

案内面での摩擦減衰を考慮した工作機械のびびり振動安定性予測

(基本的モデルの構築と摩擦および剛性がおよぼす影響の検討)

Prediction of Chatter Stability of Machine Tool with Consideration of Friction Damping in Guide

(Development of Basic Model and Investigation on Effects of Friction and Stiffness)

品川 幹 技術開発本部総合開発センター機械技術開発部
社本 英二 名古屋大学大学院 工学研究科 機械理工学専攻

工作機械の機械仕様（各部の剛性と減衰）をびびり振動発生観点から検討し設計指針を獲得することを目的とする。工具部、フレームおよび駆動部と案内部の摩擦（減衰）に注目し「摩擦減衰を含む 2 自由度系工作機械モデル」を提案、モデルを用いたびびり振動安定性の予測解析、試験装置を用いた切削実験による検証を行った。予測解析と実験結果は良く一致し、開発段階でのびびり振動抑制の検討に有効である。また装置の各部剛性と減衰を最適化することで、より大きなびびり振動安定性が得られることも新たに確認した。

The purpose of this study is to acquire design method of machine tools with higher chatter stability. This study focuses on stiffness of main structures and friction damping in a slide of a machine tool, because the stiffness and the friction damping are considered to have major influence on the stability. A 2DOF vibration model of the machine tool with friction damping was developed, and it was applied to the chatter stability analysis. A testing machine was developed and the model parameters were identified. The chatter stability was predicted using the developed model and the identified parameters, while cutting tests were carried out using the developed machine tool to verify the model. The predictions and the experiments were in a good agreement, and therefore it is considered that the model is effective to improve the chatter stability in the machine tool design. For example, the results indicate that higher stiffness does not always lead to higher stability, and that the optimum friction force exists at every stiffness condition.

1. 緒 言

工作機械の開発に対する主な要求性能として、加工精度と加工能力が挙げられる。これらは製品の品質およびコストに大きな影響を与える。よって要求性能を満足する工作機械の構造仕様を定量的に明確にすることが、設計・開発を行う際に重要となる^{(1),(2)}。これまで、加工精度に関係する工作機械の位置決め精度については、様々なモデルが考案されており、構造仕様が位置決め精度に及ぼす影響について多くの研究が行われている^{(1),(5)~(7)}。他方、構造仕様が加工能力に影響を与える主要因としてびびり振動がある^{(1)~(4)}。びびり振動の発生は製品の品質を大幅に低下させるばかりでなく、工具・工作機械本体に損傷を与える場合もある。びびり振動が発生した際の対策としては、切削条件・工具・切削油の変更などが行われるが、一般に加工効率を低下させる場合が多い。よって工作機械本体がびびり振動を抑制できる構造仕様を有することが重要となる。これまで、既存の工作機械の特性を前提としたびびり振動予測/抑制、また比較的単純なモデルにおいて構

造仕様がびびり振動に与える影響について研究がなされてきた^{(8)~(14)}。しかし、工作機械を新規に開発する際のびびり振動抑制対策としては剛性の最大化に主眼が置かれており、設計段階において活用できるびびり振動発生定量的予測手法の開発については不十分である。

そこで本研究では、構造仕様の中でも要求性能への影響が大きいと考えられる工作機械の剛性（工具、フレームおよび駆動部）と案内部の摩擦（減衰）に注目し、これらがびびり振動安定性へ及ぼす影響について明らかにするとともに、工作機械の設計指針を抽出することを目的とする。まず、工具部分の剛性、工作機械のフレーム・駆動部剛性および案内部の摩擦力を含む基本的な振動モデルを提案する。次に各部の剛性や摩擦特性を意図的に変化させることのできる試験装置を設計・開発し、モデル内の各パラメータを同定する。開発した試験機、構築したモデルと同定したパラメータを用いて、びびり振動安定限界の予測およびその検証実験を行い、工作機械の構造仕様とびびり振動安定性の関係について考察する。

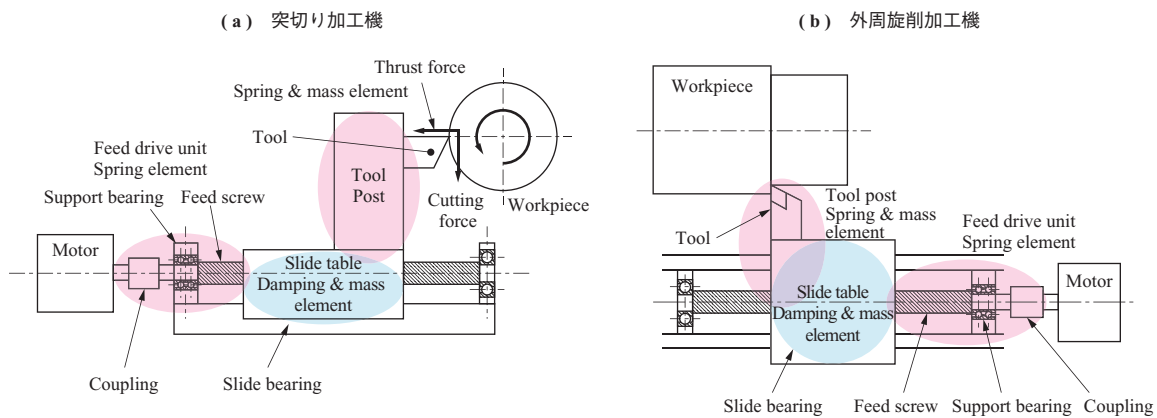
2. 研究対象の設定とモデル化

研究の第一段階として単純な2次元切削を対象とし、摩擦減衰（案内内部による摩擦力）を含む2自由度の振動系として加工機をモデル化する。その構成要素例を第1図に示し、-(a)は突切り加工機、-(b)は外周旋削加工機を示す。工具刃先の切削点より発生した切削力の主分力と背分力（-(b)では送り分力）は、ばね要素のひとつである工具・工具ホルダ部を経てテーブル案内内部へと伝達される。案内内部の構造としてはすべり軸受を対象とし、ここで摩擦力による減衰効果が得られる。切削力は更に二つ目のばね要素となる駆動部（送りねじ・支持軸受）を介してカップリング、モータへと伝達される。これらの構造は、実際の工作機械において多く見られるものであり、適用範囲も広いと研究対象として有益であると考えられる。なお、本研究では一般に問題となることの多い再生びり振動を取り上げる。再生びり振動は、一般に切り取り厚さを変化させる方向（-(a)では切込み方向、-(b)では送り方向）に発生し易い⁽¹⁾ため、ここではその方向に移動するテーブルのみを考慮している。また切削力について

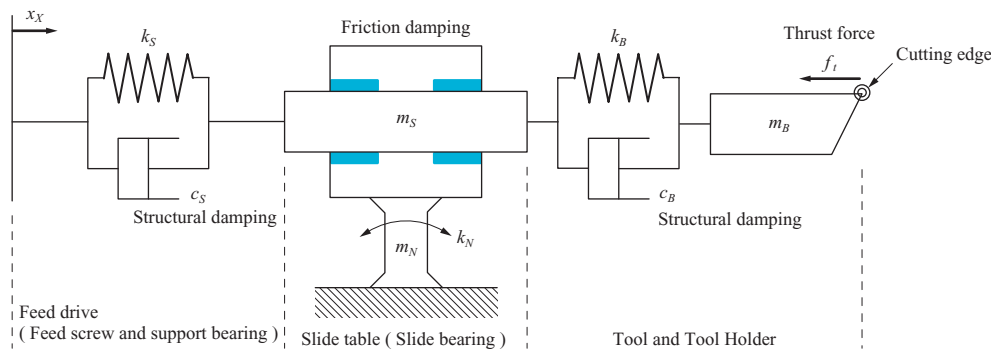
でも、その方向成分のみを考慮し、影響が小さい他の成分は無視することとした。

第1図-(a)、(b)の装置構成要素は、基本的には二つの質点、二つのばね要素、一つの摩擦減衰から成る「2自由度系工作機械モデル」として、第2図に示すように模式的に表現することができる。ここで、摩擦減衰が発生するすべり軸受の案内内部は、一般に剛体と見なすことはできないため、その案内内部の弾性と質量についても考慮する。

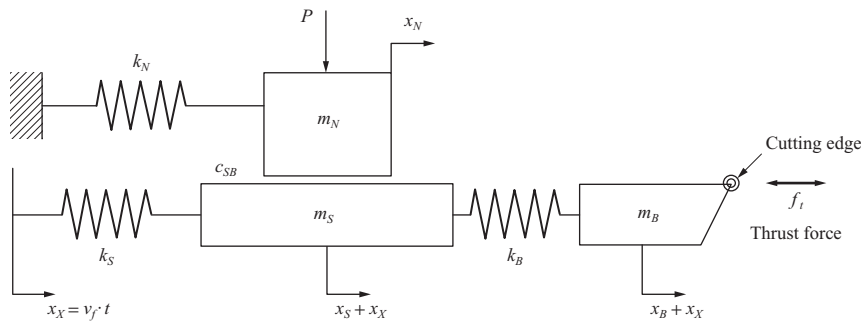
ここで m_B , m_S , m_N は、バイト部、スライドテーブル部、すべり軸受支持フレーム部の質量、 k_B , k_S , k_N は、バイト部、駆動部、すべり軸受支持フレーム部のばね定数、 c_B , c_S は構造減衰を表すが、これらは案内内部の摩擦減衰に比べて非常に小さいと考えられるため、 $c_B=c_S=0$ とし、ここでは無視して検討を進める。また x_X , x_B , x_S , x_N は、切削送り、バイト部、スライド部、すべり軸受支持フレームの変位、 f_t は、切削背分力を表す。以上を簡略化して力学的模式図を描くと、本モデルは第3図のように表すことができる。ここで P はすべり軸受の予荷重、 c_{SB} は摩擦力による減衰を表す。



第1図 2自由度振動系加工機モデルの模式図
Fig. 1 Schematic illustrations of 2DOF machine tools



第2図 摩擦減衰を含んだ2自由度振動系加工機モデル
Fig. 2 2DOF machine tool model with friction damping



第3図 摩擦減衰を含んだ2自由度振動系加工機の力学的模式図
 Fig. 3 Simplified 2DOF machine tool model with friction damping

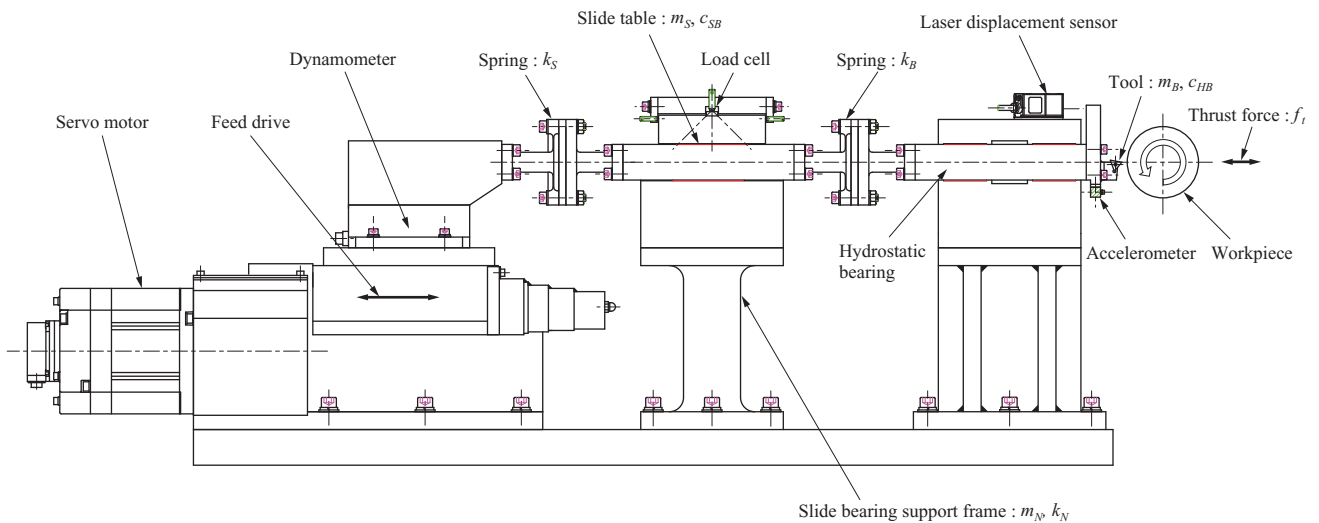
3. 切削試験機の開発とモデル内パラメータの同定

本章では、前章で構築した2自由度系工作機械モデルに対応して、実験的に各部の剛性と案内部の摩擦減衰の影響を検討することのできる試験機を設計・開発するとともに、各部のパラメータの同定を行う。

3.1 切削試験機の開発

第3図の振動モデルを忠実に再現できること、およびモデル内のパラメータを意図的に変化させられることを目的として、第4図に示す試験機を設計・開発した。本研究では切込み方向のみの振動と剛性、摩擦を考慮する。そこで、刃先に近い工具部分の剛性についても、この切込み方向のみに変化して他の方向には変化がないように、油静圧軸受によって工具部分を支持した。油静圧軸受は主分力を負荷してもその背分力方向の摩擦力の変化は非常に小さく、またその値も非常に小さい ($c_{HB} \approx 0$)。これにより研究対象である背分力のみを振動系に負荷することが可能となる。ばね要素としてフランジ形状の板ばねを採用し、板

ばね厚さの異なったものを数種類準備・交換することでばね定数を可変できる構造としている。摩擦要素のすべり軸受は、工作機械の案内部として良く用いられるフッ素系樹脂(キャプテンインダストリー社製ターカイトB)とS45Cの組み合わせとした、また軸受荷重 P はロードセルを介して負荷することとし、その力は調整・計測可能である。すべり軸受はすべり軸受支持フレーム上に設置されており、すべり軸受の摩擦力によりすべり軸受支持フレームが変位する構造である。送り駆動部は、試験機のばね要素と比較して十分剛性の高いものを採用し、振動系に大きな影響を与えることなくサーボモータによる安定した切削送りが可能である。計測器としては刃先部にレーザー変位計、加速度計、駆動部に切削動力計を設置しており、刃先の振動状態、背分力、摩擦力の計測が可能となっている。工作物を回転させる主軸においても大型の複列円錐ころ軸受を使用することで十分な剛性と回転精度を確保し、また回転駆動にサーボモータを採用することで高精度な回転速度を実現している。



第4図 切削試験機(突切り加工)
 Fig. 4 Testing machine developed for plunge turning with variable stiffness and friction

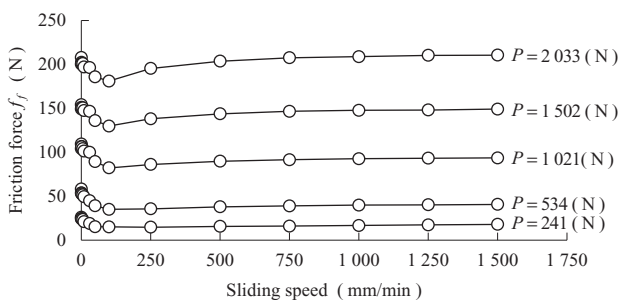
3.2 試験機各パラメータの同定

試験機の仕様を明確にするため、2自由度工作機械モデル内の各パラメータを測定・同定した。その結果を以下に記す。

- (1) 質量：直接測定した結果、 $m_B = 9.389 \text{ kg}$ 、 $m_S = 9.728 \text{ kg}$ であった。本研究ではこれらは変化させない。
- (2) 板ばねのばね定数：板ばねに力を負荷し、その力および変位を計測することで第1表に示すように同定した。
- (3) すべり軸受支持フレームのばね定数：すべり軸受の案内部に力を負荷しその時の変位を計測することでばね定数を同定した。 $k_N = 116.3 \text{ N}/\mu\text{m}$
- (4) すべり軸受支持フレームの等価質量：打撃試験によりその固有角周波数 ω_N を求め、 k_N および ω_N の関係から同定した。 $m_N = 16.5 \text{ kg}$
- (5) すべり軸受摩擦摺動特性：すべり軸受部の予荷重およびすべり速度を変化させ、摩擦力を計測した。試験結果を第5図に示す。 P はロードセルによって測定された予荷重である。
- (6) 比切削抵抗：刃幅、送り速度を変えて突切り切削を行い、背分力を計測することで比切削抵抗を同定した。切削条件を第2表に、また計測結果を第6図に示す。この結果から背分力は送り速度に対して比例的に変化し、また刃幅に対しても比例して変化していることが分かる。エッジフォース成分⁽¹⁾を除去するためグラフの傾きから切削幅毎の比切削抵抗を算出し、

第1表 板ばねの厚みとばね定数
Table 1 Stiffness of spring plates

Thickness (mm)	1.5	2.0	2.5	3.0
Stiffness k_B (N/ μm)	20.97	32.91	58.70	79.79
Stiffness k_S (N/ μm)	18.61	34.48	55.44	71.32



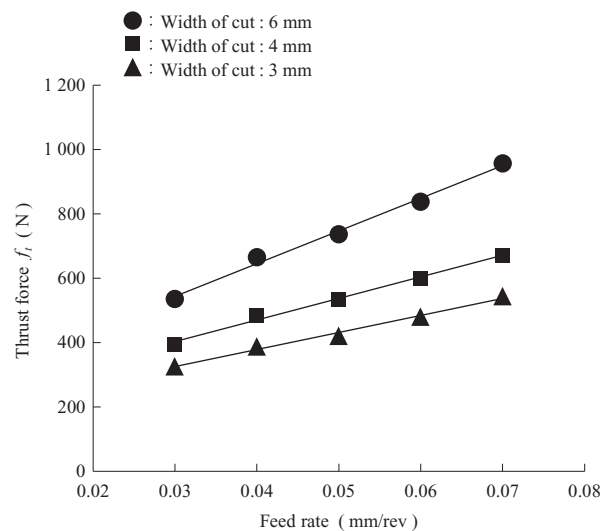
第5図 すべり軸受摩擦摺動特性の計測

Fig. 5 Relationship between sliding speed and friction force measured at various pre-load P

第2表 切削条件

Table 2 Cutting test conditions

Workpiece	Material	Rolled steels for general structure SS400 (JIS G3101)
	Size	$\phi 100$ (mm)
Tool	Material	Carbide tool
	Width of cut	3, 4, 6 (mm)
	Rake angle	5 (degree)
	Back clearance angle	6 (degree)
Cutting conditions	Cutting speed	100 (m/min)
	Feed rate	0.03 ~ 0.07 (mm/rev)
	Cutting oil	Applied with a brush



第6図 比切削抵抗の計測

Fig. 6 Relationship between feed rate and thrust force

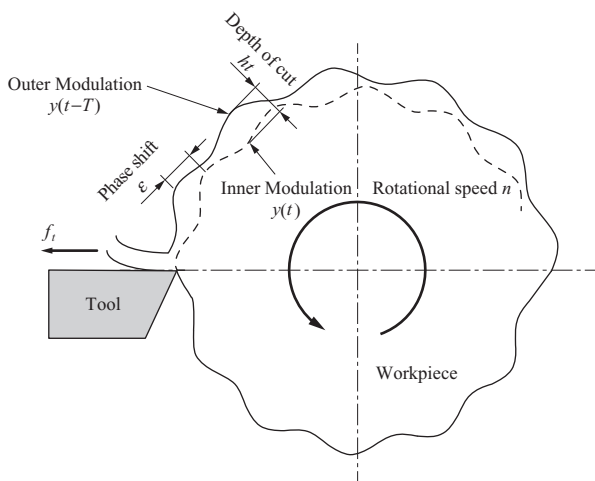
その平均値として比切削抵抗 $K_t = 1710 \text{ MPa}$ を得た。

4. びびり振動安定性限界の解析

4.1 びびり振動安定限界の解析モデル

びびり振動には、大別して強制びびり振動と自励びびり振動があるが、本研究では大きな振動に成長して問題になることが多い自励びびり振動を扱う。特に本研究で対象とする旋削加工は、切削方向が変化しない連続加工であるため、強制びびり振動が問題となることは少なく、また自励びびり振動の中でも2方向の振動が連成するモードカップリング型の振動は発生し難い。このため、再生効果に起因する自励びびり振動のみを取り扱う。

再生びびり振動は、切削プロセスで発生する振動が閉ループを通して拡大する不安定現象の一つである。そのプロセスの模式図を第7図に示す。切削中に切込み方向の振動が発生すると、1回転前に仕上げ面上に残された振動

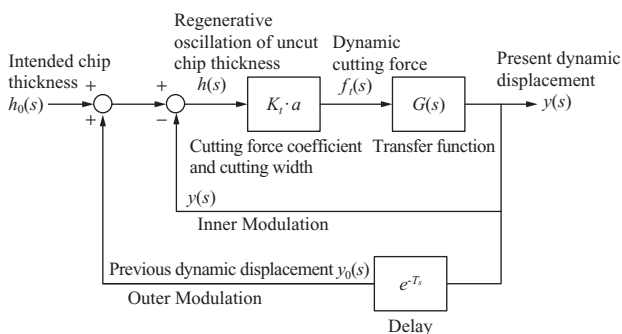


第7図 再生びり振動発生プロセスの模式図
Fig. 7 Regenerative chatter vibration in orthogonal cutting

の痕跡 (Outer Modulation) と現在の刃先振動 (Inner Modulation) によって、現在の切取り厚さ $h(t)$ が変動する。この変動によって切削力も変動し、再び振動が発生する。この閉ループが不安定な条件では、振動が閉ループを通して成長を続け、再生びり振動が発生する。この閉ループは、第8図に示すブロック線図として表現することができる。この閉ループの安定限界 (びり振動が増減せず一定の臨界状態) は、特性方程式から (1) 式のように導出される⁽¹⁾。

$$a_{lim} = \frac{-1}{2K_t G_R(\omega_c)} \dots \dots \dots (1)$$

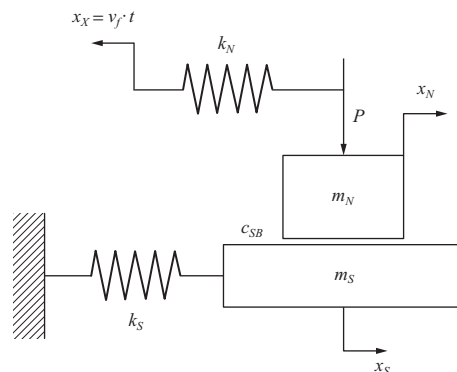
ここで a_{lim} は臨界切削幅 (この切削幅以下ではびり振動が発生せず、これ以上ではびり振動が発生する臨界値)、 K_t は比切削抵抗、 $G_R(\omega_c)$ は機械構造のコンプライアンス伝達関数 $G(\omega)$ の実部、 ω_c はびり振動周波数を表す。(1) 式からびり振動抑制のためには K_t 、 $G_R(\omega_c)$ を小さくすることが必要であり、工作機械開発の観点においては $G_R(\omega_c)$ を小さくする設計手法の開発が重要である。



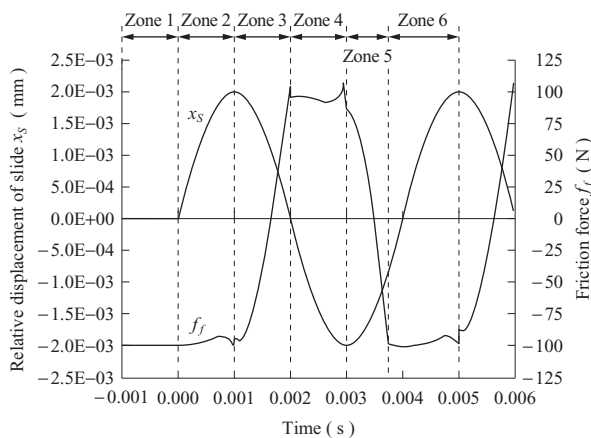
第8図 再生びり振動発生プロセスのブロック線図
Fig. 8 Block diagram of cutting process with chatter vibration

4.2 摩擦減衰の発生機構と等価減衰の算出

(1) 式を用いて臨界切削幅 a_{lim} を求めるには、伝達関数 $G(\omega_c)$ を導出する必要がある。その準備段階として、すべり軸受部での摩擦減衰の発生機構について検討を行う。第3図のモデルにおいて切削送りを m_N 側に置き換え、摩擦減衰が発生する m_S 、 m_N 部を取り出すと第9図が得られる。さらに仮定として、すべり軸受で支えられるテーブル (Slide table) が一定の切削送り速度で駆動開始され、その 0.001 s 後 (第10図 Time: 0 s) に正弦波状のびり振動が m_S に付加されるものとする。この状態において m_S 、 m_N の相対速度による摩擦力 f_f の発生を解析する。3章で同定した摩擦力および各パラメータの値を用いて解析した結果の一例を第10図に示す。ここで x_S は切削送り運動に対する相対的なテーブル (Slide table) の変位、 f_f は m_S 、 m_N 間の摩擦力を表す。この相対運動を下記に記す六つの領域に分け、それぞれの領域で発生する摩擦減衰について検討する。



第9図 切削送りとびり振動を考慮した摩擦力発生機構モデル
Fig. 9 Friction force model with cutting feed and chatter vibration



第10図 切削送りに対するテーブルの相対変位と摩擦力の解析
Fig. 10 Relative displacement x_S and friction force f_f simulated with cutting feed and chatter vibration

Zone 1: 切削送りにより m_N , m_S 間に相対すべりを生じている。切削送り速度に対応した摩擦力が発生し、またばね k_N はこの力に釣り合う変位に伸ばされている。

Zone 2: びびり振動が発生すると切削送りに加算される。その速度に応じて摩擦力、ばね k_N の伸びが若干変動する。 m_N , m_S 間に相対すべりが発生するため摩擦減衰が得られる。

Zone 3: 運動速度の方向が反転し、 m_N , m_S は一体化して変位する。 m_N , m_S 間の静止摩擦力によりばね k_N の伸びは変位するが、その復元力が静止摩擦力より小さいため相対すべりが発生せず、摩擦減衰は発生しない。この間は、 m_S+m_N , k_S+k_N のように合算された振動系として運動する。

Zone 4: ばね k_N の変位による復元力が静止摩擦力を超え、 m_N と m_S 間に相対すべりが発生して摩擦減衰が得られる。

Zone 5: 再度、運動速度の方向が反転し、 m_N , m_S は一体化して変位するため摩擦減衰は発生しない。

Zone 6: ばね k_N の変位による復元力が m_N , m_S 間の静止摩擦力を超えるため、 m_N , m_S 間に相対すべりが発生し摩擦減衰が得られる。

以降、同様の運動が繰り返されながら、びびり振動を伴って切削が行われる。

第 10 図に示されるように、びびり振動 1 周期の間で、質量、ばね定数、減衰係数（この場合、摩擦力を相対速度で除したもの）が変化するような非線形性を有した対象の場合、(1) 式中の伝達関数実部 $G_R(\omega_c)$ を求めることが困難である。従来、このように時間的に変化する摩擦減衰に対しては、近似的に一定の等価減衰に置き換えて運動方程式を線形化する方法が提案・実証されている⁽⁸⁾。この方法では、振動 1 周期内で散逸する摩擦エネルギーが等しくなるように等価減衰係数を算出する。そこで本研究では、摩擦に起因して変動する質量およびばね定数に対しても同様の方法を適用し、等価質量、等価ばね定数を算出して運動方程式を線形化することを提案する。具体的には、びびり振動 1 周期の期間で運動方程式の各項の力、すなわち慣性力、減衰力、ばね力を相対変位で積分した値（エネルギー）が等しくなるように、等価質量 M_e 、等価ばね定数 K_e 、等価減衰 C_e を (2) ~ (4) 式から算出する。

等価質量:

$$\int_{Zone3}^{Zone6} M_e |\dot{x}_S \cdot dx_S| = \int_{Zone3}^{Zone6} m_S |\ddot{x}_S \cdot dx_S| + \int_{Zone3}^{Zone6} m_N |\ddot{x}_S \cdot dx_S| + \int_{Zone5}^{Zone6} m_N |\dot{x}_S \cdot dx_S| \dots (2)$$

等価ばね定数:

$$\int_{Zone3}^{Zone6} K_e |x_S \cdot dx_S| = \int_{Zone3}^{Zone6} k_S |x_S \cdot dx_S| + \int_{Zone3}^{Zone6} k_N |(x_N - x_X) \cdot d(x_N - x_X)| + \int_{Zone5}^{Zone6} k_N |(x_N - x_X) \cdot d(x_N - x_X)| \dots (3)$$

等価減衰係数:

$$\int_{Zone3}^{Zone6} C_e |\dot{x}_S \cdot dx_S| = \int_{Zone4} |\dot{f}_f \cdot dx_S| + \int_{Zone6} |\dot{f}_f \cdot dx_S| \dots (4)$$

以上のように、時間的に変化する質量、ばね定数、減衰係数をすべて等価な定数に近似することにより、容易に伝達関数を解析することが可能となる。また従来の摩擦減衰の取り扱い⁽⁸⁾に対しては、すべり軸受を支える構造（この場合にはフレーム）側の変位を考慮することが可能となり、その質量と剛性を運動方程式に組み込むことでより正確な解析と現象の理解が可能になるものと期待される。

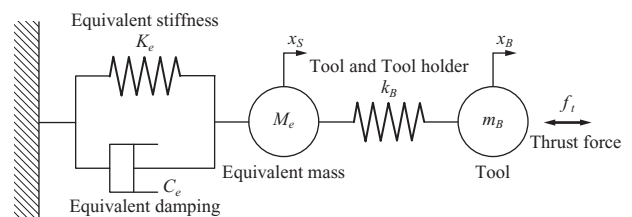
4.3 モデルのびびり振動理論への適用

(2) ~ (4) 式で求めた定数を用いることで、第 3 図に示した工作機械の振動モデルは第 11 図に示すように単純化することができる。

この等価な振動モデルを運動方程式で表すと次式が得られる。

$$\begin{cases} M_e \ddot{x}_S + C_e \dot{x}_S + K_e x_S + k_B (x_S - x_B) = 0 \dots (5) \\ m_B \ddot{x}_B + k_B (x_B - x_S) = f_i \dots (6) \end{cases}$$

この二つの運動方程式 (5), (6) 式をラプラス変換して $x_S(s)$ を消去することにより、次式のように、背分力 $f_i(s)$ を入力、刃先変位 $x_B(s)$ を出力とするコンプライアンス伝達関数 G を求めることができる。

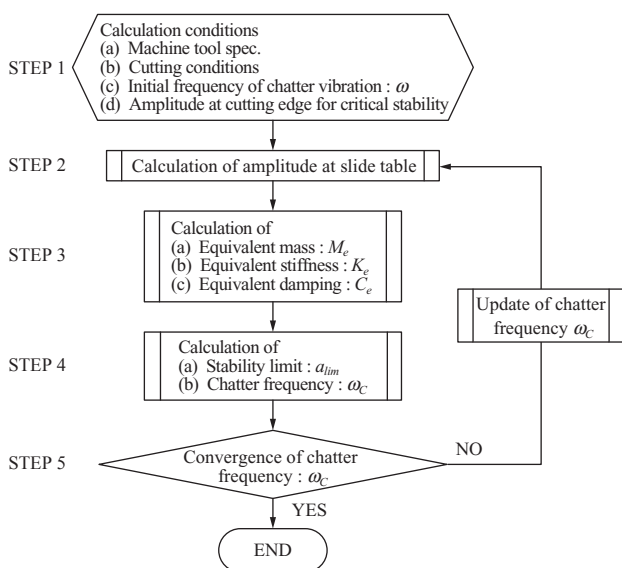


第 11 図 摩擦減衰を含んだ 2 自由度振動系加工機の力学的等価モデル
Fig. 11 Equivalent 2DOF vibration model with friction damping

$$G(s) = \frac{x_B(s)}{f_t(s)} = \frac{M_e s^2 + C_e s + (K_e + k_B)}{m_B M_e s^4 + m_B C_e s^3 + (m_B K_e + m_B k_B + M_e k_B) s^2 + C_e k_B s + k_B K_e} \dots\dots\dots (7)$$

4.4 解析方法および結果

次に、前述の(1)、(7)式を用い、実験により同定した各パラメータを代入することで臨界切削幅 a_{lim} を解析する。このために構築したアルゴリズムを第12図に示す。アルゴリズムはSTEP 1～5で構成される。STEP 1では、装置仕様、切削条件、刃先の許容振幅から第3図のモデル(ここでは、 P, m_N, k_N は0とする)における固有振動数を求め、それを計算の初期条件としてのびびり振動周波数と仮定する。STEP 2では、(5)、(6)式、刃先の許容振幅、びびり振動周波数からすべり軸受部で発生するびびり振動振幅を計算する。STEP 3では、得られたびびり振動振幅と(2)～(4)式を用いて等価質量・等価ばね定数・等価減衰係数を算出する。以上の結果を(7)式に代入しコンプライアンス伝達関数 $G(s)$ を獲得する。STEP 4では、(1)式を用いて臨界切削幅 a_{lim} 、びびり振動周波数 ω_c を求める。STEP 5では、びびり振動周波数 ω_c の収束性を確認する。収束が不十分な場合にはSTEP 2～5を繰り返し、十分に収束するまで計算を行って最終的な臨界切削幅 a_{lim} 、びびり振動周波数 ω_c を得る。



第12図 びびり振動安定性予測の解析フローチャート
Fig. 12 Flow chart to predict chatter stability limit for given machine tool specifications and other conditions

5. 実験および解析の結果と考察

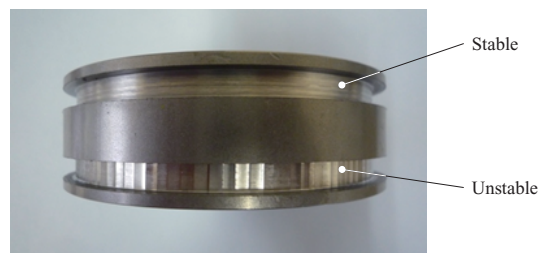
開発した試験機を用いて加工実験を行うとともに、構築した解析モデルと同定したパラメータを用いて対応する解析を行った。そしてそれらの結果より、本モデルの有用性、びびり振動安定性におよぼす摩擦力や各部剛性の影響について考察する。

5.1 切削実験の条件とびびり振動の判定

工作物、工具、切削条件は、基本的に比切削抵抗を測定した3章の実験と同じとした。ただし、送り量は0.05 mm/revで一定とし、臨界切削幅を確認するため、突切り工具の刃幅を変えて切削幅を2, 3, 4, 5, 6 mmの5段階で変化させた。また、板ばねを交換することで各部の剛性を変化させ、すべり軸受の予荷重を変化させることで摩擦力を変化させた。切削実験中には、工具刃先近傍の振動を測定するレーザ変位計および加速度センサ(第4図参照)を用いて、びびり振動の刃先振幅および周波数の計測を行った。臨界切削幅は工作物の回転数により増減する⁽¹⁾が、本実験のように発生するびびり振動の周波数(150 Hz以上)に比べて回転数(約320 rpm ≒ 5.3 Hz)が低い領域では、その増減は微小であり無視できる。一方、低速度領域では切削速度に対する振動速度の割合が大きくなるため、工具の逃げ面が工作物の表面に接触して、びびり振動を抑制するプロセスダンピングの影響が大きくなることから懸念される⁽¹⁾。しかし切削速度は100 m/minであって比較的高く、また刃先を鋭利に保つように注意を払ったことから、その影響は少ないと考えられる。

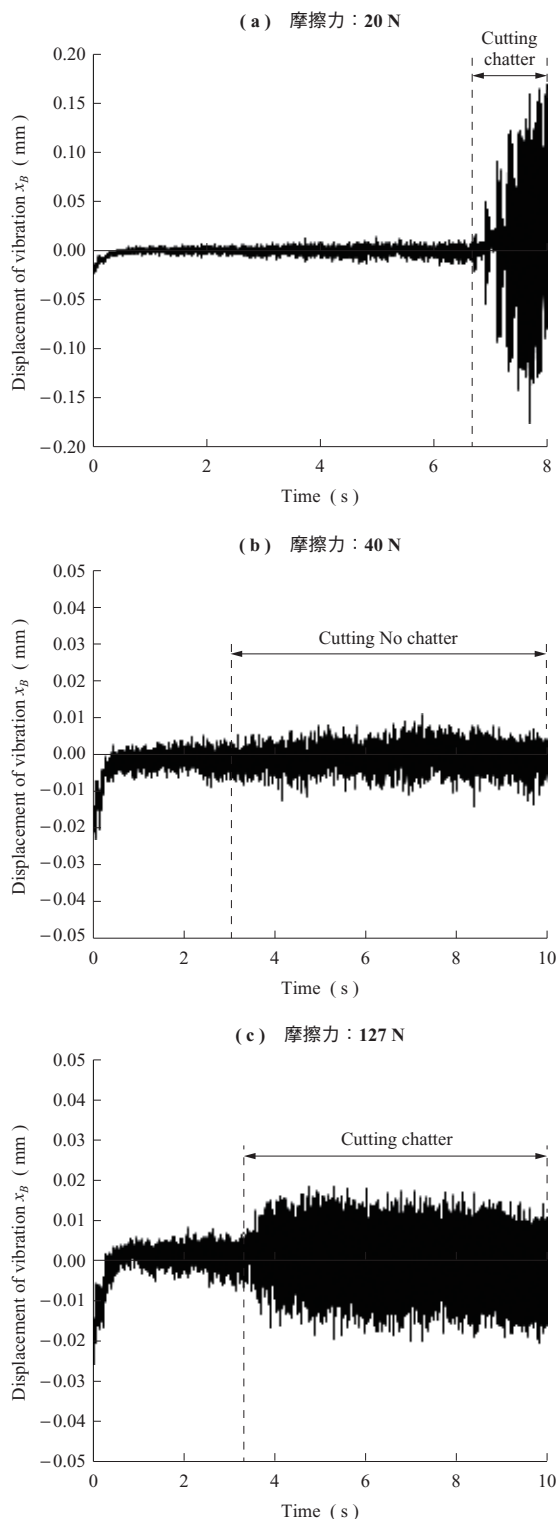
びびり振動発生状態の一例を第13図に示す。図の上側の溝は、びびり振動の発生が無い安定状態(Stable)であり滑らかな加工面が得られていることが分かる。一方下側の溝は、びびり振動が発生している不安定状態(Unstable)の加工面であり、一定間隔で振動の痕跡が刻まれていることが分かる。

びびり振動発生の判定には、レーザ変位計で測定した工



第13図 切削実験におけるびびり振動発生状態
Fig. 13 Workpiece surfaces machined with and without chatter vibration

具刃先近傍の変位を利用した。具体的には、切削前と切削中で比較し、p-p (peak to peak) 値で 0.006 mm 以上増大した場合に、びびり振動が発生したものと判定した。例として、ばね定数の組合わせ $k_B = 32.91 \text{ N}/\mu\text{m}$, $k_S = 34.48 \text{ N}/\mu\text{m}$ において測定された振動変位を第 14 図に示す。ここでは



第 14 図 摩擦力和刃先振動変位の計測

($k_B = 32.91 \text{ N}/\mu\text{m}$, $k_S = 34.48 \text{ N}/\mu\text{m}$, Width of cut : 6 mm)

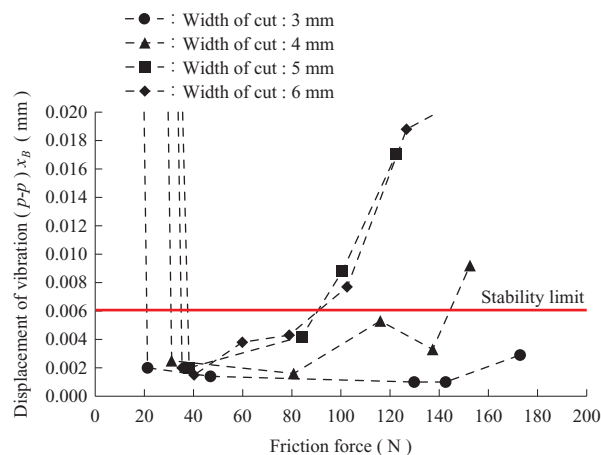
Fig. 14 Vibration measured near cutting edge at various friction force ($k_B = 32.91 \text{ N}/\mu\text{m}$, $k_S = 34.48 \text{ N}/\mu\text{m}$, Width of cut : 6 mm)

切削送りによる変位は除かれている。第 14 図 - (a) は摩擦力が小さい場合、20 N であり、切削開始直後からびびり振動が大きく成長していることが分かる。第 14 図 - (b) は摩擦力が適度に大きい場合、40 N であり、切削中も振動が増大せず安定な状態が保たれている。第 14 図 - (c) は摩擦力が大きい場合、127 N であり、切削直後にびびり振動が成長して 0.015 mm 程度の振幅で持続している。さらに、切削幅を変化させて振動変位の p-p 値を測定した結果を第 15 図にまとめる。切削幅が大きくなるほど振動変位が増大しているが、いずれの切削幅においても、摩擦力に対しては上述と類似の傾向が見られる。すなわち、摩擦力が小さい条件ではびびり振動発生時の変位が極めて大きくグラフの上限を超えており、摩擦力が適度に大きい条件で安定となり、さらに摩擦力が大きくなると徐々に不安定になっている。

なお、同時に加工面の状態 (第 13 図参照)、加工時の音についても確認し、この判定基準と矛盾しないことを確認した。さらに、工具刃先近傍に取り付けた加速度センサの測定結果を周波数分析し、びびり振動周波数の成分でも判定を行って同様の判定結果が得られることを確認した。

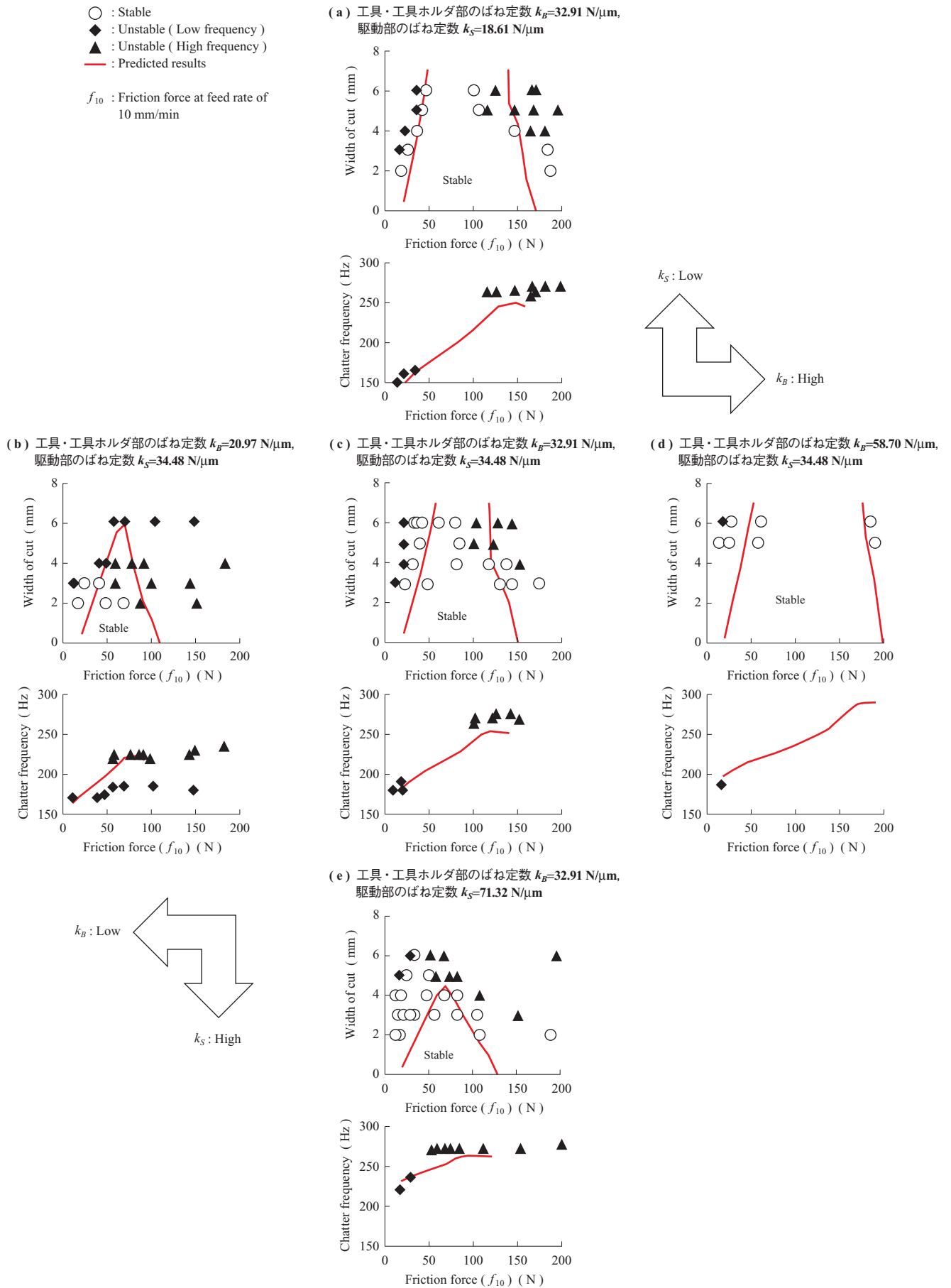
5.2 びびり振動安定性の結果および考察

各部のばね定数については、工具・工具ホルダ部 $k_B = 32.91 \text{ N}/\mu\text{m}$, および駆動部 $k_S = 34.48 \text{ N}/\mu\text{m}$ を基準とし、それぞれのばね定数を増減した。また、各ばね定数の組合せにおいて、案内部の予荷重すなわち摩擦力および切削幅を変更し、びびり振動の有無を判定するとともに、びびり振動が発生した場合にはその周波数 ω_c を測定した。その結果を第 16 図にまとめて示す。また、前章の解



第 15 図 切削幅、摩擦力和刃先最大振幅の関係 ($k_B = 32.91 \text{ N}/\mu\text{m}$, $k_S = 34.48 \text{ N}/\mu\text{m}$)

Fig. 15 Peak-to-peak displacements measured at various width of cut and friction force ($k_B = 32.91 \text{ N}/\mu\text{m}$, $k_S = 34.48 \text{ N}/\mu\text{m}$)



第 16 図 切削実験による安定切削領域の確認、及び解析予測結果
 Fig. 16 Measured and predicted stability limits and chatter frequency at varied friction and stiffness

析アルゴリズムによって臨界切削幅 a_{lim} およびびり振動周波数 ω_c を予測し、その結果を第 16 図内に赤色の実線で示す。臨界切削幅のグラフでは実線より下側が安定切削領域である。なお、第 16 図内の摩擦係数 f_{10} は、送り速度 10 mm/min における値を表しており、びり振動が重畳されると送り速度が増減することで摩擦係数も実際には若干変動する。図中では、予荷重に対応する設定値の意味でこの摩擦係数 f_{10} を示しているが、解析では変動する摩擦係数を第 5 図に従って考慮している。

第 16 図に示されるように、解析で得られた安定切削領域と切削実験結果を比較すると、その傾向は非常に良く一致していることが分かる。具体的には、各ばね定数を変更することによる安定切削範囲の拡大・縮小の変化、およびびり振動周波数がほぼ一致している。従って、工作機械振動モデル・びり振動予測手法は実際の機械と現象を良く表しておりびり振動予測に十分有用であると考えられる。

第 16 図 - (a), - (c), - (e) より、駆動部のばね定数 k_S を過大にすると安定切削範囲が縮小することが分かる。これは、剛性を高めるほどびり振動安定性が向上するという一般的な概念と逆の傾向である。この原因について、構築した工作機械振動モデル (第 3 図参照) に基づいて考察する。駆動部の剛性が大きくなると、振動は主に工具部のばね要素において発生し、すべり軸受部での振動振幅が小さくなる。よって摩擦による散逸エネルギーも減少し安定切削範囲が縮小するものと考えられる。

次に、第 16 図 - (b) ~ (d) より、工具部のばね定数 k_B を大きくすると安定切削範囲が拡大することが分かる。これは上述の一般的な概念と同じ傾向である。工具部の剛性が低下すると、すべり軸受部での摩擦減衰とは関係なく、工具部のみで大きな振動が発生するためと考えられる。すなわち、すべり軸受部での摩擦減衰が有効に機能しない。

第 16 図 - (a) ~ (e) のすべてにおいて、安定切削範囲を最大化する最適な案内部の摩擦係数が存在することが分かる。次に、第 16 図 - (c) の条件において摩擦係数を変化させた時の等価質量、等価ばね定数、等価減衰の解析結果

を第 3 表に示す。この解析結果より、摩擦係数の違い (すべり軸受予荷重の調整) によって等価減衰の値に一桁以上の大きな変化を生じることが分かる。このように最適摩擦係数が存在する原因について以下に考察する。まず、びり振動周波数について見ると、いずれの条件においても摩擦係数が増加すると周波数が高くなっていることが分かる。これは、案内部の摩擦係数の増加に伴ってすべり軸受部が固着する割合が増加し、等価ばね定数が増加する (等価質量も増加するが本実験条件では、等価ばね定数の増加割合の方が大きい) ためであると考えられる。一方、等価減衰は案内部の摩擦係数に対して以下のように変化する。摩擦係数が小さい領域では減衰力は小さく等価減衰も小さい。このため、第 14 図 - (a) および第 15 図に示されるように発散的なびり振動が発生する。摩擦係数を大きくしていくと、それに伴って等価減衰も大きくなる。その結果、第 14 図 - (b) の例では適切な減衰効果が得られ安定な切削状態が維持される。更に摩擦係数を大きくすると、すべり軸受部の固着割合が増加し、相対すべり変位が小さくなるために等価減衰が減少する。この結果、案内部がほぼ固着した振動系でのびり振動が発生する。しかし、第 14 図 - (c) および第 15 図に示されるように、その振動振幅は極端に大きくは成長しない。これは、びり振動が成長して振動振幅が増大すると、すべり軸受部の固着が解消され、摩擦係数が大きいことと併せて散逸エネルギーが大きくなり、それ以上には振動が成長することができないためである。

6. 結 言

「摩擦減衰を含む 2 自由度系工作機械モデル」を構築するとともに、その中に含まれる摩擦減衰と 2 つのばね要素を変化させ得る切削試験機を開発し、解析および加工実験によって、びり振動安定限界を求めた。その結果、得られた知見をまとめると以下の通りである。

- (1) 提案した工作機械の振動モデルを用いたびり振動予測は、実際の加工実験の結果と良く一致しており、開発段階でのびり振動抑制の検討に有益である。また摩擦係数は本研究のように予め同定すること

第 3 表 摩擦係数と等価質量、等価ばね定数、等価減衰の解析結果 (第 16 図 - (c))
Table 3 Equivalent mass, stiffness and damping calculated for critical stability in Fig. 16 - (c)

Friction force	f_{10} (N)	20	40	60	80	100	120	140
Equivalent mass	M_e (kg)	11.6	13.2	14.6	15.9	17.0	19.1	20.9
Equivalent stiffness	K_e (N/ μ m)	34.1	33.4	32.8	34.1	39.5	81.1	103.0
Equivalent damping	C_e (Ns/m)	1 590	9 600	14 890	18 660	21 410	19 160	14 470

ができ、それ以外の主な定数は、開発時点における設計図面および数値解析結果から算出することができる。よって、開発段階で本モデルを活用することが可能である。

- (2) 駆動部の剛性を過大にするとびびり振動安定性が低下する。これは、すべり軸受部でのびびり振動振幅が非常に小さくなり、摩擦減衰も減少するためである。
- (3) 工具部の剛性を高くすることは、びびり振動安定性の向上に有効である。これは工具部の剛性が低い場合では、すべり軸受における摩擦減衰の効果は小さく、工具部のみで大きな振動が発生し、また剛性が高い場合は、すべり軸受部における振動振幅が大きくなり摩擦減衰が有効に作用するためである。
- (4) びびり振動安定性に対して最適な案内部の摩擦力が存在する。この理由は次のように理解し得る。まず、案内部の摩擦力が非常に小さい領域においては、減衰も小さく発散的なびびり振動が発生する。次に摩擦力を増加させるとそれに伴い減衰は増加し、びびり振動抑制に大きな効果が得られる。しかし、更に摩擦力を大きくすると、すべり軸受部が固着し始めて十分な相対すべり変位が得られず、摩擦による減衰が小さくなる。

従来、びびり振動抑制の方法としては装置剛性を高めることに主眼が置かれていた。しかし、この指針は必ずしも正しくはなく、装置の各部剛性と減衰を最適化することで、より大きなびびり振動安定性が得られることが、実験および解析の両面から明らかになった。ここで得られた新しいびびり振動安定性向上の設計指針が今後の工作機械開発に役立つことを期待したい。

参 考 文 献

- (1) Y. Altintas : Manufacturing automation Cambridge Univ. Press (2000)
- (2) F. Koenigsberger and J. Tlustý : Machine tool structures Pergamon Press (1970)
- (3) 佐藤壽芳 : 工作機械の振動について 生産研究 Vol. 24 No. 8 (1972) pp. 349 - 357
- (4) Guillem Quintana and Joaquim Ciurana : Chatter in machining processes : A review International Journal of Machine Tools and Manufacture Vol. 51 No. 5 (2011) pp. 363 - 376
- (5) 垣野義昭, 松原 厚, 黎 子椰, 上田大介, 中川秀夫, 竹下虎夫, 丸山寿一 : NC 工作機械における送り駆動形のトータルチューニングに関する研究 (第1報) 精密工学会誌 Vol. 60 No. 8 (1994) pp. 1097 - 1101
- (6) 藤田 純, 羽山定治, 濱村 実, 垣野義昭, 松原厚, 大脇悟史 : NC 工作機械のボールねじねじり振動がサーボ系の安定性に及ぼす影響 精密工学会誌 Vol. 65 No. 8 (1999) pp. 1190 - 1194
- (7) 堤 正臣, 大友誠司, 岡崎裕一, 酒井浩二, 山崎和雄, 葛 東方 : 摩擦を考慮した CNC 工作機械の送り駆動機構の数学モデル 精密工学会誌 Vol. 61 No. 10 (1995) pp. 1458 - 1462
- (8) 塩崎 進, 古川勇二, 水兼正博 : 工作機械送り駆動系の動特性 (第1報, 第2報) 日本機械学会論文集 C 編 Vol. 45 No. 398 (1979) pp. 1143 - 1157
- (9) 東本暁美, 吉村允孝, 阪上雅昭, 浦川和夫, 松島律 : 工作機械テーブル案内面の減衰能測定方法 精密機械 Vol. 41 No. 491 (1975) pp. 1134 - 1140
- (10) 伊藤隆史, 青山藤詞郎, 稲崎一郎 : 工作機械テーブルの振動特性 日本機械学会論文集 C 編 Vol. 54 No. 506 (1988) pp. 2375 - 2380
- (11) E. Edhi and T. Hoshi : Stabilization of high frequency chatter vibration in fine boring by friction damper Precision Engineering Vol. 25 No. 3 (2001) pp. 224 - 234
- (12) E. Shamoto and K. Akazawa : Analytical prediction of chatter stability in ball end milling with tool inclination CIRP Annals - Manufacturing Technology Vol. 58 (2009) pp. 351 - 354
- (13) 鈴木教和, 井加田勲, 樋野 励, 社本英二 : 強制・自励型びびり振動を回避するエンドミル加工条件の統合的検討 精密工学会誌 Vol. 75 No. 7 (2009) pp. 908 - 914
- (14) N. Suzuki, K. Nishimura, E. Shamoto and K. Yoshino : Effect of Cross Transfer Function on Chatter Stability in Plunge Cutting Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing (Special Issue on Advanced Manufacturing Technology (LEM21)) Vol. 4 No. 5 (2010) pp. 883 - 891