

ばね支持とフールドダンパによる インバータモータの制振

吉武裕*・茅原晃希**・片原田浩之***
野崎優***・田川夏湖****・山崎豪****

Vibration control of inverter motor stator using spring supports and Houde dampers

by

Yutaka YOSHITAKE*, Koki KAYAHARA**, Hiroyuki KATAHARADA***,
Suguru NOZAKI***, Natsumi TAGAWA****, and Goh YAMASAKI****

This paper deals with the quenching problem of electromagnetic vibration of the inverter motor stator. The iron stator of the inverter motor is modeled by a perfect circular ring. Single or two spring supports are set on the circular ring to quench the forced vibration caused by the rotating distributed electromagnetic force. Moreover, single or two Houde dampers are installed on the outside of the circular ring. The solutions of forced vibration are obtained by the theoretical analysis. The following were made clear; (1) By setting single or two spring supports with 10 percent spring constant of the mode to be quenched on the stator, the resonant amplitude of the stator decreases to one half. When two spring supports are used, the best setting positions are those that make the angle between loops of the mode to be quenched. (2) By setting not only single spring support on the stator but also setting two Houde dampers in the suitable positions, those exist several ones depending on the position of spring support, the vibration of motor stator is quenched over wide frequency region around resonance. (3) By setting single spring support and single Houde damper on the stator, the vibration of the stator is also quenched over wide frequency region around resonance.

Key words: motor, inverter motor, iron stator, forced vibration, spring support, Houde damper.

1. 諸言

電動機では、固定子と回転子間に作用している電磁力により固定子が振動し、電磁騒音が発生することがある¹⁾。この電磁力は空間に分布し回転するために、固定子鉄心の振動モードも回転し、制振を難しくしている^{2),3)}。さらに、インバータ制御された電動機では駆動回転数が広範囲で変わるためその対応も必要になる。著者らは、一対や複数対の動吸振器を用いる制振方法を提案し、固定子を単純化した円環を対象に理論解析と有限要素解析に基づくシミュレーションからそ

の有効性を示した^{4),5)}。しかしながら、電磁騒音が高周波の場合、動吸振器の固有振動数をそれに合わせて高くしなければならず、しかも大型の電動機の場合、動吸振器の質量もある程度重くする必要があり、製作が困難になってくる。また、実際の電動機固定子の外周には枠や脚部など不均一と考えられるものが設置されており、その中でも脚部は、固定子を均一な円筒と考えると、不均一なばね支持と考えられる。そこでより実用的な制振方法として、本報告では、ばね支持とフールドダンパを用いることで、インバータモータのよ

平成 28 年 12 月 20 日受理

* システム科学部門 (Division of System Science)

** 総合工学専攻 (Department of Advanced Engineering)

*** 東芝三菱電機産業システム (株) (Toshiba Mitsubishi Electric Industrial Systems Corporation)

**** 日産自動車 (株) (Nissan Motor Co., Ltd.)

うに広い回転数領域で使用される電動機固定子の制振の可能性について理論解析から調べる.

2. 解析モデルと運動方程式

簡単のために電動機固定子を変位の軸方向の分布を考えない図1に示すような一様な円環で近似することとする⁶⁾. 電動機固定子には円周方向の $\theta = \alpha_n (n=1, \dots, L)$ の位置に L 個のばね支持を設置し, また, 円周方向の $\theta = \theta_j (j=1, \dots, N)$ に N 個のフードダンパを設置する.

固定子の半径方向の変位 u は, M 個の振動モードを考慮するとき, 次式で表される^{6),7)}.

$$u = \sum_{i=1}^M (a_i \cos i\theta + b_i \sin i\theta) \tag{1}$$

ここに

- θ : 円周方向の座標
- i : 円周方向の振動モードを表す整数 ($i=1, \dots, M$)
- a_i : $\theta=0$ に腹をもつモード i の変位
- b_i : $\theta=\pi/(2i)$ に腹をもつモード i の変位

電動機に作用する外力として一般的なものは半径方向に作用する力が円周方向に分布するとともに円周方向に回転するものである, それを次式で表す^{1),2)}.

$$F(\theta, t) = F_s \cos(\Omega_s t + s\theta) \tag{2}$$

ここに

- s : 電磁力のモードを表す整数
- Ω_s : モード s をもつ電磁力の角振動数
- F_s : モード s の電磁力の振幅

実際の電磁力は多くの振動数成分を含むが, 簡単のため Ω_s の成分のみ作用する場合を考える. また, ばね支持については, 固定子の固有モード形状に影響を及ぼさない程度の大きさのばね定数 $k_n (n=1, \dots, L)$ を持つとすると, 固定子の $\cos i\theta$ モードの変位 a_i , $\sin i\theta$ モードの変位 b_i , および, フードダンパの運動方程式 ($j=1, \dots, N$) は次式となる.

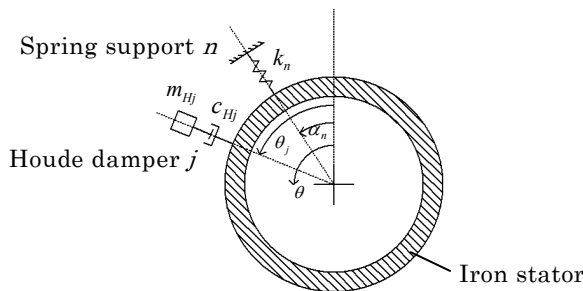


Fig. 1 電動機固定子の制振モデル図

$$\begin{aligned} & \left(1 + \frac{1}{i^2}\right) \pi r \rho A \ddot{a}_i + c_{0i} \dot{a}_i + (1-i^2)^2 EI \frac{\pi}{r^3} a_i \\ & + \sum_{n=1}^L k_n \cos i\alpha_n (a_i \cos i\alpha_n + b_i \sin i\alpha_n) \\ & + \sum_{j=1}^N c_{Hj} \cos i\theta_j (\dot{a}_i \cos i\theta_j + \dot{b}_i \sin i\theta_j - \dot{x}_j) \\ & = F_i \pi \cos \Omega_i t \end{aligned} \tag{3}$$

$$\begin{aligned} & \left(1 + \frac{1}{i^2}\right) \pi r \rho A \ddot{b}_i + c_{0i} \dot{b}_i + (1-i^2)^2 EI \frac{\pi}{r^3} b_i \\ & + \sum_{n=1}^L k_n \sin i\alpha_n (a_i \cos i\alpha_n + b_i \sin i\alpha_n) \\ & + \sum_{j=1}^N c_{Hj} \sin i\theta_j (\dot{a}_i \cos i\theta_j + \dot{b}_i \sin i\theta_j - \dot{x}_j) \\ & = -F_i \pi \sin \Omega_i t \end{aligned} \tag{4}$$

$$m_{Hj} \ddot{x}_j + c_{Hj} \{\dot{x}_j - (\dot{a}_i \cos i\theta_j + \dot{b}_i \sin i\theta_j)\} = 0 \tag{5}$$

ここに

- r : 円環の半径
- E : 縦弾性係数
- A : 断面積
- I : 環の面に垂直な主軸に関する断面二次モーメント
- ρ : 密度
- c_{0i} : モード i の粘性減衰係数 ($i=1, \dots, M$)
- x_j : $\theta=\theta_j$ に設置したフードダンパの変位
- c_{Hj} : $\theta=\theta_j$ に設置したフードダンパの粘性減衰係数 ($j=1, \dots, N$) ($c_{Hj} = 2\gamma_H m_{Hj} \omega_n$)
- m_{Hj} : $\theta=\theta_j$ に設置したフードダンパの質量
- k_n : $\theta=\alpha_n$ に設置したばね支持のばね定数 ($n=1, \dots, L$)

本報告では $i=2$ のモードを例に取ることにし, ばね支持とフードダンパによる制振を考える.

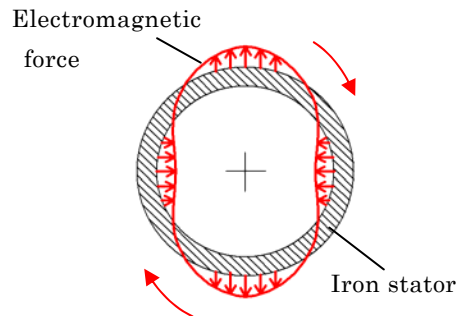


Fig. 2 電磁力($s=2$)

ばね支持とフードダンパによるインバータモータの制振

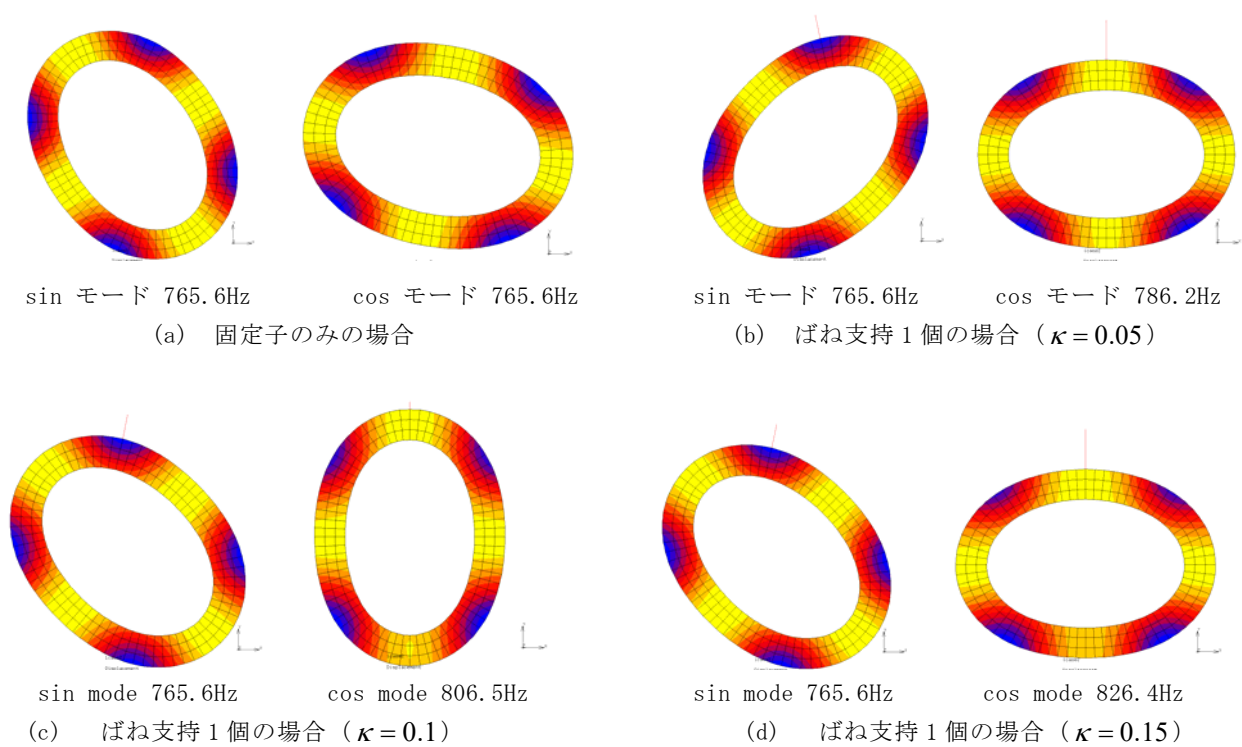


Fig. 3 固有モード

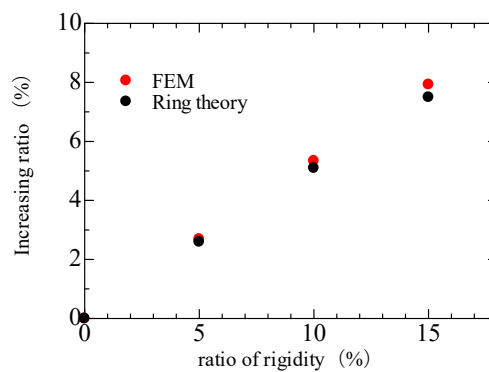


Fig. 4 ばね支持を設置した時の cos モードの固有振動数の増加率

3. 数値解析結果

3.1 有限要素法による固有モード解析

ここでは、第2章で用いた円環理論と有限要素解析による固有振動数等の結果を比較することにより、第2章の理論解析の適用範囲を確認する。すなわち、前章の円環理論において円環の外周上にフードダンパはなく、半径方向のばね支持のみが存在する場合を考え、ばね支持があるときの式(3)、(4)から求まる固有振動数と有限要素法から求まる固有振動数を比較することで円環理論の精度と適用範囲を調べる。

有限要素解析ソフト Marc を用いて解析する。四角形 8 節点要素を用い、固定子本体は半径方向は 3 分割と

し、円周方向は 72 分割した。ばね支持は、固定子の剛性の 5%、10%、15%の剛性比とし、 $\alpha_1 = 0^\circ$ の位置に設置している。図3に固有モード解析結果を示す。図3(a)はばね支持がない場合、図3(b)、(c)、(d)はそれぞれ剛性比が5%、10%、15%のばね支持を設置した場合である。各固有モード図の円環の上部の細い赤線はばね支持部を示している。まず、図3(b)～(d)の固有モード図から、少なくともばね支持の剛性比が15%以下であるならば、ばね支持の*i*=2のモード形状への影響は小さく、振動モードがほぼ保たれていることがわかる。図3(a)より、*i*=2のモードの固有振動数は cos モード、sin モードともに 765.6Hz である。図3(b)～(d)よりばね支持を設置した位置が振動モー

ドの腹となる \cos モードの固有振動数はばね支持がない場合の固有振動数と比べ、(a) では約 3%, (b) は約 5%, (d) では約 8%程度大きくなっているのに対し、ばね支持を設置した位置が振動モードの節となる \sin モードの固有振動数は変化していないことがわかる。図 4 にばね支持を設置した図 3 (b) ~ (d) の各剛性比における、ばね支持を設置していない場合に対する \cos モードの固有振動数の増加率を示す。各図の縦軸は固有振動数の増加率 (%) であり、横軸はばね支持の剛性比 (%) を表している。図の赤の丸印は FEM 解析による増加率、黒の丸印は円環理論による式 (3), (4) から求めた固有振動数の増加率を表している。図 4 から、FEM 解析から求めた \cos モードの固有振動数の増加率は、円環理論による増加率とほぼ一致していることがわかる。以上から、理論解析において得た式 (3), (4) の十分な精度を期待できるばね支持の剛性比の使用範囲として、剛性比 10%以下のばね支持を扱うこととする。

3.2 ばね支持のみを設置する場合

ここでは、まず、ばね支持のみ設置することが電動機固定子の共振振幅にどのような影響を与えるかを調べる。なお、以下の共振曲線では、縦軸は次式で示すように式 (1) で表される半径方向の変位 u の 2 乗を空間と時間で平均したものを $(F_2\pi/k_{02})^2$ で除して無次元化したもので定義している ($k_{02} = 9EI\pi/r^3$, $T = 2\pi/\Omega_2$)。

$$A^2 = \frac{1}{T \cdot 2\pi} \int_0^T \int_0^{2\pi} u^2 d\theta dt / (F_2\pi/k_{02})^2 \quad (6)$$

また、横軸も $\nu = \Omega_2/\omega_{02}$ として電磁力の角振動数を 2 次モードの固有角振動数で無次元化している ($\omega_{02}^2 = 36EI/5\rho Ar^4$)。なお、以下の数値解析ではモード 2 の減衰比は 0.02 を用いた。

まず、固定子の外周上に 1 個のばね支持のみを設置する場合を考える。すなわちフードダンパはなく、ばね支持のみある場合の共振曲線を図 5 に示す。図 5 (a) はばね支持の設置位置が $\alpha_1 = 0^\circ$ で、モード剛性との比が $\kappa_1 = k_1/(9EI\pi/r^3) = 0.05$ の場合、図 5 (b) はばね支持の設置位置が $\alpha_1 = 0^\circ$ で、剛性比が $\kappa_1 = 0.1$ の場合である。黒色の実線はばね支持が無い場合 (Without spring support) であり、ばね支持がある場合の解は、得られた解から \cos モードのみ抽出したときの値を青色の破線で、 \sin モードのみ抽出したときの値を緑色の点線で表し、 \cos モードと \sin モードの和を赤色の実線で表している。図 5 からばね支持の剛性比が $\kappa_1 = 0.05$

の場合、最大振幅がばね支持がないときの約 2/3 になっているのに対し、 $\kappa_1 = 0.1$ の場合では約 1/2 まで下げることができている。これは、ばね支持が $\alpha_1 = 0^\circ$ にあるため、ばね支持が設置された位置が振動の腹となる \cos モード成分のみ共振曲線のピークの振動数が高くなり、合成したときの実際の共振曲線のピークが 2 つに分かれるためである。このように、ばね支持はその位置が振動の腹となるモードに対しては共振曲線のピークの振動数を上げる効果があり、振動の節となるモードに対しては影響しないことがわかる。また、ばね支持の剛性が大きいほど制振効果が大きいことがわかる。

次に、実際の固定子外周上の脚部を想定した場合として、2 個のばね支持を設置する場合を考える。図 6 は 2 個のばね支持の開き角による共振振幅の違いを調べたものである。横軸はその開き角 $\Delta\alpha = |\alpha_2 - \alpha_1|$ であり、縦軸は各開き角における共振曲線の振幅の最大値を示している。2 個のばね支持のばね定数は等しいとし、剛性比が $\kappa_1 = \kappa_2 = 0.025$ の場合と $\kappa_1 = \kappa_2 = 0.05$ の場合をそれぞれ赤線と黒線で示している。図からばね支持の剛性比によらず、2 個のばね支持の開き角が振動モードの腹と腹、あるいは節と節の間隔である 90° のときに共振振幅の値が最も低くなっていることがわかる。これは、この開き角のときに \cos モードと \sin モードの共振点が最も離れるためである。また、図 6 は開き角 45° を中心として左右対称であり、 $90^\circ \sim 180^\circ$ の時の同様の図を描いてはいないが、図 6 の $0^\circ \sim 90^\circ$ と同じ特性である。

このように、ばね支持のみによる制振においてもある程度の制振効果が得られるが、インバータモータのようなより幅広い振動数領域において全体的に振幅を低下させるために、以下ではばね支持とフードダンパの併用による制振について検討する。その参考のために、フードダンパのみを腹と節の間隔である、 $\theta_1 = 0^\circ$ と $\theta_2 = 45^\circ$ に合計 2 個設置した場合の制振効果を示した共振曲線を図 7 に示す⁷⁾。ここに 2 個のフードダンパの減衰比 γ_H はいずれも 0.5 であり、質量比はいずれも $\mu_H = m_{H1}/\{(5/4)\pi\rho A\} = m_{H2}/\{(5/4)\pi\rho A\} = 0.05$ である。2 個のフードダンパを $i=2$ のモードの腹と節の間隔である 45° の間隔で配置すると、 \cos モードと \sin モードの共振曲線は同じ形状となり、合成すると共振曲線のピークは他の間隔のときと比べて最も低くなる⁷⁾。

また、ばね支持 2 個の剛性の合計がばね支持 1 個と等しく、それらの開き角が腹と腹の間隔である 90° の場合、ばね支持 1 個の場合と制振効果は変わらないため、以下では、ばね支持に関しては 1 個設置した場合

ばね支持とフードダンパによるインバータモータの制振

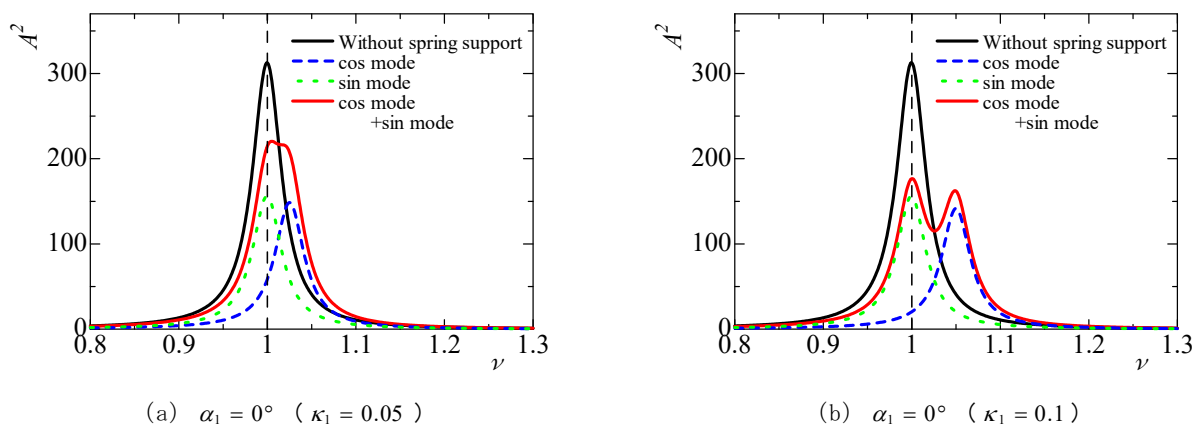


Fig. 5 ばね支持1個の場合の共振曲線

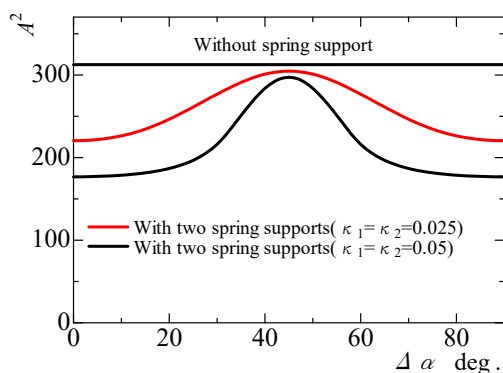


Fig. 6 2個 のばね支持の開き角と共振振幅の関係

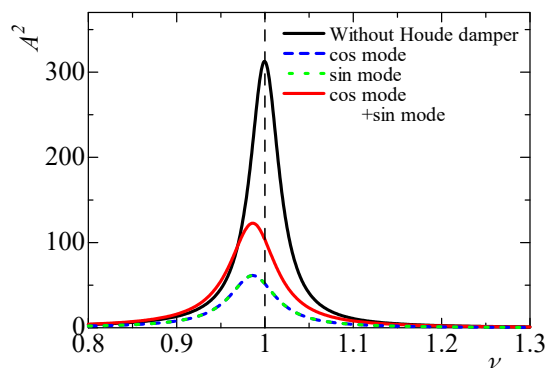


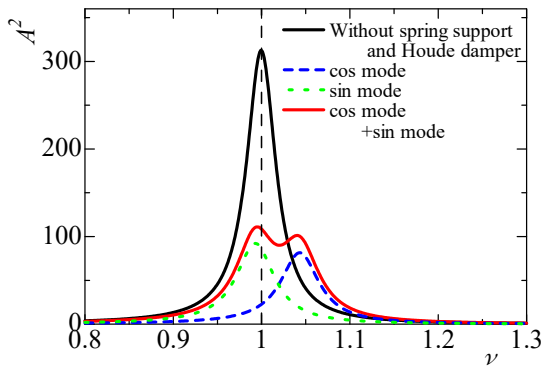
Fig. 7 フードダンパ2個の場合の共振曲線

を考える。

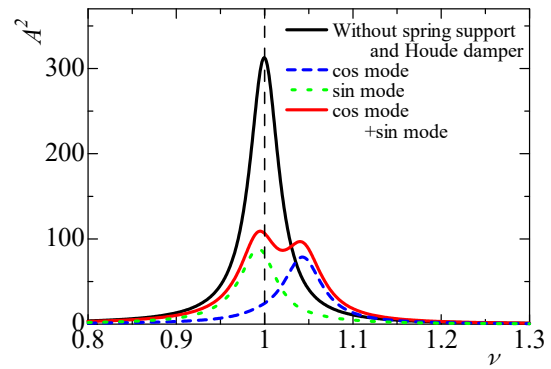
3.3 1個のばね支持と2個のフードダンパを設置する場合

ここでは1個のばね支持と2個のフードダンパを設置する場合を取り扱う。剛性比 $\kappa_1 = k_1 / (9EI\pi / r^3) = 0.1$ のばね支持1個を $\alpha_1 = 0^\circ$ の位置に設置し、フードダンパは2個設置している。なお、以下の数値解析ではフードダンパの減衰比 γ_H は全てほぼ最適値に近い0.5を用いた⁸⁾。このときの共振曲線を図8に示す。図8(a)はフードダンパの設置位置が ($\theta_1 = 0^\circ$, $\theta_2 = 45^\circ$) で、2個のフードダンパの質量比がいずれも $\mu_H = 0.025$ の場合、図8(b)はフードダンパの設置位置が ($\theta_1 = 0^\circ$, $\theta_2 = 39^\circ$) で、質量比がいずれも $\mu_H = 0.025$ の場合、図8(c)はフードダンパの設置位置が ($\theta_1 = 0^\circ$, $\theta_2 = 45^\circ$) で、質量比がいずれも $\mu_H = 0.05$ の場合、図8(d)はフードダンパの設置位置が ($\theta_1 = 0^\circ$, $\theta_2 = 38^\circ$) で、質量比がいずれも $\mu_H = 0.05$ の場合である。線種の定義は図5と同様である。図8より、 $\alpha_1 = 0^\circ$ の位置に設置したばね支持により cos モード成分のみ固有振動数、

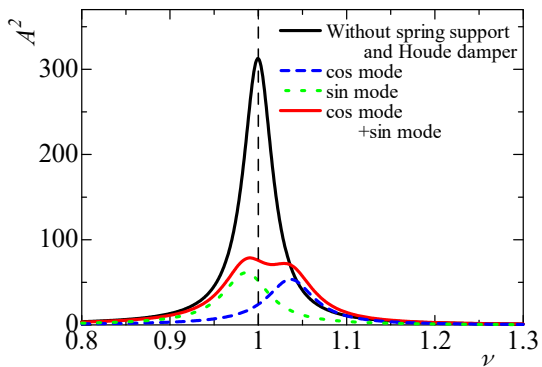
すなわち、共振点が高くなり、cos モードと sin モードの共振点がずれ、さらにフードダンパの減衰効果により両方のモードのピークの振幅が下がっている。このため、図5のフードダンパがなく1つのばね支持のみの場合と比較すると、cos モードと sin モードを合成したときの共振曲線は共振点付近の広い振動数領域で振幅の値はかなり低くなっていることがわかる。このような制振は、通常の振動系では減衰のある動吸振器を用いることにより可能となるが、円環の場合、元々 cos モードと sin モードの合成として1つのモードが表されることを利用して、まず、ばね支持により、あたかも動吸振器を設置したのと同様に、それらの固有振動数を離し、それに加えて、フードダンパも追加することにより広い振動数領域で制振できることが特徴である。また、図8(a)と図8(b)を図8(c)と図8(d)と比較すると、フードダンパの質量比が大きいほど最大振幅は低いことがわかる。図9は2個のフードダンパの開き角による共振振幅の違いを調べたものである。横軸は2個のフードダンパの開き角 $\Delta\theta = \theta_2 - \theta_1$ であり、縦軸は各開き角における共振曲線の振幅の最大値を示



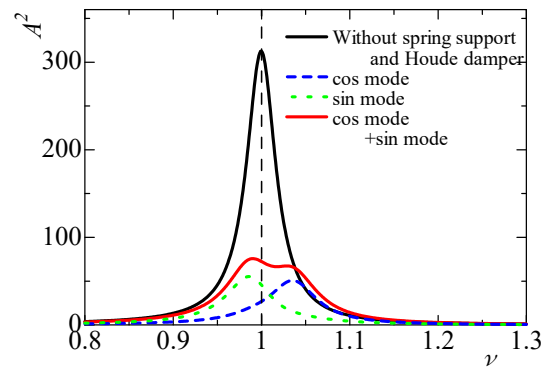
(a) $\theta_1 = 0^\circ, \theta_2 = 45^\circ$ ($\kappa_1 = 0.1, \mu_H = 0.025$)



(b) $\theta_1 = 0^\circ, \theta_2 = 39^\circ$ ($\kappa_1 = 0.1, \mu_H = 0.025$)



(c) $\theta_1 = 0^\circ, \theta_2 = 45^\circ$ ($\kappa_1 = 0.1, \mu_H = 0.05$)



(d) $\theta_1 = 0^\circ, \theta_2 = 38^\circ$ ($\kappa_1 = 0.1, \mu_H = 0.05$)

Fig. 8 1個のをね支持と2個のフードダンパを設置する場合の共振曲線

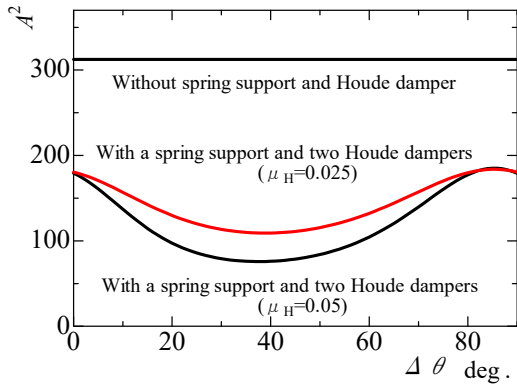


Fig. 9 2個のフードダンパの開き角と共振振幅の関係

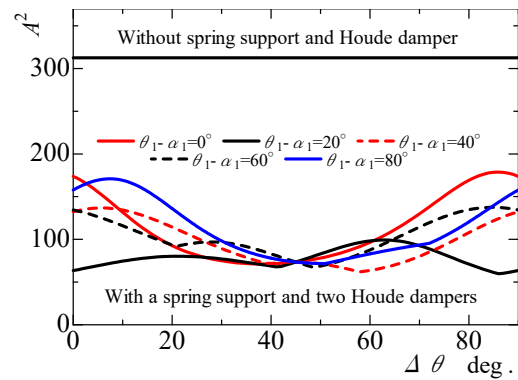


Fig. 10 2個のフードダンパの開き角と共振振幅の関係

している。質量比が $\mu_H = 0.025$ の場合と $\mu_H = 0.05$ の場合をそれぞれ赤線と黒線で示している。図9から、2個のフードダンパの質量比がいずれも $\mu_H = 0.025$ のときはそれらの開き角が $i=2$ の振動モードの腹と節の間隔である 45° 付近の約 39° のとき(図8(b)の共振曲線に対応)、質量比がいずれも $\mu_H = 0.05$ のときは約 38° (図8(d)の共振曲線に対応)で最大振幅が一番小さくなっていることがわかる。このことから、図

8, 9のように1個のフードダンパをばね支持と同じ位置(ここでは、 $\alpha_1 = \theta_1 = 0^\circ$)あるいは、ばね支持と制振対象モードの腹と腹の間隔で設置すると、そのフードダンパによる減衰効果が元々ばね支持によりピークの振幅が小さくなったばね支持部が腹となるモードに集中するために、動吸振器のように共振曲線の2つのピークの高さを等しくすることはできない。また、図9で $\Delta\theta = 45^\circ$ を中心として左右対称な特性

ばね支持とフードダンパによるインバータモータの制振

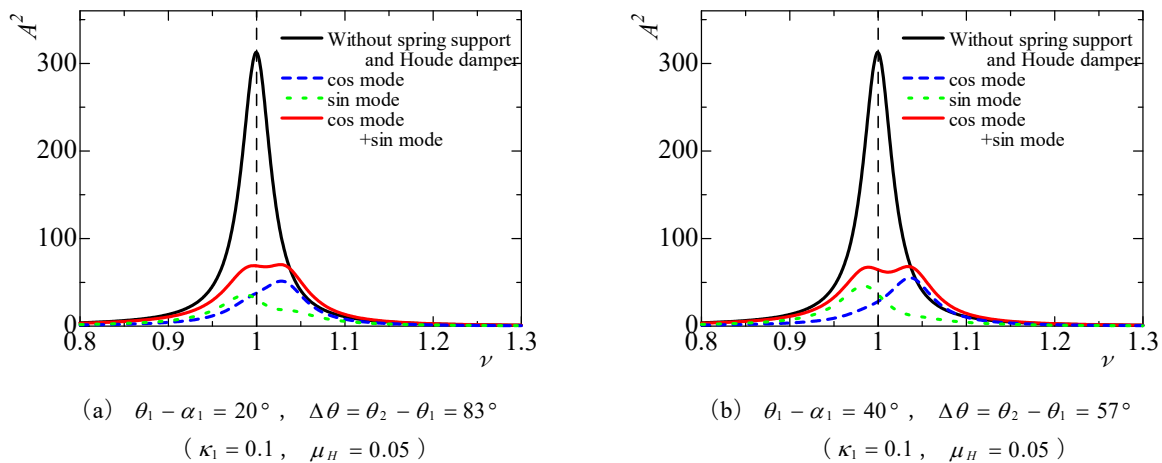


Fig. 11 1個のばね支持と2個のフードダンパを設置する場合の共振曲線

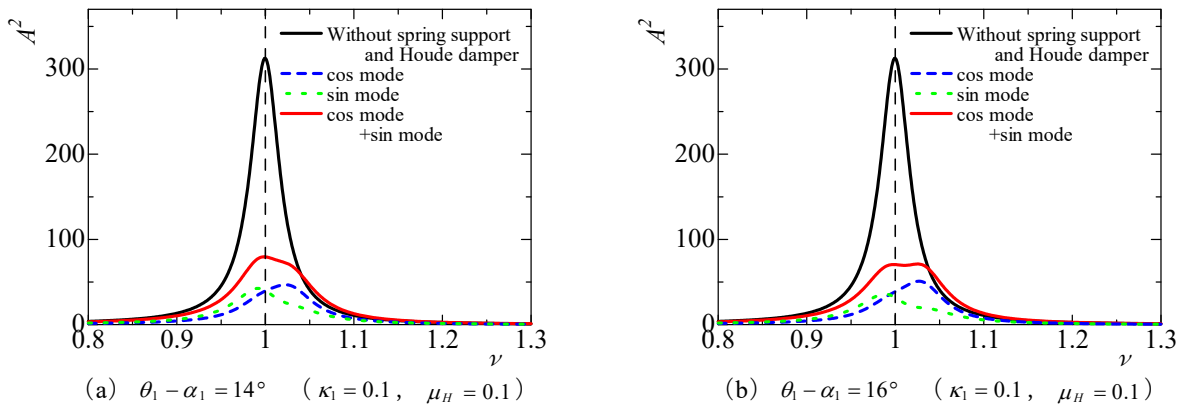


Fig. 12 1個のばね支持と1個のフードダンパを設置する場合の共振曲線

になっていないのは、ばね支持とフードダンパの両方があるときは、電磁力の回転方向の影響を受けるためである。図9から2個のフードダンパの開き角をおおよそ 20° から 60° にすることで大きな制振効果が得られることがわかる。

次に、1個のばね支持と1個目のフードダンパの相対的な設置角度による制振効果の違いを調べる。ばね支持1個を $\alpha_1 = 0^\circ$ の位置に設置し、その剛性比は $\kappa_1 = 0.1$ である。また、2個のフードダンパの質量比はいずれも $\mu_H = 0.05$ である。図10に図9と同様に、2個のフードダンパの開き角と最大振幅の関係を示す。図10からばね支持と1個目のフードダンパの相対的な設置角度 $\theta_1 - \alpha_1$ が 20° のときに、最大振幅の小さな領域が全体的に広いのに対し、 0° , 40° , 60° , 80° の場合には、2個のフードダンパの開き角 $\Delta\theta$ が少なくとも 30° から 60° のときには制振効果が大きいことがわかる。このように、制振のために最適な2個のフードダンパの開き角はばね支持との相対的な位置関係に依存する。図11に図10中で共振振幅が小さくなるときの代表的な共振曲線を示している。図11(a)

は、 $\theta_1 - \alpha_1 = 20^\circ$, $\Delta\theta = \theta_2 - \theta_1 = 83^\circ$ ($\alpha_1 = 0^\circ$, $\theta_1 = 20^\circ$, $\theta_2 = 103^\circ$)、図11(b)は、 $\theta_1 - \alpha_1 = 40^\circ$, $\Delta\theta = \theta_2 - \theta_1 = 57^\circ$ ($\alpha_1 = 0^\circ$, $\theta_1 = 40^\circ$, $\theta_2 = 97^\circ$) の場合である。図11からわかるようにばね支持とフードダンパの設置位置によっては、動吸振器のように2つの共振ピークの高さをほぼ等しくすることができ、共振ピークの値は小さくなる。

3.4 1個のばね支持と1個のフードダンパを設置する場合

前節までは、フードダンパを基本的には cos モード用と sin モード用ということで2個設置する場合を扱ったが、本節では1個のフードダンパでも、ばね支持との最適な位置関係を選択することにより制振が可能なことを示す。まず、1個のばね支持と1個のフードダンパを設置したときの共振曲線を図12に示す。図12(a), (b) はいずれも剛性比 $\kappa_1 = k_1/(9EI\pi/r^3) = 0.1$ のばね支持1個を $\alpha_1 = 0^\circ$ の位置に設置している。また、フードダンパの質量比は $\mu_H = 0.1$ であり、設置位

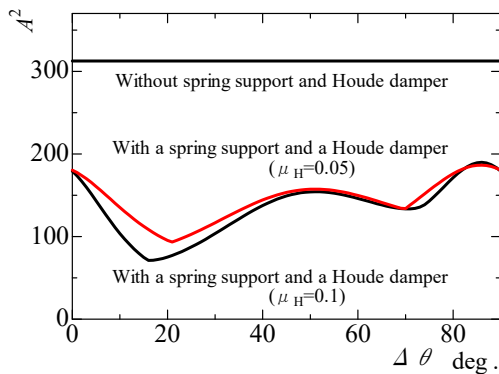


Fig. 13 ばね支持とフードダンパの間の開き角と共振振幅の関係

置はそれぞれ $\theta_1 = 14^\circ$, $\theta_1 = 16^\circ$ である。線種の定義は図 5, 8 と同様である。図 12 (a), (b) の赤の実線で示した \cos モードと \sin モードの和である共振曲線は、共振点付近の広い領域でよく制振できていることがわかる。特に図 12(b) の $\Delta\theta = \theta_1 - \alpha_1 = 16^\circ$ のときは、減衰のある最適な動吸振器のように共振曲線の 2 つのピークがほぼ等しくなり、よく制振されていることがわかる。図 13 は同様にばね支持とフードダンパの設置間隔 $\Delta\theta = \theta_1 - \alpha_1$ による共振曲線上の振幅の最大値の違いを調べたものである。横軸がばね支持とフードダンパの設置間隔 $\Delta\theta = \theta_1 - \alpha_1$ 、縦軸はそのときの共振曲線上の振幅の最大値を示している。フードダンパの質量比が $\mu_H = 0.05$ の場合は、設置間隔が約 21° のとき共振曲線上の最大振幅が一番小さくなっており、フードダンパの質量比が $\mu_H = 0.1$ の場合は、設置間隔が約 16° のとき最大振幅が一番小さくなっている。後者は図 12 (b) と対応している。1 つのフードダンパで \cos モードと \sin モードの両方のモードの振幅をほぼ等しい値に抑えるために、このような角度での設置が最適になっていると考えられる。フードダンパが 1 個の場合の図 13 をフードダンパが 2 個の場合の図 10 と比較すると、フードダンパ 1 個の質量と減衰がそれぞれフードダンパ 2 個の合計と等しいならば、それぞれの最適角における制振量はほぼ変わらないことがわかる。

4. 結言

インバータモータのように駆動回転数が増加する電動機の固定子をばね支持とフードダンパを用いて制振する問題を調べた結果は以下のようにまとめられる。

(1) モード剛性の 10% のばね定数で固定子を支持することにより固定子の共振点の平均 2 乗振幅を約 1/2 に制振することができる。

(2) 1 個のばね支持と 2 個のフードダンパを最適な位置に設置することにより共振点付近の広い振動数領域で振幅を小さくすることができる。

(3) 1 個のばね支持と 1 個のフードダンパを設置した場合でも、最適な位置に設置することにより、フードダンパ 2 個の場合とほぼ同等の制振が可能である。

本研究の有限要素解析は、九州大学情報基盤研究開発センターの研究用計算機システムを利用したことを記し、関係各位に感謝申し上げます。

参考文献

- 堀康郎, 田中基八郎, 電磁振動&騒音設計(2010), pp.1-2, 丸善.
- 一文字正幸, 平野俊夫, 池田和憲, 見村勇樹, 片山仁, 村田大輔, 動吸振器を利用したタービン発電機の電磁振動低減法の検討, 日本機械学会, Dynamics and Design Conference 2010(2010), Paper No. 528.
- 野田伸一, 石橋文徳, 井手勝記, 誘導電動機固定子鉄心の振動応答解析:分布励振と多点励振の振動応答, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.59, No.562(1993), pp.1650-1656.
- 吉武裕, 片原田浩之, 原田晃, 山崎豪, 田中秀樹, 近藤良平, 動吸振器による電動機固定子の制振, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.79, No.803(2013), pp.2286-2297.
- 吉武裕, 片原田浩之, 近藤良平, 野崎優, 山崎豪, 田中秀樹, 複数の動吸振器による電動機固定子の制振, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.80, No.818 (2014), DOI: 10.1299/transjsme.2014dr0305.
- Timoshenko, S.P., Young, D.H. and Weaver, W. JR., Vibration problems in engineering (1974), pp.476- 481, John Wily and Sons.
- 吉武裕, 田川夏湖, 片原田浩之, 茅原晃希, 野崎優, 山崎豪, 不均一質量とフードダンパによるインバータモータの制振, 日本機械学会論文集, Vol.82, No.834 (2015), DOI: 10.1299/transjsme.15-00402.
- 末岡敦男, 金光陽一, 近藤孝広, 基礎機械工学シリーズ 機械振動学(2000), pp.93, 朝倉書店.