大形回転機械軸系の振動診断法*

藤 澤 二 三 夫^{*1}Vibration Diagnosis Methods for Shaft System
of Large Rotating Machines

Fumio FUJISAWA

Key Words: Rotary Machinery, Vibration of Rotating Body, Flexible Rotor, Diagnostics, Critical Speed, Information Processing and Signal Analysis, Measurement and Control

1. 結 言

各種の装置、設備には、多かれ少なかれ回転機械が使用されている。しかも重要な役割を果たす回転機械が多く、それらの安全運転を確保するために、設計、製作、運転管理にわたって細心の配慮がなされている。それにもかかわらず、予期しない原因のために種々のトラブルが経験されている^{(1)~(6)}。回転機械のトラブルの中には、機械内部の異常が、振動という外的症状として現れてくるものが少なくない。したがって、回転機械の診断にとっては、振動が有力な情報の一つとなっており、精密な診断を可能とするための研究、開発が盛んに行われている^{(7)~(18)}。

本稿では、予防保全、保守合理化に資することを目的として、大形回転機械中の弾性ロータ軸系に対する振動診断法の現状を展望する。通常の回転機械装置は駆動機と被駆動機を結合した構成であり、図1に示すように多軸受・多スパンロータ系を形成する。このような回転軸系の振動診断には、各ジャーナル部に配置した振動センサの検出データがよりどころになる。回転軸系の振動診断にとって必要とされる項目は、異常判別、現象判別、要因判別、および位置標定の4項目である。本稿ではこれらについて、回転機械の因果現象をもとに、振動診断を行う手法の調査結果を系統的に述べる。

2. 異常判別法

2.1 異常判別法の分類 人体の診断に際しては、

最初に体温を測定し、体温の高低により疾患の軽重を平熱(37.0°C以下)、微熱(37.0~37.5°C、軽熱(37.5~38.0°C)、中等熱(38.0~39.0°C)および高熱(39.0°C以上)であるかを判別している⁽¹⁹⁾。これと同様に回転軸系の振動診断にとっても、まず初めに正常(健全)であるか、それとも異常(病気)であるかを判定する異常判別が必要である。振動による異常判別に

図1 回転機械軸系の振動

図2 しきい値(規準値)の定め方による異常判別法

* 平成5年3月10日 東海支部第42期総会・講演会において講演，原稿受付 平成5年7月30日。

^{*1} 正員，岐阜大学工学部 (〒501-11 岐阜市柳戸1-1)。

は振動のオーバオール振幅または周波数成分を用い、しきい値(限定値, 基準値)との大小比較によって正常, 異常を識別するのが通例である。

異常判別を行うには, 人体疾患の軽重判別と同様に判別の根拠となるしきい値(規範となる基準または判定レベル)が必要である。異常判定のしきい値の種類によって, 図2に示すような3とおりの方法に分類することができる。第1の方法は一定のしきい値を用いる固定規範方式[図2(a)]であり, 回転機械の種類, 大きさ, 速度などによって定められているISO, JIS, VDIなどの振動に関する基準値が⁽²⁰⁾しきい値として用いられる。第2の方式はしきい値を運転状態に合わせて変化させるプレイバック規範方式[図2(b)]である。この方式では, 記憶させておいた過去の健全時における振動を基準としたり, あるいは速度ごとに定められた振動基準値がしきい値となる。第3の方法は, 診断システムの中にシミュレータを内蔵させ, 回転機械が健全である場合のシミュレーションによる振動値と実際値とを比較するモデル規範方式[図2(c)]である。

視点を変えると, 異常判別法は用いる振動データの種類によって次の4方法に分類することができる。

- 異常判別法
- ①振動振幅による異常判別
 - ②振動振幅の変化率による異常判別
 - ③振動の周波数成分による異常判別
 - ④振動振幅と周波数成分による異常判別

上記4種類の異常判別法のそれぞれについての特徴的な概要を以下に示す。

2.2 振動振幅による異常判別法 本判別法は, 実際のオーバオール振幅をあらかじめ設定したしきい

(a) 振幅限界値の設定パターン

(b) 弾性ロータの回転速度-振幅特性

図3 異常判別のための振幅限界値

値(制限値)以下であるか, あるいはしきい値以上かによって正常, 異常を判別する手法である⁽²¹⁾。本方法はほかの方法に比較して最も基本的かつ簡便であり, 回転機械の監視および診断に広く採用されている。この場合に用いられるしきい値としては, ISO2732, ISO 2373, ISO 3945に示されている振動許容値をあげることができる。

図3(a)は, 振動振幅のしきい値(限界値)を高低2段階に定め, 低限界値を警報発令値, 高限界値を運転停止指令値とした例である⁽²²⁾。二つのしきい値を設けることにより, 回転軸系の健全性を正常, 注意(警報)および危険(運転停止)の3段階に区別することができる。回転軸系が弾性ロータの場合は, 図3(b)に示したように危険速度で振動振幅がピークを呈する。そのために本例においてはこのような弾性ロータの速度-振動特性を考慮し, 回転速度に応じて異なるしきい値を設定している。

2.3 振動振幅の変化率による異常判別法 振幅変化率としては, 対時変化率と対回転速度変化率とがある。対時変化率は振幅の時間微分値であり, 回転機械を一定速度で運転している場合の異常検出に適している。実際の振幅がしきい値以下であっても, 回転機械の内部には小さいながらも異常原因が発生していることがある。このような場合, 対時変化率に着目すれば異常の早期発見が可能である。これに対して, 対回転速度変化率は振幅の速度微分値であり, この変化率は回転機械の昇速あるいは降速などの変速過程における異常判別に適している。ただし, これらの振幅変化率に着目する方法は, 性質上2.2節の判別法と併用されるのが通例である。

図4は, 振幅と振幅変化率の両パラメータを用いて, 正常と異常を領域によって識別するように作成された判別グラフの一例である⁽²³⁾。異常領域は注意と危険の2領域にわけられ, それぞれの判別後に警報発令と緊急停止のアクションが続く。

図4 振幅と振幅変化率による異常判別

2・4 振動の周波数成分による異常判別法 回転機械に異常振動が発生した場合には、分数調波振動あるいは高調波振動がオーバーオール振動中に含まれることが多い。図5に示した判別法は、このような異常現象の特徴に着目した判別法である⁽²⁴⁾。この判別法は、周波数分析を行うことが前提であり、オーバーオール振幅の中に正常でない周波数成分が高比率を占める場合に異常と判定する方法である。回転周波数成分のみが過大であるという異常振動もあるために、本判別法に加えて2・2節の判別法に頼ることが必要である。

このほかに各周波数成分ごとにしきい値を設け、きめ細かく判別する方法をとっている例もある⁽²⁵⁾。

2・5 振幅と周波数成分による異常判別法 本判別法は前述した、2・2節と2・4節の方法を組合せた異常判別法である。この判別法は、診断情報が振幅と周波数成分の2種類となるために、単に正常と異常を区別するだけでなく、異常現象の大別が可能である。

本判別法を採用した振動監視装置の開発事例⁽²⁶⁾を

図5 振動の周波数成分比による異常判別法(H=HIGH, R=ROTATIONAL, L=LOW)

図6 平均周波数、実効値(RMS値)を用いる振動監視装置

図7 平均周波数、実効値を利用した振動監視装置のCRT表示画面

図6および図7によって紹介する。図6はブロック図であり、振動信号 $f(t)$ のRMS値と平均周波数を求め、その結果をCRT表示装置上に表すことを示している。ここで、平均周波数 ν とは振動信号の中に含まれる周波数成分の振幅で重み付けをした周波数の平均値である。図7はCRT表示装置の振幅-周波数座標であり、この画面上にマークされるスポットの位置で異常が一目りょう然とわかるようになっている。この場合の水平軸 x は回転周波数で正規化された平均周波数であり、垂直軸 y は振幅のRMS値である。本装置はアナログ的に演算を実行しているが、コンピュータによるデジタル処理も容易であり、コンピュータ利用の診断システムにおける常時監視機能として有用であると考えられる。

3. 現象判別法

3・1 現象判別の基礎、手法 振動診断の起点は正常/異常を識別する異常判別であるが、それに続いて必要とされる診断は現象判別すなわち振動現象の種類判定である。振動現象の種類は多岐にわたるが、現象判別はその種類を弁別・判定する診断である。体温によって人体疾患の軽重を診断することは周知のとおりであるが、熱形と称する体温の変化パターンを観察すれば、ある程度の疾患の鑑別(病名判定)が可能とされている⁽²⁷⁾。振動の現象判別を人体の診断になぞらえると、患者の体温変化から病名を判定する鑑別に相当するものである。

表1 異常振動の原因と特徴

No.	現象	原因	振動の特徴	
			振動振幅・位相の変化	振動波形
1	不つりあい振動	・アライメントの変化 ・ロータの曲がり ・ロータの経年曲り		
		・回転部材の欠損 ・カップリングのずれ		
2	オイルホイップ 液体ホイップ	・すべり軸受の油膜力 ・水封等隔離部の流体力		
3	内部摩擦によるふれまわり (ヒステリシスホイップ)	・摩擦等のはめあい部スリップ ・ロータ材料の内部摩擦		
4	乾性摩擦によるふれまわり (フリクションホイップ)	・回転部と静止部との接触時の乾性摩擦		
5	スチームホール	・蒸気発生部の円周的不均等による蒸気力不平衡 ・ラビリンスシール通過の寸法不適		
6	分数調波振動	・軸受部ガタ、ゆるみ ・軸受のはめあい部の異物進入 ・軸受部のすり不良 ・ミスアライメントによるこじれ		

A: 振幅, f : 周波数, f_w : 回転の周波数, f_0 : 軸系の固有振動数

みを取りだして示したものである。

3.3 デシジョン・テーブルによる現象判別法

多種類にわたる異常振動の周波数成分を克明に調査し、各異常振動ごとに含まれている振動周波数の成分分布の関係をマトリックスに表したのが現象判別のためのデシジョン・テーブルである。デシジョン・テーブルによる現象判別は、実際に発生した異常振動の特徴に合致する現象をデシジョン・テーブルの中から探し出すことである。

表2はデシジョン・テーブルの一例である⁽³¹⁾。表中には、多くの回転機械に関するデータを集約した結果から得られた各周波数成分の Percentage Possibility が表示されており、これを検索・判定の重み関数として利用することも可能である。

デシジョン・ツリー法またはデシジョン・テーブル法のいずれにしても、振動周波数以外の診断情報をつけ加えることにより、さらに精度の高い現象判別が可能になると考える。

4. 要因判別法

本章においては、不釣り合い振動の原因を判別する不釣り合い要因判別法について述べる。不釣り合い振動は回転周波数成分が卓越している振動現象であるが、不釣り合いを発生する要因は複数にわたる。異常な不釣り合いを発生する要因としては、次の4要因があげられる。

- (a) 釣合せ不良による残留不釣り合い
- (b) 回転体を構成する部材の欠落（欠損）
- (c) 熱的不平衡による回転体の曲り（熱曲り）
- (d) 回転体と静止部との接触（ラビング）

これらの要因による不釣り合い振動は、周波数分析ではいずれも回転周波数成分が卓越しているという共通の情報が得られるだけであるから、周波数分析結果のみから不釣り合い要因を判別することはできない。しかしながら、上記要因ごとの不釣り合い振動ベクトル（回

転周波数成分のベクトル）に着目すれば、それぞれに特徴のある対時変化を呈するので、この不釣り合い振動ベクトルの対時変化の特徴から不釣り合い要因の判別を可能にした報告がなされている⁽³²⁾。図10は、不釣り合い要因ごとに不釣り合い振動成分のベクトルの先端軌跡を時間 t_0 から t_e までの時間経過に従って示したものである。図10中の矢印は、ある定められた時間間隔における影響ベクトルを表している。残留不釣り合いの場合における振動ベクトルはほぼ一定しており、影響ベクトルの動きは図10(a)のように点線丸印で示した狭い範囲にとどまる。欠損の場合には、図10(b)に示したように欠損発生直後から短時間のうちに影響ベクトルは t_0 の領域から t_e の領域へ大きく移動し、その前後では残留不釣り合いの場合と同様にほぼ一定している。熱曲り発生時の振動ベクトルは、図10(c)に示すように位相はほぼ一定であり、振幅のみが変化するのが特徴である。ラビング振動は摩擦熱による一種の熱曲り振動であるが、接触位置が時々刻々変化するために、振動ベクトルは図10(d)に示すように振幅と位相の両方が変化する。

図10に示したような不釣り合い要因ごとの振動ベクトルの対時変化に着目して、ジャーナル振動のみから不釣り合い要因を判別するコンピュータ用のソフトウェアが作成されている⁽³²⁾。

5. 位置標定法

異常の原因が回転軸系のどの部分に発生したかを判定する位置標定（部位識別）も振動診断にとっては欠かせない。異常発生可能性がある回転軸系の要素は軸受と回転体である。軸受到起因する異常については、一般に異常を生じた軸受に対応するジャーナルの振動がほかのジャーナルの振動に比較して大きい。すなわ

表2 デシジョン・テーブル

原因	振動数成分									
	0 1/RF 1.0	0.4 1/RF 0.5	0.5 1/RF 1.0	RF 回転成分	2RF	nRF	1/2 RF	1/4 RF	1/n RF	高周波
初期不つりあい	—	—	—	90	5	5	—	—	—	—
ロータの永久的曲り又は部材欠落	—	—	—	90	5	5	—	—	—	—
ロータの一時的曲り	—	—	—	90	5	5	—	—	—	—
軸受損傷	—	20	—	40	20	—	—	—	—	20
カップリング精度不良又は損傷	10	20	10	20	30	10	—	—	—	—
軸系危険速度	—	—	—	100	—	—	—	—	—	—
オイルホウエル オイルホイップ	—	100	—	—	—	—	—	—	—	—
分数調波共振	—	—	—	—	—	—	—	100	—	—

図10 不釣り合い要因による振動ベクトルの対時変化

表 3 不釣り合い位置と振動応答モードの関係

	左方部 A	中央部 B	右方部 C
不釣り合いの位置
1次振動モード
2次振動モード
3次振動モード

ち、ジャーナル振幅の大小に関する情報から多軸受系の中の異常軸受を容易に標定することができる。回転体自体に発生する異常としては、不釣り合いおよびクラックなどがあげられる。クラックの位置標定については AE の応用が適切であろうと考える。軸受スパン内に発生する不釣り合いの位置をジャーナル振動のみから標定する方法が報告されている⁽³³⁾⁽³⁴⁾。以下、この位置標定法について述べる。

この不釣り合い位置標定法は、回転体を軸方向に仮想 3 分割し、左方部 A、中央部 B、右方部 C のいずれに不釣り合いが発生したかを決定する 3 位置標定法である。この位置標法の原理は、不釣り合い発生位置によって回転体の振動応答モードが異なることに着目し、振動応答モードから逆に不釣り合いの軸方向位置を決定する考え方である。

表 3 に不釣り合い発生位置 A、B、C ごとの 1 次、2 次および 3 次危険度の振動応答モードを示した。表 3 によれば、ジャーナルの振動応答は不釣り合いの発生位置によって明りょうに異なるために、測定したジャーナルの振動応答が表 3 中のいずれに相当するかを検索すれば、不釣り合いの発生位置を識別することができる。表 3 の振動応答モードをもとに、不釣り合いの発生位置をコンピュータで自動標定するためのアルゴリズムが導かれ⁽³³⁾⁽³⁴⁾、その妥当性が実証されている⁽³³⁾。

6. 結 言

本稿においては、弾性ロータからなる大形回転機械軸系をとりあげ、その振動診断に関する基本的な手法についての調査結果を診断項目ごとに因果現象に関連づけて記述した。診断に用いる計測データとしては、フィールドにおける計測の諸事情からジャーナル振動のみに限定されるのが普通であるが、因果現象を明確

に把握しておくことにより、ジャーナル振動だけでも異常判別現象判別、不釣り合い要因判別および不釣り合い位置標定などのかなり幅広い振動診断が可能になっているようである。測定データとして回転機械ごとに固有の物理量、例えば、温度、圧力、電流、電圧などの情報を加味することにより、さらに診断の高精度化と診断内容の充実が可能になるであろう。最近では、大規模で複雑なプラントを対象に知識工学応用の診断システムの研究開発が各方向で盛んに行われており、回転機械の振動診断技術についてもこれらとともにますますの発展が期待される。

文 献

- (1) 小堀, 火力発電, 18-2(1977), 185.
- (2) 白木, 機誌, 75-639(1972), 507.
- (3) 小堀, 機誌, 77-667(1974), 658.
- (4) 大田原・久野, 機講論, No. 760-8(1976-6), 15.
- (5) 渡辺・ほか 4 名, 日立評論, 59-12(1977), 977.
- (6) 藤澤・ほか 2 名, 異常診断・設備診断技術総合資料集, (1989), 704, 経営開発センター.
- (7) Adrisson, K., *Electrical Review*, (8 Feb. 1980).
- (8) Moon, J., *Diesel & Gas Turbine Progress World wide* (1978-3).
- (9) Price, M. M., *Hydrcarbon Processing*, 56-12(1976), 85.
- (10) Hauck, L. T., *Mech. Engr.*, 97-7(1975-7).
- (11) Bulzo, C., *ASME Paper*, No. 76-Pet-11 (1976), 1.
- (12) Harker, R. G., *ASME Paper*, No. 76-Pet-13 (1976-9), 1.
- (13) Eubanks, C. A., *Mech. Des.*, (1980-1).
- (14) Jackson, C., *Hydrcarbon Processing*, (1976-4), 171.
- (15) 太田, 機誌, 83-744(1980), 1357.
- (16) 太田・ほか 4 名, 機論, 53-490, C(1987), 1160.
- (17) 太田・水谷, 機論, 53-490, C(1987), 1172.
- (18) 石田・山本・広川, 機論, 58-551, C(1992), 2032.
- (19) 名尾, 実地内科新書(下巻), (1964), 915, 鳳鳴堂.
- (20) 鷺沢, ターボ機械, 14-5(1986), 286.
- (21) 佐藤・ほか 5 名, 機講論, No. 790-1(1979-2), 61.
- (22) 藤澤, 機械の研究, 39-6(1987), 689.
- (23) 振動・騒音研究会, 回転機械の振動・騒音, (1978), 428, 経営開発センター出版部.
- (24) 栗原・ほか 4 名, *JAACE*, 第 24 回システムと制御研究発表会, (1980), 39.
- (25) 白木・ほか 7 名, 三菱重工技報, 18-6(1981), 1-8.
- (26) Izumi, S., ほか 2 名, *J. Nucl. Sci. Technol.*, 16-6(1979), 441.
- (27) 名尾, 実地内科新書(下巻), (1964), 915-916, 丸善.
- (28) 大森・佐藤, プラントエンジニア, 12-4(1980), 17.
- (29) 渡辺・ほか 4 名, 日立評論, 59-12(1980), 977.
- (30) 藤澤・ほか 4 名, 火力原子力発電, 39-2(1988), 129.
- (31) Shore, J. S., *ASME Petroleum Mech. Eng. Conf.*, (1968-9), Dallas.
- (32) 佐藤・藤澤・大森, 機論, 50-449, C(1984), 106.
- (33) 藤澤・ほか 3 名, 非破壊検査, 37-5(1988), 403.
- (34) Shiohata, K., Fujisawa, F. and Sato, K., *Trans. ASME. J. Mech. Des.*, 104(1982), 290.