研究

大形歯切盤の伝達誤差の測定*

緒方省三** 新井貴雄*** 村奈嘉与一**** 古川英一****

Transmission Error Measurements In Large Gear Hobbing Machines

Shozo OGATA, Takao ARAI, Yoichi MURANAKA, Eiichi FURUKAWA

A seismic instrument for measuring the hob-to-table cyclic error of large gear hobbing machine is described in which a large and heavy torsional vibration pickup, currently in use for detecting the non-uniformity of rotation of the machine table, is replaced by a pair of small and light rectilinear vibration pickups mounted tangentially on a periphery of the machine table, 180° apart. Two differential-transformer seismic pickups of 1.6 s natural period are connected so as to be additive for the rotational vibration and null each other for the rectilinear vibration of the machine table. The sensitivity for rotational vibration increases in proportion to the table diameter, the minimum measurable angular displacement being 0.0025 sec of arc for the table diameter of 6 m.

From theoretical analysis of the motion of the seismic system under working condition, it is shown that the equality of the sensitivities and frequency responses and the parallelism of the sensitive axes of both pickups, and the accuracy of the machine alignment are important factors in determining the measurement error; and these factors are examined in detail. The operating principle of the instrument and the adjustment and calibration of pickups, together with the test results on the hobbing machines of 2 m and 6 m in table diameter, are outlined.

1. 緒 言

1950年代の後半に、従来のすすガラス法にかわって、磁気ディスク、モアレ縞、ねじり振動計を利用した歯切盤の伝達誤差測定装置が開発され製品化されたことはよく知られている¹⁾。ただ磁気ディスク法だけは最近にいたり大改造が加えられ、原理的にも当初とはかなり違ったものになっている²⁾。磁気ディスク法とモアレ縞法は静的変化の測定が可能という利点はあるが、 $1''$ 以下の角変位を精度よく測定することは困難である。他方、ねじり振動計法は静的変化の測定は不可能ではあるが、装置を大形化することによって $0.1''$ 以下の角変位を精度よく測定できるという特長がある。このため、大形歯切盤の駆動系のサイクリック誤差の測定のために、西ドイツにおいて全長 1.2 m、全重量 95 kg のねじり受振器³⁾が開発され、わが国においても全長 2 m のねじり受振器⁴⁾が試作されている。しかし、大形で重い受振器は、運搬および測定

実施上の不便ばかりではなく、きわめて大規模な校正装置を必要とするなどの難点がある。

これらの難点は、ねじり受振器のかわりに、歯切盤テーブル外周上に取付けた 2 台の小形並進受振器を使用することによって簡単に解決することができる。なお 2 台の振動計によって、ねじり振動を感度よく測定するという着想は目新しいことではなく、かなり以前に著者の 1 人によって光学式ねじり振動計への応用が試みられている⁵⁾。この方式によって大形歯切盤の伝達誤差の測定を行ない、満足すべき結果を得ることができたので、この方式の原理、装置の調整と校正、二、三の測定結果について報告する。

2. 測定の原理

測定系の構成を図 1 に示す。ホブ軸にはねじり受振器を取付け、この出力は増幅後に割算器によって駆動系の

図 1 測定系の構成

*原稿受付 昭和46年12月27日。
昭和46年度精機学会春季大会学
術講演会（昭和46年4月7日）
にて発表。

**正会員 東芝機械(株) (沼津
市大岡 2068-3)

***東芝機械(株)

****正会員 中央大学理工学部
(東京都文京区春日 1-13-27)

歯数比に応じて減衰され加減器にみちびかれる。テーブルには外周上に 180° の間隔で 2 台の並進受振器を受感軸が切線方向にむくように取付け、これらの出力を電氣的に加算するように結線すると、テーブルの直線振動は打ち消され、テーブルの回転むらだけが出力にあらわれる。したがって加減器出力はテーブルとホブ軸間の伝達誤差に比例することになる。なお、変位振動計の動作原理から、テーブル 1 回転を 1 周期とする累積誤差のようなおそい変化の測定は一般に困難であるので、ここでは測定対象としては専ら BS 規格のテーブル-ホブ軸間のサイクリック誤差⁶⁾、すなわちホブ軸 1 回転を 1 周期とするテーブル-ホブ軸間の伝達誤差だけを考えることにする。

並進受振器には、容易に周期を長くできる点を考慮して、倒立振子を使用した。歯切盤は地盤の振動のため常に上下および水平方向に振動していると考えなければならない。図 2 を参照して、空間に固定した座標系 XYZ を考え、テーブルの回転中心 O の座標 x, y がそれぞれテーブルの水平振動の X 軸および Y 軸方向の成分を、また O の座標 z がテーブルの上下振動の成分をあらわすとする。 Z 軸の鉛直線に対する傾斜角 γ は歯切盤据付のさいの水平度誤差をあらわし、 Y 軸は計算の便宜上、水平面にあるとする。いま、 R をテーブル回転中心 O と倒立振子の回転中心 P (おもりの重心 G をとおり振子の回転軸と直交する平面と回転軸の交点) の間の距離、 H をおもりの重心 G と振子の回転中心 P の間の距離、 φ を振子のねじれ角、 θ をテーブルの回転角、 β を振子の回転軸と直線 OP の交角 (受振器の取付誤差) とし、 φ, θ, β はいずれも図示の方向を正とすると、重心 G の座標 X, Y, Z は

$$\left. \begin{aligned} X &= R \cos \theta - H \sin \varphi \sin (\theta + \beta) + x \\ Y &= R \sin \theta + H \sin \varphi \cos (\theta + \beta) + y \\ Z &= H \cos \varphi + z \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

図 2 テーブルに取付けた倒立振子

つぎに、おもりの重心 G を原点とする座標系 $\zeta\xi\eta$ を考え、 ζ 軸は振子の回転軸に平行、 η 軸は直線 PG と同一方向をとるとすると、テーブルが回転する場合、これらの座標軸のまわりの角速度 $\omega_\zeta, \omega_\xi, \omega_\eta$ はつぎの式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} \omega_\zeta &= \dot{\varphi} \\ \omega_\xi &= (\dot{\theta} + \dot{\beta}) \sin \varphi = \dot{\theta} \sin \varphi \\ \omega_\eta &= (\dot{\theta} + \dot{\beta}) \cos \varphi = \dot{\theta} \cos \varphi \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

M を振子のおもりの質量、 k を振子のばね (図示せず) のねじりばね定数、 D を減衰器 (図示せず) に関する定数、 I_ζ, I_ξ, I_η をそれぞれ ζ, ξ, η 軸に関するおもりの慣性モーメント、 g を重力の加速度とすると、おもりの形状から ζ, ξ, η 軸は近似的に慣性主軸とみなせるので、振子の運動エネルギー T 、位置エネルギー U 、消散エネルギー F は

$$T = \frac{1}{2} M (\dot{X}^2 + \dot{Y}^2 + \dot{Z}^2) + \frac{1}{2} (I_\zeta \omega_\zeta^2 + I_\xi \omega_\xi^2 + I_\eta \omega_\eta^2) \quad (3)$$

$$U = \frac{1}{2} k \varphi^2 + Mg(Z \cos \gamma + X \sin \gamma) \quad (4)$$

$$F = \frac{1}{2} D \dot{\varphi}^2 \quad (5)$$

で与えられる。

したがって、振子の運動方程式は (1), (2), (3), (4), (5) 式を使用し、 $\sin \varphi \approx \varphi, \cos \varphi \approx 1, \sin \gamma \approx \gamma, \cos \gamma \approx 1$ とおき、ラグランジュの運動方程式

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} + \frac{\partial F}{\partial \dot{\varphi}} + \frac{\partial U}{\partial \varphi} = 0$$

から

$$\left. \begin{aligned} &\ddot{\varphi} + 2h\omega_n \dot{\varphi} + \omega_n^2 \left(1 - \mu \frac{\ddot{z}}{\omega_n^2} - \frac{I'}{k_0} \dot{\theta}^2 \right) \varphi = -\mu R \ddot{\theta} \cos \beta \\ &\quad - \mu R \dot{\theta}^2 \sin \beta + \mu g \gamma \sin (\theta + \beta) + \mu \{ \ddot{x} \sin (\theta + \beta) \\ &\quad - \ddot{y} \cos (\theta + \beta) \} \end{aligned} \right\}$$

ただし

$$\left. \begin{aligned} I &= MH^2 + I_\zeta, \quad I' = MH^2 + I_\xi - I_\eta, \quad k_0 = k - MgH \\ \omega_n &= \sqrt{k_0/I}, \quad h = D/2\sqrt{k_0 I} = \text{減衰比}, \quad \mu = MH/I \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

と導くことができる。 Ω をテーブルの平均角速度、 $\theta_0 \sin \omega t$ を測定すべきテーブルの回転むらとすると

$$\left. \begin{aligned} \theta &= \Omega t + \theta_0 \sin \omega t, \quad \dot{\theta} = \Omega + \theta_0 \omega \cos \omega t, \\ \ddot{\theta} &= -\theta_0 \omega^2 \sin \omega t \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

測定に使用した倒立振子では、 $\mu = 0.22 \text{ cm}^{-1}$, $\mu/\omega_n^2 = 1.5 \times 10^{-2} \text{ cm/s}^2$ であり、実測の結果からテーブルの上下振動の加速度 $\ddot{z}$ が 1 cm/s^2 をこえることはない

ので、 $1 \gg \mu \ddot{z} / \omega_n^2$ となる。また、振子のおもりの形状から、 $I_z \approx I_y > I_x$ であり、 $I \approx I'$ とみなすことができ、さらに $\Omega \gg \theta_0 \omega$ とみなすことができるので

$$\frac{I'}{k_0} \dot{\theta}^2 \approx \frac{\Omega^2}{\omega_n^2} \quad (8)$$

となる。他方、測定にあたっては ω_n はほぼかみあい角振動数に等しくなるように試験速度をえらぶので、 ω_n / Ω は親ウォーム歯車の歯数とほぼ等しく、十分の精度で

$$\Omega \ll \omega_n \quad (9)$$

とみなすことができ、 $1 \gg (I' / k_0) \dot{\theta}^2$ となる。したがって(6)式左辺の第6項、テーブルの上下振動および角速度による振子の固有振動数の変動は実用上はまったく無視することができる。

実際には、テーブルの水平振動は種々の方向の種々の振動数をもつ直線振動を合成したものと考えねばならないが、

$$x = x_0 \sin \omega_T t, \quad y = y_0 \sin \omega_T t \quad (10)$$

でこれらの直線振動の一つをあらわし、

$\omega_T \gg \omega_n$, $\omega > \omega_n$, $\omega_n \gg \Omega$ の条件のもとで(6)式の定常解を求めると

$$\left. \begin{aligned} \varphi_s &= -\mu R \theta_0 \sin \omega t \cos \beta + \mu \{x_0 \sin (\Omega t + \beta) \\ &\quad - y_0 \cos (\Omega t + \beta)\} \sin \omega_T t + \varphi_{st} \\ \text{ただし} \\ \varphi_{st} &= -\frac{\mu}{\omega_n^2} \{R \Omega^2 \sin \beta - g \gamma \sin (\Omega t + \beta)\} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

ここに、 φ_{st} は、テーブルが一定角速度 Ω で回転するときの、遠心力とテーブルの傾斜に起因する振子のゼロ点の静的ないしは準静的な変動をあらわし、長周期の倒立振子は台の傾斜に対してひじょうに敏感であり、受振器の取付にあたっては β は 2° 以下に制限するので、いまの場合は φ_{st} の第1項は第2項にくらべて無視することができる。しかし、いずれにしても正確な測定のための前提条件として

$$\varphi_s \approx \varphi_{st} \leq \text{変換器の直線範囲} \quad (12)$$

が必要であって、受振器の固有周期が長くなるにつれて歯切盤の据付の水平度に対する要求が急激に増大する*。

最後に、2台の受振器によってねじり振動を測定する場合について検討する。記号はすべて図2と同一とし、受振器1, 2に関する量はそれぞれ添字1および2によってあらわすすると、図3を参照して

$$\theta_2 = \theta_1 + \pi + \alpha \quad (13)$$

実際には、2台の受振器は電気系を含めた静的感度と

図3 2台の並進受振器の関係位置

振動数特性が正確に等しくなるように調整するので、2台の受振器の電気出力の和 V_0 は、 $1 \gg \beta_1, 1 \gg \beta_2$, $\sin \gamma \approx \gamma$, $\cos \gamma \approx 1$ の条件のもとでは、(11)式より

$$\left. \begin{aligned} V_0 &\propto \mu \left\{ \theta_0 (R_1 \cos \beta_1 + R_2 \cos \beta_2) \sin \omega t \right. \\ &\quad + \Delta \beta A_0 \sin (\Omega t + \delta) \sin \omega_T t - \frac{\Omega^2}{\omega_n^2} (R_1 \beta_1 \\ &\quad \left. + R_2 \beta_2) + \Delta \beta \frac{g \gamma}{\omega_n^2} \cos \Omega t \right\} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

ただし

$$\Delta \beta = \beta_1 - \beta_2 - \alpha, \quad A_0 = \sqrt{x_0^2 + y_0^2}, \quad \tan \delta = x_0 / y_0$$

上式の右辺の第1項は測定すべき回転むら、第2項はテーブルの水平振動の影響、第3項および第4項はそれぞれ遠心力およびテーブルの傾斜による振子のゼロ点の変動をあらわす。第3項は静的な量であり、第4項はテーブル1回転を1周期とするゆっくりした変化であるので、後述のように必要があれば測定中に手動によって補正することもできる。したがって実際上は測定誤差としては第2項だけを考えればよく、この誤差を小さくするための条件は $\Delta \beta \rightarrow 0$ 、すなわち2台の受振器を受感軸が平行になるように取付けることである。この誤差が無視できるためには

$$\theta_0 (R_1 + R_2) \gg \Delta \beta A_0 \quad (15)$$

の条件を満足することが必要である。一般に、歯切盤では、テーブルの水平振動の振幅 A_0 と測定すべき回転むら $\theta_0 (R_1 + R_2)$ はほぼ同程度の量であることが多く、また両者の振動数はかなり接近している成分もあるので、受振器の取付には十分の注意が必要である。以上の解析では、工作機械全体の X, Y, Z 軸のまわりの角変位振動は無視されているが、これらを考慮した詳細な解析の結果によると、 X, Y 軸のまわりの角変位振動が測定結果に及ぼす影響は定性的にはテーブルの水平振動の影響と等価であり2台の倒立振子を受感軸が平行になるよう

*据付の水平度誤差は、大形歯切盤では 5×10^{-5} rad 以下におさえられており、使用した変換器(差動トランス)の直線範囲は ± 0.5 mm、振子の固有周期は 1.65 s であるので、(12)式の条件が問題になることはいまの場合にはおこり得ない。

表 1 受振器の特性

	ねじり受振器	並進受振器
寸 法	151×130 ^φ mm	75×65×100 (高さ) mm
重 量	3 kg	1 kg
固 有 周 期	1.65 s	1.65 s
減 衰 比	0.55	0.55
変 換 器	差動トランス	差動トランス
ケーブル長さ	5 m	10 m
測定可能最小振幅*	±0.2''	±0.06 μ

*ケーブルを含めた全測定系の総合雑音レベルの 10 倍

に取付けることによって消去することができる。また Z 軸のまわりの角変位振動は測定結果に直接影響するが、後述のように、この量はきわめて微小であって実用上は無視することができる。

3. 受振器の特性と調整

この実験のために特に試作したねじり受振器と並進受振器の構造、特性および校正の詳細はすでに報告したとおりであるが^{7),8)} 参考のために表 1 に、これらの主要性能諸元を示す。

前述のように、この実験のためには感度と振動数特性が正確に等しい 2 台の並進受振器を必要とする。いま変換器の感度を S_t 、振子の回転軸から変換器として使用した差動変圧器のコアの取付位置までの距離を L 、変換器を含めた受振器の変位振動計としての感度を S とすると

$$S = S_t \frac{MHL}{I} \quad (16)$$

一般に、倒立振り子では、 H および L の値を正確に測定することはきわめて困難であるので、2 台の受振器の感度を精度よく一致させるためには特別の工夫が必要である。受振器の台を γ だけ傾斜させたときの電気出力 S_γ は、

$$S_\gamma = S_t \frac{MHL}{I} \frac{g\gamma}{\omega_n^2} \quad (17)$$

したがって、2 台の受振器をまず固有振動数を正確に等しく調整したのちに、同一の傾斜 γ を与えたときの電気出力が等しくなるように S_t を調整すれば、(16), (17) 式からあきらかなように、 MHL/I の値とは無関係に感度 S を一致させることができる。

図 4 並進受振器の感度調整と校正

固有振動数は、減衰器を取り外した状態で同時に 2 台の振子に自由振動を行なわせ、二つの自由振動のうなりを利用することによって、簡単に 0.1% 以上の精度で一致させることができた。変換器の感度 S_t の調整は、図 4 (a) に示すように、2 台の受振器を受感軸が反対方向をとるように傾斜台に固定し、一定の傾斜 γ を加えた状態で電気出力が最小になるように増幅器入力回路の可変抵抗を調整することによって行なった。調整の精度は全測定系の総合雑音レベルによって支配され、一致の精度は $\gamma = 1 \times 10^{-4}$ rad のときで 0.05% であった。つぎに、図 4 (b) に示すように、受感軸が同方向をとるように受振器を固定し、既知の傾斜 γ を加え、(16), (17) 式から感度 S を計算によって求める。このほかに、感度についてはねじり振動台を利用して、ねじり振動に対する感度を直接決定する校正も行なったが、両者は 1% 以内の精度で一致しており、ねじり振動に対する感度は受振器間隔 ($R_1 + R_2$) が 101 mm のとき、ホブ軸の測定に使用したねじり受振器の感度と同一であった。

振動数特性を一致させるためには、固有振動数のほかに、減衰比を一致させることが必要であるので、最後に減衰の微調整を行なう。減衰を規定値 ($h = 0.55$) に調整した 2 台の受振器を、図 5 (a) に示すように、動電形振動台に受感軸が反対方向をとるように取付け、固有振動数の近傍で加振し、電気出力が最小になるように減衰器の微調整を行なった。

以上の調整が終了した段階で、2 台の並進受振器に対してねじり受振器の振動数特性を調整する。まずねじり受振器の固有振動数を並進受振器と同一に調整したのち

図 5 減衰の微調整

図 6 振動数特性の一致の精度

に、図5(b)に示すように、動電形ねじり振動台を利用して、まえと同じ要領で並進受振器の減衰の微調整を行なう。

図6に、振動数特性の調整結果を示す。ねじり受振器と並進受振器の間の振動数特性の一致の精度が2台の並進受振器の場合にくらべてかなりおとるのは、構造上の制約からねじり受振器の固有振動数の微調整がめんどうなために、ねじり受振器と並進受振器の間の固有振動数の一致の精度が1%にとどまったためである。

4. 測定結果

テーブル径2mおよび6mの数台の歯切盤について測定を行なったが、測定の準備時間は最終的には10分程度に短縮され、装置の動作も安定であった。図7に、測定の実施状況を示す。

並進受振器の取付には、水平および垂直軸のまわりに微動可能な取付治具を使用し、まずテーブル直径上に張力をかけてはったピアノ線を基準にして受感軸の平行度を調整し、つぎに増幅器のゼロ点調整用メータを利用して受振器の水平度を調整する。図8に、このようにして取付けた2台の並進受振器によるテーブル静止時の測定記録を示す。同図(a)は1台の受振器の出力回路を短絡

したときの記録であって、テーブルの水平振動に相当し、同図(b)は2台の受振器の出力を加算したときの記録であって、水平振動の残り分はほぼ1.5%である。残り分は受振器の取付誤差によるもので、実用上はまったく無視できる程度であるが、必要があれば受感軸の平行度の調整を綿密に行なうことによって、0.2%程度におさえることもそれほど困難ではない。なお、テーブルの水平振動に関しては、振動レベルは歯切盤の運転中と静止時でほとんど変化しないことが確認されており、振幅は $1.4 \sim 2.1 \mu$ 、振動数は $2 \sim 12 \text{ Hz}$ であった。

なお、前述のように図8(a)の記録は、実際にはテーブルの水平振動の影響だけではなく、測定結果に直接影響を及ぼす工作機械全体の鉛直軸のまわりの角変位振動と水平軸のまわりの角変位振動の影響が加算されている。これは2台の倒立振子がねじり振動計として動作していると同時に個々の倒立振子が水平振動だけではなく取付面の角変位振動に対しても感度をもつためであるが、測定結果からこれらを分離することは不可能である。したがって、角変位振動の影響は水平振動に対して微少であると推定されるが、これの実証は困難である。しかし、いずれにせよ実際には、図8(b)に示すような記録によってテーブルの水平振動と角変位振動が測定結果に及ぼす影響が無視できることを確認してから測定を開始するので、実用上は問題ない。

前述のように、受感軸の平行度とテーブルの水平度の誤差によって、テーブル1回転を1周期とする振子のゼロ点の正弦的な変動が発生する。しかし、この変動は、

図7 測定の実施状況

図9 駆動系モータの回転むらの影響

図8 テーブルの水平振動

表 2 測定条件および結果

テーブル径	2 m	6 m
ホブ軸回転数	40~60 rpm	40~60 rpm
テーブル回転数	0.08~0.2 rpm	0.04~0.13 rpm
減速比(割出歯数)	190~500	300~1000
受振器間隔(R_1+R_2)	1.82 m	5.1 m
測定可能最小振幅*	$\pm 0.007''$	$\pm 0.0025''$
サイクリック誤差(測定値)	0.8~1.1''	0.25~0.4''

*ケーブルを含めた全測定系の総合雑音レベルの10倍
(テーブルの水平振動の影響は含まれていない)

図 10 測定結果(船舶用減速歯車の歯切盤)

最悪の場合でも増幅器のゼロ点調整を利用して測定中に手動によって補正できる程度であって、測定の実施上それほど障害にはならなかった。

図 9 に、測定中に故意に歯切盤の駆動モータの回転を瞬間的に変化させたときの記録を示す。ホブ軸とテーブルの回転むらの差(伝達誤差)には特にめだった変化はみとめられず、測定が正常に行なわれていることを示している。図 10 に、船舶用減速歯車の歯切盤についての

測定記録の一例を、表 2 に測定の主要諸元と測定結果を示す。

5. 結 論

テーブル外周上に取付けた 2 台の小形並進受振器によって大形歯切盤テーブルの回転むらを十分な精度で測定することができる。試作した装置の動作は安定であり、測定の準備時間も短かく、特に改善を必要とする点はみとめられなかった。

研究の過程をとおしてあきらかになった主要な点は、つぎのとおりである。i) 大形歯切盤ではテーブル角速度は小さく、遠心力、コリオリの力の影響はまったく無視することができる。ii) 主要な測定誤差の発生源である水平振動の影響を軽減するためには、受振器の感度と振動数特性の一致の精度および受感軸の平行度を良好にすることが必要である。iii) テーブルの傾斜(歯切盤据付の水平度誤差)と受感軸の平行度誤差によってテーブル 1 回転を 1 周期とする振子のゼロ点の正弦的な変動が発生するが、これが測定の実施を特に困難にすることはない。

参 考 文 献

- 1) O. Ufert: Dynamische Drehfehlermessungen an Wälzfräsmaschinen und ihr Einfluss auf die Genauigkeit gefräster Grossgetrieberäder, VDI-Z, 103, 6 (1961) 240.
- 2) Anon: Devices IMO for Measuring Kinematic Accuracy of Gear Drives and Gears, TOS, Celakovice, Czechoslovakia, (1971).
- 3) H. Opitz und K. Schwiigelshohn: Entwicklung seismischer Drehfehlermessgeräte mit niedrigen Eigenfrequenzen für die Verzahnentechnik, West-deutscherverlag, Köln und Opladen, (1964) 25.
- 4) 中田 孝, 朝倉行一, 福田康正, 渡辺 昭: ホブ盤のテーブル回転精度の測定と回転誤差補正装置, 日本機械学会誌, 66, 533 (1963) 25.
- 5) 西村源六郎: 振動工学, 誠文堂新光社, (1969) 832.
- 6) British Standard Specification: Gear Hobbing Machines for Turbines and Similar Drives, British Standard Institution, London (1954) 17.
- 7) 古川英一, 村奈嘉与一, 須藤 繁: 変位形ねじり受振器の試作, 精密機械, 38, 2 (1972) 209.
- 8) 古川英一, 村奈嘉与一: 長周期受振器の試作, 精密機械, 36, 5 (1970) 352.