UDC 621.313.1:534.6:512.8

最近の回転機における振動・騒音・剛性解析技術

*1西本 晴保(にしもと はるやす) *1新野 文達(にいの ふみさと) *2藤井 章(ふじい あきら) *2瑞慶覧朝政(ずけらん ちょうせい)

1 まえがき

省資源，省エネルギー，省力化という世界的すう勢から，回転機に対するニーズも高特性，高信頼性，メンテナンスフリーとその要求性能が多様化している。また，回転機のライフサイクルも短く，従来以上に開発能力と開発期間の短縮が必要になってきた。このような多様化に対処し，短期間で信頼性の高い製品を開発し生産するため，設計面では要求性能を迅速かつ高精度で定量的に予測できる解析技術が必要である。とりわけ回転機においては，振動・騒音に関する要求が厳しく，また小形軽量化も求められている。

富士電機では，回転機の振動・剛性解析に有限要素法を利用してから既に二十余年の歴史を有し，プログラム開発はもとより，その利用技術も着実に進歩している。有限要素法による振動応答解析結果の精度は，適切な境界条件を考慮したモデル化と減衰定数などの物理定数の設定に左右され，これらの減衰定数は理論的に算出することは現時点では困難であることが多い。そこで，これらの点を補てんするため実験的モード解析法を有限要素法と並用し，振動・剛性解析の精度向上に役立てている。

一方，回転機の騒音低減，特に電磁騒音の低減にあたっては従来の音圧レベル計測では不十分で，音響パワーが正確に実測でき，かつ音源が探査できる新計測技術が必要である。

近年，2マイクロホン方式による音響インテンシティ解析法が暗騒音の影響をほとんど受けずに音響パワーの測定が可能で，音の流れの可視化ができるため脚光をあびている。富士電機ではいちはやくこの解析法の有効性に着目し，騒音低減の補助手段として利用してきた。

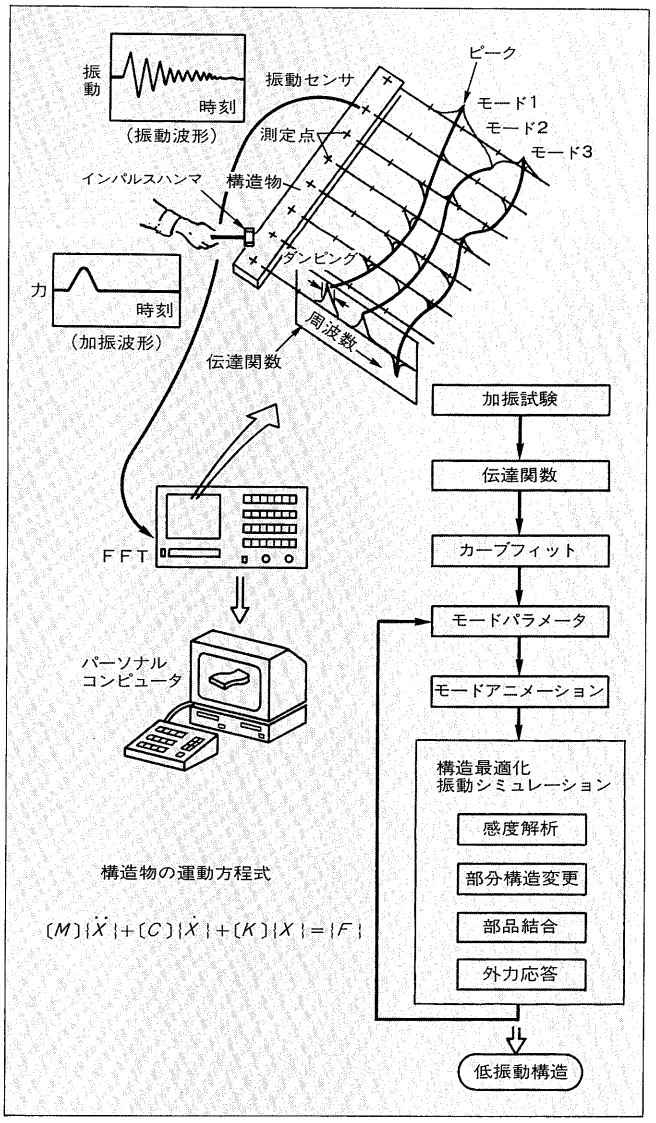
2 振動・騒音解析

2.1 実験的モード解析

実験的モード解析は構造物をインパルスハンマ又は加振器で加振し，構造物の動特性を解析する方法である。**図1**に示すように構造物の加振波形と振動波形をFFT（高速フーリエ変換装置）で分析し，伝達関数を求め，コンピュータに転送する。

コンピュータでカーブフィットと呼ばれる数学的手段を用いて固有振動数，減衰係数，振動モードのほかにモード等価質量，モード等価剛性などのモードパラメータといわれる値を計算する。また，モードパラメータと測定点の座標データを関連づけて振動状態をアニメーションとして表示する。

図1 実験的モード解析



一般に構造物の振動特性は**図1**の式に示すように，質量 M，減衰 C，剛性 K によって決定される。

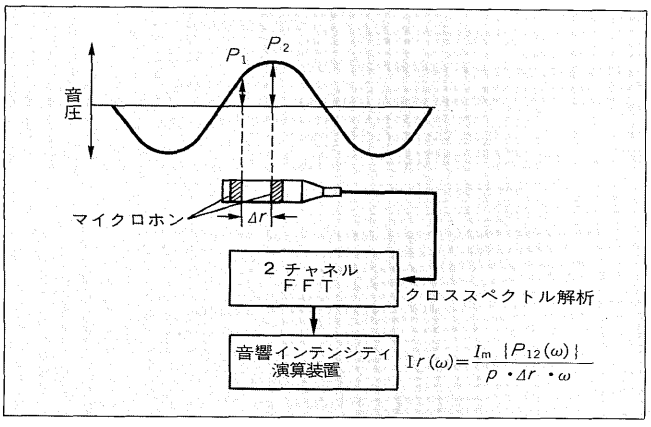
実験的モード解析ではこれらの物理量に相当するモードパラメータが求まっているので，構造を一部変更（質量，減衰，剛性の変更）した場合の振動特性の予測や外力が作用した場合の振動振幅の予測などが短時間にできるという特徴があり，実験的モード解析法を設計の補助手段として活用している。

2.2 音響インテンシティ解析

音響インテンシティ解析法は**図2**のように近接した2個

*1(株)富士電機総合研究所 製造技術研究所 *2鈴鹿工場 回転機設計部

図2　音響インテンシティの計測原理



のマイクロホンから音圧データを同時にサンプリングし，クロススペクトルを計算することにより音の強さを求める方法である。

この解析法は音の強さだけでなく，方向が把握できるので，従来の１個のマイクロホンによる音圧計測法と比べて暗騒音の影響を受けにくく，音の流れが可視化できる特徴がある。

以上の二つの解析技術の特徴を，実施例を通じて紹介する。

3　回転機への適用例

3.1　冷却ファン

図3は回転機に使用される冷却ファンの構造図を示し，このファンを用いて実験的モード解析を行った。

従来の高速フーリエ変換器（FFT）を用いた振動実測では周波数分析により**図4**に示すような固有振動数は簡単に実測できるが，振動状態を示す振動モードを求めることはかなり困難さを伴う。

実験的モード解析によれば個々の固有振動数はもちろんのこと，これに対応する振動状態が**図5**のようにアニメーションで示される。

したがって，アニメーションから曲げ振動や，ねじりの振動の振動挙動が簡単に短時間で把握できる。

また，構造物の強いところや弱いところも識別が可能である。

図3　冷却ファンの構造

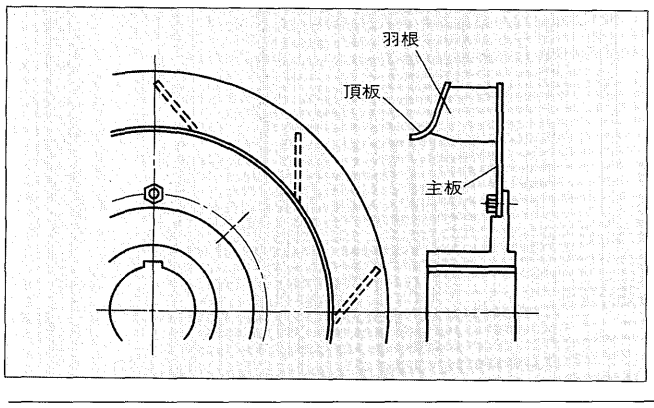


図4　冷却ファンの振動周波数分析結果

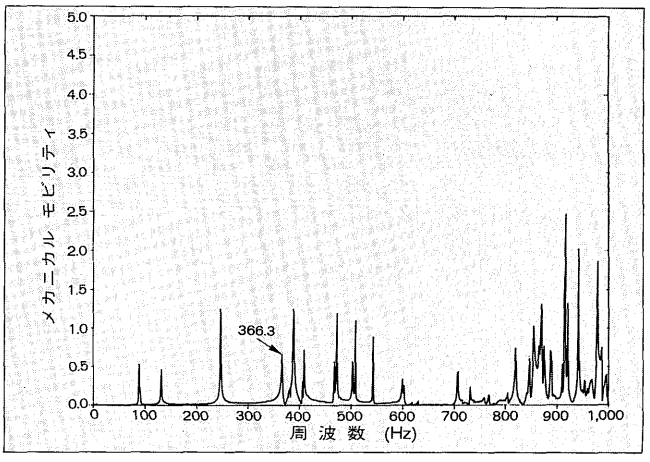
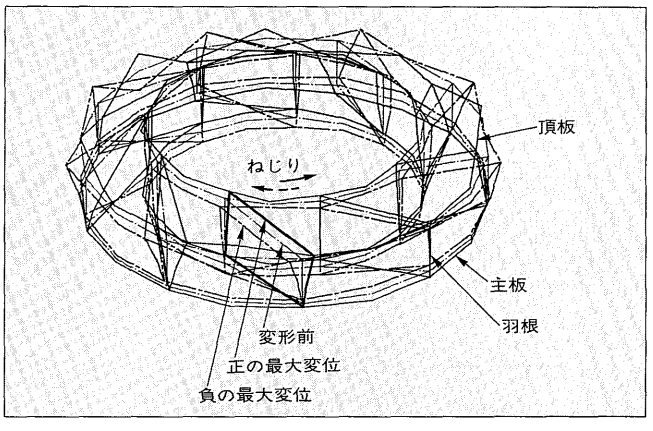


図5　冷却ファンのモード解析結果（固有振動数366.3Hz）



実験的モード解析法は有限要素法に比べて解析コストが廉価で，かつ短時間で解析結果が得られるので，中・小形回転機のような量産機の設計補助手段として，大変有効な解析法である。

3.2　固定子鉄心

近年，居住環境や労働環境の改善のため回転機の低騒音化が従来以上に要求されるようになった。

回転機の騒音は通風騒音，機械騒音，電磁騒音などに大別される。通風騒音，機械騒音に関しては技術的解明が行われ，現在では各社とも電磁騒音の発生機構の究明と低減法の確立に主力が注がれている。

電磁騒音は固定子鉄心と回転子鉄心の歯部で発生する電磁加振力が固定子鉄心や回転子を伝搬し，フレームを励振するために発生する。この伝搬経路には固定子鉄心のように薄い鉄心板の積層構造や鉄心とフレームのようなはめあい部があり，有限要素法などによる振動解析の精度が不十分である要因となっている。

電磁騒音の予測精度を向上させるためには，積層構造物である固定子鉄心のヤング率や減衰効果などを把握することが大切である。富士電機では，一連の実測をもとにこれらの物理量を決定し，有限要素法の解析に適用している。その解析例を**図6**及び**表1**に示す。これらの図や表に示すように振動モード，固有振動数ともよく一致している。

図6　315kW誘導電動機固定子鉄心振動モード（$n=3$）

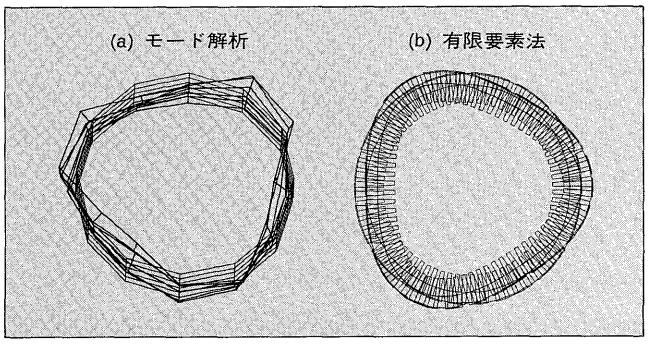


表1　315kW誘導電動機固定子鉄心の振動特性

節直径数 n		2	3	4	5	6
固有振動数（Hz）	解析値（有限要素法）	172	479	792	1,238	1,670
	実測値（モード解析）	167	451	834	1,303	1,816
相対誤差率（%）		−3.0	−6.2	5.0	4.9	8.0

3.3　横軸電動機

3.3.1　シールドにおける固有振動数予測例

シールドは回転子の重量を支え，運転中の励振力を受ける重要な部品である。また電動機の最低次の振動はシールド部が軸方向に変形する振動モードの場合が多い。

したがって，電動機の振動を低減するためには，シールドの軸方向の剛性が最適な範囲となる構造とする必要がある。

横軸電動機のシールド構造を決めるため，**表2**に示す4種類の補強配置と振動挙動についてモード解析手法を用いて検証を行った。(a)構造のシールドを製作し固有振動数，振動モードなどを実測し，この実測データを用いて(b)〜(d)構造の固有振動数，振動モードの予測を行った。

その結果，**表2**に示すように(c)，(d)構造の方が従来構造(b)より固有振動数が約10%高いことが予測された。引き続き，(b)，(c)，(d)を製作し，これらの構造の固有振動数，モードを実測した結果，予測値と実測値は十分な精度で一致した。この結果に基づいて，横軸電動機では従来構造(b)より部材が少なく，かつ作業性のよい(c)構造を全面的に採用している。

3.3.2　横軸電動機

大形回転機の場合，試作機を製作し，振動特性を把握することがコスト上困難な場合が多い。したがって，モデルによる振動特性の実測が必要となる。前項のシールド(c)をフレームに搭載した縮尺モデルの振動挙動を**表3**の(a)に示す。

縮尺モデルの構造変更前の一次の固有振動数は118Hzで，この一次の固有振動数を目標値の180Hzまで向上させる最適部材の配置法について実験的モード解析法を用いて検討した。**表3**の(a)に示すように構造変更前の一次の振動モードは固定子鉄心部においてはほとんど変形せず，フレーム箱体部分が軸方向に変形する振動モードである。

表2　シールドの振動特性

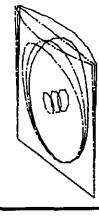
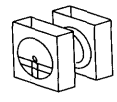
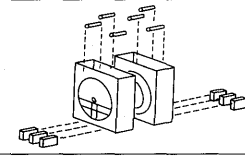
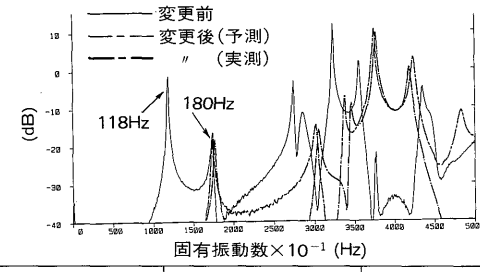
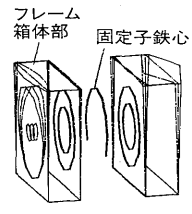
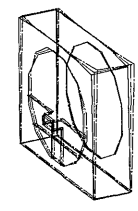
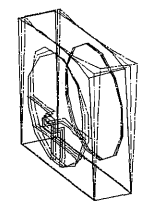
構造		基本形(a)	(b)	(c)	(d)
		無補強	放射状補強	鳥居形補強	格子形補強
固有振動数（Hz）	実測値	118.2	——	——	——
	予測値	——	126	138	135
	実測値	——	121.0	129.9	133.9
振動モード	実測値				

表3　構造変更後の振動特性の予測

	(a)　構造変更前	(b)　構造変更後	
構造			
固有振動数			
一次振動モード	実　測	予　測	実　測
			

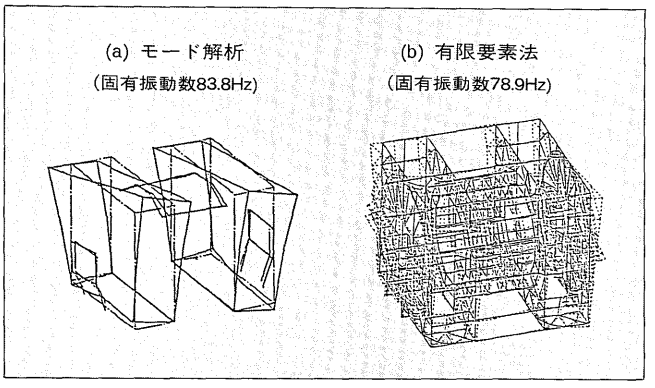
この点に着目し，必要最小限の部材を用いて箱体の軸方向剛性を向上させる部材配置法についてシミュレーションを行った。

その結果，**表3**(b)の構造欄に示すように，箱体上部と下部にそれぞれ3個の部材を追加するだけで一次の固有振動数が目標値に達することが明らかになった。

部材追加後の固有振動数と箱体の振動モードに関する予測値と実測値は非常によく一致し，これにより今後はモード解析法を用いて部分構造変更に対する振動挙動予測が十分実用化される見通しを得た。

モデルで検証された種々の新構造を採用した4,000kW，4極の横軸誘導電動機を試作し，実験的モード解析を行った。

図 7　横軸電動機の振動特性



その結果を**図 7** (a)に示すが，電動機単体の最低次の固有振動数は83.8Hz で予測値とよく一致し，モデルから実機の振動特性の把握が可能になった。

有限要素法を用いて図面データから試作機の振動挙動を検討した結果を**図 7** (b)に示す。両者はよく一致している。

3.4　バルブ形チューブラ水車発電機

超低落差水力エネルギーの有効利用のためバルブ形チューブラ水車発電機が注目され，より経済的に運転するため大形化の傾向がある。

チューブラ形水車発電機の構造を**図 8** に示す。この水車発電機は重量が580t でステーベーン，ケーシング支えなどで支持されるため，振動特性はこれらの支持剛性によって支配される。したがって，バルブ形チューブラ水車発電機の設計においては支持剛性の最適化が非常に重要である。

本例では同形機における実験的モード解析結果から支持剛性を決め，有限要素法による振動解析を行った。

その結果を**表 4** に示す。解析値と実測値は十分な精度で一致している。

また，バルブ形チューブラ水車発電機では水力的励振力に対する検討が必要である。特に，負荷遮断時の励振力に対する各点の振動振幅の予測が重要である。**図 9** は負荷遮断時のチューブラ水車発電機各点の圧力を外力とし，実験的モード解析により励振力に対する振動応答を予測した例であるが実測値とよく一致しており，今後はこの結果をもとに負荷遮断時の外力応答予測が可能になった。

また，チューブラ水車発電機のような重量構造物に対しても，実験的モード解析法が適用できることが明らかになった。

図 8　バルブ形チューブラ水車発電機の構造

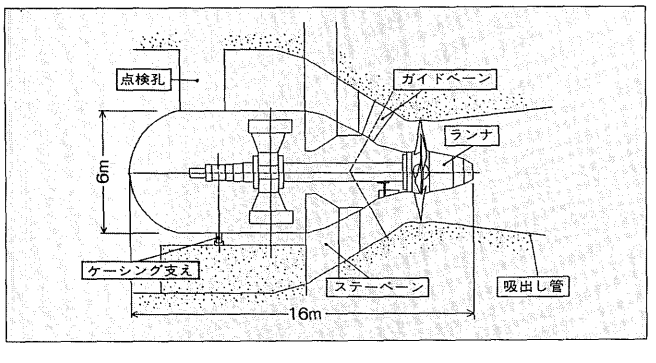


表 4　バルブ形チューブラ水車発電機の振動特性

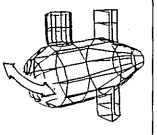
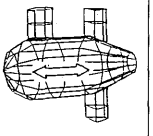
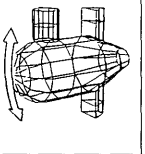
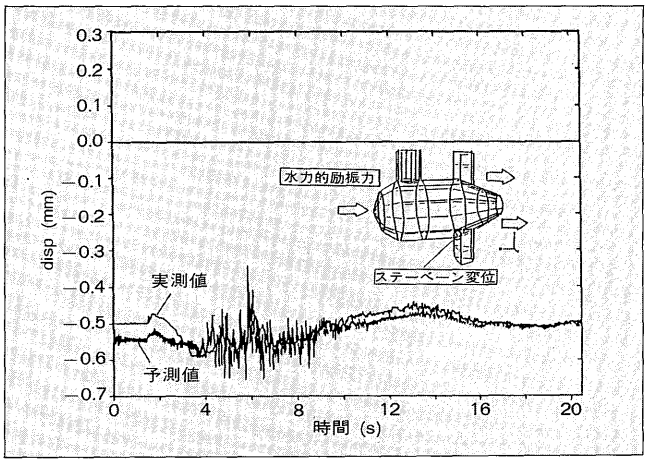
	固有振動数 (Hz)		相対誤差率 (%)
	解析値 (有限要素法)	実測値 (モード解析)	
水平方向 一次 	18.5	17.10	−8.1
軸方向 一次 	16.5	20.11	17.9
垂直方向 一次 	26.6	26.39	−1.1

図 9　負荷遮断時の振動応答予測



3.5　ターボ発電機の据付条件と振動予測

高いコンクリート基礎台の上に据え付けられる大形回転機は，一般的に床面に直接据え付けられる回転機の場合に比べて据付の剛性の影響を受け，固有振動数が低くなる傾向を示す。

したがって，このような回転機では現地据付後の振動特性を設計段階又は工場試験データから正確に予測することが重要である。

富士電機では，工場試験架台や現地据付架台のばね定数などの振動特性をデータベースへ登録し，このデータベースから据付条件に関する物理量を呼び出し，有限要素法や実験的モード解析法によって据付後の固有振動数の予測や応答解析などを行っている。**表 5** は，ターボ発電機が工場

表5　ターボ発電機の据付条件と振動予測

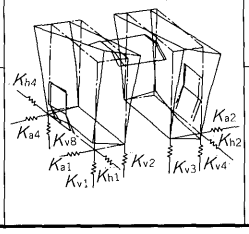
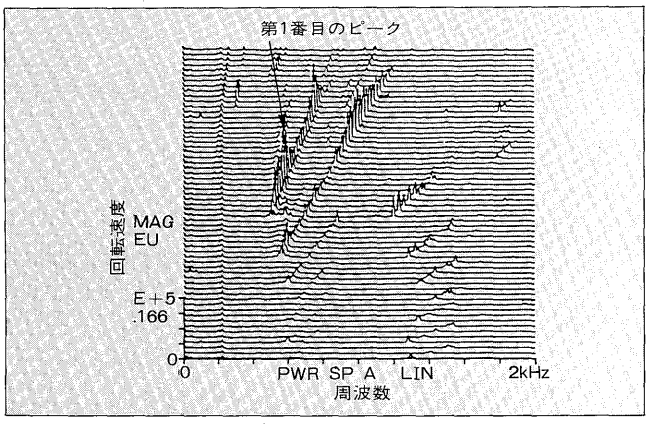
据付条件	架台のモデル化	架台の剛性 (kg/cm)	固有振動数(Hz) 次数	予測値	実測値
工場	ばね定数 $K_H=\Sigma Khi$ $K_A=\Sigma Kai$ $K_V=\Sigma Kvi$ 	$K_H=2\times10^5$ $K_A=2\times10^5$ $K_V=8\times10^5$	一次	30.2	27.8
			二次	40.7	39.1
現地		$K_H=4\times10^5$ $K_A=4\times10^5$ $K_V=1.8\times10^6$	一次	38.2	36.0
			二次	49.0	47.7

図10　インバータモータの騒音実測



試験架台と現地据付架台に据え付けられた場合の固有振動数などの振動特性を，実験的モード解析法を用いてシミュレーションした結果を示す。予測値と実測値はよく一致し，種々の据付条件における振動挙動の予測が可能となっている。

3.6　音響インテンシティ解析法の適用例

図10はインバータモータの騒音実測結果で，定格回転速度内に三つのピークがあることを示す。

第1番目のピークにおける電動機外表面の音響インテンシティ解析結果を**図11**(a)，(b)に示す。(a)は等騒音レベルの位置を直線で結んだコンタ図で，この図から騒音レベルの高い位置，すなわち，音源が端子箱近傍にあることがわかる。また，周波数の照合からインバータ電源に起因する高調波励振力と端子箱の共振であることが明らかになった。

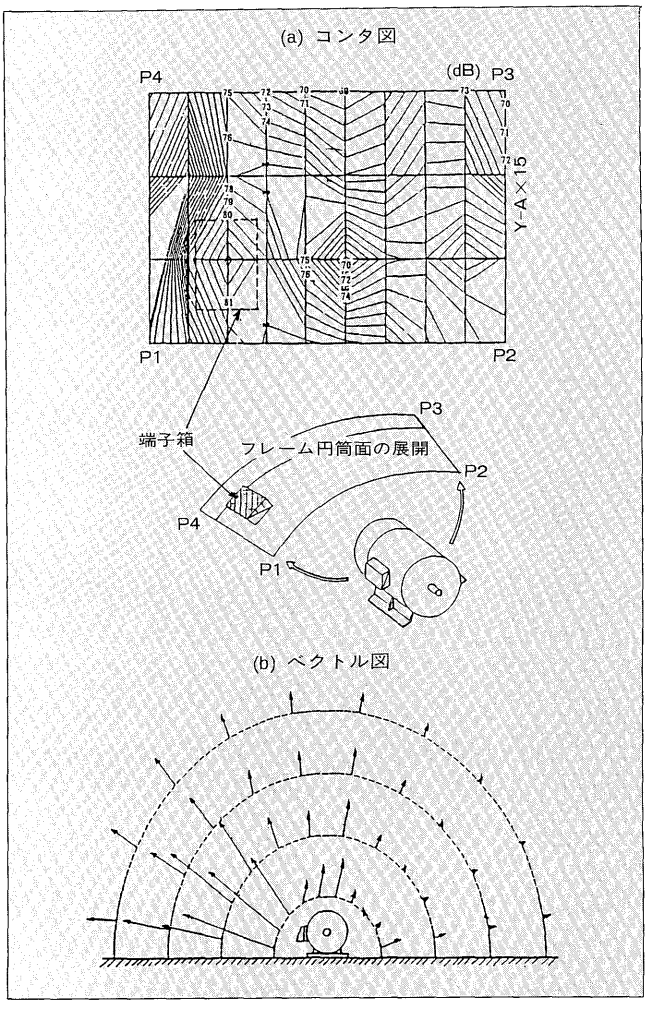
(b)は騒音の伝搬状態を矢印の大きさと向きで示したベクトル図で，この図から音源の位置ばかりでなく，空間での音の挙動が把握できる。

暗騒音中における音響パワーの測定精度も別途検証し，音響インテンシティ解析法の運用技術を確立した。

このように音響インテンシティ解析法は音の流れを可視化することができ，実験的モード解析と並用することにより，低騒音化技術に有力な手法となりうる。

富士電機では，この解析法を回転機の低騒音化の補助手段として活用している。

図11　インバータモータの音源探査



4　あとがき

以上，解析技術の一端を紹介したが，今後本稿で紹介した振動・騒音解析技術を発展させ，相互に結合させて回転機の低振動・低騒音化に努めるとともに，ユーザー各位の御要望にこたえてゆく所存である。

参考文献

(1)　大久保信行：機械のモーダルアナリシス，中央大学出版部 (1982)
(2)　長松昭男：新振動解析法とシステム化，日経メカニカル
(3)　横河ヒューレットパッカード(株)：モード解析アプリケーションノート

＊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。