

博 士 論 文

工作機械の直進・旋回軸の同期運動に基づく
エンドミル加工の切削点送り速度一定化制御に
関する研究

2021 年

鈴木 尊丸

目次

第1章 緒言

1. 1	工作機械の歴史.....	1
1. 2	5軸制御工作機械の台頭とその意義、現状の課題.....	6
1. 3	本研究の目的.....	9
1. 4	本研究の構成.....	10
	参考文献	

第2章 5軸MCにおける切削点送り速度一定化制御法と先行制御係数調整

2. 1	緒言.....	16
2. 2	切削点送り速度一定化条件.....	18
2. 2. 1	等高線型工具経路の定義.....	18
2. 2. 2	切削点送り速度.....	19
2. 2. 3	切削点送り速度一定化手法の定義.....	21
2. 3	切削点送り速度一定化条件を用いた象限突起の加工面への転写回避.....	22
2. 4	切削点送り速度一定化手法を用いた円形状成形時の形状誤差モデル.....	23
2. 4. 1	実験方法.....	23
2. 4. 2	評価方法.....	26
2. 4. 3	形状誤差に影響する要因のモデル化.....	28
2. 5	形状誤差を補正する方法.....	30
2. 5. 1	形状誤差を補正する一般的な方法.....	30
2. 5. 2	形状誤差式の妥当性の検証.....	30
2. 5. 3	初期設定値の先行制御の効果.....	34
2. 5. 4	形状誤差を補正する方法.....	34
2. 5. 5	同定したパラメータの検証に用いる理論半径減少量および各軸の位相遅れの導出.....	35
2. 5. 6	先行制御を含む駆動系モデルのパラメータ同定.....	37
2. 5. 7	最適KFFP法.....	40
2. 5. 8	検証実験および結果.....	42
2. 5. 9	最適KFFP法実施後の形状誤差と半径減少量と相対角度差.....	44
2. 5. 10	様々なワーク半径の形状への最適KFFP法の適用.....	47
2. 6	結言.....	50
	参考文献	

第3章 DD方式の旋回軸におけるトルク飽和と切削点送り速度一定化

目次

3. 1	緒言	53
3. 2	C軸に求められる角速度の検討	54
3. 3	テーブル上のワーク位置やその慣性モーメントを考慮するための実験方法	56
3. 4	実験およびトルク飽和を考慮したシミュレーションの考察	59
3. 5	工作機械の構造の違いによるワークの慣性モーメントの影響	65
3. 6	ワーク積載時におけるB軸の姿勢の違いによる重力の影響	67
3. 7	結言	68
	参考文献	
第4章 切削点送り速度一定化とトルク飽和を考慮した先行制御係数調整		
4. 1	緒言	70
4. 2	トルク飽和を回避する最適KFFP法の適用	70
4. 3	実験方法	71
4. 4	実験およびトルク飽和を考慮した最適KFFP法の適用	72
4. 5	結言	78
	参考文献	
第5章 アプローチパスを考慮した5軸MCにおける切削点送り速度一定化制御法		
5. 1	緒言	80
5. 2	外回りアプローチパスを考慮した切削点送り速度一定化条件	81
5. 3	切削点送り速度一定化手法を用いた円形状成形時の形状誤差モデル	83
5. 3. 1	実験方法	83
5. 3. 2	切削点送り速度一定化における加工中の形状誤差要因	84
5. 3. 3	サーボ内部情報の信頼性の検証	87
5. 3. 4	円弧補間運動時の直進軸の指令中心からの偏心のモデル化	89
5. 3. 5	円弧補間運動時の直進軸の偏心を考慮した形状誤差, 相対角度差, 半径減少量	90
5. 4	工具アプローチを考慮した形状誤差を補正する方法	92
5. 4. 1	モデルを用いた形状誤差低減	94
5. 5	アプローチを考慮した実加工による検証と考察	96
5. 5. 1	無線式工具ホルダを導入した検証方法	96
5. 5. 2	検証実験および結果	98
5. 5. 3	直線および内回りアプローチパスの真円度および切削抵抗の計測結果の考察	101
5. 6	結言	107

目次

第6章 結論	
6.1 本研究の成果.....	110
6.2 今後の課題	112
謝辞	114

第1章 緒言

1. 1 工作機械の歴史

コンピュータの発展とともに数値制御（以降、NC と称す）を工作機械に応用したのは米国において 1940 年代の初期に 2 軸の直進運動をプレイバック方式で追従制御したのが最初とされ、モデルの輪郭をなぞって加工する制御方式となっていた^{1.1)}。既成モデルを必要としない現代の NC の工作機械の先駆けとしては、1952 年に米国の MIT（Massachusetts Institute of Technology）で開発された Fig.1-1 の直交 X, Y, Z 軸を備えた NC フライス盤である^{1.2)}。

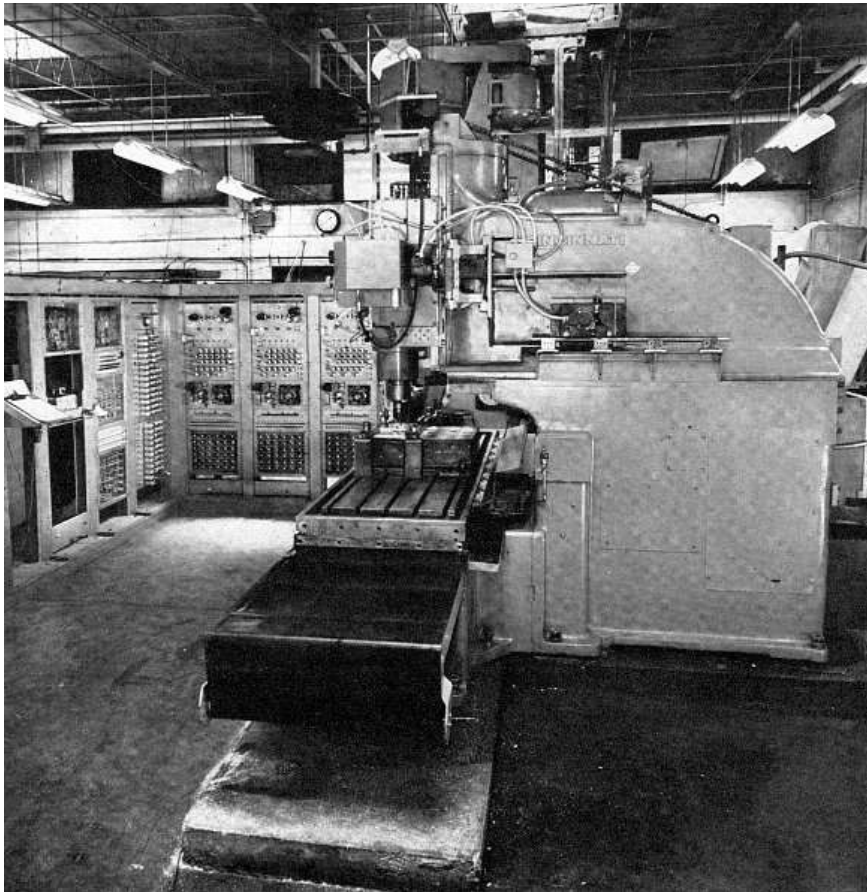


Fig. 1-1 World's first numerically-controlled machine tool developed by MIT in 1952

その後、日本は工作機械メーカ、電機メーカ、産学官で NC 装置の研究開発と工作機械への実用化に取り組んだ。その結果、1956年に日本初の Fig.1-2 の NC 旋盤が開発され、1958年にはNC 装置付きのフライス盤が開発された^{1.3)}。

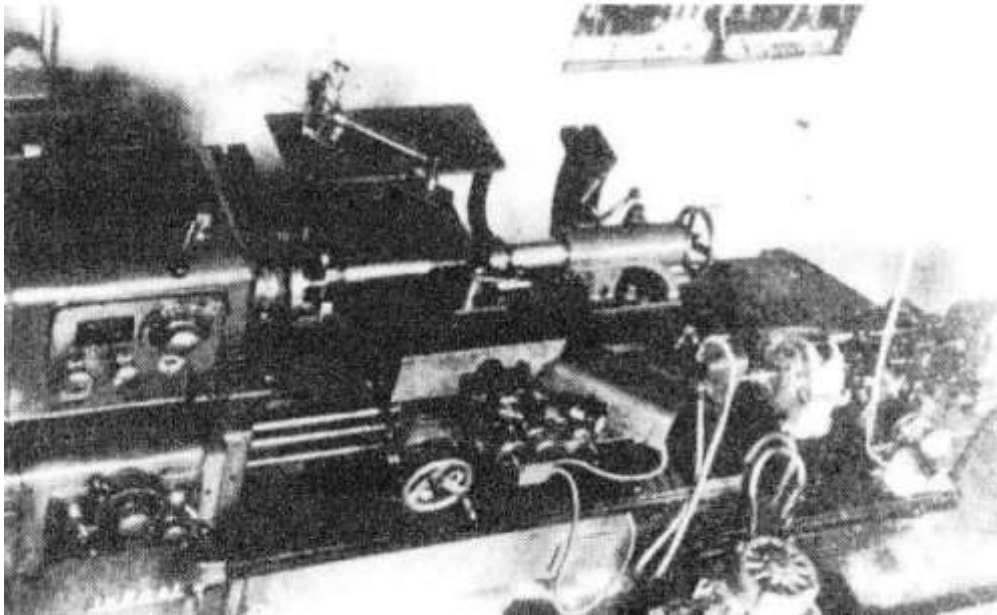


Fig. 1-2 Japanese first numerically-controlled machine tool in 1956

旋削機としての旋盤と主軸回転型工作機械（フライス盤、ボール盤、中ぐり盤など）との両機能を備えた複合加工機として初期に開発されたものの1つに、Kearny Trecker 社の直交 X, Y, Z の直進3軸と旋回 B 軸を具備した Fig.1-3 の4軸工作機械がある^{1.4)1.5)1.6)1.7)}。これまでは旋盤で加工した後に2次加工で面削ぎ加工や穴あけ、タップ加工が必要になっていたため、1台に集約する目的で旋盤にフライス盤、ボール盤の機能を搭載する形で多軸化、複合化が進められた。

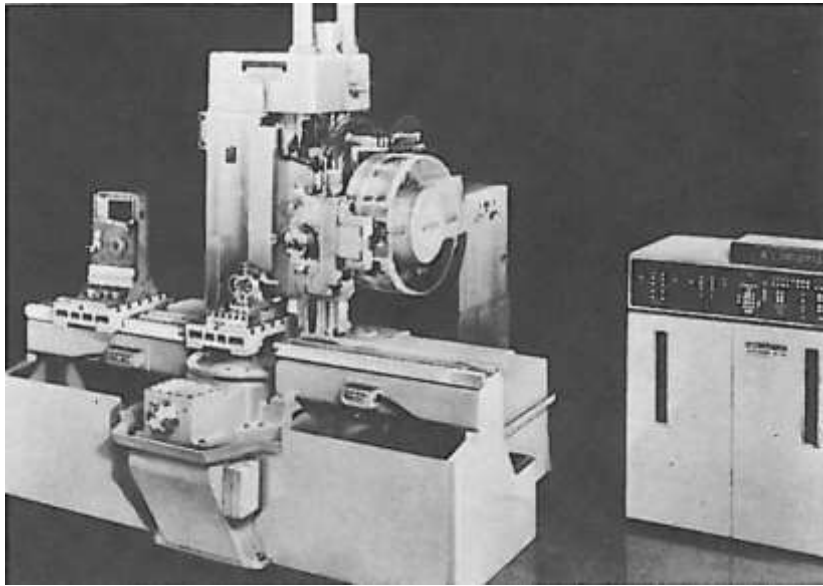


Fig. 1-3 Four-axis controlled machine tool developed in 1958

ただ、当時、開発途上のクローズドループ方式を用いているため高価である上にサーボ系の不安定さのため実用的でなかった^{1.8)}。そうした中で日本において多くの電機メーカー、工作機械メーカーが開発してきた電気油圧式パルスモータや代数演算式パルス補間回路といった新技術を搭載したオープンループ式の比較的安価でサーボ系が安定した NC 装置付き工作機械が開発された^{1.9)}。これをきっかけに 1970 年代後半には日本製 NC 工作機械の性能が世界市場で高く評価されるようになった。そして、1973 年の第一次オイルショックにより、大量の油が必要であった電気油圧式パルスモータからクローズドループ方式を採用する DC サーボモータへと変遷を遂げ位置決め精度が飛躍的に向上されたことにより、一層の高度化と普及が進んだ^{1.10)}。

また、1980 年代からの日本において NC 工作機械の性能向上のみならず、運動誤差の評価手法の発展も著しい。1980 年代前半当時は、直交直進 3 軸制御工作機械（以降、3 軸工作機械と称す）の直進 2 軸の運動誤差を測定する手法として、実際に円板の外周切削をおこなった後、加工された工作物の真円度誤差で評

価するというダイレクトテストが一般的であった。しかしながら、多大な時間と労力が必要でありかつ高精度が期待できない状態であった。そうした中で 1982 年に J. B. Bryan が磁石で球を吸い付けるという簡単でかつ高精度を担保できる支持構造を採用した 3 次元座標測定が可能な精度測定器を発表した^{1.11)}。この支持構造を参考に垣野氏らは変位計を内蔵した伸縮自在な棒の両端に 2 個の球を磁石で吸着させ、その相対変位を読み取る測定器 DBB (Double Ball Bar) を開発し、より簡単でかつ正確な NC 工作機械の運動誤差の測定および評価に取り組んだ。その結果、垣野氏らは DBB を用いた 3 軸工作機械の直進 2 軸を円弧補間運動させる運動誤差の測定方法を構築し、そして円弧補間運動軌跡の特徴と軸の直角度・真直度といった NC 工作機械固有の機械構造による誤差や、サーボ系の誤差との関係を体系的に明らかにした^{1.12)1.13)1.14)}。工作機械メーカーにとっては、運動精度の測定結果だけでなく、それ以上に運動誤差原因を究明しそれを除去することで運動誤差を減少させることが重要であったため、運動誤差要因を診断する上でこうした研究は非常に大きな意義を持っていた。そのため、DBB を用いた直進 2 軸の円弧補間運動による測定・診断技術は日本のみならず世界でも有用性が認められ、その手法は 1996 年に ISO (International Organization for Standardization) 規格として採用されるまでに至り^{1.15)}、グローバル市場での日本のポジションを押し上げた。

また、1990 年代前半までは、直進の送り軸として回転モータ＋ボールネジの組み合わせがメインであったが、高速駆動が可能である新しい送り軸としてリニアモータ駆動が脚光を浴び始め、日本はそのブームにも敏感であった。工作機械のリニアモータ駆動ブームは、1993 年に米国の Ingersoll 社が直進 3 軸に Anorad 社のリニア直流モータ (LDM) を搭載した高速マシニングセンタを、EX-CELL-O 社が Krauss Maffei 社のリニア誘導モータ (LIM) を用いた高速マシニングセ

ンタを開発したことに始まる^{1.16)}。それをうけ、1990年代後半から日本におけるリニアモータ駆動に関する研究はめざましく当時の研究論文数件数は世界一を誇った^{1.17)}。研究により、リニアモータ駆動は直動であるため機械振動などの外乱の影響を受けやすく高ゲインが難しいため軽量かつ高剛性な構造が必要であることや、鉛直軸は静止時に重力対策が必要であること、そしてモータのコイルが高温になるため冷却対策が必要になることなどがわかり、大幅なコストアップになるため結果的には汎用機としてあまり普及していない^{1.18)1.19)}。ただしボールねじの弾性変形の影響をうけないため、反転運動におけるロストモーションが抑えられることがわかっており、現在はナノオーダ運動する超精密加工機にはよく用いられるようになってきている^{1.20)}。

以上のような日本の実績により、Fig.1-4 に示すように 1982 年に我が国の工作機械生産高が米国を抜いて世界一となった以来、2008 年まで 27 年間の長きにわたって生産高世界一を実現させた。リーマンショックの影響もあり 2009 年以降は価格競争力を背景に中国に追い抜かれてはいるが、品質面・技術面では世界的にリードしている現状である^{1.21)}。

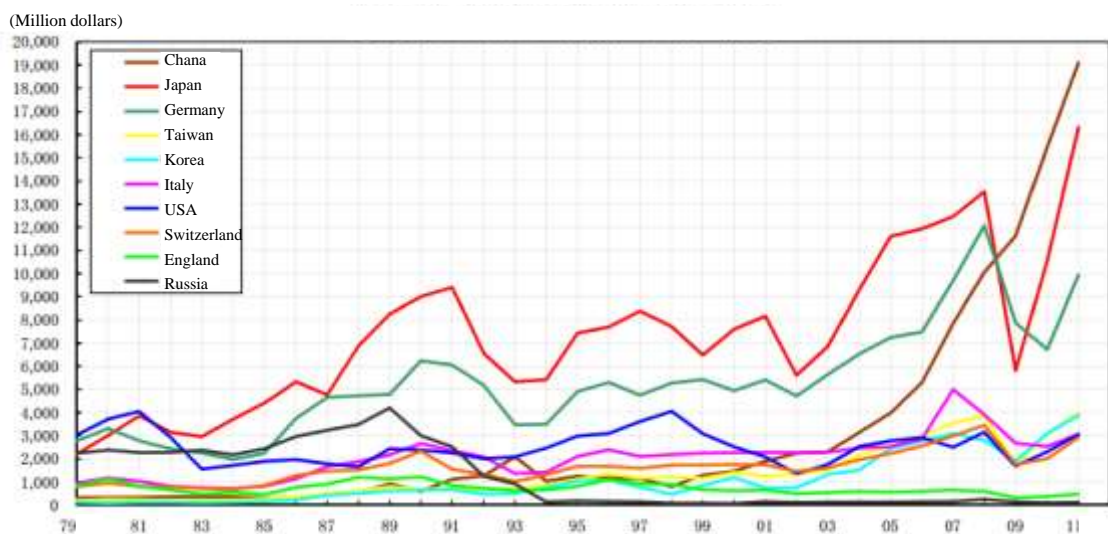


Fig. 1-4 Trend of domestic production volume by country for machine tool

1. 2 5軸制御工作機械の台頭とその意義、現状の課題

直交直進3軸に加えて直交旋回2軸を具備した5軸制御工作機械については1955年にGiddings&Lewis社が開発した(Fig.1-5)のがはじまりである^{1.22)}。さらに、ATC(自動工具変換装置)付きの5軸制御マシニングセンタ(以降、5軸MCと称す)については1960年代前半に世界で初めて開発された。それをきっかけに5軸MCはそれ以降数多く開発されてきており歴史は古いが、近年になって5軸MCが注目されるようになってきている^{1.23)1.24)1.25)}。

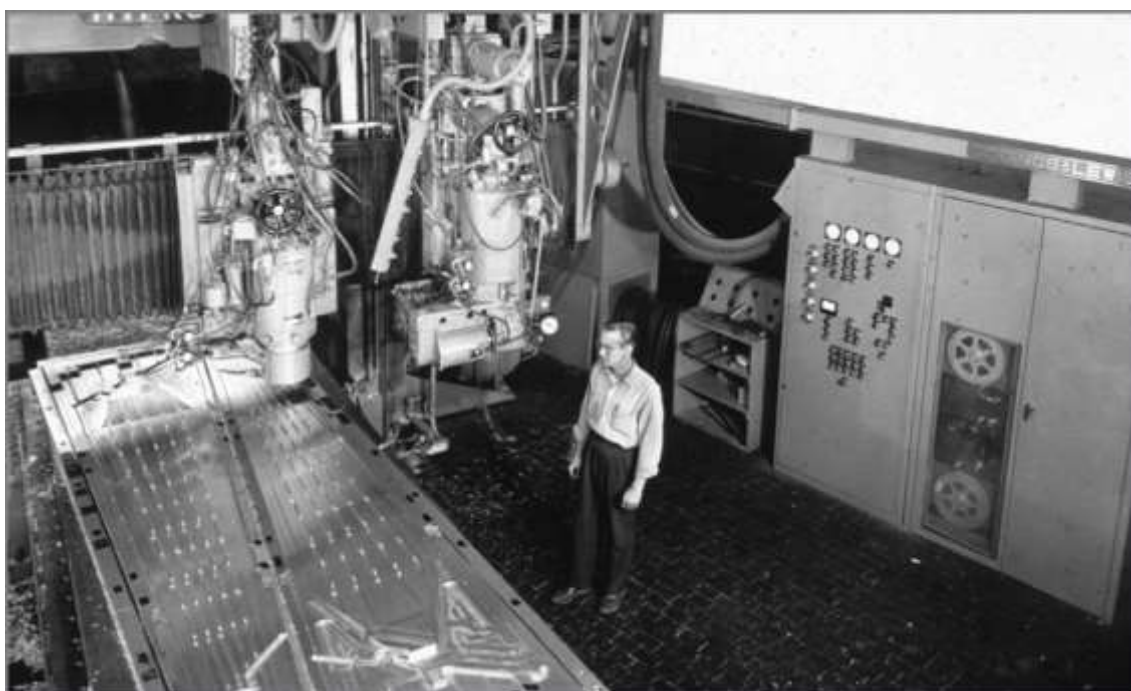


Fig. 1-5 World's first five-axis controlled machine tool with numerical control in 1955

日本においては金型など10 μm 程度の高い精度を要求されるとともに表面の滑らかさも重視されることが多いが、軸数が多い5軸MCは3軸制御マシニングセンタ(以降、3軸MCと称す)と比較し、金型の表面にキズ、段差、溝、大きな仕上げ面粗さなどが残る可能性が高いためこれまで敬遠されていた^{1.26)1.27)}。

ところが、5 軸 MC は複雑形状の加工が可能であること、工程集約が可能であること以外に、突き出し量の少ない工具で加工できるため工具の剛性が向上してびびりなどの振動を回避することが可能であること、また工具と加工面の位置関係を変更できるため自由度の高い加工が可能であることというメリットについてもユーザーの認識が進んできた。それに伴い、可能な限り加工精度を向上させるべく加工面の法線に対して傾斜した姿勢を維持する工具先端点制御^{1.28)1.29)}、軸反転時に発生する象限突起を補正する制御^{1.30)1.31)1.32)1.33)}、各軸の特性をそろえるためのサーボゲイン調整制御^{1.34)1.35)}、追従遅れを減らすためのプログラム先読み機能を備えた CNC 加減速処理^{1.36)1.37)1.38)}など多岐にわたる様々な制御技術が開発された。これらの制御技術により、Fig.1-6 に示すようなインペラーやタービンブレードで代表される航空機部品や金型の加工のみならず一般産業用や自動車部品のエンジンプロック、トランスミッションブロックなどの複雑形状部品の加工に広く使用されるようになった^{1.39)1.40)}。

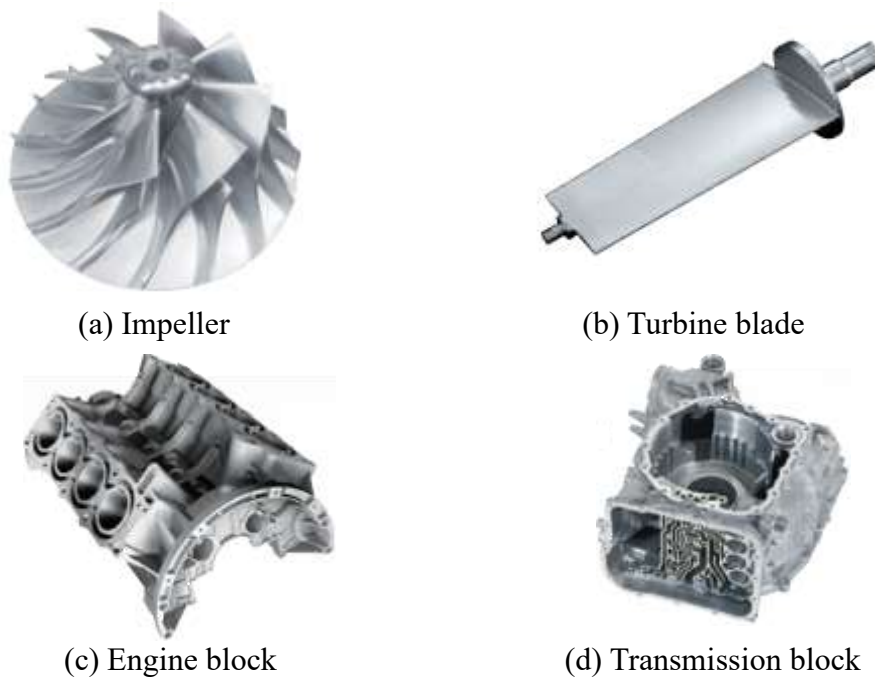


Fig. 1-6 The complex shape parts machined in five-axis controlled machine tool

さらに大量生産のため 5 軸 MC の直進軸，旋回軸両軸を用いた高速加工が増えてきた^{1.41)}。しかしながら，2010 年まではウォーム等の減速機型の旋回軸が主流であり，旋回軸の最高回転数，応答性が不足するため直進軸と同等の運動性能を示すことができない問題が顕在化した^{1.42)}。モータ技術については，1990 年代初頭から 2000 年代初頭にかけて民生用・家庭用の小型のオーディオ機器やパソコンの周辺機器や洗濯機などの駆動系において減速機などを用いない DD (Direct drive) 方式の採用が増大し^{1.43)1.44)}一般的になってきた。また 1990 年代末にネオジム磁石の生産が拡大されたことにより，高磁束密度向けの電磁鋼板の開発も進み^{1.45)1.46)}，次第に産業用 FA (Factory Automation) として CD/DVD の高速搬送装置などの機器^{1.47)}においても DD 方式が採用されるようになってきた。そうしたモータの技術背景もあり，工作機械のモータ開発においても DD 方式を前提とした研究開発が必要となり，Fig.1-7 のように従来のウォーム等の減速機型の旋回軸からネオジム磁石を応用した DD 方式の旋回軸に置き換わった 5 軸 MC が 2010 年に開発された^{1.48)}。

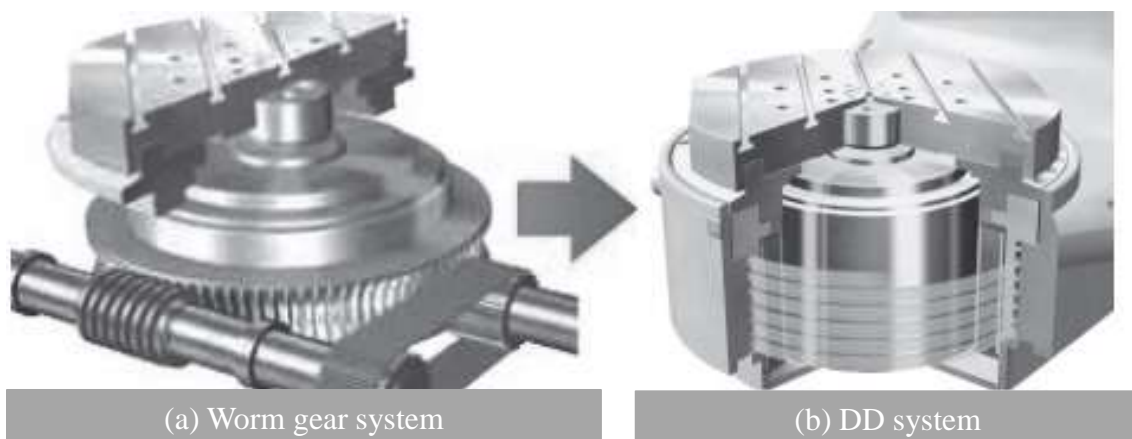


Fig. 1-7 The change from worm gear system to DD system in rotary axis

しかしながら、回転軸の制御特性を扱った研究の大部分は減速機型であり^{1.23)1.49)}、DD方式の報告例は少ないのが現状である。また、その実用的な加工技術も含む研究報告は少なく、特に自由曲面などでは形状精度だけでなく創成面全体における粗さの均一性等の面品質も重要になる場合も考慮した報告例が極めて少ない。ひいては工作機械として工具とワーク間で直進軸と DD方式の回転軸の運動が組み合わせられることで生じる問題点やその応用、そして制御パラメータチューニング法に関する報告例はほぼないのが現状である。

1. 3 本研究の目的

更なる発展が見込まれる DD方式を採用した回転軸を用い、面品質も考慮した5軸MCのさらに高度な直進軸と回転軸の同期制御向上が必要不可欠である。そのため新しい技術として、つながる工場やIoT化の進展でCNC内部情報の取得が容易になりつつある点に着目して、その情報を活用した取り組みを試みる。そこでまず、創成面全体における粗さの均一性等の面品質を向上させる手法として、エンドミルと加工物の切削点における相対送り速度（以下、切削点送り速度と称す）の大きさと方向の両者を一定に維持する手法がある^{1.50)}。そこで、ボールネジ駆動である直進軸、DD方式の回転軸を用いた同時制御により切削点送り速度を一定化しながら2次元平面における円形状を加工することを考慮した。先行研究^{1.50)}では直進軸、回転軸の両軸を用いた同時制御で2次元平面における円形状の加工に切削点送り速度一定手法を提案し、加工現象の解明を試みた結果、切削点送り速度のベクトル方向に平行な方向には工作機械の運動精度や熱変形による誤差が加工形状に転写されない利点があること、さらに直交方向には誤差の転写方向の正負が反転する可能性があることが判明していた。しかしながら、両軸を同時に運動させた際の工作機械の運動誤差に起因する加工形

状の誤差（以降、形状誤差と称す）の原因の解明にまでは至っていなかった。

したがって本研究では 5 軸 MC の直進 2 軸と旋回 1 軸を用いてエンドミル加工時の切削点送り速度一定の手法によって円形状を切削する運動に着目し、サーボの内部情報を取得することで各軸のサーボ特性を考慮し加工形状へ影響を与える形状誤差の要因の解明をおこなう。そして、その誤差を低減するために先行制御（G08）を用いた上で、加工形状精度をさらに向上させるための先行制御係数の決定法を提案する。さらに、つながる工場と IoT の技術より開発されたワイヤレス通信である無線通信で回転工具からの加工情報を取得する無線式工具ホルダーシステムを新たに導入して、実加工への適用のため、工具アプローチ方法の検討をおこなう。

1. 4 本研究の構成

本研究の構成は次のようになっている。

第 1 章は、本研究の目的と概要を述べている。

第 2 章では、5 軸 MC の直進軸と旋回軸を用いて切削点送り速度を一定にする手法によって円形状を切削する運動に着目し、サーボ系の特性差による形状誤差を考察する。さらにその結果に基づき、直進軸と旋回軸の応答関数の位相差（以降、相対角度差と称す）に着目し、その誤差を低減するために先行制御（G08）を用い、その先行制御係数の決定法を提案する。

第 3 章では、5 軸 MC で複雑形状を切削点送り速度一定化条件で加工する際、旋回軸と直進軸に大きな速度変化が必要になるため DD 方式による旋回軸で生じやすいモータのトルク飽和の現象（以降、トルク飽和と称す）について考察をおこなう。そして、トルク飽和による形状誤差への影響に関して考察をおこなう。

第 4 章では、第 3 章で得られた DD 方式のモータ駆動である旋回軸のトルク

飽和を考慮したモデルを用いて、トルク飽和を回避しながら形状誤差を低減するための最適な先行制御係数を算出する手法を提案する。そして本手法を用いることによるトルク飽和を回避するための角速度の上限や創製可能である最小のワーク半径を検討する。

第 5 章では、切削点送り速度を一定の条件下において実加工に適用するための工具アプローチ方法の検討を遂行した。さらに無線式工具ホルダシステムを導入してエンドミル側の回転座標系で切削抵抗をリアルタイム計測し、加工現象の考察をおこなう。

第 6 章は、以上をまとめた本研究の結論を示している。

文 献

- 1.1) 大島康次郎, 工作機械の最新の制御方式, 生産研究, Vol.8, No.9 (1956), pp.341–348.
- 1.2) J. Francis Reintjes, Numerical controll: Making a new technology, Oxford University Press (1991), pp.25–35.
- 1.3) 矢田恒二, 切削加工機の歴史, ツールエンジニア (2013) 12, pp.2–9.
- 1.4) 安井武司, 工作機械, 大河出版 (1984) 9, pp.6–7.
- 1.5) 吉本 馨, 日本のマシニングセンタ, 日本工作機械販売協会 (1981), p.3.
- 1.6) 長尾克子, 工作機械技術の変遷, 日刊工業新聞社 (2002), pp.319–320.
- 1.7) 小林茂, 工作機械副読本, ニュースダイジェスト社 (1987) 6, p.5, 18.
- 1.8) 垣野義昭, 工作機械, 精密工学会誌, Vol.75, No.1 (2009), pp.80–81.
- 1.9) 樋口俊郎, ステップモータの開発と利用技術の動向, 生産研究, Vol.34, No.6 (1982), pp.219–226.
- 1.10) 柴田友厚, 児玉文雄, 技術選択のジレンマを超えて, 独立行政法人経済産業

- 研究所 (2000), pp.6-9.
- 1.11) Bryan, J.B, A simple method for testing measuring machines and machine tools, Part 1, Principles and applications, Precision Engineering, Vol.4, No.2 (1982), pp.61-69.
- 1.12) 垣野義昭, 井原之敏, 亀井明敏, 伊勢徹, NC 工作機械の運動精度に関する研究 (第 1 報) -DBB 法による運動誤差の測定と評価-, 精密工学会誌, Vol.52, No.7 (1986), pp.1193-1198.
- 1.13) 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 2 報) -DBB 法による運動誤差要因の診断-, 精密工学会誌, Vol.52, No.10 (1986), pp.1739-1745.
- 1.14) 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) -サーボ系の性能が運動精度に及ぼす影響-, 精密工学会誌, Vol.53, No.8 (1987), pp.1220-1226.
- 1.15) ISO 230-4: Test code for machine tools - Part 4: Circular tests for numerically controlled machine tools (1996).
- 1.16) 水野勉, 拡大するリニアモータ駆動の工作機械, 電気学会誌, Vol.121, No.9 (2001), pp.620-623.
- 1.17) 海老原大樹, 鳥居肅, 和多田雅哉, 最近 2 年間におけるリニアドライブ関連研究の動向, 電気学会誌, Vol.118, No.10 (1998), pp.1217-1221.
- 1.18) 大塚二郎, 羽山定治, 大橋康二, 精密・超精密位置決め of 現状と将来予想, 精密工学会誌, Vol.67, No.2 (2001), pp.173-178.
- 1.19) 曾我部正豊, 工作機械用リニアモータ, 精密工学会誌, Vol.69, No.11 (2003), pp.1542-1544.
- 1.20) 内田裕之, 曾我部正豊, 精密工学におけるリニアモータ, 精密工学会誌, Vol.75, No.2 (2009), pp.242-245.

- 1.21) 太田圭一, 工作機械生産システムの解析, 博士論文, 京都大学 (2015), pp.1-92.
- 1.22) J. Francis Reintjes, Numerical controll: Making a new technology, Oxford University Press (1991), pp.66-72.
- 1.23) 斎藤明德, 堤正臣, 三上滋崇, Souvannavong SISAVATH, 5 軸制御マシニングセンタのキャリブレーション方法に関する研究 (第 3 報) -5 軸制御マシニングセンタの構造形態に対応した測定方法-, 精密工学会誌, Vol.69, No.6 (2003), pp.809-814.
- 1.24) 堤正臣, 5 軸制御マシニングセンタ精度検査規格標準化説明会資料, 日本工作機械工業会 (2008) 1, p.20.
- 1.25) J. Francis Reintjes, Numerical Controll: Making a New Technology, Oxford University Press (1991), pp.66-72.
- 1.26) 高山直士, テーブル・オン・テーブル型の新型 5 軸制御マシニングセンタの開発, 博士論文, 大阪大学 (2011), pp.1-129.
- 1.27) 赤井孝行, 5 軸制御マシニングセンターの運動精度と加工精度向上に関する研究, 博士論文, 同志社大学 (2015), pp.1-117.
- 1.28) 竹内芳美, 長坂学, 森重功一, ボールエンドミルの先端切れ刃・側面切れ刃を併用した 5 軸制御加工, 精密工学会誌, Vol.61, No.4 (1995), pp.561-565.
- 1.29) 加藤教之, 三次元円弧補間運動を利用した 5 軸制御マシニングセンタの精度試験方法, 博士論文, 東京農工大学 (2010), pp.1-137.
- 1.30) 佐藤隆太, 寺島義道, 堤正臣, 微小変位領域の摩擦特性を考慮した象限突起補正器, 精密工学会誌, Vol.74, No.6 (2008), pp.622-626.
- 1.31) 長島一男, 勝木雅英, 河上邦治, NC 工作機械の象限突起切替え突起量の理論解析と入力適応系による補正, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.66, No.648

- (2000), pp.2877–2883.
- 1.32) 樋口拓郎, 真鍋佳樹, 佐藤隆太, 堤正臣, NC 工作機械の運動精度向上に関する研究—トルク変化に対応する自律形象限突起補償器の開発—, 精密工学会誌, Vol.76, No.5 (2010), pp.535–540.
- 1.33) 樋口拓郎, 国貞宏通, 国井嘉仁, 佐藤隆太, 堤正臣, マシニングセンタの円弧補間運動における二山象限突起の補正, 精密学会誌, Vol.78, No.788 (2012), pp.1211–1220.
- 1.34) 佐藤隆太, 横堀祐也, 堤正臣, 5 軸制御マシニングセンタにおける直進軸と旋回軸の動的同期精度, 精密工学会誌, Vol.72, No.1 (2006), pp.73–78.
- 1.35) 佐藤隆太, 井出裕, 堤正臣, 多軸同期制御精度向上のための送り駆動系の制御系設計方法, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.73, No.727 (2007), pp.693–700.
- 1.36) 佐々木隆夫, 藤林謙太郎, 大槻俊明, 斎藤康寛, 数値制御装置の送り速度制御方法, 平 3-152604, 1991.
- 1.37) 水野徹, 大槻俊明, 相良晶一, 斎藤康寛, 加工機の制御装置, 特許第 3034843 号, 2000.
- 1.38) 大槻俊明, CNC 工作機械の高速高精度性の評価方法と向上手法, 博士論文, 東京農工大学 (2018), pp.1–131.
- 1.39) 垣野義昭, 工程集約進む最新工作機械の動向, ツールエンジニア (2007) 1, pp.23–29.
- 1.40) 株式会社森精機製作所, NMV5000DCG カタログ (2008), p.18.
- 1.41) 金子順一, 多軸制御加工における可視化/最適化技術, 精密工学会誌, Vol.78, No.9 (2012), pp.757–762.
- 1.42) 池上貴一, 工作機械用ダイレクトドライブモータの開発とその応用に関する研究, 博士論文, 同志社大学 (2017), pp.1–115.

- 1.43) 糸見和信, 奥山九五, 永竹和夫, 制御用小形モータの動向, 電気学会論文集 D 編, Vol.107, No.6 (1987), pp.700–706.
- 1.44) 池防泰裕, 柿木健史, 松實孝友, 青木尚彦, DD (ダイレクトドライブ) 方式による全自動洗濯機用モータおよびインバータの開発, パワーエレクトロニクス研究会論文誌, Vol.25, No.1 (1999), pp.35–44.
- 1.45) 開通力, 脇坂岳顕, 溝上雅人, 田中政樹, 高磁束密度における電磁鋼板の磁気特性について, 電気学会論文集 A, Vol.118, No.9 (1998), pp.1029–1034.
- 1.46) 脇坂岳顕, 新井聡, 黒崎洋介, ハイブリッド／電気自動車駆動モータ用電磁鋼板の最近の動向, 新日鉄技報, Vol.393 (2012), pp.116–120.
- 1.47) 小林誠一, ダイレクトドライブモータ, 精密工学会誌, Vol.69, No.11 (2003), pp.1534–1537.
- 1.48) 池上貴一, 廣垣俊樹, 青山栄一, 工作機械用ダイレクトドライブモータの開発とその性能に関する考察, 砥粒加工学会誌, Vol.60, No.6 (2016), pp.333–337.
- 1.49) 弓座大輔, 内海敬三, 堤正臣, 佐藤隆太, 5 軸制御マシニングセンタの同期運動精度測定方法, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.72, No.723 (2006), pp.230–236.
- 1.50) 廣垣俊樹, 青山栄一, 小川圭二, 川口二俊, 堀内貴弘, 5 軸制御マシニングセンタによる切削点送り速度ベクトル一定化条件下でのエンドミル工具経路に関する研究, 精密工学会誌, Vol.76, No.8 (2010), pp.912–917.

第 2 章 5 軸 MC における切削点送り速度一定化 制御法と先行制御係数調整

2. 1 緒 言

前章で述べたように、近年は直進軸と旋回軸を具備した 5 軸制御マシニングセンタ (5 軸 MC) の普及が著しい。その理由としては、旋回軸の運動を割り出しに用いる治具レスな加工だけでなく、プロペラ・ブレードやスパイラルベベルギア・ハイポイドギアのような 3 軸 MC では工具と工作物が干渉してしまう複雑な形状の場合でも、直進軸・旋回軸を用いた同時制御によって加工が可能^{2.1)2.2)}となるなどの長所が見いだされているためである。しかしながら、工作機械として工具とワーク間で直進と旋回の運動が組み合わせられることで生じる問題点やその高度な応用展開、制御パラメータチューニング法に関する報告例は極めて少ないのが現状である。

また、減速機型の旋回軸は最高回転数、応答性が不足するという問題が生じていたため、近年、ネオジム磁石を応用して開発された DD 方式の 5 軸 MC が増えてきた^{2.3)}。そこで本章では DD 方式の旋回軸を具備した 5 軸 MC を対象にして、ボールネジ駆動である直進と旋回の運動を組み合わせる新しい高度なエンドミル加工における切削点の送り速度運動に着目して考察を遂行する。ここで一般に 3 軸 MC では、直線補間運動 (G01) または円弧補間運動 (G02, G03) の組み合わせで加工される場合が多いが、G02, G03 ではスティックモーション等に起因する象限突起による運動誤差の加工面への転写が避けられない。これら直進 2 軸の組み合わせ運動で生じる象限突起による運動誤差を低減するために様々な補正方法が提案^{2.4)}されてきているが、摩擦特性の経年変化なども考慮

してそれらを完全にゼロにすることは極めて難しい状況である。その影響によりエンドミル加工では、その軸方向に僅かな溝や突起が生じ、例えばシール面などの用途ではその溝からのガス抜けを防ぐためには避けたい運動誤差となる。そこで、直進 2 軸の組み合わせ運動で生じるそれらの運動誤差の方向と、送り速度の方向を平行にしてその運動誤差を加工面に転写しない手法の一つとして 5 軸 MC を用いてエンドミルと加工物の切削点における相対送り速度ベクトル（ここで定義する送り速度はその方向と大きさの両者を示し、以後は切削点送り速度と称す）を一定にする手法を先行研究として提案^{2,5)}されてきた。また、加工技術においては特に、自由曲面などの形状精度だけでなく創成面全体においての粗さの均一性等の面品質も重要になる場合があるが、この手法によって切削点送り速度の大きさも一定に維持することが可能であるため、面品質も向上させることができるというのである。これには、工作機械の経年変化による影響を受けることなく象限突起の加工面への転写を低減でき、さらにワークと工具の相対的な位置が加工中変化せず、ワークに阻害されずエアを一定量受けることができ、切りくずの巻き込みが起こらないことや、工作機械は静剛性、熱変形、動剛性ともに直交異方性を有しており、切削抵抗の大きさ、向きを一定にすることで、その影響を減らすことも具現化し、加工制御の技術の発展にも寄与するものと考えられる。

先行研究で提案された手法は、5 軸 MC を用いて直進 2 軸に旋回 1 軸を加えた同時 3 軸制御で円形状のエンドミル加工で切削点送り速度を一定にする手法であり、その結果、切削点送り速度のベクトル方向に平行な方向には工作機械の象限突起等の運動誤差や熱変形による誤差が加工形状に転写されない利点があることが判明している。その一方、直進軸の運動に旋回軸の運動を追加することで生じるそれらサーボ系の特性差による工作機械の運動誤差に起因する加工形状

の誤差（以降，形状誤差と称す）の要因の解明およびその改善方法の検討には至っていない。そこで本章^{2.6)}では，5 軸 MC の直進 2 軸の円弧補間運動と旋回 1 軸の旋回運動を組み合わせることで切削点送り速度を一定にする手法によって円形状を切削する運動に着目し，それらサーボ系の特性差による形状誤差を新たに考察する。さらにその結果に基づき，直進軸と旋回軸の相対角度差に着目し，その誤差を低減するために先行制御（G08）を用い，その先行制御係数の決定法を提案する。

2. 2 切削点送り速度一定化条件

2. 2. 1 等高線型工具経路の定義

3 軸 MC での等高線型工具経路はワークの形状に対して工具半径分オフセットした面（以降，オフセット面と称す）と Z 軸に垂直な平面との交線 CL とする方法と定義されている^{2.7)}。しかしながら，5 軸 MC では旋回軸制御によりワークと Z 軸との位置関係が変化する場合があるので定義できない。したがって，本章では Fig.2-1 に示すようにオフセット面と曲率中心軸 O_w に垂直な平面との交線を CL とする。なお，ワークは X-Y 平面上にあり，Y 軸まわりを B 軸，Z 軸まわりを C 軸と定義する。

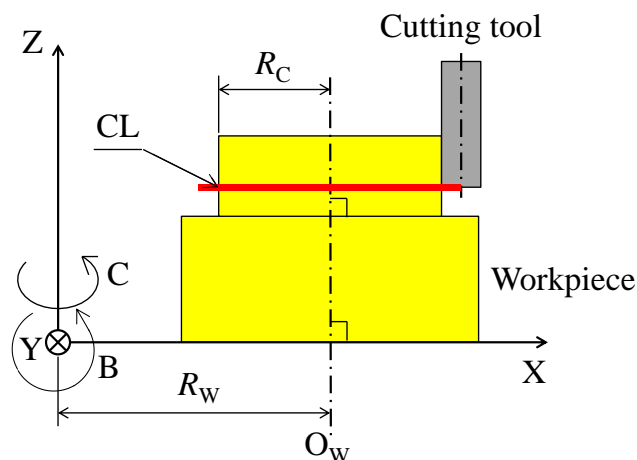


Fig. 2-1 Definition of CL of contour line type for five-axis controlled machine tool

2. 2. 2 切削点送り速度

エンドミル加工におけるプログラムの指令である送り速度は一般的に工具中心軸の速さを指す. Fig.2-2 に示すように平面切削の場合は, 工具中心軸での送り速度 F (=プログラム指令値) と切削点での送り速度 F_c は同値となるが, Fig.2-3 に示す曲面切削の場合は同値とはならない. すなわち, 加工形状の曲率によって切削現象が変化することを表している. したがって, 良好な面品質を得るには切削点での現象に着目する必要があると考えられるため, ここに切削点送り速度 F_c の定義を提案する.

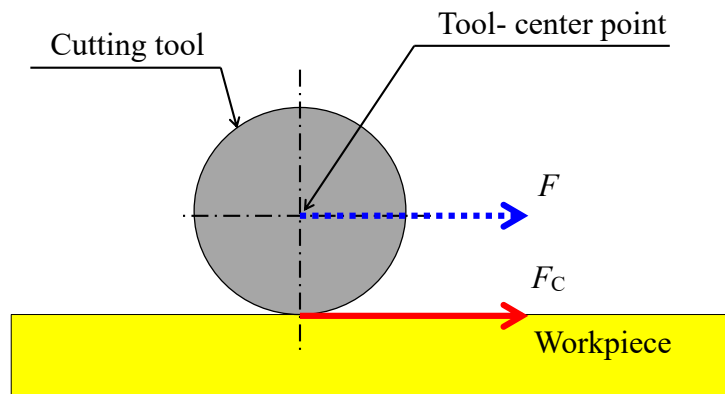


Fig. 2-2 Flat surface machining

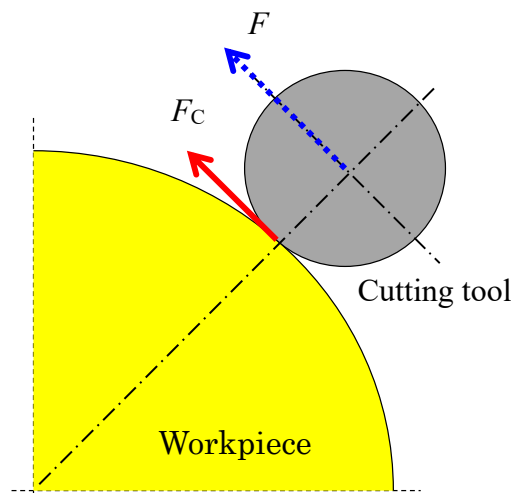


Fig. 2-3 Curved surface machining

Fig.2-4 に切削点送り速度の説明図を示す. Fig.2-4 より, エンドミル (工具半径 r [mm]) の工具中心軸と直交する切削点を含む断面 P - P' での切削点の接線ベクトルを切削点送り速度 F_c [mm/min] と定義する. また, ω_R は C 軸回転角速度 [rad/s], R_w は C 軸回転中心と曲率中心軸 O_w 間のオフセット量 [mm], ω_L は直進軸の円弧指令角速度 [rad/s], R_c は曲率中心軸 O_w と垂直な断面の曲率半径 [mm] である. B 軸は割り出しのみに用いる.

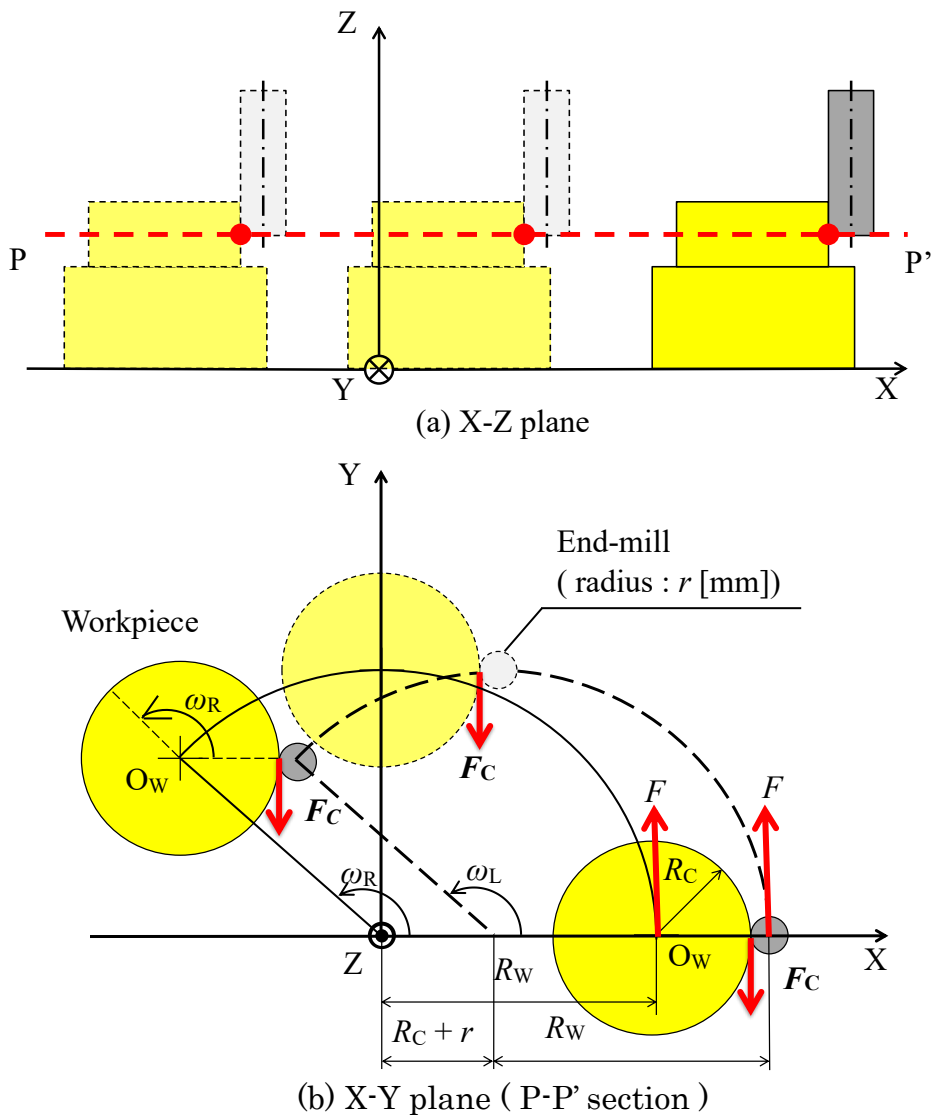


Fig. 2-4 Trajectory of motion under a constant feed speed vector at cutting point

Fig.2-4 に示すモデルより，C 軸回転角速度 ω_R は式(2-1)で表すことができる．

$$\omega_R = \frac{1}{60R_C} F_C \quad (2-1)$$

また，ワークテーブルが水平の状態（B 軸 = 90 deg.）での機械座標系における工具中心軸の指令送り速度 F [mm/min]は式(2-2)で表すことができる．

$$F = 60R_W \omega_L \quad (2-2)$$

2. 2. 3 切削点送り速度一定化手法の定義

切削点送り速度一定化手法とは，ワーク周りを工具が等高線加工で 1 回走査する間に断面 P-P'での切削点送り速度の大きさと方向が常に一定となる状態を表す．これを実現するには，旋回軸の角速度 ω_R と直進軸における角速度 ω_L が等しくなるようにする必要がある．したがって，この手法においては式(2-2)に式(2-1)を代入した式(2-3)の関係が成り立っている．

$$\frac{F}{R_W} = \frac{F_C}{R_C} \quad (2-3)$$

上式より，指令送り速度 F と C 軸回転中心とワーク中心軸 O_W 間の距離 R_W の比が切削点送り速度 F_C とワーク半径 R_C との比となる．なお，本研究における切削点送り速度のベクトル方向は Y 軸に平行で負の方向とする．

2. 3 切削点送り速度一定化条件を用いた象限突起の加工面への転写回避

前節でも述べたように X, Y 軸で G02, G03 で 2 次元円弧補間運動させた際、通常はスティックモーション等による象限突起が発生する. 3 軸 MC によるエンドミル加工ではこれによって僅かな溝や突起の加工誤差が生じる. そこで、切削点送り速度一定化条件を用いた場合、Fig.2-5 に示すように切削点送り速度に平行な方向の象限突起は加工面に転写されないという利点をもつ. これは、円形状のみでなく任意形状の創製の際にも、切削点送り速度に平行な方向の軸の反転をおこなう場合は十分にこのメリットを活かすことができると考えられる.

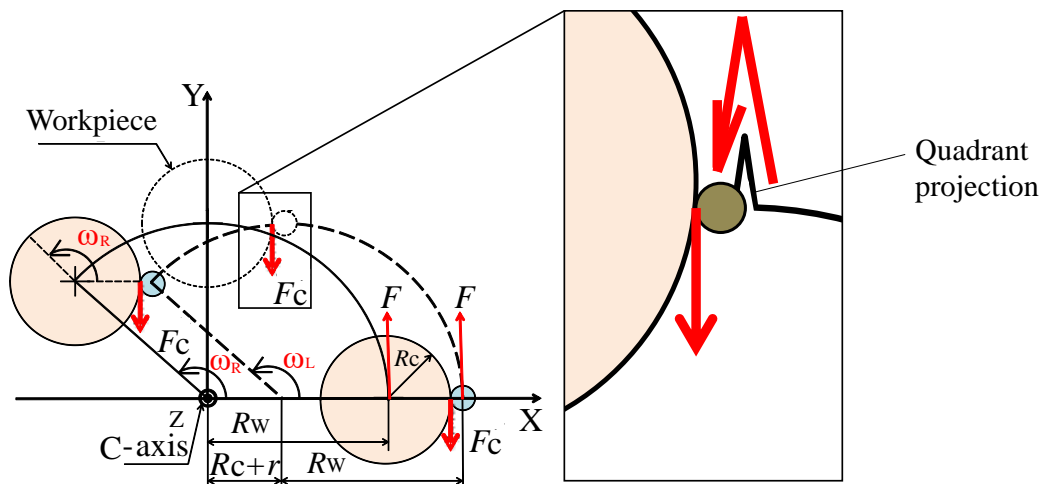


Fig. 2-5 Condition of a constant feedspeed vector at cutting point

2. 4 切削点送り速度一定化手法を用いた円形状成形時の形状誤差モデル

2. 4. 1 実験方法

5軸MCはFig.2-6のSuper MILLER400(DMG森精機製)を用いた。この機械は直進3軸制御(それぞれX, Y, Z軸と称す)およびX, Y軸まわりの旋回2軸制御(それぞれA, B軸と称す)からなる5軸MCであり, 実験時は機械の姿勢をFig.2-6のようにB軸を90°回転させたテーブルが水平の状態でおこない, 本来のA軸をZ軸まわりのC軸として用いた。

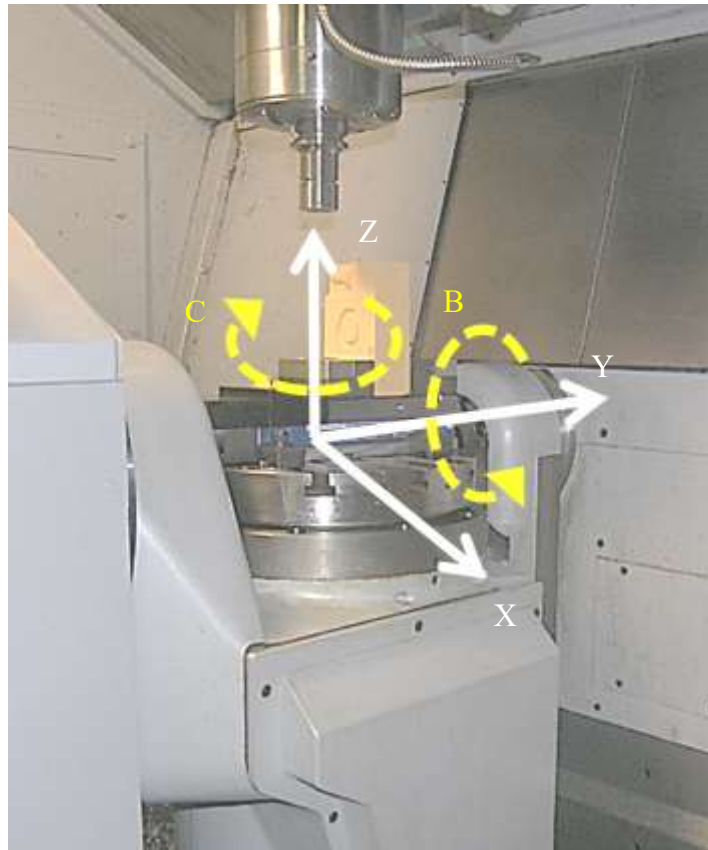


Fig. 2-6 Five-axis controlled machine tool

直進3軸はボールネジ駆動であり、B軸の旋回軸はローラドライブ、A軸(C軸)の旋回軸はDD方式のモータ駆動で構成された工作機械である。したがって、直進2軸としてはボールネジ駆動のX,Y軸、旋回1軸としてはDD方式のモータ駆動のC軸(A軸)の同時制御を対象としている。

その条件下で曲率半径が $R_C = 18 \text{ mm}$ で一定の円形状の加工を想定した運動パスを Fig.2-7 に示す。

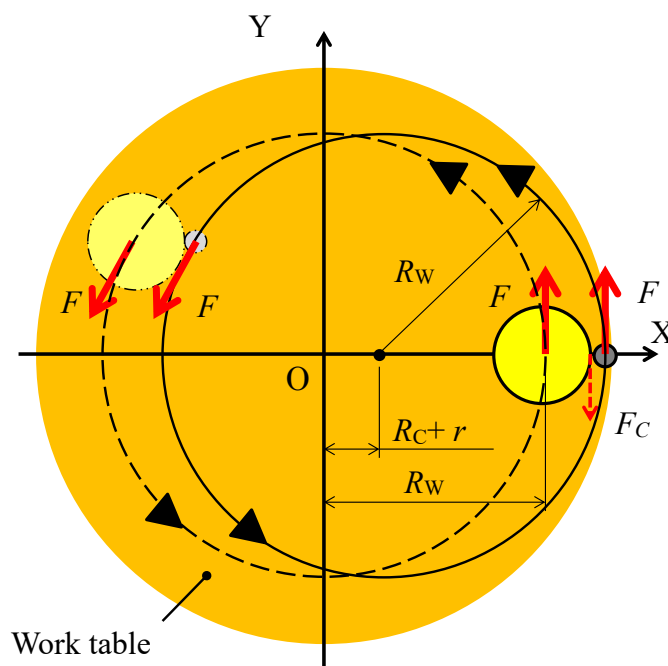


Fig. 2-7 Model of milling path

この時、機械座標系の原点からワーク中心までのオフセット量は $R_w = 30 \text{ mm}$ とし、直進軸には目的形状の曲率半径 R_C と工具半径 r だけ機械座標系原点から X 軸の正方向へ移動させた点を中心にオフセット量と同等量の $R_w = 30 \text{ mm}$ を半径とした円弧補間運動を指令した。指令送り速度は旋回軸、直進軸ともに $F = 900 \text{ mm/min}$ ($\omega = 0.5 \text{ rad/s}$) を設定した。また運動の開始は X 軸正の軸上からとし、運動方向を CCW (反時計回り) として、両軸とも目的の円形状を一周させた。なお、切削点送り速度のベクトル方向は Y 軸に平行で負の方向とした。そして

直進軸，旋回軸の位置ループゲイン K_{pp} を $K_{pp} = 60 \text{ s}^{-1}$ （初期設定値），先行制御係数（詳細は後述の 2. 5. 1 節に示し，先行制御係数 K_{FFP} と称する）を全軸について $K_{FFP} = 0 \sim 100 \%$ （初期設定値）と変更した．また本機の直進軸はリニアスケールによるフィードバック，旋回軸はエンコーダによるフィードバックの方式である．

また，機械運転の前には旋回 C 軸の中心と X-Y 軸（直進 2 軸）の原点を一致させるため，Fig.2-8 のようにワークテーブルに固定した変位計をエンドミルに当て，旋回軸を回転させて 1 周沿わせた時に変位計のゲージが $\pm 1 \mu\text{m}$ 以下に達するまで直進 2 軸の原点の調整をおこなった．変位計はてこ式差動トランス型電気マイクロメータ E-DT-LM-S30（東京精密製）を用いた．そして，実験後にも同様の手順で直進軸と旋回軸の中心ずれを測定し，その結果，本実験条件では $1 \mu\text{m}$ 以下であることがわかっているため，以降の考察では機械の熱変形の影響は十分小さく無視できるものとして考える．

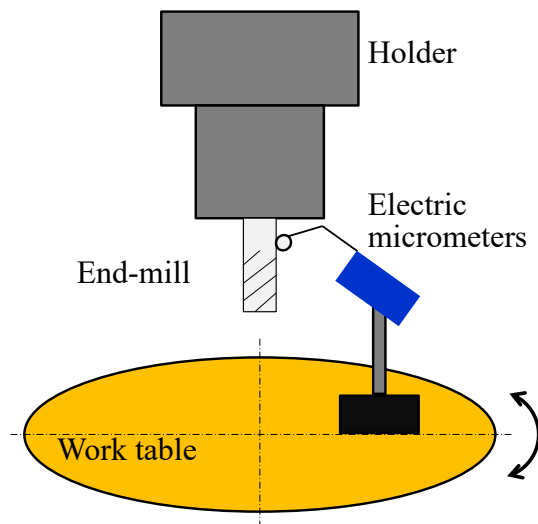


Fig. 2-8 Shaft adjustment with the micrometer

Fig.2-10 に本実験における実切削点（エンドミル側， (X_L, Y_L) に等しい）と理想切削点（ワーク側， (X_R, Y_R) に等しい）を拡大した図を示す。

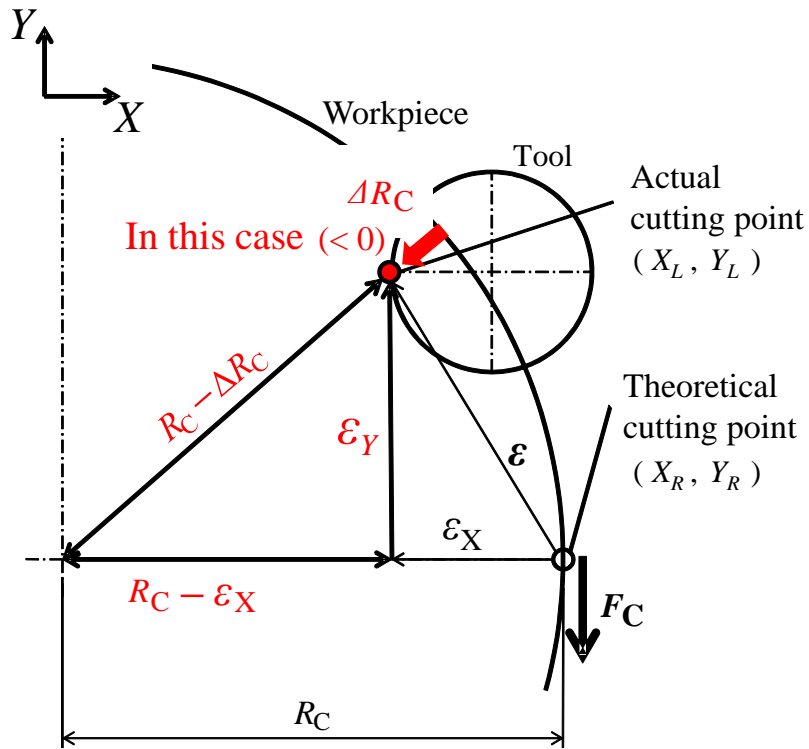


Fig. 2-10 Geometric model for shape error

ここで、ワーク中心方向への変化量、すなわち理論曲率半径との差 ΔR_C を形状誤差と定義する。この際、ワークの中心方向への変化は半径が減少しているとして負の値、中心方向とは反対方向への変化は半径が増加しているとして正の値とする。2つの切削点にずれが生じた場合、2点間に誤差ベクトル $\epsilon (\epsilon_X, \epsilon_Y)$ が発生する。ここで、

$$\begin{aligned} \epsilon_X &= X_L - X_R \\ \epsilon_Y &= Y_L - Y_R \end{aligned} \tag{2-4}$$

と定義する。一方、ワーク中心と2切削点を頂点とした直角三角形内でピタゴラスの定理を用い、展開する際に誤差量の二乗は ΔR_C^2 , ϵ_X^2 , $\epsilon_Y^2 \ll 1$ と十分小さ

いと考え ΔR_C^2 , ε_x^2 , $\varepsilon_y^2 \cong 0$ として近似すると式(2-5)となる. このように本実験中の形状誤差 ΔR_C は誤差ベクトル ε の X 成分と近似できることを用いて, 時刻 t ごとの形状誤差 ΔR_C を導いた. すなわち,

$$\Delta R_C(t) \cong \varepsilon_x(t) = X_L(t) - X_R(t) \quad (2-5)$$

が対象とする誤差量の関係である.

2. 4. 3 形状誤差に影響する要因のモデル化

サーボ系の特性に起因して, 切削点送り速度一定化の手法において形状に影響を及ぼす誤差要因として次の3点に着目してモデル化する. (Fig.2-11 参照)

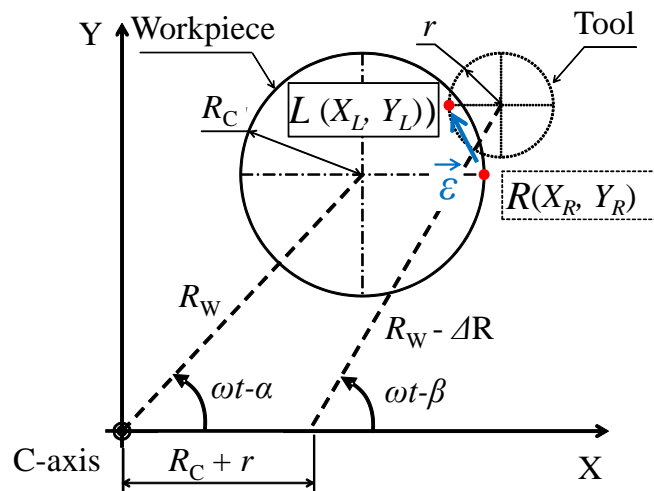


Fig. 2-11 Model of shape error by delay in response of each axis

- (1) 直進軸の円弧運動 (周波数応答の振幅減少) による半径減少 ΔR [mm] (> 0) (2.8)2.9)
- (2) 旋回運動をおこなう旋回軸の, ランプ入力応答遅れにより生じる指令値に対する角度差 α [rad] (> 0)
- (3) 円弧運動をおこなう直進軸の, 三角関数 (周波数) 応答遅れにより生じる指令値に対する角度差 β [rad] (> 0)

この運動における特徴は、直進軸は周波数応答、旋回軸はランプ応答の同期制御であり、そのサーボ系の応答特性の差に起因する点が大きな特徴である。

特に $\alpha \neq \beta$ ならば、この時に生じる誤差は旋回軸を有する 5 軸 MC 特有の誤差と考えられる。上記を定式化して時刻 t [s] ごとの切削点の座標を導く。本実験では式(2-5)より各切削点の X 座標がわかれば良いため、旋回軸と直進軸の理論切削点の X 座標を X_{Rth} , X_{Lth} とおくと、それぞれ $X_{Rth} = R_w \cos(\omega t - \alpha) + R_C$, $X_{Lth} = (R_w - \Delta R) \cos(\omega t - \beta) + R_C$ となる。これを式(2-5)に代入し、角度差 α と β は微小として三角関数の一次近似を、誤差量同士の積は十分小さいとして 0 と近似をおこなうと、その理論形状誤差 ΔR_{Cth} [mm] は式(2-6)となった。

$$\Delta R_{Cth}(t) \approx -(\alpha - \beta)R_w \sin \omega t - \Delta R \cos \omega t \quad (2-6)$$

式(2-6)右辺の第 1 項は直進軸と旋回軸のそれぞれの応答関数の遅れの差により生じる位相特性の差に起因し、第 2 項は直進 2 軸の円運動時（周波数応答）の追従遅れに起因することがわかる。ここで、5 軸 MC のむだ時間をゼロと仮定し、動作が始まった時刻を $t = 0$ とした。そのとき、旋回軸、直進軸の位相遅れの大きさはそれぞれ以下のように求められる。

$$\alpha = \omega t - \tan^{-1} \frac{Y_R}{X_R - R_C} \quad (2-7)$$

$$\beta = \omega t - \tan^{-1} \frac{Y_L}{X_L - R_C} \quad (2-8)$$

また、これらの式(2-7), (2-8)より相対角度差($\alpha - \beta$)は

$$\alpha - \beta = \tan^{-1} \frac{Y_L}{X_L - R_C} - \tan^{-1} \frac{Y_R}{X_R - R_C} \quad (2-9)$$

となる。直進 2 軸の円運動に起因する半径減少量 ΔR については、

$$\Delta R = \sqrt{(X_L - R_C)^2 + Y_L^2} - R_W \quad (2-10)$$

となる。以上より、 ΔR と相対角度差($\alpha - \beta$)に着目する必要があることがわかる。

2. 5 形状誤差を補正する方法

2. 5. 1 形状誤差を補正する一般的な方法

前節では、形状誤差 ΔR_C の要因として直進 2 軸の周波数応答特性の振幅変化に起因する半径減少量 ΔR と直進軸と旋回軸間の位相遅れの相対角度差($\alpha - \beta$)に着目して定式化を遂行して、その誤差量は式(2-6)で表されることを示した。本節では、その誤差を改善する手法について検討する。

形状誤差 ΔR_C を減少させる手段として、一般的な工作機械では先読みをおこなう先行制御（後述の Fig.2-15 中の破線で囲った部分）を導入する場合が多い。しかし、従来のデジタル制御に基づく先行制御では速度誤差を小さくするために指令値の平均化をしているため、その遅れ T_a [s]が発生してしまう。一方、最近の先行制御（Advanced control）では NC データを T_p [s]分先読みすることで平均化遅れ T_a [s]を改善しているため、従来の先行制御よりも追従性は向上する。上記のモデル化で、位相遅れと追従性が問題であることが予想されるため、以降は先行制御機能を前提として考察を進める。

2. 5. 2 形状誤差式の妥当性の検証

式(2-9), (2-7), (2-10)より求めた初期設定時の先行制御あり（先行制御係数 $K_{FFP} = 100\%$ ）、なし（先行制御係数 $K_{FFP} = 0\%$ ）の相対角度差($\alpha - \beta$) $\times 10^3$ [mrad]と旋回軸の指令に対する角度差 $\alpha \times 10^3$ [mrad]、半径減少量 $\Delta R \times 10^3$ [μm]と時間の関係の結果を Fig.2-12, 2-13 に示す。

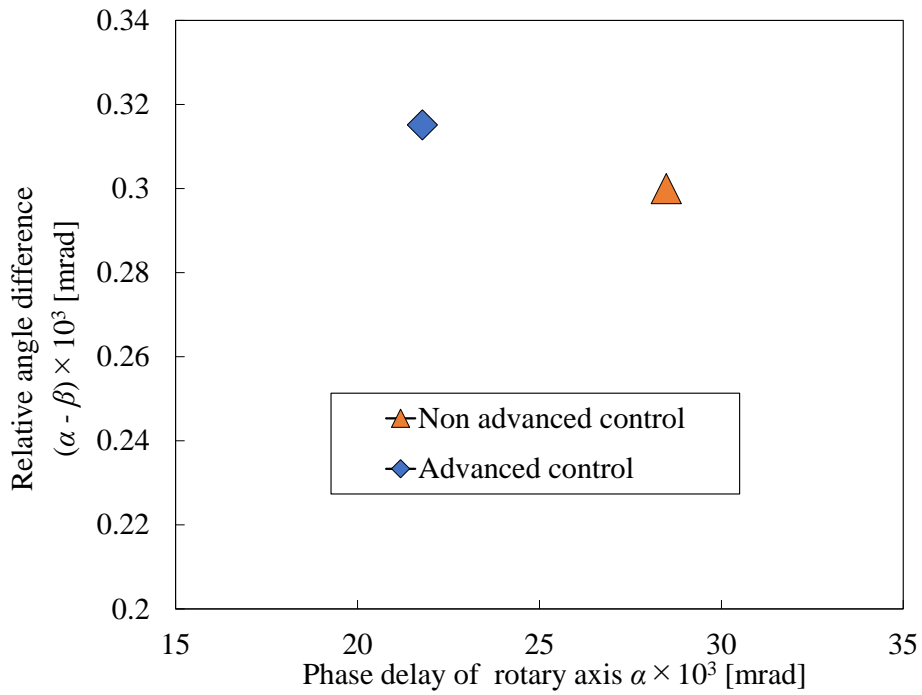


Fig. 2-12 Result of phase delay and relative angle difference between linear axes and rotary axis

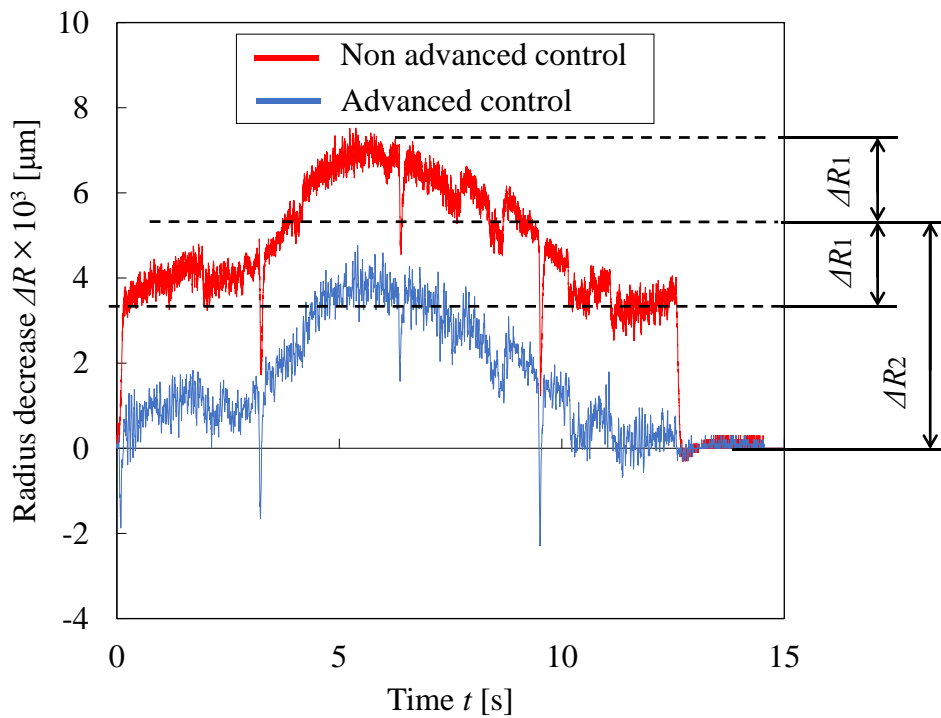


Fig.2-13 Result of circle radius decrease

Fig.2-13 より，半径減少については中心が縦軸方向に移動した \cos 波の逆位相の傾向を示していることがわかる．また Fig.2-13 においては， $t = 3 \text{ s}$ ， 6 s ， 9 s 付近で+Y，-X，-Y 軸上における象限突起補正の経年変化によるミスマッチに起因すると考えられるマイナスのスパイク誤差が生じていることもわかる．ここでスパイク状の誤差を無視して，それぞれの要因を時間関数でモデル化して表すと，式(2-11)のように類推できるものと考えられる．

$$\Delta R(t) = -\Delta R_1 \cos \omega t + \Delta R_2 \quad (2-11)$$

ここで， ΔR_1 は動的变化成分の片振幅， ΔR_2 は静的オフセットである．
式(2-11)を式(2-6)に代入した結果が式(2-12)となる．

$$\Delta R_{\text{ch}}(t) \approx -(\alpha - \beta)R_w \sin \omega t + (\Delta R_1 \cos \omega t - \Delta R_2) \cos \omega t \quad (2-12)$$

この式(2-12)へ Fig.2-12，2-13 より得られたパラメータを代入して先行制御なしのときの理論形状誤差 ΔR_C の結果を描くと Fig.2-14 の破線となった．また，同時に式(2-5)より得た，測定による先行制御なしの形状誤差 ΔR_C の実験結果を Fig.2-14 の実線で示す．また，先行制御なしとの比較のために式(2-5)より得た初期設定時での先行制御ありの形状誤差 ΔR_C の実験結果も合わせて実線で示している．縦軸は形状誤差 $\Delta R_C \times 10^3 [\mu\text{m}]$ ，横軸は時間 $t [\text{s}]$ である．

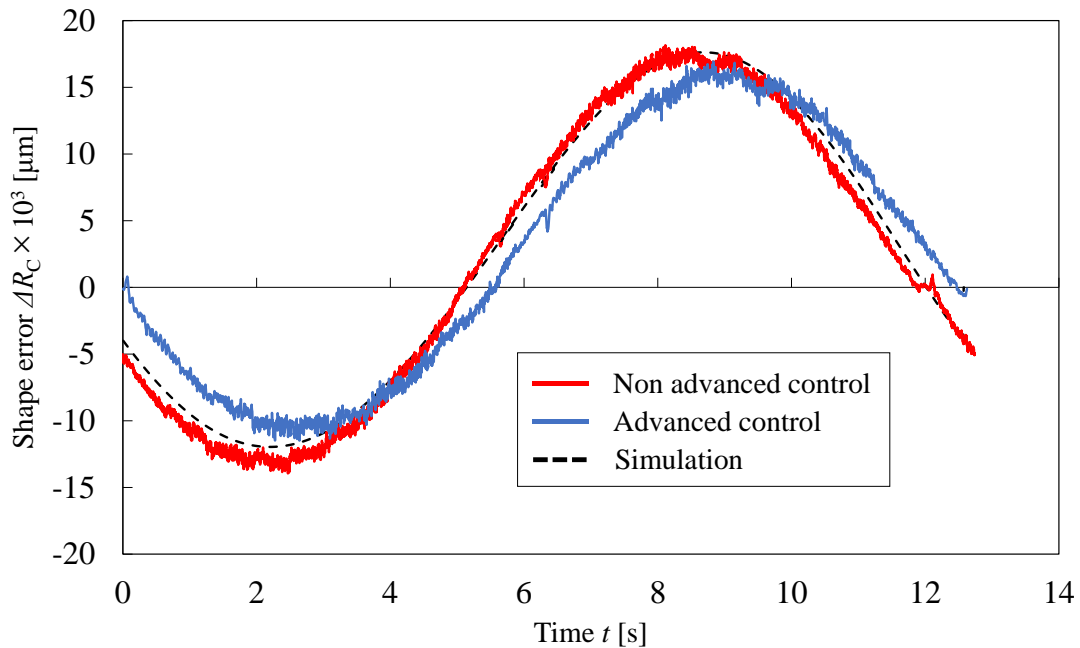


Fig.2-14 Result of shape error

Fig.2-14 より、両者がほぼ一致しているため式(2-12)を用いたモデル化による近似が妥当であること、ひいては予想した形状誤差 ΔR_C の要因が妥当であると考えられる。また図中の先行制御ありとなしの場合の $t = 6$ s 付近に僅かに象限突起に関連するスパイク状の運動誤差が加工面に転写される可能性が高い様子がわかる。一方、切削点送り速度のベクトルの方向が-Y方向であるため、 $t=3$ s, 9 s 付近では象限突起はほとんど加工面に転写されない様子もわかる。なお、各軸位相遅れ、相対角度差($\alpha - \beta$)、半径減少量 ΔR 、形状誤差 ΔR_C とともに初期設定時での先行制御ありとなしとの比較考察は次章で述べる。

2. 5. 3 初期設定値の先行制御の効果

初期設定値での先行制御の効果調べるため、先行制御ありとなしとの比較考察をおこなう。Fig.2-13 より、先行制御係数 $K_{FFP} = 0\%$ に比べて初期設定時の先行制御係数 $K_{FFP} = 100\%$ で半径減少量 ΔR は $3\mu\text{m}$ 、そして Fig.2-12 より各軸の位相遅れは 6.5 mrad 以上改善していることがわかる。すなわち、式(2-6)の右辺の第2項は大きく改善している。一方、形状誤差 ΔR_C のもう1つの要因である相対角度差($\alpha - \beta$)に着目すると、Fig.2-12 より両者とも 0.3 mrad であり先行制御で単に先行制御係数 $K_{FFP} = 100\%$ に設定してもほとんど改善されていないことがわかる。したがって Fig.2-14 より、一般に用いられているように単に運動する全軸に先行制御係数 $K_{FFP} = 100\%$ を導入しただけでは本創成運動における形状誤差 ΔR_C の改善がほとんどみられないことがわかった。この原因の考察については次節でおこなう。以上より、従来の先行制御は応答関数の振幅に起因する運動精度の向上を図る上では有効ではあるが、直進と旋回軸の応答関数の位相特性の差に起因する形状の創成の高精度化に対して十分な機能を発揮していないことがわかった。

2. 5. 4 形状誤差を補正する方法

前節の結果より、エンドミル加工において切削点送り速度の一定化を具現化するような、直進軸と旋回軸で異なる応答関数が求められる運動指令においては、従来の全軸に単純に同一の先行制御係数 K_{FFP} を採用するだけでは、加工形状の誤差を十分に改善できないことがわかった。この原因について考える。DD方式のモータを使用することで、加減速時のショックが大きくなる恐れがあり、高精度な先行制御を併用する場合はその影響が顕著になる。それを防ぐために、ファイン加減速処理（サーボサンプリング周期で試行錯誤して細かく加減速を

設定する)をおこなうことが多い。しかしながら、この加減速処理を用いることで、先行制御のタイミングが微妙に異なることで軸間の相対角度差が生じる現象が問題とされている。現場では、先行制御を適用するタイミングを変えることで各軸の特性を揃える手法により対応しているが、熟練技術者による高度な調整が必要であるというのが現状である。そこで、その軸間の相対角度差による誤差を低減するための試行錯誤によらない先行制御係数の決定法を提案する。直進軸と旋回軸の応答関数の振幅特性を一致させることにより、両者の位相特性をチューニングすることを考える。その目安としては、形状誤差要因である式(2-6)における相対角度差($\alpha - \beta$)に着目する必要があることが判明した。そこで、先行制御係数 K_{FFP} を直進軸と旋回軸でそれぞれ適切に設定することによって相対角度差($\alpha - \beta$)を減少させゼロを目指す手法を考える必要がある。試行錯誤によってそれらの最適な先行制御係数 K_{FFP} を求めることも可能と考えられるが、多くの時間とノウハウを要することになり得策ではないと考えられる。そこで、これを理論的に求めるために、先行制御部を含んだ駆動系モデルを作成し、そのチューニング手法を検討する。

2. 5. 5 同定したパラメータの検証に用いる理論半径減少量および各軸の位相遅れの導出

旋回軸、直進軸各軸の指令から各軸の出力である制御量までの伝達関数をそれぞれ $G_R(s)$, $G_L(s)$ とする。これより、理論半径減少量 $\Delta R_{th}[\text{mm}]$ は、 $G_L(s)$, 指令円弧半径 $R_w[\text{mm}]$, 角速度 $\omega[\text{rad/s}]$ を用いて

$$\Delta R_{th} = (1 - |G_L(j\omega)|) \times R_w \quad (2-13)$$

で表される。

次に旋回軸の位相遅れは定常偏差と考えることができ、直結フィードバック閉

回路系の場合には一般的に定常偏差が以下のように表される。

$$\lim_{s \rightarrow 0} sE(s) = \lim_{s \rightarrow 0} \left(\frac{s}{1+G(s)} \cdot F(s) \right) \quad (2-14)$$

で得られる。これより、 $G_R(s)$ は旋回軸の閉ループ伝達関数であるので、閉ループ $G(s)$ に変換すると、

$$\frac{G(s)}{1+G(s)} = G_R(s) \quad (2-15)$$

$$G(s) = \frac{G_R(s)}{1 - G_R(s)} \quad (2-16)$$

また、旋回軸の入力はランプ入力であるので、

$$F(s) = \frac{\omega}{s^2} \quad (2-17)$$

よって、旋回軸の位相遅れは以下のように表される。

$$\alpha_{th} = \lim_{s \rightarrow 0} \left(\frac{s}{\{1 + G_R(s)/(1 - G_R(s))\}} \cdot \frac{\omega}{s^2} \right) \quad (2-18)$$

また、直進軸の位相遅れは周波数応答遅れであるので以下のように表される。

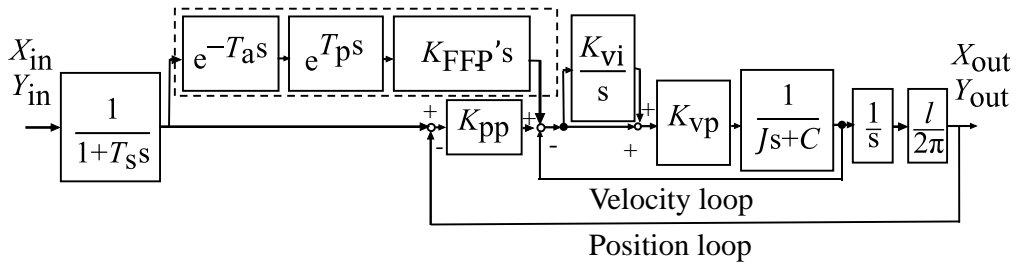
$$\beta_{th} = -\angle G_L(j\omega) \quad (2-19)$$

したがって、相対角度差($\alpha_{th} - \beta_{th}$)は以下のように表すことができる。

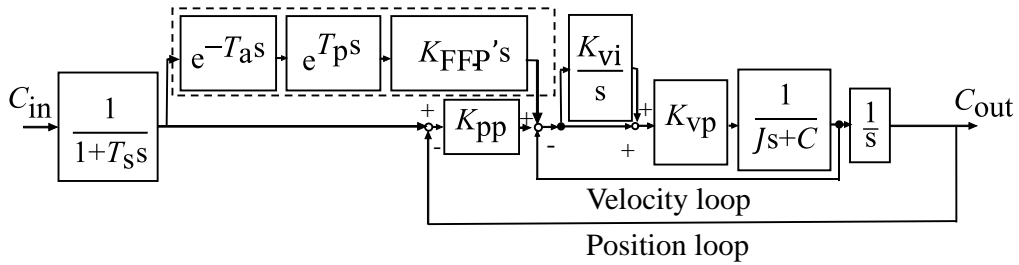
$$\alpha_{th} - \beta_{th} = \lim_{s \rightarrow 0} \left(\frac{s}{\{1 + G_R(s)/(1 - G_R(s))\}} \cdot \frac{\omega}{s^2} \right) + \angle G_L(j\omega) \quad (2-20)$$

2. 5. 6 先行制御を含む駆動系モデルのパラメータ同定

時間進み要素 T_p [s]と平均化遅れ T_a [s]をもつ先行制御の直進軸, 旋回軸の駆動系モデルを Fig.2-15 とした.



(a) Linear axes



(b) Rotary axis

Fig.2-15 Block diagram of the feed drive system

なお, 先行制御部は破線で囲む部分であり, 全体の伝達関数に 1 次進み要素が追加されることになる. このパラメータ同定の際での実験として 2. 4. 1 節での加工パスを旋回軸, 直進軸それぞれで運動させた. 慣性モーメント J [kgm²], 粘性係数 C [Nms/rad]は各軸の角速度が実験と MATLAB の Simulink での直進軸, 旋回軸それぞれの駆動系モデルを用いたシミュレーションとで一致するように同定した. ここで, 位置ループゲイン K_{pp} [s⁻¹], 速度ループ比例ゲイン K_{vp} [Nms/rad], 速度ループ積分ゲイン K_{vi} [Nms/rad]については実機の初期設定値,

ボールねじのリード l [m]については仕様書の値，スムージング時定数 T_a は先行研究^{2.5)}の予備実験で求めた値を用いた．時間進み要素 T_p [s]と平均化遅れ T_a [s]についてのパラメータ同定については先程と同様である．Fig.2-15 の先行制御モデルと T_p [s]と T_a [s]のパラメータの妥当性を検証するために，先行制御係数を 20, 40, 60, 80, 90, 100 %と変更した際の半径減少量 ΔR と各軸の位相遅れについて実験結果と式(2-10), (2-8), (2-7)による計算結果を Fig.2-16, 2-17 に示す．これより，ほぼ一致しており，妥当性があるといえる．今回，同定したパラメータの詳細を Table 2-1 に示す．

Table 2-1 Parameters of model of feed drive system

Parameter	Unit	X, Y	C
J (Equivalent inertia of mechanism)	kgm ²	5.0	4.2
C (Viscous damping coefficient)	Nms/rad	1.0	5.0
K_{pp} (Position proportional gain)	rad/ms or s ⁻¹	※	※
K_{vp} (Velocity proportional gain)	Nms/rad	177.5	4700
K_{vi} (Velocity integrator gain)	Nms/rad	0.198	0.274
K_{FFP} (Advanced control coefficient)	%	※	※
K_{FFP}' (Prefeedforward gain)	/s	$K_{FFP} \times K_{FF} / 100$	
K_{FF} (Advanced control gain)	/s	$2\pi/l$	1
l (Lead of ball screw)	m	0.016	/
r (transformation coefficient)	m/rad	$l/2\pi$	
T_s (Smoothing time constant)	s	0.05	0.064
T_a (Averaging time constant)	s	0.015	0.015
T_p (Preceding time constant)	s	0.0155	0.005

※ set value

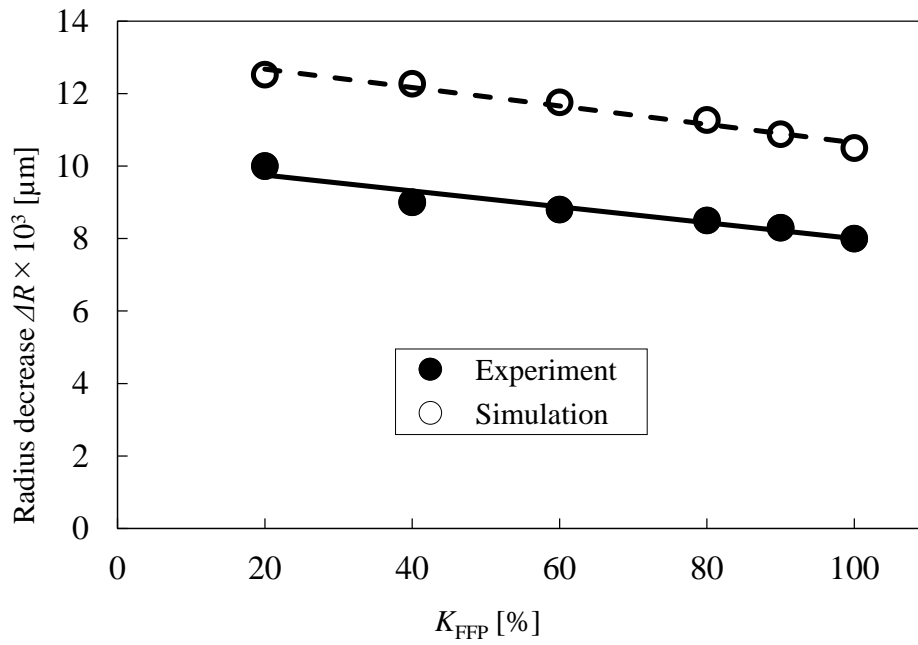
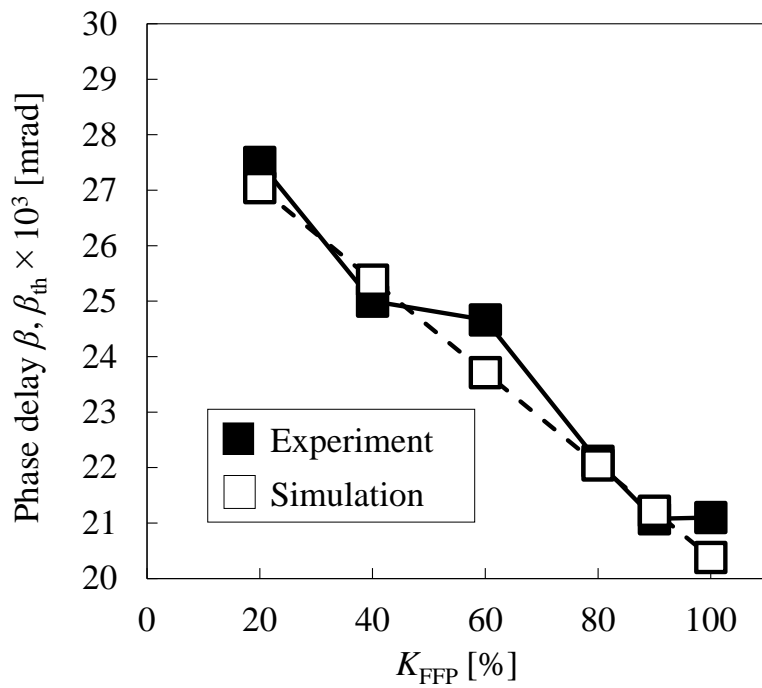


Fig.2-16 Results by measured and calculated of radius decrease



(a) Linear axes

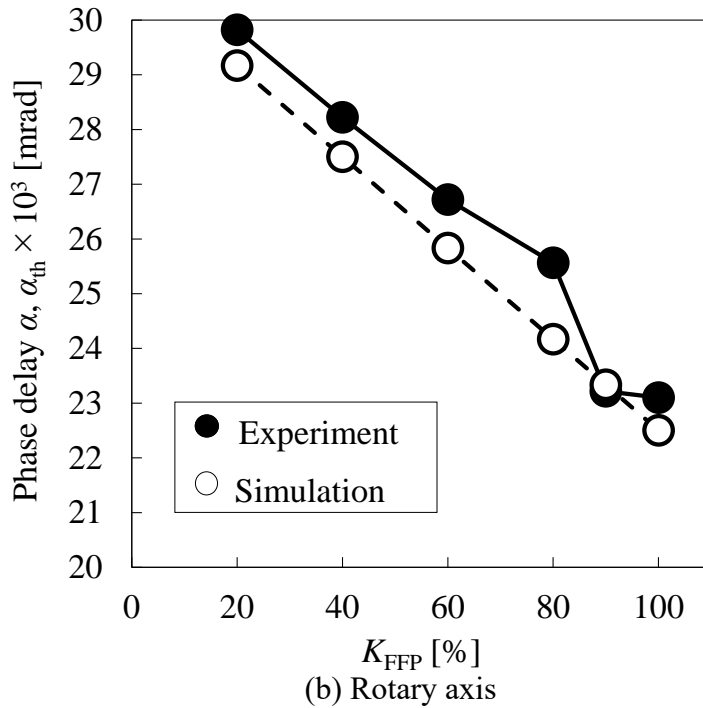


Fig.2-17 Result of phase delay of linear axes and rotary axis

2. 5. 7 最適 KFFP 法

以上の考察に基づき、形状誤差 ΔR_C を減少させるために、駆動系モデルを用いて理論的に形状誤差 ΔR_C の要因である相対角度差($\alpha_{th}-\beta_{th}$)をゼロにし、かつ半径減少量 ΔR が最小となるように最適な先行制御係数 K_{FFP} を算出する方法を考える。これを最適 KFFP 法と称する。その手法の手順を以下に示す。

- ①先行制御係数 K_{FFP} を 20, 40, 60, 80, 90, 100 % と変更した際の旋回軸と直進軸の理論位相遅れを算出する。
- ②相対角度差($\alpha_{th}-\beta_{th}$)が以下の式(2-21)を満たすような各軸の先行制御係数 K_{FFP} の組み合わせを考える。

$$\alpha_{th} - \beta_{th} = \lim_{s \rightarrow 0} \left(\frac{s}{\{1 + G_R(s)/(1 - G_R(s))\}} \cdot \frac{\omega}{s^2} \right) + \angle G_L(j\omega) = 0 \quad (2-21)$$

- ③②の組み合わせの中で、半径減少量 ΔR が最小となる組み合わせを選択する。すなわち、Fig.2-16 より先行制御係数 K_{FFP} が大きいほうが半径減少量 ΔR は小さ

くなるため、直進軸の先行制御係数 K_{FFP} が最大となる組み合わせを選択する。

$K_{pp} = 60, 120 \text{ s}^{-1}$ において先行制御係数 K_{FFP} を 20, 40, 60, 80, 90, 100 % と変更した際の旋回軸と直進軸の理論位相遅れをそれぞれ算出し、その結果を Fig.2-18 に示す。

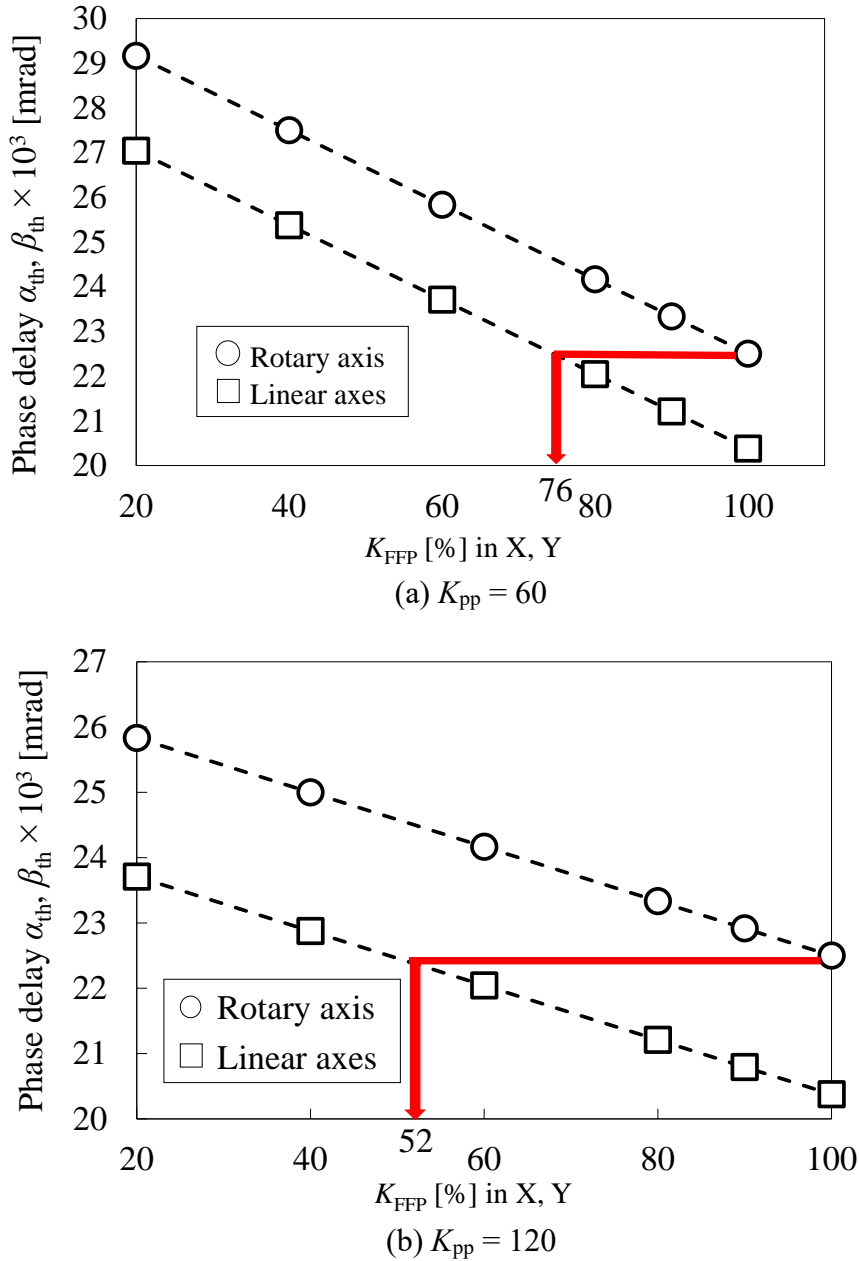


Fig.2-18 Solutions based on optimal KFFP method

最適 KFFP 法より最適な先行制御係数 K_{FFP} は $K_{pp} = 60 \text{ s}^{-1}$ において旋回軸では 100 %, 直進軸で 76 %, $K_{pp} = 120 \text{ s}^{-1}$ において旋回軸では 100 %, 直進軸で 52 % となった. ここで導かれた最適な先行制御係数 K_{FFP} より明らかなように直進軸の追従性を悪化させて理論位相遅れをゼロにすることを可能にしている. そのため, 直進軸の先行制御係数 K_{FFP} を 100 %にしたまま, 旋回軸の先行制御係数 K_{FFP} を理論位相遅れがゼロになるように上げることができればより改善を進めることができる. また, 切削点送り速度 F_c が同じになるようにオフセット R_w を変更しても, 角速度 ω は一定であるため, 式(2-18), (2-19)より各軸の位相遅れが同じになり, 最適 KFFP 法で導かれる先行制御係数 K_{FFP} の組み合わせは同じになると考えられる.

2. 5. 8 検証実験および結果

直進軸, 旋回軸の位置ループゲイン K_{pp} を $K_{pp} = 60 \text{ s}^{-1}$ (初期設定値), 120 s^{-1} の二つの条件下で最適 KFFP 法の有効性を検証するため Table 2-2 のように先行制御係数 K_{FFP} を各軸において変化させた.

Table 2-2 Combination of K_{FFP}

K_{pp}	axis	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩
60	C	100									
	X, Y	20	40	60	70	75	76	77	80	90	100
120	C	100									
	X, Y	20	40	51	52	53	60	70	80	90	100

Table 2-2 のように様々な組み合わせで先行制御係数 K_{FFP} を変更した形状誤差 ΔR_C の結果を Fig.2-19 に示す。また、切削点送り速度 F_c が一定となるようにオフセット R_w を変更した際の結果を Fig.2-20 に示す。

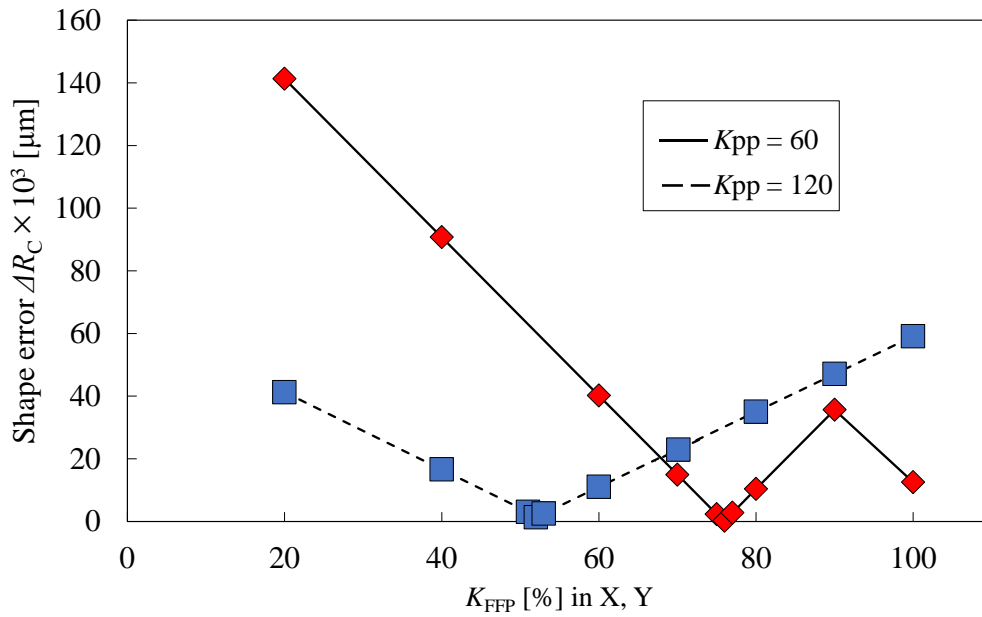


Fig.2-19 Verification based on experiments

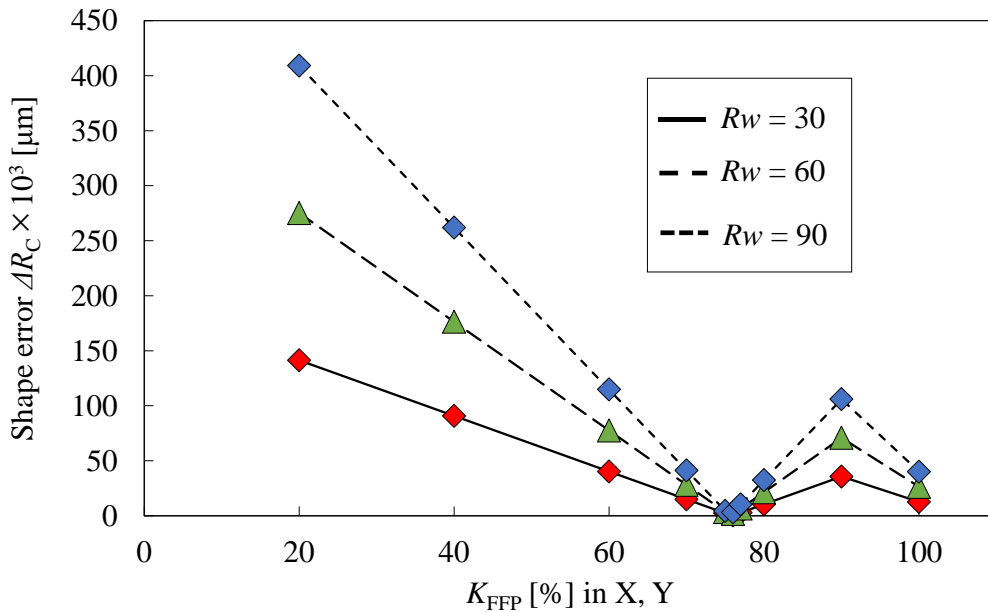


Fig.2-20 Verification based on experiments

Fig.2-19 より, K_{pp} が $60, 120 \text{ s}^{-1}$ において算出したパラメータ値が最適であることがわかる. また, Fig.2-19, 2-20 において, 先行制御係数および位置ループゲインが全軸で初期設定値である場合, 形状誤差 ΔR_c が小さくなっているが, これは直進軸と旋回軸を同期運動させた際に自動同期誤差補正が適用されていたためであると考えられる. よって, K_{pp} が初期設定値 60 s^{-1} , ハイゲインである 120 s^{-1} とともに最適 KFFP 法は有効といえる. また, 切削点送り速度 F_c が一定となるようにオフセット R_w を変更しても最適 KFFP 法は有効といえる.

2. 5. 9 最適 KFFP 法実施後の形状誤差と半径減少量と相対角度差

最適 KFFP 法を実施後の $K_{pp} = 60 \text{ s}^{-1}$, $K_{pp} = 120 \text{ s}^{-1}$ の際の形状誤差 ΔR_c , 半径減少量 ΔR , 相対角度差($\alpha - \beta$)をそれぞれ Fig.2-21, 2-22, 2-23 に示す. ただし, 比較のため, Fig.2-21, 2-22 の黄色の実線はそれぞれ Fig.2-14, 2-13 の最適 KFFP 法を用いない場合の結果を示している. Fig.2-21 より $K_{pp} = 120 \text{ s}^{-1}$ のときのほうが $0.5 \mu\text{m}$ ほど小さいことがわかる. これは相対角度差($\alpha - \beta$)についてはどちらもゼロで, 半径減少量 ΔR が $K_{pp} = 120 \text{ s}^{-1}$ のときのほうが小さいためであると考えられる. また直進軸の運動が $\pm Y$ 軸となる $t=3 \text{ s}, 9 \text{ s}$ 付近には象限突起に関連するスパイク状の誤差は転写されていないが, $-X$ 軸となる $t=6 \text{ s}$ 付近だけにその誤差が転写されていることもわかる. Fig.2-22 より K_{pp} の値にかかわらず直進 2 軸の運動で, Y, X, Y 軸の順で運動方向が反転して 3 箇所を負の象限突起が見られるが, 直進軸のスティックスリップ補正のタイミングが不十分であるためと考えられる. しかしながら, Fig.2-21 においてその影響は X 軸の 1 箇所のみであり, 提案する切削点送り速度一定化は象限突起に関わる誤差の加工面への転写の抑制に有効であることがわかる. Fig.2-21 をみると, 最適 KFFP 法により絶対値で $10 \mu\text{m}$ 以上, 初期の $1/3$ 程度にまで改善されていることがわかる. その要

因は、Fig.2-23 に示されているように相対角度差($\alpha - \beta$)が極めて小さな値に抑えることの具現化にある。

以上より、式(2-6)に基づき直進軸と旋回軸の先行制御係数を変化させる最適KFFP法が有効であることを示すことができた。

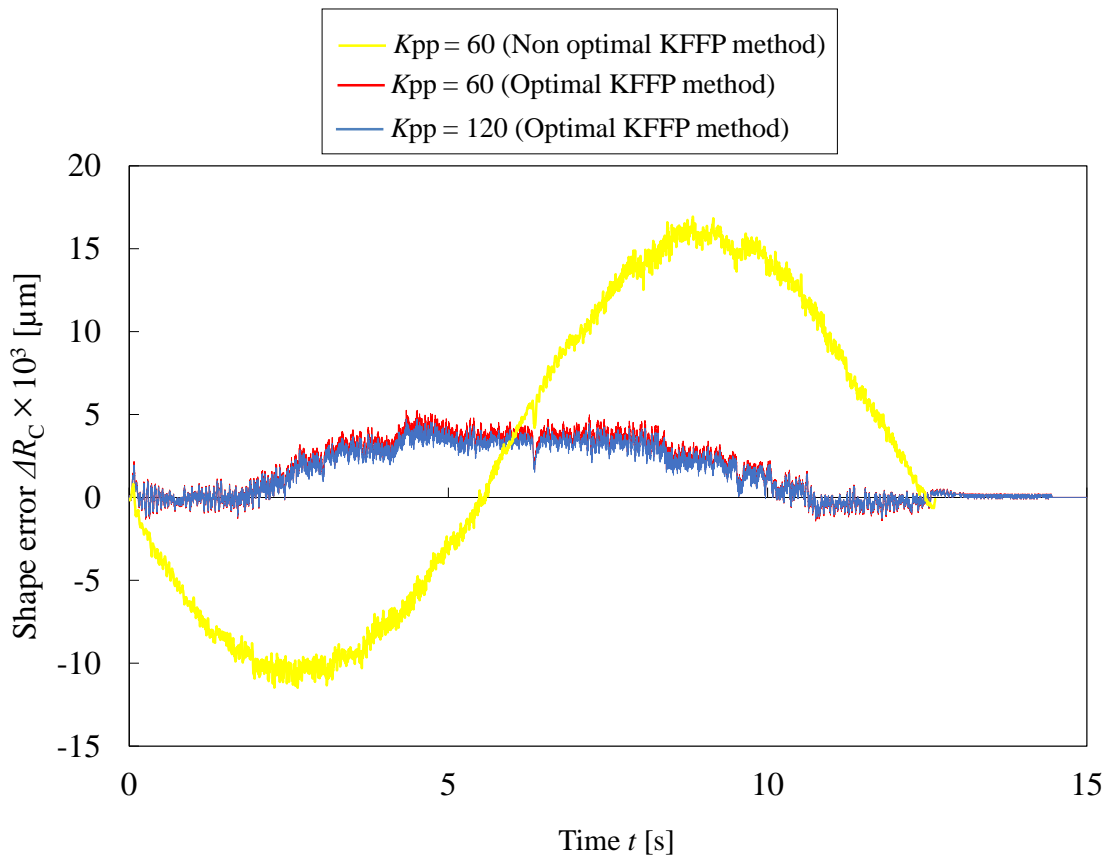


Fig.2-21 Result of shape error by applying optimal KFFP method

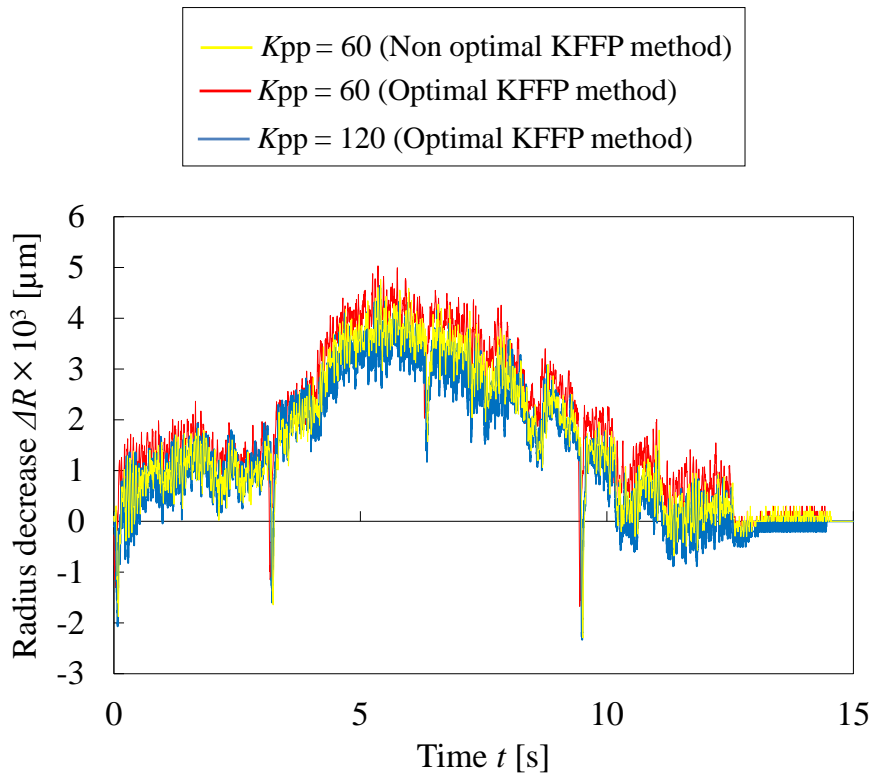


Fig.2-22 Result of circle radius decrease

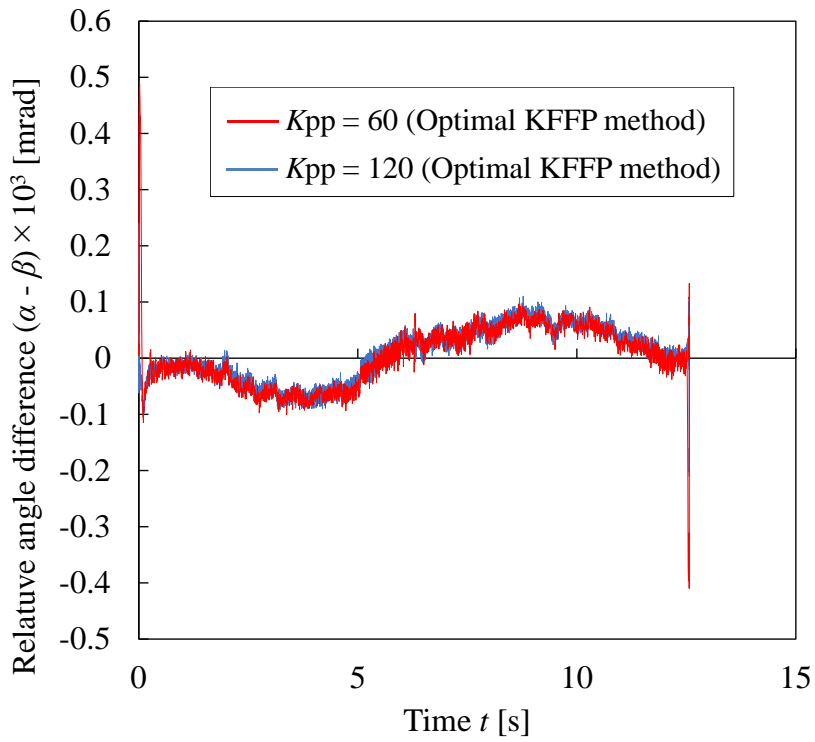


Fig.2-23 Result of relative angle difference

2. 5. 10 様々なワーク半径の形状への最適 KFFP 法の適用

これまで円形状を想定してきたが、任意形状に本手法を適用する際、任意形状においてはワーク半径が変化するため、最適 KFFP 法によって導かれる先行制御係数の値が変化することが予測される。しかしながら、一般に 5 軸 MC で先行制御係数 K_{FFP} を逐次変更させることは困難である。

そこで、最適 KFFP 法によって導かれる各軸の先行制御係数の組み合わせ 1 つで、どれだけのワーク半径の形状を創製することが可能なかシミュレーションと実機検証により調べる。

まず、最適 KFFP 法によって導かれる先行制御係数の値がワーク半径によって変化しない条件を導出する。

$(\alpha_{th} - \beta_{th}) = 0$ となる最適 KFFP 法で導かれる先行制御係数 K_{FFP} を $K_{FFPOptimal}$ (旋回軸 $K_{FFPOptimalR}$, 直進軸では $K_{FFPOptimalL}$) とすると、以下のように表せる。

$$\alpha_{th} - \beta_{th} = \lim_{s \rightarrow 0} \left(\frac{s}{\{1 + G_R(s)/(1 - G_R(s))\}} \cdot \frac{\omega}{s^2} \right) \Bigg|_{K_{FFP} = K_{FFPOptimalR}} + \angle G_L(j\omega) \Big|_{K_{FFP} = K_{FFPOptimalL}} = 0 \quad (2-22)$$

ここで、 $\angle G_L(j\omega) = \angle G_L' \cdot \omega$ と近似できると仮定し、 $\omega \neq 0$ より、 ω で両辺を割ると、

$$\frac{\alpha_{th} - \beta_{th}}{\omega} = \lim_{s \rightarrow 0} \left(\frac{s}{\{1 + G_R(s)/(1 - G_R(s))\}} \cdot \frac{1}{s^2} \right) \Bigg|_{K_{FFP} = K_{FFPOptimalR}} + \angle G_L' \Big|_{K_{FFP} = K_{FFPOptimalL}} = 0 \quad (2-23)$$

よって、直進軸の位相遅れ $\angle G_L(j\omega)$ が角速度 ω に比例するならば最適 KFFP 法で導かれる先行制御係数 $K_{FFPOptimal}$ (旋回軸 $K_{FFPOptimalR}$, 直進軸では $K_{FFPOptimalL}$) において $(\alpha_{th} - \beta_{th})$ の値は ω によらずゼロになる。

次に直進軸の全制御系の位相遅れが角速度 ω に比例する範囲を知るために、 $\angle G_L(j\omega)$ の基本要素に着目した。モデルは 4 つの一次遅れ系と 2 つの一次進み系の基本要素に分けられるので、この二種類の基本要素が角速度 ω に比例する条件を考える。一般的に一次遅れ系 $1/(1+Ts)$ や一次進み要素 $(1+Ts)$ が ω に比例する

範囲は、 $0 \leq \omega T \leq 0.2$ (折点) である。駆動系モデルより得られた基本要素の折点周波数の算出結果を Table 2-3 に示す。

Table 2-3 Break frequency

Control system	Break frequency [rad/s]
Advanced control system	4712.4
Acceleration and deceleration control system	7.8
Positioning-control system	16
	55.2
	76.0
	76.0

ここで、位相遅れ $\angle G_L(j\omega)$ が角速度 ω に比例する角速度の範囲はゼロから最小折点周波数までである。つまり、求める条件は、 $0 \leq \omega$ [rad/s] ≤ 7.8 となる。この角速度の範囲において創製できるワーク半径 R_C は式(2-1)より、 $R_C \geq 1.16$ mm である。

これを実機で検証する。旋回中心からワーク中心までの距離および指令円弧半径 $R_w = 8$ mm とし、切削点送り速度 $F_C = 540$ mm/min を一定に保ちながら、指令送り速度 F を 240 mm/min ($\omega = 0.5$ rad/s, $R_C = 18$ mm), 1507 mm/min ($\omega = 3.14$ rad/s, $R_C = 2.87$ mm), 3014 mm/min ($\omega = 6.28$ rad/s, $R_C = 1.43$ mm), 4522 mm/min ($\omega = 9.42$ rad/s, $R_C = 0.96$ mm), 6029 mm/min ($\omega = 12.56$ rad/s, $R_C = 0.72$ mm) の 5 通りに変更し、Table 2-4 のように先行制御係数を各軸において変化させた。

Table 2-4 Combination of K_{FFP}

K_{pp}	axis	①	②	③	④	⑤	⑥	⑦
60	C	100						
	X, Y	70	75	76	77	80	90	100

Table 2-4 のように様々な組み合わせで先行制御係数を変更した形状誤差 ΔR_C の結果を Fig.2-24 に示す. これより, 予測した 7.8 rad/s よりも大きい 12.56 rad/s において最適な先行制御係数は直進軸で 76 からずれ 75 となっており, 理論通りであることがわかる.

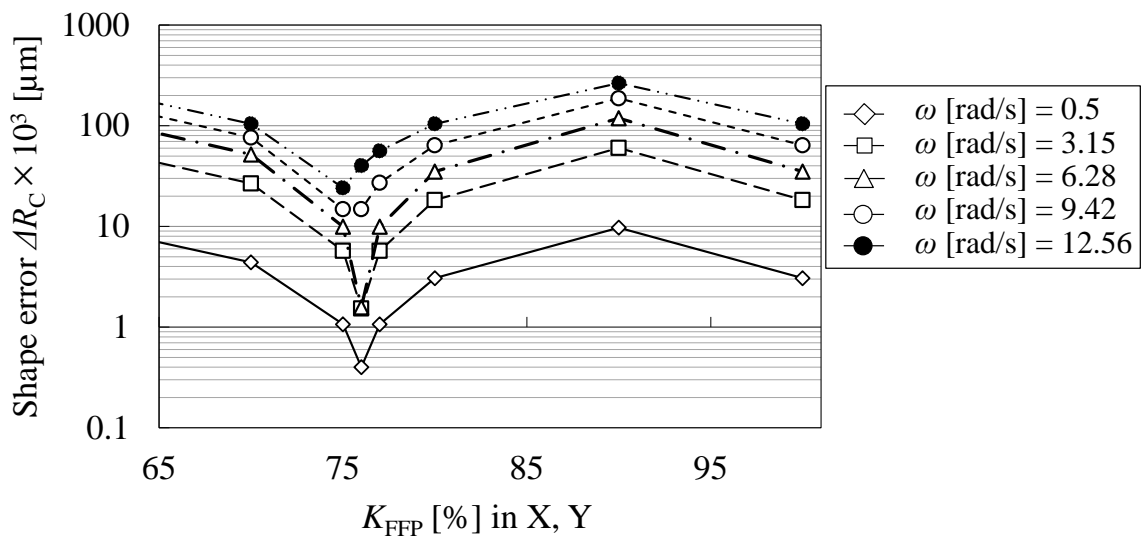


Fig.2-24 Verification based on experiments

以上より, 加工対象の曲率半径が極端に小さくならない範囲 (本例では $R_c \geq 1.16$ mm) であれば, 最適 KFFP 法によって導かれる各軸の先行制御係数の組み合わせ 1 つで創製できることがわかる.

2. 6 結言

本章では 5 軸 MC の直進 2 軸と旋回 1 軸を用いて切削点送り速度一定の手法によって円形状を切削する運動に着目し、直進および旋回軸のサーボ特性の差が加工誤差に与える影響を考察した。さらにその結果に基づき、新たな先行制御のパラメータチューニング法を提案して、実際の 5 軸 MC における効果を検証した。結論を以下に示す。

- (1) 切削点送り速度一定化の手法による円弧形状の創成運動において、その加工形状の誤差の要因は、円弧運動をおこなう直進 2 軸の周波数応答の振幅誤差である半径減少と直進軸 2 軸の周波数応答の位相と旋回軸のランプ応答の位相の差である。特に後者は個々の位相の絶対値でなく、両者の偏差すなわち相対角度差($\alpha - \beta$)が重要であることがわかった。
- (2) 直進 2 軸と旋回 1 軸の 3 軸同時制御を用いた切削点送り速度一定化の手法において、その創成形状の誤差を減少させるためには、直進および旋回軸間の応答関数の差に起因する相対角度差($\alpha - \beta$)を減少させる手法が有効だとわかった。ただし、どのような場合でも象限突起に関連する誤差の加工面への転写の抑制に切削点送り速度一定化は有効であることも確認できた。
- (3) 先行制御部を含んだ駆動系モデルから、相対角度差($\alpha - \beta$)がゼロとなるパラメータを導く最適 KFFP 法を提案することができた。
- (4) 制御系の位置ループゲインの設定値が異なる場合でも、同じ手法で相対角度差($\alpha - \beta$)をゼロにして、形状誤差 ΔR_C を減少させることが可能であることがわかった。

- (5) 切削点送り速度 F_c が一定を維持しながら創成ワーク中心と旋回軸の中心とのオフセット R_w を変更しても最適 KFFP 法は有効であることがわかった。
- (6) 加工対象のワークの曲率半径が極端に小さくならない範囲であれば、最適 KFFP 法によって導かれる各軸の先行制御係数の組み合わせ 1 つで高い精度での形状が創製できることがわかる。

文 献

- 2.1) 夏目矩行, 中本圭一, 石田徹, 竹内芳美, スクエアエンドミルを用いた同時 5 軸制御加工による中仕上げ加工の高効率化, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.78, No.793 (2012), pp. 3305–3316.
- 2.2) 辻勇, 川崎一正, 阿部義和, 郡原宏, 汎用の多軸制御工作機械による大型スパイラルベベルギヤの加工法に関する研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.77, No.775 (2011), pp.728–736.
- 2.3) 池上貴一, 廣垣俊樹, 青山栄一, 工作機械用ダイレクトドライブモータの開発とその性能に関する考察, 砥粒加工学会誌, Vol.60, No.6 (2016), pp.333–337.
- 2.4) 樋口拓郎, 国貞宏通, 国井嘉仁, 佐藤隆太, 堤正臣, マシニングセンタの円弧補間運動における二山象限突起の補正, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.78, No.788 (2012), pp.186–195.
- 2.5) 廣垣俊樹, 青山栄一, 小川圭二, 川口二俊, 堀内貴弘, 5 軸制御マシニングセンタによる切削点送り速度ベクトル一定化条件下でのエンドミル工具経路に関する研究, 精密工学会誌, Vol.76, No.8 (2010), pp.912–917.
- 2.6) 鈴木尊丸, 丸山優馬, 廣垣俊樹, 青山栄一, 5 軸制御マシニングセンタにおけるエンドミル切削点送り速度ベクトル一定化制御法と先行制御係数調整, 日本機械学会

論文集 C 編, Vol.83, No.849 (2017), pp.1–15.

- 2.7) J. Vivancos and C. J. Luis., Analysis of factors affecting the high-speed side milling of hardened die steels, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol.162, No.15 (2005), pp.696.
- 2.8) 垣野義昭, 井原之敏, 中津善夫, 米谷光雄, 手嶋健夫, NC 工作機械の運動精度に関する研究 (第 2 報) –円弧補間時の半径減少の NC 補正–, *精密工学会誌*, Vol.52, No.10 (1986), pp.75–77.
- 2.9) 垣野義昭, 井原之敏, 中津善夫, 米谷光雄, 手嶋健夫, NC 工作機械の運動精度に関する研究 (第 4 報) –円弧補間時の半径減少の NC 補正–, *精密工学会誌*, Vol.54, No.6 (1988), pp.105–110.

第3章 DD方式の旋回軸におけるトルク飽和と 切削点送り速度一定化

3.1 緒言

前章では、5軸MCにおける直進および旋回運動の同時制御に基づく新たな高度なエンドミル加工として、切削点送り速度ベクトル一定化の条件下において加工形状へ影響を与える工作機械の運動誤差に起因する加工形状の誤差（以降、形状誤差 ΔR_c と称す）の要因の追究、そして各軸のサーボ特性が形状に与える影響を考慮することで、試行錯誤によらない更なる加工形状精度の向上方法の提案をおこなった。その結果、その際に発生する形状誤差 ΔR_c の要因としては直進軸の半径減少量 ΔR と旋回軸と直進軸の指令値からの位相遅れの差である相対角度差($\alpha - \beta$)であることが判明した。そこで、形状誤差 ΔR_c を減少させるための手段として、相対角度差($\alpha - \beta$)をゼロにすることを考えた。それを試行錯誤によらずに理論的に求めるため、先行制御 (G08) を用い、先行制御部を含んだ駆動系モデルを旋回軸、直進軸において考慮し、相対角度差($\alpha - \beta$)をゼロにする最適なパラメータ (先行制御係数 K_{FFP}) を算出する手法を提案した。この手法を最適 KFFP 法と称することとした。

しかし、5軸MCで複雑形状を切削点送り速度一定化条件で加工をおこなう際、旋回軸と直進軸とが同時に大きな速度変化を伴って運動することがある^{3.1)}。そういった高速動作時や急激に電流値が変化する際に、直進の送り軸はボールネジ駆動であるためにモータの必要トルクには問題が生じないが、旋回軸がDD方式のモータ駆動の場合には駆動電圧がインバータの出力可能な範囲を超える飽和状態に陥ることが報告されている^{3.2)}が、それらを考慮した加工制御の技術

についての解明には至っていない。提案する切削点送り速度一定化の手法を様々な形状に応用するためには、旋回軸が高速回転時、すなわち高い角加速度を要する場合においても高い同期性が要求される。さらに実際は切削時において旋回軸に対するワークの総慣性モーメントが変化する。そこで本章^{3.3)}では、旋回軸に高速回転が求められる場合においても高い同期性を得るための手法を提案することを目指し、DD方式のモータ駆動で一般に生じると考えられるトルク飽和を考慮し、トルク飽和による相対角度差($\alpha - \beta$)、ひいては形状誤差 ΔR_C への影響を推定する手法を提案する。

3. 2 C軸に求められる角速度の検討

本章は切削点送り速度一定化条件の複雑形状への応用を目的としている。5軸MCで複雑形状を切削点送り速度一定化条件で加工をおこなう際、旋回軸と直進軸とが同時に大きな速度変化を伴って運動することがあるため、高い同期性を得ることが困難であるという問題があった。そのために、本手法を現場で複雑形状に応用する際には切削点送り速度 $F_C = 100 \text{ mm/min}$ 以下の低速で加工をおこなうことが多い^{3.1)3.3)}。あるいは送り速度を小さく設定しなければならず生産性が悪いことから本手法が避けられることさえもある。そこで、切削点送り速度を 100 mm/min 以下に下げることなく、高い同期性を保つことができる手法を提案することで本手法の工学的価値が高くなると考えられる。

そこでまず、5軸MCとして、必要なC軸回転角速度 ω_R [rad/s]について考える。前章の式(2-1)よりワークの曲率半径とC軸の角速度の関係はFig.3-1のようになる。Fig.3-1 および式(2-1)より、切削点送り速度一定化条件を用いる際、切削点送り速度 F_C 、ワーク半径 R_C と旋回軸の角速度 ω_R の間にはそれぞれ比例、反比例の関係があることがわかる。すなわち、切削点送り速度 F_C が大きくなる

とそれに比例して旋回軸に求められる角速度 ω_R が大きくなり、ワーク半径が小さくなると旋回軸の角速度 ω_R が急激に大きくなる傾向が確認できる。

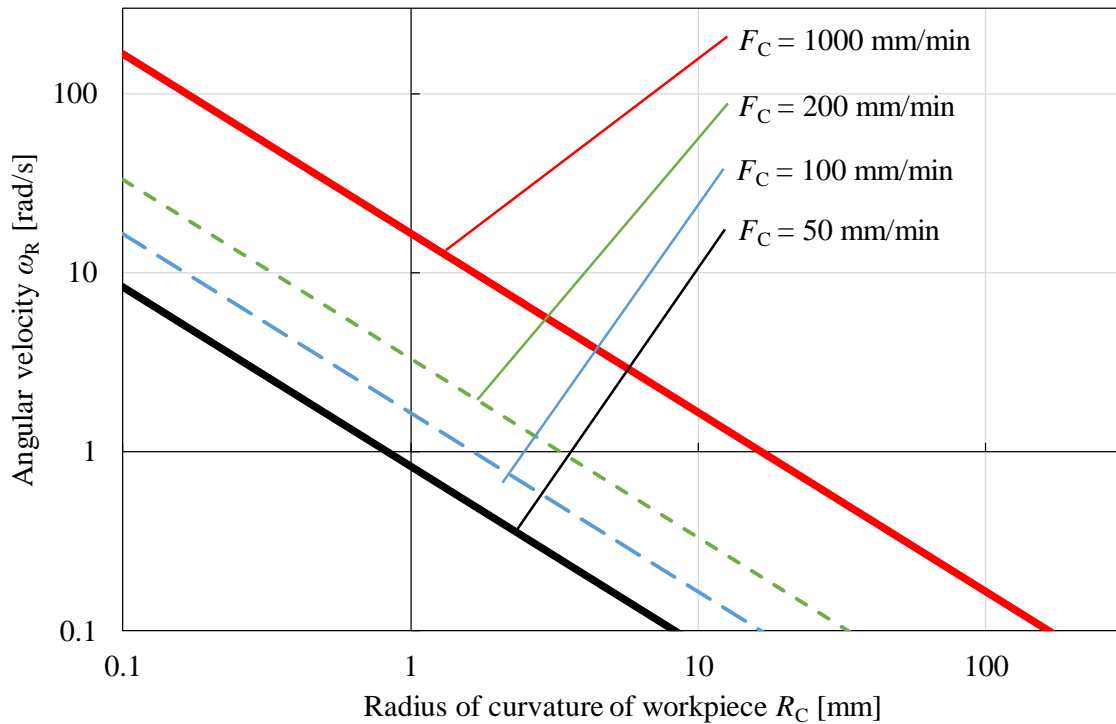


Fig. 3-1 Relationship between radius of curvature and angular velocity

一方、工具中心軸の指令送り速度 F については、前章の式(2-2)より、直進軸に求められる角速度 ω_L とオフセット量 R_w の積で与えられるため、オフセット量の設定しだいで高い指令送り速度を容易に避けることが可能である。以上より、複雑形状を本手法で加工をおこなう際、高角加速度が避けられないのは旋回軸であり、同期精度をきめる上で重要な軸であるといえる。

具体的には、一般に複雑形状を精密加工する場合に切削点送り速度としては少なくとも $F_c = 200$ mm/min が求められることを考慮に入れると、Fig.3-1 よりおよそワーク半径 $R_c = 0.3$ mm を加工する際に C 軸に求められる角速度はおよそ 10.0 rad/s ($= 3.2 \pi$ rad/s) となることがわかる。さらに、一般的に加減速時間

は 0.1 s である^{3.4)3.5)}ことを考慮すると、 F_c を一定にするためにその加速時間を用いると必要な最大の角加速度は 100 rad/s^2 となり、その具現化に非常に大きなモータトルクが必要となることがわかる。

また、旋回軸の角加速度のみならず、ワークによる旋回軸テーブル中心に対する負荷慣性モーメントも着目すべきであると考える。5 軸 MC は金型のような重量の大きい複雑形状を加工する際にもしばしば用いられるため、旋回軸テーブル中心に対する負荷慣性モーメントが大きい場合は 5.0 kgm^2 になることもある。

したがって、複雑形状においても高い同期性を得る手法の実用性を高めるためには、旋回軸の高角加速度のみならず高負荷慣性モーメントも考慮する必要があるといえる。

3. 3 テーブル上のワーク位置やその慣性モーメントを考慮するための実験方法

本章の対象とする工作機械として、直進の X, Y, Z の 3 軸にはボールネジ駆動、旋回の B, C の 2 軸には DD 方式のモータを具備した DMG 森精機製のテーブル・オン・テーブル型 5 軸 MC である NMV5000 (Fig.3-2 参照) を用いた。

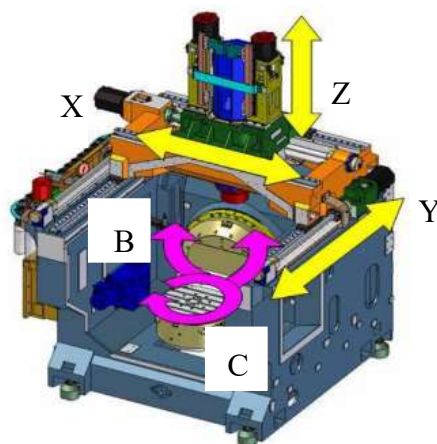


Fig. 3-2 Five-axis controlled machine tool

なお、この工作機械は最大加工寸法 $\varnothing 700 \times 450$ mm（最大積載重量 300 kg）と大きいサイズの複雑形状のワークの加工にも対応が可能である。

また、サーボ情報の測定は前章と同様に FANUC 製のサーボ調整ツール SERVO GUIDE を用いた。

旋回中心から曲率中心までの距離および指令円弧半径 $R_w = 8$ mm，ワーク形状の半径 $R_c = 0.3$ mm，運動パスは Fig.3-3 に示すように X 軸上から CCW 方向とした。

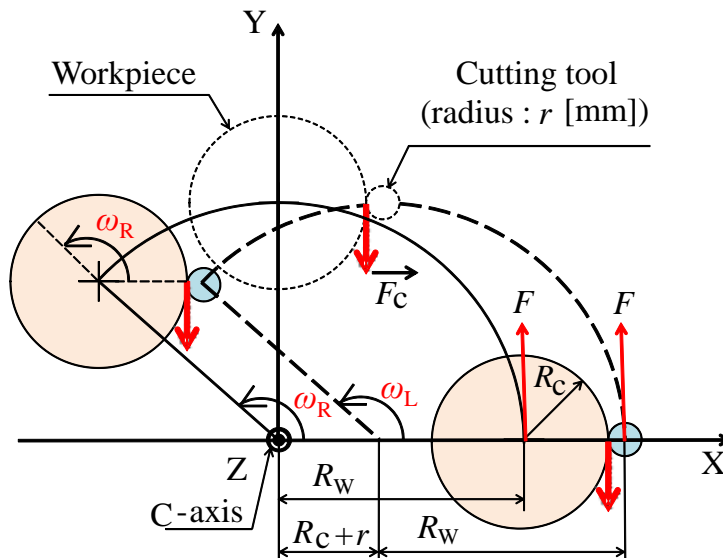


Fig. 3-3 Model of milling path

一般に工作機械テーブルには積載重量の制限がなされているため、その対応は容易である。一方でテーブル積載慣性モーメントの制限とその規定は難しく、実際に様々な加工をおこなう場合を想定すると、ワークの旋回中心からの慣性モーメントが変化すると考えられるため、本章では前章に対して Fig.3-4 のような配置（対角線 1 = 415 mm，対角線 2 = 372 mm）に、治具のみ（旋回中心に対し $\epsilon J = 1.7 \text{ kgm}^2$ ）、おもり 1 対（ $\epsilon J = 3.2 \text{ kgm}^2$ ）、おもり 2 対（ $\epsilon J = 4.7 \text{ kgm}^2$ ）の 3 種類のワークを新たに準備して積載することで、総慣性モーメント $J + \epsilon J$ を変更し

た. ただし, J は旋回テーブルの慣性モーメントであり, 4.2 kgm^2 である. 各条件における旋回軸の慣性モーメントに対する総慣性モーメント比 ($J_r = (J + \epsilon J) / J$) は, 治具: $J_r = 1.4$, おもり 1 個 : $J_r = 1.8$, おもり 2 個 : $J_r = 2.1$ となっている.

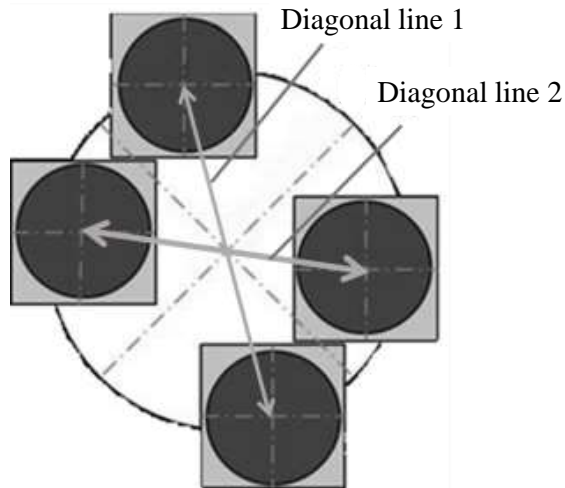


Fig. 3-4 Setting of the work

なお, 角速度 ω ($= \omega_R = \omega_L$), 指令送り速度 F については 3.2 節の C 軸に求められる角速度を参考に Table 3-1 に示すように様々に変更した. また直進軸, 旋回軸の位置ループゲイン K_{pp} を $K_{pp} = 30 \text{ s}^{-1}$ (初期設定値) とした. また, 指令の先読みをおこなう先行制御を適用した. 以上の条件で空運転させ, サーボガイドで機体内部のスケール値を取得した. 測定開始の位置から, 直進軸は変位量を mm で, 旋回軸では CCW 方向を正に回転量を deg. で測定した.

また, 機械運転の前には第 2 章の 2.4.1 節と同様の方法で旋回 C 軸の中心と X-Y 軸 (直進 2 軸) の原点を一致させた. そして, 実験後にも同様の手順で直進軸と旋回軸の中心ずれを測定し, その結果, 本実験条件では $1 \mu\text{m}$ 以下であることがわかっているため, 以降の考察では機械の熱変形の影響は十分小さく無視できるものとして考える.

Table 3-1 Experimental pattern

The moment of inertia $J + \varepsilon J$ [kgm ²]	5.9	7.4	8.9
Angular velocity ω [rad/s]	π	π	0.5π
	2π	1.5π	1.5π
	3π	2π	1.7π
	3.2π	2.5π	1.8π
	3.22 π	2.52π	1.82π
		2.54 π	1.83π
			1.831π

3. 4 実験およびトルク飽和を考慮したシミュレーションの考察

サーボガイドからの測定値より形状誤差 $\Delta R_C (= \varepsilon_X)$ を算出し、C 軸回転角 $0 \sim 360 \text{ deg.}$ における形状誤差 ΔR_C の最大値と最小値の絶対値の平均をとった。その結果を Fig.3-5 に示す。ただし、形状誤差 ΔR_C の要因の一つである半径減少量 ΔR については、本実験では高速回転をさせており極めて影響が大きいため、円弧指令に対して半径減少量分の半径補正をおこなう^{3.6)}ことで改善させた。

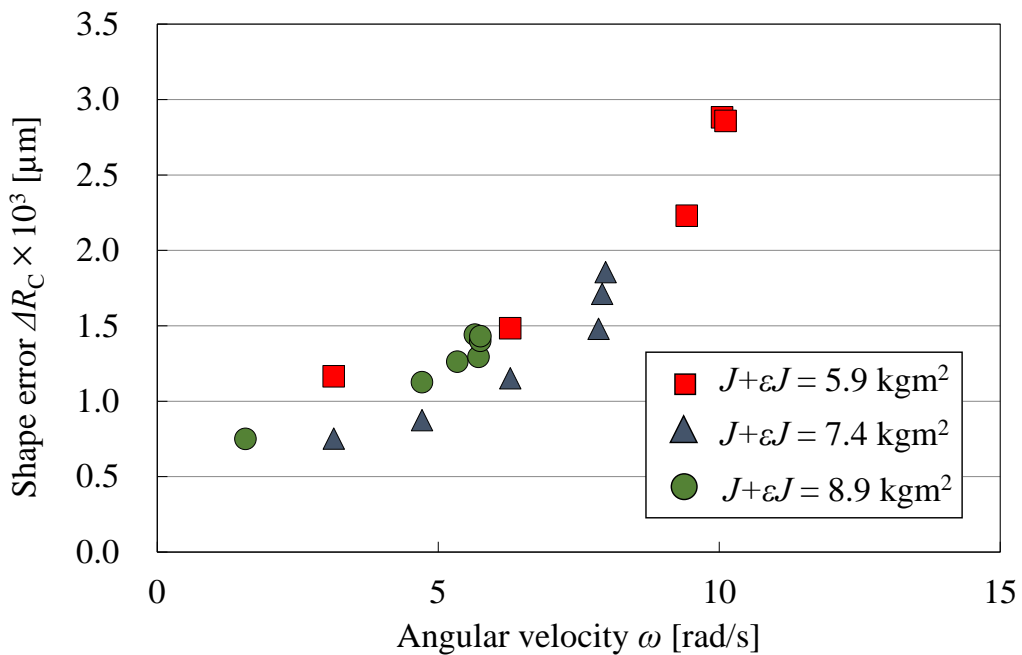


Fig. 3-5 Experimental results of shape error

Fig.3-5 より，総慣性モーメントが $J+\varepsilon J=5.9, 7.4, 8.9 \text{ kgm}^2$ のとき，それぞれ角速度 $\omega = 1.9\pi, 2.4\pi, 3.0\pi \text{ rad/s}$ において変曲点をもち，それ以上の角速度で急激に形状誤差 ΔR_C が大きくなっていることがみてとれる．この原因の考察をおこなう．前章の式(2-6)から形状誤差 ΔR_C の要因は半径減少量 ΔR と相対角度差($\alpha-\beta$)であることがわかっているため，ここでは相対角度差($\alpha-\beta$)に着目する．そこで，各角速度における相対角度差の平均値 $\overline{(\alpha-\beta)}$ の実験結果を Fig.3-6 に示す．

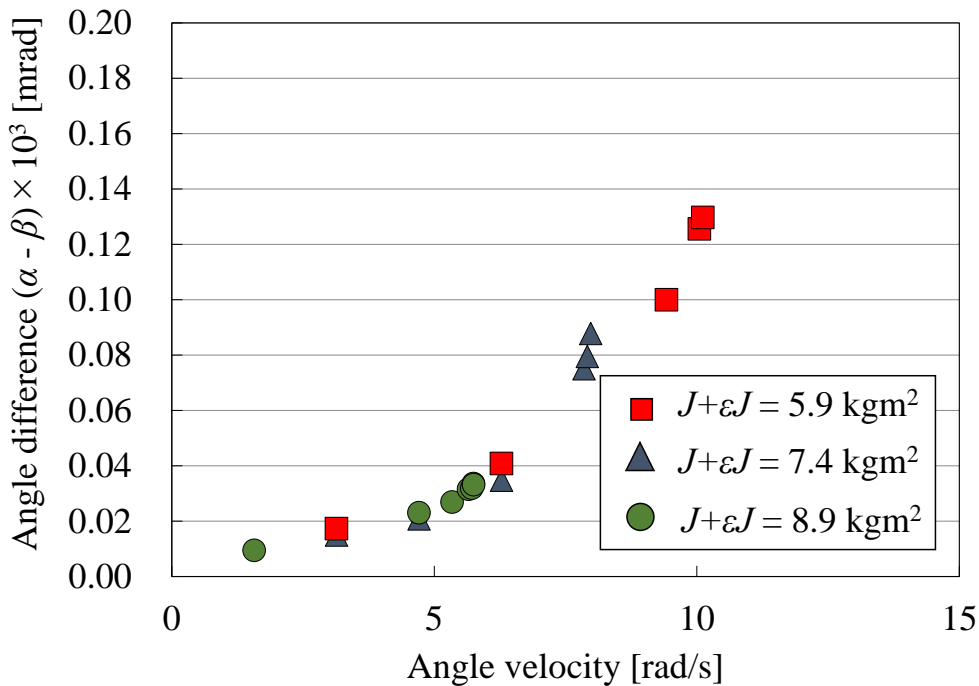


Fig. 3-6 Experimental results of angle difference

Fig.3-6 より，形状誤差 ΔR_C と同様に相対角度差($\alpha-\beta$)についても総慣性モーメントが $J+\varepsilon J=5.9, 7.4, 8.9 \text{ kgm}^2$ のとき，それぞれ角速度 $\omega = 1.9\pi, 2.4\pi, 3.0\pi \text{ rad/s}$ において変曲点をもっていることが確認でき，この傾向が形状誤差 ΔR_C の大きさに反映したと考えられる．Fig.3-5 より 3.2 節の Fig.3-1 で C 軸に求められるとされる角速度 $3.2\pi \text{ rad/s}$ において， $J+\varepsilon J=5.9 \text{ kgm}^2$ の場合，おおよそ $3 \mu\text{m}$ 程度の

形状誤差 ΔR_C が発生していること、そしてそれは Fig.3-6 より相対角度差の平均値 $\overline{(\alpha - \beta)}$ が 0.12 mrad 程度発生していることに起因していることがわかる。

そこで、まず相対角度差 $(\alpha - \beta)$ が角速度の増加にともなって急増した原因の考察をおこなう。どの軸の影響で生じているのかを知るために、総慣性モーメントが $J + \varepsilon J = 5.9 \text{ kgm}^2$ 、角速度が $3.22\pi \text{ rad/s}$ での旋回軸と直進軸の各軸の角速度を調べた。その結果を Fig.3-7 に示す。ただし、旋回軸については発振しており、高周波成分が発生していたので移動平均をおこない除去している。

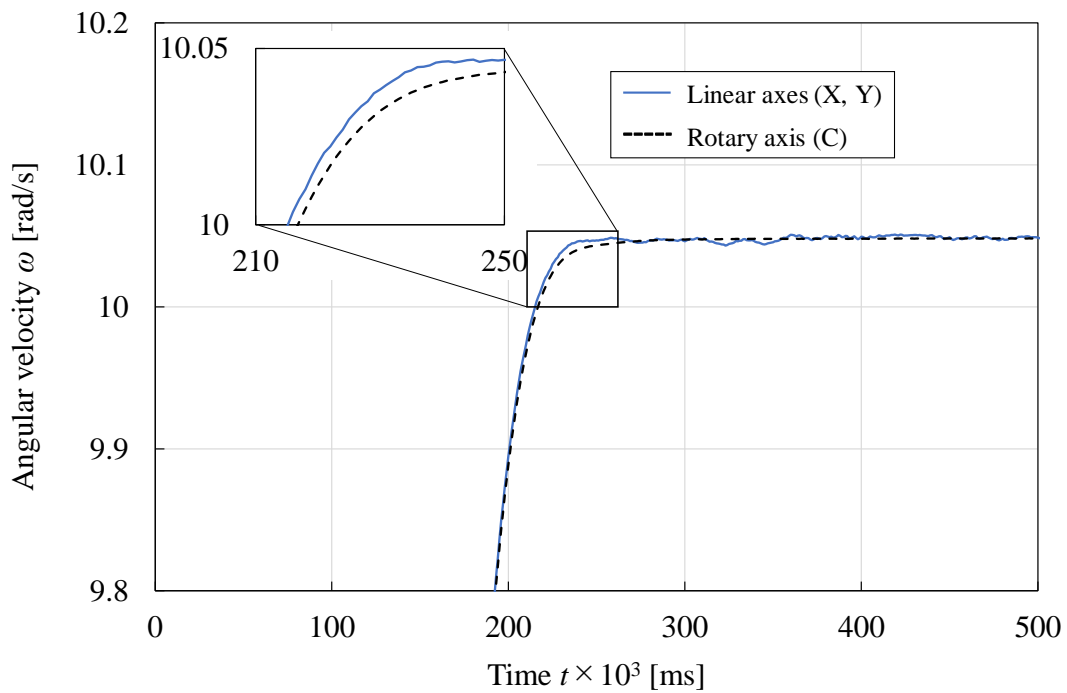


Fig. 3-7 Experimental results of angle difference

Fig.3-7 より明らかなように旋回軸は直進軸と比較し追従性が悪いことがわかる。これにより大きな相対角度差 $(\alpha - \beta)$ が発生したと考えられる。

次に旋回軸で発振し追従性が悪化し、Fig.3-6 において変曲点が存在した原因について考察をおこなう。先行制御を適用することにより、指令値に追従するためにサーボ系が出し得る最大トルクを超えるトルク指令が与えられることで、

発振する現象が報告されている^{3,7)}. 今回の実験では高速回転をさせているため、旋回軸の追従性の悪化、そしてこの変曲点はトルク飽和によるものであると推測した. そこで、旋回軸のトルク T_r に着目し、横軸を角加速度、縦軸をトルクとした実験結果を Fig.3-9(a)プロットで示す. ただし、角加速度 $d\omega/dt$ については、スムージング時定数が 0.064 s なので、指令角速度を除すことで得た. Fig.3-9(a)より、 725 Nm でトルク飽和が起きていることが確認できる. よって前章で作成したモデルにトルク飽和部を挿入したモデル (Fig.3-8) を新たに作成し、それによって算出した結果を Fig.3-9(a)に点線で示す. ただし、モデルの飽和値については、トルク飽和が生じた値である 725 Nm を用いることにした.

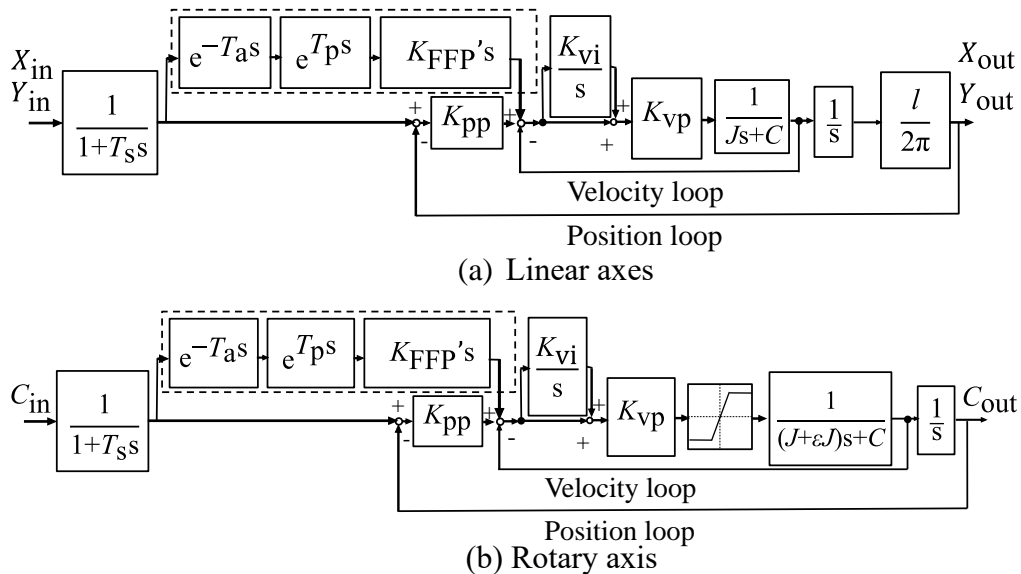


Fig.3-8 Revised block diagram of the feed drive system

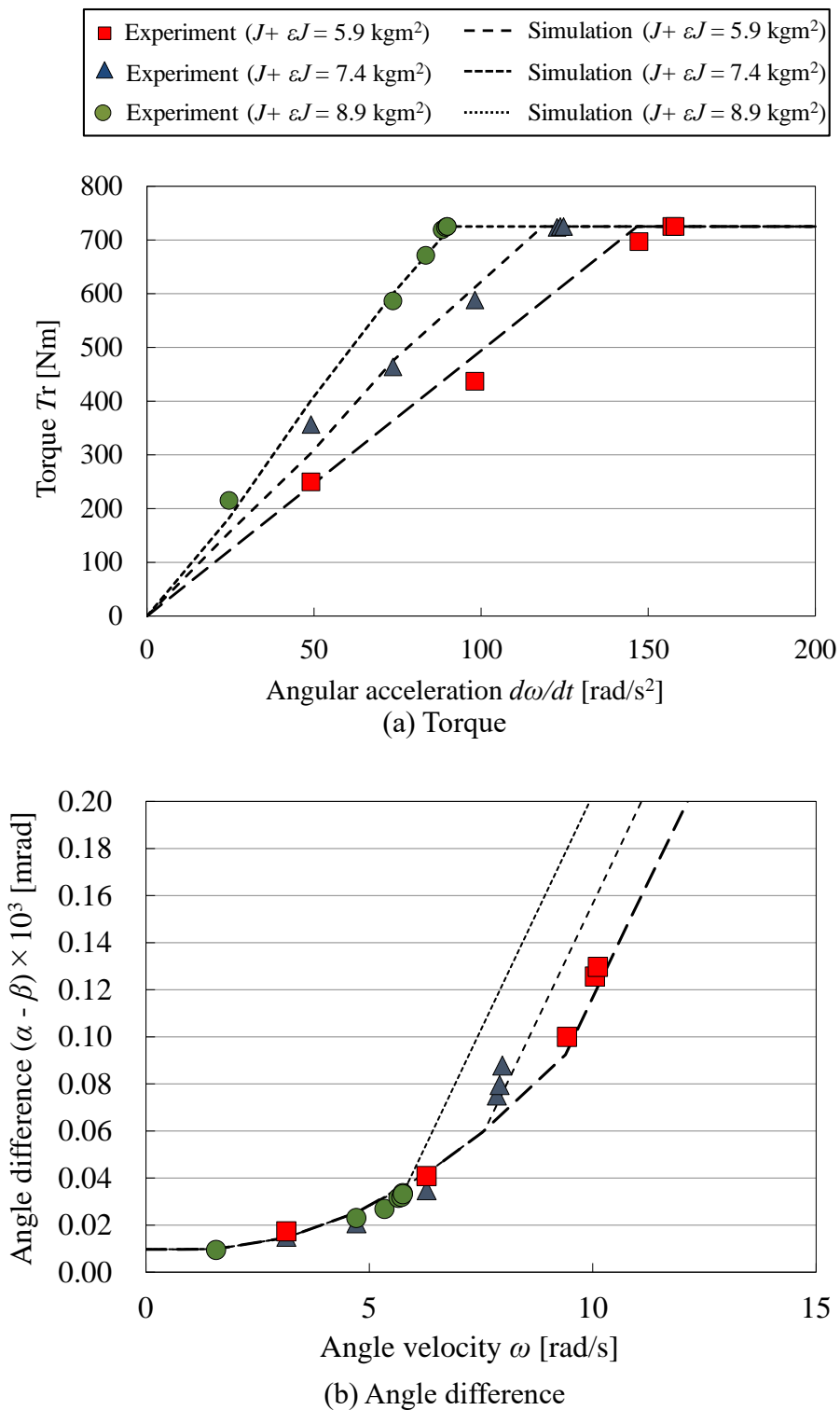


Fig. 3-9 Experimental and simulated results

Fig.3-9(a)より明らかなように、総慣性モーメントを様々に変更した場合においても両者の傾向はほぼ一致していることがわかる。さらに、Fig.3-9(a)より総慣性モーメントが $J+\varepsilon J=5.9, 7.4, 8.9 \text{ kgm}^2$ のとき、それぞれ角加速度 $d\omega/dt = 146.7, 118.5, 91.1 \text{ rad/s}^2$ において旋回軸でトルク飽和が生じることは明らかであり、それぞれの角速度を算出した結果、Fig.3-5, Fig.3-6 で変曲点のある角速度とほぼ一致することが確認できた。

ちなみに、トルク飽和が生じる旋回軸の角速度よりワークの曲率半径 R_C を調べるために、Fig.3-10 にワークの曲率半径 R_C と C 軸の角速度 ω_R の関係とトルク飽和が生じる C 軸の角速度 ω_R を追加した図を示す。これより、切削点送り速度を $F_C=200 \text{ mm/min}$ とすると、総慣性モーメントが $J+\varepsilon J=5.9, 7.4, 8.9 \text{ kgm}^2$ のとき、それぞれワーク半径 $R_C=0.36, 0.44, 0.57 \text{ mm}$ を加工する場合、トルク飽和が生じることがわかる。

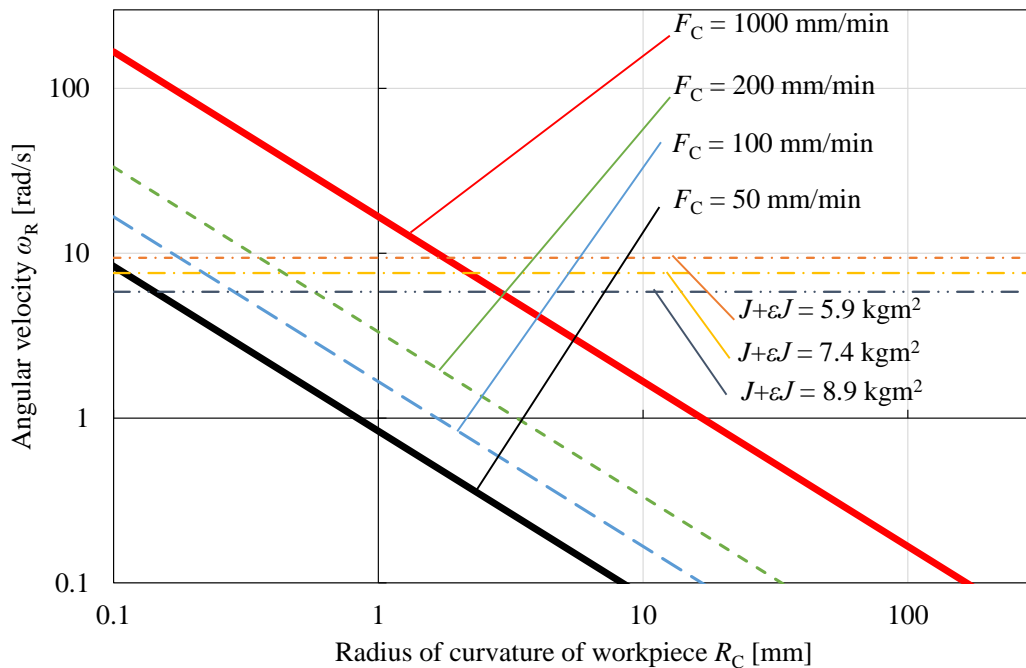


Fig. 3-10 Relationship between R_C and ω_R in consideration of inflection point

そして、Fig.3-8 のモデルを用いて、各角速度における相対角度差($\alpha - \beta$)を算出した結果を点線で、Fig.3-6 で示した実験結果をプロットで Fig.3-9(b)に示す。これより、両者はほぼ一致していることが確認できる。実験結果とシミュレーション結果より、トルク飽和が生じる角速度以下では緩やかに曲線的な増加をする傾向があるのに対し、トルク飽和が生じる角速度以上では相対角度差($\alpha - \beta$)は急激にほぼ直線的に増加するといった異なる傾向を示すために、変曲点があらわれたと考えられる。さらに、相対角度差($\alpha - \beta$)における、トルク飽和が生じる角速度以下での曲線の関数とトルク飽和が生じる角速度以上での直線の傾きは総慣性モーメントによって変化しないこともわかる。

よって、Fig.3-8 のモデルによる算出結果と実験結果がほぼ一致していることから、提案したモデルを用いることでトルク飽和による相対角度差($\alpha - \beta$)、ひいては形状誤差 ΔR_c への影響を推定することが可能であることがわかった。また、提案したモデルを用いることによって、相対角度差の平均値 $\overline{(\alpha - \beta)}$ を推定することができるため、前章で提案した最適 KFFP 法を適用することで、その誤差を十分に小さく改善することができると考えられる。

3. 5 工作機械の構造の違いによるワークの慣性モーメントの影響

本章の工作機械は Fig.3-2 に示すとおり、直進軸 (X, Y, Z) が工具の運動を分担し、旋回軸 (B, C) がワークの運動を分担するという直進軸と旋回軸が分離されたテーブル・オン・テーブル型 5 軸 MC である。そのため、旋回テーブルに積載したワークによる慣性モーメントの影響を受けるのは旋回軸だけである。これをふまえ、本章では旋回軸にのみ慣性モーメント ϵJ を考慮した。ワークを積載した際の負荷慣性モーメントの影響について一般化するため、ほかの構造の場合についても考える。

5軸工作機械の中でも直進3軸+旋回2軸より構成される5軸MCには、原理的に実現可能な構造形態は216種類ある。さらに立型、横型、門型の3パターンあるため、648種類あるといわれている^{3.8)}。この中で国内において比較的作りやすく、精度的にも安定しているという理由で実際に市販されている構造はFig.3-11に示すテーブル・オン・テーブル型 (Fig.3-11(a))、トラニオン型 (Fig.3-11(b))、主軸1軸首振り型 (Fig.3-11(c))、主軸2軸首振り型 (Fig.3-11(d))、ワーク完全固定型 (Fig.3-11(e)) の5種類である。これらの構造の採用率は、それぞれトラニオン型が40%、主軸1軸首振り型が20%、主軸2軸首振り型とワーク完全固定型が合わせて20%、テーブル・オン・テーブル型が20%となっており、Fig.3-11の構造が主流であることがわかる^{3.9)}。

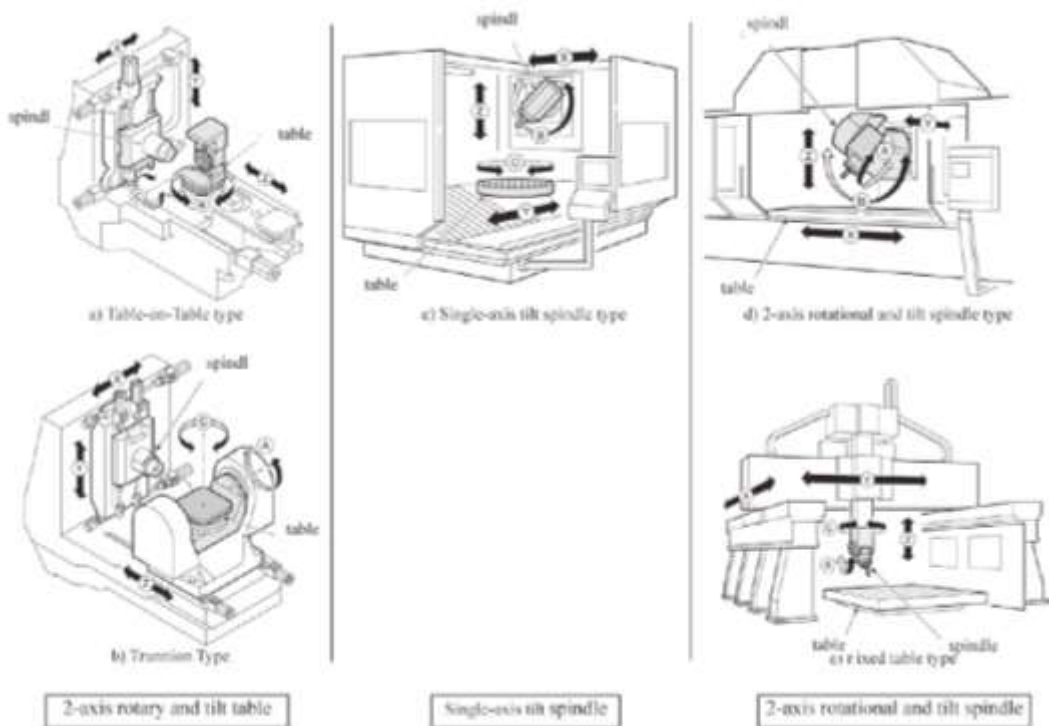


Fig. 3-11 Five-axis controlled machine tool

これらの中で切削点送り速度一定化条件を用いることが可能であるためには、直進軸によって円弧補間運動するほかに、旋回軸によってワークテーブルが旋回しなければならない。そうすると、構造上、切削点送り速度一定化条件を適用できるのは、トラニオン型とテーブル・オン・テーブル型、主軸1軸首振り型の3種類となることがわかる。トラニオン型についてはテーブル・オン・テーブル型と同様、直進軸と旋回軸が分離されているため、旋回テーブルに積載したワークによる慣性モーメントの影響を受けるのは旋回軸だけである。しかしながら、主軸1軸首振り型については、直進1軸 (Fig.3-11 では Y 軸) が旋回テーブルを支持しているため、旋回テーブルに積載したワークによる慣性モーメントの影響を受けるのは旋回軸および直進1軸となることに留意しておかなければならない。

3. 6 ワーク積載時における B 軸の姿勢の違いによる重力の影響

5 軸 MC を用いて加工をおこなう場合、B 軸を傾けるなど旋回軸の条件によっては、ワークの慣性モーメントの影響のほかに、しばしばワークの重力による負荷トルクの影響をうけることがある。その場合には、駆動系モデルとしてはトルクの項に重力による負荷トルク G が挿入される形となる。その際、重力による負荷トルク G は以下のように表すことができる。

$$G = Mg \times (\delta_x \times 10^{-3}) \times \sin \varphi \times \cos \left(\frac{\pi}{180} C_{in} + \lambda \right) \quad (3-1)$$

ただし、 M はワークの積載質量 [kg]、 g は重力加速度 [m/s^2]、 δ_x はワークの重心と旋回軸の回転中心のずれ量 [mm]、 φ は B 軸の回転角度 [rad]、 C_{in} は C 軸指令角度 [deg.]、 λ は B 軸を傾けたことで X、Y 軸が X'、Y' 軸に移動したときの X'

軸とワークの重心とのなす角 [rad]とする.

3. 7 結言

本章では 5 軸 MC の直進 2 軸とテーブル旋回 1 軸を用いてエンドミル加工における切削点送り速度一定の手法によって円形状を切削する運動に着目し, 旋回軸が DD 方式のモータ駆動であるために生じるトルク飽和を考慮して, その形状誤差 ΔR_c の要因を検討した. 結論を以下に示す.

- (1) 切削点送り速度一定化の手法による円形状の創成運動において, その形状誤差 ΔR_c の要因は, 円弧運動をおこなう直進 2 軸の周波数応答の振幅誤差である半径減少 ΔR と直進軸 2 軸の周波数応答の位相と旋回軸のランプ応答の位相の差である. 特に後者は個々の位相の絶対値でなく, 両者の偏差すなわち相対角度差($\alpha - \beta$)が重要であることがわかった. これは高速同期回転角速度においても同様であることがわかった.
- (2) 高速同期回転角速度において先行制御を適用することにより, 指令値に追従するためにサーボ系が出し得る最大トルクを超えるトルク指令が与えられることで, テーブル旋回軸のモータにトルク飽和が生じることを示した.
- (3) トルク飽和をモデル化することで, 旋回テーブル例の総慣性モーメントを様々に変更した際の相対角度差の平均値($\alpha - \beta$)を推定できることがわかった.

文 献

- 3.1) 佐藤隆太, 横堀祐也, 堤正臣, 5 軸制御マシニングセンタにおける直進軸と旋回軸の動的同期精度, 精密工学会誌, Vol.72, No.1 (2006), pp.73–78.

- 3.2) 岩下平輔, 恒木亮太郎, 猪飼聡史, 飯島一憲, 園田直人, 永久磁石同期電動機の高精度駆動のための電圧飽和を回避し磁気飽和を考慮した電流制御パラメータ決定法, 精密工学会誌, Vol.83, No.7 (2017), pp.706–712.
- 3.3) Takamaru SUZUKI, Toshiki HIROGAKI, Eiichi AOYAMA, Takayuki AKAI and Takakazu IKEGAMI, Method of improving synchronisation of motion accuracy of rotary axis and linear axes under a constant feed-speed vector of end-milling point, *Advances in Materials and Processing Technologies*, Vol.5, No.3 (2019), pp.497–511.
- 3.4) 山崎敬則, 栗原知弘, 堤知弘, モデルマッチング法を用いた数値制御工作機械送り駆動系の多軸制御, 精密工学会誌, Vol.65, No.5 (1999), pp.704–708.
- 3.5) 山崎敬則, 瀬戸将城, 堤正臣, 数値制御工作機械送り駆動系の加減速指令一制御法, 精密工学会誌, Vol.66, No.08 (2000), pp.1260–1264.
- 3.6) 垣野義昭, 井原之敏, 中津善夫, 米谷光雄, 手嶋健夫, NC 工作機械の運動精度に関する研究 (第4報) –円弧補間時の半径減少の NC 補正–, 精密工学会誌, Vol.54, No.06 (1988), pp.105–110.
- 3.7) 遠藤大介, 佐藤隆太, 堤正臣, 同時多軸制御運動における旋回軸の高性能運動制御, 精密工学会春季大会, (2007), pp135–136.
- 3.8) 佐藤眞, 5 軸 MC の構造と構造記述方式, 工作機械関連技術者会議論文集 (2007), p.85.
- 3.9) 高山直士, テーブル・オン・テーブル型の新型 5 軸制御マシニングセンタの開発, 博士論文, 大阪大学 (2011), pp.1-129.

第4章 切削点送り速度一定化と トルク飽和を考慮した先行制御係数調整

4.1 緒言

前章では、5軸MCで複雑形状を切削点送り速度一定化条件でエンドミル加工をおこなう際、旋回軸と直進軸とが同時に大きな速度変化を伴って運動することに着目し、駆動電圧がインバータの出力可能な範囲を超えるトルク飽和状態に陥る現象を確認した。これは急激に電流値が変化する際に、DD方式のモータ駆動ではしばしば起こることである^{4.1)4.2)}。そこで、トルク飽和をモデル化することで、総慣性モーメントを様々に変更した際の相対角度差の平均値 $\overline{(\alpha - \beta)}$ 、ひいては工作機械の運動誤差に起因する加工形状の誤差（以降、形状誤差 ΔR_C と称す）への影響を推定することが可能であることがわかった。また、提案したモデルを用いることによって、相対角度差の平均値 $\overline{(\alpha - \beta)}$ を推定することができるため、2章で提案した最適KFFP法を適用することで、その形状誤差 ΔR_C を十分に小さく改善することができる可能性があることを示すことができた。しかしながら、DD方式のモータ駆動である旋回軸のトルク飽和を回避しながら、切削点送り速度一定化条件下での高度なエンドミル加工における形状誤差 ΔR_C の低減についての検討には至っていなかった。

そこで本章^{4.3)4.4)}では、トルク飽和を考慮したモデルを用いて、トルク飽和を回避しながら形状誤差 ΔR_C を低減するため、本論文で提案する最適KFFP法に基づく最適なパラメータ（先行制御係数 K_{FFP} ）を算出する手法を検討する。

4.2 トルク飽和を回避する最適KFFP法の適用

前章で提案したモデルを用いて、最もトルク的作用する軸においてトルク飽

和を回避するようトルク飽和値の 90 % に抑え、なおかつ形状誤差 ΔR_C を低減するべく形状誤差 ΔR_C の要因である相対角度差 $(\alpha_{th} - \beta_{th})$ をゼロにするための最適な先行制御係数 K_{FFP} を算出する方法を考える。その手法の手順を以下に示す。

①最もトルクの作用する軸において、トルク飽和値の 90 % になるような先行制御係数 K_{FFP} を算出する。

②相対角度差 $(\alpha_{th} - \beta_{th})$ が以下の式(4-1)を満たすように①以外の軸の先行制御係数 K_{FFP} を算出する。

$$\alpha_{th} - \beta_{th} = \lim_{s \rightarrow 0} \left(\frac{s}{\{1 + G_R(s)/(1 - G_R(s))\}} \cdot \frac{\omega}{s^2} \right) + \angle G_L(j\omega) = 0 \quad (4-1)$$

なお、先行制御係数 K_{FFP} が初期設定値の 100 % に設定しているにもかかわらず、最もトルクの作用する軸においてトルク飽和値の 90 % 以下になる場合は 2.5.7 節で説明した最適 KFFP 法の手順の通りとする。ここでは、以上の最適な先行制御係数 K_{FFP} を算出する手法を総括して最適 KFFP 法とする。

4. 3 実験方法

本章では前章と同様に DMG 森精機製のテーブル・オン・テーブル型 5 軸 MC である NMV5000 を用いる^{4,5)}。前章でも述べたように本工作機械は DD 方式のモータを B, C 軸に具備している。サーボ情報の測定は前章と同様に FANUC 製のサーボ調整ツール SERVO GUIDE を用いた。

前章と同様 Fig.3-3 に示すように、旋回中心から曲率中心までの距離および指令円弧半径 $R_w = 8 \text{ mm}$ 、ワーク形状の半径 $R_c = 0.3 \text{ mm}$ 、運動パスは X 軸上から CCW 方向とした。

また、Fig.3-4 のような配置（対角線 1 = 415 mm, 対角線 2 = 372 mm）に、治具のみ（旋回中心に対し $\epsilon J = 1.7 \text{ kgm}^2$ ）、おもり 1 対（ $\epsilon J = 3.2 \text{ kgm}^2$ ）、おもり 2 対（ $\epsilon J = 4.7 \text{ kgm}^2$ ）の 3 種類のワークを準備して積載することで、総慣性モーメン

ト $J+\varepsilon J$ を変更した。ただし、 J は旋回テーブルの慣性モーメントであり、 4.2 kgm^2 である。なお、角速度 ω 、指令送り速度 F については Table 3-1 に示すように様々に変更した。また直進軸、旋回軸の位置ループゲイン K_{pp} を $K_{pp} = 30 \text{ s}^{-1}$ (初期設定値) とした。また、指令の先読みをおこなう先行制御を適用した。以上の条件で空運転させ、サーボガイドで機体内部のスケール値を取得した。測定開始の位置から、直進軸は変位量を mm で、旋回軸では CCW 方向を正に回転量を deg . で測定した。

また、機械運転の前には 2 章の 2.4.1 節と同様の方法で旋回 C 軸の中心と X-Y 軸 (直進 2 軸) の原点を一致させた。そして、実験後にも同様の手順で直進軸と旋回軸の中心ずれを測定し、その結果、本実験条件では $1 \mu\text{m}$ 以下であることがわかっているため、以降の考察では機械の熱変形の影響は十分小さく無視できるものとして考える。

4. 4 実験およびトルク飽和を考慮した最適 KFFP 法の適用

最適 KFFP 法を適用するにあたり、今回の実験パターンにおいて大きなトルクが作用していた旋回軸に着目し、横軸を角速度、縦軸をトルクとした実験結果を Fig.4-1 にプロットで示す。なお、点線は前章で提案したトルク飽和部を挿入した駆動系モデル (Fig.3-8) によって算出した結果を示す。Fig.4-1 より、トルク飽和値である 725 Nm の 90% である 652.5 Nm を超えている条件が半数ほどあることがみてとれる。

そこで、トルク飽和値の 90% を超えている条件において、90% 以下に抑えるための旋回軸の先行制御係数 K_{FFP} を算出することを考える。駆動系モデルを用いて先行制御係数 K_{FFP} を算出した結果を Fig.4-2 に示す。

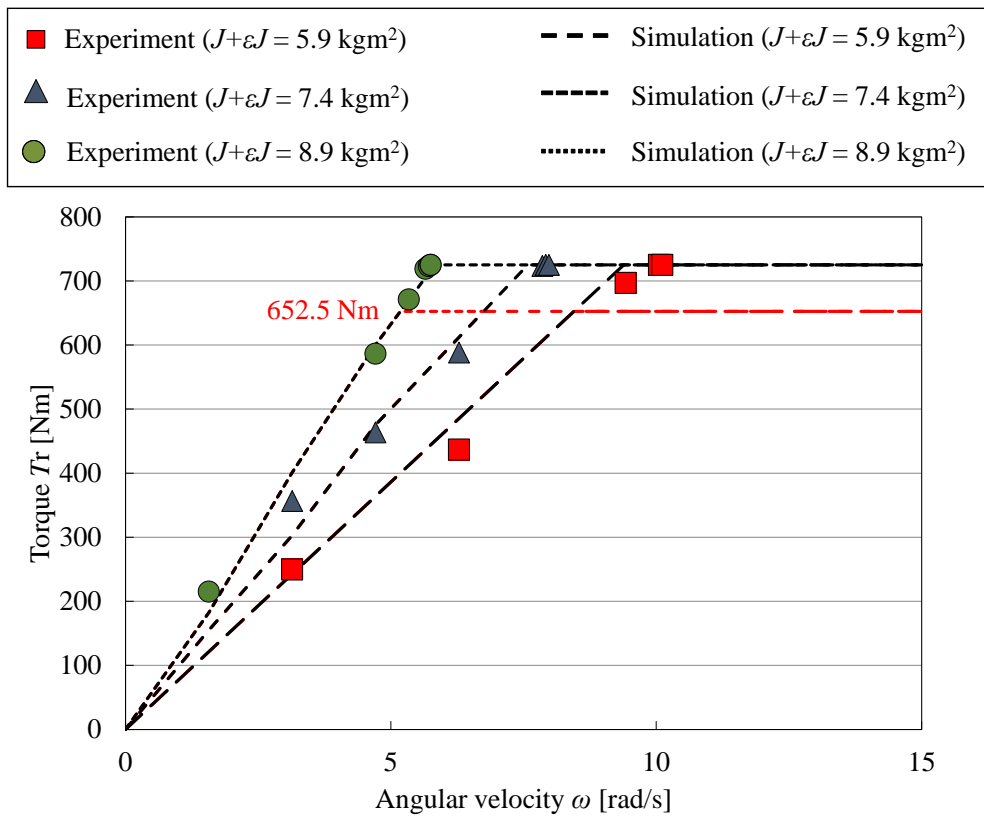


Fig. 4-1 Experimental and simulated results of torque

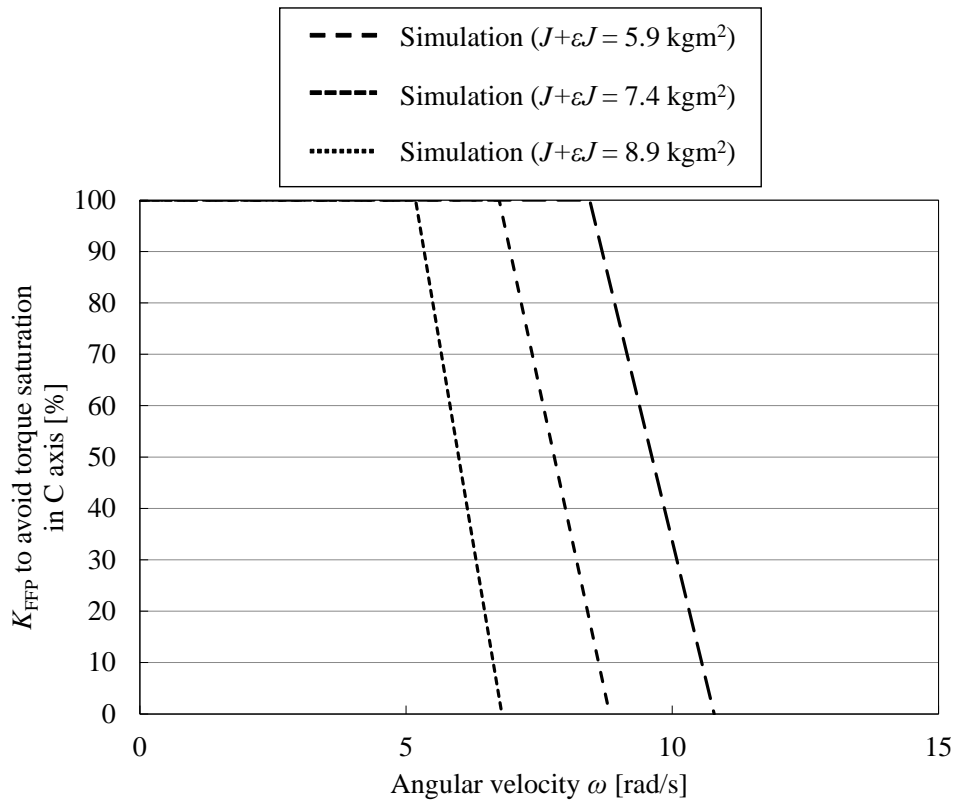


Fig. 4-2 Simulated results of K_{FFP} to avoid torque saturation in C axis

Fig.4-2 より総慣性モーメントが $J+\varepsilon J = 5.9, 7.4, 8.9 \text{ kgm}^2$ のとき, 先行制御係数 K_{FFP} をゼロに設定してもそれぞれ角速度 $\omega = 3.4\pi, 2.8\pi, 2.2\pi \text{ rad/s}$ においてトルク飽和値の 90%になるため, これが旋回軸の角速度の上限といえる. また, Fig.4-3 にワークの曲率半径 R_C と角速度 ω_R の関係とともに旋回軸の角速度の上限を示した.

これより, 前章の Fig.3-10 と比較すると, 旋回軸の先行制御係数 K_{FFP} を適切に設定することにより, トルク飽和を回避するための角速度の上限が増加しており, 角速度 $\omega = 3.4\pi, 2.8\pi, 2.2\pi \text{ rad/s}$ において創製可能である最小のワーク半径 R_C がそれぞれ 0.31, 0.38, 0.49 mm と 0.05 mm 以上程度小さくなっていることがわかる.

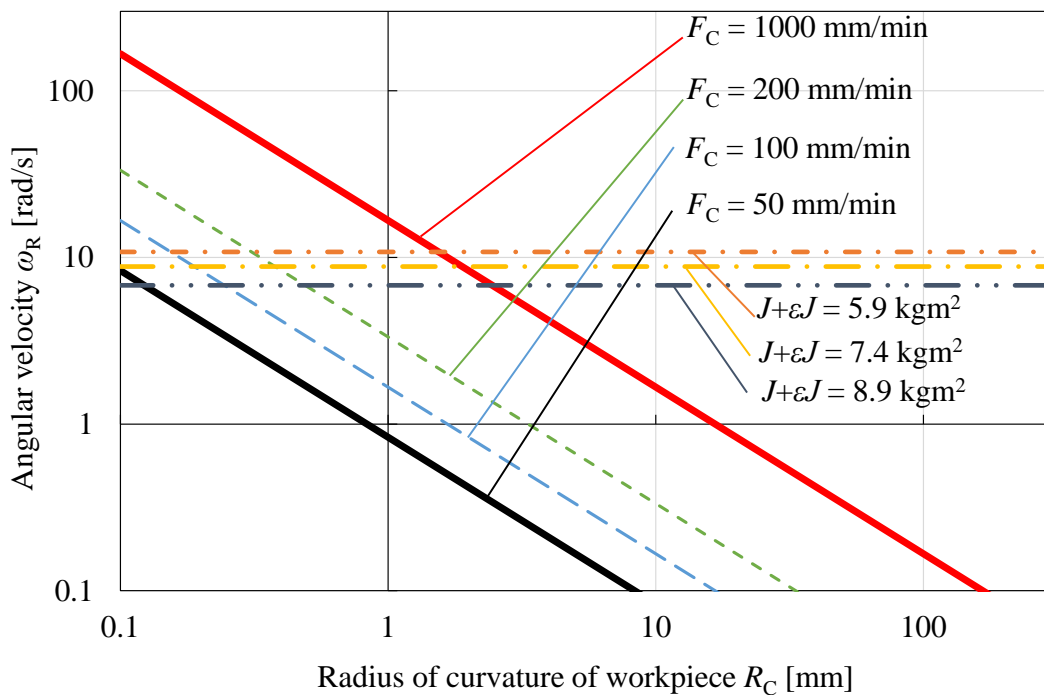


Fig. 4-3 Relationship between R_C and ω_R in consideration of inflection point

Fig.4-2 より求められた先行制御係数 K_{FFP} を旋回軸に設定した場合の、各角速度におけるトルクの実験結果を Fig.4-4 に示す。これより、先行制御係数 K_{FFP} を下げることで指令角速度を下げることなくトルク飽和値の 90 % に抑えられていることがわかる。

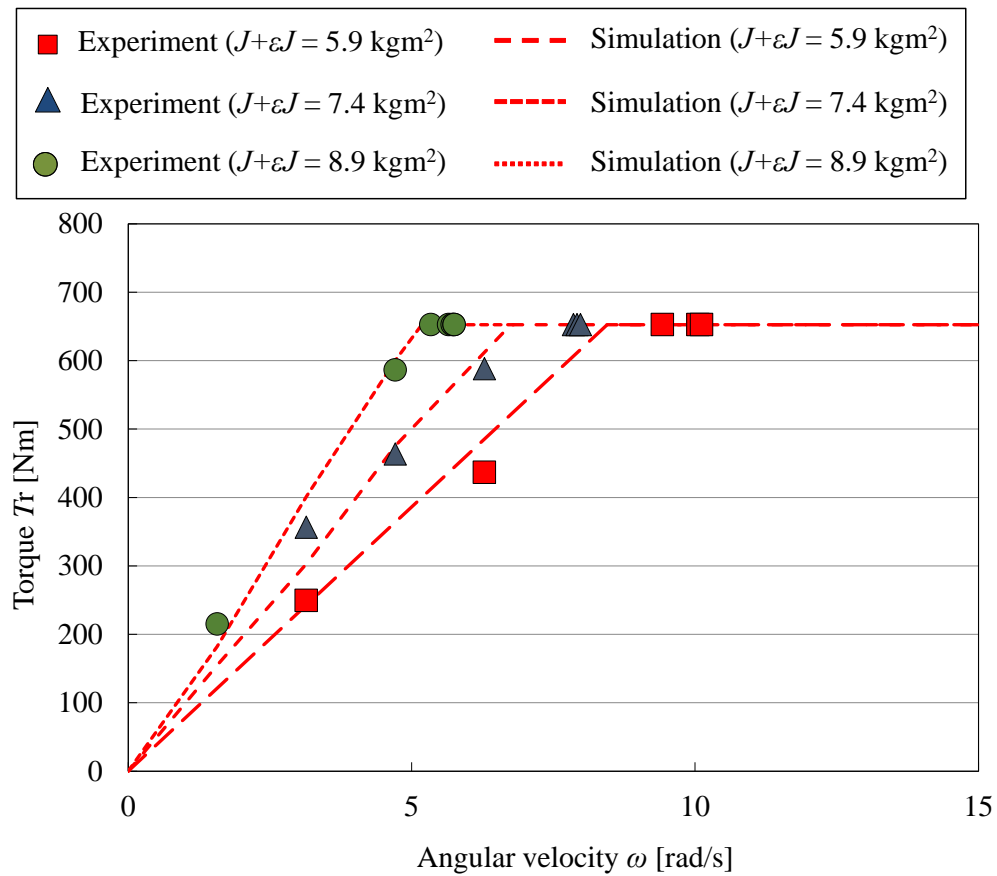


Fig. 4-4 Experimental and simulated results of torque

また、同条件での各角速度における相対角度差の平均値 $\overline{(\alpha - \beta)}$ の実験結果およびシミュレーション結果を Fig.4-5 に示す。

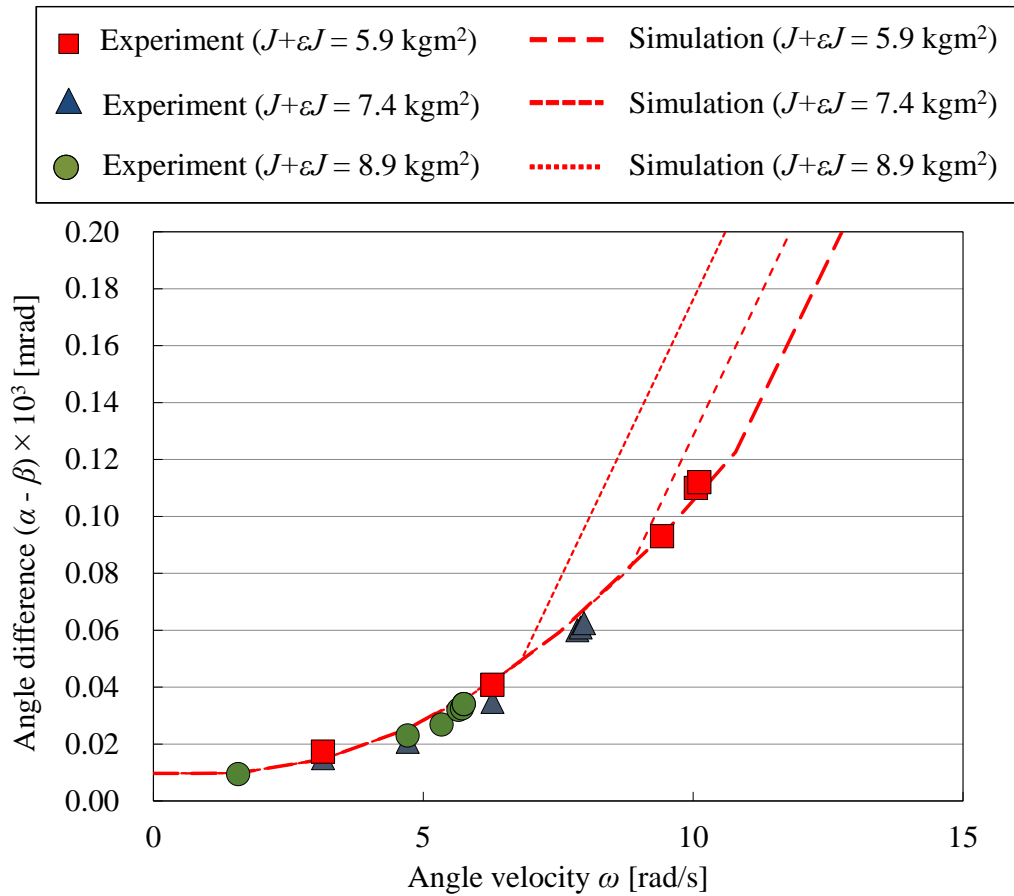


Fig. 4-5 Experimental and simulated results of angle difference

ここで生じた相対角度差の平均値 $\overline{(\alpha - \beta)}$ をゼロにするために、直進軸の先行制御係数 K_{FFP} を算出した結果を Fig.4-6 に示す。算出された旋回軸、直進軸の最適な先行制御係数 K_{FFP} を実機に設定した際の、形状誤差 ΔR_C の結果を Fig.4-7 に示す。本実験では高速回転をさせており極めて半径減少量 ΔR の影響が大きいいため、円弧指令に対して半径減少量分の半径補正をおこなう^{4.6)}ことで改善させた。

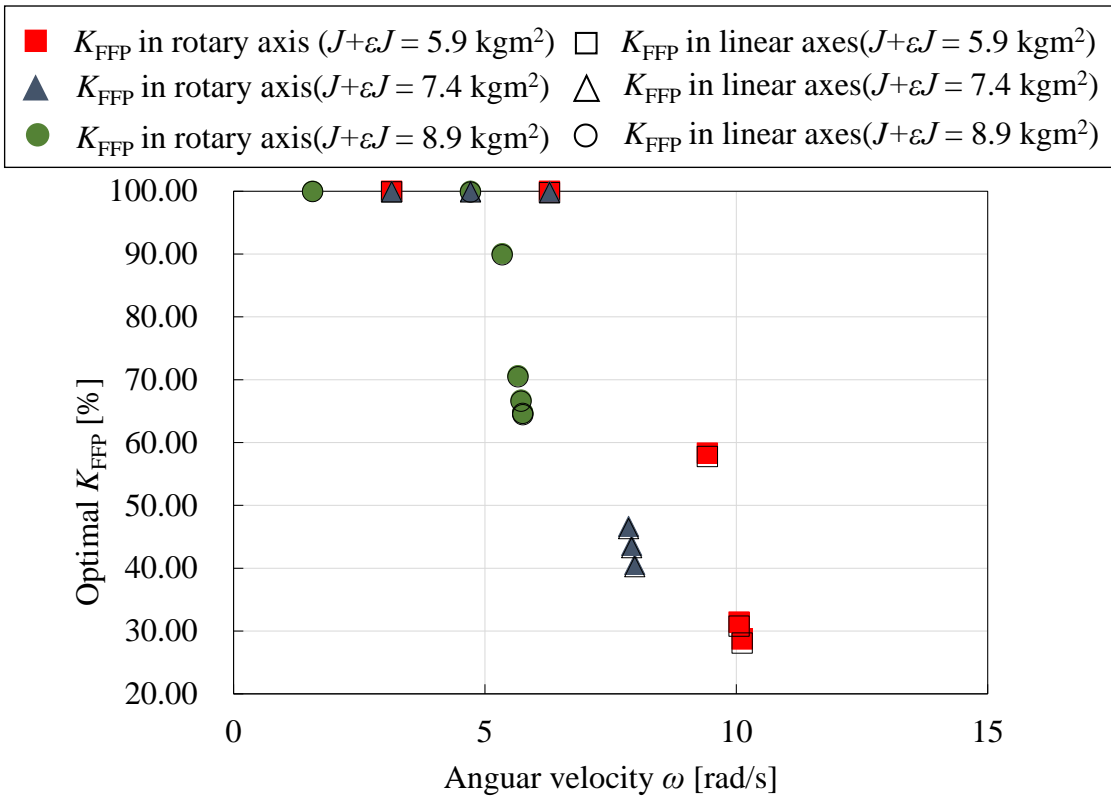


Fig. 4-6 K_{FFP} in rotary and linear axes

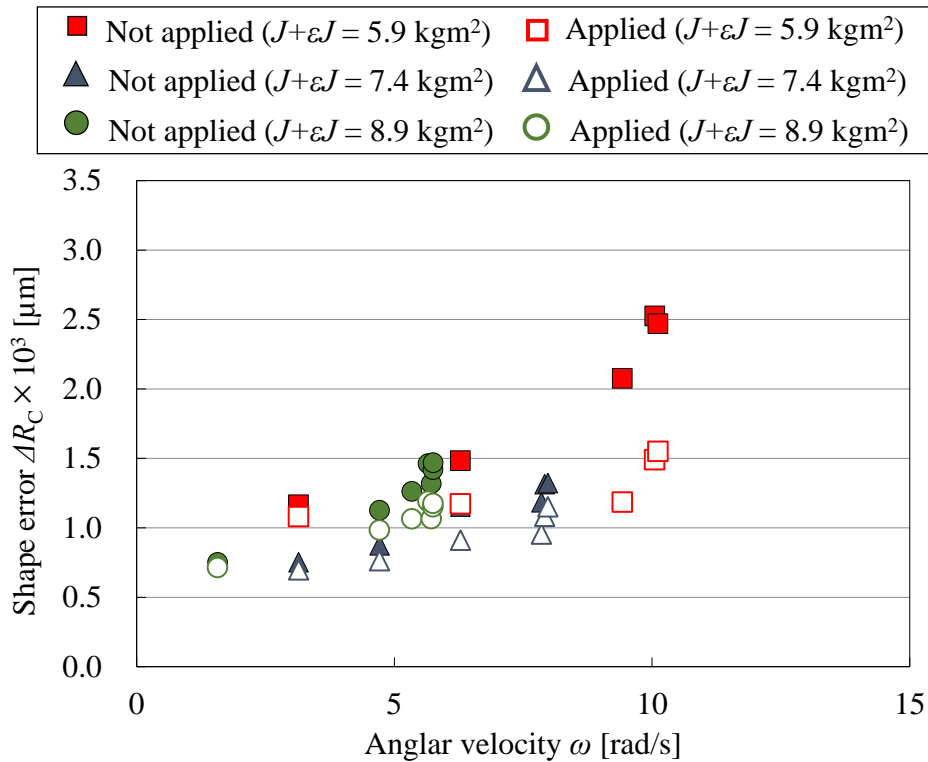


Fig. 4-7 Results of shape error by applying optimal KFFP method

これより、形状誤差 ΔR_C を大幅に低減できていることがわかる。

以上より、トルク飽和現象を考慮したモデルを用いて、トルク飽和を回避しながら形状誤差 ΔR_C を低減するための最適な先行制御係数 K_{FFP} を算出する手法は有効であることを示すことができた。

4.5 結言

本章では5軸MCの直進2軸と旋回1軸が大きな速度変化を伴って運動するエンドミル加工における切削点送り速度一定の手法によって円形状を切削する運動に着目し、本論文で提案する最適KFFP法に基づく新たな先行制御のパラメータチューニング法を提案して、実際の5軸MCにおける効果を検証した。結論を以下に示す。

- (1) トルク飽和をモデル化することで、トルク飽和を回避するための先行制御係数 K_{FFP} を算出することが可能であることがわかった。
- (2) トルク飽和を考慮したモデルを用いることで、トルク飽和を回避するための角速度の上限が増加し、創製可能である最小のワーク半径 R_C を減少させることが可能であることがわかった。
- (3) トルク飽和を考慮したモデルより最適KFFP法を適用することで形状誤差 ΔR_C を削減するための最適な先行制御係数 K_{FFP} を算出することが可能であることがわかった。

文 献

- 4.1) 小野裕, DD モータの制御系とその特徴, 日本ロボット学会誌, Vol.7, No.3 (1989), pp.254–259.

- 4.2) 岩下平輔, 恒木亮太郎, 猪飼聡史, 飯島一憲, 園田直人, 永久磁石同期電動機の高精度駆動のための電圧飽和を回避し磁気飽和を考慮した電流制御パラメータ決定法, 精密工学会誌, Vol.83, No.7 (2017), pp.706–712.
- 4.3) Takamaru SUZUKI, Kazuki YOSHIKAWA, Toshiki HIROGAKI, Eiichi AOYAMA and Takakazu IKEGAMI, Improved Method for Synchronizing Motion Accuracy of Linear and Rotary Axes Under Constant Feed Speed Vector at End Milling Point – Investigation of Motion Error Under NC-Commanded Motion –, International Journal of Automation Technology, Vol.13, No.5 (2019), pp.679–690.
- 4.4) Takamaru SUZUKI, Toshiki HIROGAKI, Eiichi AOYAMA, Takayuki AKAI and Takakazu IKEGAMI, Method of improving synchronisation of motion accuracy of rotary axis and linear axes under a constant feed-speed vector of end-milling point, Advances in Materials and Processing Technologies, Vol.5, No.3 (2019), pp.497–511.
- 4.5) 株式会社 DMG 森精機, NMV5000DCG カタログ (2008), p.18.
- 4.6) 垣野義昭, 井原之敏, 中津善夫, 米谷光雄, 手嶋健夫, NC 工作機械の運動精度に関する研究 (第 4 報) –円弧補間時の半径減少の NC 補正–, 精密工学会誌, Vol.54, No.06 (1988), pp.105–110.

第5章 アプローチパスを考慮した5軸MCにおける 切削点送り速度一定化制御法

5.1 緒言

前章までは5軸MCの直進2軸の円弧補間運動と旋回1軸を用いて切削点送り速度を一定にする手法によって円形状を切削する運動に着目し、それらサーボ系の特性差による工作機械の運動誤差に起因する加工形状の誤差（以降、形状誤差 ΔR_c と称す）を考察し、直進軸と旋回軸の応答関数の位相の偏差である相対角度差($\alpha - \beta$)を先行制御（G08）の先行制御係数を適切に設定することでその形状誤差 ΔR_c を減少する手法を提案した。さらに加工対象が複雑形状で旋回軸のDD方式のモータにトルク飽和が生じるような場合についての適用性についても考察を進めてきた。しかしながら空運転による直進軸と旋回軸の同期運動におけるサーボ系の特性差に起因する運動誤差の要因の解明およびその改善方法の検討であり、実加工に適用するための問題の検討には至っていなかった。また実加工による加工形状の評価として真円度測定するものが多い^{5.1)5.2)5.3)}。しかしながら、実加工現象を含む解明には切削抵抗の実測が重要である。ただ、5軸MCでワークに旋回運動が生じる場合には有線でのセンサを設置しての情報取得が難しく、そのため直進および旋回軸の同期運転中の切削抵抗のリアルタイム計測が難しくなるため、その計測を試みた報告例はほとんどなされていないのが現状である。

そこで本章^{5.4)5.5)}では、切削点送り速度を一定の条件下において実加工に適用するための工具アプローチ方法の検討を遂行した。さらに直進2軸と旋回1軸の同期運転中に生じる切削抵抗のリアルタイム計測のため、無線式工具ホルダ

を導入してエンドミル側の回転座標系で切削抵抗のリアルタイム計測を試みた。

5. 2 外回りアプローチパスを考慮した切削点送り速度一定化条件

切削点送り速度一定条件下でのメリットとして、第2章でも述べたように切削点へのエアやクーラントの供給が一定して加工が安定することや、工作機械側の加工時の切削抵抗の方向が一定であるため構造と剛性の異方性の影響を受けることなく安定した加工が可能であることがあるが、さらにそのベクトルに平行な方向に生じる直進軸の運動による象限突起やバックラッシュなど軸の反転による運動誤差が加工面に転写されないことも挙げられる。この点がアプローチを検討する上で重要な要因と考えられる。すなわち送り速度ベクトルは Y 軸に平行な方向であるため、90 deg.点と 270 deg.点の Y 軸方向の象限突起やバックラッシュなど軸の反転による運動誤差は加工面へ影響を与えない。だが、0 deg.点と 180 deg.点の X 軸方向の象限突起やバックラッシュなど軸の反転による運動誤差は加工面へ転写され、かつワーク側で生じる誤差のプラスマイナスが反転する複雑さを生じてしまう。そこで、新たにこの 0 deg.点地点での X 軸方向への象限突起やバックラッシュなど軸の反転による運動誤差を加工面に転写させない方法として軸の反転を要しない Fig.5-1 に示すようなアプローチ時の円弧補間運動の中心を X 軸上 O'' (以降、O''点) とする外回りアプローチパスを設定することにした。すなわち、円弧補間運動の中心をワークの曲率半径の中心を始点として接触点に向かうベクトルの延長線側 (外回り) に設定した。さらに+X 軸上での工具とワークの接触前後における円弧補間運動の角速度の大きさを一定化するため、円弧補間運動の半径 R_w と曲率中心の旋回半径の大きさ R_f を一致させた。

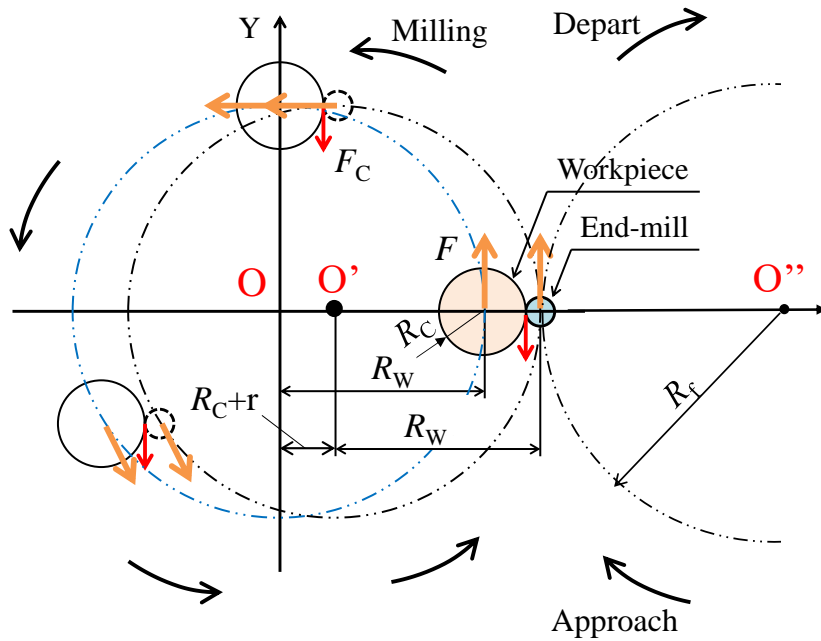


Fig. 5-1 Motion path to make circular shape

アプローチについては他に Y 軸負の位置から Y 軸上正方向に工具をアプローチさせる直線侵入加工パスや、第 3 象限から内回りで工具をアプローチさせる内回りアプローチパスが存在するが、外回りアプローチパスの有効性については後節で考察する。

実際の外回りアプローチパスの手法としては、第 1 ステップとしてワークを旋回軸で CCW 方向に角速度 ω_R で運動させながら Fig.5-1 のように、直進 2 軸の円弧補間運動により送り速度 F (角速度 $\omega_R = \omega_L$) で X 軸正, Y 軸負の方向からアプローチ半径 R_f で侵入する。第 2 ステップとして円形状の切削開始後は、ワークは旋回軸で CCW 方向に角速度 ω_R の運動の維持、直進軸 2 軸は円弧補間運動の中心を X 軸上 O' (以降, O' 点) にして角速度 $\omega_L = \omega_R$ で運動し、切削点送り速度一定化のエンドミル加工を達成する。その後、第 3 ステップとして工具

中心が再び+X 軸上に戻った時 (円形状の切削完了), ワークは旋回軸で CCW 方向に角速度 ω_R での運動を維持する一方, 再び直進軸 2 軸は円弧補間運動の中心を O' 点にして角速度 $\omega_L = \omega_R$ でアプローチ時と同じく外回りアプローチパスで工具を逃がす, その一連の動作を外回りアプローチパスの加工法とする.

5. 3 切削点送り速度一定化手法を用いた円形状成形時の形状誤差モデル

5. 3. 1 実験方法

本章では, 5 軸 MC は第 2 章と同様の Fig.2-6 の Super MILLER400 (DMG 森精機製) を用いた. この工作機械は第 2 章でも述べたようにボールネジ駆動の直進 3 軸制御 (それぞれ X, Y, Z 軸と称す) および X, Y 軸まわりの旋回 2 軸制御 (それぞれ A, B 軸と称す) からなる 5 軸 MC であり, 実験時は機械の姿勢はローラドライブ駆動の B 軸を 90 deg. 回転させたテーブルが水平の状態でおこない, DD 方式のモータ駆動である本来の A 軸を Z 軸まわりの C 軸として用いた.

以上の前提の下, 曲率半径が $R_C = 20 \text{ mm}$ で一定の円形状の加工を想定した. この時, 機械座標系の原点からワーク中心までのオフセット量は $R_W = 60 \text{ mm}$ とし, 直進軸には目的形状の曲率半径 R_C と工具半径 r だけ機械座標系原点から X 軸の正方向へ移動させた点を中心にオフセット量と同等量の $R_W = 60 \text{ mm}$ を半径とした円弧補間運動を指令した. 指令送り速度は旋回軸, 直進軸ともに $F = 1131 \text{ mm/min}$ を設定した. なお, 切削点送り速度のベクトル方向は Y 軸に平行で負の方向とした. そして直進軸, 旋回軸の位置ループゲイン K_{pp} を $K_{pp} = 60 \text{ s}^{-1}$ (初期設定値) とした. また本機の直進軸はリニアスケールによるフィードバック, 旋回軸はエンコーダによるフィードバックの方式である.

また, 機械運転の前には第 2 章の 2. 4. 1 節と同様の方法で旋回 C 軸の中心と X-Y 軸 (直進 2 軸) の原点を一致させた. そして, 実験後にも同様の手順で直進

軸と旋回軸の中心ずれを測定し、その結果、本実験条件では $1\ \mu\text{m}$ 以下であることがわかっているため、以降の考察では機械の熱変形の影響は十分小さく無視できるものとして考える。

5. 3. 2 切削点送り速度一定化における加工中の形状誤差要因

前章の第2ステップ中、サーボ系の特性に起因して、加工形状に影響を及ぼす誤差要因として次の3点が挙げられることは第2章で述べた通りである。

- (1) 直進軸の円弧補間運動（周波数応答の振幅減少）による半径減少 ΔR [mm] (>0)^{5.1)}
- (2) 旋回運動をおこなう旋回軸の、ランプ入力応答遅れにより生じる指令値に対する角度差 α [rad] (>0)
- (3) 円弧補間運動をおこなう直進軸の、三角関数（周波数）応答遅れにより生じる指令値に対する角度差 β [rad] (>0)

これらのパラメータを用いて理論形状誤差 ΔR_{cth} [mm]を導出するにあたり、2章より各切削点の X 座標がわかれば良いことがわかっている。そこで、旋回軸と直進軸の理論切削点の X 座標を X_{Rth} , X_{Lth} とおくと、それぞれ $X_{\text{Rth}} = R_w \cos(\omega t - \alpha) + R_c$, $X_{\text{Lth}} = (R_w - \Delta R) \cos(\omega t - \beta) + R_c$ となることを考慮すると、最終的に 2.4.3 節と同様に以下となる。

$$\Delta R_{\text{cth}}(t) \approx -(\alpha - \beta)R_w \sin \omega t - \Delta R \cos \omega t \quad (5-1)$$

また、誤差要因である半径減少量 ΔR 、旋回軸と直進軸の位相遅れおよび相対角度差 $(\alpha - \beta)$ 、形状誤差 ΔR_c はサーボの内部情報を用いて 2.4.3 節と同様に以下となる。なお、サーボの内部情報は前章と同様にファナック製のサーボガイドを用いて取得した。

$$\Delta R = \sqrt{(X_L - R_C)^2 + Y_L^2} - R_W \quad (5-2)$$

$$\alpha = \omega t - \tan^{-1} \frac{Y_R}{X_R - R_C} \quad (5-3)$$

$$\beta = \omega t - \tan^{-1} \frac{Y_L}{X_L - R_C} \quad (5-4)$$

$$\alpha - \beta = \tan^{-1} \frac{Y_L}{X_L - R_C} - \tan^{-1} \frac{Y_R}{X_R - R_C} \quad (5-5)$$

$$\Delta R_C \cong \varepsilon_X = X_L - X_R \quad (5-6)$$

ただし，ここではエンドミル側の実切削点を (X_L, Y_L) ，ワーク側の理想切削点を (X_R, Y_R) とする．これらの式を用いてサーボの内部情報で半径減少量 ΔR ，相対角度差 $(\alpha - \beta)$ ，形状誤差 ΔR_C を求めた結果を Fig.5-2, 5-3, 5-4 に示す．ただし，横軸は加工角度 $\omega t \times 180/2\pi$ [deg.]とした．

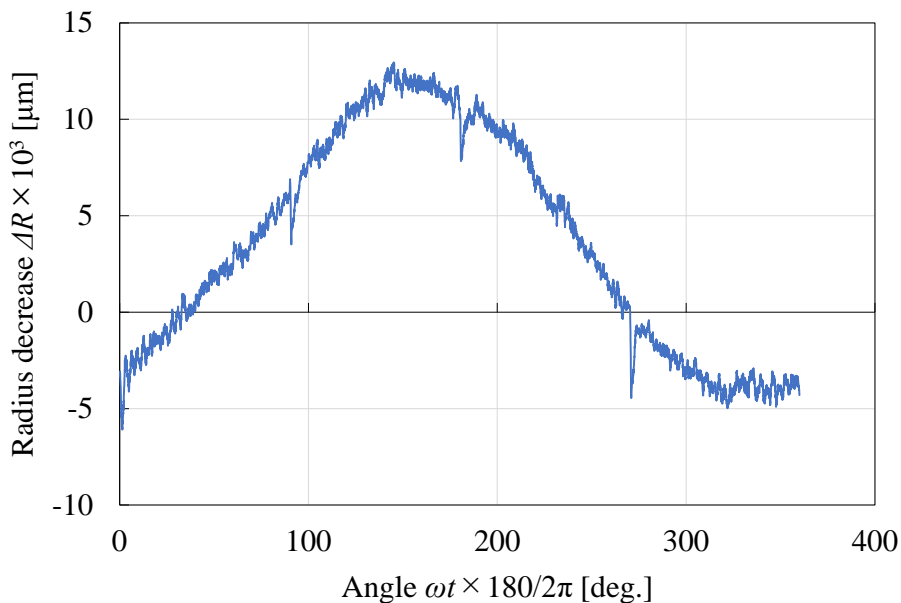


Fig. 5-2 Circle radius decrease

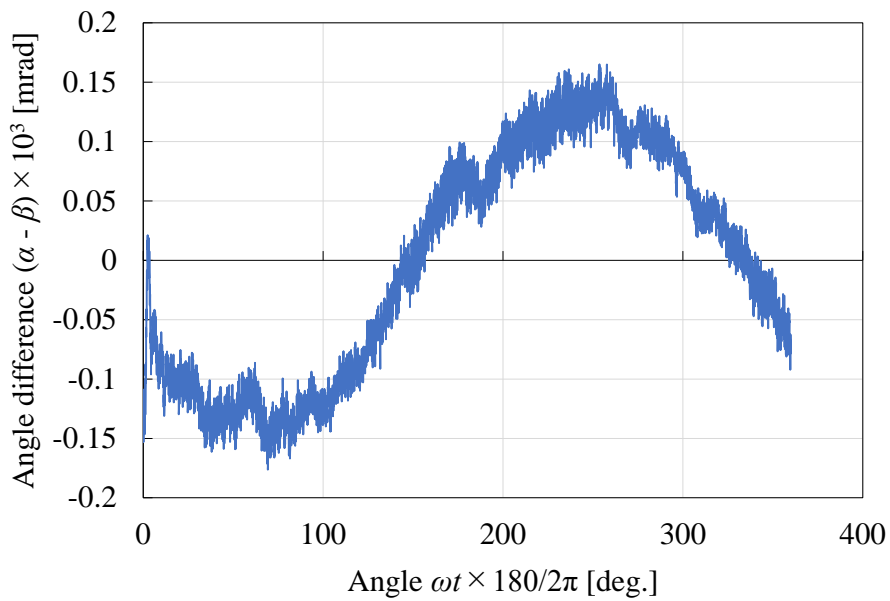


Fig. 5-3 Relative angle difference between the linear and rotary axes

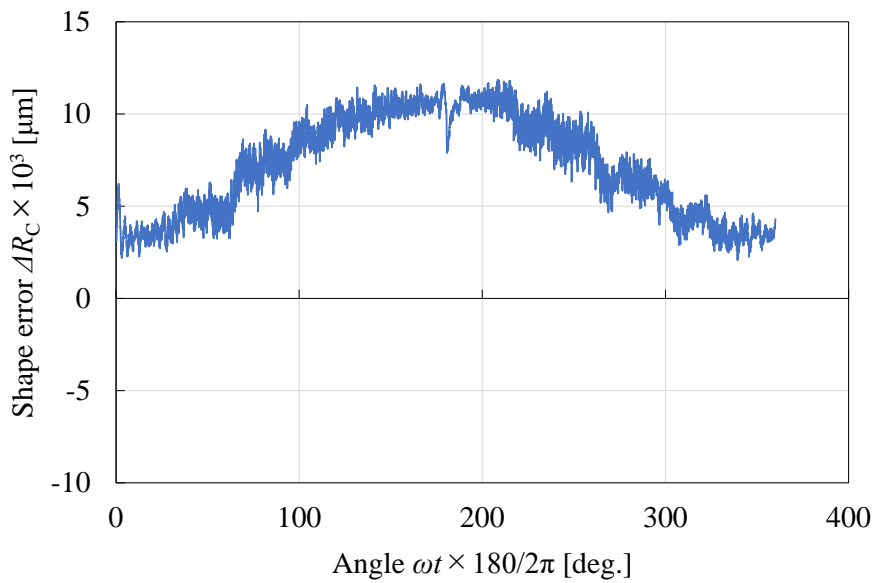


Fig. 5-4 Measured shape error

Fig.5-2 より直進 2 軸が O' 点を中心にした円弧補間運動において半径減少を生じる外回りアプローチパスによる影響により 0 deg. と 360 deg. において半径減少量 ΔR が負の値（その結果、加工ワークの半径が増大）を示している。すなわち O' を中心とした直進軸の円弧補間運動は半径 59.996 mm でプログラム指令の中

心座標に対して X 軸正方向に Δx [mm] 偏心していることがわかる。ここで、プログラム指令の中心座標に対する実円弧補間運動の中心座標の差を偏心と定義し、式(2-5)より形状誤差 ΔR_c に大きな影響をおよぼすと考えられる X 成分のみを考慮する。また、通常、角速度が一定の場合、旋回軸のランプ入力応答遅れ、直進軸の周波数応答遅れともに一定値になることより、その場合の相対角度差 $(\alpha - \beta)$ も一定になると考えられる。しかしながら、Fig.5-3 をみると相対角度差 $(\alpha - \beta)$ が時系列で動的に変化しており、直進軸の偏心の影響であると予想される。旋回軸については式(5-3)で O 点を中心に位相遅れを算出し一定値になっている一方で、直進軸については式(5-4)で O' 点を中心として直進軸の位相遅れを算出しているため直進軸の偏心の影響で中心がずれると一定値にはならず、結果的に式(5-5)より相対角度差 $(\alpha - \beta)$ が一定値にならないことが推測される。そのように発生した相対角度差 $(\alpha - \beta)$ が式(5-1)のとおり $(\alpha - \beta)R_w \sin \omega t$ として形状誤差 ΔR_c に影響をおよぼしたと考えられる。

5. 3. 3 サーボ内部情報の信頼性の検証

前節において、O' を中心とした直進軸の円弧補間運動は半径 59.996 mm でプログラム指令の中心座標に対して X 軸正方向に偏心していることで相対角度差 $(\alpha - \beta)$ が時系列で動的に変化し、結果的に形状誤差 ΔR_c が発生したと考察した。

そこで、サーボ内部情報のみならず主軸端でも同様の現象が起こっているか確認するために、検証実験をおこなった。実加工の検証における加工条件を

Table 5-1 に示す。工具は工具半径 $r = 3$ mm, ねじれ角 37.5 deg. , 2 枚刃スクエアエンドミル (三菱マテリアル製 C2MAD0600) を用いた。主軸回転速度と切削点送り速度については、カタログにしたがい、びびりが発生しないようにメーカー推奨値からおおよそ 1/5 に下げた値とした。また、切削点送り速度のベク

トル方向は Y 軸に平行で負の向きでダウンカットとした。

ワークの形状測定には加工物基準位置測定器ポイントマスタープロ BBT40-PMPC-120（大昭和精機製，スタイラス：φ4 mm，測定圧：XY 方向 0.4 N，Z 方向 1.5N）を用いた。

これを用いて Fig.5-5 のように X，Y の両方向からスタイラスを接触させることでワーク中心からの相対座標(X_m, Y_m)を取得し，加工したワーク半径 r [mm]および角度 ϕ [deg.]を求めるため以下の式(5-7)，(5-8)を用いた。なお，加工形状の誤差は r から目的の曲率半径との差 Δr [mm] ($= r - 20$ mm) より求めた。

$$r = \sqrt{X_m^2 + Y_m^2} - 2 \quad (5-7)$$

$$\phi = \frac{180}{\pi} \tan^{-1} \frac{Y_m}{X_m} \quad (5-8)$$

以上に関して Z 方向に 3 パターン測定位置を変えて同様に測定および誤差量を導き，その平均値を求めた。その結果，Fig.5-4 に示す結果と一致していることが明らかとなった。したがって，前節まで考察したことはサーボ内部情報のみならず主軸端でも同様の現象が起こっていることがわかった。

Table 5-1 Cutting conditions.

Tool radius r [mm]	3
Helix angle of tool [°]	37.5
Number of cutting edges	2
Workpiece	Aluminum A5052
Spindle speed S [min^{-1}]	3000
Feed rate of cutting point F_c [mm/min]	1131
Radius depth of cut [mm]	0.5
Coolant	Dry air
Protruding length of tool [mm]	20
Depth of the cut of the Z direction [mm]	5

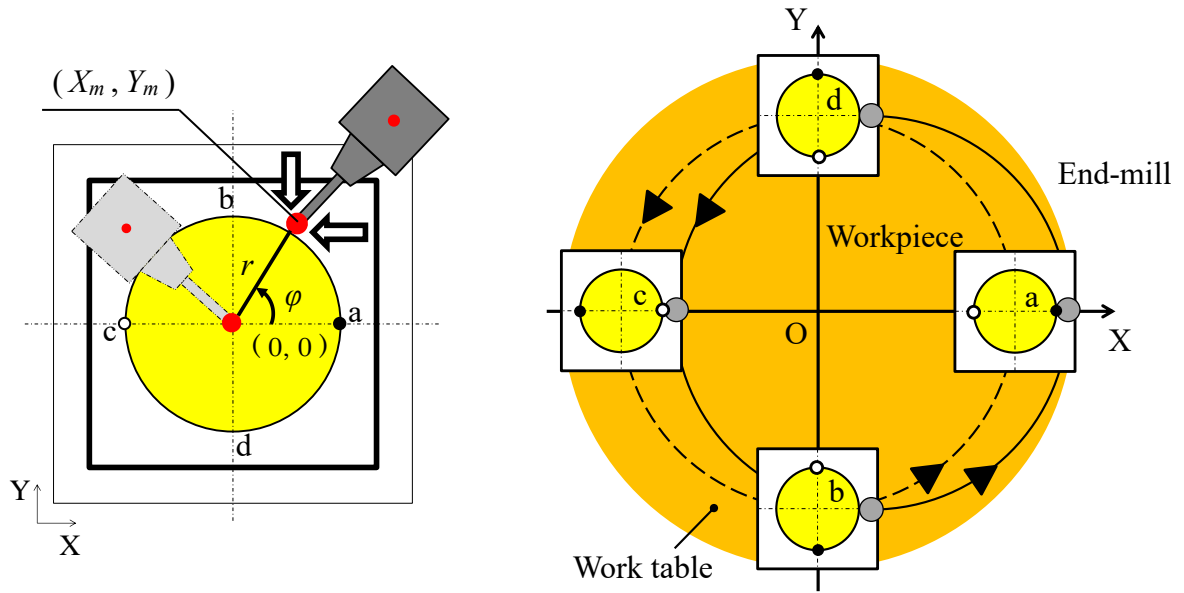


Fig. 5-5 Model of measurement procedure

5. 3. 4 円弧補間運動時の直進軸の指令中心からの偏心のモデル化

前節において、O'点から Y 軸方向ではなく Δx 分 X 軸正方向に偏心しながら円弧補間運動をしていることで相対角度差($\alpha - \beta$)が動的に変化している可能性があることを述べた。これを検証するために Fig.5-6 のように直進軸の偏心の影響をモデル化し幾何学的に相対角度差($\alpha - \beta$)を求めると以下の式で表すことができる。

$$\alpha - \beta = \tan^{-1} \frac{(R_w - \Delta R_2) \sin(\omega t - \Delta \theta)}{(R_w - \Delta R_2) \cos(\omega t - \Delta \theta) + \Delta x} - (\omega t - \Delta \theta) \quad (5-9)$$

ここで ΔR_2 [mm]は第 2 章における第 2 ステップ時の半径減少量であり、その値は前節の結果より 0.004 mm の一定とした。さらに $\Delta \theta$ [rad]は直進軸による円弧補間運動時の中心座標の変位 Δx を有している場合の位相遅れであり、角速度が一定の場合、回転軸のランプ入力応答遅れ、直進軸の周波数応答遅れともに一定

値になること，そして Fig.5-3 より平均値が 0 であることを踏まえ，本章では直進軸の位相遅れと旋回軸の位相遅れは等しいとした．式(5-9)より相対角度差($\alpha - \beta$)の時系列の変化を算出したところ，Fig.5-3 に近い片振幅 0.15 mrad の sin 波を示すことが確認できた．したがって，Fig.5-4 に示す誤差の要因の 1 つとして円弧補間運動時の直進軸の偏心があると考えられる．

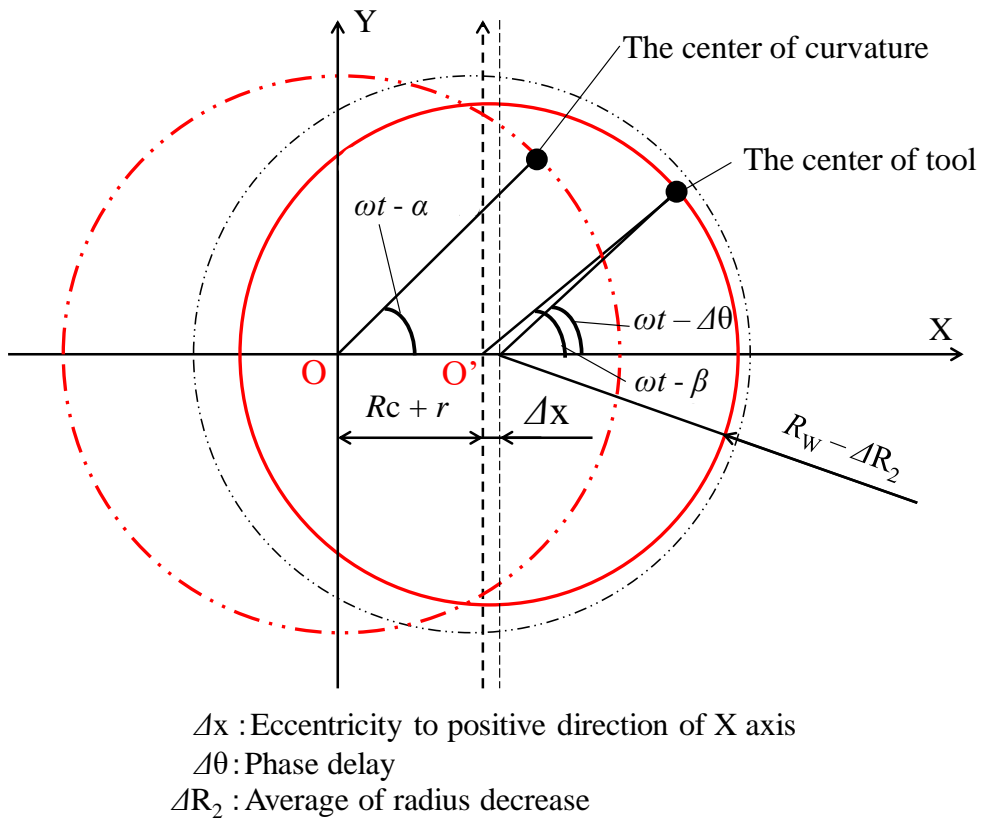


Fig. 5-6 Eccentricity of linear axes during circular arcuate movement

5. 3. 5 円弧補間運動時の直進軸の偏心を考慮した形状誤差，相対角度差，半径減少量

5.3.2節における第2ステップ時の旋回軸と直進軸の理論切削点のX座標 X_{Rth} ， X_{Lth} はそれぞれ $X_{Rth} = R_w \cos(\omega t - \alpha) + R_c$ ， $X_{Lth} = (R_w - \Delta R) \cos(\omega t - \beta) + R_c + \Delta x$ となる．そのため，形状誤差 ΔR_{Cth} は以下の式で表すことができる．

$$\Delta R_{\text{Ch}}(t) \approx -(\alpha - \beta)R_w \sin \omega t - \Delta R \cos \omega t + \Delta x \quad (5-10)$$

また、直進軸の位相遅れの大きさは以下のように求められる。

$$\beta = \omega t - \tan^{-1} \frac{Y_L}{X_L - R_C - \Delta x} \quad (5-11)$$

よって、相対角度差 $(\alpha - \beta)$ は

$$\alpha - \beta = \tan^{-1} \frac{Y_L}{X_L - R_C - \Delta x} - \tan^{-1} \frac{Y_R}{X_R - R_C} \quad (5-12)$$

となる。直進 2 軸の円弧補間運動に起因する半径減少量 ΔR については、

$$\Delta R = \sqrt{(X_L - R_C - \Delta x)^2 + Y_L^2} - R_w \quad (5-13)$$

となるため、式(5-12)、(5-13)を用いてサーボの内部情報で半径減少量 ΔR 、相対角度差 $(\alpha - \beta)$ を求めた結果を Fig.5-7、5-8 に示す。ただし、横軸は X 軸に対する工具中心のなす角度 $\omega t \times 180/2\pi$ [deg.]とした。

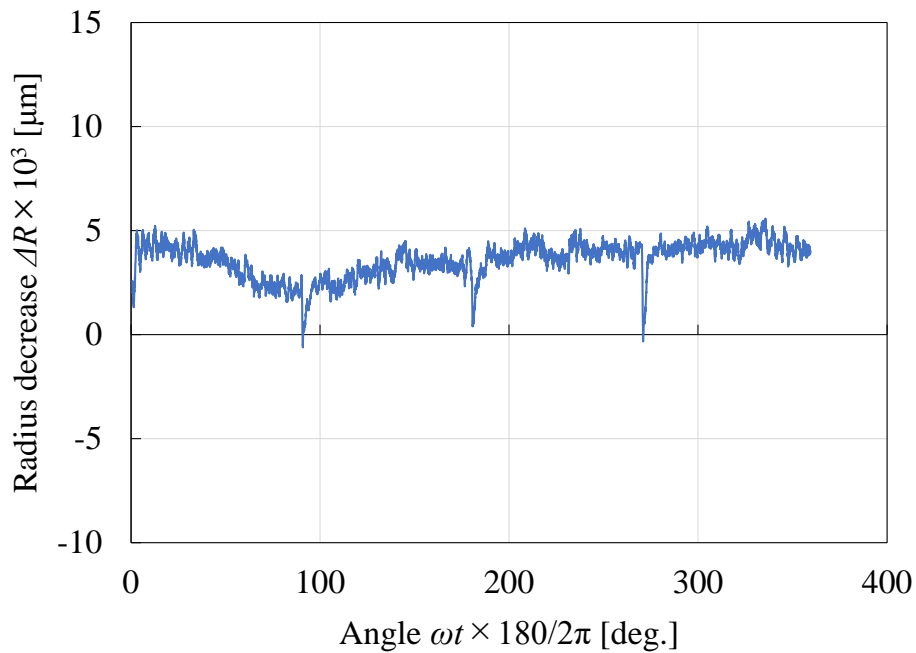


Fig. 5-7 Radius decrement derived from eq. (5-13)

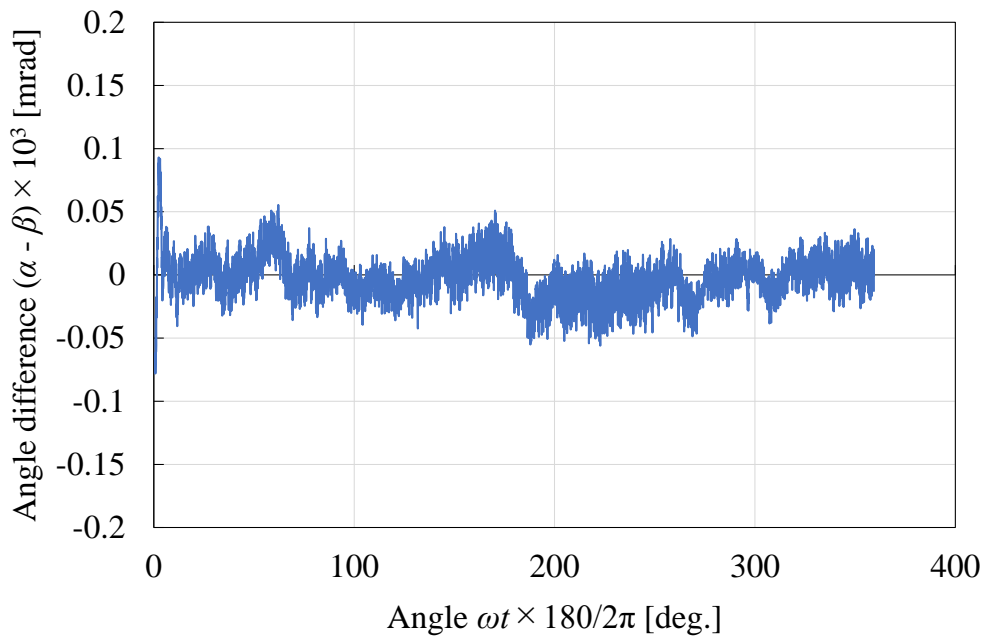


Fig. 5-8 Angle difference derived from eq. (5-12)

前項の Fig.5-2, 5-3 と比較すると, Fig.5-7, 5-8 はほぼ一定値を示すことがわかる. すなわち, 角速度が一定の場合, 直進軸の半径減少量 ΔR , 旋回軸のランプ入力応答遅れ, 直進軸の周波数応答遅れともに一定値であることが確認できる.

5. 4 工具アプローチを考慮した形状誤差を補正する方法

前節ではサーボ内部情報のモニタに基づき, 形状誤差 ΔR_C の要因の 1 つ目として直進 2 軸の周波数応答特性の振幅変化に起因する半径減少量 ΔR , 2 つ目として直進軸と旋回軸間の位相遅れの相対角度差($\alpha - \beta$), 3 つ目として外回りアプローチパスに起因する直進軸の円弧補間運動の偏心すなわち指令中心と実中心の差に着目することで定式化を遂行して, その誤差量は式(5-10)で表されることを示した.

形状誤差 ΔR_C を低減すべく, 形状誤差 ΔR_C のそれぞれの要因である半径減少量 ΔR , 相対角度差($\alpha - \beta$), 直進軸の円弧補間運動の X 軸方向の偏心 Δx をゼロに

するため、工具アプローチも含めた加工パスにおける補正方法を検討する。実験で試行錯誤的に適切な加工パスを決定することも可能ではあるが多くの時間とノウハウを要することになる。そこで、これを理論的に求めるために、第 2 章で作成した駆動系モデル (Fig.5-9, Table 5-2) を用い、加工パスを決定する手法を検討する。

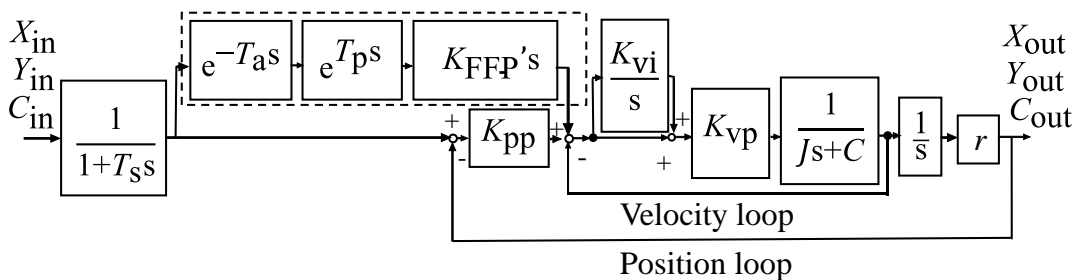


Fig.5-9 Block diagram of feed drive system

Table 5-2 Parameters of model of feed drive system

Parameter	Unit	X, Y	C
J (Equivalent inertia of mechanism)	kgm ²	5.0	4.2
C (Viscous damping coefficient)	Nms/rad	1.0	5.0
K_{pp} (Position proportional gain)	rad/ms or 1/s	60	60
K_{vp} (Velocity proportional gain)	Nms/rad	177.5	4700
K_{vi} (Velocity integrator gain)	Nms/rad	0.198	0.274
K_{FFP} (Advanced control coefficient)	%	※	※
K_{FFP}' (Prefeedforward gain)	/s	$K_{FFP} \times K_{FF} / 100$	
K_{FF} (Advanced control gain)	/s	$2\pi/l$	1
l (Lead of ball screw)	m	0.016	/
r (transformation coefficient)	m/rad	$l/2\pi$	
T_s (Smoothing time constant)	s	0.05	0.064
T_a (Averaging time constant)	s	0.015	0.015
T_p (Preceding time constant)	s	0.0155	0.005

※ Set value

5. 4. 1 モデルを用いた形状誤差低減

5.3.2 節, 5.3.3 節より, 形状誤差 ΔR_C の要因として, 加工時における O' 点を中心に円弧補間運動した直進軸の半径減少量 ΔR , 直進軸と旋回軸の位相遅れの差である相対角度差 $(\alpha - \beta)$, 外回りアプローチパスのため O'' 点を中心に円弧補間運動したことによる直進軸の円弧補間運動の偏心の 3 つであることが明らかになった.

まず, 半径減少量 ΔR については $\Delta R_{th} = (1 - |G_L(j\omega)|) \times R_w$ により出力の半径を 60 mm にするために指令円弧半径 R_w を大きくすることでほぼゼロにすることができる. 次に, 直進軸の円弧補間運動の偏心 Δx については外回りアプローチ半径 R_f の半径減少量に等しくなるため, 直進軸の円弧補間運動の偏心 Δx をゼロにするために外回りアプローチパスの中心 O'' を外回りアプローチ半径 R_f の半径減少量分 X 軸負の方向に移動させてゼロにすることとした. そうすることで, 5.3.4 節で述べたように直進軸と旋回軸の位相遅れの差である相対角度差 $(\alpha - \beta)$ もほぼゼロになると考えられる. 今回の場合, 指令円弧半径を $R_w = 60.004$ mm とし, 外回りアプローチパスの中心 O'' の移動は -0.004 mm とした. まず, それぞれの誤差要因の改善の効果を調べるため, 半径減少量 ΔR , 直進軸の円弧補間運動の偏心 Δx それぞれについてのみゼロにした場合の形状誤差 ΔR_C の結果を Fig.5-10, 5-11 に示す. 切削点送り速度一定化の手法を用いた本実験では, ワークに対して工具が常に X 軸正方向にあるため, 式(5-10)より明らかなように, 半径減少量 ΔR を補正することで Fig.5-10 のように形状誤差 ΔR_C の正弦波成分を低減することが可能であり, また直進軸の円弧補間運動の偏心 Δx を補正することで Fig.5-11 のように形状誤差 ΔR_C を一定の偏心量分低減することが可能となる. そして, Fig.5-12 は指令円弧半径 R_w , 外回りアプローチパスの中心 O'' の補正をおこなった場合の形状誤差 ΔR_C の結果である. これより, 形状誤差 ΔR_C は大幅

に低減されており、本章の補正法に妥当性があったことがわかる。後節ではこれを実加工によって検証することとする。

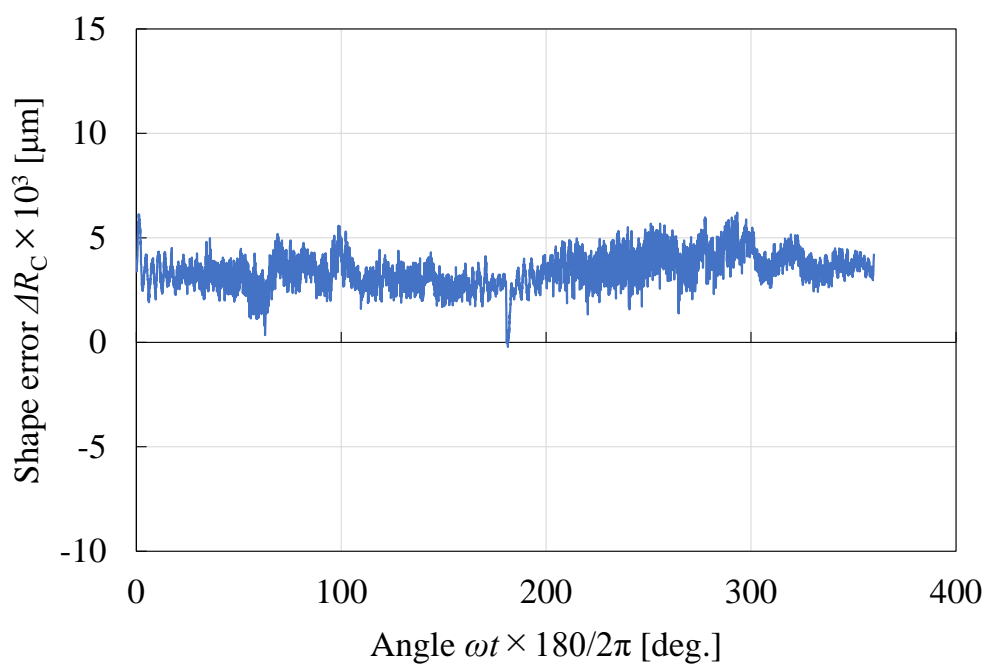


Fig. 5-10 Shape error in modifying only radius decrease

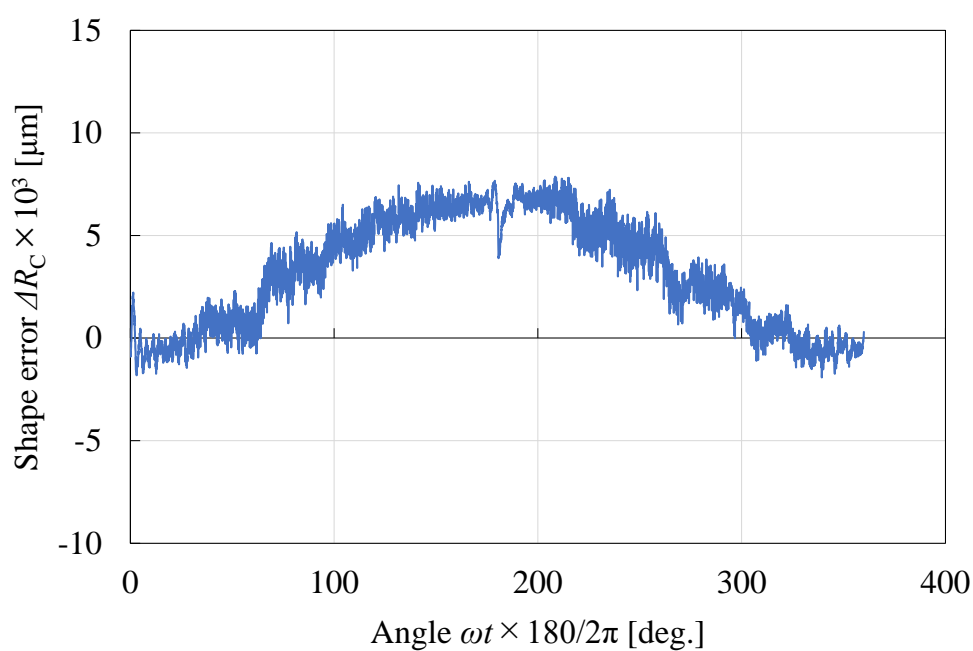


Fig. 5-11 Shape error in modifying only eccentricity Δx

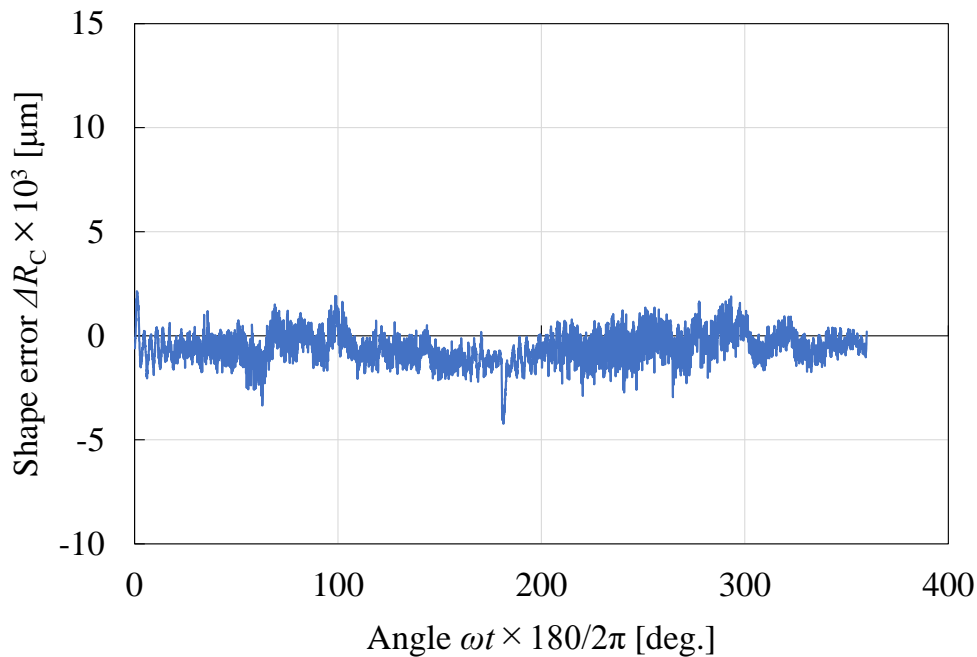


Fig. 5-12 Shape error in modifying radius decrease and eccentricity Δx of shape error

5. 5 アプローチを考慮した実加工による検証と考察

5. 5. 1 無線式工具ホルダを導入した検証方法

加工条件は Table 5-1 に示す通りである。加工形状の測定は、テーブル回転式真円度測定器 EC600（小坂研究所製）（Fig.5-13）を用いた。またワークは旋回運動するため固定式の有線の動力計による切削抵抗のリアルタイムモニタは難しい。そこで MARPOSS 製の無線式工具ホルダ ARTIS（Fig.5-14）を新たに導入して、直進軸と旋回軸の同期運動するエンドミル加工中の切削抵抗を工具の回転座標系でリアルタイムモニタした。無線式工具ホルダのサンプリング周波数は 2000Hz であり、2 枚刃の線上の F_x 、それに直交する F_y 、工具軸方向の F_z とそのねじり方向のトルクを 4ch でデータ収集が可能である。なお、無線式工具ホルダ ARTIS の仕様は Table 5-3 に示す通り (F_x, F_y は最大曲げモーメント換算, M_z はトルク)である。



Fig. 5-13 Roundness measurement instrument

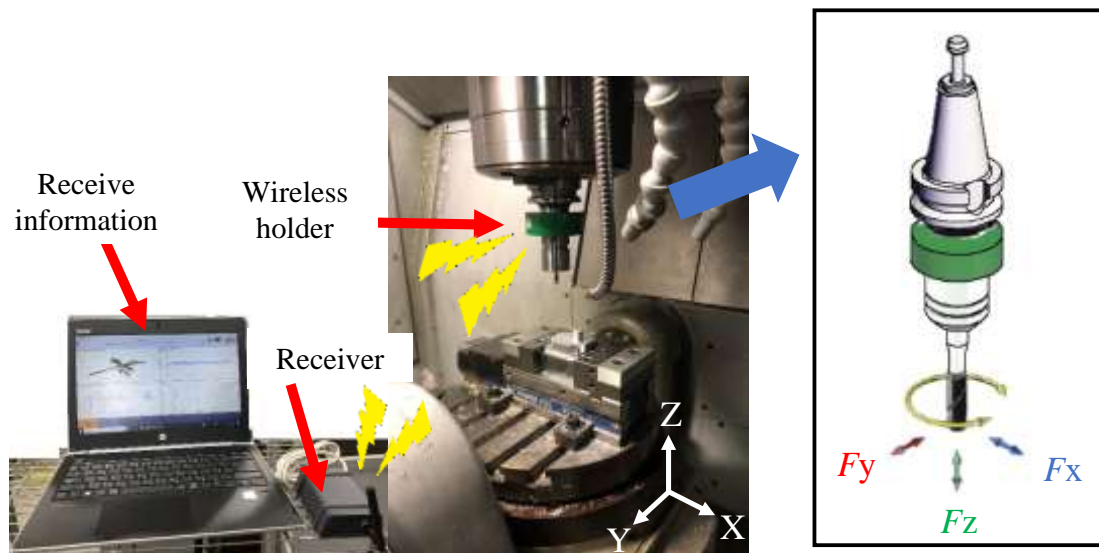


Fig. 5-14 Wireless IoT holder to obtain machining force

Table 5-3 Technical data of wireless IoT holder

Measuring principle	Strain gauge technology in full-bridge circuit
Accuracy in measuring end value [%]	± 5 (Max. $F_x, F_y=100\text{Nm}$ / $F_z=20\text{kN}$ / $M_z=120\text{Nm}$)
Data transmission and sampling rate [ms]	0.5 (Radio frequency 2402-2472MHz)
Maximum rotational speed [1/min]	18000

5. 5. 2 検証実験および結果

Fig.5-15 は本実験で加工したワークの写真である。ワークを油圧式マシンバイスで直接把持するとその把持力で曲げ変形し、取り外し後に弾性回復する誤差が確認されたので、把持部は曲げ変形が生じない厚い土台として、その上に対象ワークをボルト結合して加工後のワーク真円度測定の精度を確保した。

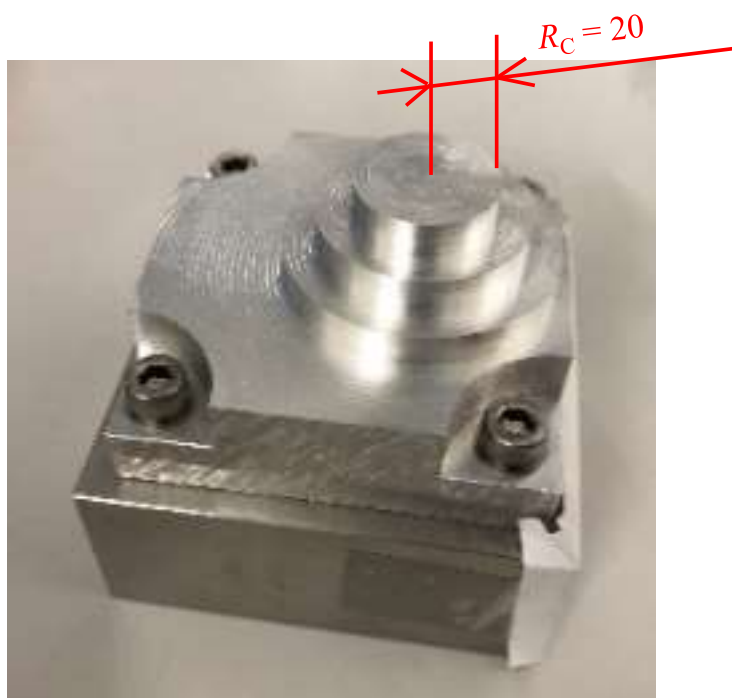


Fig. 5-15 Machined workpiece of aluminum A5052

直進 2 軸の円弧補間運動で極低速のエンドミル送り速度でゼロカットを遂行した後の前加工面に対しての加工とすることで、プログラム指令上の実半径方向の設定切り込みを確保した。Fig.5-16 は真円度測定器で測定した結果を示す。

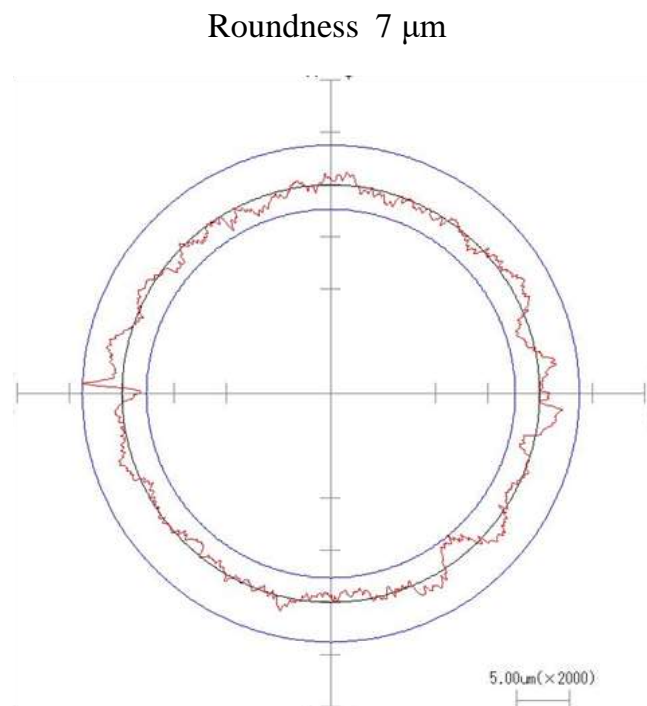


Fig. 5-16 Roundness measurement

また、Fig.5-17 に無線式工具ホルダ ARTIS を用いて取得した工具回転座標系の切削抵抗 F_x の結果を示す。ただし、 F_x は工具自転の半径方向の切削抵抗であり、それによる工具の曲げ弾性変形が加工形状に直接影響を及ぼすものと考えられる。

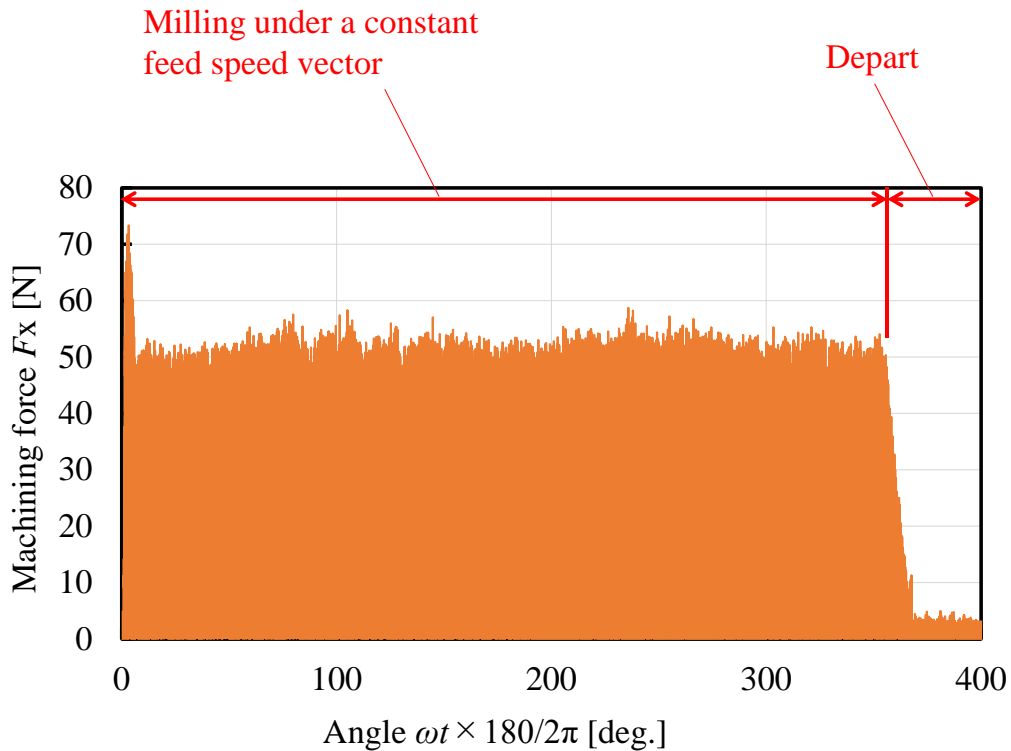


Fig. 5-17 The machining force

実加工の開始点 0 deg. 付近にスパイク状のオーバーシュートが生じているが、それ以外は加工中となる 0 deg. ~ 360 deg. の間でほぼ一定値（スパイク状を除けば変動成分は 5N 以内）を示していることがわかる。したがって 5.4.1 節で提案した手法の有効性が確認された。ただしアプローチ時のスパイク状の切削抵抗の立ち上がりは、実切込み量の時間的な増加と NC の加減速時定数が一致していなかったために起こったものであり、現場で加減速時定数を適切に設定する^{5.6)}ことで改善が期待できる。しかしながら、加工表面には目立つ切削痕はなく、本章の加工条件では時定数を適切に設定する必要性は高いものでなかった。

5. 5. 3 直線および内回りアプローチパスの真円度および切削抵抗の計測結果の考察

アプローチパスの直進 2 軸の円弧補間運動の半径の影響として、O”点を X 軸上で $+\infty$ とした場合，すなわち Fig.5-18 の直線侵入加工パスを用いた際の真円度の結果を Fig.5-19，切削抵抗の結果を Fig.5-20 に示す。

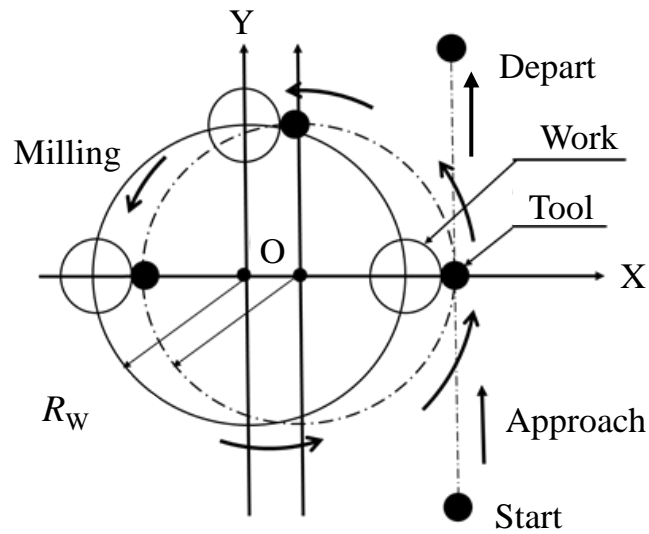


Fig. 5-18 Arc of straight machining path

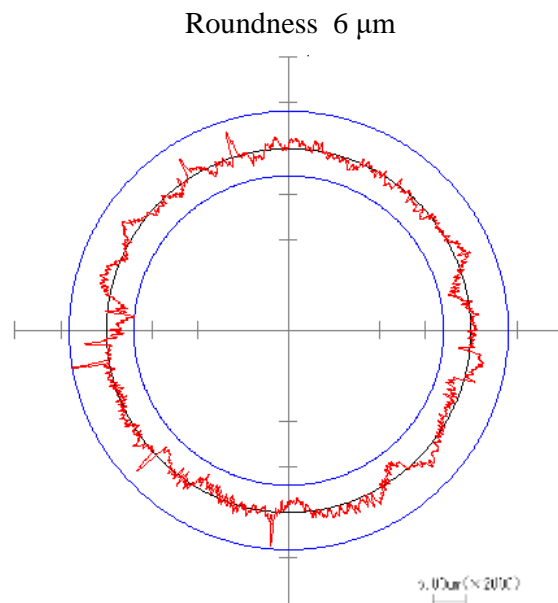


Fig. 5-19 Roundness measurement under straight machining path

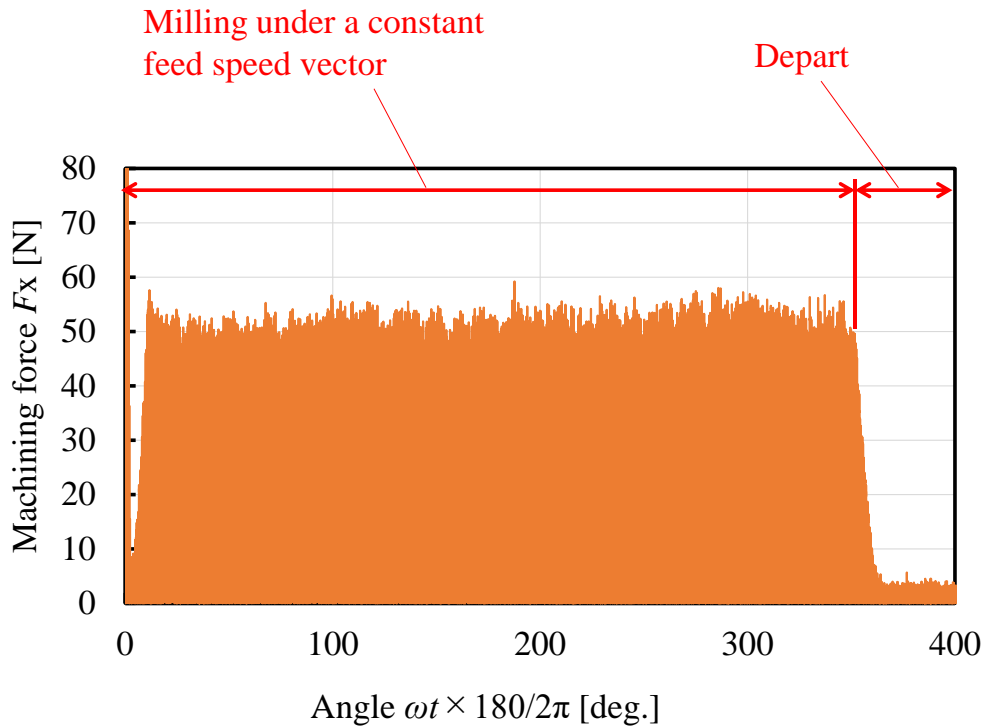


Fig. 5-20 Machining force of straight machining path

また円弧補間運動の中心を工具とワークの接触点を始点としてワークの曲率半径の中心に向かうベクトルの延長線側に設定した Fig.5-21 の内回りアプローチパスを用いた際の真円度の結果を Fig.5-22, 切削抵抗の結果を Fig.5-23 に示す。ただし后者の円弧補間運動の半径 R_f は, 工具とワークの接触開始時の干渉を避けるため $R_f = 2R_w$ とした。

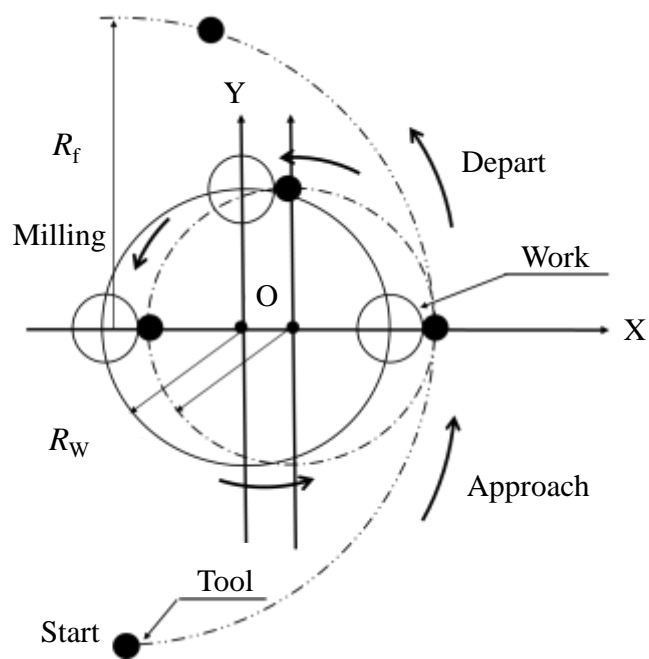


Fig. 5-21 Arc of inner machining path

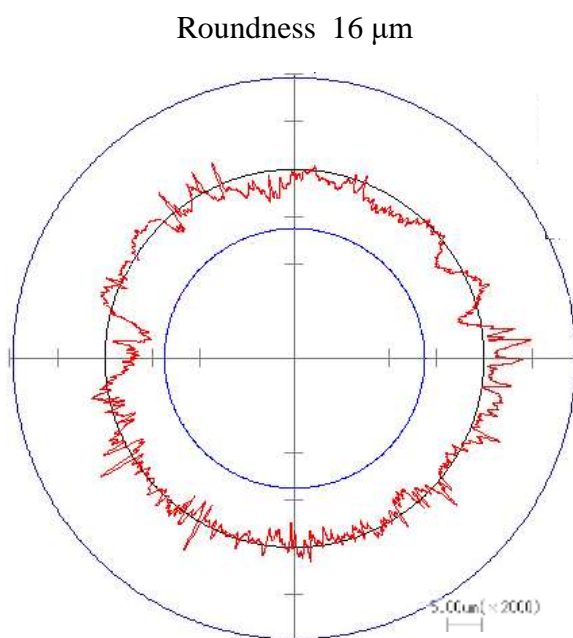


Fig. 5-22 Roundness measurement under inner machining path

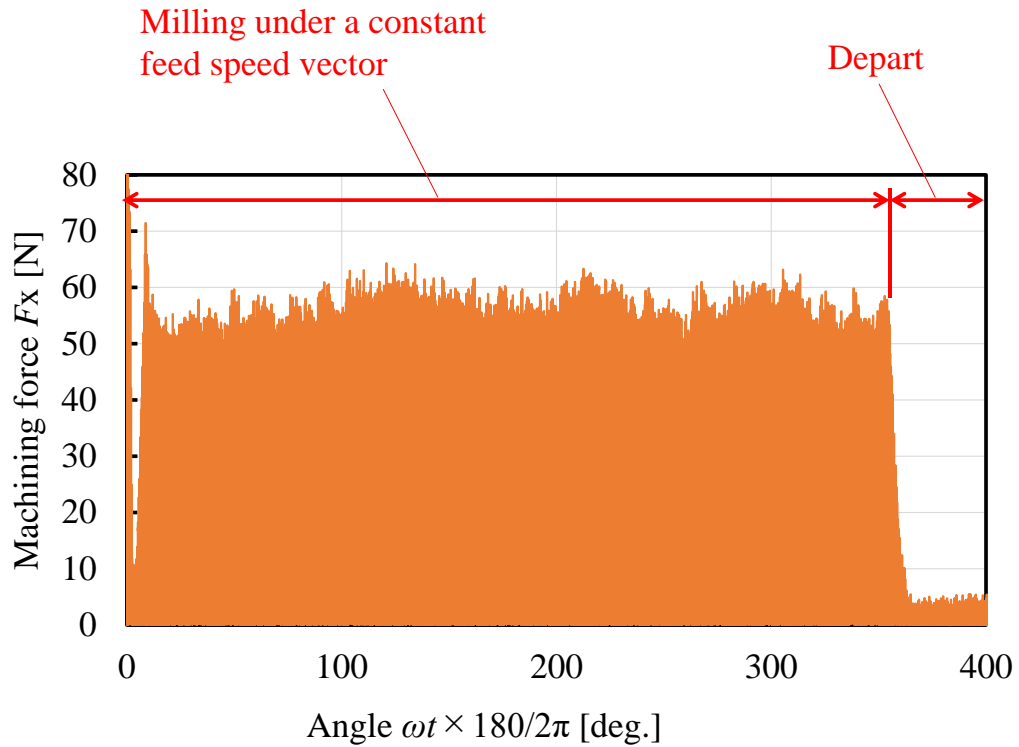


Fig. 5-23 Machining force of inner machining path

これらの結果より，Fig.5-18の直線侵入加工パスにおいては，真円度は $6\mu\text{m}$ ，定常状態の切削中の切削抵抗はほぼ一定（変動成分は 5N 以内）であり，前節で考察した外回りアプローチパスと比較すると傾向がほぼ同様であり加工状態が良好であることがわかる．一方，Fig.5-21の内回りアプローチパスにおいては，真円度は $16\mu\text{m}$ ，切削抵抗は変動が大きく（変動成分が 10N 以上），外回りアプローチパスや直進侵入加工パスと比較し安定していないことがわかる．この原因を考察するため，アプローチ別にサーボ情報から算出した工具中心の 0deg .点付近， 180deg .点付近の軌跡の結果をそれぞれFig.5-24，5-25に示す．

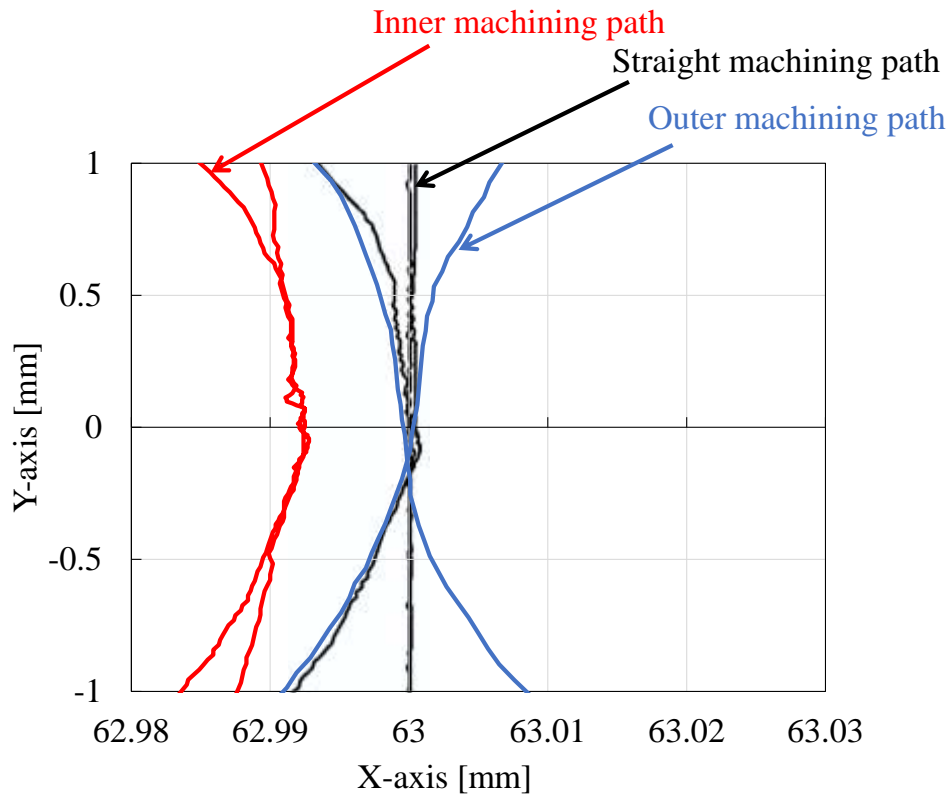


Fig. 5-24 Relationship X-axis and Y-axis at 0 deg.

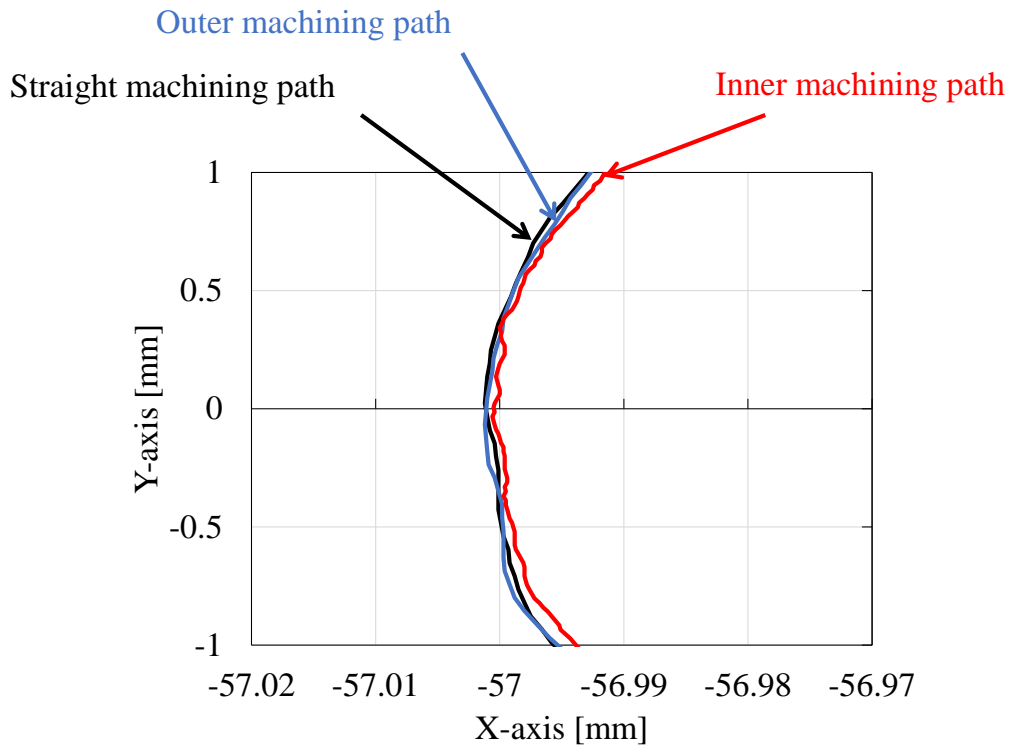


Fig. 5-25 Relationship X-axis and Y-axis at 180 deg.

Fig.5-24, 5-25 とも、外回りアプローチパスと直進侵入加工パスの工具の軌跡はほぼ一致しているのに対し、内回りアプローチパスは全体的に振動が生じていることがみてとれる。また、Fig.5-24 より内回りアプローチパスは内回りのアプローチによる半径減少量 ΔR の影響を受けて $8\ \mu\text{m}$ 程度 X 軸負の方向にずれており、なおかつ第 4 象限から第 1 象限に切り替わった際に突起状の運動誤差が生じていることがわかる。これについて考察するために、各アプローチパス別の X 軸の指令速度 V_x を縦軸、時間 t を横軸にとった概念図を Fig.5-26 に示す。

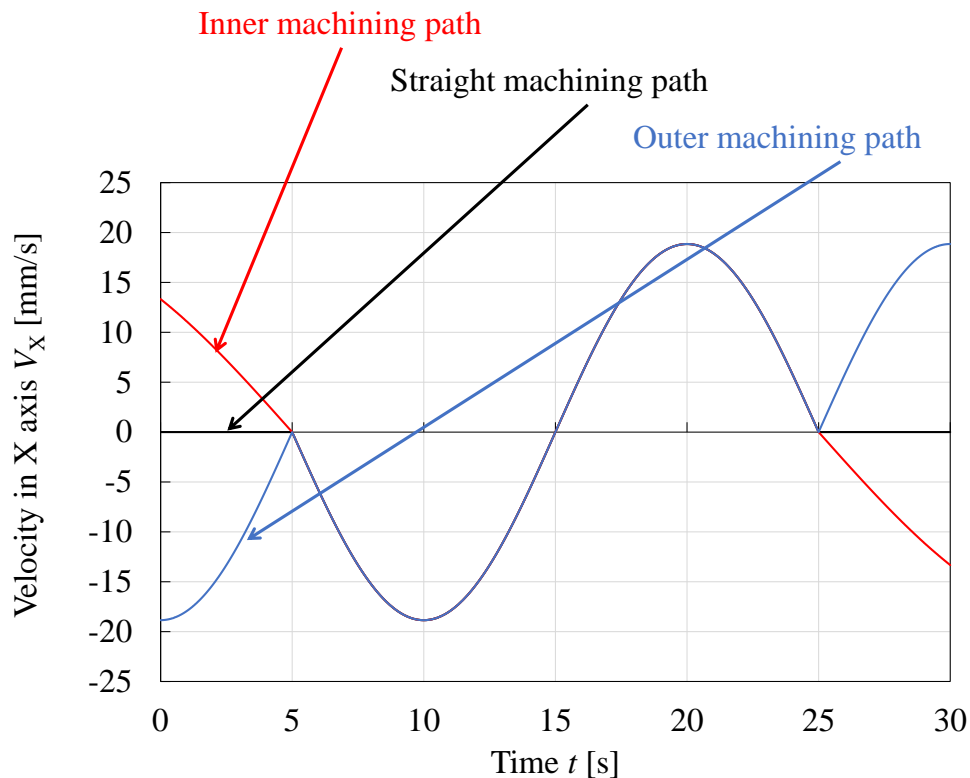


Fig. 5-26 Velocity of X-axis

Fig.5-26 より明らかなように外回りアプローチパスでは軸が反転していないのに対し、内回りアプローチパスでは X 軸の反転が起こることがわかる。これにより、内回りアプローチパスでは X 軸反転の際に象限突起やバックラッシュなどの反転誤差や反転動作に伴う機械の振動の影響を受け、結果的に工具中心が振

動したものと考えられ、この現象については多くの報告がある^{5,7)}。これにより、この軌跡の振動に起因して加工状態が不安定になったことが考えられる。直進侵入加工パスについても運転開始前に X 軸正方向に運転していた場合、X 軸の象限突起やバックラッシュなどの反転誤差が発生する可能性があるため、Fig.5-18, Fig.5-21 に示すような加工開始時に切削点送り速度に垂直方向の軸の反転を伴う加工パスは避ける必要があることがわかる。

以上より、アプローチとしては象限突起やバックラッシュなどの反転誤差の影響をなくすため切削点送り速度に垂直方向の軸の反転を伴わない外回りアプローチパスが有効であり、加工時における O' 点を中心に円弧補間運動した直進軸の半径減少量 ΔR と直進軸と旋回軸の位相遅れの差である相対角度差 $(\alpha - \beta)$ 、そして外回りアプローチパスのため O'' 点を中心に円弧補間運動したことによる直進軸の円弧補間運動の偏心 (プログラム指令値の中心と実運動の中心の差) の 3 つをゼロにすることで、形状誤差 ΔR_c を大幅に減少させることができることがわかった。

5. 6 結言

本章では、5 軸 MC の直進 2 軸と旋回 1 軸を用いたエンドミル加工における切削点送り速度一定化手法における、円形状の実加工に適用するための工具アプローチ方法を検討した。そして、その有効性を示すため無線式工具ホルダを導入して実加工により効果を検証した。結論を以下に示す。

- (1) 外回りアプローチパスを考慮した切削点送り速度一定化の手法による円形状の創成運動において、その加工形状の誤差の主な要因は、円弧補間運動をおこなう直進 2 軸の周波数応答の振幅誤差である半径減少 ΔR と直進軸 2 軸の周波数応答の位相と旋回軸のランプ応答の位相の偏差すなわち相対角度

差($\alpha - \beta$)に加えてアプローチ方法により変化する直進軸の円弧補間運動の偏心 Δx (指令中心と実運動中心の差) であることが判明した。

- (2) 駆動系モデルを用いて形状誤差 ΔR_c を予想できることがわかり, その結果に基づき誤差を減少するための工具アプローチ方法の検討が可能であることもわかった。
- (3) Y 軸負の位置から Y 軸上正方向に工具をアプローチさせる直線型加工パスや, 第 3 象限から内回りで工具を円弧補間運動でアプローチさせる内回りアプローチパスと比較して, 外回りの円弧補間かつその円弧半径と加工時の円弧補間の半径を一致させた加工パスはバックラッシの影響が発生しないため, 反転運動に起因する工具の不安定な運動も抑制できることが判明した。
- (4) 無線式工具ホルダを用いて, 工具のアプローチ時も含めて直進 2 軸と旋回 1 軸を用いた切削点送り速度一定下での切削抵抗をモニタした結果, 外回りの円弧補間かつその円弧半径と加工時の円弧補間の半径を一致させた加工パスで安定した実加工が具現化できることが示された。

文 献

- 5.1) 垣野義昭, 井原之敏, 林書鼎, 羽山定治, 河上邦治, 濱村実, 交差格子スケールを用いた超精密 NC 工作機械の運動精度の測定と加工精度の改善, 精密工学会誌, Vol.62, No.11 (1996), pp.1612–1616.
- 5.2) 杉江弘, 岩崎隆至, 中川秀夫, 幸田盛堂, 工作機械における漸増型ロストモーションのモデル化と補償, システム制御情報会論文誌, Vol.14, No.3, (2001), pp.117–123.
- 5.3) 鈴木康彦, 松原厚, 垣野義昭, 加工パスの最適化による真円度精度向上に関

- する研究, 精密工学会誌, Vol70, No.11 (2004), pp.1397–1401.
- 5.4) Takamaru SUZUKI, Shoya IWAMA, Toshiki HIROGAKI and Eiichi AOYAMA, Improved accuracy of a machining tool with a constant cutting speed vector and outside approach path, Proc. of International Symposium on Flexible Automation (ISFA2020), ISFA2020-9608 (2020), pp.1–8.
- 5.5) 鈴木尊丸, 岩間翔哉, 廣垣俊樹, 青山栄一, アプローチパスを考慮した 5 軸制御マシニングセンタにおけるエンドミル切削点送り速度ベクトル一定化制御法, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.86, No.889 (2020), pp.1–18.
- 5.6) 大塚裕俊, 垣野義昭, 松原厚, 中川平三郎, 廣垣俊樹, 焼入鋼のエンドミル加工に関する研究 (第 2 報), 精密工学会誌, Vol.67, No.08 (2001), pp.1294–1298.
- 5.7) 尾田光成, 小径エンドミル加工用ハイブリッド主軸に関する研究, 博士論文, 鹿児島大学 (2018), pp.1–56.

第6章 結論

本章では、これまで述べてきた各章の結論の要点をまとめ、本研究によって得られた成果を明確にしている。

6.1 本研究の成果

本研究では、5軸制御マシニングセンタ（以下、5軸MCと称す）の直進軸と旋回軸の運動の組み合わせを活用した新たな高度なエンドミル加工パスとして切削点送り速度ベクトル一定化に着目した。具体的な対象として、5軸MCのボールネジ駆動である直進2軸とDD方式の旋回1軸の同時制御により切削点送り速度を一定化しながら円形状を加工することを考慮し、その際に加工形状に現れる工作機械の運動誤差に起因する加工形状の誤差（以降、形状誤差と称す）の原因解明および形状誤差の低減方法について検討した。特にサーボの内部情報を取得し各軸のサーボ特性を考慮することで、形状誤差の要因の解明およびその誤差低減方法を提案しその有効性を検討した。さらにこれらの成果に基づき、実加工におけるエンドミル工具の弾性変形や切削力の変動も考慮しての実用的な発展を目指して、つながる工場とIoTの技術より開発された回転工具からの加工情報をワイヤレス通信で取得する無線式工具ホルダーシステムを導入し、実加工時の工具アプローチ方法の検討もおこなった。

第2章から第5章までに得られた結果を総括すると以下のようなになる。

第2章では、5軸MCの直進2軸と旋回1軸を組み合わせで切削点送り速度を一定にする手法を用いて円形状を切削する運動に着目し、それらサーボ系の特性差に起因する形状誤差を考察した。そしてその考察に基づいて、試行錯誤によらない更なる加工形状精度の向上方法を検討した。その結果、工作機械の運動性

能に起因して発生する形状誤差の主要な要因は、直進軸の半径減少量と旋回軸と直進軸の指令値からの位相遅れの差である相対角度差であることが判明した。そして、それらのその誤差を最小化させるために先行制御（G08）の先行制御係数を決定する手法を提案して実機への適用を試み、サーボ内部情報による各軸運動をモニタして、実際の効果を確認することができた。

第 3 章では、複雑形状を切削点送り速度一定化条件で加工をおこなう際など旋回軸に高速回転が求められる場合においても直進軸との高い同期性を得るための手法を提案することを目指し、DD 方式のモータ駆動で生じやすいトルク飽和による形状誤差への影響を考察した。その結果、旋回軸が高速回転時においても形状誤差の主要な要因の 1 つとして旋回軸と直進軸の相対角度差があり、トルク飽和を考慮したモデルにより相対角度差、ひいては形状誤差への影響を精度高く推定できることが判明した。そして、トルク飽和を考慮したモデルにより相対角度差を推定することができるため、第 2 章で提案した先行制御係数を適切に設定する手法を適用することで、形状誤差を十分に小さく改善することができる可能性があることを示した。

第 4 章では、DD 方式のモータ駆動である旋回軸のトルク飽和を考慮したモデルを用いて、トルク飽和を回避しながら形状誤差を低減するための最適な先行制御係数を算出する手法を検討した。その結果、トルク飽和をモデル化することで、トルク飽和を回避するための先行制御係数を算出することが可能であること、ひいては本手法を適用することで形状誤差を低減するための最適な先行制御係数を算出することが可能であることがわかった。さらに、本手法によりトルク飽和を回避するための角速度の上限が増加し、実加工で創製可能である最小のワーク半径を減少させることが可能であることもわかった。

第 5 章では、切削点送り速度を一定の条件下において実加工に適用するため

の工具アプローチ方法の検討を遂行した。さらに直進 2 軸と旋回 1 軸の同期運転中に生じる切削抵抗のリアルタイム計測のため、無線式工具ホルダを導入してエンドミル側の回転座標系で切削抵抗のリアルタイム計測を試みた。その結果、形状誤差の主な要因の 1 つとして、アプローチ方法により変化する直進軸の円弧補間運動の偏心（プログラム指令の中心座標に対する実円弧補間運動の中心座標の差）があることが判明した。その結果に基づき、形状誤差を減少させるための工具アプローチ方法の検討が可能であることもわかった。また、無線式工具ホルダを用いて、工具のアプローチ時も含めて切削抵抗をモニタしたところ、安定した実加工が具現化できることが示された。

第 6 章は、以上をまとめた本研究の結論を示している。

6. 2 今後の課題

本研究において、今後の課題として主に 2 つの問題が残されている。

その 1 つは、切削点送り速度を一定の条件下において凹凸形状など加工中にワークの曲率中心が不連続に移動する場合のワークの創製を検討することである。加工中にワークの曲率中心が不連続に移動する場合は、旋回軸の反転動作が新たに必要となり、それにとまなう運動誤差が創製面に転写されると考えられる。よって、実用的な展開を図るためには、旋回軸の反転動作を考慮することが必要であり、旋回軸の反転動作が形状誤差に及ぼす影響やその影響を減少させるための手法を提案することが重要と考えられる。それらにより、各種の加工形状に適用可能なより汎用的な手法に発展するものと考えられる。

もう 1 つは、工作機械の機構や工具の弾性変形に起因する各種の振動を検討することである。近年、NC 工作機械において先行制御など制御技術が向上し、送り駆動系的高速・高応答化が進んでいるが、加減速時に機械振動が励起されて

運動誤差が発生するケースが多い。それにともない、工具とワーク間や、直進軸と旋回軸間の相対振動が発生し、それが創製面に転写されると考えられる。このため、本研究で取り組んだ旋回軸、直進軸各軸の指令から各軸の出力までのモデル化のみならず、各軸の出力から工具とワークの接触点までの振動をも考慮した制御モデルの構築が必要である。さらに工具の弾性変形の時間的変動や強制・自励びり振動なども加工形状の誤差の要因となるものと考えられ、その抑制手法の検討も必要である。すなわち、機械のサーボ系や工具の弾性変形に起因した各種の振動現象も考慮して、最終的な加工形状の誤差の低減方法について検討が必要である。

創成形状の汎用性の拡大および各種類の振動の抑制による加工面品質の向上の検討も進め、5軸MCのさらに高度な直進軸と旋回軸の同期制御向上とも融合して、従来のものづくりからの革新的な進化の一助となれるよう、今後も研究を進めていく予定である。

謝辞

本研究の端緒を与えていただき、学部4回生より長きにわたりご懇篤なるご支援とご指導を賜りました指導教官である、同志社大学教授 廣垣俊樹博士に深く感謝いたします。また、本研究を遂行し学位論文をまとめるにあたり、懇切丁寧なご指導、ご助言を賜りました同志社大学教授 青山栄一博士に感謝の意を表します。貴重なご助言を賜りました同志社大学教授 辻内伸好博士に感謝の意を表します。

本研究を遂行するにあたり、所属する株式会社京都製作所の皆様には多大な援助を承りました、橋本進会長、木下喜平社長、生産・技術本部 大西利幸本部長、東尾伸作次長、岡崎祥之次長、北村基之氏、総務部 天野芳明次長、宮内辰郎氏、高橋恵子氏には、ご指導いただくと共に学位取得の機会を与えていただきましたことを深く感謝申し上げます。

さらに学部生時代に本研究の遂行の機会を与えていただき、その後の実験等において多大なご助言、ご協力を頂きました DMG 森精機株式会社 赤井孝行博士、池上貴一博士に感謝いたします。

そして本研究を遂行するにあたり、学会等で有益なご意見ご教示をいただきました、京都大学教授 松原厚博士、広島大学教授 茨木創一博士に厚く御礼申し上げます。

また本研究を行うにあたり、実験データなどの取得など多方面にわたりご協力、ご助言を受け賜りました同志社大学大学院生の丸山優馬氏、岩間翔哉氏、吉川和輝氏、田畑穂乃佳氏から絶大なるご協力を頂戴いたしました、心から感謝いたします。

本研究の実験全般にご協力いただきました同志社大学理工学部機械系学科・生産システムデザイン研究室の皆様、株式会社京都製作所の皆様に感謝いたします。

最後に、社会人学生としての私を陰ながら支えて下さいました家族や友人に心から感謝の意を表します。