マイクロファクトリと小型工作機械の概念設計 *

三島 望** 芦田 極** 前川 仁*** 谷川民生*** 田中 誠†

Prototyping of the Microfactory and Conceptual Design of a Miniature Machine Tool

Nozomu MISHIMA, Kiwamu ASHIDA, Hitoshi MAEKAWA, Tamio TANIKAWA and Makoto TANAKA

Institute of Mechanical Systems Engineering, AIST, Japan proposed a concept of a microfactory which consists of tiny machine tools and robots. In terms of energy efficiency, a large machine represents considerable waste. Miniaturization of machine tools to size compatible to the target products without compromising machining tolerance leads to enormous savings in energy and space. In 1996, an ultra miniature lathe only 1 cubic inch large was developed. The success of the lathe was the driving force to prototype a factory that performs several processes on a desktop. For the machine tools of the microfactory, the existing experience of machine tool design may not be applicable. Machine tool designers will need a general design guideline to appropriately reduce the size of machine tools. The latter half of this study combines an analytical procedure representing the machining motions known as form-shaping theory with a robust design procedure. The effort identifies the effect that the machine tool structure has on its machining performance. From two design candidates of the miniature milling machines, the method can tell which design has a better theoretical performance. The result leads us to conclude that the design evaluation method is applicable to conceptual design of machine tools.

Key words: microfactory, robust design, form-shaping function, Taguchi method, micro-lathe

1. はじめに

筆者らは小寸法の機械加工を行う際に工作機械を、加工精度を低下させずに加工物に見合った大きさまで小型化できれば、その省エネルギー、省スペース効果は絶大であるとの考えに基づき、超小型工作機械によって構成された工場の概念¹⁾を提示し、そのユニットとなる超小型の旋盤²⁾なども開発してきた。その後、超小型工場の具体化例として、これらの超小型工作機械、マニピュレータ群からなる“機械加工マイクロファクトリ”³⁾を設計、試作した。(図1)

Fig.1 Prototyped microfactory

マイクロファクトリを構成する機械群のうち、工作機械である旋盤とフライス盤に関しては、理論的におおまかな性能予測やそれに基づく概念設計支援が可能である。これまでの研究⁴⁾において、工作機械の形状創成理論^{5),6)}と、ロバスト計の一手法であるタグチメソッド⁷⁾を応用した工作機械の設計

評価ツールを提案してきた。これまで工作機械の設計において、何故その構造、寸法とするのかなどのいわゆる“概念設計”については、必ずしも十分に体系化されておらず、例えばパラレルリンク型やハイブリッド型の工作機械⁸⁾など、全く新しい設計を行う場合、試作や経験則に依らずどのような構造、寸法が適しているかを示唆する設計ルールが必要となるからである。この評価ツールをマイクロファクトリに使用している既存マイクロ旋盤に適用し、設計パラメータの評価を行った例については既に発表した⁹⁾。本稿では提案した設計評価ツールを拡張して、新たに設計する超小型フライス盤の概念設計に適用した結果について述べる。設計評価手法は適用対象を選ばないが、特にマイクロファクトリの構成要素である超小型工作機械の場合は、既存の工作機械設計の経験が適用できるとは限らず、また寸法や構造の設計自由度が大きいため、このような設計ツールの適用対象として好適であると同時に、必要性も高いからである。

本報告の後半では、上記の設計支援ツールを用いて構造を決定したマイクロフライス盤も含めて、試作したマイクロファクトリを構成する各機器の概要を紹介する。またマイクロファクトリを用いて超小型玉軸受の試験的製作を行った際の工程や製作結果、それによって明らかになったマイクロファクトリの特長や問題点について述べる。

2. 小型工作機械の概念設計

2.1 工作機械の設計評価手法とマイクロファクトリ

近年では、工作機械の設計、製作、設置、メンテナンスの流れの体系化、効率化が求められており、特にマイクロファクトリに用いられる超小型工作機械などこれまでの設計知識が適用出来ない場合などへの対応が必要となってきた。本章ではこうした小型工作機械に筆者らが提案している設計評価手法⁴⁾を適用した結果について述べる。具体例としてマイクロファクトリの構成要素であるマイクロフライス盤の概念設計支援を試みた結果について報告する。

* 原稿受付 平成 13 年 6 月 14 日

** 正会員 産業技術総合研究所 (つくば市並木 1-2)

*** 産業技術総合研究所

† 日本大学理工学部 (船橋市習志野台 7-24-1)

2.2 マイクロフライス盤の概念設計

これまでの研究で、提案した手法を用いて工作機械の設計パラメータの最適化や精度阻害因子の同定が可能であることが明らかになったが、これらは全て工作機械の基本設計が終了してはじめて得られる情報であり、工作機械設計の上流段階において、どのような構造、軸構成が適しているかといういわゆる概念設計については情報を与えてくれない。超小型工作機械では設計の自由度が大きいため、概念設計段階の重要性もまた大きい。そこでこれまでの設計評価ツールを拡張し、複数の設計候補が存在する際に理論的性能の高いものを抽出することを試みる。いま、高速回転主軸と3つの平行移動軸を有するフライス盤の基本形を考える際、候補となる設計は無数にあるが、既存の立型フライス盤にしばしばみられる代表的な設計として、次の図2(a), (b)に示す2種類を考える。どちらの設計も、同じ機械要素、同じ寸法を有するとの仮定のもとに機械要素特性などの影響を排除し、構造による性能の違いを抽出することにより、どちらが高性能でありマイクロファクトリの構成要素として適しているかを判定することを試みた。2種類の構造とも x , y , z の平行移動軸と z 軸回りの回転軸を持つが、移動軸の配置が異なる。(a)では静止部を挟んで移動軸が振り分けられている分散自由度型の構成、(b)は静止部に対して片側に移動軸が集まった集中自由度型の構成である。

Fig.2 Two design candidates of the micro mills

2.3 形状創成理論に基づく工作機械の設計評価

いま、工作機械が要素0から要素 k までの要素が連結された構造であるとし、要素 i ($i=1 \sim k-1$) において、要素 $i-1$ との界面に局所座標系 S_i 、要素 $i+1$ との界面に S'_i を付与する。(ただし、要素 $i=0$ は工作物、要素 $i=k$ は工具) このようにすると、 $S_i \rightarrow S'_i$ の変換は要素内部での座標変換、 $S'_i \rightarrow S_{i+1}$ の変換は要素間の座標変換を表すことになる。両方の座標変換を同次変換行列¹⁰⁾ A_i で表すものとする、 A_i は3種類の平行移動と3種類の回転移動のいずれかまたはその組み合わせである。これら6種類の座標変換に対して、前述の移動軸の番号と対応した1から6までの番号を与えて区別する。先に定義した A_i がそれぞれ j_i ($j=1 \sim 6$) 番目の変換で表され、移動量が l_i で表される場合、これを $A_{(0)(0)(0)}$ と表すことにする。工作機械の形状創成関数は、工作機械の局所座標間の同次変換行列と工具形状ベクトルとの積により定義される。図2に示す両構造に共通のパラメータとして次の表1(設計パラメータ)、表2(加工物形状)を定める。このときこれらの因子を用いて両機の形状創成関数及び形状創成誤差関数を表すことができる。まず設計パラメータと加工物形状を用いて誤差を含まない形状創成関数が表記できる。次に工作機械に存在する様々な誤差要因は形状創成理論では要素間の座標変換におけ

る変換誤差として集約して表すことができる。変換誤差を考慮した形状創成関数は誤差を含まない形状創成関数の要素間座標変換の後に誤差を表す変換行列 $A_{\varepsilon i}$ を付加することで表現できる。この表記を用いると、2種類のマイクロフライス盤の誤差を考慮した形状創成関数は式(1), (2)として表される。また $A_{\varepsilon i}$ もまた同次変換行列であるからその一般形は式(3)によって表すことができる。ただし、 $\bar{r}_0$: 誤差を含まない形状創成関数、 $\bar{r}_{\varepsilon 0}$: 誤差を含む形状創成関数、 $\bar{r}_{\varepsilon}$: 形状創成誤差関数、 $\bar{r}_i$: 工具形状ベクトルである。

Table 1 Design parameters

Design parameters	Variable
Tool length	lt
Spindle overhung	ld
Thickness of the stages	ls

Table 2 Product dimensions

Dimensions	Variable
Product width	l
Product depth	d
Product height	h

$$\bar{r}_{\varepsilon 0} = A_{(0)(2)(-d)} A_{(0)(1)(-l)} A_{(0)(3)(-h)} A_{\varepsilon 0} A_{(1)(1)(l)} A_{(1)(3)(-ls)} A_{\varepsilon 1} A_{(2)(2)(d)} A_{(2)(3)(-ls)} A_{\varepsilon 2} A_{(3)(2)(-ld)} A_{(3)(3)(h+2ls+lt)} A_{\varepsilon 3} A_{(4)(2)(ld)} A_{(4)(3)(-lt)} A_{\varepsilon 4} \cdot \bar{r}_i \cdots (1)$$

$$\bar{r}_{\varepsilon 0} = A_{(0)(2)(-d)} A_{(0)(1)(-l)} A_{(0)(3)(-h)} A_{(0)(3)(-2ls)} A_{\varepsilon 0} A_{(1)(2)(d)} A_{(1)(3)(ls)} A_{\varepsilon 1} A_{(2)(1)(l)} A_{(2)(3)(ls)} A_{\varepsilon 2} A_{(3)(2)(-ld)} A_{(3)(3)(h+lt)} A_{\varepsilon 3} A_{(4)(2)(ld)} A_{(4)(3)(-lt)} A_{\varepsilon 4} \cdot \bar{r}_i \cdots (2)$$

$$\varepsilon = \begin{bmatrix} 0 & -\gamma & \beta & \delta_x \\ \gamma & 0 & -\alpha & \delta_y \\ \beta & \alpha & 0 & \delta_z \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdots (3)$$

図2のフライス盤には式(1), (2)に示すように、5回の要素間変換が存在するので、誤差を表す総計30種類の誤差パラメータが存在する。これらのうち、表3に定義する15種類を主要な精度阻害因子として考慮する。

Table 3 Defined error factors

Error factors	Variable
Angular errors of the XY stages	$\alpha 1, \beta 1, \gamma 1$
Scale error of the XY stages	$\delta x 1$
Straightness error of the XY stages (horizontal)	$\delta y 1$
Straightness error of the XY stages (vertical)	$\delta z 1$
Angular errors of the Z slide	$\alpha 3, \beta 3, \gamma 3$
Scale error of the Z slide	$\delta z 3$
Straightness error of the Z slide (horizontal)	$\delta x 3$
Straightness error of the Z slide (vertical)	$\delta y 3$
Angular error of the spindle axis	$\alpha 4$
Eccentricity of the spindle	$\delta x 4$
Expansion of the spindle	$\delta z 1$

工作機械の形状創成誤差関数は誤差を含む形状創成関数と誤差を含まない形状創成誤差関数のベクトル差によって定義されるので、表4に定義した誤差要因を式(1)、(2)の形状創成関数に代入し、形状創成誤差関数、式(4)、(5)を得る。

$$\Delta \bar{F}_\varepsilon = \begin{bmatrix} \delta x1 + \delta y1 + \delta x3 + \delta x4 - \gamma1d - (\beta3 + \alpha4)lt \\ + (\gamma1 - \gamma3)d + (\alpha1 + \beta1)(2ls + h) \\ \delta x1 + \delta y1 + \delta y3 + \delta x4 + (\alpha3 + \alpha4)lt \\ - \beta1(2ls + h) - \alpha1(ls + h) \\ 2\delta z1 + \delta z3 - \delta z4 + \alpha1d - (\beta1 + \alpha3)d \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

$$\Delta \bar{F}_\varepsilon = \begin{bmatrix} \delta x1 + \delta y1 + \delta x3 + \delta x4 - (\beta3 + \alpha4)(lt + 2ls) \\ - (2\gamma1 + \gamma3)d - \alpha1(ls - h) - \beta1(2ls - h) \\ \delta x1 + \delta y1 + \delta y3 + \delta x4 + (\alpha3 + \alpha4)(lt + 2ls) \\ - \alpha1(2ls - h) - \beta1(ls - h) + \gamma1l \\ 2\delta z1 + \delta z3 - \delta z4 - \alpha1l - (\alpha1 + \beta1 + \alpha3)d \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5)$$

2.4 ロバスト設計ツールを利用した工作機械の性能判定

式(4)、(5)に現われる全ての変数を同定することができれば、これらの関数の値は容易に計算することが出来るが、現実の工作機械において、全ての誤差要因が明らかであることは少ない。そこで、両式を未知の誤差要因を含んだままで解析しなくてはならない。これを可能とするロバスト設計ツールの中でも、よく知られているものにタグチメソッド⁷⁾がある。これまでの研究において工作機械の形状創成理論にタグチメソッドを適用し、設計評価を行う方法について示してきたが、ここでもその方法を用い、各パラメータを変動させて感度解析を行う。その際に先ず表1の設計パラメータについては工具長 lt を除いて一定値とする。 lt 及び表2に示した工作物寸法 l, d, h を変化させてコントロールファクタとし、その変動範囲として表4を用いる。また表3に示した誤差要因をノイズファクタとし、それぞれ表5の変動範囲を採用する。コントロールファクタにはL9、ノイズファクタにはL16の直交配列¹¹⁾を用いる。解析の基礎式については、smaller-the-better case¹¹⁾のものである式(6)、(7)を用いる。

Table 4 Ranges of control factors

Parameter	Ranges of fluctuation
lt	7.5, 12.8, 15mm
l	-1, 0, 1mm
d	-1, 0, 1mm
h	0, 0.5, 1mm

Table 5 Ranges of noise factors

Parameters	Ranges of fluctuation
$\alpha1, \beta1, \gamma1$	$\pm 15''$
$\delta x1$	$\pm 25''$
$\delta y1$	$\pm 15''$
$\delta z1$	$\pm 2\mu\text{m}$
$\alpha3, \beta3, \gamma3$	$\pm 2\mu\text{m}$
$\delta z3$	$\pm 5\mu\text{m}$
$\delta x3$	$\pm 25''$
$\delta y3$	$\pm 15''$
$\alpha4$	$\pm 15''$
$\delta x4$	$\pm 4\mu\text{m}$
$\delta z1$	$\pm 5\mu\text{m}$

$$f_{em} = \sum_{i=1}^n f_{ei} / n \quad (6)$$

$$Sn = -10 \log(V + f_{em}) \quad (7)$$

n : 計算回数, f_{ei} : i 番目の値, V : 分散, Sn : SN比

先の式(4)、(5)の各変数に、表4、5によって規定される変動範囲を代入し、タグチメソッドに基づく計算を行う。これはつまり、表3で定義した誤差要因が外乱として作用し表1、2のパラメータが定められた範囲内で変化する条件下において、両機の加工性能のロバスト性を計算することに他ならない。さらにこの結果を比較することで2種類のマイクロフライス盤の性能比較を行うことができる。図3は縦軸を加工誤差として両形式の性能を比較した結果である。

Fig.3 Performance comparison of two designs

図から、横軸、つまり工具長や工作物寸法などのパラメータの値が与えられた範囲内でどのように変化しても、type2を示す線分が上にある。このことは、2種類のフライス盤のうちtype1がより高性能であることが示している。この結果を一般化して考えると、使用する機械要素と寸法が同じである場合、静止部を中心に移動軸が分散した形式のほうが誤差の重畳が少なく、移動軸が集中した形式に比べて優れるとの理論的帰結にいたる。この理論的結果を受けて、実際のマイクロファクトリにおいて用いるフライス盤としては分散自由度型であるtype1の形式を採用したのである。

3. 機械加工マイクロファクトリの試作

3.1 マイクロファクトリの概要

工作機械、組立ユニットなどから構成される超小型生産システム、マイクロファクトリ構想では、デスクトップ上程度のスペースで機械加工、組立、検査などを含む一連の加工を完了することが想定されている。本稿の冒頭に示したマイクロファクトリ試作機は5つの構成要素からなる。5つの構成要素とは、超小型工作機械の最初の試みとして1996年に試作されたマイクロ旋盤に加えて、前章において概念設計支援を行ったマイクロフライス盤、マイクロプレス機、マイクロ搬送アーム、二本指マイクロハンドである。これらを70cm×50cm程度の範囲で防振台上にシステム化し、防振台下に制御用計算機、計測装置、アンプ類などを収めて机程度の設置面積で一連の計測、加工、組立を可能としている。

3.2 マイクロファクトリの構成要素

5種類の構成要素はそれぞれ次のような寸法、動力、特徴を持つ。

(1) マイクロ旋盤 (図4)

寸法：32×25×30mm，主軸モータ定格：1.5W，加工精度：表面粗さ最大 1.5 μ m，真円度約 2.5 μ m

(2) マイクロフライス盤 (図5)

寸法：120×120×102mm，主軸モータ定格：36W，機能：シャンク径 3mm のエンドミル装着可

(3) マイクロプレス機¹²⁾ (図6)

寸法：111×66×170mm，プレス用モータ定格：100W，定格プレス荷重：3kN，機能：6工程の順送加工が可能

(4) マイクロ搬送アーム¹³⁾ (図7)

アーム最大長約 100mm，並進 3+回転 1 自由度，消費電力：45W，特徴：水平多関節型機構と平行リンク機構の複合により，コンパクトな機構と広い動作領域を実現

(5) 二本指マイクロハンド¹⁴⁾ (図8)

本体寸法：径 48mm，高さ 65mm，特徴：分解能 1 μ m 以下，作業範囲：100×100×30 μ m (微動)，30×30×15mm (粗動)

Fig. 4 Micro lathe

Fig. 5 Micro mill (type 1)

Fig. 6 Micro press

Fig. 7 Micro transfer arm

Fig. 8 Two-fingered micro hand

3.3 マイクロファクトリの試験製品

今回のマイクロファクトリプロジェクトの主要な目的は，超小型の加工，組立ユニットのシステム化が可能であり，デスクトップ程度の面積である程度実用的な加工能力を持ちうることを実証することである。そのためには複数の部品からなる試験製品を設計し，加工，組立の一連の作業をデスクトップ上で完結させる必要があった。今回製作対象としたもの

は次の図9に図面を示す極小径の玉軸受である。図に見られるように，試験製品は片側に 7 個づつの鋼球を封入したピボット型の玉軸受である。また，図10は完成品の写真であり，図の上部に示されものが組立後の軸受アセンブリである。その下部に左から順に，カバー，回転軸，ハウジング，鋼球を配置してある。

Fig. 9 Drawing of the miniature ball bearing

Fig. 10 Fabricated ball bearing and parts

この 4 種類の部品の材質，製法，その後のハンドリング，組立方法等はそれぞれ次のとおりである。

ロータリーシャフト (図10，下左から 2 番目)：最大径 500 μ m，最小径 100 μ m のテーパ状の軸をマイクロ旋盤により旋削した後，2本の軸を接着する。黄銅。

軸受カバー (図10，下左から 1 番目)：マイクロプレス機に厚さ 120 μ m のシートメタルを供給し，打ち抜き 4 工程，曲げ 2 工程の順送加工により形状製作およびハウジングとの固定用の 3 本爪の曲げを行う。りん青銅。

軸受ハウジング (図10，下右から 2 番目)：マイクロフライス盤を用いて外径 900 μ m の丸棒の上下面をフライス加工，続いて軸受シャフト用の 200 μ m の穴あけをした後上下反転し，内径用の 700 μ m の穴あけを行う。黄銅。

軸受ボール：購入品。鋼。

搬送方法：マイクロ搬送アームを用いて上記各部品を負圧吸着し，予め設置されたパーツストッカーから組立用ステージ上まで搬送し，設置する。

組立方法：二本指マイクロハンドを用いて行うが，その際，組立ヤードの所定の位置に置かれたハウジングに対して，下側ボール，軸，上側ボール，カバーの順に顕微鏡下で挿入する。最後に，軸受カバーの爪部とハウジングとを微量の接着剤により固定する。

このようにして当初計画どおり，5 種類の超小型加工，組立ユニットのシステム化を行い，これらを用いた試験製品の製

作を通じて、マイクロファクトリが微小製品の部品加工から組み立てまでの一連の作業が可能であることを示した。

4. 考 察

第2章に述べたように、同じ要素特性、寸法を有する2種類の工作機械設計を比較するとき、精度基準である静止部をはさんで移動軸が分散した形式が、集中した形式に比べて理論的性能に優れるとの結果を得た。このことは定性的には次のように理解することができる。要素に起因する誤差要因については、本研究の中では発熱に起因する主軸の軸方向伸びを除いては全て正負対称として仮定している。従って、同じ要素を用いる場合、それをどのように配置しても誤差の単純平均に差は見られない。しかし、本研究における計算のように、誤差の2乗和の平均を考えたとき、誤差要因が集中した形式では、誤差要因が分散した形式に比べて、これが増大することは簡単な計算から類推できる。実際の工作機械においては誤差の単純平均が0に近くても高精度ということは出来ず、2乗和を考慮することは妥当だと考えられる。また本研究の結論は今後の実測等を通じた検証を待たなくてはならないが、実際に市場にあるフライス盤形式の工作機械設計と比較することは可能である。トランスファラインに用いられる機械の場合、工作物に対するアプローチの点から、移動軸をベッドの片側に集中させた形式も見受けられるが、単体のフライス盤（またはマシニングセンタ）の場合、殆どの設計例ではz軸とx,y軸をベッドを挟んで分離しているか、またはT型ベッド構造としてz,x軸とy軸を分離しているかのいずれかである。このことは本研究の方法による評価結果と矛盾せず、提案する手法の間接的な検証となっている。

一方、マイクロファクトリについては、前章で述べたとおり、試験製品である微小玉軸受の製作が可能であったが、同時に多くの問題点があることも明らかになった。これは、今回の試みでは、一連の工程を実現することが優先であり、生産効率や精度は度外視していることにもよるが、今回のマイクロファクトリでは各工程のつなぎや段取りが自動化されていないため人が介在せざるを得ず、それに起因する生産性の低さ、加工精度の低下などの問題点がみられた。例えば、工作機側で加工した部品を搬送アームに受け渡す際にはチャックから外し、予め決められたストックヤードにおくことは作業者が行わざるを得ないし、工具交換、工作物の反転などがしばしば加工精度の悪化に直結することがあった。また現行のマイクロ旋盤はフィードバックループを持たないので、切り込み量等の制御は計測器の出力を見ながら手動で行わざるを得ず、実用的には問題がある。ただし、この点については同じ研究グループにおいて既にNC機能を備えたマイクロ旋盤2号機が開発¹⁵⁾されている。また、2本指マイクロハンドを用いた組立工程は、この機器が元来細胞操作などの目的で開発されたこともあり、非常に微小な物体の把持、操作が可能な反面、時間のかかる作業であった。

5. ま と め

本研究における成果をまとめると以下ようになる。

(1) 本研究の設計評価手法により、概念設計段階において複数の設計候補の理論的性能を比較でき、この結果に基づき、より性能の高い設計を抽出することが可能である。

(2) マイクロファクトリ用の小型フライス盤については、

静止部を挟んで移動軸を分散させた形式が、片側に移動軸を集中させた形式に比べて理論的には性能が高い。

(3) 既存のマイクロ旋盤を含めた5つの機器を開発し、マイクロファクトリとしてシステム化した。

(4) 試作したマイクロファクトリは設置面積50cm x 70cm程度であるが、一連の機械加工を行う能力を有し、試験製品として微小玉軸受の部品加工、組立が可能であった。

また今後の課題としては、本研究で検討した設計評価ツールの有効性を検証するため、モデル機における工具—工作物相対変位を計測し、予測結果と比較することが上げられる。また、マイクロファクトリに関しては加工側では各機械の加工精度と工具交換、チャッキングなどの操作性の向上、組立側では組立時間の短縮が課題としてあげられる。

参 考 文 献

- (1) (社)日本産業用ロボット工業会, マイクロロボットに関する調査研究報告書(1990), pp.102.
- (2) 北原時雄, 石川雄一, 寺田健, 中島尚正, 吉田一吉, マイクロ旋盤の開発, 機械技術研究所所報, 50, 6 (1996), pp.117.
- (3) 三島望, 芦田極, 谷川民生, 前川仁, 田中誠, マイクロファクトリと工作機械の小型化設計, 2000年度精密工学会春季大会講演論文集, pp.73, 2000.3.
- (4) 三島望, 石井浩介, 森和男, タグチメソッドを用いた工作機械設計のロバスト性評価法, 精密工学会誌, 64, 10, (1998), pp.1502
- (5) D. N. Reshtov and V. T. Portman, Accuracy of Machine Tools, ASME PRESS, New York (1988).
- (6) 稲崎, 岸浪, 竹内, 杉村, 工作機械の形状創成理論, 養賢堂, 東京 (1997).
- (7) G. Taguchi and S. Konishi, Quality Engineering Series Vol.1~4, ASI Press (1991~1994).
- (8) M. Weck, A. Schumacher and M. Queins, Next generation high speed machine tool -Pararell link machine tool and application for linear motor, Proceedings for the 8th International Machine Tool Engineers Conference, pp.175, 1998.11.
- (9) 三島望, 工作機械の設計評価の研究-小型化を指向したパラメータ評価, 精密工学会誌, 67, 11, (2001), pp.1787.
- (10) R. P. Paul: Robot Manipulators -Mathematics, Programming and Control-, The MIT Press, Cambridge (1981).
- (11) W. Y. Folkes and C. M. Creveling, Engineering Methods for Robust Product Design, Addison Wesley, Massachusetts (1995).
- (12) 芦田極, 矢野宏, 森田昇, 田中誠, マイクロプレス機の開発, 機械技術研究所所報, 54, 6 (2000), pp.262.
- (13) 前川仁, 小森谷清, マイクロファクトリ用ミニチュア搬送アームの開発, 第17回日本ロボット学会学術講演会 (1999), pp.471.
- (14) 谷川民生, マイクロファクトリにおける微小部品組立用二本指マイクロハンドの開発, 機械技術研究所所報, 54, 6 (2000), pp.274.
- (15) 岡崎祐一, 北原時雄, NCマイクロ旋盤の開発と評価, 精密工学会誌, 67, 11, (2001), pp.1878