

低騒音誘導電動機開発への機械インピーダンス法の応用

Application of Mechanical Impedance Methods to the Development of Low Noise Induction Motors

機械インピーダンス法による振動実験と騒音の分析から、低出力誘導電動機の騒音は電磁強制力と電動機各部の固有振動数とが合致した機械的共振によって起こることを明らかにした。この結果、電動機の騒音低減を図るには、各部の振動特性を正確に把握し、強制力との共振を避けた設計を行なうことが、最も重要であるとの結論を得た。日立製作所ではこのため、実測と計算により要素の機械インピーダンス特性を求め、その合成により、全体の動特性を検討できる振動解析法を開発した。更に、この機械インピーダンス合成法と実験的な振動、騒音分析法とを組み合わせた騒音低減手法を確立した。

この手法の活用により、0.2~11kWまでの種々の電動機の騒音を低減することができた。

平田 東助* *Hirata Tōsuke*
加賀 万亀男* *Kaga Makio*
島本 紘治** *Shimamoto Kōji*

1 緒 言

誘導電動機は安価、堅牢、保守が容易、商用電源で使えるなど多くの長所を持っているため、各種機械類の動力源として広く使われている。しかし、近年その需要の伸びとともに騒音の問題が取り上げられてきた。特に最近の一連の公害問題との関連から、誘導電動機の騒音は商品価値を決める重要な要素の一つとなりつつある。

これらの背景から、日立製作所では小形の汎用誘導電動機を対象に取り、騒音の発生機構を究明するとともに、騒音低減問題を設計の段階で合理的に進めるため、機械インピーダ

ンス合成法を用いた振動特性解析法を開発した。更に、この機械インピーダンス合成法と実験的な振動、騒音分析法とを組み合わせた騒音低減手法を確立し、この手法の活用により種々の誘導電動機の騒音を低減することができたのでその概要について述べる。

2 構 造

ここでは出力が11kW以下の小形誘導電動機を対象に検討を進めた。図1に構造の概要を示す。

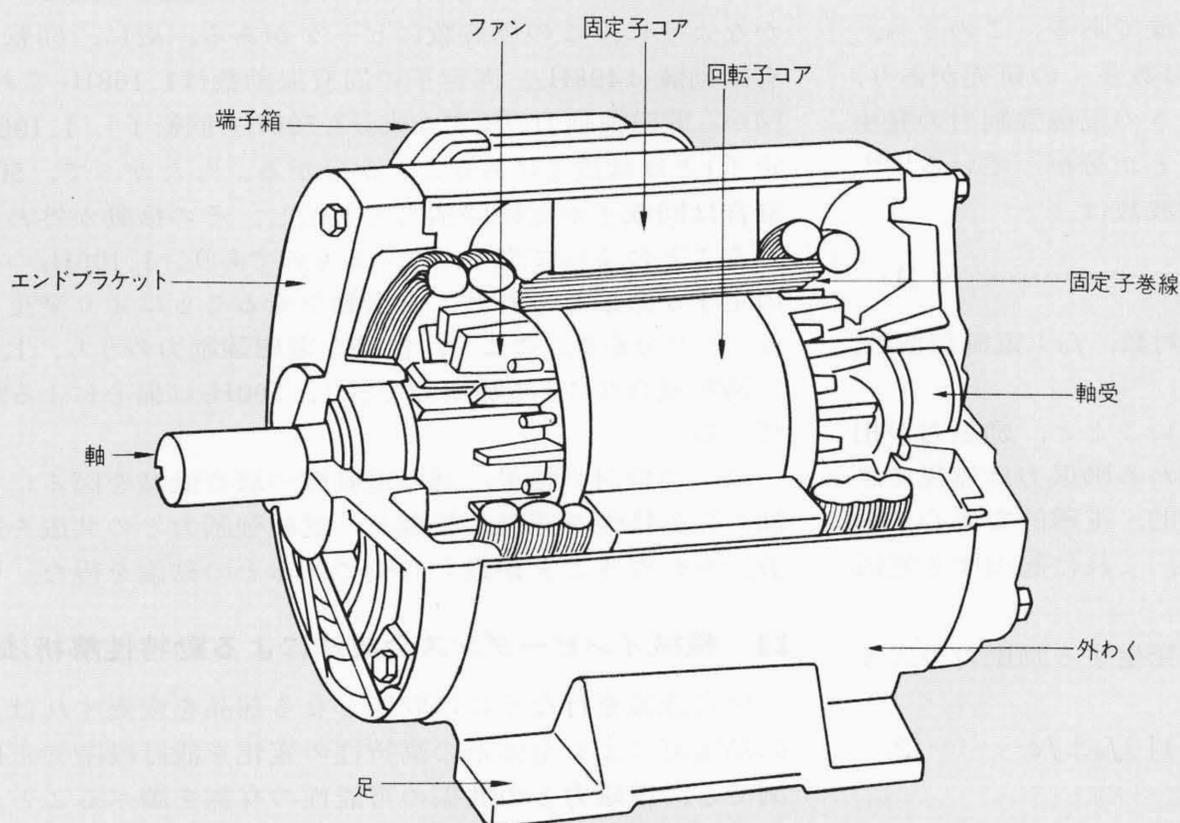


図1 誘導電動機の構造
開放形の構造を示したものである。

* 日立製作所機械研究所 ** 日立製作所習志野工場

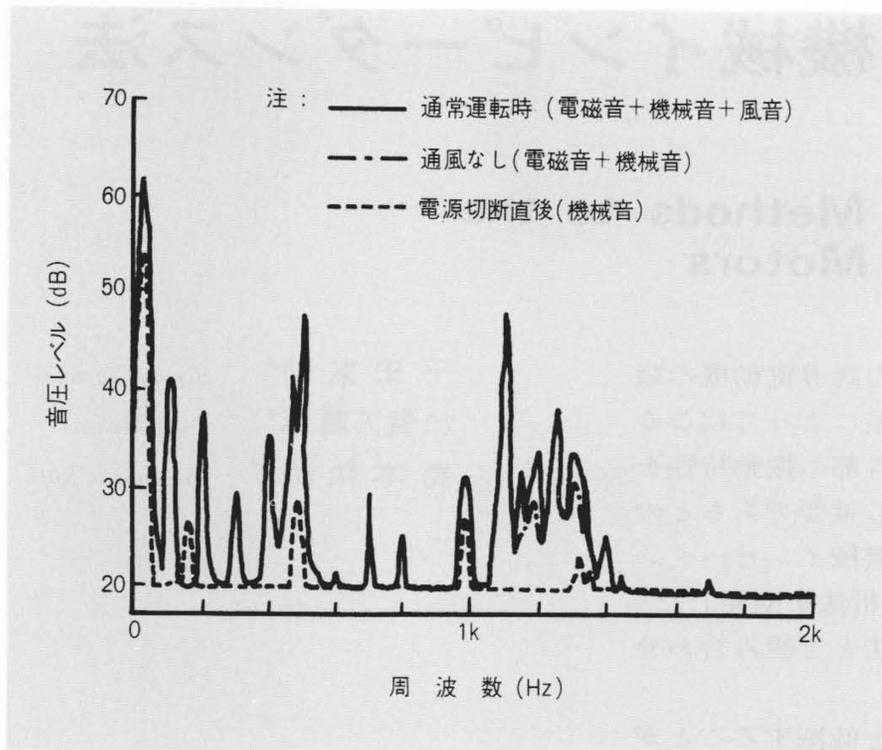


図2 騒音要因の影響度合 風音，機械音の影響はほとんどなく，電磁的要因の影響が最も大きい。

3 騒音発生機構

3.1 騒音発生要因

一般に誘導電動機の騒音発生の要因としては，電磁的要因，機械的要因及び通気音による要因がある。図2にこれらの要因の影響度合の実測例を示す。開放形小形電動機の場合，風量が少ないため風音はほとんどなく，また，機械音も電磁音に比べるとはるかに小さい。これらの結果から，騒音の主成分は電磁的な原因によって起こる振動音(固体音)であるといえる(全閉外扇形の場合は風音も無視できないが，主体は電磁騒音である)。

3.2 電磁強制力

誘導電動機に作用する電磁強制力は，固定子と回転子の溝数組合せによる高調波力と主磁束のひずみや磁氣的偏心によって発生する電源周波数の整数倍の力波である。このうち，溝数組合せによる電磁強制力については数多くの研究があり，偏心(機械的，電磁的)を考慮しないときの電磁強制力の発生周波数に関しては次式で表わされることが分かっている^{1)~5)}。すなわち，固定子に加わる励振力の周波数は

$$f_z = \left\{ k Z_2 (1-s) / p \begin{matrix} \pm 2 \\ + 0 \end{matrix} \right\} f_0 \dots \dots \dots (1)$$

ここに， Z_2 ：回転子の溝数， p ：極対数， f_0 ：電源周波数， s ：すべり， $k = \pm 1, \pm 2 \dots \dots$ 。

従来の研究では回転子の剛性が大きいことと，励振力が相殺されるということから，回転子に加わる励振力は無視できると考えられていた。しかし，幾何学的，電磁的な偏心がある場合には，回転子に励振力が作用し，これに起因する電磁音が発生する。

偏心を考慮に入れた場合の回転子に発生する励振力の周波数は次のようになる。

$$f_z = \{ (1 - \frac{0}{2/p}) \pm \{ 1 - (6g \pm 1) \} \} f_0 \pm f_\epsilon \dots \dots \dots (2)$$

ここに， $g = 0, 1, 2 \dots \dots$ 。

偏心周波数 f_ϵ は

$$\begin{cases} \text{静的偏心の場合} & f_\epsilon = 0 \\ \text{動的偏心の場合} & f_\epsilon = f_0 / 2 \dots \dots \dots (3) \end{cases}$$

$p = 2$ (極数4) の場合は

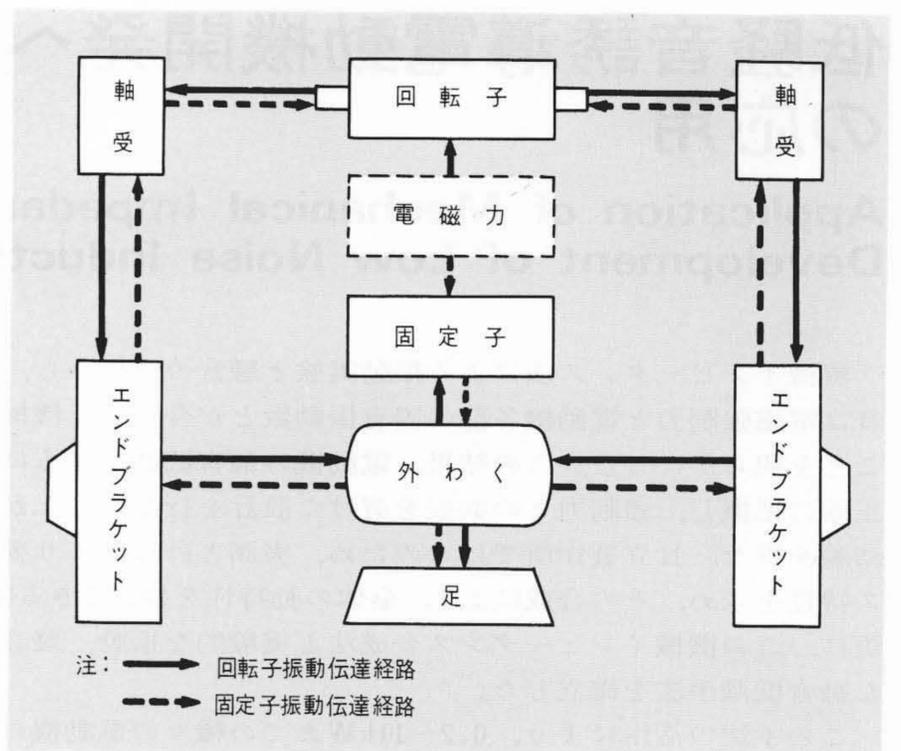


図3 電磁強制力の伝達経路 回転子と固定子との空隙に発生した電磁強制力は電動機各部へ伝わる。

$$f_z = \left(6g \begin{matrix} + 0 \\ \pm 1 \\ \pm 2 \\ + 3 \end{matrix} \right) f_0 \pm \begin{cases} 0 \\ f_0 / 2 \end{cases} \dots \dots \dots (4)$$

となる。

3.3 電磁強制力と電動機各部の機械インピーダンス特性との関連

電磁強制力は固定子及び回転子を加振し，更に図3の経路をたどって電動機各部へ伝わり振動騒音を発生させる。これらの強制力と電動機各部の振動特性との関連を明確に把握するため，各部の機械インピーダンス特性を測定し，更に振動，騒音との関係も調べ，騒音発生機構の究明を行なった。図4はそれらの関係を示す代表的な例である。

騒音のピークは500Hzと1,100Hzにあるが，この発生源をたどってみると次のようになる。外わくの振動は図4から明らかのように，この周波数にピークがある。更に，回転子の固有振動数は498Hz，固定子の固有振動数は1,168Hzであり，同図から電磁強制力の優勢な成分も500Hz(回転子)，1,100Hz(固定子)とほぼ近くにあることが分かる。したがって，500Hzの騒音は回転子が電磁強制力と共振し，その振動が外わくへ伝わることによって発生しているものであり，1,100Hzの騒音は固定子が共振して外わくを振動させることにより発生していることが分かる。ここで，優勢な電磁強制力のうち，1,100Hzは溝数組合せによる励振力であり，500Hzは偏心による励振力である。

以上の検討の結果，誘導電動機の騒音低減を図るには，各部の振動特性を正確に把握し，電磁強制力との共振を避けた設計を行なうことが最も有効であるとの結論を得た。

4 機械インピーダンス合成法による動特性解析法⁶⁾

騒音低減を行なうには問題となる部品を変更すればよいが部品変更による全体系の動特性の変化を設計段階で正確に予測でき，電磁力との共振の可能性の有無を調べることができれば，合理的で有効な手段となり得る。このため，機械インピーダンス合成法による動特性解析法を開発した。

4.1 原理

構造物を個々の部分要素にその結合部で分解して，個々の

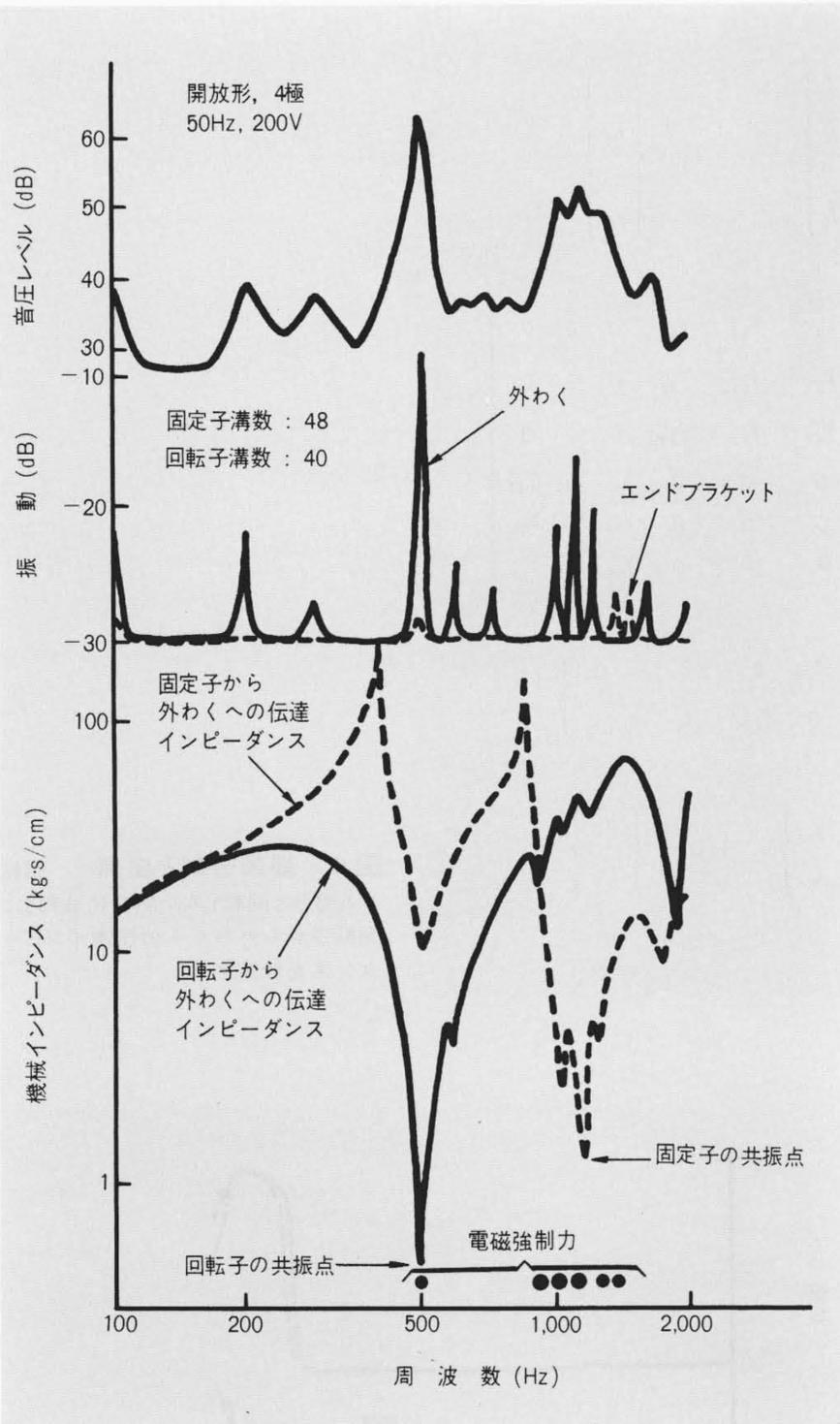


図4 電磁強制力—機械インピーダンス—振動—騒音の関係
電磁強制力の周波数と固有振動数とが一致した周波数で振動、騒音とも大きくなっている。

部分要素について機械インピーダンスを求め、そのインピーダンスを用いて要素を再結合したとき、着目している入出力点間のインピーダンス特性を計算する方法について述べる。

全体構造の運動方程式は部分構造のインピーダンス行列を用いて表わすと次式のようなになる。

$$\{v\} = [Y(I, J)] \{f\} \dots \dots \dots (5)$$

$$I, J = 1, 2, \dots, n$$

(5)式を着目点とそれ以外の点に分けて書き直すと

$$\begin{Bmatrix} v_p \\ v_q \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} YMR & YMS \\ YNS & YNR \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_p \\ f_q \end{Bmatrix} \dots \dots \dots (6)$$

のようなになる。ほとんどの場合、 $\{f_p\}$ は励振力が作用する点の力、 $\{v_p\}$ は振動が問題となる点の速度、 $\{f_q\}$ 、 $\{v_q\}$ は結合点の力及び速度である。部分要素の結合の仕方には二通りある。すなわち、

- (1) 剛結合……結合される要素間に相対運動がない場合
- (2) 柔結合……結合される要素がばねやダンパを介して結合されており、要素間に相対運動がある場合

である。図5にこれらの結合部の取扱い方を示す。

各部分要素間の結合条件を用いて、(6)式中の着目点以外の力

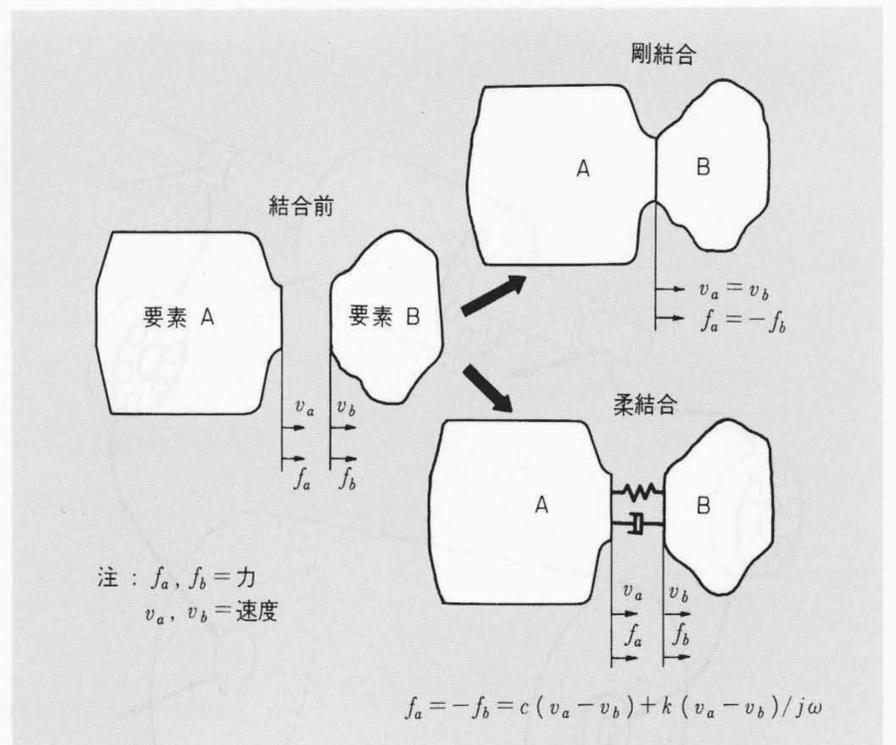


図5 結合部分の取扱い 結合部は、結合部材間に相対的な動きがある場合とない場合とで取扱い方が異なる。

$\{f_q\}$ 、と速度 $\{v_q\}$ を消去すると、着目点の力 $\{f_p\}$ と速度 $\{v_p\}$ との関係は次式のようなになる^{(6),(7)}。

$$\begin{aligned} \{v_p\} = & [YMR(I, J)] \\ & + [YMS(I, J)] [YMQ(I_1, J_1)]^{-1} \\ & [YMR(I_2, J_2)] \{f_p\} \dots \dots \dots (7) \end{aligned}$$

$$I, J, J_2 = 1, 2, \dots, m \quad I_1, J_1, I_2 = 1, 2, \dots, l$$

となる。(7)式右辺の〔〕中の各行列はすべて部分要素のインピーダンスから成る行列である。よって着目している入出力点間のインピーダンス特性が個々の要素の特性だけを用いて求まる。

周波数を変えて(7)式の計算を行えば、インピーダンス特性が周波数特性の形で得られる。また、着目する入出力点の数を増せば、より正確な振動モードを求めることができる。

数式中の記号説明

- n : 全座標数
- l : 結合部の総数
- $\{f\}$ 、 $\{v\}$: 全体系の力及び速度行列
- $\{f_p\}$ 、 $\{v_p\}$: 着目している入出力点の力及び速度行列
- m : 着目している入出力点の総数
- $\{f_q\}$ 、 $\{v_q\}$: 着目点以外の力及び速度行列
- Z_{ij} : 機械インピーダンス=力(j 点)/速度(i 点)
- Y_{ij} : モビリティ(=1/ Z_{ij})
- $[Y]$: 全体構造のインピーダンス(モビリティ)行列
- Z_{cij} : 結合部のインピーダンス

4.2 計算法の確認

計算法の妥当性を確認するため、実際の電動機の回転子から外わくへの伝達インピーダンスを計算し、実測値との比較を行なった。

電動機を回転する部分と回転しない部分の二つの要素に分割し、座標は図6に示すようにとった。部分要素のインピーダンスはすべて実測により求めた。図7(a)に部分要素の実測例を示す。なお、軸受部はばね及びダンパとみなし、定数はモデル実験により求めた。これら実測により求めた部分要素のインピーダンスを、(10)式により合成して求めた伝達インピーダンスと各要素を実際に組み立てた状態で実測した伝達インピーダンスとの比較を同図(b)に示す。両者は最も重要な共振点付近はもちろん、全体的にもよく一致している。

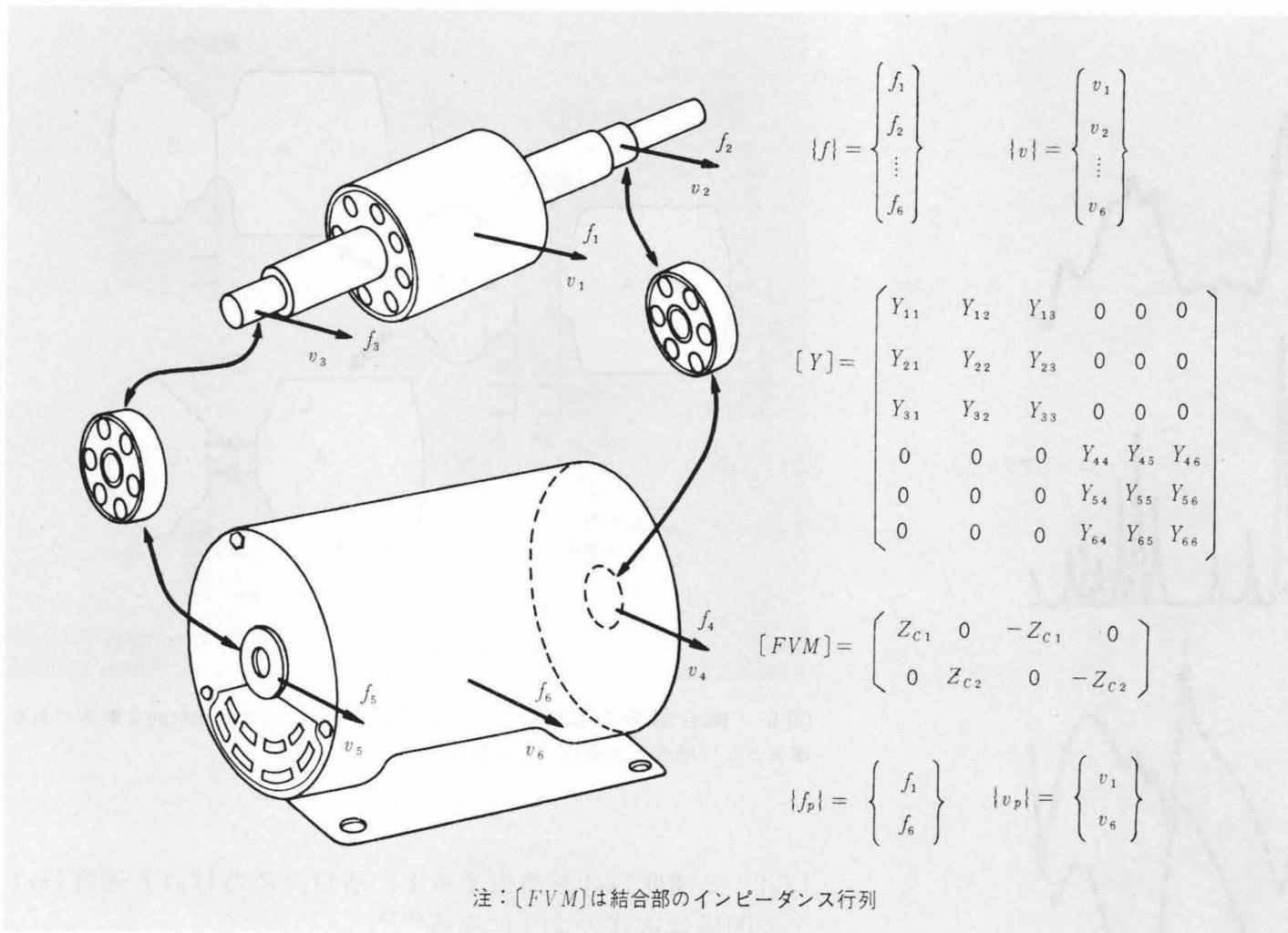


図6 要素分割と座標 回転する部分と回転しない部分に分割し、回転子から外わくへの伝達インピーダンスを計算する。

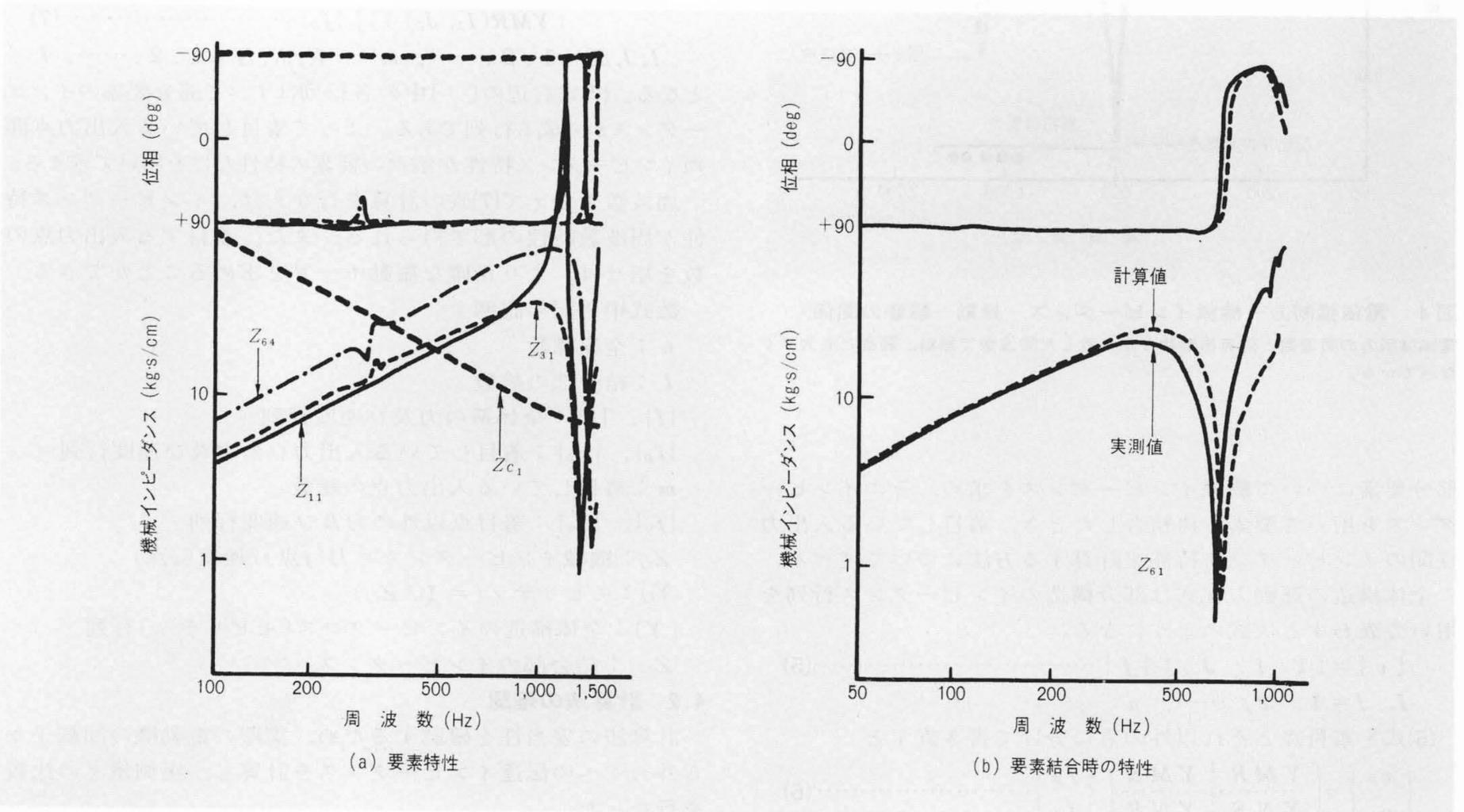


図7 計算値と実測値の比較 要素の特性を合成して計算した値と実測値との比較を示す。両者はよく一致している。

5 騒音低減手法

機械インピーダンス合成法による振動解析法を主体にし、実験的な振動騒音分析法と組み合わせた合理的な騒音低減手法を確立した。手法の流れ図を図8に示す。

振動騒音の分析結果と機械インピーダンス実験から、騒音要因の調査と騒音源の抽出を行なうとともに、変更すべき部品を決定する。次に種々の制約条件を考慮に入れて部品の設計変更を行ない、変更部品の振動特性を機械インピーダンス特性の形で計算、又は実測により求める。変更部品の特性を

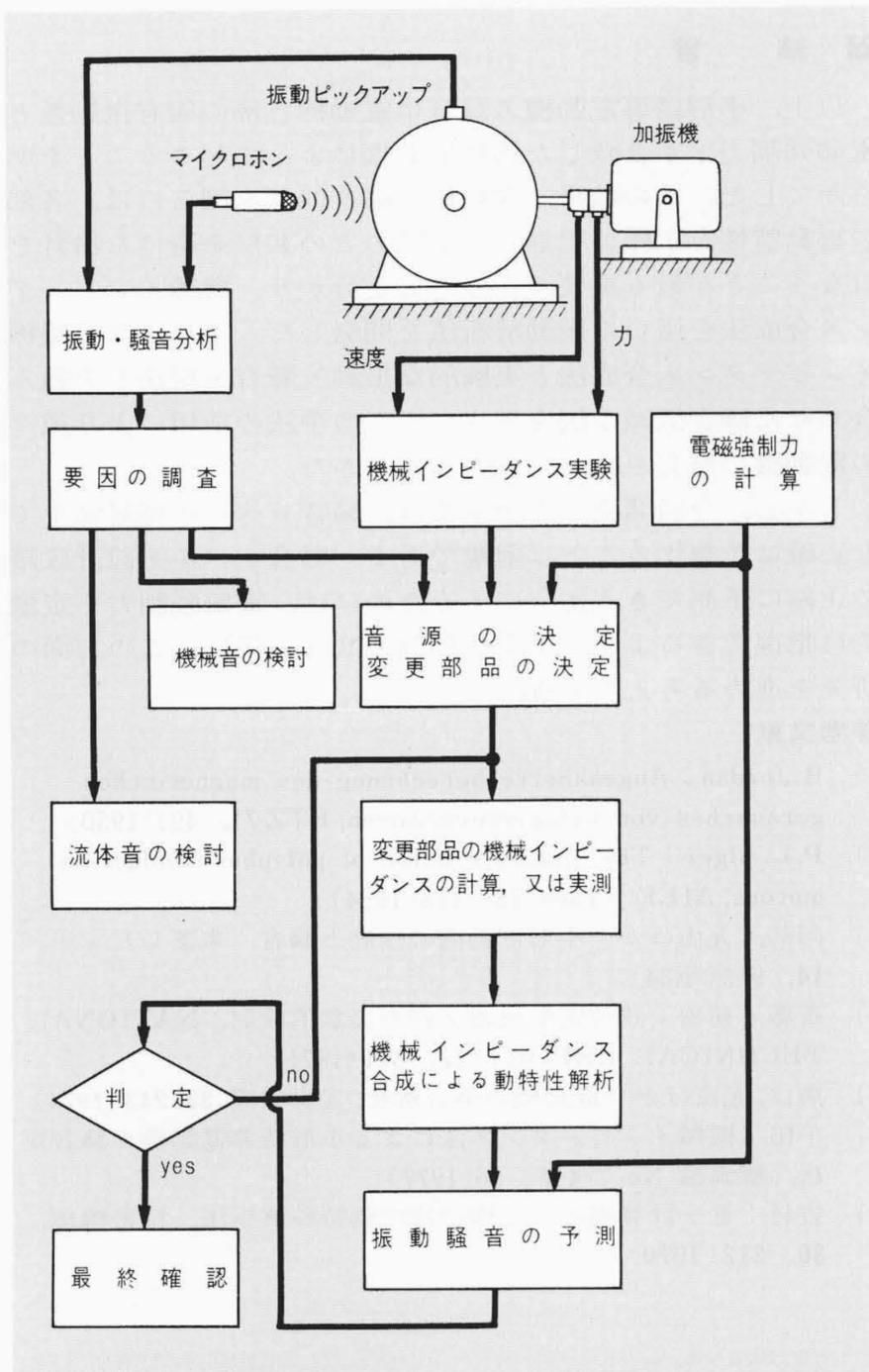


図8 騒音低減法流れ図 主要部は音源を決定すること、機械インピーダンス合成法を用いて最適な部品の仕様を決定することである。

用いて、全体系の動特性解析を行ない、別途計算した電磁強制力の周波数と照合して共振の可能性を調べる。共振の可能性がなければ設計完了となるが、共振の可能性があるときには、再度部品の変更を行ない全体系の動特性解析を行なう。共振の可能性がなくなるまでこの過程を繰り返す。

6 騒音低減例

この手法の活用により種々の電動機の騒音を低減したので、その幾つかの例を次に示す。

(1) 軸系の剛性変更による低減例

図9は、軸系の固有振動数と電磁強制力($10f_0$)とがほぼ一致したために軸が共振し、その振動が外わくへ伝わって500Hz帯域の騒音が増大した電動機の例である。この場合、軸の剛性を種々変えたときの軸単体の機械インピーダンス特性を伝達マトリックス法により計算し、機械インピーダンス合成法により、本体へ組み込んだときの動特性を計算により求め、電磁力と共振しにくい軸系の諸元を決めた。軸系の変更により固有振動数が変わり、強制力の帯域とずれて共振しにくくなっただけでなく、外わくへの伝達インピーダンス値も大きくなり振動しにくくなった。この結果、500Hz帯域の騒音はほとんどなくなり、Overallレベル(A特性)で4～6dB低減できた。

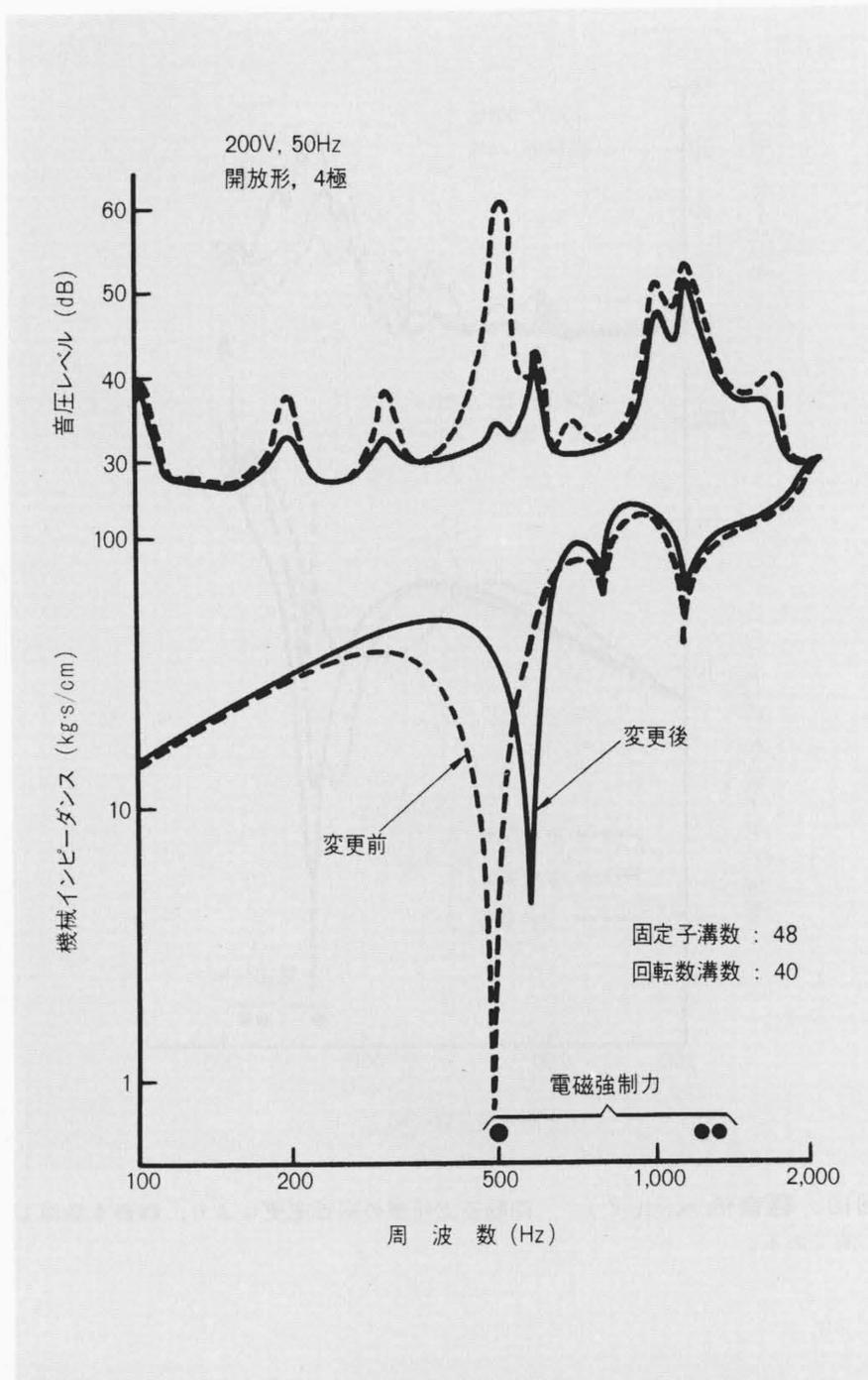


図9 騒音低減例(1) 軸系の剛性変更により、騒音を低減した例である。

(2) 軸系支持部の剛性変更による低減例

騒音の発生状況は前例とほぼ同じで、軸系の固有振動数と電磁強制力($12f_0$)とが共振して騒音を発生した電動機の例である。この場合、回転子から外わくへの振動伝達を悪くする(インピーダンスを大きくする)ことにより騒音を下げることとし、回転子支持部(軸受部)の支持条件の変更を種々試みた。このため、支持部の等価モデルを作り、種々の支持条件のときの支持部の剛性を実測した。次に支持条件を変えて回転子から外わくへの伝達インピーダンスを機械インピーダンス合成により求め、外わくへの振動伝達量が最も少なくなる支持条件を選んだ。図10に支持条件を変えたときの伝達インピーダンスと騒音分析の結果を示す。この結果をもとに、適当な支持条件を選び、3～5dBの騒音低減を行なった。

(3) 外ファンの共振による騒音発生予測

図11は全閉外扇形誘導電動機の外ファンの仕様変更の際して、騒音の発生を計算により予測した例である。この場合、あらかじめ特性の分かっているファンのインピーダンスと実測により求めた軸系のインピーダンスとを合成して、ファンを軸端に取り付けたときのファンの振動特性を推定した。ファンBにすると900Hzで電磁強制力と共振し、騒音を発生することが予想され、ファンAにすると騒音は問題にならないことが分かった。

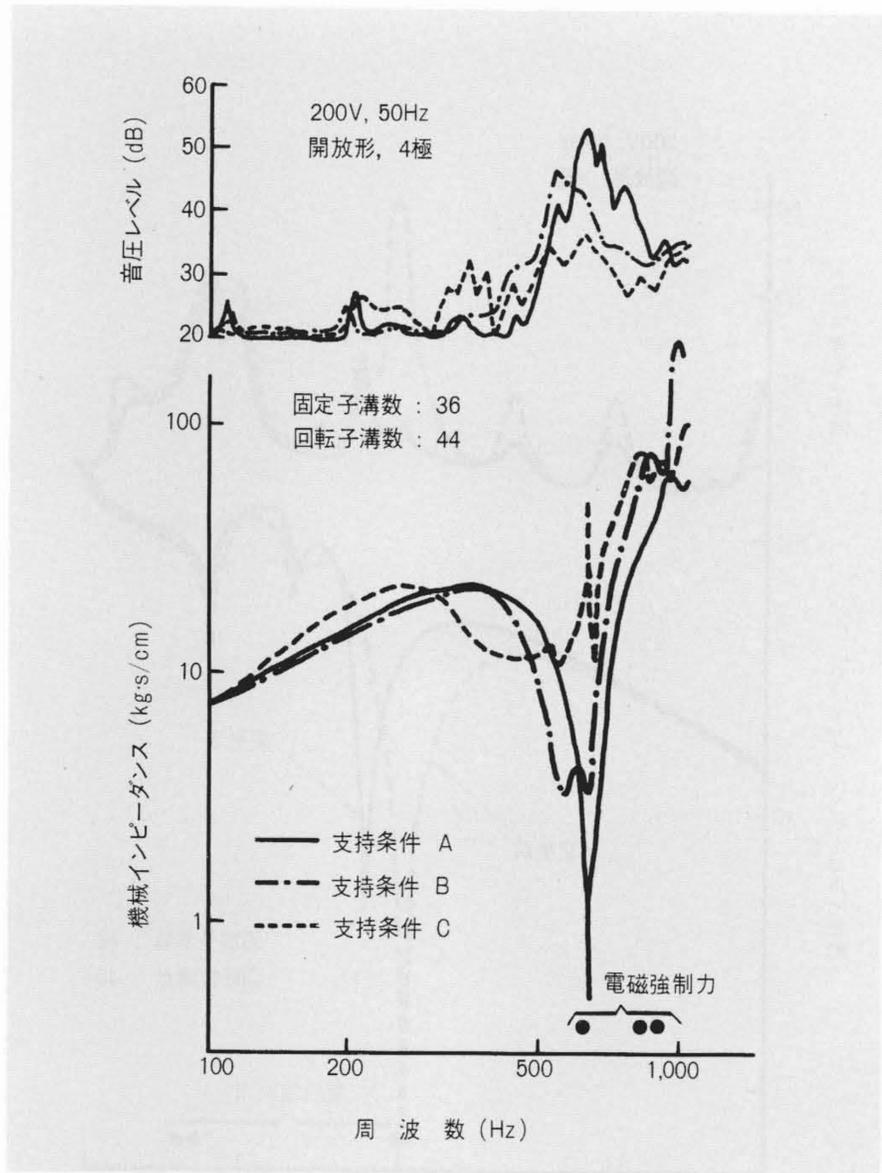


図10 騒音低減例(2) 回転子支持部の剛性変更により, 騒音を低減した例である。

7 結 言

以上, 小形誘導電動機の騒音は電動機各部の固有振動数と電磁強制力とが合致した機械的共振によって起こることを明らかにした。この結果, 電動機の騒音低減を図るには, 各部の振動特性を正確に把握し, 強制力との共振を避けた設計を行なうことが最も重要であることが分かり, 機械インピーダンス合成法を用いた振動解析法を開発した。更に, この機械インピーダンス合成法と実験的な振動・騒音分析法とを組み合わせた騒音低減手法を確立し, この手法の活用により種々の電動機の騒音を低減することができた。

しかし, 今回開発した手法では, 騒音レベルの絶対値までも正確に予測することは困難である。騒音レベルを設計段階で正確に予測できるようにするためには, 電磁強制力を定量的に把握できるようにする必要があり, 今後は, この方面の研究を進める考えである。

参考文献

- 1) H.Jordan : Angenäherte berechnung des magnetischen geräusches von käfigläufermotoren, ETZ 71, 491(1950)
- 2) P.L.Alger : The magnetic noise of polyphase induction motors, AIEE Trans. 73, 118(1954)
- 3) 阿部, 丸山ほか : 小形電動機の振動と騒音, 東芝レビュー, 14, 915(昭34)
- 4) 齊藤, 前田 : 誘導電動機磁気音の実験的検討, NATIONAL TECHNICAL REPORT 17, 341(1971)
- 5) 溝口, 光富ほか : 電動機の騒音解析, 安川電機, 38, 243(1974)
- 6) 平田 : 機械インピーダンス法による小形誘導電動機の騒音解析, 機講論 No. 774-6, 56(1977)
- 7) 吉村 : 電子計算機による構造物の動特性解析法, 精密機械, 36, 212(1970)

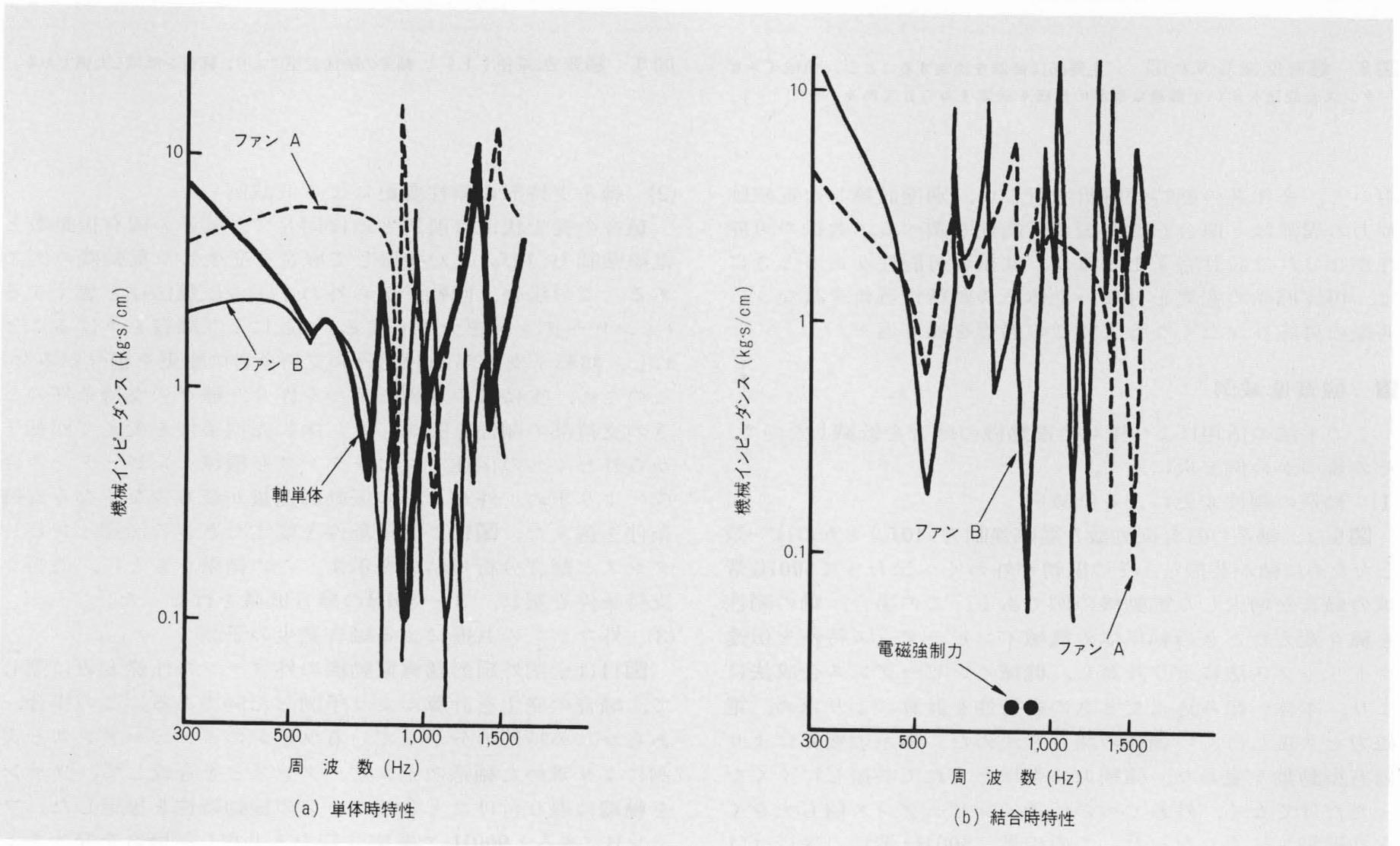


図11 騒音低減例(3) 全閉外扇型誘導電動機の外ファンの共振による騒音の発生を予測した例である。