

[論文]

Floating Ring Seal に作用するロータダイナミック流体力

弘松純*¹, 内海政春*¹, 長尾直樹*¹, 江口真人*²

Rotordynamic Fluid Forces on Floating Ring Seal

Jun HIROMATSU*¹, Masaharu UCHIUMI*¹, Naoki NAGAO*¹ and Masato EGUCHI*²

A floating ring seal (FRS) has been employed as a noncontact type seal, which seals in high-pressure liquid oxygen (LOX) for the rocket engine turbopump. However a dynamic behavior of FRS has rarely been focused on. The objectives of the present study are to evaluate the rotordynamic fluid forces of FRS experimentally. The axial force induced by differential pressure presses the floating-ring (FR) against the stationary housing. Because of the increasing friction force of the secondary contact surface, high axial load increases the radial force required to reposition the FR. Therefore, it is very important to investigate rotordynamic forces as tribological behavior.

Keywords: Floating ring seal, Rotordynamic fluid forces, Whirling motion, Stribeck curve

1. 緒言

ロケットターボポンプは高速回転機械であり、回転運動に起因するさまざまな軸振動問題が発生する。一般的に軸振動特性は玉軸受の剛性が支配的と考えられているが、ロケットターボポンプでは高効率・高性能の要求が厳しいため回転系と静止系のクリアランスが非常に小さく、接液部・接ガス部に生じるロータダイナミック流体力 (RD 流体力) の影響が無視できない。Fig. 1 に LE-7 液体酸素 (LOX) ターボポンプの構成要素を示す。

軸シールは液体ロケットエンジンのもっとも重要な構成要素の一つである⁽¹⁾。平行環状シールはロータに大きな不安定化力⁽²⁾を与えることが知られているが、ロケットターボポンプに採用されている Floating ring seal (FRS) の動特性に着目することは今までなかった。FRS は非接触型シールのため長寿命であり、高差圧環境でも小漏洩量を維持できる軸シールである。

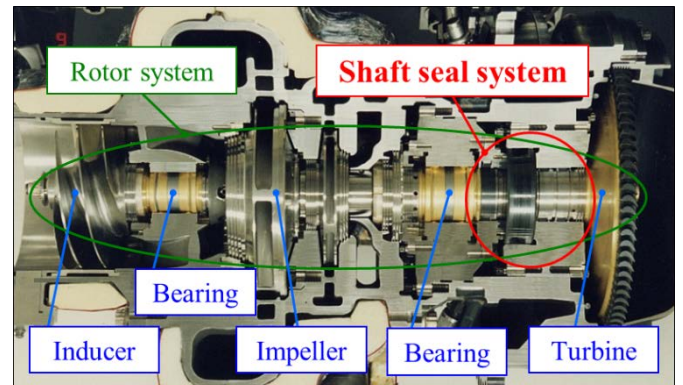


Fig. 1 Layout of major spinning components of the LE-7 LOX turbopump

LOX ターボポンプの軸シールに対する要求は極めて厳しく、Fig. 2 のようにシールシステム⁽³⁾として複数のシールで構成し、液体酸素と高温水素ガスを完全分離することができる。本報告では、LOX seal の FRS について RD 流体力を取得した結果を報告する。尚、ロータの軸振動を設計段階から考慮するため、ターボポンプ構成要素の RD 流体力をロータシステム設計に

適用し、多領域に最適化するターボポンプのダイナミック設計⁽⁴⁾に、この精度の高い FRS の RD 流体力を入力条件として提供する。

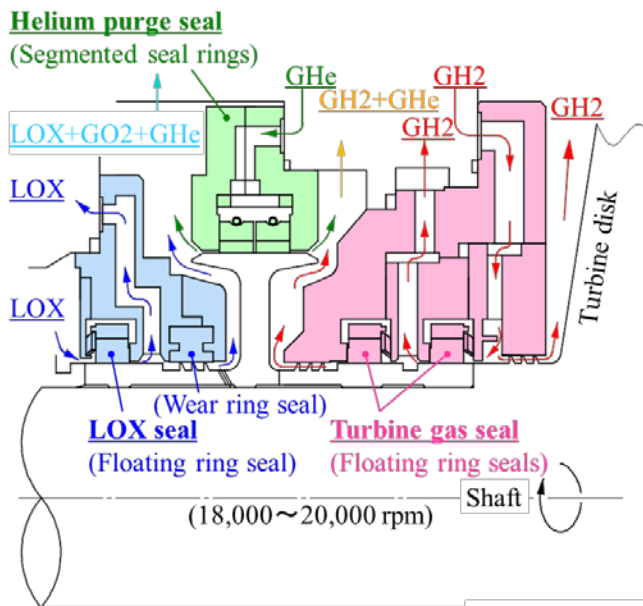


Fig. 2 Shaft seal system of LE-7A LOX turbopump⁽⁴⁾

2. 記号

ω	[rpm]	ロータ回転数
Ω	[Hz]	ふれまわり周波数
e	[m]	ふれまわり半径
dP	[MPa]	シール差圧
F_r	[N]	半径方向流体力
F_t	[N]	接線方向流体力
M	[kg]	直接付加質量係数
C	[Ns/m]	直接減衰係数
K	[N/m]	直接剛性係数
m	[kg]	連成付加質量係数
c	[Ns/m]	連成減衰係数
k	[N/m]	連成剛性係数
G	[---]	軸受特性数
μ	[---]	摩擦係数
η	[Pa · s]	潤滑剤粘度
A	[m ²]	Floating ring 受圧面積
L	[m]	接触面の半径方向長さ

3. ロータダイナミック流体力

ロータの静的中心（固定ハウジング中心）まわりの微小同心ふれまわり運動で、ロータに作用する RD 流体力を Fig. 3 に定義する。半径方向流体力 F_r および接線方向流体力 F_t の成分に分けて考えることが有用であり、RD 流体力とふれまわり運動との関連は式(1)および式(2)のように表すことができる⁽⁵⁾。

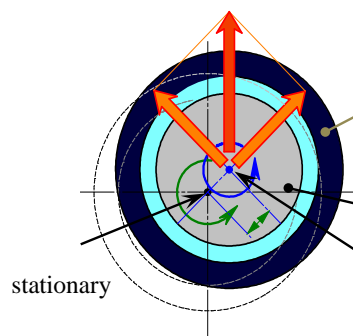


Fig. 3 Definition of RD fluid forces under forward whirling motion ($0 < \Omega/\omega$)

$$\frac{F_r}{e} = M \cdot \Omega^2 - c \cdot \Omega - K \quad (1)$$

$$\frac{F_t}{e} = -m \cdot \Omega^2 - C \cdot \Omega + k \quad (2)$$

接線方向流体力 F_t はロータの安定性への影響に非常に重要な意味を持っている。 F_t がふれまわり方向と同方向に発生する場合、ロータのふれまわり運動を助長する力が働き不安定化力としてロータに作用し、反対方向に発生する場合、安定化力が增加する。連成付加質量係数 m は直接減衰係数 C および連成剛性係数 k と比較して十分に小さく、構成要素がロータに与える安定性の評価は直接減衰係数 C および連成剛性係数 k の大きさによることになる。連成剛性力 ($e \cdot k$) が大きく $0 < F_t$ の時は不安定化力として、直接減衰力 ($e \cdot C\Omega$) が大きく $F_t < 0$ の時は安定化力としてロータに作用する。

4. 動特性試験

RD 試験機 EBARTS⁽⁶⁾を利用して動特性試験を行った。Fig. 4 に試験構造図を示す。本試験機は磁気軸受を利用して軸のふれまわり運動の制御を行うと同時にふれまわり制御に必要な制御電流から RD 流体力を計測する試験機である。回転方向を除く 5 自由度を半径方向および軸方向の磁気軸受によってフィードバック制御することで、構造系に対してロータが完全非接触浮上している。測定対象物以外の影響を受けることがなく、シールの非常に小さい RD 流体力についても高い計測精度を実現している。Fig. 5 にロータおよび FRS の組立写真を示す。

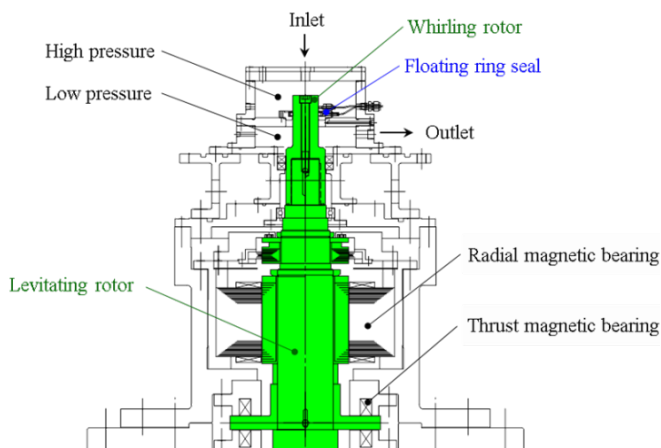


Fig. 4 Floating ring seal test configuration of EBARTS⁽⁶⁾ with an active magnetic bearing

内部構成部品の Floating ring (FR) は、ロータの軸振動に追随しシールクリアランスを常に確保することが要求される。そこで、動特性試験のロータのふれまわり運動とそれに追随する FR の挙動を渦電センサーで計測を行う。Fig. 6 に取り付け概略図を示す。渦電センサーは、X 軸と Y 軸の同位相に取り付け、試験装置から独立した計測系でロータのふれまわり運動に対する FR 挙動の計測を行った。

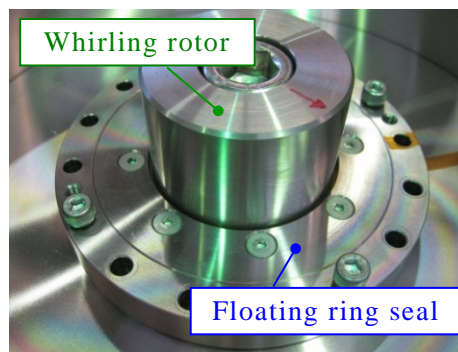


Fig. 5 Floating ring seal -inlet side view of the preassembly whirling rotor and FRS

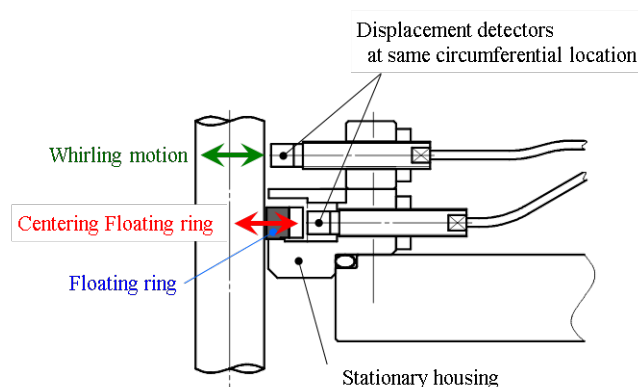


Fig. 6 Measuring the FR behavior and the whirling motion at the same circumferential location

動特性試験の条件は次の通りである。供試体は LOX ターボポンプの LOX seal として採用されている FRS と同寸法で類似形態である FRS を使用する。内部構成部品の FR はロータとの接触を考慮し内筒をカーボン、外筒は熱変形によるシールクリアランスの変化を防止するため、ロータと同材質のニッケル基合金で構成する。FR はロータのふれまわり運動に追随し、ロータとのシールクリアランスを確保するため、半径方向に自由に浮動 (floating) することが可能な構造となっている。また、ロータの回転により FR が回転しないよう回り止め機構が付いている。Fig. 7 に FRS のシール機構を示す。ロータ径 55mm、回転数 900、1500、2100、2700 rpm、

試験流体は常温の水を使用し、FRS 上流側の入口旋回流速（予旋回）は与えない。ロータのふれまわり運動は、ふれまわり速度比 Ω/ω は前向きふれまわり運動、 $-\Omega/\omega$ は後向きふれまわり運動を示し、 $\Omega/\omega=-1.2\sim+1.2$ の範囲で変化させる。ふれまわり半径 e は0.040、0.080、0.120、0.160 mm、シール差圧 dP は0.5、0.75、1.0、1.25 MPaとする。

5. ロータダイナミック流体力の作用

ふれまわり速度比 Ω/ω に対する接線方向流体力 F_t および半径方向流体力 F_r を Fig. 8 に示す。接線方向流体力 F_t は、減衰作用域（第2および4象限）にあり、原点を通る傾向を示している。これは、連成剛性係数 k がほぼゼロであり、ロータに対し不安定化作用を与えないことを示している。差圧の増加によりFRの二次シール面への押付力が増加し、この押付力はFRを軸直角方向へ動かす力を増加させている。つまり、高差圧の押付力により発生する二次シール面の摩擦力が接線方向流体力 F_t を増加させている。低 Ω/ω 領域（約 $-0.4 < \Omega/\omega < 約+0.4$ ）で直接減衰係数 C （グラフ F_t の傾き）は差圧 dP の増加にともない増加するが、高 Ω/ω 領域（ $\Omega/\omega < 約-0.4$ 、 $約+0.4 < \Omega/\omega$ ）では、差圧 $dP=1.25$ MPaの後向きふれまわり運動を除き、接線方向流体力 F_t は増加しない傾向を示している。

半径方向流体力 F_r は、小さい値を示しているが復元作用域（第3および4象限）にあり、慣性作用域（第1および2象限）にはほとんど存在していない。また、同 Ω/ω においても差圧の増加により半径方向流体力 F_r の絶対値は増加する傾向にある。Fig. 9 にふれまわり速度比 Ω/ω に対するRD流体力を差圧毎およびふれまわり半径毎に示す。ふれまわり半径0.040mmの接線方向流体力 F_t の変化は特徴的（Fig. 8 と同じデータ）であるが、その他は同様の傾向を示

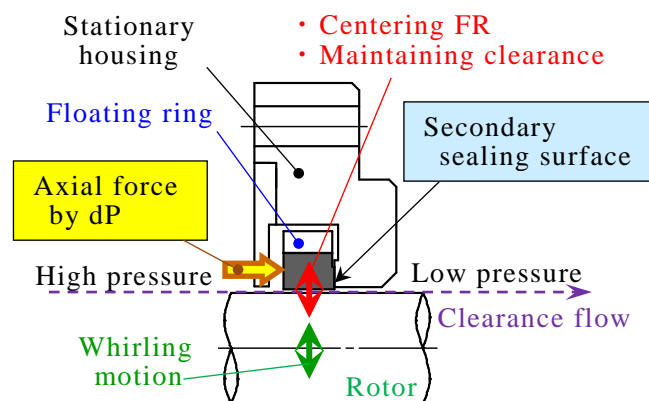


Fig. 7 FRS sealing mechanism, primary sealing surface (noncontact type), secondary sealing surface (contact type)

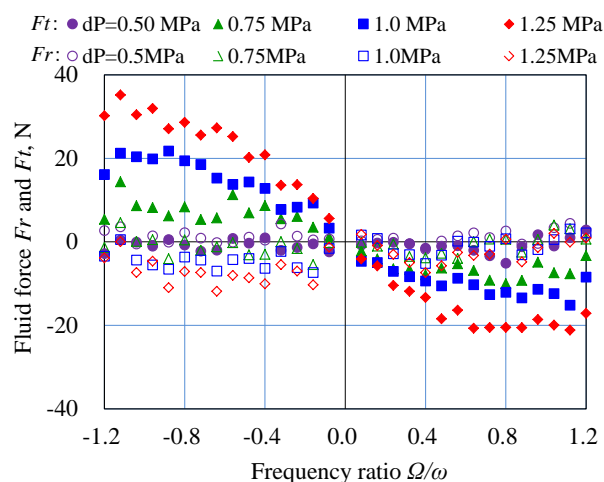


Fig. 8 Effect of the tangential (F_t) and radial (F_r) fluid force with various differential pressure ($\omega=1,500$ rpm, $e=0.040$ mm)

している。Fig. 9 (a) に示す差圧 $dP=0.5$ MPaのRD流体力はほぼゼロを示している。これは差圧による押付力が小さいため、この押付力が垂直荷重として作用する二次シール面の摩擦力が小さくなることで、FRは容易に軸直角方向へ動くことが可能となり、ロータのふれまわり運動に追従する際に、ほとんど力が必要ないためと考えられる。Fig. 9 (b), (c), (d)では、差圧 dP の増加にともない接線方向流体力 F_t が増加しはじめ、低 Ω/ω 領域（約 $-0.4 < \Omega/\omega < 約+0.4$ ）および

Fr: ● $e=0.040$ mm ▲ $e=0.080$ mm ■ $e=0.120$ mm ◆ $e=0.160$ mm

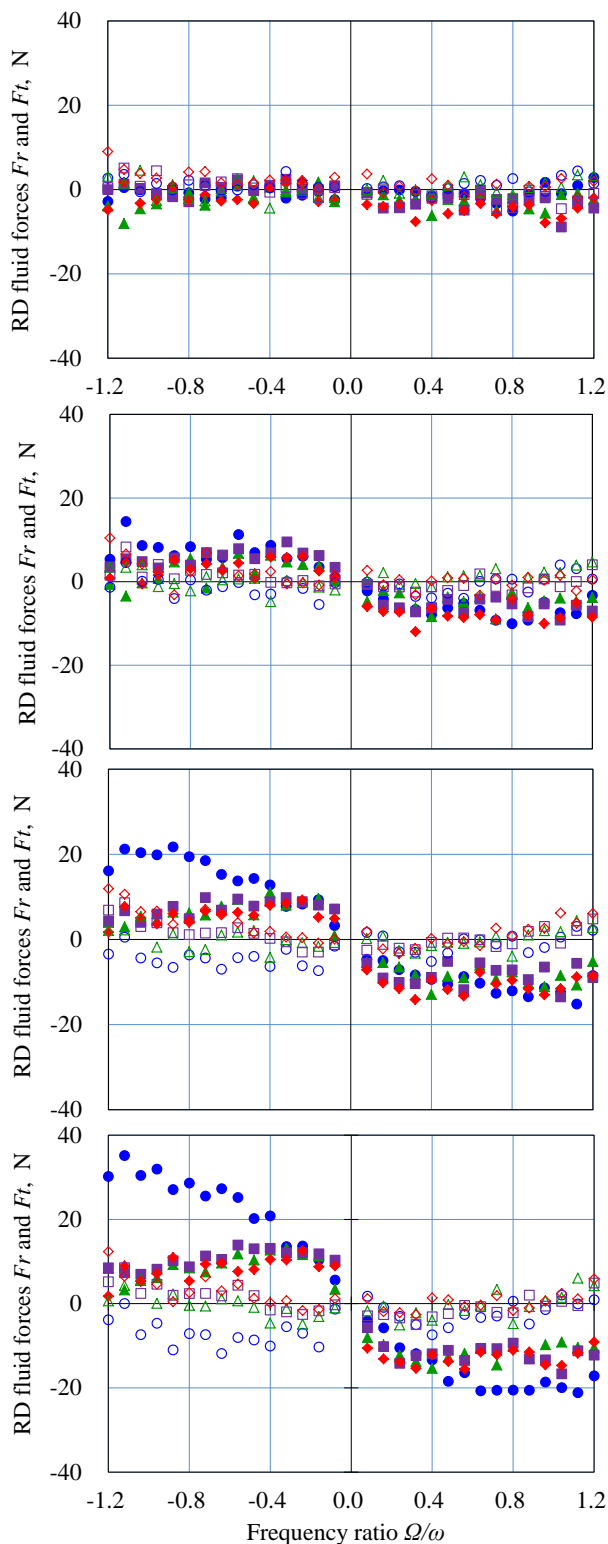


Fig.9 (a), (b), (c), (d) RD fluid forces due to the effect of dP ($\omega=1,500$ rpm)

高 Ω/ω 領域 ($\Omega/\omega < \text{約}-0.4$, $\text{約}+0.4 < \Omega/\omega$) で Fig. 8 と同様の傾向を示している。

Fig. 10 に低 Ω/ω 領域 (約 $-0.4 < \Omega/\omega < \text{約}+0.4$) での直接減衰係数 C の変化を示す。差圧 dP の増加にともない直接減衰係数 C が単調に増加しており、高差圧となるロケットターボポンプでは、FR がロータに十分追従しないことも考えられるが、減衰効果としてロータの安定性への良い影響が期待できる。Fig. 10 の差圧 $dP=0.5$ MPa 以下の直接減衰係数 C は、非常に小さい値を示し、押付力が非常に小さいと考える。これより、差圧 $dP=0.5$ MPa 以下では FR が不安定となり、フラッターリング (軸方向に FR が動くこと) の可能性があるため、FRS は差圧 $dP=0.5$ MPa 以上の差圧環境で使用することが必要であることがわかる。

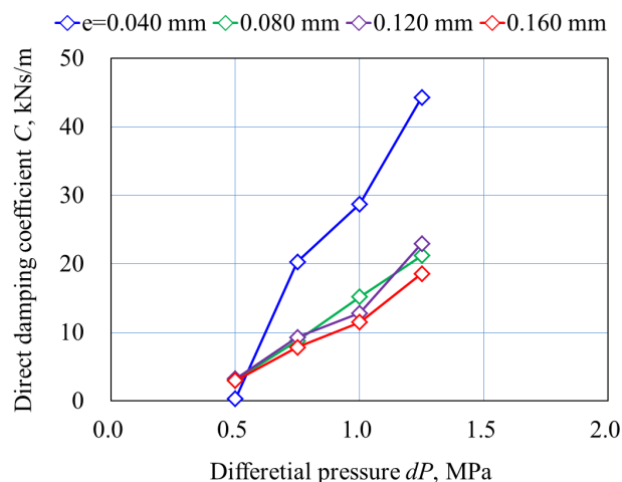


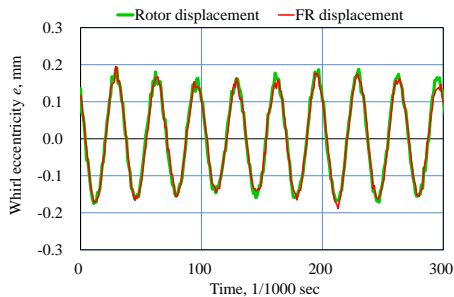
Fig. 10 Effect of the direct damping coefficient C versus dP ($\omega=1,500$ rpm, approximately $-0.4 < \Omega/\omega < +0.4$)

6. シールクリアランスの変化

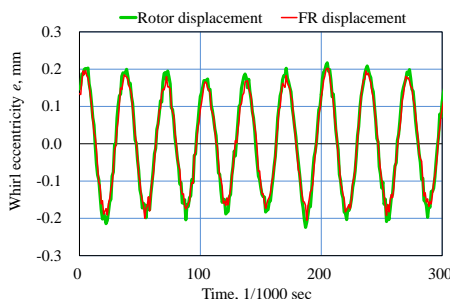
差圧 dP は、FR を固定ハウジングに押付けるため、差圧 dP の増加にともない押付け力が増加し、二次シール面の摩擦力が増加する。この増加した摩擦力は、FR を軸直角方向へ動きにくく

くするため、ロータのふれまわり運動に対して追随性が低下することになる。

本試験条件において、FR の軸直角方向への追随性が最も低下する条件として、最大差圧 $dP=1.25$ MPa、最大ふれまわり半径 $e=0.160$ mm および最大ふれまわり速度比 $\Omega/\omega=+1.2$ ($\Omega=30$ Hz, $\omega=1,500$ rpm) を選定し、このときの FR 挙動を評価した。Fig. 11 に X 軸と Y 軸方向のロータのふれまわり運動に対する FR 挙動を示す。FR の挙動はロータのふれまわり運動に対し時間遅れが発生するものと予想していたが、FR は顕著な位相遅れもなく、X 軸および Y 軸ともにロータのふれまわり運動に追随していることが分かった。また、動特性試験後に FR 内筒面にロータとの接触痕はなかった。この結果より、本動特性試験の全試験条件において FR はロータのふれまわり運動に対して完全に追随できていることが分かった。



(a) Response to x-axis displacement



(b) Response to y-axis displacement

Fig. 11 Response performance of FR to the whirling rotor under max dP , max Ω/ω , max e

7. 接線方向流体力 F_t の評価

動特性試験において FR はロータのふれまわり運動に追随できることが分かった。すなわち、シールクリアランスはロータのふれまわり運動条件下では変化することはない。接線方向流体力 F_t は差圧 dP の増加にともない増加し、他のパラメータの影響は受けないことがわかった。これらの結果から本試験で計測した接線方向流体力 F_t は、二次シール面の摩擦力が支配的であることがわかる。前向きふれまわり運動の場合、ロータは接線方向力 F_t の正方向へ移動し、二次シール面の摩擦力は F_t の正方向と逆の方向に作用する。つまり、この二次シール面の摩擦力はロータに対し減衰力として働き、本試験の接線方向流体力 F_t の計測結果は、この摩擦力を計測したことになる。さらに、高 Ω/ω 領域では、 F_t は上昇しない状態が続き、この時、ふれまわり周波数 Ω が大きく、二次シール面のすべり速度が大きいことを示している。

ストライベック曲線⁽⁷⁾の模式図を Fig. 12 に示す。以下ではストライベック曲線を用いて、高 Ω/ω 領域 ($0.4 < |\Omega/\omega|$) で接線方向力 F_t が単調に増加しない現象について考察する。ストライベック曲線を本試験に適用すると、次の項目に相関性がある。二次シール面の摩擦係数 μ 、潤滑剤 (水) 粘度 η 、二次シール面のすべり速度 $2\pi e\Omega$ および単位長さあたりの差圧 dP による押付力 $(A \cdot dP)/L$ の相関である。摩擦係数 μ は式(3)、軸受特性数 G は式(4)で与えられる。

ストライベック曲線は、境界潤滑、混合潤滑および流体潤滑を含む様々な潤滑形態の特徴を表現している。軸受特性数 G は、すべり速度の増加、すなわちふれまわり周波数 Ω の増加にともない増加し、 $G=0$ は静摩擦状態を示す。つまり、摩擦係数 μ は、ふれまわり周波数 Ω の大きさにより変化する。

境界潤滑は、ふれまわり周波数 Ω が小さい時

の潤滑形態で、二次シール面内にほとんど潤滑剤がなく、摩擦面に吸着した単分子膜程度の吸着膜による潤滑であり、摩擦係数 μ は大きい。一方、ふれまわり周波数 Ω が増加するにともない二次シール面の真実接触部が徐々に減少し始め、混合潤滑へ移行し始める。二次シール面のお互いの部品の加工は、高精度に仕上げられているが、面のうねりを全くなくすることは現実的には出来ないため、ふれまわり周波数 Ω の増加にともない二次シール面内に潤滑剤がうねり部などから流入し、潤滑形態が変化する。混合潤滑は、非常に薄い膜が形成され、真実接触部の減少によって摩擦係数 μ が急激に低下し最小値に到達する。流体潤滑は、混合潤滑からさらにすべり速度の増加により真実接触部が減少し、表面粗さと比較して十分厚い流体膜が形成され、二次シール面間を完全に分離する潤滑形態に移行する。

Fig. 13 に Fig. 9 (d)の後向きふれまわり運動を式(3)および式(4)に基づき整理した摩擦係数 μ の変化を示す。軸受特性数 G (ふれまわり周波数 Ω) が小さい時、摩擦係数 μ にほとんど変化はないが、 G (ふれまわり周波数 Ω) が増加するにともない各々のグラフで同じように摩擦係数 μ が低下するため、高 Ω/ω の領域で接線方向力 Ft が単調増加しない現象は、二次シール面のトライボロジー挙動として説明することができ、潤滑形態が境界潤滑から混合潤滑へ移行する領域であることを示している。

FRは回り止め機構により回転せずにロータのふれまわり運動に追随するため、固定ハウジングに対し「拭き運動 (Wiping motion)」の挙動を示すことになる。これはふれまわり半径 e の大きさが、二次シール面のすべり速度 $2\pi e\Omega$ に大きく影響することを示している。フェイスタイプシールの摺動面のように常に回転方向と同じ方向に摺動するものとは異なり、二次シール

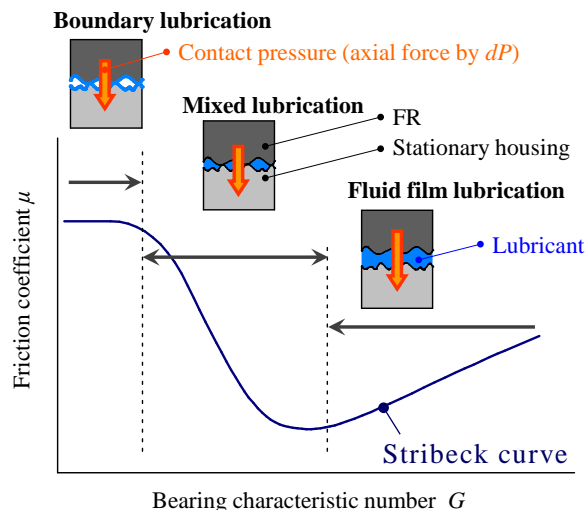


Fig. 12 Variation of friction coefficient μ with the sliding velocity $2\pi e\Omega$ and differential pressure dP on Stribeck curve

$$\mu = \frac{(Fr^2 + Ft^2)^{\frac{1}{2}}}{A \cdot dP} \quad (3)$$

$$G = \eta \frac{(2\pi e\Omega)}{(A \times dP)/L} = \left(\frac{2\pi\eta L}{A} \right) \times \frac{e}{dP} \times \Omega \quad (4)$$

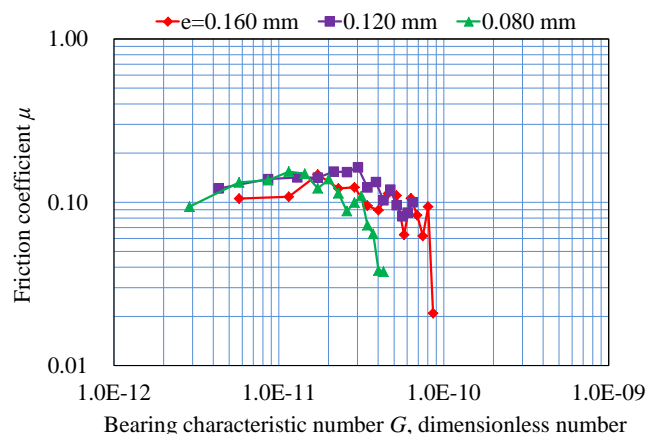


Fig. 13 Variation of friction coefficient μ with the translation to mixed lubrication ($\omega=1,500$ rpm, $dP=1.25$ MPa, Fig.9(d) backward whirling motion)

面の接触部が小さな摺動の円軌道を描き、摺動方向が一定ではない運動となっている。そのため、ふれまわり半径 e の変化によって摩擦係数

μ が低下し始める箇所を把握することでロータのふれまわり運動に対しFRSがどのような影響をロータに与えるか把握することが可能となる。しかし、そのためには、ふれまわり半径 e を変数としてさらなる試験を行うことが必要と考える。Fig. 9 (a) の接線方向力 F_t は、全ての Ω/ω 領域でほぼゼロを示している。これは差圧 $dP=0.5$ MPa が小さく G が大きいと考えられることから、押付力および二次シール面の摩擦力が小さいため、二次シール面の潤滑形態は混合潤滑または流体潤滑であると考えられる。

8. 結言

FRS の RD 流体力を取得するため、動特性試験を行い、その結果、半径方向流体力 F_r は復元作用として、接線方向流体力 F_t は減衰作用として働き、ロータの安定性を増加させることが分かった。直接減衰係数 C は低 Ω/ω 領域（約 $-0.4 < \Omega/\omega < 約+0.4$ ）では、正の値をとり、差圧 dP にともない増加するため、高差圧となるロケットターボポンプでは、大きい直接減衰係数 C がロータの安定性に良い影響を与えることが期待できる。また、本試験で取得した接線方向流体力 F_t は、二次シール面の摩擦力が支配的であることがわかった。高 Ω/ω 領域（ $\Omega/\omega < 約-0.4$ 、 $+0.4 < \Omega/\omega$ ）では、接線方向力 F_t が増加しない、または低下する傾向を示したが、これは、ふれまわり周波数 Ω の増加にともない二次シール面のすべり速度が増加し、潤滑形態が変化するというトライボロジー挙動としてストライベック曲線を用いて説明することができる。ふれまわり周波数 Ω が小さい時（約 $-0.4 < \Omega/\omega < 約+0.4$ ）は、 G は小さく境界潤滑となり、摩擦係数 μ が大きく、ふれまわり周波数 Ω の絶対値の増加にともない、接線方向力 F_t の絶対値は増加する。しかし、ふれまわり周波数 Ω が大きい時（ $\Omega/\omega < 約-0.4$ 、 $+0.4 < \Omega/\omega$ ）は、二次シール面のすべり速度が大

きく、混合潤滑に移行する領域となり摩擦係数 μ が低下する。この潤滑形態の変化により、高 Ω/ω の範囲では接線方向力 F_t は増加しないものとする。

<参考文献>

- (1) Liquid rocket engine turbopump rotating-shaft seals, Space vehicle design criteria (chemical propulsion), 1978, NASA SP-8121, pp.1
- (2) Iwatsubo, T., et al., An Experimental Study on the Static and Dynamic Characteristics of Pump Annular Seals, NASA CP 3026, pp.229-251 (1988)
- (3) Oike, M., et al., Characteristics of a Shaft Seal System for the LE-7 Liquid Oxygen Turbopump, AIAA-95-3102 (1995)
- (4) Uchiumi, M., et al., Integrated Design Method of Turbopump Sub-system for Suppressing Rotor Lateral Vibration, Asian Joint Conference on Propulsion and Power, AJCPP2012-044 (2012)
- (5) Childs, D. W., et al., Analysis and Testing for Rotordynamic Coefficients of Turbulent Annular Seals With Different, Directionally-Homogeneous Surface-Roughness Treatment for Rotor and Stator Elements, Trans. ASME. J. Tribology Tech., Vol.107, pp.296-306 (1985)
- (6) Eguchi, M., et al., Development of Rotordynamics Measurement System with Active Magnetic Bearings, Proceedings of 10th Asia-Pacific Vibration Conference, 1, pp.115-120 (2003)
- (7) Stribeck, R., Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager, Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, 46, pp.1341-1348, pp.1432-1438, pp.1463-1470 (1902)