荷重検知形据付具による円筒研削盤の据付調整*

——支持荷重と動剛性の関係——

洪 舜教** 加藤秀雄*** 中野嘉邦*** 富田保士**

Installation of Cylindrical Grinding Machine by Using
Load-Sensible Mounting Elements
—Relation between Mounting Load and Dynamic Stiffness—

Soon Kyo HONG, Hideo KATO, Yoshikuni NAKANO and Yasushi TOMITA

When installing machine tools, additional stiffness supplied by foundations as well as levelling is one of the important factors which should be considered. In most cases, however, the installing operation has been usually conducted by skilled operators who can adjust loads exerted on mounting elements from experiences. In the present paper, firstly, a new type of load-sensible mounting element has been developed for practical use. Secondly, by applying the mounting elements to an existing cylindrical grinding machine, the relation between the loads at eleven mounting positions and dynamic stiffness of the machine has been investigated experimentally. In this investigation, a performance index of the dynamic stiffness has been introduced taking into consideration its influence on grinding accuracy. As the result, three mounting positions sensitive to the dynamic stiffness have been found. It has been also confirmed that difference in levelling of the machine has little influence on the dynamic stiffness.

Key words: machine installation, machine support, mounting element, mounting load, dynamic stiffness, levelling, cylindrical grinding machine, performance index

1. ま え が き

工作機械の据付作業にはレベリングのほかにベッドに剛性を付与するという重要な目的がある¹⁾。Makhult²⁾は一般の機械における種々の据付状態と振動の関係について理論的な検討を行っており、吉田ら³⁾は横軸角テーブル形平面研削盤の場合について4個の据付具に掛かる支持荷重の分担割合が揺動形モード振動に及ぼす影響を検討している。しかし、多数の据付具を用いて工作機械を据え付ける場合の支持荷重と動剛性の関係についてはまだ不明な点が多く存在し、支持点の位置、個数、荷重分担割合等は経験的に定められている場合が多い。また、支持荷重を検知する簡便な方法がないために、その調整は熟練技術者の勘に依存しているのが実状である。

そこで本研究では、まず保守が容易で実用的な荷重検知形据付具を開発し、ついでこれを既存の円筒研削

盤に適用することによって各支持点に掛かる荷重と動剛性の関係について検討している。

2. 荷重検知形据付具

吉田らはひずみゲージを貼り付けた据付具を用いて支持荷重を検知している³⁾。しかし、ひずみゲージは作業者の身体が触れたり、油脂や研削液等の付着により破損あるいは誤動作する恐れがあり、実用的にはもっと頑健な構造のものが望まれる。そこで本研究では、図1に示すようにそれ自身にはセンサ類が全く取り付けられていない荷重検知形据付具を開発した。すなわち、本据付具は支持荷重により面Aと面Bの間に弾性的に変位を生じ、支持荷重を測定するときは電気マイクロメータを利用した測定装置を図のように取り付けてその変位を測定し、荷重に変換する。

荷重測定装置のフォーク状の部分には4個の鋼球と強力な永久磁石が埋め込まれており、4点で据付具の面Aと接触することにより安定した測定を可能にしている。据付具の面A, Bは研削仕上されている。また図には見えないが、荷重測定装置には据付具の外側円周面と接触し、水平面内の位置決めをするための2

* 原稿受付 平成2年10月11日、1990年度精密工学会秋季大会学術講演会(平成2年9月29日)にて発表

** 学生会員 千葉大学大学院(千葉市弥生町1-33)

*** 正会員 千葉大学工学部

Fig. 2 Relation between load and displacement of mounting element

個の鋼球も埋め込まれている。相対変位の測定に2個の電気マイクロメータ測定子を用いているのは、据付具の形状誤差等による非対称な変形挙動の影響を両測定値の平均化により除去するためである。据付具の寸法は最大荷重 10 kN まで使用できるように設計した。相対変位から荷重に換算するための校正曲線の一例を図2に示す。据付具により校正曲線は多少異なるが、いずれもほぼ直線的な関係が認められた。

3. 円筒研削盤の据付調整

実験に使用した円筒研削盤は豊田工機 GOS 30×50 形（本体重量 2 200 kg）であり、重量約 12 t のコンクリート製の防振基礎の上に重量 2.7 t の定盤を介し

Fig. 3 Mounting points of test cylindrical grinding machine

Fig. 4 Experimental apparatus for measuring driving point compliance of wheel head

て設置してある。ベッド底面は図3に示すような寸法・形状となっており、図中に M1～M11 の記号で示すように 11 か所の支持点が設置されている。本研究ではこれらの既存の支持点を用いて支持した場合の、種々の支持状態と動剛性の関係を検討する。

3.1 動剛性の評価指数

円筒研削盤の動剛性の評価は、加工精度への影響を考慮すれば砥石車と工作物間の相対動剛性により行われるべきであるが、その測定は必ずしも容易ではない。そこで本研究では、砥石台前部の前後方向の絶対動剛性により評価することとし、その測定は加振力を監視する手動インパクト法⁴⁾により行った。測定装置の構成を図4に示す。

さて、一般に支持状態が変化すると動コンプライアンス曲線のピーク値やピーク振動数は様々に変化するので、支持状態と動剛性の関係を検討するには動剛性

Fig. 5 Driving point compliance curve of wheel head

を総合的に評価するための指数を設定する必要がある。本研究では動剛性の評価指数として動コンプライアンス曲線における主要なピーク値の和を用いることにした。図5に砥石台前部の駆動点動コンプライアンス曲線の一例を示す。図中の右上には各支持点における荷重を円の大ききで示している。スケールは省略したが、各支持点に掛かる荷重の総和は本体重量2200 kgに一致する。図の場合、支持点M3, M6の荷重はかなり小さいが、11個のすべての支持点で支持している状態である。

動コンプライアンス曲線を見ると17 Hz, 30 Hz, 90 Hz および 125 Hz 付近に主要な共振ピークが存在することがわかる。支持状態が変化するとピーク振動数は若干変化するが、主要な共振ピークの数と同じであった。実験モード解析によれば、17 Hz と 30 Hz 付近の共振ピークは砥石台と工作物が同相で、しかもほぼ同じ振幅で振動するモードであり、加工精度への影響は極めて小さい。他方、90 Hz と 125 Hz 付近の共振ピークは図6に示すように砥石台と工作物が相対変位を生じ、加工精度への影響の大きい振動モードである。ただし、90 Hz の場合は砥石台と工作物がほぼ同相で振動しているが、125 Hz の場合は逆相で振動しており、後者の方が加工精度への影響が大きい。したがって評価指数において125 Hz より 90 Hz の重みを小さくする必要がある。以下に重み係数の算出法を述べる。

図6のモード形は、砥石台前面の振幅がその駆動点コンプライアンス値に対応するように描いてあるから、加振点以外の点の振幅はクロスコンプライアンス値に対応する。また、このモード形を測定した支持状態では90 Hz と 125 Hz の駆動点コンプライアンスが同じ値 a になっている。図中に示すように工作物の水平方向振動すなわちクロスコンプライアンス値を

Fig. 6 Mode shapes of test cylindrical grinding machine

b_1 および b_2 とすると、砥石台-工作物間の水平方向相対コンプライアンスはそれぞれ近似的に $a-b_1$ および $a+b_2$ に相当すると考えられる。したがって、125 Hz の重み係数を1とすると90 Hz のそれは $(a-b_1)/(a+b_2)$ とするのが妥当である。この値を図から読み取ると0.38となる。

以上のことから、図5の駆動点コンプライアンス曲線における4つのピーク値を a_{17} , a_{30} , a_{90} , a_{125} とすると動剛性の評価指数は $0.38 \cdot a_{90} + a_{125}$ ($= 0 \cdot a_{17} + 0 \cdot a_{30} + 0.38 \cdot a_{90} + 1 \cdot a_{125}$) となる。

3.2 支持荷重と動剛性の関係

10点以上の支持点に荷重が掛かるという条件の下で一つのジャッキボルトのみを操作し、支持荷重を0.3 kN 刻みで変化させた場合の動剛性の評価指数の変化を測定した。図7に代表的な測定例を示す。

まず、図7(a)からはM1の荷重が0から0.3 kN になると評価指数が大きく減少し、動剛性が向上するが、0.3 kN 以上では評価指数がほとんど変化しないことがわかる。図示していない支持点M2の場合も同様な傾向が認められることがあった。ただし、その変化はM1の場合の1/3以下であった。

図7(b)に示すM4の場合は、荷重によって評価指数に多少の変動が見られるが、M1の場合に比べ

Fig. 7 Relation between mounting load and performance index

ば変化は小さい。図 7 (c) に示す M 11 の場合はさらに変化が小さい。図示していないが M 3, M 5, M 6, M 9, M 10 についても M 4 または M 11 の傾向とはほぼ同様であり、これらの点は支持点として機能せずとも動剛性にあまり影響しないことを示している。

図 7 (d), (e) は M 7 と M 8 の場合を示す。両者ともに荷重が 0 から 0.3 kN になると、M 1 等と同様に評価指数が急減することがわかる。また、荷重を徐々に増加してゆくと始めはほぼ単調に増加または減少するが、その後急増することがわかる。この急増は、隣接する M 8 または M 7 が浮き上がり、荷重が 0 になったためである。このような傾向は他の支持点では認められなかった。

以上のことから、供試円筒研削盤の動剛性に重要な影響を及ぼす支持点は M 1, M 7 および M 8 であり、これらの支持点が浮き上がった時、荷重が極端に減少するような状態は避けるべきであることがわかる。さらに、これらの支持点で全重量を支持する場合でも、11 点すべてを用いて最良の状態に据え付けた場合に匹敵する動剛性が得られると推測される。しかし、図 3 からわかるように研削盤の重心は支持点

Fig. 8 Comparison of dynamic stiffness between 11 point support and 4 point support

M 1, M 7, M 8 を頂点とする三角形内に存在せず、これらの支持点のみでは静的に全重量を支持できない。そこで、前述の支持点に M 4 を加えた 4 点で支持した場合の動剛性を測定した。

図 8 にその結果を示す。併記してある 11 点支持の

Fig. 9 Effect of level on dynamic stiffness

結果は試行錯誤を繰り返して見出した評価指数が最小となる状態のものである。この図から、4点支持と11点支持ではコンプライアンス曲線は異なるが、評価指数はほぼ同じであり、上述の推測の正しいことが確認される。なお、4点支持の場合、各支持点の荷重分担が異なってもコンプライアンス曲線および評価指数はあまり変化することはなかった。

最後に、レベルの違いが動剛性に及ぼす影響について検討した。図9には、同じ荷重状態の4点支持で、レベルが異なる場合の動剛性の測定結果を示す。この図からレベルの違いはほとんど動剛性に影響しないことがわかる。他の支持状態の場合も同様の結果が得られている。なお、図9の場合の評価指数が図8の場合より減少しているのは、数十日の間隔をおいて実験を

行ったため、室温等に起因する条件の差異があったものと思われる。

4. あとがき

得られた結果を要約すると以下のようになる。

- (1) 簡便な荷重検知形据付具を開発した。
- (2) 供試円筒研削盤について加工精度への影響を考慮した動剛性の評価指数を定めた。
- (3) 供試円筒研削盤の11個の支持点に掛かる荷重と評価指数との関係を検討した結果、動剛性に関して最も重要な支持点はM1, M7およびM8である。
- (4) これらの支持点に、静的安定性のためにM4を加えた4点で支持した場合の動剛性は、すべて支持点を用いて支持した場合の動剛性に匹敵する。
- (5) レベルの違いは動剛性にほとんど影響しない。

おわりに、本研究を遂行するにあたり卒業研究学生として多大な協力をいただいた石井康広君（現、オムロン）、東野和美君および君島芳幸君に謝意を表す。

文 献

- 1) M. Weck : Handbook of Machine Tools, Vol. 2, John Wiley & Sons, Chichester, (1984) 74.
- 2) M. Makhult : Machine Support Design Based on Vibration Calculus, Akadémiai Kiadó, Budapest, (1977).
- 3) K. Yoshida, H. Shimura, H. Yahagi and J. Yoshioka : Effects of Mounting Conditions of Surface Grinding Machines upon Their Rocking Vibrations, Proc. 6th Int. Conf. on Prod. Engg., Osaka, (1987) 477.
- 4) 加藤秀雄, 中野嘉邦 : 加振力を監視する手動インパクト式動剛性測定法, 精密工学会誌, 54, 9 (1988) 1764.