【基調講演】

回転機械の振動問題と解析技術

Problem and Analysis Technology on Vibration of Turbomachinery

○正 金子 康智 (三菱重工)

Yasutomo KANEKO, Mitsubishi Heavy Industries, Ltd., 2-1-1 Shinhama Arai-cho Takasago, Hyogo

Recently, the turbomachinery with large capacity such as gas turbine and steam turbine has been used under severe conditions of high loading and high temperature. Therefore, the vibration problem becomes easy to occur on the turbomachinery. In order to develop the turbomachinery with high reliability, it is indispensable to exactly predict the vibration characteristics of the blade, the shaft and other elements at the design, and to prevent the harmful vibration. This paper explains the vibration phenomenon of the turbomachinery, and the latest technology on the vibration analysis applied in the design of the turbomachinery such as gas turbine, steam turbine, and so on.

Key Words : Turbomachinery, Vibration of Rotating Body, Blade, Flexible Rotor

1. まえがき

近年、ガスタービンや蒸気タービンなどの回転機械では大容量化や高速化が進められており、エネルギー密度の増加に伴い、振動問題も顕在化しつつある。このため、信頼性の高い回転機械を開発するためには、発生する振動を設計段階で予測し、適切な振動防止策を採ることがますます重要になってきている。

回転機械の振動は、図1に示すように、軸や軸受部で発生する振動(軸振動)、翼やインペラーで発生する振動(翼振動)、その他の要素(燃焼器やバルブなど)で発生する振動に大別できる。さらにこれらの振動は、加振力の種類や振動現象などから分類することができるが、それぞれの振動事象は相互に複雑に関連している。また、回転機械の振動に関する研究の歴史は古く、現象が解明できている振動もあるが、未だに研究段階の振動も多い。

本稿では、回転機械に発生する主要な振動の事象とその解析法を、最近の話題を中心にして概説する。

図1 回転機械に発生する振動

2. ロータの振動問題と解析技術⁽¹⁾⁽²⁾

2.1 ロータに発生する強制振動

回転機械に発生する軸振動は、図2のように分類できる。強制振動は、外力により発生する振動であり、ロータに作用する外力は下記の5種類に大別できる。

- (1) ロータの回転によって発生する加振力(アンバランス、軸曲がりなどによる加振力)
- (2) 機械的な加振力(歯車や外部の機械から発生する加振力)
- (3) 電氣的な加振力(モータや発電機による加振力)
- (4) 流体的な加振力(圧縮機の旋回失速やサーgingなどによる加振力)

(5) その他(地震などによる加振力)

アンバランスによる振動は、回転機械を設計する上で最も基本になる振動であり、解析技術はすでに確立されている。但し、最近のガスタービンや蒸気タービンなどの大型回転機械では、高速化・軽量化に伴い、ロータを支持する基礎やケーシングの剛性が相対的に低下しているため、回転側のロータと静止側(支持部やケーシングなど)を連成させた振動解析が不可欠になりつつある。図3に、蒸気タービンロータの連成振動解析モデルの例を示す。ケーシングや支持部との連成振動解析では、FEM(有限要素法)を適用し、静止側を詳細にモデル化して解析することが多い。また、連成モデルを直接解析すると計算機の負荷が高くなるため、部分構造合成法なども適用されている。適切な連成

図2 回転機械のロータに発生する振動

図3 蒸気タービンロータの連成振動解析モデル

振動解析モデルを作成するためには力学的考察に基づく多くのノウハウが必要であり、単純に詳細なモデルを作成して解析しても、有用な解を得ることは難しい。但し、一旦モデル化手法を確立しておけば、類似機種への展開は容易であり、静止部までを含めた振動強度設計に非常に有効な情報を得ることができる。連成振動解析の精度は、①ロータ部、②軸受部、③静止部のモデル化の精度で決まるが、ロータ部や軸受部のモデル化手法は確立されており、静止部のモデル化が解析精度向上のポイントになる。このため、車室や軸受台の加振試験を実施し、車室の固有振動数や軸受台の動剛性などが計測値と解析値とで一致することを検証することが必要である。図4は、大型蒸気タービンの加振試験の状況である。

流体的な加振力による振動は、圧縮機で生じる先回失速セルとの共振、ガスタービンで生じる燃焼振動との共振、高圧蒸気タービンで生じる調速段の部分挿入時のランダム加振力による振動などがその例である。通常これらの振動は、軸系の1次モードの振動として現れるが、異常な外乱が原因で顕在化する場合が多い。従って、異常な外乱を除去、または低減すればこの種の軸振動問題は解決することが多い。また、流体的外乱による軸振動低減のためには、軸系の減衰を増加させておくことが有効である。流体機械では流体加振力により非常に多くの種類の振動が発生するが、これらの加振力を解析的に予測することは現時点では困難であり、実績をベースに評価することが多い。

電氣的な加振力は、回転機械を駆動するモータや回転機械に結合した発電機から発生する加振力であり、モータのリップトルクなどがその例である。制御系を含む軸系では、軸系全体の減衰が小さくなり、わずかな外乱で不安定振動を引き起こすことがある。

図5は、モータ駆動の遠心圧縮機において、歯車を介した低速軸と高速軸の曲げねじり連成振動(約14Hz)の不安定振動が発生した例である⁽³⁾。機械系と電気系を連成させた解析モデル(図6)を使用して不安定振動発生メカニズムを検討した結果、曲げねじり連成振動の減衰が低下していることが不安定振動の原因であることが判明した。このため対策として制御系のパラメータを調整し、曲げねじり連成振動に対して適切な減衰を与えた結果、不安定振動は消滅した。最近の軸系の設計では、図6に示すような機械系と電気系の連成モデルを使用して、軸系の応答解析や安定性解析を行うようにしている。

図4 大型蒸気タービンの加振試験状況

図5 遠心圧縮機で発生した不安定振動

図6 電気系と機械系の連成振動解析モデル

2.2 ロータに発生する不安定振動

(1) オイルホイップ

オイルホイップとは、すべり軸受の油膜の作用により発生する軸系の自励振動であり、油膜の連成ばね定数が異符号となる軸受で発生する。オイルホイップが発生すると、軸受の損傷や軸自体の破損に至る場合があるので、軸系の設計時にはその防止に十分な注意を払う必要がある。

オイルホイップは、図7に示すようにつぎのような特徴を示す。

- ① 軸系の固有振動数の2倍以上の回転速度で発生する。いったん発生すると回転数を下げない限り振動が持続することが多い。
- ② オイルホイップ発生時の振動数は、軸系の最低次の固有振動数である。
- ③ 発生、消滅は突発的であり、発生回転数と消滅回転数の間にはヒステリシスがある。

図7 典型的なオイルホイップの事象

最近の軸設計では、THL(Thermo-hydrodynamic lubrication)理論により軸受の動特性(ばね定数、減衰定数)を求め、これを使用して軸系全体の安定性を判定するようにしている。オイルホイップを防止するためには、最高使用回転数が軸系の最低次固有振動数の2倍以下になるように軸の剛性を増加すれば良いが、大型の回転機械ではこの対策は実現困難な場合が多く、安定な軸受を採用して軸系の安定化を図るようにしている。一般にタービンに採用されている軸受では、真円軸受、楕円軸受、多円弧軸受、ティルティングパッド軸受の順に安定になる。

(2) スティームホワール⁽⁴⁾

スティームホワールは高圧蒸気タービンロータに発生する自励振動であり、タービン翼先端のもれ変化により生じるトルク励振力(図8、Alford ForceやThomas forceと呼ばれる)やラビリンスシールなどにより生じるシール励振力が原因で、軸系の1次モードの振動が発生する。トルク励振力は負荷に比例し、シール励振力も圧力やもれ流速、スワール速度などに依存するので、スティームホワールは負荷上昇と共に発生しやすくなる。また、高圧タービンでは蒸気の部分挿入を行うことが多く、部分挿入にともなう軸受荷重(軸受動特性)の変化や流体の外乱の発生などがこの現象をさらに複雑にしている。

高圧蒸気タービンロータでは、流体的外乱、接触、スティームホワールなどにより発生する軸系1次モードの非同期振動(定格回転数より低い周波数で発生する振動)を何れも低周波振動(Subsynchronous vibration)と呼ぶことが多い。従来、これらの振動は混同されていたが、最近、実験技術の進歩により、流体的外乱や接触による強制振動と自励振動(スティームホワール)を区別できるようになってきている。

設計時には、図9に示すような軸系モデルに、THL解析やCFD解析などから求めた軸受の動特性、シール励振力、トルク励振力などを組み込み、軸系全体の安定性解析をすることにより、不安定振動が発生しないことを確認している。スティームホワール防止対策としては、スワールブレーカの採用、バルブシーケンスの変更、調速段のステップアップの最適化、スクイズフィルムダンパ軸受の採用などが有効である。

図10は、スティームホワールを発生していた高圧蒸気タービンロータにスクイズフィルムダンパ軸受を適用することにより、軸系全体の減衰を向上させ、スティームホ

図8 トルク励振力の発生メカニズム

ワールを防止した例である⁽⁵⁾。本機は定格出力450MWであるが、負荷が300MWを越えると低周波振動が発生するため、これより高負荷の運転ができなかった。このため、解析や運転中加振試験を実施した結果、原因はスティームホワールであることが明確になり、減衰を向上させるためにスクイズフィルムダンパ軸受を採用することにした。図10に示すように、スクイズフィルムダンパ軸受を採用後は、定格負荷まで低周波振動の発生は無く、問題なく運転できるようになった。

図9 蒸気タービンロータの不安定振動解析モデル

スクイズフィルムダンパ軸受け

図10 運転中加振試験による高圧タービン1次モードの減衰比計測結果

3. 翼・インペラーの振動問題と解析技術⁽⁶⁾⁽⁷⁾

3.1 翼・インペラーに発生する強制振動

ターボ機械の翼やインペラーに作用する加振力には、作動流体の周方向の不均一に起因するもの、軸などを介して機械的に伝達されるものなど種々の加振力があり、これらの加振力により生じる振動は、図11のように分類できる。このうち、翼の振動強度設計において必ず検討する必要がある加振力は、車室の非対称性などに起因して発生する低次のハーモニック加振力と、動翼と静翼との干渉によって生じる翼列干渉力である。これらの加振力により生じる翼振動は、翼構造により異なるので、翼構造に応じた解析、評価をする必要がある。

図11 回転機械の翼・インペラーに発生する振動

(1) 偏流により生じる振動

蒸気タービンやガスタービンの最終段動翼では、車室の周方向の非対称性(水平継ぎ手面、抽気孔、ステイバー、排気室形状、車室のオーバル変形など)に起因して発生する低次のハーモニック加振力が問題になることが多い。これらの励振源(偏流)は、静止側に固定しており、動翼はこの偏流の中を通過していくため、動翼には回転数の整数倍の周波数を持つ加振力(ハーモニック加振力)が常時作用する。従って、図12のキャンベル線図に示すように、加振力の周波数(キャンベル線図上の斜めのライン)と翼の固有振動数が一致すると翼は共振状態になり、大きな振動応力が発生する。

車室の非対称性に起因する低次のハーモニック加振力は、一般に奇数ハーモニックより偶数ハーモニックの方が大きく、ハーモニック次数が大きくなるほど加振力は小さくなるが、その発生メカニズムは複雑であり、最新のCFD(Computational Fluid Dynamics)技術を駆使しても解析的に予測することは困難である。このため、ハーモニック加振力については、類似機のモデル試験や実機フィールド試験の結果をベースにして、加振力の大きさを予測することが多い。

ターボ機械では偏流による加振力を完全に無くすことは困難であり、一般には、使用回転数の範囲内では低次のハーモニック加振力との共振を回避し、高次のハーモニック加振力とは共振しても安全なように翼を設計するようにしている。

(2) 翼列干渉力による振動

多段のターボ機械では、前置静翼から生じるウェーク(周期的な速度変動)の中を動翼が通過していくため、動翼には「前置静翼枚数×回転数」を基本周波数とする加振力(ノズルウェーク加振力)が作用する。また、後置静翼が形成する圧力場の中を動翼は通過していくため、動翼には「後置静翼枚数×回転数」を基本周波数とする加振力(ポテ

ンシヤル干渉力)も作用する。翼列干渉力は、これらのノズルウェーク加振力やポテンシヤル干渉力の総称であり、通常は非常に大きな明瞭な加振力になる。

動翼に作用する翼列干渉力のうち、直前の静翼後流の影響によって生じるノズルウェーク加振力や直後の静翼の圧力場との干渉によって生じるポテンシヤル干渉力については、最近のCFD技術により実用的な精度で予測できるようになっている。事業用ガスタービンでは、タービンの上流段動翼や圧縮機の動静翼でこれらの翼列干渉による共振応答が問題になることが多く、設計段階でCFDと3次元有限要素法を利用して、最適な動静翼枚数比や軸方向隙間比が検討されている。

図13は、CFDと3次元有限要素法を利用して翼列干渉力により発生する翼の共振応力を評価する手順を示している。図14は、タービン動静翼の翼列干渉力の解析に使用したCFDモデルであり、図15は共振応力の解析結果と計測結果を比較した例である。実用的な精度で翼列干渉力による共振応力を予測できることが示されている⁽⁸⁾。

タービンの動静翼で特に問題になるノズルウェーク加振力には、動静翼間距離、動静翼枚数比、静翼の流出マッハ数、無次元振動数など多くのパラメータが影響するが、ノズルウェークとの共振応力を低減するためには、一般には、ノズル枚数を増やしてファインピッチノズルにし、ウェークを小さくすると共に、動静翼間距離を増加するなどの対策が有効である。ノズル枚数を増加すれば加振力の周波数も上昇し、より高次のモードと共振するようになるため、動翼への有効外力も低減することができる。

最近では、上半ケーシングと下半ケーシングの静翼枚数をわずかに変更した非対称配置静翼を採用し、ノズルウェーク加振力を低減させる技術も適用されている。図16は、過給機タービンについて非対称配置静翼の振動応力低減効果を検証した例であり、解析から予測される通り、共振応力は対称配置静翼を採用した場合と比較して、約30%低減できることが示されている⁽⁹⁾。

図12 偏流により発生する翼振動

図13 翼列干渉力との共振応力解析手順

図14 非定常3D CFDの解析格子例 (産業用ガスタービン)

図15 ノズルウェーク共振応力の解析値と計測値の比較

図16 非対称配置静翼の振動応力低減効果
(過給機タービン)

CFD と FEM を利用して翼列干渉力との共振応力を予測する技術は、最近では、幅流翼(インペラー)の設計にも応用されている。

3.2 翼・インペラーに発生する不安定振動

(1) フラッタ

低負荷・低真空運転時の蒸気タービン最終段動翼には失速フラッタが、高負荷運転時のガスタービンや

蒸気タービンの動静翼には非失速フラッタが発生することがあり、翼振動強度設計の重要な検討項目になっている。フラッタ発生の有無は、翼振動数、振動モード、翼間位相差、マッハ数、翼材料と作動流体の密度比、流れの迎角、翼形状、コード長など多くのパラメータに支配されるため、機種により種々のフラッタパラメータが提案されているが、通常の翼設計では、次式で定義される無次元振動数 k で評価することが多い。

$$k = \frac{C\omega}{V} \quad (1)$$

ここで、 C は翼の代表断面のコード長、 ω は翼の固有振動数、 V は流速である。フラッタの発生限界(限界無次元振動数)については、翼構造や振動モード毎に経験的に規定されている。一方、最近の翼設計では、上記のようなフラッタパラメータによる評価に加え、CFD 解析により詳細に安定性(空力減衰)を評価することも行われている。

翼列フラッタでは一般に節直径モードが励起され、翼列上の全ての翼は同一振幅、かつ一定の翼間位相差で振動する。すなわち、翼列には回転方向と同方向に節直径が移動するモード(進行波)や逆方向に移動するモード(後退波)が励起される可能性があり、系全体の減衰が負になるモードの中で減衰が最小のモードでフラッタに突入する。このような翼列フラッタについては、周期対称境界を利用することにより、1 セグメント分だけの自由度を利用して安定性を解析することが出来る。

図 17 は、蒸気タービン最終段静翼の空力減衰の解析例である。この解析では、剛性の異なる 3 種類の静翼(無次元振動数の値が $A < B < C$)について負荷運転中の空力減衰を計算している。何れの翼も特定の翼間位相差の時に空力減衰が負になり、無次元振動数が小さい翼ほどその絶対値が大きいことが示されている。系全体の減衰は、材料減衰、構造減衰、空力減衰から構成されており、系全体の減衰が負になればフラッタが発生する⁽⁶⁾。

フラッタは典型的な自励振動であり、これを防止するためには、無次元振動数の増加や構造減衰の増加が有効である。

図17 蒸気タービン静翼の空力減衰解析例

3.3 翼・インペラー振動の防止

ガスタービンの上流段動翼は、高温・高負荷・高遠心応力場で運転され、翼列干渉力以外に燃焼器に起因する加振力を受けるため、振動強度上、最も厳しい。このため、振動応力の低減を目的として、隣接翼のプラットフォーム間にダンパピースを挿入し、積極的に摩擦減衰を利用するダンパ翼を採用することが多い。また、ガスタービンや蒸気タービンの最終段動翼は、遠心応力が大きく振動強度が厳しくなるため、回転中の翼のねじり戻り変形を利用して隣接するシュラウドをコンタクトさせ、摩擦減衰を付加するダンパ翼(シュラウド翼)が採用されている。

このようなダンパ翼の振動強度設計においては、摩擦現象を伴うダンパ翼の振動特性を解析的に予測し、最適なダンパ形状を決定しなければならない。しかしながら、摩擦現象を伴うダンパ翼の応答を時刻歴応答で直接解析すると非常に煩雑になり、計算コストも膨大になる。このため、部分構造合成法とハーモニックバランス法を利用して、ダンパ翼の減衰特性を解析する方法が翼設計に採用されている。この方法では、ダンパ部(非線形部分)とダンパ以外の部分(線形部分)を別々に解析し、両者の結果を合成して非線形周波数応答解析を行う。

図 18 は、蒸気タービンの最終段動翼に使用されているシュラウド翼の典型的な減衰特性を示している⁽¹⁰⁾。加振力が小さい領域ではダンパ部(シュラウドやスタブ)は完全にスティックしているため振動数は高く、減衰は小さい。加振力が大きくなるとダンパ部のスリップが大きくなり、減衰が増加する。さらに加振力が大きくなると、ダンパ部は完全にスリップするようになるため振動数は低下し、減衰は小さくなる。最適な減衰特性は両者の中間状態にあり、運転中に最適な減衰特性が得られるように、ダンパ形状を決める。すなわち、シュラウド翼では、隣接シュラウド間の摩擦力は、遠心力による翼のねじりモーメント、隣接シュラウド間の初期ギャップ(またはプリツイスト量)、シュラウド角などで決まるため、これらを調整して最適な減衰特性を与える。

図18 蒸気タービンシュラウド翼の減衰特性解析例

ガスタービンの上流段動翼に採用されるプラットフォーム間にダンパピースを挿入するダンパ翼も、図 18 と類似の振動特性を示す。ダンパ翼の採用は、部分負荷運転時のランダム振動応力の低減やフラッタ防止にも有効である。

4. その他の要素の振動

回転機械の振動には、前節で紹介した軸振動や翼振動以外にも、ガスタービンの燃焼振動、蒸気加減弁の自励振動、各種シールの自励振動など非常に多くの振動がある。

ガスタービンの燃焼振動は、燃焼器内の圧力変動、速度変動、発熱率変動がフィードバックすることにより発生する自励振動であり、一旦発生すると燃焼器だけでなく周辺の機器の損傷原因になり得るため、運転中に発生を抑制または回避することが不可欠である。事業用ガスタービンでは、タービン入り口温度 1500℃級のガスタービンが主流になりつつあり、燃焼器には低 NOx 化を狙った希薄予混合燃焼方式が広く採用されている。希薄予混合燃焼方式では、あらかじめ空気と混合した燃料を燃焼させるため、NOx を低減させることができるが、燃焼振動が発生し易くなる。このため、ガスタービンの信頼性を向上させるためには燃焼振動の予測・防止技術が重要である。図 19 は、ガスタービンの燃焼振動を低減させる目的で燃焼器に取り付けられる音響ライナを示す。音響ライナは、燃焼器の周囲に設けられた帯状の空間であり、内周(燃焼器側)には多数の孔が開けられている。燃焼振動発生時には、燃焼ガスの音響エネルギーがこの孔を通過する際に熱エネルギーに変換されることを利用して燃焼振動を低減させる。従って、音響ライナでは、高周波数領域(1000Hz から 5000Hz)の燃焼振動を低減させることができる。

一方、図 20 は、低周波数領域(70Hz から 100Hz)の燃焼振動を低減させるための音響ダンパである。音響ダンパは一種のヘルムホルツ共鳴器であり、低減できる燃焼振動の周波数範囲を広げるため、入り口側に発泡金属を挿入している。音響ライナや音響ダンパを組み合わせることにより、低周波数領域から高周波数領域までの燃焼振動を低減させることが出来る⁽¹¹⁾。

蒸気加減弁の自励振動や各種シールの自励振動は、隙間部を流体が高速で流れるときに発生することが多い。最近では、CFD と FEM を利用した連成解析により、これらの自励振動の予測も可能になりつつある。

図19 ガスタービン燃焼器の音響ライナ

図20 ガスタービン燃焼器の音響ダンパ

5. あとがき

回転機械で発生する振動問題と解析法を概説した。計算機能力の飛躍的な向上や優れた解析ソフトの出現により、従来は不可能であった連成振動問題の解析や超大型モデルによる振動解析が可能になり、回転機械の設計に適用されるようになってきた。しかしながら、いまだに解析的に予測できない振動現象も多く、今後の地道な研究が必要である。今後、振動予測技術を向上させ、信頼性の高い回転機械を設計していくためには、非線形部分のモデル化手法や非定常流体力の予測手法などには、さらなる改良が必要と思われる。また、振動解析法とともに振動計測法を改良して未知の現象を一つ一つ解明し、設計クライテリアに反映していくことが重要である。さらに、個々の要素技術だけでなく、品質工学を適用したロバスト設計技術やQCD(Quality Cost Delivery)全体の最適化技術などの応用が、今後ますます重要になってくるとと思われる。

参考文献

- (1) 神吉, 機械の研究, 第 56 巻第 6 号, pp.630-636(2004)
- (2) 神吉, ターボ機械協会第 51 回セミナー資料, pp.15-20(2000)
- (3) Kita, et al., Proceedings of the 36th Turbomachinery Symposium, pp.31-37(2007)
- (4) 神吉・谷辻, 機論 C, 72 巻 724 号, pp.3711-3718(2006)
- (5) Kanki, et al., ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power, Vol.120, pp.391-396.
- (6) 金子, 機講論 No.074-1, pp.6-11(2007)
- (7) 金子, ターボ機械, 第 36 巻第 2 号, pp.82-90(2008)
- (8) Kaneko et al., Proceeding of the IGTC 2007 Tokyo, pp.1-6(2007)
- (9) 金子・他, 機論 C, 72 巻 720 号, pp.2366-2372(2006)
- (10) Kaneko et al., JSME Journals, J. of System Design and Dynamics, Vol.2, No.1, pp.311-322(2008)
- (11) Tanimura et al., ASME GT2008-50819, pp.1-9(2008)