小型歯車かみ合い試験機の研究*

西村 源六郎** 武 藤 英 一***

Single Flank Gear Mesh Tester

Genrokuro NISHIMURA, Eiichi MUTO

Applying a servo mechanism to the single flank gear mesh tester which was developed by us in 1960, we obtained a efficient mesh tester. By using only one set of datum circular plates, the single flank gear mesh test can be done easily and efficiently for any kinds of gear ratios of test gears and also for all types of test gears such as circular and non-circular gears.

The present tester can be used not only for testing fine pitch gears, but also for testing medium size ones, and furthermore it is able to reduce remarkably the time necessary for testing.

1. 緒 論

著者の一人西村は古川英一と共に、振り振動計を応用した片歯面歯車かみ合い試験機¹⁾を開発し、この試験機の性能等について検討し、その大型歯車への実用性²⁾を研究し、これに対し著者達は直径数mmないし数10mm程度の小型歯車について片歯面かみ合い試験を行なうために遊星歯車式かみ合い試験機を試作し、その構造原理ならびに実験結果を既に詳細に発表した³⁾⁴⁾⁵⁾。著者達の開発したこのかみ合い試験機は遊星歯車方式を採用して、測定中太陽歯車は一定の位置にとどまつてかみ合い誤差に応じて微小回転を行なうのでかみ合い誤差の検出が容易であり、また基準円板の大きさをピッチ円の大きさとは無関係に大きくしうるので試料歯車の中心距離がきわめて小さい場合でも容易に片歯面かみ合い試験を行なうことができる。

さて、前述の遊星歯車式かみ合い試験機にはつぎのような問題点がある。すなわち第一には歯車が小型であつて、かつ遊星歯車方式を採用しているために試験機自身のわずかの偏心が影響して記録にうねりを生じ、第二にはベルトを用いているため、その弾性によつてベルトと円板との間ですべりを生じ、試料歯車の歯数比と円板の直径比とが等しくても太陽歯車が一定の位置にとどまらず、徐々に左右いずれかの方向へ回転して記録がスケールアウトすることである。

試料歯車に固有な累積誤差を正確に記録するためには、かみ合い試験機自身にはわずかの偏心があつてもならないのであるが、装置の偏心の影響が記録に現われない程度にまで偏心を小さく調整することは事実上はなほ困難である。したがつて、このかみ合い試験機で正確に測定できるのは1ピッチのかみ合い毎に現われる循環誤差(cyclic error)だけであつて、累積誤差が測定できるか否かは装置の偏心をどの程度にまで小さくしうるかということによつてきめられるものである。装置の偏心除去については、本研究報告では未だとりあげる段階にまで達していないので、これはつぎの機会にゆずり、今回は循環誤差だけに注目することにする。

循環誤差だけを記録することになると、記録としてはなるべく一直線上に記録されるのが望ましいのであるが、実際には先にのべたような理由によつて太陽歯車は徐々に回転し、記録がスケールアウトする。そこでこの試験機に電子管式自動制御機構をとりつけて太陽歯車が常に一定の平均位置をはずれないようにし、記録のスケールアウトを防ぐことを試みた⁶⁾。この制御機構が十分その機能を発揮することが出来れば、供試歯車の歯数比と基準円板の直径比とは合致させる必要がなく、一対の基準円板によつて任意の歯数比を有する歯車のかみ合い試験を行なうことができ、また電子管式自動制御回路の周波数特性を適当に定めておくと、非円形歯車のごとき不等速運動をする歯車についても片歯面かみ合い試験を行なうことができ、そして従来測定に非常な手数を要した片歯面かみ合い試験を能率的に行なうことができるのである。

* 昭和36年11月 精機学会秋季大会 学術講演会にて発表

** 東京大学工学部 正会員

*** 中央大学理工学部 正会員

2. かみ合い試験の原理と試験機の構造

かみ合い試験の原理と試験機本体の構造については前記報告³⁾⁴⁾に詳述したのでここでは要点だけをのべる。

図1においてA, Bは供試歯車, a および b はそれぞ

図1 かみ合い試験機の原理図

れの供試歯車と同心上に位置する基準円板である。これらの基準円板は一本のエンドレスベルトによつて連絡されており、この装置全体をモータ M_1 によつて太陽歯車Aのまわりに適当な速度で回転させると、歯車Bが遊星歯車となつて太陽歯車Aのまわりを自転しながら公転する。前回の報告³⁾⁴⁾で述べたところの本試験機のプロ型においては、中心軸上にある円板aは床に固定されており、供試歯車の歯数比と基準円板の直径比とが一致しておれば、太陽歯車は定位置にとどまつたままにかみ合い誤差を生ずるのであるが、実際には前に述べたように太陽歯車は循環誤差を生じながら徐々に定位置からはずれようとする。

さて、この試験機において床に固定してあつた円板aを床から切り離して回転しうるようにし、これを回転させると太陽歯車Aはこの円板aと同方向に回転する。したがつて仮に太陽歯車が時計方向に徐々に回転しようとしたとき、円板aを反時計方向に回転すると定位置からはずれようとする太陽歯車をもとの位置に引戻すことができる。図1はこの動作を自動的に行なわせるための回路とかみ合い試験機本体との結合を示したものである。

本図においてPは太陽歯車の回転角を検出する検出装置であつて、この実験では差動トランスを用いてある。この検出装置によつて検出された太陽歯車の回転運動のうち、循環誤差の周期を境として、それより短い周期の信号は遮断し、それよりも長い周期の信号は通過させるようなフィードバック経路を作る。図中の $H(s)$ はこの

ような特性を回路にもたせるために設けた補償要素である。このような回路を通過した信号によつてサーボモータ M_2 を駆動し円板aを回転させる。サーボモータの回転はゲイン常数の調整上大きく減速させる必要があるため減速歯車を用いるが、この減速歯車の回転むらが記録に混入するのを防ぐために減速歯車の出力軸からさらにベルト伝動によつて適当な減速比をかけ、減速歯車の回転むらのレベルを下げる必要がある。

図1のブロック線図に示す各要素の詳細については後述することとし、まず、この装置がかみ合い試験機としての機能を発揮するためには、回路の動特性をどのように定めればよいかを検討する。

図2は図1に示した各要素を伝達関数におきかえたブ

図2 かみ合い試験機ブロック線図

ロック線図である。加え合わせ点のかみ合い試験機本体に相当し、 x_i は長周期の回転運動を含んだかみ合い誤差、 x_o は長周期の変化信号によつてフィードバックされる回転量、 x_e は装置が理想的に作動した場合には循環誤差となるべき量である。 T_m はサーボモータの時定数、 K は $H(s)$ を除いた回路のゲイン定数であつて速度ゲインである。

この試験機の周波数特性（閉ループ特性）は図3のよ

図3 かみ合い試験機に要求される周波数特性(1)

うにある周波数 ω_n を折点周波数として、それよりも高い周波数をもつたかみ合い誤差に対しては太陽歯車はかみ合い誤差に応じて忠実に運動し、 ω_n よりも低い周波数をもつ

た回転運動に対しては急激に振幅が減少するような特性をもたせなければならない。

いま1対の供試歯車のかみ合い周波数を図3の折点周波数 ω_n に一致させて回転すると（すなわち循環誤差の周波数を ω_n とすると）、循環誤差波形の中には ω_n より高い周波数のものばかりが含まれているから循環誤差に

応じて太陽歯車は忠実に運動する。このとき太陽歯車の歯数を Z_A とすると、装置の一回転に一度現われる長周期の波の周波数は ω_n/Z_A となり、この長周期の回転の振幅は $-q$ デシベルに減少する(図3)。 ω_n 以下の周波数における特性曲線は傾斜が大きいほど長周期の振幅が小さくなるわけであつて、楕円歯車のように長周期の振幅の大きい歯車を試験するためには、この傾斜ができるだけ大きくなるように補償回路 $H(s)$ を定める必要がある。

また、このかみ合い試験機は太陽歯車が常に一定の平均位置にあるように制御されるのであるから、基準円板の直径と供試歯車の歯数比とが一致していない場合でも測定中太陽歯車は偏差を生じないようにしなければならない。すなわち一定速度入力に対する残留偏差が0になるように $H(s)$ を定めなければならない。

試験機の運転にあつて、供試歯車のかみ合い周波数が折点周波数 ω_n と等しくなるように装置の回転速度を調節するわけであるが、場合によつては装置の回転速度は一定にしておいて、回路の定数を切り換えることによつて ω_n の値を移動させることもできるようにしておいた方が都合がよい。(図4)

図4 かみ合い試験機に要求される周波数特性(2)

3. 試験機の動特性

以上のべたような原理にしたがつて試験機の制御機構を設計する場合、この制御機構に要求される特性はつぎのごとくである。すなわち

1) 周波数特性は図3に示すような high-pass 特性を有し、折点周波数 ω_n は自由に移動させることができ、 ω_n 点以下の特性曲線の傾斜は大きいほどよく、 ω_n 付近に極大値を生じないこと。

2) 速度残留偏差がり又は小さいこと。

3) 試験機運転開始のとき速やかに定常状態におちつくこと。

すなわちこれらの特性が満たされるように補償回路 $H(s)$ を選ばねばならない。

3.1 $H(s)=1$ の場合

これは補償回路を用いない場合であつて、このときに

もサーボモータの回転による積分動作によつて周波数特性は図3のような high-pass 特性となる。

一巡伝達関数は、

$$Y_{1(s)} = \frac{K}{S(T_m S + 1)} \quad (1)$$

ただし、 T_m はサーボモータの時定数、 K はゲイン定数である。

かみ合い試験機としての動特性は偏差関数 X_e/X_i によつて示されるから、これを $M_1(s)$ とすると

$$\begin{aligned} M_1(s) &= \frac{1}{1 + Y_{1(s)}} \\ &= \frac{S(T_m S + 1)}{T_m(S^2 + 2\zeta\omega_n S + \omega_n^2)} \end{aligned} \quad (2)$$

ただし、 $\omega_n = \sqrt{K/T_m}$ 、 $\zeta = 1/2\sqrt{K/T_m}$ で示される。したがつて、この系の周波数特性は図5に示すような直線

図5 $H(s)=1$ のときの周波数特性

によつて近似的に表わされ、式(2)の分母の二次素子における折点周波数 $\sqrt{K/T_m}$ 付近に極大値が生ずる。供試歯車のかみ合い周波数は、

この折点周波数の近傍に合わせるのであるから、この付近に極大値ができると、かみ合い誤差に含まれる各周波数のうち、この付近の周波数の誤差だけが大きく現われて、誤差波形が実際のものと違った形になる。故にこの極大値はある量以下に制限する必要がある。いまかりにこの極大値が $|M_1|_{\max} < 1.1$ になるような条件を求めてみると、ゲイン定数が $K < 1/(5 T_m)$ を満足すればよいことになり、このとき折点周波数 ω_n は K と等しくなる。したがつてサーボモータの時定数をかりに 0.1 秒と考えると、供試歯車の1ピッチ毎のかみ合い周期はおおよそ3秒よりも短くすることができないことになる。

このかみ合い試験機は小型歯車の静的かみ合い試験を目的としたものであるので、かみ合い周期は長くても差支えないのであるが、実用上はこの $1/10$ 程度の周期まで用いられるようにすることが望ましい。この系では、 ω_n は低い方へは無限に移動できるが、高い方に移すには、モータの時定数 T_m によつて制限をうける。このことはつぎのべる第2の補償回路を用いても同様のことがいえるのであつて、この制限を更に広げるにはモータの時定数と等しい時定数をもつた進相回路を付加し、かつ、モータの時定数そのものを小さくする等が考えられるがこれについては次回に報告する。

以上述べたように補償回路を用いない場合でも一応目的を満足する周波数特性が得られるが、この場合の一巡伝達関数は1型であつて速度残留偏差を生ずる。しかしながら、残留偏差があつても、それがピックアップの測定可能範囲内に収まつていれば、実用上は差支えないのであつて、この点を吟味したのが図6である。図の横軸

図6 同一の円板によつて測定できる歯数の組合わせ

には円板の半径比と歯数比との積をとり、縦軸には残留偏差をとつてある。

図によると、たとえば $R_A/R_B=1$ なる円板によつて測定できる歯数の範囲は、 $Z_A=20$, $\varphi=0.1$ rad と仮定すると、 $Z_B=0\sim60$ の間の歯数について測定できる。したがつてこの系の場

合、残留偏差が存在するとはいつでも、ピックアップの測定範囲を0.1 rad程度にすると実際上円板交換の度数はきわめて少なくなるものと思われる。補償回路を用いなければ回路は非常に簡単になり、 ω_n を変更するには、回路のゲイン定数を切り換えるだけでよく、調整も容易である。したがつ

図7 $H(s) = \frac{e_0}{e_i} = \frac{T_2 S + 1}{T_1 S}$,
 $T_1 = R_1 C$, $T_2 = R_2 C$

て、多少の円板のとりかえは容認するものとし、非円形歯車のような不等速運動を有する歯車は測定しないものとすれば $H(s)=1$ によつて十分目的を達することができる。

3.2 $H(s)=(T_2 S+1)/T_1 S$ を用いた場合

この補償回路には図7に示すような演算増幅器を用いた。ただし、 $T_1=R_1 C$, $T_2=R_2 C$ である。一巡伝達関数は、

$$Y_2(s) = \frac{K(T_2 S + 1)}{T_1 S^2 (T_m S + 1)} \quad (3)$$

閉ループ伝達関数は、

$$M_2(s) = \frac{1}{1 + Y_2(s)} = \frac{S^2 (T_m S + 1)}{T_m S^3 + S^2 + \frac{K}{T_1} T_2 S + \frac{K}{T_1}} \quad (4)$$

図8は式(4)であたえられる周波数特性を直線で近

図8 $H(s)=(T_2 S+1)/T_1 S$ のときの
閉ループ周波数特性

似したものである。図によつてわかるように、この系の周波数特性の折点周波数は

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{T_1}} \quad (5)$$

によつてあたえられる。また ω_n 以下の周波数におけるゲインの低下は 40 dB/dec となり、 $H(s)=1$ の場合の2倍の傾斜を有することになる。 T_m を省略すると式(4)より、

$$M_2(j\omega) = \frac{(j\omega)^2}{(j\omega)^2 + \zeta(j\omega) + 1} \quad (6)$$

ただし、 $u = \omega \sqrt{T_1/K}$, $\zeta = T_2 \sqrt{K/T_1}$ となる。したがつて、 ζ の値によつて ω_n 付近の特性曲線の形が定まる。すなわち、 ζ が小さいと ω_n 付近の極大値が大きく現われ、 ζ が大きいと ω_n 付近の曲線の傾斜がゆるやかになつて、いずれも好ましくない。 ζ の値は1前後が適当である。 ζ を一定に保つたまま $\sqrt{K/T_1}$ を変化すれば、特性曲線は同一の形状を保つたまま ω 軸に沿つて移動させることができる。

この場合においても、モータの時定数 T_m によつて ω_n の値に限界があるのは前項と同様である。

つぎに位相についてみると、図8のように折点周波数付近で -90° のおくれがある。したがつて、かみ合い周

波数付近を折点周波数に合わせたとき、1ピッチの波形内に現われる周期の短い誤差波形の位相と1ピッチを周期とする波の位相とが 90° の範囲内でずれるため、かみ合い誤差の細部の波形が実際のもとは少し異なつたものになる。これを防ぐには、かみ合い周波数を折点周波数よりも少し高い方へ合わせれば、位相おくれは少なくなるが、一方低周波領域におけるゲインの低下が減少するので、この点については更に検討を必要とする。

4. 不等速歯車のかみ合い試験

つぎに、これまで述べたような回路を用いて、楕円歯車のように、とくに不等速運動の激しい歯車のかみ合い試験を行なうとき、どの程度の不等速運動まで追従できるかを検討する。

いま、供試歯車のピッチを p 、ピッチ円上のかみ合い誤差を f として、

$$\frac{f}{p} = \eta \quad (7)$$

とおく。つぎに遊星歯車の公転を周期とする長周期運動に起因する太陽歯車の回転角をピッチ円上の変位に換算したものを w とし、長周期の運動の振幅が打ち消されて e になつたものとして、

$$\frac{e}{w} = \lambda \quad (8)$$

とおく。つぎに、互いにかみ合う歯車の相対回転角をピッチ円上の変位に換算したものを νp (p はピッチ、 ν は係数)とする。いま長周期の運動の振幅が打ち消されて減少し、循環誤差の振幅と等しくなつたものとする、

$$\begin{aligned} \nu p \cdot \lambda &= f = \eta p \\ \therefore \nu &= \frac{\eta}{\lambda} \end{aligned} \quad (9)$$

をうる。たとえば、1周期について10ピッチに相当する不等速運動を有する楕円歯車においては、 $\nu=10$ でありこのとき $\eta=0.05$ と仮定すると、式(9)から $\lambda=0.005$,

図9 楕円歯車のかみ合い試験についての説明図

すなわち -46 db のゲインの低下があれば、長周期の振幅が循環誤差の振幅と等しくなるまで減少し、記録がほぼ直線上にのることになる。図9は第2の補償回路 $H(s)=(T_2 S+1)/T_1 S$ を用いた場合の周波数特性であるが、図において折点周波数 ω_n にかみ合い周波数を合わせた場合、 40 db/dec の傾斜に沿うてはかると -46 db の点の周波数は $\omega_n/20$ の点に相当する。これを楕円歯車に例をとると楕円歯車は1回転につき2回の進みおくれがあるので、 $\omega_n/20$ は $1/2$ 回転に相当する。すなわち歯数40枚、1周期について10ピッチの不等速運動をする楕円歯車は本試験機によつて循環誤差を直線的に記録することができる。

なお、この補償回路を用いれば伝達関数は2型となるので残留偏差は現われない。

5. 周波数特性の測定

以上述べたことがらを実験的に確かめるために、かみ合い試験機本体のかわりに図10のような周波数応答試験機を用いて実験を行なつた。すなわち偏心円板とてことによつて正弦運動を作り、これを差動トランスのコアに伝え、差動トランスからの出力を前記の回路を通して

図10 周波数特性測定装置

図11 差動トランスから補償回路までの回路

サーボモータに導き、サーボモータを駆動して前述のこの他端を動かして偏心円板による正弦運動を打ち消すようにする。差動トランスへの入力に 2V~10V, 2000 c/s, 中立点における残り電圧の影響を避けて中立点からわずかに偏位させて用いた。

図 11 は差動トランス出力端から補償回路に至るまでの検波、平滑部分である。補償回路を通過した信号は 50 c/s によつて変調し、サーボ増幅器に入れてサーボモータを駆動する。

図 12 は $H(s)=1$ の場合についての閉ループ周波数特

図 12 ○…入力振幅 0.25mm
●…入力振幅 0.05mm

性の実験値である。黒丸は入力振幅（差動トランスのコアへの入力振幅）を $\pm 0.05\text{mm}$ 、白丸は振幅 $\pm 0.25\text{mm}$ としたときのものである。 ω の小さい区域においては、偏差が非常に小さいため回路は線型動作を行なうが、 ω_n 付近の周波数においては、入力振幅が大きい場合には、モータ入力端子の電圧が 100 ボルトを越えるため飽和状態となり、ゲインが低下する。それ故、入力振幅の大きい場合は、折点周波数が低くなる。実際のかみ合い試験機の場合には、 ω_n 付近にかみ合い周波数を合わせるのので、この付近の入力振幅は小さく、長周期入力振幅は大きい。したがって、実際の場合には黒丸で表わされる ω_n 付近の曲線と、白丸であらわされる低周波領域における曲線とをつないだ曲線がかみ合い試験機の特徴を表

図 13 $H(s)=1$ の場合の実験値

図 14 $H(s)=(T_2S+1)/T_1S$ の場合

わすものとみてよい。図 13 は以上の点を考慮して行なった実験結果である。図 14 は第 2 の補償回路を用いた場合である。低周波域において理論値からはずれ、値が大きくなっていては電源電圧の変動と、補償回路の動作が不完全なために生じた現象であつて、より完全な定電圧装置を用い、かつ、補償回路の増巾度を上げて動作を完全なものにすれば、当然解決される問題である。

6. かみ合い試験

かみ合い試験機の構造および外観を図 15 および図 16 に示す。図 17 はピックアップとして用いた差動トランスの取付け状態を示す。

供試歯車の歯数比と基準円板の直径比が等しいときには、試験機本体を回転させるモータ M_1 による回転運動にむらがあつても、その回転むらは太陽歯車には現れないが、歯数比と円板の直径比とが異なるときは、試験機本体の回転むらが太陽歯車に現れる。すなわち、太陽歯車の回転速度 Ω は

$$\Omega = -\frac{1}{n} \frac{d\xi}{d\theta_2} \Omega_m + (1-np) \cdot \Delta \Omega_m \quad (10)$$

図 15 かみ合い試験機の構造

① 試料歯車、②、③ 基準円板、④ エンドレスベルト、⑤ 差動変圧器、⑥ フィードバック円板 (図 1 の c に相当) ⑦ サーボモータ

図 16 かみ合い試験機本体外観

によつて表わされる。ただし、 Ω_m は試験機本体の平均回転速度、 θ_2 は遊星歯車の自転速度、 ϵ は供試歯車間のかみ合い誤差、 n は歯数比 ($=Z_B/Z_A$)、 P は円板の半径比 ($=R_A/R_B$)、 $\Delta\Omega_m$ はモータ M_1 の回転による試験機本体の回転むらである。すなわち $(1-np)$ の値によつて試験機本体の回転むらの影響が左右される。したがつてモータ M_1 に付属

図 17 回転角検出に用いた差動トランス

図 18 かみ合い試験の実例。モジュール 0.6, $Z_A=Z_B=20$.
公転速度 0.169rad/sec (かみ合い周波数 3.4rad/sec).
(1) サーボ機構を用いないとき, (2) $\omega_n=0.5\text{rad/sec}$, (3) $\omega_n=1.02\text{rad/sec}$, (4) $\omega_n=3\text{rad/sec}$.

$Z_1=Z_2=20, m_1=m_2=0.6$ 公転 $\omega=0.551\text{rad/sec}$

図 19 かみ合い試験の実例, 公転速度 0.551rad/sec , 他は図 23 に同じ

している減速歯車の回転むらが伝わらないようにモータの出力軸から更にベルト伝導によつて適当な減速比をかけ、減速歯車の回転むらの振幅を縮小して試験機を駆動する。

図 18 および図 19 は第 2 の補償回路 $H(s)=(T_2 S+1)/T_1 S$ を用いてかみ合い試験を行なつた例である。いずれの場合も (1) がサーボ機構をつけない場合のかみ合い誤差であつて、適当な偏心を与えてかみ合わせたものである。(2), (3), (4) はサーボ機構を用いた場合にそれぞれ折点周波数を 0.5rad/sec , 1.02rad/sec , 3rad/sec とした場合について、(1) と同一の箇所を測定したものであつて、折点周波数 ω_n をかみ合い周波数に近づけると、長周期の波が除かれることを示したものである。なお (2) と (3) の間では長周期の位相のずれが現われていて、偏心の影響が逆になつているが、循環誤差の記録波形には影響はない。記録がうねっているのが循環誤差の波の比較は困難であるが、サーボ機構を用いない場合の波形に対してサーボ機構を用いた場合の循環誤差波形は、およそ元の形が保たれている。ただ、かみ合い周波数と折点周波数とが近づくと、波形が多少違つた形になるが、この点に関してはなお今後検討する。

今回の実験では偏心運動についてのみ行なつたが、かみ合い試験機としては、いうまでもなく、偏心は除去した上で行なわなければならない。歯数比と円板の直径比

の異なる場合、不等速歯車の場合等についての実験は今後続けて行なう予定である。

7. 結 論

本研究は緒論において述べたような目的を有するかみ合い試験機の研究についての中間報告であつて、今後なお検討を要する点が残されているが、以上述べたことから、現在の段階において一応つぎの結論が導かれる。

1. 遊星歯車方式のかみ合い試験機に制御機構を付け加えることによつて、基準円板を取替えることなく、歯数の異なつた歯車のかみ合い試験を行なうことができ、また不等速歯車についてのかみ合い試験も行なうことができることを理論的に示した。

2. 補償回路として $H(s) = (T_2 s + 1) / T_1 s$ を用いることによつて、周波数特性が改善される。また補償回路を用いなくてもある範囲内での歯数についてかみ合い試験を行なうことができる。

3. サーボモータの時定数によつて、かみ合い周波数の値に制限を生じ、かみ合い周波数を高くするには、モータの時定数の影響を減少させることを考えなければならない。

4. 2種の補償回路について周波数応答試験を行ない、補償回路の効果を確かめ、折点周波数が移動し得ることを確かめた。

5. かみ合い試験の結果はサーボ機構を作動させても循環誤差波形は正しく記録されることが認められたが、この点に関しては更に検討が必要である。

本研究は昭和35年度及び36年度の文部省科学試験研究費によつて行なつたものである。(1962, 7月31日受付)

文 献

- 1) Genrokuro Nishimura & Eiichi Furukawa: Jour. of the Faculty of Engineering, Univ. of Tokyo, Vol. 25 No. 3 (1958) 187~211.
- 2) Eiichi Furukawa & Seiichiro Kawahara: Report of the Faculty of Engineering, Chuo University, Vol. 3 No. 4 (1961).
- 3) Genrokuro Nishimura & Eiichi Muto: Jour. of the Faculty of Engineering, Univ. of Tokyo, Vol. 26 No. 2 (1960) 89~111.
- 4) 武藤英一: 日本時計学会誌, No. 10 (1959) 33~65.
- 5) 特公: 昭36—7145.
- 6) 特公: 昭36—19037.