



# 数値制御工作機械の消費エネルギー削減に関する研究

林, 晃生

---

(Degree)

博士 (工学)

(Date of Degree)

2014-03-25

(Date of Publication)

2015-03-01

(Resource Type)

doctoral thesis

(Report Number)

甲第6087号

(URL)

<https://hdl.handle.net/20.500.14094/D1006087>

※ 当コンテンツは神戸大学の学術成果です。無断複製・不正使用等を禁じます。著作権法で認められている範囲内で、適切にご利用ください。



博士論文

数値制御工作機械の  
消費エネルギー削減に関する研究

平成 26 年 1 月

神戸大学大学院工学研究科

林 晃生



# 目次

<b>第1章 緒論</b> .....	<b>1</b>
1.1. 研究の背景 .....	1
1.1.1. 工作機械市場の現状と技術革新課題 .....	1
1.1.2. 生産現場および工作機械における省エネ化の現状 .....	3
1.2. 研究の目的 .....	7
1.3. 本論文の構成 .....	7
<b>第2章 送り駆動系における消費電力の測定と評価</b> .....	<b>14</b>
2.1. 諸言 .....	14
2.2. 消費電力測定方法 .....	14
2.2.1. 測定対象とその構成 .....	14
2.2.2. 測定箇所の検討 .....	16
2.2.3. 直進軸の消費電力 .....	18
2.2.4. 回転軸の消費電力 .....	22
2.3. 制御パラメータの影響 .....	26
2.3.1. 加減速時定数の影響 .....	26
2.3.2. サーボゲインの影響 .....	28
2.4. 同時多軸制御時の消費電力 .....	29
2.4.1. 同時2軸制御運動 .....	29
2.4.2. 同時5軸制御運動 .....	30
2.5. 結言 .....	34
<b>第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに及ぼす</b> <b>工具経路の影響</b> .....	<b>36</b>
3.1. 諸言 .....	36
3.2. 工具経路における消費エネルギー推定方法 .....	37
3.3. 工具経路における消費エネルギーの測定と推定 .....	41
3.3.1. X軸およびY軸のみを運動させる経路 .....	41
3.3.2. Z軸の運動を含む経路 .....	47

3.3.3.	実際の加工を想定し CAM により生成された経路 .....	49
3.4.	結 言 .....	52
<b>第 4 章</b>	<b>送り駆動系の消費エネルギー収支 .....</b>	<b>54</b>
4.1.	諸 言 .....	54
4.2.	実験装置 .....	55
4.2.1.	実験装置の構成 .....	55
4.2.2.	制御系の設定 .....	57
4.2.3.	電力の測定方法 .....	62
4.3.	送り駆動系における消費エネルギー収支の算出 .....	63
4.3.1.	送り駆動系のモデル化 .....	63
4.3.2.	エネルギー損失の算出方法 .....	67
4.4.	送り駆動系における消費エネルギー収支の評価 .....	69
4.4.1.	駆動方法および送り速度によるエネルギー収支の違い .....	69
4.4.2.	直動転がり案内の摩擦力がエネルギー収支に及ぼす影響 .....	73
4.4.3.	送り駆動系の応答特性が消費エネルギーに及ぼす影響 .....	76
4.5.	結 言 .....	78
<b>第 5 章</b>	<b>エンドミル加工時における送り駆動系および</b>	
	<b>    主軸の消費エネルギー収支 .....</b>	<b>80</b>
5.1.	諸 言 .....	80
5.2.	切削加工時におけるエネルギー収支と算出方法 .....	81
5.2.1.	モータ動力 .....	82
5.2.2.	切削動力 .....	83
5.2.3.	機械駆動損失 .....	88
5.2.4.	アンプ損失およびモータ損失 .....	93
5.3.	エンドミル加工時における消費エネルギー収支の評価 .....	94
5.3.1.	材料除去率の違いによる影響 .....	95
5.3.2.	上向き削りと下向き削りの違いによる影響 .....	101
5.4.	結 言 .....	106
<b>第 6 章</b>	<b>結 論 .....</b>	<b>108</b>

付 録	.....	112
謝 辞	.....	131



## 第1章

### 緒論

#### 1.1. 研究の背景

##### 1.1.1. 工作機械市場の現状と技術革新課題

現代の生産現場において、高精度かつ高速な加工を行うことのできる工作機械は生産設備に欠かすことのできないものであり、その中核を占めている「マザーマシン（母なる機械）」と称される工作機械は、その名の通り機械を作るための機械であり、産業の発展は工作機械の発展とともにあったといえる。さらに、工作機械の大きな革新技术としては、数値制御工作機械（以後、NC 工作機械と略記）の誕生が挙げられる。従来、人の手で制御されていた工作機械の運動が、プログラムにより高精度かつ繰り返し行えるようになったことから、生産性は更に向上したといえる。こうした工作機械の発展とともに、その生産高は各国ともに年々伸び続けている。さらに、アジアでの需要が急激に伸びていることや、BRICS などの新しい市場の拡大も予想され、工作機械の需要はこれまで以上に成長していくと考えられている。また、これまで生産高一位であった日本が中国に抜かされるなど、工作機械市場は競争が激しくなっており、日本の工作機械産業は新たな市場への対応が強く求められている<sup>1)-3)</sup>。こうした背景から、日本の工作機械業界がなすべき技術革新課題として、新加工技術への対応、情報化・知能化対応技術、固有技術の高度化、技能者・技術者不足対応技術、環境調和・循環型社会対応技術などが挙げられている<sup>1)</sup>。

新加工技術への対応としては、近年では複合加工機が数多く登場する中で、レーザ加工や超音波加工装置が組み込まれるなど、切削加工以外の加工技術との複合化も進められている。工作機械はこれまでの多軸化に加えて、こうした複合化に伴ってさらに複雑な動きや加工プロセスを求められることが予想される。

情報化・知能化対応技術としては、CAM 機能を CNC に統合することにより CAD/CAM/CNC を連携させることで、次世代工作機械と加工プロセスを実現することが求められている。とくに、加工と並行してサーボデータを生成することができれば、モニタリングされる切削負荷に応じた適応制御や、シミュレーションで予測できない加工トラブルに対処するなどの、工作機械の自律化・知能化につながることを期待されている。また、5 軸・複合加工化に伴い、工具経路生成における干渉回避は重要な課題である。この工具干渉回避には、企業独自のシステムが開発されると共に、様々な研究がなされている<sup>4)-11)</sup>。従来の NC 加工法や NC 制御方式を見直し、日本が独自の NC 加工プロセスを提案することにより、海外

# 第1章 緒 論

---

との差別化をはかることが不可欠である。

さらには、段取り時間や加工時間の短縮によって省エネルギー化や CO2 削減にも貢献できると考えられている。たとえば、工作機械の構造や駆動系の動特性に配慮した工具経路生成機能の実現が提案されている。これは、工作物と工具の幾何情報だけで工具経路を作成する現行の CAM では工作機械の動きが考慮されておらず、工作機械の個性を無視して作られているといえる。つまり、工作機械に無理で無駄な動きを強制しているのである。工作機械の構造や駆動系の特性を考慮した工具経路データでは、工作機械の動きがスムーズになり、加工時間の短縮や省エネルギー化に直結するといえ、「機械にやさしい」工具経路生成は新たな技術課題とされる。

固有技術の高度化では、高速度・高精度化技術や複合化・多機能化技術が挙げられる。これらは、これまでも積極的に行われてきているが、熱特性や運動特性といった面での解析については現在も多くの研究がつづけられている。たとえば、運動特性については送り運動機構と制御装置を含むサーボ系の応答性の問題であり、このような問題解決のために送り駆動系をモデル化し、シミュレーションする方法が取られている。また、高速化については主軸および送り系がそれぞれ高速化され、競争は一段落しているといえる。新しい技術として、磁気軸受けやパラレルメカニズム、リニアモータなどの様々な方法が考えられ開発されているが、コスト面やそれぞれの性能面の問題から、課題が残されている。

一方、工作機械の複合化・多機能化は近年で急速に発展しており、フライス削り、旋削および研削が可能なマシニングセンタがすでに開発されている。さらには計測機能も備えており、今後は焼き入れや溶接などの除去加工以外の加工機能との融合による多機能化の可能性と必要性とが検討されることとなる。

また、技能者・技術不足への対応としては、高度自動化や無人化、知能化が重要課題として考えられている。またそれらを扱う上で、未熟練者に対応したヒューマンインタフェースの開発や、高齢技能者の持つ長年の知識・ノウハウを活かすためのデータベースシステムなどの開発が積極的に行われている。

最後に、工作機械の環境調和・循環型社会対応技術が挙げられる。工作機械自体は一般的に製品寿命が長くリサイクル性にも長けていることから、環境にやさしい製品であるといえる。しかし、利用現場で大量に発生する廃棄物（切りくず、粉じん、各種油剤廃液）や騒音・振動は環境に大きな影響を与える。このような環境への影響対策として、切削液や潤滑油を使わないか、最少化する加工技術の研究が進められている。また、今後は環境負荷の小さな加工液の開発も重要視される。騒音・振動については、工作機械の高速化・高出力化に伴いその騒音や振動が問題とされたが、かなり改善されてきているといえる。また、工作機械業界では、すでに「環境への配慮」「人にやさしい」などの観点からの技術開発が進め

# 第1章 緒 論

られている。また、工作機械消費電力の評価方法についても標準化が進められており、切削のために必要な動力よりも、機械を運転するためだけに必要な動力が大きく、非切削時の省エネルギー化対策が必要とされていると考えられている。このため、油空圧機器の大幅削減と電動化、発熱の少ないモータの開発などは、これらの機器を供給するメーカーの開発課題とされている。また、工作機械は加工の汎用性を最優先に考慮しているため、加工に対するエネルギー消費を考慮しては設計されていない。その解決策として工作機械や要素の小型化および軽量化は必然であるといえる<sup>12,13)</sup>。さらには、加工対象物の加工コストが最も小さくなる条件で稼働できる、最適設計の工作機械の実現が望まれているが、ここでは高速送り機構に対応した高速主軸の高加減速技術の開発や、油圧レスによる待機電力最小化の技術開発、低電力・低発熱高速リラクタンスモータの開発、高効率な高圧空気製造装置および冷却装置の開発などが、課題として挙げられている。

以上のように、工作機械が発展し需要が高まるにつれ市場競争が激化する中で、多くの技術課題が挙げられ、その解決が望まれているといえる。その中でも、これまで成されてきた高速・高精度化に加えて、環境対応や省エネ化が重要視されてきていることがわかる。工作機械の環境対応および省エネ化は日本の工作機械業界において解決しなくてはならない重要な課題の一つである。

## 1.1.2. 生産現場および工作機械における省エネ化の現状

こうした工作機械の省エネ化への要求の背景に、生産現場における電力削減への要求が挙げられる。近年、日本国内では全国的な電気料金の値上げなど様々な要因から節電の意識が高まっている上、大量生産や生産現場の機械化が進むにつれて、生産現場における消費電力も高まる一方である。そのため、生産現場においては、平成20年度に改正省エネ法が施行される等、工場で消費される電力に目が向けられている。経済産業省が節電を訴える資料には、製造業における用途別電力消費比率事例の中で生産設備の占める割合は80%以上と非常に高いことが示されている(図1.1)。

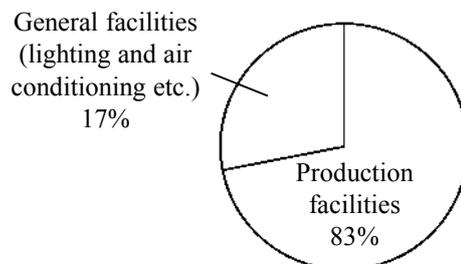


Fig.1.1 Energy usage of manufacturing industry

# 第1章 緒 論

しかしながら、提案されている節電メニューをみると、生産設備への実質的な影響の少ない照明や空調などの一般設備の節電が中心となっており、そのほかコンプレッサやインバータといった周辺設備について触れているのみであり、生産設備の稼働中の節電案は提示されていない<sup>14,15)</sup>。

また、工場におけるエネルギー問題に対する企業の取り組みとして、工場全体の電力を測定し管理する方法である、工場の電力の「見える化」が実施されている。これは、工場内の各生産設備に電力計を設置することにより、電力使用データを収集し明らかにすることで、時間帯や設備ごとの電力のムダを見つけて節電方法を考える取組みである。「見える化」実施の例として三菱電機では、e&eco-F@ctoryと称したFA統合ソリューションを提案している。この提案は、エネルギーを「計測する」「見える化する」「削減する」「管理する」の4つのステップで省エネルギー化を実現するものである。しかし、「計測する」「見える化する」ステップでは、工場の各設備に電力計を取り付けるための費用や手間がかかるうえに、得られた膨大なデータをまとめ、その対策を講じるのは各企業の仕事となっているのが現状である。また「削減する」「管理する」ステップでは、その消費電力削減は高性能なインバータやモータの導入の提案や、工程の設備改善やサイクルタイムの短縮といったものが示されている<sup>16,17)</sup>。

また、生産設備や生産工程における省エネルギー化および環境負荷低減に関する研究も数多く行われている。これらは、LCA(Life Cycle Assessment)のコンセプトに基づき生産工程や工場全体におけるエネルギーの流れや、排出される二酸化炭素量を数式的に評価するものが多い。例えば、Gutowskiらは生産工程におけるエネルギーを単位材料量あたりのエネルギーとして、様々な工程におけるエネルギーを評価している<sup>18)</sup>。また、Herrmannらは生産サプライチェーン全体のエネルギーおよび二酸化炭素量を評価するモデルを提案しており、製品による違いや各国の違いについて評価している<sup>19)</sup>。しかしながら、これらも工程の改善やサイクルタイムの短縮といった解決策が主となる。

このような現状から、生産設備そのものの省エネルギー化が望まれているといえる。そのため、特に生産設備の中核を成す工作機械における省エネルギー化への要求は非常に高まっており、その消費電力が削減されれば、生産現場全体での消費電力削減に大きな効果が期待される。しかしながら、工作機械の環境に対する取り組みは、家電や自動車業界に比べて遅れていたのが現状であり、平成7年度に「工作機械の環境安全対策に関する研究調査」が日本工作機械工業会によって開始されたのが始まりとされる。平成10年からは「環境対応型工作機械に関する研究」に引き継がれ、工作機械の環境への影響について調査が行われている。その結果として、環境に関する指針を作ると共に、環境評価設計マニュアル、工作機械LCAについて新しい提案がなされた。この中で、加工サイクル中の消費電力を

# 第1章 緒 論

比較した例として、関連する技術とその省エネルギー効果が模式的に示されている。図 1.2<sup>20)</sup>に示すように、工作機械で加工を行う際の消費エネルギーには、周辺装置の待機電力による固定分のエネルギーと、送り運動や加工により変化する変動分のエネルギーとがある。これまでの消費エネルギーの様子が図 1.2(b)であらわされるとすると、加工の高速化は、電力は増大するが、加工時間が短縮されるため図 1.2(c)のように、周辺機器の電力消費が削減され全体として省エネルギー化の効果が上がる。一方、油剤を使わないドライ加工や微量の油剤を用いるセミドライ加工 (MQL 加工) ではクーラントポンプの使用が不要になり、図 1.2(a)のように、固定分の電力消費が削減されることとなる。さらに、従来の方法とは違い、加工時間が長くとも環境効率から評価に値するような新しい加工方法 (図 2(d)) が提案されれば、飛躍的な環境効率の改善に結びつくと考えられている。このように、工作機械における新しい省エネルギー化手法の提案が強く求められているといえる。

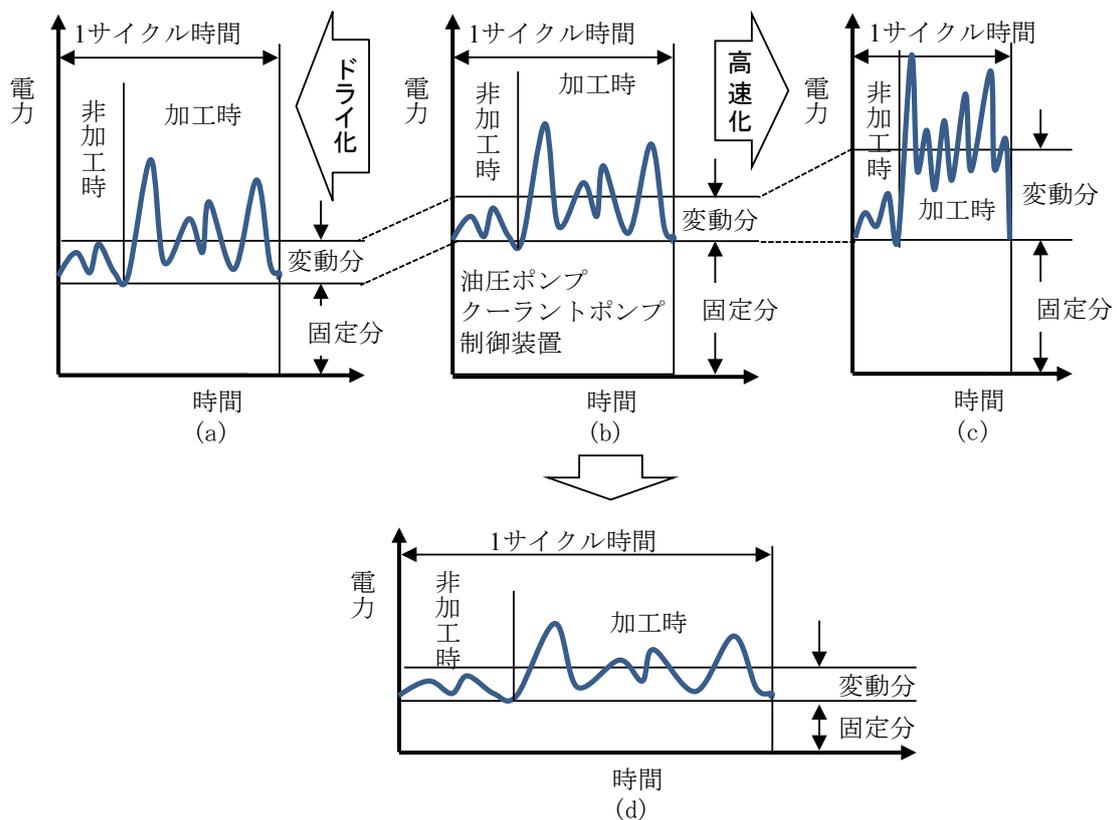


Fig.1.2 Comparison of power consumption and reduction effects

# 第1章 緒 論

また、JIS では TS B 0024 において工作機械の消費電力測定方法について提案しており<sup>21)</sup>、それに基づいて工作機械の消費電力を明らかとするための研究は数多く行われている。齋藤らはマシニングセンタ、NC 旋盤およびターニングセンタで実際に加工を行った時の消費電力を測定することで、各部で消費されるエネルギーの詳細や、切り込み量による影響について調査した結果を示している<sup>22,23)</sup>。一方、国外でも工作機械の消費電力およびエネルギーに着目した研究は多く行われており、Dornfeld らは工作機械の消費エネルギーの自動測定を提案している。その結果として、アイドルングストップによる消費エネルギー削減の効果や、主軸回転による電力ピークの変化などについて調査した例を示している<sup>24)</sup>。しかしながら、このような工作機械の消費電力に関する研究のほとんどが、工作機械全体の消費電力を測定するものであり、やはりコンバータやクーラントなどの周辺機器の消費電力が大きいことが着目され、従来通りの機械の高効率化や改善による消費電力の削減の提案が主となっている。また、工作機械の小型化など機械そのものの消費電力を削減することなど、機械自体の消費電力の低減について考えているものがほとんどである<sup>25)~36)</sup>。

しかしながら、こうした機械自体の消費電力削減は、実際には工場の工作機械の入れ替えや改良などコストと時間がかかり、生産に影響を与えることになるため施行することが困難である。こういった面からも、既存の設備における省エネ手法の提案が望まれているといえる。例えば、自動車産業においては、これまで車の燃費向上がメーカによる新車種の開発によるものみに頼っていたものが、現在では速度などの運転状況をユーザが把握することで、燃費のよい運転を行うようになってきているように、工作機械においても、これまで考慮されることのなかった消費エネルギーを考慮した省エネな運転方法を検討していく必要があるといえる。車同様に、工作機械のアイドルングストップはその一例ともいえるが、より運転方法を工夫することで消費電力を削減することができれば、今後の工作機械の新しい省エネ化手法となりうる。

そこで、本研究では工具経路生成と加工方法の両面から、工作機械運転中の消費エネルギー削減の可能性について検討する。工作機械の運動創成は送り駆動系により支配され、これまでは高速・高精度化のために多くの研究がなされてきた<sup>37)~46)</sup>が、その消費エネルギーに着目した研究例はほとんどない。しかしながら、送り駆動系の消費エネルギーは様々な因子により変化することが予想され、これを考慮することで工作機械の運転に要するエネルギーを削減できる可能性がある。すなわち、これまで省エネ化のなされてきた工作機械の定常的に消費される電力ではなく、工作機械の運動時に変化する消費電力を削減するような、省エネに最適な運転方法を提案する。このことは、先に工作機械の技術革新課題として挙げた「機械にやさしい」工作機械の構造や駆動系の動特性に配慮した工具経路生成機能の

# 第1章 緒 論

実現といったことにもつながることが期待される。

また、これまで工作機械の省エネ設計は小型化・モータおよび周辺機器の高効率化に頼るものであったが、送り駆動系を用途にあわせて最適な仕様やパラメータを設定することで消費エネルギーを削減可能となれば、工作機械の新しい省エネ設計手法の一つとなりうることが期待される。本研究では、送り駆動系のエネルギー収支を明らかにすることで、消費エネルギーを削減可能な送り駆動系の仕様とパラメータ設定についても検討を行う。

さらに加工方法については、前述の通り、切削条件による工作機械の消費電力への影響について調査した例や、クーラントや油剤の使用を抑えた加工方法が提案されてきたが、主軸および送り駆動系の消費エネルギー観点から検討した例は見当たらない。そのため、その消費エネルギーを削減可能な条件について実験およびシミュレーションから検討する。

## 1.2. 研究の目的

本研究の目的は、数値制御工作機械の送り駆動系における消費電力およびエネルギーに影響をおよぼす因子を明らかにし、その削減方法を提案することである。

本研究では、以下に示すことについて取り組んだ。

1. 数値制御工作機械の送り駆動系における消費電力の測定方法を確立し、消費電力に影響をおよぼす因子を明らかとする。
2. 工具経路の違いによる消費エネルギーの違いを明らかとし、消費エネルギーの削減可能な工具経路および運動条件を示す。
3. 送り駆動系の消費エネルギー収支を明らかとし、送り駆動系の消費エネルギーを削減可能な設計指針を示す。
4. 切削加工時における主軸および送り駆動系の消費エネルギー収支を明らかとし、消費エネルギーを削減可能な切削条件を示す。

これらの結果をもとに、運転および加工方法と設計方法の両面から工作機械の消費エネルギー削減方法を示すことで、生産における省エネに大きく貢献するものと考えられる。

## 1.3. 本論文の構成

本論文は全6章から構成されており、各章の概要を示す。

第1章では、工作機械の技術課題について概説するとともに、生産設備における省エネルギー化には数値制御工作機械の消費電力削減が不可欠であることを述べた。また、これまでの工作機械の省エネ化の動きについてまとめることで、本研究の新規性および目的について述べた。

# 第1章 緒 論

---

第2章では、工作機械の送り駆動系の消費電力に影響を及ぼす因子について調査した結果を述べる。はじめに、送り駆動系における消費電力の測定方法について示し、送り速度を変えて等速直線運動を行ったときの測定結果から、各軸の消費電力の違いと、送り速度の影響について述べている。また、加減速パラメータを変更することで、その影響を調査した結果についても述べる。さらに同時多軸制御時の消費電力について明らかとしている。これらの結果から、送り駆動系の消費電力に影響を及ぼす因子を考慮することで、運転方法および設計方法の両面から工作機械の消費エネルギーの削減の可能性を示す。

第3章では、第2章の結果から送り駆動系の消費エネルギーが各軸に指令される運動の違いにより大きく違うことが明らかとなったことから、運動経路の違いが消費エネルギーにおよぼす影響について調査した結果を示す。その結果から、消費エネルギーを削減可能な運動経路や送り速度が存在することを示している。また、各軸の1mmあたり運動したときの消費エネルギーを基に、運動経路における消費エネルギーを推定することで、CAMにより生成された複数の工具経路から消費エネルギーに基づいた工具経路の選択手法を検討している。

第4章では、送り駆動系単体の消費エネルギーに着目し、1軸の送り駆動系実験機を用いて、駆動方法や摩擦特性などの要素を変更し、実験的にその消費エネルギーを調査する。また、送り駆動系をモデル化することで、実際に測定不可能な送り駆動系の各部で消費されるエネルギーを算出し、そのエネルギー収支を明らかとしている。その結果から、送り駆動系の消費エネルギー収支に影響を与える因子を明らかとするとともに、その消費エネルギーが削減可能な条件について検討している。

第5章では、切削加工時における消費エネルギーについて明らかとし、切削条件が及ぼす影響について述べている。エンドミルによる切削実験を行い、材料除去率の違いによるエネルギー効率の違い、およびアップカットとダウンカットの違いによる消費電力への影響について調査した。この結果から、切削力と消費電力との関係を明らかとするすることで、消費電力が削減可能な切削条件について検討を行っている。

第6章では本研究を通して得られた成果をまとめ、今後の課題と展望について述べる。

# 第1章 緒論

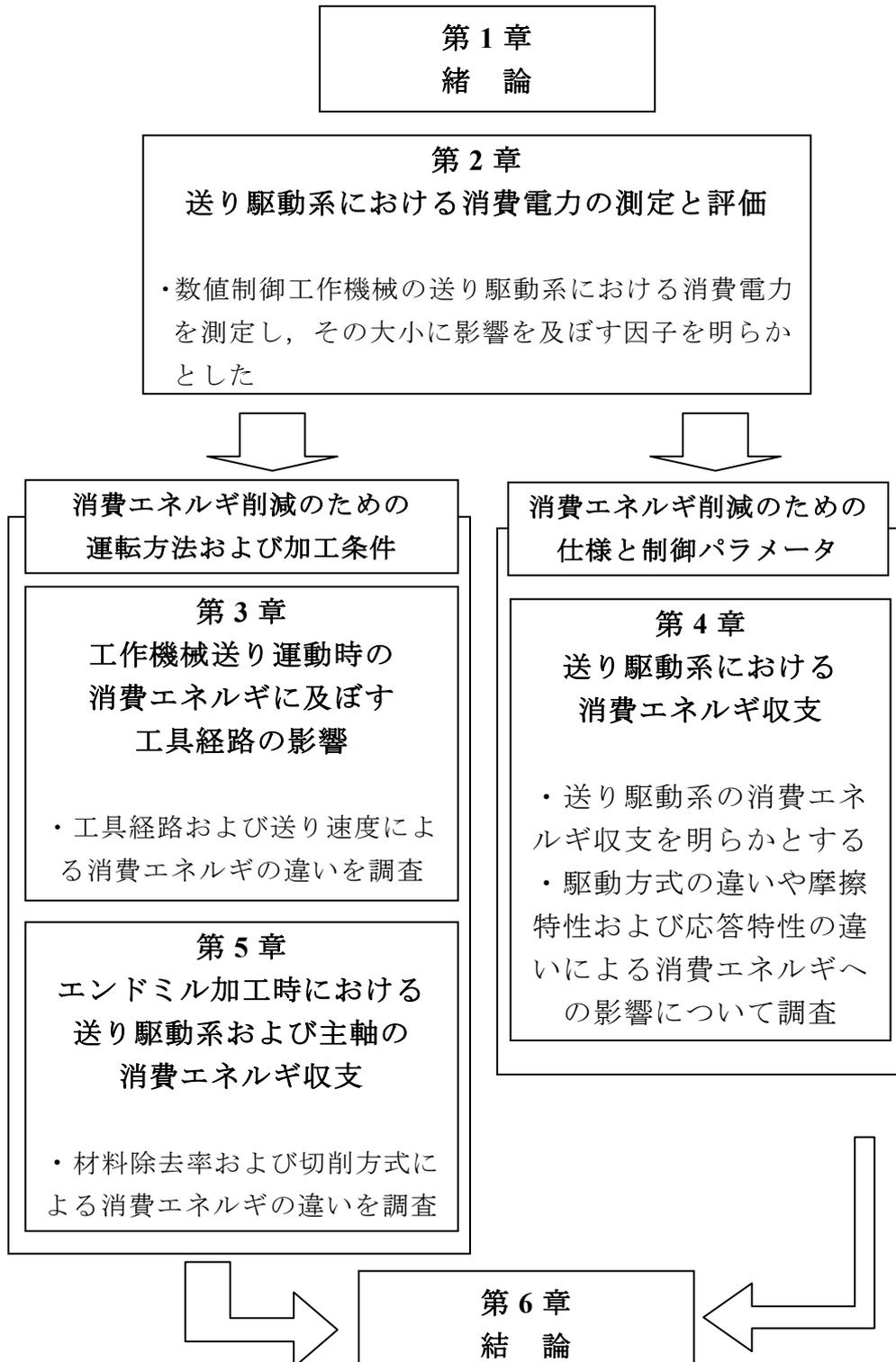


Fig.1.3 Flow chart of this study

# 第1章 緒 論

## 参考文献

- 1) 一般社団法人 日本工作機械工業会: 工作機械産業ビジョン 2020 ～わが国工作機械産業の展望と課題～, (2012).
- 2) 風間武彦: 中国工作機械産業の最新動向—中国製 5 軸制御工作機械、量産・普及段階へ突入か—, CISTEC Journal, 53, 140, (2012) pp.53.
- 3) 日本工作機械工業会: 平成 22 年度「インドにおける工作機械需要見通し等調査研究」, (2011).
- 4) 社団法人 日本工作機械工業会: 平成 22 年度 次世代生産システムソフトウェア技術に関する調査研究報告書, (2011)
- 5) OKUMA のオンリーワンテクノロジー アンチクラッシュシステム: <http://www.okuma.co.jp/onlyone/anti/>, オークマ株式会社
- 6) 千田治光: 熟練者を助ける「衝突回避技術と熱変位抑制技術」, 日本機械学会誌, 日本機械学会誌, 111, 1073, (2008) pp.26.
- 7) 森重功一: 5 軸制御加工のための工具経路生成に関する研究, 素形材, 49, 6, (2006) pp.1.
- 8) 森重功一, 加瀬究, 竹内芳美: 2 次元 Configuration 空間を用いた 5 軸制御加工における工具干渉回避法, 精密工学会誌, 62, 1 (1996) pp.80.
- 9) 森重功一, 加瀬究, 竹内芳美: C-Space を用いた 5 軸制御加工のための工具経路生成法, 精密工学会誌, 62, 12 (1996) pp.1783.
- 10) 森重功一, 竹内芳美: C-Space に基づいた 5 軸制御加工における工具姿勢の決定法 —工具形状を考慮した C-Space の生成と安全第一加工戦略—, 精密工学会誌, 66, 7 (2000) pp.1142.
- 11) 上田康文, 井上武浩, 石田徹, 竹内芳美: 五軸 NURBS 補間加工用 CAM システムの開発(非干渉空間を利用した工具経路の生成), 日本機械学会論文集(C 編), 74, 744 (2008) pp.135.
- 12) 山野真: CNC 旋盤開発における省エネ化への取組み, 機械設計, 56, 12, (2012) pp.42.
- 13) 吉田嘉太郎: ミニ生産システムの開発と展望, 機械と工具, 7月号, (2002)
- 14) 経済産業省資源エネルギー庁編: エネルギーの使用の合理化に関する法律 省エネ法の概要 2010/2011, (2010) pp.2
- 15) 経済産業省: 冬季の節電メニュー (事業者の皆様), (2012) pp.19
- 16) 佐藤智典, 高島由晴, 牧田裕行: 工作機械用モータと NC コントローラの高効率化の取組み, 機械設計, 56, 12, (2012) pp.25.
- 17) 三菱電機, 三菱電機 HP より 三菱 FA トータルソリューション, <http://www.mitsubishielectric.co.jp/fa/sols/index.html>
- 18) T. Gutowski, J. Dahmus, A. Thiriez: Electrical Energy Requirements for

## 第1章 緒論

---

- Manufacturing Processes, 13th CIRP International Conference of Life Cycle Engineering, (2006) pp.623.
- 19) C. Herrman, S. Thiede, S. Kara, J. Hsselbach: Energy oriented simulation of manufacturing systems – concept and application, CIRP Annals, Manufacturing Technology, (2011) pp.45.
  - 20) 日本機械工業連合会, 平成 15 年度事業環境適合設計手法標準化分科会報告書, 環境適合設計手法の標準化に関する調査研究, (2004) pp.8.  
[http://www.jmf.or.jp/japanese/houkokusho/kensaku/pdf/2004/15jigyo\\_07.pdf](http://www.jmf.or.jp/japanese/houkokusho/kensaku/pdf/2004/15jigyo_07.pdf)
  - 21) 日本規格協会, 工作機械-消費電力測定方法- 第一部: マシニングセンタ, TS B 0024-1, (2010).
  - 22) 原雄太, 田中智久, 斎藤義男: 工作機械の消費電力評価方法の構築, 2005 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (2005) pp.743.
  - 23) 下河辺学, 原雄太, 田中智久, 斎藤義夫: 工作機械の消費電力に関する測定と評価, 2004 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (2004) pp.68.
  - 24) A. Vijayaraghavan, D. Dornfeld: Automated energy monitoring of machine tools, CIRP Annals - Manufacturing Technology, 59, 1, (2010) pp.21.
  - 25) M. Mori, M. Fujishima, Y. Inamasu, Y. Oda: A study on energy efficiency improvement for machine tools, CIRP Annals-Manufacturing Technology, (2011) pp.145.
  - 26) 成田浩久, 河村浩志, 則久孝志, 陳連怡, 藤本英雄, 長谷部孝男: 工作機械による加工の環境負荷予測システムの開発: 第一報, 環境負荷算出手法の提案, 日本機械学会 論文集(C 編), 71, 704, (2005) pp.139.
  - 27) 成田浩久, 河村浩志, 則久孝志, 陳連怡, 藤本英雄, 長谷部孝男: 工作機械による加工の環境負荷予測システムの開発: 第二報, 環境効率指標の提案(機械要素, 潤滑, 工作, 生産管理など), 72, 715, (2006) pp.215.
  - 28) N. Diaz, S. Choi, M. Helu, Y. Chen, S. Jayanathan, Y. Yasui, D. Kong, S. Pavanaskar and D. Dornfeld: Machine Tool Design and Operation Strategies for Green Manufacturing, Proceedings of 4th CIRP International Conference on High Performance Cutting, (2010) No.D08 .
  - 29) R. Neugebauer, M. Wabner, H. Rentzsch, S. Ihlenfeldt: Structure principles of energy efficient machine tools, CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology 4, (2011) pp.136.
  - 30) Shaohua Hu, Fei Liu, Yan He, Tong Hu: An on-line approach for energy efficiency monitoring of machine tools, Journal of Cleaner Production 27, (2012) pp.133.

## 第1章 緒 論

---

- 31) O. Loan Avram, P. Xirouchakis: Evaluating the use phase energy requirements of a machine tool system, *Journal of Cleaner Production*, 19, (2011) pp.699.
- 32) U. Gotze, J. Koriath, A. Kolesnikov, R. Lindner, J. Paetzold: Integrated methodology for the evaluation of the energy- and cost-effectiveness of machine tools, *CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology* 5, (2012) pp.151.
- 33) F. Draganescu, M. Gheorghe, C. V. Doicin: Models of machine tool efficiency and specific consumed energy, *Journal of Materials Processing Technology*, 141, (2003) pp.9.
- 34) S. Rahimifard, Y. Seow, T. Childs: Minimising Embodied Product Energy to support energy efficient manufacturing, *CIRP Annals – Manufacturing Technology*, 59, (2010) pp.25
- 35) D. Diaza, K. Ninomiya, J. Noble, D. Dornfeld: Environmental impact characterization of milling and implications for potential energy savings in industry, *Procedia CIRP* 1, (2012) pp.518.
- 36) 廣垣俊樹, 青山栄一, 小川圭二, 新山徹, 鈴木雅史, 岩間正俊: デスクトップ型 5 軸制御工作機械の LCA を用いた環境負荷の考察, *日本機械学会論文集(C 編)*, 75, 752 (2009) pp.1135.
- 37) 垣野義昭, 松原厚, 茨城創一, 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 4 報) : 多軸チューニング, *精密工学会誌*, 63, 3 (1997) pp.368.
- 38) 田中淑晴, 大岩孝彰, 大塚二郎, 増田郁郎: 精密位置決めのためのリニアボールガイドの摩擦モデルに関する研究(第 3 報): 非線形摩擦モデルを用いた制御による位置決め精度向上, *精密工学会誌*, 74, 11 (2008) pp.1171.
- 39) 鶴田和寛, 村上輝夫, 二見茂: 転がり案内における速度反転時の非線形摩擦挙動, *精密工学会誌(C 編)*, 69, 12 (2003) pp.1759.
- 40) 二見茂, 園田哲平: リニアモータおよびボールねじ駆動系が発生する駆動力過渡応答の計測と静特性の比較, *精密工学会誌*, 72, 11 (2006) pp.1386.
- 41) 二見茂, 古谷彰浩: AC リニアモータと転がり案内を用いたナノメータ位置決め (第 2 報) -転がり案内のトライボロジー-, *精密工学会誌*, 57, 10 (1991) pp.106.
- 42) D. A. Haessig, B. Friedland: On the Modeling and Simulation of Friction, *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 113, 3 (1991) pp.354.
- 43) 佐藤隆太, 堤正臣: AC サーボモータと直動転がり案内を用いた送り駆動系の数学モデル, *精密工学会誌*, 71, 5 (2005) pp.633.

## 第 1 章 緒 論

---

- 44) 佐藤隆太, 堤正臣, 今木大輔: 直動転がり案内における摩擦特性の実験的挙動解析, 日本機械学会論文集(C編), 73, 734 (2007) pp.2811.
- 45) 樋口拓郎, 真鍋佳樹, 佐藤隆太, 堤正臣: NC 工作機械の運動制度向上に関する研究, 精密工学会誌, 76, 5 (2010) pp.535.
- 46) 堤正臣, 大友誠司, 岡崎裕一, 酒井浩二, 山崎和雄, 葛東方: 摩擦を考慮した CNC 工作機械の送り駆動機構の数学モデル, 精密工学会誌, 61, 10 (1995) pp.1458.

### 第 2 章

#### 送り駆動系における消費電力の測定と評価

##### 2.1. 諸 言

近年、地球温暖化やエネルギー資源の枯渇といった問題から、省エネ化は世界のあらゆる場で推進され、日本国内では、原子力発電所の停止、全国的な電気料金の値上げなど様々な要因から節電の意識が高まっている。そのため、生産現場においても消費電力削減が望まれており、工場全体の電力を測定し管理する方法や、生産プロセスにおけるエネルギーを算出する方法が提案されてきた<sup>1)-3)</sup>。また、工場でのエネルギー使用量の割合は生産設備が 8 割以上を占めていることから、生産設備の中核を占める工作機械の消費電力削減は重要であるといえる。そのため、工作機械の消費電力を明らかにするため様々な研究がおこなわれてきたが、それらは主に工作機械全体の消費電力を検討するものだった<sup>4)-6)</sup>。その結果、クーラントやインバータなどの周辺設備の消費電力が大きいことが明らかにされ、その消費電力削減がなされてきた。

しかし、実際に工作機械の消費電力を測定してみると、送り駆動系の消費電力も無視できないといえる。これまで、工作機械の送り駆動系については、位置決め精度や摩擦特性について多くの研究<sup>7)-11)</sup>がなされてきたが、その消費電力に関する研究は少ない。しかし、送り駆動系の消費電力は運動方向や送り速度、制御パラメータといった様々な要素の影響によって大きく変化することが考えられる。

そこで本研究では、工作機械の送り駆動系の消費電力に着目し、その消費電力に影響を及ぼす因子を明らかにすることで、消費電力を削減する方法を検討することを目的とする。送り駆動系はターニングセンタやマシニングセンタ、複合加工機などの数値制御工作機械だけでなく、搬送装置やロボットなどの一般産業機械など生産設備において幅広く使用されているため、送り駆動系の消費電力削減はこのような生産設備全般での消費電力削減につながることを期待される。

##### 2.2. 消費電力測定方法

###### 2.2.1. 測定対象とその構成

本研究では図 2.1 に示すような立て形 5 軸マシニングセンタを対象に消費電力の測定を行った。また、図 2.2 に送り駆動機構を模式的に示す。図に示すように、直進軸は全て主軸側に配置され、Y 軸の上で X 軸が、X 軸の上で Z 軸が駆動する構造となっている。回転軸はテーブル側に配置されており、B 軸の上で C 軸が駆動する構造となっている。直進軸はモータとボールねじにより駆動され、Y 軸お

## 第2章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

よびZ軸は2本のボールねじによって駆動されている。また、回転軸は両軸ともダイレクトドライブモータにより直接駆動されている。各軸に使用されているモータの定格トルクおよび出力を表2.1に示す。

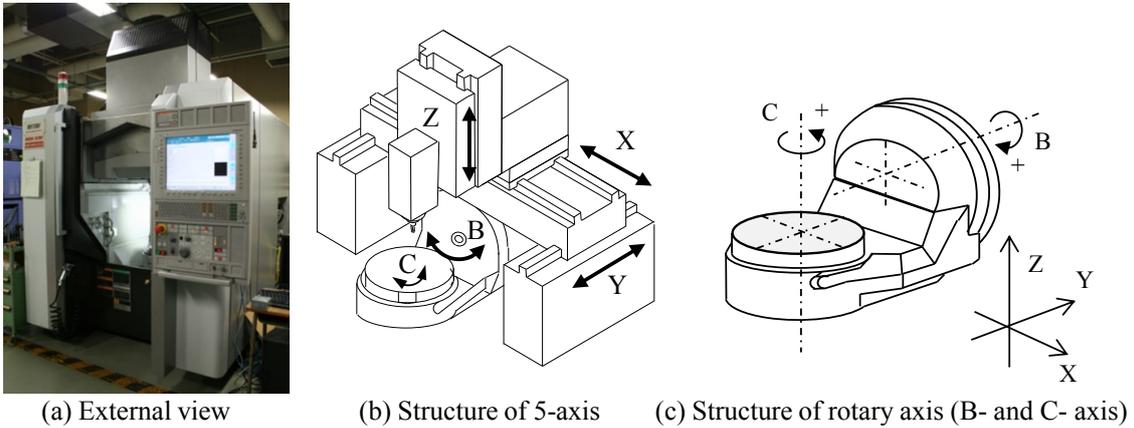


Fig.2.1 Picture and sketch of 5-axis machining center for measurement tests

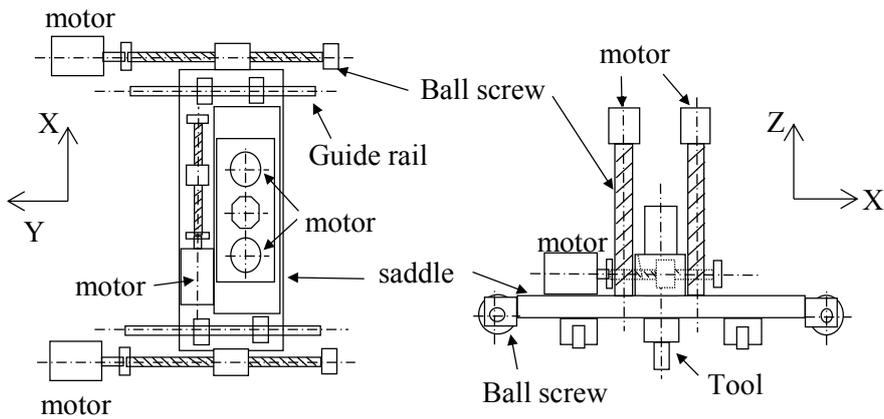


Fig.2.2 Structure of feed drive systems

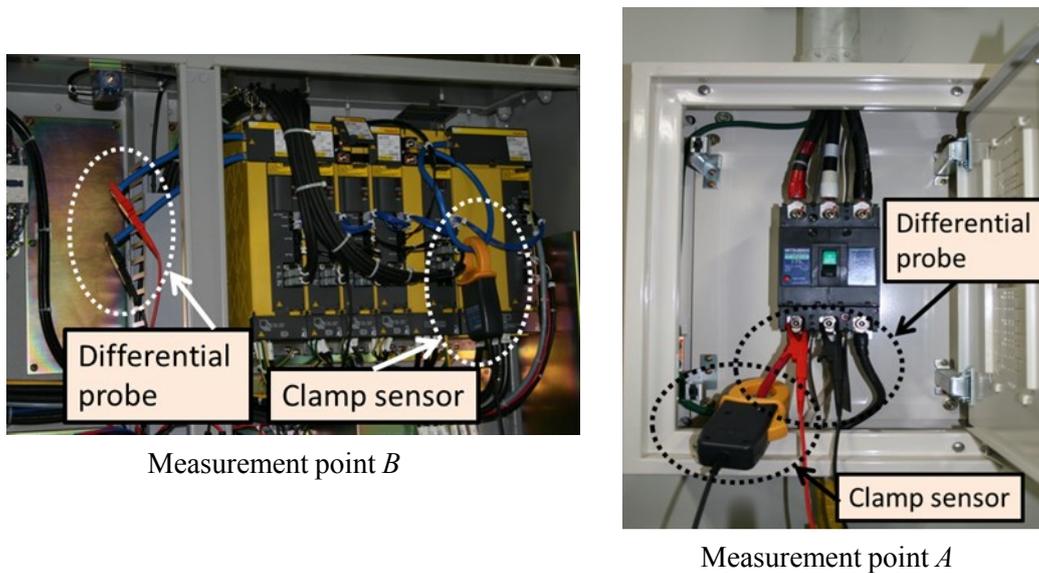
Table 2.1 Rated motor torque and output of each axis

Axis	Rated motor torque Nm	Rated motor output kW
X and Y	9.55	3.0
Z	5.97	2.5
B	950	7.2
C	200	3.2

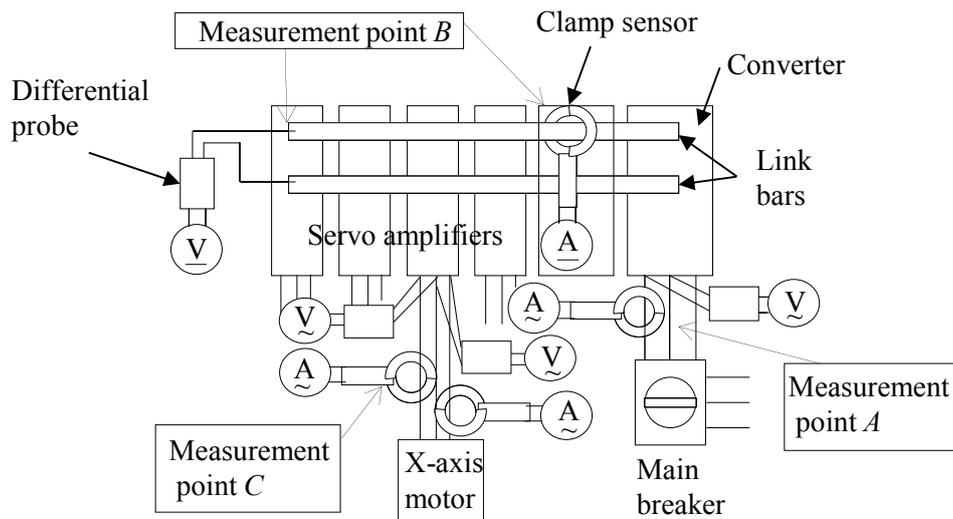
## 第2章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

### 2.2.2. 測定箇所の検討

消費電力の測定箇所の写真を図 2.3(a)に、模式図を図 2.3(b)に示す. 本研究では, 送り駆動系のみの消費電力を測定するため, メインブレーカ部 (図 2.3(b)中の測定点 A) と, コンバータとサーボアンプをつなぐリンクバー (図 2.3(b)中の測定点 B) の2箇所で測定を行い結果を比較した. さらに, 各軸のモータ単体で消費される電力を測定するために, 図 2.3(b)中の測定点 Cに示すように, 各サーボアンプとモータをつなぐ動力ケーブル部においても測定を行えるようにした. 図 2.3(b)では X 軸のモータ単体の消費電力を測定する場合を示している.



(a) Picture of measurement points



(b) Sketch of Measurement points

Fig.2.3 Measurement points

## 第2章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

電流はクランプ型の電流計を用いて電圧に変換し、電圧は差動プローブを使って1000分の1に変換して測定したものを、データロガーによって記録した。電力は測定された電流と電圧の積として算出した。クランプ電流計と差動プローブの仕様については付録1に記載する。

メインブレーカ部では三相200Vの交流電圧となるため、実効電力を計算する際の力率は一般的な値とされる0.8とした。サーボアンプ部では、電圧はコンバータによって直流に整流されるため力率は用いず計算を行った。一方、動力ケーブル部に流れる電流は非平行な三相交流となっており、2電力計法を用いる必要がある。少なくとも2相の電流および電圧を測定しなければならない。

送り軸の運動は行わず、主電源投入から運転準備を完了した後、主電源をオフするまでの電力をメインブレーカ部とリンクバー部で（測定点AおよびB）で測定した結果を図2.4に示す。図2.4によると、メインブレーカ部における測定結果では、主電源を投入しただけで約500W、NCの電源を投入することで約1kWの電力が消費されており、これらには送り駆動系での消費電力に加えてNC本体や周辺機器の消費電力が含まれている。一方、サーボアンプ部における測定結果では、サーボオン状態以外での消費電力はゼロとなっており、サーボオン時に電力が立ち上がっている。このことから、サーボアンプ部で電力を測定することで周辺機器による影響を含まない送り駆動系のみでの消費電力が測定できると考えられる。また、動力ケーブル部での測定は各軸単体での測定が可能であるが、各軸ごとに2組の測定器が必要となし、データ量が膨大となり長時間の測定結果の記録が困難である。本研究では、同時多軸制御時の消費電力や長時間動作させた場合についても測定および評価を行うため、サーボアンプ部で消費電力の測定を行うこととする。

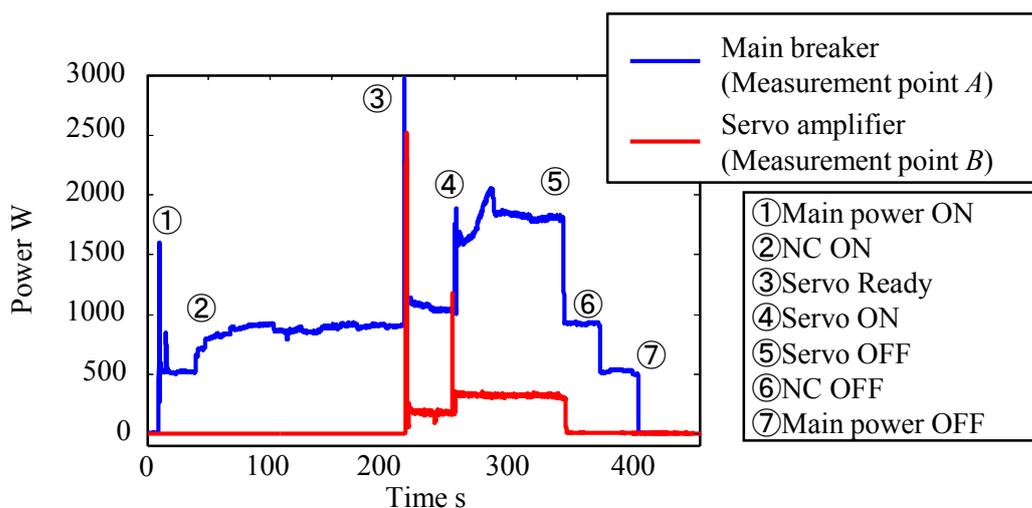


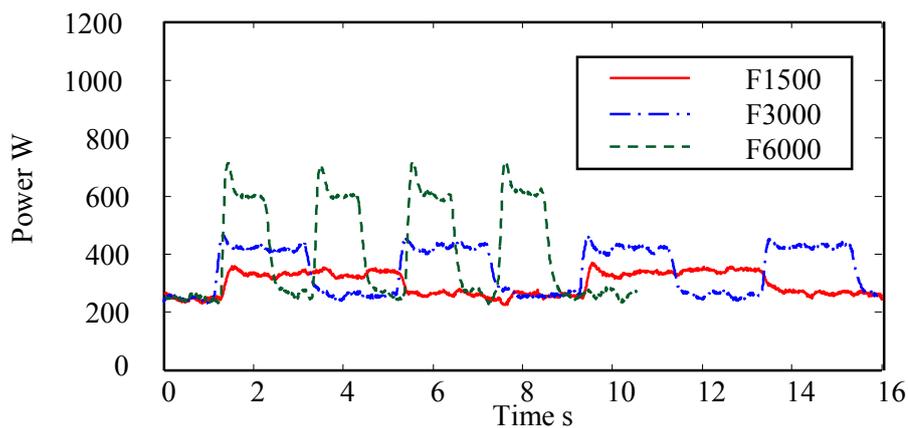
Fig.2.4 Measured results of power consumption at main breaker and servo amplifiers

## 第2章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

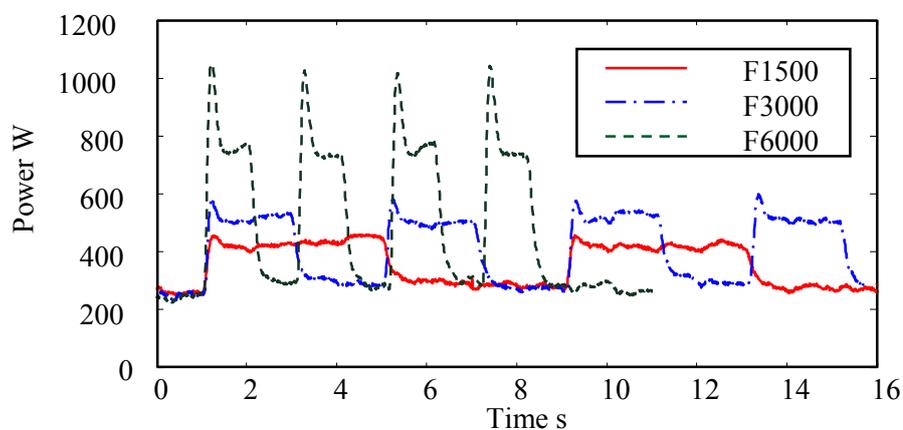
### 2.2.3. 直進軸の消費電力

直進軸（X軸, Y軸, および Z軸）が送り運動中に消費する電力を測定するために、1500, 3000, 6000mm/min の3通りの送り速度で、初期位置から100mmの距離を2往復させたときの消費電力を測定した。0mm および 100mm の位置地点ではドウエル指令により静止させ、そのときの静止時間は100mmを移動するのに要する時間と同じになるように設定した。測定は各軸を別々に動かして行い、そのときの速度および各軸のトルクについてもNCの波形診断機能を用いて取得した。図2.5(a)および(b)に各速度におけるX軸, Y軸の消費電力をそれぞれ示す。ここで、送り速度1500mm/minにおける測定結果については、1往復分のみを示している。また、本研究で測定の対象としたマシニングセンタのY軸は2つのモータにより駆動されており、消費電力はその合計を示している。

図によると、両軸において速度が高くなると等速運動中における消費電力が大きくなることがわかる。また、加速時の消費電力についても、送り速度が高くなるとともに消費電力のピークが大きくなっていることがわかる。



(a) X-axis



(b) Y-axis

Fig.2.5 Measured results of power consumption with each velocity

## 第2章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

送り速度を 6000mm/min として X 軸と Y 軸を動かしたときの測定結果を比較したものを図 2.6 に示す。ここで、図 2.6(a)は速度、(b)はモータトルク、(c)は消費電力である。消費電力についてみると、X 軸、Y 軸ともに加速時に大きく電力が消費されていることがわかる。また、Y 軸を動かしたときの消費電力が X 軸よりも大きくなっている。これは、測定対象とした機械では Y 軸の上で X 軸が駆動する構造（図 2.1 および図 2.2 を参照）になっており、Y 軸のほうが被駆動体の質量が大きいためである。図 2.6(b)をみると、Y 軸のモータトルクが X 軸よりも大きくなっていることがわかる。

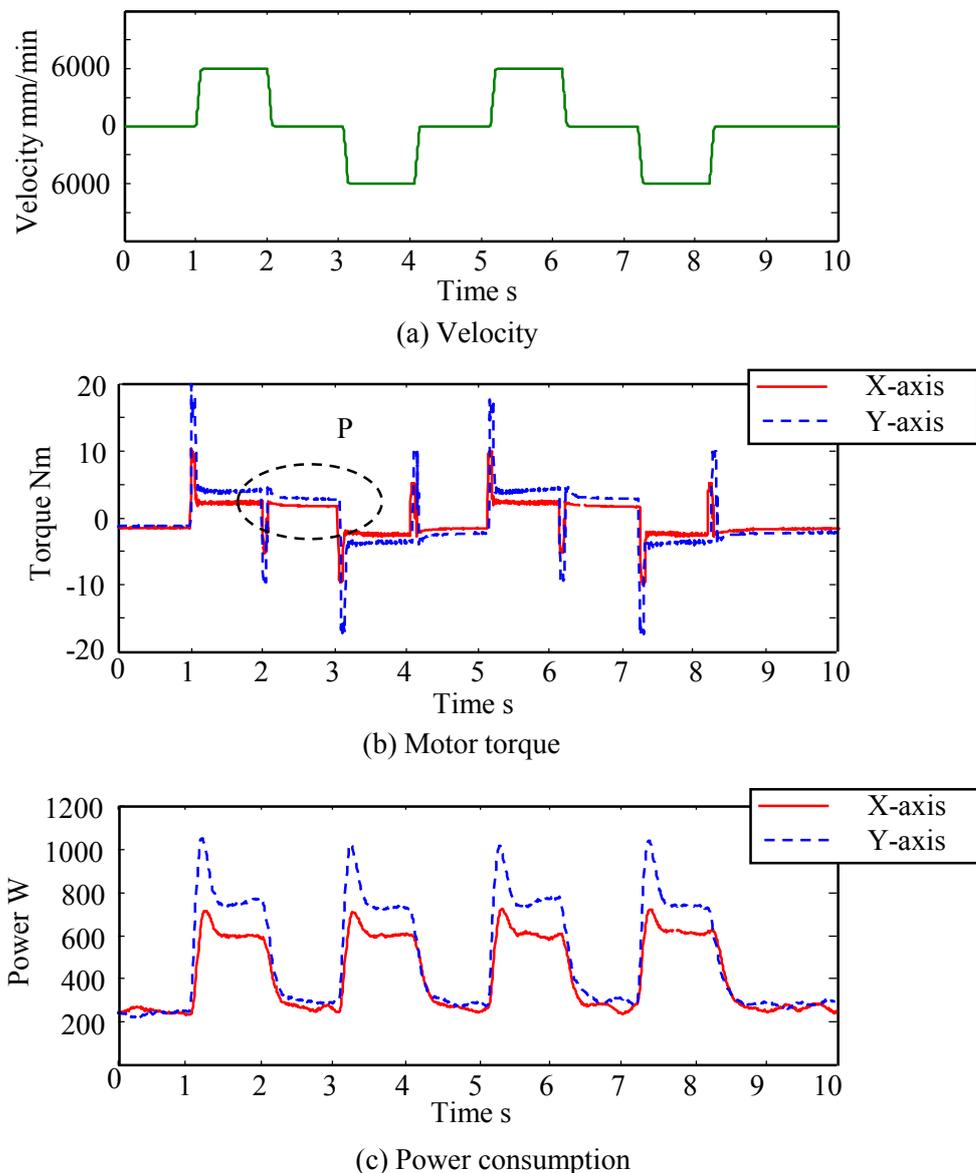


Fig.2.6 Measured results of X- and Y-axis

## 第2章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

さらに、両軸ともに送り運動後に静止しているときのモータトルク（図 2.6(b) 中の P 部）は運動中とほぼ同じであるが、停止中の電力は運動中と比べて大きく下がることわかる。ここで、停止中に発生するトルクについては、ボールねじ送り駆動系におけるころがり案内の摩擦力を微視的にみると非線形ばね特性を有していることが知られており、このことが原因であると考えられている<sup>10)~12)</sup>。しかし、停止中には速度がゼロとなり、運動に要するエネルギーがないため電力が大きく下がると考えられる。以上のことから、運動中の消費電力は速度とトルクの両方に依存しているといえる。

また両軸とも、停止中に 250W の電力を消費している。この原因を明らかとするために、X 軸のモータ動力ケーブル部(図 2.3 中の測定点 C)で消費電力の測定を行い、サーボアンプ部での測定結果と比較した。X 軸を送り速度 6000mm/min で動かした時の測定結果を図 2.7 に示す。図より、モータ動力ケーブル部の測定結果では、停止中の消費電力がゼロになっていることがわかる。このことから、サーボアンプ部での測定結果においてみられる停止中に消費される電力は、サーボアンプが定常的に消費している電力であると考えられる。

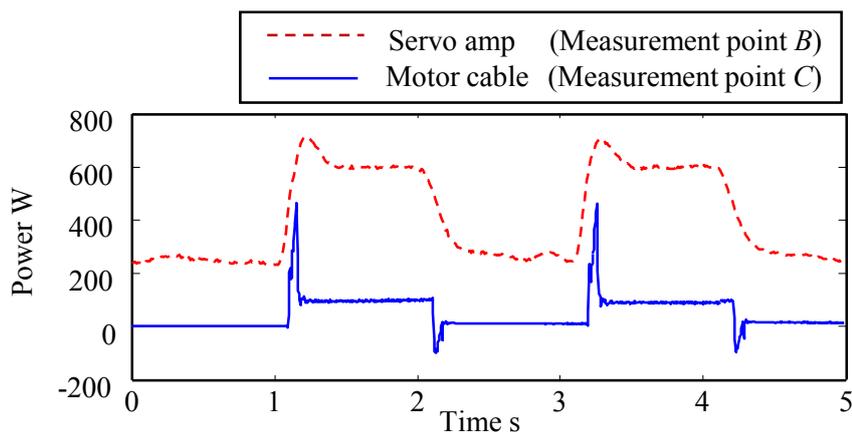


Fig.2.7 Comparison of measured results at servo amplifiers and motor cable

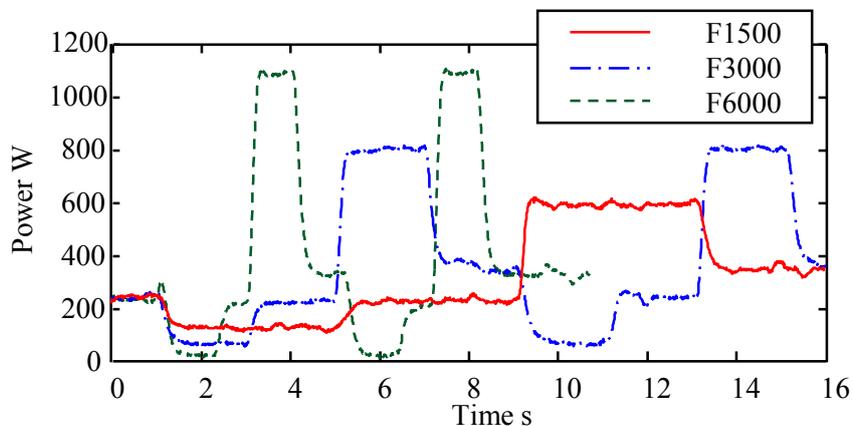


Fig.2.8 Power consumption of Z-axis at each velocity

## 第 2 章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

Z 軸を各送り速度で 100mm の距離, 等速送り運動させたときの消費電力の測定結果を図 2.8 に示す. また, 送り速度 6000mm/min で Z 軸を運動させたときの速度を図 2.9(a), トルクを図 2.9(b), 消費電力の測定結果を図 2.9(c)に示す. なお, Z 軸も Y 軸同様に 2 つのモータで駆動されているため, 消費電力はその合計を示している. 図 2.8 より Z 軸の消費電力も速度により変化していることがわかる. また, 運動方向によって消費電力が大きく違うことがわかる. 図 2.9(c)を見ると, Z 軸の消費電力は上昇時に極端に大きく, 下降時にはゼロに近くなっている. これは重力による影響である. また, Z 軸は停止中の消費電力にも違いが見られ, 図 2.9(c)中の Q 部に示すように, 上昇後に停止した場合のほうが下降後に停止した場合よりも電力が大きくなっている. ここで, 図 2.9(b)を見ると, 停止中のトルクに関しては上昇後に停止した場合のほうが下降後に停止した場合よりも大きくなっている.

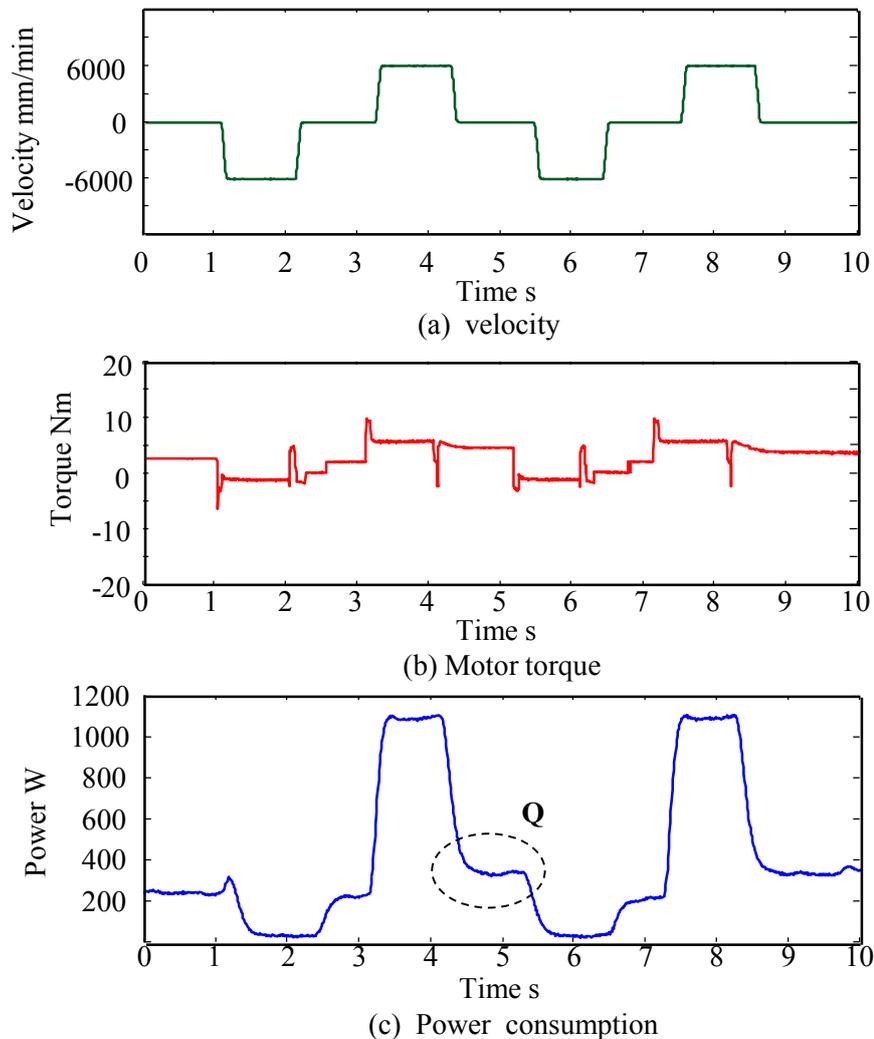
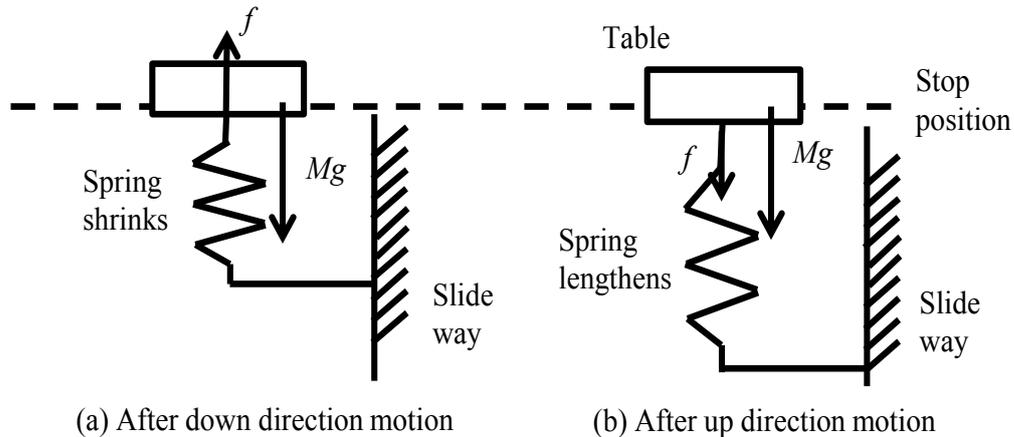


Fig.2.9 Power consumption of Z-axis

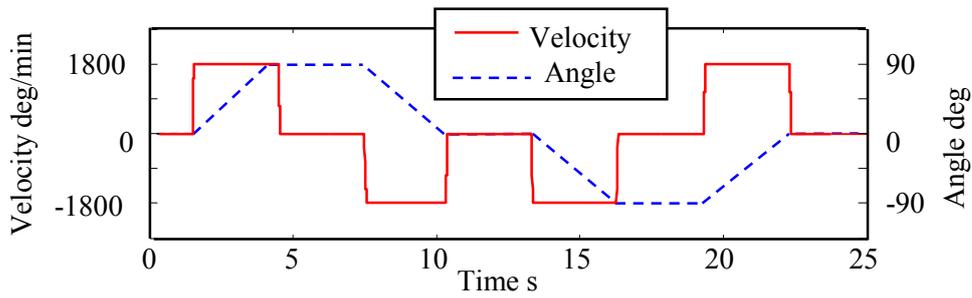


**Fig.2.10** Friction force direction of Z-axis

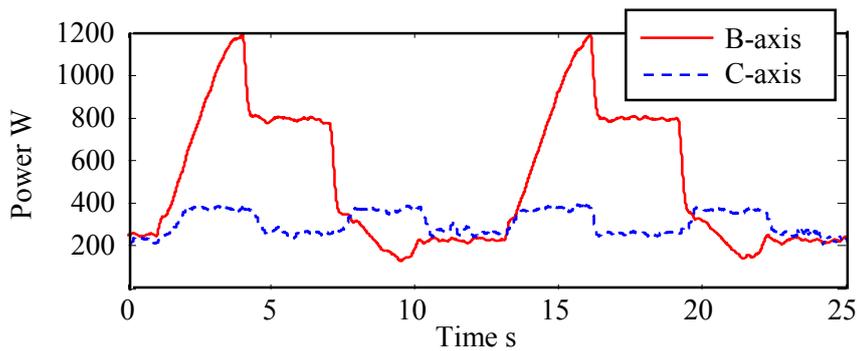
すべり案内面の摩擦力をバネ要素であらわした研究<sup>9)</sup>をもとにこの現象を模式的にあらわしたものを図 2.10 に示す. 図 2.10(a)が Z 軸下降後, 図 2.10(b)が Z 軸上昇後の摩擦力の状態をあらわしている. 図によると, Z 軸が下降運動を行った後では, 摩擦力はばねが縮んだ状態であらわされ, 重力と逆方向に作用するため Z 軸にかかる力は小さくなる. 一方, 上昇運動後には, 摩擦力はばねが伸びた状態であらわされ重力と同じ方向に作用するため, Z 軸にかかる力が大きくなると考えられる. このことから, Z 軸停止中のモータトルクが摩擦特性に起因して直前の運動方向に依存することで, 停止中の消費電力も直前の運動方向により変化するといえる. このことから, Z 軸下降後に停止させることによって, 待機電力の削減が可能であるといえる.

### 2.2.4. 回転軸の消費電力

回転軸 (B 軸と C 軸) 動作中の消費電力を明らかにするため, 900, 1800 および 3600deg/min の 3 通りの送り速度で, 初期位置から 90°回転させたときの消費電力を測定した. その際, 0°および 90°の地点で一旦静止させ, そのときの静止時間は 90° 回転するのに要する時間と同じになるように設定した. B 軸 0°の状態は, テーブルが送り速度 1800deg/min で動作させた時の速度と角度の変化を図 2.11(a)に, 消費電力を図 2.11(b) に示す. 図によると, C 軸と比べて, 重力の影響を受ける B 軸の消費電力は極端に大きくなっているほか, 回転方向により消費電力が大きく違う. また B 軸を 90°傾けた状態で静止させたときの消費電力は, 800W とかなり大きい. 図 2.12 に各角速度における両軸の消費電力測定結果を (a)B 軸, (b)C 軸としてそれぞれ示す. この結果から, 速度を変化させたときの消費電力は, 両軸共に速度に依存して増加していることがわかる. また, B 軸下降中の消費電力は速度が高くなると極端に小さくなっている一方で, 送り速度 900deg/min として送った場合には, 下降中にも電力を消費している.

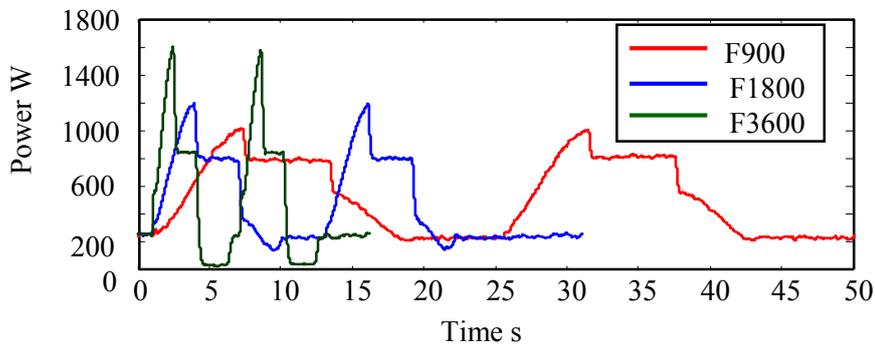


(a) Velocity and angle

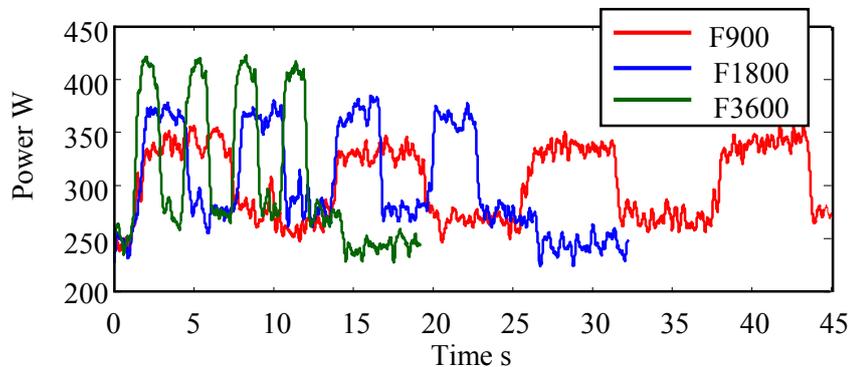


(b) Power consumption

**Fig.2.11** Power consumption of B- and C-axis



(a) B-axis



(b) C-axis

**Fig.2.12** Measured results of power consumption of rotary axis with each velocity

## 第2章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

B 軸停止中の消費電力について明らかにするため、B 軸を  $0^\circ$ （テーブルが主軸の真下で水平な位置に停止した状態）から  $1800\text{deg}/\text{min}$  の速度で  $30^\circ$ 、 $60^\circ$  および  $90^\circ$  回転させ、回転後に静止させた時のトルクと消費電力を図 2.13(a) および (b) にそれぞれ示す。ここで、運動開始から 5 秒後に回転軸を機械的にクランプする指令を出している。図 2.13 によると、機械的なクランプをした状態ではトルクおよび消費電力は発生しておらず、クランプを解除すると消費電力およびトルクが発生する。クランプを指令してからトルクがゼロに落ちるまで時間があるのは、指令を受けてからクランプが作動するまでに遅れがあるためである。この時の消費電力は角度に依存しており、 $90^\circ$  傾けて停止させた時の消費電力は図 2.12(a) に示した停止中の消費電力と同じである。また、本実験機における B 軸および C 軸のクランプ方式は、油圧式のディスクブレーキであり、クランプのための電力を消費しない。このことから、B 軸を静止させたときの消費電力は停止角度に応じたトルクに依存しており、機械的なクランプを活用することで B 軸を静止させたときの消費電力を削減できるといえる。

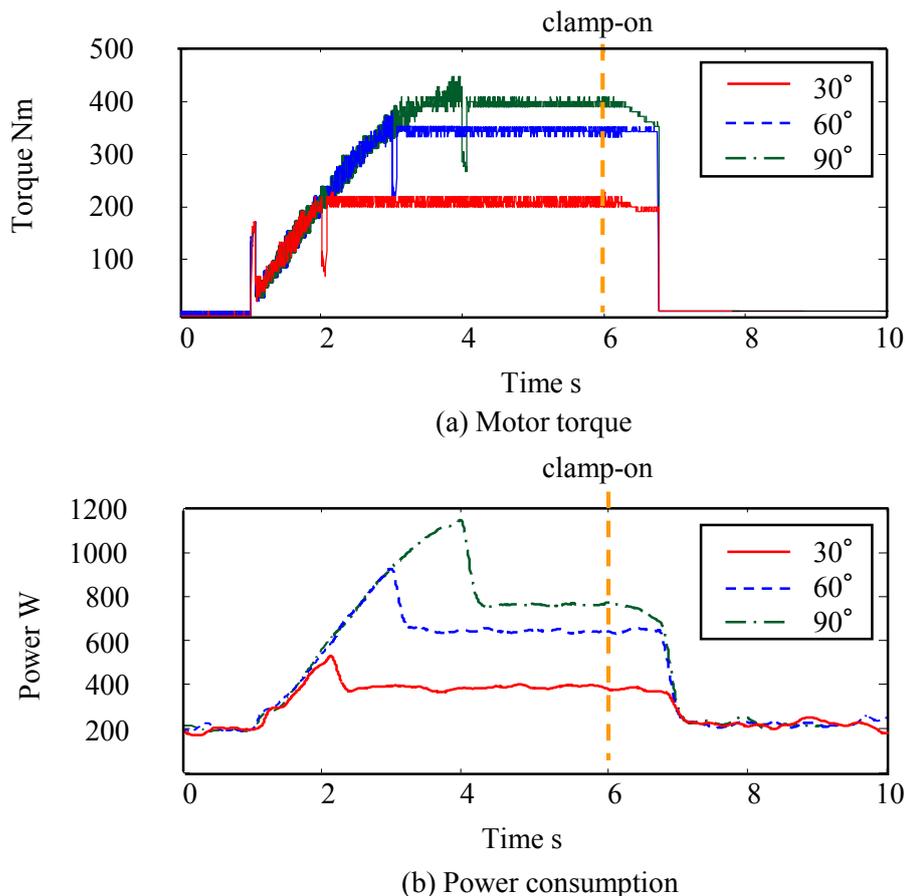


Fig.2.13 Power consumption and motor torque of B-axis during stops at each angle

## 第2章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

さらに、重力の影響を受ける B 軸停止中の消費電力が、Z 軸同様に直前の運動方向により変化することが予想されたため、B 軸を  $0^\circ$  から  $45^\circ$  まで回転させ停止した場合と、 $90^\circ$  から  $45^\circ$  まで回転させ停止した場合の消費電力を測定し比較した。その結果を図 2.14 に示す。図より、B 軸停止中の消費電力が直前の運動方向により大きく違うことがわかる。このことは Z 軸同様、B 軸停止中のモータトルクが、摩擦特性に起因して直前の運動方向に依存することで、消費電力に影響を及ぼすためであると考えられる。

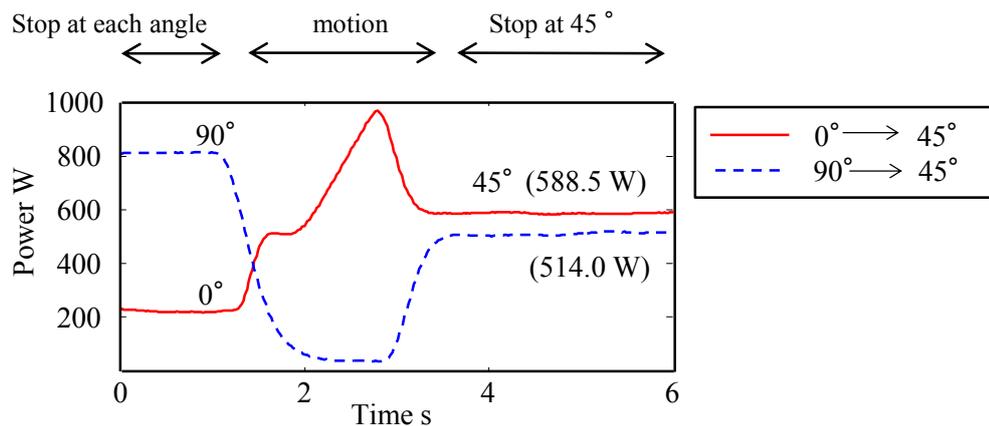


Fig.2.14 Influence of the motion direction to the power consumption of B-axis during stops

また、C 軸の消費電力が B 軸の傾斜角度によって重力の影響を受けることが予想されたため、B 軸を  $45^\circ$  および  $90^\circ$  に傾斜させた状態で C 軸を回転させたときの消費電力を測定した。図 2.15 に測定結果を示す。この結果、C 軸の消費電力は B 軸の傾斜角度に依存しないことが明らかとなった。このことは、C 軸はダイレクトドライブモータにより直接駆動されており、モータがその中心に位置しているため、モーメントに影響を受けずトルクに変化がないためである。しかしながら、テーブル上にワークを設置した場合には、ワーク形状や設置場所によっては偏心が生じることで、その消費電力が変化することが予想される。

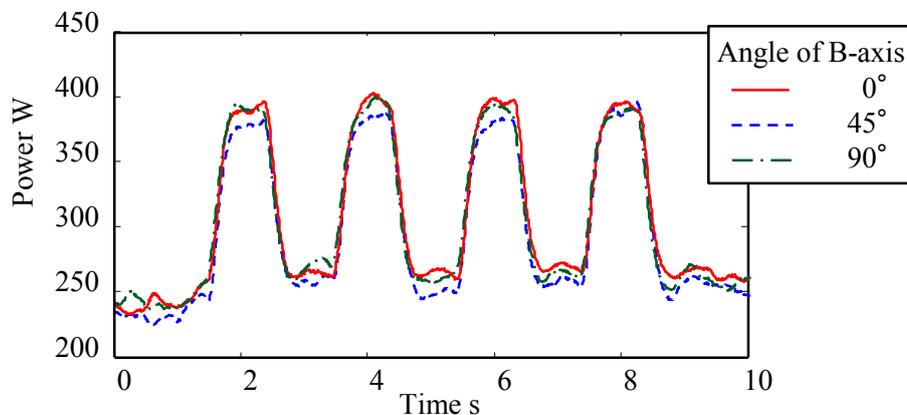


Fig.2.15 Influence of the angle of B-axis to the power consumption of C-axis

### 2.3. 制御パラメータの影響

#### 2.3.1. 加減速時定数の影響

制御パラメータによる影響を調査するために、X 軸送り駆動系のサーボゲインや加減速時定数を変え、送り速度 6000mm/min で 100mm の距離を 2 往復させたときの消費電力を測定した。加減速時定数を 1, 64, および 128ms の 3 通りに変化させた時の測定結果を図 2.16(a)に示す。このとき、加減速時定数による影響のみを調べるため、位置ループゲインは  $10s^{-1}$  としてある。また、この時の速度と加速度の変化を図 2.16(b)および(c)にそれぞれ示す。また、各図の右側には、加速時のトルクと加速度の変化の様子を拡大したものを示している。

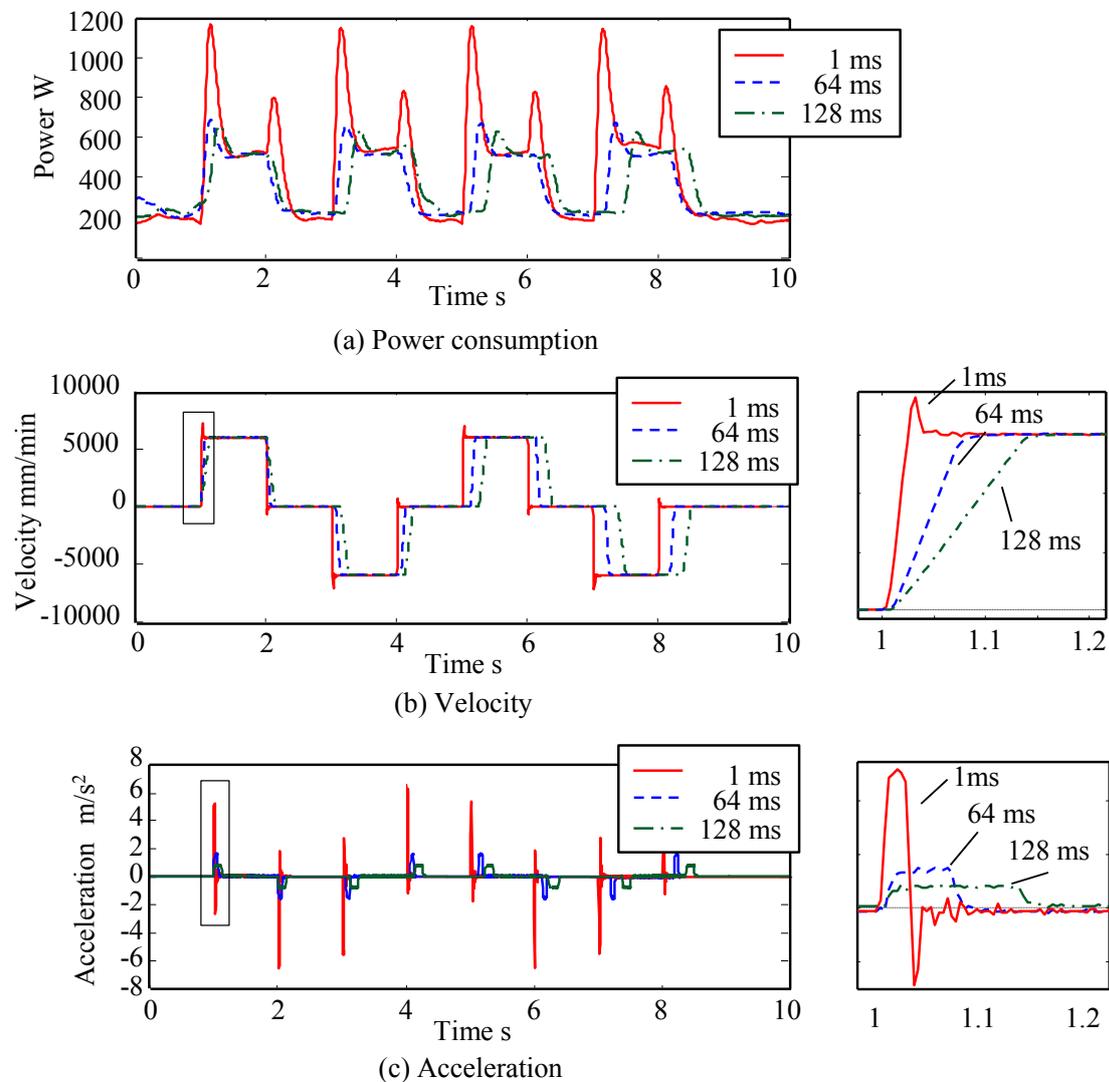


Fig.2.16 Influence of acceleration-deceleration time

## 第2章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

図 2.16(a)によると、時定数を 1ms とした場合には加減速時の消費電力が極端に大きくなることがわかる。しかし、等速中の消費電力に変化はみられなかった。また、速度をみると加減速時にオーバシュートが生じていることがわかる。さらに加減速時定数を 1ms とした場合には減速時にも電力が消費されている。加速度の変化(図 2.16(c))をみると、加速時と減速時の両方で加速度波形に振動がみられ、このことが加減速時の消費電力が極端に大きくなったことの原因であると考えられる。

一方、時定数を 128ms に設定すると、加減速時の消費電力は小さくなっている。消費電力のピークを抑えるためには加減速時間を大きく設定することが有効であると考えられる。しかし、加速度の変化を見ると、時定数を大きくした場合、加速度は小さくなるが加速に要する時間が長くなっているため、運動に要する時間が増大している。すなわち、加減速時定数が短すぎても長すぎても、総消費エネルギーが増加するといえる。このことは、運動に要する総消費エネルギーを最小にする加減速時定数が存在することを示唆している。

加減速時定数の影響による運動に要する消費エネルギーの違いを調査するために、加減速時定数を変えて 100mm の距離を 2 往復したときの消費電力を時間積分した。このときの運動に要する時間は加減速時定数によって変化するため、積分時間は運動開始から 2 往復の運動が終わり 3 往復目を開始するまでの時間とした。運動に要した時間と消費エネルギーの計算結果を表 2.2 に示す。表 2.2 によると、加減速時定数を 1 ms と小さく設定した場合には運動時間が短くなるものの、総消費エネルギーは最も大きい。これは加減速時の消費エネルギーが極端に大きくなってしまっているためである。そのため、加減速時定数を 64ms とすると、1ms の場合に比べて 14%消費エネルギーが小さくなることがわかる。

一方、加減速時定数を 128ms と大きく設定した場合には運動に要する時間が長くなり、時定数を 64ms とした場合と比べて総消費エネルギーの差は 1%と、ほとんど違いはみられない。以上のことから、最適な加減速時定数を設定することで運動に要する総消費エネルギーの削減が可能であることがわかる。

**Table 2.2** Comparison of energy consumption influenced by acceleration time

Acceleration time [ms]	Motion time [s]	Energy consumption [J]
1	8.02	4081
64	8.26	3592
128	8.64	3629

## 第2章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

### 2.3.2. サーボゲインの影響

同様の運動条件で、位置ループゲインを  $10, 60, および 120\text{s}^{-1}$  と変化させた時のトルクの変化を図 2.17(a)に示す。また、消費電力の測定結果を図 2.17(b)に示す。このとき、位置ループゲインによる影響のみを調べるため、加減速時定数は  $1\text{ms}$  としてある。図 2.17(b)によると、位置ループゲインを  $120\text{s}^{-1}$  と大きくした場合には加速時の消費電力が大きくなり、減速時にも電力が大きく消費されている。一方、位置ループゲインを  $10\text{s}^{-1}$  とした場合には、加減速時の消費電力はほかと比べて大幅に小さくなっているが、運動に要する時間は大きく変化していない。よって、運動精度が要求されない場合には、位置ループゲインを小さく設定することで運動に要する総消費エネルギーを削減できる可能性がある。

また、どの場合にも等速運動中の消費電力に大きな違いはみられないが、停止中の消費電力がわずかに大きくなっている。停止中のトルクの変化(図 2.17(a)右に拡大図を示す)をみると、位置ループゲインを  $10\text{s}^{-1}$  とした場合は停止中のトルクがほかの位置ループゲインの場合と比べて大きく発生しており、このことが位置ループゲインを  $10\text{s}^{-1}$  とした場合に停止中に消費電力が増大していることの原因と考えられる。

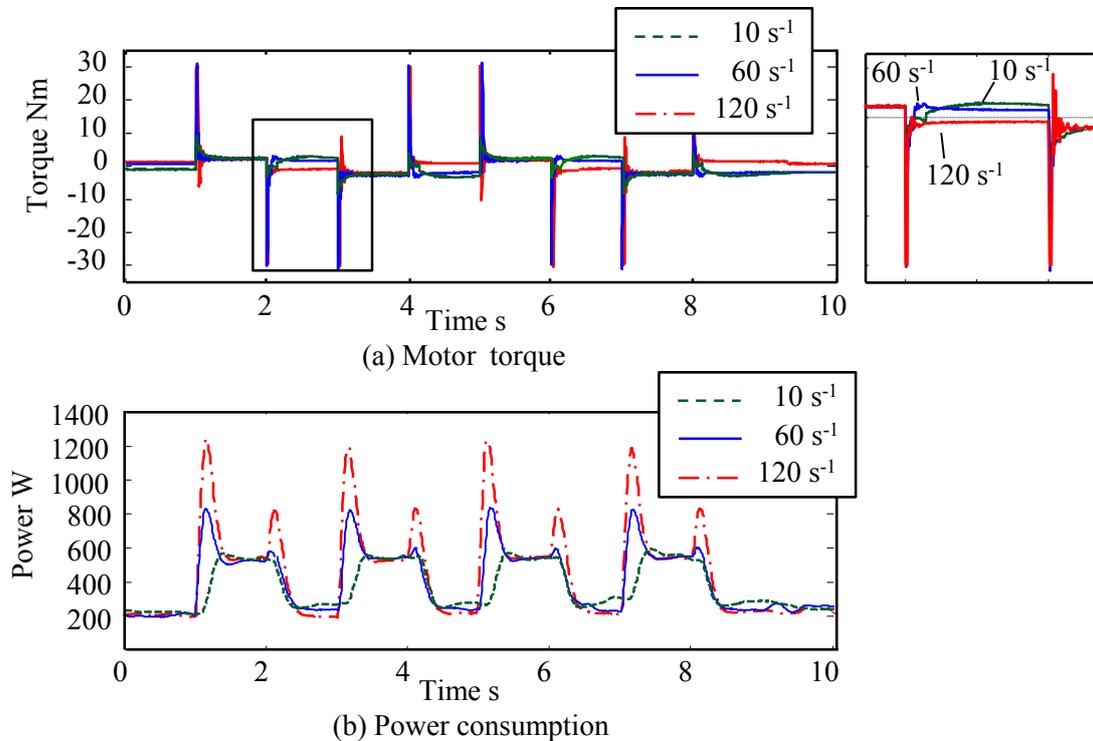


Fig.2.17 Influence of position loop gain

## 第2章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

**Table 2.3** Comparison of energy consumption influenced by position loop gain

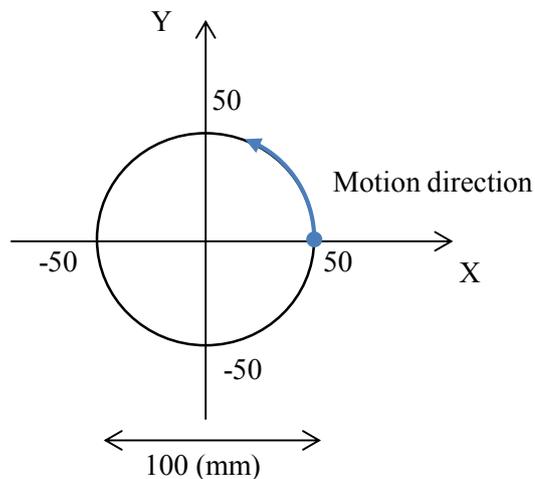
Position loop gain [s <sup>-1</sup> ]	Motion time [s]	Energy consumption [J]
10	8.00	3407
60	8.01	3720
120	8.02	4081

位置ループゲインの影響による運動に要する消費エネルギーの違いを調査するため、100mmの距離を二往復させた時の消費エネルギーを算出した。運動に要した時間と消費エネルギーの計算結果を表 2.3 に示す。表 2.3 によると、位置ループゲインを変化させても運動に要する時間は変わらないが、サーボゲインを小さく設定した場合に総消費エネルギーが小さくなることがわかる。特に、位置ループゲインを 10s<sup>-1</sup> と設定した場合には、120s<sup>-1</sup> と設定した場合に比べて約 16% も消費エネルギーが小さくなっている。これは、位置ループゲインを 10s<sup>-1</sup> と設定した場合、加減速時の消費電力が極端に小さくなっているためである。以上のことから、位置ループゲインを小さく設定することで、運動時間に影響を与えることなく、その運動に要する消費エネルギーを削減可能であることがわかる。

### 2.4. 同時多軸制御時の消費電力

#### 2.4.1. 同時2軸制御運動

同時多軸制御運動時の消費電力について明らかにするため、まず、同時2軸制御である円運動時の消費電力を測定した。図 2.18 に示すような XY 平面上で半径 50mm、送り速度 6000mm/min の円運動を 0 度の位置から 2 周行ない、その時の消費電力を測定した。測定結果を図 2.19 に示す。図によると、円運動中の消費電力は周期的に変動している。



**Fig.2.18** Schematic diagram of circular motion

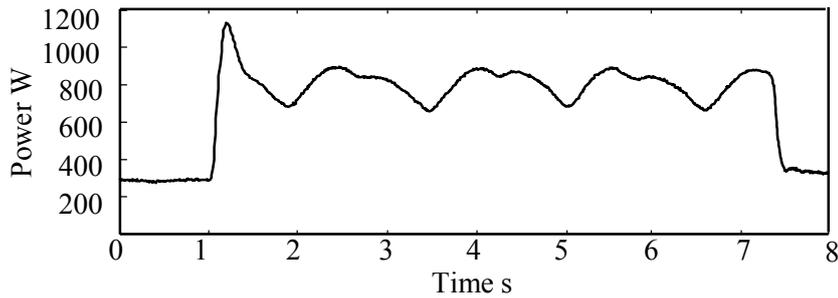


Fig.2.19 Power consumption under circular motion

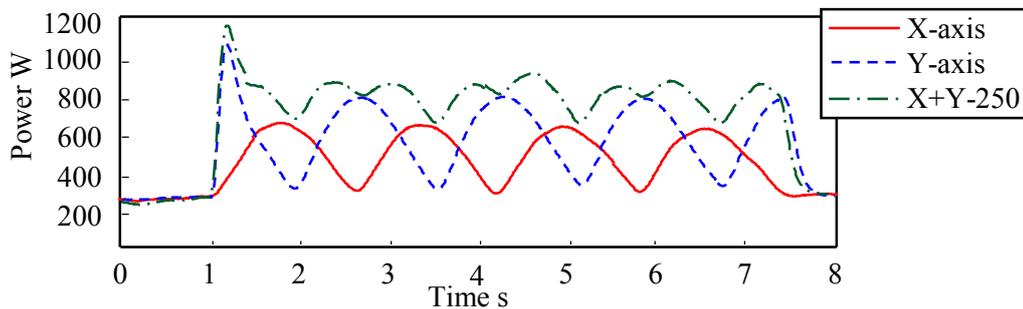


Fig.2.20 Power consumption of X-and Y-axis under circular motion

周期的な変動の原因を調べるため、円運動時と同じ運動を各軸に指令して 1 軸ごとに運動を行わせ、円運動時における X 軸および Y 軸の消費電力を個別に測定した。その結果を図 2.20 に示す。図によると、各軸の消費電力が周期的に変動しており、これは円運動時に各軸の速度が周期的に変動するためである。また、2 つの軸の消費電力の合計は、同時 2 軸制御時の消費電力と同じ波形となっている。この結果から、同時 2 軸制御時の消費電力はそれぞれの軸において消費される電力の合計であるといえる。

### 2.4.2. 同時 5 軸制御運動

回転軸も含む同時多軸制御運動として、円すい台加工運動を行った時の消費電力を測定した。送り運動にのみ要する電力を測定するため、主軸の回転などは行わず送り動作のみを指令した。図 2.21 に円すい台の想定形状、表 2.4 に想定する加工条件とワークの設置条件を示す。また、図 2.22 に運動中の各軸の速度条件を示す。

円すい台加工運動時における消費電力の測定結果を図 2.23(a)に示す。さらに、円運動の場合と同様に、円すい台加工運動と同じ運動を各軸に指令することで各軸単体での運動を行い、消費電力を測定した。各軸の消費電力の測定結果を図 2.23(b)に示す。さらに、各軸の消費電力を合計した結果を図 2.23(a)にあわせて示

## 第 2 章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

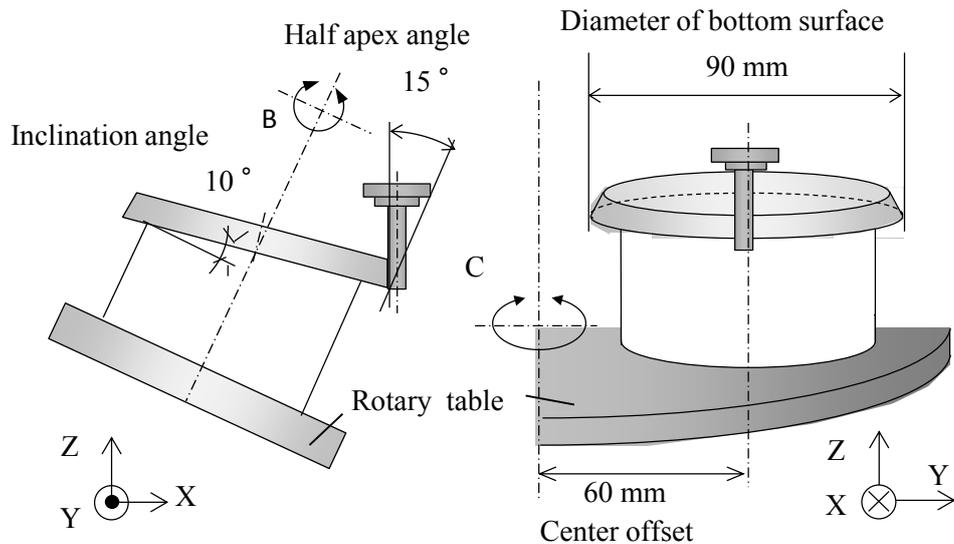


Fig.2.21 Work piece setting for cone frustum cutting motion

Table 2.4 Assumption cutting condition and setting condition

Tool type	Square end mill
Tool diameter	10mm
Feed rate	600mm/min
Inclination angle	10deg
Half apex angle	15deg
Center offset	60mm
Diameter of bottom surface	90mm

す。この結果によると、各軸の消費電力の合計が同時多軸制御時の消費電力と同じ波形になっており、回転軸を含む同時多軸制御運動時における消費電力も、各軸の消費電力の合計であらわすことができるといえる。

また、図 2.23(b)の各軸の消費電力をみると、X 軸、Y 軸および C 軸は速度の変化が大きいにもかかわらず消費電力の変化は小さく、全体の消費電力にはほとんど影響がないことがわかる。X 軸および Y 軸の送り速度が高くなる 15 秒から 20 秒の間には、全体の消費電力がその部分だけ大きくなっていることがわかる。一方で、B 軸の消費電力は連続的に変化しており、B 軸の傾斜が小さくなる方向に運動している間は、その消費電力が小さくなっていく。全体の消費電力が運動開始から 10 秒後までの間に減少しているのは、B 軸の消費電力の影響であることがわかる。さらに、Z 軸上昇時には消費電力がステップ状に大きく増加しており、全体の消費電力が 400W から 800W 近くまで大きくなっていることから、Z 軸上昇時の消費電力が支配的であることがわかる。

## 第2章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

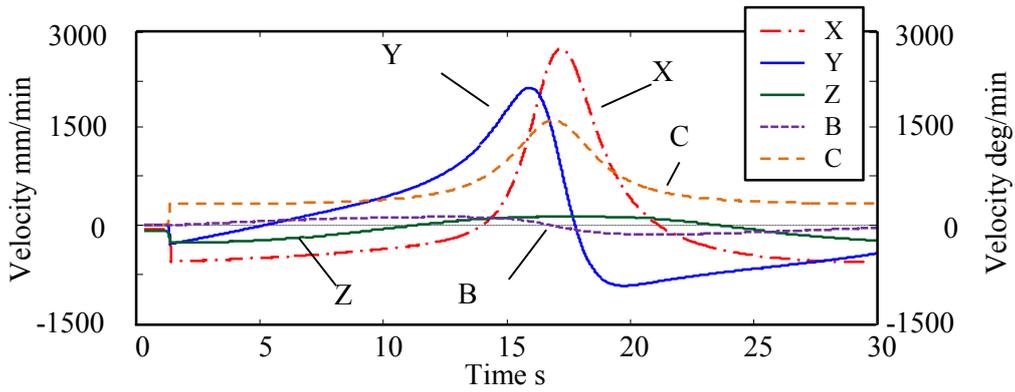
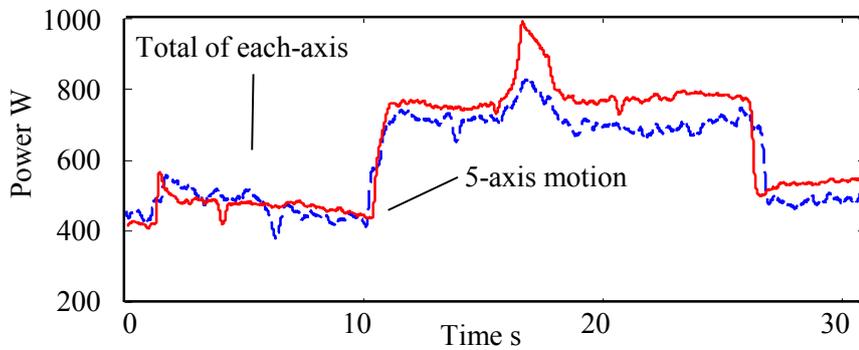
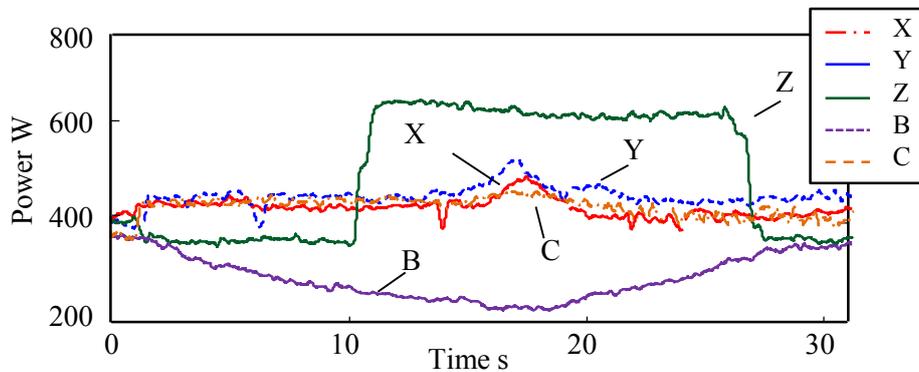


Fig.2.22 Velocity profile of each axis for cone frustum cutting motion



(a) Power consumption of 5axis motion and total of each axis



(b) Power consumption of each axis

Fig.2.23 Power consumption during cone-frustum cutting motion

図 2.22 によると、B 軸および Z 軸はその動作範囲が小さいにもかかわらず、その消費電力が大きく変化しており、このことから、重力の影響を受ける B 軸および Z 軸はその動作範囲の大小によらず、全体の消費電力に大きな影響を及ぼすことが明らかとなった。

## 第2章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

---

以上の結果から、Z軸およびB軸が上昇方向に運動するような経路を短くすることや、下降方向に運動するように経路を考えることにより、工作機械の送り駆動系における消費電力の削減が可能であるといえる。このことは、工具経路を工夫することで、製品を加工する際の工作機械運動時の消費電力およびエネルギーの削減の可能性を示しているといえる。

また、今回の実験では検証できなかった、送り速度を変えた場合や、ワーク設置位置を変えたときの消費電力についても調査し、それらの影響についても明らかにすることで、消費電力を考慮した新しい加工条件の決定方法となることが期待される。

## 第 2 章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

---

### 2.5. 結 言

本章では立て形 5 軸マシニングセンタの送り駆動系における消費電力を測定し、その大小に影響を及ぼす因子を明らかとした。その結果を以下に示す。

- (1) 送り駆動系の消費電力はモータの速度とトルクに依存する。
- (2) 重力が作用する Z 軸および B 軸は、他の軸に比べて非常に大きな電力を消費する。また、運動方向によって大きく違う。
- (3) Z 軸停止中のモータトルクが摩擦特性に起因して直前の運動方向に依存するために、停止中の消費電力も直前の運動方向により変化する。
- (4) 加減速時の消費電力は加減速パラメータの設定により変化する。加減速時定数は運動時間にも影響を及ぼし、運動に要するエネルギーを最小にするパラメータが存在する。位置ループゲインは運動時間に影響を及ぼすことなく、ゲインを小さく設定することでその運動に要する消費エネルギーを削減可能である。
- (5) 同時多軸制御運動時の消費電力は各軸の消費電力の合計となり。特に Z 軸および B 軸の消費電力の影響が支配的である。

以上の結果に基づいて、各軸の運動やパラメータを変更することで送り駆動系の消費電力が削減可能となれば、工作物の設置方向や工具経路、送り速度や加減速パラメータを適切に決定するだけで消費電力の削減が実現できるようになり、数値制御工作機械の消費電力削減に大きく貢献できると考えられる。

## 第 2 章 送り駆動系における消費電力の測定と評価

### 参考文献

- 1) N. Diaz, S. Choi, M. Helu, Y. Chen, S. Jayanathan, Y. Yasui, D. Kong, S. Pavanaskar and D. Dornfeld: Machine Tool Design and Operation Strategies for green Manufacturing, Proceedings of 4th CIRP International Conference on High Performance Cutting, (2010).
- 2) C.herrman, S Thiede, S Kara, J.Hsselbach: Energy oriented simulation of manufacturing systems - consept and application, CIRP Annals, Manufacturing Technology, (2011) pp.45.
- 3) 成田浩久, 河村浩志, 則久孝志, 陳連怡, 藤本英雄, 長谷部孝男: 工作機械による加工の環境負荷予測システムの開発, 日本機械学会 論文集(C編), 71, 704, (2005) pp.1392.
- 4) 下河辺学, 原雄太, 田中智久, 斎藤義夫: 工作機械の消費電力に関する測定と評価, 2004 年度精密工学会秋季大会学術講演会講演論文集, (2004) pp.68.
- 5) 原雄太, 田中智久, 斎藤義夫: 工作機械の消費電力評価方法の構築, 2005 年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (2005) pp.459.
- 6) M.Mori, M.Fujishima, Y.Inamasu, Y.Oda: A study on energy efficiency improvement for machine tools, CIRP Annals-Manufacturing Technology, (2011) pp.145.
- 7) 佐藤隆太, 堤正臣: AC サーボモータと直動転がり案内を用いた送り駆動系の数学モデル, 精密工学会誌, 71, (2005), pp.633
- 8) 堤正臣, 大友誠司, 岡崎裕一, 酒井浩二, 山崎和雄, 葛東方: 摩擦を考慮した CNC 工作機械の送り駆動機構の数学モデル, 精密工学会誌, 61, 10, (1995) pp.1458.
- 9) D.A.Haessig,Jr., B.Friedland: On the Modeling and Simulation of Friction, Joarnal of Dynamic Systems, Measument, and Control, 113, (1991) pp.354.
- 10) 深田茂生, 成瀬慎也, 松本貴広: ボールねじの微視的変位挙動に関する研究(第 1 報)- 準静的特性に関する基礎実験-, 精密工学会誌, 66, (2000) pp.7.
- 11) 大塚二郎, 青木一平, 石川智海: 転がり要素の非線形ばね特性の研究(第 1 報): 簡易測定法, 精密工学会誌, 66, (2000) pp.944.
- 12) 堺大陸, 松原厚: すべりの概念をいれたころがり案内の摩擦力の解析, 第 9 回生産加工・工作機械部門講演会, (2012) pp.71.
- 13) N. Kato, R. Sato, M. Tsutumi: Analysis of Circular Trajectory Equivalent to Cone-frustum Milling in Five-axis Machining Centers using Motion Simulator, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 64, (2013) pp.1.

## 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに 及ぼす工具経路の影響

### 第3章

#### 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに及ぼす

#### 工具経路の影響

##### 3.1. 諸言

前章において、数値制御工作機械の送り駆動系における消費電力を測定することで、その消費電力は各軸によって違うことや、送り速度などの各軸に指令される運動条件によって違うことが明らかとなった。このため、幾何学的に同一の形状を加工するような工具経路パターン間でも、各軸の送り駆動系の運動の違いにより、消費エネルギーには差異が生じるといえる。このことから、複数ある工具経路のうち、消費エネルギーが最小となるような経路が存在すると予想される。さらに、工具経路を工夫することで同一形状部品の加工に要するエネルギーを抑えることができると考えられる。

しかし、マシニングセンタなどの数値制御工作機械によって所望の製品形状を加工する際に、その工具経路は様々なものが生成され、一意に決めることができない。さらに、製品形状が複雑になるほど、経路の選択、そして生成は容易ではなくなると考えられる。

また、現行のCAMにより自動生成されるNCデータは、工作機械がどのように動作するかということ考虑することなく生成されるため、必ずしも最適な工具経路になっているとはいえない。これまで工具経路に関する研究は数多く行われてきたが、1章でも示したような工具干渉を回避するための工具経路生成や、高精度な加工を行うためや工程時間を最短にすることが主な目的とされ、その消費エネルギーに着目したものは見当たらなかった<sup>1)~9)</sup>。

そこで本章では工具経路の違いおよび送り速度の違いによる工作機械送り運動時の消費エネルギーの違いについて、測定実験を行い明らかとする。また、送り駆動系の移動距離 1mm あたりの消費エネルギーを基に工具経路における消費エネルギーを推定し、これを工具経路の評価指標とする。まず 3.2 節で、工具経路における消費エネルギーの推定方法について述べた後、3.3 節では、いくつかの工具経路で消費エネルギーを測定し、評価指標による推定結果と比較することで、この指標の妥当性を検討する。さらに、実加工を想定した工具経路についても評価を行う。この結果から、提案する評価指標を用いて工具経路を消費エネルギーの観点から評価することで、工具経路の考慮により工作機械送り運動時の消費エネルギーが削減可能であることを示す。

### 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに 及ぼす工具経路の影響

#### 3.2. 工具経路における消費エネルギー推定方法

工具経路における工作機械の送り運動時の消費エネルギーを推定し評価するために、本研究では各軸の 1mm 移動あたりの消費エネルギーを基に評価指標を設定する。消費エネルギーの評価指標を設定するために、X 軸と Y 軸に 500, 1000, 1500, 2000, 3000, 4000, 5000, 6000mm/min の 8 通りの送り速度で、初期位置から

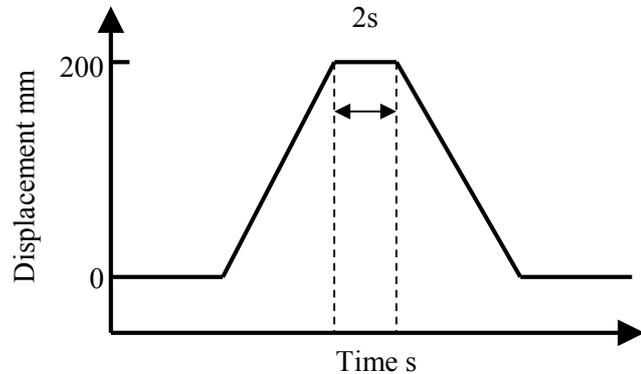


Fig.3.1 Motion pattern for measurement tests

200mm の距離を往復運動させた時の消費電力を測定した。動作パターンの模式図を図 3.1 に示す。送り軸を正方向に送って 200mm の位置で 2 秒間停止させ、その後送り軸を負方向に 0mm の位置まで送り運動させた。なお、測定はアンプ部 (図 2.3 の Measurement point B) で行うため他の軸の影響を受けないように、各軸を別々に動かして測定を行った。

測定結果の例として、送り速度 3000mm/min として各軸を運動させたときの各軸の速度変化を図 3.2(a)に、X 軸と Y 軸の消費電力を図 3.2(b)、Z 軸の消費電力を図 3.2(c)に示す。なお本実験機では Y 軸および Z 軸は 2 つのモータで駆動されるため、2 つのモータの消費電力の合計を示している。ここで、本研究では送り運動に要するエネルギーのみを評価するため、運動開始前の定常的に消費される電力をオフセットし、ゼロとしている。また、このときの各軸におけるトルクについても測定を行い記録した。そのほかの各送り速度における測定結果については付録 2 に載せる。

これらの測定結果から、X 軸および Y 軸の各送り速度における平均トルクと移動距離 1mm あたりの消費エネルギーとを算出した。各送り速度における平均トルクおよび平均電力は、過渡状態のデータを除くため、両方向での運動開始および終了前後 0.5 秒のデータを削除し、等速運動中における平均を算出するとともに、それをさらに両方向で平均することで求めた。なお、Y 軸については 2 つのモータの平均トルクの合計を各送り速度におけるトルクとした。

移動距離 1mm あたりの消費エネルギーは、等速運動中の平均電力を送り速度  $V$ [mm/s] で除すことで、それぞれの方向における 1mm あたりの消費エネルギーを求め、さらにそれを両方向で平均することで求めた。正方向送り時の平均電力を  $P_+$ [W]、負方向送り時の平均電力を  $P_-$ [W]、送り速度を  $V$ [mm/s] とすると、1mm あたりの消費エネルギー  $J_{1mm}$ [J/mm] は式(3.1)としてあらわされる。

### 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに及ぼす工具経路の影響

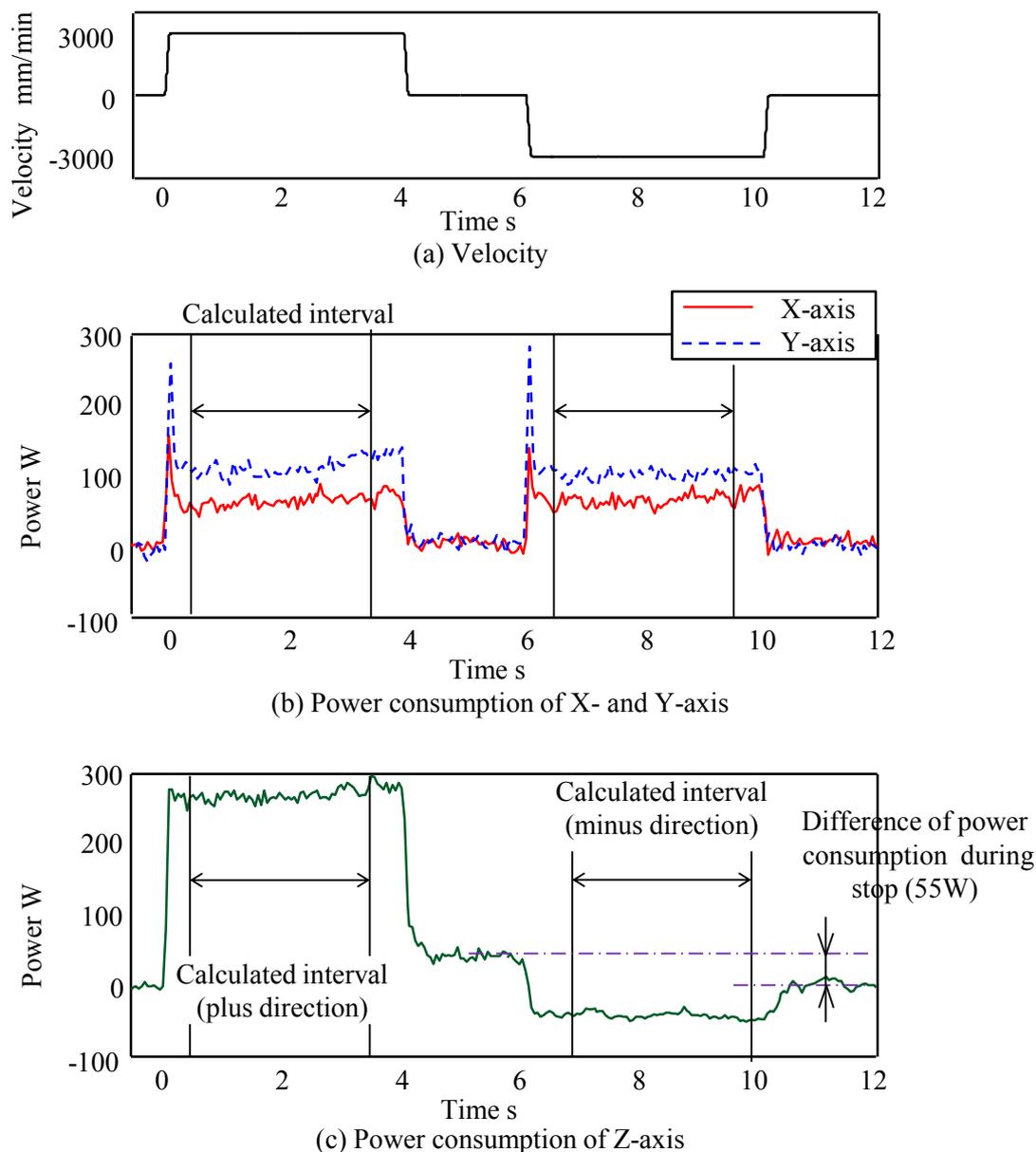


Fig.3.2 Measured results of each axis with 3000mm/min feed rate speed

$$J_{1mm} = \left( \frac{P_+}{V} + \frac{P_-}{V} \right) / 2 \quad (3.1)$$

X 軸および Y 軸について、各送り速度における移動量 1mm あたりの消費エネルギーおよび等速運動中の平均トルクを図 3.3(a)(b)にそれぞれ示す。図 3.3 によると X 軸に比べて Y 軸の 1mm あたりの消費エネルギーが大きいことがわかる。図 3.2(b)によると Y 軸を動かしたときの消費電力が X 軸よりも大きくなっており、

### 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに及ぼす工具経路の影響

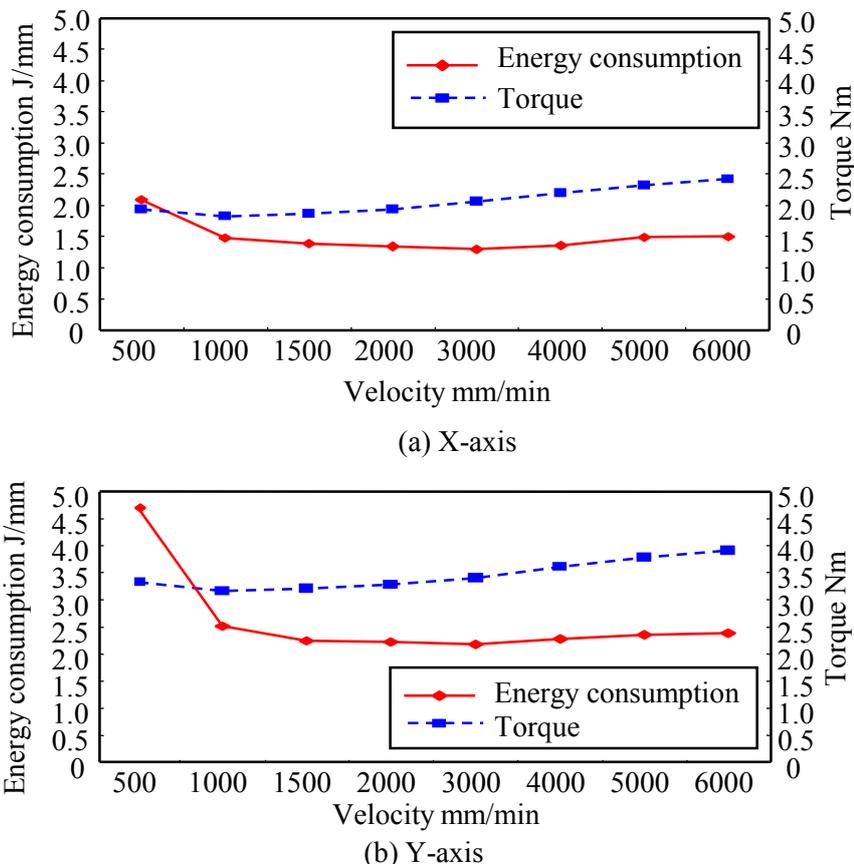


Fig.3.3 Energy consumption and torque per 1mm distance of X-and Y-axis

これは、本研究で測定対象とした機械は Y 軸の上で X 軸が駆動する構造のため Y 軸のほうが被駆動体の質量が大きいためである。また、送り速度が小さくなると、1mm あたりの消費エネルギーは大きくなっているほか、両軸とも送り速度 3000mm/min 付近で消費エネルギーが極小値をとっている。

つぎに、図 3.2(c)によると、重力の影響を受ける Z 軸の消費電力は運動方向によって大きく異なっていることがわかる。このため、Z 軸の消費エネルギーについては運動方向によってそれぞれ式(3.2)に示すように、Z 軸正方向送り動作時の移動量 1mm あたりの消費エネルギー  $J_{1mmz+}$ 、Z 軸負方向送り動作時の移動量 1mm あたりの消費エネルギー  $J_{1mmz-}$  として別の値を算出することとした。

$$J_{1mmz+} = \frac{P_+}{V}, \quad J_{1mmz-} = \frac{P_-}{V} \quad (3.2)$$

Z 軸について、式(3.2)より求めた各送り速度における移動量 1mm あたりの消費エネルギーを図 3.4(a)に、また等速運動中の平均トルクを図 3.4(b)にそれぞれ示す。Z 軸における 1mm あたりの消費エネルギーは、正方向送り時には送り速度の増加に

### 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに 及ぼす工具経路の影響

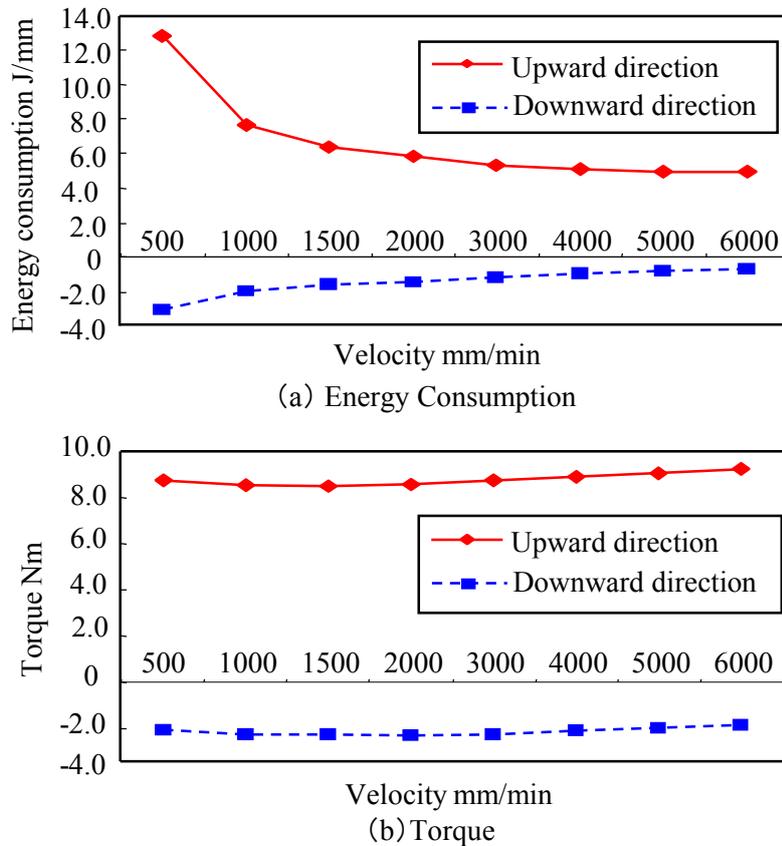


Fig.3.4 Energy consumption and torque per 1mm distance of Z-axis

伴って単調減少するのに対し，負方向送り時には送り速度の増加に伴って単調増加している．また，負方向送り時における消費エネルギーは負の値となっており，これは，Z 軸を停止させているときよりも負方向送り時の方が，消費エネルギーが小さいことを表している．トルクについてみると，正方向送り時の方が負方向送り時よりもトルクが大きいということがわかる．これは正方向，すなわち主軸を持ち上げる場合により多くのトルクを要するためである．

以上の方法により算出した各軸それぞれの 1mm あたりの消費エネルギーから，工具経路の評価指標となる消費エネルギーの推定値を算出する．

X 軸の 1mm あたりの消費エネルギーを  $J_{1mmX}$  [J/mm]，Y 軸の 1mm あたりの消費エネルギーを  $J_{1mmY}$  [J/mm]，Z 軸を正方向に動かしたときの 1mm あたりの消費エネルギーを  $J_{1mmZ+}$  [J/mm]，Z 軸を負方向に動かしたときの 1mm あたりの消費エネルギーを  $J_{1mmZ-}$  [J/mm] とし，X 軸総移動距離を  $X$  [mm]，Y 軸総移動距離を  $Y$  [mm]，正方向 Z 軸総移動距離を  $Z_+$  [mm]，負方向 Z 軸総移動距離を  $Z_-$  [mm] として，消費エネルギーの推定値  $J_{est}$  [J] は式(3.3)で計算される．

$$J_{est} = J_{1mmX}X + J_{1mmY}Y + J_{1mmZ+}Z_+ + J_{1mmZ-}Z_- \quad (3.3)$$

## 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに 及ぼす工具経路の影響

さらに、2.2.3 項でも示したように、Z 軸停止中の消費電力が直前の運動方向によって異なることが明らかとなっている。図 3.2(c)によると、Z 軸上昇後に停止中の待機電力は、Z 軸下降後に停止中の場合と比べておよそ 55W 大きくなっている。今回の実験では、実験開始前に Z 軸を下降させた状態を初期状態として測定を開始している。このため、Z 軸下降後に停止中の消費電力はゼロとし、上昇後に停止した場合には 55W の電力が常に消費されるとする。これを送り速度で除すことにより Z 軸上昇後停止中に定常的に消費されるエネルギー  $Z_{+stop}$  と定義し、Z 軸上昇後に X 軸または Y 軸が運動するような経路については、この停止中の消費エネルギーの差を考慮することとした。Z 軸が上昇後に停止した状態で X 軸および Y 軸が運動する距離をそれぞれ  $X_{Z+stop}$ 、 $Y_{Z+stop}$  とすると、式(3.3)に Z 軸上昇後に定常的に消費される消費エネルギーを考慮する式をさらに加えることで、式(3.4)に示すように各経路における消費エネルギーを推定することとした。

$$J_{est} = J_{1mmX} X + J_{1mmY} Y + J_{1mmZ+} Z_{+} + J_{1mmZ-} Z_{-} + (Z_{+stop} X_{Z+stop} + Z_{+stop} Y_{Z+stop}) \quad (3.4)$$

### 3.3. 工具経路における消費エネルギーの測定と推定

#### 3.3.1. X 軸および Y 軸のみを運動させる経路

工具経路の違いによる消費エネルギーの違いを調査するために、X 軸と Y 軸のみを動作させる運動経路において消費電力の測定実験を行った。また、3.2 節で提案した評価指標に基づいて各経路における消費エネルギーを推定し、測定結果と比較することで提案する指標の妥当性を検証する。工具経路は 50×50mm の平面を直径 10mm のエンドミル底刃で切削することを想定し、図 3.5 に示すような 6 通りの経路を作成した。

以下にそれぞれの経路の特徴を示す

- 経路 1: X 方向に 50mm 送り, 端で Y 方向に 5mm 送る動作を繰り返す直線経路.
- 経路 2: Y 方向に 50mm 送り, 端で X 方向に 5mm 送る動作を繰り返す直線経路.
- 経路 3: X 方向に 50mm 送り, 端で半径 2.5mm の円に沿って動く動作を繰り返す円弧を含む経路.
- 経路 4: Y 方向に 50mm 送り, 経路端で半径 2.5mm の円に沿って動く動作を繰り返す円弧を含む経路.
- 経路 5: 斜め方向に送る, 経路同士の法線方向間隔が 5mm の経路.
- 経路 6: 直線経路同士の間隔が 5mm の渦巻形経路.

### 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに 及ぼす工具経路の影響

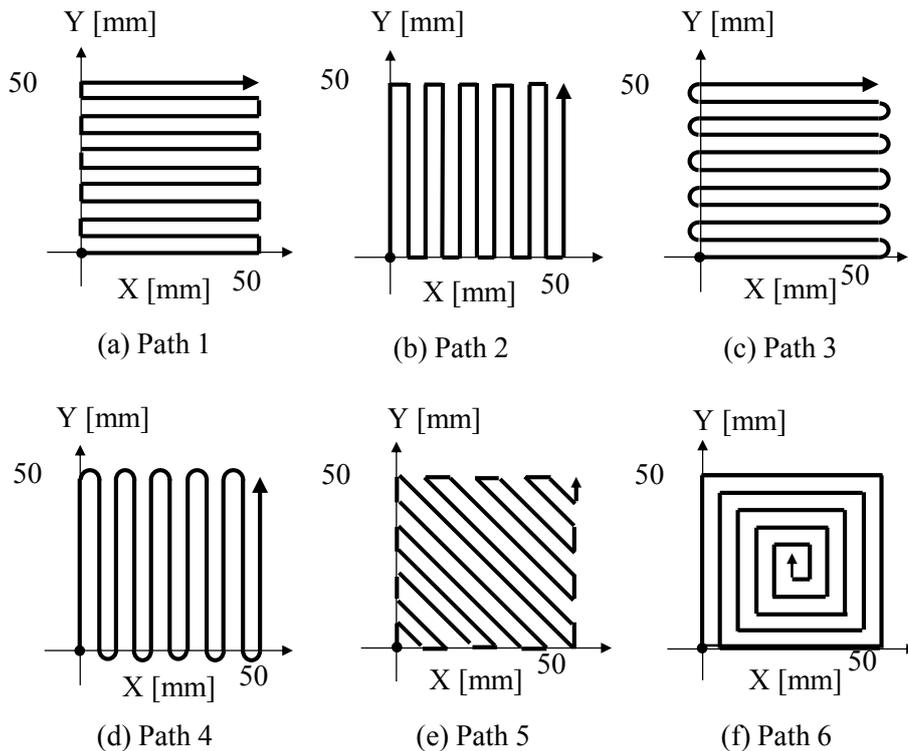


Fig.3.5 Tool path patterns for X- and Y-axis motion

また、それぞれの経路における X 軸と Y 軸の位置指令を図 3.6 に示す。なお、図は送り速度を 3000mm/min としたときの波形である。さらに、そのときの (1) 工具移動距離、(2) X 軸の移動距離、(3) Y 軸の移動距離、(4) X 軸と Y 軸の移動距離の合計、(5) 運動に要した時間を、各図の右側にそれぞれ示す。本実験では工作機械送り運動時の消費エネルギーを評価するため、主軸を回転させず切削は行わず、送り運動のみさせたときの電力を測定している。また、送り速度を 8 通りに変えて運動させたときの消費エネルギーを測定することで、各経路における消費エネルギーに及ぼす送り速度の影響についても調査した。各径路における消費電力の測定結果の例として、送り速度を 3000mm/min としたときの各軸の速度指令と消費電力を図 3.7 から図 3.12 に示す。この結果から、同じ工具経路間でも、各軸に指令される運動の違いによって、消費電力および運動に要する時間が異なることがわかる。

### 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに 及ぼす工具経路の影響

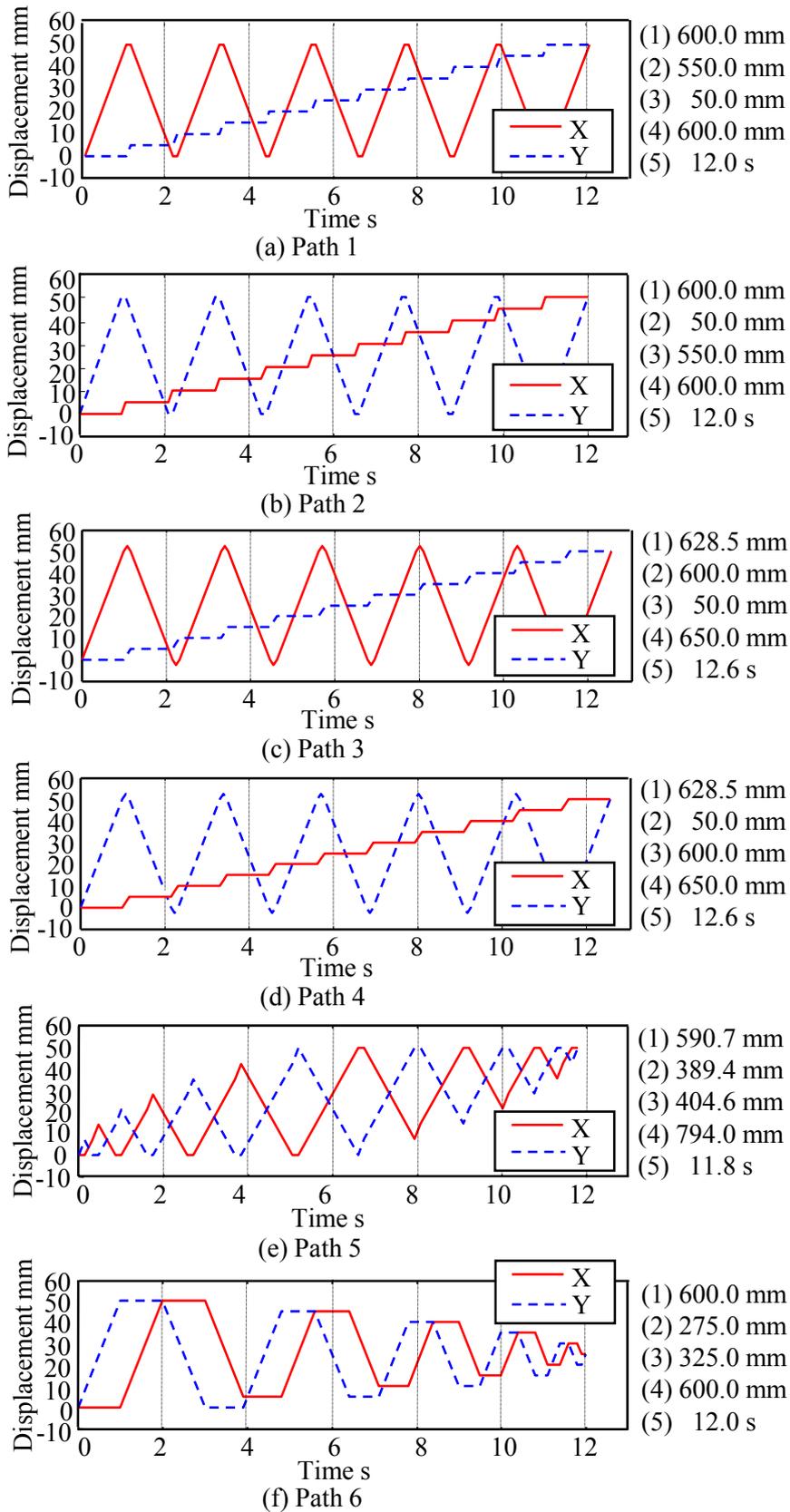
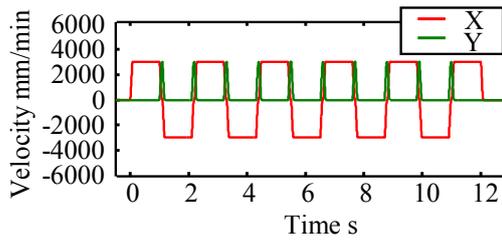
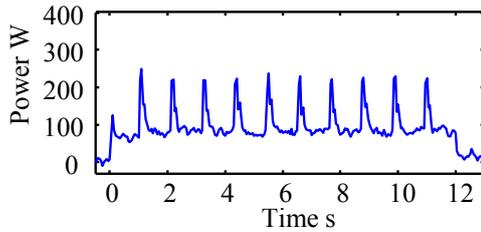


Fig.3.6 Motion of X- and Y-axis test in tool path patterns

### 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに及ぼす工具経路の影響

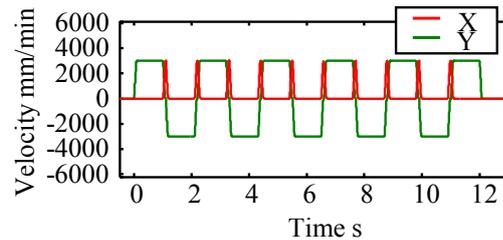


(a) Velocity of each axis

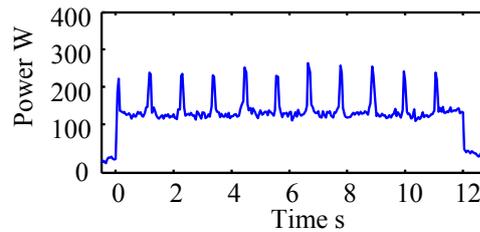


(b) Power

**Fig.3.7** Measured results of path 1

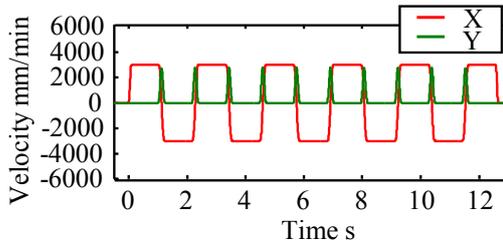


(a) Velocity of each axis

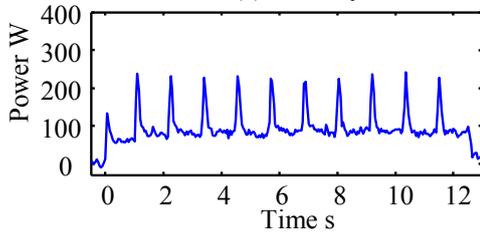


(b) Power

**Fig.3.8** Measured results of path 2

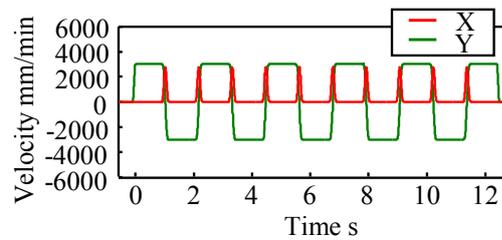


(a) Velocity

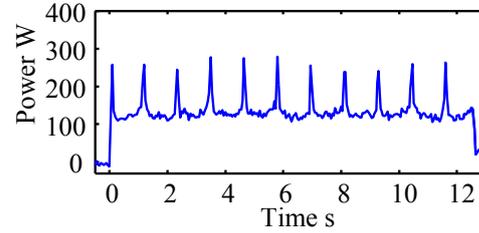


(b) Power

**Fig.3.9** Measured results of path 3

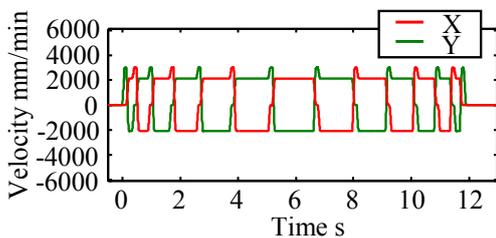


(a) Velocity

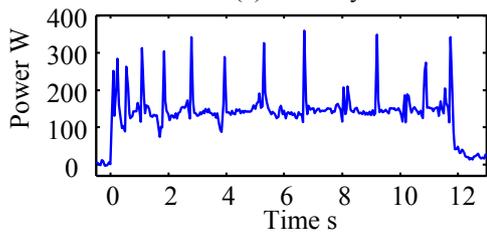


(b) Power

**Fig.3.10** Measured results of path 4

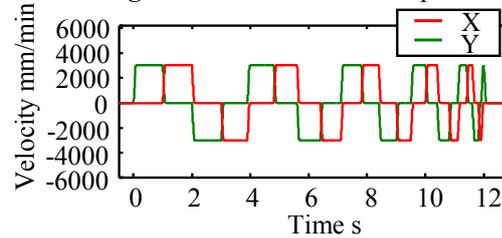


(a) Velocity

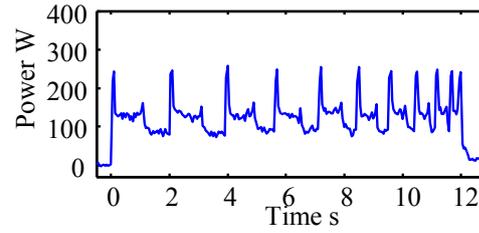


(b) Power

**Fig.3.11** Measured results of path 5



(a) Velocity



(b) Power

**Fig.3.12** Measured results of path 6

### 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに 及ぼす工具経路の影響

各経路における消費エネルギー測定結果と、提案する消費エネルギー推定方法により算出された消費エネルギー推定結果を図 3.13(a)および(b)に示す。この結果によると、経路1の消費エネルギーがどの速度においても最も小さくなることがわかる。また、どの速度においても経路1よりも経路2のほうが消費エネルギーは大きい。これは、図 3.3 に示したように Y 軸における 1mm あたりの消費エネルギーが X 軸のそれに比べて大きく、経路2のほうが Y 軸の移動距離が長いためである。このことから、同じような経路でも各軸の移動距離によって消費エネルギーは大きく違うことがいえる。また、消費エネルギー推定結果についても経路1よりも経路2のほうが大きくなっており、提案する推定手法により消費エネルギーの大小が推定できている。

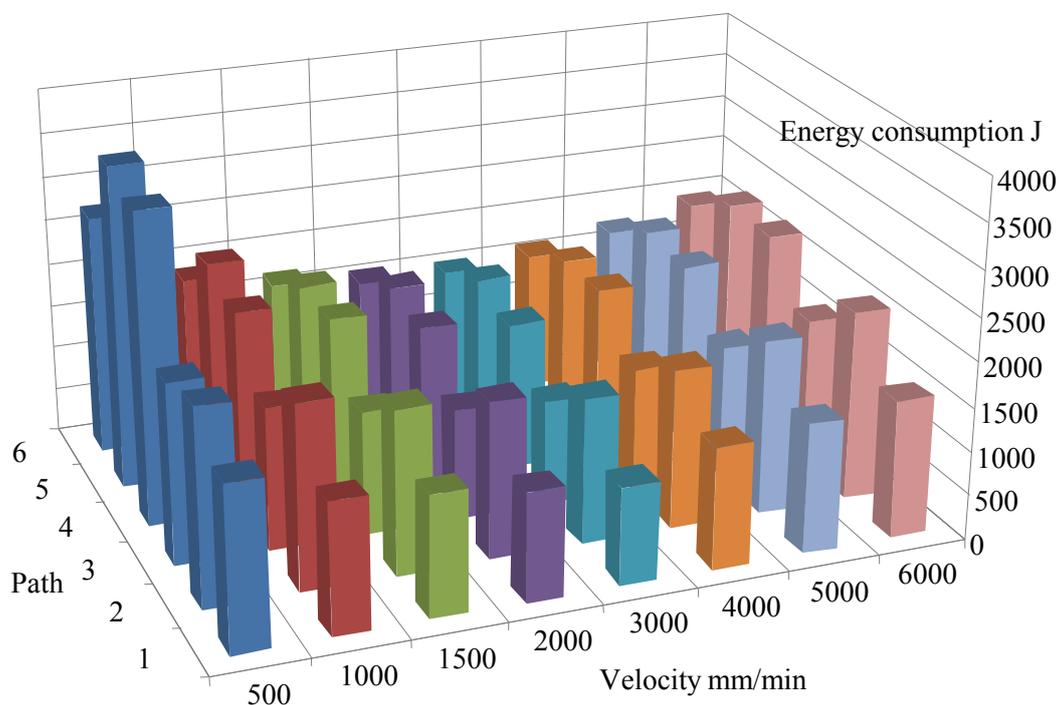
経路3および経路4は、経路端を円弧にすることで急な加減速をなくすことにより消費エネルギーが削減されると予想した。しかしながら、図 3.7 と図 3.9、図 3.8 と図 3.10 をそれぞれ比較すると、経路端を円弧にした場合でも加減速時の消費電力は小さくなっていない。また、図によると経路端を円弧にした場合のほうが運動に要する時間が長くなっている。これは、各軸の移動距離が長くなったためであり、このことによって工具経路に要する消費エネルギーも増加したと考えられる。

最も消費エネルギーの測定結果が大きくなった経路5については、運動に要する時間および工具移動距離がほかの経路と比べて短い、各軸の移動距離の合計が 794.0mm と最も長いため、工具経路における消費エネルギーが大きくなるといえる。このことから、運動時間が短くとも、工具経路における運動に要する消費エネルギーが小さくなるとはいえない。

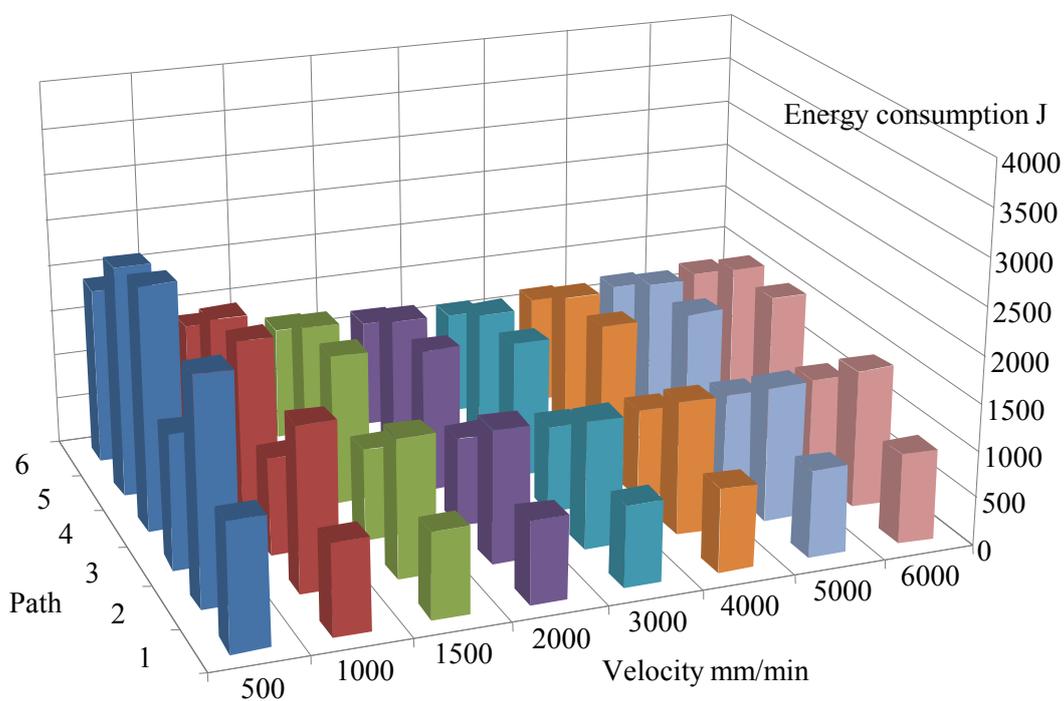
また、各経路における測定された消費エネルギーと推定された消費エネルギーを比較した結果、提案する評価指標により経路の違いによる消費エネルギーの大小が評価可能であるといえる。測定結果と推定結果の消費エネルギーの差については、評価指標では加減速時の消費エネルギーについて考慮していないため、推定結果のほうが消費エネルギーが小さくなったと考えられる。

さらに、各経路ごとに送り速度による消費エネルギーの違いについてみると、送り速度 3000mm/min のときに測定結果および推定結果ともに消費エネルギーが最小になっている。このことから、消費エネルギーを最小とする送り速度が存在するといえる。また、提案する評価指標によって、送り速度の違いによる消費エネルギーの違いについても評価可能であるといえる。

### 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに 及ぼす工具経路の影響



(a) Measured results



(b) Estimated results

Fig.3.13 Measured and estimated results of the energy consumption

### 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに 及ぼす工具経路の影響

#### 3.3.2. Z軸の運動を含む経路

Z軸方向の運動を含む経路についても実験を行い、Z軸の消費電力の影響について調査した。また、実験による測定結果と提案する方法により推定された消費エネルギーとを比較することで、Z軸を含む経路についても、その消費エネルギーが推定可能であるかを検証した。Z軸の運動を含む二つの経路を図3.14に示す。これらの経路では一方向の加工を想定してZ軸方向に工具を逃がすような経路を含むこととした。経路7は、X軸方向に50mm送り、Z軸正方向に5mm送った後、XY平面で斜めに送り、Z軸負方向に5mm送る経路である。経路8はY軸方向の送り運動から始まる。また、表3.1に経路7および8における各軸の移動距離を示す。

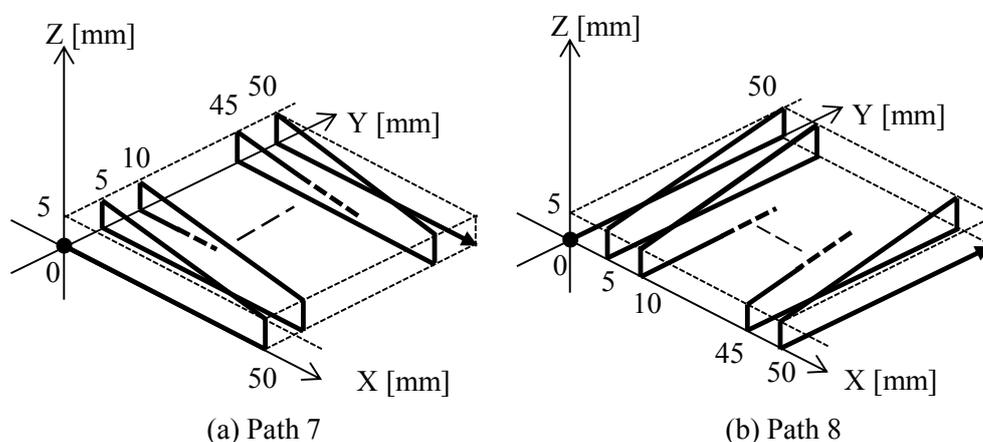
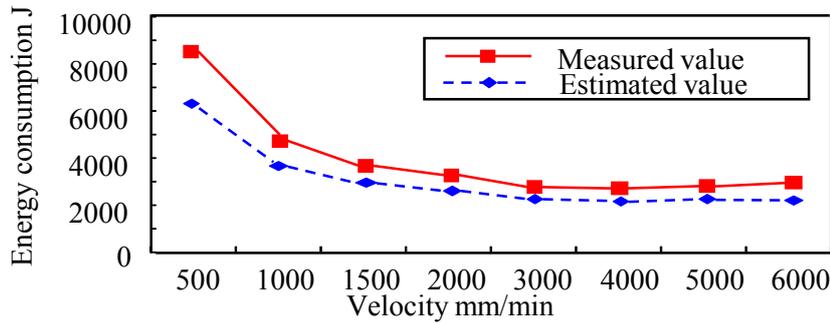


Fig.3.14 Tool path patterns including Z-axis motion

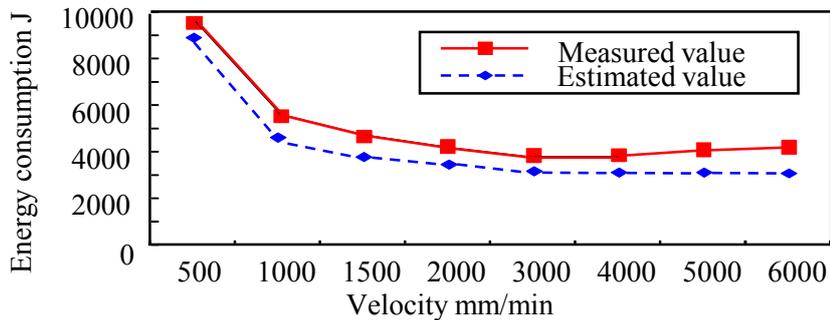
Table 3.1 Travel distance of each axis and motion time in tool path7 and 8

Tool path	7	8
Tool movement distance [mm]	1152.5	1152.5
Travel distance of X-axis [mm]	1050.0	50.0
Travel distance of Y-axis [mm]	50.0	1050.0
Travel distance of Z-axis plus direction [mm]	50.0	50.0
Travel distance of Z-axis minus direction [mm]	50.0	50.0
Total travel distance of each axis [mm]	1200.0	1200.0

### 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに及ぼす工具経路の影響

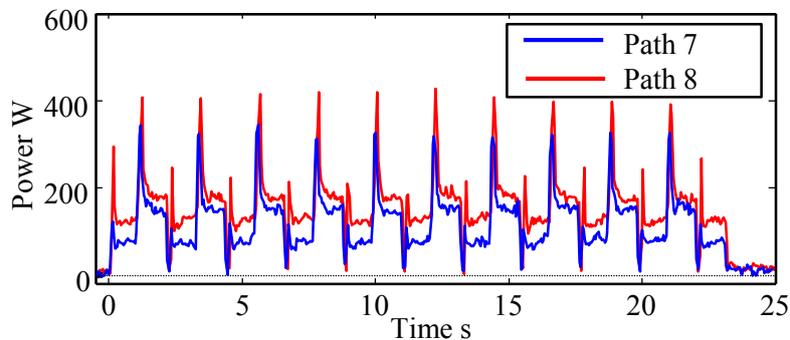


(a) Measured and estimated energy consumption of Path 7



(b) Measured and estimated energy consumption of Path 8

**Fig.3.15** Comparison of measured and estimated energy consumption of tool path patterns including Z-axis motion



**Fig.3.16** Power consumption of tool path patterns including Z-axis motion

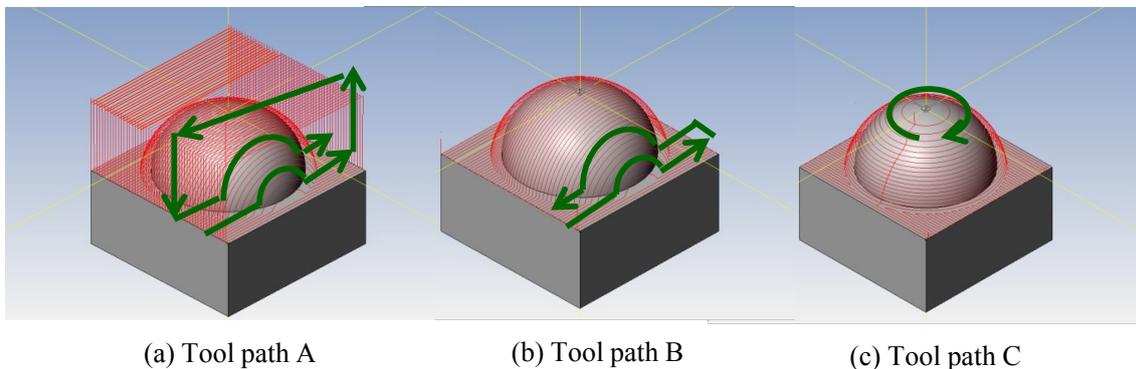
経路7および8の消費エネルギー測定結果と、評価指標による消費エネルギー推定結果を比較したものを図3.15にそれぞれ示す。また、図3.16には各経路における3000mm/minで運動させたときの消費電力の測定結果を示す。図3.15によると、経路7および経路8ともに測定結果と推定結果が同様の結果を示しており、提案する消費エネルギー推定方法によってZ軸を含む経路についても評価可能であるといえる。また、図3.7および図3.8に示したXY平面のみで同じような動作を行った経路1や経路2に比べて、Z軸上昇後にX軸またはY軸が移動する経路が含まれるため消費電力が大きくなっている。このため、工具経路運動時における消費エネルギーは経路1および2に比べて大きくなった。

## 第 3 章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに 及ぼす工具経路の影響

### 3.3.3. 実際の加工を想定し CAM により生成された経路

実際の加工を想定した工具経路として、 $50 \times 50 \times 50 \text{mm}$  の材料に半径  $20 \text{mm}$  の半球を形成することを想定し、CAM により工具経路を生成した。生成された 3 種類の工具経路を図 3.17(a)(b)(c) にそれぞれ示す。経路 A は一方向送り経路、経路 B は双方向送り経路である。経路 C は等高線加工経路で半球の頂点から Z 方向に下降する方向で運動する。また、各経路における各軸の移動距離を表 3.2 に示す。図 3.18 には、各工具経路を送り速度  $3000 \text{mm/min}$  で運動させたときの消費電力の測定結果を示す。

消費エネルギーの測定結果と評価指標による推定結果を経路ごとに比較したものを図 3.19 に示す。図 3.19 によると、測定結果および評価結果ともに経路 A の消費エネルギーが他の経路に比べて非常に大きい。表 3.2 によると、経路 A における各軸の移動距離が極端に長く、図 3.18 をみると運動に要する時間も他と比べて 2 倍近くになっていることがわかる。さらに、Z 軸が上昇方向に運動する際には極端に大きな電力が消費されることから、特に Z 軸の移動距離の長い経路 A において消費エネルギーが大きくなったと考えられる。一方、経路 B および経路 C については、各軸の移動距離に大きな差がないため、消費エネルギーにも大きな違いはみられない。



**Fig. 3.17** Tool path generated by CAM

**Table 3.2** Travel distance of each axis and motion time in tool paths

Tool path	A	B	C
Tool movement distance [mm]	8156	3261	3168
Travel distance of X-axis [mm]	5050	2550	1435
Travel distance of Y-axis [mm]	50	50	2249
Travel distance of Z-axis plus direction [mm]	1943	693	0
Travel distance of Z-axis minus direction [mm]	1943	693	20
Total travel distance of each axis [mm]	8986	3986	3704

### 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに 及ぼす工具経路の影響

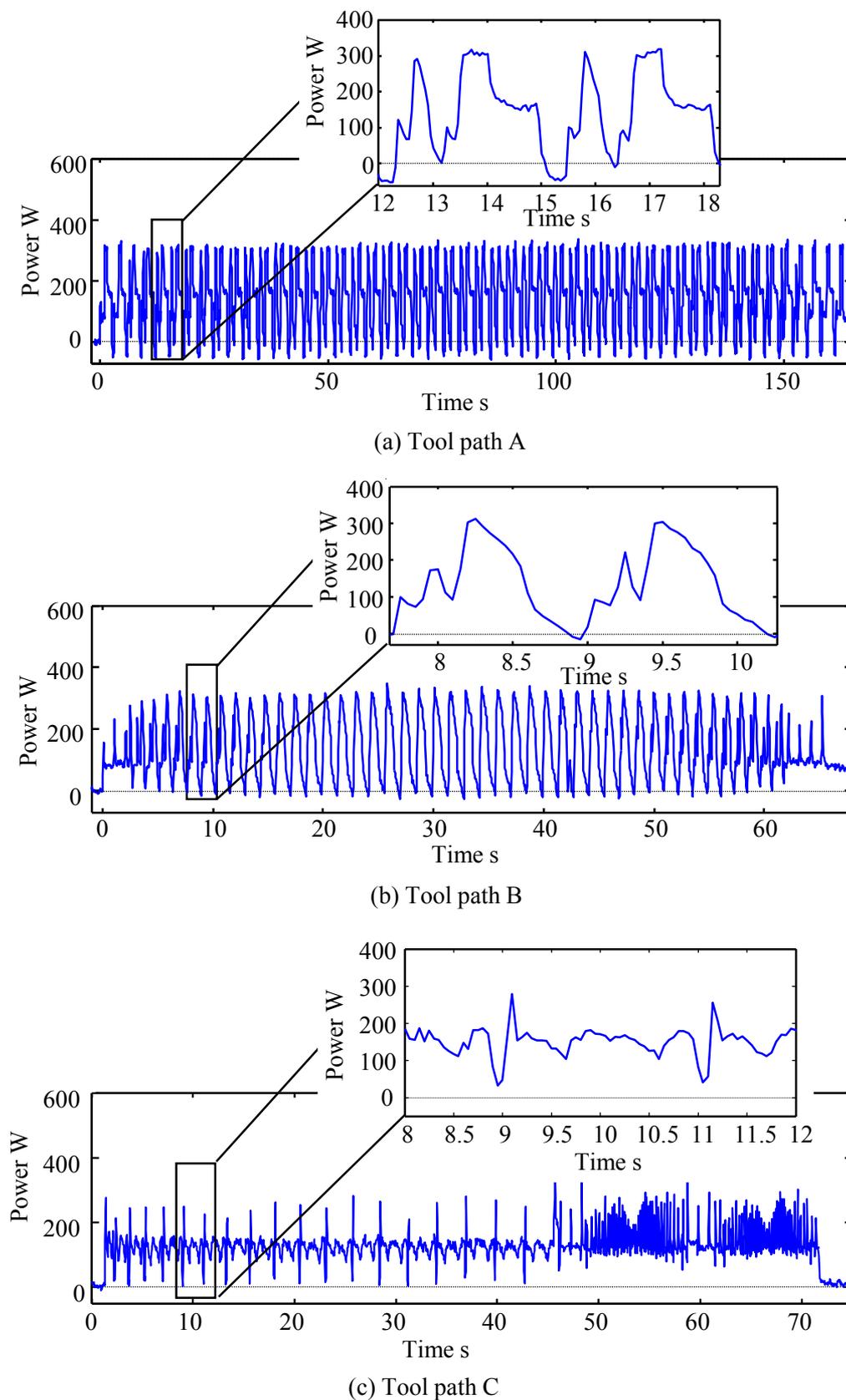
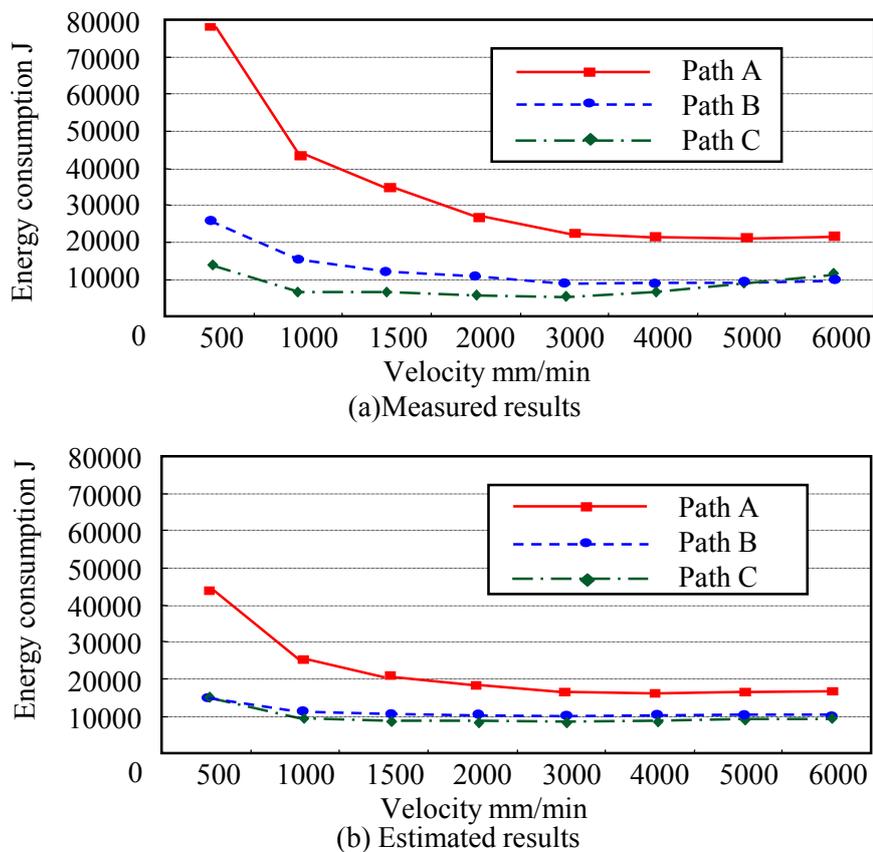


Fig.3.18 Measured power consumption of each tool path generated by CAM

### 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに 及ぼす工具経路の影響



**Fig.3.19** Comparison of measured and estimated energy consumption of the power consumption for tool path generated by CAM

また、**図 3.17(a)**の経路図にみられるように、Z 軸上昇後に X 軸が運動する経路が存在し、Z 軸上昇後に停止した場合における消費電力の増加分が含まれていることも、経路 A における消費エネルギーが極端に大きくなった原因といえる。このことから、Z 軸上昇後に他の軸が動作するような経路を回避することにより、工具経路における消費エネルギー削減の可能性がある。評価指標においても、3 章の**式(3.4)**に示したように Z 軸上昇後に停止中の消費電力増加分を考慮していることで、経路 A の消費エネルギーが大きくなることが評価されており、評価指標により実際の加工を想定した経路についても、経路の違いによる消費エネルギーの違いが評価できているといえる。

測定値と推定値の差については、評価指標では加減速時の消費エネルギーを考慮していないことに加えて、速度の変化が考慮されていないことに原因があると考えられる。このため、1mm あたりの消費エネルギーを速度の関数として評価指標を設定することで、より正確に消費エネルギーが推定できると考えられる。

## 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに 及ぼす工具経路の影響

---

### 3.4. 結 言

本章では、工具経路が工作機械の送り運動時の消費エネルギーにおよぼす影響を調査した。また、工作機械の送り駆動系における消費エネルギーに基づき、工具経路における消費エネルギー推定方法を提案した。また、提案する指標の妥当性を簡単な工具経路で確認した後、実際の加工を想定してCAMにより作成された工具経路の消費エネルギーの評価を行った。得られた結果を以下に示す。

- (1) 提案する指標により、工具経路と送り速度の違いによる消費エネルギーの違いを推定し、その大小を評価できる。
- (2) 提案する指標に基づいて、実際の加工を想定した工具経路においても経路の違いによる消費エネルギーの大小を評価できる。
- (3) 工具の移動距離が最も短く、運動時間も短い工具経路よりも、各軸の移動距離の合計が短い工具経路のほうが、送り運動に要する消費エネルギーは少ない。
- (4) 一定距離を送るのに要する消費エネルギーが最小になる送り速度が存在し、本研究で実験に使用した機械では、送り速度を 3000mm/min としたときに消費エネルギーが最小となった。

以上の結果から、同一形状の製品を加工する際にも工具経路および送り速度を考慮することで、運動に要する消費エネルギーが削減可能であることを示したといえる。また、提案する指標に基づいて工具経路における消費エネルギーを推定することにより、CAMにより生成された工具経路を評価することで、送り軸の消費エネルギーの観点から最適な工作物の設置方向、工具経路および送り速度を設定することが可能となり、生産現場における消費エネルギー削減に大きく貢献できると考えられる。

### 第3章 工作機械の送り運動時の消費エネルギーに 及ぼす工具経路の影響

---

#### 参考文献

- 1) Z. Haranuz, J. Zhu, T. Tanaka, Y. Saito: Optimal Tool Path Generation Method for Freeform Surface Machinig, Proceedings of International Conference on Leading Edge Manufacturing in 21st century, (2009) pp.3.
- 2) S. M. Uddin, S. Ibaraki, A. Matsubara, S. Nishida, Y. Kakino: Constant Engagement Tool Path Generation to Enhance Machining Accuracy in End Milling, JSME international journal. Series C, Mechanical systems, machine elements and manufacturing, 49, 1, (2006) pp.43.
- 3) C. J. Chiou, Y. S. Lee: A machining potential field approach to tool path generation for multi-axis sculptured surface machining, Computer aided design, 34, 5, (2002) pp.357.
- 4) T. Koizumi, K. Nakamoto, T. Ishida, Y. Takeuchi: Tool Path Generation For 5-Axis Control Milling Based on Area Division Method, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, 76, 772 (2009) pp.15.
- 5) 森重功一: 5軸制御加工のための工具経路生成に関する研究, 素形材, 49, 6, (2006) pp.1.
- 6) 森重功一, 加瀬究, 竹内芳美: 2次元 Configuration空間を用いた5軸制御加工における工具干渉回避法, 精密工学会誌, 62, 1 (1996) pp.80.
- 7) 森重功一, 加瀬究, 竹内芳美: C-Spaceを用いた5軸制御加工のための工具経路生成法, 精密工学会誌, 62, 12 (1996) pp.1783.
- 8) 森重功一, 竹内芳美: C-Spaceに基づいた5軸制御加工における工具姿勢の決定法—工具形状を考慮したC-Spaceの生成と安全第一加工戦略—, 精密工学会誌, 66, 7 (2000) pp.1142.
- 9) 上田康文, 井上武浩, 石田徹, 竹内芳美: 五軸NURBS補間加工用CAMシステムの開発(非干渉空間を利用した工具経路の生成), 日本機械学会論文集(C編), 74, 744 (2008) pp.135.

### 第4章

#### 送り駆動系の消費エネルギー収支

##### 4.1. 諸言

第2章では、数値制御工作機械の送り駆動系における消費電力を測定することで、様々な影響因子によってその消費電力が変化することを明らかにした。送り速度や制御パラメータなど一部の因子については設定変更が可能であるものの、その構成要素などを変更することは困難である。しかし、送り駆動系の消費電力は、駆動方法や案内面の摩擦特性などの影響因子によっても大きく変化することが予想され、その影響を明らかにすることにより、送り駆動系の消費電力削減が可能であると考えられる。

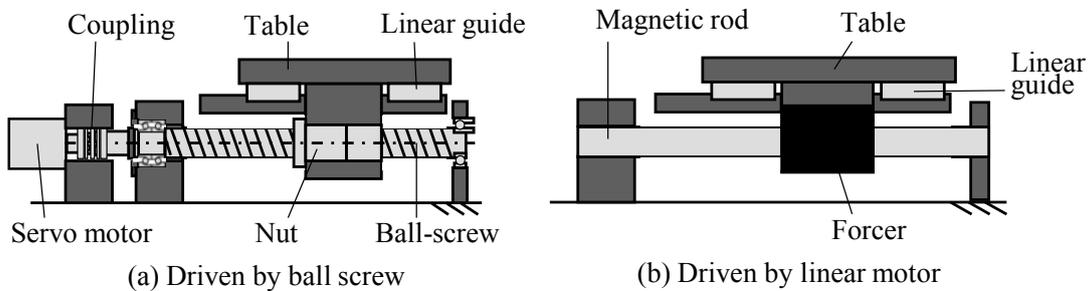
ボールねじやリニアモータを用いた送り駆動系は、マシニングセンタなどの数値制御工作機械ばかりではなく、搬送装置やロボットなどの一般産業機械、半導体や液晶製造装置といった生産設備で幅広く使用されていることから、その消費エネルギーの削減は生産設備全体の消費エネルギー削減に貢献することが期待される。しかしながら、これまで送り駆動系については、摩擦特性が送り駆動系の挙動に与える影響や、精密位置決めに関する研究は数多く行われてきたが<sup>1)~11)</sup>、送り駆動系の諸要素が消費電力に及ぼす影響について調査した例はみあたらなかった。

そこで本研究では、送り駆動系の消費エネルギーに着目し、送り駆動系における消費エネルギーの内訳を明らかにし、各消費エネルギーに影響を与える因子を実験的に調査することを目的とする。4.2節では実験に用いた1軸の送り駆動系の実験装置の構成および制御系の設定について説明する。4.3節では、送り駆動系の消費エネルギー収支を評価するために、この送り駆動系をモデル化することにより、各部におけるエネルギー損失の算出方法を説明する。4.4節において、等速送り運動させたときの測定結果から、送り駆動系における消費エネルギー収支を明らかにするとともに、送り速度、摩擦特性、応答特性が消費エネルギーにおよぼす影響について述べる。これらの結果から、今まで考慮されることのなかった消費エネルギーを考慮した送り駆動系の仕様や、使用法の検討につながることを期待される。

## 4.2. 実験装置

### 4.2.1. 実験装置の構成

送り駆動系の消費エネルギー収支を明らかとし、駆動系の構成要素がエネルギー収支に影響を及ぼす因子を調査するために、1軸の送り駆動系からなる実験装置を用いて消費電力の測定実験を行った。この実験装置は、テーブルと直動案内はそのままに、ボールねじ駆動とリニアモータ駆動を切り替えることができる設計となっている。実験装置の概略図を図 4.1 に示す。図 4.1(a) はボールねじ駆動の場合、図 4.1(b) はリニアモータ駆動の場合である。リニアモータにはコアレスのシャフト形モータを使用した。また、実験装置の主な仕様を表 4.1(a) および (b) にそれぞれ示す。サーボアンプの出力はどちらも 500W である。

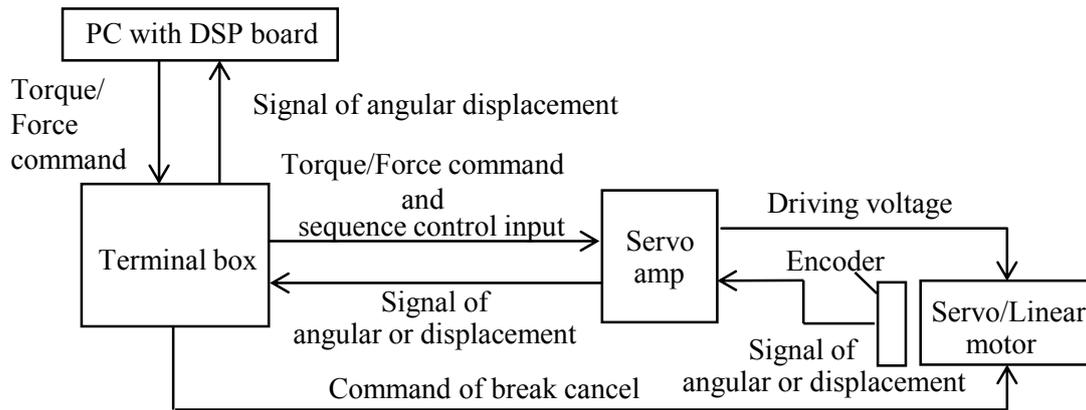


**Fig.4.1** Schematic of experimental apparatus

**Table 4.1** Specification of experimental apparatus

(a) Driven by ball screw	
Lead of ball screw	5mm
Power output of servo amplifier	500W
Rated power output of servo motor	450W
Rated torque of servo motor	2.86Nm (3592N)
Maximum torque of servo motor	8.92Nm (11204N)
Rated speed of servo motor	1500rpm (0.125m/s)
Maximum speed of servo motor	3000rpm (0.3m/s)
(b) Driven by linear motor	
Power output of servo amplifier	500W
Rated power output of linear motor	500W
Rated force of linear motor	51.9N
Maximum force of linear motor	234N
Rated speed of linear motor	4m/s
Maximum speed of linear motor	4m/s

## 第 4 章 送り駆動系の消費エネルギー収支



**Fig.4.2** Schematic of experimental apparatus

実験装置は、DSP ボードを搭載した PC からトルク指令電圧または推力指令電圧をサーボアンプに入力することで駆動される。DSP ボードには dSPACE 社の DS1104 を使用しており、dSPACE 社のソフトウェアを用いることで MathWorks 社製の MATLAB, Simulink 上で記述した制御系をそのまま実装できる。PC 上には速度および位置の 2 重のフィードバック制御系が構築され、その制御系は、位置ループ制御系を比例制御、速度ループ制御系を比例積分制御した一般的なものである。本研究で用いた実験装置の構成を図 4.2 に示す。

ボールねじ駆動の場合には、サーボモータに取り付けられたロータリエンコーダにより検出された角変位に基づいたフィードバック制御系を構築し、リニアモータ駆動の場合には、テーブルに取り付けられたリニアエンコーダによって検出される変位に基づいたフィードバック制御系を構築する。モータトルクおよびモータ推力については、サーボアンプから出力されるモニタ機能を使って測定する。

サーボモータのエンコーダ分解能の決定方法について説明する。本研究で使用したサーボモータは 20bit インクリメンタルエンコーダを備え、1048576 pulse/rev の分解能を持つ。エンコーダのパルス出力をカウントする DSP ボードにカウント可能なパルス数の上限があり、初期値を 0 としたとき、パルス数の上下限を  $-2.0 \times 10^6$  pulse から  $2.0 \times 10^6$  pulse にする必要がある。そこで、分解能を十分確保できる範囲でパルス数の設定を以下のように決定した。

最大ストローク  $S_{max}=334\text{mm}$  をテーブルが駆動したときのボールねじ回転回数  $R_{max}$  は、ボールねじのリード  $l=5\text{mm}$  と式(4.1)より  $R_{max}=66.8$  rev と求められる。

$$R_{max} = \frac{S_{max}}{l} \quad (4.1)$$

ボールねじが最大ストローク分まで回転したときのパルス数  $PB_{num}$  が  $\pm 2.0 \times 10^6$  pulse 以下となればよいので、式(4.2)より  $PB_{num}$  は 29940 pulse/rev 以下に設定する必要がある。よって、一回転あたりのパルス数  $PB_{num}$  を 20480 pulse/rev とした。

## 第4章 送り駆動系の消費エネルギー収支

$$PB_{num} = \frac{2.0 \times 10^6}{R_{max}} \quad (4.2)$$

この時、テーブル変位の検出分解能  $XB_{min}$  は、式(4.3)より  $0.24 \mu\text{m}$  と求められた。十分な分解能を得られていることがわかる。

$$XB_{min} = \frac{l}{PB_{num}} \quad (4.3)$$

リニアモータ駆動の場合におけるリニアスケールの分解能の設定方法について説明する。リニアスケールの目盛間隔  $P$  は  $2 \times 10^{-6} \text{ m}$  であり、検出される正弦波信号はシリアル変換モジュールによりパルス化され  $128 \times 10^3 \text{ pulse/m}$  の分解能でサーボアンプに入力される。またサーボアンプの仕様から、エンコーダ分周パルスの上限  $E_{max}$  は、リニアスケールの目盛間隔  $P$ 、リニアモータの最高速度  $VL_{max}$  とから、式(4.4)により  $E_{max}=28$  と計算できる。

$$E_{max} \leq \frac{P}{VL_{max}} \times 72 \quad (4.4)$$

ここで、本研究では十分な測定分解能を得るために、最高速度  $VL_{max}$  を  $0.5 \text{ m/s}$  とし、変位あたりのパルス数  $PL_{num}$  を  $3584 \times 10^3 \text{ pulse/m}$  に設定した。この時、テーブル変位の測定分解能  $X2_{min}$  は、式(4.5)より  $0.28 \mu\text{m}$  となり、十分な分解能を得られていることがわかる。

$$X2_{min} = \frac{1}{PL_{num}} \quad (4.5)$$

### 4.2.2. 制御系の設定

#### (1) ボールねじ駆動の場合

ボールねじ駆動の場合における実験装置の制御系のブロック線図を図 4.3 に示す。図中の、 $K_{pp}$  は位置ループ比例ゲイン、 $K_{vp}$  は速度ループ比例ゲイン、 $T_{vi}$  は速度ループ積分時間、 $T_{max}$  はサーボモータの最大トルクをそれぞれ表している。また、DAC は DA 変換器、Enc.Position1 はエンコーダのパルスカウンタである。パルスカウンタから出力される信号は変換係数  $\alpha_l$  を介して角変位に変換され、位置制御系と速度制御系へそれぞれフィードバックされる。速度制御系から出力されたトルク指令の値を最大トルク  $T_{max}$  で除し、最大トルクに対する比率としてのトルク指令を DSP ボードの DA 変換器へと入力する。DA 変換器は、入力されたデジタル信号を 10 倍しアナログ電圧信号へ変換して DSP ボードから出力する。ただし、このアナログ信号の大きさは  $-10\text{V}$  から  $+10\text{V}$  に制限される。入力されたアナログ信号によりサーボアンプはアナログ信号の  $10\text{V}$  を最大トルクとして、入力電圧に相当するトルク指令をサーボモータに入力する。

## 第 4 章 送り駆動系の消費エネルギー収支

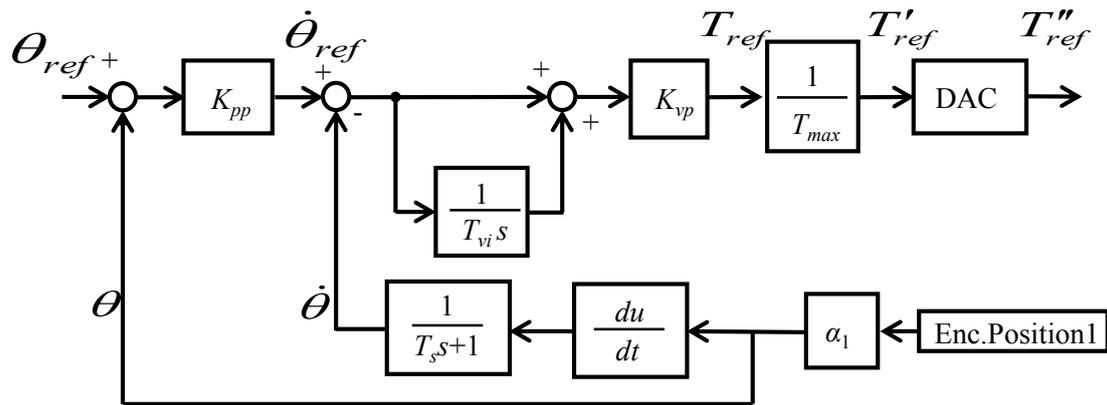
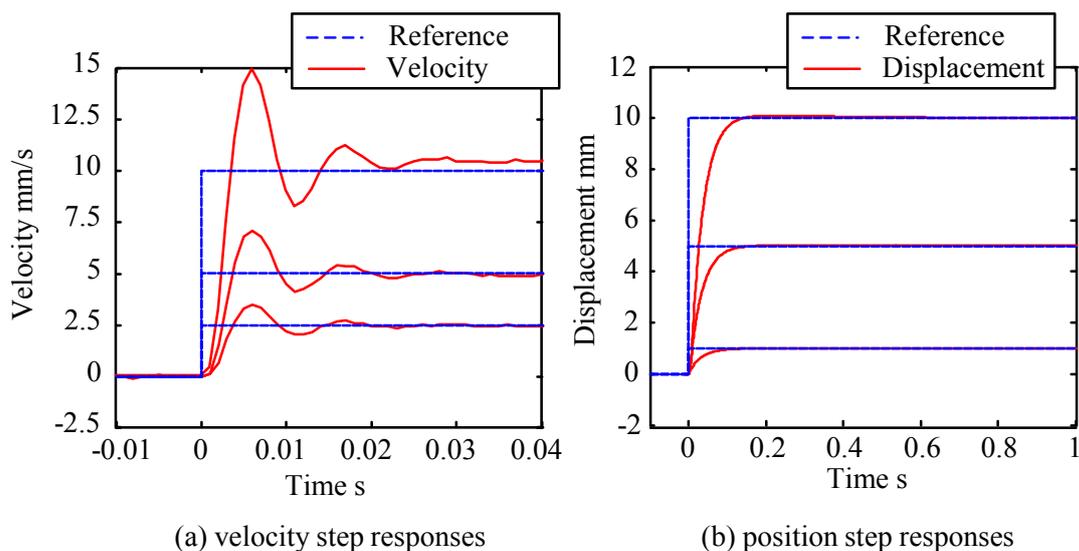


Fig.4.3 Block diagram in case driven by ball screw

各パラメータの決定方法について説明する．最大トルク  $T_{max}$  は実験機に用いられているサーボモータの仕様書に記載されている値を用いた．変換係数  $\alpha_1$  はサーボモータに取り付けられているエンコーダにより検出されたパルス位置と回転角の変換係数であり，サーボアンプの設定として分周パルス  $PB_{num}$  を 20480 Pulse/rev と設定しているため， $\alpha_1$  の変換係数は式(4.6)より  $3.07 \times 10^{-4}$  rad/pulse とした．

$$\alpha_1 = \frac{2\pi}{PB_{num}} \quad (4.6)$$

位置ループ比例ゲイン  $K_{pp}$  [1/s]，速度ループ比例ゲイン  $K_{vp}$  [kgm/s]，速度ループ積分時間  $T_{vi}$  [s] の設定方法について述べる．これらのゲインは，実験を繰り返して試行錯誤的に調整した．まず，制御系のブロック線図から位置制御系を取り除き，速度制御系にステップ状の速度指令を入力して実験を行った．その時，速度ループ比例ゲイン  $K_{vp}$  と速度ループ積分時間  $T_{vi}$  を試行錯誤的に変更しながらステップ応答が 1/4 減衰となる値を探した．1/4 減衰とは，目標値からの一回目の行き過ぎ量に対して，二回目の行き過ぎ量が 1/4 の大きさになり，その後目標値へ収束するような応答のことである．速度ループ比例ゲイン  $K_{vp}$  を 0.162kgm/s，速度ループ積分時間  $T_{vi}$  を 0.25s としたときステップ応答が 1/4 減衰となったため，これらの値を用いることとした．3 通りの速度ステップを入力した時のサーボモータの応答を，縦軸をサーボモータ角速度から換算したテーブル速度，横軸を時間として図 4.4(a) に示す．破線は速度指令を示し，実線はサーボモータの速度応答を示している．図 4.4(a) によると，サーボモータの応答がそれぞれ 1/4 減衰となっていることが確認できる．



**Fig.4.4** Comparison of the response to each input (ball screw)

**Table 4.2** Control parameters in case of driven by ball screw

Parameters	Unit	Values
Position loop proportional gain	$K_{pp}$	$s^{-1}$
Velocity loop proportional gain	$K_{vp}$	kgm/s
Velocity loop integration time constant	$T_{vi}$	s
Maximum torque	$T_{max}$	Nm
Time constant	$T_s$	s
Transformation coefficient	$\alpha_l$	rad/pulse

つぎに、位置ループ比例ゲインの決定を行った。位置ループ比例ゲインの決定には、「多軸制御工作機械送り駆動系の運動制御に関する研究」<sup>7)</sup>で提案されている部分的モデルマッチング法を用い、 $70s^{-1}$ とした。なお、図 4.3 に示したように、フィードバック速度に生じる振動を低減するために時定数  $T_s$  の一次ローパスフィルタを挿入しており、その時定数は制御系の特性に影響がないように試行錯誤的に調整した。

以上の方法により決定した各パラメータを表 4.2 に示す。また、決定したパラメータを用いて位置ステップ入力を行った際のサーボモータの応答を図 4.4(b)に示す。縦軸をサーボモータの回転角度から換算したテーブル変位、横軸を時間とした。図 4.4(b)によると、ステップ状の目標値に対してオーバシュートなく追従し、0.2 秒以下の十分短い時間で目標値に収束していることがわかる。

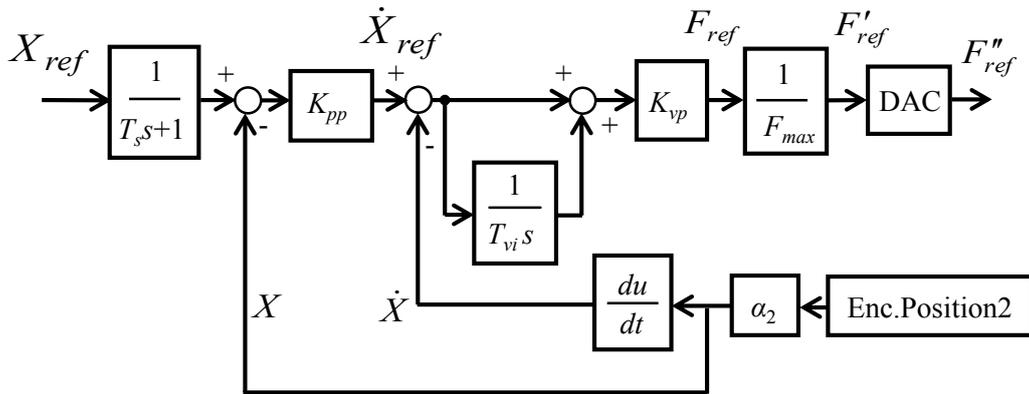


Fig.4.5 Block diagram in case driven by linear motor

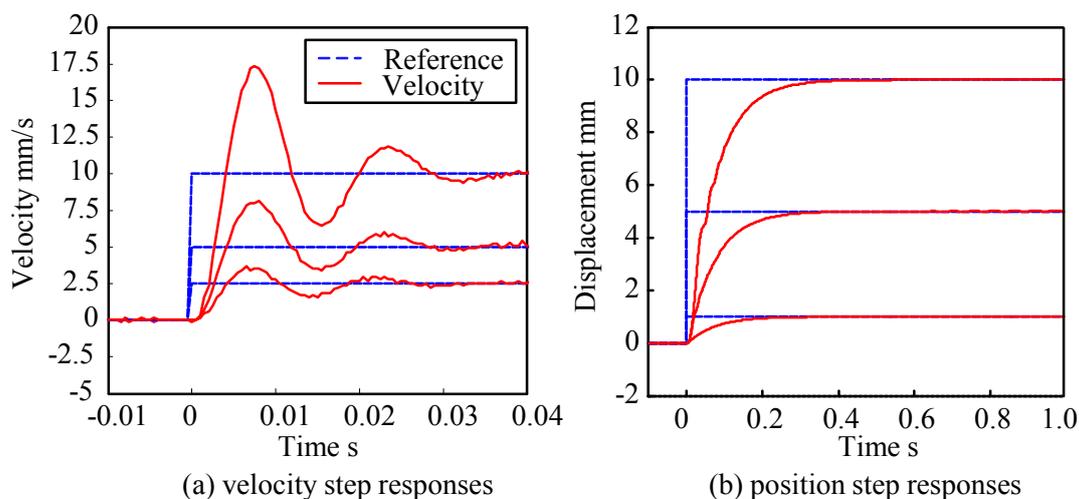
### (2) リニアモータ駆動の場合

リニアモータ駆動の場合における実験装置の制御系のブロック線図を図 4.5 に示す。図 4.5 において、 $K_{pp}$  は位置ループ比例ゲイン、 $K_{vp}$  は速度ループ比例ゲイン、 $T_{vi}$  は速度ループ積分時間、 $F_{max}$  はリニアモータの最大推力を示している。また、DAC は DA 変換器。Enc.Position2 はリニアエンコーダのパルスカウンタを表す。パルスカウンタから出力される信号は  $\alpha_2$  の変換係数を介して変位に変換され、位置制御系と速度制御系へそれぞれフィードバックされる。速度制御系から出力された推力指令の値を最大推力で除し、最大推力に対する比率としての推力指令を DSP ボードの DA 変換器へと入力する。DA 変換器は、入力されたデジタル信号を 10 倍シアナログ電圧信号へ変換して DSP ボードから出力する。

つぎに、各パラメータの決定方法について説明する。最大推力  $F_{max}$  は実験機に用いられているリニアモータの仕様書に記載されている値を用いた。変換係数  $\alpha_2$  は実験装置に取り付けられているリニアエンコーダにより検出されたパルス位置と移動距離の変換係数であり、サーボアンプの分周パルス  $PL_{num} = 3584 \times 10^3$  pulse/m のため、 $\alpha_2$  の変換係数は式(4.7)より  $0.28 \times 10^{-6}$  m/pulse とした。

$$\alpha_2 = \frac{1}{PL_{num}} \quad (4.7)$$

位置ループ比例ゲイン  $K_{pp}$  [1/s]、速度ループ比例ゲイン  $K_{vp}$  [kgm/s]、速度ループ積分時間  $T_{vi}$  [s] は、ボールねじ駆動の場合と同様に実験を繰り返して試行錯誤的に調整した。まず、制御系のブロック線図から位置制御系を取り除き、速度制御系にステップ状の速度指令を入力して実験を行った。その時、速度ループ比例ゲインと速度ループ積分時間を試行錯誤的に変更しながらステップ応答が 1/4 減衰となる値を探した。実験の結果、速度ループ比例ゲイン  $K_{vp} = 10000$  kgm/s、速度ループ積分時間  $T_{vi} = 0.002778$  s としたときに応答が 1/4 減衰となったため、これら



**Fig.4.6** Comparison of the response to each input (linear motor)

**Table 4.3** Control parameters in case of driven by linear motor

Parameters		Unit	Values
Position loop proportional gain	$K_{pp}$	$s^{-1}$	13
Velocity loop proportional gain	$K_{vp}$	kgm/s	10000
Velocity loop integration time constant	$T_{vi}$	s	0.002778
Maximum torque	$F_{max}$	N	234
Time constant	$T_s$	s	0.005
Transformation coefficient	$\alpha_2$	m/pulse	$0.28 \times 10^{-6}$

の値を速度ループ比例ゲインおよび積分時定数として用いた。そのときの結果を図 4.6(a)に示す。破線は速度指令を示し、実線は速度応答を示している。図 4.6(a)によると、3 通りの速度ステップ指令を入力した時の応答がそれぞれ 1/4 減衰となっていることが確認できる。

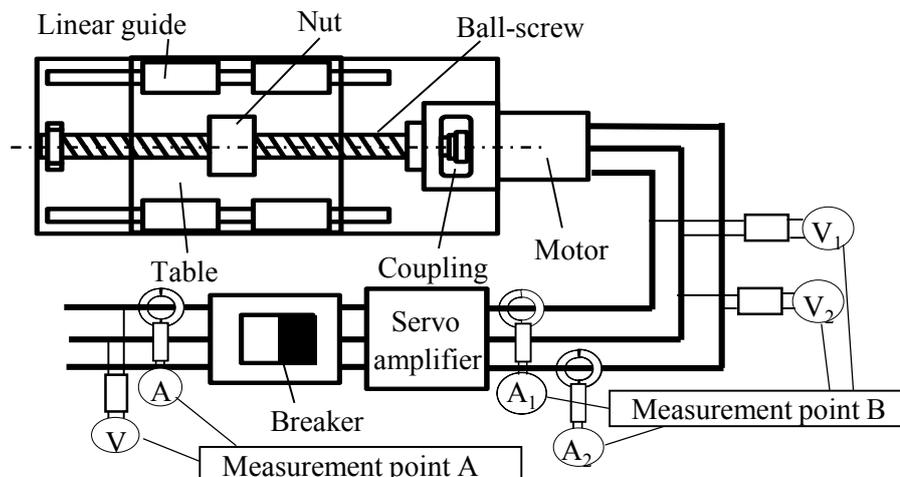
つぎに、位置ループ比例ゲインの決定を行った。位置ループ比例ゲインの決定には部分的モデルマッチング法を用いて計算し、 $13s^{-1}$ とした。なお、図 4.5 に示すように、リニアモータの推力飽和を回避するために位置指令に時定数  $T_s$  の一次ローパスフィルタを挿入し、その時定数は推力飽和が発生しないように試行錯誤的に調整した。

以上の方法により決定した各パラメータを表 4.3 に示す。また決定したパラメータを用いた場合の位置ステップ応答を図 4.6(b)に示す。図 4.6(b)によると、ステップ状に変化する位置指令に対して、オーバーシュートを生じることなく十分短い時間で収束していることがわかる。

### 4.2.3. 電力の測定方法

本研究ではサーボアンプに投入される電力，およびサーボモータまたはリニアモータにおいて消費される電力を測定するため，**図 4.7** に示すようにアンプ入力部(**図 4.7** 中の測定点 A)およびモータ動力ケーブル部(**図 4.7** 中の測定点 B)で電圧と電流を測定した．ボールねじ駆動の場合とリニアモータ駆動の場合で電力の測定箇所には違いがないため，ボールねじ駆動の場合の模式図を示している．実験装置にはメインブレーカから三相 200V の電圧が供給されている．ブレーカから供給される電力は三相平衡状態が保たれるため，アンプ入力部での測定には 1 電力計法を用いた．一方，モータ動力ケーブル部では三相不平衡状態となるため，電力の測定には 2 電力計法を用いることとした．電流はクランプ型の電流計を用いて電圧に変換し，電圧は差動プローブを用いて 1/1000 に降圧して測定した．電圧および電流の測定信号は，ローパスフィルタとアンプを介してノイズの除去と信号の増幅とを行い，AD 変換機を備えた DSP ボードを介して PC 上に記録した．測定のサンプリング周波数は 10kHz，ローパスフィルタはカットオフ周波数 1600Hz のベッセル形とした．

測定された電流および電圧は，**式(4.8)**を用いてそれぞれ実効値化を行う．ここで，**式(4.8)**中の  $T$  は積分周期である．通常，交流電流を実効値化する際には，積分周期を電流変化の 1 周期分とするが，本研究では電力の過渡状態も評価できるよう，積分時間を 1ms とした．電力は，サーボアンプ部では**式(4.9)**のように求める．モータケーブル部（測定点 B）では 2 電力計法を用いるため，2 つの測定器によって測定された電力を足し合わせることで**式(4.10)**のように計算する．**式(4.10)**中の  $V_{rms1}$ ， $I_{rms1}$  および  $V_{rms2}$ ， $I_{rms2}$  は測定点 B で用いた 2 つの測定器より得られた電流と電圧の実効値をそれぞれ示す．また，**式(4.9)**および**(4.10)**中の  $\cos \theta$  は力率であり，本研究では一般的な値とされる 0.8 の一定値とした．



**Fig.4.7** Measurement points of power consumption

$$I_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \{i(t)\}^2 dt}, \quad V_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T \{v(t)\}^2 dt} \quad (4.8)$$

$$P_A = \sqrt{3} V_{rms} I_{rms} \cos\theta \quad (4.9)$$

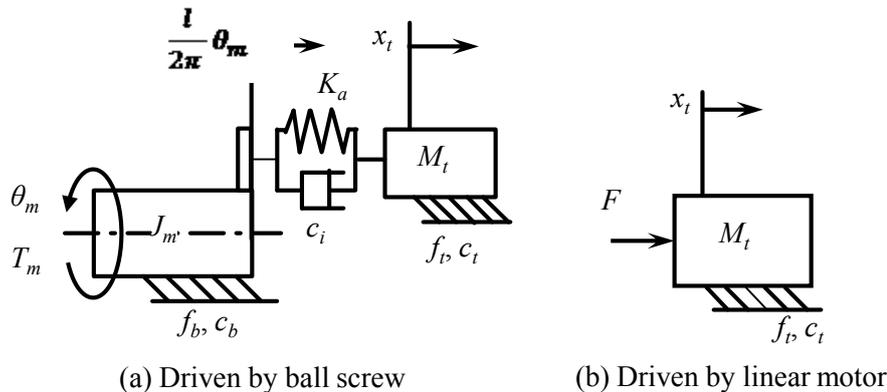
$$P_M = (V_{rms1} I_{rms1} + V_{rms2} I_{rms2}) \cos\theta \quad (4.10)$$

### 4.3. 送り駆動系における消費エネルギー収支の算出

#### 4.3.1. 送り駆動系のモデル化

本研究では、送り駆動系の消費エネルギーを、ブレーカからサーボアンプに投入されたエネルギー、サーボアンプで使用される電力、そして運動に使用されるエネルギーにわけて、各部での消費エネルギーを評価した。送り駆動機構の各部で消費されるエネルギーは直接測定することは不可能または困難であるため、送り駆動機構をモデル化することで、粘性摩擦やクーロン摩擦損失によるエネルギーを算出した。

送り駆動機構の数学モデルを図 4.8 に示す。図 4.8(a) はボールねじ駆動の場合、図 4.8(b) はリニアモータ駆動の場合のモデルである。ボールねじ駆動の場合には、モータロータとボールねじの慣性モーメント  $J_m$ 、被駆動体の質量  $M_t$ 、駆動機構の軸方向剛性  $K_a$ 、機構の内部減衰  $c_i$ 、直動転がり案内に生じる摩擦力  $f_t$  と粘性係数  $c_t$ 、および各軸受部とボールねじ-ナット間に生じる摩擦トルク  $f_b$  と粘性減衰係数  $c_b$  とを考慮した 2 自由度系としてモデル化した。リニアモータ駆動の場合には、被駆動体の質量  $M_t$ 、および直動転がり案内に生じる摩擦力  $f_t$  と粘性係数  $c_t$  とのみを考慮した 1 自由度系としてモデル化した。直動転がり案内やボールねじ-ナット間に生じる摩擦力については、簡単なクーロン摩擦としてモデル化した。



**Fig.4.8** Dynamic model of feed drive mechanism

## 第 4 章 送り駆動系の消費エネルギー収支

モデルの各パラメータの一覧を表 4.4 に示す。被駆動体の質量  $M_t$  およびボールねじのリード  $l$  は、実験装置の仕様から既知の値である。モータとボールねじの慣性モーメント  $J_m$  については、カタログ値から計算した。各パラメータの求め方について説明する。

モータとボールねじの慣性モーメント  $J_m$  はボールねじの慣性モーメント  $J_s$ 、モータの慣性モーメント  $J_M$ 、およびカップリングの慣性モーメント  $J_c$  から式(4.11)より計算した。ここで、各慣性モーメントの値の決定方法について説明する。

$$J_m = J_s + J_M + J_c \quad (4.11)$$

ボールねじの慣性モーメント  $J_s$  については、ボールねじのカタログ値より単位長さあたりのねじ軸慣性モーメント  $J_{s,l} = 3.01 \times 10^{-7} \text{kgm}^2/\text{mm}$  であり、ボールねじの全長  $l_s$  が  $l_s = 770 \text{mm}$  であることから、式(4.12)により  $J_s = 2.32 \times 10^{-4} \text{kgm}^2$  と求めた。

**Table 4.4** Parameters of dynamic models  
(a) Driven by ball screw

Parameters	Unit	Values	
Inertia of motor and ball-screw	$J_m$	$\text{Kgm}^2$	$5.65 \times 10^{-4}$
Viscous coefficient of motor and ball-screw	$c_b$	$\text{Nms/rad}$	$1.56 \times 10^{-3}$
Coulomb's friction torque	$f_b$	$\text{Nm}$	0.072
Mass of table and linear guide	$M_t$	$\text{kg}$	24.9
Viscous coefficient of table and linear guide	$c_t$	$\text{Ns/m}$	31.9
Coulomb's friction force	$f_t$	$\text{N}$	89.9
Equivalent axial stiffness	$K_a$	$\text{N/m}$	$4.2 \times 10^7$
Internal damping coefficient	$c_i$	$\text{Ns/rad}$	1000
Lead of ball-screw	$l$	$\text{m}$	$5.0 \times 10^{-3}$
Motor torque	$T_m$	$\text{Nm}$	
Rotational angle of motor	$\theta_m$	$\text{Rad}$	
Axial displacement of table	$x_t$	$\text{m}$	

(b) Driven by linear motor

Parameters	Unit	Values	
Mass of table and linear guide	$M_t$	$\text{kg}$	26
Viscous coefficient of table and linear guide	$c_t$	$\text{Ns/m}$	31.9
Coulomb's friction force	$f_t$	$\text{N}$	12.4
Motor force	$F$	$\text{Nm}$	
Displacement of table	$x_t$	$\text{m}$	

## 第 4 章 送り駆動系の消費エネルギー収支

$$J_s = J_{s1} l_s \quad (4.12)$$

モータの慣性モーメント  $J_M$  およびカップリングの慣性モーメント  $J_C$  はそれぞれカタログ値とした。以上より得られた各慣性モーメントの値を表 4.5(a) に示す。

被駆動体の質量  $M_t$  はテーブル質量  $M_T$ 、リニアガイドの質量  $M_l$ 、ナットの質量  $M_n$  および負荷質量  $M_f$  をカタログから取得し、その合計とした(式(4.13))。計算に用いた各質量の値を表 4.5(b) に示す。

$$M_t = M_T + M_l + M_n + M_f \quad (4.13)$$

実験装置の軸方向剛性  $K_a$  はボールねじの軸方向剛性  $K_{s1}$ 、ボールねじのねじり剛性の軸方向換算  $K_{s2a}$ 、カップリングのねじり剛性の軸方向換算  $K_{cal}$ 、ボールベアリングの軸方向剛性  $K_b$ 、ナットの軸方向剛性  $K_n$  とから、式(4.14)に示すように計算する。

$$\frac{1}{K_a} = \frac{1}{K_{s1}} + \frac{1}{K_{s2a}} + \frac{1}{K_{cal}} + \frac{1}{K_b} + \frac{1}{K_n} \quad (4.14)$$

ボールねじの軸方向剛性  $K_{s1}$  は、ボールねじのねじ軸断面積  $A[\text{mm}^2]$ 、ヤング率  $E[\text{N/mm}^2]$ 、および取付間距離  $L[\text{mm}]$  とから式(4.15)により計算した。ここで、ボールねじのねじ軸断面積はねじ軸谷径  $D_c[\text{mm}]$  より式(4.16)のように得た。ヤング率  $E$  は  $E=2.06 \times 10^5 \text{ N/mm}^2$ 、取付間距離  $L$  はボールねじの中心とし、 $L=385 \text{ mm}$  とした。またボールねじの主な寸法を表 4.6(a) に示す。

**Table 4.5** Inertia and mass of each parts of ball screw drive mechanism

(a) Inertia

Parameters		Unit	Values
Inertia of rotary factor	$J_m$	kg	$5.65 \times 10^{-4}$
Inertia of ball screw	$J_s$	kg	$2.32 \times 10^{-4}$
Inertia of motor	$J_M$	kg	$3.33 \times 10^{-4}$
Inertia of coupling	$J_c$	kg	$8.61 \times 10^{-8}$

(b) Mass

Parameters		Unit	Values
Equivalent mass	$M_t$	kg	24.9
Mass of table	$M_T$	kg	10.6
Mass of linear-guide	$M_l$	kg	3.2
Mass of nut	$M_n$	kg	0.72
Mass of load	$M_f$	kg	10.4

## 第 4 章 送り駆動系の消費エネルギー収支

$$\frac{1}{K_{s1}} = \frac{AE}{1000L} \quad (4.15)$$

$$A = \frac{\pi}{4} D_c^2 \quad (4.16)$$

ボールねじのねじり剛性の軸方向換算  $K_{s2a}$  は、ねじ軸外径  $D_p$ [mm]、横弾性係数  $G$ [N/mm<sup>2</sup>]、取り付間距離  $L$ [mm]、およびボールねじのリード  $l$ [mm]とから式(4.17)のように計算した。横弾性係数  $G$  はボールねじの素材を鋼とし、 $G=78.5 \times 10^3$  [N/mm<sup>2</sup>]とした。

$$K_{s2a} = \frac{\pi D_p^4}{32 \cdot L} G \cdot \left( \frac{2\pi}{l} \right)^2 \quad (4.17)$$

カップリングのねじり剛性の軸方向換算  $K_{cal}$  は、カップリングのねじりばね定数  $k_c$ [Nm/rad]、およびボールねじのリード  $l$ [mm]とから式(4.18)により計算した。カップリングのねじりばね定数はカタログに記載の  $k_c=1.0 \times 10^4$  [Nm/rad]を用いた。

$$K_{cal} = k_c \cdot \left( \frac{2\pi}{l} \right)^2 \quad (4.18)$$

ボールベアリングの軸方向剛性  $K_b$  およびナットの軸方向剛性  $K_n$  は、カタログより、それぞれ  $K_b=6.25 \times 10^7$  [N/m]、 $K_n=3.53 \times 10^8$  [N/m]と得られた。以上のように計算およびカタログから得られた各部の軸方向剛性より、式(4.14)を用いて実験装置の等価軸方向剛性を計算した。各部の軸方向剛性と等価軸方向剛性とを表 4.6(b)に示す。

**Table 4.6** Specification of experimental apparatus

(a) Parameters of ball-screw

Parameters	Unit	Values	
Mass of ball-screw	$M_m$	kg/m	3.35
Outside diameter of ball- screw	$D_p$	m	0.025
Inside diameter of ball-screw	$D_c$	m	0.0222
Length of ball screw	$L_b$	m	0.77

(b) Stiffness of each parts

Parameters	Unit	Values	
Equivalent axial stiffness	$K_a$	N/m	$4.2 \times 10^7$
Axial stiffness of ball screw	$K_s$	N/m	$2.07 \times 10^8$
Torsion stiffness of ball-screw	$K_l$	N/m	$1.23 \times 10^{10}$
Torsion stiffness of coupling	$K_c$	N/m	$1.58 \times 10^{10}$
Axial stiffness of ball bearing	$K_b$	N/m	$6.25 \times 10^7$
Axial stiffness of ball nut	$K_n$	N/m	$3.53 \times 10^8$

## 第 4 章 送り駆動系の消費エネルギー収支

**Table 4.7** Mass of each parts of linear motor

Parameters		Unit	Values
Equivalent mass	$M_t$	kg	24.9
Mass of table	$M_T$	kg	10.6
Mass of linear-guide	$M_l$	kg	3.2
Mass of load	$M_f$	kg	10.4
Mass of forcer	$M_F$	kg	1.3
Mass of spacer	$M_s$	kg	0.5

リニアモータ駆動の場合における被駆動体の質量  $M_t$  は、テーブル質量  $M_T$ 、リニアガイドの質量  $M_l$ 、フォーサの質量  $M_F$ 、スペーサ質量  $M_s$  及び負荷質量  $M_f$  をカタログ及び測定により取得し、式(4.19)により計算した。各質量の値を表 4.7 に示す。

$$M_t = M_T + M_l + M_F + M_s + M_f \quad (4.19)$$

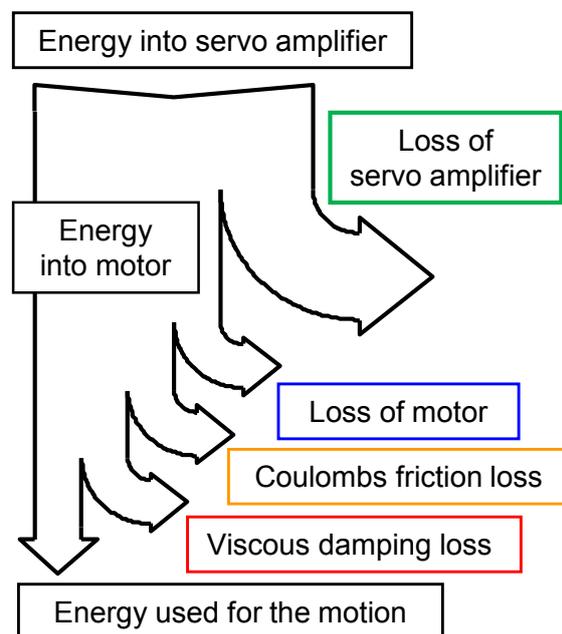
### 4.3.2. エネルギー損失の算出方法

送り駆動系に存在する損失を、

- (1) 粘性摩擦による損失  $L_c$  [J]
- (2) クーロン摩擦による損失  $L_f$  [J]
- (3) サーボアンプによる損失  $L_a$  [J]
- (4) モータによる損失  $L_m$  [J]

の四つに大別した。

送り駆動系のエネルギー収支は図 4.9 に示すように、サーボアンプに投入されるエネルギーのうち、それぞれの損失を差し引いたものが運動に使用されるエネルギーとして考えられる。サーボアンプに投入されるエネルギーについてはサーボアンプ入力部(図 4.7 の測定点 A)での測定電力から算出される。各損失の算出方法について説明する。



**Fig.4.9** Energy usage of feed drive system

### (1) 粘性摩擦による損失

粘性摩擦による抵抗力  $F_c$  [N]は粘性摩擦係数  $c$  [Ns/m]と被駆動体の速度  $\dot{x}$  [m/s]とから式(4.20)のように表される。よって、被駆動体が  $dx$  [m]運動したときに  $F_c$  がする仕事  $L_c$  は式(4.21)で表され、これが粘性摩擦によるエネルギー損失になる。ここで、ボールねじ駆動のばあいにおける粘性摩擦係数  $c$  は、等速運動を行わせたときのモータトルクを測定して平均することで摩擦力の速度依存性を測定し、その結果を一次式で近似することでクーロン摩擦力  $f$  と粘性係数  $c$  とを同定した結果である。このため、機構の内部減衰  $c_i$ 、粘性係数  $c_t$  および各軸受部とボールねじ-ナット間に生じる粘性減衰係数  $c_b$  のすべてが含まれたものである。リニアモータ駆動の場合には粘性摩擦の発生する場所が直動転がり案内のみであると考えられ、直動転がり案内に生じる粘性係数  $c_t$  と同じとなる。

$$F_c = c\dot{x} \quad (4.20)$$

$$L_c = \int_0^x F_c dx = \int_0^t c\dot{x}^2 dt \quad (4.21)$$

### (2) クーロン摩擦による損失

実験装置が距離  $dx$  を運動したときにクーロン摩擦  $f$  がする仕事  $L_f$  は式(4.22)のように表され、これをクーロン摩擦によるエネルギー損失とする。クーロン摩擦  $f$  についても、ボールねじ駆動の場合には直動転がり案内に生じる摩擦力  $f_t$  および各軸受部とボールねじ-ナット間に生じる摩擦トルク  $f_b$  が含まれたものである。リニアモータ駆動の場合には粘性摩擦と同様に、クーロン摩擦  $f$  は直動転がり案内に生じる摩擦力  $f_t$  と同じとなる。

$$L_f = \int_0^x f dx = \int_0^t f \dot{x} dt \quad (4.22)$$

### (3) サーボアンプで消費されるエネルギー

サーボアンプは、サーボアンプに供給された三相交流を直流に変換するコンバータ部、モータ駆動電圧を生成するインバータ部、サーボ情報を処理する制御部、サーボアンプの冷却を行うファンなどの装置からなり、各装置が消費するエネルギーを計算より求めるのは非常に困難である。よって本研究では式(4.23)に示すように、アンプ入力部とモータ動力ケーブル部でそれぞれ測定された電力  $P_{in}$ 、 $P_{out}$  の差を、サーボアンプで消費されたエネルギー  $L_a$  とした。また、減速時にモータからアンプに回生される電力については、アンプに備えられた抵抗により消費されるため、これはアンプ消費エネルギーに含まれる。

$$L_a = \int_0^t (P_{in} - P_{out}) dt \quad (4.23)$$

### (4) モータ損失

モータの損失として，一般的には鉄損，銅損，および機械損失が挙げられるが，機械損失は実験装置全体の摩擦損失とあわせて評価される．本研究では，まずは簡易的に送り駆動系全体のエネルギー収支を検討するため，複雑な計算が必要となる鉄損については考慮せず，モータコイルの相間抵抗から計算できる銅損のみを考慮することにした．ボールねじ駆動の場合には，モータの相間抵抗  $R_B[\Omega]$  と電流  $A_{rms}$  から，式(4.24)のようにモータ損失  $L_m$  を求める．電流はモータのトルク定数  $T_c[\text{Nm}/\text{Arms}]$  と実際に測定されたトルクから式(4.25)により算出した．リニアモータ駆動の場合には，式(4.26)のようにリニアモータの相間抵抗  $R_L[\Omega]$  と電流からモータ損失を求める．電流は式(4.27)のように，モータの推力定数  $F_c[\text{N}/\text{Arms}]$  および実際に測定された推力  $F$  から，ボールねじ駆動の場合と同様に求めた．

$$L_{mB} = R_B A_{rms}^2 = \int_0^t R_B \left( \frac{T}{T_c} \right)^2 dt \quad (4.24)$$

$$A_{rms} = \frac{T}{T_c} \quad (4.25)$$

$$L_{mL} = R_L A_{rms}^2 = \int_0^T R_L \left( \frac{F}{F_c} \right)^2 dt \quad (4.26)$$

$$A_{rms} = \frac{F}{F_c} \quad (4.27)$$

## 4.4. 送り駆動系における消費エネルギー収支の評価

### 4.4.1. 駆動方法および送り速度によるエネルギー収支の違い

ボールねじ駆動の場合とリニアモータ駆動の場合における送り駆動系の消費エネルギー収支を算出した．送り量は 100 mm とし，送り速度を 1500, 4500, 7500 mm/min の 3 通りに変化させて等速送り運動したときの消費電力の測定結果についてボールねじ駆動の場合は図 4.10 に，リニアモータ駆動の場合は図 4.11 をそれぞれ示す．また，そのときの各駆動方法におけるエネルギー収支を図 4.12 に示す．左にボールねじ駆動の場合，右にリニアモータ駆動の場合の結果を速度ごとに示している．図中の  $E_{in}$  はサーボアンプに投入された全エネルギー， $E_{out}$  は最終的に運動に使われたエネルギーである．

## 第4章 送り駆動系の消費エネルギー収支

図 4.10 および図 4.11 によると、同じ送り速度ではボールねじ駆動よりもリニアモータ駆動のほうが、アンプおよびモータで投入される電力が小さいことがわかる。また図 4.12 から、アンプに投入されるエネルギーが、ボールねじ駆動の場合に比べてリニアモータ駆動の場合のほうが小さいことがわかる。これは、ボールねじ駆動の場合には、リニアモータ駆動の場合には存在しないベアリングやボールねじ-ナット間で生じる摩擦が大きいためであると考えられる。

エネルギー収支の内訳についてみると、どちらの駆動方法でも、サーボアンプで消費されるエネルギーの割合がほかと比べて非常に大きいことがわかる。図 4.12 左図によると、ボールねじ駆動の場合には、送り速度 1500 mm/min において運動に使われるエネルギーは、投入されたエネルギーに対して 0.3%と非常に小さく、アンプでは 90%ものエネルギーが消費されている。

一方、送り速度が 7500 mm/min と高くなると、アンプで消費される電力は 64%と小さくなり、運動に必要とされるエネルギーは 17%に増加していることがわかる。

これは、アンプでの消費電力は送り速度によらずほぼ一定であり、送り速度が高くなることで運動に要する時間が短くなり、相対的にアンプで定常的に消費されるエネルギーの割合が小さくなるためである。

図 4.12 右図をみると、リニアモータ駆動の場合においてもボールねじ駆動の場合と同様に、送り速度が大きくなるにつれてアンプで消費されるエネルギーの割合が小さくなることがわかる。しかしながら、リニアモータ駆動の場合、どの速度においてもアンプで消費されるエネルギーの割合が 85%以上と非常に大きく、運動に使われるエネルギーの割合は最大でも 1.6%である。投入された全エネルギーと運動に使われたエネルギーとの比（エネルギー効率）の観点からみると、ボールねじ駆動の場合のほうが効率がよいといえる。

粘性摩擦およびクーロン摩擦による損失についてみると、ボールねじ駆動の場合のほうが、リニアモータ駆動の場合と比べて損失の割合が大きくなっている。さらに、ボールねじ駆動の場合には、送り速度が高くなると粘性摩擦損失の割合が増え、7500 mm/min で送ったときには 13.1%となるが、リニアモータ駆動の場合には粘性摩擦損失は最大でも 0.5%と非常に小さい。一方、モータ損失の割合についてみると、ボールねじ駆動では最大 2.7%であるのに対し、リニアモータ駆動では最大で 9.7%となっている。

以上の結果から、どちらの駆動方法においてもサーボアンプで消費されるエネルギーが非常に大きく、運動に必要とされるエネルギー、モータおよび摩擦損失の占める割合は小さいことが明らかとなった。また、ボールねじ駆動はリニアモータ駆動の場合には存在しないベアリングやボールねじ-ナット間で生じる摩擦が大きいため、駆動系全体の消費エネルギーは大きいですが、サーボアンプで消費されるエネルギーの割合がリニアモータ駆動の場合に比べて小さい。

## 第4章 送り駆動系の消費エネルギー収支

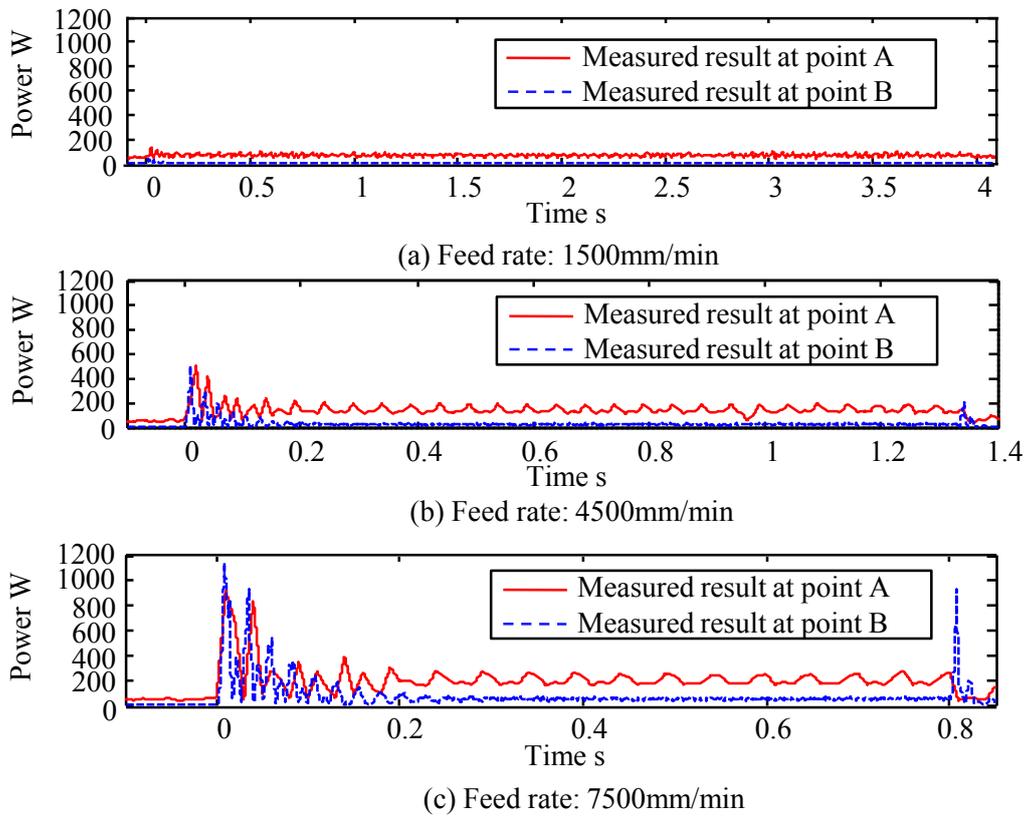


Fig.4.10 Power consumption of feed drive system driven by ball screw

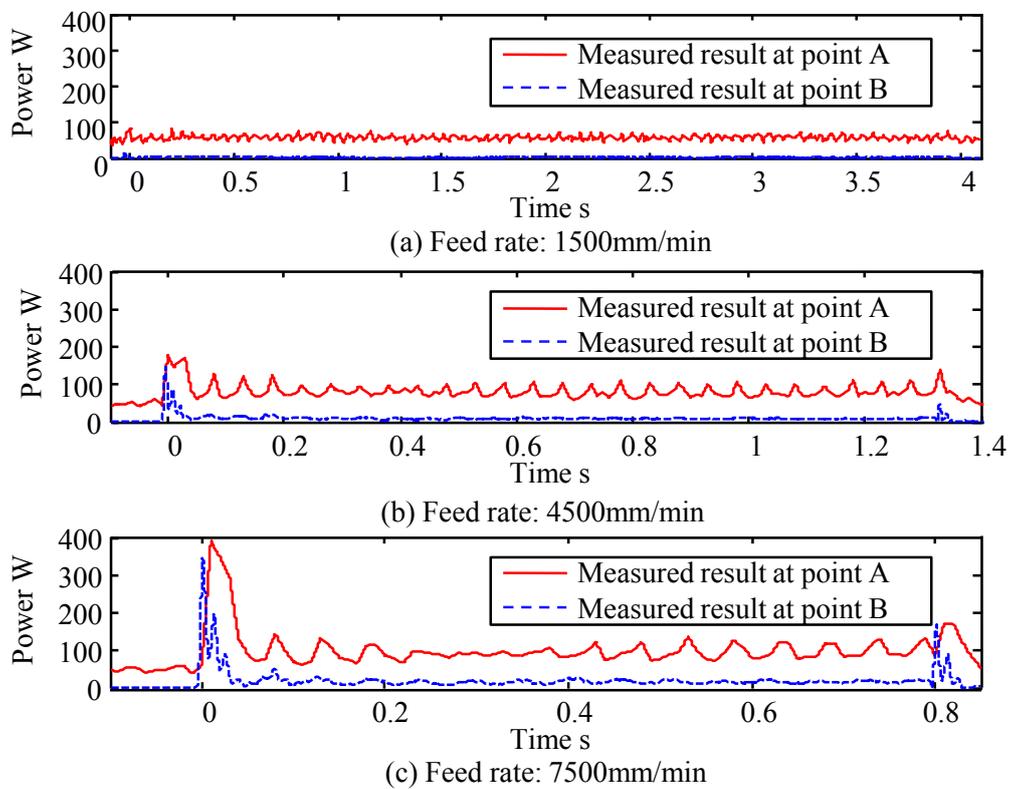
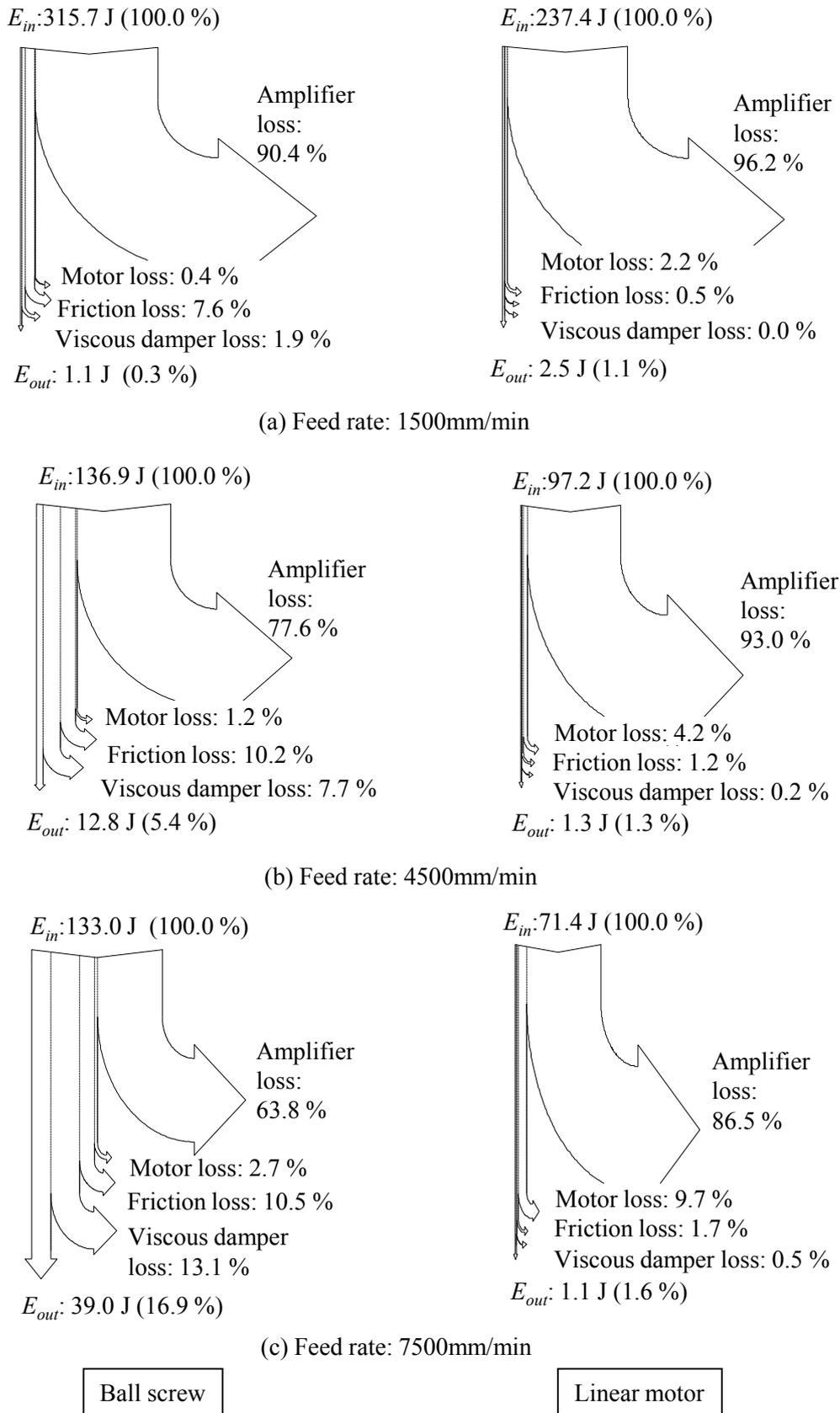


Fig.4.11 Power consumption of feed drive system driven by linear motor

## 第 4 章 送り駆動系の消費エネルギー収支



**Fig.4.12** Comparison of energy usage of feed drive system

## 第4章 送り駆動系の消費エネルギー収支

### 4.4.2. 直動転がり案内の摩擦力がエネルギー収支に及ぼす影響

リニアモータ駆動の場合、摩擦が存在する要素が直動転がり案内のみであり、直動転がり案内における摩擦特性の変化が、送り駆動系のエネルギー収支に直接影響をあたえることが予想される。このことから、リニアモータ送り駆動系の直動転がり案内に3種類のグリースを充填することで摩擦特性を変化させ、それぞれの消費エネルギーを測定することで、直動転がり案内における摩擦力が送り駆動系のエネルギー収支におよぼす影響を調査した。

各グリースの特性を表す指標として、基油動粘度と混和ちょう度をそれぞれ表4.8に示す。また、グリースの仕様を付録3に記す。各グリースを4つのキャリッジに0.5ccずつ充填した場合の直動転がり案内の摩擦特性を調べるため、100mmの距離を送り速度を変えて、等速直線運動させたときのモータ推力を測定した。そこから各送り速度における平均推力を算出し、速度と平均推力との関係として整理した。等速運動中のモータ推力は直動転がり案内の摩擦力と等しいと考えられる。各グリースともに1500mm/min以上で摩擦力が線形的に変化したため、1500mm/min以上の速度における平均推力の変化を一次式で近似し、その傾きを粘性係数、切片をクーロン摩擦力とした。速度と平均推力との関係を図4.13に、表4.9に求めた粘性係数と切片を示す。基油動粘度が99m<sup>2</sup>/sであるグリースBを充填した場合に、粘性係数が204.2Ns/mと最も大きくなっている。基油動粘度が最も高い170m<sup>2</sup>/sであるグリースAを充填した場合の粘性係数は62.0Ns/mとなっており、粘性係数の大きさはグリースの基油動粘度のみでは決まらないことがわかる。

送り速度を1500, 3000, 4500, 6000, 7500mm/minの5通りに変えて、等速送り運動した場合における消費エネルギーを図4.14(a)に、このときの各損失を図4.14(b)から(d)に示す。図4.14(a)では、摩擦特性の違いによる影響をよりわかりやすくするため、サーボアンプによる消費エネルギーを除いて表示している。また、(b)モータ損失、(c)粘性摩擦による損失、および(d)クーロン摩擦による損失として示す。

Table 4.8 Characteristic of each grease

Grease	Kinematic viscosity of base oil [m <sup>2</sup> /s]	Worked penetration	Grease type
A	170	275	Lithium-based
B	99	280	Urea-based
C	25	288	Urea-based

## 第 4 章 送り駆動系の消費エネルギー収支

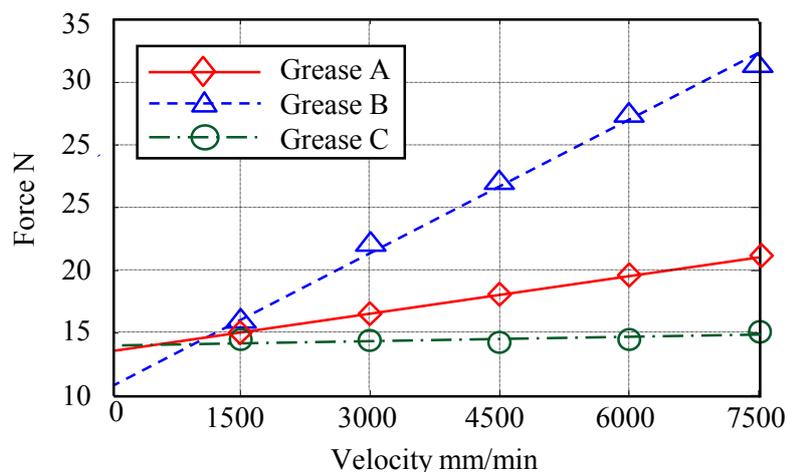


Fig.4.13 Relationships between Friction force and velocity

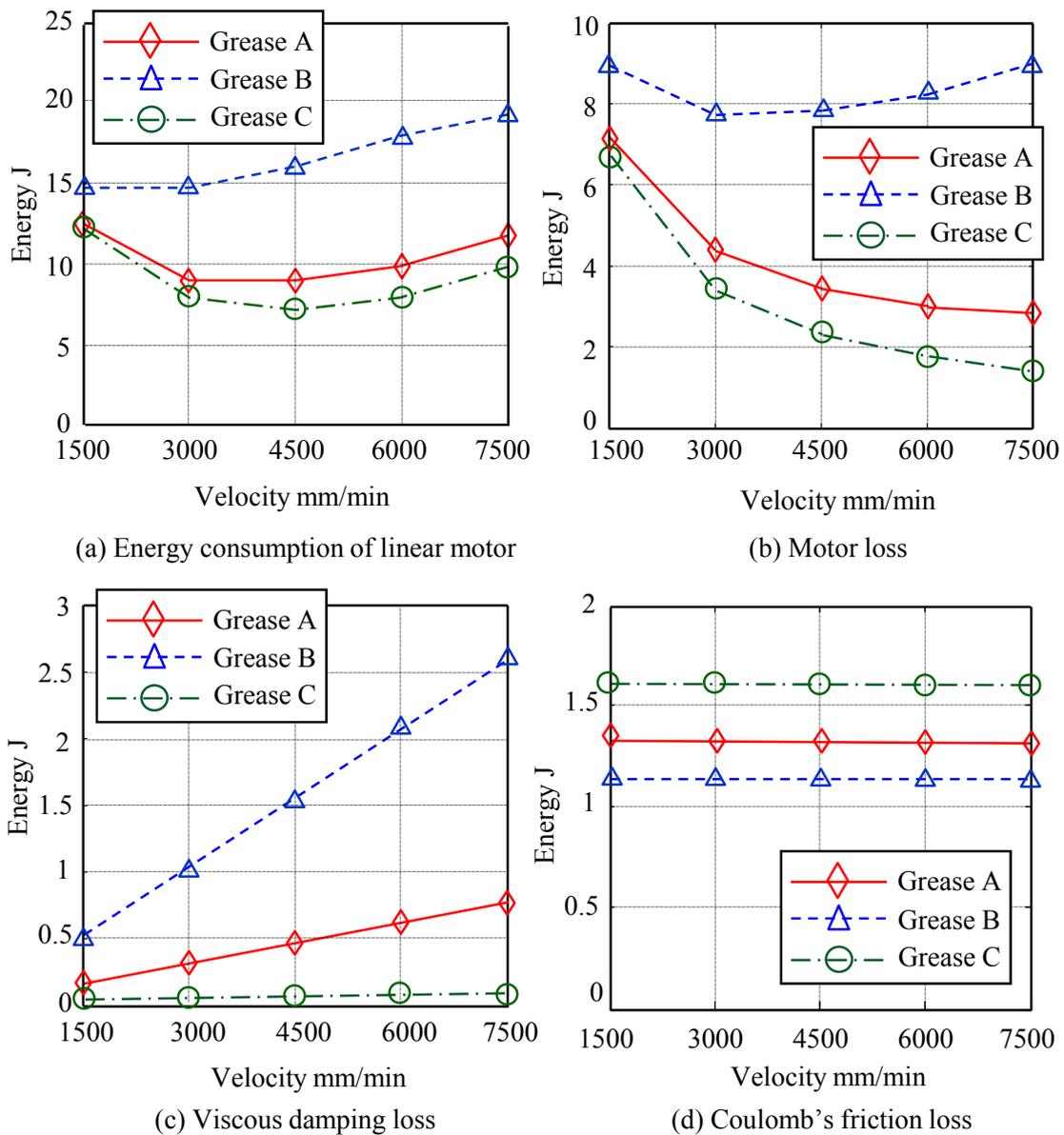
Table 4.9 Friction characteristics of each grease

Grease type	Viscous coefficient $c$ [Ns/m]	Coulomb's friction $f$ [N]
A	62.0	13.2
B	204.2	11.4
C	5.9	14.0

図 4.14(a)によると、摩擦特性が消費エネルギーに影響をおよぼしており、グリース B を充填した場合に、どの速度においても消費エネルギーが最も大きくなっていることがわかる。また、図 4.14(b), (c)および(d)をみると、粘性摩擦やクーロン摩擦によるエネルギー損失に比べて、モータ損失が大きいことがわかる。このモータ損失は、4.3 節の式(4.26)に示したようにあらわされ、図 4.13 に示した各速度における摩擦力を代入することにより求められる。そのため、モータ損失の大きさは、各グリースにおける摩擦力の大きさに依存している。このことから、直動転がり案内に充填するグリースによりその摩擦力を小さくすることで、送り駆動系の消費エネルギーが削減可能であるといえる。

さらに、図 4.14(a)によるとグリース A または C を充填した場合、送り速度 4500mm/min 付近において消費エネルギーが極小となっている。図 4.14(b)および(c)によると、モータ損失(図 4.14(b))が速度の増加に伴い減少するのに対して、粘性摩擦による損失(図 4.14(c))は速度に比例して大きくなることから、この関係によって、グリース A または C を充填した場合のエネルギー損失を極小とする速度が存在する。

## 第 4 章 送り駆動系の消費エネルギー収支



**Fig.4.14** Influence of friction characteristics to the energy consumption of linear motor and each losses

以上の結果から、リニアモータ駆動の送り駆動系において、直動転がり案内の摩擦特性が、消費エネルギーに大きな影響をおよぼすことが明らかとなった。また、摩擦力の小さいグリースを充填することや、最適な送り速度で運動させることによって、リニアモータ駆動の送り駆動系における消費エネルギー削減の可能性はある。

### 4.4.3. 送り駆動系の応答特性が消費エネルギーに及ぼす影響

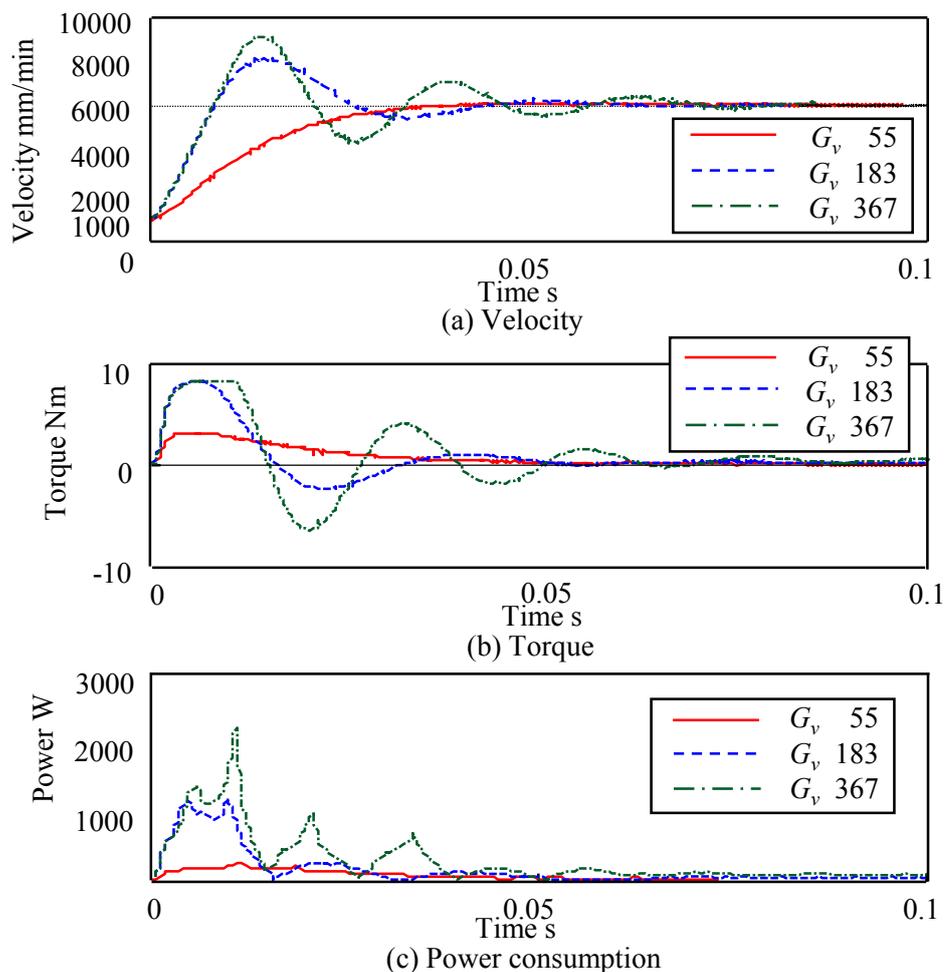
送り駆動系の応答特性が消費エネルギーに及ぼす影響を調べるため、1000mm/min から 6000mm/min への速度ステップを指令したときの消費電力を測定した。このとき制御系は位置制御系を除いた速度制御系のみとし、速度ループゲイン  $G_v$  を 55, 183 および  $367 \text{ s}^{-1}$  の3通りに設定した。ボールねじ駆動の場合におけるこのときの速度変化、トルクおよび消費電力を図 4.15(a),(b)および(c)にそれぞれ示す。図 4.15(a)および(c)をみると、速度ループゲインを大きくするほど速度ステップ応答が振動的になり、それに伴い消費電力も大きく振動的になっていることがわかる。

各速度ループゲインにおいて、運動開始から速度の振動が収束する 0.1 秒後までの消費エネルギーと運動エネルギーの変化量とを算出した結果を表 4.10 に示す。ここで、運動エネルギーの変化量は、速度の振動による物体の運動エネルギーの変化量  $E$  を図 4.16 に示すような速度の遷移ごとに式(4.27)を用いて算出し、その総和として表している。ここで式(4.27)中の  $M$  は、テーブル質量と回転系の慣性モーメントを並進質量に換算したものとを合計したものをを用いた。

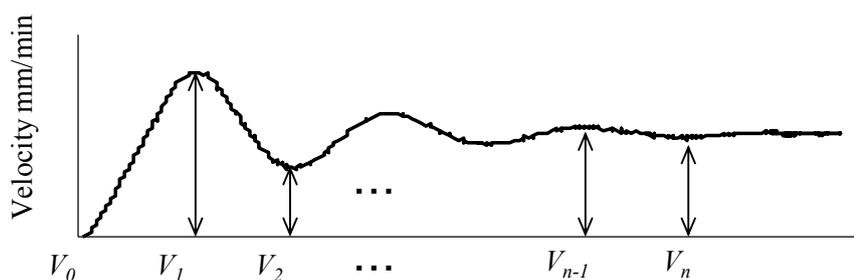
$$E = \frac{1}{2} M (V_n^2 - V_{n-1}^2) \quad (4.27)$$

表 4.10 をみると、速度ループゲインが大きくなるほど運動エネルギーの変化量が增大することがわかる。また、それに伴い消費エネルギーも大きくなっている。一方、図 4.15(a)に示すように、速度ループゲインが  $55 \text{ s}^{-1}$  と小さい場合、速度の振動がみられない。このとき、表 4.10 によると運動エネルギーの変化量は 4.55 J であり、これが送り速度 1000mm/min で運動しているときの運動エネルギーと、速度 6000mm/min で運動しているときの運動エネルギーとの差である。速度 1000mm/min から 6000mm/min に加速する場合には、この運動エネルギーの差に相当する以上のエネルギーが必要となり、実際に消費されているエネルギーは 9.20 J と大きく、これは加速に要するエネルギーのほかに、摩擦やモータによる損失が含まれているためである。さらに、速度ループゲインが大きくなり、速度が振動的になるにつれて運動エネルギー変化量の総和が増加しており、これにより消費エネルギーも増大していることがわかる。

以上のことから、速度に振動が生じるとエネルギーが消費されることがわかり、速度の振動が生じないような速度ループゲインを設定することで、加減速時における送り駆動系の消費エネルギーを削減できるといえる。



**Fig.4.15** Influence of velocity loop gain



**Fig.4.16** Influence of velocity loop gain

**Table 4.10** Comparison of energy consumption on each velocity loop gain

Parameter	Unit	Valuse		
$G_v$ (velocity loop gain)	$s^{-1}$	55	183	367
Energy consumption	J	9.20	18.06	29.13
Kinetic energy	J	4.55	13.18	25.83

### 4.5. 結 言

本章では，ボールねじ駆動およびリニアモータ駆動による1軸送り駆動系における消費電力を測定することで，消費エネルギーに影響を及ぼす因子を調査するとともに，そのエネルギー収支を明らかとした．以下に得られた結果を示す．

- (1) 送り駆動系のエネルギー収支において，サーボアンプで消費されるエネルギーが非常に大きく，運動に必要とされるエネルギー，モータおよび摩擦損失の占める割合は小さい．
- (2) ボールねじ駆動の場合，リニアモータ駆動の場合よりも摩擦の発生する箇所が多いため，送り駆動系全体で大きなエネルギーを必要とする．
- (3) リニアモータ駆動の送り駆動系において，直動転がり案内の摩擦特性が消費エネルギーに大きな影響をおよぼすため，摩擦力の小さいグリースを充填することで消費エネルギーを削減できる．
- (4) 各損失の関係により消費エネルギーを最小とする送り速度が存在することから，適切な送り速度を設定することで消費エネルギーを削減できる．
- (5) 速度ループゲインが大きくなると，速度が振動的になることで消費エネルギーが増大するため，速度の振動が生じないようなゲインを設定することで消費エネルギーを削減できる．

本章で示した結果は無負荷運動時における結果であり，今後，負荷が作用する状態での消費エネルギーについても調査する予定である．また，切削力が送り駆動系に及ぼす影響については第5章で検討する．この成果に基づいて送り駆動系の消費エネルギーを削減することが出来れば，生産設備全体における省エネルギー化が期待できる．

## 第4章 送り駆動系の消費エネルギー収支

### 参考文献

- 1) 垣野義昭, 松原厚, 茨城創一, 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4報): 多軸チューニング, 精密工学会誌, 63, 3 (1997) pp.368.
- 2) 田中淑晴, 大岩孝彰, 大塚二郎, 増田郁郎: 精密位置決めのためのリニアボールガイドの摩擦モデルに関する研究(第3報): 非線形摩擦モデルを用いた制御による位置決め精度向上, 精密工学会誌, 74, 11 (2008) pp.1171.
- 3) 鶴田和寛, 村上輝夫, 二見茂: 転がり案内における速度反転時の非線形摩擦挙動, 精密工学会誌(C編), 69, 12 (2003) pp.1759.
- 4) 二見茂, 園田哲平: リニアモータおよびボールねじ駆動系が発生する駆動力過渡応答の計測と静特性の比較, 精密工学会誌, 72, 11 (2006) pp.1386.
- 5) 二見茂, 古谷彰浩: AC リニアモータと転がり案内を用いたナノメータ位置決め(第2報)-転がり案内のトライボロジー-, 精密工学会誌, 57, 10 (1991) pp.106.
- 6) D. A. Haessig, and B. Friedland: On the Modeling and Simulation of Friction, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 113, 3 (1991) pp.354.
- 7) 佐藤隆太: 多軸制御工作機械送り駆動系の運動制御に関する研究, 博士論文, (2006)
- 8) 佐藤隆太, 堤正臣: AC サーボモータと直動転がり案内を用いた送り駆動系の数学モデル, 精密工学会誌, 71, 5 (2005) pp.633.
- 9) 佐藤隆太, 堤正臣, 今木大輔: 直動転がり案内における摩擦特性の実験的挙動解析, 日本機械学会論文集(C編), 73, 734 (2007) pp.2811.
- 10) 樋口拓郎, 真鍋佳樹, 佐藤隆太, 堤正臣: NC 工作機械の運動制度向上に関する研究, 精密工学会誌, 76, 5 (2010) pp.535.
- 11) 金子悟志, 山崎敬則, 佐藤隆太: 非線形ばね特性を考慮した送り駆動系の数学モデル, 機械学会関東支部 ブロック合同講演会 (2006) pp.97.
- 12) 鎌田一樹, 金子悟志, 堤正臣, 佐藤隆太: 工作機械の送り駆動系の動的挙動に及ぼす転がり摩擦の影響, 日本機械学会 第7回生産加工・工作機械部門講演会講演論文集 (2008) pp.245.
- 13) 石橋文徳: 原理からわかるモータ技術入門, 丸善出版株式会社, (2011) pp.70.

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支

### 第5章

#### エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支

##### 5.1. 諸言

本論文の2章および3章では、非切削時における送り駆動系の消費電力について、運動状態や工具経路によって消費電力が変わることを示した。しかしながら、工作機械の消費エネルギーを考慮するうえで、切削加工中の消費エネルギーを無視することはできない。諸言でも示したように、成田らは切込みや送り速度、主軸回転数、工具経路パターンの違いによって変化する消費電力量から環境負荷の評価モデルを提案している<sup>1)</sup>。また、森らはマシニングセンタを用いたエンドミル加工、フェイスミル加工、ドリル加工において材料除去率を大きくした厳しい切削条件で切削することが電力削減につながることを示している<sup>2)</sup>。これらの研究はどれも工作機械全体の電力について評価したものである。さらに、斎藤らは切削加工時における主軸の消費電力について、送り速度を小さくすることで電力を削減できることなどを示しているが<sup>3)</sup>、この研究においては切削条件ごとの消費電力の大小を示すのみで、アンプ損失やモータ損失、あるいは主軸回転や送り軸の直進運動として使われる機械駆動損失について詳しく検討するには至っていない。

しかし、数値制御工作機械の切削加工時における消費電力は、NCやクーラントなどの周辺機器での消費電力と、主軸および送り駆動系の消費電力とにわけられる。前者は主に動作時間に依存するため、加工時間の短縮や設備そのものの消費電力削減がなされてきた。一方で主軸と送り駆動系における消費電力は、各々の運動状態と切削抵抗に依存し、その関係について調査した研究例はみあたらなかった。

そこで、これらの各損失の大小について調査することで、切削力が消費電力に及ぼす影響を詳しく検討できると考える。また、従来の研究では切削動力の算出については比切削係数より求めているが、その方法では上向き削りと下向き削りの違いによる切削力の変化と、その電力への影響については検討できない。そこで、実際に動力計を用いて切削力を測定し、切削動力を推定することで、より正確に切削力と消費電力の関係について検討を行う。これらを考慮したうえで主軸及び送り駆動系の消費電力と切削抵抗の関係を明らかにすることで、消費電力削減につながる切削条件を提案できると考えられる。

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および主軸の消費エネルギー収支

本章では，切削条件を変更して切削加工実験を行い，その時の消費電力，モータトルク，及び切削力を測定する．その結果から消費電力，モータ動力，及び切削動力を算出する．加えてアンプ損失，モータ損失，機械駆動損失についても比較，検討することで切削加工時における主軸と送り駆動系のエネルギー収支を明らかにする．また，単位材料除去量当たりの消費エネルギーを評価指標として検討する．

### 5.2. 切削加工時におけるエネルギー収支と算出方法

本研究では，加工時における主軸および送り駆動系のエネルギー収支を，図 5.1 のように表す．図に示すように，アンプに入力される電力を 100%とし，アンプおよびモータでの損失として電力が消費された後，残りがモータ動力となる．ここでモータ動力は，主軸動力と送り軸動力とに分けられる．そこから，切削力に関係なく主軸回転と送り軸の運動のみに使われる機械駆動損失として，消費される電力がある．最終的に残りの電力が切削動力として消費されると考える．さらに，この切削動力についても，切削トルクが主軸に作用することで発生する主軸成分と，切削力が送り軸に作用することで発生する送り軸成分に分けられる．本節では，各動力の算出方法について示す．

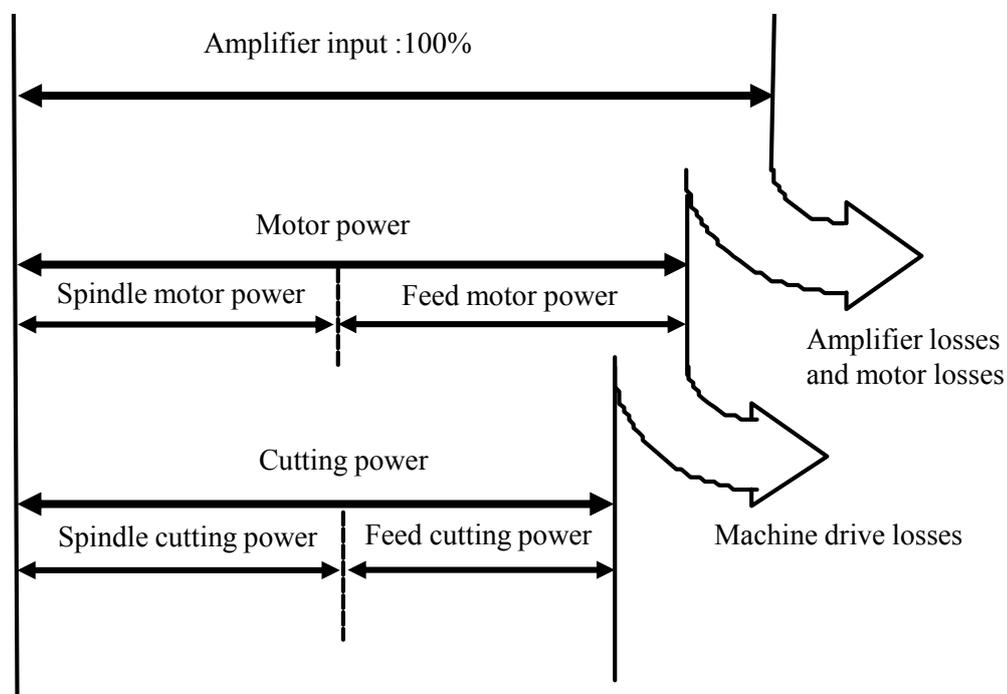


Fig.5.1 Energy usage of machine tool during cutting process

## 第 5 章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支

### 5.2.1. モータ動力

本研究では，加工中のモータ動力を，主軸のモータ動力と送り軸のモータ動力の合計とする．ここで，モータ動力および切削動力を算出するのに必要となる主軸と送り駆動系のモータトルクについては，FANUC サーボガイドを用いて取得した．この FANUC サーボガイドは，送りサーボモータ，スピンドルモータの統合的な調整ツールであり，サーボ位置偏差量，速度，トルク量など各種データをトレースし，トレースしたデータの変化を波形として表示することができる機能を持つ．

実験では，X 軸モータ，Y 軸の Y1, Y2 モータ，Z 軸の Z1, Z2 モータのトルク指令と，主軸トルク指令および回転速度のデータを取得した．モータトルク  $T$ [Nm] は最大トルク  $T_{max}$ [Nm] に対するパーセンテージ  $T_p$ [%] で出力されるため，式(5.1)によって求まる．各軸の最大トルクについては，表 5.1 に示す．主軸回転速度は回転数として記録される．

$$T = T_p / 100 \times T_{max} \quad (5.1)$$

主軸モータ動力の計算方法について述べる．測定した主軸トルク指令  $T_s$ [N] を定常加工中の 2 秒間で平均することで，平均主軸トルク  $T_{sm}$ [N] を算出した．求めた平均主軸トルク  $T_{sm}$ [N] と主軸回転速度  $N$ [min<sup>-1</sup>] とから式(5.2)により主軸モータ動力  $P_s$ [W] が求まる．

$$P_s = \frac{2\pi \times N \times T_{sm}}{60} \quad (5.2)$$

送り軸のモータ動力については，次のように求めた．まず，測定された各送り軸のモータトルク  $T_x(T_y, T_z)$ [Nm] と，ボールねじのリード  $l$ [mm] から式(5.3)を用いて，各軸のモータトルクの推力換算値  $T_{mx}(T_{my}, T_{mz})$  [N] を算出する．各軸のボールねじのリードについては表 5.2 に示す．

$$T_{mx(y,z)} = \frac{2\pi \times T_{x(y,z)}}{l \times 10^{-3}} \quad (5.3)$$

**Table 5.1** Maximum torque

Axis	Maximum torque [Nm]
X	35
Y1, Y2	35
Z1, Z2	32
Spindle	15.72

**Table 5.2** Lead of ball-screw

Axis	Lead of ball-screw [mm]
X	16
Y1, Y2	16
Z1, Z2	12

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および主軸の消費エネルギー収支

求めたモータトルクの推力換算値を定常加工中の 2 秒間で平均することで平均送り軸トルク  $T_{mmx(y,z)}$ [N]を計算し, 求めた  $T_{mmx(y,z)}$ [N]と送り速度  $v_{x(y,z)}$  [mm/min]とを用いて, 各軸の送り軸モータ動力  $P_{x(y,z)}$ [W]は式(5.4)により計算する.

$$P_{x(y,z)} = \frac{T_{mmx(y,z)} \times v_{x(y,z)}}{60 \times 10^3} \quad (5.4)$$

各送り軸で求めた送り軸モータ動力をすべて足し合わせることで送り軸モータ動力  $P_F$ [W]が求まる (式(5.5)).

$$P_F = P_x + P_y + P_z \quad (5.5)$$

最後に, 主軸のモータ動力と送り軸のモータ動力を合計し, 全モータ動力  $P_M$ [W]とした. (式(5.6))

$$P_M = P_S + P_F \quad (5.6)$$

### 5.2.2. 切削動力

本研究では, 切削動力を実際に測定された切削力の値より算出する. 切削力を測定する際に用いた測定装置の構成を図 5.2 に示す. 被削材に作用する切削力を動力計で測定し, チャージアンプで増幅したものを, データレコーダで記録した. 動力計にはキスラー社製の水晶圧電式動力計 9257B を用いた. 装置の主な仕様は付録に記載する.

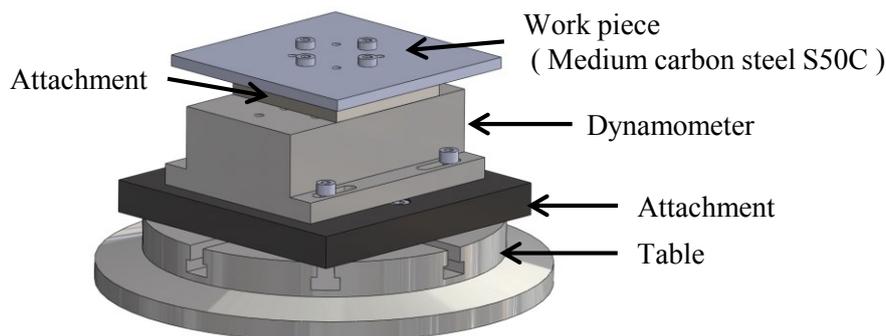
動力計は, マシニングセンタのテーブル上に連結板を挟み, その上に設置した. その上部にさらに連結板を挟み被削材を設置し, 切削力の測定実験を行った. 実験装置の概略図を図 5.3 に示す.

切削動力は, 切削トルク  $T_c$ [Nm]より求める. 切削トルクは切削力接線方向成分  $F_t$ [N]と工具半径から求めることができる. しかしながら, この切削力接線方向成分  $F_t$ [N]は工具回転とともに方向が変化するので測定が困難である. そこで, 本研究ではスクエアエンドミルの瞬間切削力モデルを用いて切削力接線方向成分  $F_t$ を推定し, 切削トルク  $T_c$ を算出する.

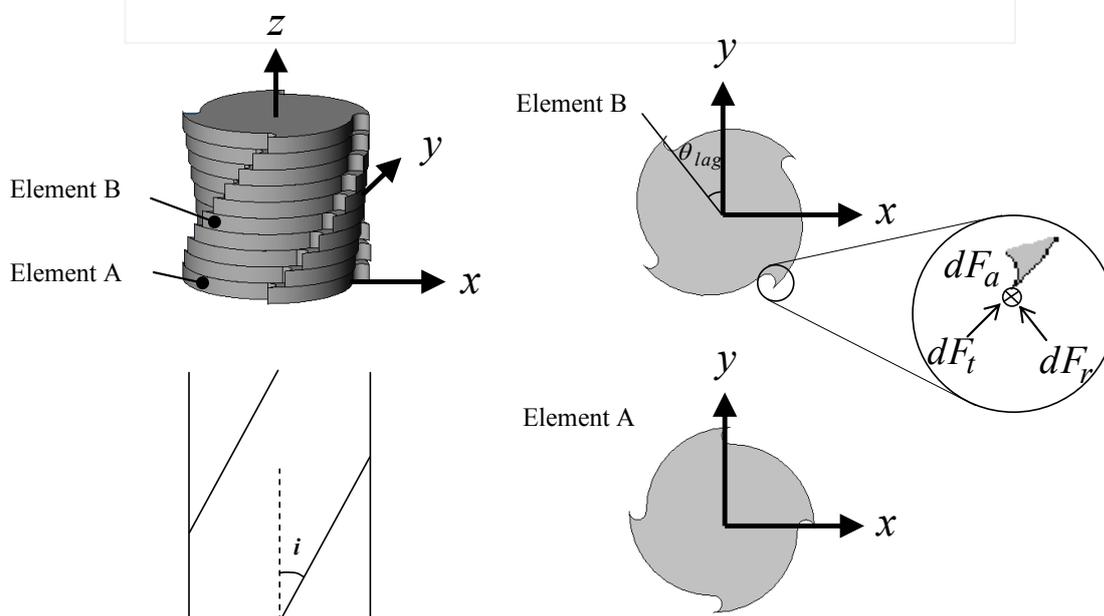


Fig.5.2 Experimental equipment for cutting power measurement

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支



**Fig.5.3** Experimental setting for cutting power measurement tests



**Fig.5.4** Geometry of milling force model

ここで、瞬間切削力モデルとは、工具を軸方向に沿って微小薄板要素に分割して各要素ごとに微小切削力計算し、それを力の方向を考慮しながら足し合わせることで、工具全体の切削力を求めるものである。このモデルではエンドミルのねじれ刃による複雑な切削機構が考慮されているため、現実的な切削力の計算が可能である<sup>5)</sup>。図 5.4 に本研究で用いるスクエアエンドミルの切削モデルの詳細を示す。座標系は工具送り方向を  $x$ ，工具軸方向を  $z$ ，それらと直角な方向を  $y$  とする。

エンドミルには一般的に複数の切れ刃があるが、ここではそのうちの一つの刃に着目する。通常エンドミルの切れ刃はねじれており、切れ刃のねじれ角によって薄板要素ごとの切れ刃位置が異なる。このため工具先端 ( $z=0$ ) を基準とする

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支

と、そこから薄板要素ごとに遅れが生じ、その遅れ角は工具ねじれ角を  $i$ 、工具半径を  $R_0$  とすると式(5.7)のようになる。

$$\theta_{lag}(z) = \frac{\tan i}{R_0} z \quad (5.7)$$

ある薄板要素に作用する微小切削力の接線方向成分  $dF_t$ 、半径方向成分  $dF_r$ 、軸方向成分  $dF_a$  はそれぞれ式(5.8)で与えられる。

$$\begin{aligned} dF_t(\theta, z) &= [K_{te} + K_{tc} h(\theta, z)] dz \\ dF_r(\theta, z) &= [K_{re} + K_{rc} h(\theta, z)] dz \\ dF_a(\theta, z) &= [K_{ae} + K_{ac} h(\theta, z)] dz \end{aligned} \quad (5.8)$$

ここで、 $\theta$  は工具回転角で切れ刃先端 ( $z=0$ ) を  $y$  軸から時計回りに測定した角度に相当し、 $dz$  は工具軸方向の微小長さで、微小薄板要素の厚みを表す。さらに、式(5.8)は切削力を切れ刃と被削材との摩擦によって生じる成分と、被削材のせん断によって生じる成分とに分けて考えており、前者の切削係数を  $K_{te}$ 、 $K_{re}$ 、 $K_{ae}$ 、後者のそれを  $K_{tc}$ 、 $K_{rc}$ 、 $K_{ac}$  としている。また  $h(\theta, z)$  は実切り込み厚さで、図 5.5 に示すように、いま着目している切れ刃の軌跡と、一つ前の切れ刃が通った軌跡の関係から求められる。

工具は送り運動を行いながら回転しているので、実際には切れ刃の軌跡はトロコイド曲線となるが、一刃あたりの送り量  $S_t$  が工具半径に比べて十分に小さい場合は円として考えることができる。工具変形やびびり振動を考慮しない場合の実切り込み厚さは式(5.9)で求めることができる。

$$h(\theta, z) = S_t \sin \Psi(\theta, z) \quad (5.9)$$

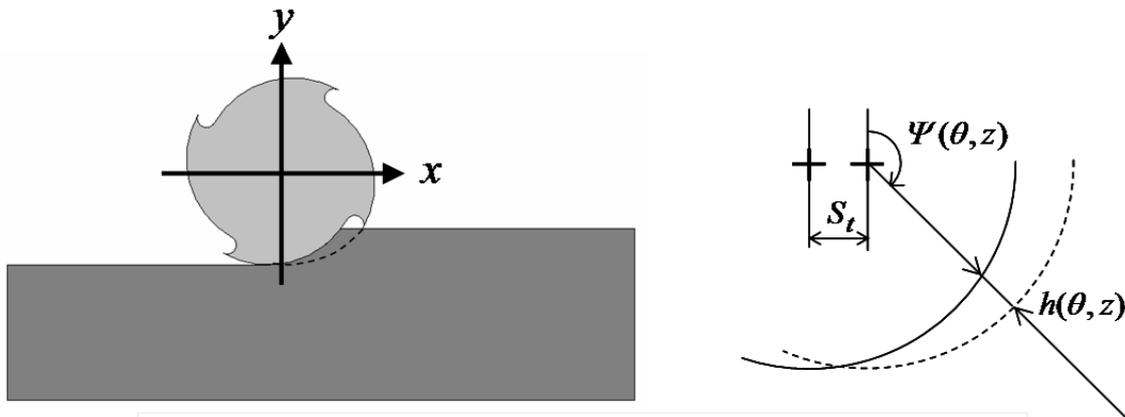


Fig.5.5 Uncut chip thickness in milling force model

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支

式(5.9)において、 $\Psi(\theta, z)$  は  $z$  の位置にある微小切れ刃の工具回転角  $\theta$  における切り込み角であり、式(5.10)より求まる。

$$\Psi(\theta, z) = \theta - \theta_{lag} = \theta - \frac{\tan i}{R_0} z \quad (5.10)$$

式(5.8)で求めた微小切削力の接線方向成分  $dF_t$ 、半径方向成分  $dF_r$ 、軸方向成分  $dF_a$  は、式(5.11)のように送り方向の  $x$  軸方向と工具軸方向の  $z$  軸方向、それらと直角な方向の  $y$  軸方向に分解することができる。

$$\begin{pmatrix} dF_x(\theta, z) \\ dF_y(\theta, z) \\ dF_z(\theta, z) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\sin \Psi & -\cos \Psi & 0 \\ -\cos \Psi & \sin \Psi & 0 \\ 0 & 0 & -1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} dF_r \\ dF_t \\ dF_a \end{pmatrix} \quad (5.11)$$

また、微小要素に作用する切削トルクは、式(5.12)より切削力の接線方向成分と工具半径から求めることができる。

$$dT(\theta, z) = dF_t R_0 \quad (5.12)$$

さらに、ある工具回転角  $\theta$  において一つの切れ刃全体に作用する切削力と切削トルクは、それぞれ式(5.13)、式(5.14)から微小切削力と微小トルクを  $z$  軸方向の切削領域に沿って積分することにより求めることができる。

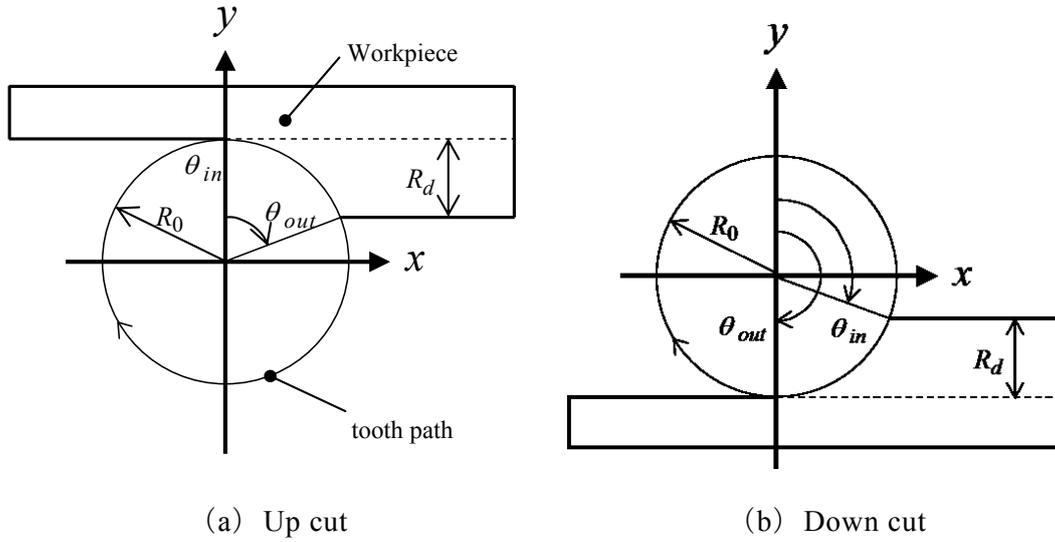
$$F_x(\theta) = \int_z dF_x, \quad F_y(\theta) = \int_z dF_y, \quad F_z(\theta) = \int_z dF_z \quad (5.13)$$

$$T(\theta) = \int_z dT \quad (5.14)$$

以上の計算をすべての切れ刃について行い、すべて足し合わせることによって工具全体に作用する切削力あるいは切削トルクを求めることができる。

ここで、スクエアエンドミルによる切削領域について述べる。図 5.6 はある薄板要素の切れ刃の軌跡と被削材との位置関係を示しており、(a)は刃先の切り込みが工具の回転に伴って次第に大きくなる上向き削り、(b)は逆に次第に小さくなる下向き削りの場合である。ここで、 $\theta_{in}$  は切れ刃が被削材に切り込み始める瞬間の角度（エンゲージ角）を、 $\theta_{out}$  は切り終わって切れ刃が被削材から抜ける瞬間の角度（ディスエンゲージ角）をそれぞれ表している。また  $R_d$  は工具半径方向の切り込み量である。

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支



**Fig.5.6** Engage angle and disengage angle

エンゲージ角とディスエンゲージ角は工具半径と半径方向切り込み量から幾何学的に求めることができ、上向き削りの場合は式(5.15)、下向き削りの場合は式(5.16)のようになる。

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_{in} = 0 \\ \theta_{out} = \frac{\pi}{2} - \sin^{-1}\left(\frac{R_0 - R_d}{R_0}\right) \end{array} \right. \quad (5.15)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \theta_{in} = \frac{\pi}{2} + \sin^{-1}\left(\frac{R_0 - R_d}{R_0}\right) \\ \theta_{out} = \pi \end{array} \right. \quad (5.16)$$

工具回転角が $\theta$ のとき、薄板要素の切れ刃が被削材に接触しているかどうかは次の不等式で判定することができる。

$$\theta_{in} + \theta_{lag}(z) \leq \theta \leq \theta_{out} + \theta_{lag}(z) \quad (0 < z \leq A_d) \quad (5.17)$$

式(5.17)が成立すれば、切れ刃と被削材は接触していることになる。ここで、式中の $A_d$ は工具軸方向切り込み量であり、この判定を $z=0$ から $z=A_d$ までのそれぞれの薄板要素において行うことにより、 $z$ 軸方向の切削領域を求めることができる。この判定結果により、切れ刃と被削材の接触していない領域については、切削力が発生しないことになる。

本研究では、動力計により測定された各方向の切削力( $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$ )の平均値と、同切削条件においてこのモデル上で再現される各方向の切削力の平均値とができる限り一致するように、試行錯誤的に切削係数 $K_{te}$ ,  $K_{re}$ ,  $K_{tc}$ ,  $K_{rc}$ を決定した。瞬間切削力モデルにおいて $F_x$ と $F_y$ の値が決まれば $F_t$ は一意に決まり、これにより $F_t$ および $T_c$ が推定される。

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支

切削動力は主軸における成分と、送り軸における成分の合計であると考えられる。切削動力における主軸成分  $P_{CS}[\text{W}]$  は、主軸に作用する切削トルクと主軸回転数から、送り軸成分  $P_{CF}[\text{W}]$  は、各送り軸に作用する切削力と送り速度からそれぞれ求めることができる。

切削動力の主軸成分  $P_{CS}[\text{W}]$  は、瞬間切削力モデルにより求めた切削トルクを工具一回転分で平均し、平均切削トルク  $T_{mc}[\text{Nm}]$  を求めた。この平均切削トルク  $T_{mc}$  に主軸回転数  $N[\text{min}^{-1}]$  を掛けることで  $P_{CS}$  が求まる (式(5.18))。

$$P_{CS} = \frac{2\pi \times N \times T_{mc}}{60} \quad (5.18)$$

切削動力の送り軸成分  $P_{CF}[\text{W}]$  は、各送り軸方向の切削力  $F_{x(y,z)}[\text{N}]$  を定常加工中の2秒間で平均した  $F_{xm(y,m,zm)}[\text{N}]$  と送り速度  $v_{x(y,z)}[\text{mm/min}]$  を掛け合わせることで、切削動力の各送り軸方向成分  $P_{cx(cy,cz)}[\text{W}]$  が求まる (式(5.19))。

$$P_{cx(cy,cz)} = \frac{F_{xm(y,m,zm)} \times v_{x(y,z)}}{60 \times 10^3} \quad (5.19)$$

各送り軸方向成分を足し合わせることで、切削動力の送り軸成分  $P_{CF}$  が求まる (式(5.20))。

$$P_{CF} = P_{cx} + P_{cy} + P_{cz} \quad (5.20)$$

以上により求めた主軸成分  $P_{CS}$  と送り軸成分  $P_{CF}$  を足し合わせることで、切削動力  $P_C$  が求まる (式(5.21))。

$$P_C = P_{CS} + P_{CF} \quad (5.21)$$

### 5.2.3. 機械駆動損失

切削加工時に切削動力としてではなく主軸の回転運動や送り軸の並進運動のために使われるエネルギーを、本研究では機械駆動損失  $P_{LD}[\text{W}]$  として定義する。機械駆動損失は、式(5.22)のようにモータ動力  $P_M[\text{W}]$  と切削動力  $P_C[\text{W}]$  との差として求める。

$$P_{LD} = P_M - P_C \quad (5.22)$$

機械駆動損失がモータ動力主軸成分と切削動力主軸成分の差として確認できるかを、主軸の数学モデルを構築することでシミュレーションで検討する。主軸ユニットは主軸モータの回転がそのまま工具回転となる機構になっており、減速機などは介していない。よって主軸の力学モデルは、図 5.7 に示すようなモータ単体の単純なモデルとした。図中の各パラメータは表 5.3 に示す。

## 第 5 章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支

摩擦力のモデルに関しては，本研究では最も簡単なクーロン摩擦モデルとしている．よって作成した力学モデルから式(5.23)の運動方程式が立てられ，ブロック線図は図 5.8 のようになる．

$$T = J\ddot{\theta} + c\dot{\theta} + f \quad (5.23)$$

図 5.8 のブロック線図に対して，図 5.9 のように速度およびトルク制御系を付加し，さらに外乱となる主軸トルク  $T_s$ [Nm]が印加されるモデルとした．シミュレーションに用いたパラメータを表 5.4 に示す．

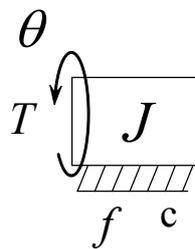


Fig.5.7 Dynamic model of spindle mechanism

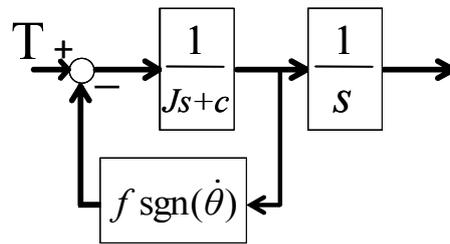


Fig.5.8 Block diagram of spindle mechanism

Table 5.3 List of parameters for spindle motor model

Parameter	Symbol	Unit
Inertia of motor	$J$	$\text{kgm}^2$
Motor Torque	$T$	Nm
Viscous damping	$c$	Ns/rad
Coulomb's friction torque	$f$	N
Rotational angle of motor	$\theta$	rad

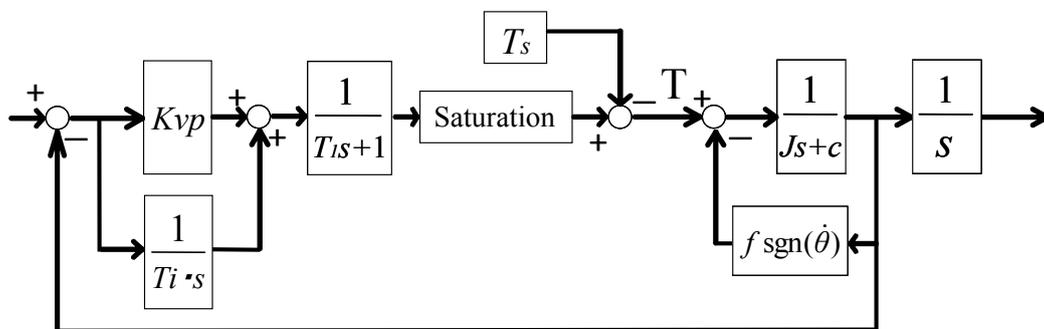
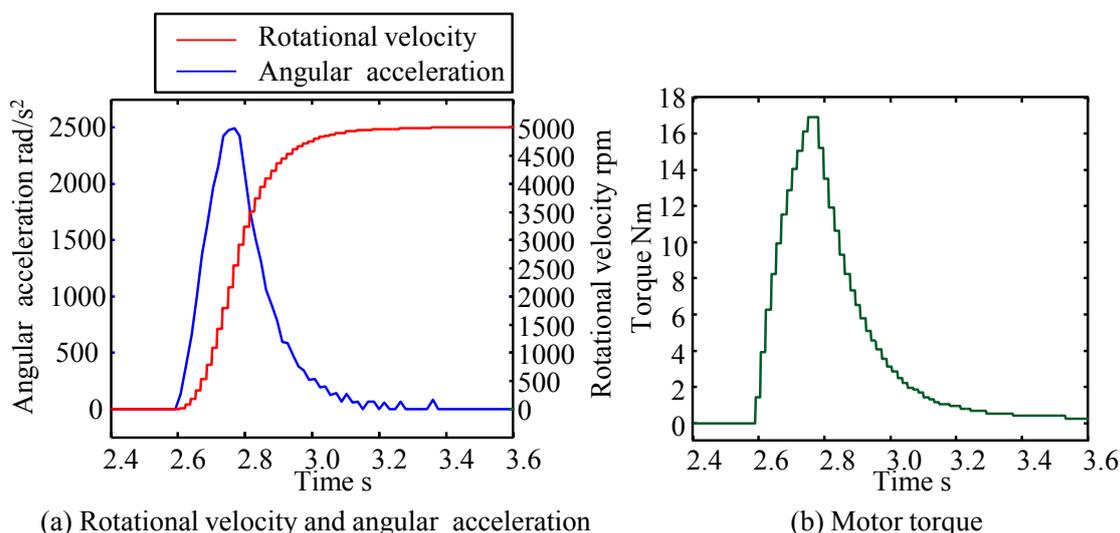


Fig.5.9 Block diagram of spindle unit

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支

**Table 5.4** List of parameter in block diagram of spindle unit

Parameter	Symbol	Unit	Values
Velocity loop proportional gain	$K_{vp}$	$s^{-1}$	4.5
Velocity loop proportional time constant	$T_i$	1	11.13
Time constant of first-order lag filter	$T_l$	1	0.0031
Upper limit of saturation	$L_U$	Nm	13.36
Lower limit of saturation	$L_L$	Nm	-8.68
Inertia of motor	$J$	$kgm^2$	0.00679
Viscous damping	$c$	Ns/rad	0.00043
Coulomb's friction torque	$f$	Nm	0.00042



**Fig.5.10** Relationship between angular acceleration and motor torque

まず、慣性モーメントについては、主軸を 0rpm から 5000rpm まで加速した時のモータの角加速度とモータトルクとの関係から同定したものをを用いた。図 5.10 にこのときの主軸の (a) 角速度と角加速度、(b) モータトルクの測定結果をそれぞれ示す。摩擦力を無視すれば、トルクと加速度の関係は式(5.24)のようにならわされ、角加速度の最大値  $\ddot{\theta}_{\max} = 2490 [\text{rad/s}^2]$  とモータトルクの最大値  $T_{\max}$  より、慣性モーメント  $J = 6.79 \times 10^{-3}$  とした。

$$T_{\max} = J \ddot{\theta}_{\max} \tag{5.24}$$

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支

粘性摩擦係数とクーロン摩擦力は、摩擦力の速度依存性を測定することで決定することとした。運転中のモータトルクは式(5.25)のように表されるが、等速運動中には慣性モーメントによる影響が無視でき、式(5.26)で表される。

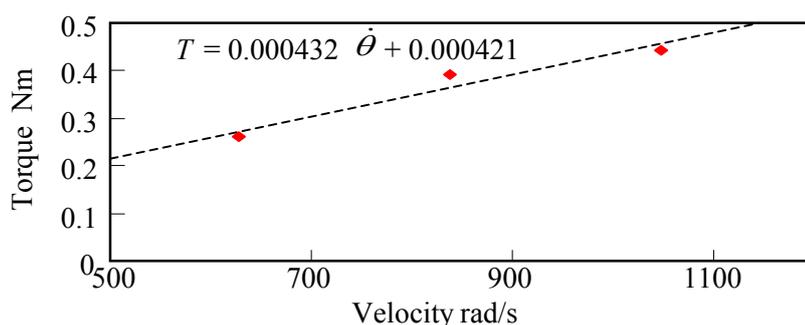
$$T = J\ddot{\theta} + c\dot{\theta} + f \quad (5.25)$$

$$T = c\dot{\theta} + f \quad (5.26)$$

等速運動中の回転速度とモータトルクの関係は式(5.26)に示すように、傾きが粘性係数  $c$ 、切片がクーロン摩擦力  $f$  の一次方程式で表現できるが、低速度域では速度とトルクの関係は非線形な性質を示すため、速度とトルクが線形の性質を示す高速度領域で測定を行うこととした。主軸回転速度 6000 rpm, 8000 rpm, 10000 rpm の3通りで無負荷等速運動したときの主軸モータトルクを測定し、その結果から得られた速度とトルク関係を図 5.11 に示す。この結果を一次式で近似し、その傾きを粘性係数、切片をクーロン摩擦力とした。

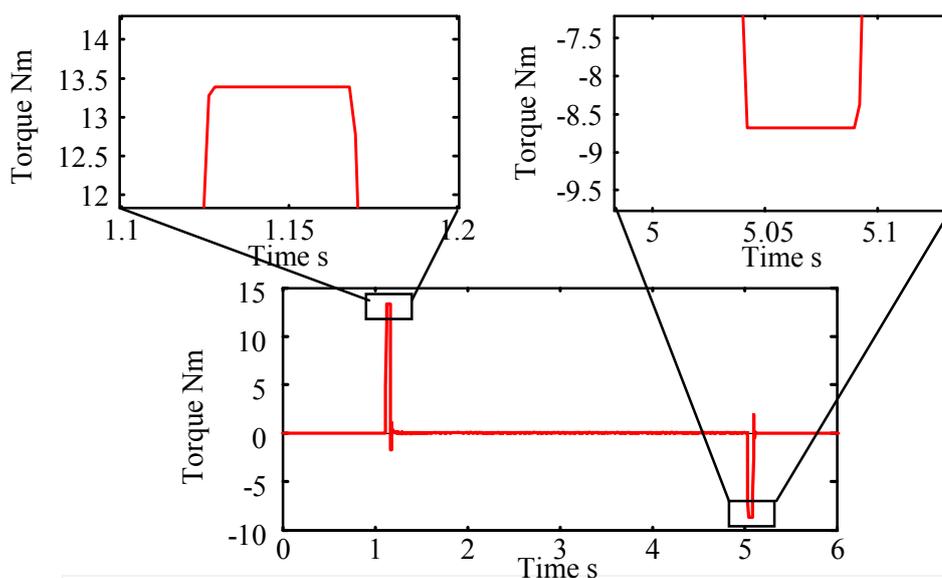
また、主軸トルクは回転開始時にトルク上限値に、停止時にはトルク下限値に達する。主軸を 1000 rpm で回転させた後、停止させ、このときの主軸トルクの測定結果から、上限値と下限値を決定した。測定結果を図 5.12 に示す。

速度ループ比例ゲイン  $K_{vp}$ 、速度ループ比例時定数  $T_i$ 、および一次遅れフィルタの時定数  $T_l$  は、主軸が 1000 rpm まで加速するときのトルクおよび速度の波形が、測定値とできる限り一致するように試行錯誤的に同定した。その同定結果を図 5.13 に (a)トルク、(b)速度としてそれぞれ示す。

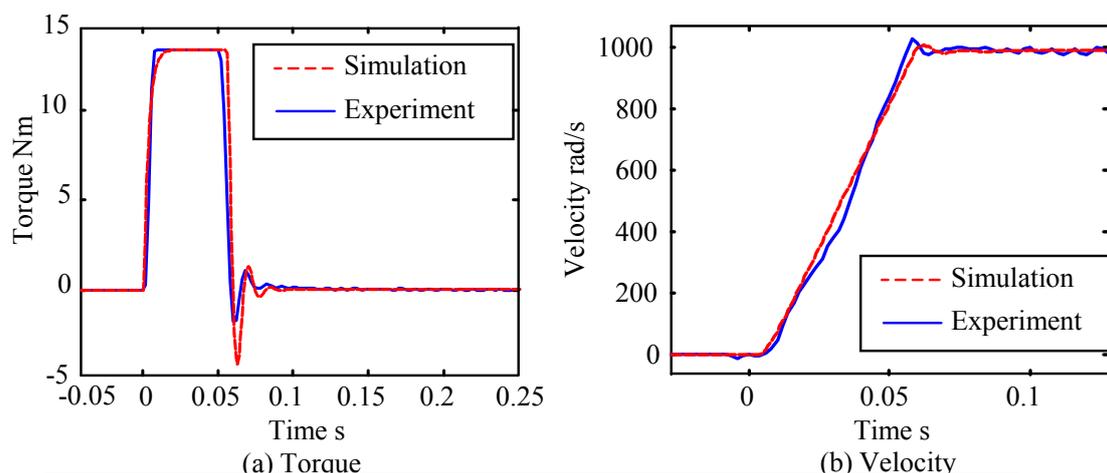


**Fig.5.11** Relationship between spindle motor torque and velocity

## 第 5 章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支



**Fig.5.12** Measured result of spindle motor torque at start and stop

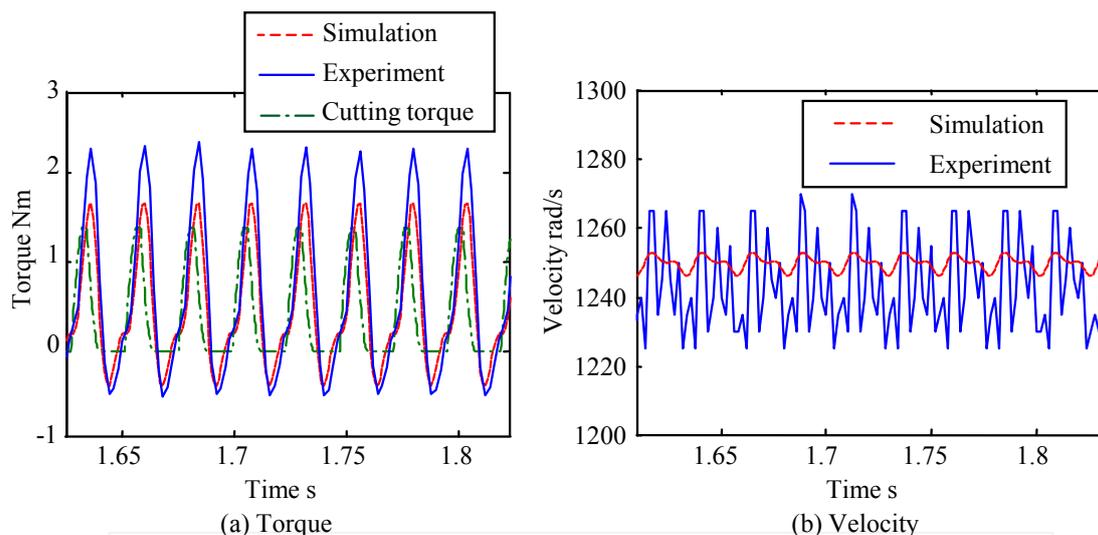


**Fig.5.13** Comparison of simulated and measured results of spindle motor

この主軸の数学モデルを使い、切削トルクを印加したときの主軸トルクと回転速度をシミュレーションした結果を図 5.14 に示す。また、今回印加した切削トルクは、実際に切削加工を行い、動力計で取得した切削力から推定したものである。そのときの切削条件を表 5.5 に示す。

図 5.14 によると、主軸トルクと回転速度ともにシミュレーション結果の方が測定結果よりも小さい値となる結果となった。しかし、シミュレーションでも測定結果と同様に、主軸トルクの変動振幅が切削トルクの変動振幅よりも大きいことが確認できた。これより、主軸の数学モデル上でも、モータ動力主軸成分と切削動力主軸成分の差として機械駆動損失が確認できるといえる。また、速度波形をみると 1250 rpm 付近で振動していることから、主軸の回転速度を維持するためにエネルギーを消費しており、機械駆動損失の要因となっていることが考えられる。

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支



**Fig.5.14** Comparison of simulated and measured results of cutting test

**Table 5.5** Cutting condition for simulation

Cutting direction	Down cut
Spindle speed [ $\text{min}^{-1}$ ]	1250
Axial depth of cut [mm]	8
Feed speed [mm/min]	100
Radial depth of cut [mm]	1
Feed per tooth [mm]	0.04
Cutting speed [m/min]	39.27

### 5.2.4. アンプ損失およびモータ損失

アンプに供給された電力のうち、モータ動力として使われなかった電力はアンプおよびモータでの損失として消費されたと考えられる。このアンプおよびモータ損失  $P_L$  [W]は、式(5.27)のように、アンプ供給電力  $P_A$  [W]とモータ動力  $P_M$  [W]との差として算出する。

$$P_L = P_A - P_M \quad (5.27)$$

ここでアンプ損失とは、アンプ内で発生するスイッチング損失や制御回路、周辺機器の稼動に使われる損失が考えられる。一方、モータ損失には銅損失、鉄損失、機械損失などがあるが、それぞれを求めることは非常に困難であるため、合わせて評価する。

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支

### 5.3. エンドミル加工時における消費エネルギー収支の評価

実験機を用いてスクエアエンドミルによる側面切削加工を行い，そのときのアンプ部入力電力，モータトルク，および切削力を測定することで，切削加工時における消費エネルギーを調査する．本研究では，材料除去率の違い（実験 1）と，上向き削りと下向き削りの違い（実験 2）の 2 つの観点で，それらが消費電力に及ぼす影響を調査した．実験の概要図を図 5.15 に示す．また，両実験とも各切削条件は工具メーカーの推奨範囲内とし，切削速度は一定とした．実験 1 では，半径方向切込を 3 段階に変えることで材料除去率の違いによる影響をみる．実験 2 では材料除去率を一定とし，半径方向切込と送り速度とを 5 段階に変化させ，それぞれ上向き削りと下向き削りとを行い，切削方向の違いによる影響を調査する．なお，すべての切削条件で実験は 3 回ずつ行い，その平均値を用いて評価した．

本研究では，切削加工時の消費エネルギーを評価するために式(5.28)に示すように各動力  $P$  [W] を材料除去率  $Z_w$  [ $\text{mm}^3/\text{s}$ ] で除すことで，単位材料除去量あたりの消費エネルギー  $E_V$  [ $\text{J}/\text{mm}^3$ ] として評価する．

$$E_V = \frac{P}{Z_w} \quad (5.28)$$

また，切削力は工具摩耗によって変化することが知られている．本研究では，切削条件が切削力と消費エネルギーに及ぼす影響のみを比較するため，工具摩耗による切削力変化の影響を除く必要がある．そこで，半径方向切込を 1.0 mm とし，距離 160 mm ずつ下向き削りと上向き削りで切削試験を行い，工具摩耗による切削力の変化を調査した．そのときの切削力の X 方向分力と Y 方向分力 ( $F_x$  および  $F_y$ ) を動力計により測定した結果を図 5.16 に示す．

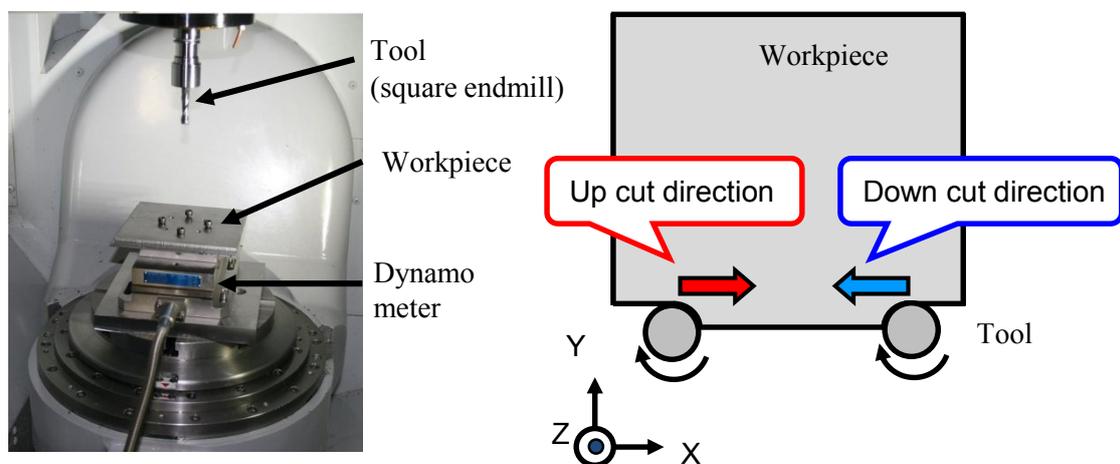
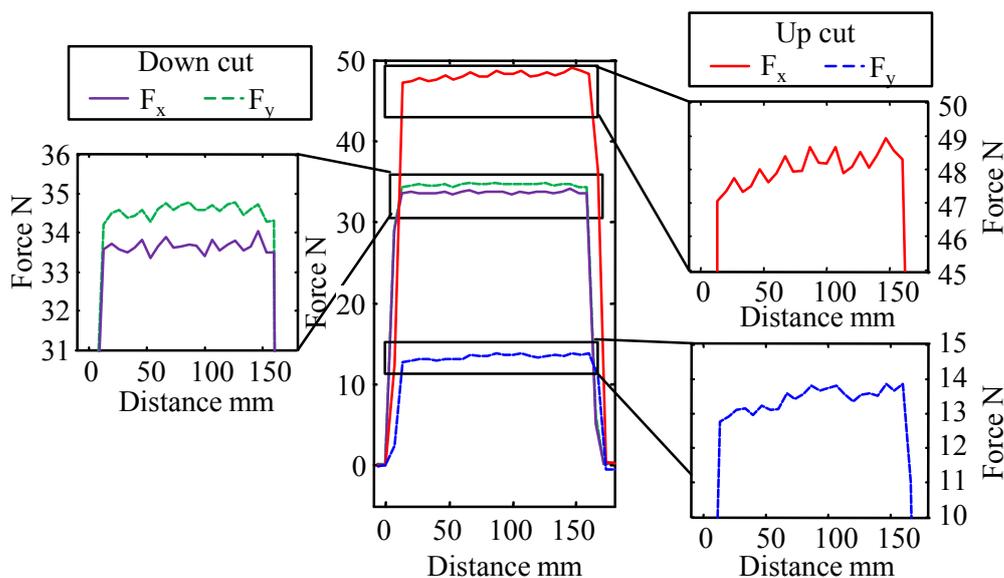


Fig.5.15 Schematic diagram of cutting experimental

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支



**Fig.5.16** Measured results of cutting force

図 5.16 によると、下向き削りの場合は、切削力の X 方向分力と Y 方向分力とはほぼ同じ大きさになっているほか、160 mm の加工中に切削力の変化はみられない。一方、上向き削りの場合には、切削力の X 方向分力は Y 方向分力の約 3 倍になっている。さらに、160 mm の加工中にも工具摩耗の影響により切削力が漸増していることがわかる。よって、本研究では工具摩耗の影響による切削力の変化が消費電力に及ぼす影響を排除するため、工具摩耗による切削力の変化が 2% 以内に収まるように、切削距離 80mm で新しい工具に交換することとした。

### 5.3.1. 材料除去率の違いによる影響

材料除去率による消費エネルギーの影響をみるために、表 5.6 に示す実験条件で切削実験を行い、エネルギー収支を比較した。測定結果から計算した単位材料除去量当りの消費エネルギーを図 5.17 に示す。また、各測定結果を図 5.18 から図 5.20 に(a)切削力、(b)モータトルク、(c)主軸トルク、および(d)アンプ入力電力としてそれぞれ示す。

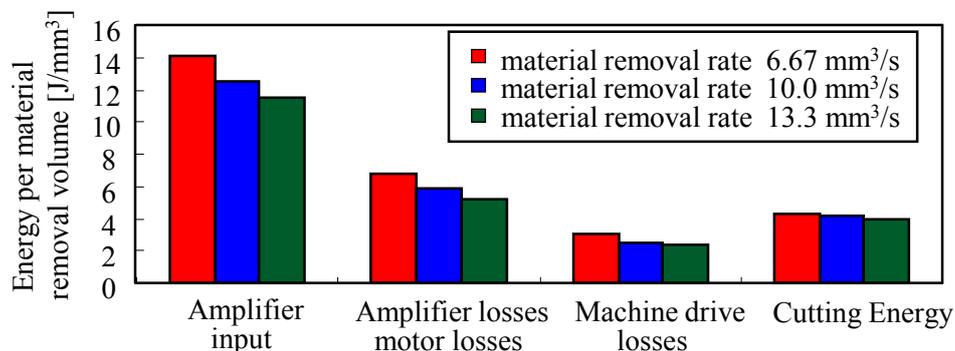
図 5.17 に示すように、材料除去率が高いほうが、材料除去量あたりのアンプ入力エネルギーが小さいことがわかる。このことの原因として、材料除去率が高いほど単位材料除去量あたりの切削時間が短くなり、各部の損失によるエネルギー消費が低く抑えられるためと考えられる。図 5.17 によると、除去率が高いほど機械駆動損失とアンプおよびモータの損失が小さくなっていることがわかる。また切削エネルギーは、材料除去量が一定であれば、除去率にかかわらずほぼ一定であることがわかった。

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支

各部の動力と損失の割合をサンキーダイアグラムで表したものを図 5.21 に示す。図によると、材料除去率が高いほうが、モータエネルギーおよび切削エネルギーの占める割合が高く、アンプ損失およびモータ損失の割合が低くなることがわかる。一方、機械駆動損失の割合の変化は 1%程度であり、材料除去率の違いによる影響は小さいといえる。

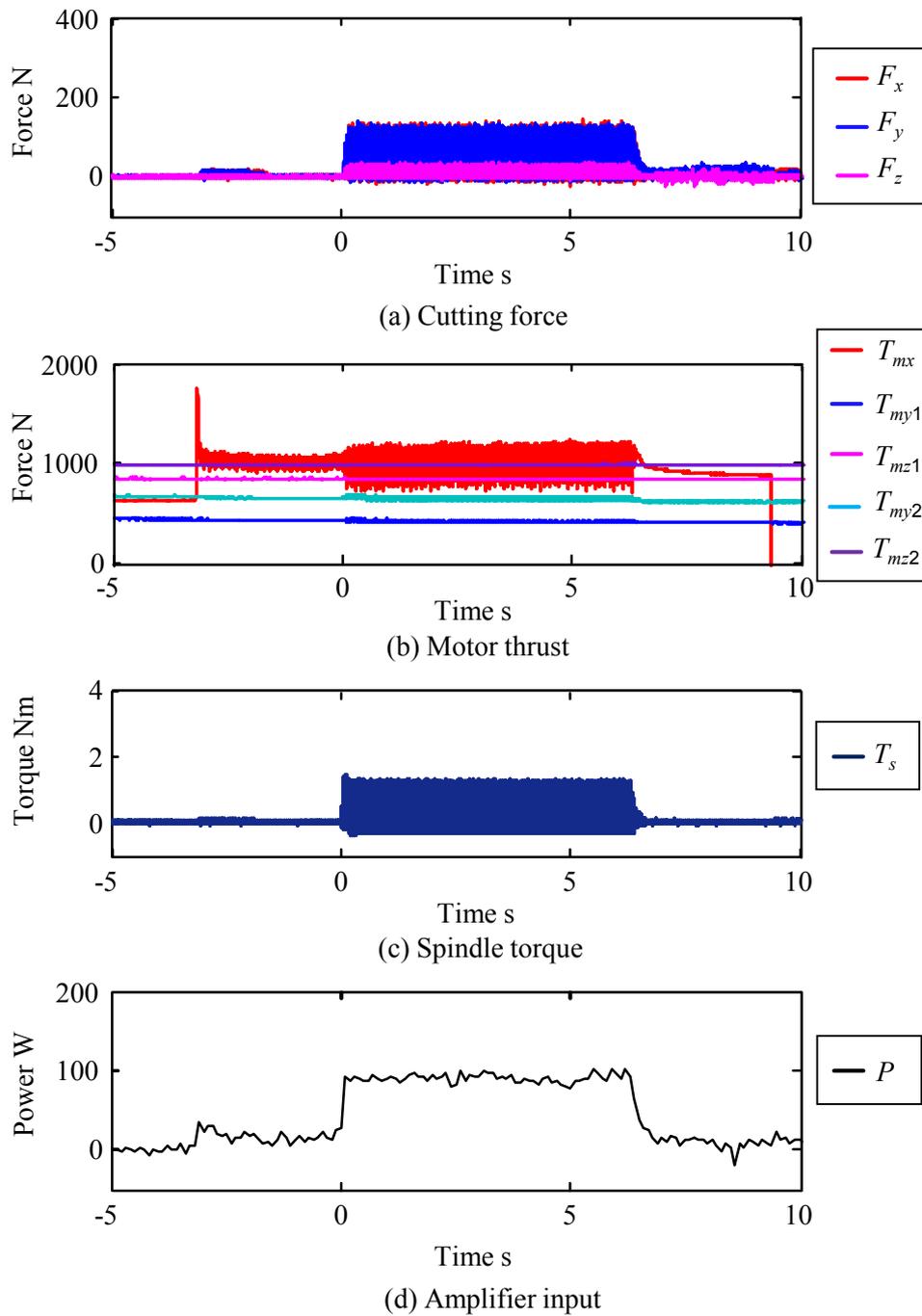
**Table 5.6** Cutting conditions (Experiment 1)

Machine tool	NMV1500	
Workpiece	S50C	
Tool (MITSUBISHI S-2MD)	φ 10 square end mill	
	Helix angle[deg.]	30
	Number of flutes	2
Cutting conditions	Cutting pattern	Down cut
	Spindle speed [ $\text{min}^{-1}$ ]	1250
	Axial depth of cut [mm]	8.0
	feed speed [mm/min]	100
	Radial depth of cut [mm]	1.0, 0.75, 0.5
	Feed per tooth [mm]	0.04
	cutting velocity [m/min]	39.27
	material removal rate [ $\text{mm}^3/\text{s}$ ]	13.3, 10, 6.67



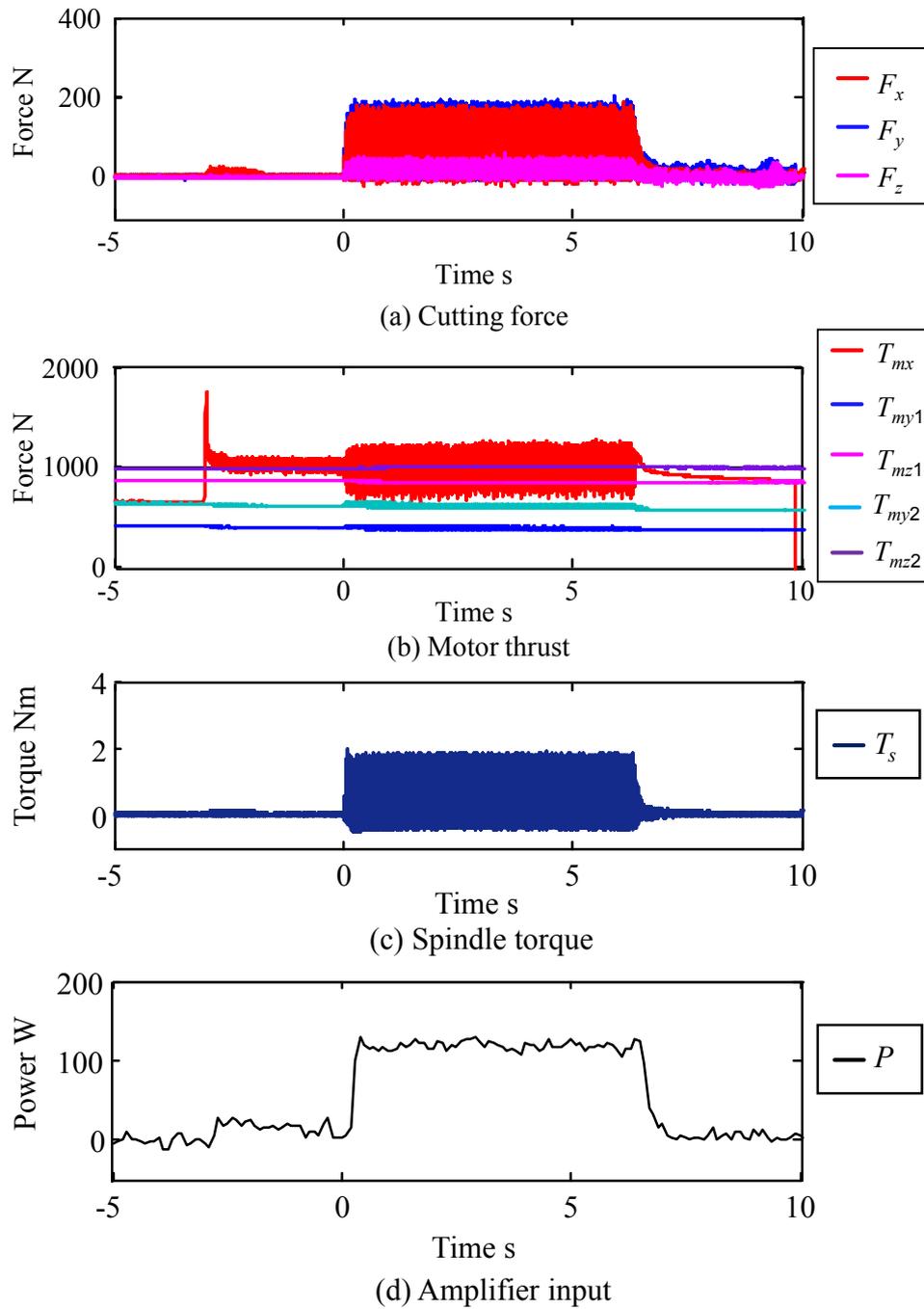
**Fig.5.17** Energy consumption in different material removal rate

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支



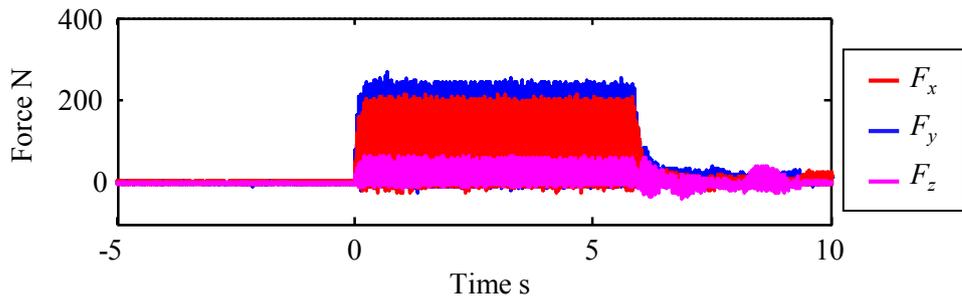
**Fig.5.18** Measured results (Removal rate  $Z_W = 6.67\text{mm}^3$ )

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支

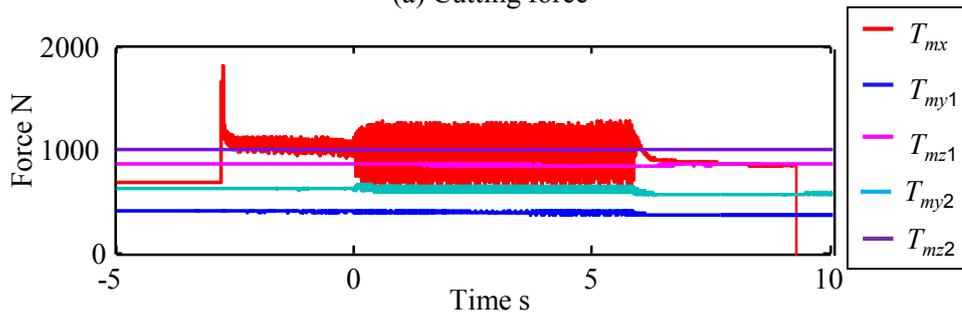


**Fig.5.19** Measured results (Removal rate  $Z_W = 10.0\text{mm}^3$ )

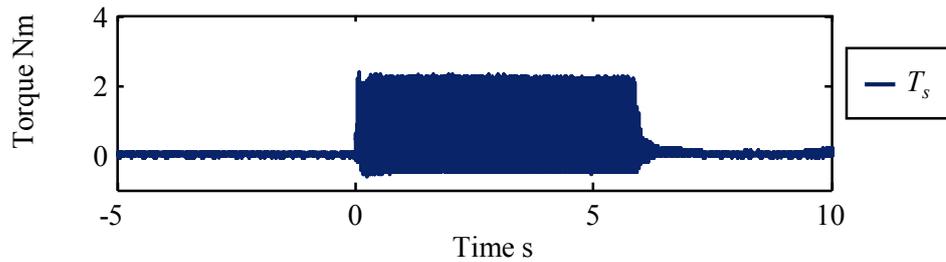
## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支



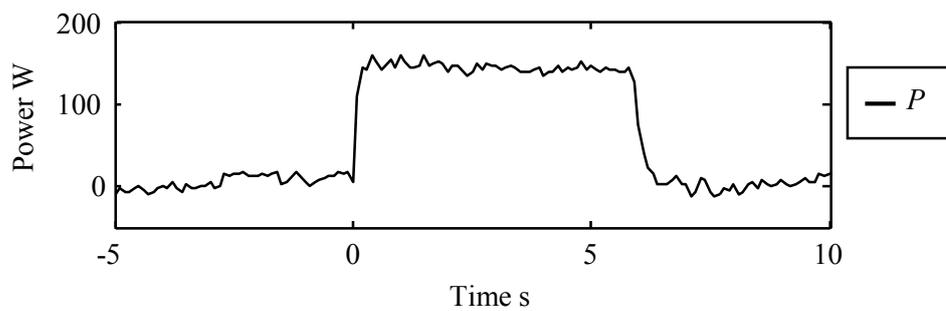
(a) Cutting force



(b) Motor thrust



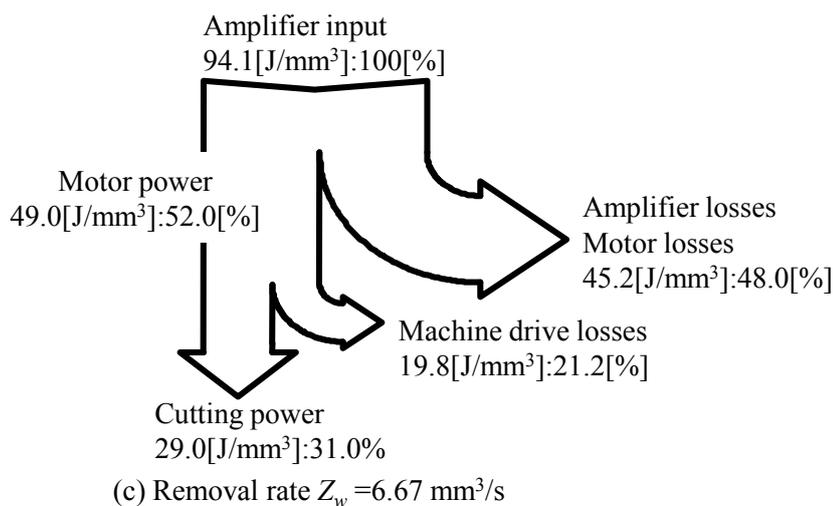
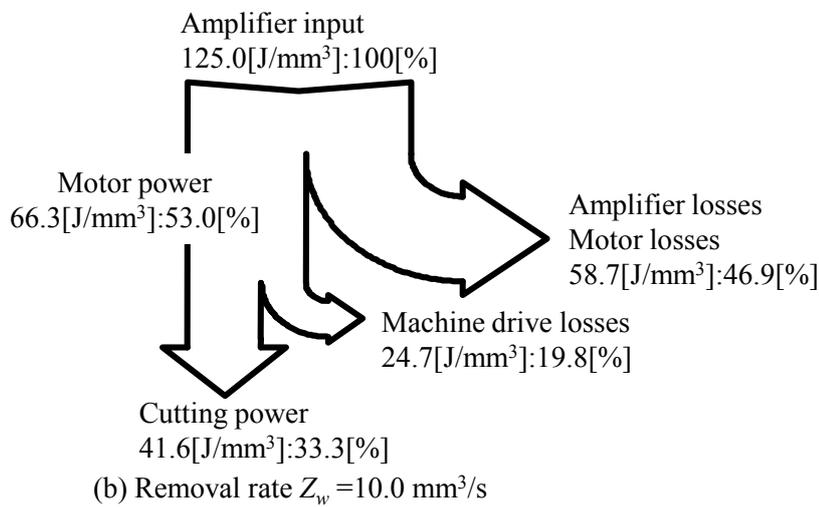
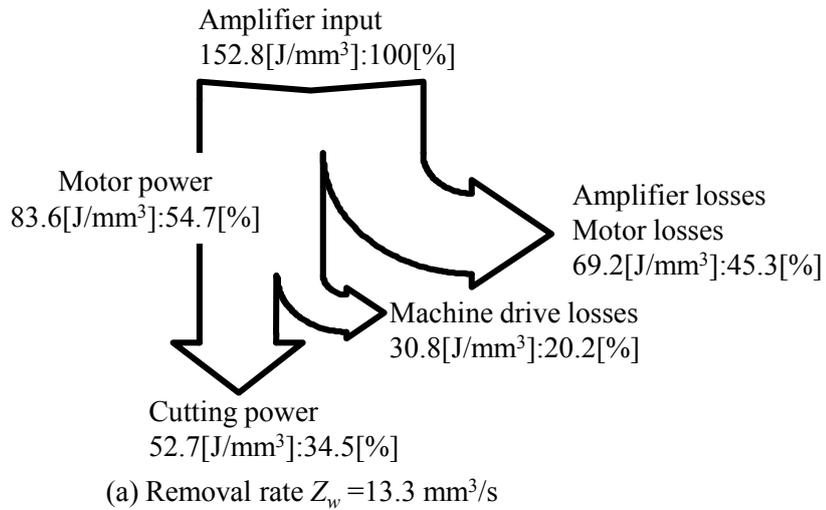
(c) Spindle torque



(d) Amplifier input

**Fig.5.20** Measured results (Removal rate  $Z_W = 13.3\text{mm}^3$ )

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支



**Fig.5.21** Energy usage of machine tool during cutting process

## 第 5 章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支

### 5.3.2. 上向き削りと下向き削りの違いによる影響

上向き削りと下向き削りの切削方式の違いによる影響をみるために、表 5.7 に示す切削条件で実験を行った。また、材料除去率は一定とし、半径方向切込と送り速度とを 5 段階に変化させ、それらの影響についても調査した。

上向き削りと下向き削りを行ったときの消費電力、切削力、およびモータトルクの測定結果を、例として半径方向切込み 1.0 mm の場合において図 5.22 にアップカット、図 5.23 にダウンカットの場合として示す。ここで、(a)は切削力、(b)はモータトルク、(c)は主軸トルク、および(d)はアンプ入力電力をそれぞれ示している。図 5.24 に測定結果から計算した単位除去量当りの各動力と損失を示す。

**Table 5.7** Cutting conditions (Experiment 2)

Machine tool	NMV1500	
Workpiece	Medium carbon steel S50C	
Tool	$\phi 10$ square end mill	
(MITSUBISHI S-2MD)	Helix angle [deg.]	30
	Number of flutes	2
Cutting conditions	Cutting direction	Down cut, Up cut
	Spindle speed [ $\text{min}^{-1}$ ]	1250
	Axial depth of cut [mm]	8.0
	Radial depth of cut [mm]	1.25, 1.0, 0.5, 0.25, 0.125
	Feed speed [mm/min]	80, 100, 200, 400, 800
	Feed per tooth [mm]	0.032, 0.04, 0.08, 0.16, 0.32
	Cutting speed [m/min]	39.27
	Material removal rate [ $\text{mm}^3/\text{s}$ ]	13.3

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および主軸の消費エネルギー収支

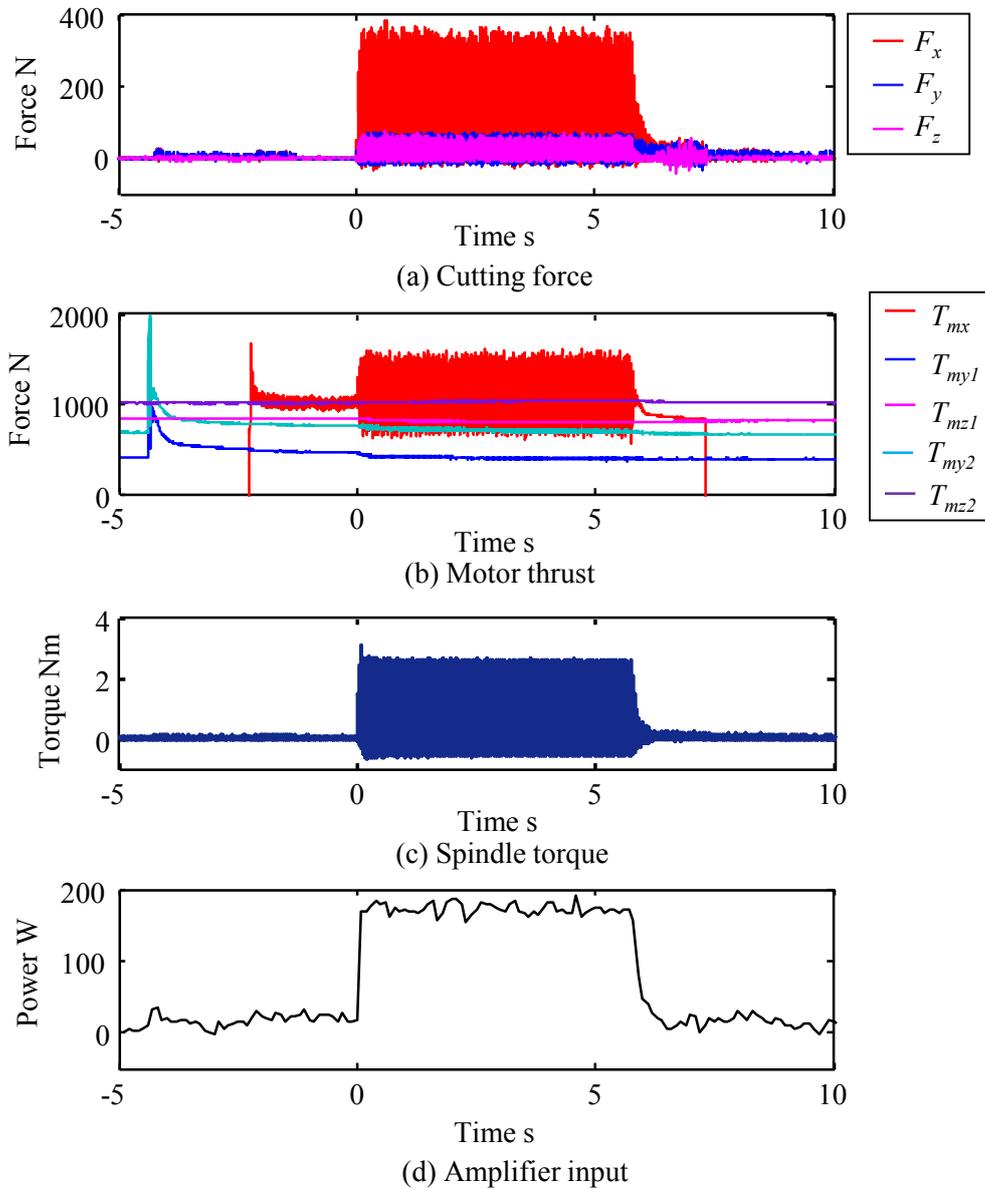


Fig.5.22 Measured results (Up cut, Radial depth of cut  $R_d = 1.0\text{mm}$ )

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および主軸の消費エネルギー収支

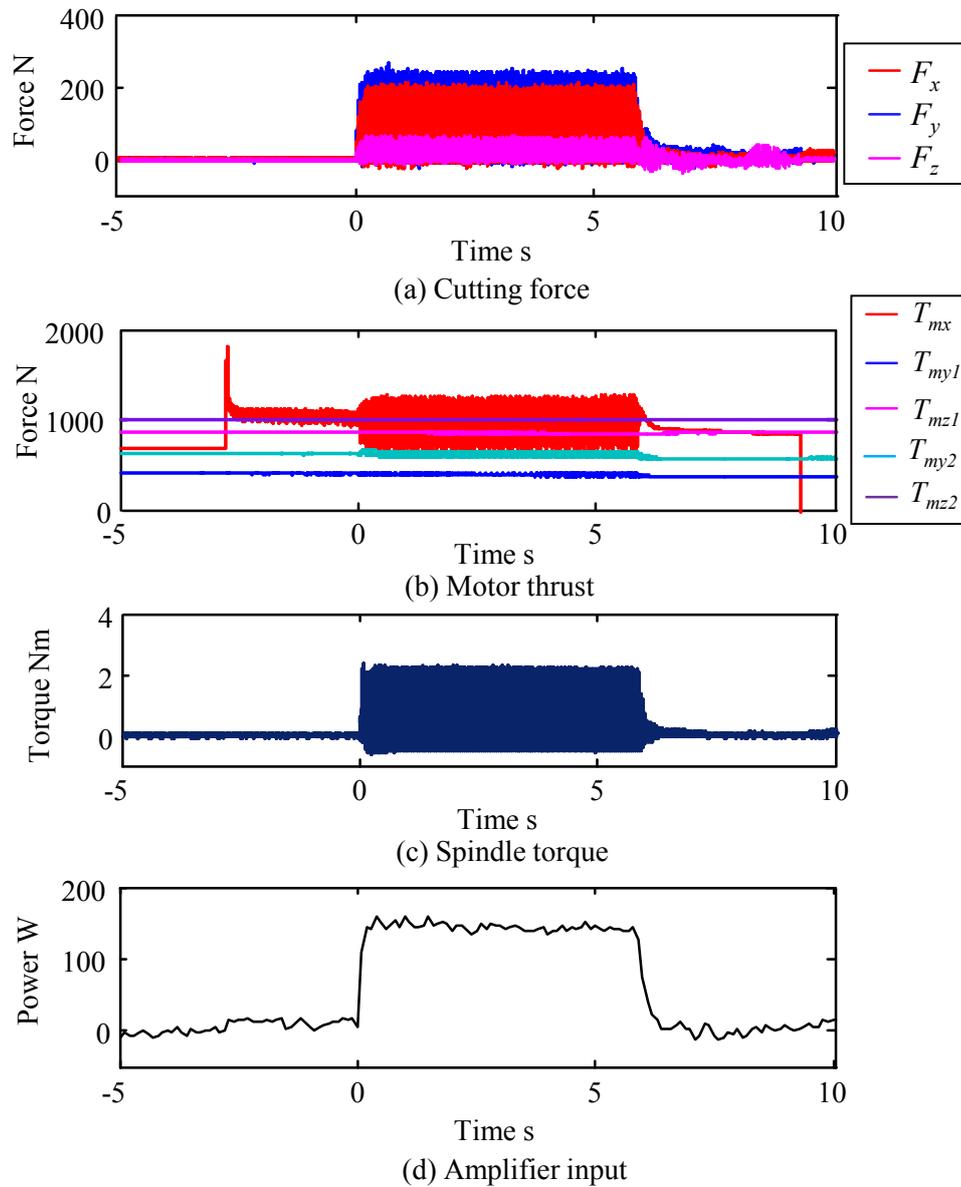
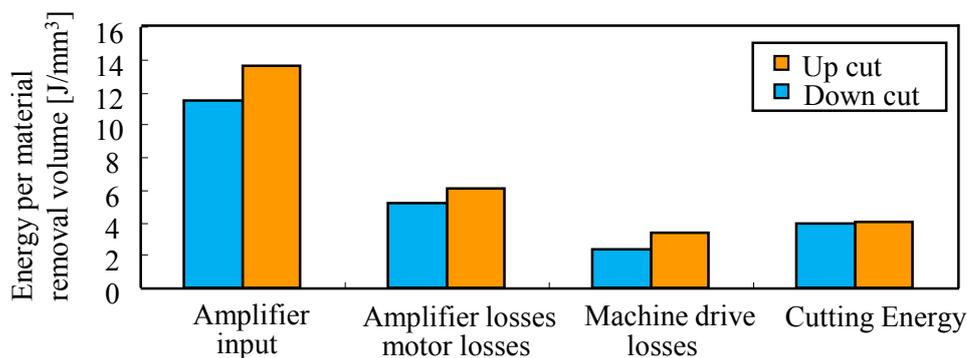
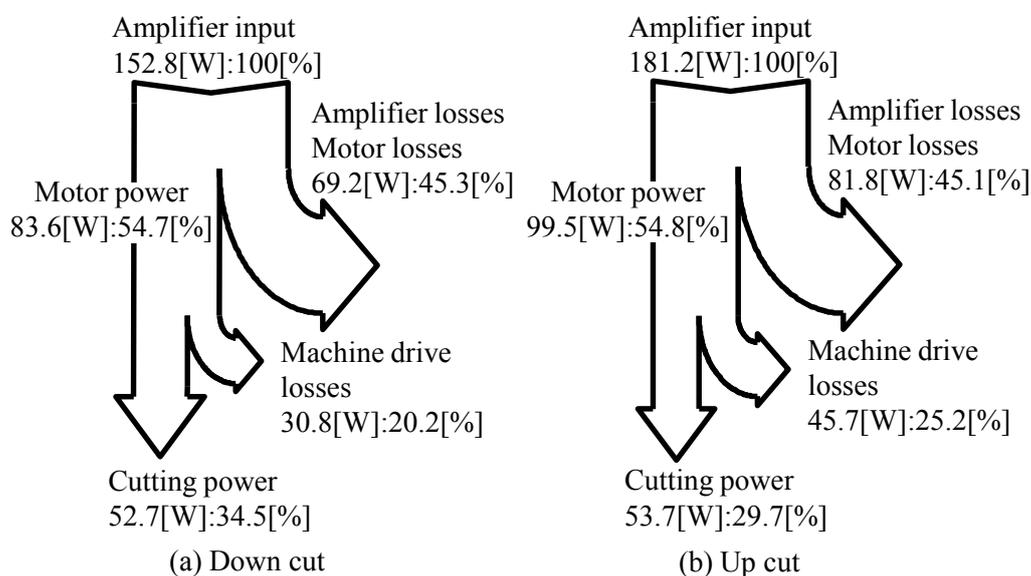


Fig.5.23 Measured results (Down cut, Radial depth of cut  $R_d = 1.0\text{mm}$ )

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支



**Fig.5.24** Difference of energy consumption by the cutting direction



**Fig.5.25** Difference of energy usages between up cut and down cut

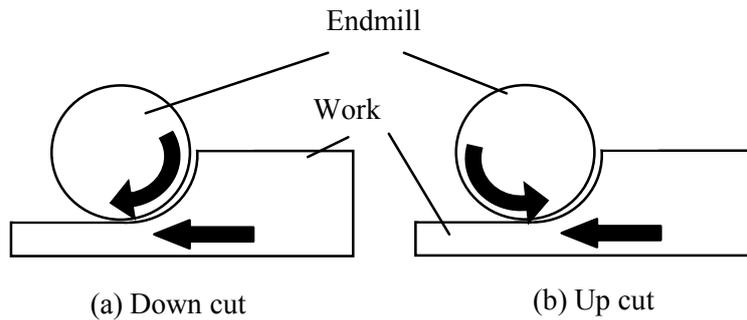
また、**図 5.25** に各部における損失および動力をサンキーダイアグラムで示す。**図 5.25** によると、上向き削りよりも下向き削りのほうが、アンプ入力エネルギー、モータエネルギー、機械駆動損失、アンプ損失およびモータ損失が小さいことが分かる。一方で、切削エネルギーは上向き削りと下向き削りとで違いはなく、ほぼ同じ値となった。

下向き削りと上向き削りの違いによる機械駆動損失の差について、下向き削りと上向き削りを行うときの主軸回転と送り運動方向の関係から考察した。主軸回転と送り運動方向の関係を**図 5.26** に模式的に示す。図に示すように、下向き削りでは主軸回転の接線方向と送り方向とが同じであるのに対して、上向き削りでは、主軸回転の接線方向と送り方向とが逆である。このため上向き削りの場合には、主軸回転や送り運動で消費されるエネルギーである機械駆動損失が大きくなると考

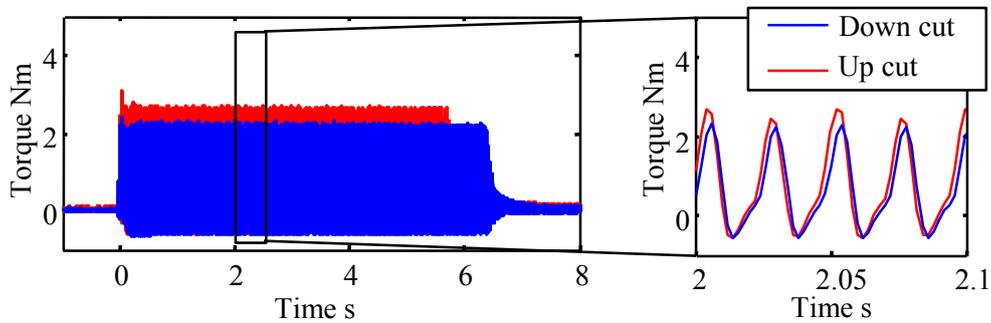
## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支

えられる。ここで、下向き削りと上向き削りを行ったときの主軸トルクと送り軸トルクを図 5.27 に示す。図より、下向き削りよりも上向き削りのほうが、主軸トルク、送り軸トルクとも大きいことが確認できる。

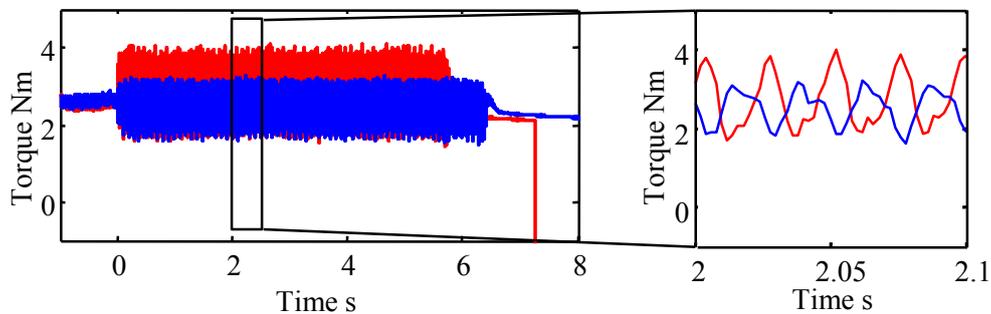
このことから、主軸回転の接線方向と送り運動方向が同じである下向き削りでは、機械駆動損失が小さくなるため、また、機械駆動損失の大小はアンプおよびモータ損失の大小にも影響を与えるため、下向き削りのほうが上向き削りと比べて単位材料除去量当りの消費エネルギーが小さくなるといえる。



**Fig.5.26** Direction of spindle rotation and feed motion



(a) Spindle torque



(b) Feed motor torque

**Fig.5.27** Measured torques in different cutting direction

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支

---

### 5.4. 結 言

本章では、切削加工時における数値制御工作機械の主軸および送り駆動系の消費電力を明らかにすることを目的として、材料除去率の違いと、上向き削りと下向き削りの違いの2つの観点で、それらが消費電力に及ぼす影響を調査した。以下に得られた結果を示す。

- (1) 測定した切削力から瞬間切削力モデルを用いて切削トルクを推定することで、エンドミル加工中の切削動力を算出した。
- (2) 切削トルクを印加したときの主軸トルクのシミュレーションを行った結果、測定結果と同様に、主軸トルクが切削トルクよりも大きくなり、主軸の回転速度を維持するためにエネルギーが消費されていることが明らかとなった。
- (3) 材料除去率が高いと単位材料除去量あたりの切削時間が短くなり、各部の損失によるエネルギー消費が低く抑えられるため、材料除去率が高いほうが単位材料除去量当りの消費エネルギーは小さくなる。
- (4) 主軸回転の接線方向と送り運動方向が同じである下向き削りでは、機械駆動損失が小さくなるため、下向き削りのほうが上向き削りと比べて単位材料除去量当りの消費エネルギーが小さくなる。

以上の結果から、エンドミル加工時における主軸および送り駆動系の消費エネルギーが、材料除去率や切削方式により影響を受けることが明らかとなり、これらを考慮することで、その消費エネルギー削減が可能であることを示した。

## 第5章 エンドミル加工時における送り駆動系および 主軸の消費エネルギー収支

---

### 参考文献

- 1) 成田浩久, 河村浩志, 則久孝志, 陳連怡, 藤本英雄, 長谷部孝男: 工作機械による加工の環境負荷予測システムの開発 (第一報, 環境負荷算出手法の提案), 日本機械学会論文集(C編), 71,704, (2005) pp280.
- 2) M.Mori, M.Fujishima, Y.Inamasu, Y.Oda: A study on energy efficiency improvement for machine tools, CIRP Annals-Manufacturing Technology 60, (2011), pp145.
- 3) 原雄太, 田中智久, 斎藤義男: 工作機械の消費電力評価方法の構築, 2005年度精密工学会春季大会学術講演会講演論文集, (2005), pp743.
- 4) 小山智: エンドミル加工の智能化を目的としたリアルタイム切削力シミュレーションの研究, 神戸大学大学院, (2007)
- 5) 垣野義昭, 大塚裕俊, 中川平三郎, 廣垣俊樹, 佐々木将志: 焼入鋼のエンドミル加工に関する研究 (第1報), 精密工学会誌, 66, 5, (2000), pp.730.

### 第 6 章

### 結 論

本研究では、生産設備の中核を占める数値制御工作機械の消費エネルギー削減を目的に、その送り駆動系における消費電力に着目し、工作機械の運転方法と送り駆動系の設計方法の両面から消費エネルギー削減方法の検討を行った。

本研究により得られた結論を以下に示す。

2 章では立て形 5 軸マシニングセンタの送り駆動系における消費電力を測定し、その大小に影響を及ぼす因子を明らかとした。その結果を以下に示す。

- (1) 送り駆動系の消費電力はモータの速度とトルクに依存する。
- (2) 重力が作用する Z 軸および B 軸は、他の軸に比べて非常に大きな電力を消費する。また、運動方向によって大きく違う。
- (3) Z 軸停止中のモータトルクが摩擦特性に起因して直前の運動方向に依存するために、停止中の消費電力も直前の運動方向により変化する。
- (4) 加減速時の消費電力は加減速パラメータの設定により変化する。加減速時定数は運動時間にも影響を及ぼし、運動に要するエネルギーを最小にするパラメータが存在する。位置ループゲインは運動時間に影響を及ぼすことなく、ゲインを小さく設定することで、その運動に要する消費エネルギーを削減可能である。
- (5) 同時多軸制御運動時の消費電力は各軸の消費電力の合計となり。特に Z 軸および B 軸の消費電力の影響が支配的である。

以上の結果に基づいて、各軸の運動やパラメータを変更することで送り駆動系の消費電力が削減可能となれば、工作物の設置方向や工具経路、送り速度や加減速パラメータを適切に決定するだけで消費電力の削減が実現できるようになり、数値制御工作機械の消費電力削減に大きく貢献できると考えられる

3 章では工具経路の違いによる工作機械送り運動時の消費エネルギーへの影響について調査した。また、送り駆動系における 1mm 移動距離あたりの消費エネルギーを基に、各工具経路の消費エネルギー推定方法を提案し、工具経路を消費エネルギーによって評価可能であることを示した。以下に得られた結論を示す。

## 第 6 章 結論

- (1) 提案する指標により，工具経路と送り速度の違いによる消費エネルギーの違いを推定し，その大小を評価できる．
- (2) 工具の移動距離が最も短く，運動時間も短い工具経路よりも，各軸の移動距離の合計が短い工具経路のほうが，送り運動に要する消費エネルギーは少ない．
- (3) 一定距離を送るのに要する消費エネルギーが最小になる送り速度が存在し，本研究で実験に使用した機械では，送り速度を 3000mm/min としたときに消費エネルギーが最小となった．
- (4) 提案する指標に基づいて，実際の加工を想定した工具経路においても経路の違いによる消費エネルギーの大小を評価できる．

以上の結果から，同一形状の製品を加工する際にも工具経路および送り速度を考慮することで，運動に要する消費エネルギーが削減可能であることを示した．また，提案する指標に基づいて工具経路における消費エネルギーを推定することができれば，CAM により生成された工具経路を評価することが可能である．これにより，送り駆動系の消費エネルギーの観点から最適な工作物の設置方向，工具経路および送り速度を設定することが可能となり，生産現場における消費エネルギー削減に大きく貢献できると考えられる．

4 章では，ボールねじ駆動およびリニアモータ駆動による 1 軸送り駆動系における消費電力を測定することで，送り駆動系の消費エネルギーに影響を及ぼす因子を調査するとともに，そのエネルギー収支を明らかとした．以下に得られた結果を示す．

- (1) 送り駆動系のエネルギー収支において，サーボアンプで消費されるエネルギーが非常に大きく，運動に必要とされるエネルギー，モータおよび摩擦損失の占める割合は小さい．
- (2) ボールねじ駆動の場合，リニアモータ駆動の場合よりも摩擦の発生する箇所が多いため，送り駆動系全体で大きなエネルギーを必要とする．
- (3) リニアモータ駆動の送り駆動系において，直動転がり案内の摩擦特性が消費エネルギーに大きな影響をおよぼすため，摩擦力の小さいグリースを充填することで消費エネルギーを削減できる．
- (4) 各損失の関係により消費エネルギーを最小とする送り速度が存在することから，適切な送り速度を設定することで消費エネルギーを削減できる．
- (5) 速度ループゲインが大きくなると，速度が振動的になることで消費エネルギーが増大するため，速度の振動が生じないようなゲインを設定することで消費エネルギーを削減できる．

## 第6章 結論

この成果に基づいて、これまで送り駆動系を使用する際にその消費エネルギーが考慮されることはなかったが、各部での損失を考慮した最適な仕様やパラメータの設定が可能となると考えられる。さらに、これら考慮することで送り駆動系における消費エネルギーを削減することができれば、生産設備全体における省エネルギー化が期待できる。

5章では、切削加工時における数値制御工作機械の主軸および送り駆動系の消費電力を明らかにすることを目的として、材料除去率の違いと、上向き削りと下向き削りの違いの2つの観点で、それらが消費電力に及ぼす影響を調査した。また、主軸の数学モデルを構築し、切削トルクを印加したときの主軸トルクのシミュレーションを行った。以下に得られた結果を示す。

- (1) 測定した切削力から瞬間切削力モデルを用いて切削トルクを推定することで、エンドミル加工中の切削動力を算出した。
- (2) 切削トルクを印加したときの主軸トルクのシミュレーションを行った結果、測定結果と同様に、主軸トルクが切削トルクよりも大きくなり、主軸の回転速度を維持するためにエネルギーが消費されていることが明らかとなった。
- (3) 材料除去率が高いと単位材料除去量あたりの切削時間が短くなり、各部の損失によるエネルギー消費が低く抑えられるため、材料除去率が高いほうが単位材料除去量当りの消費エネルギーは小さくなる。
- (4) 主軸回転の接線方向と送り運動方向が同じである下向き削りでは、機械駆動損失が小さくなるため、下向き削りのほうが上向き削りと比べて単位材料除去量当りの消費エネルギーが小さくなる。

以上の結果から、エンドミル加工時における主軸および送り駆動系の消費エネルギーが、材料除去率や切削方式により影響を受けることが明らかとなり、これらを考慮することで、その消費エネルギー削減が可能であるといえる。

各章で得られた結果より、数値制御工作機械における消費エネルギーが工具経路、送り速度、切削条件を考慮することにより削減可能であることが明らかとなり、それぞれの削減方法を示すことができた。また、実験により送り駆動系単体の消費エネルギー収支を明らかにすることで、駆動方法や制御パラメータ、摩擦特性などの仕様を考慮することでも消費エネルギーの削減が可能であることを示した。

これらの結果を基に、工作機械の省エネ化を運転方法および送り駆動系の仕様の両面からすすめることができれば、工作機械の新たな発展となるとともに、さらには生産設備における省エネに大きく貢献できる。

## 第6章 結論

---

今後の課題としては、今回明らかとなった消費エネルギーの削減可能な条件をもとに、実際の加工における消費エネルギーの削減方法の具体案を示すとともに、その効果を調査する必要があると考えられる。また、工作機械の製品加工においては、製品の加工精度や加工に要する時間も無視することはできず、これらを含めた統合的な評価が必要であると考えられる。

付録 1

測定機器の仕様

本研究で使用した測定機器の仕様を示す。表 A はクランプセンサ，表 B は差動プローブ，表 C は動力計の仕様である。

**Table A** Cramp on AC/DC sensor

CT9692+3290-10 HIOKI E.E. Co.	
Rated input current	200 A AC/DC
Max. allowable input	Continuous 200 Arms
Band width	DC to 20 kHz (-3dB)
Max. rated voltage to earth	600V AC/DC CAT III
Core diameter	33 mm
Basic accuracy at DC current	20.00/200.0A : $\pm 1.3\%$ rdg. $\pm 0.10$ A/ $\pm 0.5$ A
Basic accuracy at AC current	20.00/200.0A : $\pm 1.3\%$ rdg. $\pm 0.08$ A/ $\pm 0.3$ A

**Table B** Differential probe

9322 HIOKI E.E. Co.	
Input type	Balanced differential input
Output	Voltage division ratio: 1/1000, BNC terminal (DC/AC/RMS 3-mode selectable output)
DC amplitude accuracy	$\pm 1\%$ f.s. (1000V DC or less), $\pm 3\%$ f.s. (2000 V DC or less) (f.s.=2000 VDC)
RMS amplitude accuracy	$\pm 1\%$ f.s. (DC, 40Hz to 1kHz), $\pm 4\%$ f.s. (1 kHz to 100 kHz) (f.s.=1000 VAC)
Input resistance, capacity	H-L: 9 M $\Omega$ , approx 10 pF (C at 100 kHz) H-case, L-case: 4.5 M $\Omega$ , approx 20 pF (C at 100 kHz)
Max. allowable input	2000V DC, 1000V AC (CAT II), 600V AC/DC (CAT III)
Max. rated voltage to earth	When using alligator clip: 1000V AC/DC (CAT II)

**Table C** Dynamometer

9257B Kistler Co.	
Measuring range	$\pm 5\text{kN}$
Sensitivity $F_x, F_y$	7.5 pc/N
Sensitivity $F_z$	3.7 pc/N
Natural frequency $F_x, F_y$	2.3 kHz
Natural frequency $F_z$	3.5 kHz
Operating temperature range	0-70 deg.C



**Fig. A** Cramp on AC/DC sensor



**Fig.B** Differential probe



**Fig.C** Dynamometer

## 付録 2

## 直進軸(X, Y, Z 軸)の消費電力およびトルク測定結果

本研究で使用した立て形 5 軸マシニングセンタの直進軸における、消費電力およびモータトルクの測定結果を記す。この測定結果は本論文第 3 章において、各軸の移動距離 1mm あたりの消費エネルギーおよびトルクを求める際に、200mm の距離を 500, 1000, 1500, 2000, 3000, 4000, 5000, 6000 mm/min の 8 通りの送り速度で等速送り運動を 1 往復行ったときの測定結果である。図 D に、運動の様子を模式図で示す。各速度における測定結果を(a)送り速度, (b)モータトルク, (c)消費電力として、図 X.1 から図 X.8 に X 軸, 図 Y.1 から図 Y.8 に Y 軸, 図 Z.1 から図 Z.8 に Z 軸の測定結果を示す。また、このときの消費電力は、各送り軸が運動に要する消費電力のみを評価するため、停止中の定常的に消費している電力をオフセットし、ゼロとして表示している。

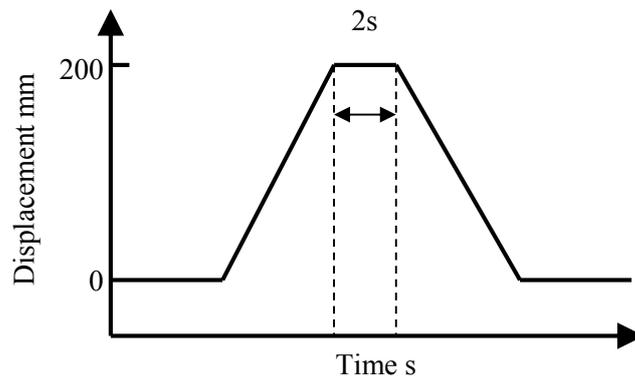
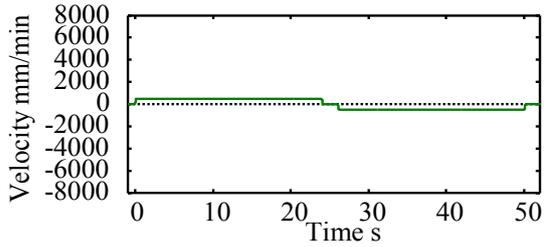
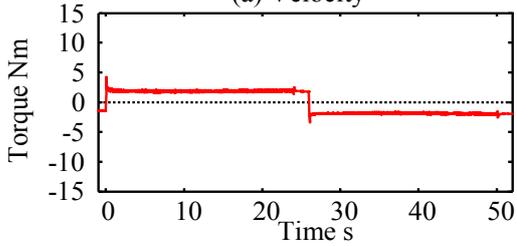


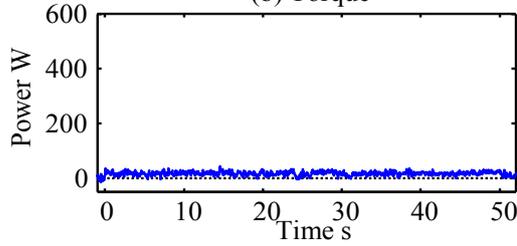
Fig.D Motion pattern for measurement tests



(a) Velocity

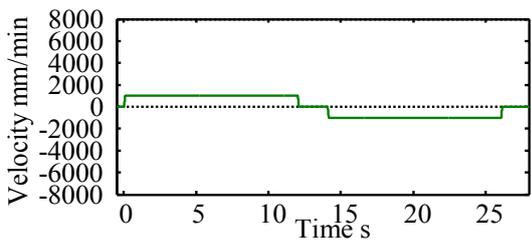


(b) Torque

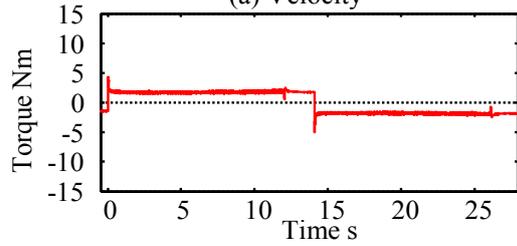


(c) Power

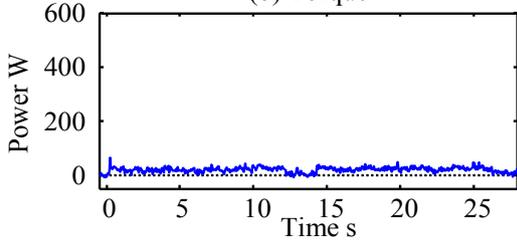
**Fig.X.1** Feed rate 500mm/min



(a) Velocity

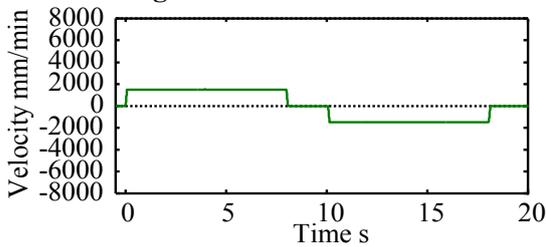


(b) Torque

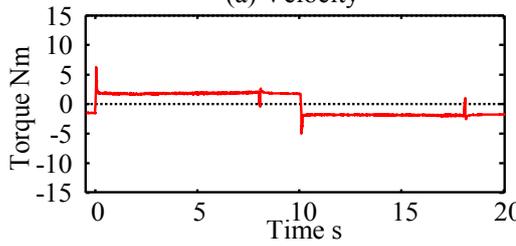


(c) Power

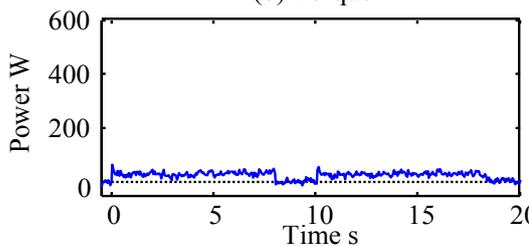
**Fig.X.2** Feed rate 1000mm/min



(a) Velocity

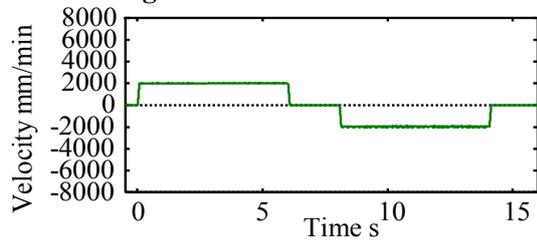


(b) Torque

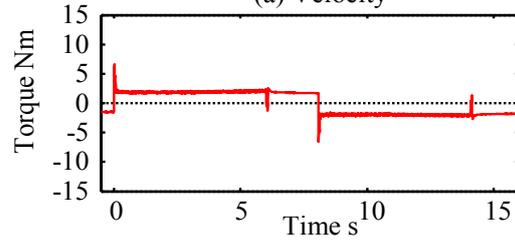


(c) Power

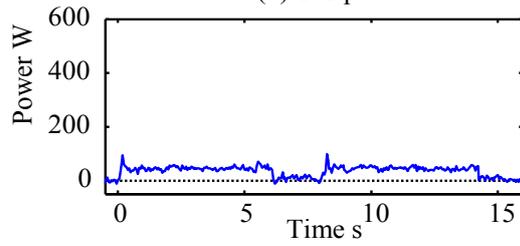
**Fig.X.3** Feed rate 1500mm/min



(a) Velocity

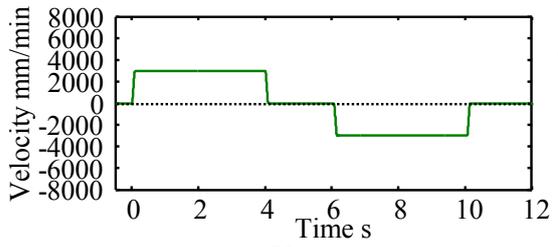


(b) Torque

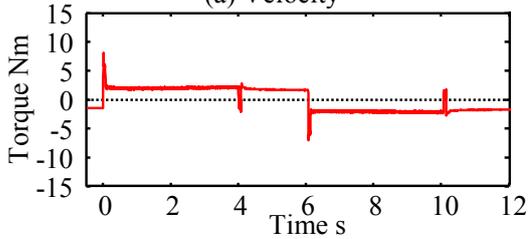


(c) Power

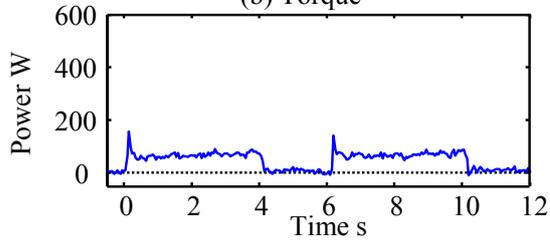
**Fig.X.4** Feed rate 2000mm/min



(a) Velocity

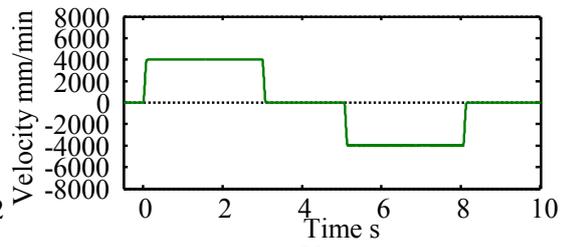


(b) Torque

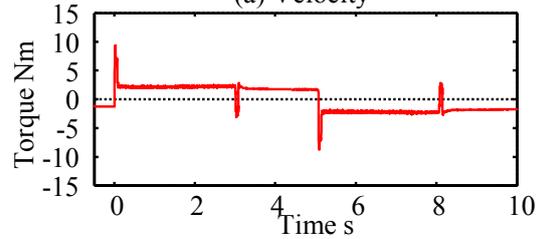


(c) Power

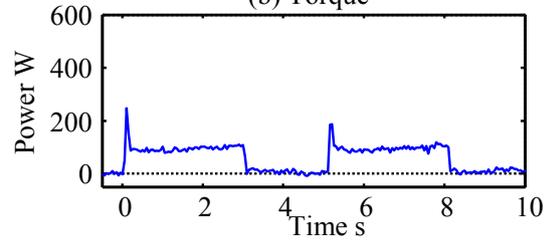
**Fig.X.5** Feed rate 3000mm/min



(a) Velocity

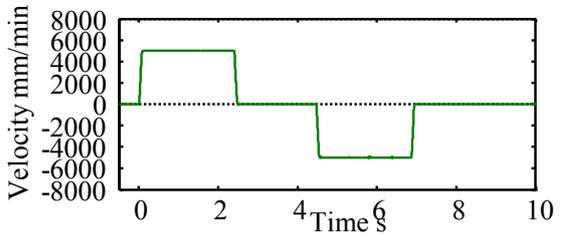


(b) Torque

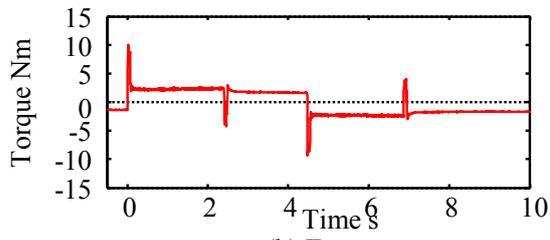


(c) Power

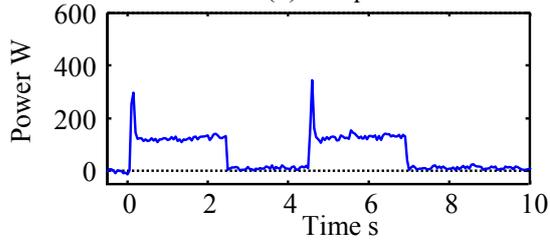
**Fig.X.6** Feed rate 4000mm/min



(a) Velocity

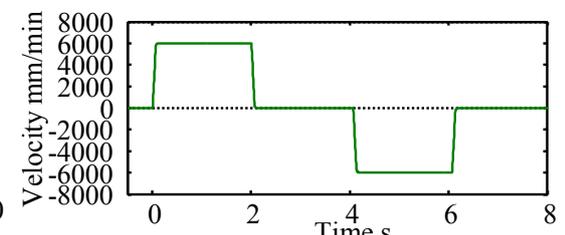


(b) Torque

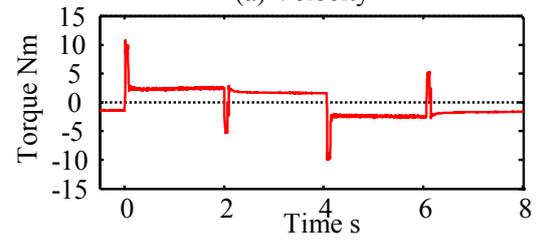


(c) Power

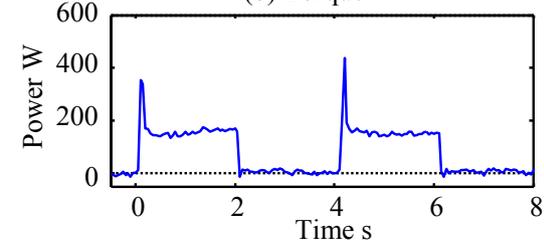
**Fig.X.7** Feed rate 5000mm/min



(a) Velocity

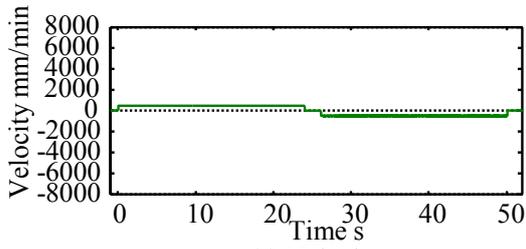


(b) Torque

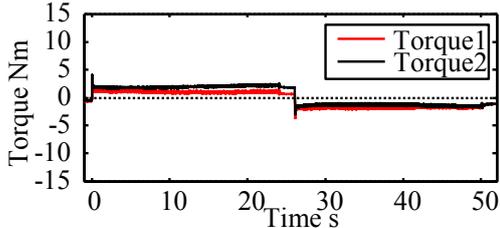


(c) Power

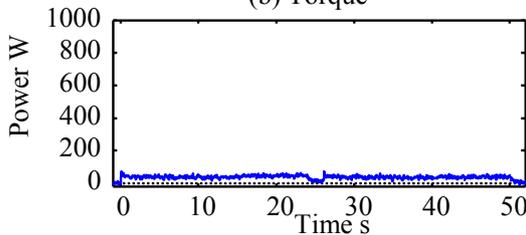
**Fig.X.8** Feed rate 6000mm/min



(a) Velocity

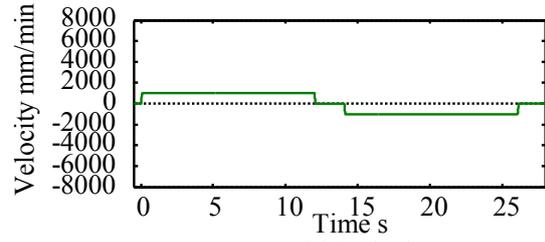


(b) Torque

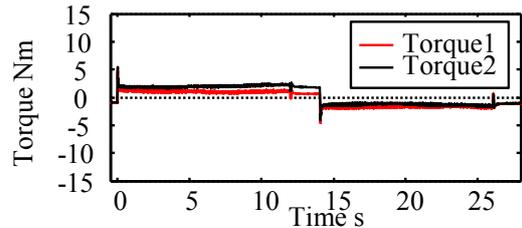


(c) Power

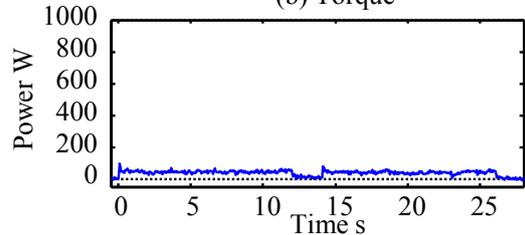
**Fig.Y.1** Feed rate 500mm/min



(a) Velocity

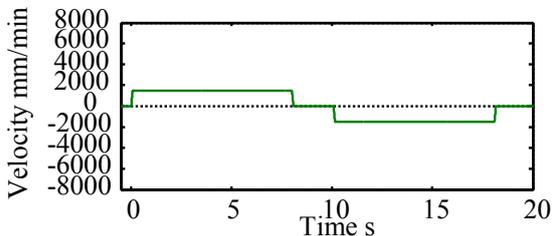


(b) Torque

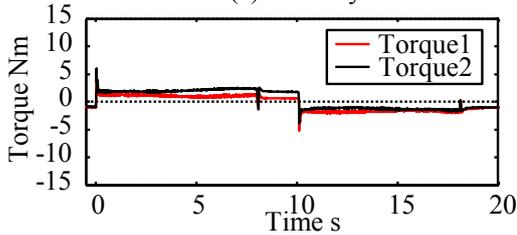


(c) Power

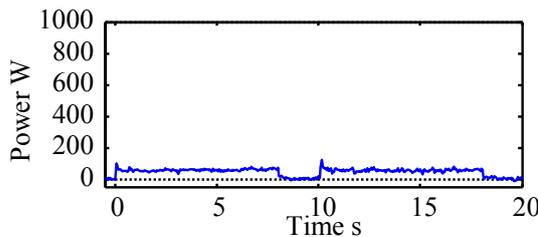
**Fig.Y.2** Feed rate 1000mm/min



(a) Velocity

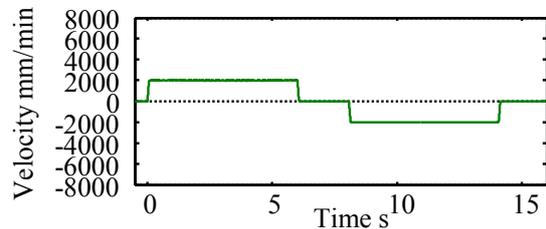


(b) Torque

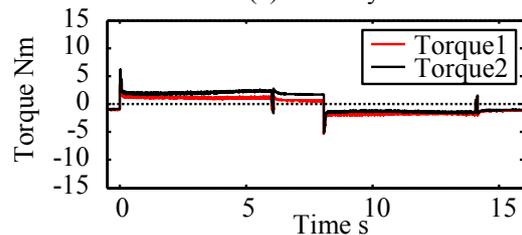


(c) Power

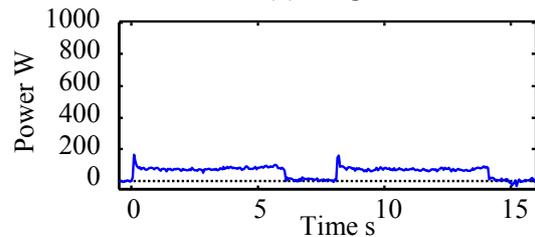
**Fig.Y.3** Feed rate 1500mm/min



(a) Velocity

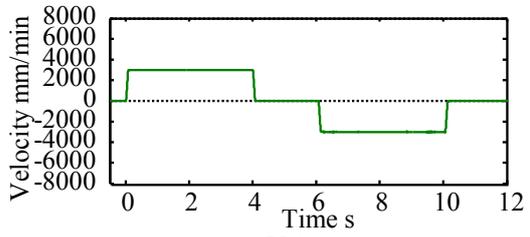


(b) Torque

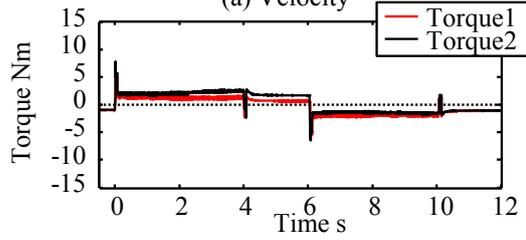


(c) Power

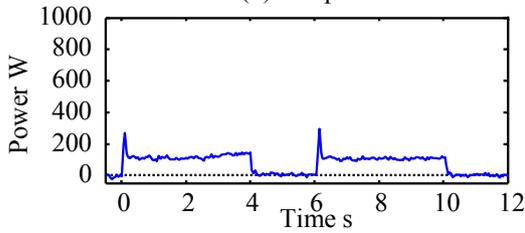
**Fig.Y.4** Feed rate 2000mm/min



(a) Velocity

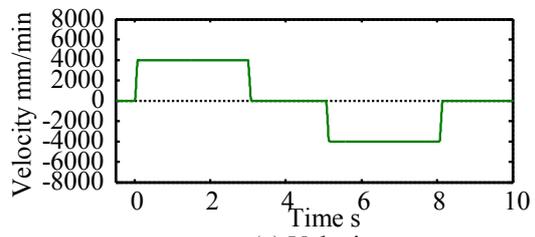


(b) Torque

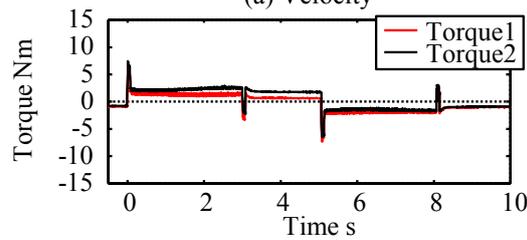


(c) Power

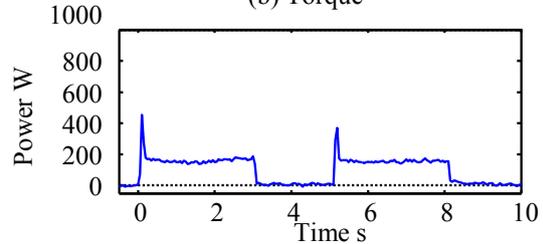
**Fig.Y.5** Feed rate 3000mm/min



(a) Velocity

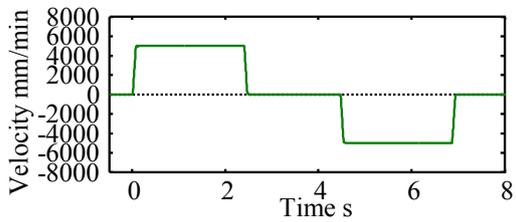


(b) Torque

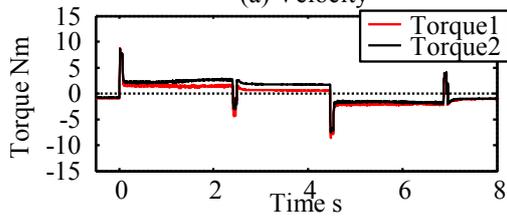


(c) Power

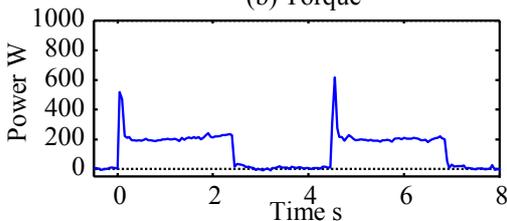
**Fig.Y.6** Feed rate 4000mm/min



(a) Velocity

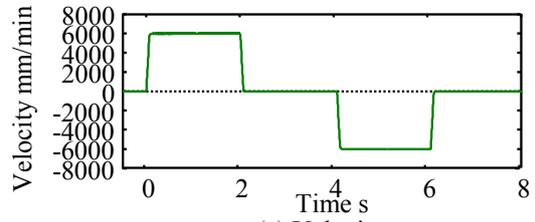


(b) Torque

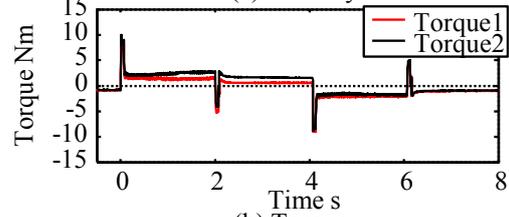


(c) Power

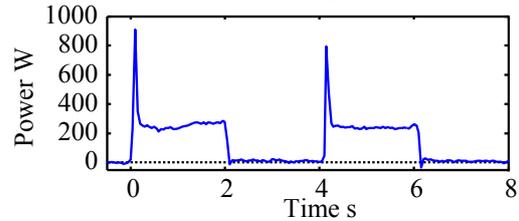
**Fig.Y.7** Feed rate 5000mm/min



(a) Velocity

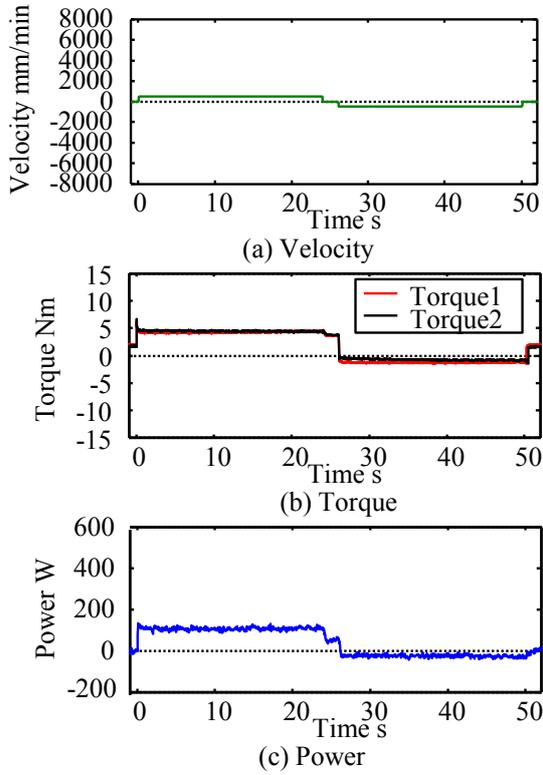


(b) Torque

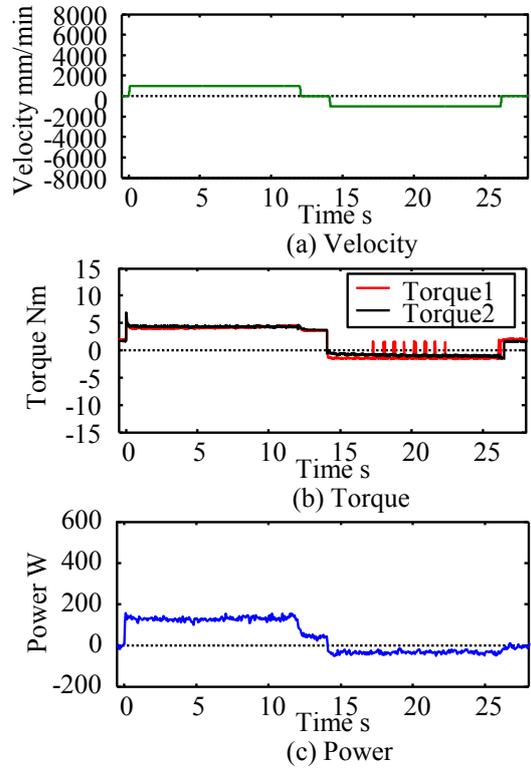


(c) Power

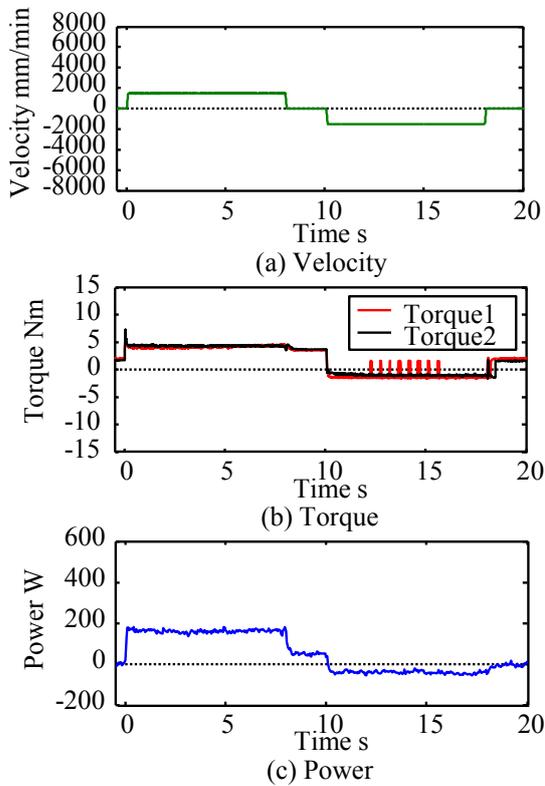
**Fig.Y.8** Feed rate 6000mm/min



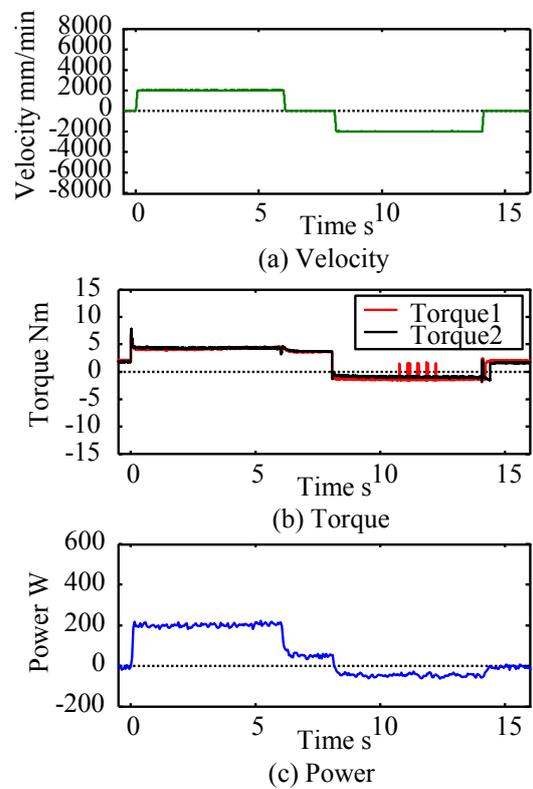
**Fig.Z.1** Feed rate 500mm/min



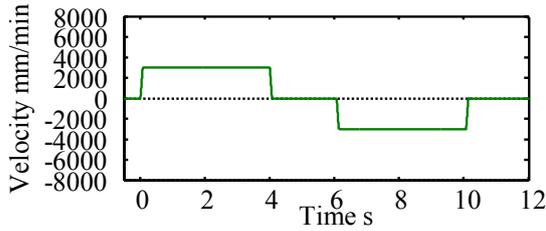
**Fig.Z.2** Feed rate 1000mm/min



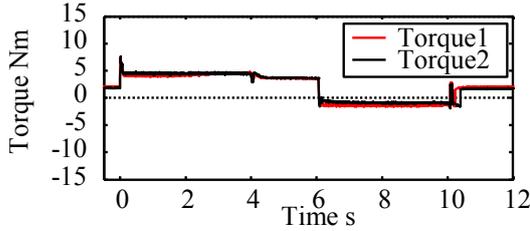
**Fig.Z.3** Feed rate 1500mm/min



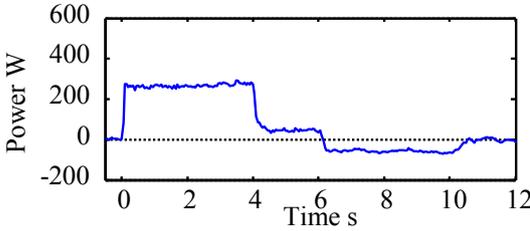
**Fig.Z.4** Feed rate 2000mm/min



(a) Velocity

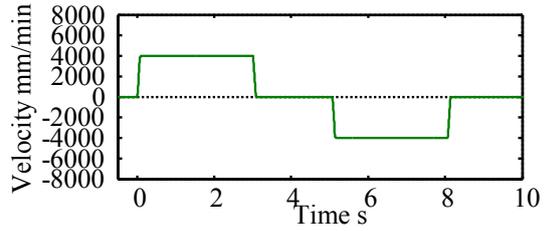


(b) Torque

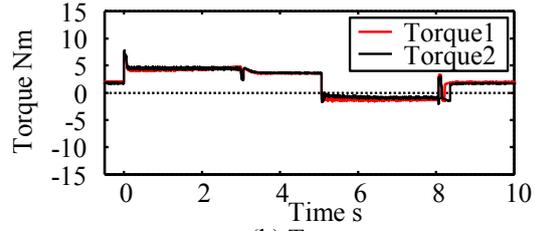


(c) Power

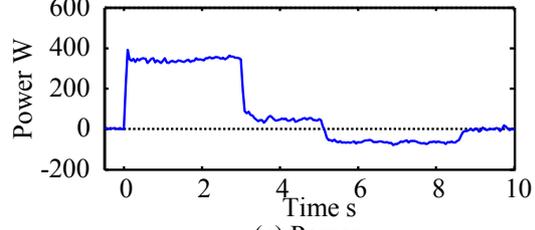
**Fig.Z.5** Feed rate 3000mm/min



(a) Velocity

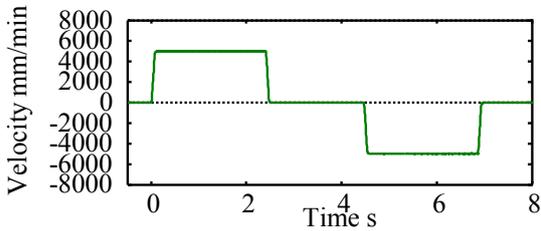


(b) Torque

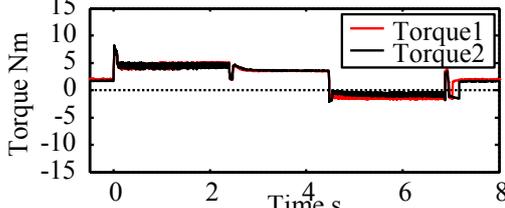


(c) Power

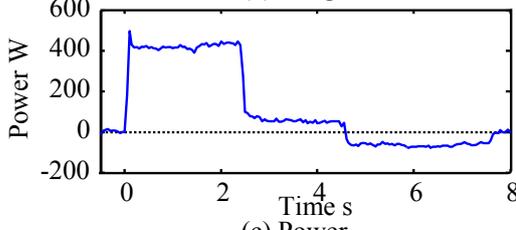
**Fig.Z.6** Feed rate 4000mm/min



(a) Velocity

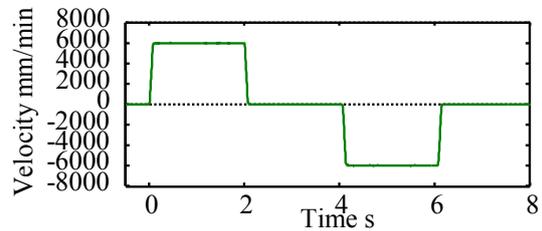


(b) Torque

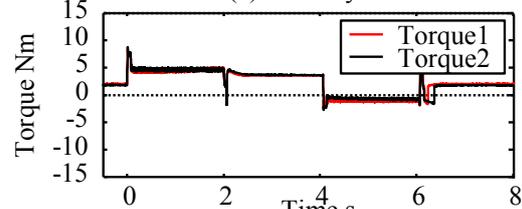


(c) Power

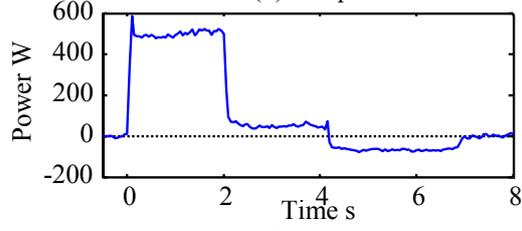
**Fig.Z.7** Feed rate 5000mm/min



(a) Velocity



(b) Torque



(c) Power

**Fig.Z.8** Feed rate 6000mm/min

付録 3

グリースの仕様

**Table 2.2** Representative Physical Properties of Grease A (AFE-CA)

Item	Representative value	Test method
Consistency enhancer	Urea-based	
Base oil	high-grade synthetic oil	
Base oil kinematic viscosity: mm <sup>2</sup> /s(40°C)	99	JIS K 2220 23
Worked penetrarion(25°C,60W)	280	JIS K 2220 7
Mixing stability (100,000 W)	310	JIS K 2220 15
Dropping point °C	260	JIS K 2220 8
Evaporation amount: mass% (99°C, 22h)	0.1	JIS K 2220 10
Oil separation rate: mass% (100°C, 24h)	0.1	JIS K 2220 11
Copper plate corrosion(B method, 100°C, 24h)	Accepted	JIS K 2220 9
Low temperature torque: N-m (-20°C)	Start	130
	(revolutions)	76
4-ball testing (burn-in load): N	1236	ASTM D2596
Service Temperature Range °C	-40 to 180	
Color	Light yellowish brown	

**Table 2.1** Representative Physical Properties of Grease B (AFB-LF)

Item	Representative value	Test method
Consistency enhancer	Lithium-based	
Base oil	refined mineral oil	
Base oil kinematic viscosity: mm <sup>2</sup> /s(40°C)	170	JIS K 2220 23
Worked penetrarion(25°C,60W)	275	JIS K 2220 7
Mixing stability (100,000 W)	345	JIS K 2220 15
Dropping point °C	193	JIS K 2220 8
Evaporation amount: mass% (99°C, 22h)	0.4	JIS K 2220 10
Oil separation rate: mass% (100°C, 24h)	0.6	JIS K 2220 11
Copper plate corrosion(B method, 100°C, 24h)	Accepted	JIS K 2220 9
Low temperature torque: N-m (-20°C)	Start	130
	(revolutions)	51
4-ball testing (burn-in load): N	3089	ASTM D2596
Service Temperature Range °C	-15 to 100	
Color	Yellowish brown	

**Table 2.3** Representative Physical Properties of Grease C (AFC)

Item	Representative value	Test method
Consistency enhancer	Urea-based	
Base oil	high-grade synthetic oil	
Base oil kinematic viscosity: mm <sup>2</sup> /s(40°C)	25	JIS K 2220 23
Worked penetrarion(25°C,60W)	288	JIS K 2220 7
Mixing stability (100,000 W)	341	JIS K 2220 15
Dropping point °C	269	JIS K 2220 8
Evaporation amount: mass% (99°C, 22h)	0.2	JIS K 2220 10
Oil separation rate: mass% (100°C, 24h)	0.6	JIS K 2220 11
Copper plate corrosion(B method, 100°C, 24h)	Accepted	JIS K 2220 9
Low temperature torque: N-m (-20°C)	Start	160
	(revolutions)	68
4-ball testing (burn-in load): N	3089	ASTM D2596
Service Temperature Range °C	-54 to 177	
Color	Brown	

付録 4

実験 2 の測定結果

上向き削りと下向き削りで加工を行ったときの実験 2 の測定結果を、半径方向切込み 1.25 mm, 0.5 mm, 0.25 mm, 0.125 mm の場合において、図 D から図 K に (a)切削力, (b)モータトルクの推力換算値, (c)主軸トルク, および(d)アンプ入力電力として示す。

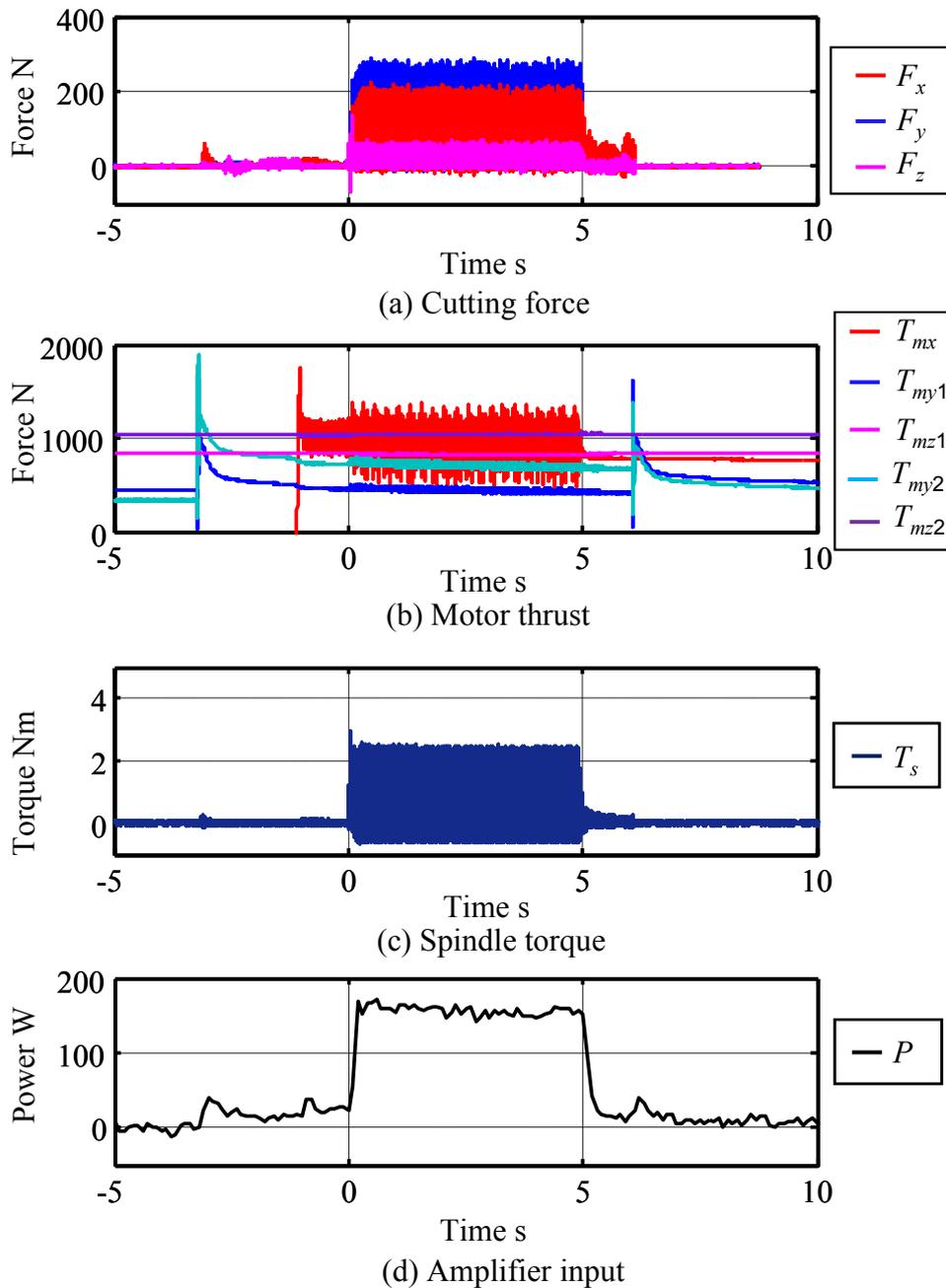


Fig.D.1 Measured results ( Down cut, Radial depth of cut  $R_d = 1.25$  mm )

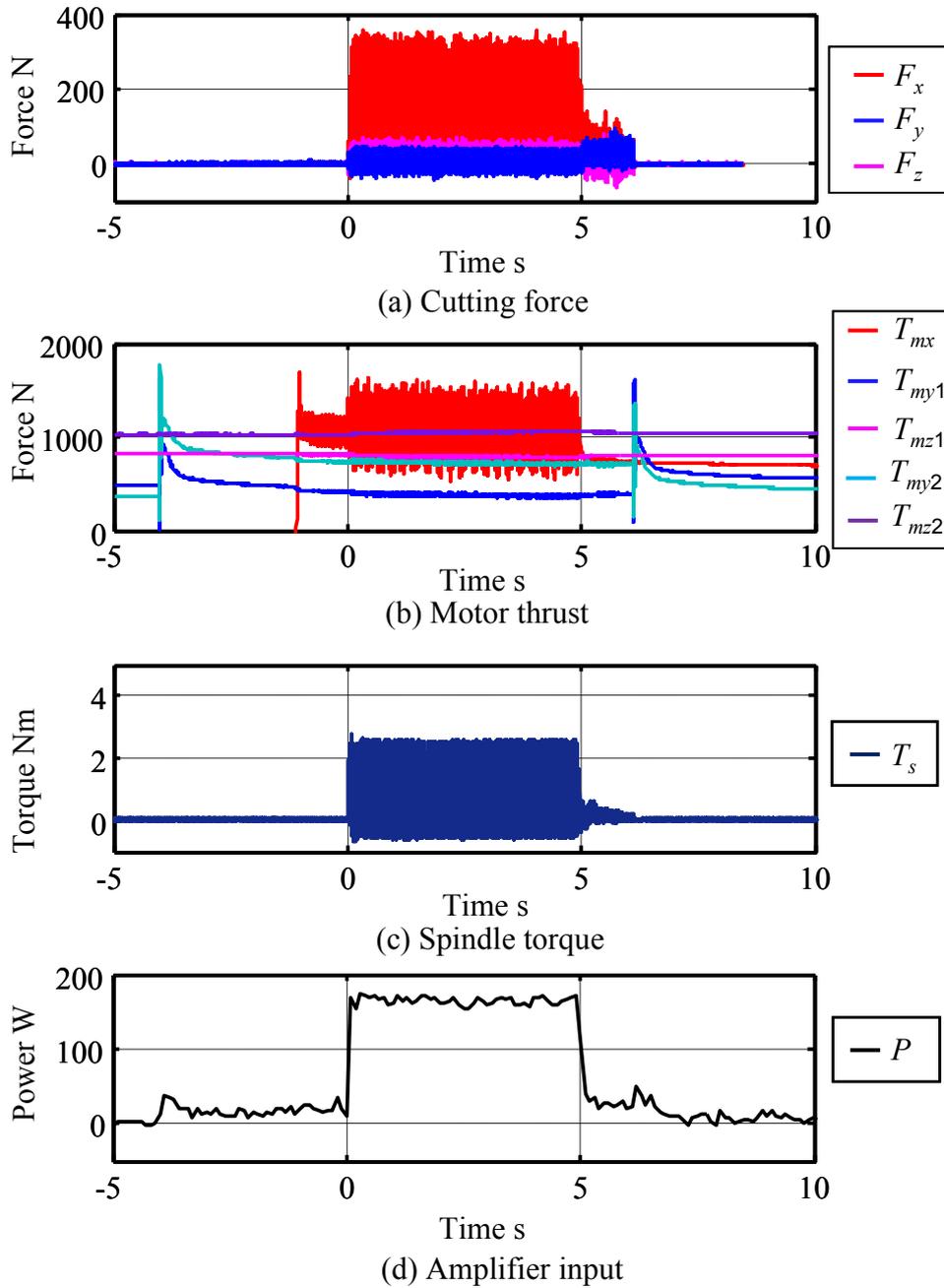


Fig.E Measured results ( Up cut, Radial depth of cut  $R_d = 1.25$  mm )

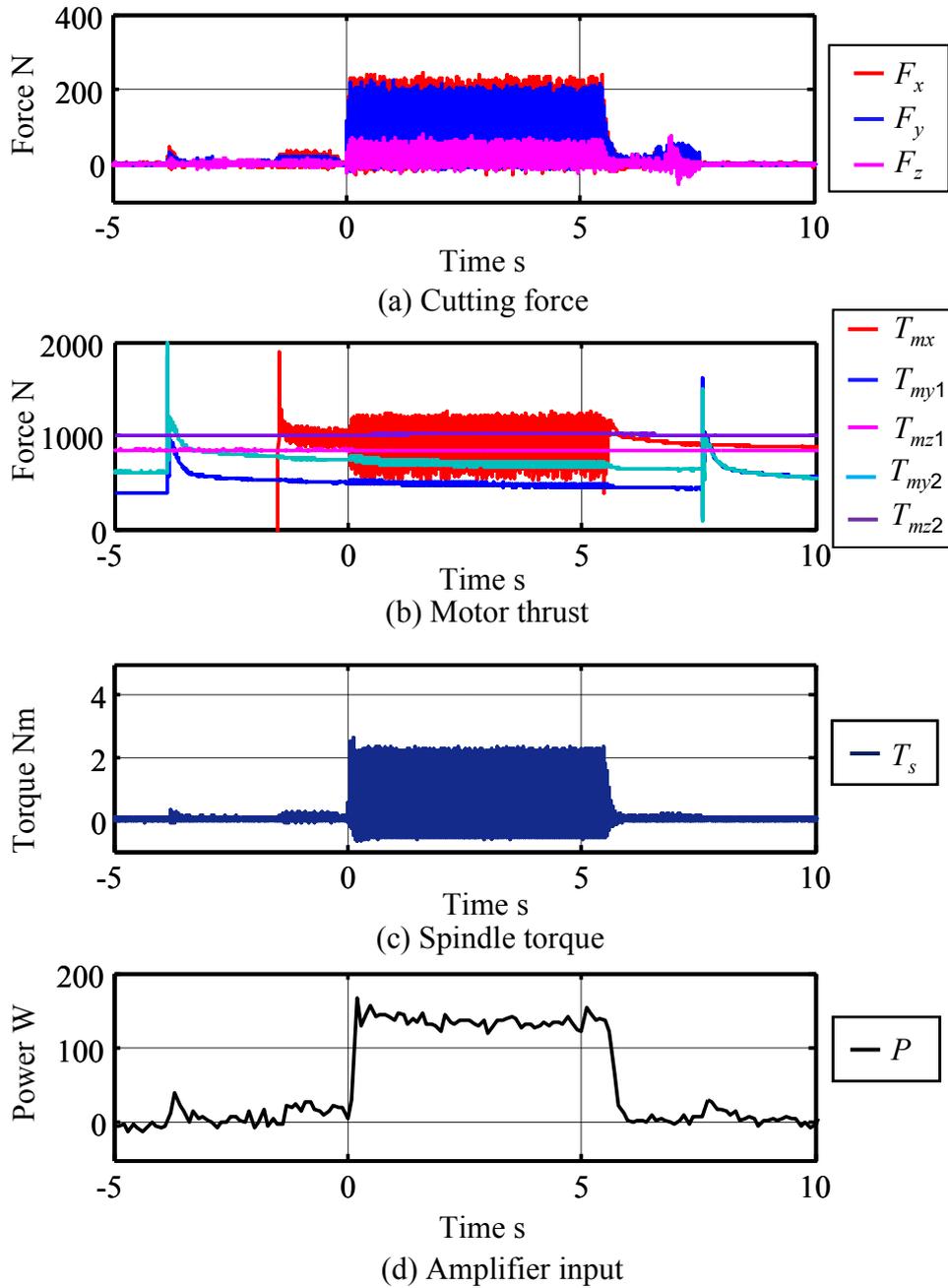
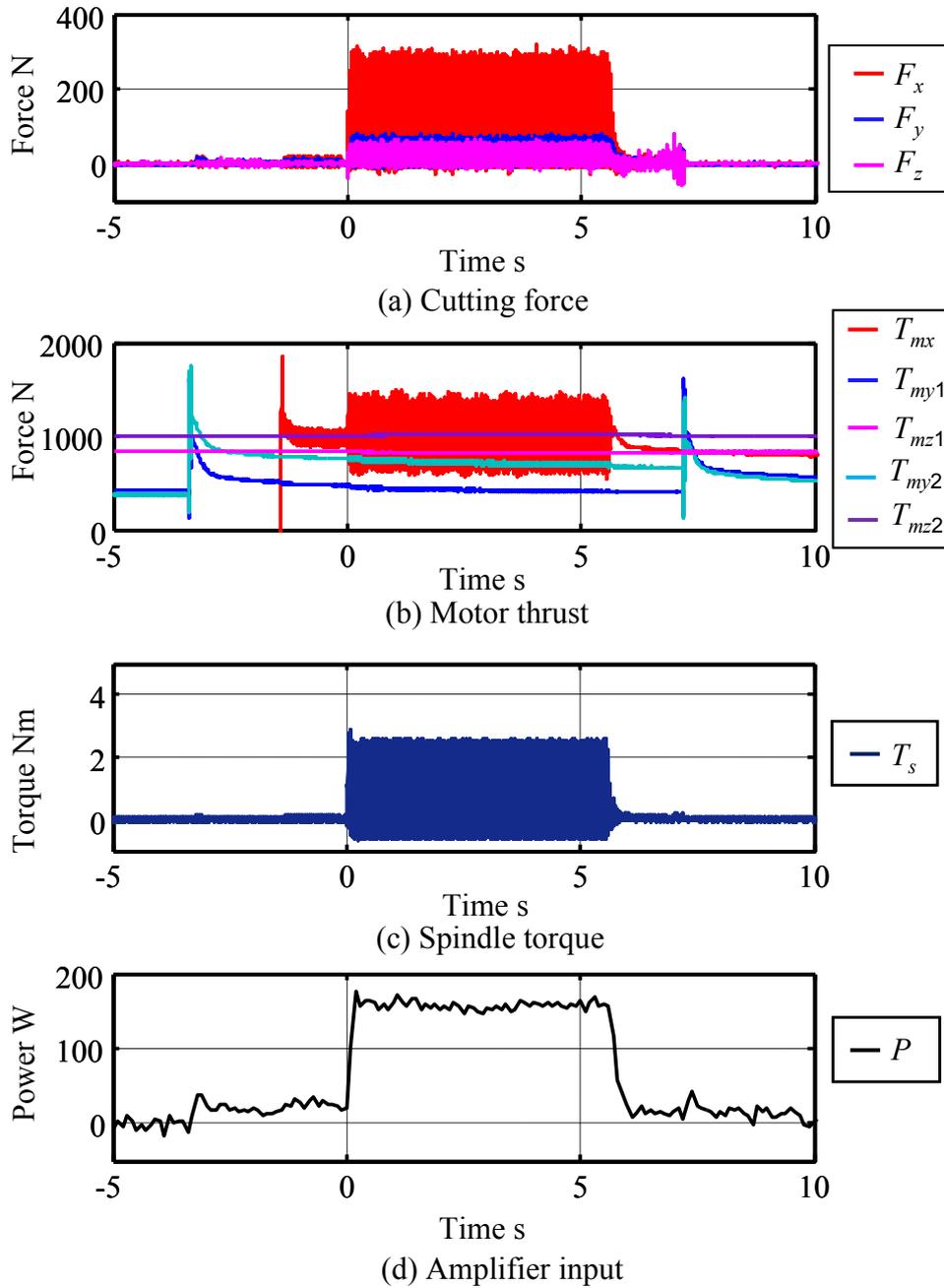
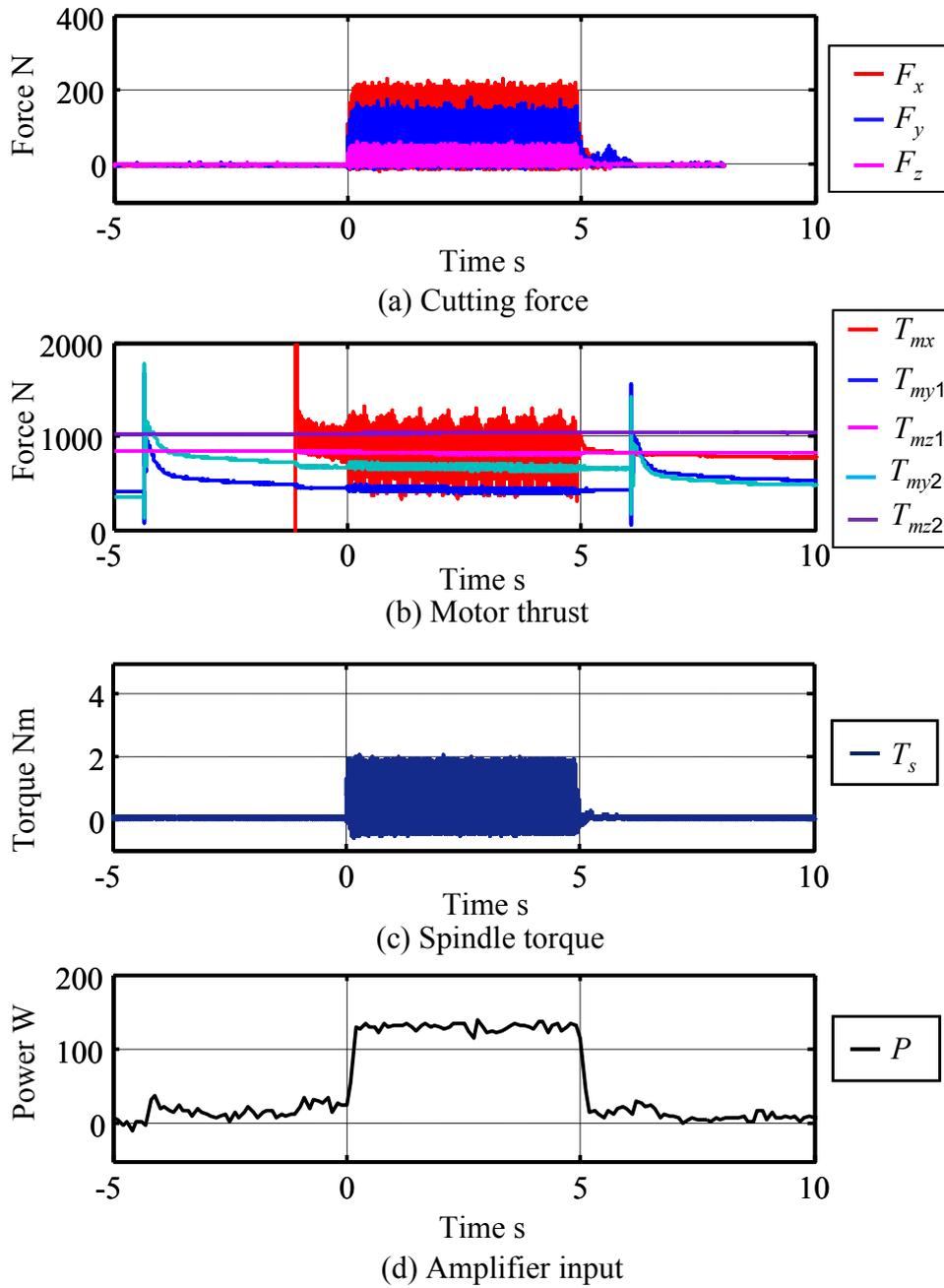


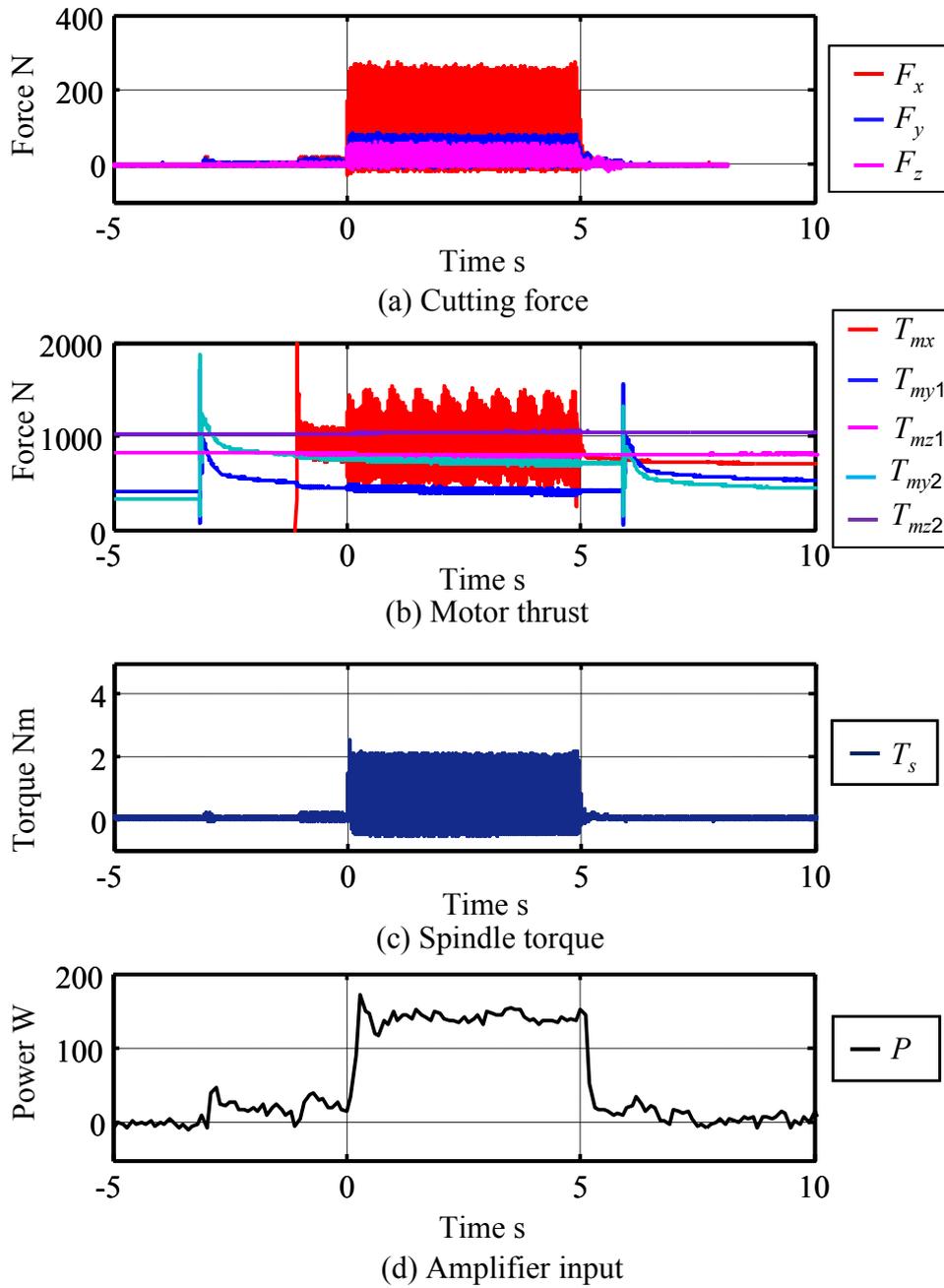
Fig.F Measured results ( Down cut, Radial depth of cut  $R_d = 0.5$  mm )



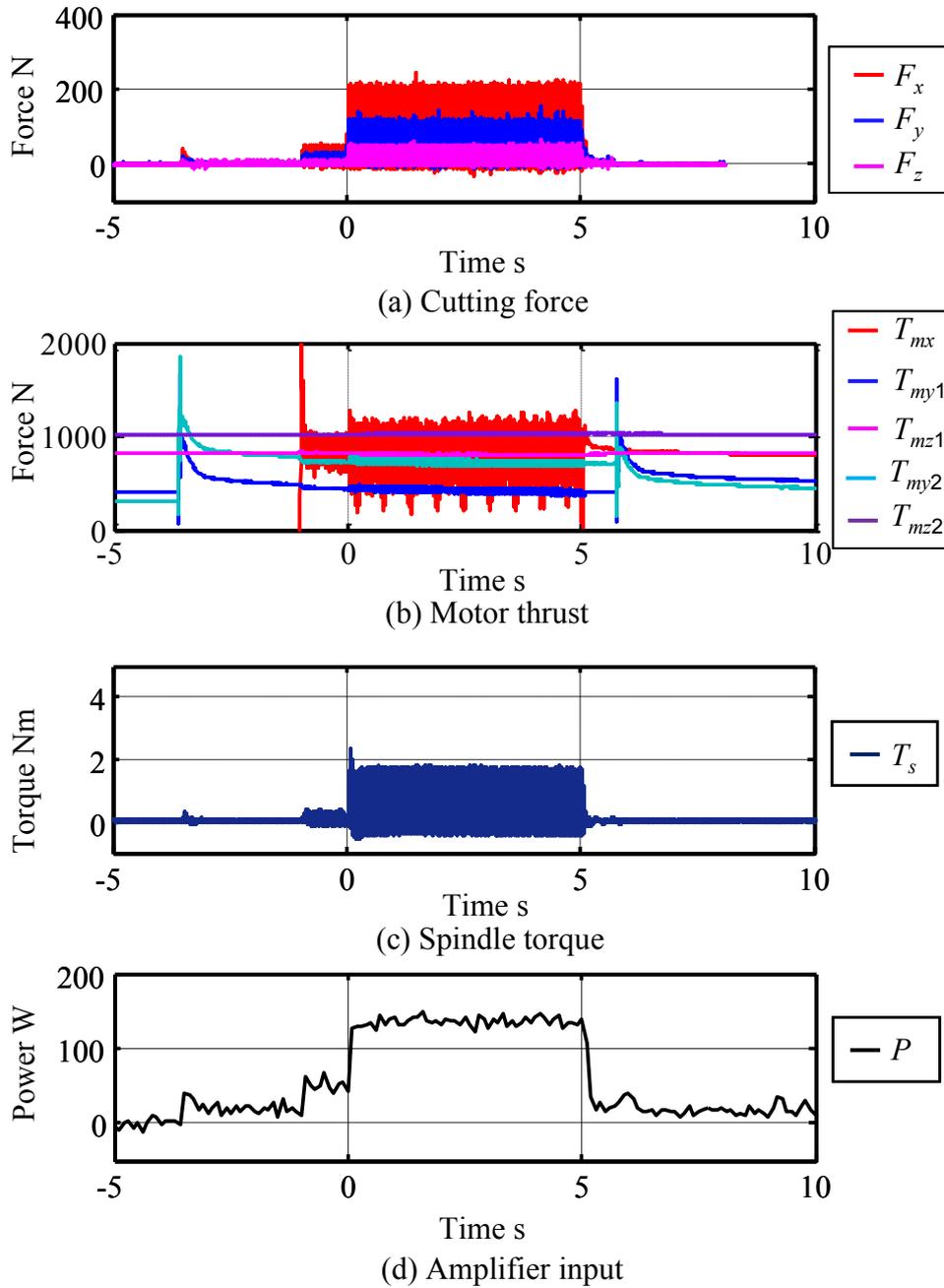
**Fig.G** Measured results ( Up cut, Radial depth of cut  $R_d = 0.5$  mm )



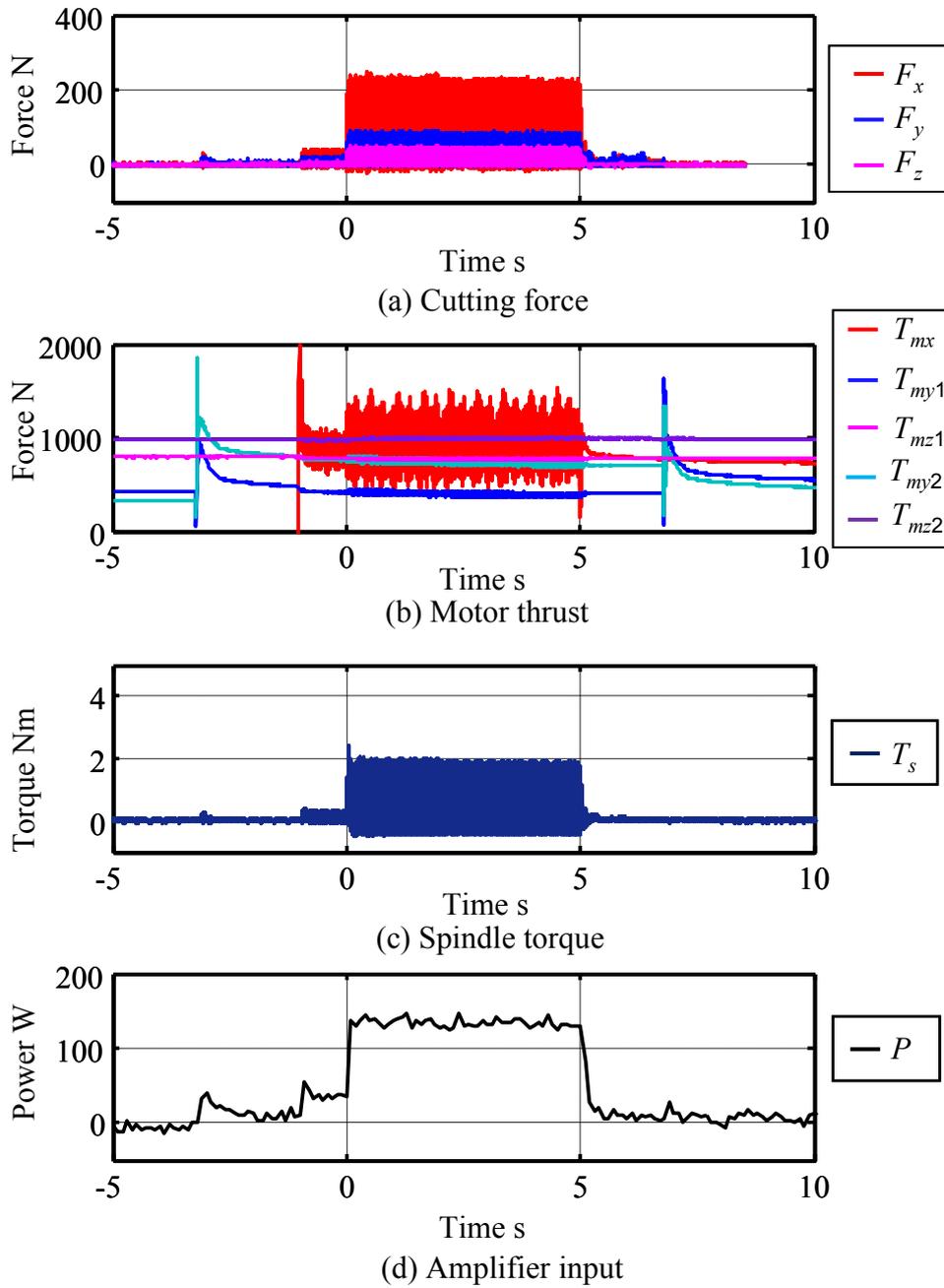
**Fig.H** Measured results ( Down cut, Radial depth of cut  $R_d = 0.25$  mm )



**Fig.I** Measured results ( Up cut, Radial depth of cut  $R_d = 0.25$  mm )



**Fig.J** Measured results ( Down cut, Radial depth of cut  $R_d = 0.125$  mm )



**Fig.K** Measured results ( Up cut, Radial depth of cut  $R_d = 0.125$  mm )

## 謝 辞

---

### 謝 辞

本論文をまとめるにあたり，ご指導，ご鞭撻を受け賜りました神戸大学大学院工学研究科 白瀬敬一教授，佐藤隆太准教授に心より感謝申し上げます．また，ご多忙の中，本論文の審査をお引き受けいただき，ご教示，ご助言をいただいた神戸大学大学院 工学研究科 横小路泰義教授，機械工学専攻 連携講座 長尾陽一教授に厚く御礼申し上げます．

本研究を遂行するにあたり，実験に使用した工作機械は財団法人工作機械技術研究財団（MTTRF:Machine Tool Technologies Research Foundation）から提供されたものであり，関係各位に感謝の意を表します．送り駆動系の実験装置は THK 株式会社にご提供いただいたものであり，三浦徹也氏をはじめ，関係者各位に深く感謝の意を表します．また，本研究は製造科学技術センター調査・研究助成，マザック財団研究助成および昭和報公会研究助成により行われた研究の一部であり，関係各位に感謝の意を表します．

研究会では，柴坂敏郎准教授に多くの助言を頂き，大変有り難うございました．また，本研究で共に実験を行い議論を行った，修士および学部生の井上雄太氏，岩瀬竜馬氏，柏木洋慶氏，枝川祐希氏，卒業生の橋本雅之氏に感謝します．この論文をまとめることができたのも，彼らのような後輩に恵まれたおかげだと思っています．そのほかの研究室のメンバーにも，毎日の研究と生活を楽しく過ごすことができたこと，感謝しています．また，技術職員の福井喜一郎氏には研究室の管理や出張の手続きなど大変お世話になり，有り難うございました．

最後に，常に私を支えてくれた両親，友人たちに心から感謝致します．

2014 年 1 月 林 晃生



---

神戸大学博士論文「数値制御工作機械の消費エネルギー削減に関する研究」

全 131 頁

提出日 2014年1月21日

本博士論文が神戸大学機関リポジトリ **Kernel** にて掲載される場合、掲載登録日（公開日）はリポジトリの該当ページ上に掲載されます。

© 林 晃生

本論文の内容の一部あるいは全部を無断で複製・転載・翻訳することを禁じます。