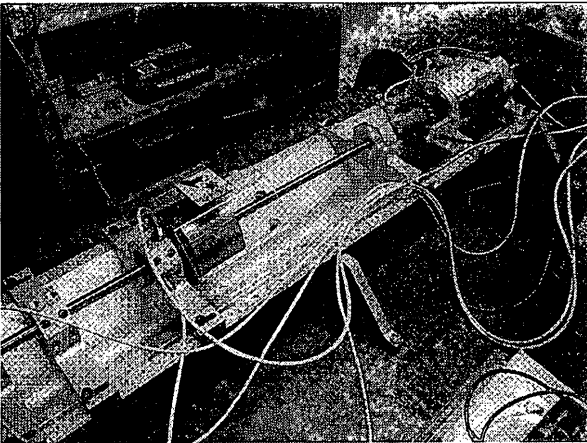


Fig.4 Overview of MODEL ROTOR KIT

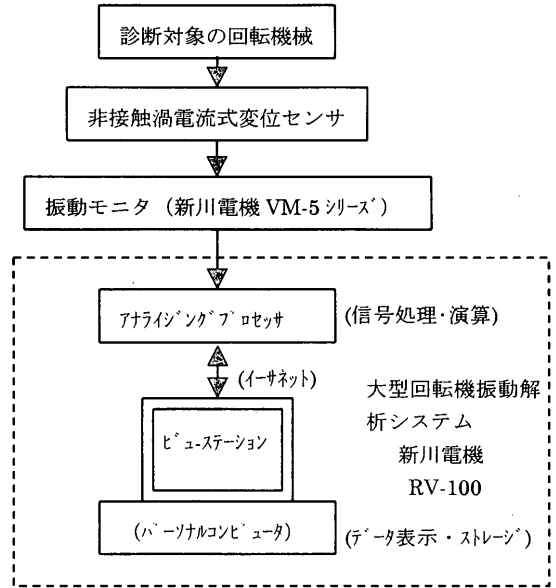


Fig.5 Outline of analysis system

4-2. 結果の比較

ここでは、従来の 4 つのアルゴリズム (周波数得点法、ファジー理論の逆演算法、ニューラルネットワークを用いた診断、流れ図法) を用いて診断した結果と、本論文で提案する診断結果とを比較する。

ただし、ファジー理論の逆演算法、ニューラルネットワークでは診断結果の最大値が 1.0 にならずその数値の絶対値が非常に小さな値となる場合がある。この場合、各アルゴリズムによる診断結果の最大値を 1.0 とするように正規化を行った。また流れ図法については、その診断結果が ± 1.0 という範囲であるので、総合評価された診断結果への各診断結果の重みを均等にして診断結果の値の幅を均等に 1.0 とするため ± 0.5 の範囲に正規化する。

最終的には式(1)により 4 つの診断アルゴリズムの正規化された診断結果を合計して正規化したものを出力し、その出力結果を総合評価とし比較する。

- K_m : 周波数別得点法の診断結果
- K_f : ファジー理論の逆演算法の診断結果
- K_n : ニューラルネットワークの診断結果
- K_d : 流れ図法の診断結果
- K : 総合評価された最終的な診断結果

- \tilde{K}_m : 周波数別得点法の診断結果の最大値
- \tilde{K}_f : ファジー理論の逆演算法の診断結果の最大値
- \tilde{K}_n : ニューラルネットワークの診断結果の最大値
- \tilde{K}_d : 流れ図法の診断結果の絶対値の最大値

$$K = \frac{K_m}{\tilde{K}_m} + \frac{K_f}{\tilde{K}_f} + \frac{K_n}{\tilde{K}_n} + \frac{K_d}{\tilde{K}_d} \quad (1)$$

Table4. Comparison as a result of the diagnosis of unbalance

<div> <div>偏重心: 7.69[μ]</div> <div>曲げ一次固有振動数 $f_c=23.67\text{Hz}$ (1420rpm)</div> </div>												
回転数 [rpm]	325	500	625	731	779	810	879	939	1050	1210	1300	1389
f_n/f_c	0.229	0.352	0.44	0.514	0.549	0.57	0.62	0.662	0.739	0.852	0.915	0.979
周波数別得点法	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
フジ逆演算法	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
ニューラルネットワーク	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
流れ図法	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
総合評価	△	○	○	○	△	△	○	○	○	○	○	○
新しい診断方法	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●

回転数 [rpm]	1552	1558	1618	1721	1817	1919	2191	2391	2610	2860	3109	3368
f_n/f_c	1.092	1.12	1.141	1.211	1.282	1.352	1.542	1.663	1.838	2.014	2.19	2.373
周波数別得点法	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
フジ逆演算法	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
ニューラルネットワーク	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
流れ図法	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○	○
総合評価	△	○	○	○	△	○	○	○	○	○	○	○
新しい診断方法	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●	●

ただし、それぞれの診断において○は1位に診断されたことを表す。
また△は総合評価で2位に診断されたことを、●は2.3節で述べた診断法で異常原因が提示されたことを表す。

4-2-1. アンバランス

Fig.4に示す実験装置において、アンバランスおもり 0.5g (偏重心 9.08 μm) を付与して、回転数を 668rpm から 6534rpm まで変化させて実験を行った。結果を Table4 に示す。4つの診断アルゴリズムを用いて総合評価した結果より、今回提案する運転速度に対する診断法の方が正しく診断する範囲が大きいことがわかる。非常に良好な結果と言える。

4-2-2. 接触

Fig.4に示す実験装置において、ディスクと軸受の中間部分に垂直方向から金属の棒を接触させ、ディスク近傍の軸変位を垂直・水平の2方向から計測し、回転数を変化させて実験を行った。ロータの一次固有振動数に対する回転数成分の比が 2.0 を超えるあたりから回転数成分の 1/2 倍成分が現われた。診断の結果、本方式の方が広い速度範囲で対象とする異常原因を診断できていることが確認された。

4-2-3. オイルホワール・オイルウィップ

Fig.4に示す実験装置 (固有振動数 $f_c=49.67\text{Hz}$) において、片側の軸受をすべり軸受に変更し (変更後 $f_c=53\text{Hz}$)、オイルホワールの状態を発生させ、回転数を変更して軸近傍の軸変位を垂直、水平から計測した。

周波数分析結果では、回転数 3500rpm 付近で回転数の 1/2 倍成分が顕著に現われ始めてオイルホワールが起こり、回転数 6500rpm 付近からオイルウィップに達した。どちらの診断法で行った結果も異常原因の特徴である振動成分が明確に発生していたために良好な診断結果が得られた。

4-2-4. 非対称軸

軸に非対称部分を設けて、回転数を 651rpm から 3976rpm の間で、5種類の異なった非対称度で行った。

非対称軸の特徴である重力による影響が最も大きい $0.4 < f_n/f_c < 0.6$ 付近で回転数の二倍成分が大きくなり、両診断法とも非対称軸の診断結果が得られた。また、本診断法では一時危険速度付近でも、ばね定数の非対称性より不安定になるため非対称軸の診断結果が得られた。上記以外の範囲においても、正常状態と見なせる振動データを判別の基準値として設定すれば診断範囲は広がるものと考えられる。

4-2-5. クラック軸

ここでは、軸に切り欠きを設け、切り欠き部と同寸法の部材をはめ込み一方の側面を接着しないことで模擬的なクラックとした。

回転数を 900rpm から 3900rpm の間で変化させ実験を行

った。運転速度に対する評価パラメータを用いた診断法では、異常原因であるクラックが正しく表示される範囲が広がっていることが確認された。クラック表示されていない範囲においても、非対称軸と同様に正常状態と見なせる振動データ判別の基準値として設定すれば、診断範囲は広がるものと考えられる。

5. 結言

本研究では、0と1の二値で表す症状ベクトルの作成方法、および流れ図法においてそれぞれの異常原因で必ず発生する周波数成分や発生条件である異常振動の起こる運転速度範囲について再診断を行う方法、ならびに異常原因によってはロータの回転速度によって症状の現れ方に違いがでることを考慮した新しい診断方法を提案し、システムを構築した。新しい診断方法に関し、実験データを用いてシステムの検証を行った結果、従来の方式よりも診断可能な範囲が広がった。

参考文献

- 1) 白木万博ほか、回転機器の振動によるヘルスマニタリングシステム、三菱重工技報 18-6(1981)
- 2) 佐藤一男ほか、設備診断・予知保全実用辞典第二巻(1989) フジテクノシステム編
- 3) R.Gash, 回転体の力学 第9章, (1978), 森北出版
- 4) 神吉博, 回転機械の振動・騒音: その原因と対策・解析・調査・診断, 経営開発センタ, (1978)
- 5) 豊田利夫, 設備診断のための信号処理の進め方, 日本プラントメンテナンス協会
- 6) 岩田佳雄ほか3名, 模擬クラックを有する回転軸の振動, 機論, 54-503, (1989)
- 7) 中川憲治ほか, 工業振動学, 森北出版 (1986)
- 8) 森美朗, すべり軸受のオイルウィップ, 日本潤滑学会, 潤滑 13-6, (1968)
- 9) 神吉博, 振動と対策, 流体機械ハンドブック, (1998)