

Optimal Design of Work Ejector Shaft for Automatic Work Discharge System in Counter-Spindle NC Lathe Based on Application of Quality Engineering

Yohei YAMAGUCHI*, Haruki ISHIGURO**, Toshiki HIROGAKI*** and Eiichi AOYAMA⁺

(Received July 9, 2019)

One requirement has been emerged that an automatic device for additional function is needed to improve manufacturing efficiency in machine tool manufacturing fields. However, there has been no report dealing with its design method of discharge apparatus in machine tools. In the present report, we propose a novel method to design a main shaft for automatic discharge apparatus in machine tools based on quality engineering. The CAE (computer aided engineering) is combined with quality engineering to develop it. As a result, it is demonstrated that a proposed method is effective to optimize the design parameters of an essential mechanical element in additional automatic device for machine tools.

Key words : machine tool, quality engineering, automation, design, optimization

キーワード: 工作機械, 品質工学, 自動化, 設計, 最適化

品質工学を応用した対向主軸NC旋盤のワーク自動排出軸の最適設計

山口 陽平, 石黒 春樹, 廣垣 俊樹, 青山 栄一

1. 緒言

近年, 工作機械の国際競争力の維持・強化のため設計開発において, 各種のオプション部品や自動化装置に対しても複雑化・高度化のニーズが増大してきている。従来は工作機械の補助的な役割であったそれら部品や装置に対しても, 高度かつ効率的に設計開発するための取り組みが不可欠となってきている。

その一つとして, 現場における技術的な最適条件を効率的に求める品質工学の手法¹⁾が着目される。工作機械業界において, その手法は工作機械の主軸寿命の予知と

検出に対する適用²⁾などへの応用の検討が開始されている。さらに設計においても, 各種の工作機械の機能に合わせた旋回軸用DDモータの開発にその適用³⁾の有効性が明確になってきている。

そこで本報では, 工作機械の追加オプションである自動化装置の設計開発に対しても品質工学の手法を導入する。特に対向主軸NC旋盤のワーク自動排出装置を対象にして, その機能を付加した仕様の主軸でも, 大容量の主軸が高速回転時でも, 低振動かつ低騒音化を実現するワーク排出軸の最適設計について検討する。オプション部

* DMG MORI SEIKI Co.,Ltd, Mie
Telephone/Fax: +81-595-45-4216, E-mail: yo-yamaguchi@dmgmori.co.jp

** DMG MORI SEIKI Co.,Ltd, Mie
Telephone/Fax: +81-595-45-4214, E-mail: ishiguro@dmgmori.co.jp

*** Department of Mechanical Systems Engineering, Doshisha University, Kyoto
Telephone: +81-774-65-6503, E-mail: thirogak@mail.doshisha.ac.jp

+ Department of Energy and Mechanical Engineering, Doshisha University, Kyoto
Telephone: +81-774-65-6506, E-mail: eaoyama@mail.doshisha.ac.jp

品や自動化のための追加機能は基幹部の設計に追加され、寸法関係の制約が大きい、そのような場合に本手法が有効であることが判明したので結果を報告する。

2. NC 旋盤と複合加工機のニーズとワーク自動排出装置を搭載した対向主軸 NC 旋盤

2.1 NC 旋盤に求められるニーズと開発コンセプト

近年、様々な工作機械の中でも旋盤に対する要求は高まり、単純形状ワークの量産だけにとどまらず、付加価値の高いワークを効率よく量産したいというニーズが多く存在する。それを実現するためには機能の複合化に加え、主軸の数および刃物台の数の増加、主軸の回転速度及び送り速度の向上が必要となる。

旋盤は量産には適しており、主軸および刃物台数の増加や、自動化支援の進歩により量産への適合度は高まっている一方、旋削機能だけではワークの付加価値は上げられない。ミーリング機能も具備した複合加工機は旋盤とは逆に、機能の複合化によりワークの付加価値は高い一方、サイクルタイムが長く生産性が低下するため少量生産に用いられることが多く、量産には適さない。そこでFig. 1に示す、これら旋盤と複合加工機の長所を両立する、複数の主軸と刃物台を搭載し、且つミーリング機能、Y 軸機能、複合化を実現した、付加価値の高いワークが量産可能となる機械が求められている。

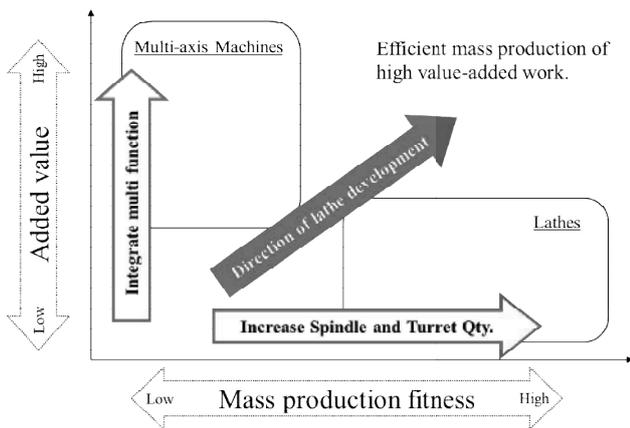


Fig. 1. Developing concept based on a need for both added value and mass production.

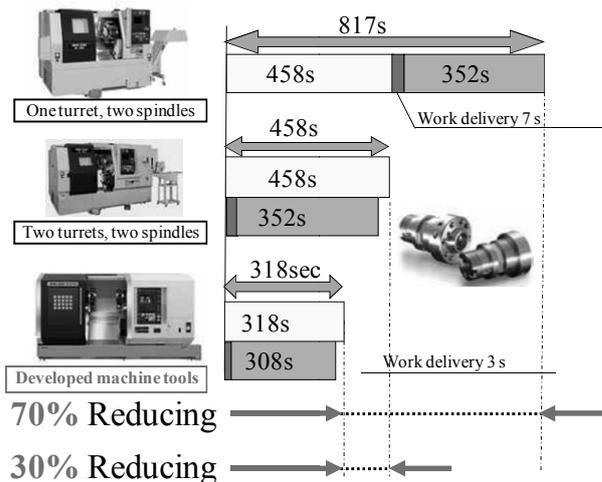


Fig. 2. Example of cycle time with a developed machine tools comparing to conventional machine tools.

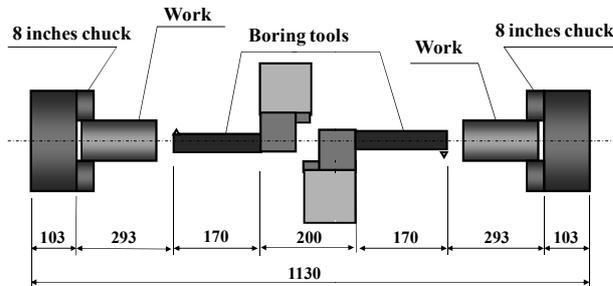


Fig. 3. Capacity of developed machine tools.

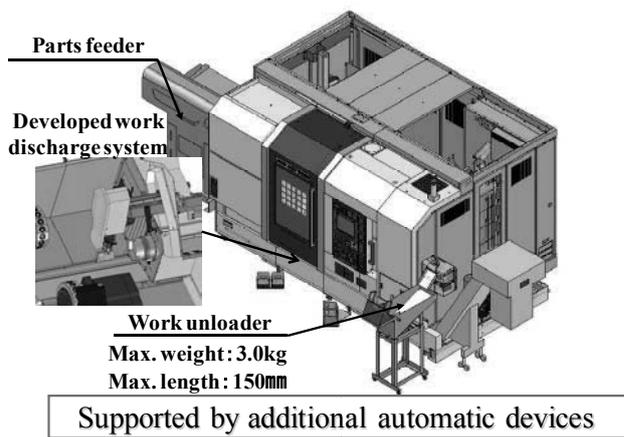


Fig. 4. Automatic devices for additional functions equipped with developed machine tools.

そこでFig. 2に示す、対向する2主軸、3刃物台(タレット)で主軸能力を向上(28/22kW, 最高回転数5000min⁻¹)した複合加工機を開発した。図中のサンプルワークに対して、従来の対向2主軸、1刃物台の場合には

ワーク持ち替えが可能であるが、2 台の主軸の同時加工ができないためサイクルタイム 817s であった。対向 2 主軸、2 刃物台の従来機でも持ち替え時間および主軸の能力の制限によりサイクルタイム 458s であった。開発機は主軸能力の向上（容量および加減速時間の短縮）、および 3 刃物台による最適化された 2 主軸の同時かつバランスカット（1 主軸で 2 刃物台の同時旋削）も実現^{4,5)}し、さらにワーク持ち替え時間の高速化によりサイクルタイム 318s にまで短縮できた。すなわち、1 刃物台に比べ 70%、2 刃物台の従来機に比べても 30%のサイクルタイムの改善が達成できることがわかった。また Fig. 3 に示すように、主軸の端面間の距離も 1130mm 確保して、ワークの長尺化にも対応可能な多機能機でもある。

2.2 対向主軸 NC 旋盤のワーク自動排出装置

量産加工においては自動化支援も重要となる。Fig. 4 は開発機のオプションとなる主要な自動化支援の装置である。機外にはパーツフィーダによる加工前ワークの供給と加工後のワークアンローダが取り付け可能である。さらに機内には、対向主軸旋盤における自動化において重要な役割を果たす装置にワークの自動排出装置がある。Fig. 5 にその拡大図を示す。対向主軸で加工完成したワークをチャッキング状態から排出する装置であり、主軸回転体内部に存在するため、大容量主軸の高速回転時に振動や騒音の原因となっている。自動排出装置を搭載した対向主軸の高速回転化を実現することで、自動化と主軸高速回転による加工時間の短縮という、量産加工において重要となる機能を両立することが可能となる。

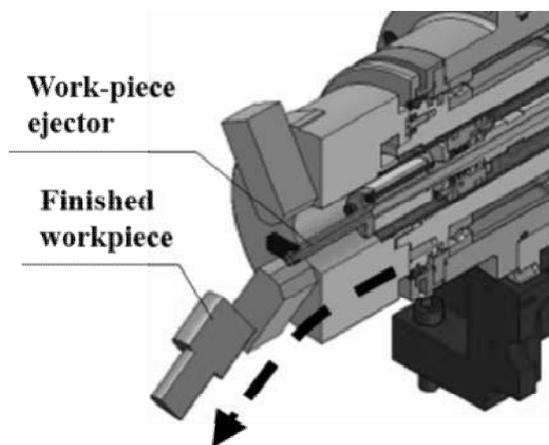


Fig. 5. Work ejector in developed machine tools.

3. 品質工学の手法とワーク自動排出装置の排出軸の最適設計方法

3.1 品質工学に基づく 2 段階設計法

品質工学の内容^{1,6)}は、大きく分けてオフラインとオンラインとなり、前者は開発の技術に関連し、後者は制御、管理などの日常の生産活動に用いられる。さらにオフライン品質工学は、

- (1) システムの選択: 目的機能をもつ技術的手段の選択.
 - (2) パラメータ設計: システムの中のパラメータの水準を、機能性を良くするために決める.
 - (3) 許容差設計: 品質とコストのトレードオフ.
- の 3 段階に分けられる。

パラメータ設計では、機能性を S/N 比で表現し、システムの中の設計定数の水準（値）を変えて機能性の改善を行う。また許容差設計では、ばらつきの原因である誤差因子を直交表に割り付けて品質特性に対する影響の大きさを調べる。

品質工学におけるパラメータ設計の内容は、制御因子間の交互作用をなくすために、制御因子と信号や誤差との交互作用である機能性の測度である S/N 比を導入することと、制御因子どうしに交互作用がなくなったかどうかをチェックに直交表を使うものである。

科学と技術・工学の違いとして、科学は現象の理解と発見であるが工学は創造であるとし、品質工学の中心は改善であり、機能性の評価はばらつきに対する因果関係の追求でなく、機能を理想関係に近づけることとされる。改善の中心はシステムを変えるか、システムやシステムパラメータの水準を変えることで行うものである。新しいシステムは独創的な設計をすることであり真理とは異なるので、他にも無数の同じ機能のシステムが存在するとするものである。

品質工学の場合、できるだけ上流で、できれば源流で技術開発を能率よく実施することを目指している。したがって、数学的なモデルの正しさより、機能性の利得を再現できる可能性があるとして、最適設計のあとで出力データを求め目標値に修正する方法が採用される。よって、品質工学は 2 段階設計法と呼ばれている。

3.2 基本機能と因子の定義

目的を達成するための技術の働きに対し、原因系を M (信号因子)、結果を特性 y (出力) として、両者の関係

を単純に

$$y = \beta M \quad (1)$$

と定義して、基本機能と称する。品質工学では複雑な式で現象を説明するのではなく、原因と結果を単純な構図で考え、 M に対する y の値のバラツキの小ささを評価するという考え方を導入している。特に M をなされた仕事量とみなし、その結果 y が生成されるとすると、仕事量（エネルギー）がばらつきなく結果を反映すれば良いと考えるものである。一次式だけで済ませ、再現性よく安定的な結果を得ることを目指す手法である。

ここで、技術者が意図的に設定可能な要因（実験条件等）を制御因子として、入力である信号因子 M に対してさまざま制御不能な誤差因子が介在した結果として出力である特性 y が得られるものとする。

3.3 基本機能と特性値に基づく S/N 比と感度

実際には出力 y は、例えば製造の各工程などで生じる誤差因子 ($x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$) の影響を受け、次のような関係式になるものと考えられる。

$$y = f(M, x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (2)$$

そこで

$$f(M, x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) = \beta M + [f(M, x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) - \beta M] \quad (3)$$

とすると、右辺の第1項が有効部で第2項が誤差部と考えられる。それぞれの大きさを求めるために、品質工学では信号因子の範囲は十分に広く、水準数もできるだけ多くする。式(2)の因果関係を求めるのが目的でないので、多くの場合、出力値 y がそれぞれ最大、最小となるように誤差因子を調合する。

出力値 y を最大化や最小化するのではなく、 y と M の関数関係のばらつきを S/N の改善で最小化し、希望する y の値を得るように感度で調整するのが品質工学である。

そこで S/N 比は有効部の β^2 (または $\beta \Sigma M^2$) を、誤差部は特性値の 2 乗和から比例項を引いて誤差変動を求め、誤差の大きさを平均 2 乗誤差である σ^2 として求める。その比のデシベル (db) 単位 η

$$\eta = 10 \log(\beta^2 / \sigma^2) \quad (4)$$

を S/N 比とする。

また感度 S は、

$$S = 10 \log(\beta^2) \quad (5)$$

とする。

3.4 ワーク排出軸の最適設計のためのモデル化

品質工学では、第1段階として S/N 比を用いてばらつきを最小化し、第2段階で感度 S を調整する。最初に最小化するのには、後でばらつきを最小化することが困難なためである。ばらつきを最小化した後、出力 y の大きさを調整するための尺度が感度 S である。信号 M あたりの出力 y を大きくしたければ感度 S を上げ、出力 y を小さくしたければ感度 S を下げる調整を行う。Fig. 6 は、第1段階における入出力関係と誤差因子 x_1, x_2 の関係である。図中の左から右にすることで、S/N 比を改善（ばらつきを減少）し、その後に感度を改善する手順となる。

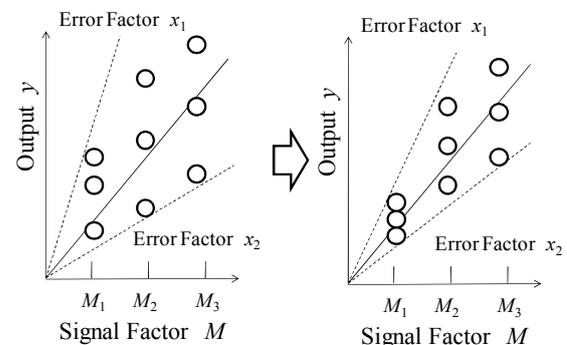


Fig. 6. Input, output and error factors.

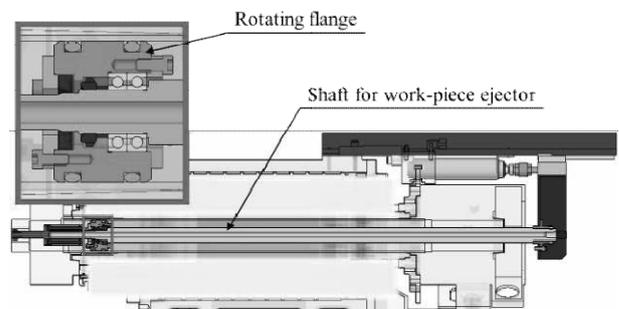


Fig. 7. Section of spindle equipped with a work ejector shaft.

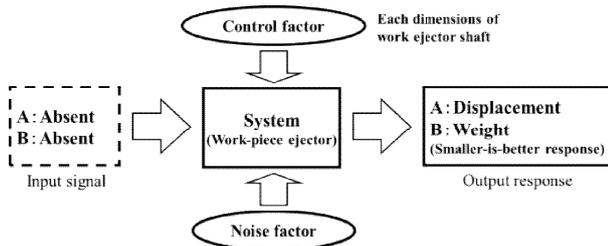


Fig. 8. Model for design system of work ejector shaft.

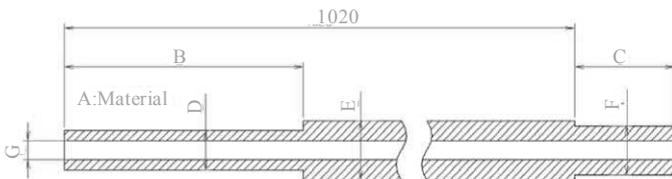


Fig. 9. Dimensions of work ejector shaft.

Table 1. Control factors for design of work ejector shaft.

	Control factors	Level 1	Level 2	Level 3
A	Material	190	* 206	-
B	Distance between front-end to front-step	80	* 120	160
C	Distance between rear-end to rear-step	20	* 50	80
D	Shaft front part diameter	* 20	25	28
E	Shaft middle part diameter	* 30	35	40
F	Shaft rear part diameter	20	* 25	28
G	Through hole diameter	5	* 10	25
e	Variation	0	0	0

Fig. 7 は対象とした対向主軸の断面図である。中空の主軸モータ内にワーク排出軸があり、図中の右端より軸方向にスライド運動を与え、他端（左端の軸先端）で Fig. 5 に示すチャックでのワーク排出の機能を実現している。

高速回転による振動・騒音の主要因が、ワーク排出装置の中で最も大きい質量と体積を持つワーク排出軸にあるとして本報では検討する。高速回転するフランジがワーク排出軸に振動を加え、その振動が主軸後方から主軸台全体に伝わることで、振動・騒音が発生していると考えられる。変形・変位を抑制するため、軸径を上げて剛性を上げることが考えられるが、軸径と共に質量が増大してしまい、それが振動に悪影響を与えるトレードオフの関係になると考えられる。品質工学によりその問題を払拭するためのワーク排出軸の最適形状を検討する。線形的な関係を仮定する手法であるので、ある程度の設計を済ませた後の設計の最終段階で効率的な最適化手

法として応用すると、効果が期待できるものと考えられる。

Fig. 8 に示すように最適化の定義として、

- (1) 外力を受けた際に払い出し軸先端部変位量が最小になる形状(保形機能)
- (2) 変位量が大きく変わらない場合には重量が最小になる形状

を対象システムの理想機能とし、変位量と重量の2種類の出力特性(望小特性)を求めた。

形状にのみ依存する項目を出力特性としたため、ワーク排出軸の各寸法、材質を制御因子とした。制御因子とした寸法を Fig. 9 に示す。また、寸法公差をそのまま誤差因子とし、質量減少方向をN1、質量増加方向をN2 とし、制御因子は Table1 のように設定した。また Table1 中の*印は、品質工学による取り組み以前に行った、試作装置における条件を示す。

3.5 有限要素法モデルと解析方法

3次元CADを用いてワーク排出軸のモデルを作成し重量を求め、有限要素法(FEM)の解析ソフトCOSMOS Design STARを用いて、同モデルで後端の軸支持部を固定拘束とし、重力加速度を与えた際の片持ちはりとしての自重による先端(旋盤チャック部側)変位量をシミュレーションにより Fig. 10 に示すように解析し、各因子の最適化を遂行した。合わせて各モデルにおける固有振動数の解析も行った。



Fig. 10. Example of FEM analysis.

4. 開発および実験結果と考察

4.1 FEM解析結果と最適化

シミュレーションソフトにより得られた結果を Table2 に示す L18 直交表に割り付け解析を行い、先端部変位量、重量ともに望小特性のSN比を求めた。またこの結果から求めたそれぞれの要因効果図を Fig. 11 に示す。

SN比および、各因子の相互関係、設計変更のためのコスト、労力等を考慮した上で、最適条件を決定した。最適

条件と試作条件において、再現性の確認実験を行った結果をTable3に示す。この結果より先端部変位、重量ともにS/N比は利得があり、再現性があることが確認された。

また、同時に行った固有振動数解析の結果として、試

Table 2. Orthogonal L18 and S/N ratio.

No	Control factor								Displacement	Weight
	A	B	C	D	E	F	G	e	S/N ratio	S/N ratio
1	1	1	1	1	1	1	1	1	-79.4	-14.4
2	1	1	2	2	2	2	2	2	-78.5	-16.2
3	1	1	3	3	3	3	3	3	-77.4	-18.5
4	1	2	1	1	2	2	2	3	-79.2	-15.6
5	1	2	2	2	3	3	1	1	-77.6	-18.6
6	1	2	3	3	1	1	2	2	-79.3	-14.0
7	1	3	1	2	1	3	2	3	-79.8	-13.6
8	1	3	2	3	2	1	2	1	-78.7	-16.0
9	1	3	3	1	3	2	1	2	-78.4	-18.2
10	2	1	1	3	3	2	2	1	-77.4	-18.2
11	2	1	2	1	1	3	2	2	-79.8	-13.8
12	2	1	3	2	2	1	1	3	-78.1	-16.9
13	2	2	1	2	3	1	2	2	-77.9	-17.8
14	2	2	2	3	1	2	1	3	-78.9	-14.9
15	2	2	3	1	2	3	2	1	-79.2	-16.0
16	2	3	1	3	2	3	1	2	-78.3	-16.6
17	2	3	2	1	3	1	2	3	-78.8	-17.4
18	2	3	3	2	1	2	2	1	-79.7	-14.0

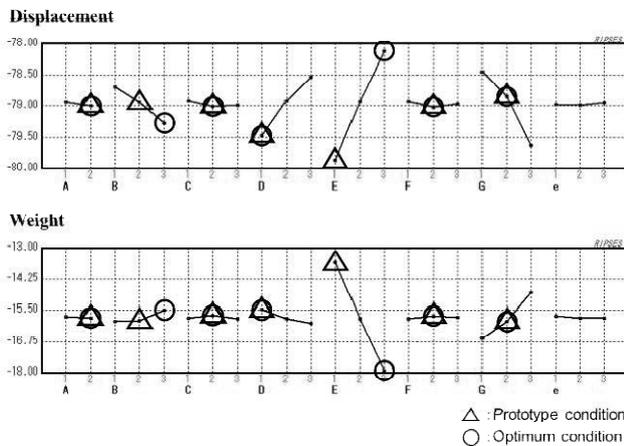


Fig. 11. S/N ratio for signal factor.

Table 3. Estimation gain.

	Signal-to-Noise ratio			
	Displacement		Weight	
	Estimation value	Confirmation value	Estimation value	Confirmation value
Prototype condition	-80.3	-80.2	-13.5	-13.6
Optimum condition	-78.9	-78.8	-17.4	-17.4
Gain	1.4	1.4	-3.9	-3.9
Difference	1.7%		-0.7%	

作条件と最適条件それぞれの一次モードでの値が 25Hz と 35Hz と 1.4 倍の向上が見られた。単純な丸棒の場合、自重による最大たわみ δ と1次固有振動数 f_1 には、次の式(6)

$$\delta \times f_1^2 = \text{const.} \tag{6}$$

の関係があり、すなわち固有振動数との関係からも自重によるたわみは約半分 ($=1/1.4^2$) に押さえる効果が期待され、さらに一次モードに達する主軸回転数の向上と、たわみによる偏心を起因とする振動の抑制に効果があることが考えられる。

4.2 実験による振動低減効果の確認と考察

回転中はワーク排出装置が主軸内に待機しており、先端部の変位量を直接測定することができないため、渦電流式の振動変位測定器を用いて、装置の外側に当たる主軸前部でのラジアル方向振動値を測定し代替した。1000min⁻¹~5000min⁻¹ (回転一次で周波数 16~83Hz) まで 500min⁻¹ 毎に振動を測定した結果、各回転数においてばらつきはあるが、全体の傾向を比較するために線形近似を行い、その傾きを比較した結果、試作形状での振動値に比べ最適形状での振動値は 45% (約-5dB) の改善がみられた。また Fig. 12 が線形に近いため、不釣り合い e 、角速度 ω とすると、その良さは $G=e\omega$ で表されるものと考えられる。すなわちそれぞれの e を変位とすると、最高回転数で $G=1.0\text{mm/s}$ 程度であったものが、 $G=0.5\text{mm/s}$ 以下で絶対値としても十分に低いレベルを達成できたものと考えられる。

また Fig. 12 において、回転一次で周波数 25Hz は 1500min⁻¹、35Hz は 2100min⁻¹ であるが、どちらの回転

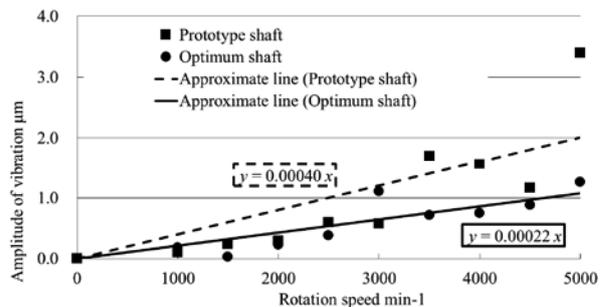


Fig. 12. Influence of rotational speed on vibration.

数にも顕著な共振現象は見られない。したがって、実際は先端部側の軸受けが支持端として機能している可能性が高い。そこで片端固定の片持ちはりと同様に他端支持はりの 1 次固有振動数の比を考えると $(3.927/1.875)^2=4.4$ である。そこで他端支持とすると前節の固有振動数 f_n はそれぞれ 110Hz および 154Hz 程度に存在すると推察される。目安として $f_n/2$ となる回転数を算出すると、それぞれ 3300min^{-1} および 4620min^{-1} となる。Fig. 12 において、試作条件では 3000min^{-1} 以上程度より不安定な振幅の上昇が顕著になる様子がわかる、一方、最適条件でも 5000min^{-1} 以上で若干の不安定さが観察されるが、顕著なものではないことがわかる。

4.3 実験による騒音低減効果の確認と考察

次に機外における騒音レベルに着目する。Fig. 13 に示すように、もっとも騒音の大きい装置後方から、 1000min^{-1} 毎に 10 秒間の平均騒音値を測定した。主軸を回転させない状態で存在する暗騒音を除いた値を Fig. 14 に示す。騒音レベルにおいても 3000min^{-1} 以上で両者に差が現れ始め、その場合には最適条件で -3dB の有意差ある改善がみられた。振動低減の -5dB ほどでないが、



Fig. 13. Setup for measuring noise.

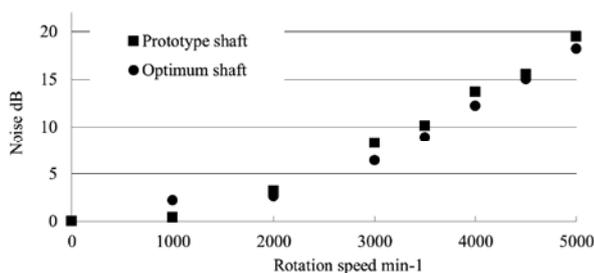


Fig. 14. Influence of rotation speed on oval noise.

十分に効果のある改良が遂行できたものと考えられる。

したがって、品質工学に着目した提案手法は、設計の最終段階における最適化のプロセスに有効であることが判明した。

5. 結 言

品質工学の手法を NC 旋盤のワーク自動排出装置の開発に応用した結果、次の結果を得た。

- (1) ワーク排出軸において、軸の各寸法を制御因子、寸法公差を誤差因子、先端部変位と重量を出力特性としたモデルに、有限要素法解析を組み合わせる手法を提案した。
- (2) 提案手法で最適化を遂行した結果、実機において振動特性で -5dB、騒音特性で -3dB の効果が見られ、従来に比べ、対向主軸においてより高い条件での加工が可能であることが判明した。
- (3) 品質工学に着目した提案手法は、寸法制限の大きなオプション機能などの設計の最終段階において、最適化のプロセスとして有効であることがわかった。

参考文献

- 1) 矢野耕也, “品質工学の基礎とパラメータ設計”, 精密工学会誌, **81**[11], 1008-1012(2015).
- 2) 高澤拓也, 前田敏男, 天谷浩一, 矢野宏, “MT システムによる主軸寿命予知システムの開発 (不具合の検出方法)”, 品質工学, **20**[6], 761-770(2012).
- 3) 池上貴一, 廣垣俊樹, 青山栄一, “工作機械用ダイレクトドライブモータの開発とその性能に関する考察”, 砥粒加工学会誌, **60**[6], 333-337(2016).
- 4) 水上裕登, 松下裕一, 花木義麿, 大西昇, 杉江昇, “旋削における加工領域分割を考慮した同時加工順序の決定法 (有効な同時加工組合せの生成)”, 精密工学会誌, **62**[6], 820-824(1996).
- 5) 大坪武広, “バランスカット法の研究 (省エネルギーへのアプローチ)”, 機械の研究, **31**[11], 1289-1290(2016).
- 6) 田口玄一, “実験計画法と品質工学”, 品質工学, **2**[1], 2-8(1994).