研 究

円筒プランジ研削におけるびびり発生限界*

— 実用的な安定限界式の提案 —

杉 原 和 佳** 稲 崎 一 郎*** 米 津 榮***

Stability Limit of Regenerative Chatter in
Cylindrical Plunge Grinding
—A Proposal of the Practical Stability
Limit Equation—

Kazuyoshi SUGIHARA, Ichiro INASAKI
and Sakae YONETSU

Self-excited vibration in grinding caused by the regenerative effect of workpiece surface has been investigated by many researchers. In those works, however, the limit of stability has not been given in the form of practical equation. In this paper, a

method to obtain the limit of stability by measuring the static grinding force and the frequency of small amplitude in grinding process is proposed. The results obtained are as follows. (1) The stability limit equation is given in a practical form, i.e. as a function of workpiece speed, depth of cut and grinding wheel width. (2) The calculated results of the limit of stability which are obtained by using informations in grinding process agree well with the experimental results.

Key words: grinding, plunge grinding, stability limit, regenerative chatter, grinding condition.

1. 緒 言

研削加工において発生する自励びびり振動の主要な原因として、工作物表面および砥石作業面上の再生効果が指摘されている。前者の原因による振動はその発達速度が速く、またドレッシング直後の砥石を用いた場合でも発生する。従ってこのタイプの振動が発生するような条件下では研削作業を行うことができず、その安定限界は一つの拘束条件と考えなければならない。

上述のような自励びびり振動に関する理論解析はすでに行われており、その結果は実際の現象と定性的には比較的良く一致している。しかし実用的な形として安定限界式を与えるには至っていない。更にその中に含まれているパラメータのうち、接触剛性、動的研削抵抗等、特に研削機構に関係したものを定量的に把握するのは容易なことではない。

そこで本研究では、通常の研削加工中においても測定が比較的容易と考えられる静的な研削抵抗、および安定限界近傍におけるびびり振動の周波数を検出し、これらの情報を基にして円筒プランジ研削の安定限界を、工作物周速度および切込み深さ等に関する実用的な限界式として表示する方法を提案する。

使用記号

- a : 工作物上に形成されるうねり振幅 (mm)
- B : 研削幅 (mm)
- C_1, C_2 : 定数, 式 (1)
- $\bar{C}_{gN}$: 式 (4) (N·s/mm)
- $\bar{F}_N$: 単位研削幅当たりの法線方向研削抵抗 (N/mm)
- f_0 : 機械系の固有振動数 (Hz)
- f_N : 式 (2) (N/mm)
- h_0 : 切込み深さ (mm/rev)
- h_w : 瞬時の切込み深さ (mm)
- $\bar{K}_{gN}$: 式 (3) (N/mm·mm)
- K_m : 機械系の等価静剛性 (N/mm)
- $\bar{K}_c$: 単位研削幅当たりの接触剛性 (N/mm·mm)
- R_G, R_W : 砥石, 工作物半径 (mm)
- R_c : $=2R_G R_W / (R_G + R_W)$ (mm)
- s : ラプラス演算子
- T_W : 工作物回転周期 (s)
- V_G, V_W : 砥石, 工作物周速度 (m/s)
- V_i : 砥石台送り速度 (m/s)
- y : 加工面におけるびびり振幅 (mm)
- δ_c : 接触弾性変形量 (mm)
- δ_m : 機械系の変位 (mm)
- δ_W : 相対振動による工作物研削量 (mm)
- ζ : 機械系の等価減衰比
- ω : 角振動数 (rad/s)
- ω_{cr} : びびり発生限界でのびびり角振動数 (rad/s)

* 原稿受付 昭和54年4月27日、昭和53年度精機学会秋季大会学術講演会（昭和53年10月3日）にて発表。

** 学生会員 慶応義塾大学大学院（横浜市港北区日吉3-14-1）

*** 正会員 慶応義塾大学工学部

表 1 研 削 条 件

使用機械	万能円筒研削盤 (セイコー精機 AUG 25)
研削砥石	WA 60 Jm V (ϕ 280~300 mm)
工作物	S 55 C (HRC 40)
ドレッシング条件	ドレッシング速度 90 mm/min (送り 0.05 mm/rev) 切込み 20→10→5→3→1→0→5
研削液	μ m, 片道
研削液	シムクール 40 倍液
砥石周速度	28.6 m/s (1 820 rpm)
工作物周速度	0.30~1.36 m/s
研削幅	5, 15, 25 mm

図 1 実験装置概略

2. 工作物側再生効果によるびり振動の実験的考察

工作物側再生効果に基づく自励びり振動の発生状況並びにその発生領域を実験的に検討した。

びり振動の発生領域は、表 1 に示す研削条件のもとで、図 1 に示した装置によって次のような方法で求められた。すなわち一定の研削幅 B 、砥石周速度 V_g および砥石台送り速度 V_f の下で工作物周速度 V_w を段階的に変化させ、その際の工作物振動をうず電流型変位検出器で検出した。同時に工作物真円度も測定した。なお振動振幅は、研削開始数 s 後のほぼ定常状態となつてからのものである。結果の一例を図 2 に示す。図において、振動振幅と工作物表面のうねり振幅はある工作物周速度で急増し、振動数はこの点付近から減少し始めることがわかり、この点が安定限界であると考えられる。同様の実験を異なった砥石台送り速度に対しても行えば、工作物周速度と切込み深さ h_0 を変化させた場合の振動振幅が求められる。このようにして得られた各研削条件における振動振幅を示したのが図 3 である。図 3 (a) と (b) 及

図 2 びり振動発生状況

び (c) と (d) は工作物振動特性の影響を、図 3 (a) と (c) 及び (b) と (d) は研削幅の影響を示している。これらの結果より、機械系の等価静剛性が高いほど安定領域が広く、また研削幅が広がるほど安定領域が広がることからわかる。後者の結果は、研削幅の増大によって研削機構に内在する減衰が増大し、これが系の安定化に寄与するためと考えられる¹⁾。

3. 実用的なびり発生限界式の誘導

通常のプランジ研削作業では研削幅と砥石周速度は一定で、切込み深さと工作物周速度が選択されるパラメータとなる。そこで以下で V_w - h_0 平面上で実用的なびり発生限界式を誘導することを試みる。

まず基本となる研削過程のブロック線図を図 4 のようにモデル化し、文献 1) に従って安定解析の概略を述べよう。図 4 における K_e は砥石表面と工作物表面との間の接触剛性、 K_{gN} および C_{gN} は研削抵抗の動特性を示すパラメータである。これらのパラメータを求めるためには、まず研削抵抗の数学モデルが必要となる。

ここで単位研削幅当たりの法線方向研削抵抗が次式によって近似的に表されるものと仮定する。

$$\bar{F}_N = \frac{F_N}{B} = C_1 \left(\frac{V_w}{V_g} h_0 \right) + C_2 \quad (1)$$

図 5 は研削抵抗の実測値を示しており、式 (1) が近似的に成立していることがわかる。

研削抵抗の変動が単位時間当たりの研削量の変動に比例すると仮定すると、式 (1) より切込み深さの変動に対する研削抵抗の変動分 $f_N(t)$ は次のようになる²⁾。

$$\begin{aligned} \bar{f}_N(t) &= C_1 \frac{V_w}{V_g} h(t) + C_1 \frac{1}{V_g} \sqrt{\frac{2R_g R_w}{R_g + R_w}} h_0 \cdot \dot{\delta}_w(t) \\ &= \bar{K}_{gN} \cdot h(t) + \bar{C}_{gN} \cdot \dot{\delta}_w(t) \end{aligned} \quad (2)$$

図3 安定限界線図

図4 研削過程のブロック線図

ここで

$$\bar{K}_{gN} = C_1 \frac{V_w}{V_G} \quad (3)$$

$$\bar{C}_{gN} = C_1 \frac{1}{V_G} \sqrt{\frac{2R_G R_w}{R_G + R_w}} h_0 = C_1 \frac{1}{V_G} \sqrt{R_c \cdot h_0} \quad (4)$$

$\bar{K}_{gN}$ は単位研削幅当たりの研削剛性を意味し、 $\bar{C}_{gN}$ は単位研削幅当たりの研削機構に内在する減衰を意味している。

図5 法線方向研削抵抗

図6 無次元表示された安定限界線図

図4に示されたブロック線図の特性方程式は

$$\frac{-1}{1-e^{-sT_w}} = \frac{K_{gN}}{C_{gN} \cdot s + \frac{1}{\frac{1}{K_c} + \frac{1}{K_m} \left(\frac{s^2}{\omega_0^2} + 2\zeta \frac{s}{\omega_0} + 1 \right)}} \quad (5)$$

となる. 式(5)に $s=j\omega$ を代入し, 特性方程式を無次元表示すると次のようになる.

$$\begin{aligned} \frac{-1}{1-e^{-j\omega T_w}} &= \frac{\frac{K_{gN}}{K_m}}{\frac{C_{gN} \cdot \omega_0}{K_m} \cdot \frac{K_c}{K_m}} \\ &\times \left\{ \frac{1 + \frac{K_c}{K_m} + \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2}{\frac{C_{gN} \cdot \omega_0}{K_m}} - \left(2\zeta \frac{1}{K_m} + \frac{1}{C_{gN} \cdot \omega_0} \frac{\omega}{\omega_0} \right) \frac{\omega}{\omega_0} \right\} \\ &+ j \left\{ \frac{1}{K_m} + 1 + 2\zeta \frac{1}{C_{gN} \cdot \omega_0} - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \frac{1}{K_m} \right\} \frac{\omega}{\omega_0} \end{aligned} \quad (6)$$

無次元化された式(6)中のパラメータ K_{gN}/K_m , $C_{gN} \cdot \omega_0/K_m$, ω/ω_0 を用い, 安定限界線図を数値計算により求めた結果の一例が図6である. 本研究では見通しのよい, 実用的な安定限界式を得る目的で, 図6の数値計算結果を次式のように近似的に表示することにした.

$$\frac{K_{gN}}{K_m} \begin{cases} > \\ = \\ < \end{cases} C_3 \left(\frac{C_{gN} \cdot \omega_0}{K_m} \right)^p \begin{cases} \text{不安定} \\ \text{安定限界} \\ \text{安定} \end{cases} \quad (7)$$

ここで C_3 , p は無次元パラメータ ω_{cr}/ω_0 および機械系の減衰比 ζ によって決まる定数である. ただし ω_{cr} は安定限界におけるびびり角振動数を意味する. 図7は係数 C_3 と指数 p を, 減衰比 ζ をパラメータにし, ω_{cr}/ω_0 に

図7 パラメータ C_3 , p の値

対して数値計算により求めた結果である. ω_{cr}/ω_0 は接触剛性 K_c と機械系の剛性 K_m の比によって変化し, 図6中のパラメータ ω_{cr}/ω_0 はそれに対応する無次元量 K_c/K_m を表していると考えることができる. 本研究では接触剛性よりびびり振動数の方が測定が容易であると考へ, ω_{cr}/ω_0 をパラメータとした. したがって使用する砥石及び研削幅等が異なれば C_3 , p の値はそれに依りて変化する.

図8はびびり振動発生近傍での研削中の振動を周波数分析した結果である. この場合, びびり振動数は約1300~1350 Hzで, これよりびびり振動数は切込み深さと工件周速度が変化してもほぼ一定であり, 式(7)の係数 C_3 と指数 p はそれらに依存しないものと仮定することができる.

式(7)に式(3), (4)を代入すると, 加工系の安定限界は, 機械系の振動特性および砥石周速度を一定とした場合, 次のようになる.

$$V_w \begin{cases} > \\ = \\ < \end{cases} \begin{cases} \text{不安定} \\ C \cdot B^{p-1} \cdot h_0^{p/2} : \text{安定限界} \\ \text{安定} \end{cases} \quad (8)$$

$$C = \frac{C_3}{C_1} K_m V_G \left(\frac{C_1 \omega_0 / R_c}{K_m V_G} \right)^p$$

これより係数 C_1 , C_3 および指数 p がわかれば実際の安定限界が求められることになる. 例えば式(8)における指数 p は図7の計算結果より一般に1より大きく, 従って研削幅が大きくなるほど安定領域が大きくなることがわかる. これは図3の実験結果を説明している.

図8 周波数分析の結果

4. 安定限界式の決定方法

前提条件として機械系の振動特性, すなわち減衰比 ζ , 等価静剛性 K_m , 固有振動数 f_0 は測定されており既知で

図9 びり振動の周波数分析

図10 安定限界計算の流れ図

あるものとする。従ってびり角振動数 ω_{cr} と式(1)の係数 C_1 がわかればよいことになる。係数 C_1 は研削中の法線方向研削抵抗を数回測定すれば式(1)より容易に求められる。次に ω_{cr} は安定限界におけるびり振動数でなければならないが、実際には種々の研削条件に対する安定限界を厳密に判別することは困難である。そこでここでは、びり振動発生付近で検出される振動の周波数で代用することにする。その妥当性は以下に述べるように実験的に確認されている。すなわち図9の周波数分析結果が示しているように、安定限界付近において検出される振動の周波数の間には特に大きな相違はなく、ほぼ一定とみなすことができる。

上述の方法によって求められた安定限界線が図3(a)~(d)の図中に実線で示されている。計算結果は実際のびり振動発生限界と定量的にも比較的

良く一致していると言えよう。

以上の安定限界式を求める際の計算手順を示した流れ図が図 10 である。図 10 の流れ図によれば、安定限界式は次のように求められる。まず加工しようとする工作物の半径、研削砥石の研削幅、半径および周速度等を設定する。係数 C_1 は静的な研削抵抗を数回測定することにより式 (1) より決定される。一方、安定限界でのびびり角振動数は、安定限界近傍での振動を周波数分析することにより推定する。係数 C_3 および指数 p は ω_{cr}/ω_0 の関数として図 7 に与えられており、機械系の振動特性が既知であることより、これらが算出できる。以上各係数が決定されたことにより、係数 C が決まり、 V_w-h_0 平面上に安定限界式 (8) が得られる。

5. 結 言

円筒プランジ研削における加工物側再生効果に基づくびびり振動の発生限界を、実際の研削加工中の静的研削抵抗、およびびびり発生付近における振動数を検出して求める方法を提案した。これにより得られた結果を要約すると次のとおりである。

- (1) 円筒プランジ研削におけるびびり振動の発生限界は次の式で与えられる。

$$V_w \begin{cases} > \\ = \\ < \end{cases} C \cdot B^{p-1} \cdot h_0^{p/2} \begin{cases} \text{不安定} \\ \text{安定限界} \\ \text{安定} \end{cases}$$

- (2) 研削加工中に得られる情報を利用してパラメータ p 及び C を決定しているため、計算して得られる安定限界は実測値と比較的良く一致する。また得られる限界式も実際の円筒プランジ研削作業に適した実用的なものである。

最後に、本研究の遂行にあたり、熱心に御協力いただいた、当時本大学学部生、松本憲和氏、三沢和雄氏、三輪祐司氏に感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) I. Inasaki, K. Tonou & S. Yonetsu: Regenerative Chatter in Cylindrical Plunge Grinding, Bull. JSME, **20**, 50, (1977) 1648.
- 2) 大野進一: 円筒研削における自励振動の研究 (第 2 報), 日本機械学会論文集, **35**, 276 (1969) 1896.

情 報

(p. 188 より続く)

当面の目標はこの方式を用いて飛しょう体を 20 km/s に加速して試料に衝突させ 20 Mbar の圧力を発生、同時に物質探索、材料合成技術を確認する。具体的には、まずコンデンサを利用したパルス磁場加速装置を試作し、二段軽ガス式発射装置と組合わせて、小型飛しょう体について速度 20 km/s、衝撃圧力 20 Mbar を発生させる。同時にコンデンサにかわるパルス大電流供給源としての爆薬発電機と、これに適した加速コイルを開発する。またこれと並行して衝撃波の収束による圧力増倍、衝撃圧力下の物性測定、衝撃物体の回収などの周辺技術を充実させる。

さらに大型二段軽ガス式発射装置と、爆薬発電機を利用したパルス磁場加速装置とを結合し、材料合成用大型極超高压力発生システムを製作、けい化ニオブの合成、固体水素の金属化などの実験を行うとともに、20 Mbar

までの圧力領域の広範囲な材料合成、物質探索技術を確認する。近い将来には飛しょう体を小型化することで 50 km/s、100 Mbar の発生実験を行い、見通しを得たら 100 Mbar 級の 新物質探索用の極超高压力発生システムの開発を引き続いて行うのが適当である。

▽静的超高压力発生システムの開発と材料合成技術の確認＝材料合成用大容量超高压力装置の実現には、数多くの技術的障壁を突破する必要がある。そのために、まず大型強化抗压部材、ガスケット技術、超高温用圧力媒体などの大容量静的超高压力発生装置の基礎技術の研究を進める必要がある。なかでも大型強化抗压部材としての炭化タングステン合金の強度向上を図るため、残留応力の除去、適切な設計法について重点的研究が必要である。

(p. 223 へ続く)