

博士論文

社会インフラ製品を支える高速ミーリング
加工プロセスの開発

小野塚英明

目次

第 1 章 緒論	4
1.1 研究の背景	4
1.1.1 エレベーター部品の高効率製造における課題	6
1.1.2 量産用金型の高効率製造における課題	10
1.1.3 大型機械部品の深彫加工における課題	13
1.1.4 高速ミーリング技術に関する課題	15
1.2 加工プロセスのモデルベース開発に関する先行研究	19
1.2.1 二次元切削における切削力および加工精度予測モデル	19
1.2.2 ミーリング加工の切削力および加工精度予測モデル	20
1.2.3 長尺工具のびびり振動予測モデル	22
1.3 研究の目的	26
1.4 本論文の構成	27
第 2 章 薄板長尺部材の高速・高精度加工	29
2.1 薄板部材のフライス加工における課題	29
2.2 薄板部材の正面フライス加工における加工精度予測モデル	30
2.2.1 正面フライス加工における切削力予測モデル	30
2.2.2 正面フライス加工における加工精度予測モデル	33
2.3 複合フライス加工による薄板長尺部材の加工精度予測モデル	33
2.3.1 有限要素法による長尺薄板部材の剛性予測モデル	38
2.3.2 複合フライス加工における二面幅寸法精度予測モデル	40
2.3.3 複合フライス加工における薄板長尺部材の直角度予測 モデル	42
2.4 実験検証	45
2.4.1 実験方法	45
2.4.2 薄板長尺部材の剛性に対する固定方式の影響	49
2.4.3 加工精度に対する素材精度の影響	50
2.4.4 加工精度に対する固定方式の影響	53
2.4.5 連続加工における加工精度の検討	55
2.5 考察	57
2.5.1 複合フライス加工における二面幅精度	57
2.5.2 複合フライス加工における直角度	59
2.6 工業製品への適用	61
2.7 結言	61

第 3 章 小径ボールエンドミルによる微細穴形状の高速・高精度加工	
.	62
3.1 高硬度材料の切削加工における課題	62
3.2 ボールエンドミルによる微細穴形状加工における加工精度	
予測モデル	64
3.2.1 ボールエンドミルによる微細穴形状加工における切削力	
予測モデル	64
3.2.2 加工条件と切削力および加工精度の相関	75
3.2.3 ボールエンドミルによる微細穴形状加工における工具摩耗	
.	89
3.3 小径ボールエンドミルにおける工具強度	90
3.4 実験検証	92
3.4.1 実験方法	92
3.4.2 ヘリカル加工における工具摩耗	96
3.4.3 ヘリカル加工における切削力	98
3.4.4 ヘリカル加工における加工精度	100
3.5 考察	103
3.5.1 微細テーパ穴の加工精度におよぼす切削力の影響	103
3.5.2 工具寿命におよぼす加工方向の影響	104
3.6 工業製品への適用	106
3.7 結言	106
第 4 章 長尺工具のびびり振動抑制による高速・高精度加工	107
4.1 長尺工具による三次元形状加工の課題	107
4.2 長尺工具のびびり振動抑制	108
4.2.1 びびり振動の発生限界	108
4.2.2 マスダンパによるびびり振動抑制の従来技術	110
4.3 防振アーバの最適設計法	111
4.3.1 有限要素法によるマスダンパの動特性予測モデルおよび	
最適設計	111
4.3.2 レーリー法にもとづく動特性予測モデルおよび最適設計	
.	122
4.4 防振アーバの動剛性解析結果	127
4.4.1 有限要素法によるダンパ特性の最適設計	127
4.4.2 質点系モデルにおける防振アーバの最適設計	128

4.4.3	中空部寸法の最適化	131
4.4.4	中空部テーパ形状における防振アーバの動特性	132
4.5	防振アーバの実加工への適用	134
4.5.1	モジュラー式防振アーバの最適設計	134
4.5.2	工具回転時のバランスに関する検討	137
4.6	実験検証	138
4.6.1	実験方法	138
4.6.2	防振アーバの動剛性	142
4.6.3	加工実験結果	142
4.7	考察	146
4.7.1	レーリー法にもとづくダンパ設計手法	146
4.7.2	防振アーバの最適設計における中空部形状	148
4.7.3	試作防振アーバの動特性	149
4.7.4	試作防振アーバの切削性能	150
4.8	工業製品への適用	151
4.9	結言	151
第5章 結論		153
5.1	研究の結論	154
5.2	今後の工業化への展開	152
参考文献		156
研究業績		165
謝辞		167

第1章 緒論

1.1 研究の背景

Fig. 1. 1 に示すように、社会は様々なインフラ機器で支えられている。発電プラントをはじめとしたエネルギーインフラ、ポンプなど水環境機器、建設機械などの産業インフラは社会の基盤となっている。また人間社会は鉄道車両などの交通インフラ、エレベーター、エスカレータなどの都市インフラ、家電製品などの生活インフラが支えている。これらの機器には、例えばエネルギー効率や騒音防止などの高い性能が求められる。また、社会に普及させるための低コストかつ短納期でのモノづくりが求められている。

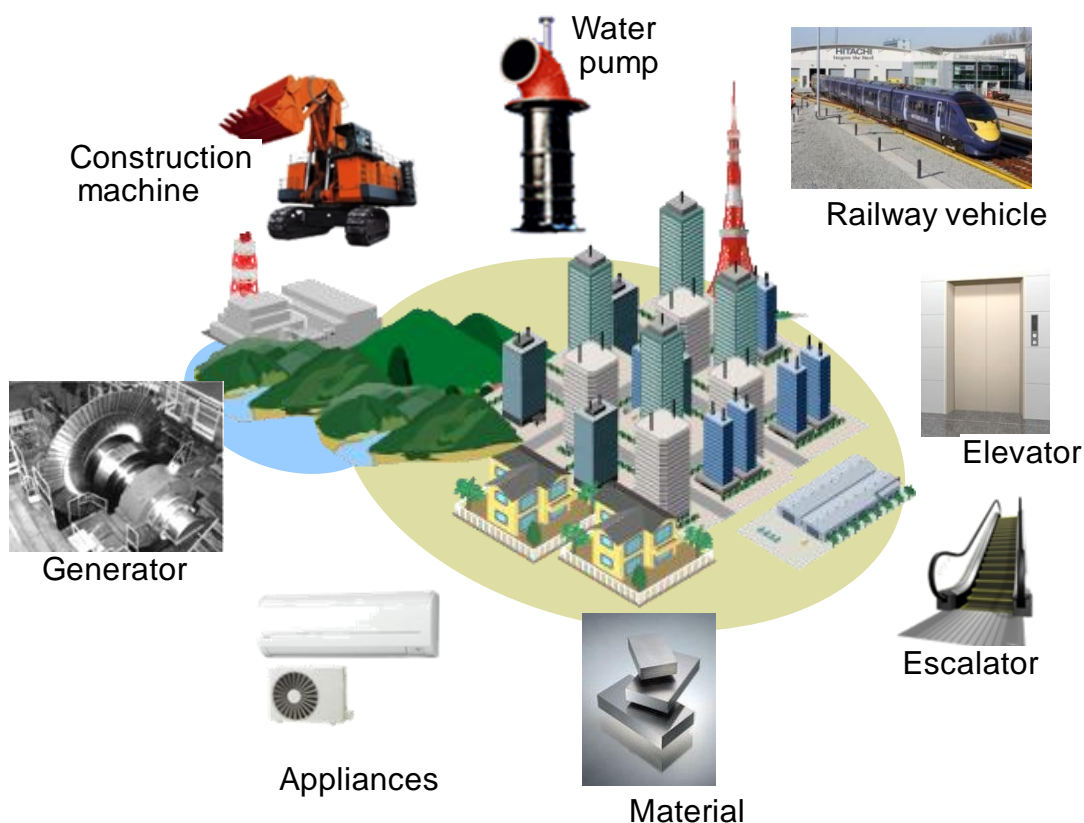


Fig. 1. 1 Examples of products for social infrastructures.

この、モノづくり力強化のために、製造現場においては製品差別化、コスト低減、納期短縮等の努力が経済成長を支えてきた。一方で近年、地球温暖化や電力需要の急増、資源の枯渇と言った地球環境の保全のために、製造現場においてもグリーンイノベーション、すなわち CO₂ 排出の削減、省エネルギー、省資源等の環境に配慮したものづくりが重要視されるようになった[1-1~1-3]。このため、Fig.

1. 2 に示したように部品加工の現場においては、

(1)加工精度の向上による仕上げ加工工程の省略

(2)加工能率の向上

(3)工程短縮や段取り等の生産準備の簡略化による製造リードタイム短縮

等の、加工効率の向上が一層重要になってきただけでなく[1-4,1-5]、廃棄物の削減を含む省資源化が重要となってきた[1-6].

切削加工は、成形加工、付加加工などの他の加工法と比較すると、形状創成の自由度、形状精度に優れており、適用範囲の広い加工法である。特に、切削工具の回転と、運動によって形状を創成するミーリング加工では、平面、溝、曲面、穴など多くの形状を高精度に加工できるため、これらの加工プロセスをマシニングセンタ 1 台の工程に集約し加工することが可能であり、適用拡大がすすんでいる[1-7]. Fig. 1. 3 は 2012 年数値制御(NC)工作機械生産実績等調査[1-8]による、国内での業種別、および機種別の出荷額と生産台数の内訳を示したものである。国内向け出荷額 3570 億円の内、一般機械、自動車け、電気・精密向けが合計で 3130 億円と、ほとんどを占めており(Fig. 1. 3 (a)), その内マシニングセンタが 34.0%を占めている(Fig. 1. 3 (b))ことから、ミーリング加工の重要性が示されている。

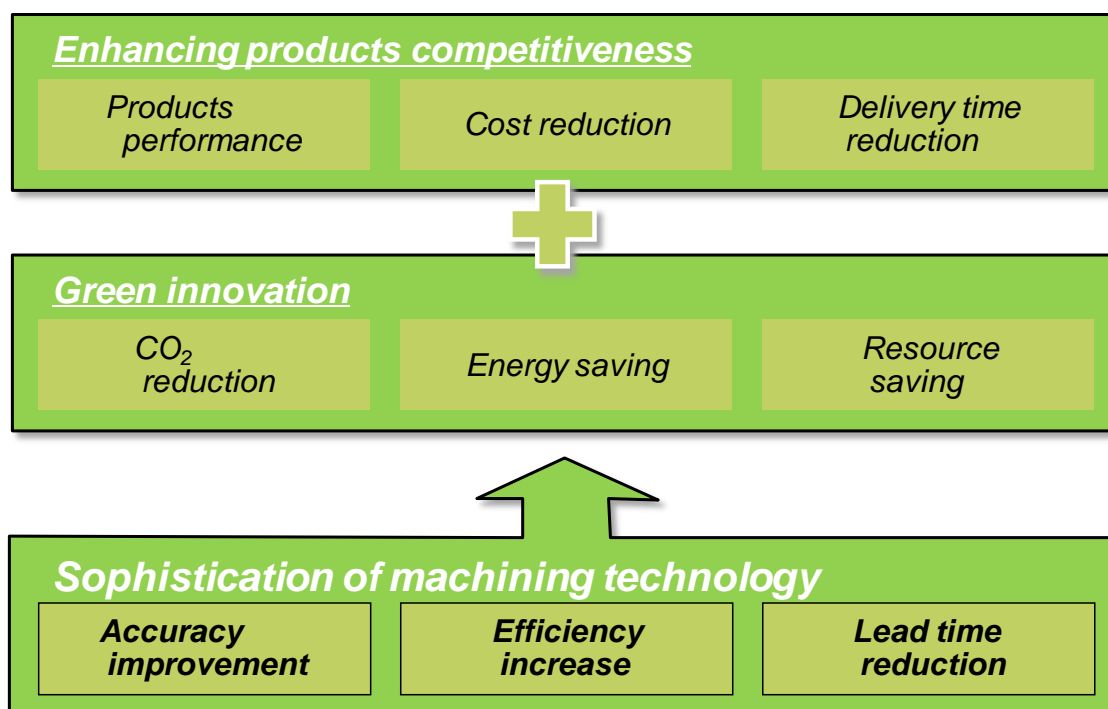


Fig. 1. 2 Issues for manufacturing.

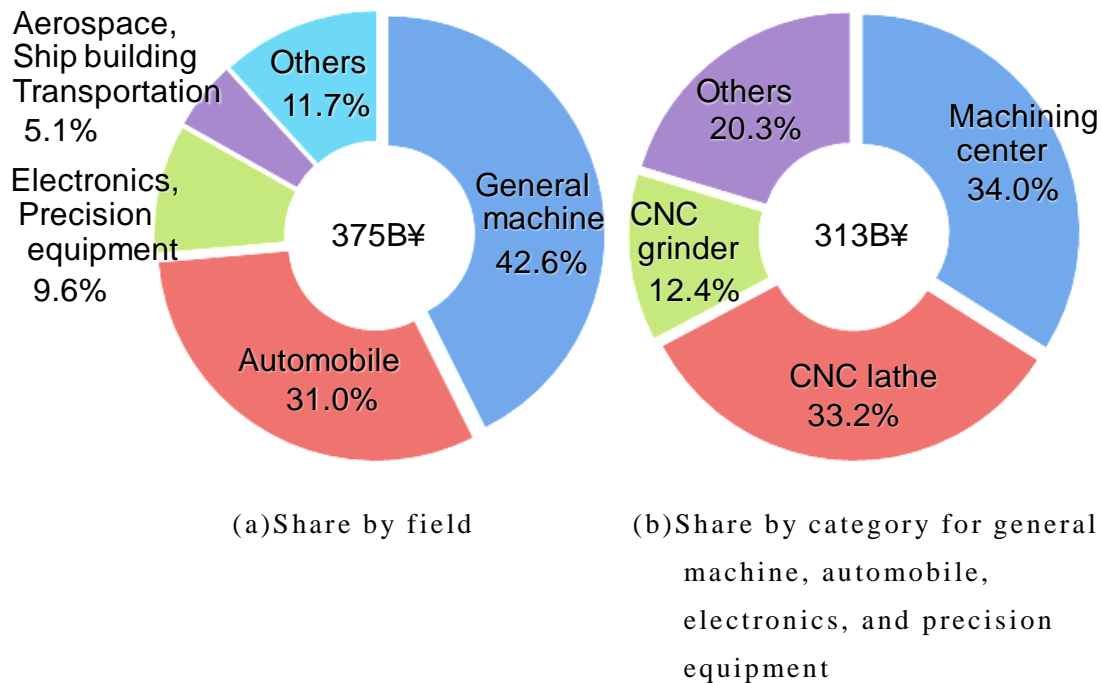


Fig. 1. 3 Domestic sales and shipments of machine tools.

しかし、ミーリング加工では、加工時間が長く、加工精度や表面粗さなどの加工品質を確保するための工程設計に多くの工数を要する、等の課題がある[1-8]。

本研究では、社会を支える様々なインフラ機器の製造プロセスにおいて、加工能率の飛躍的な向上を目的とし、キー部品的高速ミーリングプロセスの開発を行う。具体的なキー部品の例として、人々の生活や都市機能を支えるエレベーター、各種産業を支える量産設備、社会システムを支える水環境機器を対象として、従来技術を超える飛躍的加工能率の向上を検討した。

1.1.1 エレベーター部品の高効率製造における課題

エレベーターは、ビルの階床間を移動する装置であり、都市の機能をささえる重要なインフラ機器の一つである。エレベーターは一般に Fig. 1. 4 に示した構造であり、機械室に設置された巻上げ機によって乗りかごが上下に移動する。乗りかごおよび釣合い錘は、建築物に設置されたガイドレール上を走行しており、1本当たり4000mm から 5000mm のガイドレールが1基当たり数十本設置されている。走行時に発生する振動を抑制するために、ガイドレールには高い真直度と継ぎ目の段

差低減が求められている。

このような長尺部材を高精度に加工する方法として、従来よりプレーナによる加工が行われてきた。Fig. 1. 5 はプレーナによるガイドレール加工の状況を示したものであり、複数本のガイドレールをテーブル上に設置して往復運動させ、切削バイトを内蔵したツールブロックによって切削加工を行っている。テーブルの往復回数はガイドレールの大きさによるが、通常 100 回以上の往復回数を必要とするので、加工時間が非常に長いという課題がある。プレーナはテーブルを高速に往復運動させる構造であるが、長尺のガイドレールを複数搭載したテーブルの運動速度には限界があり、現状では 60m/min 程度が限界となっている。

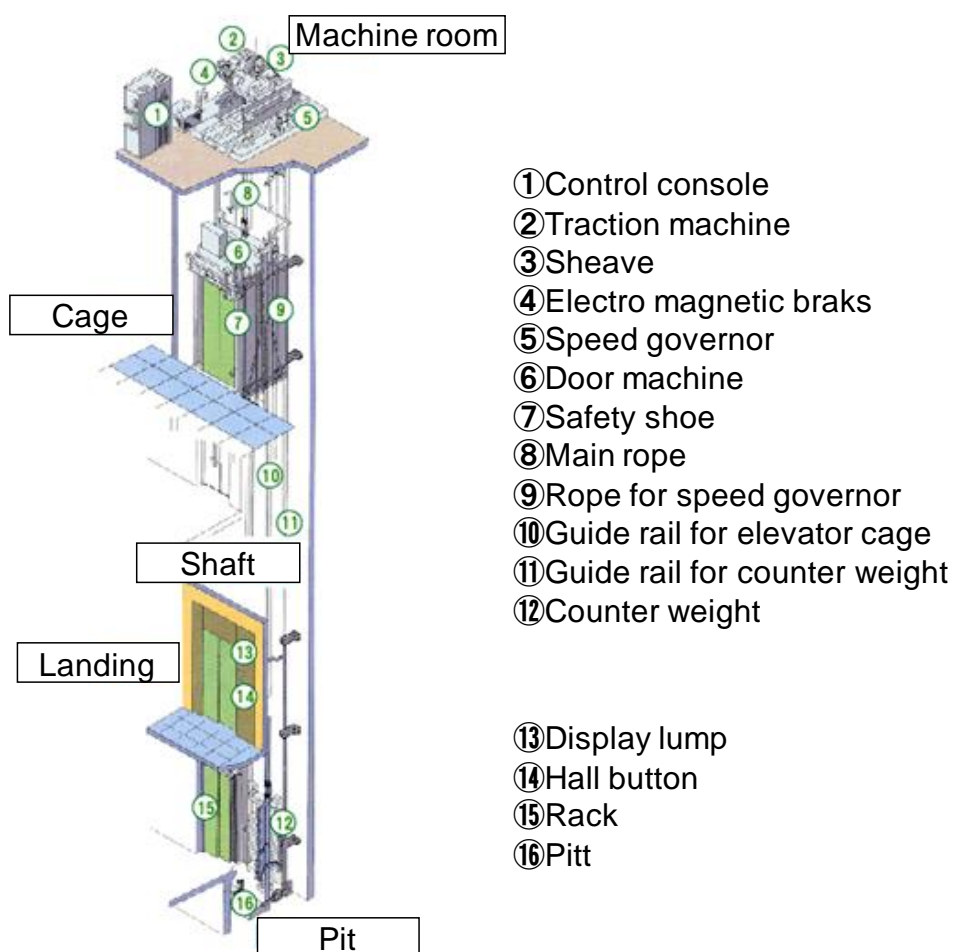


Fig. 1. 4 Structure of an elevator.

(http://www.hbs.co.jp/knowledge/elevator/ele_mechanism01.html)

さらに、4000mm から 5000mm のガイドレールを長手方向に切削するので、連続した長い切りくずが大量に発生する。Fig. 1. 5 に示したように、テーブルの終端部に

堆積する切りくずを加工中に除去する必要があるが、この作業を行うために加工の無人化ができないという課題がある。これらの問題を解決するために、従来より用いられてきたプレーナによるガイドレール加工に替わり、フライス工具を用いた切削加工による飛躍的な加工能率向上を検討した。

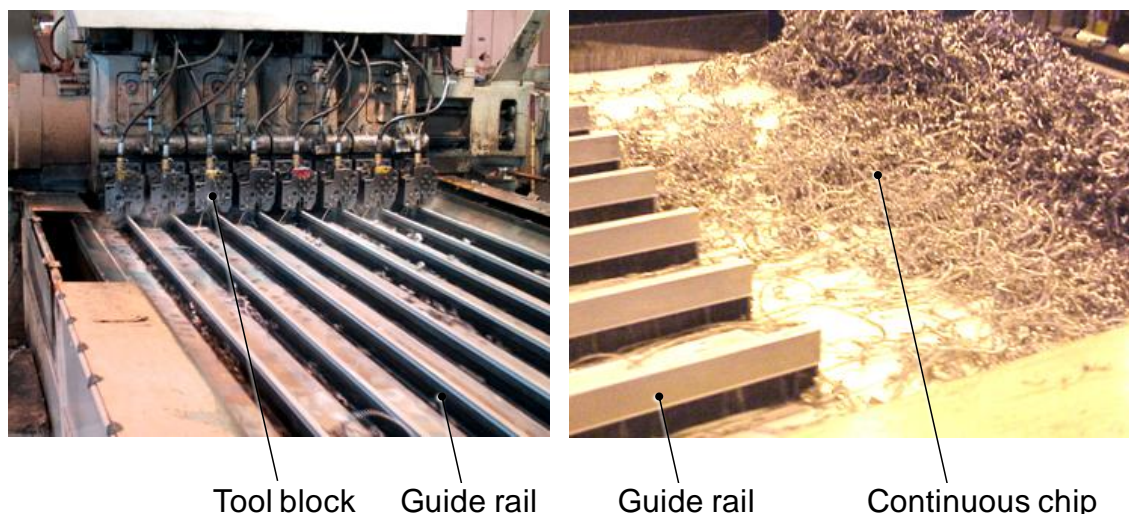


Fig. 1. 5 Planing process of guide rails for elevators.

Fig. 1. 6 に示したように、プレーナによる加工ではテーブルの送り速度は 60m/min 程度が限界であり、この加工条件での加工能率、すなわち単位時間当りの除去体積は 8.25 cc/min 程度で、加工能率の向上がほぼ限界である。一方でフライス加工では、工具を高速回転することによって切削速度すなわち周速を向上し、また複数の切れ刃を用いて切削加工するので、加工能率の向上が可能である。鉄系材料の切削加工では、切削速度 $V_c=250$ m/min 以上の切削加工が可能であるので、例えばフライス工具外径を $D_c=250$ mm とすると、回転数 S は、

$$S = \frac{V_c \times 1000}{\pi \cdot D_c} = 318 \text{ min}^{-1} \quad (1.1)$$

となる。切れ刃の枚数を $N=16$ 枚、径方向の切込み量を $R_d=33$ mm、軸方向の切込み量を $A_d=1.5$ mm、工具の 1 刃当りの送り量を $f_z=0.2$ mm とすると、テーブル送り速度 F mm/min、および加工能率 Q (cc/min) は、

$$F = S \cdot N \cdot f_z = 1017 \text{ mm/min} \quad (1.2)$$

$$Q = R_d \cdot A_d \cdot F / 1000 = 50.3 \text{ cc/min}$$

で表される。すなわち、テーブル送り速度を 1000mm/min 以上とすることで、ガイドレールの側面を 1 回のテーブル移動で加工することができ、飛躍的な加工能率の向上が可能である。図に示したように、従来のプレーナ加工での加工能率 8.25

cc/min に対して、50.3cc/min と約 6 倍の加工能率向上が期待できる。

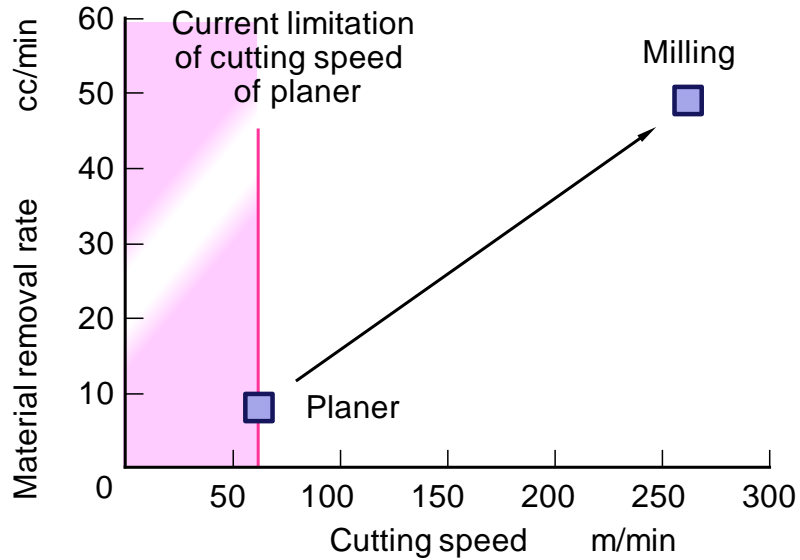


Fig. 1. 6 Material removal rates in different machining processes of guide rails.

さらに、この方法ではフライス工具の複数の切れ刃によってガイドレールの側面を断続的に切削加工するので、切りくずは細かく分断され、切削液やスクレーパなどの機器によって容易に除去することができ、加工の自動化が可能と考えられる。

しかし、Fig. 1. 7 に示したように、ガイドレールのような薄板形状の被削材をフライス加工すると、切削力によって被削材の変形が生じる。フライス工具による加工では複数の切れ刃が同時に作用するのでプレーナ加工と比較すると加工精度や表面粗さの確保が困難と思われる。このため、従来より用いられてきたプレーナ加工に対して、約 6 倍の高能率化が可能なミーリングプロセスを実現するために、薄板形状の被削材のフライス加工における加工精度劣化のメカニズム解明と、加工精度向上を図る必要がある。

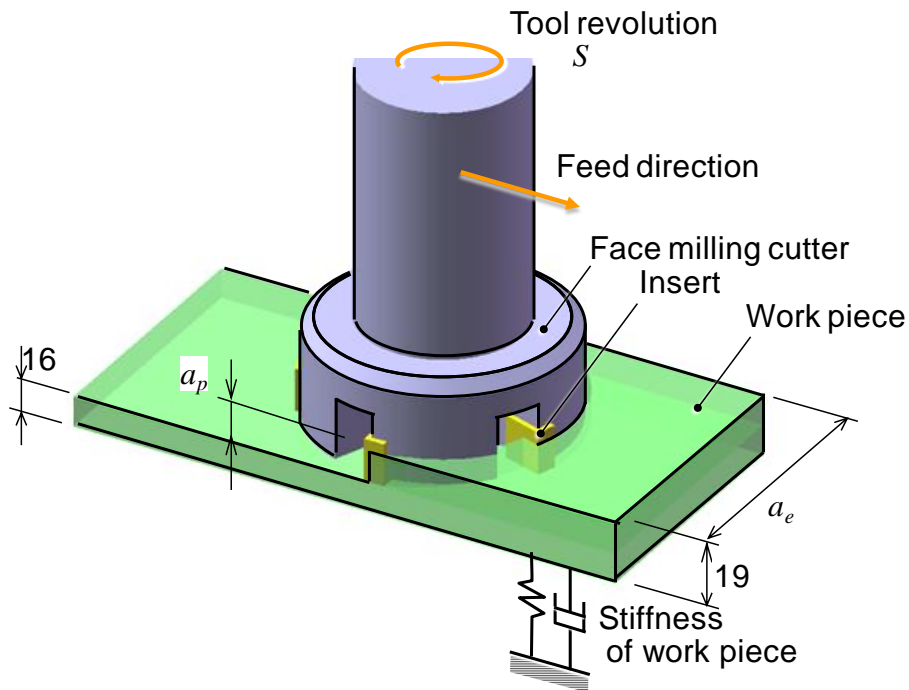


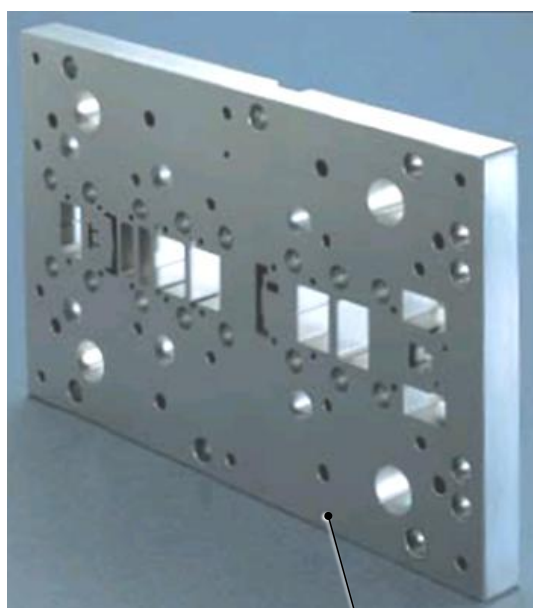
Fig. 1. 7 Face milling of a thin plate.

1.1.2 量産用金型の高効率製造における課題

家電品などの生活インフラ機器の普及には、量産による低コスト製造が必須であり、その製造プロセスでは多くの金型が用いられている。金型は Fig. 1. 8 に示したように、位置決めやイジェクタ用の多くのピン穴や、キャビティ形状が形成されている。金型材料は、量産時の型摩耗を抑制するために、高硬度な材料が用いられる。このため、例えばピン穴などの微細形状の加工においては、金型の切削加工時の切削工具摩耗が顕著である。このため、通常は焼き入れ前の材料に切削加工を行った後、熱処理を行い、手作業での仕上げ加工が行われる。しかし、熱処理工程や、加工形状に合せた専用工具製作に要するリードタイムを短縮して行くために、近年焼入れ鋼の直接切削加工が試みられている。例えば、Fig. 1. 9 に示したように直径が約 2mm となるような微細な形状の加工においては、ボールエンドミルをらせん状に走査するヘリカル加工を行うことで穴形状の加工が可能である。しかし、このような小径工具を用いた加工では、工具の剛性や強度不足による加工精度劣化や、工具折損などの問題が生じる。

Fig. 1. 10 はボールエンドミルで加工を行う場合の、色々な材料硬さに対する推奨条件による加工能率を示したものである。工具直径は 1mm、すなわちボール半径 0.5mm、切れ刃長さ 3mm、工具回転数は 9000min^{-1} の場合を想定して工具メーカーのカタログ記載の条件から求めた推奨条件を示している。これらの条件

は、キャビティ形状や隅部などの一般的形状の加工を想定しているが、Fig. 1. 9に示したような工具径に近い寸法の穴形状などの加工では、推奨値と同等水準の加工能率の達成は困難と思われる。このため、高硬度材料の直接切削による金型製造を実現するために、小径工具による微細形状加工における、工具折損、加工精度悪化のメカニズムを解明すると共に、加工精度向上を図り、ヘリカル加工による高能率切削加工を実現する。



Molding die

Fig. 1. 8 Example of a molding die.
(<http://www.hitachi-metals.co.jp/product/steel/>)

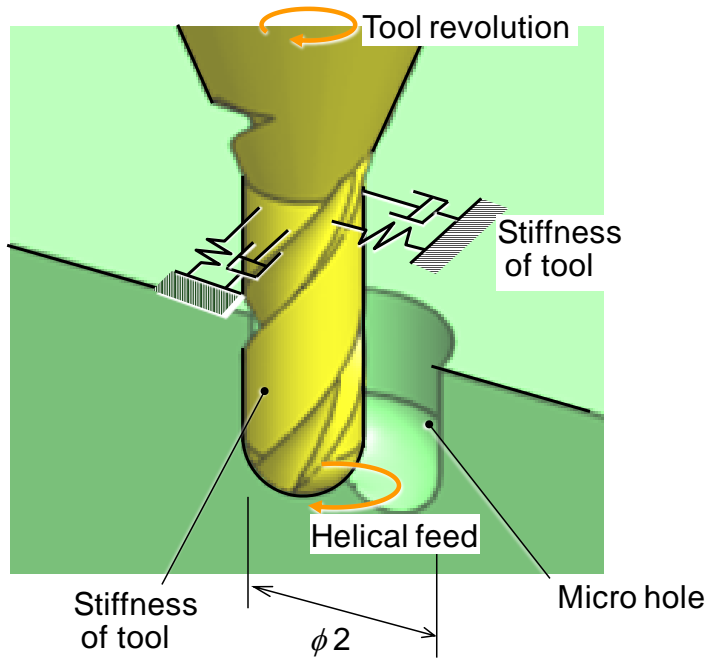


Fig. 1. 9 Helical milling of a hole with a ball end mill.

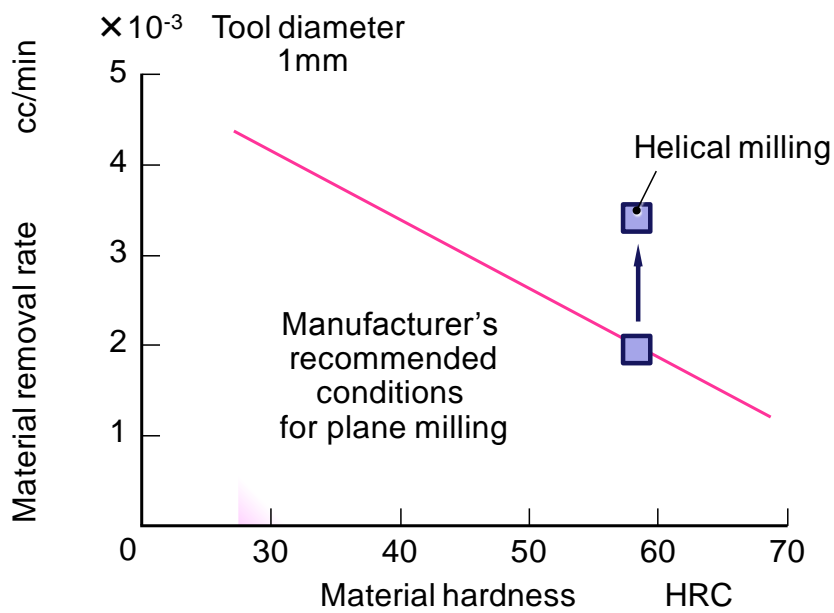


Fig. 1. 10 Manufacturer's recommended cutting conditions for a slender ball end mill of 1mm in diameter.

1.1.3 大型機械部品の深彫加工における課題

Fig. 1. 11 は上下水道用や水処理プラントなどに用いられる軸斜流ポンプを示したものである。大型のケーシングを貫通して回転軸が設置されており、先端には羽根車を取り付けられている。Fig. 1. 11 のポンプは高さで約 6000mm であり、ポンプの性能および連続可動のための信頼性の要求から、各種部品は大型であるにもかかわらず高い形状精度が要求され、切削加工による仕上げが必須となっている。Fig. 1. 12 に示したように、大型部品の加工では例えば深い部位の加工においては長尺工具を用いる必要がある。長尺工具では、工具の剛性が低下するのびびり振動が発生しやすくなる。びびり振動が生じると、Fig. 1. 13 に示したような切削工具の破損や、加工面の悪化などが生じるという課題がある。

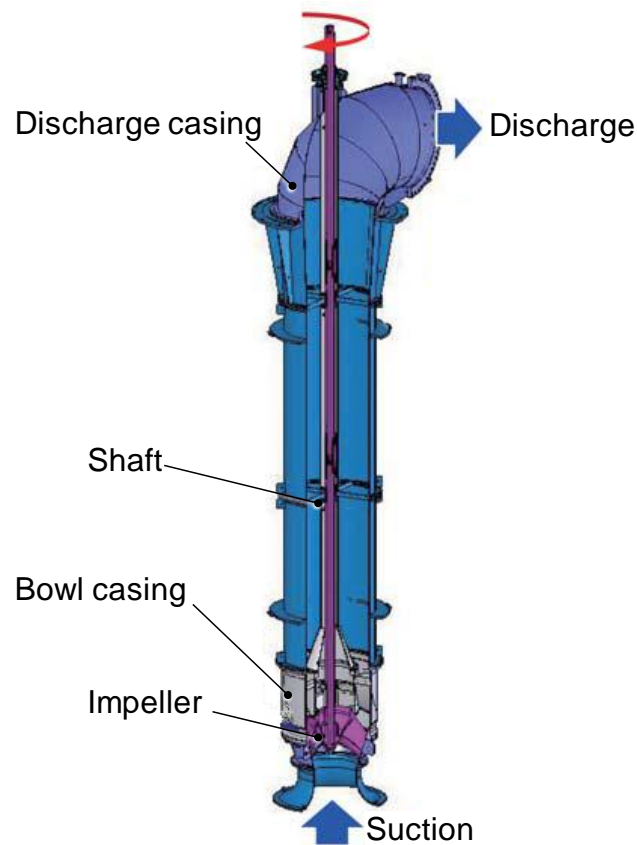


Fig. 1. 11 Example of a water pump.

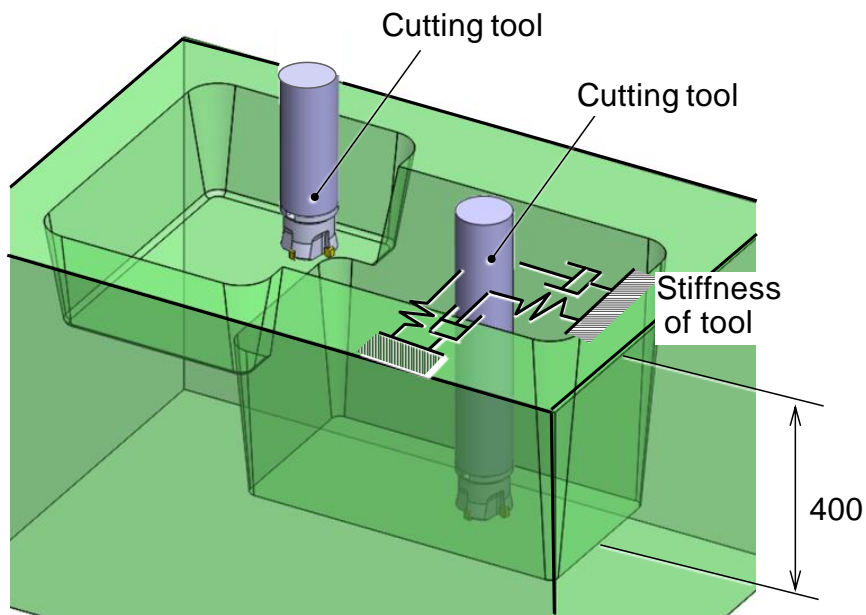


Fig. 1. 12 Machining of giant parts with a long cutting tool.

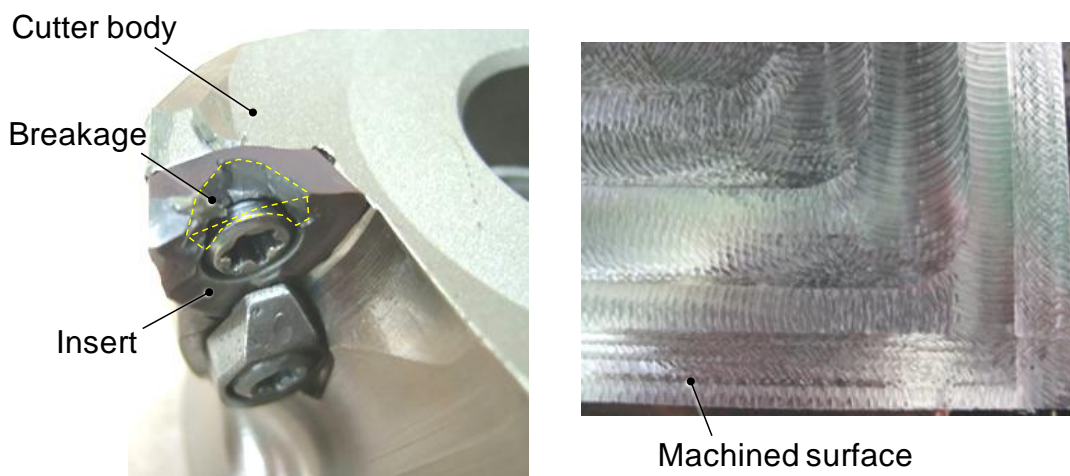


Fig. 1. 13 Damage of a long cutting tool and deterioration of the machined surface due to chatter vibration.

一般に、びびり振動の発生は切込み量の増大に伴い発生しやすくなる。例えば、工具直径 50mm、長さ 400mm の切削工具における一般的な加工条件は Fig. 1. 14 に示したような領域である。切削幅、すなわち工具径方向の切込みが大きくなるに伴って軸方向の切込みは小さくなり、工具径方向の切込みを 30mm とした場

合，軸方向の切込みは0.2mm程度と考えられる．このように，大型機械部品の深彫加工においては，長尺工具のびびり振動抑制により切込み量を増大し，加工能率を向上する必要がある．

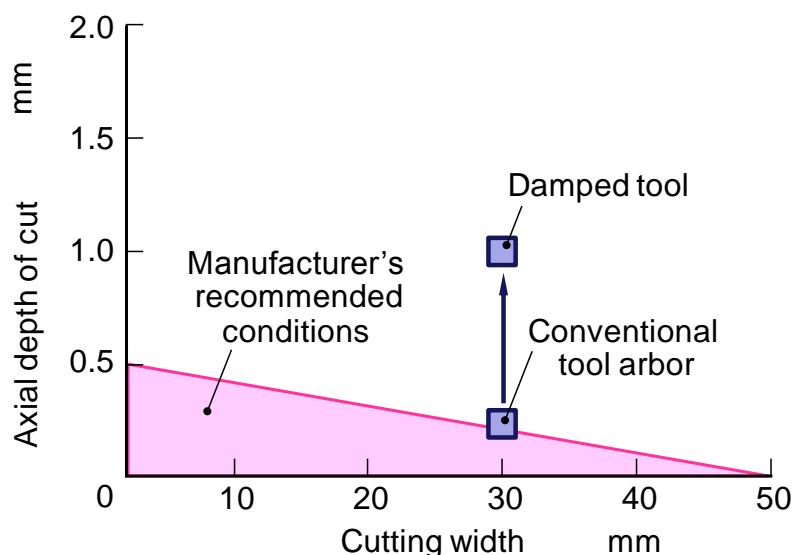


Fig. 1. 14 Cutting conditions for long cutting tools (diameter 50mm and length 400mm)

1.1.4 高速ミーリング技術に関する課題

1.1.1から1.1.3で説明したように，社会インフラ機器の性能および品質の向上，低コスト化を実現するには，高速ミーリング加工プロセスの開発による加工能率の向上が不可欠である．しかし，ミーリング加工の高能率化のためには，工作機械，切削工具，およびプロセス設計において様々な課題があり，多くの研究開発が行われている．

切削加工は，高能率，高精度に加工する手段として従来から用いられている一般的な製造方法であり，エネルギー効率，生産性，経済性の点で優れている[1-9]．近年では，工作機械構造やCNC(Computer Numerical Control)の進歩によって，多軸複合工作機械による自由曲面の形状加工や，工程集約も可能になった[1-10]．Fig. 1.15は近年一般的な5軸マシニングセンタの構造の例である．ツールマガジンに複数ストックされた切削工具を，加工工程に応じて交換しながら様々な形状の創成加工が可能となっている．切削工具はCNC(Computer Numerical Control)プログラムによって選択され，ATC(Auto Tool Changer)によってツールマガジンから取り出されて主軸に取付けられる．切削加工を行う工作機械は，切削工具を回転させる主軸，切削工具のxyzの3方向と位置，B軸・

C 軸回りの姿勢 2 軸を制御するサーボモータおよびガイド、工作物を固定するテーブルなどによって構成されている。近年の工作機械の高速化は目覚しく、高速スピンドルの開発やリニアモータ等をはじめとした高速送り機構等、多くの研究開発が進められている[1-11~1-13]。これらの技術に基づいて送り速度の向上による加工能率の向上が可能となった。しかし、製品差別化や品質向上、工程短縮等によるリードタイム短縮の要求に対応していくためには、表面粗さや寸法精度、幾何公差などの加工精度向上を図って行く必要がある。Fig. 1. 15 に示したように、マシニングセンタによる切削加工における加工精度への影響因子としては、工作機械の構造、制御等に関する要因と、プロセスに関する要因がある。

工作機械に関する要因としては、位置決め精度や工具送り軌跡の精度向上が重要である。

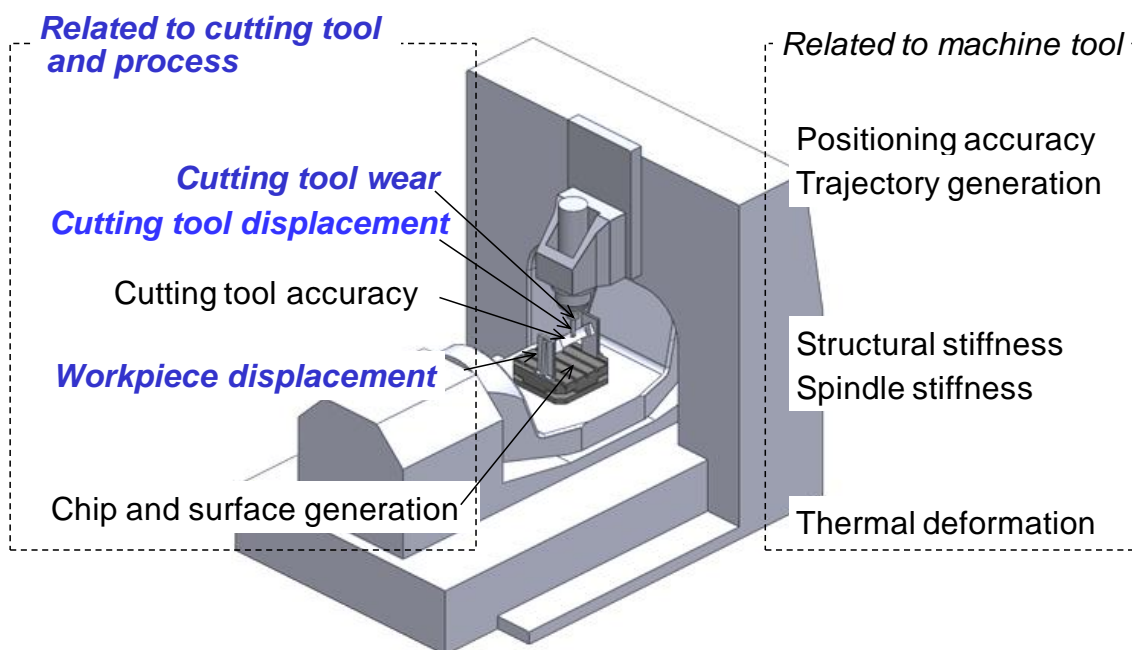


Fig. 1. 15 Example of the structure of a multi axis machining center and issues for high accuracy machining.

例えば、送り機構における案内面の低摩擦化などによって、 10^{-6} mm オーダの真直度での送りが可能となった[1-14,1-15]。また機械的な精度向上だけでなく、サーボモータの性能向上や[1-16]、CNC における制御方式の高度化や振動の抑制技術[1-17,1-18]によっても運動精度の向上も図られており、 10^{-3} mm 以下のオーダでの位置決めが可能となった。

工作機械は、切りくず生成に伴う切削力によって弾性変位が生じるので、工作

機械構造，およびスピンドル構造の設計は大変重要である．近年では，数値解析手法の発達により有限要素解析の適用による高剛性な機械構造の設計技術 [1-19]，セラミック軸受けの開発による軸受け剛性の向上や与圧制御技術の開発 [1-20]，軸受け構造の開発 [1-21]等による高剛性主軸が開発されている．

一方で，工作機械構造の変位は，位置決めや運動精度，切削力に起因した弾性変形だけでなく，運転に伴う発熱や外部環境の変化による熱変位も大きく影響する．熱膨張を抑制する方法 [1-22]や，熱膨張の影響を補正することで，工作機械の位置決め精度を向上させる技術の開発も行われている [1-23]

以上に説明したように，工作機械の構造設計，制御技術の進歩によって，加工形状を創成するための切削工具先端を 10^{-3}mm 以下の精度で運動させることが可能となっている．

しかし，治工具や加工条件等のプロセスに起因した加工精度への影響要因はさらに重要であり，一般的な機械部品の寸法精度や幾何公差である 10^{-3}mm から 10^{-2}mm オーダの精度での高効率加工を実現するには，実際に治工具やプロセスの設計に多くの工数を要する．切削は切れ刃の形状や運動軌跡を加工面に転写する加工法であるので，所望の加工精度を確保するためには切れ刃形状は加工中に常に一定であることが必要である．しかし，切削工具は加工の継続に伴って摩耗し，切れ刃が後退するので寸法精度悪化の要因となる [1-24]．また，一般に工具摩耗の増大に伴って切削力が大きくなり，切削工具や被削材の弾性変形による加工精度悪化の要因ともなる [1-25]．この工具摩耗は，被削材質と工具材質の組合せ，工具切れ刃形状，加工条件等多くの因子の影響を受ける．切削加工の本質に関わる問題であり，工具摩耗メカニズムの解明だけでなく，摩耗の要因としてとして切削力等の刃先の力学環境や，切りくず生成や摩擦による刃先温度上昇による熱的環境，および高温・高圧化での切削液や工具材質，被削材質の影響等，化学的環境影響についても多くの研究がなされている [1-26～1-35]．さらに，白瀬らは，エンドミル加工において切削工具を含む工作機械構造の各部分の剛性が加工精度に及ぼす影響について検討し，切削工具自身の剛性，およびコレットチャックなどの把持剛性による加工精度への影響が最も大きいことを明らかにしている [1-36～1-38]．この様に，高精度な切削加工を実現するために，工作機械や切削現象に関して多くの研究がなされており，これらの知見に基づいたプロセス設計が重要である．

Fig. 1. 16 は部品加工のプロセス設計のフローを示したものである．初めに要求精度等を含む設計仕様，および目標の加工コスト，工具コスト，設備償却費に対して，加工方法を決定する．次に，この加工方法を実現するための工作機械を選定する．そして，対象部品を工作機械に固定するための治具の選定，或いは設計・製作する．また，対象形状を加工可能な切削工具をデータベースから選

定, 或いは設計製作する. 切削工具の回転数や送り速度, 切込み量, 切削液供給の有無等の, 加工条件は過去の知見やデータベースに基づいて選定する. その後, 実際の治工具や, 模擬した治工具によって加工テストを行い, 加工精度を評価する.

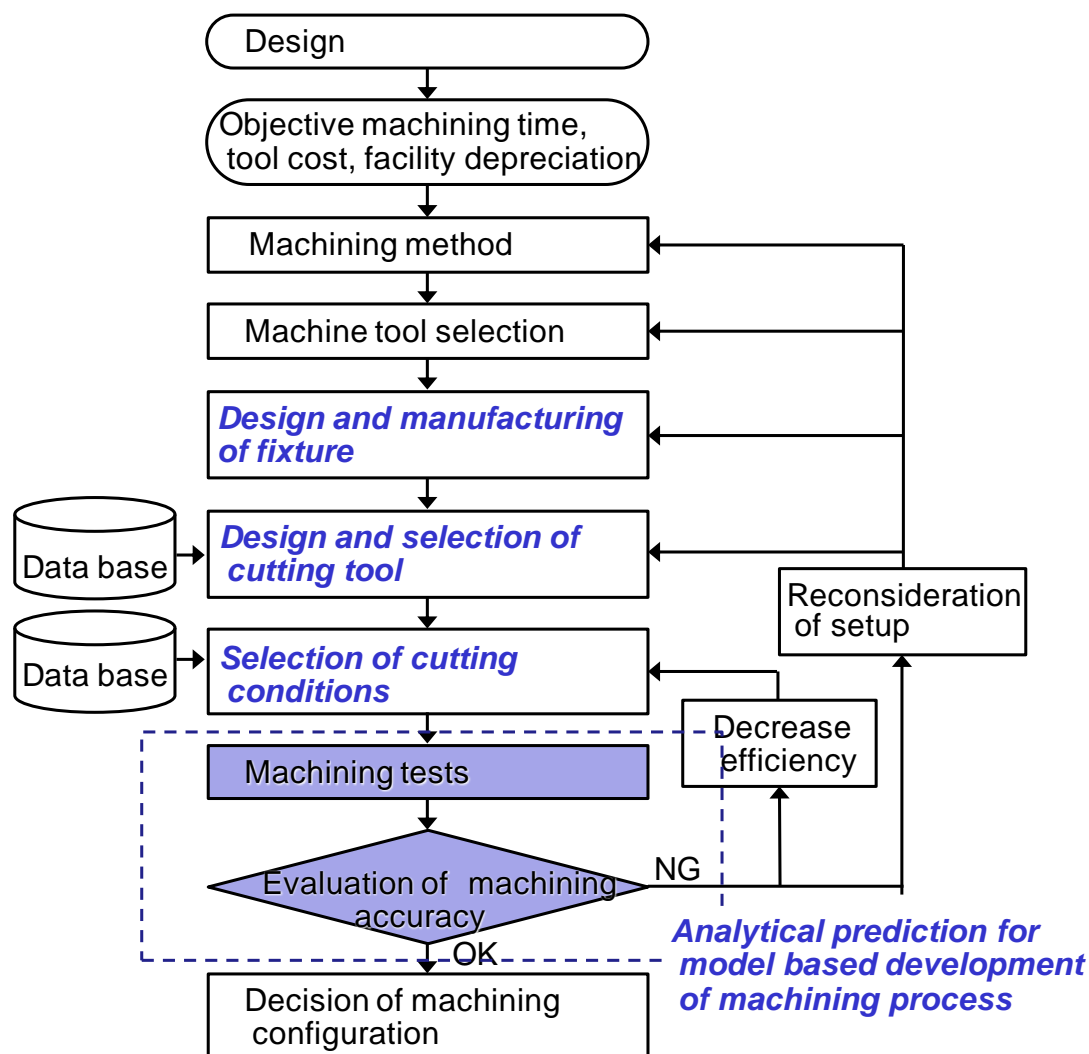


Fig. 1. 16 Flow chart of the design of machining process.

要求加工精度を満足できない場合は, 加工条件を変更して再度加工テストを行う. 一般的に加工精度と加工能率は相反する場合が多く, 要求加工精度を満足するために加工条件を低下させる場合が多い. しかし, 加工能率を低下させると加工時間が増大することとなり, 加工コスト増大が問題となる. 加工条件の変更を繰返しても加工精度を満足できない場合は, 切削工具や治具, 或いは工

作機械選定も含めて再検討する必要がある。例えば、材質変更による工具摩耗の抑制、治工具の剛性向上による加工中の被削材変形の抑制等が必要となる。しかし、治工具の再製作や工作機械の再選定を行うには、設備投資の増大だけでなく、製造リードタイムの増大の原因となるので、コスト、納期の面で生産性は大きく低下してしまう。したがって、製品競争力、環境影響の低減の観点から、加工条件や治工具・工作機械選定のための試行錯誤を極力排除したプロセス設計が必要となる。特に既設の工作機械を用いる場合は、ほとんどの場合に加工条件や治具、工具の選定、設計製作のみで要求精度を満足する必要がある。そこで、解析によって切削力や加工精度の予測を行うことで、加工テスト、評価によるリードタイムの短縮を図ることが考えられる。このため、本研究では切削力、切削工具および被削材の剛性の解析に基づき、加工精度を事前予測することで試行錯誤を排除可能な、加工プロセスのモデルベース開発技術の構築を目的としている。

1.2 加工プロセスのモデルベース開発に関する先行研究

1.2.1 二次元切削における切削力および加工精度予測モデル

切削加工精度に及ぼすプロセス設計に起因した要因として、切削力による工具及び被削材の弾性変形が重要である。切削力は、切削速度、切込み量、送り速度、工具切れ刃形状、及び被削材質等によって決まる。Fig. 1.17は、切削現象を2次元連続切削として単純化した時の切削力を示している。切削幅を b 、切取り厚さを h とした時に、すくい面には切削速度方向の切削分力 F_{hc} と、垂直方向の F_{nc} が作用する。一方で、工具の摩耗面も加工面から水平分力 F_{he} と垂直分力 F_{ne} を受ける。この時に、切削工具に作用する合力の水平成分 F_h と垂直成分 F_n は、

$$F_h = F_{hc} + F_{he} = K_{hc} \cdot h \cdot b + K_{he} \cdot b \quad (1.3)$$

$$F_n = F_{nc} + F_{ne} = K_{nc} \cdot h \cdot b + K_{ne} \cdot b$$

で表される[1-39]。ここで、1.3式の右辺の第1項は切取り厚さ h と、切削幅 b に比例した項であり、被削材料の変形によって生じる力を示している。第2項は切削幅 b のみに比例した項であり、切削工具の逃げ面が受ける力を示している。 K_{hc} 、 K_{nc} 、 K_{he} 、 K_{ne} はそれぞれ、切削工具と被削材によって決まる定数である。切削実験において切取り厚さを変化して計測した切削力は、実際に切取り厚さに比例し、なおかつ切取り厚さが0の時の切削力は0とならない場合が多く、この切削力モデルは現実の切削力特性を反映しており実用的なモデルであると言える。このモデルでは特定の切れ刃形状と被削材質ごとに、実際に切取り厚さ h を変化した切削力測定実験を行い、1.3式の近似式から K_{hc} 、 K_{nc} 、 K_{he} 、 K_{ne} の定数を同定することを前提としている。これに対して、Krystofをはじめ、Merchant, Leeらは

切削工具刃先での被削材のせん断変形における応力，すくい面上での摩擦をモデル化することで，被削材質やすくい角の変化に対する切削力を一般化している[1-40～1-42].

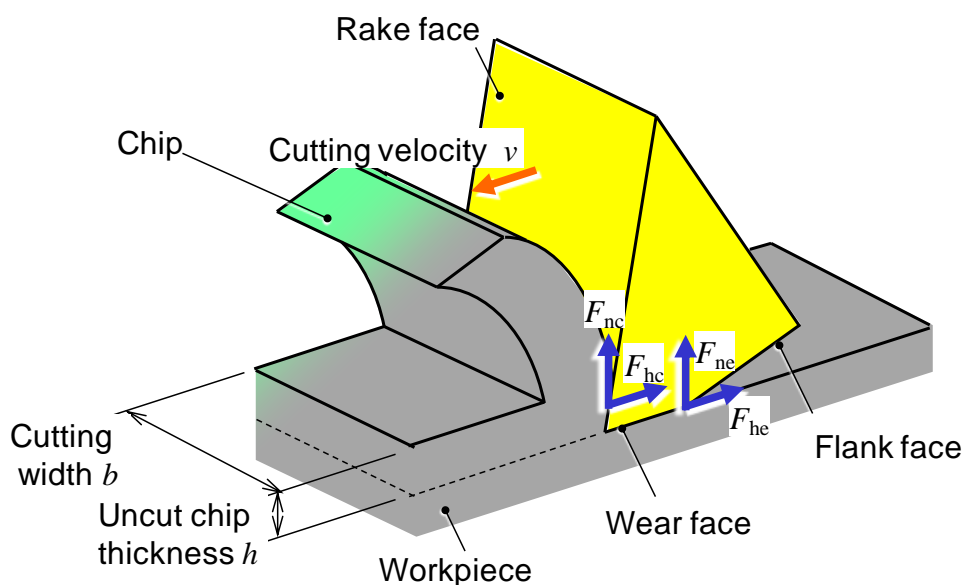


Fig. 1. 17 Cutting force model for orthogonal cutting.

切削実験とは別の材料試験結果より切削現象を予測する手段として，有限要素法によるシミュレーション技術の開発もすすめられている．白樫らは，切りくず生成過程での被削材の塑性流動に対する温度やひずみ速度の影響，塑性変形とすくい面上を流動する際の摩擦特性を考慮したシミュレーションを可能にした．この技術によって，刃先に作用する切削力だけでなく，例えば工具すくい面上の温度や応力の分布等の予測も可能となった[1-43～1-45]．これによって，切削実験を行わなくても，被削材の材料特性をもとに切削特性を予測できるようになり，さらに帯川らは二相合金やチタン合金など，複雑な切削特性の材料に対しても，切削特性の予測を可能にした．また篠塚らは，本技術をチップブレーカ形状の設計に応用しており[1-46～1-50]，材料特性に基づいた，切削プロセスや工具形状の高度な設計技術が確立しつつある．これらの技術を応用した切削加工専用のパッケージソフトウェア化も図られている[1-51～1-53]．

1.2.2 ミーリング加工の切削力および加工精度予測モデル

切削工具や被削材の弾性変形による加工精度の劣化については，弾性変形の生じやすいエンドミルの径方向(回転面内)の二次元的な変位に基づく解析手

法が確立されている。これは、溝加工や壁面の加工等において、エンドミルを用いた高精度な切削加工の要求が高いためである。エンドミル加工においては切れ刃の輪郭がストレートであっても、ねじれや回転に伴って切取り厚さと切削力の作用方向・大きさが複雑に変化するという問題がある。藤井らは切れ刃のねじれ形状に起因したエンドミルの挙動と加工精度の関係を明らかにした[1-54]。切削力の予測に関しては、Fig. 1. 18 に示したように Kline らが切れ刃にねじれを有するエンドミルにおける切削力および加工精度の予測方法として、軸方向に N 個に分割した要素それぞれにおける二次元切削の集合として切削力を予測する

Mechanistic model を提案している[1-55]。Fig. 1. 18 において、エンドミルの送り方向を x とし、 x , y , z 方向の切削力は、

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^N (\vec{F}_{hi} + \vec{F}_{ni}) \quad (1.4)$$

で表される。ここで、 F_{hi} , F_{ni} はそれぞれ回転面内における切削速度方向、および切削速度に垂直方向の分力である。さらに、ねじれ刃エンドミルの回転に伴う切れ刃作用と加工誤差発生メカニズムを明らかにし、直線部およびコーナ部での切削力の予測を可能にした[1-56]。

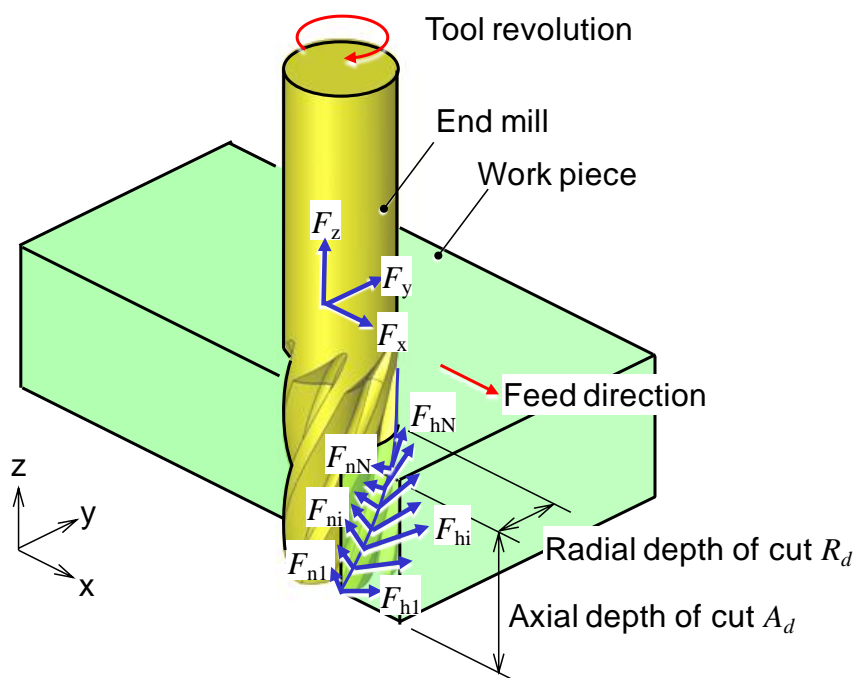


Fig. 1. 18 Mechanistic model of the cutting forces of milling process.

この方法にもとづき、仙波らは加工精度を向上するエンドミル形状の設計方式

を確立した。[1-57,1-58]。さらに、藤井らは切れ刃のねじれ形状を考慮したエンドミルの曲げ剛性及び加工精度の解析手法を示しており、ストレートエンドミルによる溝や壁面の平面加工において加工条件や工具形状の設計が可能となった[1-59,1-60]。これらの手法を応用することで、加藤らはスクロール圧縮機部品の高精度な加工を実現している[1-61,1-62]。

エンドミルの切れ刃の輪郭がストレートでなく、例えばボールエンドミルのような複雑な切れ刃形状となる場合についても、上記の手法を応用して切削力の解析が行われている。藤井らは、ボールエンドミルによる切削加工での工具と被削材の接触状態や、切れ刃稜線のモデル化によって、切削力の解析を可能にした[1-63~1-66]。また、笠原らは、ボールエンドミルによる直線溝加工において工具送り方向が傾斜している場合や、前加工面に傾斜がある場合の切削力と切削工具の変形予測についても可能にした[1-67~1-69]。

以上に整理したように、ストレートエンドミルやボールエンドミルの切れ刃形状と加工条件を考慮した直線送りにおいて、切削工具や被削材料の静的な弾性変形に基づいて、溝加工や壁面加工の切削力や加工精度の予測が可能になった。

1.2.3 長尺工具のびびり振動予測モデル

例えば金型のキャビティ等、深穴や深溝形状の加工では切削工具の突出しを長くせざるをえない場合があるが、このような場合には切削工具の静的な変形だけでなく、動的な振動すなわちびびり振動も考慮する必要がある。タービン、発電機、ポンプなどのプラント機器、建設機械、プレス金型などをはじめとした大型部品における穴、キャビティなどの形状加工においては、加工部位の深さに応じて長尺工具が用いられる。長尺工具は剛性が低いためびびり振動が発生しやすい。びびり振動が発生すると加工面の表面粗さや、加工形状精度の悪化、さらに切削工具や工作機械の破損などの問題が生じる。

びびり振動の発生には、切削工具の回転数や切込み深さ、切削工具、工作機械や被削材の動剛性、および被削材質などが大きく影響する。このため、びびり振動を抑制する手段としては、主軸の回転数や切込み深さなどの加工条件を減少させたり、工作機械、切削工具、被削材の動剛性を増加することが有効である。

びびり振動発生には、(1)切削工具の動剛性、(2)切削加工条件、(3)被削材質、などが影響する。びびり振動の発生メカニズムは、再生びびり振動により説明されている。Fig. 1. 19 は 2 枚の切れ刃を有する回転工具における再生びびり振動を示す図である。この図において、工具は時計回りの方向に回転しており、図中の x の負の方向に工作物が進行する。切削工具の振動は 2 自由度であり、 x および y の 2 方向に振動する。図の x 方向の振動は、質量 m_x 、ばね定数 k_x 、減

減衰係数 c_x で表されるものとする。同様に y 方向の振動は質量 m_y , ばね定数 k_y , 減衰係数 c_y で表されるものとする。

時刻 t において切れ刃に作用する瞬間の切り取り厚さ $h(t)$ は, 工具送り量 f_z , 工具回転数と工具刃数によって決定する切削周期 Δt , 切れ刃の y 軸からの回転角 $\phi(t)$ および振動による変位 $(x(t), y(t))$ によって次式で表される。

$$h(t) = f_z + x(t) \sin \phi(t) + y(t) \cos \phi(t) - h(t - \Delta t) \quad (1.5)$$

切削速度方向, すなわち接線方向の切削力 $F_t(t)$, および工具径方向の切削力 $F_r(t)$ は, 切り取り厚さ $h(t)$, 切削工具の軸方向切込み深さ a_p , 切削力係数 K_{tc} , K_{rc} , 切削工具の回転角 $\phi(t)$ を用いて次式で表される。

$$\begin{Bmatrix} F_t(t) \\ F_r(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} K_{tc} \\ K_{rc} \end{Bmatrix} \cdot a_p \cdot h(t) \quad (1.6)$$

図の x , および y 方向の切削力 $F_x(t)$, $F_y(t)$ は,

$$\begin{Bmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \phi(t) & \sin \phi(t) \\ -\sin \phi(t) & \cos \phi(t) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} K_{tc} \\ K_{rc} \end{Bmatrix} \cdot a_p \cdot h(t) \quad (1.7)$$

このとき工具の変位 $x(t)$, $y(t)$ は,

$$\begin{Bmatrix} x(t) \\ y(t) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Phi_{xx} & \Phi_{xy} \\ \Phi_{xy} & \Phi_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos \phi(t) & \sin \phi(t) \\ -\sin \phi(t) & \cos \phi(t) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} K_{tc} \\ K_{rc} \end{Bmatrix} \cdot a_p \cdot h(t) \quad (1.8)$$

Φ_{xx} , Φ_{xy} , Φ_{yy} は工具のコンプライアンスである。

Fig. 1. 20 は, ミーリング加工におけるびびり振動を周波数領域で示したブロック図である。このブロック図では, 加工条件によって決まる初期の切り取り厚さ $h_0(s)$ がシステムに入力され, 切込み深さ a_p , 切削力係数行列 $[A]$ によって切削力 $[F]$ に変換される。さらに, 切削力 $[F]$ は工具のコンプライアンス $[\Phi]$ によって振動変位 $[\Delta]$ に変換される。切り取り厚さは, Fig. 1. 19 に示した内側波 (Inner modulation) と外側波 (Outer modulation) によって決定される。

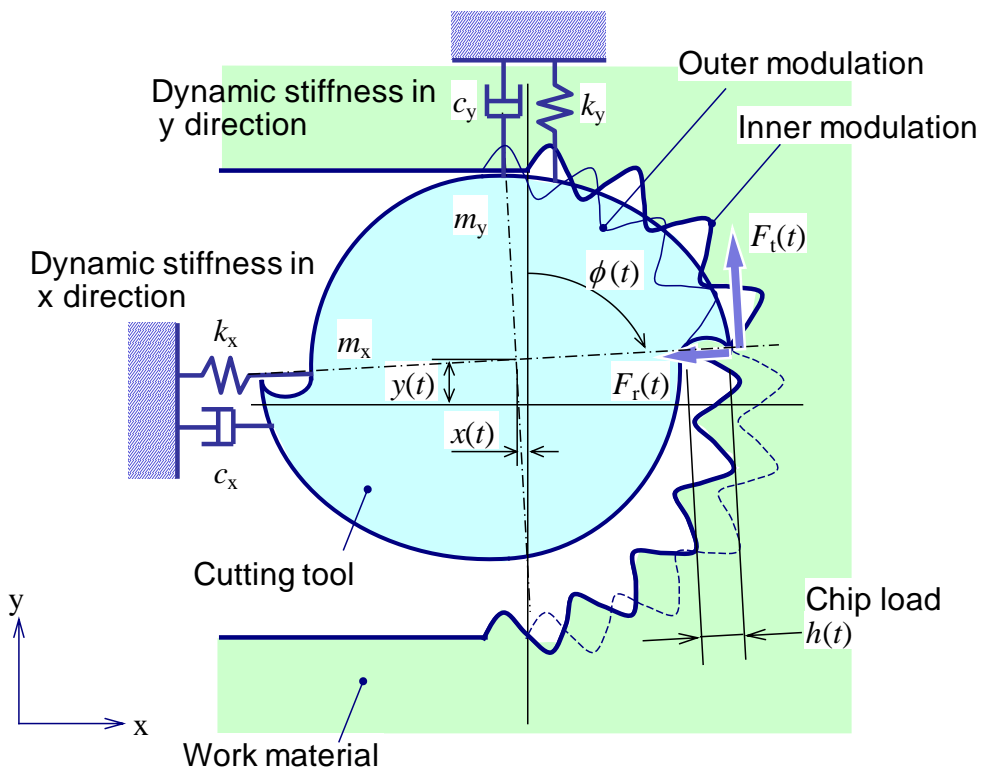


Fig. 1. 19 Model of the regenerative chatter vibration of a rotation cutting tool.

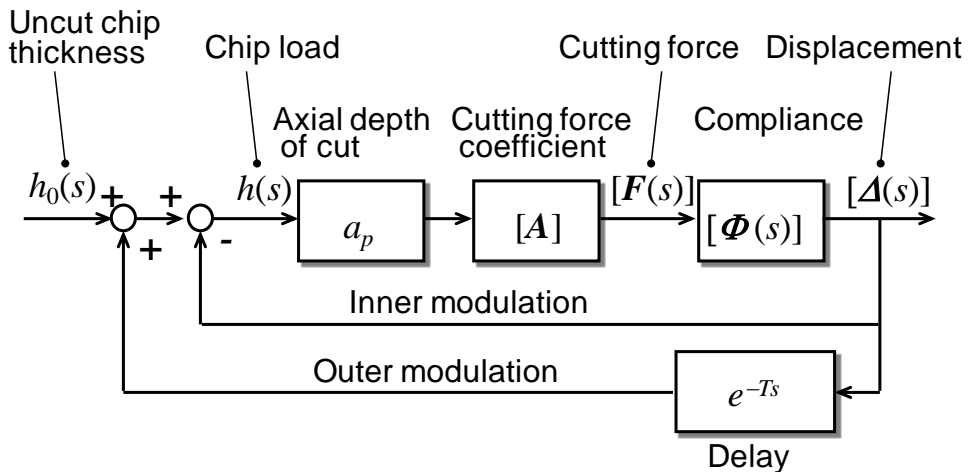


Fig. 1. 20 Block diagram of the system of regenerative chatter vibration.

Fig. 1. 21 はびり振動発生に大きく影響する工具回転数と切込み深さによる安定性を示した安定限界線図の例である。図の安定限界曲線よりも小さな切込

み深さの領域ではびびり振動は発生しない. この図を用いることで, びびり振動の発生しない安定な工具回転数と切込み深さを設定することができる. この図より, 同じ切込み量であっても適切な工具回転数を設定することでびびり振動を抑制し, 高能率な加工条件を設定できることがわかる.

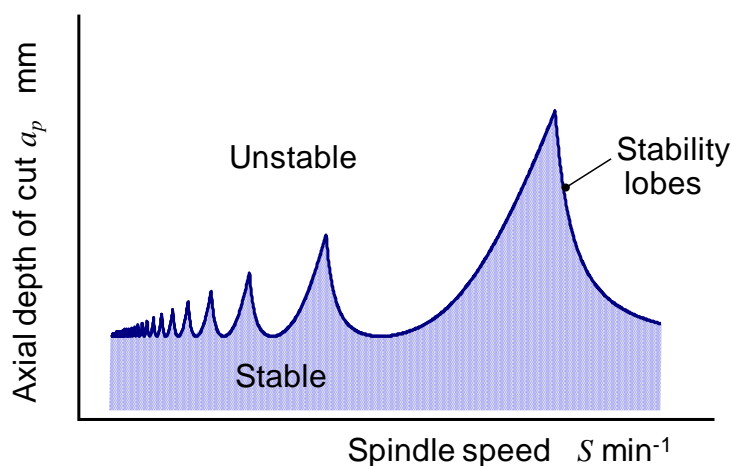


Fig. 1. 21 Stability lobes of machining process.

この安定限界を予測するための方法として, Tobias, Merit は二次元の旋削加工で安定性を評価する手法を提案した[1-70,1-71]. また, 近藤等は時間領域でのシミュレーションを行い, 自励振動の成長過程を考慮した安定性の評価と発振後の挙動の予測手法を確立した[1-72]. さらに, 自励振動によるびびり振動には, 前記の過程で振動変位が発散する再生びびり振動以外に, モードカップリングの影響が知られている[1-73~1-77]. モードカップリングは, Fig. 1. 19 における x および y の2方向の振動が連成して生じる自励振動である. このモードカップリングによるびびり振動を回避する手段としては,

- (1)半径方向切込みを小さくして, 振動方向を1方向に限定する
- (2)機械構造を異方性とする

等の方法がある[1-78~1-80]. しかし加工条件の減少によるびびり振動の回避では, 加工能率の低下により加工時間が増大する. このため, 製造コストを低減するためには, 長尺工具の動剛性を向上することでびびり振動を抑制し, 高能率な加工を実現する必要がある.

長尺工具の動剛性を向上する方法としては, 静剛性すなわち単位変位量を生じるために必要な荷重を大きくする方法と, 振動減衰特性を向上する方法がある. 前者の静剛性は, 長尺工具の材質すなわちヤング率と設計寸法により決定される. しかし, 切削工具に用いられる鉄鋼材料のヤング率は材質によらずほ

ば一定であり, さらに工具の直径と長さは, たとえば穴の直径や深さなどの加工対象の寸法によって決定されてしまうので, 静剛性の向上には限界がある. 一方で, 振動減衰特性はダンパの取付けによって向上することができる. ボーリングバーや大型工作機械のラムにマスダンパや粘性ダンパなどを取付けて, 振動減衰特性を向上する方法が提案, 実用化されている. さらに, ボーリングバーやエンドミルに内蔵したマスダンパの最適設計や調整の方式についての研究が行われている [1-81,1-82]. これらの研究によって, 深穴や大型のキャビティ形状の加工においてびびり振動の発生を抑制し, 高能率な切削加工を行うことが可能となった.

1.3 本研究の目的

1.1 で説明した, 実際の機械部品のミーリング加工において, 従来技術を超える加工能率を実現するためには, 既存技術だけでなく, 工具交換を伴う複雑な工具軌跡や工具切れ刃形状に対応した高度な加工プロセスの予測モデルが必要である. そこで, 本研究では 1.1 で説明した 3 つの具体的な事例の高速化を通じて以下の課題を解決するためのモデルベース開発技術を構築する.

- (1) 切削工具の回転軸方向に弾性変位する薄板のフェースミル加工の加工条件最適化
- (2) 径方向に弾性変位するボールエンドミルのヘリカル送り加工の加工条件最適化
- (3) 突出し長さを変化した長尺工具によるキャビティ加工におけるびびり振動抑制それぞれの, 検討内容の位置付けについて Table. 1. 1 に示す.

Table. 1. 1 Detail of issues for predicting accuracy of a product with 3D geometry for model based development of machining process.

	Cutting condition optimization by analytical cutting force prediction	Structural set up optimization of cutting tool
	Plane milling	3D geometry milling
Simple tool geometry	Analysis of force and displacement in radial direction with end mill	<i>Analysis of force and displacement in axial direction</i>
Curved tool geometry	Analysis of force and displacement in slot milling with ball end mill	<i>Analysis of force and displacement in 3D feed motion with ball end mill</i>
		<i>Optimal design of long slender tool with multiple length slender tool</i>
Issues to be solved in this research		

1.4 本論文の構成

本論文は次の6章から構成されている。

第1章では、緒論として本研究の背景、関連する先行研究、及び研究目的について述べた。

第2章では、薄板長尺部材の高速・高精度加工として、フェースミル工具を用いて薄板長尺部材を切削加工する際の切削力、被削材の弾性変形による加工精度予測のモデルを示す。次に、複合フライス工具によるエレベーター用ガイドレールの高速・高精度化のために、ガイドレール頭部側面の両側同時加工における二面幅及び直角度の加工精度の解析方法を示し、実験検証を行う。さらに、ガイドレールの両側同時加工における高精度加工の指針について検討を行う。

第3章では、小径ボールエンドミルを用いたヘリカル送りによる穴加工の切削力、工具の弾性変形による加工精度予測のモデルを示す。次にモールド金型用微細穴加工の形状創成における加工精度向上のために、加工条件、工具摩耗が加工精度に及ぼす影響について、実験検証を行う。

第4章では、長尺工具を用いた大型部材の高速・高精度加工のために、長尺防振アーバの切削性能について検討する。初めに、マスダンパを内蔵した長尺防振アーバの動剛性予測モデルを示し、設計手法を構築する。次に、ダンパ部

をモジュール化して、金型等の大型キャビティ形状を深さごとに適した様々な長さの長尺防振工具を用いて段階的に加工を行う際の、マスダンパの設計・調整方法について提案する。また、試作した長尺防振アーバの減衰性能、切削性能を実験検討する。

第 5 章では、結論として本研究で得られた成果、及び結論の総括を行う。本論文の構成を Fig. 1. 22 に示す。

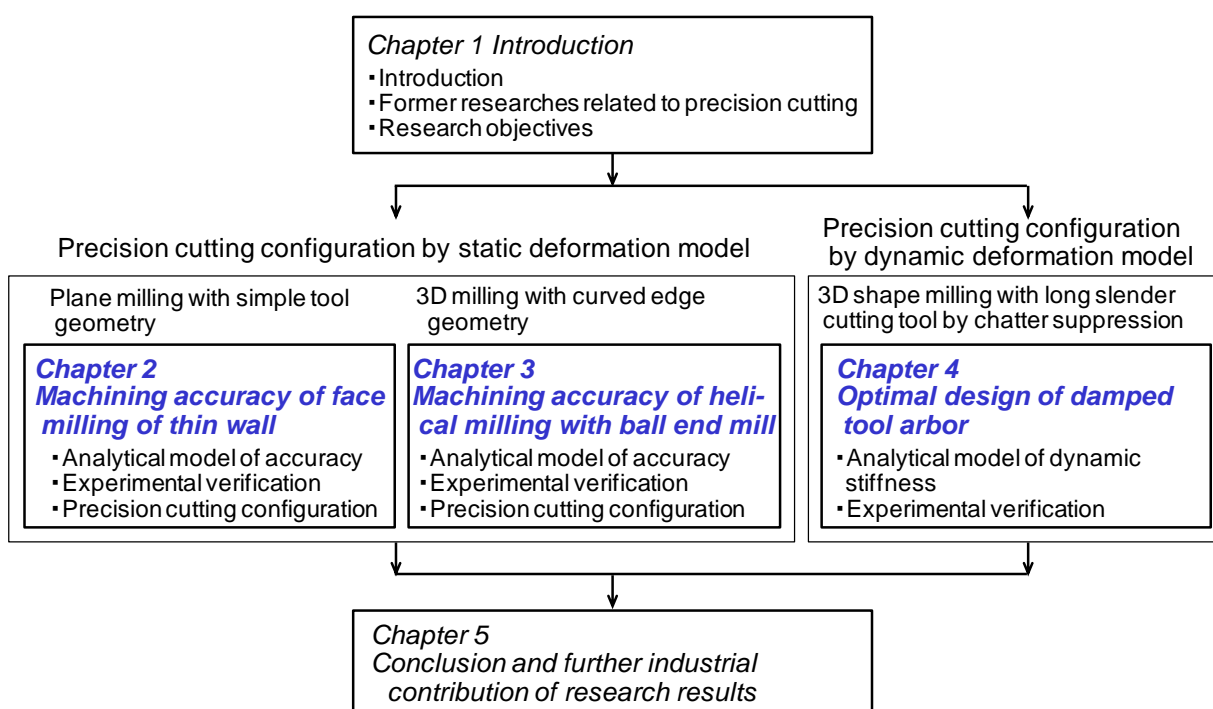


Fig. 1. 22 Flow chart of this research.

第2章 薄板長尺部材の高速・高精度加工

2.1 薄板部材のフライス加工における課題

Fig.2.1 に示したように薄板材の平面度，厚さ等を制御するための加工法として，フライス加工がある．フライス加工は，回転する多くの切れ刃によって切削加工が行われるため，プレーナなどによる方法と比較して高能率な加工が可能である．また，近年の工具材質やコーティング材質の開発によって， $200\text{m}/\text{min}$ を超える切削速度での高能率な加工が可能になってきた[2-1]．しかし，切削力が大きく，断続切削となることや，切れ刃高さの不揃いなどによって，形成される加工面の表面粗さ，加工面のうねりなどの加工精度を向上するのが困難である．このため，薄板材の高能率な加工を目的として，両側を同時に加工する方法や，びびり振動を抑制する方法なども実施されている[2-2,2-3]．

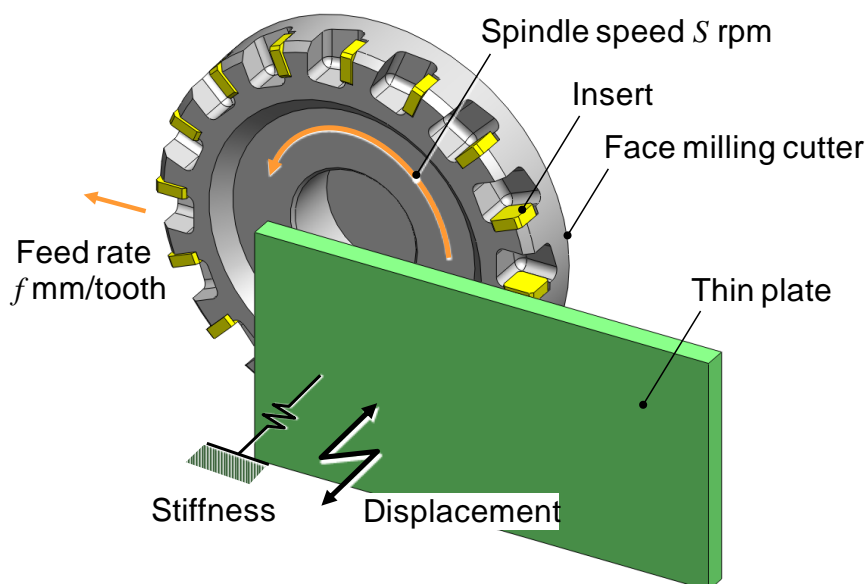


Fig.2.1 Deformation of a thin wall workpiece during cutting with a face milling cutter.

本章では，薄板材の両側同時フライス加工において，加工精度悪化のメカニズムを切削力の観点から解明し，精度向上のための指針を得ること，高精度加工を実現することを目的としている．Fig.2.2 に示したように，フライス加工による薄板材の加工では，フライス工具の回転軸方向に作用する切削力 F_a のために，ばね定数 k_{work} の薄板材に変位 δ_{work} が生じ，加工誤差となる．また，この変位量は工具の回転とともに変化するので，加工面にはうねりが生じる．本章では始めに，フ

ライス加工における切削力, および加工精度の解析方法を示し, 次に複合フライス工具による両側同時切削における加工誤差の発生要因と加工精度向上の指針について, 解析と実験結果を示す.

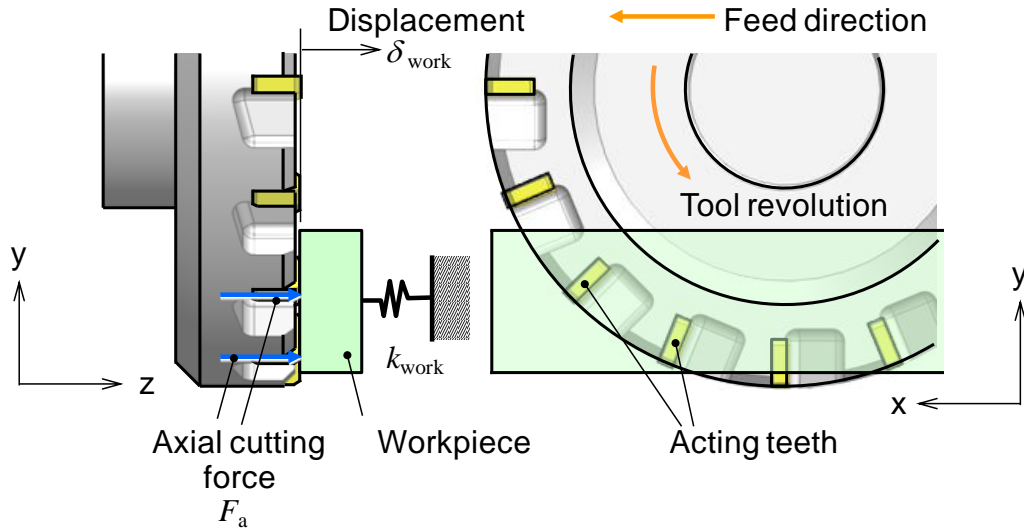


Fig.2. 2 Displacement of a workpiece in the axial direction.

2.2 薄板部材の正面フライス加工における加工精度予測モデル

2.2.1 正面フライス加工における切削力予測モデル

本報では Fig.2. 2 に示したように, フライス工具が z 軸回りに回転し, x 軸方向に送られる場合について, 切削力の解析を行う. 薄板材は, フライス工具の回転軸, すなわち z 軸方向に弾性変形を生じるものとする. フライス工具と薄板材の間には, 工具軸方向の切削力 F_a が作用し, これによる変位を δ_{work} とする.

Fig.2. 3 に解析方法, および各種変数を示す. フライス工具は z 軸回りに回転し, x 軸の正の方向に送られるものとする. フライス工具には N 個の切れ刃が設けられており, i 番目の切れ刃について y 軸からの回転角を ϕ_i とする. 工具半径を R_c , 薄板材の幅を R_d , 工具の回転軸の工作物上端からのオフセット量を y_{offset} とする. このときに, 切れ刃 i が図中に示した切削領域にあるかどうかを示す変数 $g(\phi_i)$ について,

$$g(\phi_i) = 1 \quad \text{ただし, } -y_{offset} - R_d < R_c \cos \phi_i < -y_{offset} \quad (2.1)$$

$$g(\phi_i) = 0$$

である.

フライス工具の 1 刃当たりの送り量を f (mm/tooth) とすると, 切れ刃 i における切削厚さ $h(\phi_i)$ は次式で表される.

$$h(\phi_i) = f \cdot \sin \phi_i \quad (2.2)$$

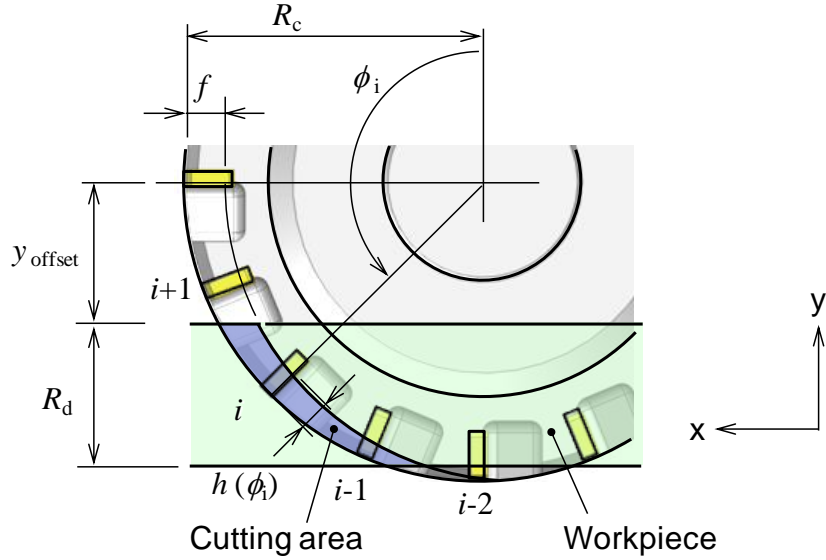


Fig.2. 3 Cutting condition and cutting area of face milling.

本研究で対象としている正面フライス工具の切れ刃は、Fig.2. 4 に示したように回転軸に対して 45° 傾斜した主切れ刃 (Principal cutting edge) と、加工面と平行すなわち回転軸に対して垂直な直線状の切れ刃をもつさらえ刃 (Wiper edge) で構成されている。被削材を主に除去する主切れ刃には、切込み量、および工具送り量によって決まる切削力が作用する。

このときに、Fig.2. 4 に示した主切れ刃の接線方向の切削力 F_{pti} 、径方向の切削力 F_{pri} 、および回転軸方向の切削力 F_{pai} について、

$$\begin{aligned} \vec{F}_{pti} &= g(\phi_i) \cdot (K_{tc} \cdot h(\phi_i) + K_{te}) \begin{bmatrix} \cos \phi_i & \sin \phi_i & 0 \\ -\sin \phi_i & \cos \phi_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot A_d \\ \vec{F}_{pri} &= g(\phi_i) \cdot (K_{rc} \cdot h(\phi_i) + K_{re}) \begin{bmatrix} \cos \phi_i & \sin \phi_i & 0 \\ -\sin \phi_i & \cos \phi_i & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} \cdot A_d \\ \vec{F}_{pai} &= g(\phi_i) \cdot (K_{ac} \cdot h(\phi_i) + K_{ae}) \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \cdot A_d \end{aligned} \quad (2.3)$$

で表されるものとする。 F_{pti} , F_{pri} , F_{pai} は、軸方向切込み量 A_d と切取り厚さ $h(\phi_i)$ によって決まると考えられ、ここで、 K_{tc} , K_{te} , K_{rc} , K_{re} , K_{ac} , K_{ae} はそれぞれ工具形状、工具材質、被削材質などの組合わせで決定される定数である。

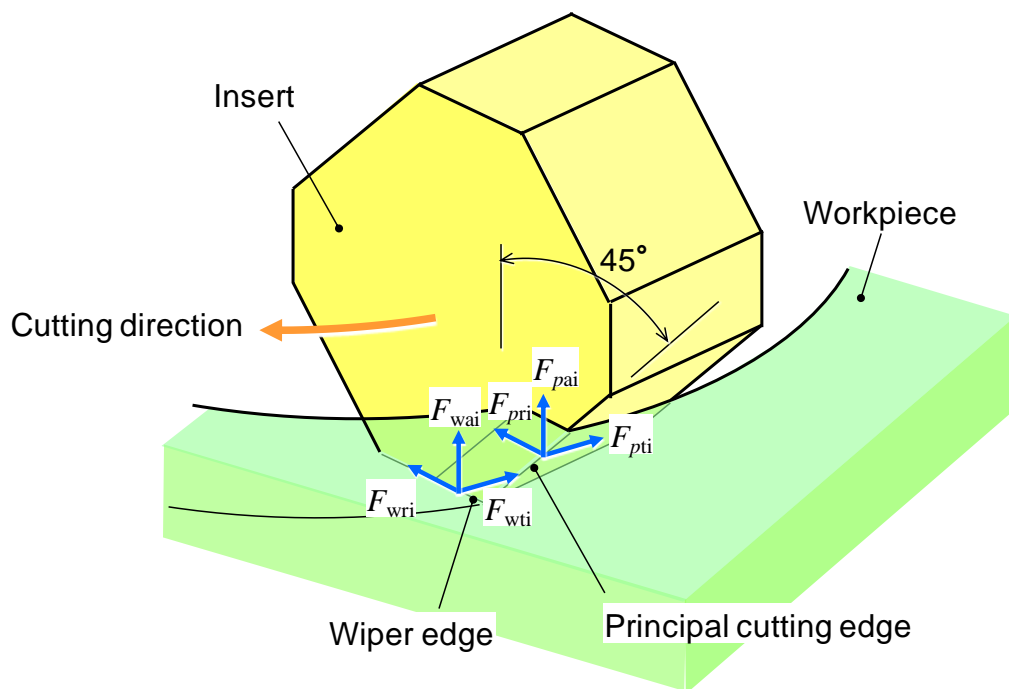


Fig.2. 4 Cutting forces of the principal cutting edge and wiper edge of an insert with approach angle 45 degrees during face milling.

一方で、さらえ刃は切りくず生成には関与しないものの、加工面には常に接触した状態となる。被削材の弾性回復などによって、さらえ刃には常時一定の力が作用するものとし、フライス工具回転の接線方向、径方向、軸方向にそれぞれ、 F_{wti} , F_{wri} , F_{wai} とする。フライス工具に作用する切削力の合力は、

$$\begin{aligned} \vec{F}_t &= \sum_{i=1}^N (\vec{F}_{pti} + \vec{F}_{wti}) \\ \vec{F}_r &= \sum_{i=1}^N (\vec{F}_{pri} + \vec{F}_{wri}) \\ \vec{F}_a &= \sum_{i=1}^N (\vec{F}_{pai} + \vec{F}_{wai}) \end{aligned} \tag{2.4}$$

とくにフライス工具の回転軸方向に着目すると、

$$F_a(\phi) = \sum_{i=1}^N g(\phi_i) \cdot \{(K_{ac} \cdot f \cdot \sin \phi_i + K_{ac}) \cdot A_d + F_{wai}\} \quad (2.5)$$

である.

2.2.2 正面フライス加工における加工精度予測モデル

Fig.2.2 に示したように, 薄板材の工具回転軸方向のばね定数を K_{work} とすると, 弾性変形 $\delta_{work}(\phi)$ は,

$$\delta_{work}(\phi) = \frac{F_a(\phi)}{K_{work}} \quad (2.6)$$

で表される. このときに, 工具回転角 ϕ の変化に伴う切れ刃の位置が計算できるので, 加工面の形状を予測することが可能となるのである.

2.3 複合フライス加工による薄板長尺部材の加工精度予測モデル

次に, 本論文で対象としている, 複合フライス工具による薄板材の両側同時加工について説明する. 本研究で対象としているのは, エレベーターに用いられているガイドレールである. エレベーターの乗りかごおよび釣合い錘は, 建築物に接地されたガイドレール上を走行しており, 1 基当たり数十本のガイドレールが使用されている. ガイドレールは Fig.2.5 に示す断面形状を有し, その長さは約 5000mm である. エレベーターの乗りかごの駆動案内であるガイドレールは, 乗り心地や非常時の制動性能等の要求から高い品質が要求されている. 素材は JIS-SS400 相当品の圧延材料であり, 特にその接続部における段差は走行時の振動発生の原因となるため, 頭部の二面幅に対し 0.05mm の寸法精度が 5000mm の全長にわたって要求されている. 一般にガイドレールの加工では Fig.2.6 に示すように両側に一對のバイトを取付けてガイドレールを搭載したテーブルを往復させ, さらにバイトを取付けた刃物台を, テーブルの 1 往復毎に下方方向に移動させることによって頭部の側面加工が行われている. 仕上げ加工用のバイトは荒加工用のバイトよりの上方に設置されており, 荒加工された面に対して仕上げ加工を行う. これによって素材の二面幅 19mm に対して二面幅 16mm まで加工を行う. 通常, プレーナのテーブル送り速度(切削速度)は 60m/min 程であり, 加工能率は低い. 例えば Fig.2.6 に示した形状のレール頭部の加工では送りピッチを 0.2mm としても 100 回以上のテーブル送りが必要であり, 頭部側面の加工時間だけでも約 30min を要し, 切削能率は 8250mm³/min 程度である. 近年の工具材質やコーティング材質の進歩によって, 炭素鋼や鋳鋼を 200m/min を超える切削速度で加工することは十分に可能であるが, 従来 of 平削りではテーブル移動速度の向上

には限界があり，製造コスト低減を目的とした加工諸元の向上はこれ以上期待できない。

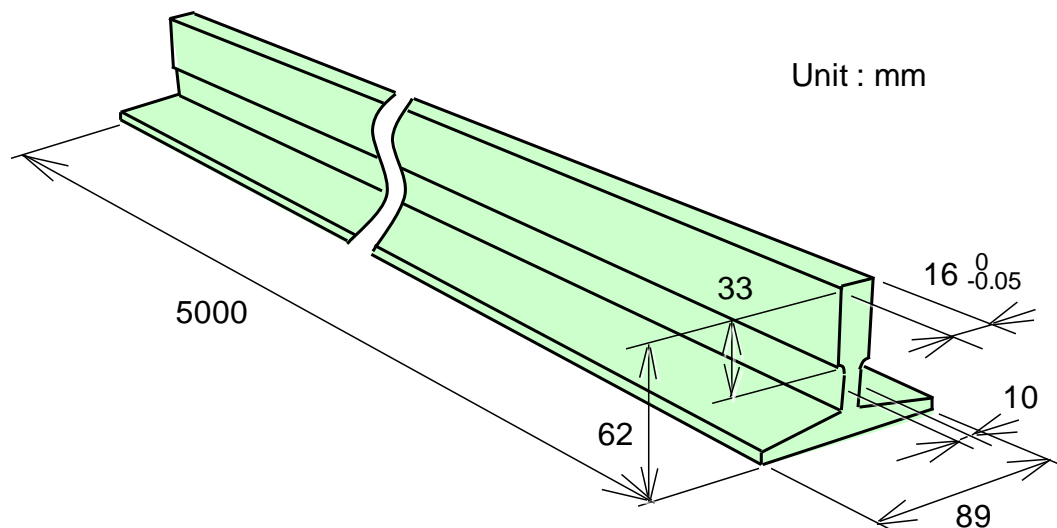


Fig.2. 5 Typical dimension of a guide rail for elevator.

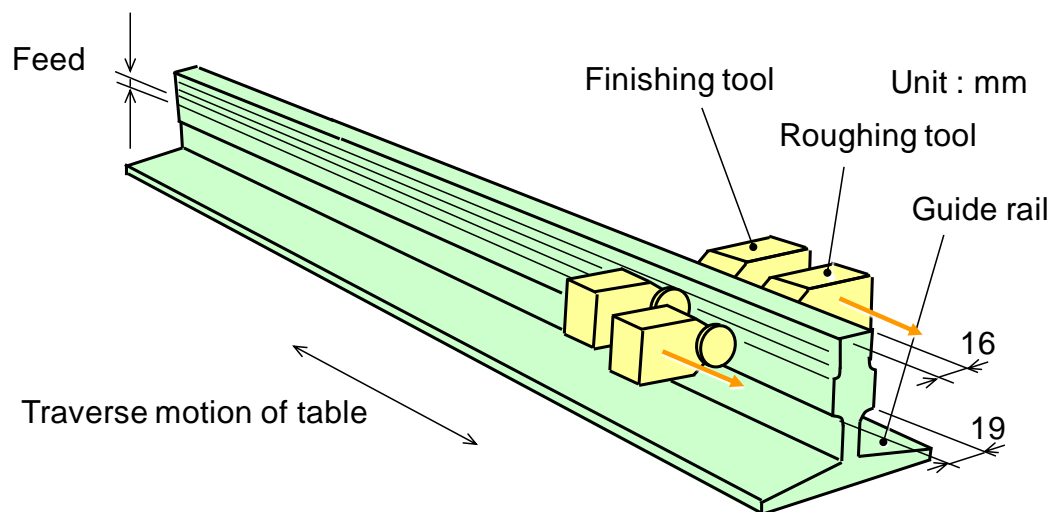


Fig.2. 6 Conventional planing method of a guide rail.

そこで本研究では従来から用いられてきた，平削りにおける加工時間が長いという問題点を改善し，切削工具の性能を十分に引き出した高速切削を実現するために，一対の複合フライス工具を用いて1パスで頭部側面の加工を行う方式を検討した。Fig.2. 7に示すフライス加工では1000mm/min以上の送り速度を見込

めるので、1 パスでの加工が可能であれば全長 5000mm のガイドレールの加工において 5min 程度の加工時間と $49500\text{mm}^3/\text{min}$ の加工能率が実現可能であり、従来の平削りと比較して 6 倍の高能率化と大幅な加工時間の短縮が期待できる。しかし回転工具である正面フライスでは、同時に切削に作用する切れ刃の数が一定でなく、切削力が変動する。またエレベーター用ガイドレールの頭部両側面を切削する際のレールの弾性変形が、加工精度に影響を及ぼす。このため、本章では切削力解析に基づいて、加工精度、特にレール頭部の二面幅寸法と側面のうねりの形成機構について検討を行い、要求される加工精度を十分に満たすためのレール中心と複合フライス中心の偏差ならびにレールのクランプ剛性の基準を明らかにした。

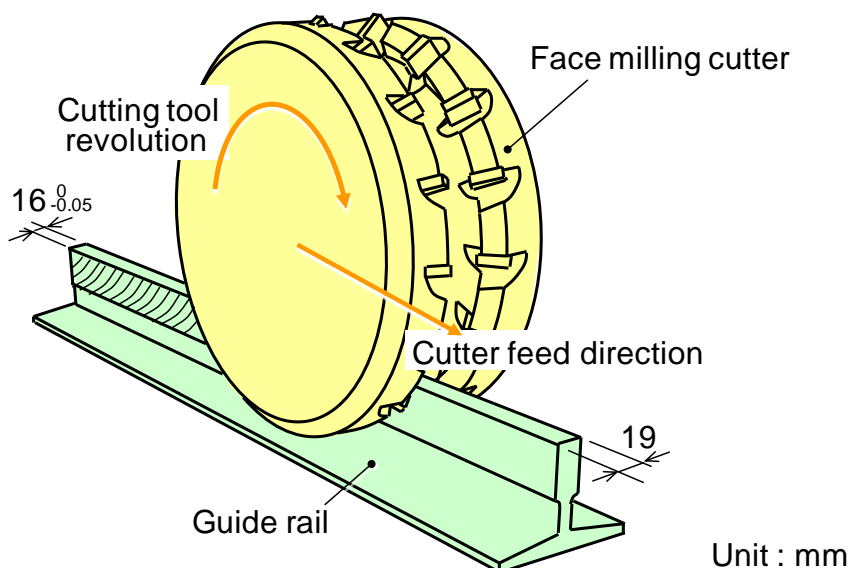


Fig.2. 7 Proposed method of machining of guide rail with combined face milling cutters.

Fig.2. 8 に、複合フライス工具によるガイドレールの両側同時加工の状況を示す。勝手の異なる 1 対のフライス工具が同一の回転軸に固定されており、ガイドレールの両面を同時加工する。両側のフライス工具の切れ刃取付け位相は同じであるとする。この時に、両側のフライス工具において軸方向の切込み量が同じ、すなわちガイドレールの中心と両側フライス工具の中心が同一であれば、左右のフライス工具に作用する切削力は、向きが反対で大きさが同一となり、合力は 0 となる。本研究で対象としているガイドレールの頭部側面には、片側当り 1.5mm の切削代が設けられている。しかし、実際のガイドレールの加工においては、

- (1)ガイドレール素材の微小な曲り
- (2)ガイドレール素材の断面形状誤差
- (3)工作機械への取付け時誤差

などによって、左右の切込み量は同一にはならないと考えられる。例えば、Fig.2. 8 に示したように、ガイドレールの素材の中心が複合フライス工具の中心に対して左側に δ_{center} だけずれていた場合、左側のフライス工具の切込み量が大きくなる。このため、左側のフライス工具に作用する軸方向切削力は、右側のフライス工具よりも大きくなるので、合力としては切削力は右向きに作用し、ガイドレールの頭部は右側に変位する。この状態で切削を継続し、複合フライス工具がガイドレールの端部に到達すると、送り方向に対して前方の切れ刃が切削を終了し、後方の切れ刃のみがガイドレールと接触する状態となる。このときに、ガイドレールの頭部に作用する切削力は急激に減少し、ガイドレール頭部の弾性変形は回復する。この結果、送り方向に対して後方の切れ刃、Fig.2. 8 においては左側のフライス工具の後方の切れ刃に、弾性回復分の切込み量が作用する。このため、定常切削領域に対して、切削終了部において頭部の二面幅寸法が減少することが考えられる。またさらに、複合フライス工具によるガイドレール側面の左右同時加工では、フライス工具の回転確度によって同時に切削に作用する切れ刃の数に変化する。Fig.2. 9 の左図に示したように、 $i-1$ 番目の切れ刃は切削を終了し、 i 番目の切れ刃のみが切削領域にある状態である。しかし、Fig.2. 9 の右図に示した状態までフライス工具が回転すると、 i 番目の切れ刃が切削領域にあるままで、 $i+1$ 番目の切れ刃が切削領域に入る。このため、片側のフライス工具で見ると、同時に切削に作用する切れ刃が 1 枚の状態と 2 枚の状態を繰り返すことになる。ここで、両側のフライス工具において切込み量が同一であれば、左右のフライス工具に作用する切削力は相殺するので、ガイドレールの弾性変形は生じない。しかし、先述のように、素材の形状誤差や工作機械上への取付け誤差のために、左右のガイドレールにおける切削代の偏差を生じ、頭部の弾性変形による加工誤差を生じると考えられる。

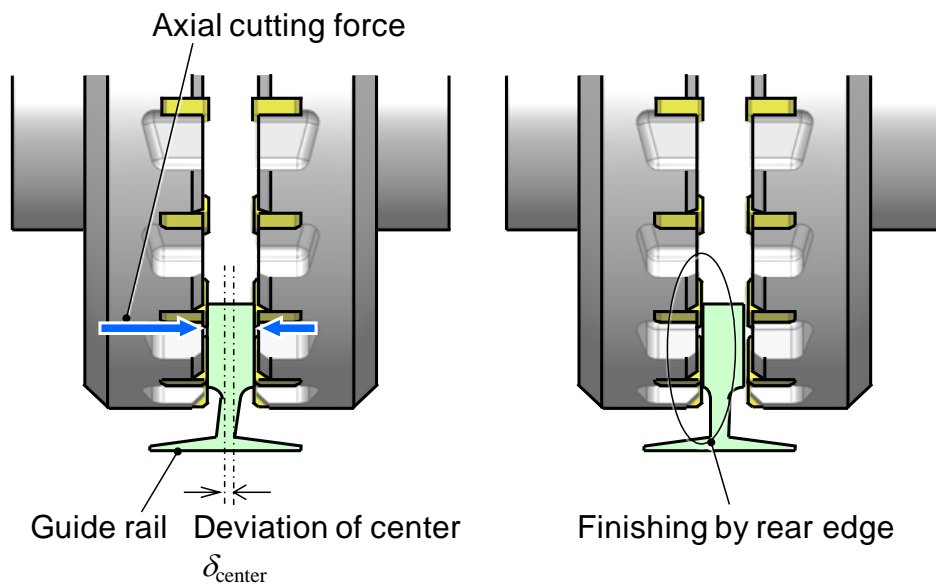


Fig.2. 8 Effects of the deformation of a guide rail during machining on the machined width of the trail end of the rail.

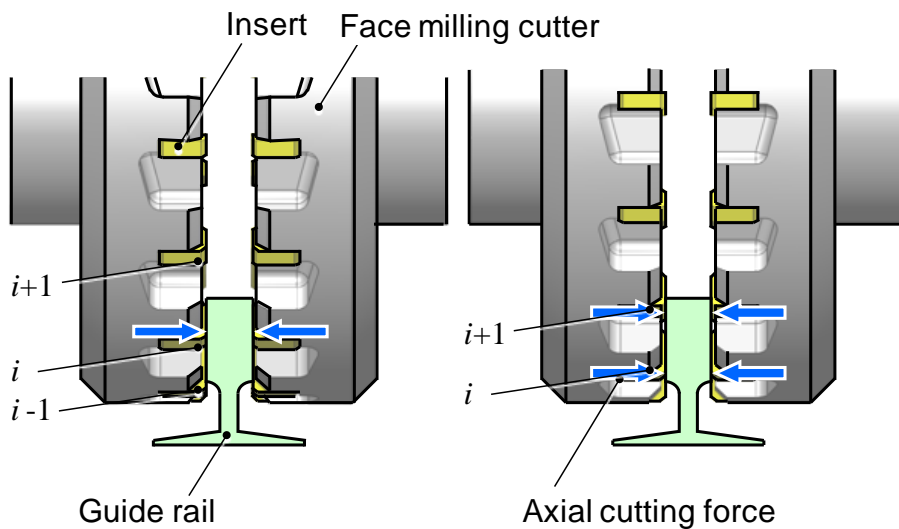


Fig.2. 9 Changes in simultaneous cutting teeth and axial cutting forces during double sided face milling.

そこで本章では、はじめに複合フライス工具によるガイドレール頭部側面の両側同時加工において、ガイドレール中心と複合フライス工具の中心のずれ量が、頭

部側面の二面幅寸法と、うねりに及ぼす影響について、切削力と弾性変形の解析から考察，実験検証を行うことにより，高精度な加工を実現するための指針を検討した。

2.3.1 有限要素法による薄板長尺部材の剛性予測モデル

初めに，ガイドレールの剛性と変形挙動を有限要素法を用いて解析した．Fig.2. 10 は有限要素法ソフトウェア FEX[®]によって静的弾性変形解析を行った結果である．ガイドレール下部のフランジ部を固定した状態で，ガイドレール頭部の上端部に横方向荷重 10N を負荷したときの弾性変形を示している．実際にガイドレール素材を工作機械のテーブル上に搭載する際に，クランプなどで一定の間隔でフランジの両側端部を固定することを考慮して，固定する間隔を変化させて解析を行った．フランジの固定間隔は (a)1000mm，(b)500mm，(c)250mm，(d)125mm，(e)0mm とした．解析モデルにおける固定位置は図中に矢印で示した．固定間隔(e)0mm の場合はフランジ端部の全箇所を固定する場合を示している．この図に示したように，ガイドレールのフランジ部の固定間隔が大きいと，フランジ部の変形も大きくなるために，頭部における変位も大きくなる．このときにそれぞれの固定間隔の解析結果について，上端部に作用する荷重と変位からばね定数を計算した結果を Fig.2. 11 に示す．この結果より，固定間隔が(a)1000mm の場合は上端部におけるばね定数は $K_{\text{work}} = 1.52 \times 10^7 \text{ N/m}$ であるのに対して，固定間隔を(e)0mm とするとばね定数は $K_{\text{work}} = 2.82 \times 10^7 \text{ N/m}$ と 1.8 倍に向上できると言える．

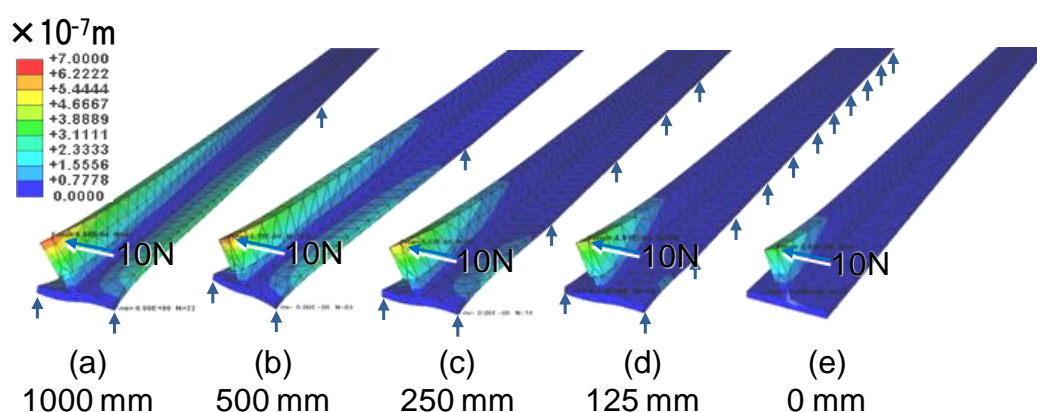


Fig.2. 10 Analytical prediction of the deformation of a guide rail by FEM.

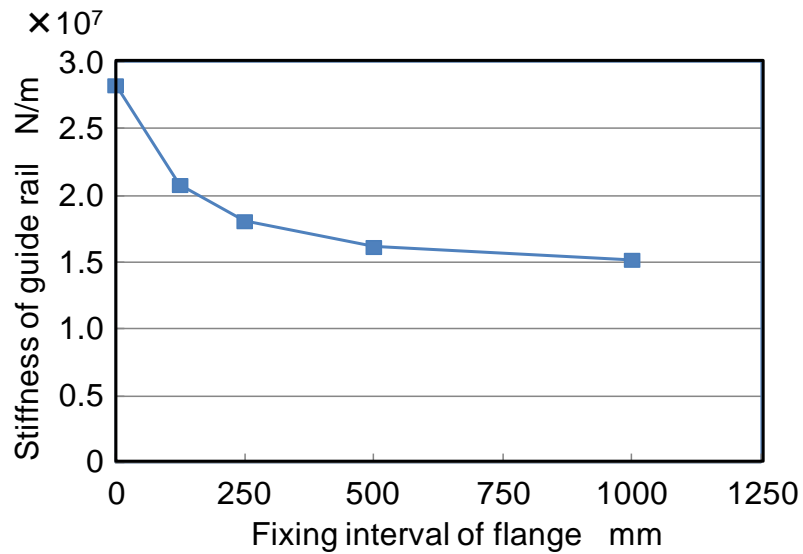


Fig.2. 11 Relationship between fixing interval of flange and stiffness of guide rail.

次に、複合フライス工具の剛性について解析を行った。Fig.2. 12 に示したように、直径 250mm で厚さが 35mm のフライス工具が、直径 80mm の軸に取り付けられており、軸の両端は固定されているものとする。図に示したようにフライス工具の外周の 1 点に 10N の力が軸方向に作用した場合の変位を解析により求めると、フライス $6.18 \times 10^{-8} \text{m}$ の変位が生じることがわかる。このときに、フライス工具の軸方向の剛性を K_{tool} とすると、 $K_{\text{tool}} = 1.62 \times 10^8 \text{N/m}$ となり、Fig.2. 10(e) の場合と比較しても 5 倍以上大きい。このため以下の検討ではフライス工具は剛体として、ガイドレールの剛性のみを考える事とする。

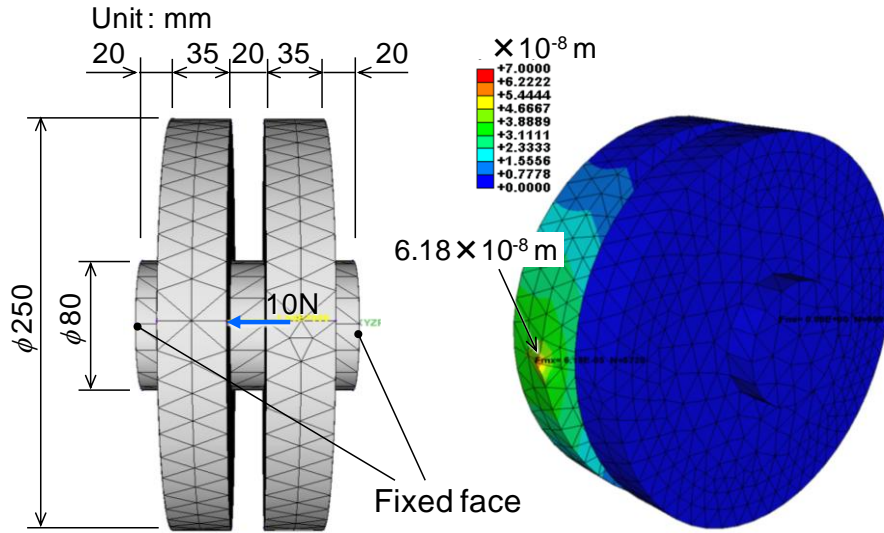


Fig. 2. 12 Analytical prediction of the deformation of combined face milling cutters.

2.3.2 複合フライス加工における二面幅寸法精度予測モデル

次に、ガイドレールの頭部と複合フライス工具の中心の位置にずれがある場合の二面幅寸法について解析により検討する。

2.5 式より、正面フライス工具の回転に伴う、軸方向切削力の最大値 F_{amax} は、軸方向切込み量 A_d に対して、

$$F_{amax} = K_{amax} \cdot A_d + F_{wa} \quad (2.7)$$

で表される。 K_{amax} は切込み量に比例する定数、 F_{wa} はフライス工具の切れ刃とガイドレールとの接触によって、定常的に作用している力とする。この時に、ガイドレールの中心と複合フライス工具の中心が δ_{center} だけずれていると、定常切削領域において、左側のフライス工具に作用する切削力 F_{aL} 、および右側のフライス工具に作用する切削力 F_{aR} はそれぞれに、

$$F_{aL} = K_{amax} \cdot (A_d + \delta_{center}) + F_{wa} \quad (2.8)$$

$$F_{aR} = K_{amax} \cdot (A_d - \delta_{center}) + F_{wa}$$

で与えられる。したがって、レール頭部に作用する切削力の合力 F_{atotal} は、

$$F_{atotal} = F_{aL} - F_{aR} = 2 \cdot K_{amax} \cdot \delta_{center} \quad (2.9)$$

ガイドレール頭部の剛性を K_{work} とすると、定常切削領域において加工中に生じているガイドレールの弾性変形 δ_{work} は次式で表される。

$$\delta_{\text{work}} = \frac{F_{\text{atotal}}}{K_{\text{work}}} = \frac{2 \cdot K_{\text{amax}} \cdot \delta_{\text{center}}}{K_{\text{work}}} \quad (2.10)$$

その後、フライス工具の送りに伴って、工具がガイドレール端部に到達し、フライス工具前方の切れ刃が切削を終了するとガイドレール端部は Fig.2. 8 に示した右側の状態に移動する。この時に、複合フライスの左側後方の切れ刃には、切込み量として a が作用し、その結果ガイドレール頭部の二面幅が a だけ減少するものとする。ただし右側後方の切れ刃は切削には関与しない。左側フライス工具の左側後方の切れ刃に作用している切削力 F_{aL} と切込み量 a の関係は、

$$F_{aL} = K_{\text{amax}} \cdot a + F_{wa} \quad (2.11)$$

また、このフライス工具の後方の切れ刃のみによる切削時の弾性変形を δ'_{work} とすると、

$$F_{aL} = K_{\text{work}} \cdot \delta'_{\text{work}} \quad (2.12)$$

この時の切込み量 a と、弾性変形量 δ_{work} 、 δ'_{work} の間には、

$$a = \delta_{\text{work}} - \delta'_{\text{work}} \quad (2.13)$$

の関係があるので、

$$a = \frac{K_{\text{work}} \cdot \delta_{\text{work}} - F_{wa}}{K_{\text{work}} + K_{\text{amax}}} \quad (2.14)$$

上式にさらに 2.10 式を代入し、切込み量すなわち後方の切れ刃による切削量 a が非負であることを考慮すると、

$$a = \begin{cases} \frac{2 \cdot K_{\text{amax}} \cdot \delta_{\text{center}} - F_{wa}}{K_{\text{work}} + K_{\text{amax}}} & (2 \cdot K_{\text{amax}} \cdot \delta_{\text{center}} > F_{wa}) \\ 0 & (2 \cdot K_{\text{amax}} \cdot \delta_{\text{center}} \leq F_{wa}) \end{cases} \quad (2.15)$$

が得られる。この式で表される、ガイドレール頭部の中心と、複合フライス工具の中心とのずれ量 δ_{center} と、ガイドレール端部における後方の切れ刃での切削量すなわち端部における二面幅の減少量 a の関係を Fig.2. 13 に示す。この図および 2.15 式において分かるように、ガイドレール頭部の中心と、複合フライス工具の中心のずれ量が、

$$\delta_{\text{center}} \leq \frac{F_{wa}}{2 \cdot K_{\text{amax}}} \quad (2.16)$$

の領域では、ガイドレール端部において片側のフライス工具の後方の切れ刃のみ

による切削量，すなわち二面幅の減少量が 0 となることを示していると言える．これは，Fig.2. 4 に示したフライス工具のさらえ刃が，実際に切りくず生成を行わなくても加工面と接触するだけで一定の切削力を生じることに起因しており，ガイドレール端部において後方の切れ刃の接触による力と，このときのガイドレールの弾性変形による復元力が 2.16 式の範囲では釣り合うことで，ガイドレール端部において二面幅減少がなくなることを示している．

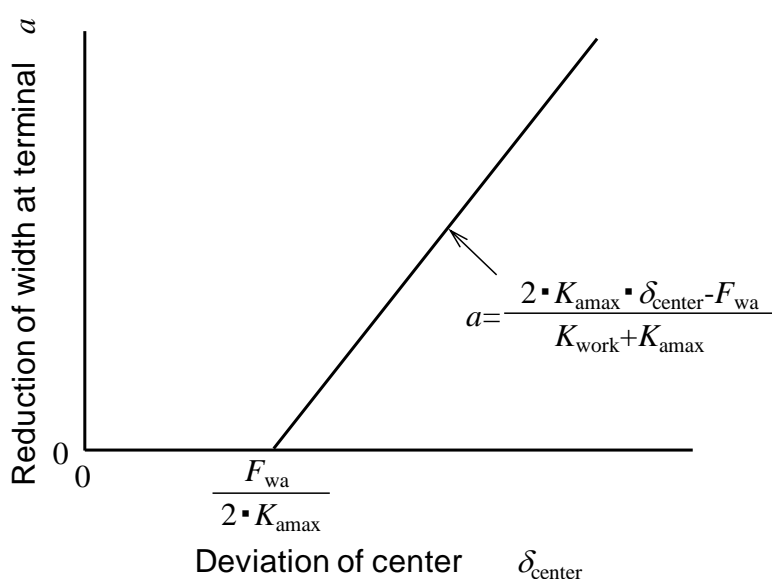


Fig. 2. 13 Relationship between the positioning error of a guide rail (center deviation) and the reduction of the width of the guide rail at the exit end.

2.3.3 複合フライス加工における薄板長尺部材の直角度予測モデル

次に，ガイドレール頭部の中心と，複合フライス工具の中心のずれ量 δ_{center} と，加工面の直角度の関係を検討する．

藤井ら[2-4]は，ねじれを有するエンドミルによる側面切削加工において，ねじれによって同時に作用する切れ刃の枚数と切削合力の位置が変化し，その結果，切削力とそれによって生ずる工具の弾性変形量が変動して加工面にうねりが形成されることを明らかにしている．本研究で対象としているガイドレール側面の正面フライス加工においては，Fig.2. 9 に示した様に，複合フライスの切れ刃が回転に伴って移動し，同時に作用する切れ刃枚数の変化により切削力が変化すると考えられるので，複合フライスの中心とレールの中心に偏差 δ_{center} がある場合，同様のモデル化が可能である．

Fig.2. 3 において，1 枚の切れ刃 i に作用する回転軸方向の切削力は，2.5 式

に示したように次式で表される.

$$F_{ai}(\phi) = g(\phi) \cdot (K_{ac} \cdot f \cdot \sin\phi_i + K_{ae}) \cdot A_d + F_{wai} \quad (2.17)$$

この式における右辺の第一項は切れ刃の軸方向切込み量 A_d と, 工具送り量 f に依存した項である. 第二項は切込み量, 送り量には依存せず一定であり, 主にさらえ刃において工具逃げ面が加工面に接触することで生じている押しならし力 [2-5] に相当する. また, $g(\phi)$ は, 切れ刃が切削領域にある場合に $g(\phi)=1$ となる関数とする. また, Fig. 2. 3 において y 座標の原点をフライス工具の回転中心とする. 切れ刃 i の y 方向における座標 y_i は, 工具の半径を R_c , ガイドレール頭部側面の幅を R_d , フライス工具の切れ刃の数を N とおくと, 切削領域にある時は,

$$-y_{\text{offset}} - R_d \leq y_i(\phi) = R_c \cdot \cos\phi_i \leq -y_{\text{offset}} \quad (2.18)$$

の範囲である. 二つの切れ刃 i と $i+j$ の y 座標の違いは,

$$\Delta y = R_c \cdot \cos\left(\phi_i - \frac{2\pi}{N}j\right) - R_c \cdot \cos\phi_i \quad (2.19)$$

で与えられる. 同時切れ刃数が最大になるのは, フライス工具の下端とガイドレール頭部の下端が一致する場合, すなわち Fig. 2. 3 において, $R_c \cos\phi_i = -y_{\text{offset}} - R_d$ の場合であるので,

$$\phi_i = \cos^{-1}(y_{\text{offset}} - R_d) \quad (2.20)$$

$$\Delta y = R_c \cdot \cos\left(\phi_i - \frac{2\pi}{N}j\right) + y_{\text{offset}} + R_c$$

を満たす最大の j を求めれば良い. $R_c=125\text{mm}$, $R_d=33\text{mm}$, $N=16$, $R_{\text{offset}}=87\text{mm}$ とすると, 上式より $j=1$ が得られる. すなわち本加工条件における同時作用切れ刃数は 1 と 2 の場合だけであり, この 2 つの場合が交互に繰り返されながら仕上げ面が形成される. なお, 一つの切れ刃のみが切削するときの回転角は,

$$\cos^{-1} \frac{-y_{\text{offset}} - R_d}{R_c} - \frac{2\pi}{16} < \phi_i < \cos^{-1} \frac{-y_{\text{offset}}}{R_c} + \frac{2\pi}{16} \quad (2.21)$$

で与えられる範囲である. 切れ刃 i の回転角が 2.21 式の右辺に等しくなったときに, 切れ刃 $i+1$ が切削を開始し, 同時作用切れ刃数が 1 から 2 に増加する. この際に, 切削力が不連続に増加し, その結果レールの弾性変形とともに切込み量が急激に増加し, うねりが形成されるものと考えられる. そこで, うねりを解析的に求め, 切削力の変動によるうねりの形成機構を解明した.

前節で示したように, ガイドレールの頭部はばね定数 K_{work} のばねで弾性支持さ

れており、ガイドレール頭部の中心と複合フライス工具の中心のずれによって左右の工具に作用する切削力の差によって横方向に変位するものとする。同時に作用する切れ刃の数が n の場合、フライス工具の軸方向の切削力は、

$$F_a = \sum_{i=1}^n 2 \cdot K_{ac} \cdot f \cdot \sin\phi_i \cdot \delta_{center} \quad (2.22)$$

で与えられるので、切削点の y 方向座標 y_k と、切削点での弾性変位 z_k について、

$$z_k = \frac{F_a}{K_{work}} = \frac{1}{K_{work}} \cdot \sum_{i=1}^n 2 \cdot K_{ac} \cdot f \cdot \sin\phi_i \cdot \delta_{center} \quad (2.23)$$

$$y_k = R_c \cdot (1 + \cos\phi_k)$$

の関係を求めると、ガイドレール頭部の側面の直角度、うねりを解析的に求めることができる。この式からもわかるように、頭部の変位は、ガイドレールの剛性 K_{work} の影響を受けている。以上の方法によって解析的に求められる頭部側面の断面形状を概念的に Fig.2. 14 に示す。2.23 式からもわかるように、フライス工具の回転角 ϕ が変化すると弾性変位 z_k も変化する。このため、例えば同時に作用する切れ刃の数 n が 2 であっても、回転角 ϕ の変化によってガイドレール頭部の変位が変化し、頭部側面にうねりを生じる。

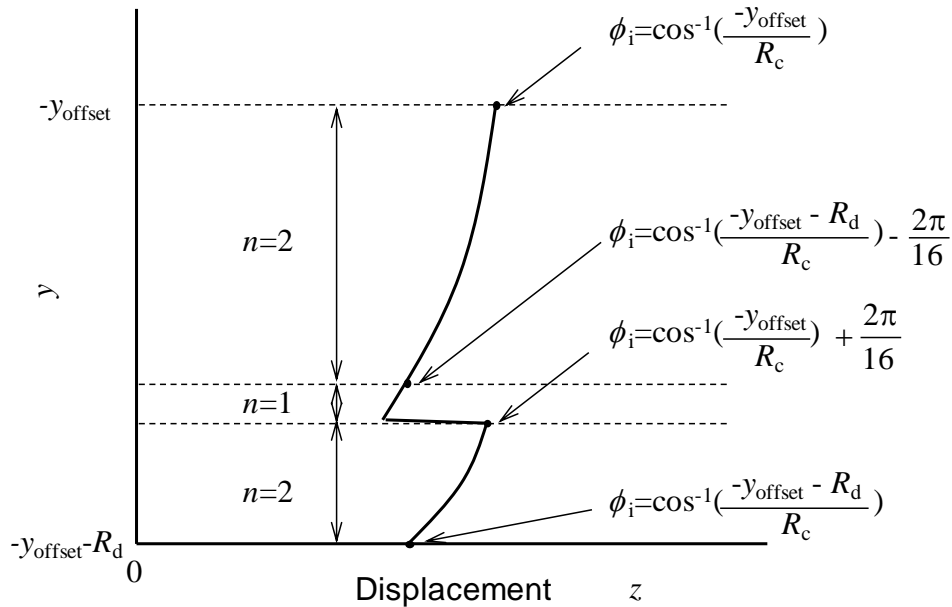


Fig.2. 14 Profile of the machined surface of a guide rail due to face milling cutter.

2.4 実験検証

2.3 において検討したガイドレール頭部の二面幅精度，および側面の直角度について，実際にガイドレール素材を複合フライスを用いて両側同時切削加工を行い，素材の曲りや工作機械への取付け誤差，およびガイドレールの固定方法が加工精度に及ぼす影響を実験検証する．

2.4.1 実験方法

本研究の実験で使用した工作機械は五面加工機である．加工機のテーブル上にガイドレールのフランジ部を一定の間隔で固定した後，テーブルを長手方向に送ってガイドレールを切削加工した．固定方法がレールの加工精度に及ぼす影響を検討するため，Fig.2. 15 に示すようにフランジの固定間隔を変化させた場合，またマグネットチャックを利用した場合についても検討を行った．Fig.2. 15 の I は 500mm の間隔でフランジ部を加工機テーブルに固定した場合，II は 250mm の間隔で固定した場合である．また III はマグネットチャックを使用した場合を示している．マグネットチャックは TECNOMAGNETE 社製の永電磁式のものであり，90mm 四方のマグネットで埋めつくされており，固定間隔は 0mm と見なすことができる．このマグネットチャックは，フランジの裏面が完全に接した場合に最大で 1.42N/mm^2 の吸着力が得られる．この場合，本研究で対象としている Fig.2. 5 に示したフランジ幅 89mm，長さ 5000mm の形状のガイドレールで計算すると，最大で 631,900N の吸着力で固定することができる．図の I および II に示したように機械的に固定した場合，例えば M20 のボルトとクランプを用いると，ボルト 1 本当りの軸力としては 192,000N が得られる．I と II におけるクランプの個数を考慮するとそれぞれ，I は 4,244,000N，II は 8,064,000N の固定力を作用させることができる．このため，マグネットチャックを用いた固定では，機械的に固定した場合と比較して吸着力は小さくなる．しかし，マグネットチャックにおいて吸着力が 631,900N の場合，鉄系材料の静止摩擦係数を 0.5 と仮定すると横方向に $631,900 \times 0.5 = 315,950\text{N}$ の荷重が作用してもガイドレールを固定可能である．一般的にフライス加工で作用する切削力は数 100 から数 1000N であり，十分な固定力が期待できる．

工具は直径 250mm，16 枚刃の正面フライスを，スペーサを介して 2 枚組合せたものであり，BT50 のフライスアーバに取付けて実験に供した．

加工条件を Table2. 1 に示す．レール素材の頭部は仕上がり寸法に対して片側 1.5mm の切削代が設けられている．1 刃当りの工具送りは 0.23mm/tooth とし，ダウンカットでレールの側面を切削した．加工の状況を Fig.2. 16 に示す．

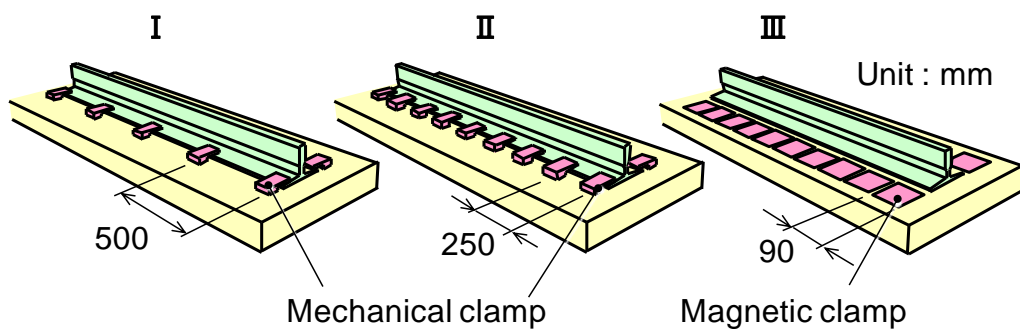


Fig.2. 15 Three different fixture methods of a guide rail.

Table2. 1 Experimental configurations.

Machine tool	Vertical machining center
Cutting tool	Face milling cutter Diameter ϕ 250 mm Approach angle 45° Radial rake angle -2° Axial rake angle 19°
Work piece	JIS SS400
Cutting conditions	Spindle revolution 341 min^{-1} (Maximum cutting velocity 267 m/min) Axial depth of cut (d) 1.5 mm Radial depth of cut 33 mm Feed rate 0.23 mm/tooth Down milling
Cutting fluid	Soluble

本研究では、レールの加工精度として、頭部の二面幅寸法と側面の垂直方向の真直度(以下、単に真直度と呼ぶ)を評価した。Fig.2. 16 に示した頭部側面加工用の複合フライスは、ツールプリセッタを用いて切れ刃の振れ回りを 0.003mm 以内に管理した。また正面フライスは直径が 250mm と大径であるため、回転主軸と送り軸との直角度がレールの二面幅に影響を及ぼすことが懸念される。そのため、実験に当っては回転主軸と送り軸の直角度を 250mm の直径に対して 0.01mm 以内となるように調整した。二面幅の測定は、分解能 0.001mm のマ

マイクロメータを用いて行った。また側面の真直度は Fig.2. 17 に示すように、加工機に接触式変位計を取付け、加工機の上下移動軸を利用して側面上を走査し、その断面形状をペンレコーダに記録することによって測定した。さらに、切削力によるレール頭部の弾性変形について検討するため、頭部の倒れに対する剛性を測定した。Fig.2. 18 に示すように、ばねばかりを用いてレール頭部の上面および端面から約 5mm の位置に荷重を加え、ダイヤルゲージを用いて変位を測定することにより剛性を求めた。

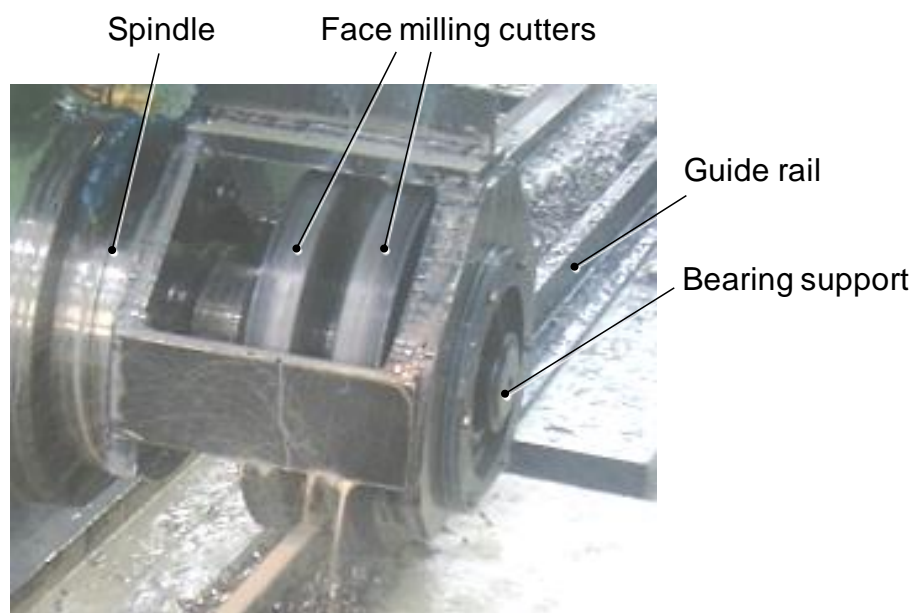


Fig.2. 16 Double side milling of a guide rail with a set of combined face milling cutters.

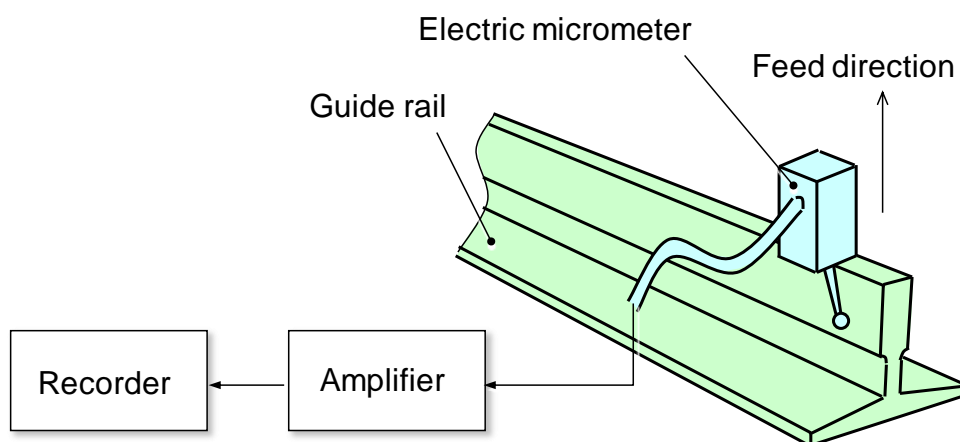


Fig.2. 17 Measurement of the straightness of a machined surface.

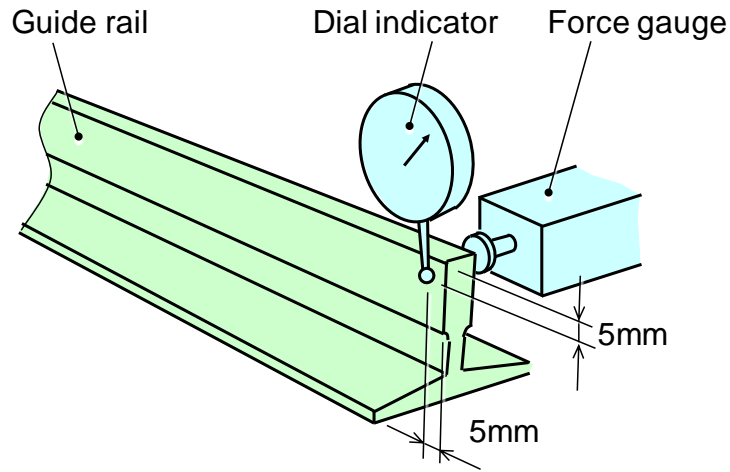


Fig.2. 18 Measurement of the stiffness of a guide rail.

また、複合フライス工具に作用する切削力を同定するために、Table2. 1 に示したものと同一の切れ刃形状をもつ直径 100mm の正面フライスによって、ガイドレールの頭部と同じ 33mm の幅の SS400 材を切削したときの、回転軸方向の切削分力の最大値 F_{amax} を測定した。この時の実験状況を Fig.2. 19 に示す。立形マシニングセンタのテーブル上に取り付けられた切削動力計 (キスラー社製 9257B) の上に、被削材を取付け、長手方向に切削加工した。

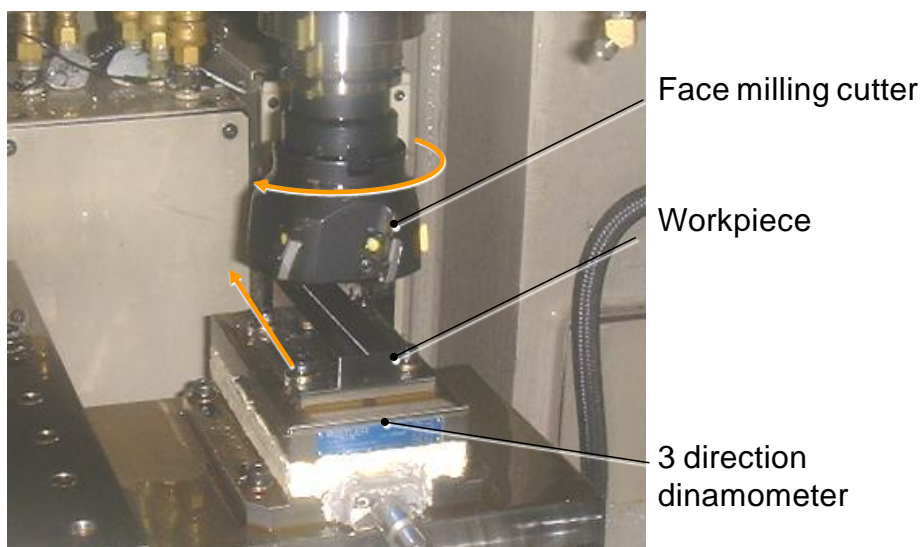


Fig.2. 19 Measurement of cutting forces in face milling.

2.4.2 薄板長尺部材の剛性に対する固定方式の影響

Fig.2. 15 に示した 3 種類の状態のそれぞれについて、ガイドレール頭部の横方向の剛性 K_{work} を測定した。その結果を Fig.2. 20 に示す。この図における I と II はガイドレールのフランジ部をそれぞれ 500mm 間隔、250mm 間隔で機械的にクランプした場合のガイドレール端部における曲げ剛性の測定結果を示している。また III はマグネットチャックを使用し、フランジ部の裏面を吸着させた場合のガイドレール端部における曲げ剛性を示している。この図から、500mm 間隔でクランプを設置した I よりも、250mm 間隔とした II の方が剛性が高く、マグネットチャックを使用すると端部における剛性はさらに向上し、500mm 間隔の機械的クランプと比較して約 2 倍以上となる事が分かる。

また、Fig.2. 21 は、500mm 間隔で機械的クランプを設置した I と、マグネットチャックを使用した III の状態において、ガイドレールの長手方向の頭部剛性の分布を示したものである。この図から、長手方向の端部においては、中央部すなわち 2500mm の位置と比較して、頭部剛性が 2 倍以上異なると言える。

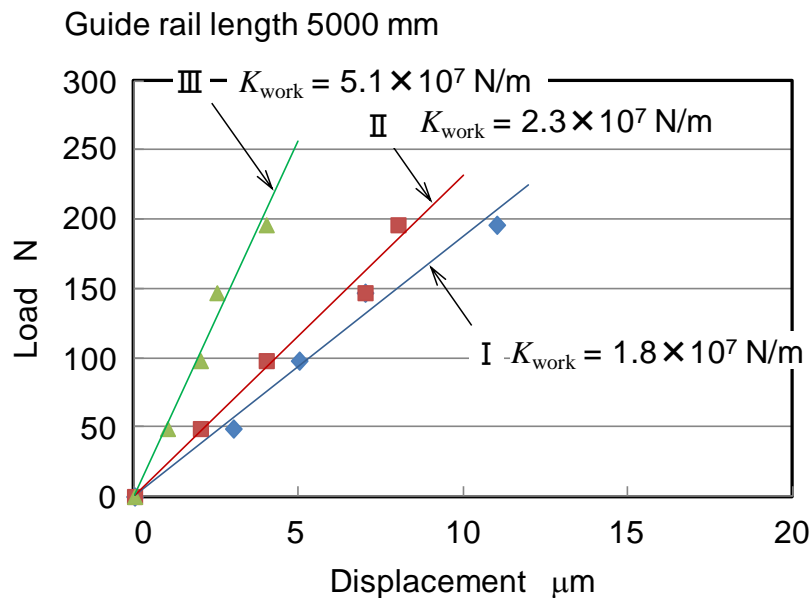


Fig.2. 20 Stiffness of a guide rail at the exit end.

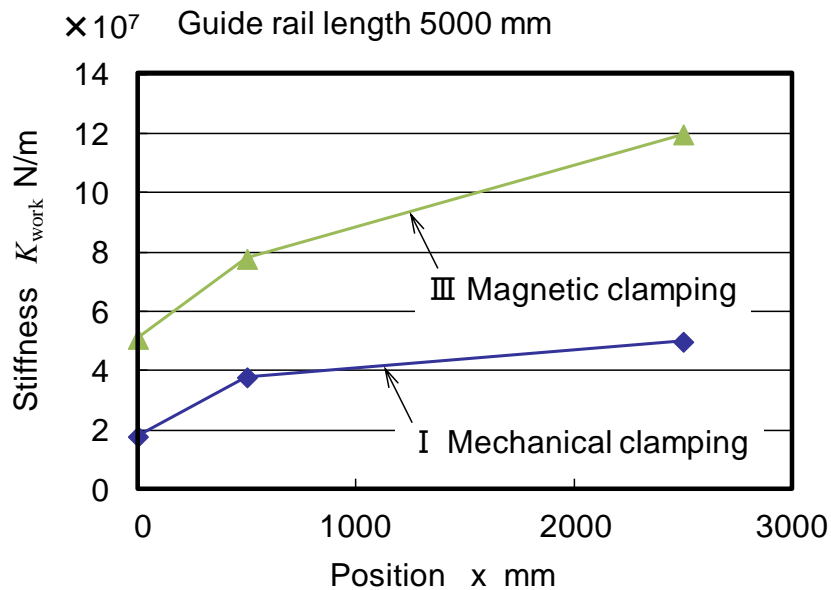


Fig.2. 21 Relationship between the position and stiffness of a guide rail.

機械的にクランプする場合，クランプ箇所が多いほどガイドレール頭部の剛性は向上できるが，手作業による段取りの場合は作業工数が多くかかることになり [2-6]，また自動化する場合はガイドレールの種類，特にフランジの幅寸法に応じてクランプ位置を変化させるなどの必要があるため，多品種の量産に当っては課題がある．しかし，マグネットチャックを用いるとガイドレールの寸法が変化してもフランジ部の固定が可能であり，なおかつ高剛性にガイドレールを支持できるため，量産加工に適していると言える．

2.4.3 加工精度に対する素材精度の影響

Table 2. 1 に示した条件で，長さ 5000mm のガイドレールを加工し，頭部二面幅寸法を測定した．この条件ではガイドレールおよびフライス工具のびびり振動は発生せずに加工可能であった．その結果の例を Fig.2. 22 に示す．直径が 250mm の複合フライスで 33mm の高さの頭部側面を加工すると，Fig.2. 22 の添え図に示すように，切削開始からフライス全体がガイドレールに接触するまでの領域 A，フライス全体がガイドレールに接触している領域 B，前方の切れ刃は切削を終了しているが後方の切れ刃がガイドレールに接触している領域 C に分類される．

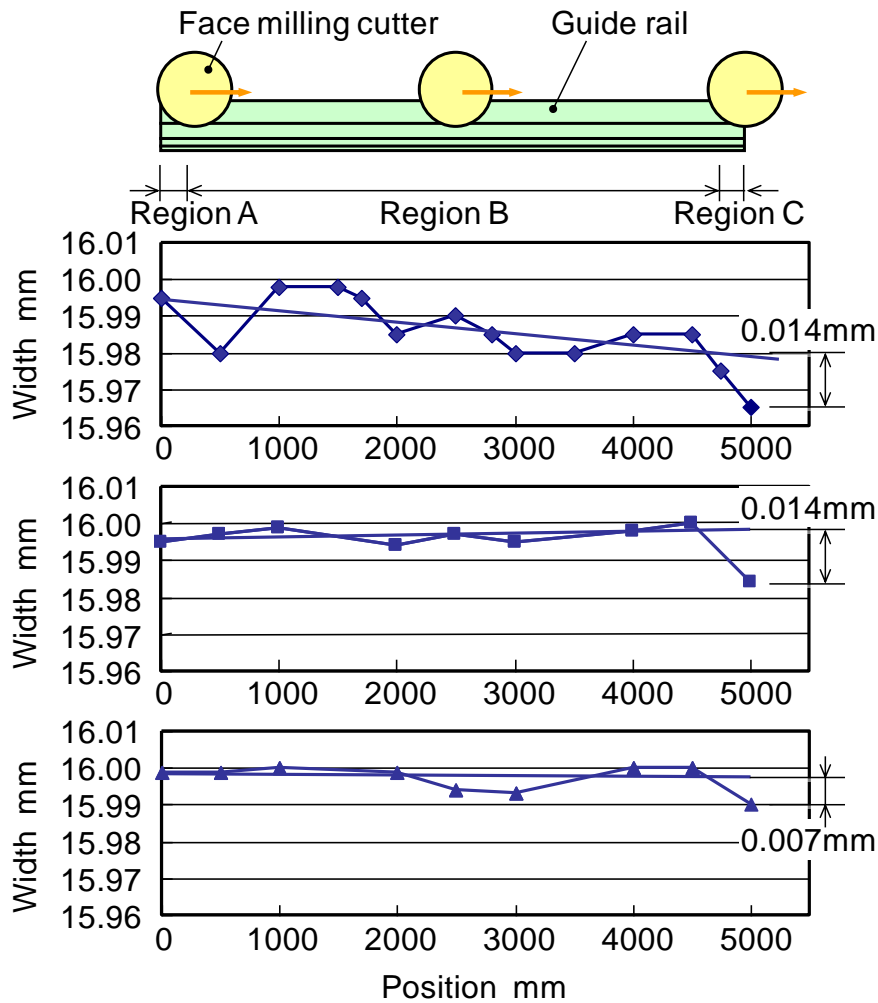


Fig. 2. 22 Examples of the width change over the length of guide rails.

この図に示した 3 本の加工結果の例から分かるように、領域 A および B においては二面幅に多少のばらつきがあるもののその分布には特徴的な変化は見られない。しかし領域 C においては、常に二面幅の急激な減少が観察される。2.3.2 で説明したように、ガイドレール素材の曲り等によって、ガイドレール中心が複合フライス工具の中心に対して左側にずれている場合、領域 B において左側のフライス工具の切削代が大きい状態となる。この状態で領域 C に入り、複合フライスの送り方向前方の切れ刃が切削を終了すると、ガイドレール頭部の弾性変形が回復し、左側のフライス工具の後方の切れ刃のみで切削が行われ、領域 C において二面幅が減少していると考えられる。Fig. 2. 23 は Fig. 2. 22 における加工面の観察結果の例を示している。この条件ではダウンカットで加工しているので、領域 B では前方の切れ刃の切削痕が、領域 C においては後方の切れ刃による切削痕

が加工面に形成されているものと考えられる。

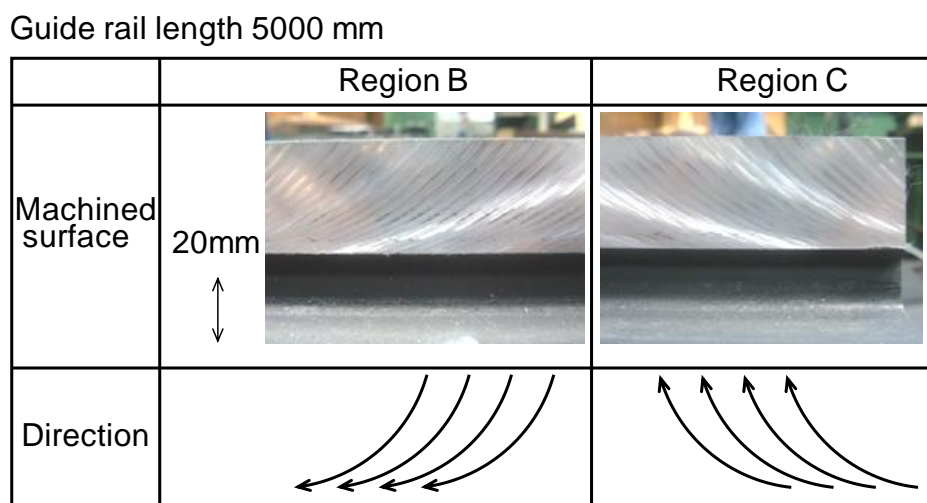


Fig.2. 23 Cutter marks in the regions of B and C.

次に、ガイドレール頭部と複合フライス工具の中心のずれ量 δ_{center} を変化させて加工し、ガイドレール二面幅を測定した結果を Fig.2. 24 に示す。図中のデータはそれぞれの条件について、ガイドレールを3本ずつ加工し、領域 A 及び領域 B ならびに加工終端(領域 C)における二面幅の平均値とばらつきをプロットしたものである。領域 A および領域 B と加工終端における二面幅平均値の差を ε とすると、 ε は δ_{center} の増加に伴って増加している。すなわちガイドレールと複合フライスの中心のずれが大きいほど、加工終端における二面幅減少量が大きくなると言える。

本実験における頭部側面の直角度の測定結果を示す。Fig.2. 25 は Fig.2. 15 (I) に示したフランジ部を固定した場合の測定結果である。図中の L, R はそれぞれフライスの送り方向から見て左側および右側の側面を示している。この図からガイドレールと複合フライスの中心のずれ量 δ_{center} の増大に伴って、側面のうねりも増大していることがわかる。また側面にはほぼ 1 周期のうねりが形成されていることが認められる。

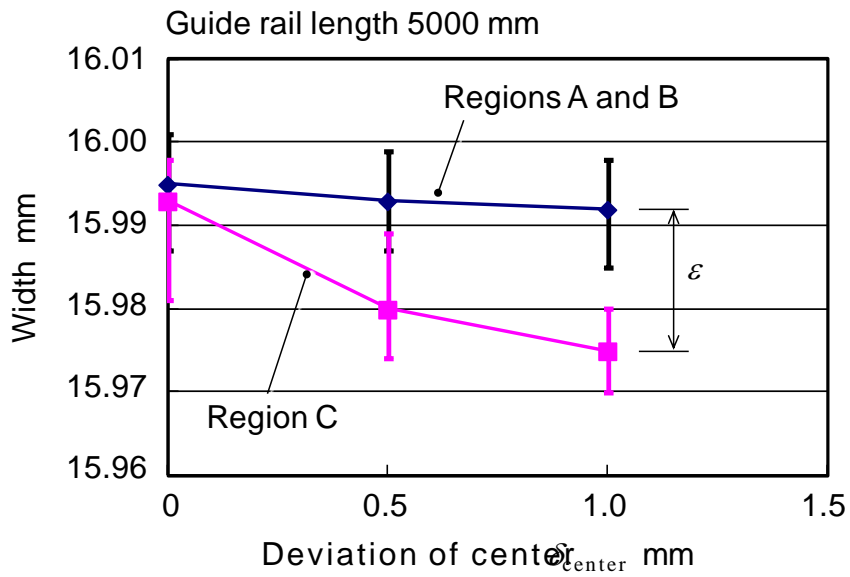


Fig. 2. 24 Relationship between the deviation of the center and the machined width of a guide rail.

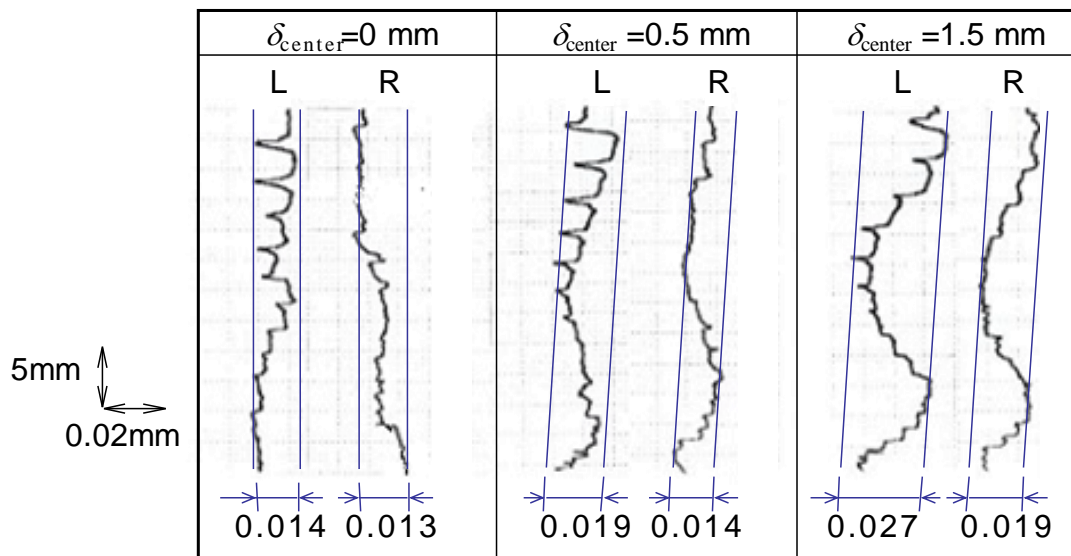


Fig. 2. 25 Relationship between the center deviation and the surface profile errors by mechanical clamping.

2.4.4 加工精度に対する固定方式の影響

2.15 式および 2.23 式に示したように、ガイドレール頭部の終端部における二面幅誤差、および頭部側面の直角度は、ガイドレールの横方向の剛性 K_{work} に依

存すると考えられる. 一方で, Fig.2. 20 に示したように, K_{work} はガイドレールフランジ部の固定方式の影響を受けている. そこで次に, フランジ部の固定方式を変化したときの二面幅減少量と, 側面の直角度について検討した.

Fig.2. 26 は, 長さ300mm のガイドレール素材を用いて, フランジ部を150mm 間隔で機械的にクランプした場合と, マグネットチャックを用いて固定した場合において, ガイドレール頭部の中心と複合フライス工具の中心のずれ量 δ_{center} を変化したときの頭部二面幅を示したものである. この結果より, δ_{center} の増加に伴い, 二面幅の平均値は大きな変化は見られないものの, フランジ部を機械的にクランプした場合は二面幅のばらつきは増加している. 一方で, マグネットチャックによってガイドレールを固定すると, 中心のずれ量 δ_{center} が大きくなっても, 二面幅のばらつきは機械的にクランプした場合よりも小さい.

Fig.2. 27 は, マグネットチャックを用いてガイドレールを固定して加工したときの, 頭部側面の断面形状を測定した結果である. Fig.2. 25 の結果と比較すると, 明らかにうねりは低減している.

この Fig.2. 25 と Fig.2. 27 の結果では, 加工面にうねりの他に最大で約0.015mm の高さの凹凸が認められる. 本実験条件では複合フライス工具の16枚の切れ刃の振れ回りをツールプリセッタ上で0.003mm と管理した上で実験を開始しているが, 工作機械の主軸に搭載する際に振れ周りを生じ, その影響が表面粗さの悪化となっているものと考えられる.

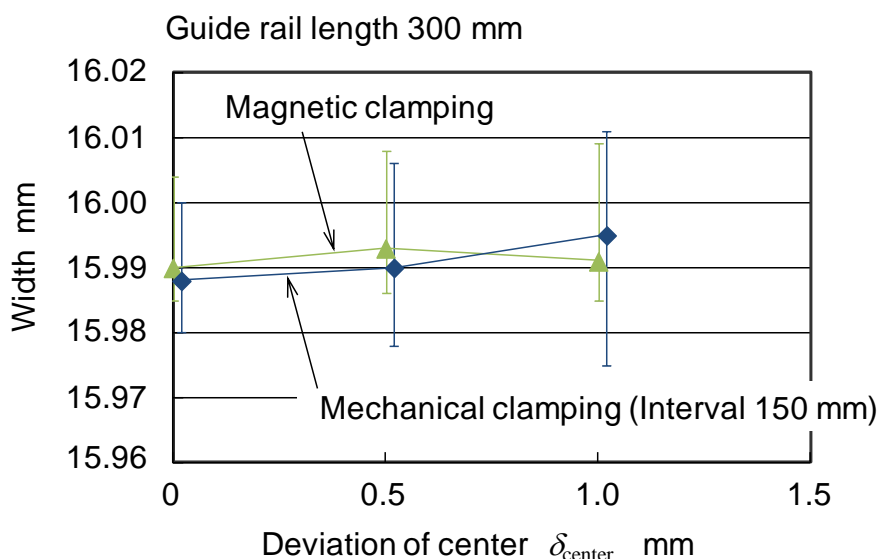


Fig.2. 26 Effect of the clamping method on the deviation of the machined width of a guide rail.

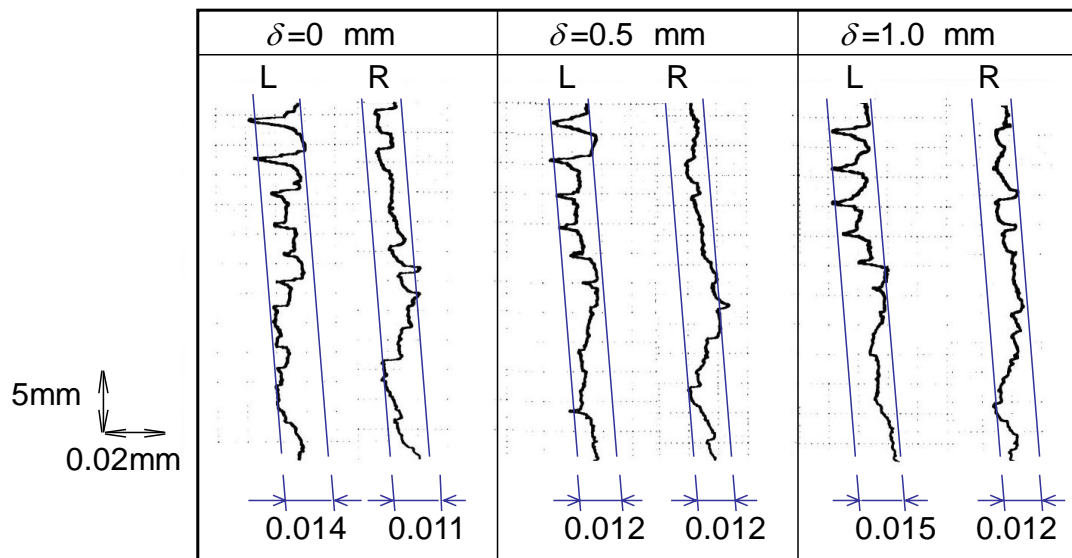


Fig.2. 27 Improvement of the profile errors of machined surface by magnetic clamping.

2.4.5 連続加工における加工精度の検討

本研究では、エレベーター用ガイドレールの量産加工への複合フライス工具の適用を目的としている。ガイドレール頭部の二面幅寸法は複合フライス工具の相対する切れ刃の間隔に依存する。このため切れ刃の摩耗が進展すると、切れ刃先端は当初の位置よりも後退すると考えられる。このため量産加工においては、加工継続に伴って、二面幅が拡大していくことが予想される。そこで次に、長さ5000mmのガイドレールを連続加工して、二面幅を測定した結果を Fig.2. 28 に示す。本実験では、工作機械上でのガイドレール素材の固定位置が毎回同一によるようにし、かつガイドレール素材の曲りも矯正して固定した。頭部の二面幅はマイクロメータを用いて500mm間隔で測定し、その平均値とばらつきを示している。この結果、10本目程度までは、二面幅の平均値およびばらつきともに若干増加しているが、それ以降は40本まで連続加工しても、平均値およびばらつきともに大きく変化しないことがわかった。

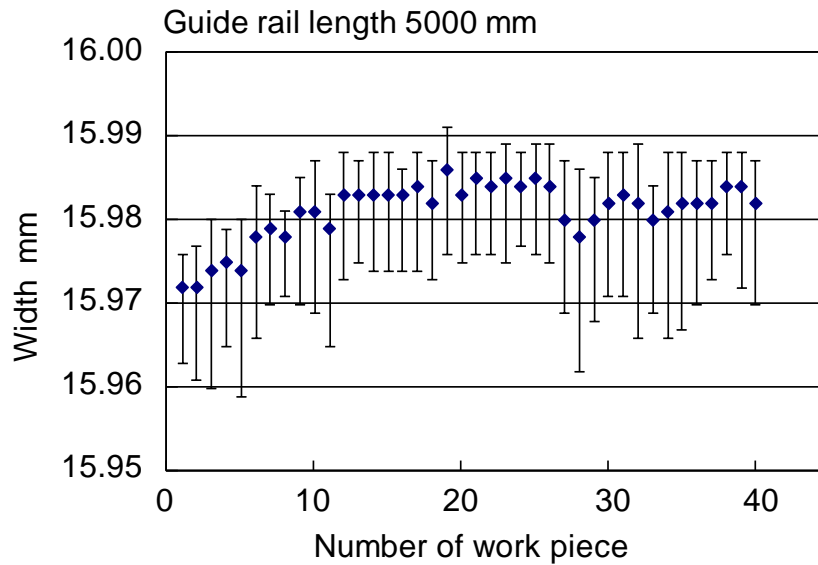


Fig.2. 28 Machined width in continuous machining of guide rails of 5000mm length.

Fig.2. 29 は, 40 本連続加工した後の左右のフライス工具において, それぞれの 16 枚の切れ刃の主切れ刃及びさらえ刃の逃げ面摩耗幅を示したものである. 加工面に対して 45° 傾斜した主切れ刃の逃げ面摩耗幅は 0.05mm から 0.34mm とばらつきが大きい. 一方で, 加工面に平行なさらえ刃における逃げ面摩耗幅はほとんどの切れ刃において 0.1mm から 0.12mm とほぼ一定である. 本研究で使用したフライス工具における逃げ角を $\beta=7^\circ$ として, さらえ刃の逃げ面摩耗幅 $VB=0.10\text{mm}$ に対する切れ刃後退量 δ_{edge} は Fig.2. 30 に示すように,

$$\delta_{\text{edge}} = VB \cdot \tan\beta = 0.012 \text{ mm} \quad (2.24)$$

程度であり[2-7], 十分小さいといえる.

以上の結果から, 長さ 5000mm のガイドレールを連続して 40 本まで切削加工しても, ばらつきと工具摩耗による切れ刃後退を含めて 0.03mm 程度とすることができ, 複合フライス工具によって Fig.2. 5 に示した二面幅精度を十分に満足できることがわかった.

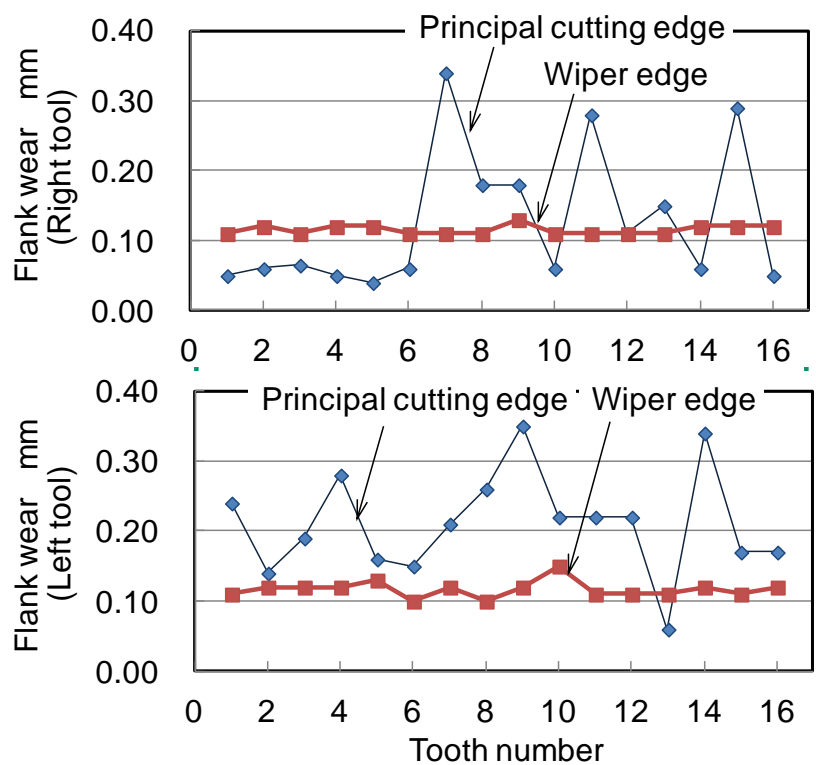


Fig.2. 29 Flank wear of the cutting edges after milling 40 guide rails.

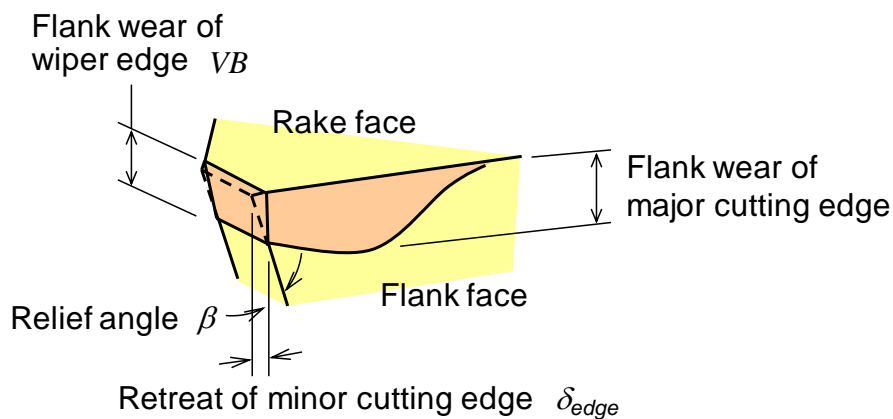


Fig.2. 30 Schematic diagram of the cutting edge geometry.

2.5 考察

2.5.1 複合フライス加工における二面幅精度

Fig.2. 31 は, Fig.2. 19 の方法によって, 軸方向切込み量 A_d を変化したときの軸方向切削力の最大値 F_{amax} を示したものである. この図からわかるように, 軸方

向切込み量 A_d を 0.25mm から 1.5mm と増加すると軸方向切削分力 F_{amax} は比例的に増加する. しかし比例関係を表す直線は原点から大きくはずれ, 切込み量が 0 のときに 81.7N と大きな値をとる. 結果より, $K_{\text{amax}}=149.9\text{ N/mm} =1.49 \times 10^5\text{ N/m}$, $F_{\text{wa}}=81.7\text{ N}$ となる. また, Fig.2. 20 の結果より, ガイドレールのフランジ部を 500mm 間隔で機械的にクランプしたときの端部における横方向の剛性は $K_{\text{work}}=1.8 \times 10^7\text{ N/m}$ であるので, 2.15 式によってガイドレール終端部における二面幅の減少量 a を計算できる. Fig.2. 32 の線 i は, ガイドレール中心と複合フライス工具の中心のずれ δ_{center} に対する領域 C での二面幅減少量を示したものである. また, 図中のプロットは長さ 5000 のガイドレールにおける測定結果である. 実際の頭部二面幅減少量には, ガイドレール素材の曲りだけでなく, 頭部の倒れや表面粗さなど不確定な要因による定常誤差があると考えられる. 本研究では Fig.2. 22 における誤差の最大値を定常誤差の範囲と考えて上記の結果に加算し, Fig.2. 32 の線 ii を求めた. 実測値 (平均値と誤差棒) は線 ii の下にあり, この線を誤差の予測に使用できる.

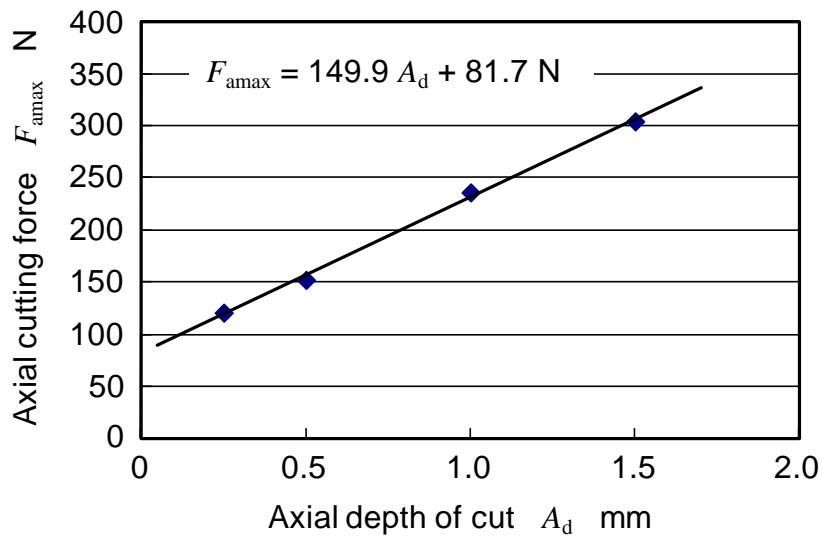


Fig.2. 31 Relationship between the axial depth of cut and cutting force.

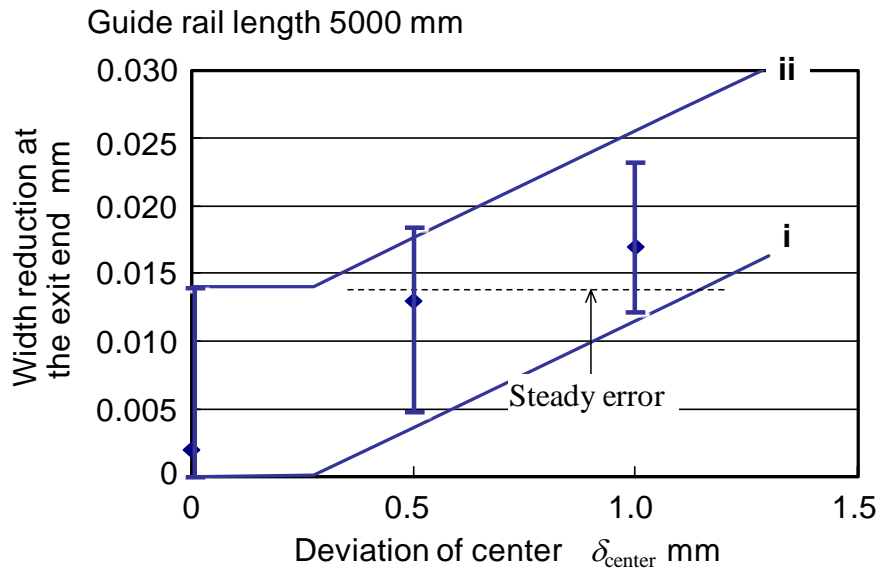


Fig. 2. 32 Relationship between the deviation of the center and the width reduction at the exit end of guide rail.

以上の結果より、ガイドレール素材と複合フライス工具の中心ずれを防止しても、定常的な誤差によってある一定値以上には精度を向上できない。しかし、定常誤差は要求される誤差 0.05 mm より十分に小さいこと、Fig.2. 32 の線 i のように二面幅の減少には δ_{center} に対する不感帯が存在するため、 δ_{center} を領域 C において $F_{wa} / 2K_{amax}$ 以下、本研究の場合 0.27 mm 以下に管理できれば、0.014mm 以内の極めて良好な加工精度を維持できることが分かった。

2.5.2 複合フライス加工における直角度

Fig.2. 33 は I から III のクランプ方法において前述の方法によって解析を行った頭部側面の断面形状を示している。ガイドレール素材と複合フライス工具の中心のずれ量 δ_{center} はいずれの場合も 1mm としている。ガイドレール頭部は平行に変位するものと仮定しているが、解析においても下部から約 10mm の位置において変曲点を持つ 1 周期のうねりが形成されており、上記の仮説を裏付けられた。

Fig.2. 34 に I および III の方法でレールを固定したときの、ガイドレール素材とフライス工具の中心のずれと、端部での真直度の関係を示す。同図では先述の方法で得られた断面形状から求まるうねりに定常誤差の範囲として 0.014mm を加え、実験結果と比較した。その結果、いずれの場合も定常誤差を想定した I および III の直線の下に実測値がほぼ存在するため、これらの直線は実際の誤差の予測に利用できると言える。したがって、III 以上のクランプ剛性、すなわち、 5.1×10^7

N/m 以上のクランプ剛性があれば、真直度に対しても 0.014mm 以内の極めて良好な加工状態を維持できることが分かった。

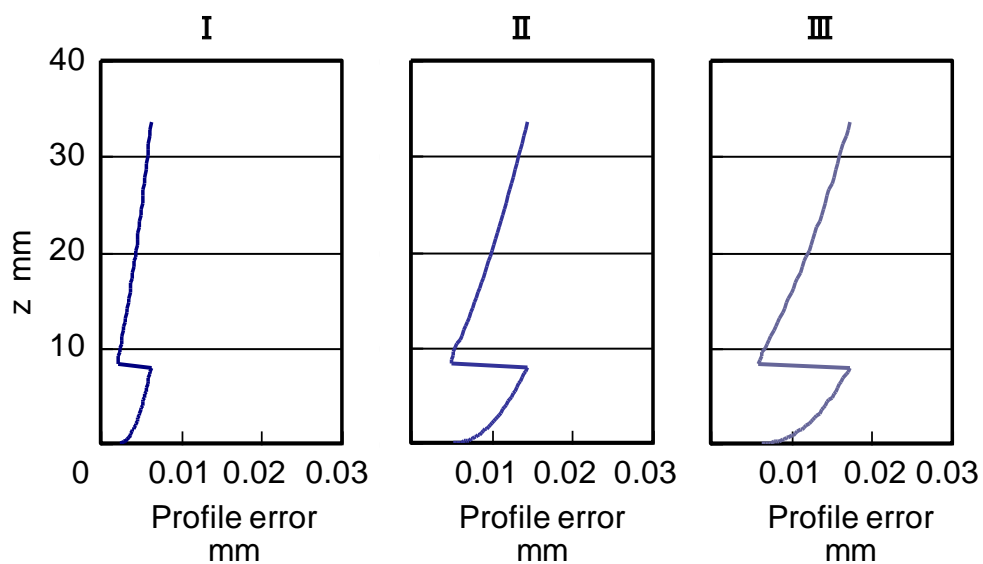


Fig.2. 33 Analysis of the surface profile error for three clamping methods.

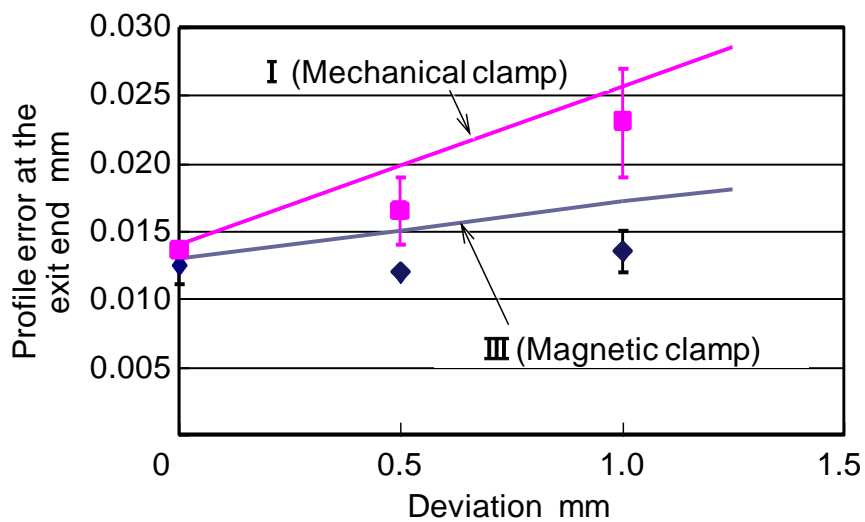


Fig.2. 34 Relationship between the deviation of the center and the profile error at the exit end of guide rail.

2.6 工業製品への適用

本研究では、複合フライス工具による両面同時加工において、二面幅精度、直角度を考慮して 0.05mm の加工精度で量産加工できる方式を開発した。エレベーターの載りかごおよび釣合い錘は、建築物に接地されたガイドレール上を走行しており、1 基当たり数十本のガイドレールが使用されている。エレベーターの乗りかごの駆動案内であるガイドレールは、乗り心地や非常時の制動性能等の要求から高い品質が要求されており[2-8,2-9]、本技術もその量産加工技術で貢献している。本研究の結果を適用し、従来のプレーナ加工と比較して約 6 倍の能率での加工が可能になった。

2.7 結言

本研究では、プレーナによるエレベーター用ガイドレールの頭部切削加工時間が長いという問題を解決するために、頭部側面のフライス加工の適用を検討した。このために、複合フライス工具による薄板長尺部材加工における切削力と加工誤差の予測モデルを構築した。これにより、ガイドレール頭部の左右側面の同時加工における頭部二面幅の誤差と頭部側面のうねりの形成メカニズムの解明と、加工精度の向上を検討し、以下のことがわかった。

- 1)ガイドレールとフライス工具の中心のずれによって、切削加工中に頭部の左右側面に作用する切削力の大きさが異なり、ガイドレールを弾性変形させる。
- 2)中心のずれがある場合、フライス工具の送り方向の前方の切れ刃が切削を終了した後、後方の切れ刃が再度一面のみを切削するため、ガイドレールの二面幅が減少する。
- 3)切削が終了する領域において、中心のずれ量が大きい程二面幅の減少量は大きくなるが、フライス工具の軸方向切削力は切込みに依存しない成分があり、一定値以下の中心のずれ量では二面幅減少量は大きくなる。
- 4)同時に作用する切れ刃数の変化によって、側面にうねりが形成されるモデルを構築し、実測値と予測値を比較した。この結果、中心のずれ量、剛性がうねりに及ぼす影響を解明した。
- 5)高精度な加工を実現するための中心のずれとクランプ剛性に対する基準値を明らかにした。
- 6)加工面に平行なさらえ刃における逃げ面摩耗は小さく、長さ 5000mm のガイドレールを 40 本まで連続加工しても、二面幅の精度は 0.03mm 以内とすることができると明らかにした。

第3章 小径ボールエンドミルによる微細穴形状の高速・高精度加工

3.1 高硬度材料の切削加工における課題

工作機械の主軸回転や送りの高速化，位置決め精度などの向上，切削工具素材の超硬合金やコーティング技術などの進歩は目覚しく，従来切削困難とされてきた難削材料や微小な寸法形状の高精度な CNC(Computer Numerical Control) 加工が可能になってきている．特にプラスチック部品などの大量生産を支える金型は，荒加工を行ってから熱処理によって材料硬度を上げた後，仕上げ研削を行うのではなく，焼入れ済みの材料に直接切削加工することで工数の削減が図られるようになった[3-1,3-2]．更に材料技術の進歩により，材料強度と被削性の両方を向上する金型材料の開発も進められており，ロックウェル硬さで HRC50 を超えるプレハードン鋼の直接切削が可能になってきている．しかし一方で，微小な寸法形状の加工においては，折損などによる工具寿命の劣化や加工精度確保など解決すべき課題は多い．本研究では HRC58 の焼入れ鋼の小径ボールエンドミル加工において，加工条件を適正化することにより工具寿命と加工精度を向上することを目的としている．

本研究で対象としているのは Fig.3. 1 に示した樹脂部品成形用に用いる金型の一部であり，Fig.3. 2 に示す断面形状の小径テーパ穴の加工である．金型表面での直径は 1.976 mm，深さは 2.5 mm であり，穴の底面部は半径 0.85 mm の球面形状となっている．Fig.3. 3 に示す従来の加工法では，はじめにセンタドリル加工の後，ドリルでの穴加工を行う．穴形状を反転したテーパ付きボールエンドミルを回転軸方向に送ることでテーパ穴形状をプランジ加工する．その後熱処理して，ゴム砥石で表面の仕上げを行う．この方法では，穴内面のプランジ加工によって加工面にむしれが発生し，表面粗さが悪くなる場合が生じる．またテーパ形状に合わせてエンドミルを製作する必要があるため，工具製作による工期が長くなるという問題がある．そこで本研究では，標準の超硬合金ボールエンドミルを用いて焼入れ済みの素材に直接テーパ形状および球面形状を創成加工することで，工期を大幅に短縮することを検討した．加工形状に成形したテーパ付きボールエンドミルを用いるのではなく，Fig.3. 4 に示したように切れ刃が円弧状のボールエンドミルを，加工形状に沿って螺旋状に移動させてテーパ形状を創成することで，市販の標準超硬合金工具で加工でき，工具製作に要する期間の短縮が可能である．

エンドミル加工における超硬合金材質や加工条件の検討に関しては多くの研究がなされており，通常はダウンカットとすると切れ刃の被削材への食い付きが良く，工具寿命が長いことが見出されている[3-3,3-4]．このため，はじめに本研究では当初 Fig.3. 2 のテーパ穴の加工においてダウンカットを採用した．しかし，要求される高能率な加工においては数穴の加工で工具折損が生じるため，工具交換

の頻度が高くなる問題が生じた。工具交換の頻度が高いと、工具コストが増大するだけでなく、工具ホルダへのエンドミルの取付け作業や計測などの工数が増加する。また、作業者による加工状況の監視も必要となるので、工具寿命の向上が必要である。本研究は、NC 工作機械による無人加工の目安として、少なくとも 1 時間以上の連続運転を目標として、小径テーパ穴のヘリカル加工の高能率かつ高精度な加工条件を検討した。特に加工条件のうち、工具送りの旋回方向が工具寿命および加工精度に及ぼす影響について新たな発見と知見が得られた。

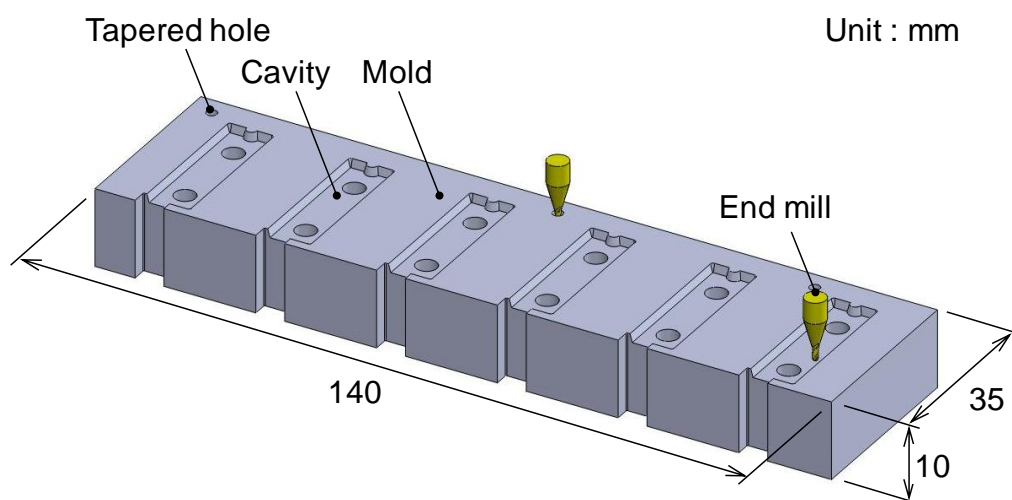


Fig. 3. 1 Schematic diagram of a mold with small tapered positioning holes.

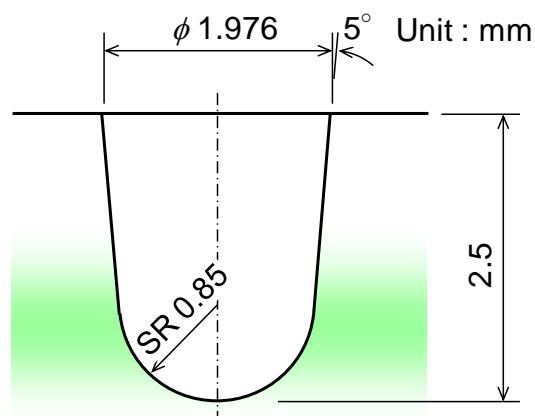


Fig. 3. 2 Small tapered hole to be machined.

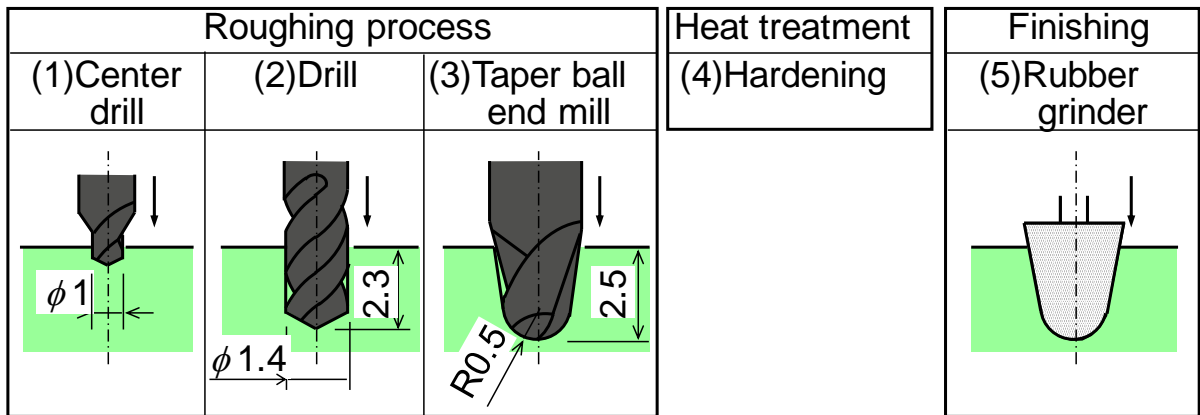


Fig.3. 3 Conventional machining process of a tapered hole.

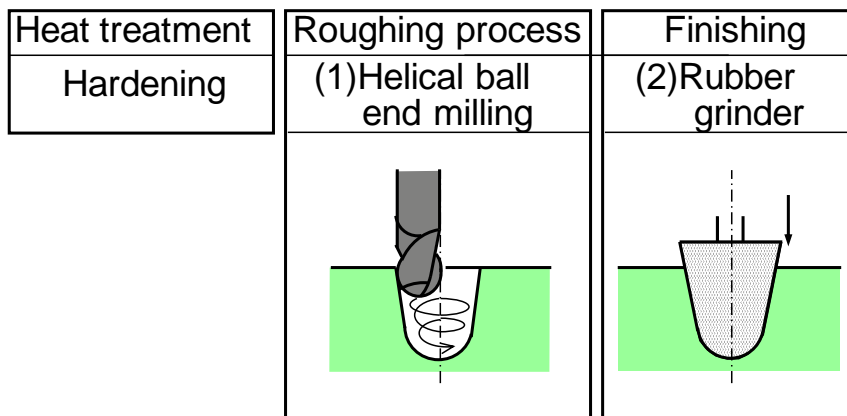


Fig.3. 4 Hard machining of a tapered hole by helical feeding of a slender ball end mill.

3.2 ボールエンドミルによる微細穴形状加工における加工精度予測モデル

3.2.1 ボールエンドミルによる微細穴形状加工における切削力予測モデル

本研究では、ボールエンドミルのヘリカル加工によってテーパ穴を形状創成する場合の加工精度を予測するため、切削力の予測方法を検討した。

はじめに、ヘリカル加工における切削領域を幾何学的に解析する。ヘリカル加工を行う場合、回転するエンドミルを旋回させながら z 軸負の方向に切込んで行くが、旋回方向としては z 軸正の方向から見たときに時計回りの場合 (CW) と反時計回り (CCW) の場合がある。時計回り (CW) の場合は、加工面をアップカットで仕上げ、反時計回り (CCW) の場合は加工面をダウンカットで仕上げることとなる。

Fig.3. 5 は時計回り (CW) の方向にボールエンドミルを送り、ヘリカル加工を行った

場合の例を示したものである。ボールエンドミルは旋回送りに伴って、軸方向すなわち z 方向に切込まれて行くので、加工面に形成される溝は送りに伴い幅が広がって行くこととなる。このボールエンドミルの切削領域を幾何学的に検討する。Fig.3. 6 は、Fig.3. 5 における断面を示したものである。この図に示したように、ボールエンドミルの工具半径を R_c 、ヘリカル加工における旋回半径を R_0 とする。ボールエンドミルの球の中心を原点として、 z の高さの位置にある切れ刃 P を含む面を考える。半径 R_0 で y 軸方向から時計回りに工具中心が旋回し、旋回角度 2π の位置、すなわち工具中心が y 軸上にある状態を考える。 θ はボールエンドミルの先端からの切れ刃 P の位置であり、ボールエンドミルの球の中心 O と点 P を結ぶ直線が z 軸となす角度である。

次に Fig.3. 7 において、ボールエンドミルの工具中心は y 軸上にあり、切れ刃上の点 P は y 軸から ϕ だけ回転した位置にあるものとする。また、この図においてボールエンドミルがすでに通過した部分は、材料がすでに除去されているので、点 P が y 軸から時計回りに回転しながら材料を除去する領域は図中の太線で示した部分となっている。

ボールエンドミルが 1 周旋回した際に、工具中心の y 軸方向からの旋回角度 α における工具回転中心 C において、切れ刃の半径は $R_r(\theta, \alpha)$ であり、 C を中心として半径 $R_r(\theta, \alpha)$ の円弧の包絡線の内側はすでに材料が除去されている。

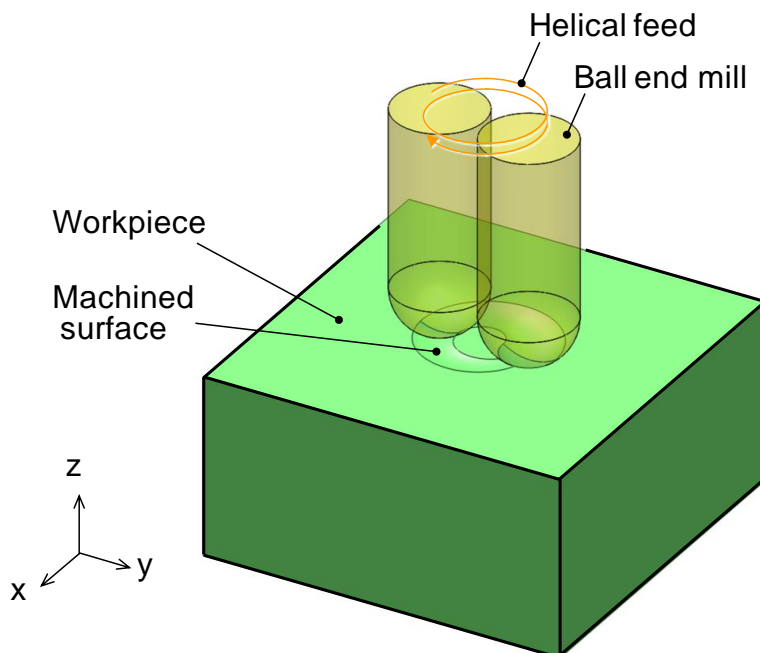


Fig.3. 5 Machined surface by helical milling with ball end mill.

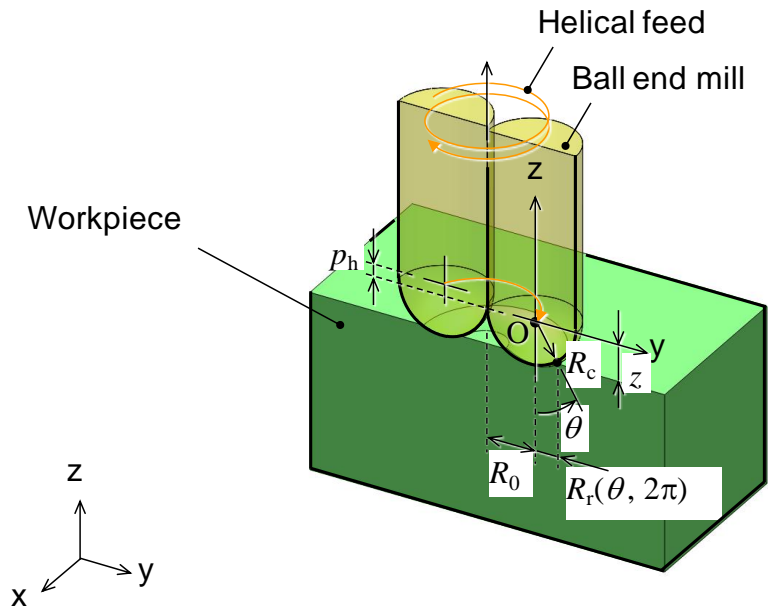


Fig.3. 6 Cross section of helical milling with ball end mill.

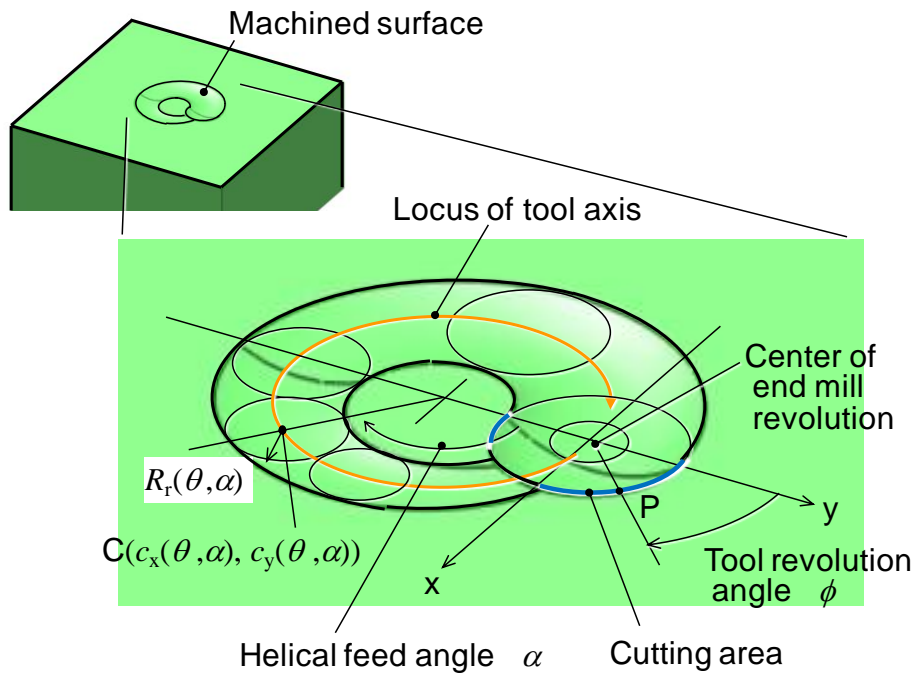


Fig.3. 7 Cutting area in helical milling with a ball end mill.

ここで、点 P が回転する際の y 軸からの角度を ϕ 、回転半径を $R_r(\theta, 2\pi) = R_c \cdot \sin\theta$ として、点 P の座標 $P(p_x(\theta, \phi), p_y(\theta, \phi))$ について、

$$p_x(\theta, \phi) = R_c \cdot \sin\theta \cdot \sin\phi \quad (3.1)$$

$$p_y(\theta, \phi) = R_c \cdot \sin\theta \cdot \cos\phi \quad (3.2)$$

また、ヘリカル加工の送りピッチを p_h として、ボールエンドミルが y 軸から時計回りに α 旋回した位置における工具回転の中心 $C(c_x(\theta, \alpha), c_y(\theta, \alpha))$ 、および回転半径 $R_r(\theta, \alpha)$ について、

$$c_x(\theta, \alpha) = R_o \cdot \sin\alpha \quad (3.3)$$

$$c_y(\theta, \alpha) = R_o \cdot \cos\alpha \quad (3.4)$$

$$R_r(\theta, \alpha) = R_c \cdot \sin\left(\cos^{-1}\left(\frac{R_c \cdot \cos\theta - \frac{\alpha}{2\pi} p_h}{R_c}\right)\right) \quad (3.5)$$

である。点 P が切削領域にあるのは、工具回転の中心 $C(c_x(\theta, \alpha), c_y(\theta, \alpha))$ から半径 $R_r(\theta, \alpha)$ ($0 \leq \alpha \leq 2\pi$) の円弧の外側にある場合であるので、

$$\sqrt{((p_x(\theta, \phi) - c_x(\theta, \alpha))^2 + (p_y(\theta, \phi) - c_y(\theta, \alpha))^2) > R_r(\theta, \alpha)} \quad (0 \leq \alpha \leq 2\pi - \Delta\alpha) \quad (3.6)$$

を満たす場合に、 $g(\theta, \phi) = 1$ とする。 $\Delta\alpha$ は工具が 1/2 回転自転する間に公転する角度である。点 P が切削領域にない場合は $g(\theta, \phi) = 0$ とする。

以上の方法によって、点 $P(p_x(\theta, \phi), p_y(\theta, \phi))$ ($0 \leq \theta \leq \pi/2, 0 \leq \phi \leq 2\pi$) について切削領域内にあるかどうか、すなわち $g(\theta, \phi)$ の値を調べた。ボールエンドミルの半径を 0.5mm、ヘリカル加工における旋回半径を 0.4mm、ヘリカル送りピッチを 0.05mm として、CW(アップカット)およびCCW(ダウンカット)の場合について計算した。計算のために、ヘリカル加工におけるボールエンドミルの旋回運動の回転角を $l+1$ 個に分割、ボールエンドミルの球面の高さを $m+1$ 個に分割し、さらにボールエンドミルの回転角度について $n+1$ 個の要素に分割して離散化する。また、ヘリカル加工における送り方向を考慮するために、CW(アップカット)の場合に 1、CCW(ダウンカット)の場合に -1 の値をとる変数 c を導入し、 i, j, k を整数として、

$$\alpha_k = c \frac{2\pi}{l} k \quad (0 \leq k \leq l) \quad (3.7)$$

$$p_{zi} = \frac{-R_c}{m} i \quad (0 \leq i \leq m)$$

$$\phi_j = \frac{2\pi}{n} j + \lambda \quad (0 \leq j \leq n)$$

とした。ここで、 λ はボールエンドミルの切れ刃回転の初期値である。このときに、

$$\theta_i = \cos^{-1} \frac{p_{zi}}{R_c} \quad (0 \leq i \leq m) \quad (3.8)$$

である. このため, 3.1 式から 3.6 式は, 以下のように書くことができる.

$$p_x(\theta_i, \phi_j) = R_c \cdot \sin\theta_i \cdot \sin\phi_j \quad (3.9)$$

$$p_y(\theta_i, \phi_j) = R_c \cdot \sin\theta_i \cdot \cos\phi_j \quad (3.10)$$

$$c_x(\theta_i, \alpha_k) = R_o \cdot \sin\alpha_k \quad (3.11)$$

$$c_y(\theta_i, \alpha_k) = R_o \cdot \cos\alpha_k \quad (3.12)$$

$$R_r(\theta_i, \alpha_k) = R_c \cdot \sin \left(\cos^{-1} \frac{\left(R_c \cdot \cos\theta_i - \frac{\alpha_k}{2\pi} p_h \right)}{R_c} \right) \quad (3.13)$$

$$\sqrt{\left(p_x(\theta_i, \phi_j) - c_x(\theta_i, \alpha_k) \right)^2 + \left(p_y(\theta_i, \phi_j) - c_y(\theta_i, \alpha_k) \right)^2} > R_r(\theta_i, \alpha_k) \quad (3.14)$$

i, j, k を 3.7 式の範囲で変化させて, この 3.14 式を満たす場合に $g(\theta_i, \phi_j)=1$ とした. 本研究では, $l=360, m=45, n=360$ として計算を行った. 3.6 式における $\Delta\alpha$ は工具が 1/2 回転自転する間に公転する角度であるが, 後述する加工条件において, ボールエンドミルの回転数を 9000min^{-1} , 送り速度を 50mm/min , 旋回半径を 0.4mm としているので,

$$\Delta\alpha = \frac{2 \times 0.4 \times \pi}{50 \times 9000 \times 2} = 2.79 \times 10^{-6} \quad \text{rad} \quad (3.15)$$

となる. このため, $\Delta\alpha$ は $2\pi/l$ と比較して非常に小さな値であり, 以後無視する.

以上の方法による計算結果を Fig.3. 8 および Fig.3. 9 に示す. Fig.3. 8 はヘリカル加工の送り方向が CW(アップカット)の場合であり, Fig.3. 9 は CCW(ダウンカット)の場合である. 図中の青色で示した部分が切削領域, すなわち $g(\theta_i, \phi_j)=1$ となる範囲である. この図から, どちらの場合も穴の中心側と比較して外側における切削領域が広がっていると言える. 以上の検討により, ボールエンドミルによるヘリカル加工の切削領域を三次元で把握することができた.

次に, この切削領域と, ボールエンドミルの回転に伴う, 切れ刃の幾何学的な干渉を検討する. ボールエンドミルの切れ刃上の点の座標計算を可能にするため, 切れ刃を写真観察し, Fig.3. 10 に示したように切れ刃形状を次式で近似した.

$$x = 3.6724y^3 - 5.5402y^2 + 1.7492y + 0.05 \quad (3.16)$$

この図に示したように, ボールエンドミルの切れ刃は中心部において x 方向に 0.05mm オフセットしている. 切れ刃稜線を $m+1$ 個の微小要素に分割したときの切れ刃稜線上の点 $P_i(p_{xi}, p_{yi}, p_{zi})$ ($0 \leq i \leq m$) について, ボールエンドミルの切れ刃は半径 R_c の球面上にあるので,

$$p_{zi} = -\sqrt{R_c^2 - p_{xi}^2 - p_{yi}^2}$$

(3.17)

である.

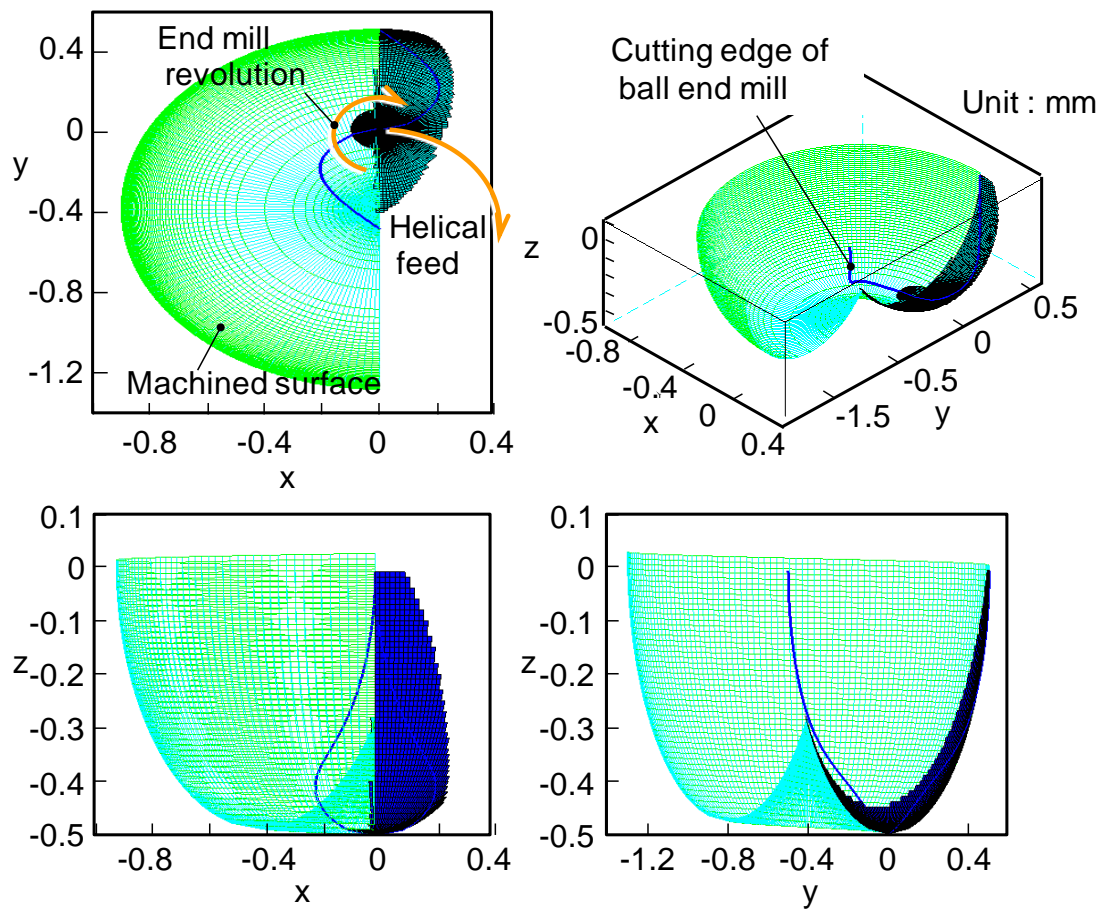
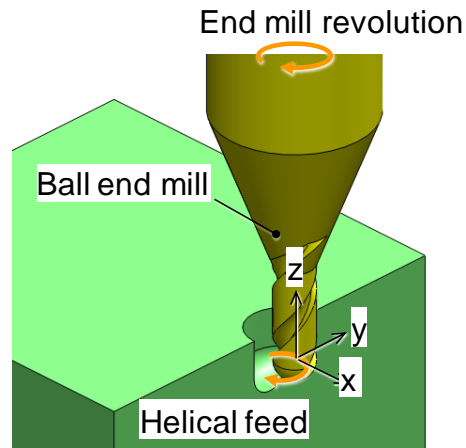


Fig. 3. 8 Cutting area in helical milling (Up milling).

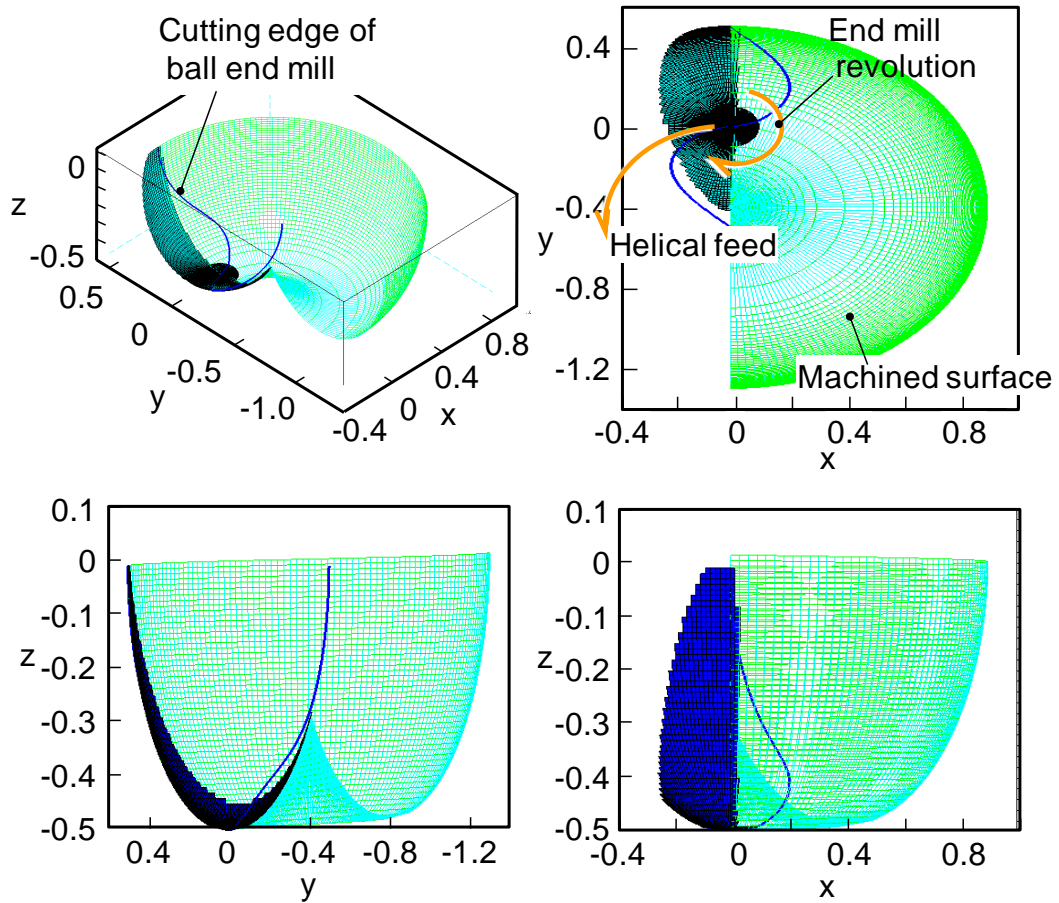
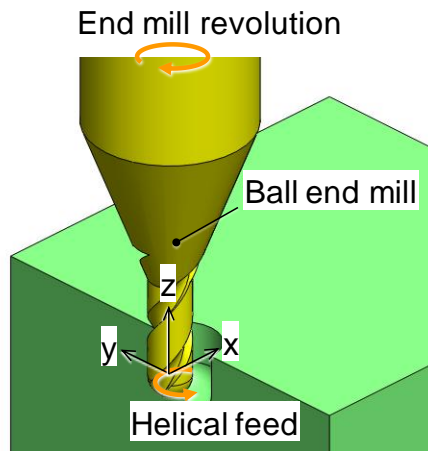


Fig.3. 9 Cutting area in helical milling (Down milling).

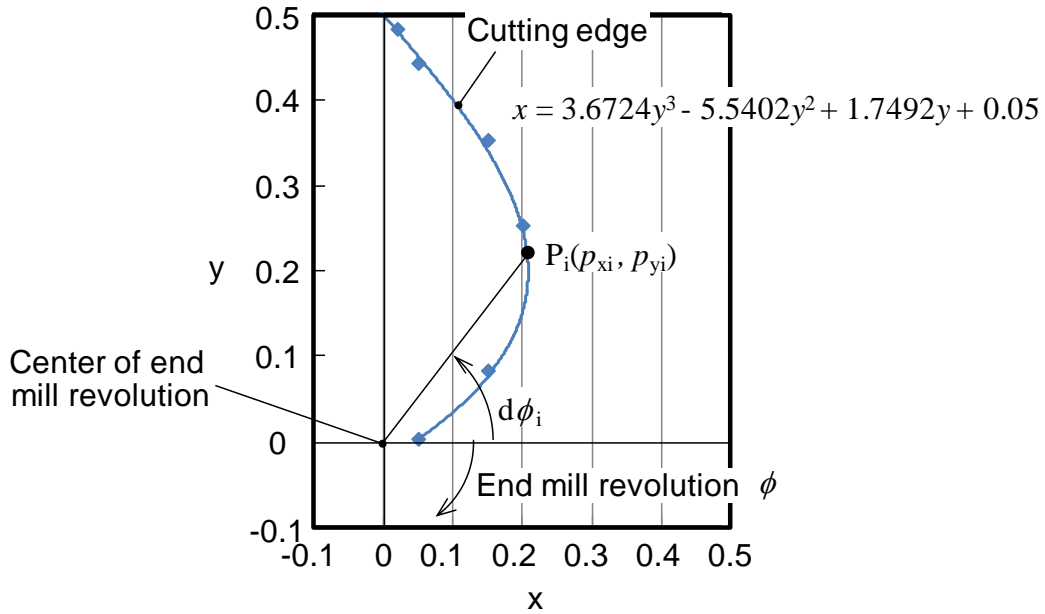


Fig.3. 10 Projected cutting tool edge of the ball end mill on x-y plane and its approximation curve.

3.7 式で与えられる p_{zi} に対して, この 3.16 式および 3.17 式を満たすように p_{xi}, p_{yi} を解き, ボールエンドミルの切れ刃形状を定めた. このときに, x-y 面内に投影される切れ刃稜線において, 点 P_i の中心刃からの角度, すなわち位相遅れ量 $d\phi_i$ は下記にて計算される.

$$d\phi_i = \tan^{-1}(p_{yi}/p_{xi}) \quad (0 \leq i < m) \quad (3.18)$$

$$d\phi_i = \pi/2 \quad (i=m)$$

ここで, ボールエンドミルの Fig.3. 10 の状態からの時計回りの回転を, 有限個の $n+1$ 個に分割したときの回転角 $\phi_j = 2\pi j/n + \lambda$ ($0 \leq j \leq n$, λ は回転角の初期値) における点 $P_i(p_{xi}, p_{yi}, p_{zi})$ について, 3.15 式は $0 \leq \alpha \leq 2\pi$ の範囲において,

$$\sqrt{((p_x(\theta_i, (\phi_j - d\phi_i)) - c_x(\theta_i, \alpha_k))^2 + ((p_y(\theta_i, (\phi_j - d\phi_i)) - c_y(\theta_i, \alpha_k))^2)} > R_r(\theta_i, \alpha_k) \quad (3.19)$$

を満たす場合に, $g(\theta_i, \phi_j) = 1$ とする.

Fig.3. 10 の状態, すなわちボールエンドミルの最外周が加工面(y 軸方向+側の面)を仕上げる状態を $\phi = 0$ rad として, 時計回りにボールエンドミルが回転するもの

とする. ボールエンドミルの回転角と切れ刃の位置関係は Fig.3. 11 に示した.

本研究では切れ刃稜線の分割を $m=45$, ボールエンドミルの 1 回転の分割を $n=360$ として, ボールエンドミルの回転角 ϕ_j と, 1 枚の切れ刃の切削領域の関係を求め, Fig.3. 12 に示した. ヘリカル加工における送り方向を時計回り(CW)すなわちアップカットとした場合は $\lambda=-\pi/2$, 反時計回り(CCW)すなわちダウンカットの場合は, $\lambda=-3\pi/2$ として計算した. この図より, ボールエンドミルの切れ刃にはねじれがあるので, 時計回り(CW)の場合と, 反時計回り(CCW)の場合では回転に伴う切削領域の変化は単なる対称とはならないことがわかる. Fig.3. 12(a)において, 時計回り(CW)すなわちアップカットの場合, 切れ刃は $\phi=-\pi/2$ rad から切削を開始し, $\phi=0$ rad において穴の内面を切削した後, 切削に関与している切れ刃の領域が減少し, その後 $\phi=\pi/2$ rad 近傍より, 穴中心部の凸部を切削する. アップカットの場合においては, ボールエンドミルの回転角が $\phi=0$ rad において穴の内面を仕上げる際に, 切れ刃のほぼ全域が切削領域にあると言える. 一方で Fig.3. 12(b)において, ダウンカットの場合, 切れ刃は $\lambda=-3\pi/2$ から切削を開始し, 穴中心部の凸部を切削した後, 切削に関与している切れ刃の領域が減少し, $\phi=0$ rad において穴の内面を切削する. ダウンカットにおいては, 穴の内面を仕上げる際に切削領域にある切れ刃は約 $\theta=60^\circ$ から $\theta=90^\circ$ 近傍のみであり, アップカットの場合と比較して切削に関与している切れ刃の領域は小さいと言える.

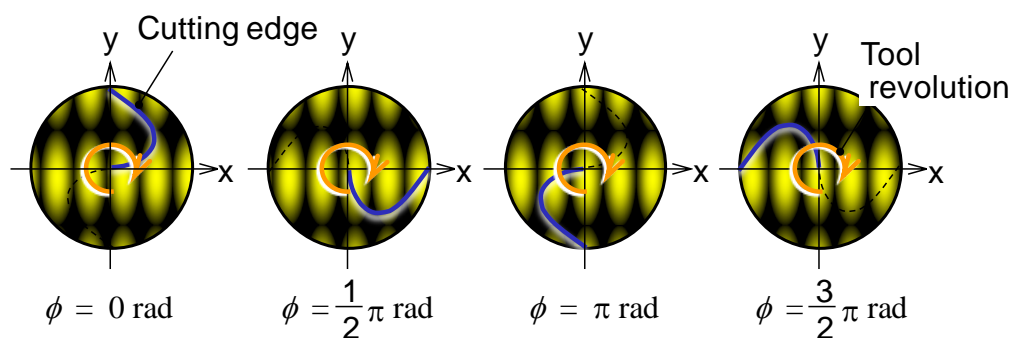


Fig.3. 11 Definition of tool revolution angle.

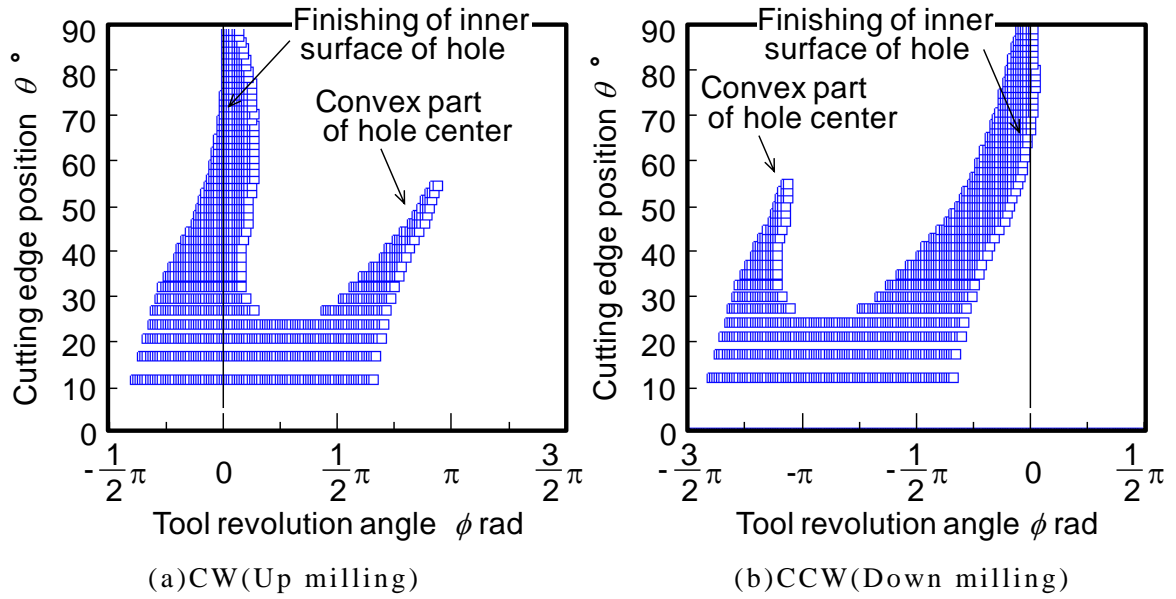


Fig.3. 12 Cutting area for a tool revolution in helical milling.

次に、ボールエンドミルの切れ刃の各部に作用する切削力の大きさ、および方向について次の様に定める。Fig.3. 13 に示したように、切れ刃上の点 P_i に作用する主分力 F_{ti} は、x-y に平行な平面内において切削速度の反対方向に作用するものとする。また、背分力 F_{ni} は、球面の中心に向かって作用するものとする。点 P_i が切削領域にある時の切取り厚さ $h(\theta_i, \phi_j)$ は、次式で表される。

$$h(\theta_i, \phi_j) = f \cdot \sin\theta_i \cdot \sin(\phi_j - d\phi_i) \quad (3.20)$$

また、切れ刃長さ dL_i は、

$$dL_i = \sqrt{(p_{xi+1} - p_{xi})^2 + (p_{yi+1} - p_{yi})^2 + (p_{zi+1} - p_{zi})^2} \quad (3.21)$$

で表される。

ボールエンドミルの Fig.3. 10 の状態からの回転角が ϕ_j であるときに、工具に作用する主分力、背分力はそれぞれ、

$$\vec{F}_{ti}(\phi_j) = g(\theta_i, \phi_j - d\phi_i) \cdot \{K_{tc} \cdot h(\theta_i, \phi_j) \cdot dL_i + (K_{tc} + K_{tw} \cdot VB) \cdot dL_i\} \quad (3.22)$$

$$\begin{bmatrix} \cos(\phi_j - d\phi_i) & \sin(\phi_j - d\phi_i) & 0 \\ -\sin(\phi_j - d\phi_i) & \cos(\phi_j - d\phi_i) & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} -1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$\vec{F}_{ni}(\phi_i) = g(\theta_i, \phi_j - d\phi_i) \cdot \{K_{nc} \cdot h(\theta_i, \phi_j) \cdot dL_i + (K_{ne} + K_{nw}) \cdot VB\} \cdot dL_i \quad (3.23)$$

$$\begin{bmatrix} \cos(\phi_j - d\phi_i) & \sin(\phi_j - d\phi_i) & 0 \\ -\sin(\phi_j - d\phi_i) & \cos(\phi_j - d\phi_i) & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \frac{1}{\sqrt{p_{xi}^2 + p_{yi}^2 + p_{zi}^2}} \begin{Bmatrix} -p_{xi} \\ -p_{yi} \\ -p_{zi} \end{Bmatrix}$$

で表されるものとする。ここで、 VB は工具の逃げ面摩耗幅であり、 K_{tc} 、 K_{te} 、 K_{tw} 、 K_{nc} 、 K_{ne} 、 K_{nw} はそれぞれ工具形状、工具材質、被削材質の組合わせで決定される定数である。また、主分力、背分力共に x 軸および y 軸正の方向を正の方向とする。

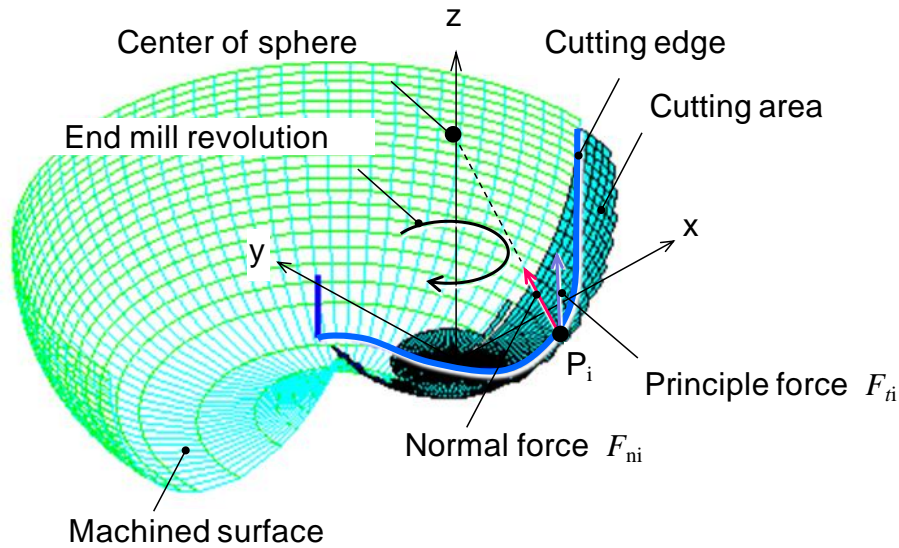


Fig. 3. 13 Cutting force direction in helical milling with a ball end mill.

ボールエンドミルの切れ刃が 2 枚であり、位相が π だけずれているとすると、ボールエンドミルに作用する切削力は、

$$\vec{F}(\phi) = \begin{Bmatrix} F_x(\phi) \\ F_y(\phi) \\ F_z(\phi) \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} F_x(\phi + \pi) \\ F_y(\phi + \pi) \\ F_z(\phi + \pi) \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^n (\vec{F}_{ti}(\phi) + \vec{F}_{ni}(\phi)) + \sum_{i=1}^n (\vec{F}_{ti}(\phi + \pi) + \vec{F}_{ni}(\phi + \pi)) \quad (3.24)$$

である。

本研究で対象としている高硬度材料の上記定数として、本研究では $K_{tc}=2000$ N/mm², $K_{te}=10$ N/mm, $K_{tw}=2000$ N/mm², $K_{nc}=1000$ N/mm², $K_{ne}=10$ N/mm, $K_{nw}=2000$ N/mm²とした。以上の解析条件をまとめて Table 3. 1 に示した。

Table 3. 1 Analytical configurations.

Cutting tool	Ball end mill Diameter ϕ 1 mm (Radius 0.5mm) Under neck length 2.5mm Stiffness of tool K_{tool} 9.21×10^5 N/m
Cutting force constants	K_{tc} 2000 N/mm ² K_{te} 10 N/mm K_{tw} 2000 N/mm ² K_{nc} 1000 N/mm ² K_{ne} 10 N/mm K_{nw} 2000 N/mm ²
Cutting conditions	Helical feed pitch 0.05 mm Radius of helical feed 0.4 mm Feed rate 0.002 mm/tooth Feed direction CW(Up milling), CCW(Down milling)

3.2.2 加工条件と切削力および加工精度の相関

3.2.2.1 工具送り方向と切削力および加工精度の相関

初めに、この Table 3. 1 を標準条件として、工具送り方向を CW(アップカット)、および CCW(ダウンカット)の場合について計算した。また、工具の逃げ面摩耗幅 VB を、0mm, 0.01mm, 0.02mm と変化させて計算した。この結果を Fig.3. 14 および Fig.3. 15 に示した。

ヘリカル加工において、穴の底部を除けば切れ刃の最上部が加工した部分が最終的に加工面となる。加工中に作用する切削力によってボールエンドミルが弾性変形し、加工誤差を生じるとすると、切れ刃の最上部が加工面を仕上げる時の切削力が分かればよいと考えられる。Fig.3. 14 において、逃げ面摩耗幅が $VB=0$ mm のとき切れ刃が加工面を通過し、仕上げる回転角すなわち $\phi=0$ rad では y 方向の切削力は $F_y=0.50$ N であるが、回転進み $\phi=0$ rad を超えると急激に減少し、 $F_y=-0.48$ N と切削力の作用方向が逆転する。 $\phi=0$ rad の状態において、

切れ刃が加工面を仕上げるとすると、Fig.3. 14 より y 軸の正の方向に切削力が作用するので、エンドミルは加工面側に弾性変形し、穴径が拡大することになる。また、工具の前逃げ面摩耗幅 VB が 0.01mm , 0.02mm と増大した場合においても、 $\phi=0\text{ rad}$ の回転角において、 F_y はそれぞれ 1.3N , 2.1N である。一方で x 方向には y 方向よりも大きな力が作用しており、逃げ面摩耗幅 $VB=0\text{mm}$ において、 $F_x=8.0\text{N}$ となっている。また、逃げ面摩耗幅が 0.01mm , 0.02mm と増加すると、 F_x も 23.4N , 38.7N と増加する。

同様に Fig.3. 15 に示したように、ヘリカル送りの方向が CCW すなわちダウンカットの場合、回転角が $\phi=0\text{ rad}$ において y 方向には $F_y=-3.9\text{ N}$ と、CW の場合と比較して絶対値が大きく、y 方向に負の向きの切削力が作用している。また、逃げ面摩耗幅 VB が 0.01mm , 0.02mm と増大した場合には、 F_y も -11.7N , -19.4N と絶対値が増大する。切削力は y 方向の負の向きに作用しており、穴径が縮小することになる。

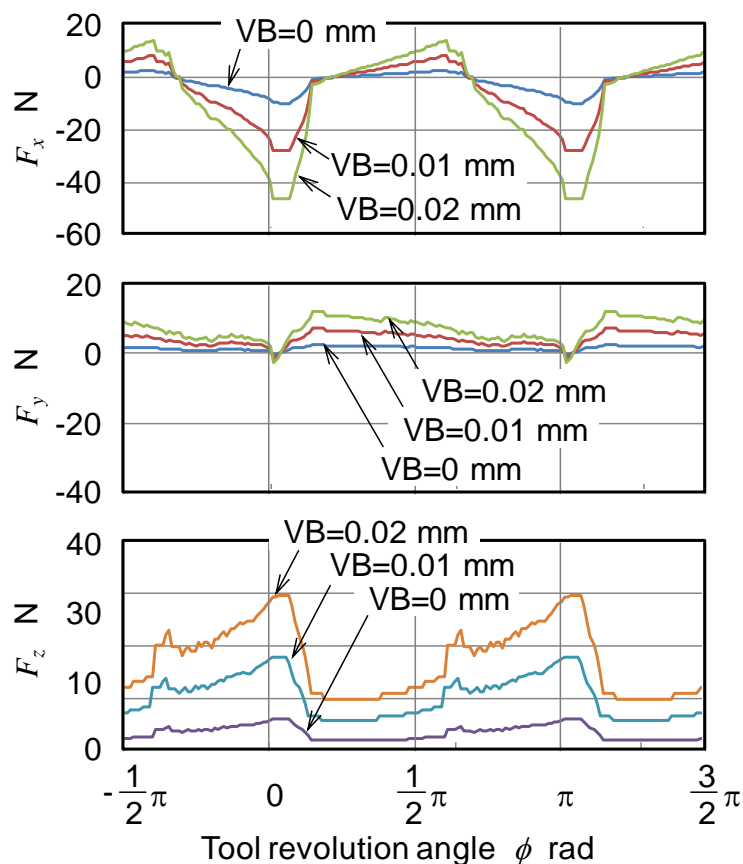


Fig.3. 14 Cutting forces analytically obtained for CW cutting direction(Up milling).

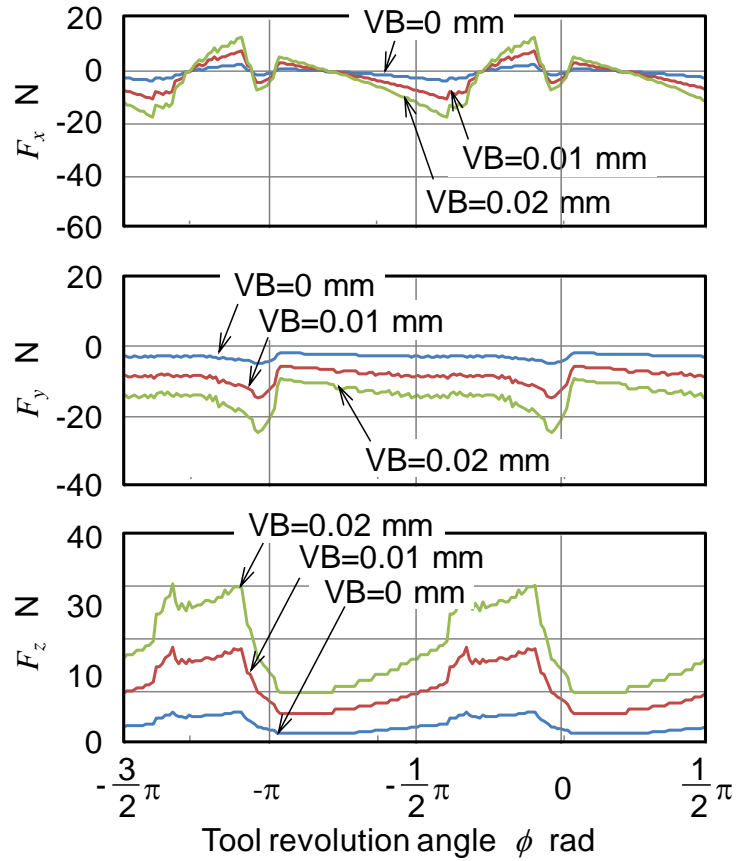


Fig.3. 15 Cutting forces analytically obtained for CCW cutting direction(Down milling)

次に、ボールエンドミルのばね定数を加工機上で測定し、回転中の工具変位を計算した。工具の曲げ剛性 K_{tool} は、加工機上で切削動力計に取付けたナイフエッジで工具先端を押しながら力を測定し、同時にダイヤルゲージを用いて工具の変位を測定することで求めた。この結果、工具曲げ剛性として $K_{tool}=9.21 \times 10^5$ N/m とした。Fig.3. 16 はヘリカル加工の送り方向が CW(アップカット)の場合の工具中心の変位のリサージュ曲線を示している。Fig.3. 16 において、ボールエンドミルの回転方向は時計周りであり、工具の送り方向は x 軸正の方向である。この図からエンドミルの 1 回転の間はほぼ常時 y 軸正の方向に変位していると言える。また工具摩耗の増大に伴い、平均的な位置、および変位振幅ともに増大している。

Fig.3. 17はヘリカル送り方向がCCW(ダウンカット)の場合の変位のリサージュ曲線を示したものである。この図において、エンドミルは時計回りに回転しており、ヘリカル送りによって工具はx軸負の方向に移動する。この結果から、送り方向がCCW(ダウンカット)の場合、エンドミルの1回転の間常時y軸負の方向、すなわち加工面から離れる方向に変位していることがわかる。また、工具摩耗の増大に伴い、平均的な変位、変位の振幅ともに大きくなっている。また、CWの場合よりもy方向の変位が大きくなっていると言える。

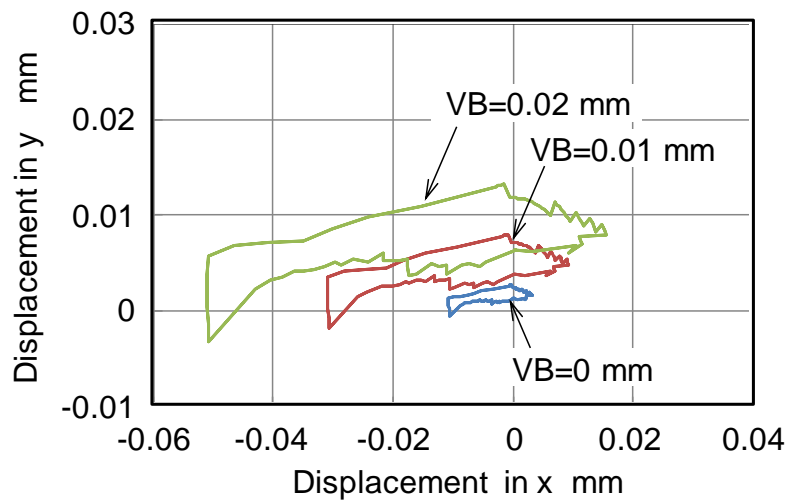


Fig.3. 16 Lissajous curves of tool displacement in CW (Up milling).

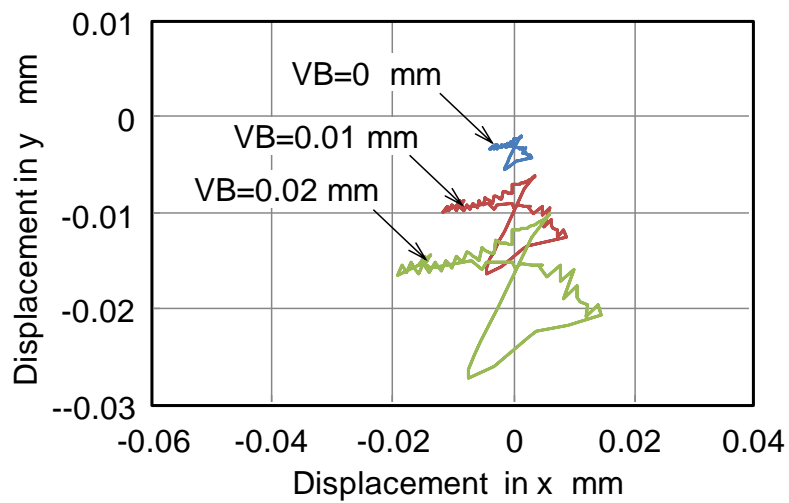


Fig.3. 17 Lissajous curves of tool displacement in CCW (Down milling).

Fig.3. 18 は以上の計算結果にもとづき、切れ刃 P_i が x 軸を通過するときの変位をもとに、ボールエンドミルが切削した断面形状を示したものである。この結果から、CW(アップカット)の場合は底面側(ボールエンドミルの先端側)ほど誤差が大きくなっていることがわかる。一方で CCW(ダウンカット)の場合は中央部(高さ -0.25mm)近傍での誤差が最も大きくなっている。

以上の検討結果により、ボールエンドミルによるヘリカル加工においては、送り方向が CW(アップカット)の場合はボールエンドミルが加工面側に変位し、穴径は大きくなると考えられる。一方で、CCW(ダウンカット)の場合は、加工面と反対方向にボールエンドミルが変位するため、穴径は小さくなると考えられる。

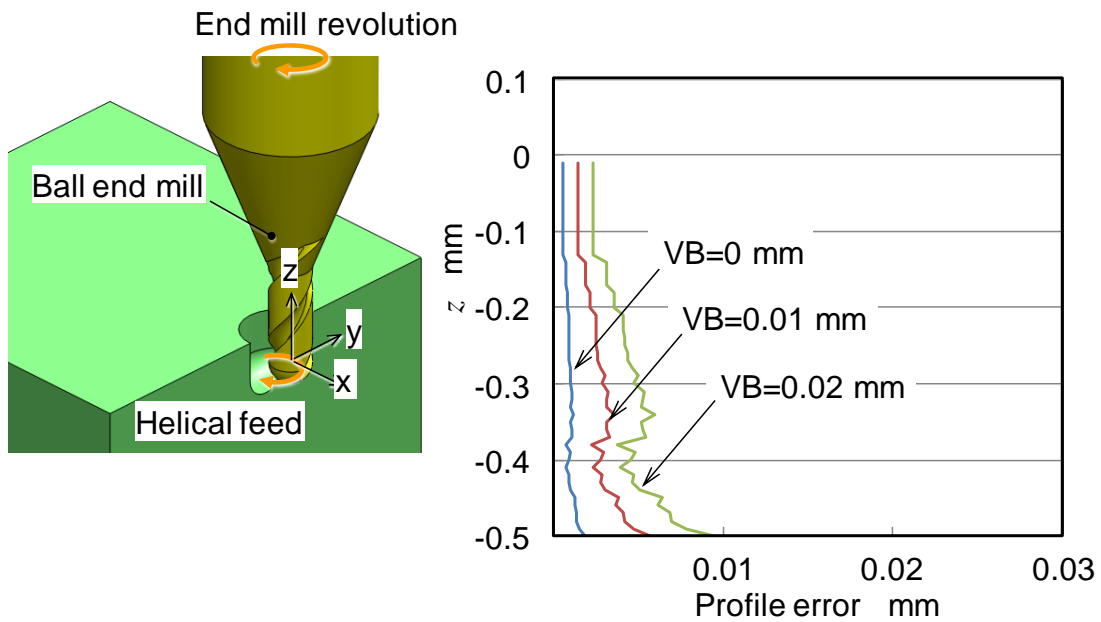


Fig.3. 18 Profile error of the surface machined with a ball end mill in CW feed direction (Up milling).

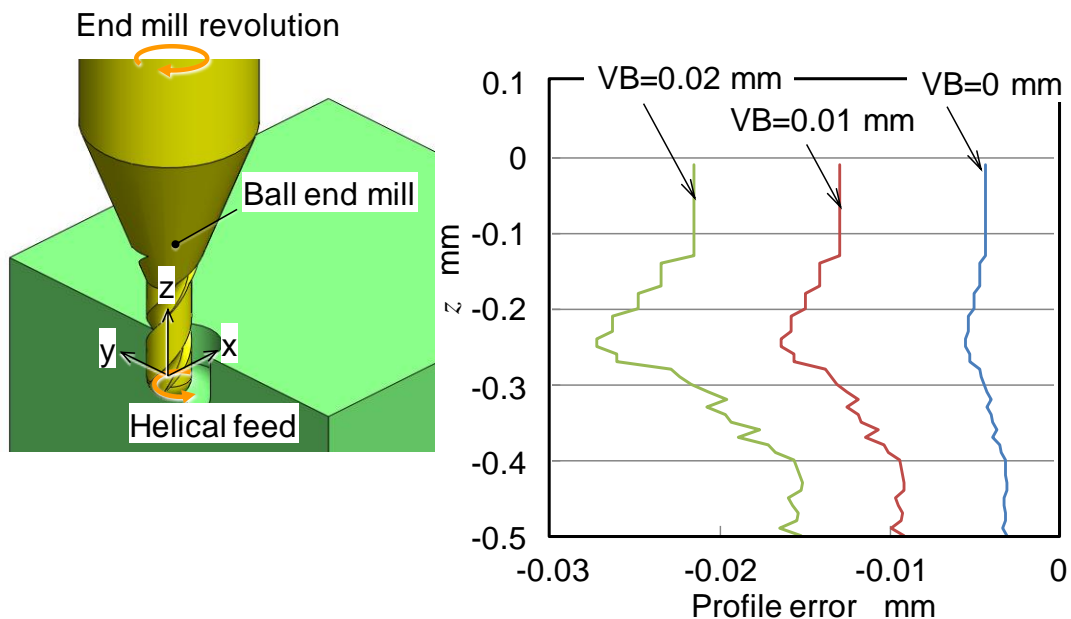


Fig. 3. 19 Profile error of the surface machined with a ball end mill in CCW feed direction (Down milling).

3.2.2.2 ヘリカル送りピッチと切削力および加工精度の相関

次に、ヘリカル加工の加工条件として、Fig.3. 6 に示したヘリカル送りのピッチ p_h を変化させて、加工条件と切削力、および加工精度 への影響を検討した。ボールエンドミルの切れ刃の逃げ面摩耗幅は、定常的な加工状態を想定して $VB=0.01\text{mm}$ とした。

回転半径 R_o は 0.4mm 、ヘリカル送り方向を CW(アップカット)と固定し、ヘリカル送りのピッチ p_h を 0.02mm 、 0.05mm 、 0.1mm と変化とした場合の切削力、工具中心の変位のリサージュ曲線、および加工面の誤差を Fig.3. 20, Fig.3. 21, および Fig.3. 22 に示す。Fig.3. 20 の結果からヘリカル送りのピッチ p_h を変化すると、切削力の振幅が大きくなる傾向が認められる。Fig.3. 22 に示した結果から、ヘリカル送りのピッチ p_h を 0.05mm から 0.1mm と大きくするとボールエンドミル先端すなわち z が -0.5mm に位置においては加工面の誤差が大きくなるものの、穴の内径を決定する位置すなわち z が 0mm の位置においては加工面の誤差は約 0.0014mm とほとんど変化が認められない。一方で、ヘリカル送りのピッチ p_h を 0.02mm と小さくすると z が 0mm の位置においては加工面の誤差は -0.0014mm となり、穴径が縮小すると言える。

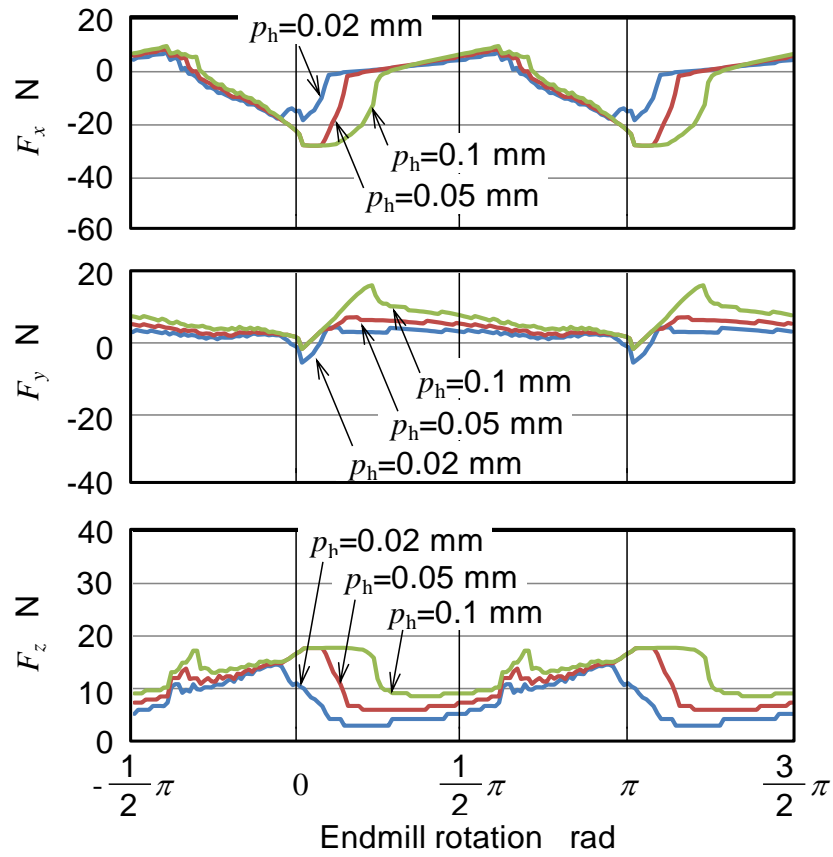


Fig.3. 20 Relationship between helical feed pitch p_h and Cutting forces analytically obtained for CW(Up milling), $VB=0.01\text{mm}$, and helical feed radius $R_o=0.4\text{mm}$.

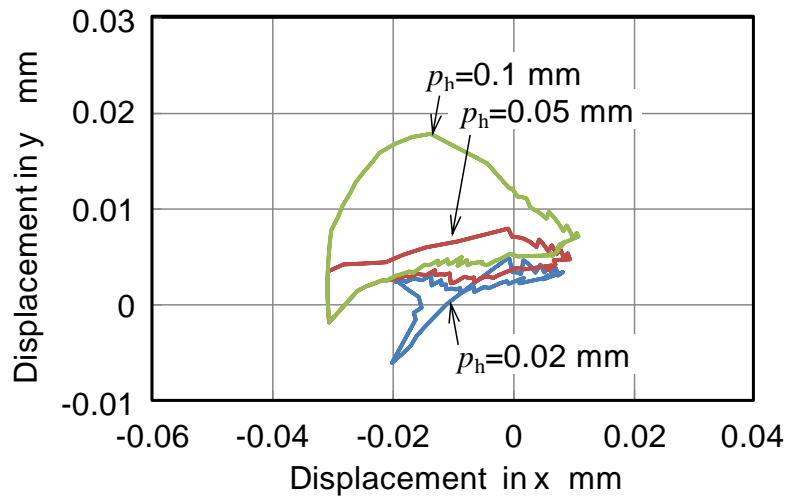


Fig. 3. 21 Relationship between helical feed pitch p_h and Lissajous curves of tool displacement for CW(Up milling), flank wear $VB=0.01\text{mm}$, and helical feed radius $R_o=0.4\text{mm}$.

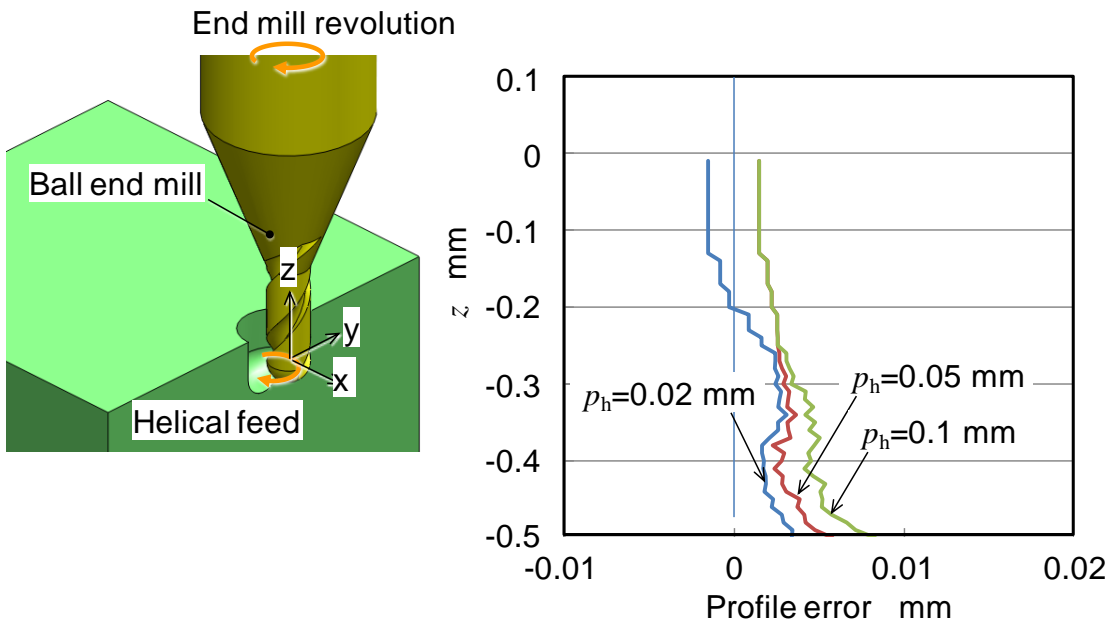


Fig. 3. 22 Relationship between helical feed pitch p_h and Profile error of the machined surface for CW (Up milling), flank wear $VB=0.01\text{mm}$, and helical feed radius $R_o=0.4\text{mm}$.

次に送り方向を CCW(ダウンカット)として、ヘリカル送りのピッチ p_h を 0.02mm ,

0.05mm, 0.1mm と変化とした場合の切削力, 工具中心の変位のリサージュ曲線, および加工面の誤差を Fig.3. 23, Fig.3. 24, および Fig.3. 25 に示す. Fig.3. 23 の結果より, 切れ刃が加工面を仕上げる位置すなわち $\phi=0$ rad において, ヘリカル送りのピッチ p_h が大きくなるほど切削力は大きくなると言える. また, どの場合においても y 方向の切削力 F_y は負の値となっている. Fig.3. 24 に示したように, ボールエンドミルの回転中, 回転中心は常に y 方向の負の向きに変位している. このため Fig.3. 25 に示したようにどの場合においてもボールエンドミルの球の中心位置すなわち z が 0mm の位置においては加工面の誤差は負の方向であり, 穴径は縮小すると言える. また, ヘリカル送りのピッチが大きくなるほど穴径は小さくなると言える.

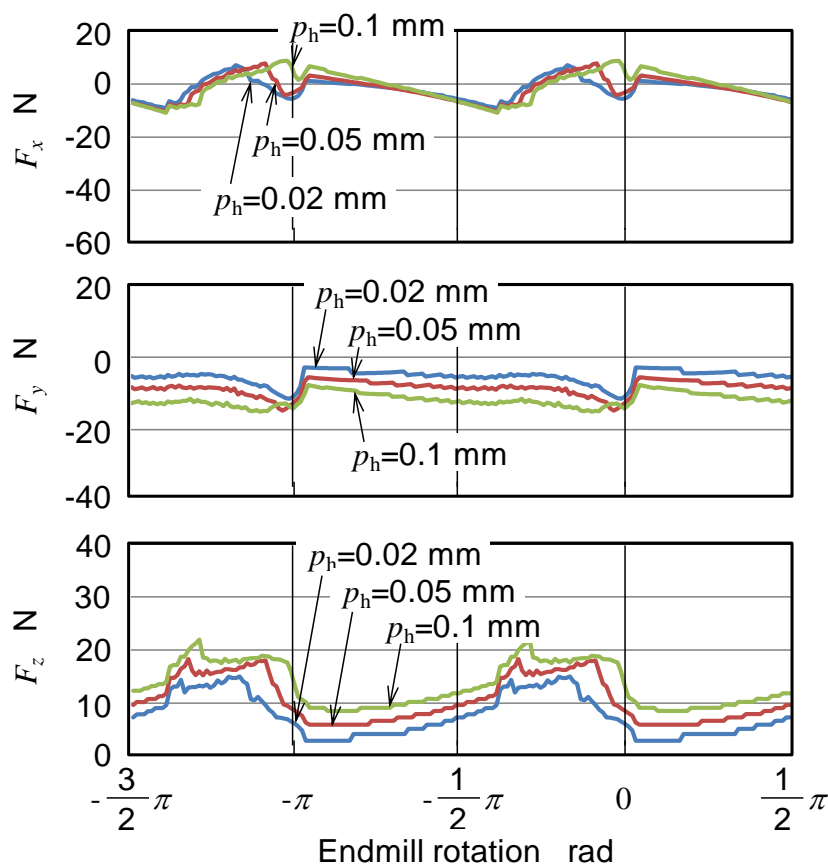


Fig.3. 23 Relationship between helical feed pitch p_h and Cutting forces analytically obtained for CCW(Down milling), $VB=0.01\text{mm}$, and helical feed radius $R_o=0.4\text{mm}$.

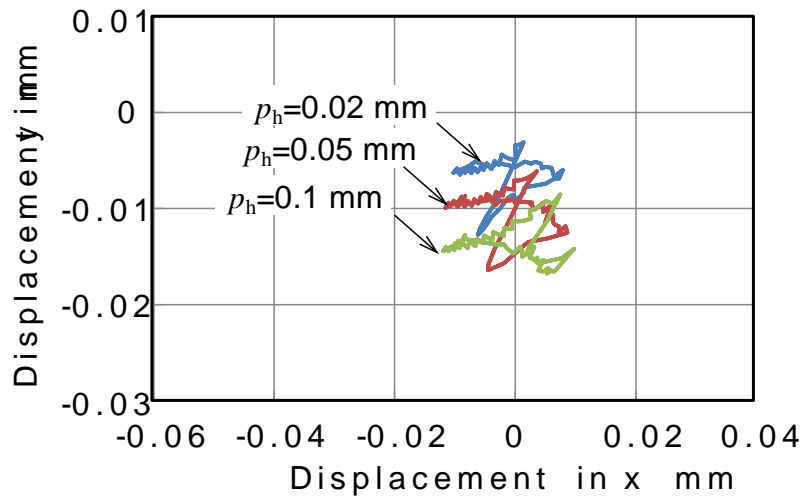


Fig.3. 24 Relationship between helical feed pitch p_h and Lissajous curves of tool displacement for CCW(Down milling), flank wear $VB=0.01\text{mm}$, and helical feed radius $R_o=0.4\text{mm}$.

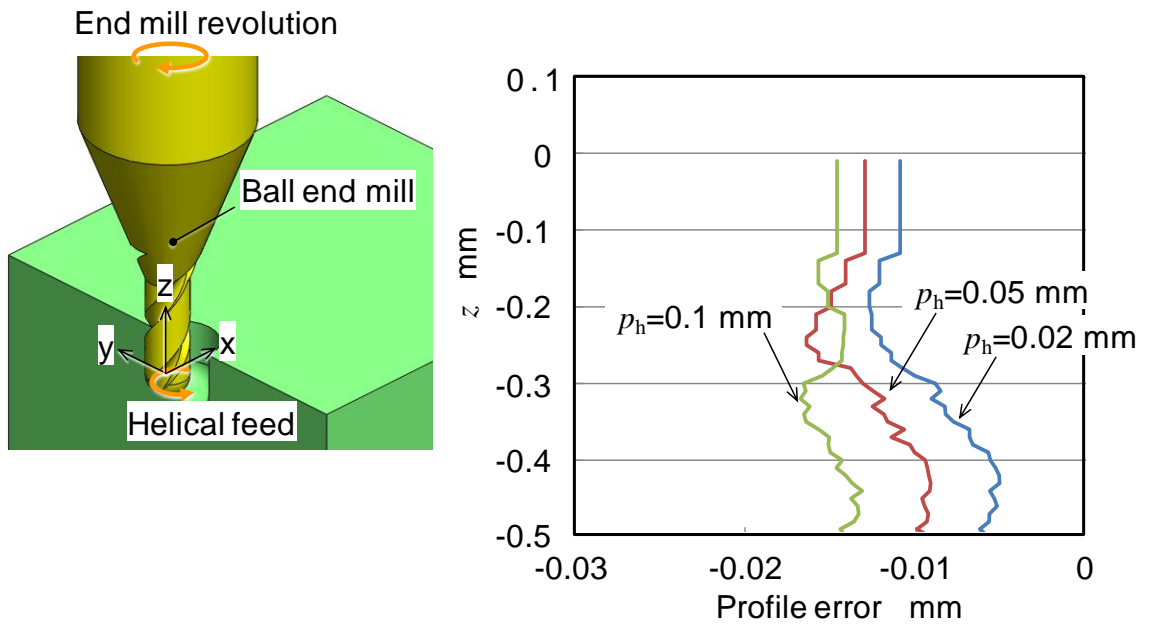


Fig.3. 25 Relationship between helical feed pitch p_h and Profile error of the machined surface for CCW (Down milling), flank wear $VB=0.01\text{mm}$, and helical feed radius $R_o=0.4\text{mm}$.

以上に示したように、アップカットの場合、ヘリカル送りのピッチすなわち軸方向の

切込み量が大きくなると工具先端における加工面の誤差は大きくなるものの、穴径は大きな変化が認められない。またヘリカル送りピッチが $p_h=0.02\text{mm}$ まで小さくなると穴径は小さくなると言える。一方で、ダウンカットの場合、加工面の誤差は常に穴径が縮小する方向であり、ヘリカル送りのピッチを 0.02mm から 0.1mm と大きくすると加工面誤差は大きくなると言える。

3.2.2.3 旋回半径と切削力および加工精度の相関

Fig.3. 6 に示した旋回半径 R_0 と切削力および加工精度の相関を検討した。3.2.2.2 項に示したのと同様に、切れ刃の逃げ面摩耗幅は $VB=0.01\text{mm}$ と固定した状態で、工具中心の旋回半径 R_0 を変化させて切削力、および加工精度への影響を検討した。ヘリカル送りのピッチは $p_h=0.05\text{mm}$ とした。工具の送り方向を CW(アップカット)として、旋回半径 R_0 を 0.2mm , 0.3mm , 0.4mm と変化したときの切削力、工具中心の変位のリサージュ曲線、および加工面の誤差を Fig.3. 26, Fig.3. 27, Fig.3. 28 に示す。Fig.3. 26 の結果から、旋回半径を変化してもボールエンドミルの回転角が $\phi=0$ rad における y 方向の切削力 F_y はほとんど変化が認められない。工具中心のリサージュ曲線は Fig.3. 27 に示したようにボールエンドミルの中心は 1 回転の間ほとんどの間 y 方向の正の側に変位している。Fig.3. 26 との比較でわかるように、工具中心が y 方向の負の側に変位するのは、回転角が $\phi=0$ rad を超えたわずかな間である。また、穴内面の加工面の誤差は Fig.3. 28 に示したように、工具先端側すなわち z が -0.3mm から -0.5mm の領域では旋回半径が大きくなるほど誤差が大きくなっている。しかし、穴径を決定する位置、すなわちボールエンドミルの球の中心である $z=0\text{mm}$ の位置においては旋回半径 R_0 の影響はほとんど認められず、どの場合も穴径が拡大する方向に加工面の誤差を生じている。

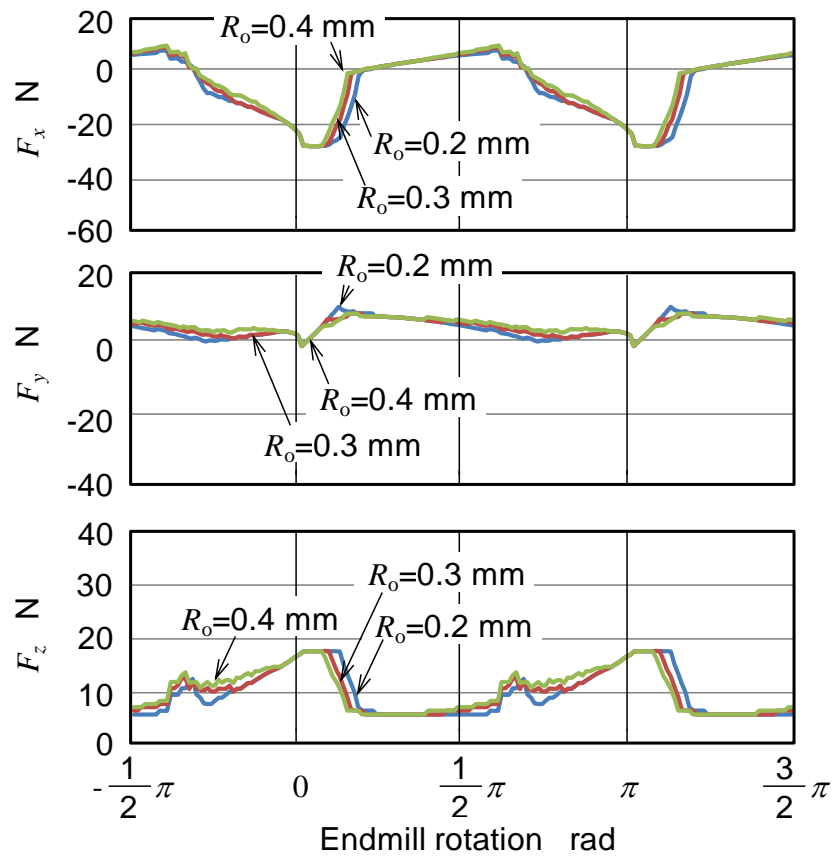


Fig.3. 26 Relationship between helical feed radius R_o and Cutting forces analytically obtained for CW(Up milling), $VB=0.01$ mm, and helical feed pitch $p_h=0.05$ mm.

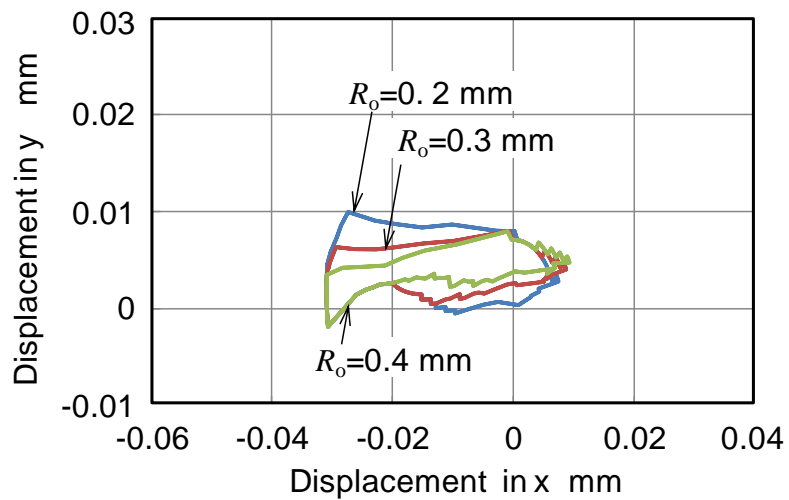


Fig.3. 27 Relationship between helical feed radius R_o and Lissajous curves

of tool displacement for CW(Up milling), flank wear $VB=0.01\text{mm}$, and helical feed pitch $p_h=0.05\text{mm}$.

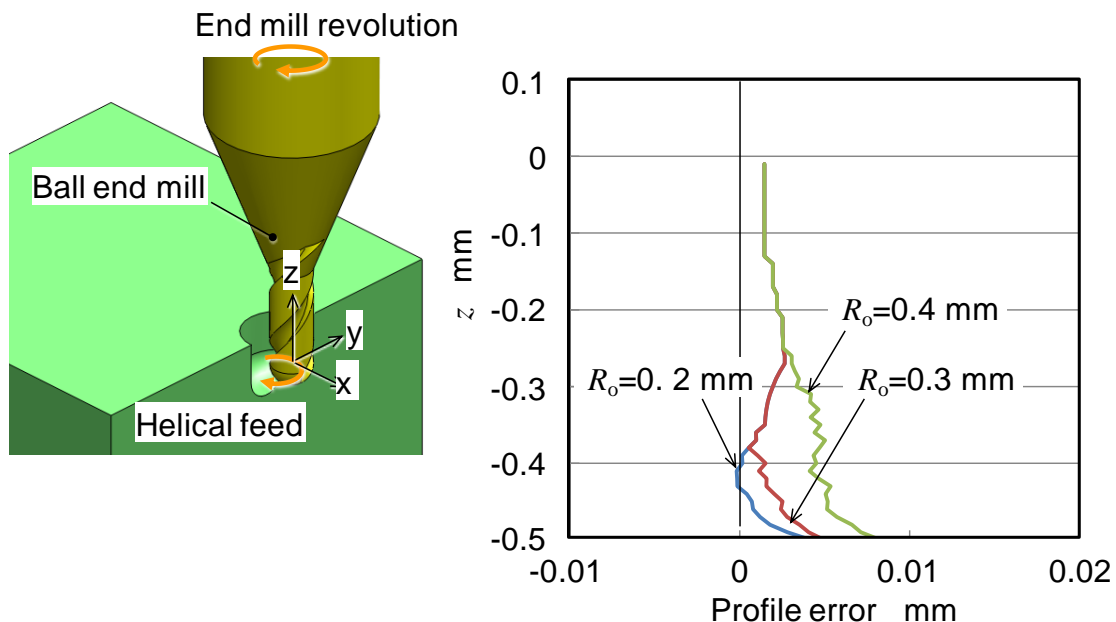


Fig. 3. 28 Relationship between helical feed radius R_o and Profile error of the machined surface for CW (Up milling), flank wear $VB=0.01\text{mm}$, and helical feed pitch $p_h=0.05\text{mm}$.

次に、ヘリカル送りのピッチを $p_h=0.05\text{mm}$ とし、工具の送り方向を CCW(ダウンカット)として、旋回半径 R_o を 0.2mm , 0.3mm , 0.4mm と変化したときの切削力、工具中心の変位のリサージュ曲線、および加工面の誤差を Fig.3. 29, Fig.3. 30, Fig.3. 31 に示す。Fig.3. 29 の結果より、穴径を決定するボールエンドミルの回転角が $\phi=0\text{rad}$ における y 方向の切削力は、旋回半径 R_o を変化してもほとんど変化が認められない。また Fig.3. 30 の結果より、ボールエンドミルの回転中心のリサージュ曲線もほとんど変化が認められない。この結果、Fig.3. 31 に示したように、加工面の誤差はどの場合も穴径が縮小する方向に生じており、また、旋回半径の穴径誤差への影響もほとんど認められないと言える。

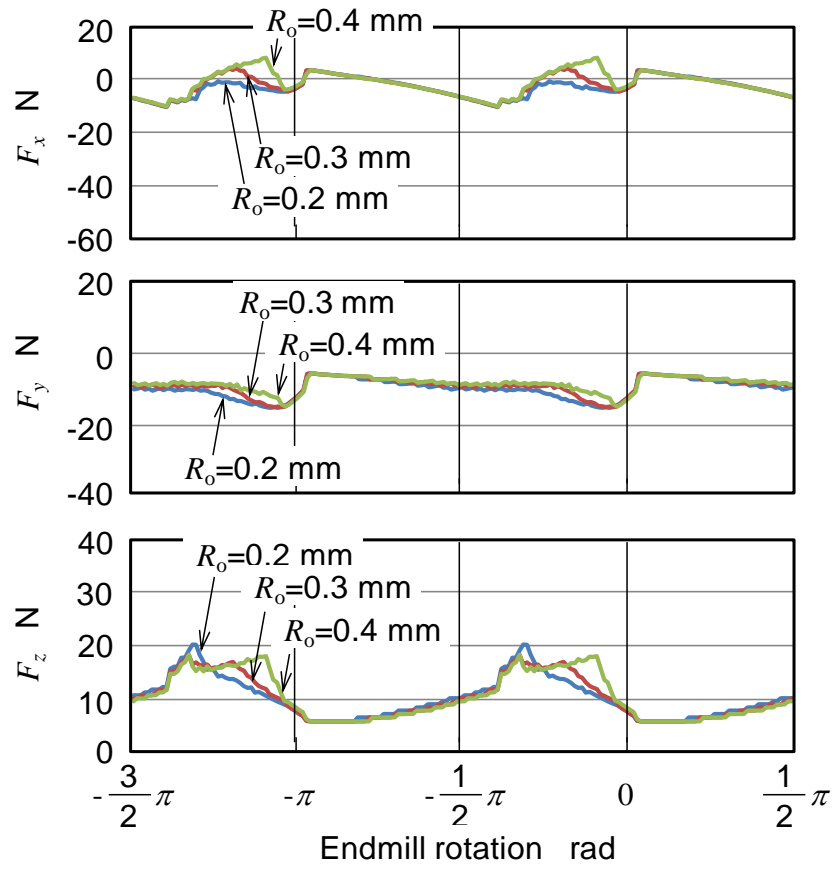


Fig.3. 29 Relationship between helical feed radius R_o and Cutting forces analytically obtained for CCW(Down milling), $VB=0.01$ mm, and helical feed pitch $p_h=0.05$ mm.

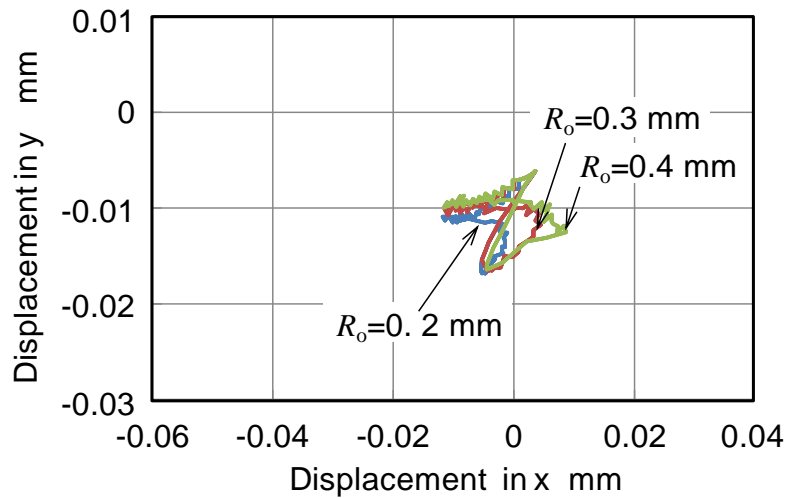


Fig.3. 30 Relationship between helical feed radius R_o and Lissajous curves

of tool displacement for CCW(Down milling), flank wear $VB=0.01\text{mm}$, and helical feed pitch $p_h=0.05\text{mm}$.

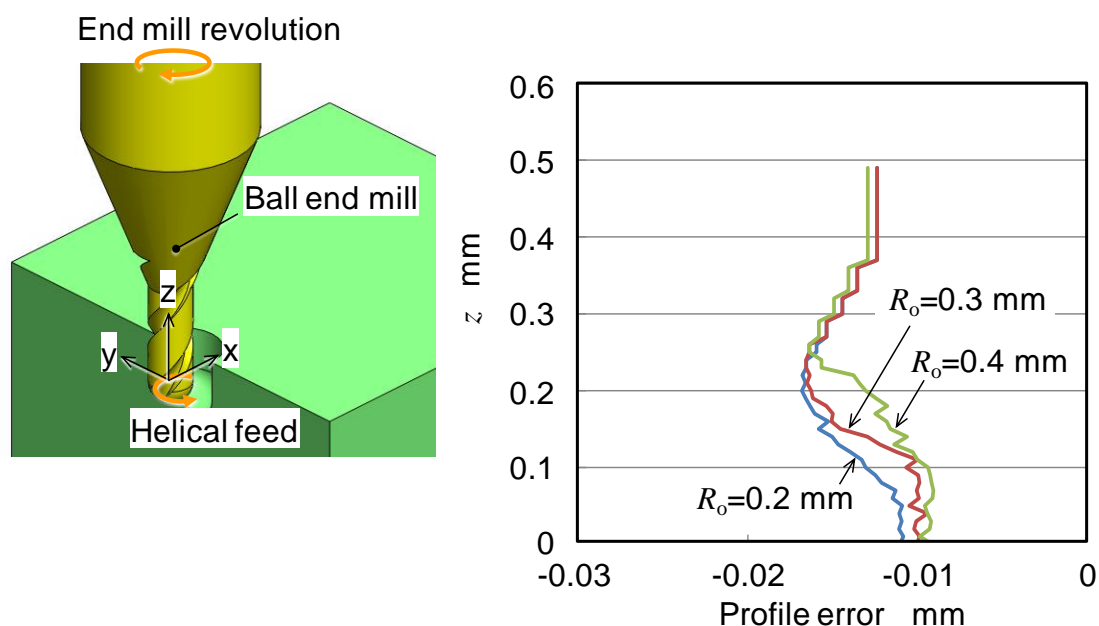


Fig.3. 31 Relationship between helical feed radius R_o and Profile error of the machined surface for CCW (Down milling), flank wear $VB=0.01\text{mm}$, and helical feed pitch $p_h=0.05\text{mm}$.

以上の検討結果より、ヘリカル送りのピッチ p_h は穴径誤差への影響が大きく、回転半径 R_o は穴径誤差への影響が小さいと言える。送り方向が CW(アップカット)の場合は p_h を 0.02mm まで小さくすると穴径誤差が負の側へ反転するものの、それ以外の場合は穴径が拡大する方向へ加工面誤差を生じる。また、送り方向が CCW(ダウンカット)の場合は、すべての場合において穴径が縮小する方向へ加工面誤差を生じることがわかった。

3.2.3 ボールエンドミルによる微細穴形状加工における工具摩耗

次に、ボールエンドミルによるヘリカル加工における工具摩耗について検討する。Fig.3. 6 において、ボールエンドミルの先端からの角度 θ の位置にある点 P の回転半径は $R_r(\theta, 2\pi)$ で表されるので、点 P の切削距離は、次式で表される。

$$L(\theta) = \int_0^{2\pi} g(\theta, \phi) \cdot R_r(\theta, 2\pi) d\phi \quad (3.25)$$

$$= \int_0^{2\pi} g(\theta, \phi) \cdot R_c \cdot \sin\theta \cdot d\phi \quad (3.26)$$

$g(\theta, \phi)$ は、点 P が切削領域にあるときに 1、切削領域にない場合に 0 となる関数である。Fig.3. 32 は、ヘリカル加工における回転半径 R_o を 0.1mm(対象とする穴形状における底部の球面部に相当)から 0.5mm(ボールエンドミルの先端が被削材表面からの深さ約 0.5mm の位置に相当)と変化したときの、切れ刃位置 θ における工具 1 回転あたりの切削距離を上記の方法で計算したものである。切れ刃の位置 θ について 2° ごとに計算した。この結果より θ が 20° から 24° 近傍で切削距離が最大となることがわかる。 θ が小さい位置、すなわち工具の先端側では回転半径が小さいので切削距離は短く、また、 θ が大きい位置では断続切削となるために切削距離が短い。このため、切削距離が最大となる $\theta=20\sim 24^\circ$ 近傍において、工具摩耗が大きくなることが考えられる。

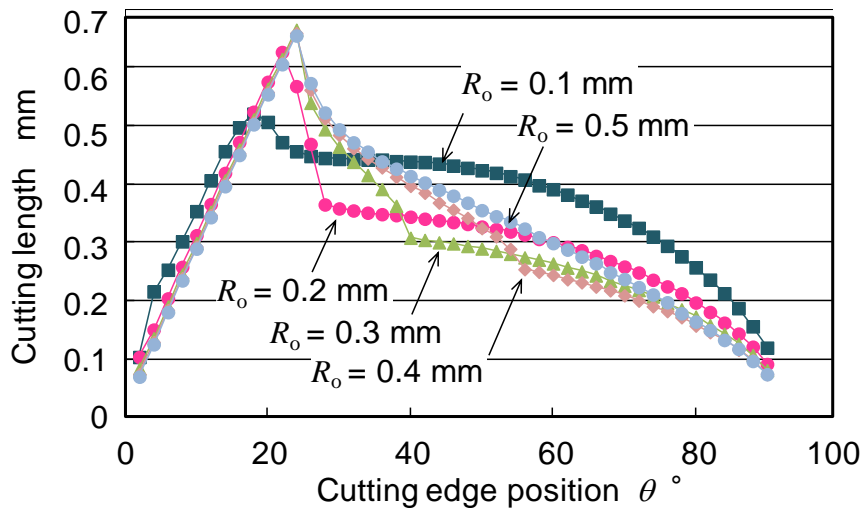


Fig.3. 32 Relationship between cutting edge position and cutting length in helical milling.

3.3 小径ボールエンドミルにおける工具強度

エンドミルの折損に関して考察するため、有限要素法による弾性解析を行った。藤井、岩部の示しているように、エンドミルの曲げ剛性にて相当直径 [3-5] を外径の 80%として計算した。Fig.3. 33 に示したように、本研究で使用したエンドミル

の形状を模したモデルで、図中の横方向に荷重を加えたときの変位および最大主応力を解析により求めた。使用した材料定数は、ヤング率 500 GPa, 密度 $15 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, ポアソン比 0.3 である。荷重 F は 10 N であり, このときの先端の変位 δ は Fig.3. 34 に示したように $1.21 \times 10^{-5} \text{ m}$ である。この結果から求まるばね定数 K は,

$$K_{\text{tool}} = \frac{F}{\delta} = 8.26 \times 10^5 \text{ N/m} \quad (3.27)$$

である。この解析ではエンドミルの切れ刃の溝形状を考慮していないので, 3.2.1 項で説明した計測値 $9.21 \times 10^5 \text{ N/m}$ とは誤差を生じている。しかし, ばね定数は, はりの曲げ理論によれば断面二次モーメントに, 即ち, 外径の4乗に比例するので, 相当直径の誤差は 2.7% であり, 藤井・岩部による近似精度は比較的良好であったと言える。Fig.3. 34 における最大主応力の分布を Fig.3. 35 に示す。図に示したように最大主応力の最大値は, ストレート部とテーパ部の境界で生じており, この部分で折損が生じることが予想される。

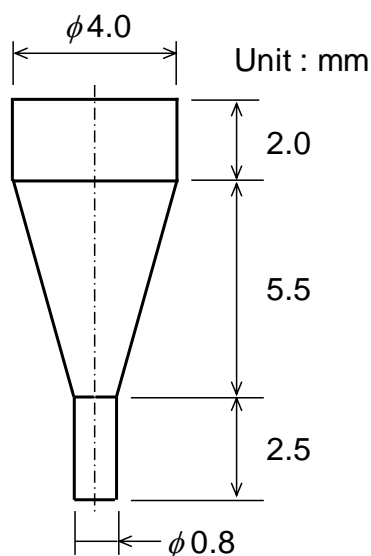


Fig.3. 33 Finite element model of an end mill.

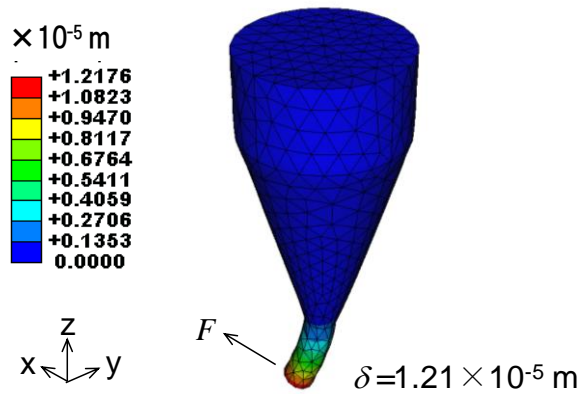


Fig.3. 34 Displacement calculated for bending force 10N.

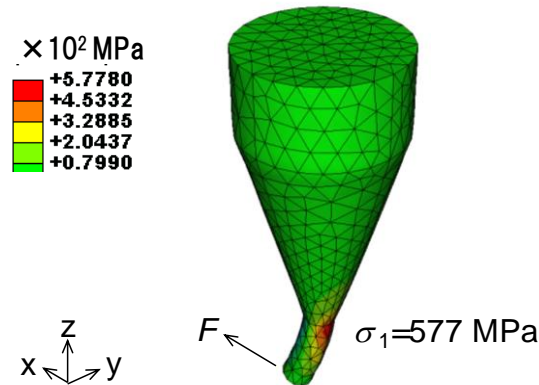


Fig.3. 35 Maximum principal stress calculated for bending force 10N.

3.4 実験検証

3.4.1 実験方法

本研究の実験で使用した工作機械は立形マシニングセンタである。ボールエンドミルによって Fig.3. 2 に示した形状のテーパ穴加工を行った。基本的な加工条件は Table 3. 2 に示した。被削材はプレハードン鋼であり、硬さ HRC58 に熱処理されている。ボールエンドミルの材質はコーテッド超硬合金であり、直径は 1 mm (先端半径 0.5 mm)、首下の長さは 2.5mm、刃数は 2 枚である。工具は先端がホルダの端面から 15mm 突き出した状態で取付け、加工機上で切れ刃の外周の振れをダイヤルゲージを用いて測定した。浜口ら[3-6]は、小径ボールエンドミル加工における工具切れ刃の振れ回りによる工具寿命への影響について検討し、振れ回りを工具直径の 1.5% 以内に抑える必要があることを明らかにしている。本実験においては、振れ回りを工具直径の 0.1% である 1 μ m 以内になるように管理し、

実験結果への影響を排除した。

本研究では、はじめに Fig.3. 36 に示したような半溝形状切削を行い、ダウンカットとアップカットによる工具寿命を検討した。ボールエンドミルは半径 0.5mm、軸方向切込み量は 0.05mm、半径方向切込み量は 0.5mm として、ダウンカットのみが行われる様にした場合と、送り方向を逆にしてアップカットのみが行われるようにした場合で工具摩耗を比較した。

Fig.3. 37 に示したように、工具の回転数は 9000 min^{-1} 、送り速度の指令値は 40 mm/min であり、ヘリカル加工の送りピッチは 0.05 mm, 0.1mm を標準条件として加工実験を行った。この表に示したように、本研究で対象としている加工では、工作機械の主軸回転数の制約から、ボールエンドミルの外周における最大切削速度は 28 m/min となっている。また、ヘリカル送りの旋回半径が小さいため送り軸の加減速の制約により送り速度に限界があり 1 刃当りの送り量 (工具軸の旋回半径上で仮想的に求めた値) は 0.0022 mm/tooth と、通常の加工条件と比較して小さくせざるを得ない。そのため、たとえ主軸回転数を高めることができて、実質的な送り速度を上げることができないので、1 刃当りの送り量はさらに低下することになる。一方、切込み量、すなわちヘリカル送りのピッチを大きくすれば加工時間は短縮できるが、切削力が大きくなり、後述のように小径エンドミルの折損の可能性が急激に高まる。工具の送り方向 (工具軸の旋回方向) としては、加工面がアップカットとなる右ねじ方向送り (CW) と加工面がダウンカットとなる左ねじ方向送り (CCW) で実験を行い、結果を比較した。

切削動力計はアンプを介してアナライジングレコーダに接続されており、これにより加工中の切削力を計測した。ヘリカル送りによってテーパ穴を加工すると、切削力が常時作用することになるが、計測した切削力の波形と、工具位置の関係がわからなくなるという問題がある。このため、本実験においては被削材の端部にテーパ穴の半分だけを加工することで、切削力が作用しなくなる時間を設けて工具の位置との関係を同定できるようにした。Fig.3. 37 に示したように切削動力計では、工作機械の送り軸方向と同様であり F_x, F_y, F_z の 3 成分が計測される。しかし、工具の弾性変形など加工精度に影響を及ぼす切削力としては、工具の接線方向 F_t 、半径方向 F_r 、軸方向 F_a の成分を計測する必要がある。Fig.3. 38 のように被削材の端部でテーパ穴の半分だけを加工することで、切削力が作用している時間の中央において F_x と F_t 、 F_y と F_r が等しくなる。

穴加工終了後にボールエンドミルの切れ刃の摩耗をビデオマイクロスコープを用いて観察した。切れ刃の観察は Fig.3. 39 に示したように底面部を切れ刃位置 $\theta = 0^\circ$ として、 $45^\circ, 90^\circ$ の 3 か所について逃げ面摩耗幅を測定した。この図に逃げ面の観察例も示した。図中の切れ刃において白く変色した部分が摩耗面であり、この例ではボールエンドミルの回転中心近傍 (切れ刃位置 0°) における摩耗面の

幅を逃げ面摩耗幅としている。

Table 3. 2 Experimental configurations.

Machine tool	Vertical machining center
Cutting tool	Ball end mill TiAlN coated cemented carbide Diameter ϕ 1 mm (Radius 0.5mm) Under neck length 2.5mm
Workpiece	HPM31 (HRC58)
Cutting conditions	Spindle revolution 9000 min ⁻¹ (Maximum cutting velocity 28 m/min) Feed speed 40mm/min (Feed rate 0.0022mm/tooth) Pitch of helical feed 0.05mm, 0.1mm Down milling (CCW), Up milling (CW)
Cutting fluid	Soluble

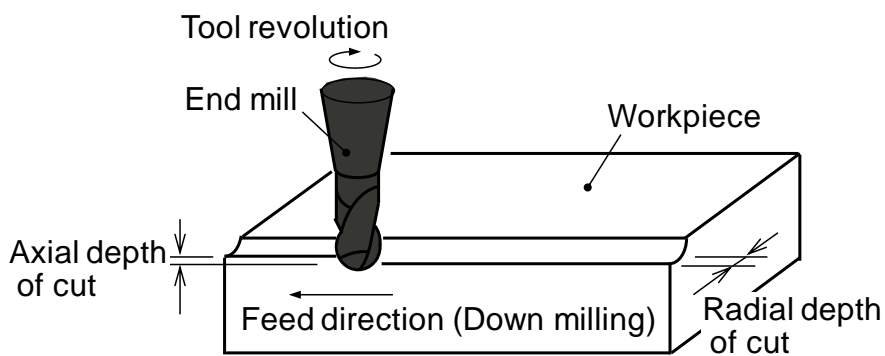


Fig. 3. 36 Cutting path of down milling test.

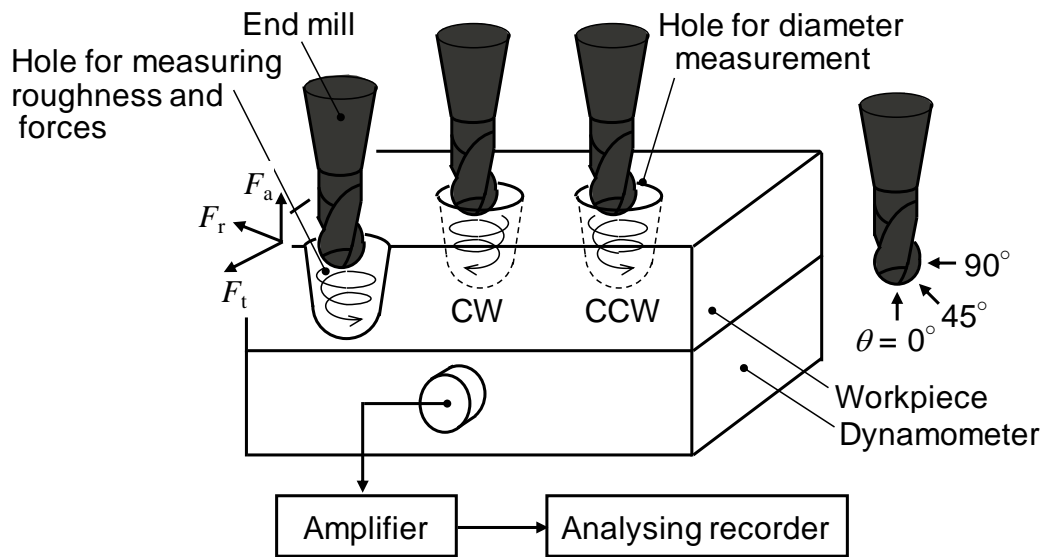


Fig.3. 37 Experimental setup and measurement of cutting forces.

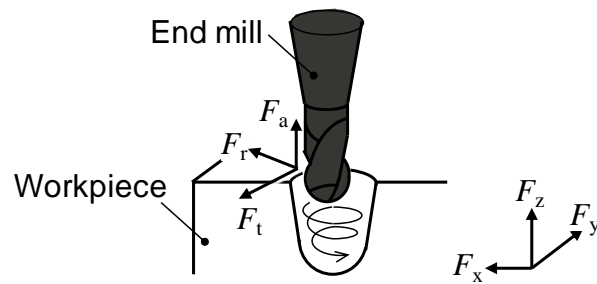


Fig.3. 38 Measurement of cutting forces in machining.

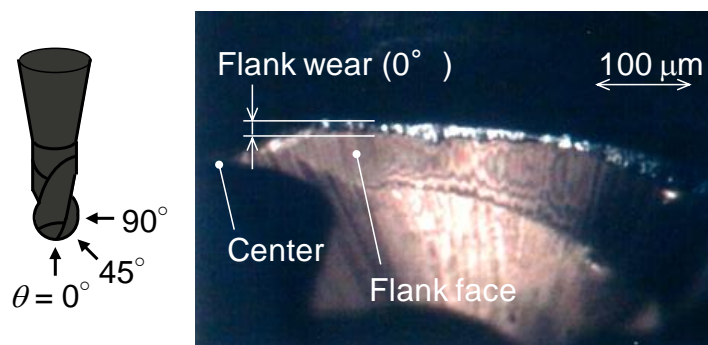


Fig.3. 39 Observation of tool wear in milling tests.

3.4.2 ヘリカル加工における工具摩耗

はじめに, Fig.3. 36 に示した方法でアップカットとダウンカットでの工具摩耗を比較した. この結果を Fig.3. 40 に示す. この結果より, アップカットとダウンカットで半溝形状直線加工する際には, 工具摩耗はほとんど変わらないことがわかる. Fig.3. 41 はこのときの工具切れ刃の摩耗状態を SEM(走査形電子顕微鏡)により観察した結果である. 両者とも微小な欠損を伴う摩耗形態もほとんど差異が認められない.

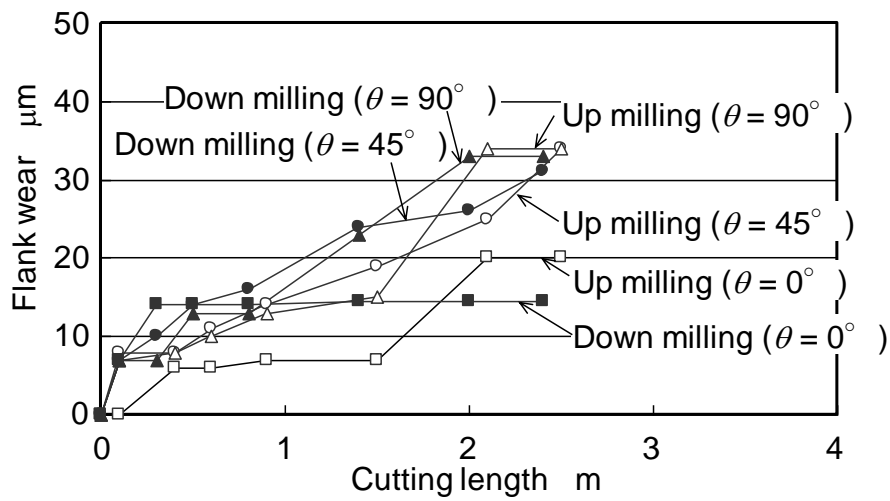


Fig.3. 40 Tool wear in milling tests of hardened material.

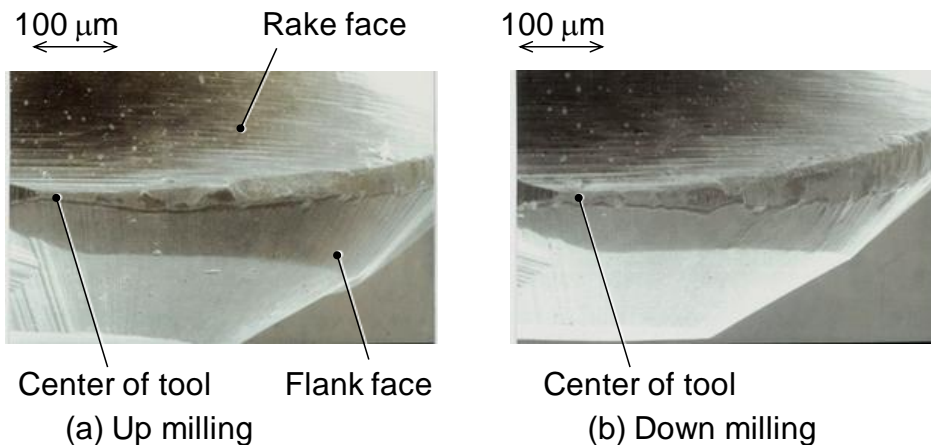


Fig.3. 41 Flank wear of ball end mill in up milling and down milling.

Fig.3. 42 は Table 3. 2 に示した条件でヘリカル加工により穴加工を行ったときの、工具が折損に到るまでの加工穴数を示したものである。はじめにヘリカル送りのピッチを 0.1mm とし、加工面がダウンカットとなる左ねじ方向送りで穴加工を行ったところ、1 穴しか加工できず 2 穴目を加工中に折損した。ヘリカル送りピッチを 0.05mm まで小さくすると、左ねじ方向送りでは 6 穴、右ねじ方向送りでは 14 穴の加工が可能であることがわかった。ヘリカル加工による穴加工では、Fig.3. 40 に示した半溝形状加工の場合と異なり、工具摩耗は送り方向に大きく依存することがわかった。そこで次に、ヘリカル送りピッチを 0.05mm として右ねじ方向送りと左ねじ方向送りで連続して穴加工を行ったときの工具の逃げ面摩耗を観察した。1 穴当りの加工時間は約 4.5 分である。実験では Fig.3. 37 に示したように被削材の中央部に完全な穴を加工する場合と、被削材の端部に半分を加工する場合を交互に行った。加工継続による工具摩耗の推移を Fig.3. 43 に示す。穴の半分を加工した場合は、加工穴数は 0.5 個としている。実験は 1 つの条件に対して 2 本のエンドミルを用いて 2 回行い、平均値を採用している。1 穴当りの切削距離は約 0.2m であり、図には切削距離も併記してある。図に示したように右ねじ方向送りでは 14 穴の加工が可能であり、15 穴加工時に工具が折損した。左ねじ方向送りでは 6 穴加工が可能であり、7 穴加工時に折損が生じた。エンドミルの折損は先端のストレート部とテーパ部の境界において生じた。右ねじ方向送りによる加工では、14 穴加工時の切れ刃位置 0°と 90°の逃げ面摩耗幅が約 35 μ m であるのに対し、切れ刃位置 45°においては約 46 μ m と他の位置よりも大きい。また左ねじ方向送りにおいても、切れ刃位置 45°における摩耗が最も大きく、0°および 90°では逃げ面摩耗幅 25 μ m から 30 μ m であるのに対し、45°では 39 μ m となっている。いずれの場合においても、切れ刃位置 45°付近で工具摩耗が大きくなる。また、ダウンカットとアップカットのいずれにおいても、逃げ面摩耗幅が約 40 μ m 程度まで増加した所で工具が折損した。小径ボールエンドミルを用いたヘリカル送りによる穴加工では、右ねじ方向送りで加工することにより、左ねじ方向送りの場合と比較して約 2 倍の工具寿命が得られることがわかった。

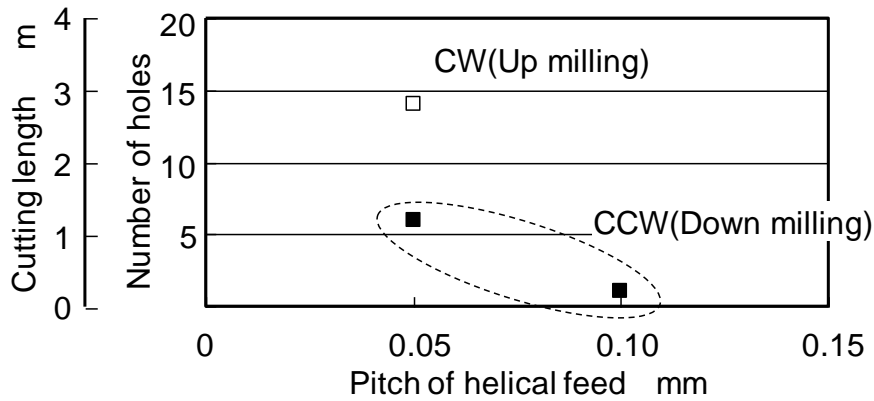


Fig. 3. 42 Relationship between cutting conditions and tool life in helical milling of tapered hole.

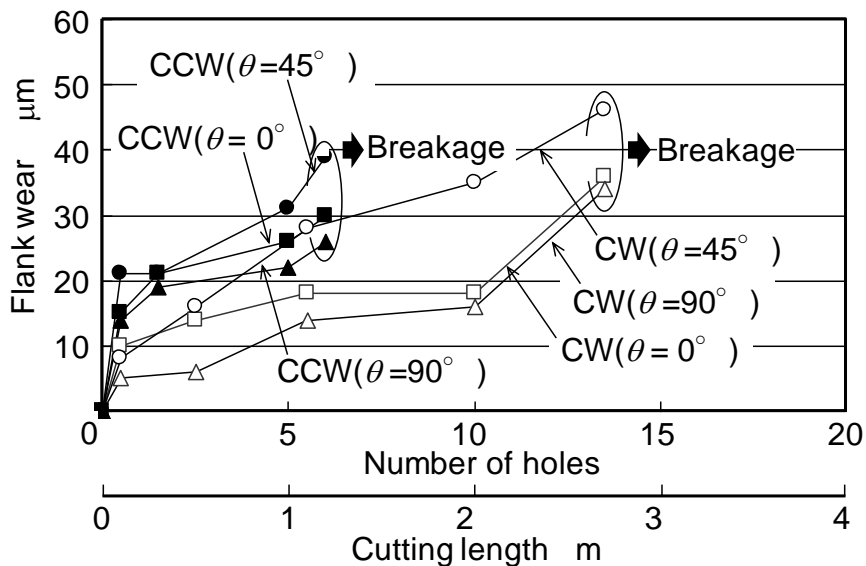


Fig. 3. 43 Relationship between the axial depth of cut and tool life length.

3.4.3 ヘリカル加工における切削力

Fig. 3. 44 は Fig. 3. 37 に示した方法で計測した y 方向の切削力を示したものであり、(a)は右ねじ方向送り(CW)、(b)は左ねじ方向送り(CCW)の場合である。本実験では、穴形状の半分のみを加工しているのので、切削力が計測されている時間の中央のときの y 方向切削力を半径方向の切削力 F_r とした。また、ヘリカル送りの 1 ピッチは 0.05mm であるので、工具が被削材を 10 回目に通過したときの加工深さが、ボールエンドミルの球面半径と同じ 0.5mm になるので、この時の半径方向の切削力で評価を行った。Fig. 3. 45 に、各送り方向での半径方向の切

削力を示した. 切削力の方は Fig.3. 37 に示した通りであり, 工具に作用する力が穴径が大きくなる方向に作用する場合に正, 穴径が小さくなる方向に力が作用する場合を負になるようにしている. この図から右ねじ方向送り(CW)では, 切削初期から穴径が拡大する方向に半径方向切削力が作用しているのに対し, 左ねじ方向送り(CCW)では, 穴径が縮小する方向に力が作用しており, どちらの場合も加工継続に伴い, 半径方向切削力の絶対値が大きくなっている. ただし, 右ねじ方向送り(CW)では左ねじ方向(CCW)と比較して, 切削継続による工具摩耗の増大時の切削力の増加傾向は緩やかである.

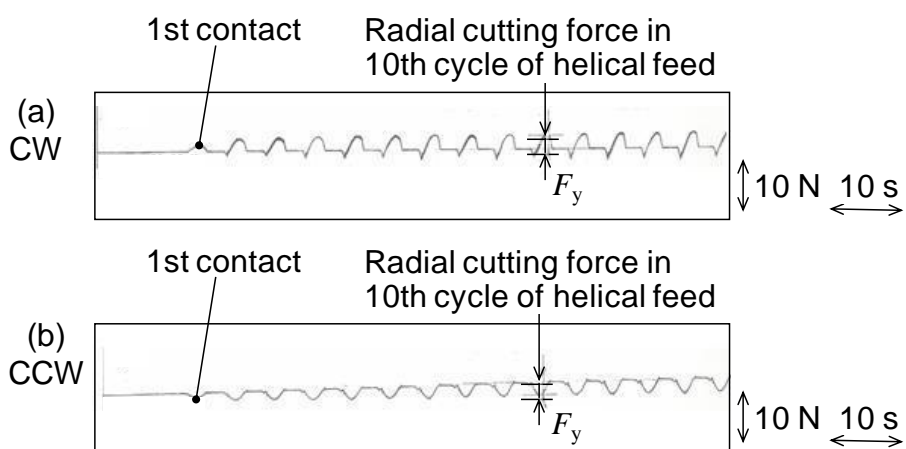


Fig.3. 44 Radial cutting force in helical milling of a hole.

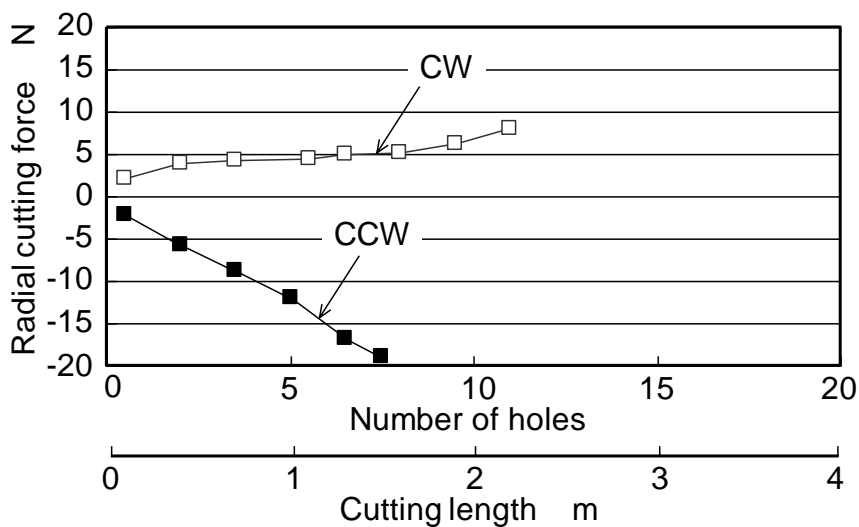


Fig.3. 45 Change in radial cutting forces with the number of machined holes in CW and CCW feed direction.

3.4.4 ヘリカル加工における加工精度

加工後に被削材を光学顕微鏡で観察することで、表面での穴直径を測定した。穴直径は x と y の 2 方向から直径を測定し、その平均値を用いて評価した。また Fig.3. 37 に示した方法により切削力測定のために穴の半分を加工した部分の表面粗さを測定した。Fig.3. 46 は連続加工による穴表面での直径を示したものである。右ねじ方向送り(CW)の場合、穴直径は目標寸法である 1.976mm よりも概して大きい。エンドミルの折損前の 12 穴加工までの間に直径 1.976mm から 1.991mm の間で 0.015mm の変化があるものの、増加傾向は小さい。折損直前の 14 穴では直径が 2.0mm と大きくなっている。一方、左ねじ方向送り(CCW)の場合は 9 穴加工までの間に穴直径は明確な減少傾向が認められ、切削開始当初は 1.976mm から 9 穴加工後は 1.920mm と 0.05mm 以上小さくなっている。

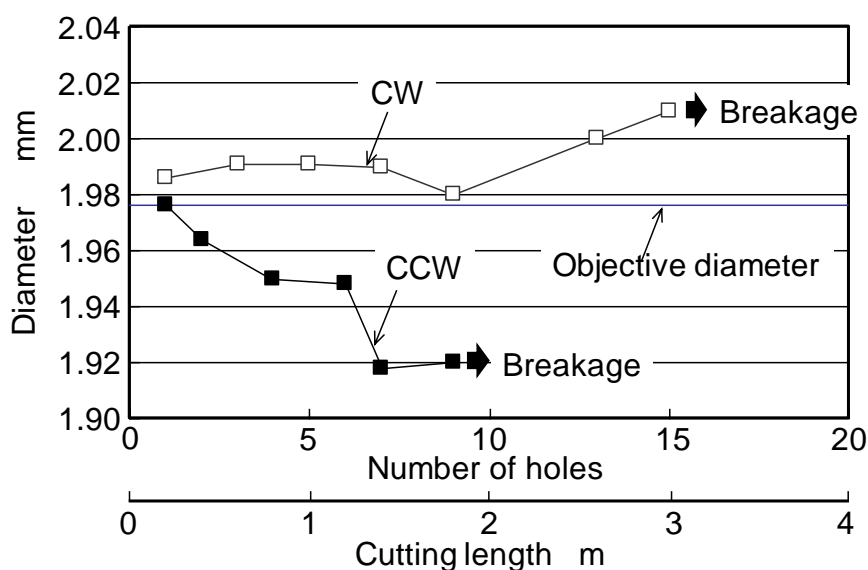


Fig. 3. 46 Diameter of machined holes in CW and CCW feed direction.

Fig.3. 47 は表面粗さの推移を示したものである。表面粗さは十点平均粗さ (RzJIS) で評価している。本研究で用いているボールエンドミルは、先端の球面部の半径が 0.5mm であり、ヘリカル加工のピッチとして 0.05mm としている。穴のテーパ面にはこの切れ刃の円弧形状が転写されると考えられ、理論粗さ R_{th} は次式で表される。

$$R_{th} = \frac{p_h^2}{8 \cdot R_c} \quad (3.28)$$

ここで、 p_h はヘリカル加工での送りピッチであり本加工条件では 0.05mm 、 R_c は工具先端の半径であり 0.5mm である。3.28 式により計算される理論粗さは $0.625\mu\text{m}$ となる。右ねじ方向送り(CW)では切削初期からの表面粗さは約 $2\mu\text{m}$ であり、加工穴数の増加に伴い徐々に表面粗さは悪化している。左ねじ方向送り(CCW)では切削初期から $0.6\mu\text{m}$ と理論粗さとほぼ同等の表面粗さが得られている。Fig.3.48 に示した加工面の観察結果からもわかるように、送りピッチに対応した切削痕が右ねじ方向送り(CW)では 1 穴目から鮮明に観察される。また加工穴数を増加するとさらに顕著になり、4 穴目では送りの境界部にはバリが発生している。一方で、左ねじ方向送り(CCW)の場合は、切削初期から加工面は比較的平滑であり、4 穴目まで加工しても顕著なバリ発生は認められない。Fig.3.49 は Fig.3.48 における断面曲線を示したものであるが、右ねじ方向送り(CW)の場合は送りピッチ 0.05mm に対応した凹凸が表面粗さを決定しているのに対し、左ねじ方向送り(CCW)では送りピッチよりも大きなピッチのうねりで表面粗さが決定されていることがこの図からもわかる。

以上のように、ヘリカル加工によるテーパ穴加工では右ねじ方向送り(CW)では工具寿命は長いものの、表面粗さは切削初期より左ねじ方向(CCW)よりも悪いことがわかった。最終工程の研磨で除去できるレベルであり、実用上の問題はないが、この原因としては、右ねじ方向(CW)では、被削材のテーパ穴を仕上げる際にアップカットとなり、加工面を仕上げる際に切れ刃の食い付きが悪く、プラウニング作用によりバリを発生するためと考えられる。

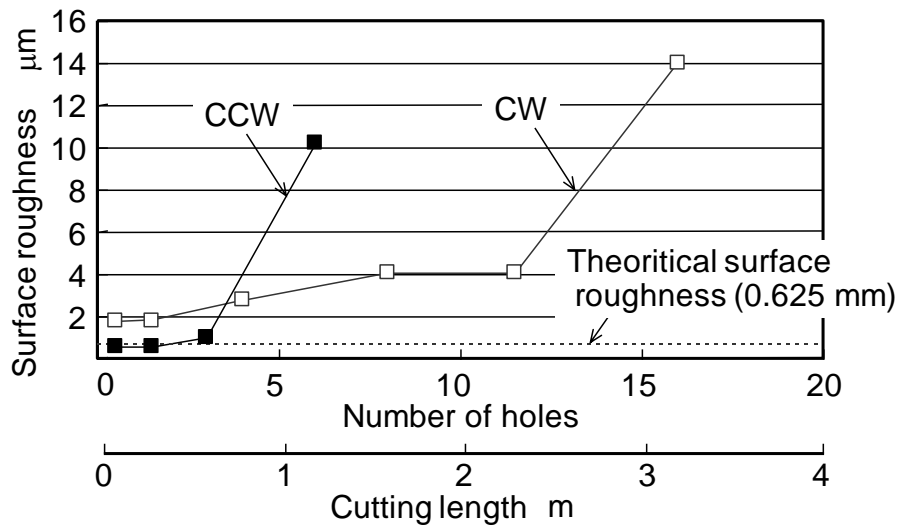


Fig. 3. 47 Surface roughness of machined hole in CW and CCW feed direction.

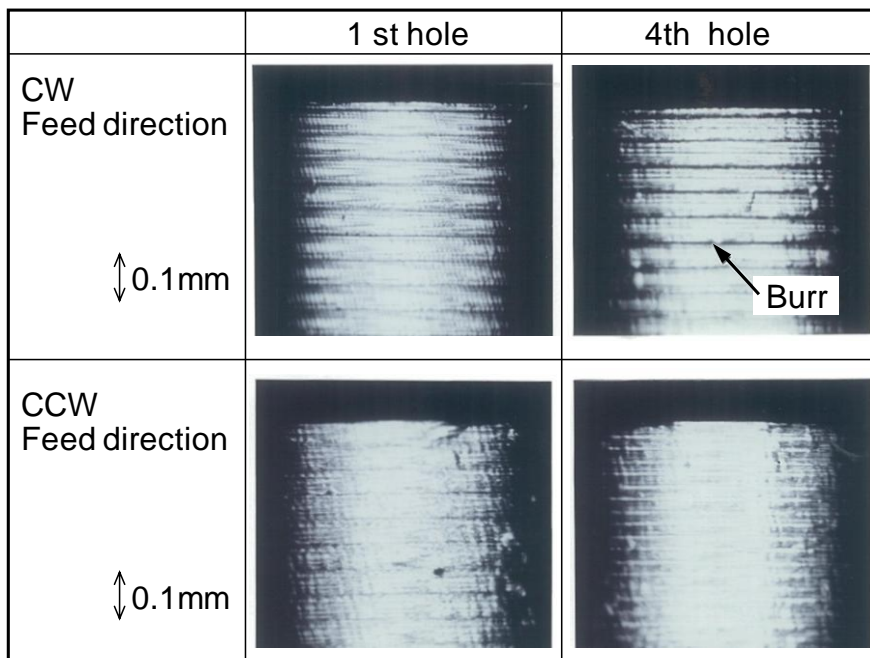


Fig. 3. 48 Observed machined surface in each feed direction.

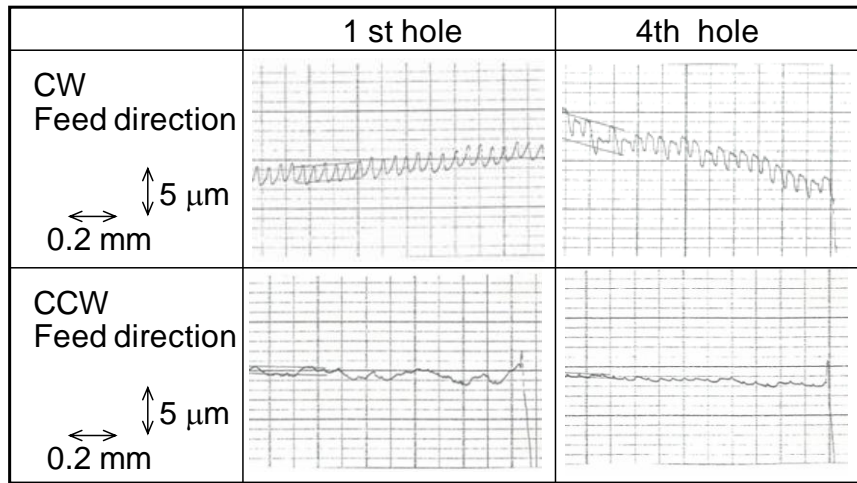


Fig.3. 49 Surface profile of machined face.

3.5 考察

3.5.1 微細テーパ穴の加工精度におよぼす切削力の影響

通常、アップカットでは穴が拡大し、ダウンカットでは穴は縮小する。しかし、本加工条件では、切取り厚さが非常に小さく、切れ刃丸みや逃げ面摩耗部に作用する力が無視できないので、アップカットでは、穴径が拡大する方向の切削力の増大が抑制され、ダウンカットでは穴径が縮小する方向の切削力の増大が助長される。Fig.3. 46 の穴径の変化と Fig.3. 45 の切削力の変化には同じ傾向が認められ、工具摩耗の増加に伴う切削力の変化によって加工中の工具の弾性変形量が変化し、穴の仕上げ寸法に影響を及ぼしていることが考えられる。そこで、この切削力の変化による工具弾性変形量を求め、穴径の加工誤差との比較を行った。計測された半径方向切削力を F_r , 工具の曲げ剛性を K_{tool} とすると、穴直径の変化 ε は次式で表される。

$$\varepsilon = 2 \cdot \frac{F_r}{K_{tool}} \quad (3.29)$$

この結果を Fig.3. 50 に示す。また同図には、Fig.3. 46 に示した穴直径の誤差の測定値も示してある。この図からわかるように、切削力の測定値から計算される加工誤差は、どちらの送り方向においても測定値と良く一致しており、穴径の誤差に工具摩耗による切削力の変化が大きく影響していると言える。このように、右ねじ方向送りの方が工具摩耗増大による切削力増大が緩やかであり、比較的安定な加工精度を得られるものと考えられる。岩部ら[3-7]は、ボールエンドミルを用いた直線溝加工においてアップカットの方が切削力による工具変形の加工精度へ

の影響が小さいことを示している。本研究においては Fig.3. 14 に示したように、送り方向が CW(アップカット)の場合において、工具摩耗の増大により切削力が大きくなっても、y 方向の切削力増加は小さく、このため工具摩耗の加工誤差への影響も CCW(ダウンカット)の場合よりも小さいことがこの結果からも裏付けられている。

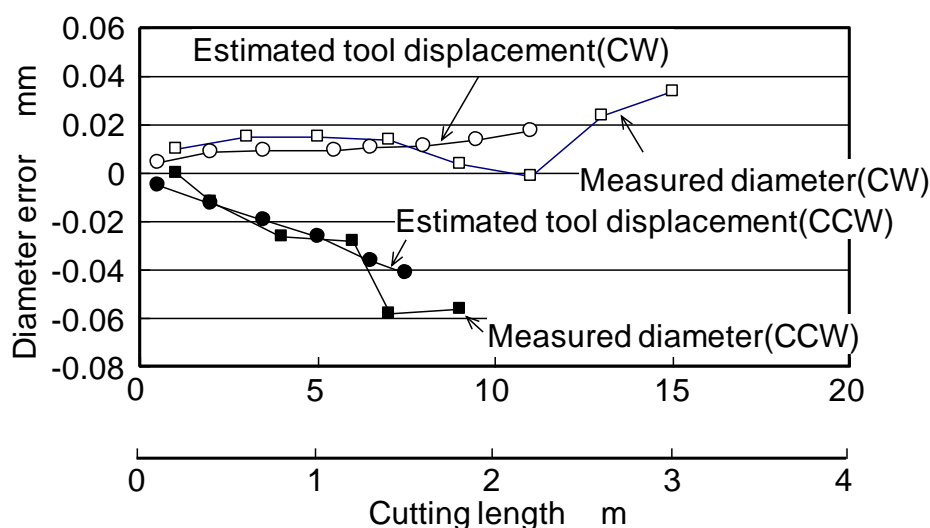


Fig.3. 50 Comparison of estimated tool displacement with measured diameter error of machined hole.

3.5.2 工具寿命におよぼす加工方向の影響

Fig.3. 35 に示したように、切削力として 10N が作用したときの最大主応力 σ_1 は $5.77 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ である。Fig.3. 45 に示したように工具摩耗の進行により 20 N の切削力が作用する場合、最大主応力は $\sigma_1 = 1.15 \times 10^9 \text{ N/m}^2 = 1.15 \text{ GPa}$ となる。大塚ら[3-8]は、超硬合金の両振引張・圧縮疲労試験の結果、引張り試験の破壊応力約 2.0 GPa に対して、疲労強度がその約 1/2 となることを示している。また、金沢ら[3-9~3-11]は、ストレートエンドミルによる側面加工において刃溝の切上がり部で繰返し荷重による劣化が生じ、折損しやすくなることを示している。本実験結果においても、工具摩耗の増大により疲労強度に匹敵する応力がストレート部とテーパ部の境界に作用しており、工具摩耗進行による切削力の増大がエンドミル折損の原因となっていると考えられる。

また、ボールエンドミルを直線に送った場合には、アップカット、ダウンカットにおける工具摩耗の差は認められないにも関わらず、ヘリカル送りの場合は Fig.3. 43

に示したように、ダウンカットの方が逃げ面摩耗が早く進行することがわかった。通常、エンドミル加工ではダウンカットを採用する方が刃先の被削材への食い付きが良く、工具摩耗が小さいとされている。本研究のヘリカル加工条件では、送り方向を CCW(ダウンカット)とすると、加工した穴径は常に設計値よりも小さくなり、削り残しを生じている。このため、Fig.3. 51(b)に示したように、ヘリカル加工中には常に1周前の削り残しが今回の切削領域に付加されている。このため、Fig.3. 9に示したよりも大きな領域がボールエンドミルと切削領域として作用していると考えられる。ボールエンドミルの径方向の弾性変形により切削領域は変化するが、3.2.2.3で説明したように切削力への影響は小さく、ヘリカル加工を継続しても常に削り残しを生じ、大きな領域が切削領域としてボールエンドミルに作用し続ける。このため、食い付きの悪い状態で大きな領域を摺過することとなり、切れ刃の摩耗が早く進行するものと考えられる。一方で、CW(アップカット)の場合は Fig.3. 51(a)に示したように加工した穴径は設計値よりも大きくなり、1周前の削り残しが作用することはない、切削領域はダウンカットの場合と比較して小さい。しかしボールエンドミルは常に加工面に食い込む方向へ作用するので、良好な食い付き状態で切削が行われていると推測できる。このため、CW(アップカット)においては Fig.3. 40に示した半溝形状直線加工の場合と同等の工具寿命が得られているものと考えられる。

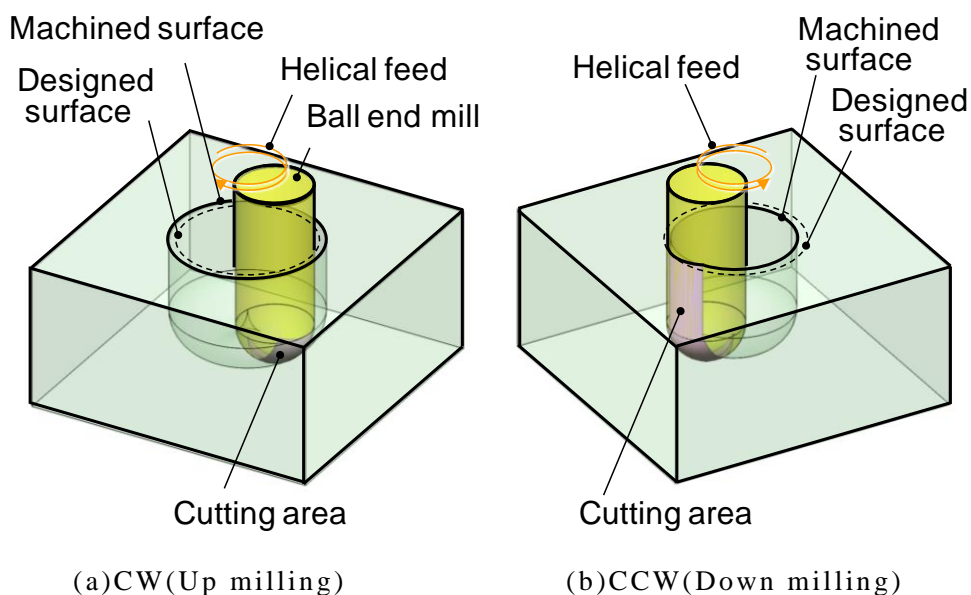


Fig.3. 51 Change in cutting area in helical milling due to the deformation of ball end mill.

3.6 工業製品への適用

本研究では、ボールエンドミルを用いた高硬度金型への微細穴の直接切削において、穴寸法の安定化と工具寿命の向上できる加工プロセスを開発した。従来は多くの工程で荒加工を行った後、熱処理によって金型材料を硬化させ、その後仕上げ加工を行うので、多くの工数を要するという課題があった。しかし、焼入れ済みの素材に対して標準エンドミルによって形状創成を直接行うことで、専用工具製作に要する期間や、熱処理に要する期間の短縮が可能になった。また、本研究で検討した加工条件では1穴当りの加工時間は約4.5分であり、アップカットを採用すれば14穴の加工が可能であり、工具交換を行うことなく1時間以上の連続運転が可能であると言える。

3.7 結言

本研究では、金型製作時の熱処理や専用工具製作の工数を削減することを目的として、硬さHRC58の焼入れ鋼に小径ボールエンドミルを用いて小径穴を直接ヘリカル加工することを検討した。このために、ボールエンドミルを用いたヘリカル送りにおける切削力と加工誤差の予測モデルを構築した。これにより、加工条件が加工精度に及ぼす影響を検討し、以下のことがわかった。

- (1)加工面側がアップカットとなる右ねじ方向送り(CW)を採用すると、穴径が拡大する方向に加工誤差が生じ、ダウンカットとなる左ねじ方向送り(CCW)を採用すると穴径が縮小する方向に加工誤差が生じる。
- (2)加工面側がアップカットとなるような右ねじ方向送りを採用すると、左ねじ方向送りの場合と比較して工具寿命を約2倍に向上できる。
- (3)工具折損を生じずに連続的にテーパ穴加工が可能なヘリカル送りピッチにおいて、工具摩耗が増大すると切削力は増大するが、加工面側がアップカットとなる右ねじ方向送りの方が、加工面側がダウンカットとなる左ねじ方向送りの場合よりも、工具摩耗の切削力への影響は小さい。また、工具摩耗増大による穴径の変化量は切削力の増大傾向と一致し、加工面側がアップカットとなる右ねじ方向送りの方が穴径の変化は比較的安定である。
- (4)右ねじ方向送りでは、実用上許容の範囲内ではあるが切削初期より加工面の表面粗さが悪く、また工具摩耗の増大によりバリが発生し、表面粗さも悪化する。
- (5)有限要素法を用いた解析では、工具のストレート部とテーパ部の境界部において最大の応力が生じ、工具摩耗時の切削力では材料の疲労強度に匹敵する応力が作用し、エンドミルが折損しやすくなる。

第4章 長尺工具のびびり振動抑制による高速・高精度加工

4.1 長尺工具における三次元形状加工の課題

大型機械部品の切削加工では、長尺工具を用いる必要があり、工具の剛性低下によりびびり振動が生じやすくなる。この長尺工具のびびり振動を抑制する方法として、アーバの内部に設けた中空部にマスダンパを内蔵することで、減衰性能を向上する方法が提案されている。しかし、マスダンパ内蔵工具を用いた場合でも、大型部品の加工を高能率に行うためには加工部位の位置や深さに応じて加工条件や切削工具の長さを適正にすることが望まれる。例えば、浅い部位の加工では突出しの短い工具を用い、深い部位の加工では突出しの長い工具を用いることで、部位毎の工具突出し量に応じて加工能率を向上できる。しかし、加工部位の位置や深さに合わせた長尺工具を多数準備することは製造コストを増大させるので、アーバをモジュラー化したダンパ部を接続した構造とすることで様々な長さに対応させることが必要である。

本章では、Fig.4. 1 に示したような長尺工具による高能率加工を行うことを目的とし、長尺防振アーバの振動減衰性能の向上を検討した。初めに解析による減衰性能の予測モデルを構築した。次に、減衰性能の予測モデルに基づくダンパの設計と調整方法を提案した。また、試作した防振アーバの減衰性能と切削性能を実験的に検討した。

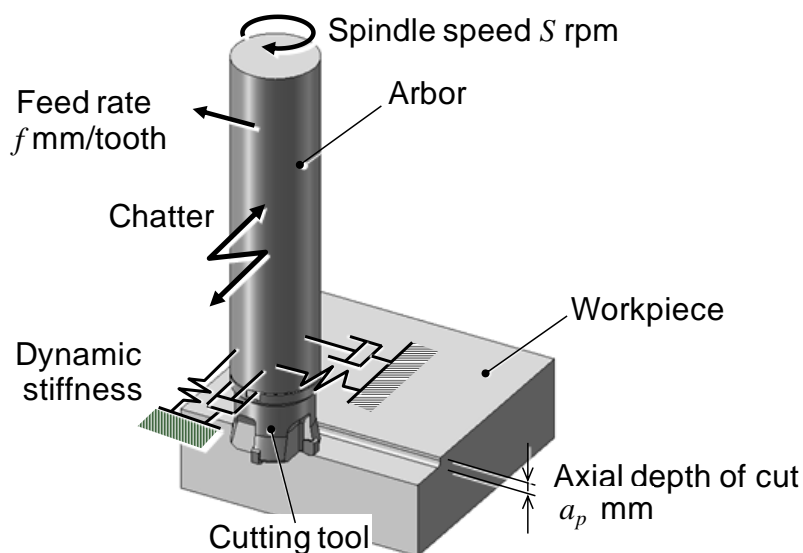


Fig.4. 1 Chatter vibration of machining process with a long slender tool arbor.

4.2 長尺工具のびびり振動抑制

4.2.1 びびり振動の発生限界

第 1 章で説明したように, ミーリング加工でのびびり振動には再生びびり振動とモードカップリングの影響があるが, 汎用的なびびり振動抑制方法としては機械構造の動剛性を向上して絶対安定限界を向上することが重要である. 本論文では, 汎用的な防振アーバの設計方法の確立を目的に, 再生びびり振動による安定限界の予測方法として Tlusty が提案した Average tooth angle approach[4-1,4-2]にもとづく方法によって検討した. この方法は, 回転工具のびびり振動を 1 自由度の問題として安定性を評価するものであり, 切削工具はエンゲージ角とディスエンゲージ角で決定される 1 方向に 1 自由度振動すると近似するものである.

Fig.4. 2 は, 第 1 章の Fig.1.20 に示した再生びびり振動のモデルのブロック線図をコンプライアンスに着目して表したものである. 機械構造のコンプライアンスを $\Phi_s(s)$, 作用する切削力を $F(s)$ とすると, 工具の変位 $X(s)$ は,

$$\Phi_s(s) = \frac{X(s)}{F(s)} \quad (4.1)$$

で表される. 機械構造のばね定数を k_s , 減衰係数を c_s , 質量を m_s とすると,

$$\Phi_s(s) = \frac{k_s}{1 + \frac{1}{\omega_n^2} s^2 + 2\zeta \frac{s}{\omega_n}} \quad (4.2)$$

ここで, $\omega_n = \sqrt{k_s/m_s}$, $\zeta = c_s/(2\sqrt{k_s \cdot m_s})$ である. $s=j\omega$ とおき, この 4.2 式を複素平面に表示すると, Fig.4. 3 に示したように, $\omega=0$ において実部が $1/k_s$ となり, ω の増大に伴い時計回りに図のような軌跡となる.

一方で, 切削プロセスに着目すると, 振動方向の変位と切削力変動の比 K_t , 動的コンプライアンスを Φ_s , 平均的な作用切れ刃数 N_t^* と, 工具回転軸方向の切込み量を b_1 として,

$$F(s) = K_t \cdot N_t^* \cdot b_1 \cdot (e^{-Ts} - 1)X(s) \quad (4.3)$$

$$\frac{X(s)}{F(s)} = \frac{1}{K_t \cdot N_t^* \cdot b_1 \cdot (e^{-Ts} - 1)} \quad (4.4)$$

$s=j\omega$ とおきこの 4.4 式を Fig.4. 3 の複素平面上に表すと, 実部が

$$\text{Re} \left(\frac{X(s)}{F(s)} \right) = \frac{-1}{2K_t N_t^* b_1} \quad (4.5)$$

で表される直線となる。

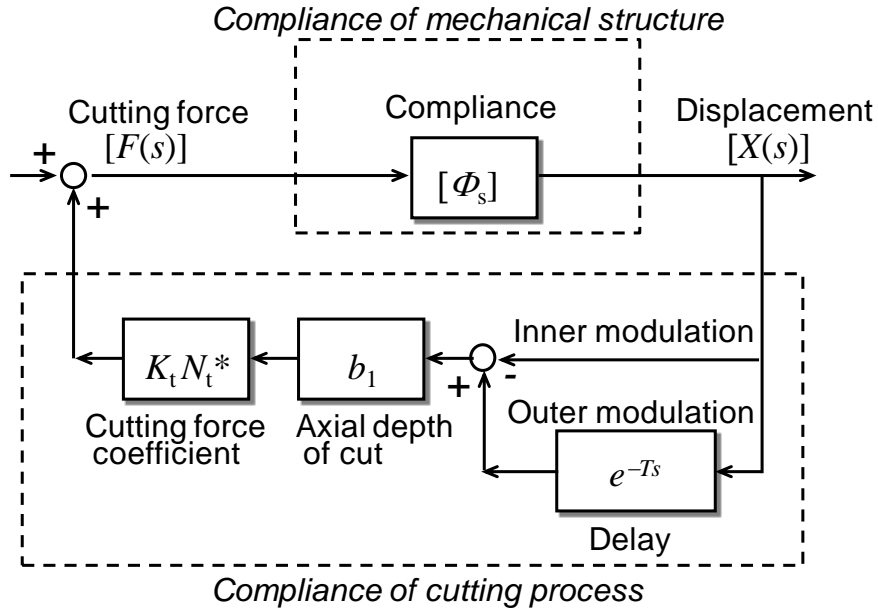


Fig. 4. 2 Model of regenerative chatter vibration.

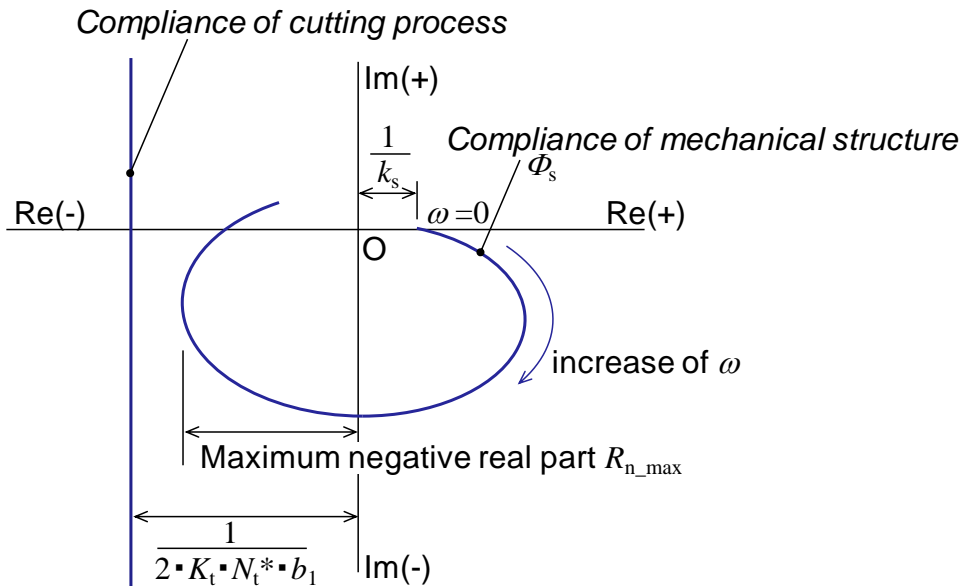


Fig. 4. 3 Compliance of the mechanical structure and cutting process.

振動の発生限界は、4.2 式および 4.5 式が解を持つときであり、Fig.4. 3 において切削プロセスのコンプライアンスが、機械構造のコンプライアンスと交点を持つとき

である。

びびり振動が発生しない安定な切込み量は回転数によって異なり、Fig.1.21に示した安定限界曲線(Stability lobes)の下の領域となる。ここで、切込み量を大きくして加工能率を向上するには、

(1)切込み量を大きくできる回転数を選択する

(2)機械構造の動剛性を向上して安定限界曲線を向上する

の2通りが考えられる。本研究で対象としている大型部品の切削加工では、例えば直径 50mm などの大径の切削工具を用いることを想定すると、鉄系材料の一般的な切削速度である 100m/min で加工するには回転数は 636min^{-1} となり、比較的低い回転数領域を使用することとなる。Fig.1.21 に示したように、低回転数の領域では回転数による安定限界切込み量の差異は小さい。また、本研究では大型部品を高能率に加工できる汎用的な工具の開発を目的としているので、上記における(2)を検討し、工具の動剛性向上によって回転数によらずびびり振動が発生しない安定限界切込み量 b_1 の向上を図った。このとき、工具回転軸方向の安定限界切込み量 b_1 は、機械構造の動的コンプライアンスの最大負実部 R_{n_max} と等しくなり、次式で表される。

$$b_1 = \frac{-1}{2K_s N_t^* R_{n_max}} \quad (4.6)$$

安定限界切込み量 b_1 を大きくするために、上式における最大負実部 R_{n_max} の絶対値を小さくする必要があり、防振アーバの設計指針として、動的コンプライアンスの最大負実部 R_{n_max} の絶対値を最小化することを検討した。

4.2.2 マスダンパによるびびり振動抑制の従来技術

長尺工具の減衰を向上する方法として、上記のように安定限界を予測してびびり振動を加工条件で回避する方法以外には、長尺工具の動剛性を向上する方法がある。機械構造の動剛性を向上するには、構成する部材にヤング率や減衰係数の高い材料を用いる、外形寸法などの設計形状を変更する、などの方法がある。しかし、大物部品の中繰り加工や、金型などの深彫り加工など工具の設計形状には限界がある場合も多く、また長尺工具のアーバ材料としては強度や信頼性、コストの面から鉄系材料を用いざるを得ず、上記の方法では動剛性の向上に限界がある。一方で、機械構造の内部にマスダンパを内蔵して減衰特性を向上する方法が知られており、ボーリングバーなどの長尺工具や工作機械のラムにダンパを内蔵する方法が提案、実用化されている [4-3,4-4]。さらに、ボーリングバーやエンドミルなどを対象としたマスダンパの設計、調整方法が報告されている[4-5~4-9]。

4.3 防振アーバの最適設計法

Fig.4. 4 に中空部にマスダンパを内蔵した防振アーバの構造を示す. マスダンパは質量による慣性力によりアーバ本体の振動に対して反力を加えることで振動を減衰する. アーバ本体は図の左側が工具ホルダと工作機械に支持されている片持ちはりであり, 図に示したように質量 m_1 , ばね定数 k_1 , 減衰係数 c_1 の一自由度振動系と考えることができる. アーバ本体に設けられた中空部には質量 m_2 の錘の両端がばねおよび減衰器を介してアーバ本体に接続されている. 錘はタングステン焼結体などの比重の高い材料であり, ばねはゴムなどの弾性体がいられる. また減衰は油などの粘性流体や, ばね自体の減衰が利用される. この場合に質量 m_2 の錘は 並進運動と回転運動の二自由度が考えられる. 本章では初めに, 質量の両端が弾性体で支持された構造のマスダンパが本体の中空部に内蔵されている防振アーバにおいて, マスダンパの振動特性が工具先端における 動剛性に及ぼす影響, および質量の二自由度運動と工具先端の動剛性の相関を有限要素解析によって明らかにし, 防振アーバの減衰性能向上のための設計指針を得る. 次に, 中空部寸法や質量, およびその動特性(ばね定数, 減衰係数など)の最適化を目的として, 簡易的最適設計計算手法を確立する.

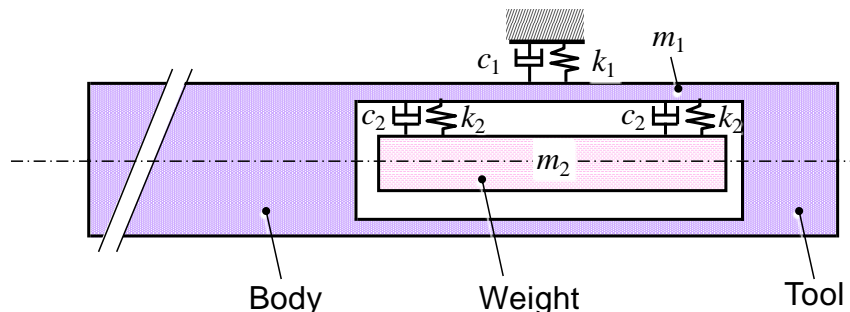


Fig.4. 4 Vibration model of the tool arbor with a mass damper installed in a hollow space.

4.3.1 有限要素法によるマスダンパの動特性予測モデルおよび最適設計

4.3.1.1 解析方法

本研究では有限要素解析ソフト FEX[®]を用いて, アーバの動剛性の計算を行った. Fig.4. 5 はアーバ本体の解析モデルである. アーバ本体の材質は鋼であり, 外径は 47mm, 全長は 400mm, 内部には長さ 150mm, 内径 36mm の中空部が設けられている. アーバ本体は密度 $7.8 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$, ヤング率は $2.1 \times 10^2 \text{ GPa}$, 減衰比 0.05 とした. また, 工具ホルダの剛性, 工作機械主軸の剛性を考慮するた

めに、付け根部の長さ50mmの部分を利用ホルダとしてその材料特性を調整することとした。Fig.4. 6はダンパの解析モデルを示している。ダンパは錘、ばねから構成されており、錘の両端がばねで支持された構造となっている。ダンパの直径は34mmであり、錘とばねの長さはそれぞれ130mm、10mmとなっている。錘はタングステン焼結体などの比重の高い材料であり、密度を $1.5 \times 10^4 \text{kg/m}^3$ 、ヤング率は $5.0 \times 10^2 \text{GPa}$ 、減衰比は0.05とした。ばねはゴムなどの弾性体とし、密度は $1.0 \times 10^3 \text{kg/m}^3$ とした。また、ダンパの振動特性を変化させるためにばねのヤング率と減衰比を変化させて計算することとした。ダンパの2自由度振動を考慮するため、錘の両端部を位置AおよびCとし、中央部を位置Bとする。はじめに工具ホルダの剛性、主軸剛性、および減衰比を合せ込むために、Fig.4. 7に示したモデルにおいて、工具ホルダのヤング率と減衰比を変化させてアーバの先端における動剛性を計算した。Fig.4. 7はx方向における1次の振動モードを示している。Fig.4. 8は実際の工作機械上にBT50ホルダを介して取付けたアーバ本体先端における動剛性の計測結果と、解析結果を比較した結果である。動剛性の計測は、工具先端に加速度計を取付け、インパルスハンマで加えた打撃力と、加速度計の出力をフーリエ変換することで行っている。この結果より、解析結果と計測結果と一致させるために、工具ホルダにおけるヤング率を $1.5 \times 10^2 \text{GPa}$ 、減衰比を0.05とした。

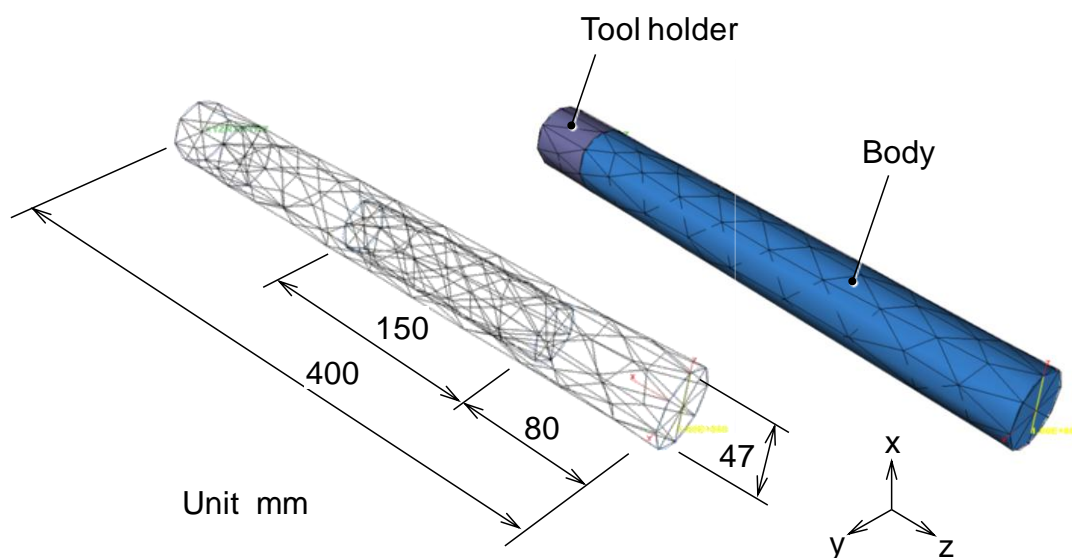


Fig.4. 5 Finite element model of an arbor with a hollow space.

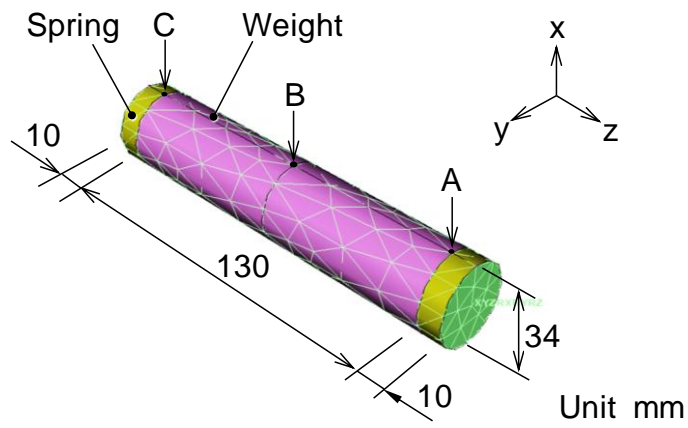


Fig.4. 6 Finite element model of a mass damper.

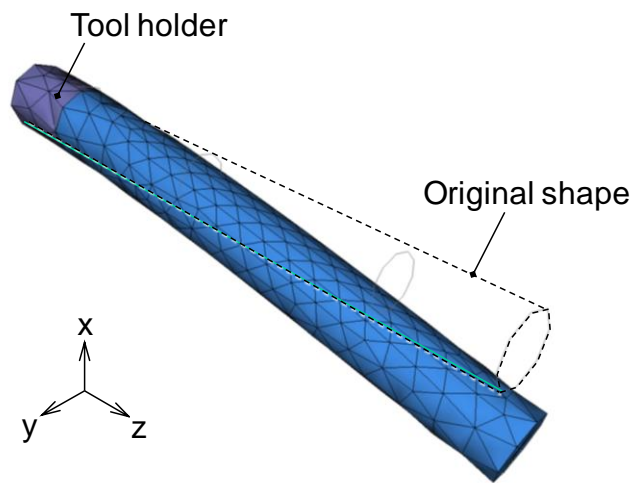


Fig.4. 7 1st mode of natural vibration of arbor.

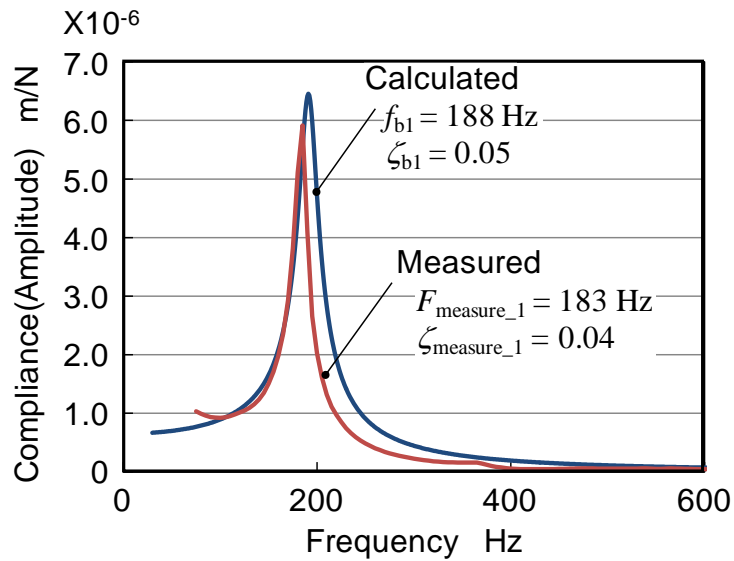


Fig.4. 8 Approximation of supporting stiffness of tool arbor.

本研究ではダンパの動特性として、ダンパの支持剛性、減衰比などを変化したときの動剛性を計算した。このときにダンパの支持剛性すなわちばね定数は、ばねのヤング率を変化させることで変化させることとした。Fig.4. 9 はばねのヤング率を変化して、位置 B における静剛性を計算した結果である。位置 B における静剛性は、有限要素解析において位置 B の x 方向に 1N の荷重を加えたときの位置 B の変位を計算して求めた。ばね材料のヤング率を 1.63×10^{-2} から 6.54×10^{-2} GPa と変化することで、静剛性は 1.0×10^6 から 4.0×10^6 N/m と線形に変化している。防振アーバの動剛性の解析においてはこの結果を用いてばねのヤング率を変化することで、ばね定数を変化することとした。ダンパのばね定数として 0.5×10^6 N/m から 4.0×10^6 N/m と変化させるために、ばねのヤング率を 0.817GPa から 6.54GPa と変化させた。また、減衰比は 0.05 から 0.4 と変化させた。解析条件をまとめて Table 4. 1 に示した。

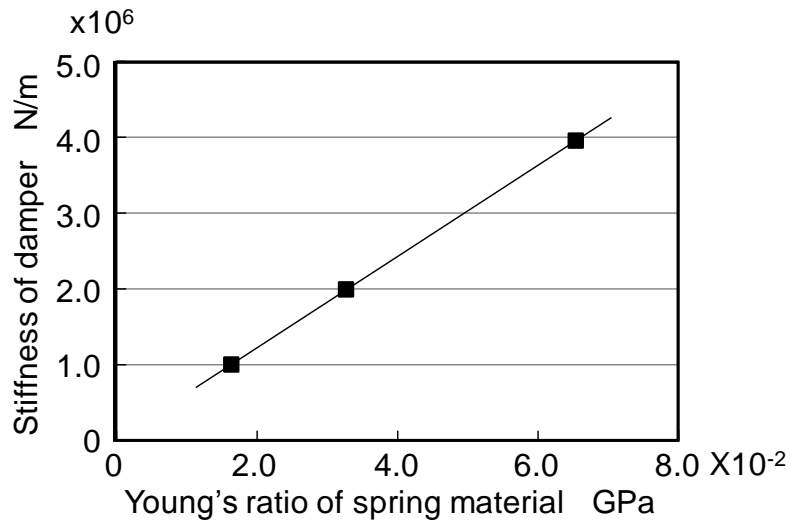


Fig. 4. 9 Relationship between Young's ratio of spring material and stiffness of damper.

Table 4. 1 Material properties used for the finite element analysis of dynamic stiffness of an arbor.

	Density kg/m ³	Young's ratio GPa	Damping ratio
Body	7.8 x 10 ³	2.1 x 10 ²	0.05
Tool holder	7.8 x 10 ³	1.5 x 10 ²	0.05
Weight	1.5 x 10 ⁴	5.0 x 10 ²	0.05
Spring	1.0 x 10 ³	0.817x10 ⁻² -6.53 x 10 ⁻²	0.05 -0.4

4.3.1.2 マスダンパの動的挙動

Fig.4. 10 はダンパのばね定数を $k_2=2.0 \times 10^6$ N/m, 減衰比を 0.05 として解析を行ったときの錘の固有振動モードにおける錘の運動を示している. 1 次の固有振動モードは周波数 159Hz であり, 錘は図中の x 方向に併進運動している. 2 次の固有振動モードは 293Hz であり, y 軸周りの回転運動となっている. Fig.4. 11 はダンパのばね定数 k_2 を 1.5×10^6 N/m から 4.0×10^6 N/m と変化したときの有限要素法にもとづく 1 次および 2 次の固有振動数を示している. 錘の質量を $m_2=1.77$ kg とし, 1 次の固有振動モードを質点系の振動と仮定すると, 固有振動数 f_{d1} (Hz)

は次式で表される.

$$f_{d1} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \quad (4.7)$$

この 4.7 式にもとづいて, ばね定数が変化したときの 1 次の固有振動数も Fig.4. 11 に示した. この結果より, 有限要素法による 1 次モードの解析結果と, 錘を質点として計算したときの固有振動数は良く一致していると言える. また, それぞれの場合について, 2 次モードの固有振動数は 1 次モードの約 2 倍となっている. 錘の 1 次振動モードは Fig.4. 12(a)に示したように, 錘の並進運動となる. しかし, 2 次の振動モードは, Fig.4. 12(b)に示したようにねじり振動となる. 錘は, その両端がばね定数 $k_2/2$ のばねで支持されているものとする. 円筒部材の y 軸回りのねじり剛性 K_2 について,

$$K_2 = 2 \cdot \frac{k_2}{2} \cdot \left(\frac{l_2}{2}\right)^2 \quad (4.8)$$

である. ここで, l_2 は錘の長さである. さらに, 錘の直径を d_2 として, ねじり振動における y 軸回りの慣性モーメント J_2 は,

$$J_2 = \left(\frac{1}{4} \cdot \left(\frac{d_2}{2}\right)^2 + \frac{1}{12} \cdot l_2^2\right) \cdot m_2 \quad (4.9)$$

で表される. ここで d_2 は錘の直径, m_2 は錘の質量である.

この時に, ダンパの 2 次の振動モードの固有振動数 f_{d2} は, 次式で表される.

$$f_{d2} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_2}{J_2}} \quad (4.10)$$

Fig.4. 11 に示したように, 2 次の振動モードは有限要素法による計算結果と概ね一致している.

次に, ダンパのばね定数を $k_2=2.0 \times 10^6$ N/m とした場合に, 位置 A を x 方向に加振したときの錘の中央部である位置 B におけるコンプライアンスの周波数応答の実部を Fig.4. 13 に示す. x 軸方向の正の向きを加振力および変位の正の向き

とする. Fig.4. 10 に示したように, 錘の振動は x - z 面内において 2 自由度あるが, 2 次モードにおいては錘の中央部を中心として回転振動するため, 位置 B においては 2 次の固有振動数である 293Hz における応答はほとんど見られない. Fig.4. 14 は位置 A を x 方向に加振したときの位置 A および位置 C におけるコンプライアンスの実部を示したものである.

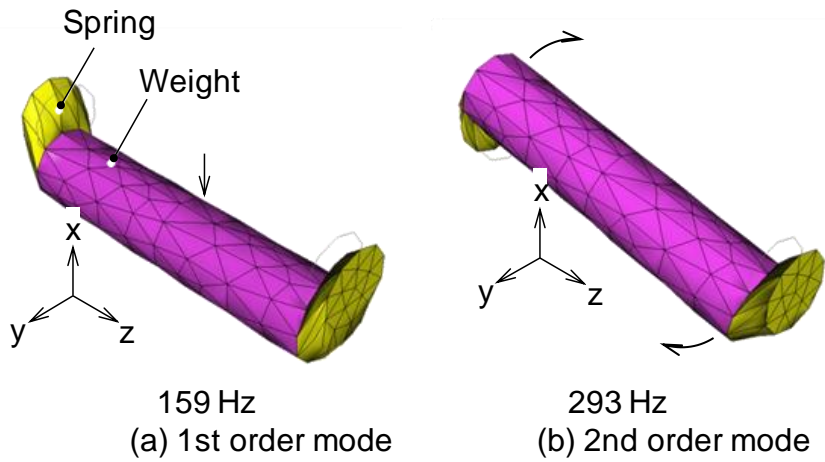


Fig.4. 10 Mode shape of damper.

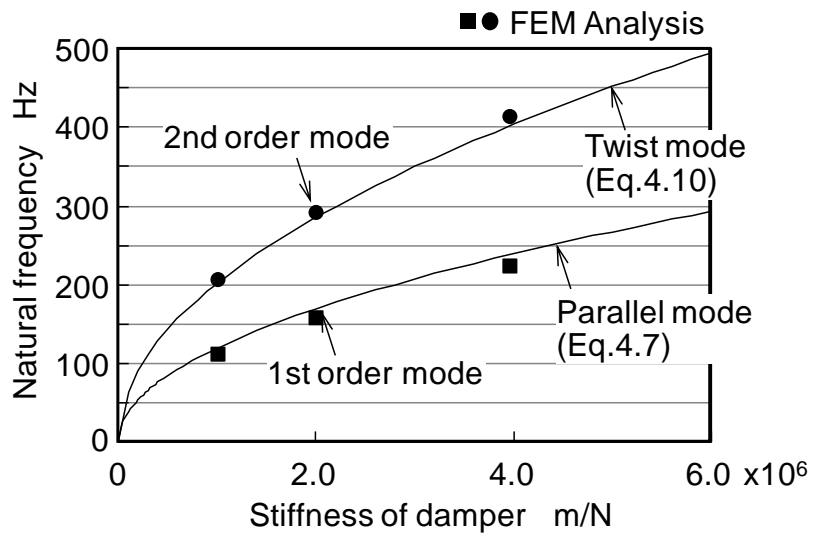


Fig.4. 11 Natural frequency of mass damper.

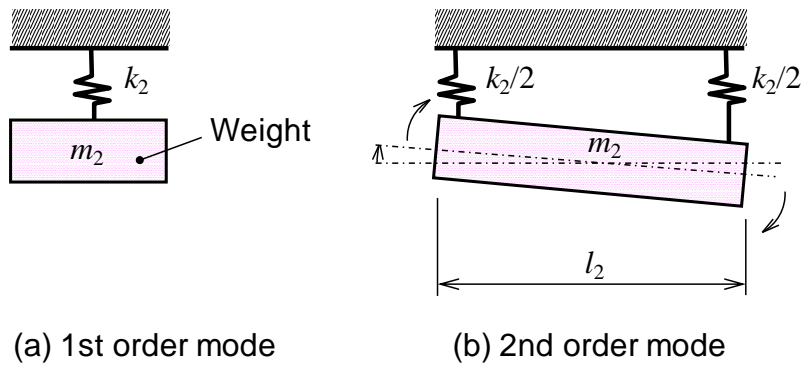


Fig.4. 12 Vibration modes of damper.

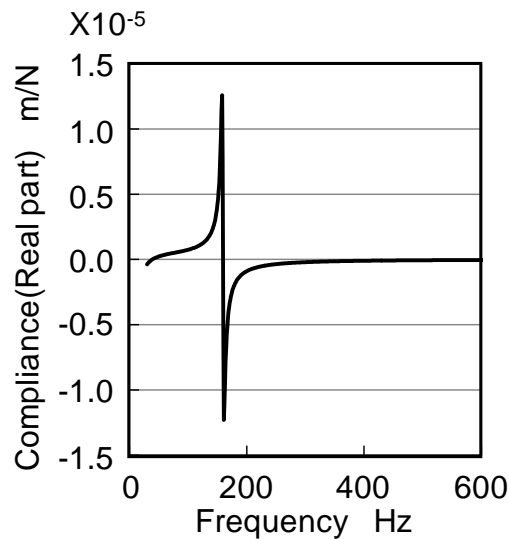


Fig.4. 13 Real part of dynamic compliance of the mass damper (Position B).

位置 A においては Fig.4. 14 に示した 2 つの固有振動数 159Hz および 293Hz において、加振力の方向と同じ位相での振動となっている。一方で位置 C においては 2 次の固有振動モードである 293Hz において、振動の位相が反転している。これは Fig.4. 12 に示したように、2 次のモードが図中の y 軸周りの回転振動であり、位置 A とは反対の方向に運動するためである。

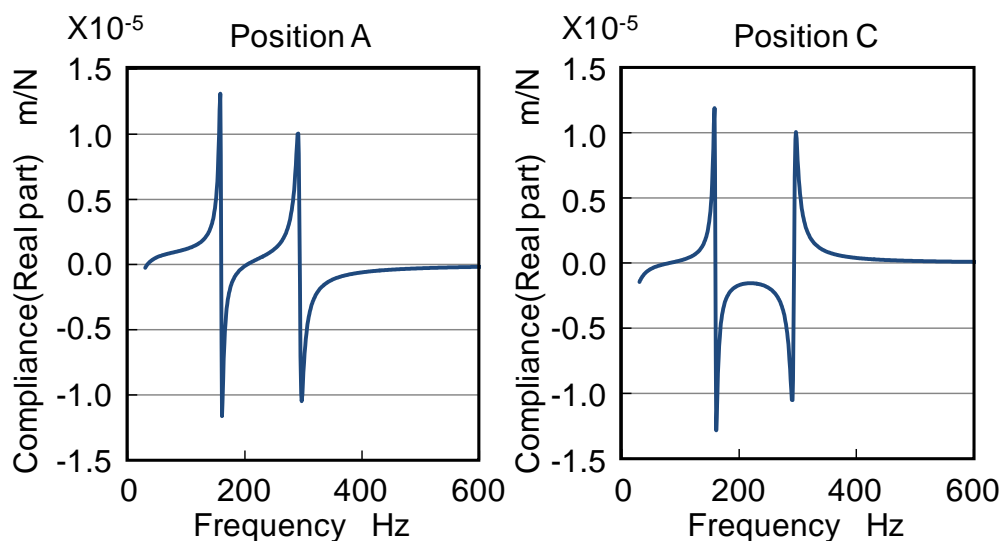


Fig.4. 14 Real part of dynamic compliance of the mass damper (Position A,C).

以上に示したように、両端をばねで支持した錘を内蔵したダンパを内蔵した防振アーバにおいては、2 次の固有振動において錘の両端で異なる反力をアーバ本体に加えることになるので、2 自由度を考慮した解析を行う必要があると言える。

4.3.1.3 ダンパの動特性と防振アーバの動剛性の相関

ダンパを組込んだ防振アーバの動剛性の解析を行った結果を Fig.4. 15 に示す。Fig.4. 15 はダンパのばね定数を $k_2 = 0.5 \times 10^6$ N/m, 減衰比を $\zeta_2 = 0.3$ として解析した結果を示している。図中の振動モードの図は、アーバ本体が x 軸負の方向に変位したときの錘の挙動を示している。この図は有限要素解析における節点の相対的な変位を拡大して示しており、実際の振動を誇張して描画している。

ダンパのばね定数が $k_2 = 0.5 \times 10^6$ N/m の場合、Fig.4. 11 に示したようにダンパの 1 次固有振動数は 84Hz となっており、この条件においては錘は x 軸負の方向に変位し、アーバ本体と同じ位相での振動となっている。また、ダンパの 2 次モードに近い 157Hz および 198Hz においては、錘が y 軸を中心に回転振動するモードとなっており、2 次モードである 157Hz においては錘は y 軸回り反時計方向に、3 次モードである 198Hz においては y 軸回り時計方向すなわち先端側がアーバ本体と逆位相の振動となっている。

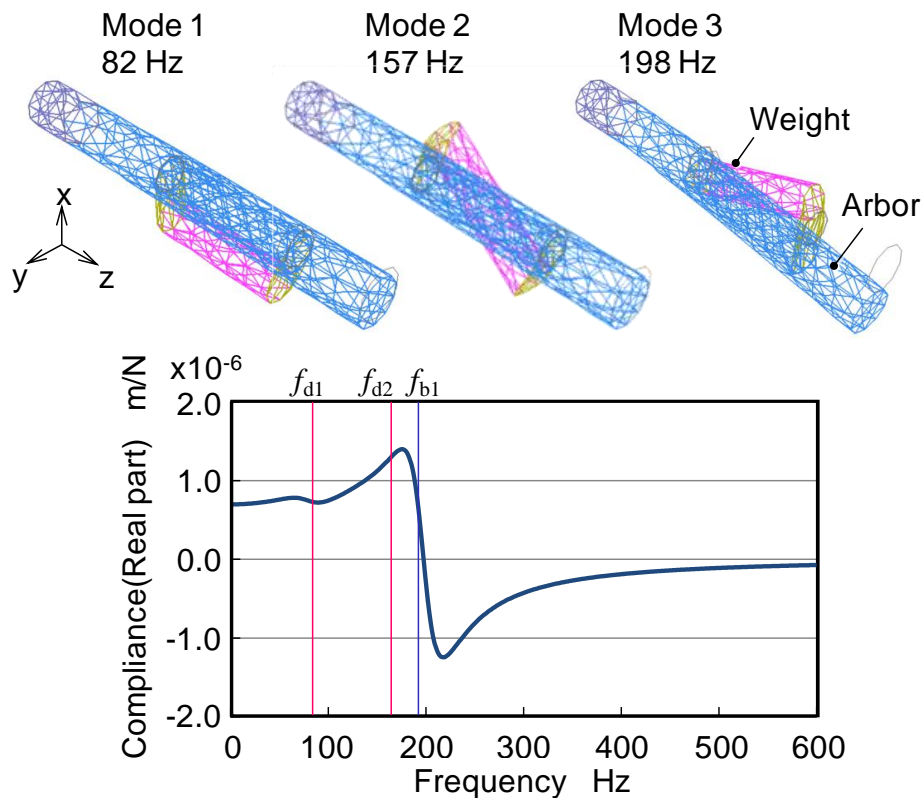


Fig.4. 15 Mode shape and real part of dynamic compliance of a damped arbor ($k_2=0.5 \times 10^6$ N/m , $\zeta_2=0.3$).

Fig.4. 16 はダンパのばね定数を $k_2 = 1.5 \times 10^6$ N/m, 減衰比を $\zeta_2 = 0.3$ として解析を行った結果を示している. この場合のダンパの 1 次固有振動数は 146Hz である. 錘の 1 次固有振動数よりも低い周波数である 1 次モードでは錘はアーバ本体と同位相で振動しているが, 2 次モードである 217Hz においては, 錘はアーバ本体とは逆位相にほぼ併進運動しており, 本体の振動を減衰する作用を示している. 3 次モードである 283Hz においては, ダンパは 2 次の回転振動となっており, 先端側がアーバ本体と逆位相となっているものの, 工具ホルダ側ではアーバ本体と同位相での振動となっている. 図において, ダンパの固有振動数をアーバ本体の固有振動数である 188Hz に近い値としたことによって, Fig.4. 15 の状態よりもコンプライアンスの最大負実部が向上しており, 防振アーバの減衰性能を向上していると言える.

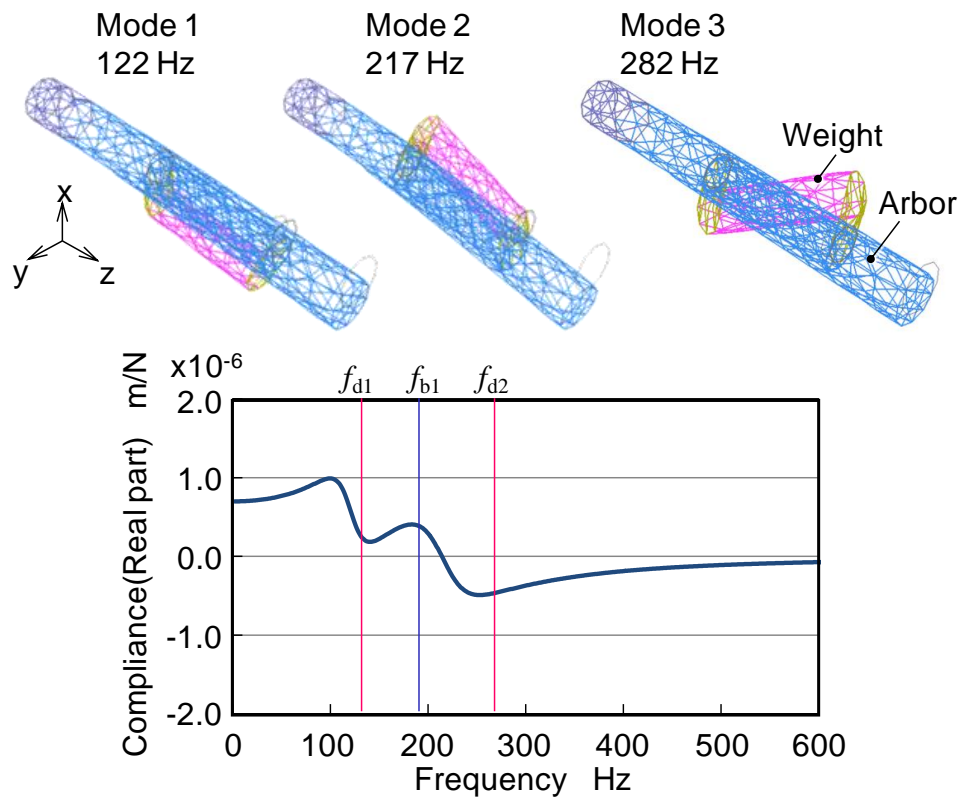


Fig.4. 16 Mode shape and real part of dynamic compliance of a damped arbor ($k_2=1.5 \times 10^6$ N/m, $\zeta_2=0.3$).

ダンパのばね定数 k_2 をさらに大きくし、 $k_2 = 3.0 \times 10^6$ N/m, 減衰比を $\zeta_2 = 0.3$ とし
て解析した結果を Fig.4. 17 に示す. この場合のダンパの固有振動数は 207Hz
である. 防振アーバの固有振動数は変化しているが, 振動モードは Fig.4. 16 の
場合とほぼ同様である. しかし, 錘がアーバ本体と逆位相で併進運動する 2 次モ
ードが 272Hz と高周波数方向に移動しており, アーバ本体の固有振動数である
188Hz の振動を抑制する効果が小さくなっている.

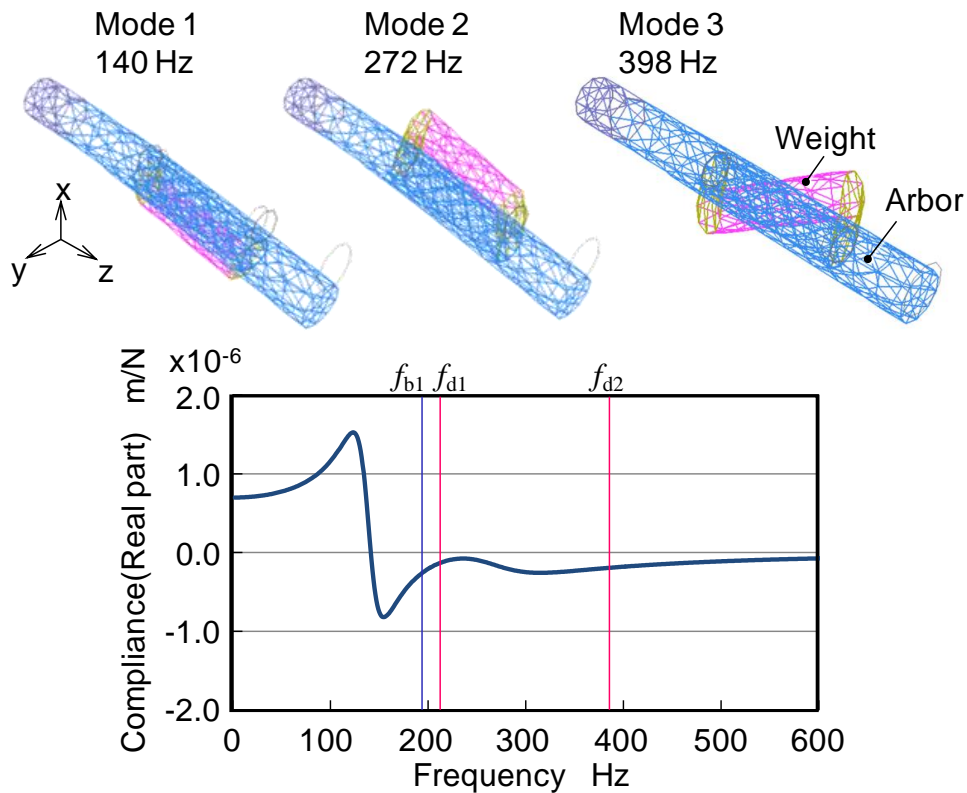


Fig.4. 17 Mode shape and real part of dynamic compliance of a damped arbor ($k_2=3.0 \times 10^6$ N/m, $\zeta_2=0.3$).

以上に示したように、両端を弾性体で支持した錘を中空部に内蔵した防振アーバについて、錘を支持するばね定数および減衰比を変化させたときの振動モードと、防振アーバの動的コンプライアンスの関係を示した。その結果、アーバ本体の振動における動的コンプライアンスの最大負実部を最小にし、減衰特性を最大にするためには、アーバの固有振動近傍の周波数において、錘は両端が同じ位相で運動する1次モードの振動となるようにする必要があることがわかった。

4.3.2 レーリー法にもとづく動特性予測モデルおよび最適設計

4.3.2.1 解析方法

次に、アーバ本体の中空部寸法の最適設計手法について検討した。中空部の長さ、直径を大きくすると、アーバ本体の剛性すなわちばね定数は低下する。しかし、中空部に内蔵できるマスダンパの体積および質量を大きくできるので、減衰効果の向上は期待できる。このため、アーバ本体の剛性低下とマスダンパによる減衰性能向上を考慮し、周波数応答の最大負実部を最大にする最適設計が必

要である. 本報では簡易的な設計計算手法としてマスダンパの運動を一自由度と考え, アーバ本体とマスダンパの 2 自由度系の計算を行うことで, アーバ本体の中空部寸法およびマスダンパの運動特性を最適計算する手法を検討した. Fig.4. 18 に振動モデルを示す. この図に示したように, アーバ本体は質量 m_1 , ばね定数 k_1 , 減衰係数 c_1 の振動系であり, マスダンパは質量 m_2 , ばね定数 k_2 , 減衰係数 c_2 となっている. この振動系は単純化して Fig.4. 19 に示した 2 自由度振動系と等価である. この図においてアーバ本体に f_1 の外力が作用したときに生じるアーバ本体の変位を x_1 , 錘の変位を x_2 とする.

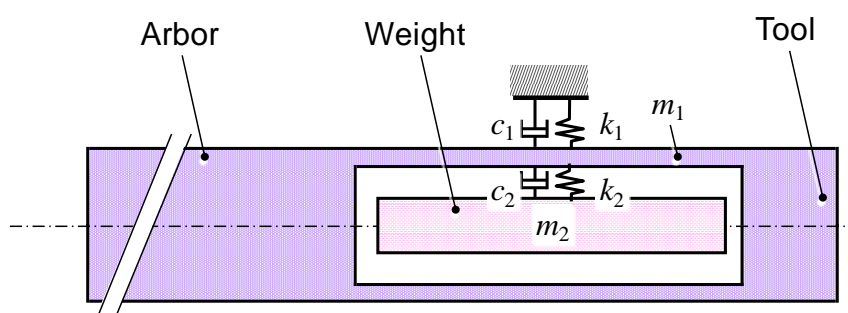


Fig.4. 18 Vibration model of a damped tool arbor with the mass damper installed in a hollow space.

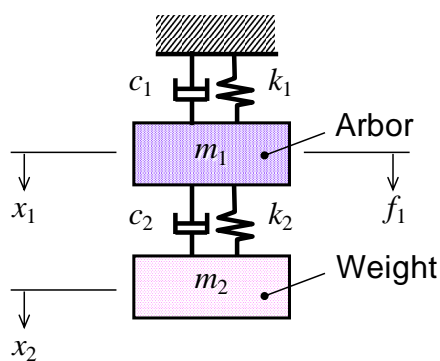


Fig.4. 19 Calculation model of the dynamic stiffness of the damped arbor.

4.3.2.2 マスダンパの最適設計法

一般的な形状として, 内部にテーパ形状の中空部を設けたアーバを Fig.4. 20 に示す. 図における左端の長さ l_s の部分はスピンドルや工具ホルダが振動系に与える影響を考慮するための部分である. このスピンドルおよび工具ホルダに対応する部分のヤング率を E_s , 密度を ρ_s とする. アーバの振動を解析するため, アーバ本

体と、スピンドルおよび工具ホルダに対応する部分を n 個の要素に分割して計算を行った。

この図に示したように、 i 番目の要素の左端の固定端からの距離を z_i 、またアーバ外径を D_i 、内径を d_i 、要素の厚さを Δz とする。 i 番目の要素の質量 w_i および断面 2 次モーメント I_i は次式で表される。

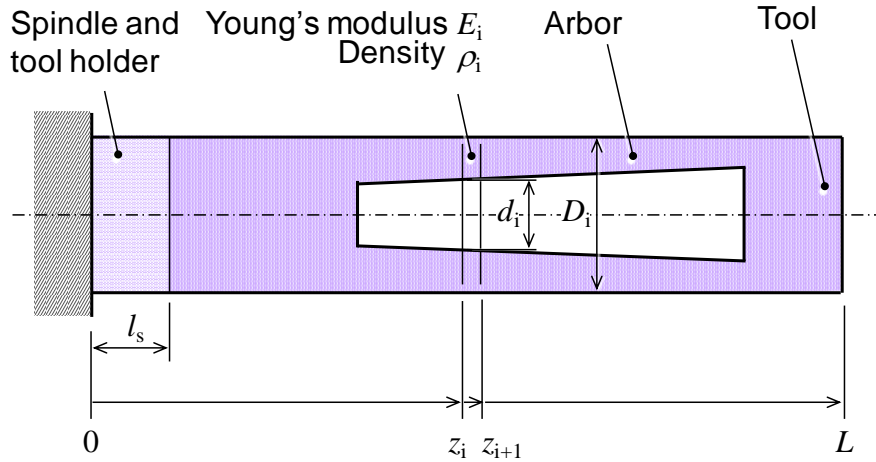


Fig. 4. 20 Calculation model for dynamic stiffness of the hollow tool arbor.

$$w_i = \begin{cases} \frac{\pi}{4} \rho_s D_i^2 \Delta z & z_i < l_s \\ \frac{\pi}{4} \rho_a (D_i^2 - d_i^2) \Delta z & z_i \geq l_s \end{cases} \quad (4.11)$$

$$I_i = \begin{cases} \frac{\pi}{64} D_i^4 & z_i < l_s \\ \frac{\pi}{64} (D_i^4 - d_i^4) & z_i \geq l_s \end{cases} \quad (4.12)$$

ここで、 ρ_a はアーバ本体の密度である。工具先端に荷重 P が作用したときの、要素 i における曲げモーメント M_i 、曲げ角度の増分 $\Delta\theta_i$ 、曲げ角度 θ_i 、変位 u_i は次式で表される。

$$M_i = P(L - z_i) \quad (4.13)$$

$$\Delta\theta_i = \frac{M_i}{E_i I_i} \Delta z \quad (4.14)$$

$$\theta_i = \sum_{j=1}^i \Delta\theta_j \quad (4.15)$$

$$u_i = \sum_{j=1}^i \theta_j \Delta z \quad (4.16)$$

ここで L はアーバ本体とスピンドルおよび工具ホルダに対応した部分，および先端の工具すべてを含んだ長さである．ヤング率 E_i については，スピンドル及び工具ホルダに対応した部分のヤング率を E_s ，アーバ本体のヤング率を E_a として， $E_i = E_s (z_i < l_s)$ ， $E_i = E_a (z_i \geq l_s)$ である．このようにして工具先端の要素 n における変位は，

$$u_n = \sum_{j=1}^n \theta_j \Delta z \quad (4.17)$$

レーリー法を用いると，モード質量 m_1 およびモード剛性 k_1 は次式で表される．

$$m_1 = \sum_{j=1}^n w_j \left(\frac{u_j}{u_n} \right) \quad (4.18)$$

$$k_1 = \frac{P}{u_n}$$

質量 m_2 はアーバ本体の要素 m に接続されているとする．要素 m の位置は $z_m = m \Delta z$ である．要素 m の変位 u_m は次式で表される．

$$u_m = \sum_{j=1}^m \theta_j \Delta z \quad (4.19)$$

錘 m_2 は両端においてアーバに接続されているが，Fig.4. 19 に示したように振動系を 2 自由度として扱うために，質量は重心である z_m の位置である m 番目の要素においてのみアーバと接続されているとする．このときに錘が接続されている位置における変位 u_m と，工具先端における変位 u_n の比を α とすると，

$$\alpha = \frac{u_m}{u_n} \quad (4.20)$$

である．Fig.4. 21 に示したモデルで考えると，運動方程式は次式で表される．

$$k_1 x_1 + c_1 \dot{x}_1 + m_1 \ddot{x}_1 - k_2 (x_2 - \alpha x_1) - c_2 (\dot{x}_2 - \alpha \dot{x}_1) = f_1 \quad (4.21)$$

$$k_2 (x_2 - \alpha x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \alpha \dot{x}_1) + m_2 \ddot{x}_2 = 0 \quad (4.22)$$

$$\begin{bmatrix} k_1 + \alpha k_2 & -k_2 \\ -\alpha k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_1 + \alpha c_2 & -c_2 \\ -\alpha c_2 & c_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (4.23)$$

4.23 式を次式で表すと,

$$[K]\{X\} + [C]\{\dot{X}\} + [M]\{\ddot{X}\} = \{F\} \quad (4.24)$$

$$\{X\} = [\Phi]\{F\} \quad (4.25)$$

ここで,

$$[\Phi] = \{[K] + j\omega[C] - \omega^2[M]\}^{-1} \quad (4.26)$$

また, 減衰係数 c_1 および c_2 は, アーバ本体の減衰比を ζ_1 , ダンパの減衰比を ζ_2 として,

$$c_1 = 2\sqrt{m_1 k_1} \zeta_1, \quad c_2 = 2\sqrt{m_2 k_2} \zeta_2 \quad (4.27)$$

である.

Fig.4. 22 に防振アーバの概寸を示す. アーバ全長は 400mm であり, 前述のスピンドルおよび工具ホルダに相当する部分は 50mm, 切削工具は先端側の 50mm としている. アーバ外径は 47mm である. 先端から 80mm の位置に中空部が設けられている. 中空部の長さを l_1 , アーバ先端側(図の右側)の内径を d_a , スピンドルおよび工具ホルダ側(図の左側)を d_b とする. 中空部には錘が内蔵されており, 錘の両端は長さ 10mm のばね(ゴムなどの弾性体)でアーバ本体と接続されている. アーバ本体の中空部と錘は 1mm の隙間を設けている. 錘の材質はタンダステン焼結体であり, 密度は $16 \times 10^3 \text{ kg/m}^3$ である.

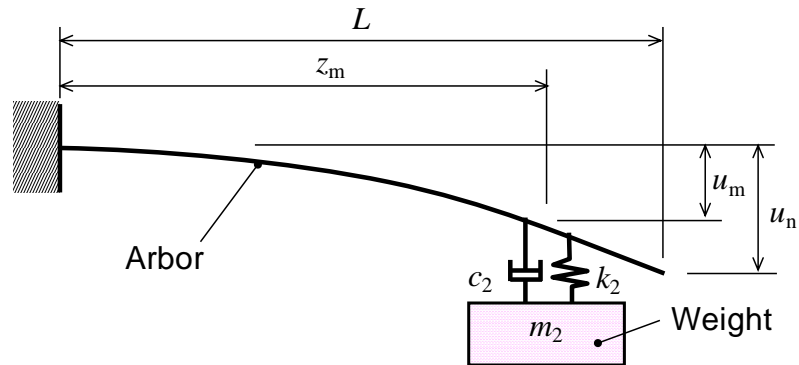


Fig.4. 21 Consideration of the connecting position between the arbor body and the weight.

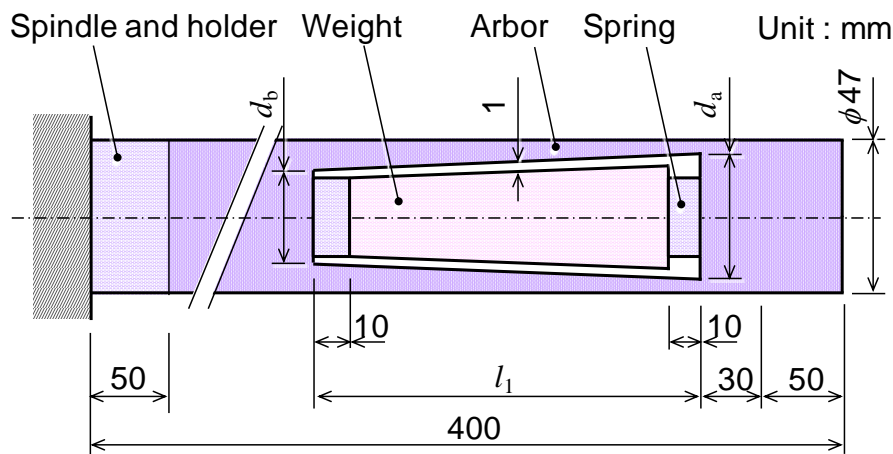


Fig.4. 22 Geometry of damped mass damper.

はじめに、スピンドルおよび工具ホルダの剛性を考慮するために設けた部分 (Fig.4. 22 における左側の 50mm 部分) について、解析上のヤング率および密度の値を同定した。中空部の無い場合の周波数応答を計測し、振幅の最大値と固有振動数が計算値と一致するようにした。このようにして、スピンドルおよび工具ホルダの剛性を考慮した上で、中空部長さ $l_1=150$ mm, 中空部内径 $d_a=d_b=36$ mm の場合について、コンプライアンスの最大負実部を最小にするばね定数 k_2 を探索した。さらに、アーバ本体の中空部長さおよび内径を変化させて、最適な中空部寸法 l_1, d_a, d_b , およびそのときの最適なばね定数 k_{2_opt} を求めた。2 自由度振動系のダイナミックダンパの最適化の方法としては、通常は定点理論 [4-10] が用いられる。定点理論は、コンプライアンスの振幅最大値 ϕ_{max} を最小にする方法である。しかし、びびり振動の安定限界切込み量を最大にする条件は、 ϕ_{max} を最小にする条件とは異なる。本研究では、次に示す方針でアーバ本体の中空部寸法の最適化を行うこととした。

- (1)コンプライアンスの最大負実部 R_{n_max} を最小にする
 - (2)中空部設置による静剛性 k_s の低下は、中空部のない同一外径寸法および長さのアーバの静剛性に対して 10% 以内とする
- 上記の(2)に関しては、静剛性が低下するとびびり振動が生じなくても切削力による工具の弾性変形が大きくなり、加工精度が悪化することを防ぐためである。

4.4 防振アーバの動剛性解析結果

4.4.1 有限要素法によるダンパ特性の最適設計

4.3.1 に説明した結果にもとづき、ダンパのばね定数 k_2 を 0.5×10^6 N/m から 4.0×10^6 N/m, さらに減衰比 ζ_2 を 0.2 から 0.4 と変化させて、工具先端を加振した

ときの周波数応答を計算した. このときのコンプライアンスの最大負実部を Fig.4. 23 に示す.

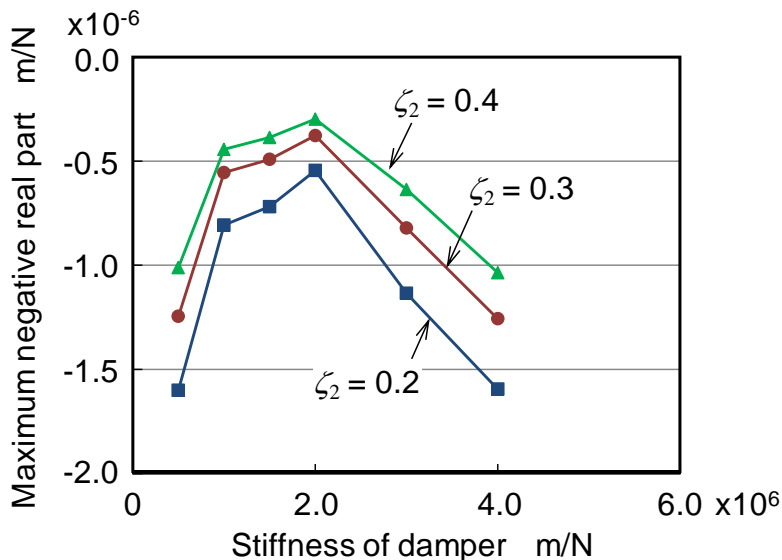


Fig.4. 23 Maximum negative real part of dynamic stiffness of damped arbor.

この結果から, どの減衰比においてもばね定数 k_2 が 2.0×10^6 N/m の場合にコンプライアンスの最大負実部の絶対値が最小となる. また, ばね定数 k_2 が 1.0×10^6 N/m から 2.0×10^6 N/m 近傍においては最大負実部は比較的变化が少ないのに対し, それ以外の領域では最大負実部の絶対値は急激に変化する. さらに, 減衰比を大きくすると最大負実部の絶対値が低下する. また, 実際の防振アーバの設計において, ダンパのばね定数を $k_2 = 1.5 \times 10^6$ N/m 近傍とすることで, ばね定数の値が変化しても安定した減衰性能が得られると考えられる.

4.4.2 質点系モデルにおける防振アーバの最適設計

動的コンプライアンスの振幅の最大値と固有振動数の実測値と計算値が一致するように, スピンドルおよび工具ホルダに対応した部分の材料物性を計算上で合せ込むこととした. 本研究では, スピンドル側の 50mm 部分のヤング率 E_s , 密度 ρ_s , および減衰比を調整した. はじめに, 外径 47mm および全長は切削工具を含めて 400mm と対象としている防振アーバと同一の形状の中実アーバを用いて, 静的コンプライアンスを測定した. 静的コンプライアンスは, 工具先端にばねばかりを用いて静荷重を与えて, そのときの変位をダイヤルゲージを用いて測定することで計算した. 工具先端に加えた荷重と変位の関係を Fig.4. 24 に示す. この結果より, 静的コンプライアンスは 4.39×10^{-6} m/N とした. 次に中実アーバの動的コン

プライアンスの測定結果を Fig.4. 25 に示す. この図に示したように, 周波数の低い領域, すなわち周波数 0Hz におけるコンプライアンスは静的コンプライアンスに一致するはずであり, $1/K_s$ で表される. この測定では, コンプライアンスの測定に加速度計とインパルスハンマによるインパルス応答法を用いており, 低周波数領域においては誤差を生じている. Fig.4. 24 に示した静的コンプライアンスと Fig.4. 25 における固有振動数の計測値と計算値が誤差 5% 以内で一致するように, 上記のスピンドルおよび工具ホルダ相当部分の物性を計算上設定した. この結果, スピンドル側より 50mm の領域のヤング率を 1.9×10^2 MPa , 密度を 2×10^{11} kg/m³ とした. また, 動的コンプライアンスの振幅の最大値の誤差を 10% 以内とするように, 減衰比は 0.04 とした.

次に, 錘支持用ばねのばね定数 k_2 を $k_2 = 1.01 \times 10^6$ N/m, 2.02×10^6 N/m , および 4.04×10^6 N/m と変化したときの, 動的コンプライアンスの計算値を Fig.4. 26 に示す. 中空部は, 長さ $l_1 = 150$ mm, 内径は $d_a = 36$ mm のストレート形状となっている. また, 錘の動特性は $\zeta_2 = 0.463$, $m_2 = 1.74$ kg と固定した条件で計算している.

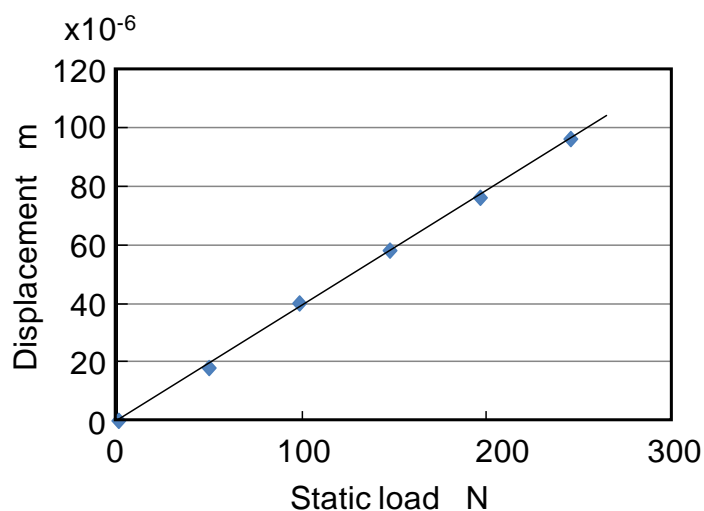


Fig.4. 24 Measurement results of static compliance of a solid tool arbor.

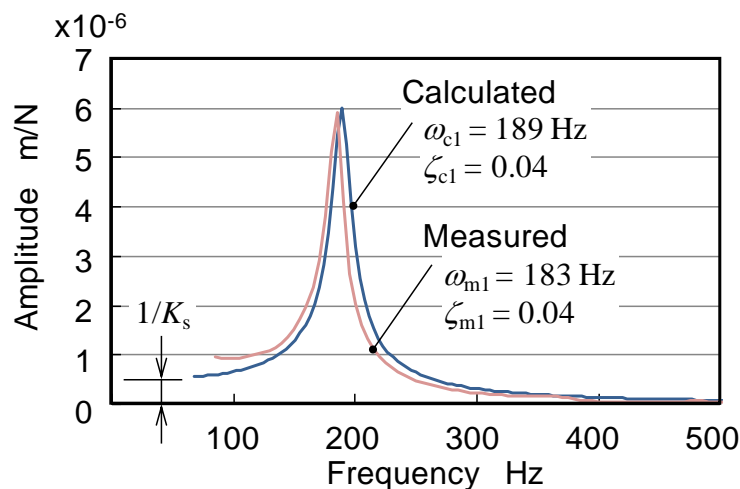


Fig.4. 25 Approximation of supporting stiffness of a solid tool arbor.

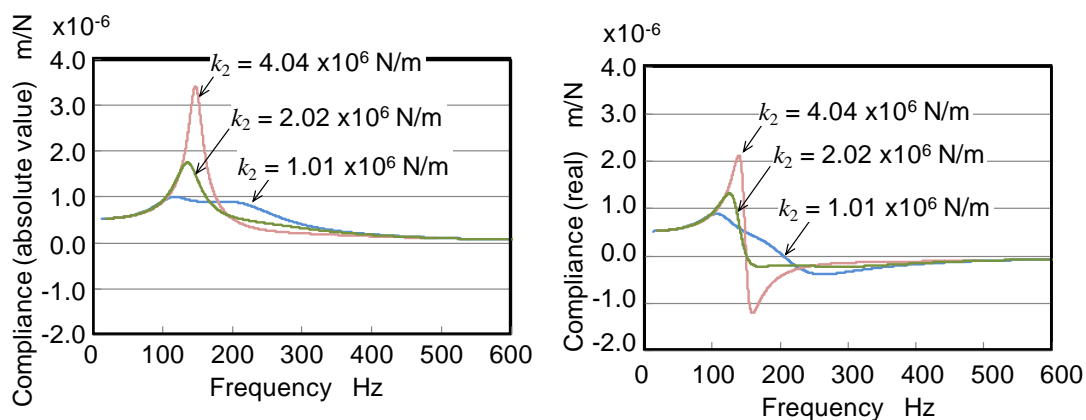


Fig.4. 26 Example of calculation results of dynamic compliance of a damped arbor.

錘支持用ばねのばね定数 k_2 と、動的コンプライアンスの最大負実部 $R_{n_max}(k_2)$ の関係を Fig.4. 27 に示す. この図より, $R_{n_max}(k_2)$ の絶対値は, ばね定数が $k_2=2.02 \times 10^6$ N/m において最小となることがわかる. 一方で, 振幅 ϕ_{min} を最小にするばね定数は $k_2=1.01 \times 10^6$ N/m であり, R_{n_max} を最小にする k_2 と, ϕ_{min} を最小にする k_2 は異なることがわかる. 本研究では, 4.1 で述べたように, 防振アーバの動特性最適化の指標として, 動的コンプライアンスの最大負実部を用いることとする.

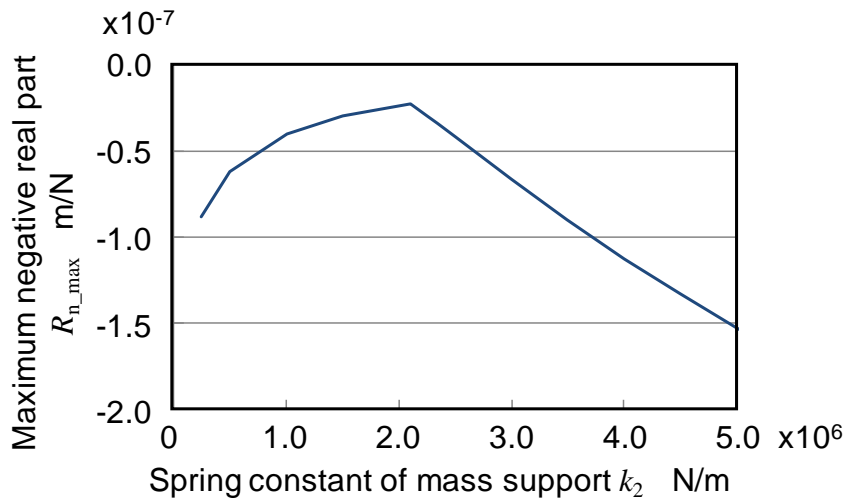


Fig. 4. 27 Relationship between spring constant of mass support and dynamic compliance of damped arbor.

4.4.3 中空部寸法の最適化

次に、本方式により中空部寸法を変化したときの動的コンプライアンスと静剛性について検討した。中空部の長さや内径寸法を変化したときのコンプライアンスの最大負実部、および静剛性の計算結果を Fig. 4. 28 および Fig. 4. 29 に示す。Fig. 4. 29 における $K_{s_th}=1.9 \times 10^6$ N/m の直線は、静剛性の低下が 5% となるしきい値を示している。中空部の内径寸法 d_a が大きくなると減衰特性は大きくなり、静剛性は小さくなる。これは、内径が大きくなった分、内蔵する錘の寸法を大きくできるのでマスダンパの吸振性能は向上できる、しかしアーバ本体の断面積が減少するために静剛性が減少するためである。それぞれの内径寸法 $d_a=32$ mm, 36 mm, 40 mm おいて、 R_{n_max} が最大となる中空部長さ l_1 が存在する。一方で、中空部長さ l_1 を長くすると静剛性は単調に減少すると言える。

以上の検討結果より、中実のアーバに対する静剛性の減少を 10% 以内とし、かつ動的コンプライアンスの最大負実部を最小にする中空部寸法として、直径 d_a を 36 mm, 長さ l_1 を 150 mm とした。

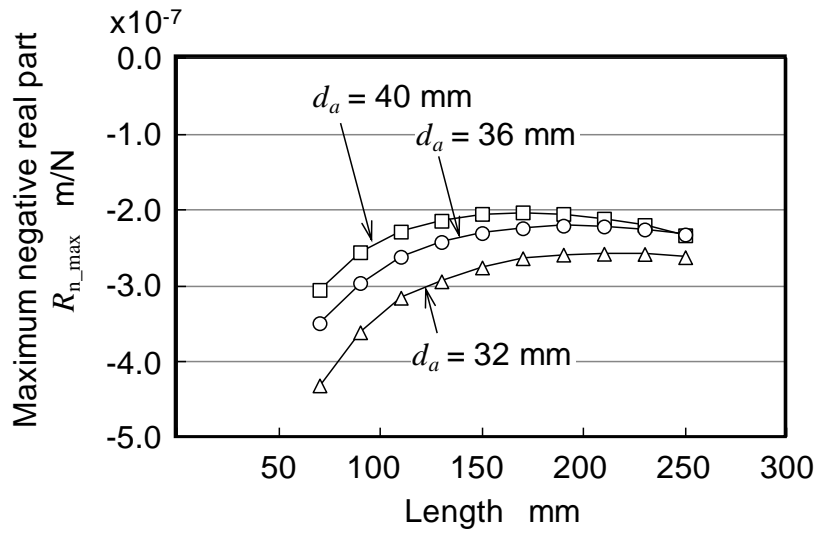


Fig.4. 28 Relationship between dimensions of hollow space and maximum negative real part of compliance.

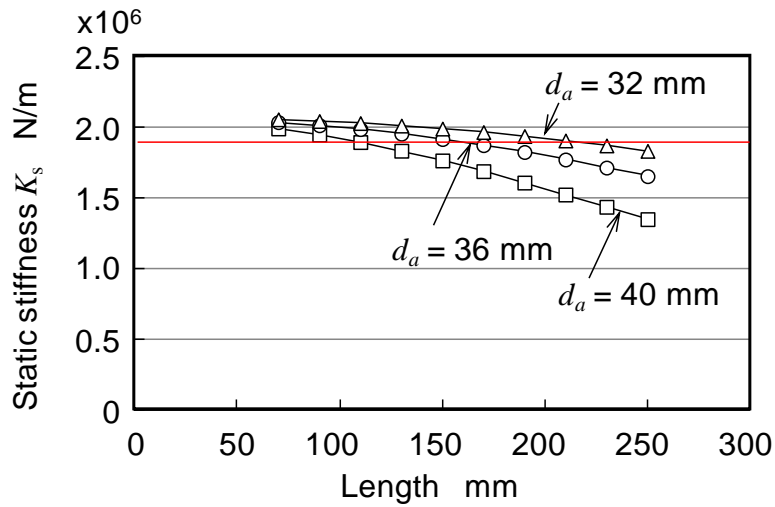


Fig.4. 29 Relationship between dimensions of hollow space and static stiffness.

4.4.4 中空部テーパ形状における防振アーバの動特性

次に、中空部長さ l_1 を 90mm, 150mm, 210mm の 3 通りとした場合について、テーパ形状およびストレート形状の中空部に対する静剛性 K_s と動的コンプライアンスの最大負実部 R_{n_max} の関係を Fig.4. 30 に示す。

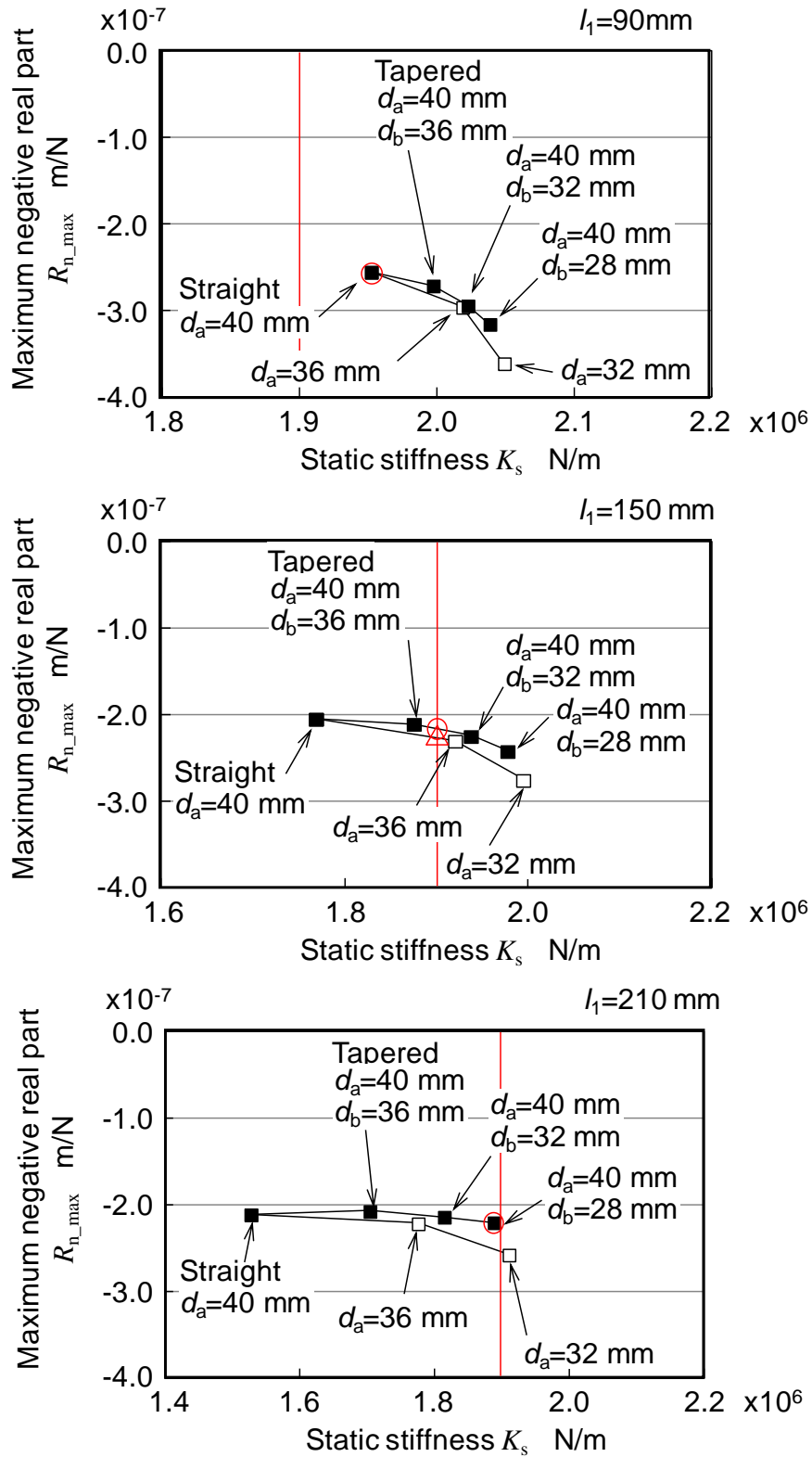


Fig. 4. 30 Static and dynamic stiffness of straight hollow part and taper hollow part.

図中には中実アーバに対してばね定数の減少が 10%となる静剛性のしきい値 $K_{s_th}=1.9 \times 10^6$ N/m の直線も示してある. 中空部をテーパ形状とした場合の小端径 d_b は 28mm から 36mm に変化させた. 大端径はすべて 40mm としてある. この結果から, テーパ形状の中空部において R_{n_max} は静剛性の増加に伴って常に減少する. 中空部長さ l_1 の増加および小端径 d_b の増加に伴ってコンプライアンスの最大負実部 R_{n_max} は向上する. それぞれの中空部長さに対して R_{n_max} と K_s の最適値を赤色のマーカーで示した. 最適な中空部長さ l_1 および, 小端径 d_b は $l_1=150$ mm, $d_b=34$ mm である. Fig.4. 30 の中央のグラフに△のマーカーで示したストレート形状の中空部の最適値は, テーパ形状の中空部と非常に近い値となっている. このため, 以下の解析および実験の検討では中空部の最適寸法として内径 $d_a=36$ mm, 長さ $l_1=150$ mm のストレート形状を最適形状とすることとした. ただし, 静剛性のしきい値を本研究よりも高くする場合には, テーパ形状を採用すべきである. 採用した中空部形状を Fig.4. 31 に示す.

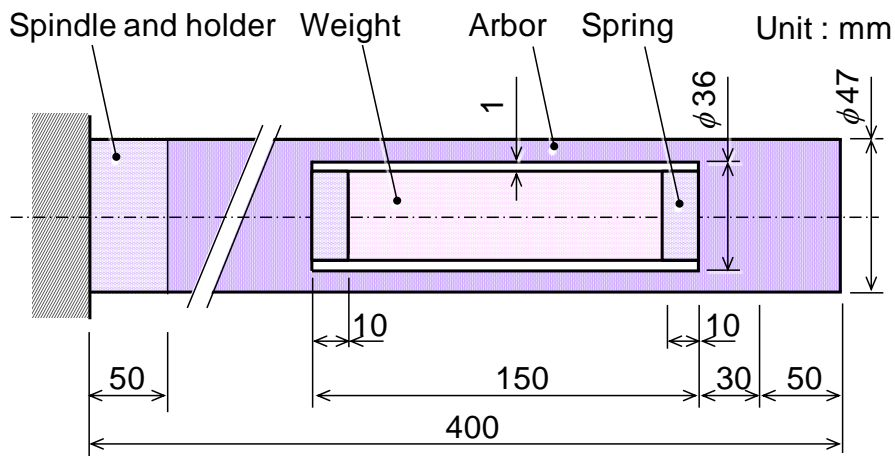


Fig.4. 31 Geometry of the designed hollow space.

4.5 防振アーバの実加工への適用

4.5.1 モジュラー式防振アーバの最適設計

一般に, 工具長が短い場合は工具剛性が高いので, 工具長は可能な限り短い方がびびり振動を生じにくく, 高能率な加工が可能である. このため深穴, 深溝, キャビティ形状などの加工においては, 浅い部位においては短い工具を用い, 加工する部分の深さに応じて長さを変えて用いることで, 全体の加工時間の短縮が可能である. しかし, 加工部位ごとに長さの異なる防振アーバを多数用意することは, 投資を増大させ, 製造コスト増大の原因となる. したがって, コスト増大を

抑制していくためには、Fig.4. 32 に示したように、長さ L_a を変えた BT ホルダを複数準備しておき、同一のモジュラー化した長さ L_b ダンパを接続することで全体の工具長 L_a+L_b を変化させて使用することが考えられる。

防振アーバ本体の剛性は全長によって変化するので、ダンパの錘質量を同一としても、錘支持用ばね定数、減衰係数の最適値は変化してしまう。すなわち、ある一つの工具長に対してダンパ部を最適化しても、全長を変化させて用いると、減衰性能が劣化してしまうことが考えられる。そこで次に、モジュラー化したダンパ部の最適調整を都度行うことなく、幅広い範囲の長さで使用できる用いるためのダンパ調整方式について検討した。工具として用いる最大の長さ $L_{max}=400\text{mm}$ 、最小の長さ $L_{min}=300\text{mm}$ として、 L_{max} の状態でダンパを最適化した場合、 L_{min} の状態でダンパを最適化した場合のそれぞれについて、工具全長 L を 300mm 、 350mm 、 400mm と変化したときの動的コンプライアンスを比較した。それぞれの条件において、中空部の寸法は $l_1=150\text{mm}$ 、内径は $d_a=36\text{mm}$ 、内蔵されている錘の質量は $m_2=1.74\text{kg}$ と同一になっている。

工具全長を $L_{max}=400\text{mm}$ としてダンパを最適化した場合の計算結果について、Fig.4. 33 に示す。この図における緑色の曲線はダンパの錘質量を $m_2=1.74\text{kg}$ と固定した状態(中空部寸法 $l_1=150\text{mm}$ 、 $d_a=36\text{mm}$)で、 k_2 および ζ_2 をそれぞれの工具長($L=300\text{mm}$ 、 350mm 、 400mm)に対して最適化した場合とを示している。またこの図における赤色の曲線は、工具長 $L=400\text{mm}$ の状態で k_2 および ζ_2 を最適化($k_2=2.01\times 10^6\text{N/m}$ 、 $\zeta_2=0.42$)し、BTホルダの側の長さ L_a を変更して $L=300\text{mm}$ 、 350mm とした場合を示している。この結果より、中空部寸法すなわち錘質量を一定として、それぞれの工具長に対してダンパの調整を最適化すると、工具本体の剛性向上に伴って、動的コンプライアンスの最大負実部における周波数は高くなるものの、最大負実部の大きさはさほど変化しないと言える。また、 $L=400\text{mm}$ の状態で最適化したダンパを、 L_a を変更した BT ホルダに取付けても同様であり、最大負実部の大きさはさほど変化していない。

Fig.4. 34 の緑色の曲線は、Fig.4. 33 と同様にそれぞれの工具長に対して最適化した場合を示している。また、この図の赤色の曲線は Fig.4. 33 と同じ中空部寸法および錘質量のダンパについて、工具長を $L=300\text{mm}$ とした状態で最適化($k_2=5.30\times 10^6\text{N/m}$ 、 $\zeta_2=0.34$)し、 L_a を変更した BT ホルダに取付けて工具長を $L=350\text{mm}$ 、 400mm とした場合を示している。この結果から、工具長を $L=300\text{mm}$ として最適化したダンパを $L=350\text{mm}$ 、 400mm として使用すると、動的コンプライアンスの最大負実部の絶対値は大きくなると言える。

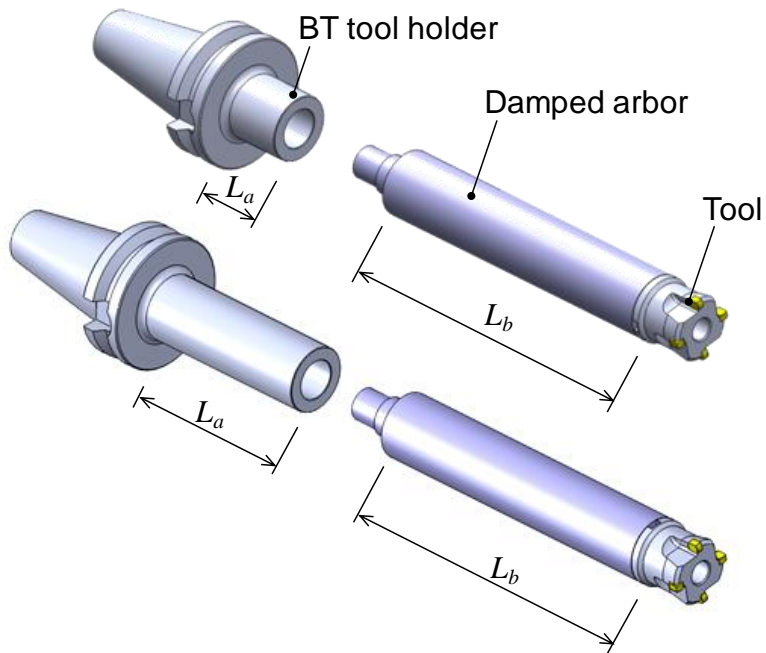


Fig. 4. 32 Example of changing total length of damped arbor by changing BT tool holder.

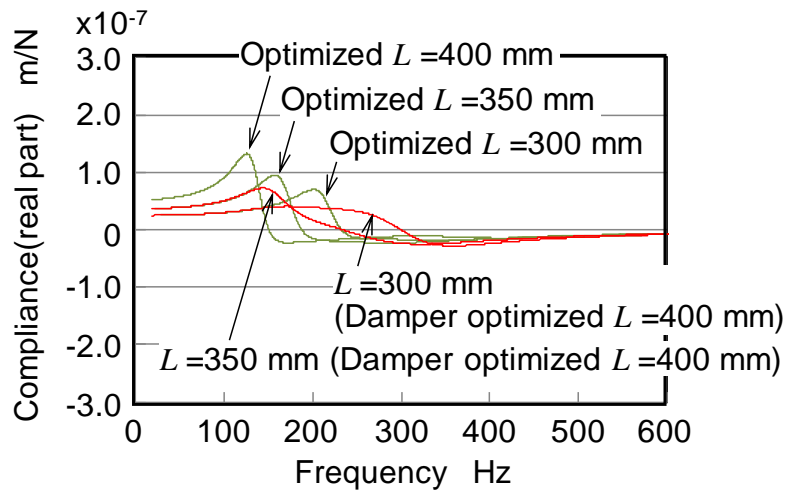


Fig. 4. 33 Compliance of the tool which is optimized where total length is 400mm.

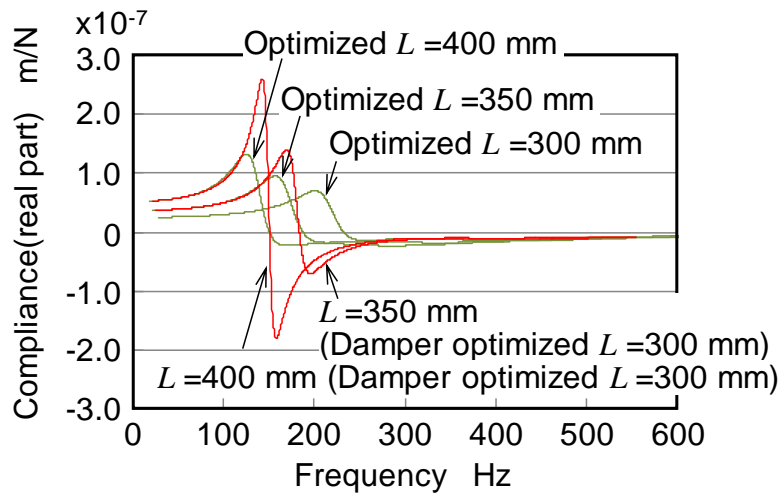


Fig.4. 34 Compliance of the tool which is optimized where total length is 300mm.

以上の検討から、使用する工具長の最も長い場合に対してダンパを最適設計すると、工具長が短い場合に対しても性能の劣化は少ないと言える。このため、マスダンパをモジュラー化して異なる BT ホルダに取付けて使用する場合には、工具長が最大の場合を想定してダンパ設計を行う必要がある。

4.5.2 工具回転時のバランスに関する検討

マスダンパの錘は弾性体によって支持されており、工具の回転軸と錘の中心軸にはずれを生じる可能性がある。中心軸にずれがあると、工具回転時にアンバランスを生じるため振動を発生する可能性がある。そこで次に、錘の中心軸のずれによるアンバランスが工具回転時の振動に及ぼす影響を考察する。錘の質量を m_2 、錘の中心軸のずれを e 、錘の半径を r_a とすると、アンバランスの質量 m_u は次式で表される。

$$m_u = \frac{m_2 e}{r_a} \quad (4.28)$$

中空部の半径 $d_a=36$ mm、長さ $l_1=150$ mm の場合、錘の質量は $m_2=1.74$ kg、錘半径を $r_a=17$ mm とする。中空部内面と錘の外形は 1mm のすき間が設定されており、錘の中心軸が最大で $e=1$ mm であったとすると、アンバランスの質量は $m_u=0.102$ kg となる。工具の回転数を $S \text{ min}^{-1}$ とすると、アンバランスによる遠心力は次式で表される。

$$F_u = m_u e \left(2\pi \frac{S}{60} \right)^2 \quad (4.29)$$

工具回転数を $S=636 \text{ min}^{-1}$ とすると、錘中心軸のずれによる遠心力は $F_u=0.45\text{N}$ となる。一般に加工中には工具先端に数百 N の切削力が作用するが、 F_u は切削力に対して十分小さい。また錘のアンバランスによる振動は工具回転数 $S=636 \text{ min}^{-1}$ に対して 10.6 Hz となり、アーバの固有振動数 189 Hz と比較しても十分低く、錘中心軸のずれの工具振動への影響は無視できると考えられる。

4.6 実験検証

4.6.1 実験方法

上記の設計方法の検証、および防振アーバの切削性能を評価するため、中空部寸法を $l_1=150 \text{ mm}$ 、内径を $d_a=36 \text{ mm}$ のストレート形状とした全長 $L=400 \text{ mm}$ の防振アーバを試作した。全長 $L=400 \text{ mm}$ のうち、先端の切削工具は長さ 50mm である。試作した防振アーバの概観を Fig.4. 35 に示す。使用した切削工具は刃先の直径 50mm 、4 枚刃の高送り工具(日立ツール製 ASR4050-4)である。工具に取付けられているインサートはコーテッド超硬合金であり、 10mm のノーズ半径が設けられている。防振アーバのスピンドル側はミーリングチャックで把持している。実験には中実アーバと防振アーバを用いた。工具の動的コンプライアンスは Fig.4. 36 に示したように、工具先端に加速度ピックアップを取付け、その反対側をインパルスハンマによって打撃したときの打撃力と加速度応答を計測することによって行った。実験に用いた被削材は幅 150mm 、長さ 250mm の $0.5\%C$ の鋼材(JIS S50C)である。初めに、びびり振動に対する安定性を評価するため、Fig.4. 37 に示したように工具径方向の切込み量を 30mm 、1 刃当りの工具送り量を 1mm/tooth とし、回転数、軸方向切込み量、および送り方向を変化させて切削音からびびり振動発生の有無を判断した。実験条件をまとめて Table 4. 2 に示す。

次に、試作した防振アーバの性能を定量評価するため、軸方向を連続的に変化させて、切削音、加工面の表面粗さを評価した。切削音の評価には騒音計を用いた。主軸回転数は 636 min^{-1} 、送り速度は $2,544 \text{ mm/min}$ 、工具の半径方向切込み量は 30mm であり、ダウンカットとなる方向に工具を送った。Fig.4. 38 に示したように、被削材の長手方向に 250mm 切削加工し、加工に伴って回転軸方向の切込み量が增大するように傾斜方向に工具を送った。従来の中実工具では、切削長 250mm に対して切込み量が 0 mm から 0.8 mm と増大するようにした。また、試作した防振アーバでは、切込み量が 0 mm から 1.5 mm と増大するようにした。実験条件をまとめて Table 4. 3 に示す。

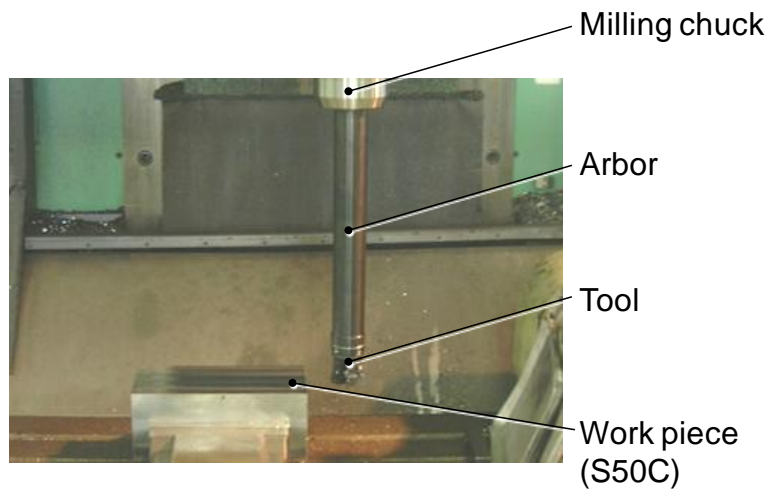


Fig.4. 35 Outlook of prototyped damped arbor.

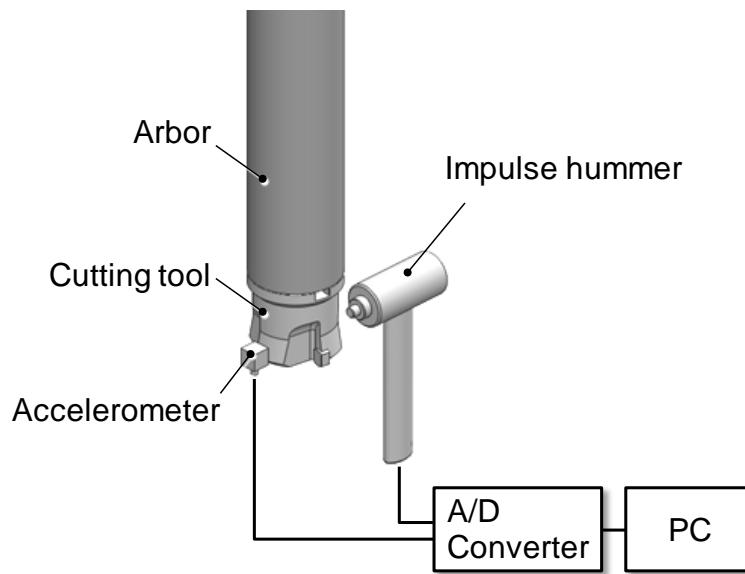


Fig.4. 36 Measurement of dynamic stiffness of damped arbor.

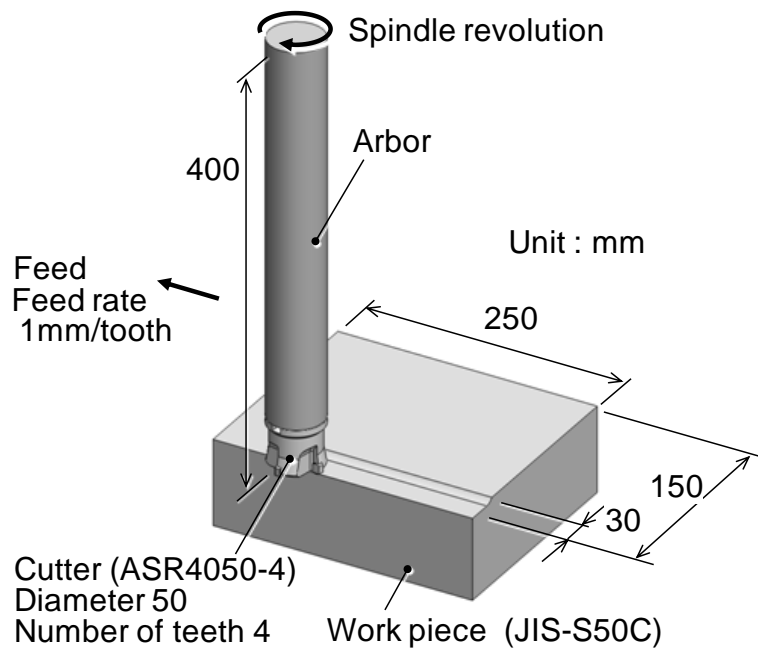


Fig. 4. 37 Setup of milling tests(1).

Table 4. 2 Milling test configurations(1).

Machine tool	Vertical machining center VS5A (Mitsui seiki kogyo Co. ,Ltd.)
Cutting tool	High feed milling tool ASR4050-4(Hitachi Tool Eng. ,Ltd.) Diameter : 50 mm Number of teeth : 4 Insert : EDNW13T4TN-10 JX1045 (Hitachi Tool Eng. ,Ltd.) Tool length :400 mm
Work piece	JIS S50C
Cutting conditions	Spindle revolution : 400-1000 min ⁻¹ (Maximum cutting velocity : 63-157 m/min) Feed speed : 1600-4000mm/min (Feed rate : 1.0 mm/tooth) Radial depth of cut : 30mm Down milling , Up milling
Cutting fluid	Soluble

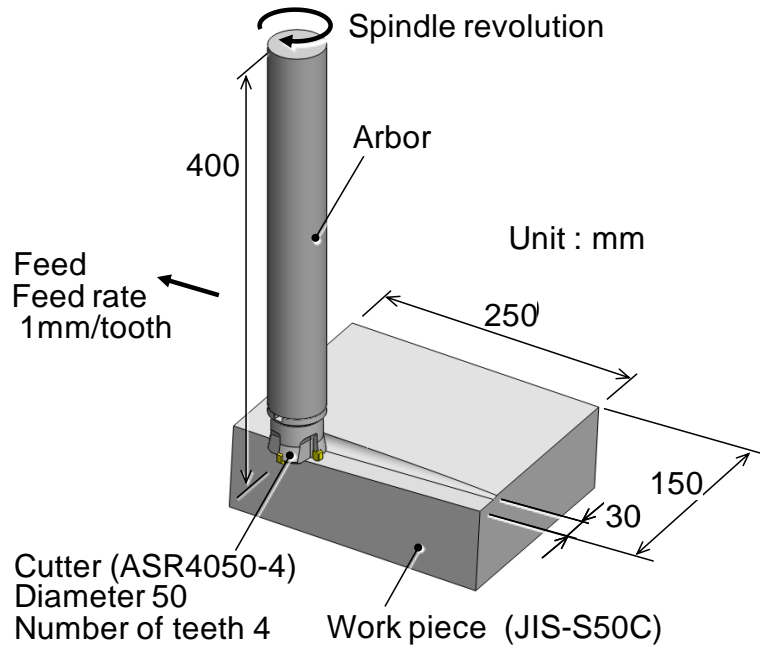


Fig. 4. 38 Setup of milling tests(2).

Table 4. 3 Milling test configurations(2).

Machine tool	Vertical machining center VS5A (Mitsui seiki kogyo Co. ,Ltd.)
Cutting tool	High feed milling tool ASR4050-4(Hitachi Tool Eng. ,Ltd.) Diameter : 50 mm Number of teeth : 4 Insert : EDNW13T4TN-10 JX1045 (Hitachi Tool Eng. ,Ltd.) Tool length :400 mm
Work piece	JIS S50C
Cutting conditions	Spindle revolution : 636 min ⁻¹ (Maximum cutting velocity : 100 m/min) Feed speed : 2544mm/min (Feed rate : 1.0 mm/tooth) Radial depth of cut : 30mm Down milling
Cutting fluid	Soluble

4.6.2 防振アーバの動特性

試作した防振アーバの動的コンプライアンス測定結果を Fig.4. 39 に示す. 比較のために, 長さ 400mm の従来アーバの測定値も示している. この図から, 従来アーバの最大負実部は $-2.9 \times 10^{-6} \text{m/N}$ であるのに対して, $-2.7 \times 10^{-7} \text{m/N}$ と約 9 倍に向上している. 設計値および測定値には周波数約 220Hz 近傍において大きな誤差を生じている. この誤差は計算モデルを 2 自由度で近似している点などが影響しているものと思われるが, 最大負実部の値, および固有振動数において良く一致しているものと考えられる.

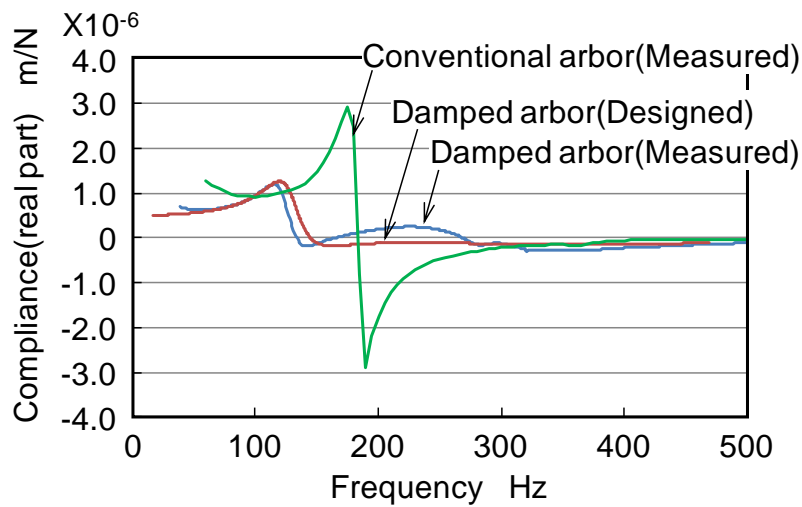


Fig.4. 39 Dynamic compliance of the prototyped tool arbor.

4.6.3 加工実験結果

はじめに, 従来工具を用いて, Table 4. 2 に示した条件で, JIS-S50C 材を切削してびびり振動安定性を評価した. 加工条件として, 径方向切込み量を 30mm, 1 刃当りの工具送り量を 1mm/tooth として, 工具回転数と軸方向切込み量を変化させた. この結果を Fig.4. 40 に示す. 図中の×のマークは, びびり振動が発生したことを示している. 従来アーバを用いた切削加工では, 回転数 400min^{-1} から 1000min^{-1} , 軸方向切込み量 0.1mm から 0.2mm のすべての条件でびびり振動が発生した.

次に, 試作した防振アーバを用いて Table 4. 2 の条件での切削加工を行った. Fig.4. 41(a)はアップカットの場合であり, Fig.4. 41(b)はダウンカットば場合を示している. 図中の○のマークはびびり振動が発生せずに良好な切削状態であったことを示している. ×のマークはびびり振動が発生した場合を示している. この結果から, アップカットの場合, 軸方向切込み量 0.6mm 程度まで, ダウンカットの場合

軸方向切込み量 0.7mm 程度まではびり振動を発生せずに加工が可能であった。

以上の実験結果より、試作した防振アーバでは従来アーバと比較して、回転数、軸方向切込み量を変化しても広い範囲でびり振動を抑制でき、高能率な加工が可能であることがわかった。

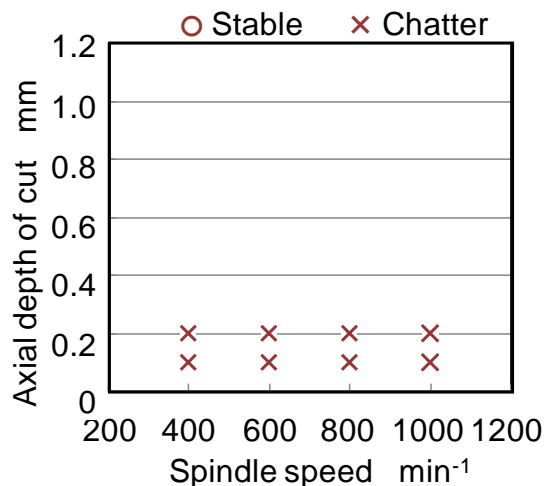
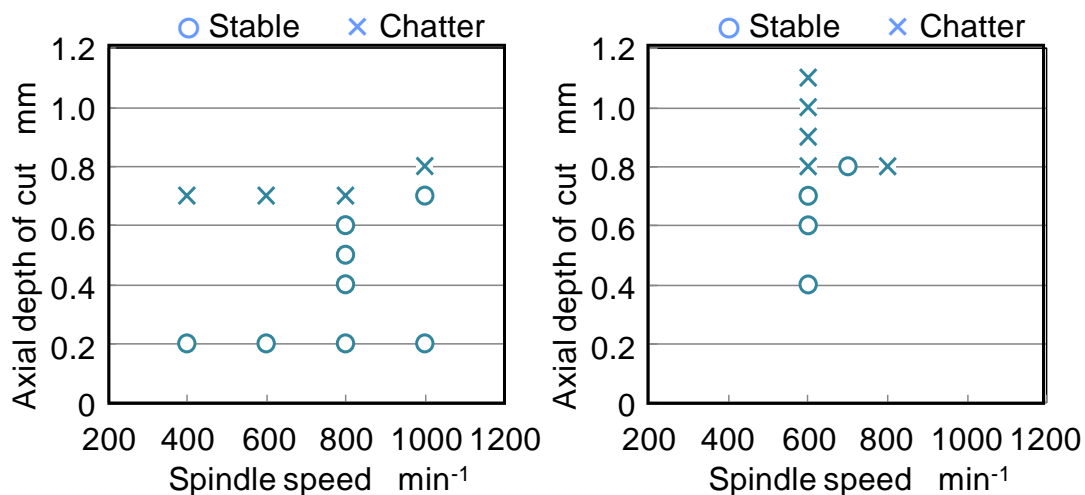


Fig.4. 40 Milling test result with Conventional arbor.



(a) Up milling

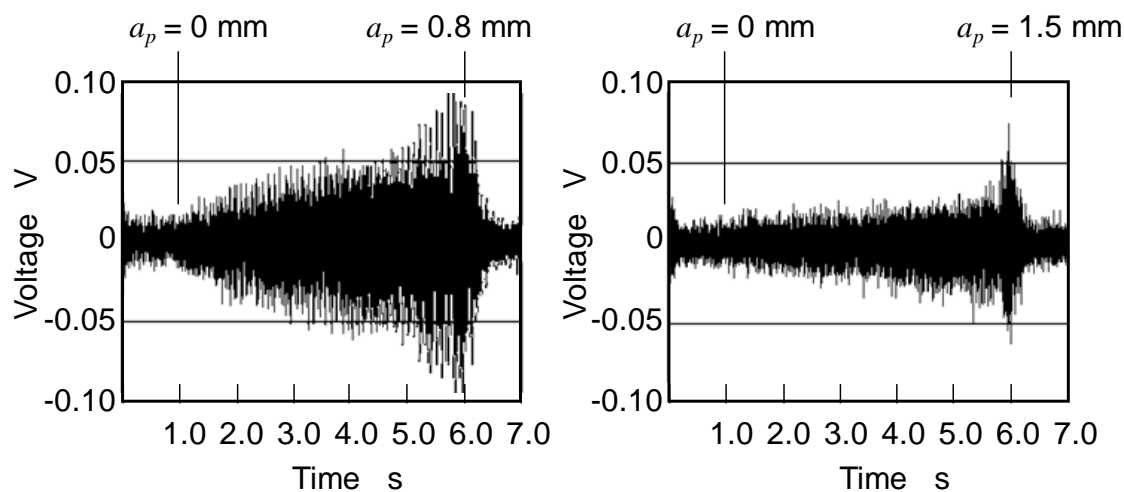
(b) Down Milling

Fig.4. 41 Milling test results with designed damped arbor.

次に、試作した防振アーバの性能を定量評価するために、Table 4. 3 に示した

条件で切削実験を行った。

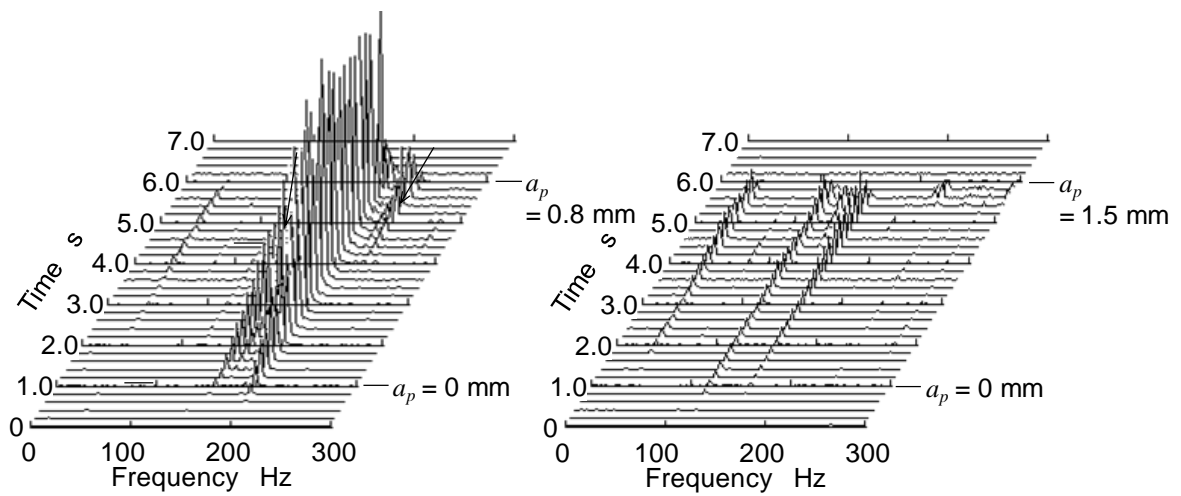
従来の中実工具および試作した防振アーバにおける加工中の騒音計の出力電圧を Fig.4. 42(a)および Fig.4. 42(b)に示す。工具の送りに伴って切込み量 a_p が増大するように傾斜切削を行っているので、加工時間の増加に伴い切削音は大きくなっている。従来の中実工具では約 6.0s において切込み量 a_p は 0.8mm、試作した防振アーバでは 6.0s において切込み量 a_p は 1.5mm と約 2 倍の切込み量となっているにも関わらず、切削音は小さくなっており、振動を抑制できていると言える。Fig.4. 42 における切削音のパワースペクトラムを Fig.4. 43 に示す。この切削実験において工具回転数は 636min^{-1} 、工具の刃数は 4 枚であることから、切削の周波数は 42.4Hz となっている。また工具の固有振動数は 189Hz である。切削の周波数の整数倍、および工具の固有振動数近傍においてパワースペクトラムは大きくなっている。従来の中実工具では加工中に大きなびびり音を生じ、試作した防振アーバよりも大きなパワースペクトラムを生じている。特に工具の固有振動数に近い 200Hz 近傍において大きな振動を生じていると言える。



(a) Conventional tool

(b) Prototyped damped tool

Fig.4. 42 Comparison of cutting sound in oblique milling tests.



(a) Conventional tool

(b) Prototyped damped tool

Fig.4. 43 Spectrum of cutting sound in oblique milling tests.

従来の中実工具と試作した防振アーバによって加工した面の観察結果を Fig.4. 44 および Fig.4. 45 に示す. 加工面の仕上げ面粗さは図における A, B, および C の 3 つのラインに沿って測定した. A は工具の回転中心の位置であり, B および C は A からそれぞれ 5mm, 10mm の位置である. 表面粗さの測定は十点平均粗さ RzJIS によって評価した. これらの結果から, 切込み量の増大に伴って表面粗さも増大しており, また従来の中実工具では試作した防振アーバと比較して十点平均粗さも大きく, 切削開始直後より加工面にはびびりマークが観察される.

以上の検討により, 試作した防振アーバを用いることで切込み量を増加してもびびり振動を生じにくく, 表面粗さの良好な高精度な加工が可能であることがわかった.

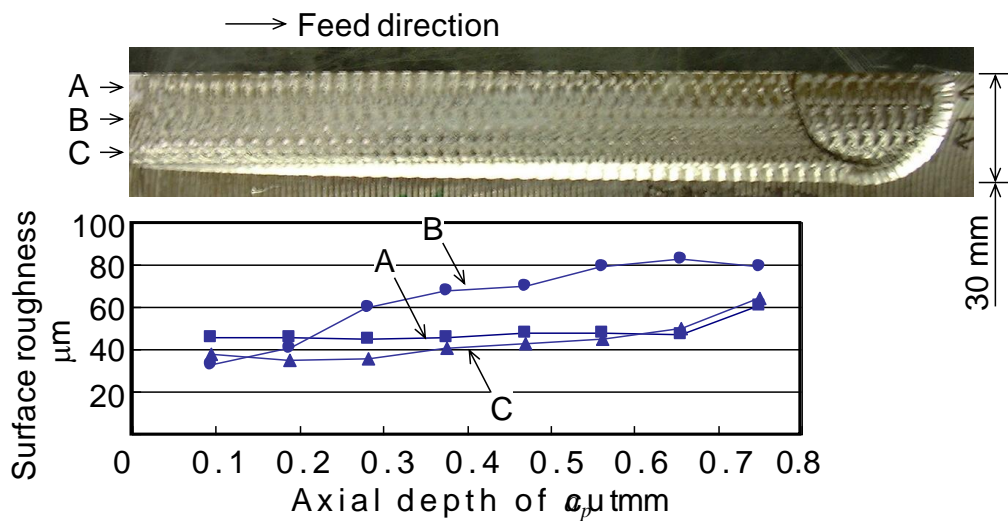


Fig. 4. 44 Surface roughness of work piece machined with a conventional tool.

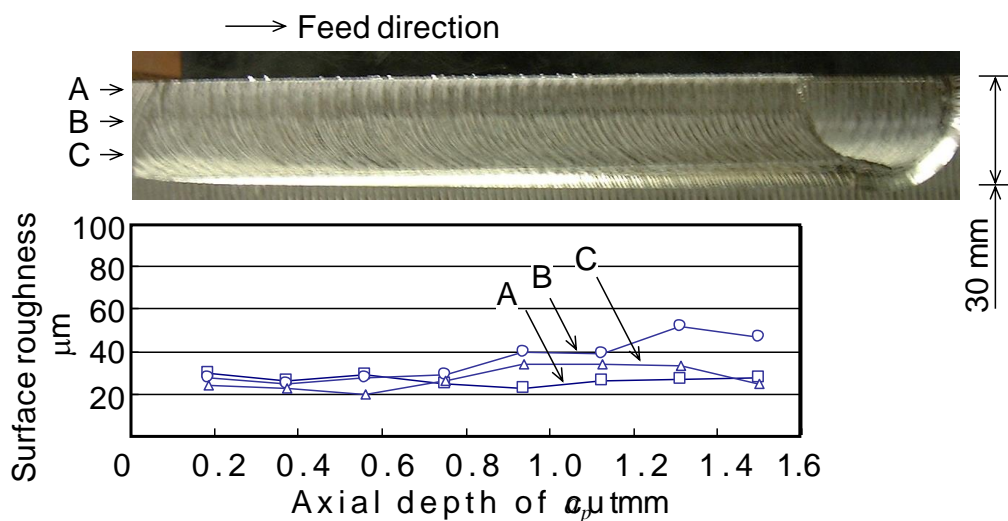


Fig. 4. 45 Surface roughness of work piece machined with the prototyped damped tool arbor.

4.7 考察

4.7.1 レーリー法にもとづくダンパ設計手法

本研究で対象にしているマスダンパは、錘の両端がばねで支持された構造となっており、Fig.4. 4 に示したようにアーバ本体の1次モード振動と合せて3自由度

の運動を考慮する必要がある。しかし、本研究の方法では中空部寸法の最適化を目的として、アーバ本体に作用する曲げモーメントを考慮して、アーバ本体の振動を1自由度系とし、さらに錘はその重心位置において1自由度運動するものと仮定しているので、防振アーバ全体を2自由度系に近似して計算している。この妥当性を検討するために、この計算結果を有限要素法によって計算した Fig.4. 23 の結果と比較したものを Fig.4. 46 に示した。マスダンパの減衰比は、どちらも $\zeta_2 = 0.3$ の場合を示している。この図から、ばね定数が小さい領域では、吸振錘の2次モードの振動の影響が現れており、誤差が大きくなっているが、最大負実部が最小となるばね定数 $k_2 = 2.02 \times 10^6$ N/m 近傍において2自由度系に近似した計算結果と、有限要素法により多自由度を考慮した結果は良い一致を示しており、アーバ先端における変位と、4.10 式に示した錘の重心位置における変位の比 α を導入した近似計算により妥当な結果が得られると考えられる。

本研究で提案した防振アーバの設計手法では、アーバ本体の振動はレーリー法を用いて1次モードを近似し、マスダンパにおける錘は質量 m_2 がその重心の位置においてアーバ本体に反力を与える2自由度系に近似している。このために、防振アーバの工具先端における振動の変位と、マスダンパにおける錘の重心位置における振動変位の比 α を運動方程式に導入した。工具先端における動的コンプライアンスについて、変位の比 α を用いない場合と、用いた場合の計算結果を Fig.4. 47 に示す。この結果から、錘が工具先端に直接接続されている場合、すなわち α を用い場合は、より大きな反力を作用させることになるので、最大負実部は小さくなっている。さらに負実部が最大となる周波数においても、提案した方法は良い予測結果を示していると言える。

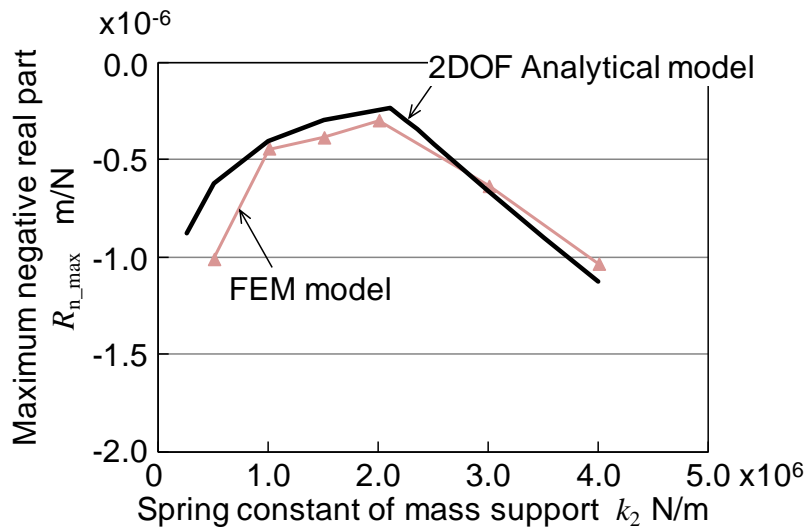


Fig.4. 46 Comparison of calculated results of maximum negative real part of compliance by 2DOF analytical model and FEM model where $\zeta_2=0.3$.

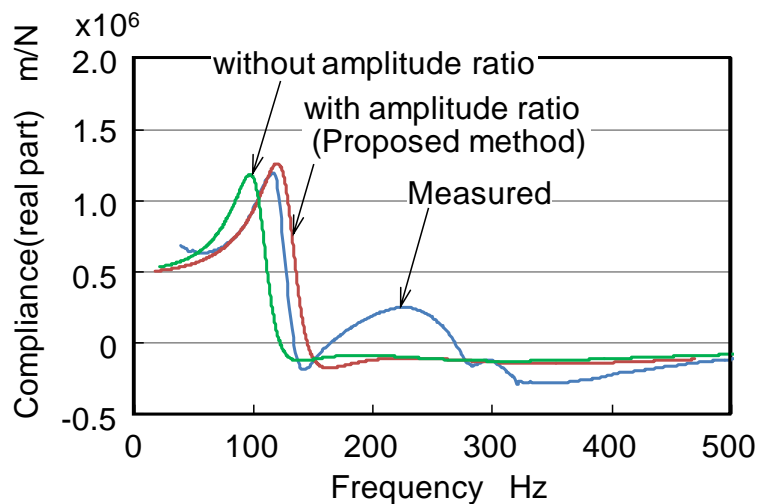


Fig.4. 47 Comparison of measured and calculated dynamic compliance.

4.7.2 防振アーバの最適設計における中空部形状

アーバ本体の曲げ振動においては，工具側では運動エネルギーが最大となり，工具ホルダ側で最小となる．反対に曲げモーメントは工具側で最小となり，工具ホルダ側で最大となる．このために中空部をテーパ形状とすることで，ストレート形状と比較すると工具側の重量が軽く，すなわち工具側の運動エネルギーを減少させる．

さらに、曲げモーメントが大きくなる工具ホルダ側において中空部径が小さいので断面二次モーメントが大きく、静剛性も高くなる。したがって、中空部の体積を同一とするとテーパ形状ではストレート形状と比較して動剛性および静剛性の両方を向上できると言える。

4.7.3 試作防振アーバの動特性

工具全長を変化して用いる場合の、モジュラー化したマスダンパの動特性について考察する。工具全長 $L=300$ mm および 400 mm の場合について、中空部寸法長さ $l_1=150$ mm, 中空部内径 $d_a=36$ mm (錘質量 $m_2=1.74$ kg) と一定にし、マスダンパの錘支持のばね定数 k_2 を変化させたときの動的コンプライアンスの最大負実部を Fig. 4. 48 に示す。全長を $L=300$ mm とした場合のばね定数の最適値は $k_{2_opt}=5.3 \times 10^6$ N/m, $L=400$ mm とした場合は $k_{2_opt}=2.1 \times 10^6$ N/m となっている。全長 $L=400$ mm の工具では、ばね定数が最適値よりも大きく、 $L=300$ mm の最適値である $k_{2_opt}=5.3 \times 10^6$ N/m とすると、最大負実部 R_{n_max} は大きく劣化している。一方で、長さ $L=300$ mm の工具では、ばね定数 k_2 が変化しても R_{n_max} の変化は小さい。この結果より、ばね定数が最適値よりも小さい領域では、ばね定数の変化に対する最大負実部の変化は小さいが、ばね定数が最適値よりも大きい領域では最大負実部の変化が大きいことがわかる。このため長い工具で最適化したダンパを短い工具で使用しても動的コンプライアンスの変化が小さいと考えられる。

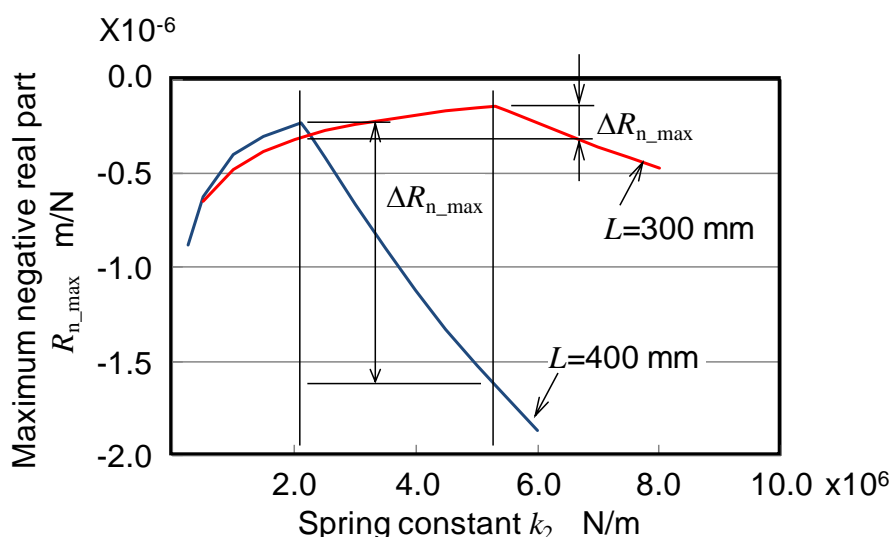


Fig. 4. 48 Relationship between spring constant and maximum negative real part of compliance for $L=300$ mm and $L=400$ mm.

4.7.4 試作防振アーバの切削性能

本研究で提案した方法により設計した防振アーバにより、従来の中実工具と比較して切削性能が向上した。Table 4. 3 の条件での実験結果における切込み量と切削音(騒音計の出力電圧)の実効値(RMS)との関係を Fig.4. 49 に示す。この図から試作した防振アーバにおける実効値は、切込み量 a_p を 1.5 mm まで大きくしても $0.15 \times 10^{-7} \text{ V}^2$ である。この値は従来の中実工具における切込み量 $a_p=0.16 \text{ mm}$ 程度と同様である。Fig.4. 40 および Fig.4. 41 の結果と比較して大きな切込み量でも切削加工が可能となっているが、これは送りに伴い軸方向切込み量が増大して行くが、再生効果によって振動振幅が増幅するのに時間を要するために、軸方向切込み量が一定の場合よりも大きな切込み量で切削加工できているものと考えられる。Fig.4. 44 と Fig.4. 45 における切込み量と表面粗さの関係を Fig.4. 50 に示す。表面粗さの許容値を $RzJIS < 50 \mu\text{m}$ とすると、従来の中実工具では切込み量は 0.2mm 程度であるのに対し、試作した防振アーバでは 1.2mm までの切込みが可能である。

以上の切削音、加工面の表面粗さの評価結果より、本研究で提案した防振アーバはびびり振動を抑制し、切込み量を従来工具の 6 倍以上に向上でき、高効率な加工が可能であると言える。

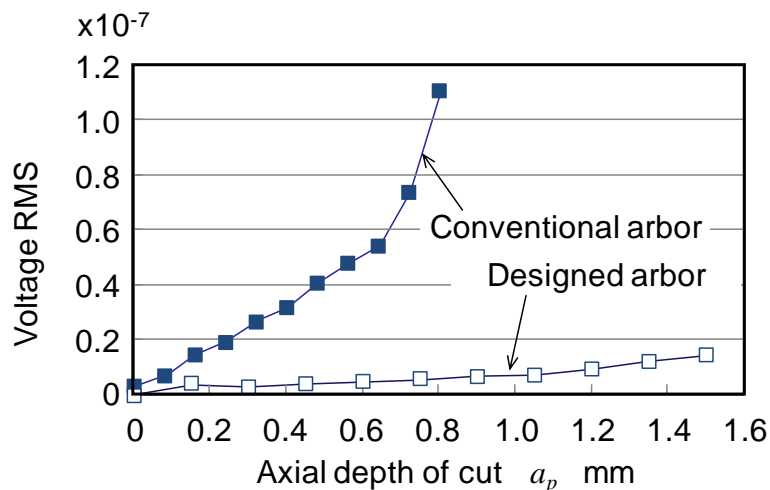


Fig.4. 49 RMS of the sound in cutting tests.

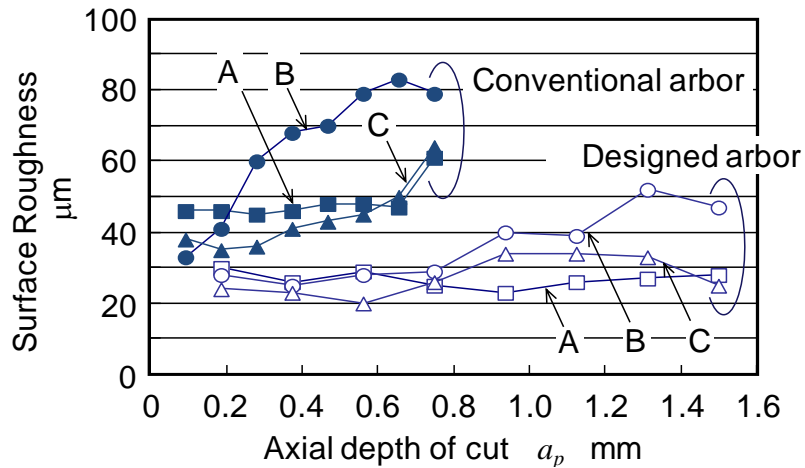


Fig.4. 50 Comparison of surface roughness of the machined surface.

4.8 工業製品への適用

大型機械部品や金型などの加工において、長尺工具のびびり振動を抑制しつつ、さらにコスト低減が可能な、防振アーバの設計指針を示した。本章で説明したように、動的コンプライアンスと静剛性を向上できるマスダンパの方式、および異なる長さで使用する場合のマスダンパの調整方式について示した。本研究で開発した防振アーバでは、びびり振動を抑制によって加工能率を向上すると同時に、工具寿命を10倍に向上し、加工コスト低減に貢献している[4-11,4-12]。

4.9 結言

金型などの大物部品の加工におけるびびり振動抑制と切削性能向上を目的に、アーバの内部に中空部を設け、マスダンパを内蔵した防振アーバの設計方法と切削性能について検討した。はじめに動的コンプライアンスのモデルを構築し、これに基づく設計方法を提案した。また、提案した設計方法にもとづく試作を行い切削性能の評価を行った結果、以下の結論を得た。

- 1) レーリー法に基づき、中空部の寸法を変化してアーバ本体の剛性を計算し、マスダンパの錘の重心において反力が作用する2自由度系として近似することにより、動的コンプライアンスの高精度な予測モデルを構築した。これによる設計方法を提案した。
- 2) 中空部の体積を同一にした場合、中空部をテーパ形状とすると、ストレート形状と比較して動的コンプライアンスと静剛性を向上できることを明らかにした。
- 3) マスダンパをモジュラー化し、異なる長さのBTホルダに接続して用いる場合、マスダンパを使用する範囲で最大の長さに対して最適化することによって、長

さを変化しても動的コンプライアンスの変化を生じずに使用できることを明らかにした。

- 4) 切削実験において測定した切削音および加工面の表面粗さの結果より、試作した防振アーバでは従来の中実工具に比較して約 6 倍に切込み量を向上でき、高能率な加工が可能であることを明らかにした。

第5章 結論

5.1 研究の結論

本研究では、社会を支える様々なインフラ製品の製造プロセスにおいて、加工能率の飛躍的な向上を目的として、キー部品の高速ミーリングプロセスのモデルベース開発技術の構築を行った。三次元形状の機械部品加工において、切削工具の回転軸方向の変位や、複雑な工具軌跡を考慮した加工精度予測、また、工具交換を行いながら複雑形状を加工する場合の工具選定等を考慮したプロセス設計の実現を目指し、

- (1) 工具軸方向に弾性変位する薄板のフェースミル加工
- (2) 径方向に弾性変位するボールエンドミルの三次元送り加工
- (3) 突出し長さを変化した長尺工具によるキャビティ加工におけるびびり振動抑制の3つの課題について、それぞれに切削力と振動解析に基づく加工精度の予測に基づく、最適加工条件および治工具のモデルベース開発技術を構築し、実験検証した。本章では、本研究によって得られた結果を以下にまとめる。

第2章では、エレベーター用ガイドレール等の薄板長尺材の高速・高精度加工を目的に、複合フライス工具によりガイドレール頭部の左右側面の同時加工を行う時の、加工精度について予測モデルの構築とこれに基づく高速加工プロセスを実験検証した。その結果、切削が終了する領域において、複合フライス工具とガイドレール頭部の中心のずれ量が大きい程二面幅の減少量は大きくなるが、フライス工具の軸方向切削力は切込みに依存しない成分があり、一定値以下の中心のずれ量では二面幅減少量は大きくなるかわからなかった。また、同時に作用する切れ刃数の変化によって、側面にうねりが形成されるモデルを考案し、実測値と比較した結果、中心のずれ量、剛性がうねりに及ぼす影響を解明した。さらに、高精度な加工を実現するための中心のずれとクランプ剛性に対する基準値を明らかにした。

第3章では、金型製作時の熱処理や専用工具製作の工数を削減することを目的として、標準工具を用いた焼入れ鋼への小径穴の直接加工を検討した。硬さHRC58の焼入れ鋼への、小径ボールエンドミルを用いたヘリカル送りによる小径テーパ穴の高能率加工を実現するために、工具の送り方向などの加工条件が加工精度に及ぼす影響について予測モデルを構築し、これに基づく加工プロセスについて実験検証した。その結果、工具折損を生じずに連続的にテーパ穴加工が可能なヘリカル送りピッチにおいて、工具摩耗が増大すると切削力は増大するが、加工面側がアップカットとなる右ねじ方向送りの方が、加工面側がダウンカットとなる左ねじ方向送りの場合よりも、工具摩耗の切削力への影響は小さいことを示し

た。また、工具摩耗増大による穴径の変化量は切削力の増大傾向と一致し、加工面側がアップカットとなる右ねじ方向送りの方が穴径の変化は比較的小さいことを明らかにした。右ねじ方向送りでは、実用上許容の範囲内ではあるが切削初期より加工面の表面粗さが悪く、また工具摩耗の増大によりバリが発生し、表面粗さも悪化することがわかった。さらに、有限要素法を用いた解析では、工具のストレート部とテーパ部の境界部において最大の応力が生じ、工具摩耗時の切削力では材料の疲労強度に匹敵する応力が作用し、エンドミルが折損しやすくなることを示した。

第4章では、金型などの大物部品の加工におけるびびり振動抑制と切削性能向上を目的に、アーバの内部に中空部を設け、マスダンパを内蔵した防振アーバの設計方法と切削性能について検討した。はじめに動的コンプライアンスの予測モデルと、これに基づく設計方法を提案した。また、提案した設計方法にもとづく試作を行い切削性能の評価を行った。その結果、中空部の体積を同一にした場合、中空部をテーパ形状とすると、ストレート形状と比較して動的コンプライアンスと静剛性を向上できることを明らかにした。また、マスダンパをモジュラー化し、異なる長さのBTホルダに接続して用いる場合、マスダンパを使用する範囲で最大の長さに対して最適化することによって、長さを変化しても動的コンプライアンスの変化を生じずに使用できることを明らかにした。試作した防振アーバを用いた切削実験において、測定した切削音および加工面の表面粗さの結果より、従来の中実工具と比較して約6倍に切込み量を向上でき、高能率な加工が可能であることがわかった。

5.2 今後の工業化への展開

本研究では、三次元形状の切削加工において、加工能率、加工精度を向上するプロセス設計を実現するため、各種方式における切削力予測に基づく加工プロセスのモデルベース開発技術を構築した。また、びびり振動の抑制が可能な防振アーバの設計技術を構築した。特に、医療機器、エレクトロニクス等の分野では製品の小型化に伴い、微細切削加工のニーズが高まっており、多くの研究が着手されている[5-1,5-2]。特に、光学機器や分析機器等を対象とし、被削材質として金属材料だけでなくガラス等の硬脆材料の切削加工技術の開発も進められている。これらの加工では、加工精度や工具寿命に関する検討はさらに重要であり、本研究で提案しているように、切削力と、工具材料の疲労強度に基づく工具設計が重要になると考えられる。一方で、電力プラント、航空・宇宙、自動車、産業機器などの大型機械部品においては、強度や耐熱性に優れた新素材の開

発が急ピッチで進められている。これらの材料では切削加工が困難な場合が多く、難削材の加工技術開発が急務となっている[5-3]。工具鋼や、Ni 合金、Ti 合金等では、一般的な構造用炭素鋼と比較すると工具摩耗が大きく、また、切削力が大きいため、加工精度の確保が困難という課題がある。特にびびり振動に関しては、長尺工具のびびり振動抑制だけでなく、被削材の剛性に起因したびびり振動の予測、被削材のびびり振動を抑制する治具等への本技術の応用が必要になると考えられる。

以上のように、本研究では切削力に基づいた加工精度の予測と、治工具の最適設計が可能な、加工プロセスのモデルベース開発技術を構築し、実際の工業製品への適用によって本研究の妥当性を実証した。

参考文献

第1章 緒論

- [1-1]岩田正己, 切削工具による省エネルギー機械加工, 型技術, 27, 8, (2012), pp42.
- [1-2]二ノ宮進一, 環境対応の加工技術の動向, (2011), pp18.
- [1-3] グリーンイノベーション実現に向けての研究課題と展望-材料研究を中心として-, 日本学術会議, (2011), pp12.
- [1-4]小谷昂, 中山圭一, 石田徹, 竹内芳美, 複合加工機用 CAM システムの研究, 日本機械学会論文集(C編), 75, 757, (2009), pp2589-2595.
- [1-5]藤島誠, 小田陽平, 森雅彦, 工作機械の省エネルギー, 精密工学会誌, 78, 9, (2012), pp752-756.
- [1-6]松原十三生, 環境対応加工技術の現状と課題, 精密工学会誌, 68, 7, (2002), pp885.
- [1-7]安齋正博, エンドミル加工の基礎と課題 -高速ミーリングによる形状加工-, 精密工学会誌, 77, 8, (2011), pp723-727.
- [1-8]日本工作機械工業会, 2012年数値制御(NC)工作機械生産実績等調査, (2012)
- [1-9]竹山秀彦, 切削加工, 丸善, (1980), pp3.
- [1-10]村木俊之, 山本博雅, 複合加工機の現状と展望, 精密工学会誌, 78, 9, (2012), pp740-743
- [1-11]森脇俊道, 工作機械の高速化技術の現状, 精密工学会誌, 53, 7, (1987), pp1001-1004.
- [1-12]角田和雄, 超高速転がり軸受け, 精密工学会誌, 53, 7, (1987), pp1005-1008.
- [1-13]曾我部正豊, 工作機械用リニアモータ 高出力化, 高精度化, 低発熱化に対する現状, 課題, ならびに開発動向, 精密工学会誌, 69, 11, 2003, pp1542-1544.
- [1-14]水本洋, 超精密工作機械の位置決め技術展望, 日本機械学会論文集(C編), 76, 769, (2010), pp2167-2175.
- [1-15]渋川哲郎, 杉田和彦, 工作機械における超精密位置決め技術の現状, 精密工学会誌, 57, 10, (1991), pp1717-1721.
- [1-16]曾我部正豊, 中村厚生, 最近の NC 工作機械用サーボ制御機器, 精密工学会誌, 59, 9, (1993), pp1427-1430.
- [1-17]垣野義昭, 松原厚, 黎子椰, 上田大介, 中川秀夫, 竹下虎男, 丸山寿

- 一, NC 工作機械における送り駆動系のトータルチューニングに関する研究(第2報), 精密工学会誌, 61, 2, (1995), pp268-272.
- [1-18]垣野義昭, 井原之敏, 中津善夫, NC 工作機械の運動精度に関する研究(第3報), 精密工学会誌, 53, 8, (1987), pp1220-1226.
- [1-19]山村洋之, 吉川睦, 糸孝行, 田内拓至, 谷川佳史, 高速・高剛性5軸加工機 MVR-D χ の開発, 三菱重工技報, 45, 3, (2008), pp48-51.
- [1-20]東本修, 工作機械の動向と工作機械主軸用軸受けの取組み, *JTECT Engineering Journal*, No.1001, (2006), pp97-100.
- [1-21]森正継, 古林卓嗣, 工作機械主軸用円すいころ軸受け, *NTN TECHNICAL REVIEW*, No.74, (2006), pp16-21.
- [1-22]二宮瑞穂, 宮口和男, ボールねじの最近の技術動向, *NSK Technical Journal*, 664, (1997), pp1.
- [1-23]横山和宏, 斉藤瑞希, 鳥海啓, 森脇俊道, 明日川正人, ボールねじ熱膨張のリアルタイム補正による位置決め精度の向上(第1報), 精密工学会誌, 74, 9, (2008), pp931-936.
- [1-24]竹山秀彦, 切削加工, 丸善, (1980), pp144.
- [1-25]奥島啓式, 人見勝人, 切削工具の逃げ面摩耗と切削力の変化, 精密機械, 29, 339, (1963), pp304-309.
- [1-26]関谷克彦, 山根八洲男, 鳴瀧 則彦, ニッケル基超耐熱合金 Inconel718 の高速エンドミル加工における工具摩耗, 精密工学会誌, 70, 8, (2004), pp1086-1090.
- [1-27]和田任弘, 藤原順介, 花崎伸作, 安富雅典, オーステンパ処理球状黒鉛鋳鉄の切削における工具摩耗, 日本機械学会論文集(C編), 64, 626, (1998), pp4065-4071.
- [1-28]廣崎憲一, 新谷一博, 兼氏歩, 生体用チタニウム合金の高速切削加工に関する研究 バインダレス cBN 工具の工具摩耗形態と摩耗機構, 精密工学会誌, 72, 2, (2006), pp219-223.
- [1-29]森田昇, 吉田嘉太郎, 岸岡成泰, 武藤学, 上野滋, 高硬度材の高速エンドミル加工に関する研究第2報 工具ねじれ角が切削抵抗および工具摩耗に及ぼす影響, 日本機械学会論文集(C編), 63, 616, (1997), pp4354-4358.
- [1-30]竹山秀彦, 村田良司, 工具摩耗の温度依存性, 精密機械, 27, 312, 33-38, (1961), pp33-38.
- [1-31]田中隆太郎, 山根八州男, 岡田将人, 細川晃, 上田隆司, 高速対応型快削鋼のエンドミル加工:BN 添加鋼切削時の工具摩耗と切削温度, 精密工学会誌, 73, 7, (2007), pp803-807.

- [1-32]白杵年, 山根八州男, 鳴瀧則彦, 高速断続切削時の工具摩耗と切削温度, 精密工学会誌, 71, 10, (2005), pp1303-1308.
- [1-33]笹原弘之, オイルミスト供給による高速エンドミル加工時の工具摩耗への影響, 精密工学会誌, 66, 1, (2000), pp80
- [1-34]松岡寛憲, 小野肇, 津田吉広, 後藤幸紀, 切削油添加の工具摩耗防止効果に及ぼすホブ形状の影響, 日本機械学会論文集(C編), 65, 636, (1999), pp3444-3451.
- [1-35]赤澤浩一, 尾崎勝彦, 社本英二, 切削条件と被削材成分を考慮した工具摩耗予測システムの開発, 精密工学会誌, 57, 5, (2009), pp66-71.
- [1-36]白瀬敬一, 稲村豊四郎, 安井武司, エンドミル加工における加工誤差の推定と要因分析, 精密工学会誌, 53, 9, (1987), pp1433-1439.
- [1-37]白瀬敬一, 稲村豊四郎, 安井武司, エンドミル加工における加工誤差の要因分析と定量化, 精密工学会誌, 52, 4, (1986), pp705-712.
- [1-38]藤井義也, 岩部洋育, ねじれ刃エンドミルのたわみに及ぼすチャックおよびコレットの影響と加工精度, 精密工学会誌, 52, 2, (1986), pp273-278.
- [1-39]Y.Altintas, *MANUFACTURING AUTOMATION SECOND EDITION*, CAMBRIDGE UNIVERSITY PRESS, (2012), PP16
- [1-40]Krystof, *J.Grundlagen der Zerspanung*, (1939), VDI-Verlag GmbH.
- [1-41]Merchant, M.E., Mechanics of the metal cutting process, 1. Orthogonal cutting and a type 2 Chip, *Journal of Applied Physics*, 16,5, (1945), pp267-275.
- [1-42]Lee, E.H. and Shaffer, B.W., Theory of plasticity applied to the problem of machining, *Journal of Applied Mechanics*, 18, (1951), pp405-413.
- [1-43]白樫高洋, 白井英治, 二次元流れ型切削のシミュレーション解析, 精密機械, 42, 5, (1976), pp340-345.
- [1-44]白樫高洋, 白井英治, 切削における温度-ひずみ速度効果の基礎研究(第2報), 精密機械, 37, 5, (1971), pp338
- [1-45]白樫高洋, 白井英治, 工具すくい面の摩擦特性, 精密機械, 39, 9, (1973), pp996.
- [1-46]帯川利之, 田口克行, 笹原弘之, 白樫高洋, 白井英治, せん断形切りくず生成の有限要素シミュレーション, 精密工学会誌, 59, 5, (1993), pp821-826.
- [1-47]帯川利之, 白井英治, チタン合金(Ti-6Al-4V)の鋸歯状切りくず生成のFEMシミュレーション(第1報) 解析手法の定式化と一二の適用例, 精密工学会誌, 58, 6, (1992), pp1072-1078.

- [1-48] 笹原弘之, 帯川利之, 二相合金切削の有限要素シミュレーション, 精密工学会誌, 64, 7, (1998), pp583-587.
- [1-49] 篠塚淳, 帯川利之, 白檜高洋, チップブレーカによる切りくず破断過程の熱弾塑性有限要素シミュレーション, 精密工学会誌, 62, 8, (1996), pp1161-1166.
- [1-50] 帯川利之, 李成発, 篠塚淳, 切削シミュレーションによるニッケル基超耐熱合金の被削性評価, 精密工学会誌, 69, 1, (2003), p105-109.
- [1-51] T.D.Marusich, M.Ortiz, Modelling and simulation of high-speed machining, *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 38, (1995), pp3675-3694.
- [1-52] 山添一夫, 機械と工具, 44, 2, (2000), pp25-30.
- [1-53] 大西慶弘, 切削シミュレーション・ソフトと解析事例 切削加工専用シミュレーション AdvantEdge, ツールエンジニア, 51, 9, (2010), pp12-15.
- [1-54] 藤井義也, 岩部洋育, 切削中におけるエンドミルの挙動と加工精度との関係, 精密機械, 43, 7, (1977), pp807-813.
- [1-55] W.A.Kline, R.E.DeVor, and J.R.Lindberg, The prediction of cutting forces in end milling with application to cornering cuts, *International Journal of Machine and Tool Design and Research*, 22,1,(1982),pp7-22.
- [1-56] W.A.Kline, R.E.DeVor, and I.A.Shareef, The prediction of surface accuracy in end milling, *Transactions of ASME, Journal of Engineering for Industry*, 104,(1982),pp272-278.
- [1-57] 仙波卓弥, 田口紘一, 佐久間敬三, 穂積豊, 高剛性精密仕上げエンドミルの開発とその切削性能(エンドミルねじれ角と切削抵抗), 日本機械学会論文集(C編), 57, 533, (1991), pp313-319.
- [1-58] 仙波卓弥, 佐久間敬三, 田口紘一, 内山潔, 高剛性仕上げエンドミルの開発とその性能評価, 日本機械学会論文集(C編), 55, 511, (1989), pp787-791.
- [1-59] 藤井義也, 岩部洋育, ねじれ刃エンドミルの断面形状と曲げ剛性, 精密機械, 49, 6, (1983), pp735-740.
- [1-60] 岩部洋育, 藤井義也, エンドミルによるコーナ部加工に関する研究, 精密工学会誌, 57, 11, (1991), pp1995-2000.
- [1-61] 加藤和弥, 竹内芳美, 前田幸男, 山中敏夫, 小野塚英明, スクロール圧縮機部品の高精度・高能率加工 加工点一定制御における加工精度の向上, 日本機械学会論文集(C編), 71, 701, (2005), pp304-310.
- [1-62] 加藤和弥, 竹内芳美, 前田幸男, 山中敏夫, 小野塚英明, スクロール圧

- 縮機部品の高精度・高能率加工(表面粗さに着目した高能率底面加工),
日本機械学会論文集(C編), 70, 697, (2004), pp2730-2736.
- [1-63]藤井義也, 岩部洋育, ボールエンドミルによる切削力曲線と加工精度との
関係, 精密機械, 48, 5, (1982), pp649-654.
- [1-64]藤井義也, 寺井丈浩, ボールエンドミルシミュレータに関する研究, 精密工
学会誌, 54, 12, (1988), pp2301-2306.
- [1-65]Hsi-Yung Feng, Chia-Hsiang Menq, A Flexible Ball-End Milling
System Model for Cutting Force and Machining Error Prediction,
*Transactions of ASME, Journal of Manufacturing Science and
Engineering*, 118, 11, (1996), pp461-469.
- [1-66]G.Yucesan, Y.Altintas, Prediction of Ball End Milling Forces,
Transactions of ASME, Journal of Engineering for Industry, 118, 2,
(1996), pp95-103.
- [1-67]笠原和夫, 村田圭介, 鈴木千博, ボールエンドミル加工での切削抵抗お
よび工具挙動に及ぼす工具姿勢の影響(第1報)工具を1および2軸で
傾斜させた切削過程の幾何学量と切削抵抗, 精密工学会誌, 77, 10,
(2011), pp966-971.
- [1-68]笠原和夫, 鈴木千博, 大高健太郎, ボールエンドミル加工での切削抵抗
および工具挙動に及ぼす工具姿勢の影響(第2報)ピックフィード加工の
場合の切削抵抗の結果と工具挙動の予備的検討, 精密工学会誌, 78,
10, (2012), pp899-904.
- [1-69]笠原和夫, 広田明彦, 斜面のボールエンドミル加工の切削抵抗と切削機
構の解析(第4報)等高線加工の場合, 精密工学会誌, 75, 11, (2009),
pp1345-1349.
- [1-70] Tobias, S.A., *Machine Tool Vibration*, (1965), Blackie.
- [1-71]Merritt, H.E., Theory of Self-Excited Machine-Tool Chatter,
Transactions of ASME, Journal of Engineering for Industry, Vol.87,
(1965) pp.447-454.
- [1-72]近藤, 河野, 佐藤, 駒崎, 多重再生効果を考えた自励振動の挙動につ
いて, 日本機械学会論文集, 45,409(1980),pp1024-1032
- [1-73]社本, 切削加工におけるびびり振動の発生機構と抑制, 電気製鋼,
82,2(2011)143-155
- [1-74]J. Tlustý, P. McNeil : Dynamics of Cutting Forces in End Milling,
Annals of the CIRP, 24 (1970) 21-25.
- [1-75]Xiao Jian Zhang, Milling stability analysis with simultaneously
considering the structuralmode coupling effect and regenerative

effect ,*International Journal of Machine Tools & Manufacture*,53
(2012) 127-140

- [1-76] 大田, 鬼頭, 半田, モード連成による旋盤の一次びびり振動の発生機構について, 日本機械学会論文集(C編), 73, 726, (2007), pp208-214..
- [1-77] 近藤, 田中, 皮籠石, モード連成により発生するびびり振動の検知(第1報, 検知基準の検討), 日本機械学会論文集(C編), 64, 625, (1998), pp413-418
- [1-78] 鈴木, 井加田, 樋野, 社本, 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, 75, 7, (2009), pp908-914
- [1-79] 倉田, 鈴木, 樋野, 社本, 異方性を持つ低剛性工具によるエンドミル加工時のびびり振動安定限界, 精密工学会誌, 77,1(2011)97
- [1-80] Kurata, Suzuki, Hino, Shamoto, Chatter Suppression in Milling with Anisotropic Tools, *Proceedings of the 2009 International Symposium on Micro-NanoMechatronics and Human Science(2009)*, Nagoya, pp547-552.
- [1-81] Seto, K. and Yamada, K., An investigation on boring bars equipped with a dynamic absorber, *Proceeding of the 4th International Conference on Production Engineering*, Tokyo, (1980) pp.422-427.
- [1-82] Seto, K., *Dynamic vibration absorber and its applications*, (2010), Corona Publishing.

第2章 薄板長尺部材の高速・高精度加工

- [2-1] 狩野, データでみる次世代の切削加工技術, 日刊工業新聞社, (2000) , pp104.
- [2-2] Shamoto, E., Mori, T., Nishimura, K., Hiramatsu, T., Kurata, Y., Suppression of regenerative chatter vibration in simultaneous double-sided milling of flexible plates by speed difference, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Volume 59, issue 1 (2010), p. 387-390.
- [2-3] MORI, T., HIRAMATSU, T., SHAMOTO, E., Simultaneous double-sided milling of flexible plates with high accuracy and high efficiency-Suppression of forced chatter vibration with synchronized single-tooth cutters, *Precision Engineering*, Volume 35, 3, (2011), pp416-423.

- [2-4]藤井義也, 岩部洋育, 切削中におけるエンドミルの挙動と加工精度との関係, 精密機械, 43, 7, (1977), pp807-813.
- [2-5]仙波卓弥, 田口紘一, 佐久間敬三, 穂積豊, 高剛性精密仕上げエンドミルの開発とその切削性能(エンドミルねじれ角と切削抵抗), 日本機械学会論文集(C編), 57, 533, (1991), pp313-319.
- [2-6]大橋和正, 機械加工における各種段取作業と訓練法, 日本生産管理学会論文誌, 12,2,(2006),pp145-150.
- [2-7]松村隆, 村山孝博, 臼井英治, エンドミル加工における工具逃げ面摩耗監視システム, 精密工学会誌, 65,11,(1999),pp1617-1622.
- [2-8]松岡秀佳, 森和久, 岸川孝生, 佐藤五郎, 大容量・超高速エレベーターの開発, 日立評論, 88, 12, pp944-945.
- [2-9]野口直昭, 荒川淳, 吉村卓也, 関谷裕二, エレベーターの実稼動時の加速度データを用いたレール曲りの同定法, 日本機械学会論文集(C編), 78, 786, (2012), pp431-445.

第3章 小径ボールエンドミルによる微細穴形状加工の高速・高精度加工

- [3-1]岩部洋育, 嶽岡悦雄, 宮口孝司, 賀井治久, 高速ミーリングの現状と今後, 精密工学会誌, 64, 6, (1998), pp808-812.
- [3-2]岩部洋育, 山口恒志, 清水啓輔, 中西賢介, 小径ボールエンドミルによる高硬度材の高速加工における工具寿命と仕上面粗さに関する研究, 日本機械学会論文集(C編), 69, 687, (2003), pp3116-3123.
- [3-3]高橋一郎, 安齋正博, 中川威雄:10万回転超高速ミーリングにおける超硬小径ボールエンドミルの摩耗特性, 精密工学会誌, 65, 6, (1999), pp867-871.
- [3-4]野村光由, 川島貴弘, 柴田隆行, 村上良彦, 梶田正美, 堀内幸: 微小径エンドミル加工における特異切削現象に関する研究, 砥粒加工学会誌, 54, 10, (2010), pp598-602.
- [3-5]藤井義也, 岩部洋育: ねじれ刃エンドミルの断面形状と曲げ剛性, 精密機械, 49, 6, (1983), pp735-740.
- [3-6]浜口和也, 平山明宏, 静弘生, 奥田孝一, マイクロボールエンドミルの回転振れが摩耗特性および切削抵抗に及ぼす影響, 日本機械学会論文集(C編), 78,791,(2012),pp2689-2697.
- [3-7]岩部洋育, 名取修司, 梶田正美, 宮口隆司, FEMを用いた小径ボールエンドミルのたわみによる加工面生成機構の解析, 日本機械学会論文集(C

編), 69,687,(2003),pp3108-3115.

- [3-8]大塚昭夫, 東郷敬一郎, 菅原宏人, 北条浩, 植田文洋, WC-Co 超硬合金の引張・圧縮負荷による疲労, 材料, 36, 411, (1987), pp1361-1367.
- [3-9]金沢憲一, 福島光重, 浅野克彦, 島田富夫, 超硬合金エンドミルの折損の解析的予測, 精密工学会誌, 60,6, (1994), pp822-826.
- [3-10]金沢憲一, 奈良岡暁, 伊ヶ谷元久, 超硬合金エンドミルの折損の解析的予測(第2報), 精密工学会誌, 63,12,(1997),pp1741-1746.
- [3-11]金沢憲一, 奈良岡暁, 超硬合金エンドミルの折損の解析的予測(第3報), 精密工学会誌, 64,1, (1998) pp.131-136.

第4章 長尺工具のびびり振動抑制による高速・高精度加工

- [4-1]J.Tlusty, Machine Dynamics, edited by R. I. King, *Handbook of High Speed Machining Technology*, Chapman and Hall, New York (1985), pp48-153
- [4-2]Schmitz, Machining dynamics: Frequency response to improved productivity, Springer(2008),pp117-125
- [4-3]Madoliat, R., Hayati, S. and Ghalebahman, A.G., Modeling and analysis of frictional damper effect on chatter suppression in a slender endmill tool, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems and Manufacturing*, Vol.5, No.2 (2011) pp.115-128.
- [4-4]Rashid, A. and Nicolescu, C.M., Design and implementation of tuned viscoelastic dampers for vibration control in milling, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol.45, No.9 (2008) pp.1036-1053.
- [4-5]Sims, N.D. Vibration absorbers for chatter suppression: A new analytical tuning methodology, *Journal of Sound and Vibration*, Vol.301, (2007) pp.592-607.
- [4-6]Saffury, J. and Altus, E., Optimized chatter resistance of viscoelastic turning bars , *Journal of Sound and Vibration*, Vol.324, (2009) pp.26-39.
- [4-7]Rivin, E.I. and Kang, H., Enhancement of dynamic stability of cantilever tooling structures, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol.32, No.4 (1992) pp.539-561.
- [4-8]Pratt, J.R. and Nayfeh, A.H., Chatter control and stability analysis of a

cantilever boring bar under regenerative cutting condition, Philosophical Transactions of the Royal Society of London, Part A, Vol.359, (2001) pp.759-792.

[4-9]Semercigil, S.E. and Chen, L.A., Preliminary computations for chatter control in end milling, *Journal of Sound and vibration*, Vol.249, No.3 (2002) pp.622-633.

[4-10]Den Hartog, J.P., *Mechanical Vibrations*, 4th Edition, (1956), McGraw-Hill.

[4-11]高橋 勇人, びびり振動を抑制する「AV アーバ」, 機械技術, 61, 5, (2013), pp56-57.

[4-12]ビビリ振動抑制防振工具, 日立金属技報, 28, (2012), pp64.

第5章 結論

[5-1]松岡 甫篁, 小径エンドミルによる超精密・微細切削加工, 機械技術, 60, 9, (2012), pp17-pp23.

[5-2]松村 隆, エンドミルによる微細加工, 精密工学会誌, 77, 8, (2011), pp746-750.

[5-3]狩野, データでみる次世代の切削加工技術, 日刊工業新聞社, (2000), pp2.

研究業績

原著論文(学位論文と関連するもの)

1. 小野塚英明, 風間茂, 大槻浩之, 小泉幸久, 上野恵尉, 前田幸男, 帯川利之, 複合フライスによる長尺部材の高速・高精度加工の研究, 精密工学会誌, 76, 7, (2010), pp769-774.
2. 小野塚英明, 河野一平, 吉川武尚, 帯川利之, 小径ボールエンドミルによるテーパ穴形状創成加工, 精密工学会誌, 78, 9, (2012), pp792-797.
3. Hideaki ONOZUKA, Koji UTSUMI, Tomu KATO, Hayato TAKAHSHI, Toshiyuki OBIKAWA, Optimal Design of a Damped Arbor for Heavy-Duty Machining of Giant Parts, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, 7, 2,(2013) , pp171-186.
4. Hideaki ONOZUKA, Koji UTSUMI, Ippei KONO, Tomu KATO, Hayato TAKAHSHI, Toshiyuki OBIKAWA, Analysis of Dynamic Behavior of Damped Tool Arbor by Finite Element Method, *Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing*, (投稿中)

その他の原著論文

1. 加藤和弥, 竹内芳美, 前田幸男, 山中敏夫, 小野塚英明, スクロール圧縮機部品の高精度・高能率加工 加工点一定制御における加工精度の向上, 日本機械学会論文集(C編), 71, 701, (2005), pp304-310.
2. 加藤和弥, 竹内芳美, 前田幸男, 山中敏夫, 小野塚英明, スクロール圧縮機部品の高精度・高能率加工(表面粗さに着目した高能率底面加工), 日本機械学会論文集(C編), 70, 697, (2004), pp2730-2736.
3. 吉川武尚, 京井正之, 田中秀明, 小野塚英明, 田谷昌人, MLA 光学フィルム用ロール金型の超精密切削加工, 日本機械学会論文集(C編), 77, 777, (2011), pp2146-2152.
4. T.Yoshikawa, M.Kyoi, H.Onozuka, H.Tanaka, Y.Maeda, M.Taya, Ultra-Precision Cutting of Roll Die with Micro Lens Arrays for Plastic Film, *Advanced Materials Research*, 325, (2011), pp563-569.
5. J.Sun, Y.S.Wong, M.Rahman, Z.G.Wang, K.S.Neo, C.H.Tan, & H.Onozuka, Effects of coolant supply methods and cutting conditions on tool life in end milling Titanium alloy, *Machining science and technology*, 10, (2007), pp355-370.
6. Z.G.Wang, M.Rahman, Y.S.Wong, K.S.Neo, J.Sun, C.H.Tan, H.Onozuka,

Study on orthogonal turning of titanium alloys with different coolant supply strategies, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 42, (2009), pp621-632.

7. Y.Altintas, M.Eynian, H.Onozuka, Identification of Dynamic Cutting Force Coefficients and Chatter Stability with Process damping, *CIRP Annals, Manufacturing Technology*, vol.57, No.1, (2008), pp371-374.

謝辞

本論文をまとめるにあたり、大局的な見地から終始熱心にご指導とご助言をいただきました、東京大学生産技術研究所 帯川利之教授に心よりお礼申し上げます。

また、本論文の審査にあたり、学術的な観点からご指導とご助言を賜りました東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻 杉田直彦教授，長藤圭介講師，東京大学大学院工学系研究科精密工学専攻 國枝正典教授，東京農工大学大学院工学研究院先端機械システム部門 笹原弘之教授に深く感謝いたします。

本研究は多数の方のご指導とご支援により遂行することができました。特に(株)日立製作所 横浜研究所 生産技術研究センタ センタ長 中屋雄一郎博士，元主管研究員 上野恵尉博士，日立総合技術研修所 所長 沢真司氏，富山県立大学 前田幸男博士には研究を進めるにあたり，ご協力とご助言を頂いたことに対し，厚くお礼申し上げます。

さらに，研究の遂行にあたり，(株)日立製作所 都市開発システム社 風間繁氏，大槻浩之氏，インフラシステム社 加藤吐夢氏，(株)日立情映テック 小泉幸久氏，日立ツール(株)主管技師 高橋勇人氏，(株)日立製作所 横浜研究所 生産技術研究センタ プロセスイノベーション研究部 吉川武尚博士，内海幸治氏，河野一平氏には共同研究者としてご討論と多大なご協力をいただき，研究を円滑に推進することができました。

以上の方々に，心より感謝申し上げます。

2014年6月2日

小野塚 英明