旋削加工における自励振動の検出とその抑制に関する研究*

(第2報)

土井 雅博^{*1}, 山田 三雅^{*2}

A Study on the Detection of Self-Excited Vibration and its Deterrence in the Turning Process

(2nd Report)

Masahiro DOI and Mitsumasa YAMADA

The generation mechanism and behavior of chatter vibration have been investigated in detail for a long time. However, very few reports have been published about the positive detection of chatter vibration. On the other hand, establishment of an objective method which can detect the commencing chatter vibration in a process and its practical method of suppression are the most important and urgent problems for automatic manufacturing systems. In this paper, a simple and practical approach is proposed to detect the occurrence of chatter vibration in a process, and its applicability is investigated. A simple and practical hardware system is constructed for development of suppression. The occurrence of chatter vibration is detected using a signal which is produced from the tool acceleration. That is to say, when the signal is over a proper stability threshold, the system judges the occurrence of chatter. Then the system attempts to suppress the chatter. Furthermore, applicability of this system to the manufacturing field was investigated. The systems was appraised and satisfactory results were obtained in this study.

Key Words: Metal Cutting, Chatter Vibration, Estimation of Commencing Point, Turning Process, Detection, Stability Threshold

1. はじめに

機械加工においてしばしば発生し加工の障害となるびびり振動については現在までに多くの研究がなされており、その効果的な防止法がいくつか報告されている⁽¹⁾⁽²⁾。しかし、これらの実用性に関しては多くの問題が残されている。特にびびり振動の検出方法および発生点の適切な判定が重大な問題となっている。これはびびり振動の発生機構および挙動の複雑なことが主因であり、そのため基本的にいくつかの防振法は採用されているものの、有効かつ信頼性の高い振動防振法は確立されていない。さらに工作機械の耐びびり振動試験法の規格化すらされておらず、びびり振動の発生点の判定も官能試験で行われているのが現状である。

また、無人化、自動化が進められている近年の機械加工では、加工時において発生するなんらかの物理量から客観的かつ、再現性の高い方法で加工環境を認識し、自律的に加工条件をコントロールする機能の付加が望まれている。このような要求のもとでは、その作

業上なんら問題なく、かつシステムゲインを大幅に低下させることなくびびり振動の発生をインプロセスに検出し、抑制する性能をもった簡便かつ実用性の高いシステムを構築することは工学上意義深いことである。

すでに著者らは旋削加工についてびびり振動の発生を定量的に判定しそれを抑制する方法について提案している⁽³⁾⁽⁴⁾。

本研究では、さらに高度な性能をもったびびり振動抑制システムとしての実用性とその適応範囲を検討した結果について報告する。

2. びびり振動の認識

びびり振動の評価方法の過程は、大きく二つに分けられる。第一は、びびり振動の発生をなんらかの信号で検出する段階である。第二には、その検出された信号を処理して要求される加工精度に対応したレベルのびびり振動の発生を判断する段階である。

まず信号の検出であるが、機械加工におけるびびり振動は工具と工作物の相対的な運動であることから、加工中にびびり振動を検出するには、工具と工作物の相対変位、相対速度および相対加速度を検出する方法がある。これらの中で前報では、発生するびびり振動

* 平成2年11月22日 中国四国支部・九州支部合同企画鳥取地方講演会において講演, 原稿受付 平成3年3月8日。

^{*1} 正員, 武蔵工業大学 (〒158 東京都世田谷区玉堤 1-28-1)。

^{*2} 学生員, 武蔵工業大学大学院[現在: 石川島播磨重工業(株)]。

が工作物の振動で代表できる場合の対策として非接触変位計を用いて工作物の変位を測定することでびり振動の発生を検出してきた。しかしこの方法では、センサの設置に関して問題があった。すなわち非接触変位計ではびり振動の発生を評価するために必要な分解能を得ようとするとその測定範囲が狭くなるために工作物の近傍に設置せざるを得ず、そのため工作物取付け時に干渉したり、切削点に近いため切りくずや切削油の影響を受ける可能性が高く、また高い剛性かつ振動の影響を受けない条件のもとで設置することが困難であるために実用性には乏しい。他にはレーザ測定器の使用が考えられるが、これも機器の設置方法および価格の点から実用性に問題を生じる。また速度の検出はセンサの性能および使用可能な範囲に問題があるため、切削加工用にはあまり適さない。

そこで本研究では、相対物理量を測定しやすい点およびその分解能の点から加速度を検出する方法に着目した。またセンサの設置を考慮して工具側の背分力方向加速度を検出する方法を採用した。さらに従来までの方法との対比および本手法の信頼性を確かめるために、工作物変位信号を参考値として検出する。

次に信号処理方法であるが、一般にびり振動は工作機械-工作物系の一次の固有振動数付近で発生する共振振動であり機械加工に重大な問題を与えることが知られている。そこでまず検出された多くの成分を含んだ信号にフィルタを掛けて、帯域制限を行う必要がある。びり振動の観察を容易にするためにチャック加工方式で切削を行い、びり振動を工作物側に代表させた場合の定常切削時の工作物変位と工具の加速度波形を図1に、またその周波数解析結果を図2に示す。ここで図1の工作物変位はあらかじめ100 Hz 二次ハイパスフィルタによって主軸回転による工作物の偏心成分(5.8 Hz)を除去してある。図1のように工作物変位波形には顕著な振動は現れていないが、工具加速度波形にはランダム波形が現れている。これは図2を見ても明らかのように工具加速度波形に工具系固有振動数の5.8 kHz 付近の成分が含まれているためである。さらにびり振動発生時の工作物変位と工具加速度波形と周波数解析結果をそれぞれ図3および図4に示す。図1と同様に図3の工作物変位はあらかじめフィルタにより主軸回転による工作物の偏心成分を除去してある。図3のように工作物変位波形には明らかに定常切削時とは異なる挙動が現れており、びり振動波形がはっきりと現れている。しかし工具加速度波形には、この場合にもランダム波形が振動の発生によって顕著に現れている。また図4のように工作物変位

図1 定常切削時の工作物変位と工具加速度

図2 信号の周波数解析結果 (定常切削時)

図3 びり振動時の工作物変位と工具加速度

の周波数解析においては工作物系の固有振動数に共振する 270 Hz のびびり振動成分のみが顕著に現れているのに対し、工具加速度にはびびり振動成分と工具固有振動成分が現れている。そこで前述の本研究で採用している切削方式のように工作物系の剛性が工具系のそれと比べて極めて小さい条件のもとでは、工作物変位信号からびびり振動を検出するには、偏心成分をカットするハイパスフィルタで十分である。しかし工具加速度によってびびり振動の発生を検出する場合は、ハイパスフィルタによって信号を帯域制限しても工具系固有振動成分をびびり振動と誤認してしまう危険性のあることを示している。そこで二次バンドパスフィルタによって信号をびびり振動発生周波数の 270 Hz 付近に帯域制限し、工具系固有振動成分を排除したときの工作物変位と工具加速度波形を図 5 および 6 に示す。図から明らかなように工作物変位および工具加速度のいずれの波形もびびり振動発生時にその挙動が明確に検出できることがわかる。ここで工具加速度の振幅によってびびり振動の発生を検出するためには、びびり振動発生周波数成分すなわち本実験の場合には工作物系の固有振動成分のみに帯域制限するバンドパスフィルタを掛ける必要がある。

このように検出された信号はその後、絶対値回路およびピークホールド回路を経て、交流信号であるびびり振動信号をその振幅に対応する直流信号に変換する。この直流信号を監視することにより、びびり振動の発生をインプロセスで検出するアナログ回路が構築可能である。

本手法によるびびり振動の信号変換は、びびり振動発生周波数の帯域制限後に絶対値化し、さらにピーク

図 4 信号の周波数解析結果 (びびり切削時)

ホールドを行い、交流信号である振動信号をその振幅の大きさを表す直流信号へ変換する方式を採用している。この変換により、振動振幅の監視がしやすくなるとともに、すべての作業をアナログ回路内で行っているために反応速度の面で若干の欠点があるものの、切削加工中に避けることのできない突発的な信号による誤作動が非常に少ない利点がある。

また装置は高価な演算装置が不要なため、NC 旋盤と本システム間のインタフェースも含めて極めて安価に作成できる用性が高い。

さらにパソコン等の接続による AI 化で帯域制限およびしきい値設定を自動化することによって本システムの応用性のさらに高まることが期待される。

図 5 定常切削時の工作物変位と工具加速度 (Band pass filter)

図 6 びびり振動時の工作物変位と工具加速度 (Band pass filter)

3. 変動切削時のエネルギー

旋削加工時に発生する再生びり振動は切削速度を変化させることによって抑制されることが知られており、本章ではその抑制効果について理論解析を行う。

3.1 振動系のエネルギー びり振動を励振するエネルギーの解析をするために次の仮定を設ける。

(1) 振動は再生効果によって発生する再生びり振動のみとする。

(2) 振動は背分力方向に顕著に発生するものとする。

(3) 切削力は切削面積に比例する。

このような仮定のもとに今回の刃先の振動軌跡である Inner modulation を式(1)に、また、工作物1回転前の切削時の刃先の軌跡である Outer modulation を式(2)のように表すと、三次元切削において真実切込み量は式(3)のように表される。

$$X(t) = A \cdot \sin(\omega t) \quad \dots\dots\dots (1)$$

A : 振動振幅

$$X(t-\tau) = A \cdot \sin(\omega t + \phi) \quad \dots\dots\dots (2)$$

τ : Inner modulation と Outer modulation 間の時間遅れ

ϕ : 位相差

$$d = \{[A \cdot \sin(\omega t) - A \cdot \sin(\omega t + \phi)] + f\} \sin \theta \quad \dots\dots\dots (3)$$

f : 送り量, θ : ノーズ角

また切削幅は式(4)のように表される。

$$b = \{d_0 + A \cdot \sin(\omega t)\} / \cos \theta - d \cdot \tan \theta / 2 \quad \dots\dots\dots (4)$$

d_0 : 設定切込み

そこで切削力 F は次のようになる。

$$F = K_a(d \cdot b) \quad \dots\dots\dots (5)$$

K_a : 比切削抵抗

この式を数値積分すれば振動系に流入するエネルギーは式(6)のように求められる。

$$W = \int F(X) dX = \int F(t) dt \quad \dots\dots\dots (6)$$

式(6)の演算結果を図7に示す。

図中横軸は Outer modulation に対する Inner modulation の位相差を表し、縦軸は励振エネルギーの大きさを無次元化して概念的に表す。図より Inner modulation が Outer modulation に対して位相が遅れていれば振動系に流入するエネルギーはマイナスになり系は安定する。逆に位相が進んでいればエネルギーは正となり振動系にエネルギーが流入し不安定になる。

この結果より振動系に流入するエネルギーを常にマ

イナスになるように切削条件を制御できればびり振動の抑制は可能であるが、実際にはそのような制御は不可能に近い。しかし主軸回転数を変化させることによって、Inner modulation と Outer modulation の位相差は変化し、エネルギーがマイナス側になる時間が生じる。すなわち主軸回転数の変化時には振動系に対し、エネルギーは流入、流出を繰返す。このとき系に流入するエネルギーより流出するエネルギーのほうが大きければ、びり振動は抑制されることになる。

3.2 主軸回転数変化時のエネルギー いま切削速度変動時の速度変化率を δ (rpm/s) とおくと、振動1周期当たりの定速切削時と変動切削時の位相差 ϕ_1 は次式のようにになる。

$$\phi_1 = 2\pi\delta/60Z \quad \dots\dots\dots (7)$$

Z : びり振動数

上式より Inner modulation は式(8)のように表される。

$$X(t) = A \cdot \sin(\omega t + \phi_1 \cdot n) \quad \dots\dots\dots (8)$$

A : 振幅, n : 切削速度変動開始からの振動回数

式(8)を式(3)および式(4)に代入し切込み量と切削幅を求めると以下のようにになる。

$$d = [f + \{A \cdot \sin(\omega t + \phi_1 \cdot n) - A \cdot \sin(\omega t + \phi)\}] \cdot \sin \theta \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$b = \{d_0 + A \cdot \sin(\omega t + \phi_1 \cdot n)\} / \cos \theta - d \tan \theta / 2 \quad \dots\dots\dots (10)$$

また、この場合の切削力 F は b および d を用いて式(5)によって求めることができる。

いまこれらの関係を式(6)に代入して数値積分すれば変動切削時の振動系に流入するエネルギー W_m が導き出される。

図8に振動数 $Z=270$ Hz, 主軸回転数 $S=333$ rpm の条件に関して算出したエネルギー W_m と速度変化

図7 位相差 ϕ と励振エネルギーの関係

率 δ との関係の主軸回転数の速度変化幅をパラメータとして示す。ここで W_m は定速切削時の励振エネルギーを零としたときの振動系に流入するエネルギー量を無次元化して表したものである。図のように切削速度変動時に振動系に流入するエネルギー W_m は、いずれの変化幅の場合も δ を大きくするほど負の方向に大きくなり振動を減衰させる。すなわち W_m が負で値が大きいくほどびり振動に対する安定範囲は広がる。そこでチャック加工方式で逆送りの切削を行った場合、 δ が大きくなるほどチャックつめ端から距離の大きい位置まで振動の抑制が可能になる。また δ が大きくなるほどエネルギーの変化する割合が小さくなっている。すなわち δ をある値より大きくしても抑制効果に大きな期待の得られないことを示している。また切削速度の変化幅の値を大きくすると励振エネルギーは負の方向に大きくなり、振動を減衰する効果が高くなる。しかしこの場合には、切削機構および切削能率への影響が無視できなくなるため、この値にもおのずと制限が生じる。

本研究ではこのようなコンセプトのもとに、工具加速度信号の観察とびり振動発生判定を行い、切削速度の変更により振動を抑制する実用的なシステムを構築するものである。

4. びり振動発生検出

この実験は、第1の段階として旋削加工におけるびり振動の挙動を観察し、振動の検出および適切に振動の発生を判定する方法を確立するものである。

4.1 実験方法 実験装置の概略を図9に、また実験条件を表1に示す。旋盤チャックに工作物を一定の条件で把持して切削を行う。非接触変位計によって検出された工作物の背分力方向変位、および加速度ピ

図8 変化率 δ と励振エネルギーの関係

ックアップによって検出された工具加速度をそれぞれ点線内に示したアナログ回路に入力する。このアナログ回路により検出信号をびり振動発生周波数に帯域制限した後にピークホールド回路によって振動振幅に対応した直流信号を出力する。次にこの信号とあらかじめ設定したしきい値との比較を行う回路を経て、その出力をパーソナルコンピュータに取込み記録する。また切削は、びり振動発生点の観察を容易にするためチャック加工逆送り乾式切削方式で行う。

4.2 実験結果 切削点長さ L に対する工具加速度振幅 (以後 A_t と表す) および工作物の振動振幅 (以後 A_w と表す) の測定結果の一例を図10に示す。

図より明らかなように切削が進むに従って工作物系の剛性が低下し、 $L=100$ mm 付近まで徐々に A_t および A_w は微増する。その後いずれもいったん急増した後に $L=105$ mm 付近で低下する。さらに切削が進むとこれらは再び急増している。このうち A_w に関してこの現象がつめ方式チャック加工におけるびり振動発生の特徴的な現象であり、切削抵抗および表面粗さにもこの不連続点の発生は認められておりこの点がびり振動発生点と認識されている⁽⁵⁾。さらに本研究で工具加速度にも同様な現象の存在が認められたものである。

また図11に示すように切削後の加工面の観察にお

図9 実験装置概略図

いても $L=110\text{ mm}$ 付近から明確なびりこんが発生している。以上より、この不連続点を検出することでびり振動の発生の判定が可能になる。

またこの不連続点発生直前の A_w および A_t はともに同一条件ではその値がそれぞれほぼ一定の値となることが実験的に確認されている。本条件の場合、 A_t については 1.6 m/s^2 である。すなわち工具加速度を観察することによってその値がこのレベルに到達する以前にしきい値との比較を行って振動の発生を判定し、なんらかの制御を加えることが可能となる。

これらより、切削中に工具加速度を測定し、その振幅を観察して、その値が設定したしきい値を越えることが検出できればインプロセスでびり振動の発生を判定し、抑制部へ情報を転送することのことができることが示された。

また、一般にびり振動は切削系の共振振動数で発生することが多い。そこで加振試験により、系の固有振動数を求めることで、びり振動数帯域を推定することができる。したがって帯域を制限するフィルタを可変として切削系の固有振動数付近に変更すれば本手法は広く適応されるものと考えられる。一方、しきい

値については要求される加工精度によって設定される数値であるため、これも状況に応じて設定することによって広い範囲での適用が可能である。

このように本手法による検出システムは、びり振動発生の判定を行うことができる。またその判定を加工目的に応じてさらに広範囲な加工条件について応用することができる。

5. びり振動の抑制

前章のようにびり振動の発生を判断したのち、第二の段階としてこの信号を取込んで実際に振動の抑制を行うシステムを構築し、その効果の確認を行う。

5・1 実験方法 前章で述べたアナログ回路によってびり振動発生判定を行った後に、判定の信号を制御部に出力し、所定の変化率で主軸回転数を変化させることにより抑制制御を行う。その後びり振動が抑制されると元の回転数に戻る制御方式を採用した。なお主軸回転数変化幅の最大は、文献(1)の値をもとに -40% に設定した。

5・2 実験結果 びり振動発生点での工具加速度振幅は前章で述べたように 1.6 m/s^2 である。そこでこの値に達する以前に抑制を加えるために工具加速度振幅のしきい値を 1.56 m/s^2 に設定した。前章と同一の

表 1 実験条件

Engine lathe	Oukuma LC20-1ST (300×250 7.5Kw)
Chuck	Three jaw power chuck #8(Wedge type)
Tool	Tip:STI TNMG331, Dile:E26M-331IW
Chucking condition	Chucking force 23000N/Jaw Chucking length 43mm
Work	Carbon steel (S45C) Diameter 48mm Length 270mm
Cutting condition	Cutting speed 50m/min Feed rate 0.3mm/rev Depth of cut 1.0mm

図 11 切削後の工作物表面 (非抑制)

図 10 A_w および A_t と L の関係 (非抑制)

図 12 A_w および A_t と L の関係 (抑制)
($\delta=520\text{ rpm/s}$, 変速幅 -40%)

条件により切削実験を行い、びびり振動を抑制した結果の一例を図12に示す。切削開始と同時に A_t , A_w ともに徐々に増加している。 $L=95\text{ mm}$ 付近で A_t がしきい値より大きくなったためにびびり振動発生と判定し、主軸回転数は減速されてびびり振動が抑制されている。抑制によってびびり振動がおさまると、元の主軸回転数にもどっている。その後も同様の操作を繰り返してびびり振動を抑制している。

図13に示すように切削後の工作物表面の観察によっても本来ならばびびり振動が発生する条件にもかかわらず顕著なびびり振動は発生することなく切削を終了している。しかし $L=150\text{ mm}$ 付近から主軸回転数が減速側で一定になっている部分が目立ってくる。ところでびびり振動の抑制は、切削速度が変化しているときにその効果があるために、このように主軸回転数が減速側で一定になっている場合はびびり振動抑制効果は低減し、ついには抑制が不可能な場合が生じることになる。この現象は切削点が工作物自由端側に移動することにより、系の剛性が低下し振動が大きくなるにつれ顕著になっている。図14に抑制が不可能になる条件の例を示す。 $L=160\text{ mm}$ 付近から加速度振幅は

図13 切削後の工作物表面 (抑制)

図14 A_w および A_t と L の関係 (抑制)
($\delta=158\text{ rpm/s}$, 変速幅 -40%)

しきい値以下には下がらなくなり、主軸回転数も低速側で一定になる様子がわかる。これは本手法のびびり振動抑制システムにおいては、その抑制効果は加工系におけるある一定の剛性のもとで有効であり、それ以下の剛性になると抑制不可能になることを示している。しかし実際の加工においては、本実験で採用したような細長比の大きな剛性の低い条件における切削は行われていない。そこで、より剛性の高い条件における加工法においては、本手法による振動の抑制は十分に可能と考えられる。

以上の結果より、限られた条件のもとではあるがびびり振動抑制システムの有効性が確認された。

5.3 抑制効果 前節で述べたように本手法によるびびり振動抑制システムには、その抑制効果に限界点がある。そこで図15に抑制範囲と速度変化率 δ との関係速度変化幅をパラメータとして示す。図の縦軸は抑制制御が不可能となった限界点に対応するコンプライアンス値を表す。このコンプライアンス値は図

図15 変化率 δ と抑制限界点の関係

図16 切削点長さ L とコンプライアンスの関係
(インパルス加振試験結果)

16に示すようにあらかじめ工作物系の加振試験により求めたものである。すなわち限界点におけるコンプライアンス値の大きいことは抑制範囲の広い制御条件であることを表している。図に示すようにいずれの変化幅においても δ が高いほど抑制効果の増加することがわかる。しかしその増大の割合は δ の大きいところでは減少している。例えば変化幅の小さい場合には $\delta=240$ rpm/sより δ を大きくしても、抑制効果にあまり変化がない。これは図4に示した解析結果でも判明したように、これ以上 δ を大きくしてもエネルギー収支があまり変化しないためであり、本実験の場合、速度変化率は $\delta=240$ rpm/sで十分であることを示している。また速度変化幅に関しては、その幅が大きいほど抑制効果は指数関数的に高くなる。これは変化幅が大きいほど変速している時間が長く振動エネルギーの減少量が多いためである。しかし変速を減速側に設定したために、切削機構への影響および加工能率の低減を招き、変化幅にも制限が生じる。

6. お わ り に

旋削加工時に発生するびびり振動をインプロセスで簡便かつ信頼性の高い手法によって抑制することを目的として、びびり振動抑制システムを開発した。理論解析および切削試験によってその抑制効果を検討した

結果、次のようなことが明らかになった。

(1) 工具加速度信号を検出することによって、実用上問題なくびびり振動発生判断ができる。しかしその場合は信号をびびり振動発生周波数付近に帯域制限する必要がある。

(2) 工具加速度信号によりびびり振動の発生を判定し、切削速度を変化させることによってびびり振動の抑制が可能である。

(3) 変動速度切削によってびびり振動を抑制するときは、変化率が大きいほど抑制効果は高い。しかし有効な変化率には限界がある。

(4) 変動速度切削によってびびり振動を抑制するときは、変化幅が大きいほど抑制効果は高い。しかし有効な変化幅には限界がある。

おわりに本研究を行うにあたり協力された武蔵工業大学機械工作研究室卒研究生、細川浩二、大日方隆の諸君に感謝する。

文 献

- (1) 星・ほか2名, 精機, 43-1(1975), 489.
- (2) 樋口・ほか2名, 機論, 52-47(1975), 1697.
- (3) 土井・ほか2名, 機論, 54-501, C(1988), 1190.
- (4) 荒井・ほか2名, 機論, 54-505, C(1988), 1382.
- (5) Rahman, M., 19th Inter, MTDR Conf, (1978), 191.