長 周 期 受 振 器 の 試 作*

古 川 英 一**, 村 奈 嘉 与 一**

Development of A Long-Period Seismic Pickup

Eiichi FURUKAWA, Yoichi MURANAKA

This paper describes the design, construction, and calibration of a horizontal-component seismic pickup developed particularly for measurements of the kinematic errors of machine tools such as the non-uniformity of the feed motions of slides. The pickup described in this paper consists of a inverted pendulum, an eddy-current damping device, a differential transformer, and a coil-magnet assembly for the fine adjustment of the position of seismic mass, and has the following characteristics; size $75 \times 65 \times 100$ mm: weight 1 kg: natural frequency 0.5 Hz: fraction of critical damping 0.55: minimum measurable displacement $\pm 0.03 \mu\text{m}$.

It is shown that the sensitivity for rotational vibration can be made small compared with that for linear vibration by minimizing the distance between the center of gravity of the seismic mass and the center of rotation of the pendulum. The 2nd resonant frequency of the inverted pendulum, which determines the higher limit of frequency range, can be shifted as far as 215 Hz by the use of a cross-spring pivot in place of a conventional leaf-spring suspension.

1. 緒 言

ねじり振動計が歯車の伝達誤差の測定に有効に利用されていることはよく知られている。しかし、振動計を歯車の回転の不均一の測定に利用するという着想はそれほど新しいことではなく、すでに 1910 年頃に、この目的のための最初の振動計が試作され、1920 年には、Frahm によって光学式ねじり振動計が歯車の伝達誤差の測定に利用されたとされている¹⁾。その後、わが国をはじめ諸外国において、この種の応用が試みられたが、ねじり振動計の歯車測定への本格的な応用は、1956 年に開始された Aachen 工科大学工作機械研究所における組織的な研究開発によって、はじめて可能になったとみることができる。同研究所においては、ねじり振動計は当初は歯切盤の親歯車の伝達誤差の測定に利用されたが、ひき続いて歯車減速装置の伝達誤差の測定、歯車の片歯面かみ合試験などへ応用され、きわめて多数の研究報告が公表されている。

振動計の応用範囲は、さらに、歯車、ウォーム、ねじ研削盤、旋盤などの加工物の回転と刃物あるいは砥石車送り台の運動の間の運動学的誤差の測定にまで拡張され、この種の応用のために、固有振動数 0.5 Hz、外形寸法 $16 \times 14 \times 22$ cm の上下動および水平動受振器が試作されている²⁾。

直線振動計は、工作機械の送り台の運動の不均一の測定ばかりでなく、2 台の直線振動計を回転体の直径上に配置することによって、回転の不均一の測定に利用することも可能であって、きわめて高感度のねじり振動計としての機能をはたさせることができる³⁾。筆者らは、大形歯切盤の親歯車の伝達誤差を十分の精度で測定することを当面の目標として、小形軽量の固有振動数 0.5 Hz の水平動受振器を試作したので、この結果について報告する。

2. 長周期水平動振子の設計

2.1 固有振動数

一般に、長周期の水平動振子には、重力による負の復原力を利用する倒立振子が使用され、それほど振子の弾性支持部の剛性を低下させることなく長周期の振子をつくらることができる。従来は、倒立振子としては、図 1 a に示すような、1 枚の板ばねを利用する構造が使用され

図 1 倒立振子の構造

*原稿受付 昭和 44 年 11 月 7 日。精機学会東北支部講演会 (昭和 44 年 3 月 11 日) にて発表。

**正 会 員 中央大学理工学部 (東京都文京区春日 1-13-27)。

図2 十字ばね軸受の回転中心の移動

せまいという欠点がある^{4), 5)}。動作振動数範囲をひろくするためには、弾性支持部の横方向の剛性を高め、二次共振をできるだけ高域に移動させることが必要であるが、このためには、図1 b, cに示すような、十字ばね軸受を利用した構造を採用することが効果的である。

十字ばね軸受を使用した倒立振子の固有振動数 f_n は、図1を参照して、簡単に

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_t - MgH}{I_0}} \quad (1)$$

$$\text{ただし } k_t = \frac{Ebt^3}{3l}$$

とあらわすことができる。ここに、 I_0 は回転中心Oに関する振子の慣性モーメント、 k_t は十字ばね軸受のねじりばね定数、 H は回転中心Oと振子のおもりの重心Gの距離、 M は振子のおもりの質量、 g は重力の加速度、 E は十字ばねのヤング率、 l , b , t はそれぞれ十字ばね軸受の各板ばねの長さ、幅、厚さである。

十字ばね軸受には、軸受の回転につれて回転中心が移動するという固有の性質がある。この移動量は、詳細な理論的解析によると、図2を参照し、 φ を軸受の回転角として

$$\left. \begin{aligned} X_s &= -\frac{l\sqrt{2}}{12} \cdot \frac{\varphi^2}{1+\varphi^2} \approx -\frac{l\sqrt{2}}{12} \varphi^2 \\ Y_s &= -\frac{l\sqrt{2}}{24} \cdot \frac{\varphi^3}{1+\frac{1}{4}\varphi^2} \approx -\frac{l\sqrt{2}}{24} \varphi^3 \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

とあらわすことができる⁶⁾。実際の使用条件では、 $\varphi \ll 1$ であるので、 $X_s \gg Y_s$ となり、回転中心は実際にはX軸上を移動するとみなすことができる。十字ばね軸受を倒立振子に利用する場合には、X軸が重力の方向と一致するように軸受を配置するのが普通であるので、振子の回転につれて、回転中心が鉛直上方(図1(b))あるいは下方(図1(c))に移動することになる。この結果、振

子の回転につれて、重力に対して仕事をするか、あるいは仕事をされることになり、軸受のねじりばね定数が見掛け上変化したと同一の効果をしょうじる。いま、回転中心が鉛直上方あるいは下方に移動するとすると、このときの重力に対する仕事量 A_g は、それぞれ

$$A_g = \pm \int_0^{X_s} Mg \cdot dX = \pm MgX_s = \pm \frac{l\sqrt{2}}{12} Mg\varphi^2 \quad (3)$$

他方、十字ばね軸受にたくわえられる仕事量 A_s は

$$A_s = \int_0^\varphi k_t \varphi \cdot d\varphi = \frac{1}{2} k_t \varphi^2 \quad (4)$$

軸受の回転中心の移動を考慮した場合の固有振動数は、(3), (4)式を比較することによって、(1)式から容易に

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_t - Mg(H \mp l\sqrt{2}/6)}{I_0}} \quad (5)$$

とあらわすことができる。ただし図1 bの場合は一、図1 cの場合は+である。すなわち、回転中心の移動は、実効上は回転中心からおもりの重心までの距離の減少あるいは増加と等価である。

2.2 台の傾斜の影響

倒立振子では、固有周期が長くなるにつれて、振子の台の傾斜に対する感度が急激に増大する。他方、工作機械の送り台の運動には、すべり面のわん曲やうねりのために、比較的長周期の傾斜の変化がふくまれるのが普通である。このため、場合によっては、記録のゼロ線の過大な変動がひきおこされ、測定を著しく困難にすることがあり、実際には、長周期の倒立振子の使用を制限する条件としては、まず第一に傾斜に対する感度の増大を考えなければならない。

この間の関係を明らかにするためには、送り台の運動が水平および上下運動のほかに、傾斜の変化、すなわち

図3 倒立振子の運動

ピッチングをふくむ場合について、振子の運動を検討することが必要になる。いま、図3において、 x , y をそれぞれ空間に固定した座標系でy軸が重力の方向と一致するとし、 x_0 , y_0 をそれぞれ振子の軸受の回転中心Oの座標、 θ を送り台の傾斜として、簡単のため

に, 軸受の回転中心の移動を無視して振子の運動方程式を求めると

$$I_0\ddot{\varphi} + R\dot{\varphi} + k_t\varphi = MgH \sin(\theta + \varphi) - MH\ddot{x}_0 \sin(\theta + \varphi) - MH\ddot{x}_0 \cos(\theta + \varphi) - I_0\ddot{\theta} \quad (6)$$

となる。ここに, R は減衰器(図示せず)に関する定数であって, その他の記号の意味は前述のとおりである。実際には, $\varphi \ll 1$, $\theta \ll 1$ であるので, $\sin(\theta + \varphi) \simeq \theta + \varphi$, $\cos(\theta + \varphi) \simeq 1$ とおくことができる。さらに, 送り台の運動の場合には, $g \gg |\dot{y}_0|$, $|\ddot{x}_0| \gg |\ddot{y}_0\theta|$ とみなすことができるので, (6)式は十分の精度で

$$I_0\ddot{\varphi} + R\dot{\varphi} + (k_t - MgH)\varphi = MgH\theta - MH\ddot{x}_0 - I_0\ddot{\theta} \quad (7)$$

と変形することができる。回転中心 O から L の距離に変換器を取り付けるとして, $X = L\varphi$ において, (7)式を変形すると

$$\ddot{X} + 2h\omega_n\dot{X} + \omega_n^2 X = \frac{MgHL}{I_0}\theta - \frac{MHL}{I_0}\ddot{x}_0 - L\ddot{\theta} \quad (8)$$

$$\text{ただし } \omega_n^2 = (2\pi f_n)^2 = \frac{(k_t - MgH)}{I_0}$$

$$h = \text{減衰比} = \frac{R}{2I_0\omega_n}$$

上式の右辺の第1項と第3項が台の傾斜の影響をあらわす。第1項の影響は, 加速度振動計の振動数特性にしたがって, ピッチングの振動数が振子の固有振動数よりも高くなるにつれて急激に減少するが, 台の静的ないしは准静的な傾斜の変化に対しては

$$X_g = \frac{MgHL}{I_0} \cdot \frac{1}{(2\pi f_n)^2} \theta \quad (9)$$

となり, 固有振動数の2乗に逆比例して, 台の傾斜に対する感度が増大する。第3項の影響は, 変位振動計の振動数特性にしたがって, ピッチングの振動数が振子の固有振動数よりも低くなるにつれて急激に減少するが, ピッチングの振動数が変位振動計の動作振動数範囲にあれば

$$X_\theta = -L\theta \quad (10)$$

となり, 倒立振子が回転振動に対しても感度があることを示している。倒立振子の本来の測定対象である x 軸方向の直線変位に対しては, 変位振動計の動作振動数範囲では

$$X_x = -\frac{MHL}{I_0} x_0 \quad (11)$$

となる。このように, 倒立振子は本来の測定対象である直線振動と台のピッチングによる回転振動を同時に記録し, 両者を区別することは一般に困難である。この難点を改善するためには, 直線振動に対する感度にくらべて回転振動に対する感度を低くすることが有効であるが,

(10), (11)式から

$$\frac{X_\theta}{X_x} = \frac{I_0}{MH} \cdot \frac{\theta}{x_0} \quad (12)$$

となるので, I_0/MH の値を小さくすることが必要になる。一般に, $I_0 \simeq MH^2$ となるように振子の形状をきめるのが普通であるので, $I_0/MH \simeq H$ となり, 振子の回転中心からおりの重心までの距離を小さくすること, すなわち振子の小形化をはかることが, ピッチングに対する感度を低下させるために有効であることがわかる。

3. 受振器の構造

受振器の設計にあたっては, 特につぎの諸点に注意した; i) 測定対象のピッチングに対する感度を低下させると同時に, 使用の便利を考慮して, 小形軽量化をはかる。ii) 運動学的誤差の測定にあたっては, 原則として, 特性が全く同一の2台の受振器を必要とするので, 固有周期, 減衰, 感度の微小調整が容易であるようにする。

小形化をはかるうえで最も難点が多いのは十字ばね軸受であるが, 最近, 図4に示すような構造のユニット化された軸受が市販されるようになったので, これを使用し好結果をうることができた。なお, 使用した軸受の寸法は $3.97 \phi \times 6.35 \text{ mm}$, ねじりばね定数は $0.23 \text{ kg} \cdot \text{cm} / \text{rad}$ である。変換器には, 動作が安定で静的感度があ

長さ 6.35 mm 外径 3.97 mm
図4 十字ばね軸受 (ベンディックス社)

図5 受振器の構造

り、多くの種類の市販品が利用できる点を考慮して、差動トランスを利用したが、コアの磁気吸引力がばね定数に影響するおそれがあるので、市販の製品のうちから特に磁気吸引力の小さいものを選んで使用した。(コアの動き 1 mm に対して 0.2 mg)

受振器の構造は図 5 に示すとおりで、外形寸法 $75 \times 65 \times 100$ (高さ) mm, 全重量 1 kg である。振子は 2 個の十字ばね軸受 1 で支持された黄銅のおもり 2 からなり、おもりには電気銅の制動板 (厚さ 1 mm) 3 と差動トランスのコア 4 が固定されている。固有周期の調整は、まず上下に移動可能な補助おもり 5 によって粗調整を行ない、微少調整はおもり 2 を貫通するねじ 6 を上下させることによって行なう。減衰には、永久磁石 7 (MK 5, $16 \times 26 \times 20$ mm) による磁気回路の空げきを移動する制動板のうず電流を利用し、減衰の微少調整はボールベアリング 8 を上下に微動させ、空げきの間隔を変えることによって行なう。9 は差動トランス、10 は振幅制限用のねじ、11 は振子のクランプ用の板ばねで、受振器を運搬する際に使用する。なお、差動トランスの場合には、受振器のシールドはそれほど必要ではないが、いちおう厚さ 1 mm の鉄板のシールドケースを使用している。

長周期の倒立振子は、前述のように、台の傾斜に対する感度が高いので、振動計の設置にあたっては、振子の位置を変換器の動作原点にもってくるためには、がたのない高感度の微動装置によって台の傾斜を微少調整することが必要になる。しかし、高感度の微動装置は製作も困難であり、また受振器と増幅、記録装置がはなれている場合には、調整の実施が著しく困難になる。そこで、試作器では機械的な微動装置は省略し、振子の位置の調整は、制動板に接着したコイル (巻回数 40) と制動用磁気回路を利用して動電的に行なった。図 6 に、このための電気回路の構成を示す。調整の感度は電気的にいくらか高くとることができ、記録のゼロ線の変動が緩慢な場合には、可変抵抗を手動によって制御し、測定中にゼロ線の変動を修正することも可能である。なお、さらに必要があれば、変換器出力と修正コイルの間に、適当な低域フィルタをもったフィードバック回路をそうし、

図 6 振子の位置調整用電気回路

ゼロ線の変動を自動的に修正することも理論的には可能である。

4. 受振器の特性

振子の固有周期は 2s に調整するが、必要があれば、補助おもりの移動によって 5s までの固有周期をもたせることは容易である。振子の主要諸元は、 $M=99$ g, $H=4.3$ cm (設計値), $L=6$ cm (設計値), $I_0=1900$ g cm² (設計値), $k_t=2 \times 0.23$ kg cm/rad (呼称値) である。

一般に、倒立振子の回轉中心からおもりの重心までの距離を正確に測定することは困難であるので、受振器の

図 7 総合振動数特性

図 8 直線性

図 9 受振器の高域特性

図 10 ノイズ波形

図 11 台の傾斜に対する感度

図 12 過渡特性

静的校正は感度の変動の監視にしか役に立たない。感度の絶対値を求めるためには、原則として、振動台によって既知の一定振幅の励振を加えることが必要になる。図 7 および図 8 に、小形の動電形振動台によって求めた総合振動数特性と直線性の試験結果を示す。校正の精度は、主として振動台の振幅の決定の精度によってきまるので、まずイーデンばね拡大機構と読取り顕微鏡によって大振幅を精度よく測定し、つぎに精密ポテンショメータと VTVM によって微小振幅を設定する方法を採用した⁸⁾。なお、受振器出力は長さ 15 m の 4 芯シールド線によって市販の搬送波増幅器にみちびかれ、増幅、変調された後に、インク書きオシロによって記録される。動作振動数範囲の上限は、最終的には、振子の二次共振振動数によってきまるが、いまの場合はペンレコードの高域特性によって支配され、70 Hz である。

十字ばね軸受の使用によって、二次共振を高域へ移動させ、動作振動数範囲を広くとることが期待できるので、この点の検討を行なった。図 9 は、受振器の高域特性の測定結果であって、動電形振動台を速度振幅一定 (0.18 cm/s) で励振し、振子のおもりに接着した小形の検出コイルによって、おもりの台に対する速度振幅を真空管電圧計によって読みとった。二次共振はほぼ 215 Hz で発生しており、十字ばね軸受の使用が高域特性の改善にきわめて有効であることを示している。

測定可能最小振幅は、主として搬送波増幅器のノイズレベルによって支配される。図 10 に、電磁オシロ (振動数範囲 0~50 Hz) で記録したノイズ波形を示す。ノイズレベルの 5 倍を測定可能最小振幅と規定すると、測定可能最小振幅は $\pm 0.03 \mu\text{m}$ となり、工作機械の運動学的誤差の測定に対しては十分であると考えることができる。

図 11 に、台の傾斜に対する感度の測定結果を示す。必要があれば、試作機は高感度 ($7.05 \mu\text{m/sec of arc}$) の電子式傾斜計としても使用できることがわかる。

減衰比は、振子の位置の調整コイルにステップ状微小電流を流し、このときの過渡振動の記録、図 12、から計算によって決定し、常に 0.55 に調整した。

5. 結 論

試作した受振器は、動作が安定で固有振動数と減衰の調整が簡単であり、特に改善を必要とする点はみとめられなかった。

試作の過程をとおして明らかになった主要な点はつぎのとおりである。i) 回転振動に対する感度を低下させるためには、振子の小形化をはかることが有効である。ii) 市販のユニット化された十字ばね軸受の使用によって、振子の小形化が容易になる。iii) 十字ばね軸受の使用によって、二次共振を高域へ移動させることができる。iv) 振子の位置の電氣的な微動装置は実用上きわめて便利である。v) 試作した受振器は高感度の電子式傾斜計として利用することができる。

おわりに、受振器の試作に関して多大の援助をいただいた東芝機械(株)井出隆氏に謝意を表す。また二次共振の測定について多大の便宜を与えられた(株)明石製作所鹿熊英昭氏に謝意を表す。なお本研究の一部は昭和 43 年度文部省科学試験研究費によって行なわれた。付記して謝意を表す。

参 考 文 献

- 1) H. Frahm: Zahnradgetriebe für Turbinen- und Motorschiffe der Werft Blohm & Voss, Schiffsbau-technisches Jahrbuch (1924), 93, 97.
- 2) W. Eggert: Über die Messung der Vorschubgenigkeit von Werkzeugmaschinen, insbesondere Verzahnmaschinen, Industrie-Anzeiger, 86, 78 (1964-9) 1629.
- 3) 西村源六郎: 振動工学, 誠文堂新光社, (1969) 932.
- 4) O. Förtsch: Das Verhalten von Blattfederseismographen bei Freier und Erzwungener Schwingung, Annal Geofisica (Roma), 5, 3 (1952) 330.
- 5) 西村源六郎: 振動工学, 誠文堂新光社, (1969) 201.
- 6) K. Schwiegelshohn: Fehlerbetrachtungen zu den

seismischen Drehfehlermess geräten mit niedrigen Eigenfrequenzen, Industrie-Anzeiger, 86, 63(1964-8) 1319.

7) W.F. Miller: Feedback Stabilized Seismometer,

Reprint ISA, Reprint No. 16.4-5-04 (1964).

8) 古川英一, 村奈嘉与一: 動電形ねじり受振器の試作, 精密機械, 34, 9 (1968) 603.

書 評

自 動 組 立 工 学

G. ブースロイド / A. H. レッドフォード共著

佐田登志夫 / 木下夏夫 / 吉川弘之共訳

自動組立に関する単行本は非常に少ないが、この本の原著 **Mechanized Assembly** は、そのうちでもおそらく最初に書かれた本で、著者の一人であるブースロイド氏がまだイギリスにいた頃に書かれ、イギリスの出版社から発行されている。発行されたのは 1968 年であるが、それがいち早く翻訳され、わが国でも紹介されたことは、自動化技術の進歩のためにまことに喜ばしいことである。

内容は、自動組立機械の主要要素である搬送、供給、整列、分離などの機構の説明から、組立機械の性能や経済性の検討、さらには製品設計の改善にまで及んでいる。しかも、単なる事例や機構の紹介だけにとどまらず、そこに工学的あるいは理論的な裏付けが行なわれているのが特徴で、この本の訳題もそれを考慮してつけられたもののようである。自動組立のような経験工学において、それが経験の積み重ねだけに終るのでなしに、ちょっとした理論の裏付けがなされることは必要なことで

ある。

著者らがもっとも多くのページ数をさいて説明しているのは著者らの専門である振動ボウル式供給機である。実験の結果を多くの図表によって紹介して、振動ボウル式供給機を用いるに当たっての基本的な事項を説明している。また、巻末に付録として、著者らの研究成果であるところの位相ずれ型振動供給機と、振動供給の原理を理解するための学生実験向きの実験テーマを示しているが、これらも参考になるであろう。

経済性の検討に関しては、自由搬送機械の経済性を計算したものを紹介しているが、これはバッファストックの効果について始めて定量的に説明したものとして貴重である。

翻訳の経過などについては訳者の序文に述べられているが、訳も平易に読みやすく書かれている。術語の訳し方などにも苦勞したあとが認められる。(牧野)

培風館 発行