

UDC 629.76.062.2:

621.454.2.054.3

# 航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

## TM-243

推力 300 kg ジンバル液体ロケットエンジンの  
揺動特性 (II)

檜崎 哲二・野講 国生  
荻原 袈千夫・吉原 正一

1973 年 6 月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

既 刊 資 料

TM-202	単発 STOL 実験機に関する研究 —テレメータ実験局の電界強度測定—	1971年 6月	幸尾 治朗, 小野 孝次 矢沢 健司, 塚野 雄吉
TM-203	固体ロケットの比推力測定の標準化	1971年 6月	五代 富文, 岡部 祐二郎 清水 昭紀, 伊藤 克弥 西村 久男
TM-204	サーボ機構の過度応答改善用デジタルコン トローラについて	1971年 7月	小川 敏一 島村 正人 (日本大学)
TM-205	自由飛行模型 FFM-10 の動安定微係数の推 定について	1971年 7月	河崎 俊夫, 河本 巖
TM-206	静止衛星の軌道保持シミュレーションシステ ムの構成 (I) —地球の重力場による摂動—	1971年 8月	松島 弘一
TM-207	対称スピン衛星用ニューテーション・ダンパ の解析	1971年 9月	村上 力, 狼 嘉彰
TM-208	薄板継手構造の強度についての実験 —接着およびリベット継手	1971年11月	池田 為治, 熊倉 郁夫 竹内 和之
TM-209	試作接着面応力センサの較正試験	1971年11月	大竹 邦彦, 遠藤 修司 野口 義男
TM-210	小型加速度計による風洞模型姿勢角の測定	1971年12月	原 亘利
TM-211	軽量ジェットブースト STOL の一検討	1971年12月	西村 博史
TM-212	原動機部要素試験設備用消音装置の特性試験	1972年 1月	鳥崎 忠雄, 小林 実
TM-213	フライングテストベッド空気系統試験	1972年 2月	田辺 義一, 小暮 泰之 川崎 純男
TM-214	フライングテストベッド燃料系統試験	1972年 2月	田辺 義一, 小暮 泰之 川崎 純男
TM-216	安定板を有する固体ロケットの操舵要求軽減 法	1972年 2月	大石 晃, 山中 龍夫 冠 昭夫
TM-217	フライングテストベッド自動安定装置性能試 験 (I) —製作時性能試験—	1972年 7月	小川 敏雄, 甲斐 忠夫 十河 弘, 増原 恢
TM-218	フライングテストベッド自動安定装置性能試 験 (II) —実験前性能試験—	1972年 7月	小川 敏雄, 甲斐 忠夫 十河 弘, 増原 恢
TM-219	フライングテストベッド脚性能試験	1972年 5月	渋谷 昭義, 川崎 純男
TM-220	フライングテストベッドテレメータ性能試験	1972年 5月	小野 幸一, 十河 弘 池上 博
TM-221	ロケット模型の動安定微係数の測定	1972年 5月	谷 喬, 高島 一明 関根 英夫, 中村 正剛
TM-223	自由飛行模型 FFM-10 強度について	1972年 5月	河崎 俊夫, 斎藤 秀夫 堀武 敏, 多田 保夫 林 洋一, 戸田 勸一 日下 和夫, 越出 慎一 築地 恒夫, 中井 睦一 森 甫之, 菊地 孝男 高橋 実, 東久保 正年
TM-224	フライングテストベッド油圧系統試験	1972年 5月	藤枝 郭俊, 十河 弘 川崎 純男, 中村 公昭
TM-225	ストラップダウン方式の慣性機器誤差によっ て生ずる飛しょう径路誤差の一考察	1972年 5月	大月 正男, 新宮 博公 鈴木 孝雄
TM-226	フライングテストベッド機体強度剛性試験	1972年 7月	渋谷 昭義, 丸山 茂 川崎 純男
TM-227	フライングテストベッド操縦系統試験	1972年 7月	藤枝 郭俊, 牧野 健 川崎 純男
TM-228	航空用ガスタービンの高圧形燃焼器の予備実 験	1972年 7月	鈴木 邦男, 石井 浅五郎

# 推力 300kg ジンバル液体ロケットエンジンの 揺動特性 (II)\*

橋崎 哲二\*\* 野溝 国夫\*\*  
萩原 俊千夫\*\* 吉原 正一\*\*

## Dynamic Characteristics of Gimbal System of 300 kg Thrust Liquid Propellant Rocket Engine (II) (Torques of gimbal bearing and feed pipes)

By

Tetsuji Narasaki, Kunio Nomizo, Sachio Ogiwara, Shōichi Yoshihara

The load torques of the gimbal bearing and feed pipes of a liquid propellant gimbal rocket engine have an effect on the characteristics of swiveling of the engine. In order to analyze swiveling motion of an engine and to design the gimbal system, it is need to find out the characteristics of each torques respectively.

The major purposes of this experiments are to obtain (1) the characteristics of torque due to the friction of gimbal bearings under thrust loads at slow swiveling angular velocity, (2) the characteristics of the torque due to the high pressure and momentum of mass flow in the propellant feed pipes.

The data obtained were presented in graphical forms, and an empirical equation on the characteristics of torque of a gimbal bearing was obtained.

### 記号

$\delta$ ; エンジンふれ角  
 $\delta_c$ ; エンジンふれ角設定値 (目標値)  
 $F$ ; エンジンに作用するパイプの力  
 $F_1$ ; 噴射器の酸化剤側パイプ接合部に働く力  
 $F_2$ ; 噴射器の燃料側パイプ接合部に働く力  
 $P_1$ ; 噴射器酸化剤側パイプの  $F_1$  の作用点(接合点)  
 $P_2$ ; 噴射器燃料側パイプの  $F_2$  の作用点(接合点)  
 $d_1$ ;  $P_1$  およびジンバル軸間の距離の  $Z$  成分  
 $d_2$ ;  $P_2$  およびジンバル軸間の距離の  $Z$  成分  
 $l_1$ ;  $P_1$  およびジンバル軸間の距離の  $S$  成分  
 $l_2$ ;  $P_2$  およびジンバル軸間の距離の  $S$  成分  
 $T$ ; トルク  
 $T_m$ ; 軸受試験体のトルク  
 $P$ ; 軸受単体に作用するラジアル荷重

$P_m$ ; 軸受試験体の荷重  
 $f$ ; 揺動周波数  
 $n$ ; 回転数  
 $v$ ; 軸受の内径  $d$  の周速度 ( $v=d\dot{\delta}\pi/180$ )  
 $d$ ; 軸受の内径  
 $d_m$ ; 軸受のピッチ円径  
 $\eta$ ; 粘性係数  
添字  
 $z$ ; ロケット機軸方向成分  
 $s$ ; ロケットの側方向成分  
 $o$ ; 軸受の  $v=0$  の状態

### 1. まえがき

ジンバル液体ロケットエンジンの揺動特性は、エンジンが燃焼中の場合と非燃焼時の場合では異なる。その原因は燃焼中においてはジンバル軸受にエンジンの推力が作用し軸受のところがり摩擦抵抗が増加すること、またエンジンに接合された燃料供給用のフレキシブルパイプの内圧ならびに内部の流体の運動量により

\* 昭和 48 年 3 月 26 日 受付

\*\* 宇宙研究グループ

ジンバル軸にトルクが発生することによるものである。従来の燃焼実験<sup>1)</sup>による結果は、これらの軸受およびフレキシブルパイプの総合された負荷トルクが制御系の特性に影響していることを明確に示している。しかしながら、これらの実験は特定の供試エンジンについての実験であり、一般にジンバル制御系の特性を求めるには十分ではくなく、それぞれのトルクの値を定量的に把握する必要がある。またこれらを荷重および速度を変数として数式化することができれば、制御系の特性を示す伝達関数をさらに精度の高いものとして示すことができる。ロケットエンジンのジンバル軸受の作動状態はラジアル方向に荷重を受けた状態で一定範囲内の回転角度で振動するため、一般に角加速度を伴った低速回転運動である。この状態における軸受の試験は従来行なわれていないので、これらの試験を行ないトルクを測定しなければならない。一方、パイプによる負荷トルクの測定については、実際にジンバルエンジンを用いた燃焼実験において軸受の負荷トルクと無関係にパイプの負荷トルクを測定し得る実験が可能である。以上の実験によってジンバルの負荷トルクの成分を、パイプによるものと軸受によるものとに分けて各々の値を得ることができる。次に、総合的なジン

バル特性として<sup>1)</sup>第1報では特性を明確に表わすために $4^\circ$  および  $6^\circ$  の大きなエンジンふれ角についての実験結果を示したが、制御精度の高いロケットエンジンふれ角の最大値が実用上  $1^\circ \sim 2^\circ$  の場合もあるので、 $1^\circ$  および  $2^\circ$  のふれ角についての燃焼中のジンバルエンジンの揺動特性を測定し第1報に示す実験結果の補足とする。

## 2. 燃料供給系フレキシブルパイプによるトルク

### 2-1 エンジンに接続されるパイプ

ジンバル液体ロケットエンジンに接続されているフレキシブルパイプの主なものは燃料供給系、油圧系、圧力測定用のフレキシブルパイプおよびエンジンの冷却水用のフレキシブルパイプである。燃焼中はこれらのパイプに圧力が加えられるが、圧力測定用のパイプは内圧が高くなるだけでパイプ内の流体の流速は無視されるほど小さなものであり、またパイプ径も小さいので発生するトルクの大きさも小さい。ジンバルアクチュエータの作動油のために配管された油圧パイプに発生するトルクは燃焼中および非燃焼中ともその大きさはほとんど同じであり、圧力測定用パイプおよび油圧パイプによるトルクの変化の大きさは燃料パイプによるトルクに比べて非常に小さく  $1/50$  から  $1/100$  ぐらいである。したがって、冷却用パイプを燃料供給系の一部とみなして、冷却用パイプを含む燃料供給系パイプに発生するトルクを実験によって求める。

### 2-2 トルクの発生

パイプにより発生するトルクの大きさはパイプの取付位置、形状およびパイプの内圧などによって大きく変動し、これらの状態および数値から正確にトルクを計算によって求めることは困難である。しかしながらエンジンに作用するパイプの力の値が与えられる場合には、取付位置の指定または測定によってジンバル軸まわりに発生するトルクは数式によって表わすことができる。

図1はテストスタンド上に設置されたジンバル液体ロケットエンジンであり、燃料系パイプの取付位置

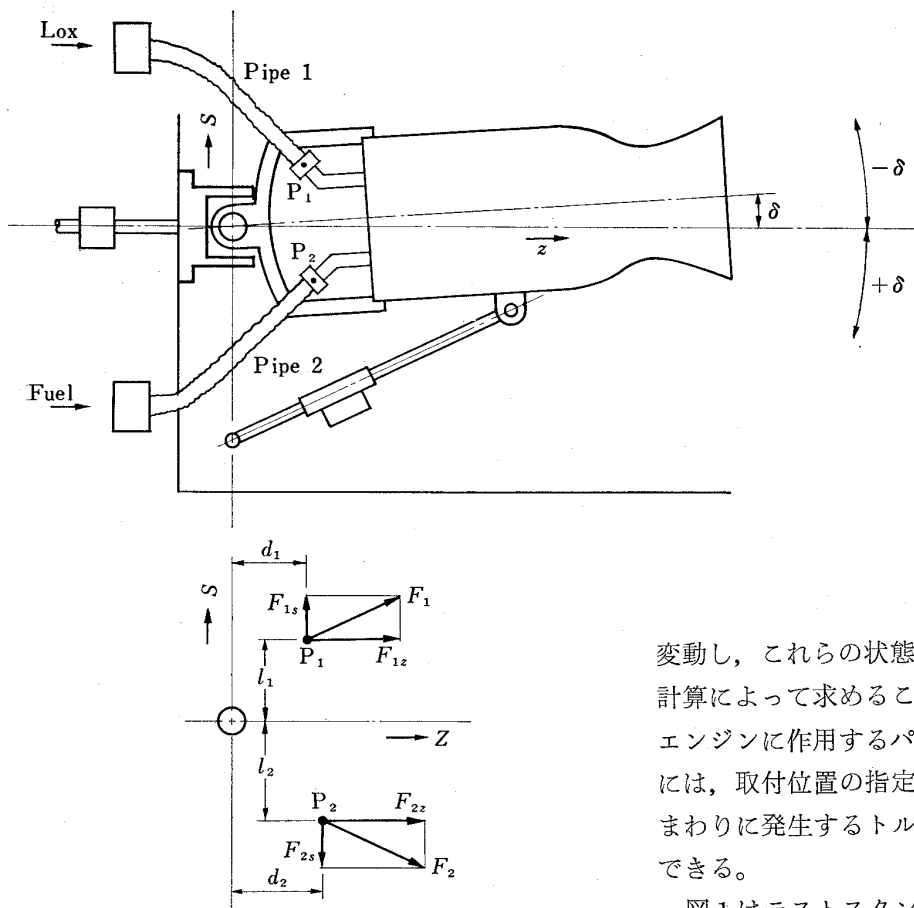


図1 ジンバルエンジンに作用するパイプ力

(接続状態)を示す説明図である。燃焼開始と同時に酸化剤パイプ (Pipe 1) および燃料パイプ (Pipe 2) に酸化剤 (Lox) および燃料 (C<sub>2</sub>H<sub>5</sub>OH) が流れ、これらの流速は2~10m/s となり、また圧力は 20~30 kg/cm<sup>2</sup> になる。その結果エンジン噴射器の酸化剤のパイプ接合部には F<sub>1</sub> の力が作用し、また燃料側のパイプ接合部には F<sub>2</sub> の力が作用する。これらの力をロケット機軸方向 z および側方向 S の成分で表わし、それぞれ F<sub>1z</sub>, F<sub>2z</sub>, F<sub>1s</sub>, F<sub>2s</sub> の記号で示す。各々の力の大きさはパイプの構造および配置によって大きく変動し一般に不規則な値である。しかしながら F<sub>1</sub> および F<sub>2</sub> を一定範囲内の定数値とすると、ジンバル軸まわりに発生するトルクは近似式として以下の如く求められる。

側方向の力 F<sub>1s</sub> および F<sub>2s</sub> によって発生するトルク T<sub>s</sub> は

$$T_s = F_{2s} \cdot d_2 - F_{1s} \cdot d_1 \quad (1)$$

機軸方向の力 F<sub>1z</sub> および F<sub>2z</sub> によって発生するトルク T<sub>z</sub> は

$$T_z = F_{1z} \cdot l_1 - F_{2z} \cdot l_2 \quad (2)$$

(1) および (2) 式からジンバル軸まわりのトルク T は

$$T = T_s + T_z = F_{2z} \cdot d_2 + F_{1z} \cdot l_1 - F_{1s} \cdot d_1 - F_{2z} \cdot l_2 \quad (8)$$

図2は実験に使用した推力 300kg 液体ロケットエンジンであり、l<sub>1</sub>, l<sub>2</sub>, d<sub>1</sub>, d<sub>2</sub> の値を表1に示す。

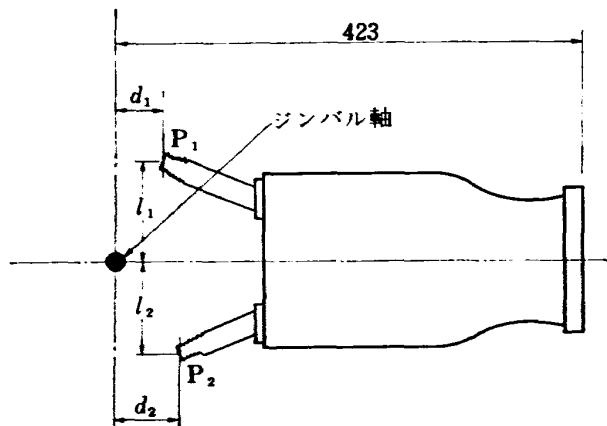


図2 作用点およびの位置

表1 P<sub>1</sub> および P<sub>2</sub> の位置

d <sub>1</sub>	10mm
d <sub>2</sub>	12mm
l <sub>1</sub>	101mm
l <sub>2</sub>	91mm

### 2-3 エンジンふれ角 δ の測定

非燃焼中のエンジンは油圧方式のアクチュエータによって水平平面上に保持され、同時にロケット機軸方向 z に対して任意のエンジンふれ角の振幅 δ<sub>c</sub> (f=0 Hz) に設定することができる。燃焼によってエンジンふれ角が非燃焼中の角度 δ<sub>c</sub> から燃焼中の角度 δ (f=0 Hz) に変化したとすると、その変化分 Δδ は Δδ = δ<sub>c</sub> - δ であり、燃焼実験によって Δδ を測定することができる。あらかじめ作製した Δδ-T の校正表から燃焼中に発生したパイプのトルク T を求めることができる。図3は燃焼前のエンジンの設定角 δ<sub>c</sub> を 0°, ±2°, ±4°, ±6° に設定し推力を 255~283kg の範囲で燃焼実験を行なった結果であり、設定角 δ<sub>c</sub> と Δδ との関係を示している。図に示すごとく δ は

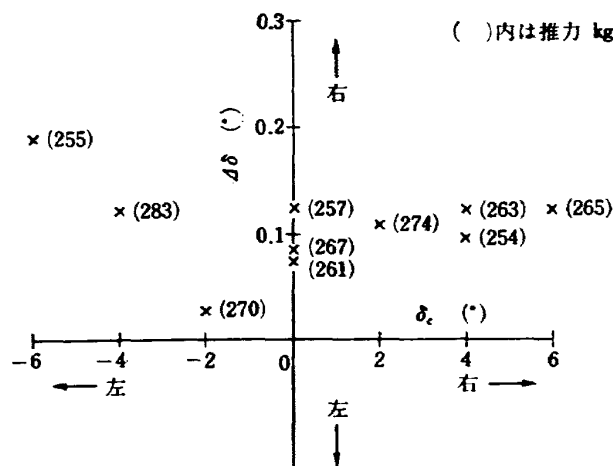


図3 燃焼中の燃料供給系パイプによるエンジンふれ角の変化

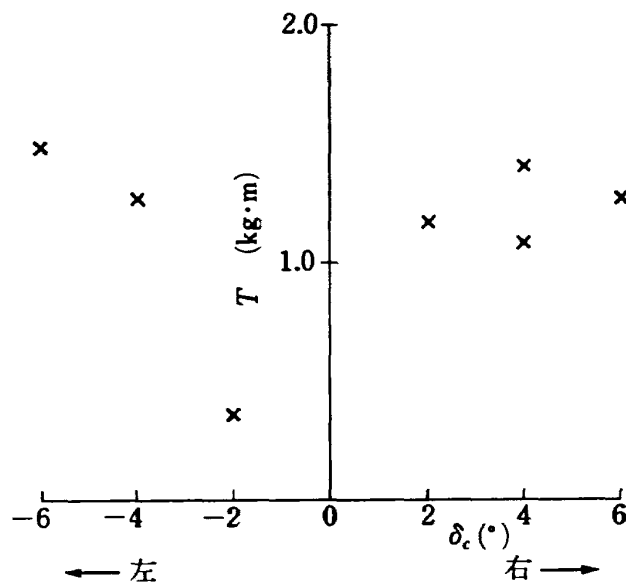


図4 燃焼中の燃料供給系パイプによるジンバル軸まわりのトルク T

＋方向（z 軸に対して右）にふれていて  $\Delta\delta$  の値はほぼ  $0.2^\circ$  以下である。 $\delta$ ＋が方向にふれるのは、パイプの力が左右ではほぼ等しいとすると表 1 に示すごとく  $l_1 > l_2$ ,  $d_1 < d_2$  であるので (8) 式からジンバル軸まわりに発生するトルク  $T$  は＋方向であり、したがって  $\delta$  も＋方向に増加することが分る。 $\Delta\delta$  をトルク  $T$  に換算し図 4 に示す。この図によれば  $T$  は  $1.5\text{kgm}$  以下である。 $F_1$  および  $F_2$  が等しい場合に発生するトルクは (1) 式および (2) 式で示すごとく  $l_1$ ,  $l_2$  および  $d_1$ ,  $d_2$  の値がそれぞれ等しい場合にトルクは最小となる。また  $F_1$ ,  $F_2$  に多少の差がある場合においても  $l_1$ ,  $l_2$ ,  $d_1$ ,  $d_2$  の絶対値が小さければ発生するトルクは小さくなる。 $F_{1s}$ ,  $F_{1z}$ ,  $F_{2s}$ ,  $F_{2z}$  がほぼ同程度の大きさであるとした場合にこれらの平均値として  $F_m$  を導入すると

$$F_m \doteq |F_{1s}|, |F_{1z}|, |F_{2s}|, |F_{2z}| \quad (4)$$

(8) および (4) 式から

$$\begin{aligned} T &\doteq F_m (d_2 - d_1) + F_m (l_1 - l_2) \\ &= F_m (l_1 - l_2 + d_2 - d_1) \end{aligned}$$

表 1 の値を代入すると

$$T \doteq F_m \times 8 \times 10^{-3} \text{m} \quad (6)$$

供試エンジンのパイプによる負荷トルクを図 4 から  $T = 1.5\text{kgm}$  とすると (6) 式から  $F_m$  の値は約  $187\text{kg}$  であることが分る。

### 3. ジンバル軸受の負荷トルク

#### 3-1 ころがり玉軸受の特性

軸受の摩擦モーメントはすべり摩擦によるものと、ころがり摩擦によるものとに分けられるが、これらの

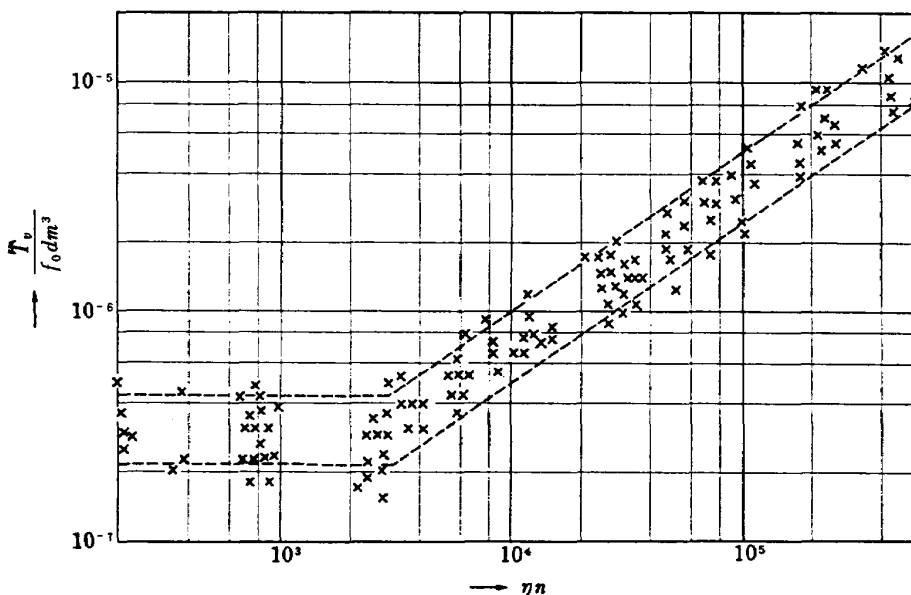


図 6 摩擦トルクの速度項

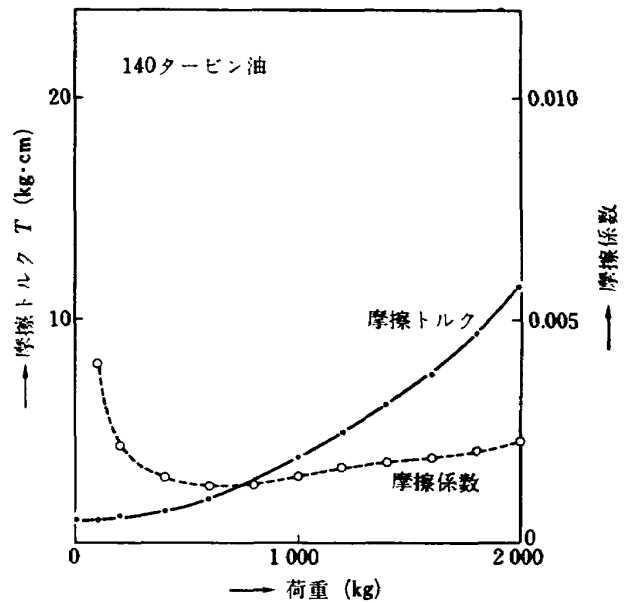


図 5 深みぞ玉軸受(#3310)の摩擦トルク及び摩擦係数

特性は軸受の機械的構造による接触応力、接触面積、接触面の潤滑膜の厚さ、潤滑油の粘性および温度など多くの基本的特性の総合的結果として生じるものであり、軸受の種類によって摩擦モーメントの特性は異なる。摩擦モーメントの測定方法は軸受に潤滑油を常時供給し、一定回転方向に定速回転をさせ定常状態における負荷トルクを測定することによってその特性を求めるのが一般的である。一般に摩擦モーメント（トルク  $T$ ）は荷重に影響されない項すなわち速度項を  $T_D$  とし、荷重によって変化する項を  $T_L$  とすると (6) 式<sup>2),3),4)</sup> で表わすことができる。

$$T = T_D + T_L \quad (6)$$

深みぞ軸受の摩擦トルクおよび摩擦係数の実験値の一例を図 5<sup>2)</sup> に示す。一方速度成分の項を  $T_v$ 、非速度成分のすべり摩擦による項を  $T_s$  とし、ころがり摩擦による項を  $T_e$  とすると (6) 式の  $T_D$  は  $T_v$  に、また  $T_L$  は  $T_s + T_e$  に置換えられて (7) 式に示す実験式<sup>4)</sup> が得られる。

$$T = T_v + T_s + T_e \quad (7)$$

速度項  $T_v$  は回転速度を  $n$ 、油の粘性係数を  $\eta$  とすると  $\eta n$  の値が大きい範囲で

は (8)<sup>4)</sup> 式で表わされる。

$$T_v = f_0 d_m^3 (\eta n)^{2/3} \quad (8)$$

$f_0$ : 軸受の形式と潤滑状態によって定まる定数

$d_m$ : ピッチ円径

$T_v$  と  $n$  との関係を示す従来の実験結果の一例を図 6<sup>4)</sup> に示す。図において速度が遅い範囲では  $T_v$  の値は一定値になっているが、これは流体潤滑油膜が薄くなるのが原因している。ロケットエンジンのジンバル軸受の使用範囲は図 6 においては  $\eta n$  が小さく、その範囲は 0.7~30 であり  $T_v$  が一定値になる範囲である。すなわちラジアル荷重が無負荷の場合にトルクは回転速度によって変わらないことを示している。しかしながらジンバル軸受の使用状態が普通の場合と異なる大きな特徴の一つはラジアル荷重が加えられた状態で常時角加速度を有することであり、従来の研究においてはこの使用状態における負荷トルクの特徴は明らかにされていない。特に低速回転におけるトルクの測定データが十分でない。

### 3-2 試験装置

軸受の負荷トルクの測定は燃焼中と同様の状態で行なわなければならない。しかしながら供試エンジンを用いた燃焼実験ではパイプによる負荷トルクが含まれていて、軸受の負荷トルクのみ測定は困難である。

したがって燃焼中と同一状態の荷重および作動状態の再現が可能な軸受試験装置を試作し、負荷トルクの測定を行なった。以下装置の概略と機能を図 7 a および図 7 b に従って説明する。図 7 a の①は 4 個一組のころがり玉軸受の試験体であり、図 7 b はその断面図である。この軸受のラジアル方向に環状力計により引張り荷重が加えられる。③は荷重を調節するハンドルである。②は環状力計であり、①に荷重を加えるとともにその量を指示する。④は油圧制御のアクチュエータであり、クランク⑤を動かしシャフト⑥に回転を与える。回転角は回転角度計⑦によって測定されサーボアンプにフィードバックされる。シャフト⑥の回転は試験体①にトルクメータ⑧を通して伝達される。⑨はシャフト⑥の保持器である。装置の諸元は以下の通りである。

#### 諸 元

- |                  |  |
|------------------|--|
| 1) 荷重            | 0~500kg                                      |
| 2) アクチュエータ 油圧    | 30~70kg/cm <sup>2</sup>                      |
| 3) アクチュエータ ストローク | ±50mm  |
| 4) 最大回転角度        | ±10°   |
| 5) 周波数           | 0~10Hz                                       |
| 6) 軸受            | 6202 ( $d=15\text{mm}$ , $d_m=25\text{mm}$ ) |
| 7) 潤滑油           | #140タービン油                                    |
- さらに等速回転および静摩擦の試験のためアクチュエータ④の代りに電動モータおよび減速機を取付けることができる。

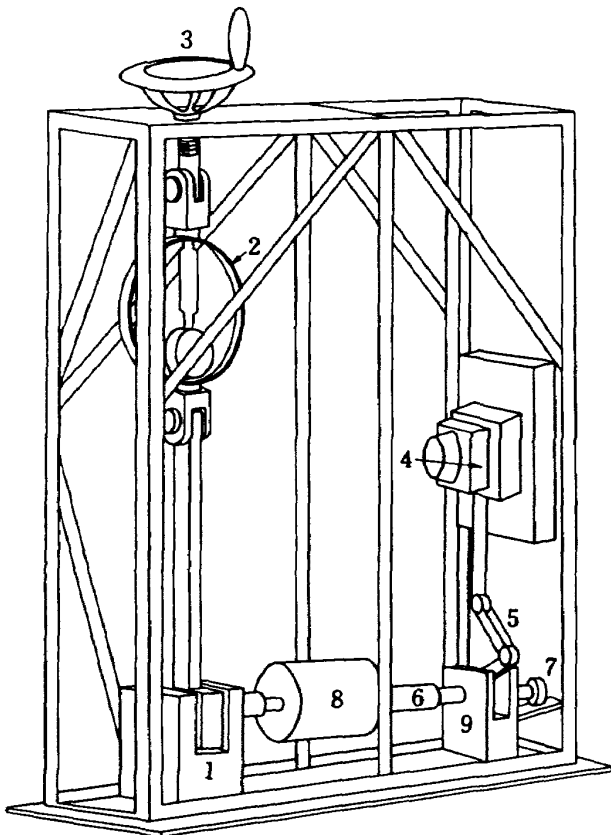


図 7-a 軸受試験装置

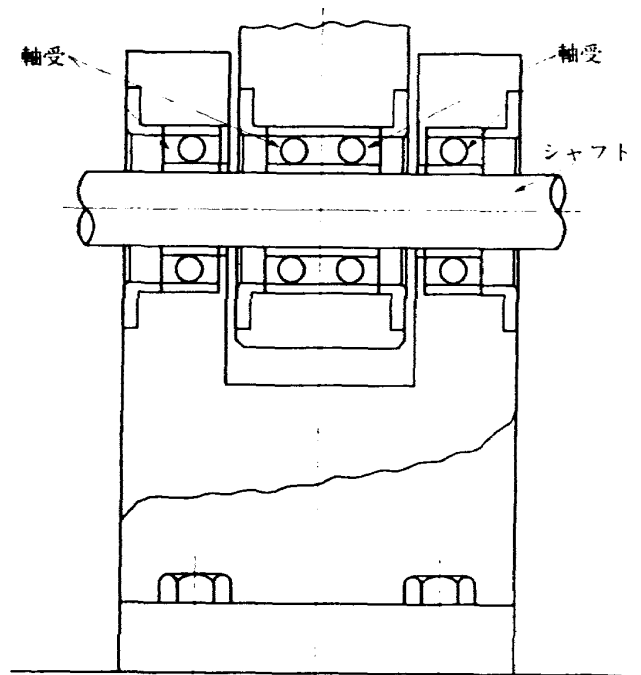


図 7-b 軸受試験体

### 3-3 試験

試験体の各々の軸受に加わる荷重は環状力計で示される力の1/2であり、また1個の軸受に発生するトルクはトルク計で検出される値の1/4になる。環状力計の力を  $P_m$ 、軸受単体の荷重を  $P$ 、トルク計で検出されるトルクを  $T_m$ 、軸受単体の負荷トルクを  $T$  とすると (9) および (10) 式が得られる。

$$P_m = 2P \quad (9)$$

$$T_m = 4T \quad (10)$$

### 3-4 試験結果

#### (1) 一定回転角の繰返し運動

繰返し回転運動によるトルクの測定を以下の実験条件で行なった。(1) 回転角  $10^\circ$ 、(2) 繰返し周波数 0.03 ~ 3.00Hz、(3) 回転運動：正弦波および三角波、(4) 荷重：ラジアル荷重 0~500kg

回転角が正弦波で繰返し運動する場合には角度が0の位置（振幅の中心）において角速度は最大となり角加速度は0である。したがって角度  $0^\circ$  の位置における負荷トルクを測定すれば角加速度の影響を受けないで、角速度に対する負荷トルクの特性を得ることができる。また三角波については回転方向が変わる位置を除けば等速回転であるので、その間のトルクを測定し同様に角速度に対する負荷トルクの特性を得ることができる。これらの実験によって軸受単体に対する荷重をパラメータとした速度とトルクとの関係を示す測定結果が得られた。図8にその結果を示す。図9は回転運動が正弦波状の場合のトルクの記録紙上の値である。この図から分るように角加速度が大きい場合でも、すなわち図に示される回転角の波型の上端および下端においてトルクは特に大きな変化を示していない。同様に三角波の場合を図10に示す。三角波の場合には  $2\pi/\omega$  の周期の等速回転であり  $\pi/\omega$  周期の間隔で角加速度が非常に大きな値になる。もしこの角加

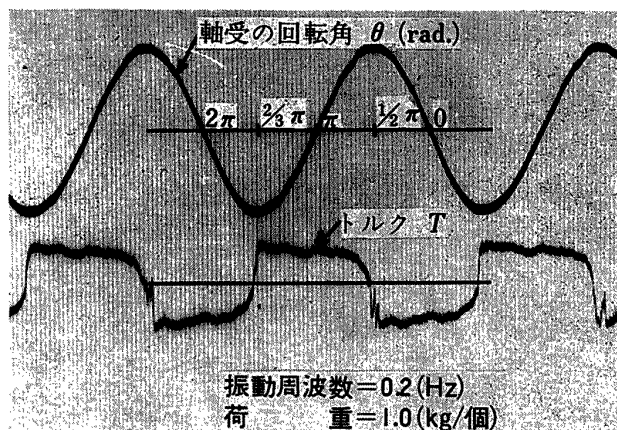


図9 正弦波状角回転運動による摩擦トルク

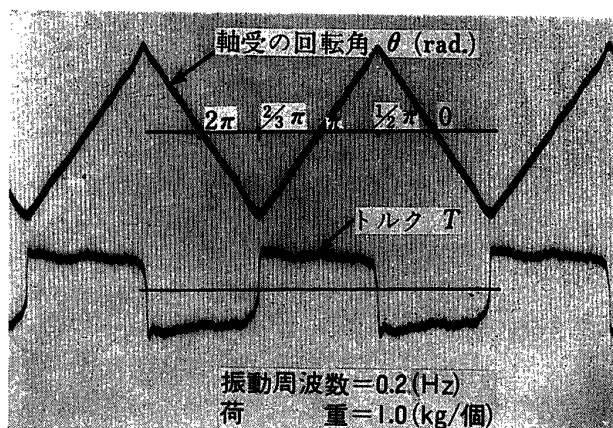


図10 三角波状角回転運動による摩擦トルク

速度と軸受の負荷トルクに何らかの関係があるならば、角加速度が極端に大きくなる  $\pi/\omega$  の周期ごとにトルクに大きな変化がなければならぬ。しかしながら図10には角加速度に対応したトルクの変化は見られない。すなわち回転方向が変わる場合に、一定方向の等速回転に対応する負荷トルクから逆方向の等速回転に対応する負荷トルクに移行するだけであり、この時の非常に大きな角加速度には全く影響されない。したがって角加速度は軸受の負荷トルクの特性には影響を与えないことが分る。

#### (2) 低速等速回転

図7 aに示す装置のアクチュエータ部を低速の等速回転を与える電動モータおよび減速機に交換し負荷トルクの測定を行なった。軸受単体に 0~250kg の荷重を加え回転速度が静止状態から 1/15 rps. 非常に遅い速度に回転させて始動時のトルクを静摩擦による負荷トルクと看なし、図11にその測定値を×印で示した。また回転速度をパラメータとしたトルクの値を各々 a, b, …… h の実線で示した。図に示すごとく荷重が大きい場合、特に荷重 200kg では明らかに速度が遅いほどトルクが大きくなっている。同じ実験結果につい

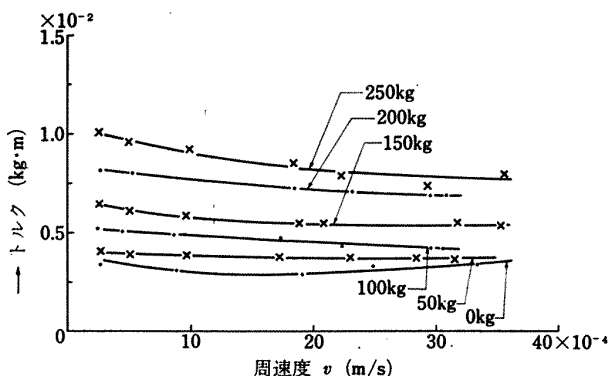


図8 低速復帰回転運動の摩擦トルク (潤滑油：140 タービン油)



て粘性係数と回転数との積  $\eta n$  を横軸にとりトルクを縦軸にとり図 12 に示す。また図 13 に摩擦係数を示す。図 12 に示す定数  $f_0$  は軸受の構造と潤滑状態によって異なる定数であり、この実験では潤滑状態が十分ではないので  $f_0=2$  としてトルクの特性を従来の実験値の一例と比較した。以上図 11 および図 12 に示すごとく低速回転においては負荷トルクは速度によって変化することが明らかとなった。このことは低速回転において流体潤滑の効果があり、図 12 に示す実験では  $\eta n$  が 0 から  $3 \times 10^3$  まで流体潤滑の効果が速度  $n$  とともに増加していることを示している。

次に負荷トルクと荷重および回転速度との関係を数式で表わすことを試みる。まず図 11 の×印で示される静止摩擦トルクの実験式を最小二乗法によって求める。次に回転速度をパラメータとする摩擦トルク曲線 a, b, ~h と静止摩擦トルク  $T_0$  との差を  $H$  とすると、速度および荷重を変数とするトルク  $T$  は (1) 式で表わせる。

$$T = T_0 - H \quad (1)$$

$T_0$  は荷重  $P$  の関数であり  $P$  の 2 次式として (2) 式で表わす

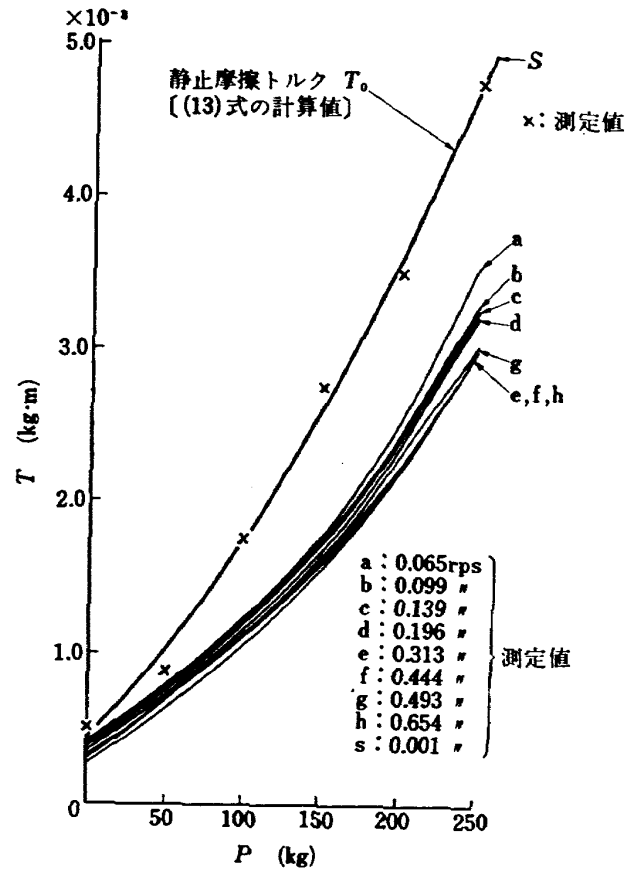


図 11 摩擦トルクの測定値 (軸受単体)

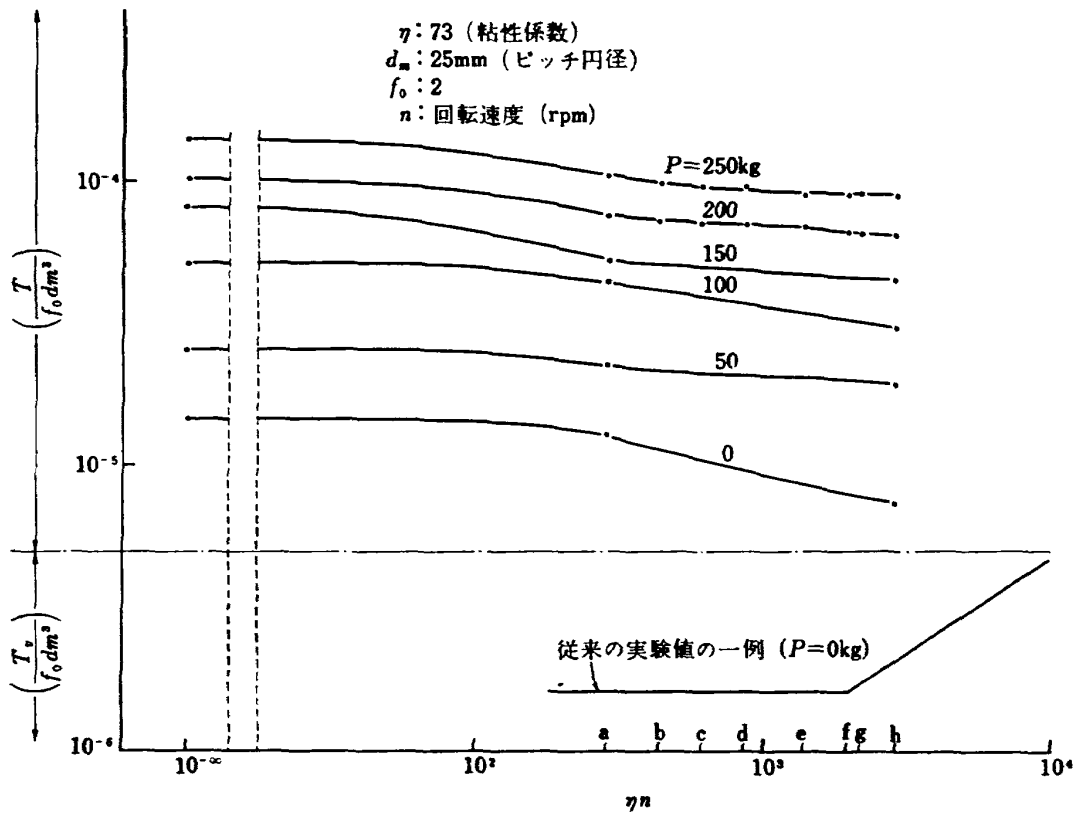


図 12 軸受の摩擦トルク

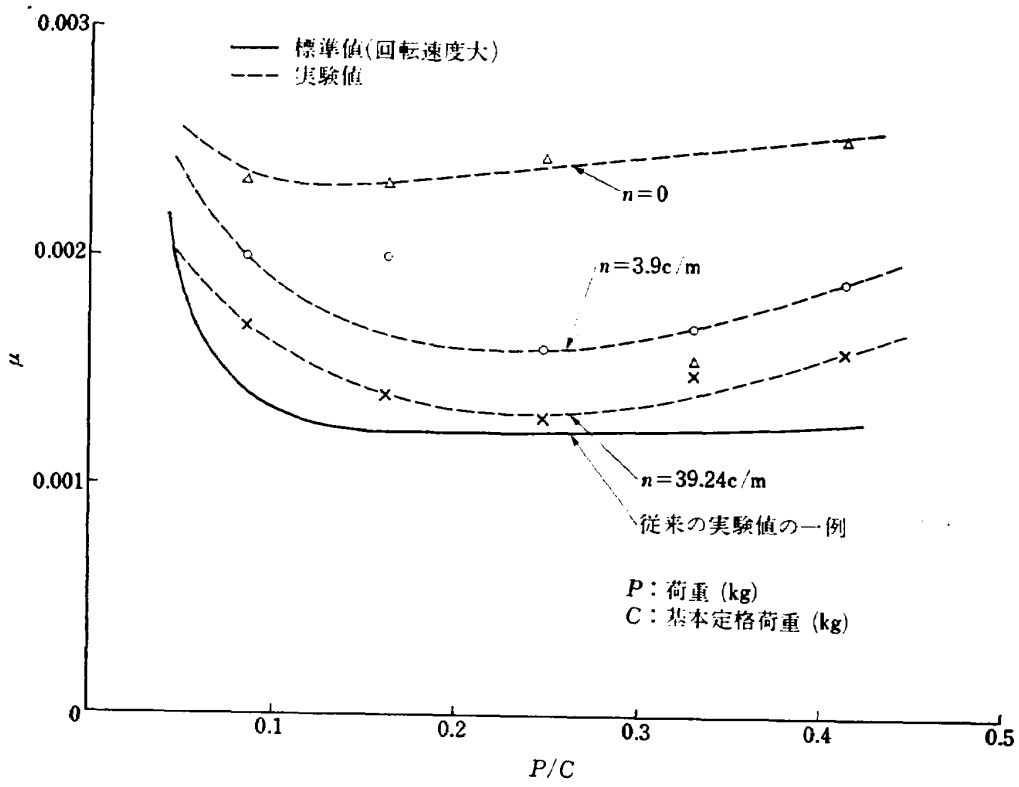


図 13 軸受の摩擦係数

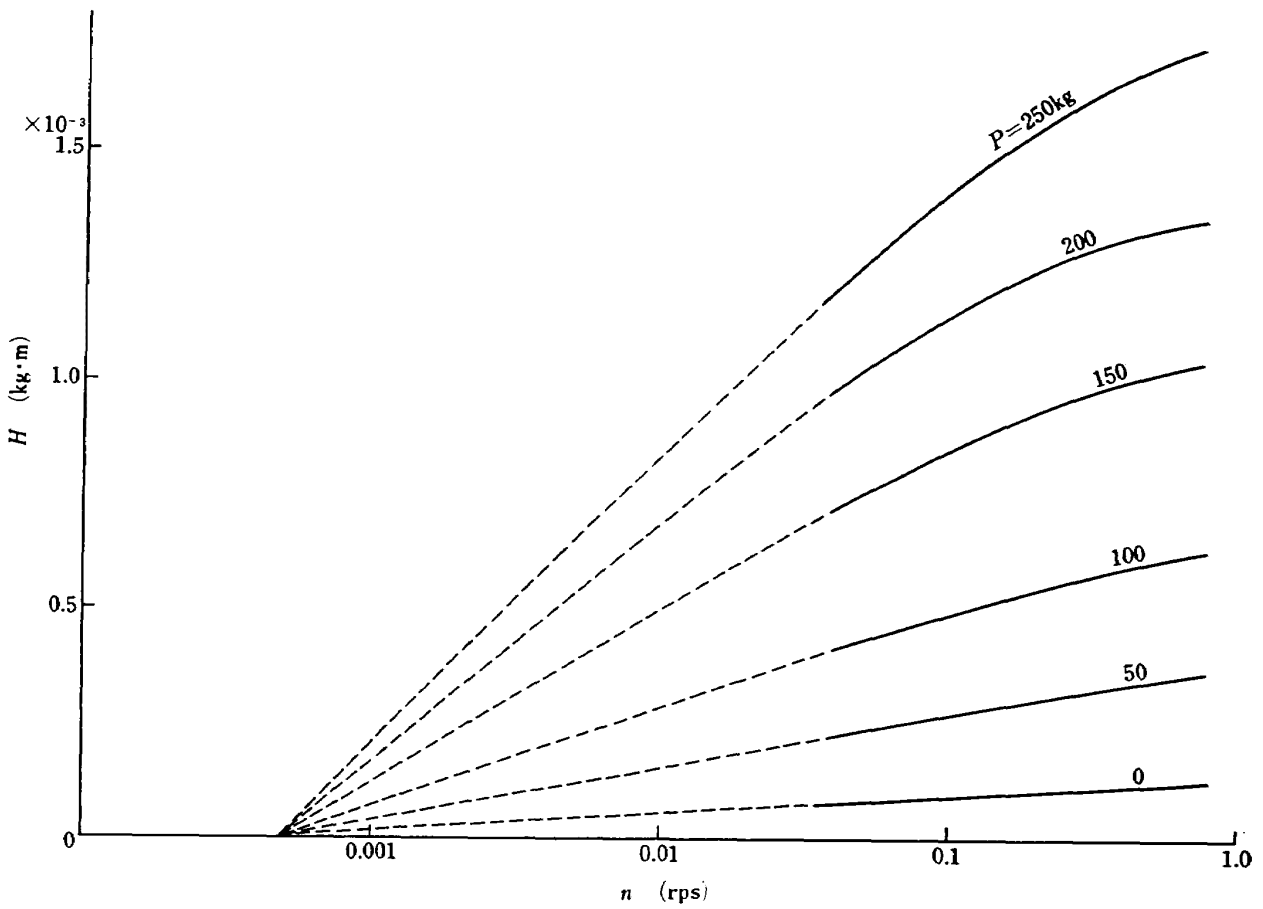


図 14  $H-n$  特性

$$T_0 = a_1 P^2 + a_2 P + a_3 \quad (12)$$

$T_0$  の値に静止摩擦トルクの測定値の  $10^3$  倍の値を用い、最小二乗法によって  $a_1, a_2, a_3$  の値を求め (12) 式に代入すると (13) 式が得られる。 (13) 式の計算値を図 11 に実線  $s$  で示す。

$$T_0 = 0.00002754P^2 + 0.010322P + 0.4337 \quad (13)$$

(11) 式の右辺第 2 項  $H$  は図 11 においては静止摩擦トルク  $T_0$  と回転速度が  $a, b, \dots, h$  であるそれぞれのトルク  $T$  との差であり、回転速度  $n$  を横軸に対数目盛でとり  $H$  を縦軸で表わすと図 14 のごとく表わせる。 $H$  を荷重の関数  $H_1$  と回転速度の関数  $H_2$  の積として (14-1) 式で表わす

$$H = H_1 \cdot H_2 \quad (14-1)$$

図 14 において  $H-n$  曲線はおよそ  $\log n$  に比例して、荷重が  $P=250\text{kg}$  の場合には曲線の勾配は約 0.58 ( $n=0.01 \sim 0.1$ ) である。したがって  $P=250\text{kg}$  における回転速度の関数  $H_2$  は (14-2) 式で表わすことができる。

$$H_2 = 0.58 \log F(n) \quad (14-2)$$

$F(n)$  は  $n$  の関数であり、図 14 から  $n < 0.0005$  では  $F(n) \div 0$  でなければならない。したがって定数として 0.0005 より大きな値 0.00065 を選び  $F(n)$  を (14-3) 式で表わす。

$$F(n) = \frac{n + 0.00065}{0.00065} \quad (14-3)$$

(14-2) および (14-3) 式から  $H_2$  は次式で表わせる。

$$H_2 = 0.58 \log \frac{n + 0.00065}{0.00065} \quad (14-4)$$

図 14 における  $H-n$  曲線の勾配はパラメータ  $P$  によって異なる。これらの勾配を  $P$  の一次式  $H_1$  で表わされるとすると、 $H_1$  は  $P=250\text{kg}$  では (14-1) および (14-4) 式から  $H_1 \div 1$  でなければならない。定数  $A_1$  を導入し  $A_1 \ll 250$  とすると  $H_1$  は (15) 式で表わされる。

$$H_1 = \frac{P + A_1}{250} \quad (15)$$

次に定数  $A_1$  を求める。 $H$  は図 14 に示すごとくほぼ荷重に比例しているが  $P=0\text{kg}$  および  $n=0.65\text{rps}$  における  $H$  の値は 0.12 である。これらの値を (14-1), (14-4), (15) 式に代入すると

$$H = 0.12 = \frac{A_1}{250} \times 0.58 \times 3$$

したがって  $A_1$  は

$$A_1 = 17.2 \quad (16)$$

(14-1), (14-4), (15) および (16) 式から、 $H$  は

$$H = \frac{17 + P}{250} \times 0.58 \log \frac{0.00065 + n}{0.00065} \quad (17)$$

(10), (13), (17) 式からラジアル荷重および回転速度を変数とする軸受 6202 のトルクを求める実験式は (18) 式で表わし、計算結果を図 15 に示す。

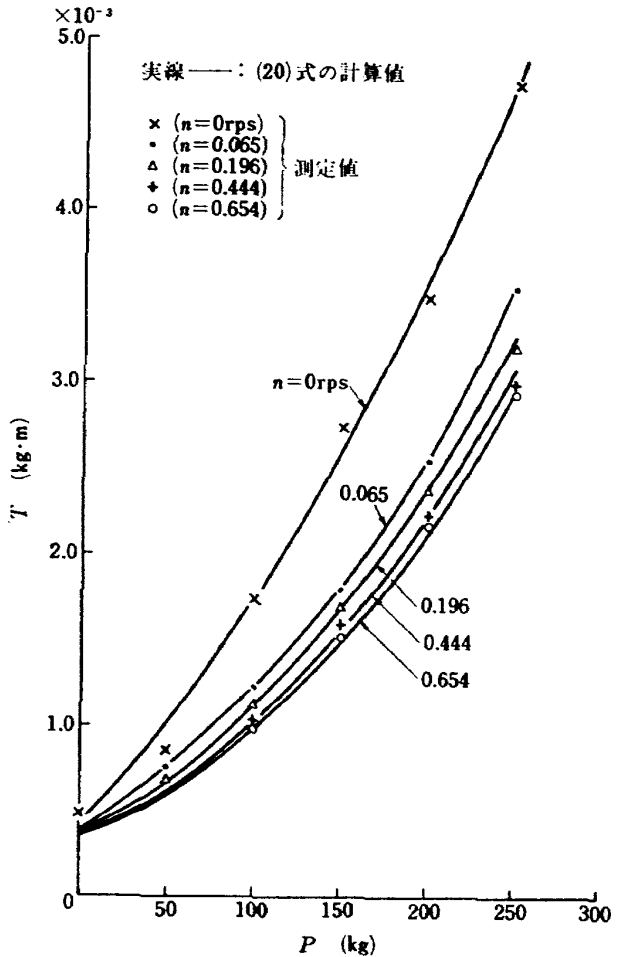


図 15 (20) 式による摩擦トルクの計算値

$$T = 0.00002754P^2 + 0.010322P + 0.4338$$

$$- \frac{17 + P}{250} \times 0.58 \log \frac{0.00065 + n}{0.00065} \quad (18)$$

以上の計算において  $P, n, T$  の単位はそれぞれ  $\text{kg}, \text{rps}$  および  $10^{-3} \text{kg}\cdot\text{m}$  を用いた。(18) 式は軸受 6202 の負荷トルクに関する実験式であり、軸受の型式または潤滑の粘性が異なれば (18) 式はそのまま他の軸受に適用できない。しかしながら軸受の種類または使用条件が異なっても (18) 式の形は変わらずに係数および定数が変わるだけであり、これらの係数および定数を一般の軸受について求めれば (18) 式は 6202 以外の軸受についても適用できるものと思われる。

### 4. エンジンの微小ふれ角揺動特性

すでに TM-187<sup>1)</sup> で報告した“燃焼中のジンバルエンジンの揺動特性”において実験したエンジンふれ角の目標値  $\delta_c$  は  $2^\circ$ 、 $4^\circ$  および  $6^\circ$  であり  $\delta_c$  の小さな値については実験していない。その後の研究においてロケットの姿勢制御の精度を高める場合には、エンジンふれ角が  $2^\circ$  以下の小さな値で制御しなければならない場合があることが分かったので、前回の実験データの補足の目的で  $\delta_c$  が  $2^\circ$  および  $1^\circ$  について実験を行なった。使用したエンジンは前回に使用したエン

ジンと同じものである。図 16 a は目標値  $\delta_c$  が  $1^\circ$  の場合であり、燃焼中を実線で示し非燃焼中を破線で示した。これらのデータは記録紙上の値を読取るのであるが、データの読取りの方法による精度が計測全体の精度の大部分となっているので、この読取りの精度を検討するために記録紙上のノイズ帯の中に中心線となるような線を引き、この線を基準として一定区間のノイズの大きさを測定し、中心線の標準偏差  $\sigma$  を求めた。すなわちデータの記録紙上からの読取り誤差の評価のための  $\sigma$  であり、 $\sigma$  の値を図 16 a において斜線の幅で示した。図 17 a, b は  $\delta_c$  が  $2^\circ$  の場合の

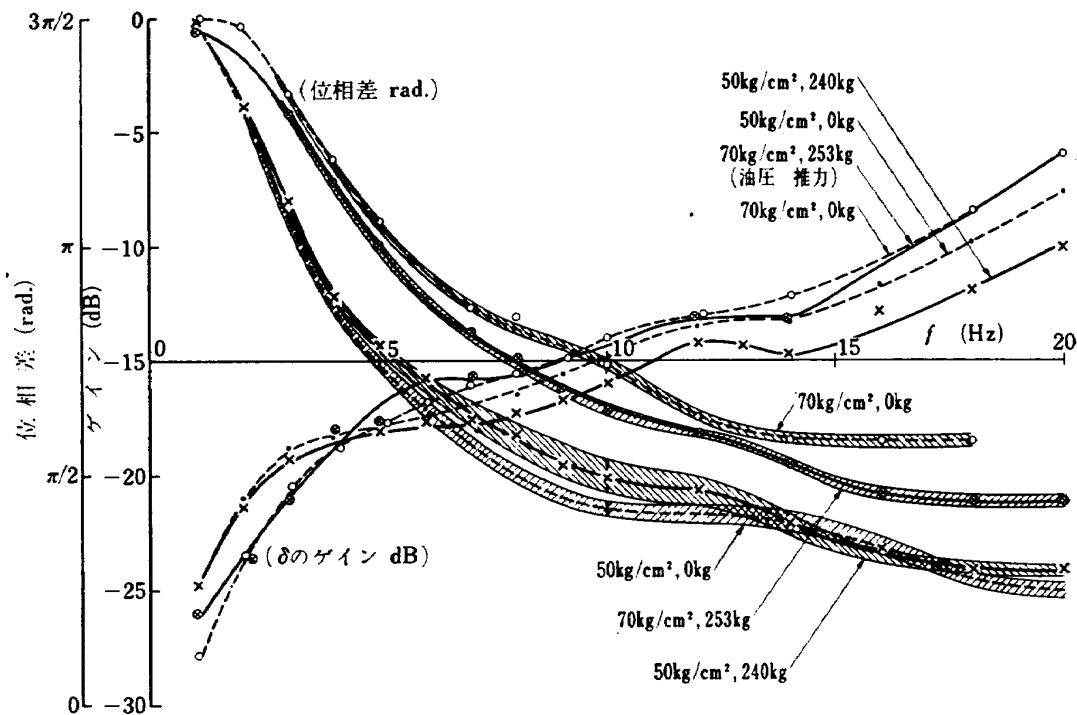


図 16 a ジンバルの揺動特性 ( $\delta_c=1^\circ$ )

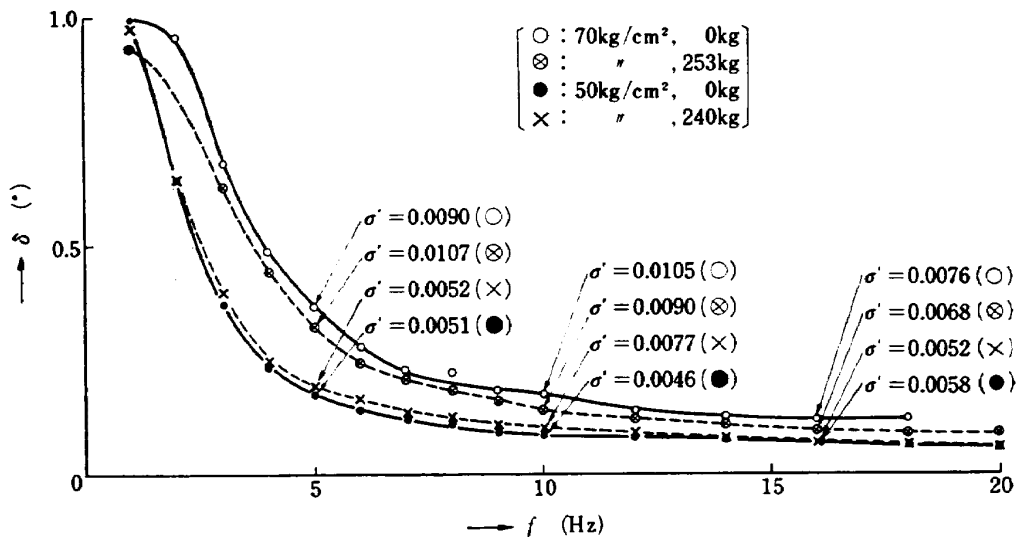


図 16 b  $\delta$  測定精度 ( $\delta_c=1^\circ$ )

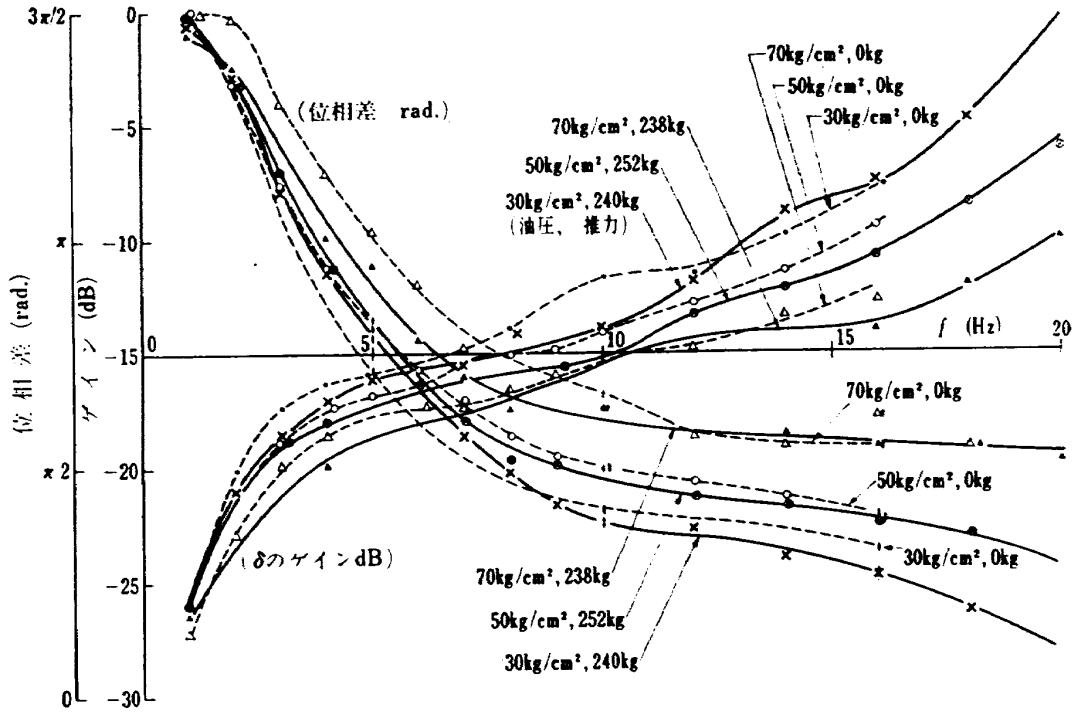


図 17 a ジンバルの揺動特性 ( $\delta_c=2^\circ$ )

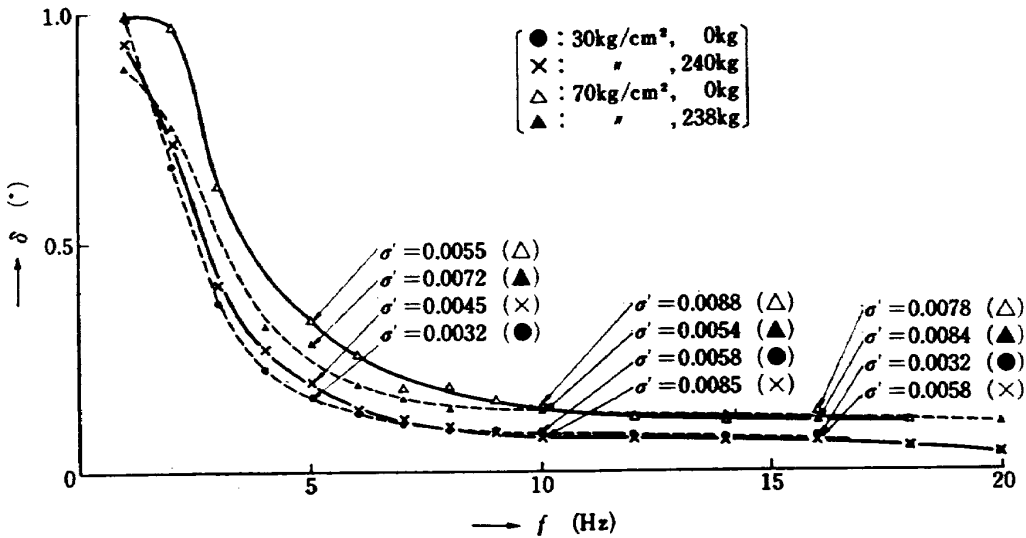


図 17 b  $\delta$  測定精度 ( $\delta_c=2^\circ$ )

実験結果である。図 16 a によると  $\delta_c=1^\circ$ 、アクチュエータの油圧が  $70\text{kg/cm}^2$  において燃焼中（推力  $253\text{kg}$ ）と非燃焼中（推力  $0\text{kg}$ ）のエンジンのふれ角  $\delta$  のゲインの差は  $10\text{Hz}$  において  $2\text{dB}$  であり、 $\delta$  の振幅は約  $0.18^\circ$  および  $0.14^\circ$  でありその差は約  $0.04^\circ$  になる。この差が生じる原因はパイプおよび軸受の負荷トルクによるものである。 $f=10\text{Hz}$ 、 $\delta=\pm 0.18^\circ$  におけるジンバル軸受の半径  $d/2$  を回転半径とする周速度  $v$  の最大値  $v_{max}$  は (19) 式で表わされる。

$$v = \omega d/2$$

$$\omega = 2\pi \frac{\delta}{360} (\sin \theta)'$$

( $\sin \theta$  : サーボ弁の入力信号,  $\theta = 2\pi 10t$ )

$$w_{max} = (2\pi)^2 \frac{\delta}{360} \cdot 10 (\cos \theta)_{max} = 2\pi^2 \frac{1.8}{180}$$

$$v_{max} = \frac{d}{100} \pi^2 \tag{19}$$

一方、図 11 に示す実験値は一定方向の定速回転による実験から得られた値であり、この場合の軸受の周速度  $v$  は (20) 式で表わされる

$$v = n\pi d \tag{20}$$

したがって  $f=10\text{Hz}$ 、 $\delta$  の振幅  $\pm 0.18$ 、回転半径  $d/2$  で揺動する軸受の周速度の最大値と同じ値で一定方向定

速回転の実験条件における回転周波数  $n$  は (18) 式および (20) 式から

$$v_{max} = n\pi d = d\pi^2/100$$

$$n = 0.0314 \text{ rps} \quad (20)$$

(18) 式から軸受単体の荷重  $P=150\text{kg}$ ,  $n=0.0314\text{rps}$ . の場合のトルクを求めると  $T=1.9 \times 10^{-3}\text{kg}\cdot\text{m}$  であり,  $n=0$  では  $T=2.6 \times 10^{-3}\text{kg}\cdot\text{m}$  である。供試エンジンでは一自由度に 2 個 1 組の軸受が用いられているので, 供試エンジンのジンバル軸受に発生する負荷トルクは  $T_L=2T=3.8 \times 10^{-3} \sim 5.2 \times 10^{-3}\text{kg}\cdot\text{m}$  となる。この値は図 4 に示すパイプの負荷トルクに比べて無視できる程に小さな値である。したがって燃焼中と非燃焼中の  $\delta$  のゲインの差が  $2\text{dB}$  になる原因の殆んどは燃料系パイプの負荷トルクによるものであると考えられる。

## 5. ま と め

油圧方式のアクチュエータによってエンジンふれ角を燃焼前に一定角度に維持し, その状態で燃焼を開始するとエンジンふれ角が変化する。このエンジンふれ角の変化量を測定し燃焼中に燃料供給系パイプによってジンバル軸まわりに発生するトルクの特 性を求めた。一方, 軸受のトルクの測定に関しては, エンジンを燃焼中および非燃焼中においてそれぞれ揺動させてトルクを測定する実験方法も考えられるが, この方法ではパイプのトルクの影響を取除くことが困難であるので供試エンジンを用いた燃焼実験は行なわずエンジンの燃焼中と同一状態の荷重および回転速度が得られる軸受試験装置を試作し, この装置によって軸受に発生するトルクの測定を行なった。以下はこれらの実験結果である。

(1) 燃焼中にパイプに発生するトルクはエンジンふれ角の設定値  $\delta_e$  が  $0 \sim \pm 6^\circ$  ( $f=0\text{Hz}$ ) の範囲では大きな変化はなく, 約  $2\text{kg}\cdot\text{m}$  以下の値である。この値は推力  $300\text{kg}$  のエンジンに対して小さな値ではない。この負荷トルクを小さくするためにパイプの構造および取付位置を変えて, トルクが最小の値になるよ

うに設計することができる。

(2) 供試エンジンの軸受の負荷トルクはパイプ系の負荷トルクに比べて非常に小さく無視することができる。軸受による負荷トルクの範囲は  $10^{-3} \sim 10^{-2}\text{kg}\cdot\text{m}$  である。

(3) 荷重をパラメータとし, 超低速回転における軸受の負荷トルクの特 性が得られた。この実験結果から荷重および速度を変数とする軸受 (6202) の負荷トルクの実験式を求めた。

(4) エンジンふれ角の振幅の設定値  $\delta_e$  を  $\pm 1^\circ$  および  $\pm 2^\circ$  にして燃焼中および非燃焼中の揺動周波数を  $f=1.0 \sim 20\text{Hz}$  に変えてエンジンふれ角  $\delta$  を測定し, 燃焼中および非燃焼中の振幅  $\delta$  の差を求めた。これは主としてパイプの負荷トルクによって生じるものである。

以上は推力  $300\text{kg}$  のエンジンについての結果であるが, 構造の異なる他のエンジンまたは大型エンジンのジンバルおよびアクチュエータを設計する場合または揺動特性を求める場合の参考にすることができる。終りに本研究の計画について, 特に軸受試験装置の設計および試験に関しては宇宙研究グループ第 9 研究グループ宮川グループリーダーの御指導と協力を得たことを付け加え深く感謝の意を表します。

## 参 考 文 献

- 1) 檜崎哲二, 中野富雄, 橋本亮平, 竹花真一郎, 推力  $300\text{kg}$  ジンバル液体ロケットエンジンの揺動特性 (I), 航空宇宙技術研究所資料 TM-187, 1970
- 2) 東洋ベアリング製造株式会社, Ball and Roller Bearing, CAT. No.1000, p.85
- 3) Palgren; VDI-Berichte 20 (1957)
- 4) 軸受潤滑便覧編集委員会, 軸受・潤滑便覧 1961, p.262~263
- 5) 日本潤滑学会, 潤滑ハンドブック, 1970, p.681

TM-229	液体酸素中におけるころがり軸受の性能	1972年7月	宮川行雄, 関勝美
TM-230	航空用ガスタービン燃焼器における排気制御の研究(Ⅰ)―現状とその検討―	1972年7月	齋藤隆, 鈴木邦男
TM-231	フライングテストベッド全機振動試験	1972年8月	渋谷昭義, 岡田典秋 丸山茂, 川崎純男
TM-232	フライングテストベッド電気系統試験	1972年9月	甲斐忠夫, 十河弘
TM-233	フライングテストベッド空気タービン試験	1972年11月	宮本義人, 中村公昭 川崎純男, 東海林秀幸
TM-234	スピン燃焼試験設備による燃焼実験	1972年10月	石井進一, 岡部祐二郎 山田晃, 新岡嵩 三谷徹
TM-235	推進エンジン用空気取入口の予備実験(続報)	1972年10月	近藤博, 長谷川聡
TM-236	大型低速風洞動的量データ処理設備	1972年10月	桑野尚明
TM-237	大型低速風洞壁面効果補正要領	1972年11月	佐藤淳造
TM-238	圧力測定的时间遅れにおよぼす圧力孔の影響	1972年11月	曾我 国男, 小野寺信幸
TM-239	突風風洞の気流測定について	1973年4月	高橋 俸
TM-240	突風風洞での突風応答予備実験	1973年5月	松下 洸, 西村博史
TM-241	カーボン複合材の強度特性	1973年6月	古田敏康, 野口義男 松嶋正道

注：欠番は配布先を限定したものの。

---

## 航空宇宙技術研究所資料243号

昭和48年6月発行

発行所 航空宇宙技術研究所  
東京都調布市深大寺町1880  
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表)☎182

印刷所 日新図書印刷株式会社  
東京都港区芝3-33-5

---

