

論文題目

「薄膜センサを用いたピストンリングしゅう動面圧の計測法に関する研究」

2020 年(令和 2 年) 1 月 30 日

東京都市大学
工学研究科 機械工学専攻

1691101

望月 和矢

目次

第1章 序論	5
1. 1 研究背景	6
1. 2 従来における研究内容と課題	11
1. 3 研究目的	13
1. 4 本論文の構成と各章の内容について	14
第2章 ピストンリング追従性に関する基礎検討実験	15
2. 1 実験方法	16
2. 1. 1 供試機関（浮動ライナ式モータリング往復動試験機）	16
2. 1. 2 供試品仕様	17
2. 1. 3 ピストンリングーシリンダボア隙間計測	19
2. 1. 4 ピストンリング変形（歪み量）計測	20
2. 1. 5 計測位置	23
2. 2 実験結果と考察	24
2. 2. 1 ピストンリング摩擦力計測結果	24
2. 2. 2 ピストンリングーシリンダボア隙間計測結果	25
2. 2. 3 ピストンリング変形（歪み量）計測結果	28
2. 3 2章のまとめ	32
第3章 ピストンリングに対する薄膜センサ技術の適用	33
3. 1 薄膜圧力センサの特徴	34
3. 2 薄膜圧力センサの計測原理および計測誤差要因	35
3. 3 ピストンリングへの適用に対する課題	36
3. 3. 1 シリンダとの接触形態を考慮したセンサ形状検討	36
3. 3. 2 変形による破壊を考慮したセンサ形成位置の検討	40
3. 3. 3 DLC 保護膜の耐久性評価	42
3. 3. 4 低圧計測による計測システム影響の検討	43
3. 4 3章のまとめ	47
第4章 1MPa 以下の低圧領域を含む計測可能範囲の拡大	48
4. 1 ホイートストンブリッジ回路における出力向上策	49
4. 1. 1 センサ感度の増加	49
4. 1. 2 ゲージ法の変更	49
4. 1. 3 入力電圧の増加	53

4. 2	ドリフト量低減と S/N 比向上を目的としたブリッジボックスの改良	54
4. 3	低ノイズを目的としたストレインアンプの改良	56
4. 4	計測可能範囲の検証	59
4. 5	4 章のまとめ	61
第 5 章	ピストンリング用薄膜圧力センサの成膜方法に関する検討	62
5. 1	スパッタリング法	63
5. 1. 1	誘導結合 RF プラズマ支援型マグネトロンスパッタリング装置	64
5. 1. 2	RF マグネトロンスパッタリング装置	66
5. 2	プラズマ CVD 法	67
5. 3	5 章のまとめ	68
第 6 章	ピストンリング用薄膜圧力センサの製作とセンサ特性評価	69
6. 1	ピストンリング用薄膜圧力センサ製作方法	70
6. 1. 1	回り止め加工	72
6. 1. 2	研磨	73
6. 1. 3	洗浄	75
6. 1. 4	絶縁膜成膜	76
6. 1. 5	熱処理（エージング効果）	78
6. 1. 6	センサ膜成膜（フォトリソグラフィ法）	79
6. 1. 7	保護膜成膜	81
6. 1. 8	配線取り出し	82
6. 2	薄膜圧力センサの特性評価	84
6. 2. 1	圧力感度確認試験（圧力検定）	84
6. 2. 2	温度感度確認試験（温度検定）	85
6. 2. 3	歪み感度確認試験（歪み検定）	86
6. 3	薄膜圧力センサの成膜による影響確認	87
6. 4	6 章のまとめ	89
第 7 章	静的環境下における面圧計測および妥当性検証	90
7. 1	実験方法	91
7. 1. 1	供試機関（低速しゅう動単体試験機）	91
7. 1. 2	供試品仕様	91
7. 1. 3	ピストンリング歪み量計測（側面）	93
7. 1. 4	面圧シートによるピストンリング面圧計測	95
7. 2	実験結果	96

7. 2. 1	低速しゅう動単体試験結果	96
7. 2. 2	面圧シートによるピストンリング面圧計測結果との比較	99
7. 3	7章のまとめ	101
第8章	動的環境下における面圧計測および理論解析結果との比較	102
8. 1	実験方法	103
8. 1. 1	供試機関	103
8. 1. 2	供試品仕様	104
8. 1. 3	計測波形処理	106
8. 1. 4	しゅう動面圧計測結果のゼロ点決定方法 (ピエゾセンサによるしゅう動面圧計測)	107
8. 2	理論解析方法	108
8. 3	理論解析結果および実験結果	113
8. 3. 1	理論解析結果	113
8. 3. 2	薄膜圧力センサによる計測結果と理論解析結果の比較	117
8. 3. 3	各誤差要因による面圧計測値誤差の検討	119
8. 4	8章のまとめ	125
第9章	結論	126
	本研究のまとめ	127
	参考文献	129
	謝辞	133

第1章

序論

1. 1	研究背景	6
1. 2	従来における研究内容と課題	11
1. 3	研究目的	13
1. 4	本論文の構成と各章の内容について	14

本章では、本研究における背景を示すとともに、研究対象となるピストンリングのしゅう動面圧について従来の研究内容と課題点を明らかにし、本研究の目的と基本方針について述べる。

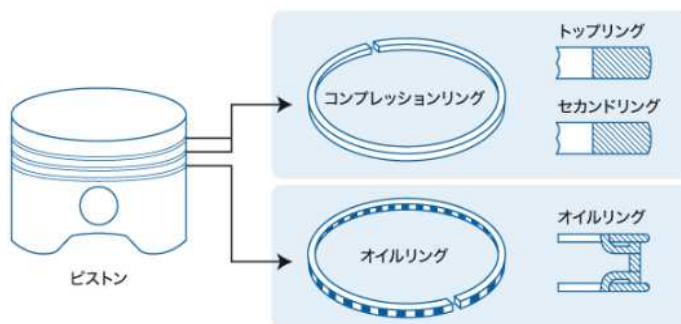
1. 1 研究背景

潤滑油を用いた機械要素のトライボロジーにおいては、潤滑油膜の有無やしゅう動温度だけでなく、しゅう動面間に発生する面圧の増減や、その分布状態が潤滑状態に大きく影響し、摩擦力や耐摩耗性等の性能を大きく決定づける。流体の圧縮行程を要する圧縮往復動機関のシール部品であるピストンリングにおいても同様であり、その代表例として、自動車や商用機械、船舶の動力源として使用されるエンジン用ピストンリング(図 1-1)⁽¹⁾が挙げられる。自動車を含む輸送機器は、環境負荷の原因とされる CO₂(二酸化炭素)排出量において高い割合(19.3%)を占める(図 1-2)⁽²⁾。また、ガソリンエンジンのエネルギーバランス想定図(図 1-3)⁽³⁾で示すとおり、通常ガソリンエンジンでは燃料消費量割合 30%~40%付近の使用頻度が高い。したがって、特にガソリンエンジンにおいて摩擦損失の低減は燃費低減に対し非常に有効である。ピストンリングを含むピストン系部品においては、図 1-4 に示すようにエンジン全体の摩擦損失に与える影響が大きく⁽⁴⁾、さらなる摩擦損失低減により、燃費向上に寄与することが至上命題である。そのため近年、ピストンリングに関しては低張力化に限らず、しゅう動形状の最適化、面性状の改質等、多様な技術検討がなされている^{(5)~(8)}。また、しゅう動部に供給される潤滑油に関して一層の低粘度化や、しゅう動表面との化学的反応を利用し低摩擦を実現する摩擦調整剤(例：モリブデンジチオカーバメート、MoDTC)や無灰系添加剤(例：ジアルキルジチオリン酸亜鉛、ZnDTP)の採用、発展が進んでいる^{(9)~(10)}。

しかし一方で、自動車用エンジンの潤滑油消費(Lubricating Oil Consumption : LOC)は後処理触媒の被毒や交換インターバル悪化を引き起こし、近年はこれに起因するとされる異常燃焼等の発生事例も多いことから^{(11)~(13)}、その低減が強く望まれる。LOC の主要因として、ピストン周りの潤滑油が燃焼室を経て排気とともにエンジン外部へ放出される油上がりがある(図 1-5)⁽¹⁴⁾。その中でしゅう動面経由の油上がりに対してはシリンダボア変形が高い寄与度を持ち⁽¹⁵⁾、その影響はピストンリングの低張力化により一層顕著に現れる(図 1-6)⁽¹⁶⁾。これはシリンダボア変形によりピストンリング-シリンダボア間しゅう動面圧に過大な高低分布が生じるため、部品設計上シリンダボアへの追従が困難となる箇所が発生し、低張力化により一層の悪化が生じるものと考えられる(図 1-7)⁽¹⁷⁾。さらに、高効率化や高出力化と反比例するように各部品の軽量化や薄肉化が進むが、十分に変形等や温度環境を考慮出来なかった場合、局所的な潤滑状態が悪化し、その地点を起点として異常摩耗やスカuffingといった問題へと繋がってしまう恐れがある。図 1-8 にその事例を示す⁽¹⁸⁾。さらに、潤滑油の低粘度化によりしゅう動部の油膜厚さは一層薄くなるため、固体接触が増加し、異常摩耗やスカuffingのリスクは増加する。したがって LOC だけでなく、耐摩耗性や摩擦力向上という観点からも、しゅう動中の動的な面圧分布を正しく把握することは非常に重要である。

異なる二面間における面圧分布の計測は、しゅう動面形状への影響が少ない手法として薄膜圧力センサが広く使用されている(図 1-9)^{(19)~(22)}。しかしながら、これまでに

ピストンリング-シリンダボア間の面圧分布計測へ適用された事例はない。本研究では、スパッタリング法およびプラズマ CVD(Plasma Chemical Vapor Deposition)法を用いた成膜技術を活用することにより、耐久性の高い DLC(Diamond Like Carbon)保護膜を持つ薄膜センサをピストンリングしゅう動面に形成し、ピストンリングとシリンダボア間の瞬時面圧計測を実施した。また、ピストンとシリンダで構成される往復動試験機を用いた圧力分布計測を行うために、計測システムの低ノイズ化および高 S/N 比(Signal/Noise 比)化により 1 MPa 以下の低圧領域に対する計測可能範囲を拡大し、得られた計測結果と理論解析モデルの結果に対する検証を行って解析の妥当性を調査した。



引用 『エンジンこうなっている』 グランプリ出版

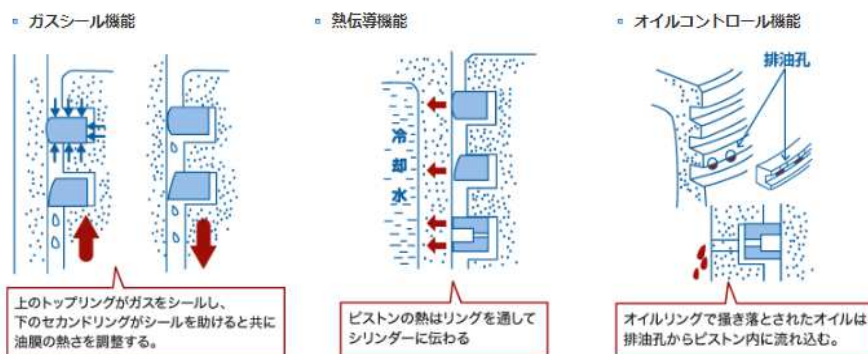


図 1-1 自動エンジン用ピストンリング⁽¹⁾

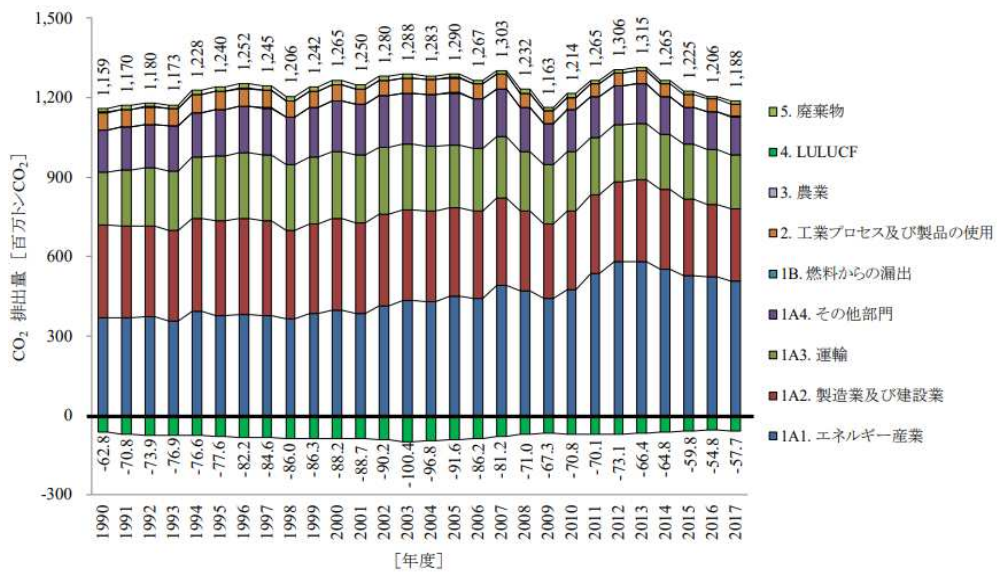


図 1-2 日本における CO₂ 排出量推移 (2019 年度)⁽²⁾

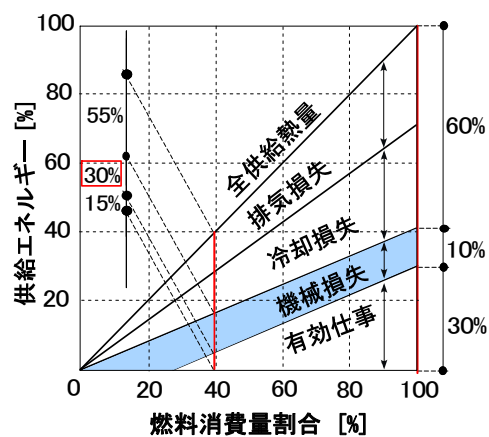


図 1-3 ガソリンエンジンのエネルギーバランス想定図⁽³⁾

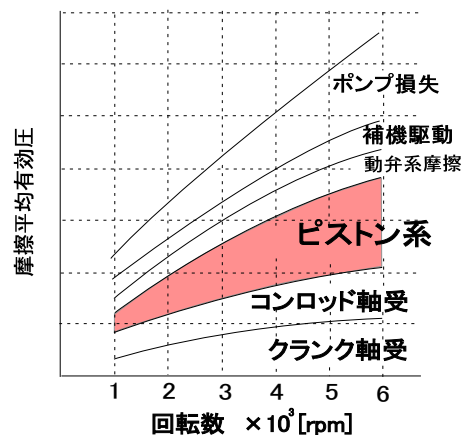


図 1-4 主要摩擦部の摩擦平均有効圧⁽⁴⁾

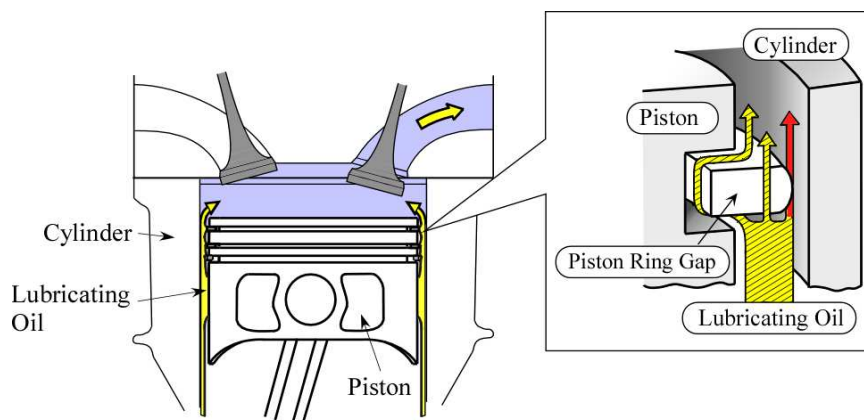


図 1-5 油上がり経路

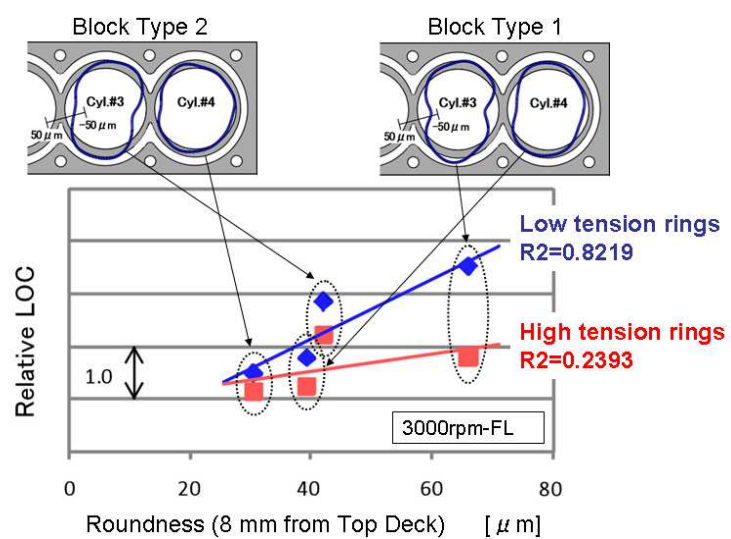


図 1-6 潤滑油消費とシリンダ上方位置における真円度との関係⁽¹⁶⁾

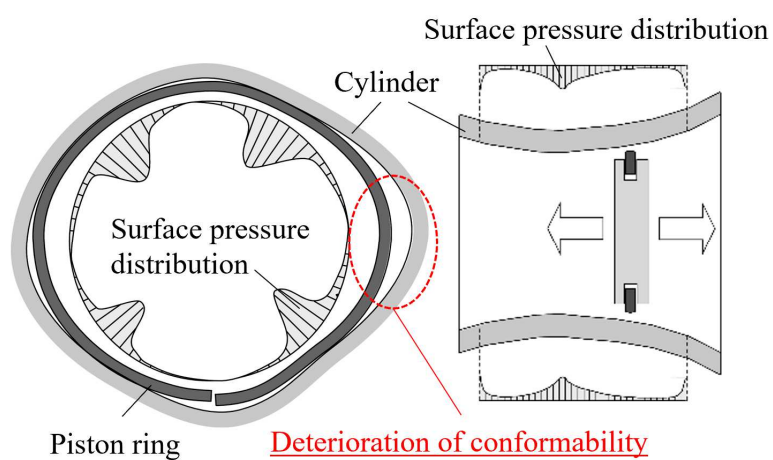


図 1-7 シリンダボア変形によるピストンリング追従性の悪化

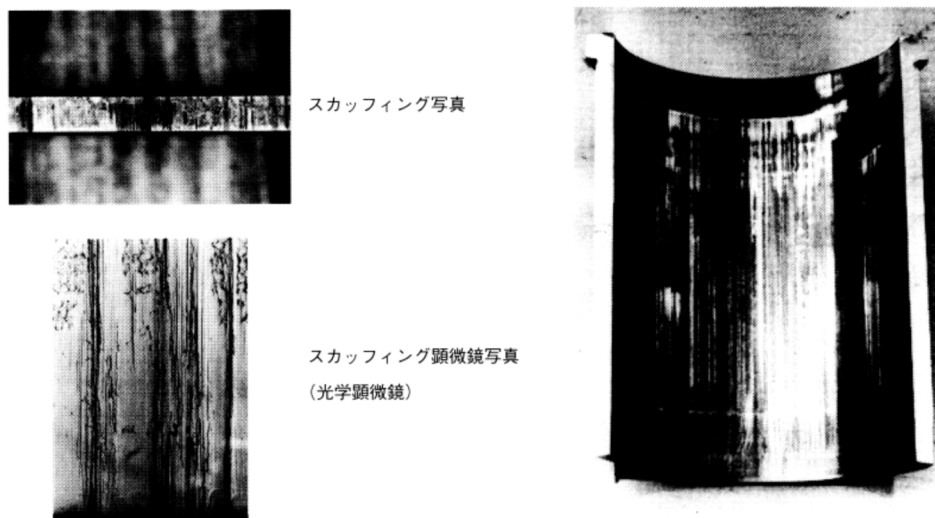


図 1-8 ピストンリングおよびシリンダの異常摩耗/スカフティング⁽¹⁸⁾



図 1-9 薄膜センサによる計測事例^{(19)～(22)}

1. 2 従来における研究内容と課題

ピストンリング-シリンダボア間の面圧計測に着目すると、S. R. Brown 他⁽²³⁾はモーター試験機上において、ピエゾ素子を用いてピストンリング-シリンダボア間の油膜圧力計測を行い、±数百 kPa の油膜圧力変動が発生していることを計測と理論の両面から検討した(図 1-10)。また一杉他⁽²⁴⁾、C. Cheng 他⁽²⁵⁾は単体試験にて静的な面圧分布を計測した(図 1-11, 図 1-12)。しかし、これらの事例では特定の条件や部品、あるいはエンジン機種にのみ成立する場合が多く、実働中における現象を正確に再現し、予測することは現状困難である。特に現象把握の観点では、軸方向、周方向、半径方向を考慮した 3 次元的な知見が未だ不十分である。また、理論解析手法による検証事例に着目すると、Greenwood & Tripp⁽²⁶⁾により提案された確率論的な接触理論と、Patir & Cheng⁽²⁷⁾による平均レイノルズモデルを連立したピストンリング-シリンダボア間の混合潤滑モデルが Rohde⁽²⁸⁾によって提案され、今日において広く知られている。近年でもこのモデルに対する種々の境界条件、油膜内温度分布や部品表面温度の影響^{(29) (30)}などが継続的に研究されてきている。さらに、シリンダボアへの追従性^{(17) (25) (31) (32)}、表面テクスチャリング技術の発展とともに表面粗さを含む詳細な表面性状の考慮が検討されている^{(33) (34)}。しかし前述のように、実際の動的環境下におけるピストンリング-シリンダボア間の面圧計測事例は非常に乏しいため、モデルと実現象との相関性は明確とはなっていない。

異なる二面間における面圧分布の計測は、しゅう動面形状への影響が少ない手法として薄膜圧力センサが広く使用されている⁽³⁵⁾。薄膜の蒸着を利用した事例としては、J. W. Kannel 他により 2 円筒試験機の円筒外径面にマンガンニ(Cu-Mn-Ni)を蒸着し、接触面圧計測に用いた事例^{(36) (37)}が始まりとされる。その後、J. W. Kannel 他^{(38)~(41)}、G. M. Hamilton & S. L. Moore⁽⁴²⁾、W. J. Barts & J. Ehler⁽⁴³⁾、M. M. A. Safa 他⁽⁴⁴⁾、K. Janczak 他⁽⁴⁵⁾によって基礎から応用まで広く研究が進められてきている。また、三原他は内燃機関のピストンスカートやピストンピン、軸受部品の接触面における圧力分布を計測可能なセンサを開発しているが(図 1-9)^{(19)~(22)}、これまでにピストンリング-シリンダボア間の面圧分布計測へ適用された事例はない。これは、ピストンリングの断面寸法が 1mm 以下～数 mm 程度と非常に小さく、作動圧力やしゅう動温度、変形などの外乱が懸念され、適用が難しいと考えられるためである。さらに、過去に示されたピストンリング-シリンダボア間の面圧は低い値では数 Pa レベル(図 1-10)⁽²³⁾であり、過去に行われた薄膜センサ適用例に対し、非常に低い計測レンジが必要であり、高い S/N 比(Signal/Noise 比)が要求されることも要因の一つと考えられる。

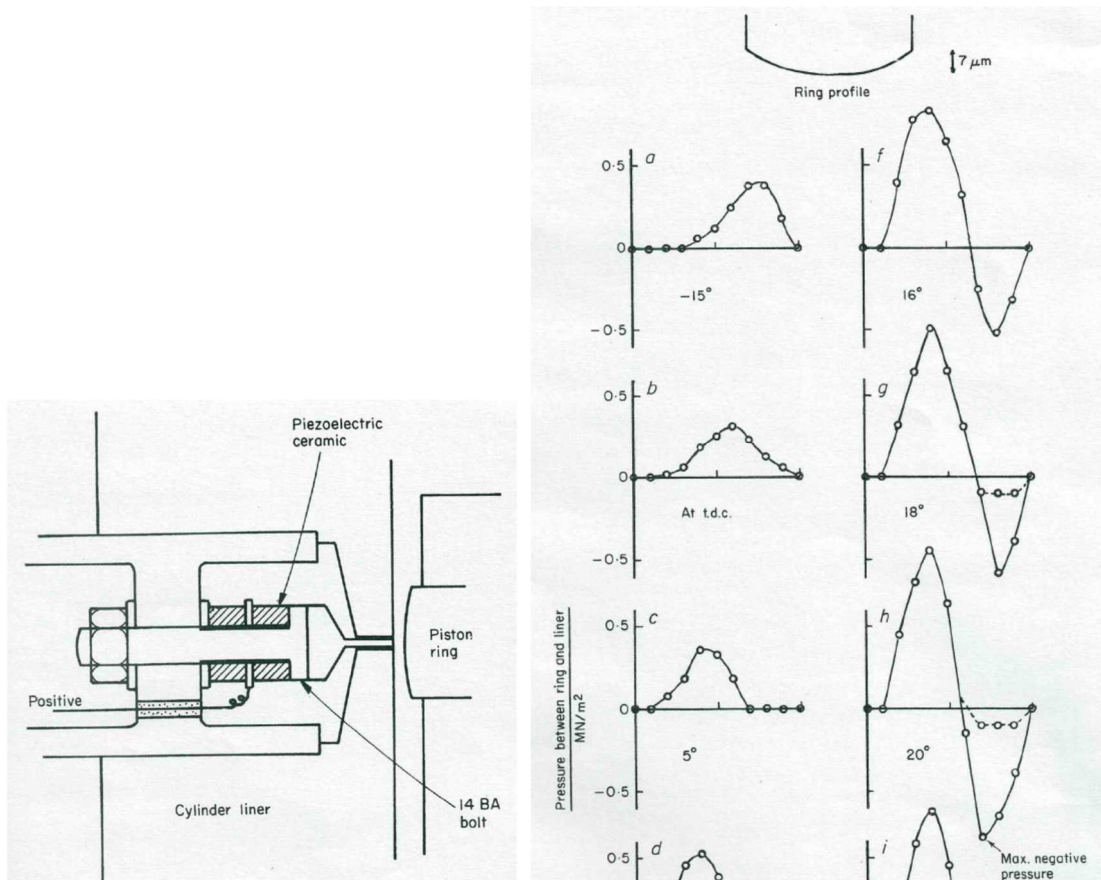


図 1-10 S.R. Brown 他によるピストンリングしゅう動時油膜圧力計測⁽²³⁾

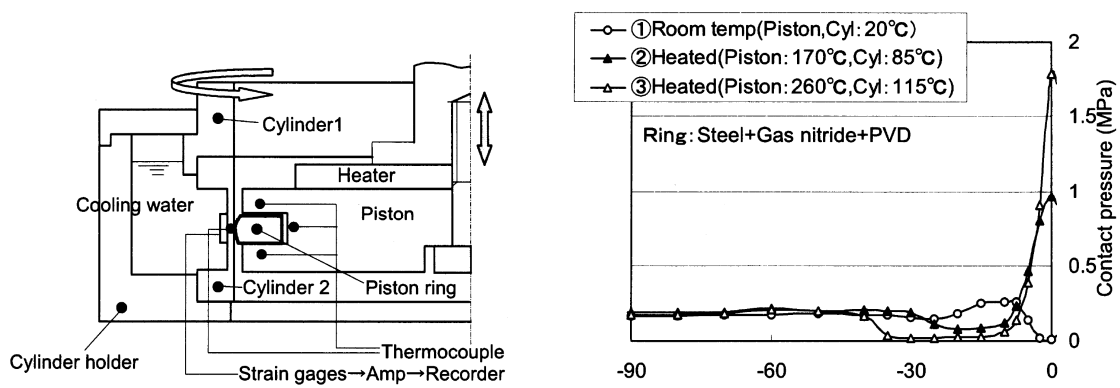


図 1-11 一杉他によるピストンリング静的面圧分布計測⁽²⁴⁾

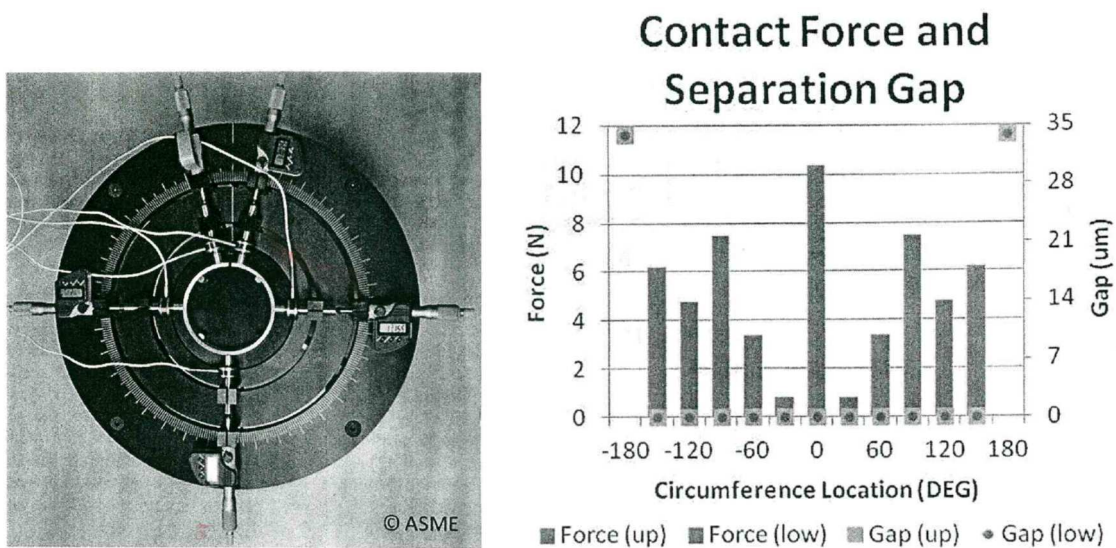


図 1-12 C. Cheng 他によるピストンリング静的面圧分布計測⁽²⁵⁾

1. 3 研究目的

前述内容より、ピストンリング-シリンダボア間において、実働時におけるしゅう動面圧分布を計測により詳細に把握することは、当該部のオイル挙動やしゅう動面の潤滑状態の把握、さらには解析モデルの検証にとって非常に重要である。そこで本研究では、下記を目的とした。

- (1) 従来において例の無いピストンリングしゅう動面圧分布計測のため、ピストンリングしゅう動面への薄膜圧力センサ形成手法、およびセンサ形状を検討する。
- (2) 従来の薄膜圧力センサ適用例に対し、計測システムの改良により、低圧領域への大幅な計測可能範囲拡大を検討する。
- (3) 簡易試験機および試験治具を用いた静的環境における面圧計測により、他計測センサとの出力比較を行い、計測値の妥当性を検証する。
- (4) モータリング式往復動しゅう動試験機を用いて、動的環境における面圧計測を行うとともに、理論解析値との比較評価を行い、計測値の妥当性を検証する。

1. 4 本論文の構成と各章の内容について

第1章では、本研究における背景を示すとともに、研究対象となるピストンリングのしゅう動面圧について従来の研究内容と課題点を明らかにし、本研究の目的と基本方針について述べる。

第2章では、第1章で述べたピストンリング-シリンダボア間における追従状況の変化（面圧分布の変化）が与える影響について確認するため、実施した試験内容について述べる。

第3章では、薄膜圧力センサの基本形状とその構造および動作原理について述べ、さらに、ピストンリングへの薄膜圧力センサ適用に対する課題と対策方法について述べる。

第4章では、ピストンリングしゅう動面圧の計測にあたり必要となった、1MPa以下の低圧領域へ計測可能範囲を拡大した計測システムの改良内容について述べる。

第5章では、ピストンリングへの薄膜圧力センサ適用に際し用いた成膜法および装置、主たる検討内容について述べる。

第6章では、ピストンリング用薄膜圧力センサの製作方法やセンサ特性の評価結果、製作における形状変化等の評価結果を述べる。

第7章では、静的環境を模擬した簡易試験機を用いて、開発センサによる面圧計測と他計測センサによる面圧計測を実施し、両社の比較から計測値の妥当性を検証した結果について述べる。

第8章では、モータリング式往復動しゅう動試験機を用いて動的環境において得た面圧計測結果と、理論解析結果との比較により、計測値の妥当性を検証した結果をについて述べる。

第9章では、本研究に関する総論を述べる。

第2章

ピストンリング追従性に関する基礎検討実験

2. 1	実験方法	16
2. 1. 1	供試機関（浮動ライナ式モータリング往復動試験機）	16
2. 1. 2	供試品仕様	17
2. 1. 3	ピストンリングーシリンダボア隙間計測	19
2. 1. 4	ピストンリング変形（歪み量）計測	20
2. 1. 5	計測位置	23
2. 2	実験結果と考察	24
2. 2. 1	ピストンリング摩擦力計測結果	24
2. 2. 2	ピストンリングーシリンダボア隙間計測結果	25
2. 2. 3	ピストンリング変形（歪み量）計測結果	28
2. 3	2章のまとめ	32

本章では、第1章で述べたピストンリングーシリンダボア間における追従状況の変化（面圧分布の変化）が与える影響について確認するため、実施した試験内容について述べる。

2. 1 実験方法

2. 1. 1 供試機関（浮動ライナ式モータリング往復動試験機）

実験には，図 2-1 および図 2-2 に示すクロスヘッド方式の浮動ライナ式モータリング往復動試験機を使用した．シリンダは二重構造となっており，(1) インナーシリンダ外周に巻きつけた(2) ヒーターによりしゅう動部の温度設定を行う．(3) 潤滑油は別に温度管理された外部タンクより供給し，シリンダ上方から滴下された後にブロック下部より排出される（非循環）．そのため，(4) ピストンとともにシリンダへ組み入れる(5) ピストンリングは上下逆組みとなり見掛け上，上死点(Top Dead Center : TDC)および下死点(Bottom Dead Center : BDC)も上下反転して取り扱う．また(6) リンク機構により，ピストンリングおよびピストンに設置されたセンサ等の(7) 配線を運転時に取り出すことが可能である．さらに，(8) アウターシリンダに設置された(9) ボルト治具を締込むことにより，インナーシリンダに任意形状を設定可能である．(8) アウターシリンダは複数の(10) ロードワッシャを介して(11) ブロックに締結されており，この構造によりしゅう動方向に沿った摩擦力を計測する．潤滑油には市販エンジンオイル（GF-5 SN 0W-20）を使用し， $80^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ に管理した上で供給を行った．

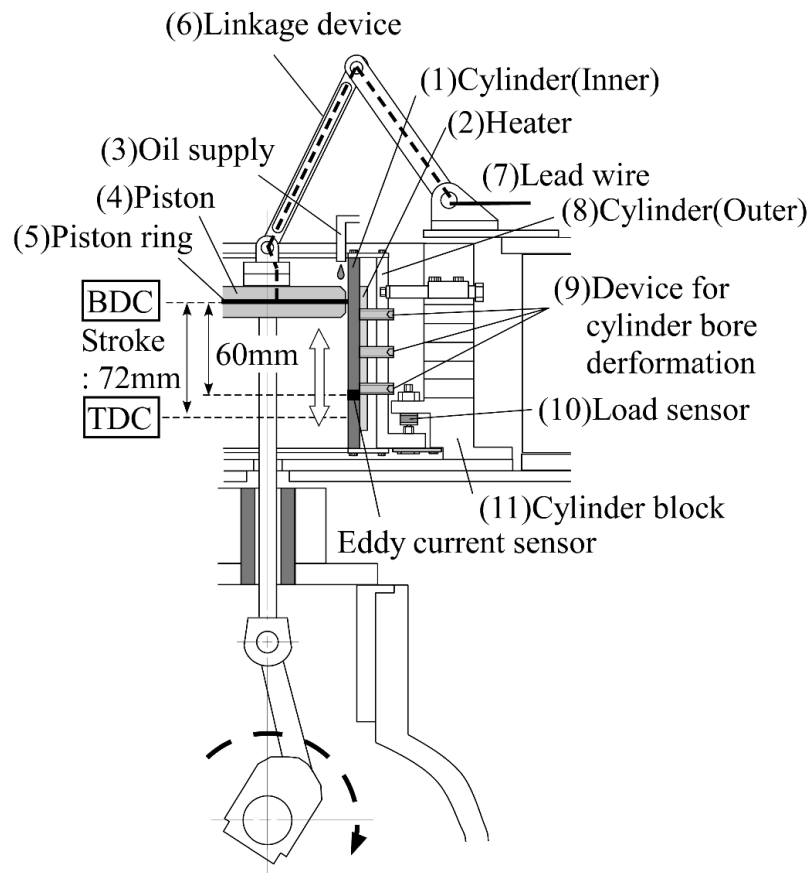


図 2-1 浮動ライナ式モータリング往復動試験機（ピストン付近構造）

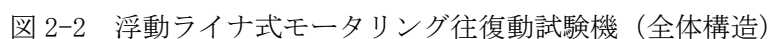



表 2-1 に本実験に供試したピストンリング仕様を示す。このピストンリング仕様は乗用車用エンジンの 1st 圧縮リングとして一般的に使用されている。

	<p>Compression ring (Top ring) Cross section : Internal bevel OD profile: Barrel face Tension : 3.7(N)</p>
---	---

17

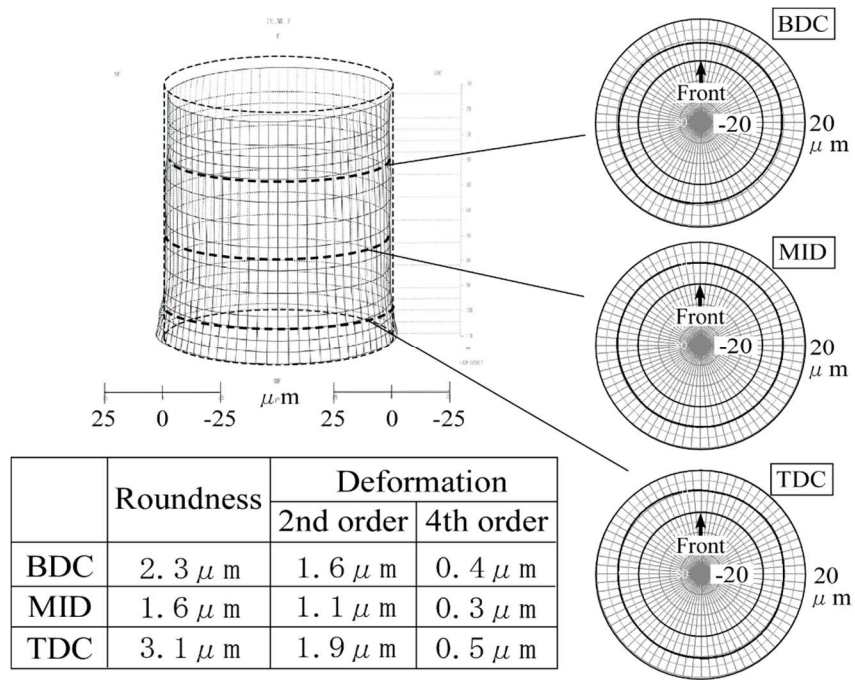


図 2-3 シリンダボア形状（変形設定前）

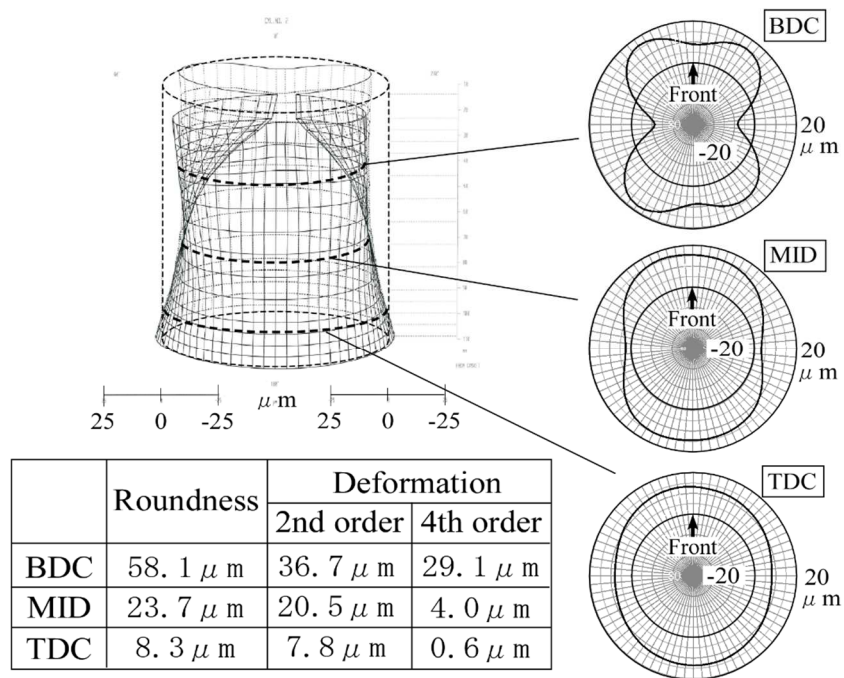


図 2-4 シリンダボア形状（変形設定後）

2. 1. 3 ピストンリング-シリンダボア隙間計測

しゅう動時におけるピストンリング-シリンダボア間隙間を計測するため，図 2-5 に示す渦電流式隙間センサを用いた．図 2-6 にインナーシリンダへのセンサ埋込み方法を示す．(1)センサは(2)インナーシリンダの BDC～60mm 位置に設置し，隙間を(3)絶縁性接着剤により充填することで固定した．センサヘッド面はシリンダボア面から 0.1mm 程度内側とし，段差にも同様に絶縁性接着剤を充填し手加工によりシリンダボア面と同一とした．図 2-7 に各温度におけるセンサ出力特性を示す．後述するしゅう動試験結果における隙間量算出には同特性を用いた．

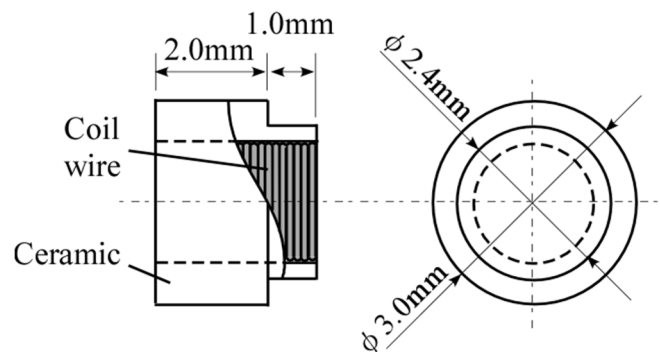


図 2-5 渦電流式隙間センサ

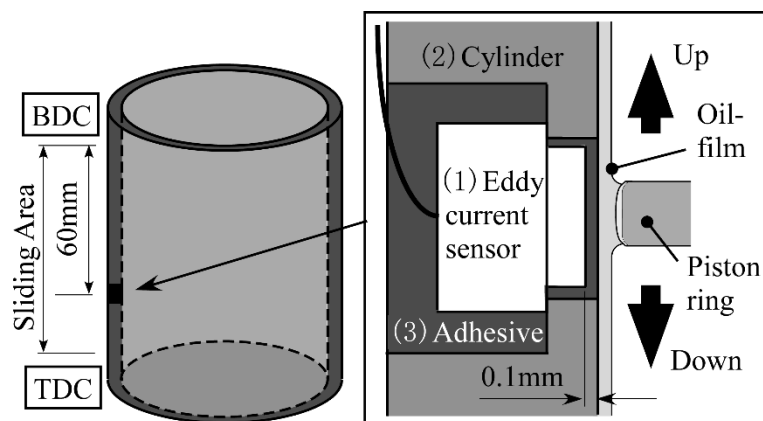


図2-6 渦電流式隙間センサ埋め込み概要

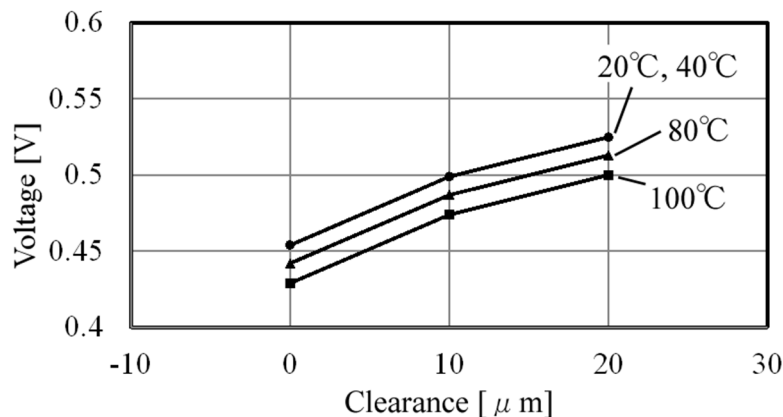


図 2-7 渦電流式隙間センサ特性

2. 1. 4 ピストンリング変形（歪み量）計測

シリンダ内周形状の変化に対し、ピストンリングの追従変形有無、あるいはその度合いを確認するため、歪みゲージによる歪み量計測を実施した。図 2-8 にピストンリングへの歪みゲージ固定方法を示す。一軸型歪みゲージ(ベース $1.6 \times 1.2\text{mm}$, グリッド $0.2 \times 0.9\text{mm}$)を専用接着剤によりピストンリング側面へ固定した。ボア変形により生じるピストンリング変形の主方向は周方向であり、内外周面に大きな圧縮・引張方向の変形を生じる。このとき上下側面も同様に圧縮・引張方向の歪みが発生すると考えられ、設置容易な側面上へ周方向に沿って固定した。計測感度を検証するため、ピストンリングをシリンダ内へ装着した際の歪み量を有限要素法を用いた構造解析により求めた。なお解析には、ANSYS 社製 ANSYS Mechanical を使用した。計算モデルを図 2-9 に示す。自由状態におけるピストンリングの半円弧形状に対し、片端を拘束状態とし、外周に張力相当面圧を均一に負荷する。図 2-10 に主歪みベクトル図を示す。これより、合口近傍から位置が離れるほど大きい歪みが発生しており、内外周に大きな圧縮・引張方向の歪みが周方向に発生し、なおかつ計測点に相当する側面の接点位置においても引張方向の歪みが発生している事が分かる。図 2-11 に、シリンダボアとの曲率差等の変化により発生張力が変化した場合を模擬し、仕様張力値の 25%~100%相当面圧値において計算した事例を示す。これより、呼称径かつ真円状態への装着となる 100%張力時を含めて、外周に対し側面における歪み量は約 $1/10 \sim 1/5$ の値を示し、両者は相対変化を生じている。さらに、呼称径かつ真円状態に相当するシリンダ内に装着した際の実測歪み量と、解析値の比較を表 2-2 に示す。両者は良く傾向が一致していることから、側面に生じる数 $\mu\epsilon \sim$ 数十 $\mu\epsilon$ の歪みに対しても概ね計測可能な感度を持つことを確認した。さらに、ボア変形によりピストンリングに変形が生じた場合、側面における周方向の歪みは内外周面の歪みに対し変化は小さいが、連動変化しているとみなし、同位置にて追従性を検討する事とした。また、1 ゲージ方式の歪み計測においては温度誤差が大きい事が知られているため⁽⁴⁶⁾、同時に各部の温度計測を行った。図 2-12

にシリンダ，ピストンリングへのセンサ埋め込み方法を示す．直径 $\phi 0.8\text{mm}$ の熱接点を持つ K 型熱電対を製作し，シリンダ内周へは(1)かしめ，ピストンリング母材へは(2)銀ペースト固定，ヒーターとの接地面は(3)挟み込みにより設置した．

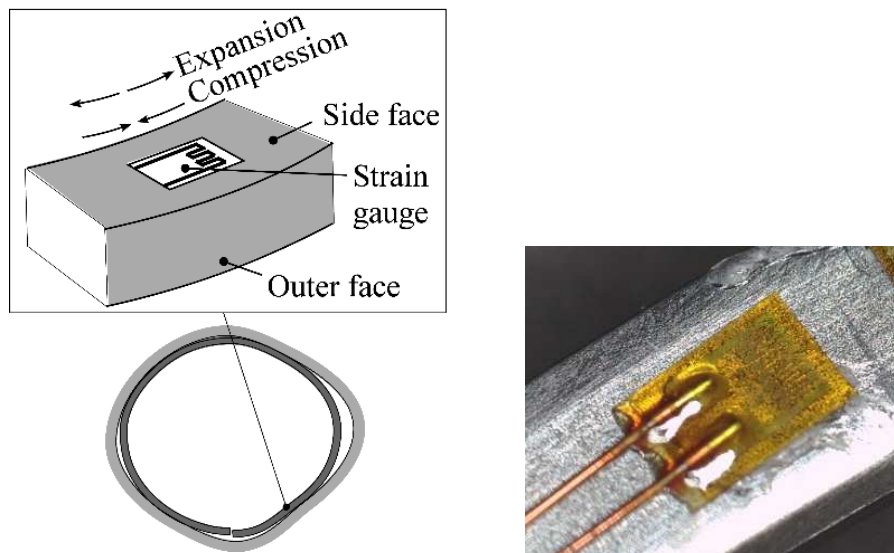


図 2-8 ピストンリング側面への歪みゲージ固定

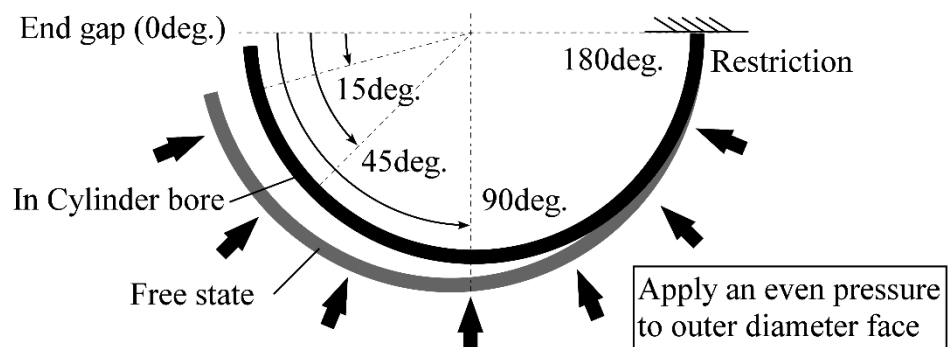


図 2-9 ピストンリング変形構造解析モデル

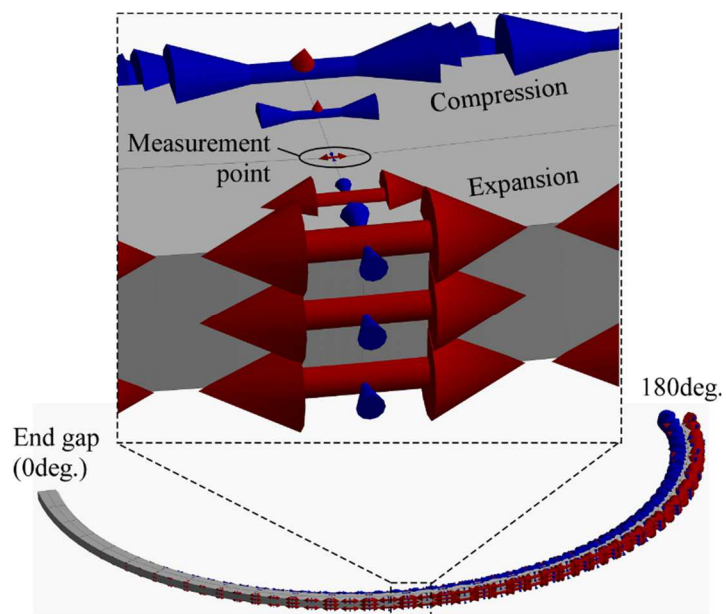


図 2-10 構造解析結果（最大主歪みベクトル図）

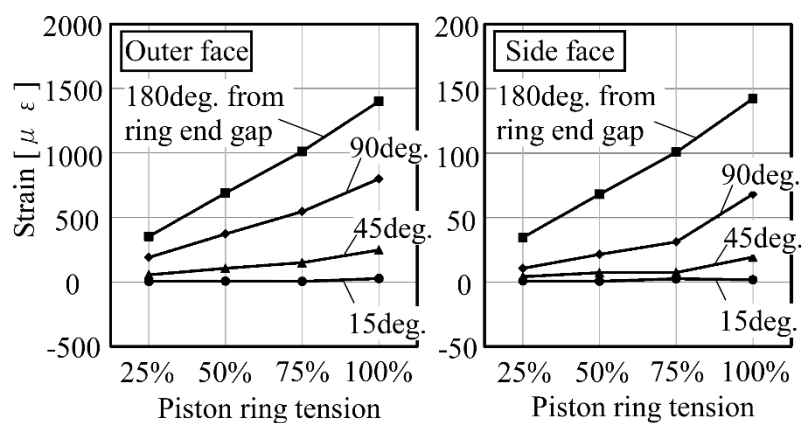


図 2-11 ピストンリング張力に対する
ピストンリング側面およびしゅう動面の歪み量（計算値）

表 2-2 構造解析結果と実測値の比較（ピストンリング側面，最大主歪み）

	Position from ring end gap		
	45 deg.	90 deg.	180 deg.
Calculated value [μ ε]	19.3	68.1	142.3
Measurement value [μ ε]	12.0	65.0	199.0

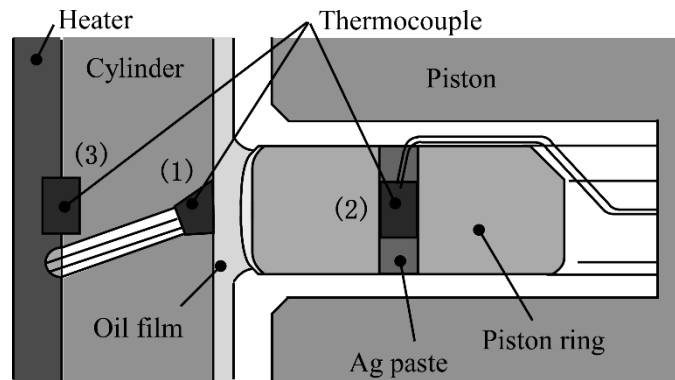


図 2-12 シリンダ壁面およびピストンリングへの熱電対埋め込み

2. 1. 5 計測位置

過去事例から追従性が悪化する箇所はボア形状が凸部から凹部に大きく曲率変化する領域で生じることが多いとされる^{(15) (31) (32) (47)}。図 2-13 に示すように隙間センサおよび歪みゲージを図中方向へ配置し，上記領域における追従性変化を計測した。また，合口位置は合口止め構造により半固定とした。

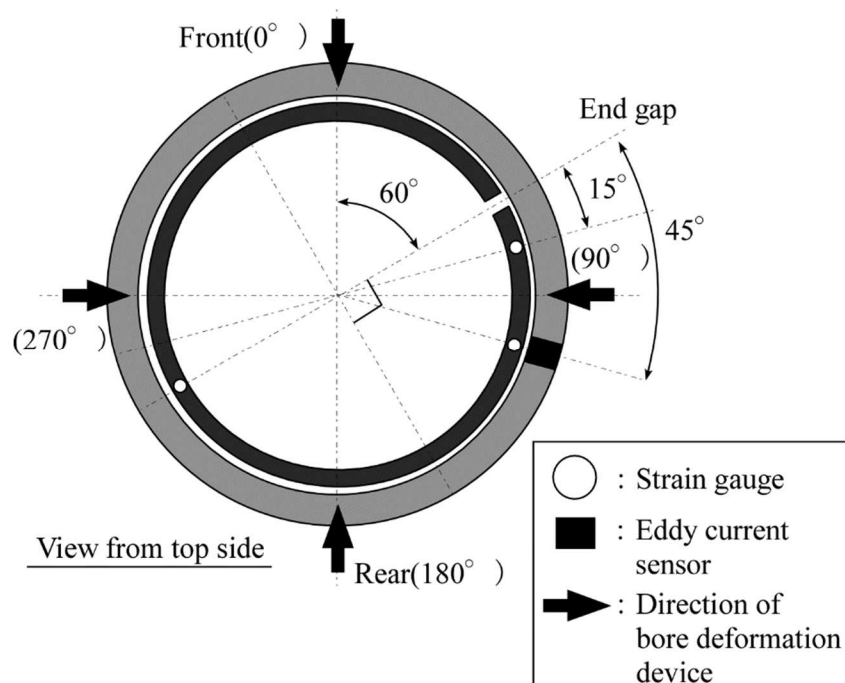
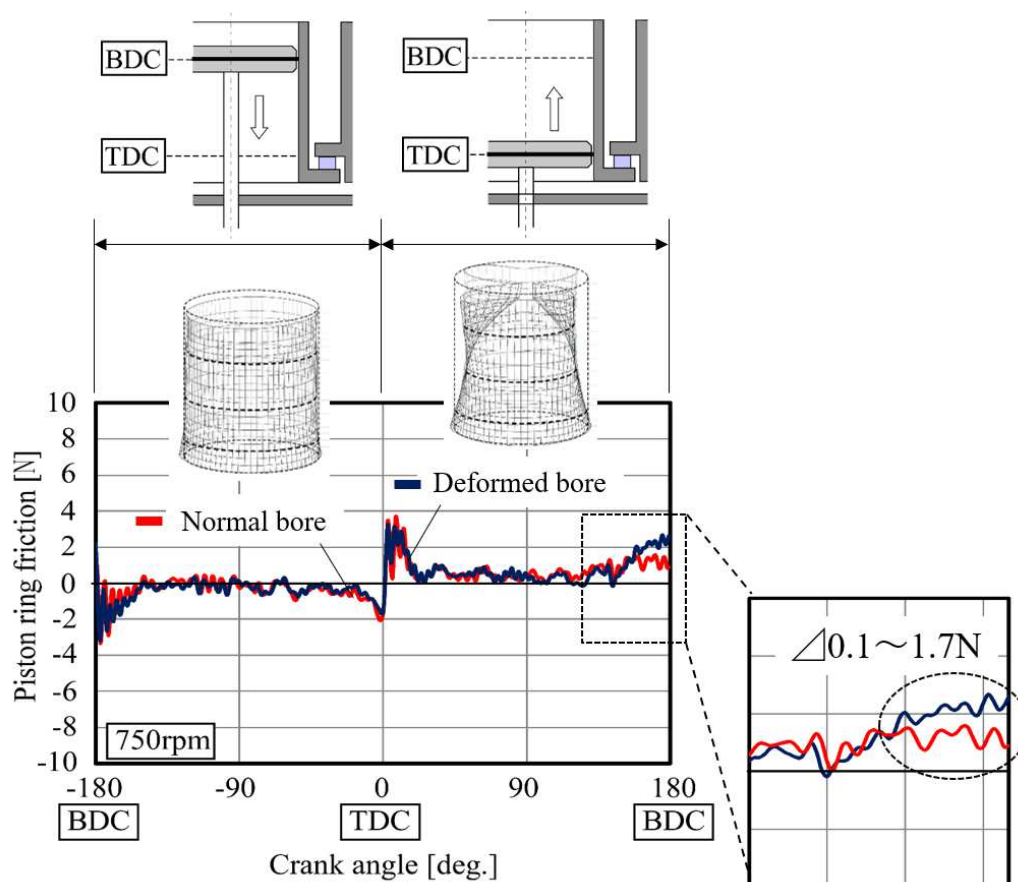


図 2-13 各センサ計測位置

2. 2 実験結果と考察

2. 2. 1 ピストンリング摩擦力計測結果

図 2-14 に計測された摩擦力波形を示す。これより、シリンダ変形の付加により、BDC 位置近傍において摩擦力の悪化がみられた。これは図 2-15 に示すシリンダ形状の影響が大きいと考えられる。BDC 近傍のボア形状をみると、大きく内周方向にマイナス傾向となっており、同領域においてピストンリング-シリンダボア間の面圧が増加することで摩擦力が増加したことが要因と考えられる。したがって、同結果によりピストンリング-シリンダボア間の面圧分布が潤滑状態に悪影響を及ぼす可能性が推察された。



FMEP(Friction Mean Effective Pressure)

Normal bore : 304.8 Pa(Entire cycle)

Deformed bore : 308.4 Pa(Entire cycle)

→ $\Delta = 3.6 \text{ Pa (+1.2\%)}$

図 2-14 摩擦力計測結果

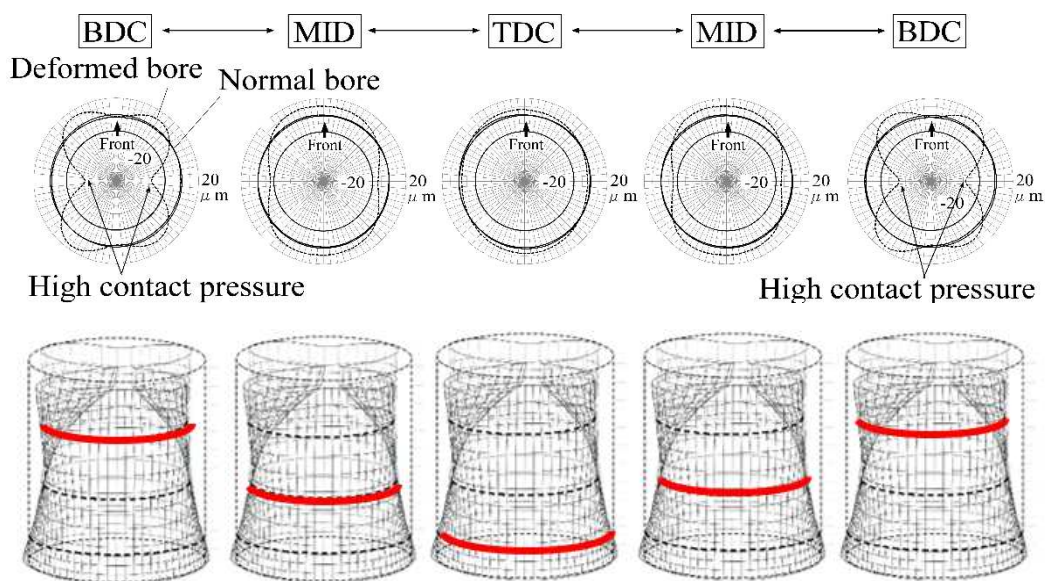


図 2-15 ボア形状計測結果としゅう動位置の関係

2. 2. 2 ピストンリング-シリンダボア隙間計測結果

図 2-16 に、各回転数におけるピストンリング-シリンダボア隙間の計測結果(計測手法は図 2-5～図 2-6 に示す)を示す。これより、各回転数においてボア変形時は隙間が拡大していることが分かる。また、ピストンリング-シリンダボア間のしゅう動においては油膜が介在し、回転数(しゅう動速度)の増加とともに油膜厚さは増加傾向にあると考えられるが、回転数に対する変化は微小であった。これは、使用したセンサの計測原理がインダクタンス式距離センサのため、金属対向面との距離を計測しており、必ずしも油膜厚さと完全一致ではない事が要因の一つと考えられる。さらに同試験装置は往復動をしており、計測位置がしゅう動の折り返し位置近傍であることからしゅう動速度が低く、回転数に対する変化が微小であったと考えられる。

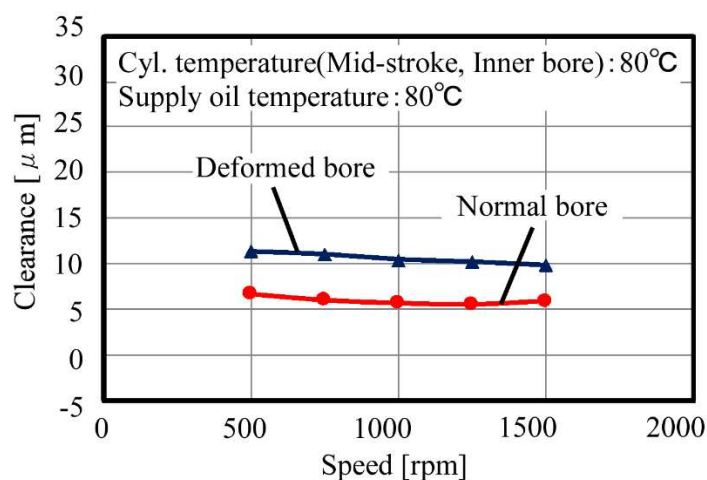
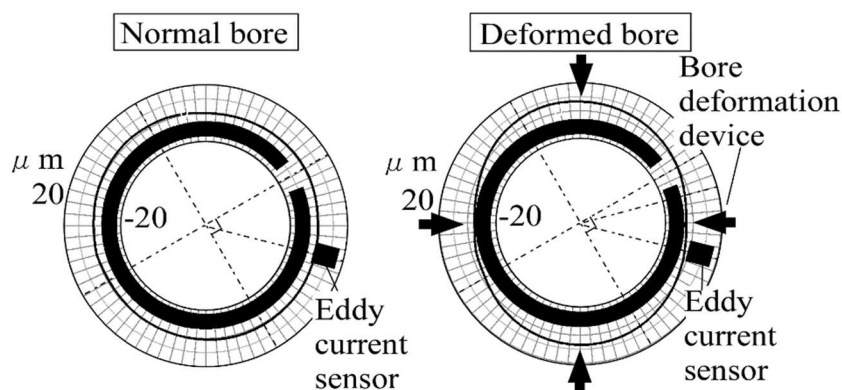
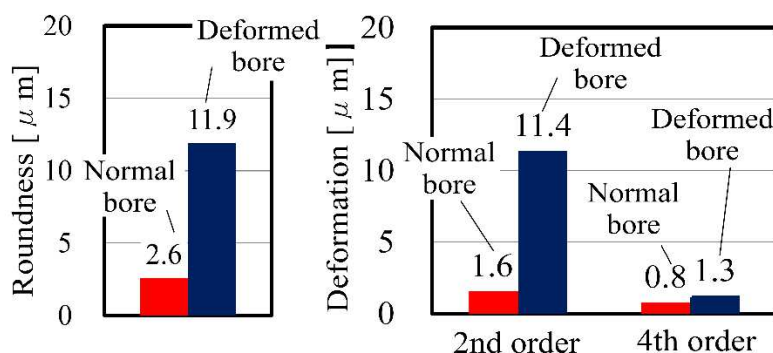


図 2-16 ピストンリング-シリンダボア隙間計測結果

図 2-17(a)に隙間センサ位置における真円度形状，図 2-17(b)に次数変形値，真円度を示す．これより，各数値において変形ボアは無変形時に対し高い値を示していることが分かる．また，図 2-18 のように追従形態を考えた場合，無変形時においては，Case1 のようにピストンリングとシリンダボアに大きな曲率差はなく，一様に近い接触と考えられるが，変形ボアにおける当該箇所はピストンリングとボアの曲率が大きく異なる箇所とみられるため，ボア変形によりしゅう動面圧に分布が生じ，追従性が低下する可能性が高い．さらにピストンリングの変形を考慮した場合，Case2 のように全く追従変形を起こさず凸部との強い領域のみ接触する場合と，Case3 のように追従変形を起こし，面圧に高低差を生じながらもシリンダボア周方向に対し，連続して分布を持つ場合が考えられる．



(a) 隙間センサ位置における真円度形状



(b) 隙間センサ位置における次数変形値および真円度

図 2-17 隙間センサ位置における真円度形状，次数変形値，真円度

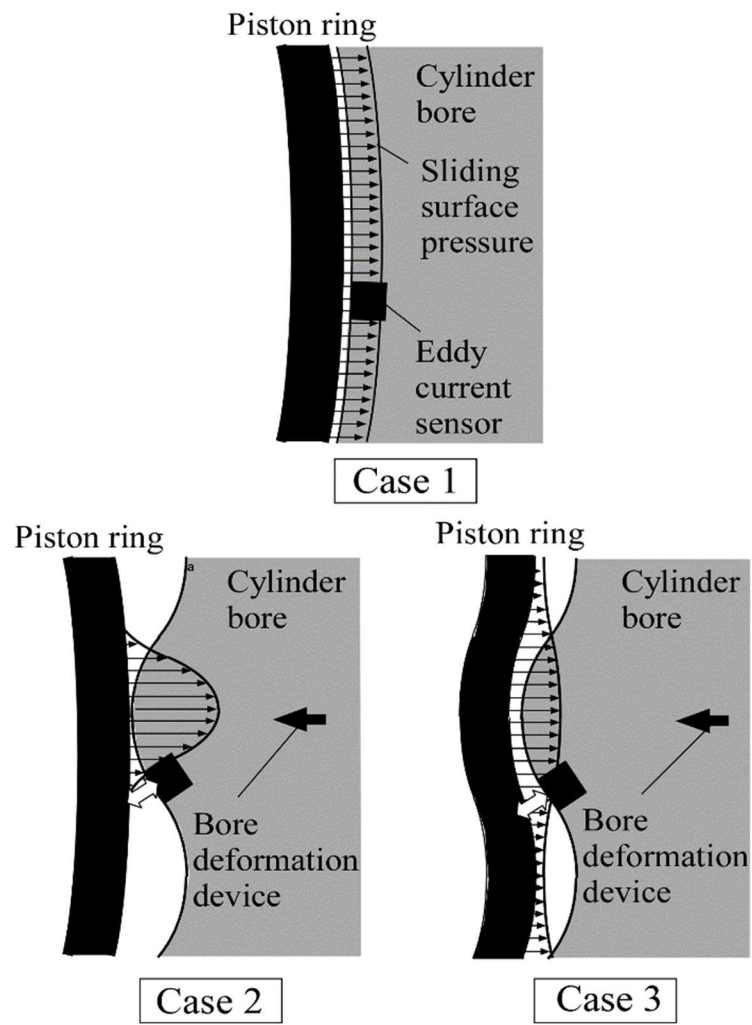


図 2-18 ピストンリングとシリンダボアの追従形態

2. 2. 3 ピストンリング変形（歪み量）計測結果

図 2-19 に 1500rpm 時において 1000 サイクル運転した間の温度変動を示す。これより，試験中におけるシリンダ外周の温度変化はヒーターON/OFF による上下変動に追従し最大 2.2℃の温度範囲にて変動しているが，シリンダ内周は最大 0.7℃，センサ固定されているピストンリングも最大 0.7℃であった。同センサの線膨張係数($10.8 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$)から温度による歪み誤差は最大 $7.56 \mu \varepsilon$ と推定され，後述する歪み計測結果への影響は軽微と思われる。

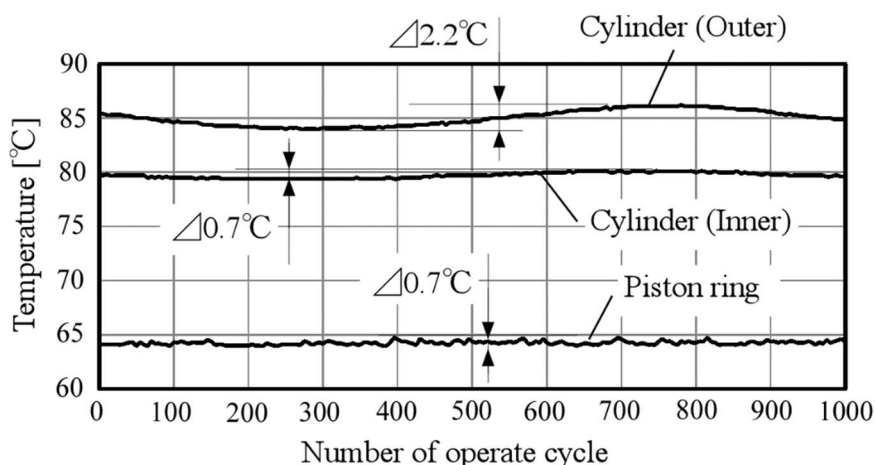


図 2-19 運転サイクル数に対する各位置の温度変化

図 2-20 に 1500rpm，図 2-21 に 1000rpm，図 2-22 に 500rpm における歪み量計測結果を示す。ボア変形の設定差に着目すると，隙間計測位置（Position(A)）およびその前後においては，歪み計測結果に大きな差異は見られなかった。また，計測方向によっても大きな差異が見られなかったことから，同行程近傍においてはボア変形の設定差に関わらずしゅう動時におけるピストンリングの変形挙動は同様であり，なおかつ全周にわたり図 2-18 の Case2 に示す追従形態と考えられる。

計測結果より，ボア変形差による差異は平均 $2 \sim 5 \mu \varepsilon$ 前後である。また，図 2-3 および図 2-4 において著しく変形差が生じた行程中央～下死点近傍の真円度は $23.7 \sim 58.1 \mu \text{m}$ である。同形状に供試ピストンリングが追従すると仮定した場合における歪み量を推定するため，図 2-23 に示す有限要素法による構造解析を行った。なお解析には，ANSYS 社製 ANSYS Mechanical を使用した。図中に示す断面形状を持つ梁状モデルに対し，両端を支持した上で内周面に等分布荷重を負荷し，図中位置 X の変位量と周方向歪み量の関係を求めた。図 2-24 に示す解析結果より，シリンダボア形状に追従し $23.7 \sim 58.1 \mu \text{m}$ の変位が発生した場合， $28.1 \sim 68.9 \mu \varepsilon$ の歪みが発生する。これに対し，計測されたボア変形差による歪み量の差異は 1/10 程度と小さいことから，ボア変形形状に対する追従変形は微小であると考えられる。さらに，上昇行程前半（クランク角 $-180 \sim -90$ 度）および下降行程後

半（クランク角 90～180 度）に着目すると、ボア変形の設定差による大きな違いは見られなかったが、回転数増加とともに、合口から 45 度位置における BDC 近傍の歪み量に変化（引張方向）がみられた。図 2-3 および図 2-4 に示す BDC 位置のシリンダボア形状を見ると、変形量に関わらず、TDC 位置に比べて直径方向に絞った形状である。さらに 15 度/45 度/180 度で比較すると、45 度位置は最も直径が狭まる方向に位置している。これより、45 度位置はボアとのクリアランスが小さく、BDC 位置に近づくにつれてその傾向は強くなっていると考えられ、変形量に関わらずシリンダボアとの接触が強いため、同傾向を示したと考えられる。また図 2-16 に示すとおり、TDC 近傍の回転数に対しクリアランスは変化少、あるいは減少する傾向となっている。同様に速度の低い BDC 位置近傍においても同傾向である可能性があることから、その影響が増加したと考えられる。

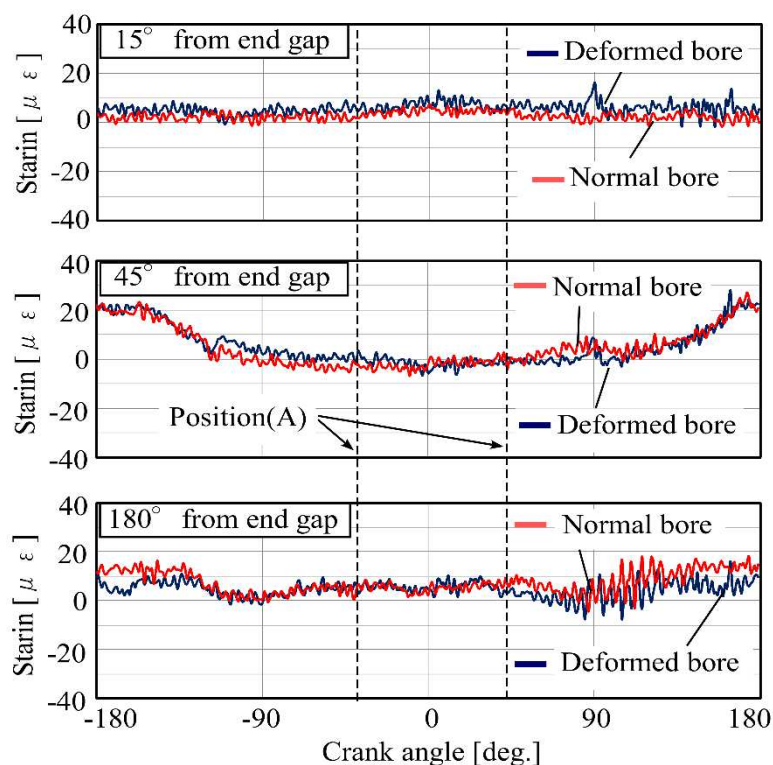


図 2-20 ピストンリング変形（歪み量）計測結果（1500rpm）

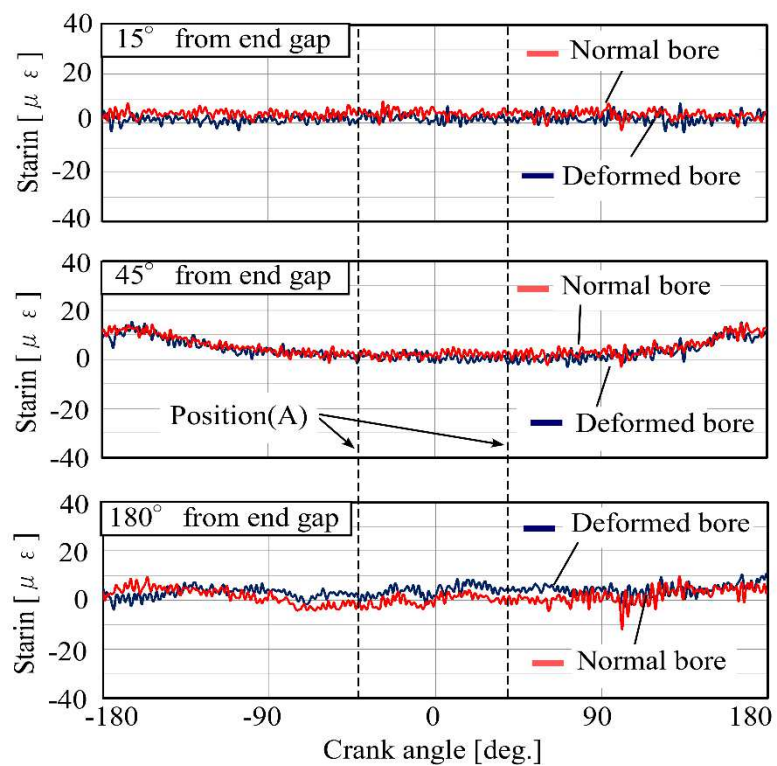


図 2-21 ピストンリング変形（歪み量）計測結果（1000rpm）

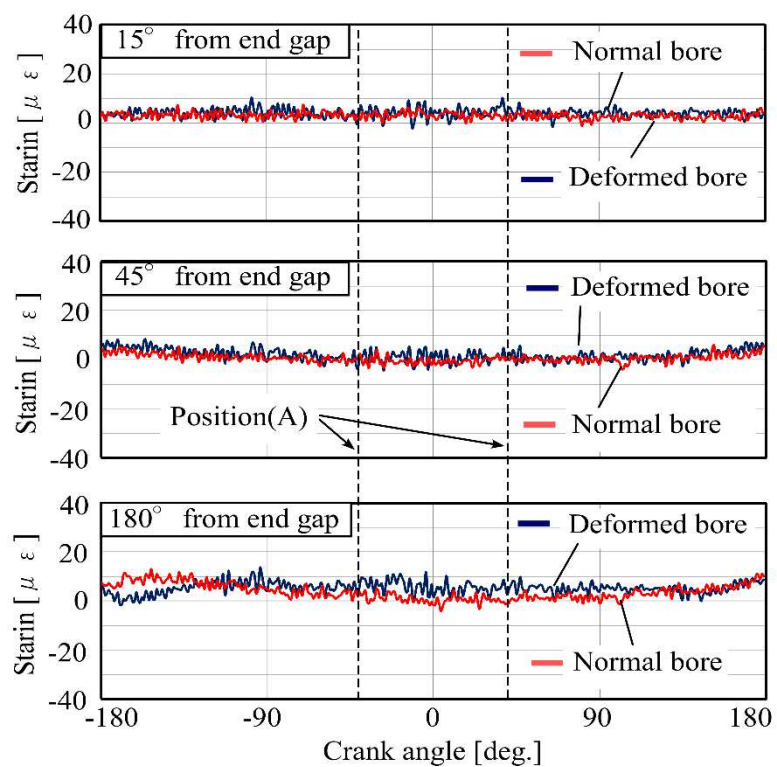


図 2-22 ピストンリング変形（歪み量）計測結果（500rpm）

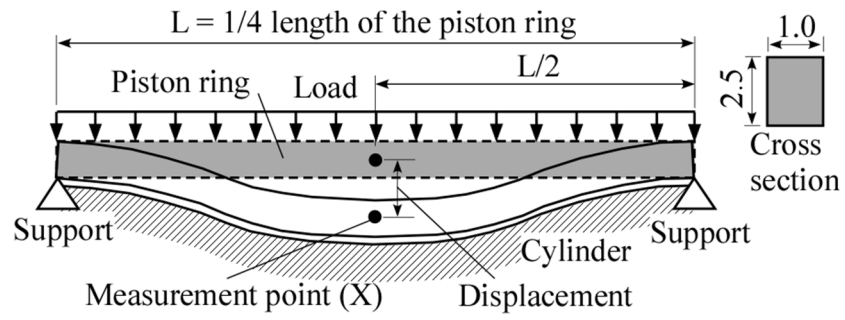


図 2-23 ピストンリング梁状モデル

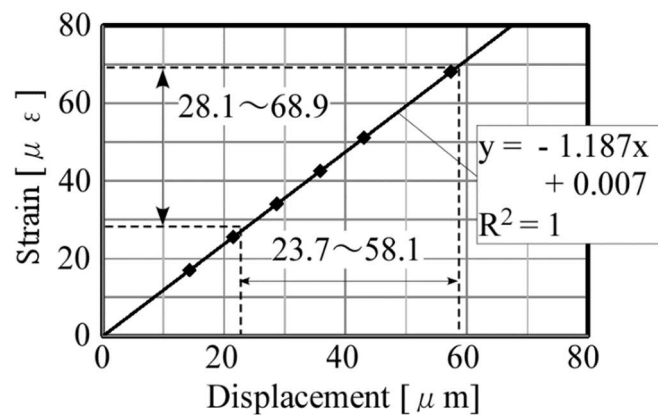


図 2-24 構造解析結果（変位量増加に対する歪み量の変化）

2. 3 2章のまとめ

本章のまとめを下記に示す.

- (1) モータリング試験機のシリンダに対し強制変形を付与することにより, シリンダボア形状をしゅう動環境下において再現し, ピストンリング-シリンダボア間追従状況の変化(面圧分布の変化) について確認試験を行った.
- (2) ボア変形有無(追従状況 = しゅう動面圧分布の変化) によりピストンリング-シリンダ間の摩擦力に影響を及ぼすことが確認された.
- (3) ピストンリング-シリンダ間隙間計測およびピストンリング変形(歪み量) 計測結果から, 今回供試したピストンリングにおいて, ボア変形により動的な追従性が低下し, しゅう動面圧に分布が生じていることが推察された.

第3章

ピストンリングに対する薄膜センサ技術の適用

3. 1	薄膜圧力センサの特徴	34
3. 2	薄膜圧力センサの計測原理および計測誤差要因	35
3. 3	ピストンリングへの適用に対する課題	36
3. 3. 1	シリンダとの接触形態を考慮したセンサ形状検討	36
3. 3. 2	変形による破壊を考慮したセンサ形成位置の検討	40
3. 3. 3	DLC 保護膜の耐久性評価	42
3. 3. 4	低圧計測による計測システム影響の検討	43
3. 4	3章のまとめ	47

本章では、薄膜圧力センサの基本形状とその構造および動作原理について述べ、さらに、ピストンリングへの薄膜圧力センサ適用に対する課題と対策方法について述べる。

3. 1 薄膜圧力センサの特徴

本研究で用いる薄膜圧力センサは金属抵抗素子であり、薄膜成膜法の 1 つであるスパッタリング法を用いてエンジン部品等の計測部に直接形成する。図 3-1 はピストンリングへ薄膜センサを形成した際の外観写真である。図 3-2(a)はセンサ構造、図 3-2(b)は膜断面を示す。その膜構成は、(1)基板(=ピストンリング表面)上に、(3)圧力感知膜およびリード膜との絶縁を確保するための(2)約 $2.4\mu\text{m}$ の絶縁膜(Al_2O_3)、その上に(3)約 $0.2\mu\text{m}$ の圧力感知膜およびリード膜(Cu-Mn-Ni)、圧力感知膜の破壊や電氣的短絡を防ぐ(4)厚さ $3.0\mu\text{m}$ の保護膜(DLC: Diamond Like Carbon)が形成されており、総膜厚は約 $4.6\mu\text{m}$ である。この特徴を活かすことで曲率をもつ面などでも計測対象物に沿ったセンサ形成が可能である。ここで、絶縁膜材料としては、過去薄膜センサに使用実績のある絶縁膜として最も耐久性が高く、薄膜の場合ヤング率も鋼材に近い Al_2O_3 を選定した⁽⁴⁸⁾。また、圧力感知膜材料である Cu-Mn-Ni についても同様に、圧力感知材として圧力感度が高く、温度感度が低いことが実証されているため、同材料を選定した⁽⁴⁸⁾。

前述したように、薄膜圧力センサはスパッタリング法を用い計測対象物に直接形成するため、センサ取り付けの際に加工等を殆ど必要とせず、計測対象物に形状変化および剛性変化を微小に抑えることが可能である。薄膜圧力センサの特徴を下記にまとめる。

- しゅう動機器の作動状態で計測可能である。
- センサ取り付けによる表面形状の変化が小さい。
- 瞬間的な圧力変化が計測できる高い分解能を持つ。
- 表面上の 1 点の圧力変化が計測可能な高い分解能を持つ。すなわち、圧力分布領域に比べ、非常に小さい範囲の計測が可能であり、多点化により詳細な面圧分布状況が把握可能である。
- 膜構成や膜材料の適正化により圧力変化に対する感度を向上し、逆に他の変化（温度など）に対する感度を抑制可能である。

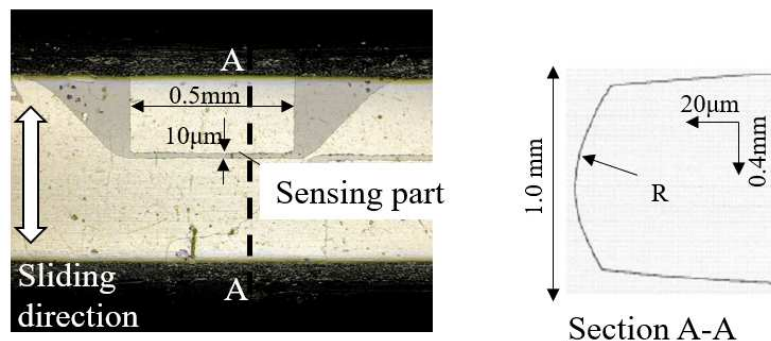


図 3-1 薄膜圧力センサ外観（ピストンリング）

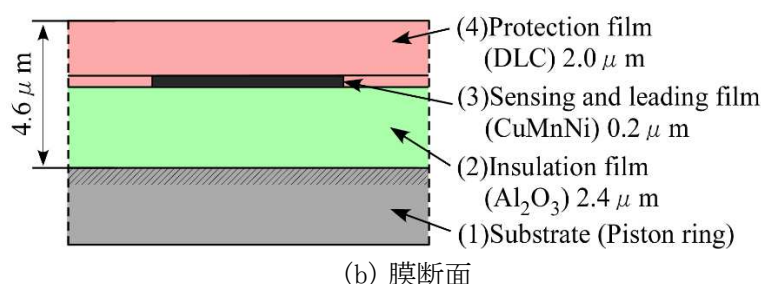
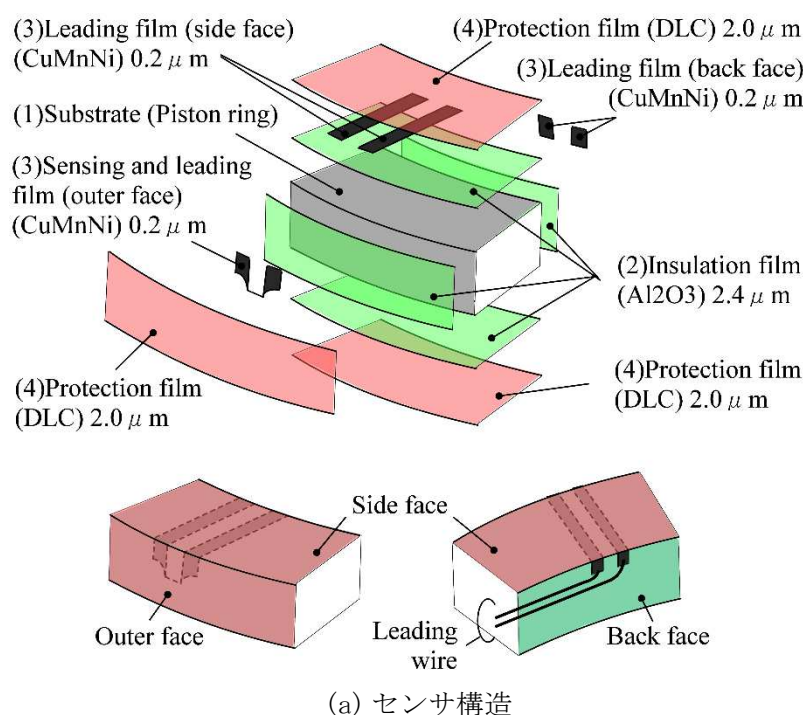


図 3-2 薄膜圧力センサの構造および膜断面

3. 2 薄膜圧力センサの計測原理および計測誤差要因

圧力感知材である Cu-Mn-Ni 合金の抵抗値は圧力とともに変化する。この抵抗変化は図 3-3 に示すホイートストンブリッジ回路によって電圧変化に変換され、圧力計測が成立する。センサ個体差や平衡調整のため、可変抵抗がセンサ近傍に設置されている。この計測原理では、センサが形成された計測位置における歪み変化 $\Delta\varepsilon$ および温度変化 ΔT によって、圧力 P 以外に抵抗 R の変化 ΔR を生じさせる。抵抗変化 ΔR は式(3-1)～(3-5)によって近似される。したがって薄膜圧力センサの出力は、センサ材料物性で決まる圧力感度 α_p と温度感度 α_T 、センサ形状およびセンサ材料物性で決まるゲージ率 α_ε に依存する。ピストンリング-シリンダボア間のしゅう動面では圧力変化、温度変化、形状変形が同時に発生することは容易に予想されるため、薄膜圧力センサの必要条件としては、温度項($\alpha_T \cdot \Delta T$)や歪み項($\alpha_\varepsilon \cdot \Delta\varepsilon$)に対し、圧力項($\alpha_p \cdot \Delta P$)が極めて大きいことが要求される。なお、温度項($\alpha_T \cdot \Delta T$)や歪み項($\alpha_\varepsilon \cdot \Delta\varepsilon$)は誤差要因となるため、必要に応じ圧力計測結果を補正する必要がある。

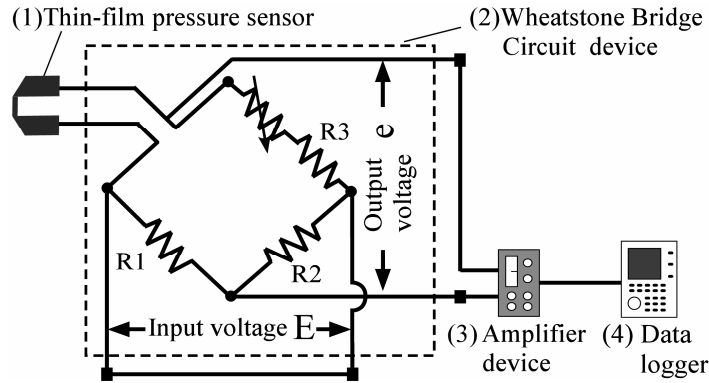


図 3-3 計測回路（ホイートストンブリッジ回路）

$$\Delta e = \frac{1}{4} \cdot E \cdot \frac{\Delta R}{R} \quad (3-1)$$

$$\frac{\Delta R}{R} = \alpha_P \cdot \Delta P + \alpha_T \cdot \Delta T + \alpha_\varepsilon \cdot \Delta \varepsilon \quad (3-2)$$

$$\alpha_P = \frac{\partial / P}{R} \cdots \text{Pressure sensitivity} \quad (3-3)$$

$$\alpha_T = \frac{\partial / T}{R} \cdots \text{Temperature sensitivity} \quad (3-4)$$

$$\alpha_\varepsilon = \frac{\partial / \varepsilon}{R} \cdots \text{Strain sensitivity (= Gauge factor)} \quad (3-5)$$

3. 3 ピストンリングへの適用に対する課題

3. 3. 1 シリンダとの接触形態を考慮したセンサ形状検討

図 3-4 は本研究において供試されたピストンリングの概要を示す。このピストンリング仕様は乗用車用エンジンの 1st 圧縮リングとして一般的に使用されている。外周しゅう動面はバレル形状であるため、圧力感知部は最もシリンダ外周面に近いバレル頂点位置へ配置した。図 3-5 はピストンリングしゅう動面上に形成されたセンサ形状を示す。序論で述べたようにピストンリングしゅう動圧力は、周方向と軸方向に圧力分布をもっているため、これらを考慮したセンサ形状の選定と形成方法が必要である。

これまでに三原らは、様々な対象物の接触形態や計測環境を考慮し、図 3-6 に示すようなセンサ形状（単線型、一周型）を開発し、種々のしゅう動部品間における面圧計測を実施している^{(19)~(22)}。単線型のセンサ形状は感知部長さが 1 mm~3mm、幅 10 μm~20 μm とし、線接触下での極めて狭い接触幅でも計測可能となっている。一周型は歪みの影響を極力低減することを目的とした二円弧内の平均圧力を感知する形状であり、0.45 mm の直径と約 20 μm のリード部幅を持つ 2 つの半円弧が最小感知部寸法である。

本研究において供試したピストンリングの場合、バレル形状のピストンリング外周面とシリンダボア間の接触形態は、周方向に線状となる線接触に近い形態であると考えられる。また、後述する構造解析結果（3.3.2項）からも分かるとおり、変形形態は周方向が主と考えられることから、歪みゲージ率の低いY-Y方向を周方向に向けることで、その影響を小さく見積もることができる。したがって、図3-6に示す単線型形状を選定した。感知部寸法は、過去実績により計測に必要となる電気抵抗値 $120\ \Omega$ 以上を考慮する必要があるため⁽⁴⁸⁾、式(3-6)より算出し、長さ 0.5mm 、幅 $10\ \mu\text{m}$ とした。後述するセンサ製作工程において、センサ形状に用いたフォトリソグラフィ法の場合、再現精度の都合上、圧力感知部幅 $10\ \mu\text{m}$ が製作限界であることから、上記寸法を決定した。

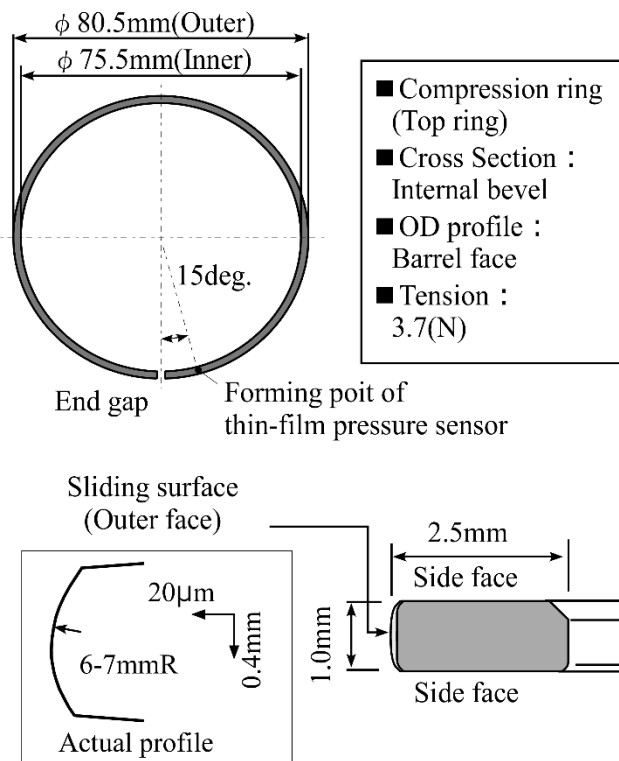


図 3-4 供試ピストンリング仕様

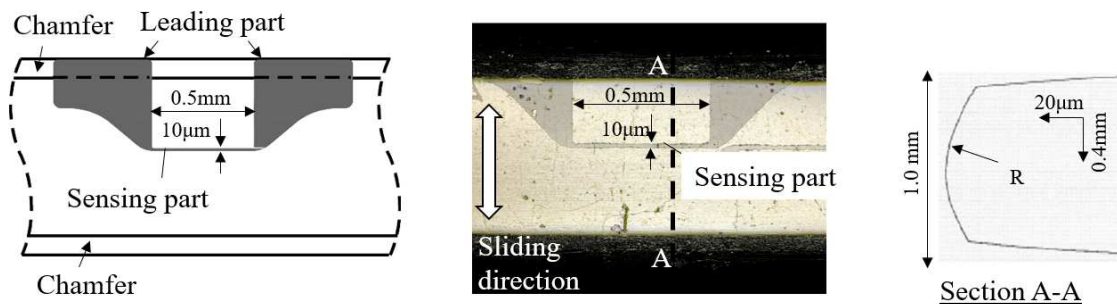


図 3-5 薄膜圧力センサ形状（ピストンリング）

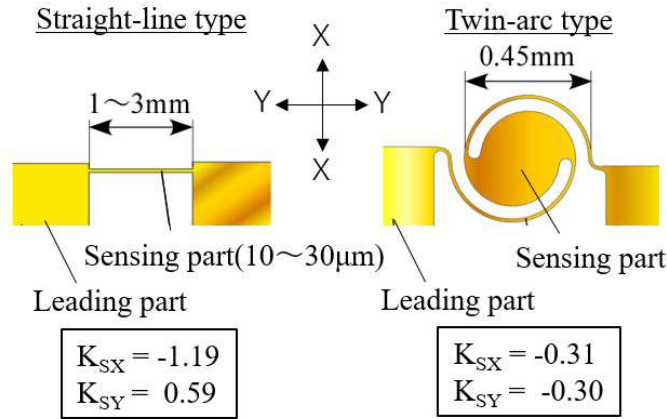


図 3-6 過去に開発されたセンサ形状^{(19)~(22)}

$$R = \rho \cdot L / A \quad (3-6)$$

R = Electrical resistance (Ω)

ρ = Electrical resistivity (Ωm)

L = Length (m)

A = Sectional area (m^2)

次に，決定したセンサ形状と，ピストンリング-シリンダボア間の接触について，ヘルツの接触式を用いて検討を行った．図 3-7 に示すようにしゅう動方向におけるピストンリング-シリンダボア間の接触を円柱-平面間の接触として考えたとき，その接触幅 $2a$ はリング側半径 r ，張力に相当する単位長さあたりの荷重 q ，ピストンリングおよびシリンダの材料特性（ポアソン比 ν ，弾性係数 E ）を用いて式(3-7)から導かれる⁽⁴⁹⁾．図 3-4 に示すピストンリング仕様，図 3-8 に示すリング側半径 r の実測形状，表 3-1 に示す材料特性値を用いたとき，供試ピストンリングのしゅう動方向における接触幅は $6.46 \mu m$ となり，概ね図 3-5 に示すセンサ感知部幅 $10 \mu m$ と近い値となった．

$$a^2 = \frac{4}{\pi} \cdot r \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \cdot \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \cdot q \quad (3-7)$$

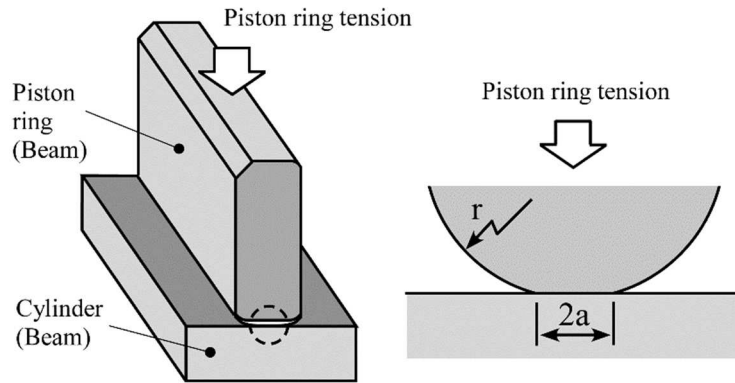


図 3-7 しゅう動方向における接触幅

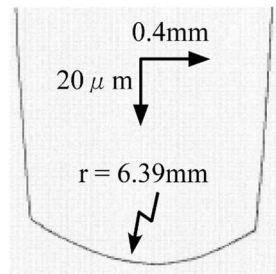


図 3-8 外周しゅう動面形状計測結果（接触半径 r ）

表 3-1 材料特性（ピストンリング，シリンダ）

	Piston ring (Steel)	Cylinder (cast iron)
Poisson's ration	$\nu_1 = 0.3$	$\nu_2 = 0.3$
Modulus elasticity	$E_1 = 196 \text{ GPa}$	$E_2 = 98 \text{ GPa}$

さらに，図 3-9 に示すようにしゅう動方向におけるピストンリング-シリンダボア間の接触を円柱-凹み面間の接触として考えたとき，その接触幅 $2a$ はリング側半径 r_1 ，シリンダ側半径 r_2 ，張力に相当する単位長さあたりの荷重 q ，ピストンリングおよびシリンダの材料特性（ポアソン比 ν ，弾性係数 E ）を用いて式(3-8)から導かれる⁽⁴⁹⁾．ピストンリング側半径 r_1 に対し，シリンダ側の曲率半径 r_2 は Δr 大きいと仮定した場合，その計算結果を図 3-10 に示す．これより， $\Delta r < 38.5 \mu\text{m}$ のとき周方向の接触幅は 0.5mm 以上である．対して $\Delta r > 38.5 \mu\text{m}$ のとき，接触幅は 0.5mm 以下となり，センササイズは過大となる．

$$a^2 = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 - r_2} \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \cdot \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \cdot q \quad (3-8)$$

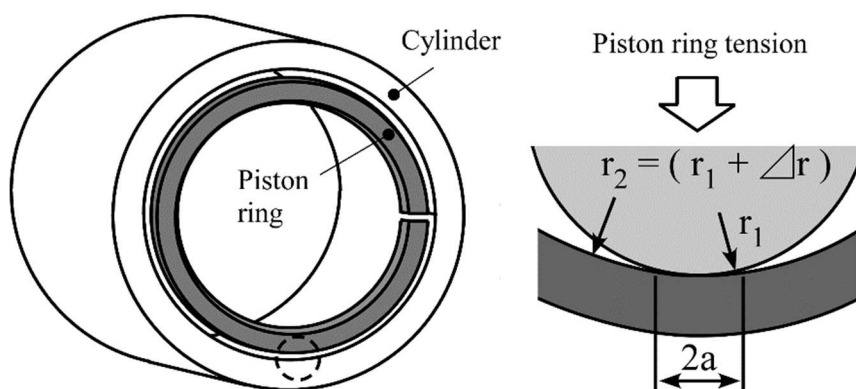


図 3-9 周方向における接触幅

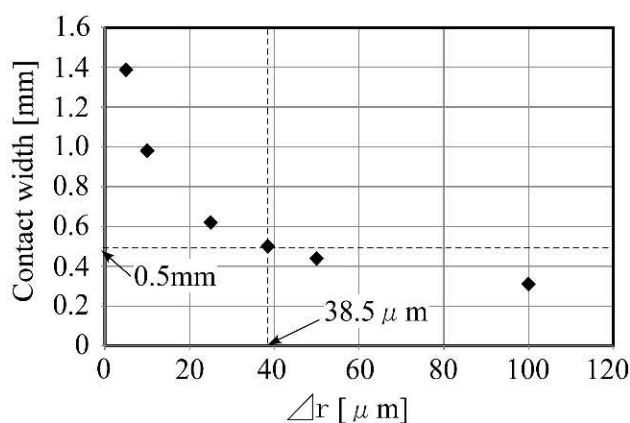


図 3-10 シリンダ曲率が変化した場合における周方向接触幅の変化

3. 3. 2 変形による破壊を考慮したセンサ形成位置の検討

ピストンリングはシリンダボアへの追従のため、自由状態では合口を大きく開いた形状となっており、シリンダ内へ組み込まれることにより変形し、シリンダボアへ張る力（張力）が発生する構造となっている。そのため、過大な応力がしゅう動面（外周面）に生じることにより、最悪の場合、センサ膜の剥離や破壊が引き起こされる。そのため、センサが形成される位置は、その影響が小さいことを考慮する必要がある。図 3-11 は有限要素法によるピストンリングの構造解析モデルを示す。なお解析には、ANSYS 社製 ANSYS Mechanical を使用した。同解析では、ハーフモデルの片端を拘束し、均一面圧がピストンリング外周面に付与される。このとき、付与される均一圧力はピストンリング張力に相当する。図 3-12 は最大主歪みの解析結果を示す。主歪みはピストンリング合口に近い位置であるほど低下する。表 3-2 は各位置における最大主歪み値を示す。以上より、ピストンリング合口に近い位置はセンサ膜の剥離や破壊の可能性が低いことが確認された。過去研究においても、合口近傍における追従性が重要視されていることから、本研究においては薄膜圧力センサを合口近傍（15 度位置）へ形成することに決定した。

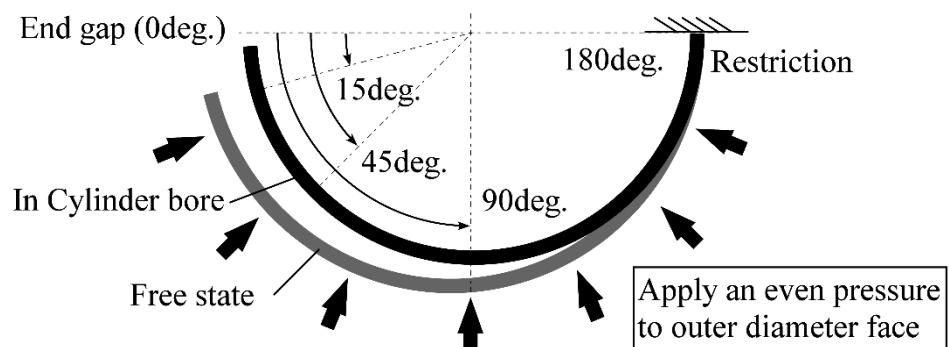


図 3-11 ピストンリング変形構造解析モデル

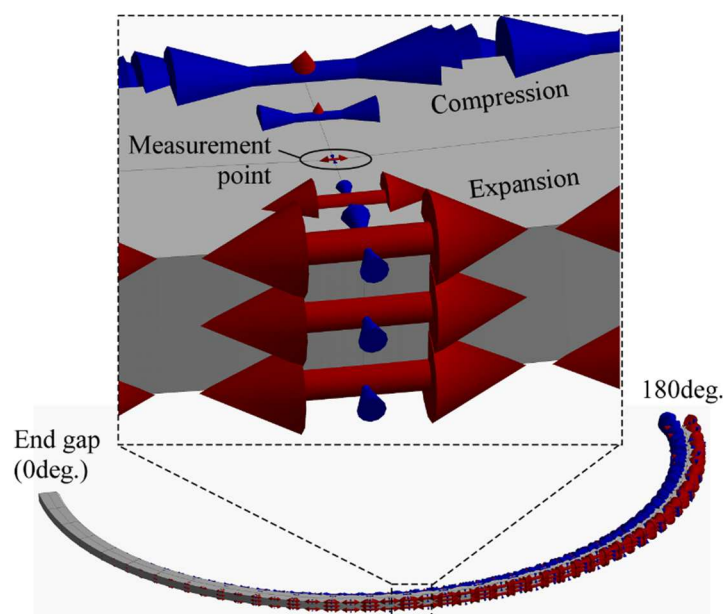


図 3-12 構造解析結果（最大主歪みベクトル図）

表 3-2 構造解析結果（ピストンリング外周面，最大主歪み）

	Position from ring gap			
	15 deg.	45 deg.	90 deg.	180 deg.
Max principal strain [$\mu\epsilon$]	26.0	238.4	799.1	1400.9

3. 3. 3 DLC 保護膜の耐久性評価

保護膜に使用する DLC 膜の耐久性評価のため、図 3-13 および表 3-3 に示すボールオンディスク試験を実施した。図 3-14 に試験結果を示す。保護膜に DLC 膜を使用した場合、(C) 膜厚 $1.0\mu\text{m}$ では 1500m、(E) 膜厚 $2.0\mu\text{m}$ では 2500m と、膜厚増加とともにしゅう動距離が増加した。さらに、(F) 膜厚 $3.0\mu\text{m}$ の場合、無潤滑状態においても 5000m 以上のしゅう動距離を記録したが、(D) 0W20 オイル滴下状態において膜厚 $2.0\mu\text{m}$ の場合 2500m 以上のしゅう動距離となった。過剰な膜厚を持つ場合、薄膜センサは感度低下が懸念される。したがって、油中条件であれば DLC 膜は十分な耐久性を有しており、最適膜厚は $2.0\mu\text{m}$ であると判断した。

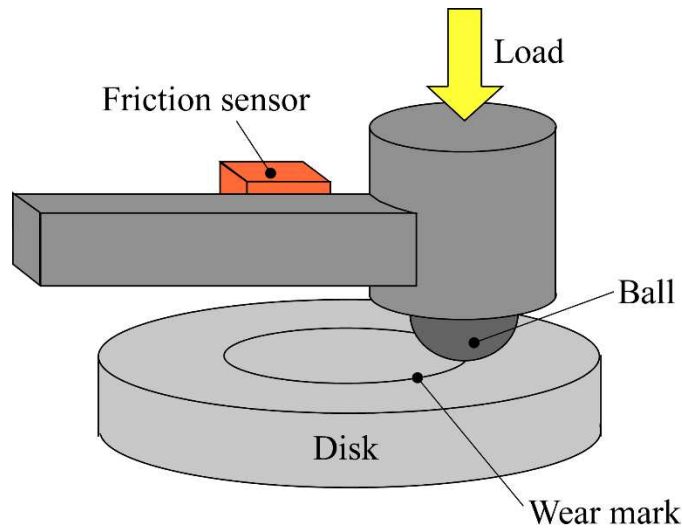


図 3-13 ボールオンディスク試験機

表 3-3 ボールオンディスク試験機仕様

Test condition		Atmospheric No lubrication / Oil(0W-20)
Load of ball		10[N]
Gyration speed		500[mm/sec]
Radius of gyration		2[mm]
Ball	Material	SUJ2
	Diameter	6[mm]
Disk	Material	SCM420
	Size	$\phi 35 \times 5$ [mm]
	Hardness(surface)	HRC60-62
	Heat treatment	Carburizing and quenching
	Hardened layer	0.5-0.6[mm]
Surface roughness of substance		$R_z < 0.4[\mu\text{m}]$

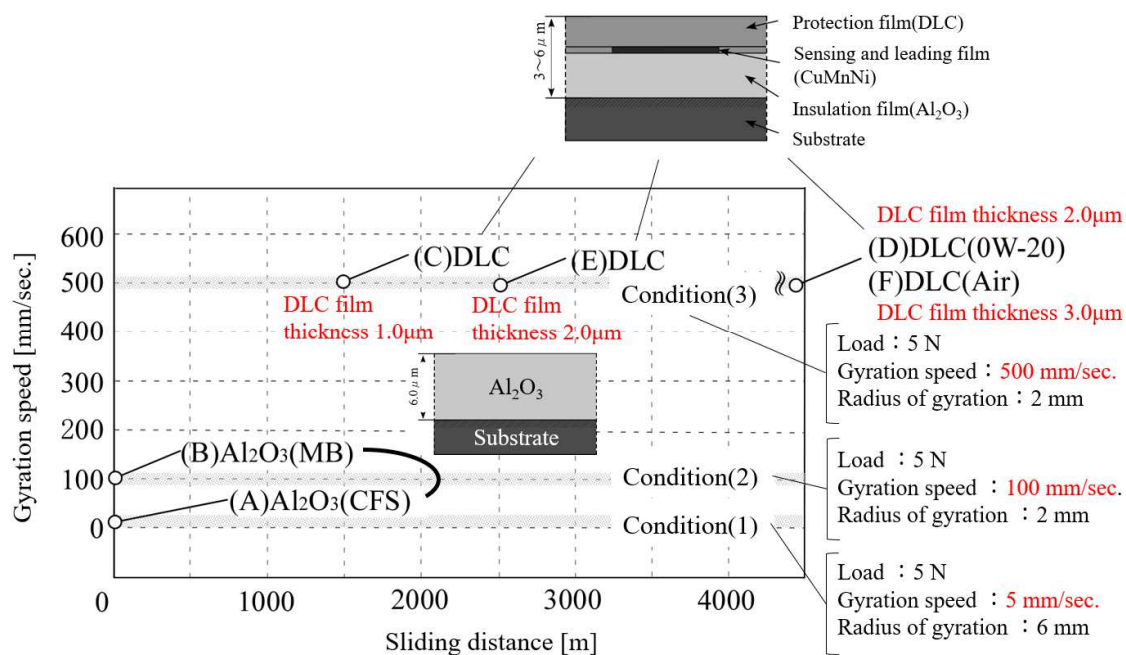


図 3-14 ボールオンディスク試験結果

3. 3. 4 低圧計測による計測システム影響の検討

図 3-15 に示すように，ピストンリング張力 F_t は外周面の平均面圧 P ，幅寸法 h_1 ，呼び径 d_1 を用いて式(3-9)から導かれる⁽¹⁸⁾．同式と図 3-4 に示すピストンリング仕様から求めた平均面圧は約 0.1 MPa (= 約 100 kPa)となる．これはエンジンしゅう動部品における過去事例^{(19)～(22)}での計測範囲に対し，極めて低圧領域である．

$$F_t = \frac{P \cdot h_1 \cdot d_1}{2} \quad (3-9)$$

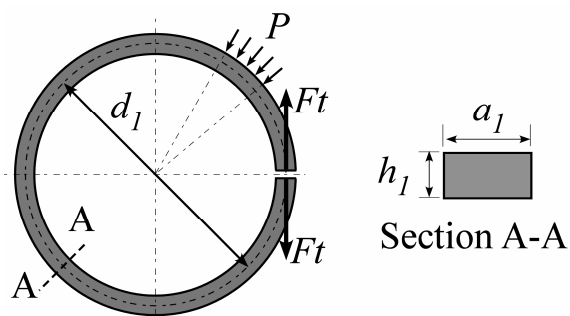


図 3-15 ピストンリング張力と平均面圧の関係⁽¹⁸⁾

図 3-16 に示すテストピース上へ図 3-5 と同形状の薄膜圧力センサを成膜し、従来の計測システムにおける計測可能範囲の確認を行った。図 3-17 に試験に用いた圧力試験装置の構成を示す。試験油が(1)圧力基準器から供給され、(2)圧力容器内で(3)ピストンリング上に形成された薄膜圧力センサが加圧される。この時(4)ブリッジボックスおよび(5)ストレインアンプを通した出力信号をデータロガーにより記録する。このとき、(6)予め基準校正された圧力変換器をセンサ近傍に設置し、その圧力指示値とセンサ出力値の比較を行う。図 3-18 に試験結果を示す。圧力変換器の出力波形から、加圧により容器内は 0～1MPa まで連続変化していることが分かる。これに対しテストピース上に形成した薄膜センサは±0.8MPa 前後の幅を伴っており、圧力変化の判別が難しい。これは、従来の計測システムと薄膜センサの組み合わせでは S/N 比(ノイズ電圧に対する出力信号電圧の比)が不足しており、同領域の圧力変化を捉えることが困難であることを示している。S/N 比は計測電圧のノイズ電圧(ピーク-ピーク) V_n と出力信号電圧 V_s を用いて、式(3-10)で表される。図 3-19 に 0.1MPa 毎各圧力時の薄膜センサ出力電圧とノイズ電圧から求めた S/N 比を示す。S/N 比 > 0 の領域では出力信号はノイズ電圧に対し大きいですが、従来計測システムにおいては 1MPa 以下の全域が S/N 比 < 0 となっており、大きく不足していることが分かる。そのため、ピストンリング-シリンダボア間のしゅう動面圧計測するためには、計測システムの S/N 比を大幅に改良する必要がある。図 3-20 に、計測可能範囲の概念図を示す。

$$\frac{S}{N} = 20 \cdot \log_{10} \frac{V_s}{V_n} \quad (3-10)$$

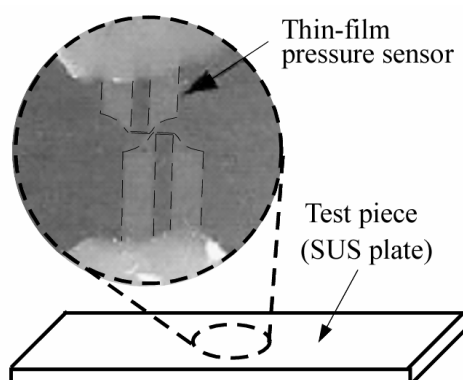


図 3-16 SUS テストピース上への薄膜圧力センサ形成

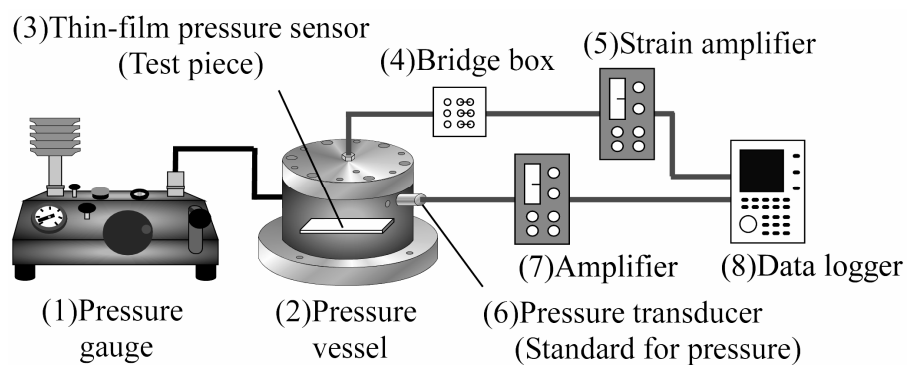


図 3-17 圧力試験機構造

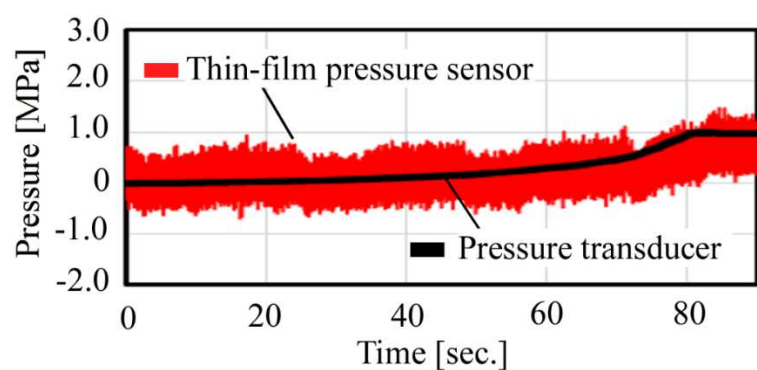


図 3-18 従来計測システムによる圧力試験結果（圧力履歴）

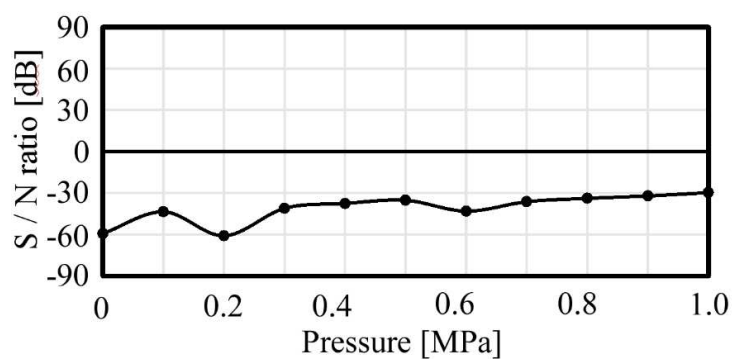


図 3-19 従来計測システムによる圧力試験結果（S/N 比）

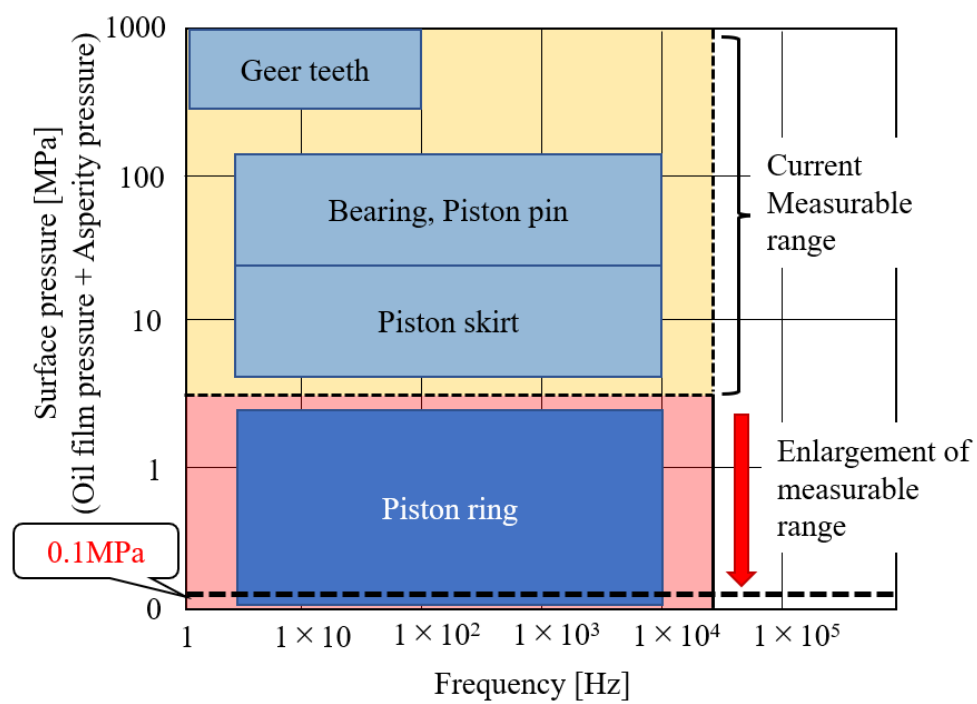


図 3-20 計測可能範囲の概念図

3. 4 3章のまとめ

薄膜圧力センサの基本形状とその構造について述べ、その動作原理から考えられる誤差要因や、ピストンリングへの薄膜圧力センサ適用における課題を検討した。本章のまとめを以下に示す。

- (1) ピストンリングへの薄膜センサ適用に関する主な課題は以下である
 - ピストンリングへの薄膜センサ成膜方法の検討
 - 従来の薄膜センサを用いた面圧計測例に対し、1MPa 以下の低圧領域へ計測可能範囲を拡大（最低でも 0.1MPa オーダーの分解能が要求されると考えられる。）
- (2) 本研究において供試したピストンリングの場合、外周しゅう動面はバレル形状であるため、圧力感知部は最もシリンダ外周面に近いバレル頂点位置へ配置することとした。さらに、ピストンリング外周面とシリンダボア間の接触形態は、周方向に線状となる線接触に近い形態であると考えられることから、単線型形状を選定した。
- (3) ヘルツ接触理論によって得られたピストンリングーシリンダボア間における接触幅計算結果に対し、設定した圧力感知部形状は概ね妥当といえる設定値であることが確認された。
- (4) 耐久性を考慮した膜構造とし、保護膜はDLCを使用することとした。
- (5) ピストンリングはシリンダ内へ組み込まれることにより変形し、過大な応力がしゅう動面（外周面）に生じることにより、センサ膜の剥離や破壊が引き起こされる可能性がある。そのため本研究におけるセンサ形成位置は、その影響が小さいと考えられる合口部近傍とした。
- (6) 従来までに使用されている計測システムにおけるS/N比を検証した結果、1MPa以下の全域がS/N比<0となっており、大きく不足していることが分かった。そのため、ピストンリングーシリンダボア間のしゅう動面圧を計測するためには、計測システムのS/N比を大幅に改良する必要がある。

第4章

1MPa 以下の低圧領域を含む計測可能範囲の拡大

4. 1	ホイートストンブリッジ回路における出力向上策	49
4. 1. 1	センサ感度の増加	49
4. 1. 2	ゲージ法の変更	49
4. 1. 3	入力電圧の増加	53
4. 2	ドリフト量低減と S/N 比向上を目的としたブリッジボックスの改良	54
4. 3	低ノイズを目的としたストレインアンプの改良	56
4. 4	計測可能範囲の検証	59
4. 5	4章のまとめ	61

本章では、ピストンリングしゅう動面圧の計測にあたり必要となった、1MPa 以下の低圧領域へ計測可能範囲を拡大した計測システムの改良内容について述べる。

4. 1 ホイートストンブリッジ回路における出力向上策

4. 1. 1 センサ感度の増加

センサ抵抗変化を利用したホイートストンブリッジ回路による計測における出力向上策の一つとして、センサ抵抗に用いる感圧材料の圧力感度（第3章記載、式(3-2)中 α_P ）増加が挙げられる。この点に関しては、従来薄膜圧力センサに使用されてきた材料組成から、温度感度（第3章記載、式(3-2)中 α_T ）が最も低く、圧力感度が高いCu-Mn-Ni合金を選定した。図4-1に組成の違いによる各感度の変化⁽⁴⁸⁾を示す。これより、図中(3)の組成の圧力感度が高く、温度感度が低い最適な組み合わせであることが分かる。

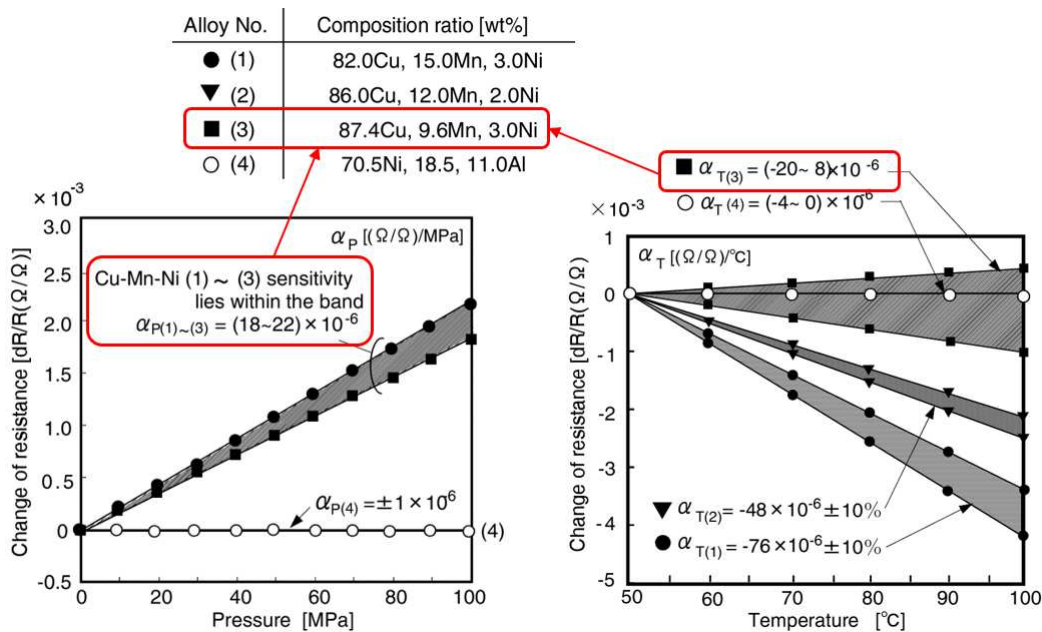
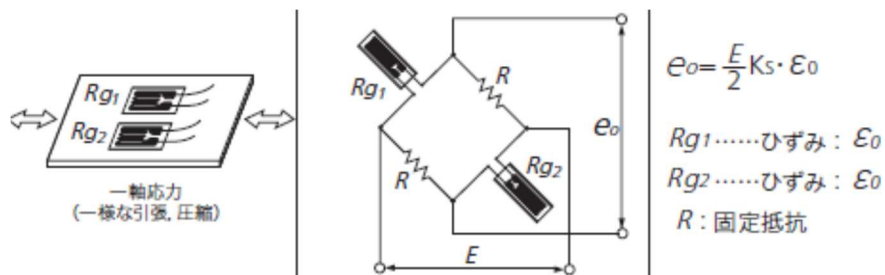


図 4-1 材料組成の違いによる各感度の変化⁽⁴⁸⁾

4. 1. 2 ゲージ法の変更

次に、ホイートストンブリッジ回路における出力向上策の一つであるゲージ法の変更について検討を行った。ホイートストンブリッジ回路は、図4-2に示すように、歪みを検知するセンサ抵抗を増加することにより、その出力を2~4倍とすることが可能である⁽⁴⁶⁾⁽⁵⁰⁾。図4-3にピストンリングへ2ゲージ法を適用するにあたり、考案したセンサ形状を示す。圧力感知部を隣接した二か所に配置し、各センサにリード部が二本（計四本）必要となる。図4-4に、ゲージ法の違いによる出力確認試験概要および試験結果を示す。これより、2ゲージ化により出力電圧は約二倍となり、圧力換算波形のノイズ幅は半減していることが確認できる。図4-5にゲージ法の違いによるS/N比の違いを示す。これより、2ゲージ化によりS/N比は1MPa以下の領域において13.5~53.3%改善した事が分かる。しかし、図4-6に示すようにゲージ法の変更によるデメリットとして、圧力感知部の増大により、圧力感知部内にて面圧分布を生じる可能性が考えられる。

■2 アクティブゲージ法



■4 アクティブゲージ法

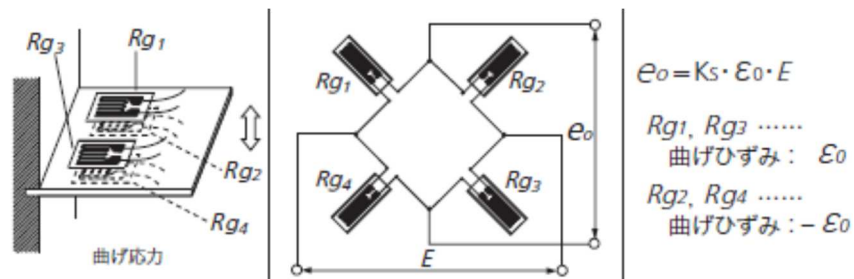


図 4-2 ゲージ法の変更例⁽⁵⁰⁾

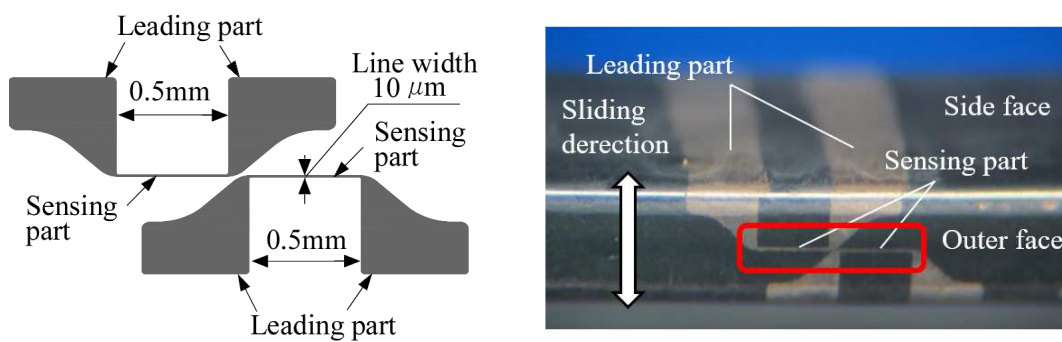


図 4-3 ピストンリングへの 2 ゲージ法適用例

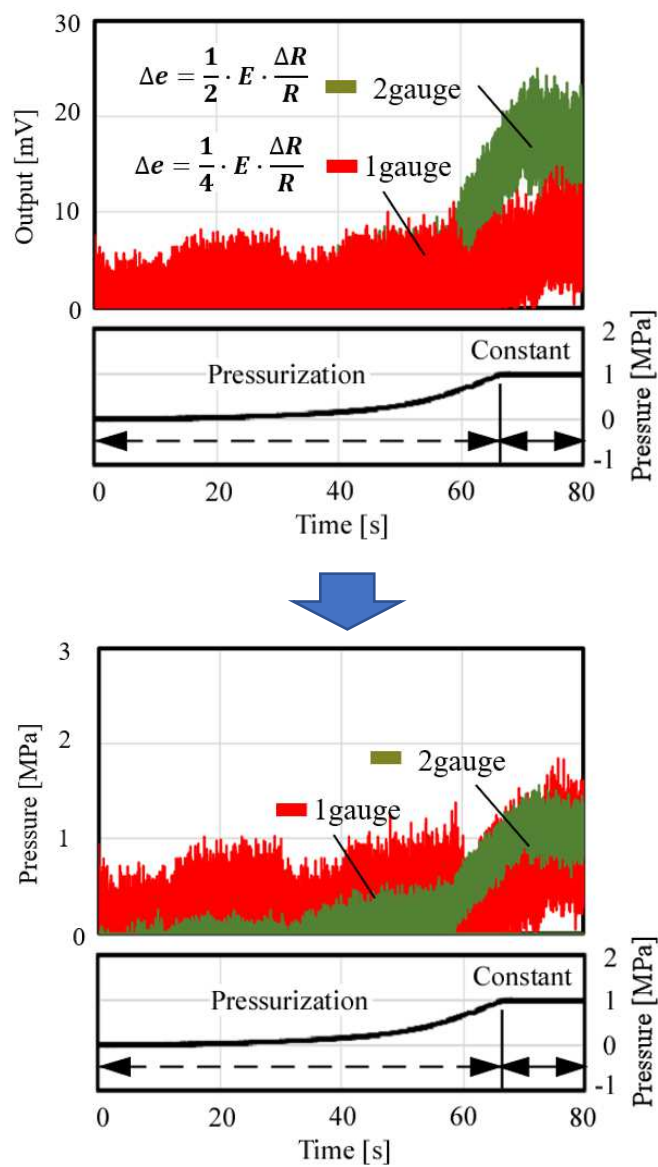
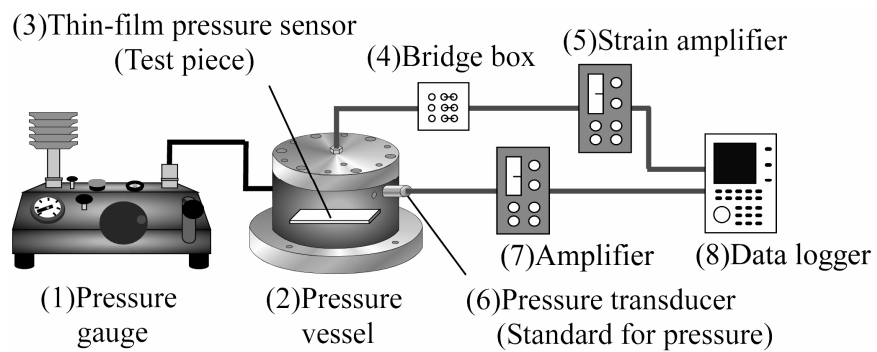


図 4-4 ゲージ法の違いによる出力差異確認試験概要および試験結果

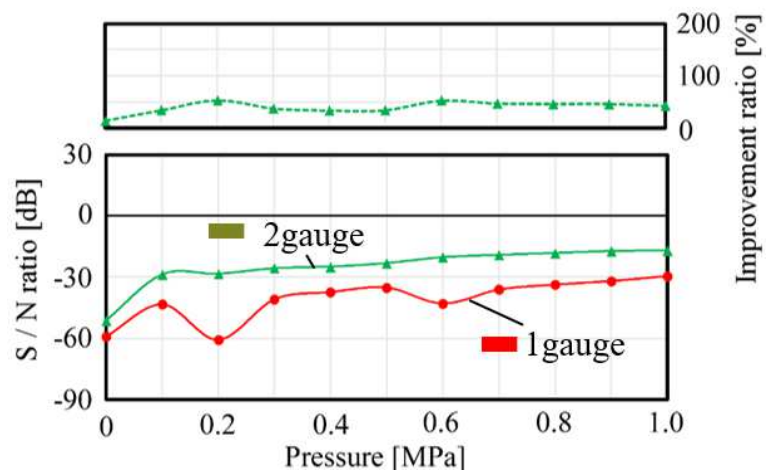


図 4-5 ゲージ法の違いによる出力差異確認試験結果(S/N 比)

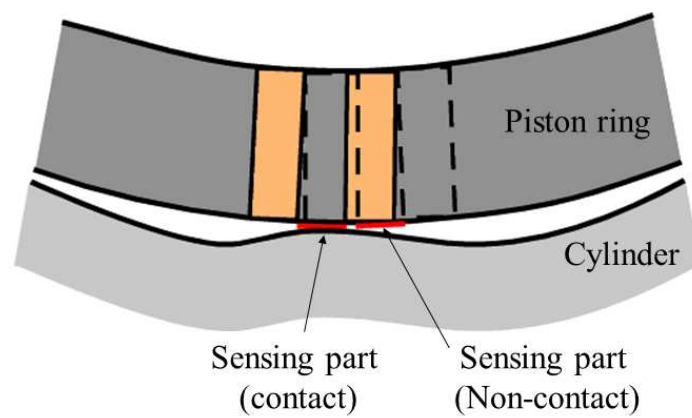


図 4-6 ゲージ法増加による圧力感知部の増大によるデメリット

4. 1. 3 入力電圧の増加

第3章における式(3-1)で示すとおり，ホイートストンブリッジ回路においては入力電圧 E を増加することで出力電圧を増加し，S/N 比の向上に繋がる⁽⁴⁶⁾．しかし同時に，入力電圧の増加は回路内に発生するジュール熱を増加させ，出力電圧値のゼロ点変化ドリフト（平衡の崩れ）を引き起こす．ジュール熱 Q は入力電圧 V ，抵抗値 R ，時間 t を用いて式(4-1)から導かれる．この点を検証するため，図4-7に示す装置を用いて，入力電圧変化に対するドリフト量の変化を評価した．試験片に(1)市販歪みゲージを接着し，歪みゲージの出力は(2)ブリッジボックスを介して，(3)ストレインアンプ，(4)データレコーダーへ繋がれ記録される．評価はセンサ無負荷（静的）にて，入力電圧 2V，5V，10V を加えた．図4-8に各入力電圧時における静的波形の比較を示す．これより，入力電圧の増加により圧力値の幅は減少したが，ドリフト量も増加している事が分かる．計測において同現象は大きな誤差要因となる可能性が高い．

$$Q = V^2 \cdot \frac{1}{R} \cdot t \quad (4-1)$$

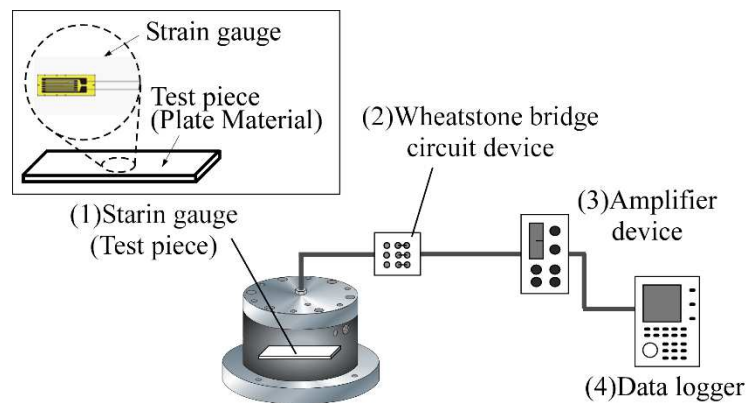


図 4-7 市販歪みゲージを用いた静的出力試験 系統図

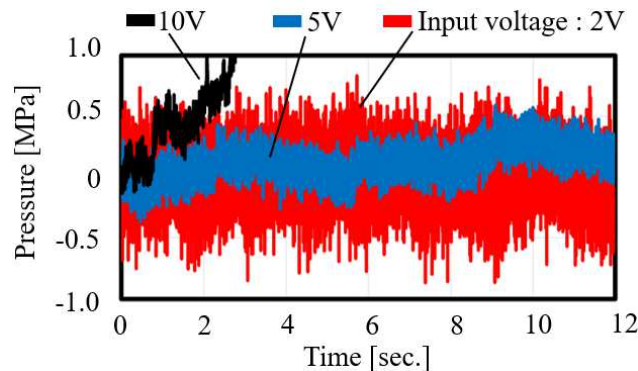


図 4-8 各入力電圧時における静的波形比較

4. 2 ドリフト量低減とS/N比向上を目的としたブリッジボックスの改良

4. 1. 3 項で述べた内容への対策を含め、ブリッジ回路に以下の対策を行った。図 4-9 に変更前後の回路を示す。図 4-10 にブリッジ回路変更後の各入力電圧時における静的波形の比較を示す。これより、従来計測システムに対して入力電圧を増加した場合におけるドリフト量が大幅に改善している事が分かる。

- 可変抵抗の位置変更
- 全辺の抵抗値を統一+精度良化 ⇒ 平衡の崩れが生じにくい構造
- 可変抵抗の温度抵抗係数向上 ⇒ 温度による抵抗値変化を抑制 ($10\text{ppm}/^{\circ}\text{C}$ ← $100\text{ppm}/^{\circ}\text{C}$)
- 可変抵抗の抵抗値増加 (3 倍) ⇒ ジュール熱発生を抑制 ($100\sim 150\ \Omega$ ← $300\sim 350\ \Omega$)
- ストレインアンプへの直接接続化 ⇒ 全体の配線長さを短縮

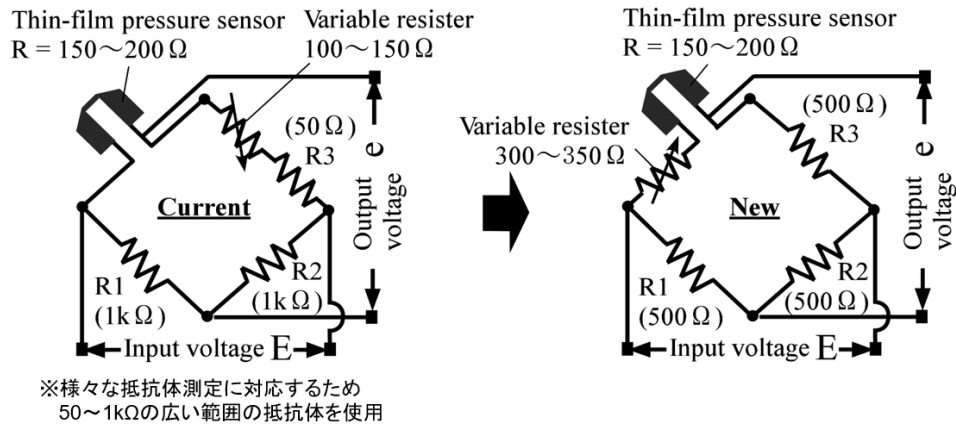


図 4-9 ホイートストンブリッジ回路の改良

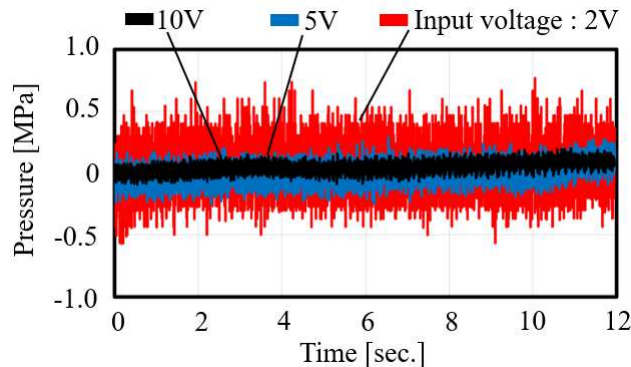


図 4-10 各入力電圧時における静的波形比較(ブリッジ回路改良後)

ここで、ドリフト量は一定の環境条件下で計測以外の影響によって生じる計測器の特性の緩やかで継続的なずれのことであり、一般的に目視による評価が主流である。このため、本研究では図 4-11 に示す方式を用いてドリフト量を定量的な評価した。計測した生データを任意の時間で分割し、任意区間毎の midpoint を求める。さらに、任意区間毎の全 midpoint をプロットして線形近似曲線の傾きを求め傾き (mV/s) の絶対値をドリフト量とした。

図 4-12 に、時間変化に対する変化量を定量化し比較した結果を示す。これより、改良後のブリッジ回路を用いて入力電圧を増加した場合においても、従来計測システム (2V) に比べて小さいドリフト量であることが分かる。この効果に対し、可変抵抗部による影響が支配的と仮定し発生ジュール熱と線形関係にあるとすると、発生するジュール熱は 0.033 倍となる。入力電圧の差異も考慮すると、各入力電圧値における発生ジュール熱は従来計測システム (入力 2V) に対し、0.033 倍 (入力 2V), 0.208 倍 (入力 5V), 0.833 倍 (入力 10V) となり、図 4-12 に示すとおり実計測値とも概ね一致する。

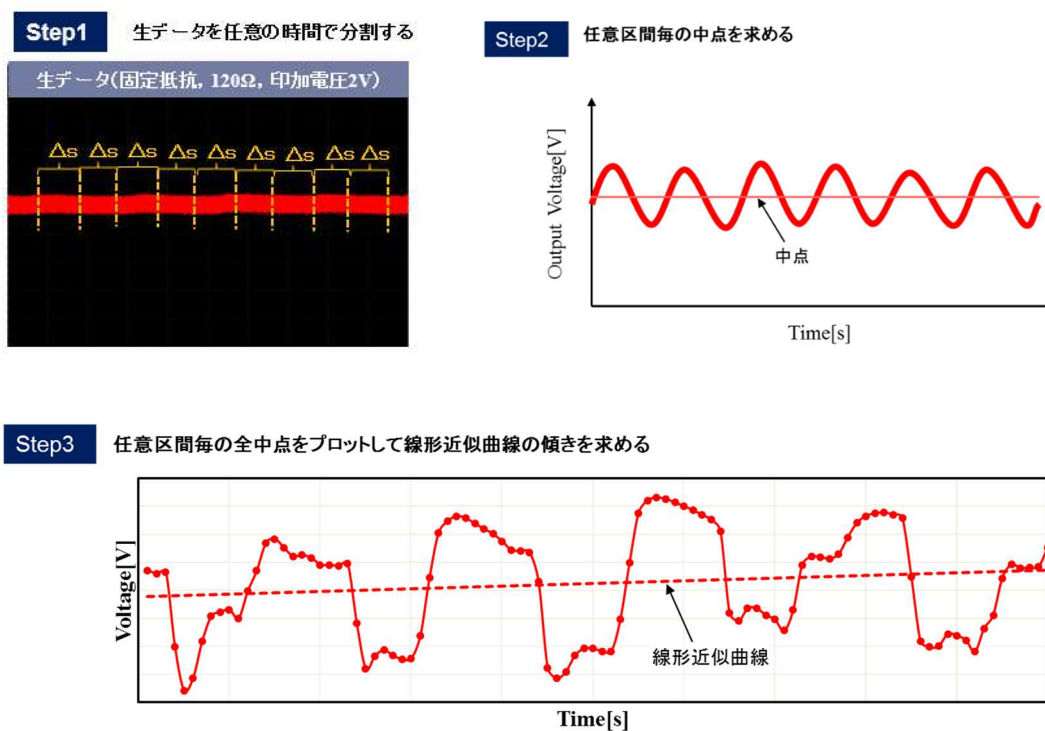


図 4-11 ドリフト量の定量評価方法

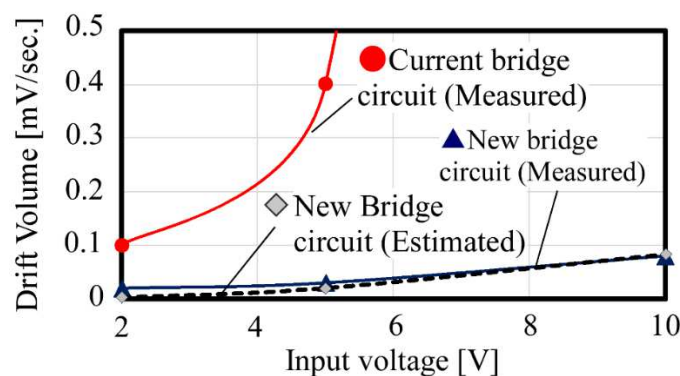


図 4-12 入力電圧とドリフト量の関係(ブリッジ回路変更, 従来アンプ使用)

4. 3 低ノイズを目的としたストレインアンプの改良

ホイートストンブリッジ回路の出力電圧は, 微小のためストレインアンプによる増幅は必須である. しかし, ストレインアンプによる増幅値を安易に増加する場合, ノイズ増加に繋がる. そこで更なる低ノイズ化を目的として, ストレインアンプの改良を行った. 図 4-13 にアンプ内構成の簡易図および改良点を示す. 内部ゲイン増加と低ノイズ化の両立上を目的とし, 以下の改良を行った.

- プリアンプにおけるフィルタリング強化
- バッファ回路におけるゲイン調整
- A/D 変換器における係数調整

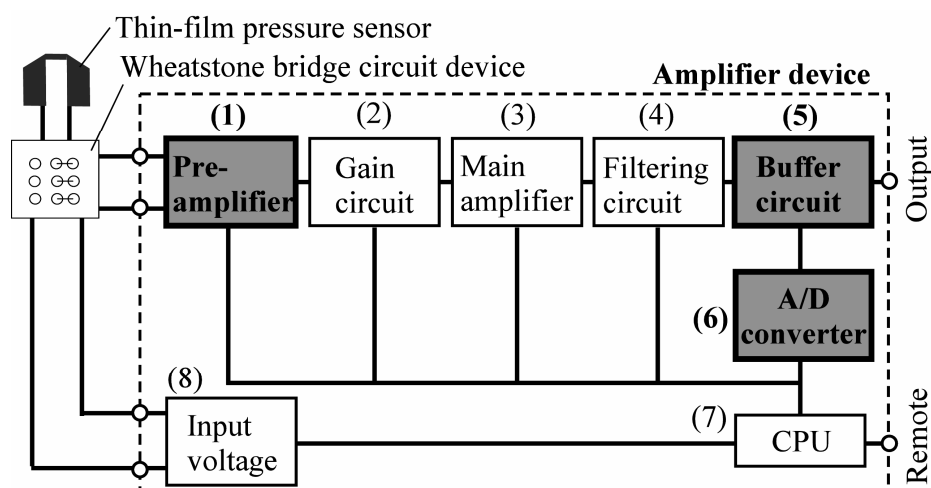


図 4-13 ストレインアンプの改良 (概略)

これにより、出力精度を保った状態で内部ゲインの最大設定値を 20000 倍まで拡大することが可能となった。表 4-1 に標準歪み発生器による出力誤差確認結果を示す。これより、内部ゲインを拡大した領域においても従来と同等の増幅精度($\pm 0.1\%$ 以内)を持つことが確認された。さらに周波数特性に関する検証結果を図 4-14、4-15 に示す。これより、位相遅れは 100kHz 以下の領域において最大 5 度(13.2%)、振幅に関しても同様の周波数範囲において、最大 0.12dB(95.1%)従来に対し向上した。また、温度安定度、時間安定度、電源安定度に関しても相違ないことを確認した。

また、図 4-16 にストレインアンプ改良後の各入力電圧時における静的波形の比較を示す。このとき、ブリッジ回路についても改良後のものを使用し比較を行った。これより、ホイートストンブリッジ回路も改良効果のみを示す図 4-10 の静的波形に対し、更にノイズ成分が減少したことが分かる。また、図 4-17 に改良後のブリッジ回路に対し、改良前後のストレインアンプを組み合わせた場合のノイズ電圧の比較を示す。これより、ストレインアンプ改良の個別効果として約 40%のノイズ低減効果があることが分かった。

表 4-1 標準歪み発生器による出力誤差確認結果

		Internal gain			
		$\times 1k$	$\times 5k$	$\times 10k$	$\times 20k$
Accuracy of output [%]	Current	0.07	0.03	0.08	-
	New	-0.04	0.01	-0.05	-0.02

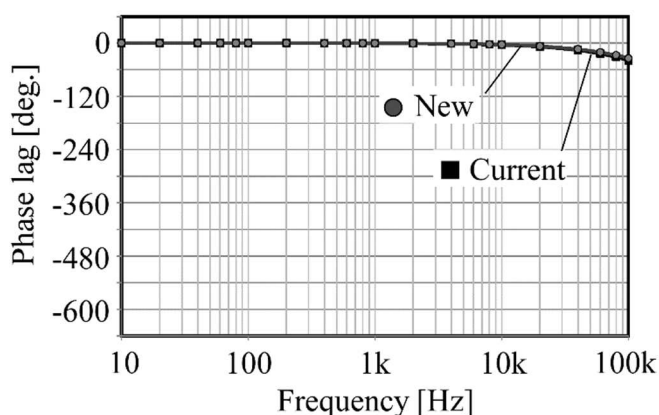


図 4-14 周波数特性（位相遅れ）

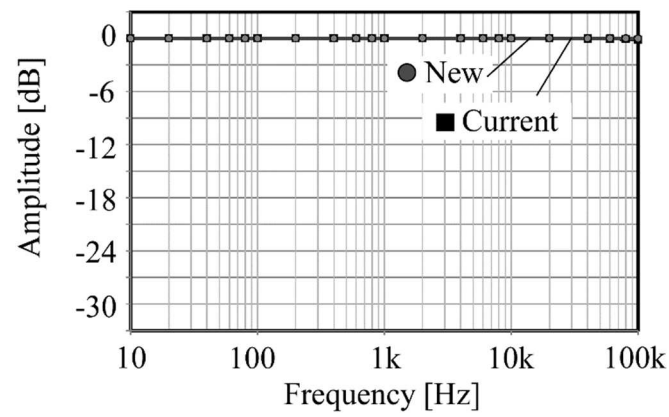


図 4-15 周波数特性（出力減衰）

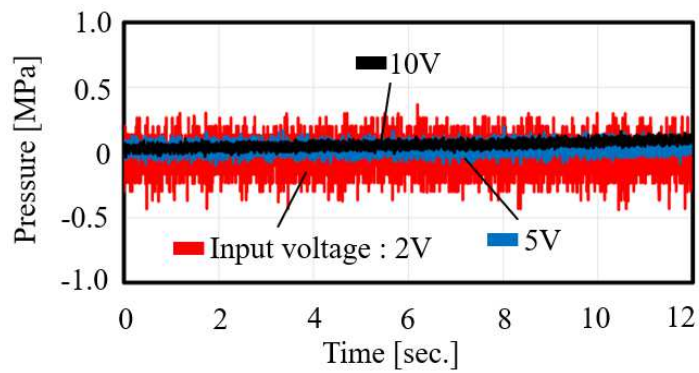


図 4-16 各入力電圧時における静的波形比較(ストレインアンプ改良後)

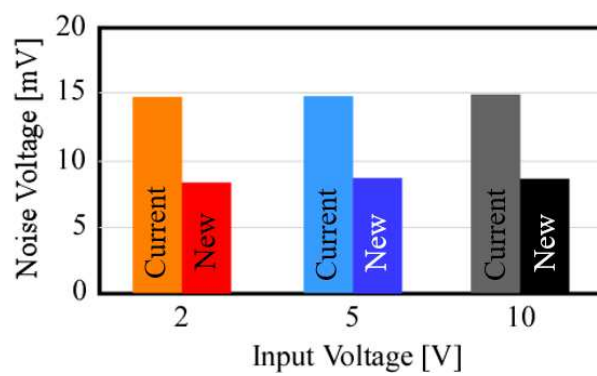


図 4-17 入力電圧変化に対するドリフト量変化(ストレインアンプ改良後)

4. 4 計測可能範囲の検証

改良したブリッジ回路およびストレインアンプによる S/N 比の向上効果を確認するため、図 4-18 に示す試験装置を用いて、テストピース上に形成した薄膜センサと改良後の計測システムによる圧力試験を行った結果を図 4-19 に示す。このとき、改良後の計測システムは入力電圧 10V にて計測を行った。これより、改良後の計測システムは従来品に対して入力電圧増加による効果も含め、ノイズ幅は約 1/15 に低減していることが確認された。さらに、図 4-20 に 0.1MPa 毎各圧力時の薄膜センサ出力電圧とノイズ電圧から求めた S/N 比を示す。これより、従来の計測システムに対して 1MPa 以下の全域で 42.9～62.9dB (87.1～149.4%) 向上しており、S/N 比>0 の領域が大幅に増加している事が確認された。

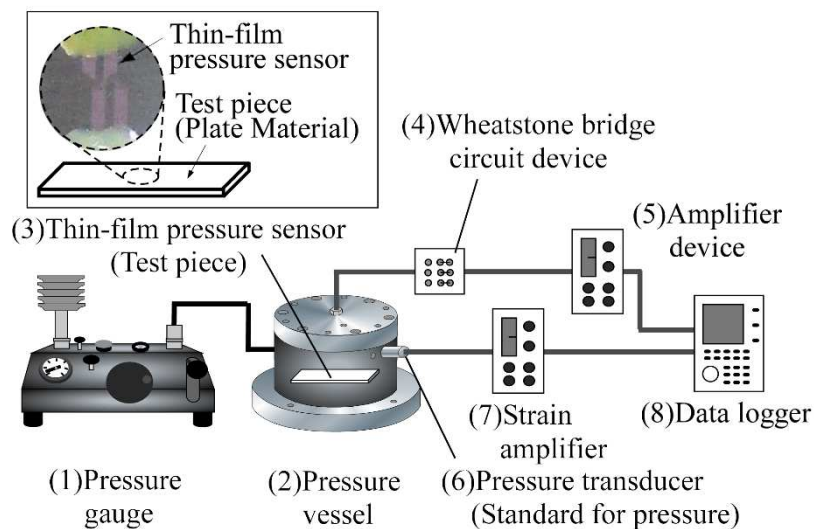


図 4-18 圧力試験機構造

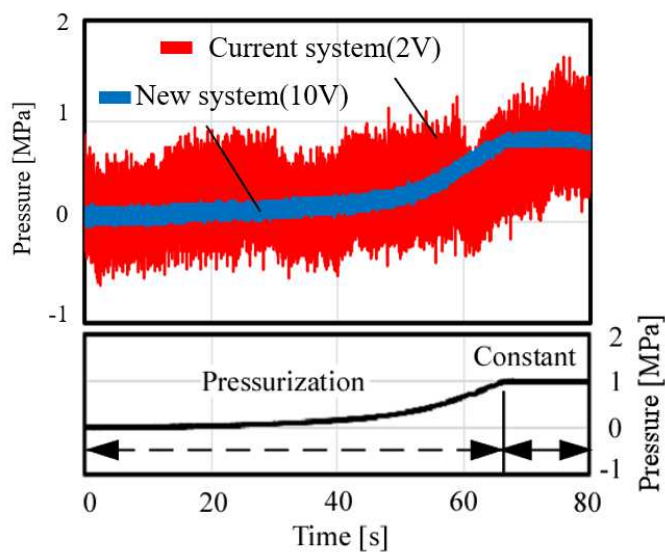


図 4-19 計測システム改良前後における圧力試験結果（圧力履歴）

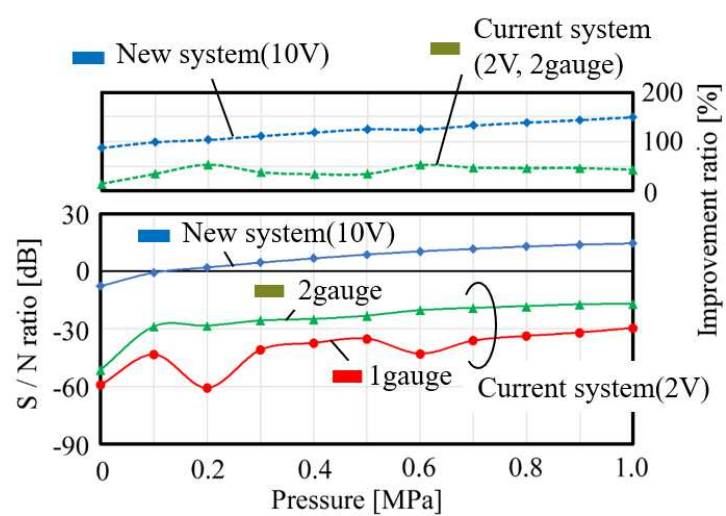


図 4-20 計測システム改良前後における圧力試験結果 (S/N 比)

4. 5 4章のまとめ

ピストンリングしゅう動面圧の計測にあたり、1MPa 以下の低圧領域へ計測可能範囲を拡大するため、計測システムの改良を行った。本章のまとめを以下に示す。

- (1) ピストンリングに対し薄膜圧力センサを適用するため、計測システムの大幅な S/N 比向上に対する検討を行った。
- (2) 計測システムにおける出力向上方法として、下記を検討した。
 - センサ感度 α_p の増加 → センサ材料(Cu-Mn-Ni)に対し、最良の組成を選定
 - ゲージ法の変更 → 2 ゲージ化による出力向上を確認。圧力感知部の増大がデメリット
 - 入力電圧 E の増加 → ジュール熱発生による計測値ドリフト発生が課題
- (3) 計測システム構成機器の一つであるホイートストンブリッジ回路デバイスの改良により、入力電圧増加 (2V→10V) による出力ドリフトを大幅に抑制 (従来の約 80%程度) し、入力電圧の増加による S/N 比の向上が可能であることが確認された。
- (4) ストレインアンプデバイスの改良により、約 40%のノイズ低減効果が得られた。
- (5) 上記改良内容を組み合わせることにより、ノイズ幅は約 1/15 となり、1MPa 以下の低圧領域において S/N 比は 87.1~149.4%向上した。また、計測精度の目標値である 0.1MPa において、 $S/N \approx 0$ (Signal \approx Noise)であることを確認した。
- (6) ゲージ法の変更に対し、1 ゲージにおいて高い S/N 比向上効果を得ることが可能となった。

第5章

ピストンリング用薄膜圧力センサの成膜方法に関する検討

5. 1	スパッタリング法	63
5. 1. 1	誘導結合 RF プラズマ支援型マグネトロンスパッタリング装置	64
5. 1. 2	RF マグネトロンスパッタリング装置	66
5. 2	プラズマ CVD 法	67
5. 3	5 章のまとめ	68

本章では、ピストンリングへの薄膜圧力センサ適用に際し用いた成膜法および装置、主たる検討内容について述べる。

5. 1 スパッタリング法

スパッタリング法とは PVD 法 (Physical Vapor Deposition=物理的気相成長法) の一種の成膜法であり, 利点として下記が挙げられる.

- 薄膜化する材料選択の自由度が高く, 金属, 合金はもとより, セラミック等の高融点物質の成膜が容易である.
- 被成膜材料 (基板) と膜の密着性が高い.
- 成膜による組成変化が少なく, 成膜後の組成比は基本的には成膜材料のバルクの組成比に従う.

成膜原理は図 5-1 に示すように, チャンバー内の真空度が $8.0 \times 10^{-4} \text{Pa}$ ($6 \times 10^{-5} \text{Torr}$) 程度となるまで排気をし, 高真空にしたチャンバー内に不活性ガス (主に Ar ガス) を真空度が $6.8 \times 10^{-1} \text{Pa}$ ($5 \times 10^{-3} \text{Torr}$) 程度となるまで導入し, 電極に高電圧を印加してプラズマを発生させる. これにより Ar^+ イオンと電子に電離させ, この Ar^+ イオンが負電位を与えられる成膜材料 (以降ターゲットと呼ぶ) に高速で衝突し, この運動エネルギーによってターゲットを形成する原子が外部に飛び出し, 被成膜基板に堆積して薄膜を形成するものである. 主に金属膜を成膜する際には不活性ガスとして Ar を使用し, 絶縁膜や保護膜を成膜する際には用途に応じて Ar と O_2 もしくは N_2 の混合ガスを使用する.

また, 本研究で使用する装置は, 基板をイオンエッチング可能な回路を搭載しており, 基板を負電位にして Ar^+ イオンを基板表面に衝突させ, 基板表面の汚れや酸化物を取り除くことが可能である.

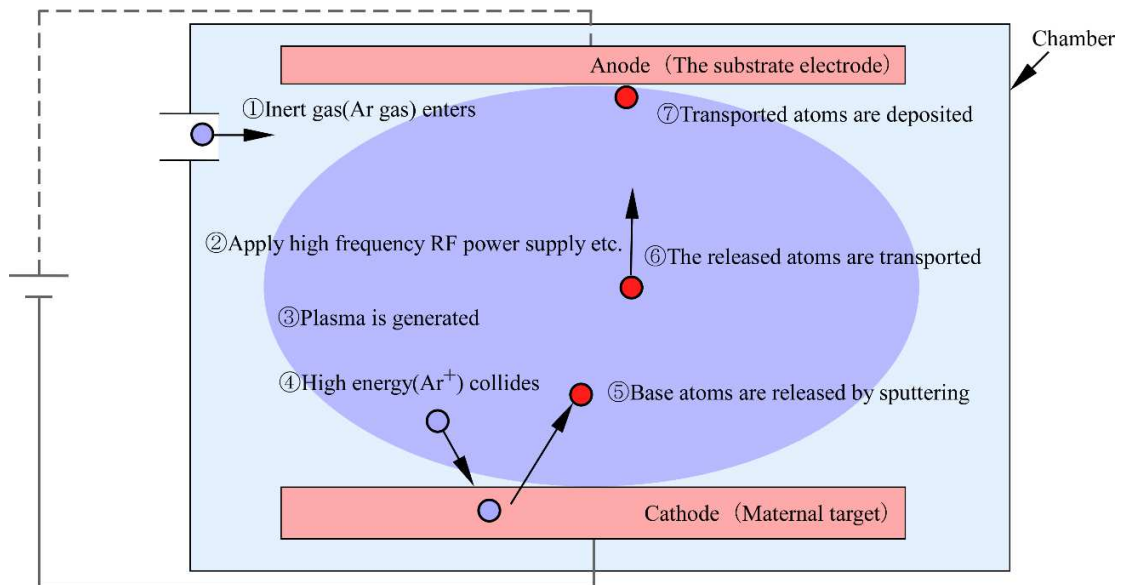


図 5-1 スパッタリング法の原理

5. 1. 1 誘導結合 RF プラズマ支援型マグネトロンスパッタリング装置

本研究における絶縁膜(Al_2O_3 膜)の成膜には、誘導結合 RF プラズマ支援型マグネトロンスパッタリング装置(以降 MB とする)を使用した。図 5-2 に MB の系統図を示す。

MB はターゲットに純金属ターゲットを使用し、Ar に活性な反応ガスを添加して、ガスとターゲット原子との混合物・化合物薄膜を得るリアクティブスパッタリング法を採用している。また、印加電圧として RF 電源を用いることで、形成する膜が絶縁体の場合においても大面積に安定した放電が生じ、低真空でも十分な放電維持が可能である。本装置特有の機能として、図 5-2 に示すように RF 電源 ((1) 13. 56MHz の高周波交流電源) を印加した (2) コイルを (3) ターゲット近傍に設置することにより、通常のマグネトロンスパッタの特徴に加え、スパッタ粒子のイオン化率を高くし、かつそのイオンエネルギーを制御することにより、高品位の成膜を狙っている。本装置はコイルによる放電維持能力があるため、基盤の関与が少なく、T (Target) -S (Substrate) 間距離を稼ぐことができ、プラズマによる基盤表面へのダメージが少ない。また成膜中の基盤温度上昇がほとんどないため、低温でのスパッタリングが可能である。また、本装置はバイアススパッタが可能であるため、スパッタ中に基盤側にも RF 電源を印加することで、 Ar^+ イオンがターゲット側のみでなく基盤側にも衝突する。この際、膜に吸着・吸蔵されたガスを叩き出すことにより膜の性質が改善され、基盤上に付着した原子の一部が再スパッタされることにより、膜の面粗度の緩和が期待できる。また、アーク放電防止回路である (4) A2K を設置することで、リアクティブスパッタの際のターゲット表面におけるチャージアップを防止し、異常放電を抑制している。図 5-3 に成膜中の成膜室内の様子を示す。このとき、リング状形状の全面に膜形成し、かつ各面において均一な成膜を行う必要がある。そこで計測対象のクランプ部を回転させ、またターゲットとの対向方向を段階的に変化させることで必要な成膜条件を検討し、必要な絶縁抵抗を確保しつつ、均一な成膜を可能とした。

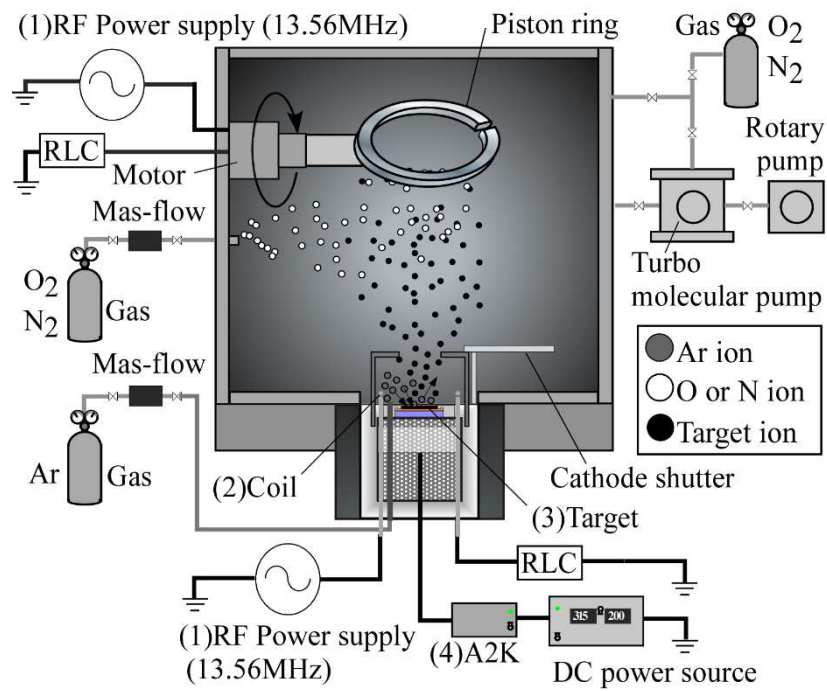


図 5-2 誘導結合 RF プラズマ支援型マグネトロンスパッタリング装置(MB) 系統図



図 5-3 MB での成膜の様子

5. 1. 2 RF マグネトロンスパッタリング装置

本研究におけるセンサ膜（圧力感知部およびリード部の金属抵抗素子，Cu-Mn-Ni 膜）の成膜には，RF マグネトロンスパッタリング装置（以降 CFS とする）を使用した．図 5-4 に CFS の系統図を示す．

基板ホルダーはチャンバー上部に位置し，ターゲットは $\phi 125\text{ mm} \times 5\text{ t}$ の大きさにチャンバー下部に位置しており，基板ホルダーとターゲットの間には手動式のシャッターが付いている．図 5-4 に示す通り，(1)油回転ポンプおよび，(2)油拡散ポンプにより(3)成膜室を排気した後，(4)ターゲットのついたカソードに対向するアノード（(5)基盤：本研究ではピストンリング）との間に高電圧を印加し，グロー放電を発生させることで導入ガス（Ar ガス）をイオン化させ，イオンをカソードに衝突させることでターゲット原子を蒸発させる．また，ターゲットの裏面に組み込まれているマグネットにより高密度のプラズマを発生させるため，成膜レートが速い特徴を持っている．図 5-5 に成膜炉内の様子を示す．

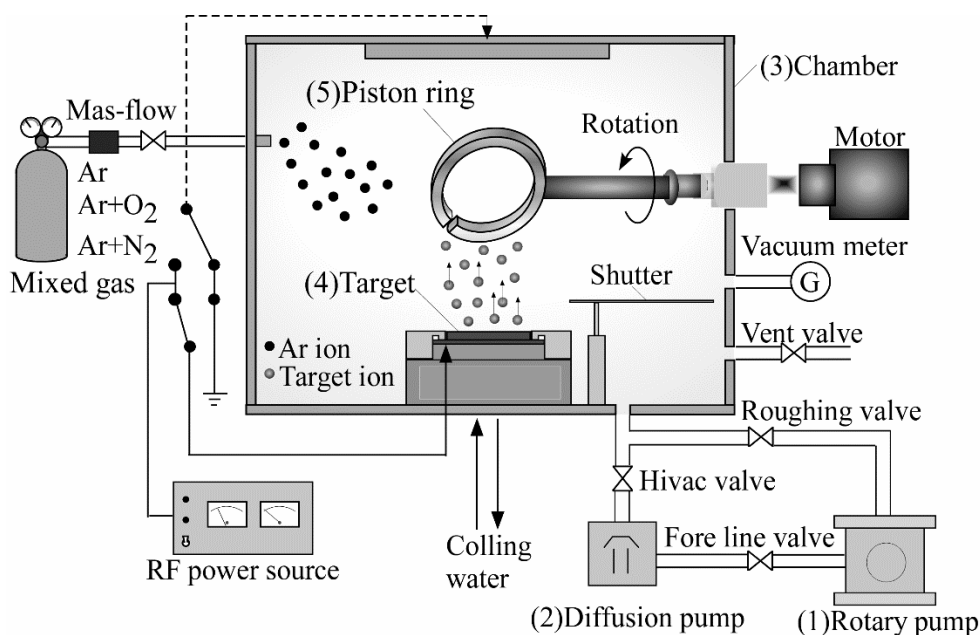


図 5-4 RF マグネトロンスパッタリング装置(CFS)系統図



図 5-5 CFS での成膜の様子

5. 2 プラズマ CVD 法

本研究における保護膜(DLC 膜)の成膜には、プラズマ CVD 法による成膜装置を使用した。プラズマ CVD 法の原理を図 5-6 に示す。チャンバー内の真空度が $8.0 \times 10^{-4} \text{Pa}$ ($6 \times 10^{-5} \text{Torr}$) 程度となるまで排気をし、高真空にしたチャンバー内に DLC 膜の原料であるメタンやアセチレンのような炭化水素ガスを導入後、電極に RF 電源 (13. 56MHz の高周波交流電源) や DC 電源 (直流電源), マイクロ波などを印加して、ガスをプラズマ化し、炭化水素ガスの原子や分子が励起され活性となる。このとき、励起された原子や分子が基板に到達することで成膜を行う。プラズマ CVD 法のメリットとして、プラズマを用いたガスの分解方法は、熱分解に比べ低温での分解が可能であることが挙げられる。成膜が可能な温度は、一般的な熱 CVD 法が $600 \sim 900^{\circ}\text{C}$ に対して、プラズマ CVD 法は $200 \sim 500^{\circ}\text{C}$ であり、成膜条件によってはさらに低温での成膜が可能となり、センサ膜に不用意な熱を加えずに成膜可能である。

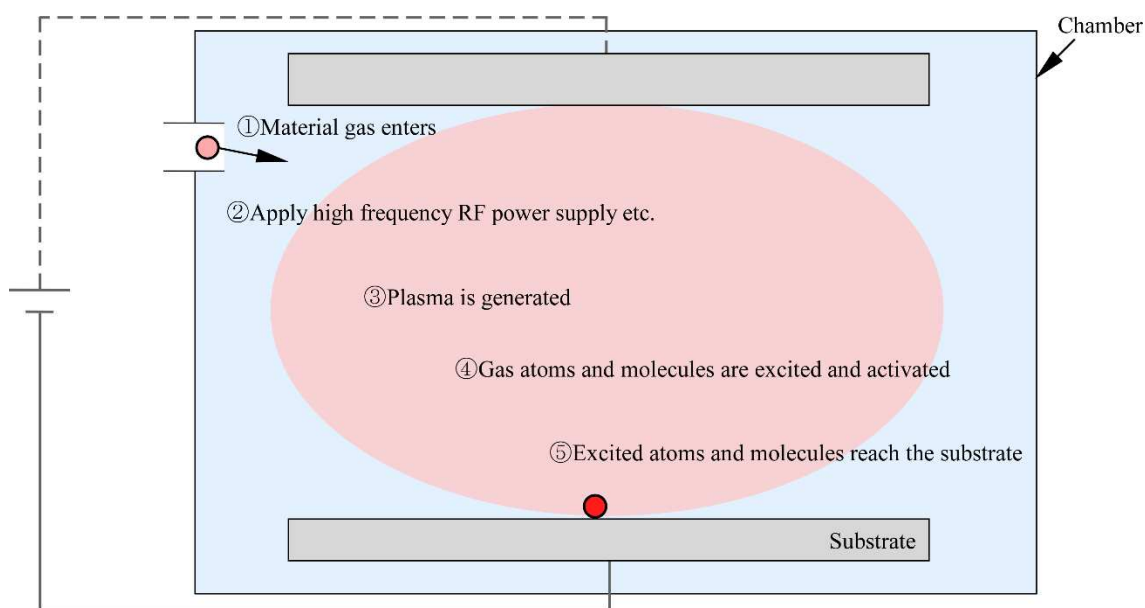


図 5-6 プラズマ CVD 法の原理

5. 3 5章のまとめ

本章のまとめを以下に示す.

- (1) 本研究においては, 各種膜に対し以下に示す成膜装置を使用した.
 - 絶縁膜 (Al_2O_3 膜) → 誘導結合 RF プラズマ支援型マグネトロンスパッタリング装置
 - センサ膜 (圧力感知部およびリード部の金属抵抗素子, Cu-Mn-Ni 膜)
→ RF マグネトロンスパッタリング装置
 - 保護膜 (DLC 膜) → プラズマ CVD 成膜装置
- (2) 各種薄膜の成膜に関して, ピストンリング保持方法, ターゲットへの向き、治具形状などの成膜条件の最適化を行った.

第6章

ピストンリング用薄膜圧力センサの製作とセンサ特性評価

6. 1	ピストンリング用薄膜圧力センサ製作方法	70
6. 1. 1	回り止め加工	72
6. 1. 2	研磨	73
6. 1. 3	洗浄	75
6. 1. 4	絶縁膜成膜	76
6. 1. 5	熱処理（エージング効果）	78
6. 1. 6	センサ膜成膜（フォトリソグラフィ法）	79
6. 1. 7	保護膜成膜	81
6. 1. 8	配線取り出し	82
6. 2	薄膜圧力センサの特性評価	84
6. 2. 1	圧力感度確認試験（圧力検定）	84
6. 2. 2	温度感度確認試験（温度検定）	85
6. 2. 3	歪み感度確認試験（歪み検定）	86
6. 3	薄膜圧力センサの成膜による影響確認	87
6. 4	6章のまとめ	89

本章では、ピストンリング用薄膜圧力センサの製作方法やセンサ特性の評価結果、製作における形状変化等の評価結果を述べる。

6. 1 ピストンリング用薄膜圧力センサ製作方法

薄膜圧力センサは多くの工程を経て製作される．図 6-1 にピストンリング用薄膜圧力センサが完成するまでの製作工程を示す．

Step(1)ショットピーニングにより基材（ピストンリング）表面を所定の表面粗さに研磨する．これを下回る場合，Step(3)で形成する絶縁膜(Al_2O_3 膜)の電氣的絶縁は大きく確保されるが，膜剥離を生じる可能性が高い．また一方では，一定以上の表面粗さを超える場合，絶縁膜の電氣的絶縁は悪化する．

Step(2)では，アセトンを用いた超音波洗浄および拭き取り紙にて，基材を洗浄する．さらにスパッタリング装置内においてエッチング処理によるクリーニングを行う．

その後 Step(3)において第 5 章に示したスパッタリング法により絶縁膜(Al_2O_3 膜)を基材上に形成する．同工程では負圧状態からの解放後，アセトンを染み込ませたふき取り紙による基材の洗浄→ $1.0\ \mu\text{m}$ 以下の膜堆積→スパッタガスによる基材の冷却といった段階に分かれている．これらを数回繰り返したのちに絶縁膜(Al_2O_3 膜)の厚さは $2.5\ \mu\text{m}$ に達する．これはスパッタ面へのダスト付着による絶縁不良を低減するためである．

Step(4) (5) (6)は他工程と切り離されており，センサパターン形状を持つ樹脂マスクをフォトリソグラフィ法によって形成する．

Step(7)では，step(6)で製作したマスクおよび絶縁膜(Al_2O_3 膜)上に，第 5 章に示した成膜装置を用いてセンサ膜(Cu-Mn-Ni 膜)を形成する．

Step(8)では剥離液浸漬により，樹脂マスクおよび不要なセンサ膜を除去する．

Step(9)では，第 5 章に示したプラズマ CVD 法を用いて DLC 保護膜を形成する．DLC は側面にも均一(約 $1.4\ \mu\text{m}$)に形成される．

最後に Step(10)において，被覆導線を溶接(ボンディング)によりリード膜上に接続固定する．

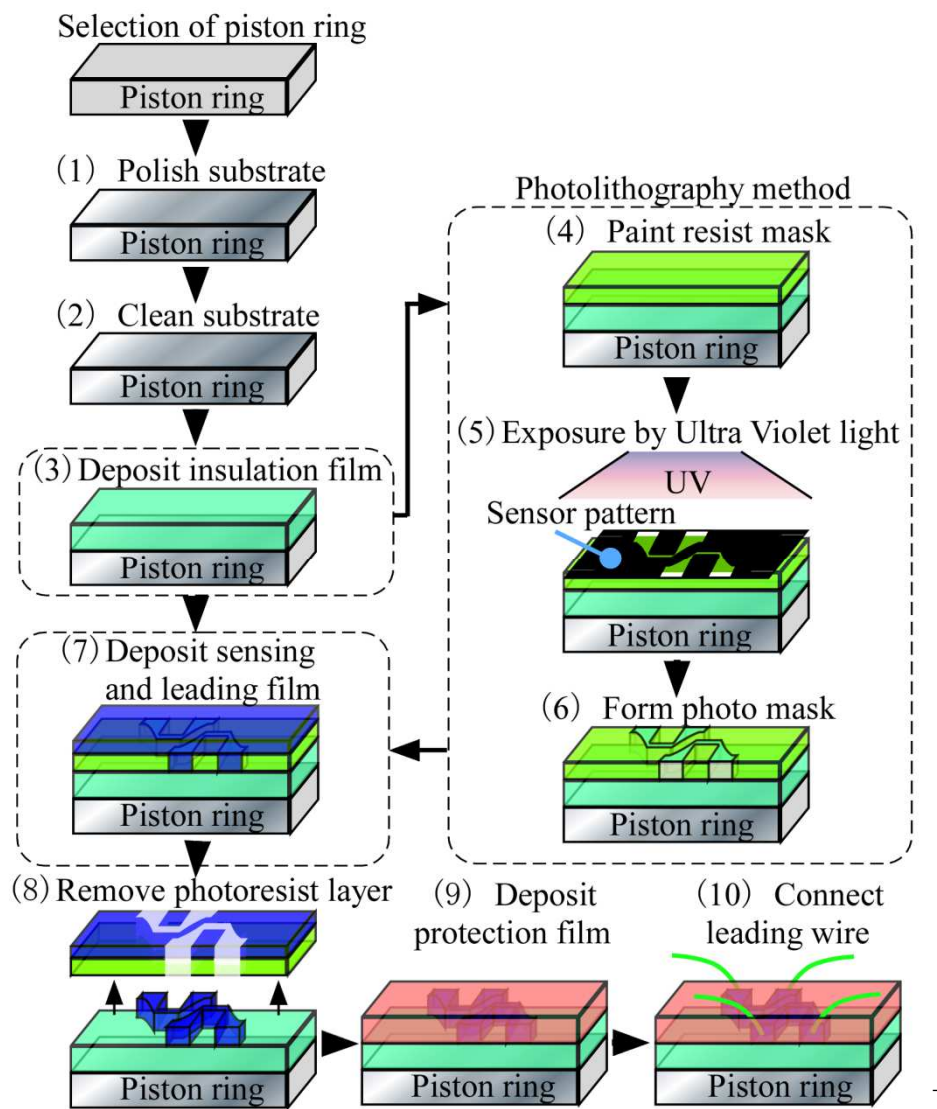


図 6-1 薄膜圧力センサの製作工程

6. 1. 1 回り止め加工

ピストンリングに薄膜圧力センサを製作し、ピストンに組み込み試験を行う際、ピストンリングがピストンリング溝内で回り、計測位置を把握できなくなることや配線の断線などを防ぐため、リング溝底に設置するピンに掛かるよう、ピストンリングに回り止め加工を行う。これは、図 6-1 で示した全行程の前段階として実施する。加工は外部業者、あるいはハンドツールを用いた手作業による加工が可能である。図 6-2 に、加工業者 A による放電加工、加工業者 B によるエンドミル加工、ハンドツールを用いた手作業による加工内容および加工後外観を示す。どの場合で製作を進めた場合においても、後工程に影響は無い。

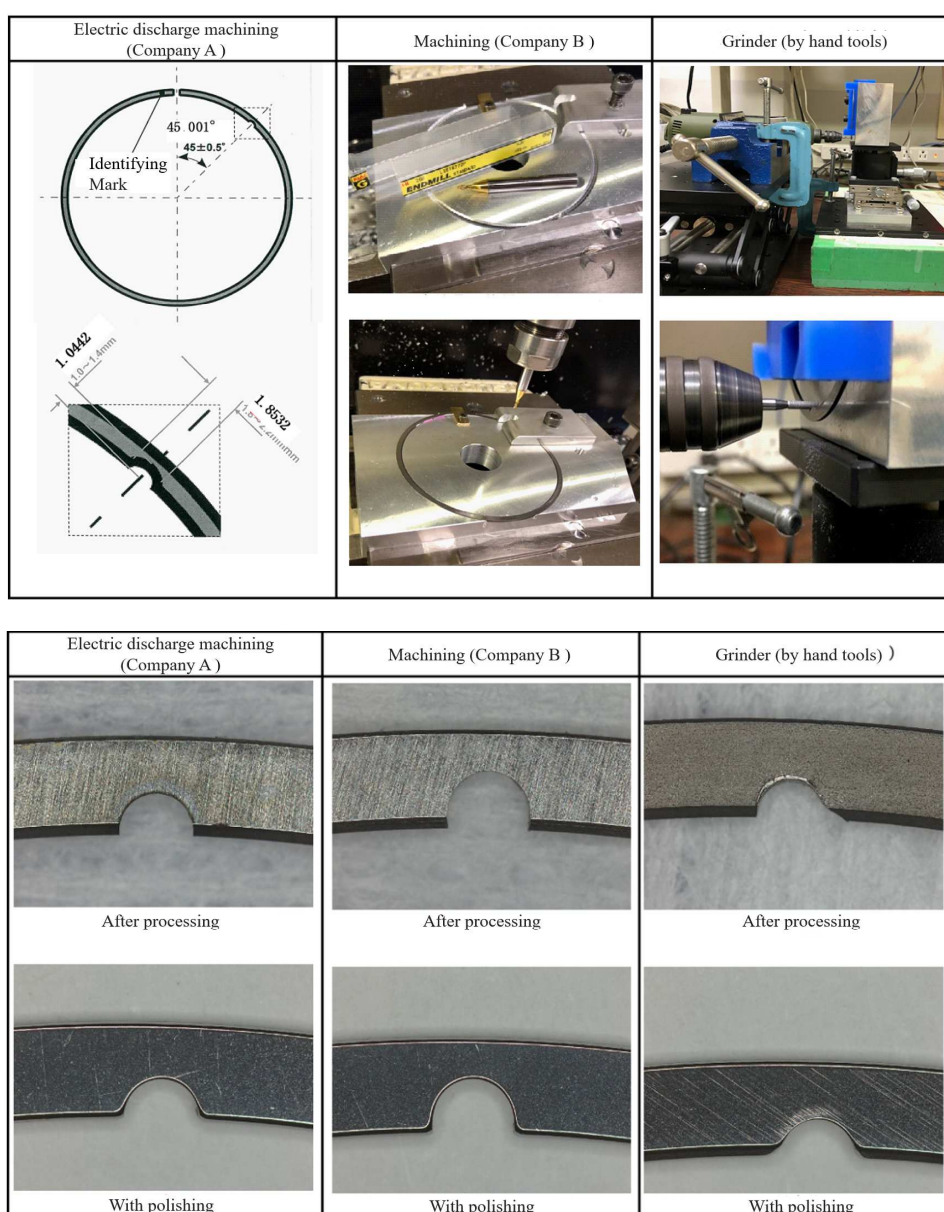


図 6-2 回り止め加工内容および加工後外観

6.1.2 研磨

薄膜圧力センサは、基板との電氣的絶縁を取るために絶縁膜を形成する必要がある。絶縁抵抗値はノイズの関係や過去実績より $200\text{M}\Omega$ 以上を必要としており⁽⁴⁸⁾、この絶縁抵抗値を確保するためには絶縁膜の膜厚のみならず、基板の表面状態が重要なパラメータとなる。図 6-3 に異なる基板表面状態に対する成膜のモデルを示す。図 6-3(a) の赤丸部のように表面が粗いと絶縁膜が成膜されない箇所が発生し、センサ膜が基板と導通してしまう。また、従来のスパッタリング法による成膜では、基板表面が粗いと $200\text{M}\Omega$ 以上の絶縁抵抗値を確保するにはより厚い膜厚を必要とする。そこで、本研究にて使用するピストンリングは成膜開始前に外部業者および手作業で研磨を行い、所定の表面粗さとした。また、前述の表面粗さ以下である場合、アンカー効果が働かなくなり、絶縁膜やセンサ膜が剥離してしまう可能性がある。

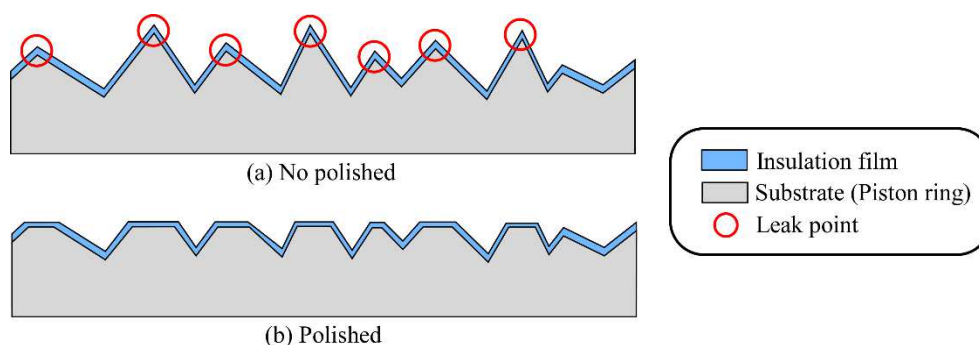


図 6-3 異なる基板表面に対する成膜のモデル

研磨加工には、精密ショットピーニング、および精密ショットピーニングを応用した特殊研磨加工により、ピストンリング全周の研磨を行った。ショットピーニングとは、機械工作における噴射加工の 1 つであり、無数の鋼鉄あるいは非鉄金属の小さな球体を高速で金属表面に衝突させることで、塑性変形による加工硬化および圧縮残留応力の付与を狙う処理である。図 6-4 にショットピーニングによるピストンリング表面への鋼球衝突の様子を示す。

絶縁膜成膜前の仕上げ研磨として、顕微鏡でピストンリング表面の観察を適宜行いつつ手作業にて研磨を行う。研磨方法は、綿棒に琢磨布を取り付け、ダイヤモンドペーストを綿棒に取り付けた琢磨布上に押し出し、その上から希釈液を滴下し、図 6-5 に示すようにピストンリング表面を研磨する。

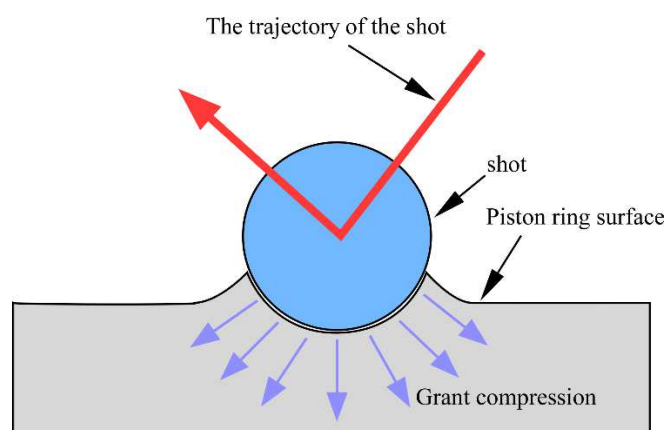


図 6-4 ショットピーニングのモデル

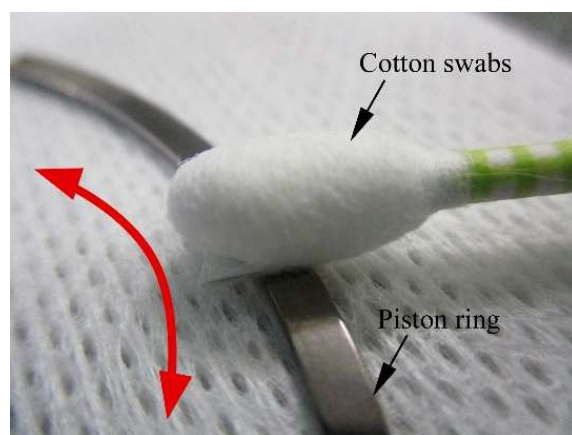


図 6-5 手作業による研磨の様子

6.1.3 洗浄

成膜するピストンリング表面に、油分や微小な研磨粉が残っている状態で成膜を行うと、付着強度の低下や剥離の原因となる。また、微小なダストは絶縁膜にピンホールを発生させ、センサ膜と基板の絶縁不良の原因にもなる。そのため、洗浄を行う必要がある。図 6-6 に示すように、ピストンリングの洗浄はアセトン（含有量：99.0%）で 15 分の超音波洗浄を行う。超音波洗浄後、アセトンを浸した綿棒で表面の汚れを落とす。しかし、この作業だけでは汚れの残留や空気中の水分、表面に生成された酸化物等が存在するため、成膜前にピストンリング表面に対してスパッタエッチングを行った。これにより、強固に基板表面に結合している不純物は叩き出され、さらに、ピストンリングに入り込んだ不純物も順次吸引されて排出されるため、超音波洗浄と綿棒を用いた洗浄のみ行う場合よりもより清浄な表面を得ることが可能である。

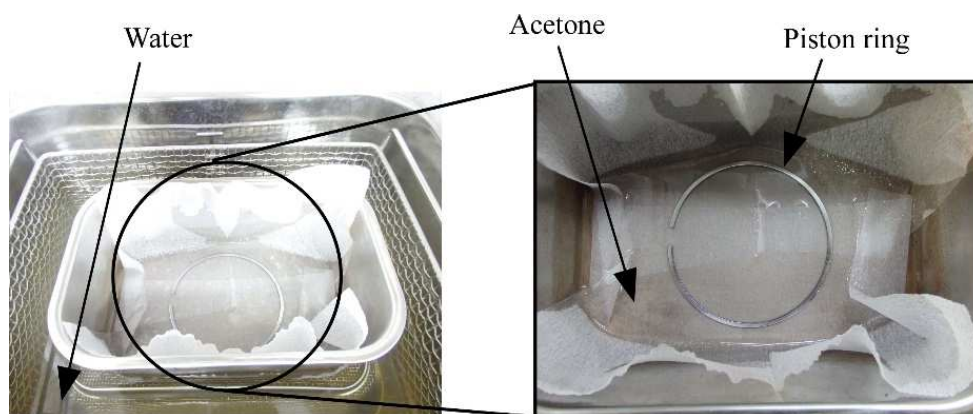


図 6-6 超音波洗浄の様子

6.1.4 絶縁膜成膜

絶縁膜の役割は、導電性を有するピストンリングに対し、金属抵抗素子であるセンサ膜との電氣的絶縁を確保するためであり、本研究では第5章で述べたように電気抵抗率が高く、付着強度の高いMBで成膜される Al_2O_3 （アルミナ）を用いた。また、複数層の成膜を行う中で、図6-7に示すような成膜装置内のダストによる付着強度の低下やピンホールを防ぐため、MBからピストンリングを取り出す度に、後述する熱処理後に超音波洗浄を行い、再度MBでの成膜を行った。図6-8に複数層の成膜におけるダスト除去のモデルを示す。基板とセンサ膜での絶縁抵抗値は、前述したように $200\text{M}\Omega$ 以上とした。それに伴い、膜厚は過去実績から $3.0\mu\text{m}$ とした⁽⁴⁸⁾。絶縁抵抗値の計測には、図6-9に示すように、テスターを用いた。また、膜厚の計測には表面粗さ計測器を使用した。膜厚はスパッタリング電圧やスパッタリング時間、使用するターゲット、被成膜基板の材質等によって変化する。一般的な膜厚の計測方法としては、シリコンウエハーやガラス基板などに成膜し、触針式膜厚計を用いて計測する方法や、スパッタリング装置の真空容器内に水晶振動子等の膜厚モニターを取り付け、成膜中に膜厚を把握する方法がある。本研究で用いた各装置は膜厚モニターを有していないため、前者の方法により各成膜による膜厚を把握した。膜厚計測の様子を図6-10に示す。計測結果から各成膜レートの記録を取り、薄膜圧力センサ製作時には記録に沿って所定の膜厚になるように成膜を行った。また、センサ膜および保護膜の膜厚計測においても、同様の方法を用いた。

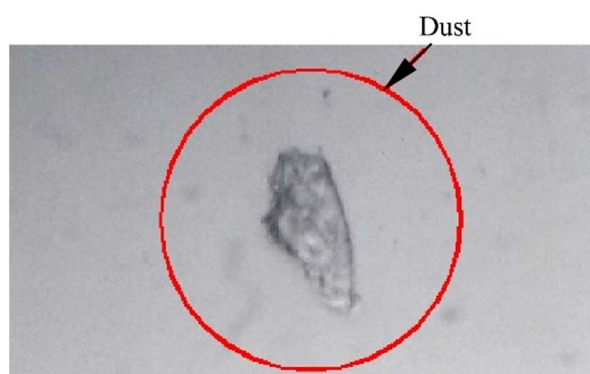


図 6-7 成膜装置内 (MB) のダスト

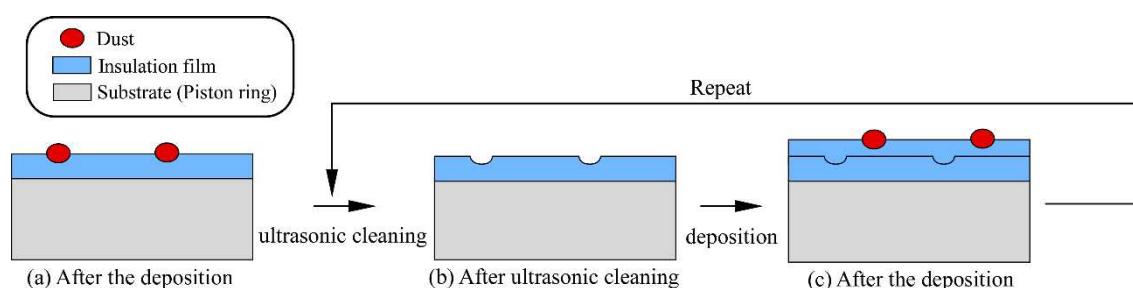


図 6-8 複数層の成膜におけるダスト除去のモデル

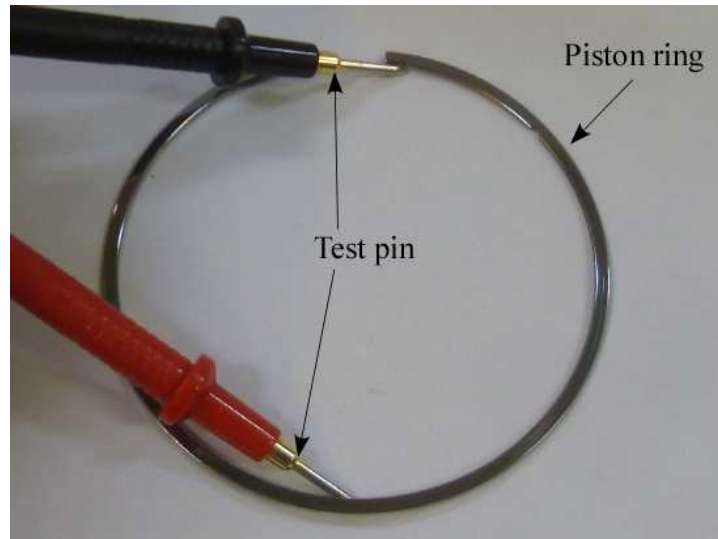


図 6-9 絶縁抵抗値の計測の様子

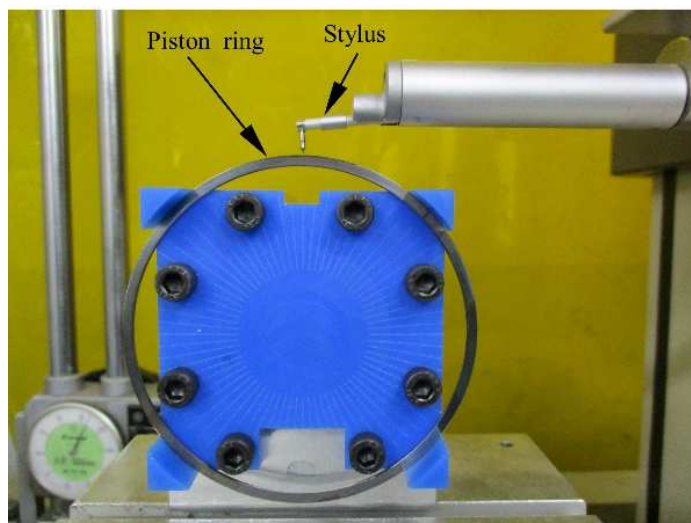


図 6-10 膜厚計測の様子

6. 1. 5 熱処理（エージング効果）

薄膜の導電率には、薄膜を形成する微結晶やこれの集合体である微粒子などの内部状態が関係している。真空蒸着の場合には、熱平衡から大きくずれた状態で蒸着した原子が堆積するので、結晶は不完全で多くの欠陥を含んだものとなっている。また、蒸着中におけるガス分子の吸蔵や、蒸発物や蒸着源の炉体などから混入する不純物の影響などもあって、一般の膜の抵抗率は、それがバルク状である場合の抵抗率に比べて大きい。格子不整の程度は、蒸着時における基板温度が低いほど蒸着原子の移動がしにくい。また、再結晶温度が高いものほど、格子不整の程度も高い。さらに、この格子不整は熱処理によりその密度を小さくすることが可能であり、抵抗率を小さくすることが可能である。

熱処理温度が高いほど電気抵抗が小さくなるのは、格子不整の消滅が主要因であるとしているが、一般的にはこのような単純な理由のみではないとされる。熱処理によって、消滅した格子不整は温度が下がっても元に回復することはない。そこで、薄膜の抵抗率はその膜がどのような温度を経てきたか、その中での最高温度が重要である⁽⁵¹⁾。

以上より、膜に適正な熱履歴を与えることで膜密度を向上させ、膜の絶縁性と付着強度を安定および向上させることが可能である。そこで本研究では、ピストンリング製作時の熱処理温度および過去実績を考慮した上で、MB からピストンリングを取り出す度に、電気炉に成膜後のピストンリングを入れ、150℃で7時間の熱処理を行った。

6. 1. 6 センサ膜成膜（フォトリソグラフィ法）

センサ膜のパターニング形成にはフォトリソグラフィ法を用い，センサ膜の成膜にはCFSを使用した．また，センサ膜の膜厚は，過去実績から $0.2\mu\text{m}$ とした⁽⁴⁸⁾．

フォトリソグラフィ法およびセンサ膜の成膜工程を下記および図 6-11 に示す．

- ①基板と絶縁膜の絶縁抵抗値が $200\text{M}\Omega$ 以上確保できていることを確認する．
- ②センサ膜成膜箇所のしゅう動面に，感光剤であるレジスト液を筆で均一^(※1) に塗布する．
- ③レジスト液の乾燥およびレジスト液と絶縁膜の接着力を強化するため，電気炉にて 90°C で1時間の熱処理を行った．（プリベイク）
- ④熱処理後，ピストンリングが常温になるまで冷却^(※2) をする．冷却が終了したら，図 6-12 に示すフォトマスクをレジスト液に塗布したしゅう動面上に載せ^(※3)，紫外線を照射し^(※4)，センサパターンに感光させる．
- ⑤感光終了後，直ちに現像液に浸し，感光部分のレジストを除去する．^(※5)
- ⑥センサパターン部のレジスト除去後，超純水に浸し，現像液をよく濯ぐ．ピストンリングについた超純水は窒素ガスにて飛ばし，電気炉にて 90°C で1時間の熱処理を行い，センサ膜成膜前のエッチングの際において十分な付着性を保つために再度硬化させる．（ポストベイク）
- ⑦しゅう動面に形成したセンサパターンに従い，側面および背面を油性ペンでパターニングをした後，パターニング箇所周辺にセンサ膜を成膜する．
- ⑧センサ膜成膜後^(※6)，アセトンに浸し，圧力感知部およびリード部以外の膜を除去する．

- | |
|--|
| <p>※1 レジスト液が均一に塗布されていないと，工程④の際に箇所により感光不十分となり，レジストが残るため，フォトマスク通り成膜ができない．</p> <p>※2 急冷すると，結露による水滴がピストンリングに付くため自然冷却とする．</p> <p>※3 フォトマスクはガラス板に固定し，拡大鏡でフォトマスクとピストンリングの位置出しを行った．</p> <p>※4 照射時間は 80 秒とした．照射時間は照射距離及びレジスト液の塗布量（厚さ）に影響される．照射距離はさほど影響を及ぼさないが，レジスト液の塗布量は大きく影響するため，塗布量を揃えるようにした．</p> <p>※5 現像液には 30 秒浸した．浸す時間が長くなると，感光箇所以外のレジスト液も除去されてしまう．</p> <p>※6 自然冷却後，アセトンに浸した方が膜の除去に要する時間は短縮される．</p> |
|--|

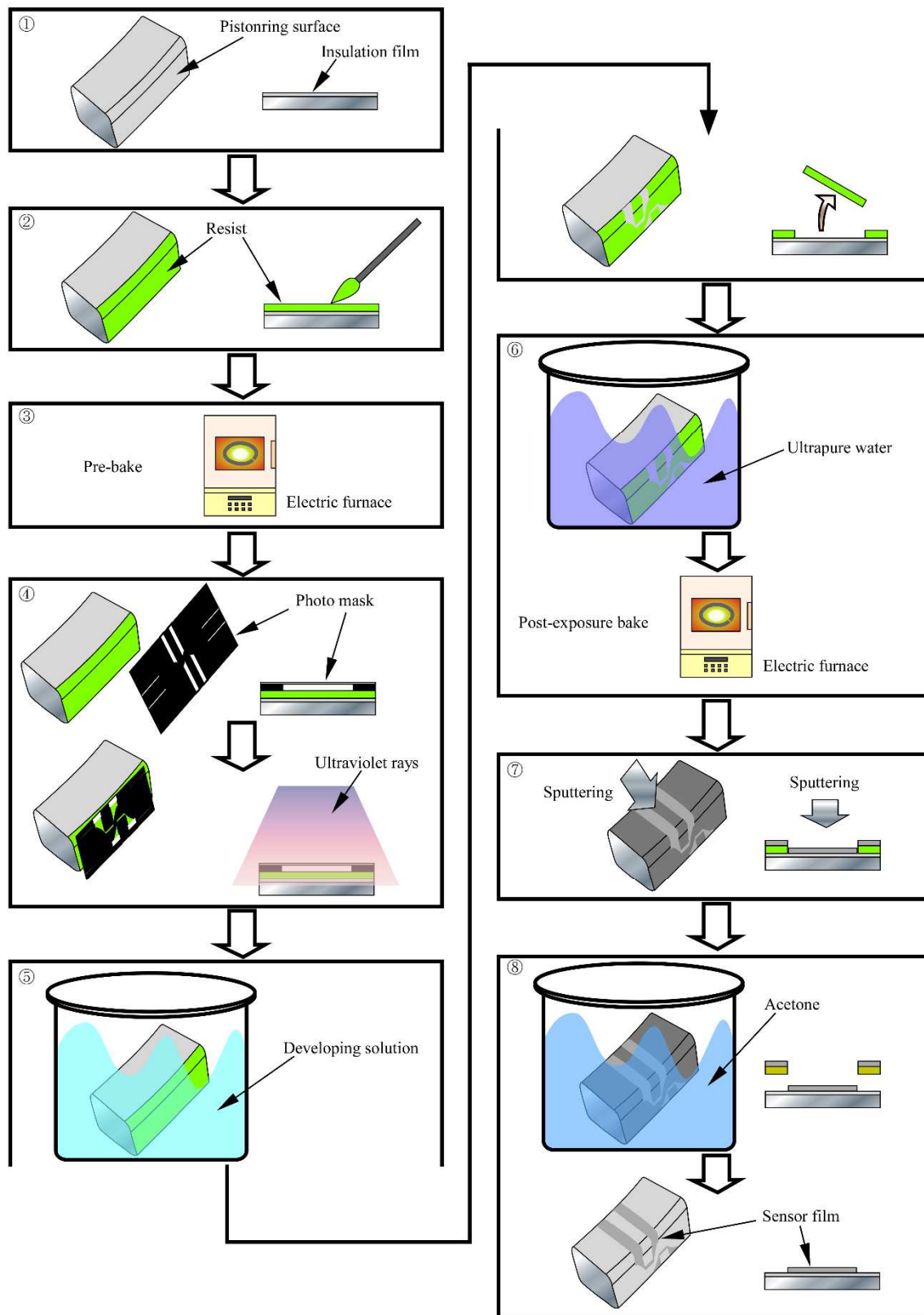


図 6-11 フォトリソグラフィ法の工程



図 6-12 フォトマスク外観

6. 1. 7 保護膜成膜

保護膜はシリンダボアとの接触によるセンサ膜とシリンダボアの導通，センサ膜およびリード膜の剥離や破壊を防ぐ役割がある．第 5 章で述べたとおり，保護膜の成膜にはプラズマ CVD 法を使用し，DLC 成膜を行った．

6. 1. 8 配線取り出し

薄膜圧力センサによる計測を行うにあたり，センサを形成している基材（ピストンリング）を直接アース接続することにより，計測時の外部ノイズを低減することが可能である．そのため，ピストンリングに溶接機を用いて，ステンレス線（ $\phi 0.18$ ，SUS304）を接続した．このステンレス線はアースの役割だけでなく，後述する薄膜圧力センサのリード線をブリッジ回路まで導出する際，このステンレス線にリード線を巻き付けて導出することでブリッジ回路まで確実に導出することができる．図 6-13 にアース線溶接の様子を示す．また，図 6-14 にアース線溶接後を示すが，接続箇所は合口を 0 度として，薄膜圧力センサ形成側に向かって 0～5 度の範囲とした．

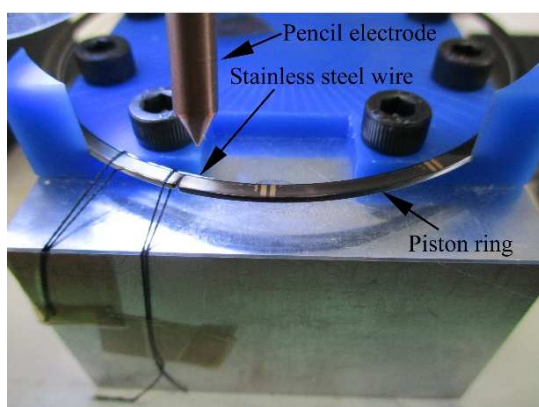


図 6-13 アース線溶接の様子

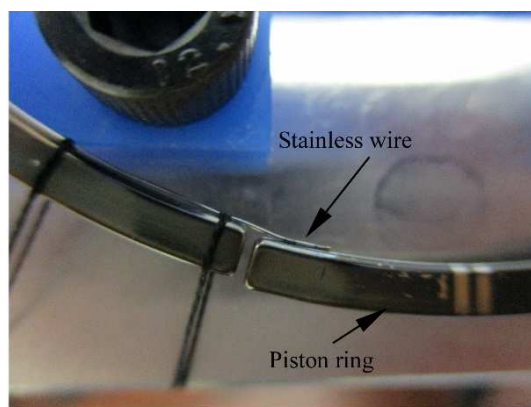


図 6-14 アース線溶接後

薄膜圧力センサへ接続しブリッジ回路まで導出するリード線には、金線（ $\phi 0.05$ ）を使用した。この際、他部品とセンサが導通しないよう絶縁性、耐熱性の高いポリイミドコーティング（膜厚 $20\mu\text{m}$ ）を金線外周に施した。図 6-15 および図 6-16 にリングへのボンディング方法を示す。電気抵抗式溶接機はボンディング面と針が垂直でないとボンディングできない。そのため、図のように固定治具を製作し、ボンディングを行った。

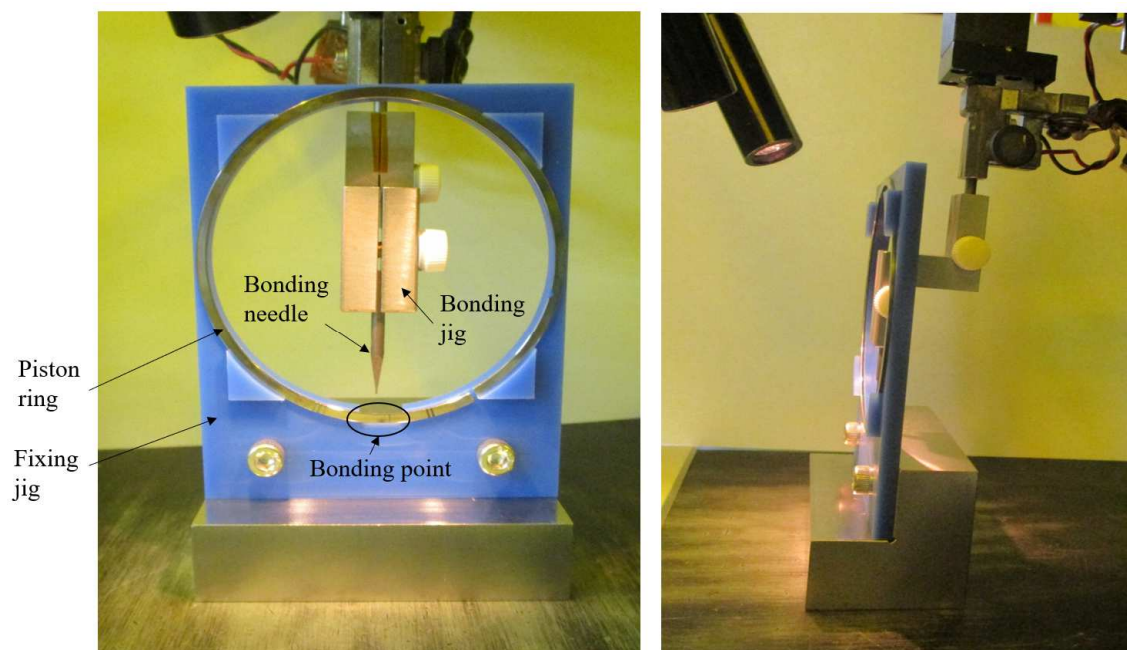


図 6-15 ピストンリングボンディング方法

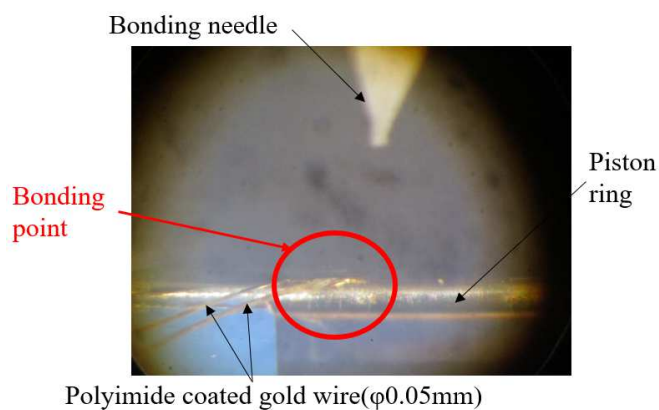


図 6-16 金線ボンディングの様子

6. 2 薄膜圧力センサの特性評価

6. 2. 1 圧力感度確認試験（圧力検定）

図 6-17 にセンサ圧力感度試験機の概要を示す。試験油が(1)圧力基準器から供給され、(2)圧力容器内において(3)ピストンリング上に形成された薄膜圧力センサが加圧される。このとき(4)ブリッジボックスおよび(5)ストレインアンプを通した出力信号を(8)データロガーにより記録する。さらに、(6)予め基準校正された圧力変換器をセンサ近傍に設置し、その圧力指示値とセンサ出力電圧値の関係から単位圧力あたりの出力（圧力感度）を得る。図 6-18 に圧力試験結果の代表例を示す。圧力変化に対し出力電圧は比例しており、相関係数($R^2 = 0.9995$)から高い線形性を示している事が分かる。さらに、圧力感度として $\alpha_p = 12.08 \mu\Omega/\Omega/\text{MPa}$ を得た。また、試験は第 4 章にて述べた改良前後の計測システムを用いて行ったが、従来の計測システムと改良後の計測システムの出力値幅を比較した結果、大幅に改善していることが分かる。

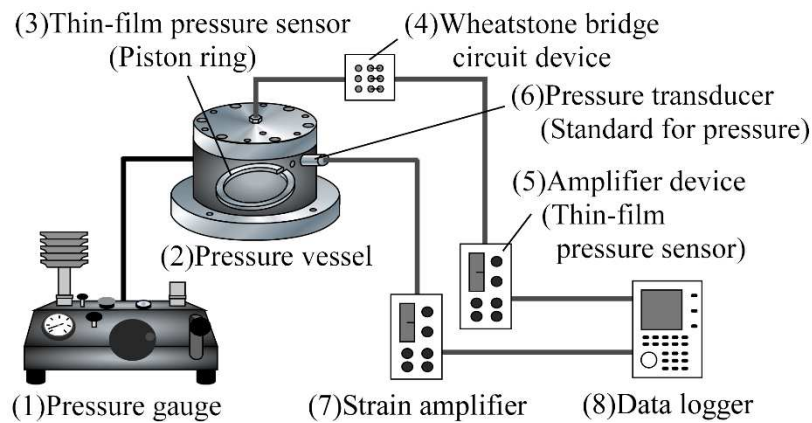


図 6-17 センサ圧力感度試験機（概要）

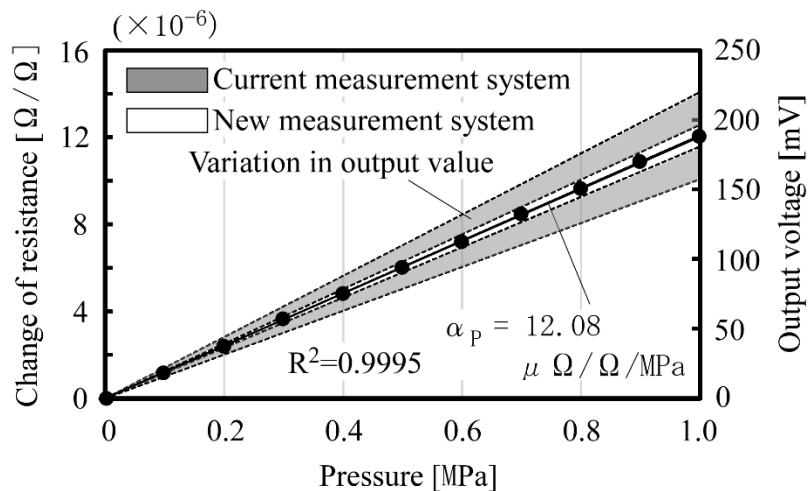


図 6-18 センサ圧力感度試験機結果

6. 2. 2 温度感度確認試験（温度検定）

第3章で示したとおり，ピストンリングがシリンダボアをしゅう動する際の温度変化により，圧力計測誤差を生じる可能性がある．そこで，図6-19に示す温度感度試験機を用いて，センサの温度感度を調べた．(1)プログラムヒーター内において(2)ピストンリング上に形成された薄膜センサが加熱され，(3)ブリッジボックスおよび(4)ストレインアンプを通した出力信号は(6)データロガーにより記録される．その結果，図6-20に示すように，センサの温度感度は $\alpha_T = 4.84 \mu \Omega / \Omega / \text{MPa}$ が得られた．この α_T と前述の圧力感度 $\alpha_P = 12.08 \mu \Omega / \Omega / \text{MPa}$ から，温度による圧力変動誤差 α_T / α_P を $0.40 \text{ MPa}/^\circ\text{C}$ と見積ることができる．

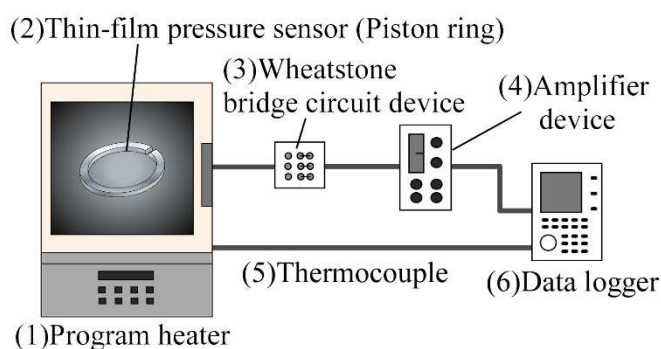


図 6-19 センサ温度感度試験機（概要）

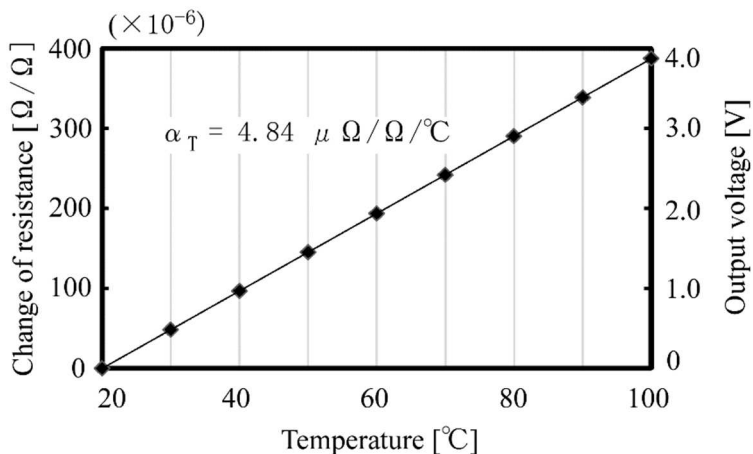
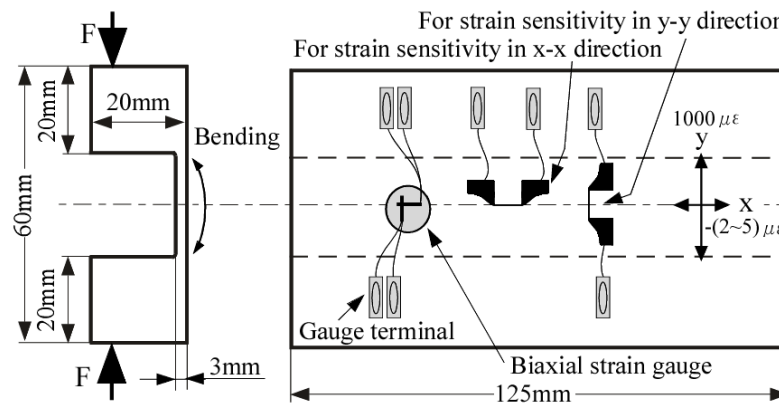


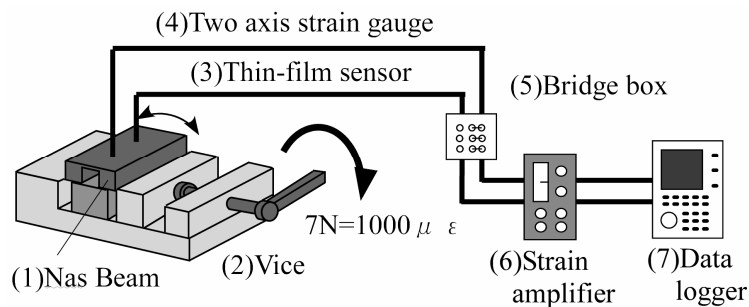
図 6-20 センサ温度感度試験機結果

6. 2. 3 歪み感度確認試験（歪み検定）

温度感度と同様，第3章で示したとおり，センサ部自身の変形(歪み)によって抵抗変化が発生し，圧力計測誤差となる可能性がある．そこで，変形(歪み)によるセンサ抵抗変化量（歪み感度）を把握し，面圧計測値に反映する必要がある．図6-21にセンサ歪み感度試験概要を示す．単一方向の歪みを発生させるため，図6-21(a)に示すように，NAS規格の縮小スケールにて製作した梁を用いた．ピストンリングの主な変形方向である合口開閉方向（図中 y-y 方向），および y-y 方向に直角な x-x 方向に沿って，薄膜センサを 3mm 厚さのプレート上に形成した．また歪みのモニターのため，90 度 2 軸ゲージを同時に接着固定した．これに対し，図6-21(b)に示すように万力バイスを用いて両側面に負荷を与えることで，y-y 方向の歪みは $1000 \mu \varepsilon$ に達する．このとき発生するセンサ出力電圧を記録し，歪み感度を算出する．同装置を用いて，図3-5(第3章)に示すセンサ形状を持つ薄膜圧力センサの歪み感度について， $K_{SX} = -0.80$ （x-x 方向）， $K_{SY} = 0.17$ （y-y 方向）を得た．



(a) NAS 942 梁形状



(b) 試験機構

図6-21 センサ歪み感度試験機(概要)

6. 3 薄膜圧力センサの成膜による影響確認

ピストンリングへの薄膜センサ適用について成膜前と成膜後の形状比較を行った。図 6-22 および図 6-23 に外周形状と内外面取形状の計測結果を示す。これらより、研磨後形状に対し変化は殆どみられない。また、表 6-1 に成膜前後におけるピストンリング張力計測結果を示す。薄膜成膜工程などにおいて高温に長時間さらされるが、張力への影響はごく僅かであった。表 6-2 に成膜前後におけるピストンリング真円度計測結果を示す。同項目においても同様に、薄膜センサ成膜前後における影響は殆ど見られなかった。さらに、図 6-24 に成膜前後における表面粗さ計測結果を示す。これより、しゅう動面である外周面においては、成膜前後における粗さ変化は微小であり、その影響は小さいと判断した。

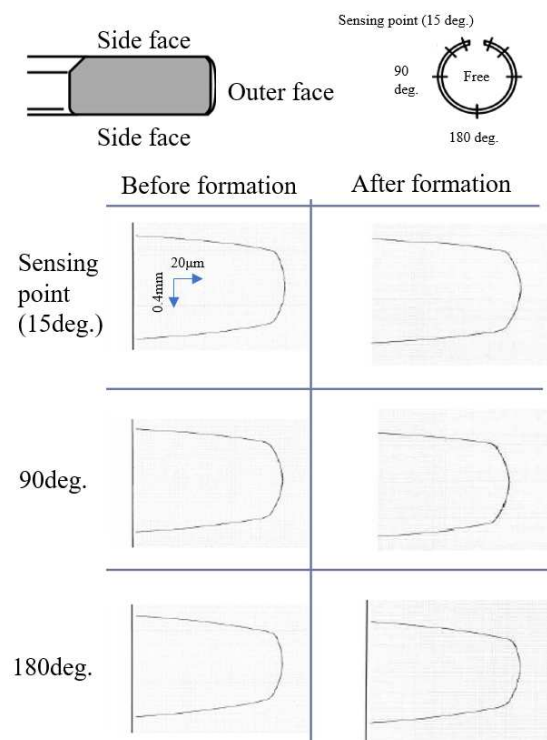


図 6-22 ピストンリング外周形状計測結果（成膜前後）

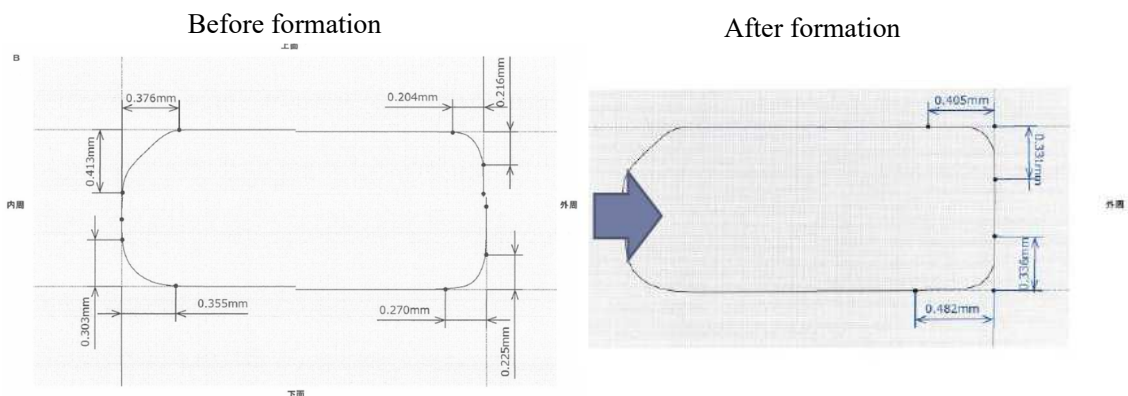


図 6-23 ピストンリング内外面取形状計測結果（成膜前後）

表 6-1 ピストンリング張力計測結果（成膜前後）

No.	Ring end gap S1 [mm]		Piston Ring tension [N]		
	Before	After	Before	After	Rate of change [%]
1	0.25	0.26	3.77	3.74	-0.8
2	0.26	0.27	3.79	3.74	-1.3
3	0.26	0.27	3.80	3.76	-1.1

表 6-2 ピストンリング真円度計測結果（成膜前後）

No.	Roundness [μm]	
	Before	After
1	0.9	1.5
2	1.4	0.9
3	1.5	1.1

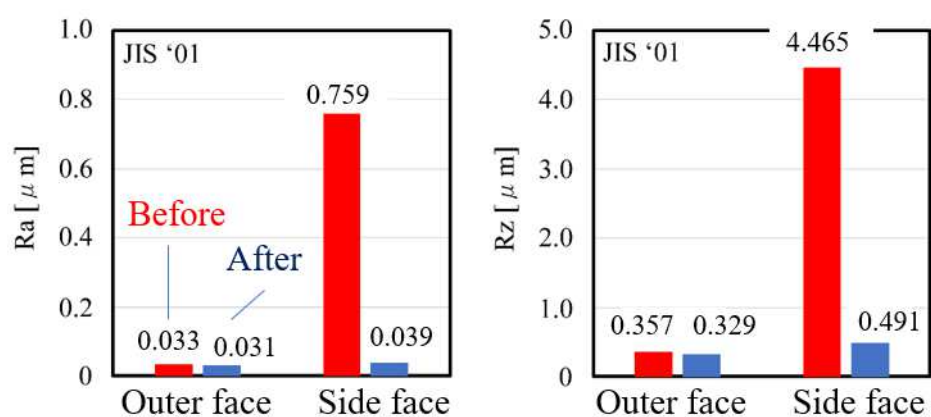


図 6-24 ピストンリングの表面粗さ計測結果（成膜前後）

6. 4 6章のまとめ

本章のまとめを以下に示す.

(1) 従来研究における薄膜圧力センサ形成方法を参考とし, ピストンリングへの薄膜圧力センサ形成に関して, 製作工程を検討した.

(2) ピストンリングしゅう動面へ形成した薄膜圧力センサの出力特性を確認した. その結果, 次の感度特性を持つことが分かった.

- 圧力感度: $\alpha_p = 12.08 \mu \Omega / \Omega / \text{MPa}$
- 温度感度: $\alpha_T = 4.84 \mu \Omega / \Omega / ^\circ\text{C}$
- 歪み感度: $K_{SX} = -0.80$ (x-x direction)
 $K_{SY} = 0.17$ (y-y direction)

(3) 下記項目に関して, 薄膜圧力センサ適用による影響を確認し, 軽微であることを確認した.

- しゅう動面部品形状
- 表面粗さ
- 真円度
- 張力

第7章

静的環境下における面圧計測および妥当性検証

7. 1	実験方法	91
7. 1. 1	供試機関（低速しゅう動単体試験機）	91
7. 1. 2	供試品仕様	91
7. 1. 3	ピストンリング歪み量計測（側面）	93
7. 1. 4	面圧シートによるピストンリング面圧計測	95
7. 2	実験結果	96
7. 2. 1	低速しゅう動単体試験結果	96
7. 2. 2	面圧シートによるピストンリング面圧計測結果との比較	99
7. 3	7章のまとめ	101

本章では、静的環境を模擬した簡易試験機を用いて、開発センサによる面圧計測と他計測センサによる面圧計測を実施し、両社の比較から計測値の妥当性を検証した結果について述べる。

7. 1 実験方法

7. 1. 1 供試機関（低速しゅう動単体試験機）

図 7-1 に単体試験機の概要を示す．(1)シリンダ内に(2)ピストンおよび(3)ピストンリングを組み入れ，ピストンは装置下方に設置された直動スプラインロッド上に固定し，手動により駆動する．(4)潤滑油は上方より供給されるため，ピストンリングは上下逆に組み付けられる．シリンダには(5)大気解放穴が設置されており，この大気解放穴にセンサが対向している領域では接触による面圧は発生しない構造とした．このときピストンは約 8mm/s の低速度にて駆動し，試験機および供給オイル温度は室温にて行った．潤滑油には市販エンジンオイル（GF-5 SN 0W-20）を使用した．

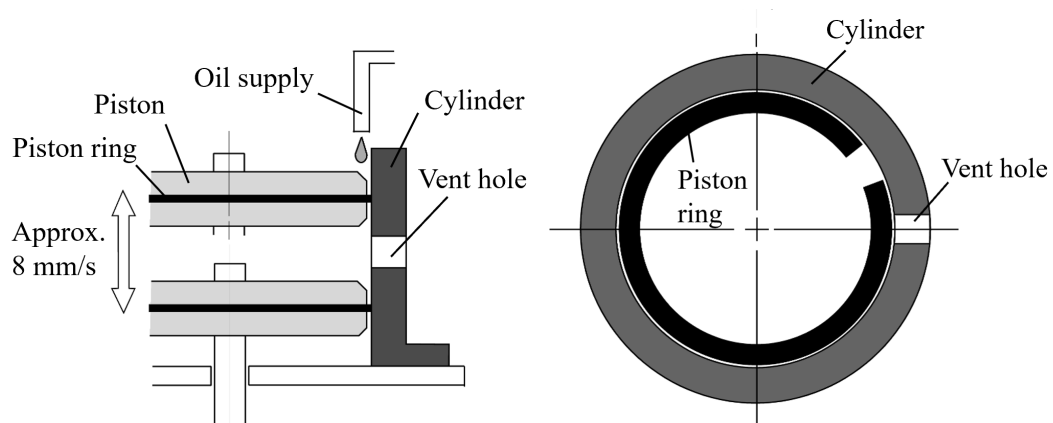


図 7-1 低速しゅう動単体試験機(概要)

7. 1. 2 供試品仕様

図 7-2 および表 7-1 に，本研究において供試されたピストンリングの概要を示す．図 7-3 は外周しゅう動面上に形成されたセンサの形状を示す．第 3 章で述べた内容と同様，圧力感知部はバレル形状を有する外周面の頂点位置へ配置した．

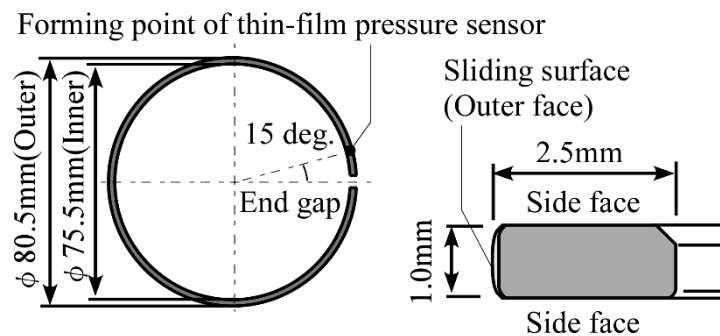


図 7-2 供試ピストンリング形状

表 7-1 供試ピストンリング仕様

Type	Compression ring (Top ring)
Cross section	Internal bevel
Outer face profile	Barrel face
Material	Steel
Tension	3.7 [N]

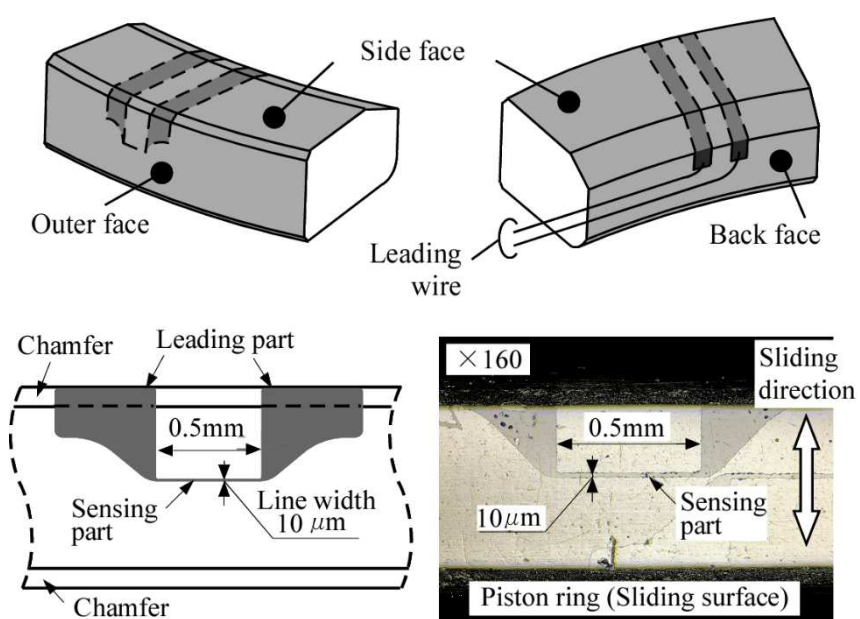


図 7-3 ピストンリング用薄膜圧力センサ

7. 1. 3 ピストンリング歪み量計測（側面）

試験中の変形歪みによる計測誤差を検討するため、図 7-4 に示すようにピストンリング側面へ一軸型歪みゲージ(ベース $1.6 \times 1.2\text{mm}$, グリッド $0.2 \times 0.9\text{mm}$)を専用接着剤により固定し、計測を行った。2. 1. 4 項で述べたように、ピストンリング変形の主方向は合口開閉方向(周方向)であり、内外周面に大きな圧縮・引張方向変形を生じると考えられる。このとき上下側面も同様に圧縮・引張方向歪みが発生すると考えられる。同内容を検討するため、ピストンリングをシリンダ内へ装着した際の歪み量を有限要素法を用いた構造解析により求めた。なお解析には、ANSYS 社製 ANSYS Mechanical を使用した。計算モデルを図 7-5 に示す。自由状態におけるピストンリング半円形状の片端を拘束し、外周に張力相当面圧を均一に負荷する。図 7-6 に示す主歪みベクトル図より、側面の接点位置においても引張方向の歪みが発生している事が分かる。さらに、仮にシリンダボアとの曲率差等の変化により発生張力が変化した場合を模擬し、50%~75%相当面圧値において計算した事例を図 7-7 に示す。これより、真円状態の呼称径への装着となる 100%張力時を含めて、外周に対し側面における歪み量は約 $1/10 \sim 1/5$ (9.9~20.3%) の値を示し、両者は相対変化を生じていることが分かる。以上より、側面位置における歪み量計測値から、センサ形成された外周しゅう動面における歪み量を推定し、計測誤差を検討する事とした。

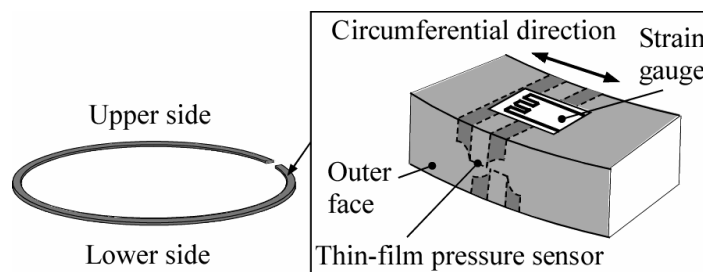


図 7-4 ピストンリング側面への歪みゲージ固定

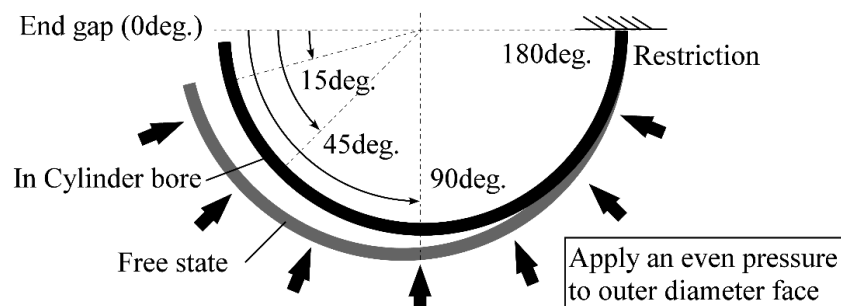


図 7-5 ピストンリング変形構造解析モデル

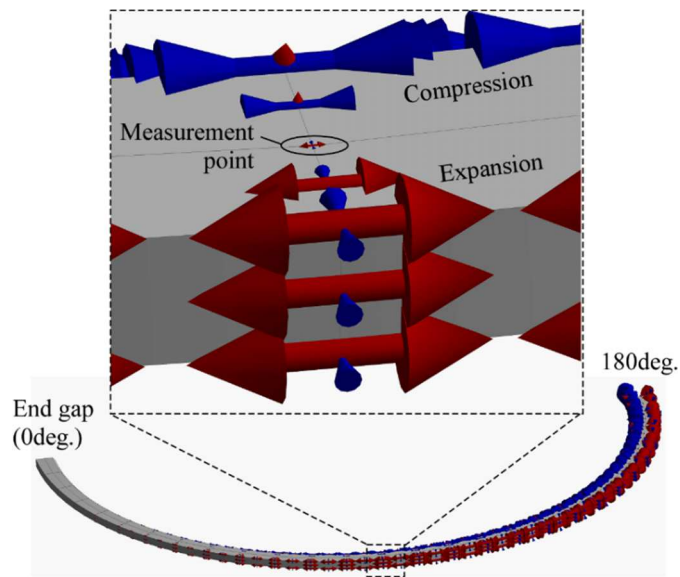


図 7-6 構造解析結果（最大主歪みベクトル図）

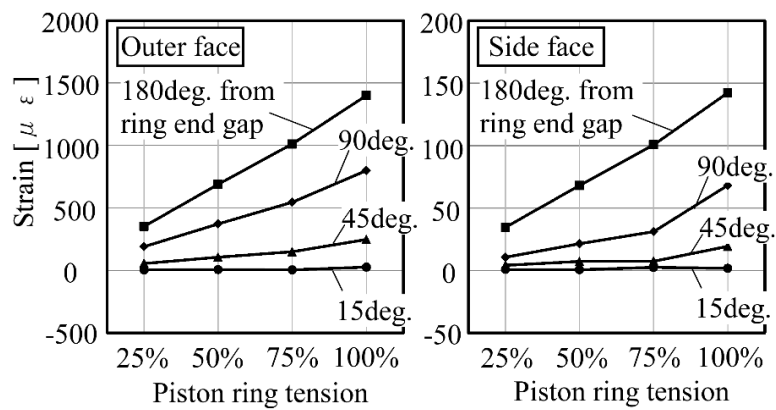


図 7-7 ピストンリング張力に対する
ピストンリング側面およびしゅう動面の歪み量（計算値）

7. 1. 4 面圧シートによるピストンリング面圧計測

薄膜圧力センサによる計測値の妥当性検証のため，他計測センサ(面圧シート)による面圧値計測を実施した．図 7-8 に面圧シートを用いた検証試験の概要を示す．(1)シリンダ内周面を拡大し，(4) 面圧シート(厚み約 0.2mm)を貼り付け，その際の内径を呼称径と同等とする．この中へピストンリングを挿入し，固定位置にて一定時間保持した際の圧力値を図 7-9 に示す面圧シート上の圧力マーク濃淡から読み取った．

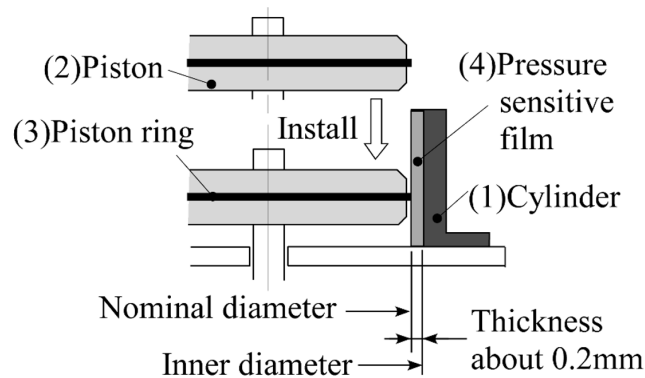


図 7-8 面圧シートを用いた検証試験の概要

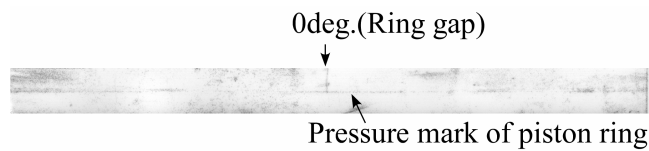


図 7-9 面圧シート上の圧力マーク濃淡

7. 2 実験結果

7. 2. 1 低速しゅう動単体試験結果

図 7-10 に単体試験結果を示す。行程は 3 区間に分かれており、区間 A では大気解放穴(面圧計測値：ゼロ基準)をスタートとしてシリンダ上方へ移動する。次に区間 B において下方へ折り返し、大気解放穴を通過する。さらに区間 C において再度上方へ折り返し、大気解放穴にて停止する。このとき、シリンダに接触している区間においては 0.1MPa 以下の面圧が発生しており、大気解放穴通過時に対し明確な計測値の立ち上がりが見られた。そのため、開発したセンサは面圧計測センサとして機能していると考えられる。

また、得られた波形の特徴として、接触時において若干の圧力変化が生じる結果となった。図 7-11 に供試シリンダの垂直方向形状を示す。これより、シリンダ上部と下部は $1.8 \sim 1.9 \mu\text{m}$ の差異が生じており、シリンダ下部の方が上部に対し径寸法が小さいと考えられる。この形状によりピストンリング-シリンダ間の面圧に変化が生じた可能性が考えられるが、その変化傾向は明確に一致しているとはいえない。

そこで、第 3 章で述べた計測誤差に関して考察を行った。第一に温度変化による計測誤差については、試験速度が極めて低速(約 8mm/s)であり、摩擦熱等によるセンサ部の温度変化は十分に小さいと考えられることから、同試験において影響は殆ど無いものと判断した。さらに試験機への加熱等はなく試験機全体を風防により囲うことにより、試験機構成部品等の温度変化が生じない試験環境とした。次に、ピストンリング変形(歪み)による計測誤差の検討を行った。図 7-12 上方に、図 7-10 中の区間 D を拡大した波形を示す。緑色はフィルタリングなし、濃青色は傾向を把握しやすくするために移動平均を施した波形である。さらに図 7-12 下方には同区間におけるピストンリング側面における歪み推移を示す。まず区間 E に着目すると、面圧計測値は大気解放穴通過前後において急激な上昇を生じているが、歪みには変化が生じていないため、このことから同面圧挙動は接触による面圧値を示していると考えられる。また、区間 D において面圧計測値は緩やかな減少傾向であり、移動平均後の波形最大値(点 F)から終端(点 G)までは $\Delta 0.05\text{MPa}$ の変化量である。これに対し側面における歪みは $\Delta 13.2 \mu\text{m}$ の歪み変化が生じている。この歪み変化は、3.2 項に示した式(3-1)～(3-5)、第 6 章に示した圧力感度 α_p 、歪み感度 α_ε 、およびピストンリング側面と外周面の歪み量比から、 $\Delta 0.03 \sim 0.05\text{MPa}$ の圧力誤差と見積もることが出来る。これは左記に述べた計測値の圧力変化量 $\Delta 0.05\text{MPa}$ とも概ね良い一致を示すことから、同傾向は歪みの影響が主要因と考えられる。

また、ピストンリング上昇時(区間 A, C)と下降時(区間 B)の差異に着目すると、僅かに上昇時の面圧値が低い結果となっている。図 7-13 および図 7-14 に示すとおり、供試ピストンリングは内周片側に面取形状を有しており、シリンダ組付時には $10' \sim 20'$ 程度の傾きを発生する。この構造のため、上昇時と下降時には僅かに傾き量に変化が生じ、薄膜圧力センサの圧力感知部に対する接触面積が変化したために生じたと考えられる。

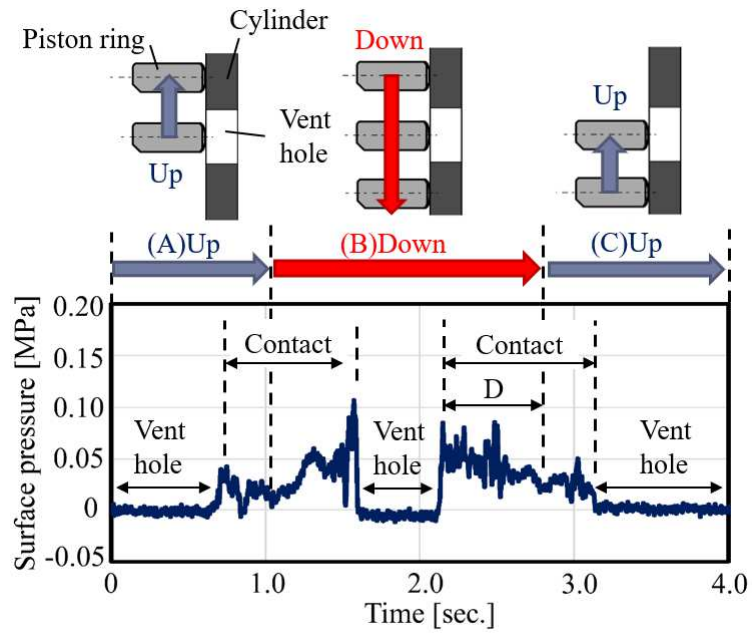


図 7-10 低速しゅう動単体試験結果

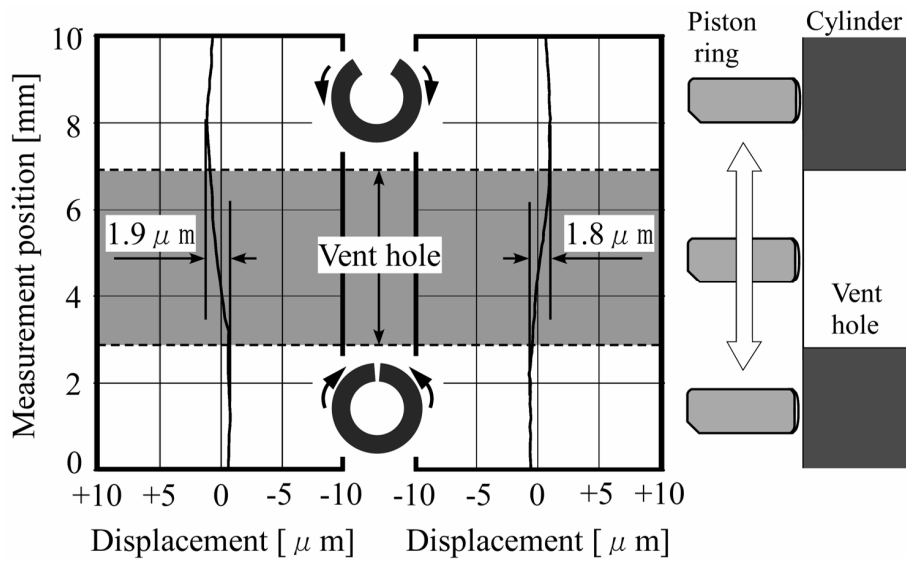


図 7-11 シリンダ内周形状(低速しゅう動単体試験)

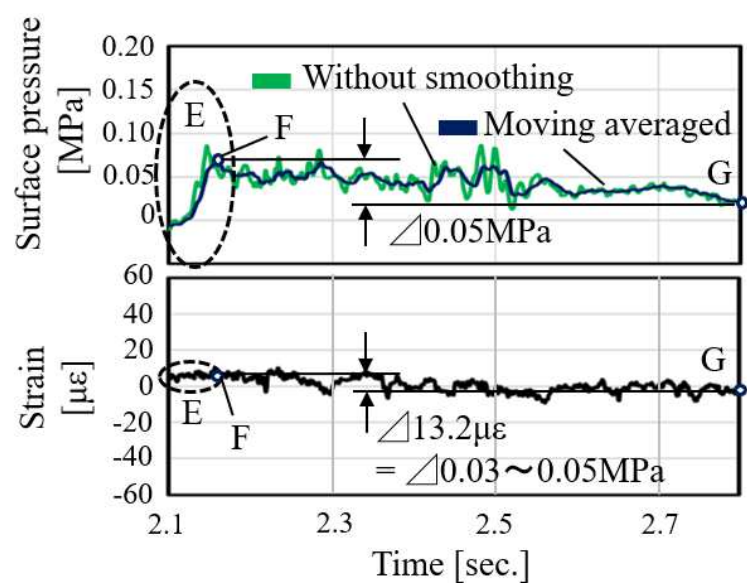


図 7-12 面圧計測値とピストンリング側面歪み計測値の関係（区間D，図 7-10）

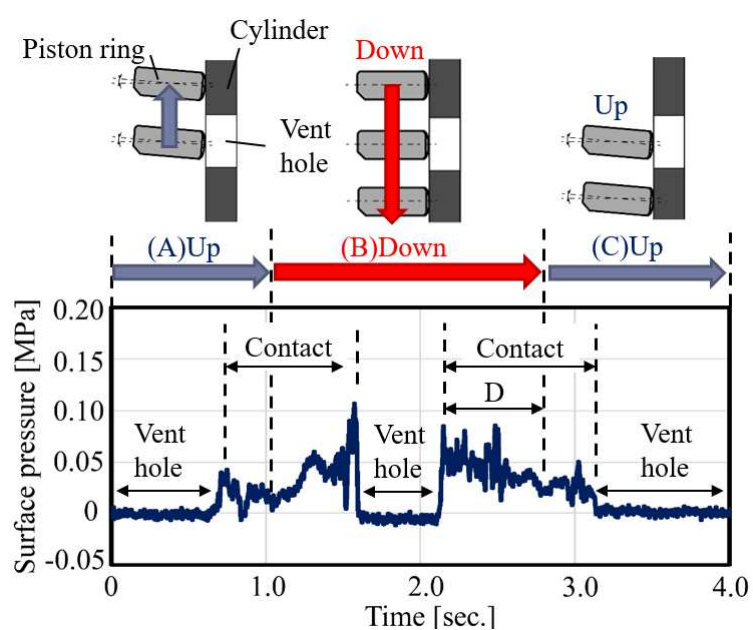


図 7-13 ピストンリング傾きによる上下動時の面圧値変化

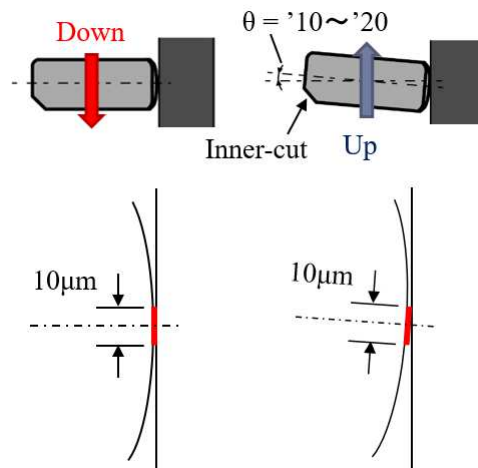


図 7-14 ピストンリング傾きによる上下動時接触面積の変化

7. 2. 2 面圧シートによるピストンリング面圧計測結果との比較

図 7-15 に計測結果を示す。これより、薄膜圧力センサを形成した位置においては約 0.08MPa を示しており、図 7-10 の計測結果における区間 D 計測値と概ねオーダーが一致する。図 7-16 に、図 7-10 の区間 D における面圧値と、面圧フィルムにおける計測結果の比較を示す。これより、 $\pm 0.02\text{MPa}$ 精度を持つ面圧シートの計測結果に対し、差異は 0.01MPa であることから、薄膜圧力センサによる計測結果と面圧シートを用いた静的試験結果は概ね良い一致を示すことが確認された。

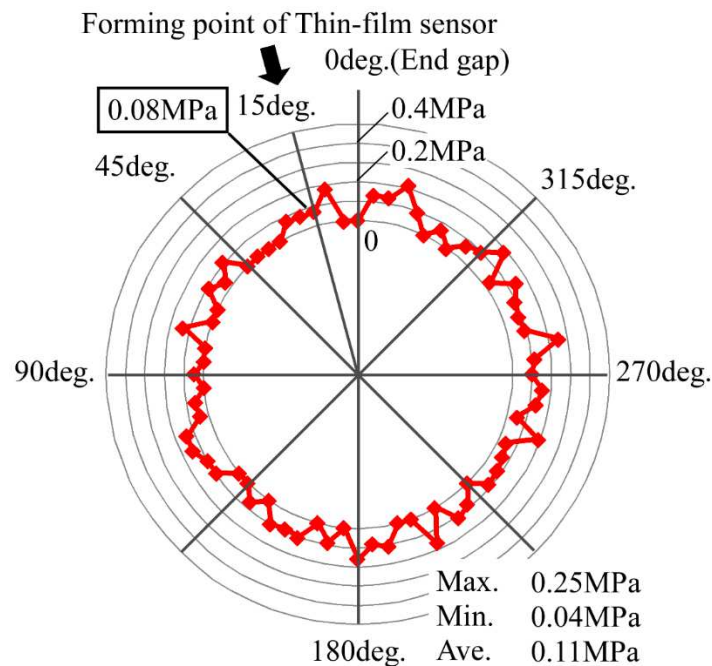


図 7-15 面圧シートによるピストンリング静的面圧計測結果

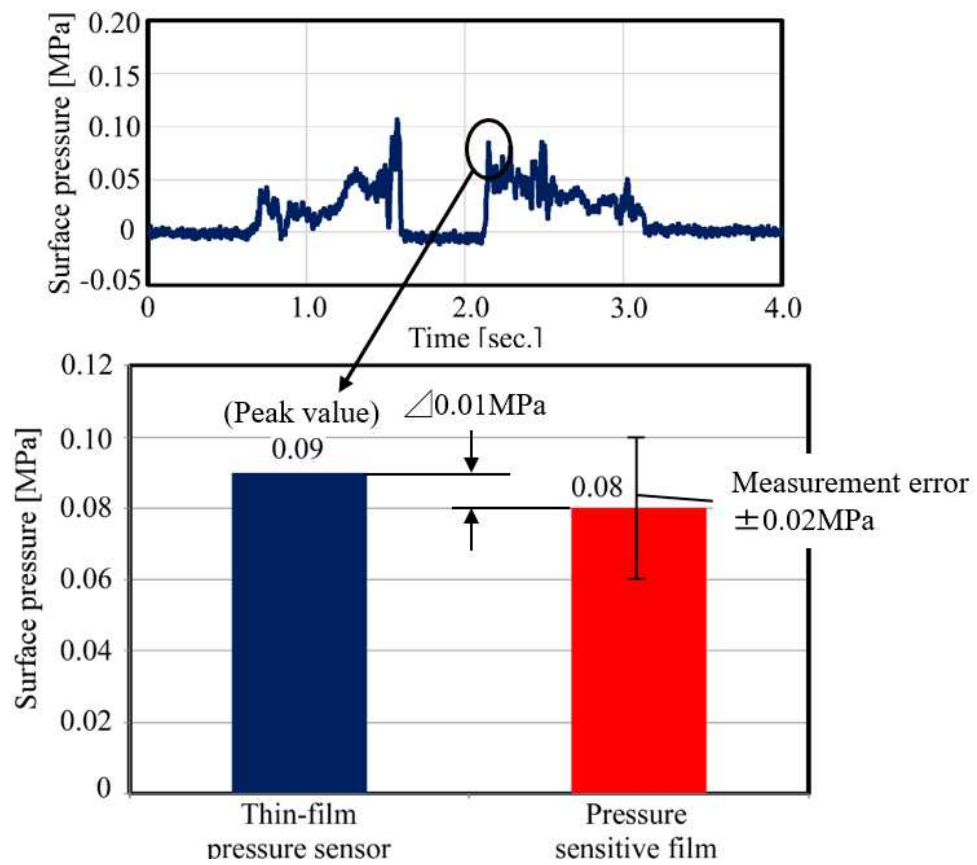


図 7-16 薄膜圧力センサおよび面圧シートによる面圧計測値の比較(区間 D, 図 7-10)

7. 4 7章のまとめ

本章のまとめを以下に示す.

- (1) 準静的な単体試験により, 上記薄膜センサが圧力センサとして機能していることを確認した.
- (2) 薄膜圧力センサによる計測値は, 明らかな面圧変動を示すとともに, ピストンリング変形(歪み)の影響による計測値変動を含んでいると考えられる.
- (3) 計測結果に対し, ピストンリング傾き変化により, 接触面積が変化し, 下降時と上昇時における面圧値の差異が生じたと考えられる.
- (4) 薄膜圧力センサによる計測結果と, 面圧シートを用いた静的試験結果は概ね一致する結果を得た. ($\pm 0.02\text{MPa}$ 精度を持つ面圧シートの計測結果に対し, 差異は 0.01MPa であった.)

第8章

動的環境下における面圧計測および理論解析結果との比較

8. 1	実験方法	103
8. 1. 1	供試機関	103
8. 1. 2	供試品仕様	104
8. 1. 3	計測波形処理	106
8. 1. 4	しゅう動面圧計測結果のゼロ点決定方法 (ピエゾセンサによるしゅう動面圧計測)	107
8. 2	理論解析方法	108
8. 3	理論解析結果および実験結果	113
8. 3. 1	理論解析結果	113
8. 3. 2	薄膜圧力センサによる計測結果と理論解析結果の比較	117
8. 3. 3	各誤差要因による面圧計測値誤差の検討	119
8. 4	8章のまとめ	125

本章では、モータリング式往復動しゅう動試験機を用いて動的環境において得た面圧計測結果と、理論解析結果との比較により、計測値の妥当性を検証した結果について述べる。

8. 1 実験方法

8. 1. 1 供試機関

実験には，図 8-1 に示すクロスヘッド方式のモータリング往復動試験機を使用した．この構造によりピストン 2 次運動は抑制されるため，直動方向の上下動のみとなる．(1) シリンダ上方は大気解放のため，圧縮は生じない構造である．(2) 潤滑油は別に温度管理された外部タンクより供給し，シリンダ上方から滴下された後にブロック下部より排出される（非循環）．そのため，(3) ピストンリングは(4) ピストンに対し上下逆組みとなり，上側ピストンリング停止位置を下死点 (Bottom Dead Center : BDC)，下側停止位置を上死点 (Top Dead Center : TDC) とする．しゅう動面の温度管理については，図 8-2 に示すとおり，(5) 行程中央壁面に設置した熱電対にて行った．ピストンリングに形成した薄膜圧力センサに関しては，(6) リンク機構を用いて配線を機関外部へ導出し，上述の計測システムを介してデータロガーにより計測した．潤滑油には市販エンジンオイル (GF-5 SN 0W-20) を使用し，常温 $25^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ に管理した上で供給を行った．

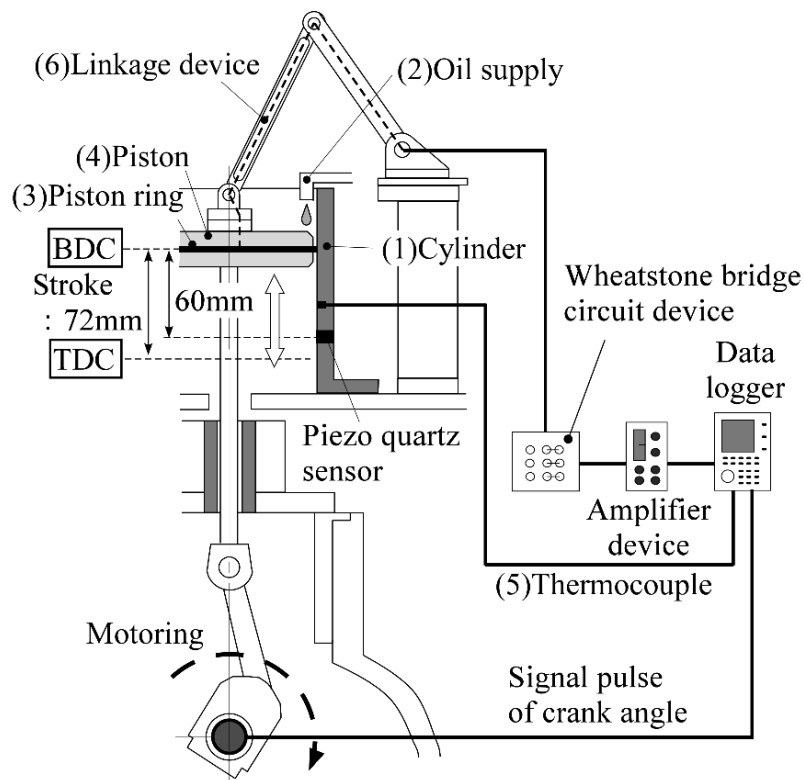


図 8-1 クロスヘッド方式モータリング往復動試験機

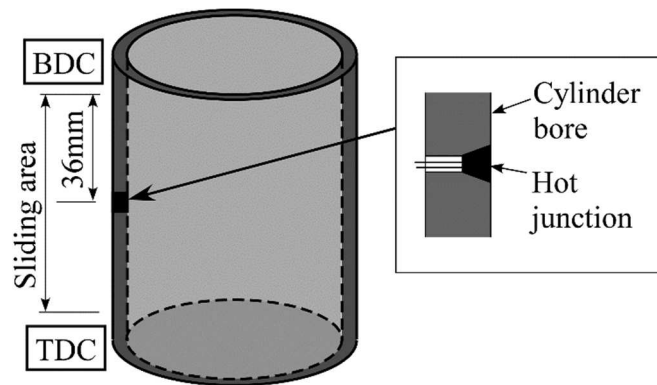


図 8-2 シリンダ壁面への熱電対埋め込み

8. 1. 2 供試品仕様

図 8-3 および表 8-1 に、本研究において供試されたピストンリングの概要を示す。図 8-4 は外周しゅう動面上に形成されたセンサ形状を示す。第 3 章で示した内容と同様、圧力感知部はバレル形状を有する外周面の頂点位置へ配置した。

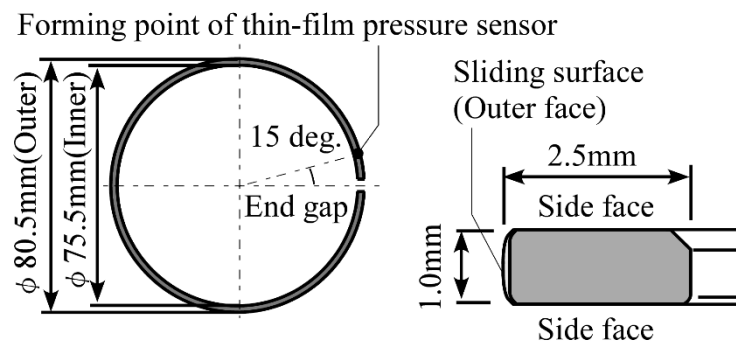


図 8-3 供試ピストンリング形状

表 8-1 供試ピストンリング仕様

Type	Compression ring (Top ring)
Cross section	Internal bevel
Outer face profile	Barrel face
Material	Steel
Tension	3.7 [N]

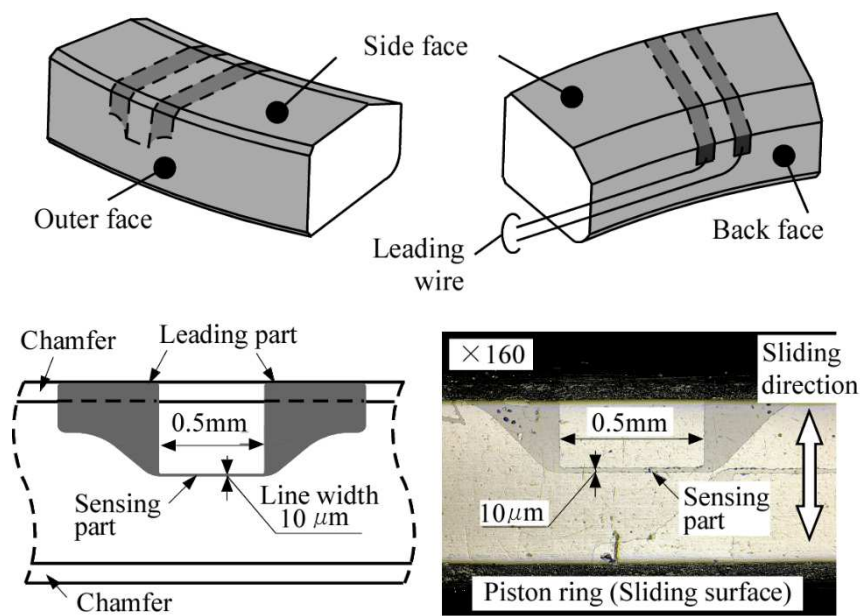


図 8-4 ピストンリング用薄膜圧力センサ

8. 1. 3 計測波形処理

薄膜圧力センサによる微小な出力電圧信号をより詳細に傾向把握するため、計測信号に対し図 8-5 に示す処理を行い、波形のスムージング（平滑化処理）を施した。往復運動の各サイクル毎に得られる信号波形に対し、部品温度が安定している（ $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$ 以下）とみなした期間における 100 サイクル分のサイクル平均（重ね描き平均）を施し、1 サイクル分相当の波形を得る。その後、移動速度が速くピストンリング-シリンダ間に十分な油膜が形成され面圧変化も少ないと考えられる行程中央部、移動速度が 0 に近くピストンリング-シリンダ間の油膜厚さの変動が大きいと面圧変化が大きいと考えられる上下死点近傍で粗密を変更して移動平均を施した。

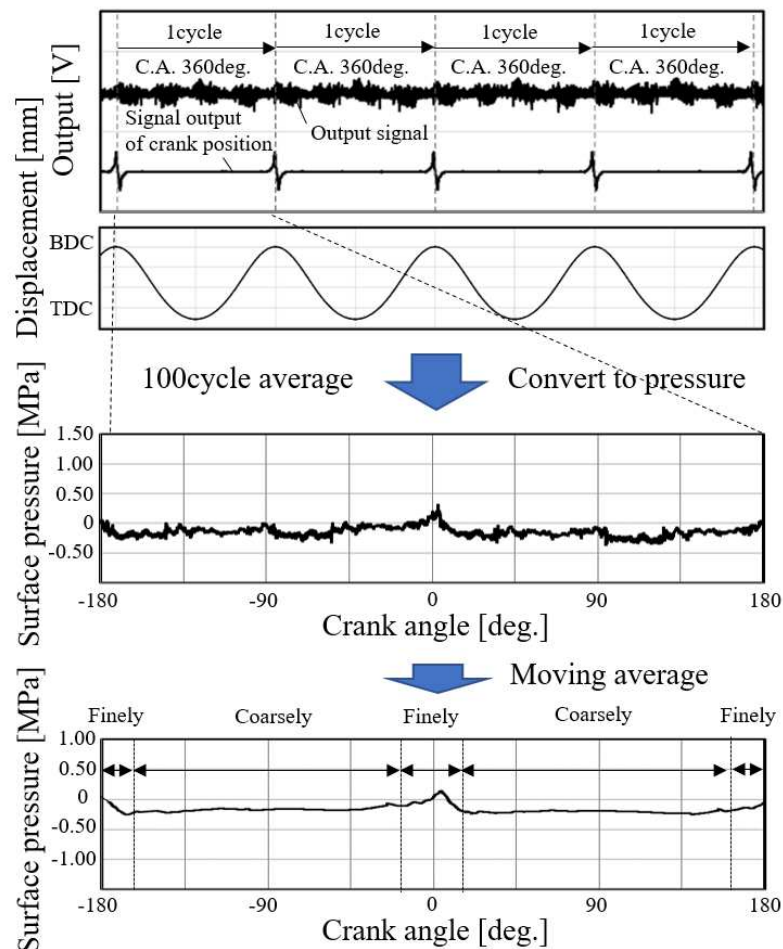


図 8-5 薄膜圧力センサによる計測信号の波形処理

8. 1. 4 しゅう動面圧計測結果のゼロ点決定方法（ピエゾセンサによるしゅう動面圧計測）

薄膜圧力センサによる計測値のゼロ点を規定するため，過去に S. R. Brown 他が行った計測方法⁽²³⁾を参考とし，ピエゾ水晶式センサを用いた計測を行った．図 8-6 にシリンダ壁面へのピエゾ水晶式センサ固定方法の概要を示す．シリンダ壁面に貫通穴加工を施し，計測プローブおよびピエゾ水晶式ロードワッシャを配置した．その後，ロックナットを締込むことでプリロードし，計測プローブ端面とシリンダボア面を共ホーニング加工(1)により同一面とした．これにより得られたセンサ設置位置における面圧計測値と，同位置における薄膜センサ計測値を同一とすることで，薄膜圧力センサの計測結果に対し補正を行った．図 8-7 に計測された波形を示す．これより，計測プローブ上をピストンリングが通過する期間(クランク角 53.5～58.5 度)において，ピストンリング張力 3.7N のとき，最大 0.34MPa の面圧(点 A)が発生していることが分かる．また，ピストンリング張力値の増加に伴って面圧値は増加していることが分かる．

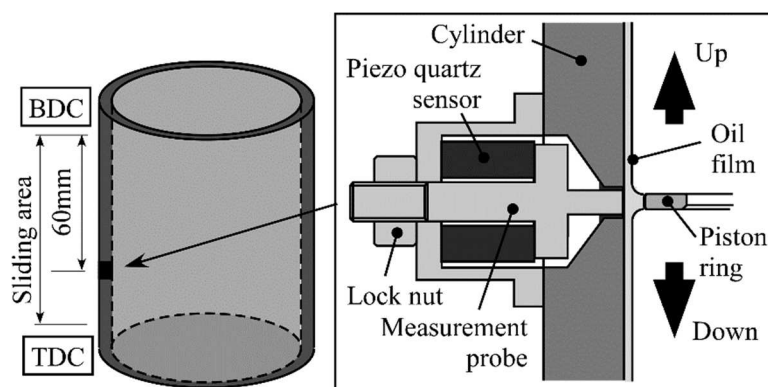


図 8-6 シリンダ壁面へのピエゾ水晶式センサ固定

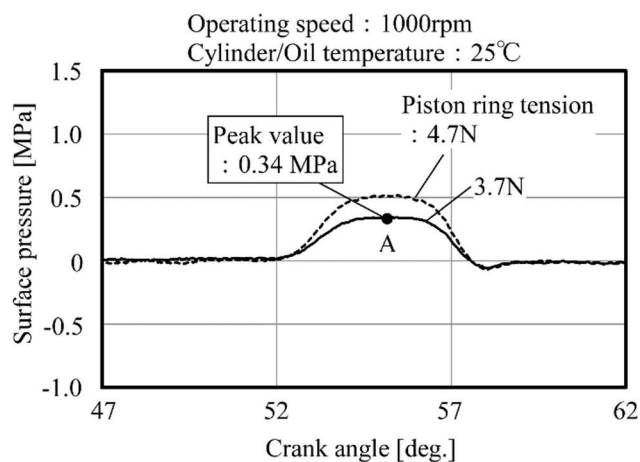


図 8-7 ピエゾ水晶式圧力センサによるピストンリングしゅう動面計測結果(代表計測例)

8. 2 理論解析方法

理論解析は AVL 社製 EXCITE PISTON & RINGS⁽⁵²⁾ を用いて行った。理論解析モデルとしては、図 8-1 に示した往復動試験機を模擬し、ピストン 2 次運動の影響は除き、TOP リング 1 本がシリンダ内を往復しゅう動する条件を設定した。この際、図 8-8 および図 8-9 に示すとおりコンプレッションリングを TOP リングのみとし、便宜上オイルコントロールリングは張力をゼロとするとともに、周辺空間の圧力は大気圧相当とした。計算モデルには Rohde による混合潤滑モデル⁽²⁸⁾を用いた。この際、流体潤滑評価には式(8-1)～(8-4)に示す、表面粗さを考慮した Patir&Cheng による平均レイノルズ方程式⁽²⁷⁾、粗さ接触評価には、式(8-5) (8-6)に示す Greenwood&Tripp による粗さ接触モデル⁽²⁶⁾を用いた。このモデルを使用する理由として、ピストン・クランク機構を有する往復動機関の場合、ピストン・シリンダ間には非常に薄い油膜を介してしゅう動するためである。往復動方向の切り替わり時はピストン速度が 0 になり、油膜が十分に形成されない場合は固体接触が生じる。そのため、潤滑条件は図 8-10 に示すように、流体潤滑状態と固体接触状態の両方が考慮できるモデルが必要となる。いくつかの仮定条件は要求とされるが、本研究では Rohde による混合潤滑モデルを採用した。以下にその特徴を述べると、

- ランダムな性格を持つ現実の表面粗さの影響を確率論的に取り扱うことにより、表面粗さの平均的な影響を取り扱うことが可能である。
- 接触域における平均的な圧力分布および膜厚を求めるのに適しているとされる。
- 以上の理由から、ピストンリングの潤滑モデルにおいて過去に多く適用されてきた。
- 新しく開発された計測法に対し、過去事例を含めた検証の初段階として、適当であると考えられる。

境界条件には図 8-8 に示すレイノルズの境界条件（広がり隙間への緩やかな圧力変化）を使用した。リングの前端で圧力 $P=P_1$ （大気圧）で流入し、圧力勾配が 0 になる点($dP/dx=0$)で $P=P_2$ （大気圧）となって流出する。また、以下の仮定条件を前提として扱った。

- ピストンリングはしゅう動方向に対し、円周方向に極めて長い構造であるため、二次元流体潤滑問題として扱う。
- 潤滑剤はニュートン流体
- 流体の粘度は一定
- 流体の温度は一定
- 流れは層流
- 流体の慣性力は無視
- 流体は非圧縮性
- 流体は密度一定

- 油膜圧力は潤滑膜の厚さ方向
- 壁面との境界において流体との滑りはない
- 壁面は剛体(変形はしない)

計算の流れとしては、式(8-1)を x について2回積分し、式(8-2)～(8-4)および前述境界条件を用いて平均油膜圧力 \bar{P} が求められる。これをさらにリングの x 方向位置 $x_{in} \sim x_{out}$ まで積分することにより、油膜圧力による分担荷重 P_h が求められる。このとき、粗さ方向性を示すパラメータは、 $\gamma = 1$ として計算を行った。この P_h と、式(8-5)および式(8-6)から求める固体接触による分担荷重 P_a の和が、リング張力による半径方向荷重 W と釣り合うことから、式(8-7)が成り立つ。このつり合い式は、時間区分 Δt 毎の油膜厚さ変化 Δh で表すことが可能であり、これは一階常微分方程式であることから、初期油膜厚さを設定し、差分法により安定するまでサイクル計算を実行する。また、ピストンリングしゅう動形状は図8-11に示す実形状を点列データとして取り込んだ。

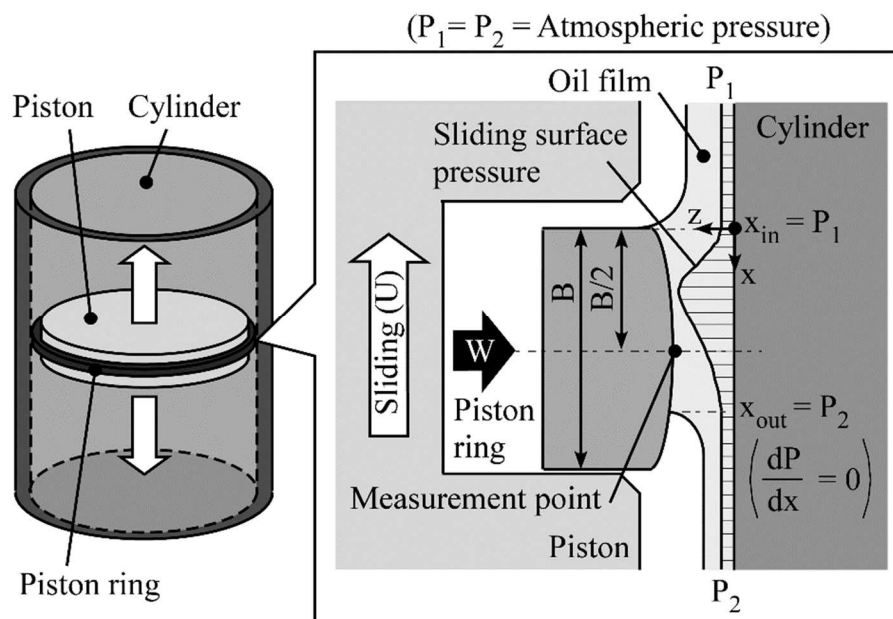


図 8-8 理論解析モデルおよび境界条件

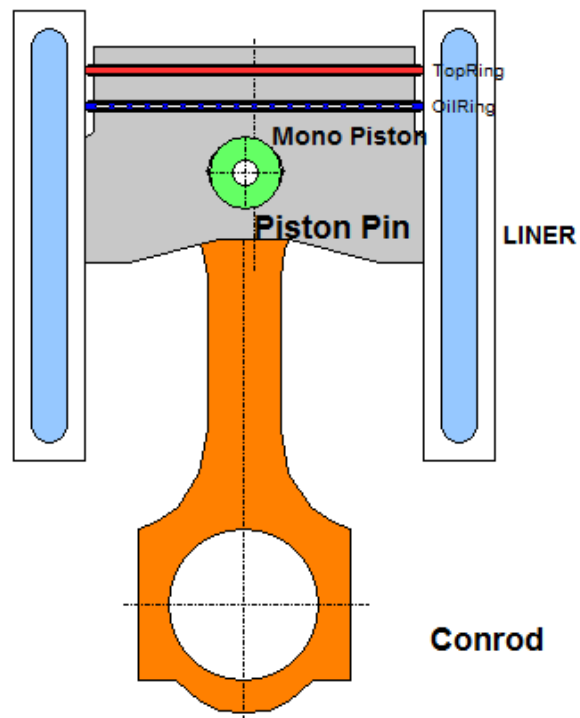


図 8-9 GUI of Excite Piston & Rings

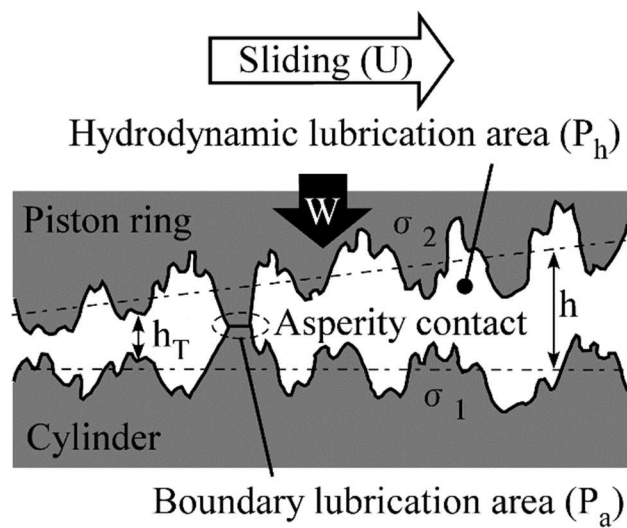


図 8-10 混合潤滑モデル

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial \bar{h}_r}{\partial x} + \frac{U\sigma}{2} \frac{\partial \phi_s}{\partial x} + \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} \quad (8-1)$$

$$\phi_x = \begin{cases} 1 - C \exp\left(-r \frac{h}{\sigma}\right) & , \gamma \leq 1 \\ 1 + C \left(\frac{h}{\sigma}\right)^{-r} & , \gamma > 1 \end{cases} \quad (8-2)$$

$$\phi_s = \left(\frac{\sigma_1}{\sigma}\right)^2 \Phi_s(h, \gamma_1) - \left(\frac{\sigma_2}{\sigma}\right)^2 \Phi_s(h, \gamma_2) \quad (8-3)$$

$$\Phi_s(h, \gamma) = \begin{cases} A_1 \left(\frac{h}{\sigma}\right)^{\alpha_1} \exp\left(-\alpha_2 \frac{h}{\sigma} + \alpha_3 \frac{h}{\sigma}\right) & , \frac{h}{\sigma} \leq 5 \\ A_2 \exp\left(-0.25 \frac{h}{\sigma}\right) & , \frac{h}{\sigma} > 5 \end{cases} \quad (8-4)$$

$$P_a = \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\sigma_s \beta \eta)^2 E^* \frac{\sqrt{\sigma}}{\beta} \int_{x_{in}}^{x_{out}} F_{5/2} \left(\frac{h}{\sigma}\right) dx \quad (8-5)$$

$$F_{5/2} = \begin{cases} 4.408610^{-5} \left(4 - \frac{h}{\sigma}\right)^{6.804} & , \frac{h}{\sigma} < 4 \\ 0 & , \frac{h}{\sigma} \geq 4 \end{cases} \quad (8-6)$$

$$W = P_h + P_a \quad (8-7)$$

h : Nominal oil film thickness

\bar{h}_T : Average gap

h_T : Local gap

\bar{P} : Mean hydrodynamic pressure

σ : Composite surface roughness

$$\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$$

σ_1 : Surface roughness (Cylinder)

σ_2 : Surface roughness (Piston ring)

U : Sliding velocity

μ : Absolute viscosity

ϕ_x : Pressure flow factor

ϕ_s : Shear flow factor

$\gamma, \gamma_1, \gamma_2$: Roughness orientation

$C, r, A_1, A_2, \alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$: Constant value (determined by γ)⁽²⁷⁾

P_h : Load by hydrodynamic oil film pressure

P_a : Load by asperity contact pressure

β : Peak radius at asperity summit

η : Surface density of asperity peaks on each surface

E^* : Composite Young's modulus in contact area

$F_{5/2}$: Contact load by shape factor

W : load by piston ring tension

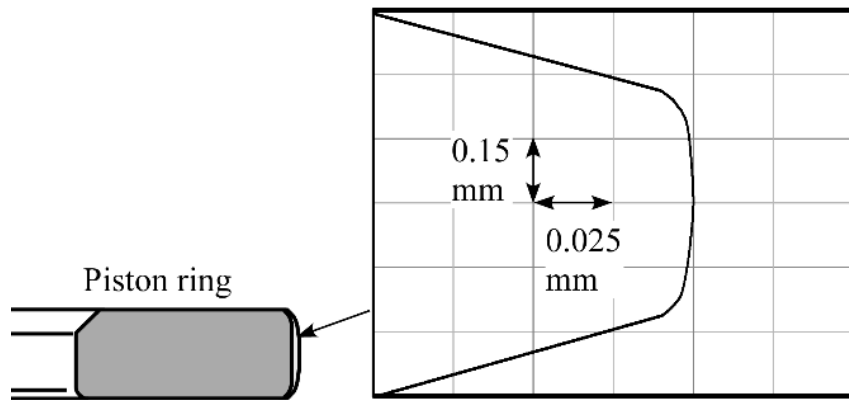


図 8-11 ピストンリングしゅう動面（実形状）

8. 3 理論解析結果および実験結果

8. 3. 1 理論解析結果

ピストンリング-シリンダ間における動的面圧の理論解析結果について、図 8-12 に代表波形を示す。波形は薄膜圧力センサを配置したピストンリングしゅう動面のバレル頂点に相当する解析点における面圧履歴を示しており、上下死点(TDC/BDC)近傍において面圧ピークが発生し、行程中央付近は平坦な挙動を示す。なお、同結果は油膜圧力による面圧値と、固体接触による面圧値の合計である。図 8-13 および図 8-14 に、計測点と理論解析結果の関係を示す。ピストンリングのしゅう動とともに軸方向に発生する面圧分布はクランク角度変化とともに変化しており、計測点であるバレル頂点での面圧履歴を連続してプロットした波形が図 8-12 に相当する。

図 8-15 に各回転数における動的面圧の理論解析結果、図 8-16 に油膜厚さの理論解析結果を示す。これより、回転数の増加によりピストンリング-シリンダ間面圧は上下死点および行程中央部を含む行程全体で減少していることが分かる。さらに、上死点近傍の面圧ピークに着目すると、運動方向の切り変わりとともに速度が 0 となる上死点に対し、1~2 度ほどの遅れをもってピークが発生しており、回転数増加に伴ってその遅れは僅かに増加する傾向であった。また油膜厚さに関しては、運動方向の切り変わりとともに速度が 0 となる上下死点近傍で最小値を示す波形となっており、回転数増加とともに行程全体で厚さが増加する傾向であった。上死点近傍の最小油膜厚さに着目すると、上死点に対し約 4~7 度の位置において最小値を示しており、回転数増加とともにその遅れは増加する傾向であった。これは従来研究において提唱されているピストンリング-シリンダ間の油膜における動的効果（スクイズ効果）⁽⁵³⁾が要因と考えられる。

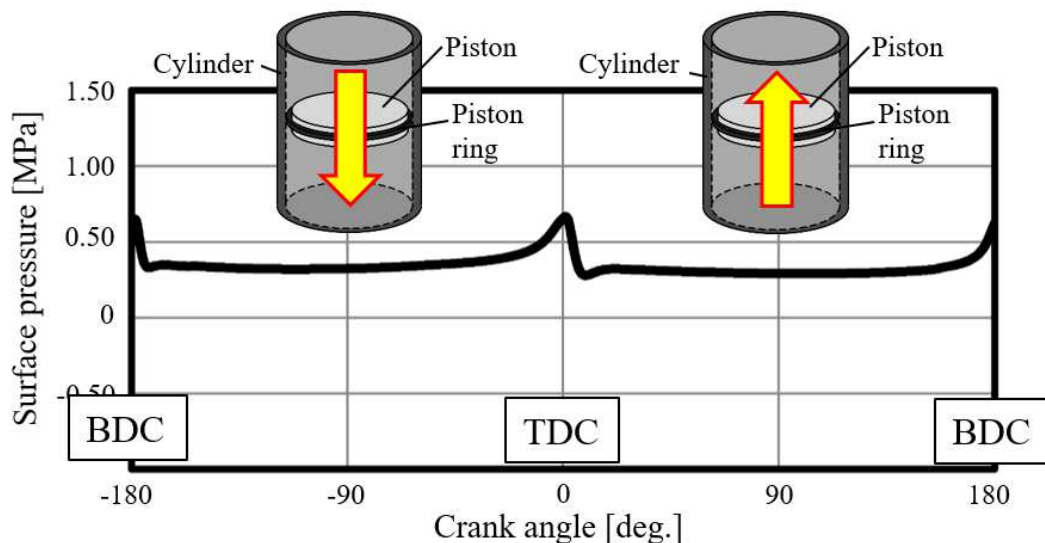


図 8-12 理論解析結果代表波形 (500rpm)

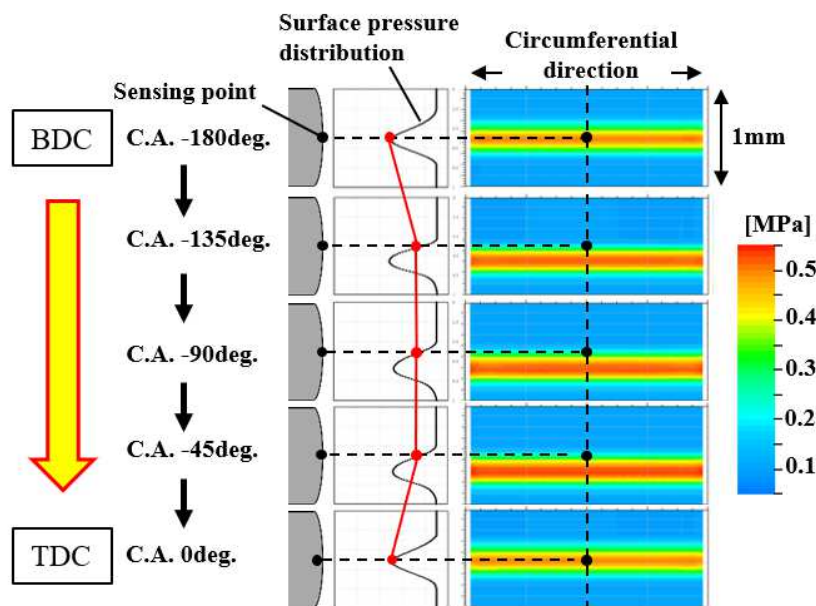


図 8-13 理論解析結果と薄膜圧力センサ計測点の関係 (BDC → TDC)

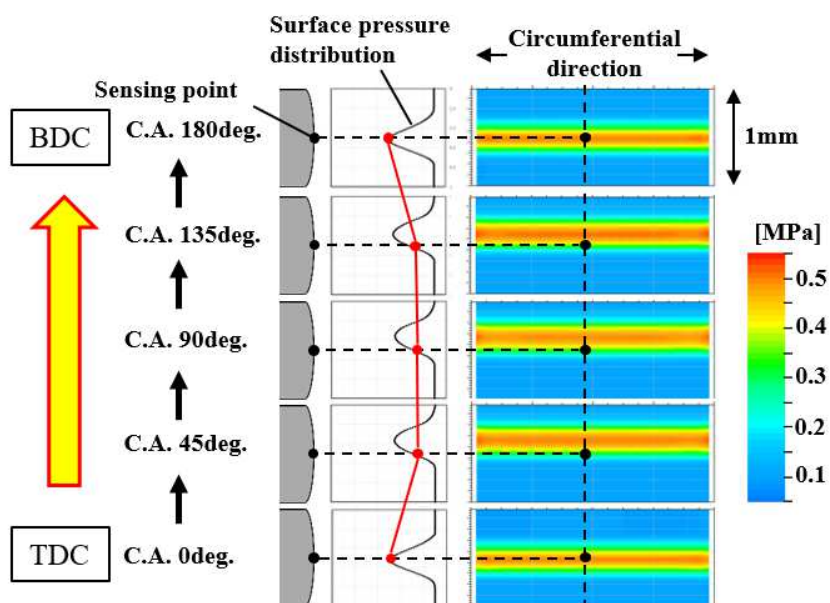


図 8-14 理論解析結果と薄膜圧力センサ計測点の関係 (TDC → BDC)

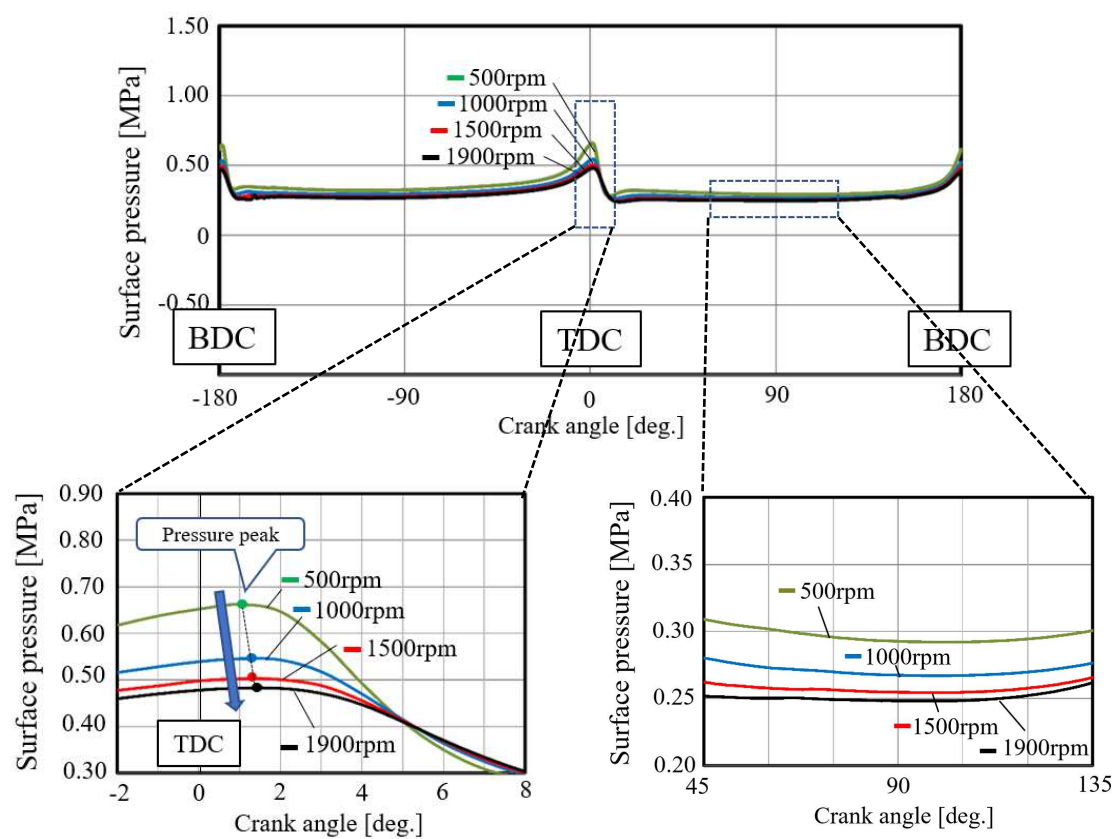


図 8-15 理論解析結果（ピストンリング-シリンダ間面圧）

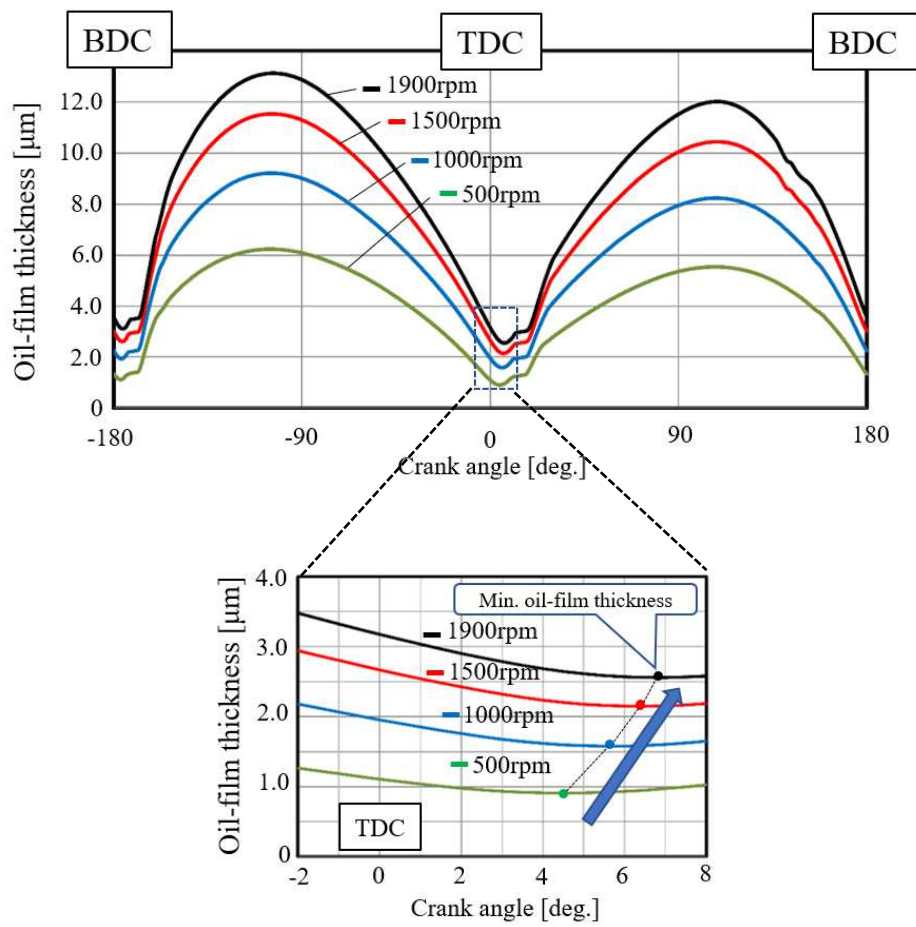


図 8-16 理論解析結果（ピストンリング-シリンダ間油膜厚さ）

8. 3. 2 薄膜圧力センサによる計測結果と理論解析結果の比較

図 8-17 に 500rpm, 図 8-18 に 1000rpm, 図 8-19 に 1500rpm 時における計測波形と理論解析波形の比較を示す. これより, 各回転数ともに上下死点近傍において面圧ピークが発生しており, 理論解析波形と近い挙動を示す結果となった. しかし, 回転数の増加とともに差異は増加しており, 特に 1500rpm 時の下死点近傍では計測値が明らかに低く, 異なる挙動を示した.

上死点近傍の面圧ピークに着目すると, 計測結果のピーク値は 0.66MPa (500rpm), 0.56MPa (1000rpm), 0.50MPa (1500rpm) であり, 理論解析結果と同様に回転数増加とともに減少する傾向がみられた. また理論解析結果との誤差は 0.02~0.04MPa (3.9~8.5%) であった. さらに, ピーク発生位置については 1.13 度 (500rpm), 1.85 度 (1000rpm), 1.92 度 (1500rpm) であり, 理論解析結果と同様に上死点から 1~2 度程度の遅れを持って発生しており, 回転数増加とともに遅れが増加する結果となった. また理論解析結果との誤差は 0.03~0.65 度であった.

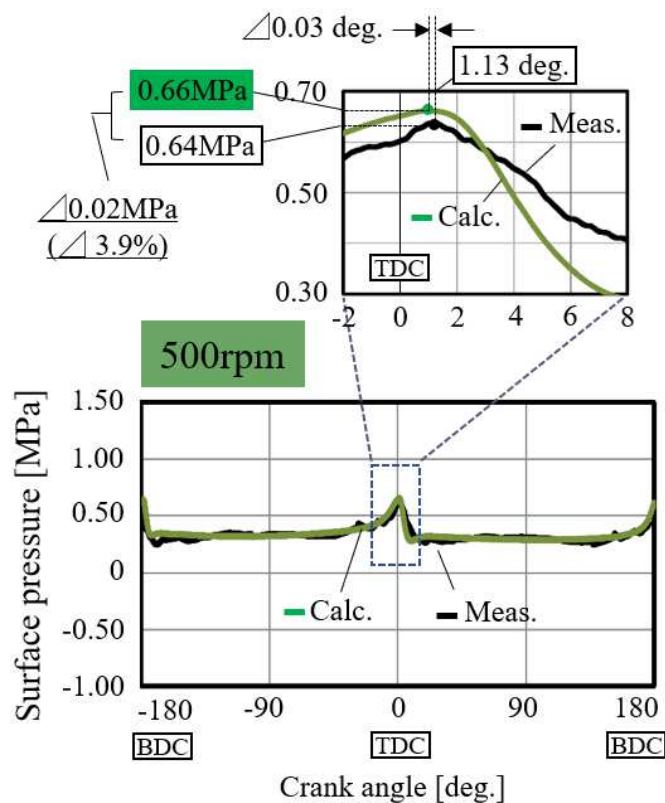


図 8-17 ピストンリングしゅう動面圧計測結果と理論解析結果の比較 (500rpm)

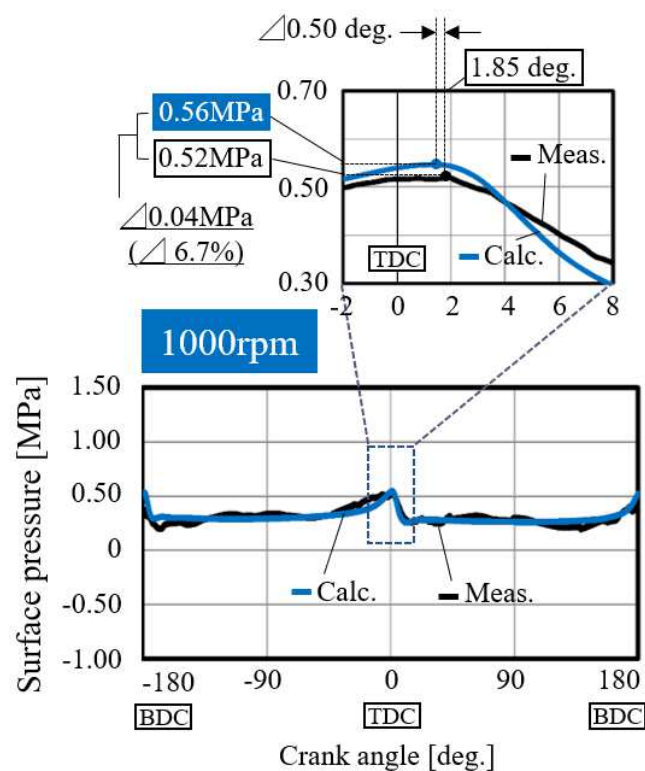


図 8-18 ピストンリングしゅう動面圧計測結果と理論解析結果の比較（1000rpm）

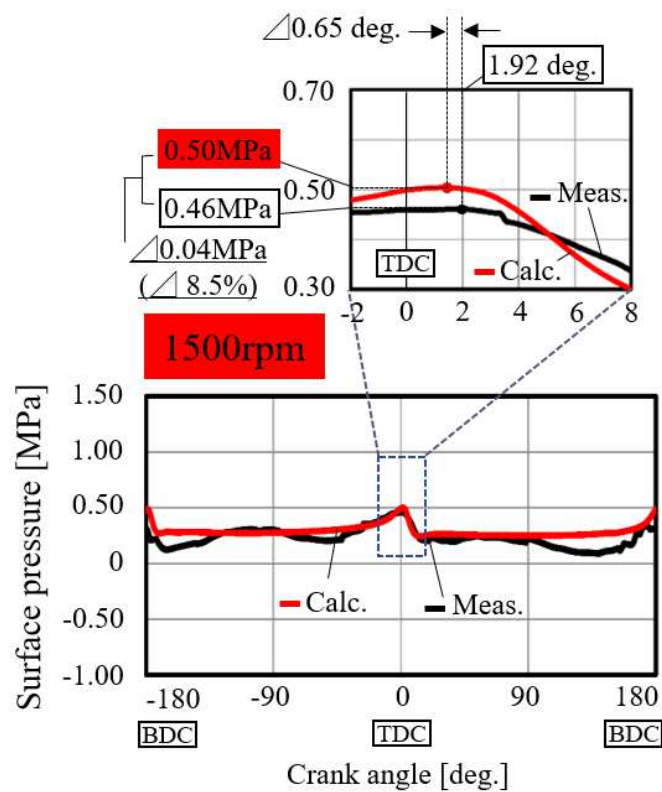


図 8-19 ピストンリングしゅう動面圧計測結果と理論解析結果の比較（1500rpm）

8. 3. 3 各誤差要因による面圧計測値誤差の検討

薄膜圧力センサの温度感度 α_T (第3章, 式(3-2)) が面圧計測値に与える可能性について検討した。図 8-17～図 8-19 の面圧計測試験中におけるシリンダボア表面近傍の温度変動の計測結果を図 8-20 に示す。運転開始から壁温は徐々に上昇し, 40 秒後 (500rpm), 80 秒後 (1000rpm), 70 秒後 (1500rpm) に壁温はほぼ一定になっており, 図 8-17～図 8-19 の面圧計測はこの温度状態の時に計測した。この計測時間の温度変動は 500rpm 時において 0.05°C , 1000rpm 時は 0.08°C , 1500rpm 時は 0.10°C 程度である。第6章で示した圧力感度 $\alpha_P = 12.08 \mu\Omega/\Omega/\text{MPa}$ と温度感度 $\alpha_T = 4.84 \mu\Omega/\Omega/\text{MPa}$ から, 温度による圧力計測誤差は $0.40 \text{ MPa}/^{\circ}\text{C}$ と見積ることが出来る。これより, 温度変動による圧力値誤差は $\pm 0.01 \sim 0.02 \text{ MPa}$ と予測される。この値は図 8-17～図 8-19 に見られる面圧ピーク値の $1/10$ 以下であり, 明らかに小さい。したがって, 本研究で得られた面圧計測結果に対する温度の影響は非常に小さいと判断した。加えて, 固体接触による瞬時温度変動⁽⁵⁴⁾による圧力計測誤差の考慮も必要と考えられる。本研究では瞬時温度の計測は実施していないが, 今回の実験条件においては, 部品および潤滑油ともに室温相当の温度条件であり, 図 8-16 に示す油膜厚さ計算の結果から最小油膜厚さは回転数によらず $1.0 \mu\text{m}$ 以上であることが分かる。この油膜厚さは, 実験に用いたピストンリングおよびシリンダボア面の表面粗さ(表 8-2)に対して十分厚いことから, 固体接触は殆ど発生していないと考えられる。そのため, 上記のシリンダ壁温の温度履歴とともに, 計測値への影響は非常に軽微であると判断した。

次に, ピストンリング変形(歪み)による影響を検討した。図 8-21～図 8-23 に, 各回転数における薄膜圧力センサ計測結果および理論解析結果と, 同時計測したピストンリング変形(歪み量)計測結果を示す。これより, 500rpm および 1000rpm においては行程全体で変化は殆ど発生していないが, 1500rpm においては, BDC 近傍において数 $\mu\epsilon$ 程度の微小な変化が生じていることが分かる。その歪み量計測結果およびセンサ特性から算出した圧力計測誤差, および圧力計測誤差による補正を施した計測波形を図 8-24～図 8-26 に示す。500rpm, 1000rpm においては圧力計測誤差が全域で 0 に近いいため影響が殆どみられない。これに対して 1500rpm の場合, 歪み量変化により若干の圧力計測誤差が生じており, 補正後の波形(実線)は, 補正前(点線)に対して, 理論解析波形に近い挙動となった。これらより, 高回転条件など, ピストンリング変形(歪み)が大きくなる場合, 計測値への影響も大きくなる可能性が高いことが分かった。

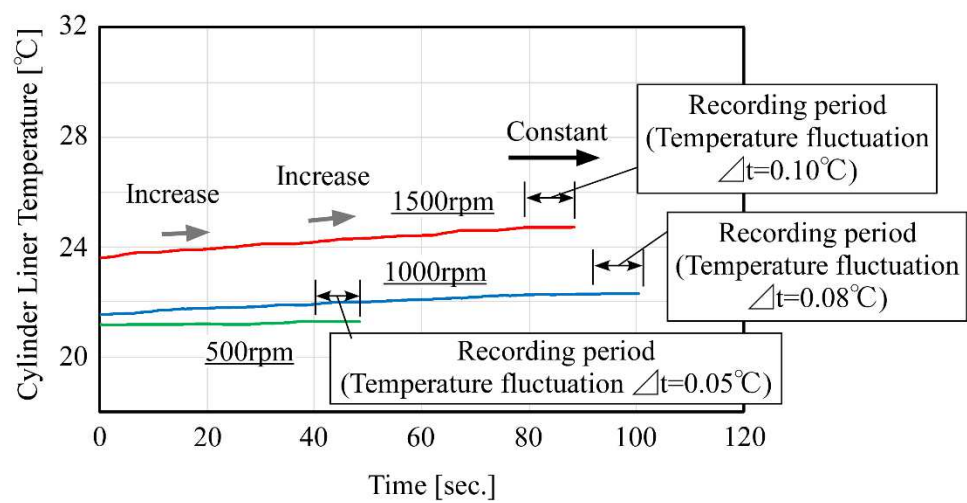


図 8-20 シリンダ壁面温度計測結果

表 8-2 表面粗さ計測結果

	Piston ring (sliding surface)	Cylinder (Inner bore)
Ra [μm]	0.031	0.087
Rpk [μm]	0.047	0.100
Rvk [μm]	0.079	0.348

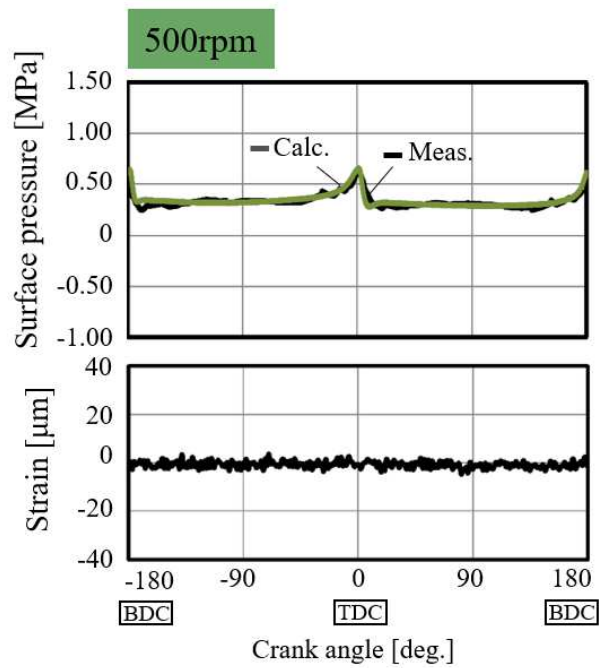


図 8-21 面圧計測結果，理論解析結果およびピストンリング変形(歪み量)計測結果
(500rpm)

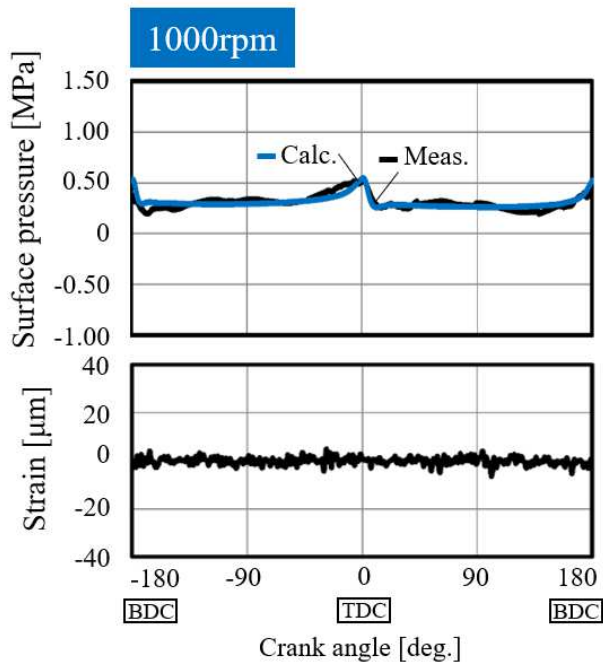


図 8-22 面圧計測結果，理論解析結果およびピストンリング変形(歪み量)計測結果
(1000rpm)

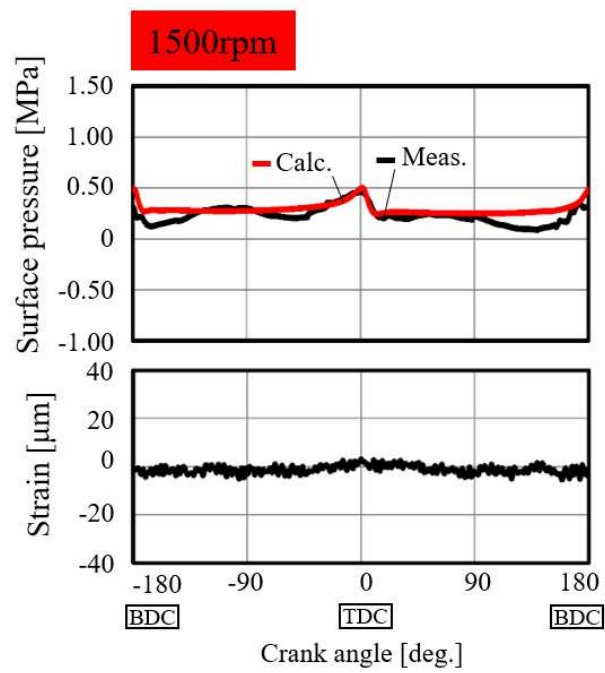


図 8-23 面圧計測結果，理論解析結果およびピストンリング変形(歪み量)計測結果
(1500rpm)

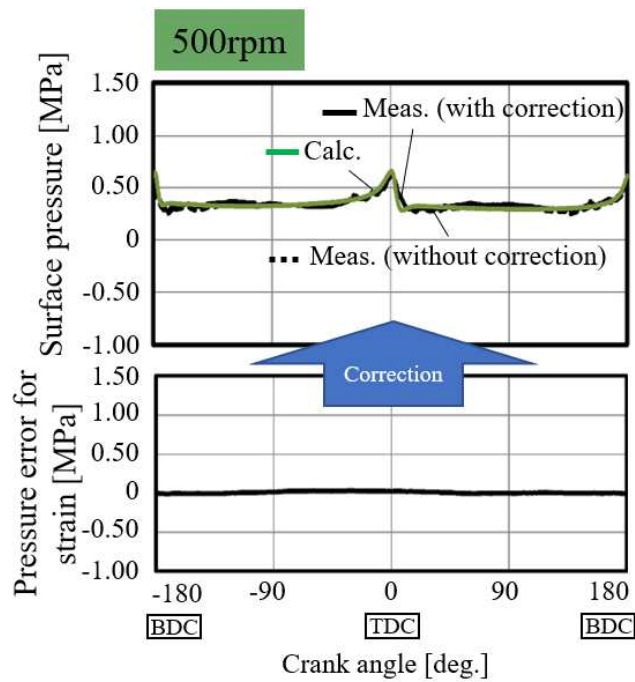


図 8-24 歪みによる圧力計測誤差および
補正後の面圧計測波形と理論解析波形の比較（500rpm）

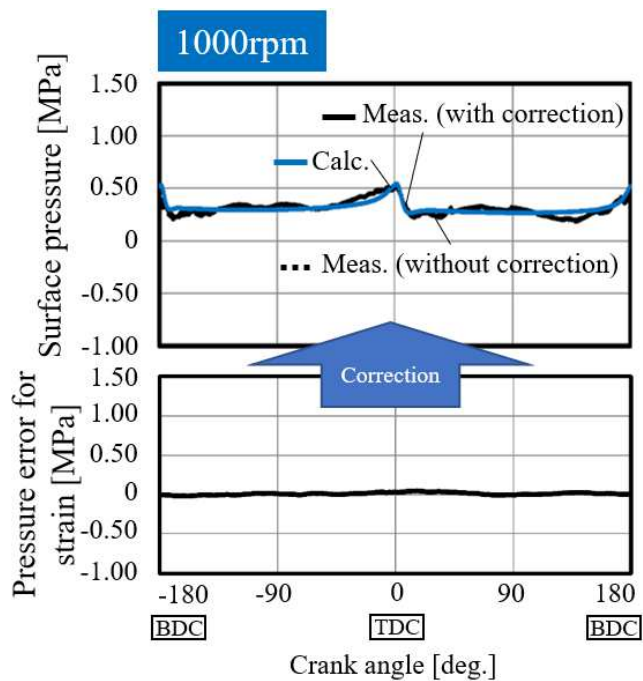


図 8-25 歪みによる圧力計測誤差および
補正後の面圧計測波形と理論解析波形の比較（1000rpm）

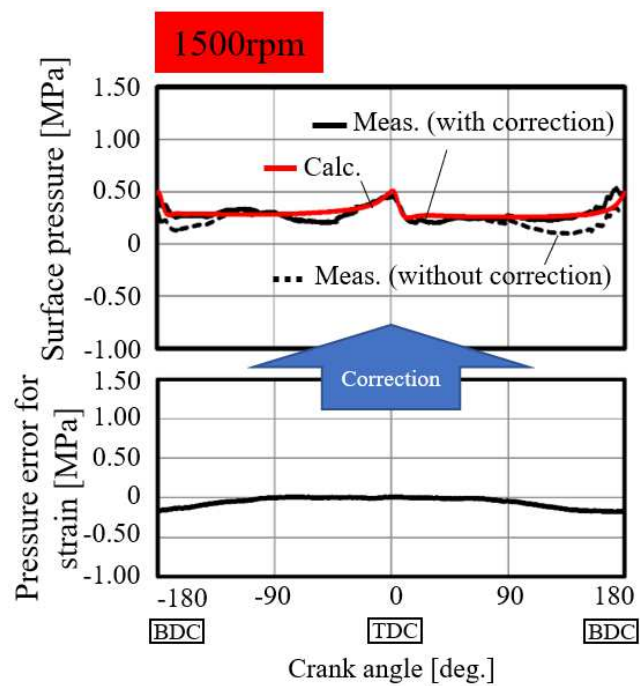


図 8-26 歪みによる圧力計測誤差および
補正後の面圧計測波形と理論解析波形の比較 (1500rpm)

8. 4 8章のまとめ

本章のまとめを以下に示す.

- (1) シリンダへピエゾ水晶式センサを取り付け, リング通過時の面圧計測値と, このクランク角度における薄膜センサの圧力値を同等とすることで, 薄膜センサの計測値のゼロ点を決定した.
- (2) 一般に広く使用されている Patir&Cheng と Greenwood&Tripp のモデルを含む Rohde の混合潤滑モデルを用いた理論解析結果との比較を行い, 計測された波形は回転数に対する変化を含め, 良い傾向一致を示した.
- (3) 計測値と理論解析値を比較した結果, TDC 近傍における面圧ピークの差異は $0.02 \sim 0.04 \text{MPa}$ であった. また, 面圧ピーク発生位置のクランク角度誤差は 1 度以内 ($0.03 \sim 0.65$ 度) であった.
- (4) 高回転条件ほど, 理論解析波形と計測波形の差異が大きい結果となった.
- (5) 歪み変化を圧力計測誤差に換算し, 波形を補正することで 1500rpm における BDC 近傍の面圧計測結果は, より理論解析結果へ近づいた. 高回転条件など, ピストンリング変形(歪み)が大きくなる場合, 計測値への影響も大きくなる可能性が高い.

第9章

結論

研究のまとめ	127
--------------	-----

本章では、本研究における総論を述べる。

本研究のまとめ

ピストンリング-シリンダボア間において、実働状態における動的なしゅう動面圧分布を計測により詳細に把握することは、当該部のオイル挙動やしゅう動面の潤滑状態の把握、さらには解析モデルの検証にとって非常に重要である。そこで本研究では、従来に無いピストンリング-シリンダボア間における動的な面圧分布の計測を実現することを目的として、薄膜圧力センサを適用することを検討し、得られた計測値の妥当性検証を行った。その結果、以下の知見を得た。

- (1) これまで主にピストンスカートや軸受等の EHL（弾性流体潤滑）環境で用いられてきた薄膜センサをピストンリングに適用するため、課題明確化と解決への検討を行った。
- (2) ピストンリング-シリンダ間の接触形態や薄膜圧力センサの設計要件、境界領域での耐久性を向上させる DLC 膜の導入等を考慮し、ピストンリング用薄膜圧力センサの形状、膜構成を決定した。
- (3) 計測システムの改良により、1MPa 以下の低圧領域へ計測可能範囲を拡大し、0.1MPa において、 $S/N \approx 0$ （Signal \approx Noise）となることを確認した。
- (4) 成膜方法の最適化を含め、ピストンリング用薄膜圧力センサの製作方法を検討した。
- (5) 基礎試験により面圧センサとして成立することを確認するとともに、静的環境下における他計測センサ（面圧シート）の計測結果とも良い一致を示すことを確認した。
- (6) モータリング往復動試験機を用いてしゅう動条件下における試験を実施し、動的環境下におけるピストンリングしゅう動面圧計測を行った。また、同結果は、過去に提唱されているピストンリング-シリンダボア間の潤滑理論を用いた計算結果とも良い一致を示すことを確認した。
- (7) 以上より、ピストンリング-シリンダボア間における動的な面圧分布を詳細に計測する事が可能となり、直接的な追従性評価および理論解析精度の検証、さらには潤滑油消費（LOC）や潤滑状態との関連評価を前進させる可能性を大幅に向上する成果が得られた。

(8) 今後は、同センサに対する計測誤差の更なる低減と検証を含め、以下を重点的に推し進める。

- センサ形状の緻密化（出力感度向上，ゲージファクターの低減，センサ抵抗増加）
- さらなる低ノイズ，高 S/N 比下
- より良いセンサ材料の選定
- 多点計測の検討（軸方向，周方向への分布計測）
- より過酷な潤滑状態での計測（ボア変形，金属接触の増加，高温，無潤滑）

参考文献

- (1) 株式会社リケン ウェブページ <http://www.riken.co.jp/pistonring/piston/>
- (2) 日本国温室効果ガスインベントリオフィス. 日本国温室効果ガスインベントリ報告書 (2019), p2-3, http://www-gio.nies.go.jp/aboutghg/nir/2019/NIR-JPN-2019-v3.0_J_GIOweb.pdf
- (3) 古浜庄一, 鈴木和裕, 高松英俊: 薄幅オイルリングを持つ2本リング構成法の開発 - 第2報 ピストン温度及び摩擦損失-, 自動車技術会論文集, No.32, p70-78 (1986)
- (4) エンジンの辞典, 朝倉書店, p285 (1994)
- (5) 飯島直樹, 青木秀馬, 今村淳一, 瀧口雅章: 低張力ピストンリングのピストン摩擦力とオイル消費への影響について, 自動車技術会論文集, Vol.40, No.6, p1477-1482 (2009)
- (6) 臼井美幸樹, 望月和矢, 煤田学, 大出朋孝, 佐藤和希, 歌代健一: ピストンリングの外周形状による外周摩擦力とオイル消費への影響 (第2報), 自動車技術会 2016 年春季大会 学術講演会 講演予稿集, No. 73-16, p1830-1834 (2016)
- (7) 飯島 1, 山下健一: ディーゼルエンジンにおける摩擦損失低減の評価 (第2報) -ピストン系改良による摩擦損失低減-, 自動車技術会論文集, Vol.43 No.5, p997-1002(2012)
- (8) 浦辺満, 菅野和彦: シリンダボア用ディンプル状テクスチャ処理の摩擦低減効果を最適化する設計因子と最適なピストンリング仕様, 自動車技術会 2015 年秋季大会 学術講演会 講演予稿集, No. 46-15, p1118-1121 (2015)
- (9) 仲野誠一, 奥田紗知子, 小池裕介, 川村諭史, 吉田敬介, 斎藤弘樹, 佐川琢円: 0W-8 低粘度省燃費エンジン油の開発, 自動車技術会 2019 年春季大会 学術講演会 講演予稿集, No.20195238 (2019)
- (10) 吉田悟, 山守一雄, 平野聡伺, 佐川琢円, 奥田紗知子, 三好泰介, 行村定雄: 次世代低粘度ガソリンエンジン油規格 JASO GLV-1 の開発, 自動車技術会 2019 年春季大会 学術講演会 講演予稿集, No.20195239 (2019)
- (11) Dahnz, C. and Spicher, U., "Irregular combustion in supercharged spark ignition engines – pre-ignition and other phenomena," Int. J. Engine Res. Vol. 11, p485-498 (2010)
- (12) 平野聡伺, 山下実, 藤本公介: 過給直噴ガソリンエンジンでの異常燃焼に対するエンジンオイル着火性の影響調査(第3報), 自動車技術会 2013 年春季大会 学術講演会 講演予稿, No.20135255 (2013)
- (13) 田中淳弥, 阿部元一: 火花点火機関の異常燃焼に関するリングクレビスからの潤滑油飛散, 自動車技術会 2015 年春季大会 学術講演会 講演予稿集, No. 2-15, p40-45 (2015)
- (14) 古浜庄, 大家義胤, 中村富一: ピストンからの潤滑油消失に関する研究, 日本機械学会論文集 (第3部), Vol. 28, No. 193, p1212-1222 (1962)
- (15) 一杉英司, 名越勝之, 駒田正治, 古浜庄一: シリンダボア変形に起因する潤滑油消費の低減に関する研究, 第13回内燃機関シンポジウム講演論文集, p211-216 (1996)
- (16) 斎藤誠至, 今井徹, 伊東明美, 乾正継: ガソリンエンジンのシリンダ変形およびピスト

- ンリング張力とオイル消費に関する研究, 自動車技術会論文集, Vol.43 No.3, p661-666 (2012)
- (17) 山本憲司, 落合成行: ボア変形を有するシリンダとピストンリングの動的接触解析, 第27回内燃機関シンポジウム講演予稿集 No.41 (2016)
- (18) 自動車用ピストンリング, 山海堂 (1997)
- (19) Someya, T., Mihara, Y., "Pressure Measurement in Engine Bearing by A New Thin-film Sensor", VAREHD 12, Suceava, 8-9 October 2004
- (20) 尾鷲道康, 三原雄司: 薄膜センサによる歯車破面の接触圧力計測法の開発, 日本機械学会論文集 (C 編), 77 巻, 78 号, p396-408 (2011)
- (21) Miura, K., Owashi, M., Mihara, Y., "High durability thin-film pressure sensor development for engine sliding surface", The 9th International conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems, COMODIA 2017
- (22) Kamiya, M., Kobayashi, T., Mihara, Y., Someya, T., "Measurement of Piston Skirt Oil-film Pressure under Piston Slap", SAE Paper, 2007-01-2215 (2007)
- (23) Brown, S. R., Hamilton, G. M., "Negative Pressure under a Lubricated The piston ring, Journal of Mechanical Engineering Science", Vol.20, No.1, p49-57 (1978)
- (24) 一杉英司, 金光圭一, 立石幸男: 合口部面圧上昇抑制リングの検討, 自動車技術会論文集, Vol.32, No.4, p163-168 (2001)
- (25) Cheng, C., Kharazmi, A., Schock, H., Wineland, R., Brombolich, L., "Three-Dimensional The piston ring-Cylinder Bore Contact Model", Trans. of the ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 137, No.11 (2015)
- (26) Greenwood, J.A. and Tripp, J. H., "The Contact of Two Nominally Flat Rough Surfaces, " Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 1970-1971, 185, 48/71, p625-633 (1971)
- (27) Patir, N. and Cheng, H. S., "An Average Flow Model for Determining Effects of Three-Dimensional Roughness on Partial Hydrodynamic Lubrication, " Journal of Lubrication Technology, 100, p12-17 (1978)
- (28) Rohde, S. M., "A mixed friction model for dynamically loaded contacts with application to piston ring lubrication, " Proc. of the 7th Leeds-Lyon Symp. on Trib., Friction and Traction, Guildford, Butterworth, p262-280 (1980)
- (29) Shahmohamadi, H., Mohammadpour, M., Rahmani, R., Rahnejat, H., Garner, C. P. and Howell-Smith, S., "On the boundary conditions in multi-phase flow through the piston ring-cylinder liner conjunction, " Tribology International 90, p164-174 (2015)
- (30) Rahmani, R., Rahnejat, H., Fitzsimons, B. and Dowson, D., "The effect of cylinder liner operating temperature on frictional loss and engine emissions in piston ring conjunction, " Applied Energy, 191, 1, p568-581 (2017)
- (31) Baelden, C., "A Multi-Scale Model for Piston Ring Dynamics, Lubrication and Oil Transport in

- Combustion Engines, ” Ph.D. Thesis, MIT (2014)
- (32) Tomaniki, E., “Piston Ring Conformability in a Distorted Bore, ” SAE Technical Paper , 960356 (1996)
- (33) Rahmani, R., Shirvani, A. and Shirvani, H., “Optimised textured surfaces with application in piston ring/cylinder liner contact, ” Tribology and Dynamics of Engine and Powertrain Fundamentals, Applications and Future Trends, p470-517 (2010)
- (34) Vlădescu, S. C., Ciniero, A., Tufail, K., Gangopadhyay, A. and Reddyhoffa, T., “Looking into a laser textured piston ring-liner contact, ” Tribology International, 115, p140-153 (2017)
- (35) 谷口雅人, 相原了 : 油膜圧力の計測技術, トライボロジスト, 第 35 巻, 第 11 号, p789-792 (1990)
- (36) Kannel, J. W., Bell, J. C., Allen, C. M., “Method for Determining Pressure Distributions in Lubricated Rolling Contact”, ASLE Transactions, Vol.8, 3, p250-270 (1965)
- (37) Kannel, J. W., “The Relation Between Pressure and Temperature in Rolling sliding EHD Contact”, ASLE Transactions, Vol.23, 3, p262-268 (1979)
- (38) Kannel, J. W., ”Measurements of Pressures in Rolling Contact”, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 180, 3B(1965-1966), p135-142
- (39) Kannel, J. W., WALOWIT, J. A., Bell, J. C., Allen, C. M., “The Determination of Stresses in Rolling-Contact Elements”, Trans. ASME, J.Lub.Tech., 89, 4, p453-465 (1967)
- (40) Kannel, J. W., “Comparison Between Predicted and Measured Axial Pressure Distribution Between Cylinders”, Trans. ASME, J. Lub. Tech., 96, 3, p508-514 (1974)
- (41) Kannel, J. W., Dow, T. A., “The Evolution of Surface Pressure and Temperature Measurement Techniques for Use in the Study of Lubrication in Metal Rolling”, Trans. ASME, J. Lub. Tech., 96, 4, p611-616 (1974)
- (42) Hamilton, G. M., Moore, S. L., “Deformation and pressure in an elastohydrodynamic contact”, Proceedings of the Royal Society A. Vol. 322, Issue 1550, p313-330 (1971)
- (43) Bartz, W. J., Ehlert, J., “Influence of Pressure Viscosity of Lubrication Oils on Pressure, Temperature, and Film Thickness in Elastohydrodynamic Rolling Contacts”, Journal of Lubrication Technology Vol. 98, Issue 4, p500-507 (1976)
- (44) Safa, M. M. A., Leather, J. A., Anderson, J. C., “THIN FILM MICROTRANSDUCERS FOR ELASTOHYDRODYNAMIC LUBRICATION STUDIES”, Thin Solid Film, 64, p257-262 (1979)
- (45) Janczak, K., Feliksiak, Z., Szczerek, M., “Experimental Investigations of Pressure Distribution in Elastohydrodynamic Oil Film”, Tribological Processes in Contact Areas of Lubricated Solid Bodies Vol. 2, p123-135 (1981)
- (46) 渡辺 理 : 歪みゲージとその応用, 日刊工業新聞社 (1968)
- (47) 山田武志 ほか : シリンダ変形を考慮したオイル消費予測手法の開発-変形時のリング油

- 膜厚さ及びリング摺動面通過油量の予測-, 自動車技術会 2002 年秋季大会前刷集 No.89-02, p. 13-18 (2002)
- (48) 尾鷲道康：薄膜センサによる歯車歯面の接触圧力分布計測に関する研究, 東京都市大学博士学位論文, 平成 23 年(2011)
- (49) 機械工学便覧（材料力学）, 日本機械学会 (1984)
- (50) 共和電業 HP
https://www.kyowa-ei.com/jpn/file/download/technical/strain_gages/pdf_wiring_001.pdf
- (51) “三原雄司, 染谷常雄：圧力・温度及び横ひずみ感度を低減した薄膜ひずみセンサの開発に関する研究, 日本機械学会論文集, Vol.69, No.677, p258-263(2003)
- (52) AVL User handbook, 2011.
- (53) 古浜正一：ピストンリングの動的潤滑論, 日本機械学会論文集（第 2 部）, 24, 148, p1032-1039. (1958)
- (54) Morris, N., Rahmani, R., Rahnejat, H., King, P. D. and Fitzsimons, B., “Tribology of piston compression ring conjunction under transient thermal mixed regime of lubrication, ” Tribology International, 59, 2013, 248-258.

謝辞

本研究の遂行にあたり、計測技術を含めた研究の進め方、研究手法や研究結果への深い考察、研究論文としてのまとめ方を終始暖かくご指導下さいました東京都市大学三原雄司教授に対しまして、深く感謝申し上げます。また、本論をまとめるにあたり適切かつ詳細なご指導、ご助言を賜りました東京都市大学榎徹雄教授、三田修三教授、ならびに九州大学八木和行准教授に対しまして、心より御礼申し上げます。

さらに、センサや実験装置の製作、試験実施にあたり、熱心なご助力を賜りました尾鷲道康研究員に対しまして、深く感謝の意を表します。また、研究室生活において終始厚くご助力を賜りました高木靖雄名誉教授、伊東准教授、及川昌訓講師、岩崎秀之研究員、菊原浩司研究員、山内眞行研究員、山本光明研究員、松江弘晴研究員、三浦宏太研究員、諸橋史子様、中島秀雄技術員、糸川幸夫技術員に対しまして、心より御礼申し上げます。

同じく、日々本研究をともに遂行し、惜しみないご協力を頂きました工学研究科卒業生の渡辺陽介君、機械工学科卒業生の池田剛忠君、平石晃一君、長澤樹君に対しまして、深く感謝の意を表します。また本研究内容に限らず、研究室活動において様々にご協力を頂いた工学研究科卒業生の田畑秀規君、金子なつきさん、工学研究科院生の石井大二郎君、五味理君、機械工学科卒業生の玉虫航平君、機械工学科学部生の桑原義人君に対しまして、心より御礼申し上げます。

最後に、著者の所属企業であり、大学への留学および研究遂行のため、多大なるご援助を頂きました株式会社リケンに対しまして、改めて深く感謝の意を表し、謝辞とさせていただきます。