研究

振動ジャイロの特性*

—振動ジャイロの研究(第1報)—

石 塚 武** 新 堀 佑 三**

Characteristics of Vibratory Rate Gyroscopes

—Vibratory Rate Gyroscopes (1st Report)—

Takeshi ISHIZUKA, Yūzō SHINBORI

Owing to the construction of the vibrating body and the absence of the bearings, the vibratory gyro has a number of advantages over the conventional rotating-wheel gyro, such as ruggedness, simplicity, long life, rapid response, wide range of rate measured with good linearity.

An experimental study on an outline of characteristics of vibratory gyros is reported in this paper in which the tuning-fork type gyro having a certain amount of moment of inertia is compared with the tuning-ring type gyro having the same amount of moment of inertia, for the purpose of making a general engineering application, as against inertial guidance where extreme sensitivity and stability may be required.

The results obtained are as follows:

- 1) As for response, the tuning-ring gyro is superior to the tuning-fork gyro.
- 2) As to linearity, the tuning-fork gyro is superior at the rate of less than 0.1 rad/s, namely at low speed, while the tuning-ring gyro is superior more than 3 rad/s at high speed.
- 3) The tuning-fork gyro is much influenced by centrifugal force and eccentricity of the gyro's axis.
- 4) The resonance of the torque pick-up and vibrating mass can be obtained more easily in the case of the tuning-fork gyro.

1. 緒 論

ジャイロスコープは、航空機の自動操縦装置、飛しょう体の慣性誘導装置などになくはならないものであるが、その原理は、大きい一定の角運動量を備えることであって、そのため装置にかなりのトルクが作用したときにだけジャイロの向きが変わる。

ジャイロスコープは一般に回転型であるが、それに比べて振動型は、固定構造、無軸受のため、堅牢、長寿命、構造の簡単、速い応答、広い速度範囲の線形性などの特長をもっている。そこで、振動ジャイロを角速度検出器——アナログ回転計——として一般の工学用途にあててを目的として、音さジャイロ、音環ジャイロの特性の概要を実験的に比較研究した結果を以下に報告する。

2. 理 論

図1(a)において、 r ：質点 m の位置ベクトルの大きさ、

θ ：角変位、 e_r , e_s , e_z ：それぞれ半径、切線、 z 軸方向の単位ベクトル、とすると、質点が一般の平面運動をするときの加速度 a は

$$a = (\ddot{r} - r\dot{\theta}^2)e_r + (r\ddot{\theta} + 2\dot{r}\dot{\theta})e_s \quad (1)$$

したがって、質点 m に働く力 F による反動トルク T は式(2)となって、 z 軸方向に生ずる。

$$T = -r \times F$$

図1 振動ジャイロ原理

* 原稿受付 昭和47年4月26日。精機学会諏訪地方講演会(昭和45年10月1日)にて発表。

** 正会員 日本大学理工学部(東京都千代田区神田駿河台1-8)

$$\begin{aligned}
 &= -r\mathbf{e}_r \times m\{(\ddot{r} - r\dot{\theta}^2)\mathbf{e}_r + (r\ddot{\theta} + 2\dot{r}\dot{\theta})\mathbf{e}_\theta\} \\
 &= -mr(r\ddot{\theta} + 2\dot{r}\dot{\theta})\mathbf{e}_\theta \quad (2)
 \end{aligned}$$

次に再び図1(a)で、質点 m が単振動をしながら z 軸を中心として回転運動をすると任意の時刻における質点の z 軸からの距離 r は

$$r = R + \Delta R \sin \omega_m t \quad (3)$$

ここに、 R : z 軸から質点の振動中心までの回転半径、 ΔR : 質点の振動振幅、 ω_m : 質点の角周波数。

式(2), (3)から

$$T = -2m \left(R \Delta R \omega_m \cos \omega_m t + \frac{1}{2} \Delta R^2 \omega_m \sin 2\omega_m t \right) \dot{\theta} \quad (4)$$

ここで $R \gg \Delta R$ とすると、式(4)は第1項のコリオリの力によるトルク

$$T = -2mR\Delta R\omega_m\dot{\theta} \cos \omega_m t \quad (5)$$

となり、角速度 $\dot{\theta}$ に比例した交番トルクが生ずるので、トルク T を検出することにより、角速度 $\dot{\theta}$ を得ることができる。図1(b)を参照して、式(5)における記号を振動片質量 $m = M_0$ 、 z 軸から振動中心までの回転半径 $R = R_0$ 、振動振幅 $\Delta R = \Delta R_0$ 、固有角周波数 $\omega_m = \omega_f$ (脚記号 f は音さを示し、音環の場合は ω_r)、ジャイロ本体の z 軸まわりの絶対角速度 (歳差) を $\dot{\theta}$ とおけば式(6)を得る。

$$T = -2M_0R_0\Delta R_0\omega_f\dot{\theta} \cos \omega_f t \quad (6)$$

2.1 テーブル回転速度 Ω が一定の場合

図1(b)における板ばねのたわみ角 φ を考えると、ジャイロ本体の z 軸まわりの絶対角速度 $\dot{\theta}$ は

$$\dot{\theta} = \Omega + \dot{\varphi} \quad (7)$$

よって、ばね振動系は次式で表わされる。

$$\frac{d}{dt}\{I_z(\Omega + \dot{\varphi})\} + D\dot{\varphi} + K\varphi = 0 \quad (8)$$

ここに、 I_z : ジャイロ本体の z 軸まわりの慣性モーメント、 D : 減衰定数、 K : ばねこわさ、 φ : ばねのたわみ角。

ジャイロ本体が振動することにより

$$I_z = M_0(R_0 + \Delta R_0 \sin \omega_f t)^2 \quad (9)$$

とおくと、式(8)は式(10)となる。

$$\begin{aligned}
 &M_0R_0^2 \left(1 + \frac{4\Delta R_0}{R_0} \sin \omega_f t \right) \ddot{\varphi} \\
 &+ 2M_0R_0\Delta R_0\omega_f \left(\cos \omega_f t + \frac{1}{2} \frac{\Delta R_0}{R_0} \sin 2\omega_f t \right) \\
 &\times (\Omega + \dot{\varphi}) + D\dot{\varphi} + K\varphi = 0 \quad (10)
 \end{aligned}$$

式(10)において $R_0 \gg \Delta R_0$ 、 $D \gg 2M_0R_0\Delta R_0\omega_f$ のとき、式(6)のトルク T が $T = T_i$ としてこの振動系に作用するならば、系は式(11)で近似される。

$$M_0R_0^2\ddot{\varphi} + D\dot{\varphi} + K\varphi = -2M_0R_0\Delta R_0\omega_f\Omega \cos \omega_f t \quad (11)$$

ここで、 $\zeta = \sqrt{D^2/M_0R_0^2K}/2$ 、 $\omega_n = \sqrt{K/M_0R_0^2}$ とお

けば、 ζ 、 ω_n はそれぞれ系の減衰率、固有角周波数であって、定常状態において、たわみ角 φ によって発生するトルク T_0 は、式(11)から

$$\begin{aligned}
 T_0 &= -2M_0R_0\Delta R_0\omega_f\Omega \frac{\omega_n^2}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega_f^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_f)^2}} \\
 &\times \cos(\omega_f t - \varphi_v') \quad (12)
 \end{aligned}$$

$$\varphi_v' = \tan^{-1} \frac{2\zeta\omega_n\omega_f}{\omega_n^2 - \omega_f^2} \quad (13)$$

となり、式(6), (12)から得られる T_i 、 T_0 のトルク振幅の利得 G に対する ω_f/ω_n の関係を図2に示す。ここに、

$$\begin{aligned}
 G &= 20 \log \frac{T_0 \text{ のトルク振幅}}{T_i \text{ のトルク振幅}} \\
 &= 20 \log \frac{\omega_n^2}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega_f^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega_f)^2}} \quad (\text{dB}) \quad (14)
 \end{aligned}$$

よって、図2を参照して ζ が小さいときは、 $\omega_f = \omega_n$ としてばね振動系を共振状態にすることにより、式(12), (13)からテーブル回転速度一定時の最大出力 T_{0s} が得られる。

$$T_{0s} = -\frac{2M_0R_0\Delta R_0\omega_f\Omega}{2\zeta} \sin \omega_f t \quad (15)$$

2.2 テーブル回転速度 Ω が正弦波状変動を含む場合

2.1項同様に、板ばねのたわみ角 φ を考えると、ジャイロ本体の絶対角速度 $\dot{\theta}$ は

$$\dot{\theta} = \Omega + \Delta\Omega \cos \omega_t t + \dot{\varphi} \quad (16)$$

ここに、 ω_t : テーブルの変動角周波数、 $\Delta\Omega$: テーブル回転速度変動の振幅。

よって、ばね振動系は次式で表わされる。

$$\frac{d}{dt}\{I_z(\Omega + \Delta\Omega \cos \omega_t t + \dot{\varphi})\} + D\dot{\varphi} + K\varphi = 0 \quad (17)$$

この場合、式(6)に相当する反動交番トルク T は

図2 共振曲線

$$T = -2 M_0 R_0 \Delta R_0 \omega_f \Omega \cos \omega_f t - 2 M_0 R_0 \Delta R_0 \omega_f \Delta \Omega \times \cos \omega_f t \cos \omega_t t + M_0 R_0 \Delta \Omega \omega_t \sin \omega_t t \quad (18)$$

このトルク T が $T = T_i$ として系に作用するならば、2.1項と同様にして、テーブル回転速度が正弦波状変動を含む場合に発生するトルク T_0 は

$$\begin{aligned} T_0 = & -2 M_0 R_0 \Delta R_0 \omega_f \Omega \frac{\omega_n^2}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega_f^2)^2 + (2\zeta \omega_n \omega_f)^2}} \\ & \times \cos(\omega_f t - \varphi_v') - M_0 R_0 \Delta R_0 \omega_f \Delta \Omega \\ & \times \left[\frac{\omega_n^2}{\sqrt{\{\omega_n^2 - (\omega_f + \omega_t)^2\}^2 + \{2\zeta \omega_n(\omega_f + \omega_t)\}^2}} \right. \\ & \times \sin\{(\omega_f + \omega_t)t + \varphi_{v1}''\} \\ & + \frac{\omega_n^2}{\sqrt{\{\omega_n^2 - (\omega_f - \omega_t)^2\}^2 + \{2\zeta \omega_n(\omega_f - \omega_t)\}^2}} \\ & \times \sin\{(\omega_f - \omega_t)t + \varphi_{v2}''\} \left. \right] + M_0 R_0 \Delta \Omega \omega_t \\ & \times \frac{\omega_n^2}{\sqrt{(\omega_n^2 - \omega_t^2)^2 + (2\zeta \omega_n \omega_t)^2}} \sin(\omega_t t + \varphi_a') \quad (19) \end{aligned}$$

ここに、 φ_v' は式(13)、 φ_{v1}'' 、 φ_{v2}'' 、 φ_a' は

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{v1}'' &= \tan^{-1} \frac{\omega_n^2 - (\omega_f + \omega_t)^2}{2\zeta \omega_n(\omega_f + \omega_t)} \\ \varphi_{v2}'' &= \tan^{-1} \frac{\omega_n^2 - (\omega_f - \omega_t)^2}{2\zeta \omega_n(\omega_f - \omega_t)} \end{aligned} \right\} \quad (20)$$

$$\varphi_a' = -\tan^{-1} \frac{2\zeta \omega_n \omega_t}{\omega_n^2 - \omega_t^2} \quad (21)$$

式(19)の右边第1、2項は角速度項、第3項は角加速度項である。テーブル回転速度一定時と同様に $\omega_f = \omega_n$ として共振状態にしたとき ω_f 、 $\omega_n \gg \omega_t$ ならば、角速度変動に関係する第3項 T_a と第2項 T_v とを比較して式(22)を得る。

$$\text{トルク振幅比} = \frac{T_a \text{のトルク振幅}}{T_v \text{のトルク振幅}} \doteq \frac{\zeta R_0 \omega_t}{\Delta R_0 \omega_f} \quad (22)$$

もし、 T_a が T_v に比べて無視できるならば、式(19)からテーブル回転速度が正弦波状変動を含む場合の最大出力 T_{0d} が得られる。

$$\begin{aligned} T_{0d} = & -2 M_0 R_0 \Delta R_0 \omega_f \left[\frac{\Omega}{2\zeta} \sin \omega_f t \right. \\ & + \frac{\Delta \Omega}{2} \frac{\omega_n^2}{\sqrt{\{\omega_n^2 - (\omega_n + \omega_t)^2\}^2 + \{2\zeta \omega_n(\omega_n + \omega_t)\}^2}} \\ & \times \sin\{(\omega_f + \omega_t)t + \varphi_{v1}''\} \\ & + \frac{\Delta \Omega}{2} \frac{\omega_n^2}{\sqrt{\{\omega_n^2 - (\omega_n - \omega_t)^2\}^2 + \{2\zeta \omega_n(\omega_n - \omega_t)\}^2}} \\ & \times \sin\{(\omega_f - \omega_t)t + \varphi_{v2}''\} \left. \right] \quad (23) \end{aligned}$$

ここに、

図3 周波数特性

$$\left. \begin{aligned} \varphi_{v1}'' &= \tan^{-1} \frac{\omega_n^2 - (\omega_n + \omega_t)^2}{2\zeta \omega_n(\omega_n + \omega_t)} \\ \varphi_{v2}'' &= \tan^{-1} \frac{\omega_n^2 - (\omega_n - \omega_t)^2}{2\zeta \omega_n(\omega_n - \omega_t)} \end{aligned} \right\} \quad (24)$$

図3から式(24) φ_{v1}'' 、 φ_{v2}'' は

$$\varphi_{v1}'' \doteq -\varphi_{v2}'' \equiv \varphi_v'' \quad (25)$$

よって式(23)は

$$\begin{aligned} T_{0d} \doteq & -2 M_0 R_0 \Delta R_0 \omega_f \left[\frac{\Omega}{2\zeta} \sin \omega_f t \right. \\ & + \frac{\Delta \Omega}{2} \left\{ \frac{\omega_n^2}{\sqrt{\{\omega_n^2 - (\omega_n + \omega_t)^2\}^2 + \{2\zeta \omega_n(\omega_n + \omega_t)\}^2}} \right. \\ & + \frac{\omega_n^2}{\sqrt{\{\omega_n^2 - (\omega_n - \omega_t)^2\}^2 + \{2\zeta \omega_n(\omega_n - \omega_t)\}^2}} \left. \right\} \\ & \times \sin \omega_f t \cdot \cos(\omega_t t + \varphi_v'') \left. \right] \quad (26) \end{aligned}$$

式(15)と式(26)から、 $\Omega = \Delta \Omega$ の場合の、角速度変動分に対するトルク振幅比として式(27)を得る (図3)。

$$\begin{aligned} \frac{T_{0d} \text{のトルク振幅}}{T_{0s} \text{のトルク振幅}} & \doteq \zeta \left\{ \frac{\omega_n^2}{\sqrt{\{\omega_n^2 - (\omega_n + \omega_t)^2\}^2 + \{2\zeta \omega_n(\omega_n + \omega_t)\}^2}} \right. \\ & + \frac{\omega_n^2}{\sqrt{\{\omega_n^2 - (\omega_n - \omega_t)^2\}^2 + \{2\zeta \omega_n(\omega_n - \omega_t)\}^2}} \left. \right\} \quad (27) \end{aligned}$$

3. 実験装置と方法

実験装置を図4～6に、また使用した音さ、音環、トルクピックアップの仕様を表1に示す。

トルクピックアップはN型 Si の半導体ひずみゲージを受感素子とし、十字ばねを用いて4ゲージ法を構成しており、音さ、音環のハンドル部がその十字ばねで支えられている。音さ、音環を振動させ、ターンテーブル上

図4 実験装置概略図

(a) 1点支持 (R₁₁) (b) 2点支持 (R₁₂) (c) 1点支持 (R₂₁)
(音環は (a) に同じ)

図6 音環

図5 テストスタンド

図7 トルクピックアップ静特性

(a) 音さ, 音環

特性	区分 試料	音 さ			音 環		
		F ₁	F ₂	F ₃	R ₁₁	R ₁₂	R ₂₁
振 動 数 (Hz)		154	202	300	182	202	188
慣性モーメント (g·cm ²)		0.19	0.14	0.20	1.65	1.65	0.20

R₁₁, R₂₁: 1点支持, R₁₂: 2点支持

表1

(b) トルクピックアップ

特 性	試 料	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅
ばねこわさ (×10 ⁶ g·cm/rad)		2.6	5.8	2.5	7.1	35
ゲージ抵抗 (Ω)		120	391	3060	2822	1040

ゲージ: N型Si, 4ゲージ法

に置いてテーブルを回転したとき、それらのハンドル部に生ずるトルクを、ピックアップによりスリッリングをとおして記録する。ピックアップの特性の一例を図7に示す。出力電圧比 $\mu\text{V}/\text{V}$ は、負荷電圧に対するゲージのひずみに比例した出力電圧比であり、この値をゲージファクタで割ったものがひずみである。使用範囲内では、

出力のばらつきは2%以下、ヒステリシスは1~5%以下、零点変動は $2\mu\text{V}/\text{V}/\text{min}$ 以下である。

4. 結果および考察

4.1 テーブル回転速度 Ω が一定の場合

4.1.1 音さジャイロ

$\Omega = \text{一定}$

図 8 音さジャイロ特性

$\Omega = \text{一定}$

図 9 音環ジャイロ特性

(1) 線形性

図 8 の振動数 202 Hz, 154 Hz (F_1-P_3) の場合に, 0.02 (0.05)~3 rad/s の範囲で良好な線形性が得られた. 3 rad/s 以上および 300 Hz の場合の 1.5 rad/s 以上の, 比較的高速において線形性が失われるのは, 回転速度に対する振動体の相対速度が小さくなるため, コリオリの力に比べて遠心力の影響が大となるからである. したがって, 線形性を向上するには, 振動数を大きくするとともに, (3) に述べる動的につりあいを除くことが必要である. 振幅の大小による線形性への影響は現われていな

い.

(2) 回転方向の出力への影響

回転方向の正逆の場合の出力は, 必ずしも対称ではない. これは, 動的につりあいによる信号と, コリオリの力による出力信号との干渉によって生じ, 線形であってゼロシフトすれば補正しうるものと, 部分的に非対称のものがある.

(3) 動的につりあいによる信号

この信号は, 音さまたは音環, 同用ホルダ, ピックアップ, ターンテーブルの組合せから生ずるものである.

$$\dot{\theta} = \Delta Q \cos \omega_t t$$

図 10 音さジャイロ周波数特性

(a) 1点支持

(b) 2点支持

$$\dot{\theta} = \Delta Q \cos \omega_t t$$

図 11 音環ジャイロ周波数特性

て, 前述の線形性への影響, 回転方向による非対称のほか, 出力低下の原因となる。

(4) 出力の増大

図8において, 出力の変化は, 各振動数ごとの振幅の増減に伴っているが, 振動数の大小とは一致していない。これは, 音さとピックアップの設計および工作, 組立精度に基づく諸特性によるものと考えられる。また, 図2は, 付加質量により ω_n を変え, ω_f に合わせることで得られた共振状態を示している。

式(5)からわかるとおり, 一般に出力増大のためには, 振動片の振動数, 質量, 振幅および回転半径を増せばよい。① 振動数の増加は線形性の範囲にも好影響を与えるが, 他方, 動的不つりあいによる信号を増す。② 質量の増加に伴い振動が不安定となる。③ 振幅の増大は線形性

およびジャイロの寿命に影響する。④ 回転半径の増大は線形性を改善するが, 装置が大きくなる。

以上の制約を考慮して音さを設計する必要がある。

4.1.2 音環ジャイロ

(1) 線形性

図9の振動数 202 Hz の場合に, 0.2~20 rad/s の範囲で良好な結果が得られた。音さの低速回転 0.02~3 rad/s に比べると, 高速における線形性がすぐれているといえる。これは, 高速における共振点のずれが, 音環のほうが音さよりも少ないことによるものと考えられる。

(2) 振動部質量比

音環は機械的振動子として真の節点は存在しないが, 自由端に付加質量をつけることにより節点を作れる^{1), 2)} ので, 振動部の質量比 (振動部質量 ÷ 十字ばねにかかる全質量) を比較的容易に高めることができる。

(3) 音環支持法

音環はその自由端に付加質量がない状態では, 中心角 60 度の位置に節点があることがわかっている²⁾ ので, その点を支える 2 点支持と 1 点支持 (図6) とについて出力の比較を試みた (図9, 11) が, いまだ十分な成果を得ていない。

4.2 テーブル回転速度 Ω が正弦波状変動を含む場合

図10, 11の実験結果と理論値とを比較すれば図3のとおりであり, 合致性は音環のほうが音さよりも良好である。また, 出力低下については, 音さジャイロでは図10(a)の場合 1.5 Hz ($\omega_t/\omega_n \approx 0.01$) で約 12%, (b) の場合 0.2 Hz ($\omega_t/\omega_n \approx 0.01$) で約 8%, 音環ジャイロでは図11の1点, 2点支持とも 2.0 Hz ($\omega_t/\omega_n \approx 0.01$) で約 5% みられる。応答を改善するには図3からわかるとおり, 減衰率 ζ と振動片の固有角周波数 ω_f , $\omega_r (= \omega_n)$ を大きくすればよい。しかし逆に前者は, 共振曲線の鋭さを示す Q 値を小さくし, かつ式(2)から加速度項が無視されにくくなり, 後者は, 動的不つりあいによる信号を増すことになる。周波数特性については, 特に今後の検討を要する。

5. 結 論

音さジャイロと音環ジャイロの特性の概要を比較すれば, 次のとおりである。

- 1) 応答については, 音環ジャイロは音さジャイロよりすぐれている。
- 2) 線形性については, 0.1 rad/s 以下の比較的低速においては音さジャイロがすぐれ, 3 rad/s 以上の比較的高速においては音環ジャイロがまさっている。

- 3) 遠心力, 偏心などの影響は, 音さジャイロのほう
が受けやすい.
- 4) トルクピックアップとの共振状態は, 音さジャイ
ロのほうが得やすい.

今後, 更に広い速度範囲の線形性, 高出力を得るた
め, 音環ジャイロについて, 1点支持, 2点支持法の得
失, 直交2段音環ジャイロ, トルク検出法, ゼロシグナ
ルの消去など, 設計, 製作精度の改善向上を図り, 音さ
ジャイロの利点を取り入れながらその特性についての研
究を進めたい.

終わりにあたりこの研究に寄せられた東京精密測器会
社池辺常刀博士, 同社・東工大名誉数授中田孝博士のご
教示および共和電業会社渡辺理博士のご援助に深甚の謝
意を表する.

文 献

- 1) 岡田 睦, 小滝富雄: 音環の振動, 時計学会誌, 49(1969)
18.
- 2) 池辺常刀: 音環, 理化学研究所報, 14, 9 (1935) 749.
- 3) J. Lyman: A New Space Rate Sensing Instru-
ment, Aero/Space Engg., 12, 11 (1953) 24.
- 4) K. Fearnside et al.: The Mathematical Theory of
Vibratory Angular Tachometers, Proc. IEE, 105,
PtC (1957) 155.
- 5) G. C. Newton, Jr.: Comparison of Vibratory and
Rotating-Wheel Gyroscopic Rate Indicators, AIEE
Trans. Pt II, 79 (1960) 143.
- 6) G. C. Newton, Jr.: Theory and Practice in Vi-
bratory Rate Gyros, Contr. Engg., 10, 6 (1963)
95.
- 7) D. Boocock et al.: Vibration of a Symmetric Tun-
ing-fork, J. Mech. Engg. Sci., 11, 4 (1969) 364.
- 8) 石塚 武, 新堀佑三: チューニングフォークジャイロの
実験 (第1報), 日本機械学会・精機学会諏訪地方講演会
論文集, 70-7-2, (1970) 129.
- 9) 石塚 武, 新堀佑三: チューニングフォークジャイロの
実験 (第2報), 日本機械学会 甲府 山梨地方講演会論文
集, No. 700-20 (1970) 45.
- 10) 石塚 武, 新堀佑三: チューニングフォークジャイロの
実験 (第3報), 日本機械学会 九州支部講演会論文集,
No. 718-1 (1971) 153.
- 11) 石塚 武, 新堀佑三: 音環ジャイロの研究 (第1報), 日
本機械学会・精機学会 諏訪地方 講演会論文集, 71-10-5
(1971) 105.
- 12) 石塚 武, 新堀佑三: 微小交番トルクの検出 (第1報),
第10回計測自動制御学会講演論文集, (1971) 595.