多自由度ダンパ要素を付加したボーリングバーの 防振設計の研究*

吉村 允孝** 土肥 嘉夫*** 広瀬 啓二†

Study on Vibration-proof Design of Boring Bar with Multiple
Degree-of-Freedom Dampers

Masataka YOSHIMURA, Yoshio DOHI and Keiji HIROSE

In order to increase stability against machining chatter in boring operations, boring bars equipped with multiple degree-of-freedom dampers have been developed. By using the dampers, the modal flexibility at the natural mode having the greatest receptance is divided into smaller modal flexibilities at multiple degrees of natural modes. This theoretical analysis clarifies that the division of the modal flexibility into many natural modes results in 1) the decrease of the modal flexibility, 2) the increase of the damping ratio, and 3) shift of the vector locus of the receptance frequency response along the real axis toward the positive direction. These changes occur at the natural mode having the greatest modal flexibility, producing a great increase in stability against the machining chatter. Design procedures for the boring bars are described, and the effect of the dampers is demonstrated in actual cutting tests.

Key words : boring bar, damper, machine tool, dynamic characteristics, regenerative chatter, machining chatter, modal flexibility, damping ratio, frequency response

1. 緒 論

中ぐり加工に用いられるボーリングバイトは動的な剛性が必然的に低く、びびり振動の発生を抑えることが困難なことが多い。このため種々のダンパを付加したボーリングバーが提案され^{1)~3)}、既に実用に供せられているものもある。しかし現在でもその決め手となるものが存在せず、ボーリングバイトによる深穴加工の切削能率と加工精度を上げることは困難とされている。

本研究では、ボーリングバイトのびびり振動に対する安定性を向上させるために、びびり振動発生の原因となる固有モードのモーダルフレキシビリティ⁴⁾を、多くの固有モードのモーダルフレキシビリティに人為的に分割させる多自由度ダンパ要素を付加した防振ボーリングバーを提唱する。

以下、まずこれまでのボーリングバーの防振対策について考察する。そしてその考察から得られた問題点

をふまえた上で提唱するボーリングバーの理論的考察と設計法を述べ、最後に試作例を示す。

以下の用語の中で、“直接”という語が頭についているものは力が加わる点と方向が変位を求める点と方向に一致する場合に用い、“交差”はそれらが一致しない場合に用いる。

2. ボーリングバーの防振設計についての考察

図1は工作機械に取り付けられたボーリングバーの様子を模擬的に示している。この切削点におけるリセブタンス周波数応答は、図2(a)のようになる。すなわちボーリングバーの軸径が細く、また突出し長さ L_c が長くなると、静コンプライアンス f_s が大きくなると

Fig. 1 A conceptual model of a machine-tool structural system having a boring bar

* 原稿受付 昭和59年3月22日、昭和57年度精機学会秋季大会学術講演会（昭和57年10月18日）にて発表

** 正会員 京都大学工学部（京都市左京区吉田本町）

*** 正会員 住友電気工業（株）（伊丹市昆陽宮東1）

† 正会員 住友電気工業（株）（名古屋市中区新郊通1-10）

Fig. 2 Receptance frequency responses

Fig. 3 Vector loci receptance frequency responses corresponding to bode diagrams shown in Fig. 2

ともに、ある固有モードのリセプタンス値 R が非常に大きくなる。このリセプタンス周波数応答をベクトル軌跡上に描くと、図 3 (a) のように、ベクトル軌跡上の最大負実部の大きさも大きくなる。このことは、再生型自励びびりが非常に発生しやすい状態を意味している。

この切削点における切削力方向の加振力 F と切削面に垂直な方向の変位 D (工具と品物の間の相対変位) に関するリセプタンス周波数応答の角振動数 ω における伝達関数表示式は、比例減衰系としての近似のもとで、次式のように書かれる。

$$R(\omega) = \frac{D}{F}(\omega) = \sum_{m=1}^{\infty} \left[\frac{f_m}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_m}\right)^2 + 2j\left(\frac{\omega}{\omega_m}\right)\zeta_m} \right] \quad (1)$$

ここで、 j は虚数単位、そして ω_m と ζ_m は m 次固有モードの固有角振動数と減衰比である。また f_m は、 m 次固有モードにおける切削点の切削力方向と切削面に垂直方向の間の交差モーダルフレキシビリティである。

通常、ボーリングバーの部分は、工作機械本体に比してはるかに剛性が低い。そのためびびり振動が問題となる固有モードにおいては、ボーリングバーのみでほとんど振動系を形成し、工作機械本体の影響が非常に小さくなる。しかもボーリングバーは軸対称構造である。これらのことより、力が加わる方向と変位を求める方向が一致しないために一般には負の値をもちうる交差モーダルフレキシビリティは、すべて正の値をもつとみなせる。以下、この交差モーダルフレキシビリティを略記して、モーダルフレキシビリティとする。

式 (1) に $\omega=0$ を代入することによりわかるように、切削点での静コンプライアンス f_s と m 次固有モードのモーダルフレキシビリティ f_m の間には、次の関係がある。

$$f_s = \sum_{m=1}^{\infty} f_m \quad (2)$$

いま i 次固有モードのリセプタンス値 R_i が非常に大きいとする。そのとき、その固有モードのモーダルフレキシビリティ f_i も大きく、次のように表せる。

$$f_s = f_i + \sum_{\substack{m=1 \\ m \neq i}}^{\infty} f_m \approx f_i \quad (3)$$

再生型自励びびりに対する安定性を増すには、リセプタンス値 R_i を小さくすることが必要である。そのためには、モーダルフレキシビリティ f_i を小さくすることと、減衰比 ζ_i を大きくすることが要求される。この要求を満たすことがボーリングバーの防振設計の目的であり、以下のようないろいろな方法が存在する。

(1) ボーリングバーの材料として超硬などの高剛性材料を用いる。高剛性材料として超硬を用いると、鋼に比して約 3 倍の縦弾性係数の分だけ静コンプライアンス f_s が下がり、モーダルフレキシビリティ f_i の減少となる。しかし、実際には、ボーリングバー支持部などの剛性が影響し、縦弾性係数の増大分だけの剛性の上昇が望めないことがある。

(2) 減衰能力をもつ要素を付加する。これは減衰比

ξ_i を大きくとることによって、リセプタンス値 R_i を小さくしようとするものである。ボーリングバーの内部に減衰材料を挿入したり、インパクトダンパのように衝撃により振動エネルギーを吸収する方法がこれに属する。図 2 (b) と図 3 (b) は、この場合のリセプタンス周波数応答の例示である。しかし、減衰比の上昇には限度があり、十分にリセプタンス値を下げられないことがある。

- (3) ダイナミックダンパ要素を付加する。これは 1 自由度要素をもとの振動系に付加することによって、モーダルフレキシビリティ f_i を 2 つの固有モードのモーダルフレキシビリティ f_{i1} と f_{i2} に分割していると解釈できる。すなわち、

$$f_s = f_{i1} + f_{i2} + \sum_{\substack{m=1 \\ m \neq i}}^{\infty} f_m \doteq f_{i1} + f_{i2} \quad (4)$$

と表せ、モーダルフレキシビリティの最大値を半減しうる。しかも固有モード $i1$ と $i2$ における減衰比を油や高分子材料などの減衰作用により高めている。図 2 (c) と図 3 (c) は、この場合のリセプタンス周波数応答の例示である。

上記 (1), (2), (3) の方法により、それぞれ最大となるリセプタンス値を減少でき、程度の差はあるが、びり振動に対する安定性を増す上で効果がある。しかし、それでも不十分なことが多いのが現状である。防振設計の立場から、ボーリングバーの望ましい特性として次のことがあげられる。

- (a) リセプタンス値が最も大きい固有モードのモーダルフレキシビリティをできる限り小さくする。
- (b) リセプタンス値が大きい固有モードの減衰比を大きくする。
- (c) リセプタンス周波数応答のベクトル軌跡における最大負実部の大きさを小さくするために、リセプタンス値の大きい固有モードのベクトル軌跡を正実部方向へ移動させる。
- (d) 設計変数の微少な変化に対する特性の感度を、できるだけ小さくする。

3. 多自由度ダンパ要素付加による防振設計の理論

3.1 モーダルフレキシビリティの分割によるモーダルフレキシビリティの最大値の減少

本研究で提唱するボーリングバーの防振設計の基本概念は、最も大きな値をもつモーダルフレキシビリティ f_i を 3 つ以上 N 個の固有モードのモーダルフレキシビリティに分割させることにより、モーダルフレキシビリティの最大値を減少させることにある。式の

(a) A boring bar with two mass elements

(b) A boring bar with three mass elements

Fig. 4 Inside features of boring bars equipped with damper elements

上では、次のように表される。

$$f_s = \sum_{j=1}^N f_{ij} + \sum_{\substack{m=1 \\ m \neq i}}^{\infty} f_m \doteq \sum_{j=1}^N f_{ij} \quad (5)$$

このとき、静コンプライアンス f_s は、付加要素のありなしにかかわらず一定である。

モーダルフレキシビリティ f_i を N 個の固有モードのモーダルフレキシビリティに分割するには、 i 次固有振動数付近に固有振動数をもつ $N-1$ 以上の自由度をもつ要素を元の振動系に付加する必要がある。図 4 (a) および (b) は、付加要素として 2 質量要素および 3 質量要素を装備したボーリングバー内部の様子を示している。各質量要素の両端は、耐油性のゴムで支えられている。ばね要素としての働きをするゴムによって両端を支えられた 1 つの質量要素は、2 自由度の力学的自由度をもっている。したがって、付加質量要素が 1 個、2 個、3 個の各場合は、元のボーリングバーに 2 自由度、4 自由度、6 自由度の要素を付加することになり、それぞれ f_i を最大 3 つ、5 つ、7 つの固有モードにわたって分割することができる。これらの付加要素の設計変数を選択することにより、モーダルフレキシビリティ値 f_{ij} ($j=1, 2, \dots, N$) の大きさ、それぞれに対応するリセプタンス値 R_{ij} ($j=1, 2, \dots, N$) の大きさを調整することができる。

付加要素の質量および慣性質量は、大きいほど設計変数の微少な変化が性能に及ぼす感度が鈍く、ボーリングバーの実用上有利である⁵⁾ (このことは、付加要素の質量および慣性質量が小さいほど N 個の固有モード相互の固有振動数差が小さくなり、設計変数の微少

な変化に対するモーダルフレキシビリティと減衰比の感度係数⁶⁾が大きくなることから理解しうる)。したがって、図4(a), (b)に示されるように、許される空間内にできるだけ大きな体積をもつ要素を挿入するよう設計すると同時に、超硬や超合金のような大きな密度をもつ材料を用いることが必要である。

3.2 減衰比の増大

i 次固有モードでの定常振動状態において、ボーリングバー本体とその固定部に蓄えられる復元エネルギー量を V_{Bi} 、付加質量の支持要素（ばね要素）に蓄えられる復元エネルギー量を V_{Ri} 、そしてそれらの全体で蓄えられる復元エネルギー量を V_{Ti} とすると、次式のように表せる。

$$V_{Ti} = V_{Bi} + V_{Ri} \quad (6)$$

このときの切削点 C での変位を D_c とすれば、ボーリングバー本体とその固定部からなる構造の等価ばね剛性 k_B は $1/f_s$ で近似できることより、 V_{Bi} は次式のように得られる。

$$V_{Bi} = \frac{1}{2} k_B D_c^2 = \frac{1}{2} \frac{D_c^2}{f_s} \quad (7)$$

切削点におけるモーダルフレキシビリティ f_i は、

$$\frac{D_c^2}{2V_{Ti}} = f_i \quad (8)$$

として求められることより、式(6), (7), (8)を整理すれば、次式が得られる。

$$\frac{V_{Ri}}{V_{Ti}} = 1 - \frac{f_i}{f_s} \quad (9)$$

上式より、 f_i/f_s が小さければ、付加質量の支持要素での復元エネルギーの分布率が大きいことがわかる。

i 次固有モードの減衰比 ζ_i は、 V_{Bi} 、 V_{Ri} 、 V_{Ti} に対応する部分の1周期当たりの減衰エネルギー量 D_{Bi} 、 D_{Ri} 、 D_{Ti} を用いて、次式として求められる。

$$\zeta_i = \frac{D_{Ti}}{4\pi V_{Ti}} = \frac{V_{Bi}}{V_{Ti}} \frac{D_{Bi}}{4\pi V_{Bi}} + \frac{V_{Ri}}{V_{Ti}} \frac{D_{Ri}}{4\pi V_{Ri}} \quad (10)$$

付加質量の支持要素はゴムであり、その部分の等価減衰比 ζ_R すなわち $D_{Ri}/4\pi V_{Ri}$ は、ボーリングバー本体の等価減衰比 ζ_B すなわち $D_{Bi}/4\pi V_{Bi}$ よりはるかに大きい。 f_i/f_s が小さくなり、式(9)の関係式より V_{Ri}/V_{Ti} が大きくなれば、 i 次固有モードの減衰比 ζ_i が増大することになる。

したがって静コンプライアンス f_s を多数の固有モードのモーダルフレキシビリティに分割し、モーダルフレキシビリティの静コンプライアンスに対する比の最大値を小さくすれば、モーダルフレキシビリティの最大値の減少ばかりでなく、その固有モードの減衰比の増大につながることが証明される。

3.3 ベクトル軌跡の安定側への移動

i 次固有モードのリセプタンス周波数応答のベクトル軌跡が、ほかの固有モードの影響を受けて実軸上を正の方向へ移動する量 G_i は、次式のように定まる⁷⁾。

$$G_i = - \sum_{p=1}^{i-1} f_p \left(\frac{\omega_p}{\omega_i} \right)^2 + \sum_{q=i+1}^{\infty} f_q \quad (11)$$

ここで、 ω_i と ω_p は、 i 次および p 次の固有モードの角固有振動数、 f_p と f_q は p 次および q 次の固有モードのモーダルフレキシビリティである。 G_i が大きいためには、 $i+1$ 次以後の固有モードのモーダルフレキシビリティの和が大きく、そして $i-1$ 次以前の固有モードのモーダルフレキシビリティが小さいか、あるいは大きい固有モードが存在してもその固有モードの固有振動数が i 次の固有振動数から十分に離れていることが必要である。

問題となる大きなモーダルフレキシビリティをもつ i 次の固有モードのベクトル軌跡を、びびり振動に対して安定側の正実部方向へ移動させるのは、 $i+1$ 次以上の固有モードのモーダルフレキシビリティの和であることより、概念的には静コンプライアンスをできるだけ多くの固有モードのモーダルフレキシビリティに均等に分割させることが要求される。このことは、3.1節で述べた処置によって実現しうることがわかる。

以上の3.1, 3.2, 3.3節の事柄はすべて、ボーリングバーの再生型自励びびりに対する安定性の向上につながる。この防振ボーリングバーでは、リセプタンス周波数応答のボード線図が図2(d)のように、そしてそのベクトル軌跡が図3(d)のようになる。

4. 設計変数の決定法

図5(a)および(b)は、図4(a)および(b)の防振ボーリングバーの構造解析のための数学モデルを示している。ボーリングバーの本体および付加質量要素は、はり要素で、そして付加質量要素支持のためのゴム要素はボーリングバーの軸に垂直方向のばねとダンパの

Fig. 5 Models for the structural analysis of the boring bars

並列要素でモデル化している。またボーリングバーの固定端は、6つの座標方向のばねとダンパの並列要素でモデル化している。図中、黒丸は構造解析のための節点を表す。

この設計問題における設計変数は、ボーリングバー本体の軸外径 D_1 と内径 D_2 、付加質量要素の数 M と径 D_3 、付加質量要素の長さ L_j ($j=1, 2, \dots, M$)、付加質量要素両端の支持ゴムのばね剛性 $k1_j$ と $k2_j$ ($j=1, 2, \dots, M$) および減衰係数 $c1_j$ と $c2_j$ ($j=1, 2, \dots, M$) である。

図5の数学モデルと最適化手法を用いて、各設計変数を次のアルゴリズムに従って決定する。

ステップ1. 機能上の要求から、ボーリングバーの突出し長さ L_t および外径 D_1 を決定する。

ステップ2. ボーリングバーの内径 D_2 の大きさと静コンプライアンス f_s の値の関係を評価して、要求される f_s の値を満たすように D_2 を決定する。

ステップ3. ボーリングバーの突出し長さ L_t と静コンプライアンス f_s の大きさを考慮して、モーダルフレキシビリティ f_i の分割数 (近似的には静コンプライアンス f_s の分割数) N を決定し、それより付加質量の数 M を定める。

ステップ4. 無減衰振動系 (または比例減衰系) としてのモデル化のもとで、 N 個の固有モードのモーダルフレキシビリティ f_{ij} ($j=1, 2, \dots, N$) が均一化する (または設定した値になる) ように、設計変数 (L_j , $k1_j$, $k2_j$ ($j=1, 2, \dots, M$)) の概略値を求める。

ステップ5. ダンパ要素を含めたモデル化 (非比例減衰系としてのモデル化) のもとで、リセプタンス周波数応答の最大負実部の大きさが最小となるように、設計変数 (L_j , $k1_j$, $k2_j$, $c1_j$, $c2_j$ ($j=1, 2, \dots, M$)) の値を、ステップ4で得られた値を初期値として、最適値探索手法により決定する。このとき $k1_j$, $k2_j$, $c1_j$, $c2_j$ は、使用可能なゴムの特性値をも考慮して定める。

5. 試 作 例

4節の設計法に従って試作した図4(a)に示す防振ボーリングバーの、加振実験および切削実験の結果を述べる。ここでは、ボーリングバーの外径 D_1 が0.032 m (32 mm)、突出し長さ L_t が0.23 m (230 mm) の場合を対象とした。このとき $L_t/D_1 \approx 7$ となり、通常のボーリングバーでは切削不能と考えられている加工条件である。

付加質量要素として、径 D_3 が0.023 m (23 mm) で長さ L_1 と L_2 がそれぞれ0.04 m (40 mm) と0.07 m

(70 mm) である2つのダンパ質量要素を用いた。この付加質量要素の材料は、超合金 (密度 $1.8 \times 10^4 \text{ kg/m}^3$ (18.0 g/cm^3)) である。またアジャストスクリューは、各要素の組付け時にゴムに一定圧が加わるように調整するためのもので、組付け後は固定される。

図5(a)の構造解析モデルに対して計算した切削点Cにおけるリセプタンス周波数応答の結果を、図6の実線で示している。比較のために、ダンパ要素を取り除いたボーリングバーの切削点Cにおけるリセプタンス周波数応答の計算値を破線で示している。この破線で示される450 Hz付近の大きなリセプタンス値をもつ固有モードが、実線で示されるように、5つの固有モードに分割されていることがわかる。

これらの計算結果に従って実際に試作した防振ボーリングバーの切削点におけるリセプタンス周波数応答の測定値を、図7の実線で示している。これは、旋盤 (大日金属製15HP無段変速旋盤) にボーリングバーを取り付けた状態で、ハンマによるインパルス加振実験を行ったものである。比較のために、ダンパ機構をもたない通常の中実のボーリングバー (外径と突出し長さは防振ボーリングバーと同じ) の、切削点におけるリセプタンス周波数応答の結果を、実線で示している。

図8の破線は、防振ボーリングバーによる、図中に明記した切削条件のもとでの、実切削時の加速度信号 (ボーリングバーの先端付近に加速度ピックアップを取り付けて得たもの) の周波数分析結果を示している。比較のために、ダンパ機構をもたない通常のボーリングバーによる同一切削条件時の結果を実線で示す。防振ボーリングバーでは安定した切削が行われている

Fig. 6 Computed results of receptance frequency response at the cutting point of the boring bar equipped with two damping mass elements and the boring bar equipped with no damping element

Fig. 7 Measured results of receptance frequency response at the cutting point of the boring bars with damper and without damper

Fig. 8 Results of frequency analyses of accelerometer signals near the cutting point

が、通常のボーリングバーでは大きな振動が発生している。

種々の切削条件のもとで、防振ボーリングバーと通常のボーリングバーによる切削の状況を比較した結果を図9に示す。これより、提唱する防振ボーリングバーは、広い切削条件の範囲で、良好な切削が可能であることがわかる。

6. 結 論

- (1) びびり振動の原因となる固有モードのモーダルフレキシビリティを、多くの固有モードのモーダルフレキシビリティに分割させるダンパ要素を付加した、防振ボーリングバーを提唱した。
- (2) 理論的考察の結果、提唱した防振ボーリングバーは、最も大きなモーダルフレキシビリティ値をもつ固有モードのモーダルフレキシビリティの

(a) WITHOUT DAMPER

(b) WITH DAMPER ($L_1=0.04\text{m}, L_2=0.07\text{m}$)

Fig. 9 States of machining under various cutting conditions

$L_t=0.23\text{ m}$, Cutting speed; 100 m/min

大きさを減少させるばかりでなく、その固有モードの減衰比の増大とベクトル軌跡の正実部方向への移動をもたらすことがわかった。これらのことは、ボーリングバーの再生型自励びびりに対する安定性を大きく向上させる。

(3) 理論的考察に基づいて、防振ボーリングバーの設計法を構築した。

(4) 試作したボーリングバーの加振実験と切削実験により、提唱する防振ボーリングバーの有効性を確認した。

文 献

- 1) 上野 滋, 森脇俊道, 岩田一明: インパクトダンパを用いたボーリングバーの最適設計に関する研究, 精密機械, 46, 12(1980)1481.
- 2) K. Seto and K. Yamada: An Investigation on Boring Bars Equipped with a Dynamic Absorber, Proc. 4th Int. Conf. Prod. Engg., Tokyo, (1980) 422.
- 3) F. Koenigsberger and J. Tlustý: Machine Tool Structures, Pergamon Press, (1970) 305.
- 4) 吉村允孝: 工作機械の振動特性に関する最適設計の研究 (工作機械構造のびびり振動に関する最適化設計), 日本機械学会論文集, 42, 363 (1976) 3428.
- 5) 3)に同じ, p. 297.
- 6) 吉村允孝: 機械構造の振動特性に関する設計感度解析 (周波数応答における感度係数の解析), 日本機械学会論文集, 50, 449 (1984) 37.
- 7) 吉村允孝: 工作機械の振動特性に関する最適設計——再生型自励びびりの最適化を支配する因子の解析, 精密機械, 43, 1 (1977) 93.