Tuned Dry Gyro*

池 内 正 躬**・早 川 義 彰***

1. は じ め に

航行体の角速度，あるいは角度の検出には，一般にジャイロが用いられている。

1852年，フランスの物理学者 Léon FOUCLT によって“ジャイロスコープ”と名づけられたものが作られて以来，材料および加工法の発達によって，ジャイロの性能向上と小形軽量化は著しい発展をとげてきた。

この間，ジンバル機構をもたないレーザジャイロのような特殊なものも実用化に発展してきているが，現在とくに慣性装置用として主流をしめているものは，フローテッド型レート積分ジャイロ（以下 FRIG という）とチューンドドライジャイロ（以下 TDG という）である。

TDG は回転体より得られる角運動量を利用したジャイロとしては最も新しいものであり，1個のジャイロで2軸の入力軸をもった変位ジャイロである。TDG の動作概念は意外と古く，約30年前 ARNOLD 氏と MAUNDER 氏¹⁾によりフックスジョイント駆動の動的挙動について研究されたのがはじまりである。その後，種々の研究者の努力により開発設計がなされ，1967年から米国の Singer-Kearfott 社，Litton 社および Teledyne 社が実用できる TDG を開発して現在の慣性装置に適用している。

ここでは，この TDG の動作原理，構造，エラー解析と設計および今後の展望について記述する。

2. 動 作 原 理

高精度のジャイロを設計・製作するうえで最も重要なことは，出力発生軸まわりに作用するエラートルクをどのように減少するか，ということにかかっている。

このような意味から慣性装置に使用される FRIG はその高精度化のために，内部封入溶液を用いてフロートを浮遊させ，フロートを支持している出力軸軸受の摩擦トルクを減少させるように努めている。

TDG の場合はその構造の特徴として，FRIG のフロートに相当するものがなく，フライホイールがその機能を兼ねており，これにエラートルクがかからないように考慮されている。このことは上記フライホイールを支持する特殊な支持機構の動的挙動により達成される。この支持機構は，ヒンジとジンバルより構成され，ヒンジは理想的に回転に対しては無限に柔らかく，曲げに対しては無限の剛性をもつように考えられている。シングルジンバルをもつフライホイール支持機構の構造概念図を第1図に示す。

第1図の構造において，シャフトが傾き（シャフトはジャイロケースに固定されており，ジャイロに入力が入ったことを意味する），かつフライホイールはその大きな角運動量からジャイロ慣性の原理よりその回転面は定められた空間に固定しているとする，ジンバルはシャフトの回転数に一致して振動することになる。このジンバルの振動とジンバルのもつ慣性によって起こる動的挙動は，その性質としてフライホイール回転面をオフセットさせていく方向に働くバネと同様であるため，ヒンジのもつ機械的バネと釣り合わせることで，フライホイールにかかるエラートルクをなくそうとしたのが TDG の基本的動作原理である。このことを方程式で示すと，(1)式のように表現できる。

$$\frac{(a+b-c)}{2} \cdot N^2 = K \quad (1)$$

a : ジンバルの x 軸まわりの慣性， b : ジンバルの y 軸まわりの慣性， c : ジンバルの z 軸まわりの慣性， N : シャフト回転数， K : ヒンジの x 軸または y 軸まわりのバネ定数

TDG において，(1)式が成りたった場合，チューニング状態が達成されたといい，そのシャフト回転数をチューニング周波数とよぶ。

次に TDG の運動方程式は，(2)，(3)のように表現される。この式は，外部リバランスループをもったときのものであり，ジャイロケースの運動はなく，かつシングルジンバルをもつフライホイール支持機構の場合を示している。

* 昭和54年9月14日原稿受理 Tuned Dry Gyro

** 宇宙開発事業団 Masami IKEYUCHI

*** 三菱プレジジョン(株) Yoshiaki HAYAKAWA

第1図 フライホイール支持機構の構造概念図

$$\begin{aligned} & \left(A + \frac{a}{2} \right) \ddot{\theta}_x + f \dot{\theta}_x + \left[K - \left(a - \frac{c}{2} \right) N^2 \right] \theta_x \\ & + (C+a) N \dot{\theta}_y + \lambda \theta_y \\ & = -q_x \cos 2Nt - q_y \sin 2Nt - M_x \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} & \left(A + \frac{a}{2} \right) \ddot{\theta}_y + f \dot{\theta}_y + \left[K - \left(a - \frac{c}{2} \right) N^2 \right] \theta_y \\ & - (C+a) N \dot{\theta}_x - \lambda \theta_x \\ & = q_y \cos 2Nt - q_x \sin 2Nt - M_y \end{aligned} \quad (3)$$

ここで

θ_x, θ_y : ケース固定軸まわりのホイール変位角

A, C : ホイールのX軸およびY軸まわりの慣性

f : ダンピング定数

λ : モータによるドラッグフォース

$$q_x = \frac{a}{2} (\ddot{\theta}_x + 2N\dot{\theta}_y) - \frac{N^2}{2} (2a-c) \theta_x$$

$$q_y = \frac{a}{2} (\ddot{\theta}_y - 2N\dot{\theta}_x) - \frac{N^2}{2} (2a-c) \theta_y$$

M_x, M_y : 外部リバランスループによってフライホイールに印加されるトルク

以上 TDG の運動方程式より、(1)式のチューニングの状態が達成され、かつダンピングやドラッグフォースによるトルクが無視できるし、 $A+a/2=I$ 、 $(C+a)N=H$ とおくと(2)、(3)式は次のように表現できる。

$$\begin{aligned} I \ddot{\theta}_x + H \dot{\theta}_y \\ = -q_x \cos 2Nt - q_y \sin 2Nt - M_x \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} I \ddot{\theta}_y - H \dot{\theta}_x \\ = q_y \cos 2Nt - q_x \sin 2Nt - M_y \end{aligned} \quad (5)$$

これは基本的には、よく使用されているフリージャイロのような2自由度ジャイロの運動方程式と同様である。

なお、前述したチューニング状態を示す性能パラメータは、インフェーズスプリングレートとコードレチャスプリングレートとよばれ、deg/hr/sec の単位で評価される。

この場合、インフェーズスプリングレートはヒンジの変位によって発生するミスチューニングによるリア

クショントルクの評価となる。

また、もう一方のコードレチャスプリングレートも、フライホイールの変位に関係するものであるが、これは TDG 内部の封入ガスの流動やモータのドラッグフォースに起因したトルクであり、フライホイールをバランスする位置に戻そうとする力の評価になる。この力は、インフェーズスプリングレートのベクトル方向と 90° 離れた方向に作用する。

3. 構造

TDG の基本構造は、各社ともほとんど同様であるが、最も設計の考慮を要しかつ重要な構成要素は、2項の動作原理で示したフライホイールの支持機構である。

第2図に TDG 全体の構造概略図を示す。この図に示されているように、このジャイロを構成している主要構成部品は、モータ部、ピックアップ部、トルカ部、フライホイール部およびフライホイール支持機構である。以下、これらのものに対して説明する。

3.1 モータ部 最近の高精度ジャイロに用いられているモータのほとんどは、同期型のヒステリシスモータであり、とくに TDG の場合チューニング状態の精度維持のためこの型のモータが使用される。一般的にいて、回転安定のため4極以上で、2相か3相の巻線が施されたステータと、半硬質マグネットできたロータより成る。

3.2 ピックオフ部 ジャイロのピックアップとしては、差動トランス型、バリアブルレクタンス型、静電型などのものが用いられている。このなかで、高精度ジャイロに適したものは、出力側に鉄を使用しないで磁石による吸引力を避けたムービングコイル型の差動トランス型が望ましいが、これはロータ側に出力コイルを要するため、TDG の構造上このピックアップは不適当である。

第2図 TDG の構造概略図

第3図 トルカの構成とトルク方向

このような意味から TDG のピックアップとしては、磁気抵抗の変化を取り出すレクタンス型か、静電容量の変化を検知する静電型ピックアップが用いられ、これにブリッジ回路を付加して出力を取り出しているのが一般的である。

3.3 トルカ部 TDG はその構造上、マグネットをフライホイールに取り付けたムービングアイロン型の DC パーマネントマグネット型のトルカ機構を採用している。TDG のトルカ構成を第3図に示す。

3.4 フライホイール部 TDG のフライホイール部は第2図の構造概略図に示されているように、トルカマグネットが装着されており、この他機能部品としてピックアップリターンパス、トルカリターンパスで構成されている。このフライホイールは、次に示すフライホイール支持機構を通してモータシャフトに接続され必要な角運動量を得るとともに、出力発生軸を備え、この点が FRIG の機構と大きく異なる。

3.5 フライホイール支持機構 TDG のフライホイール支持機構は、2項の動作原理で示したように、チューニング状態を確立するという意味において最も重要な機械要素である。

この設計、あるいは製作において注意すべきことは、4項で述べる TDG の発生エラーとその改善に密接に関係しており、まとめると以下ようになる。

- インフェーズスプリングレートを調整しやすい構造とする。
- ジンバルバランスを考慮して、とくに軸方向のバランス調整機能をもたせた設計とする。
- ヒンジの二軸の直交度および平面度について考慮した設計、加工を行なう。
- 上記ヒンジの平面度が不一致の場合、ジンバルのペンデュロシティによるエラーを発生するため、ジ

第4図 Singer-Kearfott 社フライホイール支持機構 (USA Patent Office)

ンバルの重量軽減および慣性軽減を考慮した設計とする。

- 環境条件に耐えうる強度のある材料選択と等弾性を考慮した構造設計を行なう。

以上の条件を満たすフライホイール支持機構の設計製作が TDG を製造しているメーカの最も力をかけているところであり、一例として Singer-Kearfott 社のフライホイール支持機構を第4図に示す。

これは、Singer-Kearfott 社の TDG である Gyroflex ジャイロに使用されているもので、ヒンジは最も薄い部分が、 $20\mu\text{m}$ ~ $30\mu\text{m}$ のサーキュラ型であり、構成は、二つの部品でできており、それぞれインナとアウトのヒンジをもっている。さらにこの二つの部品を組み合わせているため、耐環境性と等弾性に対して優れた構造になっている。

以上のような構成をもち、かつ2項で示した動作原理をもつ TDG は、FRIG と比較して以下に示す特徴をもっている。

- 封入溶液の必要がないため、FRIG で問題となるスティッキングがない。
- FRIG に必要とされるピグテール（フロートとケース間のリードワイヤ）および出力軸支持の軸受けがないため拘束トルクの問題がない。
- TDG フライホイールは、その支持機構の特性により、フリーロータとして機能するため、FRIG で問題となるモータの支持軸受けの等弾性に対する配慮の必要がない。
- 構造上、FRIG に比較して部品点数が少なくかつ1個のジャイロで2軸検出が可能のため、信頼性が高くコストが安い。

4. エラー解析と設計

ジャイロの性能は、種々の環境下のもとで角速度または角度の検出精度によって評価される。この精度は、ジャイロの構造の特性に直接起因するものであり、とくに初期設計の段階において、誤差の発生する機構を理解することが重要であることはいうまでもないことである。

4.1 エラー解析 TDG は、そのユニークなフライホイール支持機構と全体構造の簡易さにより、前述したような優れた特徴をもつジャイロであるが、ここではとくに設計時点において各種機械的環境により発生するエラーが最小になるように考慮すべき点について考察してみる。

TDG の発生するエラーは2種類に大別される。

(1) ミスチューニングとダンピングの影響によるエラー

(2) 振動および加速度の影響によるレクティフィケーションエラー

上述した(1)のエラーは、ジャイロの最終性能としてはG-不感ドリフトに相当するもので、2項の動作原理で説明したチューニング状態の達成と内部封入ガスの圧力の設定に起因するものである。また(2)のエラーは、シャフト回転周波数およびその2倍の回転周波数と一致した振動や加速度印加によって発生するものであり、ジャイロ自身での内的要因としては、ジャイロケースに対してシャフトを支持している軸受自体に存在するノイズ成分によるものと、フライホイール支持機構の不完全によるものである。

分類された(2)に関するエラーについてもう少し詳細に説明する。

4.1.1 2N 角振動周波数印加によるエラー このエラーはTDGのフライホイール支持機構がシングルジンバルで、かつシャフト回転数の2倍の周波数が印加された場合、TDGのフライホイールまわりのトルク方程式より理論的に導かれるもので、以下に示す2種のエラーが考えられる。

(1) シャフトに2N 周波数の角振動が印加された場合に発生するエラー

(2) フライホイールに2N 周波数のモーメントが印加された場合に発生するエラー

(1)の角振動入力によるエラーは、TDGのフライホイール支持機構の動的挙動に起因するものである。すなわち、シャフトとジンバルおよびジンバルとフライホイールを相互に結合している実際のヒンジは、入力印加された場合、ジンバルの強制振動によりシャフトとフライホイールにそれぞれモーメントを発生さ

せる。チューニング状態が達成されている場合、このモーメントはシャフトの回転周期に一致した間歇運動のため平均化されてフライホイールにはエラートルクが発生しないが、シャフトが2N 周波数の角振動を受けると、前述した構造上の相互結合のため、フライホイールにもこの周期のモーメントが発生し、エラートルクが誘引されることになる。

このエラーは、マルチジンバルの採用によって完全に解消できることが報告されている⁴⁾。すなわち、TDGのフライホイールにかかるモーメントはジンバル慣性に依存するものであるため、2個あるいは3個の並列ジンバルの配列により、相互にジンバル慣性をキャンセルしようとする設計である。最も理想的なものは、ジンバルの直交性の問題が生じない3ジンバル機構であるが、現実問題として3.5項で記述したフライホイール支持機構の設計条件を加味した設計製作は非常にむずかしいと考えられる。

3ジンバルを採用したTDGとしては、Teledyne社のものがあるだけで⁹⁾、このものでも2Nの角振動の入力に対するエラーは、 $0.1^\circ/\text{hr}/\text{sec}$ 程度が調整の限界であるといわれている。この理由は構造の複雑性ととも、調整時において角振動成分だけの検出およびその調整がむずかしいことに起因している。

この結果、現在使用されているTDGはシングルジンバルのフライホイール支持機構を備えたものが多い。このエラーを減少するためには、上述のマルチジンバルの採用のほかに、通常のジャイロと同様フライホイールの角運動量を大きく設計すること、また相互のヒンジのバネ定数の差をなくすことでもかなり軽減でき、実用されている各社のTDGのこのエラーは $0.3^\circ/\text{hr}/\text{sec}$ 程度かそれ以下に調整されている。

次に、(2)に示したフライホイールに2N 周波数のモーメントが印加された場合のエラーであるが、このエラーは(1)で示したもののほど重大なエラーではない。この理由は、このエラーの発生要因として、ジャイロトルカに直接2N 周波数のモーメントが印加される場合しか考えられなく、このような要因は、効果的なフィルタを使用した電源ラインを使用することで解決できるからである。

4.1.2 直線振動および加速度印加によるエラー

TDGに直線振動および直線加速度が印加された場合、そのエラー発生の原因は以下に示す2点に集約される。

(1) フライホイールとジンバルのペンデュロシター

(2) クォードレチャ成分(ジャイロ内部のガスダンピングやドラッグフォース)によるリアクシ

ョントルク

また、TDG のもつ特性より、このエラーの発生状況をまとめてみると次のように3種類のエラーに分類できる。

- (1) スピン軸に垂直に直線加速度が印加された場合に発生するエラー
- (2) スピン軸に垂直に $2N$ 周波数の直線振動が印加された場合に発生するエラー
- (3) スピン軸に沿って、 $1N$ 周波数の直線振動が印加された場合に発生するエラー

(1), (2)および(3)のエラー発生の原因として共通にいえることは、この項の冒頭で示したとおりであり、このエラーをなくすためには、ヒンジのピボットポイントにフライホイールおよびジンバルの重心位置を一致させることが必要である。このため設計段階で、フライホイールの構成要素であるマグネットなど各種部品の取付位置とその公差に対する配慮、またジンバルの重心位置を容易に調整できるような機構設計が要求される。また、もう一つの要因であるクォードレチャ成分によるリアクショントルクは、ヒンジの不完全性、すなわち材料固有のダンピングやヒステリシスおよび TDG 内部の封入ガスの圧力値に関係するものなので全体構造からみたまの設計あるいは材料の選択に注意を要する。

以上の考慮により、これらのエラーは減少できるが、(2)のスピ軸に $2N$ の直線振動が印加された場

合に発生するエラーは、シングルジンバルで構成されているフライホイール支持機構をもつ TDG では完全になくすることはできない。

この結果、このエラーを完全になくするためには、2ジンバル以上の構成にし、おのおののヒンジまわりのジンバルペンデュロシティをクォードレチャ成分によるトルクとの兼合いで調整することが有効であると報告されている⁴⁾。

4.1.3 ジャイロコンプライアンスによるエラー

TDG の場合もコンプライアンスエラー (G^2 ドリフト) は、FRIG と同様考えなくてはならないエラーである。FRIG の場合は、よく知られているように、フロート内部に組み込まれているスピンモータ支持の軸受のコンプライアンス、すなわちラジアル方向剛性とアキシャル方向剛性の差によりフロートにかかるレクティフィケーションエラーとして発生するが、TDG の場合はフライホイール支持機構の特性にほとんど依存される。

したがって、フライホイール支持機構のスピン軸方向の剛性と、この軸に垂直方向の剛性が等しくなるようヒンジの形態および構成を考慮することでこのエラーをほとんど無視できるほどに減少できる。

以上、TDG の発生エラーとその機構について説明してきたが、これらのエラーを最小にするため考慮すべき点をまとめたものを第1表に示す。

4.2 設計 TDG に限らずジャイロを設計する場合

第1表 エラーモデルに基づく設計条件

TDG の主要エラー	エラーを小さくするため考慮すべきこと(区分)	設計	加工	調整
1. フライホイールのオフセット角によるエラー	<ul style="list-style-type: none"> ・ピックアップの電氣的零点と TDG の機械的零点の調整を可能にする。 ・フライホイールの角運動量を大きくする。 ・内部封入ガスの圧力を適当に設定し、ジャイロ時定数を大きくする。 			○
2. シャフトが $2N$ 周波数の角振動入力を受けることによるエラー	<ul style="list-style-type: none"> ・フライホイールの角運動量を大きくする。 ・ジンバル慣性の差 ($a+b-c$) を小さく設計する。 ・相互ヒンジ (x, y) のバネ定数の差を小さくする。 ・マルチジンバルを備えたフライホイール支持機構にする。 	○ ○ ○	○	
3. スピン軸に垂直に直線加速度が印加された場合のエラー	<ul style="list-style-type: none"> ・ヒンジにダンピング要素がないようにする。 ・ヒンジのピボットポイントにフライホイールの CG 点およびジンバルの CG 点が一致するようにする。 	○	○	○
4. スピン軸に垂直に $2N$ 周波数の直線振動が印加された場合のエラー	<ul style="list-style-type: none"> ・相互ヒンジ (x, y) のスピン軸方向の不一致をなくし、かつ、ヒンジのピボットポイントにフライホイールの CG 点を一致するようにする。 ・マルチジンバルを備えたフライホイール支持機構にする。 	○ ○	○	○
5. スピン軸に沿って $1N$ 周波数の直線振動が印加された場合のエラー	<ul style="list-style-type: none"> ・バランスウェイト等によるフライホイール CG のラジアル方向位置に対しての調整を行なう。 			○
6. アニソエラスティックエラー	<ul style="list-style-type: none"> ・ヒンジのラジアル方向剛性とアキシャル方向の剛性を等しく設計する。 ・シャフトの剛性を十分高く設計する。 	○ ○		

合、そのジャイロの構造に起因するエラー発生機構を理解し設計に反映することはすでに述べたとおりであるが、さらにジャイロが使用されるシステム側よりの要求も十分に設計に反映されなければならない。

ここでは近年、コンピュータおよび高精度電子部品の発達により発展の著しいストラップダウン慣性装置への適用を考えて、TDGの主要パラメータに対する検討をおこなっている。

4.2.1 角運動量の決定とトルキングレート 第1表の設計条件でも述べられているように、TDGの場合も他のジャイロと同様、角運動量をできるだけ大きくとるように設計することがジャイロのエラー、すなわちドリフト値を小さくすることに変わりはない。しかしながら、ストラップダウン使用を目的としたジャイロの場合、搭載する航行体の運動能力を十分許容できるトルキングレートが所望され、これは以下の関係式で示される。

$$T_{OA} = H \cdot \omega_{IA} \quad (6)$$

ここで、 ω_{IA} : 最大入力角速度、 H : 角運動量、 T_{OA} :

出力軸まわりのトルク

上式において、 T_{OA} は出力軸まわりに必要とされるトルクで、ジャイロのもつトルカはこのトルクに十分対応できる能力が必要である。

TDGに使用するトルカは、3.3項に示したようにDCパーマネントマグネットトルカであり、トルク能力は機械的寸法が決定されると、空隙における磁束の大きさと有効な総導体線数によって決まる。経験的にはTDGのトルカは、FRIGのトルカに比較して種々の制約条件、たとえば封入オイルとの隔離や重量の問題がないため、トルキングレートを高く設計できるはずであるが、構造上リングマグネットの必要があ

第5図 角運動量とトルキングレートの関係

第6図 角運動量とドリフトレートの関係

り、このような形状に対するラジアル方向の着磁が現在むずかしいためいくぶん空隙の磁束密度がおち、角運動量に対するトルカ能力はFRIGよりわずかに低い。第5図にTDGの角運動量とトルキングレートの関係を示す。

この角運動量は当然TDGのもつドリフト性能値を位置づけることになる。このような意味から角運動量とドリフトの関係について、とくにday to dayドリフトに注目してまとめたものを第6図に示す。この図を見てわかるようにTDGはFRIGに比較して同じ角運動量で比較した場合、安定度が非常に優れていることがわかる。

4.2.2 シャフト回転数の設定 TDGは、2項の動作原理の項で示したように、変位ジャイロと同様の性質をもつジャイロである。変位ジャイロの評価としてはよく知られているニューテーション周期で評価され、この時定数が長いほど優れたジャイロといえる。当然このことは、TDGの場合チューニング状態の達成により実現できる訳であるが、ミスチューニングをシャフトの回転数の関数として評価した場合、周波数の変動に対するドリフト変化は緩慢なほどよいジャイロといえる。このドリフトレートは、 $K \propto (a-c/2)N^2$ の場合、 $(a-c/2)(N_0^2 - N^2)/CN$ (ここで N_0 はチューニング周波数)で表現され、この結果シャフト回転数は高く設定したほうがよいことがわかる。

実際のTDGにおいて、このシャフト回転数は、6,000 rpm から 12,000 rpm 前後に設定されているものが多い。

現在ストラップダウン用 TDG としては、トルキング能力が、100~150°/sec 程度で、角運動量として 12,000 D-C-S 前後で設計されているものが一般的である。

5. 今後の展望

TDG はいままで述べてきたように、その動作原理のユニーク性と、それに伴う構造の簡易性により、FRIG と比較して種々の優れた点をもつジャイロである。ただし TDG は、そのフライホイール支持機構の特性上、いわゆる通常の二自由度ジャイロや FRIG のように大きな入力自由角度をもっていない。

この結果、必然的にプラットホーム型慣性装置やストラップダウン慣性装置に適用され、とくに最近では、ほとんどのプラットホーム型慣性装置に TDG が使用されている。

さらに、TDG は第6図の角運動量とドリフトの関係に示されているように、同等の角運動量のジャイロでは FRIG にくらべてかなり性能がよく、このためトルカに対する負担が少なくてすむため、今後ますますストラップダウン適用のジャイロとして発展することはまちがいなく考えられる。

事実、Singer-Kearfott 社の DRIRU は TDG を使用した姿勢制御装置で NASA の認定を受け、木星探索を行なった記憶に新しい Voyager に搭載されているし、また Teledyne 社および Litton 社においても各種ストラップダウン型の装置を製作し、種々の航行体に適用している。

なお、今後 TDG に対する課題としては

- 異方性磁石でのラジアルオリエンテーションのリングマグネットの開発
- マルチジンバルを備えたフライホイール支持機構の改善

などを挙げることができる。

6. む す び

以上、TDG の概要について記述してきた。わが国においても、宇宙開発応用を主目的とした TDG の開

発が進められており、実用化の日も間近い。本解説記事により、チューンドドライジャイロの概要をご理解いただければ幸いである。

参 考 文 献

- 1) ARNOLD, R.N. and MAUNDER, L.: The Motion Due to Slow Precession of a Gyroscope Driven and Supported by a Hook's Joint, Proc. I, Mech. E (B), Vol. IB (1952-53).
- 2) HOWE, E.W. and SAVET, P.H.: The Dynamically Tuned Free Rotor Gyro, Control Engineering (June 1964).
- 3) CRAIG, R.T.G.: Theory of Operation of an Elastically Supported Tuned Gyroscope, IEEE Trans. on Aerospace and Electronic Systems, Vol. AES-8, No. 3 (May 1972).
- 4) CRAIG, R.T.G.: Theory of Errors of Multi-gimbal Elastically Supported Tuned Gyroscope, IEEE Trans. on Aerospace and Electronic Systems, Vol. AES-8, No. 3 (May 1972).
- 5) 熊沢俊治: 電子通信学会, 宇宙航行エレクトロニクス研究会資料, SANE 73-6 (1973).
- 6) 早川義彰: ジャイロ用軸受の展望, 潤滑, 第22巻, 第3号 (1977), 145~151.
- 7) 早川義彰: 機械要素の設計演習レポート(転がり軸受)制御機器, 機械設計, 第21巻, 第13号 (1977), 213-217.
- 8) SAVET, P.H.: Dynamics of Ideal Suspensions Applied to Rotating Bodies in Space, AIAA 2nd Annual Meeting, Paper 65-435 (July 1965).
- 9) Teledyne System Company Document, An Examination of Low Power Spectral Density Noise Performance of Dry Tuned Gimbal Two-degree-of-freedom Gyroscope, and Methods for Further Noise Reduction, Eighth Biennial Guidance Test Symposium (May 1977).
- 10) BORTZ, Sr. J.E.: Dynamic Errors in a Tuned Flexure-Mounted Strapdown Gyro, The Analytic Sciences Corporation Interim Scientific Report TR-147-5 (September 1972).
- 11) BLALOCK, T.V.: Development of a Digital Loop for a Dry Tuned Rotor Two-Degree of Freedom Gyroscope, University of Tennessee, Technical Report TR-EE/EL-5 (September 29, 1975).
- 12) SINKIEWICZ, J.S.: Test Evaluation of the Teledyne Two-degree-of-freedom Strapdown Gyroscope R 826 Final Report, Vol. 1, Evaluation of Selected Strapdown Inertial Instrument and Pulse Torque Loop (July 1974), pp. 130-160.