反共振と減衰の最適自動同調吸振器によるフライス盤の微振動制御法 とそれによる切削試験*

長屋 幸助^{*1}, 小林 譲二^{*2}, 今井 勝仁^{*2}

Micro-Vibration Control of Milling Machine by Using Auto Tuning Absorber for Anti-Resonance and Damping and its Cutting Tests

Kosuke NAGAYA^{*3}, Jyoji KOBAYASI and Katuhito IMAI

^{*3} Department of Mechanical Engineering, Gunma University, Kiryu, Gunma, 376-8515 Japan

This paper presents a method of micro-vibration control of milling machine heads by use of vibration absorber. The principle used in the paper is different from usual absorbers. In the present absorber, an auto-tuning vibration absorber is presented in which the absorber create anti-resonance state. When the anti-resonance is used, the damping has to be significantly small, so it is difficult to suppress higher modes. To suppress higher modes, the present article uses autotuning magnetic damper. It damps higher modes, but it also increase first modal vibration. Then a method of optimal auto-tuning control is presented in which both principal and higher modal vibrations are suppressed. Experimental tests are carried out for a real milling machine, and cutting tests are also performed.

Key Words: Vibration Control, Milling Machine, Anti-Resonance, Tuned Absorber, Magnetic Damper, Auto-Tuning, Optimal Control, Adaptive Control

1. 緒 言

工作機械において、精密な仕上げ面を得るためには、当然のことながら工具のわずかな振動も許されない。工作機械の制振に対し、最近ではアクティブ制御に関する研究が盛んであり、圧電アクチュエータを用いた制御⁽²⁾、加工中に主軸速度を変化させてびびり振動を抑制する方法⁽³⁾、油圧アクチュエータによるびびり振動の抑制⁽⁴⁾、超磁わい材料をアクチュエータとするフィードバック制御⁽⁵⁾、びびり振動制御のための再帰フィルタの適用⁽⁶⁾等の研究がなされている。また振動制御のための信号検出に音響信号を使用する試みもなされている⁽⁷⁾。これらの研究はアクティブ制御であるので、制御効果は一般に高いものの、制御のために常時相当のエネルギーを必要とし、かつ制御に要する設備が相当に複雑で高価となり、加えてメンテナンスも常時必要となる。制御エネルギーを必要とせず、装置も簡単なものとしては、ダンパ⁽¹⁾、およびさらに制振効果の高い動吸振器⁽⁸⁾がある。文献(8)ではフライス

盤の振動を有限要素法で解析し、パッシブな動吸振器の設計法を示している。通常の動吸振器を用いる場合はフライス盤のような複雑な構造をかなり正確にモデリングし、吸振器の最適な補助ばね定数と最適な減衰係数を求めなければ制振効果は極端に薄れる。したがって、吸振器の設計がかなり困難となるのみならず、工具の回転数が1次の固有振動数より小さい周波数領域では、最大振幅倍率を1より小とすることができない等の欠点がある。

一方、ダンパのない動吸振器を用い、反共振周波数で加振すると主振動体の振幅を理論的には零とすることができる長所があるが、強制振動数が反共振振動数から外れると、倍率は極端に大きくなり、共振時も粘性がないため変位は無限大に達する等の欠点を有する。従来このようなことから粘性のない動吸振器はほとんどかえりみられなかったが、近時ばね定数を制御した可変ばね形の動吸振器による反共振利用の制振法が提案されている。しかしこれらの研究では、高次モードの制振効果が極端に悪くなる。すなわち加振源に高次ノイズを含んだ波の場合に対しては必ずしも有効とはいえない。そのため工作機械の振動制御に応用された例は著者らの調べた限り見受けられない。

本研究では、種々の周波数成分を含む振動起振力を

* 原稿受付 1998 年 6 月 1 日。

^{*1} 正員、群馬大学工学部(〒376-8515 桐生市天神町 1-5-1)。

^{*2} 群馬大学大学院。

E-mail: nagaya@me.gunma-u.ac.jp

受けるフライス盤におけるスピンドル軸の、反共振を利用した吸振器と減衰を最適に組合せた制御法を提案し、その理論的および実験的検討を行ったものである。本方法の原理は、ヘッドに可変ばね定数の同調形動吸振器を取付け、卓越振動を反共振により制振しながら、高次のノイズ成分については磁気ダンパの減衰により制振するものである。

2. 動吸振器を有する工作機械の腕の振動応答と反共振について

本研究では、工作機械ヘッドの制振を考え、具体的にはフライス盤ヘッドの制振を取上げる。一般に工作機械の振動を防止するためには、腕の剛性を高くする方法が基本とされている。しかし剛性の増加により微振動を抑制しようとする、腕に相当の剛性を必要とし、機械は重く高価なものとなる。また精密小型卓上フライス盤等では、剛性を上げないで精密な工作が要求される。本研究ではこのような問題を考える。

一般の振動問題において、反共振を用いるのが効果的であることが知られている。しかし反共振は特定の振動数で主振動体の振動を零にできる利点があるが、振動数および系が少しでも変化すると、極端に振動が大きくなるし、また減衰を小さくしなければ効果が薄れ、高次振動を抑制できない等の致命的欠陥がある。そこで著者らは柔軟はりの制振法として、自動同調形の反共振利用の吸振器を用いて一次モードを制御し、振動の節を利用して高次モードを動吸振器で抑制する方法を開発した⁽⁹⁾。しかしフライス盤では、ヘッドが常時移動するため、振動の節および固有振動数が常時変化し、かつ二つの吸振器を取付けることは構造上も困難である。図1は本研究で対象とするフライス盤を示す。この図からもわかるように動吸振器を取り付けるとした場合、唯一モータの上に限られることがわか

る。したがって、可変剛性でかつ可変減衰の吸振器をモータの上に取り付け、ヘッドの振動を制御することを考える。

2・1 格間伝達マトリックスと格点伝達マトリックス
本研究で対象とする工作機械は図1に示すような卓上型フライス盤であり、ヘッドの位置が工作物の大きさにしたがって上下する構造のものである。このフライス盤の腕は下端固定上端自由のはり形状をしている。したがって本研究ではフライス盤の腕を一端固定、他端自由のはりと考え、伝達マトリックス法により解析を行う。このはり上を上下するヘッドのモータ上部に可変剛性・可変減衰動吸振器を設置する。減衰は永久磁石の磁力によって得る磁気ダンパである。本例の場合、振動はフライス盤の腕(はり)の軸の面内と面外の両方に発生する。本研究では、反共振を利用するので、動吸振器は面内振動にも面外振動にも有効である。この場合、剛性の弱いほうに大きく振動するので、その方向の振動を取上げる。腕をはり要素と質量要素に分割して考えると、はり要素 $j-1$ と j との両端における状態量の関係を無次元化して示すと、次のようになる。

$$\begin{Bmatrix} -\bar{w} \\ \bar{\phi} \\ \bar{T} \\ \bar{Q} \\ 1 \end{Bmatrix}_L = \begin{bmatrix} 1 & \beta_j & \frac{\beta_j^2}{2\alpha_j} & \frac{\beta_j^3}{6\alpha_j} & 0 \\ 0 & 1 & \frac{\beta_j}{\alpha_j} & \frac{\beta_j^2}{2\alpha_j} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \beta_j & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} -\bar{w} \\ \bar{\phi} \\ \bar{T} \\ \bar{Q} \\ 1 \end{Bmatrix}_R \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここに

$$\bar{w} = \frac{w}{l_0}, \quad \bar{\phi} = \phi, \quad \bar{T} = \frac{l_0 T}{EI_0}, \quad \bar{Q} = \frac{l_0^2 Q}{EI_0}$$

$$\alpha_j = \bar{l}, \quad \beta_j = \bar{EI}, \quad l_j = l_0 \bar{l}, \quad EI_j = EI_0 \bar{EI}$$

であり、 w , ϕ , T および Q はそれぞれたわみ、たわみ角、曲げモーメントおよびせん断力、 l_j , EI_j はそれぞれ j 番めのはりの要素の格間長さ、曲げ剛性であり、 R ははり要素の右側、 L は左側を表す。また l_0 および I_0 は式を無次元化するために導入した長さおよび断面二次モーメントであり、本解析では、はり要素零～1間の諸量を用いる。式(1)を格間マトリックス F と列ベクトル V を用い、無次元化して表すと

$$\bar{V}_j^L = \bar{F}_j \bar{V}_{j-1}^R \quad \dots\dots\dots (2)$$

一方、格点の左右の関係を表すマトリックス方程式は

$$\bar{V}_j^R = \bar{P}_j \bar{V}_j^L \quad \dots\dots\dots (3)$$

であり、格点マトリックスは

Fig. 1 Milling machine

$$\bar{P}_j = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -M_j \frac{l_0^3}{EI_0} \omega^2 & 0 & 0 & 1 & f_j \frac{l_0^2}{EI_0} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (4)$$

と表される．ここに、 M_j は質点 j の集中荷重、 f_j は点 j に作用する外力を表し、 ω は強制角振動数である．

2・2 動吸振器を取付けた節点の格点マトリックス

動吸振器の取付点は図2に示すように質量要素 M_j および、動吸振器の付加質量 m_2 、ばね定数 k_2 、ダンパの減衰係数 c_2 等を有する各要素で構成されている．

m_2 の変位を u 、 M_j の変位を w とすると、この振動系の運動方程式は

$$m_2 \frac{d^2 u}{dt^2} + c_2 \left(\frac{du}{dt} - \frac{dw}{dt} \right) + k_2(u - w) = 0 \dots (5)$$

式(5)に $w = W_0 e^{i\omega t}$ 、 $u = U_0 e^{i\omega t}$ を代入すると次式が得られる．

$$A_0 = \frac{U_0}{W_0} = \frac{p^2 + 2\mu(i\omega)}{\{p^2 - \omega^2 + 2\mu(i\omega)\}} \dots\dots\dots (6)$$

ここに

$$2\mu = \frac{c_2}{m_2}, p^2 = \frac{k_2}{m_2}$$

である．したがって、はりの格点 j に作用する力は

$$\begin{aligned} Q &= c_2 \left(\frac{du}{dt} - \frac{dw}{dt} \right) + k_2(u - w) \\ &= B(\omega) m_2 \omega^2 w_0 \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

となる．ここに、

$$\begin{aligned} B(\omega) &= \frac{p^2(p^2 - \omega^2) + (2\mu\omega)^2}{(p^2 - \omega^2)^2 + (2\mu\omega)^2} \\ &\quad + \frac{-2\mu\omega^3}{(p^2 - \omega^2)^2 + (2\mu\omega)^2} i \dots\dots\dots (8) \end{aligned}$$

ここで、可変ばね定数型動吸振器の慣性モーメントを J とすればはりに与える曲げモーメントは次式となる．

$$T_j^R = T_j^L + J\ddot{\varphi} = T_j^L - J\omega^2 \varphi$$

したがって回転慣性を考慮した動吸振器の格点のマトリックス方程式は

$$\bar{V}_j^R = \bar{P}_j^m \bar{V}_j^L \dots\dots\dots (9)$$

したがってこのときの格点マトリックスは

Fig.2 Element with dynamic absorber

$$\bar{P}_j^m = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -J \frac{l_0}{EI_0} \omega^2 & 1 & 0 & 0 \\ \{M_j + Bm_2\} \frac{l_0^3}{EI_0} \omega^2 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (10)$$

すなわち、動吸振器を付けない節点では P_j 、動吸振器を取付けた節点では P_j^m と格点マトリックスを変更する．一端固定—他端自由はりの固定端は変位 w 、たわみ角 φ がそれぞれ零であり、また自由端では曲げモーメント T 、せん断力 Q がそれぞれ零であるから境界条件を列ベクトルで表すと

$$\bar{V}_0 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ \bar{T} \\ \bar{Q} \\ 1 \end{Bmatrix}_0, \quad \bar{V}_n = \begin{Bmatrix} -\bar{w} \\ \bar{\varphi} \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{Bmatrix}_n \dots\dots\dots (11)$$

ここで、 V_0 、 V_n はそれぞれはりの左端(固定端)、右端(自由端)の状態ベクトルとする．

式(11)を

$$\begin{aligned} \bar{V}_n &= \bar{F}_n \bar{P}_{n-1} \bar{F}_{n-1} \dots \bar{P}_j \bar{F}_j \dots \bar{P}_1 \bar{F}_1 \bar{V}_0 \\ &= U \bar{V}_0 \dots\dots\dots (12) \end{aligned}$$

に代入すると、

$$\bar{Q}_0 = \frac{a_{4,3} a_{3,5} - a_{4,5} a_{3,3}}{\det} \dots\dots\dots (13)$$

$$\bar{T}_0 = \frac{a_{4,5} a_{3,4} - a_{4,4} a_{3,5}}{\det} \dots\dots\dots (14)$$

$$\det = a_{4,4} a_{3,3} - a_{4,3} a_{3,4}$$

が得られる．ここに $a_{11} \dots a_{55}$ は式(12)の計算で得られたマトリックス U の要素である．したがって任意の点 j における状態ベクトルは

$$\bar{V}_j = \bar{F}_j \bar{P}_{j-1} \bar{F}_{j-1} \dots \bar{P}_1 \bar{F}_1 \bar{V}_0 \dots\dots\dots (15)$$

状態ベクトル V_j は式(15)より得られる無次元状態量を実際状態量に変換することで得られる．状態ベクトルの各要素は複素数で得られるので、変位振幅 w は、

$$w = \sqrt{R_e^2 + I_m^2} \dots\dots\dots (16)$$

与えられる．ここに R_e は複素変位 w の実部を、 I_m は虚部を表す．

なお上式で f_j はモータのロータおよび工具の偏心による遠心力であり、次のように表される．

$$f_j = M_e e \omega^2 \dots\dots\dots (17)$$

ここに M_e はモータのロータと工具の質量であり、 e は偏心量である．

3. 数値計算による反共振の確認と吸振器の設計

フライス盤で工作を行う場合、もっとも精度と良好なる仕上げ面が要求されるのは仕上げ切削のときであり、そのときの回転数は通常の荒削りのときに比べかなり大きい。本研究で対象とするフライス盤の場合(図1参照)、最大回転数はほぼ2400 rpmとされている。したがって900 rpmから2400 rpmの範囲で仕上げ切削を行うものとし、この範囲でのヘッドの振動を制御することを考える。本フライス盤の腕の諸元を表1に、動吸振器の諸元を表2に示す。

また工具とロータの偏心については、理論的に決定できないので、後述の実験結果を参考し、 $M_e = 0.0001 \text{ kg}\cdot\text{m}$ と仮定している。

これらの値を用いてまず吸振器のないフライス盤の腕の変位の応答を計算したところ、35 Hz 近傍が一次共振点であり、540 Hz 付近が2次の共振点となっていることがわかった。本報の制御対象であるフライス盤の使用範囲は15~40 Hz (900~2400 rpm)としているので1次の共振を乗り越す必要がある。図3に可変剛性動吸振器を搭載したフライス盤の腕上端(基礎の部分から0.28 m)における変位の周波数応答を示す(図3の破線)。ここに吸振器の設定周波数を15 Hz ($k = 2.66 \times 10^3 \text{ N/m}$)である。また設定周波数を40 Hz ($k = 1.9 \times 10^4 \text{ N/m}$)に対する応答を実線で示す。図3のように設定周波数では反共振のためはりの振幅が著しく減少している。以上より吸振器のばね定数を $k = k_1 = 2.66 \times 10^3 \text{ N/m}$ から $k = k_2 = 1.9 \times 10^4 \text{ N/m}$ の間で可変とすれば、卓越振動数が15~40 Hzの範囲で連続的に反共振状態を創成することが可能であること

がわかる。

ところで、ここで得られたばね定数は、減衰のない二自由度系の振動の反共振周波数から求めたものとはほぼ等しい。以下に述べるように本システムでは、その制御で理論的な反共振周波数を用いず、ヘッドの計測された振動振幅を最小とするように自動的に吸振器パラメータを調整する。すなわち、反共振周波数の範囲だけ計算できれば、吸振器の設計が行える。したがって反共振角周波数を $\omega_a = \sqrt{k_2/m_2}$ として、吸振器を設計して差し支えないことがわかる。通常の動吸振器の設計では、動吸振器の取り付けられた工作機械の相当正確な振動応答計算が必要であるのに対し、本システムでは工作機械の振動応答を求めることなく動吸振器が設計できることを示している。この点が本システムの特徴の一つである。

4. 可変ばね定数形動吸振器の制御

4.1 可変ばね動吸振器の概要 本フライス盤ヘッドの腕は工作機械の腕としては比較的柔軟であり、また解析では考慮されていないヘッドとモータの取付部のブラケットもそれほど剛性が高くない。もちろんそれによる第2次、第3次の固有振動数は第1次のそれに比べ相当大きい。精密な仕上げ精度を要求されるフライス盤ではその影響も無視できない。本研究ではこれらの微小振動を磁気ダンパで制御することを考える。そこで吸振器として、図4のようなものを試作した。図4において①が吸振器の質量であり、②が可変ばね定数を得るための黄銅製の丸棒により作られたはりである。この丸棒は右端がねじ止めにより固定され、左端に質量①が取り付けられており、面内および面外の両方向に振動できる。⑥はスライダであり、②の丸棒の直径とほぼ同じ穴があけられており、そこに丸

Table 1 Dimensions of the arm of milling machine

Material	Steel
Young's modulus [N/m^2]	2.06×10^{11}
Density [kg/m^3]	7.85×10^3
Length [m]	2.80×10^{-1}
Moment of inertia of the cross section [m^4]	9.60×10^{-9}

Table 2 Dimensions of the dynamic absorber

Attached mass [kg]	3.00×10^{-1}
Frequencies [Hz]	From 15 to 40
Spring of absorber	Circular cross section rod made of brass
Total mass [kg]	2.4

Fig. 3 Theoretical frequency response of the head at tip of the arm in two cases of the spring of the absorber ($x = 0.28 \text{ m}$ from the base)

Fig. 4 Dynamic absorber

棒②が通されている。また⑥にはさらにねじが切っており、それにおねじ⑦がかみあい、おねじはモータ③の軸に結合されている。さらにスライダの下端は吸振器の枠に取付けられたスライドレール⑪にはめ込まれ左右方向にスライドする。したがってモータ③の軸を回転することにより⑦のねじが回転し、⑥が左右に移動する。すなわち②の中間支点が左右に移動し、質量①の点におけるばね定数が変化する。このとき、⑥が吸振器の左、右端に到達した後さらにモータを回転させてはならないので、吸振器の枠にはリミットスイッチが取付けられている。なお②の丸棒は前述の理論解析で得られたばね定数より若干余裕をもたせて長さおよび直径が定められており、直径 6 mm、長さ 105 mm (ヤング率 20.58×10^{10} Pa) である。このときの制御周波数は 15~50 Hz となった。

一方磁気減衰を得るため、質量①に導体板④(アルミニウム板:縦 46 mm、横 42 mm、厚さ 2.0 mm)が取付けられ、これが磁石⑤(希土類永久磁石:縦 25 mm、横 20 mm、厚さ 2.0 mm、磁化の強さ 0.87 Wb/m²)の間を質量①とともに振動するようになっている。なお減衰係数の取得範囲は 2.6~6.8 N·s/m となった。磁気減衰力を可変にするため、磁石⑤は二つのスライダ⑨に貼付けられており、モータ⑩の軸の回転とともにレール⑫にはめ込まれたスライダ⑨が左右に移動する。このときねじ⑧は④の導体板を境にして一方は右ねじ、他方には等ピッチの逆ねじが切っており、ねじ⑧の回転とともに導体を境にして等距離で空隙が変化する。この吸振器を左端を下にし、フライス盤ヘッドのモータの上に乗せて用いる。

4.2 吸振器の制御アルゴリズム 本研究では卓越振動を反共振で制御し、高次モードを減衰により制御する。したがって通常の動吸振器の制御法とは本質的に異なる。この場合、減衰が大きくなると、高次の

Fig. 5 Flow chart

制振効果は大きくなるものの、反共振の効果が薄れる。したがってその大きさを最適に定める必要があり、かつ急しゅんな反共振の谷を得るには、反共振周波数を理論的に算出して制御する方法では不十分である。そこで本研究では、二つのモータの回転量に制御を与え、リアルタイムで反共振を創生する吸振器のばね定数と最適な減衰を得る方法を提案する。

まず振動の大きさとして、ヘッドの加速度信号を加速度ピックアップで検出し、チャージアンプで 2 回積分し、変位振動波形を得る。この波形をデジタル信号演算器(DSP)に導き、一定時間ごとにサンプリングし、その絶対値を DSP 内で台形公式を用いて積分する。すなわち、変位信号波形を $w(t)$ としたとき

$$J_p = \int_0^T |w(t)| dt \quad \dots\dots\dots (18)$$

ここに T は波の 1 グループをサンプリングするのに要する時間である。この J_p を最小にするようにモータへの電圧印加時間を求める。その方法として、最急降下法を適用した。すなわち

$$t_{s,i+1} = t_{si} - \eta_s (\partial J_p / \partial t_{si}) (s=1, 2, i=1, 2, \dots \infty) \quad \dots\dots\dots (19)$$

ここに $s=1$ はモータ③に対するもので、 $s=2$ はモータ⑩に関するものであり、 t はモータに印加する時間、 η_s は重みである。式(19)を計算すると、 t_{si} が求められ、一定電圧(本研究ではモータ③に 20 V、モータ⑩に 12 V)をこの時間だけモータに印加すると、モータが回転し、スライダ⑥と⑨を微小量動かす。さらに繰返すことにより評価関数を最小とする方向にスライダ⑥と⑨が移動する。なおこの場合、 t_{si} が負となることがあるが、このときは電圧を負にし、モータを反対方向に回転させる。このような繰返しにより振動は反共振の谷に近づいていく。このアルゴリズムをフローチャートにしたものが図 5 である。なおこのとき、ス

ライダについては、リミットスイッチにより上下端の位置を検出する。

5. 実験

5.1 実験システム 図6に実験システムを示す。図6でフライス盤のモータ上部に動吸振器を設置し、工具取付け側の軸受上に振動ピックアップを設置し、チャージアンプで変位信号に変換する。これをDSP

① Head of milling machine ② Absorber ③ Vibration pickup

Fig. 6 The geometry of experimental set-up

Fig. 7 Time response of the head located at the tip of the arm without absorber ($N=2\,500$ rpm)

Fig. 8 Time response of the head located at the tip of the arm with the vibration absorber under the adaptive control ($N=2\,500$ rpm)

に入力し、またシンクロスコープ、FFT アナライザで観察する。DSP 内では、前述の式(19)を計算し、両モータへの電圧印加時間を決定し、その信号を電圧増幅器へ入力し、モータを駆動する。

5.2 振動制御の実験結果 図7～11に非切削時のロータおよびモータの起振力に起因する工具側軸受変位の無制御時および制御時の時刻歴応答、およびそのスペクトルの実験結果を示す。なおスペクトルの図は通常の周波数応答曲線とは異なり、ある一定のスピンドル回転数における周波数(Hz)と軸受の変位振幅のデシベル値($10 \log_{10} w$)を示したものである。理論上はスピンドルの回転による起振力が純正弦波であれば、フーリエスペクトルのピークはその回転数のところだけにあるが、実際の機械では起振力に高次成分が含まれるため、多くのピークが存在する。これらのピークの周波数をもつ振動の足し合されたものが、工具の振動となる。したがってスペクトルの全ピークが抑制されれば、振動が高次も含めて制御されていることになる。以下フライス盤のヘッドが上端にある場合(ベッドから0.28 m)を例に取上げ、その結果を示す。

図7, 8はスピンドルの回転数が2 500 rpm のとき

Fig. 9 Frequency spectrum of displacement for the head located at the tip of the arm without absorber ($N=2\,500$ rpm)

Fig. 10 Frequency spectrum of displacement for the head located at the tip of the arm with the vibration absorber under the adaptive control ($N=2\,500$ rpm)

Fig. 11 Frequency response of the head located at the tip of the arm in the absorber and without the absorber ($x=0.28$ m from the base)

の変位の時刻歴応答を示したものである。この図より制御時の変位振幅は無制御に比べ約 $1/8$ に激減していることが認められる。一方この場合のスペクトルを図 9 (無制御時) と 10 (制御時) に示す。図で無制御時と比べ 50 Hz の周波数を除き、一次振動のみならず高次を含むすべてのピークが制御時に減少していることがわかる。本例の場合、図 9 に見られるように変位は最大でも $20 \mu\text{m}$ 程度と小さいため、加速度ピックアップからの入力電圧も相当に小さい。したがって電源ノイズが相対的にかなり大きく現れる。すなわち 50 Hz は電源ノイズの影響であり、これはフライス盤の工具の振動とは無関係なものである。さて本来反共振だけで制御を行った場合は、図 9 の起振周波数成分 (約 42 Hz) を低減させることができるが、本装置では、さらに磁気ダンパを用いているため高次 (80 Hz 以上) の制振にも成功していることが図 10 より認められる。すなわち卓越振動は反共振により抑制され、かつ高次のピークがダンパにより抑制されていることがわかる。減衰がある場合は、反共振の効果が薄れ、減衰がない場合は高次の制振ができなくなる矛盾が反共振の制御にはつきまとうが、本研究のような手法を用いると、反共振と減衰の両方に折り合いをつけたような制御が行われる。この点が本制御法の特徴である。

図 11 に振幅の最大値と回転数の関係を示す。制御時の結果と無制御時の結果を比較すると、制御時には、低周波数域では若干振幅の減少量が小さいものの全体的に強く振動が抑制されており、本研究で提案した制振法の効果が高いことを示している。

5・3 切削試験 一般に工作機械は荒切りにおいては、切削力を起振力とした振動が大となるが、仕上げ切削では、切削力は比較的小さく、モータおよびスピンドルの工具による振動起振力大きい。本研究では、このような見地からもっとも精度を要求される仕上げ切削時の振動を抑制することを目的とした制御法

Fig. 12 Surface after cutting (left groove: without control, right groove: with control)

Fig. 13 The surface roughness without absorber

を示した。この制御法が実際の切削時の精度、表面性状にどの程度の効果があるかを調べるため、切削試験をも行った。切削は角材の表面をエンドミルによって切削した。このときのヘッドの位置は腕の上端にあり、切り込み深さは 0.5 mm 、エンドミルの直径は 6 mm 、スピンドルの回転数は 2100 rpm である。得られた製品の切削表面の写真を示したものが図 12 である。図 12 で左側が無制御時、右側が制御時を表す。無制御時の図で黒くまだらになっているところの表面が滑らかでない。それに対し、制御時の表面のほうが一樣であることがわかる。これを具体的な数値で比較するため、切削表面の粗さ測定を行った。結果を図 13 (無制御時) と 14 (制御時) に示す。図より制御時の最大表面粗さが無制御時の約 $1/4$ になっていることがわかる。切削表面の良否は表面の切削筋の規則性で判断される場合が多い。すなわち、無制御の表面状態は図 13 に示すように粗さが大きいのみならず乱雑であり、光が乱反射するため表面が汚く見える。一方図 14 の制御の場合は、表面粗さが小さくかつ比較的一様であるため光の乱反射が小さい。したがって表面がきれいに見える。また図 12 で無制御の場合は切削縁にバリが認められるのに対し、制御時の写真には、バリがほとんどなく、切削精度も制御時にはかなり改善され

Fig. 14 The surface roughness under the adaptive control

ていることがわかる。

6. 結 言

本研究はフライス盤等の工作機械の精度向上のため、その振動を防止する方法を検討したものである。その内容を要約すると

(1) 可変剛性でかつ可変減衰の磁気ダンパを有する自動同調形動吸振器を工作機械ヘッドに取付ける方法を提案した。すなわち、卓越振動を反共振により制御し、高次振動を磁気ダンパで制御する方法を提案した。実際の機械として、卓上フライス盤をとりあげ、そのヘッドの制振を行う動吸振器を試作し、その効果を調べた。

(2) 動吸振器を有するフライス盤ヘッドの振動応答を求める解析を示した。その結果、本動吸振器は反共振周波数 $\omega_a = \sqrt{k/m_2}$ を用いて設計できることがわかった。すなわち、本システムの設計においては、通常の動吸振器設計のような工作機械の正確な振動応答計算等が一切不要であることを示した。

(4) 本吸振器の制御法を示し、実際に実験を行い、制御効果を調べたところ、本システムは設計されたモータの回転数範囲で十分な制振効果を示すことがわか

った。特に卓越振動のみならず高次振動まで折り合いをつけた最適制御が行われることが明らかにされた。

(5) 通常の動吸振器では、低振動数域で振動倍率が1より大となるが、本吸振器を用いた場合は、一次共振振動数より小さい低振動数域でも、倍率は1より極端に小さくできる特徴があることを示した。

(6) 切削実験により、切削面の性状も調べたところ、無制御時に比べ、制御時のほうがはるかに良好な仕上げ面と精度が得られることが確認された。

文 献

- (1) 吉村允孝, 工作機械の基本設計技術IV(制御技術の最新の動向, 振動を防止するための設計技術), 機械の研究, **50**-1 (1998), 120-129.
- (2) Martinez, D. R., Hinnerichs, T. D. and Redmond, J. M., Vibration Control for Precision Manufacturing Using Piezoelectric Actuators, *J. Intelligent Mater. Syst. Struct.*, **7**-2 (1996), 182-191.
- (3) Liao, Y. S. and Young, Y. C., A New-on Line Spindle Speed Regulation Strategy for Chatter Control, *Int. J. Mech. Tools Manuf.*, **36**-5 (1996), 651-660.
- (4) Hagemer, I. and Ister, W., Hoch Dynamische Hydraulische Aktoren zur Dämpfung von Ratterischwingungen an Araemaschinenspindeln, *Oelhydraul Pneum*, **39**-9 (1995), 683-688.
- (5) Clkins, F. T., Zrostlik, R. L., Flatau, A. B. and Vogel, J. M., Terfenol-D Vibration Control of a Rotating Shaft, *ASME Aerosp. Div.*, Vol. **45** (1994), 267-273.
- (6) Ousterhout, K. B., Development of a Recursive Frequency Based Filter with Application to Chatter Control, *ASME Design Eng. Div.*, **61** (1993), 193-198.
- (7) Delio, T., Tlustý, J. and Smith, J., Use of Audio Signals for Chatter Detection and Control, *ASME J. Eng. Ind.*, **114** 2 (1992), 146-157.
- (8) Marchelek, K., Berczynski, S. and Witek, A., A Modification of Machine Tool Dynamical Properties Using Vibration Absorbers, *ASME Design Eng. Div.*, **18**-2 (1989), 85-90.
- (9) 長屋幸助・来栖明法・井開重男・志谷佳久, 反共振の自動探索と動吸振器による構造物の振動制御, 機論, **63**-615, C (1997), 3796-3801.