

メカニカルシールにおけるキャビテーションに関する研究

板谷, 壮敏

<https://hdl.handle.net/2324/5068225>

出版情報 : Kyushu University, 2022, 博士 (工学), 課程博士
バージョン :
権利関係 :

メカニカルシールにおける
キャビテーションに関する研究

板谷 壮敏

目次

第1章 緒論	1
1. 1 はじめに.....	1
1. 2 メカニカルシール.....	3
1. 2. 1 メカニカルシールの特徴と用途.....	3
1. 2. 2 メカニカルシールの構造と材料選定.....	3
1. 2. 3 メカニカルシールのしゅう動面設計.....	4
1. 2. 3. 1 従来型メカニカルシールの潤滑・密封理論.....	4
1. 2. 3. 2 表面テクスチャリング.....	4
1. 2. 3. 3 次世代型メカニカルシールの潤滑・密封理論.....	5
1. 2. 4 次世代型メカニカルシールの実用例.....	6
1. 2. 5 まとめ.....	8
1. 3 しゅう動面におけるキャビテーション.....	17
1. 3. 1 キャビテーションの観察.....	18
1. 3. 1. 1 メカニカルシールにおけるキャビテーション観察.....	18
1. 3. 1. 2 軸受におけるキャビテーション観察.....	19
1. 3. 2 キャビテーション領域の予測法に関する従来研究.....	20
1. 3. 3 キャビテーション圧力に関する従来研究.....	22
1. 4 メカニカルシールのしゅう動面設計における課題.....	25
1. 5 本研究の目的.....	25
1. 6 本論文の構成.....	26
参考文献.....	27
第2章 Elrod アルゴリズムによるキャビテーション圧力の推定	33
2. 1 キャビテーション観察実験.....	33
2. 1. 1 シール試験片.....	33
2. 1. 2 実験方法.....	34
2. 1. 2. 1 しゅう動実験装置.....	34
2. 1. 2. 2 しゅう動面の観察方法.....	35
2. 1. 3 実験条件.....	35

2. 1. 4	実験結果.....	36
2. 2	数値解析によるキャビテーション圧力の推定	43
2. 2. 1	数値解析方法.....	43
2. 2. 2	数値解析結果.....	44
2. 2. 2. 1	キャビテーション領域の比較によるキャビテーション圧力の検討.....	44
2. 2. 2. 2	メカニカルシールの密封限界圧力によるキャビテーション圧力の検討.....	45
2. 3	まとめ	52
	参考文献	53
第3章	キャビテーション圧力測定手法の開発.....	55
3. 1	目的.....	55
3. 2	キャビテーション圧力測定の予備実験	58
3. 2. 1	シール試験片.....	58
3. 2. 2	実験方法.....	59
3. 2. 3	実験条件.....	60
3. 2. 4	実験結果.....	60
3. 2. 5	まとめ	62
3. 3	キャビテーション圧力測定手法の開発	70
3. 3. 1	圧力センサ	71
3. 3. 2	シール試験片.....	71
3. 3. 3	実験方法.....	72
3. 3. 3. 1	圧力センサの試験片への固定方法.....	72
3. 3. 3. 2	圧力センサの校正と温度補正	73
3. 3. 3. 3	実験装置.....	74
3. 3. 4	実験条件.....	74
3. 3. 5	実験結果.....	75
3. 3. 6	まとめ	76
3. 4	まとめ	85
	参考文献	86
第4章	キャビテーション圧力測定実験－水を密封流体にした場合－	89
4. 1	目的.....	89

4. 2	キャビテーション気泡の圧力分布.....	91
4. 2. 1	シール試験片.....	91
4. 2. 2	実験方法および実験条件.....	91
4. 2. 3	実験結果.....	91
4. 2. 4	まとめ.....	93
4. 3	蒸気圧とキャビテーション圧力の関係.....	96
4. 3. 1	シール試験片.....	96
4. 3. 2	実験方法および実験条件.....	96
4. 3. 3	実験結果.....	97
4. 3. 3. 1	キャビテーションの観察結果.....	97
4. 3. 3. 2	キャビテーション圧力の測定結果.....	98
4. 3. 4	まとめ.....	100
4. 4	逆レイリーステップ溝長さの影響.....	108
4. 4. 1	シール試験片.....	108
4. 4. 2	実験方法および実験条件.....	108
4. 4. 3	実験結果.....	109
4. 4. 3. 1	キャビテーション圧力の測定結果.....	109
4. 4. 3. 2	キャビテーションの観察結果.....	110
4. 4. 4	まとめ.....	112
4. 5	逆レイリーステップ溝深さの影響.....	118
4. 5. 1	シール試験片.....	118
4. 5. 2	実験方法および実験条件.....	119
4. 5. 3	実験結果.....	120
4. 5. 3. 1	キャビテーション圧力の測定結果.....	120
4. 5. 3. 2	キャビテーションの観察結果.....	122
4. 5. 4	まとめ.....	125
4. 6	しゅう動面外周の流体圧力の影響.....	152
4. 6. 1	シール試験片.....	152
4. 6. 2	実験方法および実験条件.....	152
4. 6. 3	実験結果.....	152

4. 6. 4	まとめ	154
4. 7	逆レイリーステップ終端形状の影響	157
4. 7. 1	シール試験片	157
4. 7. 2	蒸気圧がキャビテーション圧力に及ぼす影響	159
4. 7. 2. 1	実験方法および実験条件	159
4. 7. 2. 2	実験結果	159
4. 7. 3	逆レイリーステップ溝深さがキャビテーション圧力に及ぼす影響	160
4. 7. 3. 1	実験方法および実験条件	160
4. 7. 3. 2	実験結果	160
4. 7. 4	まとめ	163
4. 8	しゅう動面の液膜厚さ測定	174
4. 8. 1	レーザー励起蛍光法 (LIF) による液膜厚さ測定	174
4. 8. 1. 1	実験装置	174
4. 8. 1. 2	シール試験片	175
4. 8. 1. 3	キャリブレーション	175
4. 8. 1. 4	実験条件	176
4. 8. 1. 5	実験結果	176
4. 8. 2	分光干渉レーザー変位計による液膜厚さ測定	177
4. 8. 2. 1	実験装置	177
4. 8. 2. 2	シール試験片	178
4. 8. 2. 3	膜厚測定精度の確認	178
4. 8. 2. 4	実験条件	178
4. 8. 2. 5	実験結果	178
4. 8. 3	数値解析との比較	180
4. 8. 3. 1	数値解析条件	180
4. 8. 3. 2	数値解析結果および考察	180
4. 8. 4	まとめ	181
4. 9	まとめ	192
	参考文献	194
	第5章 キャビテーション圧力測定実験—潤滑油およびアルコールの場合—	195

5. 1	試験流体.....	196
5. 2	蒸気圧とキャビテーション圧力の関係	198
5. 2. 1	シール試験片.....	198
5. 2. 2	実験方法および実験条件	198
5. 2. 3	実験結果.....	199
5. 2. 3. 1	キャビテーション圧力の測定結果.....	199
5. 2. 3. 2	キャビテーションの観察結果.....	200
5. 2. 3. 3	蒸気圧（液体温度）の変化とキャビテーション圧力.....	202
5. 2. 4	まとめ	203
5. 3	溶存気体量および剥離キャビテーションがキャビテーション圧力に及ぼす影響	213
5. 3. 1	シール試験片.....	213
5. 3. 2	実験方法および実験条件	214
5. 3. 3	実験結果.....	217
5. 3. 3. 1	ポリアルファオレフィン，レイリーステップ溝深さ 6 μ m	217
5. 3. 3. 2	ポリアルファオレフィン，レイリーステップ溝深さ 1.5 μ m.....	221
5. 3. 3. 3	ジメチルシリコンオイル	224
5. 3. 3. 4	ポリオールエステル.....	226
5. 3. 3. 5	ポリアルキレングリコール.....	229
5. 3. 4	まとめ	231
5. 4	空気溶解量および総括物質移動係数の調査	264
5. 4. 1	空気の放散量の測定方法	264
5. 4. 2	空気の放散量の測定結果	265
5. 4. 3	総括物質移動係数の算出方法.....	265
5. 4. 4	測定結果および考察.....	268
5. 5	まとめ	274
	参考文献	276
	第 6 章 キャビテーション圧力の推定モデル	277
6. 1	負圧溝の最小圧力によるキャビテーション圧力推定の検証.....	281
6. 2	溶存気体の拡散によるキャビテーション圧力推定の検証	285
6. 2. 1	しゅう動面液膜内の気体拡散のモデル化.....	285

6. 2. 2	無次元溶存気体濃度の解法.....	287
6. 2. 3	解析条件.....	288
6. 2. 4	解析結果および考察.....	289
6. 3	実験パラメータによるキャビテーション圧力推定の検証.....	297
6. 4	まとめ.....	309
	参考文献.....	310
第7章	結論.....	311
7. 1	総括.....	311
7. 1. 1	キャビテーション圧力測定手法の開発.....	311
7. 1. 2	キャビテーション圧力に影響を及ぼす因子とその影響度.....	312
7. 1. 3	キャビテーション圧力の推定モデル.....	313
7. 2	今後の課題.....	315
7. 2. 1	実験条件の範囲の拡大.....	315
7. 2. 2	試験流体の特性把握の精度向上.....	315
7. 2. 3	キャビテーションの膜厚方向形状の把握.....	315
7. 2. 4	キャビテーション圧力推定モデルの発展.....	316
	付録.....	317
	謝辞.....	339

第1章 緒論

1.1 はじめに

シール（密封装置）は、機器からの流体の漏洩の防止または低減、外部からの異物や流体の侵入を防止する目的で用いられる機械要素であり、自動車、建設機械、航空機、化学プラントなど、様々な機器において使用されている¹⁾。シールは、使用されている機器の性能・機能・信頼性の維持に直接影響するだけでなく、環境保護・省エネルギーにも寄与し、必要不可欠な機械要素のひとつとしての工業的役割は大きい。

シールの種類は大きく分けて、動的シール（パッキン）と静的シール（ガスケット）の二つに分類され、用途・使用条件に応じて、作動原理・形状・材質などの異なる多種多様なシールが開発され、使用されている²⁾。動的シールのひとつであるメカニカルシールは、オイルシールに並ぶ代表的な回転軸シールである。メカニカルシールは、密封部に二つのしゅう動環が用いられ、軸に垂直なラッピング仕上げされたしゅう動環の端面を、バネ力等により互いに押し付けることで、軸回転による相対すべり運動を行いながらも、流体の漏洩を防止する軸封装置である³⁾。

近年、各種機器の高性能化による高圧・高速・高温対応はもとより、低環境負荷・低エネルギー損失などの環境問題に対するニーズも高まり、シールに要求される性能は年々厳しくなっている。この要求に対応するため、しゅう動面に溝や微小孔（凹み）をはじめとする表面テクスチャリングを施した次世代型メカニカルシールが開発されている^{4,5)}。メカニカルシールのしゅう動面は、長期にわたり安定した密封性を維持する必要がある。表面テクスチャリングによる流体の制御により、しゅう動面に適度な潤滑膜を形成して表面損傷を防止するとともに、その潤滑膜に起因する密封流体の漏洩を防止することが可能となり、従来の限界性能を超える密封性能・低摩擦性能を発現できる。これらの密封機構では、溝や微小孔の拡がり隙間部において生じる負圧により流体膜が破断し、蒸気や溶存気体の析出による空洞（気泡、キャビテーション）が発生する。密封性能の最適設計にあたっては、このキャビテーションの圧力と領域の推定が必要不可欠である。

しゅう動面におけるキャビテーションに関する研究の歴史は古く、1904年にSKINNER⁶⁾がニュートンリングの実験装置を使って観察して以降、特にジャーナル軸受等のすべり軸受において、多くの研究結果が報告されている⁷⁾。しかしながら、その研究の多くは、キャ

キャビテーションが動圧発生部（狭まり隙間部）へ侵入することにより負荷容量が低下する問題に着目し、キャビテーション領域の予測に関して研究されたものである。潤滑を目的としたすべり軸受と異なり、メカニカルシールにおけるキャビテーション圧力は密封性の観点から非常に重要な設計因子であるにも関わらず、その圧力が実際どのような値であり、どのような因子で決定されるかについての研究は少なく、未解明の部分が多い。

これらの背景より、本研究は、メカニカルシールのしゅう動面において生じるキャビテーションの圧力の把握と、その推定技術の確立を目的とし、各種検討を行った。

1.2 メカニカルシール

本節では、本研究対象であるメカニカルシールについて取り上げ、その概要と設計要点、しゅう動面に関する従来研究を整理し、メカニカルシールの課題を示す。

1.2.1 メカニカルシールの特徴と用途

シールの分類を Fig. 1.2-1 に示す⁸⁾。動的シールであるメカニカルシールは、機器の回転軸とシール部材を直接しゅう動させてシールするオイルシール等の円筒面シールとは異なり、シール部材同士をしゅう動させる端面シールである。そのため構造が複雑となり、成形パッキンと比較してコストが高くなるが、機器の回転軸自体を摩耗させない。また、しゅう動材料の組み合わせ自由度が高いため、自己潤滑性、耐食性、耐熱性、耐圧性等に優れた構成材料を選定することが可能であり、しゅう動材料の摩耗を少なく抑えることができ、長寿命である。

代表的な動的シールの使用限界の目安を示した図を Fig1.2-2 に示す¹⁾。メカニカルシールは、対象密封流体の潤滑性が乏しい場合や、腐食性が高い場合、高圧、高速、高温あるいは極低温の場合など、他の円筒面シールでは耐えられない過酷な条件でも使用できる。メカニカルシールの密封対象流体を Table 1.2-1 に示す。水、酸、食品、ガス及び液化ガス、単価水素、モノマー、パルプ、アルカリ、亜硫酸ソーダなどの塩、コールタールや熔融イオウ等の熱溶解性流体、酢酸ビニル等の高粘度流体など多岐にわたる³⁾。また、メカニカルシールの使用条件は年々厳しくなっており、最大圧力 40MPa、最大周速 200m/s、最高温度 700°C 程度にも達する。

1.2.2 メカニカルシールの構造と材料選定

メカニカルシールは、日本工業規格 (JIS B 2405) メカニカルシール通則において、「メカニカルシールの基本構造は、シール端面の摩耗に従い、ばねなどによって軸方向に動くことができるシールリング及び動かないメイティングリングからなり、軸にほぼ垂直な相対的に回転するシール端面において流体の漏れを制限する働きをするものとする。」と定義されている⁹⁾。この定義に従う基本的なメカニカルシールの構造を Fig. 1.2-3 に示す³⁾。この図のメカニカルシールは、メイティングリングを機器の静止側に固定し、シールリングを回転軸に固定して回転しゅう動させ、しゅう動面の外周側流体を密封する、インサイド型 (内

向き流れ型) と呼ばれる形式である。メカニカルシールには多くの形式があり、密封流体の位置や種類、機器への取り付け方法、使用条件など、Table 1.2-2 に示される種々の要求仕様を考慮して選定される²⁾。

メカニカルシールのしゅう動材料は構成部品の中で最も重要な部材である。一般的には軟質材と硬質材の組み合わせで使用され、軟質材にはカーボン、硬質材には SiC (炭化ケイ素) や、表面硬化処理が施された金属材が広く用いられている¹⁰⁻¹²⁾。高圧環境にはセラミックス同士、特に炭化ケイ素 (SiC, silicon carbide) 同士の組み合わせが使用される¹³⁾。

1.2.3 メカニカルシールのしゅう動面設計

1.2.3.1 従来型メカニカルシールの潤滑・密封理論

メカニカルシールの漏れは、基本的にはしゅう動面間 (平行平面間) における隙間漏れであるため、密封性を向上させるためにしゅう動面の隙間を小さく設計すればよい。しかし、しゅう動面の隙間が小さくなれば、必然的に流体膜が破断しやすくなり、しゅう動面同士が直接接触する機会が増えて、摩耗や焼き付きといった表面損傷を生じやすく、過大漏れの原因となる。しゅう動面の状態を長期的に安定させるためには、しゅう動面間に連続した流体が潤滑膜として存在することが必要不可欠である。ただし、この流体膜の存在はしゅう動面からの漏れを意味する。

メカニカルシールの密封メカニズムについては、表面張力説¹⁴⁾やポンピング作用説¹⁵⁻¹⁸⁾、境界潤滑説^{19,20)}、二相流説^{21,22)}など、多数の論文で様々な理論が提案されている。しかしながら、漏れの防止としゅう動面の保護 (潤滑) が相反することから、密封理論に関しては未だに完全には解明されていないとされている²³⁾。そのため、従来、メカニカルシールのしゅう動面設計は、密封性と潤滑性を両立させるため、漏れ量の許容できる範囲で、密封流体による流体膜を適度に形成させることに主眼を置いてきた²⁴⁻²⁹⁾。

1.2.3.2 表面テクスチャリング

近年、各種機器の高性能化による高圧・高速・高温対応はもとより、低環境負荷・低エネルギー損失などの環境問題に対するニーズも高まり、シールに要求される性能は年々厳しくなっている。そのため、従来のメカニカルシール設計では、その性能要求に応じるこ

とが不可能になりつつある。この解決手段の一つとして、しゅう動面の流体をコントロール可能な、表面テクスチャリングの適用検討が盛んに行われている³⁰⁾。

表面テクスチャリングは、熱処理やコーティングなどに並ぶ、表面改質技術のひとつに位置付けられる機械部品の表面形状や粗さの制御である。工作機械のきさげ加工や、シリンダライナー内面のホーニング加工などは、古くからある表面テクスチャリングの代表例である。流体潤滑作用を発現させる溝や微小孔(凹み)や、逆ねじ作用を発現する、粗さの方向性や加工溝も表面テクスチャリングである。

近年のレーザやエッチングなどによる表面加工技術の目覚ましい進歩により、ナノメートルレベルの表面仕上げが可能となり、メカニカルシールしゅう動面への微細加工が自在にできる環境になってきている。表面加工技術の向上に伴い、これまで以上に精密な表面テクスチャリングの適用が可能となり、密封性能を維持しながらも飛躍的に潤滑性能を向上させる、すなわち密封と潤滑の高次元での両立が可能で、従来の表面テクスチャリングとは一線を画した表面テクスチャリングパターンが提案され、次世代型メカニカルシールとして製品開発されている。Fig. 1.2-4 に従来型および、次世代型メカニカルシールの密封性能と摩擦係数の関係を示す³¹⁾。

1.2.3.3 次世代型メカニカルシールの潤滑・密封理論

次世代型メカニカルシールに適用される表面テクスチャリングについて、代表的なパターンを例に挙げて説明する。徳永ら^{4,5)}は、Fig.1.2-5 に示される、しゅう動面の密封流体側に潤滑機構として動圧すべり軸受機構(レイリーステップ)を、非密封流体側(大気側)に密封機構として動圧すべり軸受機構の逆配置(逆レイリーステップ)をそれぞれ配置した表面テクスチャリングパターンを提案し、しゅう動面の外周側に密封流体が配置されるインサイド型メカニカルシールに適用している。Fig. 1.2-6 に示される数値解析結果のように、しゅう動面外周側の8つのレイリーステップによる動圧(正圧)で負荷容量が発生し、しゅう動面間隙間を従来メカニカルシールに比較して大幅に増加させることが可能となる。一方で、しゅう動面内周側の逆レイリーステップによる動圧(負圧)で、大気側の圧力よりも低い圧力領域を形成することで、差圧により大気側からしゅう動面への流れ、ポンピング作用を発現させる(Fig. 1.2-6(C)における矢印(B))。この負圧領域をしゅう動面内周側に効率よく配置することで、漏れ領域(Fig. 1.2-6(C)における矢印(A))からの漏れ液を完全に吸

い込み、ゼロリークを実現できる。

逆レイリーステップにより生じる負圧領域において、密封流体の張力がその負圧に耐えられなくなると、流体膜は破断し、蒸気や溶存気体の析出により空洞（気泡）が生じる。この現象をキャビテーションという。キャビテーション領域は、圧力の低下や溶存気体の析出等により膨張し、Fig. 1.2-7 に示されるように、逆レイリーステップを形成する溝全体に広がる。キャビテーション領域の圧力は、粘性の小さい気体が均一に拡散することにより、大気圧より若干低い均一な圧力になると考えられている。このキャビテーション圧力が非密封流体側の圧力よりも小さい場合に、ポンピング作用が生じ密封機構として機能するため、キャビテーションの圧力と領域を正確に見積もることは、表面テクスチャリング設計において非常に重要である。

しゅう動面に生じるキャビテーションについては、次節で詳しく述べる。

1.2.4 次世代型メカニカルシールの実用例

1.2.3 項で述べた表面テクスチャリングパターンの応用や、新たなアイデアの創出により、種々の表面テクスチャリングパターンが提案され、実用化されている。以下では、次世代型メカニカルシールの開発の現状と取り組みについて述べる。

(1) 自動車内燃機関冷却水用シール

1.2.3 項で述べた表面テクスチャリングパターンを応用したメカニカルシールが自動車内燃機関用冷却水循環ポンプ用シールにおいて実用化されている。自動車内燃機関用冷却水においては、液中添加物がメカニカルシールしゅう動面上へ析出、堆積する可能性があることから³²⁾、板谷ら^{33,34)}は、実用化にあたり、密封流体をしゅう動面に積極的に導入、排出する、流体循環溝を設けることで、しゅう動面への添加物堆積を抑制できる新たな表面テクスチャリングパターンを開発した。

(2) 相反転プロペラ式潮流発電機用シール

徳永ら³⁵⁾は、前述した逆レイリーステップを用いた表面テクスチャリングパターン以外にも、ポンピング作用を生じるグループを提案しており、根岸ら³⁶⁾は、本来一方向回転用であるこのポンピンググループを改善し、両回転で使用可能にした。相反転プロペラ式潮流発電機用シールにこの表面テクスチャリングパターンの適用が適用

され、実用化検討されている。

(3) ターボチャージャー用シール

Kimura ら³⁷⁾は、ターボチャージャーに代表される超高速回転を伴う機器の油用メカニカルシールにおいて、液体潤滑機構として作動するレイリーステップと、気体潤滑として作動するスパイラルグルーブの両方を配置した気液ハイブリッド型の表面テクスチャリングパターンを提案している。気体潤滑が不利な低速域ではレイリーステップが機能し液体潤滑となり、粘性抵抗によってしゅう動発熱が増大する高速域では、スパイラルグルーブが機能し、メカニカルシールの非密封流体側から空気を吸い込むことで気体潤滑となり、粘性抵抗、しゅう動発熱の低減が可能となる。

(4) e-モビリティ駆動モータシャフト用シール

近年、開発が加速している電気自動車においては、駆動用モータの性能向上の観点から、より小型で高速回転型のモータが開発されている。モータに使用される永久磁石は、一般に環境温度が上昇すると磁力が低下し、モータ効率が低下する。そのためモータの冷却は性能向上において重要であり、様々な冷却方法が検討されている。その中でも最も冷却効率が良いとされる方法のひとつが、モータ筐体に水路を設けて冷却水を循環されるウォータージャケットに加えて、発熱源の一つである回転軸（ロータ）を中空化して直接冷却水を流すロータ軸水冷方式である³⁸⁾。

Dircks ら³⁹⁾は、このロータ軸水冷方式モータのシャフト用シールとして、表面テクスチャリングを用いたメカニカルシールを実用化している。ターボチャージャー用シールと同じく、気液ハイブリッド型の表面テクスチャリングパターンを採用しており、同環境で用いられる PTFE 製リップシールのおよそ 10 分の 1 のしゅう動トルクとなる低摩擦性能を有し、かつ高密封性能も有している。また、表面テクスチャリングの低摩擦が発現しづらい極低速の領域における耐摩耗試験においても、しゅう動面の摩耗はほとんど生じず、高耐久性・高信頼性を有することが示されている。

以上のように、次世代型メカニカルシールは様々な用途の機器に適用され始めており、その低摩擦、省エネルギー性能および高い密封性能から、今後の主流になっていくものと考えられる。

1.2.5 まとめ

以上のように、メカニカルシールは、他の円筒面シールでは耐えられないような過酷な条件でも使用できるシールとして古くから重用され、その密封性と耐久性（潤滑性）、信頼性を向上させてきた。近年の低環境負荷・低エネルギー損失などのニーズの高まり、精密加工技術の発展により、さらにその性能を向上させた表面テクスチャリングを用いた次世代型メカニカルシールが開発され、今後の主流になると予想される。

ただし、表面テクスチャリングを用いたシール技術には未解明な部分も多く、工業的には、表面テクスチャリングの設計信頼性、設計速度の向上が必要であり、継続的な研究が必要である。特に、しゅう動面で生じるキャビテーションの特性は、メカニカルシールの密封性能を決定づける重要な因子であり、メカニカルシールしゅう動面設計における直近の課題である。

Table 1.2-1 Sealing fluid of mechanical seals ³⁾

液体グループ	代表例
酸	塩酸, 硫酸, 硝酸
食品	ビール, 醤油, 糖蜜
ガスおよび液化ガス	アンモニア, LNG, エチレン
炭化水素	アルコール類, 石油化学液類
モノマー	アクリル酸, 塩化ビニリデン, スチレン
パルプ	パルプ液, 黒液, 白液
アルカリ	苛性ソーダ, 苛性カリ
塩	亜硫酸ソーダ, 塩化カリウム
熱溶解性	コールタール, 脂肪酸, 溶融イオウ
高粘度	酢酸ビニル, ヒマシ油, ワニス
水	海水, スラリー水

Table 1.2-2 Characteristics of mechanical seals ²⁾

Classification	Type	High pressure	High velocity	Following performance	Wear resistance	Slurry resistance	High viscosity fluid	Corrosive fluid	Handling	Cost
Secondary seal	O ring	Good	Good	Good	—	Good	—	Bad	Bad	Good
	V packing	Good	Bad	Bad	—	Bad	—	Good	Bad	Good
	Bellows	Bad	Good	Good	—	Good	—	Good	Good	Bad
Pressure range	Unbalance	Good	Good	Bad	Good	—	—	—	—	Good
	Balance	Good	Good	Bad	Good	—	—	—	—	Bad
Combination	Single	Bad	—	—	Bad	Bad	Bad	Bad	Good	Good
	Double	Good	—	—	Good	Good	Good	Good	Bad	Bad
	Tandem	Good	—	—	Good	Good	Good	Good	Bad	Bad
Mounting position	Inside	Good	Good	—	—	Good	—	Bad	—	—
	Outside	Bad	Bad	—	—	Bad	—	Good	—	—
Spring position	Rotating side	—	Bad	—	—	Bad	Bad	—	—	—
	Stationary side	—	Good	—	—	Good	Good	—	—	—
Spring structure	Multi-spring	Good	Good	—	—	Bad	Bad	—	—	—
	Single-spring	Bad	Bad	—	—	Good	Good	—	—	—
Assembly structure	Separate	—	—	—	—	—	—	—	Bad	Good
	Cartridge	—	—	—	—	—	—	—	Good	Bad
Structure of stationary ring	Crump	Bad	—	Bad	—	—	—	Good	—	—
	Press fit	Good	—	Bad	—	—	—	Bad	—	—
	Floating	Bad	—	Good	—	—	—	Bad	—	—

— : No superiority and inferiority, not affect

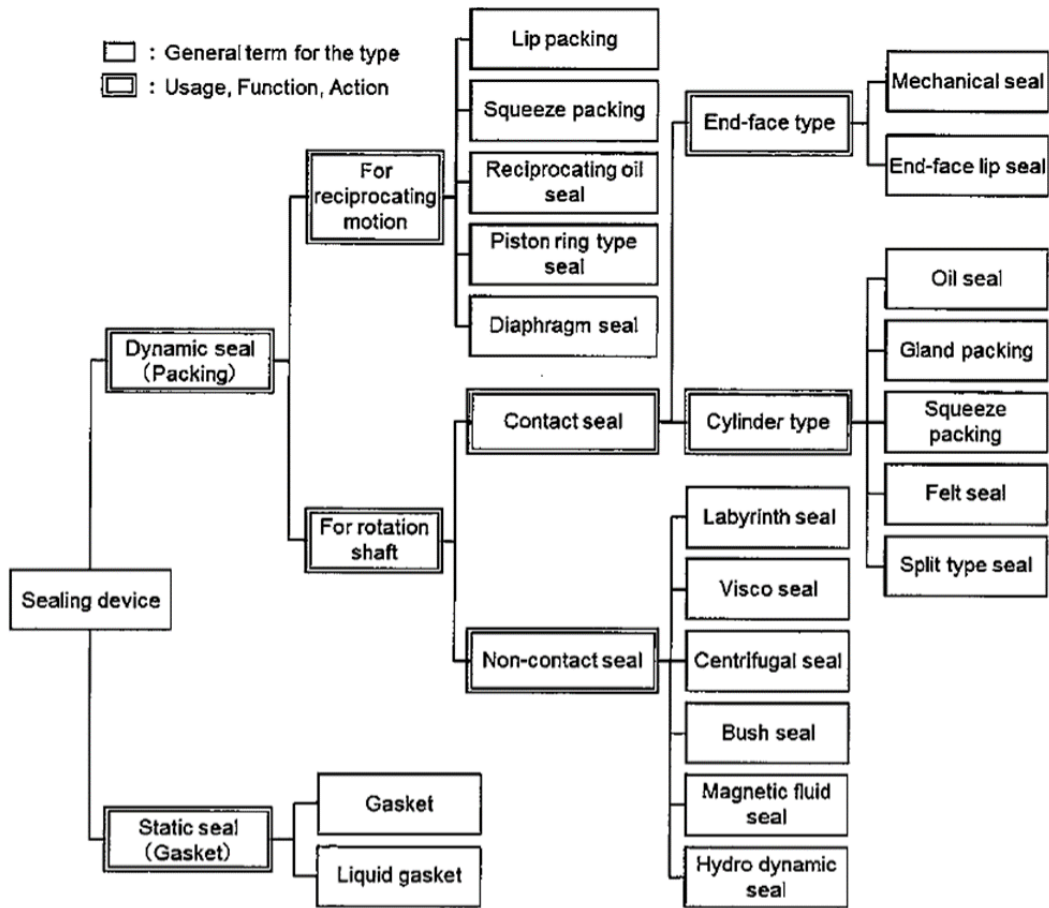


Fig. 1.2-1 Classification of sealing device ⁸⁾

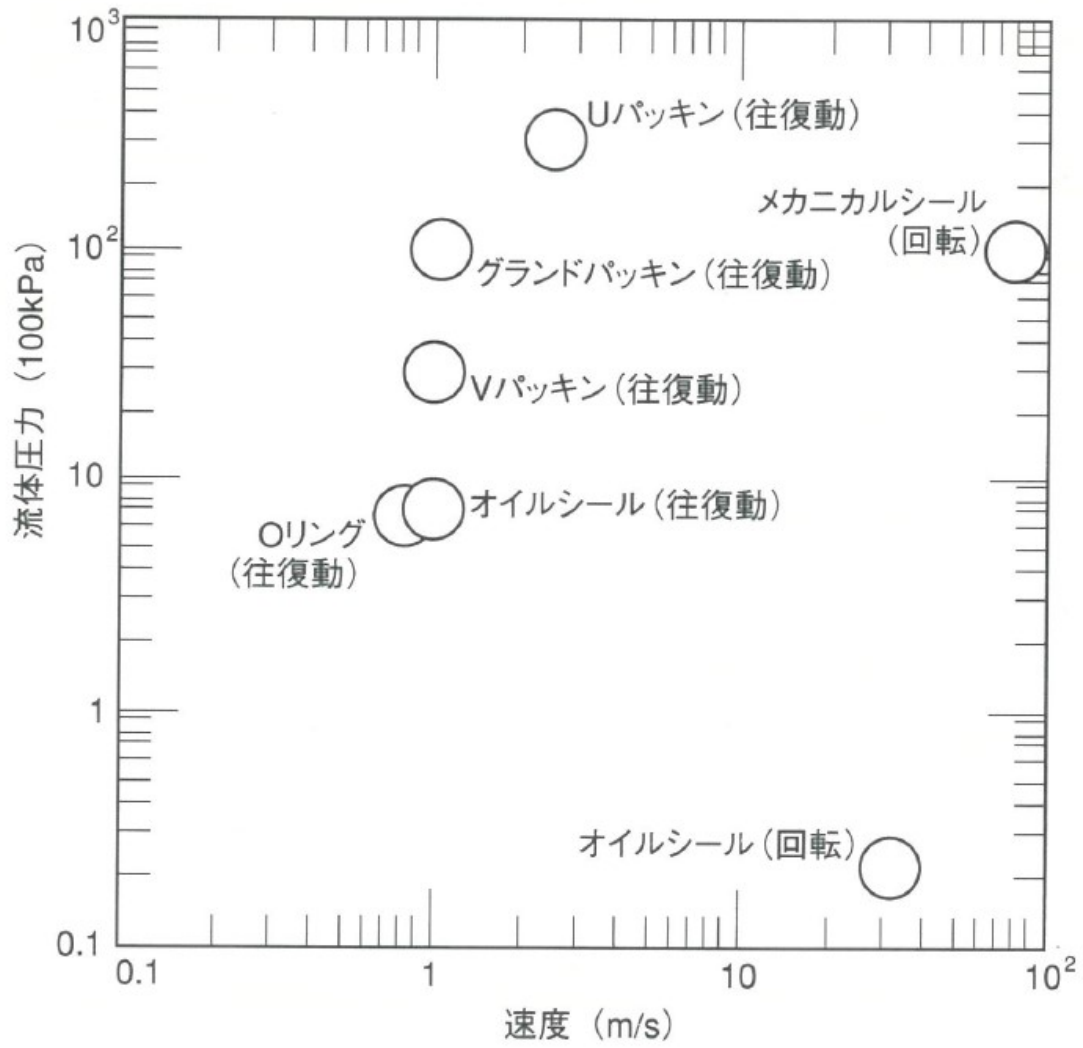


Fig. 1.2-2 Schematics of operating region for several types of seals ¹⁾

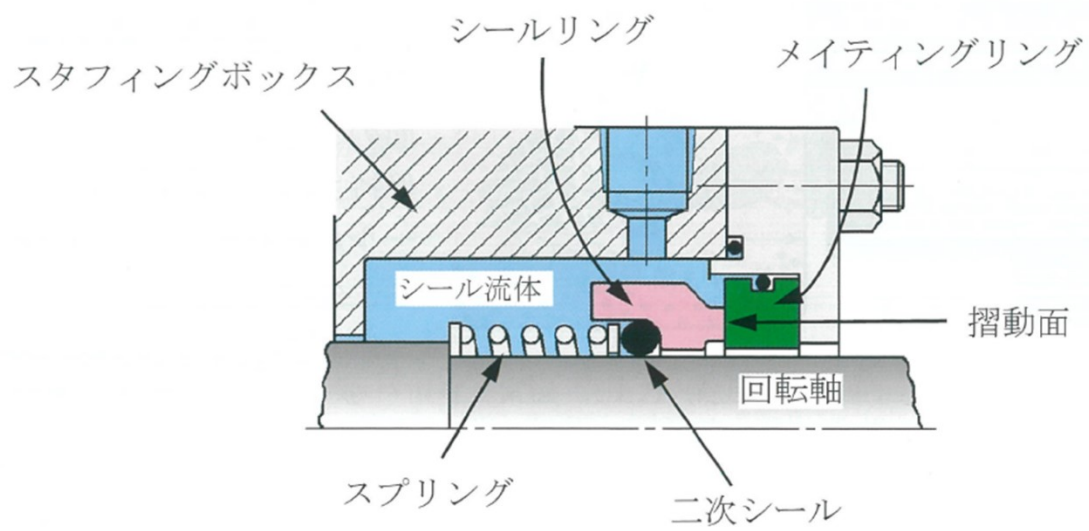


Fig. 1.2-3 Schematic view of mechanical seal³⁾

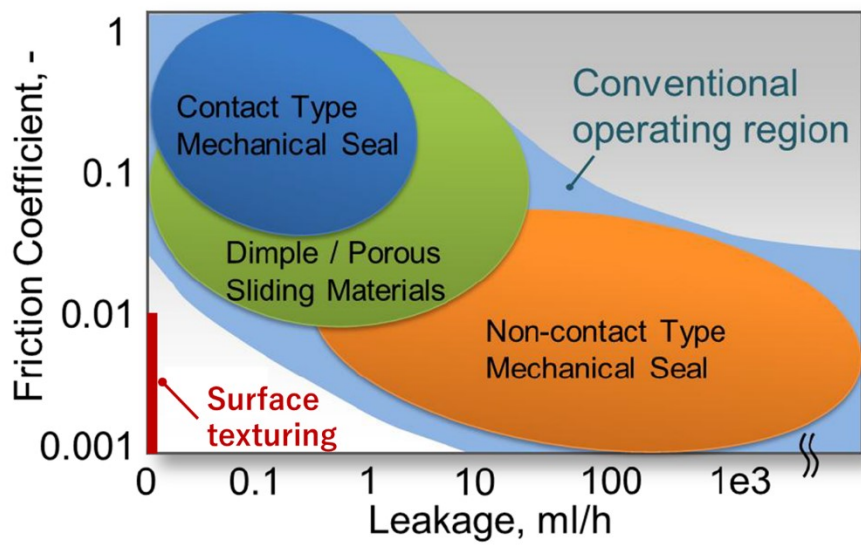


Fig. 1.2-4 Relation between friction and leakage ⁴⁹⁾

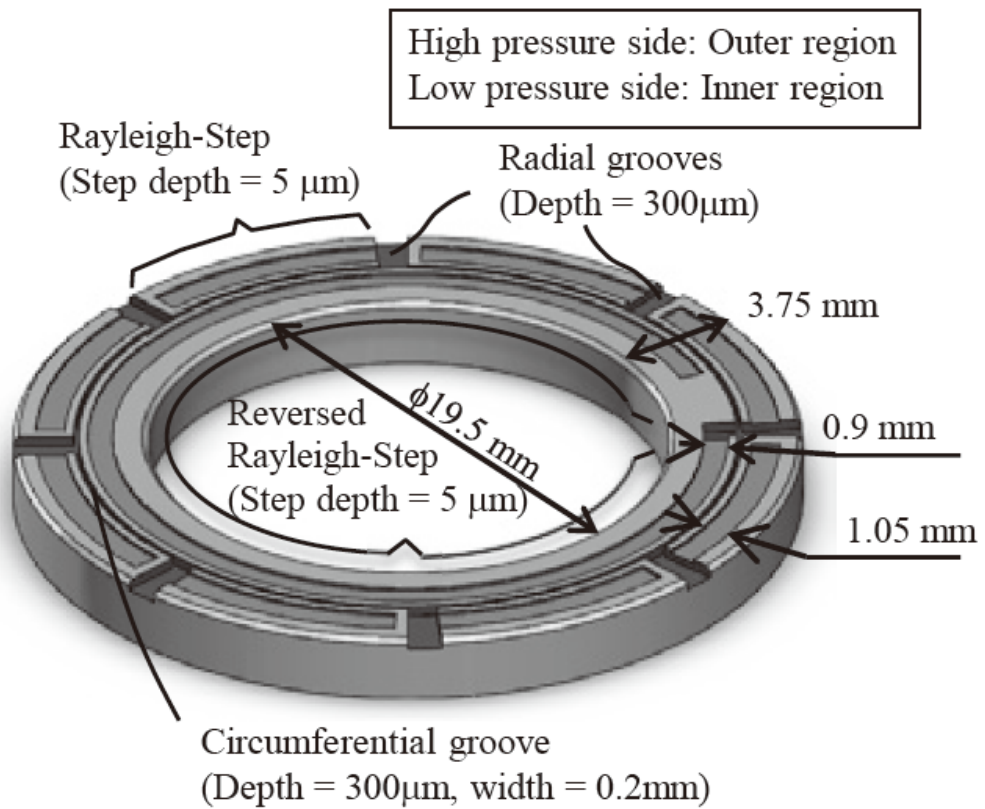
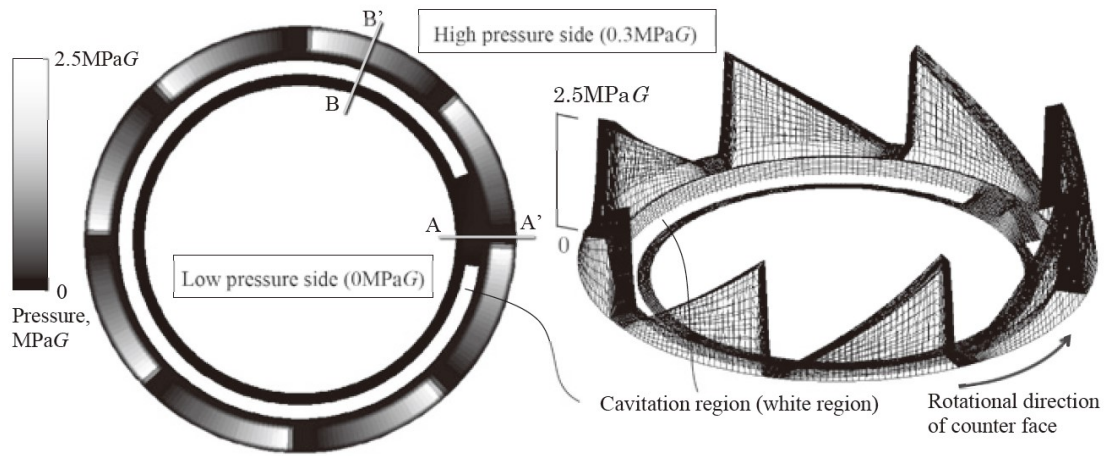
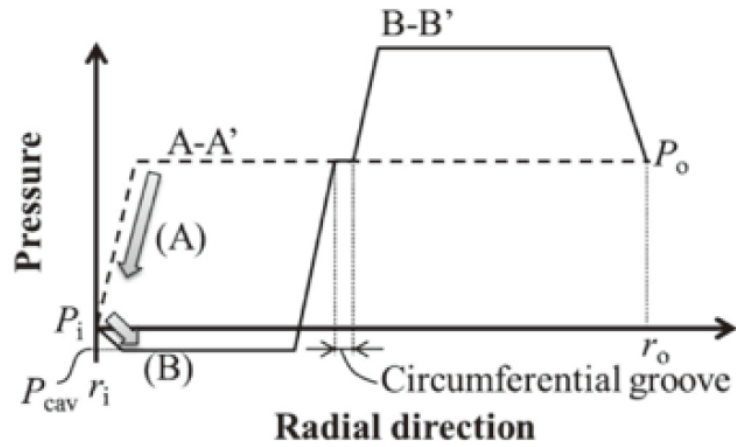


Fig. 1.2-5 3D illustration and geometric specifications of surface structure⁵⁾



(a) Contour view of pressure distribution (b) 3D view of pressure distribution



(c) Schematics of pressure distributions at the cross-section

Fig. 1.2-6 Calculation result of pressure distribution

(Cavitation pressure $P_{cav} = -0.01$ MPaG, outer / inner pressure of sealing surface = 0.3 MPaG / 0 MPaG, sliding velocity $U = 2.0$ m/s)⁵⁾

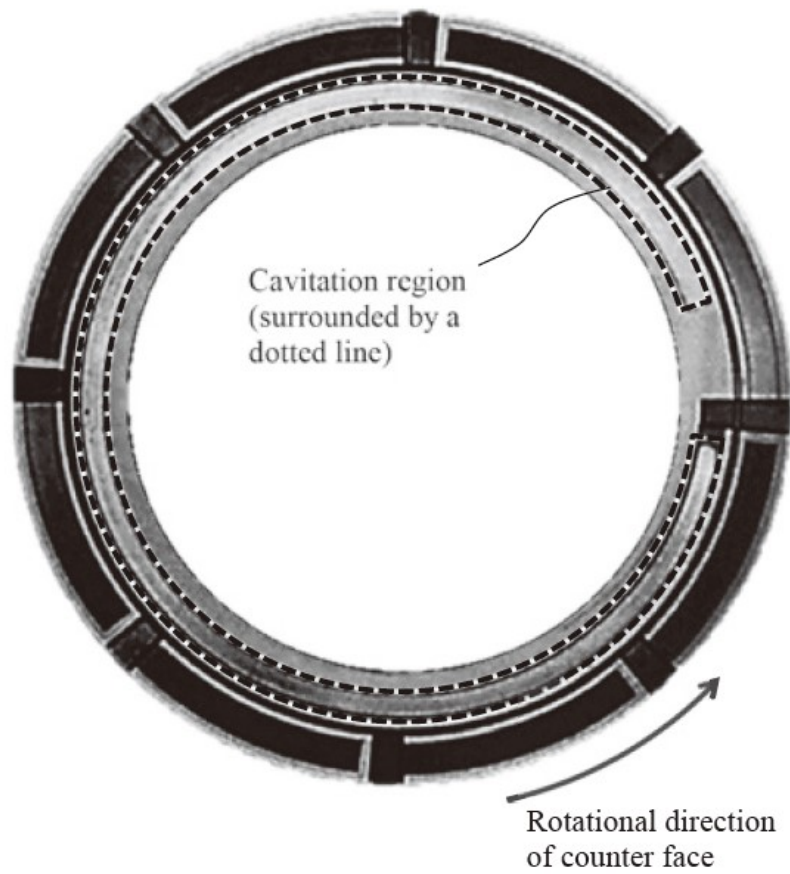


Fig. 1.2-7 Observation result of cavitation region.

(Outer / inner pressure of sealing surface = 0.3 MPaG / 0 MPaG, sliding velocity $U = 2.0$ m/s) ⁵⁾

1.3 しゅう動面におけるキャビテーション

本節では、しゅう動面におけるキャビテーションについて取り上げ、従来研究を整理し、しゅう動面設計における取り扱い、推定手法に関する課題について述べる。

キャビテーションの研究は流体機械（例えばインペラの翼）の分野で多く行われており、キャビテーションを支配する因子として、以下が挙げられている⁴⁰⁾。

- (1) 物体の形状，表面粗さ
- (2) 流れの圧力と速度，乱れ度
- (3) 液体の性質，特に蒸気圧，表面張力，粘性，圧縮性など
- (4) 液体に含まれる気体，溶解しているものと，気泡となっているもの（気泡核と呼ばれる）とその性質
- (5) 液体の熱的性質

キャビテーションは液体が加速され、局所的な圧力が、その液体の蒸気圧より低くなったときに発生するものであるから、特に(1)(2)が重要とされている。

滑り軸受におけるキャビテーションは日本工業規格（JIS B 1583-2）において、「液体の静圧が、温度によって決まる蒸気圧よりも低下すると、蒸発して液体中に蒸気の泡が発生する。この現象をキャビテーションと呼ぶ」⁴¹⁾と定義されている。軸受およびシールにおける流体の流れの特徴は、代表寸法（例えば軸受直径）の 1/1000 以下の極めて狭い隙間における流れであり、流体機械の下流に生じるキャビテーションと同じ現象であっても、その取り扱いは少々異なる。トライボロジーでは、以下の現象を総称してキャビテーションと呼ぶ⁴²⁾。

- (1)剥離キャビテーション：負圧力により外部の大気が吸い込まれる現象。
- (2)気体性キャビテーション：負圧力により液体に溶解している気体が分離析出する現象。
- (3)蒸気性キャビテーション：負圧力が液体の飽和蒸気圧に達し蒸気泡が発生する現象。

キャビテーションが生じる主要因は圧力の低下であり、その張力に液体が耐えられなくなり破断することで生じる。液体の抗張力は蒸気圧よりも低く、水では最大約 13MPa、鉱油では約 12MPa であることが実験的に確認されている⁴³⁾。実際には、液中に溶け込まないまま存在する微小な気泡核が存在することで欠陥となり、それが可視的な大きさまで成長するため、日常経験するキャビテーションは、蒸気圧程度まで圧力が低下すると生じることになる。

しゅう動面の流体は非常に強いせん断を受ける。二面間の相対速度がそれほど大きくなくても隙間が狭いので、せん断速度が $10^6(1/s)$ を超えることも珍しくない。しゅう動面にうねり等の凹凸が存在すれば、くさび作用により、キャビテーションを生じさせるには十分な負圧が生じる⁴⁴⁾。

キャビテーションにより生じた気泡の内部には、蒸気と液中から放散した溶解気体が存在すると考えられる。溶解気体の放散は、蒸発と比較して遅いため、気泡の成長が早い初生段階では蒸気性キャビテーションが主体となる。一方で、気泡の成長が遅い場合、あるいは蒸気圧より高い圧力で発生した気泡はほとんどが溶解気体で満たされた気体性キャビテーションが主体とも言われている⁴⁵⁾。水の場合は、空気の溶解度は約 2% であるが、溶解気体の拡散放出速度が遅いことや、蒸気圧が比較的大きいことから蒸気性キャビテーション主体、鉱油の場合には溶解気体が 8~12% と多く、逆に蒸気圧が非常に小さい (10^{-8}mmHg 程度) ことから気体性キャビテーションが主体になるとされる。

1.3.1 キャビテーションの観察

1.3.1.1 メカニカルシールにおけるキャビテーション観察

前述したように、メカニカルシールの密封理論として最も有力と考えられているのは二相流説であるため、1980 年以前から実験的にも解析的にも多くの研究が行われている。しゅう動面におけるキャビテーションの観察は、しゅう動部材の片方を透明な材料（アクリル樹脂、ガラス、サファイアなど）にして可視化し、顕微鏡などで観察する。Nau⁴⁶⁾ はメカニカルシールのしゅう動面のキャビテーションを観察し、条件によって、しゅう動面内に完全に閉じ込められた **Sealed Cavitation** と、しゅう動面外に開放された **Separation Cavitation** が生じることを報告している。このようなしゅう動面の表面うねりに起因して生じるマクロ領域キャビテーションの他、表面粗さ突起に起因して生じるマイクロ領域キャビテーションについても報告されている²³⁾。また、しゅう動面に微小孔(凹み)を設けることで、動圧による流体潤滑効果が向上するだけでなく、キャビテーション気泡部の粘性抵抗が低いために更なる摩擦低減効果が得られることも確認されている^{47,48)}。このような微小孔から生じたキャビテーション気泡が周方向につながり、キャビテーションリングを形成することが報告されている⁴⁹⁾。また、1.2 節で述べたように、徳永ら⁵⁾ は、逆レイリーステッ

プを設けたメカニカルシールにおいて、逆レイリーステップを形成する負圧発生溝内のほぼ全領域にキャビテーション気泡が形成されることを確認している。

1.3.1.2 軸受におけるキャビテーション観察

しゅう動面におけるキャビテーションは、ジャーナル軸受やスラスト軸受等のすべり軸受において、特に多くの研究結果が報告されている。メカニカルシールが主に密封を目的として研究されるのに対し、軸受では潤滑を目的として研究されており、その研究の多くは、キャビテーションが動圧軸受機構へ侵入することによる負荷容量低下に起因している。メカニカルシールとは流体潤滑状態で作動するという点で共通しており、同様のキャビテーションが生じている。

Dowson ら⁴⁴⁾は、ジャーナル軸受に生じるキャビテーションについて、すべり速度とキャビテーション形状に関係があることを報告している。Otsu ら⁵⁰⁾はポリアルファオレフィン中における点接触すべり条件下の弾性流体潤滑 (EHL) 膜に形成されるキャビテーションを観察している。Fig. 1.3-1 はキャビテーション気泡の初生からの時間経過による気泡領域の変化を観察した画像である。接触部後方に形成された気泡領域が時間経過とともに下流方向に拡大成長している。また、Fig. 1.3-2 は同様のしゅう動環境において、雰囲気ガスを変化させた場合の気泡領域を観察した画像である。ヘリウム、空気、アルゴン、二酸化炭素の各雰囲気において、キャビテーション初生後の同時刻に撮影されたものである。雰囲気ガスの違いにより気泡領域が異なることがわかる。ガス種ごとに潤滑油への溶解量や拡散放出速度が異なることが示され、それが気泡領域に大きく影響することが報告されている。

また、キャビテーション気泡は、しゅう動面下流の潤滑油の流れの状態に影響を与え、気泡領域が拡大すると、軸受の潤滑機構部に潤滑油が十分に供給されないことが報告されている⁵¹⁾。特に、宇宙機器のように少量の潤滑油で作動させなければならない機器においては、キャビテーションにより油膜の低下が起こる^{52,53)}。このように、キャビテーション気泡の領域の把握は軸受設計においても非常に重要となる。

1.3.2 キャビテーション領域の予測法に関する従来研究

メカニカルシールや軸受において、設計を行う際に、あらかじめキャビテーションが生じるかどうか、また生じる場合、そのキャビテーション気泡の領域がどの程度かを把握することができれば使用後の問題を未然に防ぐことが可能であり、極めて重要である。したがって、キャビテーションの計算、推算方法が重要となってくる。以下に、現在一般的に認識されているキャビテーションの計算手法について整理する。

しゅう動面における拡がり隙間では、逆くさび作用による負圧が生じる⁴⁴⁾。この圧力は、隙間形状が対称であれば、圧力分布も正負で対称となる。ここで、負圧に液体の張力が耐えられず破断しキャビテーションが生じれば、その圧力は上昇し、圧力分布は非対称となる。これが、しゅう動面に微細孔等の付与により負荷容量が生じる理由である。

キャビテーションの計算は流体機械（例えばインペラの翼）の分野で多くの研究が行われている。キャビテーションは液体中に気泡が発生する現象であるので、気泡の挙動の解析をするための単一球形気泡の力学の基礎方程式を軸とした数値解析手法が主に用いられる⁴⁰⁾。気泡内部の状態を一様とするなどの前提条件により簡略化された Rayleigh-Plesset の式を応用したものが一般的に多用される⁵⁴⁾。しかしながら、これらの計算手法をしゅう動面に適用する場合、代表長さ（しゅう動面直径：数十 mm）に対して、しゅう動面間隙間（数 μm ）が非常に小さいことが問題となる。計算における離散化メッシュのアスペクト比が大きくなり計算精度が落ち、収束性が悪い。アスペクト比を 1 に近づけようとするとメッシュ数が膨大になり、計算コストが高くなる。また、数 μm の隙間に球形気泡を仮定すること自体に無理があるとも考えられる。そのため、しゅう動面のキャビテーションの計算には、レイノルズ方程式を用い、気体領域であるキャビテーション領域を区別して考慮し、キャビテーション領域を決定する境界条件が提案されている^{45,55)}。以下に代表的な境界条件を示す。

(1) Gumbel の条件

レイノルズ方程式を解いて得られた圧力分布において、キャビテーション圧力以下の領域をキャビテーション領域とすると考え方である。非常に簡単に計算できることが特徴であるが、キャビテーション境界における流量保存を考慮しないため、実際とはキャビテーション領域が全く異なる場合があり、注意が必要である。

(2) Swift-Stieber の条件

キャビテーション境界の前縁（液膜破断位置）で圧力勾配ゼロとする、流量連続を満

たす条件である.

(3) Coyne-Elrod の条件 ⁵⁶⁾

キャビテーション境界の前縁が幅方向に一様なシート状になると仮定し, 自由界面になる時の剥離点を, 表面張力, 慣性力, 重力を考慮して厳密に求める条件である.

(4) Jakobsson-Floberg の条件 ⁵⁷⁾

キャビテーション領域において, キャビテーション境界の上流側と下流側の流量のつり合いから境界を決定する条件. 流量の連続性を厳密に考慮するため, 最も実際に近い境界条件と考えられる.

また, 差分方程式を使用して解析する場合には, キャビテーション領域の形状を決定するアルゴリズムが必要であり, JFO 理論 ^{57,58)}や, Elrod のアルゴリズム ⁵⁹⁾などが用いられる. これらのアルゴリズムでは, しゅう動面隙間の流量とキャビテーション領域での流量の連続性を保つために, キャビテーション気泡内での潤滑油の密度を変化させ, レイノルズ方程式を解く.

これらの境界条件やアルゴリズムにおけるキャビテーション領域は, いずれの条件においても, 任意のキャビテーションの圧力を設定することで求めることができる. キャビテーションの設定圧力は条件によりさまざまに設定されており, その値は真空圧から大気圧まで幅広い ^{48,60~72)}. 計算結果はキャビテーション圧力の影響を強く受けるため, キャビテーション圧力の設定が非常に重要となる.

1.3.3 キャビテーション圧力に関する従来研究

しゅう動面におけるキャビテーションの圧力については、軸受のしゅう動面にマノメータや圧力センサを取り付けた実験により、キャビテーション部の油膜圧力が測定されている⁷³⁻⁷⁵⁾。Dowson⁷³⁾は、キャビテーション気泡部の油膜の圧力は、大気圧よりも3.5kPa低い値で、その領域内での圧力分布はほとんどないと報告している。このことから、しゅう動面に生じるキャビテーション気泡は溶解気体の放散による気体性キャビテーションであることと考えられる。Etsionら⁷⁵⁾は、キャビテーション領域の最小圧力はしゅう動速度や周囲圧力により-21.1~2.5kPa(G)に変化すると報告している。

一方で、一般的に軸受よりもさらにしゅう動面隙間の小さいメカニカルシールにおいては、キャビテーション圧力が実測された報告は調査した限り、確認されなかった。

また、キャビテーション領域の観察結果と数値解析によりキャビテーション圧力の推測を行った研究も報告されている。大津ら^{75,76-78)}は、ポリアルファオレフィン中における点接触すべり条件下の弾性流体潤滑(EHL)膜に形成されるキャビテーションを観察し、時間経過と雰囲気ガスの違いによるキャビテーション気泡の成長について、溶解気体の析出が影響し、成長とともにキャビテーション圧力が上昇すること、周囲圧力(大気圧)に近づいたところでキャビテーション領域の変化が小さくなり、成長が安定することを示唆している。Shenら⁷⁹⁾は、円柱ディンプルを付与したスラスト軸受の鉱油中における負荷容量について、30~80 μm の比較的厚い流体潤滑膜形成時において、キャビテーション圧力を30~60kPa(abs)と仮定した場合、数値解析と実験結果が良く一致すること、及びキャビテーション圧力は液膜厚さに依存する可能性があることを示唆している。Tokunagaら⁸⁰⁾は、蒸留水中におけるメカニカルシールしゅう動面の円柱ディンプルに発生するキャビテーション領域について、キャビテーション圧力を-90kPa(G)と仮定したときに、数値解析と実験結果が良く一致することを報告している。さらに、徳永⁸¹⁾は、逆レイリーステップを用いた表面テクスチャリングメカニカルシールにおいて、数値解析と実験結果が一致するキャビテーション圧力について、同一の実験結果に対して、しゅう動面の液膜厚さおよび摩擦係数がよく一致するキャビテーション圧力は-0.10MPa(G)である一方で、漏れ量に関しては、-0.02~-0.03MPa(G)のキャビテーション圧力でよく一致すると報告している。このことは現在の数値解析手法に不足があることを示唆している。

以上のように、キャビテーションの圧力は、流体の種類や溶解気体量、温度、しゅう動速度、潤滑膜厚さ等によって異なることが多くの研究で示唆されている。しゅう動面に生じたキャビテーションが蒸気性キャビテーションである場合、蒸気圧が変化することでキャビテーション圧力が変化することから、しゅう動面温度が予測できればキャビテーション圧力の推定は容易かもしれない。しかし、実際には、蒸気性キャビテーションのみではなく、気体性キャビテーションや剥離キャビテーションが混在した状態となっていることが過去の研究により示唆される。気体性キャビテーションは、流体中の気体の溶解量に応じて拡散放出される気体量が変化し、キャビテーション圧力に影響を及ぼす。また、剥離キャビテーションの場合、しゅう動面への空気の巻き込み量に応じてキャビテーション圧力が変化するはずである。しかし、これらの複雑な現象を総括してキャビテーション圧力を推定する方法は現在提案されておらず、また、種々のしゅう動環境、条件において、キャビテーション圧力がどのような値を示し、どのような因子で決定されるかについて、実験的にもほとんど明らかにされていない。

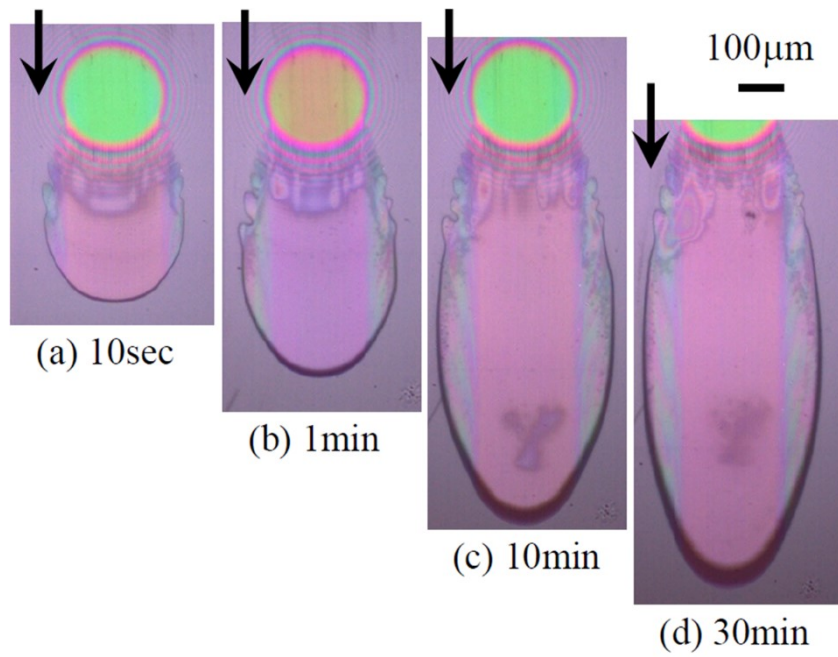


Fig. 1.3-1 Growth of cavity in sliding surface of EHL ⁵⁰⁾

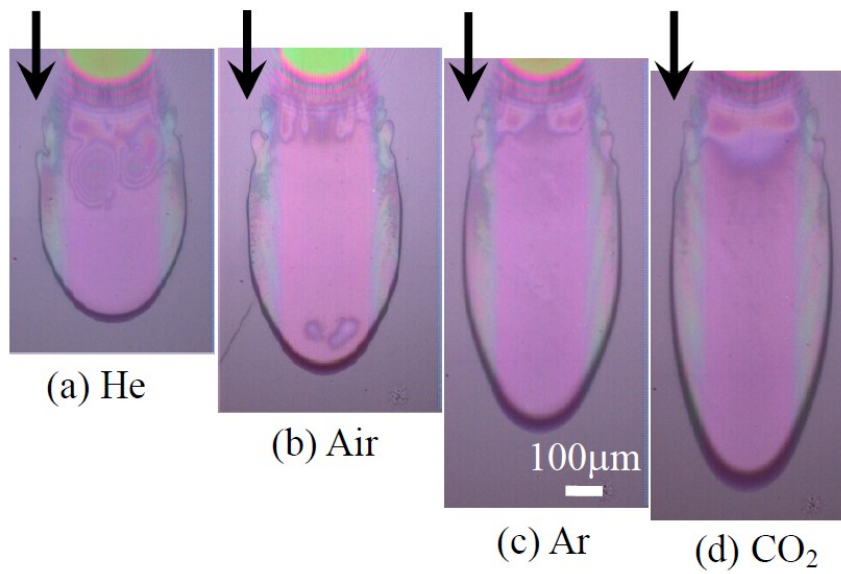


Fig. 1.3-2 Difference in cavitation area depending on ambient gas ⁵⁰⁾

1.4 メカニカルシールのしゅう動面設計における課題

メカニカルシールは、過酷な条件でも使用できる運動用シールとして古くから重用され、その密封性と耐久性（潤滑性）、信頼性を向上させてきた。近年では、表面テクスチャリング技術の向上による革新的な性能向上が図られており、低環境負荷・低エネルギー損失などのニーズに対応できる次世代型シールとして、今後、ますます活躍の場を広げると考えられる。工業的には、表面テクスチャリングの設計信頼性、設計速度の向上が必要になる。そのためには、密封性能を決定づける重要な因子である、しゅう動面におけるキャビテーションの特性把握が重要となる。

しゅう動面におけるキャビテーションについて、キャビテーションの圧力は、流体の種類や溶解気体量、温度、しゅう動速度、潤滑膜厚さ等によって異なることが多くの研究で示唆されている。キャビテーションの圧力は、その値が変化すれば、キャビテーションの領域も変化することから、非常に重要な設定値となる。しかし、しゅう動面のような薄膜領域に生じるキャビテーションにおいて、その圧力を推定する方法は現在提案されていない。また、種々のしゅう動環境、条件において、キャビテーション圧力がどのように決定されるかについては、実験的にもほとんど明らかにされていないため、このキャビテーション特性の詳細把握こそがメカニカルシールしゅう動面設計における重要な課題と言える。

1.5 本研究の目的

前節のような背景より、メカニカルシールしゅう動面に生じるキャビテーションの特性、特に圧力特性について詳細を把握し、設計段階でキャビテーション圧力を予測することが可能となれば、その工学的価値は非常に大きい。

そこで本研究では、まず、メカニカルシールしゅう動面に生じるキャビテーションの圧力測定手法を確立する。次に、その手法を用いて、種々のしゅう動実験を行い、基礎的な物性やしゅう動環境、条件がキャビテーション圧力に及ぼす影響について明らかにする。さらに、得られた結果をもとに、メカニカルシールしゅう動面に生じるキャビテーション圧力の予測法を確立する。

1.6 本論文の構成

本論文は全7章より構成される。

第1章では、本論文で取り上げた研究課題の背景および研究目的について述べる。

第2章では、しゅう動面におけるキャビテーションの観察と Reynolds 方程式を用いたキャビテーション領域の計算を行い、実験結果と解析結果の比較を行い、キャビテーション圧力の推定を行う。

第3章では、キャビテーション圧力測定手法の開発について述べる。

第4章では、メカニカルシールで一般的に用いられる「水」を密封流体としてしゅう動実験を行い、流体の蒸気圧や負圧溝の形状、しゅう動速度、流体圧力と、キャビテーション圧力との関係を調べる。

第5章では、種々の潤滑油およびアルコールを密封流体としてしゅう動実験を行い、流体の性質や溶存気体量と、キャビテーション圧力との関係を調べる。

第6章では、第4章、5章で得られた結果からキャビテーション圧力の推定モデルを検討する。

第7章では、本研究の総括を行う。本研究から得られた結論と残された課題について述べる。

参考文献

- 1) NOK 株式会社：これでわかるシール技術，工業調査会，ISBN4-76937693-2148-1 (1999).
- 2) 日本トライボロジー学会編：トライボロジーハンドブック，養賢堂 (2001).
- 3) 社団法人 日本産業機械工業会 風水力機械部会 メカニカルシール委員会 編：メカニカルシールハンドブック，共立速記印刷 (1995).
- 4) 徳永・上村・山本：密封機構と摩擦低減機構を有するメカニカルシールの開発と性能評価-理論的検討-，トライボロジスト 58, 2 (2013) 102.
- 5) 徳永・杉村・山本：密封機構と摩擦低減機構を有するメカニカルシールの開発と性能評価-実験的検討-，トライボロジスト 60, 5 (2015) 332.
- 6) S.M.A.Skinner：Phil. Mag. Ser. 6, 7, 40(1904) 329.
- 7) 例えば，大津：潤滑におけるキャビテーション - キャビテーションの成長現象，トライボロジスト, 58, 6 (2013) 373.
- 8) 日本潤滑学会：潤滑ハンドブック(改訂版)，養賢堂 (1987), 855.
- 9) 日本工業規格：メカニカルシール通則，JIS B 2405 (2003).
- 10) 内堀：シール材料 (その1) メカニカルシール，トライボロジスト，37, 2 (1992) 117.
- 11) イーグル工業株式会社カタログ：CAT. NO. 028-83987.
- 12) 田上：【セラミックスのトイボロジー】応用事例 -メカニカルシール-，トライボロジスト, 34, 2 (1989) 140-143.
- 13) イーグル工業株式会社カタログ：CAT. NO. 071-07000.
- 14) A. Brkick：Product Eng., 21, 4 (1950) 85.
- 15) 兼田：メカニカルシールのポンピング作用，潤滑，28, 3 (1983) 151-156.
- 16) 伊藤：ターボ機械におけるドライガスシール，ターボ機械，23,4 (1995) 51.
- 17) T. Shimomura, H. Hirabayashi & T. Nakajima：STLE Trans., 35, 4 (1992) 659-666.
- 18) T. Shimomura, K. Kiryu, H. Hirabayashi, T. Nakajima：STLE Tribo. Conf, No. 88-TC-3C-1.
- 19) E. Mayer：Belastete axiale Gleitringdichtungen fur Flussigkeiten Disseration TH. Stuttgart (1959).
- 20) E. Mayer：Axiale Gleitringdichtungen, 6. Auflage, (1977), VDI-Verlag.

- 21) B. S. Nau : Film Cavitation Observations In Face Seals, Proc. 4th Int. Conf. on Fluid Sealing, BHRA (1969) 190.
- 22) B. S. Nau : Proc. 1st Leed-Lyon Symp. On Tribology, Cavitation and Related Phenomena in Lubrication (1974, Leeds), 227.
- 23) 平野 : 接触式密封装置の密封機構, 潤滑, 24, 5, (1979) 261-269.
- 24) 石渡・平林 : メカニカルシールの摩擦と密封特性について, 日本機械学会誌 64, 512 (1961) 1289.
- 25) R. Divakar : Sintered Silicon Carbides with controlled Porosity for Mechanical Face Seal Applications, STLE, 50, 1 (1993) 75-80.
- 26) B. S. Ravinder, S. S. Lyndon : Effect on deterministic asperiry geometry on hydrodynamic lubrication, ASME. J. Tribology, 126 (2004) 527-534.
- 27) I. Etsion & L. Burstein, A model for Mechanical Seals with Regular Microsurface Structure, STLE, Tribology Trans., 39, 3 (1996) 677-683.
- 28) 手嶋・石山・浦 : しゅう動面の気孔の有無と気孔直径によるメカニカルシールしゅう動特性への影響, トライボロジスト, 44, 6 (1999) 444-451.
- 29) 手嶋・石山・浦 : 油潤滑下におけるしゅう動面上の円形気孔の深さと直径による摩擦係数への影響, トライボロジスト, 44, 10 (1999) 816-823.
- 30) 井上 : メカニカルシールにおけるテクスチャリング技術の動向, トライボロジスト, 60, 4 (2015) 274-279
- 31) 徳永 : メカニカルシールの摩擦低減技術の最新動向, トライボロジスト, 62, 4 (2017) 254-260
- 32) M. Komiya, K. Kiryu, H. Masuya, K. Okada & H. Hirabayashi : Effect of silicate in Coolant on Sealing Performance of Mechanical Seals for Water Pumps of Automotive Engines, Proceeding of Japan International Tribology Conference Nagoya, 1990.
- 33) 板谷・徳永・千葉・吉柳・上村 : 表面テクスチャメカニカルシールにおけるしゅう動面堆積物への対応, トライボロジー会議予稿集, 東京 (2016) A30
- 34) 板谷・福原・徳永・上村 : 表面テクスチャメカニカルシール実用化検討ー流体循環溝の形状と効果ー, トライボロジー会議予稿集, 新潟 (2016) D31
- 35) 徳永・上村・山本 : 微細溝形状の流体潤滑作用を利用したメカニカルシールしゅう動面

- へのポンピング機構の付与, トライボロジー会議予稿集, 東京(2013) D28.
- 36) 根岸・小杉・井上・徳永・井上: 潮流発電機用両回転テクスチャリングメカニカルシールの実用化, トライボロジー会議予稿集, 高松 (2017) C33.
- 37) W. Kimura, H. Katori, R. Dircks, Y. Takigahira : Realization of Ultra-High Speed, Zero-Leakage and Low Friction Textured Mechanical Seals by combining Liquid and Gas Lubrications – Gas Liquid Hybrid Face, Proc. 20th ISC – International Sealing Conference Stuttgart, 2018, A6.
- 38) 細江・板谷: 電気自動車用モータ冷却シール技術の関わるトライボロジー, トライボロジスト, 65, 3 (2020), 140-145.
- 39) Dircks, R., Huppertz, H., Itadani, M. & Okada, T. : GlideXTM –Frictionless sealing solutions for electric drives, Antriebstechnischen Kolloquium (ATK) 2019.
- 40) 加藤: 新版キャビテーション 基礎と最近の進歩, 森北出版, ISBN978-4-627-60239-7 (2016).
- 41) 日本工業規格: 滑り軸受—金属製流体潤滑軸受に生じる損傷の外観及びその特徴—第2部: キャビテーション浸食及びその対策, JIS B 1583-2 (2012).
- 42) 山本・鎌田: トライボロジー, 理工学社, ISBN4-8445-2146-2 (1998).
- 43) 山口: 作動油のキャビテーション, 潤滑, 22, 8 (1977) 477-482.
- 44) Dowson, D. and Taylor, C.M. : Fundamental Aspects of Cavitation in Bearings, Institution of Mechanical Engineers, 15(1975).
- 45) 中原: 流体油膜の挙動 —キャビテーション—, 潤滑, 26, 3 (1981).
- 46) B.S.Nau : Film Cavitation Observations In Face Seals, Proc. 4th Int. Conf. Fluid Sealing, Paper 20, B.H.R.A. Fluid Engineering, Cranfield, 20(1969) 190.
- 47) Etsion, I, Kligerman, Y. and Halperin, G. : Analytical and Experimental Investigation of Laser-Textured Mechanical Seal Faces, Tribology Transaction, 42, 3, 1999, 511-516.
- 48) 徳永, 杉村, 山本: 流体潤滑能力に及ぼす表面マイクロピットと表面うねりの影響, トライボロジー会議予稿集, 鳥取(2004), 161-162
- 49) Y. Tokunaga, H. Inoue, K. Okada, T. Shimomura, Y. Yamamoto : Effect of Cavitation Ring Forced on Laser-Textured Surface of Mechanical Seal, Tribology Online, 6, 1,

- 2011, 36-39.
- 50) T.Otsu, H.Tanaka, N.Izumi & J.Sugimura: Effect of Surrounding Gas on Cavitation in EHL, Tribology Online, 4, 2 (2009) 50-54.
 - 51) J. Pemberton and A. Cameron : A MECHANISM OF FLUID REPLENISHMENT IN ELASTOHYDRODYNAMIC CONTACTS, Wear, 37, 1976, 185-190.
 - 52) 野木 : 点接触 EHL 膜厚に及ぼす入口膜厚分布の影響, トライボロジー会議予稿集, 鳥取(2004), 185-186
 - 53) Cann, P.M.E. : Thin Film Grease Lubrication, Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Part J, Journal of Engineering Tribology, 213, 1999, 405-416.
 - 54) Ashok K. Shinhali : Mathematical Basis and Validation of the Full Cavitation Model, Journal of Fluids Engineering, Sep. 2002, Vol. 124, 623.
 - 55) 中原 : 流体潤滑理論の 21 世紀最初の 10 年の進展, トライボロジスト, 58, 6 (2013), 355-360.
 - 56) J. C. Coyne & H. G. Jr. Elrod : Trans. ASME, Ser. F., 93, 3 (1970) 451.
 - 57) B. Jakobsson & L. Floberg : The Finite Journal Bearing, Considering Vaporization, Trans. Chalmers Univ. Tech. Gotheborg Sweden, Nr190, No.3 (1957) 1-116.
 - 58) K. O. Olsson : Cavitation in Dynamically Loaded Bearing, Trans. Chalmers Univ. of Tech, Sweden, No. 308 (1965).
 - 59) H. G. Elrod : A cavitation algorithm, Trans. ASME. 103 (1981) 350-354.
 - 60) K. Stadler, N. Izumi, T. Morita, J. Sugimura, and B. Piccigallo : Estimation of Cavity Length in EHL Rolling Point Contact, Transaction of the ASME, Journal of Tribology, 130, 2008
 - 61) N. Izumi, S. Tanaka, K. Ichimaru, and T. Morita : Observation and Numerical Simulation of Oil-Film Formation under Reciprocating Rolling Point Contact,” in “Transient Process in Tribology, Elsevier, Amsterdam, 2004, 565-572.
 - 62) J. Wang, T. Hashimoto, H. Nishikawa, and M. Kaneta : Pure rolling elastohydrodynamic lubrication of short stroke reciprocating motion, Tribology International, 38, 2005, 1013-1021.
 - 63) F. Chevalier, A. A. Lubrecht, P. M. E. Cann, F. Colin, and G. Dalmaz : Film Thickness

- in Starved EHL Point Contacts, *Transaction of ASME, Journal of Tribology*, 120, 1998, 126-133.
- 64) N. Izumi, M. Nakashima, K. Watanabe, T. Morita, and J. Sugimura : EHL numerical Simulation in Reciprocating Rolling Point Contact, *Proceedings of World Tribology Congress 2009, Kyoto, September, 2009*, 678.
- 65) Y. Yamamoto, J. Kim, S. Gondo, and J. Sugimura : The Effect of HFC Refrigerant Dissolution on Oil Film Thickness and Wear Characteristics of Oils,” in “Thinning Films and Tribological Interfaces, Elsevier, Amsterdam, 2000, 771-776.
- 66) L. Chang, A. Jackson, and M. N. Webster, : Effects of 3-D Surface Topography on the EHL Film Thickness and Film Breakdown, *Tribology Transactions*, 37, 3, 435-444.
- 67) 池内, 森:キャビテーションの存在するシールの流体潤滑特性(第1報, 空どう圧力の潤滑膜への影響)”, *日本機械学会論文集(C編)*, 47, 422, 1981, 1337-1345.
- 68) 池内, 森, ”キャビテーションの存在するシールの流体潤滑特性(第2報, 空どう圧力の密封特性への影響)”, *日本機械学会論文集(C編)*, 47, 422, 1981, 1337-1345.
- 69) S. R. Harp, and R. F. Salant : Inter-asperity cavitation and global cavitation in seals: An average flow analysis, *Tribology International*, 35, 2002, 113-121.
- 70) M. Priest, D. Dowson, and Talor, C. M. : Theoretical modeling of cavitation in piston ring lubrication, *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Part J, Journal of Engineering Tribology*, 214, 2000, 435-447.
- 71) A. V. Olver, M. T. Fowell, H. A. Spikes, and I. G. Pegg : Inlet suction’, a load support mechanism in non-convergent, pocketed, hydrodynamic bearings, *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Part J, Journal of Engineering Tribology*, 220, 2006, 105-108.
- 72) Y. Qiu, and M. M. Khonsari : On the Prediction of Cavitation in Dimples Using a Mass-Coservative Algorithm, *Transaction of ASME, Journal of Tribology*, 131, 2009, 041702 1-11.
- 73) D. Dowson : Laboratory experiments and demonstrations in tribology, *Tribology*, 1, 2, 1968, 150-156.

- 74) H. Heshmat : The Mechanical of Cavitation in Hydrodynamic Lubrication, Tribology Transaction, 34, 2, 1991, 177-186.
- 75) I. Etsion and L. P. Ludwig : Observation of Pressure Variation in the Cavitation Region of Submerged Journal Bearings, Transaction of ASME, Journal of Lubrication Technology, 104, 1982, 157-163.
- 76) T. Otsu., H. Tanaka, N. Izumi and J. Sugimura : Initiation and Growth of Gaseous Cavity in Concentrated Contact in Various Surrounding Gases, Tribology International, 53 (2009) 68-75.
- 77) 大津・田中・杉村：点接触 EHL における気体性キャビテーションの成長に及ぼす雰囲気温度の影響，トライボロジスト, 59, 10 (2014) 648-656.
- 78) 大津：弾性流体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と雰囲気の影響ー，トライボロジスト, 60, 2 (2015) 111-118.
- 79) C. SHEN & M. M. KHONSARI : On the Magnitude of Cavitation Pressure of Steady-State Lubrication, Tribal. Lett., 51 (2013) 153.
- 80) Tokunaga, Y., Uemura N. & Yamamoto, Y., “Theoretical and experimental investigation of hydrodynamic lubrication effect of micro-dimples on sliding surfaces for mechanical seal”, Proceedings of JAST Tribology Conference, September, 2012, B21.
- 81) 徳永：メカニカルシールの密封機能向上と摩擦低減に関する研究, 学位論文, 九州大学(2015) 118.

第 2 章 Elrod アルゴリズムによるキャビテーション圧力の推定

本章では、メカニカルシールしゅう動面に生じるキャビテーションを観察し、同時に密封限界圧力を調査した。その結果をもとに、数値解析手法によりキャビテーション領域を求めることで、実験結果と一致するキャビテーション圧力を推定し、第 1 章で述べたしゅう動面のキャビテーション計算における課題について検証した。

2.1 キャビテーション観察実験

2.1.1 シール試験片

試験片の仕様を Table 2.1-1 に示す。メカニカルシールの回転環には、粗さ $Ra0.005\mu\text{m}$ の光学ガラス基板（合成石英）、厚さ 5mm 、直径 $\phi 30\text{mm}$ を用いた。固定環（シールリング）には、粗さ $Ra0.02\mu\text{m}$ の炭化ケイ素（SiC, silicon carbide）を用い、ばねにより回転環に押し付けられる。しゅう動面内径は $\phi 17.5\text{mm}$ 、面幅 2.25mm とした。押し付け荷重が 21N になるようメカニカルシールの取り付け長を設定した。

固定環しゅう動面には、レーザー加工により表面テクスチャリングを付与した。テクスチャ形状の詳細を Fig. 2.1-1 に示す。

1.2.4 項で述べたように、密封性と潤滑性を両立した表面テクスチャリングパターンは多岐にわたる。その中から、キャビテーション領域の観察に適した表面テクスチャリングパターンを選定する必要がある。本章における表面テクスチャリングは、逆レイリーステップ溝の終端が深溝（圧力解放溝）に連通しない溝形状、ポンピンググループ^{1,2)}を採用することとした。選定の背景は以下の通りである。最も基本的な密封機構である、逆レイリーステップ溝の終端が深溝（圧力解放溝）に連通するパターンにおいては、溝の始端から生じるキャビテーションは、溝内のほぼ全域に広がり、溝終端の深溝（圧力解放溝）まで成長する³⁾。このキャビテーション領域は、数値解析上、キャビテーション圧力設定値を $0\text{MPa(G)}\sim 0.09\text{MPa(G)}$ の範囲で変化させたとしてもほとんど差異がなく、溝のほぼ全域がキャビテーションとなる。そのため、仮に実験条件の変化によりキャビテーション圧力が異なっていたとしても、その違いを観察できない可能性が高い。しかしながら、ポンピンググループであ

れば、Fig. 2.1-2 に示す、しゅう動面間流体の圧力分布の数値解析結果のように、溝の終端がレイリーステップとなり正圧が生じるため、溝の終端部分ではキャビテーションは消失し、液膜領域となる。そのため、キャビテーション圧力の違いによるキャビテーション領域の変化を観察できる可能性が高いと考えた。なお、Fig.2.1-2 にはしゅう動面の径方向流量も併せて示しており、キャビテーション領域ではしゅう動面への流入、正圧領域ではしゅう動面外への流出が生じることがわかる。

しゅう動面外周部には、潤滑機構として、くさび作用により負荷容量を生じる、幅 0.7mm、深さ 1.5 μ m のレイリーステップを 8 等配、配置した。レイリーステップを設け、あらかじめ数値解析を行うことで、任意の流体、回転数、圧力条件下におけるしゅう動面の液膜厚さを、ある程度コントロールすることが可能となる。

また、しゅう動面の内周側には、密封機構として、上流側では逆くさび作用により負圧を生じ、下流側では正圧を生じる、幅 0.8mm、深さ 1.5 μ m のポンピンググループを 16 等配、配置した。ポンピンググループを設けることで、任意の条件において、キャビテーションが生じるに十分な負圧を発生させるよう、コントロールすることが可能となる。

さらに、潤滑機構、密封機構の両機構を分断するため、しゅう動面外に 8 等配の半径溝で連通した、円環状の溝、深さ 50 μ m をしゅう動面の中央に配置した。

レイリーステップおよびポンピンググループの設計における数値解析手法の詳細については次節で述べる。

2.1.2 実験方法

2.1.2.1 しゅう動実験装置

メカニカルシールのしゅう動試験機の概要を Fig. 2.1-3 に、外観を Fig.2.1-4 にそれぞれ示す。メカニカルシールの固定環は、液槽の中央に、しゅう動面が鉛直方向上向きに設置される。回転環である光学ガラス基板は、駆動用モータに接続された軸径 ϕ 12mm の金属製の回転シャフトに、エポキシ樹脂接着剤で固定される。試験機の液槽は鉛直方向に任意に位置調整できる構造となっている。液槽を調整することでメカニカルシールの取り付け長を調整し、所定のしゅう動面押圧過重が付与できるようにした。また、液槽の上面には耐圧ガラスを有するカバーを設置することで、エア加压により任意の圧力を付加できるように

した。

2.1.2.2 しゅう動面の観察方法

シールしゅう動面の可視化は、シールメカニズムの解明を目的とし、実現現象を理論的に解釈するための重要な役割を持ち、古くから行われている^{4,5)}。しゅう動部材の片方に透明な材料（アクリル樹脂、ガラス、サファイアなど）を用い、実体顕微鏡を用いて観察する。メカニカルシールのしゅう動面観察装置としては、Tokunagaら⁶⁾により、可視光によるしゅう動面間の流体の流れや、キャビテーション挙動の観察、さらにはレーザー励起蛍光法（LIF法）による液膜厚さの計測も可能な装置が提案されている。

メカニカルシールのしゅう動面隙間はサブミクロンオーダーであり非常に小さい。キャビテーション領域は気体と液体の混相領域であるので、観察方法によってはキャビテーションをうまく識別できない。実体顕微鏡における観察では、観察面に照射した照明の反射光を撮像素子で検出する。観察面に対して斜め方向から照明を当てると、撮像素子で検出できる主体は反射光のうち、乱反射光が主体となり、キャビテーションの識別が困難であるので、カメラの観察方向と同じ方向から光を照射する、同軸落射照明による観察方法が推奨される²⁾。

本研究では、同軸落射照明を取り付け可能なレンズを用い、CCDカメラにより鉛直方向上方からガラス越しにしゅう動面を観察した。撮影した映像はPCに保存される。

2.1.3 実験条件

本研究の実験条件をTable 2.1-2に示す。試験流体には精製水を用いた。メカニカルシールしゅう動面の外周側に配置し、液面はしゅう動面よりも2~3mm程度高くなるよう調整した。なお、しゅう動開始時にしゅう動面が傷付くことを防止するため、しゅう動面にはあらかじめ試験流体を塗布してから回転環を取り付けており、しゅう動開始初期はしゅう動面内周側に試験流体が付着した状態となっている。液温は管理せず、室温下で成り行きとした。軸回転数は1000rpm（しゅう動面平均周速で約1m/s）とした。メカニカルシールの外周はエアー加圧により大気圧0MPa(G)~0.30MPa(G)まで変化させた。この条件下におけるキャビテーション領域をCCDカメラにより観察し、圧力変化におけるキャビテーション領域の変化を調査した。

また、同時にしゅう動面内周側に漏れ出る液体についても CCD カメラにより観察した。メカニカルシール外周の圧力をエアージャックにより 0.01MPa(G)ずつ上昇させ、各圧力条件下で 1min 運転し、しゅう動面内周側への漏れが生じる限界の圧力を調査した。漏れ出た液体は Fig. 2.1-5 に示すように、表面張力により回転環（ガラス面）と固定環のしゅう動面のコーナー部に付着するため、CCD カメラにより観察できる。

2.1.4 実験結果

Figure 2.1-6 に、キャビテーション領域の観察結果の例を示す。これは、0.10MPa(G)エアージャック時の様子である。カメラの視野は最も低倍率においてもしゅう動面全体をとらえることができないため、ポンピンググループが 2 箇所収まる視野サイズで観察した。ポンピンググループ内の色が薄く見える領域がキャビテーション領域である。キャビテーション領域と液膜領域がコントラストよく、明確に識別できていることがわかる。

Figure 2.1-7 に各圧力条件におけるキャビテーション領域の観察結果を示す。観察結果から、しゅう動面の外周の流体圧力の増加に伴い、キャビテーション領域が減少することがわかる。これは圧力勾配の上昇に伴いポンピンググループ内に吸い込まれる液体の量が増加することで、溝内の流量が増加し、下流側の溝端（レイリーステップ）で生じる正圧が増加したことにより負圧領域が減少したためと考えられる。

また、大気圧下でのしゅう動を数分行くと、しゅう動面の内周側にあらかじめ塗布された流体が完全にしゅう動面内に吸い込まれ、気液界面がしゅう動面内に存在する状態が確認された。この時のキャビテーション領域は、気液界面がしゅう動面よりも内周側にある Fig. 2.1-6 の観察結果よりも大きくなっている。これはしゅう動面の内周側より巻き込まれた剥離キャビテーション（空気）の影響によるものと考えられる。この状態から、しゅう動面外周の流体圧力を 0.01MPa(G)ずつ上昇させていくと、徐々に気液界面が内周側（大気側）に移動し、しゅう動面外周の流体圧力が 0.11MPa(G)に到達した時点で、しゅう動面内周に黒い水膜が生じた。すなわち、このしゅう動条件における供試メカニカルシールの密封限界は 0.11MPa(G)であることが確認された。これらのしゅう動面観察結果を Fig. 2.1-8 に示す。

Table 2.1-1 Specimen specifications

Seal ring material	Silicon carbide
Inner diameter of seal ring surface	17.5mm
Width of seal ring surface	2.25mm
Surface roughness of seal ring	0.02 μ m Ra
Rotating ring material	Synthetic quartz
Surface roughness of rotating ring	0.002 μ m Ra

Table 2.1-2 Experimental conditions

Sealed fluid	purified water
Load of sliding surface	21 N
Rotating speed	1000 rpm (1m/s)
Fluid temperature	Room Temperature
Pressure	0 MPa(G)~ 0.2MPa(G)

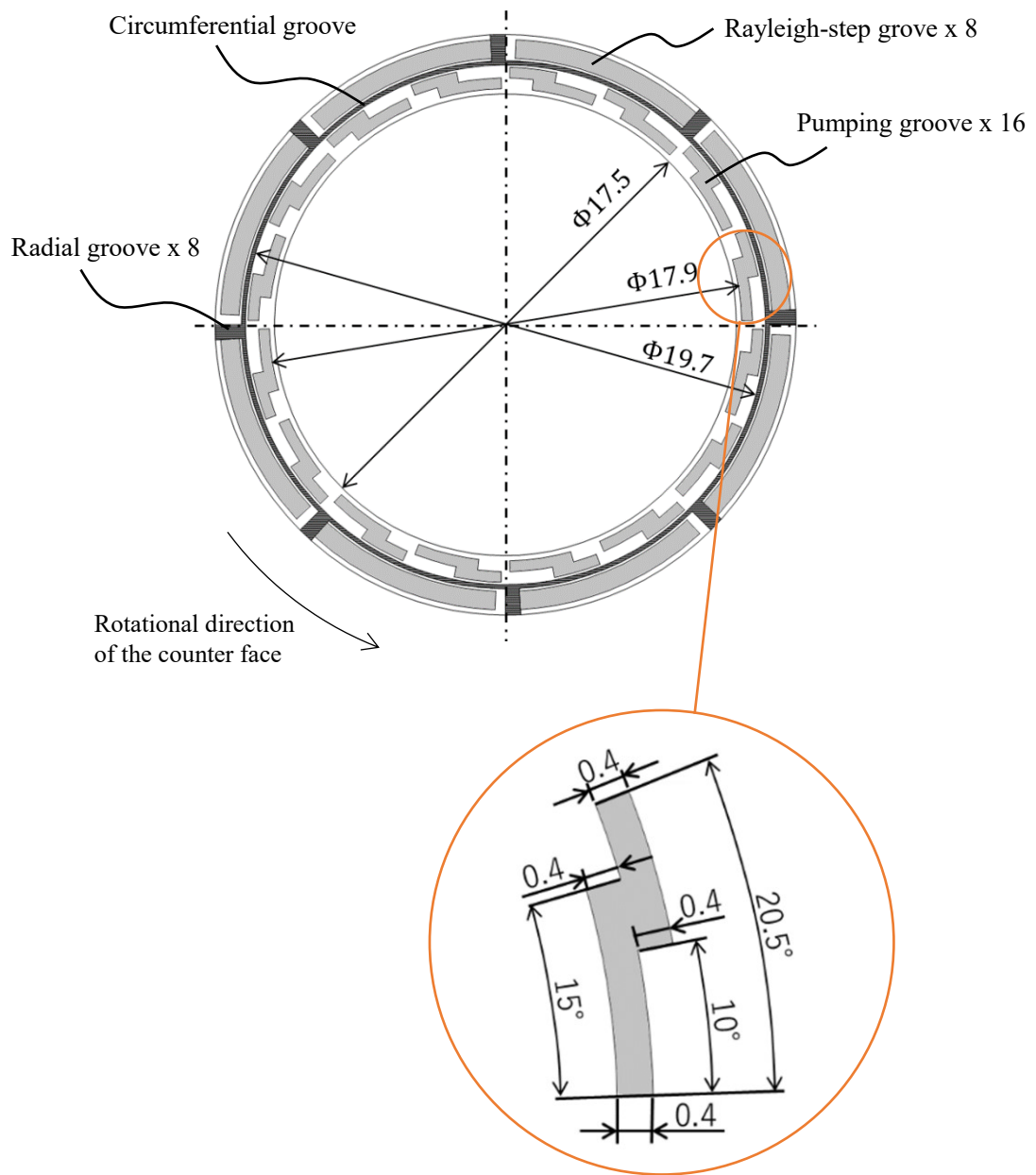


Fig. 2.1-1 Structure of surface texturing of seal ring

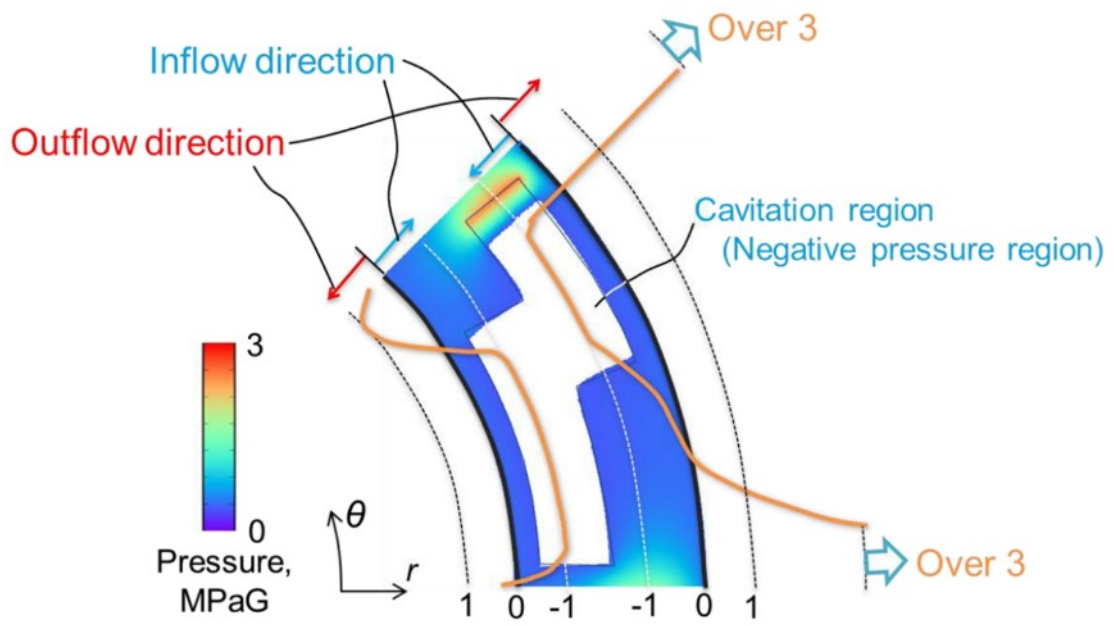


Fig. 2.1-2 Calculation result of the pressure and the side leakage distributions ³⁾

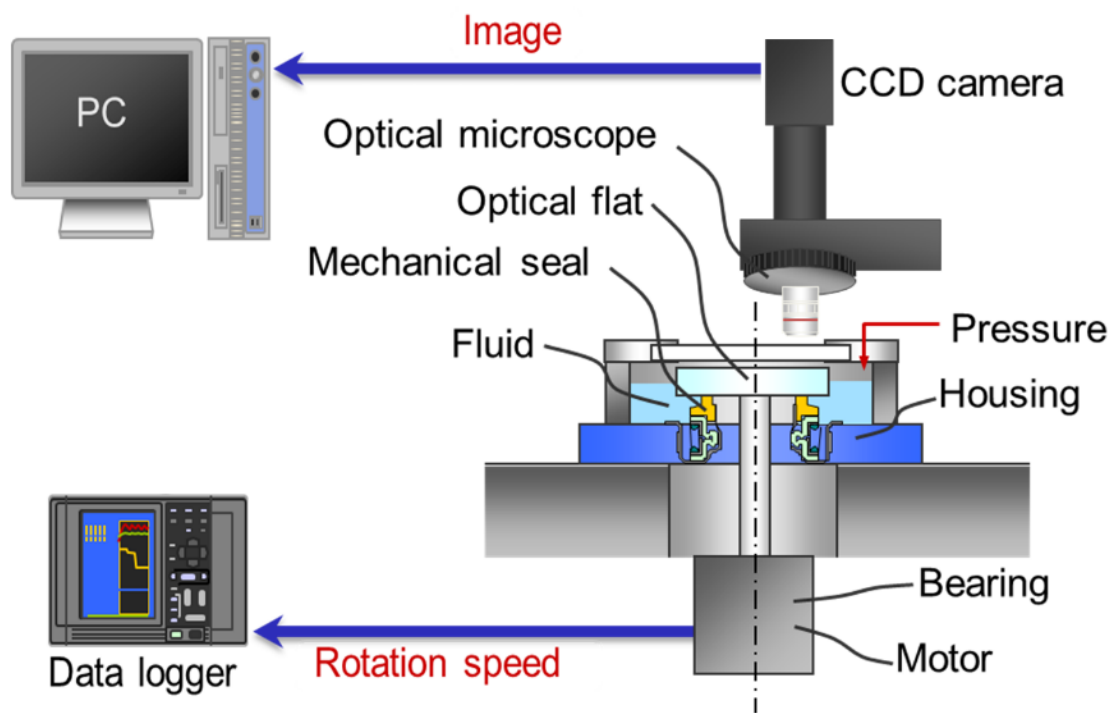


Fig. 2.1-3 Experimental rig



Fig. 2.1-4 Photograph of the Experimental rig

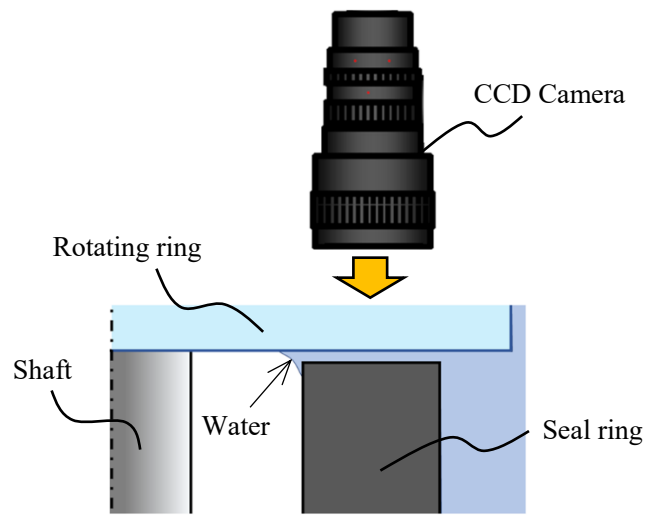


Fig. 2.1-5 Cross-section view of sliding surface

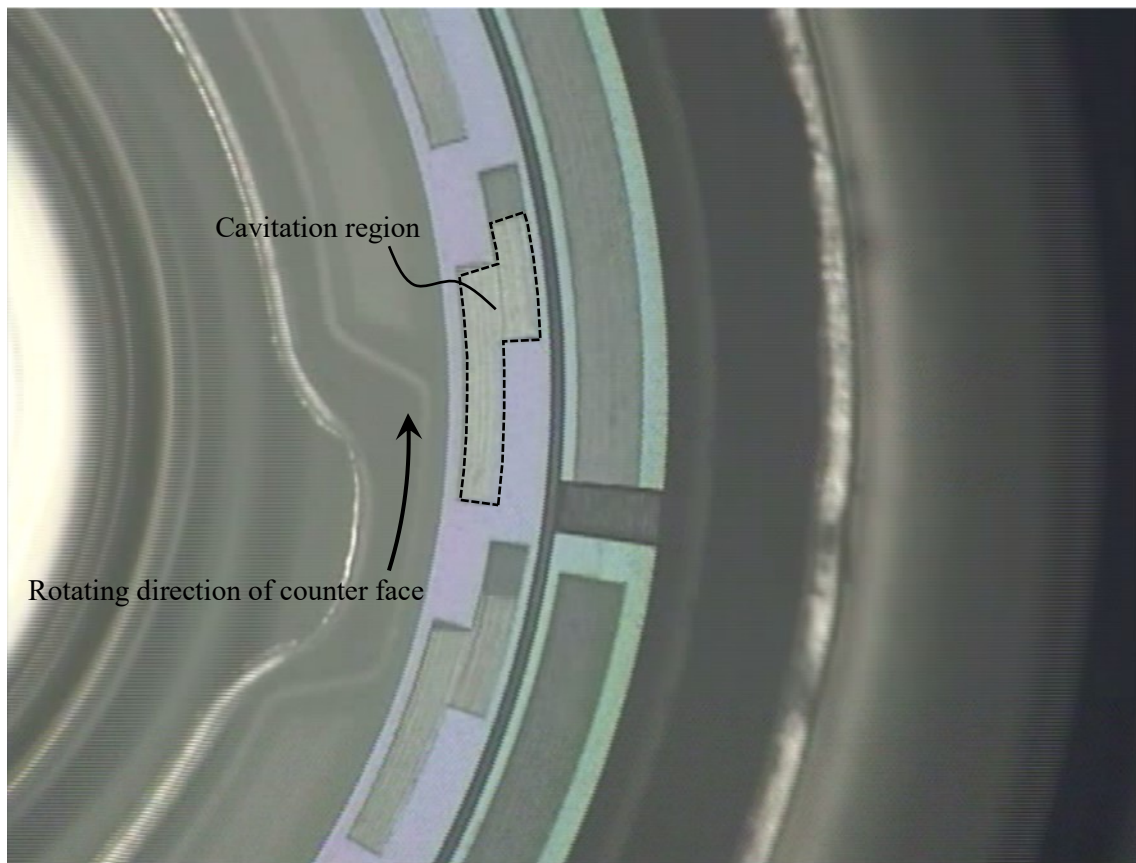


Fig. 2.1-6 Cavitation observation result with coaxial episcopic illumination unit.

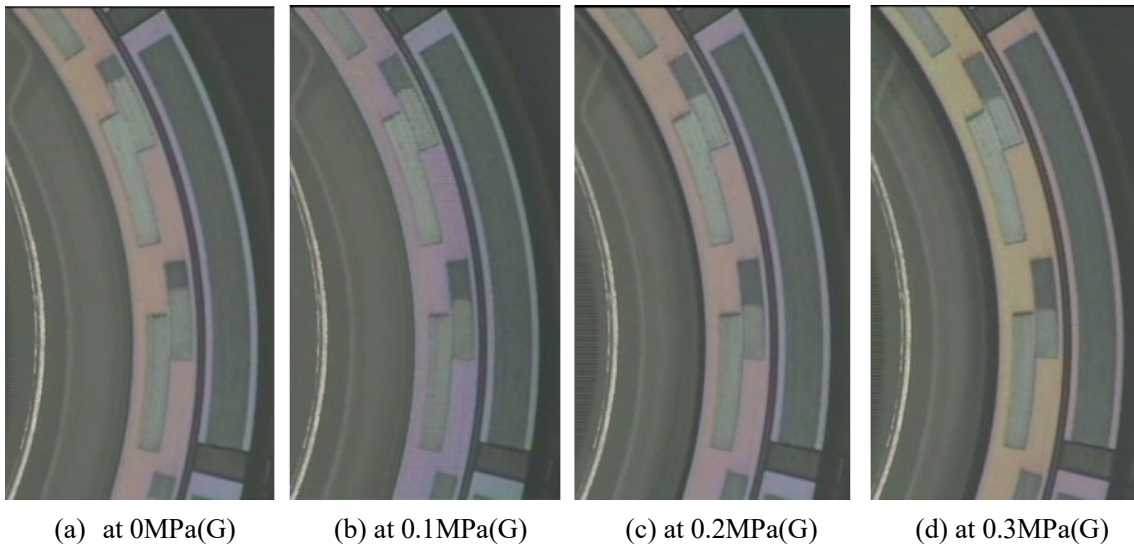


Fig. 2.1-7 Cavitation observation result of different outside pressure conditions

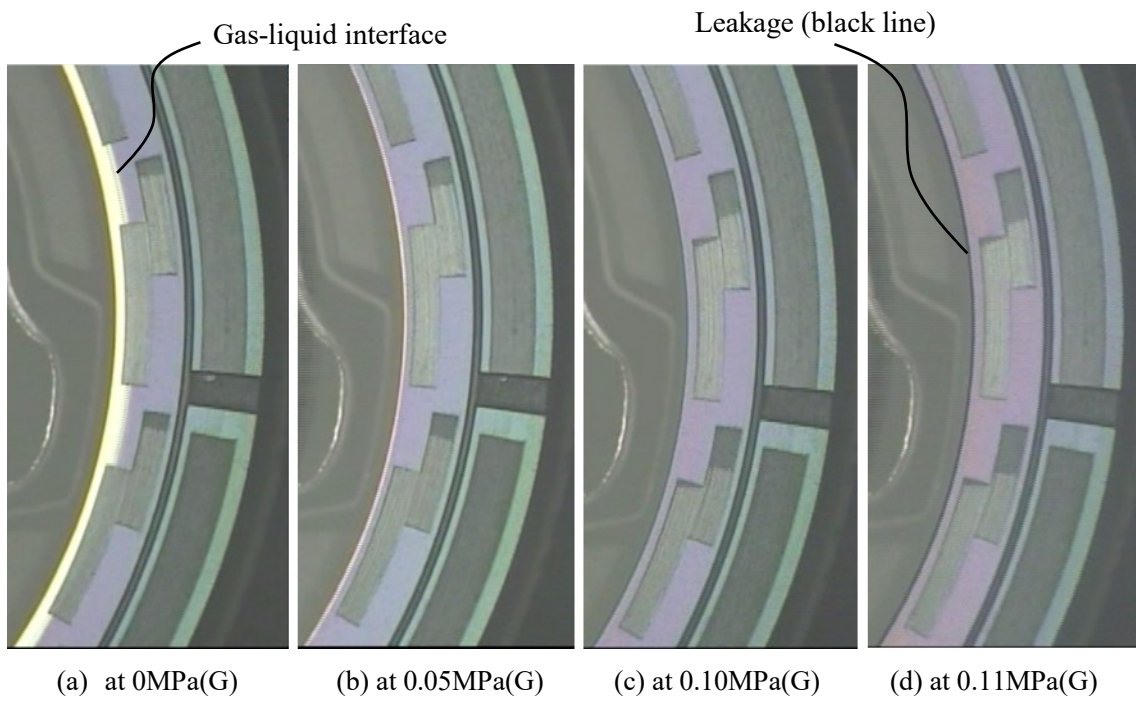


Fig. 2.1-8 Observation results of gas-liquid interface

2.2 数値解析によるキャビテーション圧力の推定

2.2.1 数値解析方法

キャビテーション圧力を推定するため、数値解析を実施した。解析モデルとして、円筒座標系の二次元 Reynolds 方程式を差分法により解いてしゅう動面の圧力分布を求めた。しゅう動面は理想的な平行平面とし、表面テクスチャリングの溝形状のみを付与した。解析手順のフローチャートを Fig. 2.2-1 に示す。はじめに、初期条件としてしゅう動速度 U 、流体粘度 η 、しゅう動面の隙間形状 $h(r, \theta)$ 、初期しゅう動面最小膜厚 h_0 を設定する。これらの条件を初期値とし、Sommerfeld 条件によりしゅう動面間の流体圧力分布を計算する。次に、Elrod のアルゴリズムを用いて、キャビテーション設定圧力以下の領域をキャビテーション領域としてスイッチ関数により密度を変化させることで、流量連続を保証して自動的にキャビテーション領域と完全流体領域を決定する。

キャビテーション領域の決定後、しゅう動面全面の圧力を積分し、負荷容量 W を算出する。実現象では、この算出した負荷容量と、メカニカルシールの押し付け荷重が釣り合う状態にあると考えられるので、両者を比較し、許容誤差範囲内であれば計算を終了し、許容誤差範囲外である場合は、初期しゅう動面最小膜厚 h_0 を変更し、再度計算をやり直す。本研究ではこの計算により求めた膜厚 h をしゅう動面間隙間として取り扱う。

なお、メカニカルシールの押し付け荷重はメカニカルシール周囲の流体圧力の影響を受ける⁸⁾。Fig. 2.2-2 に示すように、シールリングに対して軸方向の移動力として働く、密封流体の圧力を受ける軸方向の投影面積 A_2 に流体圧力を乗じた力が、ばね荷重に加えられる。これをクロージングフォースと呼ぶ。供試メカニカルシール構造はインサイド型であるため、しゅう動面外径を基準に算出した面積 $A_2 : 114\text{mm}^2$ に、計算条件（実験条件）毎にクロージングフォースを求めて、本数値解析のメカニカルシール押し付け荷重として適用する。一方で、しゅう動面の軸方向の投影面積 A_1 には、しゅう動面を開く方向に流体圧力が働き、これをオープニングフォースと呼ぶ。オープニングフォースは負荷容量 W の計算結果に含まれる。

また、しゅう動面隙間と圧力分布が既知となるので、メカニカルシールの漏れ量 Q の計算が可能となる。理想的な平行平面間において、非圧縮性流れ、粘性率が一定、体積力項は重力項のみでほとんど影響しないことから無視できる⁷⁾と仮定すると、円筒座標系の

Navier Stokes の方程式より，隙間 h における半径方向流量 q は以下のように表せる．

$$q = \int_0^h V_r dz = \frac{r\omega^2 h^3}{40\nu} - \frac{h^3}{12\rho\nu} \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{V_{r1}}{2} h \quad (1-1)$$

ここで， r はしゅう動面の内径半径， ω は角速度， ν は動粘度， ρ は密度 kg/m^3 ， p は圧力 Pa， V_r は径方向の壁面速度 m/s である．式(1-1)をしゅう動面一周にわたって積分することで，メカニカルシールの漏れ量 $Q(\text{ml/h})$ を求める．

解析モデルは Fig. 2.2-3 に示すように，円周方向および半径方向について微小格子に分解する．今回は，計算精度を向上させるため，しゅう動面を円周方向に 8 分割し，周期境界条件を設定した．メッシュ数は半径方向 100，円周方向 150 とした．解析条件は実験条件と同じく，しゅう動速度 U は 1000rpm (1m/s)，メカニカルシールしゅう動面の押し付け荷重は，ばね荷重 21N に，受圧面積 $A_2 : 114\text{mm}^2$ にメカニカルシール外周の流体圧力を乗じた力を加えた，クロー징フォースとした．なお，流体粘度は室温における水の代表値として， $0.89\text{mPa} \cdot \text{s}$ (25°C) を，体積弾性係数は 2190MPa を用いた．

2.2.2 数値解析結果

2.2.2.1 キャビテーション領域の比較によるキャビテーション圧力の検討

メカニカルシール外周の流体圧力が大気圧下におけるしゅう動面の圧力分布の数値解析結果を Fig. 2.2-4 に示す．なお，キャビテーション圧力は -0.09MPa(G) とした．メカニカルシールの押し付け荷重と釣り合う負荷容量が生じるしゅう動面隙間 h は約 $0.46\mu\text{m}$ であった．この条件下では，レイリーステップでは最大 2MPa(G) の正圧が生じ，ポンピンググループ溝では，従来研究^{1,2)}と同様に，始端で負圧が生じ，その終端では正圧が生じていることがわかる．

メカニカルシール外周の流体圧力が大気圧下におけるキャビテーション領域について，キャビテーション圧力を -0.09MPa(G) ～ -0.01MPa(G) の範囲で変化させた場合の数値解析結果を Fig. 2.2-5 に示す．計算上，キャビテーションと液体の抵抗はないとし，キャビテーション領域では流体の速度は壁面移動速度に等しく，流量保存のため流体膜厚は $h/2$ としている．よって液膜厚さが $h/2$ の領域をキャビテーション領域として表示した．解析結果から，キャビテーション圧力が低いほど，キャビテーション領域が減少することがわかる．

これはキャビテーション圧力が低いほど圧力勾配が上昇し、ポンピンググループ内に吸い込まれる液体の量が増加することで、溝内の流量が増加し、下流側の溝端（レイリーステップ）で生じる正圧が増加し、負圧領域が減少したためと考えられる。キャビテーション圧力 -0.09MPa(G) 設定におけるポンピンググループ下流側の溝端で生じる正圧の最大値は 0.38MPa(G) 、キャビテーション圧力 -0.01MPa(G) 設定における同値は 0.16MPa(G) であった。なお、しゅう動面の膜厚 h はキャビテーション圧力の設定値の影響をほとんど受けず、約 $0.46\mu\text{m}$ であり、各設定による膜厚 h の差は1%以下であった。このように、キャビテーション圧力の設定によりキャビテーション領域が変化することがわかる。

キャビテーション圧力の設定値を -0.01MPa(G) に固定し、メカニカルシール外周の流体圧力を $0.10\text{MPa(G)}\sim 0.30\text{MPa(G)}$ の範囲で変化させた場合におけるキャビテーション領域の数値解析結果を Fig. 2.2-6 に示す。メカニカルシール外周の流体圧力の上昇によりキャビテーション領域が減少しており、実験結果と傾向が一致する。これは、先ほど述べたように、メカニカルシール外周側の流体圧力の増加に伴い、ポンピンググループ下流側の溝端で生じる正圧が増加し、負圧領域が減少したことによるものと考えられる。それぞれの外周流体圧力におけるキャビテーション領域について、実験結果と解析結果を詳細に比較すると、外周流体圧力が 0MPa(G) においては、実験結果に対して数値解析のキャビテーション領域が大きく、外周流体圧力が上昇するにしたがって実験結果と数値解析のキャビテーション領域の差が縮まり、 0.20MPa(G) で同等、 0.30MPa(G) においては数値解析のキャビテーション領域の方が小さくなっている。

そこで、キャビテーション圧力の設定値を 0.01MPa(G) ずつ変化させて各外周流体におけるキャビテーション領域を計算し、実験結果と最も近くなるキャビテーション圧力を求めた。実験結果と解析結果を比較した表を Fig. 2.2-7 に示す。外周流体圧力の上昇に伴い、キャビテーション圧力が上昇し、 0.30MPa(G) 加圧下においては、キャビテーション圧力は大気圧を超える可能性が示唆される。

2.2.2.2 メカニカルシールの密封限界圧力によるキャビテーション圧力の検討

数値解析により、メカニカルシールの外周流体の圧力が 0.10MPa(G) における、本実験条件下でのキャビテーション圧力は約 -0.03MPa(G) であると示唆された。キャビテーション圧力の設定値を -0.03MPa(G) に固定し、外周流体圧力 $0.09\text{MPa(G)}\sim 0.13\text{MPa(G)}$ における

メカニカルシールの漏れ量 Q を計算した。計算結果を Fig.2.2-8 に示す。 r 座標は外周側が正であるので、漏れ量 Q が負の値であれば漏れが生じることを意味し、漏れ量 Q が正の値であればしゅう動面方向へ流れ、すなわち漏れが生じないことを意味する。計算結果から、供試メカニカルシールの本実条件下における密封限界圧力は外周流体圧力 0.1～0.11MPa(G)に存在すると予想される。これは 2.1 節における実験結果と一致する。

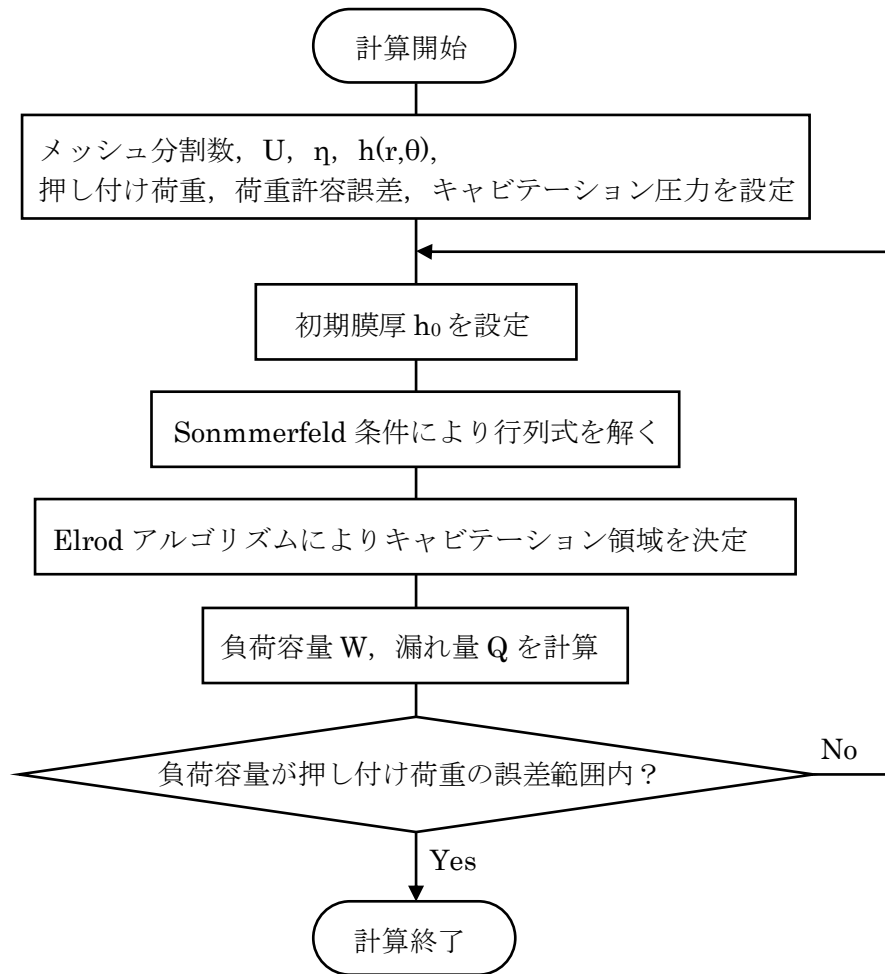


Fig. 2.2-1 Flowchart of numerical calculation

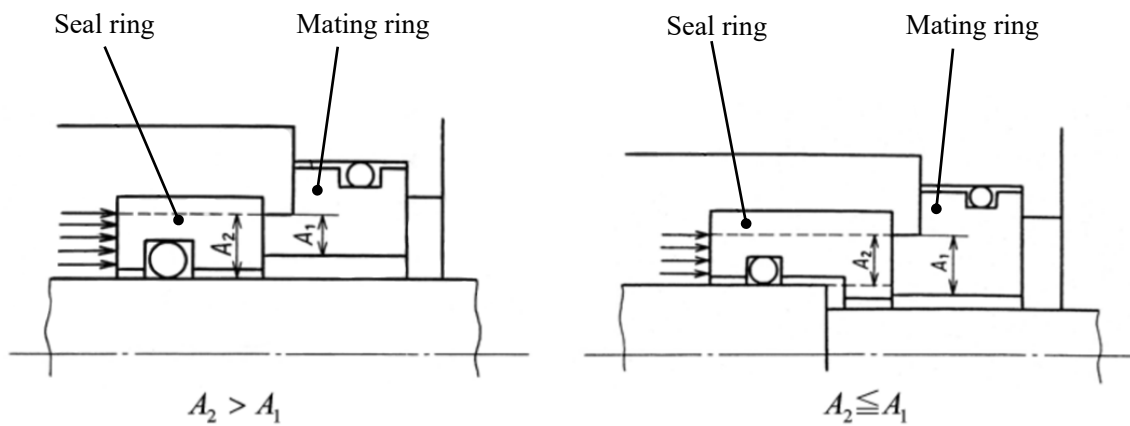


Fig. 2.2-2 Pressure balance of mechanical seal ⁸⁾

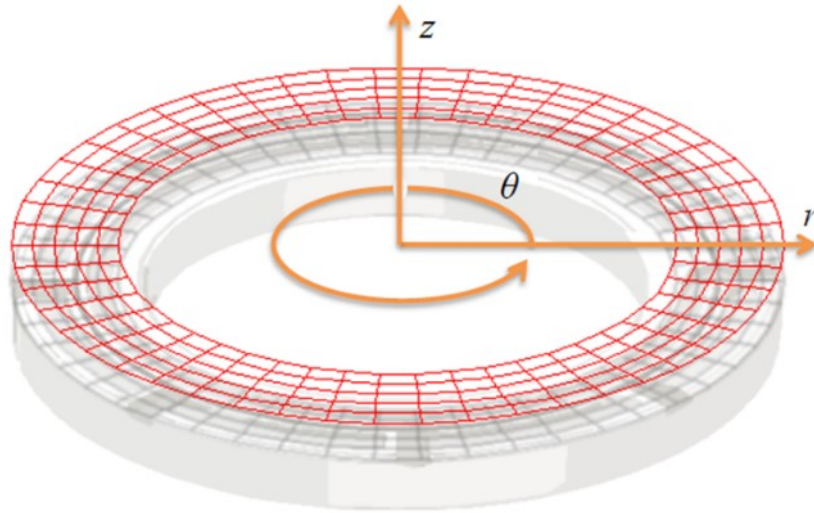


Fig. 2.2-3 Meshed surface of cylindrical axis and longitudinal axis

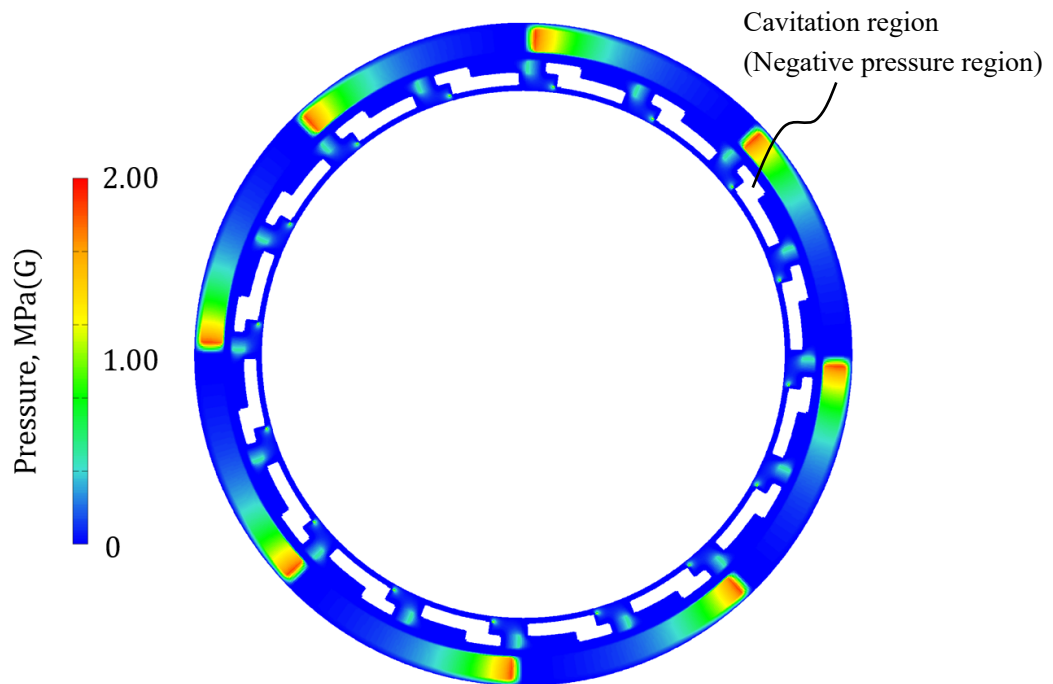


Fig. 2.2-4 Calculation result of the pressure

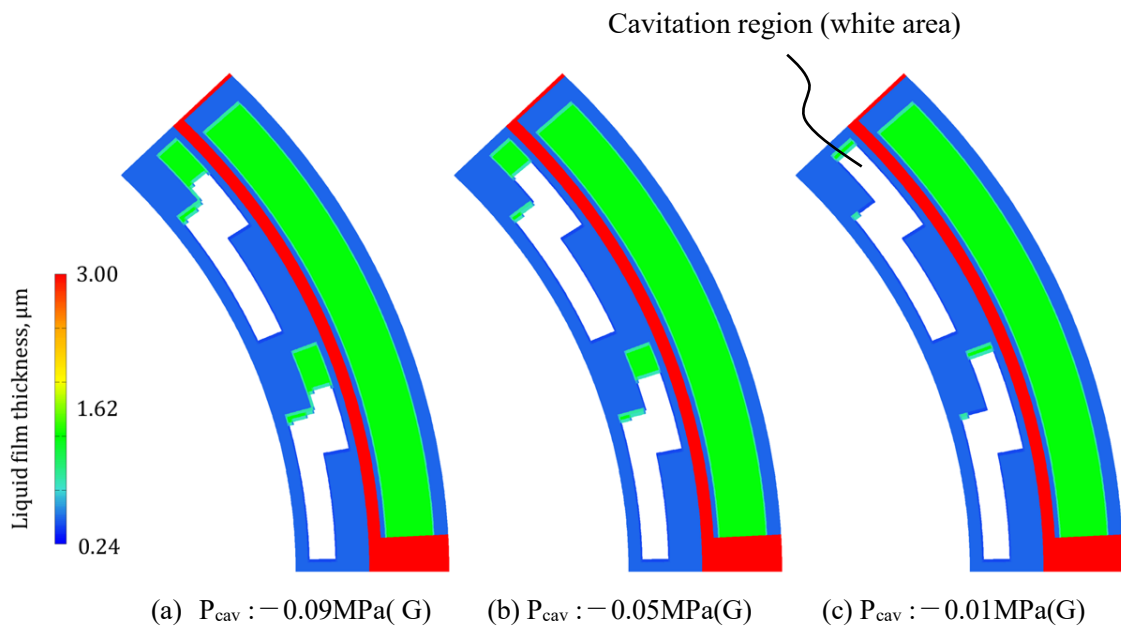


Fig. 2.2-5 Calculation results of film thickness at 0MPa(G)

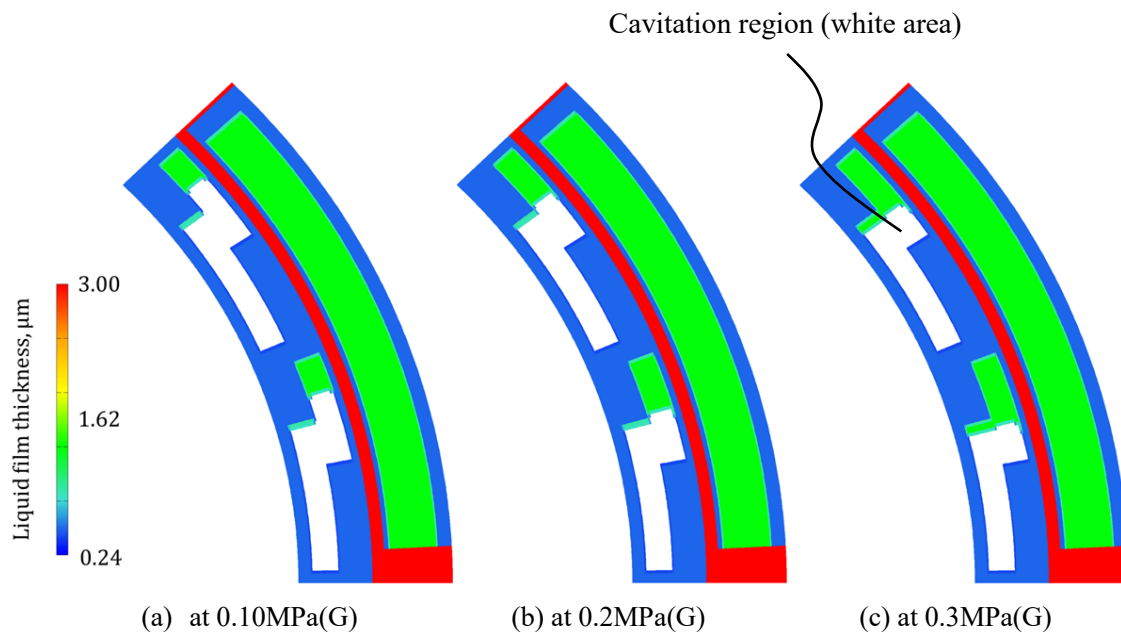


Fig. 2.2-6 Calculation results of film thickness with $P_{\text{cav}} -0.01\text{MPa(G)}$


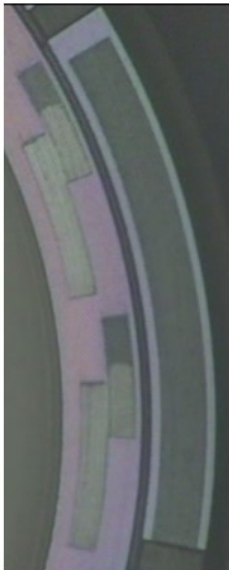


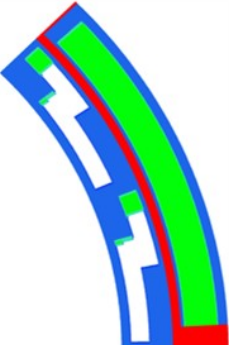
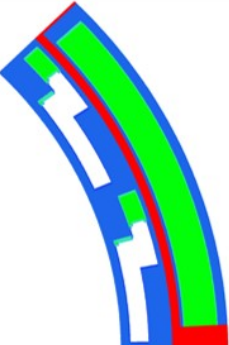
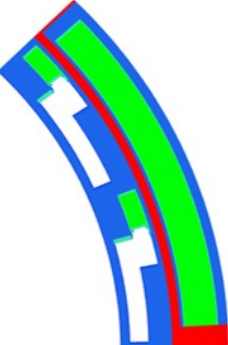
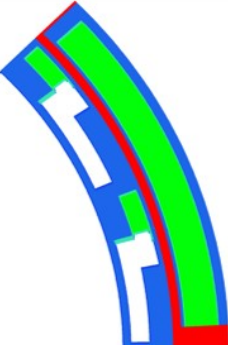
Out side pressure, MPa(G)	0	0.1	0.2	0.3
Experiment				
Analysis				
P_{cav} , MPa(G)	-0.05	-0.03	0	0.07

Fig. 2.2-7 Experimental result and calculation result

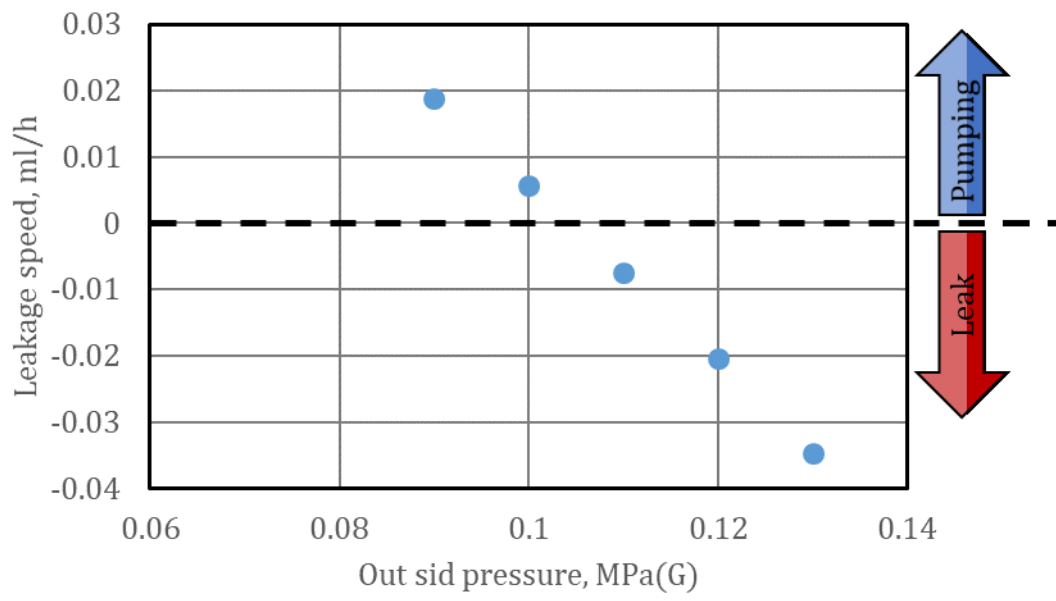


Fig. 2.2-8 Sealing Limit

2.3 まとめ

本章では、メカニカルシールしゅう動面に生じるキャビテーションを観察し、同時に密封限界圧力の調査を行った。その結果をもとに、現在一般的に使用されている数値解析手法によりキャビテーション領域を求めることで、実験結果と一致するキャビテーション圧力を推定した。以下に、結果をまとめる。

- ・キャビテーション領域は、雰囲気圧力(メカニカルシール外周の流体圧力)により変化し、雰囲気圧力の上昇に伴って減少する。
- ・雰囲気圧力の上昇に伴い、ポンピンググループ溝の下流端で生じる正圧が増加し、負圧領域が減少することにより、キャビテーション領域は減少する可能性を示唆した。
- ・キャビテーション領域にはキャビテーション圧力が大きく影響することを示唆した。
- ・数値解析により推定したキャビテーション圧力を用いて求めたメカニカルシールの密封限界は、実験結果とよく一致する。

以上のように、従来研究により示唆される通り、しゅう動面に生じるキャビテーション領域の推定においては、キャビテーション圧力が大きく影響し、非常に重要な因子であることを確認した。環境条件によって変化する、このキャビテーション圧力を推定する方法は現在提案されておらず、キャビテーション圧力の詳細把握こそがメカニカルシールしゅう動面設計における重要な課題であることを、改めて確認した。

参考文献

- 1) 徳永・上村・山本：微細溝形状の流体潤滑作用を利用したメカニカルシールしゅう動面へのポンピング機構の付与，トライボロジー会議予稿集，東京(2013) D28.
- 2) 徳永：メカニカルシールの密封機能向上と摩擦低減に関する研究，学位論文，九州大学(2015).
- 3) 徳永・杉村・山本：密封機構と摩擦低減機構を有するメカニカルシールの開発と性能評価-実験的検討-，トライボロジスト 70, 5 (2015) 332.
- 4) 佐藤：シールを支える可視化技術，トライボロジスト， 51, 12 (2007) 861.
- 5) 徳永：シールを支える可視化技術，トライボロジスト， 59, 5 (2014) 290.
- 6) Y. Tokunaga T. Hosoe, H. Inoue, K. Okada & Y. Yamamoto : Measurement of Film Distribution by Two-Dimensional Dynamic Measuring System for Mechanical Seals, Proc. 19th Int. Conf. Fluid Sealing (2007) 221.
- 7) 山本・鎌田：トライボロジー，理工学社，ISBN4-8445-2146-2 (1998).
- 8) 日本工業規格：メカニカルシール通則，JIS B 2405 (2003).

第3章 キャビテーション圧力測定手法の開発

3.1 目的

本章では、メカニカルシールしゅう動面に生じるキャビテーション領域の圧力測定手法の検討を行った。

キャビテーションの圧力測定については従来研究でいくつかの事例が報告されている。流体機械に生じるキャビテーションにおいては、Kobayashi ら¹⁾により、キャビテーション・タンネルを用いた実験装置にてキャビテーション圧力の測定が行われている。ノズル（オリフィス部）から生じるキャビテーションがノズル壁面に沿うようにノズル角度を設定し、ノズル壁面に設けた圧力測定用の小穴から、液体で満たしたチューブを介して圧力変換器に圧力を導くことで測定している。なお、この実験（水、20℃）におけるキャビテーション圧力は数 kPa(abs.)であることが報告されている。

狭い隙間に生じるキャビテーションにおいては、Etsion ら²⁾や Sun ら³⁾により、ジャーナル軸受におけるキャビテーションの圧力測定結果が報告されている。いずれも、ジャーナル側に圧力測定用の小穴を設け、その直下に圧力センサを埋め込んで直接キャビテーション圧力を測定する方法である。ジャーナルは半固定とし、スリーブを回転させ、スリーブに透明部材を用いることで、キャビテーションを観察しつつジャーナルの圧力測定用の小穴をキャビテーション領域に移動させることで、その圧力を測定している。しかし試験装置は大きく、組付け精度や歪みの影響で、軸受隙間は数十～数百 μm と、メカニカルシールのしゅう動面隙間の 100 倍以上となり、大きく異なる。キャビテーションの圧力はしゅう動面の膜厚に依存する可能性が示唆されているため⁴⁾、メカニカルシールしゅう動面で生じるキャビテーションとは特性が異なる可能性が考えられる。メカニカルシールしゅう動面としゅう動環境に近い、潤滑部に生じるキャビテーションにおいては、佐々木ら⁵⁾により、スラストパッドの油溝に設けた圧力測定穴と金属管により、油膜圧力を抵抗線式圧力変換器に導く方法が報告されている。これらの測定方法はいずれもしゅう動面に圧力測定用の小穴を設け、穴を介して圧力センサで測定する方法である。

圧力測定用の穴を設けない圧力測定手法として、中井ら⁶⁾により、ひずみゲージを貼り付けたダイアフラムをすべり面と同一面になるように加工する方法が提案されている。流体圧力の測定においては、圧力センサ自体が突出していると、それが微小であってもしゅう動

特性に影響を与えるため、注意が必要である。この問題を解決する手法としては、Crossらにより、薄型のタクマイルセンサを用いた圧力測定方法が提案されている。25 μm 厚の金属シム製しゅう動面の裏側にセンサを貼り付けて、すべり面全体の圧力分布を観察する方法である。すべり面に設けたディンプルの上流側で生じる負圧、下流側で生じる正圧の圧力分布をうまく測定できている。

以上のように、従来研究により様々な圧力測定手法が提案されている。ただし、それぞれに長所と短所があるため、これらを参考に、メカニカルシールしゅう動面におけるキャビテーション圧力の測定方法に最適な方法を検討した。

まず、キャビテーション圧力の測定と同時に、キャビテーションの観察を行うことは非常に重要であり、必須である。そのため、基本的には、第2章で述べた実験と同じく、メカニカルシールの固定環に表面テクスチャリングを設けて任意の位置でキャビテーションを生じさせ、回転環を透明部材にして、しゅう動面を観察する方法が望ましい。回転環に圧力センサを取り付けることでしゅう動面の全体の圧力分布を測定する方法も考えられるが、圧力センサ自体が回転するため、測定データを無線で送信する等の処理が必要であり、装置が大型化しやすく、それらを高速回転させることは現実的でない。また、圧力センサの応答性が悪い場合に、圧力分布を正確に測定できない恐れがある。

第2章におけるキャビテーション観察の結果、キャビテーションは移動壁面ではなく固定壁面（溝側）に留まることが判明していることから、固定壁面側に圧力測定用の穴を設けることでキャビテーション圧力を安定して測定できると考えられる。圧力センサが気相を介してキャビテーションにつながれば、気体の流動性が良いことから、圧力センサの測定圧力とキャビテーション圧力は同一になると考えられ、測定精度が良いはずである。

メカニカルシール固定環には、しゅう動面の表面仕上げ精度、表面テクスチャリングの加工性の観点から炭化ケイ素（SiC, silicon carbide）を用いることが望ましい。SiCのヤング率はステンレスの2倍以上であり非常に大きいため、タクマイルセンサを固定環の裏面に貼り付け変形させる圧力測定法は適さないと考えられる。また、しゅう動面のキャビテーションが生じる場所に、ひずみゲージ等のセンサを貼り付ける方法については、メカニカルシールの表面テクスチャリングの溝深さが数 μm で設定されることから、センサの取り付け部に微小な凹凸ができてしまうと、たとえ数 μm であっても、溝内の流体流れ、すなわちしゅう動面の圧力分布に多大な影響を及ぼし、ひいてはキャビテーション圧力にも影響を与え

ると考えられるため、適さないと考えられる。そこで、本研究においては、メカニカルシールしゅう動面に圧力測定用の小穴を設け、穴を介して圧力センサでキャビテーション圧力を測定する方法を採用することにした。

3.2 キャビテーション圧力測定の予備実験

本節では、予備実験としてメカニカルシール固定環のキャビテーション発生領域に圧力測定用の小穴を設け、穴を介して圧力センサでキャビテーション圧力を測定した。

3.2.1 シール試験片

シール試験片の仕様を Table 3.2-1 に示す。メカニカルシールの回転環には、粗さ $Ra0.005\mu\text{m}$ 、平坦度 pv 値： $0.24\mu\text{m}$ 以下の光学ガラス基板（合成石英）、厚さ 8mm 、直径 $\phi 40\text{mm}$ を用いた。固定環（シールリング）には、粗さ $Ra0.02\mu\text{m}$ 、平坦度 pv 値： $0.2\mu\text{m}$ 以下の炭化ケイ素（SiC, silicon carbide）を用い、ばねにより回転環に押し付けられる。しゅう動面内径は $\phi 22.8\text{mm}$ 、面幅 4.70mm とした。押し付け荷重が 42N になるようメカニカルシールの取り付け長を設定した。

固定環しゅう動面には、レーザー加工により表面テクスチャリングを付与した。本章では、文献[8]にて提案される流体循環溝と逆レイリーステップを配置した表面テクスチャリングパターンを採用した。第 2 章において採用したポンピンググループを配置した表面テクスチャリングでは、しゅう動条件によりキャビテーション圧力が変化する可能性が示唆されたが、本章では、まず、メカニカルシールしゅう動面における負圧溝の基本形状である、終端が深溝（圧力解放溝）に連通した逆レイリーステップ溝において生じるキャビテーションの圧力測定を試みた。ただし、1.2.4 項で述べたように、文献[9][10]に示された逆レイリーステップ溝においては、終端の深溝（圧力解放溝）内の流体が、しゅう動面外へ排出されない可能性がある⁸⁾。そのため、長時間の実験において、深溝内がキャビテーションで満たされ、レイリーステップへの流体供給が阻害され、しゅう動面同士が接触して焼き付く可能性が考えられる。したがって、せん断流れを利用して流体をしゅう動面に導入し、レイリーステップに供給するとともに、逆レイリーステップで回収した流体を排出するための、流体循環溝を配置した表面テクスチャリングパターンを採用した。テクスチャ形状の詳細を Fig. 3.2-1 に示す。

具体的な寸法について以下に述べる。しゅう動面の外周部には、潤滑機構として、幅 2.0mm 、深さ $1.5\mu\text{m}$ のレイリーステップを 3 等配、配置した。また、しゅう動面の内周部には、密封機構として、幅 1.4mm 、深さ $1.5\mu\text{m}$ の逆レイリーステップを 3 等配、配置した。さらに、潤滑機構、密封機構の分断および、せん断流れを利用して流体をしゅう動面に

導入，排出するための，幅 0.3mm，深さ 100 μ m の流体循環溝（V 字深溝）を 3 等配，配置した．

なお，しゅう動面の隙間は，第 2 章で述べた，円筒座標系の二次元 Reynolds 方程式を用いた数値解析手法によりあらかじめ計算を行った．溝形状は 3 等配であるため，しゅう動面を円周方向に 3 分割し，周期境界条件を設定した．メッシュ数は半径方向 100，円周方向 300 とした．解析条件については，しゅう動速度は 1500rpm (2.16m/s)，メカニカルシールしゅう動面の押し付け荷重は 42N，流体粘度は室温における水の代表値として，0.89mPa \cdot s (25 $^{\circ}$ C) を，体積弾性係数は 2190MPa を用い，キャビテーション設定圧力は -0.01MPa(G) とした．しゅう動面圧力分布の数値解析結果を Fig. 3.2-2 に示す．この条件下において，レイリーステップでは最大 2MPa(G) の正圧が生じ，逆レイリーステップ溝ではキャビテーションが生じ，メカニカルシールの押し付け荷重と釣り合う負荷容量が生じるしゅう動面最小隙間 h_0 は約 1.2 μ m であった．

3.2.2 実験方法

メカニカルシール固定環の逆レイリーステップ溝の始点部には，キャビテーション圧力測定のため Fig. 3.2-3 に示す，直径 ϕ 0.26mm，深さ 0.5mm のしゅう動面にほぼ垂直な穴を，逆レイリーステップ溝の径方向幅中央かつ溝始端から周方向角度 $\theta_h=3^{\circ}$ の位置に，一カ所設けた．逆レイリーステップ溝で生じる負圧への影響を小さくするため，穴は極力小さい方が望ましい．事前検討の結果，SiC は非常に硬度が高いため， ϕ 0.26mm が安定して加工可能な最小サイズであったので，圧力測定用穴の直径は ϕ 0.26 とした．さらに，その配下に直径 ϕ 1.9mm の穴を設けて連通させた． ϕ 1.9mm の穴には，外径 ϕ 1.8mm，内径 ϕ 1.1mm，長さ約 360mm のポリウレタンチューブをエポキシ樹脂により接着し，密封固定した．ポリウレタンチューブには，測定レンジ 0~100kPa(abs.) のピエゾ素子型圧力センサ（株式会社バルコム製，VAR3 タイプ¹¹⁾，専用アタッチメント付き）を接続した．圧力センサの寸法および外観を Fig. 3.2-4 に，圧力センサの仕様を Table 3.2-2 に示す．圧力センサの測定データは電圧で出力されるため，真空ポンプおよびデジタルマノメータ（横河電機株式会社製，型式：M210）を用いて，常温下にて，3kPa(abs.) と 101kPa(abs.) の二点の圧力下でキャリブレーションを行って検量線を作成し，圧力に変換した．

しゅう動実験装置は，第 2 章で述べた実験と同じ装置を用いた．実験装置の概要を Fig.3.2-

5 に示す。CCD カメラにより鉛直方向上方からガラス越しにしゅう動面に生じるキャビテーションを観察することができる。また、ポリウレタンチューブはメカニカルシール固定環と回転シャフトの隙間を通して、回転系の外部に取り出し、圧力センサに接続した。圧力センサはデータロガー（グラフテック株式会社製、型式：GL240）に接続し、サンプリング間隔 0.1 秒でデータを記録した。なお、シャフト回転数も同時に記録した。

3.2.3 実験条件

実験条件を Table 3.2-3 に示す。試験流体には精製水を用いた。メカニカルシールしゅう動面の外周側に配置し、液面はしゅう動面よりも 4~5mm 程度高くなるよう調整した。なお、しゅう動開始時にしゅう動面が傷付くことを防止するため、しゅう動面にはあらかじめ試験流体を塗布してから回転環を取り付けており、しゅう動開始初期はしゅう動面内周側に流体が付着した状態となっている。液温は管理せず、室温下で成り行きとした。軸回転数は 1500rpm（しゅう動面平均周速で約 2.16m/s）、エアー加圧は行わず、大気圧 0MPa(G) とした。

なお、事前に真空引き等は行わず、しゅう動面に設けた圧力測定用穴からポリウレタンチューブ、圧力センサの受圧部までの空間には大気圧の空気が存在する状態で、しゅう動試験をスタートした。

3.2.4 実験結果

Figure 3.2-6 に、キャビテーション圧力の測定結果を示す。横軸は軸回転開始後の経過時間とし、縦軸はキャビテーション圧力およびシャフト回転数とした。しゅう動開始後、キャビテーション領域の圧力は指数関数的に低下をはじめ、およそ 80min 経過後に安定した。安定後の圧力は約 5kPa(abs.)であった。常温（25℃）における水の飽和蒸気圧は Fig. 3.2-7 に示す通り約 3.2kPa(abs.)であり¹²⁾、キャビテーション領域の圧力は飽和蒸気圧に近い値であることがわかった。

Figure 3.2-8 に圧力測定用穴を設けていない箇所、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの形状を示す。しゅう動開始直後より、逆レイリーステップ溝の始端から複数のキャビテーションが生じ、すじ状に下流に流れていく様子が観察された。これはフィンガーキャビテーションと呼ばれる。キャビテーション形状は起動開始直後からほとんど変化

しないことを確認した。

Figure 3.2-9 に圧力測定用穴を設けた箇所、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの形状を示す。圧力測定用穴を設けていない箇所同様、しゅう動開始直後より、逆レイリーステップ溝の入口部からフィンガーキャビテーションが複数発生した。しかし、圧力測定用穴の周辺からは大きなひとまとまりのキャビテーションが生じ、下流まで拡大しており、圧力測定用穴を設けていない場合とはキャビテーション形状が異なることを確認した。このひとまとまりのキャビテーションの周囲は液膜領域（黒色部）となっていることが観察された。また、溝の入口部から生じたフィンガーキャビテーションは、その液膜領域に到達した時点で消失していることが観察された。このことから、ひとまとまりのキャビテーションの圧力は、水の飽和蒸気圧より高いものと推定され、圧力測定用穴から圧力センサまでの空間に存在する空気が、周囲の負圧により吸い出されたものである可能性が高いと考えられる。

キャビテーション圧力とキャビテーション形状の関係について、Fig.3.2-9(a)に示すように、ひとまとまりのキャビテーションの領域の径方向幅は、しゅう動開始直後はおよそ 0.62mm であった。この時のキャビテーション圧力は約 95kPa(abs.)であり大気圧に近い。その後、Fig.3.2-9(b)(c)に示すように、時間経過とともに、ひとまとまりのキャビテーションの径方向幅は縮小した。伴ってキャビテーション圧力も減少を続けた。Fig.3.2-9(d)に示すように、最終的にキャビテーション圧力が約 5kPa(abs.)で安定した後の、しゅう動開始から 82min 経過後において、ひとまとまりのキャビテーションの径方向幅は 0.39mm まで縮小した。この縮小現象は、ひとまとまりのキャビテーションとフィンガーキャビテーションの圧力差が減少したことによるものと考えられる。しかし、キャビテーション圧力安定後においても、圧力測定用穴の周辺ではフィンガーキャビテーションが側方に流れ、中央にはひとまとまりのキャビテーションが存在していることが観察されたため、2種のキャビテーションが分離して存在している可能性が考えられる。

本実験における測定圧力は、直接的には穴から生じたひとまとまりのキャビテーションの圧力である。ただし、ひとまとまりのキャビテーションは、その周囲の圧力、つまり逆レイリーステップにより生じたフィンガーキャビテーションの圧力の影響を受けて変化し、最終的に安定している。よって、安定後の測定圧力はフィンガーキャビテーション領域の圧力と等しいと考えることができる。

3.2.5 まとめ

本節では、予備実験としてメカニカルシール固定環のキャビテーション発生領域に圧力測定用の小穴を設け、穴を介して圧力センサでキャビテーション圧力を測定した。以下に、結果をまとめる。

- ・圧力測定用穴を設けたことにより初期状態で存在する空気は、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションに影響するものの、時間経過とともに排出される。空気の排出は、穴の周囲の負圧領域（キャビテーション領域）との差圧による圧力流れによるものと考えられ、時間経過とともに差圧が小さくなることで、最終的には、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの圧力の測定が可能になると考えられる。

- ・しゅう動開始からキャビテーション圧力が安定するまで約 **80min** の時間を必要とする。

- ・本実験条件において、メカニカルシールしゅう動面の逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの圧力は、水の飽和蒸気圧とほぼ一致する。

本研究では、メカニカルシールしゅう動面におけるキャビテーションの圧力が、種々のしゅう動環境、条件においてどのような値を示すか調査することを目的としている。種々の条件下におけるキャビテーション圧力の測定において、実験 1 水準あたり **80min** 以上の測定時間を必要とすると非常に効率が悪い。そこで、次節ではキャビテーション圧力の測定値が安定するまでの時間の短縮方法を検討する。

Table 3.2-1 Specimen specifications

Seal ring material	Silicon carbide
Inner diameter of seal ring surface	22.8mm
Width of seal ring surface	4.70mm
Surface roughness of seal ring	0.02 μ m Ra
Surface flatness of seal ring	P-V value : Less than 0.20 μ m
Rotating ring material	Synthetic quartz
Surface roughness of rotating ring	0.002 μ m Ra
Surface flatness of rotating ring	P-V value : Less than 0.24 μ m

Table 3.2-2 Specification of pressure transducer ¹¹⁾

Pressure range	100 kPa(abs.)
Over pressure	300 kPa(abs.)
Full scale output	100 mV
Non-linearity	± 0.2 %R.C.
Hysteresis	± 0.1 %R.C.
Operating temperature range	-20 °C to 80 °C
Compensated temperature range	0 °C to 70 °C
Thermal zero shift	± 1 %R.C.
Thermal sensitivity shift	± 1 %R.C.

Table 3.2-3 Experimental conditions

Sealed fluid	Purified water
Load of sliding surface	42N
Rotating speed	1500 rpm (2.16m/s)
Fluid temperature	Room Temperature
Pressure	0 MPa(G)

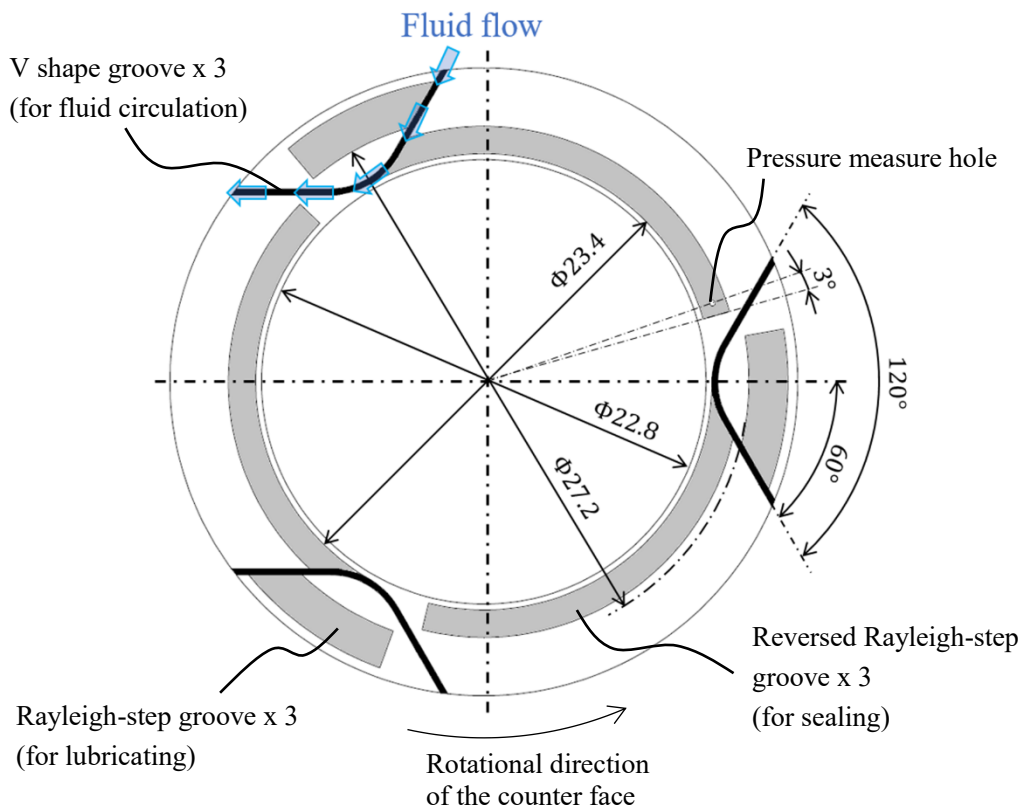


Fig. 3.2-1 Structure of surface texturing of seal ring

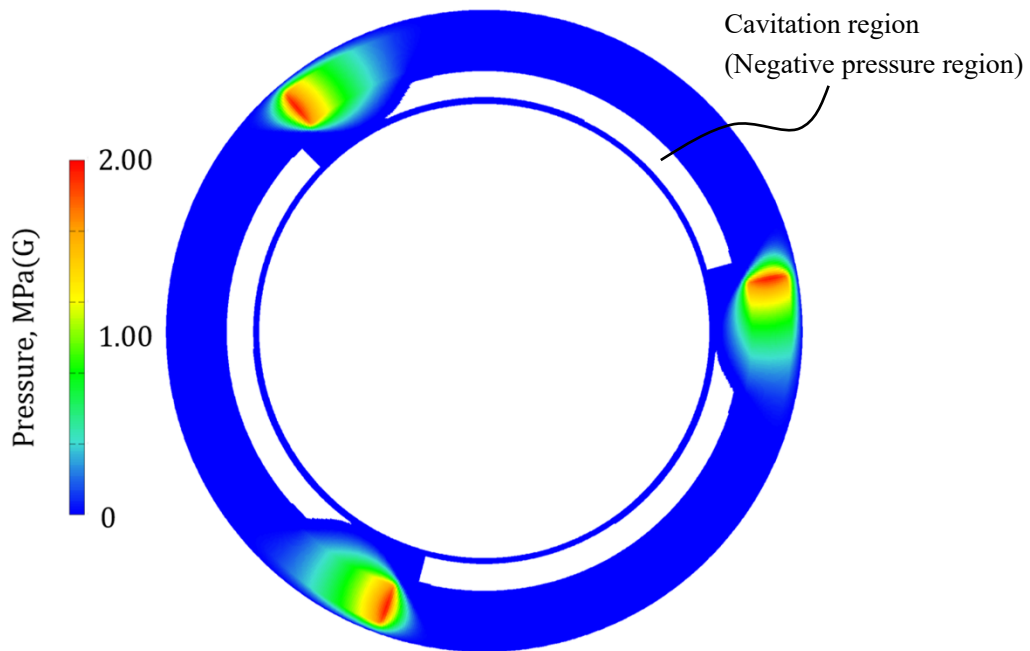


Fig. 3.2-2 Calculation result of the pressure

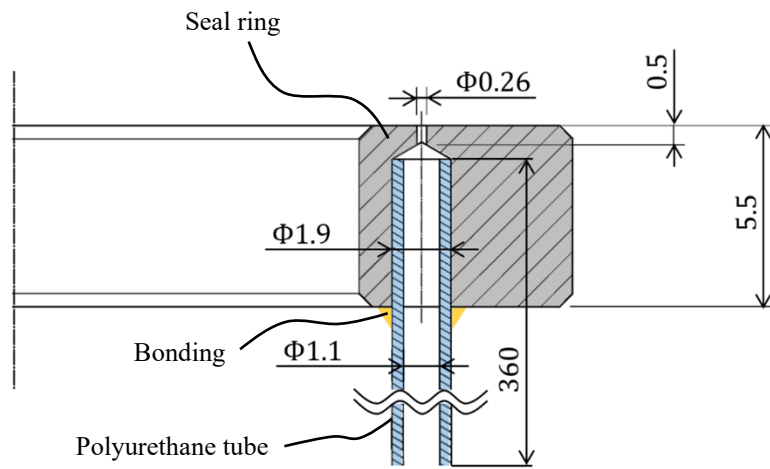


Fig. 3.2-3 The hole for pressure measure of seal ring

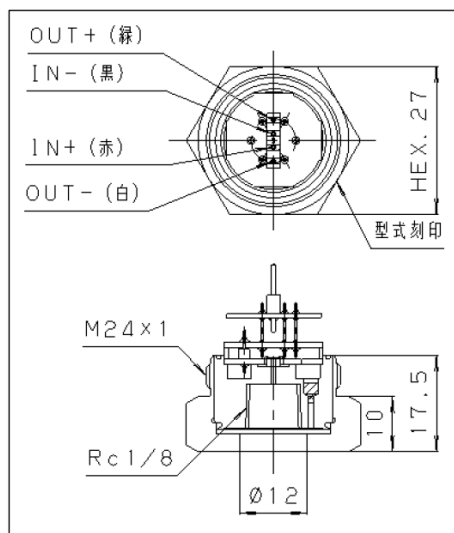


Fig. 3.2-4 Pressure transducer¹¹⁾

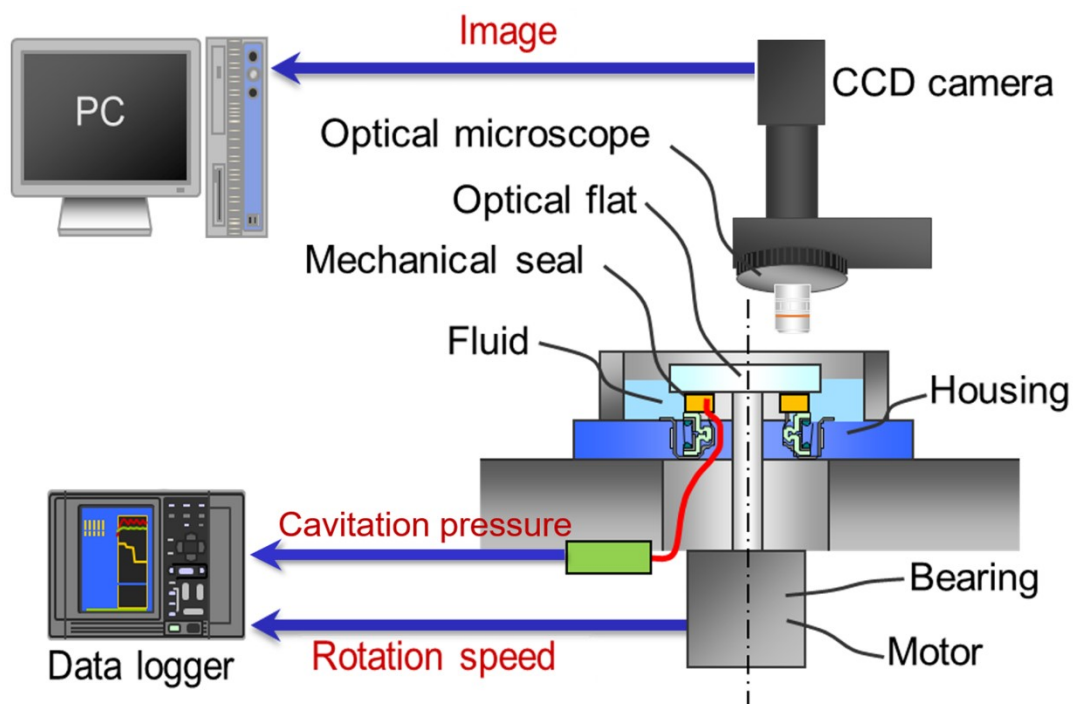


Fig. 3.2-5 Experimental rig

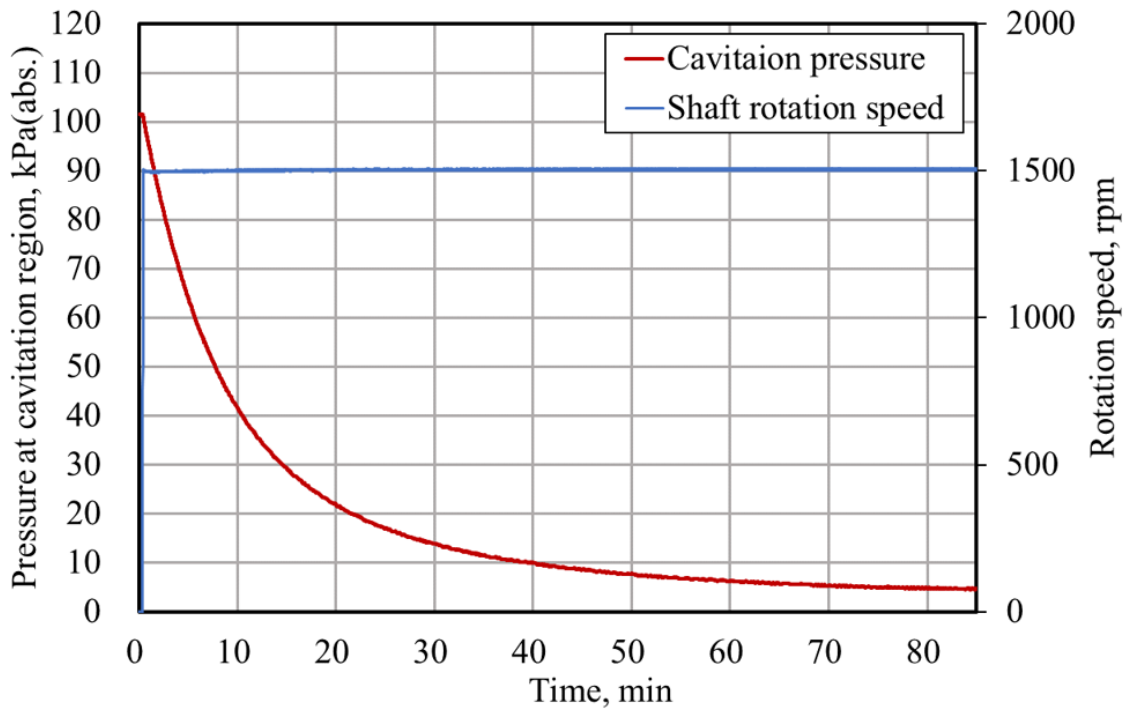


Fig. 3.2-6 Pressure measurement result

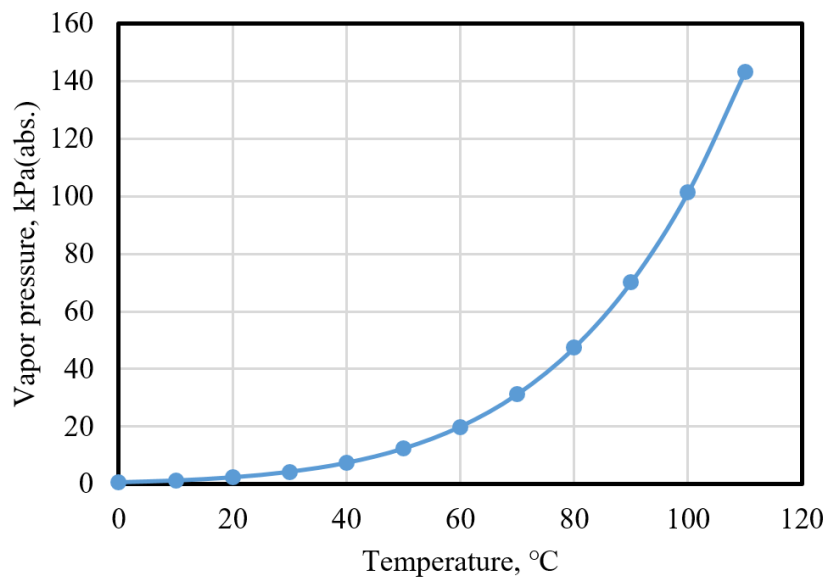


Fig. 3.2-7 Vapor pressure of water ¹²⁾

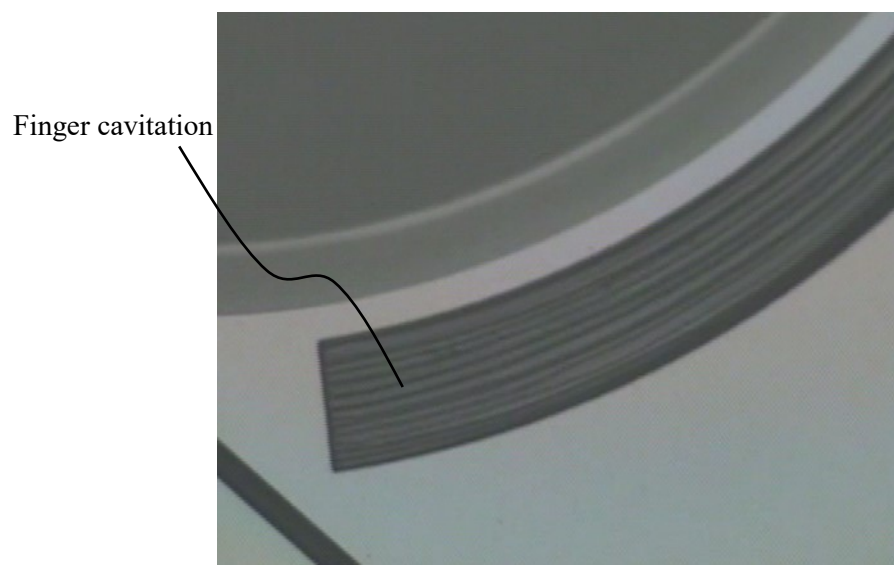


Fig. 3.2-8 Cavitation observation result

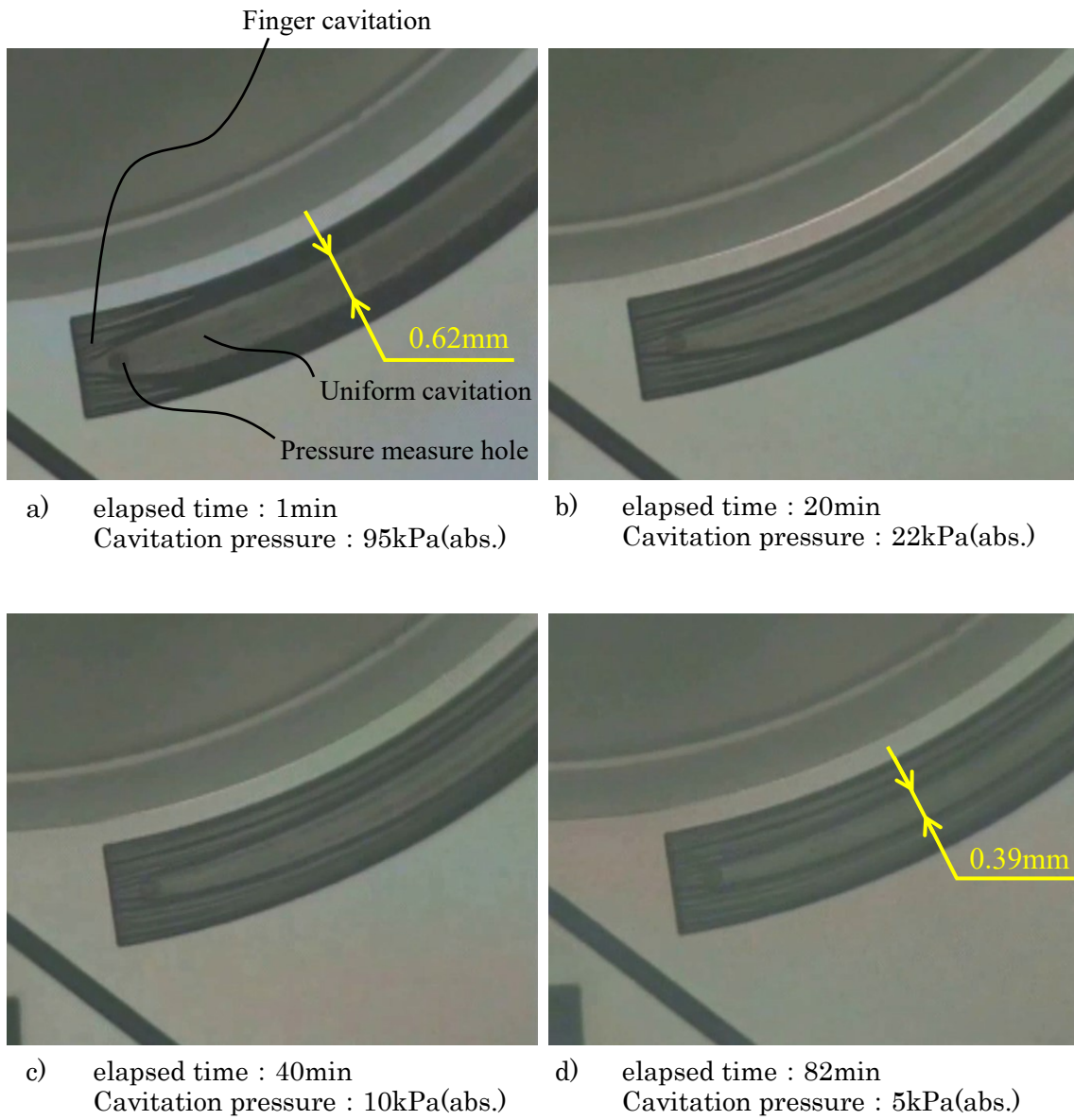


Fig. 3.2-9 Cavitation observation result with pressure measure hole

3.3 キャビテーション圧力測定手法の開発

3.2 節において、メカニカルシールの固定環のキャビテーション領域圧力部に圧力測定用の穴を設けることにより、キャビテーション圧力の測定が可能であることを示した。ただし、穴を設けたことにより初期的に存在する空気が排出されるまで長時間を要することから実験効率が悪く、応答性向上が必要である。応答性向上の方法はいくつか考えられる。

まず、圧力測定用穴配下の空気をあらかじめ脱気しておく方法である。この方法では、試験機の液槽を密閉した上で脱気する必要があるため、メカニカルシールを組付けた後に真空引きをすることになる。しゅう動面の隙間および負圧溝を介して穴内の空気を排出する必要があるため、周囲の圧力を $0.1\text{kPa}(\text{abs.})$ 程度まで低下させることができたとしても、穴内の空気の排出には相当の時間が必要になるものと予想され、改善は難しい。また、第 2 章で可能性を述べたように、負圧溝で生じるキャビテーションの圧力が正圧である場合は、逆に穴内の空気との差圧が生じてしまい逆に応答性が低下する可能性がある。

次に考えられるのは、しゅう動面と圧力センサの距離を限りなく小さくし、空気の容積を減少させることである。負圧溝の溝底面と圧力センサの感圧面を同一面となるように配置し、凹凸が生じないように仕上げることができれば空気は存在しないことになる。しかし、実際は試験片や圧力センサの出来栄による寸法ばらつきは、逆レイリーステップ溝の深さ数 μm に対し大きく、負圧溝の溝底面と圧力センサの感圧面を同一面となるよう正確に圧力センサを設置することはほぼ不可能である。また、圧力センサが溝底面より飛び出した場合は、その凸部により動圧が生じ、測定圧力に影響を与える可能性が高い。逆に微小に凹んだ場合も同様である。さらに、圧力センサとメカニカルシール固定環の間は密封が必要であるが、実用サイズのメカニカルシールのしゅう動面幅は数 mm 程度であり小さいために、接着剤などで密封することになる。そのため、試験片ごとに圧力センサが必要となり現実的ではない。

そこで、本研究では、3.2 節と同様に圧力測定用穴を設ける測定方法を選択した上で、圧力センサを脱着可能なよう配慮しかつ圧力測定用穴の配下の空間容積を限りなく小さくする方法を検討した。

3.3.1 圧力センサ

メカニカルシールしゅう動面のサイズを念頭に種々の小型圧力センサを検討した。しゅう動面の直下に圧力センサを設けるため、試験流体が感圧面に接する可能性が高い。試験流体には導電性を持つ流体を用いる場合もあることから、センサ内部に流体が侵入しないように密閉された金属ダイアフラム型が望ましい。また、圧力センサ自体に O リング等の密封用パッキンを備え、脱着が容易であることも必要である。これらの条件を満足する小型圧力センサとして、感圧部直径 $\phi 3.8\text{mm}$ 、測定レンジ $0\sim 350\text{kPa(abs.)}$ の Kulite 社製の XTM-190 シリーズ¹³⁾を選定した。ステンレス鋼メタルダイアフラムの裏側へシリコンチップ(ピエゾ素子)を接着した構造の圧力センサであり、測定対象にはネジで固定が可能で、脱着が容易である。圧力センサの寸法および外観を Fig. 3.3-1 に、圧力センサの仕様を Table 3.3-1 に示す。

3.3.2 シール試験片

シール試験片の仕様を Table 3.3-2 に示す。メカニカルシールの回転環には、粗さ $Ra0.005\mu\text{m}$ 、平坦度 pv 値 : 0.24 以下の光学ガラス基板(合成石英)、厚さ 8mm 、直径 $\phi 43\text{mm}$ を用いた。固定環(シールリング)には、粗さ $Ra0.02\mu\text{m}$ 、平坦度 pv 値 : $0.2\mu\text{m}$ 以下の炭化ケイ素(SiC, silicon carbide)を用いた。固定環はゴム製のガスケットを介して金属ケースに設置され、微小な傾きを吸収しつつ、ばね力により回転環に押し付けられる。しゅう動面内径は $\phi 32.4\text{mm}$ 、面幅 3.6mm とした。押し付け荷重が 47N になるようメカニカルシールの取り付け長を設定した。

固定環しゅう動面には、レーザー加工により表面テクスチャリングを付与した。テクスチャ形状は 3.2 節で採用した形状と同じコンセプトであるが、しゅう動径の拡大に伴い、等配数を 3 等配から 4 等配に変更した。概要を Fig. 3.3-2 に、詳細寸法を Fig. 3.3-3 に示す。

具体的な寸法について以下に述べる。しゅう動面の外周部には、潤滑機構として、幅 1.5mm 、深さ $1.5\mu\text{m}$ のレイリーステップを 4 等配、配置した。また、しゅう動面の内周部には、密封機構として、幅 1.4mm 、深さ $1.5\mu\text{m}$ の逆レイリーステップを 4 等配、配置した。さらに、潤滑機構、密封機構の分断および、せん断流れを利用して流体をしゅう動面に導入、排出するための、幅 0.3mm 、深さ $200\mu\text{m}$ の流体循環溝(V 字深溝)を 4 等配、配置した。

なお、しゅう動面の隙間は、第 2 章で述べた、円筒座標系の二次元 Reynolds 方程式を用いた数値解析手法によりあらかじめ計算を行った。溝形状は 4 等配であるため、しゅう動面を円周方向に 4 分割し、周期境界条件を設定した。メッシュ数は半径方向 100、円周方向 150 とした。解析条件については、しゅう動速度は 1500rpm (2.83m/s)、メカニカルシールしゅう動面の押し付け荷重は 47N、流体粘度は室温における水の代表値として、 $0.89\text{mPa}\cdot\text{s}$ (25°C)、体積弾性係数は 2190MPa を用い、キャビテーション設定圧力は -0.01MPa(G) とした。しゅう動面圧力分布の数値解析結果を Fig. 3.3-4 に示す。この条件下において、レイリーステップでは最大 2.4MPa(G) の正圧が生じ、逆レイリーステップ溝ではキャビテーションが生じ、メカニカルシールの押し付け荷重と釣り合う負荷容量が生じるしゅう動面最小隙間 h_0 は約 $1.0\mu\text{m}$ であった。

3.3.3 実験方法

3.3.3.1 圧力センサの試験片への固定方法

メカニカルシール固定環の逆レイリーステップ溝の始点部には、キャビテーション圧力測定のため、直径 $\phi 0.26\text{mm}$ 、深さ 0.9mm のしゅう動面にほぼ垂直な、圧力測定用の穴を、逆レイリーステップ溝の径方向幅中央かつ溝始端から周方向角度 $\theta_h=8^\circ$ の位置に、一か所設けた。圧力センサはネジにより固定するタイプであるが、固定環材料は SiC であるため、ネジ穴加工は困難である。そのため、キャビテーション圧力測定用の直径 $\phi 0.26\text{mm}$ の穴の配下に、直径 $\phi 0.7\text{mm}$ 、深さ 2mm の穴を連通させ、さらにその配下に直径 $\phi 6.3\text{mm}$ の貫通穴を設け、ステンレス製の圧力センサ固定用ネジ穴付きのアダプターを埋め込み、エポキシ樹脂接着により密封固定した。これらの概要を Fig. 3.3-5 に示す。なお、直径 $\phi 0.7\text{mm}$ の穴を介しているのは、SiC への穴加工における破損防止のためである。アダプターと圧力センサ端面の接触部にはシリコンゴム製 O リングを配置し、密封した。

圧力測定用穴の深さは約 3mm であり、液膜厚さおよび逆レイリーステップ溝深さに比較し十分に大きいことから発生する動圧は小さく、逆レイリーステップ溝内の圧力に与える影響は小さい。なお、圧力測定用穴を加工した後にしゅう動面をラッピングし、逆レイリーステップ溝をレーザーで加工することで、圧力測定用穴の周囲に加工バリによる突起が出ないように工夫した。Fig. 3.3-6 にレーザー顕微鏡による圧力測定用穴周辺の観察結果を示す。

また、圧力測定用穴に試験流体が入り込んだ場合、キャピラリーによる表面張力が発生するが、直径 $\phi 0.26\text{mm}$ に生じる水の表面張力 $\gamma = 72.25\text{mN/m}@20^\circ\text{C}$ による圧力は約 1kPa であり、圧力測定結果への影響は小さいと考えた。

3.2 節で行った実験では、圧力測定用穴配下の空間容積について、ポリウレタンチューブ内空間容積は約 342mm^3 、やや正確性に欠けるがカタログ等から得た寸法で計算したチューブ接続継手および圧力センサ内の空間容積はおよそ 412mm^3 であり、総容積は 754mm^3 となる。一方で、本実験方法における圧力測定用穴配下の空間容積は、ネジ部やアダプターの寸法誤差により変動するものの、およそ 25mm^3 程度となり、3.2 節で行った実験のおよそ 30 分の 1 に低減できている。

3.3.3.2 圧力センサの校正と温度補正

圧力センサの測定データは電圧データで出力される。実験に用いた圧力センサには 10V の電源供給が必要なため、電源供給が簡単なデータロガー（グラフテック株式会社製、型式：GL7000-PS）および、ひずみユニット（GL7-DCB）に接続してデータ収集を行った。また、圧力センサの検査成績書には Zero Balance output ; $\pm 5\text{mV}$ の記載があり、圧力のゼロ点が $\pm 5\text{mV}$ の範囲でずれている可能性があるため、予め校正が必要である。また、温度によってゼロ点が $\pm 3\%$ ($\pm 2.25\text{mV}$) 変動するため、実験中は圧力センサの感圧部近傍の温度測定を行って補正する必要がある。Fig. 3.3-5 に示すように、本研究では、しゅう動面近傍温度を測定のための k 熱電対を、圧力センサ固定部の軸対称位置に設けた。SiC は熱伝導性に優れており、k 熱電対による測定点、しゅう動面表面、および圧力センサ近傍の温度差は小さい。熱板を用いてしゅう動面表面を加熱する予備実験を行ったところ、しゅう動面温度が周囲温度より 15°C 程度高い条件下においても、k 熱電対による測定点、しゅう動面表面、および圧力センサ近傍の温度、それぞれの温度差は 2°C 以下であった。よって、この k 熱電対の測定値を用いて、圧力センサの測定値を補正することとした。校正は実験条件として設定する可能性のたる温度条件下（常温～ 100°C ）において、圧力 $0.05\text{kPa}(\text{abs.})$ および $101\text{kPa}(\text{abs.})$ の 2 水準で行い、電圧・圧力変換の検量線を作成した。Fig.3.3-7 に校正の概要を、Fig 3.3-8 に校正結果を示す。同一温度条件下における圧力変動に対する出力電圧には誤差 1% 以下の直線性があることから、データ測定点毎に、測定したしゅう動面近傍温度から圧力 $0.05\text{kPa}(\text{abs.})$ および $101\text{kPa}(\text{abs.})$ の電圧をそれぞれ求め、検量線を作成して圧力

に変換した。なお、本研究では同型のセンサを 3 本用意し、同様の方法で校正・補正を行い、適宜使用した。

3.3.3.3 実験装置

シール試験片のサイズ拡大および、圧力センサ埋め込みによる配線スペースを確保するため、3.2 節までに述べたものとは異なる、新たなしゅう動実験装置を製作した。実験装置の概要を Fig. 3.3-9 に、外観を Fig.3.3-10 にそれぞれ示す。メカニカルシールの固定環は、液槽の中央に、しゅう動面が鉛直方向上向きに設置される。回転環である光学ガラス基板は、中心部に直径 $\phi 4.5\text{mm}$ の貫通穴を設け、駆動用モータに接続された軸径 $\phi 12\text{mm}$ の金属製の回転シャフトに M4 ネジで固定した。ネジの締め付けによる破損を防止するため、固定部には緩衝材として PTFE 製ワッシャーを挟んだ。試験機の液槽は鉛直方向に任意に位置調整できる構造となっており、液槽位置を調整することでメカニカルシールの取り付け長を調整し、所定のしゅう動面押し付け荷重が付与できる。

メカニカルシールしゅう動面の観察には、同軸落射照明を取り付け可能なレンズ（株式会社キーエンス製：VH-Z50T）を用い、キャビテーションの初生や変動を詳細観察するため、CMOS ハイスピードカメラ（株式会社キーエンス製：VW9000）を使用した。解像度は横 640、縦 480 ピクセルとし、フレームレートは 200fps を基本設定とした。

圧力センサのケーブルは、メカニカルシールが作動してもケーブルが引っ張られないよう余裕を持たせた上で実験装置の液槽に固定し、メカニカルシールの押し付け荷重への影響が極力小さくなるよう配慮した。シャフト回転数、しゅう動面近傍温、キャビテーション圧力はサンプリング間隔 0.1 秒でデータロガーに記録した。

3.3.4 実験条件

実験条件を Table 3.3-3 に示す。3.2 節で行った実験と同一の条件とした。試験流体には精製水を用いた。メカニカルシールしゅう動面の外周側に配置し、液面はしゅう動面よりも 4~5mm 程度高くなるよう調整した。なお、しゅう動開始時にしゅう動面が傷付くことを防止するため、しゅう動面にはあらかじめ試験流体を塗布してから回転環を取り付けた。液温は管理せず、室温下で成り行きとした。軸回転数は 1500rpm（しゅう動面平均周速で約 2.83m/s）、エア加压は行わず、大気圧 0MPa(G)とした。なお、3.2 節で行った実験と同

様、真空引き等を行わず、しゅう動面に設けた圧力測定用穴配下の、圧力センサ空間には大気圧の空気が存在する状態で、しゅう動試験をスタートした。

3.3.5 実験結果

Figure 3.3-11 に、キャビテーション圧力の測定結果を示す。横軸は軸回転開始後の経過時間とし、縦軸はキャビテーション圧力およびシャフト回転数とした。しゅう動開始後、キャビテーション圧力は指数関数的に低下をはじめ、およそ 7min 経過後に安定した。3.2 節で行った実験におけるキャビテーション圧力安定時間に対して 10 分の 1 以下の時間で安定した。キャビテーション圧力はしゅう動開始後およそ 3~4 分で約 5kPa(abs.)まで低下し、その後さらに低下して最終的に約 3kPa(abs.)で安定した。このことから、3.2 節の実験においては、実験時間が不足しており、時間を延長することでキャビテーション圧力がさらに低下した可能性が示唆される。なお、本実験におけるキャビテーション圧力安定時のしゅう動面温度は約 24°Cであった。24°Cにおける水の飽和蒸気圧は 3kPa(abs.)であり、キャビテーション圧力は水の飽和蒸気圧と一致した。

Figure 3.3-12 に圧力測定用穴を設けた箇所の、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの形状を示す。3.2 節で行った実験同様、しゅう動開始直後より、逆レイリーステップ溝の入口部からフィンガー状のキャビテーションが複数発生し、圧力測定用穴の周辺からは大きなひとまとまりのキャビテーションが生じ、下流まで拡大した。また、ひとまとまりのキャビテーションの領域が時間経過とともに縮小する点も同様であった。Fig. 3.3-12(d)からわかるように、しゅう動開始後、十分に時間が経過すると、フィンガーキャビテーションとひとまとまりのキャビテーションの境界が曖昧になっている。これはフィンガーキャビテーションとひとまとまりのキャビテーションの圧力差がほとんどなくなり、圧力上昇に伴うフィンガーキャビテーションの液化がなくなったためであると推定する。それでも穴の周囲で水（黒い筋）が穴を避けるように流れているのは、TOKUNAGA ら¹⁴⁾の報告にあるように、穴の表面張力の影響で水（黒い筋）が穴を避けて流れるためであると推定する。

よって、本実験においても、3.2 節同様、直接的には圧力測定用の穴から生じたひとまとまりのキャビテーションの圧力を測定することで、周囲の逆レイリーステップにより生じたフィンガーキャビテーションの圧力を測定できていると考えられる。

3.3.6 まとめ

本節では、3.2節で行った、メカニカルシール固定環のキャビテーション領域に圧力測定用の小穴を設けて圧力センサによりキャビテーション圧力を測定する実験方法における、圧力測定の応答性向上を検討した。以下に、結果をまとめる。

- ・圧力測定用穴の配下に、直接、圧力センサを埋め込むことで、3.2節の実験に対して穴配下の空間容積を低減し、空気の排出、すなわちキャビテーション圧力の安定にかかる時間を約23分の1に低減し、応答性を向上した。

- ・しゅう動面近傍温度により圧力センサ測定値の補正を行うことで、より精度よくキャビテーション圧力を測定することが可能となった。

- ・本実験条件において、メカニカルシールしゅう動面の逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの圧力は、水の飽和蒸気圧とほぼ一致する。

Table 3.3-1 Specification of pressure transducer ¹³⁾

Pressure range	350 kPa(abs.)
Over pressure	700 kPa(abs.)
Full scale output	75 mV
Residual Unbalance	±5mV
Combined non-linearity, hysteresis, repeatability	±1 % FSO BFSL
Operating temperature range	-29 °C to 175 °C
Compensated temperature range	25 °C to 80 °C
Thermal zero shift	±3 %
Thermal sensitivity shift	±3 %

Table 3.3-2 Specimen specifications

Seal ring material	Silicon carbide
Inner diameter of seal ring surface	32.4mm
Width of seal ring surface	3.6mm
Surface roughness of seal ring	0.02µm Ra
Surface flatness of seal ring	P-V value : Less than 0.20µm
Surface roughness of Reversed Rayleigh-step groove	0.09µm Ra
Rotating ring material	Synthetic quartz
Surface roughness of rotating ring	0.002µm Ra
Surface flatness of rotating ring	P-V value : Less than 0.24µm

Table 3.3-3 Experimental conditions

Sealed fluid	Purified water
Load of sliding surface	47N
Rotating speed	1500 rpm (2.83m/s)
Fluid temperature	Room Temperature
Pressure	0 MPa(G)

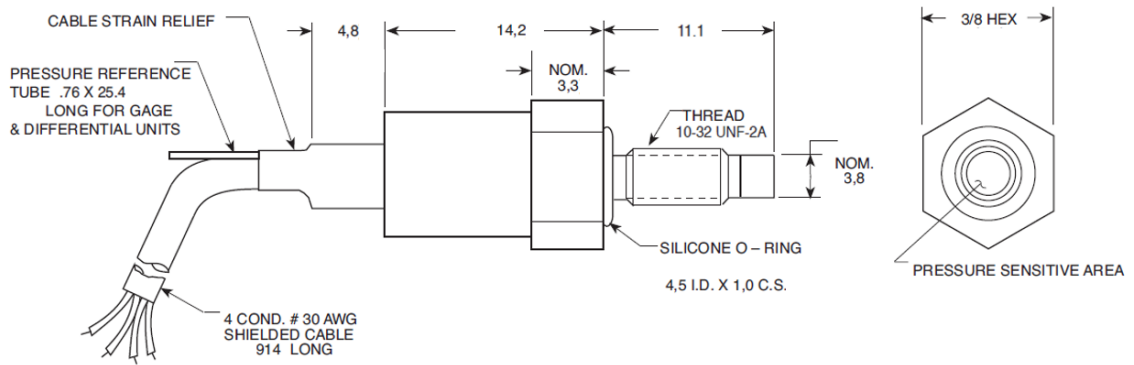


Fig. 3.3-1 Pressure transducer ¹³⁾

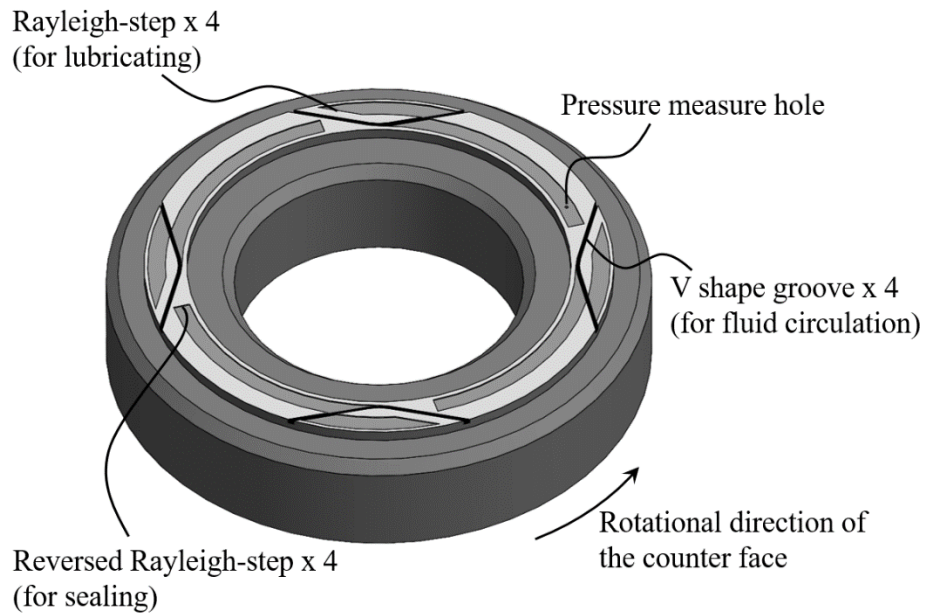


Fig. 3.3-2 Structure of surface texturing of seal ring

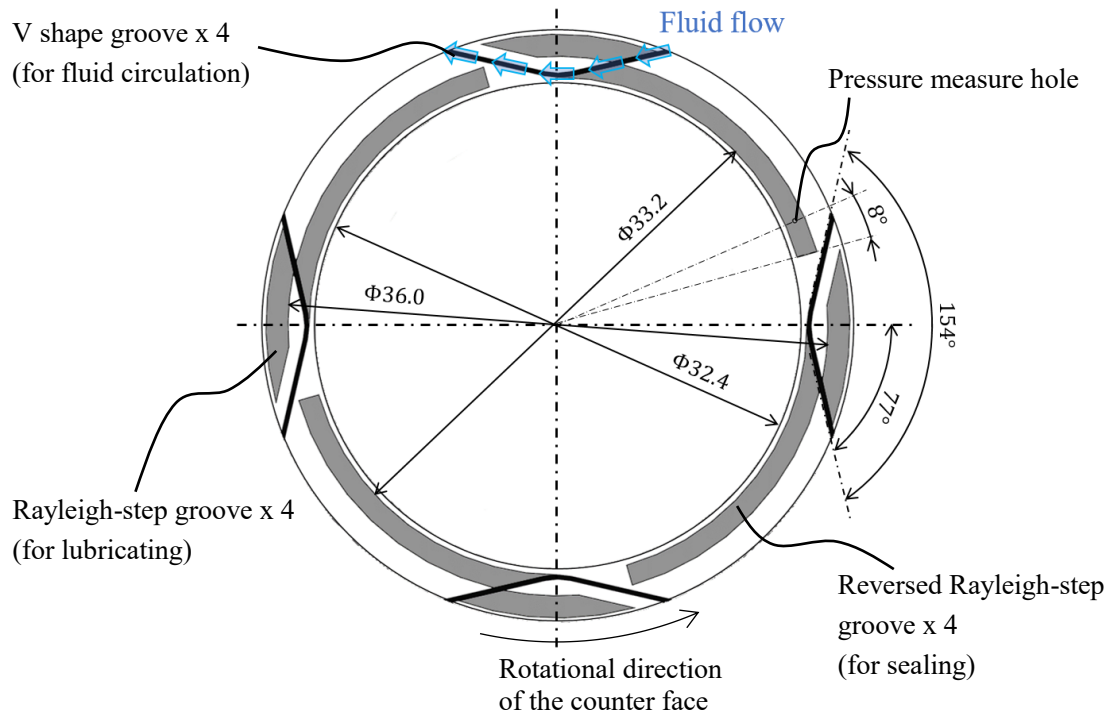


Fig. 3.3-3 Dimensions of surface texturing

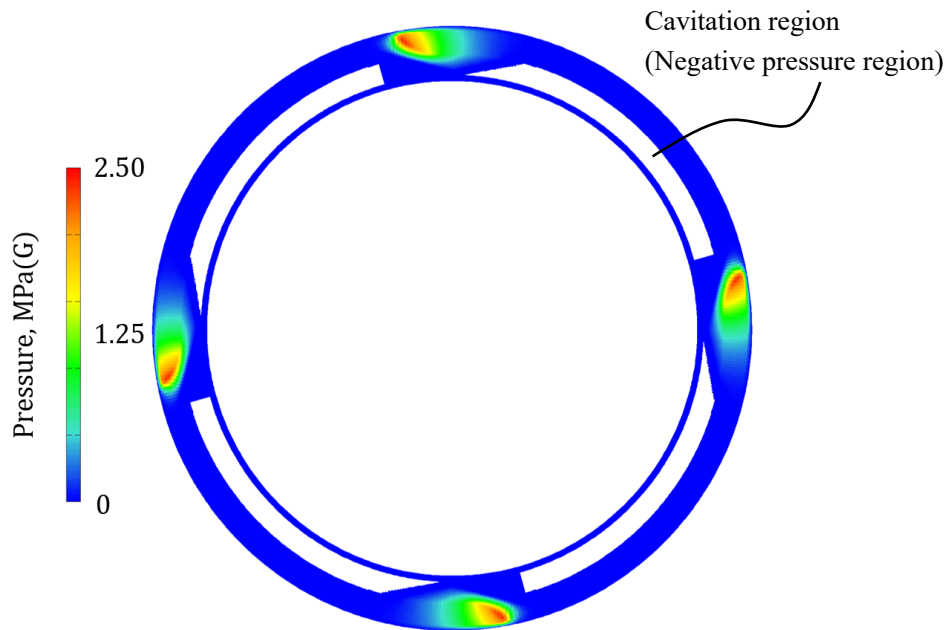


Fig. 3.3-4 Calculation result of the pressure

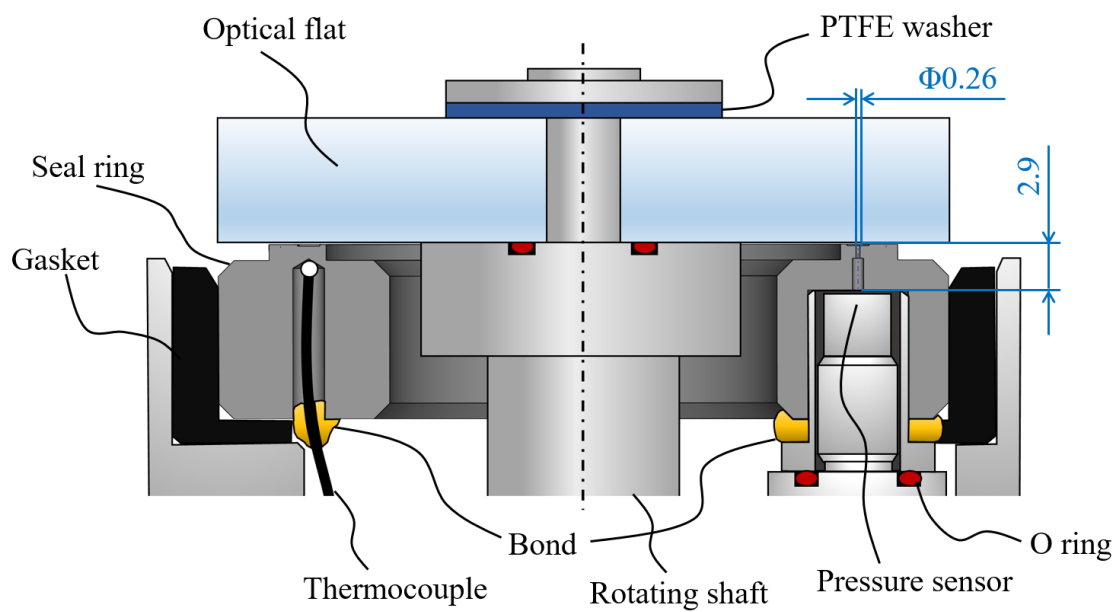


Fig. 3.3-5 The hole and setting for pressure measure of seal ring

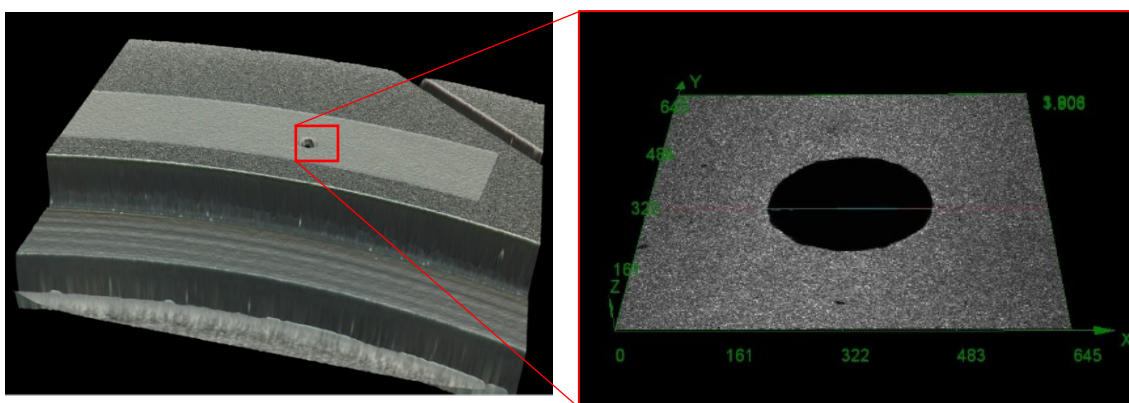


Fig. 3.3-6 Photograph of the sliding surface by Laser microscope

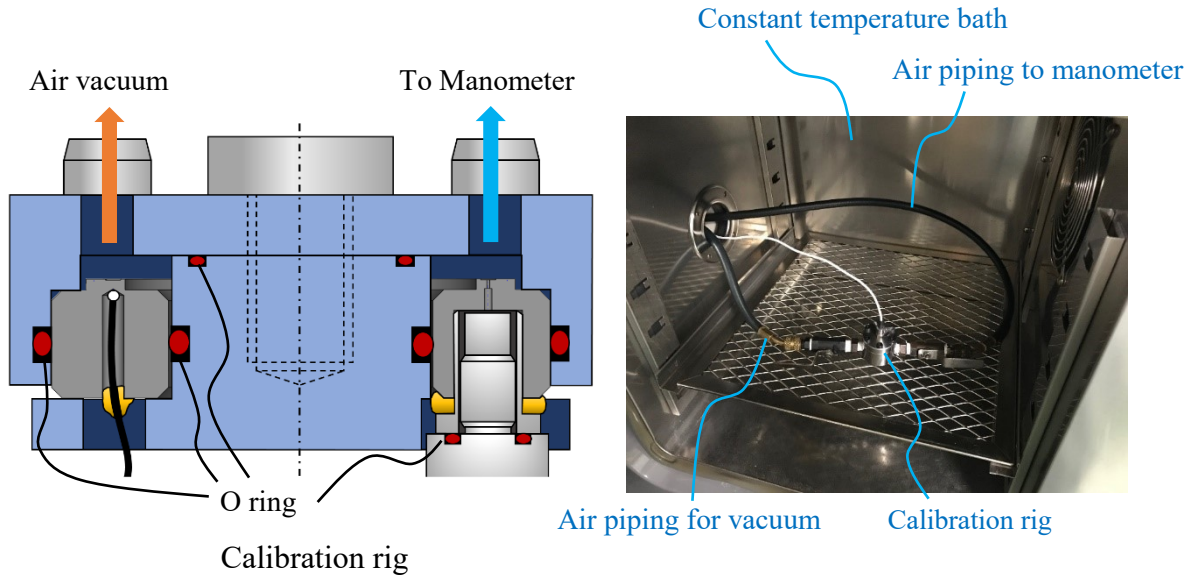


Fig. 3.3-7 Pressure transducer calibration rig and photograph

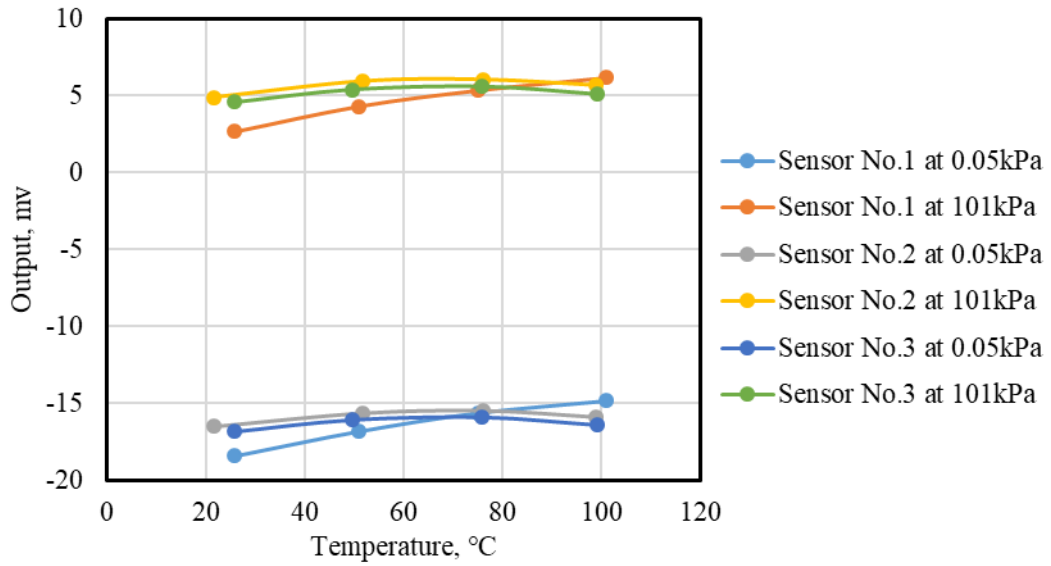


Fig. 3.3-8 Pressure transducer calibration result

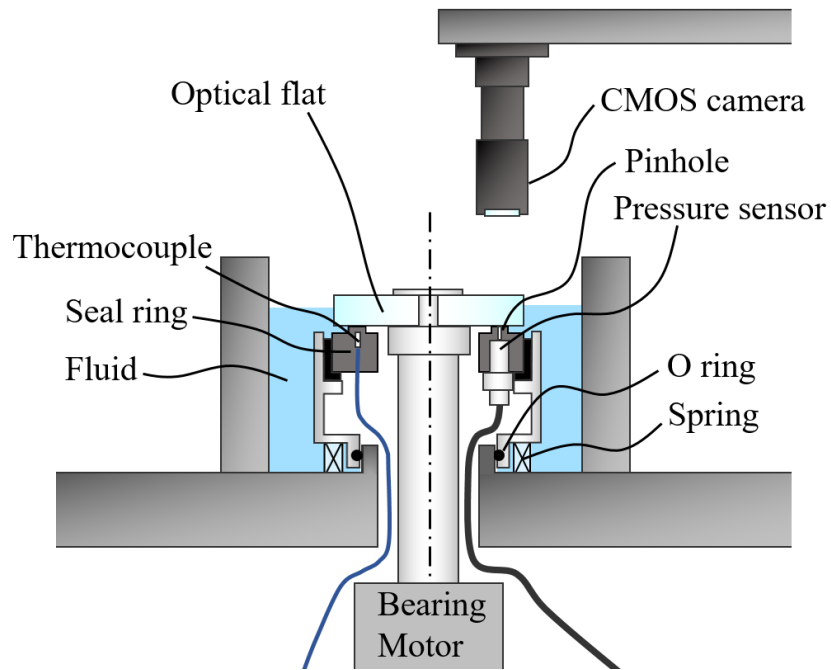


Fig. 3.3-9 Experimental rig

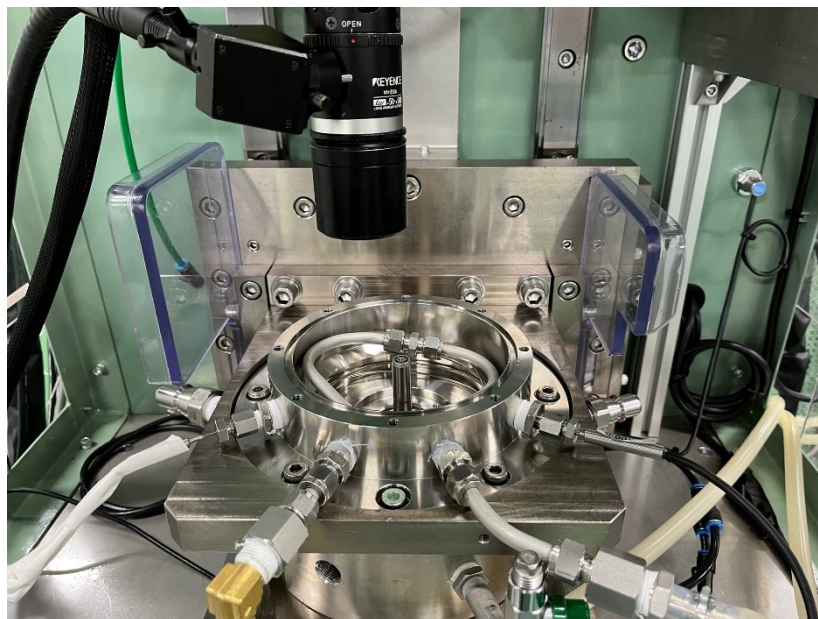


Fig. 3.3-10 Photograph of the Experimental rig

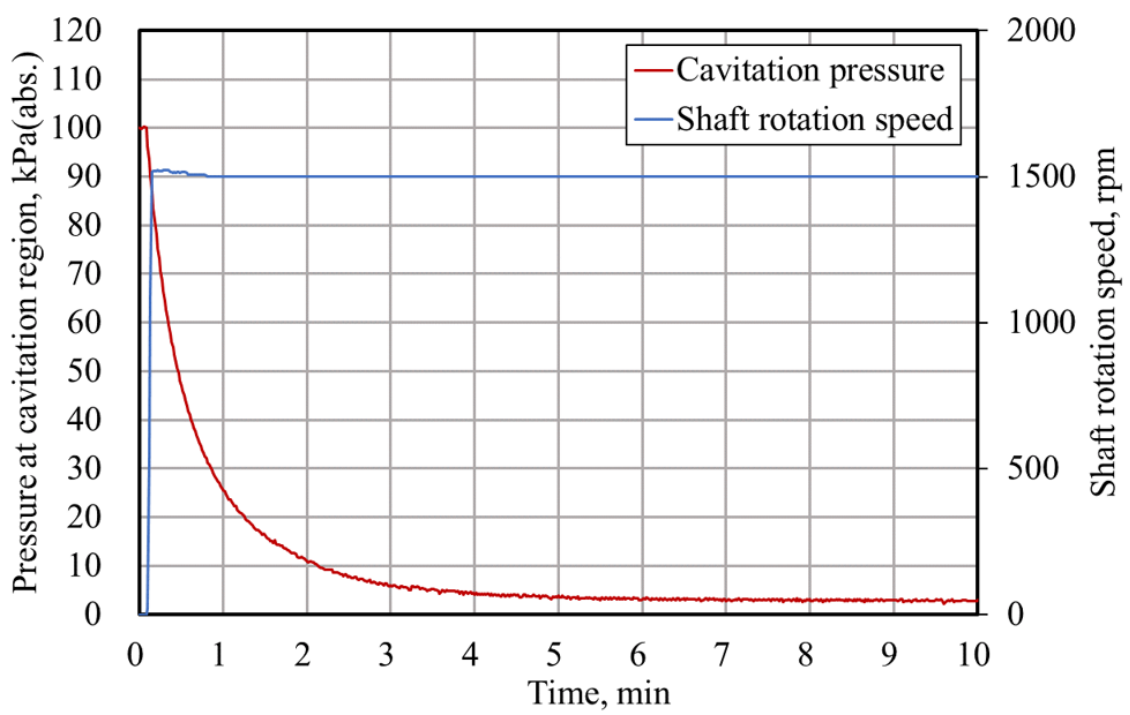
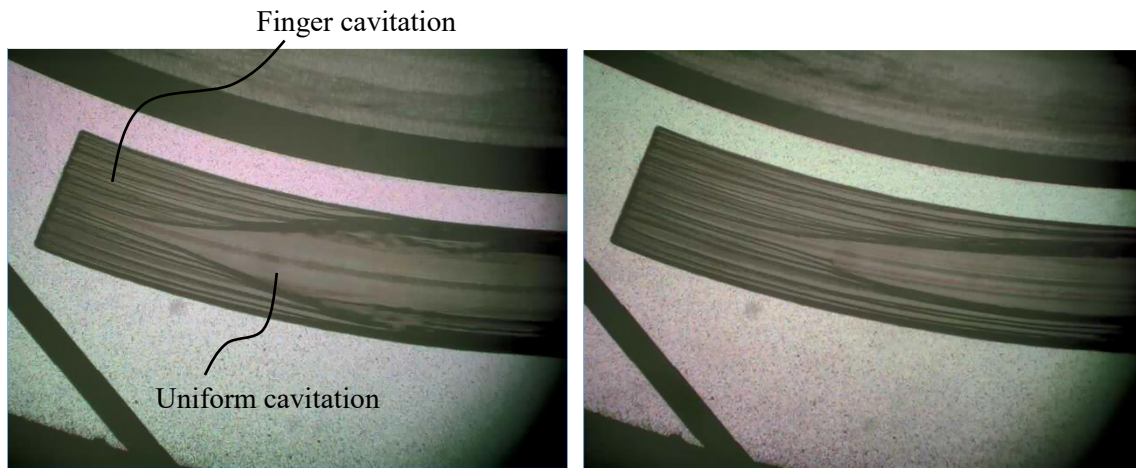
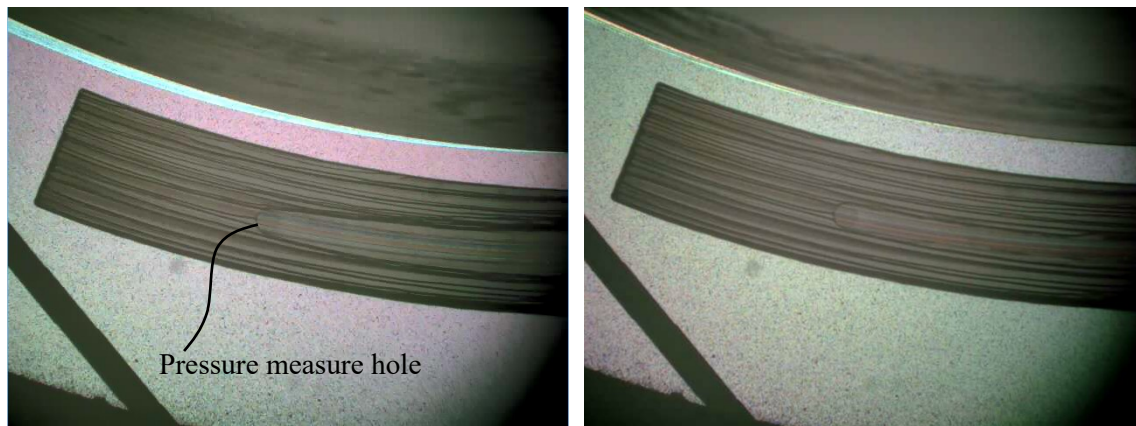


Fig. 3.3-11 Pressure measurement result



a) Elapsed time : 0.08min(5sec)
Cavitation pressure : 84kPa(abs.)

b) Elapsed time : 1min
Cavitation pressure : 21kPa(abs.)



c) Elapsed time : 2.5min
Cavitation pressure : 6kPa(abs.)

d) Elapsed time : 7min
Cavitation pressure : 3kPa(abs.)

Fig. 3.3-12 Cavitation observation result with pressure measure hole

3.4 まとめ

本章では、メカニカルシールしゅう動面に生じるキャビテーションの圧力測定手法の検討を行った。その結果、以下の事項を明らかにした。

- ・メカニカルシールの固定環に生じるキャビテーション領域に、圧力測定用の穴を設け、その配下に圧力センサを埋め込むことで、キャビテーション圧力の測定が可能となる。なお、穴内には初期状態で空気が存在するが、周囲のキャビテーション圧力により空気は排出されるとともに、穴内の空気とキャビテーション領域の圧力は等しくなるものと考えられる。

- ・しゅう動面近傍温度により圧力センサ測定値の補正を行うことで、精度よくキャビテーション圧力を測定することが可能となる。

- ・本実験条件において、メカニカルシールしゅう動面の逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの圧力は、水の飽和蒸気圧とほぼ一致する。

参考文献

- 1) K. Kobayashi, Y. Katayama, S. Watanabe and S. Tsuda : Experimental investigation on Cavity Pressure Inside Sheet Cavitation, Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME, 143, 12 Dec 2021.
- 2) I. Etsion and L. P. Ludwig : Observation of Pressure Variation in the Cavitation Region of Submerged Journal Bearings, Transaction of ASME, Journal of Lubrication Technology, 104, 1982, 157-163.
- 3) D. C. Sun, D. E. Brewe and P. B. Abel : Simultaneous Pressure Measurement and High-Speed Photography Study of Cavitation in a Dynamically Loaded Journal Bearing. Journal of Tribology, 115, 95 Jan 1993.
- 4) C. Shen & M. M. Khonsari : On the Magnitude of Cavitation Pressure of Steady-State Lubrication, Tribol. Lett., 51 (2013) 153.
- 5) 佐々木・中井: 平行平面スラスト軸受における負圧発生に関する研究, 潤滑, 12, 3 (1967) 110.
- 6) 中井・風巻・畠: すべり軸受の負圧域圧力分布について(第1報)— 空どう挙動と圧力分布曲線形状との関係—, 潤滑, 27, 11 (1982) 837.
- 7) A. T. Cross, F. Sadeghi, R. G. Rateick Jr & E. S. Rowan : Hydrodynamic Pressure Generation in a Pocketed Thrust Washer, Tribology Transactions, 56, 4 (2013) 652.
- 8) 板谷・徳永・千葉・吉柳・上村: 表面テクスチャメカニカルシールにおけるしゅう動面堆積物への対応, トライボロジー会議予稿集, 東京 (2016) A30
- 9) 徳永・上村・山本: 密封機構と摩擦低減機構を有するメカニカルシールの開発と性能評価-理論的検討-, トライボロジスト 58, 2 (2013) 102.
- 10) 徳永・杉村・山本: 密封機構と摩擦低減機構を有するメカニカルシールの開発と性能評価-実験的検討-, トライボロジスト 60, 5 (2015) 332.
- 11) 株式会社バルコム 低圧用圧力センサ (接液部ハステロイ C-22 相当) VAR3(G3)series カタログ
- 12) 日本化学会編: 化学便覧 基礎編 改訂 5 版, 丸善 (株), ISBN4-621-07347-8(2004).
- 13) Kulite 社カタログ: MINIATURE RUGGEDIZED PRESSURE TRANSDUCER XTM-190 (M) SERIES.

- 14) Y. Tokunaga, H. Inoue, K. Okada, T. Shimomura, Y. Yamamoto : Effect of Cavitation Ring Formed on Laser-Textured Surface of Mechanical Seal, Tribology Online, 6, 1 (2011)

第4章 キャビテーション圧力測定実験 —水を密封流体にした場合—

4.1 目的

本章では、メカニカルシールしゅう動面に生じるキャビテーション気泡の圧力測定を行い、種々のしゅう動環境、条件においてキャビテーション気泡の圧力がどのような値を示すか調査した。

1.3節で述べたように、キャビテーションの研究は流体機械（例えばインペラの翼）の分野で多く行われており、キャビテーションを支配する因子として、以下が挙げられている¹⁾。

- (1) 物体の形状、表面粗さ
- (2) 流れの圧力と速度、乱れ度
- (3) 液体の性質、特に蒸気圧、表面張力、粘性、圧縮性など
- (4) 液体に含まれる気体、溶解しているものと、気泡となっているもの（気泡核と呼ばれる）とその性質
- (5) 液体の熱的性質

キャビテーションは液体が加速され、局所的な圧力が、その液体の蒸気圧より低くなったときに発生するものであるから、特に(1)(2)が重要とされている。メカニカルシールのしゅう動面において、(1)の因子に相当する特性は、しゅう動面のうねりや隙間、そして表面テクスチャリングの負圧溝であると考えられる。(2)の因子のうち、圧力と速度に相当する特性は、メカニカルシールしゅう動面の周囲の流体圧力、しゅう動速度となる。乱れ度は、表面テクスチャリングの負圧溝や、しゅう動面のうねりに含まれると考えられる。

そこで、本章では、密封流体に水を用いてメカニカルシールのしゅう動実験を行い、(1)(2)因子のキャビテーション圧力への影響について調査した。また、水は、簡便に実験可能な温度環境（常温～100℃程度）における蒸気圧の変化が大きい²⁾ため、温度を変化させたしゅう動実験も同時に行い、(3)の因子のうち蒸気圧のキャビテーション圧力への影響についても調査した。なお、しゅう動面の粗さやうねりをコントロールして任意のキャビテーションを生じさせるのは理論的には可能であるが、試験片を正確に製作することが困難であるため、設計が容易かつ精度よく加工が可能な表面テクスチャリングの負圧溝を(1)の代表因子

とし、種々の溝形状を配置した試験片によりしゅう動実験を行い、(1)の因子の影響について調査した。さらに、同時にしゅう動面の周囲の流体圧力およびしゅう動速度を変化させ、(2)の因子の影響についても調査した。

なお、(4)の因子については第5章で調査する。また、(5)の因子については、メカニカルシールの常用環境において液体の熱的性質が影響する可能性は低いと考えられるので、詳細な調査は行わなかった。

4.2 キャビテーション気泡の圧力分布

キャビテーション気泡の圧力は場所により異なることが報告されている³⁾。そこで本節では、3.3節で述べたキャビテーション圧力測定手法において、メカニカルシール固定環しゅう動面に設ける圧力測定用穴の周方向位置を変えて実験を行い、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーション気泡の圧力分布を調査した。

4.2.1 シール試験片

シール試験片は3.3節で述べた実験と同一の仕様（材質、しゅう動面仕上げ、表面テクスチャリング、押し付け荷重）とした。ただし、圧力測定用穴の位置は逆レイリーステップ溝の径方向幅中央で、溝始端から周方向角度 $\theta_h=8^\circ$ 、 32° 、 56° の3種類の試験片をそれぞれ用意した。また、しゅう動面近傍の温度を測定するためのk熱電対はそれぞれの圧力測定用穴の軸対称位置に配置した。シール試験片の仕様をTable 4.2-1に、試験片の概略図をFig. 4.2-1に示す。

4.2.2 実験方法および実験条件

しゅう動実験装置および圧力センサは3.3節で述べた実験と同一とした。また、実験条件および実験手順は3.3節で述べた実験と同一とした。実験条件をTable 4.2-2に示す。試験流体には精製水を用いて、メカニカルシールしゅう動面の外周側に配置した。なお、精製水は常温の大気圧下で空気に触れた状態で一晚（12h以上）放置しており、空気が飽和した状態であると考えられる。

4.2.3 実験結果

Figure 4.2-2に、キャビテーション圧力の測定結果を示す。横軸はしゅう動開始後の経過時間とし、縦軸はキャビテーション圧力およびしゅう動速度とした。 $\theta_h=8^\circ$ の実験結果は3.3節の実験結果を引用した。しゅう動開始後、いずれの試験片においてもキャビテーション圧力は指数関数的に低下をはじめ、およそ8min経過後には安定した。安定後のキャビテーション圧力は、 $\theta_h=8^\circ$ の試験片では約3kPa(abs.)、 $\theta_h=32^\circ$ の試験片では約5kPa(abs.)、 $\theta_h=56^\circ$ の試験片では約4kPa(abs.)示し、ほぼ同一であった。圧力測定用穴の位置 θ_h によらずほぼ一致することから、本実験条件において生じるキャビテーションにおいては、キャビテーシ

オン気泡の圧力分布はほぼ一様であると言える。これは、気体の流動性が良いためであると考えられる。圧力の低下速度は試験片により少し異なるが、圧力測定用穴の周方向位置 θ_h との相関がないことから、圧力測定用穴および圧力センサ固定のための穴およびアダプターのネジ加工深さ、接着剤の塗布量などの誤差により、圧力測定用穴配下の空間容積が異なることに起因するものと推定する。

キャビテーション気泡の圧力分布について、Etsion ら³⁾は、ジャーナル軸受の軸受隙間に生じるキャビテーション圧力の測定実験を行い、以下の結果を得ている。キャビテーション気泡の圧力は流体の流れる方向（円周方向）の大部分（おおよそ7割）ではほぼ一定に保たれているが、後端に近づくにつれ圧力が徐々に上昇し、最終的にキャビテーション下流の液膜部と同じ圧力まで到達する。また、流体の流れの直行方向（軸方向、メカニカルシールでは半径方向となる）について、キャビテーション気泡の中央部付近で最も低い圧力を示し、中央から離れるにつれ圧力が上昇し、周囲の油膜部の圧力（システム圧）に到達する。つまり、キャビテーション気泡の圧力は一様ではなく、分布があると報告している。

本実験においては、圧力センサ設置スペースの問題から、キャビテーション気泡の半径方向の圧力分布は測定できていない。周方向の圧力分布については、逆レイリーステップ溝の径方向中央部長さを角度で表すと約 65.3° であることから、圧力測定用穴の位置 $\theta_h=56^\circ$ の試験片における実験では、キャビテーション領域上流から約 86%の位置の圧力を確認できている。このことから、Etsion ら³⁾の実験とはキャビテーション内圧力の特性が異なる可能性が示唆される。流体（粘度、蒸気圧）が違うこと、すべり面の隙間が 100 倍程も違うこと、キャビテーション発生領域が溝内であり、流れの直行方向に壁があることでキャビテーション形状が強制されることなど、しゅう動面の環境が大きく異なることが影響した可能性が考えられる。

4.2.4 まとめ

本節では、メカニカルシール固定環しゅう動面に設ける圧力測定用穴の、周方向位置を変えて実験を行い、逆レイリーステップ溝より生じるキャビテーション気泡の圧力分布を調査した。結果を以下にまとめる。

- ・本実験の範囲内において、メカニカルシールの逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの圧力は、周方向の大部分においてほぼ一様である。

Table 4.2-1 Specimen specifications

Seal ring material	Silicon carbide
Inner diameter of seal ring surface	32.4mm
Width of seal ring surface	3.6mm
Surface roughness of seal ring	0.02 μ m Ra
Surface flatness of seal ring	P-V value : Less than 0.20 μ m
Surface roughness of Reversed Rayleigh-step groove	0.09 μ m Ra
Rotating ring material	Synthetic quartz
Surface roughness of rotating ring	0.002 μ m Ra
Surface flatness of rotating ring	P-V value : Less than 0.24 μ m
Pressure measure hole position θ_h	8°, 32°, 56°

Table 4.2-2 Experimental conditions

Sealed fluid	Purified water
Load of sliding surface	47N
Rotating speed	1500 rpm (2.83m/s)
Fluid temperature	Room Temperature
Pressure	0 MPa(G)

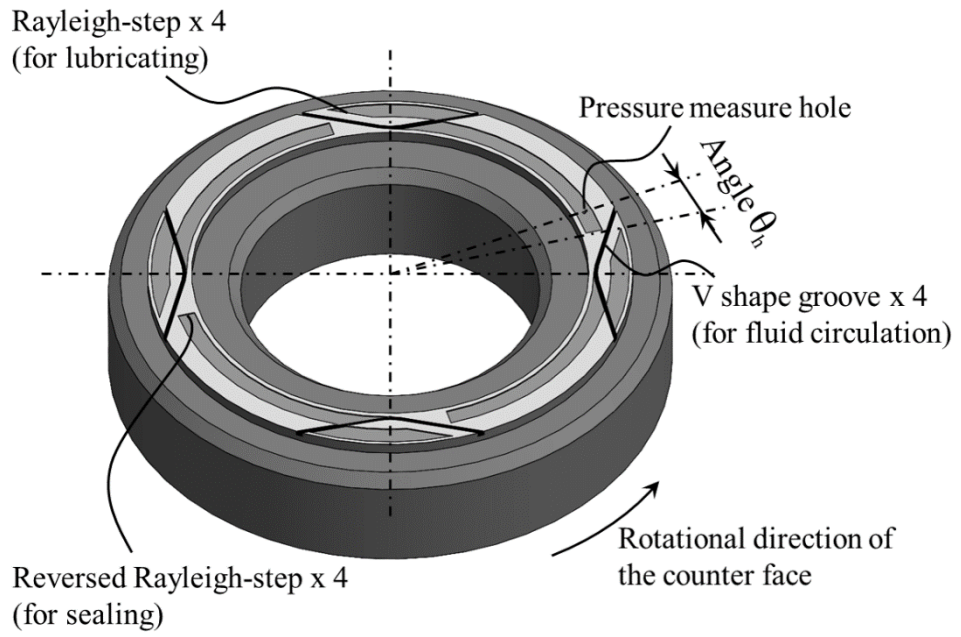


Fig. 4.2-1 Structure of surface texturing of seal ring

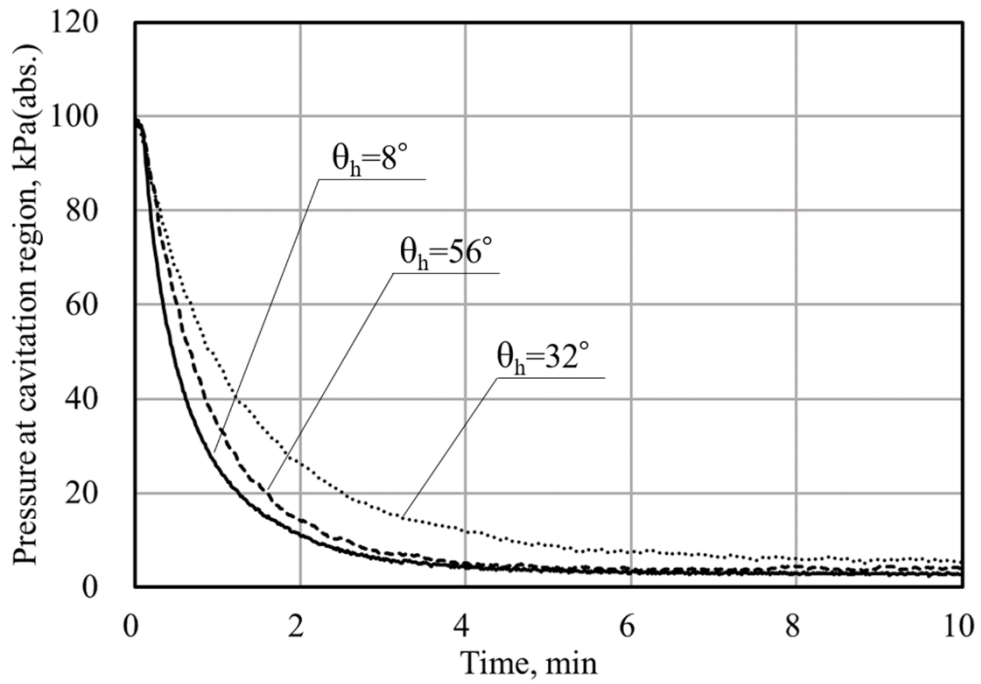


Fig. 4.2-2 Pressure measurement result for different θ_h

4.3 蒸気圧とキャビテーション圧力の関係

水におけるキャビテーションは蒸気性キャビテーションが主体であると言われている⁴⁾。そのため、蒸気圧が高い環境下ではキャビテーション圧力は上昇するものと予想される。そこで本節では、密封流体に水を用いて、液温、すなわち飽和蒸気圧を変化させてしゅう動実験を行い、蒸気圧とキャビテーション圧力の関係について調査した。

4.3.1 シール試験片

シール試験片は 4.2 節と同一とし、同じ試験片を用いて 4.2 節の実験に引き続いてしゅう動実験を行った。シール試験片の仕様を Table 4.3-1 に示す。

4.3.2 実験方法および実験条件

実験装置は、3.3 節で述べたしゅう動実験装置の液槽に、密封流体の加温のためマイクロヒーターを追加設置した。さらに、メカニカルシールのしゅう動面外周を加圧できるように耐圧カバーとエアー配管を装着した。実験装置の概要を Fig.4.3-1 に示す。

4.2 節と同様、試験流体には精製水を用いてメカニカルシールのしゅう動面外周側に配置した。なお、精製水は常温の大気圧下で空気に触れた状態で一晚（12h 以上）放置したものである。液温は常温（25℃近傍）～100℃の範囲で変化させた。しゅう動面外周の圧力は大気圧 0MPa(G)とした。ただし、圧力測定用穴の位置 $\theta_h: 8^\circ$ の試験片のみエアー加圧を行い、0.1MPa(G)下における実験も行った。軸回転数は 1500rpm（しゅう動面平均周速で約 2.83m/s）とした。実験条件を Table 4.3-2 に示す。以下に実験手順の詳細を述べる。

いずれの試験片も液温は常温、大気圧からしゅう動実験を開始し、段階的に温度および外周圧力を変化させ、各条件におけるキャビテーション圧力を測定した。具体的な手順は以下の通りである。

- (1) まず、常温、大気圧におけるしゅう動実験を行い、キャビテーション圧力が十分に安定した時点でしゅう動を停止した。
- (2) その後、エアー加圧によりしゅう動面外周の圧力を 0.1MPa(G)に昇圧した。しゅう動を停止したこと、加圧したことによりキャビテーション圧力センサの測定値は徐々に上昇をはじめ十数 kPa(abs.)を示すが、そのまましゅう動を開始し、キャビテーション圧力が十分に安定するまで実験を行い、その後停止した。

- (3) 次に、加圧エアを開放し、しゅう動面外周の圧力を大気圧まで降圧した。そしてマイクロヒーターにより水温を 50°C程度まで昇温させた。しゅう動を停止したこと、昇温による圧力測定用穴配下の空気の膨張により圧力センサの測定値は十数 kPa 上昇するが、そのまましゅう動を開始し、キャビテーション圧力が十分に安定するまで実験を行い、その後停止した。
- (4) 以降、(2)(3)の手順を繰り返し、100°C近傍まで徐々に水温を上昇させながら、大気圧およびエア加圧 0.1MPa(G)の実験を繰り返した。なお、圧力測定用穴の位置 θ_h : 32°, 56° の試験片については、エア加圧による実験は行わなかった。

4.3.3 実験結果

4.3.3.1 キャビテーションの観察結果

Figure 4.3-2 および Fig. 4.3-3 に、常温、大気圧下における、圧力測定用穴を設けた箇所、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの初生を観察した結果を示す。しゅう動開始前から、逆レイリーステップ溝に微小な気泡が存在しており、これは組付け時に混入した空気であると推定される。Fig. 4.3-2(b)~(d)に示すように、しゅう動開始直後より、逆レイリーステップ溝の始端から複数のキャビテーションが生じ、すじ状に下流に流れていく様子が観察された。これはフィンガーキャビテーションと呼ばれる。Fig. 4.3-2(e)(f)および Fig. 4.3-3(a)に示すように、フィンガーキャビテーションは圧力測定用穴の付近に到達すると、穴を避けるように側方に流れた。その後、Fig. 4.3-3(b)~(e)に示すように、圧力測定用穴に小さな気泡が生じ、その直後に穴周辺の液膜が破断し、キャビテーションが下流に拡大した。この小さな気泡は圧力測定用穴内の空気であると考えられる。さらに時間が経過すると、Fig. 4.3-3(f)に示すように、圧力測定用穴の周辺からひとまとまりのキャビテーションが徐々に形成されていく様子が観察された。その後は、3.3 節における実験と同様、フィンガーキャビテーションとひとまとまりのキャビテーションの 2 種のキャビテーションが観察され、最終的には時間経過とともにひとまとまりのキャビテーションが縮小し、境界が不明瞭となった。

次に、Fig. 4.3-4 に、キャビテーション気泡の消失の様子を観察した結果を示す。Fig. 4.3-4(a) に示すように、しゅう動速度が低下すると、フィンガーキャビテーションの本数は減

少した。停止後、約 3sec 程度はキャビテーション気泡は消失せずに逆レイリーステップ溝内に存在していたが、その後、Fig. 4.3-4(b)~(d)に示すように、逆レイリーステップ溝の下流側から急速にキャビテーション気泡が消失した。さらに、Fig. 4.3-4(e)に示すように、圧力測定用の穴内に試験流体が入り込む様子が観察された。

さらに、常温、大気圧下における実験に続いて、常温、0.1MPa(G)加圧下における、圧力測定用穴を設けた箇所、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの観察結果をFig.4.3-5に示す。耐圧カバーのガラス窓が湿気で曇るため、撮影画像は鮮明ではないが、Fig.4.3-5(b)に示すように、大気圧下の実験同様、しゅう動開始直後より、逆レイリーステップ溝の始端からフィンガーキャビテーションが生じ、下流に流れていく様子が観察された。Fig.4.3-5(c)~(f)に示すように、圧力測定用穴から試験流体が噴き出し、下流に流れていく様子が観察された。これは、直前に行った常温、大気圧下における実験の終了時に入り込んだ試験流体が、周囲の負圧により吸い出されたものと考えられる。この現象は実験中、複数回確認された。なお、第3章で述べたように、圧力測定用穴に試験流体が入り込んだ場合、キャピラリーによる表面張力が発生するが、直径 ϕ 0.26mm に生じる水の表面張力 $\gamma=72.25\text{mN/m@}20^\circ\text{C}$ による圧力は約 1kPa であり、圧力測定結果への影響は小さいため、無視できる。また、大気圧下の実験で観察されたひとまとまりのキャビテーションは明確には観察されず、しゅう動開始後から全体がフィンガーキャビテーション領域となった。これは、直前に行った常温、大気圧下における実験終了後、回転環を取り外さなかったために、圧力測定用穴内の圧力が大気圧まで復元せず、しゅう動開始時点で約 14kPa(abs.)であったことが影響していると考えられる。なお、液温を昇温させた実験では耐圧カバーのガラス窓の曇りが激しく、キャビテーションの観察はできなかった。

4.3.3.2 キャビテーション圧力の測定結果

Figure 4.3-6 に、キャビテーション圧力の測定結果を示す。各シール試験片、各実験条件における、しゅう動開始後 7min 以上経過した安定したキャビテーション圧力を、その時のしゅう動面近傍温度で整理した。キャビテーション圧力、しゅう動面近傍温度ともに、10 秒間の平均値とした。供試したいずれの試験片においても、しゅう動面近傍温度の上昇に伴ってキャビテーション圧力が上昇した。また、その値は各温度における水の飽和蒸気圧とほぼ一致しており、強い相関が認められた。これは、本実験におけるキャビテーションが蒸気性

キャビテーション主体である可能性を示唆しており、中原⁴⁾の報告と整合する。

圧力測定用穴の位置 θ_h の違いによるキャビテーション圧力の差はほとんどなく、いずれの試験片も水の飽和蒸気圧とほぼ一致した。このことから、高温環境下においても、4.2節で述べた通り、キャビテーション気泡の周方向における圧力は大部分でほぼ一様であることが明らかとなった。

また、メカニカルシールのしゅう動面外周を 0.1MPa(G)でエア加压した場合においても、キャビテーション圧力は大気圧下の場合とほとんど差がなかった。このことから、本実験条件の範囲においては、キャビテーション圧力はしゅう動面外周の圧力に影響されず、水の飽和蒸気圧にほぼ一致することが明らかとなった。Etsion³⁾は、油中におけるジャーナル軸受の軸受隙間に生じるキャビテーションについて圧力測定実験を行い、キャビテーション圧力はしゅう動速度や周囲圧力により $-21.1 \sim 2.5 \text{kPa(G)}$ に変化すると報告しており、本実験結果と比較して高い値を示している。しかし、油におけるキャビテーションは気体性キャビテーションが主体と言われており⁴⁾、本実験におけるキャビテーション圧力の特性が Etsion³⁾の実験と異なっていることは不思議ではないと考える。

4.3.4 まとめ

本節では、密封流体に水を用いて、液温、すなわち飽和蒸気圧を変化させたしゅう動実験を行い、蒸気圧とキャビテーション圧力の関係について調査した。その結果を以下にまとめる。

- ・本実験の範囲内において、精製水中におけるメカニカルシールの逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの圧力は、そのしゅう動環境における水の飽和蒸気圧によく一致する。

- ・本実験の範囲内において、高温環境下においても常温環境下と同様に、メカニカルシールの逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの圧力は、周方向の大部分においてほぼ一様である。

- ・本実験の範囲内において、メカニカルシールしゅう動面外周の圧力は、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの圧力にほとんど影響しない。

Table 4.3-1 Specimen specifications

Seal ring material	Silicon carbide
Inner diameter of seal ring surface	32.4mm
Width of seal ring surface	3.6mm
Surface roughness of seal ring	0.02 μ m Ra
Surface flatness of seal ring	P-V value : Less than 0.20 μ m
Surface roughness of Reversed Rayleigh-step groove	0.09 μ m Ra
Rotating ring material	Synthetic quartz
Surface roughness of rotating ring	0.002 μ m Ra
Surface flatness of rotating ring	P-V value : Less than 0.24 μ m
Pressure measure hole position θ_h	8°, 32°, 56°

Table 4.3-2 Experimental conditions

Sealed fluid	Purified water
Load of sliding surface	47N
Rotating speed	1500 rpm (2.83m/s)
Fluid temperature	RT ~ 100°C
Pressure	0 ~0.1 MPa(G)

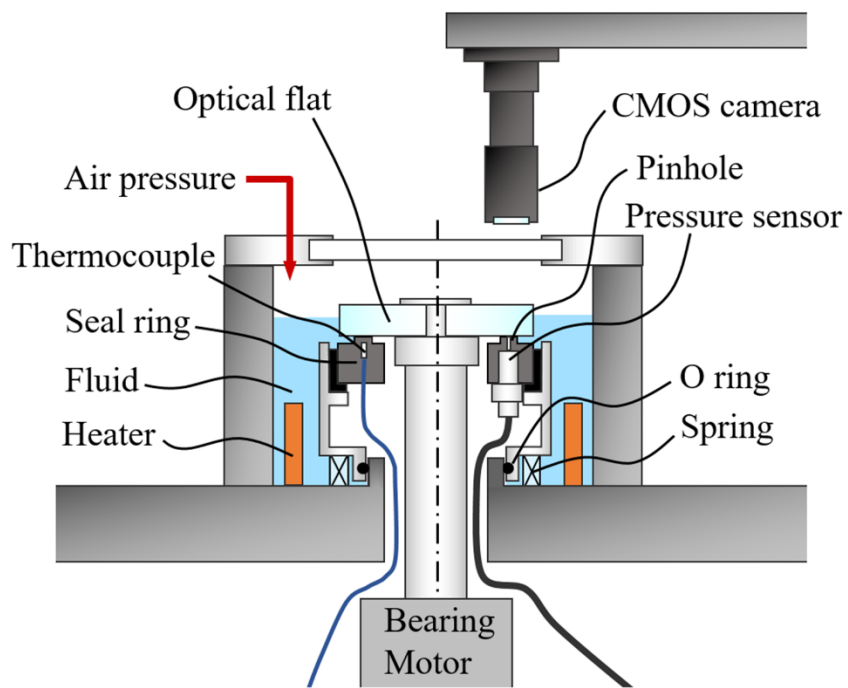


Fig. 4.3-1 Experimental rig



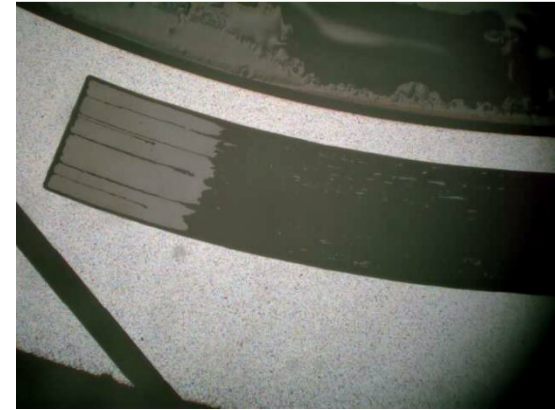
a) Before start



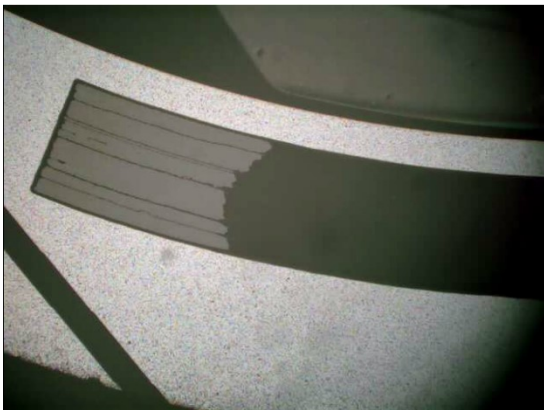
b) Elapsed time : 30msec



c) Elapsed time : 60msec



d) Elapsed time : 110msec



e) Elapsed time : 150msec

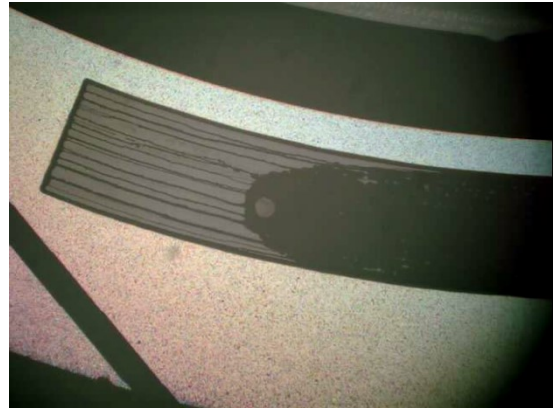


f) Elapsed time : 225msec

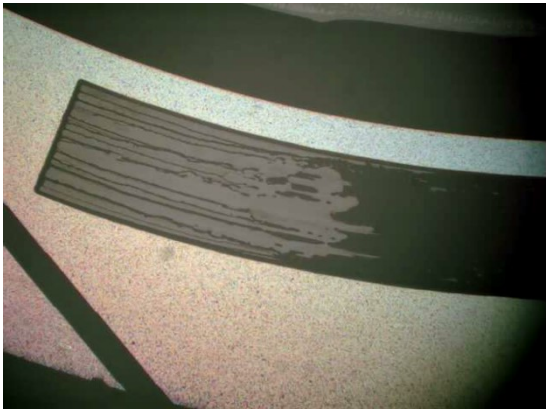
Fig. 4.3-2 Cavitation observation result with pressure measure hole at RT, 0MPa(G)



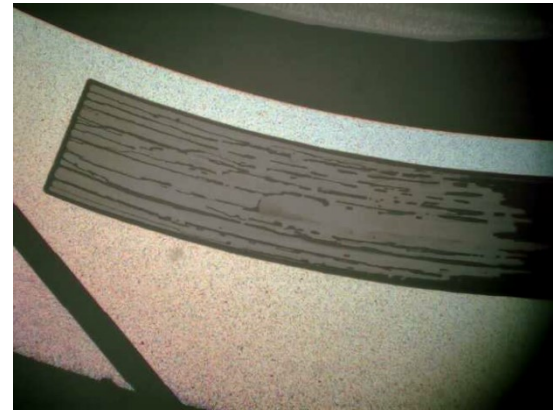
a) Elapsed time : 300msec



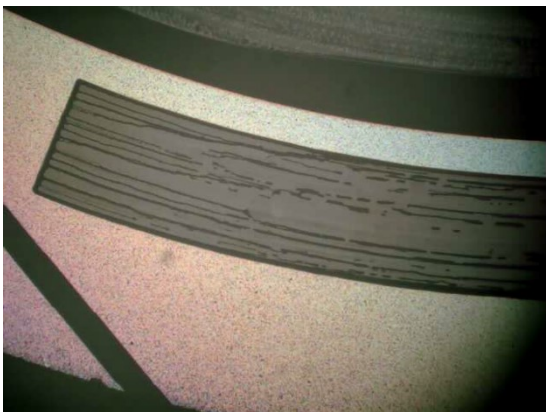
b) Elapsed time : 375msec



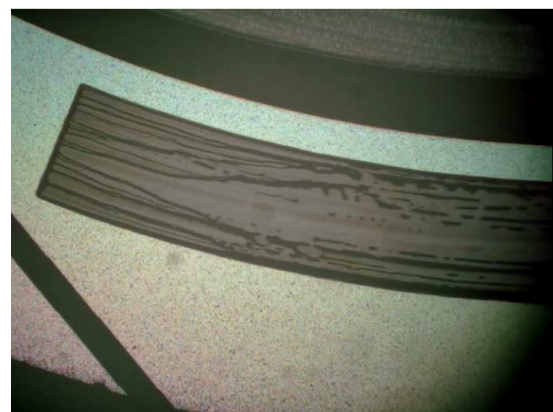
c) Elapsed time : 380msec



d) Elapsed time : 390msec

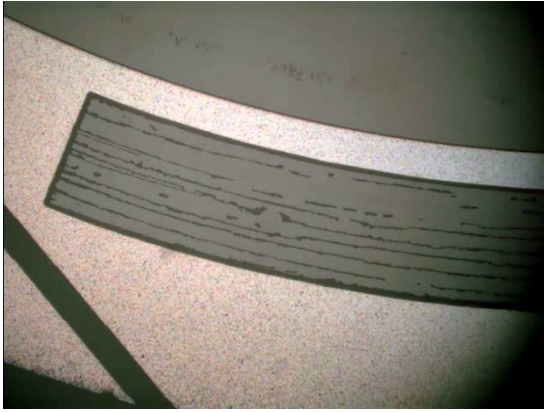


e) Elapsed time : 450msec

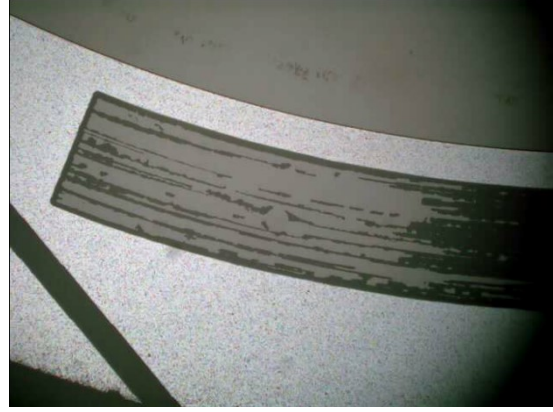


f) Elapsed time : 825msec

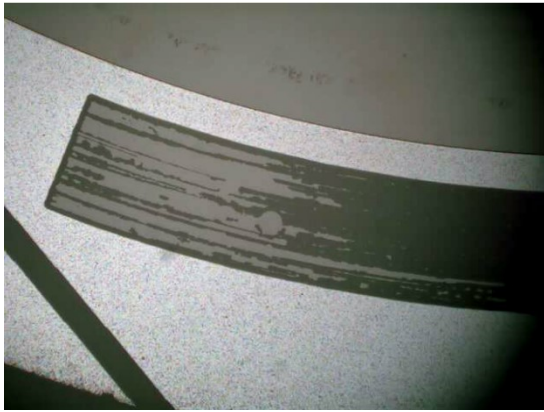
Fig. 4.3-3 Cavitation observation result with pressure measure hole at RT, 0MPa(G)



a) The moment it stopped



b) Elapsed time : 3sec after stopped



c) Elapsed time : 3.75sec after stopped



d) Elapsed time : 5.25sec after stopped



e) Elapsed time : 7.1sec after stopped

Fig. 4.3-4 Cavitation observation result with pressure measure hole at RT, 0MPa(G)



a) Before start



b) Elapsed time : 15msec



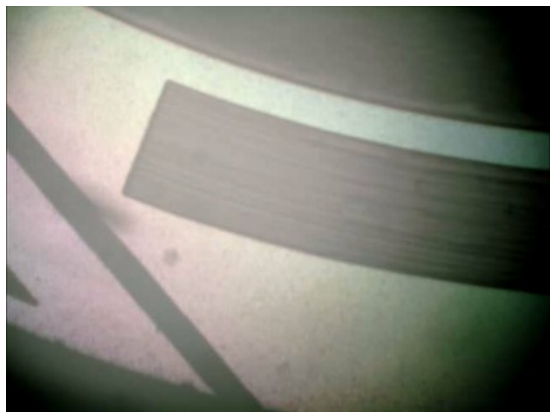
c) Elapsed time : 37.5msec



d) Elapsed time : 60msec



e) elapsed time : 750msec



f) Elapsed time : 975msec

Fig. 4.3-5 Cavitation observation result with pressure measure hole at RT, 0.1MPa(G)

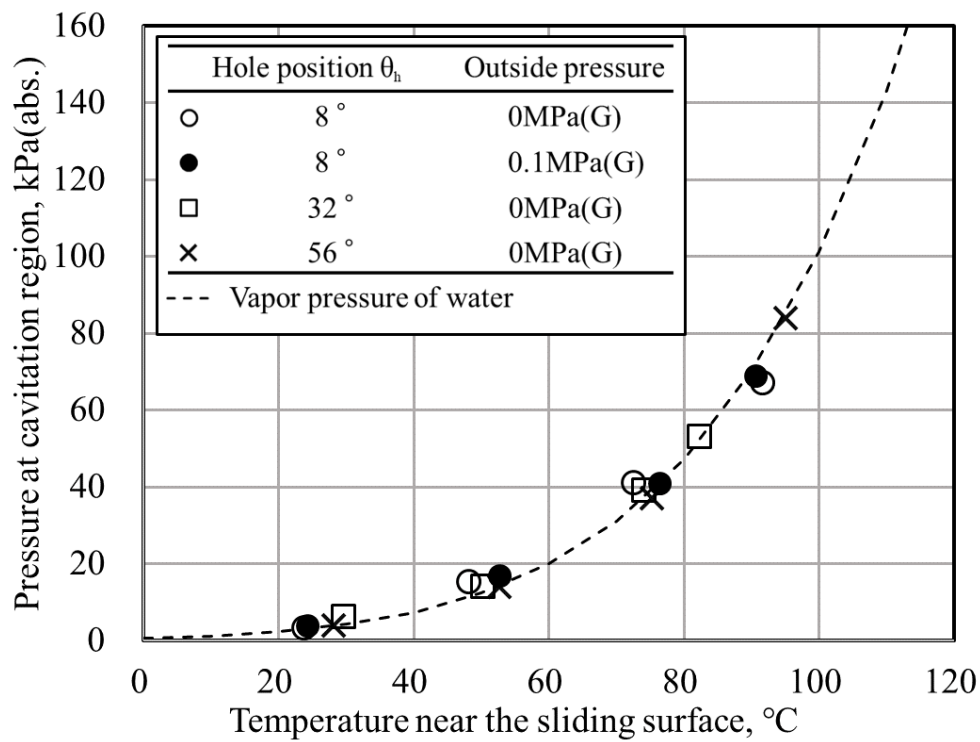


Fig. 4.3-2 Pressure measurement result as a function of fluid temperature change

4.4 逆レイリーステップ溝長さの影響

逆レイリーステップにおいては、しゅう動速度や流体粘度、ステップを構成する形状により溝で生じる負圧の大きさが異なる。形状については、溝よりも上流の未加工部（ランド部）と、溝の周方向長さとの比や、ランド部と相手しゅう動面との隙間（しゅう動面の最小隙間）と、溝部と相手しゅう動面との隙間が大きく影響する⁵⁾。本節では、逆レイリーステップの周方向溝長さおよびしゅう動速度がキャビテーション圧力に及ぼす影響について調査した。

4.4.1 シール試験片

シール試験片は 3.3 節で述べた実験と基本的には同一の仕様（材質、押し付け荷重）とした。ただし、しゅう動面粗さについてはより理想平面に近くするため、 $0.01\mu\text{mRa}$ 以下に変更した。その上で、Fig4.4-1 に示すような、表面テクスチャリングの逆レイリーステップ溝の周方向長さ θ_{RRS} の異なる、 $\theta_{\text{RRS}} = 74^\circ$ 、 $\theta_{\text{RRS}} = 50^\circ$ 、 $\theta_{\text{RRS}} = 26^\circ$ の 3 種類の試験片を用意した。なお、しゅう動面粗さが小さくなったことに伴い、逆レイリーステップ溝底の粗さも $0.09\mu\text{mRa}$ から $0.04\mu\text{mRa}$ へ減少した。試験片の仕様を Table 4.4-1 に示す。

4.4.2 実験方法および実験条件

しゅう動実験装置および圧力センサは 4.3 節で述べた実験と同一とした。4.3 節と同様、試験流体には精製水を用いてメカニカルシールのしゅう動面外周側に配置した。なお、精製水は常温の大気圧下で空気に触れた状態で一晚（12h 以上）放置したものである。液温は常温（ 25°C 近傍）で成り行き、しゅう動面外周の圧力は大気圧 0MPa(G) とし、軸回転数は $100 \sim 2000\text{rpm}$ （しゅう動面平均周速で約 $0.19 \sim 3.77\text{m/s}$ ）から任意の軸回転数を設定し、一定回転数でしゅう動実験を行った。実験条件を Table 4.4-2 に示す。

また、4.3 節において、実験終了後、回転環を取り外さない限り、低下した逆レイリーステップ溝内の圧力が大気圧に復元するまでにはかなりの時間が要することがわかった。そこで、本節では実験手順を見直し、しゅう動実験毎に回転環を一度取り外し、逆レイリーステップ溝および圧力測定用穴配下の空間の圧力を大気圧 0MPa(G) に開放し、再度組付けて次の実験を行った。

4.4.3 実験結果

4.4.3.1 キャビテーション圧力の測定結果

いずれの試験片においても、しゅう動開始直後より、逆レイリーステップ溝部にフィンガーキャビテーションが発生した。時間経過とともにキャビテーション圧力は指数関数的に低下した。キャビテーション圧力が安定するまでの時間は試験片、実験条件によって異なったが、いずれの試験片、実験条件においても 20min 経過後には安定した。なお、測定したしゅう動面の近傍温度はすべての試験片、実験条件において 22~25°C の範囲内であった。

Figure 4.4-2 に、キャビテーション圧力の測定結果を示す。各シール試験片、各実験条件における、しゅう動開始後、任意の時間経過した後の安定したキャビテーション圧力を、しゅう動速度で整理した。キャビテーション圧力は 10 秒間の平均値とした。供試したいずれの試験片においても、しゅう動速度の増加に応じてキャビテーション圧力が低下した。 $\theta_{RRS} = 74^\circ$ 試験片では 0.75m/s 以上のしゅう動速度において、また、 $\theta_{RRS} = 50^\circ$ 試験片では 0.94m/s 以上のしゅう動速度において、水 25°C の飽和蒸気圧 (約 3.2kPa(abs.)) 近傍までキャビテーション圧力が低下した。一方で、 $\theta_{RRS} = 26^\circ$ 試験片では、実験を行った最大のしゅう動速度 3.77m/s においてもキャビテーション圧力の低下は 8kPa(abs.) に留まった。このことからキャビテーション圧力は、逆レイリーステップの周方向溝長さおよびしゅう動速度に依存し、溝長さが長いほど、また、しゅう動速度が高いほど、低下することが明らかとなった。なお、しゅう動面および逆レイリーステップ溝底の粗さの影響について、4.3 節における同条件の実験結果と比較して、安定後のキャビテーション圧力に差はなく、影響はほとんどないものと考えられる。

4.3 節までに述べた実験では、いずれの試験片、実験条件においても、精製水中において逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの圧力は水の飽和蒸気圧とほぼ一致しており、蒸気性キャビテーションが支配的であると考えられた。しかし、本実験により、逆レイリーステップの溝長さやしゅう動速度によっては、キャビテーション圧力は飽和蒸気圧よりも大きい値を示すことが確認された。これは、気泡中の蒸気以外の存在、すなわち、空気の存在を示唆しており、しゅう動環境、条件により気体性キャビテーションの割合が変化することを意味する。

4.4.3.2 キャビテーションの観察結果

Figure 4.4-3 に、キャビテーション圧力安定後の、圧力測定用穴近傍のキャビテーション観察結果を示す。各試験片において、キャビテーション圧力が大気圧近傍を示した条件下と、飽和蒸気圧近傍および $\theta_{RRS} = 26^\circ$ 試験片においては最も低い圧力を示した条件下におけるキャビテーション形状それぞれ抜粋した。キャビテーション圧力が大気圧近傍におけるキャビテーション形状について、Fig.4.4-3(a)に示すように、 $\theta_{RRS} = 74^\circ$ 試験片では、しゅう動面平均しゅう速 0.19m/s 、キャビテーション圧力約 77kPa(abs.) において、逆レイリーステップ始端から生じるフィンガーキャビテーションの本数が 12 本であった。また、Fig. 4.4-3(c)に示すように、 $\theta_{RRS} = 50^\circ$ 試験片では、しゅう動面平均しゅう速 0.38m/s 、キャビテーション圧力約 70kPa(abs.) において、逆レイリーステップ始端から生じるフィンガーキャビテーションの本数が 20 本であった。さらに、Fig. 4.4-3(e)に示すように、 $\theta_{RRS} = 26^\circ$ 試験片では、しゅう動面平均しゅう速 0.94m/s 、キャビテーション圧力約 82kPa(abs.) において、逆レイリーステップ始端から生じるフィンガーキャビテーションの本数は無数であり、CCD カメラの解像度が低いため正確ではないが、約 33 本であった。なお、いずれの試験片においても、圧力測定用穴の下流には、ひとまとまりキャビテーションが観察された。また、キャビテーション圧力が飽和蒸気圧近傍もしくは ($\theta_{RRS} = 26^\circ$ 試験片において) 最も低い圧力を示した条件下におけるキャビテーション形状については、Fig. 4.4-3(b)(d)(f)に示すように、いずれの試験片においても逆レイリーステップ始端から無数のフィンガーキャビテーションが生じており、あまり差異がないように見える。このことから、キャビテーション圧力はフィンガーキャビテーション本数やキャビテーション形状にはほとんど影響しない可能性が示唆される。

キャビテーションにおける、すじ状流れ（ここではフィンガーキャビテーションと同義）の間隔や有無は粘性応力 ηU (η : 粘度, U : U すべり速度) と表面張力 γ の比、および隙間の形状に依存すると言われている⁶⁾。ここで、第2章で述べた、円筒座標系の二次元 Reynolds 方程式を用いた数値解析手法による、本実験条件下でのしゅう動面間隙間の数値解析結果を Fig.4.4-4 に示す。なお、数値解析におけるキャビテーション圧力設定値はそれぞれの実験条件下における実測値を適用した。キャビテーション圧力が大気圧近傍を示した条件 ($\theta_{RRS} = 74^\circ$ 試験片では、しゅう動面平均しゅう速 0.19m/s 、 $\theta_{RRS} = 50^\circ$ 試験片では、しゅう動面平均しゅう速 0.38m/s 、 $\theta_{RRS} = 26^\circ$ 試験片では、しゅう動面平均しゅう速 0.94m/s)、

すなわち低速領域では,各試験片におけるしゅう動面最小隙間 h_0 は $0.24\sim 0.67\mu\text{m}$ である.
これに対して逆レイリーステップ溝深さは $1.5\mu\text{m}$ であり比較的大きいことから,溝底から相手しゅう動面まで隙間について,各試験片による差は小さく,最大でも 25%程度である.
試験流体と液温はほぼ同じ,つまり粘度は同じ,条件であるので,フィンガーキャビテーションの本数がしゅう動速度に依存していると考えれば,本実験結果は文献[6]と同じ傾向を示していると言える.

4.4.4 まとめ

本節では、逆レイリーステップの周方向溝長さおよびしゅう動速度がキャビテーション圧力に及ぼす影響について調査した。その結果を以下にまとめる。

- ・精製水中におけるメカニカルシールの逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの圧力は、逆レイリーステップの周方向溝長さおよびしゅう動速度に依存し、溝長さが長いほど、また、しゅう動速度が高いほど、低下することが判明した。

- ・逆レイリーステップの周方向溝長さやしゅう動速度によっては、キャビテーション圧力は飽和蒸気圧よりも大きい値を示すことが判明した。これにより、キャビテーション気泡内には液中から放散した気体が存在し、その割合がしゅう動環境、条件により変化する可能性が示唆された。

- ・本実験の範囲内において、しゅう動面および逆レイリーステップ溝の粗さは、キャビテーション圧力にほとんど影響しない。

- ・本実験の範囲内において、キャビテーション形状およびフィンガーキャビテーションの本数は、キャビテーション圧力の影響をほとんど受けず、しゅう動速度に依存し、しゅう動速度が高いほど、その本数が増加する可能性が示唆された。

Table 4.4-1 Specimen specifications

Seal ring material	Silicon carbide
Inner diameter of seal ring surface	32.4mm
Width of seal ring surface	3.6mm
Surface roughness of seal ring	0.01 μ m Ra
Surface flatness of seal ring	P-V value : Less than 0.20 μ m
Surface roughness of Reversed Rayleigh-step groove	0.04 μ m Ra
Rotating ring material	Synthetic quartz
Surface roughness of rotating ring	0.002 μ m Ra
Surface flatness of rotating ring	P-V value : Less than 0.24 μ m
Reversed Rayleigh-step angle θ_{RRS}	74°, 50°, 26°

Table 4.4-2 Experimental conditions

Sealed fluid	Purified water
Load of sliding surface	47N
Rotating speed	100~2000 rpm (0.19~3.77m/s)
Fluid temperature	RT
Pressure	0 MPa(G)

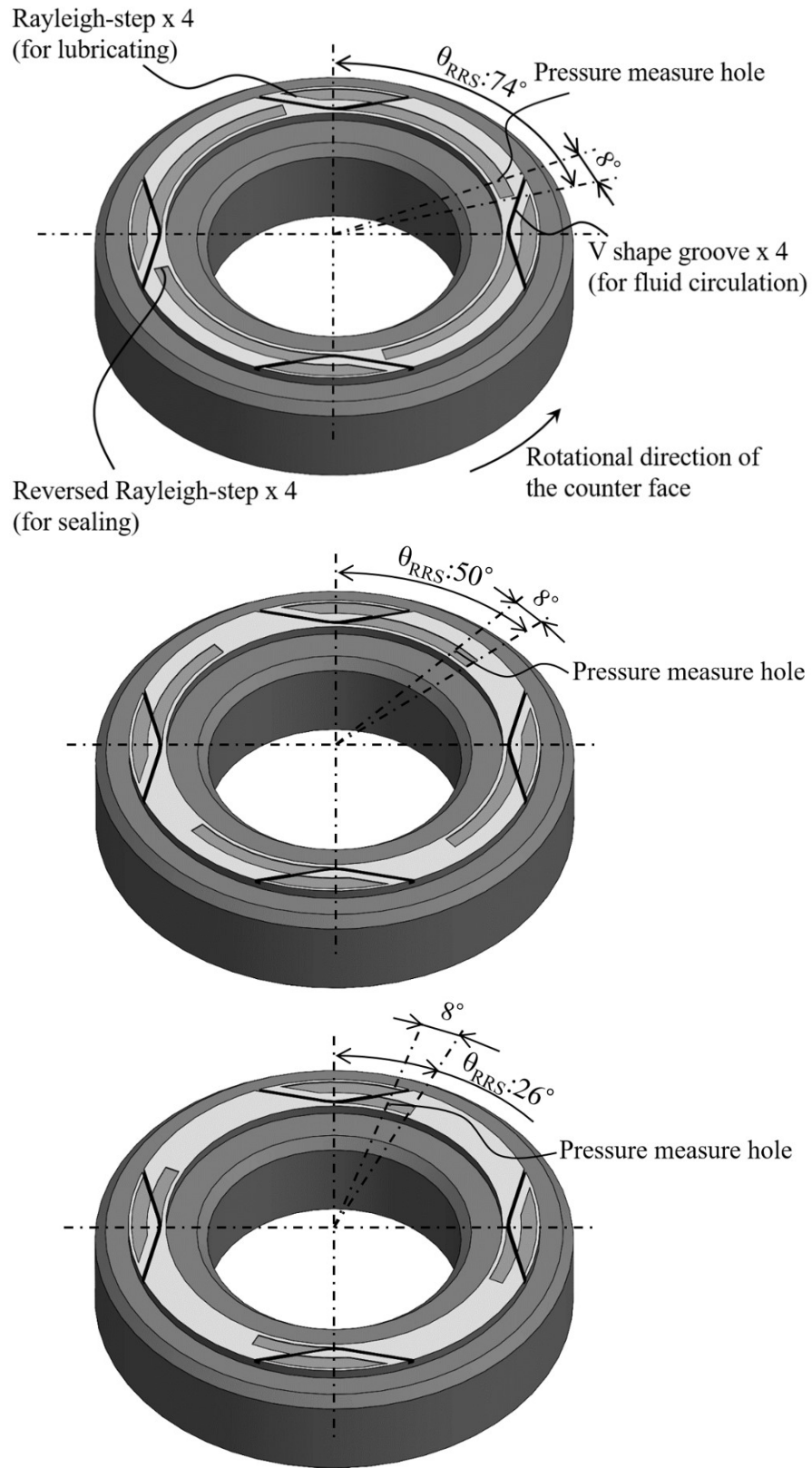


Fig. 4.4-1 Structure of surface texturing and hole position of seal rings

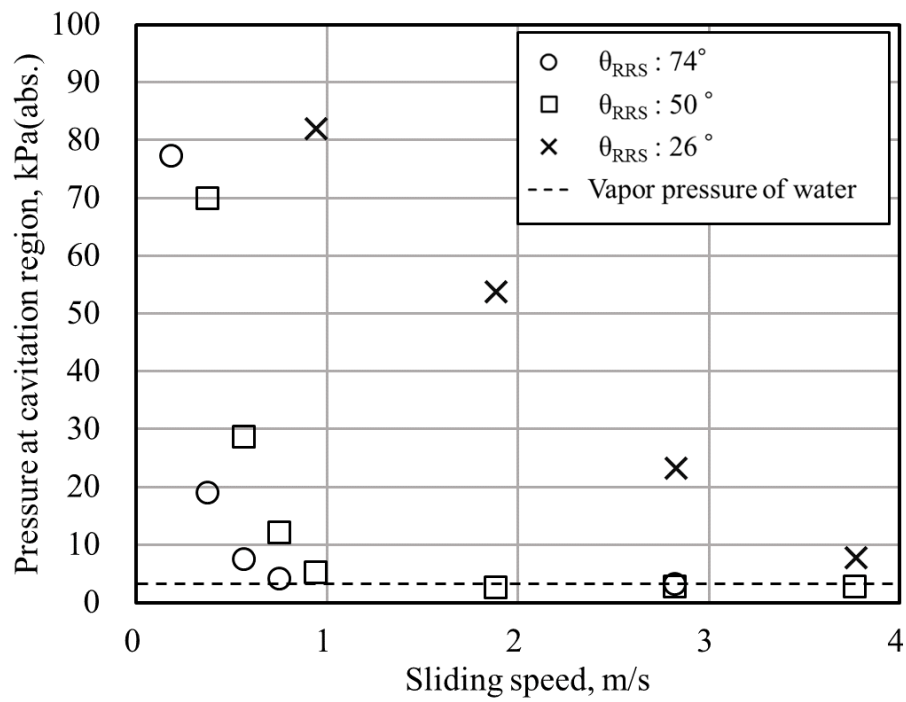
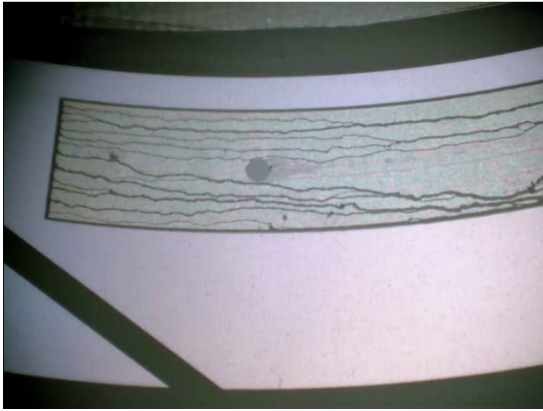
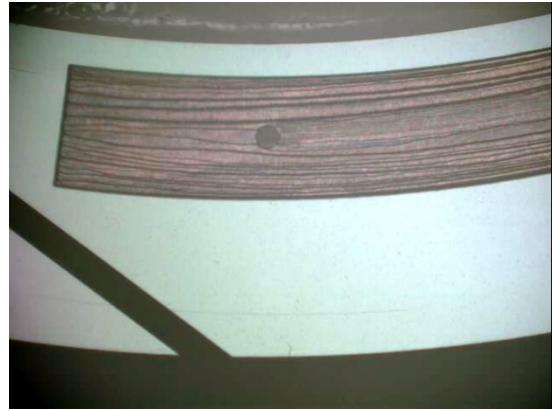


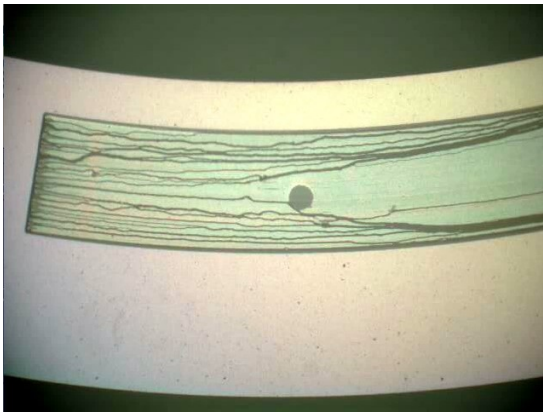
Fig. 4.4-2 Pressure measurement result for different reversed Rayleigh step length



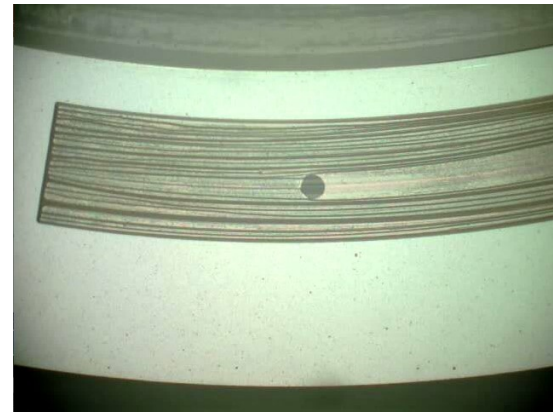
a) $\theta_{RRS} = 74^\circ$, 0.19m/s, $P_{cav}: 77\text{kPa}(\text{abs.})$



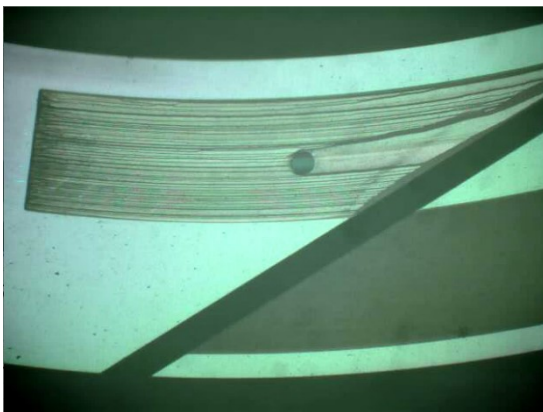
b) $\theta_{RRS} = 74^\circ$, 2.83m/s, $P_{cav}: 3\text{kPa}(\text{abs.})$



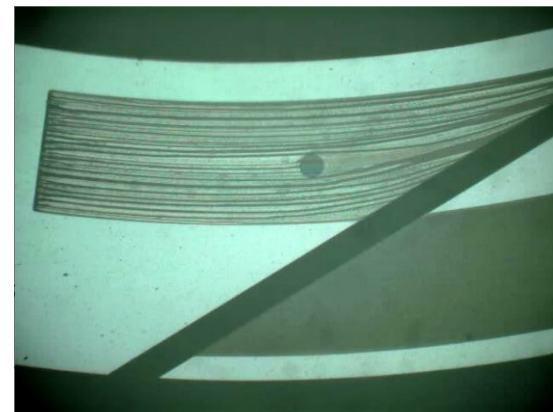
c) $\theta_{RRS} = 50^\circ$, 0.38m/s, $P_{cav}: 70\text{kPa}(\text{abs.})$



d) $\theta_{RRS} = 50^\circ$, 3.77m/s, $P_{cav}: 3\text{kPa}(\text{abs.})$



e) $\theta_{RRS} = 26^\circ$, 0.94m/s, $P_{cav}: 82\text{kPa}(\text{abs.})$



f) $\theta_{RRS} = 26^\circ$, 3.77m/s, $P_{cav}: 8\text{kPa}(\text{abs.})$

Fig. 4.4-3 Cavitation observation result with pressure measure hole

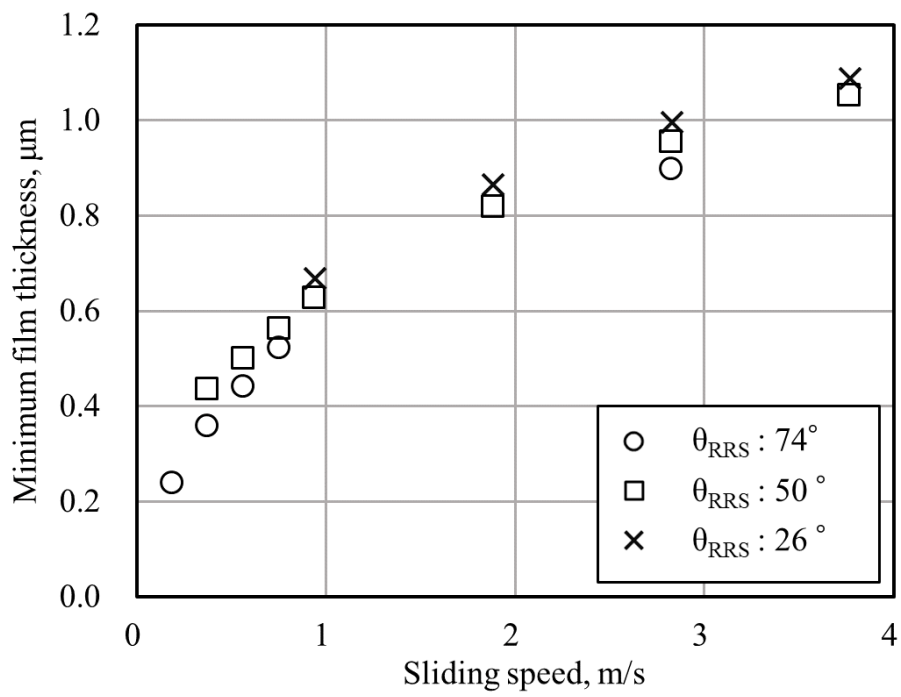


Fig. 4.4-4 Calculation result for different reversed Rayleigh step length

4.5 逆レイリーステップ溝深さの影響

前節で述べたように、逆レイリーステップにおいては、しゅう動速度や流体粘度、ステップを構成する形状により溝で生じる負圧の大きさが異なる。本節では、逆レイリーステップの溝深さおよびしゅう動速度がキャビテーション圧力に及ぼす影響について調査した。

4.5.1 シール試験片

シール試験片は 4.4 節で述べた実験と基本的には同一の仕様（材質、押し付け荷重）とした。表面テクスチャリングの逆レイリーステップ溝の周方向長さ $\theta_{RRS} = 74^\circ$ とし、溝深さは、 $1.5\mu\text{m}$ 、 $3.6\mu\text{m}$ 、 $5.5\mu\text{m}$ 、 $7.3\mu\text{m}$ 、 $9.1\mu\text{m}$ の 5 水準の試験片を製作した。試験片の仕様を Table 4.5-1 に示す。

Figure 4.5-1 に示すレイリーステップで生じる負荷容量において、ステップの幾何形状の影響は圧力係数 C_p により表される⁵⁾。

$$C_p = \frac{3x(1-x)(m-1)}{x + (1-x)m^3}$$

ここで、 x はしゅう動面の滑り方向（周方向）長さと溝加工部の滑り方向（周方向）長さの比、 m はしゅう動面の未加工部と相手しゅう動面の隙間 h_0 （最小隙間）と、溝加工部と相手しゅう動面の隙間 h_i の比 $m = h_i/h_0$ である。 m が約 2.0 の場合、生じる圧力が最大となる。逆レイリーステップにおいては流れが逆向きとなるため生じる圧力は負となるが、圧力係数の影響は同じである。

Figure 4.4-4 に示したとおり、本研究において基本的な実験条件である、水、常温、大気圧下、1500rpm（しゅう動面平均しゅう速 2.83m/s ）におけるしゅう動面最小隙間 h_0 はおよそ $0.9\mu\text{m}$ である。また、実験における逆レイリーステップ溝の出入口は周方向に対して傾斜しているため、溝の径方向中心位置を基準に代表値として x を求めると 0.9 となる。したがって、この条件における各試験片の逆レイリーステップの m 値および圧力係数 C_p は Table 4.5-2 に示すとおりとなる。4.4 節までに実験を行った逆レイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ 、 $\theta_{RRS}=74^\circ$ 試験片の m 値は 2.7、 C_p は 0.164 であり、圧力係数が大きく、生じる負圧の絶対値が大きいことがわかる。本節の実験では m 値の影響を調査することを目的とするが、メカニカルシールの場合、溝深さ $1\mu\text{m}$ 以下では、表面の粗さやうねりの影響を受け

るので、溝としての機能が安定して発揮されないと考えられる。したがって、溝深さを増加させて m 値を変化させた。なお、逆レイリーステップ溝の深さはレーザー顕微鏡（オリンパス社製：OLS4100）による測定において誤差 $\pm 0.1\mu\text{m}$ 以内であった。

4.5.2 実験方法および実験条件

しゅう動実験装置および圧力センサは 4.3 節で述べた実験と同一とした。ただし、大気圧下における実験においては、液中の溶存気体量を測定する目的で、光学ケミカルセンサタイプの酸素濃度計（PreSence 社製：OXY-1ST, Pst7 タイプ）を設置した。液中の溶存気体はキャビテーションを支配する因子であると言われており、実験における液中溶存気体量を把握することでその影響を考察できる。水中へ溶け込む気体の量はヘンリーの法則により決定されるため、本研究の雰囲気ガスである空気の主成分である酸素・窒素の水に対するヘンリー定数が既知であれば、測定した酸素濃度から溶存空気量を予測できる。実験装置の概要を Fig.4.5-2 に示す。

試験流体には硬水を用いてメカニカルシールのしゅう動面外周側に配置した。精製水を用いた実験を長時間行った場合、実験装置に腐食がみられたが、流体を硬水に変更すると改善されたので採用することとした。なお、硬水に含まれる不純物は、カルシウム：80mg/L、マグネシウム：26mg/L、ナトリウム：7mg/L、カリウム：1mg/L 程度で非常に少ない。不純物の存在による飽和蒸気圧の低下は、ラウールの法則に基づけば約 0.006%程度であり、無視できると考えた。

硬水はあらかじめ、エアーポンプ(3500cc/min,30min)でバブリングを行い、空気を飽和させた上で、一晚(12h 以上)放置したものである。水温は常温で成り行き、4.4 節と同様、しゅう動面外周側の圧力は大気圧 0MPa(G)とし、軸回転数は 100~4000rpm (しゅう動面平均周速で約 0.19~7.54m/s) から任意の軸回転数を設定し、一定回転数でしゅう動実験を行った。しゅう動開始直後に回転環しゅう動面が傷付くことを防止する目的で、いずれの実験においても、軸回転初期は 20rpm/sec の加速度で 100rpm まで回転数を上昇させ、その後 5sec 間で各実験の設定回転数まで上昇させた。なお、実験ごとに回転環を一度取り外して、圧力測定用穴配下の空間の圧力を大気圧に開放した後、再度回転を組み付けて次の実験を行った。実験条件を Table 4.5-3 に示す。

4.5.3 実験結果

4.5.3.1 キャビテーション圧力の測定結果

Figure 4.5-3 に、逆レイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ 試験片における、軸回転数 500rpm, 1000rpm, 1500rpm におけるキャビテーション圧力の測定結果を示す。横軸はしゅう動開始後の経過時間とし、縦軸はキャビテーション圧力とした。4.4 節までに行った実験同様、しゅう動開始後、キャビテーション圧力は指数関数的に低下した。ただし、軸回転数によって圧力の低下速度が異なっており、軸回転数が高いほどキャビテーション圧力の低下速度が大きいことが判明した。時間経過後の安定したキャビテーション圧力は、いずれのしゅう動条件においても 3kPa(abs.) 程度であった。また、試験片は同一であるので、圧力測定用穴の配下の空間容積も同じである。にもかかわらず、キャビテーション圧力の低下速度が異なることから、圧力測定用穴配下の空気の排出には、しゅう動速度が影響することを示唆している。

Figure 4.5-4 に、逆レイリーステップ溝深さ $5.5\mu\text{m}$ 試験片における、軸回転数 500rpm, 1000rpm, 1500rpm におけるキャビテーション圧力の測定結果を示す。横軸はしゅう動開始後の経過時間とし、縦軸はキャビテーション圧力とした。逆レイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ 試験片と同様、しゅう動開始後、キャビテーション圧力は指数関数的に低下し、その低下速度は軸回転数に依存していることがわかる。キャビテーション圧力の低下速度は、逆レイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ 試験片に対して非常に大きい。時間経過後の安定したキャビテーション圧力が両試験片で等しく、水の飽和蒸気圧近傍である 3kPa(abs.) 程度となる軸回転数 1500rpm において、キャビテーション圧力低下速度を比較すると、逆レイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ 試験片に対して、逆レイリーステップ溝深さ $5.5\mu\text{m}$ 試験片は、およそ 2.7 倍の圧力低下速度であった。両試験片の圧力測定用穴配下の空間容積の差は不明であるが、2.7 倍の差があるとは考えにくいため、圧力測定用穴配下の空気の排出には、逆レイリーステップ溝深さが影響することを示唆している。

また、軸回転数 500rpm, 1000rpm においては、安定後のキャビテーション圧力が飽和蒸気圧近傍まで低下しなかった。4.4 節における実験と同様に、本節の実験においても、試験片や実験条件によって、キャビテーション圧力は飽和蒸気圧よりも大きい値を示すことが判明し、気体性キャビテーションの割合が変化する可能性が示唆された。

Figure 4.5-5 に、各シール試験片、各実験条件における、しゅう動開始後、任意の時間経過した後の安定したキャビテーション圧力を、しゅう動面の平均周速で整理した。キャビテーション圧力は 10 秒間の平均値とした。なお、測定したしゅう動面の近傍温度は、すべての試験片、実験条件において 22~31℃ の範囲内であった。また、測定した液中酸素濃度はすべての試験片、実験条件において 7.2~8.6mg/L の範囲内であり、純水の酸素飽和濃度と同程度であったことから、本実験における水には空気が飽和溶解していたものと考えられる。

供試したいずれの試験片においても、しゅう動速度の増加に応じてキャビテーション圧力が低下した。逆レイリーステップ溝深さ 1.5 μm の試験片においては、4.4 節における実験と同じ傾向を示した。なお、しゅう動速度 0.38~0.57m/s においてキャビテーション圧力は水の飽和蒸気圧よりも低い 1~2kPa(abs.)を示したが、圧力センサによる測定誤差であると考えられる。逆レイリーステップ溝深さが増加するにつれ、同じしゅう動速度におけるキャビテーション圧力が高くなり、飽和蒸気圧近傍に到達するしゅう動速度は、逆レイリーステップ溝深さ 3.6 μm 試験片で 1.88m/s, 同溝深さ 5.5 μm 試験片で 2.83m/s, 同溝深さ 7.3 μm 試験片で 4.71m/s, 同溝深さ 9.1 μm 試験片で 5.65m/s であった。また、キャビテーション圧力が飽和蒸気圧近傍に到達しない条件では、繰り返し実験におけるキャビテーション圧力の測定値のばらつきが大きいことが判明した。これは、蒸気性キャビテーションの場合は、飽和蒸気圧がその温度条件下で一定であるのに対し、気体性キャビテーションの場合は、液中から放散する気体の量や、キャビテーションの後端部で逆レイリーステップ溝外に排出される気体の量が、しゅう動条件の微小な変化の影響を受けるためではないかと考えられる。

Figure 4.5-6 に、軸回転数 1500rpm (しゅう動速度 2.83m/s) における、各試験片の圧力係数 C_p とキャビテーション圧力の関係を示す。 C_p とキャビテーション圧力には負の相関が認められ、 C_p が大きいほどキャビテーション圧力が低下し、 C_p が 0.46 以上においてはキャビテーション圧力が飽和蒸気圧近傍に到達する。

以上より、キャビテーション圧力は、逆レイリーステップの溝深さおよびしゅう動速度に依存し、圧力係数 C_p が大きいほど、また、しゅう動速度が高いほど、低下することが明らかとなった。

4.5.3.2 キャビテーションの観察結果

Figure 4.5-7 に、逆レイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ 試験片におけるキャビテーション初生の観察結果を示す。圧力測定用穴を設けた箇所の逆レイリーステップ溝と、圧力測定用穴を設けていない箇所の逆レイリーステップ溝それぞれを観察した。なお、いずれの実験においても、 100rpm よりも低い軸回転数でキャビテーションが生じたが、軸回転数が 100rpm に到達するまでは全てのしゅう動実験において 20rpm/sec の加速度で軸回転数を上昇させたため、キャビテーション初生の観察はすべて同一しゅう動条件で行ったことになる。

キャビテーションが生じる場所は、逆レイリーステップ溝の上流端部であることが多いが、圧力測定用穴を起点にキャビテーションが生じる場合 Fig.4.5-7(a)(i)(k)があった。また、圧力測定用穴を設けていない溝においても、溝の上流端部から 2mm ほど下流でキャビテーションが生じる場合 Fig.4.5-7 (f)や、溝の上流端部と、下流側の 2 箇所からキャビテーションが生じる場合 Fig.4.5-7 (d)などが確認され、キャビテーション起点は様々であった。キャビテーションは液中に存在する気泡核を起点に成長すると言われており、しゅう動実験毎に気泡核がランダムに存在し、それが起点になったためであると推定する。

Figure 4.5-8 に、逆レイリーステップ溝深さ $5.5\mu\text{m}$ 試験片におけるキャビテーション初生の観察結果を示す。圧力測定用穴を設けていない溝では、逆レイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ 試験片と同様に、溝の上流端部からキャビテーションが生じる場合や、溝の下流側でキャビテーションが生じる場合 Fig. 4.5-8(d)(f)(j)が確認された。一方で、圧力測定用穴を設けた溝においては、逆レイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ 試験片と異なり、すべての実験で圧力測定穴を起点にキャビテーションが生じた。これは、本実験条件において、逆レイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ 試験片に比べ、逆レイリーステップ溝深さ $5.5\mu\text{m}$ 試験片の圧力係数 C_p は小さいため、流体の張力よりも絶対値の大きい負圧が生じる前に、圧力測定用穴内の空気が減圧により膨張してキャビテーションとなったためではないかと推定する。

また、キャビテーションの生じた軸回転数について、逆レイリーステップ溝深さおよび圧力測定用穴を設けた溝と設けていない溝で整理した結果を、Fig. 4.5-9 に示す。圧力測定用穴がない溝に比較して、穴を設けた溝の方がキャビテーションの生じる軸回転数が高い傾向があることがわかる。これは圧力測定用穴を設けた溝においては、逆レイリーステップ溝内の容積が増加することにより、溝の上流端部で生じた負圧による溝内圧力の減少速度が低下し、液体の張力を破断する圧力に到達するまでの時間に差があったためであると考え

られる。

Figure 4.5-10, Fig. 4.5-11, Fig. 4.5-12, Fig. 4.5-13, Fig. 4.5-14 に各試験片，各回転数条件における，キャビテーション圧力安定後の，圧力測定用穴がある逆レイリーステップ溝のキャビテーションの観察結果を示す。溝深さが小さいほど，軸回転数が大きいほどフィンガーキャビテーションの本数が増加する傾向が確認されており，4.4 節で述べた，フィンガーキャビテーションの間隔や有無は，粘性応力 ηU (η : 粘度， U : U すべり速度) と表面張力 γ の比，および隙間の形状に依存するという結果と整合する。

さらに，圧力測定用穴を設けた逆レイリーステップ溝の下流端部におけるキャビテーションの状態について，逆レイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ 試験片の観察結果を Fig. 4.5-15 に，逆レイリーステップ溝深さ $5.5\mu\text{m}$ 試験片の観察結果を Fig. 4.5-16(a)(b)(c) に，それぞれ示す。逆レイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ 試験片のキャビテーションは溝の下流端まで到達し，深溝に連通していることが観察された。一方で，溝深さ $5.5\mu\text{m}$ 試験片のキャビテーションは溝の下流端まで到達しなかった。ただし，Fig. 4.5-16(b)(c) に示すように，溝の内周側付近では，細かく分離されたキャビテーションが下流に流れていく様子が断続的に観察された。このことから，液中からキャビテーション内に放散する気体は一定量排出され，放散と排出のバランスが釣り合うことでキャビテーション圧力が一定に安定するものと考えられる。

続いて，圧力測定用穴を設けていない逆レイリーステップ溝における，しゅう動停止後 20sec 経過後の，溝内に残存するキャビテーション気泡の状態について，逆レイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ 試験片の観察結果を Fig. 4.5-17 に，逆レイリーステップ溝深さ $5.5\mu\text{m}$ 試験片の観察結果を Fig. 4.5-18 に，それぞれ示す。なお，カメラの位置を動かしながら撮影し，撮影画像を繋げることで逆レイリーステップ溝の全体像を示した。また，圧力測定用穴を設けた溝の場合，しゅう動停止後，残存するキャビテーション気泡が徐々に穴の中に吸い込まれていくことが観察されたため，圧力測定用穴のない溝を観察対象とした。溝内に生じたキャビテーション気泡が水の蒸気であれば，しゅう動停止により負圧が生じなくなると溝内の圧力が上昇して液化するため気泡は存在しないはずである。したがって，この残存する気泡は液中の溶存気体が放散したもの，すなわち空気であると考えられる。

各実験結果における残存キャビテーション気泡量を比較するため撮影画像の処理を行った。まず，逆レイリーステップ溝のみの画像に変換した。次に，Fig. 4.5-19 に示すように，

色の明暗から閾値を決定し、キャビテーション領域（緑）と液領域（青）に二値化処理して、溝面積に対する残存キャビテーション気泡面積の割合を算出した。なお、Fig.4.5-19 に示した画像は逆レイリーステップ溝深さ 1.5 μm 試験片の軸回転数 1500rpm における実験結果である。他の軸回転数における実験結果および、逆レイリーステップ溝深さ 5.5 μm 試験片における実験結果についても同様の処理を行った。このようにして算出した残存キャビテーション気泡と溝の面積率を、しゅう動速度で整理したグラフを Fig.4.5-20 に示す。この結果から、しゅう動速度の増加により残存キャビテーション気泡面積率が低下することがわかる。また、逆レイリーステップ溝深さ 1.5 μm 試験片に比較し、逆レイリーステップ溝深さ 5.5 μm 試験片の残存キャビテーション気泡面積率の方が高く、しゅう動速度による変化が大きいことがわかる。

残存キャビテーション気泡と溝の面積率を、安定後のキャビテーション圧力で整理したグラフを Fig.4.5-21 に示す。逆レイリーステップ溝深さ 5.5 μm 試験片においては、キャビテーション圧力が大きいほど残存キャビテーション気泡面積率が増加する相関関係が認められた。このことから、キャビテーション圧力が飽和蒸気圧よりも高くなる要因は、溶存気体の放散による気体性キャビテーション割合の増加であると推定できる。

ただし、本実験における軸回転の停止は急停止ではなく、10 秒間かけて緩やかに停止する設定であるため、しゅう動速度の低下に伴いキャビテーション圧力が変化（気体性キャビテーションの割合が変化）した可能性が考えられること、また、溝の深さ方向のキャビテーション形状が不明であることから、本実験手法では、残存キャビテーション気泡面積率から気体性キャビテーションの割合を正確に見積もることは困難であると考えられる。

4.5.4 まとめ

本節では、逆レイリーステップの溝深さおよびしゅう動速度がキャビテーション圧力に及ぼす影響について調査した。その結果を以下にまとめる。

- ・精製水中におけるメカニカルシールの逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーション圧力は、逆レイリーステップの溝深さおよびしゅう動速度に依存し、圧力係数 C_p が大きいほど、また、しゅう動速度が高いほど、低下する。

- ・逆レイリーステップの溝深さやしゅう動速度によっては、キャビテーション圧力は飽和蒸気圧よりも大きい値を示すことが判明した。これにより、キャビテーション気泡内には液中から放散した気体が存在し、その割合がしゅう動環境、条件により変化する可能性が示唆された。

- ・しゅう動停止後に溝内に残存するキャビテーション気泡の量は逆レイリーステップの溝深さやしゅう動条件により異なり、キャビテーション圧力と相関が認められた。残存気泡量は液中から放散した気体であると考えられることから、キャビテーション圧力の増減は気体性キャビテーション割合の増減によるものである可能性を示唆した。

- ・キャビテーション気泡の下流端部では、細かく分離された気泡が下流に流れ深溝に排出される現象が観察されたことから、絶えず液中から放散する気体は同時に排出され、キャビテーション気泡中の気体の割合が安定する可能性が示唆された。

- ・同一試験片においても、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの起点はランダムであることが判明し、液中に存在する気泡核が影響して初生する可能性が示唆された。

Table 4.5-1 Specimen specifications

Seal ring material	Silicon carbide
Inner diameter of seal ring surface	32.4mm
Width of seal ring surface	3.6mm
Surface roughness of seal ring	0.01 μ m Ra
Surface flatness of seal ring	P-V value : Less than 0.20 μ m
Surface roughness of Reversed Rayleigh-step groove	0.04 μ m Ra
Rotating ring material	Synthetic quartz
Surface roughness of rotating ring	0.002 μ m Ra
Surface flatness of rotating ring	P-V value : Less than 0.24 μ m
Reversed Rayleigh-step depth	1.5 μ m, 3.6 μ m, 5.5 μ m, 7.3 μ m, 9.1 μ m

Table 4.5-2 the m values and C_p of specimens

Reversed Rayleigh-step Depth	m Value (h_i/h_0)	C_p
1.5 μ m	2.7	0.164
3.6 μ m	5	0.081
5.5 μ m	7	0.046
7.3 μ m	9	0.029
9.1 μ m	11	0.020

Table 4.5-3 Experimental conditions

Sealed fluid	Hard water
Load of sliding surface	47N
Rotating speed	100~2000 rpm (0.19~7.54m/s)
Fluid temperature	RT
Pressure	0 MPa(G)

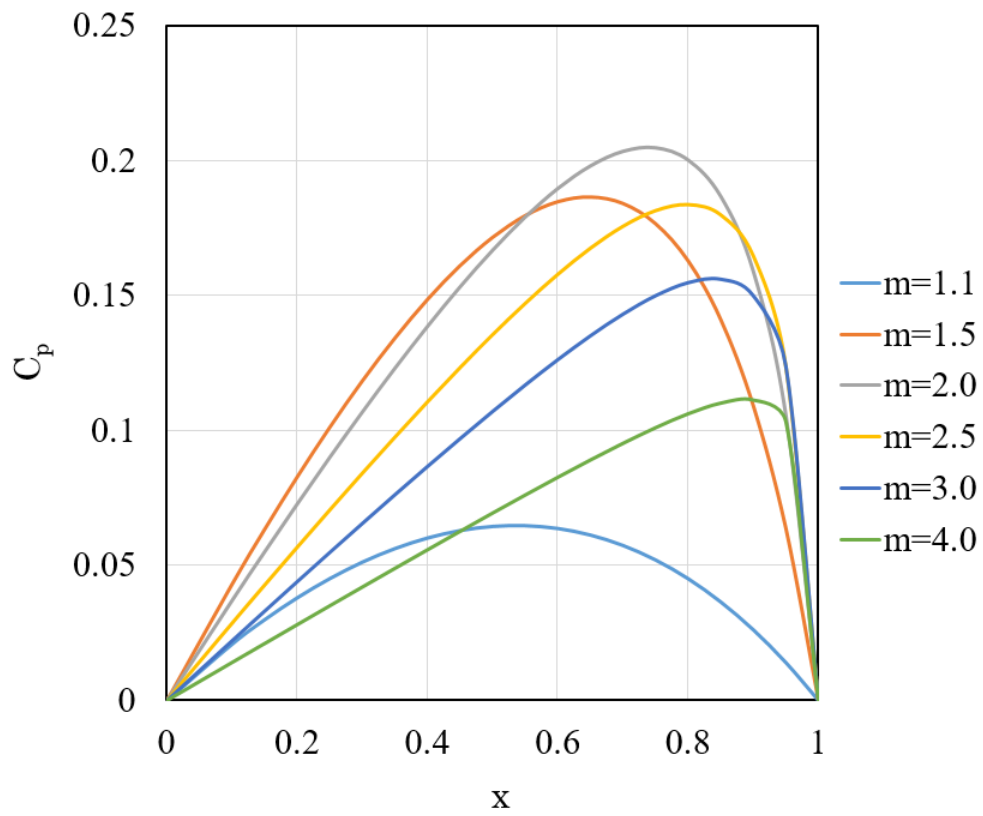
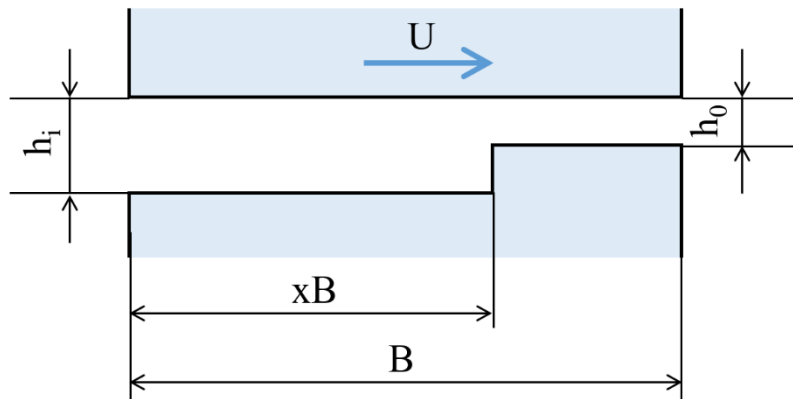


Fig. 4.5-1 Coefficient of pressure generated by Rayleigh step

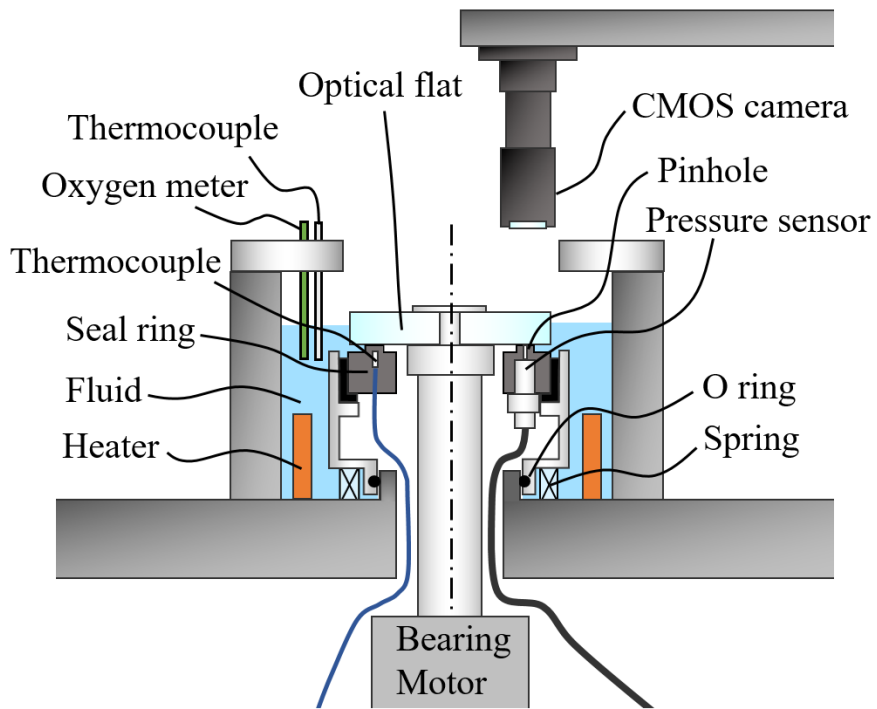


Fig. 4.5-2 Experimental rig

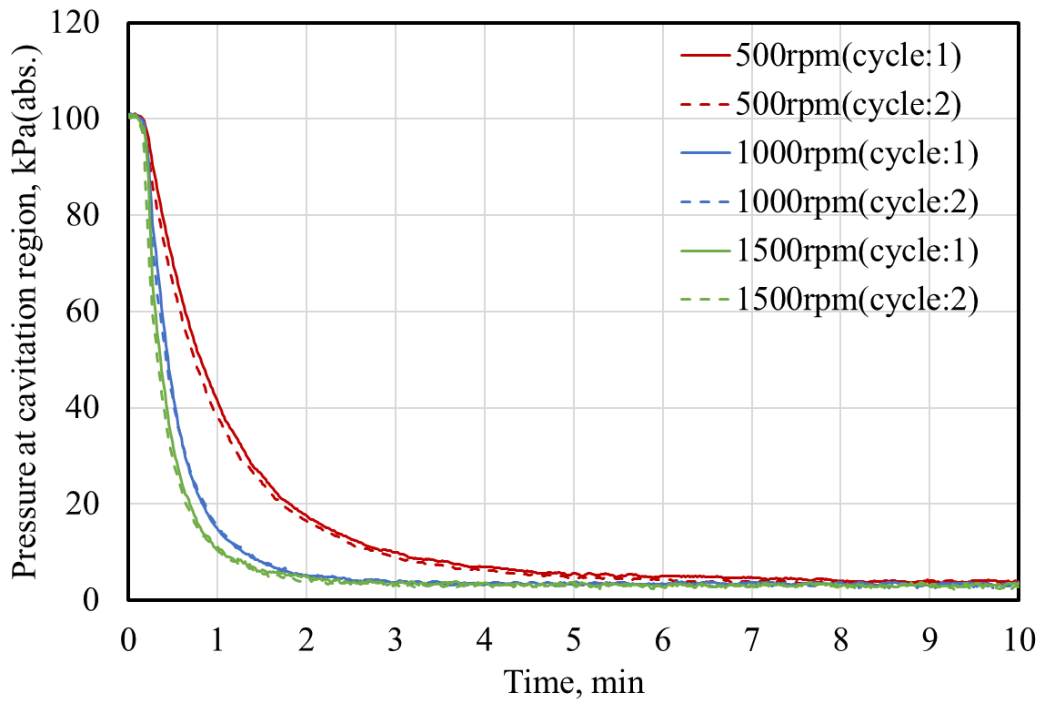


Fig. 4.5-3 Pressure measurement result with RRS depth 1.5 μ m

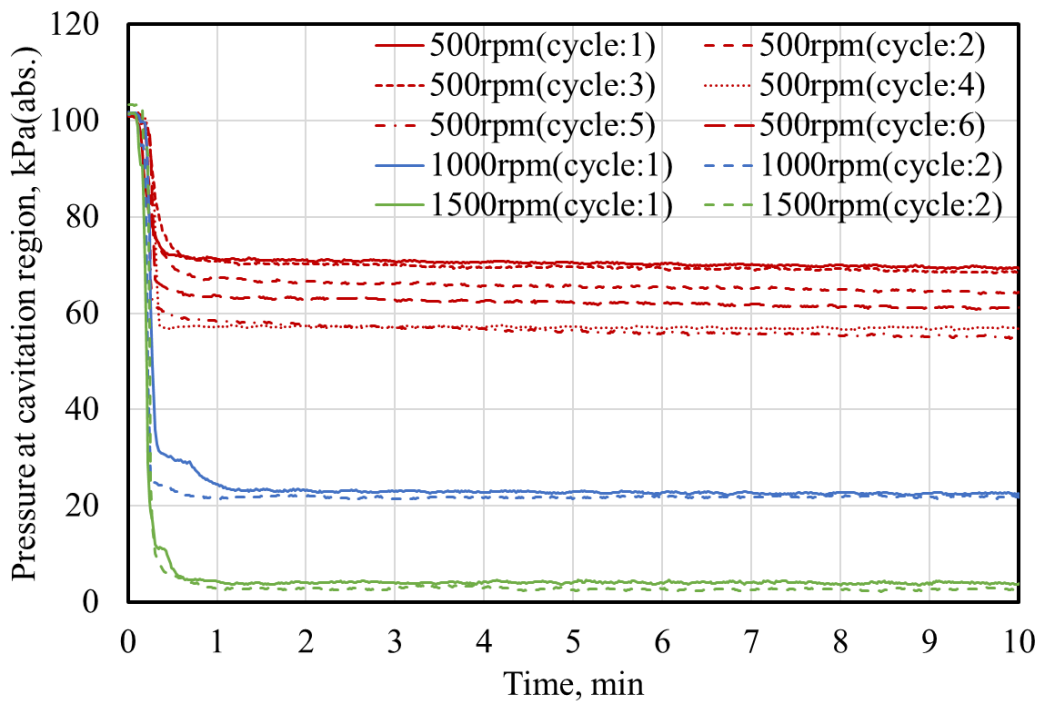


Fig. 4.5-4 Pressure measurement result with RRS depth 5.5 μ m

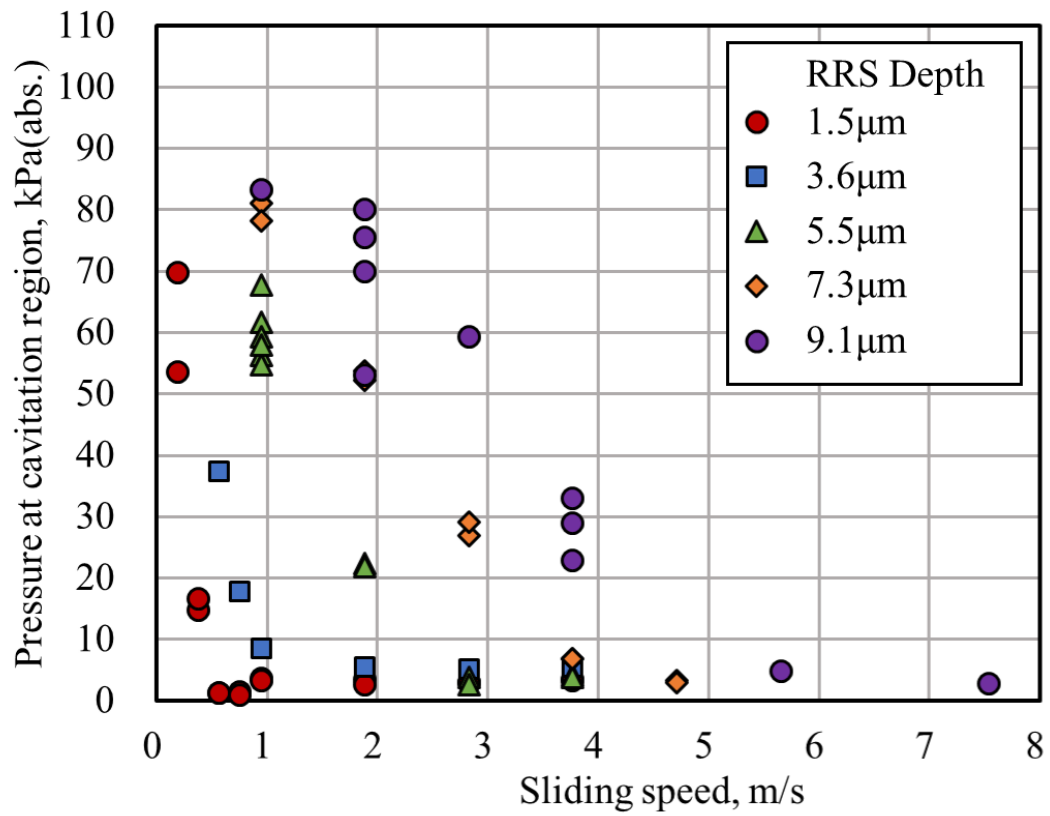


Fig. 4.5-5 Pressure measurement result for different reversed Rayleigh step depth

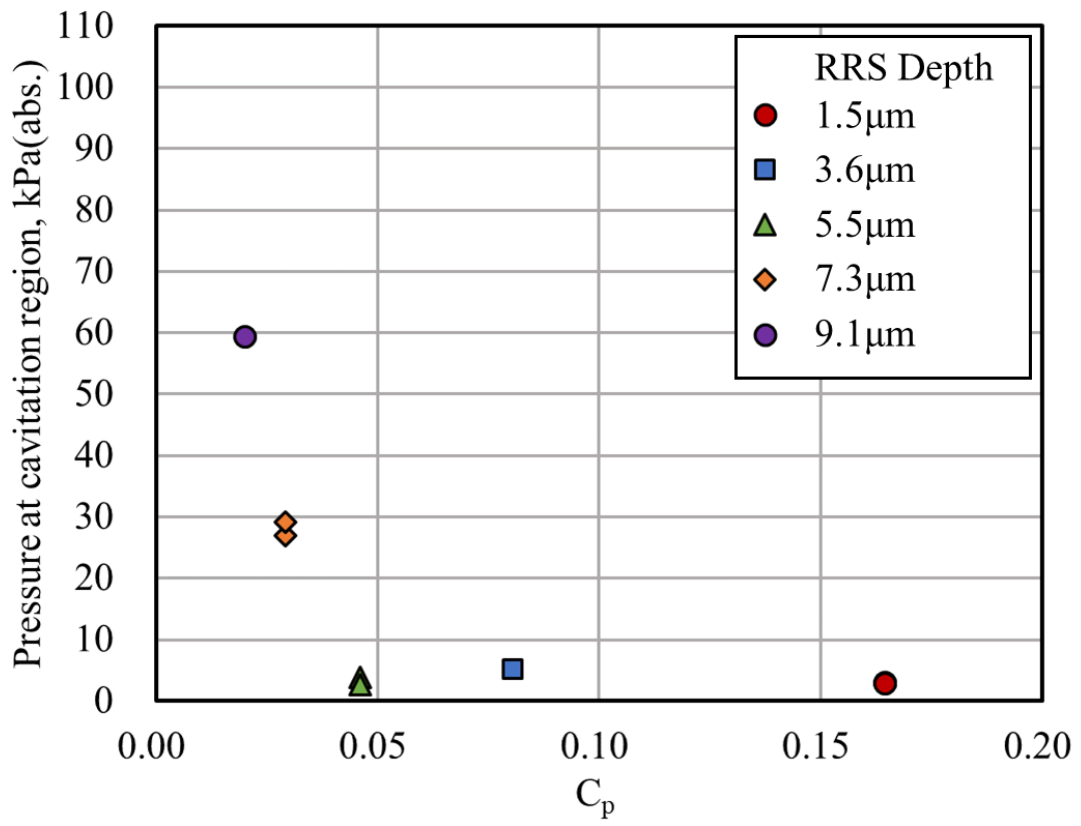
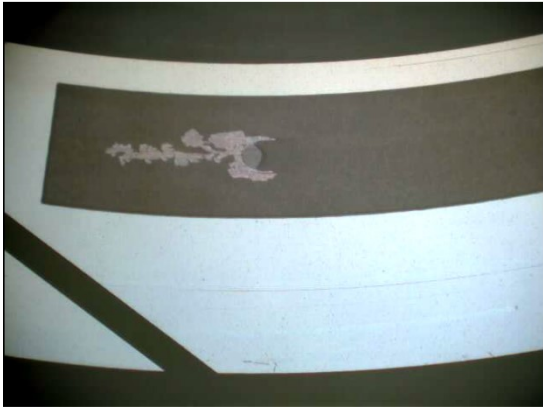


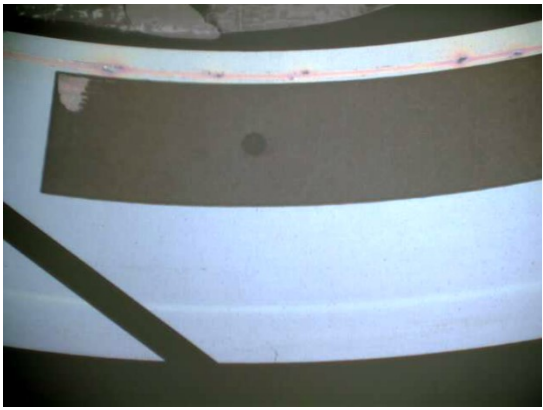
Fig. 4.5-6 Relationship between C_p and Cavitation pressure



a) Rotation speed : 62rpm



b) Rotation speed : 8rpm



c) Rotation speed : 24rpm



d) Rotation speed : 6rpm

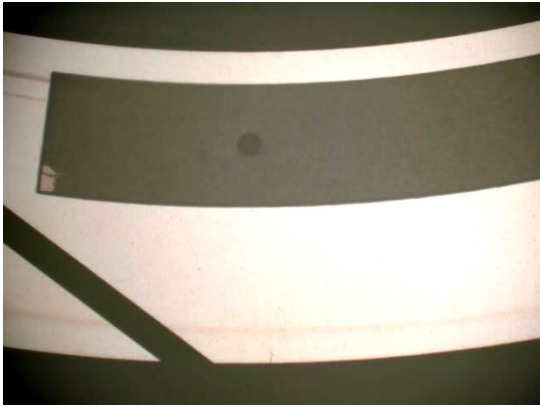


e) Rotation speed : 21rpm



f) Rotation speed : 9rpm

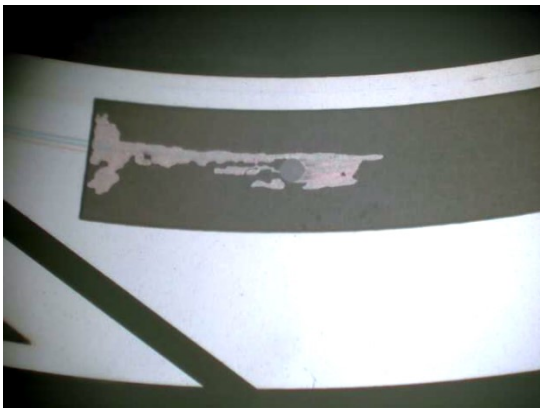
Fig. 4.5-7 Observation results at the moment when cavitation occurs
with RRS depth $1.5\mu\text{m}$



g) Rotation speed : 15rpm



h) Rotation speed : 8rpm



i) Rotation speed : 23rpm



j) Rotation speed : 15rpm

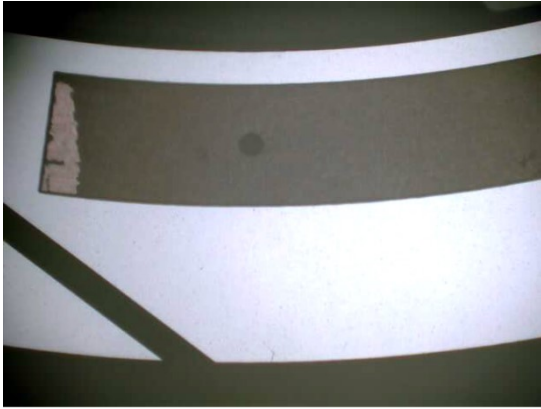


k) Rotation speed : 36rpm



l) Rotation speed : 8rpm

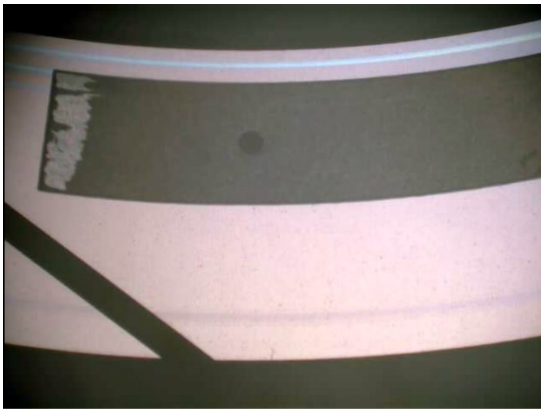
Fig. 4.5-7 Observation results at the moment when cavitation occurs
with RRS depth 1.5 μ m



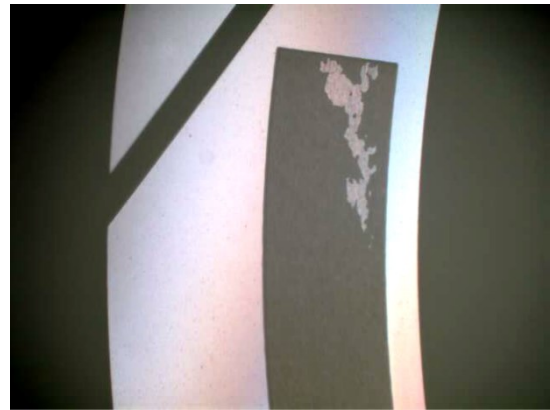
m) Rotation speed : 19rpm



n) Rotation speed : 4rpm

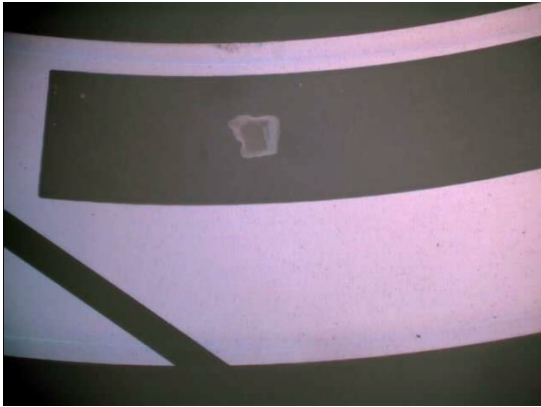


o) Rotation speed : 28rpm



p) Rotation speed : 9rpm

Fig. 4.5-7 Observation results at the moment when cavitation occurs
with RRS depth $1.5\mu\text{m}$



a) Rotation speed : 21rpm



b) Rotation speed : 17rpm



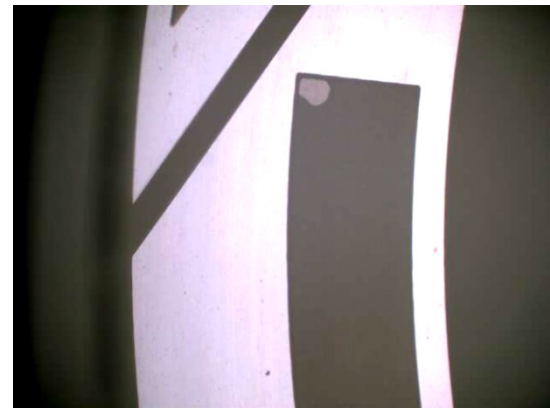
c) Rotation speed : 43rpm



d) Rotation speed : 11rpm



e) Rotation speed : 21rpm



f) Rotation speed : 9rpm

Fig. 4.5-8 Observation results at the moment when cavitation occurs
with RRS depth $5.5\mu\text{m}$



g) Rotation speed : 21rpm



h) Rotation speed : 53rpm



i) Rotation speed : 26rpm



j) Rotation speed : 23rpm



k) Rotation speed : 17rpm



l) Rotation speed : 13rpm

Fig. 4.5-8 Observation results at the moment when cavitation occurs
with RRS depth $5.5\mu\text{m}$

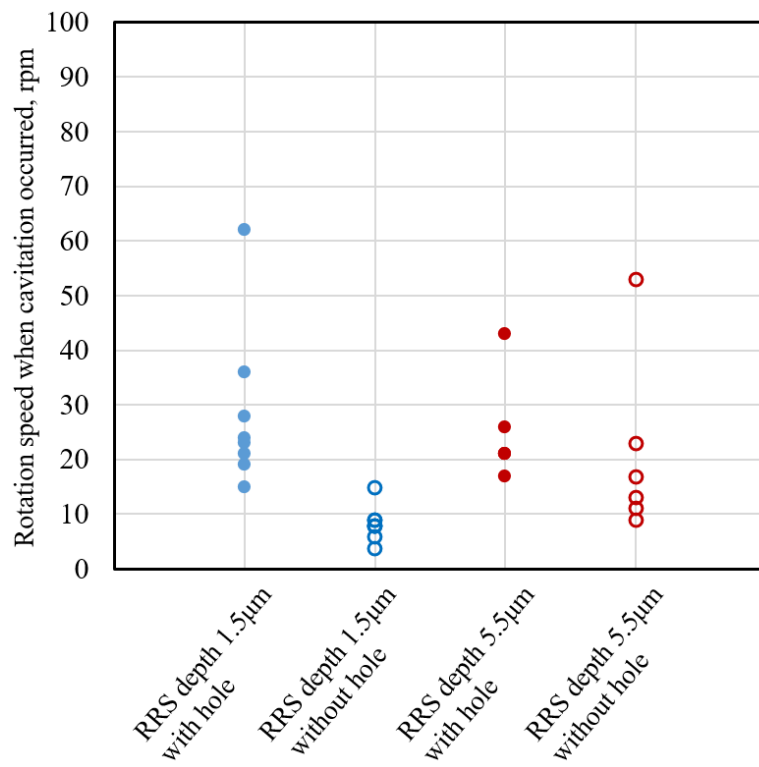
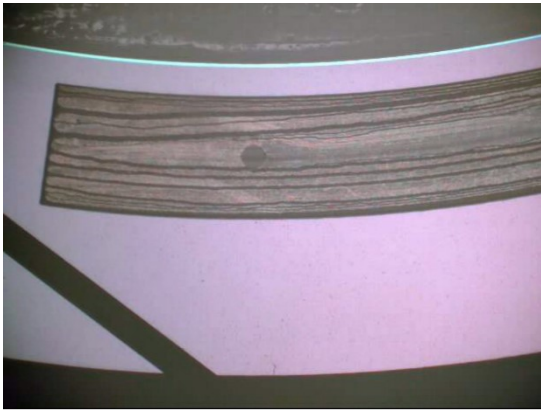
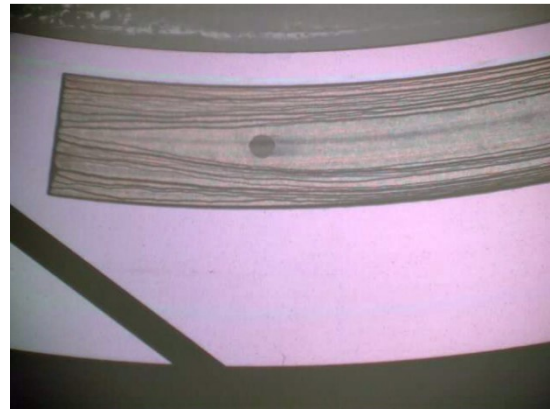


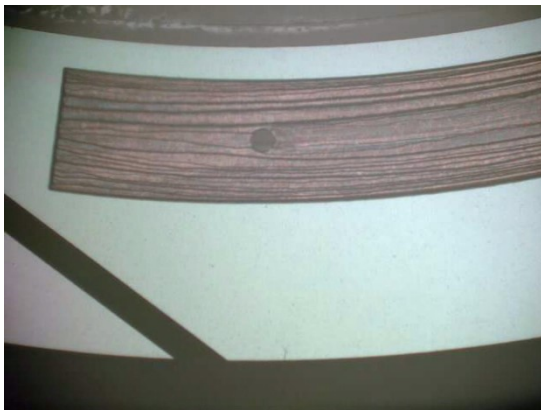
Fig. 4.5-9 Shaft speed when cavitation occurred



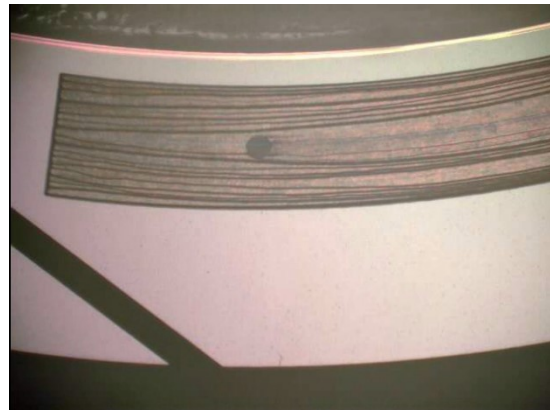
a) Rotation speed : 500rpm



b) Rotation speed : 1000rpm

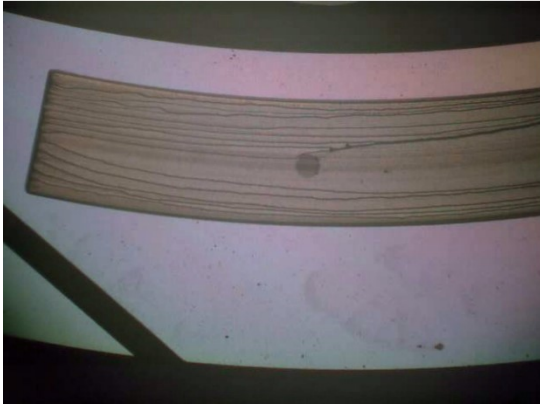


c) Rotation speed : 1500rpm

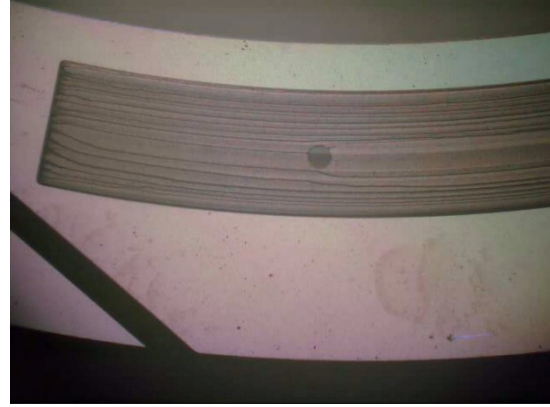


d) Rotation speed : 2000rpm

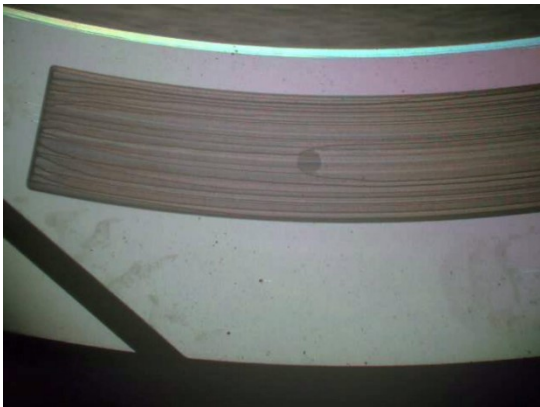
Fig. 4.5-10 Cavitation observation result with RRS depth 1.5 μ m



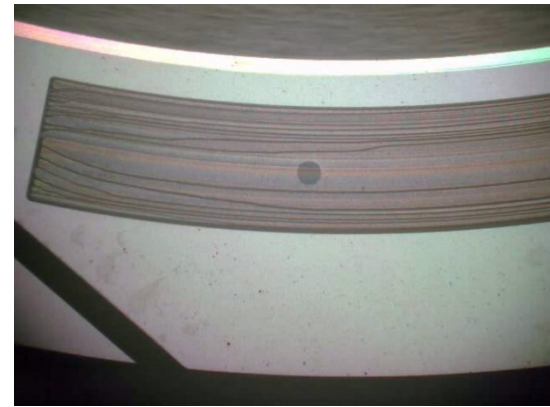
a) Rotation speed : 500rpm



b) Rotation speed : 1000rpm

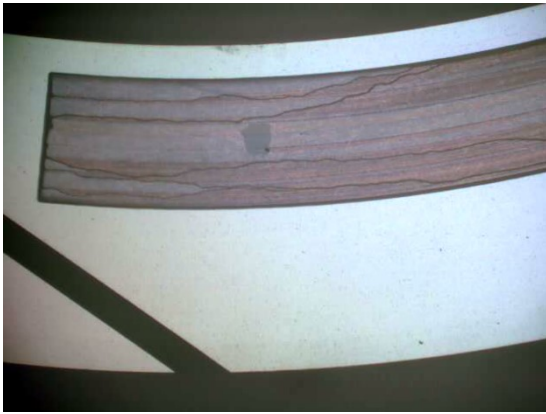


c) Rotation speed : 1500rpm

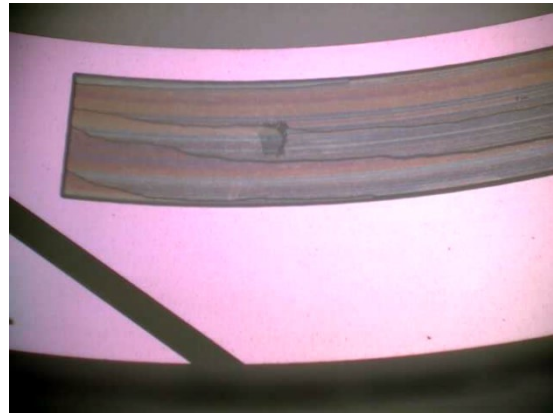


d) Rotation speed : 2000rpm

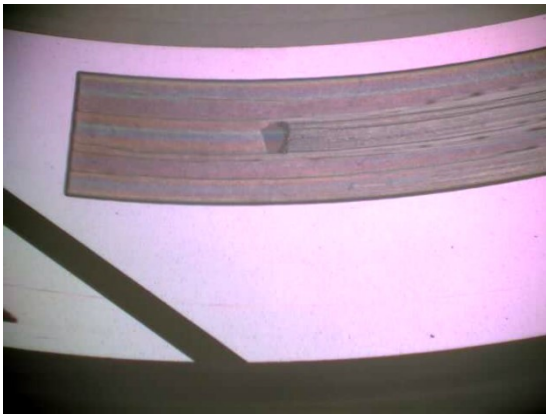
Fig. 4.5-11 Cavitation observation result with RRS depth $3.6\mu\text{m}$



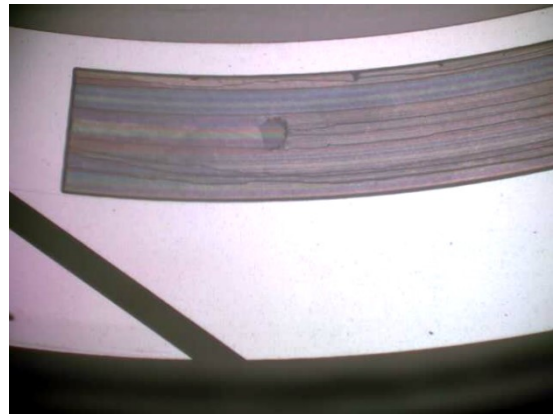
a) Rotation speed : 500rpm



b) Rotation speed : 1000rpm



c) Rotation speed : 1500rpm



d) Rotation speed : 2000rpm

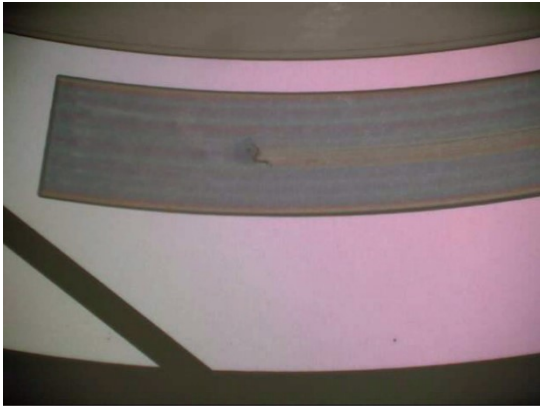
Fig. 4.5-12 Cavitation observation result with RRS depth $5.5\mu\text{m}$



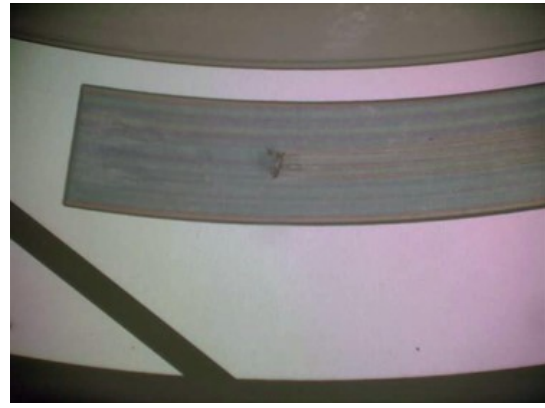
a) Rotation speed : 500rpm



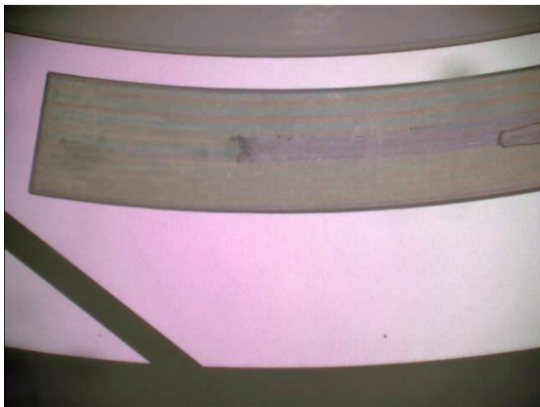
b) Rotation speed : 1000rpm



c) Rotation speed : 1500rpm

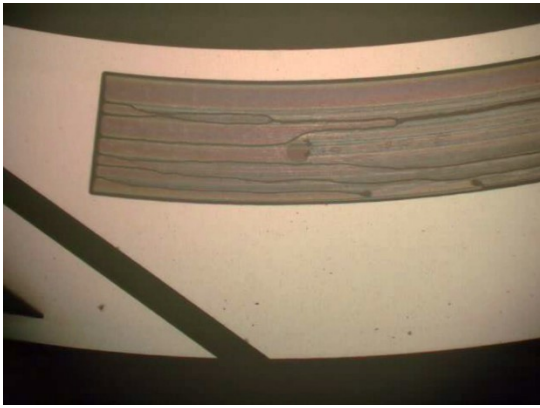


d) Rotation speed : 2000rpm



e) Rotation speed : 2500rpm

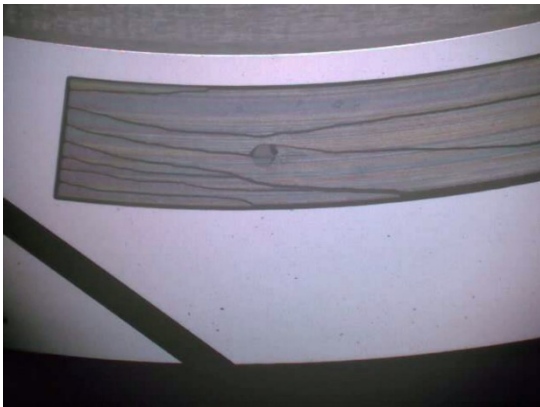
Fig. 4.5-13 Cavitation observation result with RRS depth 7.3 μ m



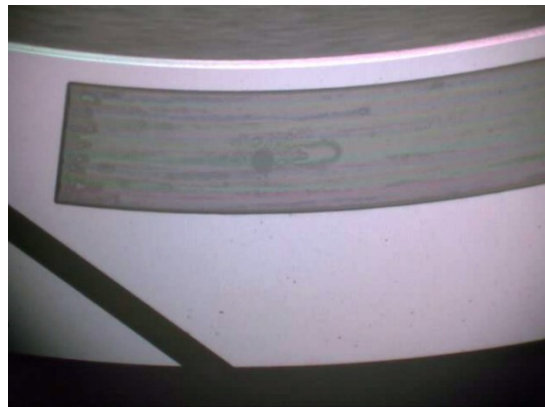
a) Rotation speed : 500rpm



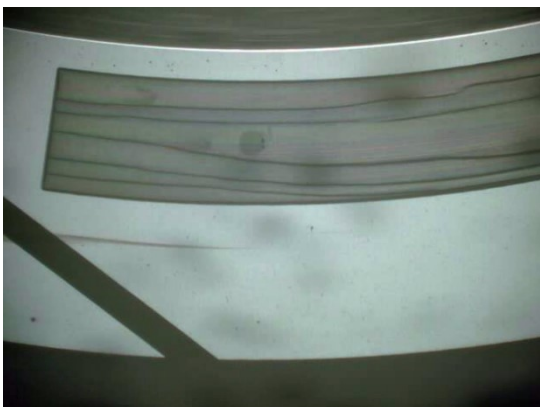
b) Rotation speed : 1000rpm



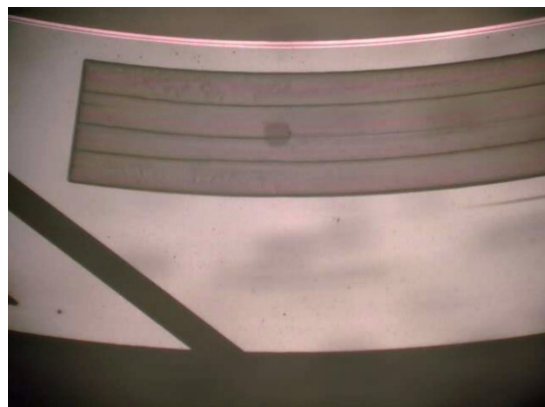
c) Rotation speed : 1500rpm



d) Rotation speed : 2000rpm



e) Rotation speed : 3000rpm



f) Rotation speed : 4000rpm

Fig. 4.5-14 Cavitation observation result with RRS depth 9.1 μ m



Fig. 4.5-15 Cavitation observation result with RRS depth $1.5\mu\text{m}$ at a rotation speed of 1500 rpm

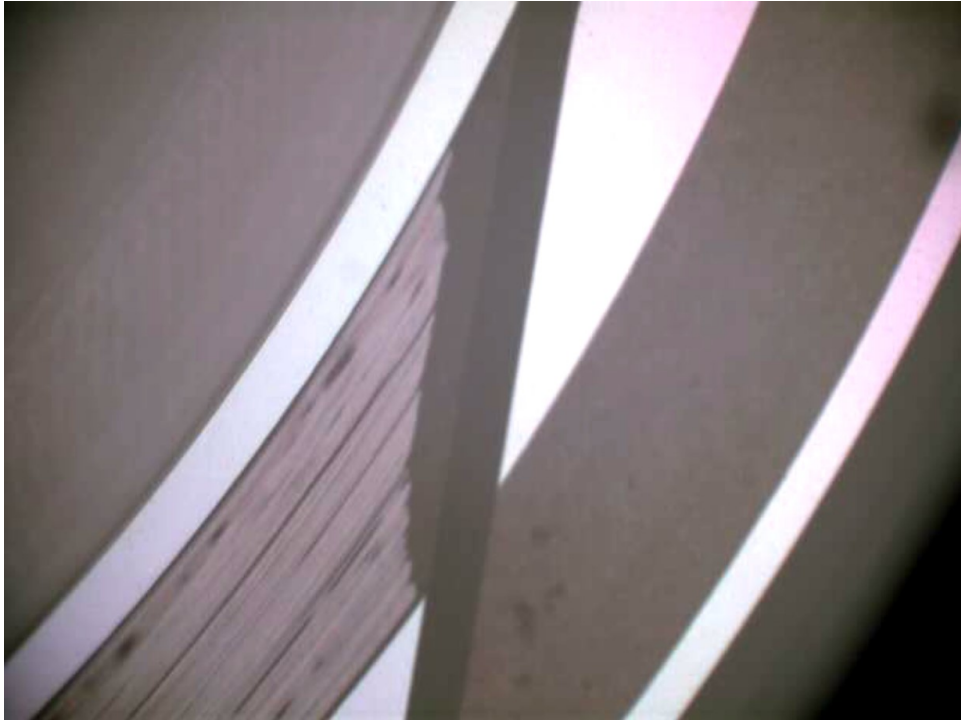


Fig. 4.5-16(a) Cavitation observation result with RRS depth $5.5\mu\text{m}$ at a rotation speed of 1500 rpm

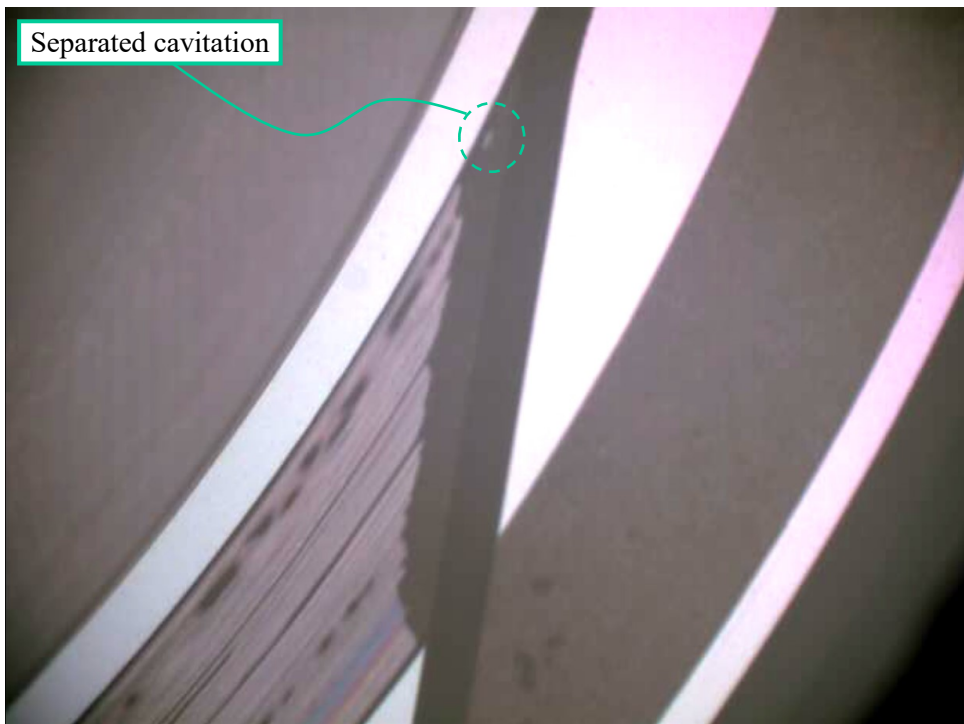


Fig. 4.5-16(b) Cavitation observation result with RRS depth $5.5\mu\text{m}$ at a rotation speed of 1500 rpm

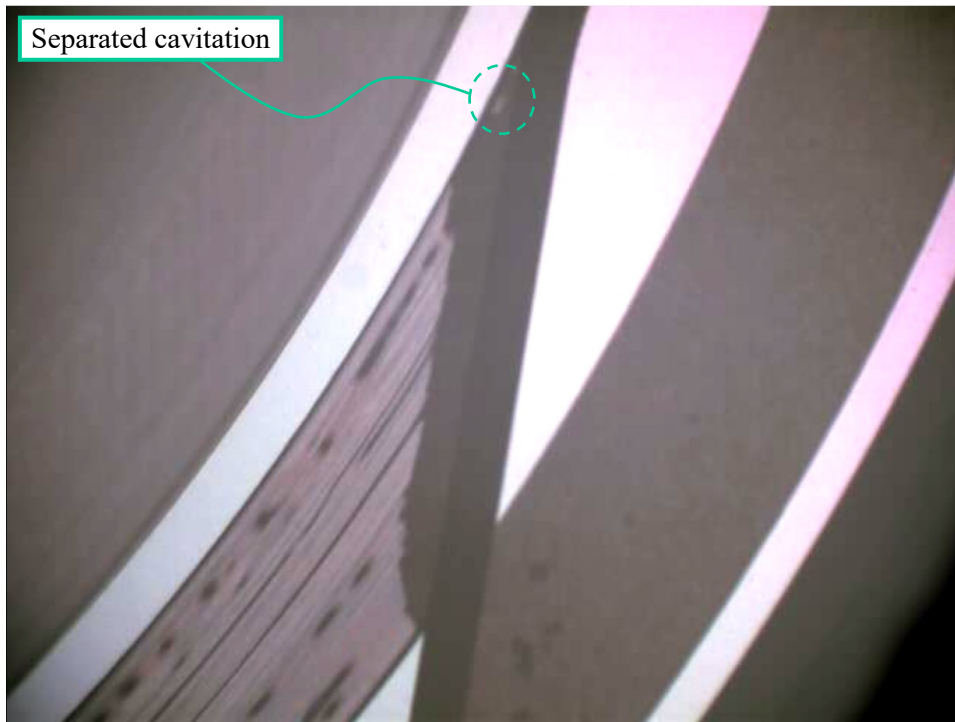
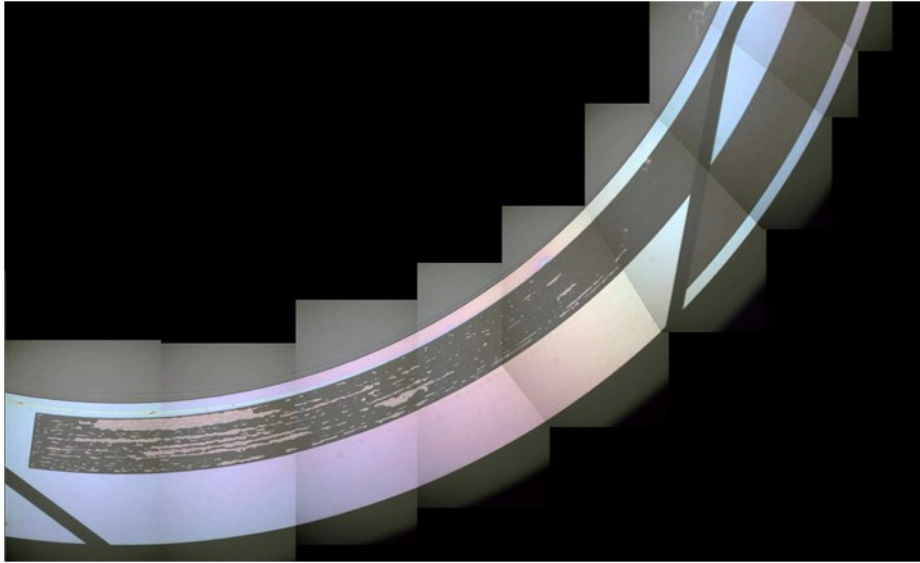
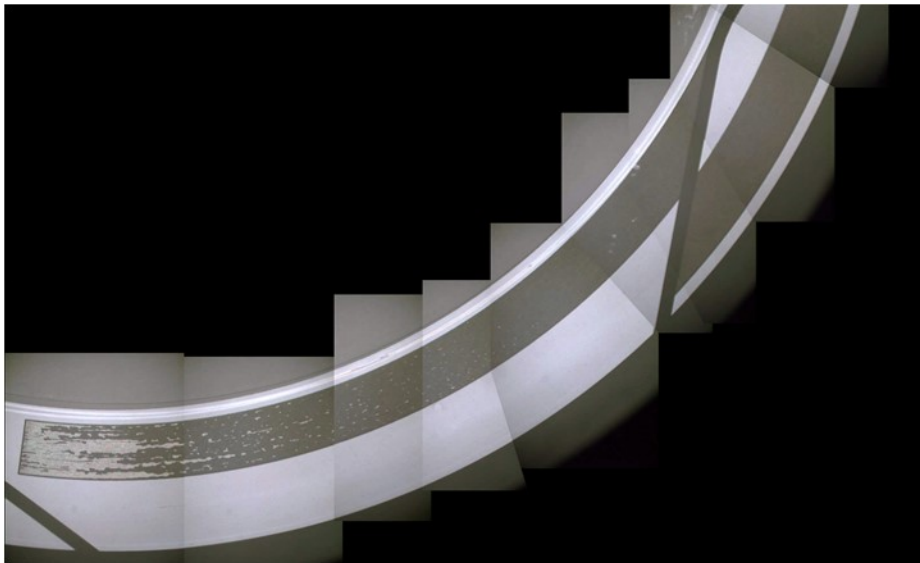


Fig. 4.5-16(c) Cavitation observation result with RRS depth $5.5\mu\text{m}$ at a rotation speed of 1500 rpm

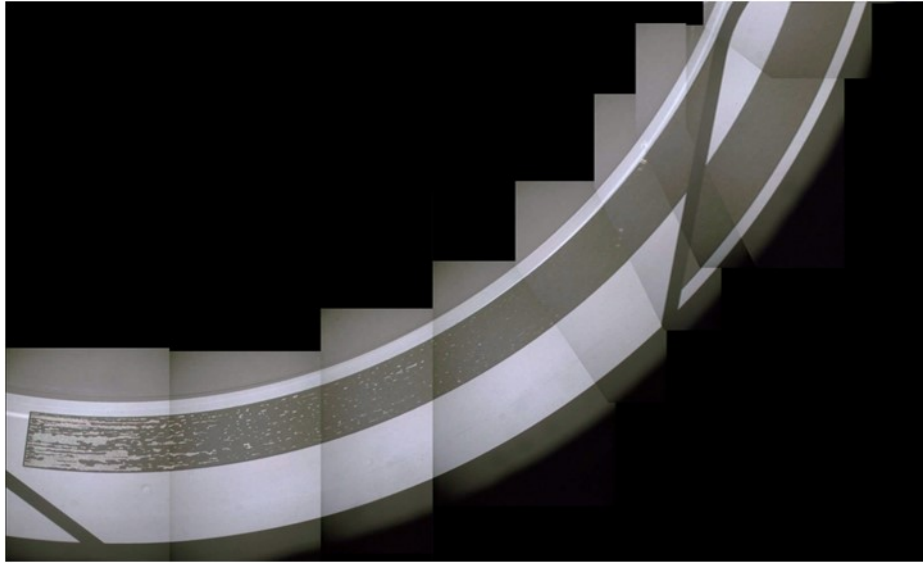


a) Rotation speed : 500rpm



b) Rotation speed : 1000rpm

Fig. 4.5-17 Cavitation observation results after sliding stopped with RRS depth $1.5\mu\text{m}$

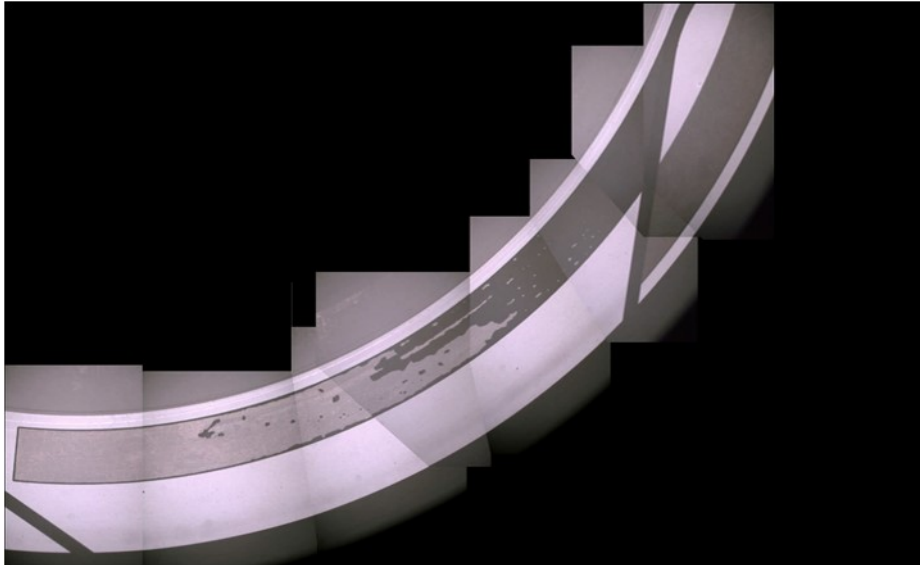


c) Rotation speed : 1500rpm

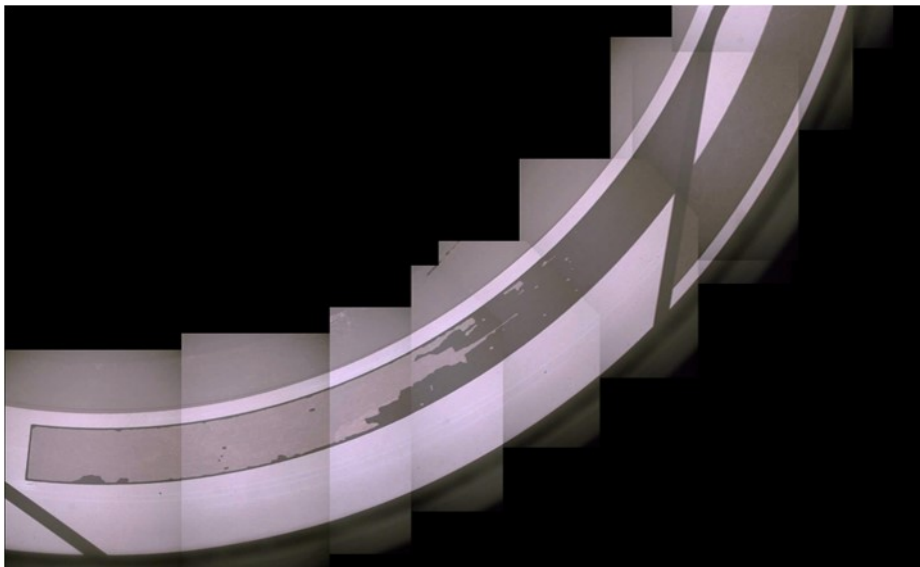


d) Rotation speed : 2000rpm

Fig. 4.5-17 Cavitation observation results after sliding stopped with RRS depth $1.5\mu\text{m}$

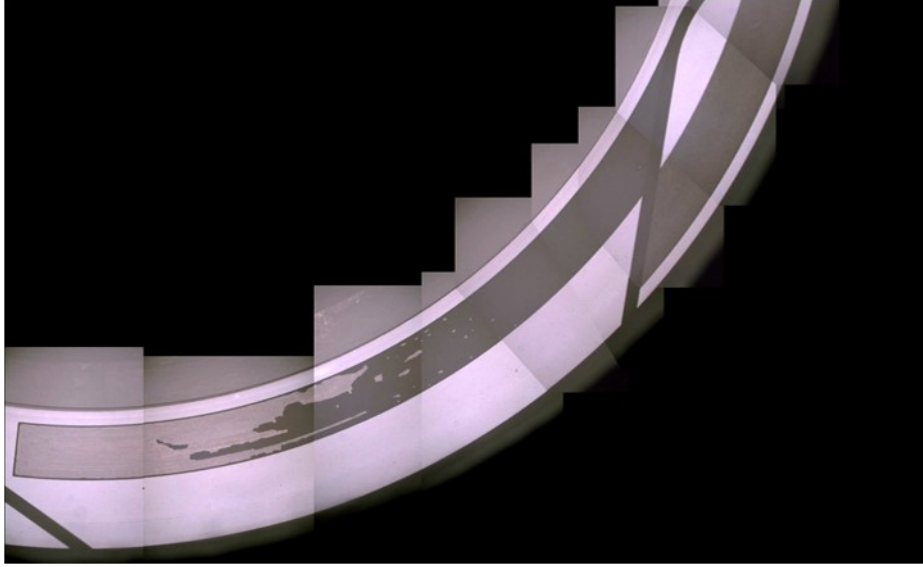


a) Rotation speed : 500rpm

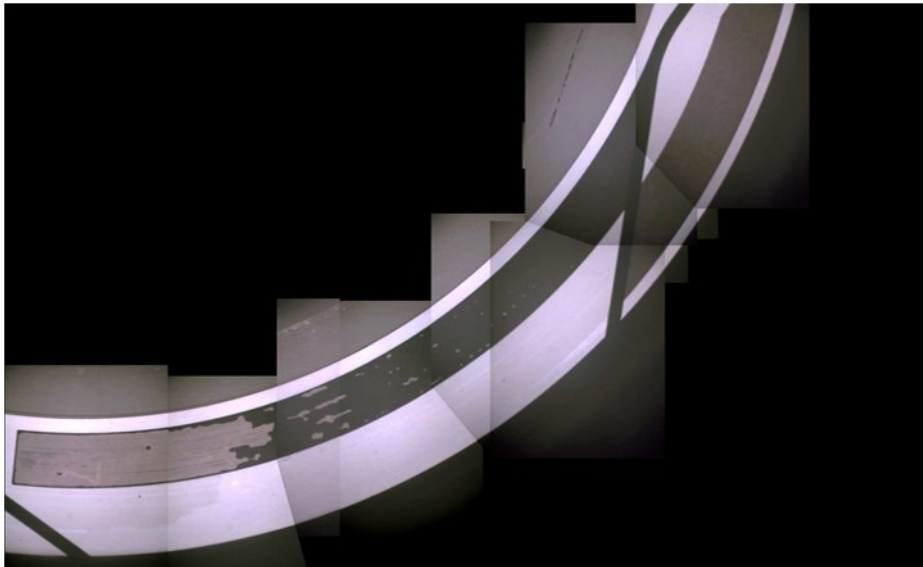


b) Rotation speed : 1000rpm

Fig. 4.5-18 Cavitation observation results after sliding stopped with RRS depth $5.5\mu\text{m}$



c) Rotation speed : 1500rpm



d) Rotation speed : 2000rpm

Fig. 4.5-18 Cavitation observation results after sliding stopped with RRS depth $5.5\mu\text{m}$

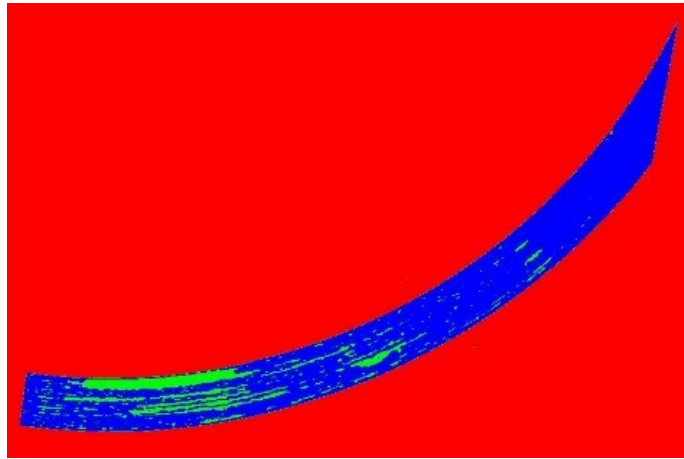


Fig. 4.5-19 Binarization by image processing

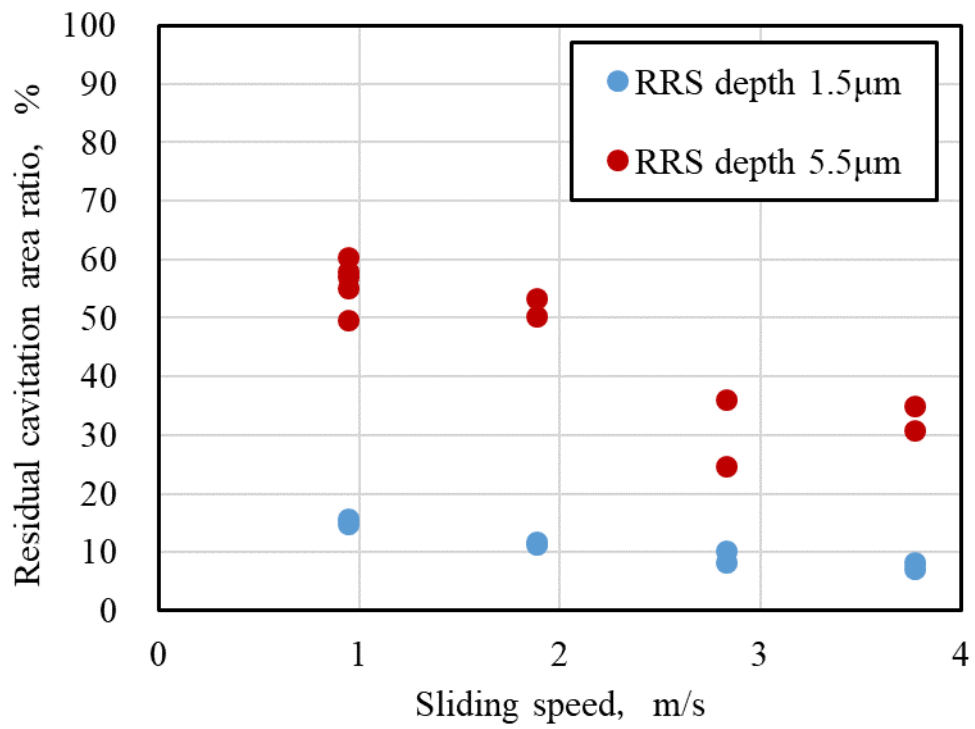


Fig. 4.5-20 Relationship between residual cavitation area ratio and sliding speed

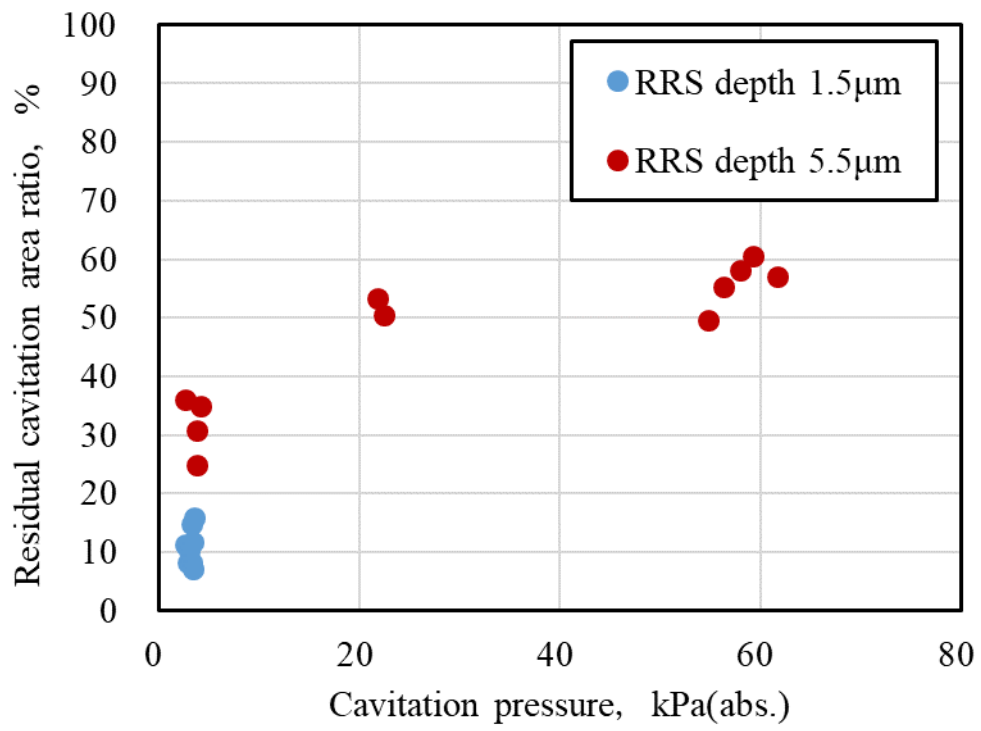


Fig. 4.5-21 Relationship between residual cavitation area ratio and cavitation pressure

4.6 しゅう動面外周の流体圧力の影響

キャビテーション圧力は、周囲の流体圧力の影響を受けることが報告されている³⁾。本節では、しゅう動面外周の流体圧力を変化させてしゅう動実験を行い、キャビテーション圧力に及ぼす影響について調査した。

4.6.1 シール試験片

シール試験片は 4.5 節で述べた実験の試験片のうち、逆レイリーステップ溝深さ 1.5 μm および溝深さ 5.5 μm の 2 つの試験片を用いた。シール試験片の仕様を Table 4.7-1 に示す。

4.6.2 実験方法および実験条件

しゅう動実験装置および圧力センサは 4.3 節で述べた実験と同一とした。4.5 節で述べた実験と同様、試験流体には硬水を用いてメカニカルシールのしゅう動面外周側に配置した。硬水はあらかじめ、エアーポンプ(3500cc/min,30min)でバブリングを行い、空気を飽和させた上で、一晚(12h 以上)放置したものである。水温は常温で成り行き、軸回転数は 200~2000rpm (しゅう動面平均周速で約 0.38~3.77m/s) から任意の軸回転数を設定し、一定回転数でしゅう動実験を行った。実験条件を Table 4.6-2 に示す。なお、しゅう動開始直後に回転環しゅう動面が傷付くことを防止する目的で、いずれの実験においても、軸回転初期は 20rpm/sec の加速度で 100rpm まで回転数を上昇させ、その後 5sec 間で各実験の設定回転数まで上昇させた。

しゅう動面外周の圧力は、大気圧 0MPa(G)で実験のセッティングを行い、しゅう動開始直前にエアー加圧により 0.1MPa(G)まで上昇させた。加圧による溶存気体量への影響はあり得るが、短時間の実験であることから、実験中における硬水の溶存気体量は、大気圧下とほぼ同一であると考えて実験を行った。なお、実験ごとに回転環を一度取り外して、圧力測定用穴配下の空間の圧力を大気圧に開放した後、再度回転を組付けて次の実験を行った。

4.6.3 実験結果

Figure 4.6-1 に、各シール試験片、各実験条件における、しゅう動開始後、任意の時間経過した後の安定したキャビテーション圧力を、しゅう動面の平均周速で整理した。キャビテーション圧力は 10 秒間の平均値とした。なお、測定したしゅう動面の近傍温度は、すべて

の試験片，実験条件において 20～32℃の範囲内であった．比較のため，4.5 節で述べた大気圧下における実験結果も併せてプロットした．

逆レイリーステップ溝深さ 1.5 μm 試験片については，軸回転数 500rpm（しゅう動面平均周速 0.94m/s）以上の速度領域におけるキャビテーション圧力は，しゅう動面外周の流体圧力に関わらず，水の飽和蒸気圧に近い 3～4kPa(abs.)を示した．一方で，軸回転数 200rpm（しゅう動面平均周速 0.38m/s）については，しゅう動面外周の流体圧力 0.1MPa(G)下におけるキャビテーション圧力は，52～54kPa(abs.)を示し，しゅう動面外周の流体圧力が大気圧における場合に比べて 30kPa 程度上昇した．

逆レイリーステップ溝深さ 5.5 μm 試験片については，実験を行った軸回転数範囲内のすべてにおいて，しゅう動面外周の流体圧力 0.1MPa(G)下におけるキャビテーション圧力は，しゅう動面外周の流体圧力が大気圧における場合と比較して高い値を示し，キャビテーション圧力の上昇値は 7kPa～90kPa の範囲で変動し，軸回転数条件によって大きく異なった．ただし，しゅう動面外周の流体圧力が大気圧における，しゅう動速度 2.83m/s を超える領域ではキャビテーション圧力は飽和蒸気圧近傍に到達しており，それ以上低下することができなかつたと考えれば，しゅう動面外周の流体圧力 0.1MPa(G)下におけるキャビテーション圧力の上昇値は，80～90kPa 程度であり，エアー加圧による圧力と同程度であったと言える．また，軸回転数 1000rpm（しゅう動面平均周速 1.88m/s）以下の速度領域におけるキャビテーション圧力は大気圧を超えており，最大で 143kPa(abs.)の正圧を示した．なお，キャビテーションが生じた瞬間の逆レイリーステップ溝内の圧力は，本実験手法では測定不可能であるが，おそらく，逆レイリーステップの上流端部で液体の張力以下の負圧が生じ，キャビテーションが発生し，その後，液中の溶存気体が放散して気体性キャビテーションの割合が増加するにしたがって，キャビテーション圧力が上昇したものと考えられる．

以上のように，キャビテーション圧力はしゅう動面外周の流体圧力の影響を受けること，また，その影響の大小は，逆レイリーステップ溝の深さやしゅう動速度によって変化することが判明した．なお，これまでと同様の手法にて，軸回転数 1500rpm（しゅう動速度 2.83m/s），しゅう動面外周の流体圧力 0.1MPa(G)における，各試験片のしゅう動面膜厚を解析したところ，両試験片とも約 0.8 μm であった．4.5 節で述べたしゅう動面外周の流体圧力が大気圧の場合よりも約 0.1 μm 小さく，これは外周流体圧力によるメカニカルシールの押し付け荷重の増加によるものである．この値をもとに計算した圧力係数 C_p は，逆レイリーステッ

溝深さ $1.5\mu\text{m}$ で約 0.155 ，溝深さ $5.5\mu\text{m}$ で約 0.037 であった。このことから，逆レイリーステップの圧力係数 C_p が大きく，しゅう動速度が高い条件ほど，キャビテーション圧力がしゅう動面の外周流体圧力の影響を受けにくいことが示唆された。

したがって，メカニカルシールしゅう動面の密封機構としての負圧溝は，単に液体の張力以下の負圧を生じさせればよいというわけではなく，より絶対値の大きな負圧が生じる溝設計をすることで，より耐圧性の高いメカニカルシールが実現できることが明らかとなった。

4.6.4 まとめ

本節では，しゅう動面外周の流体圧力のキャビテーション圧力に及ぼす影響について調査した。その結果を以下にまとめる。

- ・キャビテーション圧力は，しゅう動条件によっては，しゅう動面外周の流体圧力の影響を受けることが判明した。その影響の大小は，逆レイリーステップ溝の深さやしゅう動速度に依存し，圧力係数 C_p が大きいほど，また，しゅう動速度が高いほど，影響が小さいことが判明した。

- ・メカニカルシールしゅう動面の密封機構としての負圧溝は，単に液体の張力以下の負圧を生じさせればよいというわけではなく，圧力係数 C_p が大きくなるように溝設計をすることで，より耐圧性の高いメカニカルシールが実現できることが明らかとなった。

Table 4.6-1 Specimen specifications

Seal ring material	Silicon carbide
Inner diameter of seal ring surface	32.4mm
Width of seal ring surface	3.6mm
Surface roughness of seal ring	0.01 μ m Ra
Surface flatness of seal ring	P-V value : Less than 0.20 μ m
Surface roughness of Reversed Rayleigh-step groove	0.04 μ m Ra
Rotating ring material	Synthetic quartz
Surface roughness of rotating ring	0.002 μ m Ra
Surface flatness of rotating ring	P-V value : Less than 0.24 μ m
Reversed Rayleigh-step depth	1.5 μ m, 5.5 μ m

Table 4.6-2 Experimental conditions

Sealed fluid	Hard water
Load of sliding surface	47N
Rotating speed	200~2000 rpm (0.38~3.77m/s)
Fluid temperature	RT
Pressure	0.1 MPa(G)

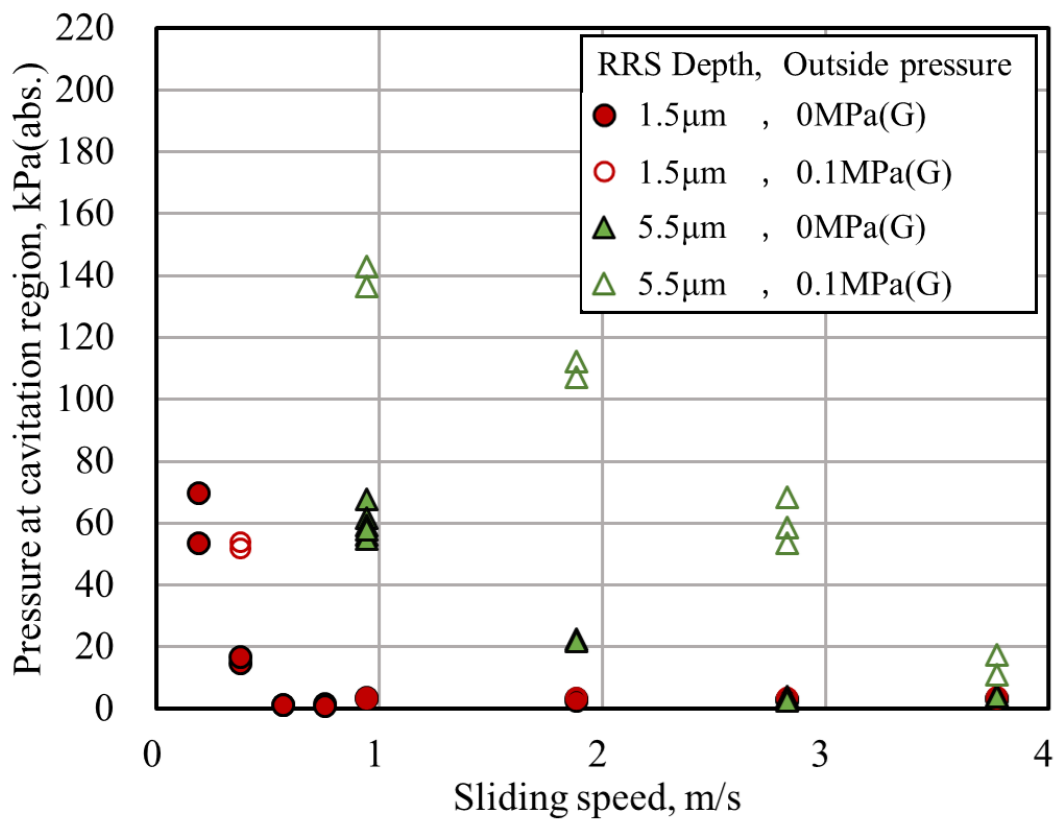


Fig. 4.6-1 Pressure measurement result as a function of outside pressure change

4.7 逆レイリーステップ終端形状の影響

第 3 章以降におけるキャビテーション圧力測定実験では、メカニカルシールしゅう動面における負圧溝の基本形状である、溝終端が深溝（圧力解放溝）に連通した逆レイリーステップ溝を用いた実験を行った。4.5 節において、キャビテーション終端部から微細なキャビテーションが分離し、逆レイリーステップ溝外に排出されていく様子が観察され、液中の溶解気体の放散と排出のバランスにより気体性キャビテーションの割合、すなわちキャビテーション圧力を決定している可能性が示唆された。そこで、本節では、第 2 章で述べたポンピンググループのように、逆レイリーステップ溝の終端部が深溝に連通せず、終端部で正圧が生じる溝を用いて、逆レイリーステップ終端形状がキャビテーション圧力へ及ぼす影響について調査した。

4.7.1 シール試験片

シール試験片は 4.5 節で述べた実験と同一の仕様（材質、しゅう動面仕上げ、押し付け荷重）とした。圧力測定用穴の位置は逆レイリーステップ溝の径方向幅中央で、溝始端から周方向角度 $\theta_n=8^\circ$ とした。また、しゅう動面近傍の温度を測定するための k 熱電対はそれぞれ圧力測定用穴の軸対称位置に配置した。ただし、固定環にレーザー加工にて付与する表面テクスチャリングパターンについては、逆レイリーステップ溝の終端部を流体循環溝（深溝）に連通させない形状とし、逆レイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ と $5.5\mu\text{m}$ の 2 水準のシール試験片を用意した。シール試験片の仕様を Table 4.7-1 に、表面テクスチャリング形状の詳細を Fig. 4.7-1 に示す。本節以降、4.3 節および 4.5 節で述べた実験の表面テクスチャリングパターンを Type A、本節の実験に用いた表面テクスチャリングパターンを Type B と呼称する。

なお、しゅう動面の隙間は、第 2 章で述べた、円筒座標系の二次元 Reynolds 方程式を用いた数値解析手法によりあらかじめ計算を行った。溝形状は 4 等配であるため、しゅう動面を円周方向に 4 分割し、周期境界条件を設定した。メッシュ数は半径方向 100、円周方向 150 とした。解析条件については、しゅう動速度は 1500rpm (2.83m/s)、メカニカルシールしゅう動面の押し付け荷重は 47N、流体粘度は室温における水の代表値として、 $0.89\text{mPa}\cdot\text{s}$ (25°C)、体積弾性係数は 2190MPa を用い、キャビテーション設定圧力は -0.097MPa(G) とした。しゅう動面圧力分布の数値解析結果を Fig. 4.7-2 に示す。この条件下において、レ

イリーステップでは最大 2.8MPa(G)の正圧が生じた。逆レイリーステップ溝ではキャビテーションが生じ、終端部では最大 1.3MPa(G)の正圧が生じた。メカニカルシールの押し付け荷重と釣り合う負荷容量が生じるしゅう動面最小隙間 h_0 は約 0.94 μm であった。

4.7.2 蒸気圧がキャビテーション圧力に及ぼす影響

本項では、4.3 節にて述べた、蒸気圧とキャビテーション圧力の関係に関する実験と同様の実験を行った。なお、シール試験片は逆レイリーステップ溝深さ 1.5 μm 試験片のみを用いた。

4.7.2.1 実験方法および実験条件

しゅう動実験装置および圧力センサは 4.3 節で述べた実験と同一とした。試験流体には精製水を用いてメカニカルシールのしゅう動面外周側に配置した。なお、精製水は常温の大気圧下で空気に触れた状態で一晚 (12h 以上) 放置したものである。水温は常温 (25 $^{\circ}\text{C}$ 近傍) ~110 $^{\circ}\text{C}$ の範囲で変化させた。しゅう動面外周の流体圧力は大気圧 0MPa(G) および、エア－加压による 0.1MPa(G) とした。軸回転数は 1500rpm (しゅう動面平均周速で約 2.83m/s) とした。実験条件を Table 4.7-2 に示す。

液温は常温、大気圧からしゅう動実験を開始し、段階的に温度および外周圧力を変化させ、各条件におけるキャビテーション圧力を測定した。なお、4.3 節同様、実験中は回転環を取り外さず、各条件の実験において圧力センサの測定値が大気圧に復元しないまま、連続してしゅう動実験を行った。

4.7.2.2 実験結果

Figure 4.7-3 に、キャビテーション圧力の測定結果を示す。各シール試験片、各実験条件における、しゅう動開始後 7min 以上経過した後の安定したキャビテーション圧力を、その時のしゅう動面近傍温度で整理した。キャビテーション圧力、しゅう動面近傍温度ともに、10 秒間の平均値とした。4.3 節で述べた実験と同様に、本実験においても、しゅう動面近傍温度の上昇に伴ってキャビテーション圧力が上昇することが明らかとなり、また、その値は各温度における水の飽和蒸気圧とほぼ一致しており、強い相関が認められた。さらに、しゅう動面外周を 0.1MPa(G) でエア－加压した場合においても、キャビテーション圧力は大気圧の場合とほとんど差がなかった。したがって、本実験条件の範囲においては、表面テクスチャリング Type A と同様に、Type B においても、キャビテーション圧力はしゅう動面外周の圧力に影響されず、水の飽和蒸気圧にほぼ一致することが明らかとなった。

4.7.3 逆レイリーステップ溝深さがキャビテーション圧力に及ぼす影響

本項では、4.5 節にて述べた実験と同様に、逆レイリーステップの溝深さおよびしゅう動速度がキャビテーション圧力に及ぼす影響について調査した。

4.7.3.1 実験方法および実験条件

しゅう動実験装置および圧力センサは 4.3 節で述べた実験と同一とした。試験流体には硬水を用いてメカニカルシールのしゅう動面外周側に配置した。硬水はあらかじめ、エアープンプ(3500cc/min,30min)でバブリングを行い、空気を飽和させた上で、一晚(12h以上)放置したものである。水温は常温で成り行き、4.4 節と同様、しゅう動面外周の圧力は大気圧 0MPa(G)とし、軸回転数は 100~3000rpm(しゅう動面平均周速で約 0.19~5.65m/s)から任意の軸回転数を設定し、一定回転数でしゅう動実験を行った。しゅう動開始直後に回転環しゅう動面が傷付くことを防止する目的で、いずれの実験においても、軸回転初期は 20rpm/sec の加速度で 100rpm まで回転数を上昇させ、その後 5sec 間で各実験の設定回転数まで上昇させた。なお、実験ごとに回転環を一度取り外して、圧力測定用穴配下の空間の圧力を大気圧に開放した後、再度回転を組付けて次の実験を行った。実験条件を Table 4.7-3 に示す。

4.7.3.2 実験結果

Figure 4.7-4 に、各シール試験片、各実験条件における、しゅう動開始後、任意の時間経過した後の安定したキャビテーション圧力を、しゅう動面の平均周速で整理した。キャビテーション圧力は 10 秒間の平均値とした。なお、測定したしゅう動面の近傍温度は、すべての試験片、実験条件において 16~19°C の範囲内であった。比較のため、4.5 節で述べた表面テクスチャリング Type A における実験結果のうち、逆レイリーステップ溝深さ 1.5 μ m および溝深さ 5.5 μ m の結果も併せてプロットした。

供試したいずれの試験片においても、しゅう動速度の増加に応じてキャビテーション圧力が低下しており、表面テクスチャリング Type A における実験結果と同じ傾向を示した。ただし、表面テクスチャリング Type B の方が、同じしゅう動速度におけるキャビテーション圧力は 10~40kPa 程高い値であった。また、キャビテーション圧力が水の飽和蒸気圧近傍まで低下するしゅう動速度は、表面テクスチャリング Type B の逆レイリーステップ溝深

さ 1.5 μm 試験片においては、0.94m/s、同溝深さ 5.5 μm 試験片においては 5.65m/s であり、表面テクスチャリング Type A よりも高速域であった。したがって、逆レイリーステップ溝の終端部が流体循環溝（深溝）に連通せず正圧が生じるような表面テクスチャリングパターンを採用した場合、キャビテーション圧力が上昇し、密封機能が低下する可能性があることが明らかとなった。

Figure 4.7-5, Fig. 4.7-6 に各試験片、各軸回転数におけるキャビテーション圧力安定後について、圧力測定用穴がある逆レイリーステップ溝のキャビテーション観察結果を示す。溝深さが小さいほど、回転数が大きいほどフィンガーキャビテーションの本数が増加する傾向が確認されており、4.5 節で述べた、表面テクスチャリング Type A の結果と同様であった。

また、軸回転数 1500rpm における逆レイリーステップ溝の終端部のキャビテーションについて、溝深さ 1.5 μm 試験片における圧力測定用穴のある溝の観察結果を Fig. 4.7-7 に、圧力測定用穴のない溝の観察結果を Fig. 4.7-8 に、逆レイリーステップ溝深さ 5.5 μm 試験片における圧力測定用穴のある溝の観察結果を Fig. 4.7-9 に、圧力測定用穴のない溝の観察結果を Fig. 4.7-10 に、それぞれ示す。なお、すべての実験において、回転環の回転周期に応じてキャビテーション領域が周期的に変動したため、その変動の最大、最小および中間の状態をそれぞれ抜粋した。

逆レイリーステップ溝深さ 1.5 μm 試験片において、圧力測定用穴のある溝では、Fig. 4.7-7(d)に示すように、キャビテーションが溝の終端部を超えて、溝の未加工面まで延びる様子が観察された。一方で、圧力測定用穴のない溝では、キャビテーション領域は変動するものの、溝の終端部を超えることはなかった。逆レイリーステップ溝深さ 5.5 μm 試験片においては、逆レイリーステップ溝深さ 1.5 μm 試験片とは異なり、圧力測定用穴のない溝において、Fig. 4.7-10(d)に示すように、キャビテーションが溝の終端部を超えて、溝の未加工面まで延びる様子が確認された。また、圧力測定用穴のある溝では、キャビテーション領域は変動するものの、溝の終端部を超えることはなかった。

このキャビテーション領域の変動は、回転環の平面度の周方向うねりにより、しゅう動面の膜厚が変化することで、逆レイリーステップ溝の終端部で生じる正圧が変化し、その正圧の大小によりキャビテーションが消失する位置が変動したものであると考えられる。また、圧力測定用穴のある溝、ない溝でキャビテーション領域の周方向長さが異なるのは、回転環

同様に、固定環の平面度の周方向うねりにより、それぞれの溝における終端部のしゅう動面膜厚がわずかに異なり、それに伴って生じる正圧が異なるためであると考えられる。

本実験では、キャビテーションが分離して下流に流れていく様子をはっきりと観察することはできなかったが、溝を乗り越えたキャビテーションが、軸回転によるせん断流れに逆らって溝内に再流入するとは考え難いため、4.5節の実験同様に、キャビテーションは終端部で細かく分離されて一定量排出されているものと推定できる。その結果、液中溶存気体のキャビテーション内への放散と排出のバランスが釣り合い、キャビテーション圧力が一定に安定するものと考えられる。

4.7.4 まとめ

本節では、逆レイリーステップ溝の終端部で正圧が生じる溝を用いて、逆レイリーステップ終端形状がキャビテーション圧力へ及ぼす影響について調査した。その結果を以下にまとめる。

- ・逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの圧力は、溝の終端部で正圧が生じる場合においても、溝深さやしゅう動速度に依存し、溝深さが小さいほど、また、しゅう動速度が高いほど、低下する。

- ・逆レイリーステップ溝の終端部で正圧が生じる場合、正圧が生じない場合に比較してキャビテーションの圧力が増加し、密封機能が低下する可能性があることが判明した。

- ・本実験の範囲内において、キャビテーションの圧力は実験環境における水の飽和蒸気圧以下に低下することはなかった。

- ・逆レイリーステップ溝の終端部において、キャビテーションが溝を越える様子が観察されたことから、溝終端部で正圧が生じない場合と同様に、絶えず液中から放散する溶存気体は同時に排出され、キャビテーション気泡中の気体の割合が安定する可能性が示唆された。

Table 4.7-1 Specimen specifications

Seal ring material	Silicon carbide
Inner diameter of seal ring surface	32.4mm
Width of seal ring surface	3.6mm
Surface roughness of seal ring	0.01 μ m Ra
Surface flatness of seal ring	P-V value : Less than 0.20 μ m
Surface roughness of Reversed Rayleigh-step groove	0.04 μ m Ra
Rotating ring material	Synthetic quartz
Surface roughness of rotating ring	0.002 μ m Ra
Surface flatness of rotating ring	P-V value : Less than 0.24 μ m
Reversed Rayleigh-step depth	1.5 μ m, 5.5 μ m
Pressure measure hole position θ_h	8°

Table 4.7-2 Experimental conditions

Sealed fluid	Purified water
Load of sliding surface	47N
Rotating speed	1500 rpm (2.83m/s)
Fluid temperature	RT ~ 110°C
Pressure	0 ~ 0.1 MPa(G)

Table 4.7-3 Experimental conditions

Sealed fluid	Hard water
Load of sliding surface	47N
Rotating speed	200~2000 rpm (0.19~5.65m/s)
Fluid temperature	RT
Pressure	0MPa(G)

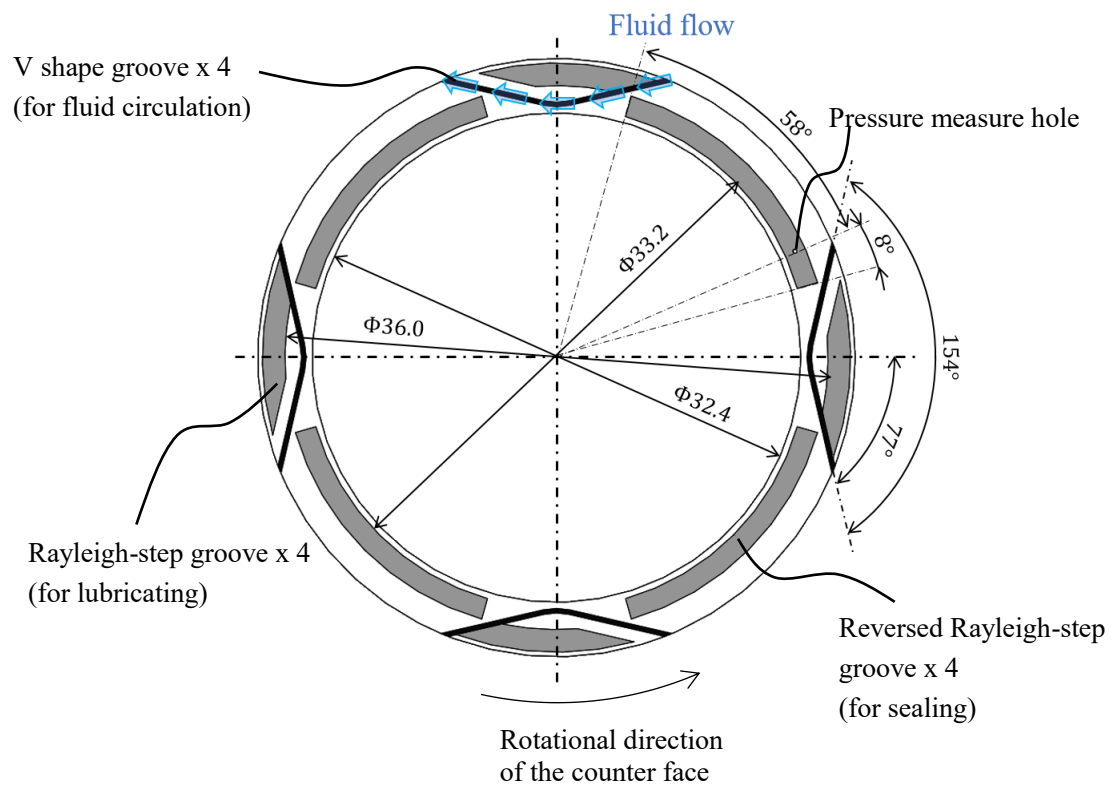


Fig. 4.7-1 Dimensions of surface texturing

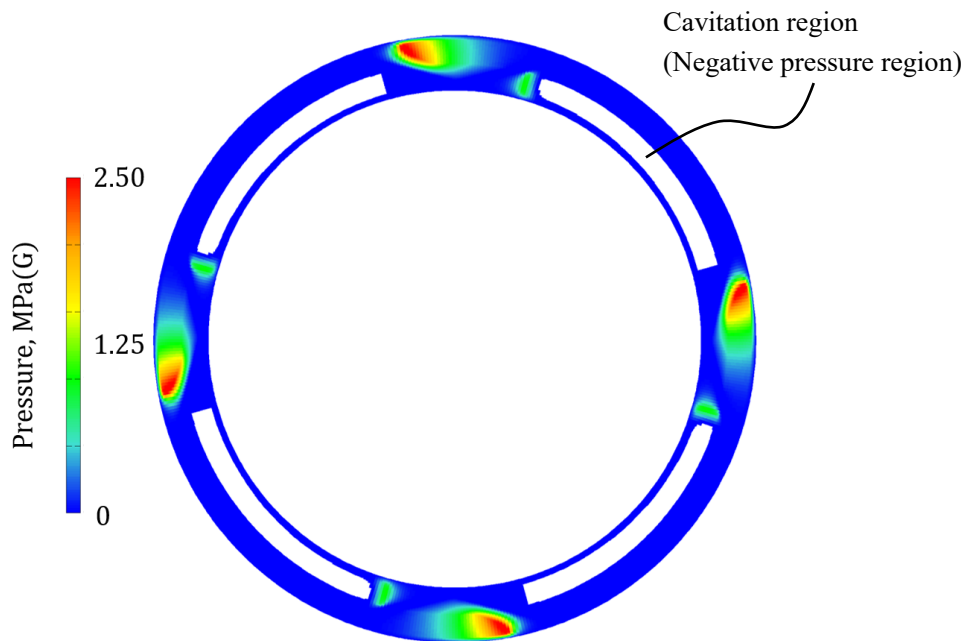


Fig. 4.7-2 Calculation result of the pressure

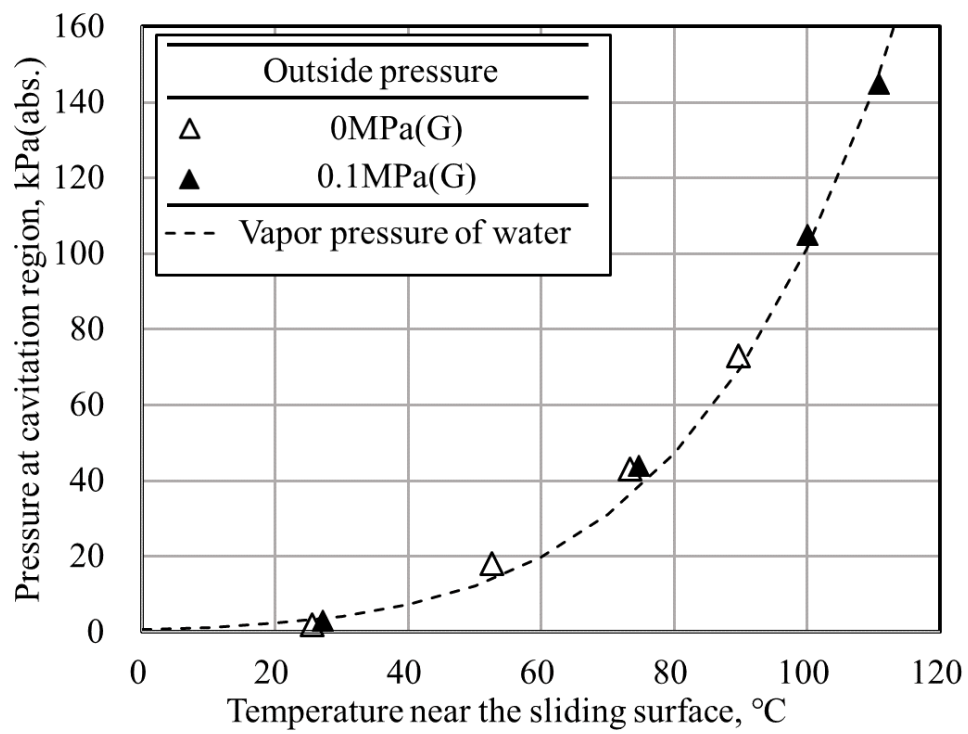


Fig. 4.7-3 Pressure measurement result as a function of fluid temperature change with Type B texturing RRS depth 1.5 μ m

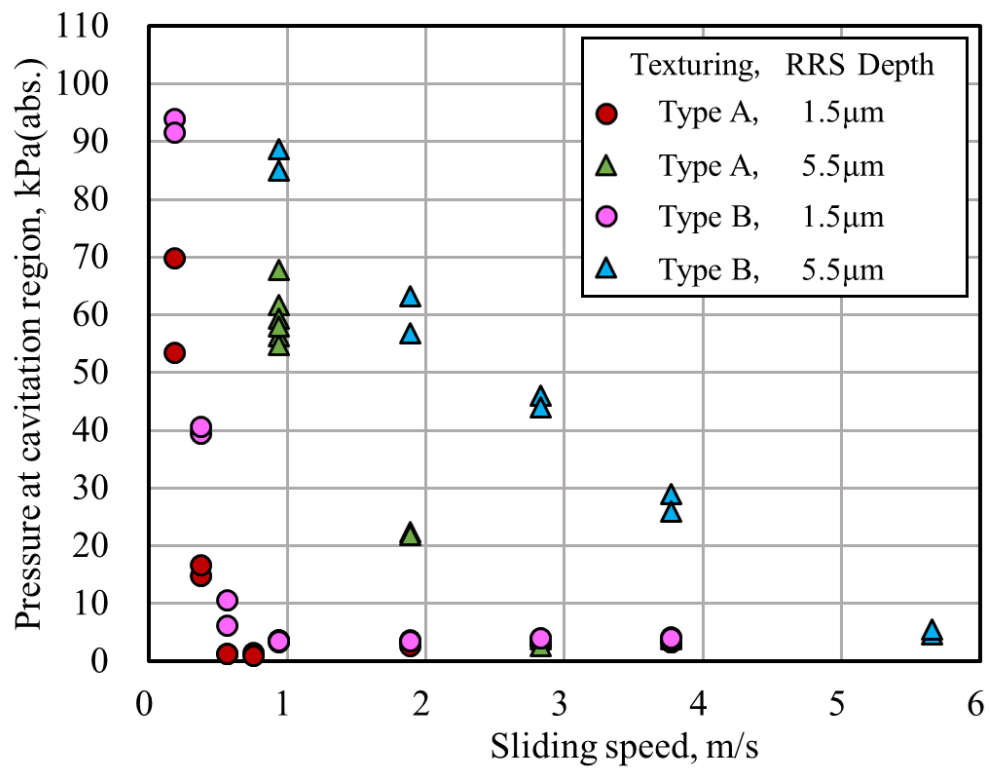
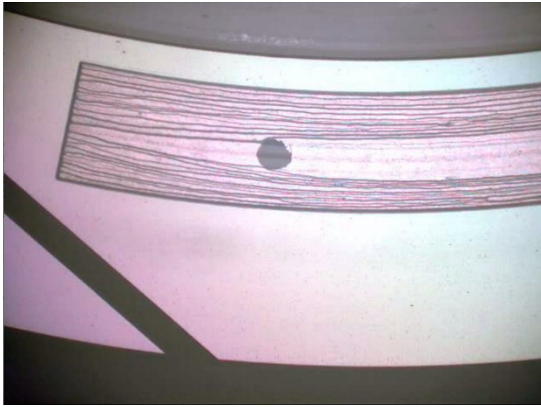
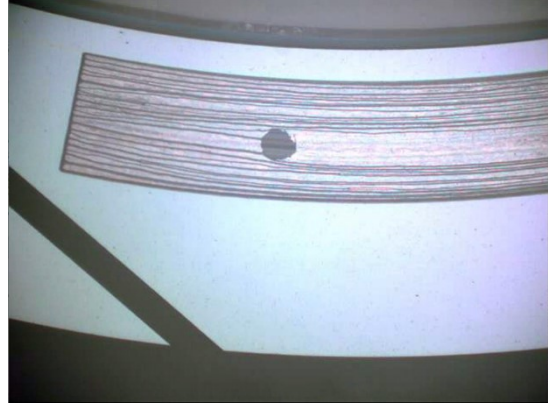


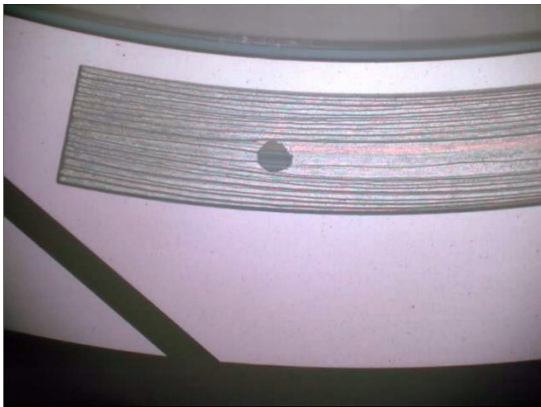
Fig. 4.7-4 Pressure measurement result as a function of sliding speed change



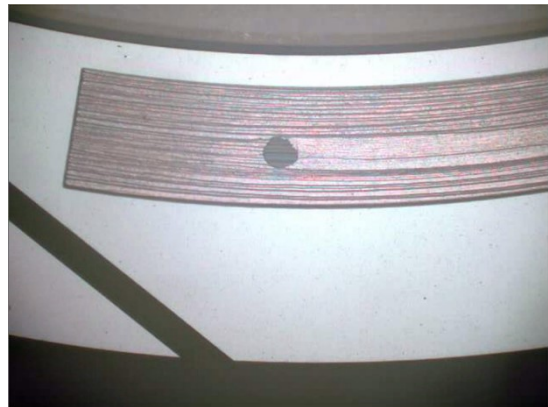
a) Rotation speed : 500rpm



b) Rotation speed : 1000rpm

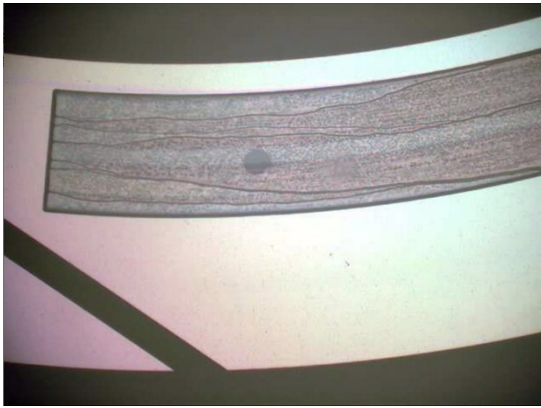


c) Rotation speed : 1500rpm

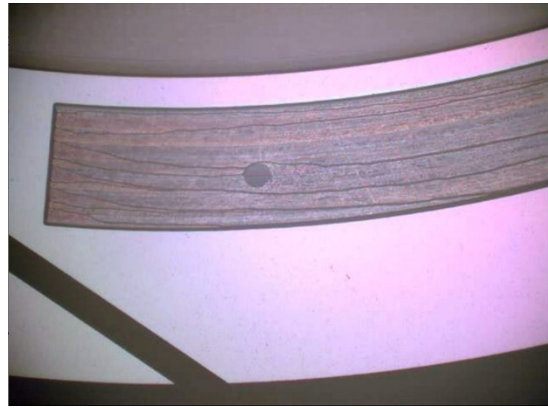


d) Rotation speed : 2000rpm

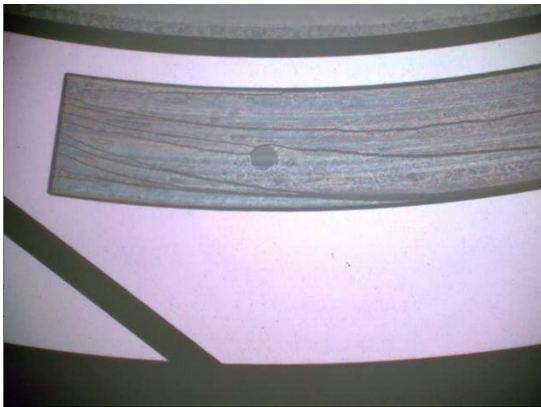
Fig. 4.7-5 Cavitation observation result with Type B texturing RRS depth 1.5 μ m



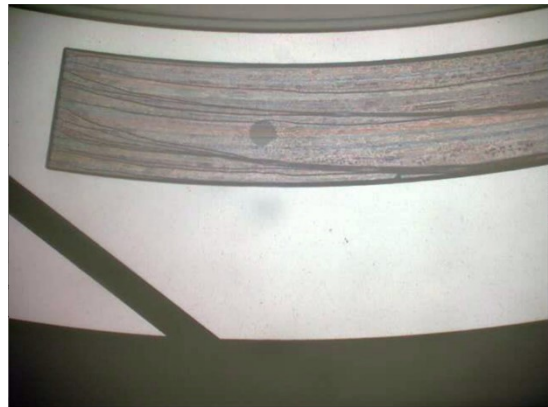
a) Rotation speed : 500rpm



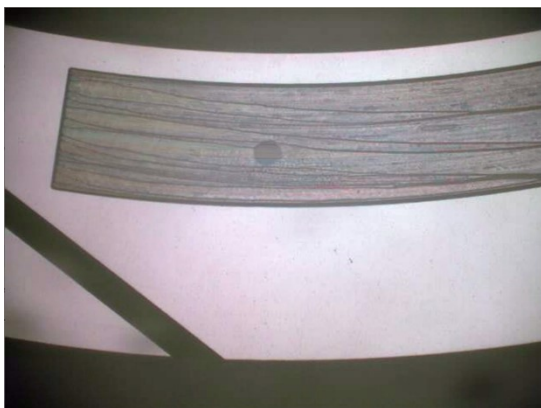
b) Rotation speed : 1000rpm



c) Rotation speed : 1500rpm

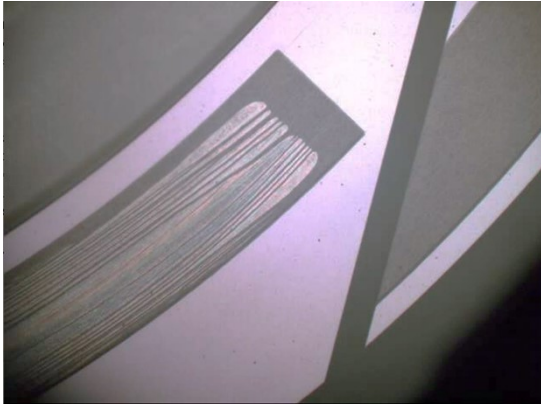


d) Rotation speed : 2000rpm

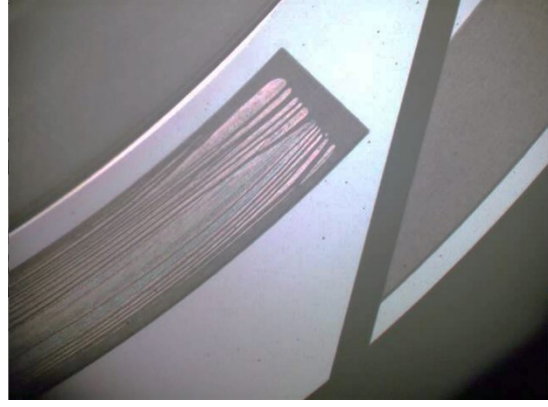


e) Rotation speed : 3000rpm

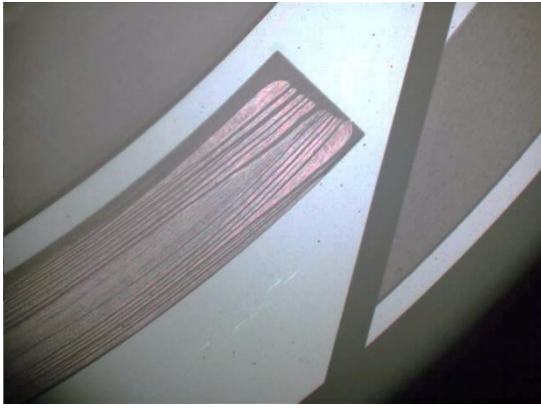
Fig. 4.7-6 Cavitation observation result with Type B texturing RRS depth 5.5 μ m



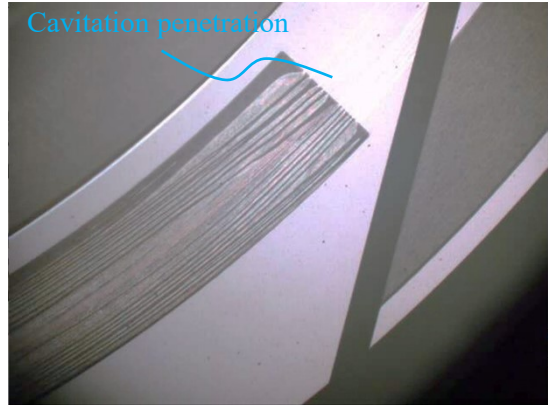
a) Minimum cavitation area



b) The middle of cavitation area change

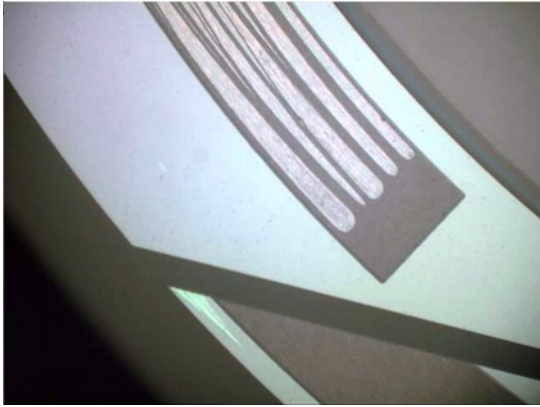


c) The middle of cavitation area change

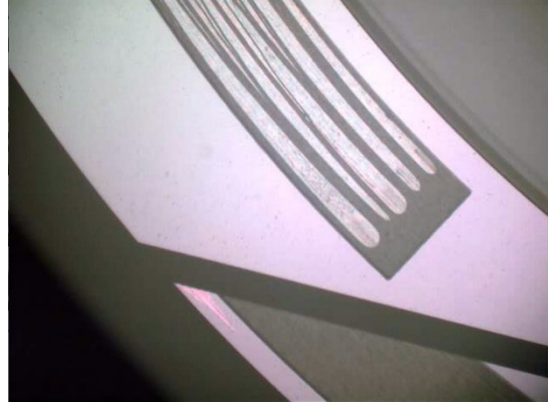


d) Maximum cavitation area

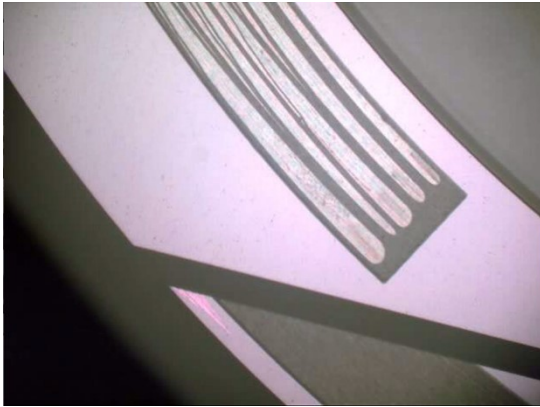
Fig. 4.7-7 Cavitation observation result at the end of groove, Type B texturing RRS
depth $1.5\mu\text{m}$, with hole, 1500 rpm



a) Minimum cavitation area

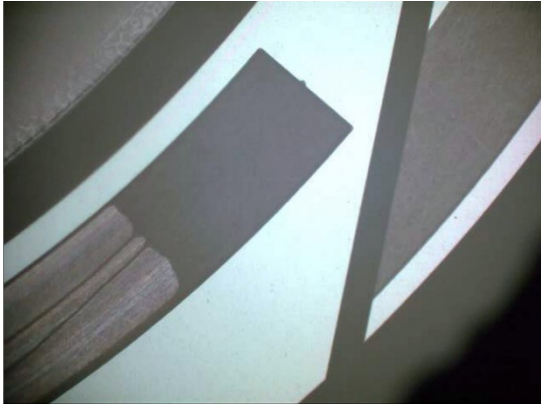


b) The middle of cavitation area change

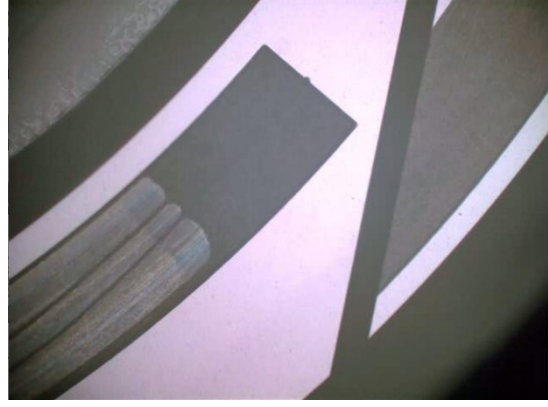


c) Maximum cavitation area

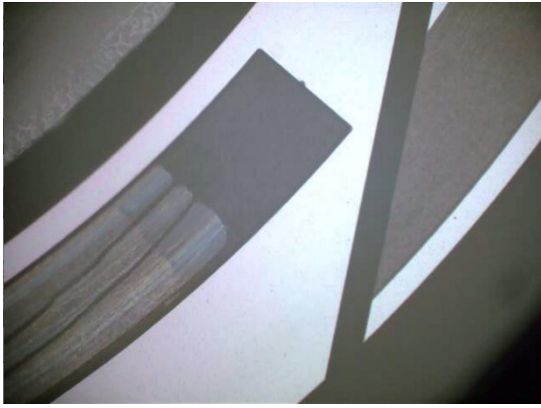
Fig. 4.7-8 Cavitation observation result at the end of groove, Type B texturing RRS
depth $1.5\mu\text{m}$, without hole, 1500 rpm



a) Minimum cavitation area

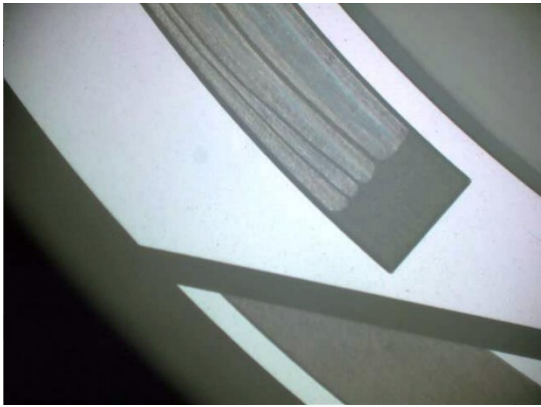


b) The middle of cavitation area change

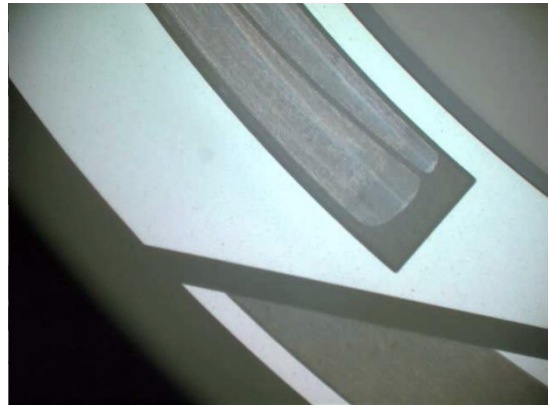


c) Maximum cavitation area

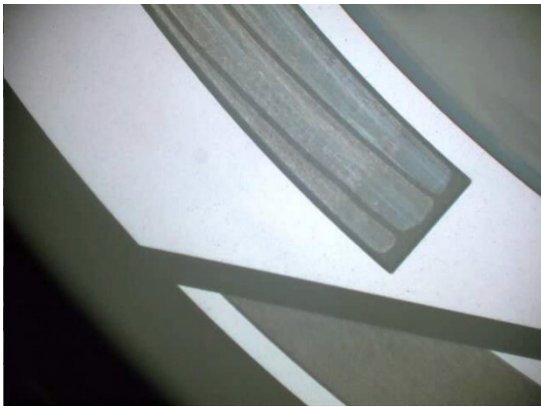
Fig. 4.7-9 Cavitation observation result at the end of groove, Type B texturing RRS
depth $5.5\mu\text{m}$, with hole, 1500 rpm



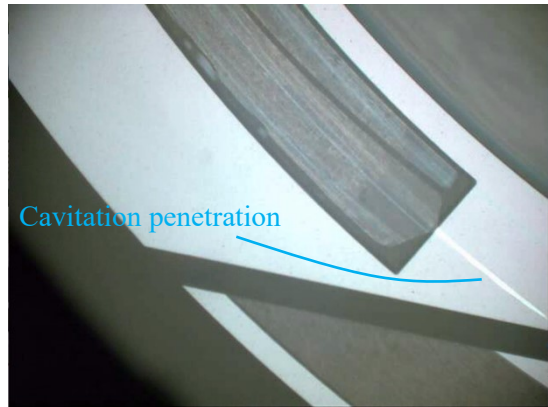
a) Minimum cavitation area



b) The middle of cavitation area change



c) The middle of cavitation area change



d) Maximum cavitation area

Fig. 4.7-10 Cavitation observation result at the end of groove, Type B texturing RRS depth $5.5\mu\text{m}$, without hole, 1500 rpm

4.8 しゅう動面の液膜厚さ測定

4.7 節までに述べた実験結果から、逆レイリーステップ溝で生じる負圧の絶対値の大きさや、液中溶存気体の放散・排出のバランスが、蒸気性キャビテーションと気体性キャビテーションの割合を決定し、キャビテーション圧力が決定される可能性が示唆された。これらの特性はしゅう動面間の液膜の厚さによりその大小が変化すると考えられるため、理論考察するにあたり、第 2 章で述べた円筒座標系の二次元 Reynolds 方程式を用いた数値解析手法の精度を検証しておく必要がある。したがって、本節では、メカニカルシールしゅう動面に生じる液膜厚の測定を行った。

4.8.1 レーザー励起蛍光法（LIF 法）による液膜厚さ測定

はじめに、レーザー励起蛍光法（LIF 法）を用いて液膜厚さの測定を行った。LIF 法は、蛍光色素を溶解させた液体に特定の波長のレーザー光（励起光）照射し、放出される蛍光を利用した膜厚測定方法の一つである^{7,8)}。液膜が十分希薄であれば、蛍光色素から放出される蛍光強度は吸収した励起光の強度、色素濃度、光路長（ここでは液膜の厚さ）に比例する。したがって、同一条件において、事前にキャリブレーションを行い、蛍光強度と液膜厚さの関係を表す検量線を求めておくことで、蛍光強度を測定することにより膜厚の定量化が可能となる。

4.8.1.1 実験装置

LIF 法を用いた液膜測定装置の構成を Fig. 4.8-1 に、外観を Fig. 4.8-2 に、光学系の詳細を Table 4.8-1 にそれぞれ示す。しゅう動実験装置は第 2 章において述べた装置と同一とし、励起光源には株式会社島津製作所製の出力 50mW、ビームスポット径 0.36mm、出力波長 532nm の Nd:YAG レーザーを使用した。レーザー出力は ND フィルターを用いて適宜調整した。レーザー光は装置側面から入射し、ダイクロイックミラーにより鉛直方向下向きへ角度を変更し、光学顕微鏡と同軸で照射する。なお、レーザー光はメカニカルシールの径方向断面における膜厚分布が測定できるよう、長さ約 2mm のライン状に拡張させて照射した。なお、ライン状レーザーの長さ約 2mm はしゅう動面幅よりも小さいため、しゅう動面幅全体を計測することはできない。したがって、径方向の測定中心は逆レイリーステップ溝外周端となるようにし、溝内と溝外のそれぞれの膜厚を測定した。なお、周方向位置は逆レ

イリーステップ溝の周方向長さの中心付近とした。試験流体は精製水とし、メカニカルシールのしゅう動面膜厚測定において実績のある蛍光色素として、Rhodamine6Gを採用し、0.1wt%の濃度で溶解させ、メカニカルシールしゅう動面の外周側に配置した⁹⁾。Rhodamine6Gの分子構造をFig. 4.8-3に示す。レーザー光により励起されたしゅう動面間の液膜中の蛍光は、バンドパスフィルター（中心波長 550nm, 透過幅±10nm, 透過率 40%）により蛍光以外の波長の光を除去した上で、CCDカメラにより撮影する。

4.8.1.2 シール試験片

シール試験片は4.5節で述べた実験の試験片のうち、逆レイリーステップ溝深さ 1.5 μm の試験片を用いた。シール試験片の仕様をTable 4.8-2に示す。

4.8.1.3 キャリブレーション

蛍光強度と液膜厚さの関係を表す検量線を求めるため、予め、実験条件と同様の環境下においてキャリブレーションを実施する必要がある。メカニカルシールのしゅう動面間の隙間は1 μm 以下と非常に小さい。そのため、検量線を求めるにはサブミクロンオーダーの既知の隙間を、測定対象となるメカニカルシールのしゅう動面に作る必要がある。そこで、既知の曲率を持つシリンドリカルレンズを、表面テクスチャリングを加工していない同等の面精度のメカニカルシールしゅう動面上に配置し、既知の微小隙間を形成させた。キャリブレーションの概要をFig. 4.8-4に示す。曲率半径 $R=77.8\text{mm}$ のシリンドリカルレンズと平行平板で形成される隙間は、レンズの凸頂点からの距離 x における隙間高さは、 $h=R(1-\cos\theta)$ で計算できる。ここで、 θ はレンズ曲率方向距離 x におけるレンズ曲面中心角度であるので $x=R\sin\theta$ 、すなわち、 $\theta=\text{Sin}^{-1}(x/R)$ となる。シリンドリカルレンズとしゅう動面の隙間に試験流体を配置し、既知の厚さの液膜を形成した。その後、Fig. 4.8-5に示すようにシリンドリカルレンズの曲率方向に沿ってライン上に拡張させたレーザー励起光照射し、蛍光をCCDカメラにより撮影した。撮影画像の明暗を数値化し、蛍光強度の曲率半径方向分布を算出した。キャリブレーション結果をFig. 4.8-6に示す。膜厚0 μm 時の蛍光強度は、あるバックグラウンド値を持っており、これはハードウェアの特性によるものである。

4.8.1.4 実験条件

実験条件を Table 4.8-3 に示す。試験流体には、精製水に Rhodamine6G を 0.1wt%溶解させたものを、メカニカルシールのしゅう動面外周に配置した。水温は常温で成り行きとし、大気圧 0MPa(G)下でしゅう動実験を行った。軸回転数は、加速度 20rpm/sec とし、100 秒間かけて 2000rpm まで上昇させた後、20 秒間 2000rpm の定速運転を行い、その後、20rpm/sec で減速して、停止させた。

4.8.1.5 実験結果

蛍光強度の半径方向分布を Fig. 4.8-7 に示す。グラフの x は径方向の位置を表し、数値が大きいほどしゅう動面の内周側であることを示している。レーザー励起光の照射範囲はおよそ 0.5~2.5mm の範囲であり、逆レイリーステップ溝外周は約 1.6mm の位置である。したがって、径方向位置 0.5~1.6mm は逆レイリーステップ溝外周のランド部(溝未加工部)、1.6~2.5mm は逆レイリーステップ溝内の蛍光強度を示している。しゅう動開始前、逆レイリーステップ溝内においては、4000~5000 の大きな傾向強度が確認され、一方で、ランド部における蛍光強度は 2000~2500 と小さかった。これは、逆レイリーステップ溝内に満たされた液による蛍光である。なお、蛍光強度のばらつきが大きいのは、光学系レンズの傷などによるエラーであると推定する。しゅう動開始後、しゅう動速度 3.77m/s (軸回転数 2000rpm) 到達時点において、ランド部における蛍光強度は増加していることが観察された。これはしゅう動による負荷容量の発生により、流体膜が増加していることを示している。一方で、逆レイリーステップ溝内においては、一部で蛍光強度が増加し一部では減少するような変動が認められた。これはしゅう動によって逆レイリーステップ溝内に生じたキャビテーションにより液膜が破断し、フィンガー状に液体が流れていることを示していると考えられる。

しゅう動面のランド部における蛍光強度を検量線により膜厚に換算した。その膜厚の平均値(すなわち、しゅう動面最小膜厚の平均値)としゅう動速度を、経過時間で整理した結果を Fig.4.8-8 に示す。しゅう動面の膜厚はしゅう動速度の上昇に伴って増加し、しゅう動速度の低下に伴って減少する傾向を示した。測定値の変動が大きく、しゅう動中、常に 0.2 μ m 程度の変動が認められた。しゅう動速度 3.77m/s (軸回転数 2000rpm) における膜厚の平均値は 0.96 μ m であった。

4.8.2 分光干渉レーザー変位計による液膜厚さ測定

次に、分光干渉レーザー変位計を用いて液膜厚さの測定を行った。メカニカルシールのシールリングはばねにより軸方向に従動することから、しゅう動面の液膜厚の増加によるシールリングの軸方向位置の変動を測定することで、間接的に液膜厚の測定が可能となる。

4.8.1 項で述べた LIF 法による膜厚測定においては、試験流体に応じて適切な蛍光色素の選定、検証を事前に行う必要があり、様々な流体を用いて実験を行う場合に膨大な実験工数がかかる。一方、変位計を用いた膜厚測定手法が確立できれば、流体の種類を問わず測定が可能であると考えられ、工業的に非常に有用である。

4.8.2.1 実験装置

前述したように、メカニカルシールのしゅう動面間の隙間は $1\mu\text{m}$ 以下と非常に小さい。そのため、非常に高い分解能 ($0.01\mu\text{m}$ 以下) を持つ変位計を用いる必要がある。また、一般的にメカニカルシールは軸外径としゅう動面内径にスペースがほとんどない。そのため変位計の選定に際しては、そのセンサヘッドが小さいことも重要となる。これらの要件を満たす変位計として、分光干渉レーザー変位計(株式会社キーエンス製:SI-F01)を採用した。変位計の詳細を Table 4.8-4 に示す。Fig. 4.8-9 に示すように、光源から発した $810\sim 830\text{nm}$ の波長の反射光の干渉による振幅の変化を解析することで、対象物との距離を導出することが可能である。測定範囲は $0.05\sim 1.1\text{mm}$ 、分解能は 1nm 、直線性は $\pm 0.2\mu\text{m}$ であり、センサヘッドのサイズは $\phi 2\text{mm}$ だと十分に小さい。

しゅう動実験装置は 4.5 節と同一とした。ただし、シールリングの内径側には変位計を取り付けるためのアダプターを接着固定し、アダプターに変位計をネジで固定した。これにより、しゅう動面膜厚の増加によりシールリングが鉛直方向下に従動した場合、変位計も同時に従動し、しゅう動面の膜厚を間接的に測定することが可能となる。なお、メカニカルシールの熱膨張による測定値の影響を最小限にするよう、アダプター形状を工夫し、円筒面にはシールリングに接触しないよう隙間を設け、端面接着位置はシールリングの上端から 1mm とした。変位計は軸中心から半径方向に約 10.7mm 、固定環しゅう動面から軸方向に約 0.5mm の位置に取り付けた。断面概略図を Fig.4.8-10 に示す。

4.8.2.2 シール試験片

シール試験片は 4.8.1 項と同様，4.5 節で述べた実験の試験片のうち，逆レイリーステップ溝深さ 1.5 μm の試験片を用いた．

4.8.2.3 膜厚測定精度の確認

膜厚測定精度を確認するため，予備実験を行った．メカニカルシールの固定環しゅう動面には表面テクスチャリングを施さずプレーンなしゅう動面とした．一方で，回転環となるオプティカルフラットには，Fig.4.8.11 に示すように，変位計の取り付け位置に対応する径寸法位置の円周上に，深さ約 0.1 μm と深さ約 0.55 μm の矩形溝をそれぞれ 1 箇所，イオンミリング加工により施した．溝深さの測定には光学干渉計（株式会社菱化システム製，白色干渉計，VertScan R5300）を用いた．試験機の液槽には流体は投入せず，回転環の傷付き防止のため，固定環しゅう動面上に，Table 4.8.5 に示すポリアルファオレフィン（PAO）を塗布して，回転環を軸に取り付け，所定の押し付け荷重となるよう取り付け長を調整した．

温度は常温で成り行きとし，大気圧 0MPa(G)下，軸回転数 100rpm でしゅう動実験を行った．Fig. 4.8-12 は変位計の測定値を経過時間で整理し，しゅう動開始後約 10sec 経過後の 3 秒間の結果を抜粋したものである．なお，膜厚測定のサンプリングレートは 10msec としたが，ノイズ除去のため，測定点 10 点につき上下それぞれ 2 点は除外した上で，平均化処理した．実験結果からは，およそ 0.6 秒を 1 周期として，膜厚約 0.1 μm と約 0.55 μm のピークが計測された．これは回転環に施した矩形溝を測定した結果であると考えられ，矩形溝の深さの計測値とほぼ同値を示しており，測定精度に問題はないことが確認された．

4.8.2.4 実験条件

実験条件をは 4.8.1 項の実験と同一とした．ただし，試験流体には硬水を用いた．

4.8.2.5 実験結果

しゅう動面膜厚およびしゅう動速度を，経過時間で整理した結果を Fig. 4.8-13 に示す．LIF 法での測定結果と同様，しゅう動面の膜厚はしゅう動速度の上昇に伴って増加し，しゅう動速度の低下に伴って減少する傾向を示した．LIF 法に比較し，測定値ばらつきは小さいが，しゅう動面の膜厚は，全速度領域で LIF 法よりも 10~15%程小さい値を示した．しゅ

う動速度 3.77m/s（軸回転数 2000rpm）における膜厚の平均値は 0.8 μ m であった.

4.8.3 数値解析との比較

4.8.1 項および 4.8.2 項において、しゅう動面の膜厚測定を行った結果、いずれの測定方法においても、しゅう動面膜厚はしゅう動速度と相関があり、しゅう動速度の上昇に伴って増加し、しゅう動速度の低下に伴って減少する傾向が示された。これは、4.4 節にて述べた数値解析結果の傾向と一致している。

本節では、4.5 節に得られたキャビテーション圧力の測定結果も踏まえ、改めて数値解析を行い、各回転数におけるしゅう動面膜厚を算出し、実験結果と比較した。

4.8.3.1 数値解析条件

第 2 章で述べた、円筒座標系の二次元 Reynolds 方程式を用いた数値解析手法により、しゅう動面膜厚を解析した。溝形状は 4 等配であるため、しゅう動面を円周方向に 4 分割し、周期境界条件を設定した。メッシュ数は半径方向 100、円周方向 150 とした。解析条件については、しゅう動速度は 1500rpm (2.83m/s)、メカニカルシールしゅう動面の押し付け荷重は 47N、流体粘度は室温における水の代表値として、 $0.89\text{mPa}\cdot\text{s}$ (25°C) を用いた。キャビテーション設定圧力は、4.2 節、4.3 節、4.4 節および 4.5 節で行った、逆レイリーステップ周方向長さ $\theta_{\text{RSS}} : 74^\circ$ における常温、大気圧 0MPa(G)下における各回転数の実測値の平均値を適用した。

4.8.3.2 数値解析結果および考察

Figure 4.8-14 に数値解析結果および、4.8.1 項および 4.8.2 項におけるしゅう動面膜厚を、しゅう動速度で整理した。実測結果と比較し、数値解析結果は全速度領域でおおむね一致した。なお、数値解析では理想面を前提として計算されるのに対し、実験による実測においては、回転環の面振れ、しゅう動面のうねりや、レイリーステップや逆レイリーステップの加工精度 ($\pm 0.1\mu\text{m}$ 以下) などの外乱が影響することが考えられ、最大 $0.2\mu\text{m}$ 程度の誤差は十分起こりうると考えられる。したがって、本章の実験結果の考察にあたっては、第 2 章で述べた円筒座標系の二次元 Reynolds 方程式を用いた数値解析を用いることとする。

4.8.4 まとめ

本節では、LIF 法および分光干渉レーザー変位計を用いた 2 種類の測定手法により、メカニカルシールしゅう動面に生じる液膜厚の測定を行い、数値解析結果との比較を行った。その結果を以下にまとめる。

- ・本研究における数値解析により算出したしゅう動面膜厚は、実測値に対しておおむね一致した。
- ・分光干渉レーザー変位計を用いたしゅう動面膜厚の測定手法を開発し、従来メカニカルシールの膜厚測定手法として用いられる LIF 法と同等の測定結果が得られることを示した。

Table 4.8-1 Specification of optical equipment

Image device	COMS camera
Number of pixel	4 M pixels
Laser source	Nd : YAG
Output wavelength	532 nm
Output power	50mW
Beam diameter	0.36 mm
Fluorescent dye	Rhodamine 6G
Concentration of fluorescence dye	0.1 wt%

Table 4.8-2 Specimen specifications

Seal ring material	Silicon carbide
Inner diameter of seal ring surface	32.4mm
Width of seal ring surface	3.6mm
Surface roughness of seal ring	0.01 μ m Ra
Surface flatness of seal ring	P-V value : Less than 0.20 μ m
Surface roughness of Reversed Rayleigh-step groove	0.04 μ m Ra
Rotating ring material	Synthetic quartz
Surface roughness of rotating ring	0.002 μ m Ra
Surface flatness of rotating ring	P-V value : Less than 0.24 μ m
Reversed Rayleigh-step depth	1.5 μ m

Table 4.8-3 Experimental conditions

Sealed fluid	Hard water + Rhodamine6G 0.1wt%
Load of sliding surface	47N
Rotating speed	0~2000 rpm (0~3.77m/s)
Fluid temperature	RT
Pressure	0 MPa(G)

Table 4.8-4 Specification of laser displacement meter

Measurement range	0.05~1.1mm
Measurement light source	IR-SLD Max.0.6mW
Spot diameter	Φ 20μm
Linearity	± 0.2μm
Resolution	0.001μm
Sampling period	200μs
Guiding light source	Red LD 655nm Max.0.1mW
Temperature characteristics	0.01% of F.S./°C
Material properties	Sensor head : SUS Spectroscopy unit : Polycarbonate

Table 4.8-5 Specification of Poly Alpha Olefin

Fluid type	Manufacturer / Model	Kinematic viscosity (mm ² /s)
Poly alpha olefin	Exxon Mobil / SpectraSyn 4	19.0 @ 40°C

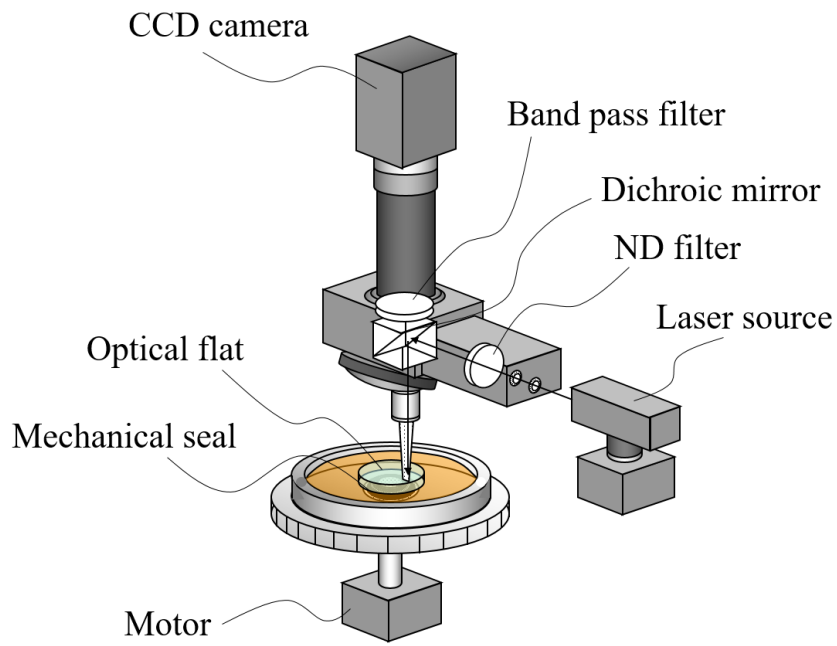


Fig. 4.8-1 Schematics of structure for LIF method

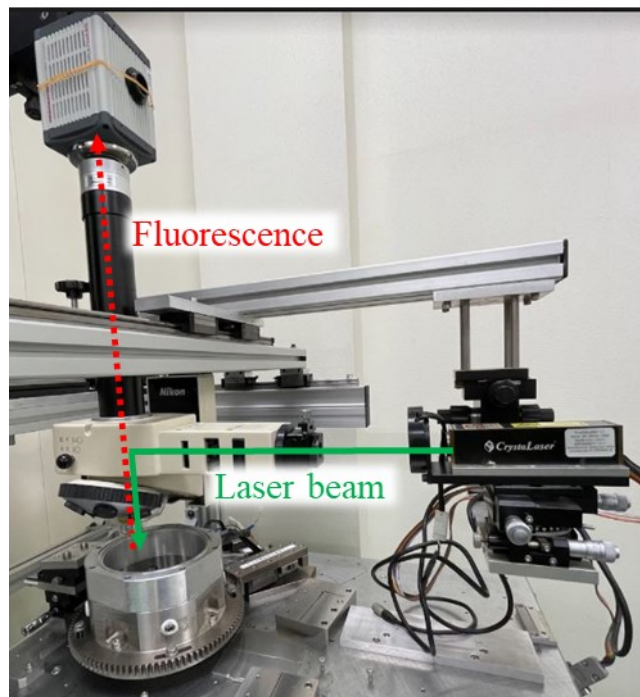


Fig. 4.8-2 Photograph of structure for LIF method

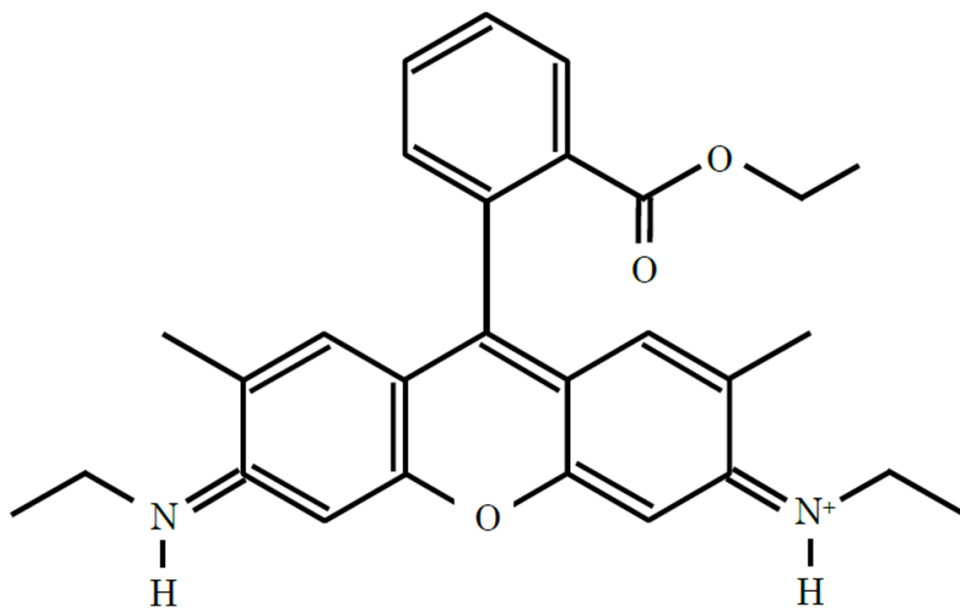


Fig. 4.8-3 Molecular structures of Rhodamine6G

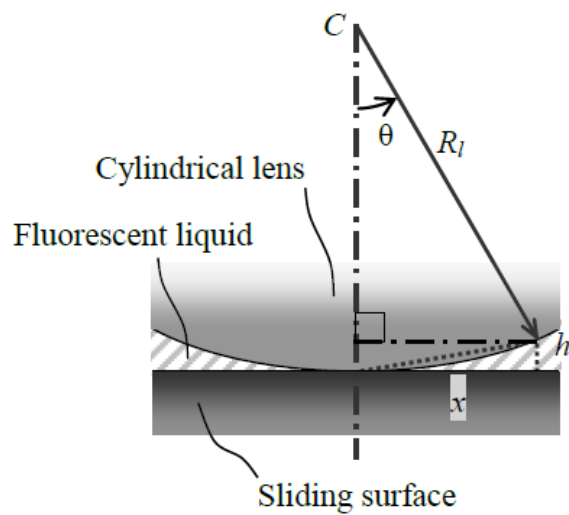


Fig. 4.8-4 Schematics of calibration method

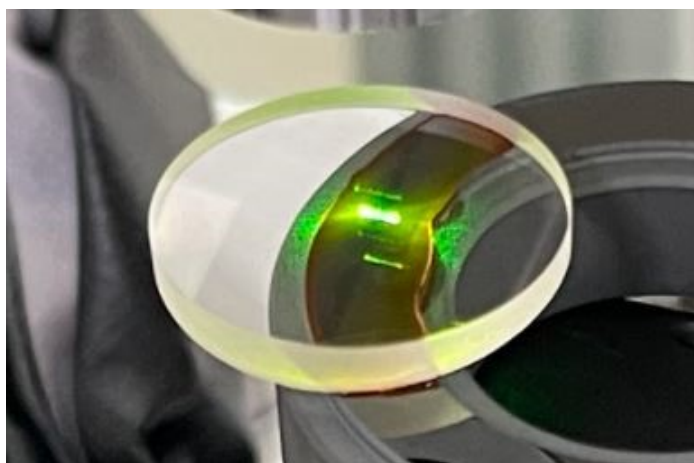


Fig. 4.8-5 Schematics of calibration method

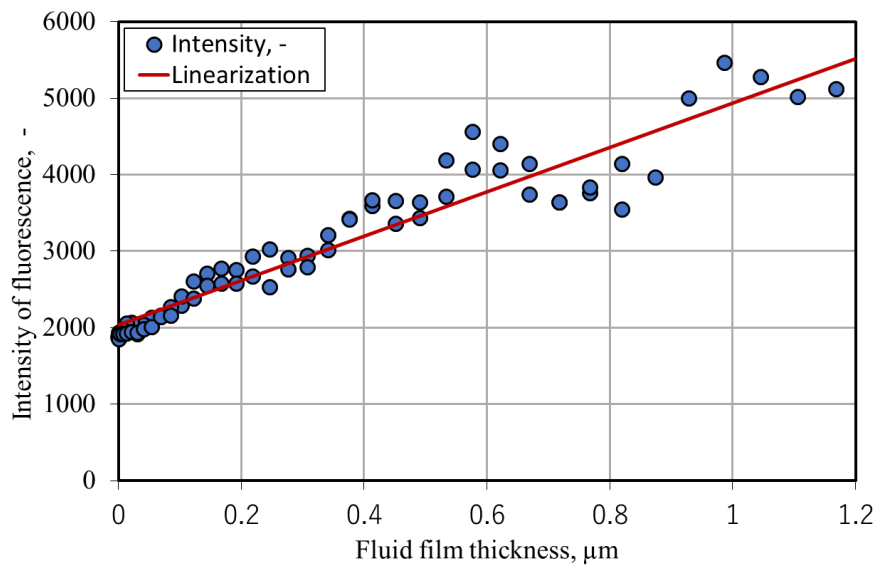


Fig. 4.8-6 Film thickness calibration result

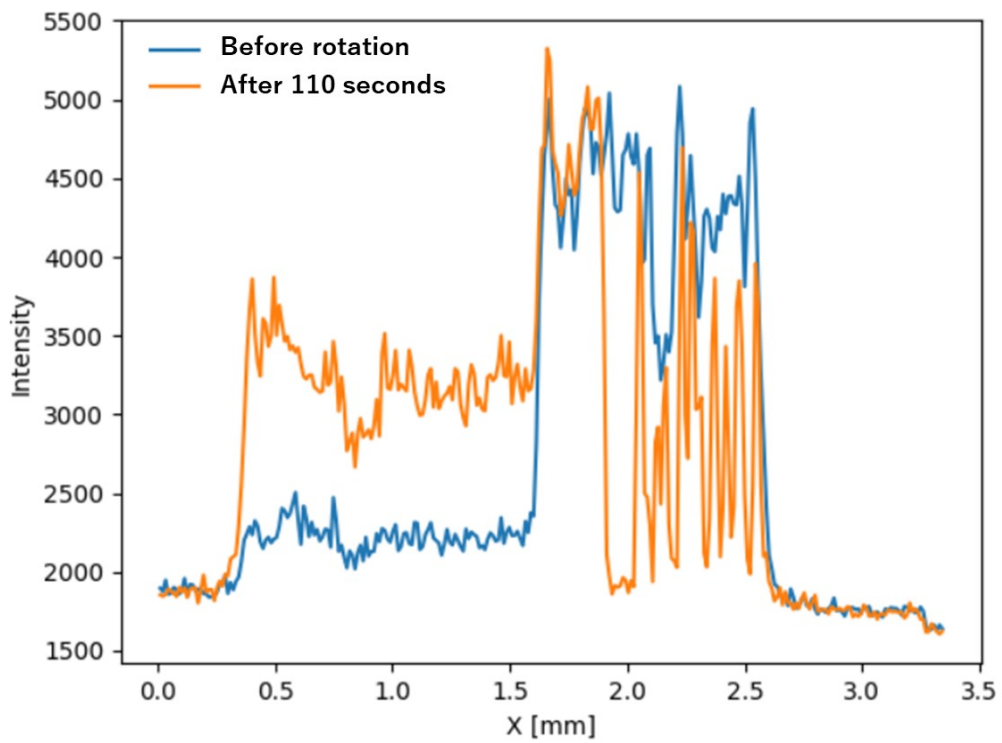


Fig. 4.8-7 Film thickness measurement result of radial cross section

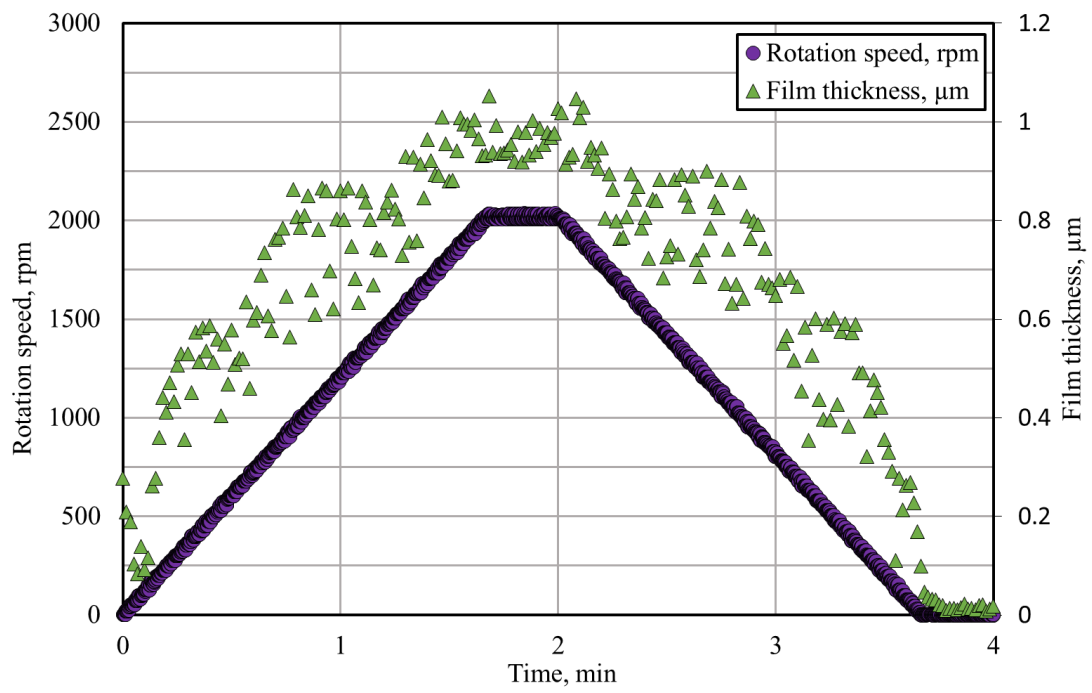


Fig. 4.8-8 Film thickness measurement result

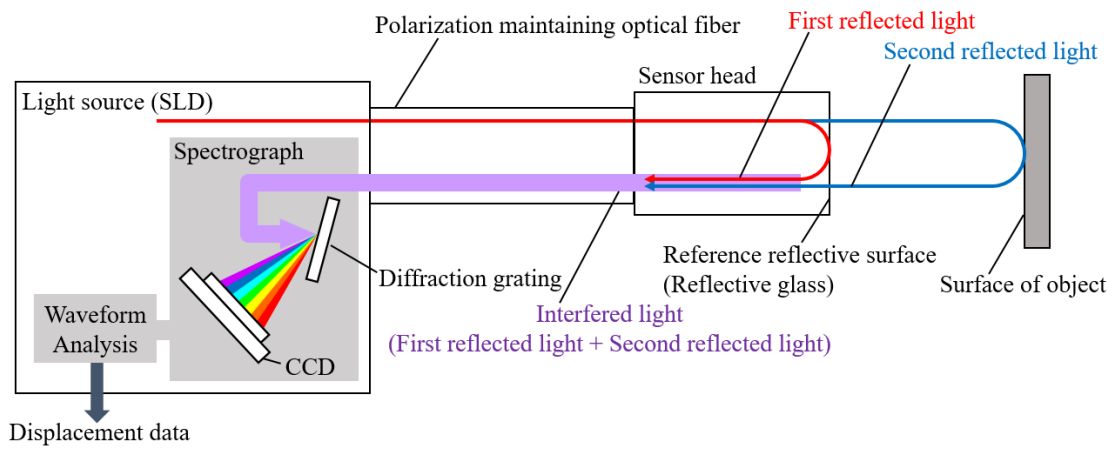


Fig. 4.8-9 Measurement principle of laser displacement meter

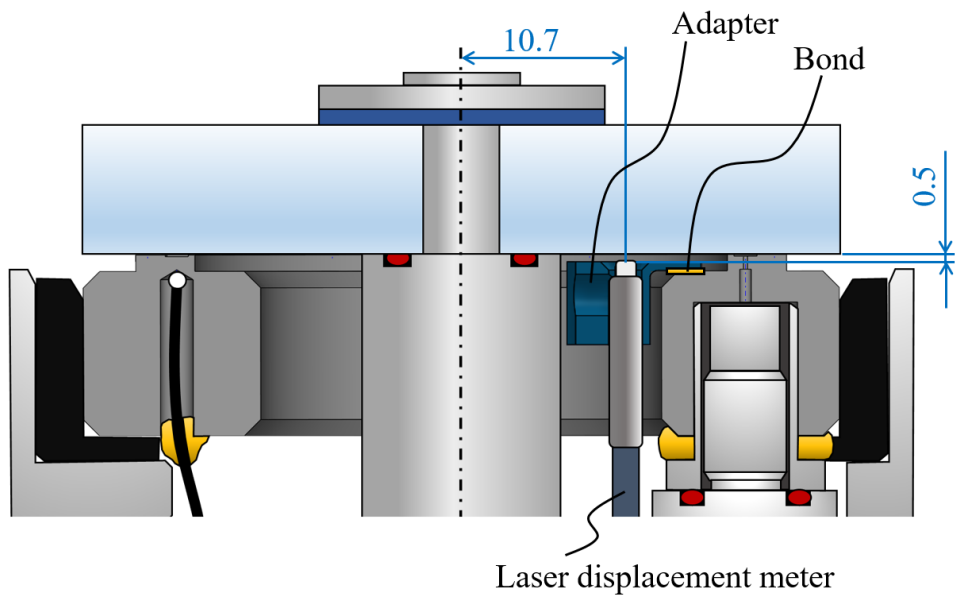


Fig. 4.8-10 The setting for laser displacement meter of seal ring

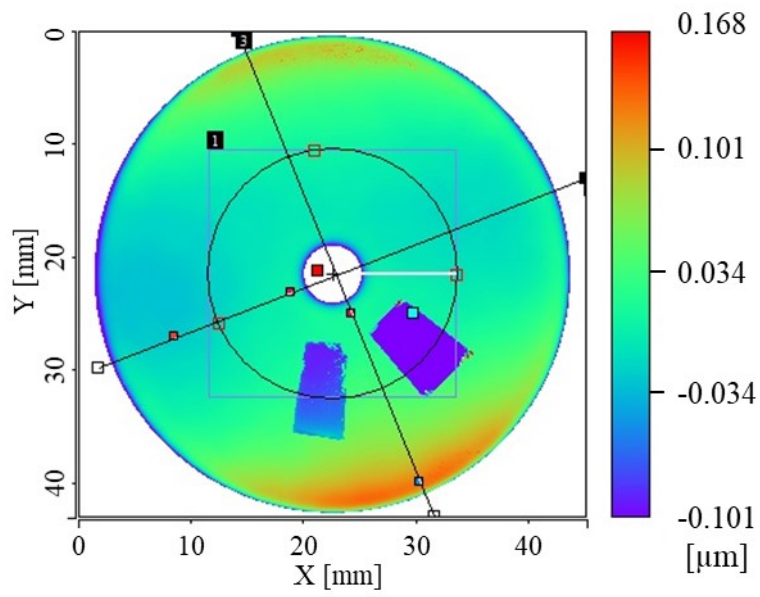


Fig. 4.8-11 Rotating ring flatness and rectangular groove

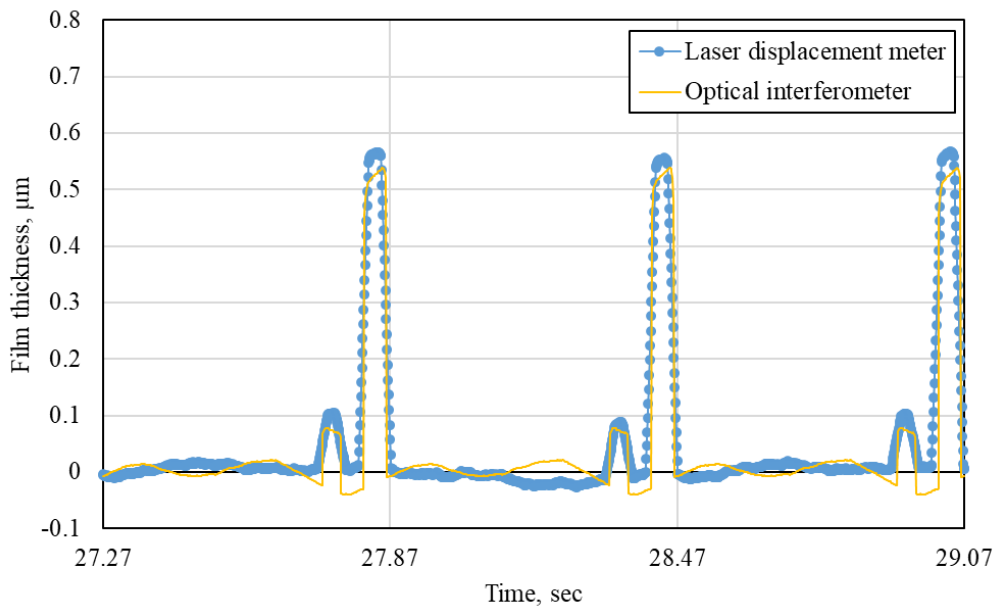


Fig. 4-8-12 Film thickness measurement result of Preliminary experiment

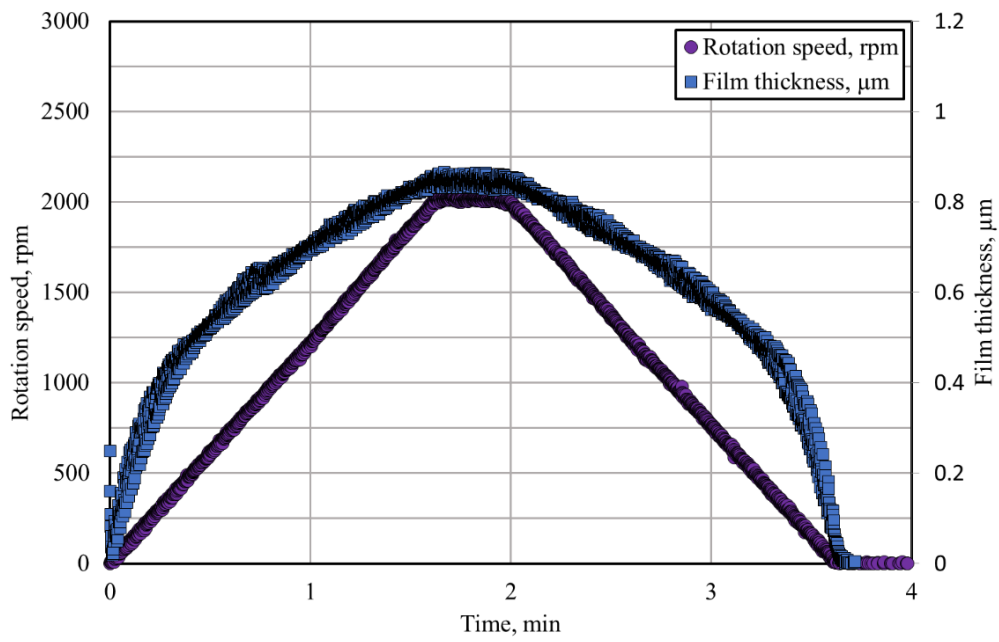


Fig. 4.8-13 Film thickness measurement result

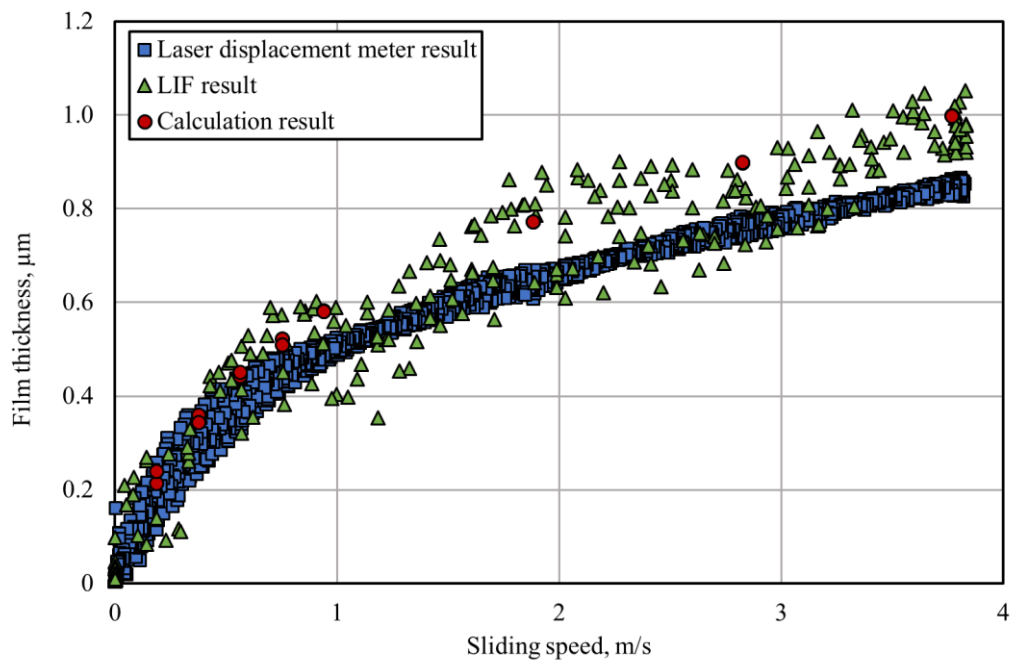


Fig. 4.8-14 Film thickness measurement result

4.9 まとめ

本章では、メカニカルシールしゅう動面に生じるキャビテーションの圧力測定を行い、キャビテーションを支配すると言われる因子を参考に、しゅう動面のうねりや粗さ、しゅう動面隙間および負圧溝形状などの形状因子、しゅう動速度や圧力、液体の蒸気圧と、キャビテーション圧力の関係について調査した。

その結果、以下の事項を明らかにした。

本章の研究の範囲内において、水中におけるメカニカルシールの逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションについて、

- ・キャビテーションの圧力は、その液体の飽和蒸気圧のみによって決まるわけではなく、しゅう動条件、環境による境界条件への依存性が大きいことが明らかとなった。

- ・キャビテーションの圧力は、溝の深さ、長さ、しゅう動面隙間から求まる圧力係数 C_p と負の比例関係があり、しゅう動速度およびしゅう動面周囲の圧力に依存し、しゅう動速度が高いほど、周囲の圧力が低いほど、負圧溝の圧力係数 C_p が大きいほど、キャビテーション圧力が低下する。ただし、キャビテーション圧力の下限值は、液体の飽和蒸気圧により決定され、飽和蒸気圧よりも低下することはない。

- ・キャビテーション圧力は逆レイリーステップ溝の終端形状に依存し、終端で正圧が生じる場合はキャビテーション圧力が増加する。

- ・キャビテーションの圧力は、周方向の大部分においてほぼ一様である。

- ・キャビテーション起点は溝内でランダムに生じることが明らかとなり、液中に存在する気泡核が影響する可能性が示唆された。

- ・キャビテーションの形状はキャビテーション圧力の影響をほとんど受けず、フィンガーキャビテーションの本数はしゅう動速度に依存し、しゅう動速度が高いほど、本数が増加する可能性が示唆された。

・キャビテーション気泡は、しゅう動停止後においても一部は消失せず溝内に残存する。これは液体から放散された気体であると考えられ、その残存量とキャビテーション圧力に相関が認められることを示した。このことから、キャビテーション気泡内の、液体の蒸気と液体から放散された気体の割合により、キャビテーション圧力が決まる可能性を示唆した。

・キャビテーション気泡の下流端部では、細かく分離された気泡が下流に流れ深溝に排出される現象が観察された。このことから、液体から放散された気体は一定量排出され、放散と排出のバランスが釣り合うことでキャビテーション圧力が一定に保たれる可能性を示唆した。

参考文献

- 1) 加藤：新版キャビテーション 基礎と最近の進歩，森北出版，ISBN978-4-627-60239-7 (2016).
- 2) 日本化学会編：化学便覧 基礎編 改訂 5 版，丸善（株），ISBN4-621-07347-8(2004).
- 3) I. Etsion and L. P. Ludwig : Observation of Pressure Variation in the Cavitation Region of Submerged Journal Bearings, Transaction of ASME, Journal of Lubrication Technology, 104, 1982, 157-163.
- 4) 中原：流体油膜の挙動 -キャビテーション-，潤滑，26, 3 (1981).
- 5) 日本潤滑学会：潤滑ハンドブック(改訂版)，養賢堂 (1987).
- 6) SAVAGE M. D., Journal of Fluid Mechanics, 4 , 80, 1977.
- 7) 三田：油膜厚さの計測技術 -誘起蛍光法を中心に-，トライボロジスト，43, 7(1998) 605.
- 8) Y. Sato, A. Toda, K. Nakamura & Y. Yamamoto : Proc. Measurement of The Lubricant Film Thickness of Radial Shaft Seals Using Laser Induced Fluorescent Method, ITC. Nagasaki 2000, (2000)1897.
- 9) Y. Tokunaga, T. Hosoe, H. Inoue, K. Okada & Y. Yamamoto : Measurement of film distribution by two-dimensional dynamic measuring system for mechanical seals, Proc. 19th Int. Conf. Fluid Sealing (2007) 221.

第5章 キャビテーション圧力測定実験 ー潤滑油およびアルコールの場合ー

本章では，試験流体に種々の潤滑油を用いてメカニカルシールしゅう動面に生じるキャビテーションの圧力測定を行い，種々のしゅう動環境，条件においてキャビテーションの圧力がどのような値を示すか調査した．第4章に引き続き，流体機械の分野においてキャビテーションを支配すると言われる因子 η のうち，特に，流体の性質と液体に含まれる気体の影響に主眼を置き，キャビテーション圧力との関係について調査した．

第4章では，水を密封流体にした場合において，逆レイリーステップにより生じる負圧の絶対値が大きくなる条件ほど，キャビテーション圧力が低下する可能性が示唆された．ただし，その圧力は液体の飽和蒸気圧より低くはならない．また，キャビテーション圧力が蒸気圧近傍まで低下しない場合においては，液中の溶存気体の放散に起因する気体性キャビテーションの割合が増加している可能性が示唆された．これが水を密封流体した場合だけでなく，他の流体においても同様の特性が示されるか調査する必要がある．そこで，はじめに5.2節において，水と飽和蒸気圧の異なる液体を用いて，蒸気圧とキャビテーション圧力の関係について調査を行った．次に，5.3節において，水と比較して粘度および気体溶解量の大きい液体を用いて，逆レイリーステップの負圧の絶対値とキャビテーション圧力の関係，溶存気体量とキャビテーション圧力の関係について調査を行った．

5.1 試験流体

本章における試験流体の一覧を Table 5.1-1 に示す。キャビテーションへの影響を考慮し、添加剤等の含まれない単一の液体とした。極性を持たない潤滑油として、オレフィン系のベースオイルであるポリアルファオレフィン (PAO) , 気体溶解量が多いと言われるジメチルシリコンオイル (PDMS) , 極性を持つ潤滑油として、エステル系のベースオイルであるネオポリオールエステル (POE) , ポリアルキレングリコール (PAG) , エチレングリコール (EG) , 粘度が水に比較的近い液体としてイソプロピルアルコール (IPA) の、計 6 種類の液体を選定した。いずれも市販されている潤滑油である。

Table.5.1-2 に各試験流体の特性を示す^{2~7)}。PAO, PDMS, POE, PAG は 40°C 近傍の粘度特性の近いものを選定し、レイリーステップにより生じる正圧を同等とすることで、極性の有無、気体溶解量の影響を比較し易くした。

なお、一覧表に記載した水分量は、水分量計 (京都電子工業株式会社製、カールフィッシャー水分計 MKV-710) により実測した。また、空気溶解量は、ガスクロマトグラフを用いて測定した。空気溶解量測定の詳細については 5.4 節にて述べる。

Table 5.1-1 List of test fluids

Fluid type	Manufacturer / Model
Poly Alpha Olefin (PAO)	Exxon Mobil / SpectraSyn 4
Silicon Oil (PDMS)	Shin-Etsu Chemical / KF-96-20cs
Polyol ester Oil (POE)	Exxon Mobil / EstrexNP343
Polyalkylene Glycol (PAG)	ADEKA / CARPOL MH-20
Ethylene Glycol (EG)	FUJIFILM Wako Pure Chemical / Ethylene Glycol
Isopropyl Alcohol (IPA)	JUNSEI CHEMICAL / 2-propanol

Table 5.1-2 Characteristics of test fluids

Fluid	Kinematic viscosity (mm ² /s)	Density (kg/m ³)	Vapor pressure (kPa)	Polarity	Air dissolution (mg/L)	Water amount (ppm)
PAO	19.0 @ 40°C	804 @ 25°C	< 0.002 @ 100°C	Non-polar	115 @ 23°C	34
PDMS	15.6 @ 40°C	820 @ 15.6°C	< 0.013 @ 220°C	Non-polar	185 @ 23°C	99
POE	19.0 @ 40°C	950 @ 15°C	< 0.013 @ 20°C	Polar	151 @ 23°C	1366
PAG	18.8 @ 40°C	1016 @ 40°C	—	Polar	93 @ 23°C	541
EG	9.28 @ 40°C	1113 @ 20°C	0.012 @ 25°C	Polar	51 @ 23°C	13317
IPA	2.04 @ 25°C	781 @ 25°C	6.59 @ 27.2°C	Polar	104 @ 23°C	8302

5.2 蒸気圧とキャビテーション圧力の関係

鉱油中におけるキャビテーションは気体性キャビテーションが主体であると言われている⁸⁾。4.3節で述べた、水におけるキャビテーション圧力の測定実験においては、キャビテーション圧力は水の飽和蒸気圧によく一致し、飽和蒸気圧よりも低くなることはなかった。そこで、本節では、試験流体として、イソプロピルアルコール、エチレングリコール、ポリアルファオレフィンを用いて、4.3節と同様のしゅう動実験を行い、キャビテーション圧力と蒸気圧の関係について調査した。

5.2.1 シール試験片

シール試験片は4.3節と同一の仕様とした。シール試験片の仕様をTable 5.2-1に示す。しゅう動面に生じる液膜厚さは流体の特性により異なることから、第2章で述べた、円筒座標系の二次元 Reynolds 方程式を用いた数値解析をそれぞれの試験流体について行い、しゅう動面の最小膜厚 h_0 を求めた。各試験流体の特性はTable 5.1-2に示した通りである。しゅう動面を円周方向に4分割し、周期境界条件を設定した。メッシュ数は半径方向100、円周方向150とした。解析条件については、しゅう動速度は1500rpm (2.83m/s)、メカニカルシールしゅう動面の押し付け荷重は47Nとした。液温は25°C~75°Cの範囲とし、それに応じて流体粘度と密度を変更した。なお、体積弾性係数はいずれの試験流体においても1620MPaを適用した。また、キャビテーション圧力は-0.01MPa(G)に設定した。さらに、比較のため、試験流体が水の場合においても、同様に数値解析を行った。体積弾性係数は2190MPaを適用し、その他は各試験流体と同様に条件設定した。しゅう動面膜厚の解析結果をFig. 5.2-1に示す。イソプロピルアルコールにおいては、粘度が水に近いことから、水と同等のしゅう動面膜厚を示した。一方で、エチレングリコールにおいては水の約2倍、ポリアルファオレフィンにおいては水の約3倍のしゅう動面膜厚であった。

5.2.2 実験方法および実験条件

実験装置は4.3節と同一とした。試験流体はメカニカルシールのしゅう動面外周側に配置し、液温は常温~100°Cの範囲で変化させた。しゅう動面外周側の圧力は大気圧0MPa(G)とした。軸回転数は1500rpm (しゅう動面平均周速で約2.83m/s)とした。実験条件をTable 5.2-2に示す。

いずれの試験片も常温（25℃近傍）からしゅう動実験を開始し、段階的に液温を昇温させ、各条件におけるキャビテーション圧力を測定した。具体的な手順は以下の通りである。

- (1) 常温におけるしゅう動実験を行い、キャビテーション圧力が十分に安定した時点でしゅう動を停止した。
- (2) しゅう動を停止後、そのまま次の目標温度までマイクロヒーターにより液温を昇温させた。しゅう動を停止したこと、しゅう動面温度の上昇による圧力センサの温度ドリフトにより、キャビテーション圧力の測定値は徐々に上昇をはじめたが静置した。
- (3) 液温が目標温度に到達したことを確認し、しゅう動実験を開始した。キャビテーション圧力が十分に安定するまで実験を行い、その後停止した。
- (4) 以降、(1)～(3)の手順を繰り返し、100℃近傍まで徐々に液温を上昇させながら、実験を繰り返した。各試験流体それぞれについて同じ手順で実験を行った。なお、イソプロピルアルコールについては、大気圧 0MPa(G)における沸点が 82.5℃であるため、昇温は 60℃までとした。

5.2.3 実験結果

5.2.3.1 キャビテーション圧力の測定結果

Figure 5.2-2 に、常温、大気圧 0MPa(G)下の各試験流体のキャビテーション圧力の時間変化を示す。比較のため、3.3 節における精製水における測定結果も引用した。なお、しゅう動面近傍温度の時間変化も併せて示した。いずれの試験流体においても、しゅう動開始後、キャビテーション圧力は指数関数的に低下をはじめ、およそ 7min 経過後に安定した。ただし、最終的に到達するキャビテーション圧力は試験流体により異なる値を示した。常温における各試験流体の飽和蒸気圧は、イソプロピルアルコールでは 6.6kPa(abs.)@27.2℃、エチレングリコールでは 0.012kPa(abs.)@25℃、ポリアルファオレフィンではほぼゼロ≐ 0.002kPa(abs.)@100℃、である。したがって、エチレングリコールは飽和蒸気圧近傍のキャビテーション圧力を示したが、イソプロピルアルコールおよびポリアルファオレフィンにおいては、飽和蒸気圧よりも数 kPa 程度高い値を示したことがわかる。また、しゅう動面近傍温度については、水およびイソプロピルアルコールにおいてはしゅう動開始前後ではほとんど変化しなかったが、エチレングリコールおよびポリアルファオレフィンにおいては

しゅう動開始後 1min 程度で、15～25℃程度の温度上昇が認められた。これは、粘性抵抗が大きいことによりしゅう動発熱が増加したためであると考えられる。ただし、エチレングリコールにおけるキャビテーション圧力が飽和蒸気圧近傍であること、イソプロピルアルコールのキャビテーション圧力が飽和蒸気圧よりも 11kPa 程度高い値を示したことを鑑みると、しゅう動面の温度上昇はキャビテーション圧力には影響していないと考えられる。

5.2.3.2 キャビテーションの観察結果

(1)イソプロピルアルコール

Figure 5.2-3 に、イソプロピルアルコールを試験流体に用いた場合の、常温、大気圧下における、圧力測定用穴を設けた箇所、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションを観察した結果を示す。第 4 章で述べた、水を試験流体に用いた場合同様、しゅう動開始直後より、逆レイリーステップ溝の入口部からフィンガーキャビテーションが複数発生した。その後、圧力測定用穴の周辺から大きなひとまとまりのキャビテーションが形成され始め、下流まで拡大した。さらに時間が経過すると、ひとまとまりのキャビテーションは縮小し、周囲のフィンガーキャビテーションとの境界が不明瞭となった。また、メカニカルシールしゅう動面の内周側のランド部（溝未加工部）の気液界面が、逆レイリーステップ溝の内側まで移動する様子が観察された。これは逆レイリーステップで生じたキャビテーションの負圧により、しゅう動面内周側の流体が吸い込まれたためであると考えられる。Fig.5.2-4 に示すように、気液界面が溝の内側まで移動したことで、溝内には剥離キャビテーションが形成された。この剥離キャビテーションは溝の下流側まで成長し、下流ほどキャビテーションが径方向外周側に拡大した。それにより逆レイリーステップ溝の始端から生じたフィンガーキャビテーションは径方向に縮小し、二つのキャビテーションの境界は不明瞭となった。

(2)エチレングリコール

Figure 5.2-5 に、エチレングリコールを試験流体に用いた場合の、常温、大気圧下における、圧力測定用穴を設けた箇所、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションを観察した結果を示す。イソプロピルアルコールの場合と同様、しゅう動開始直後より、逆レイリーステップ溝の入口部からフィンガーキャビテーションが複数発生し、その後、圧力測定用穴の周辺から大きなひとまとまりのキャビテーションが形成されて下流まで拡大し、時間

経過とともに、ひとまとまりのキャビテーションは縮小した。その後、メカニカルシールしゅう動面の内周側のランド部の気液界面が、逆レイリーステップ溝の内側まで移動し、**Fig.5.2-6** に示すように溝内には剥離キャビテーションが形成された。この剥離キャビテーションは溝の下流側まで成長したが、イソプロピルアルコールと比較して径方向への拡大は小さく、フィンガーキャビテーションとは液膜領域（黒色部）を境に分かれており、二つのキャビテーションは混ざり合っていないように見える。

(3)ポリアルファオレフィン

Figure 5.2-7 に、ポリアルファオレフィンを試験流体に用いた場合の、常温、大気圧下における、圧力測定用穴を設けた箇所の、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションを観察した結果を示す。他の試験流体と同様に、しゅう動開始直後より、逆レイリーステップ溝の入口部からフィンガーキャビテーションが複数発生し、その後、圧力測定用穴の周辺から大きなひとまとまりのキャビテーションが形成されて下流まで拡大し、時間経過とともに、ひとまとまりのキャビテーションは縮小した。その後、メカニカルシールしゅう動面の内周側のランド部の気液界面が、逆レイリーステップ溝の内側まで移動し、**Fig.5.2-8** に示すように溝内には剥離キャビテーションが形成された。この剥離キャビテーションは溝の下流側まで成長し、イソプロピルアルコールと同様に、径方向外周側へ拡大し、フィンガーキャビテーションとの境界は不明瞭となり、混ざり合っているように見える。

剥離キャビテーションはしゅう動面内周側の空気（大気）の介入であり、その圧力は大気圧 101.3kPa(abs.)である。この剥離キャビテーションが逆レイリーステップ溝により生じたキャビテーションに混ざり合った場合には、気体の流動性がよいことからキャビテーション圧力に影響を及ぼす可能性は十分に考えられる。したがって、イソプロピルアルコールおよびポリアルファオレフィンにおけるキャビテーション圧力が飽和蒸気圧よりも高い値を示した原因は、剥離キャビテーションの介入であることが示唆された。

5.2.3.3 蒸気圧（液体温度）の変化とキャビテーション圧力

Figure 5.2-9 に、各試験流体、各温度条件における、しゅう動開始後 7min 経過した後の安定したキャビテーション圧力をしゅう動面近傍温度で整理した。圧力は 10 秒間の平均値とした。なお、比較のため、4.3 節における水の実験結果も引用した。いずれの試験流体においても、しゅう動面近傍温度の上昇にともない、キャビテーション圧力が上昇した。

エチレングリコールにおけるキャビテーション圧力は、水と同様、飽和蒸気圧近傍とほぼ一致した。これは、キャビテーションが蒸気性キャビテーション主体であることを示唆する。一方で、イソプロピルアルコールにおけるキャビテーション圧力は、飽和蒸気圧よりも 9~13kPa 高い値を示した。同様に、ポリアルファオレフィンにおけるキャビテーション圧力は、飽和蒸気圧よりも 5~14kPa 高い値を示した。これは、しゅう動面内周側から介入した剥離性キャビテーションの影響である可能性が考えられる。

また、5.1 節で示したように、試験流体への空気の溶解量は、水では 30mg/L、エチレングリコールでは 51mg/L であるのに対し、イソプロピルアルコールでは 104mg/L、ポリアルファオレフィンでは 115mg/L と多い。したがって、キャビテーション圧力の上昇は、溶解気体がより多く析出したことによる影響である可能性が考えられる。

5.2.4 まとめ

試験流体として、イソプロピルアルコール、エチレングリコール、ポリアルファオレフィンを用いてしゅう動実験を行い、キャビテーション圧力と蒸気圧の関係について調査した。その結果を以下にまとめる。

- ・エチレングリコールにおいて、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの圧力は、実験環境におけるエチレングリコールの飽和蒸気圧によく一致する。
- ・イソプロピルアルコールおよびポリアルファオレフィンにおいて、メカニカルシールの逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの圧力は、実験環境におけるそれぞれの流体の飽和蒸気圧よりも数～十数 kPa 高い値を示す。
- ・試験流体の溶存気体量が多いほど、溶存気体のキャビテーション内への放散量が増加し、キャビテーションの圧力が増加する可能性が示唆された。
- ・逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの圧力は、しゅう動面の内周側から剥離キャビテーションが介入し混ざり合うことで、上昇する可能性が示唆された。

Table 5.2-1 Specimen specifications

Seal ring material	Silicon carbide
Inner diameter of seal ring surface	32.4mm
Width of seal ring surface	3.6mm
Surface roughness of seal ring	0.02 μ m Ra
Surface flatness of seal ring	P-V value : Less than 0.20 μ m
Surface roughness of Reversed Rayleigh-step groove	0.09 μ m Ra
Rotating ring material	Synthetic quartz
Surface roughness of rotating ring	0.002 μ m Ra
Surface flatness of rotating ring	P-V value : Less than 0.24 μ m
Pressure measure hole position θ_h	8°

Table 5.2-2 Experimental conditions

Sealed fluid	IPA, EG, PAO
Load of sliding surface	47N
Rotating speed	1500 rpm (2.83m/s)
Fluid temperature	RT ~ 100°C
Pressure	0 MPa(G)

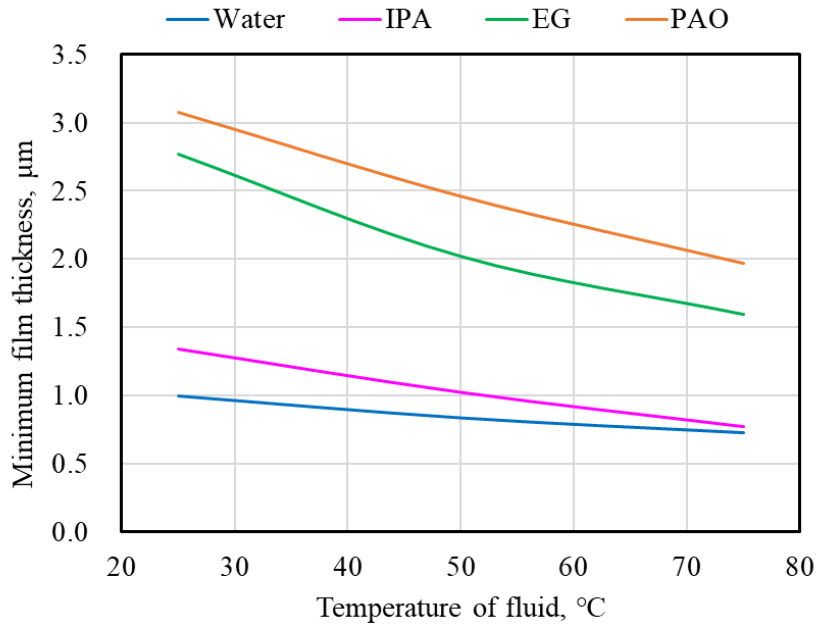


Fig. 5.2-1 Calculation result of minimum film thickness

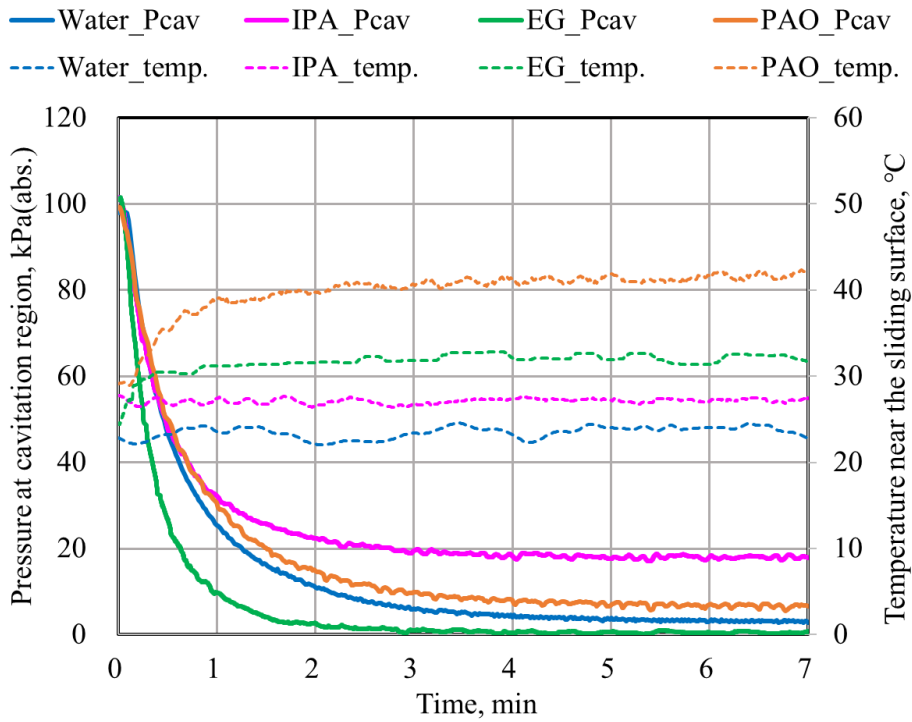
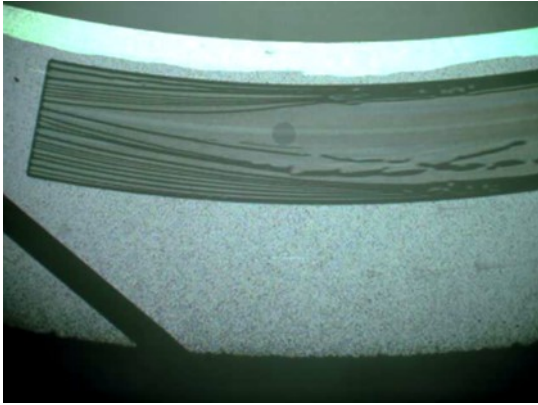
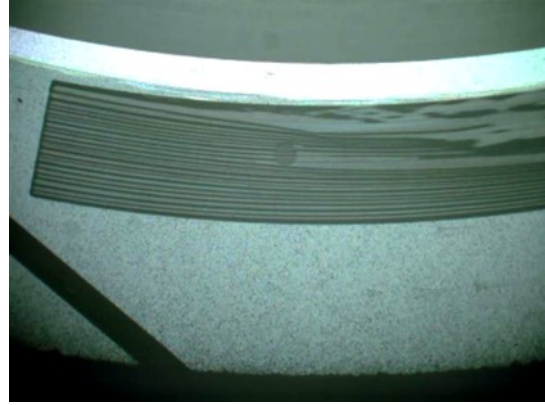


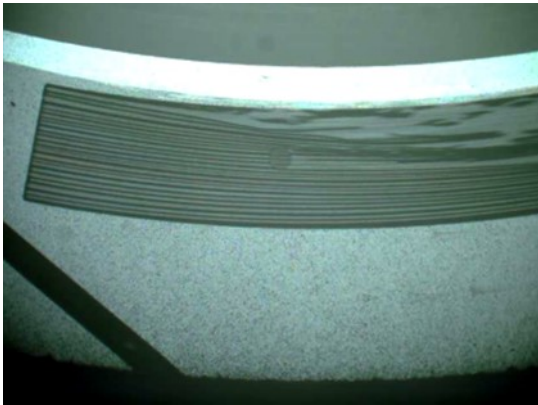
Fig. 5.2-2 Pressure measurement result



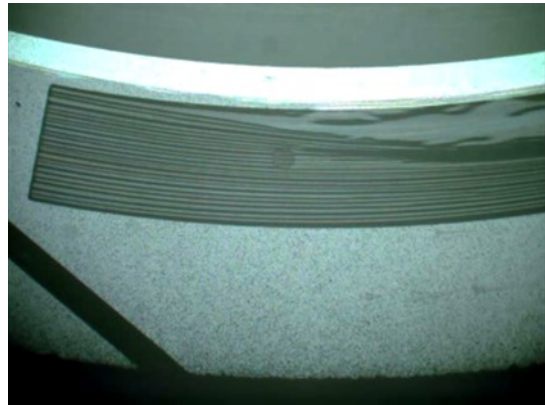
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:95kPa(abs.)



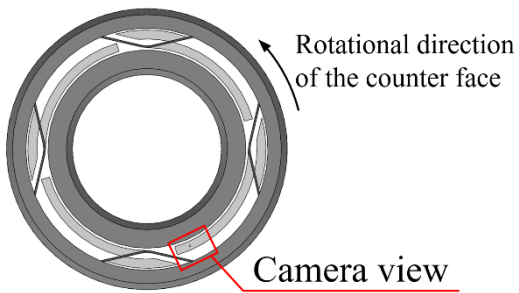
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure:33kPa(abs.)



c) Time : 150sec,
Cavitation pressure:21kPa(abs.)

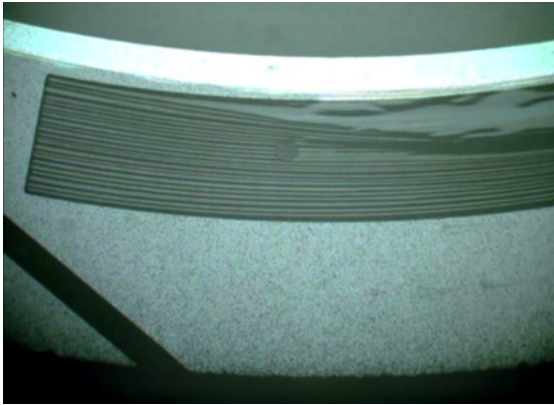


d) Time : 420sec,
Cavitation pressure:18kPa(abs.)

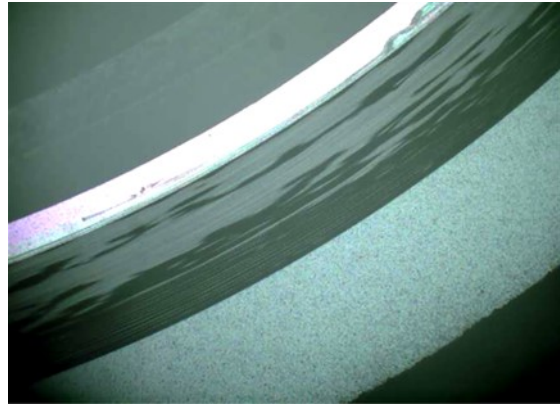


e) Camera view

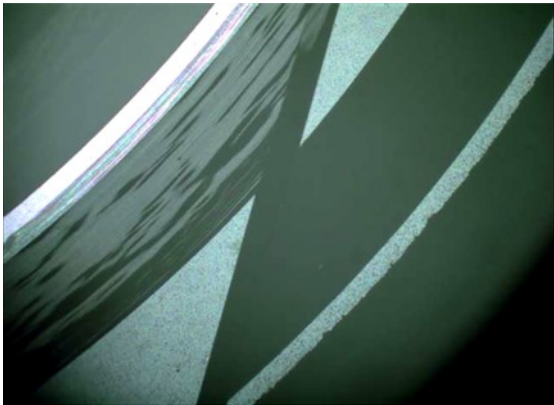
Fig. 5.2-3 Cavitation observation result of IPA



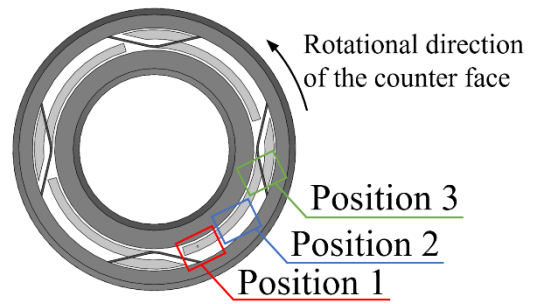
a) Position 1



b) Position 2

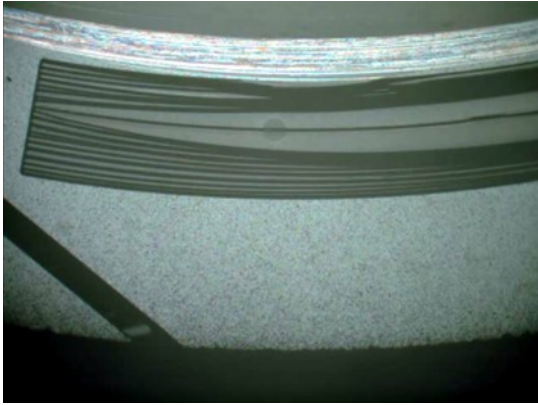


c) Position 3

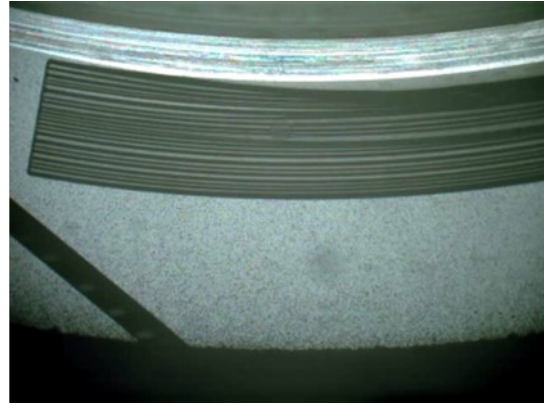


d) Camera view

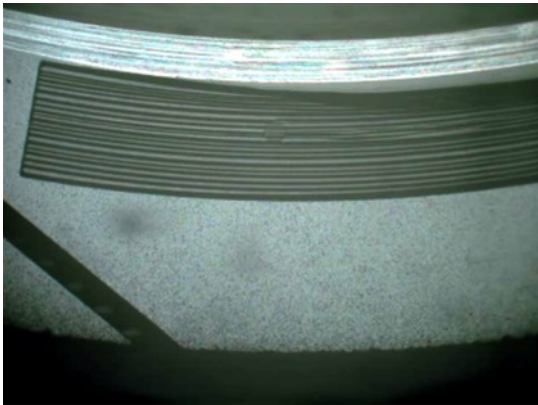
Fig. 5.2-4 Cavitation overall shape of IPA



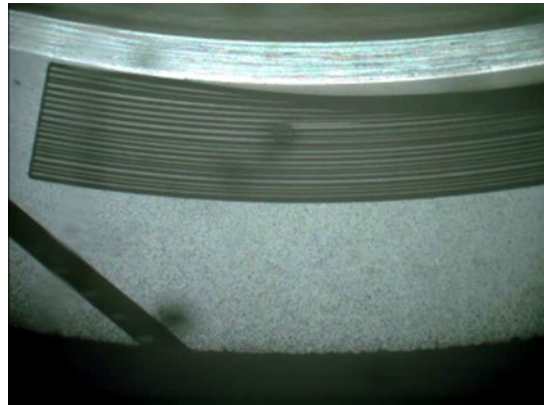
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:91kPa(abs.)



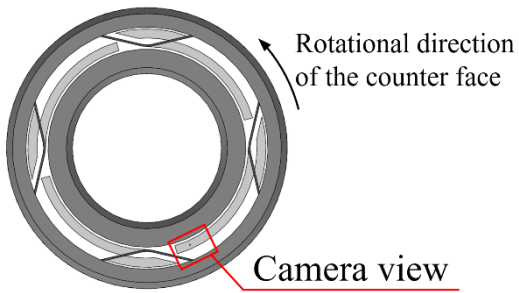
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure:10kPa(abs.)



c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 1kPa(abs.)

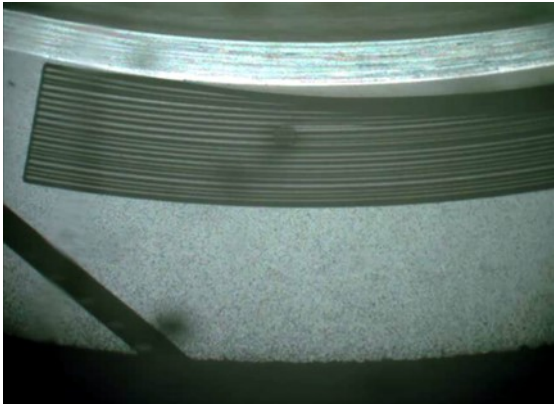


d) Time : 420sec,
Cavitation pressure: about 0kPa(abs.)

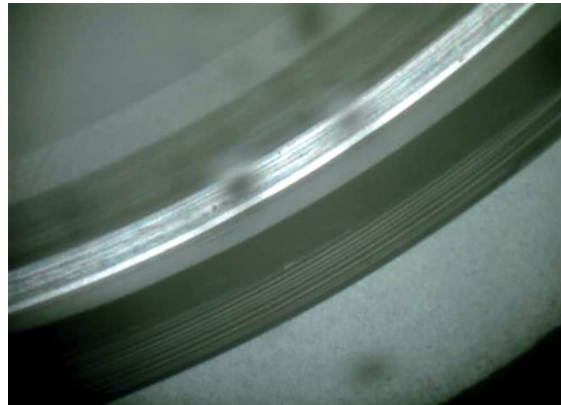


e) Camera view

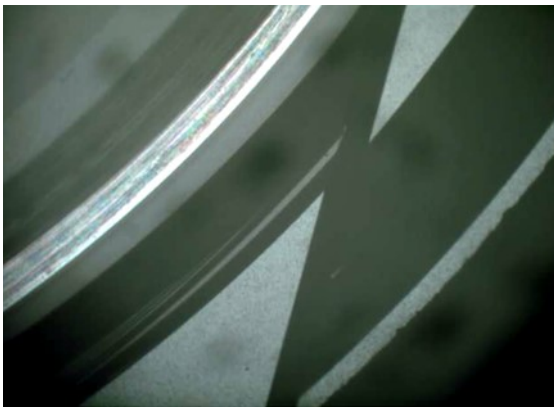
Fig. 5.2-5 Cavitation observation result of EG



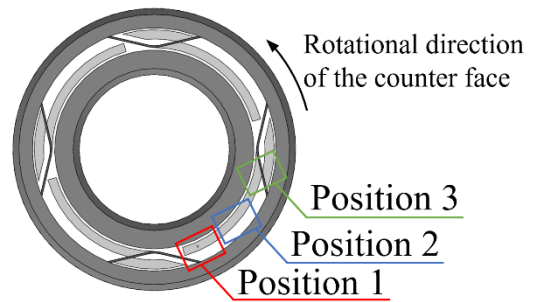
a) Position 1



b) Position 2

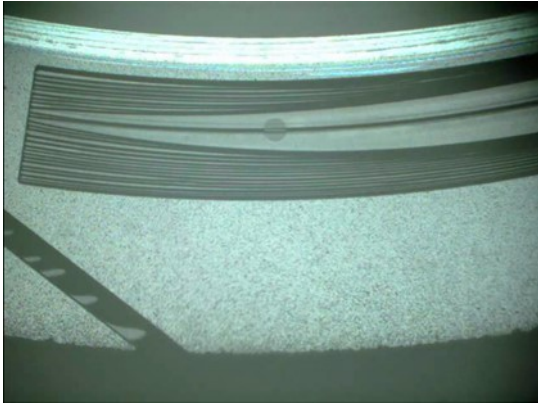


c) Position 3

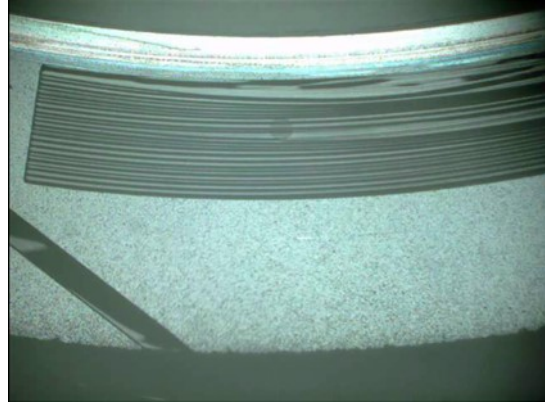


d) Camera view

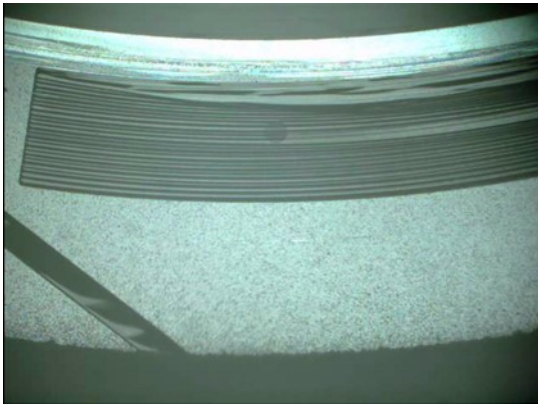
Fig. 5.2-6 Cavitation overall shape of EG



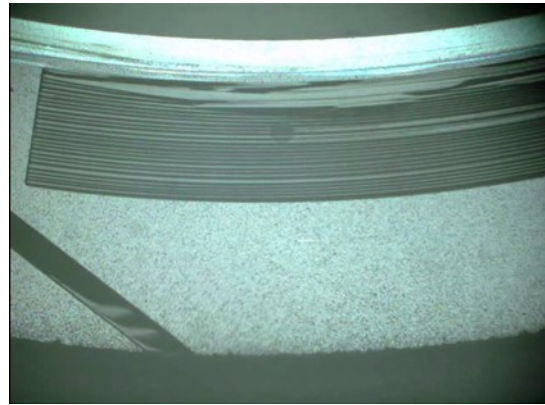
b) Time : 5sec,
Cavitation pressure : 94kPa(abs.)



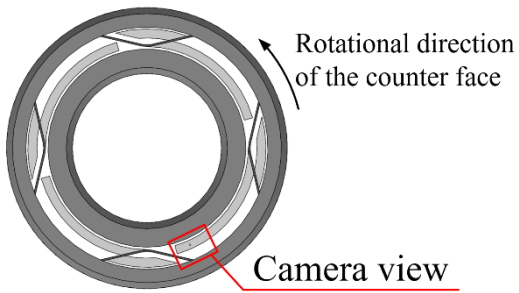
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure : 29kPa(abs.)



c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 12kPa(abs.)

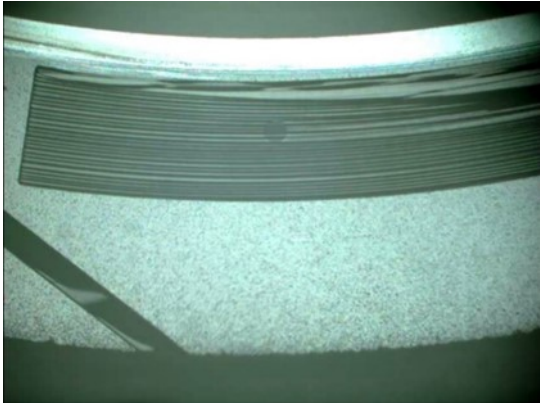


d) Time : 420sec,
Cavitation pressure : 7kPa(abs.)

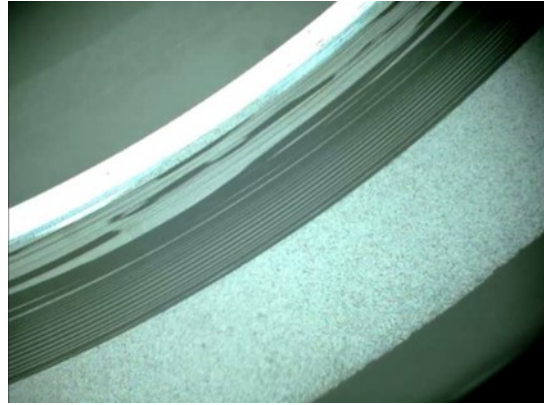


e) Camera view

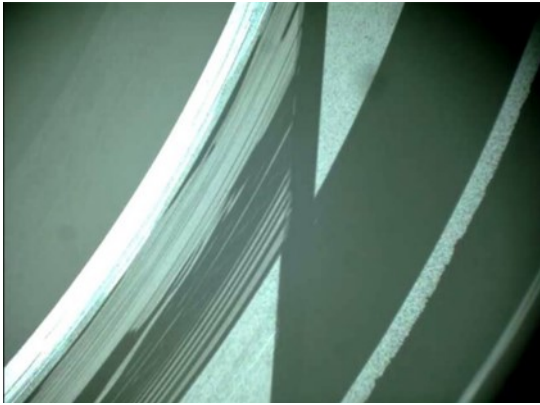
Fig. 5.2-7 Cavitation observation result of PAO



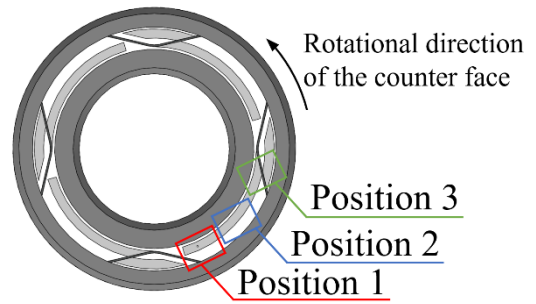
a) Position 1



b) Position 2



c) Position 3



d) Camera view

Fig. 5.2-8 Cavitation overall shape of PAO

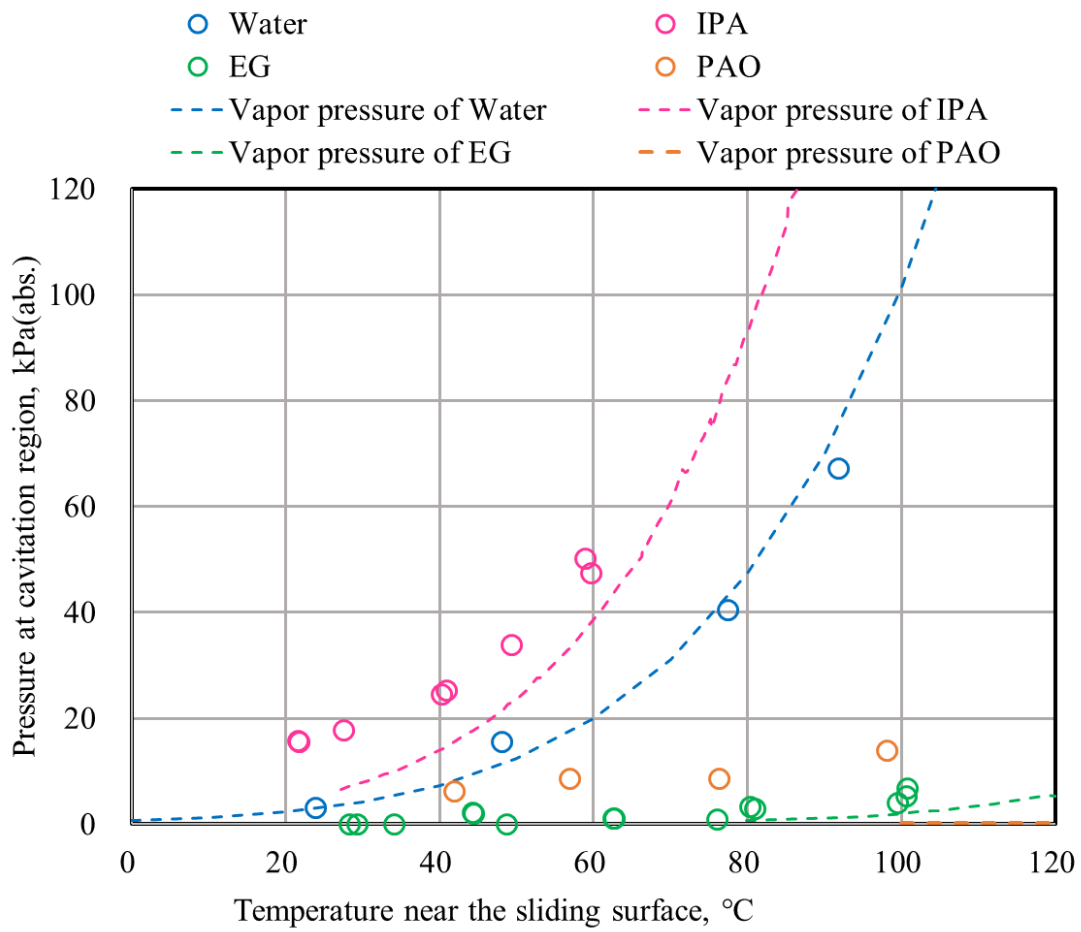


Fig. 5.2-9 Pressure measurement result as a function of fluid temperature change

5.3 溶存気体量および剥離キャビテーションがキャビテーション圧力に及ぼす影響

前節において、流体の気体溶解量および、しゅう動面内周の大気が介入することによる剥離キャビテーションが、キャビテーション圧力に影響を及ぼす可能性が示唆された。これらの影響を詳細に確認するため、まず、しゅう動面膜厚等のしゅう動環境を揃える目的で粘度特性の近い潤滑油を複数選定してしゅう動実験を行い、各潤滑油の気体溶解量や極性の有無がキャビテーション圧力に及ぼす影響を調査した。また、潤滑油をあらかじめ脱気することにより、同一流体中における溶存気体量の差がキャビテーション圧力に及ぼす影響も調査した。さらに、メカニカルシールの内周側にも試験流体を配置することで剥離キャビテーションの介入を抑制し、剥離キャビテーションがキャビテーション圧力に及ぼす影響を調査した。

5.3.1 シール試験片

シール試験片は 4.5 節で述べた実験と基本的には同一の仕様（材質、押し付け荷重）とした。ただし、表面テクスチャリングの溝深さは変更し、逆レイリーステップの溝深さは $5.5\mu\text{m}$ とし、レイリーステップの溝深さは $1.5\mu\text{m}$ と $6\mu\text{m}$ の 2 種類の試験片を用いた。設定背景を以下に述べる。

第 4 章において、逆レイリーステップ溝で生じる負圧の絶対値が大きいほどキャビテーション圧力が低下する可能性を示唆した。水よりも粘度の高い潤滑油においては、しゅう動により生じるレイリーステップの負荷容量が増大してしゅう動面膜厚が増加する。一方で、逆レイリーステップにより生じる負圧については、粘度は増加するものの、しゅう動面膜厚が増加することにより、4.5 節で述べた m 値が低下し、負圧の絶対値が小さくなる可能性が考えられる。そこで、本節の試験流体のひとつであるポリアルファオレフィン代表流体として、レイリーステップおよび逆レイリーステップの溝深さの検討を行った。

まず、第 2 章で述べた、円筒座標系の二次元 Reynolds 方程式を用いた数値解析を行い、ポリアルファオレフィン、液温 40°C 、大気圧 0MPa(G) 、軸回転数 $500\sim 2000\text{rpm}$ における、レイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ 、逆レイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ の場合のしゅう動面膜厚を計算した。なお、キャビテーション圧力は -0.01MPa(G) に設定した。Fig. 5.3-1 に解析結果を示す。5.2 節で示した Fig.5.2.1 と同様に、しゅう動面膜厚は同一仕様のメカニ

カルシール、水、25°Cにおけるしゅう動面のしゅう動面膜厚の2~3倍の値を示した。

次に、このしゅう動面膜厚および環境において、逆レイリーステップにおいて生じる負圧の数値解析を行った。ただし、Elrodのアルゴリズムを用いたキャビテーション領域の計算は行わず、Sommerfeld条件によるしゅう動面間の流体圧力分布の計算のみとし、キャビテーションが生じない仮定における逆レイリーステップ溝に生じる負圧の最小値（絶対値）を求めた。この解析条件においては、逆レイリーステップ溝の圧力は真空を超えて負圧となる。Fig. 5.3-2に解析結果を示す。なお、同一仕様のメカニカルシール、水、25°Cの場合についても同様の解析を行い、結果を併記した。ポリアルファオレフィンにおける逆レイリーステップ溝に生じる最小負圧（絶対値）は、軸回転数1500rpmにおいて3.5MPa(G)であり、水における同最小負圧（絶対値）2.4MPa(G)に対し、約1.46倍であった。よって、m値の低下よりも、粘度の増加による影響の方が大きいことが判明し、懸念された負圧の絶対値が小さくなる可能性は払拭された。

しかし、第4章において調査した水におけるキャビテーション圧力と実験結果の比較を簡便にするため、キャビテーションが生じない仮定における逆レイリーステップ溝に生じる最小負圧（絶対値）が、水における最小負圧（絶対値）に近くなるよう、溝深さを調整することとし、レイリーステップおよび逆レイリーステップの溝深さの組み合わせを複数検討した。検討した結果、Fig. 5.3-3に示すように、ポリアルファオレフィンを用いた実験に用いるシール試験片においては、逆レイリーステップの溝深さを5.5 μm 、レイリーステップの溝深さを6 μm とすることで、水における場合と、逆レイリーステップ溝に生じる最小負圧（絶対値）が同等となることを確認した。

なお、潤滑油を用いた場合における、逆レイリーステップの溝に生じる負圧とキャビテーション圧力の関係について調査するため、レイリーステップ溝深さ1.5 μm の試験片も製作した。試験片の仕様をTable 5.3-1に示す。

5.3.2 実験方法および実験条件

実験装置は、基本的には4.5節で述べた実験と同一とした。ただし、メカニカルシールの内周側にも試験流体を配置して剥離キャビテーションを抑制する実験においては、試験流体を留めるためにメカニカルシールの内周側に小型のリップシールを取り付けた。なお、回転環を取り付ける前にメカニカルシールの内周側に試験流体を投入する必要があるため、

回転環の取り付けによる容積の減少により試験流体の圧力が増加する可能性があることから、メカニカルシールの金属ケースは構造を変更し、カップガスケットより鉛直下方の側面に貫通穴を4カ所設け、メカニカルシール内周と外周の試験流体が自由に移動できるようにした。さらに、金属ケースには内筒を設け、Oリングを配置して密封することで、メカニカルシール内周の流体が圧力センサ部に侵入しないよう密封した。このメカニカルシールの断面概略を Fig. 5.3-4 に示す。

また、試験流体を脱気して溶存気体の影響を調査する実験においては、試験流体を液槽に投入した後、4.6節で述べた実験と同一の耐圧カバーを取り付け、エアーポートから真空ポンプにより脱気を行った。その後、しゅう動開始直前に耐圧カバーを取り外し、第4.5節で述べた酸素濃度計を取り付け、溶存酸素量を測定できるようにした。なお、各試験流体それぞれで酸素濃度測定の校正を行った。実験室は約23°Cで管理した。試験流体をエアーポンプにより空気を3500cc/minで送り込み30minバブリングし、その後12h以上静置した。その後、酸素濃度測定を行い、これを飽和酸素濃度とした。この飽和酸素濃度と、Fig. 5.1-2で示した空気の飽和溶解量の関係から、しゅう動実験中に測定した酸素濃度を溶存気体量に換算した。

試験流体には、5.2節においても実験に用いたポリアルファオレフィン（PAO）に加え、ポリオールエステル（POE）、ジメチルシリコンオイル（PDMS）、ポリアルキレングリコール（PAG）の計4つの液体を用いた。実験条件をTable.5.3-2に示す。なお、逆レイリーステップ溝深さ5.5μm、レイリーステップ溝深さ6μmの試験片は全試験流体で実験を行い、逆レイリーステップ溝深さ5.5μm、レイリーステップ溝深さ1.5μmの試験片については、PAOのみで実験を行った。

以下に実験手順を述べる。

(1)実験1：メカニカルシール外周側に試験流体、内周側に空気を配置した実験

いずれの流体も、予め、エアーポンプ(3500cc/min,30min)でバブリングを行い、空気を飽和させた上で、一晚(12h以上)放置した。液温設定は40°Cとし、しゅう動面外周は大気圧0MPa(G)、軸回転数は300~1500rpm(しゅう動面平均周速で約0.94~2.83m/s)から任意の軸回転数を設定し、一定回転数でしゅう動実験を行った。しゅう動開始直後に回転環

しゅう動面が傷つくことを防止する目的で、いずれの実験においても、しゅう動面に予め試験流体を塗布した状態で回転環を取り付け、軸回転初期は 20rpm/sec の加速度で 100rpm まで回転数を上昇させ、その後 5sec で各実験の設定回転数まで上昇させた。なお、実験ごとに回転環を一度取り外して、圧力測定用穴配下の空間の圧力を大気圧 0MPa(G)に開放した後、再度回転を組み付けて、次の実験を行った。

(2)実験 2：メカニカルシール外周側，内周側ともに試験流体を配置した実験

(1)の実験終了後、メカニカルシールを取り換えて、しゅう動面の外周側，内周側ともに試験流体を配置した。その後は、(1)と同様の手順で実験を行った。

(3)実験 3：試験流体を脱気した実験

実験は(2)と同様に、メカニカルシールしゅう動面の外周側，内周側ともに試験流体を配置した状態で行った。(2)の実験終了後、液槽に耐圧カバーを取り付け、エアポートから真空ポンプにより脱気を行った。いずれの試験流体においても、液槽の圧力を 1.5kPa(abs.)以下にした状態で 12h 以上静置した。しゅう動開始直前に耐圧カバーを取り外し、酸素濃度計を取り付け、迅速にしゅう動実験を行った。なお、事前に予備実験を行ったところ、軸回転による流体の攪拌により、実験開始後数分間で溶存空気量が増加し、十数分経過後には空気飽和状態になることが判明したため、実験は軸回転数 1500rpm の 1 条件のみとした。

5.3.3 実験結果

5.3.3.1 ポリアルファオレフィン (PAO) , レイリーステップ溝深さ 6 μ m

以下に、試験流体に PAO を用いた場合におけるレイリーステップ溝深さ 6 μ m 試験片の実験結果について述べる。

(1)キャビテーション観察結果 – その 1

Figure 5.3-5 に、実験 1 における、軸回転数 1000rpm、圧力測定用穴を設けた箇所の、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションを観察した結果を示す。本章 2 節で述べた実験と同様に、しゅう動開始直後より、逆レイリーステップ溝の入口部からフィンガー状のキャビテーションが複数発生し、その後、圧力測定用穴の周辺から大きなひとまとまりのキャビテーションが形成された。しゅう動開始から 25sec 経過後には、ひとまとまりのキャビテーションは縮小して消失し、フィンガーキャビテーション領域で満たされた。さらに、1min23sec 後には、メカニカルシールしゅう動面の内周側のランド部の気液界面が逆レイリーステップ溝の内側まで移動し、溝内には剥離キャビテーションが形成された。

同様に、Fig. 5.3-6 に軸回転数 500rpm の、Fig. 5.3-7 に軸回転数 1500rpm におけるキャビテーション観察結果を示す。いずれの軸回転数においても、キャビテーションの初生からフィンガーキャビテーションに安定するまでの経過は同様であった。しかし、その後の剥離キャビテーションの形成については、軸回転数により異なった。軸回転数 500rpm においては、実験開始から 10min 経過しても、気液界面は逆レイリーステップ溝の内周側ランド部（溝未加工部）に維持されており、剥離キャビテーションは溝内へ介入しなかった。これは、溝内の負圧による吸い込み圧力と、ランド部に形成される液膜が留まろうとするメニスカスが釣り合っている状態であると考えられる。一方、軸回転数 1500rpm においては、しゅう動開始から 26sec 経過後に、逆レイリーステップ溝内に剥離キャビテーションが介入した。軸回転数 1000rpm よりも短時間であった。また、剥離キャビテーションがより外周側まで侵入していることが観察された。

(2)キャビテーション圧力の測定結果 – その 1

実験 1 におけるキャビテーション圧力の時間変化について、軸回転数 500rpm における

測定結果を Fig. 5.3-8 に、軸回転数 1000rpm における測定結果を Fig 5.3-9 に、軸回転数 1500rpm における測定結果を Fig. 5.3-10 にそれぞれ示す。

軸回転数 500rpm においては、しゅう動開始後から指数関数的にキャビテーション圧力が低下し、約 2min 経過後には約 70kPa(abs.)で安定した。軸回転数 1000rpm においては、同様にしゅう動開始後から指数関数的にキャビテーション圧力が低下していたが、約 1min23sec 後に急激に上昇し、約 75kPa(abs.)で安定した。このキャビテーション圧力が急上昇したタイミングは、(1)で述べた剥離キャビテーションが逆レイリーステップ溝内に介入したタイミングと一致する。さらに、軸回転数 1500rpm においても同様に、しゅう動開始後から指数関数的に低下していたキャビテーション圧力が、約 26sec 経過後には急上昇し約 90kPa(abs.)で安定し、この急上昇のタイミングは、剥離キャビテーションが逆レイリーステップ溝内に介入したタイミングと一致した。

(3)キャビテーション観察結果 — その 2 (剥離キャビテーション抑制)

実験 2 における、圧力測定用穴を設けた箇所、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションについて、軸回転数 500rpm における観察結果を Fig. 5.3-11 に、軸回転数 1000rpm における観察結果を Fig 5.3-12 に、軸回転数 1500rpm における観察結果を Fig. 5.3-13 にそれぞれ示す。(1)と同様に、いずれの軸回転数においても、しゅう動開始直後より、逆レイリーステップ溝の入口部からフィンガー状のキャビテーションが複数発生し、その後、圧力測定用穴の周辺から大きなひとまとまりのキャビテーションが形成され、その後、ひとまとまりのキャビテーションは縮小して消失し、フィンガーキャビテーション領域で満たされた。しかし、しゅう動面の内周側に試験流体が満たされているため、剥離キャビテーションは形成されなかった。

また、水における実験の場合と同様、速度の上昇に応じてフィンガーキャビテーションの本数が増加することが、PAO においても観察された。

(4)キャビテーション圧力の測定結果 — その 2 (剥離キャビテーション抑制)

実験 2 における、キャビテーション圧力の時間変化について、軸回転数 500rpm における測定結果を Fig. 5.3-14 に、軸回転数 1000rpm における測定結果を Fig 5.3-15 に、軸回転数 1500rpm における測定結果を Fig. 5.3-16 にそれぞれ示す。

軸回転数 500rpm においては、メカニカルシール内周側が空気の場合と同じ傾向を示し、キャビテーション圧力の安定値もほぼ同値であった。また、軸回転数 1000rpm, 1500rpm においては、途中でキャビテーション圧力が急上昇することなく、しゅう動開始後から指数関数的にキャビテーション圧力が低下し、そのまま安定した。軸回転数 1000rpm では約 43kPa(abs.)、軸回転数 1500rpm では約 24kPa(abs.)を示した。このことから、剥離キャビテーションが逆レイリーステップ溝内に介入することにより、キャビテーション圧力が上昇することが明らかとなった。

また、本実験における溶存空気量は約 71~97mg/L の範囲であった。なお、5.1 節の飽和空気量よりも小さいが、これは液温の上昇による影響で溶存量が小さくなったためと考えられる。

(5)キャビテーション圧力の測定結果 - その 3 (脱気)

実験 3 における、キャビテーション圧力の時間変化について Fig. 5.3-17 に示す。なお、しゅう動面近傍温度と溶存空気量についても併せてプロットした。しゅう動開始時点で、液中の溶存空気量は約 24mg/L であった。しゅう動開始後、指数関数的にキャビテーション圧力が低下し、(4)における軸回転数 1500rpm におけるキャビテーション圧力安定値を超えてさらに低下し、しゅう動開始後 1min45sec 経過時に最小値の 9kPa(abs.)を示した。しかし、その後はキャビテーション圧力が緩やかに上昇に転じ、約 21kPa(abs.)で安定した。また、キャビテーション圧力が上昇に転じる少し前の 1min30sec 経過時から、溶存空気量は上昇を始め、しゅう道開始 14min 後にはほぼ飽和した。したがって、キャビテーション圧力は溶存空気量に伴って上昇したものと推定できる。このことから、溶存空気量はキャビテーション圧力に影響し、溶存空気量に応じてキャビテーション圧力が上昇する可能性が示唆された。

(6)キャビテーション圧力の測定結果のまとめ

Figure 5.3-18 に、実験 3 においてはキャビテーション圧力の最小値を、実験 1 および 2 においては時間経過後の安定したキャビテーション圧力を、しゅう動速度で整理したグラフを示す。圧力は 10 秒間の平均値とした。しゅう動面の内外周ともに試験流体を配置し、剥離性キャビテーションが生じない条件においては、第 4 章で述べた水における実験結果

と同様、しゅう動速度に応じてキャビテーション圧力が低下した。一方で、しゅう動面の内周側が空気であり剥離キャビテーションが生じる条件においては、剥離キャビテーションが逆レイリーステップ溝内に介入しない軸回転数 500rpm では、しゅう動面の内外周ともに試験流体を配置した場合と同等のキャビテーション圧力を示したが、剥離キャビテーションが逆レイリーステップ溝内に介入しする軸回転数 1000rpm 以上では、速度に応じてキャビテーション圧力が上昇した。キャビテーションの観察結果から、しゅう動速度が高いほど、剥離キャビテーションがより外周側まで侵入することがわかっており、大気圧の影響を受けやすいためであると考えられる。また、脱気した PAO におけるキャビテーション圧力は、流体以外が同じ環境であるカニカルシール外周側、内周側ともに試験流体を配置した実験におけるキャビテーション圧力よりも、10~20kPa 低い値を示した。

なお、4.5 節の水における逆レイリーステップ溝深さ 1.5 μm の実験結果と比較すると、しゅう動速度に対応したキャビテーション圧力は、全速度領域で PAO における実験の方が大きい。これは、逆レイリーステップ溝の最小負圧（絶対値）以外の、別の因子（溶存気体量、粘度、しゅう動面膜厚の絶対値等）が、キャビテーション圧力に影響することを示唆している。

(7)まとめ

本実験結果より、以下が明らかとなった。

- ・剥離キャビテーションが逆レイリーステップ溝内に介入することにより、キャビテーション圧力が上昇することが明らかとなった。
- ・溶存空気量はキャビテーション圧力に影響し、溶存空気量に応じてキャビテーション圧力が上昇する可能性が示唆された。

5.3.3.2 ポリアルファオレフィン (PAO) , レイリーステップ溝深さ 1.5 μm

以下に、試験流体に PAO を用いた場合におけるレイリーステップ溝深さ 1.5 μm 試験片の実験結果について述べる.

(1)キャビテーション観察結果 - その1

実験 1 における、圧力測定用穴を設けた箇所、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションについて、軸回転数 500rpm における観察結果を Fig. 5.3-19 に、軸回転数 1000rpm における観察結果を Fig. 5.3-20 に、軸回転数 1500rpm における観察結果を Fig. 5.3-21 にそれぞれ示す. レイリーステップ溝深さ 6 μm の実験結果と同様に、いずれの軸回転数においても、しゅう動開始直後より、逆レイリーステップ溝の入口部からフィンガー状のキャビテーションが複数発生し、その後、圧力測定用穴の周辺から大きなひとまとまりのキャビテーションが形成され、その後、ひとまとまりのキャビテーションは縮小して消失し、フィンガーキャビテーション領域で満たされた. ただし、レイリーステップ溝深さ 6 μm の実験結果とは異なり、軸回転数 1000rpm において剥離キャビテーションは形成されなかった. また、軸回転数 1500rpm においては、しゅう動面の内周側の液体が吸い込まれた後は、一時的に気液界面がわずかに逆レイリーステップ溝内にかかる様子が観察されたのみで、剥離キャビテーションの形成状態は大きく異なった. Fig. 5.3-22 に、レイリーステップ溝深さ 1.5 μm および 6 μm 試験片における、PAO を試験流体に用いた場合のしゅう動面膜厚の解析結果を示す. 数値解析手法および解析条件は 5.3.1 項と同一した. レイリーステップ溝深さ 1.5 μm におけるしゅう動面膜厚は、同溝深さ 6 μm と比較し 0.6~0.7 倍と小さい. このことから、ランド部に形成される液膜が留まろうとするメニスカス力が増加したことにより、剥離キャビテーションの介入が抑制されたものと考えられる.

(2)キャビテーション圧力の測定結果 - その1

実験 1 におけるキャビテーション圧力の時間変化について、軸回転数 500rpm における測定結果を Fig. 5.3-23 に、軸回転数 1000rpm における測定結果を Fig. 5.3-24 に、軸回転数 1500rpm における測定結果を Fig. 5.3-25 にそれぞれ示す. 軸回転数 500rpm および軸回転数 1000rpm においては、しゅう動開始後から指数関数的にキャビテーション圧力が低下し、それぞれ約 61kPa(abs.)、約 27kPa(abs.)で安定した. 一方で、軸回転数 1500rpm に

においては、しゅう動開始後から指数関数的にキャビテーション圧力が低下していたが、途中でキャビテーション圧力が急上昇した。このタイミングは、しゅう動面の内周側の液体が吸い込まれたタイミングとほぼ一致した。また、安定後のキャビテーション圧力は軸回転数 1000rpm における実験結果よりも大きく、約 39kPa(abs.)であった。このことから、剥離キャビテーションが微量でも逆レイリーステップ溝内のキャビテーションに介入した状態になると、キャビテーション圧力が上昇するものと考えられる。

ただし、メカニカルシールの実用環境においては、仮にキャビテーション圧力が上昇して密封性が低下したとしても、気液界面がしゅう動面の内周側ランド部（溝未加工部）上に到達すれば剥離キャビテーションの影響を受けなくなると考えられる。したがって、密封限界に近い環境下においては、剥離キャビテーションが形成されない場合に生じるキャビテーションの圧力となるはずであり、メカニカルシール設計においては、このキャビテーション圧力を前提に、負圧溝の仕様を決定すればよいということである。

(3)キャビテーション観察結果 — その 2（剥離キャビテーション抑制）

実験 2 における、圧力測定用穴を設けた箇所、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの状態は、いずれの軸回転数においても、レイリーステップ溝深さ 6 μ m 試験片と同様であった。観察結果は付録：01 に示す。

(4)キャビテーション圧力の測定結果 — その 2（剥離キャビテーション抑制）

実験 2 における、キャビテーション圧力の時間変化については、いずれの軸回転数においても、レイリーステップ溝深さ 6 μ m 試験片と同様の傾向を示した。測定結果は付録：02 に示す。なお、本実験における溶存空気量は約 69~81mg/L の範囲であった。

(5)キャビテーション圧力の測定結果 — その 3（脱気）

実験 3 における、キャビテーション圧力の時間変化について Fig. 5.3-26 に示す。なお、しゅう動面近傍温度と溶存空気量についても併せてプロットした。しゅう動開始時点で、液中の溶存空気量は約 8mg/L であった。レイリーステップ溝深さ 6 μ m における実験結果と同様に、しゅう動開始後、指数関数的にキャビテーション圧力が低下し、最小値は 6.4kPa(abs.)であった。しかし、その後は液中の溶存空気量の上昇に伴い、キャビテーシ

ン圧力も上昇し、約 9.5kPa(abs.)で安定した。なお、液中の溶存空気量の上昇速度がレイリーステップ溝深さ 6 μ m における実験と若干異なるが、これは試験機に投入した流体の量や、軸回転中の液面表層の波うち方などのばらつきによるものであると考えられる。

(6)キャビテーション圧力の測定結果のまとめ

Figure 5.3-27 に、実験 3 においてはキャビテーション圧力の最小値を、実験 1 および 2 においては時間経過後の安定したキャビテーション圧力を、しゅう動速度で整理したグラフを示す。圧力は 10 秒間の平均値とした。キャビテーション圧力の特性は、レイリーステップ溝深さ 6 μ m の実験結果と同様の傾向を示した。なお、キャビテーション圧力は全速度領域において、レイリーステップ溝深さ 6 μ m よりも低い値を示した。これは、4.5 節で述べたように、逆レイリーステップ溝に生じる最小負圧（絶対値）が、レイリーステップ溝深さ 6 μ m よりも大きいためであると考えられる。

(7)まとめ

本実験結果より、以下が明らかとなった。

- ・キャビテーション圧力はしゅう動面膜厚に依存し、膜厚が小さいほどキャビテーション圧力が低下することが判明した。これは、逆レイリーステップ溝に生じる最小負圧（絶対値）が大きいほど、キャビテーション圧力が低下する可能性を示唆する。

5.3.3.3 ジメチルシリコンオイル (PDMS)

(1)キャビテーション観察結果 - その1

実験 1 における、圧力測定用穴を設けた箇所、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの状態は、いずれの実験においても、PAO における実験と同様であり、軸回転数 1000rpm 以上のしゅう動速度領域において、剥離キャビテーションが逆レイリーステップ溝内に介入した。観察結果は付録：03 に示す。

(2)キャビテーション圧力の測定結果 - その1

実験 1 におけるキャビテーション圧力の時間変化について、軸回転数 500rpm における測定結果を Fig. 5.3-28 に、軸回転数 1000rpm における測定結果を Fig 5.3-29 に、軸回転数 1500rpm における測定結果を Fig. 5.3-30 にそれぞれ示す。キャビテーション圧力の時間変化については、いずれの軸回転数においても、PAO における実験と同様の傾向を示し、しゅう動開始後に指数関数的にキャビテーション圧力が低下し、軸回転数 1000rpm 以上の速度域においては、途中でキャビテーション圧力は上昇に転じ、そのタイミングは剥離キャビテーションが逆レイリーステップ溝内に介入したタイミングと一致した。ただし、キャビテーション圧力の上昇は PAO に比べて穏やかであった。これは PDMS の表面張力は一般の鉱油に比べて小さいことから、しゅう動面内周の気液界面メニスカス力が不安定であったためではないかと推測する。

(3)キャビテーション観察結果 - その2 (剥離キャビテーション抑制)

実験 2 における、圧力測定用穴を設けた箇所、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの状態は、いずれの軸回転数においても、PAO における実験と同様であった。観察結果は付録：04 に示す。

(4)キャビテーション圧力の測定結果 - その2 (剥離キャビテーション抑制)

実験 2 における、キャビテーション圧力の時間変化については、いずれの軸回転数においても、PAO における実験と同様の傾向を示した。測定結果は付録：05 に示す。なお、本実験における溶存空気量は約 99~124mg/L の範囲であった。

(5)キャビテーション圧力の測定結果 – その3 (脱気)

実験3における、キャビテーション圧力の時間変化について Fig. 5.3-31 に示す。なお、しゅう動面近傍温度と溶存空気量についても併せてプロットした。しゅう動開始時点で、液中の溶存空気は約 21mg/L であった。PAO における実験結果と同様に、しゅう動開始後、指数関数的にキャビテーション圧力が低下し、その最小値は 13kPa(abs.)であった。しかし、その後は液中の溶存空気量の上昇に伴い、キャビテーション圧力も上昇し、約 28.2kPa(abs.)で安定した。なお、液中の溶存空気量の上昇速度は PAO に比べて高く、流体の特性の違いによるものと考えられる。

(6)キャビテーション圧力の測定結果のまとめ

Figure 5.3-32 に、実験3においてはキャビテーション圧力の最小値を、実験1および2においては時間経過後の安定したキャビテーション圧力を、しゅう動速度で整理したグラフを示す。圧力は10秒間の平均値とした。キャビテーション圧力の特性は、PAO における実験と同様の傾向を示した、また、キャビテーション圧力の値は全速度領域において、PAO における実験とほぼ同値を示した。このことから、キャビテーション圧力を決定する要因は溶存空気量だけではないと考えられる。

(7)まとめ

本実験結果より、以下が明らかとなった。

- ・PDMS におけるキャビテーションの状態や圧力特性は、PAO におけるキャビテーションの状態や圧力特性とおおむね一致する。

- ・キャビテーション圧力は、単に液中の溶存気体量が多いほど上昇するわけではないことが判明し、溶存気体量とともにキャビテーション圧力に影響する別の因子の存在が示唆された。

5.3.3.4 ポリオールエステル (POE)

(1)キャビテーション観察結果 - その1

実験1における、圧力測定用穴を設けた箇所の、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションについて、軸回転数 500rpm における観察結果を Fig. 5.3-33 に、軸回転数 1000rpm における観察結果を Fig 5.3-34 に、軸回転数 1500rpm における観察結果を Fig. 5.3-35 にそれぞれ示す。PAO および PDMS に用いた実験と異なり、本実験では軸回転数 500rpm 以上のしゅう動速度において、剥離キャビテーションが逆レイリーステップ溝内に介入した。また、PAO および PDMS を用いた実験よりも、剥離キャビテーションが外周側に拡大した。これは、表面張力や極性を有することなどの流体特性の違いによる影響であると考えられる。

(2)キャビテーション圧力の測定結果 - その1

実験1におけるキャビテーション圧力の時間変化について、軸回転数 500rpm における測定結果を Fig. 5.3-36 に、軸回転数 1000rpm における測定結果を Fig 5.3-37 に、軸回転数 1500rpm における測定結果を Fig. 5.3-38 にそれぞれ示す。軸回転数 500rpm~1500rpm のいずれの軸回転数においても、しゅう動開始後に指数関数的にキャビテーション圧力が低下したものの、途中で急上昇し、そのタイミングは剥離キャビテーションが逆レイリーステップ溝内に介入したタイミングと一致した。

(3)キャビテーション観察結果 - その2 (剥離キャビテーション抑制)

実験2における、圧力測定用穴を設けた箇所の、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの状態は、いずれの軸回転数においても、PAO および PDMS における実験と同様であった。観察結果は付録：06 に示す。

(4)キャビテーション圧力の測定結果 - その2 (剥離キャビテーション抑制)

実験2における、キャビテーション圧力の時間変化については、いずれの軸回転数においても、PAO における実験と同様の傾向を示した。測定結果は付録：07 に示す。なお、本実験における溶存空気量は約 94~101mg/L の範囲であった。

(5)キャビテーション圧力の測定結果 – その3 (脱気)

実験3における、キャビテーション圧力の時間変化について Fig. 5.3-39 に示す。なお、しゅう動面近傍温度と溶存空気量についても併せてプロットした。しゅう動開始時点で、液中の溶存空気量は約 15mg/L であった。PAO および PDMS における実験結果と同様に、しゅう動開始後、指数関数的にキャビテーション圧力が低下し、その最小値は 9.7kPa(abs.) であった。しかし、その後は液中の溶存空気量の上昇に伴い、キャビテーション圧力も上昇し、約 34.3kPa(abs.) で安定した。

(6)キャビテーション圧力の測定結果のまとめ

Figure 5.3-40 に、実験3においてはキャビテーション圧力の最小値を、実験1および2においては時間経過後の安定したキャビテーション圧力を、しゅう動速度で整理したグラフを示す。圧力は10秒間の平均値とした。キャビテーション圧力の特性は、PAO および PDMS における実験と同様、剥離キャビテーションが逆レイリーステップ溝内に介入する場合においてはキャビテーション圧力が上昇し、剥離キャビテーションが介入しない場合においてはしゅう動速度に応じてキャビテーション圧力が低下した。剥離キャビテーションが介入しない場合の安定後のキャビテーション圧力は、ばらつきがあるものの、PAO および PDMS とおおむね一致した。剥離キャビテーションが介入する場合のキャビテーション圧力は、PAO および PDMS よりも上昇が大きいことが確認された、これは剥離キャビテーションがより外周側まで拡大していたため、大気圧による圧力上昇の影響が大きかったためであると考えられる。

(7)まとめ

本実験結果より、以下が明らかとなった。

・しゅう動面内周側が空気における、POE 中に生じるキャビテーションは、PAO および PDMS 中に生じるキャビテーションに比較し、より外周まで剥離キャビテーションが介入し、キャビテーション圧力が高くなることが判明した。これは、POE の流体特性（表面張力や極性を有すること）による影響である可能性が示唆された。

・剥離キャビテーションが介入しない条件における、POE 中に生じるキャビテーション圧力は、PAO および PDMS 中に生じるキャビテーション圧力とおおむね一致した。

5.3.3.5 ポリアルキレングリコール (PAG)

(1)キャビテーション観察結果 – その1

実験1における、圧力測定用穴を設けた箇所の、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションについて、軸回転数 500rpm における観察結果を Fig. 5.3-41 に、軸回転数 1000rpm における観察結果を Fig 5.3-42 に、軸回転数 1500rpm における観察結果を Fig. 5.3-43 にそれぞれ示す。剥離キャビテーションが逆レイリーステップ溝内に介入する回転数は 1250rpm 以上となり、PAO および PDMS よりも剥離キャビテーションの影響を受けにくいことが確認された。いずれの試験流体においても同一の試験片を用いたことから、流体特性の違いが影響したものと考えられる。

(2)キャビテーション圧力の測定結果 – その1

実験1におけるキャビテーション圧力の時間変化について、軸回転数 500rpm における測定結果を Fig. 5.3-44 に、軸回転数 1000rpm における測定結果を Fig 5.3-45 に、軸回転数 1250rpm における測定結果を Fig 5.3-46 に、軸回転数 1500rpm における測定結果を Fig. 5.3-47 にそれぞれ示す。軸回転数 1250rpm 以上の領域において、しゅう動開始後から指数関数的にキャビテーション圧力が低下したものの、途中で急上昇し、そのタイミングは剥離キャビテーションが逆レイリーステップ溝内に介入したタイミングと一致した。

(3)キャビテーション観察結果その2 (剥離キャビテーション抑制)

実験2における、圧力測定用穴を設けた箇所の、逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの状態は、他の試験流体における実験と同様であった。観察結果は付録：08 に示す。

(4)キャビテーション圧力の測定結果その2 (剥離キャビテーション抑制)

実験2における、キャビテーション圧力の時間変化については、いずれの軸回転数においても、他の試験流体と同様の傾向を示した。測定結果は付録：09 に示す。なお、本実験における溶存空気量は約 54~61mg/L の範囲であった。

(5)キャビテーション圧力の測定結果その3 (脱気)

実験 3 における、キャビテーション圧力の時間変化について Fig. 5.3-48 に示す。なお、しゅう動面近傍温度と溶存空気量についても併せてプロットした。しゅう動開始時点で、液中の溶存空気量は約 19mg/L であった。他の試験流体と同様に、しゅう動開始後、指数関数的にキャビテーション圧力が低下し、その最小値は 17.8kPa(abs.) であった。しかし、その後は液中の溶存空気量の上昇に伴い、キャビテーション圧力も上昇し、約 31.6kPa(abs.) で安定した。

(6) キャビテーション圧力の測定結果まとめ

Figure 5.3-49 に、実験 3 においてはキャビテーション圧力の最小値を、実験 1 および 2 においては時間経過後の安定したキャビテーション圧力を、しゅう動速度で整理したグラフを示す。圧力は 10 秒間の平均値とした。キャビテーション圧力の特性は、他の試験流体と同様であった。剥離キャビテーションが介入する場合は、キャビテーション圧力が上昇する。ただし、PAG においては他の流体に比べて剥離キャビテーションの介入する軸回転数が高く、全体的に低いキャビテーション圧力を示した。剥離キャビテーションが介入しない場合においては、しゅう動速度に応じてキャビテーション圧力が低下し、安定後のキャビテーション圧力は、他の流体よりもやや高い値を示したが、おおむね一致していると考えられる。

(7) まとめ

本実験結果より、以下が明らかとなった。

- ・しゅう動面内周側が空気における、PAG 中に生じるキャビテーションは、他の試験流体よりも剥離キャビテーションが介入し難く、低いキャビテーション圧力を示した。これは、PAG の流体特性（表面張力や極性を有すること）の影響による可能性が示唆された。

- ・剥離キャビテーションが形成されない環境における、PAG 中に生じるキャビテーションの圧力は、他の試験流体とおおむね一致した。

5.3.4 まとめ

本節では、粘度特性の近い潤滑油の中から、気体溶解量や極性の異なる複数の潤滑油を選定してしゅう動実験を行い、流体の特性がキャビテーション圧力に及ぼす影響について調査した。また、脱気により、同一流体中における溶存気体量の差がキャビテーション圧力に及ぼす影響を調査した。さらに、剥離キャビテーション形成有無を制御し、剥離キャビテーションがキャビテーション圧力に及ぼす影響についても調査した。その結果を以下にまとめる。

- ・逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの圧力は、剥離キャビテーションが介入して混ざり合うことで上昇することが明らかとなった。ただし、キャビテーション圧力の上昇により密封性が低下すると気液界面がしゅう動面内周側に移動し、剥離キャビテーションは介入しなくなり、メカニカルシールの密封限界にはほとんど影響しないと考えられる。

- ・剥離キャビテーションのしゅう動面への介入のしやすさは潤滑油の種類によって異なることが明らかとなり、流体の特性（表面張力や極性）とキャビテーション圧力のバランスが影響する可能性が示唆された。

- ・本実験条件の範囲内において、剥離キャビテーションが生じない条件下では、供試した各潤滑油におけるキャビテーション圧力は、水における場合と同様、しゅう動速度に応じてその圧力が低下することが判明した。

- ・本実験条件の範囲内において、同じ流体、同じ逆レイリーステップ溝形状においても、しゅう動面膜厚が異なる場合にはキャビテーション圧力は変化することが明らかとなり、水における場合と同様、逆レイリーステップ溝に生じる最小負圧（絶対値）が大きいほど、キャビテーション圧力が低下する可能性が示唆された。

- ・本実験条件の範囲内において、いずれの潤滑油においてもキャビテーション圧力が飽和蒸気圧近傍まで低下することはなかった。また、各潤滑油における、しゅう動速度とキャビテーション圧力の関係はほぼ一致した。

- ・各潤滑油において、溶存空気量が減少すると、キャビテーション圧力も低下することが明らかとなった。また、潤滑油の種類によってその影響度が異なる可能性が示唆された。

Table 5.3-1 Specimen specifications

Seal ring material	Silicon carbide
Inner diameter of seal ring surface	32.4mm
Width of seal ring surface	3.6mm
Surface roughness of seal ring	0.01 μ m Ra
Surface flatness of seal ring	P-V value : Less than 0.20 μ m
Surface roughness of Reversed Rayleigh-step groove	0.04 μ m Ra
Rotating ring material	Synthetic quartz
Surface roughness of rotating ring	0.002 μ m Ra
Surface flatness of rotating ring	P-V value : Less than 0.24 μ m
Pressure measure hole position θ_h	8°

Table 5.3-2 Experimental conditions

Sealed fluid	PAO, PDMS, POE, PAG
Load of sliding surface	47N
Rotating speed	300~1500 rpm (0.56~2.83m/s)
Fluid temperature	40°C
Pressure	0 MPa(G)

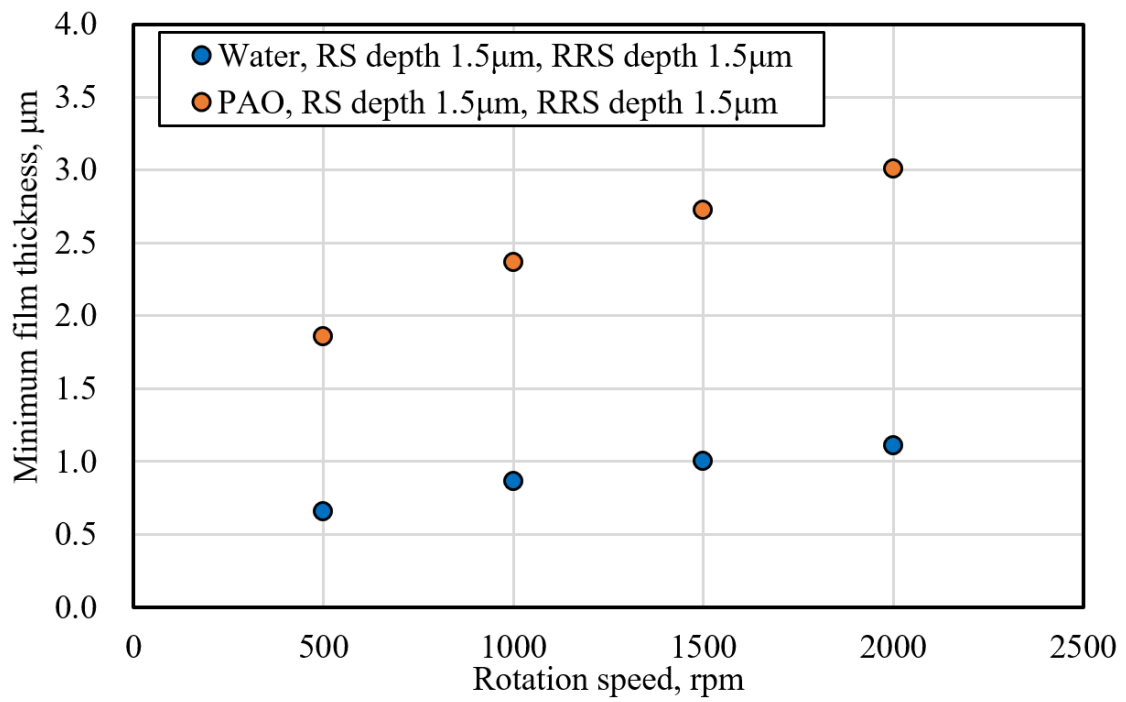


Fig. 5.3-1 Calculation result of the film thickness

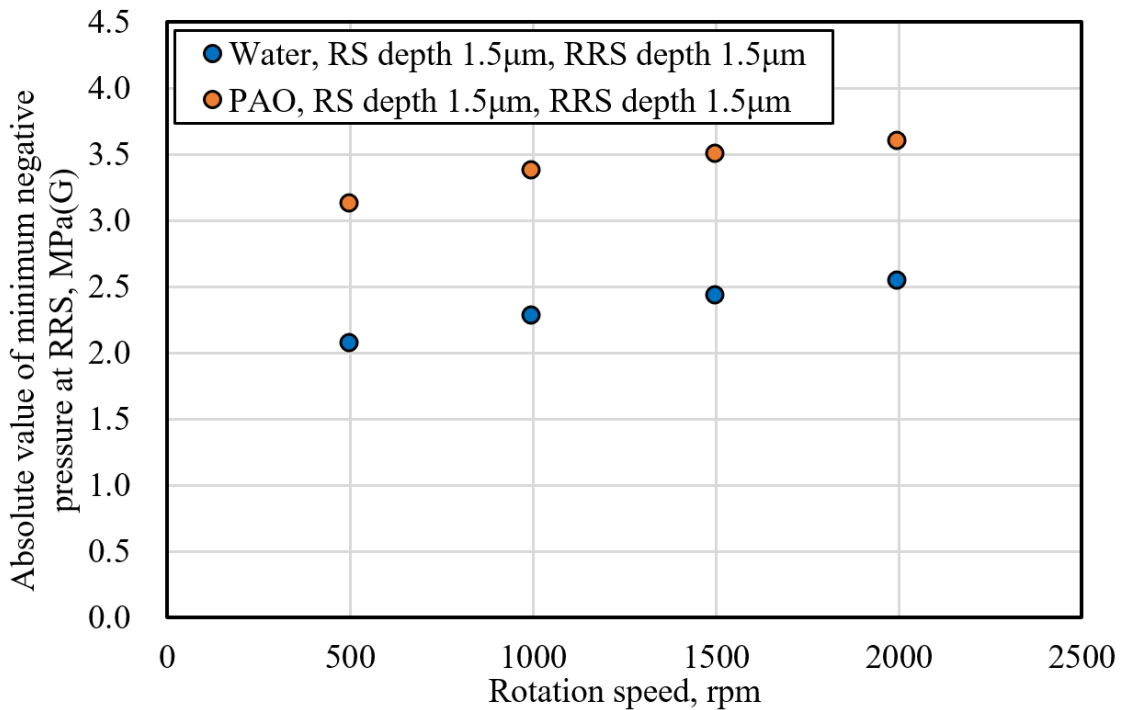


Fig. 5.3-2 Calculation result of minimum pressure of Reversed Rayleigh-step

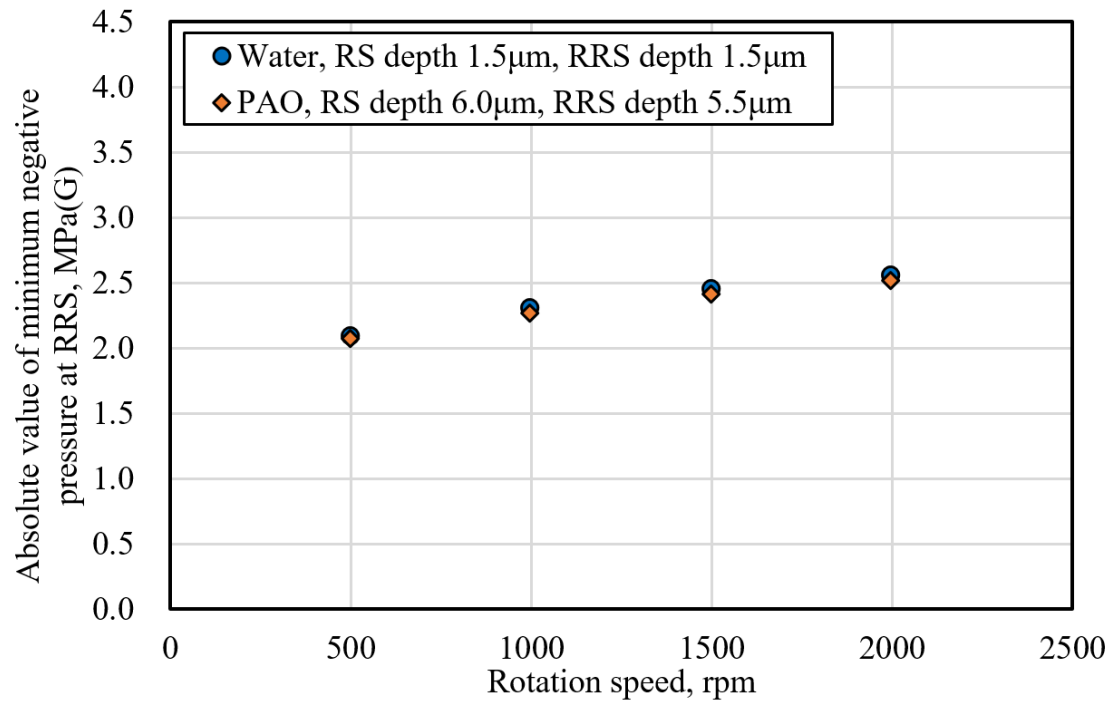


Fig. 5.3-3 Calculation result of minimum pressure of Reversed Rayleigh-step

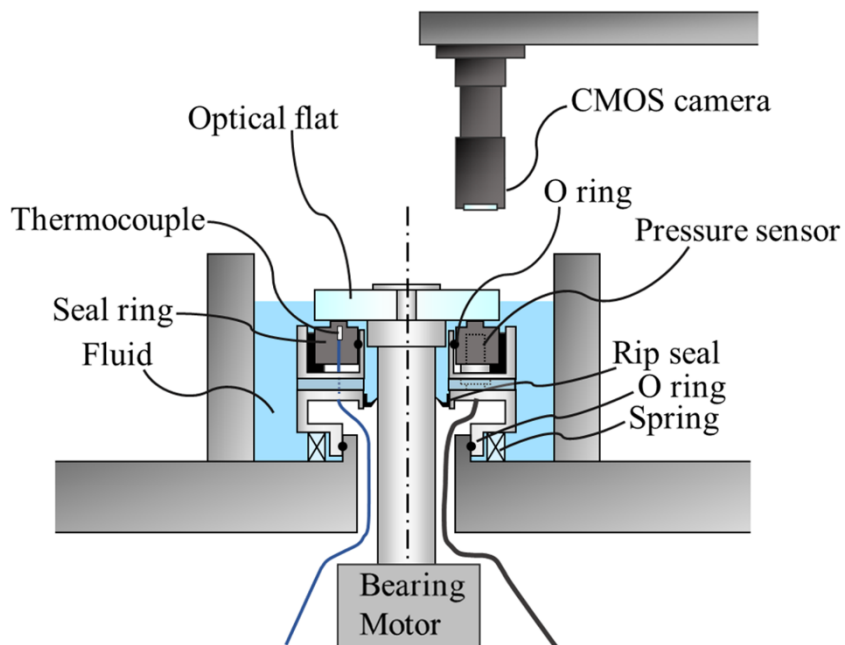
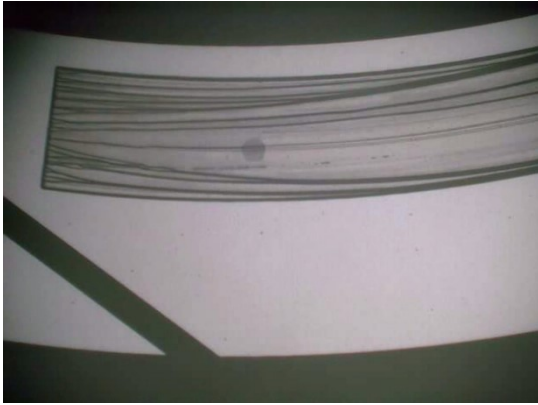
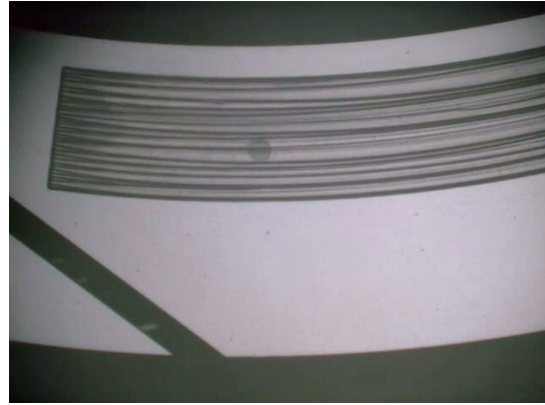


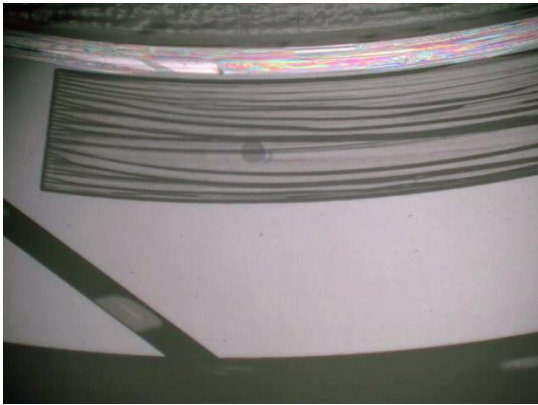
Fig. 5.3-4 Experimental rig



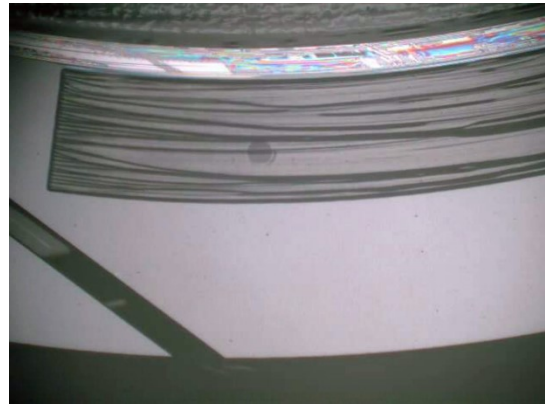
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:100kPa(abs.)



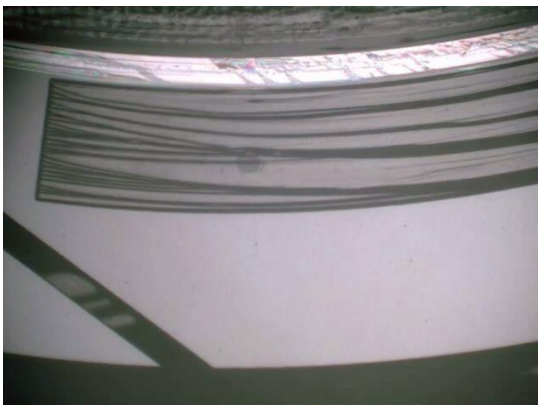
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure :47kPa(abs.)



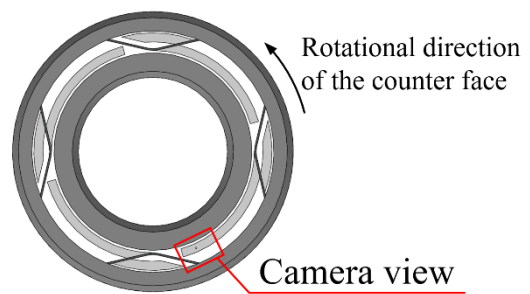
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure :75kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure:76kPa(abs.)

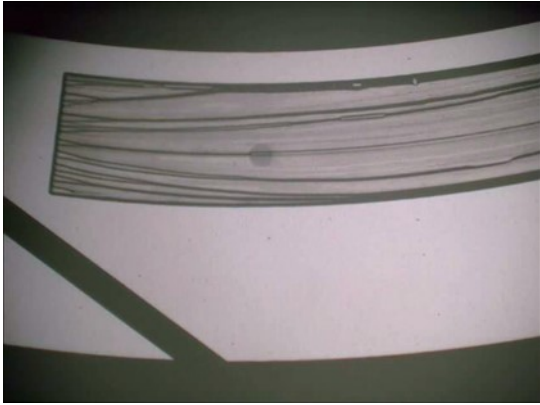


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure:77kPa(abs.)

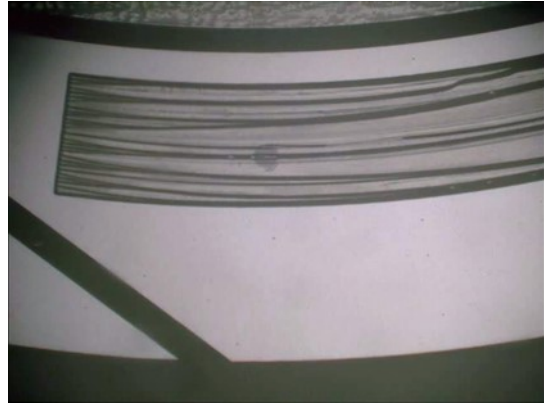


f) Camera view

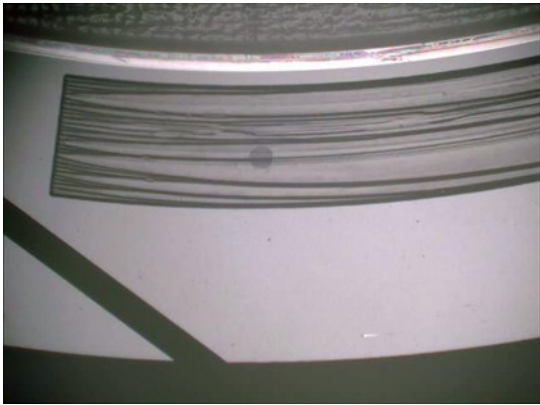
Fig. 5.3-5 Cavitation observation result with pressure measure hole in PAO at 1000rpm



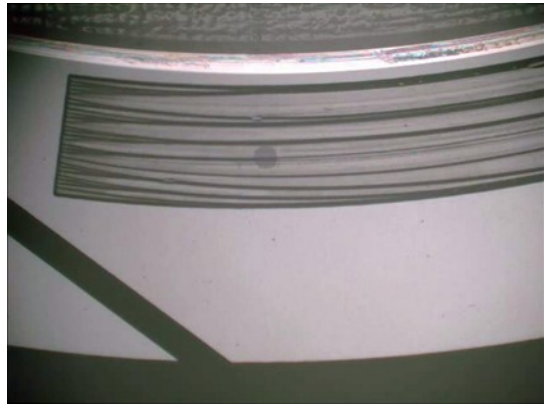
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:105kPa(abs.)



b) Time : 60sec,
Cavitation pressure:75kPa(abs.)



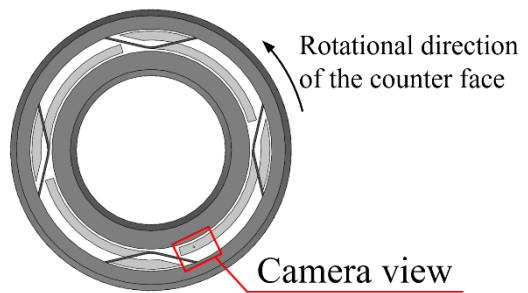
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure:75kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure:75kPa(abs.)

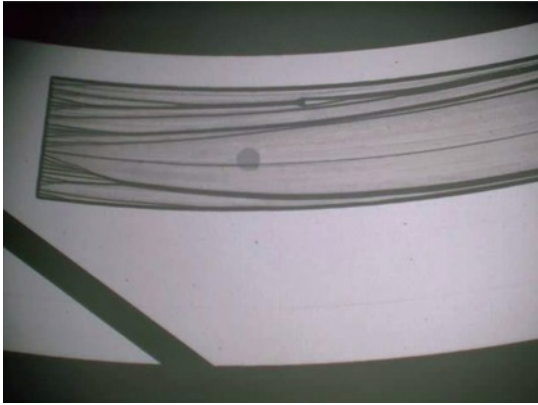


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure:74kPa(abs.)



f) Camera view

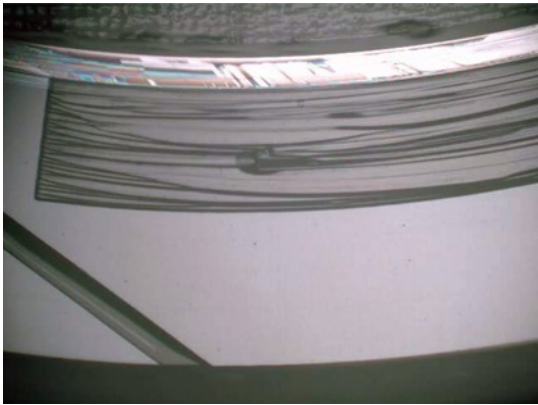
Fig. 5.3-6 Cavitation observation result with pressure measure hole in PAO at 500rpm



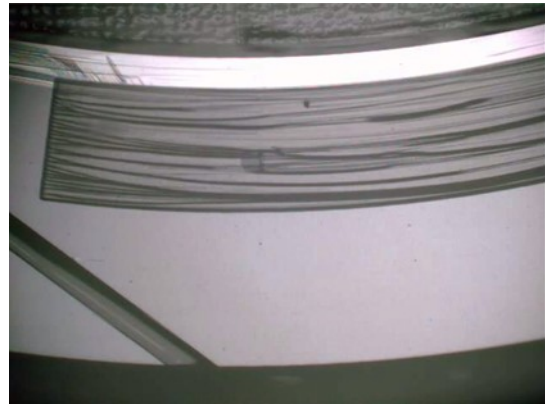
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:101kPa(abs.)



b) Time : 60sec,
Cavitation pressure:86kPa(abs.)



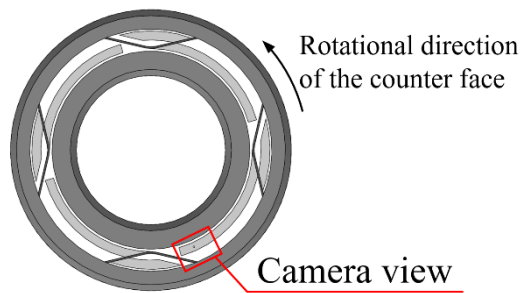
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure:88kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure:88kPa(abs.)



e) Time : 600sec,
Cavitation pressure:88kPa(abs.)



f) Camera view

Fig. 5.3-7 Cavitation observation result with pressure measure hole in PAO at 1500rpm

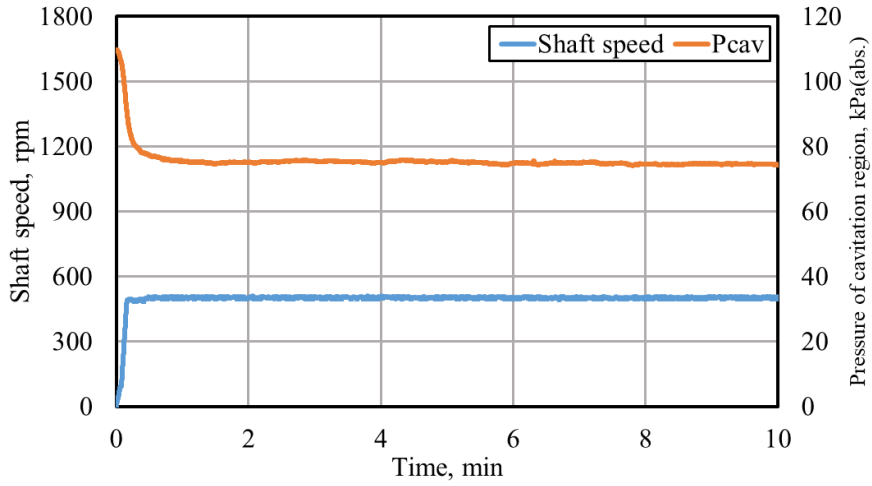


Fig. 5.3-8 Pressure measurement result in PAO at 500rpm

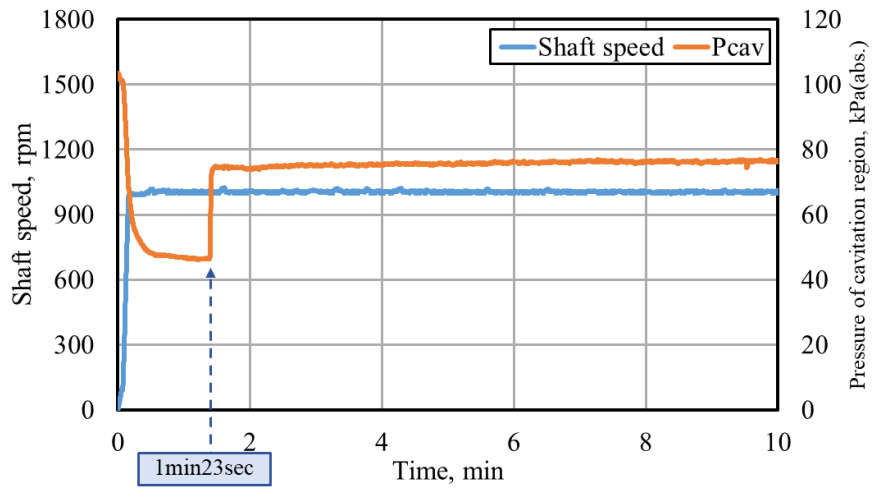


Fig. 5.3-9 Pressure measurement result in PAO at 1000rpm

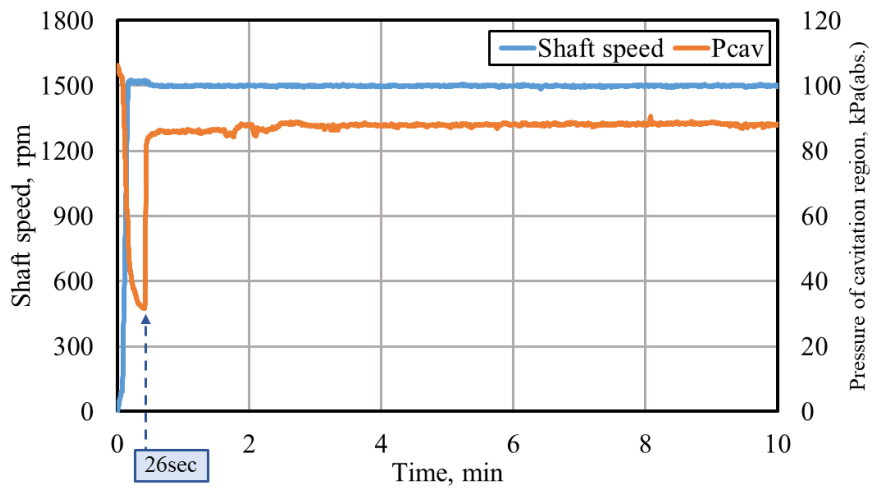
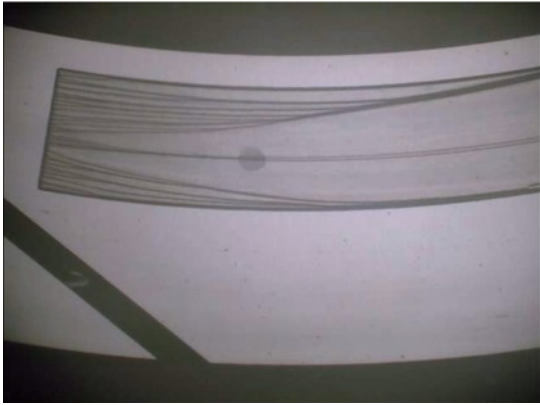
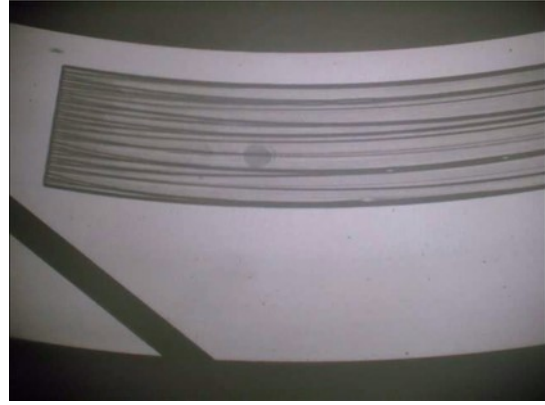


Fig. 5.3-10 Pressure measurement result in PAO at 1500rpm



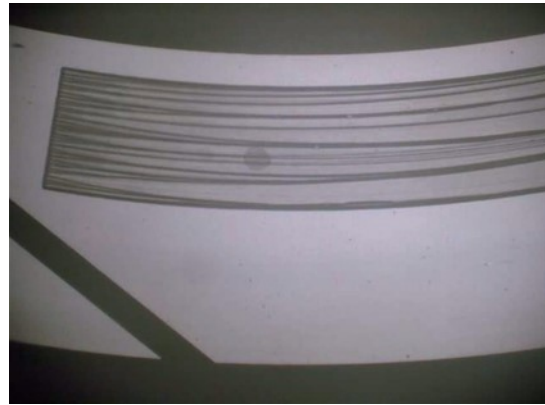
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:104kPa(abs.)



b) Time : 60sec,
Cavitation pressure:70kPa(abs.)



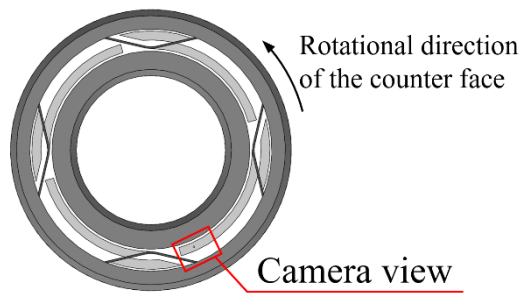
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure:69kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure:68kPa(abs.)

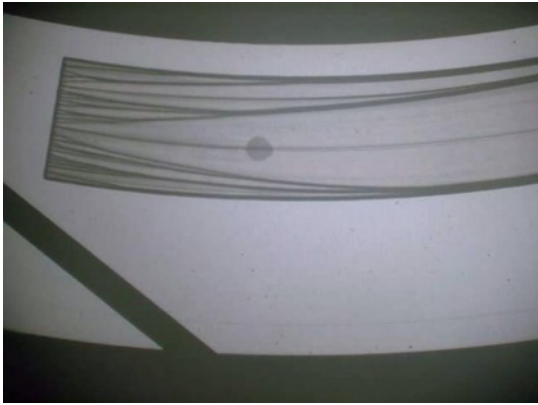


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure:68kPa(abs.)

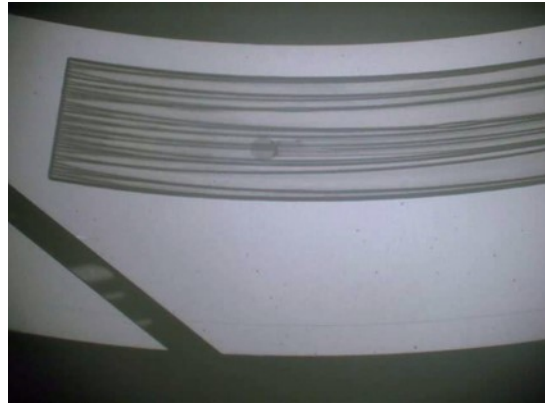


f) Camera view

Fig. 5.3-11 Cavitation observation result with pressure measure hole in PAO at 500rpm without separated cavitation



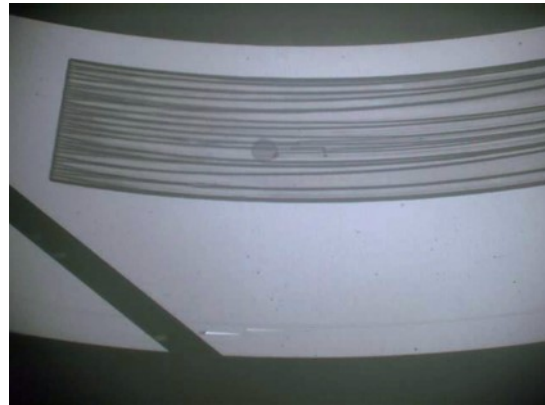
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:93kPa(abs.)



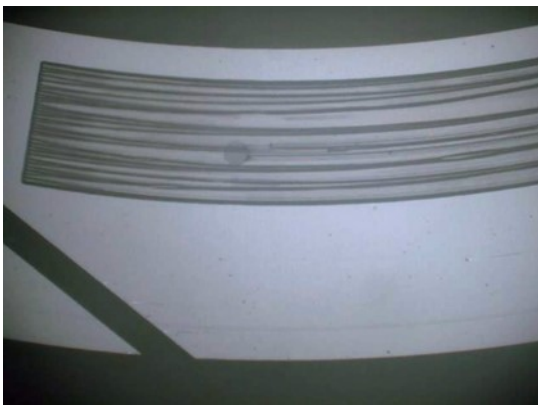
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure:45kPa(abs.)



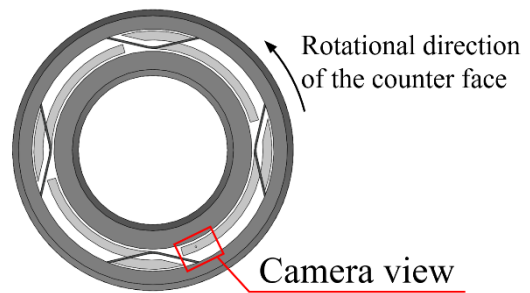
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure:45kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure:44kPa(abs.)

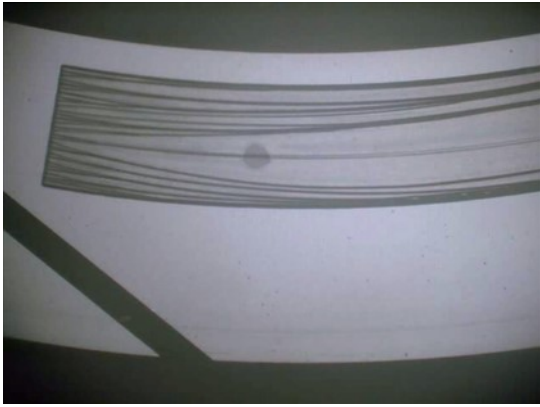


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure:44kPa(abs.)

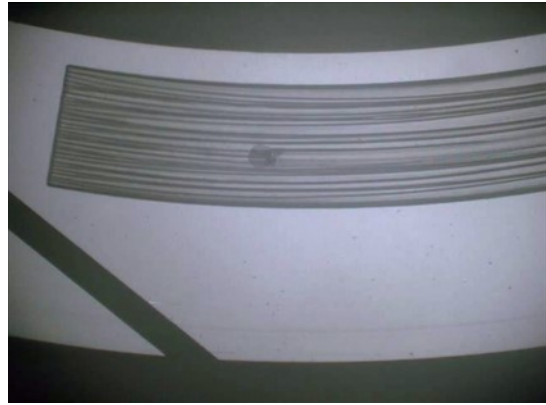


f) Camera view

Fig. 5.3-12 Cavitation observation result with pressure measure hole in PAO at 1000rpm without separated cavitation



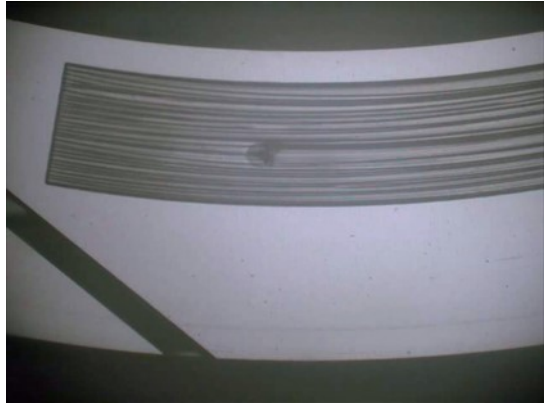
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:95kPa(abs.)



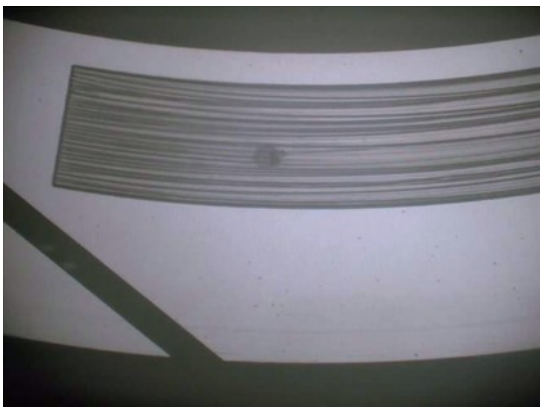
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure:27kPa(abs.)



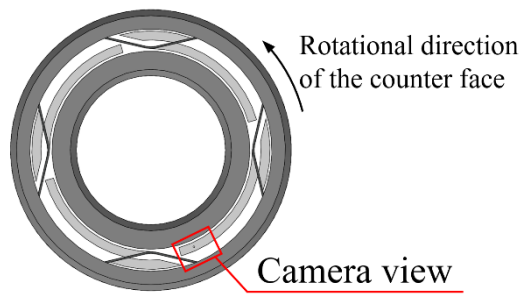
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure:26kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure:25kPa(abs.)



e) Time : 600sec,
Cavitation pressure:25kPa(abs.)



f) Camera view

Fig. 5.3-13 Cavitation observation result with pressure measure hole in PAO at 1500rpm without separated cavitation

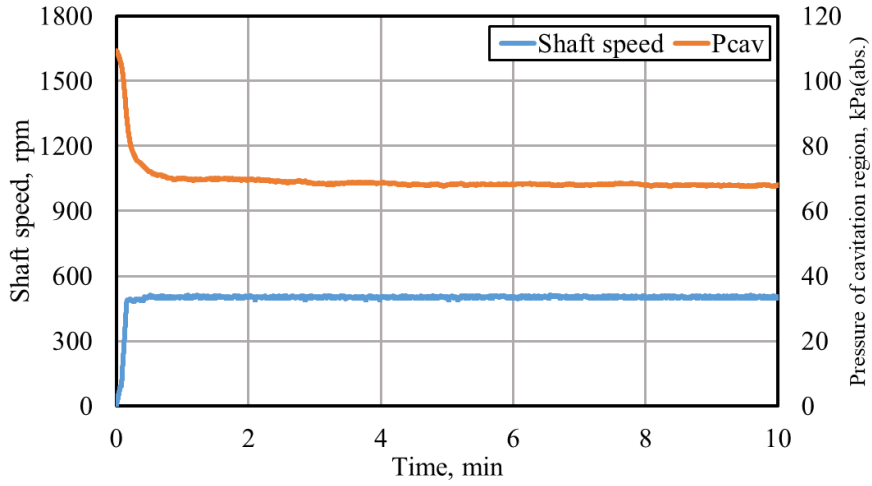


Fig. 5.3-14 Pressure measurement result in PAO at 500rpm without separated cavitation

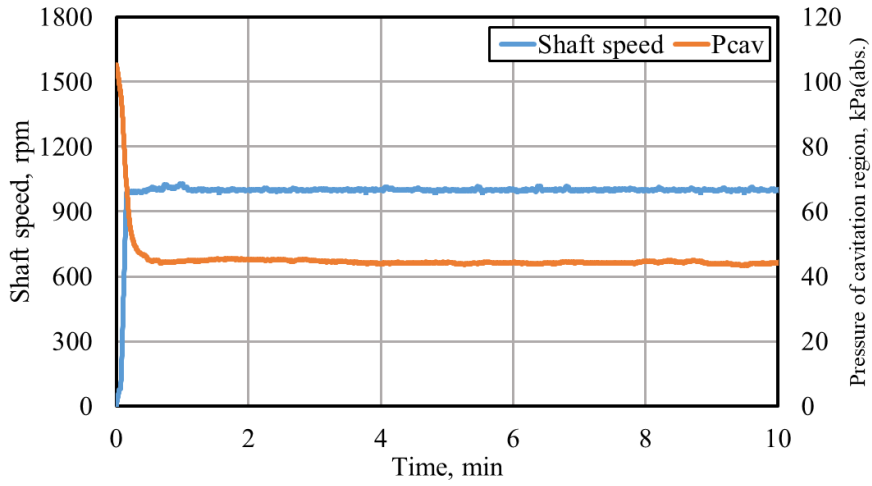


Fig. 5.3-15 Pressure measurement result in PAO at 1000rpm without separated cavitation

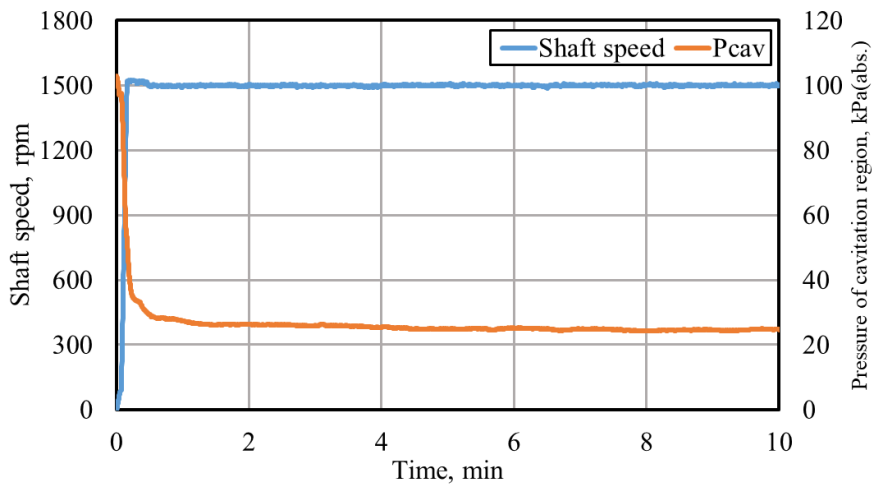


Fig. 5.3-16 Pressure measurement result in PAO at 1500rpm without separated cavitation

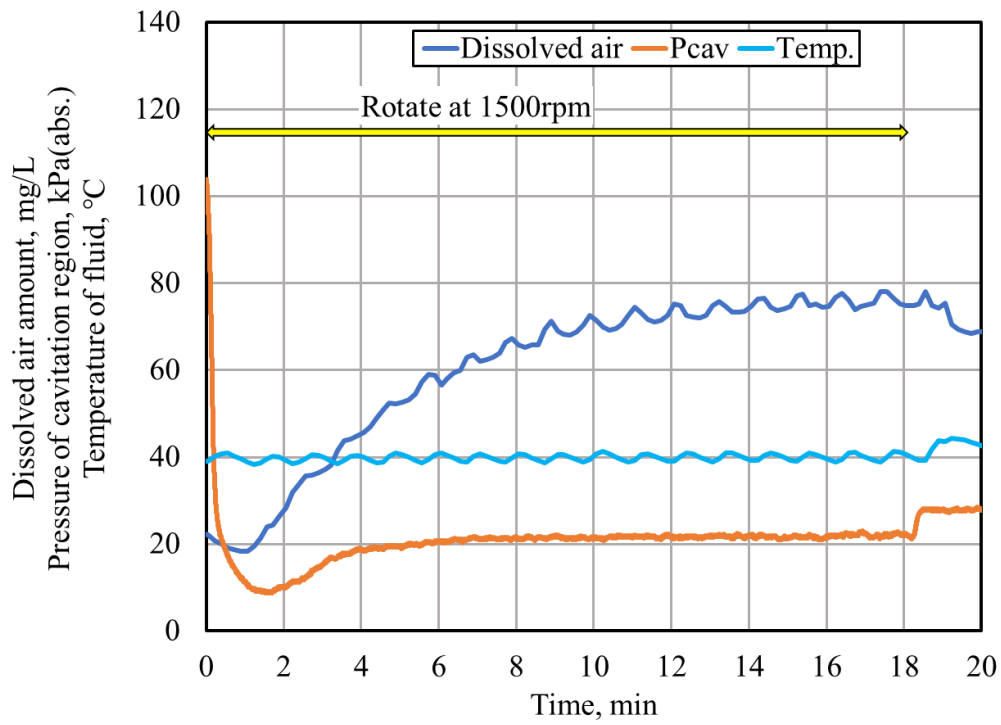


Fig. 5.3-17 Pressure measurement result in Degassed PAO at 1500rpm without separated cavitation

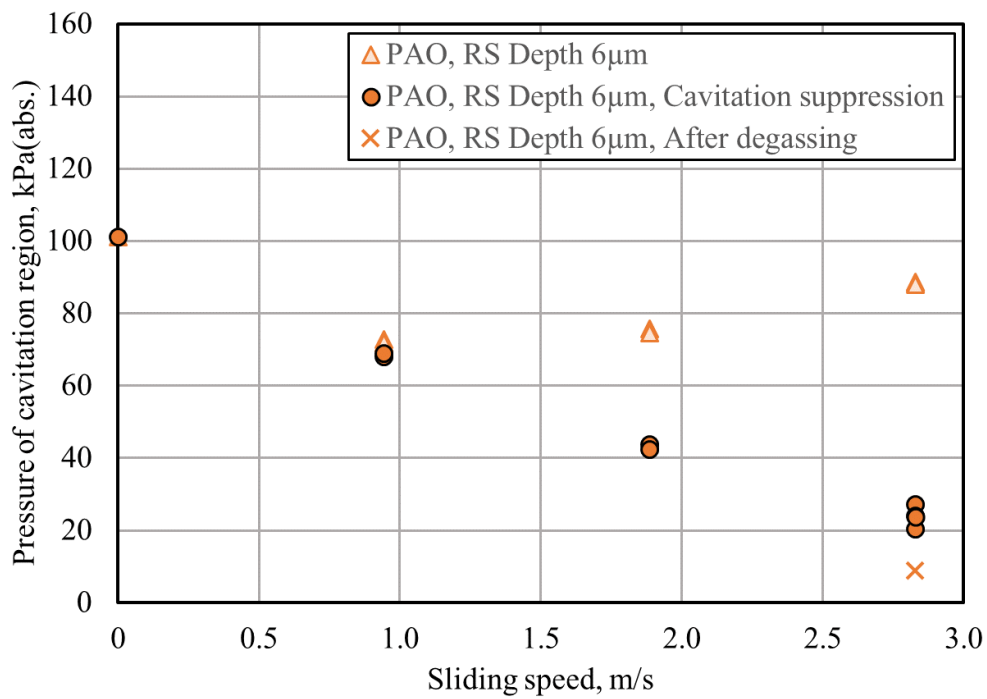
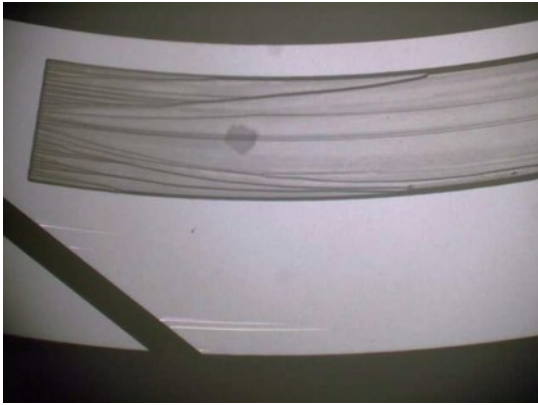


Fig. 5.3-18 Pressure measurement result in PAO



a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:102kPa(abs.)



b) Time : 60sec,
Cavitation pressure:62kPa(abs.)



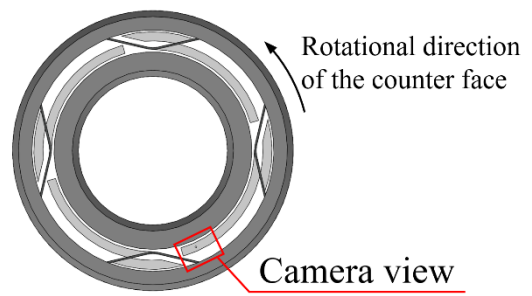
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure:61kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure:60kPa(abs.)

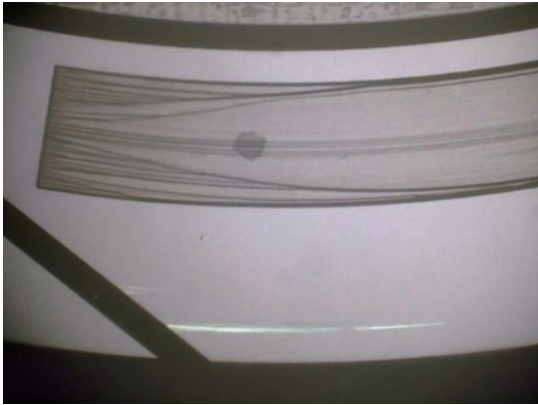


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure:61kPa(abs.)



f) Camera view

Fig. 5.3-19 Cavitation observation result with RS depth 1.5 μ m, pressure measure hole in PAO at 500rpm



a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:100kPa(abs.)



b) Time : 60sec,
Cavitation pressure:29kPa(abs.)



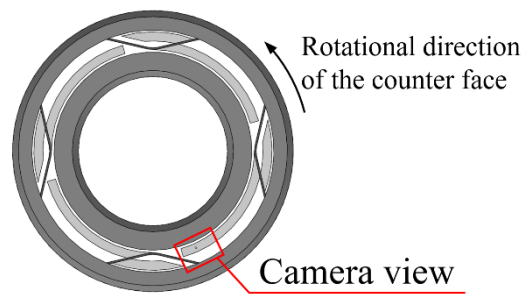
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure:27kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure:27kPa(abs.)

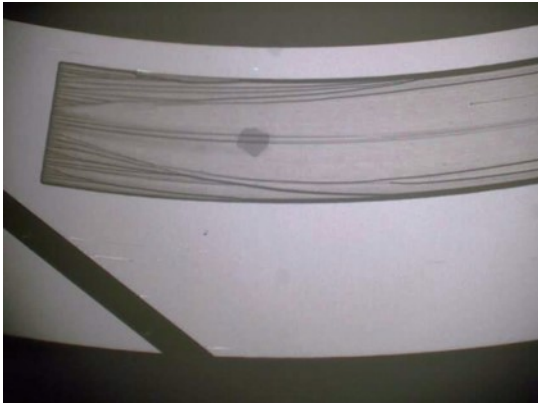


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure:28kPa(abs.)

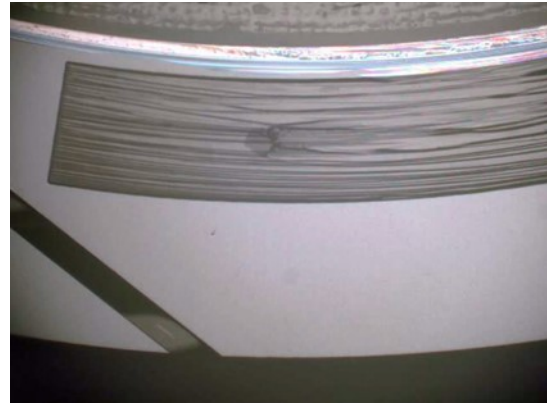


f) Camera view

Fig. 5.3-20 Cavitation observation result with RS depth 1.5 μ m, pressure measure hole in PAO at 1000rpm



a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:99kPa(abs.)



b) Time : 60sec,
Cavitation pressure:36kPa(abs.)



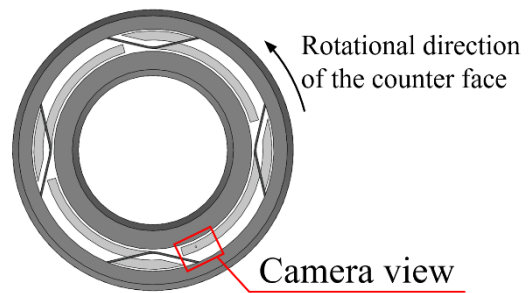
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure:34kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure:34kPa(abs.)



e) Time : 600sec,
Cavitation pressure:34kPa(abs.)



f) Camera view

Fig. 5.3-21 Cavitation observation result with RS depth 1.5 μ m, pressure measure hole in PAO at 1500rpm

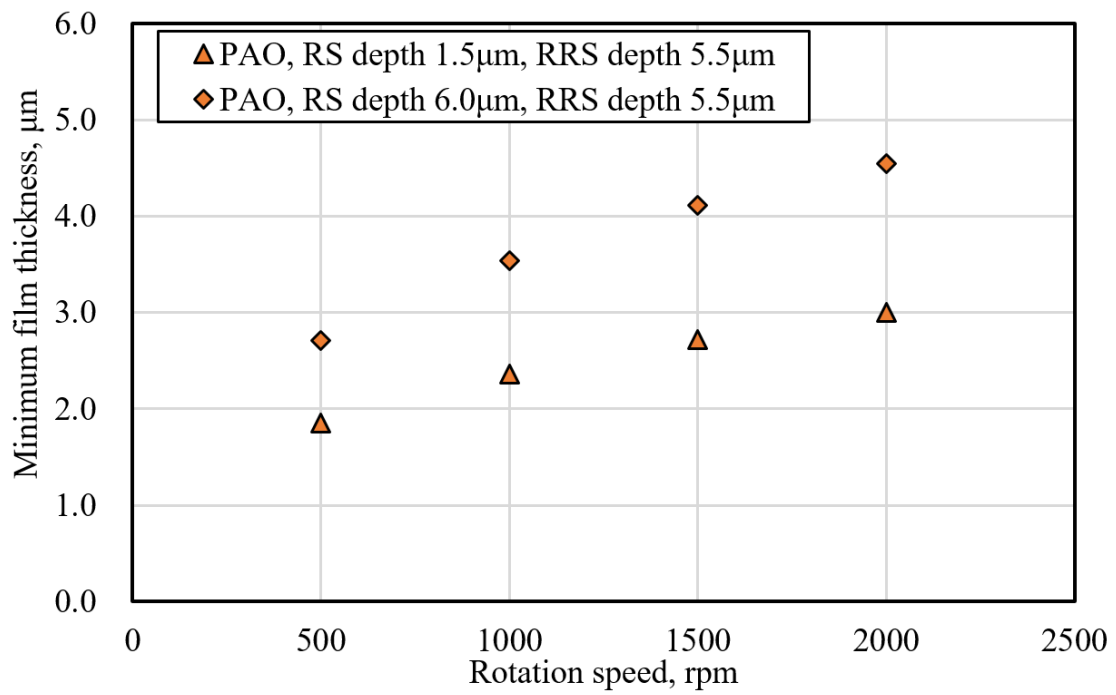


Fig. 5.3-22 Calculation result of the film thickness

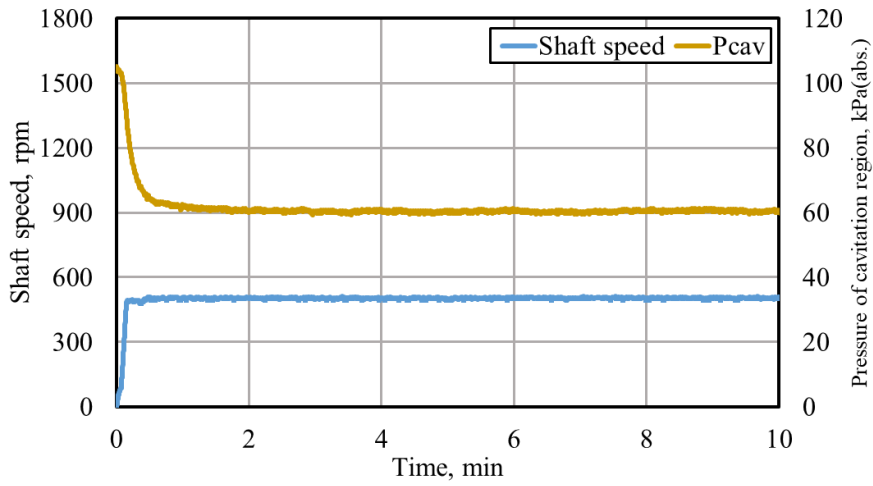


Fig. 5.3-23 Pressure measurement result with RS depth 1.5 μ m in PAO at 500rpm

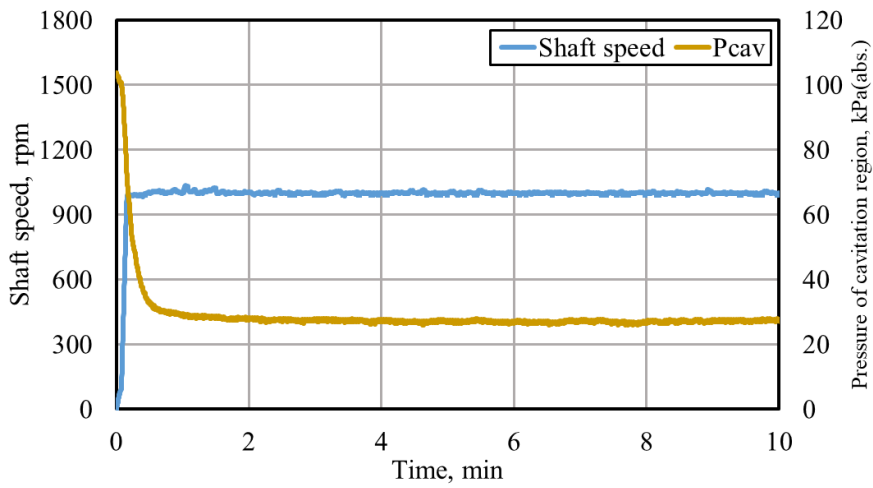


Fig. 5.3-24 Pressure measurement result with RS depth 1.5 μ m in PAO at 1000rpm

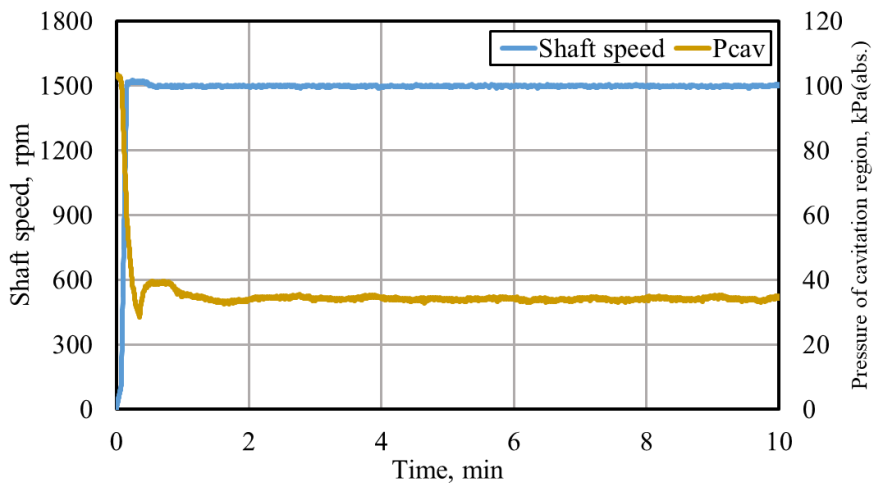


Fig. 5.3-25 Pressure measurement result with RS depth 1.5 μ m in PAO at 1500rpm

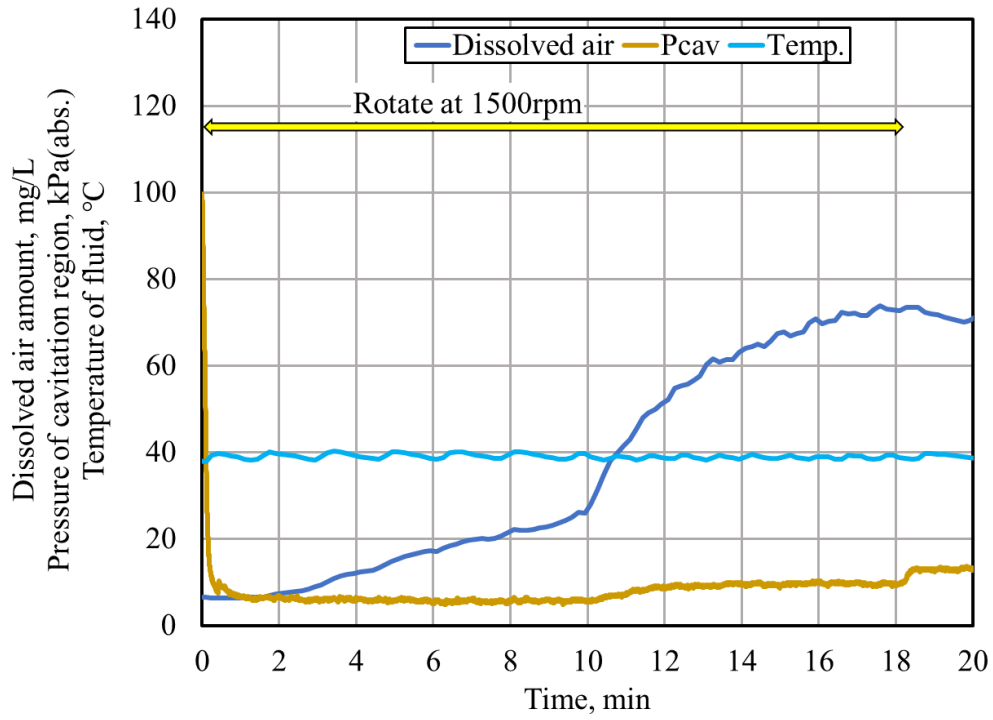


Fig. 5.3-26 Pressure measurement result with RS depth 1.5 μ m in Degassed PAO at 1500rpm without separated cavitation

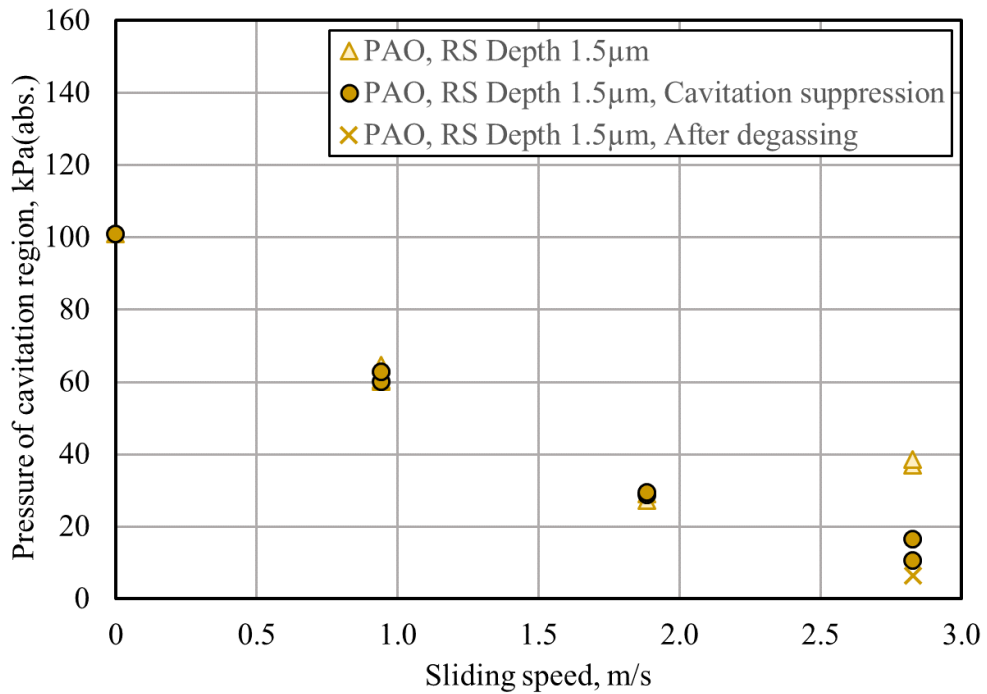


Fig. 5.3-27 Pressure measurement result with RS depth 1.5 μ m in PAO

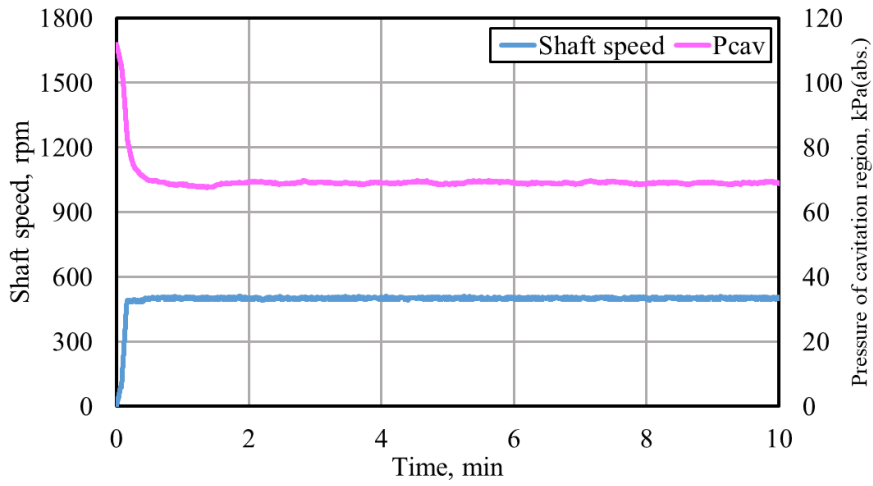


Fig. 5.3-28 Pressure measurement result in PDMS at 500rpm

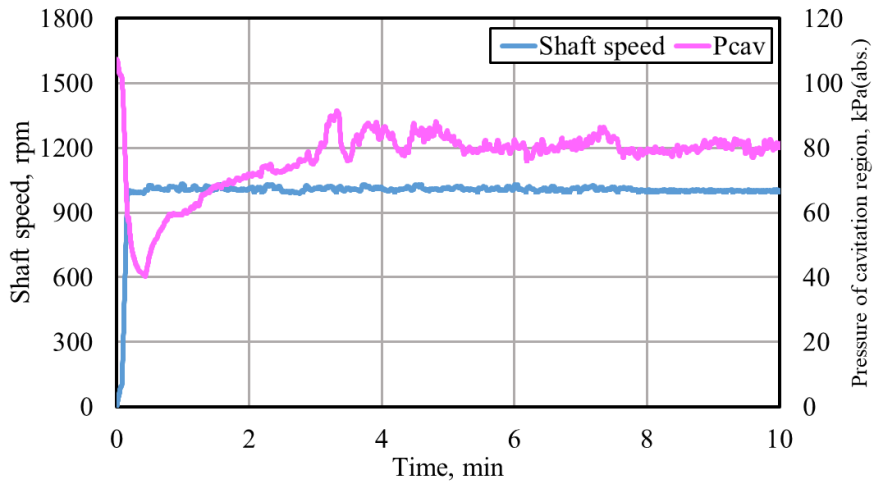


Fig. 5.3-29 Pressure measurement result in PDMS at 1000rpm

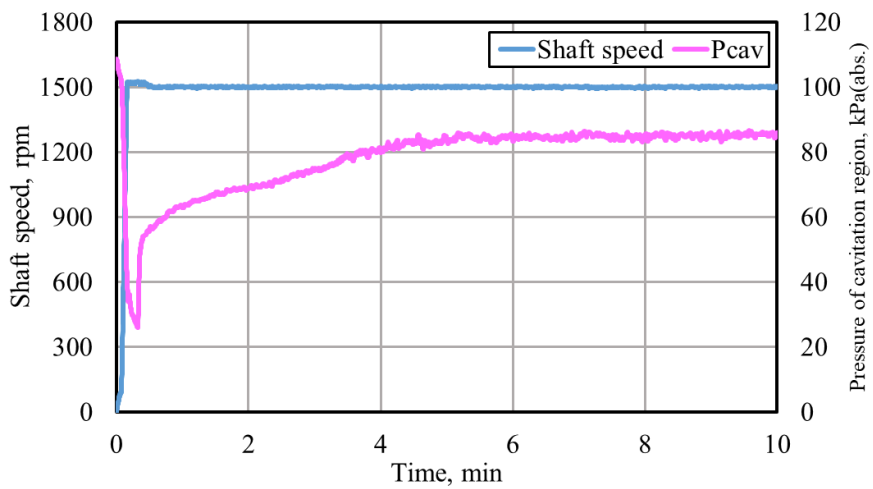


Fig. 5.3-30 Pressure measurement result in PDMS at 1500rpm

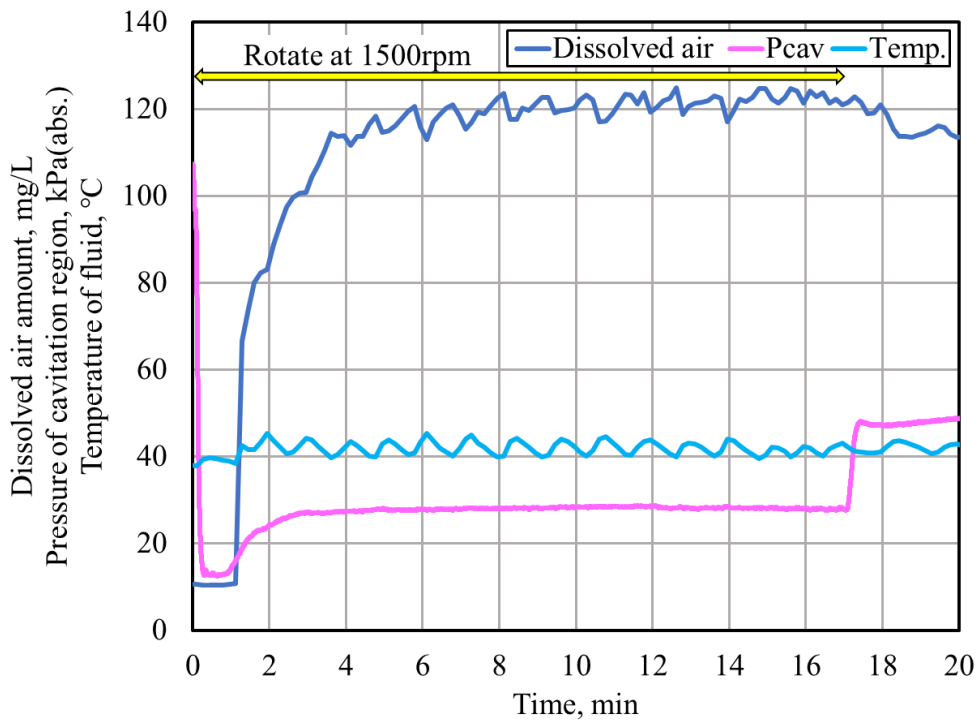


Fig. 5.3-31 Pressure measurement result in Degassed PDMS at 1500rpm without separated cavitation

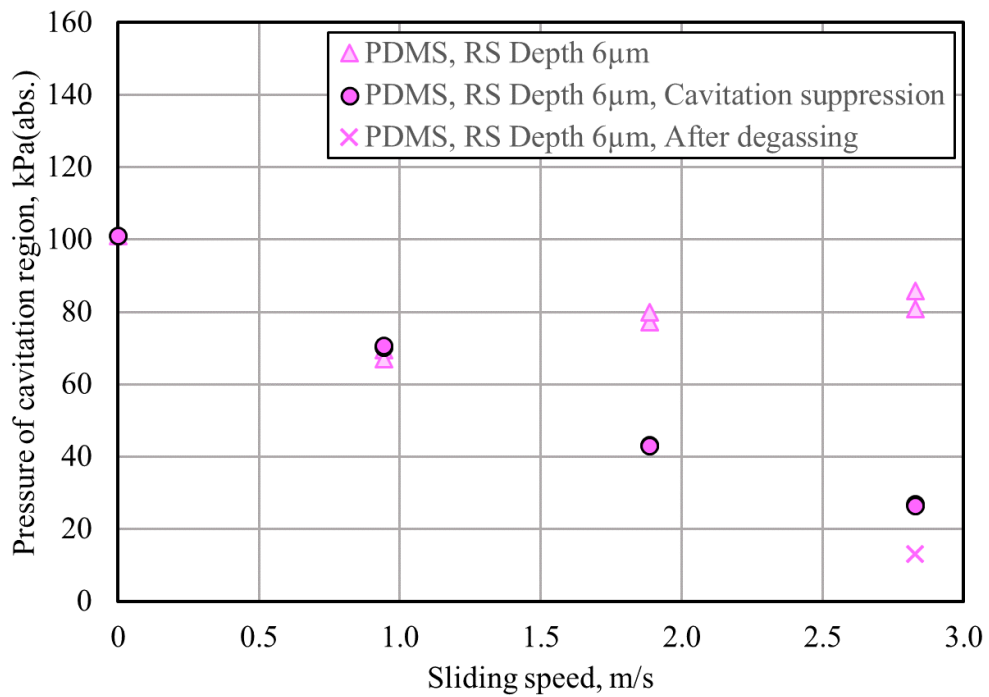
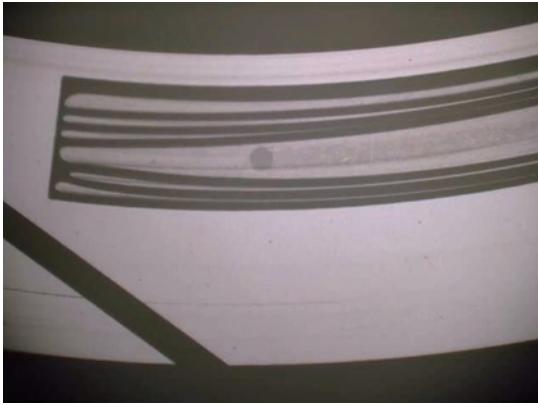


Fig. 5.3-32 Pressure measurement result in PDMS



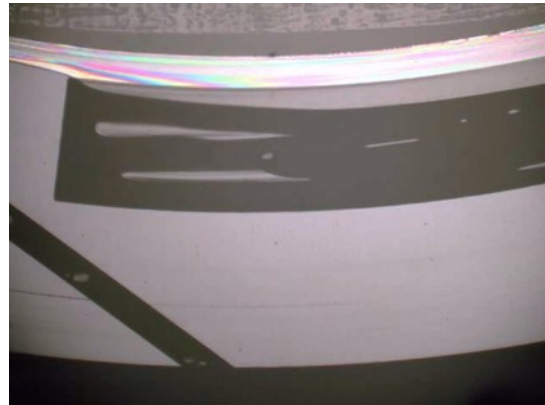
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:103kPa(abs.)



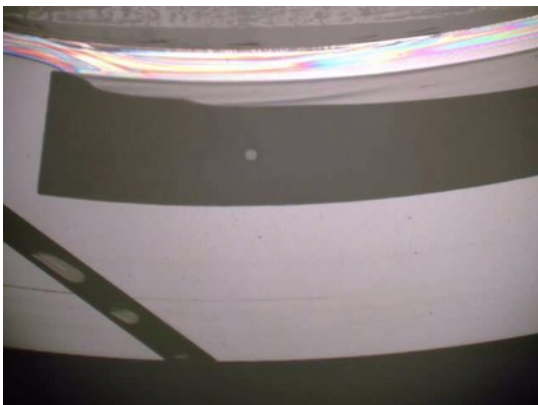
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure:88kPa(abs.)



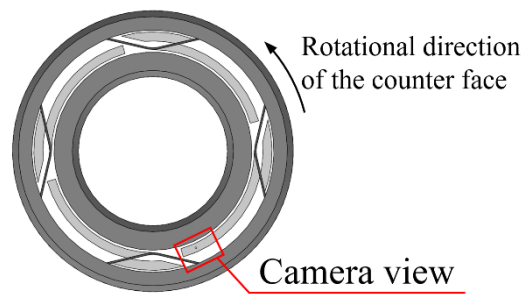
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure:89kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure:89kPa(abs.)

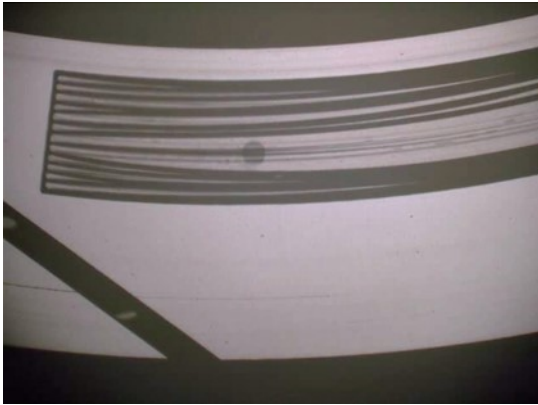


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure:88kPa(abs.)

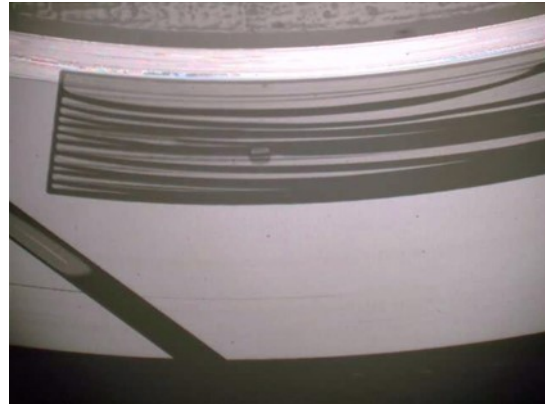


f) Camera view

Fig. 5.3-33 Cavitation observation result with pressure measure hole in POE at 500rpm



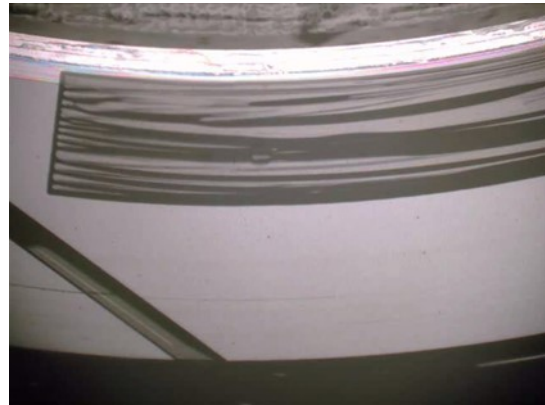
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:97kPa(abs.)



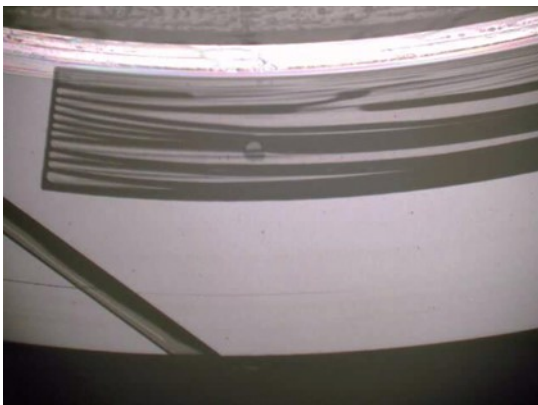
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure:92kPa(abs.)



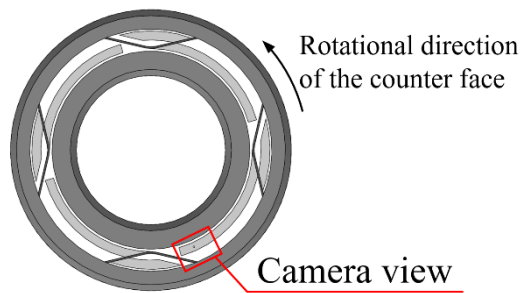
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure:92kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure:92kPa(abs.)

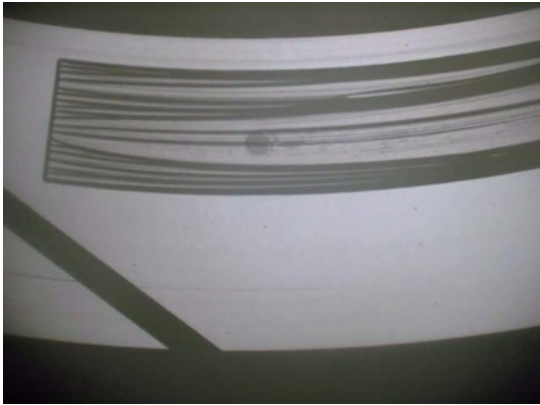


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure:92kPa(abs.)



f) Camera view

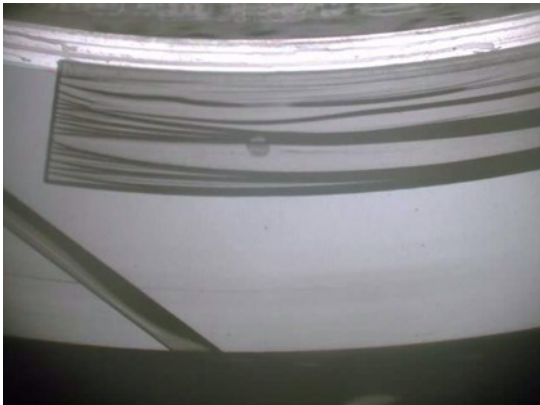
Fig. 5.3-34 Cavitation observation result with pressure measure hole in POE at 1000rpm



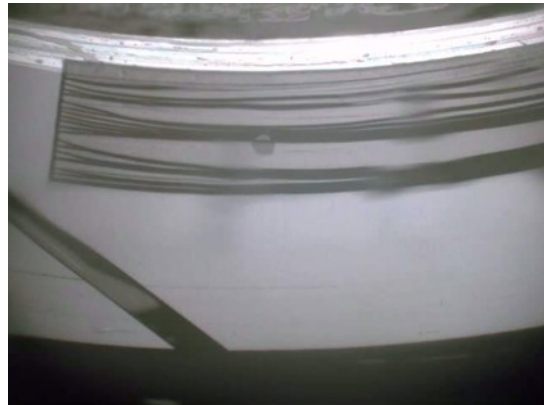
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:102kPa(abs.)



b) Time : 60sec,
Cavitation pressure:90kPa(abs.)



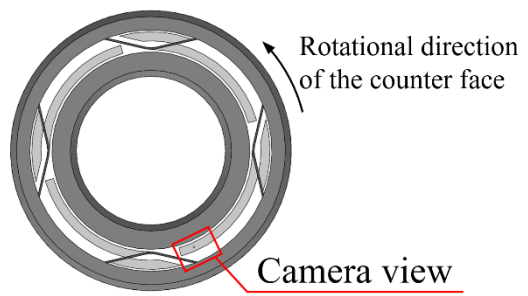
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure:91kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure:90kPa(abs.)



e) Time : 600sec,
Cavitation pressure:91kPa(abs.)



f) Camera view

Fig. 5.3-35 Cavitation observation result with pressure measure hole in POE at 1500rpm

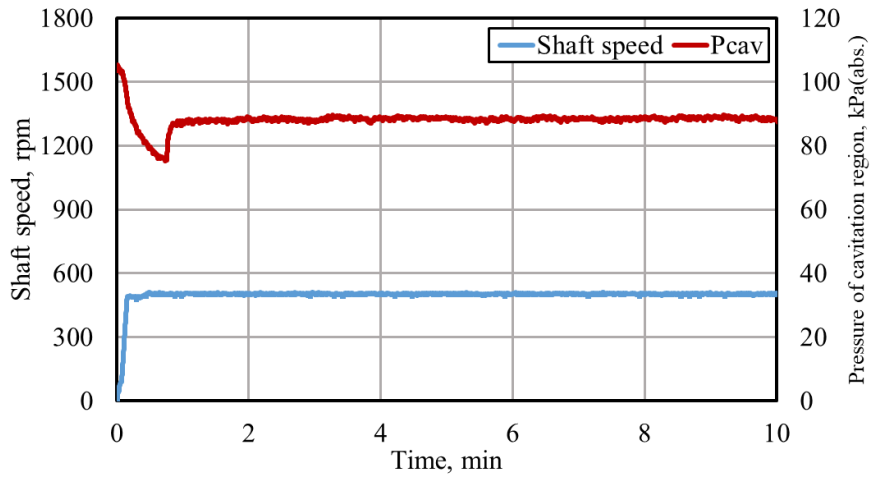


Fig. 5.3-36 Pressure measurement result in POE at 500rpm

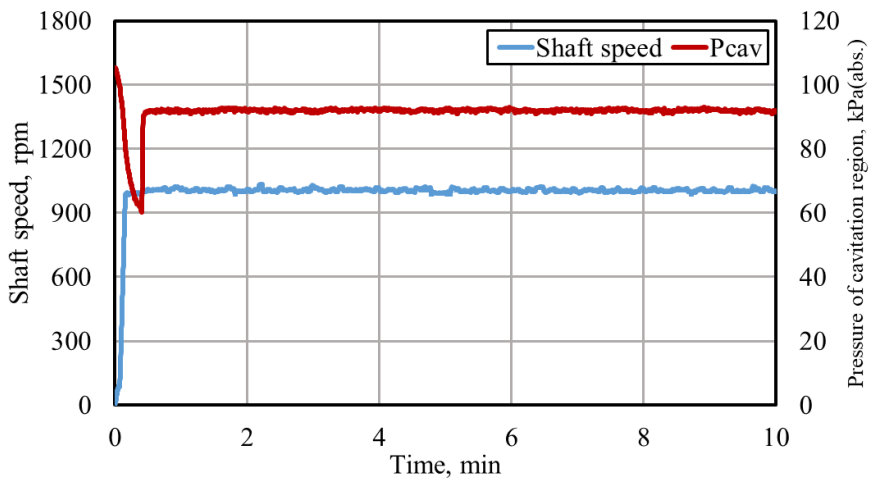


Fig. 5.3-37 Pressure measurement result in POE at 1000rpm

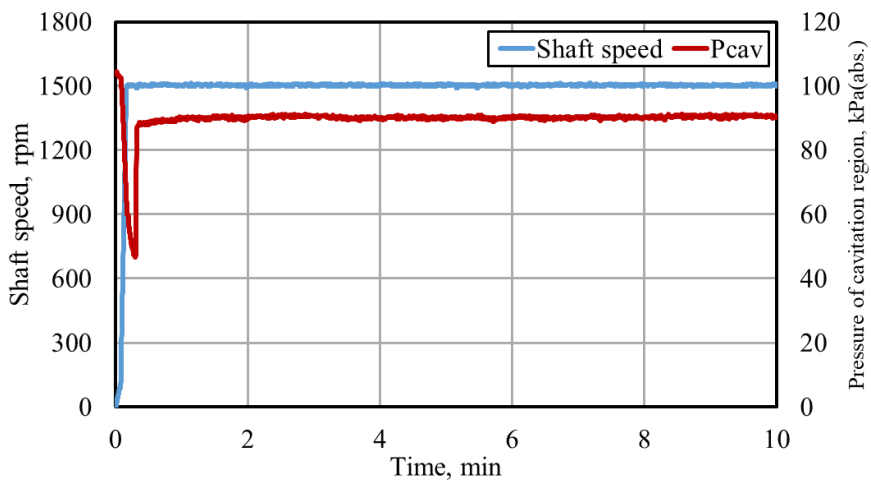


Fig. 5.3-38 Pressure measurement result in POE at 1500rpm

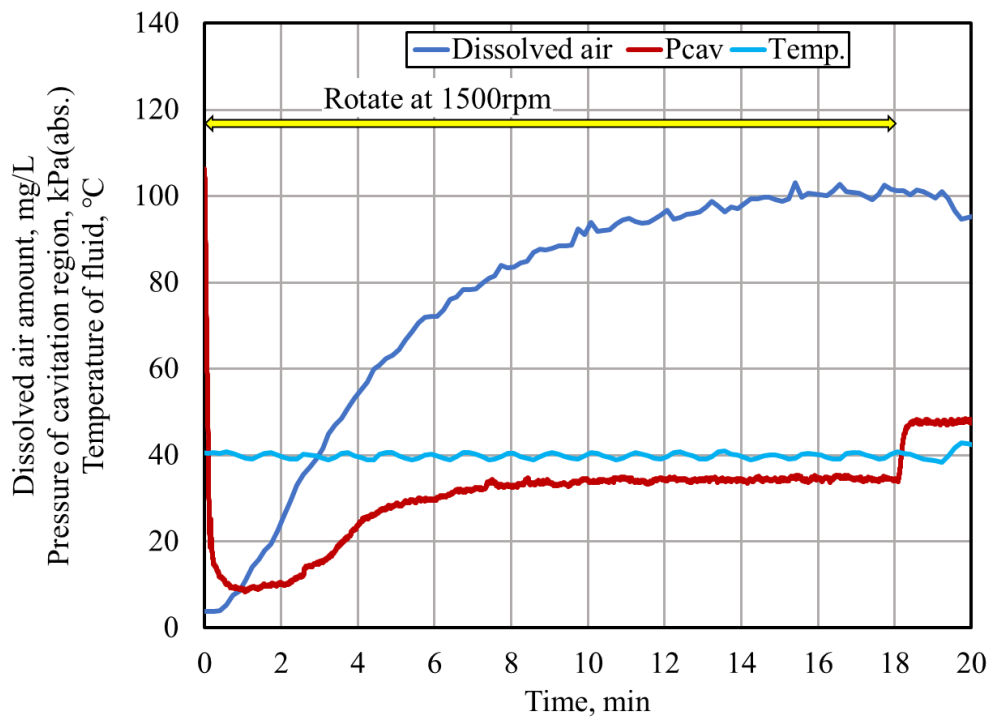


Fig. 5.3-39 Pressure measurement result in Degassed POE at 1500rpm without separated cavitation

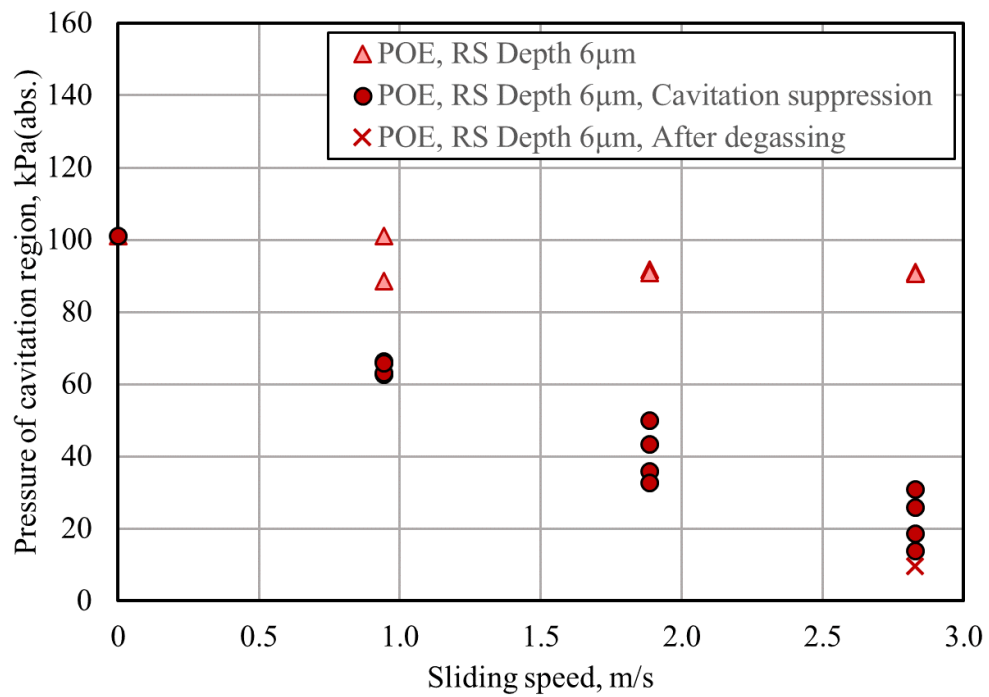
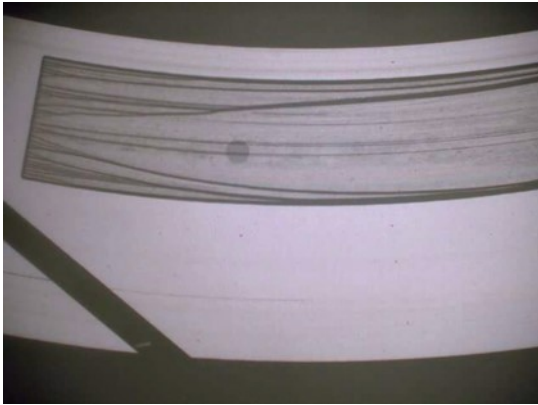


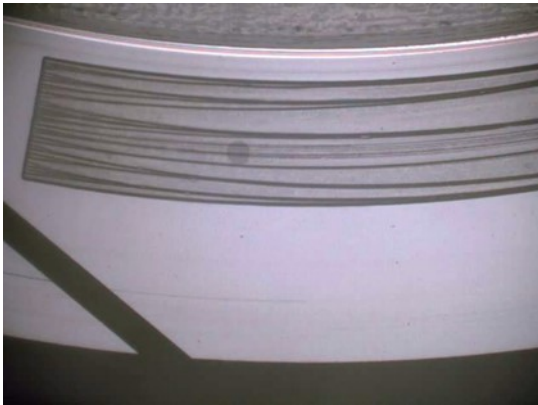
Fig. 5.3-40 Pressure measurement result in POE



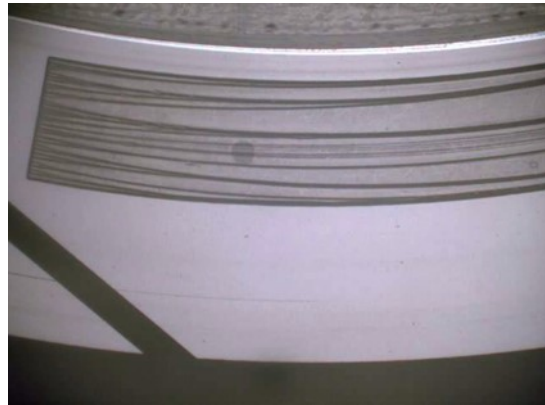
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:102kPa(abs.)



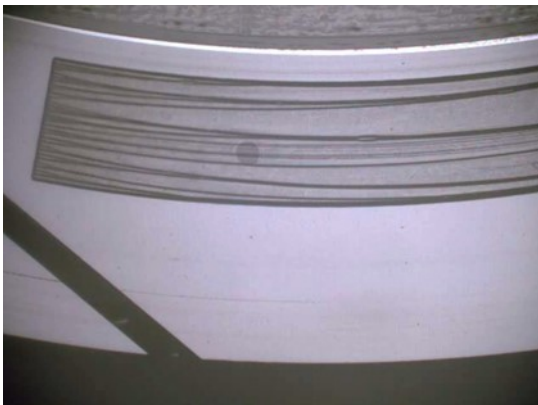
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure:70kPa(abs.)



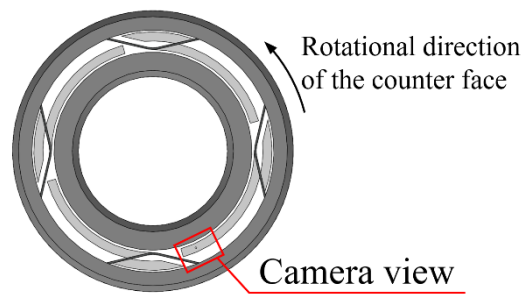
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure:69kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure:68kPa(abs.)

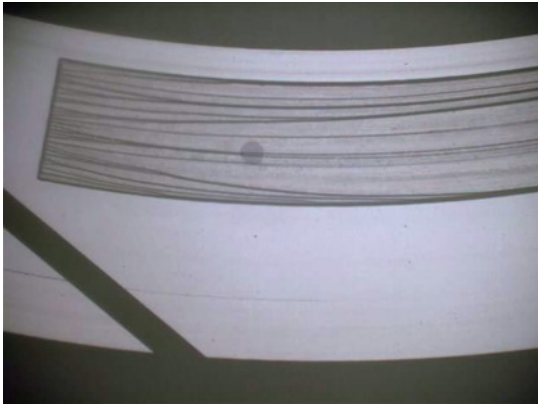


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure:68kPa(abs.)

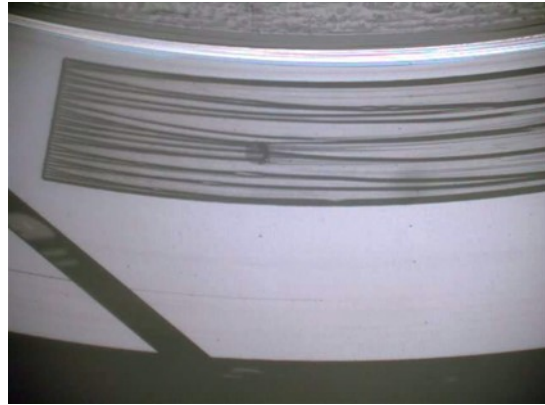


f) Camera view

Fig. 5.3-41 Cavitation observation result with pressure measure hole in PAG at 500rpm



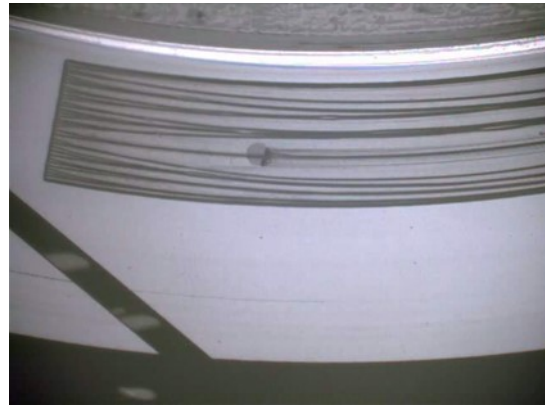
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:98kPa(abs.)



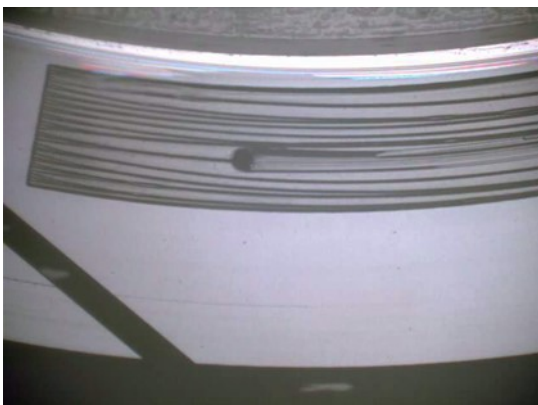
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure:49kPa(abs.)



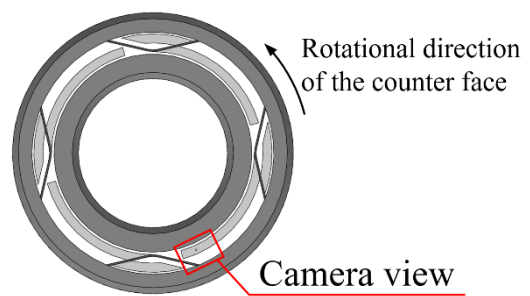
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure:49kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure:49kPa(abs.)

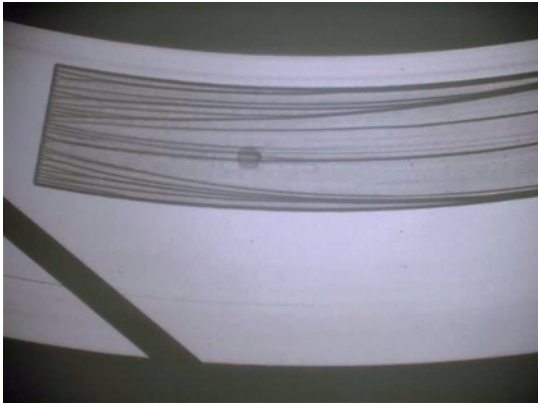


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure:50kPa(abs.)



f) Camera view

Fig. 5.3-42 Cavitation observation result with pressure measure hole in PAG at 1000rpm



a) Time : 5sec,
Cavitation pressure:97kPa(abs.)



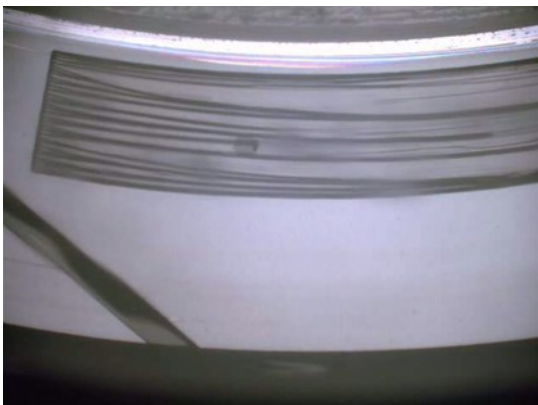
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure:57kPa(abs.)



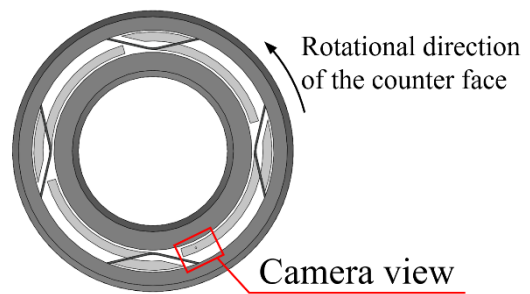
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure:55kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure:58kPa(abs.)



e) Time : 600sec,
Cavitation pressure:59kPa(abs.)



f) Camera view

Fig. 5.3-43 Cavitation observation result with pressure measure hole in PAG at 1500rpm

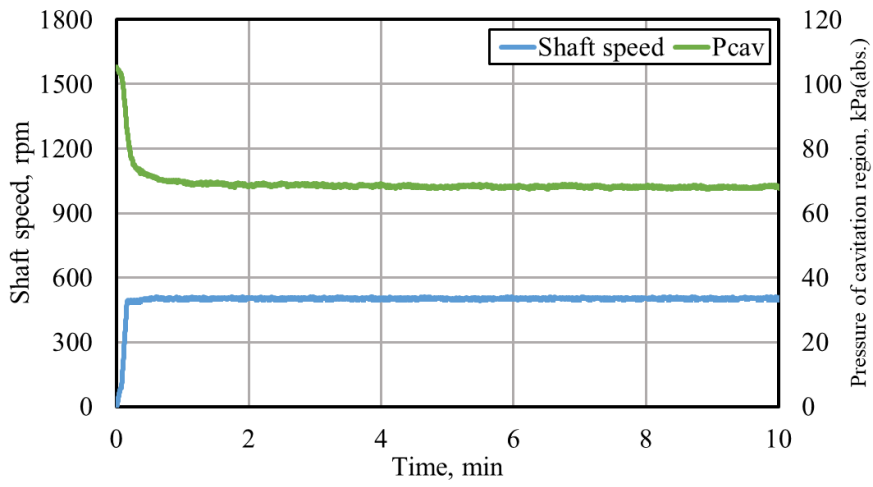


Fig. 5.3-44 Pressure measurement result in PAG at 500rpm

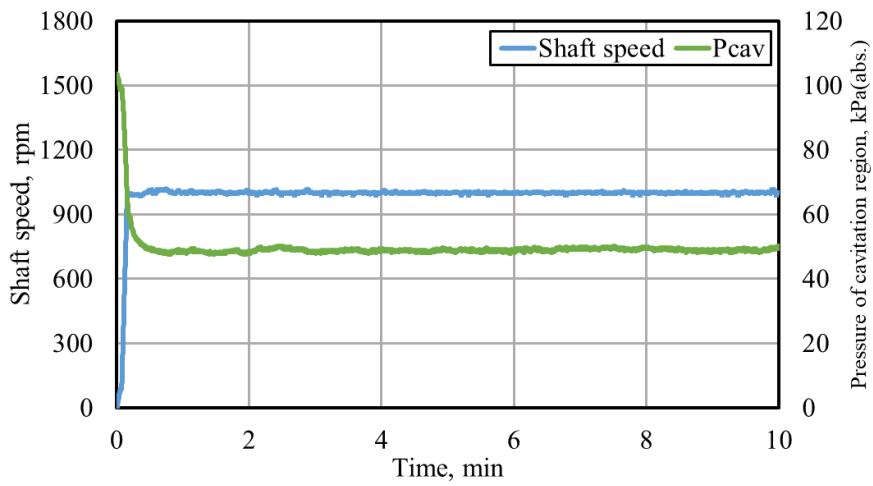


Fig. 5.3-45 Pressure measurement result in PAG at 1000rpm

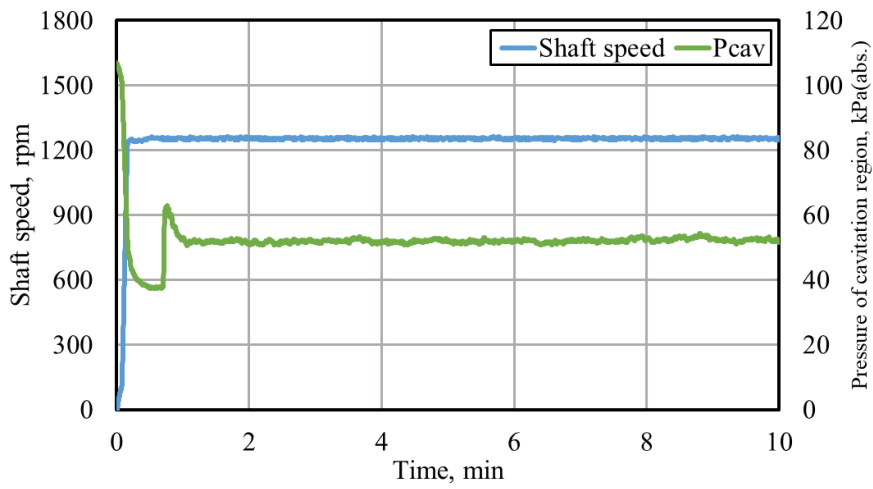


Fig. 5.3-46 Pressure measurement result in PAG at 1250rpm

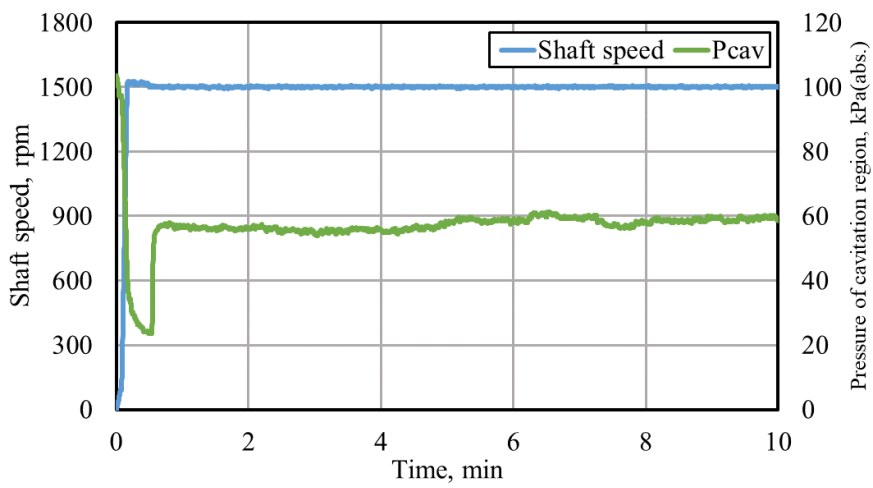


Fig. 5.3-47 Pressure measurement result in PAG at 1500rpm

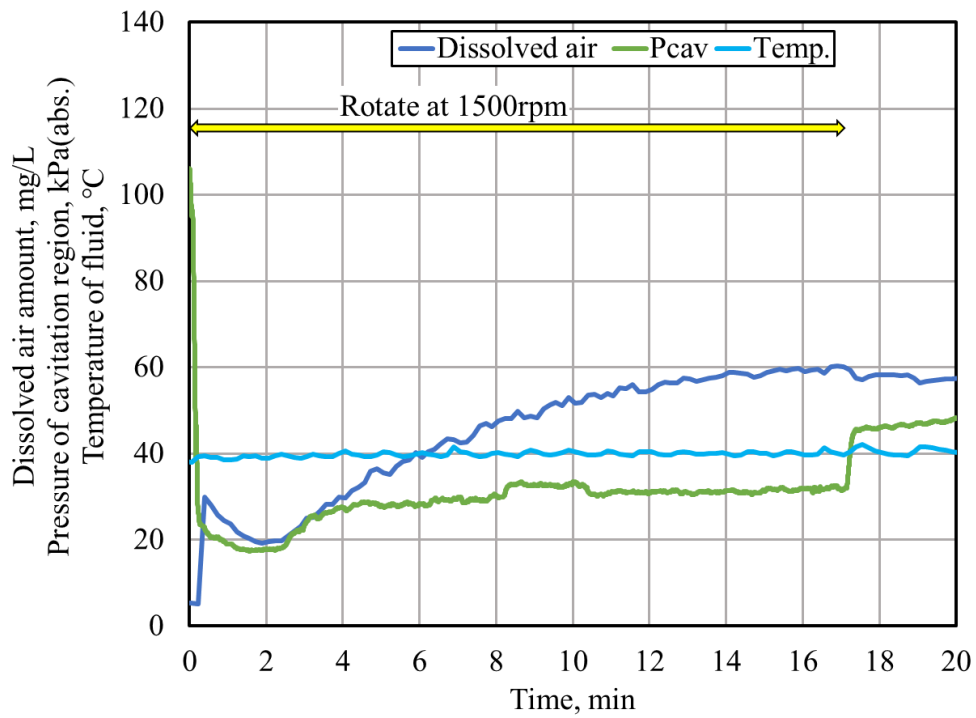


Fig. 5.3-48 Pressure measurement result in Degassed PAG at 1500rpm without separated cavitation

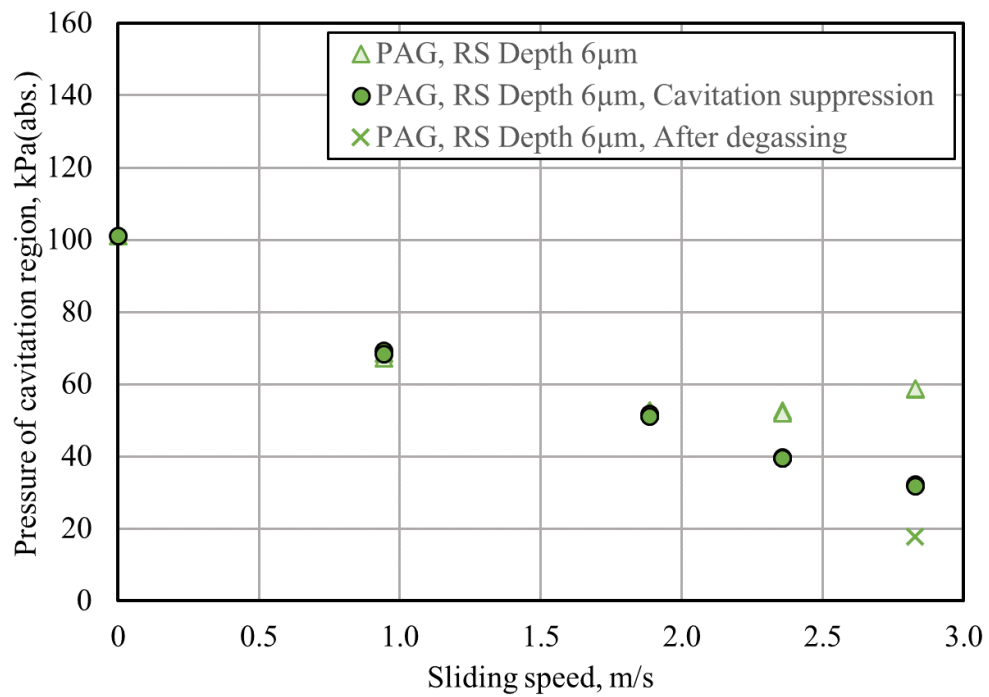


Fig. 5.3-44 Pressure measurement result in PAG

5.4 空気溶解量および総括物質移動係数の調査

キャビテーション内への気体の放散については、液体に含まれる気体の濃度と気液界面での物質移動のしやすさが重要となる。化学工学の分野では、気体界面での気体の移動を示すモデルとして、境膜モデル⁹⁾、浸透モデル¹⁰⁾、界面更新モデル¹¹⁾などが提案されている。境膜モデルのうち、二重境膜モデルにおける総括物質移動係数は、キャビテーションの気液界面における物質移動のしやすさの指標となる¹²⁾。したがって、本項では、実際に試験流体に溶解した空気の放散現象を観測し、総括物質移動係数および空気溶解量を求めた。以下に測定の詳細を示す。

5.4.1 空気の放散量の測定方法

Figure 5.4-1 に示すように、測定には2つのポートを持つ、内径 50mm、容積 100ml のチャンバを使用した。チャンバ内には、予め空気をバブリングして溶解させた試験流体を入れ、その後、チャンバ上部の気体をヘリウムガスに置換した。その後、時間経過によりヘリウム側に放散される空気の量を調べた。空気の放散量は、ヘリウムガス側の気体をガスクロマトグラフ（ジーエルサイエンス株式会社製：490-GC）によって成分分析することによって測定した。キャリアガスはアルゴンとした。なお、実験室は基本的に約 23°C に温度管理したが、7 日中 2 日は 30°C 程度まで一時的に室温が上昇するような環境であった。

具体的な手順は以下の通りである。

- (1) エアーポンプにより試験流体に空気を 3500cc/min で送り込み 30min バブリングし、その後 12h 以上静置する。
- (2) 試験流体 50ml をチャンバに入れ、チャンバの蓋を閉めて密閉する。
- (3) チャンバのポート 1 からヘリウムを送り込み、ポート 2 を開放して気相の空気をヘリウムガスに置換する。圧力 0.1MPa(G)で 30sec 行った。
- (4) ヘリウムガスにより気相の圧力を約 0.1MPa(G)加圧した状態でポートを閉じる密閉する。加圧する理由は、分析のため気体の採取を繰り返すことで内部が負圧になり採取が困難になることを防止するためである。
- (5) シリンジを用いて、シリンジ測定穴よりチャンバ内の気体を約 1ml サンプルングし、ガスクロマトグラフで成分比を分析する。
- (6) 任意の時間、ガスサンプルングとガスクロマトグラフ分析を繰り返し、空気（窒素、

酸素)の濃度変化を調査した。

なお、本実験においては、測定対象が空気であり、チャンバ壁面等に吸着した微量な空気を完全に取り除くことは困難である。そのため、時間経過に伴い、壁面由来の空気がヘリウムガス中に分散すると考えられる。したがって、本実験においては、予め、試験流体を入れない状態でチャンバ内の気体をヘリウムガスに置換し、時間経過による酸素、窒素の放散量を測定し、その値を代表値として実験結果から差し引くこととした。

5.4.2 空気の放散量の測定結果

試験流体中に溶解した空気のヘリウムガス側への放散量の時間変化について、窒素の測定結果を Fig.5.4-2(a)(b)に、酸素の測定結果を Fig.5.4-3(a)(b)にそれぞれ示す。なお、放散量は単位体積あたりのモル数で示している。(a)は時間軸を 140min までとして示し、(b)は測定を行った全時間を示している。これらのグラフから、溶解空気は時間経過とともにヘリウムガス側へ放出されており、試験流体の種類によって、その放散量が異なることがわかる。窒素の放散量について、計測初期の PDMS, IPA が多く、他の試験流体はいずれも同程度であった。長時間経過後では、PDMS, PAO, POE の放散量が多い結果であった。酸素の放散量は窒素に比較して全体的に少ない。試験流体による差については窒素と同様の傾向を示した。いずれの試験流体においても、20000min 以内で空気の溶解は飽和した。

5.4.3 総括物質移動係数の算出方法

次に、放散量の時間変化を解析し、総括物質移動係数を求めた。物質移動係数は、非定常の境膜理論による式(5.4-1)により求める¹³⁾。

$$\frac{dC_2}{dt} = K_L(C_1 - C_2^*) \frac{A}{V} \quad (5.4-1)$$

$$C_2^* = \frac{P_2}{H} = \frac{C_2 RT}{H} \quad (5.4-2)$$

ここで、 C_1 ：液相中の気体濃度、 C_2 ：ヘリウムガス中に放散された気体濃度、 C_2^* ：チャンバ内(加圧下)における気体濃度、 A ：放散が起こる領域の面積、 V ：試験流体およびヘリウムガスの体積(= 50 ml)、 H 、ヘンリー定数 (Pa/(mol/m³))、 K_L ：液相側の総括物質移動係数である。

気相側と液相側で容積が等しいので、

$$C_1 = C_{1t=0} - C_2 \quad (5.4-3)$$

気相側の放散気体と液相側の溶解気体の濃度が平衡状態であれば、

$$C_{1eq} = C_{1t=0} - C_{2eq} \quad (5.4-4)$$

ここで、 $C_{1t=0}$ ：液相中の初期気体モル濃度（飽和溶解濃度）、 C_{1eq} ：平衡状態における液中の溶解気体濃度、 C_{2eq} ：平衡状態におけるヘリウムガス中に放散された気体濃度

平衡状態では式(5.4-1)の左辺が0となるので、

$$C_{1eq} = C_{2meq}^* \quad (5.4-5)$$

ここで、 C_{2meq}^* ：チャンバ内(加圧下)における気体濃度
ただし、

$$C_{2m} = C_2 + C_b \quad (5.4-6)$$

ここで、 C_{2m} ：気相中のすべての気体濃度、 C_b ：チャンバ壁面由来の気相中の気体濃度

式(5.4-2)と式(5.4-5)より、

$$C_{1eq} = \frac{C_{2meq}RT}{H} \quad (5.4-7)$$

ヘンリーの法則より、

$$C_{1t=0} = \frac{P_{patm}}{H} \quad (5.4-8)$$

ここで、 P_{patm} ：大気中での気体の分圧

式(5.4-7)と式(5.4-8)を式(5.4-4)に代入して、

$$\frac{C_{2meq}RT}{H} = \frac{P_{patm}}{H} - C_{2eq} \quad (5.4-9)$$

式変形し，式(5.4-6)より，

$$H = \frac{P_{p atm} - (C_{2 eq} + C_b)RT}{C_{2 eq}} \quad (5.4-10)$$

となり，ヘンリー一定数が求まる．

式(5.4-2)，式(5.4-3)より，式(5.4-1)は，

$$\frac{dC_2}{dt} = K_L(C_{1 t=0} - (1 + \frac{RT}{H})C_2) \frac{A}{V} \quad (5.4-11)$$

ここで，簡単のため，

$$B = 1 + \frac{RT}{H} \quad (5.4-12)$$

とおくと，

$$\frac{1}{C_{1 t=0} - BC_2} dC_2 = K_L \frac{A}{V} dt \quad (5.4-13)$$

積分して，

$$-\frac{1}{B} \ln(C_{1 t=0} - BC_2) = K_L \frac{A}{V} t + X \quad (5.4-14)$$

ここで，Xは積分定数であり，初期条件 $t=0$; $C_2=0$ より，

$$X = -\frac{1}{B} \ln C_{1 t=0} \quad (5.4-15)$$

式(5.4-14)，式(5.4-15)より，

$$\ln(C_{1 t=0} - BC_2) = -BK_L \frac{A}{V} t + \ln C_{1 t=0} \quad (5.4-16)$$

整理すると，以下のように示される．

$$-\frac{1}{B} \frac{V}{A} \ln \left(\frac{C_{1 t=0} - BC_2}{C_{1 t=0}} \right) = K_L t \quad (5.4-17)$$

したがって，試験流体からヘリウムガス側に放散される気体濃度 C_2 の時間経過以下による変化を測定し，式(5.4-17)の左辺の時間変化を求めることで，その関係を示す傾きが総括物質移動係数 K_L として求まることになる．

5.4.4 測定結果および考察

測定開始直後の気体濃度変化は変動が大きく不安定であるため除外し、25min 経過した以降の安定した気体濃度を用いた。例として、Fig.5.4-4 に、PAO における式(5.4-17)の左辺の時間変化をプロットしたグラフを示す。この図から、線形近似曲線を求め、その傾きを使用し、総括物質移動係数を求めた。同様に他の試験流体においても本測定を行い、総括物質移動係数を求めた。Table 5.4-1 に、測定結果から求めた総括物質移動係数、飽和溶解量、ヘンリー定数をまとめた。

エチレングリコールを除く、各種潤滑油の総括物質移動係数に大きな差はなく、いずれも同等の値を示し、水に対しておよそ 2~3 分の 1 程度であった。これは、空気の溶解量が同等であった場合、水よりも各種潤滑油の方が空気の放散が少ないことを意味する。また、酸素と窒素による差異も小さく、おおむね同等であった。なお、エチレングリコールの総括物質移動係数は、窒素に関しては水と同等、酸素に関しては 2 倍以上高い値を示した。この結果は妥当であるかは本研究において確認しきれなかった。今後、追加実験等による検証が必要である。

また、水に対する酸素、窒素のヘンリー定数を、文献[14]による理論値と比較したところ、酸素については 1.1 倍、窒素については約 0.67 倍であり、値がやや異なった。原因としては置換ガスに分子量の小さいヘリウムを用いたことで、チャンバ気相内の気体濃度が不均一になった可能性が考えられる。そのため、後述する第 6 章におけるキャビテーション圧力測定実験結果の理論考察において、水の特値については文献値を用いることとした。

空気の溶解量は、水が最も少なく 30mg/L、次いでエチレングリコールが 51mg/L であり、他の試験流体に比較して小さい値を示した。最も空気の溶解量が多かったのがジメチルシリコンオイルであり、水と比較しておよそ 6 倍の空気溶解量を有することが確認された。その他の潤滑油も水の 3~5 倍の空気溶解量を有しており、総括物質移動係数は水よりも小さいものの、空気溶解量（空気濃度）が高いことから、空気の放散量は潤滑油の方が多くなると考えられる。さらに、潤滑油は粘度が高いため、しゅう動面膜厚も水よりも増加する。キャビテーション領域に流れ込む液体の量はしゅう動面膜厚に比例するため、さらに多くの空気がキャビテーション気泡内に放散されると考えられる。したがって、水に比較して潤滑油のキャビテーション圧力が高くなる理由は、溶解した空気の放散が多く、気体性キャビテーションの割合が増加するためである可能性が示唆された。

Table 5.4-1 List of test results

Fluid	Gas type	K_L (m/s)	Saturated dissolution amount (mg/L)	Henry constant (Pa·m ³ /mol)
Water	N ₂	0.00000548	22.4	98954
	O ₂	0.0000514	7.9	86019
PAO	N ₂	0.00000184	77.2	28651
	O ₂	0.00000173	37.8	18005
PDMS	N ₂	0.00000179	125.0	17703
	O ₂	0.00000165	59.6	11418
POE	N ₂	0.00000187	106.5	20771
	O ₂	0.00000179	44.7	15222
PAG	N ₂	0.00000204	63.5	34850
	O ₂	0.00000197	30.0	22723
EG	N ₂	0.00000536	38.7	57206
	O ₂	0.00001347	12.3	55352
IPA	N ₂	0.00000214	70.7	31304
	O ₂	0.00000212	33.3	20468

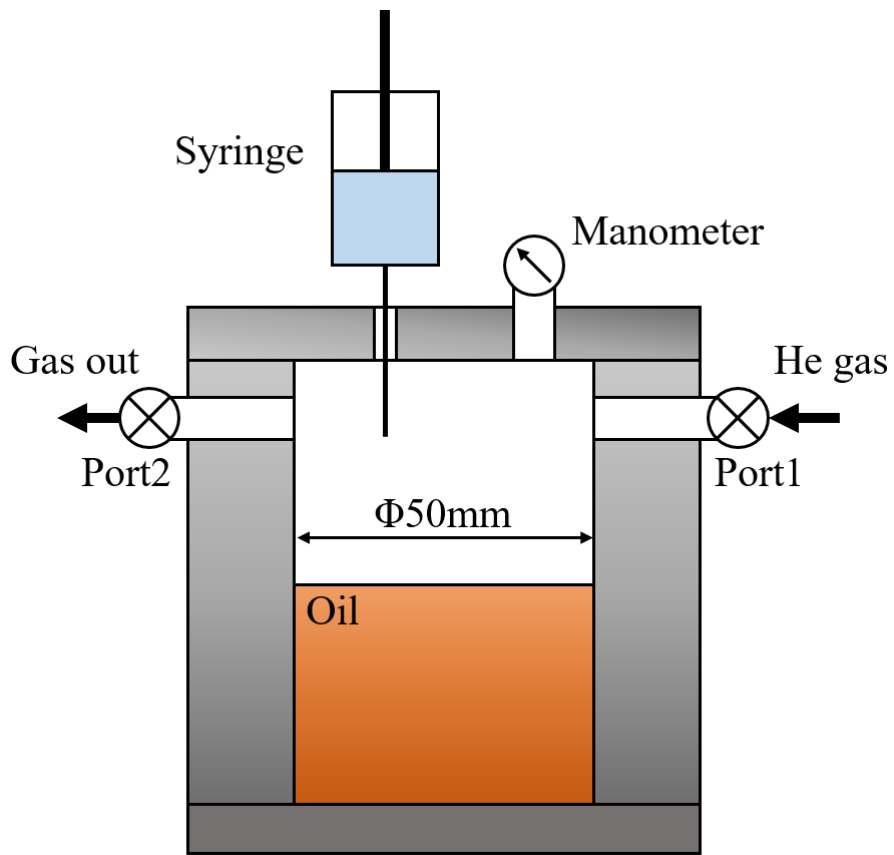


Fig. 5.4-1 Experimental rig

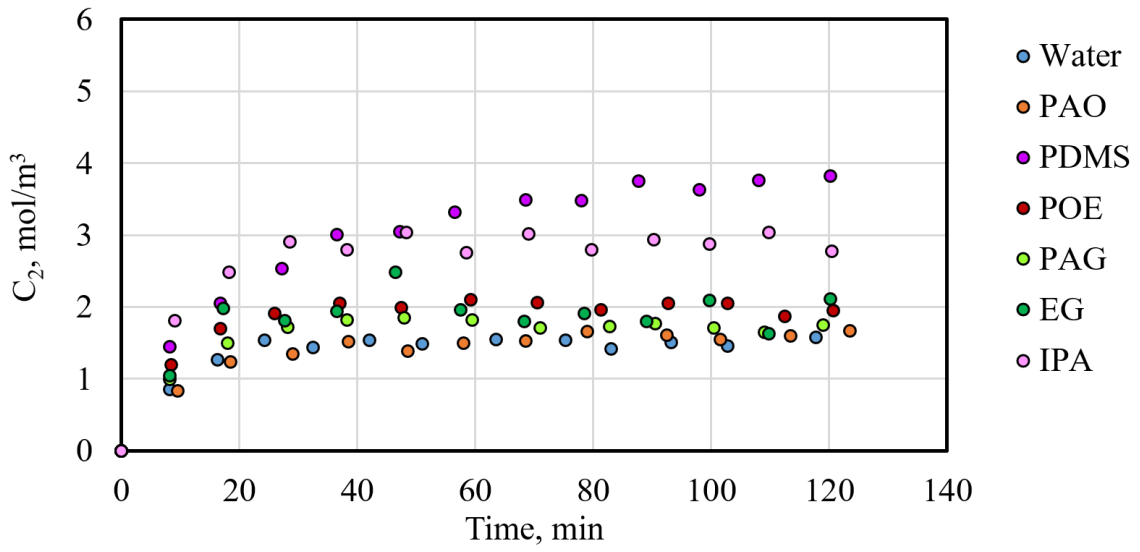


Fig. 5.4-2(a) N_2 release of dissolved gas with time

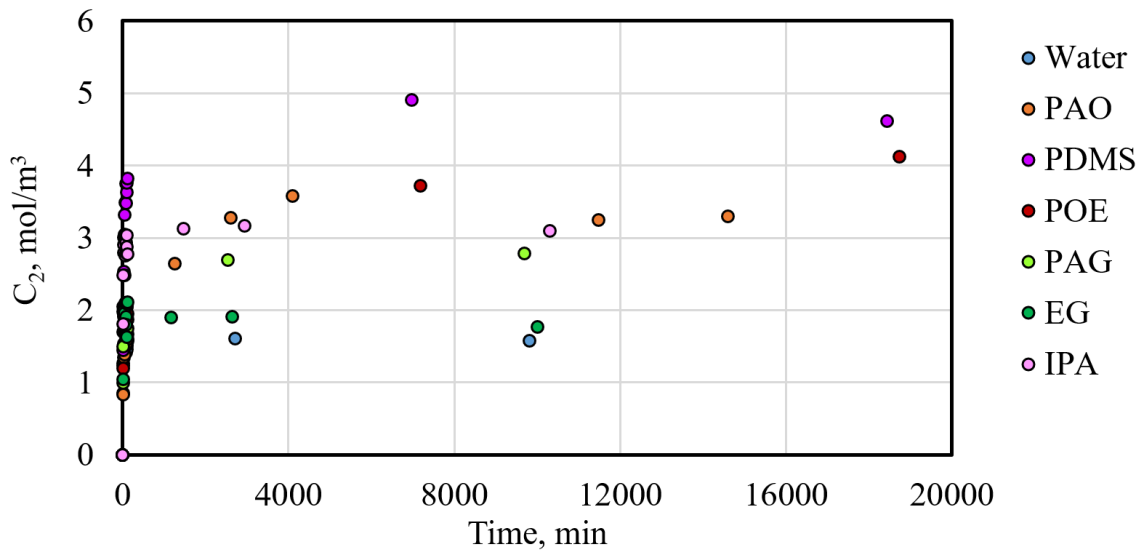


Fig. 5.4-2(b) N_2 release of dissolved gas with time

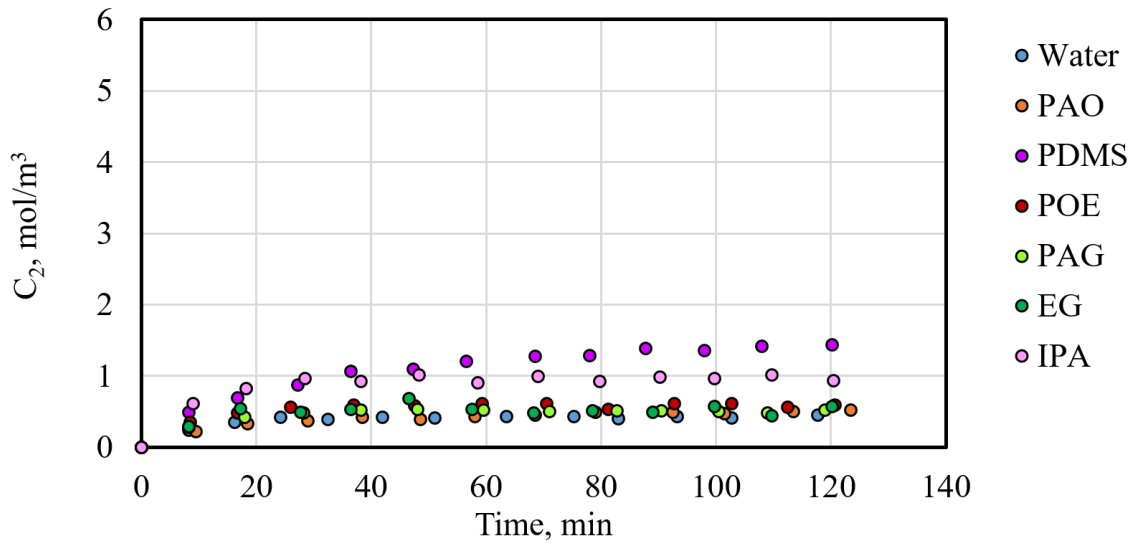


Fig. 5.4-3(a) O₂ release of dissolved gas with time

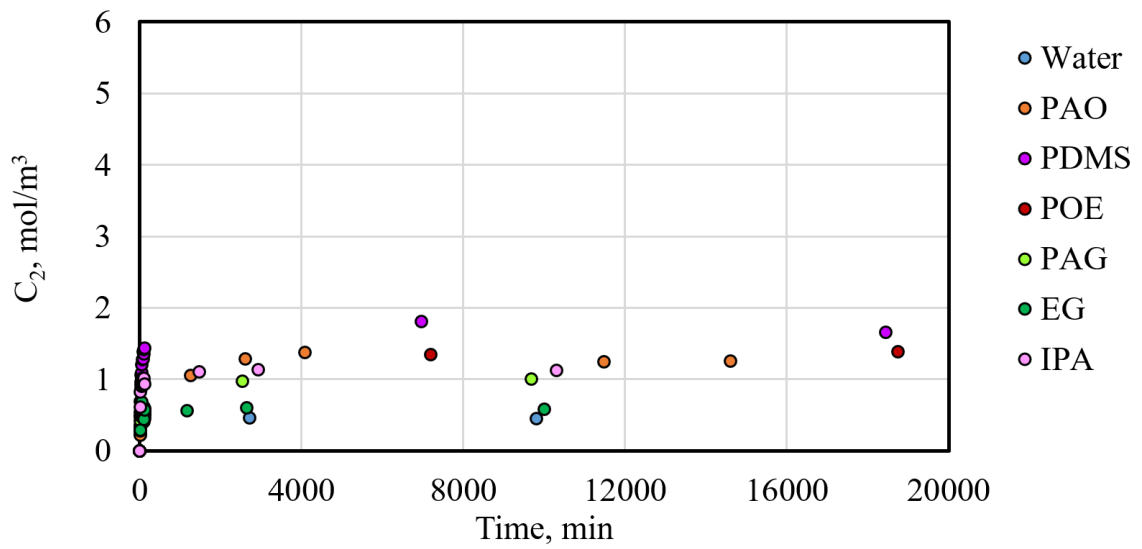


Fig. 5.4-3(b) O₂ release of dissolved gas with time

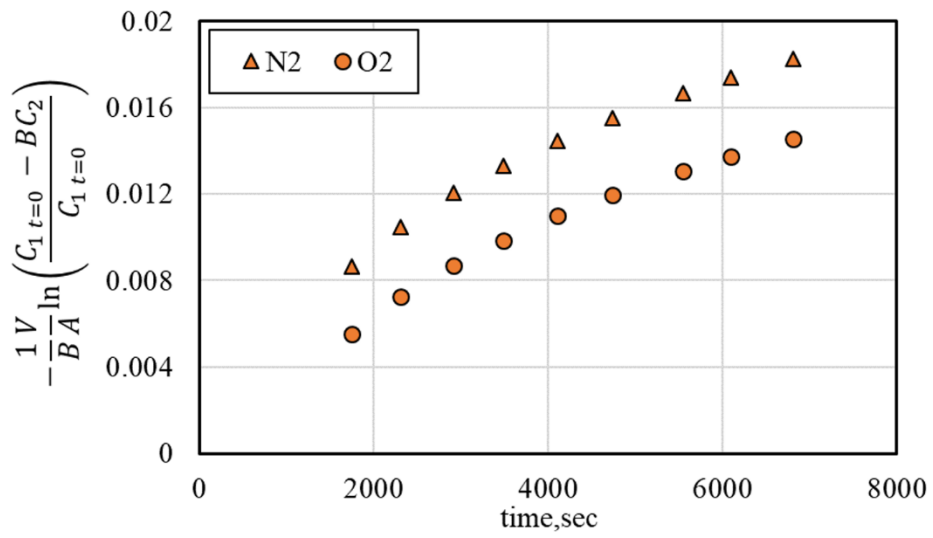


Fig. 5.4-4 Relation between $-\frac{1}{B A} \ln \left(\frac{C_{1 t=0} - B C_2}{C_{1 t=0}} \right)$ and time

5.5 まとめ

本章では、試験流体に種々の潤滑油を用いて、メカニカルシールのしゅう動面に生じるキャビテーション圧力の測定を行った。第4章で明らかとなった、キャビテーション圧力の飽和蒸気圧への依存性、しゅう動速度への依存性について、各種潤滑油においても同様の傾向を示すのか確認するとともに、性質の異なる粘度の近い潤滑油を用いて、流体性質および液体に含まれる気体の影響、しゅう動面外から導入される剥離キャビテーションの影響について調査を行った。その結果、以下の事項を明らかにした。

- ・逆レイリーステップ溝に生じるキャビテーションの圧力は、剥離キャビテーションが介入して混ざり合うことで上昇することが明らかとなった。ただし、キャビテーション圧力の上昇により密封性が低下すると気液界面がしゅう動面内周側に移動し、剥離キャビテーションは介入しなくなり、メカニカルシールの密封限界にはほとんど影響しないと考えられる。

- ・剥離キャビテーションのしゅう動面への介入のしやすさは潤滑油の種類によって異なることが明らかとなり、流体の特性（表面張力や極性）とキャビテーション圧力のバランスが影響する可能性が示唆された。

- ・エチレングリコールにおいては、水における場合と同様、キャビテーション圧力が飽和蒸気圧近傍まで低下することが明らかとなった。一方で、イソプロピルアルコールや他の潤滑油においては、実験環境におけるそれぞれの流体の飽和蒸気圧よりも数～十数 kPa 高い値を示すことが判明し、液中の溶存気体量が影響している可能性が示唆された。

- ・本実験条件の範囲内において、剥離キャビテーション生じない条件下では、供試した各潤滑油におけるキャビテーション圧力は、水における場合と同様、しゅう動速度に応じてその圧力が低下することが判明した。

- ・本実験条件の範囲内において、同じ流体、同じ逆レイリーステップ溝形状においても、しゅう動面膜厚が異なる場合にはキャビテーション圧力は変化することが明らかとなり、

水における場合と同様，逆レイリーステップ溝に生じる最小負圧（絶対値）が大きいほど，キャビテーション圧力が低下する可能性が示唆された．

- ・本節実験条件の範囲内においては，いずれの潤滑油においてもキャビテーション圧力が飽和蒸気圧近傍まで低下することはなかった．また，各潤滑油における，しゅう動速度とキャビテーション圧力の関係はほぼ一致した．

- ・各潤滑油において，溶存空気量が減少すると，キャビテーション圧力も低下することが明らかとなった．また，潤滑油の種類によってその影響度が異なる可能性が示唆された．

参考文献

- 1) 加藤：新版キャビテーション 基礎と最近の進歩，森北出版，ISBN978-4-627-60239-7 (2016).
- 2) Dortmund Data Bank：Vapor pressure of 2-Propanol
http://www.ddbst.com/en/EED/PCP/VIS_C95.php
- 3) MD Global：Ethylene Glycol Product Guide, 001-00005-0508-CRCG
- 4) Exxon Mobil：SpectraSyn 4 Product Datasheet, 2019
- 5) 信越化学工業株式会社：シリコンオイル KF-96 性能試験結果, 2020
- 6) 日本ケミカルズ販売株式会社：製品安全データ・シート EsterexNP343, 2020
- 7) 株式会社 ADEKA：アデカカーポールカタログ, Y11-0918A No.3-1
- 8) 中原：流体油膜の挙動－キャビテーション－, 潤滑, 26, 3 (1981).
- 9) W. K. Lewis and W. G. Whitman：Principle of Gas Absorption, Industrial and Engineering Chemistry, 16, 12, 1924, 1215-1220
- 10) 吉田，森：詳論化学工学Ⅱ -単位操作Ⅱ-, 朝倉書店, 1967
- 11) P.V Danckwerts：Significance of liquid-film coefficients in gas absorption, Industrial Engineering Chemistry, 43, 1951, 1460-1467
- 12) 大津：弾性流体潤滑におけるキャビテーションに関する研究, 学位論文, 九州大学(2011)
- 13) 姜，須藤，福中，朝木，近藤：水中に吹込まれた CO₂ ガスの溶解速度, 水曜会誌, 20, 3, 1984, 216-222
- 14) 日本化学会編：化学便覧 基礎編 改訂 5 版, 丸善 (株), ISBN4-621-07347-8(2004)

第6章 キャビテーション圧力の推定モデル

第2章で述べたとおり、従来の薄膜におけるキャビテーションの数値解析においては、キャビテーション圧力を既知として設定して解く方法が一般的であり、キャビテーション圧力そのものを計算する方法は提案されていない。そこで、本章では、第5章までに行った実験結果において確認されたキャビテーション圧力の特性について考察し、キャビテーション圧力の推定モデルを検討した。

しゅう動面におけるキャビテーションは、液体の静圧が、温度によって決まる蒸気圧よりも低下すると、蒸発して液体中に蒸気の泡が発生する。本研究においては、しゅう動面に負圧を効率よく発生させるため、逆レイリーステップ溝を設けた。このため、キャビテーションは逆レイリーステップ溝内で発生し、溝内全域にその領域が拡大する。

キャビテーションの発生起点は、負圧（絶対値）が最も大きくなる逆レイリーステップ溝の始端となる場合が多いが、負圧領域内でランダムに生じることが観察されており、これは液中に存在する微細な気泡（気泡核）が起点となる可能性を示唆し、同時に、キャビテーションは、気泡（気泡核）が周囲の負圧により減圧されて膨張したものである可能性も示唆している。

中原¹⁾は、しゅう動面のキャビテーションについて、以下のように解説している。「液中の溶解気体の放散は、蒸発と比較して遅いため、気泡の成長が早い初生段階では蒸気性キャビテーションが主体となる。一方で、気泡の成長が遅い場合、あるいは蒸気圧より高い圧力で発生した気泡はほとんどが溶解気体で満たされた気体性キャビテーションが主体となる。」つまり、しゅう動面におけるキャビテーションは蒸気と気体が混在し、どちらが主体となるかはキャビテーションの初生の状況によると述べている。したがって、本研究においては、逆レイリーステップ溝の始端から生じたキャビテーションに、圧力測定用穴から排出された空気が混ざり合うことから、気体性キャビテーション主体となる可能性が高いと考えられる。しかし、実験結果からは、しゅう動環境、条件によっては、液体の飽和蒸気圧近傍まで圧力が低下する場合があることが確認され、蒸気性キャビテーション主体であるか気体性キャビテーション主体であるか、その割合を決定づけるのは、キャビテーションの初生の状況ではなく、しゅう動環境や条件（負圧溝、速度、圧力、液体、溶存気体量など）で

ある可能性が示唆された。

キャビテーション圧力は、液体の飽和蒸気圧を下限に、大気圧を超える値まで幅広く変化することが本研究の実験により明らかとなった。これは、負圧をきっかけにして蒸気主体で生じたキャビテーションに、液体中の溶存気体が放散することで、キャビテーション気泡内の気体の割合が変化することによるものと考えられる。したがって、キャビテーション気泡における蒸気性キャビテーションと気体性キャビテーションの割合が、しゅう動環境、条件によってどのように変化するかを説明することが、キャビテーション圧力の推定モデルにつながると考えられる。

なお、本研究においては、圧力測定用穴を介して逆レイリーステップ溝内のキャビテーション気泡と圧力センサの空間を連通させて圧力を測定した。圧力センサは、流動性の高い気体の圧力を測定することになるため、本研究の実験においては、キャビテーション気泡の圧力そのものを測定できていると考えられる。一方で、圧力測定用穴に存在する空気が排出され安定状態となるまでのキャビテーション圧力は、穴がなければ本来生じないはずの空気の圧力を含むため、議論の対象外とした。つまり、圧力測定用穴のない通常の逆レイリーステップ溝内に生じるキャビテーションの圧力は、すみやかに安定後のキャビテーション圧力に到達しているものと考え、本章において推定モデルを検討するキャビテーション圧力は、この安定後のキャビテーション圧力を対象とする。

以下に、第4章および第5章で行った実験結果について、キャビテーションを支配するとされている因子²⁾と、キャビテーション圧力の因果関係を整理して説明する。

(1) 物体の形状、表面粗さ

メカニカルシールにおける代表特性は、しゅう動面のうねりや隙間、そして逆レイリーステップ溝であると考えられる。本研究では、しゅう動面のうねりは理想平面に近くなるよう調整し、正レイリーステップによるしゅう動面間隙間の設定と、逆レイリーステップ溝の形状や長さ、深さの影響を主に調査した。その結果、溝深さ、長さ、しゅう動面隙間、それぞれがキャビテーション圧力に影響することが判明し、それらを総合的に表現した、逆レイリーステップ溝の圧力係数 C_p とキャビテーション圧力には、負の比例関係があることが明らかとなった。

(2) 流れの圧力と速度, 乱れ度

メカニカルシールにおける代用特性は, しゅう動面の周囲の流体圧力, しゅう動速度であると考えられる. なお, 乱れ度については逆レイリーステップ溝との複合要因になると考えられる. 本研究では, メカニカルシールの外周の流体圧力およびしゅう動速度の水準を振ってその影響を調査した. その結果, しゅう動面周囲の流体圧力, しゅう動速度ともにキャビテーション圧力に影響し, 流体圧力が大きいほど, また, しゅう動速度が低いほどキャビテーション圧力が上昇することが明らかとなった.

(3) 液体の性質, 特に蒸気圧, 表面張力, 粘性, 圧縮性

本研究では, 主に液体の飽和蒸気圧と粘性について調査した. その結果, 液体の飽和蒸気圧がキャビテーション圧力の下限值となることが判明した.

一方で, 粘性とキャビテーション圧力には単純な関係は認められず, 粘度の変化による, しゅう動面間隙間の変化((1)因子)と複合的に影響するものと考えられる. なお, 本研究に用いた PAO, PDMS, POE, PAG においては, 粘度およびしゅう動環境が近い場合, 同程度のキャビテーション圧力を示すことが明らかとなった.

(4) 液体に含まれる溶存気体と, 気泡

本研究では, 複数種の潤滑油から粘度の近いものを選定し, その溶存空気量を変化させた実験を行い, 影響を調査した. その結果, 各潤滑油において, 溶存気体量が減少すると, キャビテーション圧力も低下することが判明した. また, 潤滑油の種類によってはその影響度が異なる可能性が示唆された.

さらに, しゅう動面外(内周部)から導入される剥離キャビテーションについても, 逆レイリーステップ溝に生じたキャビテーションに介入する場合には, キャビテーション圧力に影響することが判明した. ただし, その特性から, メカニカルシールの密封限界にはほとんど影響しないと考えられる.

以上のように, キャビテーションを支配するとされている因子と, メカニカルシールしゅう動面のキャビテーション圧力は密接な関係があることが確認された. これらの結果をもとに, キャビテーション圧力推定モデルの検討を行った.

キャビテーション圧力推定のために、以下の3つの方法を検討した。

まず、本研究の実験結果により示された、逆レイリーステップ溝の圧力係数 C_p およびしゅう動速度と周囲圧力がキャビテーション圧力へ大きく影響を及ぼすという事実をもとに、これらの因子を総合的に表す指標として、逆レイリーステップ溝に生じる負圧の最小圧力を求め、キャビテーション圧力を推定するモデルを検討した。

次に、本研究の実験結果により示唆された、キャビテーション気泡への溶存気体の放散と排出のバランスがキャビテーション圧力を決定するとの考えに着目したモデルの検討を行った。一般に、キャビテーション圧力は周囲の流体圧力よりも低いことから、キャビテーション気泡内には絶えず溶存気体の放散が起こると考えられる。しかし、しゅう動中のキャビテーション圧力は一定に保たれることから、溶存気体の放散量と同じ量の気体が、絶えず分離排出されているものと考えられる。この放散量および排出量を、しゅう動環境、条件から求めることができれば、キャビテーション気泡中の気体と蒸気の割合がわかり、ひいてはキャビテーション圧力の推定が可能となると考えられる。

さらに、実験式として、キャビテーション圧力に影響を及ぼすと考えられる各条件のパラメータを用いたキャビテーション圧力推定モデルを検討した。各パラメータがキャビテーション圧力に及ぼす影響度を明らかにすることで、工業的には運用可能な実験式が確立できる。

6.1 負圧溝の最小圧力によるキャビテーション圧力推定の検証

逆レイリーステップ溝の圧力係数 C_p とキャビテーション圧力には負の比例関係があること、しゅう動速度と周囲圧力もキャビテーション圧力に大きく影響することから、これらを総合的に表す指標として、逆レイリーステップ溝に生じる負圧の最小圧力を検討した。負圧の最小圧力が小さいほど（絶対値が大きいほど）、キャビテーション圧力が低下する可能性が考えられる。

はじめに、段付き平行軸受の圧力の式³⁾を用いて、逆レイリーステップ溝部に生じる負圧の最小圧力（絶対値）を求めた。段付き平行軸受においては、Fig. 6.1-1 に示すように溝の始端部で最小値 P_s をとる。粘度： η 、速度： U 、すべり方向の幅： B 、しゅう動面間最小隙間： h_0 、溝部隙間： h_i とすれば、段付き平行軸受の圧力の式は、

$$P_s = -\frac{6\eta UB_i B_0 (h_i - h_0)}{B_0 h_i^3 - B_i h_0^3} \quad (6.1-1)$$

となる。

なお、段差部でキャビテーションが生じた場合、そのキャビテーション気泡の存在により、段差部に生じる動圧は変化し、減少すると考えられる。そのため、式(6.1-1)により求めた負圧の最小圧力の絶対値そのものは議論の対象とならない。しかし、キャビテーションが生じるきっかけとなる負圧の大小が、その後のキャビテーション圧力に影響していることが考えられる。

第4章および第5章で行った表面テクスチャリング Type A, $\theta_{RRS}=74^\circ$ における、常温の水および 40°C における PAO, PDMS, POE, PAG におけるすべての実験結果について、逆レイリーステップ溝の段差部に生じる負圧の最小圧力 P_s の絶対値を求めた。段差部に生じる負圧の最小圧力と、キャビテーション圧力の関係を Fig. 6.1-2 に示す。なお、計算におけるしゅう動面間最小隙間 h_0 は、第2章で述べた、円筒座標系の二次元 Reynolds 方程式を用いた数値解析手法により求めた。その際の流体粘度は、粘度曲線をもとに、実験により実測したしゅう動面近傍温度から、それぞれの条件下における粘度を計算した。なお、PAG については温度と密度の関係を示すデータが得られなかったため、密度は 1016kg/m^3 (@ 25°C) を代表値としてすべての条件に適用した。実験は液温 40°C で行っており、影響は小さいと考えられる。また、キャビテーション圧力は各実験における実測値をそれぞれ適用した。

Fig. 6.1-2 から、キャビテーション圧力と最小負圧には相関が認められた。水の場合、最

小圧力 P_s が 10MPa を超えると、キャビテーション圧力は飽和蒸気圧近傍となることがわかる。また、各種潤滑油については、全体的に水の場合に比べて傾きが小さく、式(6.1-1)に含まれない溶存気体等の流体特性の影響が表れているものと考えられる。なお、PAO においては、レイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ よりも溝深さ $6\mu\text{m}$ の傾きが小さく、また、潤滑油の種類によって傾きが異なることから、段差部に生じる負圧の最小圧力(絶対値)によって、すべてのキャビテーション圧力を包括的に表すことができないと考えられる。

次に、第 2 章で述べた、円筒座標系の二次元 Reynolds 方程式を用いた数値解析手法を用いて、キャビテーションを考慮しない Sommerfeld 条件におけるしゅう動面間流体の圧力分布を求めた。計算に用いた各特性値は、段差部に生じる負圧の最小圧力(絶対値)の計算と同一である。本解析結果における逆レイリーステップ溝に生じる負圧の最小圧力(絶対値)は、式(6.1-1)と同じ意味を持つが、しゅう動面全体の形状を考慮し、より厳密に計算したものである。数値解析結果とキャビテーション圧力の関係を Fig. 6.1-3 に示す。Fig 6.1-2 に比較し、各試験片、各試験流体による最小圧力のばらつきが小さいことがわかる。Fig.6.1-2 と順序は異なるが、水と各種潤滑油でその傾きが異なっている点は同様であり、この傾きの違いが溶存気体等の流体特性の影響を示すものと考えられる。一方で、PAO におけるレイリーステップ溝深さ $1.5\mu\text{m}$ の負圧の最小値(絶対値)は、同溝深さ $6\mu\text{m}$ と比較し値が 2 倍程度となり、差が大きい。これは液膜が小さいことにより圧力係数が増加したためであると考えられるが、同じ流体において値が重なっていないことから、流体特性以外の影響を包括できていないことがわかる。したがって、本解析においては、定性的には、各しゅう動環境、条件がキャビテーション圧力に及ぼす影響を示していると考えられるが、すべての実験におけるキャビテーション圧力を包括的に表すことはできない。

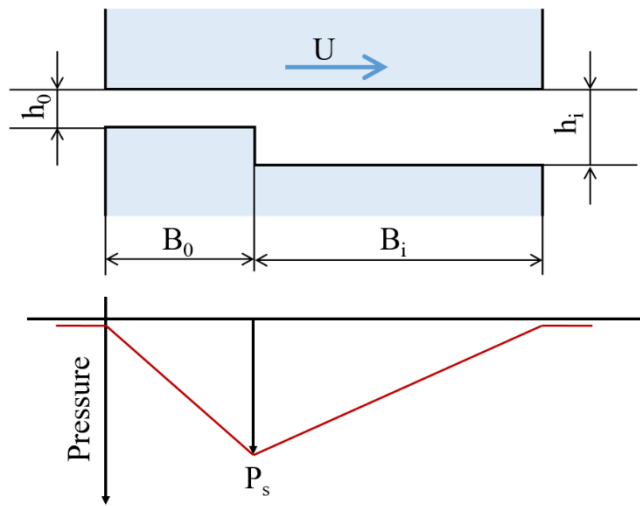


Fig. 6.1-1 Overview of pressure generated by Rayleigh step

- Water, RS depth 1.5 μm , RRS depth 1.5 μm
- △ Water, RS depth 1.5 μm , RRS depth 5.5 μm
- × Water, RS depth 1.5 μm , RRS depth 9.1 μm
- PAO, RS depth 6.0 μm , RRS depth 5.5 μm
- POE, RS depth 6.0 μm , RRS depth 5.5 μm
- ◇ Water, RS depth 1.5 μm , RRS depth 3.6 μm
- Water, RS depth 1.5 μm , RRS depth 7.3 μm
- △ PAO, RS depth 1.5 μm , RRS depth 5.5 μm
- PDMS, RS depth 6.0 μm , RRS depth 5.5 μm
- PAG, RS depth 6.0 μm , RRS depth 5.5 μm

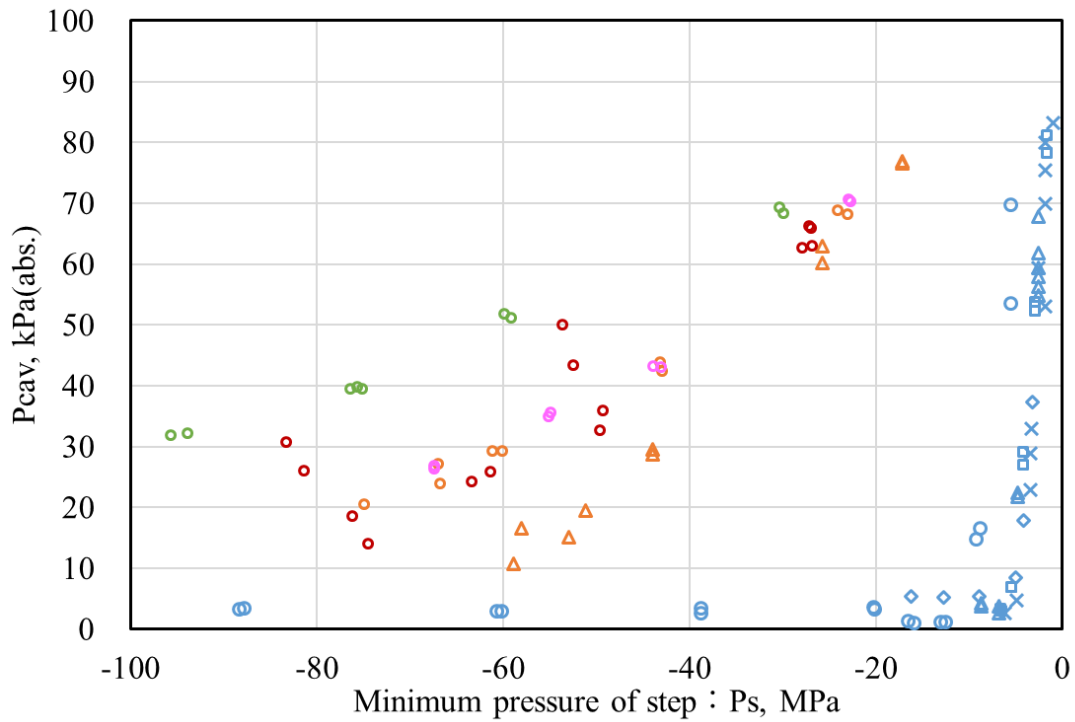


Fig. 6.1-2 Calculation results of minimum pressure of step

- Water, RS depth 1.5μm, RRS depth 1.5μm
- △ Water, RS depth 1.5μm, RRS depth 5.5μm
- × Water, RS depth 1.5μm, RRS depth 9.1μm
- PAO, RS depth 6.0μm, RRS depth 5.5μm
- POE, RS depth 6.0μm, RRS depth 5.5μm
- ◇ Water, RS depth 1.5μm, RRS depth 3.6μm
- Water, RS depth 1.5μm, RRS depth 7.3μm
- △ PAO, RS depth 1.5μm, RRS depth 5.5μm
- PDMS, RS depth 6.0μm, RRS depth 5.5μm
- PAG, RS depth 6.0μm, RRS depth 5.5μm

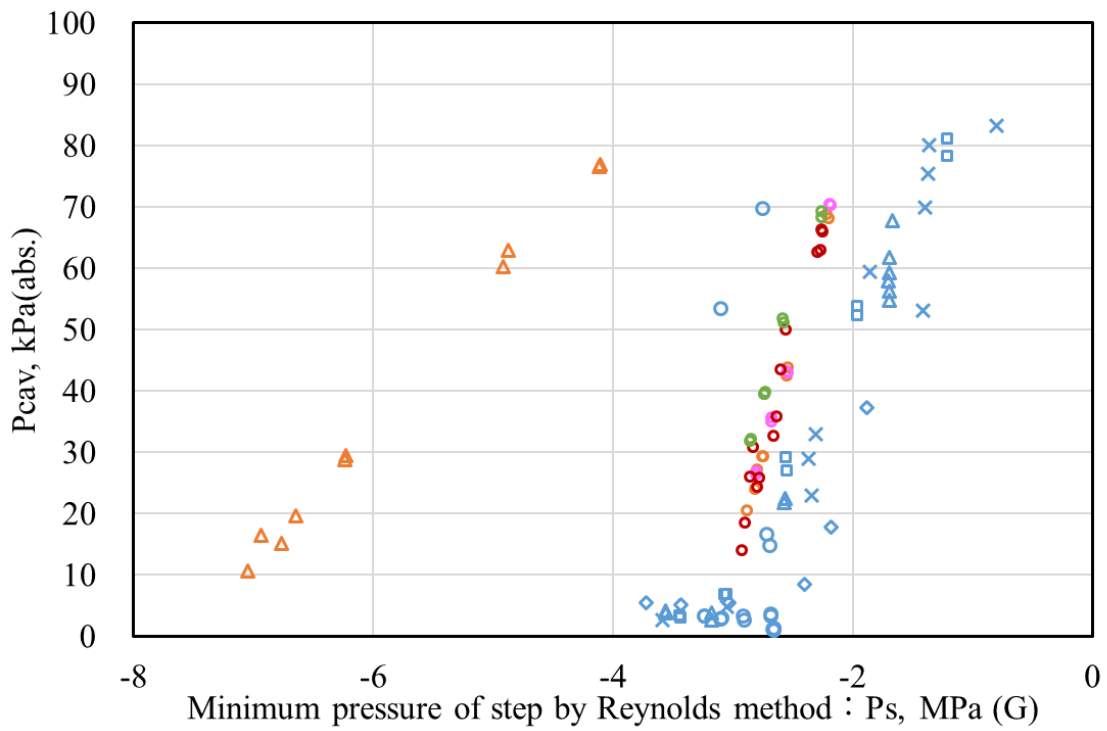


Fig. 6.1-3 Calculation resultss of minimum pressure of step by Reynolds method

6.2 溶存気体の放散によるキャビテーション圧力推定の検証

キャビテーション圧力は、しゅう動環境、条件によって、液体の飽和蒸気圧近傍から大気圧を超えるまで幅広く変化する。これは、負圧をきっかけにして蒸気性キャビテーション主体で初生したキャビテーション気泡に、液体中の溶存気体が放散することにより気体性キャビテーションの割合が増加することによるものと考えられる。液体中の溶存気体は、キャビテーション気泡との接液面から放散して気泡内に溶け込むと考えられる。理論的には、キャビテーション圧力がメカニカルシール周囲の液体圧力より低い限り、その気体の分圧の差により、絶えずキャビテーション気泡内に気体が放散し続ける。そのため、いずれキャビテーション圧力は周囲の流体圧力に等しくなると考えられる。しかし、実現象では、周囲の流体圧力とは異なる、ある一定のキャビテーション圧力に安定する。これは、キャビテーション圧力安定状態においては、液体からキャビテーション気泡内に放散された気体と同じ量の気体が、気泡外に排出されていることを示唆している。モデル図を Fig. 6.2-1 に示す。実際に、4.5 節および 4.7 節の実験においてはキャビテーション気泡の後端から気泡が分離し、排出される現象を観察している。この気体排出量はしゅう動環境、条件により異なり、キャビテーション圧力が決定されると考えられる。そこで、本節ではしゅう動面間液膜内の気体の拡散モデルを検討し、キャビテーション圧力の推定を試みた。

6.2.1 しゅう動面液膜内の気体拡散のモデル化

液膜流れは定常な二次元の層流であるとする。Fig. 6.2-2 にモデルの概略図を示す。しゅう動面膜厚を h 、壁面移動速度を U 、キャビテーション領域における気液界面の抵抗はないと仮定してキャビテーション領域上部の液膜厚を $h/2$ とし、キャビテーション気泡の上面のみが液体に接しているとし、液膜内における溶存気体の移流拡散を考えると、溶存気体濃度(kg/m^3)を $c(x,y)$ 、拡散係数(m^2/s)を D として、

$$\frac{U}{2} \frac{\partial c}{\partial x} = D \left(\frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 c}{\partial y^2} \right) \cong D \frac{\partial^2 c}{\partial y^2}$$

$$x = 0; \quad c = c_\infty$$

$$y = 0; \quad c = c_s(p_c)$$

$$y = h; \frac{\partial c}{\partial y} = 0$$

代表速度 U ，代表長さ h とし $x^* = x/h$ ($0 < x^* < L/h$)， $y^* = y/h$ ($0 < y^* < 1$)，
無次元の溶存気体濃度を $c^* = (c - c_s)/(c_\infty - c_s)$ とすると，

$$\frac{\partial c^*}{\partial x^*} = \frac{1}{\text{Pe}_D} \frac{\partial^2 c^*}{\partial y^{*2}}, \quad \text{Pe}_D = \frac{Uh}{D2}$$

$$x^* = 0; \quad c^* = 1$$

$$y^* = 0; \quad c^* = 0$$

$$y^* = 1; \quad \frac{\partial c^*}{\partial y^*} = 0$$

となる．よってこの解 $c^*(x^*, y^*)$ は Pe_D （ペクレ数またはシュミット数×レイノルズ数）のみの関数となる．

気液界面から溶存気体が放散する質量流束は，

$$\dot{m}(x) = D \left. \frac{\partial c}{\partial y} \right|_{y=0} = \frac{D}{h} (c_\infty - c_s) \left. \frac{\partial c^*}{\partial y^*} \right|_{y^*=0}$$

無次元質量流束を次のように定義すると，

$$\dot{m}^*(x^*) = \frac{\dot{m}(x)}{D(c_\infty - c_s)/h} = \left. \frac{\partial c^*}{\partial y^*} \right|_{y^*=0} = f(x^*, \text{Pe}_D)$$

幅 B ，長さ L ($L^*=L/h$) のキャビテーション気泡に放散する溶存気体の質量流量は，

$$\dot{M} = B \int_0^L \dot{m}(x) dx = Bh \int_0^{L^*} \frac{D}{h} (c_\infty - c_s) f(x^*, \text{Pe}_D) dx^* = BD(c_\infty - c_s) \int_0^{L^*} f(x^*, \text{Pe}_D) dx^*$$

無次元質量流量を次のように定義すると，

$$\dot{M}^* = \frac{\dot{M}}{BD(c_\infty - c_s)} = \int_0^{L^*} f(x^*, \text{Pe}_D) dx^* = F(\text{Pe}_D, L^*)$$

よって，無次元質量流量は， Pe_D ， L^* だけで決まる．

このように溶存気体の放散が起こる状態で、キャビテーション気泡の内圧が定常的であるためには、気泡の後方から、気泡群として気泡内の気体が排出されると考える。

$$\dot{M} = \rho_g Q = \frac{p_c}{RT} Q$$

ここで、 Q は放出気泡群の体積流量、 ρ_g は気泡内の気体の密度、 R は気体定数、 T は温度であり、この密度はキャビテーション気泡内の気体の密度と同じであると仮定している。

排出気泡群の体積流量は、

$$Q = \frac{\dot{M}}{p_c} RT = BDRTH' \left(\frac{c_\infty}{c_s(p_c)} - 1 \right) \int_0^{L^*} f(x^*, Pe_D) dx^*$$

ここで、 $H' = C_s(p_c)/p_c$ はヘンリー定数に相当する。

流量係数を定義すれば、

$$C_Q = \frac{Q}{BhU/2} = \frac{1}{Pe_D} H' RT \left(\frac{c_\infty}{c_s(p_c)} - 1 \right) \int_0^{L^*} f(x^*, Pe_D) dx^*$$

$H'RT$ は気液の物性で決まる。 c_∞ は溶解量の条件、液膜流れの無次元数は流量係数とペクレ数、寸法の条件は L^* 、溝深さの効果は流れを介して発現し C_Q に含まれると考えられる。

また、排出気泡群の体積流量 Q はキャビテーション気泡の後縁近傍の液体の流れで決まるため、 C_Q と、しゅう動環境、条件との関係を示すことができれば、キャビテーション気泡の気体の分圧 p_c がある程度推定できると考えられる。

6.2.2 無次元溶存気体濃度の解法

無次元溶存気体濃度は一次元非定常問題であるので、陽解法で解く。

y^* について中心差分、 x^* について前方差分をとると、

$$y^* = \left(j - \frac{1}{2} \right) \delta y^* \quad (j = 0, 1, \dots, N, N+1), \quad \delta y^* = \frac{1}{N}$$

$$x^* = k \delta x^* \quad (k = 0, 1, \dots, M), \quad \delta x^* = \frac{L}{M}$$

$c = c_{j,k}$ と表記し差分式で記述すると、

$$\frac{1}{\delta x^*} (c_{j,k+1} - c_{j,k}) = \frac{D}{\delta h^2} (c_{j-1,k} - 2c_{j,k} + c_{j+1,k})$$

$c_{j,k+1}$ について整理すると,

$$c_{j,k+1} = \alpha c_{j-1,k} + (1 - 2\alpha)c_{j,k} + \alpha c_{j+1,k},$$

ここで $\alpha = \frac{D\delta x^*}{\delta y^{*2}}$ であり, 上記陽解法で安定的に解くには $\alpha < 0.5$ が条件となる. ま

た, 初期境界条件は,

$$c_{j,0} = 1 \quad (j = 0, 1, \dots, N, N+1)$$

$$c_{0,k} = -c_{1,k} \quad (k = 0, 1, \dots, M)$$

$$c_{N,k} = c_{N+1,k} \quad (k = 0, 1, \dots, M)$$

となる.

6.2.3 解析条件

4.4~4.7 節および 5.3 節にて行った, 常温近傍におけるキャビテーション圧力測定実験結果を対象に, 各実験条件における排出気泡群の流量係数 C_Q を求めた. しゅう動面膜厚 h は第 2 章で述べた, 円筒座標系の二次元 Reynolds 方程式を用いた数値解析により求めた値を適用し, 壁面移動速度 U はしゅう動面平均周速, キャビテーション気泡の幅 B は逆レイリーステップ溝の径方向幅 1.4mm, 長さ L は溝の周方向長さとした. なお, 表面テクスチャリング Type B におけるキャビテーション気泡の長さは, 観察結果から溝先端で生じる液膜領域の平均値を求め, 溝長さから減じた値とした. 気体定数 R は $8.31 \text{ Pa} \cdot \text{m}^3 / (\text{K} \cdot \text{mol})$ とし, 温度 T は各実験で実測したしゅう動面近傍温度, キャビテーション気泡の気体の分圧 p_c は, 実測したキャビテーション圧力から, 各流体の飽和蒸気圧を減じた値を適用した. 実験結果によっては圧力センサの測定誤差によりキャビテーション圧力が飽和蒸気圧以下

を示す場合があり、その場合は p_c を 1Pa と仮定した。また、拡散係数 D については、水に対する窒素・酸素の拡散係数は文献[4]より 25°Cの値を代表値として適用した。各潤滑油に関する拡散係数 D は情報が得られなかったため、5.4 節にて調査した総括物質移動係数について、各潤滑油と水の比率をそれぞれ算出し、水の拡散係数に乗じた値を、各潤滑油の拡散係数として適用した。各液体における酸素、窒素の拡散係数を Table 6.2-1 に示す。なお、本研究における各潤滑油と粘度が比較的近いマシン油、VG10 および VG22 の 30°Cにおける理論計算で求めた拡散係数は $11.5 \times 10^{-10} \text{m}^2/\text{s}$ および $5.4 \times 10^{-10} \text{m}^2/\text{s}$ である⁵⁾。総括物質移動係数から類推した各潤滑油の拡散係数は、 $7.6 \sim 9.6 \times 10^{-10} \text{m}^2/\text{s}$ と同等であることから、大きな問題はないと考えられる。

また、雰囲気気体が空気の場合、ボイド率等を考慮すると水中のキャビテーション気泡の気体は、酸素 1 : 窒素 2 となると考えられる。ただし、各潤滑油におけるボイド率等が不明なことから、本項では、ヘンリー則に基づき、溶存気体が放散したものと仮定して、水、各潤滑油における体積流量を計算した。

6.2.4 解析結果および考察

$c^*(x^*, y^*)$ の解析結果の例を Fig. 6.2-3 および Fig.6.2-4 に示す。Fig. 6.2-3 は、水、液温 25°C, $U=2.83 \text{m/s}$, $h=0.90 \mu\text{m}$, $L=19.71 \text{mm}$, $x=0.2 \text{mm}$, $P_{\text{cav}}=3.0 \text{kPa}(\text{abs.})$ における酸素濃度の解析結果、Fig. 6.2-4 は、PAO, 43°C, $U=2.83 \text{m/s}$, $h=3.61 \mu\text{m}$, $L=19.71 \text{mm}$, $x=19.71 \text{mm}$, $P_{\text{cav}}=20.5 \text{kPa}(\text{abs.})$ における酸素濃度の解析結果である。なお、メッシュ数はいずれの計算においても $(x : y) = (100,000 : 100)$ とした。Fig. 6.2-3 においては、解析範囲が $x=0.2 \text{mm}$ と非常に短いにもかかわらず、キャビテーション気泡の始端から距離 0.04mm ($x=20,000$ メッシュ) において、気液界面における濃度勾配は 100 分の 1 程度に減少している。これは、液中の溶存気体の放散は、キャビテーションの始端付近でほぼ完了することを意味する。一方で、Fig. 6.2-4 においては、キャビテーション気泡の始端から距離 7.88mm ($x=40,000$ メッシュ) でようやく濃度勾配が 100 分の 1 程度に減少しており、条件により拡散状況は大きく異なる。これは、水においては液膜厚さ h が小さく、拡散係数が大きいために放散しやすく、PAO においては液膜厚さ h が大きく、拡散係数が小さいために放散し難いことによるものである。

Figure 6.2-5 に 4.4~4.7 節および 5.3 節にて行った各実験条件における無次元質量流量

の計算結果を示す。ペクレ数 Pe_D で整理すると、無次元質量流量とペクレ数はほぼ一致することが確認された。ペクレ数が約 3500 以上では無次元質量流量はペクレ数より小さい値示すが、大きな差異はなく、本モデルにおいては、いずれの実験においても液中の溶存気体の放散はほぼ完了するということである。窒素においても同様であった。

Figure 6.2-6 および Fig. 6.2-7 に、水、各潤滑油の流量係数 C_Q の計算結果をそれぞれ示す。酸素、窒素それぞれの流量を求め合計した。横軸を流量係数 C_Q 、縦軸をキャビテーション圧力として整理した。流量係数とキャビテーション圧力には相関が認められ、液体毎に一つの曲線にまとまっていることがわかる。流量係数 C_Q にはキャビテーション圧力から求めた気体濃度 $C_s(P_c)$ が含まれるため、相関が認められるのは当然である。本モデルにおいては、質量流速とペクレ数がほぼ一致するため、流量係数 C_Q は液体の特性値 $H'RT$ と液中の初期溶存気体量で決定される。そのため、液体の特性値、溶存気体量毎にカーブの形状が異なることがわかる。

なお、流量係数 C_Q をしゅう動環境、条件などキャビテーション圧力以外のパラメータから推定できれば、キャビテーション気泡の気体の分圧 p_c 、すなわちキャビテーション圧力を求めることが可能となる。しかしながら、しゅう動速度や圧力係数 C_Q 、段差部最小圧力 P_s など、複数のパラメータから C_Q の推定を試みたが、強い相関が認められるパラメータは現時点では発見できなかった。

以上より、液体中の溶存気体の放散と排出によりキャビテーション圧力が決定されるとの考えを基に、移流方程式を用いたしゅう動面液膜内の気体拡散のモデル化を検討した。その結果、各実験におけるキャビテーション圧力は、液体の特性値、溶存気体量により説明が可能であることが明らかとなり、キャビテーション圧力推定方法の基礎が完成した。

ただし、キャビテーション圧力の推定のために必要な流量係数 C_Q の推定には至らず、今後さらなる検討が必要である。

Table 6.2-1 Diffusion coefficient

Fluid	Gas type	K_L (m/s)	Diffusion coefficient (m ² /s)	Henry constant (Pa·m ³ /mol)
Water	N ₂	0.00000548	2.34*10 ⁻⁹	98954
	O ₂	0.0000514	2.51*10 ⁻⁹	86019
PAO	N ₂	0.00000184	7.84*10 ⁻¹⁰	28651
	O ₂	0.00000173	8.46*10 ⁻¹⁰	18005
PDMS	N ₂	0.00000179	7.65*10 ⁻¹⁰	17703
	O ₂	0.00000165	8.04*10 ⁻¹⁰	11418
POE	N ₂	0.00000187	7.98*10 ⁻¹⁰	20771
	O ₂	0.00000179	8.77*10 ⁻¹⁰	15222
PAG	N ₂	0.00000204	8.72*10 ⁻¹⁰	34850
	O ₂	0.00000197	9.64*10 ⁻¹⁰	22723

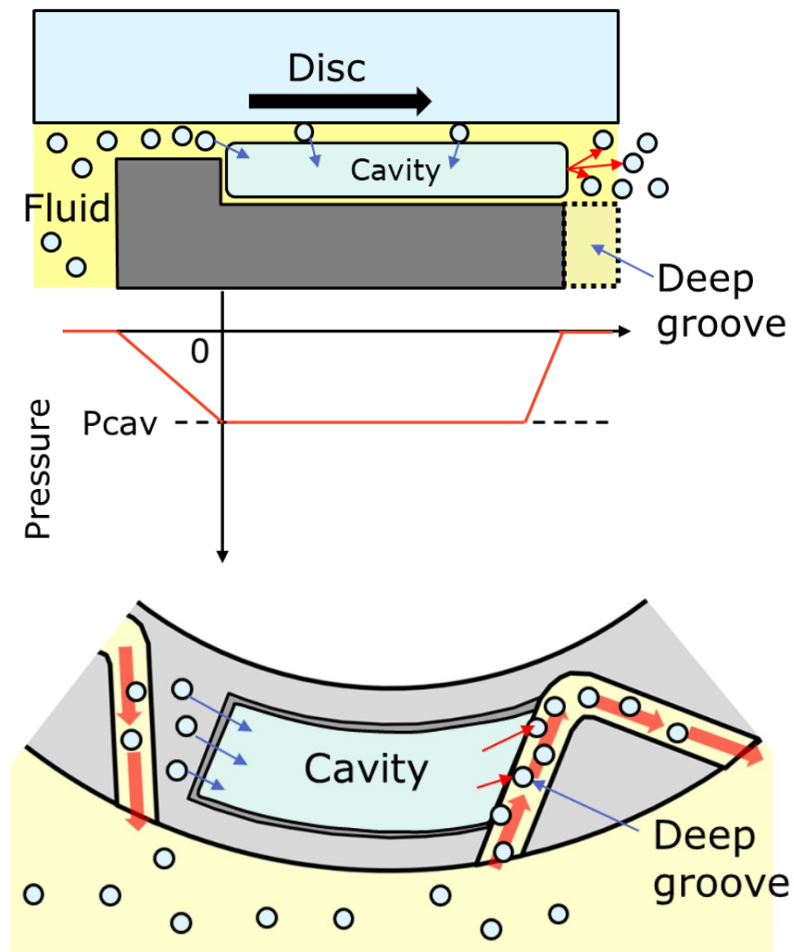


Fig. 6.2-1 Model of absorption and discharge of dissolved gas into cavitation

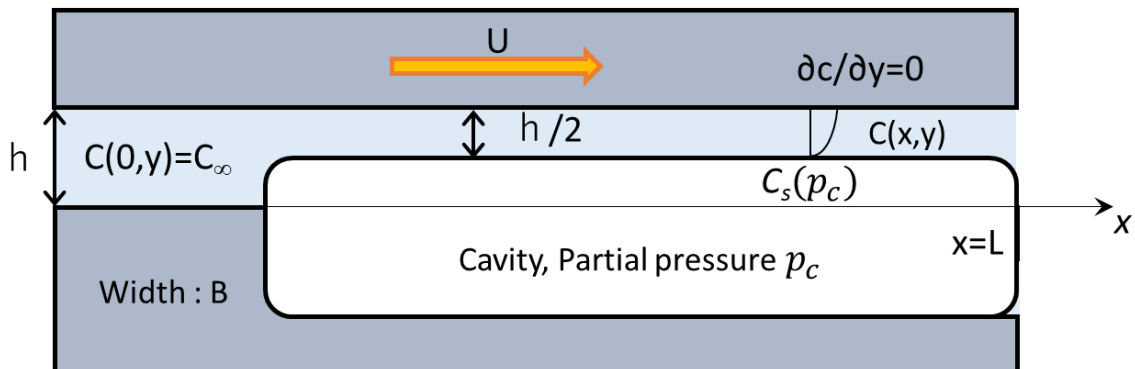
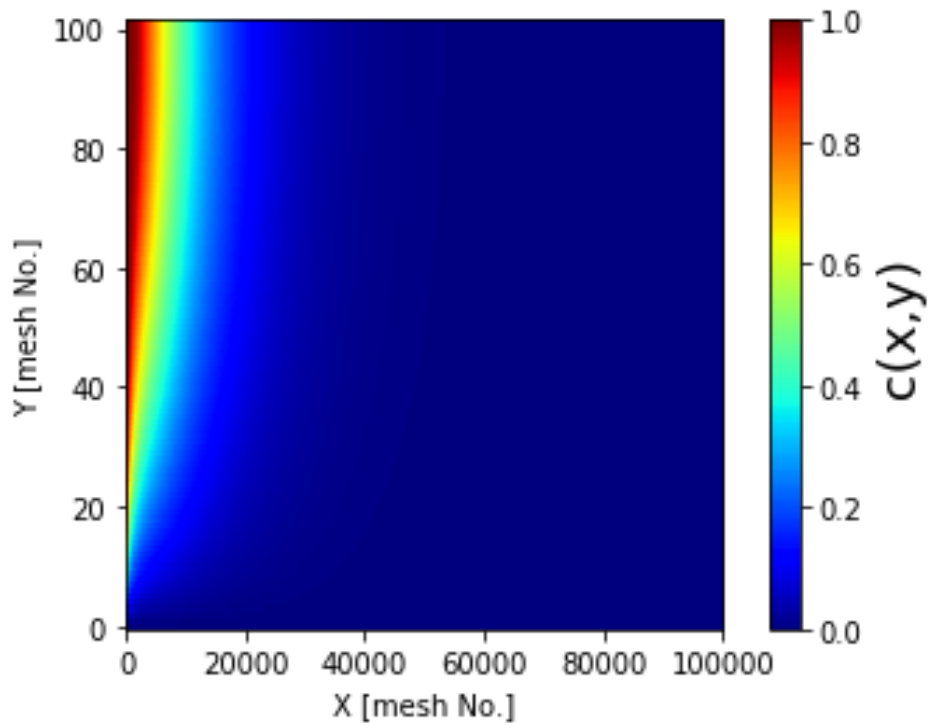
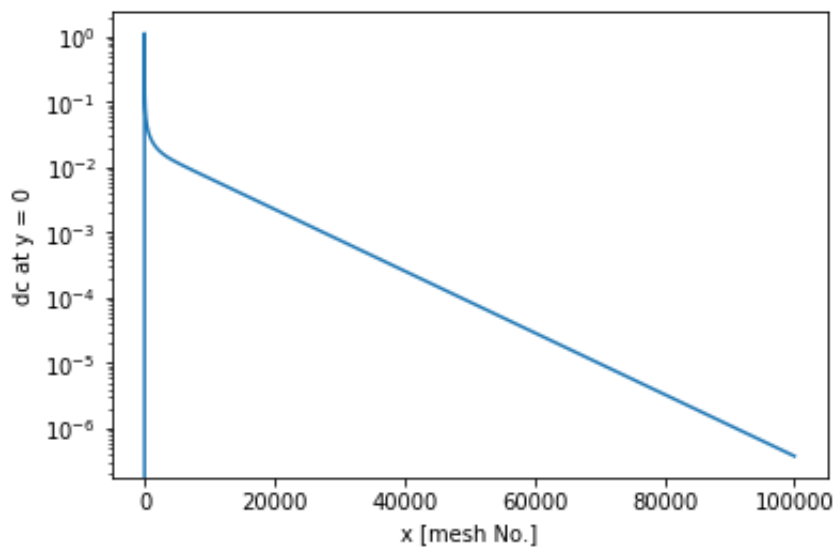


Fig. 6.2-2 Calculation model of Gas diffusion

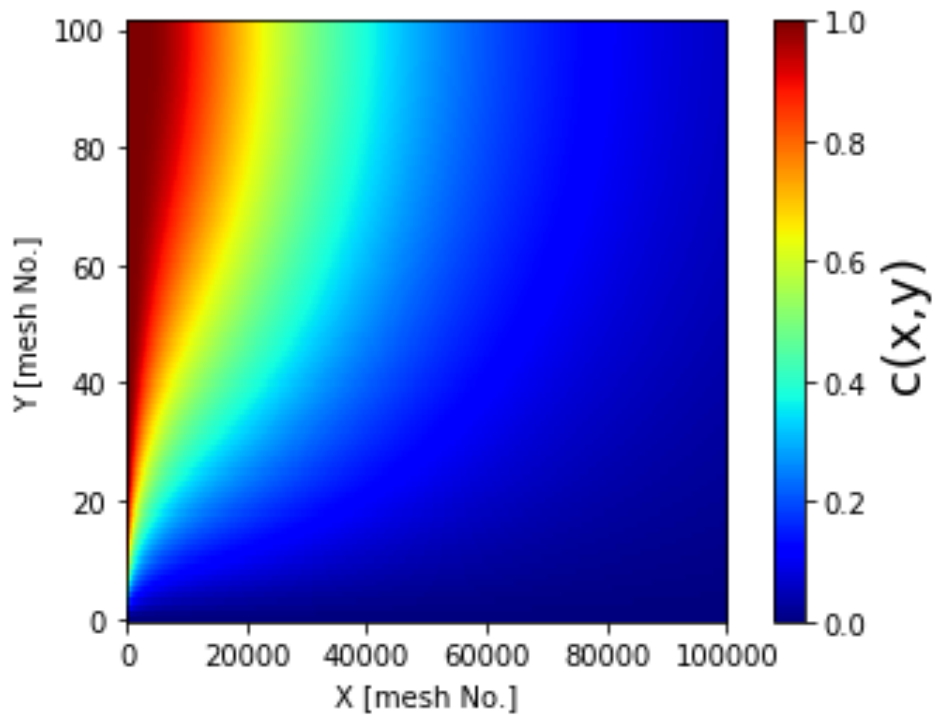


a) Distribution of gas concentration

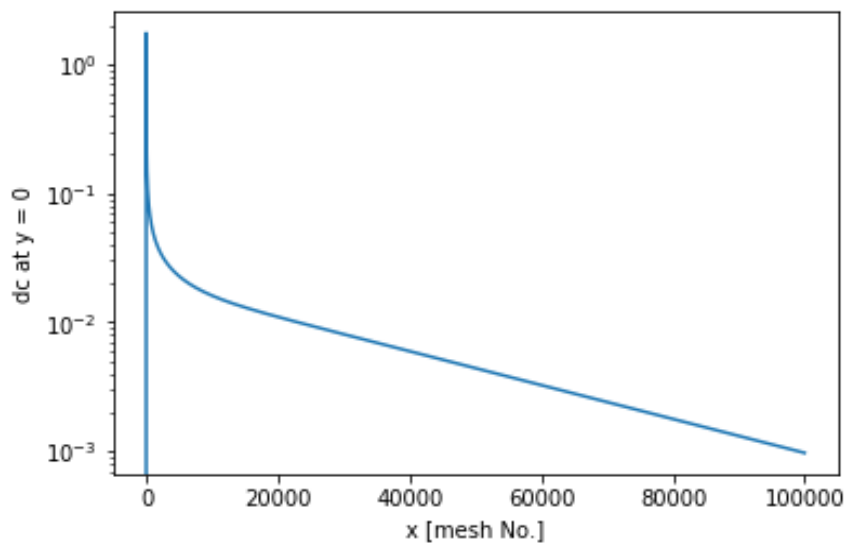


b) Distribution of gas concentration at y=0

Fig. 6.2-3 Calculation result of Gas diffusion at Water



a) Distribution of gas concentration



b) Distribution of gas concentration at y=0

Fig. 6.2-4 Calculation result of Gas diffusion at PAO

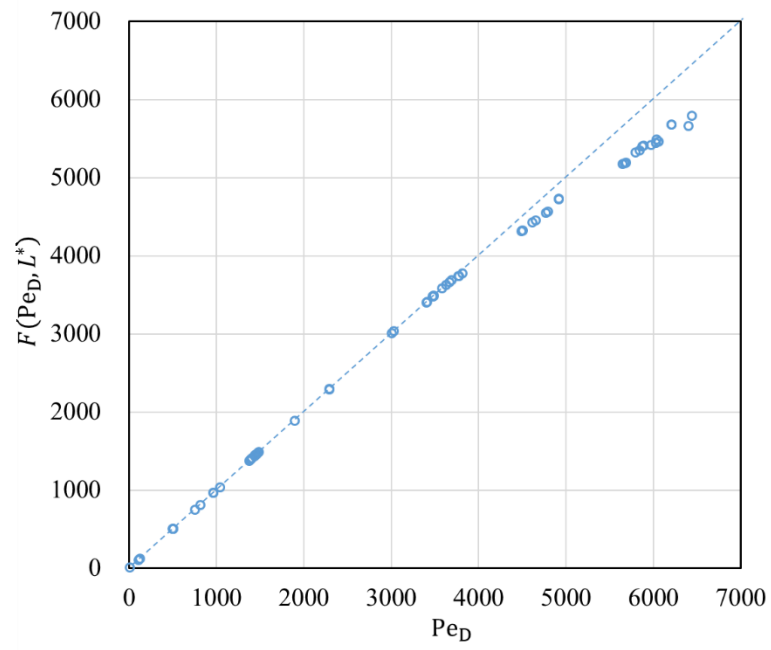


Fig. 6.2-5 Calculation results of dimensionless mass flow rate

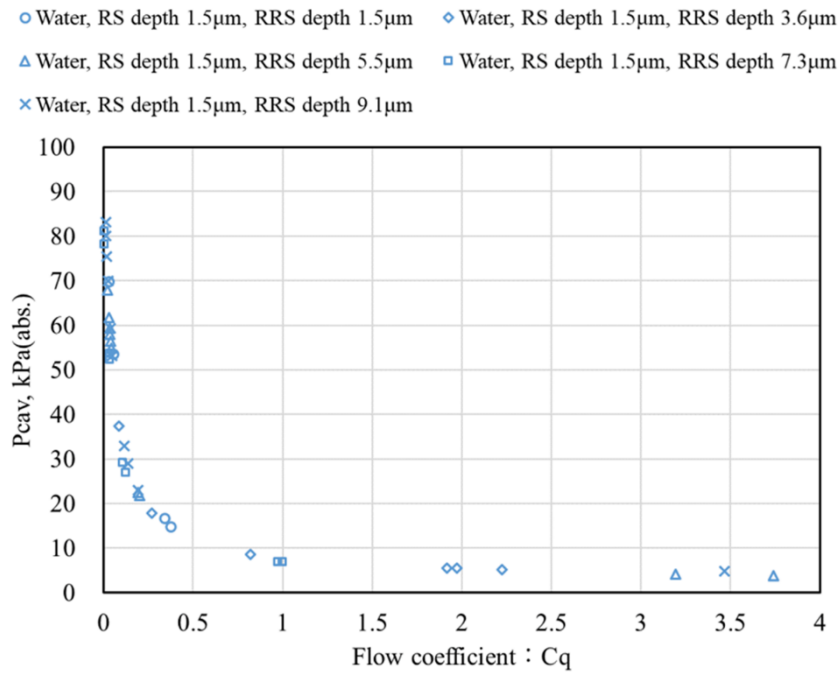


Fig. 6.2-6 Relationship between flow coefficient and cavitation pressure of water

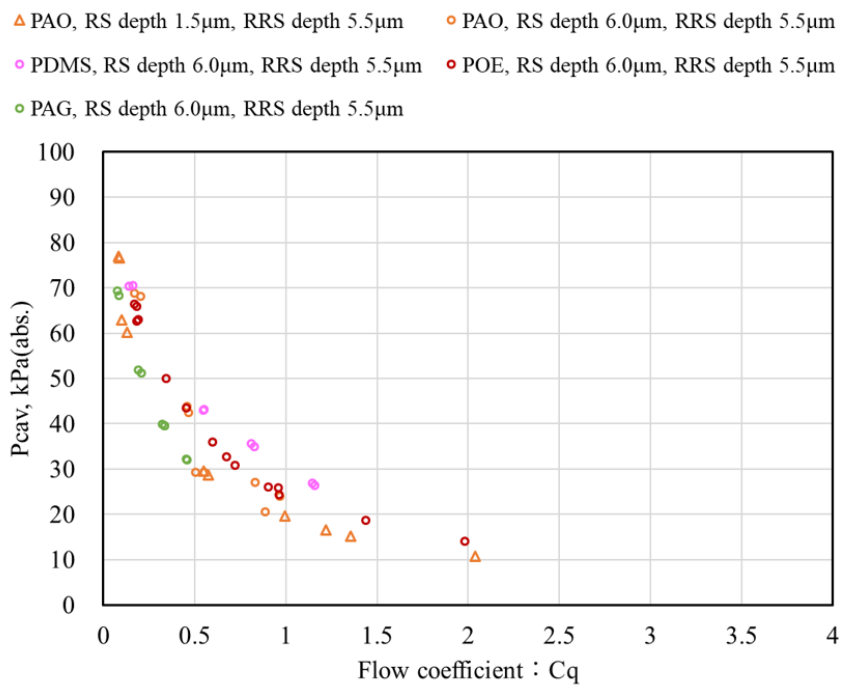


Fig. 6.2-7 Relationship between flow coefficient and cavitation pressure of oil

6.3 実験パラメータによるキャビテーション圧力推定の検証

6.2 節までに、キャビテーション圧力推定モデルを検討したが、現時点においては理論的に説明可能なモデルは得られなかった。そこで、本節では実験結果から実験式を推定した。これまでの考察をまとめると以下となる。

・キャビテーション気泡の圧力は、負圧をきっかけにして蒸気性キャビテーション主体で初生したキャビテーション気泡に、液体中の溶存気体が放散することにより気体性キャビテーションの割合が変化することにより決定される。その割合はしゅう動環境、条件により異なり、液体中の溶存気体の放散とキャビテーション気泡からの分離排出のバランスにより決定される。

・液体中の溶存気体の放散は、6.2 節で述べたように、液体中の気体拡散係数、膜厚、しゅう動速度等に依存し、メカニカルシールしゅう動面においては、その大半はキャビテーション気泡の始端付近で生じる。

・キャビテーション気泡の後端付近では気泡から微小な気泡が分離し、排出が生じる。この排出量がキャビテーション中の蒸気と気体の割合を決定するため、非常に重要な因子となる。

・キャビテーション圧力がとり得る最小の圧力は、液体の飽和蒸気圧である。

キャビテーション気泡後端からの微小気泡の排出については、乱流により気泡が分離しやすくなると考えられる。しかし、メカニカルシールしゅう動面の逆レイリーステップ溝の液膜は流れ場に対して非常に薄くレイノルズ数は小さいため、乱流は生じにくい。4.5 節における実験結果では、逆レイリーステップ溝が浅いほど、また、しゅう動速度が高いほど、キャビテーション圧力が低下しており、さらに、5.3 節における実験では、しゅう動面膜厚が小さいほど、キャビテーション圧力が低下している。このことから、逆レイリーステップ溝における液体のせん断速度 U_s (1/s)

$$U_s = U / \{2(h_0 + D_{RRS})\} \quad (6.3-1)$$

と、キャビテーション圧力は相関する可能性が考えられる。ここで、 U : しゅう動速度(m/s), h_0 : しゅう動面最小膜厚(m), D_{RRS} : 逆レイリーステップ溝深さ(m)である。

Figure 6.3-1 に、表面テクスチャリング Type A における、水、常温、大気圧下のキャビテーション圧力を、キャビテーション後端直後の逆レイリーステップ溝内液膜のせん断速度 U_s で整理して示す。せん断速度 U_s の算出に必要なしゅう動面間最小膜厚は第 2 章で述べた、円筒座標系の二次元 Reynolds 方程式を用いた数値解析手法により求めた。いずれの溝深さにおいても、液膜液膜のせん断速度 U_s とキャビテーション圧力に負の相関が認められた。せん断速度 $U_s : 2 \times 10^5$ を超える領域ではキャビテーション圧力は水の飽和蒸気圧近傍となる。キャビテーション圧力が飽和蒸気圧近傍まで到達しない領域を、圧力センサの誤差を加味してキャビテーション圧力 6kPa(abs.)以上とし、抜粋したグラフを Fig. 6.3-2 に示す。各溝深さにおいて、せん断速度 U_s とキャビテーション圧力には線形の相関が認められた。なお、切片は大気圧 101.3kPa(abs.)とした。また、溝深さが大きい程、近似線の傾きが小さくなり、溝深さ 1.5 μ m と 9.2 μ m ではおよそ 2 倍の差が認められた。Fig. 6.3-3 に、逆レイリーステップ溝深さ 5.5 μ m を基準に、各溝深さにおける近似線の傾きの比率を示す。逆レイリーステップ溝深さ D_{RRS} (m)と、近似線の傾きの比率 C_D には、

$$C_D = 1.975 \times e^{-155203D_{RRS}} \quad (6.3-2)$$

の関係が認められた。これは、逆レイリーステップ溝深さが単にせん断速度 U_s として影響するだけでないことを示唆し、溝の圧力係数 C_p の影響を表しているのではないかと考えられる。なお、本研究の範囲内においては、逆レイリーステップ溝深さが小さいほど圧力係数 C_p は増加するが、溝深さをさらに小さくすればいずれ圧力係数 C_p は減少に転じ、キャビテーション圧力への影響が逆転する変曲点が存在する可能性が考えられる。ただし、実用上、そのような設計をすることは稀である。

式(6.3-2)により求めた比率 C_D を補正係数としてせん断速度 U_s に乗じることで、収束性が向上する。

次に、逆レイリーステップの溝長さの影響について考える。Fig. 6.3-4 に、4.4 節におけるキャビテーション圧力測定結果とせん断速度 U_s の関係を示す。逆レイリーステップ溝長さが短いほど、同じせん断速度におけるキャビテーション圧力が高いことから、キャビテーション気泡がせん断を受ける距離が長いほどキャビテーション気泡の分離排出量が増加す

る可能性が考えられる。そこで、せん断速度 U_s に逆レイリーステップ溝長さを乗じ、その影響を加味することとした。Fig. 6.3-5 に、キャビテーション圧力と、せん断速度 U_s × 溝長さの関係について示す。溝長さを乗じたことで、収束性が向上した。ここで、圧力センサの誤差を加味してキャビテーション圧力 6kPa(abs.) 以上とし、抜粋したグラフを Fig. 6.3-6 に示す。溝深さの影響と同様に、溝長さによって近似線の傾きが異なることがわかる。Fig. 6.3-7 に示すように、逆レイリーステップ溝長さ 19.71mm を基準に、溝長さ と 近似線の傾きの比率を整理したと、逆レイリーステップ溝長さ L_{RRS} (m) と、近似線の傾きの比率 C_L には、

$$C_L = 0.315 \times \ln(L_{RRS}) + 2.26 \quad (6.3-3)$$

の関係が認められた。 C_L を補正係数としてせん断速度 U_s に乗じることで、収束性が向上する。

さらに、しゅう動面外周流体の圧力の影響について考える。4.6 節における実験結果から、キャビテーション圧力が流体の飽和蒸気圧より十分大きい範囲においては、キャビテーション圧力は、おおよそ外周流体圧力を加算した値に等しいことが判明しているため、単純に、実験式により求めたキャビテーション圧力に外周流体の圧力を加算することとする。

なお、キャビテーションの発生の基本的な現象について確認するため、大気圧下における実験を主体に行ったが、一般に、メカニカルシールの密封流体は常に加圧されるため、外周流体圧力の影響についての更なる検討が必要である。

加えて、逆レイリーステップ溝の終端が正レイリーステップとなり正圧が生じる場合について考える。Fig. 6.3-8 に、せん断速度 U_s × 補正係数 C_D × 溝長さ L_{RRS} × 補正係数 C_L と、キャビテーション圧力との関係を示す。逆レイリーステップ溝深さ 5.5 μ m においては、溝終端で正圧が生じることでキャビテーション圧力が上昇し、近似線の傾きはおおよそ 1/2 であることがわかる。一方で、逆レイリーステップ溝深さ 1.5 μ m においては、近似線の傾きには大きな差はなく、また、切片が増加している。これは、溝終端で生じる正圧の大小によりキャビテーション圧力への影響が異なることを示唆する。本研究の結果を基にさらに検証を進める必要がある。

続いて、5.3節における実験結果を基に、各潤滑油の違いについて考える。各潤滑油中のキャビテーション圧力と、せん断速度 $U_s \times$ 補正係数 $C_D \times$ 溝長さ $L_{RRS} \times$ 補正係数 C_L の関係について Fig. 6.3-9 に示す。各潤滑油におけるキャビテーション圧力とせん断速度 $U_s \times$ 補正係数 $C_D \times$ 溝長さ $L_{RRS} \times$ 補正係数 C_L の関係は、レイリーステップ溝深さ（しゅう動面最小膜厚）に関係なくほぼ一致した。粘性の違いによるしゅう動面膜厚の差は、せん断率に含まれることで相殺されたものと考えられる。また、各潤滑油の実験における逆レイリーステップ溝深さはいずれも $5.5\mu\text{m}$ であるが、同じ逆レイリーステップ溝深さ $5.5\mu\text{m}$ における水中の近似線ともほぼ一致している。これは、液体の溶存気体量等の違いは、粘性としてしゅう動面膜厚に含まれるはずであるが、せん断率の変化で相殺されたものと考えられる。

なお、溶存気体量の影響についてはキャビテーション圧力へ及ぼす影響を十分に考察できなかつたため、本研究の結果を基にさらに検証を進める必要がある。

ここで、4.4～4.6節および5.3節の実験で測定したキャビテーション圧力から、しゅう動面外周流体圧力を減じた値を、逆レイリーステップ溝におけるせん断速度 $U_s \times$ 補正係数 $C_D \times$ 溝長さ $L_{RRS} \times$ 補正係数 C_L で整理し、Fig. 6.3-10 に示す。全測定データから求めた近似線の傾きは -0.028 であるので、キャビテーション圧力を説明する実験式は以下となる。

$$P_{cav} = -0.028 \times U_s \times L_{RRS} \times C_D \times C_L + P_{sys} \quad (6.3-4)$$

$$U_s = U / \{2(h_0 + D_{RRS})\}$$

$$C_D = 1.975 \times e^{-155203D_{RRS}}$$

$$C_L = 0.315 \times \ln(L_{RRS}) + 2.26$$

$$P_{cav} \geq P_{vapor}$$

ここで、 P_{cav} ：キャビテーション圧力(kPa)、 U ：しゅう動速度(m/s)、 h_0 ：しゅう動面最小膜厚(m)、 D_{RRS} ：逆レイリーステップ溝深さ(m)、 L_{RRS} ：逆レイリーステップ溝長さ(m)、 C_D ：溝深さ補正係数、 C_L ：溝長さ補正係数、 P_{sys} (kPa)：しゅう動面外周流体の圧力、

P_{vapor} (kPa) : 飽和蒸気圧である.

式(6.3-4)の意味は以下のように説明できる. キャビテーション気泡の圧力は, 気泡中の蒸気性キャビテーションと気体性キャビテーションの割合で決定される. 気体性キャビテーションの割合は, 液体中の溶存気体の放散と分離排出のバランスにより決定され, しゅう動速度, しゅう動面最小膜厚, 負圧溝の深さと長さ, しゅう動面外周の流体圧力に依存する.

式(6.3-4)を用いたキャビテーション圧力の推定手法について説明する. 式(6.3-4)にはしゅう動面最小膜厚 h_0 が含まれているため, 第 2 章で述べた, 円筒座標系の二次元 Reynolds 方程式を用いた数値解析手法に組み込んで用いる必要がある. 解析手順のフローチャートを Fig.6.3-11 に示す. まず, 初期膜厚 h_0 および諸特性を設定し, 式(6.3-4)よりキャビテーション圧力を求め, 初期キャビテーション設定圧力として解析し, 負荷容量を算出する. 負荷容量 W と目標荷重を比較し, 許容誤差範囲内に収まるまで初期膜厚 h_0 を変更して再度計算を繰り返す. 次に, 式(6.3-4)より, 算出したしゅう動面最小膜厚におけるキャビテーション圧力を求め, 初期設定したキャビテーション圧力と比較し, 誤差が許容範囲内であれば計算を終了, 誤差が許容範囲外であれば, 算出したキャビテーション圧力を解析値に設定して再度解析する. このようにして, 負荷容量 W と目標荷重が許容誤差範囲内に収まるしゅう動面最小膜厚におけるキャビテーション圧力の算出を繰り返し, 計算の前後における差が十分に小さくなるまで繰り返し収束させることで, キャビテーション圧力の推定が可能となる.

以上より, 本節では 5 章までに行った実験結果から, しゅう動速度, しゅう動面最小膜厚, 負圧溝の深さと長さ, しゅう動面外周の流体圧力の 5 つのパラメータによりキャビテーション圧力を推定できる実験式を確立した.

- Water, RS depth 1.5μm, RRS depth 1.5μm ◇ Water, RS depth 1.5μm, RRS depth 3.6μm
- △ Water, RS depth 1.5μm, RRS depth 5.5μm □ Water, RS depth 1.5μm, RRS depth 7.3μm
- × Water, RS depth 1.5μm, RRS depth 9.1μm

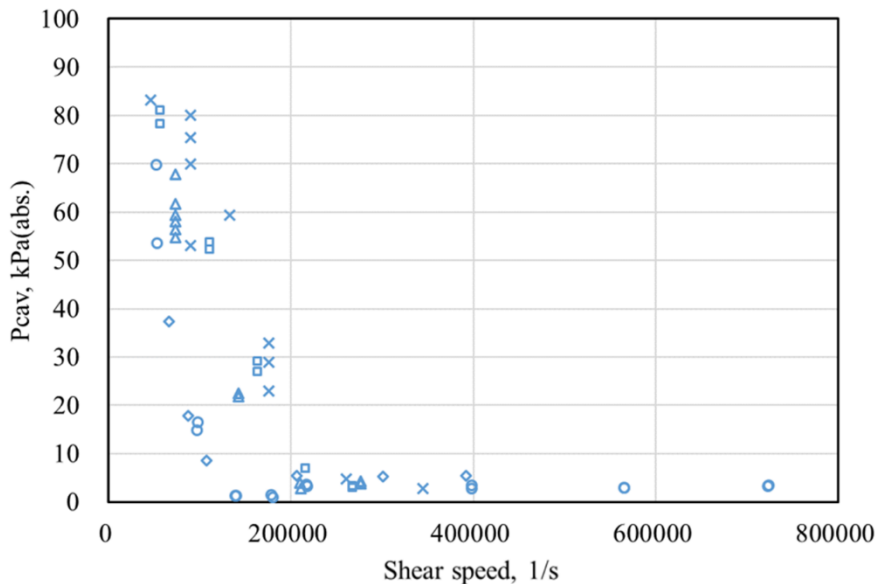


Fig. 6.3-1 Shear speed and cavitation pressure

- Water, RS depth 1.5μm, RRS depth 1.5μm ◇ Water, RS depth 1.5μm, RRS depth 3.6μm
- △ Water, RS depth 1.5μm, RRS depth 5.5μm □ Water, RS depth 1.5μm, RRS depth 7.3μm
- × Water, RS depth 1.5μm, RRS depth 9.1μm
- Linearization at RRS depth 1.5μm
- Linearization at RRS depth 3.6μm
- Linearization at RRS depth 5.5μm
- Linearization at RRS depth 7.3μm
- Linearization at RRS depth 9.1μm

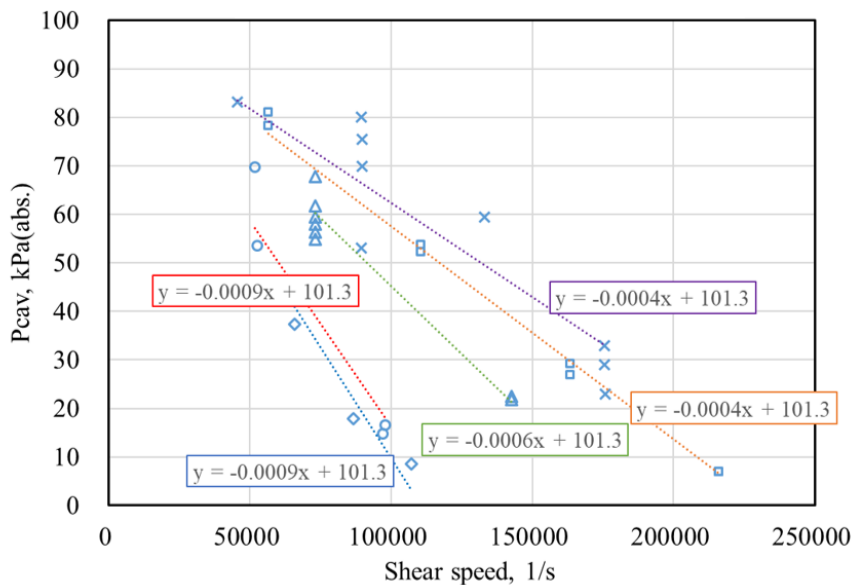


Fig. 6.3-2 Shear speed and cavitation pressure over 6kPa(abs.)

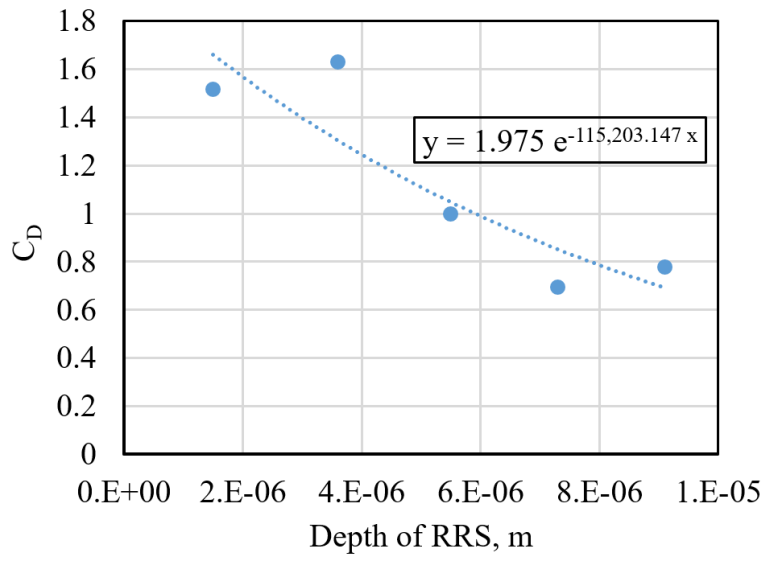


Fig. 6.3-3 Relationship between RRS depth and slope of approximate line

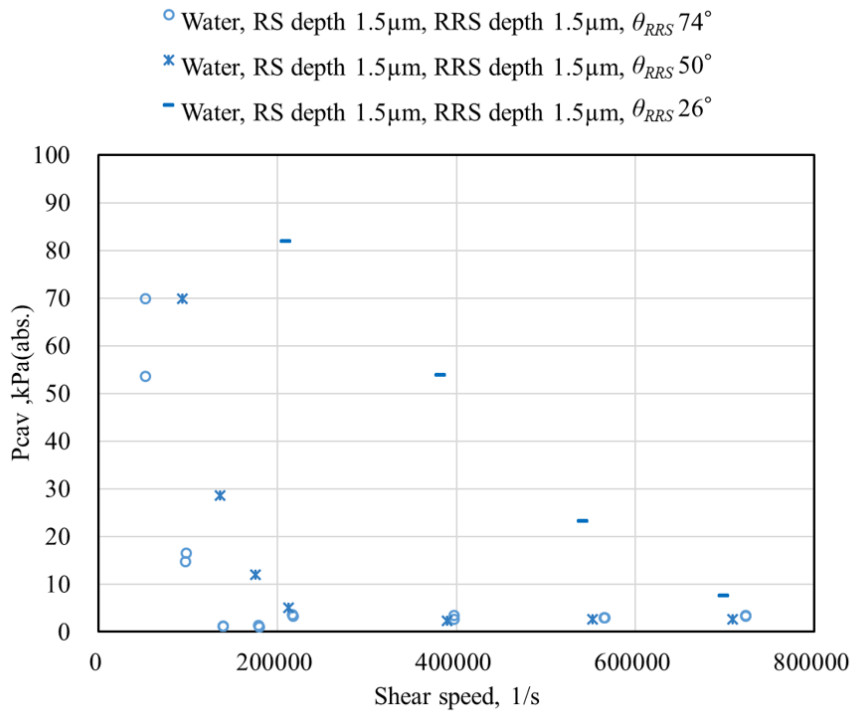


Fig. 6.3-4 Shear speed and cavitation pressure

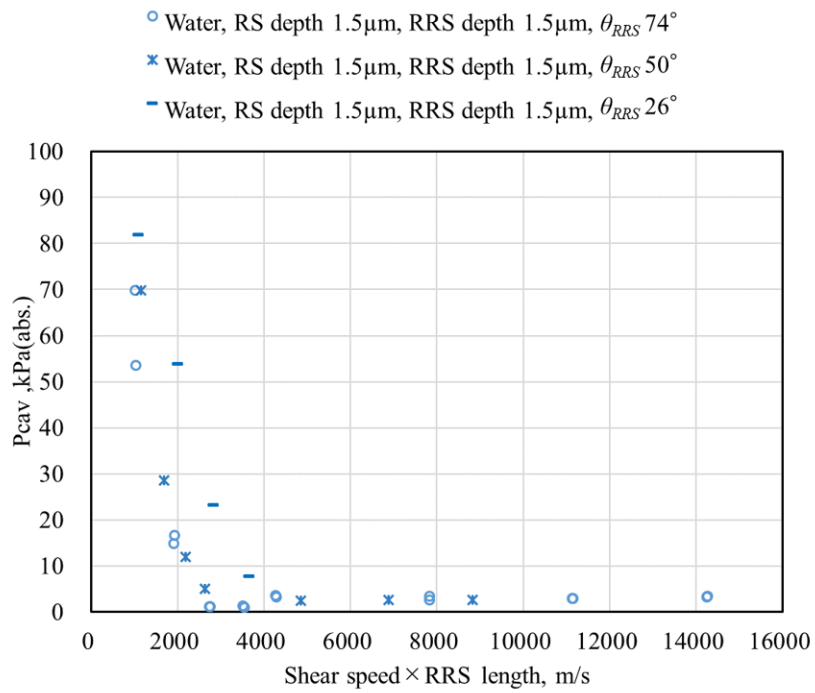


Fig. 6.3-5 Shear speed × RRS length and cavitation pressure

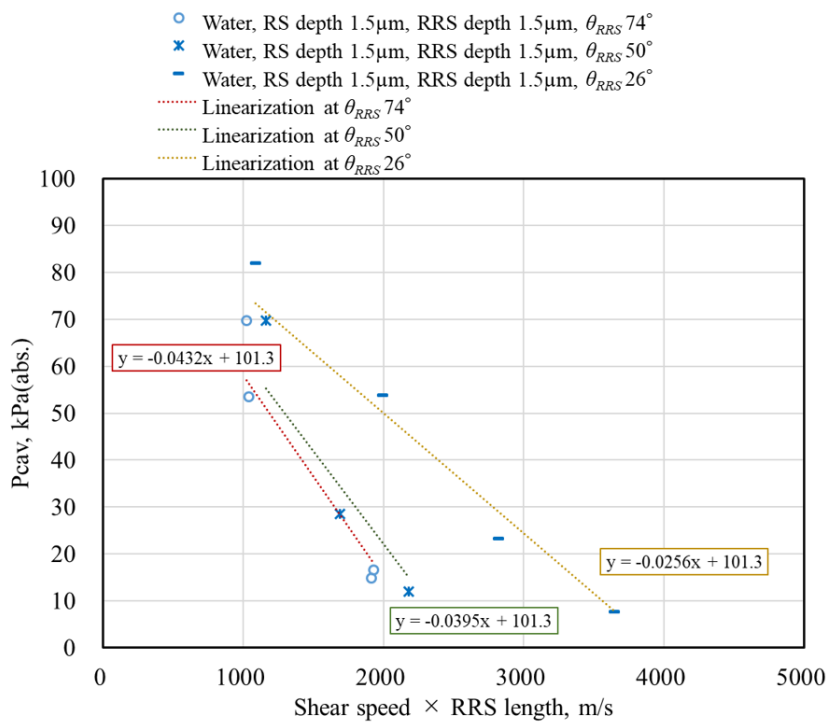


Fig. 6.3-6 Shear speed × RRS length and cavitation pressure over 6kPa(abs.)

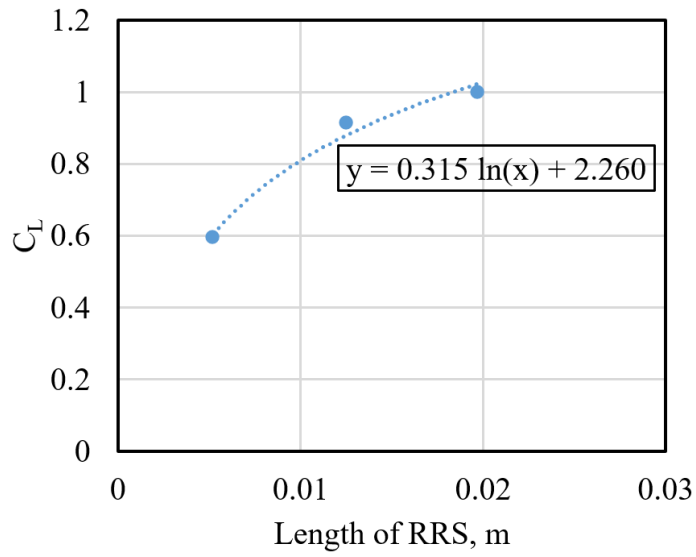


Fig 6.3-7 Relationship between RRS Length and slope of approximate line

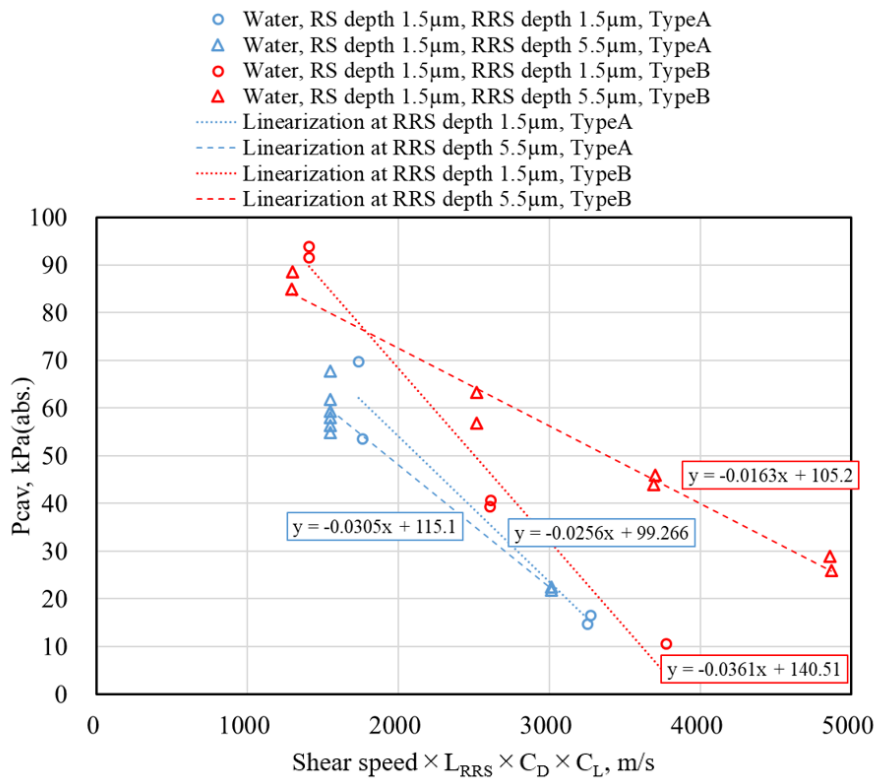


Fig. 6.3-8 Shear speed $\times L_{RRS} \times C_D \times C_L$ and cavitation pressure

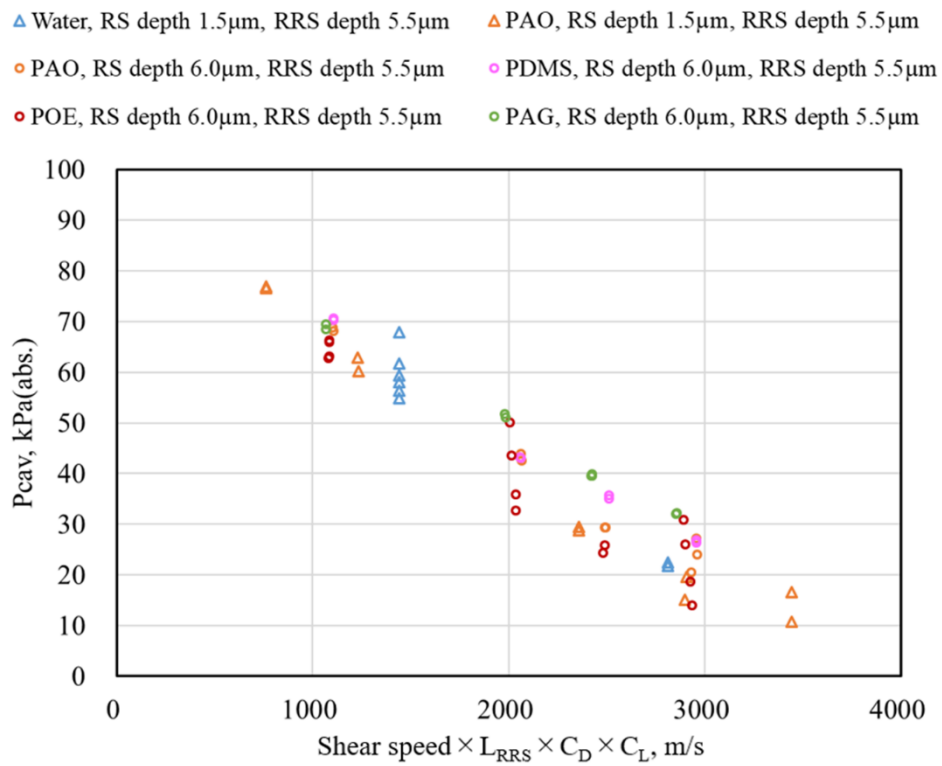


Fig. 6.3-9 Shear speed $\times L_{RRS} \times C_D \times C_L$ and cavitation pressure with oil

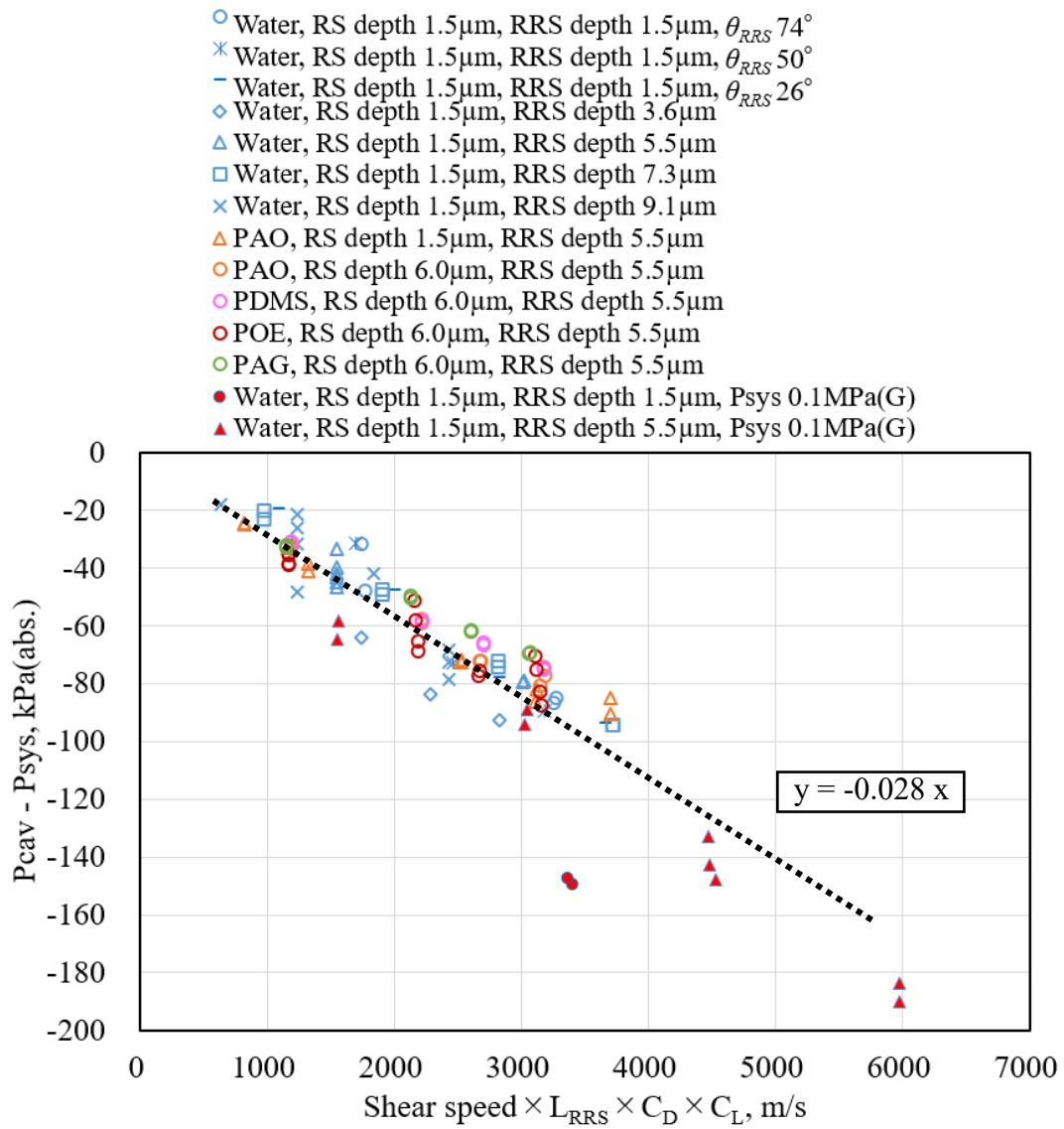


Fig. 6.3-10 Approximate line of all experimental results

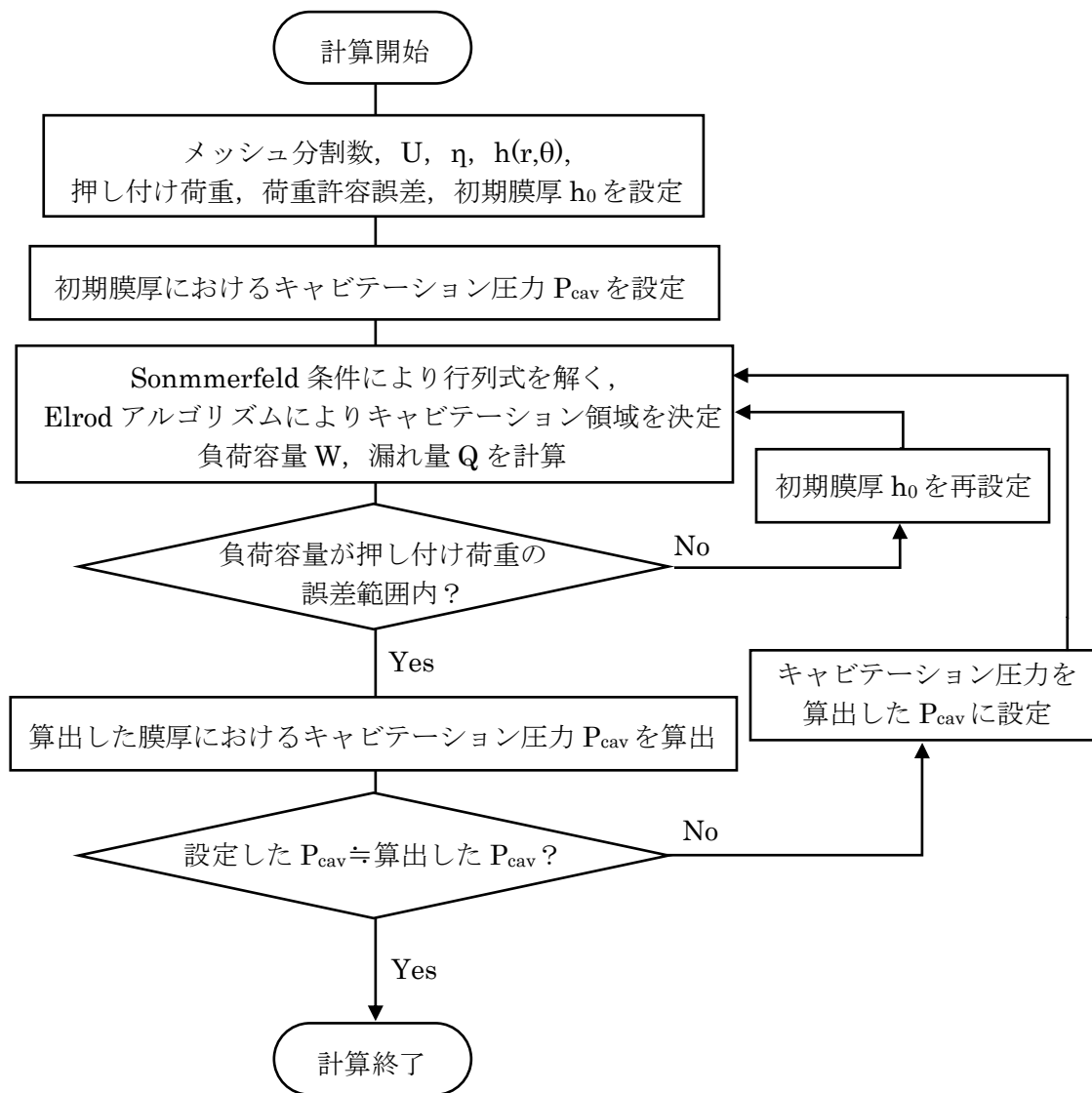


Fig. 6.3-11 Flowchart of numerical calculation

6.4 まとめ

本章では、第 5 章までに行った実験結果において確認されたキャビテーション圧力の特徴について考察し、キャビテーション圧力の推定モデルを検討した。その結果、以下の事項を明らかにした。

- ・逆レイリーステップ溝に生じる負圧の最小圧力により、キャビテーション圧力をひとつの式で包括的に示すことは困難である。ただし、定性的には、各しゅう動環境、条件の影響を示すことが明らかとなった。

- ・しゅう動面液膜内の溶存気体の放散によるキャビテーション圧力推定モデルを検討し、各実験におけるキャビテーション圧力は、液体の特性値、溶存気体量により説明できることが明らかとなり、圧力推定方法の基礎を完成させた。今後、流量係数 C_Q をしゅう動環境、条件から推定することでできれば、キャビテーション圧力推定モデルの確立が可能となることを示した。

- ・実験結果からキャビテーション圧力へ影響を及ぼすと示唆された溶解気体の分離排出の考え方を基に、しゅう動速度、しゅう動面最小膜厚、負圧溝の深さと長さ、しゅう動面外周の流体圧力の 5 つのパラメータによりキャビテーション圧力を推定できる実験式を確立した。

参考文献

- 1) 中原：流体油膜の挙動 —キャビテーション—, 潤滑, 26, 3 (1981).
- 2) 加藤：新版キャビテーション 基礎と最近の進歩, 森北出版, ISBN978-4-627-60239-7 (2016).
- 3) 山本・鎌田：トライボロジー, 理工学社, ISBN4-8445-2146-2 (1998).
- 4) 日本化学会編：化学便覧 基礎編 改訂5版, 丸善(株), ISBN4-621-07347-8(2004)
- 5) 小西・馬場・大沢：油中含有気体拡散機構の研究 (第1報) —拡散による気泡の成長・収縮—, トライボロジスト, 35, 4 (1990), 280.

第7章 結論

本研究では、メカニカルシールのしゅう動面に生じるキャビテーションの圧力測定手法を確立し、種々のしゅう動実験から、基礎的な物性やしゅう動環境、条件がキャビテーション圧力に及ぼす影響について調査した。得られた結果をもとに、キャビテーション圧力の予測法を確立した。以下に得られた結果をまとめる。

7.1 総括

7.1.1 キャビテーション圧力測定手法の開発

しゅう動面に生じるキャビテーション現象を顕微鏡により直接観察し、同時にキャビテーション気泡の圧力を測定可能な、しゅう動実験装置を開発し、詳細を示した。得られた結果を以下に示す。

(1)メカニカルシールの固定環に逆レイリーステップ溝を設け、任意の位置にキャビテーションを生じさせ、その気泡領域に圧力測定用の穴を設け、直下にダイアフラム型の圧力センサを埋め込むことで、直接的に気泡の圧力を測定することが可能となった。なお、圧力測定用穴には、初期状態で大気圧の空気が存在するが、しゅう動により生じたキャビテーション圧力により空気は排出され、定常状態移行後には、キャビテーション気泡の圧力を測定可能であることを示唆した。

(2)キャビテーション圧力に影響すると考えられる種々の因子として、しゅう動面外周流体圧力、しゅう動速度に加え、しゅう動面近傍温度、しゅう動面膜厚、溶存酸素量について、キャビテーション圧力との同時計測を可能とし、各因子のキャビテーション圧力への影響の調査を可能とした。本技術は、今後のキャビテーションの更なる特性把握、ひいてはメカニカルシールの性能向上に大きく寄与すると考えられる。

7.1.2 キャビテーション圧力に影響を及ぼす因子とその影響度

流体機械の分野においてキャビテーションを支配すると言われる因子を参考に、メカニカルシールの代表特性に置き換え、水および各種潤滑油を用いてしゅう動実験を行い、キャビテーション圧力に及ぼす影響について調査した。得られた結果を以下に示す。

(1)メカニカルシールしゅう動面の隙間および負圧溝形状の影響

レイリーステップによるしゅう動面隙間の設定と、逆レイリーステップ溝の形状、長さ、深さの影響について、水および各種潤滑油を用いて調査した。その結果、試験流体の種類に寄らず、しゅう動面間隙間、溝深さ、溝長さそれぞれがキャビテーション圧力に影響することを示し、それら隙間形状を総合的に表現する圧力係数 C_p とキャビテーション圧力に負の比例関係があることを明らかにした。

(2)メカニカルシールしゅう動面周囲の流体圧力としゅう動速度の影響

水を用いてメカニカルシール外周の流体圧力およびしゅう動速度の水準を振って、その影響について調査した。その結果、周囲流体の圧力が大きいほど、また、しゅう動速度が低いほどキャビテーション圧力が上昇することを明らかにした。

(3)密封流体の飽和蒸気圧の影響

密封流体の温度を変化させることにより、任意の飽和蒸気圧におけるキャビテーション圧力を調査した。その結果、水およびエチレングリコールにおいて、密封流体の飽和蒸気圧がキャビテーション圧力の下限值となることを明らかにした。その他の密封流体においては、キャビテーション圧力が飽和蒸気圧まで低下しないこと確認し、これは、(5)にて後述する、溶存気体の影響によるものである可能性を示唆した。

(4)密封流体の粘度特性の影響

種々の液体を密封流体としてしゅう動実験を行い、キャビテーション圧力への影響を調査した。その結果、粘性とキャビテーション圧力には単純な関係性は認められず、粘度の変化によるしゅう動面間隙間の変化と複合的に影響する可能性を示唆した。なお、本研究に用いたポリアルファオレフィン (PAO) , ジメチルシリコンオイル (PDMS) , ポリオールエ

ステル (POE) , ポリアルキレングリコール (PAG) においては, 粘度およびしゅう動環境に近い場合, 同程度のキャビテーション圧力を示すことを明らかにした.

(5)密封流体に含まれる溶解気体の影響

種々の液体を密封流体として, 溶存空気量を変化させた実験を行い, その影響を調査した. その結果, 各液体において, 溶存空気量の減少に応じてキャビテーション圧力が低下することを明らかにした. また, その影響は液体の種類により異なる可能性を示唆した.

(6)剥離キャビテーションの影響

メカニカルシールのしゅう動面の非密封流体側 (内周側) について, 大気 (空気) と液体それぞれでしゅう動実験を行い, 剥離キャビテーションの影響について調査した. その結果, 負圧溝に生じたキャビテーションに剥離キャビテーションが介入すると, キャビテーション圧力が上昇することを明らかにした. ただし, その特性からメカニカルシールの密封限界にはほとんど影響しない可能性を示唆した.

以上より, しゅう動面に生じるキャビテーションは, しゅう動環境, 条件の影響を受け, 境界条件への依存性が大きいことが明らかとなった. 条件によって蒸気性, 気体性のいずれにもなり得, 溶解気体量, しゅう動速度, 負圧溝の形状等によってその割合が変化し, ひいてはキャビテーション圧力が変化することが明らかになった. これらの結果は, メカニカルシールに限定されず, しゅう動条件に近い軸受においても有用な知見になり得ると考えられ, 今後のしゅう動面性能の向上に大きく寄与する可能性がある.

7.1.3 キャビテーション圧力の推定モデル

得られた実験結果をもとに, キャビテーションの圧力の予測法を検討した. その結果を以下に示す.

(1)負圧溝に生じる負圧の最小圧力によるキャビテーション圧力推定

主要な実験結果における, 負圧溝に生じる負圧の最小圧力を算出し, キャビテーション圧力との関係を調査した. その結果, 各流体, 各負圧溝仕様それぞれにおいて, 負圧の最小圧

力とキャビテーション圧力には強い相関があることを明らかにした。ただし、流体特性以外の影響を包括できず、キャビテーション圧力の包括的な推定モデルにはならないことを示唆した。

(2)溶解気体の放散モデルによるキャビテーション圧力推定

実験結果から、液体中の溶解気体の放散と排出のバランスによりキャビテーション圧力が決定されたと考え、移流方程式を用いたしゅう動面液膜内の気体拡散のモデル化を検討した。その結果、各実験におけるキャビテーション圧力は、液体の特性値と溶存気体量により説明が可能であることを示し、圧力推定方法の基礎を完成させた。今後、流量係数 C_Q を、しゅう動環境、条件から推定することでできれば、キャビテーション圧力推定モデルの確立が可能となることを示した。

(3)実験パラメータによるキャビテーション圧力推定

実験から得られた結果をもとに、しゅう動環境、条件からキャビテーション圧力を推定する実験式を検討した。その結果、しゅう動速度、しゅう動面最小膜厚、負圧溝の深さ、長さ、密封流体圧力の5つのパラメータからキャビテーション圧力を推定できる実験式を確立し、詳細を示した。

本結果は、本研究の目的である、メカニカルシールの設計段階におけるキャビテーション圧力の予測が可能となったことを意味し、工学的価値は非常に大きいと考えられる。

7.2 今後の課題

7.2.1 実験条件の範囲の拡大

本研究においては、キャビテーションの発生の基本的な現象について確認するため、しゅう動面内径φ30mm程度のメカニカルシールを用い、大気圧下における実験を主体に行った。メカニカルシールは顧客要求に応じて幅広い範囲のサイズで設計されることから、異なるしゅう動面サイズにおいても、本研究の実験と同様の傾向を示すのか、検証が必要である。また、一般に、メカニカルシールの密封流体は常に加圧されるため、外周流体圧力の影響についてもより広い範囲で実験を行い、検証する必要がある。

また、液中の溶解気体量がキャビテーション圧力に影響を及ぼすことが明らかになったため、キャビテーション圧力推定モデルに反映するために必要なデータの拡充に向け、追加の実験検証が必要である。

さらに、表面テクスチャリングのパターンが違う場合、特に負圧溝の終端で正圧が生じる場合については、溝の終端で生じる圧力によりキャビテーション領域が変化すること、キャビテーション気泡内の気体の排出への影響などが示唆されることから、キャビテーション圧力推定モデルに反映するために必要なデータの拡充に向け、追加の実験検証が必要である。

7.2.2 試験流体の特性把握の精度向上

本研究で行った総括物質移動係数の調査において、エチレングリコールの総括物質移動係数は、窒素に関しては水と同等、酸素に関しては2倍以上高い値を示した。その他の流体では窒素と酸素で総括物質移動係数は同等であり、本調査結果の妥当性について検証が必要である。キャビテーション圧力推定モデル式には本データは用いなかったが、今後の理論モデル構築のため、より精度の高い調査方法の確立が必要である。また、6.2節における拡散係数は総括物質移動係数からの類推であるが、拡散係数の調査も行う必要がある。

7.2.3 キャビテーションの膜厚方向形状の把握

本研究においては、キャビテーションが生じる負圧溝の厚み方向に対して平行にキャビテーションを観察しており、キャビテーション気泡の膜厚方向分布は観察できなかった。

6.2 節における溶存気体の放散は、キャビテーション気泡の相手しゅう動面側の接液面のみで起こると仮定した。しかし、負圧溝が深い場合、溝の下流側では深溝から負圧溝底面部へ液体が流入することで、キャビテーション気泡の厚みが小さくなり、溶存気体の放散量が増加する可能性が考えられる。このようにキャビテーション形状を把握することで、キャビテーション圧力推定モデルの精度向上に寄与できると考えられる。

7.2.4 キャビテーション圧力推定モデルの発展

第 6 章における複数のキャビテーション圧力推定モデルの検討を行ったが、いずれのモデルも更なる検討により発展できる余地がある。また、近年飛躍的に研究が進んでいる分子動力学法を使用したシミュレーションを用いるなど、より精度の高い推定方法の継続検討が必要であると考えられる。

付録

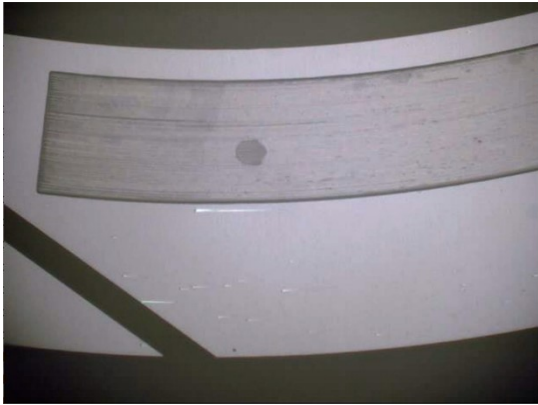
5.3 節 溶存気体量および剥離キャビテーションがキャビテーション圧力に及ぼす影響の調査における実験結果の補足として、以下のデータをここに掲載する。

- ・ポリアルファオレフィン (PAO) , レイリーステップ溝深さ 1.5 μm におけるキャビテーション観察結果およびキャビテーション圧力測定結果

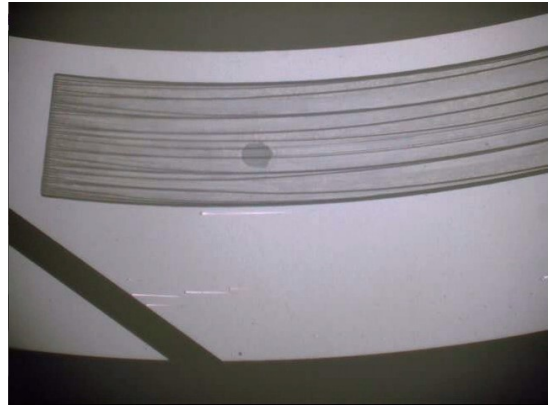
- ・ジメチルシリコンオイル (PDMS) におけるキャビテーション観察結果およびキャビテーション圧力測定結果

- ・ポリオールエステル (POE) におけるキャビテーション観察結果およびキャビテーション圧力測定結果

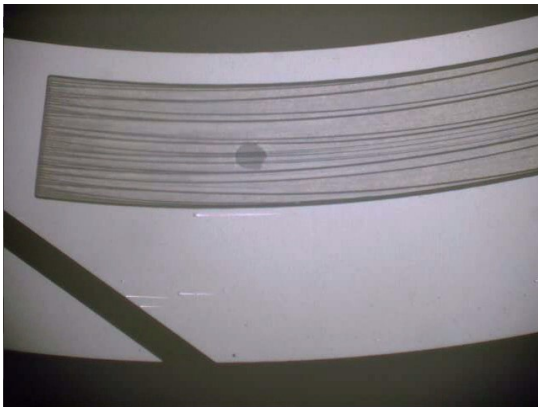
- ・ポリアルキレングリコール (PAG) におけるキャビテーション観察結果およびキャビテーション圧力測定結果



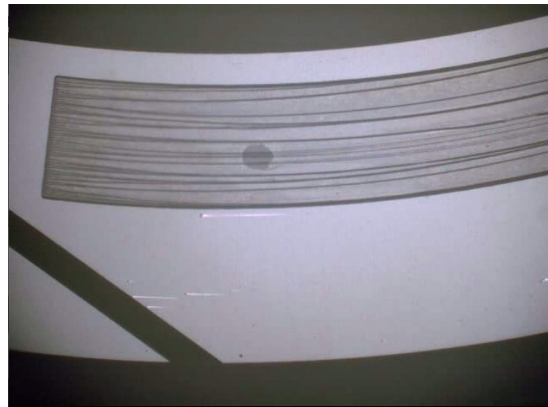
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure : 101kPa(abs.)



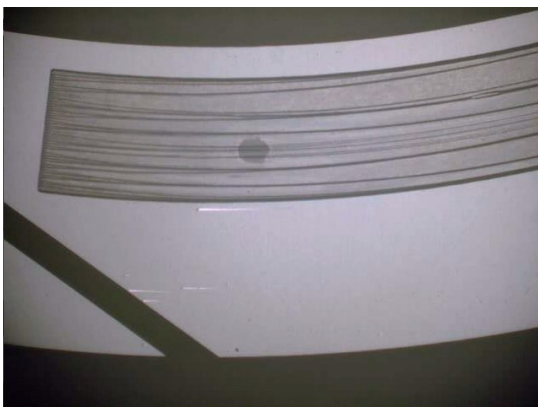
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure : 64kPa(abs.)



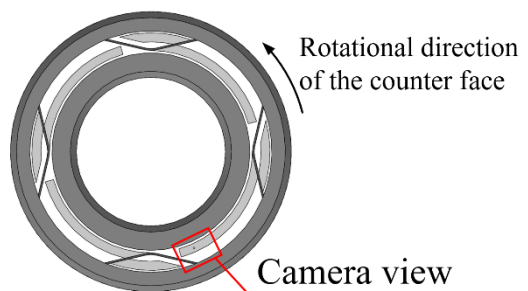
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 62kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure : 61kPa(abs.)

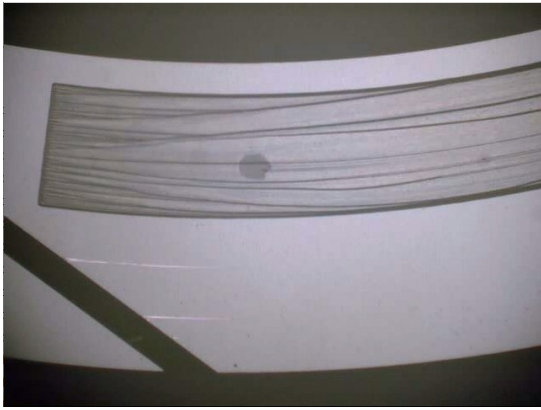


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure : 61kPa(abs.)

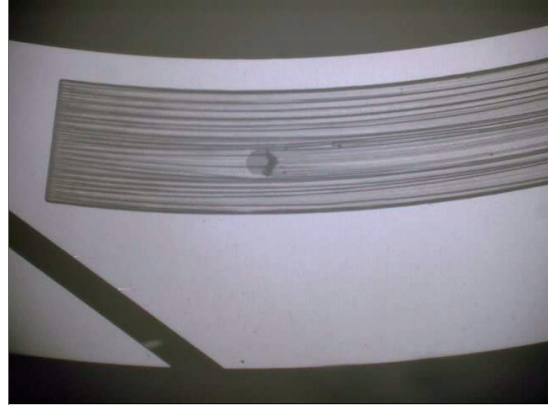


f) Camera view

Figure 01(a) Cavitation observation result of RS depth 1.5 μ m with pressure measure hole in PAO at 500rpm without separated cavitation



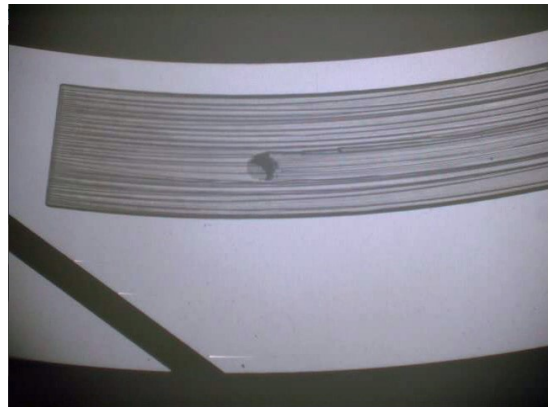
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure : 97kPa(abs.)



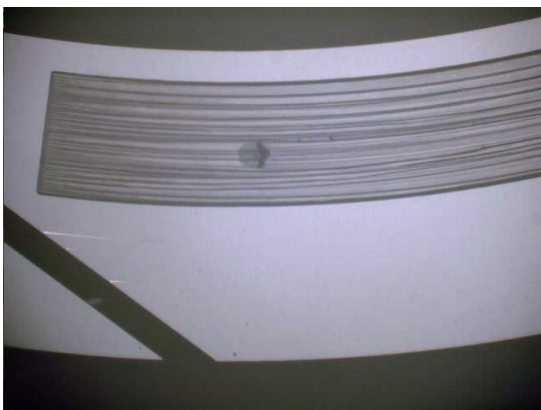
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure : 32kPa(abs.)



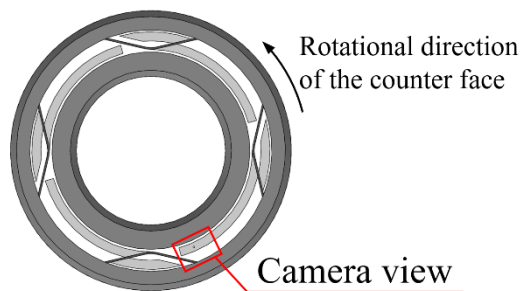
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 31kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure : 29kPa(abs.)

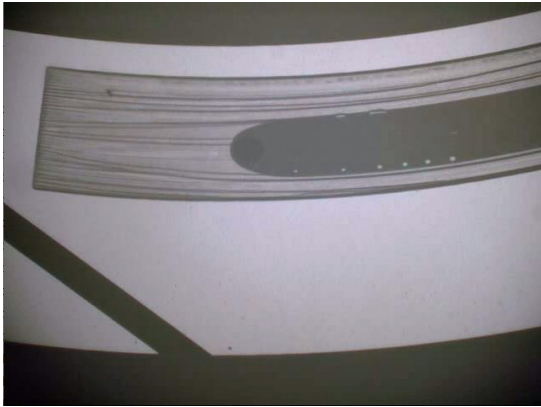


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure : 28kPa(abs.)



f) Camera view

Figure 01(b) Cavitation observation result of RS depth 1.5 μ m with pressure measure hole in PAO at 1000rpm without separated cavitation



a) Time : 5sec,
Cavitation pressure : 84kPa(abs.)



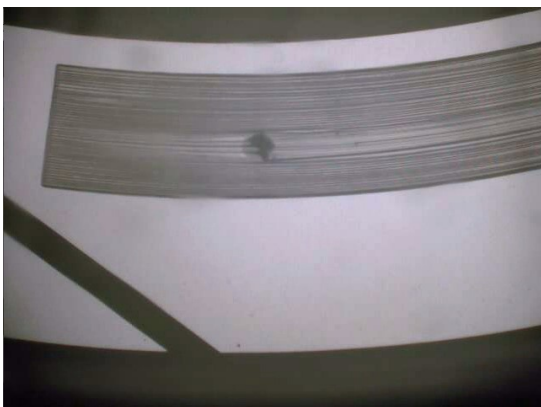
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure : 21kPa(abs.)



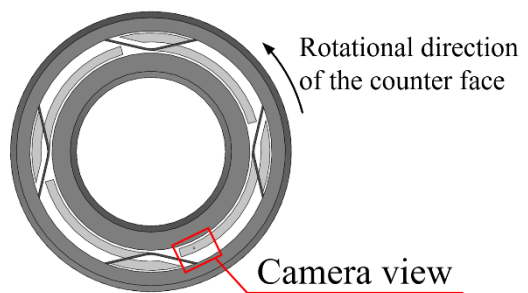
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 18kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure : 17kPa(abs.)

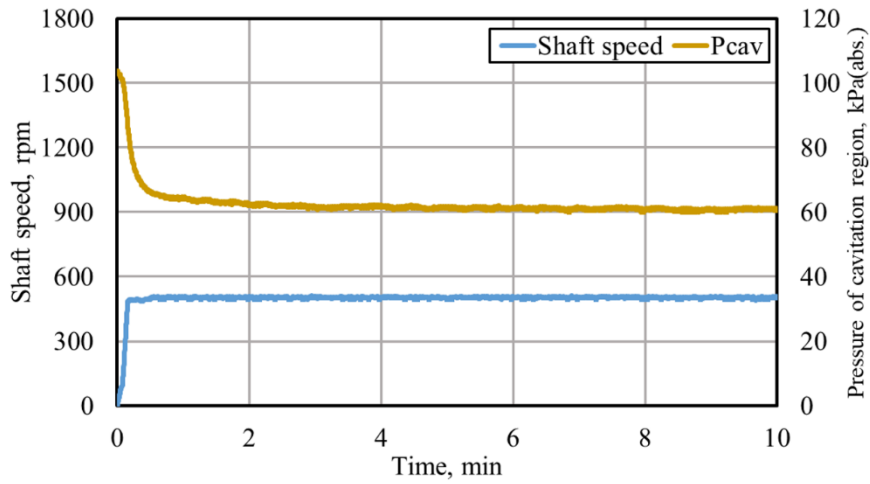


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure : 17kPa(abs.)

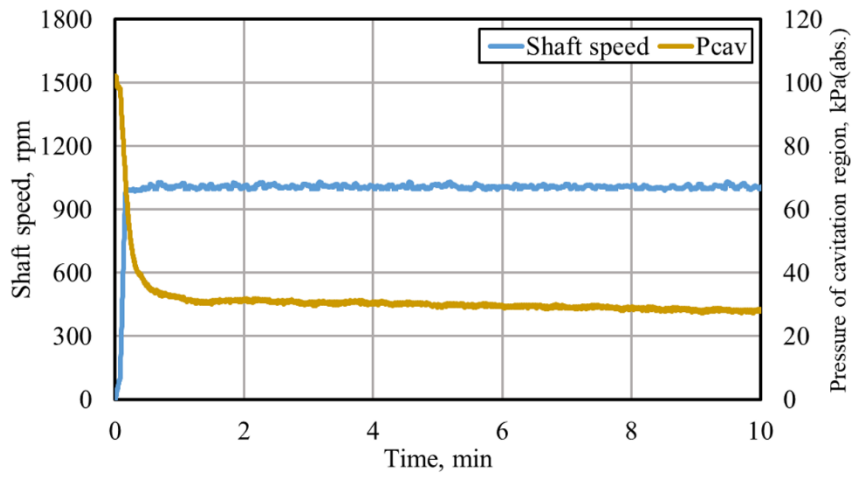


f) Camera view

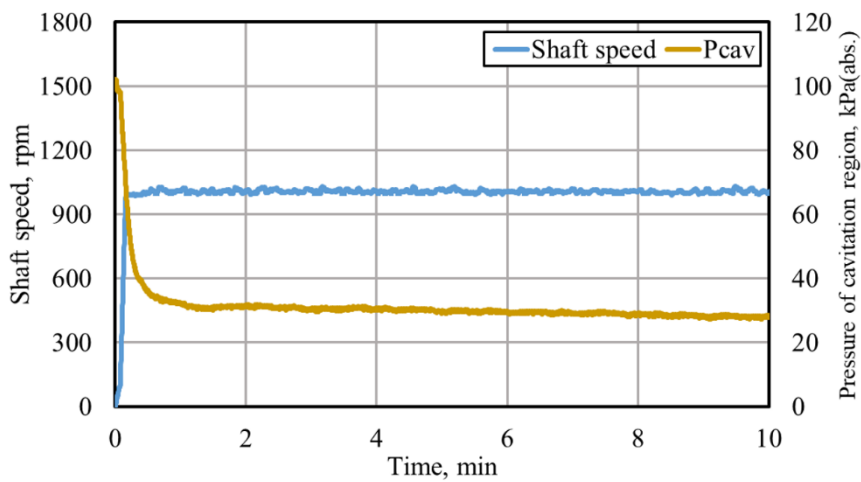
Figure 01(c) Cavitation observation result of RS depth 1.5 μ m with pressure measure hole in PAO at 1500rpm without separated cavitation



Pressure measurement result in PAO at 500rpm

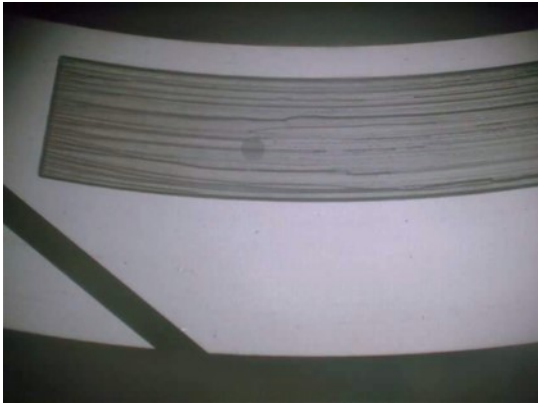


Pressure measurement result in PAO at 1000rpm

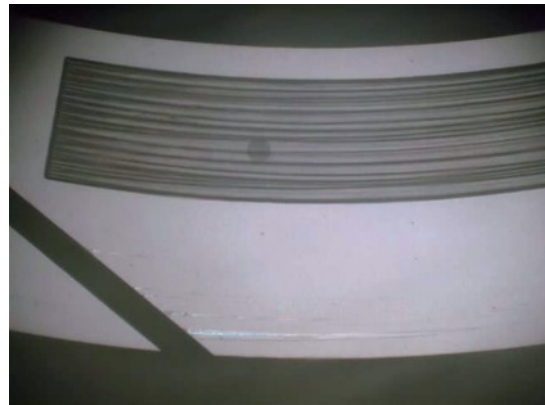


Pressure measurement result in PAO at 1500rpm

Figure 02 Pressure measurement results in PAO with RS depth 1.5 μ m without separated cavitation



a) Time : 5sec,
Cavitation pressure : 104kPa(abs.)



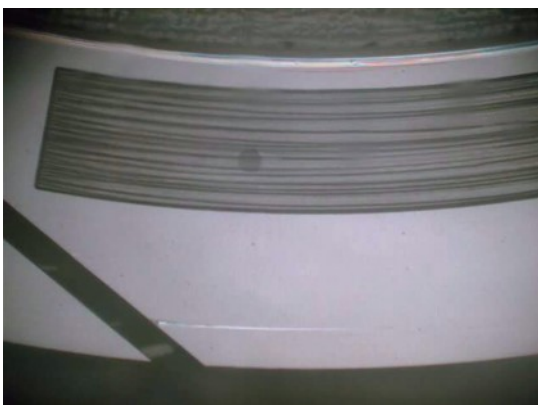
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure : 68kPa(abs.)



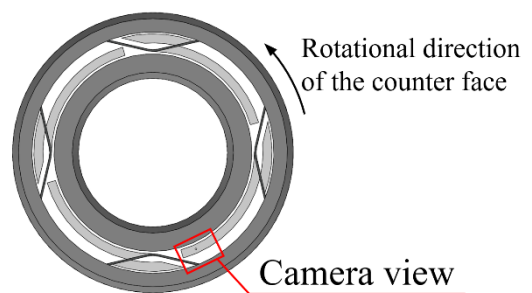
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 69kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure : 69kPa(abs.)

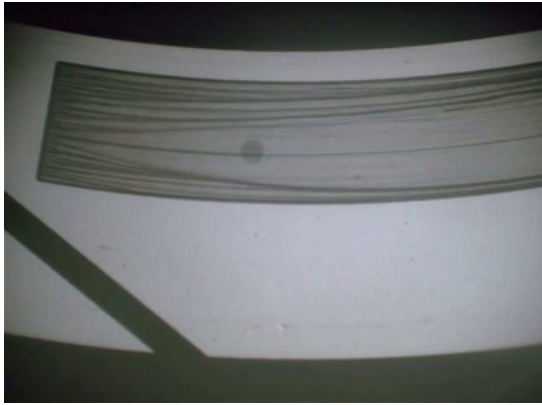


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure : 69kPa(abs.)

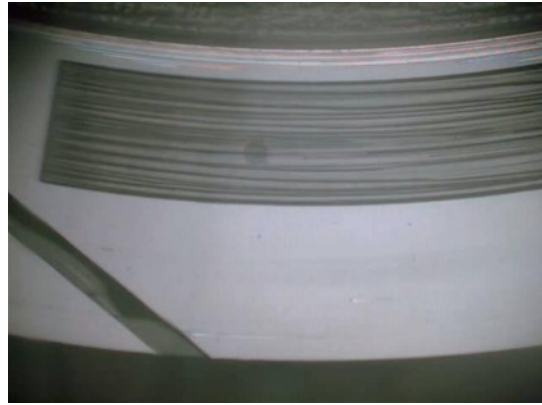


f) Camera view

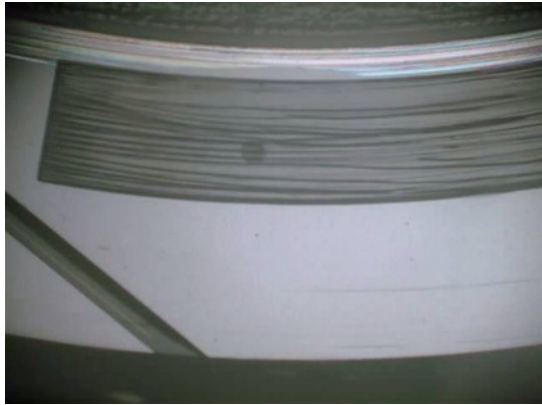
Figure 03(a) Cavitation observation result with pressure measure hole in PDMS at 500rpm



a) Time : 5sec,
Cavitation pressure : 101kPa(abs.)



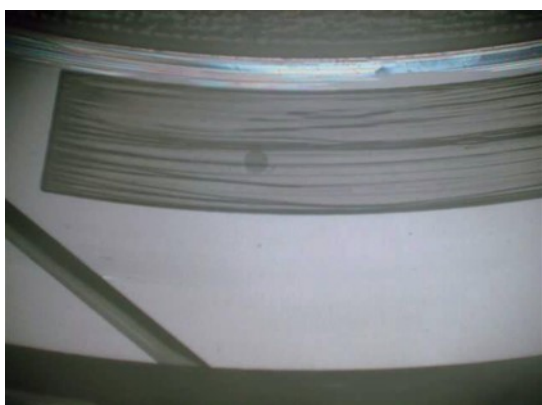
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure : 60kPa(abs.)



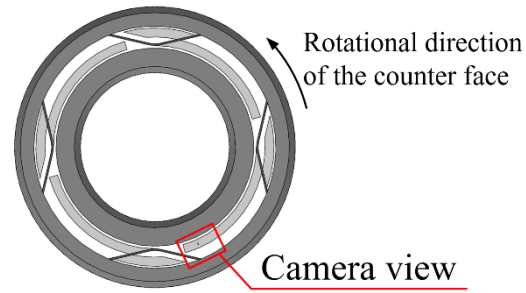
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 73kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure : 84kPa(abs.)

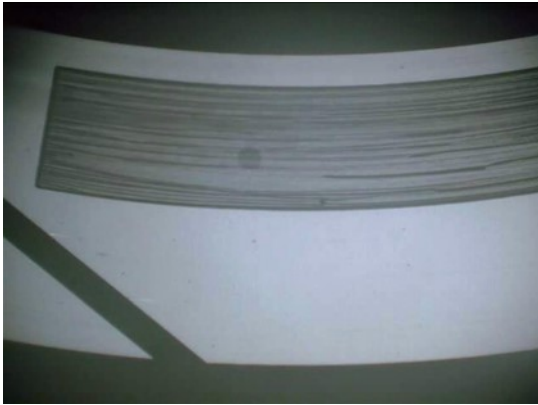


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure : 80kPa(abs.)

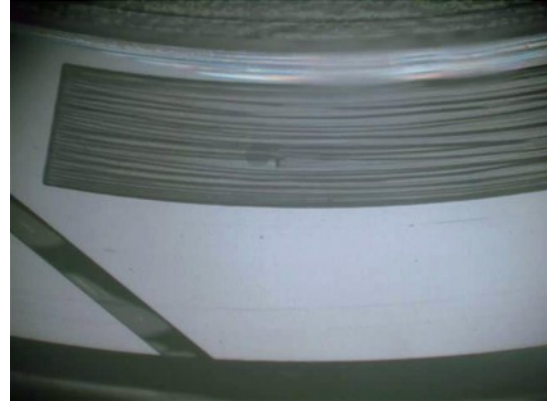


f) Camera view

Figure 03(b) Cavitation observation result with pressure measure hole in PDMS at 1000rpm



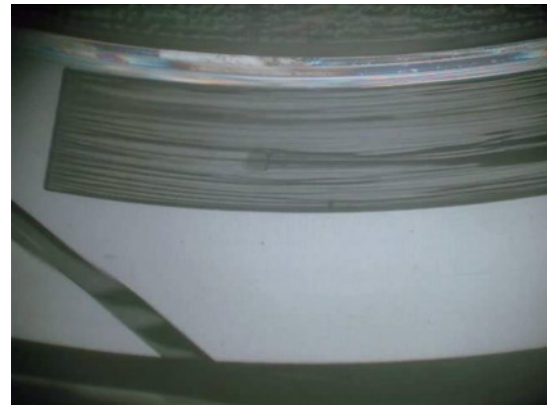
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure : 100kPa(abs.)



b) Time : 60sec,
Cavitation pressure : 63kPa(abs.)



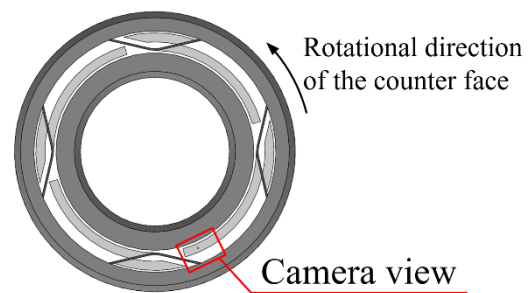
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 72kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure : 84kPa(abs.)

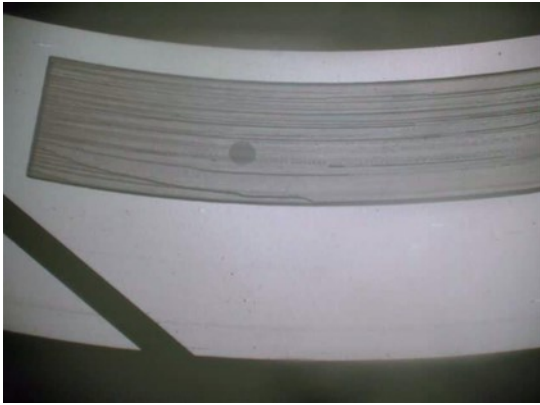


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure : 85kPa(abs.)

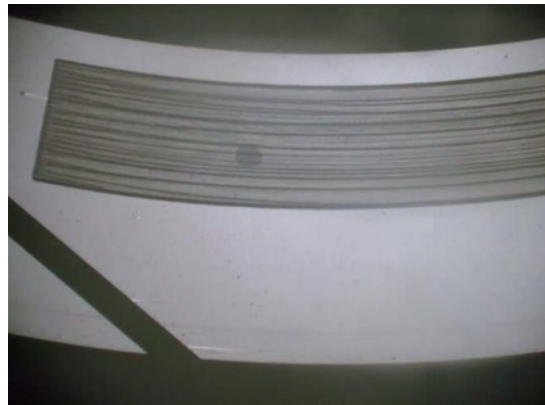


f) Camera view

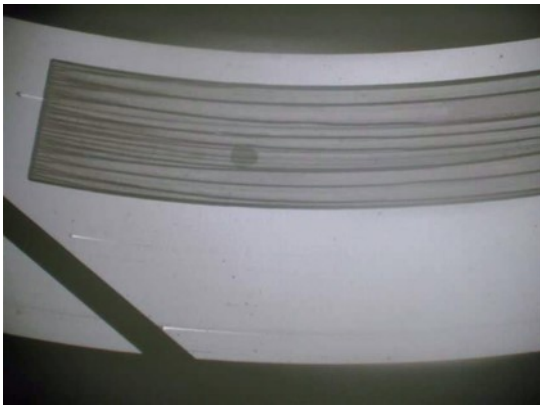
Figure 03(c) Cavitation observation result with pressure measure hole in PDMS at 1500rpm



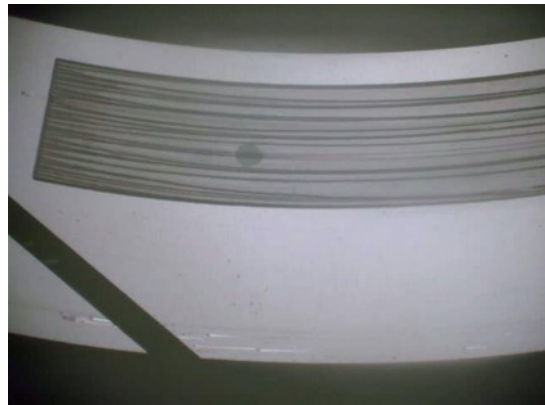
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure : 104kPa(abs.)



b) Time : 60sec,
Cavitation pressure : 72kPa(abs.)



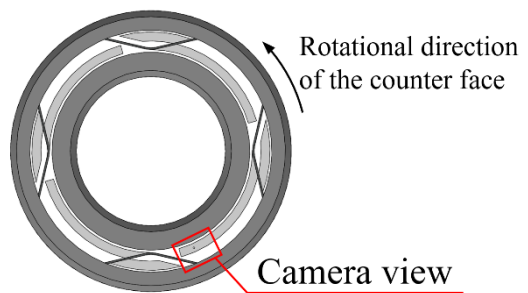
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 69kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure : 69kPa(abs.)

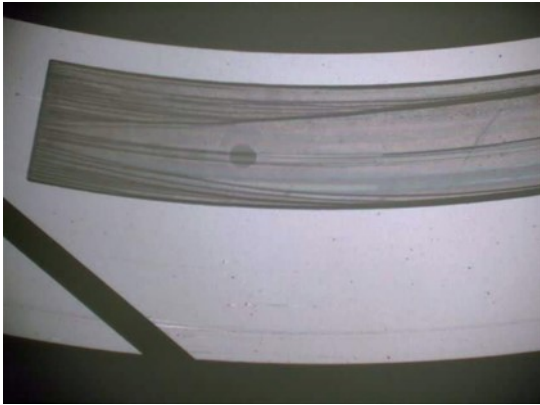


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure : 69kPa(abs.)

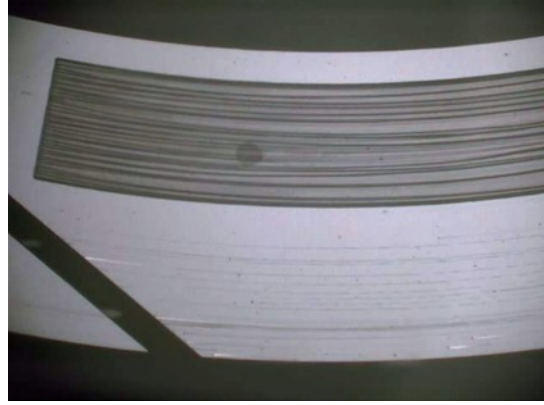


f) Camera view

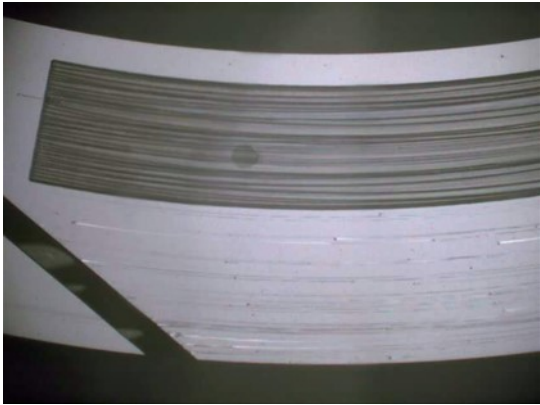
Figure 04(a) Cavitation observation result with pressure measure hole in PDMS at 500rpm without separated cavitation



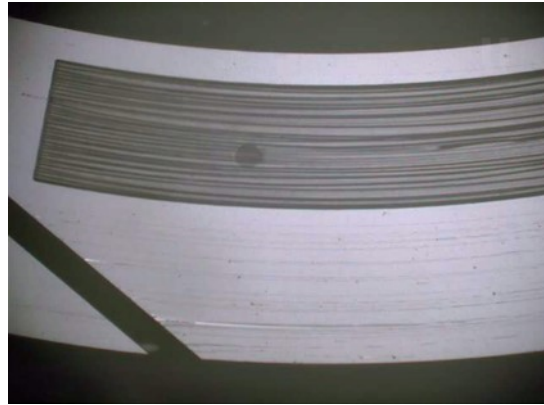
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure : 99kPa(abs.)



b) Time : 60sec,
Cavitation pressure : 44kPa(abs.)



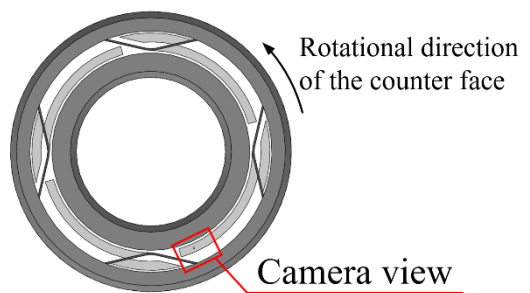
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 44kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure : 43kPa(abs.)

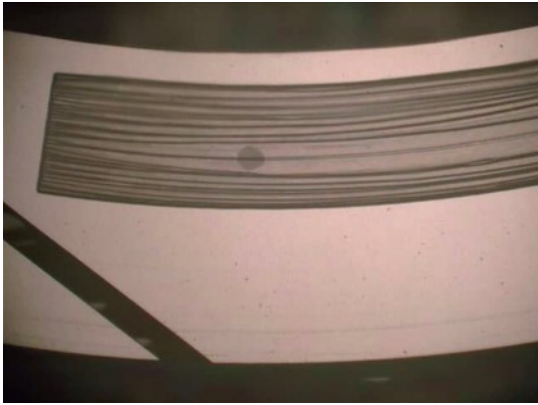


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure : 43kPa(abs.)

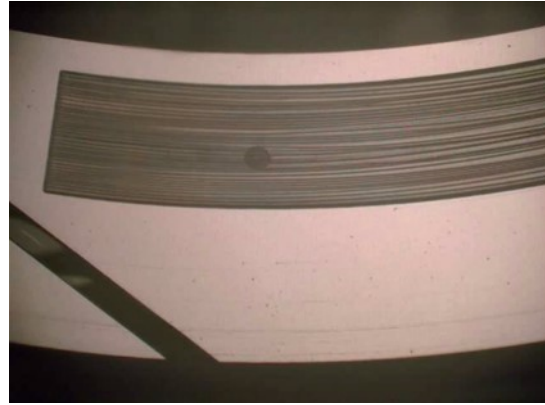


f) Camera view

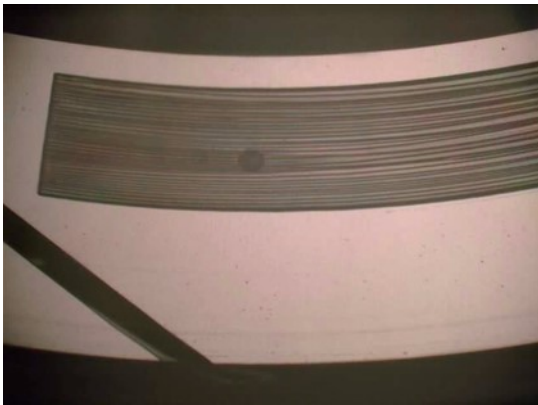
Figure 04(b) Cavitation observation result with pressure measure hole in PDMS at 1000rpm without separated cavitation



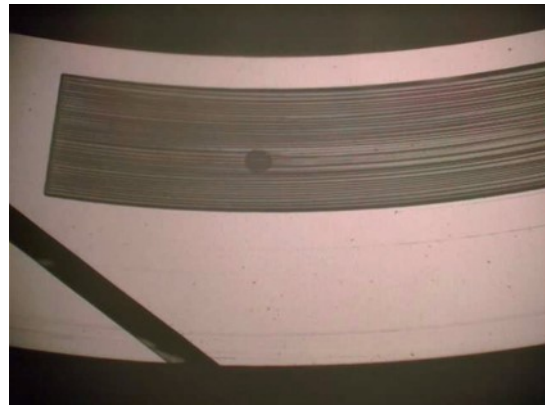
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure : 101kPa(abs.)



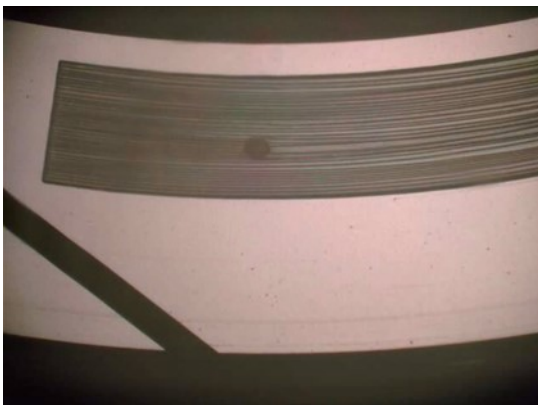
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure : 29kPa(abs.)



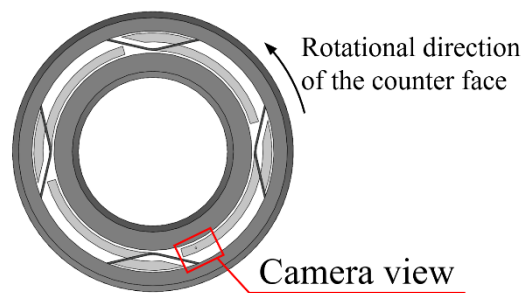
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 29kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure : 28kPa(abs.)

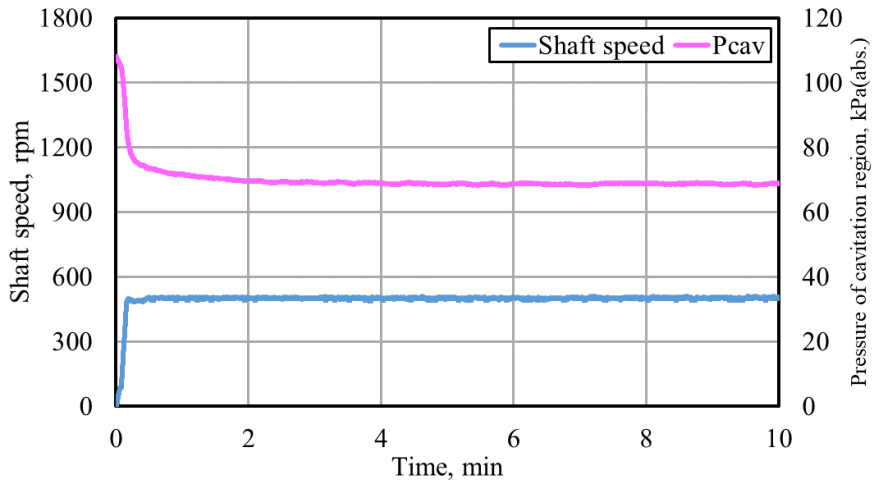


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure : 27kPa(abs.)

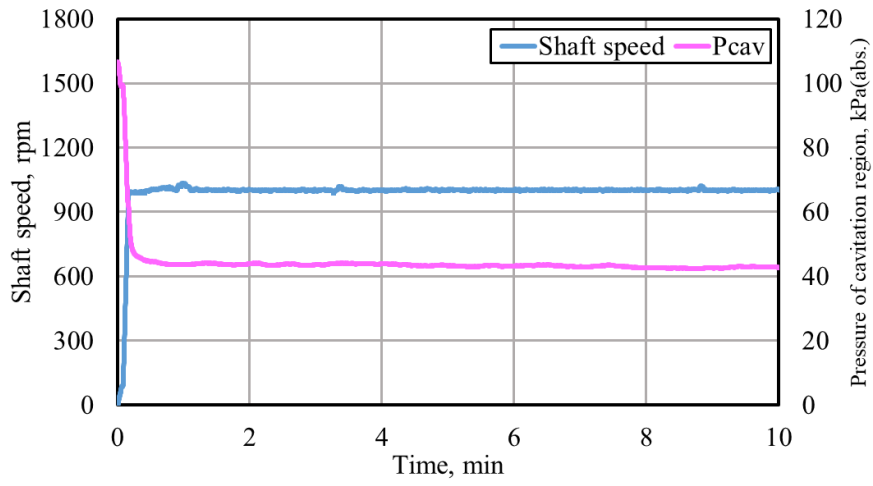


f) Camera view

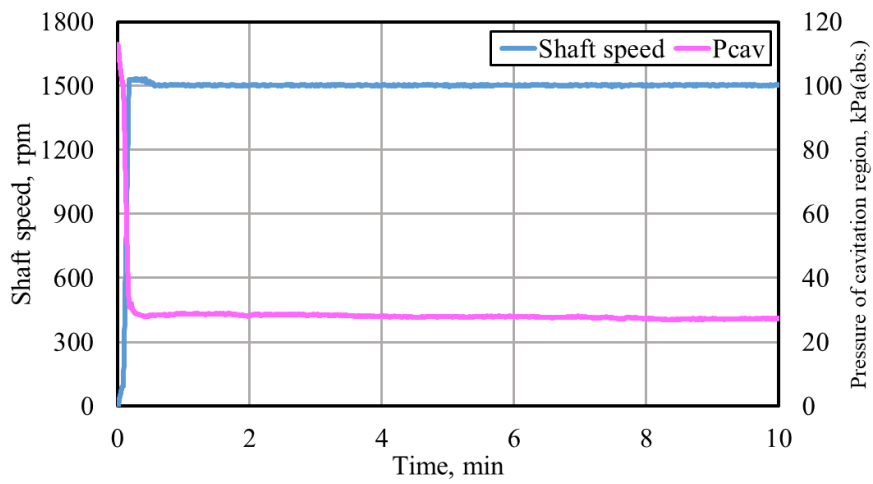
Figure 04(c) Cavitation observation result with pressure measure hole in PDMS at 1500rpm without separated cavitation



Pressure measurement result in PDMS at 500rpm

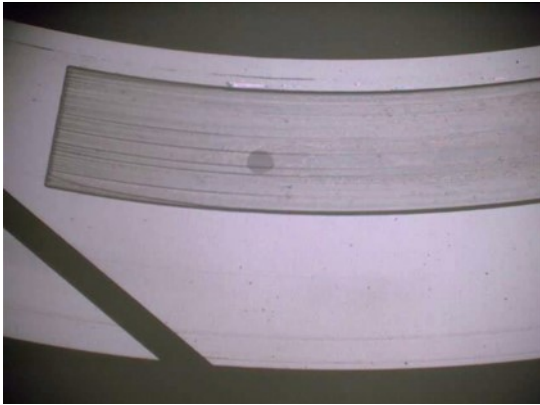


Pressure measurement result in PDMS at 1000rpm

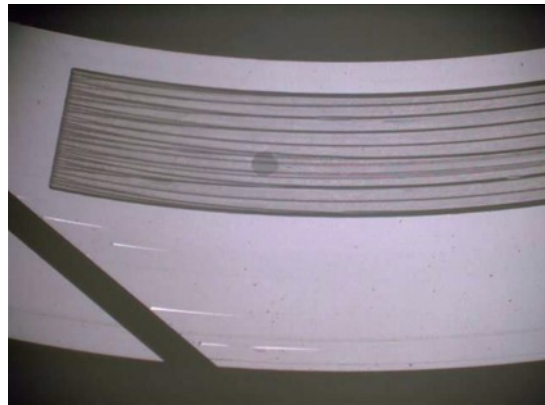


Pressure measurement result in PDMS at 1500rpm

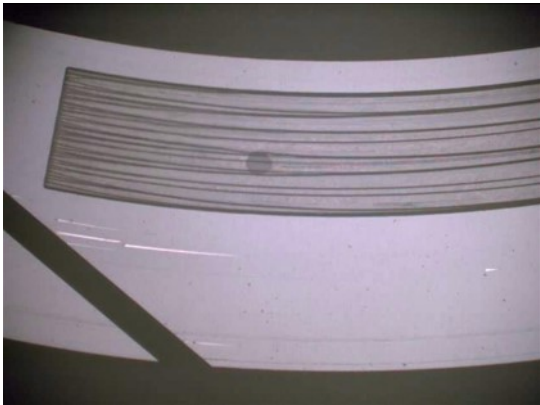
Figure 05 Pressure measurement results in PDMS without separated cavitation



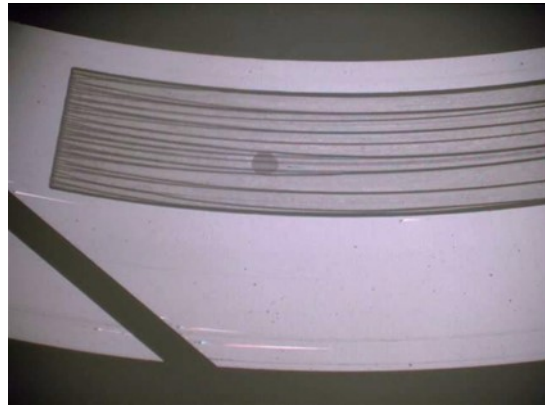
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure : 104kPa(abs.)



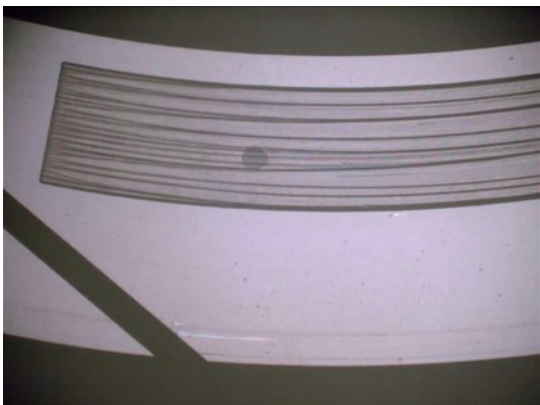
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure : 66kPa(abs.)



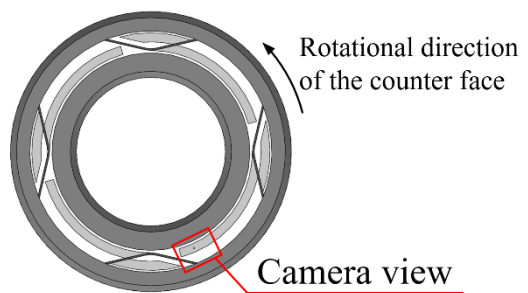
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 66kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure : 65kPa(abs.)

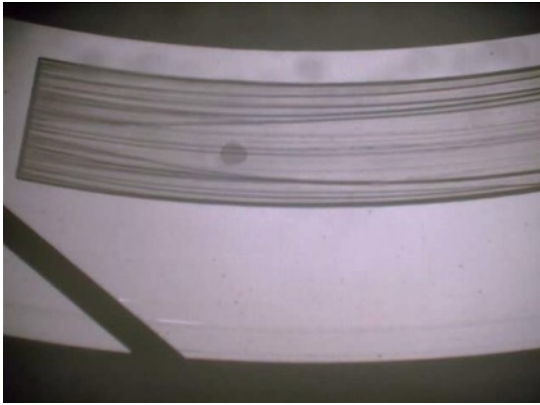


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure : 64kPa(abs.)

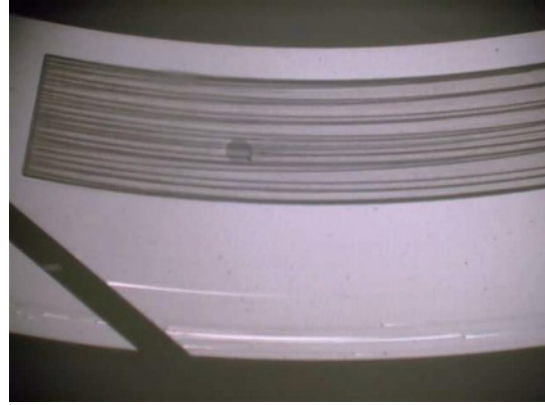


f) Camera view

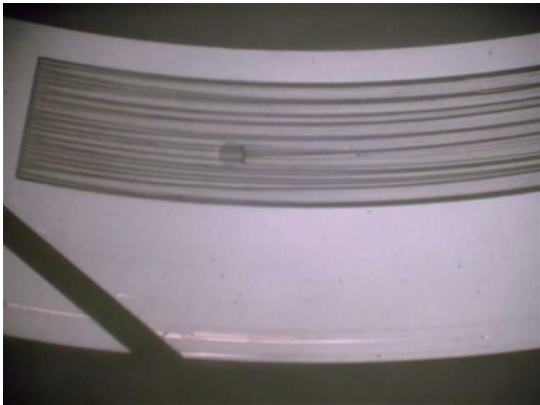
Figure 06(a) Cavitation observation result with pressure measure hole in POE at 500rpm without separated cavitation



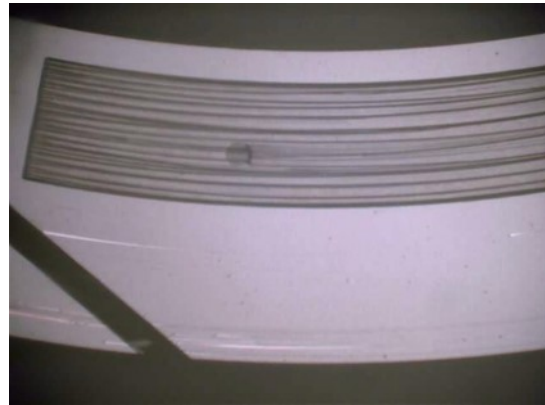
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure : 90kPa(abs.)



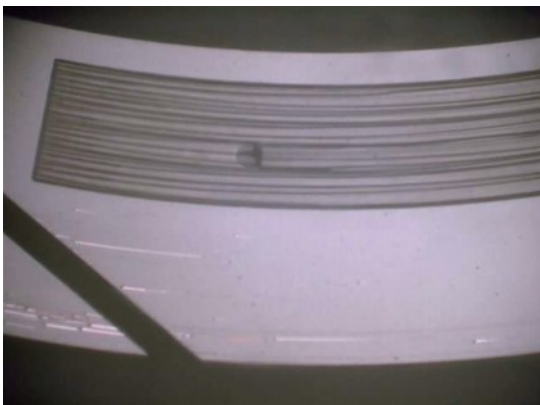
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure : 35kPa(abs.)



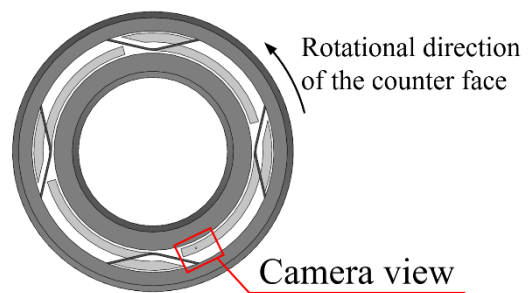
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 36kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure : 37kPa(abs.)

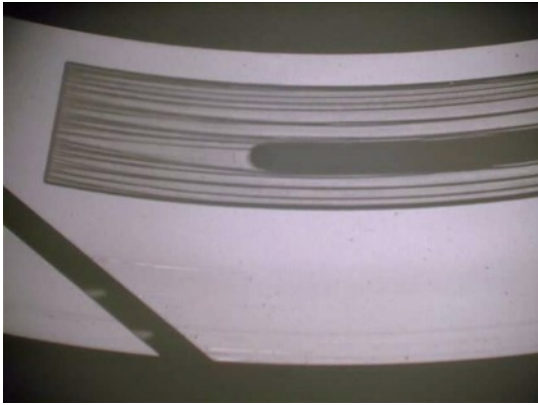


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure : 37kPa(abs.)

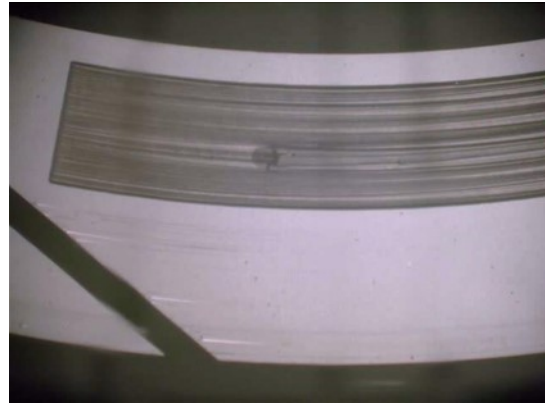


f) Camera view

Figure 06(b) Cavitation observation result with pressure measure hole in POE at 1000rpm without separated cavitation



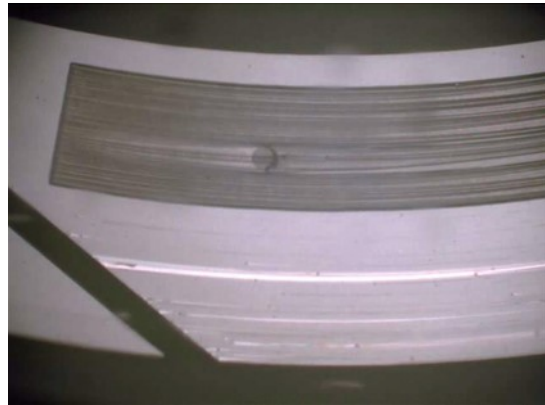
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure : 76kPa(abs.)



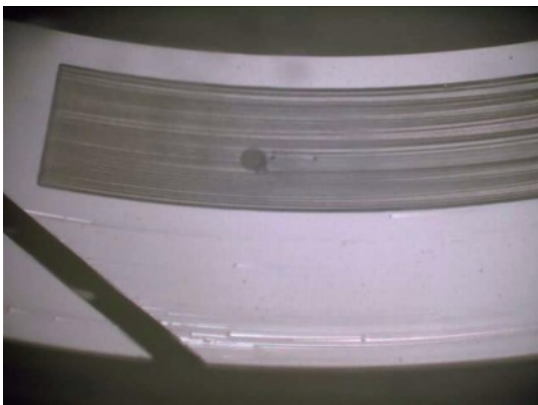
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure : 17kPa(abs.)



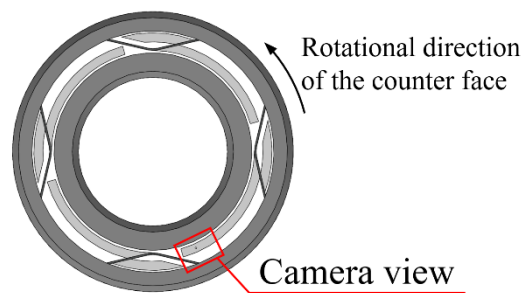
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 19kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure : 19kPa(abs.)

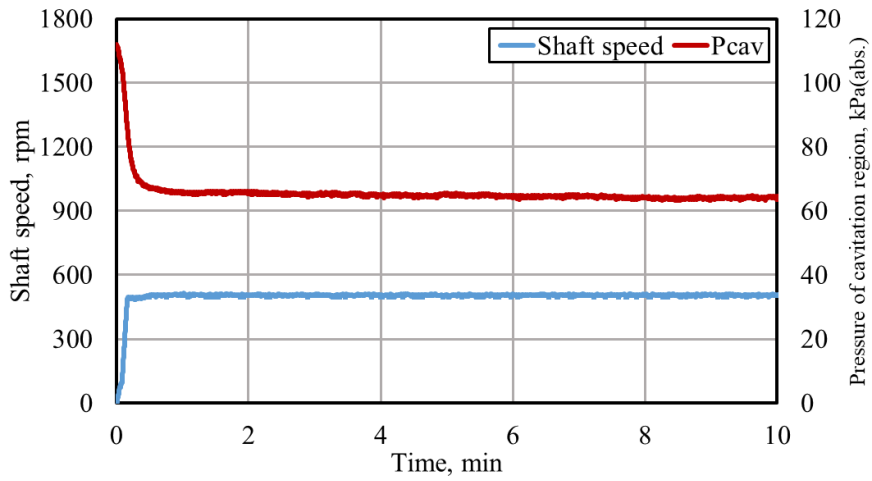


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure : 15kPa(abs.)

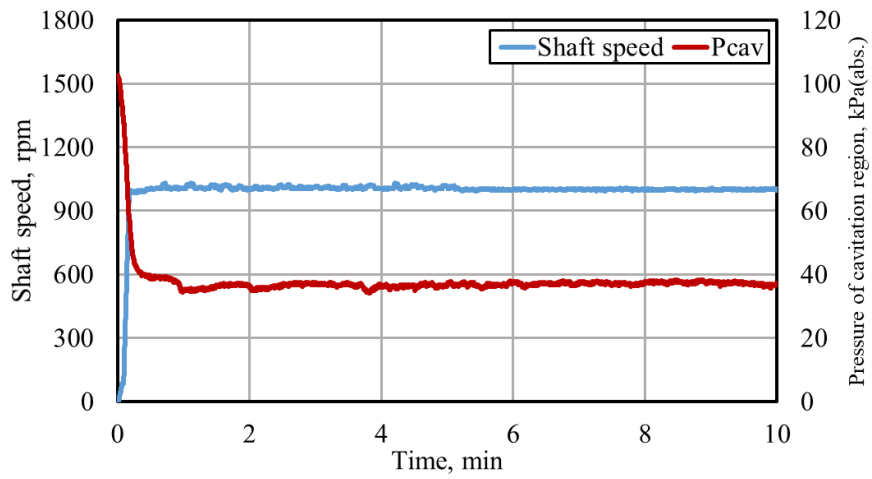


f) Camera view

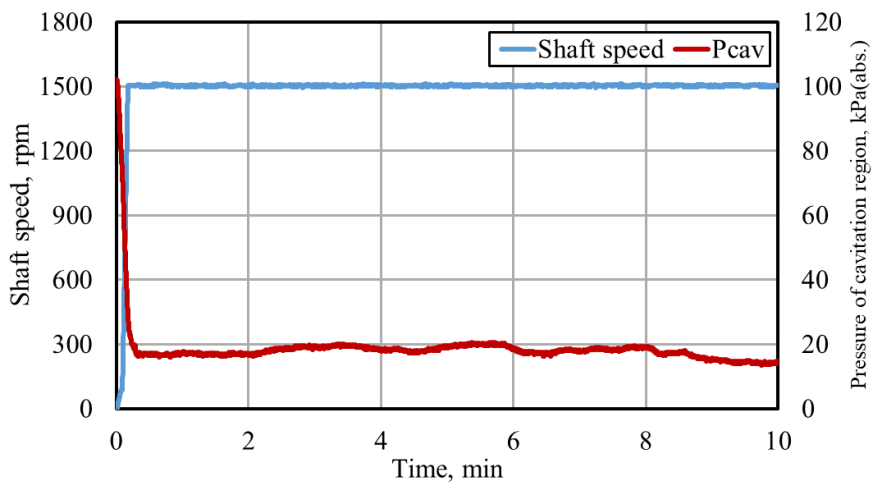
Figure 06(c) Cavitation observation result with pressure measure hole in POE at 1500rpm without separated cavitation



Pressure measurement result in POE at 500rpm

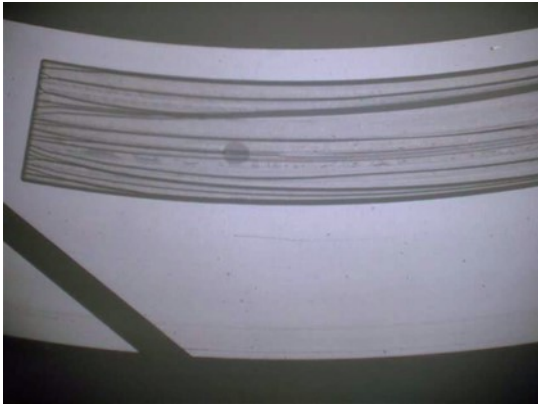


Pressure measurement result in POE at 1000rpm

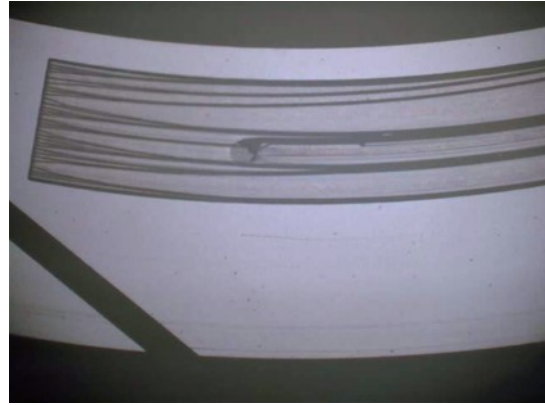


Pressure measurement result in POE at 1500rpm

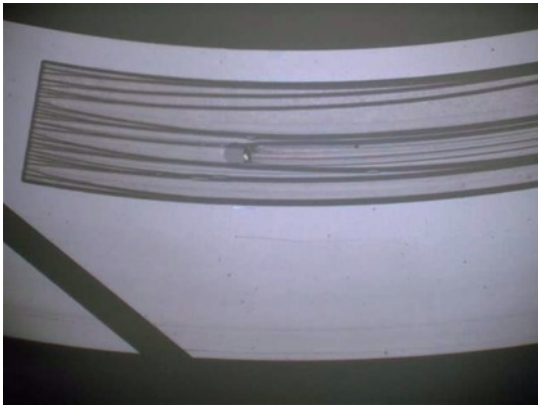
Figure 07 Pressure measurement results in POE without separated cavitation



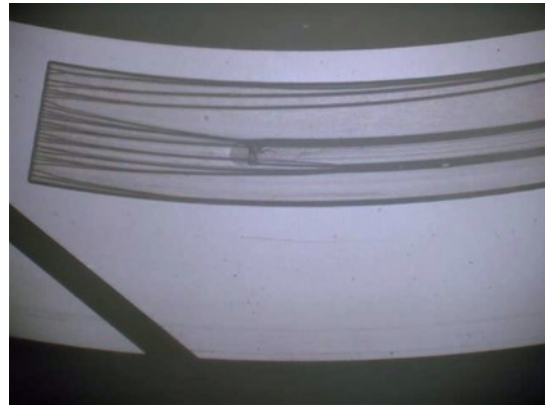
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure : 102kPa(abs.)



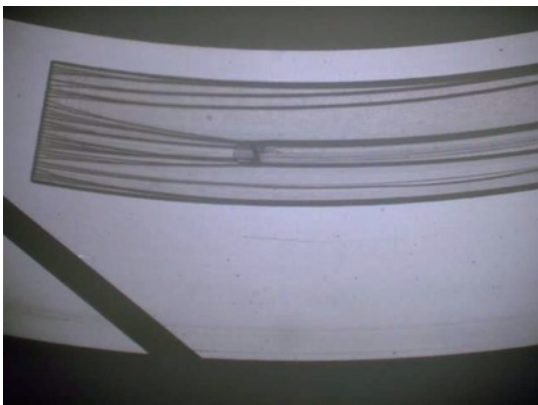
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure : 71kPa(abs.)



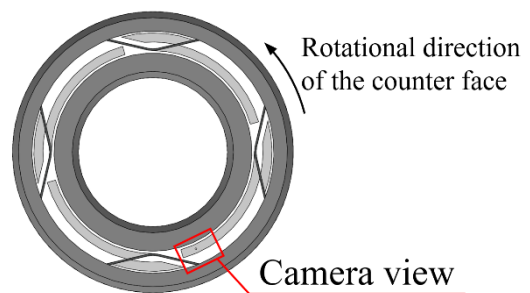
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 70kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure : 70kPa(abs.)

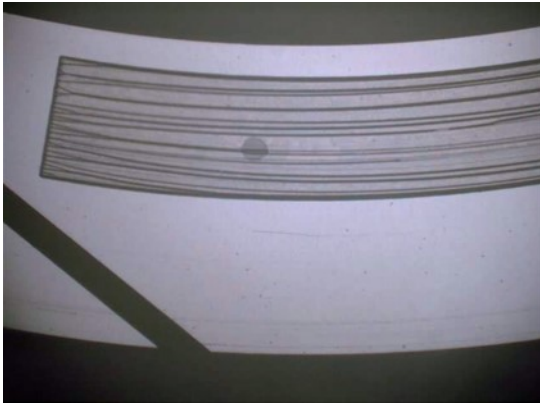


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure : 69kPa(abs.)

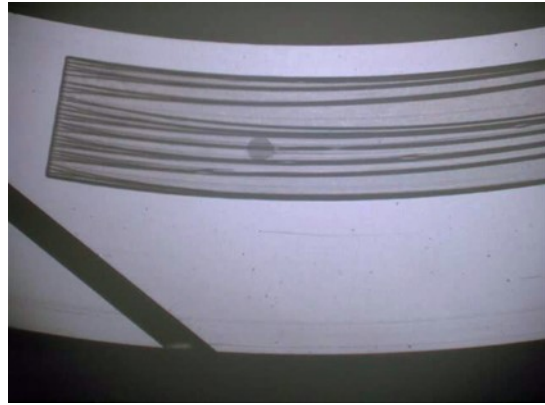


f) Camera view

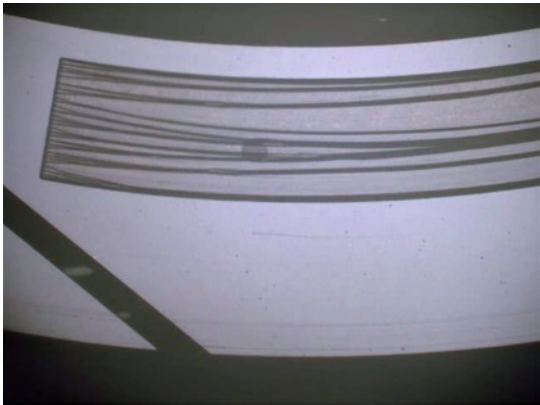
Figure 08(a) Cavitation observation result with pressure measure hole in PAG at 500rpm without separated cavitation



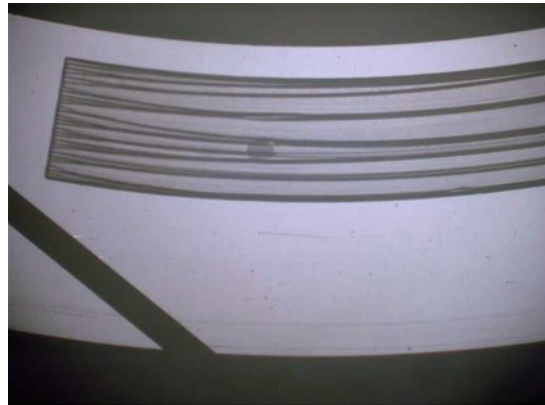
a) Time : 5sec,
Cavitation pressure : 96kPa(abs.)



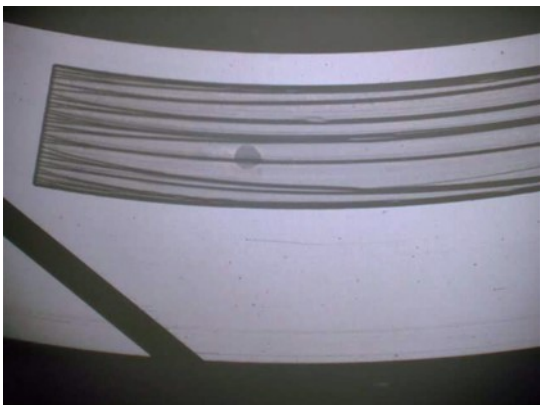
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure : 48kPa(abs.)



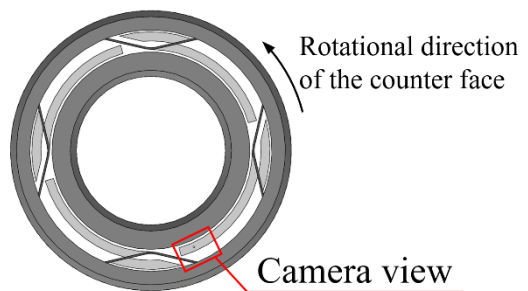
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 47kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure : 50kPa(abs.)

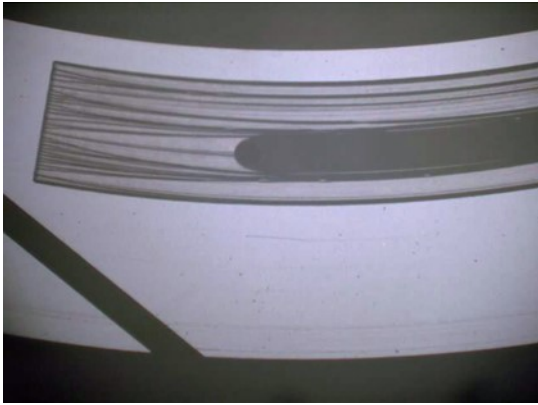


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure : 53kPa(abs.)

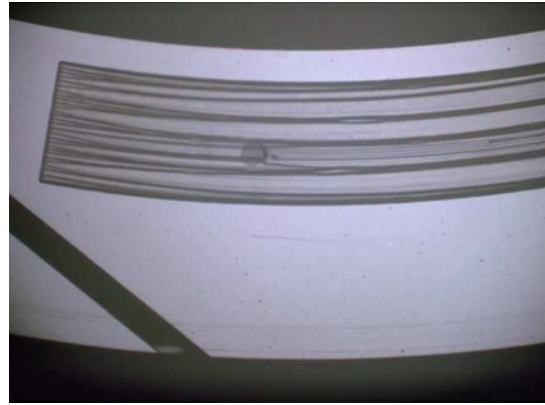


f) Camera view

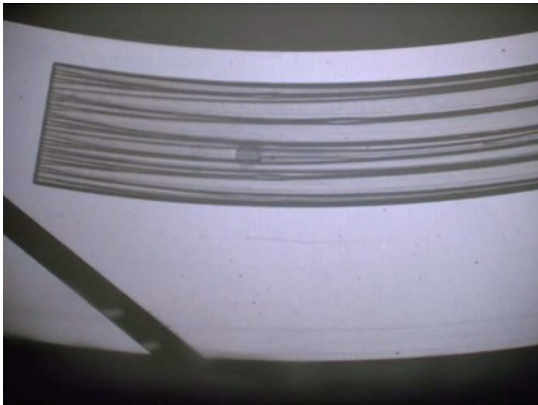
Figure 08(a) Cavitation observation result with pressure measure hole in PAG at 1000rpm without separated cavitation



a) Time : 5sec,
Cavitation pressure : 68kPa(abs.)



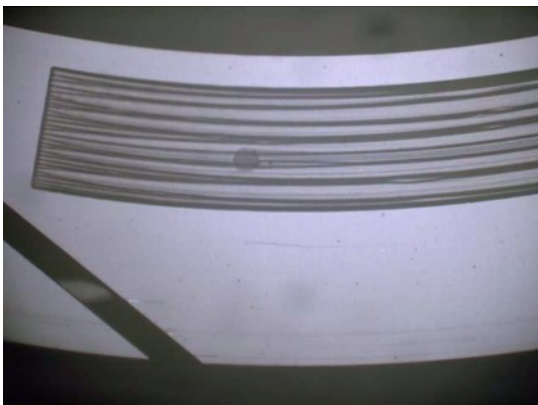
b) Time : 60sec,
Cavitation pressure : 32kPa(abs.)



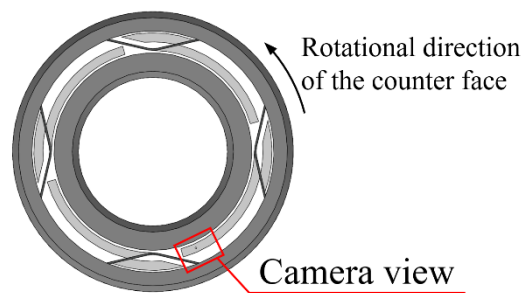
c) Time : 150sec,
Cavitation pressure : 32kPa(abs.)



d) Time : 300sec,
Cavitation pressure : 33kPa(abs.)

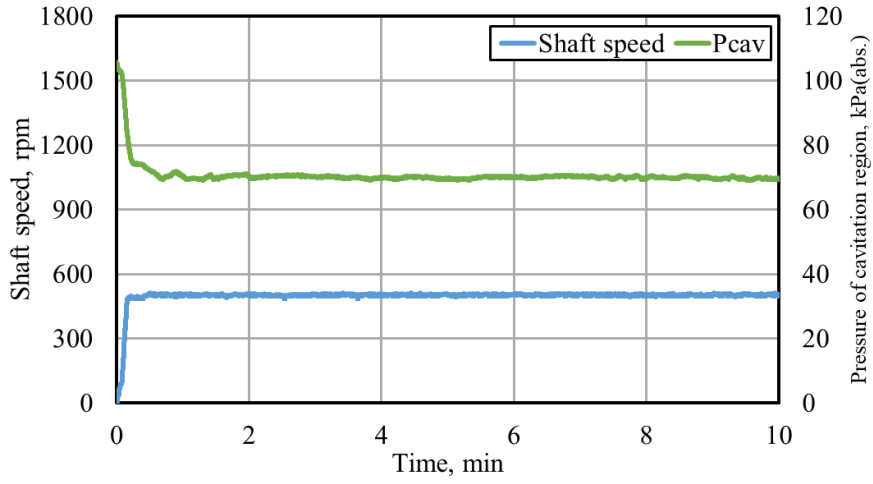


e) Time : 600sec,
Cavitation pressure : 32kPa(abs.)

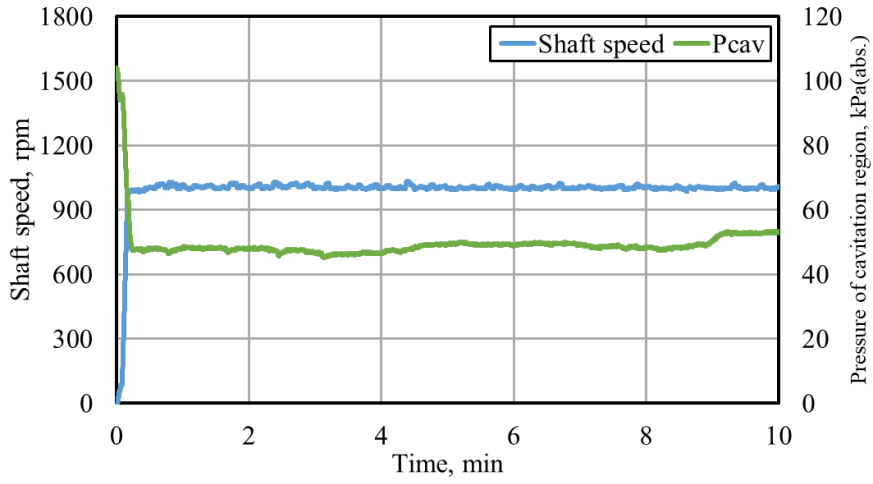


f) Camera view

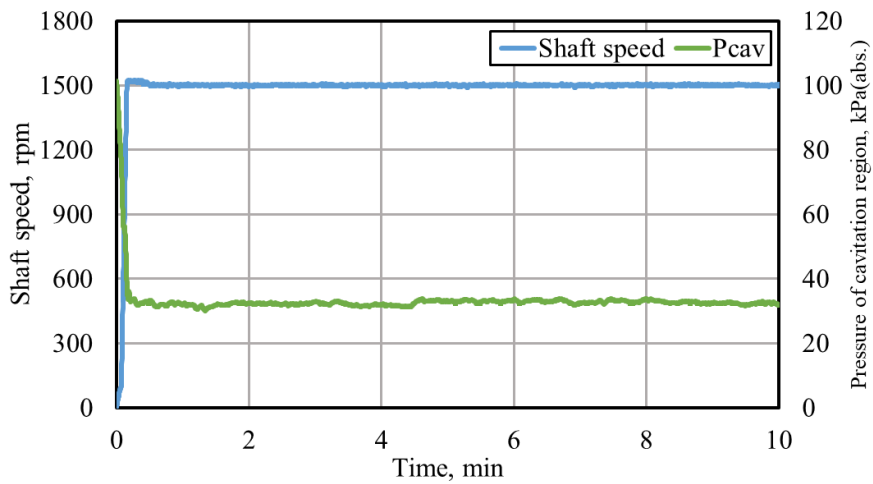
Figure 08(a) Cavitation observation result with pressure measure hole in PAG at 1500rpm without separated cavitation



Pressure measurement result in PAG at 500rpm



Pressure measurement result in PAG at 1000rpm



Pressure measurement result in PAG at 1500rpm

Figure 09 Pressure measurement results in PAG without separated cavitation

謝辞

本論文をまとめるにあたり、本研究に対し終始懇切なるご指導、ご鞭撻を賜りました、九州大学 教授 杉村 丈一 博士に深甚なる謝意を表します。議論を通じて研究への取り組み、進め方を肌で感じ、研究のみならず、今後の人生の糧となるご指導を賜りました。衷心より御礼申し上げます。

また、九州大学 教授 渡邊 聡 博士、准教授 八木 和行 博士には、本論文をご校閲いただき、貴重なご意見をいただきました。厚く御礼申し上げます。

本研究の遂行にあたり、貴重なご助言とご意見をいただきました、九州大学 助教 田中 宏昌 博士、大分大学 准教授 大津 健史 博士に、厚く御礼申し上げます。

本研究は次世代のメカニカルシールの密封機構に関連する研究という背景にも関わらず、研究結果の多くを学術成果として公開することを許可いただきました、イーグル工業株式会社 代表取締役会長兼社長 鶴 鉄二 氏に深く感謝致します。

本研究を実施する機会を与えていただき、多大なるご助言、ご指導を賜りました、イーグル工業株式会社 代表取締役専務 上村 訓右 博士、常務執行役員 吉柳 健二 博士、特別顧問 伊藤 正伸 博士、技術研究部 部長 徳永 雄一郎 博士に、深く感謝致します。また、本研究の遂行に際し、主に実務面で多くのご助言、ご協力をいただきましたシール技術二課 巻島 創 氏、技術研究課 王 岩 博士、技術研究課 内田 健太 氏をはじめ、技術研究部、材料技術部、AI・CI 事業部製造技術部の皆様に、厚く御礼申し上げます。

最後に、本研究の遂行中、常に私を支え、応援をしてくれた 妻 郁恵をはじめ、家族に感謝します。

2022年6月23日 板谷 壮敏