

2022 年度 学位論文（修士）

真空中におけるオイルシールの
封止メカニズムに関する研究

2023 年 1 月 27 日

東京都立大学大学院

システムデザイン研究科 システムデザイン専攻

航空宇宙システム工学域 博士前期課程

21863620 酒見 蒼一郎

指導教員 小原 新吾

目次

第1章 序論	1
1.1 研究背景	1
1.2 月面有人と圧ローバの駆動系	3
1.3 オイルシール	4
1.3.1 分類・用途	4
1.3.2 潤滑機構	5
1.3.3 封止機構	5
1.4 本研究の目的	7
第2章 試験	9
2.1 試験概要	9
2.2 試験装置	9
2.2.1 回転試験機	9
2.2.2 可視化試験機	13
2.3 供試体	17
2.3.1 シール	17
2.3.2 ランナー	19
2.3.3 オイル	20
2.3.4 供試体の洗浄方法	21
2.4 試験条件	21
2.4.1 シール性能評価試験	21
2.4.2 ポンピング試験	23
2.4.3 可視化試験	25
第3章 表面分析	27
3.1 マイクロ스코ープ [29]	27
3.1.1 原理	27
3.1.2 測定方法・測定条件	27
3.2 接触式表面粗さ計 [30]	28
3.2.1 原理	28
3.2.2 測定方法・測定条件	28
第4章 試験手法の確立	30

4.1 シール性能評価試験・ポンピング試験	3 0
4.1.1 治具トルクの補正	3 0
4.1.2 ピラニゲージ・BA ゲージ真空度換算式	3 5
4.2 可視化試験	3 6
4.2.1 キャビテーションの判定	3 6
4.2.2 画像解析	3 8
第 5 章 試験結果及び分析結果	3 9
5.1 シール性能評価試験	3 9
5.1.1 トルク（PTFE 複合材シール, FKM シール）	3 9
5.1.2 漏洩速度（PTFE 複合材シール, FKM シール）	4 0
5.2 ポンピング試験	4 5
5.3 可視化試験	4 7
5.3.1 シール接触幅（乾燥状態での撮影）	4 7
5.3.2 回転前後のしゅう動面内の様子（オイルを用いた撮影）	4 7
5.3.3 メニスカス部における気泡の発生	4 9
5.4 まとめ	5 0
第 6 章 考察	6 0
6.1 封止特性	6 0
6.1.1 封止性能とポンピング速度の関係	6 0
6.1.2 しゅう動による変形の影響	6 0
6.1.3 凝着による影響	6 2
6.1.4 キャビテーションによる影響	6 2
6.1.5 差圧による影響	6 5
6.2 トルク特性	6 5
6.3 まとめ	6 6
第 7 章 総括	6 8
謝辞	7 2
付録 A	7 2

第1章 序論

1.1 研究背景

宇宙探査の歴史の中で人類が月面を歩いたのは 1972 年 12 月のアポロ 17 号乗組員ユージン・サーナンとハリソン・シュミットが最後である。そこから約 50 年経過した近年、宇宙開発では人類の活動領域の拡大のため、再び月面探査が注目されている。2019 年 5 月、NASA は再び人類の月面着陸を目指すことを発表し、一連の計画を「アルテミス計画」と名付け、プロジェクトを始動した。去年 2022 年 11 月に NASA はアルテミス計画第一弾として、宇宙船 Orion が SLS (Space Launch System SLS) ロケットにより打ち上げられ、25 日半にわたり月を周回し、地球に帰還した [1][2][3]。日本もアルテミス計画に参加し、JAXA は 2023 年の月面のピンポイント着陸を目指す SLIM (Smart Lander for Investigating Moon) を皮切りに、2020 年代半ばに月極域の探査 (LUPEX)、2030 年代に長期間の月面与圧ローバを用いた有人探査が予定されている [4]。また、民間では ispace 社が月面探査プログラム HAKUTO-R を実施している。HAKUTO-R は独自のランダー (月着陸船) とローバー (月面探査車) を開発し、月面着陸と月面探査の 2 回のミッションを行う計画であり、去年 2022 年に SpaceX 社の Falcon9 によって月面着陸ミッションのランダーが打ち上げられた。月面探査ミッションは 2024 年の打ち上げを予定している [5][6]。このように、月を目指す動きが世界中で活発化している。

JAXA では 2030 年代の有人探査で使用する月面有人与圧ローバの研究開発が進められている。このローバは月面での 10,000 km 走行、約 10 年間運用を目指すものであり、過去に運用された有人月面探査ローバではアポロ 17 号の LRV (Lunar Roving Vehicle) の走行距離の約 40km と比較すると約 250 倍の走行性能を目標とする挑戦的な計画である [7][8]。このローバはクルーが居住するための与圧室を持つため、従来のローバに比べ質量が非常に大きい。1 台の有人与圧ローバには、通常運用時に 4 名のクルーが搭乗することを想定しており、ガス類や水等の補給品を含めたローバの質量は 6.5 ton を越えると考えられている [9]。そのため、月面の 1/6 重力下においても、シャシー部分にかかる荷重は大きくなり、駆動部やしゅう動部の負荷が増加する。そこで、本ローバの駆動系はモータ出力をトランスミッションで車輪へ伝達する構造とし、トランスミッションはギヤ、軸受等の機構部品をオイルによって潤滑し、そのオイルをオイルシールで封止することを想定している。

宇宙機におけるトライボロジーは設計寿命を実現することが主な役割であり、宇宙機の長寿命化には機構部で使用する潤滑剤の発展が大きく貢献している [10]。その他にトライボロジーは太陽電池パドルの保持解放機構など一度のみの駆動において、確実に成功させる信頼の獲得にも貢献している。無人宇宙機の内部は基本的に真空となる設計であり、通常 $10^{-2} \sim 10^{-3}$ Pa 以下になる [10][11]。宇宙機では二硫化モリブデン (MoS_2) に代表される固体潤滑剤が使用されるが、大気中の水分による寿命低下等の問題を起こ

すため地上での管理が難しく、摩擦による摩耗を伴うため、寿命に限りがあることから、主に光学機器近傍の駆動部で低アウトガス要求がある場合に使用される [12]。宇宙用の液体潤滑剤としては、古くは分子量の大きい低蒸気圧の鉱油が使用されていたが、1990 年辺りに真空中での耐摩擦性に優れ、真空中でも蒸発しにくい高粘度な合成炭化水素油 MAC (Multiply Alkylated Cyclopentane) が開発されたことにより、今ではオイルやグリースなどの液体潤滑剤を使用するのが主流になっている [10][11]。現在使用されているオイルまたはグリースのベースオイルは MAC または 1970 年代から使用されている PFPE (Perfluoropolyether) がほとんどである。PFPE は接触圧力によって粘度が徐々に変化し、添加剤を溶解しない短所を持つが、約-70 ℃の極めて低い流動点を持つため低温環境での動作が必用な機器に採用されている [10]。

従来、人工衛星のジャイロやリアクションホイールなど長時間安定した駆動が求められる機構では、MAC や PTFE の油やグリースをしゅう動部に微量塗布し、電力、微小擾乱の制約を満たした安定した低トルク、高寿命を実現してきた [12][13]。一方、地上で使用される自動車では数リットルのオイルを循環、冷却させ、しゅう動部に流しかける強制潤滑方式が採用されている [14]。低粘度のオイルを使用することで燃費を向上し、摩耗防止剤などの添加剤を加えることで高負荷・長時間駆動を可能としている。

本ローバでは目標の走行性能達成のため、自動車と同様の多量油を用いた強制潤滑方式の採用を検討している。過去の宇宙機において強制潤滑方式の採用例は無く、実現にはトランスミッション内部のオイルを外部真空環境に漏洩させないためのオイル封止の技術確立が不可欠である。



Fig. 1-1 日本の宇宙探査シナリオ [4]



Fig. 1-2 計画中の月面有人与圧ローバ [8]

1.2 月面有人与圧ローバの駆動系

月面有人与圧ローバの駆動系のレイアウトとトランスミッション内部構造の略図を Fig. 1-3 に示す。本ローバの駆動系はモータ出力をトランスミッションで車輪へ伝達する構造となっている。トランスミッションはモータを軸受によって保持し、車輪側とモータ側に複数の歯車を介して動力を伝達している、トランスミッション内部のオイルはオイルポンプによってギヤや軸受といったしゅう動部に振りかけられ、強制的に潤滑することで使用するオイル量を少なくでき、攪拌トルクを減らすことができる仕組みである。内部のオイルはオイルシールによって封止されている。

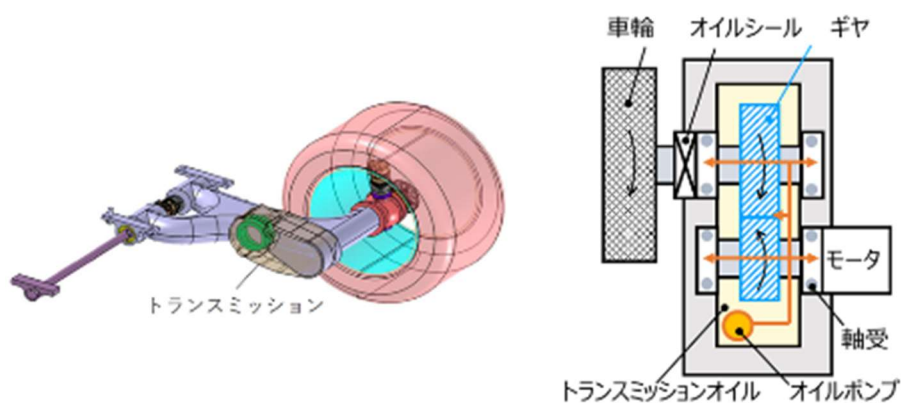


Fig. 1-3 駆動系レイアウト案（左）とトランスミッション内部構造 略図（右）

1.3 オイルシール

1.3.1 分類・用途

一般的にオイル封止にはシールが用いられる。シールは機械要素の一つであり、機器内部の物質の外部への漏洩や、外部環境からの異物の侵入を防止する部品として、外部環境の汚染防止と機械を寿命まで安定に作動させる重要な役割を果たしている。

シールに不具合が起き、漏洩が生じた場合には外部環境の汚染に留まらず、リップ部の潤滑不足によるトルクの増大やシャフトの摩耗を引き起こし、機械全体へと致命的な損傷を与えることから非常に重大な役割であることがわかる。

シールは使用用途・使用条件によって、Fig. 1-4 のように分類される。シールは大きく分けて、静止面の封止に用いられる静止用のガスケットと運動面の封止に用いられる運動用のパッキンの2種類に分類される。そのうちオイルシールは運動面の封止を行う接触型の運動用シール（パッキン）に分類され、回転用・往復動用のどちらも存在する[15]。

回転用のオイルシールは最も汎用な回転用封止装置であり、自動車、鉄道、建設機械、家庭用電化製品など様々な装置に使用されている。オイルシールは一般的に使用する軸外径よりわずかに小さい径のくさび形状のゴム製シールリップを持ち、そのシールリップを軸に挿入することで緊迫力を獲得し、流体の漏洩を防止する。また、オイルシールは構造が簡単で取り付け・交換が容易であり、低価格である特徴がある。

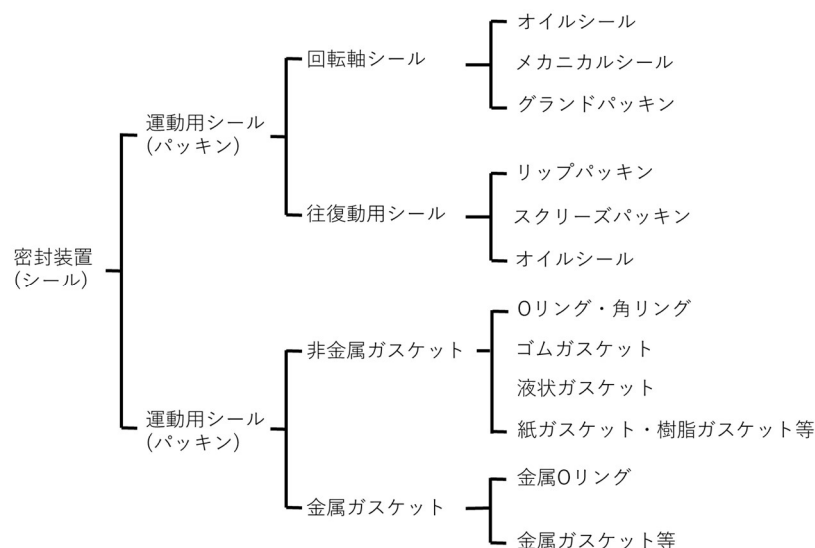


Fig. 1-4 シールの分類（ [15]を参考に作成）

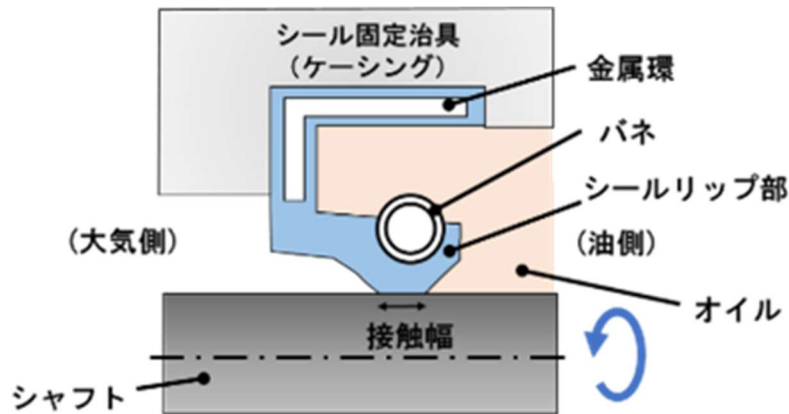


Fig. 1-5 オイルシール（ [16]を参考に作成）

1.3.2 潤滑機構

オイルシールの潤滑機構については 1950 年代ごろから精力的に実験および理論研究が進められている。国内では赤岡によって初めてオイルシールの系統的な研究が報告された [17]。概算の緊迫力から得た数値ではあるが、オイルシールの摩擦係数が $0.2 \sim 0.5$ と大きな値であり、材質によっても大きく変化すると報告された。その後、1960 年代にはシールしゅう動面の微細突起によるマイクロ EHL (弾性流体潤滑 Elasto-Hydrodynamic Lubrication) であると理解されており [18]、しゅう動面の油膜の存在や、突起部後方でキャビテーションが発生することから、突起部における流体圧力の発生が裏付けられている [19] [20] [21]。

しゅう動面のキャビテーション領域ではオイルの粘性抵抗がなく、せん断抵抗が働かないことで摩擦の低下が期待できる [21]。このキャビテーションには気体性キャビテーションと蒸気性キャビテーションがあり、前者は溶存気体が圧力低下に伴い析出するものであり、後者は圧力低下により蒸気圧を下回ることによって蒸発し、気体を生じるものである [22]。鉱物油の場合蒸気圧が非常に高く、溶解気体が $8 \sim 12\%$ であることから、たいていの場合、一般的にはオイルシールのしゅう動面では気体性キャビテーションが発生していると考えられている [22]。

オイルシールの潤滑状態はしゅう動面が油膜で完全に分離した流体潤滑が支配的であると考えられているが、油膜厚さから推定される摩擦に比べ、測定される摩擦が高いことから、シールと軸との直接接触と油膜が共存する混合潤滑であるとする考えもある [19] [20]。

1.3.3 封止機構

オイルシールの封止機構についても、1950 年代以降、国内外で精力的に研究が進められ、1970 年代には定性的に説明ができる所まで到達した [18]。前述の通りオイルシールではしゅう動面には油膜が存在し、油膜の存在によって軸との直接の接触を防いでいる [18]。一方で、その油が漏れ出さない主たる封止メカニズムは、漏洩側から油槽側へ

と油を吸い込むポンピング作用であると理解されている [18][19][23]. 河原らによってこの作用の大きさ (ポンピング量, ポンピング速度) はシールを逆さまに取り付けることで漏洩量や漏洩速度として計測され, 封止性能の尺度になることが示された [24]. そして封止のメカニズムとして, しゅう動時にシールリップの接触面で, 軸方向の非対称なリップ形状に基づく接触圧力分布によって, しゅう動面の微小突起が Fig. 1-6 に示すようにせん断変形し, 微細なネジとして働くことでポンピング作用が機能する「しゅう動面変形モデル」が提案された.

これに対し, 中村は中空ガラスを用いたしゅう動面観察によって, 封止するしゅう動面は適度な粗さをもち, 各接触点の接触領域が油槽側に偏り, 各接触領域がある方向性を示すが全体としての配向が強くないという特徴を明らかにした [19]. そしてこの観察結果から Fig. 1-7 に示すモデルを用いてポンピング作用の発生機構を示した. すなわち, 微小突起 BB' から漏洩する流量 Q_{BB} は微小突起 AA' から流入する流量 Q_{AA} よりやや少なくなることで封止状態が維持されるという考えである, この封止機構は, しゅう動面に形成されるミクロな循環流によることから, 「循環流モデル」と呼ばれている.

以上の2種類がしゅう動面で発現する回転オイルシールの封止機構であり, 実際にはこの2つの封止作用が混在することで漏洩を防止していると考えられている.

また, 漏洩側から油槽側への吸い込み作用を増加させる方法として, Fig. 1-8 に示すようなネジあるいはリブと呼ばれる線状突起や線状のくぼみをリップ漏洩側に設けるねじシール (Helix-rib seal) が開発され, 封止性能の向上に貢献している [25][26][27].

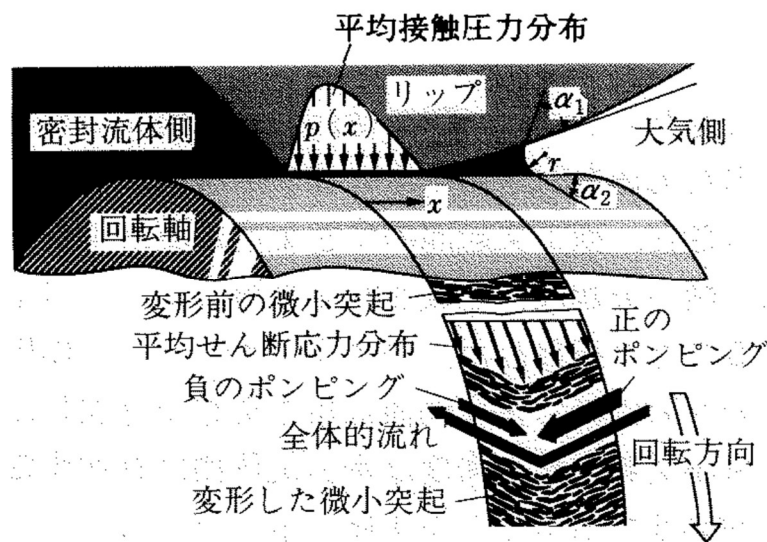


Fig. 1-6 しゅう動面変形モデル [18]

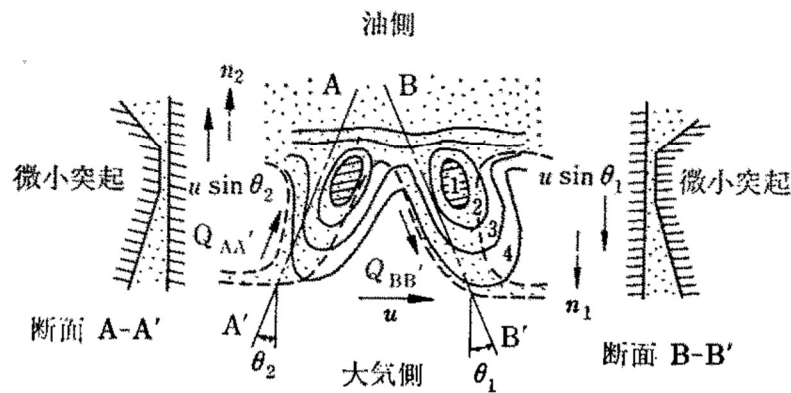


Fig. 1-7 循環流モデル [19]

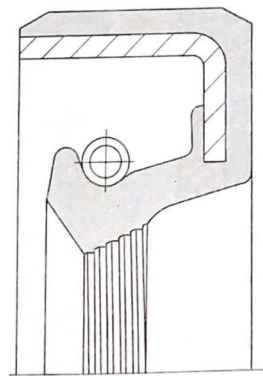


Fig. 1-8 ねじシール (Helix-rib seal) [25]

1.4 本研究の目的

大気中でのオイルシールの潤滑機構、封止機構に関する研究が多数報告されている一方、真空中でのオイルシールに関する研究事例はほとんど報告されていない。有人と圧ローバの長距離走行・長期間運用を可能とするためには、真空中におけるオイルシールの封止性能の把握、封止メカニズムの解明が必要である。

そこで本研究では、真空中におけるオイルシールの性能の評価と封止メカニズムの解明に取り組むことを目的とする。そのために、まず、封止性能とトルク特性を評価するシール性能評価試験、シールを逆さまに取り付けポンピング作用の強さを評価するポンピング速度を取得するポンピング試験を行い、シール性能を評価する。

また、回転シャフトにガラス円筒を用いてしゅう動面の観察を可能とする可視化試験機的设计・製作を行い、真空中・大気中においてオイルシールのしゅう動面を観察する。従来、オイルシールではしゅう動面に気泡が発生するキャビテーションが報告されてい

ることから, 大気中と真空中でのキャビテーションの発生特性に着目することで封止メカニズムの違いを推論する.

第2章 試験

2.1 試験概要

本研究では、大気および真空環境下において2種類のシール(2.3項)に対し、3種類の試験(2.2項)を実施した。まず、回転試験機を設計・製作し、シールを通常に取り付け向きで一方向の回転を与えることで封止性能とトルク特性を取得するシール性能評価試験を行った。続いて、同試験機でシールを逆さまに取り付け、漏洩量としてポンピング作用の大きさを評価するポンピング試験を行った。最後に、ガラス円筒を用いることで、しゅう動面を可視化できる可視化試験機を設計・製作し、真空中・大気中のオイルシールのしゅう動面の様子の in-situ (その場) 観察を行った。

2.2 試験装置

2.2.1 回転試験機

ここでは本研究のシール性能評価試験とポンピング試験で用いた回転試験機について説明する。Fig. 2-1 に回転試験機全体の写真、Fig. 2-2 に回転試験機の構造、Fig. 2-3 に回転試験機詳細図を示す。使用した真空チャンバは長さ 161 mm, 直径 165 mm の SUS304 製の円筒形状である。この試験機においてランナーはシャフトと共に回転する。排気装置は油槽側にロータリーポンプ (PASCAL 2005SD, Alcatel Adixen), 漏洩側にロータリーポンプ (PASCAL 2015SD, Alcatel Adixen) とターボ分子ポンプ (ATP150 Turbo Pump, Alcatel Adixen) を設置することで、油槽側と漏洩側の真空度をそれぞれ独立で設定できるようになっている。モータは (AZM69AC, オリエンタルモーター) を使用し、トルクセンサ (TPS-A-1NM, 共和電業) を使用した。油温はオイルカップに巻き付けたシースヒータを温度コントローラ (MTCS, ミスミ) を用いることで調節し、シースタイプの K 型熱電対で油温を測定した。



Fig. 2-1 回転試験機全体の写真

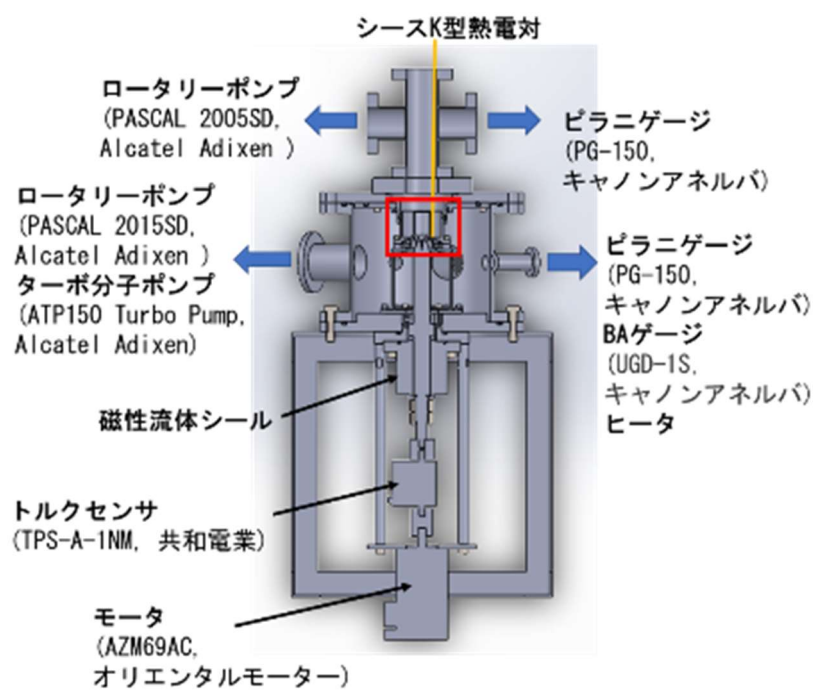


Fig. 2-2 回転試験機の構造

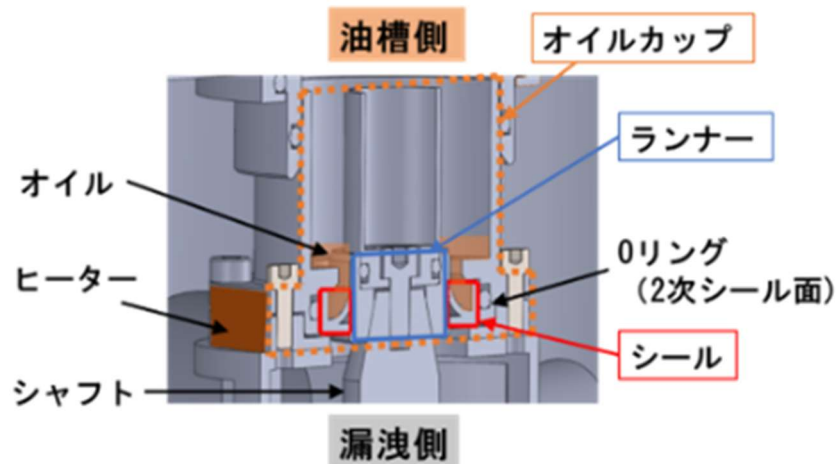


Fig. 2-3 回転試験機詳細図 (Fig. 2-2 赤枠部)

Fig. 2-4 に使用した真空計を示した。油槽側の真空計としてはピラニゲージ (PG-150, キャノンアネルバ), 漏洩側の真空計はピラニゲージ (PG-150, キャノンアネルバ) と BA ゲージ (UGD-1S, キャノンアネルバ) を使用した。

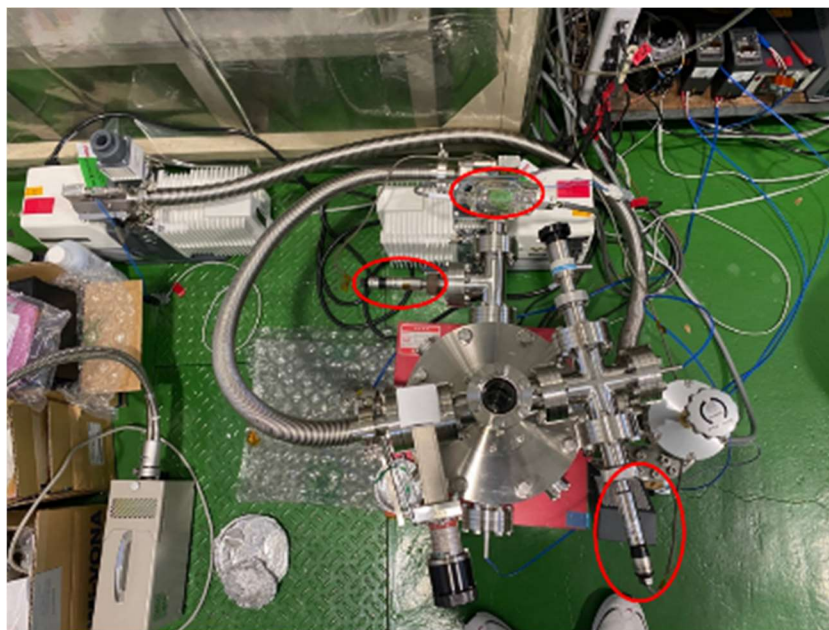


Fig. 2-4 回転試験機の真空計 (Fig. 2-4 赤丸部)

回転試験機で取得できるデータはトルクセンサによるトルク (供試体であるオイルシールの摩擦トルクと, 治具である支持軸受と磁性流体シールの摩擦トルクの和), 油温, 磁性流体シール温度 (フランジ部), オイルカップ温度, 油槽側真空度, 漏洩側真空度, 漏洩量 (漏洩速度) の 7 つである。漏洩量 (漏洩速度) は試験前後のオイルカップ質量を比較することで取得し, その他データは DAC (cDAQ-9174, National Instruments) と

計測ハードウェア（LabVIEW, National Instruments）を使用し，データを取得した． Fig. 2-5, Fig. 2-6, Fig. 2-7 に熱電対の計測箇所を示す．

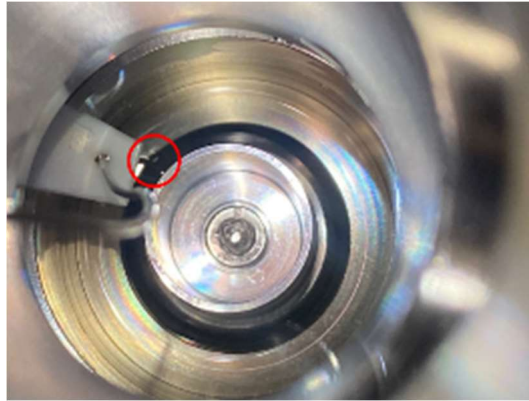


Fig. 2-5 油温計測箇所（回転試験機）



Fig. 2-6 磁性流体シール温度計測箇所（回転試験機）

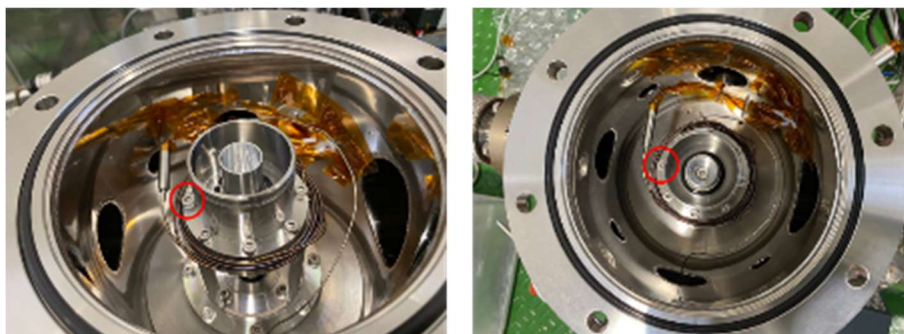


Fig. 2-7 オイルカップ温度計測箇所（回転試験機）

漏洩量（漏洩速度）の測定手順を Table 2-1 に示す．試験前のオイル量はオイルカップ（オイルあり）の質量とオイルカップ（オイルなし）の差分を取ることで求めた．試験後の漏洩量計測はシールの漏洩側に付着している分のオイルも漏洩量とみなし，拭き取ることによって試験後のオイルカップ質量とした．必要な値は試験後の手順 10 の計測値のみであるが詳細に計測するため細分化して行った．また，漏洩速度は漏洩量を回転時間

で割ることで求めた。また、計量器での測定単位は g (グラム) であるため、それぞれの値は必要に応じてオイルの密度で単位を使用し、mL (ミリリットル) に変換して使用した。

Table 2-1 漏洩量の測定手順

試験前	
1	オイルカップにシールを接続
2	ランナーをシャフトに接続
3	シールとランナーを挿入し、試験時と同様にボルトで締める
4	ボルトを取り外し、シールとランナーが接続した状態で取り外す
5	計量器でオイルカップ (オイルなし) の質量を測定
6	オイルカップにオイル約 10mL 入れる
7	計量器でオイルカップ (オイルあり) の質量を測定
8	オイルカップをシャフトに取り付け、試験を開始
試験後	
1	シャフトからオイルカップを取り外す
2	計測器でオイルカップ質量を計測 (3~11 の順で行い、それぞれ計測している)
3	試験後、オイルカップ下面やシール下面が オイルで濡れている可能性があるため、下の手順で拭き取り計測
4	①そのまま
5	②カップフランジ部のみ乾拭き
6	③カップフランジ部をメタルランナーを含んだワイプで拭く
7	③ランナー下面を乾拭き
8	④ランナーシャフト接続部を乾拭き
9	⑤シール下面を乾拭き
10	⑥シールとランナーの隙間を乾拭き
11	⑦再びカップフランジ部をメタルランナーを含んだワイプで拭く

2.2.2 可視化試験機

ここでは本研究の可視化試験で用いた可視化試験機について説明する。Fig. 2-8 に可視化試験機全体の写真、Fig. 2-9 に可視化試験機の構造、Fig. 2-10 に可視化試験機詳細図を示す。使用した真空チャンバなど基本的構造は回転試験機と同様である。回転試験機との違いは試験機上部に XY ステージ、Z ステージを持ち、そこに同軸落射 10 倍ズームレンズ (CX-10C, ハイロックス) にレンズ (OL-35) を設置し、CMOS カメラ (WRAYCAM SR130M, WRAYMER) で撮影できるようになっている。光源には LED 光源 (KTL-350, KenkoTokina) を使用し、バンドパスフィルタ (TS OD 4.0 10 nm バンドパスフィルタ 458 nm 12.5 mm, Edmund Optics) で波長を 458 ± 12.5 nm とした。CMOS カメラ (WRAYCAM SR130M, WRAYMER) の仕様はイメージセンサ 1/3 インチ、ピクセルサイズ $3.63 \mu\text{m} \times 3.63 \mu\text{m}$ 、解像度 1272×1016 である。

ズームレンズを設置するため、漏洩側を真空引きできない構造となっており、漏洩側のみ真空度が変更可能である。油温はオイルカップに巻き付けたシースヒータにより温度コントローラ（MTCS，ミスミ）を用いることで調節可能であるが、シースタイプのK型熱電対を差し込むことができないため、オイルカップ温度を油温として試験を行った。

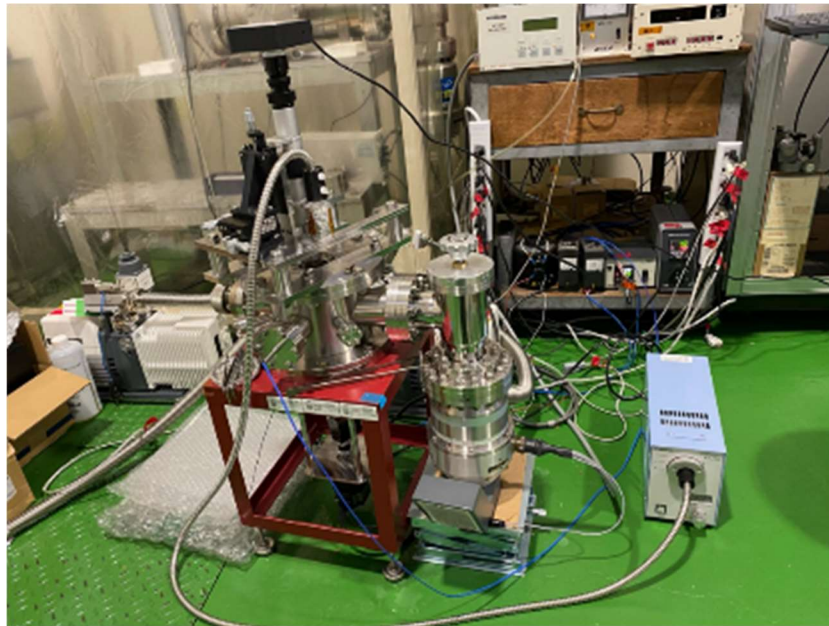


Fig. 2-8 可視化試験機全体の写真

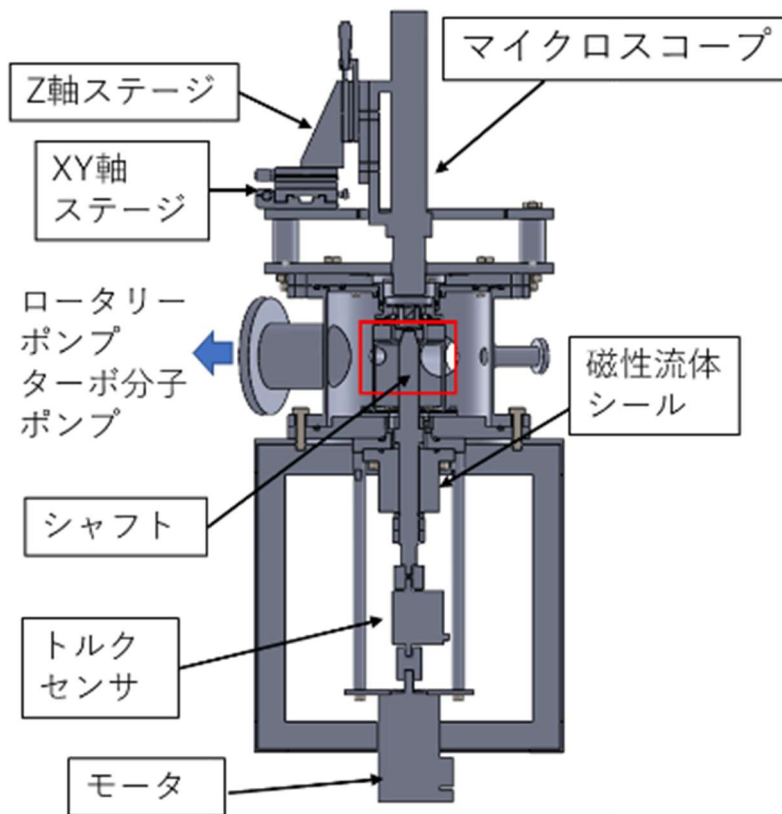


Fig. 2-9 可視化試験機の構造

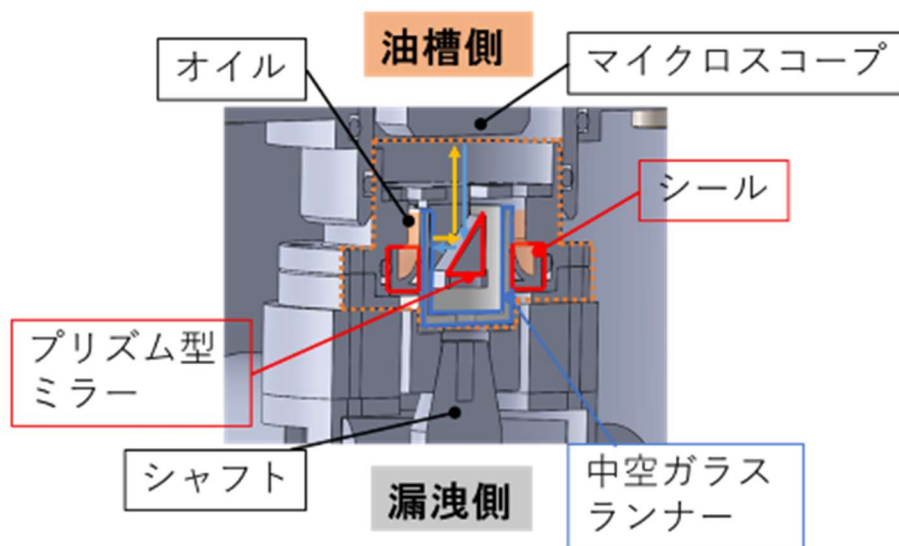


Fig. 2-10 可視化試験機詳細図 (Fig. 2-2 赤枠部)

水色矢印：入射光，黄色矢印：反射光

Fig. 2-11 に使用した真空計を示した．漏洩側の真空計はピラニゲージ (PG-150, キャノンアネルバ) と BA ゲージ (UGD-1S, キャノンアネルバ) を使用した．

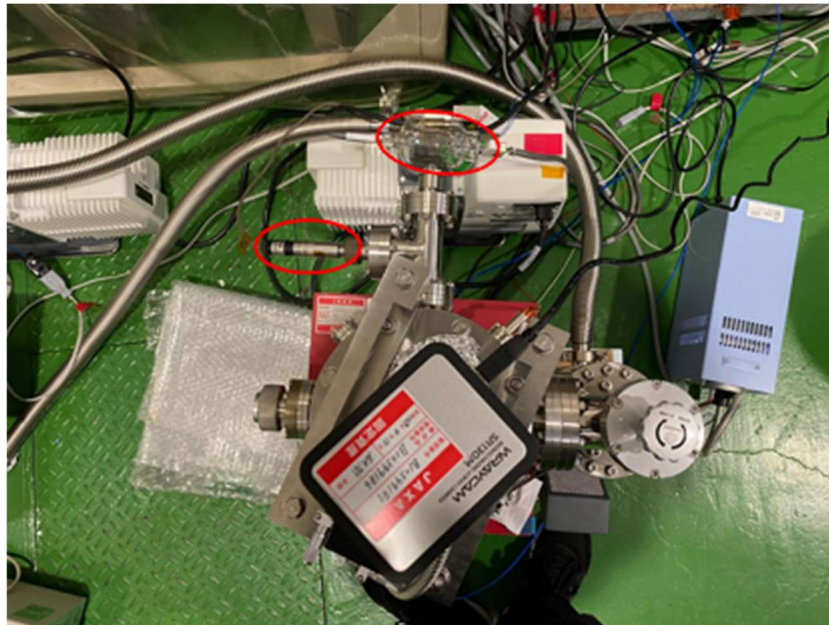


Fig. 2-11 可視化試験機の真空計（赤丸部）

可視化試験機で取得できるデータはトルク，磁性流体シール温度（フランジ部），オイルカップ温度，漏洩側真空度の 4 つである．データは DAC（cDAQ-9174, National Instruments）と計測ハードウェア（LabVIEW, National Instruments）を使用し，データを取得した．Fig. 2-12, Fig. 2-13 に熱電対の計測箇所を示す．



Fig. 2-12 磁性流体シール温度計測箇所（可視化試験）



Fig. 2-13 オイルカップ温度計測箇所（可視化試験機）

2.3 供試体

2.3.1 シール

供試体は2種類、PTFE 複合材リップシール（以降、PTFE 複合材シール）とふっ素ゴムオイルシール（以降、FKM シール）であり、それぞれの外観および半断面図を Fig. 2-14, Fig. 2-15 に示す。どちらも Fig. 2-16 に示すように、舌先のような形状のシールリップ部をシャフトに取り付けたしゅう動相手材（ランナー）に押し付けて封止する構造である。シールとランナーの接触面がしゅう動面であり、シール面である。PTFE 複合材シールの材質はグラスファイバー・MoS₂ 含有 PTFE 複合材（フロロロイ 06©） [28] であり、FKM シールの材質は FKM（ふっ化ビニリデン）である。シール固定冶具やランナーはそれぞれシール製造元指定の寸法公差で設計した。Fig. 2-17 に PTFE 複合材シール、FKM シールの表面粗さの測定結果、Table 2-2 に算術平均粗さ Ra を示す。算術平均粗さ Ra の値は3箇所測定した結果の平均値である。

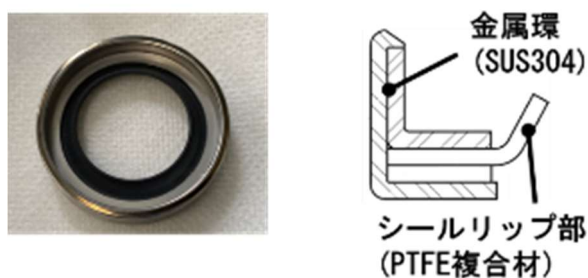


Fig. 2-14 PTFE 複合材リップシール（PTFE 複合材シール）



Fig. 2-15 ふっ素ゴムオイルシール (FKM シール)

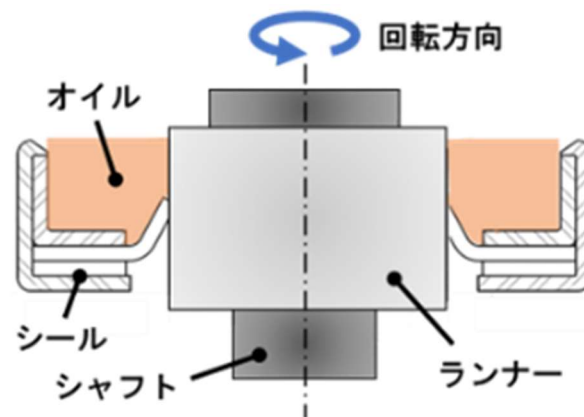


Fig. 2-16 ランナー，シール組付図

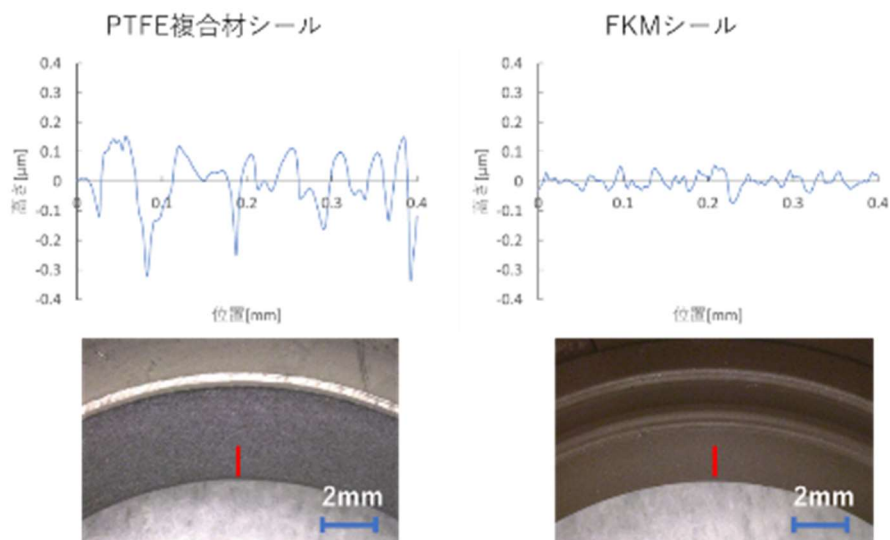


Fig. 2-17 表面粗さ (PTFE 複合材シール (左), FKM シール (右))

* 赤い線はおおよその測定位置である。

Table 2-2 シールの算術平均粗さ Ra[μ m]

PTFE 複合材シール	Ra 0.668
FKM シール	Ra 0.189

2.3.2 ランナー

Fig. 2-18, Fig. 2-19 にシールのしゅう動相手材であるメタルランナー（回転試験機用）、ガラスランナー（可視化試験機用）の外観を示す．メタルランナーはステンレス鋼（SUS440C）製で、直径は 25 mm、しゅう動面の表面粗さは Ra 0.8 以下とした．ガラスランナーは石英ガラス製で、直径は 25 mm、しゅう動面の表面粗さは Ra 0.8 以下とした．Fig. 2-20 にメタルランナー、ガラスランナーの表面粗さの測定結果、Table 2-3 に算術平均粗さ Ra を示す．

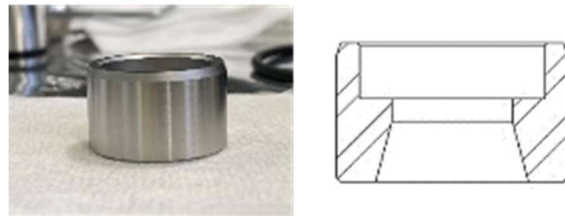


Fig. 2-18 メタルランナー（回転試験機用）

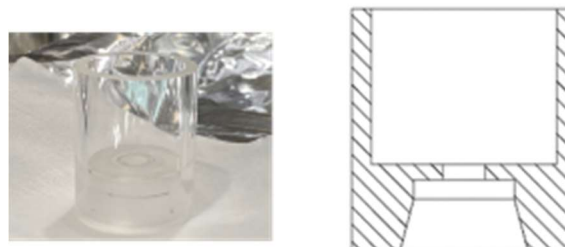


Fig. 2-19 ガラスランナー（可視化試験機用）

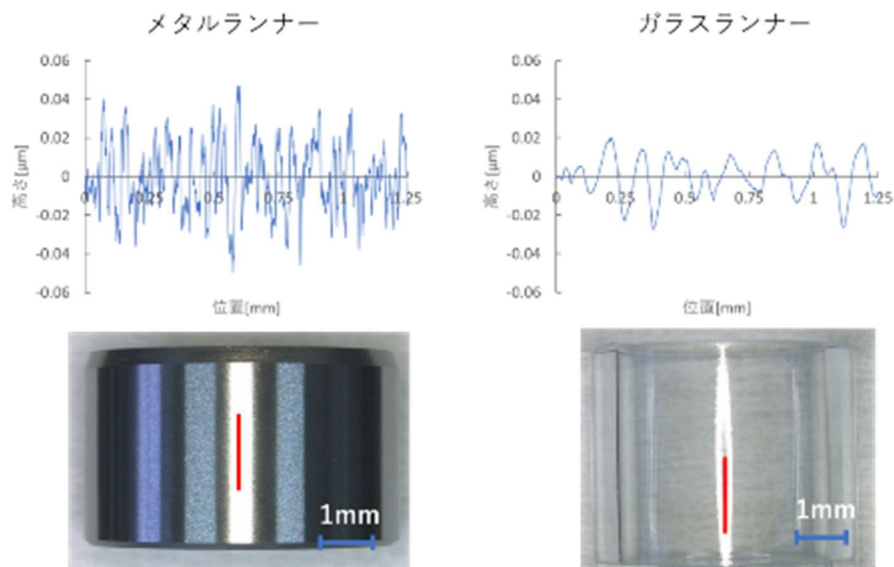


Fig. 2-20 表面粗さ（メタルランナー（左），ガラスランナー（右））
* 赤い線はおおよその測定位置である．

Table 2-3 ランナーの算術平均粗さ $Ra[\mu m]$

メタルランナー	$Ra\ 0.209$
ガラスランナー	$Ra\ 0.074$

2.3.3 オイル

Table 2-4 に使用したオイルの諸元，Fig. 2-21 に化学式を示す．オイルには合成炭化水素油の PAO (Poly- α -Olefin) を使用した．従来の宇宙機で使用されている宇宙用潤滑油 MAC と比較して一桁程度低い動粘度とした．

Table 2-4 オイル諸元

試料油	PAO	MAC
動粘度 (@40 °C)	14.6 mm ² /s	108 mm ² /s
動粘度 (@100 °C)	3.6 mm ² /s	12 mm ² /s

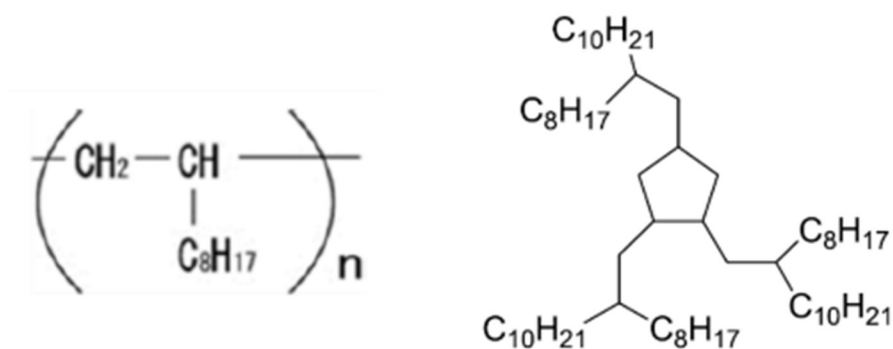


Fig. 2-21 オイルの化学式（左：PAO，右：MAC）

2.3.4 供試体の洗浄方法

ランナーは局所換気装置内でメタルクリーナを染み込ませたワイプで拭き取り，メタルクリーナで5分間超音波洗浄してから用いた．また，シールは窒素ガスのエアージェンにより付着した不純物を取り除いてから用いた．



Fig. 2-22 局所換気装置



Fig. 2-23 超音波洗浄機

2.4 試験条件

2.4.1 シール性能評価試験

油槽側，漏洩側の雰囲気圧力を変化させ，真空中と大気中での封止性能とトルク性能の比較を行った．

Table 2-5 に試験条件，Fig. 2-24 にシール周辺の詳細構造を示す．油温はしゅう動に伴う発熱で油温が変化することを防ぐため 40 °C に調整した．また，蒸発による影響を調

査するため、漏洩側圧力はオイルの蒸発しにくい低真空（ $10^0 \sim 10^{-1}$ Pa 台）とオイルの蒸気圧に近い高真空（ $10^{-2} \sim 10^{-3}$ Pa 台）の 2 種類の真空度を設定した。また、シャフトの回転速度はローバで想定されるすべり速度に合わせた 90 rpm とし、回転時間は 24 時間とした。なお、試験においては、雰囲気圧力と油温を実験条件に調整した後、シャフトの回転を開始した。

Fig. 2-25 に雰囲気条件を示す。条件 A, B, C, D の 4 条件で試験を実施した。条件 A は油槽側と漏洩側ともに大気条件、条件 B は油槽側が大気条件で漏洩側が低真空、条件 C は油槽側と漏洩側ともに低真空、条件 D は油槽側が大気条件で漏洩側を高真空とした。

Table 2-5 シール性能評価試験の試験条件

油温：	40 °C
圧力（油槽側）：	大気圧 低真空（ $10^0 \sim 10^{-1}$ Pa 台）
圧力（漏洩側）：	大気圧 低真空（ $10^0 \sim 10^{-1}$ Pa 台） 高真空（ $10^{-2} \sim 10^{-3}$ Pa 台）
シャフト回転速度：	90 rpm
シャフト回転時間：	24 h
オイル量：	約 10 mL (シール面が浸漬する程度)

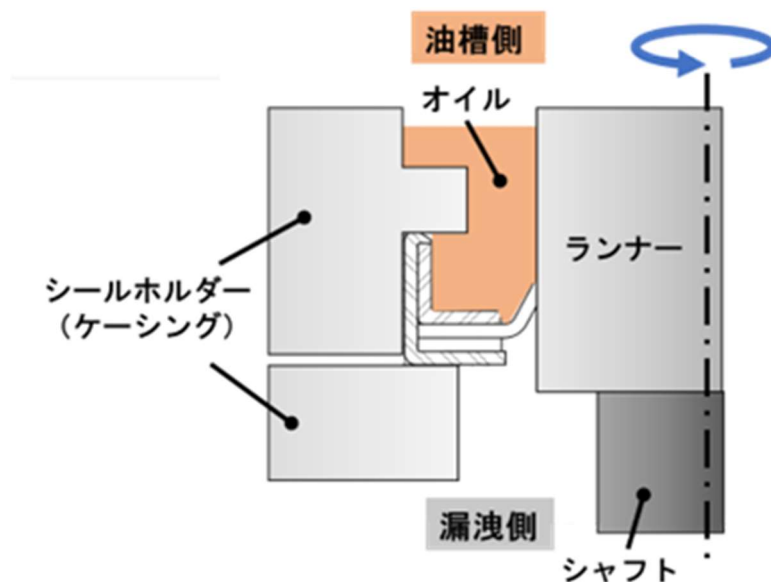


Fig. 2-24 シール性能評価試験のシール周辺の詳細構造

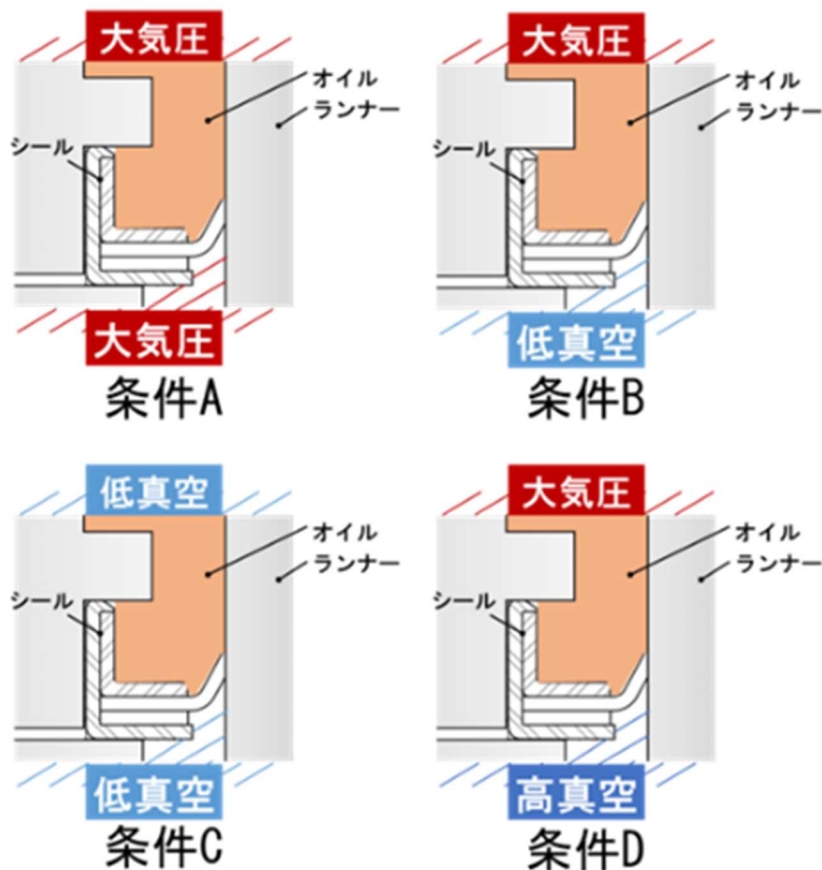


Fig. 2-25 シール性能評価試験の雰囲気条件

2.4.2 ポンピング試験

シールのポンピング作用を評価する方法として、シールを逆さまに取り付けることでポンピング速度を測定する方法が報告されており、ポンピング速度が大きいほどポンピング効果が大きいと考えられている [23][24]。本試験では、油槽側と漏洩側の雰囲気圧力を変化させ、真空中と大気中でのポンピング速度を測定した。

Table 2-6 に実験条件を示す。油温は回転前 40℃に設定し、シャフト回転速度を 90 , 400, 800 rpm で、シャフト回転時間は 1 時間とした。400 rpm, 800 rpm での回転中はしゅう動発熱により油温が最大 60℃程度まで上昇した。

Fig. 2-26 にシール周辺の詳細構造、Fig. 2-27 に雰囲気条件を示す。ポンピング試験ではシール取り付け方向と雰囲気条件をシール性能評価試験から逆転させ、条件 A, B, C の 3 条件で試験を実施した。条件 A は油槽側と漏洩側ともに大気条件、条件 B は油槽側が低真空中で漏洩側が大気条件、条件 C は油槽側と漏洩側ともに低真空中とした。

Table 2-6 ポンピング試験の試験条件

油温：	条件 A：40～51 °C程度 条件 B：40～57 °C程度 条件 C：40～60 °C程度
圧力（油槽側）：	大気圧 低真空（ $10^0 \sim 10^{-1}$ Pa 台）
圧力（漏洩側）：	大気圧 低真空（ $10^0 \sim 10^{-1}$ Pa 台）
シャフト回転速度：	90, 400, 800 rpm
シャフト回転時間：	1 h
オイル量：	約 10 mL (シール面が浸漬する程度)

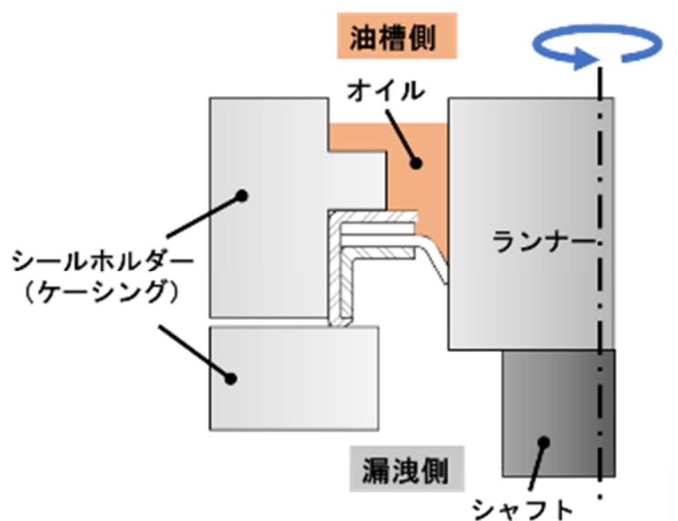


Fig. 2-26 ポンピング試験時のシール周辺の詳細構造

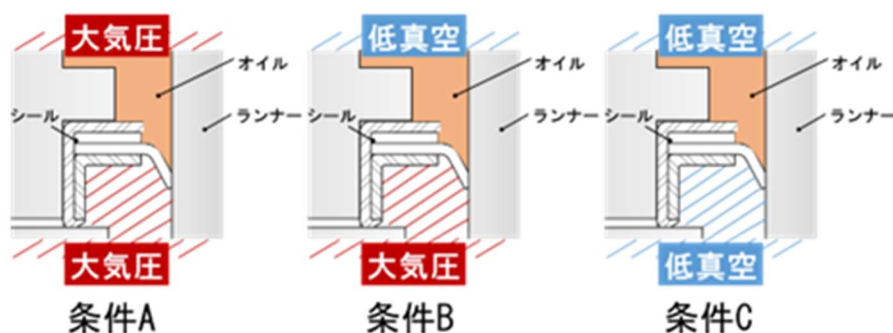


Fig. 2-27 ポンピング試験の雰囲気条件

2.4.3 可視化試験

ガラスランナーを使用し、しゅう動面の観察を行った。油槽側、漏洩側の雰囲気圧力を変化させ、真空中と大気中でのキャビテーション発生状態の比較を行った。

Table 2-7 に試験条件、Fig. 2-28 にシール周辺の詳細構造を示す。油温はしゅう動に伴う発熱で油温が変化することを防ぐため 40 °C に調整した。シャフトの回転速度は 90, 400 rpm とし、回転時間は 1 分とした。なお、試験においては、雰囲気圧力と油温を実験条件に調整した後、シャフトの回転を開始した。

Fig. 2-29 に雰囲気条件を示す。条件 A, B, D の 3 条件で試験を実施した。条件 A は油槽側と漏洩側ともに大気条件、条件 B は油槽側が大気条件で漏洩側が低真空、条件 D は油槽側が大気条件で漏洩側を高真空とした。

Table 2-7 可視化試験の試験条件

油温：	40 °C 程度
圧力（油槽側）：	大気圧
圧力（漏洩側）：	大気圧 低真空（ $10^0 \sim 10^{-1}$ Pa 台）
シャフト回転速度：	90, 400 rpm
シャフト回転時間：	1 min
オイル量：	約 2.5 mL (シール面が浸漬する程度)

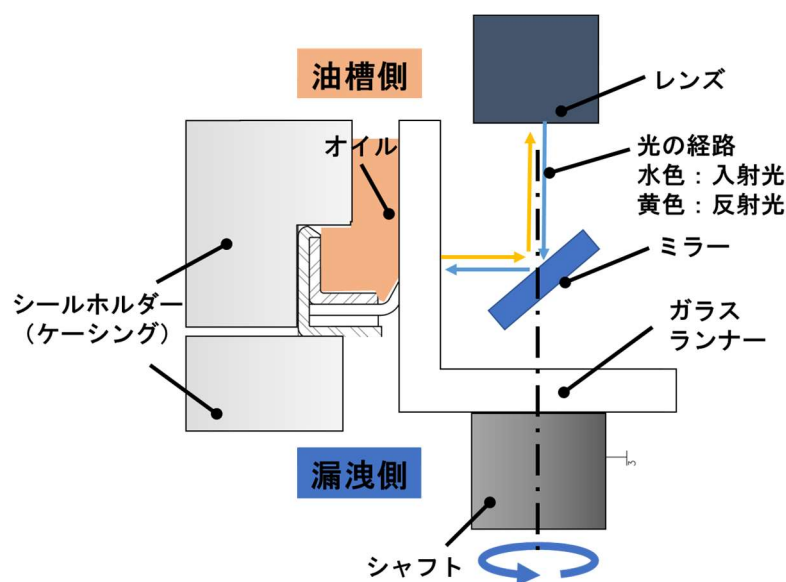


Fig. 2-28 可視化試験時のシール周辺の詳細構造

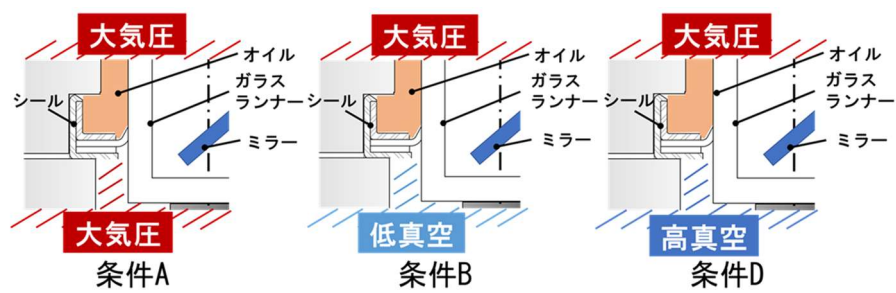


Fig. 2-29 可視化試験の雰囲気条件

第3章 表面分析

試験後，しゅう動部の表面分析を行った．マイクロスコープによりランナーとシールの表面状態を観察し，表面粗さ計でランナー，シールの表面形状を分析した．

3.1 マイクロスコープ [29]

試験前後のシールやランナーの表面状態を観察するため，マイクロスコープ（VHX-900，KEYENCE）を用いた．

3.1.1 原理

マイクロスコープは光学顕微鏡とは異なり接眼レンズがなく，代わりにカメラを搭載してモニターに拡大像を写し出し，撮影をすることができる．一般的な光学顕微鏡に比べて被写界深度が深く，凹凸のある対象物の観察においてピントの合う範囲が広い．また，観察距離が長いため，対象物の奥まった箇所の観察が可能であるという特徴がある．



Fig. 3-1 マイクロスコープ（VHX-900）

3.1.2 測定方法・測定条件

Table 3-1 に本研究で使用したマイクロスコープの緒言を示す．3種類のレンズを使い分けることで広範囲の倍率で観察を行った．

Table 3-1 マイクロ스코ープ諸元

撮像素子	1/1.8 型 211 万画素 CCD イメージセンサ
倍率	5~40x
	25~100x
	100x~1000x

3.2 接触式表面粗さ計 [30]

試験後，ランナーのしゅう動痕の断面高さプロファイルを取得するため，接触式表面粗さ計（SE1700 α ，小坂研究所）を使用した．

3.2.1 原理

接触式表面粗さ計では，検出器の先端についた触針が試料に直接触れ，試料の表面をなぞることで，触針の上下運動を電氣的に検出する．その電気信号を増幅，デジタル化など処理を行ったうえで記録する．触針の先端曲率半径は小さいほど，微細な形状や粗さを精度よく測定できるため，触針の先端曲率半径が $2\mu\text{m}$ のものを使用した．



Fig. 3-2 接触式表面粗さ計（SE1700 α ）

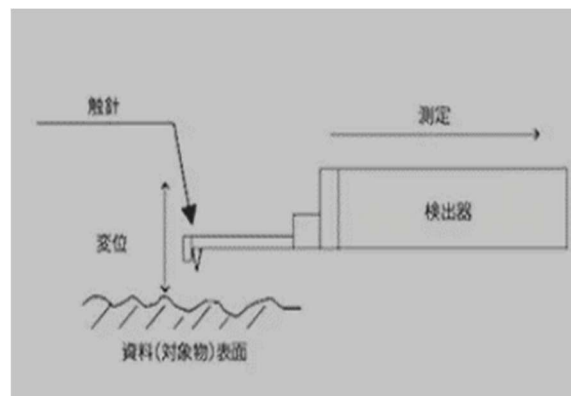


Fig. 3-3 表面粗さ計の構成 [30]

3.2.2 測定方法・測定条件

Table 3-2, Table 3-3 に本研究で使した接触式表面粗さ計の測定条件を示す．ランナー表面粗さ測定では測定条件 1，シールの測定では測定条件 2 を使用し，粗さ曲線を取得し，傾きを補正してグラフを作成した．

Table 3-2 表面粗さ計 測定条件 1

触針	先端曲率半径 R : 2 μ m, 材質 : ダイヤモンド
評価長さ	1.25 mm
送り速度	0.05 mm/s
カットオフ値	0.25 mm
規格	JIS94
測定倍率	20000 倍
測定レンジ	8 μ m
分解能	0.0005 μ m

Table 3-3 表面粗さ計 測定条件 2

触針	先端曲率半径 R : 2 μ m, 材質 : ダイヤモンド
評価長さ	0.4 mm
送り速度	0.05 mm/s
カットオフ値	0.08 mm
規格	JIS94
測定倍率	2000 倍
測定レンジ	80 μ m
分解能	0.005 μ m

第4章 試験手法の確立

4.1 シール性能評価試験・ポンピング試験

4.1.1 治具トルクの補正

試験機の構造上、トルクセンサで取得するトルクには取得したいオイルシールのトルクに加えて、治具である支持軸受のトルクと磁性流体シールのトルクが含まれる。そこで本予備試験では、これら治具のトルク（以降、簡便のため治具トルクと記載）を差し引いて補正できるよう、オイルシールとランナーを試験機に設置せず、シャフトのみで回転させてこれらのトルクを計測した。

まず、支持軸受の種類と潤滑方法、予圧方法を示す。支持軸受には深溝玉軸受（6004, NTN）を使用した。予め軸受に含まれる潤滑剤をメタルクリーナで超音波洗浄することを取り除き、新しく宇宙用潤滑剤 MAC を少量用いて潤滑した。予圧は内輪をシャフトに固定し、外輪側を 0.07 mm 押し込むことで与えた。予圧はシャフトの軸ぶれを抑制するために実施している。

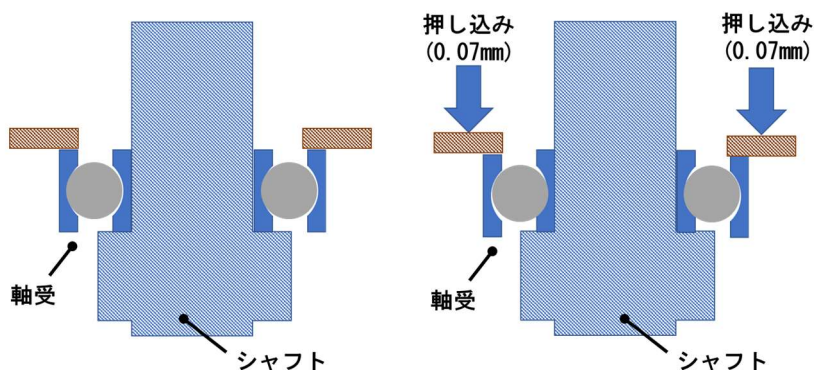


Fig. 4-1 支持軸受の与圧方法

本予備試験では大気条件・真空条件でトルクと磁性流体シールフランジ温度の測定を行った。Fig. 4-2 に試験機概要、Fig. 4-3 に熱電対の測定箇所を示した。Table 4-1 に試験条件を示す。回転速度を 90 rpm とし、大気条件と真空条件でのトルクの違いを取得した。

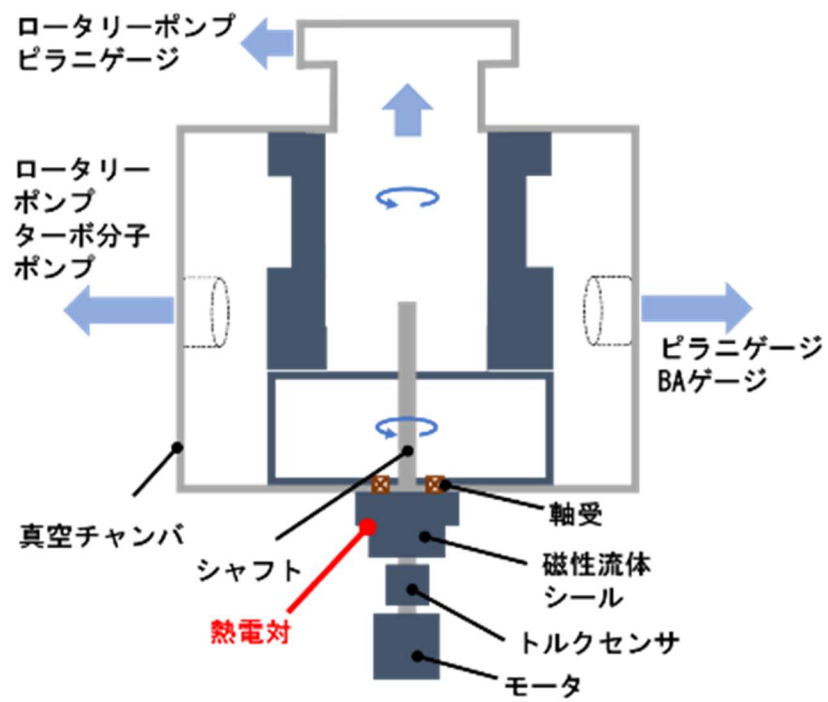


Fig. 4-2 試験機概要



Fig. 4-3 磁性流体シール温度測定箇所

Table 4-1 試験条件

油温：	なし
圧力（油槽側）：	大気圧 高真空（ $10^{-2} \sim 10^{-3}$ Pa 台）
圧力（漏洩側）：	大気圧 高真空（ $10^{-2} \sim 10^{-3}$ Pa 台）
シャフト回転速度：	90 rpm
シャフト回転時間：	24 h
オイル量：	なし

Fig. 4-4 にトルクセンサ出力のトルク（治具トルク含む）と治具トルクを示す．前者から後者を差し引いて得られるオイルシールトルクに 30 分程度の周期で 0.05 Nm うねりがあることがわかる．しかし，治具トルクにも同様のうねりがあり，これは，治具トルクはほぼ磁性流体シールの摩擦トルクであることから，磁性流体シール起因と考えられる．治具トルクを理想的に補正できた場合には，オイルシールトルクの 30 分周期のうねりはキャンセルできると考えられるもののこれは難しいことから，第 5 章以降では，周期に相当する 30 分（データは 1Hz なので 1800 点）で移動平均をとった値で表記し，議論を行うこととする．

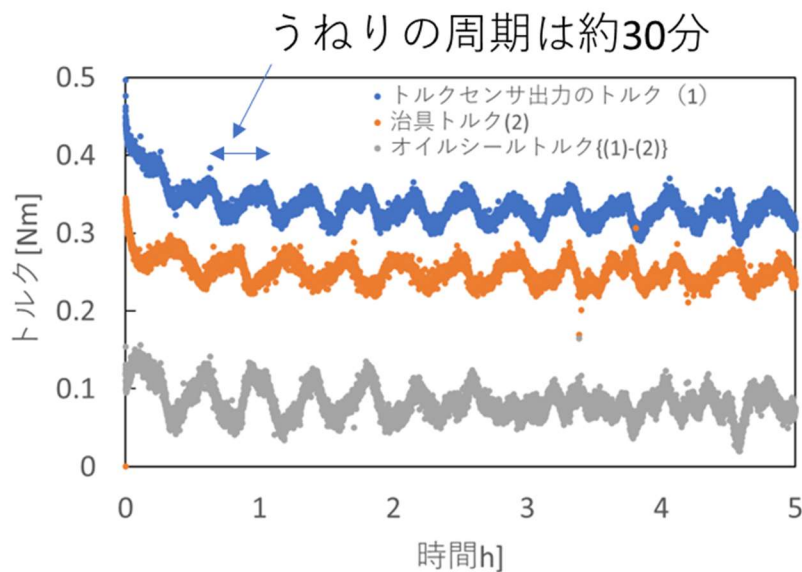


Fig. 4-4 オイルシールトルクと治具トルク

Fig. 4-5 に 1800 点移動平均を取った磁性流体シール温度に対するトルクの変化を示す．シールやランナーを設置していないので，ここで計測されるトルクは治具のトルクである．図のように大気条件・真空条件において磁性流体シール温度に対し，トルクは

おおよそ線形になった。また、同一温度に対して大気条件に比べ、真空条件で 0.005 Nm 程度トルクが大きくなった。

試験結果から得られるトルクが 0.1 Nm オーダであることを考えると、0.005 Nm は大きな違いにはならず、大気条件と真空条件で分けずに治具トルクとし、温度によって変化する関数とした。回転試験機を用いて試験を行った際のオイルシールトルクは式 (1) で得られる。

$$\text{オイルシールトルク } T[\text{Nm}] = \text{トルクセンサ取得したトルク値 } T_n[\text{Nm}] - \text{治具トルク } T_f[\text{Nm}] \quad (1)$$

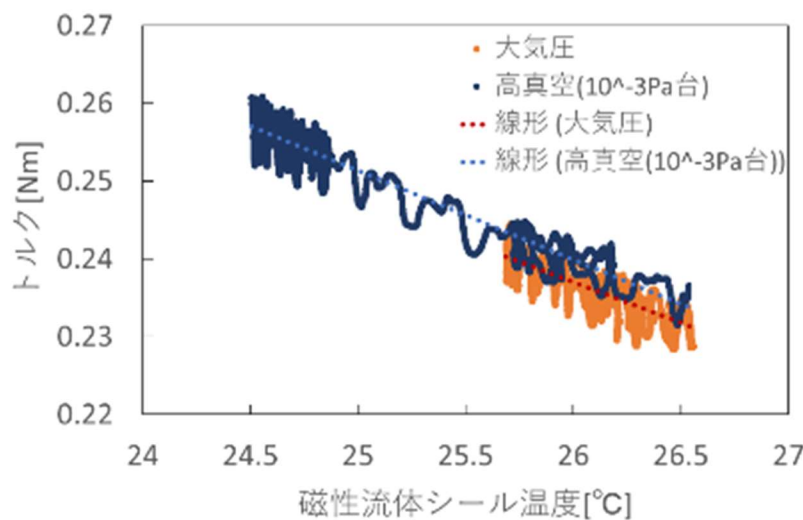


Fig. 4-5 90rpm での雰囲気条件による治具トルクの違い

治具トルクは雰囲気条件によらないため、各条件で取得した 90 rpm での磁性流体トルクと温度の関係のデータを合算した。Fig. 4-6 に結果を示す。回転により磁性流体シール温度は上昇することから、回転初期 (2 時間) のデータを切り捨て、定常となったトルク値を採用することで同図の結果を得た。結果から 90 rpm における治具トルクの換算式 (2) を得た。以降、これら換算式 (2) を使用し、補正を行うことでオイルシールトルクを取得している。

$$\text{治具トルク } T_{f,90rpm} [\text{Nm}] = -0.0174 \times \text{磁性流体シール温度} [^\circ\text{C}] + 0.6924 \quad (2)$$

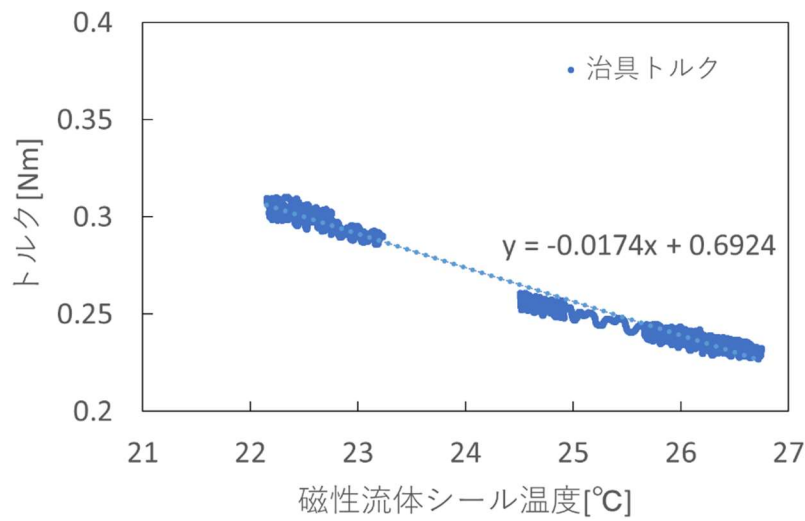


Fig. 4-6 90 rpm での治具トルク

Fig. 4-7 に 1800 点移動平均を取ったオイルシールトルク（治具トルクを含む）から、換算式（2）から得られた治具トルクを除いた、オイルシールトルクのグラフを示す．ここからわかるように磁性流体シールトルクに依存する 0.05 Nm 程度のうねりはなくなり，うねりは 0.01 Nm 程度となった．第 5 章の試験結果では，このようにして治具トルクを差し引いた値をオイルシールのトルクとして記載している．

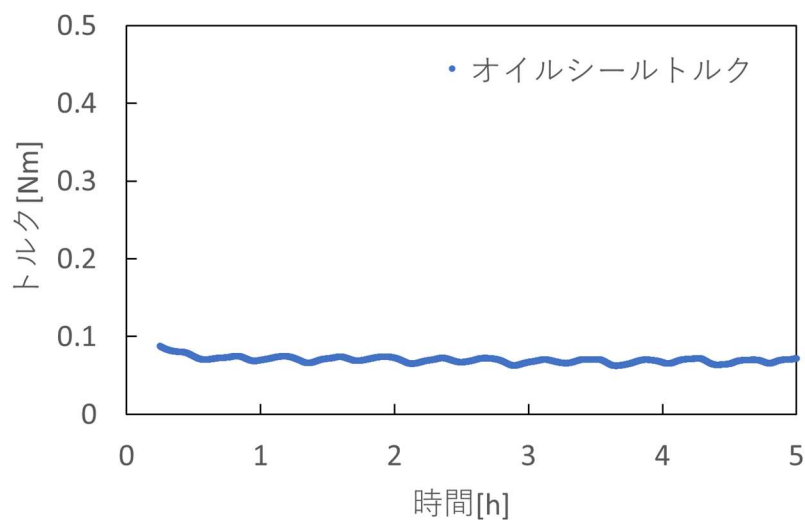


Fig. 4-7 オイルシールトルク

4.1.2 ピラニゲージ・BA ゲージ真空度換算式

本研究では、真空度計測にはピラニゲージ (PG-150, キャノンアネルバ) をピラニ真空計 (MPG-011, キャノンアネルバ), BA ゲージ (UGD-1S, キャノンアネルバ) をデュアル真空計 (VX-200B) と組み合わせ使用した。

ピラニ真空計は電気抵抗型の真空計であり、測定したい箇所に測定子を設置することで使用できる。ピラニゲージはプラチナ線でできたフィラメントを真空計から電力を供給することで 200 °C 程度まで加熱する。加熱したフィラメントに空気が衝突することでフィラメントの熱が奪われ、フィラメントの温度低下を感知すると真空計はフィラメント温度が 200 °C になるよう追加で電力を供給する。このときの電力を圧力に変換することで真空度の計測を行っている [31]。

ピラニ真空計 (MPG-011) の電力から真空度への換算方法は説明書に載っている換算グラフ (Fig. 4-8) を読み取ることで換算できる。換算式の記載はないため、取得した電圧をそれぞれ換算していくのはとても手間である。そこで、換算グラフ (Fig. 4-8) のプロットを読み取り、エクセルで多項式近似すること換算式を得た。換算式とそのグラフを Fig. 4-9 に示す。

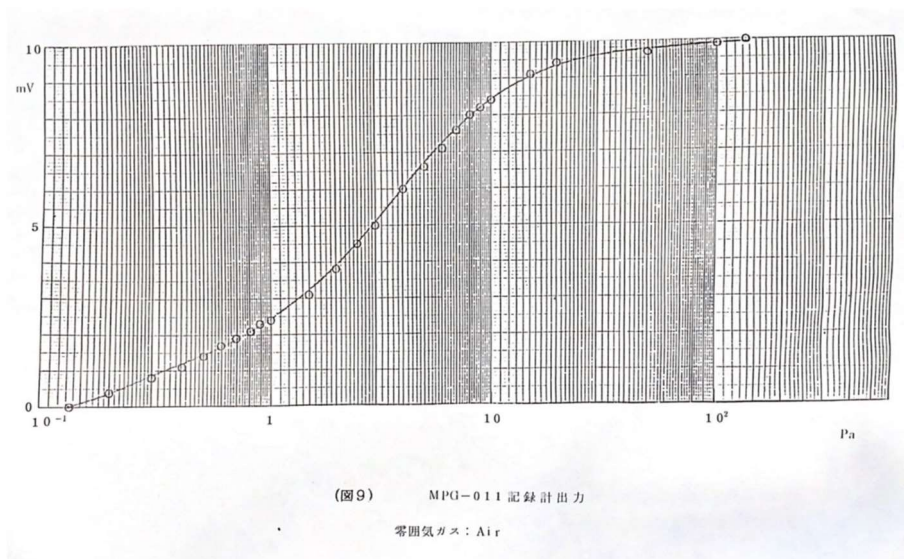


Fig. 4-8 MPG-011 説明書記載の換算グラフ [32]

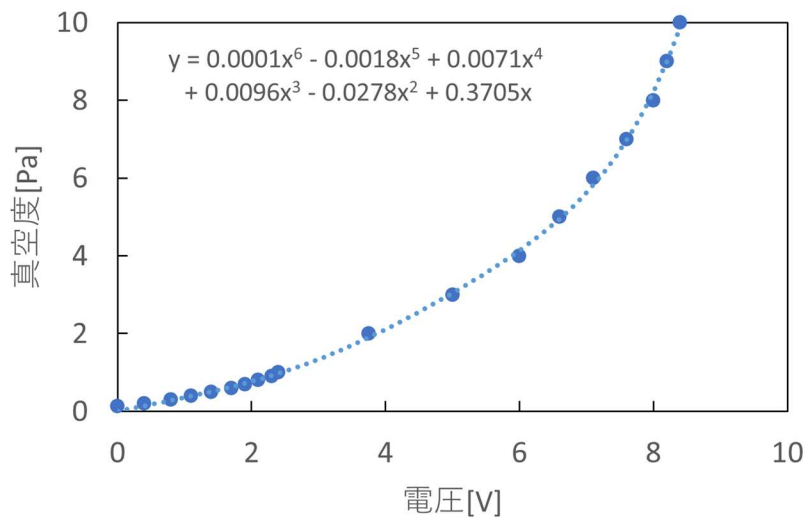


Fig. 4-9 ピラニゲージ換算式

BA ゲージ（ベアード-アルパート真空計）は熱陰極型電離真空計の一種である．測定子である BA ゲージ内部はフィラメントと，グリッド，イオンコレクタで構成され，フィラメントを加熱することで，電子がグリッドに向けて放出される．放出された熱電子が空気に衝突し，空気がイオン化させ，それをイオンコレクタで電流値を読み取り圧力とする仕組みである [33]．

本試験ではデュアル真空計（VX-200B）を使用し，BA ゲージの測定値を電圧として出力している．その電圧から真空度への変換式は説明書に記載のある式 (3) とした [34]．ここでは V : 電圧[V]，P : 圧力[Pa]である．

$$V = \log(P/10^{-9}) \quad (3)$$

4.2 可視化試験

4.2.1 キャビテーションの判定

本試験で使用した PTFE 複合材シール，FKM シールともにガラスファイバーや充填剤（フィラー）が入っており，シールをマイクロスコープにより撮影すると Fig. 4-10 のように細かく輝いて見える．可視化試験においてはオイルがある箇所やシール接触部では光が吸収されるため黒く見え，一方，気泡では反射するため白く見えることからキャビテーションの観察が可能である．しかし，シール接触部のガラスファイバーや充填剤は光を吸収せず，反射してしまうため，Fig. 4-11 のように白く写ってしまう．

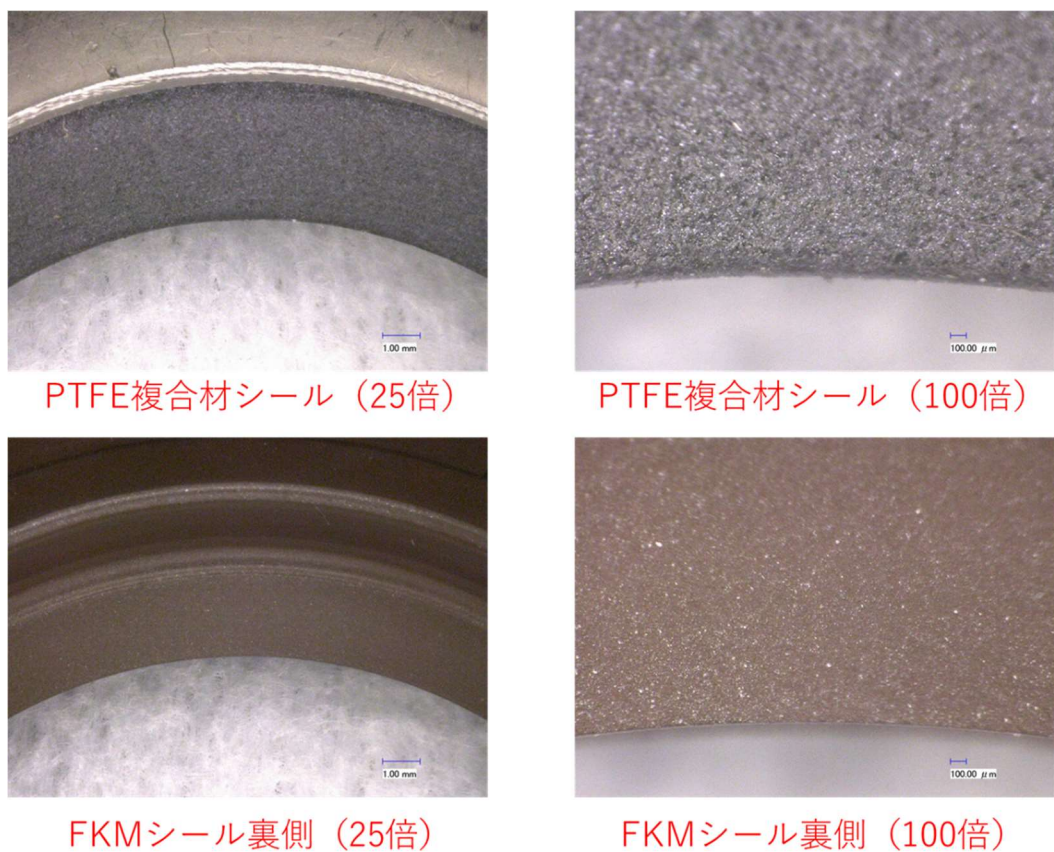


Fig. 4-10 シール表面画像

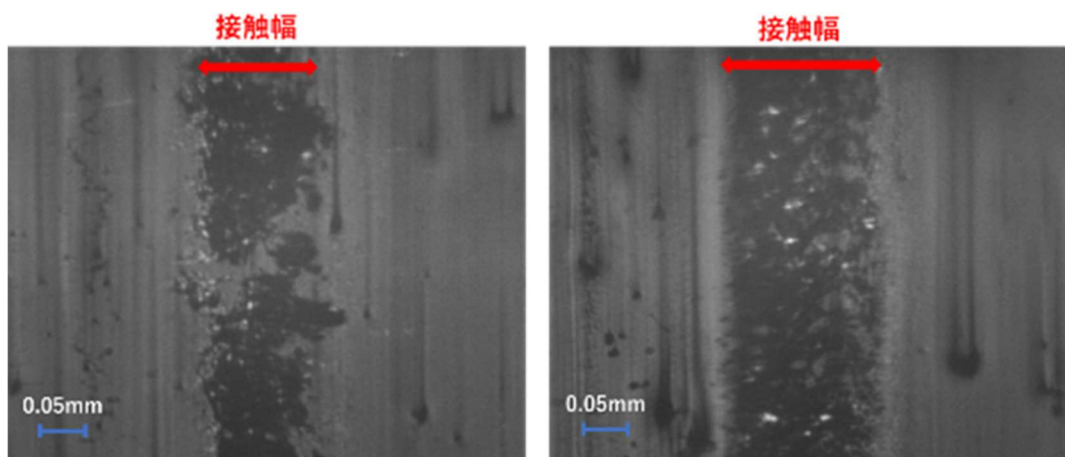


Fig. 4-11 可視化試験機での表面撮影 (PTFE 複合材シール (左), FKM シール (右))

そこで発生した気泡のみを捉えるため、回転中に発生した気泡が回転停止後消滅するまで数秒程度の時間を要することを利用し、回転終了直後の画像と回転終了3分後の画像を比較することで、回転中に発生したキャビテーションを識別することとした。その

一例を Fig. 4-12 に示す。Fig. 4-12（左）は回転終了直後のしゅう動面の様子である。これは最も気泡が発生している状況であり、この画像と回転終了3分後の画像（Fig. 4-12（右））を比較することで発生した気泡を捉えることができることを確認した。

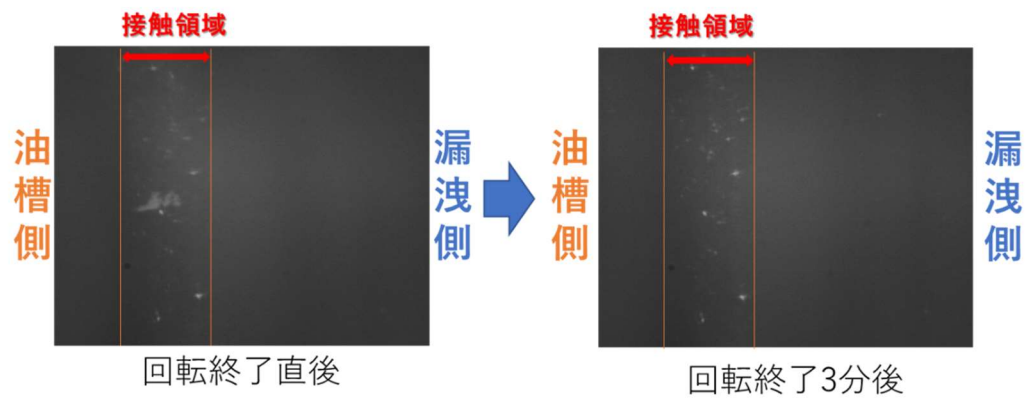


Fig. 4-12 しゅう動面の様子（左：回転終了直後，右：回転終了3分後）

4.2.2 画像解析

画像解析には画像解析ソフト ImageJ を使用する [35] [36] [37]。ImageJ は最初「NIH Image」という名前でアメリカ国立衛生研究所 (NIH) からリリースされた。特に NIH で開発されたこともあり、生命科学計分野で有名である。

第5章 試験結果及び分析結果

5.1 シール性能評価試験

5.1.1 トルク（PTFE 複合材シール，FKM シール）

Fig. 5-1～Fig. 5-3 に各シールにおける各雰囲気条件のトルクと油温の時間変化を示す。シール試験履歴は試験前にシールが経験したしゅう動回転時間を表しており，シール試験履歴が 600-750 h 以内は，試験前にすでに 600 時間～750 時間回転させたシールを使用していることを表している。雰囲気条件は（油槽側条件） - （漏洩側条件）の順で記しており，条件 A.（油槽側，漏洩側共に大気圧），条件 B.（油槽側：大気圧，漏洩側：低真空），条件 C.（油槽側，漏洩側共に低真空），条件 D.（油槽側：大気圧，漏洩側：高真空），回転条件は 90 rpm である。これらのグラフから全条件において，油温が約 40℃ と一定に保てていることがわかる。トルクは時間によらずおよそ一定の値を保ち，シール種類によらず，差圧のある条件 B.（AIR-LVAC），条件 D.（AIR-HVAC）で条件 A.（AIR-AIR）に対し，トルクが上昇することが確認された。

また，Fig. 5-3 の FKM シールの条件 B.（AIR-LVAC），条件 D.（AIR-HVAC）では，時間に対するトルク値のうねりが大きくなった。これは静止摩擦と動摩擦を繰り返すスティックスリップ現象であると考えられる。スティックスリップ現象とは，固体同士がすべりあうときに，スティック（固着）とスリップ（すべり）が交互に現れる振動現象で凝着によるスティック（固着）時に摩擦が大きくなり，スリップ（すべり）時に摩擦が小さくなる。FKM シールのみに大きなトルクのうねりが確認されたが，PTFE 複合材シールでは確認されなかった。スティックスリップ現象はヤング率が大きくなると発生しにくくなることがわかっており，PTFE 複合材シールのヤング率が FKM シールよりも大きいため，顕著に現れなかったと考えられる。

次に Fig. 5-4 に Fig. 5-1～Fig. 5-3 で得られた各シールにおける各雰囲気条件のトルクの回転 5 時間後からの 1 時間の平均を示す。このグラフでは 2 回以上試験しているものは平均を取った値となっている。トルク値は治具トルクを磁性流体シール温度の関数として補正しているため，磁性流体シール温度がおよそ平衡になる回転 2 時間後程度から定常時のトルク値として考え，平均トルクは回転 5 時間後からの 1 時間の平均とした。これらグラフから全ての条件で差圧のある条件 B.（AIR-LVAC），条件 D.（AIR-HVAC）でトルクが上昇していることがわかる。条件 A.（AIR-AIR）からのトルク増加量はシール種類や試験履歴によって異なり，試験履歴 100h 以内の PTFE 複合材シールでは最大約 1.6 倍，試験履歴 600-750 h 以内の PTFE 複合材シールでは最大約 2.0 倍，FKM シールでは約 3.2 倍と試験履歴が短い場合にトルク増加量が少なく，FKM シールでよりトルク増加量が大きくなった。PTFE 複合材シールの試験履歴ごとの比較をすると，試験履歴の長い試験履歴 600-750 h 以内の方がトルクが小さく，試験履歴 100 以内の約 0.6～0.7 倍のトルク値となった。

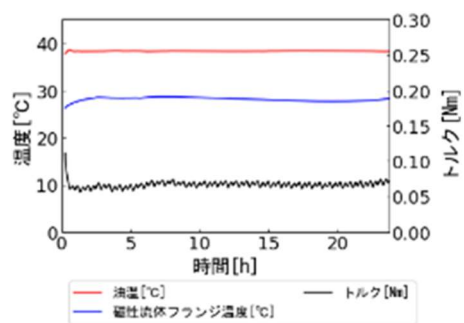
また、各シールの雰囲気条件ごとの平均トルクの大小関係は以下の通りである。試験履歴 100h 以内の PTFE 複合材シール：条件 A. (AIR-AIR) < 条件 C. (LVAC-LVAC) < 条件 B. (AIR-LVAC) \simeq 条件 D. (AIR-HVAC)，試験履歴 600-750h 以内の PTFE 複合材シール：条件 A. (AIR-AIR) < 条件 B. (AIR-LVAC) \simeq 条件 D. (AIR-HVAC)，FKM シール：条件 C (LVAC-LVAC) < 条件 A. (AIR-AIR) < 条件 D. (AIR-HVAC) \leq 条件 B. (AIR-LVAC)。

5.1.2 漏洩速度（PTFE 複合材シール，FKM シール）

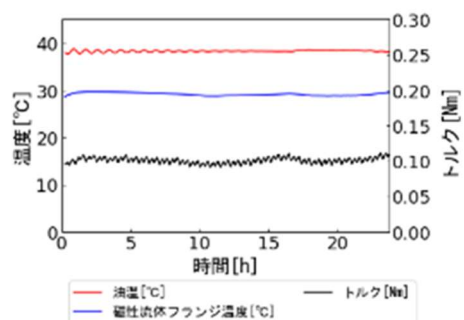
Fig. 5-5 に各シールの雰囲気条件による漏洩速度とトルクの関係を示す。雰囲気条件は（油槽側条件） - （漏洩側条件）の順で記しており，条件 A.（油槽側，漏洩側共に大気圧），条件 B.（油槽側：大気圧，漏洩側：低真空），条件 C.（油槽側，漏洩側共に低真空），条件 D.（油槽側：大気圧，漏洩側：高真空），回転条件は 90 rpm である。これらのグラフから，PTFE 複合材シールの漏洩速度は 10^{-3} mL/h オーダであり，試験履歴が長い場合に漏洩速度，トルクともに低下することがわかる。シール試験履歴 100h 以内に比べ，試験履歴 600-750h 以内では漏洩速度が 1/2 以下になった。また，シール試験履歴にかかわらず，漏洩速度は条件 A. (AIR-AIR) で最も大きく，条件 B. (AIR-LVAC)，C. (LVAC-LVAC)，D. (AIR-HVAC) で漏洩速度が小さくなった。

FKM シールでは，漏洩速度は PTFE 複合材シールの 1/10 程度の 10^{-4} mL/h オーダとなり，すべての条件において漏洩速度が小さく，漏れはなかった。FKM シールでは，わずかに条件 A. (AIR-AIR) で漏洩速度が大きくなったが，計測誤差範囲内であり，漏洩速度に差がないと判断した。

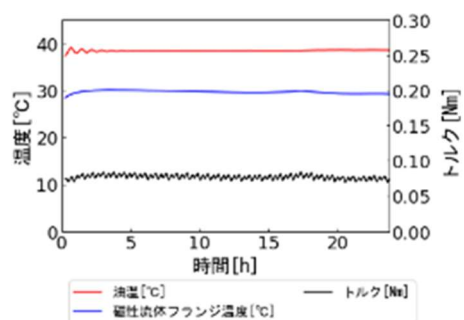
各シールの雰囲気条件による漏洩速度の大小関係は以下の通りである。試験履歴 100h 以内の PTFE 複合材シール：条件 D. (AIR-HVAC) < 条件 B. (AIR-LVAC) \simeq 条件 C. (LVAC-LVAC) < 条件 A. (AIR-AIR)，試験履歴 600-750h 以内の PTFE 複合材シール：条件 D. (AIR-HVAC) < 条件 B. (AIR-LVAC) < 条件 A. (AIR-AIR)，FKM シール：条件 A. (AIR-AIR) \simeq 条件 B. (AIR-LVAC) \simeq 条件 C (LVAC-LVAC) \simeq 条件 D. (AIR-HVAC) \simeq 0 mL/h。



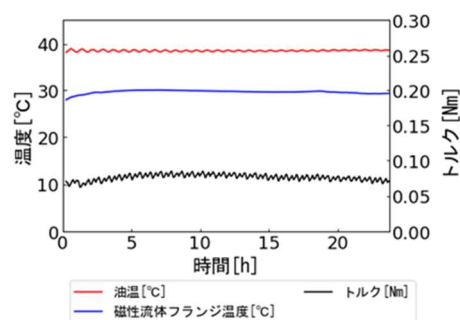
条件A. (AIR-AIR)



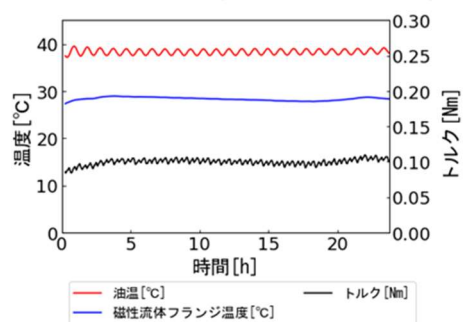
条件B. (AIR-LVAC)



条件C. (LVAC-LVAC)



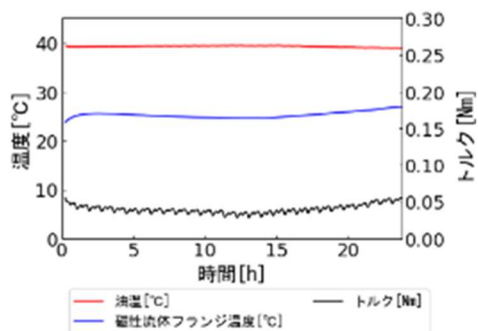
条件C. (LVAC-LVAC)



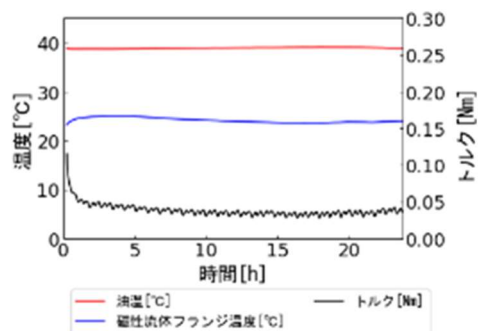
条件D. (AIR-HVAC)

(a)シール性能評価試験
(PTFE複合材シール_試験履歴100 h)

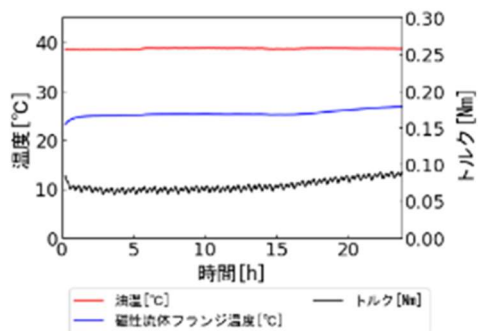
Fig. 5-1 PTFE 複合材シール (試験履歴 100h 以上) における
各雰囲気条件のトルクと油温の時間変化



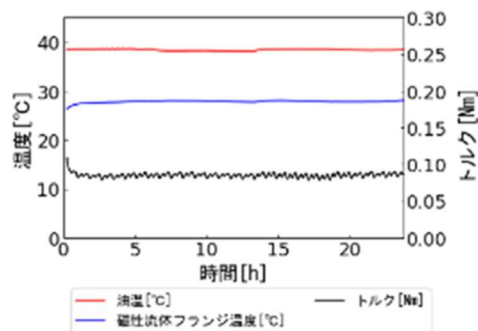
条件A. (AIR-AIR)



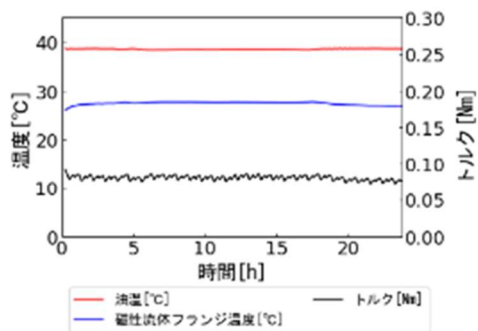
条件A. (AIR-AIR)



条件B. (AIR-LVAC)



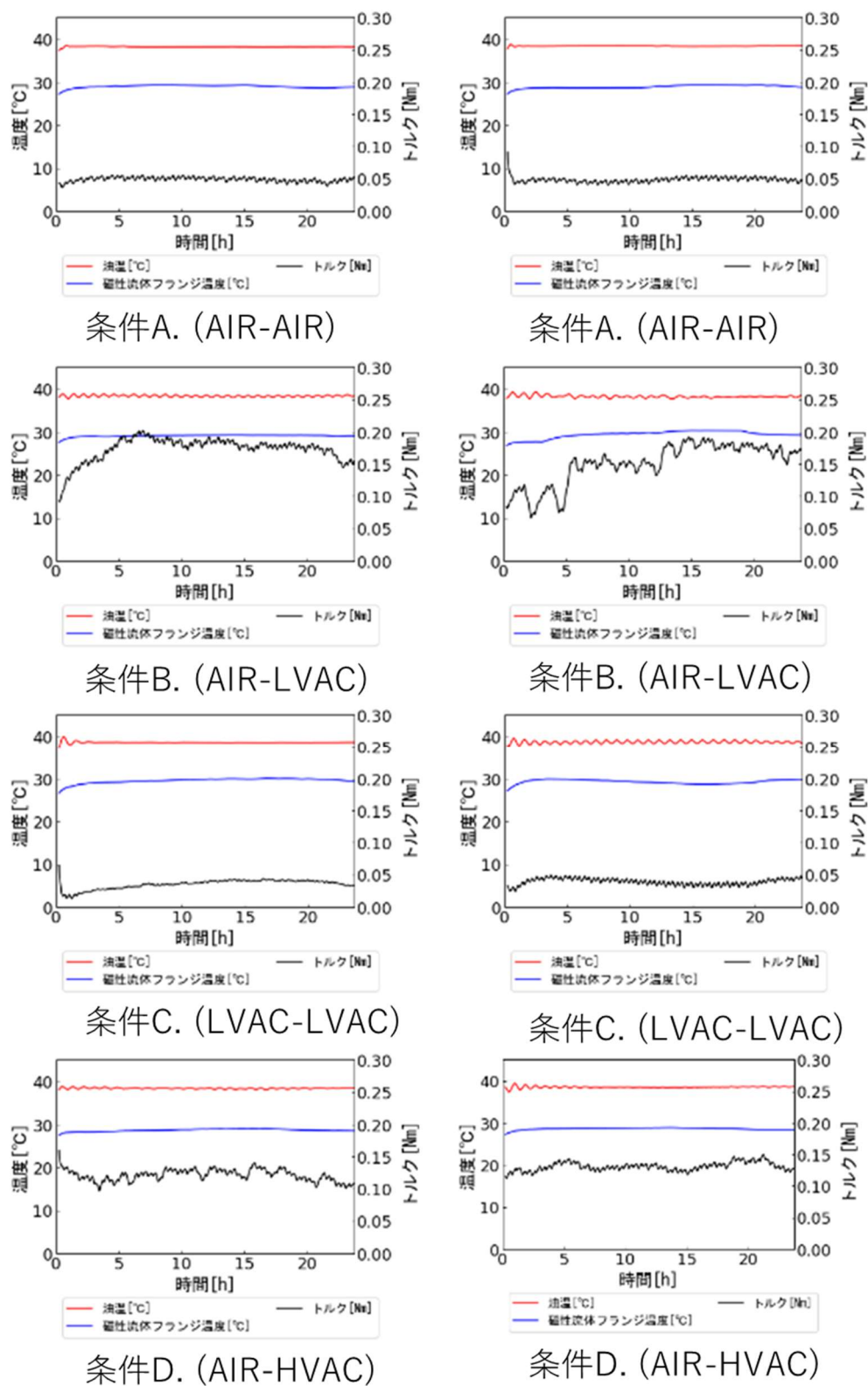
条件B. (AIR-LVAC)



条件D. (AIR-HVAC)

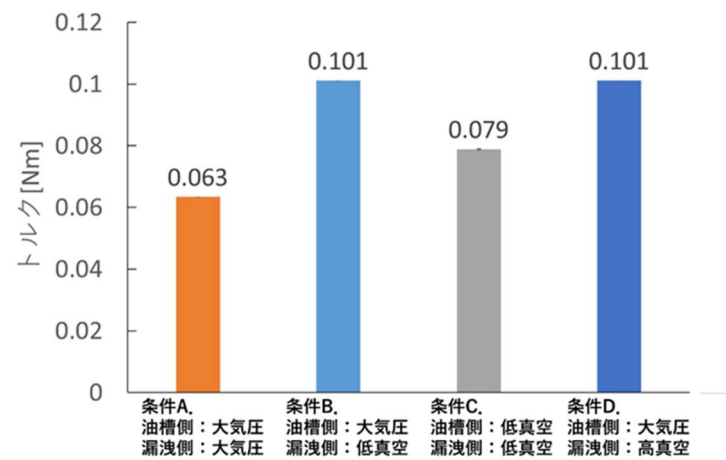
(b)シール性能評価試験
(PTFE複合材シール_試験履歴600-750 h)

Fig. 5-2 PTFE 複合材シール (試験履歴 600-750h 以内) における
各雰囲気条件のトルクと油温の時間変化

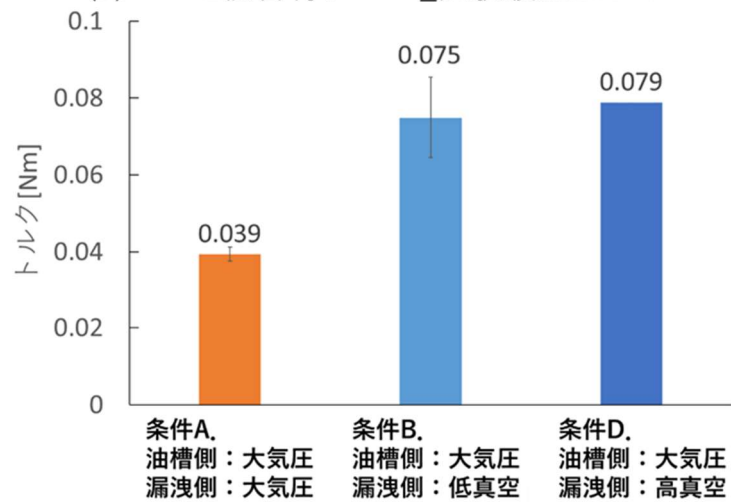


(c)シール性能評価試験
(FKMシール)

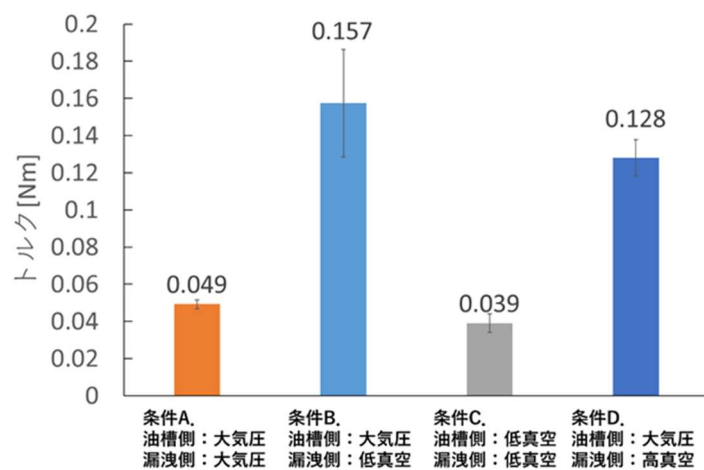
Fig. 5-3 FKM シールにおける各雰囲気条件のトルクと油温の時間変化



(a) PTFE複合材シール_試験履歴100 h

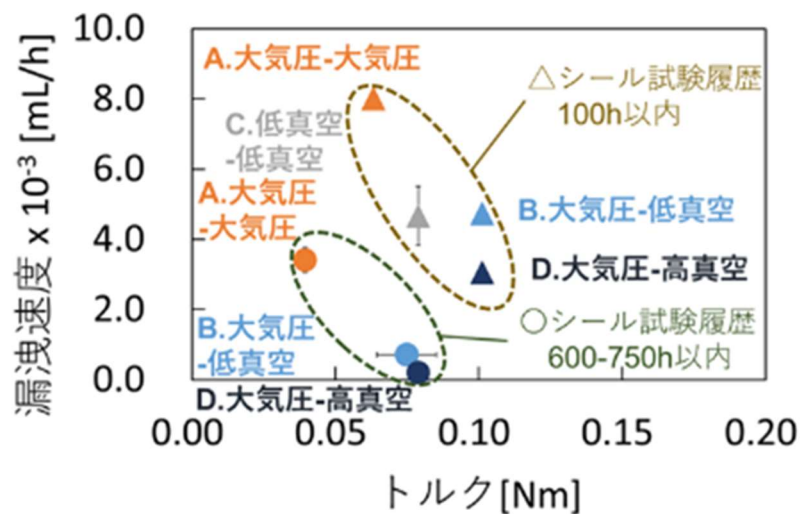


(b) PTFE複合材シール_試験履歴600-750 h

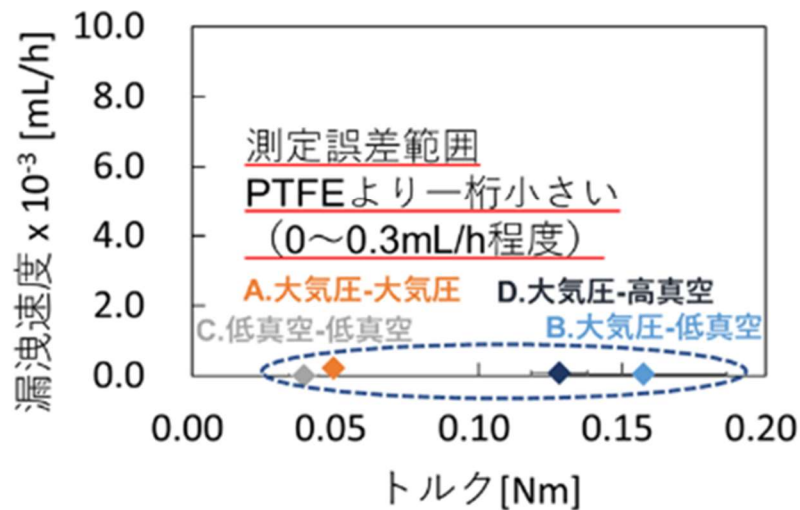


(c) FKMシール

Fig. 5-4 各シールの雰囲気ごとの平均トルク（回転5時間後から1時間平均）



(a)PTFE複合材シール



(b)FKMシール

Fig. 5-5 各シールの雰囲気条件による漏洩速度とトルクの関係

5.2 ポンピング試験

Fig. 5-6 に各シールの回転速度に対するポンピング速度を示す。雰囲気条件は（油槽側条件） - （漏洩側条件）の順で記しており、条件 A.（油槽側，漏洩側共に大気圧），条件 B.（油槽側：低真空，漏洩側：大気圧），条件 C.（油槽側，漏洩側共に低真空），回転速度条件は 90 rpm，400 rpm，800 rpm である。シール種類によらず，条件 A.（AIR-AIR）においてポンピング速度は同程度の約 $1 \sim 14 \times 10^{-3}$ mL/h であった。

PTFE 複合材シールでは，雰囲気条件によらず，回転速度に対し，ポンピング速度がおおよそ線形の関係となり，800 rpm 条件で最大でおおよそ 30 mL/h 程度となった。FKM

シールにおいても、ポンピング速度は回転速度に比例はしないものの、回転速度と正の相関を示した。条件 A. (AIR-AIR) と条件 B. (LVAC-AIR) において、90 rpm, 400 rpm まで、ポンピング速度に差がなく、最大で約 35×10^{-3} mL/h であった。

FKM シールの条件 B. (LVAC-AIR) の 800 rpm 条件では、ポンピング速度が条件 A. (AIR-AIR) の 2 倍以上の約 150×10^{-3} mL/h となった。条件 C. (LVAC-LVAC) では、90 rpm 条件からポンピング速度が大きく約 170×10^{-3} mL/h となり、回転速度を増加した 400 rpm 条件では油槽側オイル (10 mL) がすべてなくなるほどポンピングした。条件 A, B の傾向から 800 rpm ではポンピング速度が増えることがわかっているため、測定不可能な 800 rpm では試験を行わなかった。

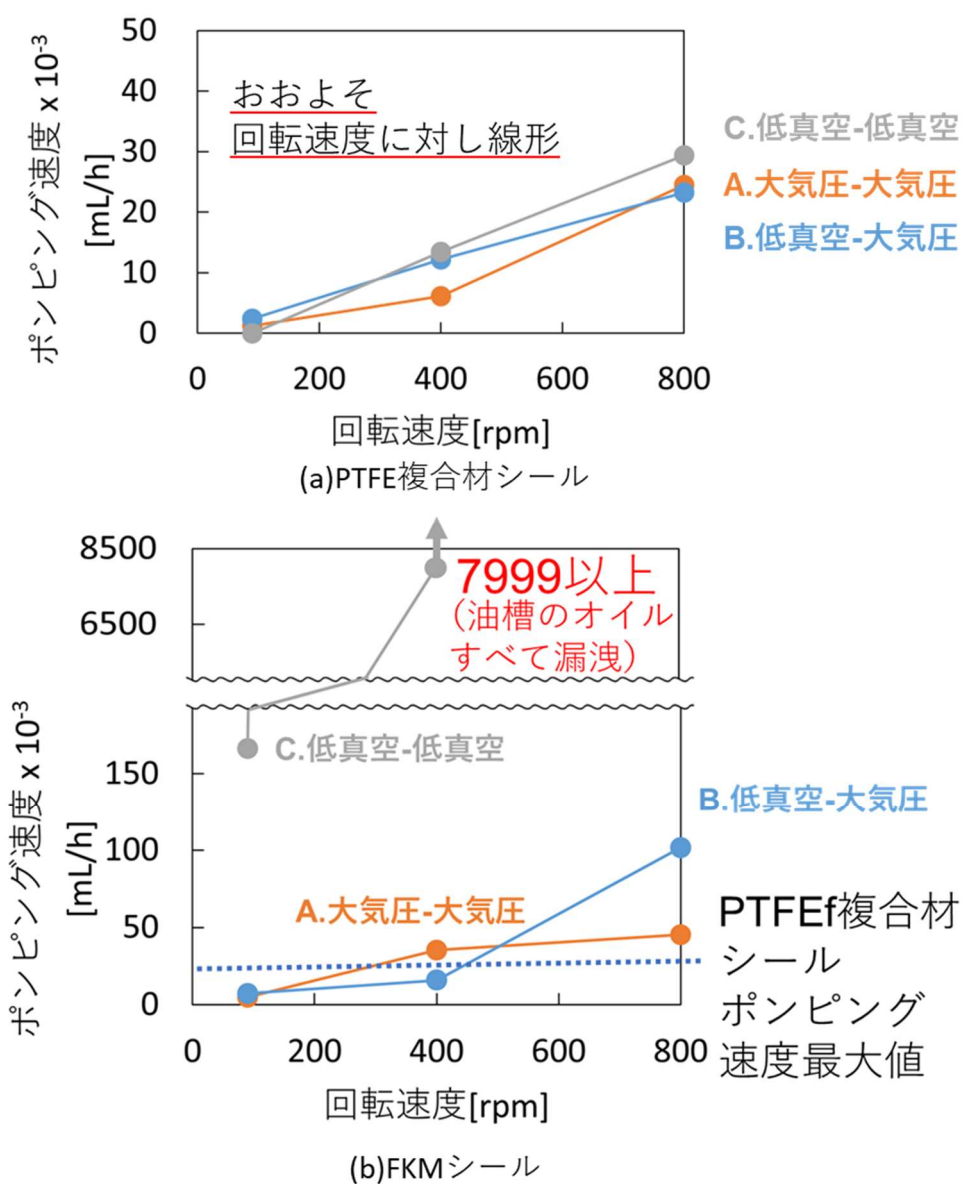


Fig. 5-6 各シールの回転速度に対するポンピング速度

5.3 可視化試験

5.3.1 シール接触幅（乾燥状態での撮影）

Fig. 5-7 に各雰囲気条件におけるシール接触幅の撮影結果を示す。雰囲気条件は（油槽側条件） - （漏洩側条件）の順で記しており、条件 A.（油槽側，漏洩側共に大気圧），条件 B.（油槽側：大気圧，漏洩側：低真空），条件 D.（油槽側：大気圧，漏洩側：高真空）である。これ以降，特に注釈がない場合，撮影画像は撮影倍率 350 倍である。これらは各雰囲気条件におけるシール接触幅を確認するため，オイルを入れず，ガラスランナーに挿入することで乾燥条件での PTFE 複合材シール，FKM シールの接触幅の撮影を行った。Fig. 5-8 に気泡と空隙の可視化原理を示す。本試験では，反射率の違いを利用しており，これらの画像において，白色に写っている部分は接触していない箇所，またはシール表面の充填剤であり，黒色に映っている部分はシール接触部である。これらを考慮に入れ，画像を見比べる。

PTFE 複合材シールでは，雰囲気条件によらず黒色の幅が一定である。このことから接触幅は一定の約 0.12 mm であり，条件 B.（AIR-LVAC）や条件 D.（AIR-HVAC）といった約 1 気圧の差圧がかかる条件においても，接触幅が不変であるであることがわかる。これは PTFE 複合材シールが硬く，変形しにくいことを表している。また，画像中央の黒色箇所に左から右へと白い線が繋がって見えていることがわかる。これは PTFE 複合材シールが硬く，変形しにくいため，シール接触面内においても，すきまを生じてしまうことを示している。このようなすきまは油槽側オイルのリークパスとなる可能性がある。

FKM シールでは，画像中央の黒色面積が条件 A.（AIR-AIR）と比較して，条件 B.（AIR-LVAC）と条件 D.（AIR-HVAC）において大きくなっていることがわかる。これは，条件 B.（AIR-LVAC）と条件 D.（AIR-HVAC）で生じる約 1 気圧の差圧によって変形していることを示している。画像から接触幅を読み取ると FKM シールの接触幅は条件 A.（AIR-AIR）において，約 0.12 mm であり，条件 B.（AIR-LVAC），条件 D.（AIR-HVAC）では 0.44 mm と約 1 気圧の差圧によって 2.5 倍以上に増加した。このことから FKM シールは軟らかいことがわかる。

5.3.2 回転前後のしゅう動面内の様子（オイルを用いた撮影）

Fig. 5-9～Fig. 5-13 に PTFE 複合材シール，FKM シールの各雰囲気条件におけるしゅう動面内の様子を示す。雰囲気条件は（油槽側条件） - （漏洩側条件）の順で記しており，条件 A.（油槽側，漏洩側共に大気圧），条件 B.（油槽側：大気圧，漏洩側：低真空），条件 C.（油槽側，漏洩側共に低真空），回転条件は 90 rpm，400 rpm である。また，Fig. 5-14 に PTFE 複合材シールの条件 B.（AIR-LVAC），400 rpm でのメニスカス部消失現象，Fig. 5-15 に PTFE 複合材シール，FKM シールの条件 B（AIR-LVAC）での真空引

き前後のメニスカス部の変化の様子、真空引き直後の回転によるメニスカス部の変化の様子を示す。これらの画像において、白色に写っている部分はシール表面の充填剤または、気泡であり、黒色に写っている部分はオイルが存在する箇所または、シール接触部である。各雰囲気条件において回転前、回転終了直後、回転終了3分後の画像を取得し、時間系列順に縦に並べている。各画像内の赤い矢印は、乾燥状態でガラスランナーにシールを挿入して撮影することで得たシールリップの接触領域を表している。

まず、Fig. 5-9 (左)、Fig. 5-10、Fig. 5-11 の PTFE 複合材シールの各画像を比較する。PTFE 複合材シールの 90 rpm 条件では、雰囲気条件によらず、どの画像も回転前からシール接触領域の漏洩側が黒色に写っていることがわかる。これはシール接触領域漏洩側にオイルが存在することを表しており、このことから、シール接触領域漏洩側にメニスカスが形成されていると考えられる。400 rpm 条件においても、条件 A. (AIR-AIR) と条件 B. (AIR-LVAC) では、シール接触領域漏洩側は黒色で写っていることから、シール接触領域漏洩側にメニスカスが形成されていたと考えられる。しかし、Fig. 5-14 に示す「PTFE 複合材シールの条件 B. (AIR-LVAC), 400 rpm でのメニスカス部消失現象」では、回転前はシール接触領域漏洩側が黒色で写っているものの、回転終了直後にはシール接触領域漏洩側は白色で写っていた。これは回転により、オイルを油槽側へと引き戻すポンピング作用が働いた結果、メニスカス部のオイルがなくなったことを表していると考えられる。また、条件 D. (AIR-HVAC) においては、シール接触領域漏洩側が白色に写っており、オイルが存在しなかったことがわかる。回転後も同様にシール接触領域漏洩側が白色に写っている。このことから、条件 D. (AIR-HVAC) の 400 rpm ではシール接触領域漏洩側にメニスカスが形成されなかったと考えられる。

Fig. 5-9 (左)、Fig. 5-10、Fig. 5-11 の PTFE 複合材シールの接触領域内部に着目すると、すべての雰囲気、回転条件において、回転前に比べ、回転終了直後に白色の領域が増加していることがわかる。これらの発生した白色領域は回転終了3分後にはなくなり、再び黒色に写っていることがわかる。このことから、これらはシャフトの回転により接触領域に気泡が発生したと考えられる。オイルシールに関する既往研究によれば、これはシャフトの回転によってシールの微小突起部の後方で挟まりすぎとなり、負圧が生じることで気泡が発生するキャビテーションであるとされている [38]。各雰囲気条件においても、90 rpm 条件と比較して、400 rpm 条件で回転終了直後に発生する白色領域が多いことがわかる。これは、回転速度の増加により負圧の発生量増加し、よりキャビテーションが発生しやすかったためと考えられる。

Fig. 5-15 (a) に着目すると、PTFE 複合材シールにおいて、真空引き前後でシール接触領域漏洩側の黒色領域の面積が増加していることがわかる。PTFE 複合材シールは雰囲気条件によらず接触幅が一定であることから、これは漏洩側を真空引きにすることによって、オイルが漏洩側へと進行し、シール接触領域漏洩側にメニスカスを形成していることを表している。また、真空引き後の回転前後で、シール接触領域漏洩側の黒色面積は変わらず、引き続きメニスカスが形成されていたと考えられる。

次に、Fig. 5-9 (右)、Fig. 5-12、Fig. 5-13 の FKM シールの各画像を比較する。FKM シールのすべての雰囲気、回転条件において、回転前後でシール接触領域内部の白色領域の増加が確認されなかった。このことから、シール接触領域では気泡が発生していない又は発生量が少なかった可能性がある。シール接触領域漏洩側のメニスカス部に着目すると、条件 A. (AIR-AIR) の 90 rpm 条件の回転前のみ、シール接触領域漏洩側に黒色領域が存在することがわかる。しかし、この領域は回転終了直後にはなくなり、白い領域に変化している。回転終了 3 分後には、ごくわずかではあるが、シール接触領域漏洩側の黒色領域が増加していることがわかる。

これはシール接触領域漏洩側に黒色に写るメニスカス部が回転によりなくなり、回転終了後にシール接触領域漏洩側へオイルがごくわずかに滲みでていることを示している。これはシャフトの回転により、油槽側へと引き戻すポンピング作用が働いたことで、シール接触領域を通して、油槽側へと引き込まれ、回転終了によってポンピング作用がなくなることで、ごくわずかにシール接触領域漏洩側へ出てきたと考えられる。このことは同様に条件 A. (AIR-AIR) の 400 rpm 条件においてもいえることである。

Fig. 5-12、Fig. 5-13 に示す FKM シールの条件 B. (AIR-LVAC)、条件 D. (AIR-HVAC) においては、条件 A (AIR-AIR) と比較して、黒色で写っている面積が大きくなっていることがわかる。これは、乾燥状態で撮影し確認したように、約 1 気圧の差圧によって FKM シールが押し潰されたことを表している。また、シール接触領域内の最も漏洩側位置では、回転前後にかかわらず、より真空度が高く、より回転速度が大きいほど白色斑点が多く存在している。これはシャフトの回転または真空度によって、気泡が発生し、消滅することなくシール接触領域内の最も漏洩側の位置に存在していると考えられる。また、乾燥状態の撮影から推測される接触領域より漏洩側に関しても、黒色領域と白色領域がグラデーションをなして分布する領域が広がっていることが確認された。これは、シール接触領域漏洩側の領域が、白色で写る気相（析出された空気やオイルの蒸発分）または隙間と、黒色で写る液相（オイル）、固相（シール表面）が混じった状態であることを示している可能性がある。

5.3.3 メニスカス部における気泡の発生

Fig. 5-16、Fig. 5-17 に条件 B. (油槽側：大気圧、漏洩側：低真空)、条件 D. (油槽側：大気圧、漏洩側：高真空) の 90 rpm 条件における、回転停止後の PTFE 複合材シールのメニスカス内での気泡発生現象を示す。以降、雰囲気条件は（油槽側条件） - （漏洩側条件）の順で記す。PTFE 複合材シールの条件 B. (AIR-LVAC)、条件 D. (AIR-HVAC) の 90 rpm 条件で、回転停止後にシール接触領域漏洩側のメニスカス内において、図のような気泡の発生が確認された。気泡は条件 B. (AIR-LVAC) において回転終了 3 秒後、条件 D. (AIR-HVAC) において回転終了 4 秒から、シール接触領域漏洩側のメニスカス内に発生し、その後破裂した。それぞれの図 (b) に示すように、発生初期はほぼ円形であったのに対し、成長後には 0.05mm 程度の楕円形状となった。気泡のサイズは条件 B.

(AIR-LVAC) で最大約 0.067 mm, 条件 D. (AIR-HVAC) で最大約 0.125mm と, より真空度の高い条件で大きくなった. これらの気泡は同雰囲気条件の 400 rpm 条件では確認されなかった.

5.4 まとめ

PTFE 複合材シールと FKM シールの 2 種類を用い, シール性能評価試験とポンピング試験を行うことで封止性能とトルク特性を取得した. また, 可視化試験によりしゅう動面内の油膜形成状況およびキャビテーションの発生状況を確認した. 得られた結果を下に示す.

- 1) シール性能評価試験では, PTFE 複合材シールにおいて差圧の有無に関係なく, 条件 B. (油槽側: 大気圧, 漏洩側: 低真空), 条件 C. (油槽側, 漏洩側共に低真空), 条件 D. (油槽側: 大気圧, 漏洩側: 高真空) おいて条件 A. (油槽側, 漏洩側共に大気圧), より漏洩速度が低下し, 差圧によってトルクが増大することがわかった. FKM シールでは, すべての条件において漏洩速度が小さく, 差圧によりトルクが上昇し, その上昇幅は PTFE 複合材シールよりも大きかった.
- 2) ポンピング試験では, PTFE 複合材シールにおいてポンピング速度は雰囲気条件によらず回転速度に線形の関係となった. FKM シールでは, 条件 A. (油槽側, 漏洩側共に大気圧) と比較し, 差圧のない条件 C. (油槽側, 漏洩側共に低真空) において明らかなポンピング速度の増加が確認された.
- 3) 可視化試験では, オイルを使用しない乾燥状態での撮影において, PTFE 複合材シールは差圧によって接触面積が増加せず, FKM シールは増加することが確認された. オイルを使用した可視化試験では, PTFE 複合材シールの接触領域において, 気泡の発生が確認されたが, FKM シールでは明確には確認されなかった. PTFE 複合材シールにおいて, メニスカスが形成され, 条件 B. (油槽側: 大気圧, 漏洩側: 低真空), 条件 D. (油槽側: 大気圧, 漏洩側: 高真空) の 90 rpm 条件において, 回転終了後にメニスカス部から気泡が発生することが確認された. FKM シールでは, メニスカスが形成されず, シール接触領域の漏洩側において多くの気泡または空隙が発生した.

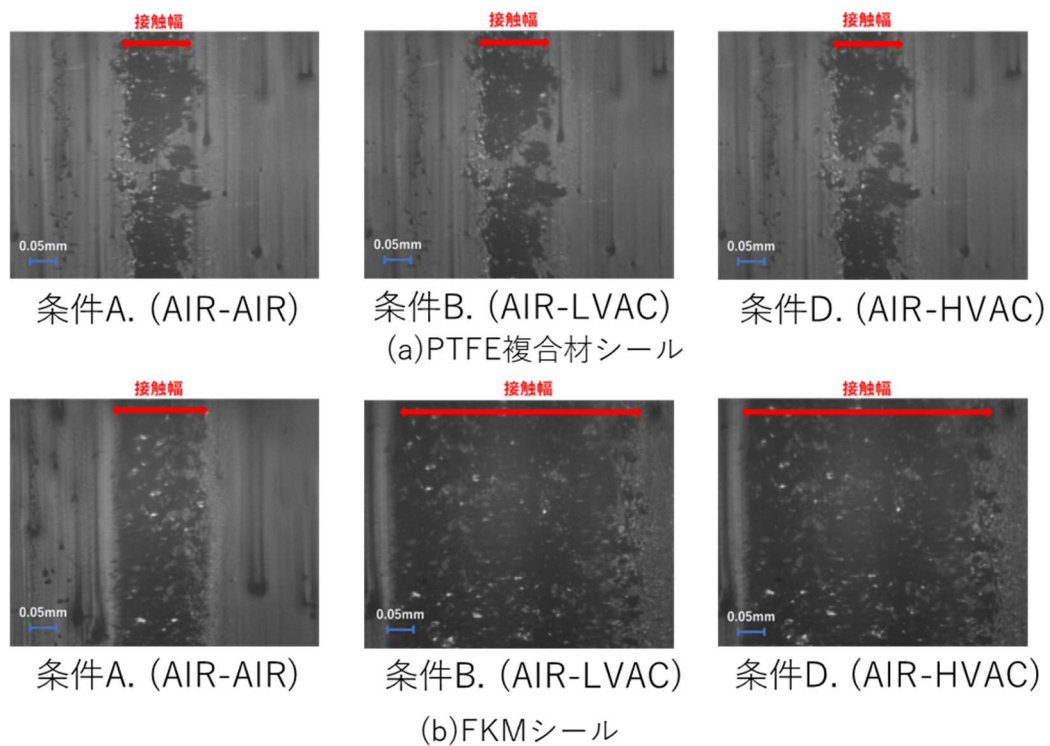


Fig. 5-7 各雰囲気条件におけるシール接触幅

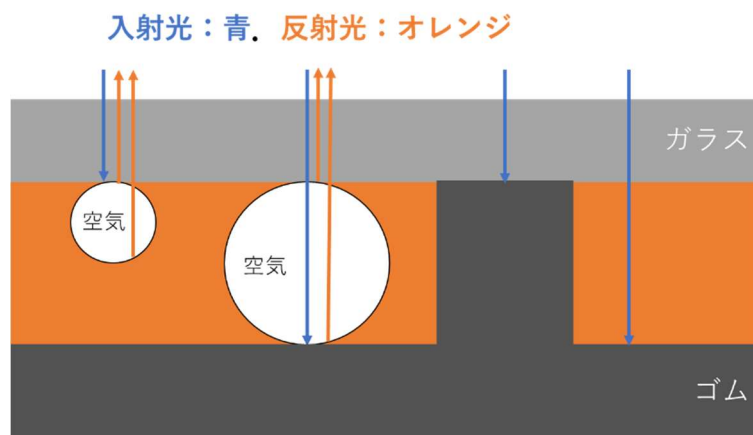


Fig. 5-8 気泡や空隙の可視化原理

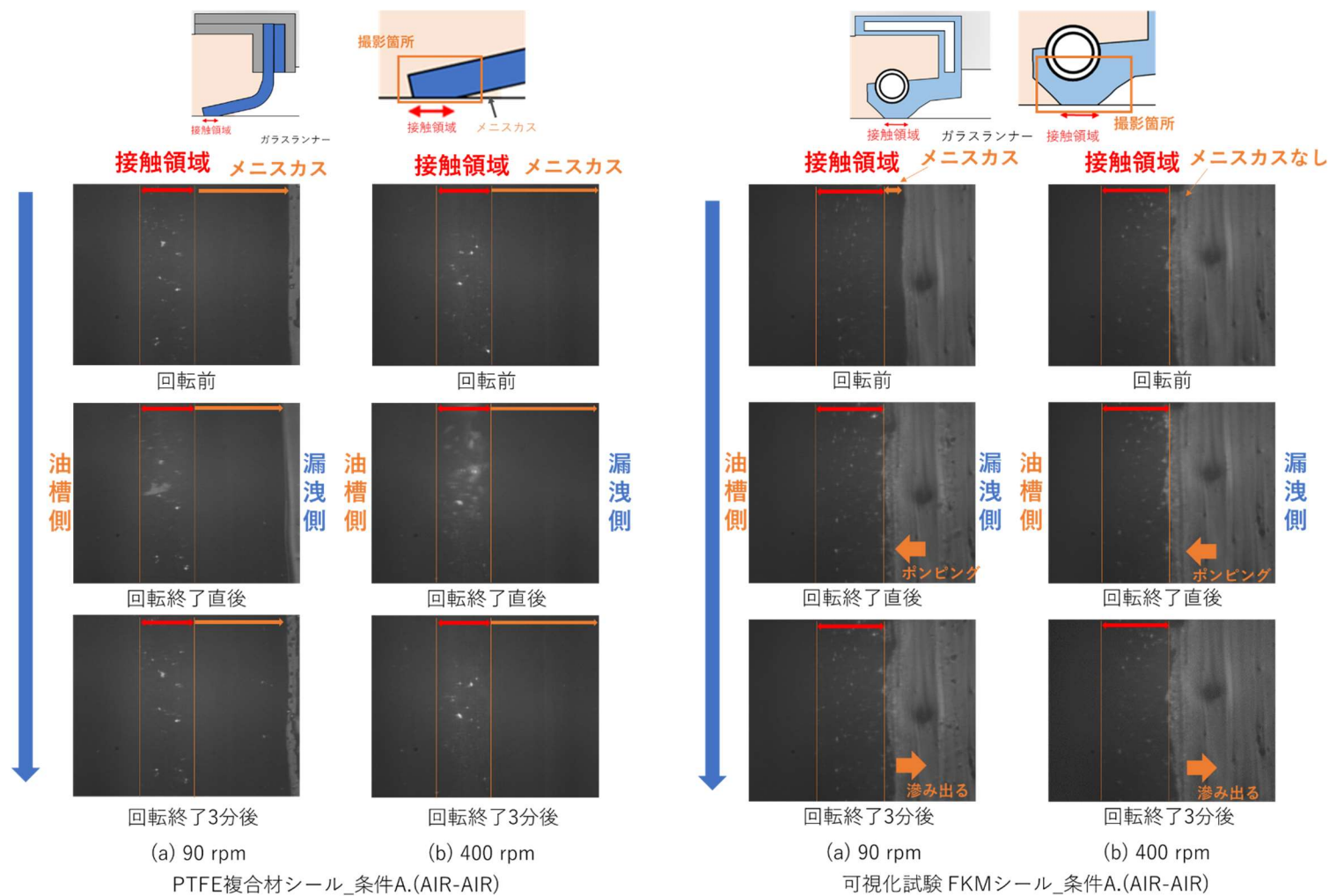


Fig. 5-9 条件 A. (AIR-AIR) における各シールのしゅう動面内の様子 (*赤い線は乾燥状態でのリップ接触幅)

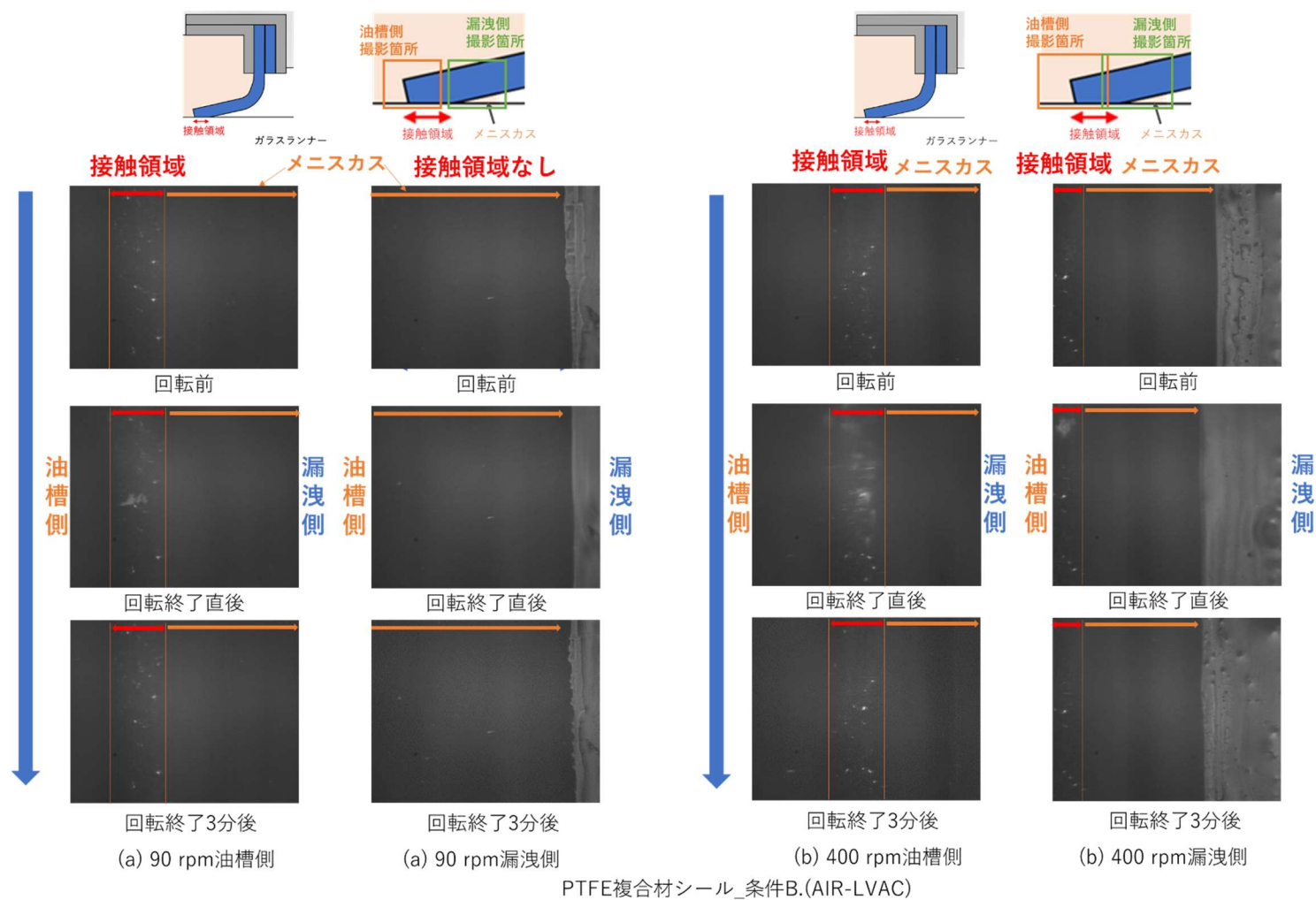


Fig. 5-10 条件 B. (AIR-LVAC) における PTFE 複合材シールのしゅう動面内の様子 (*赤い線は乾燥状態でのリップ接触幅)

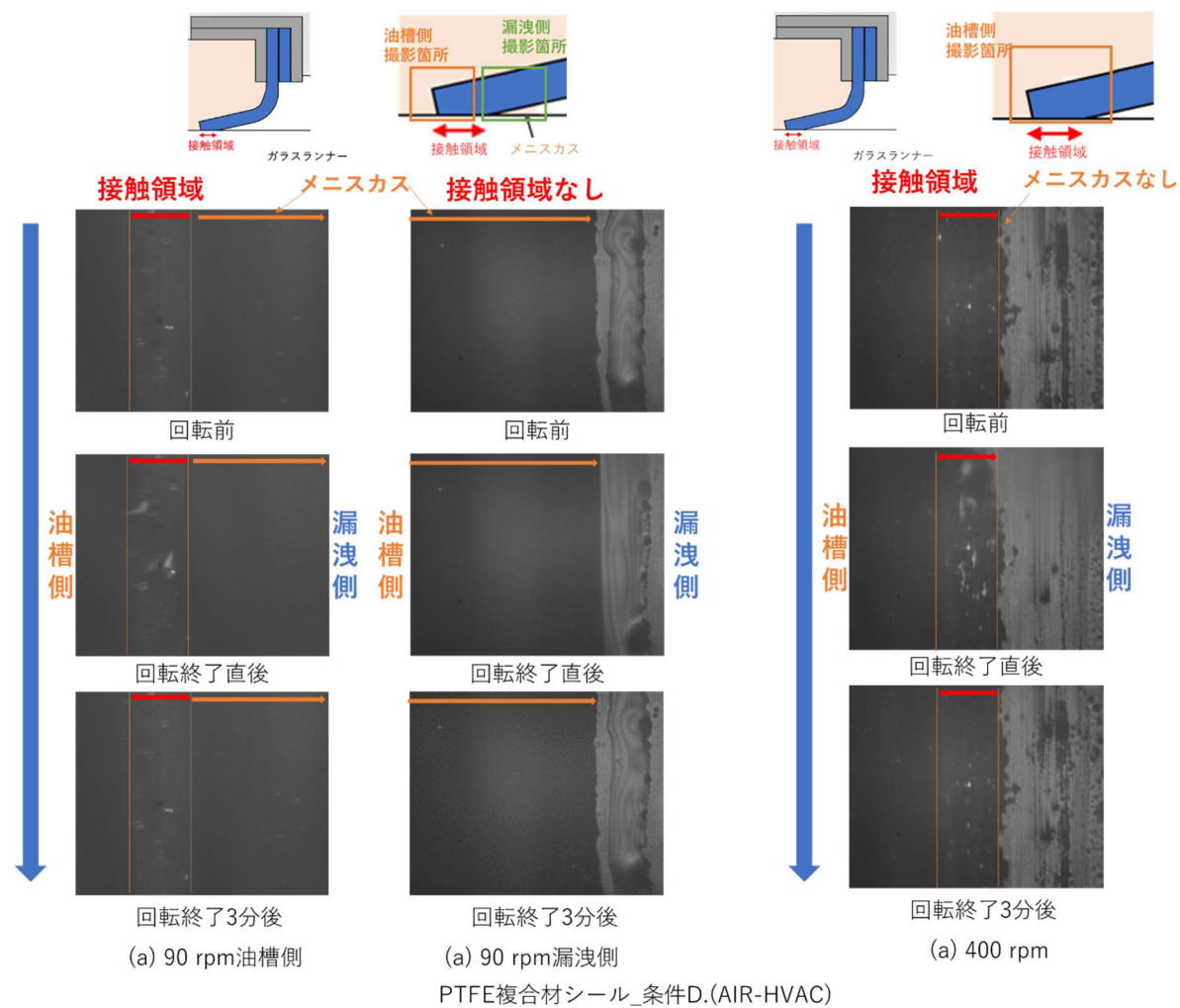


Fig. 5-11 条件 D. (AIR-HVAC) における PTFE 複合材シールのしゅう動面内の様子 (*赤い線は乾燥状態でのリップ接触幅)

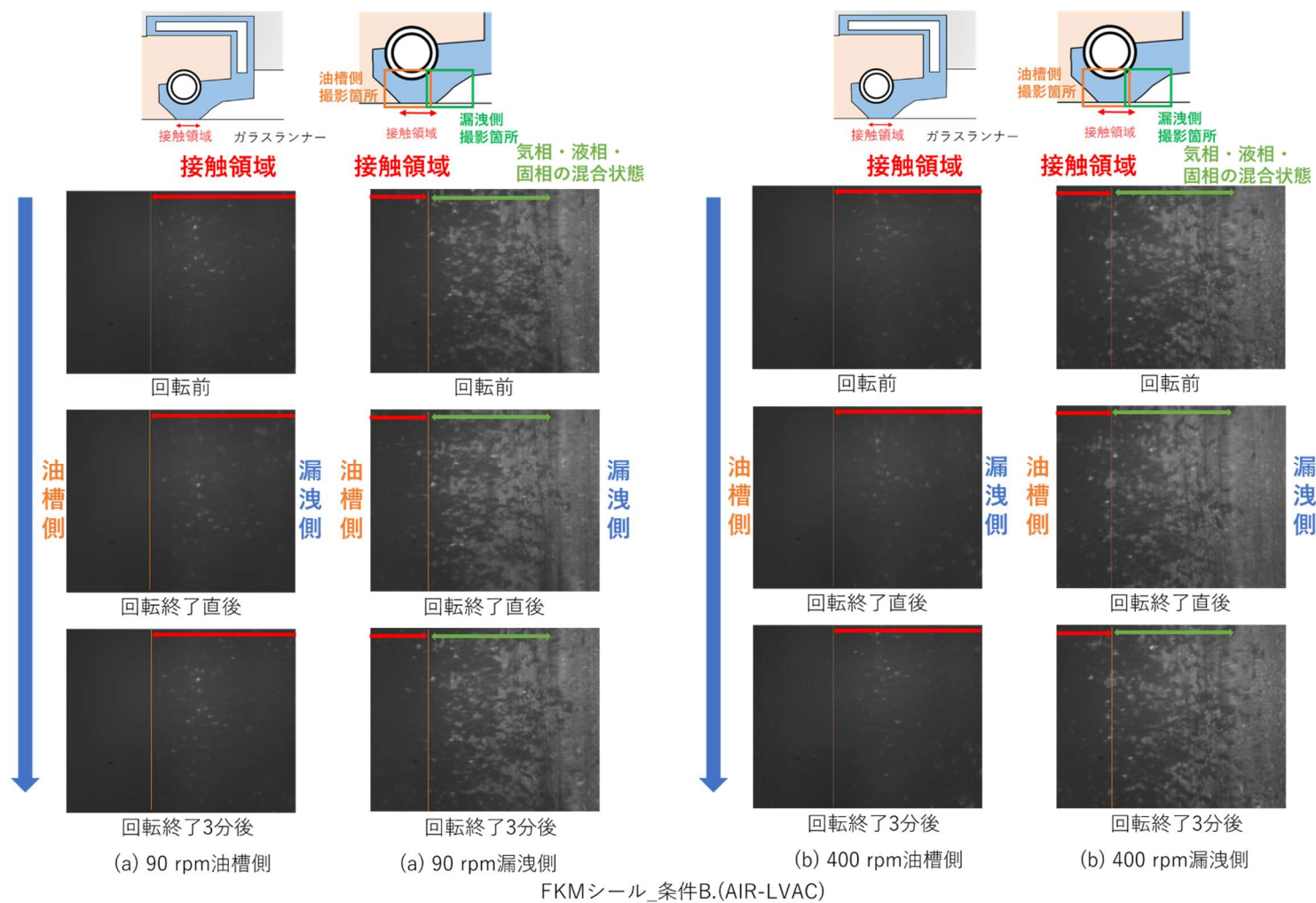


Fig. 5-12 条件 B. (AIR-LVAC) における FKM シールのしゅう動面内の様子 (* 赤い線は乾燥状態でのリップ接触幅)

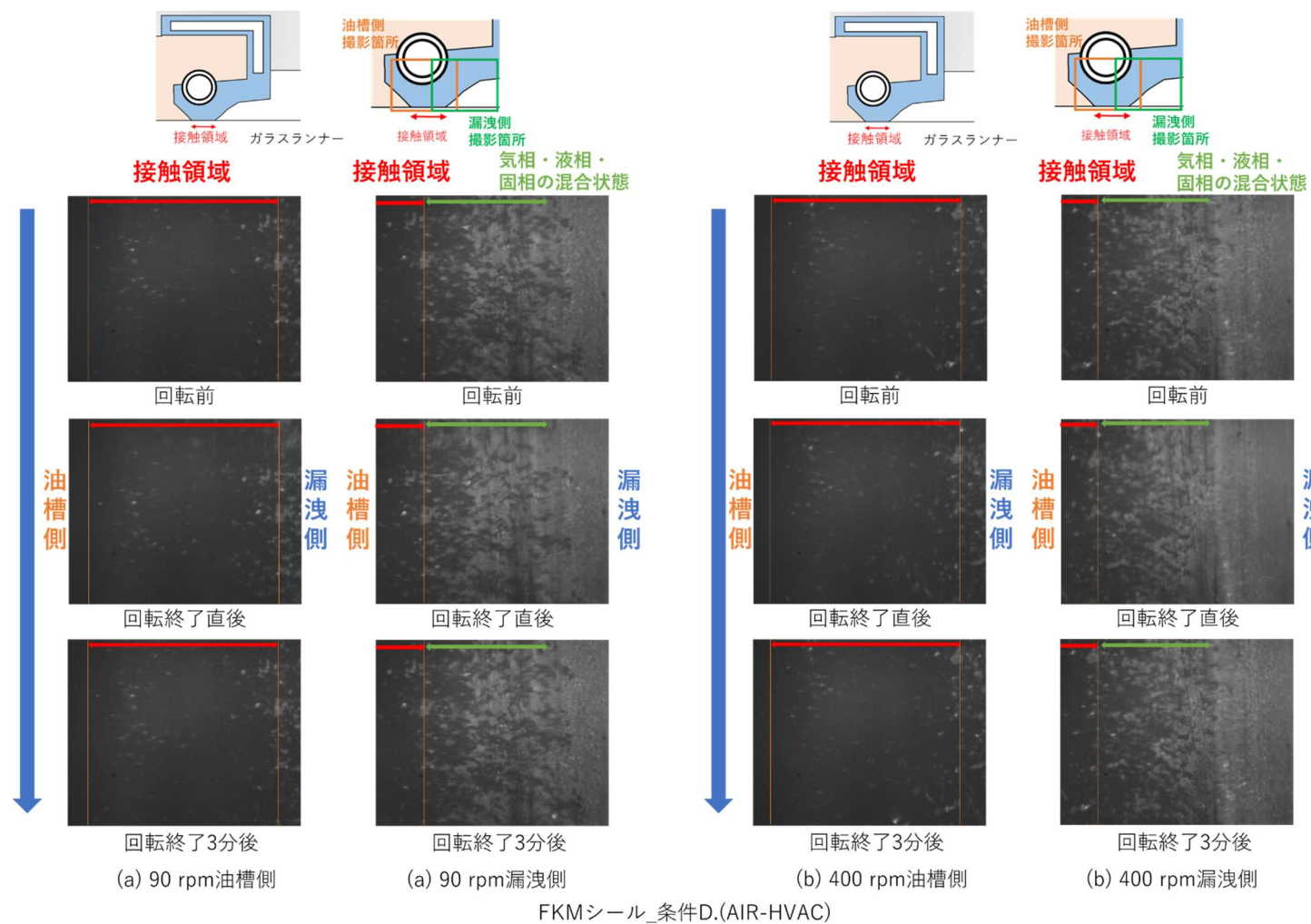


Fig. 5-13 条件 D. (AIR-HVAC) における FKM シールのしゅう動面内の様子 (*赤い線は乾燥状態でのリップ接触幅)

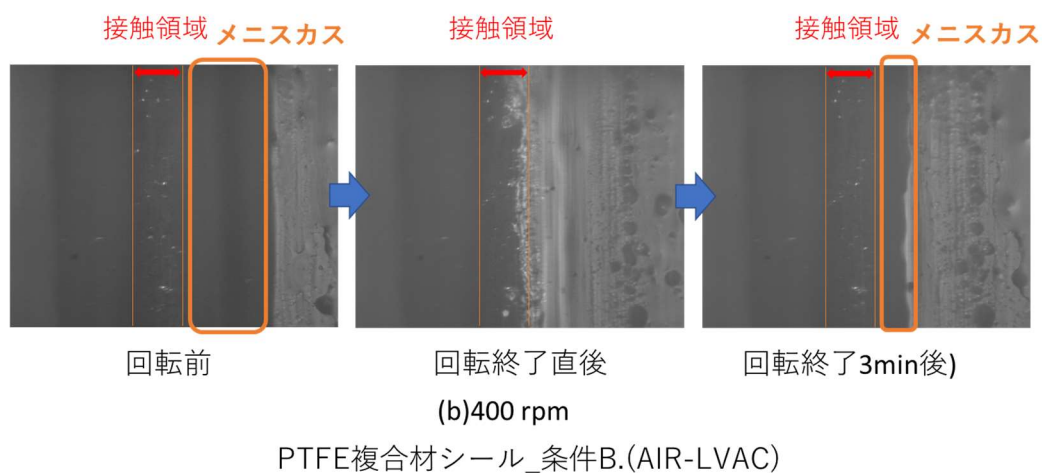


Fig. 5-14 PTFE 複合材シールの条件 B (AIR-LVAC)，400 rpm でメニスカス部消失

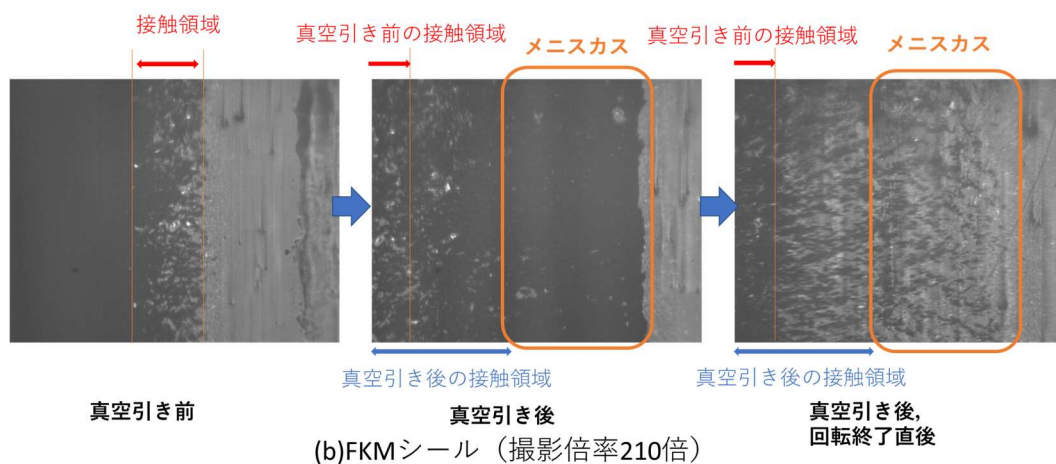
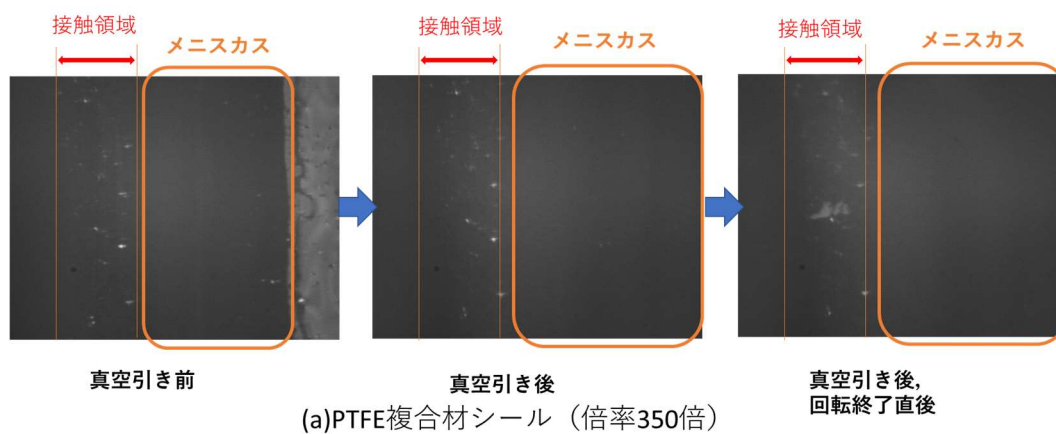
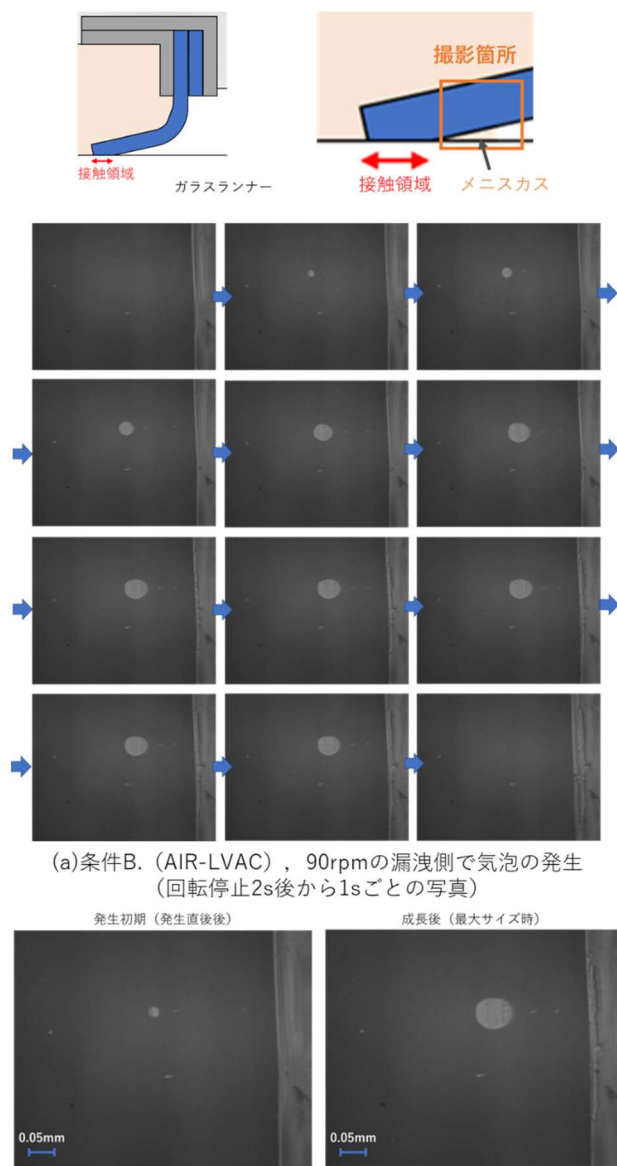
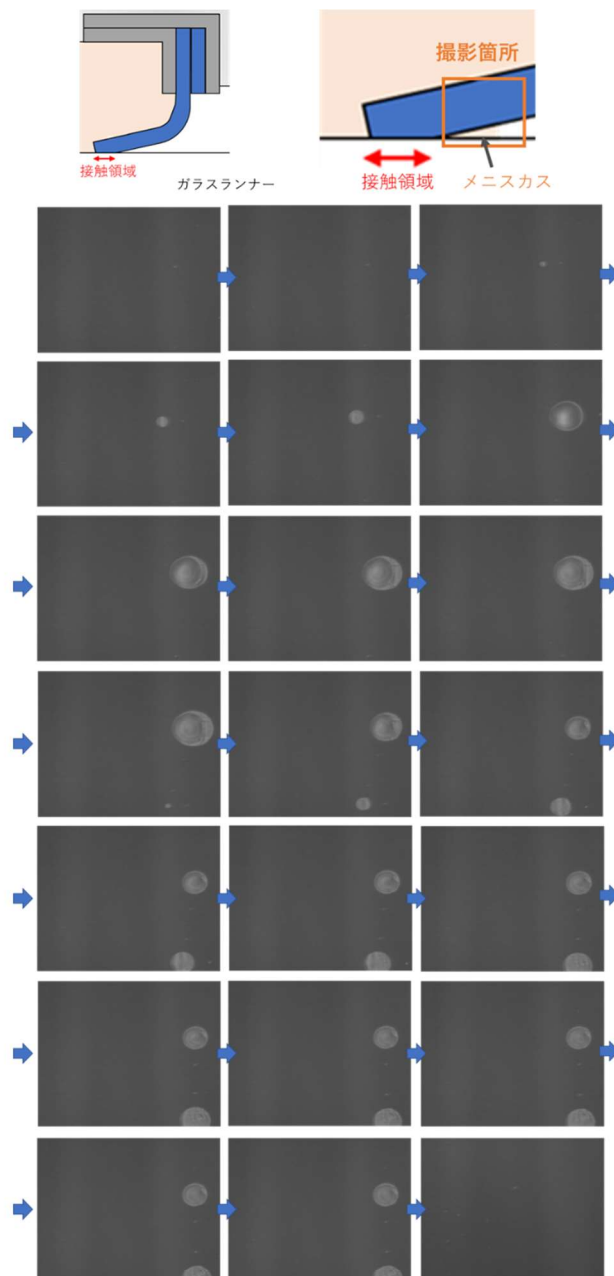


Fig. 5-15 各シールの真空引き前後，回転前後のメニスカス部の変化
(左：真空引き前，中央：真空引き後，右：真空引き後回転)

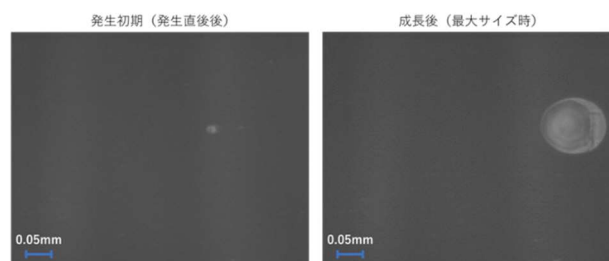


(b) 条件B. (AIR-LVAC) , 90 rpm条件で発生した気泡の発生初期 (発生直後) と成長後 (最大サイズ時) の比較

**Fig. 5-16 条件 B. (AIR-LVAC) の 90rpm 条件における
回転停止後の PTFE 複合材シールのメニスカス内での気泡発生現象**



(a)条件D. (AIR-HVAC) , 90rpmの漏洩側で気泡の発生
(回転停止2s後から1sごとの写真)



(b)条件D. (AIR-HVAC) , 90 rpm条件で発生した
気泡の発生初期 (発生2s後) と成長後 (10s後) の比較

**Fig. 5-17 条件 D. (AIR-HVAC) の 90 rpm 条件における
回転停止後の PTFE 複合材シールのメニスカス内での気泡発生現象**

第6章 考察

6.1 封止特性

6.1.1 封止性能とポンピング速度の関係

一般的にシールの封止性能はポンピング量（ポンピング速度）で評価できると言われている [23][24]。シールの封止性能が高いとき、ポンピング作用が大きくなり、シールを逆さまに取り付けたポンピング試験での漏洩速度（ポンピング速度）が増加するとされる。本試験では PTFE 複合材シールにおいて、大気環境を模擬した条件で漏洩速度が大きく、真空環境を模擬した条件で漏洩速度が小さくなった。各雰囲気条件において、大気中と同様の封止メカニズムであれば、封止性能とポンピング速度には正の相関関係が成立する。しかし、実際には PTFE 複合材シールでは、雰囲気条件によって漏洩速度が異なったにも関わらず、ポンピング速度に差異を生じなかった。また、FKM シールでは雰囲気条件によって漏洩速度に差異を生じなかったのに対し、ポンピング速度では大きな差が生じた。このように大気中において成立する封止性能とポンピング速度の正の相関関係が成立しなかった。このことから、真空中では大気中と異なった封止メカニズムである可能性があることがわかった。

6.1.2 しゅう動による変形の影響

大気中におけるオイルシールの封止メカニズムは、しゅう動時にシールリップの接触面において軸方向の非対称なリップ形状に基づく接触圧力分布によって、微小突起がせん断変形し、微細なネジとして働くことで漏洩側から油槽側へとオイルを吸い込むポンピング作用である (Fig. 6-1) [18]。

Fig. 6-2, Fig. 6-3 に 90rpm での各条件における PTFE 複合材シール, FKM シールの回転前, 回転終了直後, 回転終了 3 分後の画像を用いて接触点の変形量を示す。これらは 5.3.2 項の Fig. 5-9～Fig. 5-13 から画像を抽出し、各雰囲気条件の比較を行ったものである。雰囲気条件は（油槽側条件） - （漏洩側条件）の順で記しており、条件 A.（油槽側, 漏洩側共に大気圧）、条件 B.（油槽側：大気圧, 漏洩側：低真空）、条件 D.（油槽側：大気圧, 漏洩側：高真空）である。ここでは、ある特定の点（黄色の円内の点）の位置を線の色で示している。赤の線が回転前の位置、緑の線は回転終了直後の位置である。その点の移動を青矢印で示している。

これらの図からわかるように追従性を持たず変形のしにくい PTFE 複合材シールでは、点の位置は回転によってほとんど変化しなかった。このことから回転によって、しゅう動面がポンピング作用を示すようなネジ形状へと、ほとんど変形していなかったといえる。

また、FKM シールでは、点の位置が回転によって移動し、回転終了 3 分後には回転前の位置に戻るような動きをみせた。これは、回転により、しゅう動面内でしゅう動方

向に引っ張られるような変形を生じ、弾性によって元の形状に戻った様子を直接観察できたことを表している。これは既往研究の微細なネジ形状へのしゅう動面の変形を示していると考えられ、これによりポンピング作用が大きくなったと考えられる。

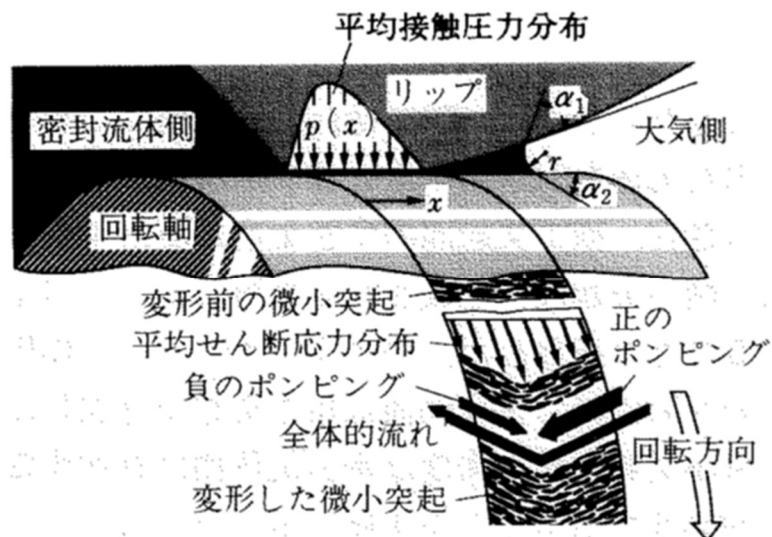


Fig. 6-1 ポンピング作用の模式図 [18]

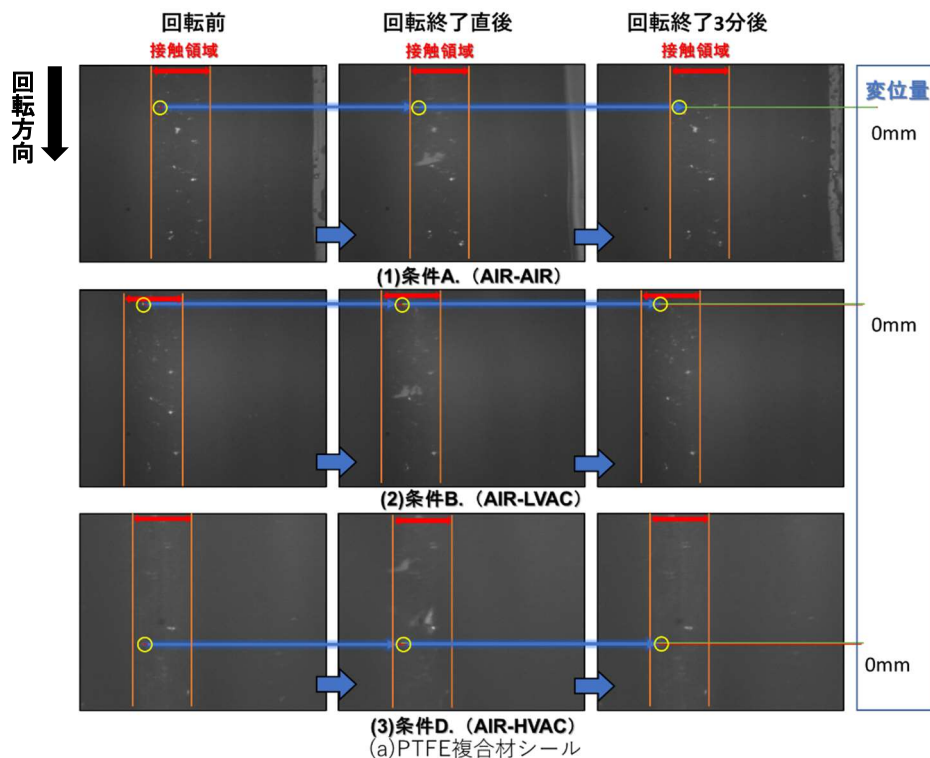


Fig. 6-2 シャフト回転による各雰囲気条件における PTFE 複合材シール接触部の変形量（左：回転前，中央：回転終了直後，右：回転終了3分後）

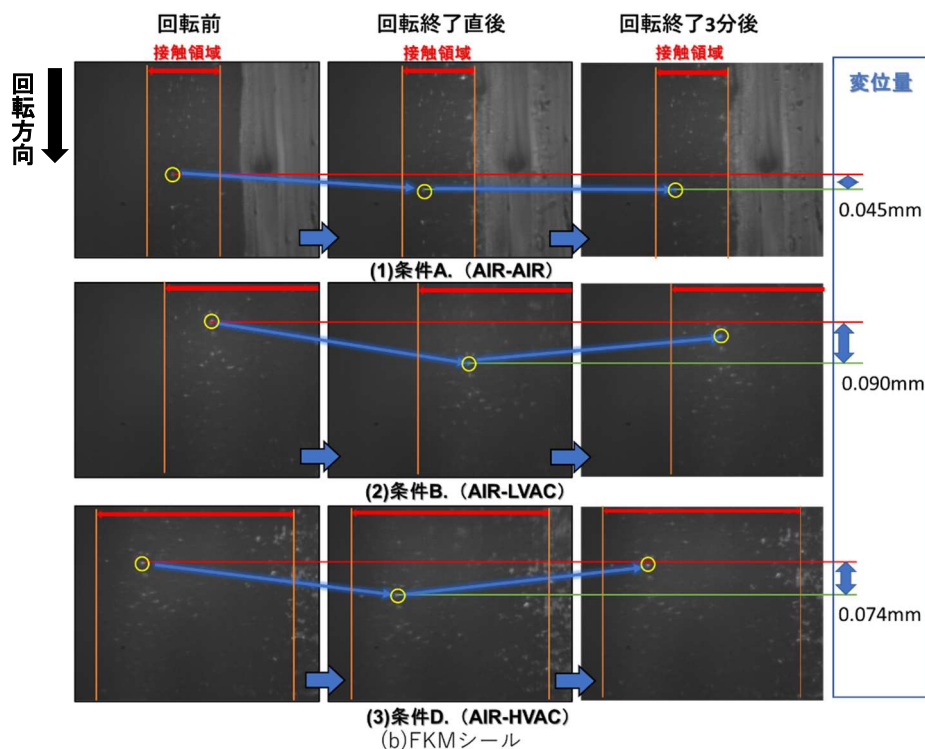


Fig. 6-3 シャフト回転による各雰囲気条件における FKM シール接触部の変位量
(左：回転前，中央：回転終了直後，右：回転終了3分後)

6.1.3 凝着による影響

しゅう動面のネジ形状への変形によるポンピング作用は、材質に変形のしにくさに加えて、ランナーに対する凝着の起こりやすさに影響していたと考えられる。PTFE（ふっ素樹脂）の鋼に対する乾燥摩擦係数は、相手材の種類には依存するが 0.06 など 0.1 に満たないのに対し、一般的なゴムは 0.9 など明らかにオーダが違っていることが影響していた可能性がある [39]。乾燥摩擦係数の大きいゴム材である FKM ではランナーに対し、凝着することでせん断力が大きくなり、接触部における変形量が増加することで、ポンピング作用が大きくなったと考えられる。PTFE 複合材では、乾燥摩擦係数も低く、ランナーに対し凝着しにくいことで、せん断力が小さくなり、変形が発生しないことでポンピング作用が小さくなったと推測される。

6.1.4 キャビテーションによる影響

本項目では、大気中と真空中でのキャビテーションの発生に注目し、考察を行う。本試験では、PTFE 複合材シールの真空雰囲気下の 90 rpm 条件において、回転停止後にメニスカス内での気泡の発生と成長を捉えた。この現象は大気中で確認されなかったことから、真空中ではキャビテーションが起こりやすく、回転中にシール接触領域で微小な気泡が発生したと考えられる。回転停止後、気泡はシール接触領域漏洩側へと進行し、それぞれが集合（凝集）することで成長したと考えられる。回転中は、しゅう動面内で

気泡が成長しなかったが、これは偏心や回転によって拡がりすぎると、狭まりすぎを繰り返すことでオイル内の圧力が上下し、気泡が成長と縮小、消滅を繰り返していたためだと考えられる。

Fig. 6-4 に水中におけるキャビテーションの気泡核の粒径分布を示す。この図に示すように、既往研究では粒径が小さくなるほど核は多く存在すると言われている [39]。本研究で用いた光学系では 1 px あたり $0.5 \mu\text{m}$ 程度の解像度で撮影可能であるが、シール接触領域において捉えた気泡は最小 $30 \mu\text{m}$ 程度であった。つまり、観察された気泡よりも粒径の小さい気泡が油中に多く存在しており、真空中ではその数密度はより高かったと考えられる。これら粒径の小さい気泡は反射光が弱く、撮影できていなかった可能性がある。

PTFE 複合材シールでは回転速度増加によってシール接触領域での気泡の発生量が増加したことから、しゅう動面内で負圧の発生量と発熱量が増加することで、キャビテーションが起りやすくなると考えられる。

Fig. 6-5 にシール接触領域における負荷容量の発生原理を示す。回転によってシールの微小突起部前後の拡がりすぎと狭まりすぎにしゅう動方向の正負対称な圧力分布が生じるが、負圧部においてキャビテーションにより気泡が発生することで、負圧が気泡の蒸気圧で置換される。それにより、圧力分布の対称性が崩れ、正の圧力の方が大きくなることで負荷容量が発生する [38][40]。油膜に生じる負荷容量は、シールをランナーから引き離す方向、つまり、シールを潰すように働く。これはシールの緊迫力を高めるような作用である。この力により、シールが押しつぶされることで、しゅう動面全体でネジ形状への変形量が増加し、ポンピング作用が増大すると考えられる。また、キャビテーションにより発生した気泡が、しゅう動面内の微小突起の間の空間に留まることで流路を遮断し、封止性能を向上させていたと考えられる [40]。実際には、負荷容量の発生によるポンピング作用の増大と、気泡による流路の遮断の 2 つの作用によって、真空中では封止性能が向上していたと考えられる。

PTFE 複合材シールでは雰囲気条件によらずポンピング速度が一定だったのに対し、真空条件で封止性能が高いことから、しゅう動面でネジ形状の変形を生じない場合、気泡による流路の遮断による封止作用の影響が強くなると考えられる。一方で FKM シールでは、雰囲気条件によらず一定であったのに対し、差圧のない真空条件でポンピング速度が大きくなったことから、しゅう動面でネジ形状の変形を生じる場合は、負荷容量の発生によるポンピング作用の増大の影響が強くと考えられる。

また、ポンピング速度はシールを逆さまに取り付けたときの漏洩速度であるため、気泡による流路の遮断はポンピング速度を低下させるようにも作用する。PTFE 複合材シールでは雰囲気条件によらずポンピング速度が一定であったが、これは負荷容量増大によるポンピング作用の増分と気泡による流路の遮断による作用が釣り合ったためであると考えられる。

以上のように、シール材質の変形のしやすさにより、「負荷容量の発生によるポンピング作用の増大」と「気泡がしゅう動面内の微小突起の間の空間に留まることによる流路の遮断」の影響度が変化していると考えられる。どちらもシールの封止性能を高める作用であり、真空中では高い封止性能を維持できると考えられる。一方、シールを逆さまに取り付けたポンピング試験では、漏洩速度としてポンピング速度を計測しているため、「気泡による流路の遮断」がポンピング速度を減少させるよう作用することから、真空中では封止性能とポンピング速度に、正の相関関係を示さなかったと考えられる。そのため、真空中での封止性能の評価では、ポンピング速度計測とは異なる手法が必要と考えられる。

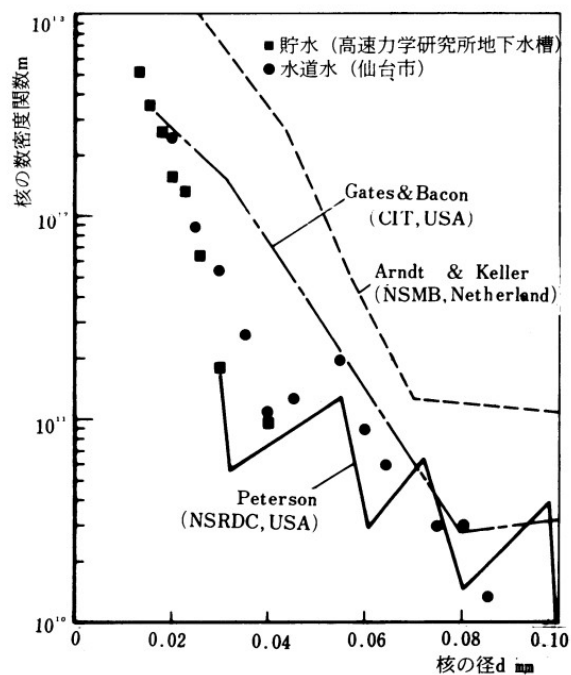


Fig. 6-4 水中におけるキャビテーションの核の粒径分布 [39]

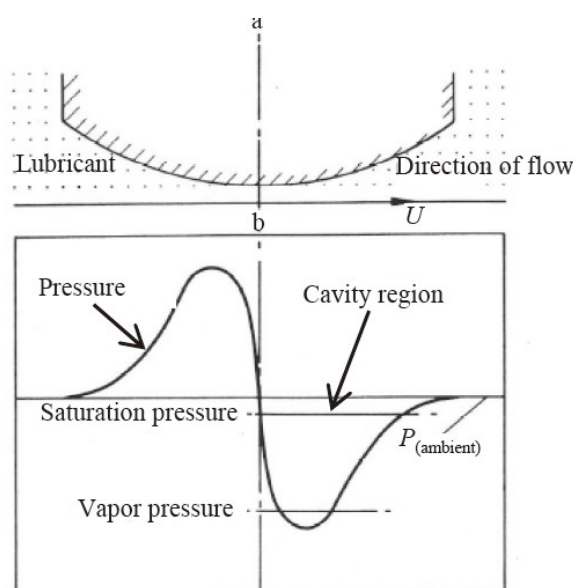


Fig. 6-5 負荷容量の発生原理 [38]

6.1.5 差圧による影響

PTFE 複合材シールでは封止性能に対して差圧の影響が見られなかった。しかし、真空中において FKM シールでは、差圧のない条件と比較し、差圧のある条件でポンピング速度が低下した。この要因について考察する。

FKM シールでは、結果から差圧によって接触面積が増加することが確認された。接触面積の増加はポンピング作用を発現するネジ形状となるしゅう動面幅が広がることで、ポンピング作用を促した可能性があるが、実際には低下した。

これは、差圧によりしゅう動面幅が増加することで、表面粗さを有するシールとランナーの 2 面間を流れる流体の抵抗が増加したことが要因と考えられる。これは、しゅう動面幅の増加によって、しゅう動面の油槽側から漏洩側までの距離が伸び、オイルの粘性抵抗を受けやすかったためと考えられる。

また、差圧のある真空条件は、400 rpm まで大気条件と同等のポンピング速度であったが、800 rpm では大きくなった。これは、回転速度の増加に伴い、流体潤滑へと近づくことでオイルの粘性抵抗が減少したことや、しゅう動面のネジ形状への変形量が増加したことが要因だと考えられる。

6.2 トルク特性

ここでは得られた結果を元に、PTFE 複合材シール、FKM シールのトルク特性について考察する。

試験結果より、差圧のある条件ではトルクが大きくなったが、これは接触面積の増加と接触圧力の増加に起因していると考えられる。また、差圧のない真空条件と大気条件

では、シール材質によってトルクの増加・減少が異なった。沼田の報告によれば、シール表面粗さを最適化することで、シール低摩擦化が図られており、トルク低減に成功したシールではキャビテーションが多く発生したと言われている [21]。つまり、キャビテーションが多く発生した場合において、低トルク化すると考えられる。このことから、差圧のない真空条件でより低トルクとなることが予想される。

しかし、真空中では PTFE 複合材においてトルクが増加し、FKM シールではトルクが減少した。これは潤滑状態による違いであり、しゅう動面のネジ形状への変形が大きい FKM シールでは、ポンピング作用により流体潤滑状態となっているために、気泡の発生によりオイルの粘性抵抗が減少し、低トルクとなったと考えられる。一方で PTFE 複合材シールではしゅう動面の変形量が小さく、ポンピング作用が小さいため、混合潤滑状態であったと推測される。そのため、気泡の発生により局所的に支える荷重が大きくなり、トルクが増大傾向を示したと考えられる。

6.3 まとめ

真空中における封止特性とトルク特性、キャビテーションの発生特性について、試験から得られたことを元に、以下のことが考察された。

封止特性

- 1) PTFE 複合材シールでは、回転によるしゅう動面の変形が確認できず、しゅう動面の変形によるポンピング作用が小さかった可能性がある。また、FKM シールでは、回転によってしゅう動面が変形し、ポンピング作用を発生すると言われるネジ形状のしゅう動面へと変形していたと考えられる。これにより、ポンピング作用が大きくなったと考えられる。
- 2) 乾燥摩擦係数の大小によって、しゅう動面での凝着の程度が異なったと考えられる。それに伴い、しゅう動面でのシール接触部のネジ形状への変形量が変化し、ポンピング作用に影響していたと推測される。
- 3) 真空中では、大気中で成立する封止性能とポンピング速度の正の相関関係を示さなかった。真空中ではキャビテーションによってシールの微小突起部前後に発生する圧力分布が崩れ、負荷容量を発生する。それにより、「負荷容量の発生によるポンピング作用の増大」と「気泡がしゅう動面内の微小突起の間の空間に留まることによる流路を遮断」が生じ、真空中では封止性能が向上していた可能性がある。
- 4) 差圧によるしゅう動面幅の増加によって、しゅう動面の油槽側から漏洩側までの距離が長くなることで、オイルの粘性抵抗により封止性能が向上したと考えられる。また、回転速度増大によって油膜が厚く、流体潤滑へ近づくことでその影響も小さくなったと考えられる。

トルク特性

- 1) 流体潤滑状態では、キャビテーションの発生により、オイルの粘性による影響を小さくし、低トルクとなると推測される。また、混合潤滑状態では、気泡の発生により局所的に支える荷重が大きくなることで、トルクが増大傾向を示すと考えられる。

第7章 総括

本研究では、真空中におけるオイルシールの性能評価と封止メカニズムの解明を目的とした。回転試験機の設計製作を行い、シール性能評価試験とポンピング試験を実施することで真空中における封止特性とトルク特性を取得した。また、しゅう動面を観察する可視化試験機を設計製作し、可視化試験を実施することで、しゅう動面の様子を観察した。

その結果、オイルシールは真空中においても大気中と同等以上の封止性能を示すことが確認された。また、真空中では、大気中で報告されている封止性能とポンピング速度の正の相関関係が成立しなかった。よって、真空中では大気とは異なる封止メカニズムが機能していることが示唆された。さらに、真空中においても回転によりしゅう動面が微細なネジ形状に変形することを観察した。この変形により、ポンピング作用が機能したと推測された。

また、真空中ではキャビテーションが発生しやすく、回転中ではしゅう動面内で数 μm 以下の粒径の小さい気泡が発生していた可能性がある。キャビテーションの発生によりしゅう動面の微小突起周辺に生じる負圧が蒸気圧に置換され、微小突起前後の圧力分布の対称性が崩れ、正の圧力の方が大きくなると考えられる。これにより負荷容量が増大し、しゅう動面全体の微細なネジ形状への変形を促すことで、ポンピング作用が強く働いた可能性がある。加えて、発生した気泡がしゅう動面内の微小突起の間の空間に留まることで、オイルの流路を遮断し、封止性能を向上した可能性がある。

これらの知見をまとめると、真空中での封止性能はしゅう動面の変形によるポンピング作用とキャビテーションによる作用であると考えられた。

これらの結果から、真空中で用いるオイルシールは、回転によりしゅう動面がネジ状へと変形しうるほど適度に軟らかい材質を用い、油槽側に圧力のピークを持つ形状が好ましいと考えられる。また、オイルが容易に漏洩する大きなリークパスが形成されない程度の表面粗さとすることで、差圧による漏洩を防ぐことができる。

本研究では真空の影響に着目し、主に雰囲気条件を変更し封止性能やトルク性能を比較したが、今後は月面与圧ローバの運用条件に合わせたシール性能の把握および封止メカニズムの解明が課題である。真空雰囲気下において温度、回転速度、回転時間を変更してデータの収集を行い、現象を正しく理解し、最適な使用方法について考察することが今後の課題である。

参考文献

- [1] NASA, “Artemis I – Page 4 – Artemis,” [オンライン]. Available: <https://blogs.nasa.gov/artemis/tag/artemis-i/page/4/>.
- [2] NASA, “Artemis I – Artemis,” [オンライン]. Available: <https://blogs.nasa.gov/artemis/tag/artemis-i/>.
- [3] CNN, “NASAの宇宙船, 無事帰還 「アルテミス1」計画成功 - CNN.co.jp,” [オンライン]. Available: <https://www.cnn.co.jp/fringe/35197245.html>.
- [4] 国立研究開発法人 宇宙航空研究開発機構 国際宇宙探査センター, “月着陸探査活動のJAXAにおける検討状況について,” 科学技術・学術審議会 研究計画・評価分科会 宇宙開発利用部会 ISS・国際宇宙探査小委員会, 2019.
- [5] 株式会社 ispace, “ispace, 民間月面探査プログラム「HAKUTO-R」ミッション1 初期クリティカル運用状態の完了を確認 | ispace,” [オンライン]. Available: <https://ispace-inc.com/jpn/news/?p=4141#:~:text=ミッション1の目的は,の検証及び強化です.>
- [6] “About HAKUTO-R – HAKUTO-R | 民間月面探査プログラム：日本初の独自開発ランダー・ローバーによる月面着陸と月面探査,” [オンライン]. Available: <https://ispace-inc.com/hakuto-r/jpn/about/>.
- [7] Saverio F. Morea, “THE LUNAR ROVING VEHICLE HISTORICAL PERSPECTIVE,” The Second Conference on Lunar Bases and Space Activities of the 21st Century, 1992.
- [8] 横山, 剣持, 松本, 小原, 佐野, 宮川, 角田, 新吉, 多田, “月面有人と圧ローバ用トランスミッションの研究開発,” 第62回宇宙科学技術連合講演会 予稿集, 2021.
- [9] 松本, 小原, 剣持, 横山, 降旗, 池田, 熊谷, 藤川, 橋本, 竹中, “月面有人と圧ローバの開発における機構潤滑技術の課題と取り組み,” 第65回宇宙科学技術連合講演会, 2021.
- [10] 小原, “宇宙機のトライボロジー,” 精密工学会誌, 86, 8, 2020.
- [11] 猿渡, “人工衛星内部の圧力,” Journal of the Vacuum Society of Japan, 51 巻 5 号, 2008.
- [12] 鈴木, 小原, 野木, “宇宙トライボロジーの現状と課題,” 表面技術 57 巻 9 号, 2006.
- [13] 小原, “スペーストライボロジ,” 表面科学, 33, 12, 2012.
- [14] 鳥居, “自動車におけるトライボロジ,” 日本機械学会誌, 81, 719, 1978.

- [15] 株式会社 パッキンランド, “パッキン - パッキンランド,” [オンライン]. Available: <https://www.packing.co.jp/PACKING/>.
- [16] NOK 株式会社, “NOK STANDARD PRODUCTS TECHNICAL NOTE, Cat.No.003・04-2018” .
- [17] 赤岡, “オイルシール,” 日本機械学会誌, 57, 426, 1954.
- [18] 兼田, “シールの封止理論,” トライボロジスト, 43, 2, 1998.
- [19] 中村, “オイルシールの封止機構,” 潤滑, 32, 10, 1987.
- [20] 佐藤, 杉村, 山本, “オイルシールしゅう動面の油膜形成と摩擦特性に関する研究,” トライボロジスト, 48, 6, 2003.
- [21] 沼田, “オイルシールの低摩擦化技術動向,” トライボロジスト, 65, 6, 2020.
- [22] 中原, “流体油膜の挙動—キャビテーション—,” トライボロジスト, 26, 3, 1981.
- [23] 佐藤, “オイルシールの潤滑機構に関する研究,” 九州大学大学院博士論文, 2001.
- [24] Y.Kawahara, H.Hirabayashi, “A Study of Sealing Phenomena on Oil Seals,” ASLE, 22, 1, 1979.
- [25] 小原, “合成ゴム製ねじシールについて,” 潤滑, 14, 5, 1969.
- [26] 森, 矢部, “軸受とシールの関係,” 潤滑, 14, 5, 1969.
- [27] 田上, “シール,” 潤滑, 19, 9, 1974.
- [28] 株式会社 パッキンランド, “テフロン各種充填材入り P T F E (フッ素樹脂) - パッキンランド,” [オンライン]. Available: https://www.packing.co.jp/PTFE/ptfe_jutenzaitokuchou1.htm.
- [29] KEYENCE japan, “マイクロスコープ | 商品一覧 | キーエンス | マイクロスコープ製造・販売なら KEYENCE,” [オンライン]. Available: <https://www.keyence.co.jp/products/microscope/digital-microscope/>.
- [30] KEYENCE japan, “接触式表面粗さ・形状測定機 | 表面粗さ測定機器 | 粗さ入門.com | キーエンス,” [オンライン]. Available: <https://www.keyence.co.jp/ss/products/microscope/roughness/equipment/contact.jsp>.
- [31] 株式会社アルバック, “ピラニ真空計 | 真空計の選び方 | 真空計の基礎知識 | HOW TO | ULVAC SHOWCASE,” [オンライン]. Available: <https://showcase.ulvac.co.jp/ja/how-to/product-knowledge04/vacuum-gauge-103-1.html>.
- [32] 日電アネルバ株式会社, “MPG-011 ピラニ真空計 取扱説明書” .
- [33] 株式会社アルバック, “熱陰極型電離真空計 | 真空計の選び方 | 真空計の基礎知識 | HOW TO | ULVAC SHOWCASE,” [オンライン]. Available: <https://showcase.ulvac.co.jp/ja/how-to/product-knowledge04/vacuum-gauge-103-3.html>.

- [34] 有限会社 山本真空研究所, “デュアル真空計 7 版 VX-200B 取扱説明書,” 2007.
- [35] W. Rasband, “ImageJ,” U. S. National Institutes of Health, Bethesda, Maryland, USA, 1997-2018. [オンライン]. Available: <https://imagej.nih.gov/ij/>.
- [36] Abramoff, M.D., Magalhaes, P.J., Ram, S.J., “Image Processing with ImageJ,” Biophotonics International, volume 11, issue 7, 2004.
- [37] Curtis T. Rueden, Johannes Schindelin, Mark C. Hiner, Barry E. DeZonia, Alison E. Walter, “ImageJ2: ImageJ for the next generation,” BMC Bioinformatics, 18, 529, 2017.
- [38] 大津, “潤滑におけるキャビテーションー キャビテーションの成長現象 ー,” トライボロジスト, 58,6, 2013.
- [39] 大場, “キャビテーション核について,” ターボ機械, 10,4, 1982.
- [40] 平野, “流体封止の機構について,” ターボ機械, 7, 7, 1979.
- [41] 横山 崇, 草部 将吾, 柳瀬恵一, 松本康司, “月極域探査ミッション：月面粉塵環境における各種軸シール性能の比較,” 第 64 回宇宙科学技術連合講演会, 2020.
- [42] 株式会社ミスミ, “乾燥摩擦係数 | 技術情報 | MISUMI-VONA【ミスミ】,” [オンライン]. Available: https://jp.misumi-ec.com/tech-info/categories/plastic_mold_design/pl07/c0874.html.
- [43] 三宅 罔博, “ラビリンスシールとその特性,” ターボ機械, 20, 5, 1992.
- [44] 平野, 兼田, 桑野, 大野, “EHL 及び固液転換域での後,” 日本潤滑学会第 33 期春季研究発表会予稿, 1989.

謝辞

本研究の遂行および本論文の作成にあたり、多大なるご指導を賜りました東京都立大学 小原新吾教授に深甚なる謝意を表します。また、研究の遂行に関しまして3年間もの間、終始親切なるご指導を賜りました指導担当者 国立研究開発法人 宇宙航空研究開発機構 横山崇氏に深く感謝の意を表します。

本研究の遂行にあたり、多大なるご助言・ご指導賜りました国立研究開発法人 宇宙航空研究開発機構 松本康司博士、塩見裕博士、松岡範子氏に感謝いたします。

機器の取扱や体調を含め、日頃からお気遣い頂きました株式会社 エイ・イー・エス 萩原洋介氏、調布航空宇宙センター 布留川知子氏に感謝いたします。

ゼミへの参加や学内の情報共有を始めとし、学内での居場所を設けてくださいました東京都立大学 各務聡教授に感謝いたします。

学内に足を運んだ際や、宇科連の開催された熊本で楽しい時間を過ごしてくれた各務研 古谷勇樹君、岩田由真那さん、小原研のみなさん、各務研のみなさんに感謝いたします。

最後に、日々の心の支えになってくださいました両親と弟に心より感謝申し上げます。

付録 A

[国内学会等における口頭発表]

1. 酒見蒼一郎（東京都立大学大学院）、横山崇、松本康司、小原新吾（宇宙航空研究開発機構）、「宇宙用オイルシールの封止メカニズムに関する基礎的研究」、第66回宇宙科学技術連合講演会 P087, 2022, 学生優秀賞受賞