

論文 / 著書情報
Article / Book Information

題目(和文)	斜板式油圧ピストンポンプにおけるスリッパ/斜板間の潤滑特性に関する研究
Title(English)	
著者(和文)	川北成美
Author(English)	Shigeyoshi Kawakita
出典(和文)	学位:博士(工学), 学位授与機関:東京工業大学, 報告番号:甲第12686号, 授与年月日:2024年3月26日, 学位の種別:課程博士, 審査員:平田 敦,吉田 和弘,青野 祐子,赤坂 大樹,金 俊完
Citation(English)	Degree:Doctor (Engineering), Conferring organization: Tokyo Institute of Technology, Report number:甲第12686号, Conferred date:2024/3/26, Degree Type:Course doctor, Examiner:,,,,
学位種別(和文)	博士論文
Type(English)	Doctoral Thesis

斜板式油圧ピストンポンプにおける
スリッパ/斜板間の潤滑特性に関する研究

東京工業大学

工学院 機械系

川北 成美

目次

第1章	緒論	1
1.1.	はじめに	1
1.2.	斜板式アキシャルピストンポンプについて	3
1.2.1.	斜板式アキシャルピストンポンプの作動原理	3
1.2.2.	スリッパの構造について	5
1.3.	従来の研究	7
1.3.1.	スリッパ/斜板間の摺動挙動に関する研究	7
1.3.2.	油膜厚さの計測	9
1.3.3.	スリッパに関連するその他の研究	11
1.4.	本研究の目的	14
1.5.	本研究の概要	15
第2章	スリッパ/斜板間の油膜厚さ分布計測	16
2.1.	緒言	16
2.2.	第2章での主要記号	17
2.3.	実験装置および方法	18
2.3.1.	実験装置	18
2.3.2.	油膜厚さの校正方法	25
2.3.3.	油膜厚さ計測の誤差要因について	30
2.3.3.1.	油温の蛍光強度への影響	30
2.3.3.2.	圧力の蛍光強度への影響	32
2.3.3.3.	ブリーチ効果による蛍光強度の減衰	33
2.3.4.	実験方法	34
2.4.	結果と考察	35
2.5.	結言	45
第3章	斜板式アキシャルピストンポンプにおけるスリッパの挙動計測	46

3.1. 緒言	46
3.2. 主要記号	47
3.3. スリッパ油膜厚さ分布の変化計測	48
3.3.1. 実験装置および実験方法	48
3.3.2. 結果と考察	56
3.3.3. スリッパ油膜厚さ分布の変化計測まとめ	68
3.4. スリッパ/斜板間潤滑解析	69
3.4.1. 解析に関する主要記号	70
3.4.2. 解析手法	72
3.4.3. 解析結果と考察	81
3.5. スリッパとピストンの回転同時計測	85
3.5.1. 実験方法	85
3.5.2. 実験結果と考察	89
3.6. 結言	95
第4章 結論	96
参考文献	98
謝辞	108

第1章 緒論

1.1. はじめに

近年、世界的に「E：環境」「S：社会」「G：ガバナンス」の各分野の課題解決に取り組むことの重要性がますます高まっており、企業においても持続可能な成長を実現するためにはその収益構造だけではなく ESG 課題の解決との両立が求められる¹⁾。特にこの中の環境保全における重要なテーマとして、CO₂排出量の削減があり、カーボンニュートラルを実現する長期的な事業計画を立てることが企業の課題になりつつある。建設機械の場合、ライフサイクルにおける製品稼働中の CO₂ 排出量がライフサイクル全体の約 90%²⁾にも上り、燃費性の向上など環境を意識した製品の開発が求められる。一方で、近年ではメンテナンスコストと保守による休車時間を低減するという観点から、オーバーホール間隔が延長され、コンポーネントがより長時間使われる傾向がある³⁾。そのため、建設機械やその重要部品には現場で故障なく長期の稼働に耐えうることも強く要求され、効率と信頼性の両立が求められる。その中で油圧ポンプは油圧ショベルのほぼ全て動力を供給するなど、その効率の向上が建設機械の効率向上に直結する重要な機器であり、高効率化と長寿命化への対応のニーズが高い。

油圧ポンプはその作動原理から回転式と往復式に分けられる。回転式の代表的なポンプとしてはギヤを用いたギヤポンプがあり、歯溝の容積の移動を利用して油を送り出す構造を持つ。その簡易な構造から生産性や信頼性に優れるが、回転速度に対する吐出流量が一定となる。一方で、往復式はピストンの往復運動により油を送り出す構造をしており、スリッパが斜板に対して摺動することでピストンに往復運動を与える斜板式アキシャルピストンポンプがよく用いられる。斜板式アキシャルピストンポンプはその出力密度と効率の高さや、斜板の角度によって回転速度に対する吐出流量を変化させることができるといった特徴から、特に建設機械ではメインの動力源としてよく使用される。

斜板式アキシャルピストンポンプはスリッパ/斜板間、ピストン/ボア間、シリンダブロック/バルブプレート間の3つの重要な摺動部を有する。その中でもスリッパ/斜板間は高い変動負荷を受けながら高速で摺動するため、摺動による損失の低減と安定した動作が要求される摺動部である。しかし、スリッパの不具合の発生事例を見てもシューの叩かれや片当たりによる摩滅、斜板の焼き付き等多岐に渡っており⁴⁾、設計が非常に難しい部品であると言える。スリッパの静圧軸受としての特性や球座部の摩擦、油圧や熱による変形など様々な要素の影響を受けるため、スリッパ/斜板間の摺動挙動の予測は困難である。そのため、油圧ポンプの信頼性や効率に大きく影響する部位であるにも関わらず、摺動部の構造の改良や設計は経験則に基づく部分が多く、試行錯誤を繰り返して行われている。例えば、漏れによる容積効率のロスが多い場合にはスリッパの静圧軸受としての負荷容量を下げ、スリッパと斜板の隙間を狭くする。反対に摩擦によるトルク効率のロスが大きい場合にはスリッパの負荷容量を上げて、より隙間を大きくするなどの調整が行われることが多い。しかし、これらはスリッパ/斜板間の油膜が均一かつ安定しているという仮定に基づいており、スリッパの摺動状態を最適化するために必ずしも有効であるとは言えない。スリッパの挙動はピストンの1ストローク中にシリンダ内の油圧変化やピストンの往復運動による慣性力、斜板角度によるスリッパと斜板の相対速度の変化等によって複雑に変動することが予想される。しかし、これまでの多くの実験はこのような時間的な変化を除いた準静的な条件で行われており、実際のスリッパの摺動現象を十分に把握できていない。したがって、スリッパの時間的な挙動の変化を明らかにしていくことが油圧ポンプの効率と信頼性を追求していく上で必要不可欠となる。

1.2. 斜板式アキシャルピストンポンプについて

本節では斜板式アキシャルピストンポンプとスリッパの基本的な構造について説明する。

1.2.1. 斜板式アキシャルピストンポンプの作動原理

斜板式アキシャルピストンポンプの基本構造を Fig. 1 に示す。斜板式アキシャルピストンポンプは主に斜板、スリッパ、ピストン、リテーナ、シリンダブロック、バルブプレート、シャフトによって構成され、スリッパとアッセンブリされたピストンが回転するシリンダに挿入されている。

作動原理を以下に示す。

- ① エンジンと直結したシャフトが回転する。
- ② シャフトとスプラインで結合されたシリンダブロックが回転する。
- ③ シリンダブロックがピストンを連れ回る。スリッパはシリンダブロック内にあるバネによってピン、球面ジョイント、リテーナを介して斜板に押付けられているため、斜板上を摺動する。その際、スリッパ中心に空いたキリ穴から、スリッパの摺動面にはシリンダ内の油圧が供給され、静圧軸受としての浮上力を持つ。
- ④ 斜板がシャフトに対して傾くと、ピストンは往復運動をする。
- ⑤ シリンダブロックからピストンが突出時に油を吸入し、突入時には油を吐出する。ここで、シリンダブロックとバルブプレートは摺動しており、バルブプレートは吸入ポートと吐出ポートを切り分ける役割を担っている。
- ⑥ シャフト 1 回転当たりの油の吐出量を変化させるために、運転中も斜板の角度は切り替わる。その際にもスリッパ球座部を動かすことで斜板に追従し続ける。

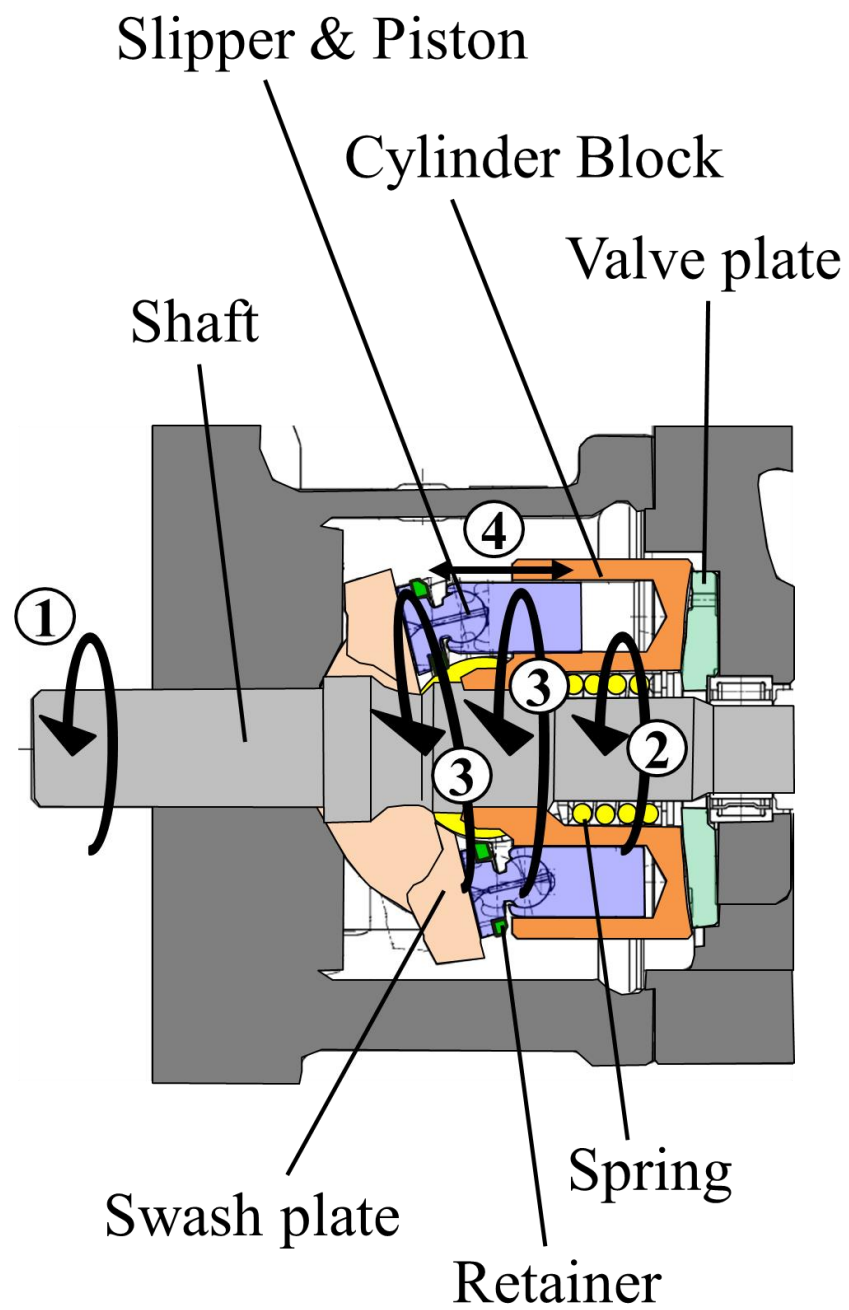


Fig. 1 Schematic diagram of a swash plate type axial piston pump

1.2.2. スリップの構造について

斜板式アキシャルピストンポンプのスリップとピストンの形状を Fig. 2 に示す。スリップは球面軸受によってピストンとアッセンブリされており、角度を変化させることができる。また、スリップの中心にはピストン内部を通してシリンダ内と連通する細穴が開いている。この細穴によってシリンダ内の油圧が高圧となる吐出行程において、スリップの摺動面にも高圧の作動油が供給され、静圧軸受としての浮上力を持つ。スリップの摺動面は Fig. 3 に示すように、一つのシールランド部のみで構成されているものやシールランド部の内外に複数のランド部が設けられたものがある。シールランド部以外のランド部には作動油が通過するための穴が設けられており、これによってシールランド部内側まで細穴からの高圧の作動油が供給される。またシールランド部外周側は油圧ポンプケース内のドレン圧となるように設計されている。これらのランド部を設けることによって摺動面積が増えてくさび効果による動圧が発生しやすくなる他、スリップの姿勢が変化して油膜が急激に薄くなった部分にはスクイズ効果による動圧が発生し、スリップの姿勢を安定させる効果がある。また、外周のランド部は片当たりの防御壁となり、内周のランド部は中心穴から噴出する油の気泡等が直接シールランド部に行くのを防ぐとされている。⁵⁾

スリップの設計の指標の一つに静圧バランス比がある。静圧バランス比はピストン径によって決まるピストン推力とスリップの静圧軸受としての負荷容量の比で表され⁶⁾、この比を 1 付近に設計することで摺動部の負荷を下げることができる。また、シリンダ内の作動油をスリップに供給する過程で、スリップとピストンを接続する球座部分にもシリンダ内の高圧の作動油が流入する。そのため、球座部も事実上は静圧軸受構造となる。しかし、斜板式アキシャルピストンポンプの構造上、ピストンの径よりも球径は小さくなるため、スリップのように静圧バランス比を 1 に近づけることは難しく、かなりの押し付け勝手となってしまう。そのため、球座部の摩擦は必然的に大きくなり、球座部の追従性がスリップ挙動に与える影響も非常に大きいと予想される。

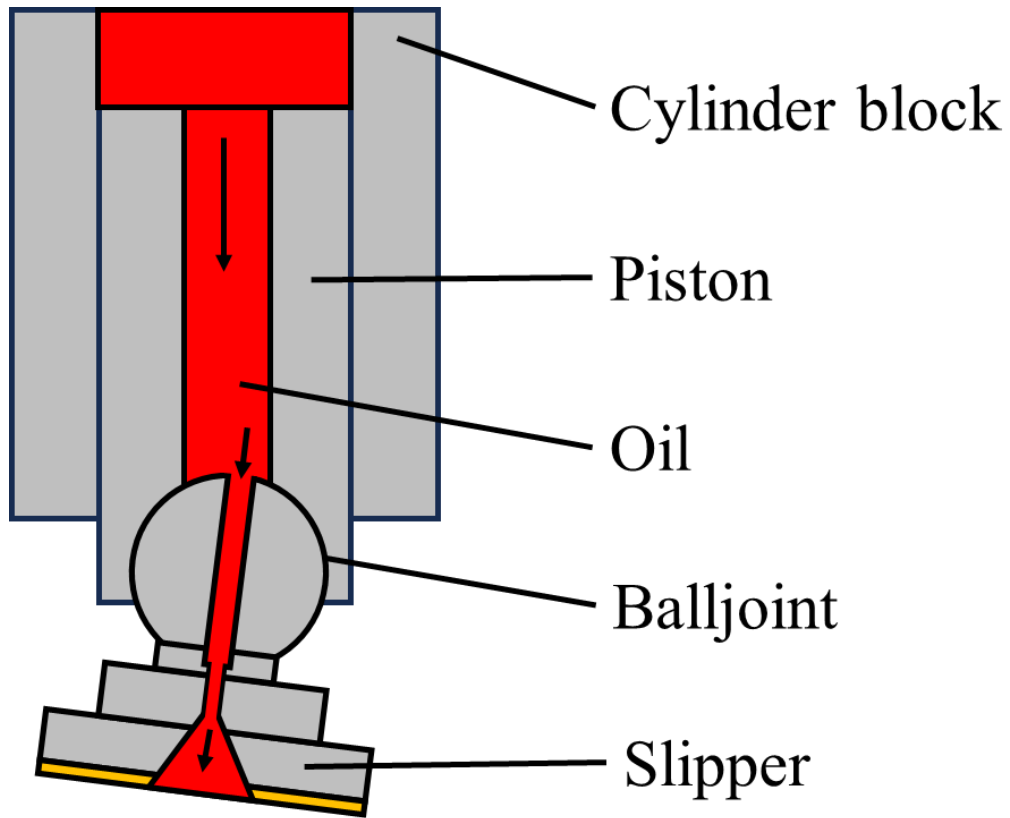


Fig. 2 Schematic of piston and slipper

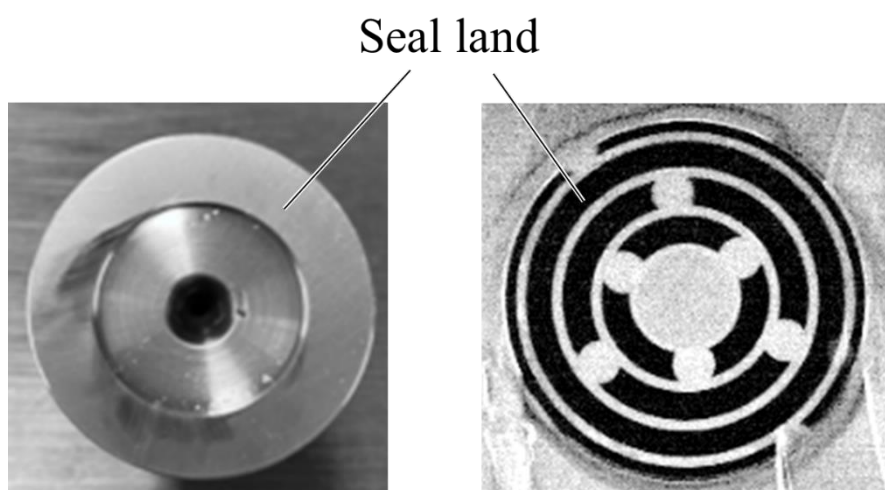


Fig. 3 Example of shoe pad

1.3. 従来の研究

前述の通り、スリッパの摺動特性を的確に把握することは斜板式アキシアルピストンポンプの信頼性、効率の向上を目指した開発設計において非常に重要となる。このため従来から、スリッパ挙動に関する研究は実験と解析の両方において国内外で数多く行われている。

本節では従来のスリッパ/斜板間の摺動挙動に関する研究や、蛍光法を用いた油膜厚さ計測方法に関する研究、スリッパ挙動に影響を与えるその他の要素に関する研究について紹介する。

1.3.1. スリッパ/斜板間の摺動挙動に関する研究

スリッパ摺動把握に関する取り組みとして次のような研究を挙げることができる。Hooke らは球座を除いてピストンと一体化したスリッパと斜板角 0 度に相当する回転円板の基礎的な要素試験機を用いて、プレートに埋め込まれた変位センサからスリッパまでの隙間を計測し、スリッパの傾きや凸形状、オリフィスの大きさが膜厚に与える影響を調査した⁷⁻¹⁰⁾。鈴木らは斜板角 0 度の円盤とピストンに球座で接続されたスリッパが摺動する試験機で、接触式の変位センサを用いて 3 ヶ所の変位からスリッパ姿勢を計測し、さらに汎用機構解析ソフトとスリッパ/斜板間の潤滑解析プログラムを連成して解析することで斜板の進入方向で油膜が厚くなることや、リテーナの変形の影響についても言及した¹¹⁻¹³⁾。風間らは斜板角 0 度の状態でのスリッパの姿勢の計測に加え、同時に熱電対によるスリッパの温度分布の計測を行った⁶⁾。Rokala らは斜板の角度を切替可能な試験機を使用し、斜板角のスリッパ姿勢への影響を調査した¹⁴⁾。井星・山口らはシリンダが固定され斜板が回転するテストリグにて、3 点の変位センサでスリッパの姿勢を計測し、スリッパの斜板への追従遅れを明らかにし、さらに理論解析を組み合わせることで球面軸受部の摩擦や表面粗さの影響について調査した¹⁵⁻¹⁸⁾。Bergada らは 3 つの位置トランスデューサでスリッパの姿勢を計測でき、かつ 4 つの位置決めねじでスリッパを任意の姿勢で摺動させることができる試験

機を開発し、溝部に設けた穴から圧力を計測、スリッパが静止している場合や回転している場合におけるスリッパの漏れと溝圧力に対する接線速度の影響を調査した¹⁹⁻²¹⁾。これまでに紹介したスリッパ側からのスリッパの挙動計測はいずれも配線の都合からスリッパの回転をホルダやピンで拘束しており、本来のスリッパの挙動を再現しているとは言い難い。そこで、スリッパにはセンサを設置せずに、斜板側からスリッパ姿勢を計測した例をいくつか紹介する。Ivantysynらはより実機に近いシリンダブロックが回転する試験機で、斜板に渦電流式の変位センサを取り付け、通過するスリッパとの隙間を3点で同時に計測することでスリッパの姿勢を計測し、同時に18個の温度センサによって斜板の温度分布を明らかにした²²⁻²⁵⁾。Tangらは固定された斜板にスリッパの運動軌跡に沿って8個の渦電流式変位センサと4個の熱電対を埋め込み、吸引領域と吐出領域で間欠的に隙間と温度測定ができるようにした²⁶⁻²⁸⁾。さらに、変位センサを埋め込んだ斜板を回転可能とし、変位センサの設置位置を移動させることで、各位相での隙間を計測可能としたZhangらの研究がある²⁹⁾。

これらの変位センサを用いたスリッパの挙動計測が盛んに行われている一方で、光学系を用いたスリッパの摺動面全体の油膜厚さ分布の観察例が、自動車の空調システム等に使用される斜板式圧縮機を対象としていくつか報告されている。Hottaらは、ガラス面とスリッパ底面の反射光の干渉縞を観察することでスリッパの傾きを計測し、同時に斜板とスリッパ間の電気抵抗を計測することで平均油膜厚さを計測して油膜厚さの分布を算出した³⁰⁾。近藤らも光干渉法を利用し、ディスクが静止している状態から所定の回転数に達するまでに形成される干渉縞の履歴から膜厚を算出した³¹⁾。しかし、斜板式油圧ポンプに使用されるスリッパは斜板式圧縮機と異なり静圧軸受構造を持つため油膜が厚く、また摺動面が複数のランド部に分かれているものが一般的であることや斜板式油圧ポンプに使用される作動油が冷媒混合油と比べて清浄でないことなどから干渉縞による計測が困難である。

従来実施された油圧斜板式アキシアルピストンポンプのスリッパ挙動を計測

する研究はいずれも変位センサを用いた数点の隙間の計測結果からスリッパの姿勢を推定したものである。しかし、スリッパ側からの挙動計測はいずれも配線の都合からスリッパの回転をホルダやピンで拘束しており、本来のスリッパの挙動を再現しているとは言い難い。また、斜板側からの計測は決まった位相での隙間を計測するのみで、ピストン 1 ストローク中の姿勢の変化を連続で計測することはできない。さらに、スリッパの摺動面はテーパ形状になっているもの等、平面ではない設計のものも多く存在しており、またスリッパには油圧や接触による弾性変形や摩耗も発生しており、その場合にも摺動面は平面ではない。そのため、数カ所の変位から実際の油膜の有無を判別するのは困難である。これらの理由からスリッパの挙動にはいまだ不明な点が多く、その解明のためには油膜の有無を直接計測する方法が有効と考えられる。

1.3.2. 油膜厚さの計測

前項で述べた通り、斜板式アキシアルピストンポンプにおけるスリッパと斜板間の潤滑状態を正確に把握するためには、油膜の有無を直接計測する方法が有効だと考えられる。油膜を計測する方法として蛍光法が知られ、特にレーザを光源としたレーザ誘起蛍光法 (LIF, Laser Induced Fluorescence) が Zare³²⁾らにより初めて報告されて以降、油膜厚さ分布の計測を含む様々な分野での流体計測に利用されている。ここでは蛍光法による油膜計測の研究例を紹介する。

エンジンにおいて、ピストン/シリンダ間の潤滑状態を知ることはピストンの摩擦損失や潤滑油の消費を抑えた設計を目指す上で非常に重要となるため、LIF を用いた油膜厚さの計測が多く行われている。Ting³³⁾らはピストンリング/シリンダ間の油膜厚さの計測に LIF を利用した。この計測に用いられた潤滑油に溶解させた蛍光物質をレーザで誘起して光学フィルタでレーザの反射光と蛍光を分離するといった装置構成は LIF において一般的となっている。上記の計測では油膜の観察窓が必要であったが、Richardson³⁴⁾らや Shaw³⁵⁾らによって観察窓の代わりに光ファイバを用いる方法が提案された。この方法ではファイバ先端

部のみを測定点近傍に設置すればよく、観察窓が不要となった。滝口ら³⁶⁾は単気筒エンジンのシリンダに光ファイバを埋め込み、複数個所での油膜を同時に計測した。一方で望月らは光ファイバをピストン側に配線することで可動部であるオイルリング側から、シリンダボアへの油膜を計測し、追従性を明らかにし³⁷⁾、伊東らはオイルリング下側面の油膜厚さを計測した³⁸⁾。この他に蛍光強度の計測に光電子増倍管 (PMT)ではなく、フォトダイオードを用いることで装置を小型化した例³⁹⁾がある。

これらの光ファイバでの計測は点での油膜厚さを計測した研究例であるが、エンジンのピストンでの油膜計測では、石英等で製作したシリンダで摺動部を可視化した試験機を用いることによって、油膜厚さの分布を計測する研究も多く行われている。三田らはレーザを回転する六角柱型のミラーに反射させて照射することで、1次元的な油膜厚さ分布を計測する Scanning-Lif を開発した⁴⁰⁻⁴²⁾。村上らは光源にキセノンフラッシュランプを使用することで、瞬間的にピストンスカート部の2次元的な油膜厚さ分布を計測した⁴³⁻⁴⁶⁾。馬場らはレーザ光をシリンドリカルレンズで1列に照射することで、1次元的な油膜厚さ分布を計測した⁴⁷⁾。石間らは平凹レンズを用いてレーザ光を広げ、ピストンスカート部の2次元での膜厚分布をロータリーエンコーダの信号をもとに決まった位相で撮影した⁴⁸⁻⁵³⁾。同様にレーザ光をレンズで広げ、2次元的な膜厚分布を計測する研究が数多く行われている^{54,55)}。また、蛍光が温度によって減衰する特性を利用し、減衰特性と波長の異なる2種類の蛍光物質を使用して蛍光強度の比から温度を計測する手法が Coppeta ら⁵⁶⁾や Sakakibara ら⁵⁷⁾によって提案され、この2色蛍光法に最適な蛍光染料を選定した佐伯らの研究がある^{58,59)}。さらに、この手法をピストン/シリンダ間の油膜厚さと温度の同時計測に適用した畔津らの研究^{60,61)}や三田らの研究⁶²⁾がある。このようにエンジンのピストン/シリンダ間の油膜の計測が数多く行われてきたが、それ以外にもクロスヘッド軸受の油膜を計測した例⁶³⁾やオイルシールのシールメカニズム解明のために LIF を利用した例⁶⁴⁻⁶⁷⁾がある。

近年では LED の高出力化に伴い UV-LED を光源とした油膜の計測も行われている。2 種類の油にそれぞれ違う波長の蛍光剤を溶かすことによって潤滑油膜に対するディーゼル噴霧の衝突挙動を調査した松村らの研究や^{68,69)}、自動車の車体周りの流れを可視化した計測⁷⁰⁾、防錆油自体が蛍光特性を有することを利用して表面脱脂処理後の鋼板に残留する油膜を検出する研究⁷¹⁾などがある。

以上の従来研究から、蛍光法は極めて精度の高い計測手法であり、摺動部の油膜計測においても数多く利用されていることがわかる。しかし、油圧機器において摺動面の油膜を蛍光法で計測した研究例はほとんどない。その理由としては観察範囲の広さと焦点深度の深さが必要になる点や、使用する油が多く蛍光剤の量が膨大になることなどが考えられる。蛍光法による油膜の膜厚分布計測のスリッパ/斜板間への応用を検討すべく、課題を下記にまとめた。

1. スリッパは同じ位置に留まらないため、シャッタースピードを短くする必要があり、強い蛍光強度が求められる。
2. ピストンの往復運動に伴い、カメラからスリッパまでの距離が変化する。被写体深度を深くするためには絞りを小さくする必要があり、強い蛍光強度が求められる。
3. 油圧機器では使用する油の量が多いため、ジクロロメタン等の溶剤を使用することなく溶かすことができる蛍光剤が望ましい。

1.3.3. スリッパに関連するその他の研究

スリッパ/斜板間の摺動状態を改善するために、スリッパ挙動を明らかにする研究を 1.3.1.で紹介したが、それ以外にもスリッパに関する研究は数多く行われている。例えば、スリッパ/斜板間の摺動ロス自体を直接計測しようとする研究が多く行われており、Canbulut は球座を除したピストンと 0 度の回転円板を用いた試験機で、表面粗さが摩擦損失と漏れに及ぼす影響を調べた^{72,73)}。Hong らは斜板を静圧軸受で保持しすることでトルクメータを用いてスリッパ/斜板間

の摺動トルクを明らかにした⁷⁴⁾。さらにスリッパ/斜板間の摩擦力と変位センサによる摺動部の隙間を同時に計測した Li らの研究⁷⁵⁾やピストン 1 本での位相ごとの摩擦力を計測した Hashemi らの研究⁷⁶⁾がある。また、スリッパの摩耗量に着目した研究もおこなわれており、Nie らはスリッパの摩耗を計測し、オリフィスダンパが摩耗に及ぼす影響を調査した⁷⁷⁾。

その他にもスリッパの挙動に影響する様々な要素について計測した研究がある。スリッパ挙動はスリッパ摺動面の圧力分布の影響を受けるが、Manring らはシリンダ固定型でシリンダと同軸で回転するプレートを設けた試験機で、斜板側にスリッパ半径の異なる 6 カ所に圧力センサを取り付け、静的な条件でのスリッパシール面の圧力分布と漏れ流量の計測を行った⁷⁸⁾。

また、前節で述べた通り、スリッパはピストンと球面軸受で接続されており、スリッパは球座の摩擦力の影響を受ける。スリッパ軸受の運動挙動が球面軸受部の摩擦に大きく依存することがすでに田中らにより提言されており⁷⁹⁾、風間らは静圧軸受で保持したピストンに対して同軸で球座部を回転させてピストンにかかるトルクを計測することで、油圧のかかった状態での球座部の摩擦力を計測しするとともに球面軸受特性を解析した^{80,81)}。他にも球座部の動きを知るための要素としてスリッパとピストンの自転が挙げられ、変位センサを用いてスリッパ側面に設けた溝を読み取ってスリッパの回転を計測した Zhang らの研究⁸²⁻⁸⁴⁾やピストン側面に設けた溝からピストンの回転を計測した田中らの研究⁸⁵⁾がある。また、風間らはポンプケース側面に設けた窓からピストンとスリッパのマーカを撮影することで、シャフト 1 回転当たりのスリッパとピストンの回転量を明らかにした⁸⁶⁾。

スリッパの斜板に対する追従性には球座の動きが大きく影響し、追従性が不足した場合には片当たり接触して端部の摩耗や摩擦ロスの増加等が生じることが考えられる。特に球座部が比較的自由に動く場合と球座部が拘束されてスリッパとピストンが一体部品のように動く場合ではスリッパ挙動は大きく異なることが予想される。斜板回転式のポンプで、赤いマーカのついたピストンとスリ

ッパを例に説明すると、球座が比較的自由に動く場合には Fig. 4(a)のように球座の角度を動かすことによってスリッパは斜板に追従するが、球座部が動かずにピストンと一体部品のように動く場合には Fig. 4(b)のようにピストンがシリンダ内を回転することによってスリッパは斜板に追従する。特に一体部品として動く場合にはシリンダ内でピストンを回転させる力はスリッパが斜板にならうことによって発生するため、斜板に対する追従遅れによりスリッパ/斜板間の隙間の増加が懸念される。このように Fig. 4 の(a)(b)どちらの動き方、もしくは両方を組み合わせた動きをしているかにより、スリッパの摺動は全く異なる現象となるが、球座部分がどのように動いているかを計測した例はほとんどない。

従来実施されていた回転計測は溝通過時のパルスを読み取る等、いずれも計測できるタイミングが限定されていた。しかし、スリッパの挙動はピストン 1 ストローク中にシリンダ内の油圧の変化やピストンの往復運動による慣性力等によって複雑に変動することが予想されるため、その時間的な変動をとらえることがスリッパの摺動挙動解明のために急務である。

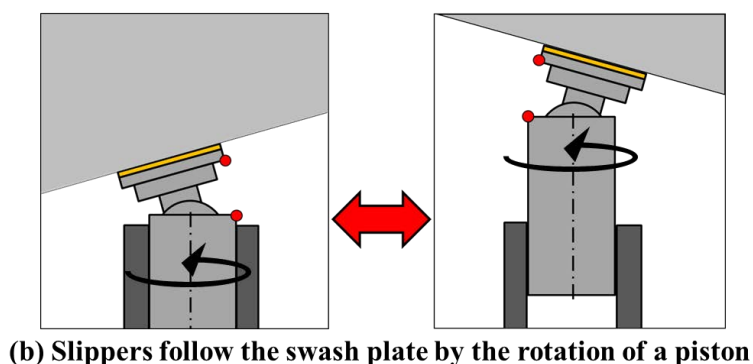
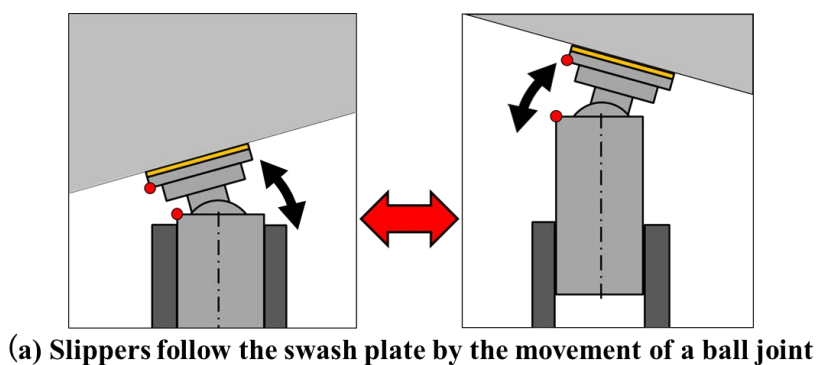


Fig. 4 Movement of piston and slipper

1.4. 本研究の目的

以上のように、斜板式アキシャルピストンポンプのスリッパ挙動を解明するための実験がこれまでに数多く行われており、様々な設計パラメータのスリッパ挙動や、トルクロス、摩耗への影響に関する知見が得られつつある。しかし、その多くは数点のセンサでスリッパの変位を計測するものであり、摩耗や変形によってスリッパの摺動面は平面ではなくなることが報告されている⁸⁷⁾にも関わらず、摺動面全体の油膜の有無を直接計測する研究はほとんど行われていない。さらに、これまでに実施されたスリッパの挙動計測は配線の都合でスリッパの自転を拘束しているものか、斜板の側から通過するスリッパを計測するといったタイミングが限定されたものである。スリッパの挙動はピストン 1 ストローク中にシリンダ内の油圧の変化やピストンの往復運動による慣性力等によって複雑に変動することが予想されるが、その時間的な変動をスリッパの回転を拘束せずに連続で計測した例はほとんどなく、スリッパの摺動挙動の本質的な現象を解明できているとは言い難い。

また、スリッパの斜板への追従性は球座部の摩擦の影響を受けるが、球座の働きに関しても不明な点が多い。特に球座部が比較的自由に動く場合と球座部が拘束されスリッパとピストンが一体部品のように動く場合とでスリッパの摺動は全く違う現象となるが、スリッパとピストンの相対的な動きを計測した例はほとんどない。

本研究では、まず斜板式アキシャルピストンポンプにおけるスリッパ/斜板間の油膜厚さ分布計測手法を確立し、その膜厚分布の変化からスリッパ挙動の時間的な変動について論じた。また、スリッパの斜板への追従性に影響を与える球座部の働きを明かにするために、ピストンとスリッパの回転挙動を計測した。それらの結果から、スリッパの摺動ロスや表面の損傷の要因となりうるスリッパの潤滑特性を明らかにし、油圧ポンプの効率と信頼性を向上させる設計のための知見を得ることを目的とする。

1.5. 本研究の概要

本論分の概要は以下のとおりである。

第 1 章「緒論」では斜板式アキシャルピストンのスリッパ挙動に関する従来の研究成果を調査した。その結果として、従来の研究では斜板式アキシャルピストンポンプの実動状態におけるスリッパ挙動は十分に解明されていない点について述べ、本研究の研究目的を示した。

第 2 章「スリッパ/斜板間の油膜厚さ分布計測」ではサファイアガラス製の斜板を用いて、斜板の裏側からスリッパ/斜板間の摺動面を観察可能な摺動試験機を製作し、UV-LED を光源とした蛍光法によるスリッパ/斜板間の油膜厚さ分布の計測手法について示し、その妥当性について検討した。また、 0° 斜板に相当する回転円板でのスリッパ/斜板間の基礎的な摺動特性について調べた。

第 3 章「斜板式アキシャルポンプにおけるスリッパの挙動計測スリッパ/斜板間の油膜厚さ分布計測」では油圧ポンプの実動状態でのスリッパ挙動を明らかにするために、第 2 章で製作したスリッパ/斜板間の可視化摺動試験機に対して低圧の吸込行程と高圧の吐出行程の切り替えを可能とする改造を実施した。そして、斜板 1 回転中のスリッパ/斜板間の油膜厚さ分布の変化を連続で撮影することにより、斜板の回転位相ごとのスリッパ挙動の時間的な変化を明らかにした。また、実測したスリッパ挙動について考察するためにスリッパ/斜板間の機構-潤滑連成解析を実施した。さらに、スリッパとピストンを接続する球座部分の働きを明らかにするために、スリッパとピストンの回転を同時に計測してスリッパとピストンの相対的な動きについて調べた。その結果から、斜板 1 回転中の球座の働きの変化について示した。

第 4 章の「結論」では、各章で得られた結果について要約し、本研究の結論と今後の課題について述べた。

第2章 スリッパ/斜板間の油膜厚さ分布計測⁸⁸⁾

2.1. 緒言

従来実施された油圧斜板式アキシャルピストンポンプのスリッパ挙動を計測する研究は、いずれも変位センサを用いた数点の隙間の計測結果からスリッパの姿勢を推定したものである。しかし、スリッパの摺動面はテーパ形状になっているもの等、平面ではないものも多く存在している。また、前述したように油圧や接触による弾性変形や摩耗も発生してしており、スリッパと斜板間の潤滑状態を正確に把握するためには、スリッパ摺動面全体において油膜の膜厚分布計測が必要となる。しかし、斜板式油圧ポンプにおけるスリッパ摺動面について油膜の膜厚分布を計測した研究例はほとんどなく、スリッパの潤滑状態に関しは不明な点が多い。

そこで本章では、斜板式油圧ピストンポンプにおけるスリッパ/斜板間の潤滑状態を明らかにするために、斜板式油圧ピストンポンプの実動状態を再現できるスリッパ/斜板間油膜計測装置を開発して、UV-LED を光源とした蛍光法による油膜厚さ分布計測を行い、計測結果の妥当性について検証した。

2.2. 第 2 章での主要記号

A : キャリブレーション装置定数

C : 油中の蛍光剤濃度

E : 減衰係数

F_q : 蛍光剤の吸光係数

I : 蛍光強度

I_0 : 励起光強度

I_{ref} : 励起光の照射強度分布補正用画像の蛍光強度

P_s : 供給油圧

r_1 : スリップの反射率

r_2 : セラミックプレートの反射率

t : 油膜厚さ

t_{gauge} : フィラーゲージの厚さ

α : スリップの傾き角

θ : 円周方向座標

φ : 最大傾き方位角

2.3. 実験装置および方法

2.3.1. 実験装置

スリッパ/斜板間油膜計測装置の全体の写真を Fig. 5 に、概略図を Fig. 6 に示す。さらに、装置ケース内のスリッパ/斜板摺動部の写真を Fig. 7 に示す。主な構成は高圧の作動油をピストンに供給する油圧ポンプ（最高圧力 42MPa, 吐出流量 $2.5 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ ）、斜板を模したプレートを回転させるモータ（定格出力 15kW, 定格トルク 95.5N・m, 最高回転速度 3000rpm）等からなる。スリッパとアッセンブリされたピストン 2 本は固定されたシリンダに挿入されており、シリンダ内の油圧でピストンが押し出されてスリッパはプレートに押付けられる。プレートは斜板角 0° に対応する回転円板とし、シリンダ内の油圧は一定とした。2 個のスリッパの内、1 つを計測用、もう一つをカウンタバランス用として使用した。

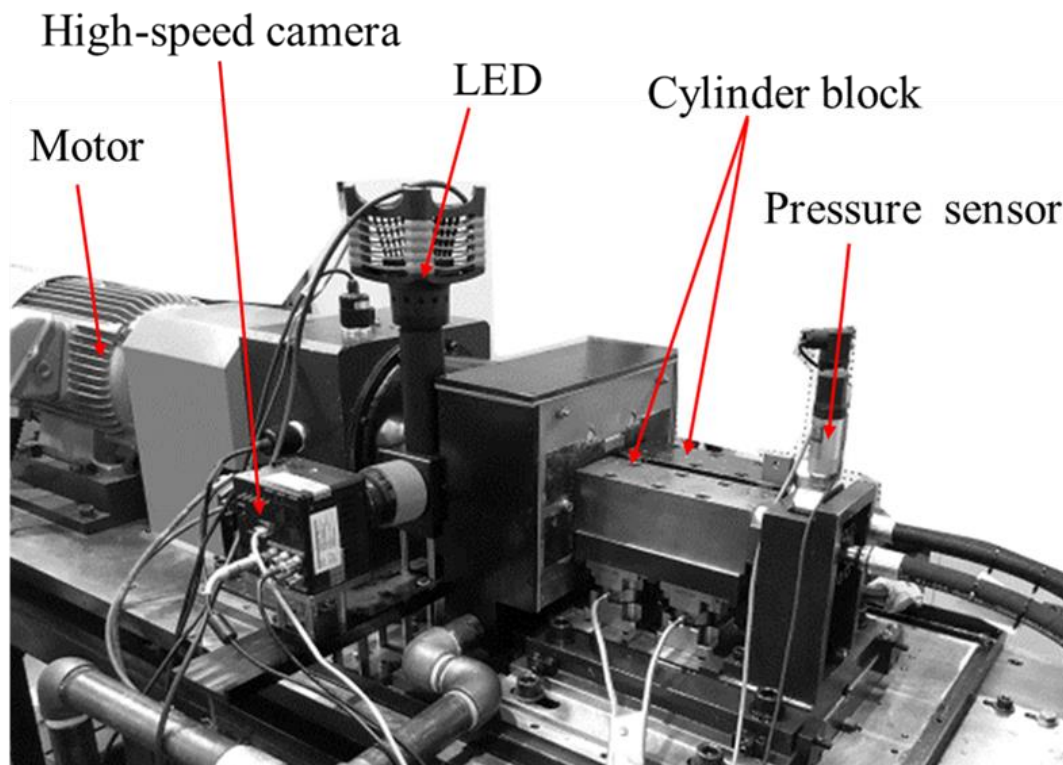


Fig. 5 Photograph of test rig

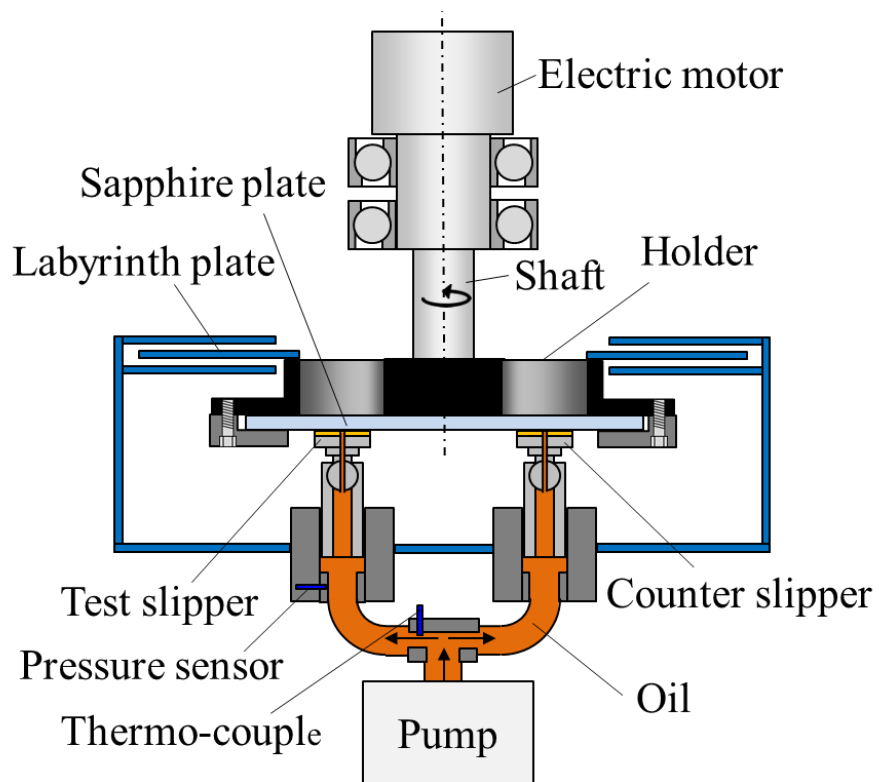


Fig. 6 Schematic of test rig

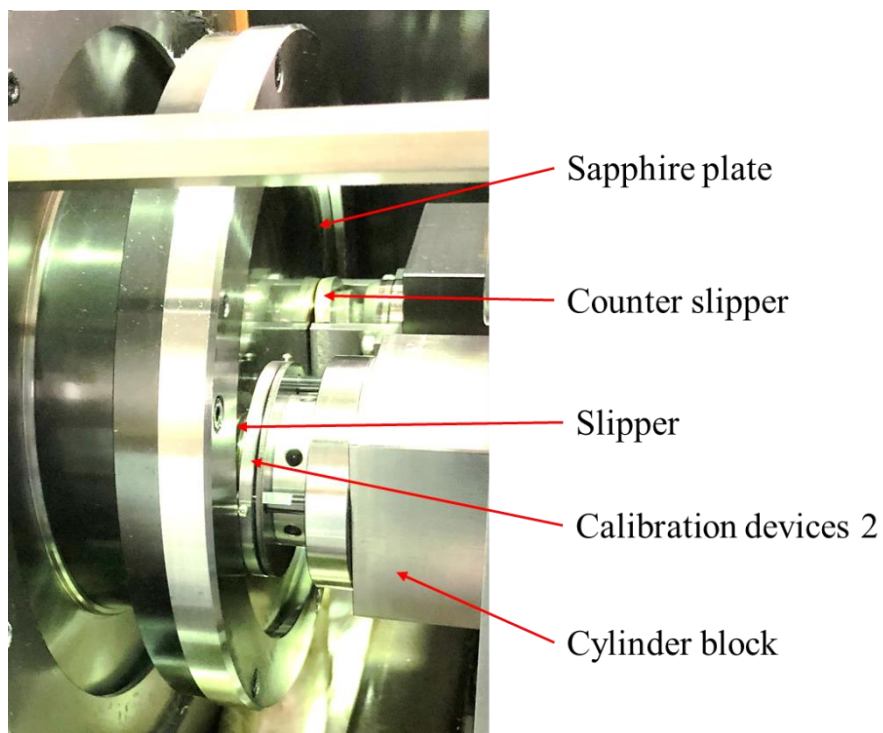


Fig. 7 Photograph of inner parts

プレートはサファイアガラス製($\phi 193\text{mm}$, $t10\text{mm}$)とし, Fig. 8 のようなホルダに設けた窓部よりスリッパ/プレート間の油膜を観察した. 油圧配管には供給する油の温度を計測するための熱電対と供給圧力をモニタする圧力センサを設けた. タンクにはヒータ (2kW) とチラー (交換熱量 2kW) を備え, 任意の油温で試験を可能とした. 本試験機は油浸状態で試験ができない構造のため, Fig. 9 のようにカウンタピストン (計測実施しない側) のシール部に $50\mu\text{m}$ の開口部を設け, プレートが抜けていく側に常に開口部が来るように両側から L 字型のブロックで固定した. これにより計測用ピストンのプレート進入方向に油を塗布できる構造とした(Fig. 10). また, 光学系への油の飛散を防ぐためにプレートの裏側はラビリンス構造とした. 試験装置およびスリッパ, ピストン, 作動油の主な仕様を Table 1 に示す.

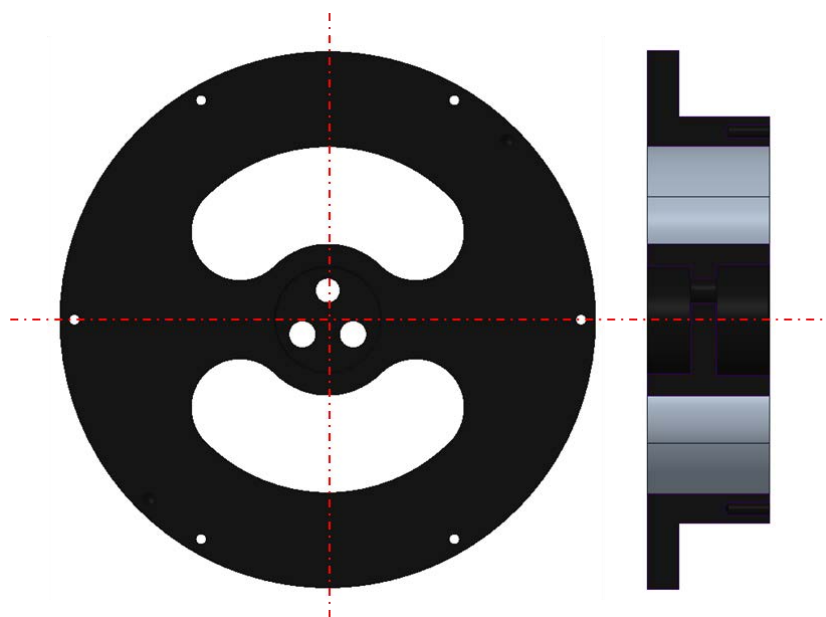


Fig. 8 Profile of holder

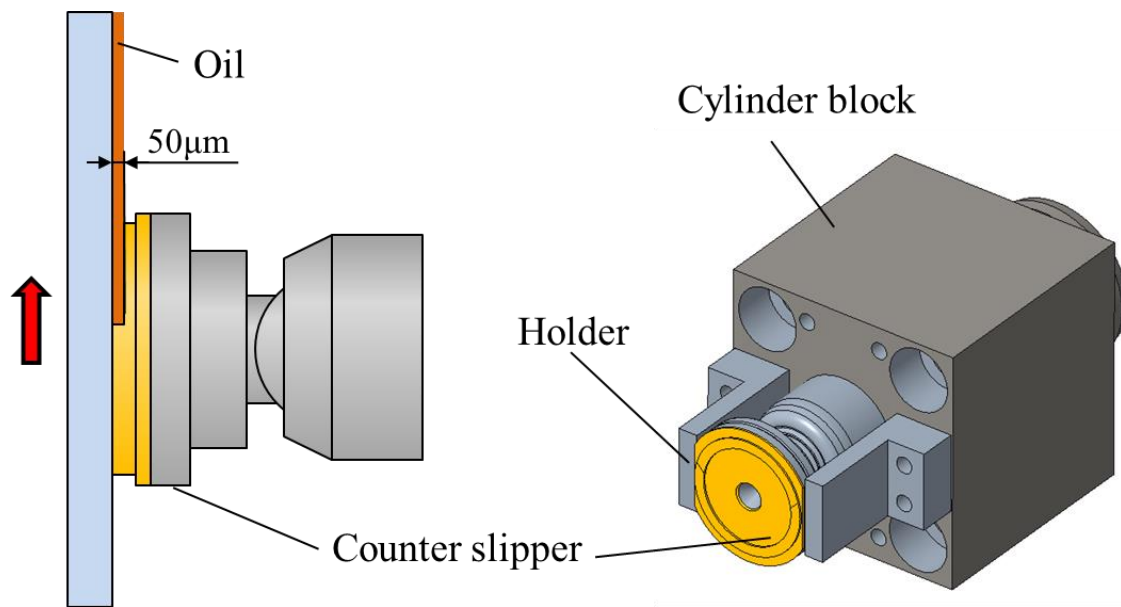


Fig. 9 Structure of counter slipper

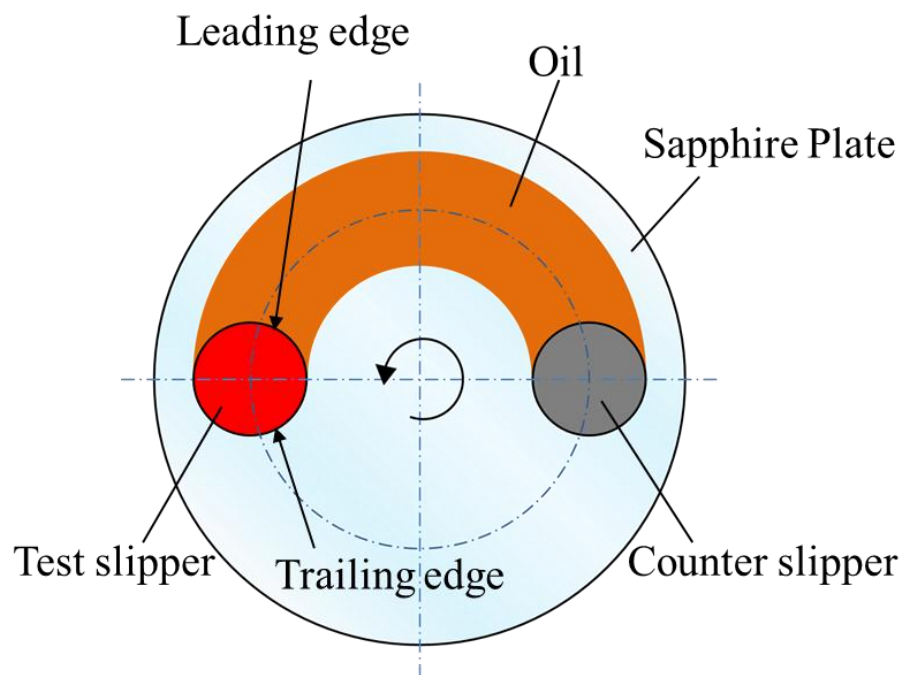


Fig. 10 Schematic of the slippers and sapphire plate

Table 1 Specifications of test rig, slipper, piston, and oil

Test rig	Cylinder pitch circle diameter [mm]	102
	Sapphire disc diameter [mm]	193
Slipper	Inside radius of seal land [mm]	20.8
	Outside radius of seal land [mm]	33.2
	Diameter of restrictor[mm]	1.2
Piston	Diameter [mm]	27.0
	Length [mm]	51.5
Oil	Density [kg/m ³]	0.867
	Kinematic viscosity at 30°C [mm ² /s]	57.3

計測用のスリッパは摺動面直径 34mm, 押付け比 1.03 のものを使用した. 静圧バランス比はピストン推力による荷重とスリッパの静圧軸受としての負荷容量の比で定義される⁶⁾. シール部は姿勢安定化のために円錐形状とした. 粗さ計による形状計測の結果を Fig. 11 に示す. 本試験の油膜厚さ分布の計測は, 蛍光剤を添加した作動油の蛍光輝度が油膜厚さに応じて変化するという従来の LIF 法の油膜厚さ計測と同じ原理である. スリッパの摺動面全体という広範囲に励起光を照射するために光源にはレーザではなく高出力の UV-LED (4.0W) にコリメータレンズを装着したものをを用いた. Fig. 12 に撮影光学系の概略図を示す. UV-LED は 365nm を中心波長とするものを使用し, バンドパスフィルタ(中心波長 370nm, 半値全幅 40nm)を通して波長を制限した. また拡散板を用いてなるべく均一に照射できるようにした. ダイクロイックミラー(350-380nm R $\geq$ 95%, 412-500nm T $\geq$ 95%)を使用して, 励起光の照射と高速度 CMOS カメラによる蛍光の撮影を同軸で行った. カメラには蛍光波長に対応したハイパスフィルタ(カットオン波長 422nm)を装着した. 撮影時間は 2.2s で, 撮影中は UV-LED を一定の強さで照射し続けるものとする.

蛍光剤としてクマリン 1 を 0.00125mol/L の濃度で作動油に溶解させて使用した。一般に自動車のエンジンのピストン/シリンダ間の油膜の計測には蛍光剤としてクマリン 6 が使用されることが多い。クマリン 6 は吸光効率が高く、吸光スペクトルのピーク波長が He-Cd レーザの波長である 442nm に近いという特徴を持つ。しかしクマリン 6 は非常に高価であることや、直接作動油に溶解させることが困難であり、ジクロロメタン等の溶剤が必要となるため、本研究に使用した油圧ピストンポンプ要素試験機（タンク容量 60L ）に十分な量の蛍光剤入り作動油を作製することが困難である。そこで、比較的安価かつ 80°C 程度に加熱しながら攪拌することで、溶剤を使用せずに油に溶解させることができたクマリン 1 を蛍光剤に選定した。クマリン 1 の吸光スペクトルのピーク波長は 375nm 付近で、吸光係数はクマリン 6 の半分以上となるが、高出力の UV-LED を光源とすることで撮影に十分な蛍光強度が得られた。

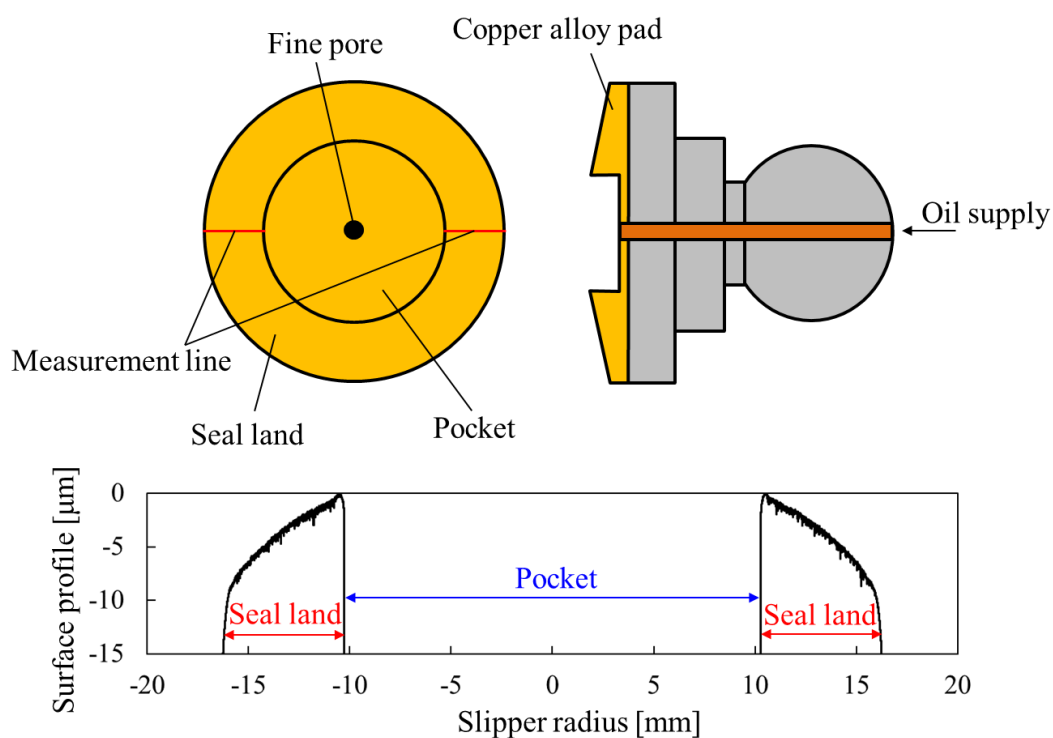


Fig. 11 Profile of slipper

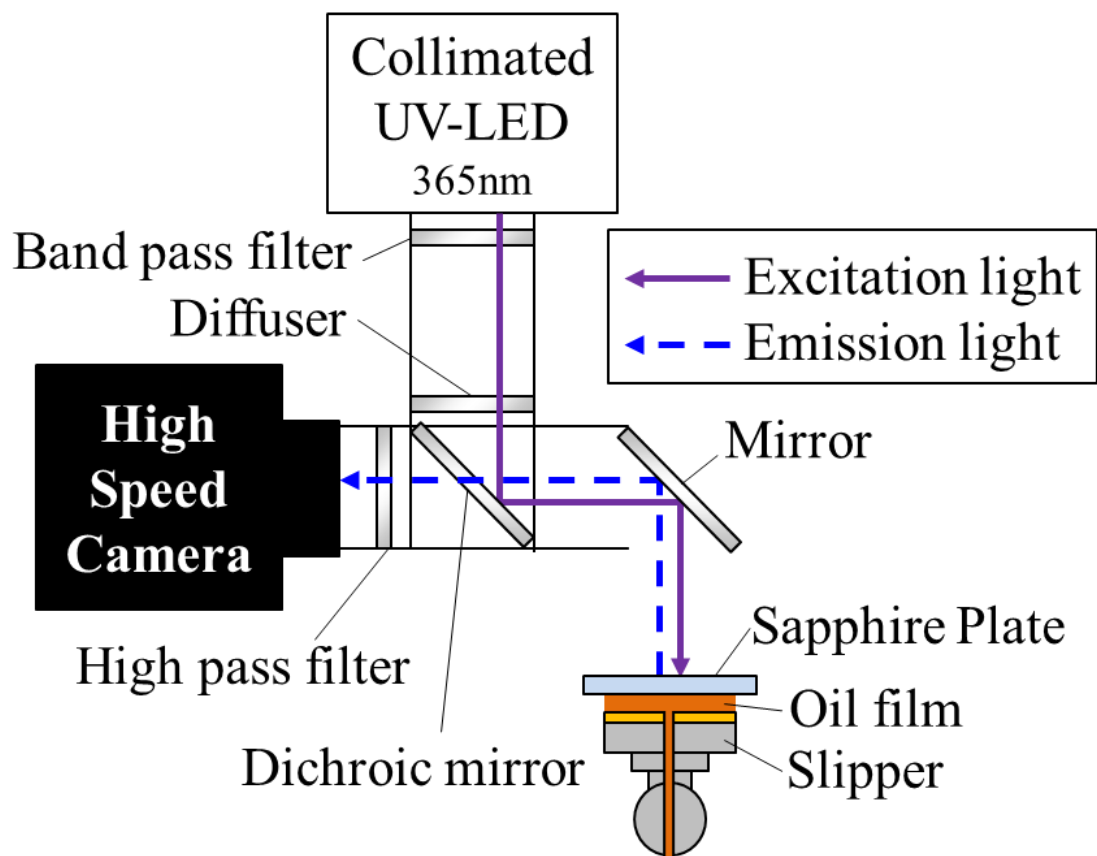


Fig. 12 Schematics of optical system

2.3.2. 油膜厚さの校正方法

一般に蛍光法での計測において、誘起される蛍光強度 I は温度、油中の蛍光剤の濃度 C 、油膜厚さ t 、相手材の反射率 r_1 等の影響を受け、下記の式 (2.1) で与えられる⁸⁹⁾。減衰係数 E は油の温度変化の影響を受ける。

$$I = F_q I_0 \{1 - \exp(-ECt)\} (1 + r_1) \quad (2.1)$$

本研究では蛍光強度と厚さの関係を求めるために UV-LED の照射強度むらの補正を実施した。Fig. 13 の治具を用いて、油を塗布したサファイア円板にフィラゲージを挟んでセラミック定盤をクランプで押し当て均一の油膜を形成した。そこに UV-LED を照射し、蛍光を高速度カメラで撮影した。得られた補正用画像の輝度値分布を Fig. 14 に示す。補正用画像の輝度値で計測時画像の輝度値を割ることで UV-LED の照射強度のむらを補正した。補正用画像の蛍光強度 I_{ref} は式 (2.1) と同様に下記のように示される。

$$I_{ref} = F_q I_0 \{1 - \exp(-ECt_{gauge})\} (1 + r_2) \quad (2.2)$$

温度変化を無視すれば、式 (2.3) のように定数 A としてまとめることができ、蛍光強度比 I/I_{ref} は式 (2.4) となる。

$$A = \{1 - \exp(-ECt_{gauge})\} (1 + r_2) \quad (2.3)$$

$$\frac{I}{I_{ref}} = \frac{\{1 - \exp(-ECt)\} (1 + r_1)}{A} \quad (2.4)$$

これより、温度、油中の蛍光剤濃度そして相手材の反射率が一定の場合、計測画像の輝度値を補正画像の輝度値で割った蛍光強度比は膜厚によって決定され

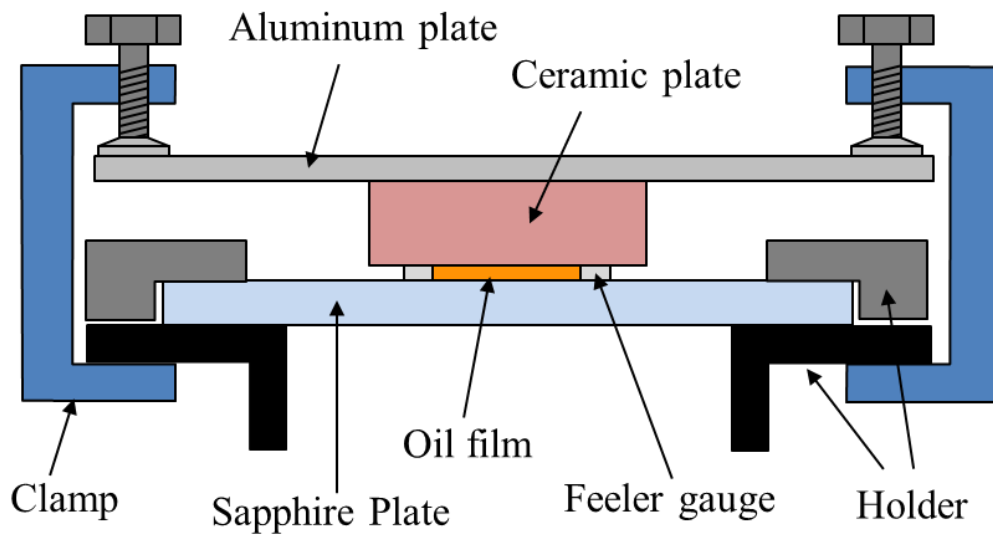


Fig. 13 Calibration devices 1

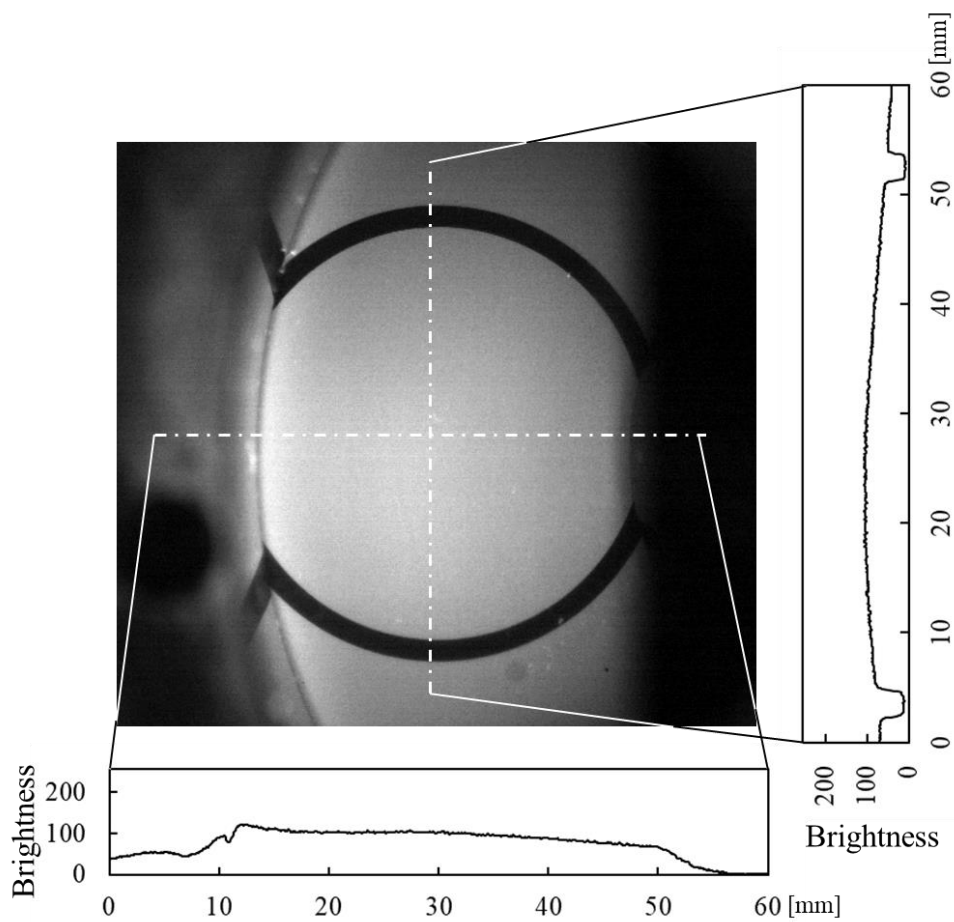


Fig. 14 Illumination distribution by LED and diffuser

ることが示され、光源の照射強度のむらの影響を無視することができる。蛍光画像から補正画像を用いての蛍光比への変換は各ピクセルで実施した。

次に厚さ t と蛍光強度比 I/I_{ref} の関係を実験的に求めた。計測で使用するピストンと同一の素材で作られた校正用のピストンを用いて蛍光強度比から膜厚へ変換するキャリブレーションデータの取得を行った。校正用ピストンは Fig. 15 のように 3 種類の深さの溝をそれぞれ 3 ヶ所に備える。

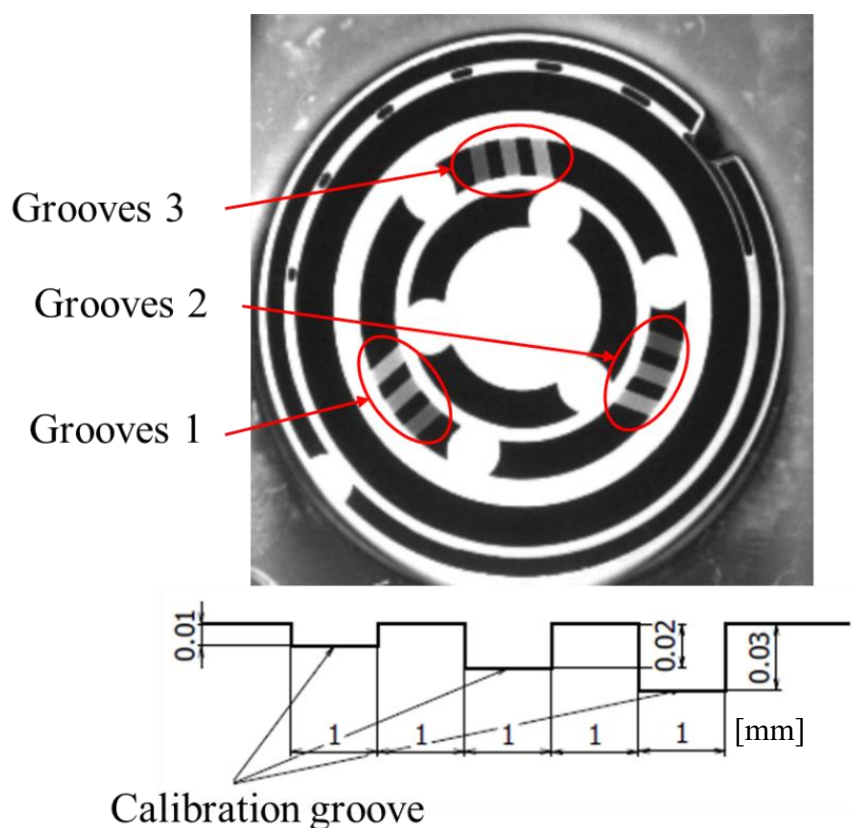


Fig. 15 Calibration slipper

この校正用ピストンに実験と同じ温度(30°C)の作動油を供給し、Fig. 16 の治具を用いてサファイア円板へと押し当てた。治具はネジ部を回すことでピストンをプレートに押し当てることができ、また間に O リングを介在させることによって全周を均等な力で押し付けられる構造とした。スリッパを斜板に押付けた状態での溝と溝の間の平面部の隙間を 0 とした。また、各溝部には溝深さの油膜が存在しているとして、各部位での蛍光を撮影した。

蛍光の強度を上記 UV-LED の照射強度の補正画像で蛍光強度比に変換し、膜厚との関係を求めた(Fig. 17). 各溝部の深さにはは図面值ではなく、粗さ計で実測した値を使用した. 計測は 3 回実施し、平均値と誤差バーを示す. 3 ヶ所のエリアでの計測結果がほとんど同じであることから UV-LED の照射強度分布の補正が適切であると考えられる. このグラフの 2 次の近似式を蛍光強度比から膜厚に変換する際に使用した. 油膜厚さ 0 の平面部においても蛍光強度比の値は 0 にはならなかったが、その要因としては押し当てられた平面部においても粗さ分の油膜が存在している事と、周囲の蛍光による迷光の影響が考えられる. また、油膜厚さ $0\text{ }\mu\text{m}$ においては近似曲線からの誤差は最大でも $0.8\text{ }\mu\text{m}$ 程度であり、ばらつきが非常に少なかった. 一方で、 $27\text{ }\mu\text{m}$ 付近の溝部では最大で $4.5\text{ }\mu\text{m}$ 程度の誤差があり、油膜厚さが大きい場合には計測精度の低下が見られた.

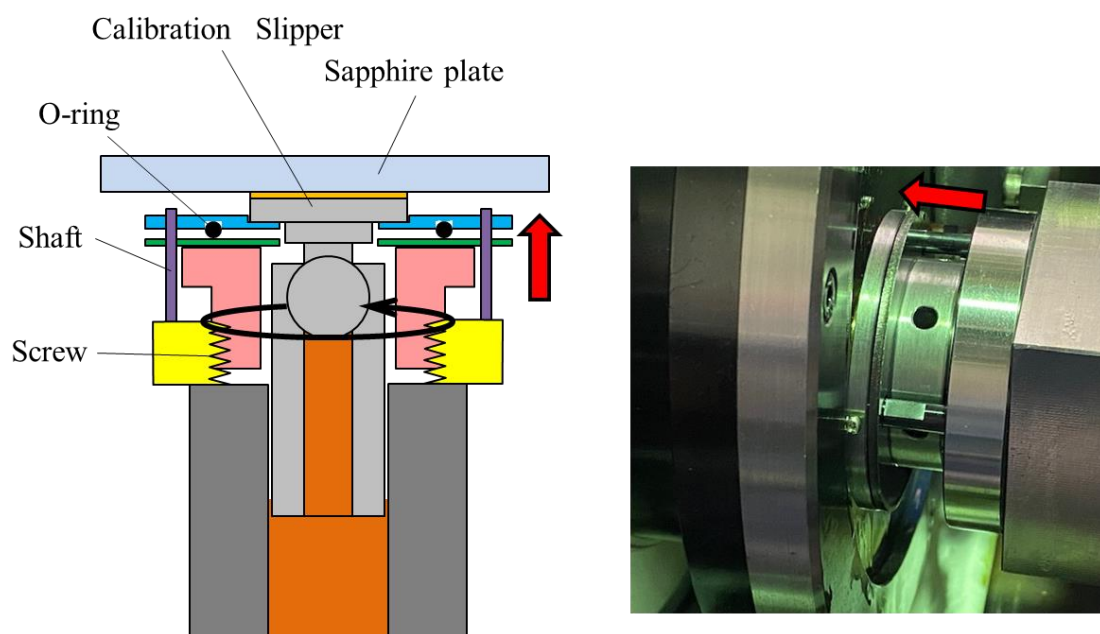


Fig. 16 Calibration devices 2

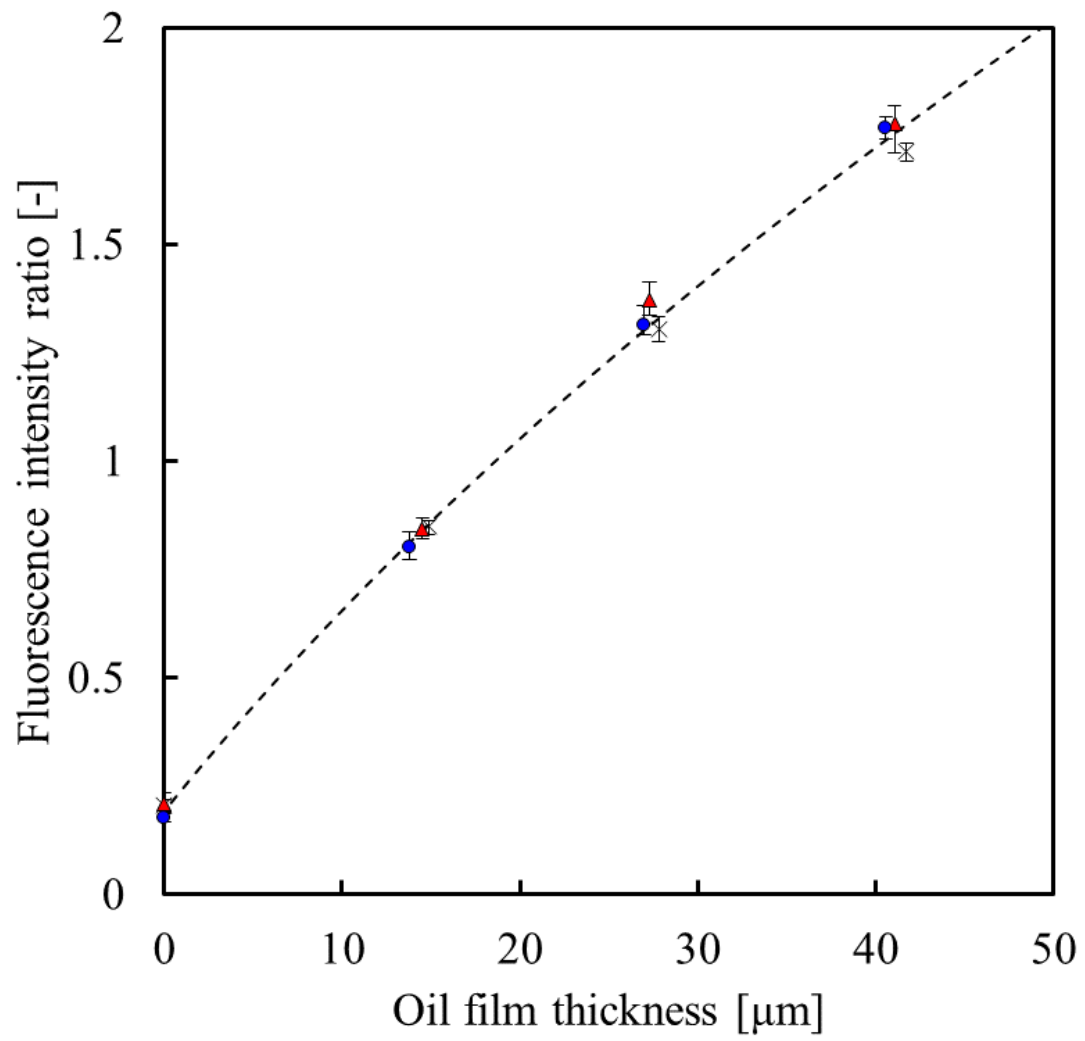


Fig. 17 Results of calibration

2.3.3. 油膜厚さ計測の誤差要因について

蛍光法は油膜厚さを高精度で計測できるとされる計測手法であるが、蛍光剤の吸光係数 F_q は油温や照射条件に依存している。本研究はこれらの影響を避けるために、キャリブレーションデータ取得時も油温や照射条件を計測時と合わせた。しかしながら、油温や圧力といった運転条件が変化した場合に計測結果にどのような影響があるのかを把握しておくことは極めて重要である。さらに、レーザを光源とした LIF において、レーザを油膜の一点所に照射し続けるとブリーチ効果^{34,40)}により蛍光強度が減衰することが知られている。また、蛍光剤の蛍光寿命が過度に長い場合には、油の入れ替わりが遅い部分で、蛍光が蓄積して油膜厚さが厚めに計測される可能性があるが、本研究に使用したクマリン 1 の蛍光寿命は 4 ns 程度と摺動速度に対して十分に短い⁹⁰⁾。

本項では、蛍光剤の吸光係数 F_q に影響を与えるとされる油温、圧力、ブリーチ効果の各要素について、その蛍光強度への影響を調査した。

2.3.3.1. 油温の蛍光強度への影響

油温の上昇に伴う蛍光の減衰が油膜厚さ計測における誤差要因となっている。実験では油温の変化が蛍光強度に及ぼす影響を抑えるために、キャリブレーション時も油温が実験時と同じ温度になるまで油を供給した後に蛍光強度の計測を行った。一方で、油温の変化が蛍光強度に及ぼす影響を把握するために、Fig. 18 に示すように校正用スリッパに作動油を介在させた状態でサファイアガラスをクランプし、ヒータでスリッパの温度を変化させた際の校正溝における蛍光強度変化を計測した。温度計測はスリッパの側面に熱電対をアルミ粘着テープで接着して行った。蛍光強度変化の計測は熱電対に最も近い校正溝 3 溝で温度を 30°C から 70°C まで昇温させる間と再び 30°C まで降温させる間に 10°C 刻みで行った。Figure 19 は 30°C における蛍光強度を基準として、蛍光強度の温度による変化を相対値で示したものである。昇温時と降温時の値はほぼ一致しており、油温が 10°C 上昇すると蛍光強度は 3% 程度低下することを確認した。

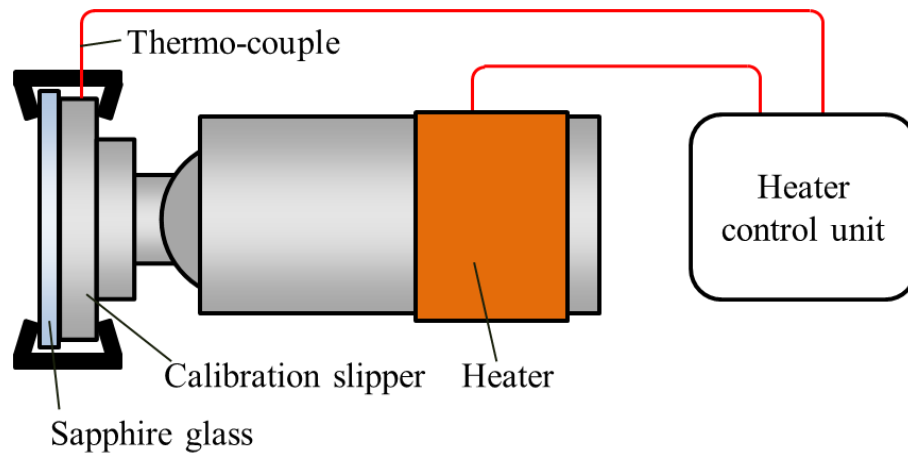


Fig. 18 Thermocouple and heater mounting diagram

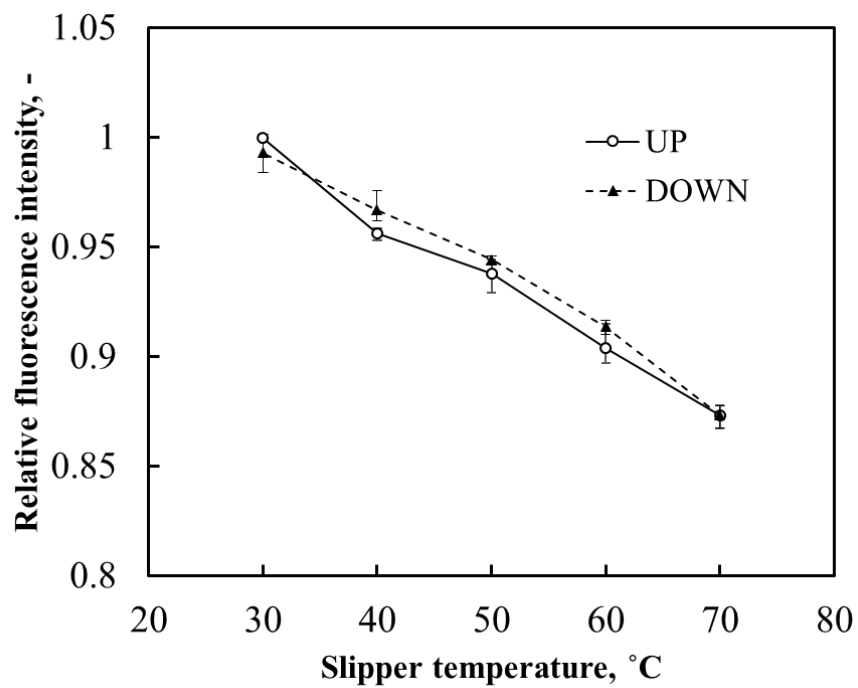


Fig. 19 Influence of oil film temperature

2.3.3.2. 圧力の蛍光強度への影響

クマリン系の蛍光材において、圧力に応じた蛍光強度の減衰が報告されている⁹¹⁾。本研究の実験条件である供給油圧 18MPa 以下程度では、蛍光強度の減衰はほとんど発生しないと考えられるが、圧力の油膜厚さ計測への影響を確認するために供給油圧を変化させた場合の蛍光強度への影響を調べた。実験はキャリブレーションデータの取得時と同様に校正用ピストンのスリッパ (Fig. 15) をキャリブレーション治具 (Fig. 16) でサファイアガラスに押し当てた状態で 40 μm 程度の深さの溝 3 カ所で蛍光強度を計測した。スリッパのシール内部には中心穴からシリンダ内の油圧が供給されるため、シールの内側にある溝部もシリンダ内と同じ油圧力となる。Figure 20 はシリンダ内圧力が無負荷の場合の蛍光強度を基準として、蛍光強度のシリンダ内圧力による変化を相対値で示したものである。シリンダ内の圧力による蛍光強度変化は少なく、本研究における実験条件の油圧の範囲では圧力に応じた補正は必要ないものとした。

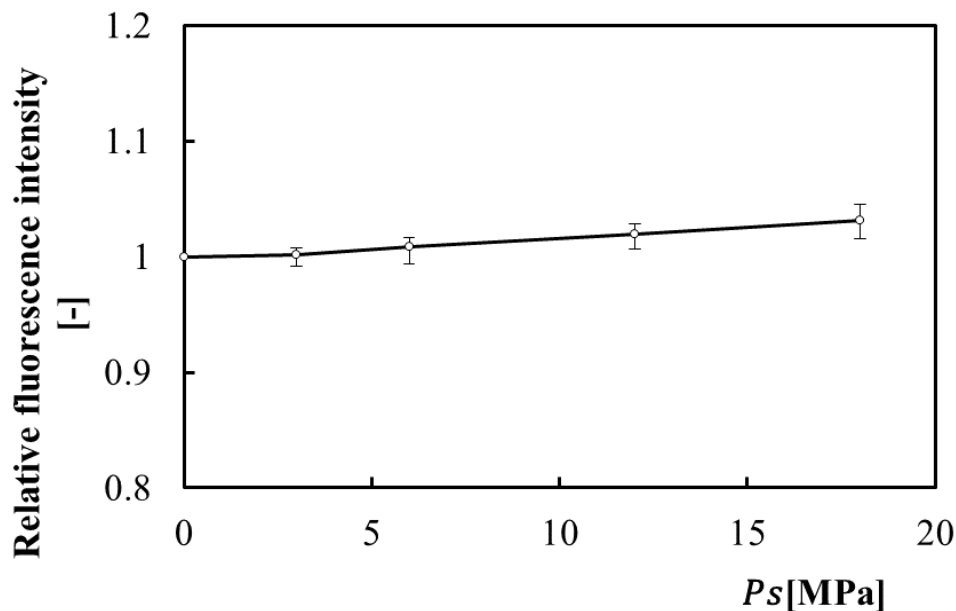


Fig. 20 Influence of oil pressure

2.3.3.3. ブリーチ効果による蛍光強度の減衰

油膜厚さの計測は高速度カメラでの撮影中、励起光の UV-LED を一定の強さで照射し続けて実施した。前述のとおり LIF において、励起光の照射を続けることでブリーチ効果により蛍光強度が減衰することが知られているが、LED は単位面積あたりの照射強度がレーザと比較して弱いいため蛍光の減衰は発生しにくいと考えられる。しかし、照射時間に応じた蛍光強度の減衰が発生する場合には、高速で摺動する場合には摺動面の油の入れ替わりが早いために蛍光が減衰しにくい、低速で摺動する場合には油の入れ替わりが遅いために蛍光が減衰し油膜厚さが薄く計測される可能性がある。そこで本研究の光学系と蛍光剤における照射時間に応じた蛍光強度の減衰を計測した。校正用ピストンを使用し、油膜を介在させた状態でサファイアガラスに押し当て、2 秒間 UV-LED を照射し、同一領域での蛍光強度の変化を計測した。照射開始時の蛍光強度を基準として、蛍光強度の時間による変化を相対値で Fig. 21 に示す。2 秒間後においても蛍光強度の経過は 1%以下であり、実験中は摺動部の油は常にスリッパ中心から供給される油で入れ替わり続けていることから、本実験におけるブリーチ効果による蛍光強度の減衰の影響は極めて小さいと考えられる。

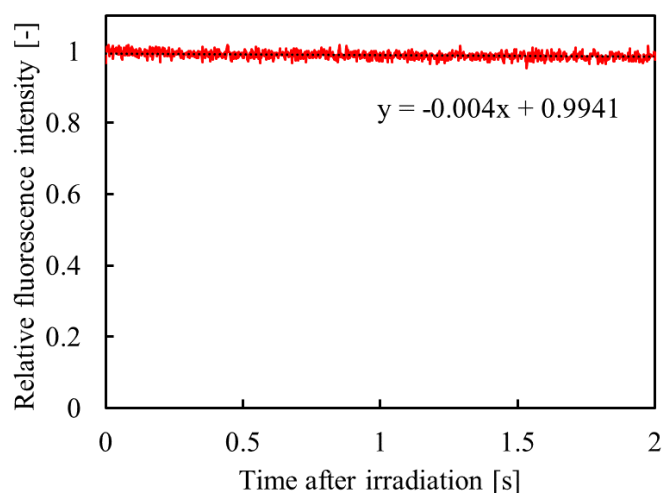


Fig. 21 Bleach effect

2.3.4. 実験方法

実験条件を Table 2 に示す．実験は始めに供給油温が設定温度(30℃)で安定するまで試験機を運転した．スリッパをアンロード状態にしてプレートを設定速度まで回転させた後，アンロード状態から設定圧力まで油圧を上げた．設定油圧に到達するまでに 18MPa の場合で 7 秒程度，6MPa の場合で 1.5 秒程度を要した．10 秒間一定値を保持した後に撮影を実施し，各条件の間では一度アンロード状態に戻す手順を繰り返した．すべての条件において 2 回連続で試験を実施し，実験結果にはデータが安定した 2 回目を採用した．シリンダ内の供給油圧とプレートの回転速度がスリッパ/斜板間の油膜厚さに与える影響を調べた．

Table 2 Experimental conditions

Oil temperature [°C]	30
Swashplate angle [deg]	0
Pressure [MPa]	3.5, 6, 12, 18
Rotational speed [rpm]	100, 300, 1000, 2000

2.4. 結果と考察

摺動中のスリッパの油膜厚さ分布を計測した画像の 1 例を用いて、結果画像の見方について説明する．Figure 22 にプレート回転速度 $n=1000\text{rpm}$ ，シリンダ内の供給油圧 $P_s=3.5\text{MPa}$ でのスリッパの油膜厚さ分布の計測結果を示す．油膜厚さはカラー256 階調で表示されている．図中右側にあるカラーバーに従って油膜が厚いほど赤く，薄いほど青く表示される．図中にはスリッパのシールランド部とポケット部，シールランド部中央線，プレートの回転方向，進入縁，後縁等，スリッパの最大傾き方向 φ を示した．プレートの回転中心はスリッパの水平右側方向にあり，プレートは画像の上方向から進入し，下方向に抜けていく．スリッパの周方向座標 θ をスリッパ中心から斜板の回転中心方向を 0 とし，反時計周りに定義した．

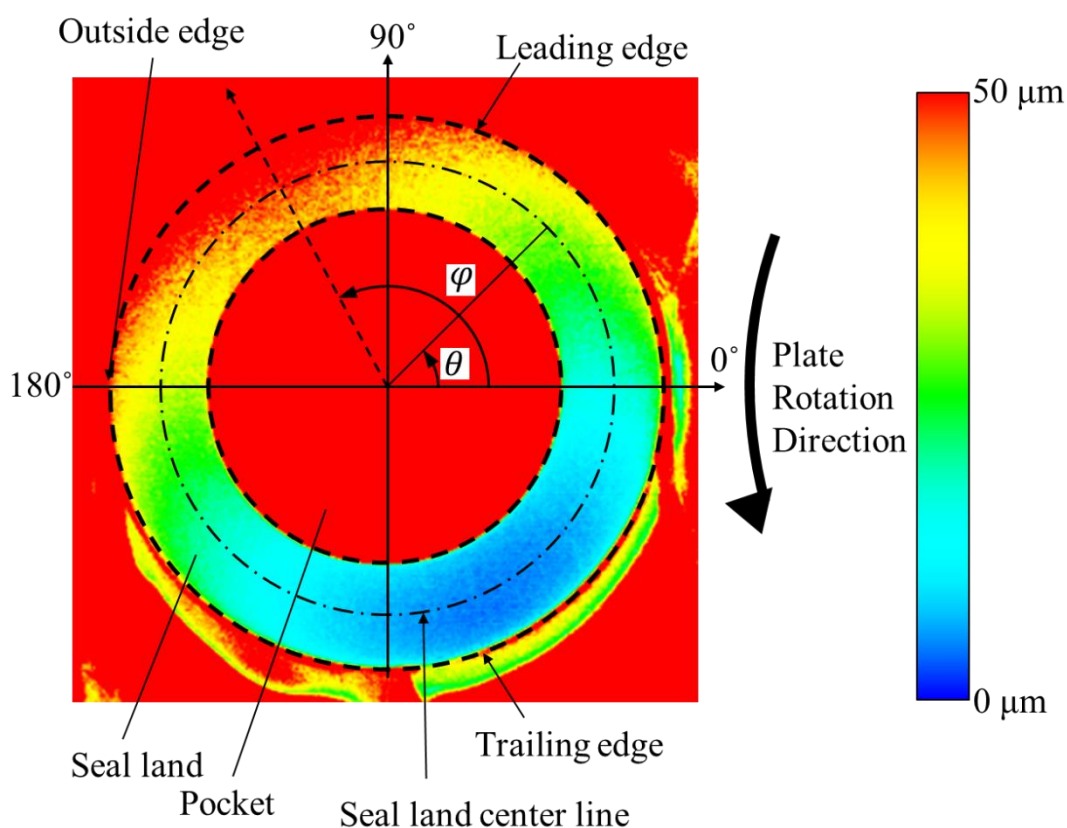


Fig. 22 Example image of oil film thickness distribution

Figure 23 にプレートの回転数速度 n ，供給油圧 P_s を変化させた際の油膜厚さ分布の計測結果と最大傾き方位角 ϕ を示す．また比較対象として，プレートの回転を止めた状態（ $n=0\text{rpm}$ ）でスリッパに油を供給（ $P_s=1.5\text{MPa}$ ）とした場合の計測結果も示す．プレートが静止している場合には，スリッパの傾きはほとんどないことを確認した．プレートが回転している場合には，いずれの条件下においても斜板の進入方向よりやや外側で油膜が厚くなっていることがわかる．これはテーバ形状により斜板が進入してくる方向でくさび効果による動圧が発生し，浮上力を持つが，プレートの回転中心から遠い外縁部では内側と比較して摺動速度が速いために，くさび効果による動圧が高まるためと推測される．さらに $5\text{ }\mu\text{m}$ 以下の領域に注目した分布を Fig. 24 に示す．プレートの回転数が $n=300\text{rpm}$ 以上でかつ $P_s=6\text{MPa}$ 以下の条件においては青くなる領域はほとんどなく，流体潤滑状態にあると考えられる． 12MPa 以上ではいずれも油膜が極端に薄い部分が存在しており，潤滑状態に対して油圧が支配的であると考えられる．

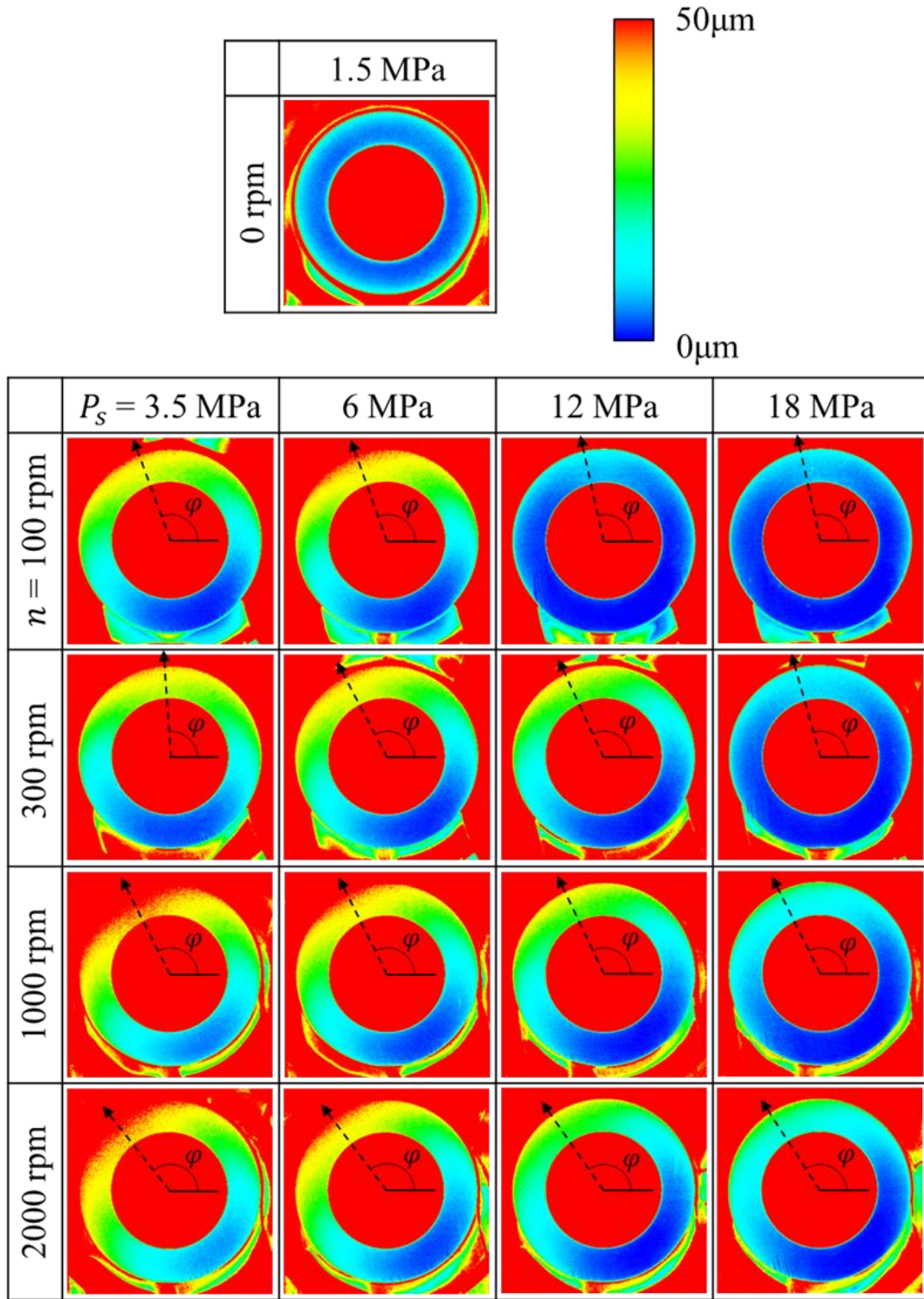


Fig. 23 Oil film thickness distribution under different supply pressure P_s and rotational speed n

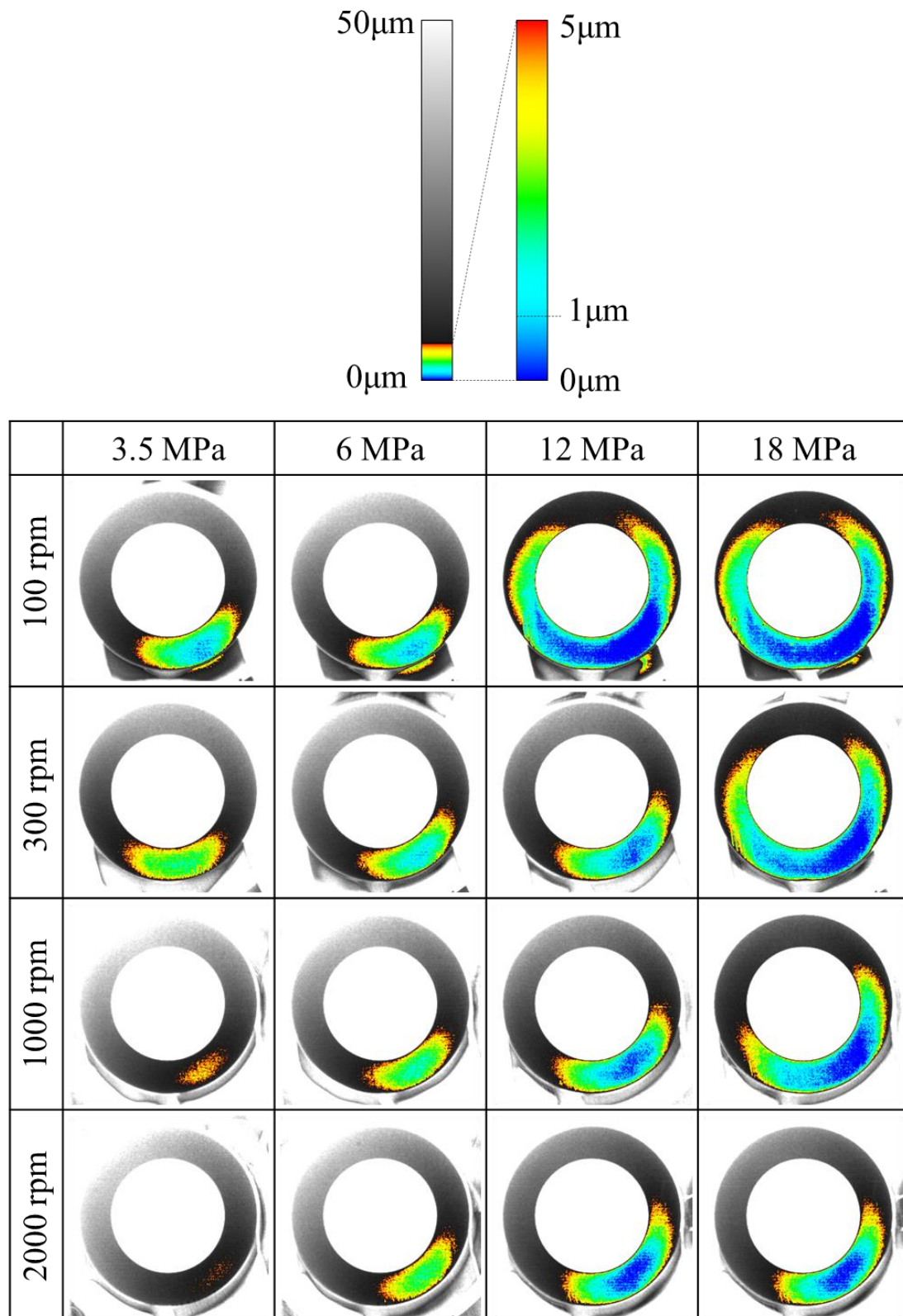


Fig. 24 Oil film thickness distribution under 5 μm

次に、プレートの回転速度 $n=2000\text{rpm}$ において、各供給油圧 P_s でのシールランド部中央線上の周方向座標 θ に対する油膜厚さ分布を撮影画像の輝度値から数値化したグラフを Fig. 25 に示す。スリッパが傾いている場合、シールランド部中央線上の油膜厚さ分布は正弦波となるが、計測結果も正弦波に近い波形を示すことが確認できた。また、シリンダ内の供給油圧 P_s が大きくなるほど油膜が薄くなっている。これはピストンの押付比が1より大きいため、油圧に応じて押付荷重が増加しているためと推定され、妥当な結果であるといえる。一方で、いずれの条件でも隙間が最大となる方向は 125° 付近であった。これは隙間最大方向に対しては油圧の影響よりも前述したプレートの回転中心から遠い外縁部と内側の速度差による浮力の差の影響が大きいことを示している。また、Fig. 26 には供給油圧 $P_s=18\text{MPa}$ において、回転速度 n を変化させた場合のシールランド部中央線上の周方向座標 θ に対する油膜厚さ分布を示す。隙間が最小となる方向においてはいずれも隙間が0を示しており、接触が発生していると考えられる。一方で、隙間が最大となる 110° 付近における隙間量は速度の増加に伴って大きくなっていることがわかる。これは斜板の進入方向で発生するくさび効果による動圧が速度に応じ大きくなるためと考えられる。

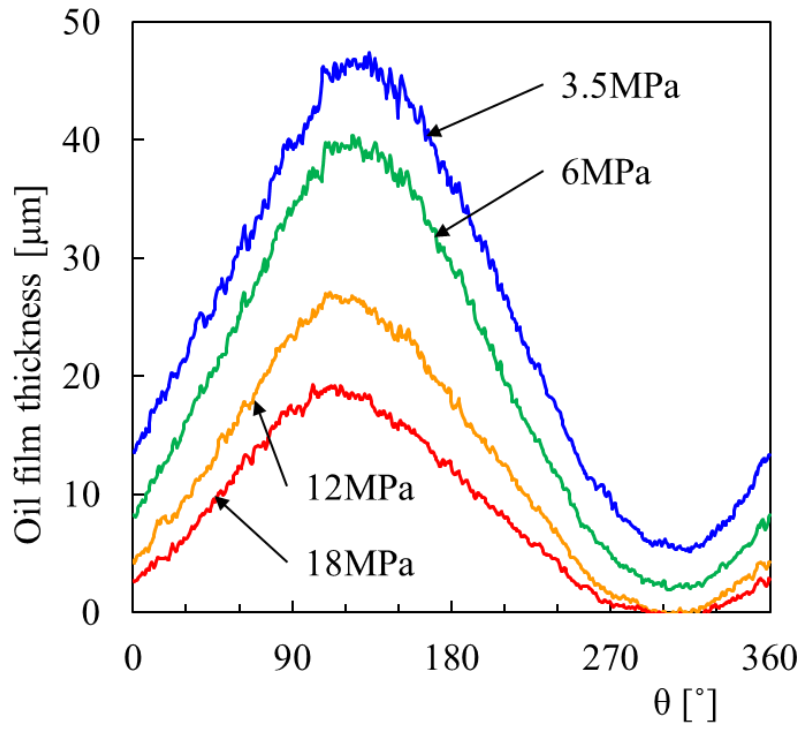


Fig. 25 Oil film thickness distribution at seal land center line under different supply pressure P_s ($n=2000\text{rpm}$)

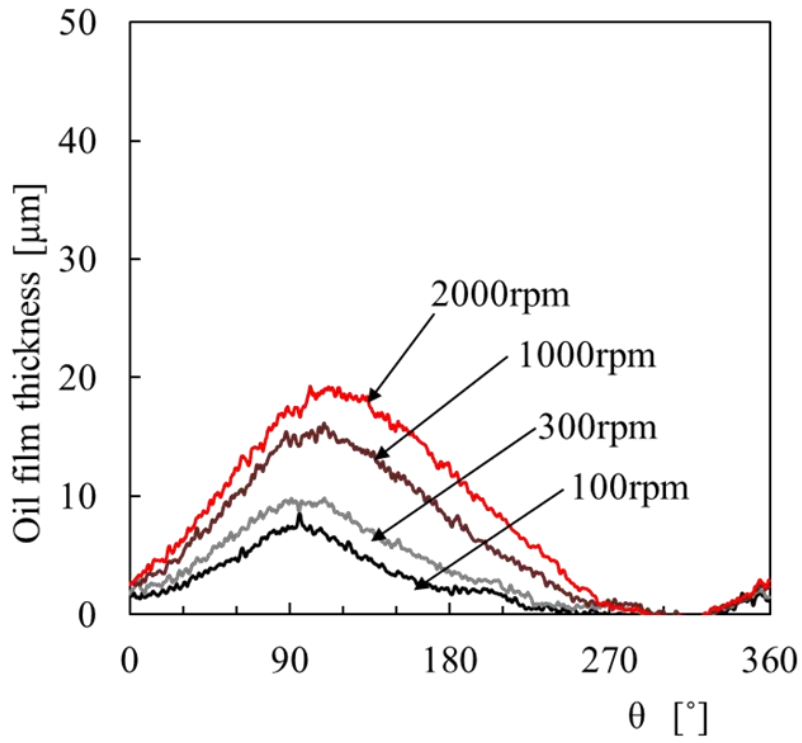


Fig. 26 Oil film thickness distribution at seal land center line under different rotational speed n ($P_s=18\text{MPa}$)

次に、シールランド部中央線上の油膜厚さ分布計測結果に対し、正弦波を最小二乗法で近似することによってスリッパの最大傾き方向 φ を算出した。最大傾き方向 φ の結果を Fig. 27 に示す。低圧時に方向が安定しない回転数があったが、概ね供給圧力による変化は少なかった。低圧時に姿勢が安定しなかった要因としてはスリッパの球座部分の摩擦力が高いため、球座が自由に動けない場合があるためと推定される。一方で回転速度が速いほどスリッパの最大傾き方向 φ は斜板の外側を向く傾向がみられた。これは前述したプレートの回転中心から遠い外縁部では内側と比較して摺動速度が速いためにくさび効果による動圧が高まるという現象の影響を回転速度が速いほど受けやすくなるためと推定される。

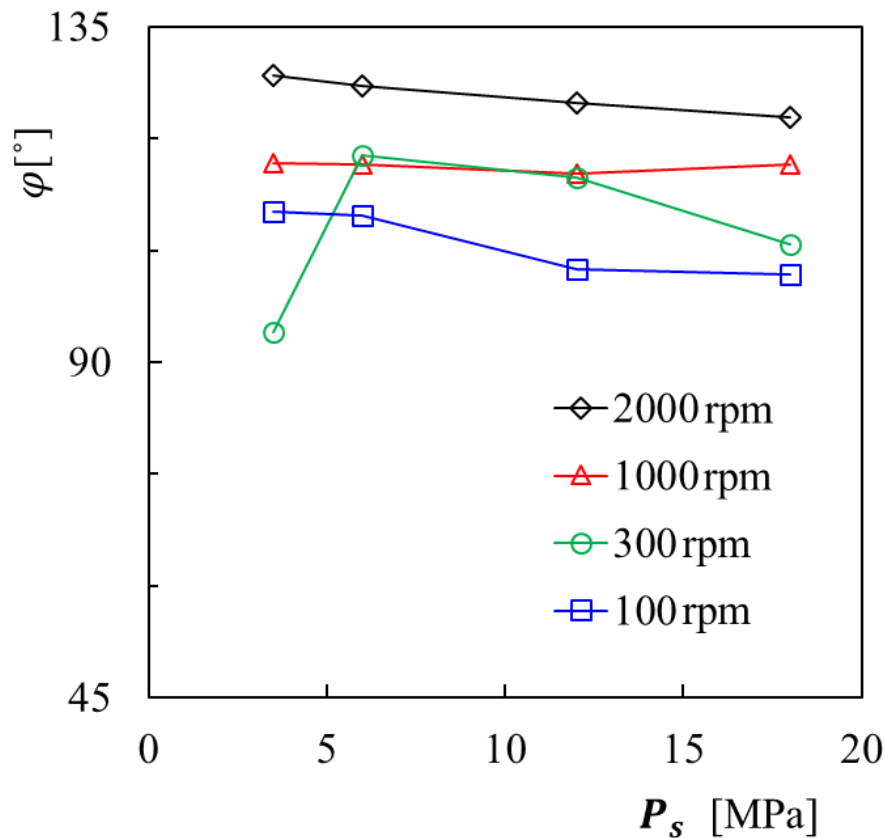
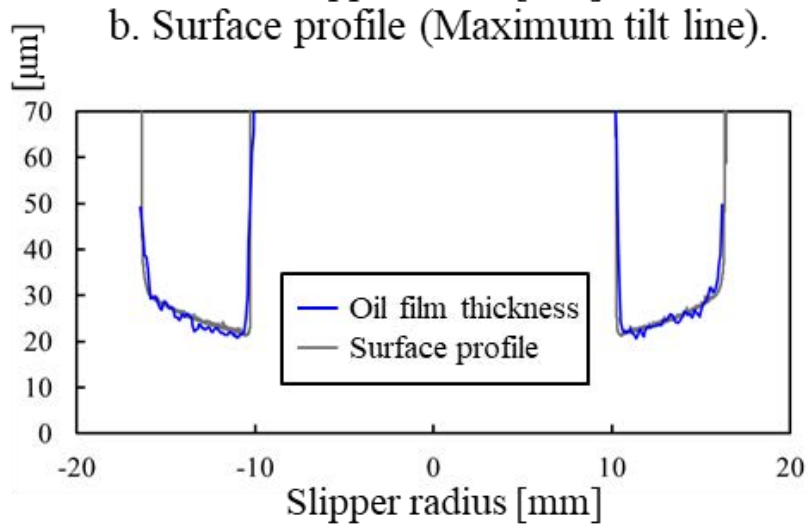
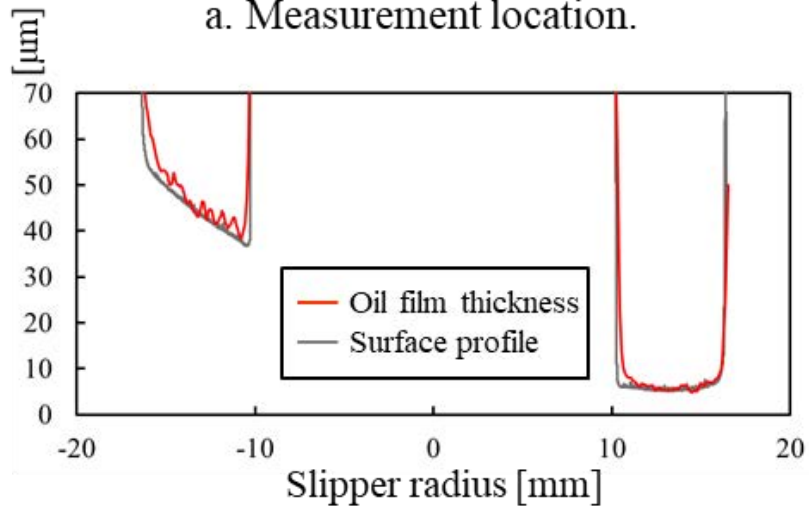
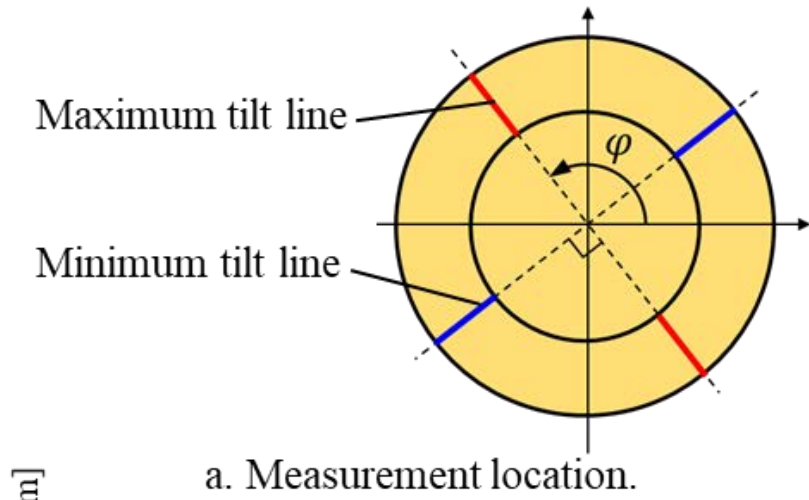


Fig. 27 Maximum tilt Azimuth φ under different rotational speed n

次にスリッパの形状と蛍光法によって得られた油膜厚さ分布の結果を比較し、計測結果の妥当性を検証した。油圧によるスリッパの変形が少ない条件 ($P_s=1.5\text{MPa}$, $n=2000\text{rpm}$) において、蛍光法によって計測した油膜厚さ分布の結果を粗さ計によって計測した形状データと比較した結果を Fig. 28 に示す。2 方向で比較を実施し、最大傾き方向 φ での比較結果を(b)に、最大傾き方向 φ と垂直で傾きが最も少ない方向での比較結果を(c)に示す。粗さ計によって得られた形状データは上下を反転させ、蛍光法によって得られたシールランド部中央線上の平均油膜厚さを足した。また最大傾き方向 φ での比較では形状データは傾き角 α で傾き補正をした。表面形状を比較した結果、スリッパのテーパ形状が蛍光法においても計測され、妥当な結果であることが確認できた。一方で計測した油膜厚さは形状データに対して 10%程度のバラツキがみられた。その要因としては UV-LED を照射した際、スリッパの表面での乱反射による干渉の結果、強度の濃淡分布が発生していた可能性が考えられる。

次に 2000rpm での最大傾斜方位角 φ 方向での隙間分布を Fig. 29 に示す。テーパ形状をしているため、斜板進入側ではくさび効果により浮上力を持ち、いずれの油圧においてもスリッパは傾いていることがわかる。隙間最小側はスリッパが斜板と平行状態となっていた。これはこれ以上傾きが大きくなると隙間最小方向にくさび効果による動圧が生じ姿勢を戻す働きをするためと推定される。静圧バランス 1.03 と押付勝手なピストンのため、油圧に応じて油膜が薄くなるが、隙間最小部では $3\mu\text{m}$ 程度の油膜の変化も計測出来ていることがわかる。油圧 3.5MPa と 6MPa においては隙間最小方向でも油膜が確認され、流体潤滑状態であることが解った。これはくさび効果により浮上力を得て、ピストン推力とバランスしていると考えられる。一方で 12MPa と 18MPa における隙間最小方向ではキャリブレーションでの 0 点と同等の値を示しており、油膜破断が発生していることが推測される。



c. Surface profile (Minimum tilt line).

Fig. 28 Comparison of oil film thickness by fluorescence method and surface profile by surface roughness tester ($P_s=3.5\text{MPa}$)

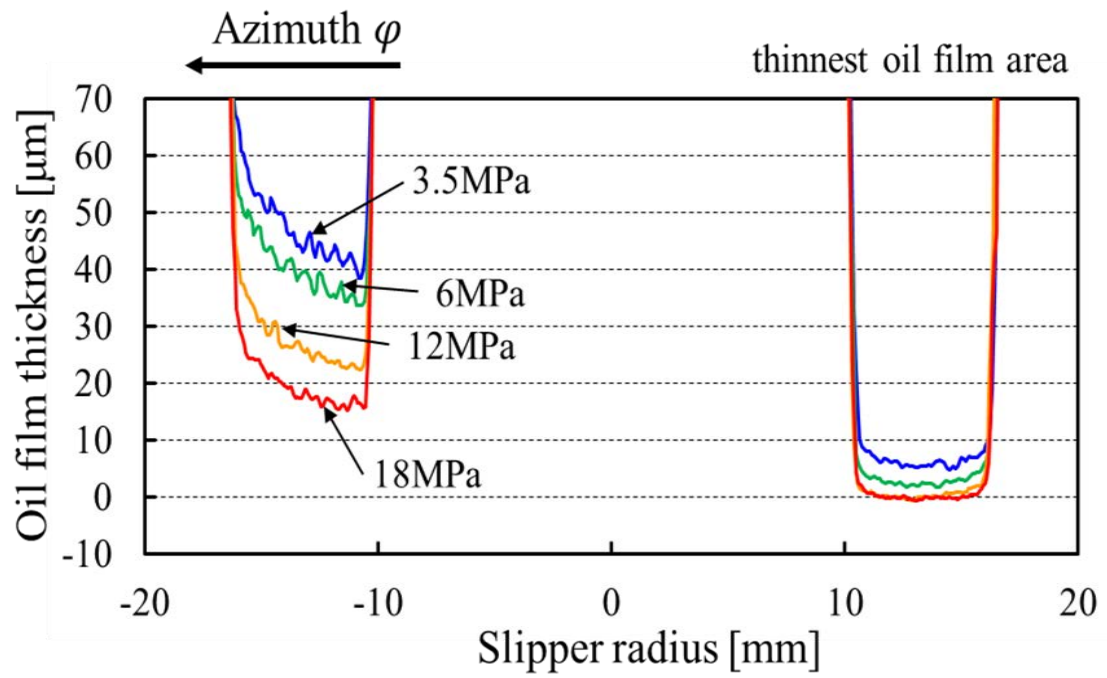


Fig. 29 Oil film thickness distribution in the φ -directional section under different supply pressure P_s ($n=2000\text{rpm}$)

2.5. 結言

斜板式油圧ピストンポンプにおけるスリッパ/プレート間の潤滑状態を明らかにするために、開発した油膜計測装置を用いて、蛍光法によるスリッパ/斜板間の油膜厚さ分布を計測した結果、以下のことがわかった。

- 1) UV-LED を光源とした蛍光法により、スリッパ摺動面油膜厚さ分布の計測が可能であることがわかった。これにより摺動面が平面ではないスリッパに対しても摺動状態の把握が可能となった。
- 2) 押付比 1.03 のスリッパにおいて油圧に応じた油膜厚さの減少を確認できた。
- 3) シール部中央線上の隙間分布からスリッパのスリッパの最大傾き方向 φ や傾き角 α が算出可能となり、プレート回転速度が上がるにつれてスリッパの最大傾き方向 φ は外側を向くことがわかった。
- 4) 蛍光法によって得られた油膜厚さ分布とスリッパ形状の一致を確認した。
- 5) 隙間最小部が平行状態で姿勢が安定することがわかり、隙間最小部での油膜の有無を確認できた。また、 $3\mu\text{m}$ 程度の油膜の変化も計測可能であることがわかった。

第3章 斜板式アキシャルピストンポンプにおける

スリッパの挙動計測⁹²⁾

3.1. 緒言

前述したとおり，従来のスリッパ側に変位センサを組み込んだ姿勢計測は，配線の都合からスリッパの自転が拘束された状態で行われており，本来のスリッパ挙動を再現できていない．一方で，斜板側にセンサを取り付けての計測は数点の姿勢を計測するのみで，連続した姿勢の変化を計測できないため，スリッパの挙動を詳細に把握することができない．スリッパの挙動はピストン 1 ストローク中にシリンダ内の油圧の変化やピストンの往復運動による慣性力等によって複雑に変動することが予想されるが，その時間的な変動をスリッパの回転を拘束せずに連続で計測した例はない．

本章では実機同様の運転状態において斜板に対するスリッパの挙動を明らかにするために，第 2 章で使用したスリッパ挙動を可視化可能な摺動試験機に斜板角度によるピストンの往復運動と低圧の吸込行程と高圧の吐出行程の切替を再現可能とする改造を実施し，油膜厚さ分布の変化からスリッパの挙動を計測した．また，実測したスリッパ挙動について考察するためにスリッパ/斜板間の機構-潤滑連成解析を実施した．

また，スリッパの斜板に対する追従性には球座の動きが大きく影響し，追従性が不足した場合には片当たり接触し，端部の摩耗や摩擦ロスの増加等が生じることが考えられる．しかし，球座の動きを計測した例はほとんどなく，球座の動きに関しては不明な点が多い．そこで，スリッパの斜板への追従性に影響を与える球座部の働きを明かにするために，ピストンの回転挙動とスリッパの回転挙動を同時に計測した．

3.2. 主要記号

h_0 : スリッパ中心隙間 [$\mu\text{ m}$]

n : 回転数 [rpm]

P_c : シリンダ内圧力 [MPa]

P_i : 吸込側配管内圧力 [MPa]

P_o : 吐出側配管内圧力 [MPa]

α : スリッパ傾き角 [$^\circ$]

θ_{sp} : 斜板回転角 [$^\circ$]

θ_s : スリッパ回転角 [$^\circ$]

θ_p : ピストン回転角 [$^\circ$]

φ : 最大傾き方位角 [$^\circ$]

ω_{sp} : 斜板回転角速度 [rad/s]

ω_s : スリッパ回転角速度 [rad/s]

ω_p : ピストン回転角速度 [rad/s]

3.3. スリッパ油膜厚さ分布の変化計測

3.3.1. 実験装置および実験方法

スリッパ/斜板間摺動試験機の概略図を Fig. 30, 試験機全体の写真を Fig. 31, スリッパ/斜板摺動部の写真を Fig. 32, 油圧回路図を Fig. 33 に示す. また, 試験機各部の寸法および作動油の特性値を Table 3 に示す. 主な構成は高压の吐出側配管に作動油を供給する油圧ポンプ (最高圧力 42MPa, 吐出流量 $2.5 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$) と低压の吸込側配管に作動油を供給する油圧ポンプ (最高圧力 2MPa, 吐出流量 $4.8 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$), 斜板とそれを回転させるモータ (定格出力 15kW, 定格トルク 95.5N・m, 最高回転速度 3000rpm), 2 個のシリンダブロック等からなる. スリッパとアッセンブリされたピストン (以下, スリッパ付きピストン) はシリンダ内に挿入されており, スリッパはリテーナを介してばねにより斜板に押し当てられる.

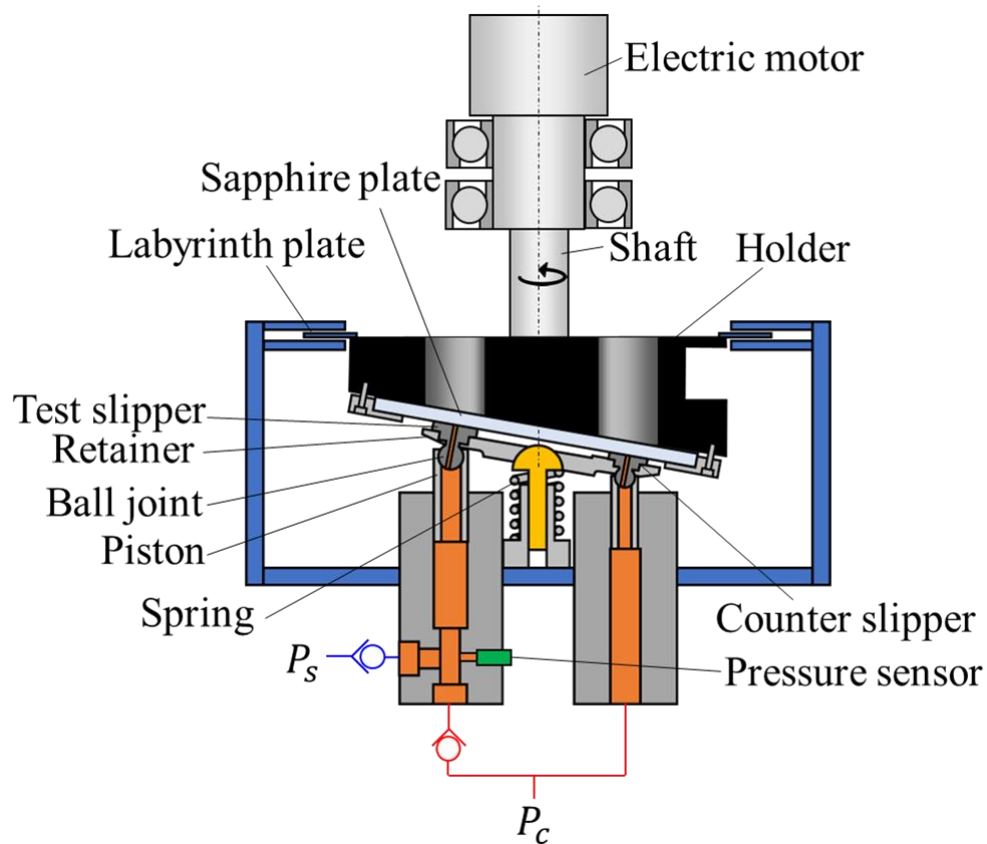


Fig. 30 Schematic of test rig

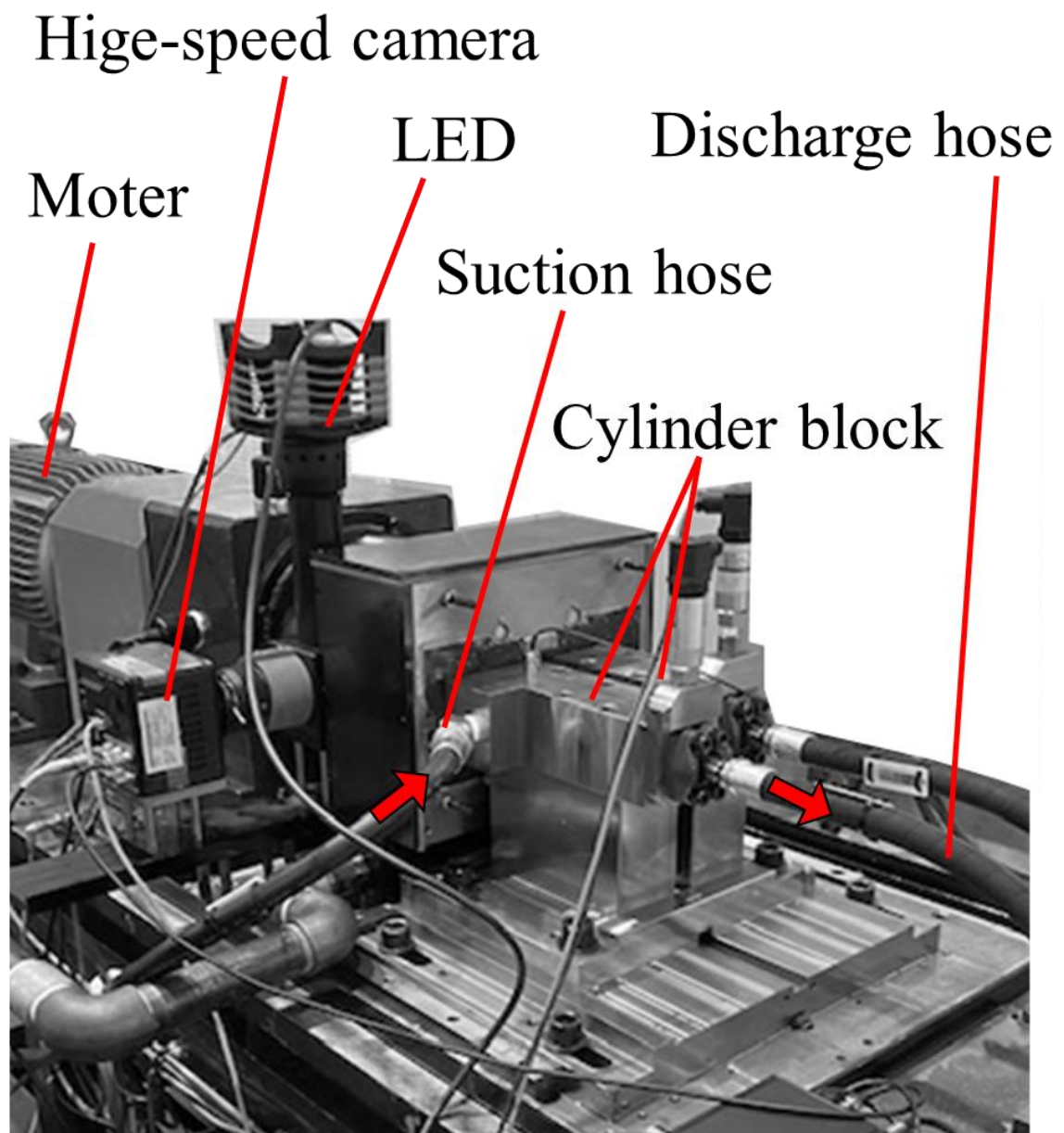


Fig. 31 Photograph of test rig

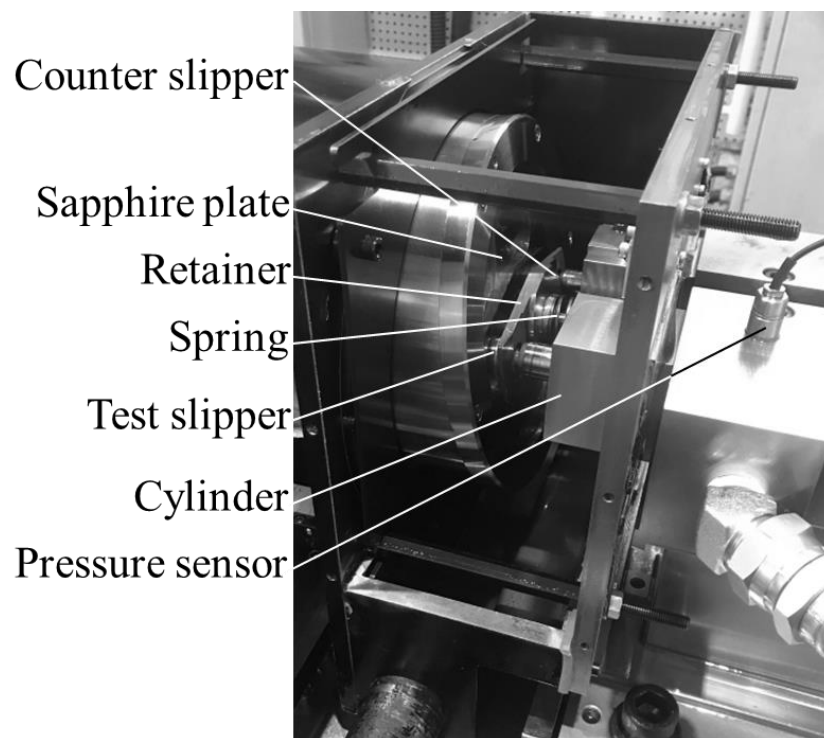


Fig. 32 Photograph of inner parts

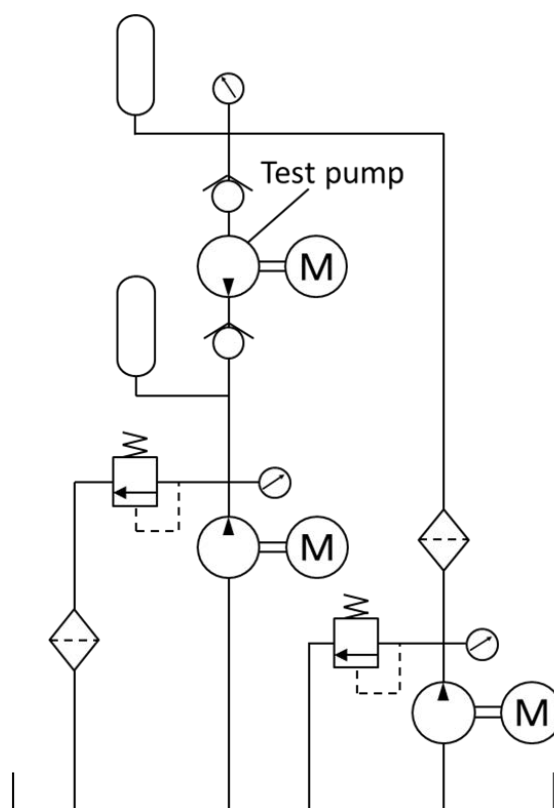


Fig. 33 Oil-hydraulic circuit diagram

Table 3 Specifications of test rig, slipper, piston and oil

Test rig	Cylinder pitch circle diameter [mm]	102
	Sapphire disc diameter [mm]	193
Slipper	Hydrostatic balance ratio [-]	1.03
	Outside radius of slipper [mm]	25.7
Oil	Density at 50°C [kg/m ³]	0.854
	Kinematic viscosity at 50°C [mm ² /s]	24.0

スリッパ付きピストンは計測用とカウンタバランス用を各 1 本用いた。吸込行程でシリンダ内の油圧が低圧になり、吐出行程ではシリンダ内の油圧が高圧になるといったポンプの実動状態と同様な圧力の切り替わりを再現するために計測用のスリッパ付きピストンが挿入されたシリンダにはチェックバルブを 2 つ備えた。これにより、吸込行程では低圧 P_i の吸込側配管にと接続し、吐出行程では高圧 P_o の吐出側配管に接続する構造とした。シリンダ内には圧力変化をモニタするための圧力センサを設けた。斜板 1 回転中のシリンダ内の圧力の変化を Fig. 34 に示す。吸込行程 ($\theta_{sp}=0\sim180^\circ$) と吐出行程 ($\theta_{sp}=180\sim360^\circ$) でシリンダ内の圧力が切り替わっていることを確認できる。タンクにはヒータ (2kW) とチラー (交換熱量 2kW) を備え、任意の油温で試験を可能とした。また、吐出側配管に熱電対を設け、試験機から吐出される作動油の温度を計測した。

スリッパは摺動面の直径 25.7mm 静圧バランス比 1.03 の物を使用した。静圧バランス比はピストン推力による荷重とスリッパの静圧軸受としての負荷容量の比で定義される⁶⁾。Figure 35 に示すように、スリッパ摺動面にはシールランド部の内外に同心円状のランド部を設けた。これらのランド部は円形の切り欠きが設けられているためにシール性を持たない。すべてのランド部とシールランド部は同じ高さの平面であり、ランド部間の溝は 0.5mm 以上と摺動部の油膜厚さと比較して十分深くなっている。

本試験機ではスリッパ/斜板間の摺動部を油浸状態にすることができないため、Fig. 36 のようにカウンタバランス用ピストンが挿入されたシリンダ上部から斜板に作動油を吹き付けて計測用スリッパ/斜板間の摺動部に給油する構造とした。給油量は装置のオリフィスプラグの径によって調整可能とした。斜板はサファイアガラス製($\phi 193\text{mm}$, $t10\text{mm}$)とし、Fig. 37 のようなホルダに設けた4カ所の窓部よりスリッパ挙動を観察した。スリッパ/斜板間における摺動部の油膜計測には第2章で開発した光学系を使用し、蛍光剤にはクマリン1を使用して、 0.00125mol/L の濃度で作動油に溶解させた。

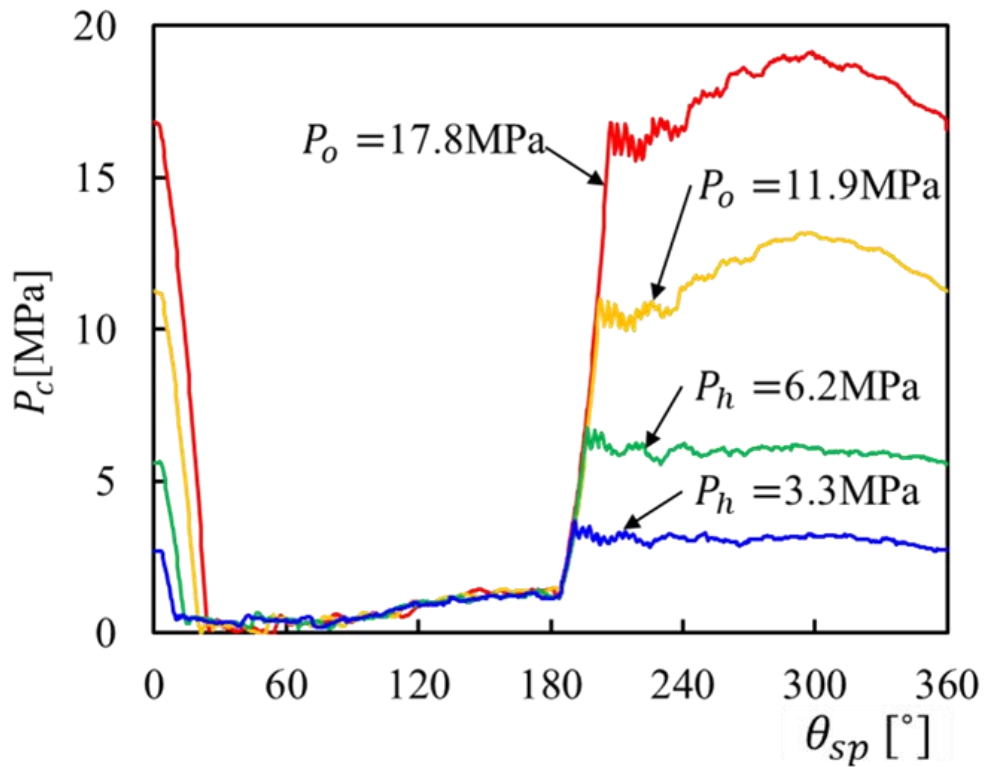


Fig. 34 Hydraulic pressure in the cylinder
under different discharge pressure P_o ($n=900\text{rpm}$)

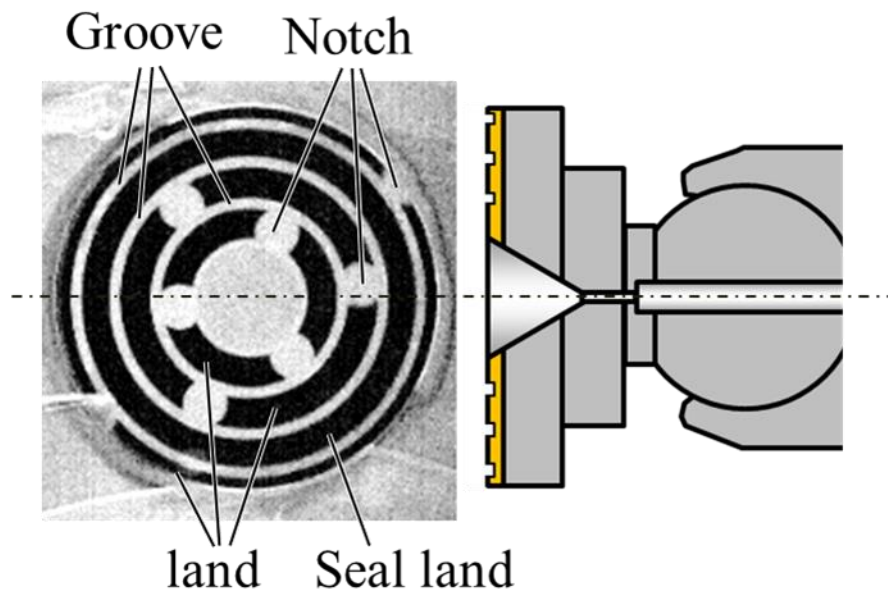


Fig. 35 Schematic of slipper

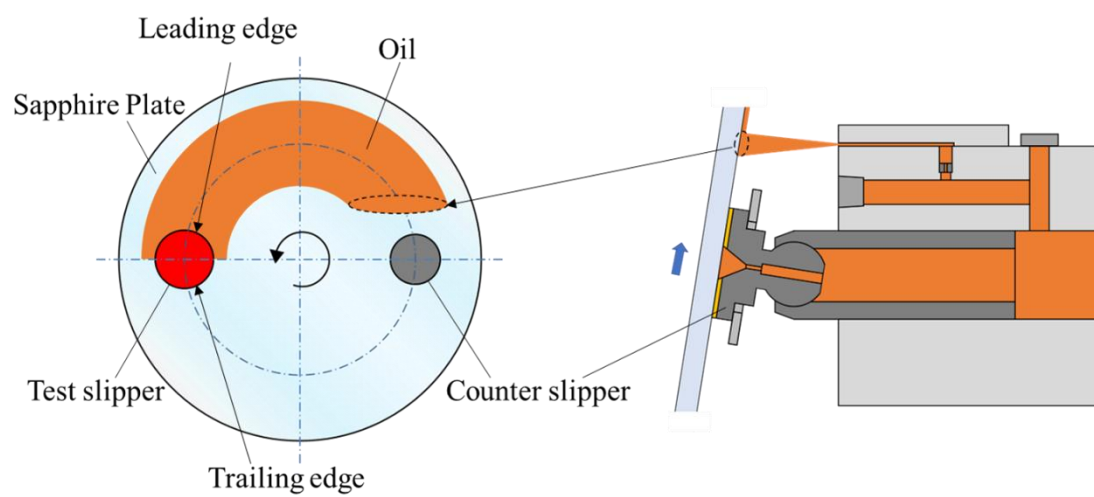


Fig. 36 Schematic of oil spraying device

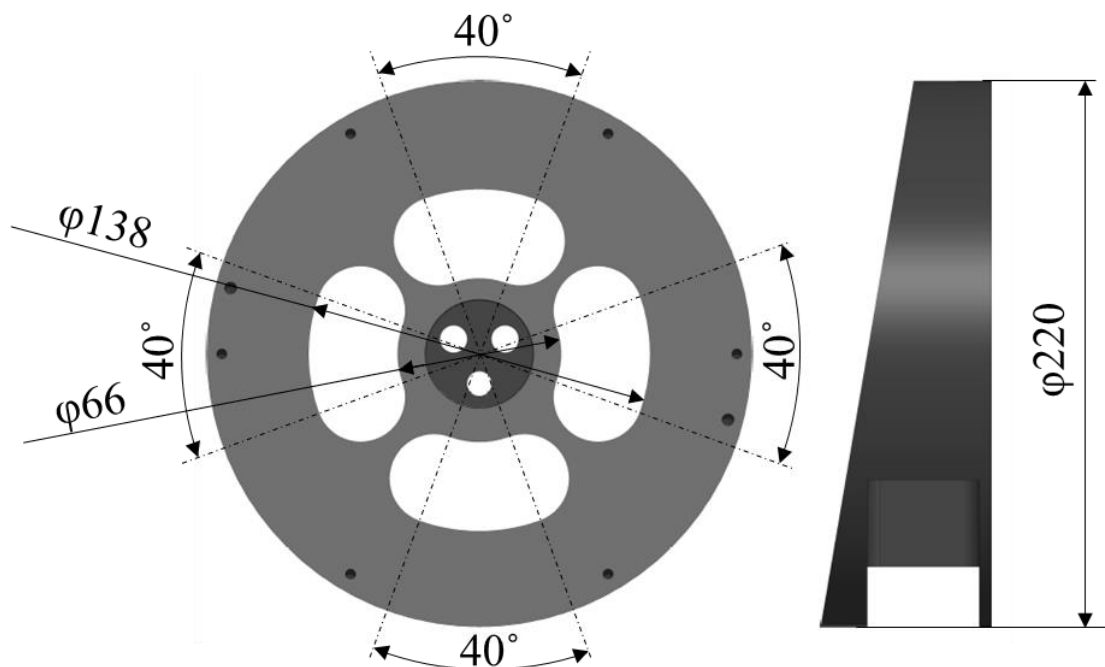


Fig. 37 Profile of Holder

油膜厚さと蛍光強度の関係は、第 2 章と同様に既知の深さの溝を入れたキャリブレーション用スリッパを使用して求めた。UV-LED の照射強度分布の補正も第 2 章と同様の方法にサファイアガラスとセラミック定盤の間にシムリングと作動油を挟んで均一な油膜を形成し、それに UV-LED を照射して得た蛍光強度分布でスリッパ/斜板間の蛍光強度分布を割ることで行った。また、ピストンが 1 ストロークする間に光源からスリッパまでの距離が変わるため、UV-LED の照射強度分布が変化する。そこで、スリッパ全面が斜板ホルダ窓部から見える位相において、 10° 刻みで照射強度分布のキャリブレーションデータを取り、途中角度照射強度分布は各ピクセルで前後の 2 点の計測角度から線形近似で補間して得た。実験は試験機から吐き出された油の油温が設定温度 (50°C) で安定す

るまで試験機を運転してから計測を行った．実験条件を Table 4 に示す．実験では吐出工程の油圧がスリッパ/斜板間の油膜厚さ分布に及ぼす影響を調べた．

Table 4 Experimental conditions

Oil temperature [°C]	50
Swashplate angle [deg]	9.75
P_o [MPa]	3.3, 6.2, 11.9, 17.9
P_i [MPa]	1.08
Rotational speed [rpm]	300, 600, 900

3.3.2. 結果と考察

摺動中のスリッパ/斜板間の油膜厚さ分布を斜板の裏側から計測した画像の 1 例を用いて結果の見方を説明する． Figure 38 に斜板回転速度 $n=900\text{rpm}$ ，吐出用配管内の油圧 $P_o=11.9\text{MPa}$ ，斜板回転位相 $\theta_{sp}=340^\circ$ での計測結果を示す．斜板の回転位相 θ_{sp} はピストンが上死点となる吸込工程が開始する位相を 0° とした．斜板の回転中心は水平右側方向にあり，図中に斜板の回転方向，斜板の進入縁，後縁を示す．油膜厚さはカラー256 階調で示しており，図中左側のカラーバーのように油膜が厚いほど赤く，薄いほど青く表示される．また，スリッパの中心から見た斜板の回転中心方向を 0 度とし，反時計回りに方位角 θ を定義した．

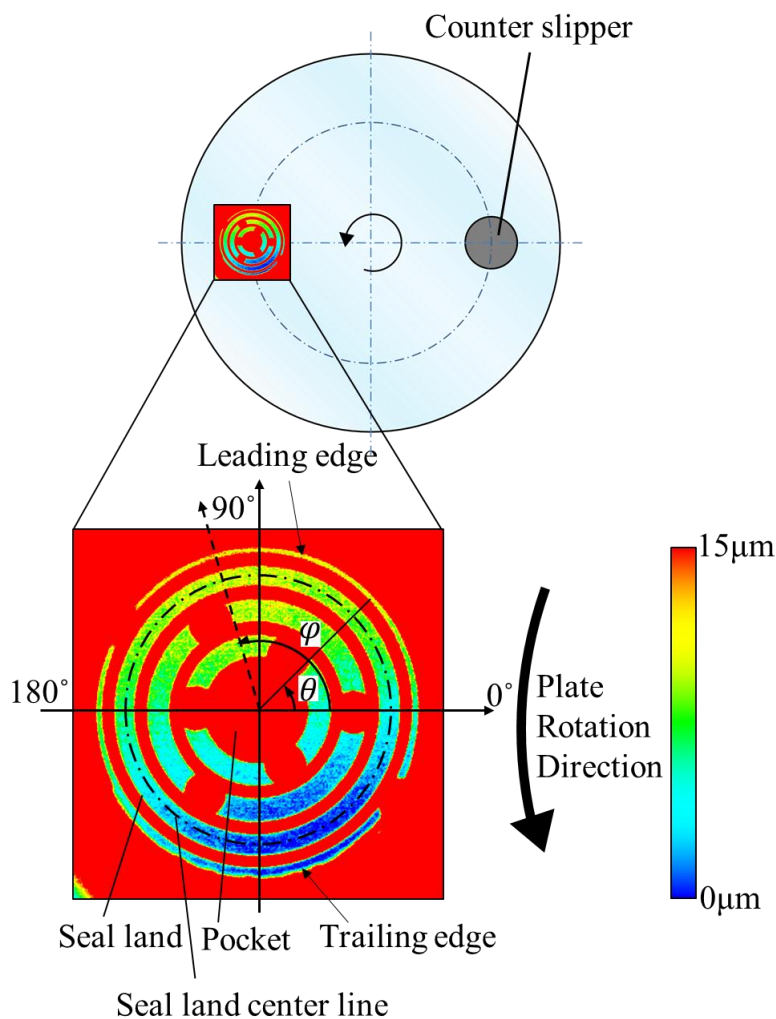


Fig. 38 Example image of oil film thickness distribution

Figure 39 に斜板回転速度 $n=900\text{rpm}$ ，吐出用配管内の油圧 $P_o=11.9\text{MPa}$ ，斜板回転位相 $\theta_{sp}=340^\circ$ での計測結果から求めたスリッパのシールランド部 1 周分の隙間分布と最小二乗法により近似した正弦波を示す．平面のスリッパが傾いているため，隙間の分布が正弦波となっていることが確認できる．この近似した正弦波からスリッパの中心隙間 h_0 ，傾斜角 α ，最大傾斜方位角 φ を算出することができ，運転条件ごとの差を検証する際に使用した．

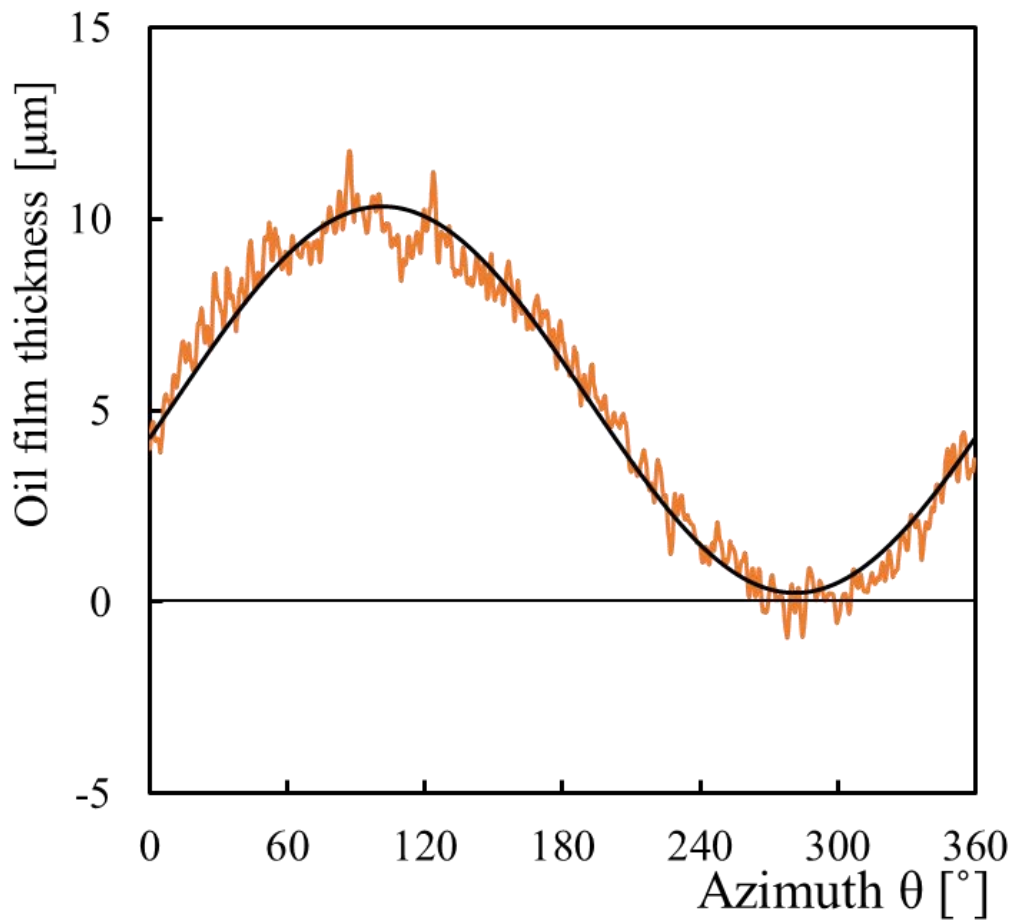


Fig. 39 Oil film thickness distribution at seal land center line

($n=900\text{rpm}$, $P_s=11.8\text{MPa}$, $\theta_{sp}=340^\circ$)

Figure 40 に $P_o=11.9\text{MPa}$, 回転数 $n=900\text{rpm}$ における斜板 1 回転中のスリッパ/斜板間の油膜厚さとシリンダ内の油圧の変化を示す. シリンダ内の油圧が低くなる吸込行程 ($\theta_{sp}=0\sim180^\circ$) において膜厚が厚くなり, シリンダ内の油圧が高くなる吐出行程 ($\theta_{sp}=180\sim360^\circ$) において膜厚が薄くなる傾向が見られた. これはシリンダ内の油圧が大きくなるほどスリッパを斜板に押し当てるピストン推力が大きくなるためである. 吸込行程においてはスリッパの左側 (斜板外側方向) で油膜が厚く, スリッパの右側 (斜板内側方向) で油膜が薄くなっていた. これはリテーナを介してばね力によりスリッパを斜板に押付けているが, リテーナを斜板の回転中心軸上にあるばねで押す構造のためリテーナがたわみ, スリッパが斜板の中心側でより強く押し付けられている可能性が考えられる. また, 吐出行程の後半ではピストンの往復運動による慣性力がスリッパを斜板に押付ける方向に働くため, 油膜厚さが次第に減少していったと推察される. 吐出行程に切り替わるとシリンダ内の油圧によるピストン推力が増加するため徐々に油膜が薄くなっていくが, 油圧が $\theta_{sp}=180^\circ$ 付近から急増しているのに対して油膜厚さは緩やかに減少しており, 油膜のスクイズ効果により油膜厚さの急激な変化が抑制されたと考えられる. また, 340° 付近から斜板に対するスリッパの傾きが増加し, 隙間が開いている. これはピストン推力と, スリッパの反力により球座部には大きな負荷がかかるため, 吐出行程の途中から球座部の摩擦力が増加して運動が制限され, スリッパが斜板に対する追従遅れが生じていることが要因として考えられる.

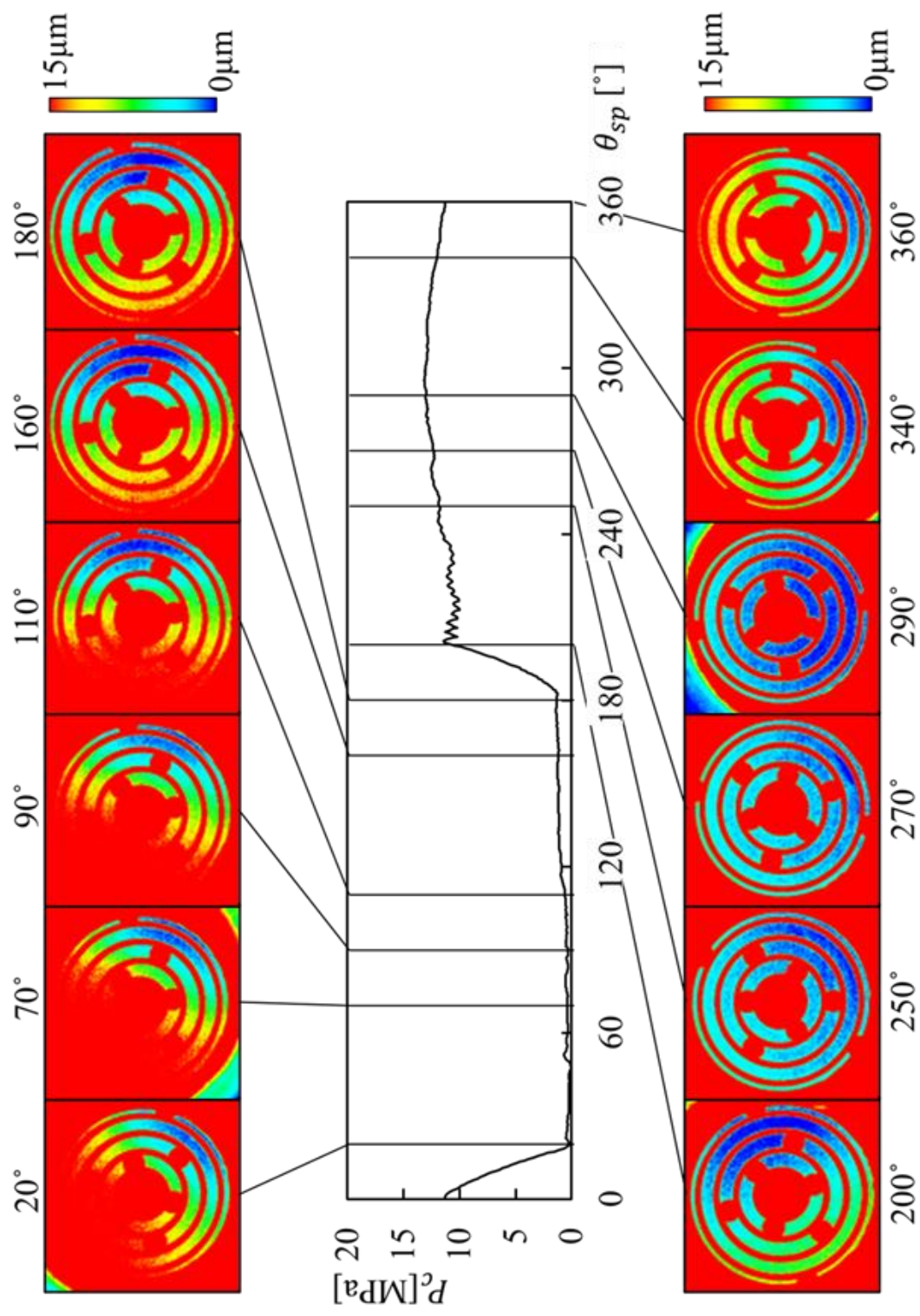


Fig. 40 Oil film thickness distribution and hydraulic pressure in the cylinder ($n=900$ rpm, $P_o=11.9$ MPa)

Figure 41 に吐出側配管内の油圧 P_o を変化させた場合の吐出行程でのスリッパ/斜板間の油膜厚さ分布を示す. いずれも吐出行程後期での傾きの発生が見られたが, P_o が高圧の条件になるほど隙間の発生は小さいことがわかる.

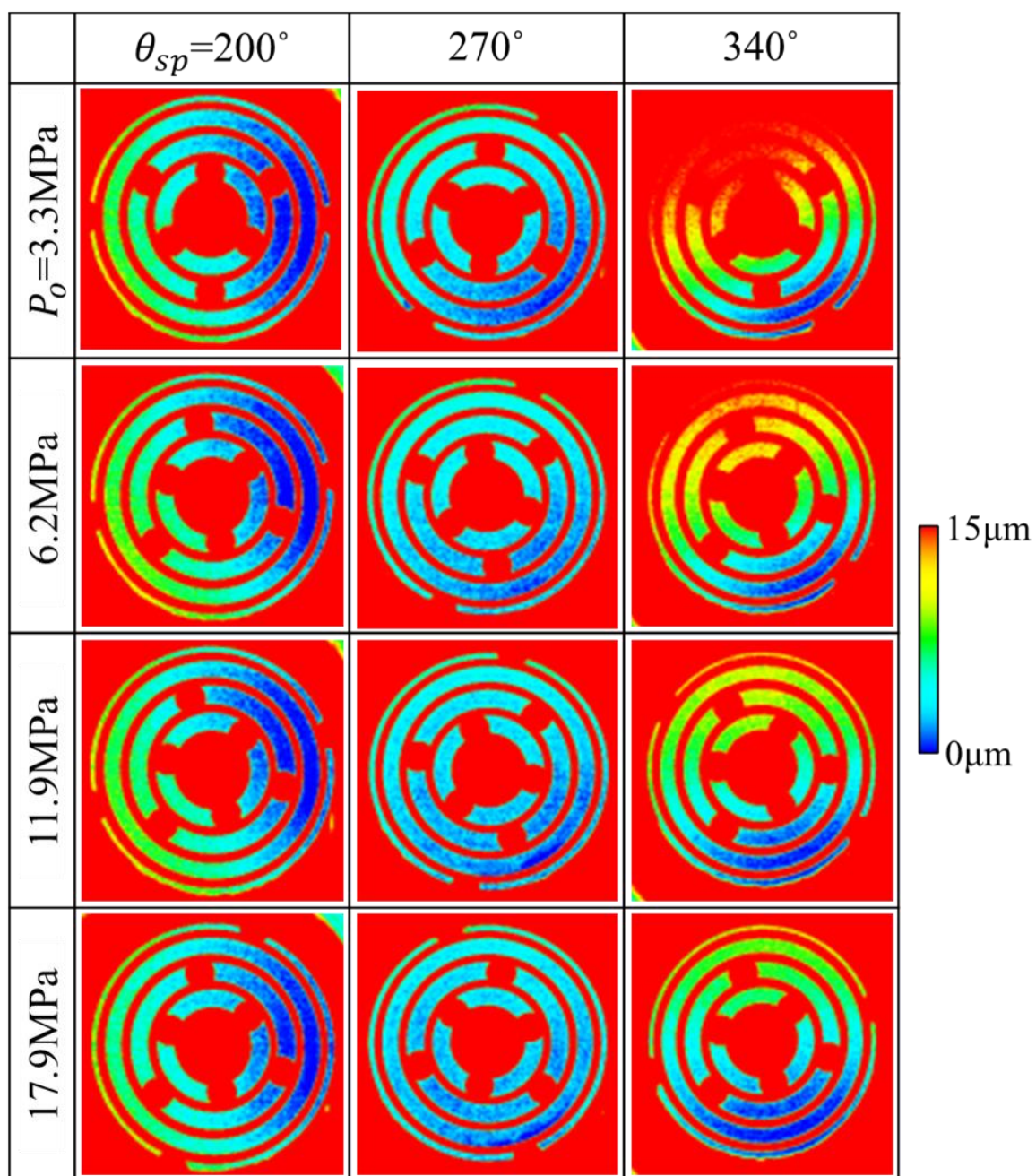


Fig. 41 Oil film thickness distribution under different discharge oil pressure P_o
($n=900\text{rpm}$)

$\theta_{sp}=340^\circ$ での油圧ごとに傾斜角 α を Fig. 42 に、中心隙間 h_0 を Fig. 43 に示す。
吐出圧 P_o が高くなるほど、スリッパの傾きの増加を抑制されていることがわかる。
さらに傾きの減少に伴って中心隙間も圧力が高くなるほど小さくなる。これは
シリンダ内の油圧によってスリッパを斜板に押し当てる力が増加するために傾
きが抑制できたためと推察される。

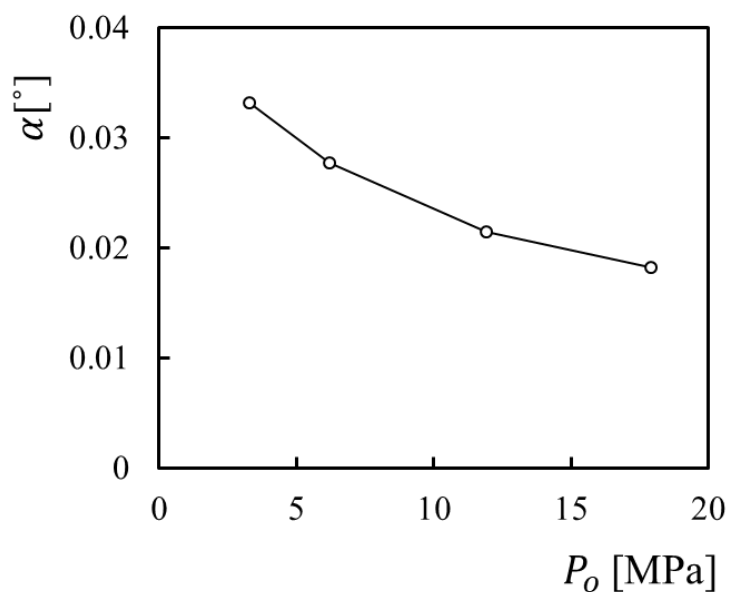


Fig. 42 Tilt angle α under different discharge oil pressure P_o ($\theta_{sp}=340^\circ$)

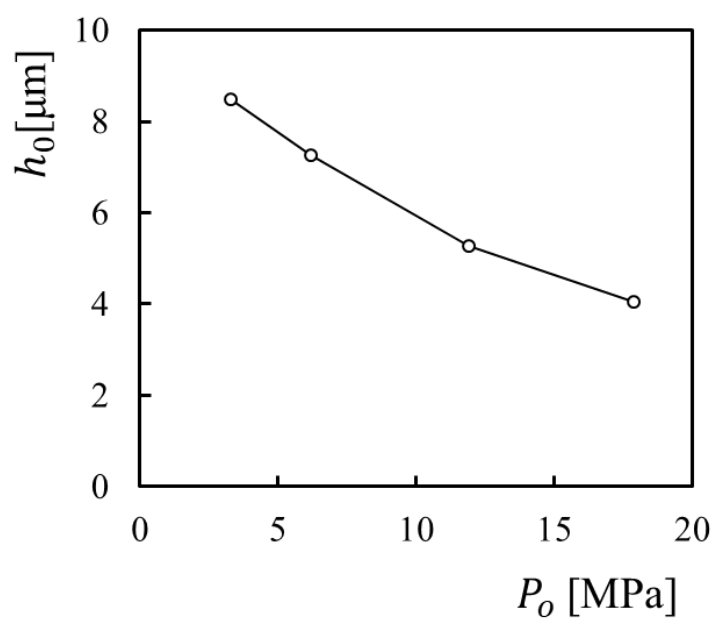


Fig. 43 h_0 under different discharge oil pressure P_o ($\theta_{sp}=340^\circ$)

1回転中の最大傾斜方位角 φ 、傾斜角 α 、中心隙間 h_0 の変化を Figs. 44~46 にまとめた。最大傾斜方位角 φ は $0\sim180^\circ$ の間に収まっており、斜板の進入方向で隙間が大きくなることがわかる。また、吸込行程 ($\theta_{sp}=0\sim180^\circ$) に切り替わると最大傾斜方位角 φ は徐々に 180° に向かって変位している。これは前述したとおりリテーナは平板を斜板の回転中心軸上にあるばねで押す構造のため、リテーナのたわみが影響し、斜板の中心方向のみが押し付けられているためと考えられる。一方で油圧によってスリッパを押し付ける力が支配的となる吐出行程 ($\theta_{sp}=180\sim360^\circ$) に切り替わると徐々に斜板の進入方向を向くことがわかった。これはスリッパにかかる押付け力の強い吐出行程ではスリッパと斜板の接触部に発生する摩擦が大きくなるため、接触部が斜板の退出方向を向く力が作用するためと推定される。また、摩擦が吐出圧が大きいほど強くなるため、吐出行程に切替わってからの最大傾斜方位角 φ の変化量が大きくなっていると考えられる。

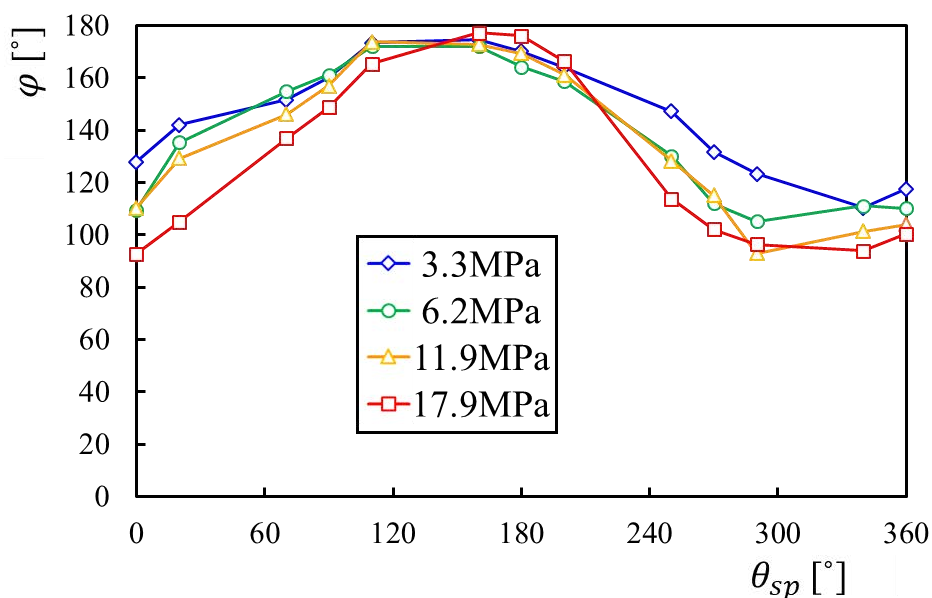


Fig. 44 Maximum tilt Azimuth φ under different oil pressure P_o
($n=900\text{rpm}$)

傾斜角 α と中心隙間 h_0 はともに油圧によるスリッパへの押し付け力が強くなる吐出行程に切り替わると急激に小さくなっていることがわかる．前述したとおり，吐出行程後期での傾きは吐出圧が小さいほど大きくなるが， $\theta_{sp}=290^\circ$ までは吐出圧による傾きの差は少なく，いずれの条件でもスリッパは斜板にしっかりと追従できていると考えられる．

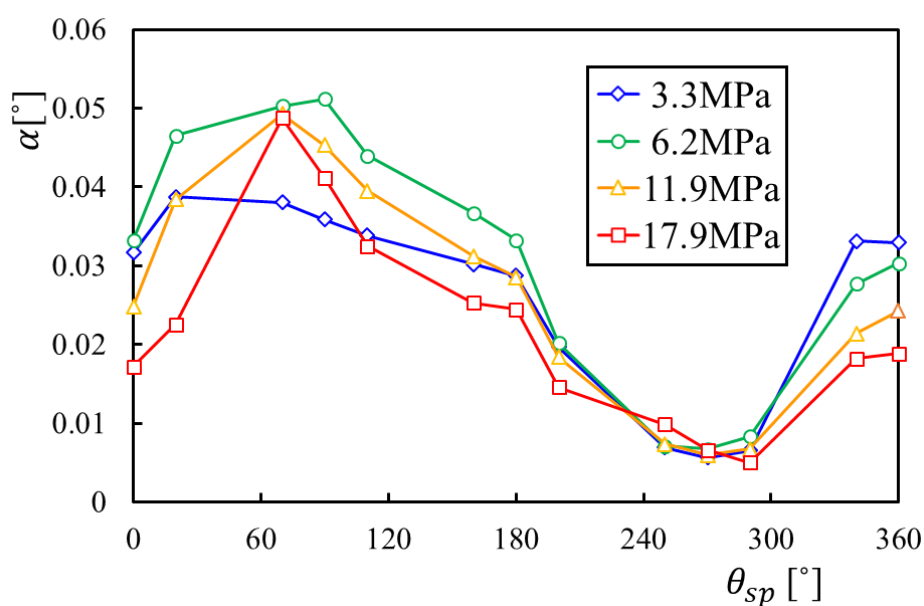


Fig. 45 α under different oil pressure P_o ($n=900\text{rpm}$)

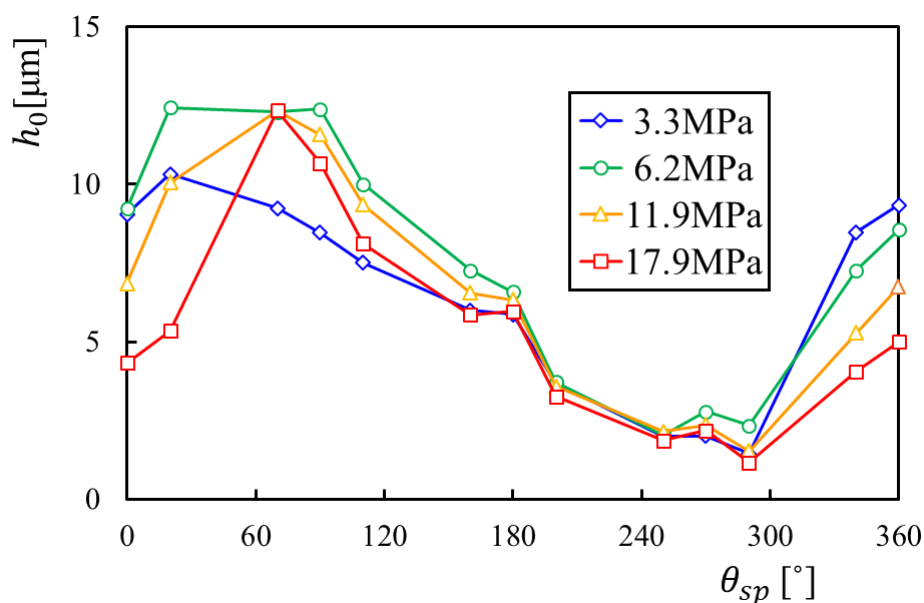


Fig. 46 h_0 under different oil pressure P_o ($n=900\text{rpm}$)

次に斜板の回転速度の影響を確認した。Figure 47 に斜板の回転数 n を変化させた場合の吐出行程でのスリッパ/斜板間の油膜厚さ分布を示す。回転数を変化させた場合においても吐出行程後期での傾きの増加が確認できる。

回転数ごとの最大傾斜方位角 φ を Fig. 48 に、傾斜角 α を Fig. 49 に、中心隙間 h_0 を Fig. 50 にそれぞれ示す。回転数を変化させた場合においても最大傾斜方位角 φ は $0\sim 180^\circ$ の間に収まっており、斜板の進入方向で隙間が大きくなることがわかる。また、速度に応じて最大傾斜方位角 φ は外側を向く傾向が見られた。これは第 2 章で実施した斜板角 0° の試験と同じ傾向であり、同様に摺動速度が速いほど斜板の外側で発生する動圧が高くなることが影響していると考えられる。また、300rpm において極端に内側を向くタイミングがあるが、スリッパの傾きがほとんど発生していない条件で最大傾斜方位角を算出しているため誤差が大きくなっている可能性は否定できない。

回転数を変化させた場合においても、中心隙間 h_0 と傾斜角 α はともに油圧によるスリッパへの押し付け力が強くなる吐出行程に切り替わると急激小さくなっていることがわかる。また、吐出行程後期における傾きの増加もいずれの条件でも発生していた。回転数による違いを見ていくと、中心隙間 h_0 は吐出行程中期 ($\theta_{sp}=250\sim 290^\circ$) では回転数が速いほど大きくなるが、吐出行程後期 ($\theta_{sp}=340\sim 360^\circ$) では回転数が速いほど小さくなるという逆転現象が起こっていることがわかった。これはスリッパの斜板への追従性が良好な間は隙間に対してスリッパ/斜板間の動圧が支配的であるために速度に応じて油膜が厚くなっていると推定される。一方で回転速度が遅くなるほど球座の摺動速度も遅くなるため、球座の潤滑状態が悪化しての追従性の低下が起こりやすくなるために吐出後期での傾きの増加が発生しやすくなっている可能性がある。

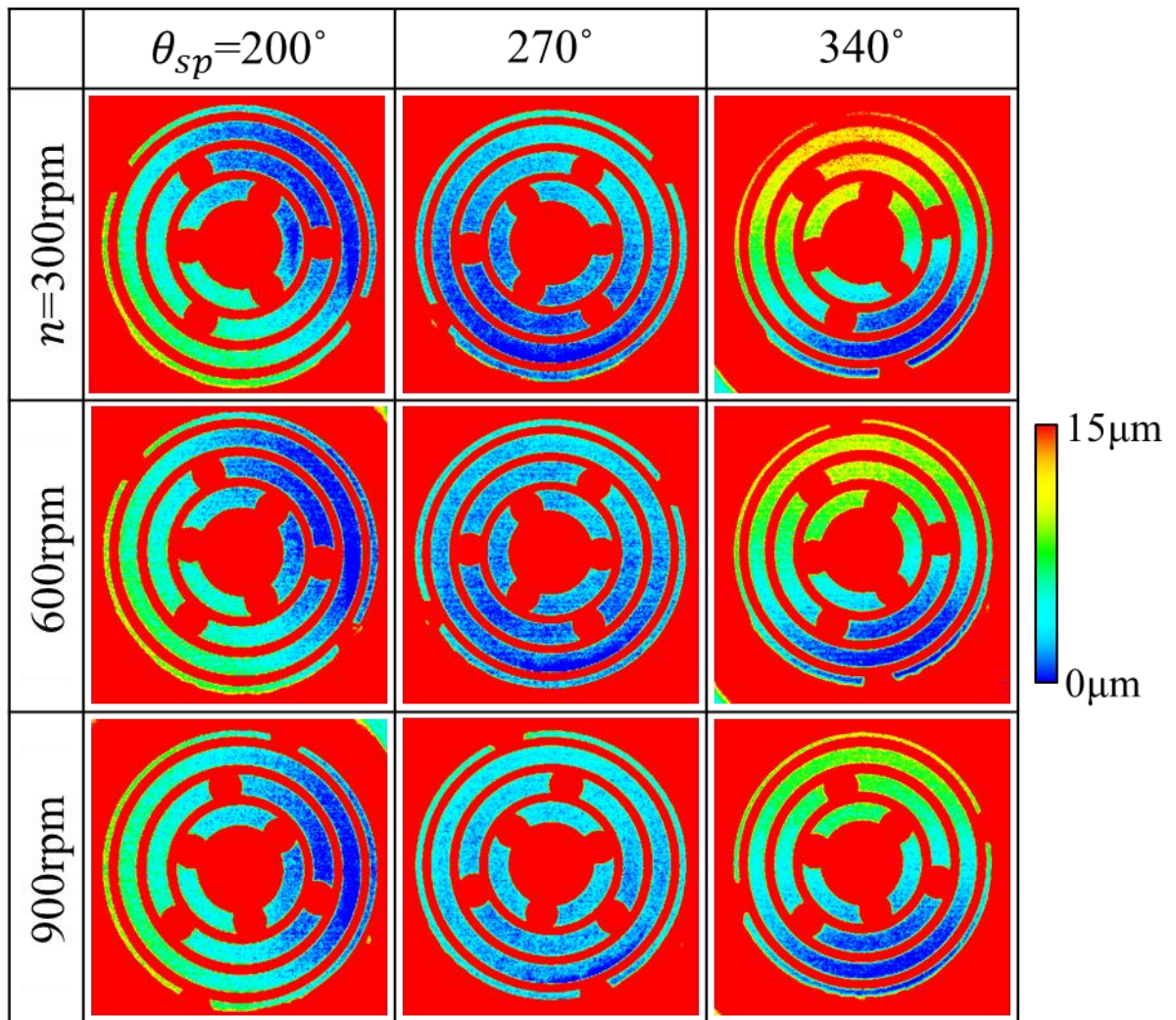


Fig. 47 Oil film thickness distribution under different rotational speed n
 $(P_o=18\text{MPa})$

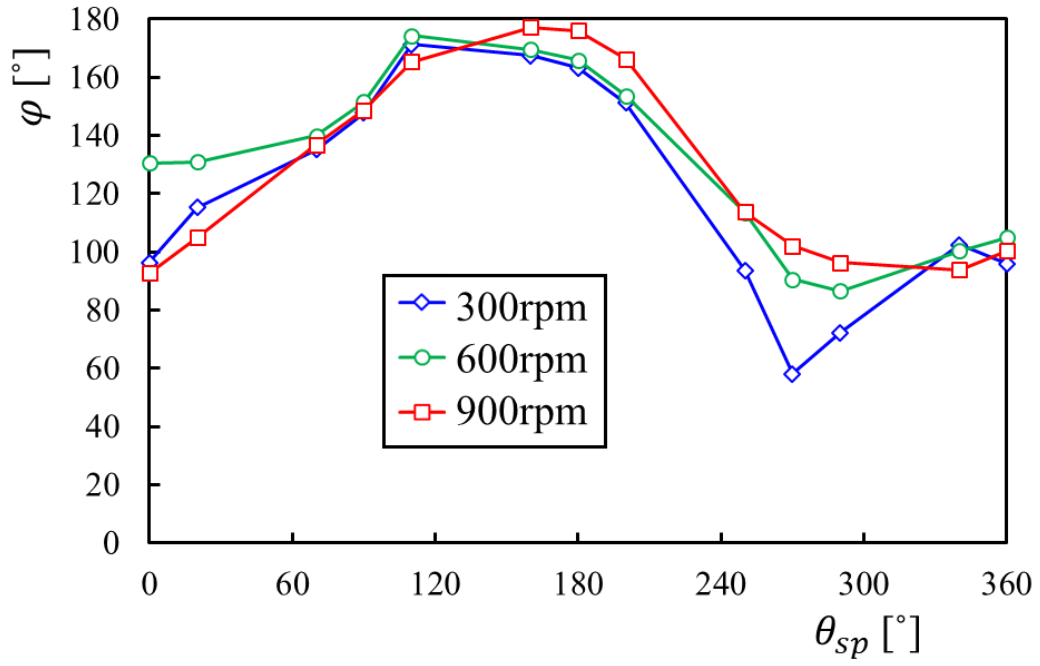


Fig. 48 ϕ under different rotational speed n ($P_o=18\text{MPa}$)

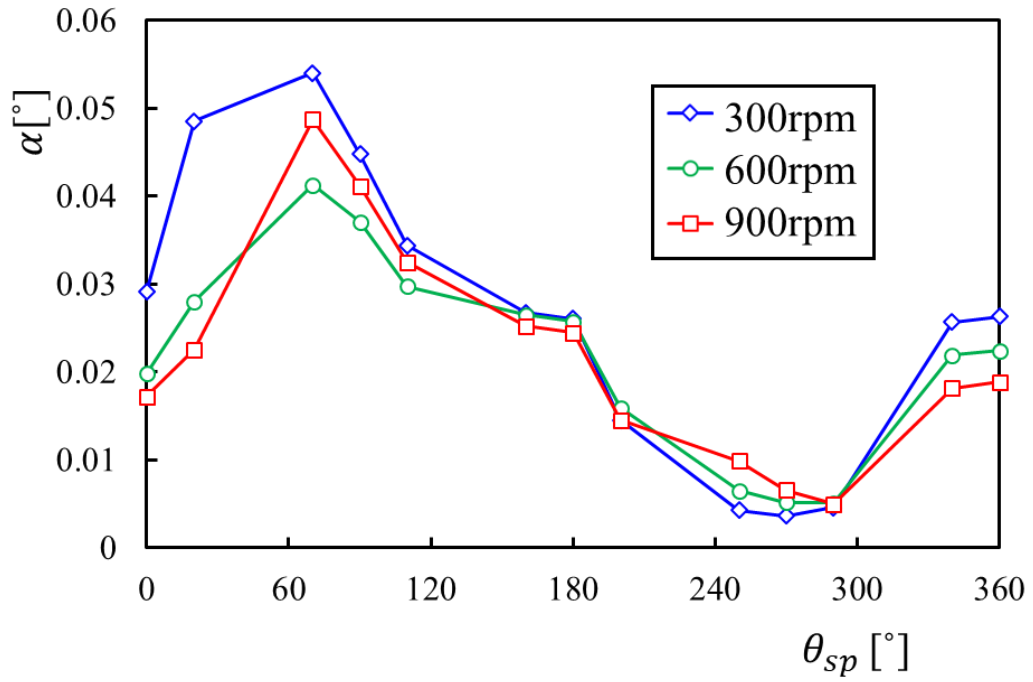


Fig. 49 α under different rotational speed n ($P_o=18\text{MPa}$)

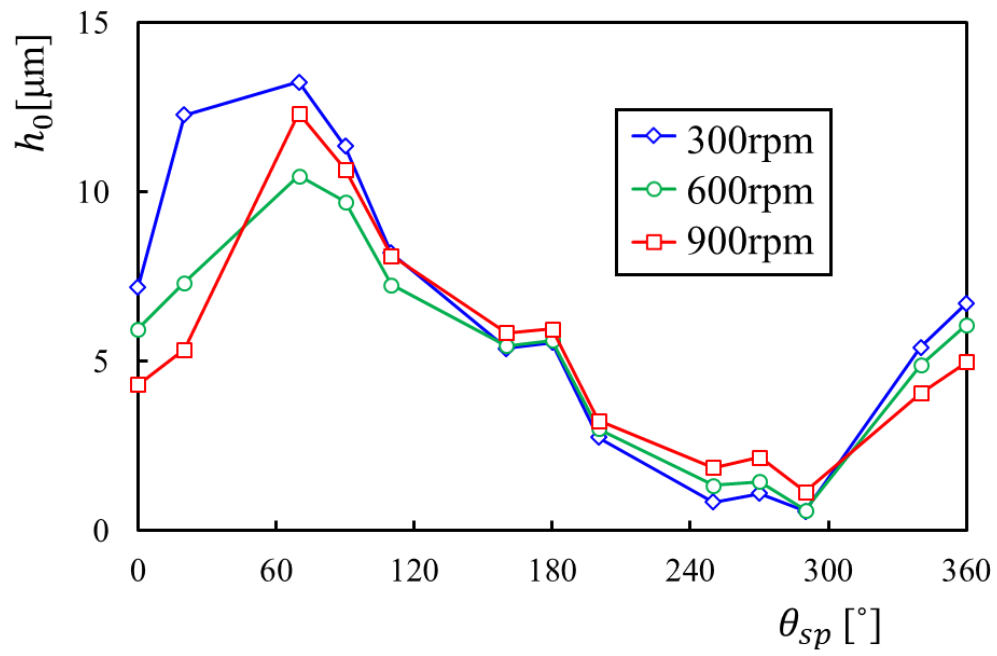


Fig. 50 h_0 under different rotational speed n ($P_o=18\text{MPa}$)

3.3.3. スリッパ油膜厚さ分布の変化計測まとめ

実機同様の運転状態において斜板式アキシアルピストンポンプの斜板に対するスリッパの挙動を明らかにするために、蛍光法によりスリッパ/斜板間の油膜厚さ分布を計測した。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 蛍光法により動的な状態でのスリッパ/斜板間の油膜厚さ分布の変化から斜板に対するスリッパ挙動を計測することができた。
- (2) シリンダ内の油圧が高くなる吐出行程では吸込行程と比較して油膜が薄くなることを確認した。
- (3) 吐出行程の後期にスリッパの斜板に対する傾きが増加することがわかった。スリッパの傾きの増加は漏れによる容積効率の低下と片当たりによる摩耗やトルクロスの増加につながりうる。傾き発生要因はとして吐出行程において球座部には大きな負荷がかかるために球座部の運動が制限され、スリッパの斜板に対する追従性が悪化することが考えれる。

3.4. スリッパ/斜板間潤滑解析

前節でピストン1ストローク中のスリッパ挙動をスリッパ/斜板間の油膜厚さ分布の変化から計測した。その結果、吐出行程後期にスリッパの傾きが増加する現象を明らかにした。吐出行程ではシリンダ内の油圧が高圧となるため、ピストン推力によってスリッパを斜板に押し付ける力が非常に大きくなる。そのため、吐出行程でスリッパが傾いた場合には片当たりによる外周部の摩耗や、摩擦によるロス要因となりうる。また、スリッパの静圧軸受部も同様に高圧となるため、傾きの発生は油の漏れ要因となり容積効率のロスにもつながる。

傾きの発生要因は吐出行程ではピストン推力と、スリッパの反力により球座部には大きな負荷がかかるため、球座部の摩擦力が増加して運動が制限され、スリッパが斜板に対する追従遅れが生じていることが要因として考えられる。

そこで、スリッパの傾き発生要因を考察するために、スリッパ/斜板間の潤滑解析の連成解析と試験機の機構解析モデルとの連成解析を実施し、球座部の摩擦力がスリッパ挙動に与える影響を確認した。

3.4.1. 解析に関する主要記号

D_x : スリッパの球中心にあるマーカからスリッパ摺動面中心のマーカの
x 軸方向の距離

D_y : スリッパの球中心にあるマーカからスリッパ摺動面中心のマーカの
y 軸方向の距離

F_p : ピストン推力

F_x : スリッパにかかる x 軸方向の摩擦力

F_y : スリッパにかかる y 軸方向の摩擦力

F_z : スリッパにかかる z 軸方向の反力

h : 隙間分布

h_{old} : 1 タイムステップ前の隙間分布

h_0 : スリッパの中心隙間

h_{old} : 1 タイムステップ前のスリッパの中心隙間

L_{s1} : スリッパ球中心から摺動面の中心までの長さ

M_x : スリッパにかかる x 軸方向のモーメント

M_y : スリッパにかかる y 軸方向のモーメント

M_z : スリッパにかかる z 軸方向の回転トルク

n : 回転数

P : 圧力分布

P_c : シリンダ内圧力

P_o : 吐出側配管内圧力

P_i : 吸込側配管内圧力

$P_{contact}$: スリッパ/斜板間の接触圧力

P_f : 流体の圧力

R_s : 斜板中心からスリッパの中心までの距離

r : スリッパ中心からの距離

r_0 : 代表半径

r_p : プレート中心からの距離

r_p : プレート中心からスリッパ中心まで距離

r_c : シリンダ半径

u_r : スリッパからみた斜板の相対滑り速度の半径方向成分

u_θ : スリッパからみた斜板の相対滑り速度の周方向成分

u_0 : 代表速度

V_x : スリッパの球中心にあるマーカからスリッパ摺動面中心のマーカの
x 軸方向の速度

V_y : スリッパの球中心にあるマーカからスリッパ摺動面中心のマーカの
y 軸方向の速度

V_z : スリッパ摺動面中心の z 軸方向の速度

α : スリッパ傾き角

α_{old} : スリッパ傾き角

η : 大気圧での作動油の粘度

η_0 : 代表粘度

μ_b : 球面ジョイントの摩擦係数

φ : 潤滑解析用の座標での最大傾斜方位角

φ_{old} : 潤滑解析用の座標での最大傾斜方位角

φ_{expt} : 実験結果と同じ座標での最大傾斜方位角

ω_{sp} : 斜板回転角速度

ω_s : スリッパ回転角速度

3.4.2. 解析手法

解析手法は鈴木らの手法を参考に^{87,93)}，汎用機構解析ソフト RecurDyn[®]で作成した試験機の機構解析モデルにユーザーサブルーチンを利用してスリッパ/斜板間の潤滑解析プログラムを連成した．この手法では装置全体の複雑な運動方程式を解くことなく機構-潤滑連成解析が可能となる．

解析の流れを Fig. 51 に示す．RecurDyn[®]から斜板に対するスリッパの位置，速度，シリンダ内の圧力を出力し，潤滑解析の結果は積分して，6 方向フォースとして返した．

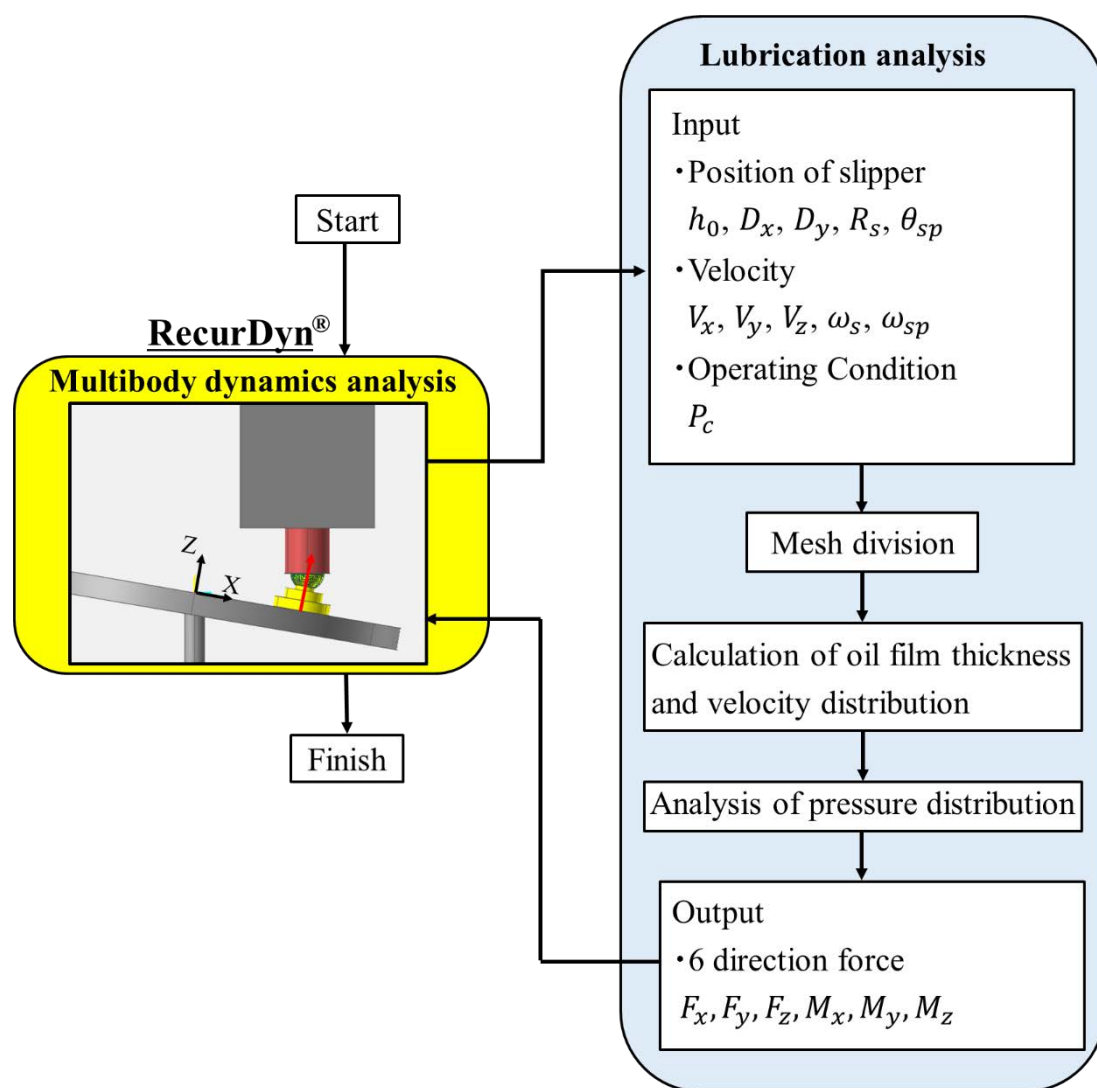


Fig. 51 Flow of analysis

3.4.2.1. 機構解析モデル

RecureDyn®で定義した拘束と接触を Fig. 52 に示す. 斜板には回転ジョイントにより, 回転速度を定義した. 斜板/スリッパ間は潤滑解析を連成するため, モデル上は接触や拘束を定義せず, 潤滑解析の結果を連成させた 6 方向フォースで定義した. スリッパとピストンの間は球面ジョイントで定義し, ピストンとシリンダ間はピストンが傾いて摺動することができるように円筒-円筒接触で定義した.

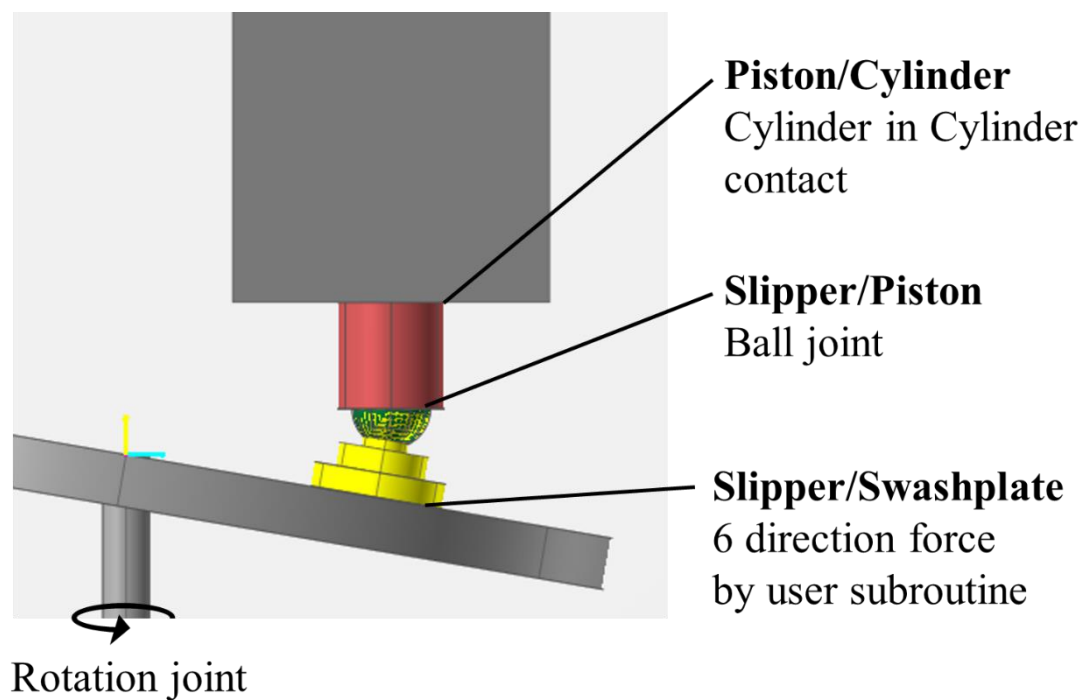


Fig. 52 RecurDyn® model

シリンダ内の油圧の変化は Fig. 53 に示すように、圧力の切り替わり始めと切り替わり終わりのタイミングを実測と合わせ、切り替わり中はステップ関数で変化させた。吐出行程中と吸込行程中の圧力は試験機での実測値の平均値を用いた。シリンダ内の油圧によるピストン推力は油圧にピストン断面積を掛けた以下の式で定義され、ピストン端部中心とボア底中心の 2 点間フォースとして与えた。

$$F_p = r_c^2 \times \pi \times P_c \quad (3.1)$$

またリテーナによる押し付け力は試験機のばね力をピストン本数の 2 で割った値を斜板垂直方向にマイナスの値として 3 方向フォースで定義した。

ピストン/シリンダ間は相対摺動速度が速く、混合潤滑から流体潤滑の領域内であると仮定し、摩擦係数を 0.02 とした。また、スリッパとピストンの球面ジョイントの摩擦係数をパラメータとして振ってスリッパ挙動への影響を調べた。

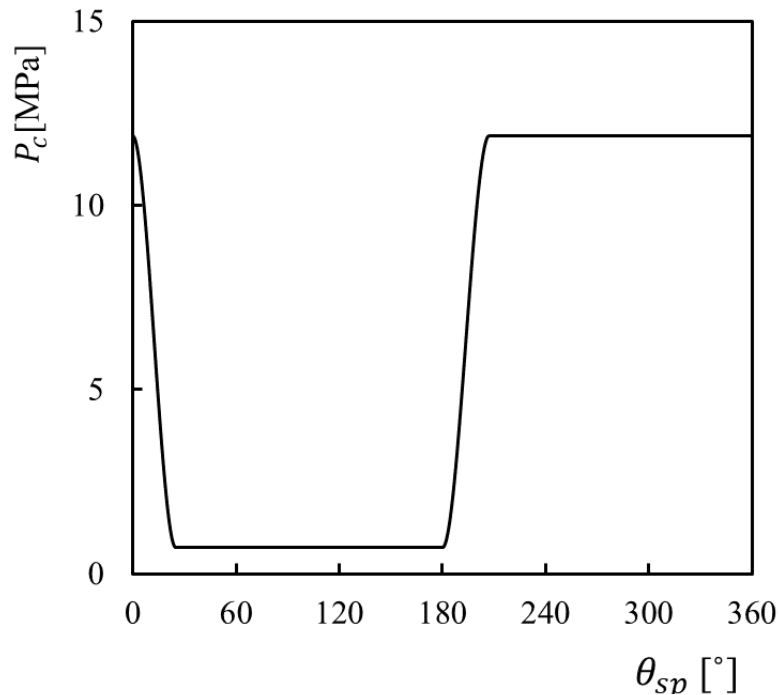


Fig. 53 Pressure in cylinder

3.4.2.2. 潤滑解析

本解析では以下の仮定をおいた。

- 1) 作動油は非圧縮性とする。
- 2) 弾性変形と温度変化を無視する。
- 3) 潤滑流体は粘度一定とする。
- 4) シールランド部の内周部まで、シリンダ内と同じ圧力の作動油が供給されているものとする。
- 5) 油膜厚さと固体接触力の関係は Greenwood と Tripp⁹⁴⁾に従う。

解析範囲と境界条件を Fig. 54 に示す。解析対象としたスリッパはシールランド部の他に外側に 1 つ、内側に 2 つのランド部を持つ。シールランド部以外のランド部には油を連通させるための穴を持つが、解析上は円として扱った。ただし、シールランド部の内側まではシリンダ内の高圧な作動油が供給されているものとし、シールランド部外側は大気圧と仮定した。そのため、シールランド部の外周は $p = 0$ 、内周では $p = p_c$ を境界条件とした。また、内ランド部は内外周ともに $p = p_c$ 、外ランド部は内外周ともに $p = 0$ を境界条件とした。

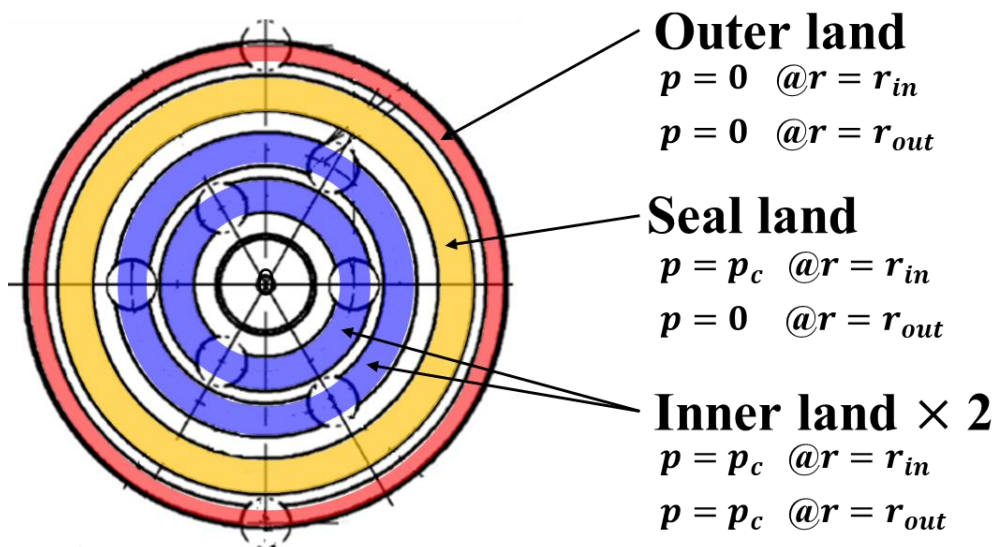


Fig. 54 Boundary condition of slipper

解析の座標系を Fig. 55 に示す．スリッパ中心を原点とし，斜板の回転中心からスリッパの中心を結ぶ直線方向を x 軸として，そこから反時計回りに θ を定義した．

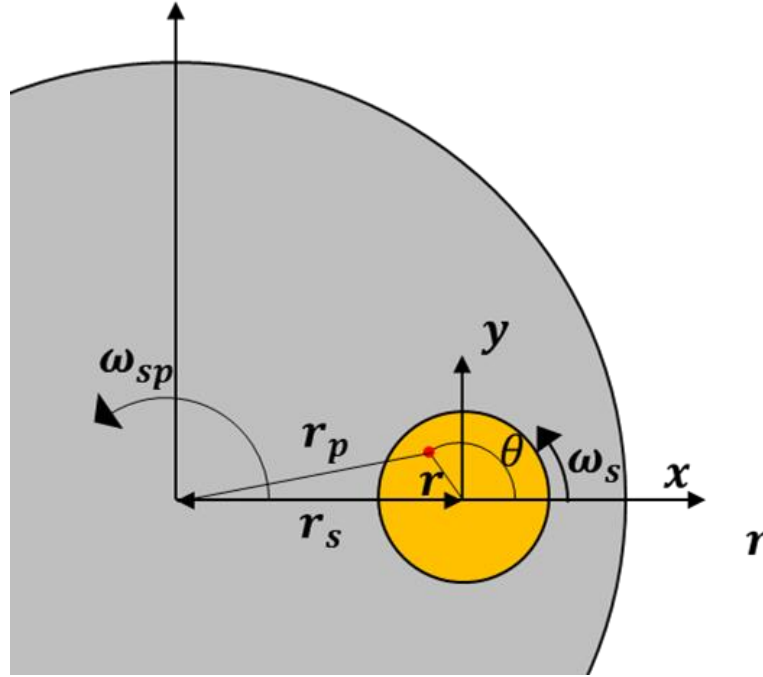


Fig. 55 Coordinate system of analysis

レイノルズ方程式は鈴木ら^{87,93)}の式を使用した．

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(h^3 r \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = \frac{6\eta}{r} \left(\frac{\partial}{\partial r} (h r u_r) + \frac{\partial}{\partial \theta} (h u_t) + 2r \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (3.1)$$

スリッパ/斜板間の隙間分布は下記の式で表される．

$$h = h_0 + ar \cos(\varphi - \theta) \quad (3.2)$$

α と φ は RecureDyn[®]から入力された D_x と D_y から下記の式でそれぞれ求めた.

$$\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{\sqrt{D_x^2 + D_y^2}}{L_{s1}} \right) \quad (3.3)$$

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{D_y}{D_x} \right) \quad (3.4)$$

さらにスクイーズ効果の計算に使用するために, RecureDyn[®]から入力された V_x , V_y , V_z を使用して 1 タイムステップ前の隙間分布を下記のように計算した.

$$\alpha_{old} = \sin^{-1} \left(\frac{\sqrt{(D_x - V_x \times dt)^2 + (D_y - V_y \times dt)^2}}{L_{s1}} \right) \quad (3.5)$$

$$\varphi_{old} = \tan^{-1} \left(\frac{D_y - V_y \times dt}{D_x - V_x \times dt} \right) \quad (3.6)$$

$$h_{0old} = h_0 - V_z \times dt \quad (3.7)$$

$$h_{old} = h_{0old} + \alpha_{old} r \cos(\varphi_{old} - \theta) \quad (3.8)$$

油膜厚さ h から，固体接触圧力 $P_{contact}$ が計算できる．仮定より，Greenwood と Tripp の理論に従う．

$$P_c = \begin{cases} 4.4086 \times 10^{-5} k_c E \left(4 - \frac{h}{\sigma}\right)^{6.804} & (h < 4\sigma) \\ 0 & (h \leq 4\sigma) \end{cases} \quad (3.9)$$

スリッパ/斜板間の半径方向と周方向での摺動速度は次の式で表される．

$$u_r = r_p \omega_{sp} * \sin \theta \quad (3.10)$$

$$u_t = \omega_{sp}(r + r_p \cos \theta) + r \omega_s \quad (3.11)$$

次に計算での桁落ちを防止するため，以下の式を用いての無次元化を行った．

$$H = \frac{h}{h_0} \quad (3.12)$$

$$R = \frac{r}{r_0} \quad (3.13)$$

$$\eta' = \frac{\eta}{\eta_0} \quad (3.14)$$

$$U_r = \frac{u_r}{u_0} \quad (3.15)$$

$$U_t = \frac{u_\theta}{u_0} \quad (3.16)$$

$$P = \frac{p h_0^2}{6 \eta_0 U_0 r_0} \quad (3.17)$$

$$T = \frac{U_0}{r_0} t \quad (3.18)$$

無次元化したレイノルズ方程式は以下の式で表される。

$$\frac{\partial}{\partial R} \left(\xi \frac{\partial P}{\partial R} \right) + \frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\xi \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) = \left(\frac{\partial}{\partial R} (HRU_r) + \frac{\partial}{\partial \theta} (HU_t) + 2R \frac{\partial H}{\partial T} \right) \quad (3.19)$$

$$\xi = \frac{H^3 R}{\eta'} \quad (3.20)$$

また、無次元化した油膜厚さの式は以下の式で表される。

$$H = 1 + \frac{\alpha r_0 R \cos(\varphi - \theta)}{h_0} \quad (3.21)$$

次に無次元化した式を差分化する。半径方向のメッシュ幅を h_R 、周方向のメッシュ幅を h_θ とすると無次元化したレイノルズ方程式は以下の式に変換できる。

$$\frac{\left(\xi \frac{\partial P}{\partial R} \right)_{i+\frac{1}{2},j} - \left(\xi \frac{\partial P}{\partial R} \right)_{i-\frac{1}{2},j}}{h_R} + \frac{1}{R^2} \frac{\left(\xi \frac{\partial P}{\partial \theta} \right)_{i,j+\frac{1}{2}} - \left(\xi \frac{\partial P}{\partial \theta} \right)_{i,j-\frac{1}{2}}}{h_\theta} - H_x = 0 \quad (3.22)$$

$$\left(\xi \frac{\partial P}{\partial R} \right)_{i+\frac{1}{2},j} = \xi_{i+\frac{1}{2},j} \frac{P_{i+1,j} - P_{i,j}}{h_R} \quad (3.23)$$

$$\left(\xi \frac{\partial P}{\partial R} \right)_{i-\frac{1}{2},j} = \xi_{i-\frac{1}{2},j} \frac{P_{i,j} - P_{i-1,j}}{h_R} \quad (3.24)$$

$$\left(\xi \frac{\partial P}{\partial \theta} \right)_{i,j+\frac{1}{2}} = \xi_{i,j+\frac{1}{2}} \frac{P_{i,j+1} - P_{i,j}}{h_\theta} \quad (3.25)$$

$$\left(\xi \frac{\partial P}{\partial \theta} \right)_{i,j-\frac{1}{2}} = \xi_{i,j-\frac{1}{2}} \frac{P_{i,j} - P_{i,j-1}}{h_\theta} \quad (3.26)$$

$$H_x = \left(\frac{(HRU_r)_{i+1,j} - (HRU_r)_{i-1,j}}{2h_R} + \frac{(HU_t)_{i,j+1} - (HU_t)_{i,j-1}}{2h_\theta} + 2R \frac{H_{i,j} - H_{old\ i,j}}{h_t} \right) \quad (3.27)$$

レイノルズ方程式の計算には一般的にニュートンラプソン法や SOR 法が用いられることが多いが, RecurDyn[®]との連成計算は 1 タイムステップでの計算回数が多く時間が掛かる．そこで, 本解析ではマルチレベル法⁹⁵⁾によって計算を実施した．

レイノルズ方程式を解くことで得られた圧力分布と隙間の分布から下記の式で積分して 6 方向フォースを得た．

$$Fhx = \int_{r_{in}}^{r_{out}} \int_0^{2\pi} (\tau_r(r, \theta) \cos \theta - \tau_\theta(r, \theta) \sin \theta) r d\theta dr \quad (3.28)$$

$$Fhy = \int_{r_{in}}^{r_{out}} \int_0^{2\pi} (\tau_r(r, \theta) \sin \theta + \tau_\theta(r, \theta) \cos \theta) r d\theta dr \quad (3.29)$$

$$Fhz = \int_{r_{in}}^{r_{out}} \int_0^{2\pi} (P(r, \theta) + P_c(r, \theta)) r d\theta dr \quad (3.30)$$

$$Mhx = \int_{r_{in}}^{r_{out}} \int_0^{2\pi} ((P(r, \theta) + P_c(r, \theta)) r \sin \theta) r d\theta dr \quad (3.31)$$

$$Mhy = \int_{r_{in}}^{r_{out}} \int_0^{2\pi} ((P(r, \theta) + P_c(r, \theta)) r (-\cos \theta)) r d\theta dr \quad (3.32)$$

$$Mhz = \int_{r_{in}}^{r_{out}} \int_0^{2\pi} (\tau_r(r, \theta) r) r d\theta dr \quad (3.33)$$

ここで

$$\tau_r = \eta \frac{u_r}{h} \quad (3.34)$$

$$\tau_\theta = \eta \frac{(u_t - 2r\omega_s)}{h} \quad (3.35)$$

3.4.3. 解析結果と考察

まず解析結果と前節で実施した油膜厚さ分布の結果との比較を行った． $P_0=11.9\text{MPa}$ ，回転数 $n=900\text{rpm}$ ， $\mu_b=0.06$ の斜板1回転中の最大傾斜方位角 φ ，中心隙間 h_0 ，傾斜角 α の変化を Figs.56~58 に示す．いずれも吸込行程における挙動では実測と解析に乖離が見られた．吸込行程での隙間量が大きく異なるが，これは吸込行程ではピストンをシリンダから引き抜く際に，ピストン/シリンダ間の油膜の粘性によってスリッパを持ち上げる力が発生するが，今回の解析ではピストンボア間の油膜の解析を実施していないためと推定できる．また，最大傾き方位角 φ についても，実測ではリテーナのたわみにより斜板外側方向を向くと推定したが，今回の解析ではリテーナの押し付け力をスリッパ中心に与えたため相違が生まれたと思われる．

一方で，シリンダ内の油圧による押し付け力が支配的となる吐出行程に入ってから解析と実測はいずれも比較的一致していた．特に今回解析による検証の対象としている吐出後期での傾きの増加が確認できた．したがって，傾きの要因の検討には使用可能なモデルであると判断した．次に，球座の摩擦が吐出後期での傾きの増加に及ぼす影響を確認するために，球座を再現したボールジョイントの摩擦係数を $\mu_b=0.02\sim0.08$ の間で振って解析を実施した．吐出行程における中心隙間 h_0 ，傾斜角 α の結果を Fig. 59~60 に示す．球座の摩擦係数が低くなるにつれて，傾きと隙間の増加が抑えられていることを確認した．この結果から吐出後期での傾きの増加にはスリッパ球座部の摩擦が大きく影響していると考えられる．

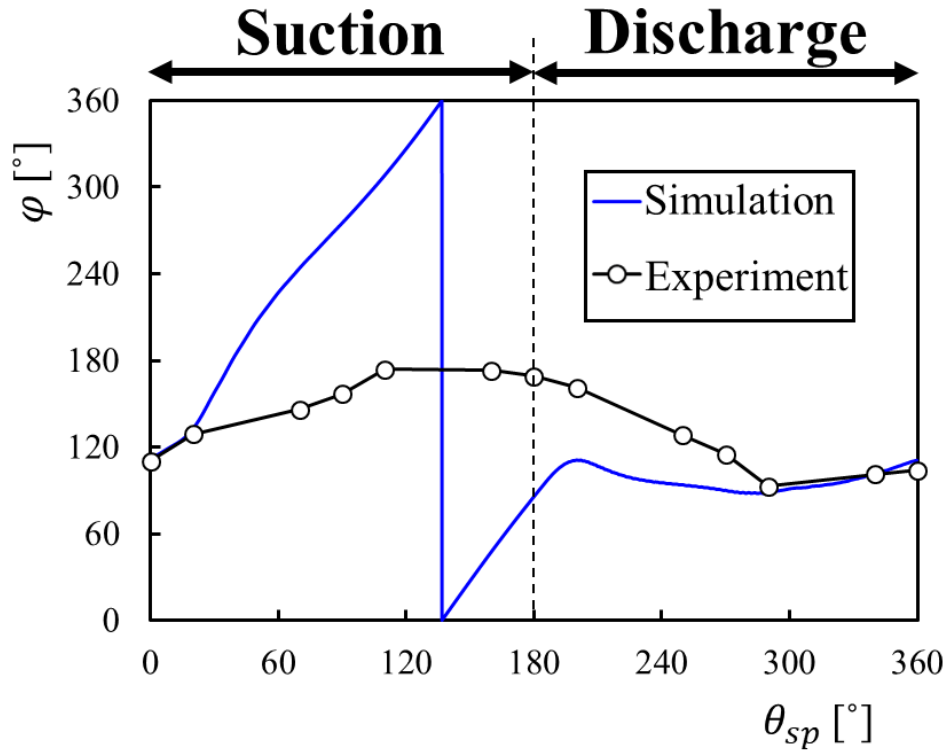


Fig. 56 Maximum tilt Azimuth ϕ (n=900rpm, $p_0=11.8\text{MPa}$)

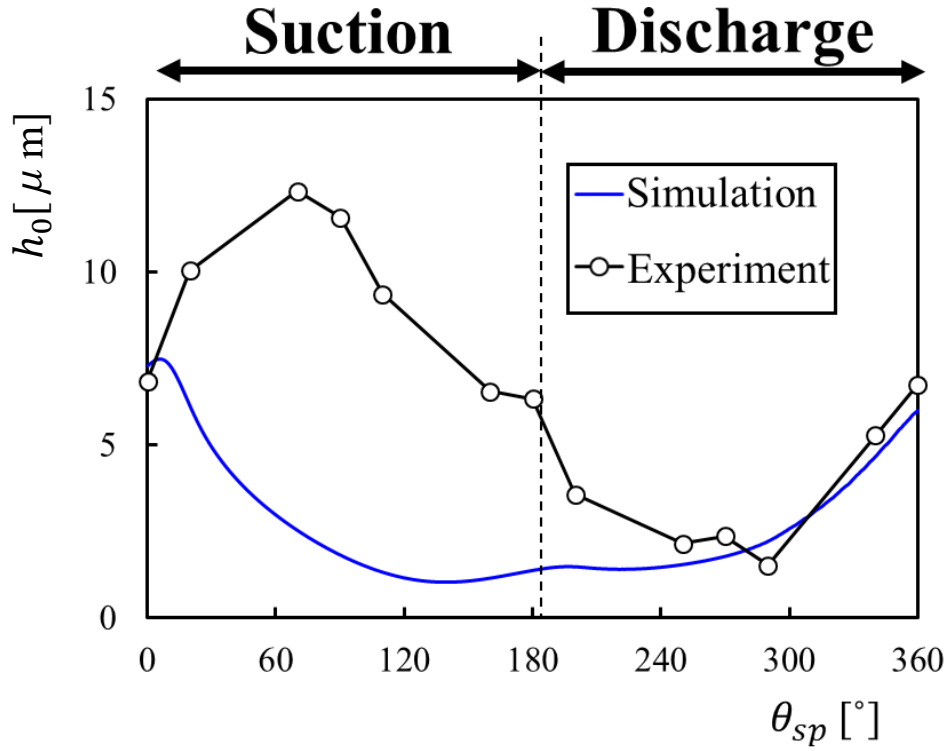


Fig. 57 Center gap h_0 (n=900rpm, $p_0=11.8\text{MPa}$)

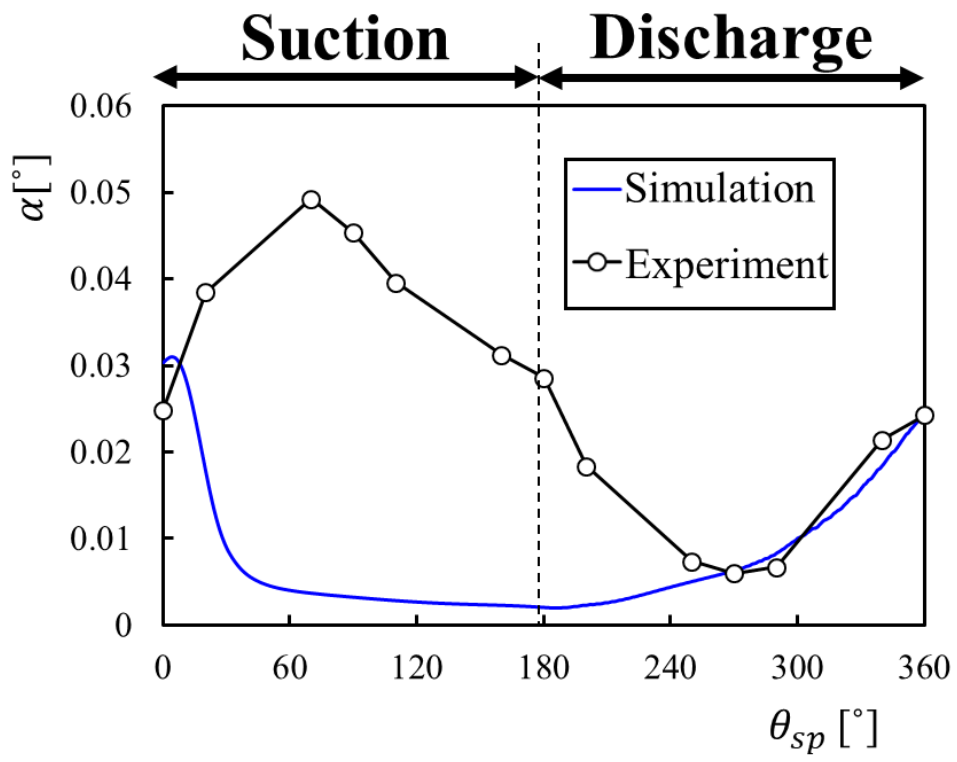


Fig. 58 Tilt angle α ($n=900\text{rpm}$, $p_0=11.8\text{MPa}$)

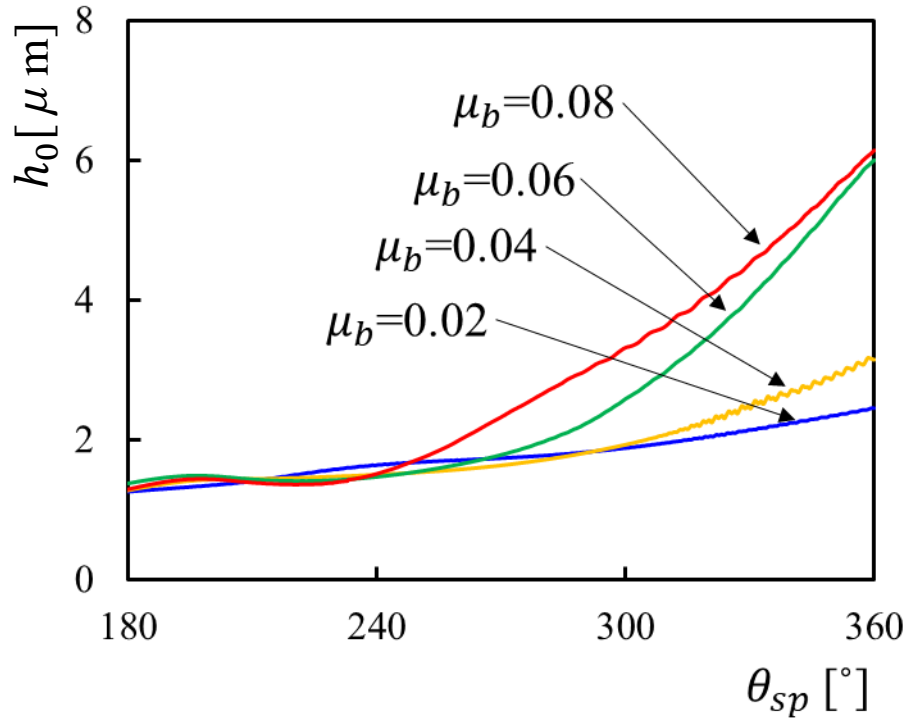


Fig. 59 Center gap h_0 under different μ_b (n=900rpm, $p_0=11.8\text{MPa}$)

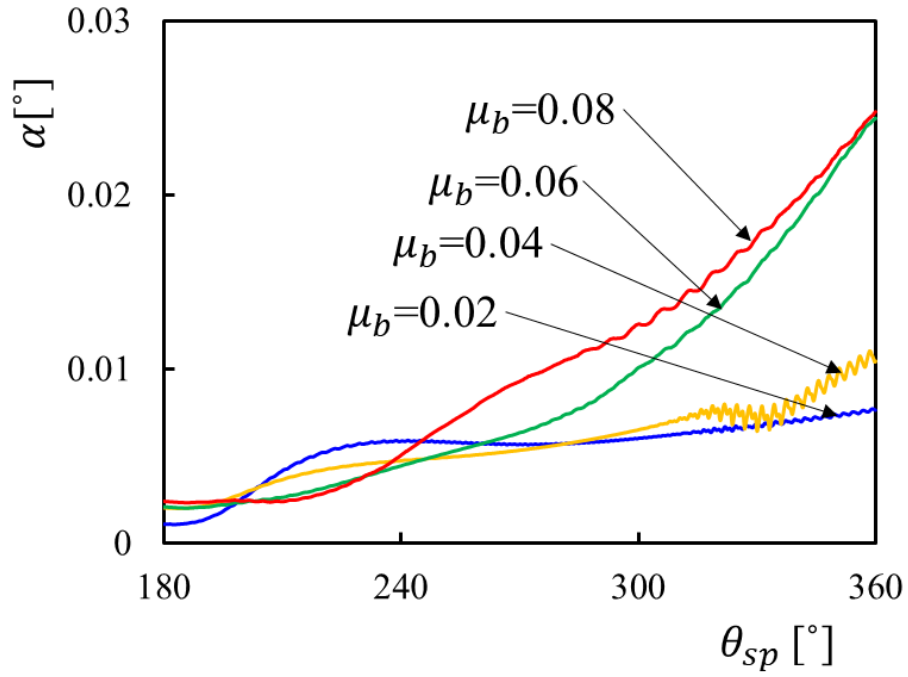


Fig. 60 Tilt angle α under different μ_b (n=900rpm, $p_0=11.8\text{MPa}$)

3.5. スリッパとピストンの回転同時計測

従来実施されていた回転計測は溝通過時のパルスを読み取る等、いずれも計測できるタイミングが限定されていたが、今回開発したスリッパ挙動可視化試験機を用いてピストンとスリッパの回転を同時に高速度カメラによって撮影することで、斜板 1 回転中の回転速度の変化やピストンとスリッパの相対的な動きについても明らかにした。

3.5.1. 実験方法

実験装置の光学系は油膜厚さ計測と同じもの (Fig.12) を使用した。ピストンの回転を計測するために Fig. 61 に示すピストン回転計測用プレートをピストンに装着し (Fig. 62), 斜板の裏側からスリッパとリテーナプレート越しにピストンの回転挙動を撮影可能とした。回転計測用プレートには 45° おきに幅 1.3mm の切り欠きを設け、プレート全面に蓄光顔料 ($\text{SrAl}_2\text{O}_4\text{:Eu,Dy}$) を塗り、撮影中は UV-LED を照射し続けることでプレートを観察可能とした。さらにプレートを観察し易くするために、回転計測時は前述の作動油の吹き付けは行わなかった。実際に斜板の裏側から撮影した画像を Fig. 63 に示す。ピストンの回転挙動はピストン回転計測用プレートの切り欠きの回転角度から計測した。スリッパの回転挙動はスリッパ/斜板間の蛍光強度分布の画像を 2 値化した後、Fig. 64 に示すスリッパのシールの内側に 3 等配で存在するランド部の画像上での各重心位置から算出し、線分 $\overline{G_1G_2}$, $\overline{G_2G_3}$, $\overline{G_3G_1}$ のそれぞれの直線の角度 $\varphi_{\overline{G_1G_2}}$, $\varphi_{\overline{G_2G_3}}$, $\varphi_{\overline{G_3G_1}}$ の変化から斜板の回転角 $\theta_{sp}=0^\circ$ の時を 0 としてスリッパの回転角 θ_p を求めた。シリンダ軸の正面から撮影をしているため、スリッパは斜板角度 9.75° 分傾いた状態で撮影されている。そのため斜板の傾き分による角度の変化を補正する必要がある。補正した後の角度を φ' とし、下式を用いて算出した。斜板角による傾き分の補正前のスリッパ回転角の計測結果を Fig. 65a に、補正後の結果を Fig. 65b に示す。補正後はいずれの線分から求めた回転角 θ_p も概ね一致していることを確認した。結果にはこの 3 線の平均を使用した。

$$\varphi' = \tan^{-1} \left(\frac{\sin(\varphi - \theta_{sp}) \times \cos(9.75^\circ)}{\cos(\varphi - \theta_{sp})} \right) + \theta_{sp} \quad (3.36)$$

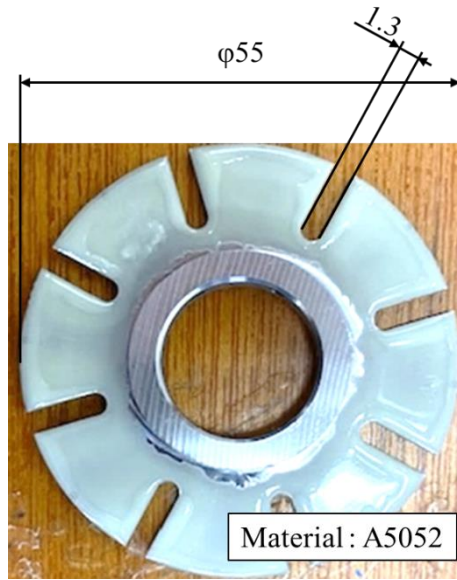


Fig. 61 Piton rotation plate

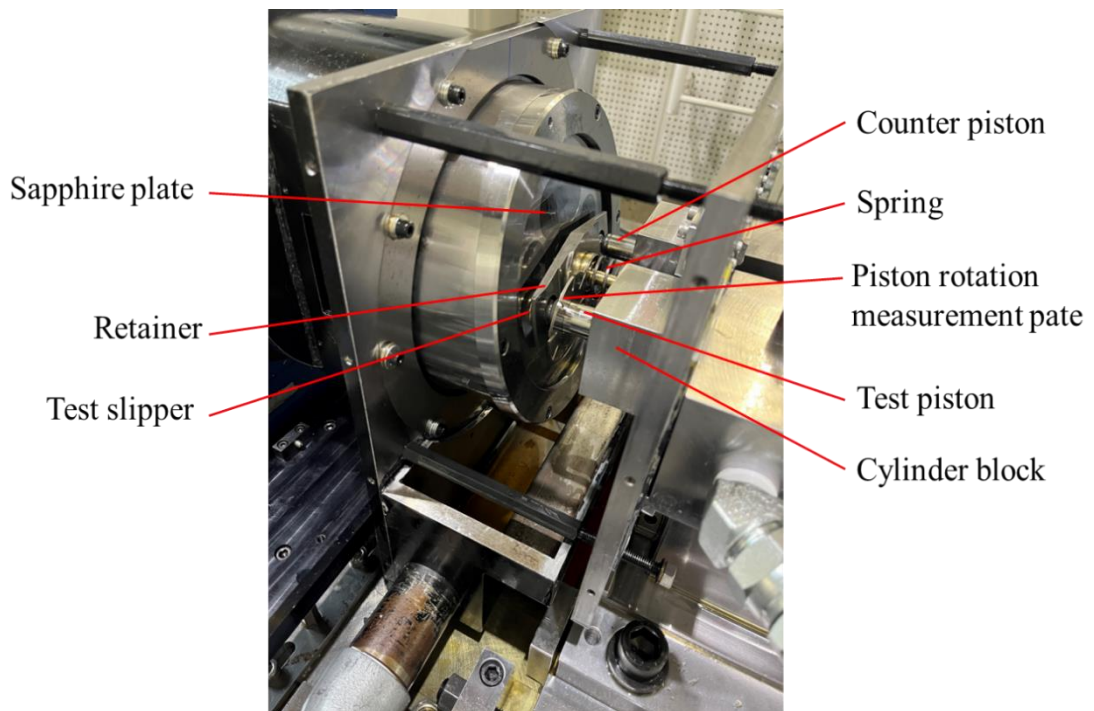


Fig. 62 Photograph of inner parts

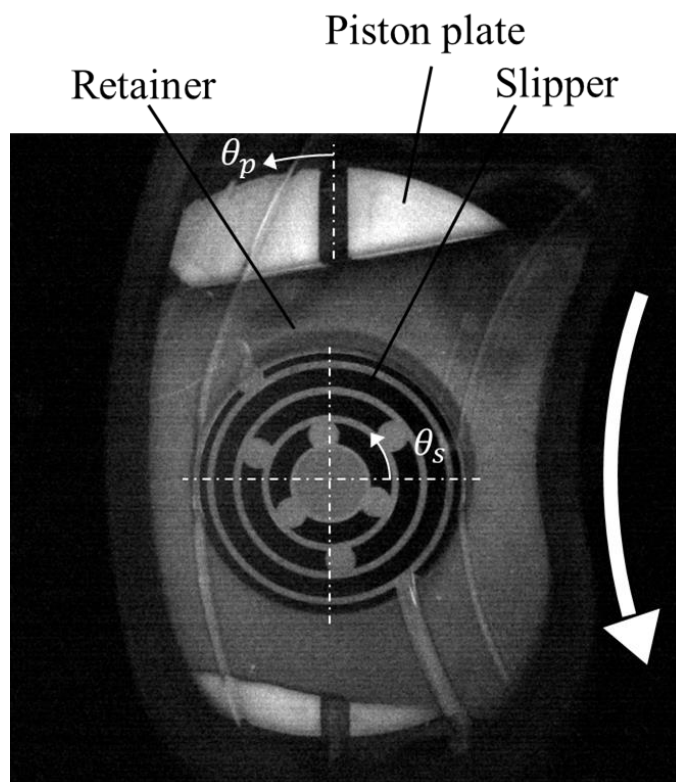


Fig. 63 Measurement image

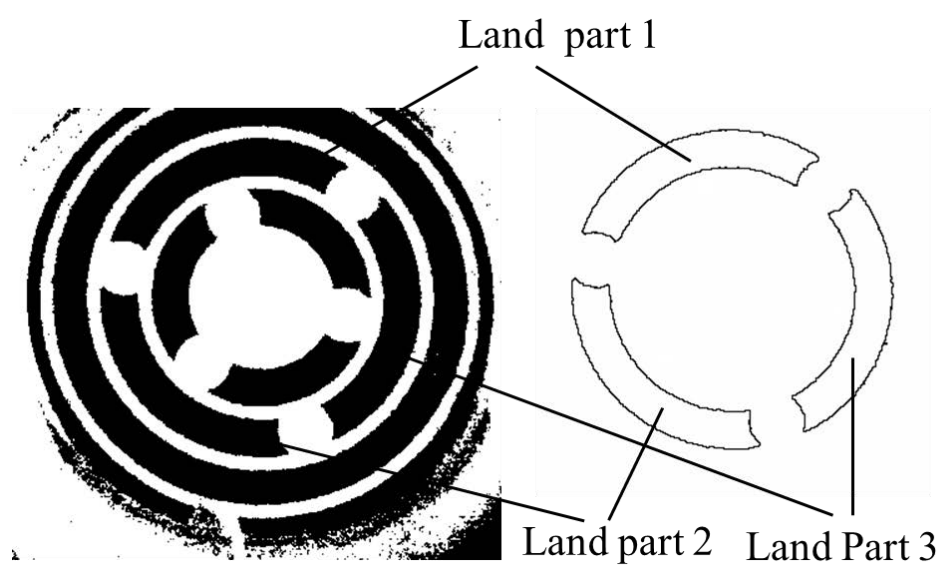
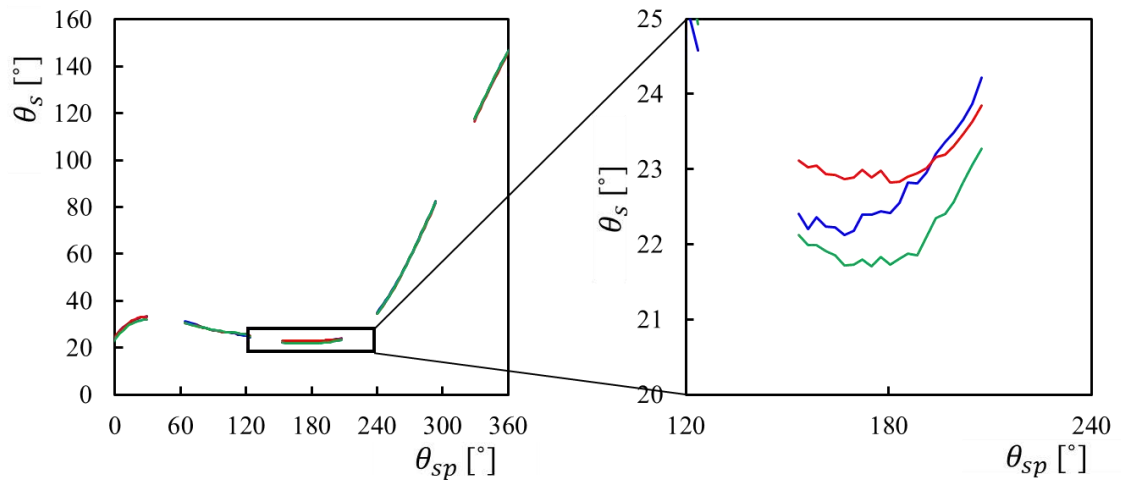
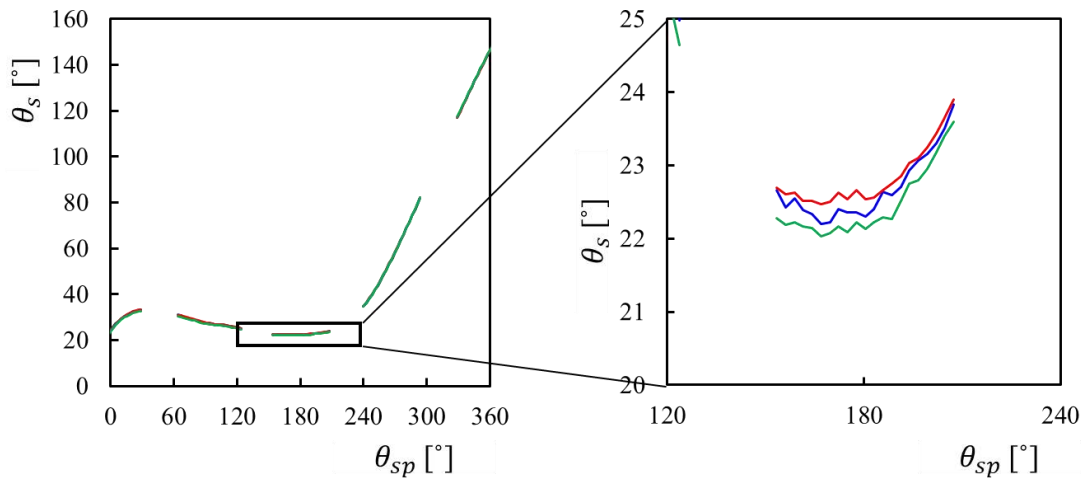


Fig. 64 Land parts



(a) Before correction



(b) After correction

Fig. 65 Rotation of slippers

ピストン回転計測用プレートは Fig. 63 に示すようにスリッパの上下で撮影でき、ホルダの窓枠部分が通過する際にもどちらか一方は観察可能なため、斜板 1 回転中のピストンの回転を連続で計測できた。一方でスリッパは窓枠によってランド部が隠れてしまうため、斜板 1 回転中に計測ができない位相が 4 ヶ所存在する。

3.5.2. 実験結果と考察

吐出行程での球座部の動きを確認するために、ピストンとスリッパそれぞれの回転を計測した。斜板 1 回転中のピストンとスリッパそれぞれの角度の変化の例 ($P_0=17.8\text{MPa}$, $n=900\text{rpm}$) を Fig. 66 に示す。シリンダ内の圧力が低圧となる吸込行程において回転は少なく、シリンダ内の圧力が高くなる吐出行程においてピストンとスリッパともに回転していることが観察できる。斜板 1 回転当たりのピストンの回転量とスリッパの回転量を Fig. 67 に示す。各 P_0 において 5 周ずつ計測して平均値および最大値と最小値を記載した。スリッパとピストンいずれも回転量は斜板と比べて少なく、 $P_0=3.3\text{MPa}$ の場合に最小となった。これは圧力が低い場合には球座部にかかる負荷が比較的少なく、球座が動きやすいためと考えられる。また、スリッパと比較すると、ピストンの方が回転量は多いことがわかった。次に、Figs. 68~71 に各 P_0 での斜板の回転位相に対するスリッパとピストンの回転位相角およびシリンダ内の圧力変化を示す。各回転位相角は斜板回転位相 0° (ピストン上死点) での位置を 0 とし、そこからの変化量を斜板の回転方向を正として示した。 P_0 に関わらず、吸込行程 ($\theta_{sp}=0\sim 180^\circ$) においてはスリッパとピストンの自転は少なかった。これは吸込行程ではシリンダ内の油圧が低く、球座部にかかる荷重が小さいため、球座の動きでスリッパが斜板に追従できているためと考えられる。また、特徴的な現象として、吸込行程においてスリッパがわずかに斜板と逆方向に回転していることがわかった。これは前述したスリッパ/斜板間の油膜厚さの計測において、吸込行程では斜板中心側でより油膜が薄くなっていたが、その際に斜板の中心側でより大きく斜板

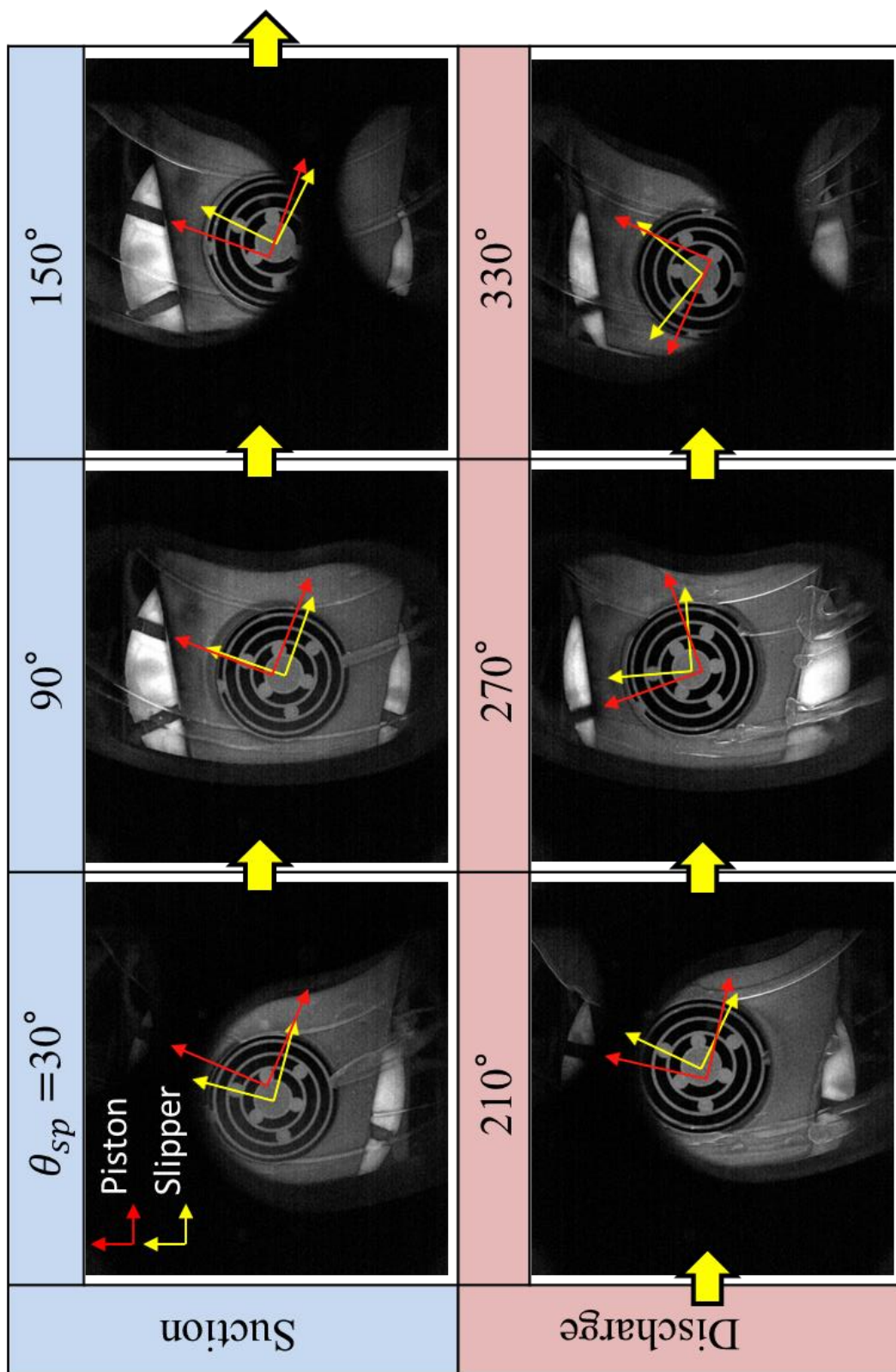


Fig. 66 Rotation image of piston and slipper

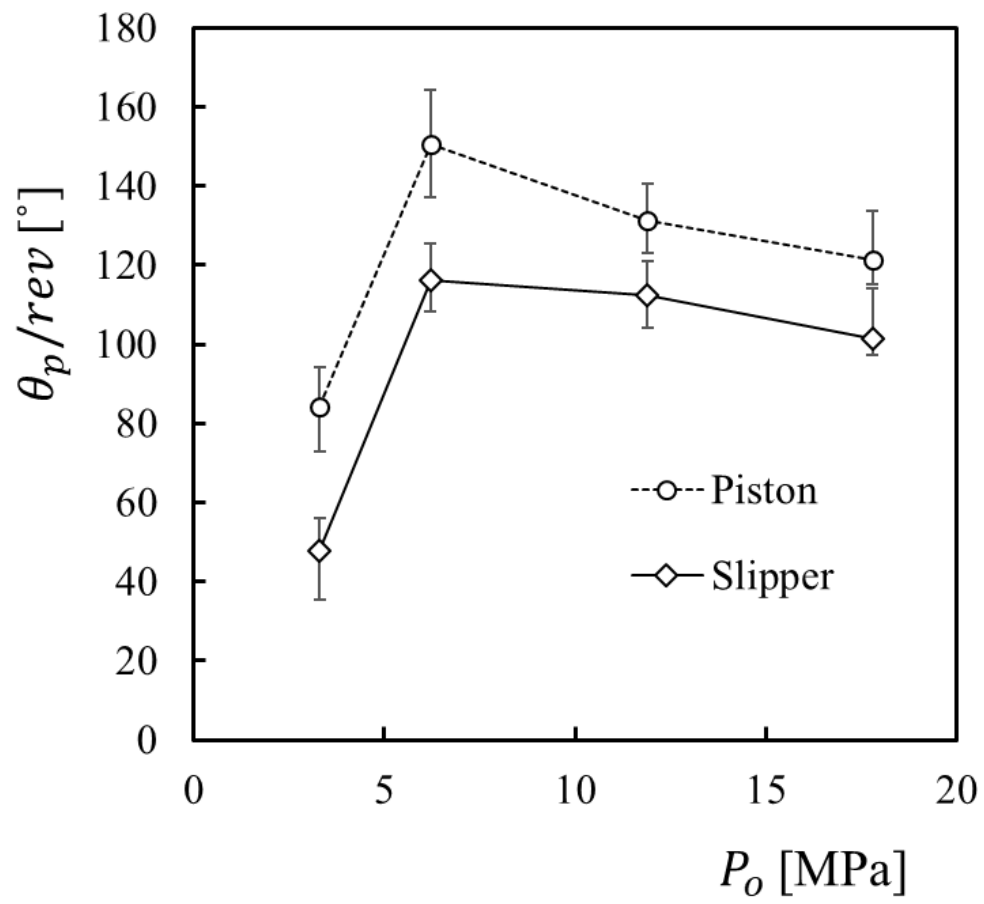


Fig. 67 Piston and slipper rotation angle during one swashplate revolution

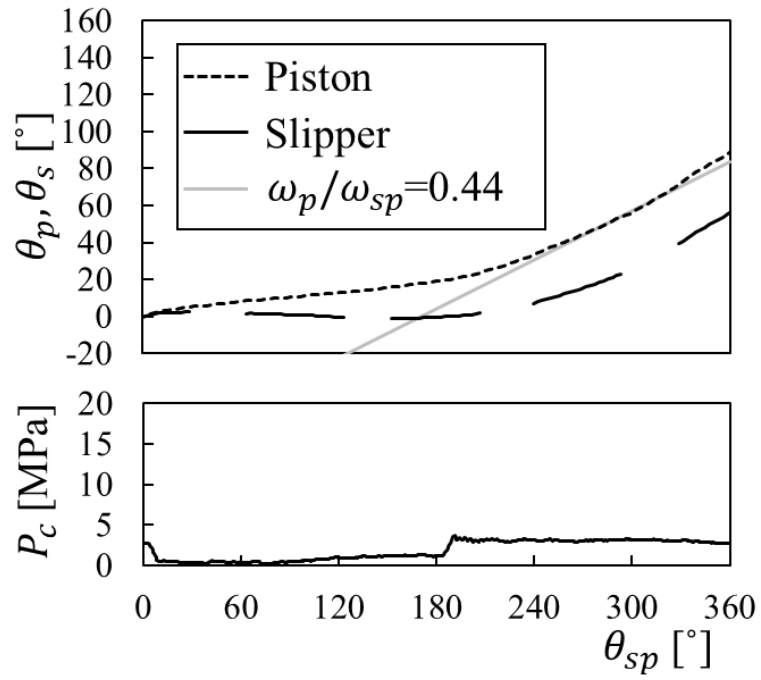


Fig. 68 Slipper and piston rotation angle and hydraulic pressure in the cylinder. ($n=900\text{rpm}$, $P_o=3.3\text{MPa}$)

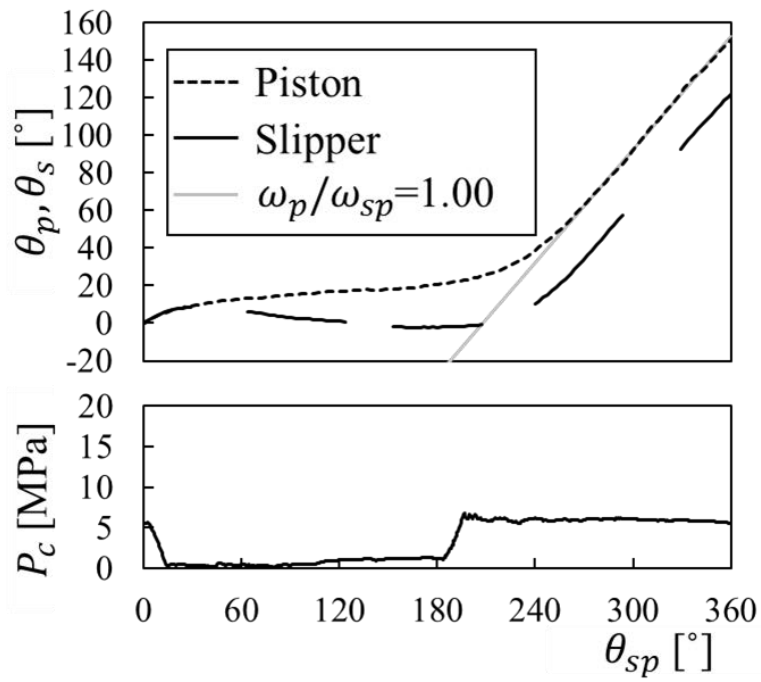


Fig. 69 Slipper and piston rotation angle and hydraulic pressure in the cylinder. ($n=900\text{rpm}$, $P_o=6.2\text{MPa}$)

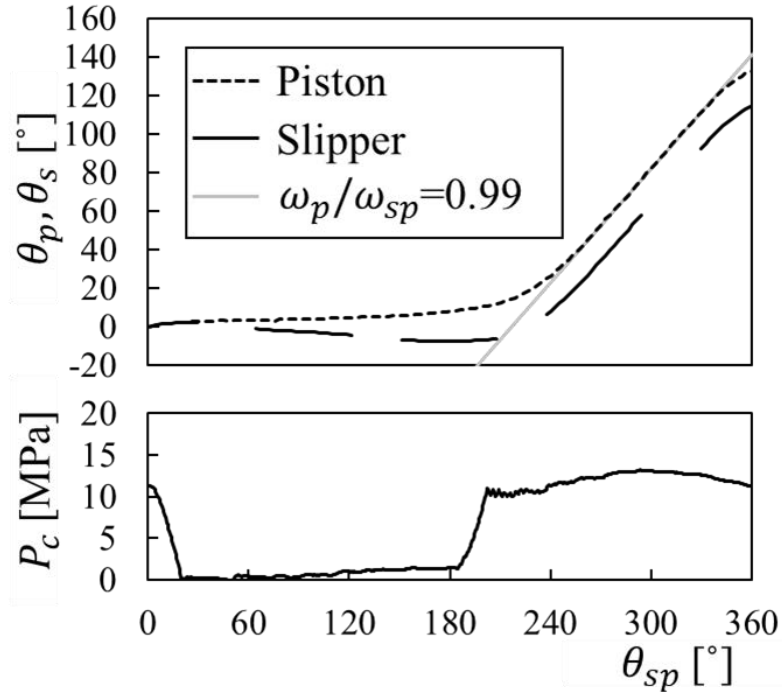


Fig. 70 Slipper and piston rotation angle and hydraulic pressure in the cylinder. ($n=900\text{rpm}$, $P_o=11.9\text{MPa}$)

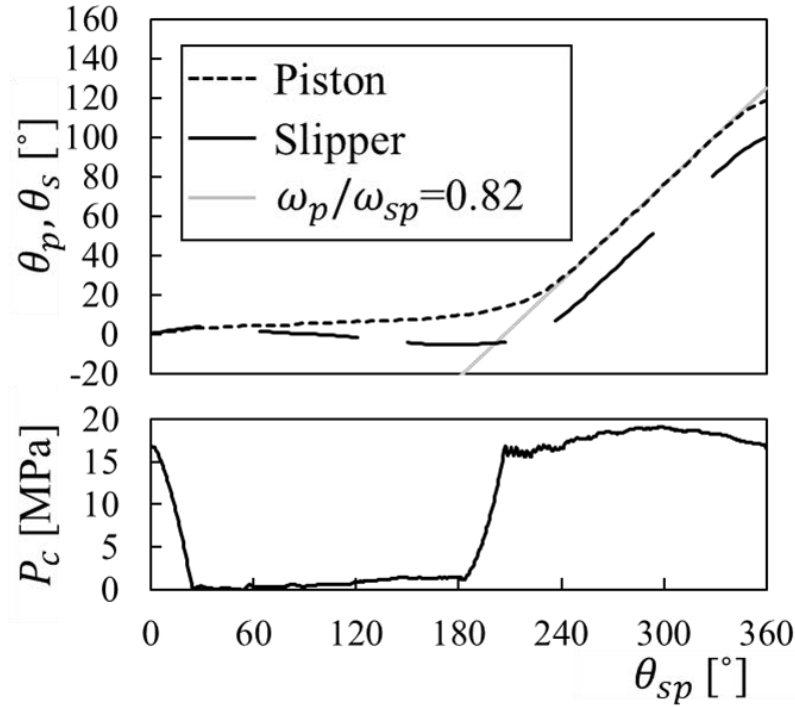


Fig. 71 Slipper and piston rotation angle and hydraulic pressure in the cylinder. ($n=900\text{rpm}$, $P_o=17.8\text{MPa}$)

のせん断抵抗を受けるため、スリッパを右回転させる力が働いているためと推察される。一方でピストン下死点 ($\theta_{sp}=180^\circ$) から吐出行程に切り替わると、いずれの条件においてもピストンとスリッパともに回転が加速し、同等の傾きで安定していることがわかる。これはピストンとスリッパが一体部品のように動いていることを示唆している。さらに傾きが安定していた位相 ($\theta_{sp}=270\sim330^\circ$) においてピストンの回転位相角に最小二乗法により近似直線を引き、その傾きを算出することにより斜板の回転速度に対するピストンの回転速度の比 (ω_p/ω_{sp}) を求めた。 $P_o=6.2\text{MPa}$ と 11.9MPa においては速度比がほぼ 1 となっており、スリッパとピストンが斜板の回転速度と同等の回転速度を持つことがわかった。この結果から、吐出行程の途中からはピストンがシリンダ内を回転することによってスリッパを斜板に追従させており、球座部をほとんど動かすことなく運動していることがわかる。また、 $P_o=3.3\text{MPa}$ と 17.8MPa の条件においては、吐出行程でもピストンとスリッパの回転速度は斜板の回転速度よりも遅く、ピストンの自転と球座の動きを組み合わせるとスリッパは斜板に追従していると考えられる。その要因としては低圧の $P_o=3.3\text{MPa}$ では球座部分にかかる負荷が小さく球座が動きやすいこと、高圧の $P_o=17.8\text{MPa}$ ではピストンのこじり力が大きくなり、ピストンがシリンダ内を回転しにくくなることが挙げられる。

3.6. 結言

実機同様の運転状態において斜板に対するスリッパの挙動を明らかにするために、蛍光法によりスリッパ/斜板間の油膜厚さ分布を計測した。また、スリッパの斜板への追従性に影響を与える球座部の働きを明らかにするために、ピストンとスリッパの回転挙動を計測した。その結果、以下の結論を得た。

- (1) 蛍光法により動的な状態でのスリッパ/斜板間の油膜厚さ分布の変化から斜板に対するスリッパ挙動を計測することができた。
- (2) シリンダ内の油圧が高くなる吐出行程では吸込行程と比較して油膜が薄くなることを確認した。また、吐出行程の後期にスリッパの斜板に対する傾きが増加することがわかった。この要因として吐出行程において球座部には大きな負荷がかかるために球座部の運動が制限され、スリッパの斜板に対する追従性が悪化することが考えれる。
- (3) ピストンとスリッパの回転を同時計測した結果、吸込行程ではピストンとスリッパは別々に動き、いずれも回転量は少なかった。これは吸込行程ではシリンダ内の油圧が低く、球座部にかかる荷重が小さいためと考えられる。また、このときスリッパは球座の動きで斜板に追従できていると考えられる。
- (4) 吐出行程ではピストンとスリッパは一体部品のように動くことがわかった。特に $P_0=6.2\text{MPa}$ と 11.9MPa においてピストンの回転速度は斜板と等速であった。球座部をほとんど動かすことなくピストンがシリンダ内を自転することで、スリッパが斜板に追従していると考えられる。

第4章 結論

本研究は、斜板式アキシャルピストンポンプの効率と信頼性の向上を背景に、斜板式アキシャルピストンポンプの重要部品であるスリッパの挙動を明らかにし、スリッパ/斜板間の摺動最適設計のために有効な知見を得ることを目的としたものである。本研究で得られた結果は以下に要約される。

第 1 章の「緒論」ではスリッパ挙動を明らかにするためにこれまでに行われた多くの研究を紹介した。その中で従来実施された油圧斜板式アキシャルピストンポンプのスリッパ挙動を計測する研究はいずれも変位センサを用いた数点の隙間の計測結果からスリッパの姿勢を推定したものであるが、スリッパの摺動面は弾性変形や摩耗によって平面ではないことから、スリッパと斜板間の潤滑状態を正確に把握するためには、スリッパ摺動面で油膜を直接計測することが重要であると述べた。また、スリッパの挙動はピストンの 1 ストローク中にシリンダ内の油圧の変化やピストンの往復運動による慣性力、斜板角度によるスリッパと斜板の相対速度の変化等によって複雑に変動することが予想されるが、これまでの多くの実験はこのような時間的な変化を除いた準静的な条件で行われており、スリッパの時間的な挙動の変化を明らかにしていくことが油圧ポンプの効率と信頼性を追求しく上で必要不可欠であると述べた。

第 2 章「スリッパ/斜板間の油膜厚さ分布計測」ではサファイアガラス製の斜板を用いて、斜板の裏側からスリッパ/斜板間の摺動面を観察可能な摺動試験機を製作し、UV-LED を光源とした蛍光法によるスリッパ/斜板間の油膜厚さ分布の計測が可能であることを示し、その妥当性について検討した。また、潤滑状態についても言及した。さらに 0° 斜板に相当する回転円板での試験結果から、遠心力の作用しない斜板回転型の試験機において、斜板の内外の速度差によりスリッパが回転速度の増加に伴い外側に傾くなどのスリッパの基礎的な摺動特性を明らかにした。

第 3 章「斜板式アキシャルポンプにおけるスリッパの挙動計測スリッパ/斜板

間の油膜厚さ分布計測」では第2章で製作したスリッパ/斜板間の可視化摺動試験機に対して低圧の吸込行程と高圧の吐出行程の切り替えを可能とする改造を実施し、油圧ポンプの実動状態でのスリッパ挙動を計測可能にした。さらに、斜板1回転中のスリッパ/斜板間の油膜厚さ分布の変化を連続で撮影することにより、吐出行程の後期にスリッパの追従性が悪化し、傾きが増加していることを明らかにした。また、傾きの発生は球座の摩擦力の増加が要因であると考え、球座の摩擦力のスリッパ挙動への影響について考察するためにスリッパ/斜板間の機構-潤滑連成解析を実施し、球座の摩擦係数が高いほど吐出後期での傾きの増加が起こりやすいことを確認した。

さらに、スリッパとピストンを接続する球座部分の働きを明らかにするために、スリッパとピストンの回転を同時に計測してスリッパとピストンの相対的な動きについて調べた。その結果、吸込行程では球座部に掛かる荷重が小さいため、球座は比較的動きやすくピストンとスリッパは別々に動いていることを確認した。一方で吐出行程ではピストンとスリッパは一体部品のように動くことがわかった。特に高圧においてピストンの回転速度は斜板と等速であり、球座部をほとんど動かすことなくピストンがシリンダ内を自転することで、スリッパが斜板に追従していることが明らかになった。

以上の通り、本研究ではスリッパの挙動について従来明らかになっていなかった数多くの知見を得ることができた。また、本研究で示した実験手法は油圧機器の他の摺動部の計測にも応用が可能であると考え、しかし一部で実ポンプと異なる点や解析が不十分な点があり下記については今後の課題としたい

1. 実ポンプ同様に遠心力が作用する状態でのスリッパ挙動の検証
2. スリッパ挙動への影響が大きかった球座部の潤滑状態の解明

参考文献

- 1) Komatsu Ltd.: Komatsu report 2022 (2022) .
- 2) Komatsu Ltd.: Komatsu report 2021 (2021) .
- 3) 糟谷：オイルコンタミ濃度センサによる建機パワートレインの状態監視, Komatsu Technical Report, 67, 174 (2021) 30-34.
- 4) 小曾戸：実学的ポンプ口座(4)アキシアルピストンポンプ基本構造と歴史的流れ, 油空圧技術, 54, 12 (2015).
- 5) 小曾戸：実学的ポンプ講座(11)アキシアルピストンポンプ：シューパッド形状とピストン断面構造, 油空圧技術, 55, 6 (2016) 61-67. を一部修正.
- 6) T. Kazama, M. Suzuki & K. Suzuki: Relation between Sliding-Part Temperature and Clearance Shape of a Slipper in Swashplate Axial Piston Motors, JFPS International Journal of Fluid Power System, 8, 1 (2014) 10-17.
- 7) E. Koc, C.J. Hooke: Investigation into the effects of orifice size, offset and overclamp ratio on the lubrication of slipper bearings, Tribology International, 29, 4 (1996) 299-305.
- 8) E. Koc, C.J. Hooke: Considerations in the design of partially hydrostatic slipper bearings, Tribology International, 30, 11 (1997) 815-823.
- 9) C.J. Hooke, K.Y. Li: The Lubrication of Slippers in Axial Piston Pumps and Motors—the Effect of Tilting Couples, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science, 203, 5 (1989) 343-350.
- 10) E. Koc, C.J. Hooke, K.Y. Li: Slipper Balance in Axial Piston Pumps and Motors, J. Tribol., 114, 4 (1992) 766-772.
- 11) 鈴木・秋田・鈴木・風間: 305 斜板式ピストンモータのスリッパ挙動計測, 茨城講演会講演論文集, 2011, 19 (2011) 55-56.

- 12) 鈴木・鈴木・辺見・風間: 304 油圧モータスリッパの機構・油膜連成解析, 茨城講演会講演論文集, 2011, 19 (2011) 53-54.
- 13) 鈴木・風間: 斜板式ピストンポンプ・モータのスリッパにおける機構と油膜の連成解析, 日本機械学会論文集, 80, 816 (2014) FE0224.
- 14) M. Rokala, O. Calonius, K.T. Koskinen, M. Pietola: Study of lubrication conditions in slipper-swashplate contact in water hydraulic axial piston pump test rig, Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power, Toyama, Japan, 15-18, September (2008) 91-94.
- 15) 井星・山口: 斜板式ピストンポンプ・モータに用いられるスリッパ軸受の特性 : 第 1 報,理論解析, 日本機械学会論文集 B 編, 48, 428 (1982) 695-706.
- 16) 井星・山口: 斜板式ピストンポンプモータに用いられるスリッパ軸受の特性 : 第 2 報,実験, 日本機械学会論文集 B 編, 49, 437 (1983) 164-171.
- 17) 井星・山口: 斜板式ピストンポンプ・モータに用いられるスリッパ軸受の特性 : 第 3 報,スリッパ軸受部の動力損失最小の条件, 日本機械学会論文集 B 編, 51, 472 (1985) 3980-3988.
- 18) 井星・山口: 斜板式ピストンポンプ・モータに用いられるスリッパ軸受の特性 : 第 4 報,表面あらさの影響, 日本機械学会論文集 B 編, 51, 472 (1985) 4306-4312.
- 19) J. M. Bergada, J. M. Haynes, J. Watton: Leakage and Groove Pressure of an Axial Piston Pump Slipper with Multiple Lands, Tribology Transactions, 51, 4 (2008) 469-482.
- 20) S. Kumar, J. M. Bergada, J. Watton: Axial piston pump grooved slipper analysis by CFD simulation of three-dimensional NVS equation in cylindrical coordinates, Computers & Fluids, 38, 3 (2009) 648-663.
- 21) J. M. Bergada, J. Watton, J. M. Haynes, D. L. Davies: The hydrostatic /hydrodynamic behaviour of an axial piston pump slipper with multiple lands, Meccanica, 45 (2010) 585-602.

- 22) R. Ivantysyn, J. Weber: Transparent Pump: An Approach to Visualize Lifetime Limiting Factors in Axial Piston Pumps, Proc. 9th FPNI Ph. D. Symposium on Fluid Power, Florianópolis, SC, Brazil, October (2016).
- 23) R. Ivantysyn, J. Weber: Investigation of the thermal behavior in the lubricating gap of an axial piston pump with respect to lifetime, 11th International Fluid Technology Colloquium, Aachen, Germany, 19-21, March (2018).
- 24) R. Ivantysyn, A. Shorbagy, J. Weber: Analysis of the run-in behavior of axial piston pumps, Global Fluid Power Society PhD Symposium, Samara, Russia, 27, September (2018)
- 25) R. Ivantysyn, A. Shorbagy, J. Weber: Investigation of the wear behavior of the slipper in an axial piston pump by means of simulation and measurement, 12th International Fluid Power Conference, Dresden (2020) 315-326.
- 26) H. Tang, Y. Yin, J. Li: Lubrication characteristics analysis of slipper bearing in axial piston pump considering thermal effect, Lubrication Science, 28 (2016) 107-124
- 27) H. Tang, Y. Yin, Y. Zhang, J. Li: Parametric analysis of thermal effect on hydrostatic slipper bearing capacity of axial piston pump, 23 (2016) 333-343.
- 28) H.S. Tang, Y.B. Yin, Y. Ren, J.W. Xiang, J. Chen: Impact of the thermal effect on the load-carrying capacity of a slipper pair for an aviation axial-piston pump, Chinese Journal of Aeronautics, 31, 2 (2018) 395-409.
- 29) Q. Chao, J. Zhang, B. Xu, Q. Wang: Multi-position measurement of oil film thickness within the slipper bearing in axial piston pumps, Measurement, 122, July (2018) 66-72.
- 30) T. Hotta, T. Inoue, M. Matsuda, M. Ueda: Measurement of Oil Film Between Swash Plate and Shoe for Swash Plate Type Compressor, Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, 12-15, July (2004) C125.

- 31) 近藤・三田・吉田・鈴木・杉浦・中本: 斜板式圧縮機におけるシュー・斜板間しゅう動部の潤滑特性解析, 日本機械学会論文集 C 編, 72, 714 (2006) 636-643.
- 32) W. J. Tango, J. K. Link, R. N. Zare: Spectroscopy of K2 Using Laser-Induced Fluorescence, J. Chem. Phys., 49 (1968) 4264.
- 33) L. L. Ting: Development of a Laser Fluorescence Technique for Measuring Piston Ring Oil Film Thickness, J. of Lubrication. Tech., 102 (1980) 165-170.
- 34) D. E. Richardson, G. L. Borman: Using Fiber Optics and Laser Fluorescence for Measuring Thin Oil Films with Application to Engines, SAE Technical Papers, 912388 (1991) 34.
- 35) B. T. Shaw, D. P. Hoult, V. Wong: Development of Engine Lubricant Film Thickness Diagnostics Using Fiber Optics and Laser Fluorescence, SAE Technical Papers, 920651 (1992) 12.
- 36) 滝口・中山・浦塚: 光ファイバと LIF によるピストンリングの多点油膜測定法, 自動車技術会論文集, 29, 2 (1998) 71.
- 37) 望月・菊原・伊東・乾・赤松: オイルリングのシリンダボア追従性に関する研究-LIF 法を用いた油膜厚さ測定手法の開発-, 自動車技術会論文集, 44, 2 (2013) 399-404.
- 38) 伊東・三浦・山田: ガソリンエンジンのオイルリング下側面の油膜厚さに関する研究, 自動車技術開文集, 53, 5 (2002) 856-861.
- 39) S. Suguru, S. Masanao, M. Takiguchi, K. Ushijima, S. Aoyama: Development of a Small LIF System for Oil Film Thickness Measurements, Proceedings of ICEF2002, 8-11, September (2002).
- 40) 三田・斎藤: レーザ誘起蛍光法 (LIF 法) によるピストン油膜挙動の解析, 豊田中央研究所 R&D レビュー, 28, 4 (1993).
- 41) 三田: Scanning-LIF 法によるピストンの油膜挙動の解析-計測システムの開発, 自動車技術開論文集, 24, 3 (1993) 175-180.

- 42) 三田・村上・野田・許斐: ピストンリング列の潤滑解析 : 油不足が油膜厚さに及ぼす影響 (<小特集>エンジンシステムの新展開), 日本機械学会論文集 B 編, 61, 590 (1995) 3636-3643.
- 43) 村上・許斐・稲垣・斎藤: 蛍光法によるピストン曲面油膜分布計測 : ピストンスカートの油膜挙動の解析 (<小特集>エンジンシステムの新展開), 日本機械学会論文集 B 編, 61, 590 (1995) 3644-3649.
- 44) 稲垣・斎藤・村上・許斐: 蛍光法によるピストン曲面油膜分布計測(計測システムの開発), 日本機械学会論文集 B 編, 61, 590 (1995) 3629-3635.
- 45) 稲垣・許斐: 内燃機関のシリンダ壁面油膜がオイル消費におよぼす影響, 日本機械学会論文集 B 編, 70, 700 (2004) 3251-3256.
- 46) 友田・稲垣・山田・三田・勝見・廣岡・山下: 上死点近傍におけるピストンリングの油膜引き戻し作用, 50, 3 (2019) 692-697.
- 47) 馬場・種市・石間・小保方: LIF および PIV による潤滑油膜挙動の解析に関する基礎研究, 日本機械学会論文集 B 編, 72, 716 (2006) 1001-1006.
- 48) M. Kato, T. Ishima, T. Obokata: Measurement techniques of lubricant oil film behavior on the piston surface based on LIF and PIV, 15th Int Symp on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon, Portugal, 05-08, July (2010).
- 49) 加藤・藤田・川島・石間・金井・関・鈴木・小保方: ピストンプロフィールと油膜挙動の関係の LIF/PIV 評価, 自動車技術論文集, 43, 4 (2012).
- 50) 垂澤・山口・山川・小田橋・石間・鈴木: ピストンスカート部の可視化による潤滑状態の研究, 自動車技術会論文集, 47, 5 (2016).
- 51) 山口・垂澤・山川・川島・石間・鈴木, ピストンスカート部の油膜可視化による潤滑状態の研究, 自動車技術会論文集, 48, 2 (2017) 649-654.
- 52) 藤島・川島・小林・山川・伊東・鈴木・石間: ピストンパターンコーティングが潤滑状態と摩擦に及ぼす影響(第 2 報)可視化による油膜分布評価, 自動車技術会論文集, 50, 4 (2019) 987-992.

- 53) 石澤・川島・小林・伊東・鈴木・石間: ピストンパターンコーティングが潤滑状態と摩擦に及ぼす影響 (第4報), 50, 4 (2019) 993-998.
- 54) J. Cheong, S. Wigger, H. Füßer, S. Kaiser: High-resolution LIF-Imaging of the oil film thickness in the piston-ring / cylinder-liner contact in an optical tribometer, Tribology International, 147 (2020) 106230.
- 55) C. Wang, Y. Pei, J. Qin, Z. Peng, Y. Liu, K. Xu, Z. Ye: Laser induced fluorescence investigation on deposited fuel film from spray impingement on viscous film over a solid wall, Energy, 231 (2021) 120893.
- 56) J. Coppeta, C. Rogers: Dual emission laser induced fluorescence for direct planar scalar behavior measurements, Experiments in Fluid, 25 (1998) 1-15.
- 57) J. Sakakibara, R. J. Adrian: Whole field measurement of temperature in water using two-color laser induced fluorescence, Experiments in Fluid, 26 (1999) 7-15.
- 58) 佐伯・Hart・Hidrovo: 2色蛍光法を用いた油膜厚さと温度計測における蛍光染料の特定, 可視化情報学会誌, 21, 2Supplement 号 (2001) 19-20.
- 59) 佐伯: 2色蛍光法を用いた油膜厚さと温度計測の蛍光染料選定, 日本機械学会年次大会論文集, 3 (2003) 141-142.
- 60) 畔津・谷口: レーザ誘起蛍光法による潤滑油温度と厚さの同時計測手法の開発, 日本機械学会第72期全国大会講演論文集(III), (1994) 518-520.
- 61) 畔津・池田: レーザ誘起蛍光法による潤滑油膜厚さと温度の同時計測, 日本機械学会論文集 C編, 64 621 (1998) 1808-1813.
- 62) 三田・稲垣・冬頭・野田: 二波長蛍光法による油膜厚さ・温度同時計測の基礎検討, 機械学会論文集(C編), 64, 623(1998)2653-2658
- 63) 北原・中原: クロスヘッド軸受の負荷能力向上に関する研究(レーザ誘起蛍光法による油膜厚さ計測), 日本機械学会論文集(C編), 72, 720 (2006) 328-335.

- 64) H. M. Ayala, D. P. Hart, O. C. Yeh, M. C. Boyce: Wear of elastomeric seals in abrasive slurries, *Wear*, 220, 1, (1998) 9-21.
- 65) Y. Sato, A. Toda, S. Ono, K. Nakamura: A Study of the Sealing Mechanism of Radial Lip Seal with Helical Ribs – Measurement of the Lubricant Fluid Behavior Under Sealing Contact, SAE Technical Paper, 1999-01-0878 (1999).
- 66) 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) 494.
- 67) B. Wennehorst, G. W. G. Poll: Investigations Into the Tribological Characteristics of Radial Lip Seals: Results of LIF and Friction Measurements, *Pascal and Francis Bibliographic Databases*, 64, 4 (2011) 19-23.
- 68) 溝渕・松村: ダブルレーザ誘起蛍光法を用いた油膜に衝突する ディーゼル噴霧の付着量および油膜厚さの同時計測, *自動車技術会論文集*, 48, 4 (2017) 815-820.
- 69) 井上・神戸・松村・北村: 潤滑油膜に対するディーゼル噴霧衝突挙動のモデリング (第3報), *自動車技術会論文集*, 52, 5 (2021) 1040-1046.
- 70) 安養寺・清水・中島・関本・藤井: 蛍光油膜法による車体周りの流れ場の可視化計測, *日本機械学会 2017 年度年次大会 講演論文集*, 埼玉, 9.3-6 (2017) J0510202.
- 71) 大石・福井・木崎・秋濱: レーザ誘起蛍光法を用いた表面脱脂処理における残留油膜計測法の開発, *可視化情報学会論文集*, 31, 6 (2011) 15-20.
- 72) F. Canbulut: The experimental analyses of the effects of the geometric and working parameters on the circular hydrostatic thrust bearings, *JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, 48, 4 (2005) 715-722.
- 73) F. Canbulut, E. Koç, C. Sinanoğlu: Design of artificial neural networks for slipper analysis of axial piston pumps, *Industrial Lubrication and Tribology*, 61, 2 (2009) 67-77.

- 74) Y-S. Hong, Y-C. Kwon: Investigation of the power losses from hydrostatic piston shoe bearings for swash plate type axial piston pumps under mixed friction conditions, *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing* volume, 15 (2014) 2327-2333.
- 75) Z. Li, S. Xu, G. Gong, Y. Bi, L. Xu, L. Zhang, Z. Ren: Study on Friction Characteristics of Slipper Pair of Large Displacement High-Pressure Piston Pump, *Lubricants*, 10, 363 (2022).
- 76) S. Hashemi, H. Friedrich, L. Bobach, D. Bartel: Validation of a thermal elastohydrodynamic multibody dynamics model of the slipper pad by friction force measurement in the axial piston pump, *Tribology International*, 115, November (2017) 319-337.
- 77) S.L. Nie, G.H. Huang, Y.P. Li: Tribological study on hydrostatic slipper bearing with annular orifice damper for water hydraulic axial piston motor, *Tribology International*, 39, 11 (2006) 1342-1354.
- 78) N.D. Manring, C.L. Wray, Z.L. Don: Experimental studies on the performance of slipper bearings within axial-piston pumps, *J. Tribol.*, 126, 3 (2004) 511-518.
- 79) 田中・中原・京極・藤田: 斜板式ピストンポンプ・モータにおけるスリッパ軸受の運動特性, *日本機械学会論文集 C 編*, 73, 728 (2007) 1236-1244.
- 80) 風間: 球面軸受とスラスト軸受で構成される複合形静圧軸受の解析 ピストンポンプ・モータにおけるスリッパ軸受部のモデル化, *日本油空圧学会論文集*, 32, 1 (2001) 1-6.
- 81) 風間: 静圧球面軸受の混合潤滑特性 : ピストンポンプ・モータへの適用を踏まえて, *日本機械学会論文集 C 編*, 67, 658, (2001) 2014-2018.
- 82) J. Zhang, et. al.: Experimental investigations of the slipper spin in an axial piston pump, *Measurement*, 102, May (2017) 112.

- 83) J. Zhang, Q. Chao, B. Xu, M. Pan, Q. Wang, Y. Chen: Novel three-piston pump design for a slipper test rig, *Applied Mathematical Modelling*, 52, December (2017) 65-81.
- 84) Q. Chao, J. Zhang, Q. Wang, B. Xu, Y. Chen: Experimental verification of slipper spinning motion in axial piston pumps, *ASME/BATH 2017 Symposium on Fluid Power and Motion Control*, 16-19, October, Sarasota, Florida, USA (2017).
- 85) K. Tanaka, T. Nakahara, K. Kyogoku: Experimental Verification of Oil Whirl of Piston in Axial Piston Pump and Motor, *JSME International Journal Series C Mechanical Systems, Machine Elements and Manufacturing*, 44, 1 (2001) 230-236.
- 86) 芳賀・風間: ピストンポンプのピストン・スリッパ回転運動の可視化計測 (予備実験) , 「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集, 16(2019)C102.
- 87) 鈴木・鈴木・吉田・藤本: 斜板式アキシアルピストンポンプのリテーナの変形を考慮したスリッパ部挙動評価, *トライボロジスト*, 68, 3 (2022) 198-207.
- 88) S. Kawakita, S. Kato, S. Tanaka, K. Kyogoku, M. Kikuchi, H. Yamamoto: Measurement of Oil Film Thickness Distribution between a Slipper and Swash Plate in Swash-Plate-Type Axial Piston Pumps, *Tribology Online*, 17, 4 (2022) 283-290. <https://doi.org/10.2474/trol.17.283>
- 89) D. P. Hoult, J. P. Lux, V. W. Wong, S. A. Billian, Calibration of Laser Fluorescence Measurements of Lubricant Film Thickness in Engine, *SAE Transactions*, 97, 3,(1988) 576-584.
- 90) R. W. Yip, Y. X. Wen, A. G. Szabo: Decay Associated Fluorescence Spectra of Coumarin 1 and Coumarin 102: Evidence for a Two-State Solvation Kinetics in Organic Solvents, *J. Phys. Chem*, 97 (1993) 10458-10462.
- 91) J.M. Lang, H. G. Drickamer: High-pressure study of energy transfer between coumarin 138 and rhodamine b in a solid polymeric matrix, *J. Phys. Chem*, 97

- (1993) 5058-5064.
- 92) 川北・谷川・田中・京極・菊池・山本: 斜板式アキシナルピストンポンプにおけるスリッパの挙動計測, トライボロジスト, 69, 1 (2024) 32-42.
<https://doi.org/10.18914/tribologist.23-00001>
- 93) 鈴木・鈴木・吉田・藤本: 斜板式ピストンポンプのスリッパの弾性変形およびしゅう動部油膜を考慮したスリッパ部挙動解析, 日本機械学会論文集, 87, 903 (2021)21-00251.
- 94) J. A. Greenwood, J. H. Tripp: The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces, Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers, 185, 48 (1970-71)625-633.
- 95) C. H. Venner, A. A. Lubrecht: Multilevel Methods in Lubrication, Elsevier (2000).

謝辞

本研究を行うにあたり、終始懇切丁寧なご指導およびご鞭撻を賜りました、東京工業大学 田中真二特任准教授、大竹尚登教授に深く感謝の意を表し、ここに御礼申し上げます。また、学位論文審査において主査を引き受けてくださいました、東京工業大学 平田敦教授に心より感謝申し上げます。さらに、東京工業大学 吉田和弘教授、金俊完教授、赤坂大樹准教授、青野裕子准教授には学位論文審査において、貴重なご指導およびご助言を賜り、深く御礼申し上げます。

東京工業大学 菊池雅男特任教授、京極啓史特任教授（名誉教授）には投稿論文の共著者として多大なご指導およびご助言を賜り、深く御礼申し上げます。また、益子正文特任教授（名誉教授）には研究ゼミを通じて貴重なご助言を賜りましたことに深く感謝申し上げます。

本研究の推進において、博士課程進学に対してご支援いただきましたコマツ 住谷明博士、山本浩氏、佐藤正彦氏、川井仁氏に深く感謝申し上げます。

また、研究を遂行するにあたり、試験部材の加工を行って頂いた、東京工業大学 オープンファシリティセンター設計製作部門に深く感謝致します。

さらに実験の際には当時東京工業大学に在学されていた加藤壮氏、北畠颯氏、コマツ 谷川優一郎氏に熱心なご協力を頂きました。ここに記して、深く謝意を表します。