

博士論文

アルミニウムシリンダブロック
高出力ディーゼルエンジン用
機能分離型シリンダヘッドガスケットの研究

増田義彦

目次

| | |
|---|----|
| 第1章 序論 | 1 |
| 1. 研究目的と論文構成 | 2 |
| 1.1. 本研究の重要性 | 2 |
| 1.2. 本研究の目的 | 2 |
| 1.3. 研究対象エンジンとシリンダヘッドガスケット | 2 |
| 1.4. 論文の構成 | 3 |
| 2. シリンダヘッドガスケットの変遷 | 4 |
| 3. アルミダイカストシリンダブロックの採用拡大 | 8 |
| 4. ディーゼルエンジンへのオープンデッキアルミダイカストシリンダブロック採用 | 10 |
| 5. オープンデッキ構造採用による課題 | 12 |
| 6. シリンダヘッドガスケットの設計 | 15 |
| 6.1. シリンダヘッドガスケットに求められる機能 | 15 |
| 6.2. メタルシリンダヘッドガスケットの基本構造 | 16 |
| 6.3. メタルシリンダヘッドガスケットのシール設計（ヘッドボルト軸力） | 20 |
| 6.4. シール部接触面圧 | 21 |
| 7. エンジン実機における組付け時のシール面圧 | 23 |
| 第2章 高筒内圧時のシール性能 | 29 |
| 1. CAEによるシール面圧計算 | 30 |
| 2. シリンダヘッドガスケットの計算モデル | 30 |
| 2.1. シリンダヘッドガスケットモデル | 30 |
| 2.2. ゴムコーティングの計算モデル(応力-歪み特性) | 33 |
| 2.3. ゴムコーティング計算モデル(境界条件) | 35 |
| 3. インナーシムタイプのシール面圧計算 | 37 |
| 3.1. ゴムコーティングのシール面圧計算への影響 | 37 |
| 3.2. ビード形状の影響 | 39 |
| 4. グロメットタイプのシール面圧計算 | 41 |
| 4.1. 計算モデル | 41 |
| 4.2. 計算結果 | 41 |
| 5. 筒内圧によるシール面圧変化の測定 | 42 |
| 6. シリンダヘッドガスケットシール部の圧縮剛性測定 | 45 |
| 7. ガスシール性能の比較 | 46 |
| 8. 第2章まとめ | 47 |
| 第3章 筒内圧によるシリンダボアの変形挙動 | 49 |
| 1. シリンダボア外壁変位の測定 | 50 |
| 2. 筒内圧によるシリンダボア拡張変形のCAE計算 | 51 |
| 2.1. ゴムコーティングを含むシリンダ変形2次元計算モデル | 51 |
| 2.2. ゴムコーティング計算モデルの検証 | 53 |

| | | |
|------|-------------------------------------|-----|
| 2.3. | 筒内圧によるシリンダボア変形の計算..... | 55 |
| 2.4. | シリンダボアの拘束力計算..... | 56 |
| 2.5. | シリンダボア上面での固着と滑り..... | 57 |
| 2.6. | 固着と滑りについての考察..... | 59 |
| 3. | 2次元シリンダヘッドガスケットモデルから3次元モデルへの拡張..... | 61 |
| 3.1. | ABAQUS ガスケット要素の利用..... | 61 |
| 3.2. | 圧縮剛性の近似..... | 61 |
| 3.3. | せん断剛性の近似..... | 63 |
| 3.4. | 固着と滑りの境界条件..... | 64 |
| 3.5. | ガスケット要素モデルの2次元計算による検証..... | 64 |
| 4. | ガスケット要素を用いた3次元計算モデル(滑り境界モデル)..... | 67 |
| 5. | ガスケット要素を用いた3次元計算モデル(修正TIEモデル)..... | 69 |
| 6. | 油圧式筒内圧シミュレータ試験機の製作..... | 75 |
| 7. | シリンダボア壁挙動の経時変化..... | 79 |
| 8. | 第3章まとめ..... | 82 |
| 第4章 | ゴムコーティング材の改良と限界..... | 83 |
| 1. | ゴムコーティング材の変更..... | 84 |
| 2. | ゴムコーティングの摩擦係数とせん断剛性の測定..... | 86 |
| 3. | エンジン実機による冷熱サイクル耐久試験評価..... | 89 |
| 4. | ゴムコーティング材の改良検討..... | 91 |
| 4.1. | 改良ゴムコーティングの仕様..... | 91 |
| 4.2. | ゴムコーティングの耐はく離性単体試験..... | 92 |
| 4.3. | エンジン実機による冷熱サイクル耐久試験評価..... | 94 |
| 5. | 相反するゴムコーティング材の特性..... | 96 |
| 6. | 第4章まとめ..... | 97 |
| 第5章 | 機能分離型シリンダヘッドガスケット 構造の提案と実証..... | 99 |
| 1. | シリンダヘッドガスケット機能の分離検討..... | 100 |
| 1.1. | ゴムコーティング有無によるシリンダボア拘束効果の再確認..... | 100 |
| 1.2. | シリンダボア壁固定位置の影響評価..... | 101 |
| 1.3. | シリンダボア壁固定構造の予備検討..... | 103 |
| 2. | 機能分離型シリンダヘッドガスケットの設計..... | 105 |
| 3. | 機能分離型シリンダヘッドガスケットの評価..... | 107 |
| 3.1. | 燃焼ガスシール性能：高圧窒素ガス加圧法..... | 107 |
| 3.2. | シリンダボア壁拘束機能：シリンダボア外壁歪み測定..... | 108 |
| 3.3. | シリンダボア変形：真円度測定..... | 110 |
| 3.4. | エンジン実機による冷熱サイクル耐久試験..... | 114 |
| 4. | 第5章まとめ..... | 116 |
| 第6章 | 結論..... | 117 |

| | |
|-----------------------|-----|
| 1. 結論 | 118 |
| 謝辞 | 120 |
| 図番リスト | 121 |
| 表番号リスト | 124 |
| 参考文献 | 125 |
| 参考 本研究に基づく論文, 発表..... | 127 |
| 参考 本研究により出願された特許..... | 127 |

第 1 章

序論

シリンダヘッドガスケットは、エンジンの高性能化を支える重要な部品として種々の改良がなされてきた。かつてのソフトガスケットから、現在はシール性と信頼性に優れるメタル基板のシリンダヘッドガスケットが主流になっている。

シリンダヘッドガスケットについて、さらなるエンジンの高出力化や軽量化を進めながら高信頼性を確保していくためには、これまで経験的に対応されてきたシリンダボアの挙動に対する筒内圧とシリンダヘッドガスケット仕様の両者の影響を総合的に明らかにすることが必要である。

1. 研究目的と論文構成

1.1. 本研究の重要性

オープンデッキアルミダイカストシリンダブロックは軽量化と生産性に優れるため、乗用車用ガソリンエンジンでは広く採用が進んでいる。ディーゼルエンジンについてもその採用を拡大することで、ディーゼルエンジン車の軽量化と生産性の向上を実現することができる。そのためには、高出力・高性能なディーゼルエンジンでもアルミダイカストシリンダブロックの採用を可能とするシリンダヘッドガスケットの開発が必要である。

これまでのシリンダヘッドガスケットについての研究には、燃焼ガスシール、ヘッドボルト軸力によるシリンダボア変形、シリンダヘッドガスケット自体の信頼性などについての個々の報告は多数ある⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾。しかし、さらなるエンジンの軽量化や高出力化、燃費の向上に対応していくためには、シリンダヘッドガスケットおよび筒内圧の両者の影響を踏まえて、シリンダボア挙動を総合的に明らかにすることが特に必要である。これは、経験的にしか対応されてこなかったことが多い領域である。

そのためには、シリンダボアの挙動に影響する要因を明らかにして CAE(Computer Aided Design)を用いた予測を可能とし、その理解に基づいて必要な機能を実用レベルで実現するシリンダヘッドガスケット構造を示すことが重要である。本研究はこれを目指したものである。

1.2. 本研究の目的

本研究の目的を以下に示す。

- (1) 燃焼ガスシール性に好ましいシリンダヘッドガスケットの特性を明らかにする。
- (2) オープンデッキアルミダイカストエンジンにおけるシリンダボアの拡張挙動を抑制するシリンダヘッドガスケットによる拘束特性を CAE 計算および実験から明らかにする。
- (3) 上記により明らかになった知見を踏まえて、高筒内圧エンジンにおける燃焼ガスのシール性とシリンダボア壁強度の両立を可能とする新しいシリンダヘッドガスケット構造を提案し実用性の実証をする。

本研究により得られるメタルシリンダヘッドガスケットの機能についての新たな知見、ならびに新しいシリンダヘッドガスケット構造の提案は、自動車用内燃機関のさらなる軽量化・性能向上の実現に大きな寄与があると考ええる。

1.3. 研究対象エンジンとシリンダヘッドガスケット

この論文においては、主な研究対象として扱ったエンジンは乗用車用に開発された排気量 2.2L、ボア径 $\phi 86$ 、圧縮比 15.8、ピエゾインジェクター・コモンレール噴射系を採用したターボ付き直噴の高出力・クリーンエンジンである (2AD-FHV エンジン、本章 第 4 節 図 9)。このエンジンは、クリーン化と燃費や出力の向上を目指した乗用車用ディーゼルエンジンである。

シリンダヘッドガスケットについては、ガソリンエンジンに多く採用されているインナーシムタイプとディーゼルエンジンに多く採用されているグロメットタイプの2種類を解析対象とした。これらのシリンダヘッドガスケットは構造が大きく異なり、対比して解析することによりメタルシリンダヘッドガスケットの機能を一般化して理解するのに有用と考えた。

したがって、本研究の結果は研究対象エンジンのみではなく、その他の多くのエンジンにも幅広く応用できるものである。

1.4. 論文の構成

図 1 に本論文の構成をフローチャートにして示す。全体は 6 章構成となっており、第 1 章、第 6 章はそれぞれ序論と結論である。研究内容については、まず「第 2 章 高筒内圧時のシール性能」において高筒内圧のガスシールに必要なシリンダヘッドガスケット特性について述べる。また、この章にてメタルシリンダヘッドガスケットのシール特性について精度の良い CAE 計算手法について提示をする。「第 3 章 筒内圧によるシリンダボアの変形挙動」において、シリンダヘッドガスケット構造とシリンダボア挙動の関係について CAE 計算と実験により調査し、シリンダボア拡張に対するシリンダヘッドガスケットの拘束機能について明らかにする。「第 4 章 ゴムコーティング材の改良と限界」において、第 3 章にて確認されたメタルシートに塗布されたゴムコーティングの重要性からその特性調査と改良について述べ、さらにゴムコーティング材の改良だけでは耐久性に限界があることを示す。「第 5 章 機能分離型シリンダヘッドガスケット構造の提案と実証」においては、第 2 章、第 3 章、第 4 章の研究から得られた知見を基に、新たなシリンダヘッドガスケット構造案を提示し、オープンデッキアルミダイカストシリンダブロックを採用した高筒内圧エンジンにおいて、従来は成立が難しかった燃焼ガスシール性とシリンダボア壁強度の両立が実用的に可能となることを示す。

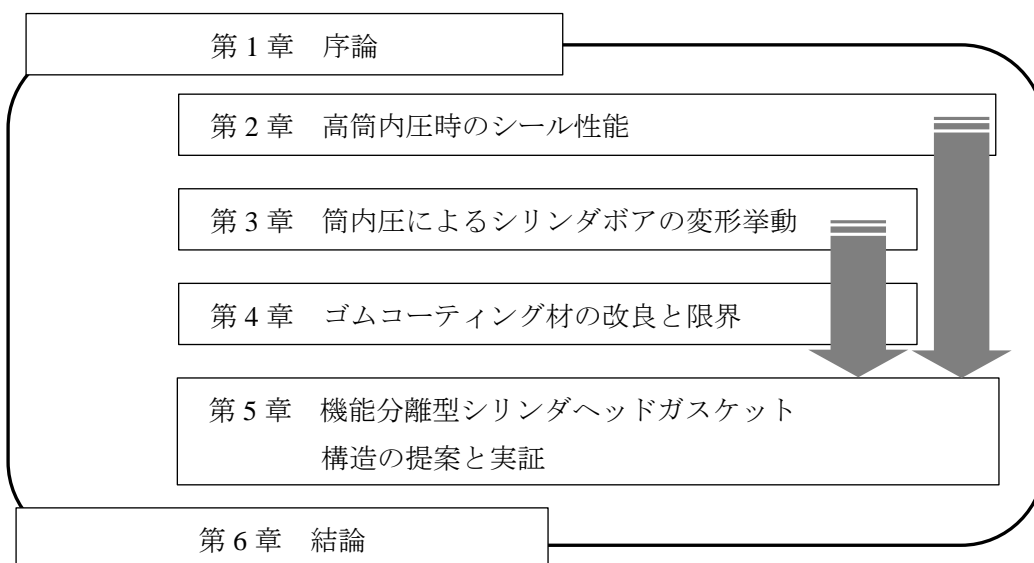


図 1 本論文の構成

2. シリンダヘッドガスケットの変遷

エンジンのガスや液体シールに使われるガスケットはどれも重要なシール機能を受け持ちエンジンの性能や信頼性・耐久性を支えているが、シリンダヘッドとシリンダブロックの間に装着され燃焼ガス・冷却水・潤滑油を同時にシールするシリンダヘッドガスケットはとりわけエンジン信頼性の要となる役割を果たしている。シリンダヘッドガスケットは、冷熱サイクルや燃焼圧による荷重変動に常にさらされる使用環境となることから設計が難しい部品となっている。このため、エンジンの高性能化を支えるためのいろいろな改良がシリンダヘッドガスケットにはなされてきた。その技術の変遷概要を、ガソリンエンジンとディーゼルエンジンに分けて図 2, 図 3 にそれぞれ示す。図中には時代背景の理解のため、エンジンを取り巻く環境および要求とエンジンのシリンダブロック材質の変遷も記載している。

1990 年代までは軟質で耐熱性に優れるアスベストやグラファイトを成形に追従させるための構造体として用い、金属グロメットを利用してシリンダボア周囲や潤滑油通路周囲などの要所をシールするソフトガスケットと称されるシリンダヘッドガスケットが主流であった。その後、より耐久性に優れたシリンダヘッドガスケットが求められ金属シートにプレス成形したビードなどを複数枚重ね合わせて要所をシールするメタルシリンダヘッドガスケットが導入された。このメタルガスケットの採用によりシリンダヘッドガスケットはエンジンの高性能化に対応し、その信頼性・耐久性をさらに向上することに貢献した。

メタルシリンダヘッドガスケットの量産エンジンへの導入は、シリンダヘッドガスケットへの要求が厳しいディーゼルエンジンから始まったが、現在はディーゼルエンジンのみならずガソリンエンジンも含めて量産されている自動車用エンジンのシリンダヘッドガスケットのほとんどがメタルシリンダヘッドガスケットとなっている。

ガソリンエンジン用

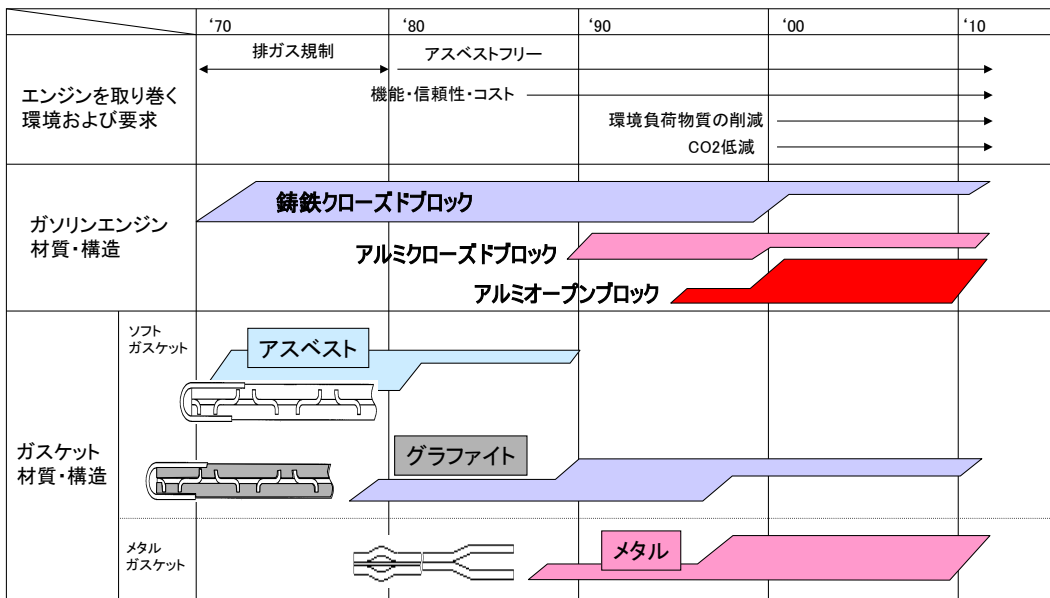


図 2 ガソリンエンジンのシリンダヘッドガスケット変遷

ディーゼルエンジン用

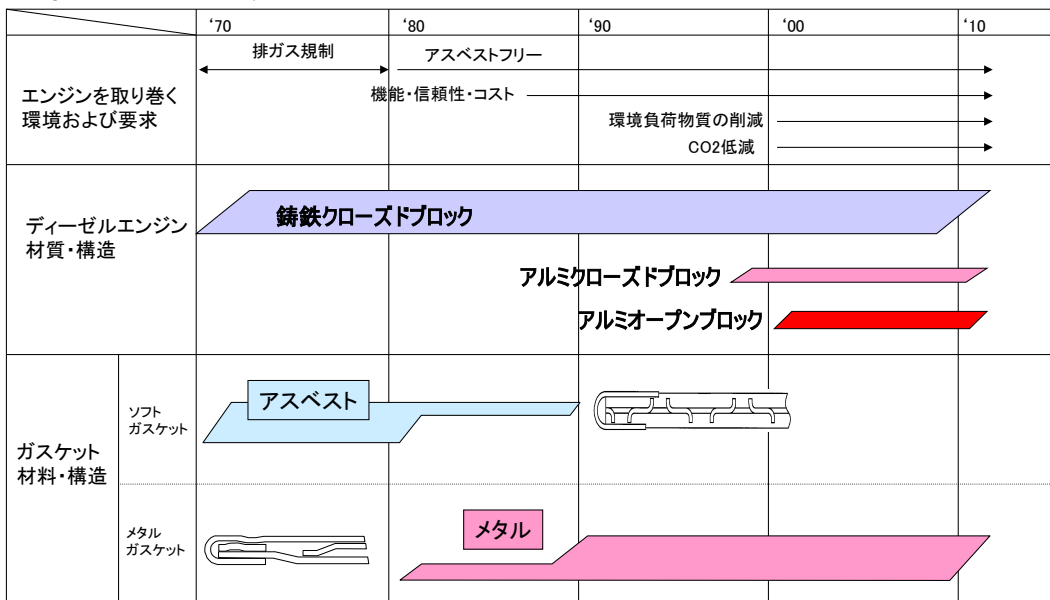


図 3 ディーゼルエンジンのシリンダヘッドガスケット変遷

図 4, 図 5 には, ガソリンエンジンとディーゼルエンジンについてメタルシリンダヘッドガスケット仕様の変遷を記載した. エンジンの高性能化にともない, シリンダヘッドガスケットを構成するメタルシートの枚数の適正化やシール面圧をコントロールするためのビードの構造, シール内周端面での折り返し追加やシムと称される薄板の挿入による部分的なシール面圧のコントロールなど, いろいろと工夫をしたシリンダヘッドガスケットが開発されてきている. シリンダヘッドガスケットの構造については図 4 図 5 に示した事例以外の構造も種々開発されている.

個々のエンジン設計においてシールする燃焼ガスの圧力や温度, シリンダヘッドやシリンダブロックの材質およびそれらの変形特性などが異なる. また, シリンダヘッドとシリンダブロックの締結力も設計により異なるため, シール要求特性はエンジン毎に異なり多様となる. このため, 開発過程において個々のエンジン毎にシリンダヘッドガスケットの特性を適合する必要がある. 特に, 最近の高出力かつ環境性能や信頼性の向上を目指したエンジンの開発においてはシリンダヘッドガスケットへの要求が厳しくなっている. 一方で, シリンダヘッドガスケットの機能を満足させるための設計指針はまだ充分には確立されていないのが現状であり, 開発の現場において製品の完成までには多くのトライアンドエラーが繰り返されているのが実態である. また, メタルシリンダヘッドガスケットの構造については, 各々のガスケットメーカーがシール機構について独自の考え方をもちながら工夫をしている. このような背景からメタルシリンダヘッドガスケットの構造についてはエンジン毎に各様な仕様のもが使われている.

(7)(8)(9)(10)(11)(12)(13)(14)(15)(16)(17)(18)

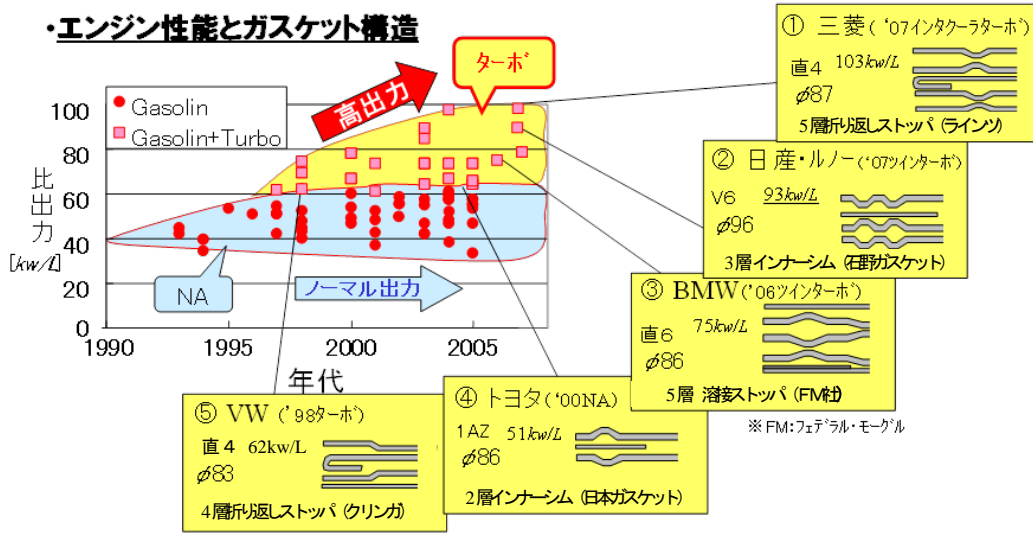


図 4 ガソリンエンジン用メタルシリンダヘッドガスケット仕様の変遷

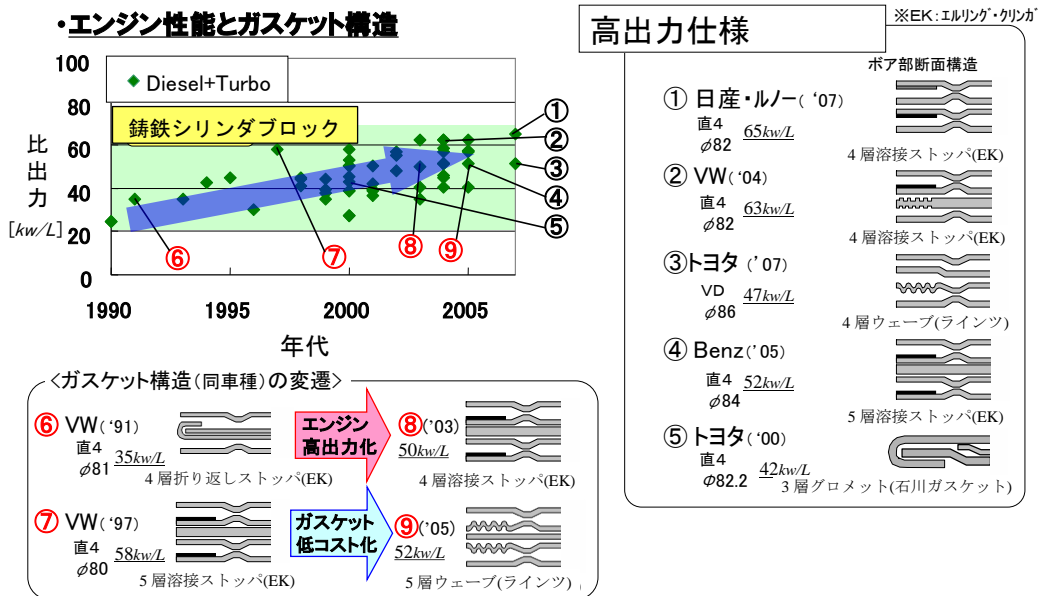


図 5 ディーゼルエンジン用メタルシリンダヘッドガスケット仕様の変遷

3. アルミダイカストシリンダブロックの採用拡大

燃焼圧力を回転動力に変換するためのピストン・クランクシャフトなど運動部品の支持体としてシリンダブロックはエンジン構造の基本骨格となる部品である。また、周辺に付随する多くの機能部品を支持しているためエンジン構造の母体であるともいえる。一方でシリンダブロックのエンジン全体質量に占める比率は大きく、その軽量化については設計面や材料面から継続的に取り組まれてきている。このため、新エンジン開発時においてシリンダブロックの改良は大きな開発テーマとなる。

自動車用エンジンの改良の歴史において、シリンダブロック素材を鋳鉄材料からアルミニウム材料へ変更することが可能となったことは大きなエポックであった。これにより多くのエンジンにおいて、大幅な軽量化が達成されることになった。図 6、図 7 にシリンダブロック材質の変遷を示す。

鋳鉄材料のシリンダブロックでは、ウォータージャケットを中子により成型している。このため、工法的にシリンダ上面を外壁と連結した構造とすることが可能であり、このクローズドデッキと呼ばれる構造によりピストンによるシリンダボアへの側圧力やピストン上死点付近における燃焼圧力による荷重をシリンダブロック上面で支えることを可能としている。シリンダブロックの材質をアルミニウムに変更するにあたっては製造工法は当初には重力鋳造法で行なわれ、デッキ構造は鋳鉄シリンダブロックのクローズドデッキを踏襲したものであった。アルミニウムの重力鋳造法は、材質のアルミニウム化による軽量化の効果は大きいものの、生産性が悪く高価であった。このため重力鋳造によるアルミニウムシリンダブロックの量産エンジンへの採用は特定の機種に限られたものとなっていた。

アルミニウムシリンダブロックの生産性を良くするために、1990年代よりダイカスト工法をアルミニウムシリンダブロックの鋳造に採用する開発が始まり量産化も開始された。ダイカスト工法では、重力鋳造法のように中子を用いてクローズドデッキ構造にするためには特殊な中子工法が必要となるため、一般的にはシリンダボア壁の上面がシリンダブロック外壁に固定されないオープンデッキ構造が採用されている。

シリンダボア壁がシリンダブロック上面で固定されていないオープンデッキ構造では、ピストンによるシリンダボアへの側圧力や燃焼圧力によるシリンダボア拡張力の一部をシリンダヘッドガスケットのシール面圧による摩擦力などにより支持することになる。アルミダイカストシリンダブロックの導入と、偶然、時期的に同時進行したせん断剛性の高いメタルシリンダヘッドガスケットの採用が、アルミダイカストシリンダブロックの弱点を補い導入拡大を支えてきたのではないかと推察される。しかし、メタルシリンダヘッドガスケットの採用はシリンダヘッドガスケットの信頼性向上や長寿命化を目的に推進されたため、この支持機能についてはあまり注目されてこなかった。

ガソリンエンジンより筒内圧が高くシリンダブロックなどにとって強度的に厳しいディーゼルエンジンについてもアルミニウムシリンダブロック化への開発の取り組みが行われ、90年代後半には量産化が実現している。ただし、ディーゼルエンジンのアルミニウムシリンダブロックでは鋳造品質や剛性的に有利な重力鋳造法が一般的には採

用され、クローズドデッキ構造が主流を占めている。一方、一部のエンジンではディーゼルエンジンでもアルミダイカスト工法のシリンダブロックを製品化している。この、ディーゼルエンジンへのアルミダイカスト工法シリンダブロック採用における主要課題は、ダイカスト粗材の casting 品質確保と工法からの構造制約への対応である。

・各自動車メーカーのブロックの変遷

ALオープン (ALクロス) FCクロス (FCオープン)

| 車メーカー\年代 | 1990 | 1995 | 2000 | 2005 |
|----------|----------------|-------------------|----------------------------------|---|
| VW | Golf III (クロス) | Audi-A3・A4 | Golf IV Audi-A4 GolfGT TSI(オープン) | Passat VI Audi-A3 |
| BENZ | | V280 | A180 | ML350 AMG ML63(クロス) |
| BMW | 3・5シリーズ(クロス) | | マイナーチェンジ→ M3 | 1・5・6シリーズ(ほか (アルミ+マグネシウム)) |
| プジョー | | 306 | 406 307 206(クロス) 206 1007 | 407・207(クロス) 308 |
| マツダ・フォード | 106 キャロル II | 306 キャロル III デミオ* | キャロル IV (クロス) ロードスター | アテンサ・デミオ II ロードスター II デミオ III マスタング VI エクスプローラー III |
| 日産・ルノー | | | セフィーロ II セフィーロ III ティアナ | GT-R Logan |
| ホンダ | | アコード V | アコード VI | アコード VII インスパイア IV |
| トヨタ | JZ | | NZ・ZZ AZ | GR UR ZR AR NR SZ |

図 6 ガソリンエンジン用アルミシリンダブロックの導入

・各自動車メーカーのブロックの変遷

ALオープン (ALクロス) FCクロス

| 車メーカー\年代 | 1990 | 1995 | 2000 | 2005 |
|--------------|----------|-------------------|---|--------------------------------------|
| VW | Golf III | Passat IV Audi-A3 | Passat V・Golf IV Audi-A4 Golf V Lupo(クロス) | Passat VI Audi-A3・A4 Audi-A6 Touareg |
| BENZ | | | A170 | A200 E320 GL320 |
| BMW | | | MINI(トヨタ1ND採用) 5シリーズ* | 530d・535d 3シリーズ* |
| プジョー | | 306 | 406 206 | 307 308 1007 207(クロス) 807(407) |
| GM・Opel・Saab | | Corsa B | 9-5 9-3 | 807(406) Corsa C 9-3 Zafira Corsa D |
| マツダ・フォード | | | ホンコ・フレンドイ | S40・C70(クロス) マツダ5 モンディオ |
| 日産・ルノー | | | セドリック テレナ | Logan X'trail |
| ホンダ | | | シビック | アコード・シビック |
| トヨタ | | ランドクルーザー | ヤリス | アベンシス ランドクルーザー |

図 7 ディーゼルエンジン用アルミシリンダブロックの導入

4. ディーゼルエンジンへのオープンデッキアルミダイキャストシリンダブロック採用

最初のオープンデッキダイキャストシリンダブロックのディーゼルエンジンは 1997 年に Mercedes Benz より発売された排気量 1.7ℓの OM668 である⁽¹⁹⁾。トヨタ自動車(株)においても 1ND-TV(排気量 1.364ℓ)を 2001 年に、1AD-FTV, 2AD-FTV エンジン(それぞれ排気量 1.998ℓ, 2.231ℓ)を 2005 年に、乗用車用オープンデッキアルミダイキャストシリンダブロックの高出力ディーゼルエンジンとして量産化した⁽²⁰⁾⁽²¹⁾⁽²²⁾⁽²³⁾⁽²⁴⁾。これら 2 機種のエンジンについては、1ND エンジンの概要を図 8 に、2AD エンジンの概要を図 9 に示す。1ND エンジンも 2AD エンジンもコモンレール噴射システムを採用しており、軽量・高出力かつクリーンなエンジンである。2AD-FHV エンジンは、ディーゼルパティキュレートフィルタと吸蔵還元型 NOx 触媒システムを組み合わせた DPNR (DCAT システム) 採用やピエゾインジェクターの採用により排気ガスグリーン化を実現しながら 58kW/ℓ の出力を達成しており時代先端の高出力エンジンとなった。

これらのエンジンにおいてアルミダイキャストシリンダブロックを採用するためには、シリンダブロックの設計だけでなくシリンダヘッドガスケットの改良も重要な役割を果たした。高出力ディーゼルエンジンにアルミダイキャストシリンダブロックを採用したことによってシリンダブロック強度や各部のシールなどについての新たな課題解決が必要となり、それらの取り組みの過程においてシリンダヘッドガスケットの機能についての理解は重要な役割を果たした。

これら 2 機種の実際のエンジン開発過程においては、シリンダヘッドガスケットの仕様は従来どおりの燃焼ガスシール機能のみに注目した設計が進められた。この論文のテーマとなるシリンダヘッドガスケットによる燃焼ガスシール機能とシリンダボア壁の拘束する機能の両面から検討する考えには至っていなかった。

4気筒 1.4L ディーゼルエンジン 1ND

| 諸元表 | |
|----------------|----------------------|
| 総排気量 (cc) | 1ND-TV |
| 内径×行程 (mm) | φ73×81.5 |
| 圧縮比 | 16.5 |
| 動弁系機構 | SOHC2バルブ ローラーロッカー |
| 燃料噴射システム | コモンレール・ピエゾINJ |
| 過給システム | 可変/スルターホ |
| 排気処理システム | DPR+CCo+EGR |
| 最高出力 (kW/rpm) | 66/3800 |
| 最大トルク (Nm/rpm) | 205/2000 |
| 排気規制対応 | EURO 4 |

環境性能

DPR排気ガス処理システム等の採用により、PMを大幅に低減し、優れた環境性能と高い動力性能を両立。

織込み技術

【燃費・性能・排気の両立】

- コモンレール式高圧噴射 (160MPa)
- 低圧縮比(16.5)
- ピエゾインジェクタ
- ローラーロッカー
- セラミックロープラグ
- W/J スペーサ
- DPR触媒

【軽量・コンパクト】

- アルミ シリンダブロック
- SUSエキマニ
- DCモータ駆動EGR

【静粛性】

- パイロット噴射
- 高剛性ブロック
- 防音カバー

図 8 1ND-TV ディーゼルエンジン 諸元と特徴

4気筒 2.2L ディーゼルエンジン 2AD

| 諸元表 | |
|----------------|-----------------------|
| 総排気量 (cc) | 2AD-FHV |
| 内径×行程 (mm) | φ86×96 |
| 圧縮比 | 15.7 |
| 動弁系機構 | DOHC 4バルブ ローラーロッカー |
| 燃料噴射システム | コモンレール・ピエゾINJ |
| 過給システム | 可変/スルターホ |
| 排気処理システム | DPNR+EGR |
| 最高出力 (kW/rpm) | 130/3600 |
| 最大トルク (Nm/rpm) | 400/2000 |
| 排気規制対応 | EURO 5 |

環境性能

燃料噴射システム、触媒システムの改良により、優れた環境性能と高い動力性能を両立。

織込み技術

【燃費・性能・排気の両立】

- コモンレール式高圧噴射 (200MPa)
- 低圧縮比(15.7)
- ピエゾインジェクタ
- ローラーロッカー
- 低フリクション オイルシール
- 低粘度オイル(0W-30)
- DPNR触媒

【軽量・コンパクト】

- アルミ シリンダブロック
- DCモータ駆動EGR

【静粛性】

- パイロット噴射

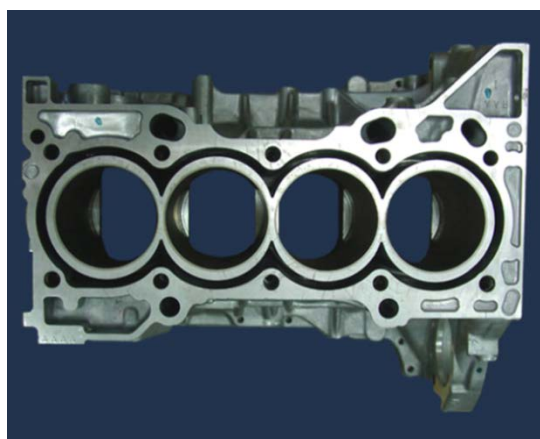
図 9 2AD-FHV ディーゼルエンジン諸元と特徴

5. オープンデッキ構造採用による課題

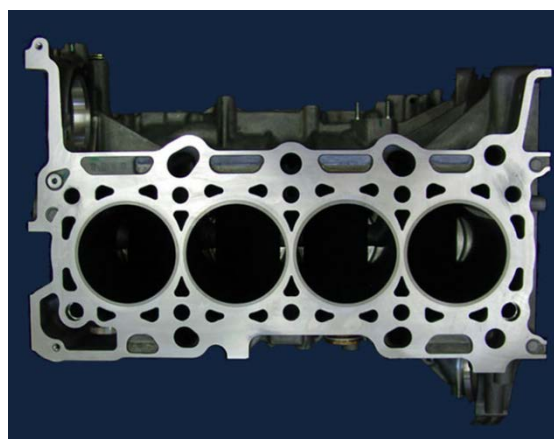
オープンデッキ構造のシリンダブロックでは、シリンダヘッドガスケットによるシリンダボア壁の拘束機能の重要性が顕在化してくる。代表的なオープンデッキ構造とクローズドデッキ構造のアルミニウムシリンダブロックを上面から撮影した写真を図 10 に示す。オープンデッキ構造では、シリンダボア上端部を固定する上面デッキが無く、4 気筒連結したシリンダボア上端部がシリンダブロックの外壁から独立していることがわかる。図 11 に示すように、シリンダボア中心断面においてシリンダボア壁上端部をシリンダブロックの外壁部と連結させる上面デッキ面が無いものがオープンデッキ構造、有るものがクローズドデッキ構造である（図中矢印）。

ディーゼルエンジンのように筒内圧が高い場合には、筒内圧が高い分だけシリンダボア壁の応力を考慮してシリンダボアの肉厚を増せば強度や剛性の確保は可能である。しかし、シリンダボアの冷却性の確保のためには厚肉化にも限界があること、シリンダヘッドガスケットのシール面圧を確保するためにはヘッドボルト間距離をあまり広げられないこと、アルミダイカスト粗材の鑄造品質からくる厚肉化にも限界があることなどにより、ディーゼルエンジンではガソリンエンジンにくらべてシリンダボア肉厚は厚く設計されるものの、高筒内圧化が進むと筒内圧に相応した強度的に十分な肉厚の確保はできないのが実情である。

量産化されているエンジンのシリンダボア肉厚寸法例を図 12 に示す。図 13 は、図 12 のグラフ中に示したディーゼルエンジン（2AD）のシリンダブロックの写真である。ガソリンエンジンのボア肉厚が 7～10mm であるのに対してディーゼルエンジンでは 11～12mm 程度と厚肉に設計されているが、これは最大筒内圧がガソリンは 9MPa 程度、ディーゼルは 14～16MPa 程度という関係からみると強度的に余裕が減少していることがわかる。したがって、筒内圧が高いディーゼルエンジンにオープンデッキ構造のアルミニウムシリンダブロックを採用する場合にはシリンダヘッドガスケットのシリンダボア拘束についての理解が重要となる。



オープンデッキ構造



クローズドデッキ構造

図 10 アルミニウム シリンダブロック構造例写真
(Honda Accord 左：ガソリンエンジン, 右：ディーゼルエンジン)

| | オープンデッキ構造 アルミニウムダイカスト(AD型エンジン) | クローズドデッキ構造 鋳鉄シリンダーブロック(KD型エンジン) |
|-------------|-----------------------------------|------------------------------------|
| シリンダーボア中心断面 | | |
| シリンダーボア間断面 | | |

図 11 オープンデッキ構造とクローズドデッキ構造

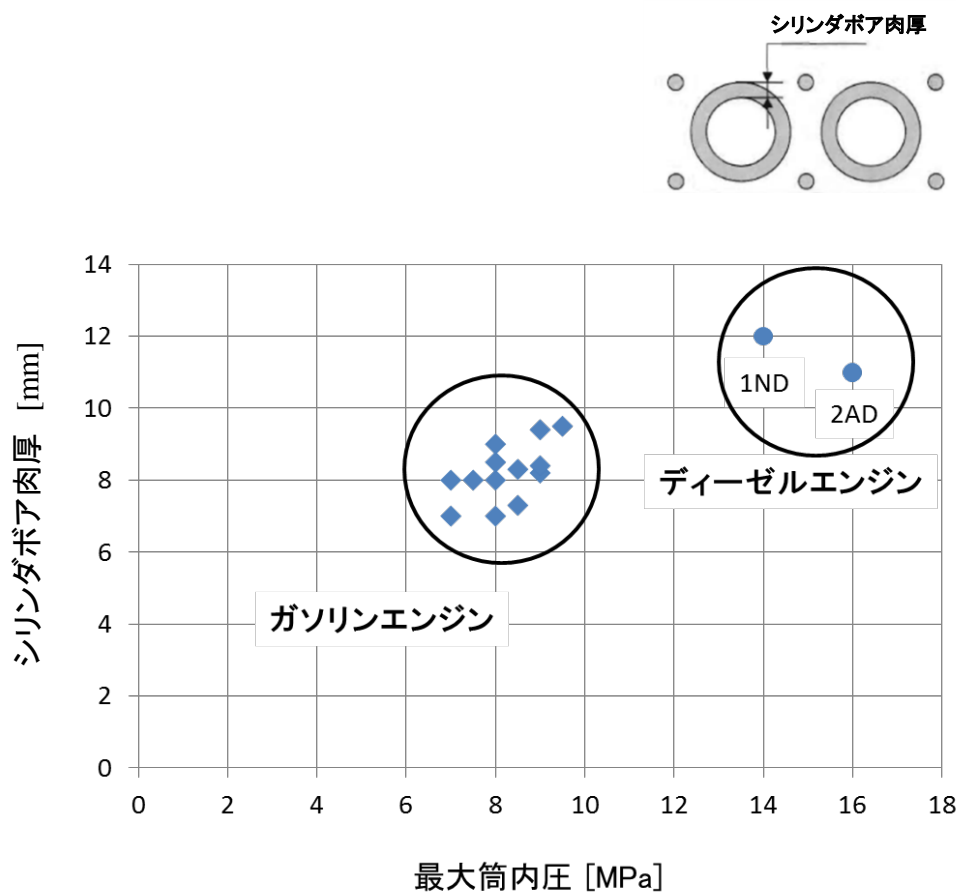


図 12 シリンダボア肉厚寸法と最大筒内圧

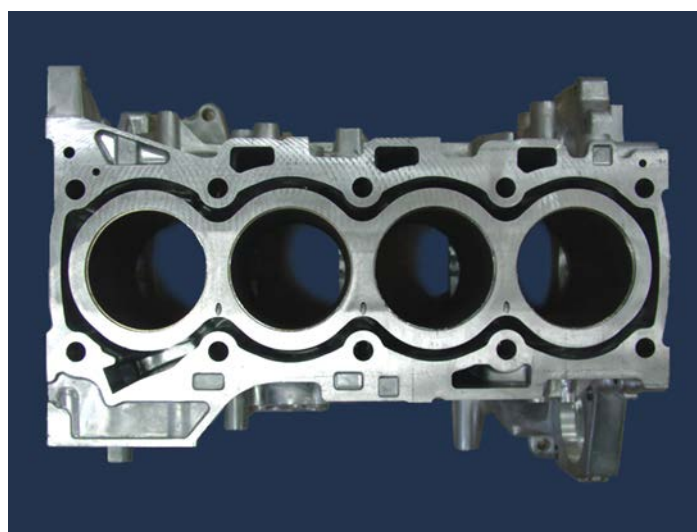


図 13 ディーゼルエンジン用オープンデッキアルミダイキャストブロック
2AD-FHV エンジン

6. シリンダヘッドガスケットの設計

6.1. シリンダヘッドガスケットに求められる機能

シリンダヘッドガスケットがシール機能を発揮するためには、シリンダヘッドガスケット自体の要因だけでなくシリンダヘッドガスケットを取り巻く周囲の部品やエンジン運転条件などのいろいろな要因に対応する必要がある。図 14 に、概念図としてその関係を記載した。最終的なシリンダヘッドガスケットの機能である燃焼ガスシールや、冷却水・潤滑油シールが正常に機能しているためには、常にガスケットのシール部分に適切な面圧が維持されており、さらにマイクロな表面あらさレベルでのシール性が確保されている必要がある。

マイクロなレベルでのシール性については、シリンダヘッドガスケットの表面処理とシリンダヘッドやシリンダブロックという相手材の表面あらさや表面層の硬さなどが設計要素となる。シール面圧分布は、シリンダヘッドガスケットの特性とシール面周辺の締結部材の挙動とによって決まる。その挙動には筒内圧とエンジンの暖機・冷却による熱膨張が影響している。締結部材の挙動によってシール面圧にどのような影響が現われるかは、シリンダヘッドガスケット自体の構造やエンジン構造要因であるヘッドボルトの設計、シリンダヘッドとシリンダブロックの剛性によって決まってくる。

シール機能を安定的に確保するにはシール面圧が高い方が有利である、しかし、シール面圧を高くするには、ヘッドボルト軸力を高める必要があり、その荷重による変形はシリンダブロックやシリンダヘッド全体に影響する。ヘッドボルト軸力はクランクシャフトやカムシャフトの摺動部の真円度などの形状に悪影響を与える。また、シリンダボア壁がシール荷重により変形するためピストンやピストンリングの摺動面に変形が発生する。シリンダボアの変形が大きいと、ピストンやピストンリングの追従性に影響しエンジンオイル消費が増大したり摺動部の摩擦損失の増大により出力や燃費にも悪影響を及ぼしたりする。さらに、シリンダヘッドガスケットの局所的なシール面圧に注目すると、高いシール面圧では相手面が摩耗しシール機能の低下を発生させやすくなる。

シリンダヘッドガスケットのメタルシートに成形されるビードについては、シール面圧を高めるためにビードの高い設計にすると組み付け応力が増加し、燃焼ガスに含まれる酸性成分によるメタルシート鋼材の応力腐食割れのリスクを高める。逆に、低面圧設計にしすぎると筒内圧によるシール面のすき間の振幅挙動が大きくなり、ビードのへたりを発生させたり、ビード周辺の疲労亀裂への余裕を減らすことになる。

これらの制約を考慮して、シール機能の維持が可能な適正な面圧となるようなエンジン設計がおこなわれる。より出力性能が高く、より軽量のエンジンを実現するためにはエンジン全体のサイズや質量という観点から、シール面圧はできるだけ低い方がエンジン構造的に好ましい。適切となるシール面圧はエンジン構造とシリンダヘッドガスケット構造の両方によって決まるため、部品相互の関係をエンジンの計画段階でよく吟味して、より低く適切なシール面圧によって機能が成立する構造設計をすることが高性能で信頼性や環境性能とのバランスが良いエンジンを実現する重要な要件となる⁽²⁵⁾⁽²⁶⁾⁽²⁷⁾⁽²⁸⁾⁽²⁹⁾。

簡略に述べると、シリンダヘッドガスケットの機能を確保・維持するのに必要なヘッド

ボルト軸力は最小限にするのが好ましいということである。

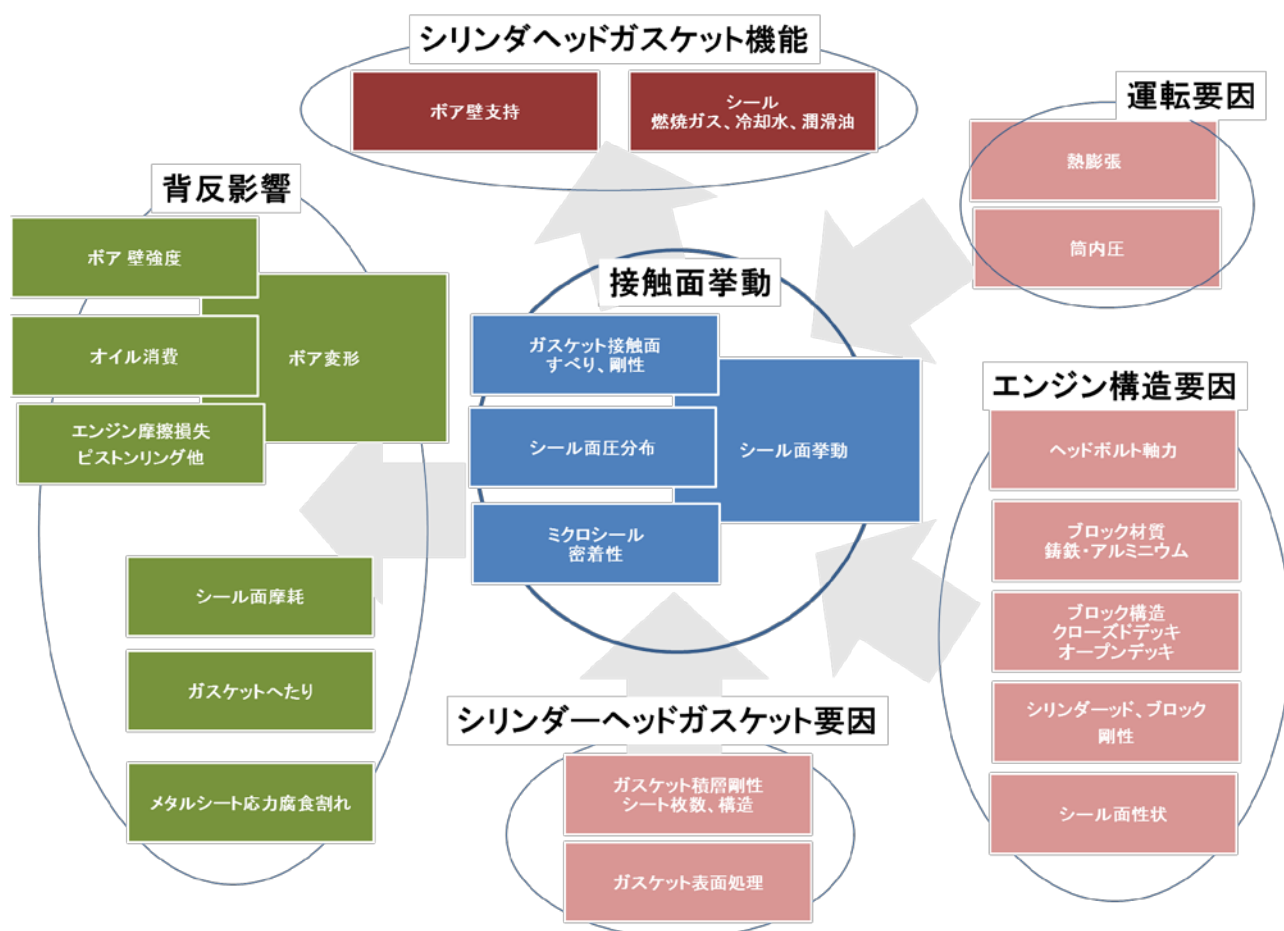


図 14 シリンダヘッドガスケットの機能成立の相関

6.2. メタルシリンダヘッドガスケットの基本構造

メタルシリンダヘッドガスケットではメタルシートにプレス加工によりビードを成形して、そのメタルシートを積層し組み合わせ、圧縮することによりバネ特性を得てシール面圧を発生させ、ガスや液体などのシールをしている。メタルシートの表層面には相手材との密着性を良くするために薄いゴムコーティングが施されているのが一般的である。

図 15 に 4 気筒エンジン用のインナーシムタイプと称すメタルシリンダヘッドガスケットの事例を示す。この図では左側がエンジン前方となる。シリンダボアの周囲にはヘッドボルト貫通穴や冷却水通路用の開口穴が設けられている、最外周にある大きめの開口はシリンダヘッドとシリンダブロックのクランクケースをつなぐブローバイガスおよびエンジンオイルの通路となっている。この事例では、4 層のメタルシートが積層されておりビードの成形された 3 枚のメタルシートの板厚は $t0.20$ (両面に塗布されたゴムコーティングを含むと約 $t0.25$)、内部に挟まる 1 枚のインナープレートの板厚は $t0.30$ である。インナープレートは積層されるメタルシリンダヘッドガスケットの全体を固定してシール位置を安

定させる役割を持っている。積層したメタルシート同士の位置決めはスポット溶接やカシメ加工により行なわれる。

成形ビードはシリンダボアまわり，ウォータージャケットまわり，油穴まわり，ヘッドボルトまわりを取り巻くように配置されている。シリンダボアまわりとブローバイ・オイル穴まわり部分の成形ビードの積層構造部を拡大した断面図を図 15 中に示す。この事例では，シリンダボアまわりがフルビードの積層構造，ブローバイ・オイル穴，ウォータージャケットまわり，油穴まわり，ヘッドボルトまわりはハーフビードの積層構造になっている。シリンダボアまわりについては積層するガスケット厚さを局所的に増加させシール面圧を高めるために板厚 $t0.10$ のメタルシートのシム板を付加している。付加したメタルシートのシム板はインナーシムと通称されている。

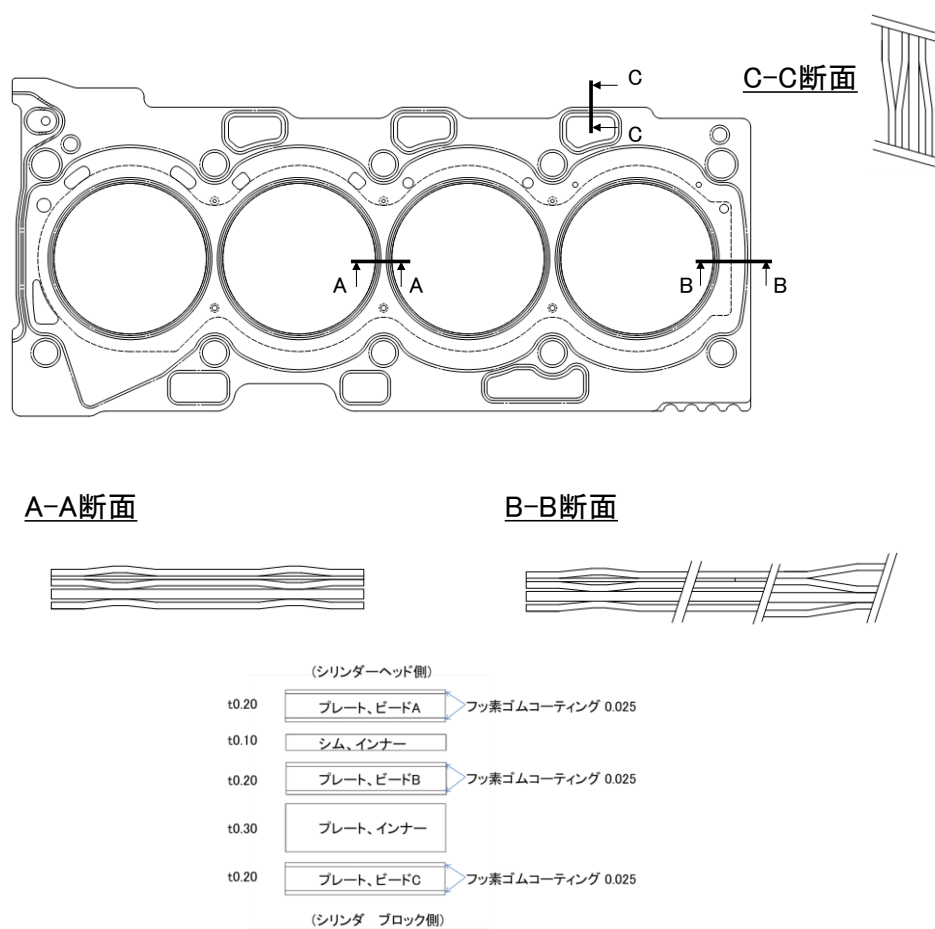


図 15 メタルシリンダヘッドガスケットの事例

図 15 の事例に示したように、成形ビードの形状にはフルビードとハーフビードがある。図 16 にフルビードとハーフビードを圧縮するために必要な荷重を示す。グラフの縦軸に示した線圧とは、成形されたビードを平坦になるまで変形させるのに必要な荷重をビードの全長で割り算した値である。この値は成形ビードによる発生面圧の目安となる。フルビードはハーフビードよりも広いシール幅が必要となるが線圧が高い。ハーフビードではシール幅は狭いが、線圧が低いという特徴がある。メタルシリンダヘッドガスケットにおいてはこれら 2 種類の成形ビードを組み合わせ使用している。

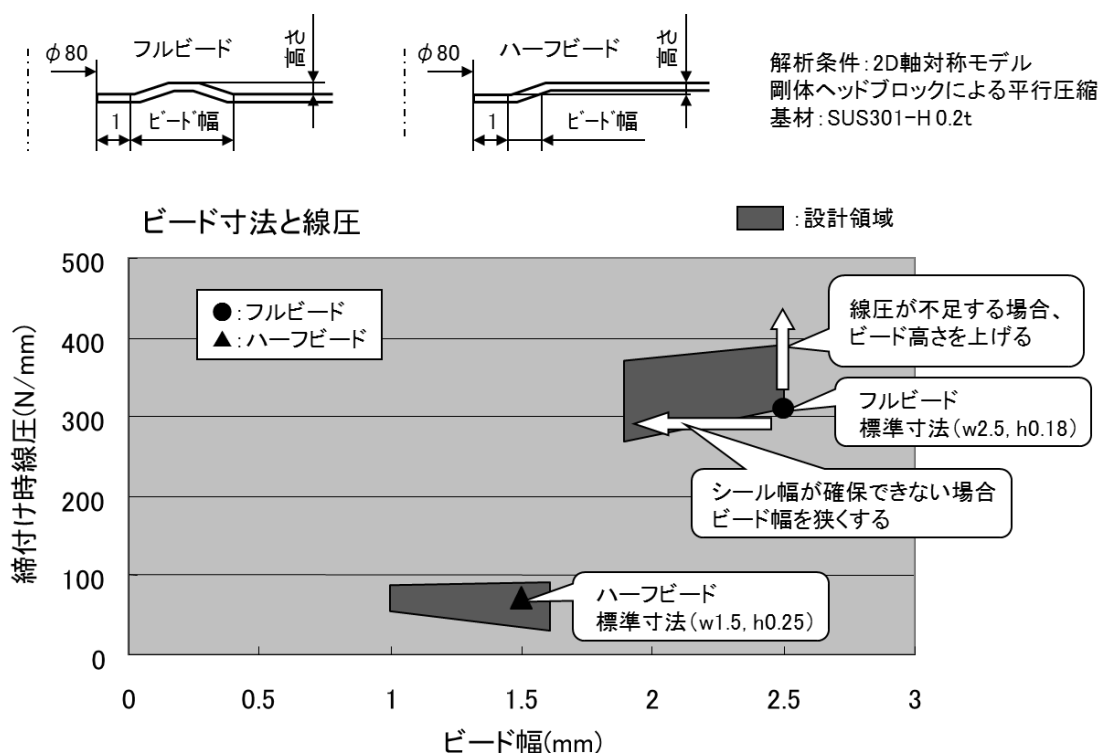


図 16 成形ビードの線圧特性




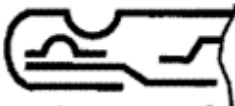
メタルシートの積層枚数はシリンダヘッドとシリンダブロック間のすきま変化への追従性と成形ビードによるメタルシートの応力から決定される。メタルシートの積層枚数が多いほどすきま変化への追従性を増すことができるため、一般に筒内圧の高いエンジンほど積層枚数が多くなる。実際の製品では、シール機能が確保できる最小枚数が選定されており乗用車用エンジンでは 1~5 層が一般的である。

シリンダヘッドガスケットの全体の中でシールが必要とされる部位に適切な荷重が発生するように面圧分布を作り出すことを狙って成形ビードの積層構造が決められる。シリンダボアまわりの燃焼ガスシールについては高いシール荷重を得る必要があるため成形ビードを組合せて積層するだけでは不足であり、ガスケットの積層厚さを増すための構造上の工夫がされている。表 1 には、量産されているシリンダボアまわりの代表的な 4 種類

のシール構造例について断面の概略図とその特徴を示した。

メタルシート層間に部分的に積層厚さ調整用シム板を設けた構造はインナーシムタイプと通称される。ガスケット厚さ調整をメタルシート自体の折り返しによりおこなう折り返しストップタイプ、幅の狭い追加のメタルシートシムを溶接によりシリンダボア内周近くに装着した溶接ストップタイプ、またグロメットタイプといわれるボア端面側にクリンチ加工で折り返しをつけ積層シートを覆う形状など種々の構成がある。ディーゼルエンジンではこのグロメットタイプが多く使われている。ここで、ストップとは、剛性の高い金属板をシリンダボアまわりに配置してガスケット厚さを増すとともに成形ビードの全屈を保護して燃焼ガスのシール性能を高める構造の通称である。

表 1 シリンダボア回りの各種シール部断面

| タイプ | シール部断面概略図 | 特徴 |
|----------|---|---|
| インナーシム |  | <ul style="list-style-type: none"> ・ガソリンエンジンのアルミオープンデッキシリンダブロックに多く用いられている。 ・インナーシムと呼ばれるストップがオープンデッキのボアまわり全体を覆い荷重を与えるようになっている。 |
| 折り返しストップ |  | <ul style="list-style-type: none"> ・鋳鉄シリンダブロックに多く用いられている構成である ・折り返し部の重なりがストップ機能を持っている。折り返し部には多少のバネ特性がある。 |
| 溶接ストップ |  | <ul style="list-style-type: none"> ・鋳鉄シリンダブロックに多く用いられている構成である。 ・別ピースのメタルシートを溶接で装着しリジッドストップとしている。 |
| グロメット |  | <ul style="list-style-type: none"> ・ディーゼルエンジンに多く用いられている構成である。 ・燃焼室側に設けられたグロメット部分はバネ特性を有している。 |

6.3. メタルシリンダヘッドガスケットのシール設計（ヘッドボルト軸力）

シリンダヘッドガスケット設計の基本的要件となるのが、シリンダヘッドをシリンダブロックに締結しているヘッドボルトの仕様である。エンジン構造設計の初期段階においてヘッドボルトの仕様は決められる。その仕様決めの手順の概略を以下に紹介する。

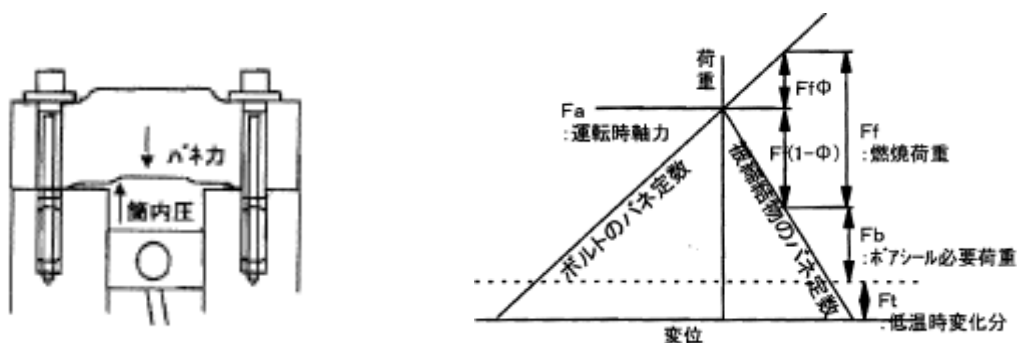
図 17 に示すように、ボルト締結については締結の 3 角形の考えを用いて、シールすべき最大筒内圧を参照しながら必要なヘッドボルト軸力を算出する。燃焼ガスのシールに必要な荷重 (F_b) は、経験的なシール幅の代表値にボアまわりのシール長をかけて算出し、その荷重 (F_b) がシール面積(A_s)に最大筒内圧 (P_{max}) を掛けて算出した荷重に余裕率(K) をかけた値を確保するようにして求める。余裕率 (K) はシリンダヘッドガスケットのへたり、シール面の摩耗、など継時的な変化を考慮した値となっている。

また、必要軸力の計算時にはシリンダヘッド、シリンダブロックの熱膨張差による収縮を考慮する。必要となるヘッドボルト総軸力は、運転時の残留軸力荷重 (F_a) がボアシールに必要な荷重 (F_b) と筒内圧総荷重 (F_f) による締結荷重低下 ($F_f \times (1 - \phi)$, ϕ : 内外力比) と熱膨張差による締結荷重低下の合計よりも大きくなるように決められる。設定軸力(組付け直後の軸力)としては、ヘッドボルトが締め付け後に締結面のなじみにより軸力が低下する分 (χ) を見込んでおく必要がある。

一方で、ヘッドボルトの軸力は燃焼ガスのシール面圧だけでなく、水シールや潤滑油シールにもシール面圧の荷重としても使われる。おおよそ、ヘッドボルトの軸力の内 50 ~ 60%程度がシリンダボアまわりで燃焼ガスシールに使われるような比率となる。この比率をボア分担率と称している。図 17 では、燃焼ガスのシールに必要な荷重 (F_b) はボア分担率により修正してヘッドボルト軸力として換算した計算になっている。

ヘッドボルトの軸力を大きくすればシール性能的には有利となるが、締結荷重の増大によりシリンダブロックやシリンダヘッドの各部において組み付けによる歪みが増大する。組み付け荷重に耐え歪みが小さくなるようなエンジン構造とするには、各部材の大型化や、より剛性の高い材料を使う必要がでてくる。したがって、バランス良い構造設計を目指すためにヘッドボルト軸力はできるだけ低く設定する必要がある。

開発の初期段階においてエンジン構造を一旦決めてしまうと、開発途中でのヘッドボルトの本数や配置、軸径などを変更するなどのヘッドボルト仕様の変更は難しい。したがって、基本設計が決まり新エンジンの開発が始まるとヘッドボルト軸力を高くできる自由度はヘッドボルト材料の高強度化などの限られたものなる。実際の開発現場においては、ヘッドボルト軸力はシリンダヘッドガスケットのシール機能に必要な荷重としては確保されるものの余裕は少なく設計され、シール性能の最終的な確保はエンジン開発の過程においてシリンダヘッドガスケットの仕様変更によって対応するというプロセスとなることが多い。



$$F_a \geq F_b + F_t + F_f(1 - \Phi)$$

$$F_b = K * P_{max} * A_s / \text{ボルト分担率}$$

$$F_t = \text{低温低下分}$$

$$F_f = P_{max} * A$$

$$\text{初期軸力: } F_i = F_a / \chi$$

$$\left(\begin{array}{l} \Phi: \text{内外力比} \quad A_s: \text{ボルトシール面積} \\ A: \text{燃焼荷重を受ける面積} \quad P_{max}: \text{最大燃焼荷重} \end{array} \right)$$

図 17 ヘッドボルトの軸力設計

6.4. シール部接触面圧

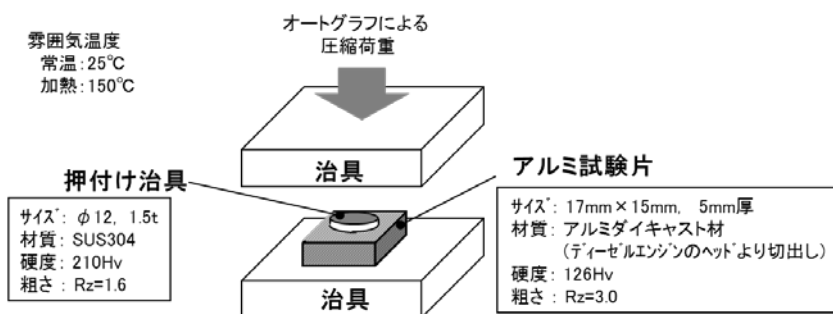
より高い圧力の燃焼ガスをシールするためにはシール面圧を高くする必要がある。しかし、シール相手材の表面硬さにより局所的な最大のシール面圧には限界がある。本研究対象の高出力ディーゼルエンジンでは、シリンダヘッドがアルミニウム重力鋳造材、シリンダブロックもアルミダイカスト材であるためアルミニウム材料の摩耗、座屈などがシール面圧の制約となってくる。

ガスケット設計の指標として、シリンダボアまわりのヘッドボルト締め付けによる分担荷重をシリンダボア外周のシール線長で割り算することで得られるシール線圧が、シリンダヘッドガスケットの仕様決めによく用いられている。しかし、実際のシール性能の過不足を判断するには平均的な指標であるシール線圧では不十分であり局所的な接触面圧についての確認が必要となる。つまり、局所的な接触面圧がシール相手材の座屈や摩耗の限界面圧を越えず、かつ実働中の筒内圧力に対してシール機能として必要な面圧が確保されているかを確認する必要がある。

接触部の限界面圧は経験的な値として扱われていることが多いが、確認のため図 18 に実際のシリンダヘッドから切り出したサンプルを用いて接触圧痕の計測を行なった結果を示す。試料のアルミ材にリング状の SUS 材を押し付けることによる圧痕深さを常温および 150°C にて測定をした。その結果、圧痕の程度から接触限界面圧は常温で 300MPa 程度、

150℃においては 250MPa 程度にあることが確認された。これは従来から言われている経験的な値を裏付けるものであり、また、アルミニウム材料のねじ締結における座面限界面圧が 200MPa から 300MPa 程度を基準としていることとも一致している。

シール線圧という代表値を用いて最大筒内圧がシールできるシールラインの圧力を確保したうえで、長期的に安定したシール機能を確保するためには局所的なシール部接触面圧が実働時に 250MPa 程度を越えないようにすることが、信頼性確保のための設計条件となる。



圧痕測定方法: レーザ顕微鏡

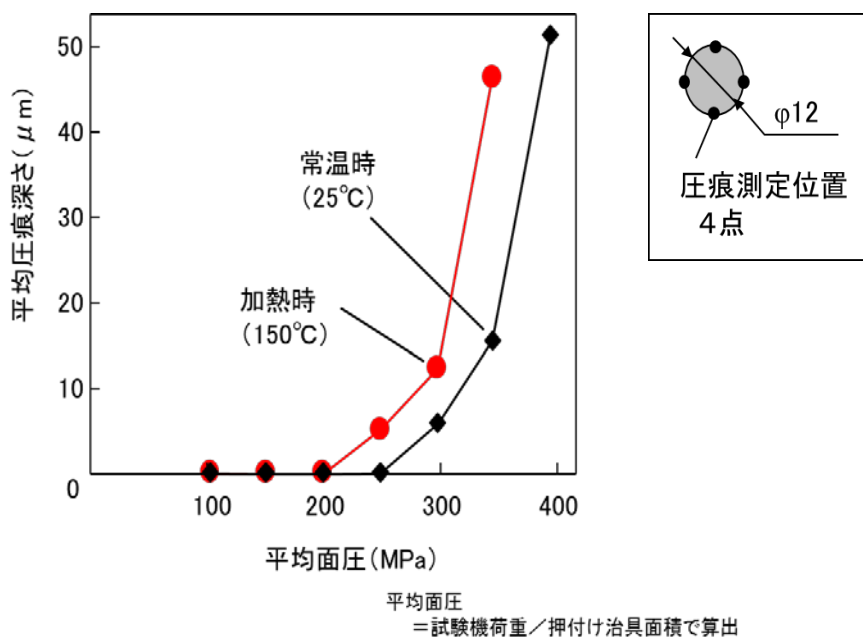


図 18 アルミニウム合金の接触限界面圧

7. エンジン実機における組付け時のシール面圧

シリンダヘッドガスケット組み付け時のシール面圧は感圧紙を用いて測定される。感圧紙による測定方法はシリンダブロック上面またはシリンダヘッド下面とシリンダヘッドガスケットの間に感圧紙を挟み、ヘッドボルトを締め付けることによりシール面圧を発生させ感圧紙を発色させることで測定する。その後、ヘッドボルトを緩めて挟み込んだ感圧紙を取り出してその発色を観察する方法である。ここで用いた感圧紙は、FUJIFILM 圧力測定フィルム、プレスケールの中圧用 MW (感圧範囲: 10~50MPa), 高圧用 HS (50~130MPa), 超高圧用 HHS (130~300MPa) の 3 種類である。

グロメットタイプとインナーシムタイプについてシリンダヘッド面側とシリンダブロック面側のそれぞれのシール面圧の様子を示す。図 19, 図 20 にグロメットタイプを図 21, 図 22 にインナーシムタイプのシリンダヘッドガスケットによる測定結果を示した。グラフは感圧紙の発色濃度を市販の感圧画像解析ソフトを使用して接触面圧に換算した結果を示している。

グロメットタイプは折り返しのグロメット部分に高いシール面圧が発生し、インナーシムタイプは比較的低温で広い範囲にシール面圧が発生している。グロメットタイプについてはシリンダボア内周側に高シール面圧領域がありこの部分でガスシールをしている。ここで実測されたグロメットタイプの組み付け時における接触面圧 300MPa という値は、第 1 章 第 6.4 項で示した摩耗や変形からのアルミニウム材との接触面圧の許容値から見ると余裕の少ない値となっている。

また、設計思想的にグロメットタイプには燃焼ガスのガスケット内部への侵入を防ぎたいという考えがある。一方、インナーシムタイプについてはシリンダボアの内周部分より少し入った部分に最も高いシール面圧部がある。このため、シール機能が破綻する際には切断面となっているガスケット開口部からガスケット内部へのガスの侵入が起りやすい。しかし、シール性能にとっては適切なシール面圧の確保・維持が基本であり、この構造の違いはシール漏れが起きる場合の不具合モードの違いとして現れることになる。

ここでの面圧測定結果に示すように、供試した 2 種類のシリンダヘッドガスケットには、その特性にかなりの違いがあることがわかる。このため、構造や面圧分布が特徴的に異なるインナーシムタイプとグロメットタイプを本論文の研究対象として選定した。

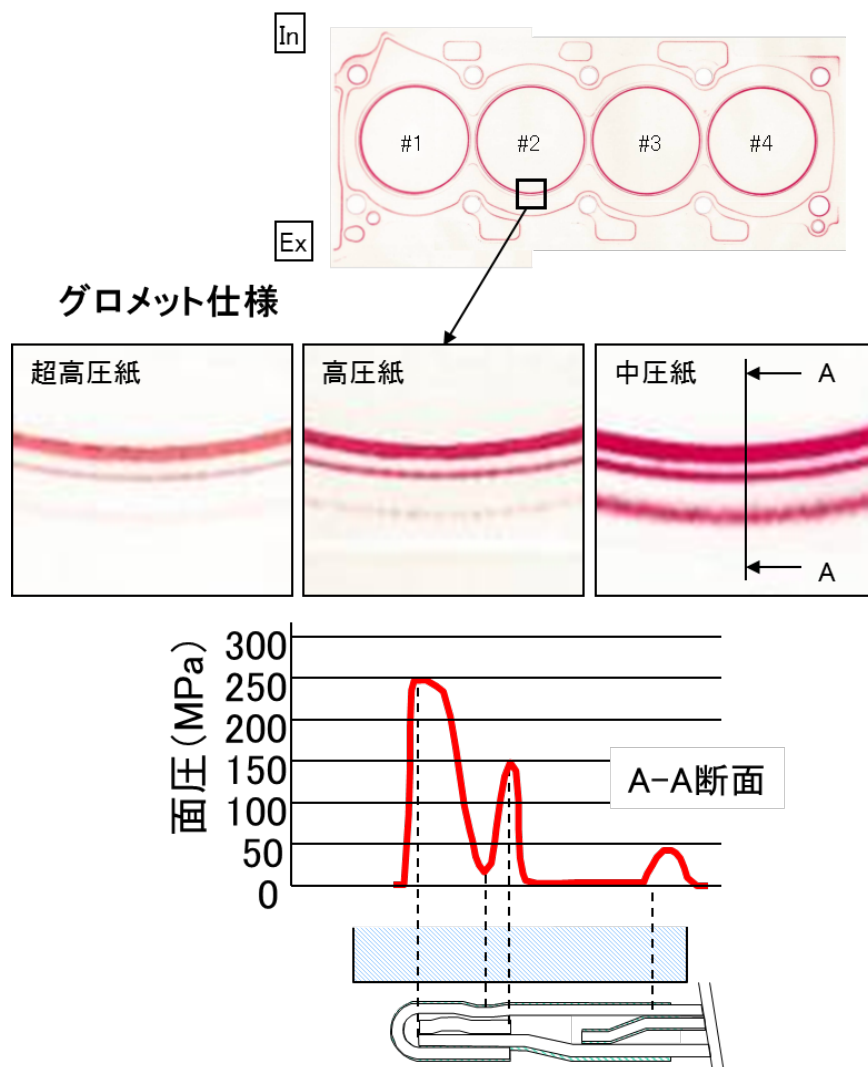


図 19 グロメットタイプ面圧測定結果 (シリンダヘッド側)

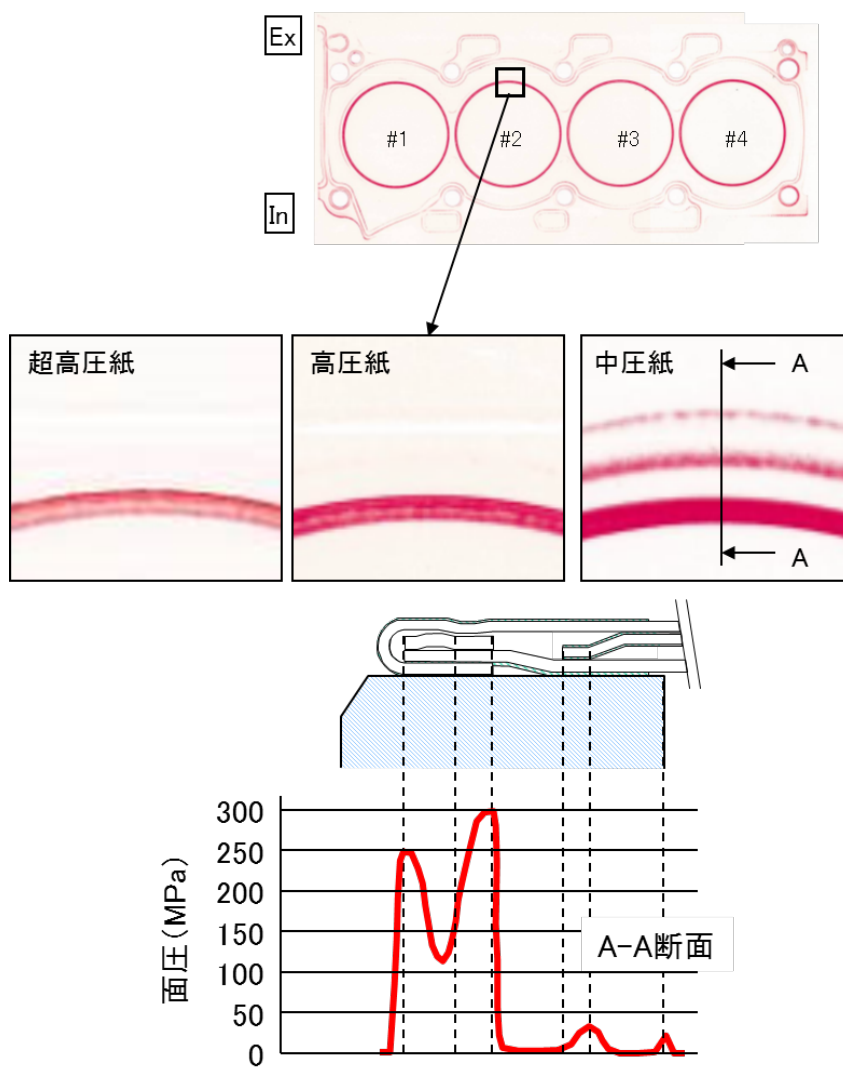


図 20 グロメットタイプ面圧測定結果 (シリンダブロック側)

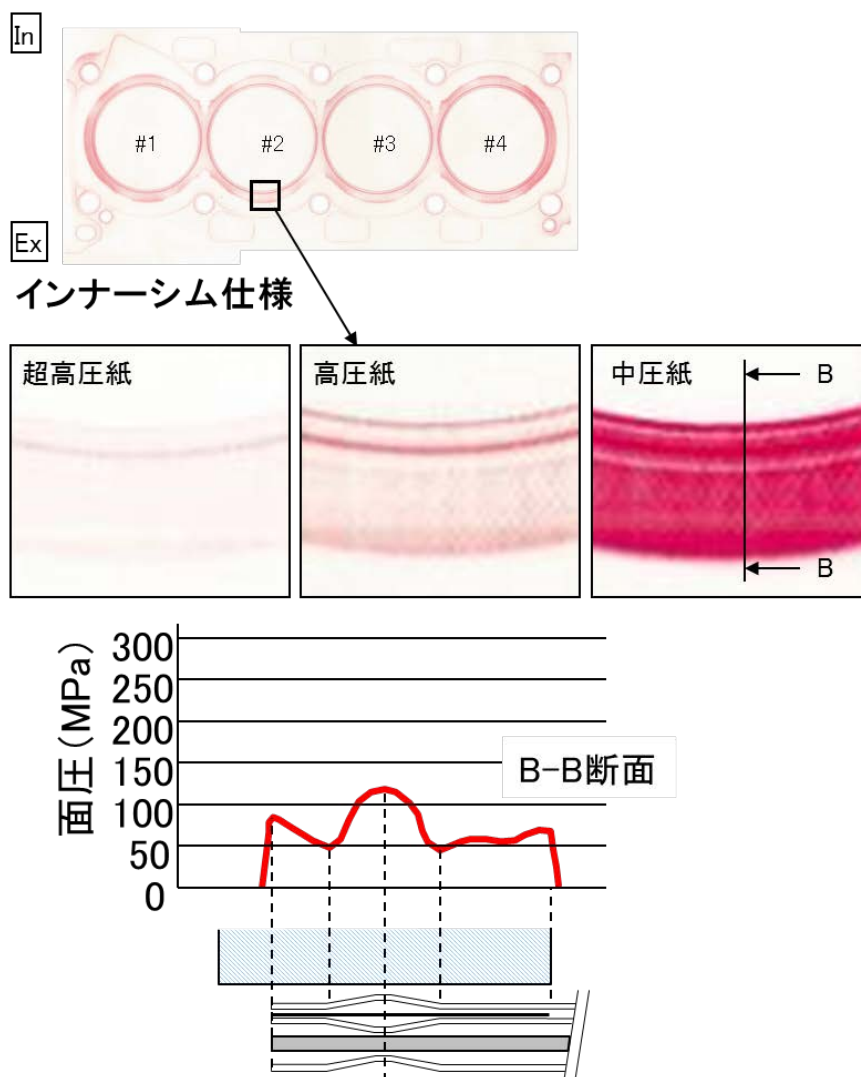


図 21 インナーシムタイプ面圧測定結果 (シリンダヘッド側)

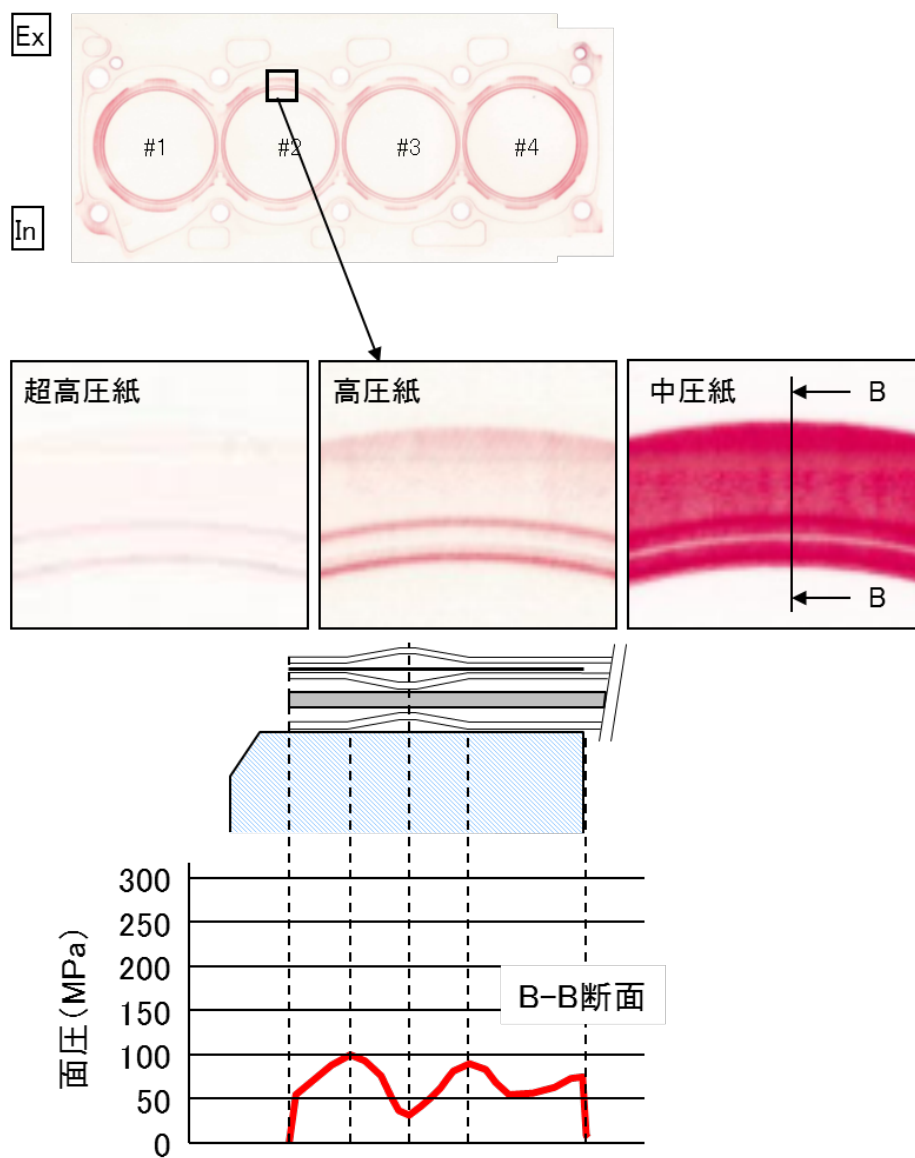


図 22 インナーシムタイプ面圧測定結果 (シリンダブロック側)

第 2 章

高筒内圧時のシール性能

本章においては、

- (1) 精度良くシール面圧の予測をするために、ゴムコーティングを含めたメタルシリンダヘッドガスケットモデルを用いる CAE 計算手法を提示し、その有効性を確認する。
- (2) シリンダヘッドガスケットのヘッドボルト軸力に対するシール特性の変化を観察し、CAE 計算と実験結果から高筒内圧シールに望ましいシリンダヘッドガスケットの特性を明らかにする。

1. CAEによるシール面圧計算

メタルシリンダヘッドガスケットを構成する金属シートには 20~30 μ m 厚程度のゴムコーティングが施されており、シリンダヘッド表面やシリンダブロック表面でのマイクロなシール機能を確保している。ゴムコーティング層は薄い、ゴム層の変形により接触面積が変化することからシール面圧分布に影響を与えるものと考えられる。したがって、精度良いシール面圧のシミュレーションには、メタルシートのビード剛性にゴムコーティングの特性を含めた接触面圧の解析が必要となる。従来のシリンダヘッドガスケットのシール面圧計算ではゴムコーティングは含んでおらず精度として不十分なものであった。先行文献調査では、ゴムコーティングを含む計算モデルによるシリンダヘッドガスケットの強度解析の研究は報告されているが、シール面圧分布について解析をした事例はなかった⁽³⁰⁾⁽³¹⁾⁽³²⁾⁽³³⁾。

本章では、2次元モデルによりゴムコーティングを含めた燃焼室まわりのシール面圧を計算し、実験との比較によってその有用性を確認する。

2. シリンダヘッドガスケットの計算モデル

2.1. シリンダヘッドガスケットモデル

メタルシートに塗布されたゴムコーティングを含むシリンダヘッドガスケットの2次元円筒モデルを作成した。計算モデルは、第2番気筒のスラスト-反スラスト方向の断面を2次元軸対称要素でモデル化した。積層されたそれぞれのメタルシート間では、接触と摩擦を考慮することとした。計算には汎用構造解析コード ABAQUS を用いた。ガスケットモデルの要素は CAX4、インナーシムタイプは 20751 接点、19207 要素、グロメットタイプは 14929 接点、13681 要素である。

インナーシムタイプとグロメットタイプの2種類について計算をおこなった。図 23 にインナーシムタイプの計算モデルを、表 2 にその諸元を、また、図 24 にグロメットタイプの計算モデルを、表 3 にその諸元を示す。シリンダヘッドガスケットを構成する金属プレート表面のゴムコーティングについては、第 2.2 項に示す方法により超弾性体として扱った。金属プレート間の摩擦については、第 2.3 項に示す方法により実測した摩擦係数を用い面圧と摩擦力の関係として計算に反映した。ただし、ゴムコーティング同士の摩擦係数の測定は困難であったためシリンダヘッドガスケットの層間のゴムコーティング同士の摩擦についても第 2.3 項に示す方法により実測した摩擦係数を用いた。また、グロメットタイプの層間にある金属プレート同士の摩擦係数については、鉄対他金属の正常面での動摩擦係数が 0.3~0.5 であることから 0.4 とした⁽³⁴⁾。

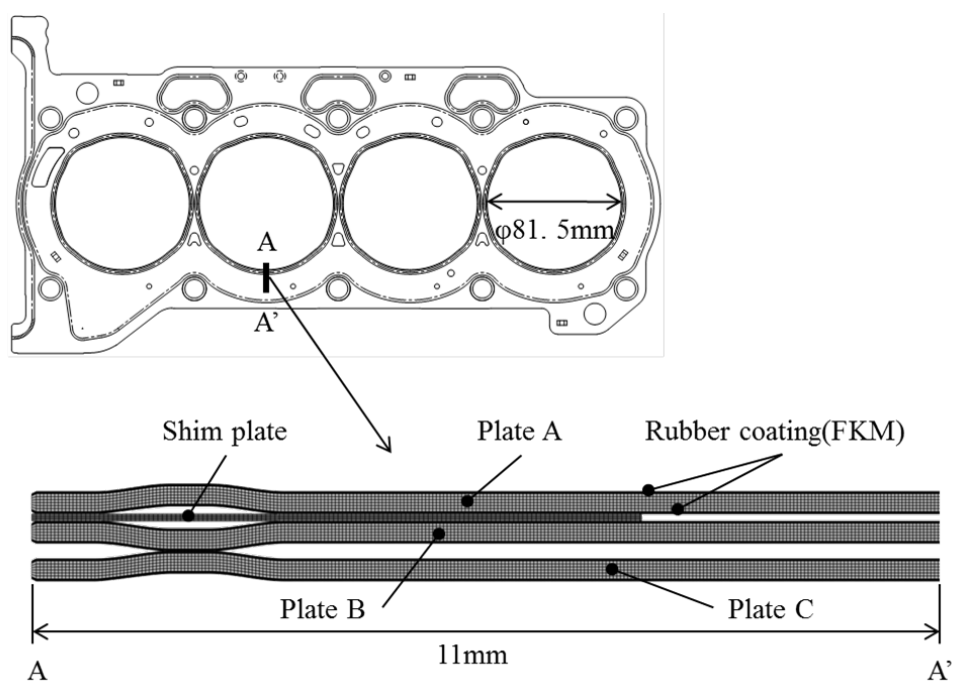


図 23 インナーシムタイプガスケットのモデル

表 2 インナーシムタイプガスケット諸元

| | Material | Metal thickness (mm) | Plate thickness with rubber coating (mm) | Rubber coating area |
|------------|----------|----------------------|--|---------------------|
| Plate A | SUS | 0.2 | 0.25 | Both sides |
| Shim plate | SUS | 0.08 | - | None |
| Plate B | SUS | 0.2 | 0.25 | Both sides |
| Plate C | SUS | 0.2 | 0.25 | Both sides |

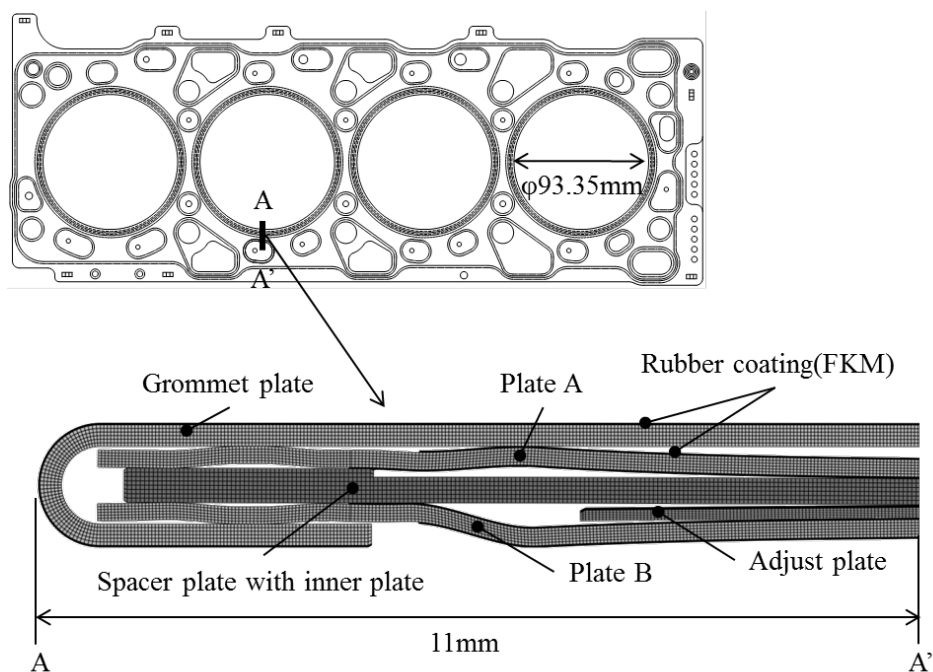


図 24 グロメットタイプガスケットのモデル

表 3 グロメットタイプガスケット諸元

| | | Material | Metal thickness, mm | Plate thickness with rubber coating, mm |
|------------|---------------|----------|---------------------|---|
| Inner-shim | Plate A | SUS | 0.2 | 0.25 |
| | Shim plate | SUS | 0.1 | - |
| | Plate B | SUS | 0.2 | 0.25 |
| | Inner plate | SPCC | 0.3 | - |
| | Plate C | SUS | 0.2 | 0.25 |
| Grommet | Grommet plate | SUS | 0.3 | 0.325 |
| | Shim plate | SUS | 0.25 | - |
| | Plate | SUS | 0.3 | 0.325 |
| | Inna plate | SPCC | 0.4 | 0.43 |

2.2. ゴムコーティングの計算モデル(応力-歪み特性)

ゴムコーティングの応力-歪み特性を表現するために超弾性体 (Mooney-Rivlin) モデルを用いた. このモデルは超弾性体を扱う基礎として一般的にゴム材の挙動計算に使われるものであり, 本論文での計算で扱う程度の歪みであり非線形性の強くない範囲であれば実測を表せるとされている⁽³⁵⁾.

超弾性体のエネルギー関数は材料の単純引張試験, 純せん断試験 (1 軸拘束 1 軸引張試験による, 一様 2 軸試験から材料特性を求めてパラメータを同定する必要がある. しかし, 純せん断試験や一様 2 軸試験は, その実施が容易ではないことから単純引張試験からその他の試験を推定する手法が研究されている. 本論文では, 永田らの手法⁽³⁶⁾を用いて単純引張試験結果から純せん断試験, 一様 2 軸試験結果を推定し, Mooney-Rivlin モデルの歪みエネルギー関数 (U) のパラメータ (C_{10}, C_{01}, D_1) を同定した. 用いた関係式を下式 (1) に示す.

$$U = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + \frac{1}{D_1}(J_{el} - 1)^2 \quad (1)$$

ここで, U は単位参照体積当たりの歪みエネルギー, I_1, I_2 は偏差歪みの第 1, 2 不変量, J_{el} は弾性体積比を表す.

単純引張試験にはゴムコーティングに用いるゴム材を図 25 のように成型し供試した. 本論文での解析対象となる面圧測定は, 室温で行われているため, 試験は室温で実施した. パラメータ同定した結果を図 26 に示す. 前述のように単純引張試験(図 26 の実線)から 3 種類のパラメータを同定し, そのパラメータを用いて計算した単純引張試験, 2 軸引張試験, 純せん断試験それぞれの結果と比較している. この図から本モデルのパラメータは適正であると判断した.

なお, 供試したゴムコーティングの応力緩和特性の測定結果を図 27 に示す. 試験片には, 実際にシリンダヘッドガスケットに用いられるシート材料から切り出し 11 枚積層したものをを用いた. 測定は, 積層した試験片に約 100kN の初期圧縮荷重を加え, その圧縮量を保持して圧縮荷重の経時変化を測定した. 圧縮荷重は, ゴムコーティングがシリンダヘッドガスケットにおいて受ける最大面圧の約 90MPa となるように 100kN を狙いとした. 結果は, 圧縮の初期から約 60 秒程度で安定した圧縮荷重となり, その変化は 0.2%と小さいことを示した. このため, 本論文では応力緩和の影響は考慮しなくてよいと判断した.

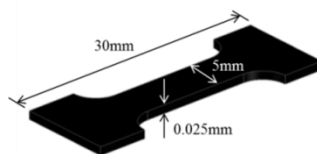


図 25 ゴムコーティングのテストピース

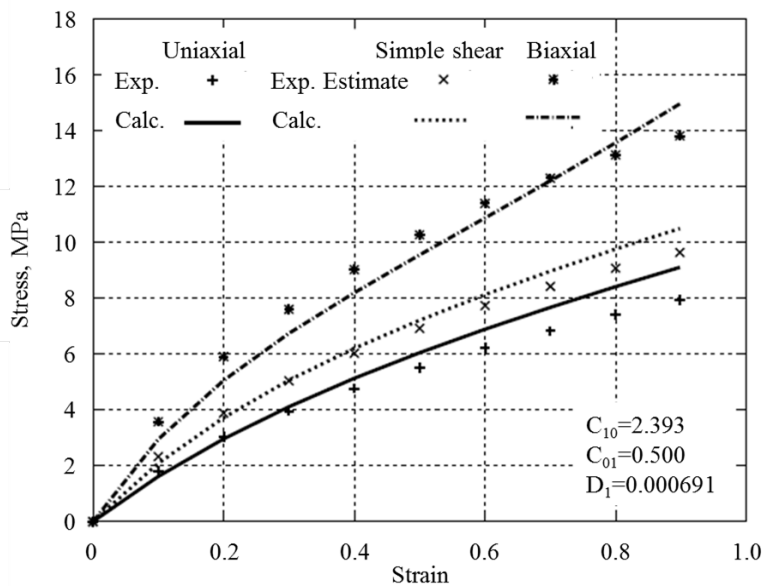
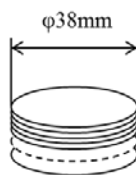


図 26 ゴムコーティングの特性



Test piece
11 layers of stacked duplex rubber coated metal sheets

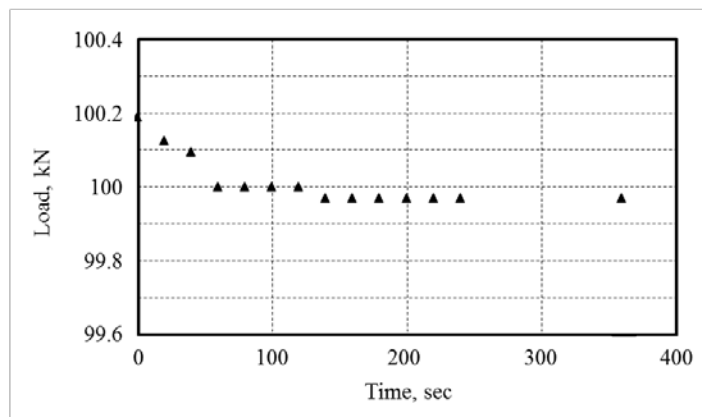


図 27 ゴムコーティングの応力緩和特性

2.3. ゴムコーティング計算モデル(境界条件)

ゴムコーティングが塗布されたシリンダヘッドガスケット用メタルシートにアルミニウム材ブロックを押し付け、押し付け面内スラスト方向に強制変位を与えた際の変位と摩擦反力の関係を測定し、摩擦係数として算出した。測定した装置の構成を図 28 に示す。反力の測定はアルミニウム材に押し付けられたゴムコーティング付メタルシートを 1~2 $\mu\text{m}/\text{min}$ 程度の非常に遅い変位速度でスライドさせながら測定した。この遅い変位速度は、実測において安定した摩擦力の計測が可能であったことと、実際の感圧紙による面圧測定がヘッドボルトの締め付けに 2min 程度の時間をかけて行っていることとも対応すると考えたためである。測定は室温で行った。

押し付け荷重をパラメータとして、測定した変位と摩擦反力の関係グラフを図 29 に示す。グラフの初期の傾きはゴムコーティングがせん断変形している領域であり、反力が一定となっているところは滑りが発生している領域と考えられる。よって、一定となったときの反力をアルミニウム材ブロックの押し付け荷重で除した値を摩擦係数とした。

図 30 に各押し付け荷重における接触面圧と摩擦係数との関係を示す。接触面圧は、押し付け荷重をアルミニウム押し付け材の接触面積により除することで算出した。図 30 より面圧の増加により摩擦係数が低下する。これは従来の研究と一致している⁽³⁷⁾。測定された摩擦係数を 2 次関数により近似し、押し付けた面圧 80MPa 以上の摩擦係数は一定としてゴムコーティングの摩擦係数として扱い計算に組み込んだ。

計算では、ここで得られた摩擦係数 μ を用いて下式(1)によって摩擦力 τ_{crit} を求め、接触面における固着と滑りの判定値とした。摩擦係数 μ は上述の近似式により接触面圧 p の関数として定義される。

$$\tau_{crit} = \mu(p) \times p \quad \text{----- (1)}$$

境界条件の判定は、ゴムコーティングの接触面を固着状態として算出されるせん断応力 τ_{eq} が上記の判定値 τ_{crit} 以下の場合には接触面を固着状態とし、せん断応力 τ_{eq} が判定値を超えると滑り状態とした(下式(2))。固着状態と滑り状態の遷移の様子は、後述の第 3 章 第 2.6 節 図 52 の説明図に示している。

$$\begin{cases} \tau_{eq} < \tau_{crit} : \text{固着状態} \\ \tau_{eq} \geq \tau_{crit} : \text{滑り状態} \end{cases} \quad \text{----- (2)}$$

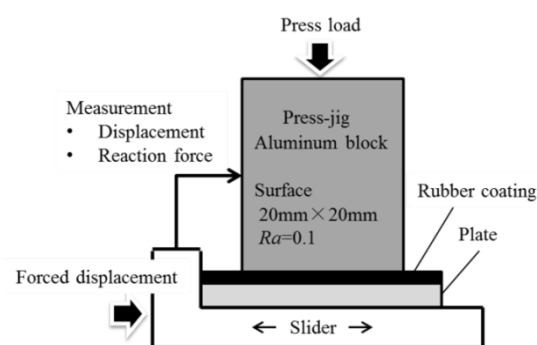


図 28 ゴムコーティングの摩擦特性の計測方法

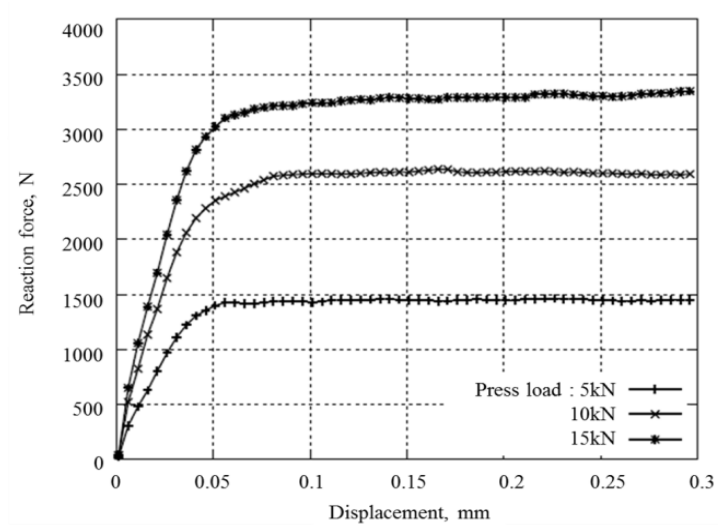


図 29 ゴムコーティングのせん断力挙動

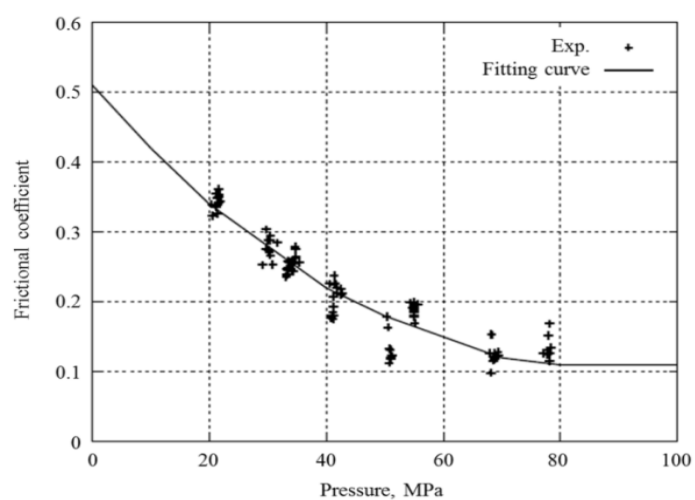


図 30 ゴムコーティングの摩擦係数

3. インナーシムタイプのシール面圧計算

3.1. ゴムコーティングのシール面圧計算への影響

インナーシムタイプについて計算したシール面圧の結果を示す。

計算で求められるシリンダヘッド面，シリンダブロック面での接触面圧がシール面圧となる．ここでの，シリンダヘッド，シリンダブロックに相当するモデルは剛体モデルとした．さらに，シリンダヘッドガスケットの第2番気筒のみを平板により圧縮する治具を用い加圧を行い，感圧紙による接触面圧を測定した．その結果と計算結果との比較を行った．

設計荷重の 100kN までシリンダヘッドガスケットを圧縮した際のシリンダヘッド面，シリンダブロック面のシール接触面圧の計算結果と感圧紙による実測結果を図 31 に並べて示した．計算結果と実測結果はほぼ一致した面圧の分布を示しており，計算は実際の接触面圧を定性的に再現していると考えられる．

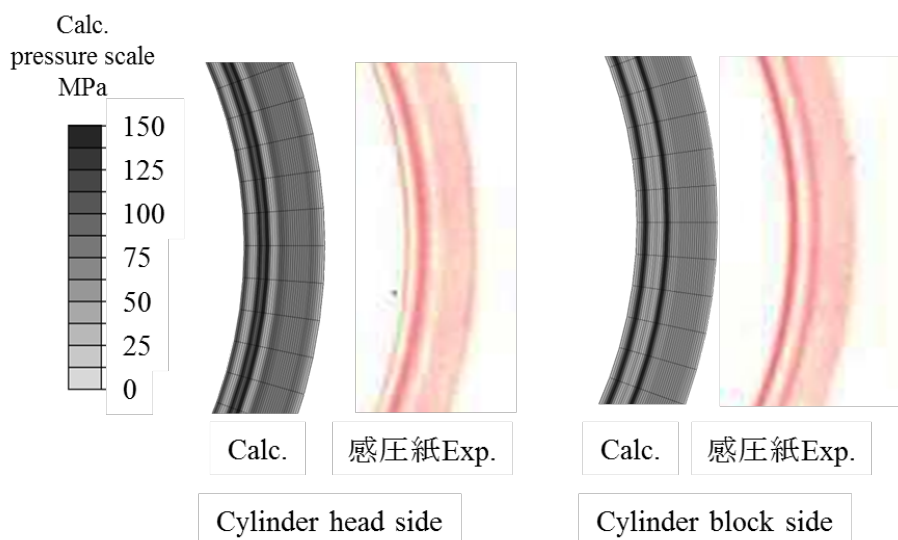


図 31 接触面圧分布 (Press load: 100kN)

図 32 にはゴムコーティングを含まないモデル ((a-) : Design configuration without rubber coating) と含むモデル ((a) : Design configuration with rubber coating) についてシリンダヘッド面およびシリンダブロック面との接触面圧の計算を実施した結果を示す．ゴムコーティングを含まないモデル(a-)では，各メタルシートの上下面ゴムコーティングの厚み分だけ全体厚が薄くなっている．したがって，ガスケットの締付け厚さも異なっている．計算結果を感圧紙による実測結果と比較して図 33 に示す．ここでの実測面圧は，感圧紙（プレスケール高圧用）を市販の感圧画像解析ソフトを使用して換算した結果を接触面圧として示している．

ゴムコーティングを含まないモデル(a-)では，シリンダヘッド側，シリンダブロック側ともに面圧ピークの絶対値のみならず面圧の分布形状が実測とかなり異なっている．一方，ゴムコーティングを含むモデル(a)では，実測にかなり近い結果となっていることが確認で

きる。しかし、面圧ピークの形状や値に実測とはまだ違いが見られる。

このことから、ゴムコーティングを考慮することにより計算面圧が実測に近づくが実際の接触面圧を再現するには、ここでの計算モデルではまだ不十分であることがわかる。

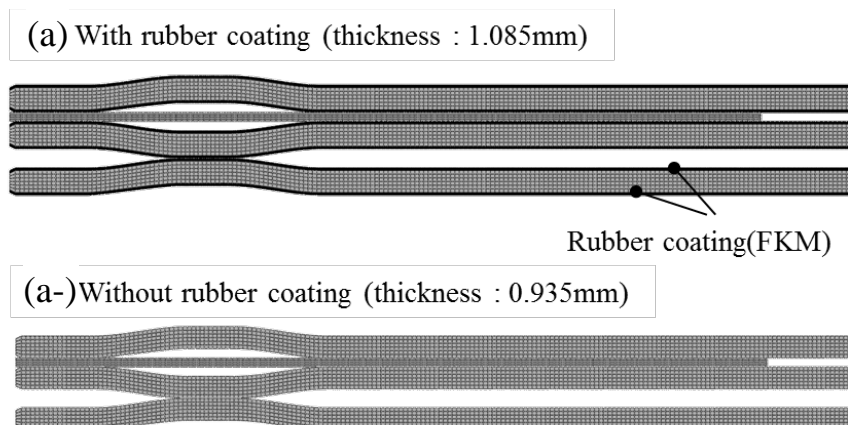


図 32 ゴムコーティング有り・無しの計算モデル (インナーシムタイプ)

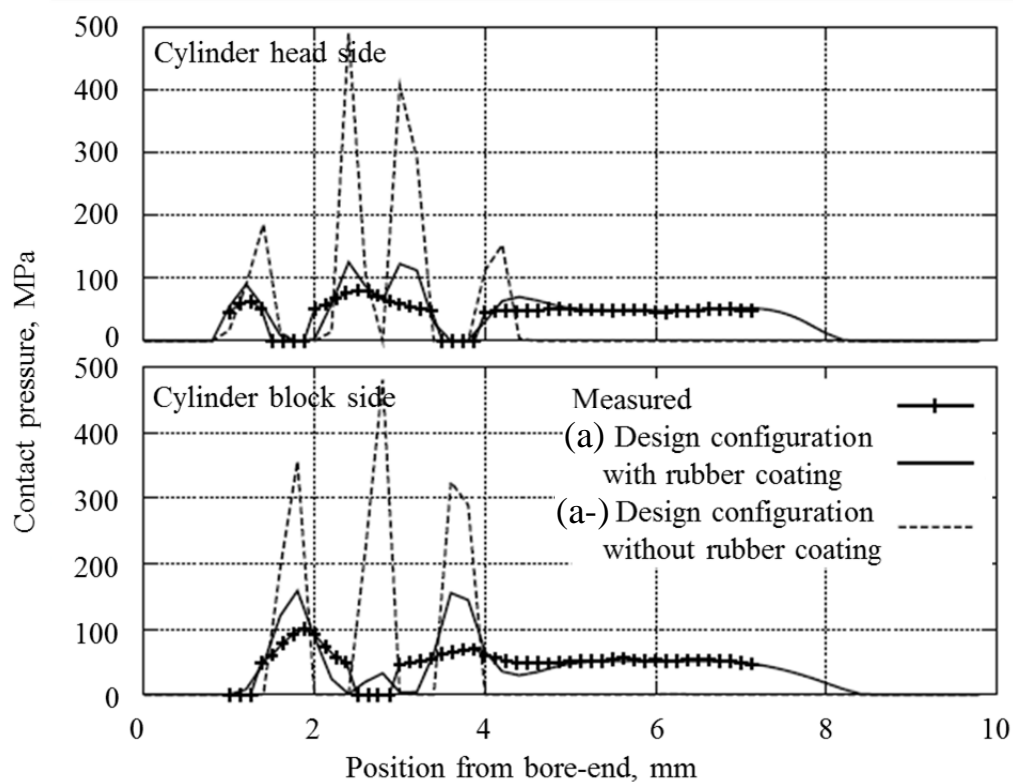


図 33 ゴムコーティングのシール面圧への影響 (インナーシムタイプ)

3.2. ビード形状の影響

前項で示した計算モデルのガスケット形状は設計中央値を参照して作成した形状となっている。そのため、実測に用いたガスケット形状とは違いがあることに注目した。すなわち、実体のガスケットビード形状を測定し、その形状に基づいて計算モデルを修正した。計測に用いたシリンダヘッドガスケットの実測形状の特徴は、設計中央値よりもビード底部の幅が広く（図中、0.2mm）、ビード頂部の平坦部がなく頂点の位置が異なる（図中、0.135mm）ことであった。この実測形状を反映した計算モデル((b) Actual configuration with rubber coating) を図 34 に示す。

この修正したモデルにより計算した結果を図 35 に示す。ここで、図 35 の(a)Design configuration with rubber coating は図 33 の(a)と同じ計算結果を示している。この結果から、計算モデルに実測形状を反映 ((b)) することにより実測の接触面圧とほぼ一致する結果が得られることがわかる。

この実測とのよい一致から、本論文のゴムコーティングを含む計算モデルを用いることでシール面圧の計算が可能と判断できる。また、メタルシートの比較的小さな形状差がガスケットのシール面圧に影響を与えていることも明らかになった。

m

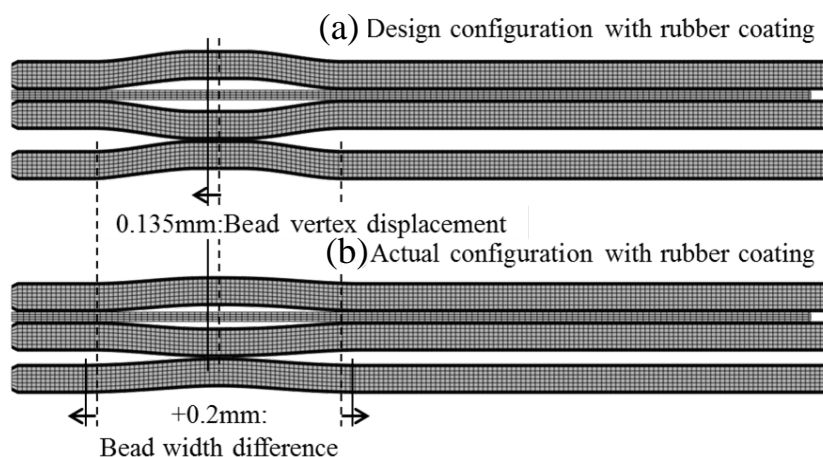


図 34 実体形状を反映したガスケットモデル（インナーシムタイプ）

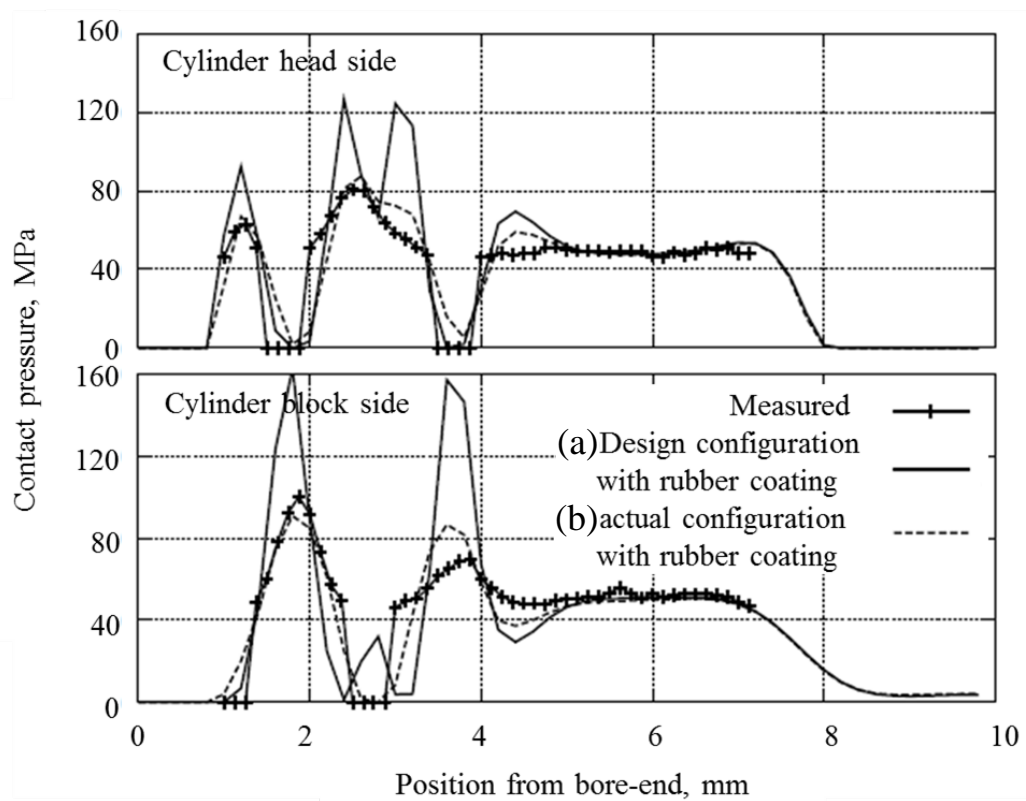


図 35 ビード形状による接触面圧への影響

4. グロメットタイプのシール面圧計算

4.1. 計算モデル

インナーシムタイプと同様の計算をグロメットタイプのガスケットについても実施した。グロメットタイプの場合は成型によって内部のビード形状などが変形するため、図面上で示される部品形状と実体のメタルシートの形状はかなり異なっている。このため、図 36 に示されるとおり、図面值から予想される変形を織り込んで作成した図面值モデル(a)と、面圧測定後のガスケットの切断面から得た形状をもとにして作成した実測形状を反映した計算モデル(b)の2種類のモデルを準備した。実測に使用したシリンダヘッドガスケットの断面写真を図 36 の(c)に示す。図面值モデル(a)から実測モデル(b)への変更点は、グロメットプレート先端部の上下面接触位置およびプレート B の先端部位置の変更と、グロメットプレートの折り返し部の短縮である(本章 第 2.1 節 図 24 参照)。ただし、グロメットプレートのうねりまで反映することは困難であった。

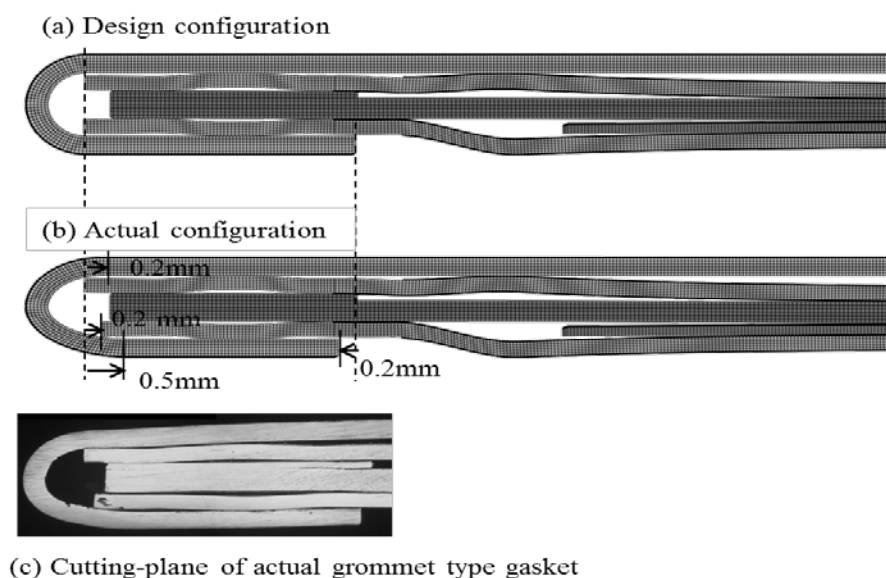


図 36 グロメットタイプの計算モデル

4.2. 計算結果

グロメットタイプではシール部分の面圧ピークが高く、感圧紙の測定範囲を超えてしまい精度良い測定ができないため、面圧の測定は設計締め付け軸力より低い 40kN にて実施した。図面形状を基にした図面值モデル(a)と実測形状モデル(b)についての計算結果を、感圧紙による接触面圧の測定結果と共に図 37 に示す。図から分かるように、図面值モデル(a)では、インナーシムタイプでの結果と同様に実測の接触面に一致する結果は得られていない。一方、実測の形状を反映したモデル(b)を用いることで、ほぼ実測と同等の接触面圧が得られている。したがって、グロメットタイプについても、実体形状の計算モデルへの反映が重要であり、また、ゴムコーティングを含む本論文の計算手法によりシール面圧の

計算が可能なことが示されたといえる。

ここで 10MPa 付近の低面圧部において不一致がみられるが、グロメットプレートとプレート B (図 24) のうねりにより生じる程度の面圧であり、その形状を計算モデルに反映させていないことが原因と考えられる

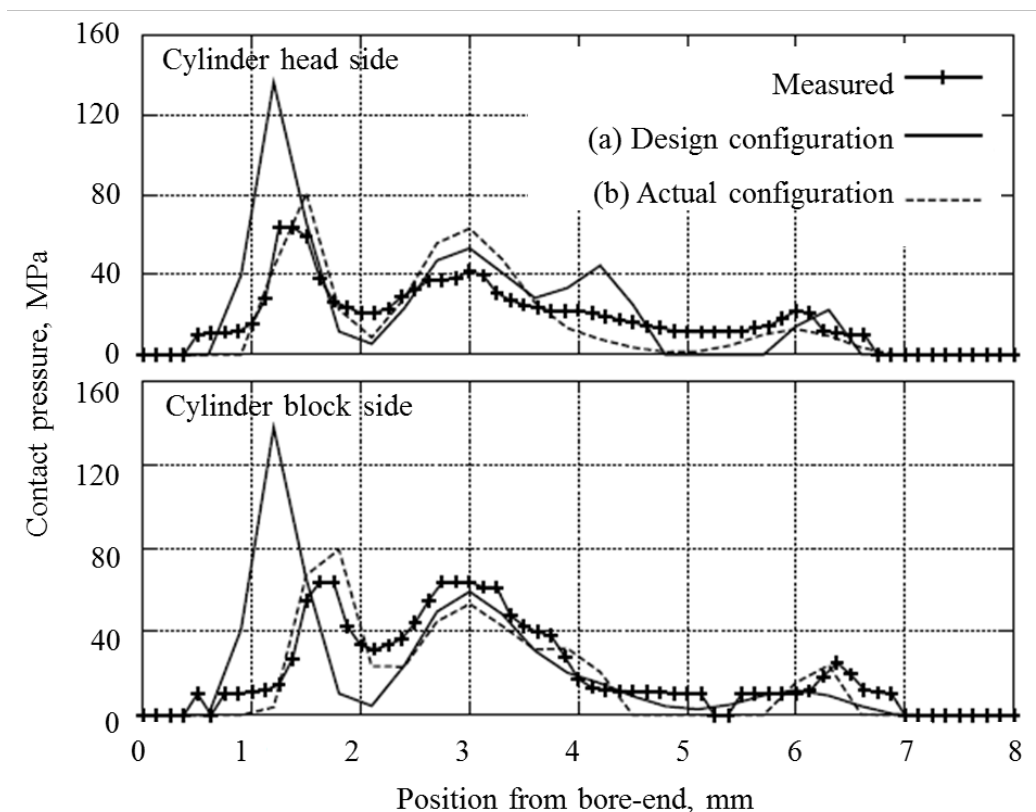


図 37 グロメットタイプの接触面圧

5. 筒内圧によるシール面圧変化の測定

試作したインナーシムタイプとグロメットタイプのシリンダヘッドガスケットをエンジン実機に組み付けて、筒内を加圧することによるシール面圧の変化を I-SCAN を用いて計測した。I-SCAN とは感圧性導電インクをプラスチックシート内に封じ込めて配線し動的な面圧測定ができるようにした市販の計測装置名である。感圧シートはシリンダヘッドガスケットとシリンダヘッド間に設置され、燃焼室に窒素ガスを導入することによりガス圧力(筒内圧相当)に対するシール部の面圧変化を計測することにより実施した。図 38 に I-SCAN による面圧測定画像を、組付け時(筒内圧=0MPa)と筒内圧 16MPa について示す。それぞれのガスケットについて感圧紙を用いて求められた面圧ピーク位置(グロメット端部、シール成形ビード)を I-SCAN 画像の中に破線で示した。

ヘッドボルトの軸力を順次低下させて、筒内圧の加圧に対するシール面圧の変化を測定した結果を図 39 に示す。感圧素子の大きさによる制約により I-SCAN シートの面内分解能は 1.5mm 程度となり面圧ピーク値が平均化されて計測される。グラフに示すシール部面

圧は I-SCAN 測定においてグロメット部やビード部に対応した線圧部分として認識できる円形の領域部を平均した面圧として示している。平均値をとる幅は図 39 の上部に示した成形ビード幅(=1次シール), またはグロメット接触幅(=1次シール)としている。この成形ビード幅, グロメット接触幅は図 38 の図中にビード, グロメットと示した部分にそれぞれ対応する。

締結部の締め付け荷重によるシール部の面圧変化への影響を調査することを狙いとして、ヘッドボルト締め付け軸力を正規の状態から 70%, 50%, 30%の軸力へと低下させることによる筒内圧に対するシール面圧変化の測定を実施した。ヘッドボルトの軸力はボルトに取り付けた状態で校正された歪みゲージにより確認して設定した。この測定では I-SCAN シートをシリンダヘッドガスケットとシリンダヘッド下面の間に挟んで締め付けるため、締結部のガスシール性能が充分には得られず高いガス圧力においてはガス漏れが発生してしまう。このため、16MPa までのガス圧力が測定限界であった。

図 39 の結果から、グロメットタイプでは正規軸力状態においては筒内圧の変化に対するシール部面圧の変化が大きく、また、ヘッドボルト軸力を低下させた場合のシール部面圧の低下も大きいことがわかる。インナーシムタイプでは筒内圧の変化に対するシール部面圧の変化は少なく、また、ヘッドボルトの軸力を低下させた場合の面圧変化も少ないことがわかる。

図 39 のガス漏れが起こった時点(図中×印)の筒内圧と 1 次シール部面圧のからガスケットの特徴を表すガスケット係数 (m) を求めた⁽³⁸⁾。ガスケット係数 (m) は $m = (\text{シール面圧}) / (\text{漏れ発生筒内圧})$ で定義される、つまり、内圧と、それを封止するために必要なシール面圧の比率を示している。ここでの測定から、グロメットタイプで $m \approx 2.8$ 、インナーシムタイプで 2.3 となる。この値が小さい方がより低いシール面圧により高筒内圧がシールできることを示しており、このことはインナーシムタイプ構造のシリンダヘッドガスケットがより低い軸力で高圧の燃焼ガスシールができることを示している。

図 39 の結果に示すヘッドボルト軸力に対応したシール面圧と筒内圧の測定結果には 2 つの特徴がある。①インナーシムタイプの方が筒内圧に対するシール面圧の変化が少ないこと、②インナーシムタイプの方がより低いシール面圧でガスシールが可能なこと、つまり、より低いヘッドボルト軸力によって高い筒内圧のシールが可能なこと、である。①については次の第 6 節にてその原因について述べる。

②については、次のようなことが推察される。グロメットタイプがガスケットの燃焼室端面がクリンチされたメタルシートに覆われてガスケット内部にガスの侵入ができない構造となっているのに対して、インナーシムタイプは積層されたメタルシートが露出している。このため、シール限界近くの筒内圧条件ではシール部の入り口付近の内部には筒内圧が加わると思われる。この内部に加わった圧力によりガスケット上下面のシール面圧が保持される自封作用が機能してより低い平均的なシール面圧によってガスシールがなされていることが要因の一つになっている可能性がある。グロメットタイプでは構造的にこのような自封作用は起きない。本研究の中では、インナーシムタイプについてのこの現象について十分な検証はできていない。しかし、インナーシムタイプにおいて燃焼室端面の

ガスケットの入り口部が口開きして内部に筒内圧が加わると入り口付近のシール面圧が保持される自封作用的なシール面圧挙動があることは、本章 第 3.1 節 図 32 に示したインナーシムタイプモデル(a)を用いた計算によって確認している。

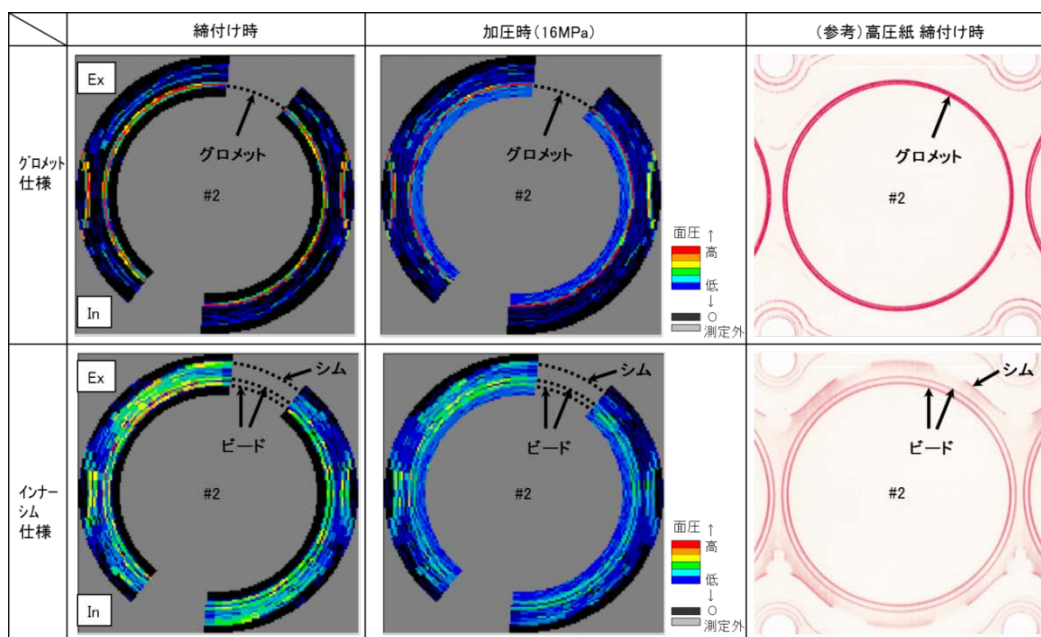


図 38 筒内圧加圧によるシール面圧の変化 (I-SCAN による測定)

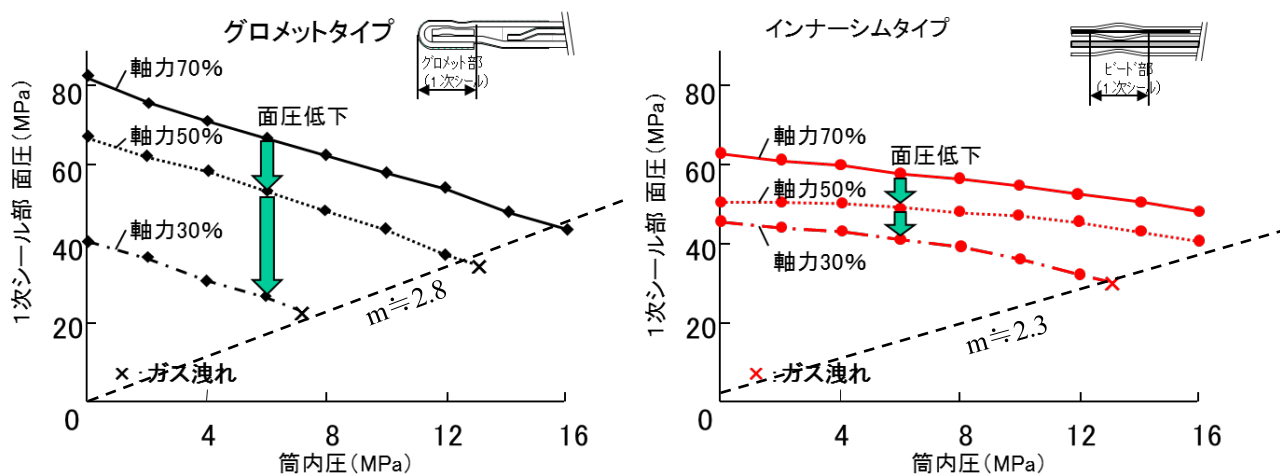


図 39 軸力低下によるシール面圧変化の感度 (I-SCAN による測定)

6. シリンダヘッドガスケットシール部の圧縮剛性測定

筒内圧やヘッドボルトの軸力低下によるシール面圧の変化はシリンダヘッドガスケットのバネ特性に依存している。シリンダヘッドガスケット構造による圧縮剛性の違いを実測するため、シリンダヘッドガスケットの一气筒分のみを切り出し、図 40 に示す治具を用いて荷重と変位について測定を行なった。これにより、シリンダヘッドガスケットのシリンダボアまわりの平均的な圧縮剛性が測定される。

測定結果を図 41 に示す。グラフの横軸における隙間 0 は、シリンダヘッドガスケットのビードが全屈し荷重を加えてもそれ以上シリンダヘッドガスケットの厚さが変化しない位置を示している。グロメットタイプはすきま変化に対して荷重が急激に増加する高剛性の特徴を持ち、インナーシムタイプはすきま変化に対する荷重変化が小さい低剛性の特徴を持つ。図中にバネ特性を直線で近似して参考に示した。特に 0.02~0.04mm 間のすきま変化量に対する荷重変化には大きな差があることがわかる。ここで、すきま変化量と荷重の関係が線形でないのは成形ビード部の変形が圧縮されるに従い曲げ変形(低剛性)から圧縮変形(高剛性)に変化していくことによるものである。この特性は第 1 節、第 2 節に示した CAE モデルを用いた計算によっても予測できている。

図 39 に示した I-SCAN による漏れ発生圧力の測定時にすきま変化の測定は行なっていないため図 41 に示した圧縮剛性との直接的な比較はできないが、各種のエンジン実機の運転時におけるシリンダブロック上面とシリンダヘッド下面のすきま変化量は 0.02~0.04mm 程度であるケースが多いことから、図 39 のグラフに示された筒内圧とシール部面圧の関係がシリンダヘッドガスケット仕様により違うのは、図 41 に示した高荷重部から低荷重部へ推移する領域(すきまの 0.02~0.04mm 範囲)の圧縮剛性が大きく異なることが原因と考えられる。

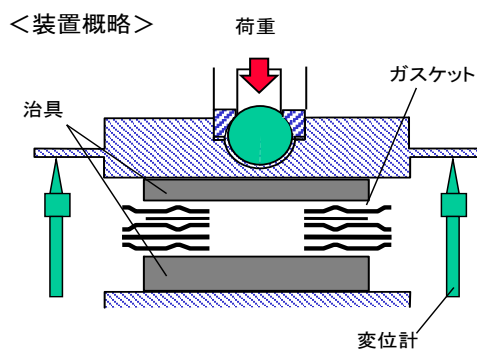


図 40 シリンダヘッドガスケットの圧縮剛性測定方法

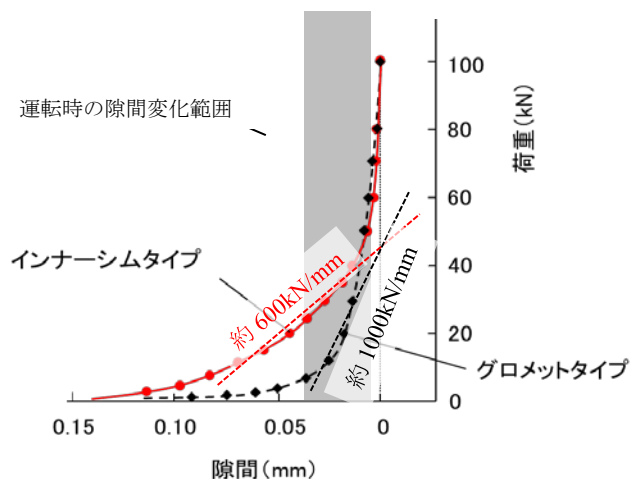


図 41 シリンダヘッドガスケットの圧縮剛性測定結果

7. ガスシール性能の比較

前述の2種類のシリンダヘッドガスケットを用いて、実際にガスシール性能の比較をエンジン実機により実施した。Oリングシールによりピストンリング部からのガス漏れを封止したエンジンの燃焼室に、高圧の窒素ガスを導入して圧力の変化からガス漏れを検知する方法によりガスシール性能を確認した。図 39 の面圧測定と同様にヘッドボルトの軸力を低下させながら測定することによりシール性能の余裕度を確認した。図 42 に測定結果を示す。インナーシムタイプの方がより低いヘッドボルト軸力でより高圧のガスに対してのシールできる性能を有していることがわかる。この結果は、図 39 の軸力と筒内圧に対するシール面圧変化の測定結果に対応し、より低圧縮剛性のシリンダヘッドガスケットの方が高筒内圧時のガスシール性能が良いことを示している。

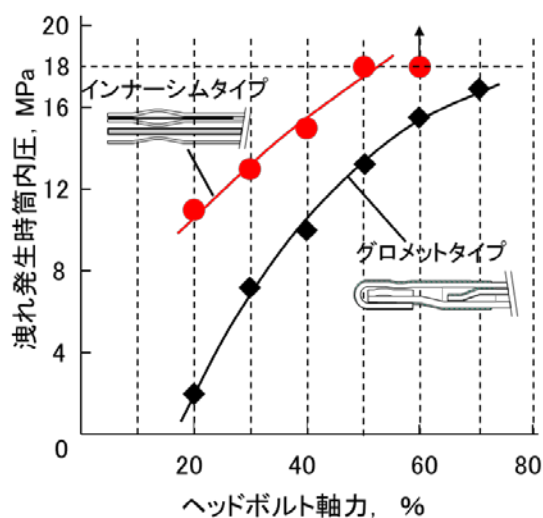


図 42 漏れ発生筒内圧の測定

8. 第2章まとめ

インナーシムタイプとグロメットタイプのシリンダヘッドガスケットについて、CAE計算と試作シリンダヘッドガスケットを用いたエンジン実機によるシール特性評価を実施し、高筒内圧に対応できるシリンダヘッドガスケット構造を検討した。

CAE計算手法として、メタルシリンダヘッドガスケットのゴムコーティングを超弾性体モデルとして反映させた計算モデルを作成しシール面圧の計算を行った。そして、感圧紙およびI-SCANによる接触面圧測定、ならびに荷重-変位測定機によるシリンダヘッドガスケットの圧縮剛性を測定した。計算結果と測定結果から以下のことがわかった。

- (1) 計算モデルにゴムコーティングを考慮することにより実測値に近い接触圧力分布を得ることが可能となった。これは、ゴムの弾性による接触面積の拡大によるところが大きいと考える。
- (2) メタルシートに成形されるガスケットビードの微妙な実体形状を計算モデルに反映させることにより、さらに精度のよいメタルシリンダヘッドガスケットのシール面圧分布の予測計算が可能となることがわかった。
- (3) (2)によりメタルシートの比較的小さな形状変化がガスケットの接触面圧分布に影響を与えていることがわかった。
- (4) 低剛性のバネ特性を実現できるインナーシムタイプがより低いヘッドボルト軸力により高筒内圧の燃焼ガスをシールするに適した特性を有することがわかった。
- (5) (4)により、ガスシール部の圧縮剛性が低いことがより小さいヘッドボルト軸力でのガスシールを可能にするガスケット構造となることを明らかにした。これは、シリンダヘッドガスケットシール部のすきま変化に対して面圧変化が小さい特性を持つことにより、高筒内圧に対してより余裕のあるガスシール特性が得られることを示している。
- (6) インナーシムタイプが低いシール面圧により高い筒内圧をシールできる要因のひとつとして自封作用が寄与している可能性を示した。

第 3 章

筒内圧によるシリンダボアの変形挙動

本章においては、

- (1) シリンダボア拡張変形の拘束にゴムコーティングのせん断剛性と摩擦特性が大きな影響をもっていることを CAE 計算により明らかにする。
- (2) 筒内圧によるシリンダボア変形挙動を計測するために、油圧による筒内圧シミュレータ試験機を新たに製作し、これを用いた実験により経時変化を含むシリンダボア変形挙動の解析を行なう。
- (3) 上記の結果からシリンダヘッドガスケットによるシリンダボア拡張変形の拘束効果について考察する。

1. シリンダボア外壁変位の測定

オープンデッキ構造のシリンダブロックではシリンダヘッドガスケットによるシリンダボア壁の拘束がシリンダボアの変形抑制に重要な役割を果たしていると考えられている(第1章 第5節)。エンジン実機を用いて図43に示す方法により筒内圧加圧時のシリンダボア外壁上端付近の側面変位を電子マイクロメータにより測定した。ここで、ダミーヘッドはシリンダヘッド相当の剛性を持った板状アルミニウム鑄造材である。変位測定用触針の接触位置はシリンダボア上端から12mm下がった位置である。筒内圧の加圧は窒素ガスを燃焼室に導入することにより実施した。シリンダヘッドガスケットは第2章と同様にインナーシムタイプとグロメットタイプを用いて測定を行なった。

図44にシリンダボア外壁の変位測定結果を示す。シリンダヘッドガスケットのタイプによりシリンダヘッド(この場合はダミーヘッド)組付け時の変位の様子が異なっている。インナーシムタイプではシリンダボア外壁は外側に変位しているが、グロメットタイプでは内側へ変位する結果となっている。一方、筒内圧を加圧した場合にはどちらのタイプのシリンダヘッドガスケットでも外側への変位となり、その時の変位量はほぼ同等となっている。この結果は次節においてCAE計算の結果と比較する。

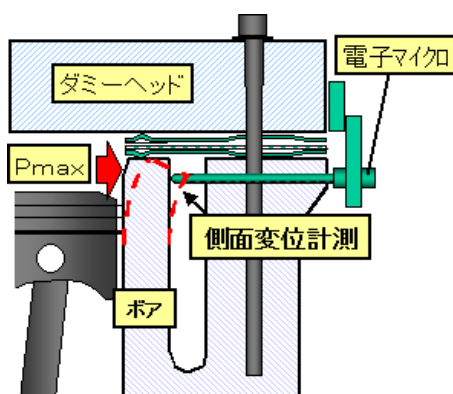


図 43 シリンダボア外壁の変形測定方法

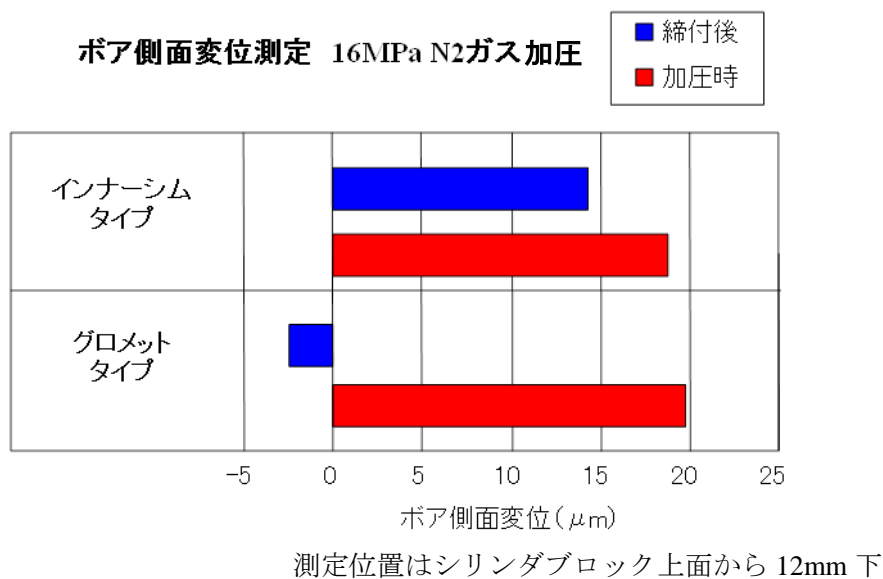


図 44 シリンダボア外壁の変形測定結果

2. 筒内圧によるシリンダボア拡張変形の CAE 計算

2.1. ゴムコーティングを含むシリンダ変形 2 次元計算モデル

シリンダヘッドガスケットがどのような特性の拘束力を発生させるのか、第 2 章において示したゴムコーティングを含む CAE 計算モデルを用いて解析を行った。シリンダヘッド、シリンダブロックの形状を想定した計算モデルに、シール面圧の解析と同様のシリンダヘッドガスケットモデルを組み合わせて筒内圧によるシリンダボア変形についての計算を実施した⁽¹⁾。図 45 にシリンダヘッドガスケット、シリンダヘッド、シリンダブロック、ヘッドボルトを含む計算モデルを、また表 4 にはそれらの諸元を示す。同図中にはインナーシムタイプ、グロメットタイプのシリンダヘッドガスケットの計算モデルも示す。表 5 には計算に用いたガスケットモデルの諸元を示す。ここでのシリンダヘッドガスケットモデルは、設計形状のモデルを用いている。

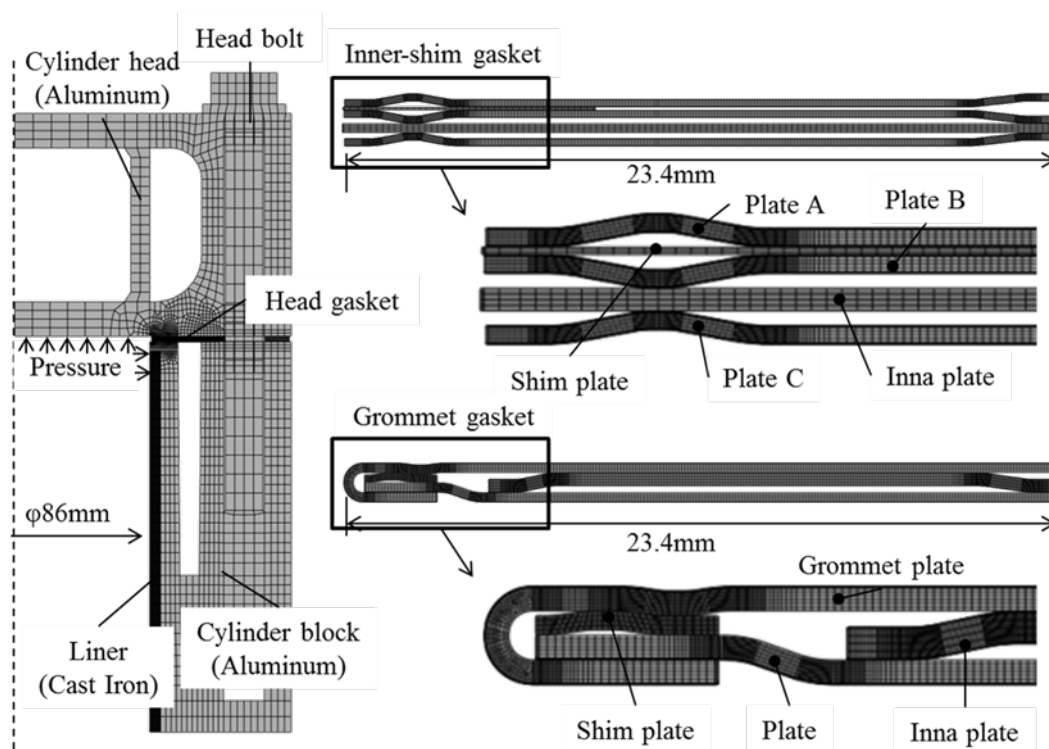


図 45. 筒内圧によるシリンダ変形計算モデル (2次元円筒)

表 4 エンジン CAE 2次元計算モデル

| | |
|------------|---|
| 構造 | アルミニウムヘッド, アルミニウムオープンデッキシリンダブロック(鋳鉄ライナー) |
| ボア径 | φ86 |
| 要素タイプ | CAX4 |
| 接点数 | 2112 |
| 要素数 | 1848 |
| 材料物性(ヤング率) | シリンダヘッド : 72000N/mm ² シリンダブロック : 72000N/mm ² ヘッドボルト : 209000N/mm ² シリンダライナー : 116000N/mm ² |
| ヘッドボルト軸力 | 80kN(100%) |

表 5 モデルに用いたガスケット諸元

| | | Material | Metal thickness, mm | Plate thickness with rubber coating, mm |
|------------|---------------|----------|---------------------|---|
| Inner-shim | Plate A | SUS | 0.2 | 0.25 |
| | Shim plate | SUS | 0.1 | - |
| | Plate B | SUS | 0.2 | 0.25 |
| | Inner plate | SPCC | 0.3 | - |
| | Plate C | SUS | 0.2 | 0.25 |
| Grommet | Grommet plate | SUS | 0.3 | 0.325 |
| | Shim plate | SUS | 0.25 | - |
| | Plate | SUS | 0.3 | 0.325 |
| | Inna plate | SPCC | 0.4 | 0.43 |

2.2. ゴムコーティング計算モデルの検証

シリンダヘッドガスケットの拘束特性を計算するにあたり、まず、第2章 第2.3節 図 29 に示したゴムコーティングの反力の特性が今回用いたゴムコーティングの計算モデルにより再現されるかどうか確認をした。図 46 には、摩擦力測定に対応させた計算モデルを示す。そして図 47 には図 29 の実測結果に計算結果を追記したグラフを示す。

図 28 に示した摩擦力測定装置を用いて摩擦特性を測定する際には、ゴムコーティングに押し付けられているアルミニウム材には摺動面の摩擦力による小さな傾きが生じていた。この傾きは押し付け荷重が大きいほど小さくなる傾向があった。これは、低押し付け荷重ではゴムの圧縮量が少なく押しつけたアルミニウム材が治具剛性の影響を受けやすく倒れやすくなるためと考えられる。実測された傾きの程度は最大で2分(0.0006 rad)程度以下のもので非常に小さい。しかし、この傾きがゴム材のせん断特性に影響すると考え、傾きを修正して計算した結果を Calc.1、傾きを修正しない場合の計算結果を Calc.2 として図 47 に示した。図より、反力測定時の押し付けブロックの傾きを考慮した Calc.1 は、ゴムコーティングのせん断変位と摩擦反力の関係をよく再現していることがわかる。この結果から、今回の計算手法は拘束力の計算にも適用可能と判断した。

また、Calc.1 と Calc.2 との間で計算結果がせん断変位の初期に異なっていることは実体の挙動を予測する場合に微小な傾きを計算に考慮することの重要性を示している。後述するように、ここでのせん断変位と摩擦反力の関係はゴムコーティングの滑りの判定に重要となる。

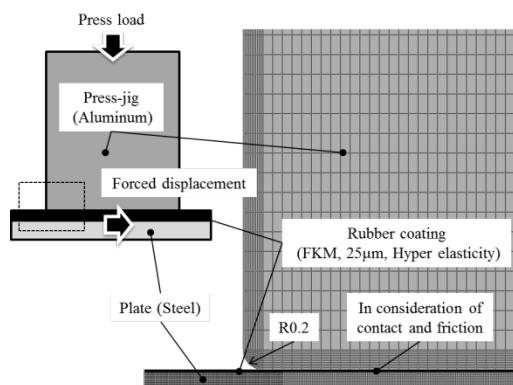


図 46 ゴムコーティングのせん断挙動再現モデル

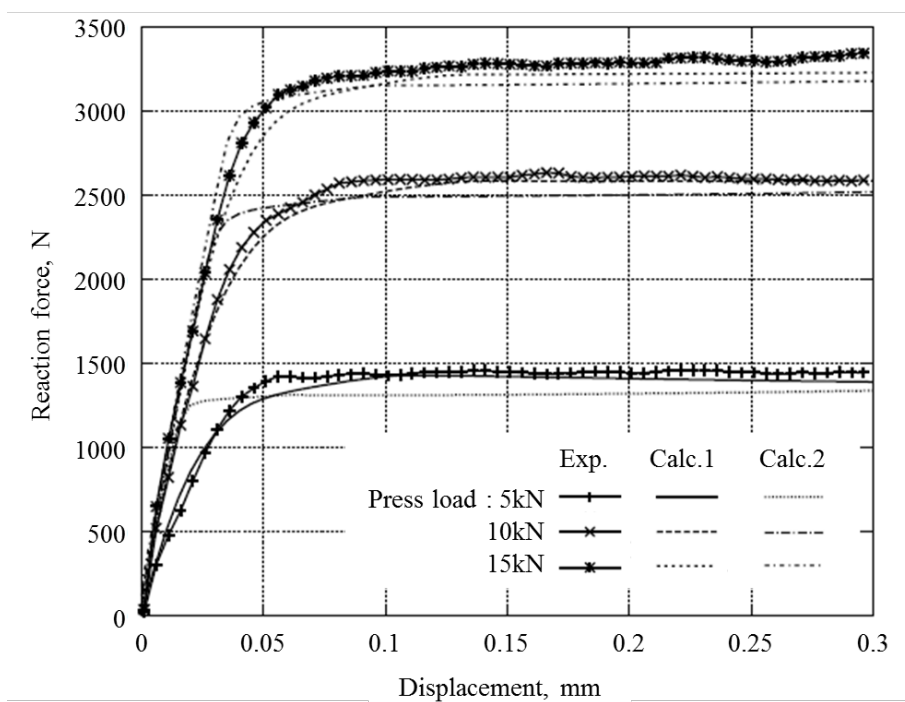


図 47 ゴムコーティングせん断挙動の計算結果

2.3. 筒内圧によるシリンダボア変形の計算

図 48 に筒内圧を加えた時のシリンダボア変形のプロフィールをインナーシムタイプとグロメットタイプについて計算した結果を示す。ピストンの上死点位置において筒内圧を加えた計算をおこなった。なお、ヘッドボルト軸力は設計値相当の 80kN を締め付け荷重 100%としており、筒内圧は最大 20MPa までの計算を実施した。

それぞれのガスケットでボア上面の面圧分布が異なるためシリンダボア拡張変形のプロフィールが異なってくる。図 48 に示したインナーシムタイプの場合は、組み付け状態（筒内圧 0）においてシリンダボアは上端がラップ状に開いた形をしており筒内圧の増加に伴い拡張量が増加していく。一方、グロメットタイプでは組み付け状態においてシリンダボアの上端は内周側に倒れ込み太鼓型の形状となっている。計算結果から筒内圧の増加に伴いこの太鼓型は解消されラップ状の拡張に変化をしていく様子がわかる。

図 48 の計算結果は図 44 に示したシリンダボア外壁の変形測定結果と比較して変位量は大きめに計算されているが、組付け時と筒内圧加圧時の変形特徴がよく一致している。2次元円筒モデルで近似したためエンジン実機とシリンダボアの剛性が異なり変形量の絶対値に違いが生じていると思われる。

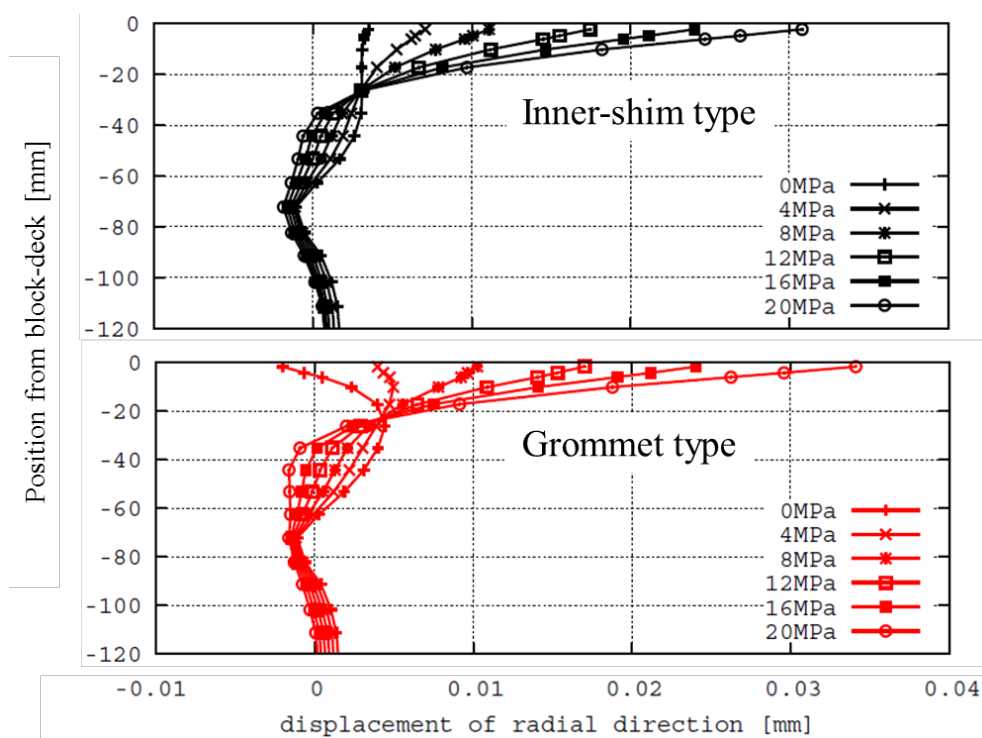


図 48 筒内圧によるシリンダボア拡張 (0~20MPa まで加圧)

2.4. シリンダボアの拘束力計算

第 2.1 項に示した計算モデルを用い、ピストンの上死点において筒内圧を加えた場合の、シリンダボア上端部のシリンダヘッドガスケットによる拘束力とヘッドボルトの軸力（シリンダヘッドガスケット締め付け力）の関係を計算により求めた。

図 49 に拘束力についての計算結果を示す、縦軸にシリンダボア上面のシリンダヘッドガスケットによる拘束力、横軸に筒内圧を示している。グロメットタイプの方が強い拘束力を持つことを示しており、拘束力が筒内圧の増加に伴って上昇し、さらに筒内圧が増加すると拘束力が低下する挙動を示す。同様な挙動が、インナーシムタイプの軸力 100% のケースにも見られる。インナーシムタイプにおいては軸力が 70% 以下の場合には、筒内圧の増加に対して比較的低い拘束力が単調に増加している。

これらの挙動特性は、図 26 に示したゴムコーティングによるせん断変形と摩擦力の特性、筒内圧によるシリンダヘッドガスケットの締め付け力の変化が反映されたものである。拘束力がピークを持つ原因は、筒内圧の増加によりシリンダボアが拡張変形し上面のせん断変位が増加することと、ヘッドボルトによるシリンダヘッドガスケットへの締め付け力が低下しゴムコーティングのシール面圧が低下することによってゴムコーティングとシリンダブロックとの接触部が固着状態から滑り状態に変化することによると考える。図 49 のインナーシムタイプにおいてヘッドボルト軸力が 50% と低い場合に拘束力のピークがみられないのは、接触面圧が低いため筒内圧の低い段階からゴムコーティングが滑り状態となるためである。

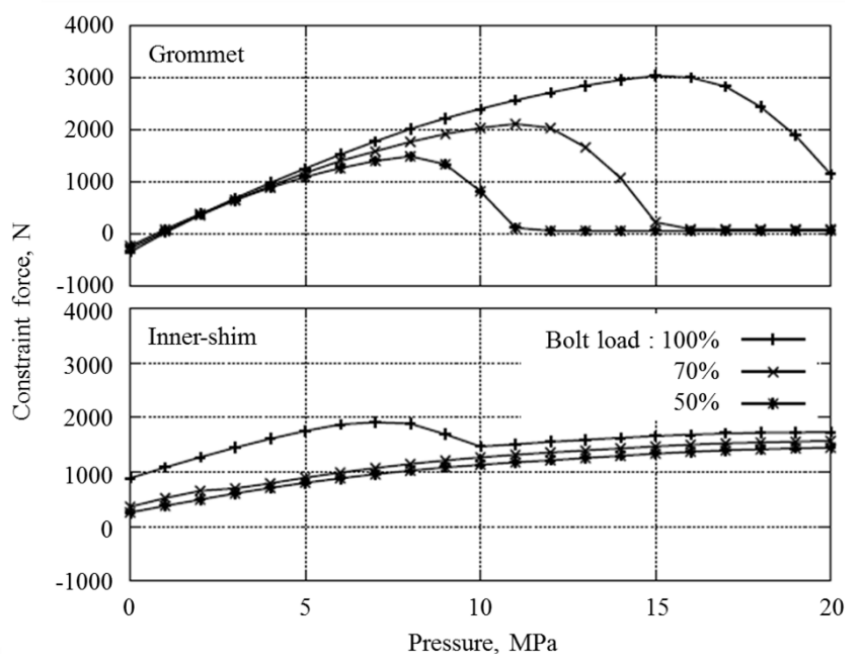


図 49 シリンダボア上面の拘束力

2.5. シリンダボア上面での固着と滑り

第 2.4 節における計算結果をもとに、軸力 100%時のグロメットタイプおよびインナーシムタイプについてゴムコーティングのシリンダヘッド面およびシリンダブロック面との接触部における固着域と滑り域の変化を調べた。ここで、計算における固着と滑りの判定は、シリンダボアの変位に対応して超弾性体モデルにより計算されるゴムコーティングのせん断応力と、第 2 章 第 2.3 節 図 30 に示した摩擦係数から求められる摩擦力とを比較することにより得ている。せん断応力が摩擦力以下の変位に対しては固着とし、せん断応力が摩擦力を超える変位に対しては滑りとしている。この境界条件については、後述の第 2.6 節 図 52 に説明図を示した。

グロメットタイプを図 50 に、インナーシムタイプを図 51 に示す。図で黒く塗潰してある部分が固着域（図中 non slip）を、白抜きの部分が滑り域（図中 slip）を示す。それぞれの領域においてシリンダヘッドガスケットの拘束力は、固着域ではゴムコーティングのせん断力により決まり、滑り域では摩擦力によって決まる状態となっている。

図 50 に示すグロメットタイプの場合は、筒内圧 14MPa (State 1) ~16MP (State 2) にて拘束力がピークとなり、さらに筒内圧が上昇すると拘束力が低下している。筒内圧増大に応じて固着域が減少して滑り域が増大していく様子を図中に示した。State 3 では、グロメットプレートの折返し部でシリンダブロック側がほとんど滑り域となっていることが特徴的である。これは、筒内圧によりグロメット部分の接触面圧が低下したために起きている。

図 51 に示すインナーシムタイプの場合は、筒内圧 6MPa (State 1) ~8MPa (State 2) の段階からシリンダブロック面の固着域が減少し 10MPa (State 3) 以降は摩擦力による拘束が主になっている。締め付けによる接触面圧が低いために拘束力自体が小さいが、グロメットタイプ同様に滑り域の拡大により拘束力が低下している様子がわかる。

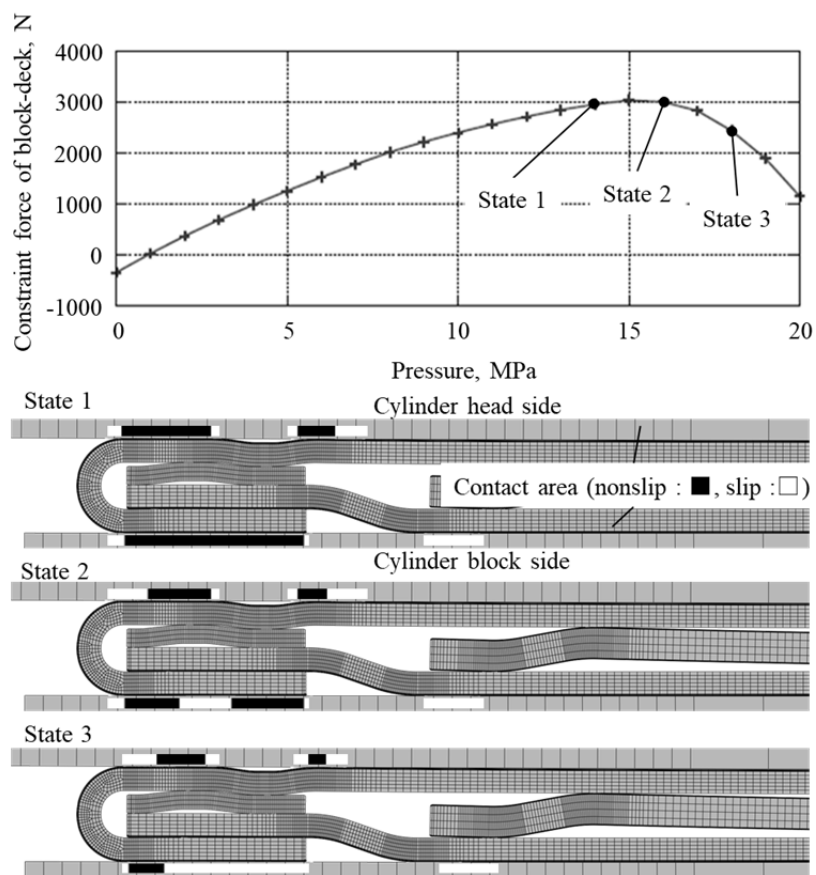


図 50 グロメットタイプの接触状態 (ヘッドボルト締付: 100%)

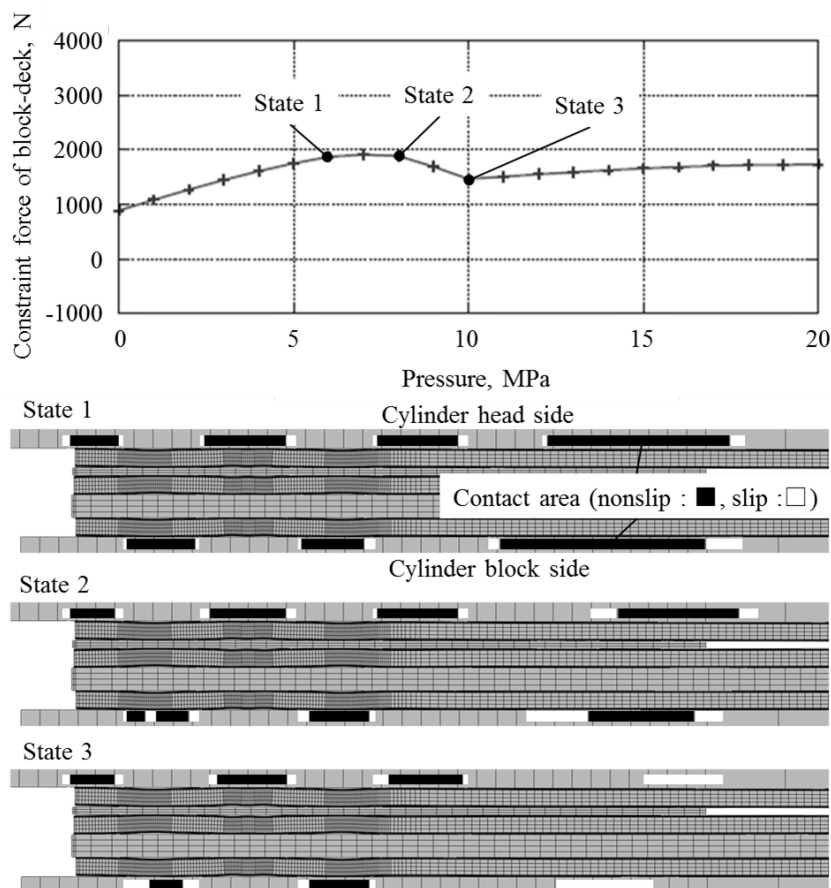


図 51 インナーシムタイプの接触状態（ヘッドボルト締付: 100%）

2.6. 固着と滑りについての考察

前節での計算に用いた固着と滑りの拘束条件についての説明図を図 52 に示す。横軸は筒内圧を示しシリンダボアの拡張変位に対応する、縦軸は摩擦力とコーティングゴムのせん断応力を示している。筒内圧の増加によりシリンダボアが拡張する方向では摩擦力・せん断応力は拡張を抑制する方向に働き、加圧の方向を（+）と表記している、逆に、減圧する場合の力の方向は（-）となる。拘束力の境界条件は、第 2 章第 2.3 節 式 (2) に示したように、摩擦力 τ_{crit} に比べてせん断応力 τ_{eq} が低い場合には固着状態、摩擦力より高い場合には滑り状態としている。ここで、第 2 章 第 2.3 節 式 (1) に示した摩擦力 τ_{crit} は、筒内圧が低い状態、つまりガスケットの面圧 p が高い状態では増加し、筒内圧の加圧によりガスケットの面圧が低下すると低下する。これはシールが維持されている状態での接触面圧は約 60MPa 以上であり、押し付け荷重に対する摩擦係数 $\mu(p)$ の変化が少ない領域であることによる。

図 52 に示すように、シリンダヘッドの組付け状態（図中 a 点）から筒内圧の増加が始まるとゴムコーティングのせん断応力が増加し、摩擦力を越えるようになる（図中 b 点）。したがって、ここから境界条件は滑り状態となる。その後、筒内圧が最大値を越え減圧が始まると（図中 c 点）変位の方向が逆向きとなり、ゴムコーティングのせん断応力が減少するため固着状態になる。さらに減圧が続くと逆向き（-）のせん断応力が摩擦力より増加し再び滑り状態となる（図中 d 点）。その後、再び加圧が始まると（図中 e 点）変位の

方向が反転しせん断応力が減少し固着状態なる。さらに筒内圧が増し変位量が増加していくと、再びせん断応力が摩擦力を上回り滑り状態となる（図中 f 点）。以降、筒内圧の最高点（図中 c 点）からは、減圧による固着状態と滑り状態を経由して筒内圧 0 に至る（図中 e 点）。その後は、筒内圧の加圧、減圧により固着と滑り状態を繰り返すことになる（図中 e 点→f 点→c 点→d 点→e 点）。一方、接触荷重の高い高面圧部においては、図中の「摩擦力（高面圧部）」に示したように減圧時のせん断応力が摩擦力を越えないことになる。したがって、シリンダヘッドガスケットのシール面においては、接触面圧が高く常に固着状態である部位と接触面圧が低く固着状態と滑り状態を繰り返す部位とが共存していることになる。

以上のことから、実際のエンジンでの使用状況を勘案すると次のようなことがいえる。シリンダヘッドガスケットの拘束力の主な発生要因が、固着状態によるゴムのせん断応力から滑り状態による摩擦力が主体となる筒内圧にまで達すると、広い範囲において滑りが発生する状態となり拘束力は低下する。その状態から筒内圧が減圧されると、ゴムコーティングは滑り状態から固着状態となりシリンダボアが縮小していく。この時、シリンダボア縮小によるせん断応力の増加により再び滑り状態となる部位も発生する。このような部位は、固着と滑りを繰り返すヒステリシスを持つことになる。

固着と滑りを繰り返す部位は、運転による滑り量が多くゴムコーティングが徐々に摩滅することになる。摩滅した部位では接触面圧が低下しシリンダボアの拘束力が低下する。さらに、拘束力の低下によりシリンダボアの変位が増加してゴムコーティング材のダメージが増大したり、隣接する領域へ摩滅が拡大したりしていくことが考えられる。エンジンの信頼性として安定的なシールを確保するにはゴムコーティングの摩滅を防ぐ必要があり、シリンダヘッドガスケットは筒内圧の加圧・減圧に対してゴムコーティングの固着域が主要な拘束条件となるような範囲となる設計にすることが好ましいといえる。

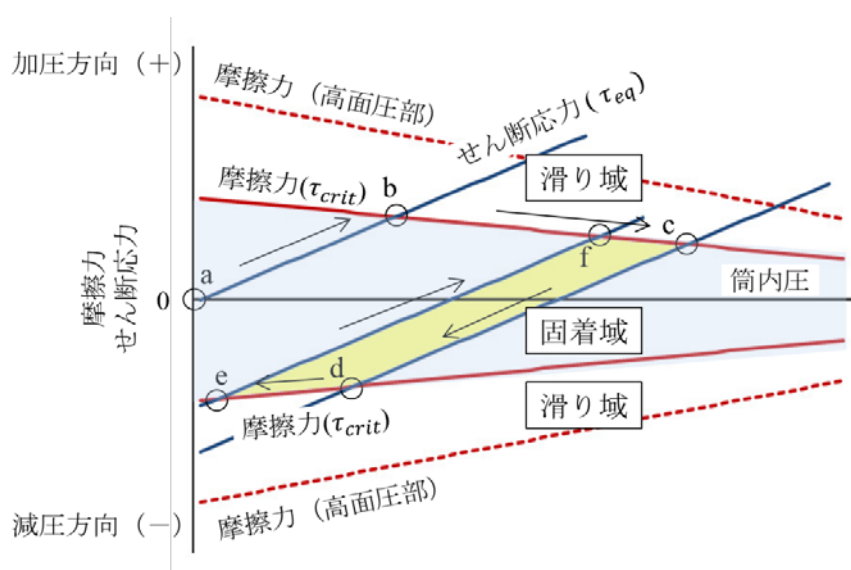


図 52 固着域と滑り域の境界条件 説明図

3. 2次元シリンダヘッドガスケットモデルから3次元モデルへの拡張

ゴムコーティングの超弾性体モデルを3次元のシリンダヘッドガスケットモデルに適用するとワークステーションレベルの計算環境では計算負荷が大きすぎ実用的ではない。そのため、実用的な計算負荷で計算ができる手法を開発した。これにより、まだ試作品が無い段階でのシリンダヘッドガスケットの特性予測が可能となる。

3.1. ABAQUS ガスケット要素の利用

ABAQUS にはガスケットを構造計算に取り込むためのガスケット要素が準備されている⁽³⁹⁾。ガスケット要素ではゴムコーティングを含めたシリンダヘッドガスケットを一つの弾性体として扱うことになる。従来は、筒内圧を加圧したときのシリンダボア変形またはシリンダボアの歪みを測定してガスケット要素の特性を実態に合うようにガスケット要素の物性を変更していた。このような合わせ込み計算ではガスケット要素の物性値に現実とはかけ離れた値を代入することになる。本研究では、本章 第 2.4 項で述べた解析からゴムコーティングの滑りが少ない範囲であれば筒内圧とシリンダボアの変形は線形に近い特性を示していることに注目し、ガスケット要素を用いて拘束条件の工夫により実体に合った物性値によりシリンダヘッドガスケットのシリンダボア拘束力やシール面圧を表現できる方法を検討した。手法として、シリンダヘッドガスケット 2次元フルモデルを用いた計算からガスケット要素の剛性と拘束条件を割り出し、3次元モデルのガスケット要素にその値と拘束条件を適用した。これにより、シリンダヘッドガスケットの物性を反映した計算が可能となる。なお、本研究における計算ではエンジンの定常状態を対象としているため、シリンダヘッドの左右方向の変位は無視できる程度に小さいことを前提としている。

3.2. 圧縮剛性の近似

図 53 にはグロメットタイプとインナーシムタイプについてガスケット要素に置き換えたモデルを示す。ガスケット要素はシリンダヘッドガスケットを 47 分割している。分割したガスケット要素についてシリンダヘッドガスケットの2次元フルモデルから計算されるゴムコーティングを含めた部分的な圧縮剛性に合うように非線形の剛性値をあてはめている。つまり、シリンダヘッドガスケットの圧縮寸法に応じて、インナーシムタイプでは第 2 章 第 3.1 節 図 33 の(a)、グロメットタイプでは第 4.2 節 図 37 の(b)に示すような接触圧力分布になるように分割したガスケット要素に圧縮剛性を付与する。グロメットタイプについて分割したガスケット要素に割り付けた圧縮剛性を図 54 に示す。図中の凡例 elm は図 53 の 47 要素をシリンダボア側 (図中左側) から順番に番号付けしたものである。

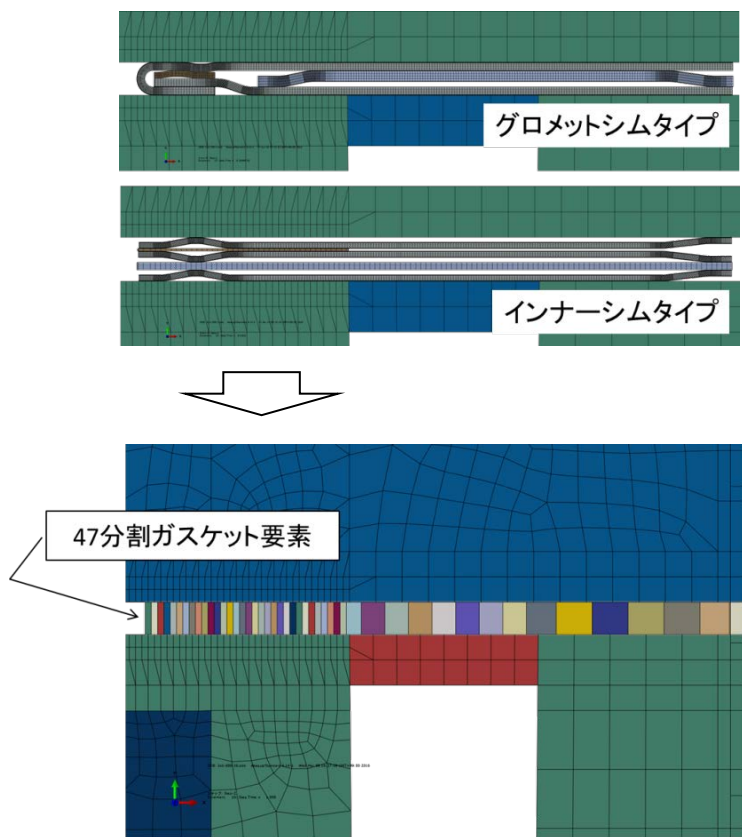


図 53 47分割のガスケット要素によるガスケットモデル

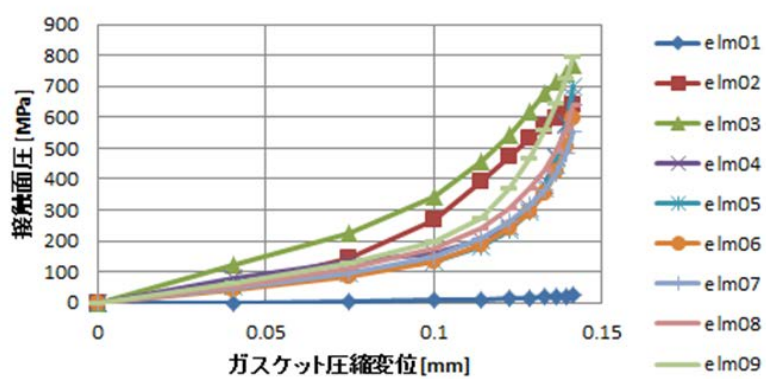


図 54 ガスケット要素の圧縮特性の例 (グロメットタイプ)

3.3. せん断剛性の近似

第2章 第2.3項 図29に示したように、ゴムコーティングは面圧に対応した固着力と摩擦力を有している。このためシリンダヘッドガスケットの拘束力をガスケット要素のせん断剛性および境界条件の摩擦特性に置き換えた。手法として、ゴムコーティングを含むシリンダヘッドガスケット2次元フルモデルのシール面圧に対応したせん断剛性をガスケット要素のせん断剛性として近似して与え、さらに、接触面の拘束条件にシール面圧に応じて得られる摩擦係数から算出される摩擦力を固着と滑りの状態判定としてそれぞれのガスケット要素に割り付けた。例えば、接触圧が60MPaの場合には図30から得られる摩擦係数0.15を判定条件とした。

計算を簡素化するため、シリンダヘッドガスケットのシール部分の領域を面圧に応じて広く区切り、平均化した面圧に対するせん断剛性と摩擦係数をガスケット要素に割り付けた。その様子を図55に示す。シール部分のシール面圧分布に差が大きくシリンダヘッドガスケットのせん断剛性にも差が大きいためグロメットタイプではシリンダボア上面の接触範囲をArea A, Area Bに2分割した。インナーシムタイプではシール部分のシール面圧に大きな差が無いため接触面全体のArea Cを平均化したせん断剛性を用いた。それぞれの平均化されたせん断剛性は図55の面圧に対するせん断剛性グラフに示す特性となる。

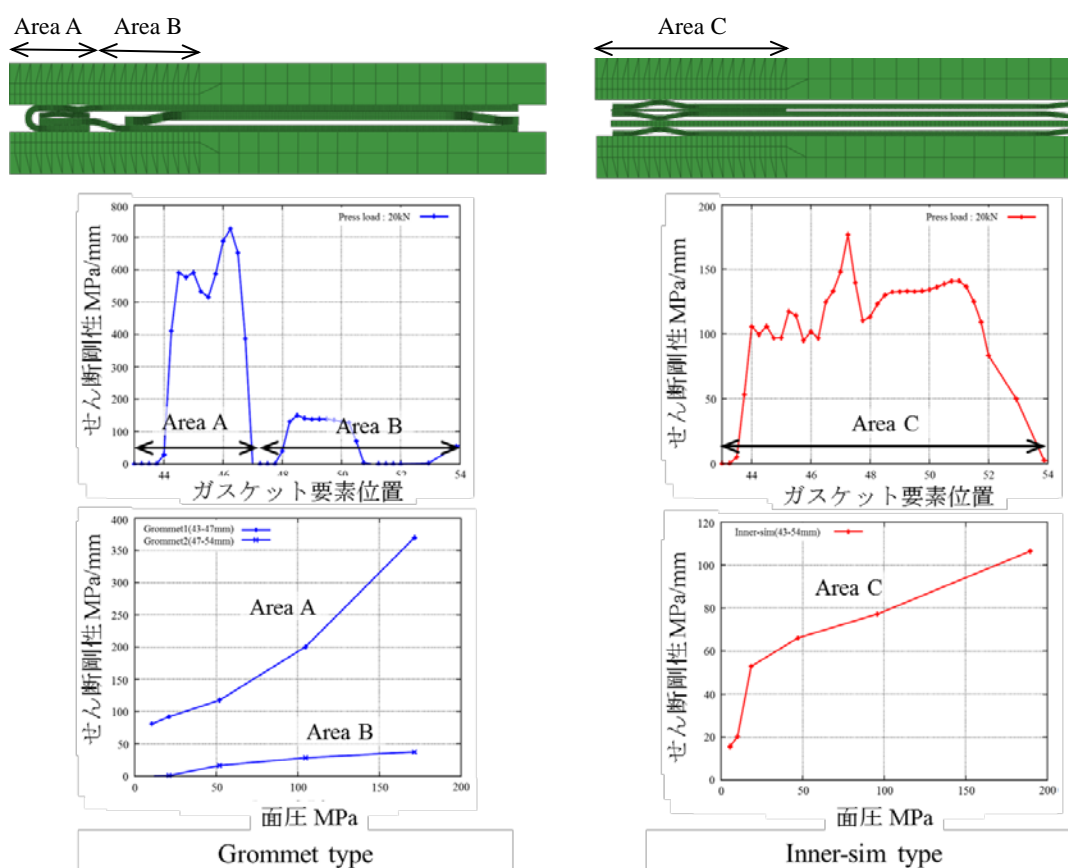


図55 ゴムコーティングのせん断剛性の近似方法

3.4. 固着と滑りの境界条件

面圧に対する摩擦係数は図 30 の特性を用いた。この特性を用いてガスケット要素の拘束条件に固着と滑りの判定を持たせた。この拘束条件のモデルをここでは滑り接触モデルと呼ぶことにする。一方、ABAQUS 計算の Interaction モジュールにある TIE 境界条件⁽⁴⁰⁾を利用した接触面にある要素は相対的に動かない TIE 拘束条件、つまり常に固着状態としてガスケット要素のせん断剛性のみをシリンダヘッドガスケットのせん断剛性に対応した値として扱った計算も実施した。こちらを、ここでは固着 TIE モデルと呼ぶことにする。

3.5. ガスケット要素モデルの 2 次元計算による検証

図 56 にはグロメットタイプについて、シリンダヘッドガスケット 2 次元フルモデルとガスケット要素を用いたモデルのシール面圧の計算結果を示す。シール面圧がシリンダブロック側ではほぼ一致していることがわかる。本論文ではシリンダブロックの変形を扱うためシリンダブロック側の面圧分布が一致していることで計算適用が可能と判断した。

ただし、シリンダヘッド側は一致していない。これは、グロメットタイプのガスケット形状が上下非対称でありシリンダヘッド側とシリンダブロック側の形状が異なることが原因である。しかし、シリンダヘッドについては左右方向の剛性が高く変位は無いと考えられるため、本論文で扱うシリンダボアの挙動計算ではシリンダブロック側の面圧分布が近似できればよいことになる。

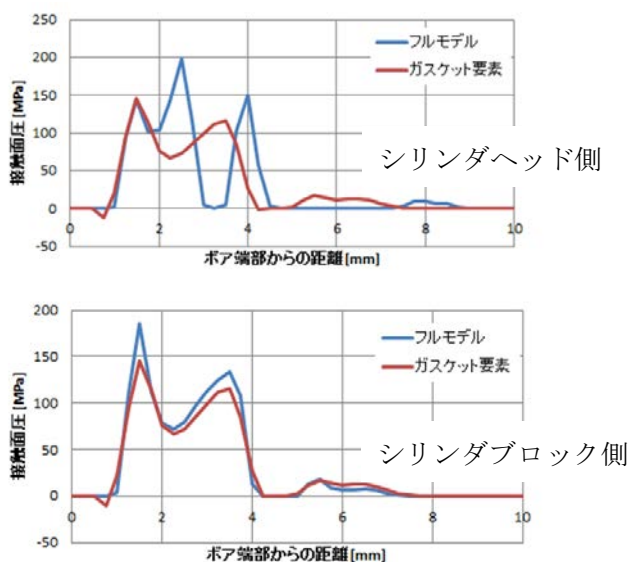


図 56 接触面圧分布の比較

図 57 にはグロメットタイプのシリンダヘッドガスケットについて、筒内圧に対するシリンダボアの変形プロフィールを、2次元フルモデルとガスケット要素を用いた2次元モデルについて比較して示す。ここで、2次元フルモデル計算は図 48 グロメットタイプと同じものである。ガスケット要素を用いた滑り接触モデルはフルモデルとの良い一致をしている。一方、固着 TIE モデル (Stick TIE model) では筒内圧に対する変位量が大幅に少なく近似計算として、このままでは不十分であることがわかる。

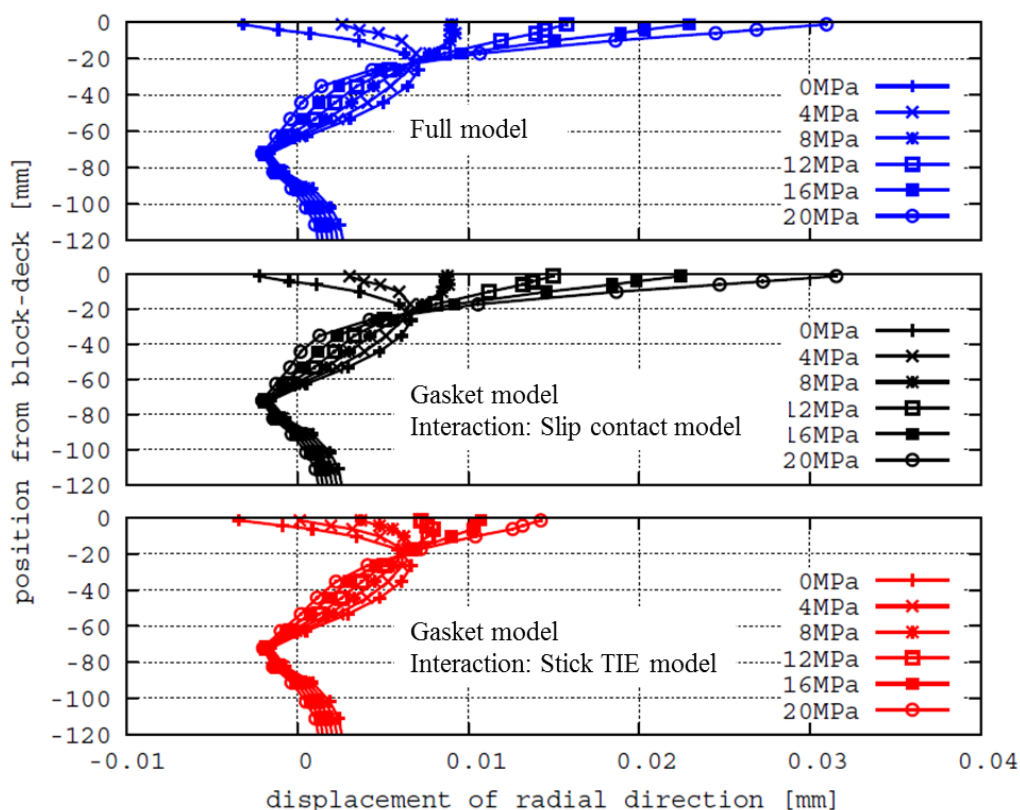


図 57 ガスケットモデルによるシリンダボア変形計算
(グロメットタイプ 加圧 0~20MPa)

図 58 にはシリンダボア上面での筒内圧に対する拡張量をグラフとして示す。滑り接触モデルでの計算はシリンダヘッドガスケットの2次元フルモデルのシリンダボア拡張を近似できているといえる。一方、固着 TIE モデルの近似計算にはかなりの乖離がみられる。そこで、ガスケット要素のせん断剛性を筒内圧 10MPa 時の 2次元フルモデルと同値になるように低下させ合わせ込んで再計算をすると、おおよその変形予測が可能となる。表 6 には計算に用いたガスケット要素のせん断剛性を示す。ここでのせん断剛性値は、計算で用いるためにシリンダヘッドガスケットモデルにおける接触面のせん断応力を変位量で割った値を示している。表 6 に示すように固着 TIE モデルのせん断剛性を 1/1730, 1/562

と非常に小さく設定することにより，滑り接触条件と等価な拘束条件となることがわかる．この合わせ込みの手法は，ガスケット要素を用いたエンジン構造 CAE 計算にて一般に用いられている方法を示している．

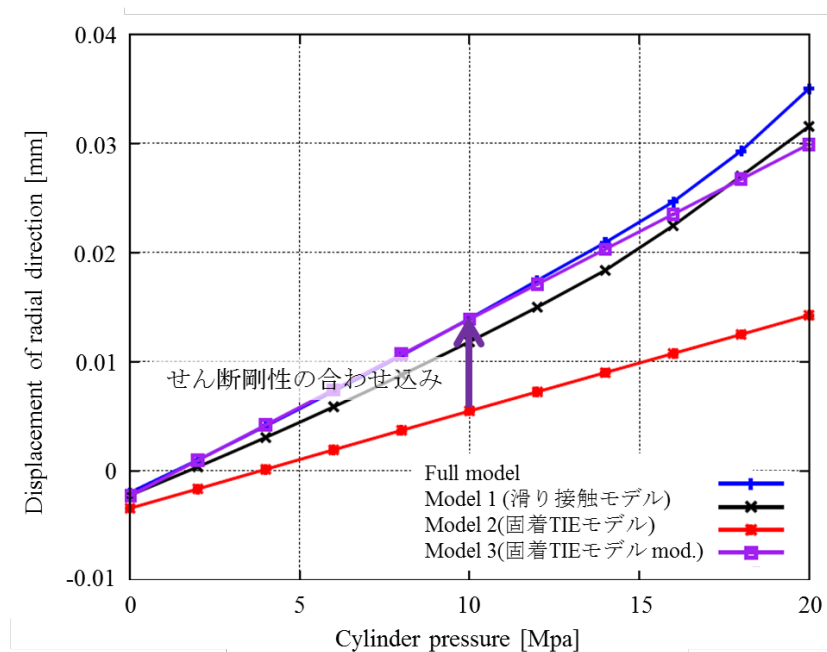


図 58 ガスケット要素によるシリンダボア拡張計算の比較

表 6 ガスケット要素のせん断剛性の扱い

| | | Model 1 | Model 2 | Model 3 |
|-------------------|-----|---------|---------|-------------|
| 拘束条件の扱い | | 滑り接触 | 固着 TIE | 固着 TIE mod. |
| せん断剛性 [MPa/mm] | 先端部 | 173 | 173 | 0.10 |
| | 後端部 | 56.2 | 56.2 | 0.10 |

4. ガasket要素を用いた3次元計算モデル（滑り境界モデル）

図 59 に示すガasket要素のシリンダヘッドガasketモデルと図 60 に示すシリンダブロックの3次元モデルを用いて筒内圧によるシリンダ拡張変形の計算を実施した。図 61 に、滑り接触モデル、固着 TIE モデル、および固着 TIE モデルに対して 10MPa にてシリンダボア拡張量の合わせ込みをした修正 TIE モデル、による計算結果をそれぞれ示す。2次元モデルでの図 58 の結果同様に、滑り接触モデルに対して、固着 TIE モデルには大きな差があり、固着 TIE モデルに 10MPa にて合わせ込みをした修正 TIE モデルの計算結果は全域においてシリンダボア拡張量がほぼ合ってくる。その誤差は 10~20%程度である。ここで、滑り接触モデル（Slip contact）の真円度は実測結果との良い一致が確認されている。

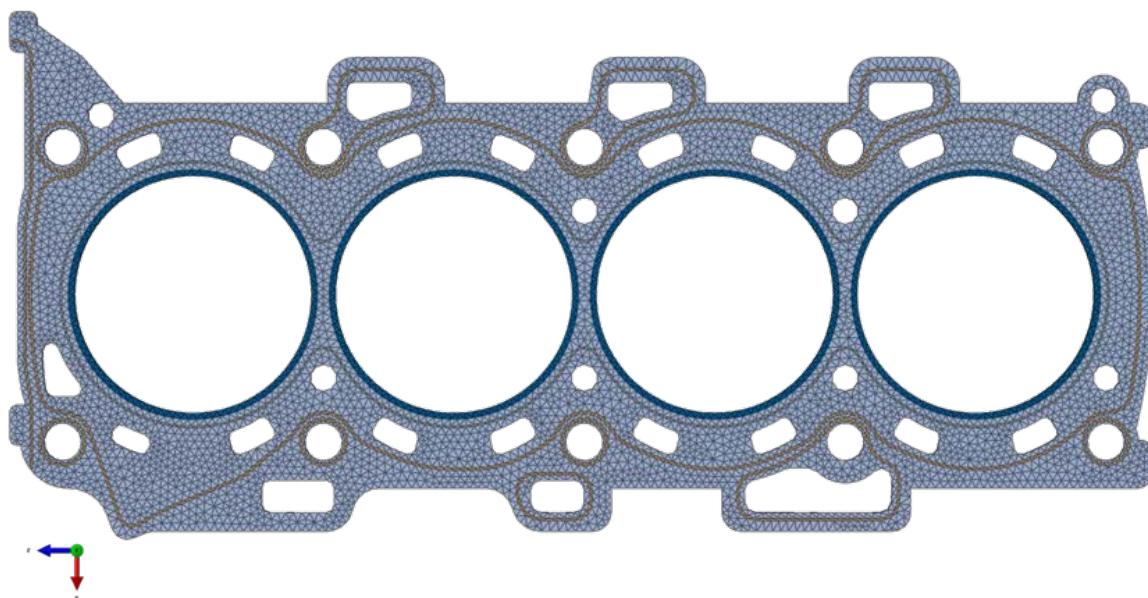


図 59 シリンダヘッドガasketのガasket要素モデル（グロメットタイプ）

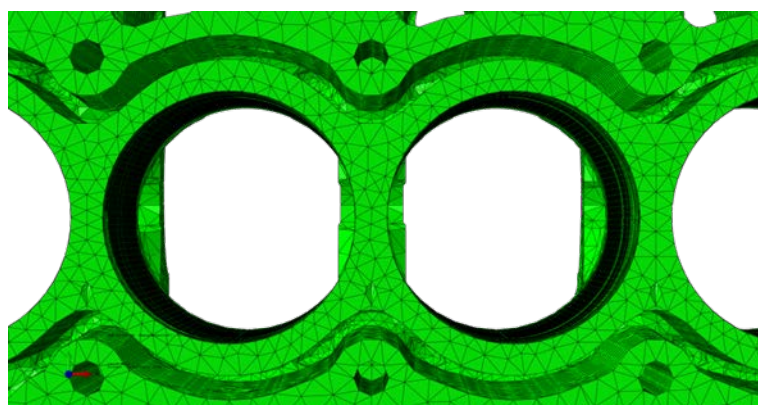


図 60 シリンダブロック 3次元モデル

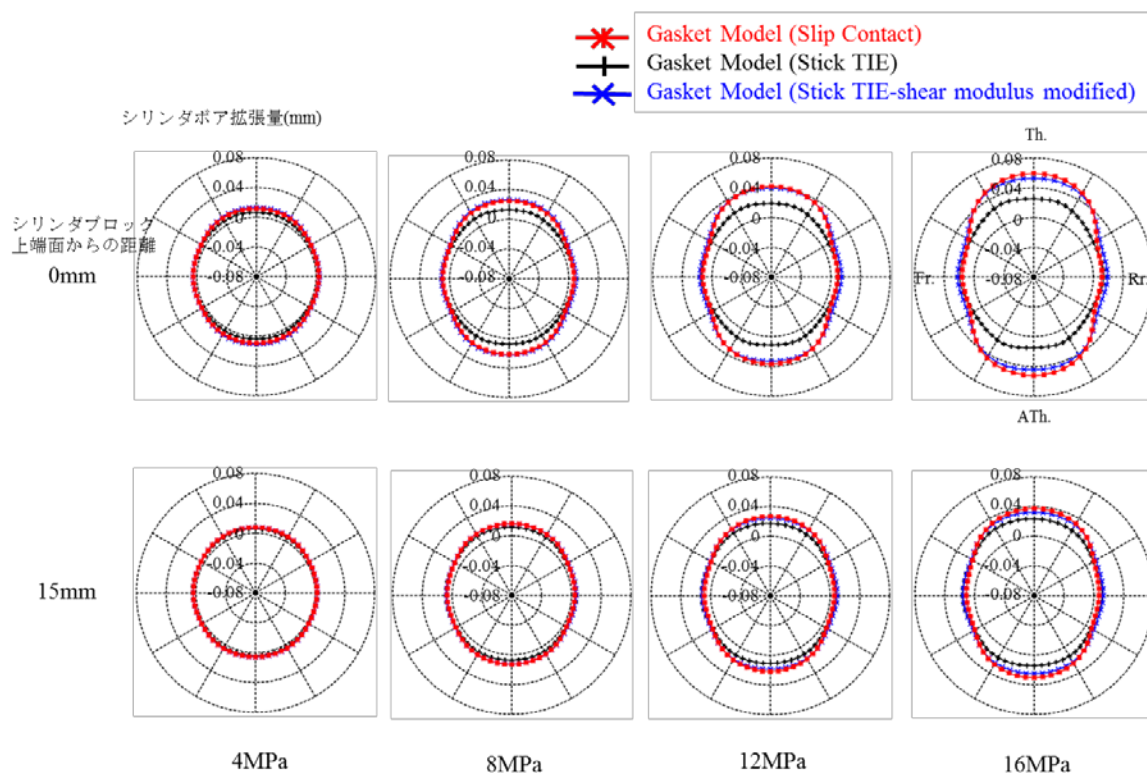


図 61 ガasket要素によるシリンダボア拡張の計算結果 (3次元モデル)

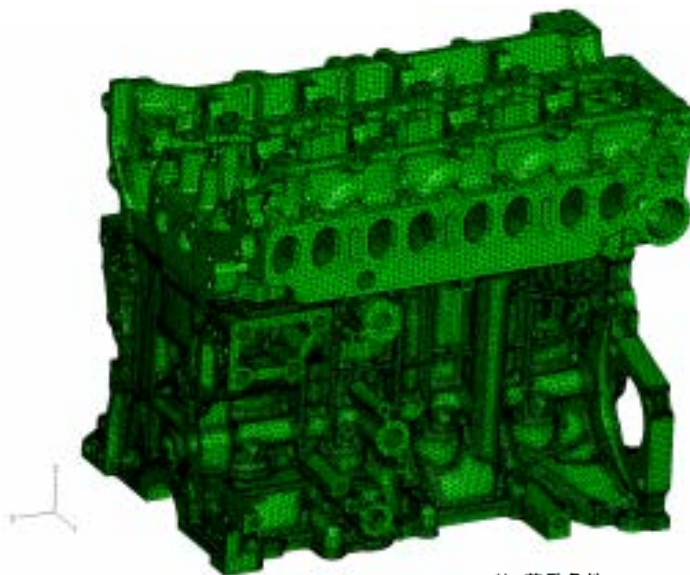
5. ガasket要素を用いた3次元計算モデル（修正 TIE モデル）

シリンダボア拡張について合わせ込みをしたガasket要素モデルにより、シリンダボアの筒内圧による変形がシリンダブロック全体でどのような形態をしているのかを確認した。インナーシムタイプのシリンダヘッドガasketについてガasket要素の計算モデルに修正 TIE モデルの拘束条件を用いてエンジンの3次元フルモデルでのシリンダブロック変形の CAE 計算を実施した際の計算モデル概要を図 62 に示す。ここでの修正 TIE モデルは、図 43 に示した方法で計測した筒内圧を加圧した時のシリンダボア外壁の実測変位量に合うようにシリンダヘッドガasket要素のせん断剛性の合わせ込みを実施したものとなっている。

図 63、図 64 に計算結果を示す。図 63 には、シリンダボアの変形の全体がわかるようシリンダボア 4 気筒全体の上面視を示した。それぞれに、シリンダヘッド、シリンダヘッドガasket、シリンダブロックを組付けた状態、3 番気筒に筒内圧 18MPa が加わった場合のシリンダブロックの変形と歪みを示している。

また、ここでの計算結果には従来からシリンダヘッドガasketの設計に関連して知られているシリンダブロックの変形の特徴が明確に表現されており、シリンダボアの変形や歪みの分布の全体像をよく理解することができる。例えば、図 63 においてシリンダブロックがエンジンの前後方向端で大きく変形しているのは、前後端部分はヘッドボルト軸力を受けるシリンダブロック上面の面積が少ないため、シリンダボア壁上端面の面圧やシリンダブロック後端上面の面圧が高くなり、シリンダボアやシリンダブロック外壁の変形が大きくなることがわかる。また、3 番気筒と 2 番気筒の接合部（サイアミーズ部）から少し離れた外周面に大きな歪み振幅が筒内圧によって発生する特徴がみられることなど実験における経験とよく一致している。

図 64 に示した組付け時、爆発時の歪み分布から、組付け時にはあまり変形をしていないシリンダボアの上端部が、筒内圧の加圧によりラッパ状に広げられていることがわかる。また、シリンダボア壁の外周のサイアミーズ部（気筒連結部）から少し離れた位置に歪みのピークが筒内圧により発生していることがわかる。シリンダボア内周面にも筒内圧による歪みピークが発生しているが、シリンダボアの内面には鋳鉄のライナーが設けられているためその部位の強度は比較的高い、一方、外周面はアルミダイカスト材であるためにその歪み量に対する強度上の注意が必要となる。



<ヘッド>

節点数: 121030
 要素数: 517421
 要素タイプ: C3D4
 (一次三角錐要素)

<ブロック>

節点数: 1950753
 要素数: 2375334
 要素タイプ: C3D10M
 (二次三角錐要素)

<ライナ>

節点数: 30961
 要素数: 20161
 要素タイプ: C3D8
 (一次立方体要素)

<ボルト>

節点数: 20871
 要素数: 15841
 要素タイプ:
 (一次立方体要素)

1) 荷重条件

軸力: 81.8kN
 燃烧圧: 18MPa
 (#3→#2)

2) 拘束条件

ブロック下面完全拘束
 エンジンガスカート間 TIED拘束 (乖離しない)

3) エンジン材料条件

ヘッド: 約72000N/mm²
 ブロック: 約73000N/mm²
 ボルト: 約209000N/mm²
 ライナ: 約120000N/mm²

4) ガスカート材料条件

圧縮剛性 非線形ばね特性を使用
 剪断剛性 ポア部: 30N/mm²
 金属シム部: 6000N/mm²
 外周部: 1N/mm²

図 62 シリンダボア変形の解析モデル

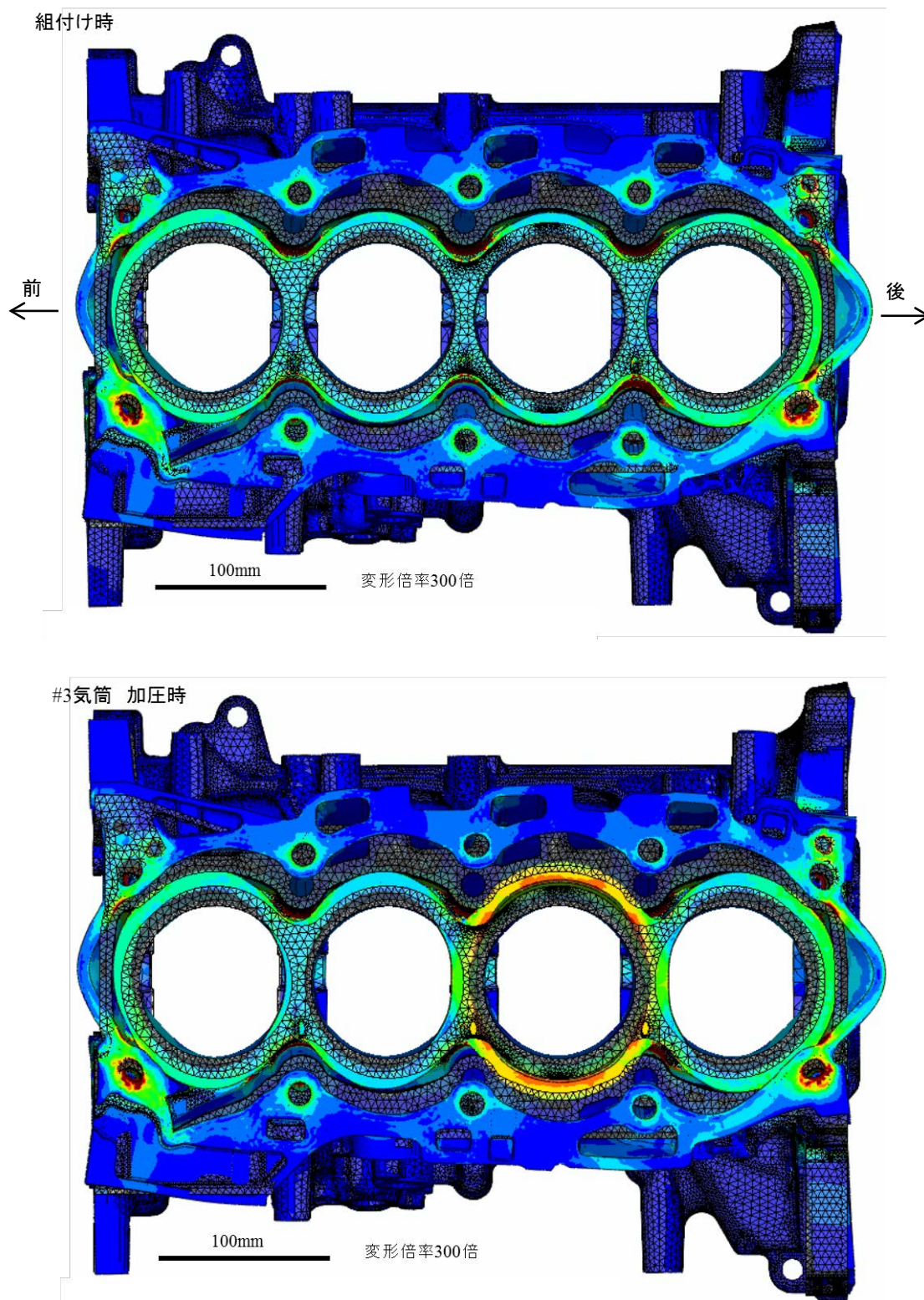


図 63 シリンダボア歪み・変形の計算結果
上面視（インナーシムタイプ）

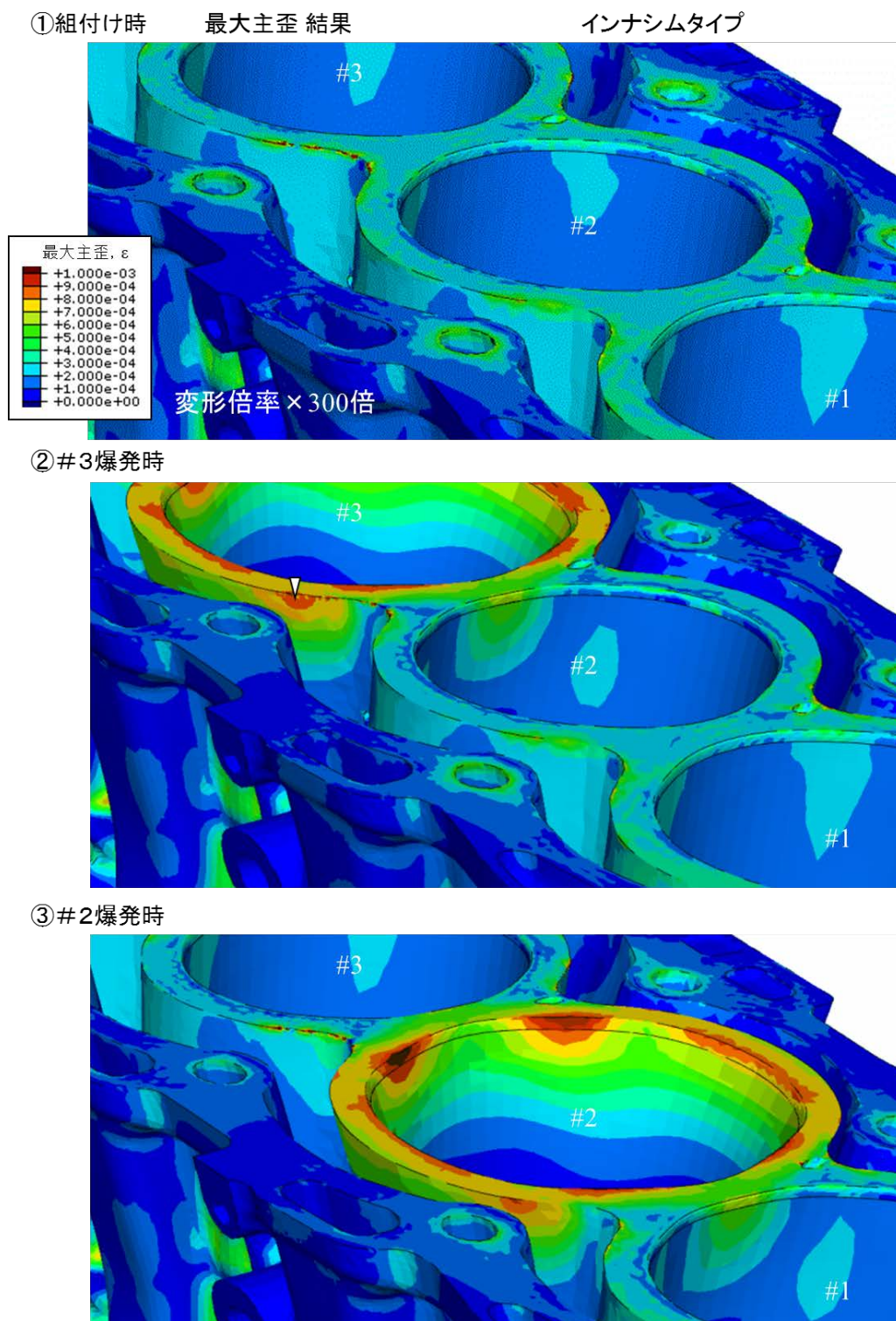
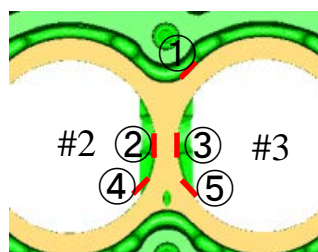


図 64 シリンダボア歪み・変形の計算結果
透視拡大図 (インナーシムタイプ)

図 65 に、本節の 3 次元計算手法を用いてインナーシムタイプとグロメットタイプについて組付け時と筒内圧加圧時の歪み計算を実施した結果を示す。

各気筒に筒内圧が加圧された場合に歪みが極大となる部分における歪み振幅は、図 65 の棒グラフに示したように $400 \sim 500 \times 10^{-6}$ (マイクロストレーン) であることがわかった。今回対象としているアルミダイカストシリンダブロックでは鋳鉄のライナーをシリンダボアに鋳込んでいる、このため材質は、部位①はアルミニウムダイカスト材であり部位②～⑤は鋳鉄材となる。一般的なアルミニウムダイカスト材の引っ張り強さは $200 \sim 300 \text{MPa}$ であり、 10^7 疲労強度は 100MPa 程度といわれている⁽⁴¹⁾。一方、シリンダブロックのようなエンジン構造部材では 5×10^7 以上の疲労強度を保証する必要があると言われている。このため、アルミニウム材の有限寿命の特性を考慮すると、疲労強度は 100MPa 以下の値となる。したがって、ここで得られた部位①の歪み振幅 $392, 456 \mu$ という値は、応力に換算すると $30 \sim 40 \text{MPa}$ の応力であるため、シリンダブロックの強度から考えて軽視することができない値となっている。このことは、エンジンを高筒内圧化する場合にシリンダヘッドガスケットによるシリンダボア拡張の抑制効果が重要となってくる理由である。



歪み計算位置

(シリンダボア壁上端より 0.5mm, シリンダボア円周方向)

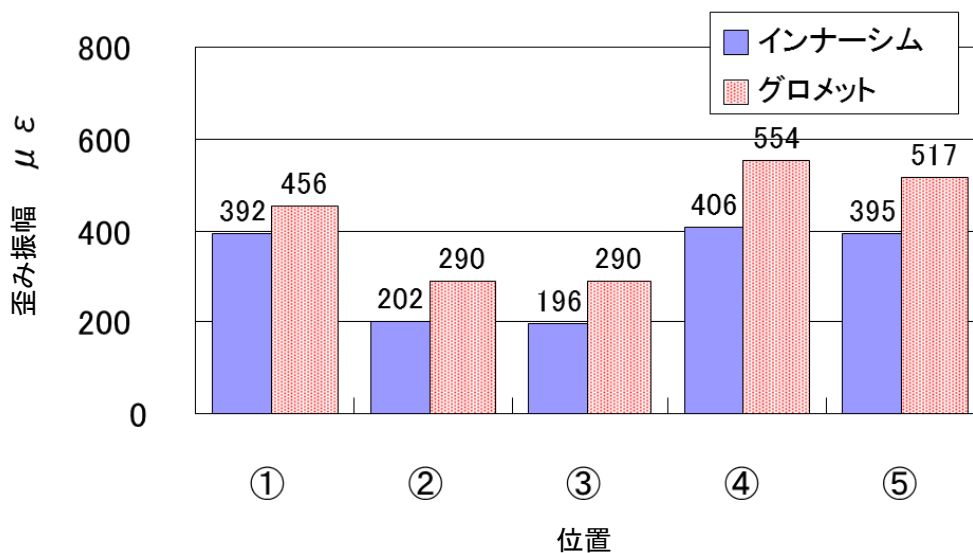
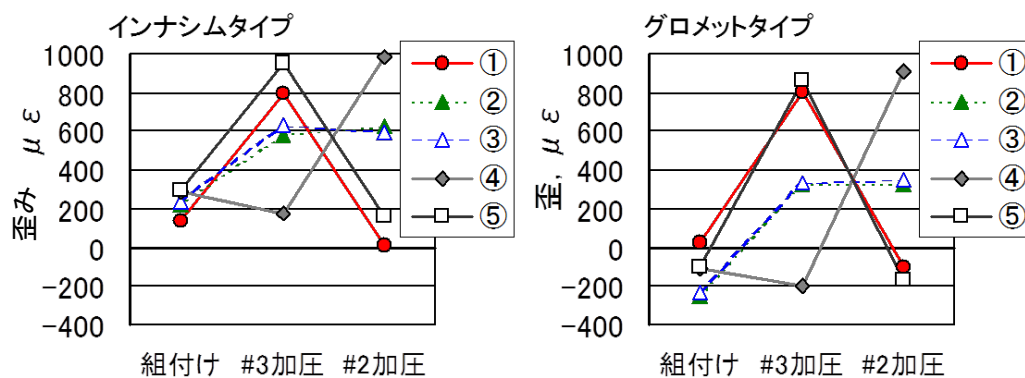


図 65 シリンダボア歪み計算結果 (筒内圧 18MPa 加圧)

6. 油圧式筒内圧シミュレータ試験機の製作

ここまでのシリンダボア変形の CAE 計算や測定による解析では、繰り返し加圧される筒内圧による変形の経時変化は考慮していない。エンジン運転状態を再現良く計測するために、実機ファイヤリング試験の代用となる試験方法として油圧により燃焼圧相当の圧力を繰り返し燃焼室に加えながらシリンダヘッドガスケットの特性を測定できる試験装置を新たに製作した。この試験装置は、これまで観察できなかったシリンダヘッドガスケット特性の経時変化が簡便に再現性良くできる。この装置の稼働によりシリンダヘッドガスケットの機能解析が大きく進捗した。

試験装置は、エンジン実機のシリンダブロックとシリンダヘッドを用いて各 4 気筒の燃焼室にそれぞれ燃焼圧相当の圧力を繰り返し加圧する構造になっている。装置の外観写真を図 66 に、装置本体の安全カバー扉を開けた中にあるサーボバルブの配置とシリンダブロックに油圧チューブをつないだ様子を図 67 に示す。装置のシステムブロックダイアグラムと設備仕様を図 68 に示す。

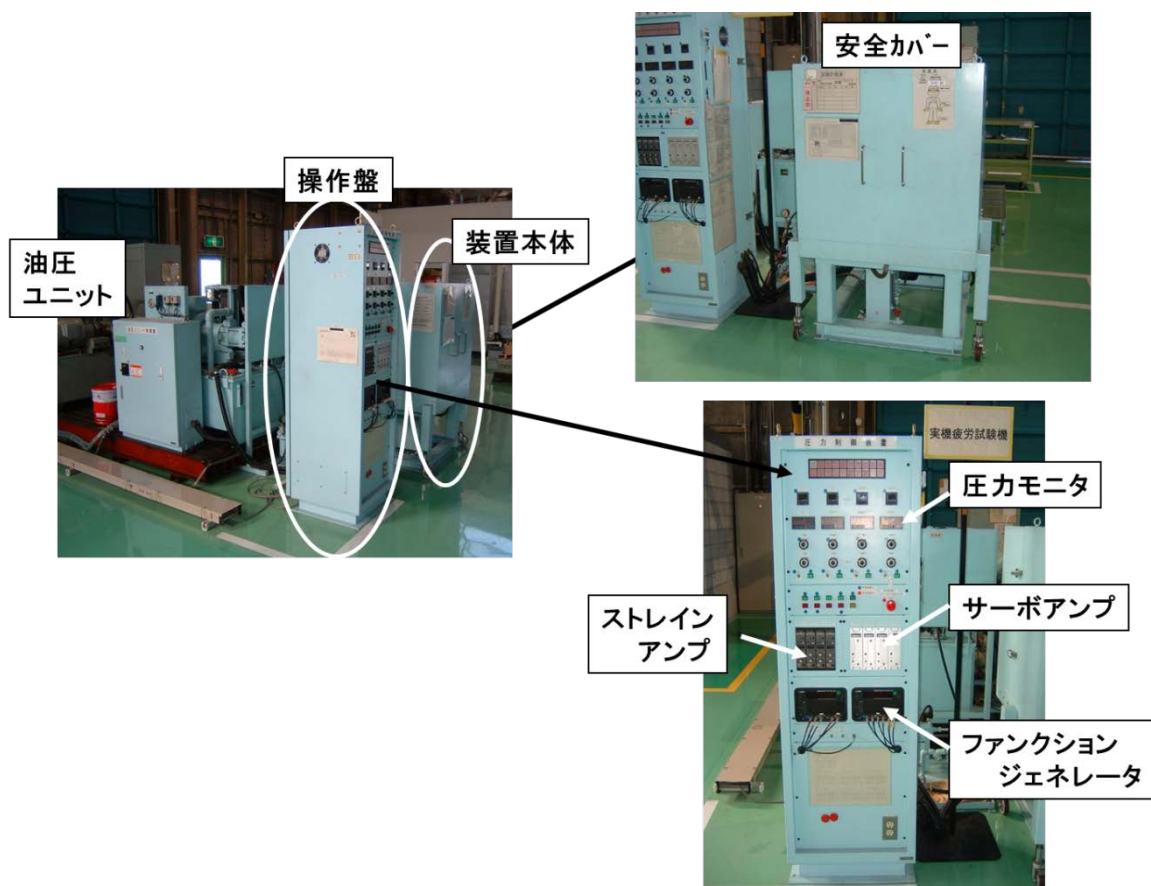


図 66 油圧式筒内圧シミュレータ試験機外観

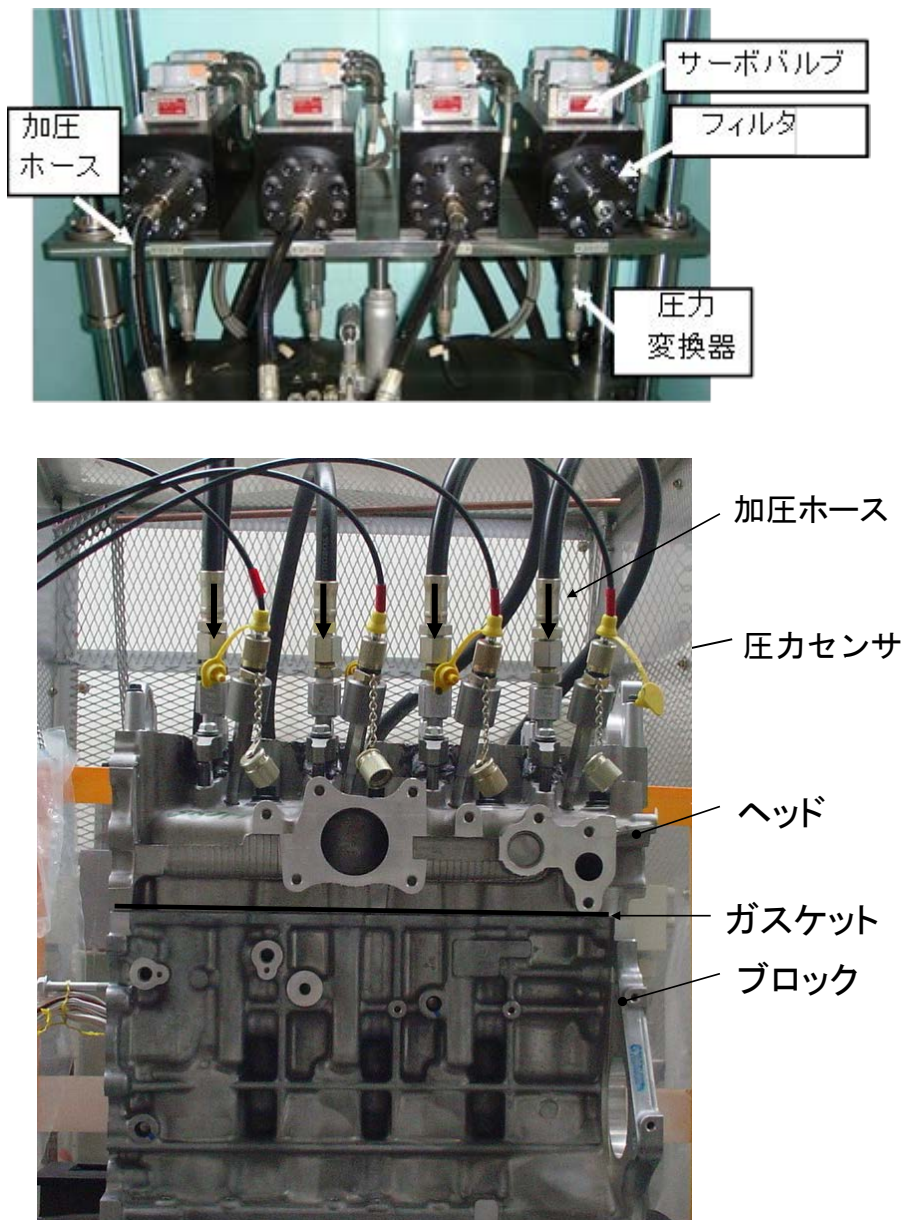
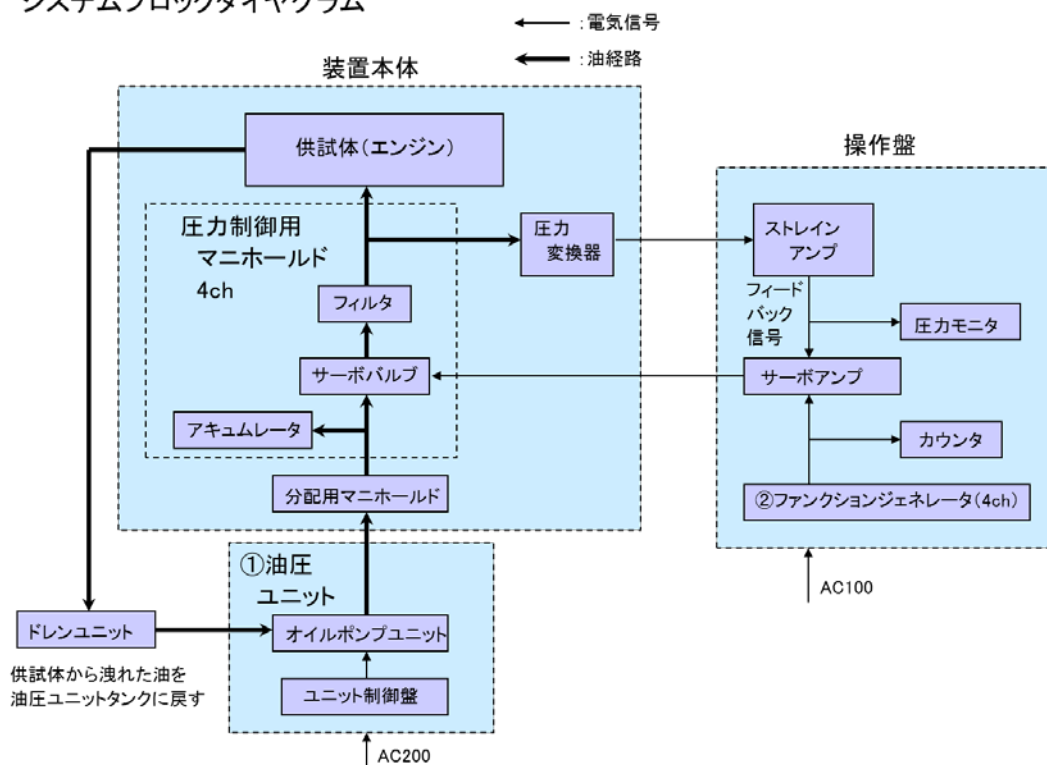


図 67 装置本体内部 (サーボバルブ, 供試エンジン部品)

システムブロックダイヤグラム



主要構成部品 諸元

| 名称 | 項目 | 諸元 |
|-----------------|----------------|-----------------------------------|
| ① 油圧ユニット | 定格出力 定格吐出量 | 25MPa 68L/min |
| ② ファンクションジェネレータ | チャンネル数 出力波形 | 2ch 正弦波、短形波、三角波 2台を同期モードで運転 |

図 68 油圧式筒内圧シミュレータ試験機の仕様

油圧は図 69 に示したように燃焼タイミングに合わせ各気筒に順次加圧し、気筒あたりは 20msec 幅 12.5Hz にて油圧を発生している。これを、4 気筒を加圧順につなげてみると 50Hz の周期となっており、エンジン回転数として表現すれば 1500rpm 相当となる。これがこの装置の最高加振周波数である。最大発生油圧は 20MPa である。実測された単独気筒における油圧のオシログラフ写真を参考に同図内に示した。

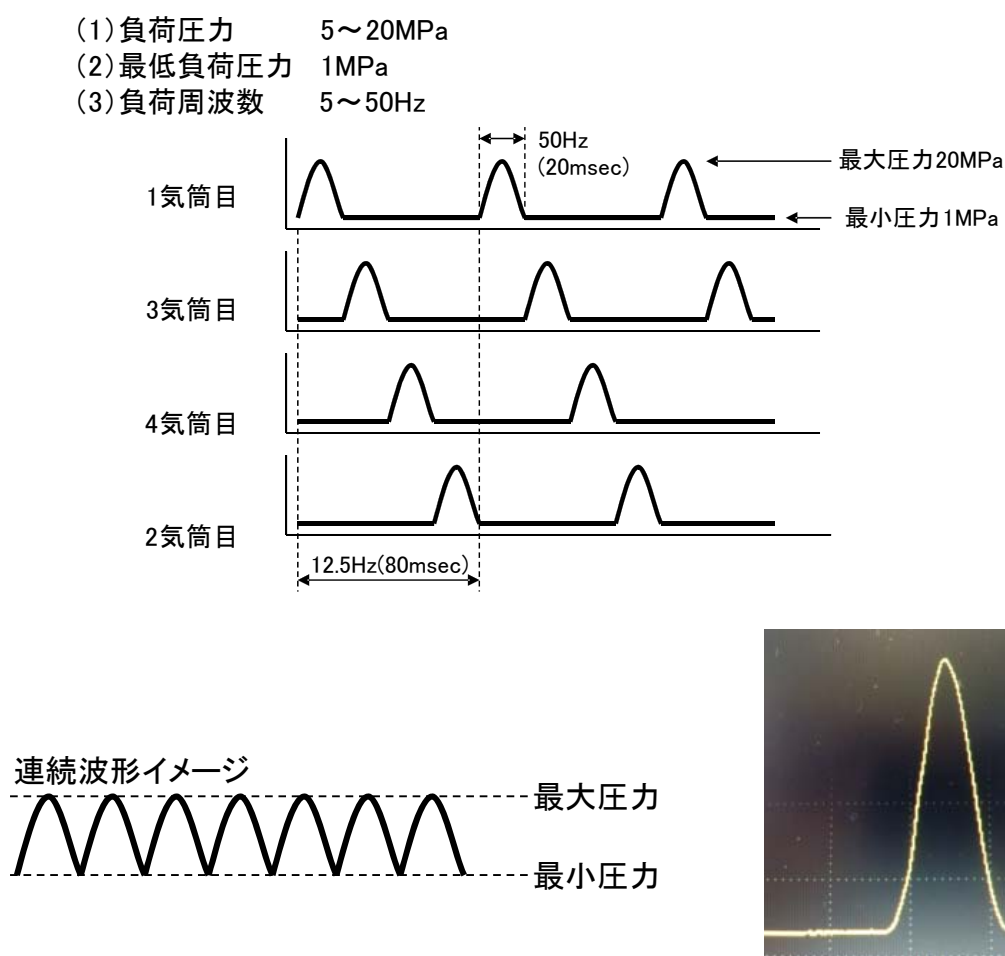


図 69 油圧の加圧パターン

7. シリンダボア壁挙動の経時変化

製作した油圧式筒内圧シミュレータ試験機を用いてシリンダボア外壁歪み挙動の経時変化を測定した。

図 70 には、インナーシムタイプとグロメットタイプのシリンダヘッドガスケットについて、シリンダボア外壁歪み振幅を 20Hz の油圧加振により 200 分間継続して測定した結果を示す。測定には歪みゲージを用いた。グロメットタイプでは初期は比較的大きなシリンダボア外壁歪み振幅を示すが、圧力加圧を繰り返すにつれてその歪み振幅は低下して安定する様子が観察された。このグロメットタイプの歪み振幅の挙動からは、シリンダボア変形を繰り返すことによりシリンダヘッドガスケットによるシリンダボアの拘束が強化されることが推定される。一方、インナーシムタイプでは、歪み振幅変化の経時変化は小さいが、圧力加圧回数が増加するに従い歪み振幅が若干の増大をして安定する傾向を示した。この歪み振幅の増大傾向は、運転時間に伴う供試したシリンダブロックの温度上昇によるゴムコーティングの軟化や歪みゲージ補正がとれていないことなどの可能性があり、ここでの歪みの変化は小さいと解釈するのが妥当と考えている。

このようなシリンダヘッドガスケット仕様による歪み振幅の経時変化の違いは、油圧式筒内圧シミュレータ試験機を用いた計測を実施して初めて確認された現象である。

図 70 に示された歪み振幅の経時変化をシリンダボアの変位として確認するため、渦電流式変位センサ（ギャップセンサ）を用いて筒内圧加圧直後からシリンダボア外壁の挙動を測定した。計測位置は図 71 に示した 4 ヶ所で 2 方向（スラスト方向、ヘッドボルト方向）である。図 72 に、この 2 方向についてシリンダブロック外壁部とシリンダボア外壁の距離変化を示す。油圧加振条件は図 70 と同じ 16MPa、20Hz である。測定結果は、破線により示したシリンダガスケット組付け時の測定値を基準値（ゼロ点）として表している。

グロメットタイプを用いた場合、筒内圧加圧運転初期には一旦シリンダボアは外側に拡大変形をするが、その後は組み付け直後（破線）よりも変形が減少する挙動を示している。一方、インナーシムタイプでは測定開始直後の一回目の加圧によりシリンダボアが外側に変位量が増し、その後は変位量が安定している。このシリンダボア変形挙動の違いは、図 70 の歪み測定結果と同じ特徴である。グロメットタイプにおいては、運転とともにシリンダボアの拘束力が強くなっていると考えられ、一方、インナーシムタイプについてはあまり拘束力が変化していないと言える。

図 73 には、インナーシムタイプとグロメットタイプについてのエンジン冷熱耐久運転（第 4 章 第 5 節 図 81）によるシリンダヘッド下面の圧痕プロフィールを参考に示す。グロメットタイプについてはこのようなシール相手面に圧痕が明瞭に残ることがわかっている。これについては、後述の第 5 章において別の角度から説明を加える。

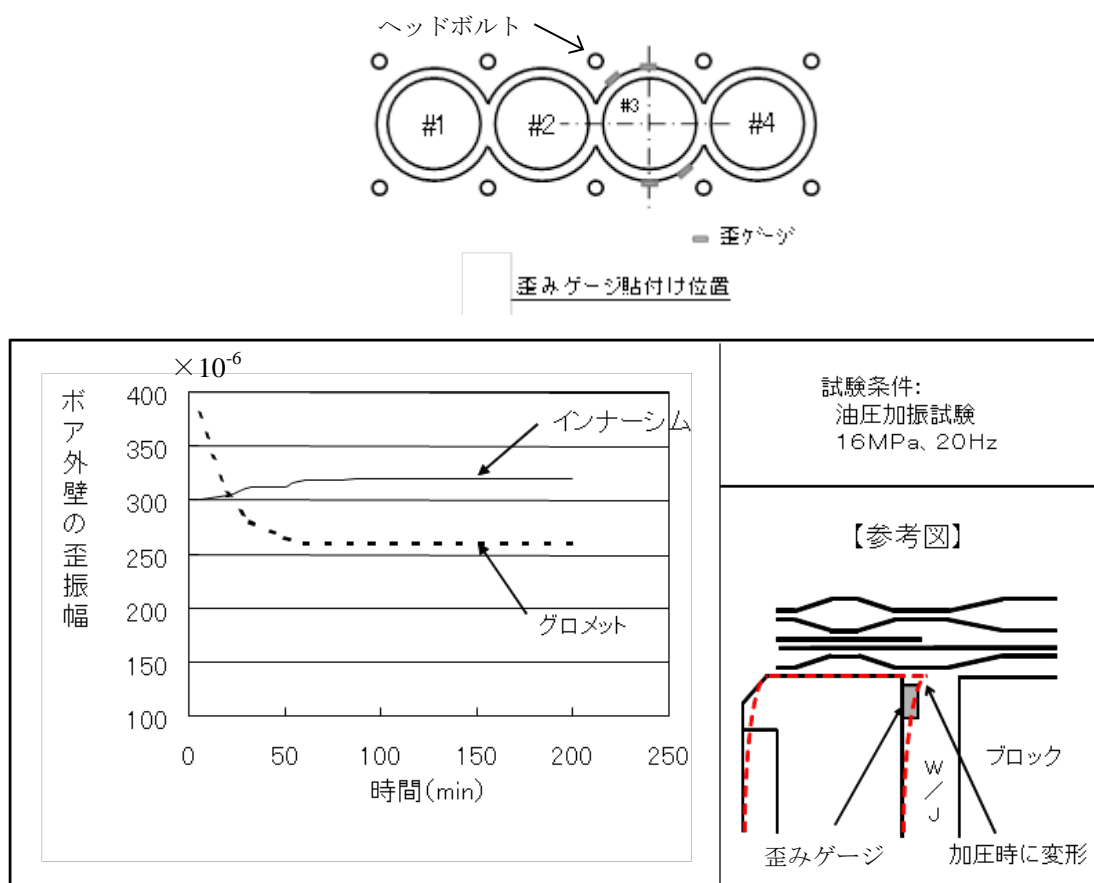
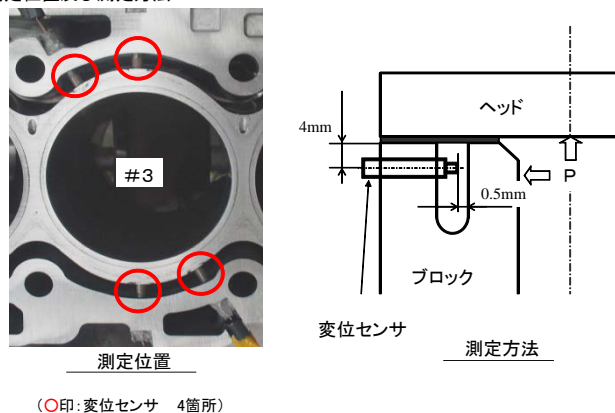


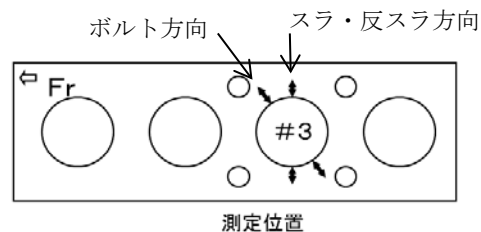
図 70 シリンダブロック外壁歪みの経時変化測定結果
(ヘッドボルト方向の外壁面歪み)

測定位置及び測定方法



(○印:変位センサ 4箇所)

図 71 シリンダボア外壁変位の測定 (変位センサ取り付け位置)



測定位置

| | グロメットタイプ | | インナーシムタイプ | |
|------|----------|-------|-----------|-------|
| 断面 | | | | |
| | スラ・反スラ方向 | ボルト方向 | スラ・反スラ方向 | ボルト方向 |
| 測定結果 | | | | |

図 72 シリンダブロック外壁変位の測定結果 (変位センサ)

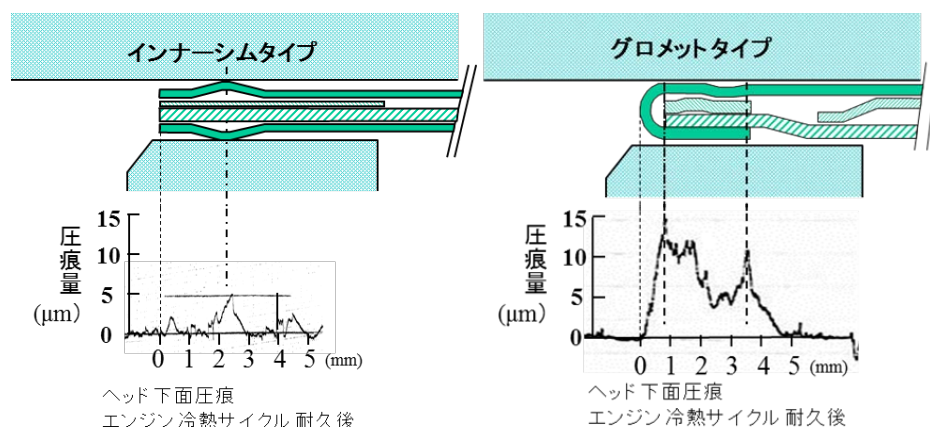


図 73 シリンダヘッドガスケットによる相手材への圧痕（耐久運転後）

8. 第3章まとめ

シリンダボアの拡張変形に関し、計算および実験の両面から検討した。

- (1) シリンダボアの拘束にゴムコーティングが大きな影響を与えていることがゴムコーティングを含む CAE 計算からわかった。そして、シリンダヘッドガスケットのせん断剛性に加えてゴムコーティングの相手材に対する固着と滑りの比率により拘束力が決まってくることを示した。この解析からゴムコーティングのせん断剛性や摩擦力を高めることがシリンダボア拘束の強化に有効なことを明らかにした。
- (2) ゴムコーティングを含むシリンダボア拘束の 2 次元モデルの CAE 計算を 3 次元モデルに簡易的に拡張する手法を示し、エンジンの設計計画段階において実用に供することができる CAE 計算手法を確立した。特に、表面滑りを考慮した簡易モデルは 2 次元フルモデルとよい一致を示し、これによりゴムコーティングの滑りがシリンダボア変形に大きな影響を及ぼすことがわかった。
- (3) 油圧による筒内圧シミュレータ試験装置を新たに製作し、これまで観察できなかったシリンダヘッドガスケット特性の経時変化を比較的簡便に再現性良く測定することができるようになり、解析の進捗に大きな貢献をした。
- (4) (3)の装置により筒内圧の加圧を繰り返す測定を実施し、グロメットタイプとインナーシムタイプでシリンダボアの経時的な拡張挙動が異なってくることを見出した。
- (5) 第2章まとめに述べたように高燃焼圧に対応するガスシール性能については優れた特性をもつインナーシムタイプではあるが、この第3章での結果はシリンダボアの拘束機能に弱点があることを示している。シリンダボア拘束機能の改良には、ゴムコーティングの特性について改良が必要であることが明らかになった。

第4章

ゴムコーティング材の改良と限界

本章においては、
ゴムコーティング材の改良によりシリンダヘッドガスケットのシリンダボア拘束力が向上することを評価する。

1. ゴムコーティング材の変更

ゴムコーティングの構成断面を模式的に図 74 に示す。ゴムコーティングはシール相手面となるシリンダブロック表面やシリンダヘッド表面の凹凸を吸収してマイクロなレベルでのシール性能を確保するために塗布されている。構成は、メタルシート表面に化成処理を施した後プライマー層によりゴム層とメタルシートを接着させ、表面にはトップコートと呼ばれる薄い保護層を形成したものとなっている。

シール相手面となるシリンダヘッド、シリンダブロックの加工表面の表面あらしの事例を図 75 に示す。ゴムコーティングの厚さは、製造によるばらつきを含めてこれらシール表面の凹凸（5~10 μm Rmax 程度）を吸収するために 20~30 μm 厚となっている。

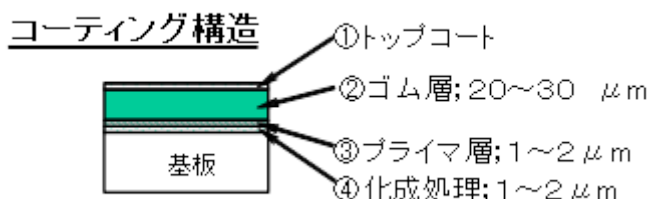


図 74 メタルシートのゴムコーティング構成

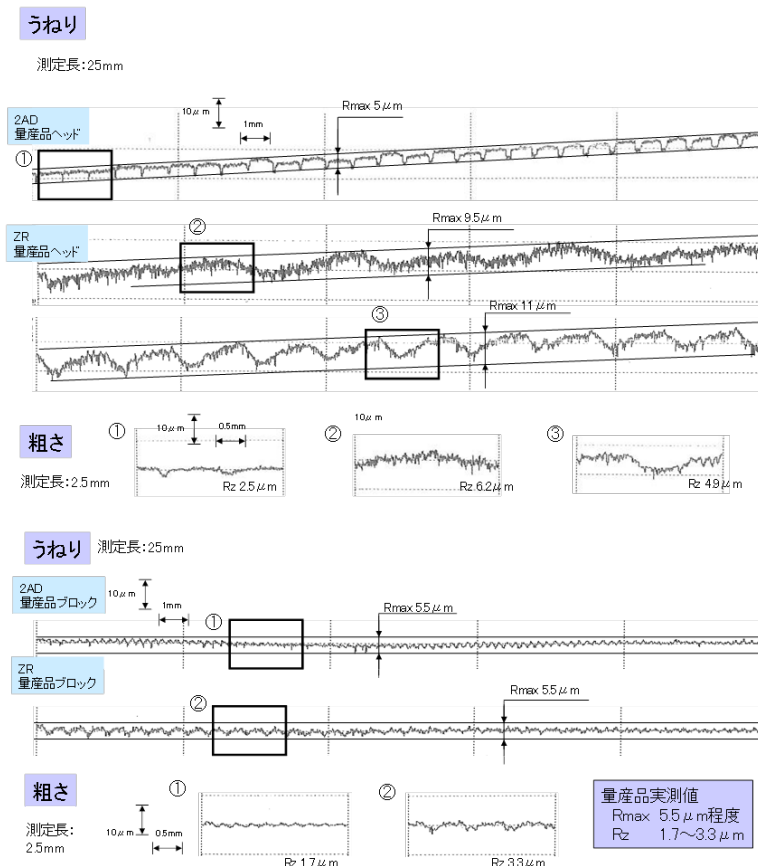


図 75 シリンダヘッド、シリンダブロック量産品のシール加工面

ゴムコーティング材による拘束力の違いを確認するため、特性の異なるゴムコーティング材を塗布したメタルシートを用いたインナーシムタイプのシリンダヘッドガスケットを試作し、シリンダボア外壁歪みの測定を実施した。特性の異なるゴムコーティング材を、表 7 に B 材として示す。これまでの評価用シリンダヘッドガスケットに用いてきた A 材に対して充填剤を増してゴム硬度を上げ高剛性の特性としたものが B 材となっており、量産実績のある仕様の中から最もゴムコーティングのせん断剛性が高いと思われる材料を選択したものである。表中の押し込み硬さはナノインデント測定器（エリオニクス社 ENT-1100a）による実測値を示しており、B 材の方が硬い材質であることがわかる。ゴムコーティングの材質は A 材、B 材ともフッ素ゴムである。

油圧式筒内圧シミュレータを使ってシリンダボア外壁歪みを測定した結果を図 76 に示す。シリンダボア外壁歪みの振幅はゴムコーティング材により異なり、B 材の方が歪み振幅は小さく A 材に対して約 25% の歪み振幅が低減している。図 76 の結果は、ゴムコーティング材料によりシリンダボアの拘束力が改善されることを示している。

表 7 ゴムコーティング材料

| ゴムコーティング | | A材 | B材 |
|----------|-----------|--------|--------|
| 成分 | フッ素系ゴムポリマ | 2元系 | 2元系 |
| | 充填剤量 | ベース | 多 |
| | 接着付与材量 | ベース | 無し |
| | 加硫系 | ポリオール | ポリオール |
| 物性 | 引張強度 | 4.0MPa | 5.1MPa |
| | 伸び | 70% | 10% |
| | 押し込み硬さ | 2MPa | 9MPa |

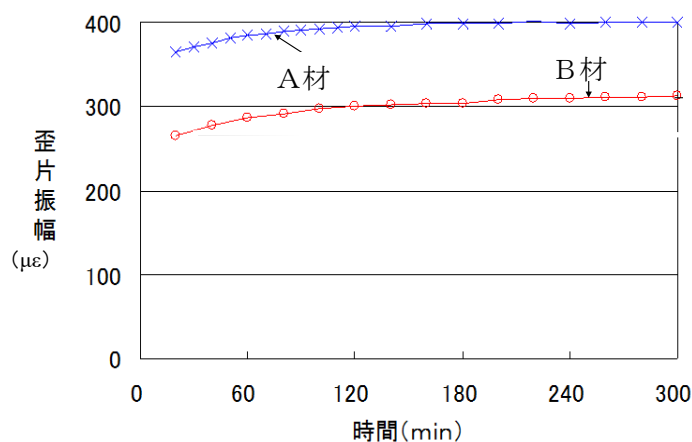


図 76 ゴムコーティングの違いによるシリンダボア外壁歪み振幅の違い
(20Hz 油圧筒内圧シミュレータ試験 油圧 16MPa)

2. ゴムコーティングの摩擦係数とせん断剛性の測定

ゴムコーティング材によりシリンダボアの拘束力が改善した原因を確認するため、摩擦係数とせん断剛性の測定をおこなった。前節の表 7 に示したゴムコーティング材料について摩擦係数を測定した結果を図 77 に示す。測定方法は図 77 中に示したように、往復動試験機により加圧した鋼球と試料面ゴムコーティングの摺動中の摩擦反力を測定するスティックスリップ法である。この方法を選定した理由は、シリンダヘッドガスケットとシリンダボア壁上面の拘束は往復動なので形態が類似していると考えたためである。測定結果には A 材と B 材の摩擦係数にかなり違いがある。B 材の摩擦係数は低く、A 材の摩擦係数は高い。A 材については、摺動回数の増加に伴い摩擦係数が増加しているが、これはゴムコーティングが測定により剥がれることが原因である。また、B 材の摩擦係数が低いのは真実接触面積が小さいからであろうと推察する。

しかし、図 77 の測定からゴムコーティング材質によって摩擦係数には大きな差があることが判明したが、この結果は図 76 に示したシリンダボア外壁歪みの差を説明できない。

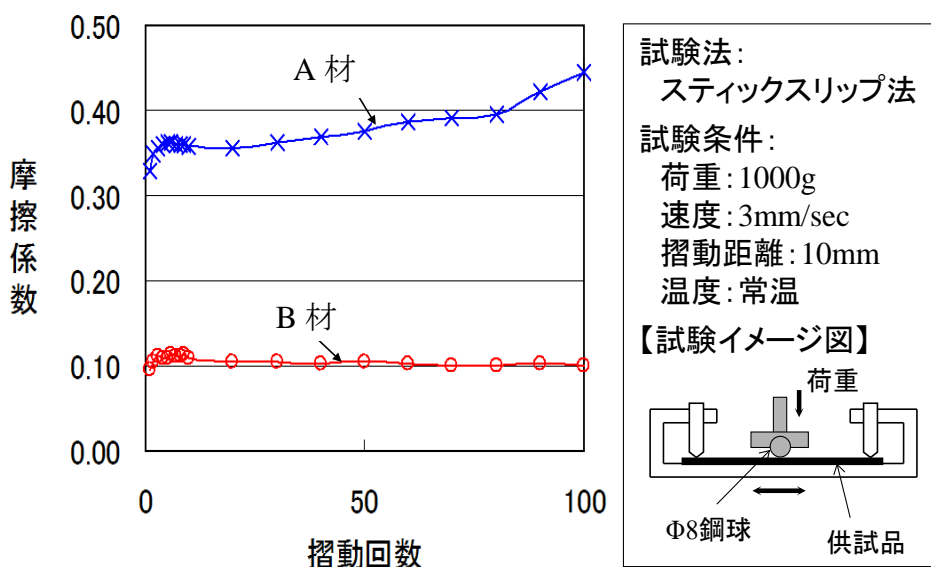


図 77 ゴムコーティングの摩擦係数測定

そこで、ゴムコーティングのせん断剛性の測定を実施した。測定は室温で行った。計測方法を図 78 に示す。ゴムコーティングされたメタルシートを 2 枚切り出して、それらの一部分を重ねて接着剤により接合し引張荷重を加えることにより、伸びとせん断応力の関係を測定した。この測定ではシリンダヘッドガスケット組付けた状態ではゴムコーティングが厚み方向に圧縮されているという影響は考慮していない。

測定結果を図 79 に示す。接着部分におけるゴムコーティングのみの伸びを算出するために、ゴムコーティングの塗布されていないメタルシートを接着した場合の伸びとせん断応力特性を測定して差し引くことにより、メタルシートの伸び影響の補正をおこなっている。この測定結果から A 材は B 材より 3 倍程度大きな変形をすることがわかる。ここでの結果はゴムコーティングの硬さに対応したものとみえる。

塗布厚 $25\mu\text{m}$ と薄いゴムコーティングではあるが、シリンダボア外壁の変位量の全振幅は $10\sim 30\mu\text{m}$ 程度であり（第 3 章 第 1 節 図 44, 第 7 節 図 72）、ゴムコーティングのせん断変形量はシリンダボア壁の変位量に対して充分追従できることが図 79 からわかる。したがって、このゴムコーティング材料のせん断剛性差がシリンダボア壁の拘束に影響を与えて、図 76 に示した結果になったと解釈するのが妥当と考えられる。

以上より、ゴムコーティング材の特性によりシリンダボア壁の拘束力が支配されていることが確認された。このことは、第 3 章 第 2 節にて示した拘束力の解析結果からも推定できる。

図 80 には第 3 章 第 2.2 項 図 47 を再掲するが、これは Calc.2 の状態がゴムコーティングのせん断と摩擦により保持できる材料の特性を現したものだと考えられ、この特性は、シリンダボアを拘束する程度の 0.05mm 以内の同じ変位量ではせん断力の方が摩擦力より支配的であるということを示している。つまり、シール面圧により押し付けられているゴムコーティングの全体が滑り状態となっていない場合（図 47 中では 0.05mm 以下の範囲）では拘束力は主としてせん断力により担われていることを示す結果となっている。

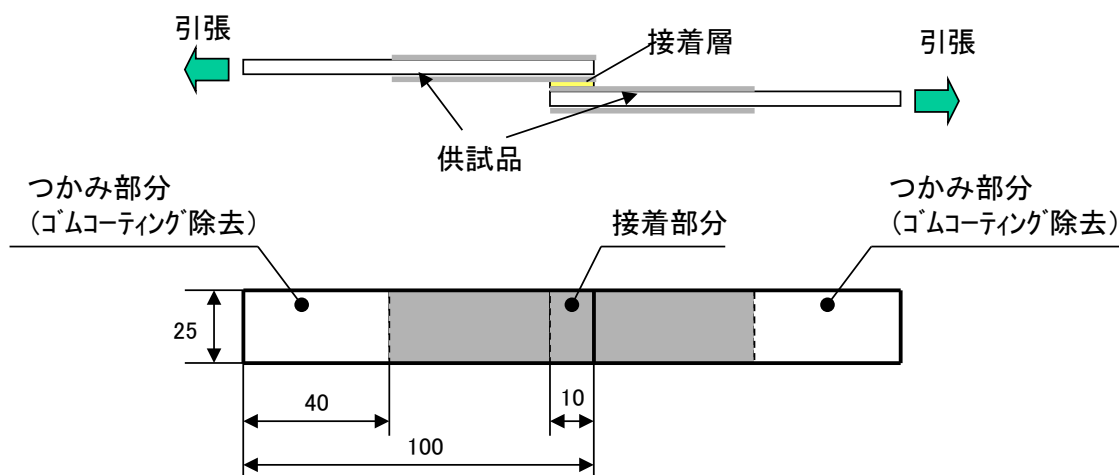


図 78 ゴムコーティングのせん断剛性の測定方法

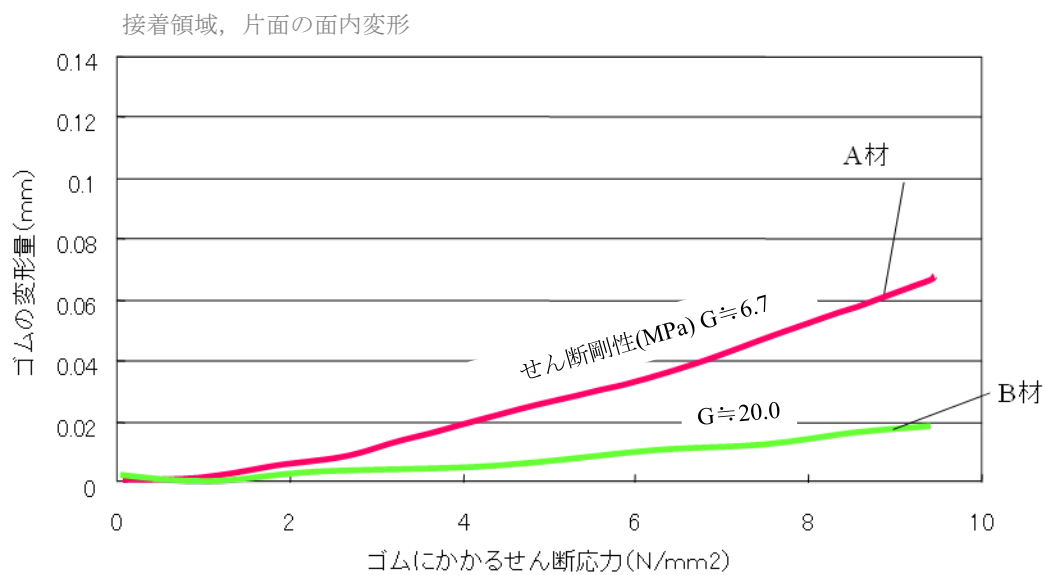


図 79 ゴムコーティングのせん断剛性

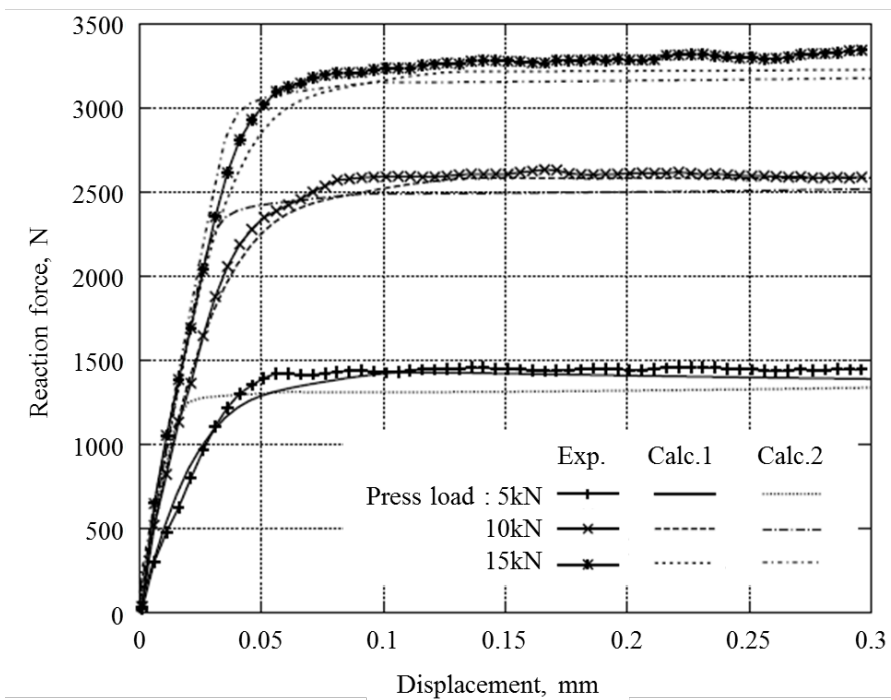


図 80 (図 47 再掲) ゴムコーティングせん断挙動の計算結果

3. エンジン実機による冷熱サイクル耐久試験評価

前節のシリンダボア壁拘束メカニズムの理解から、燃焼ガスシール性に優れるインナーシムタイプのシリンダヘッドガスケットにせん断剛性が高いゴムコーティングを用いることによりシリンダボア拘束性能とガスシール性能の両立の可能性を探った。本章 第1節 表7のA材とB材ゴムコーティングを塗布したシリンダヘッドガスケットを用いて、エンジン実機の冷熱サイクル耐久試験を実施した。冷熱サイクル耐久試験とは、エンジンの回転数・負荷と水温を変化させるパターン条件を組み、サイクル運転することにより爆発荷重による繰り返し荷重に加えて構造部材の熱膨張・収縮サイクルによる負荷をエンジン構造体に加える耐久試験方法である。運転パターンを図81に示す。この耐久試験方法は、特に始動・停止や負荷変動によるエンジン各部の劣化を促進して確認できる試験方法である。本研究での評価においては、目標とする冷熱サイクル数は4000サイクルとした。これは、1日1回の冷間からのエンジン始動を10年間実施したと考えると、365日×10年＝3650サイクルをおおよそその目標サイクルとしたためである。また、最大筒内圧が16MPa仕様のエンジン制御条件にて実機運転を実施した。

結果は、シリンダボア外壁面の歪みを低減できたB材ゴムコーティングのシリンダヘッドガスケットでは目標とする冷熱サイクル数を満足することができず、目標サイクルの約75% (3000サイクル) においてシリンダボア間からガス漏れが発生した。冷熱サイクル耐久試験においてガス漏れを起こしたシリンダヘッドガスケットのシリンダブロック面の写真を図82に示す。ガス漏れはシリンダボア間で発生しており、図中に示した第1気筒・第2気筒間のボア間拡大写真でゴムコーティングが肌色に変色してみえる部分がゴムコーティングの剥がれ部位である。肌色の部分は金属面が露出しており、拡大写真中央の黒色に見える部分はゴムコーティングが残存しているが高温にさらされ炭化している。

図83には、A材ゴムコーティングのシリンダヘッドガスケットを使って冷熱耐久試験を実施した写真を示す。こちらは、問題なく目標冷熱サイクル数(4000サイクル)をクリアすることができており、ガスケット表面のゴムコーティング剥がれも軽微であることがわかる。

以上より、シール性能とシリンダボア壁拘束力を両立させるためにはせん断剛性の高いゴムコーティング材料が必要であるが、エンジン実機を用いた冷熱サイクル耐久試験の結果からB材ゴムコーティングははく離強度では不十分であり、さらにせん断剛性と耐剥離性が両立するゴムコーティング材料の開発が必要であることが明らかとなった。

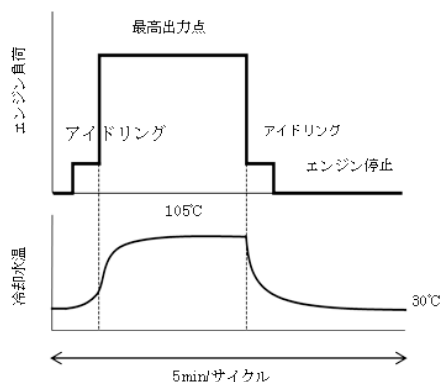


図 81 エンジン冷熱サイクル耐久試験条件

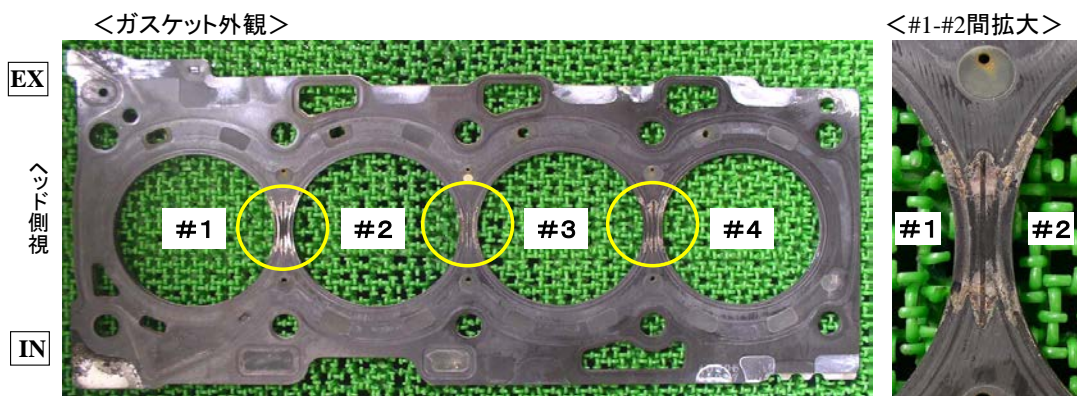


図 82 冷熱耐久試験においてガス漏れを起こしたシリンダヘッドガスケット
シリンダヘッド面の写真
(インナーシムタイプ B材ゴムコーティング)

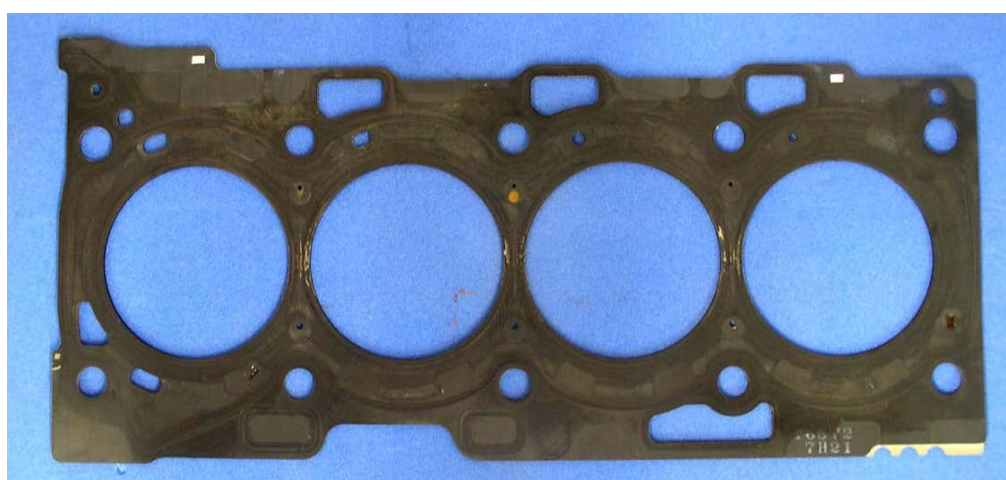


図 83 冷熱耐久試験を問題なくクリアしたシリンダヘッドガスケット
シリンダヘッド面の写真
(インナーシムタイプ A材ゴムコーティング)

4. ゴムコーティング材の改良検討

4.1. 改良ゴムコーティングの仕様

表 7 に示した B 材よりも耐はく離性に優れるゴムコーティング材料を試作して、耐はく離性を再現できると考えられる単体試験により摺動摩耗特性の改良効果を評価した。改良試作したゴムコーティング材料は表 8 に示した C 材であり、A 材や B 材と同様のフッ素ゴムをベースとしてゴムの剛性と耐摩耗・耐はく離性の両立を可能な限り改善すると考えられる仕様とした。コーティング厚さは A 材、B 材と同様 25 μm である。

C 材の特徴は、A 材に対して充填剤を増してゴム強度を高め、また接着付与材を増量して接着強度を高めることにより、耐はく離性の向上を狙ったものとなっている。ゴム層の押し込み硬さは A 材と B 材の間となっている。本章 第 2 節 図 79 に示した A 材、B 材のせん断剛性測定データに、C 材を追記したグラフを図 84 に示す。ゴム硬度に対応して、C 材のせん断剛性は A 材と B 材の間となっていることがわかる。

表 8 改良ゴムコーティング材

| ゴムコーティング | | A材 | B材 | C材 |
|----------|-----------|--------|--------|--------|
| 成分 | フッ素系ゴムポリマ | 2元系 | 2元系 | 2元系 |
| | 充填剤量 | ベース | 多 | 多 |
| | 接着付与材量 | ベース | 無し | 多 |
| | 加硫系 | ポリオール | ポリオール | ポリオール |
| 物性 | 引張強度 | 4.0MPa | 5.1MPa | 3.2MPa |
| | 伸び | 70% | 10% | 40% |
| | 押し込み硬さ | 2MPa | 9MPa | 5MPa |

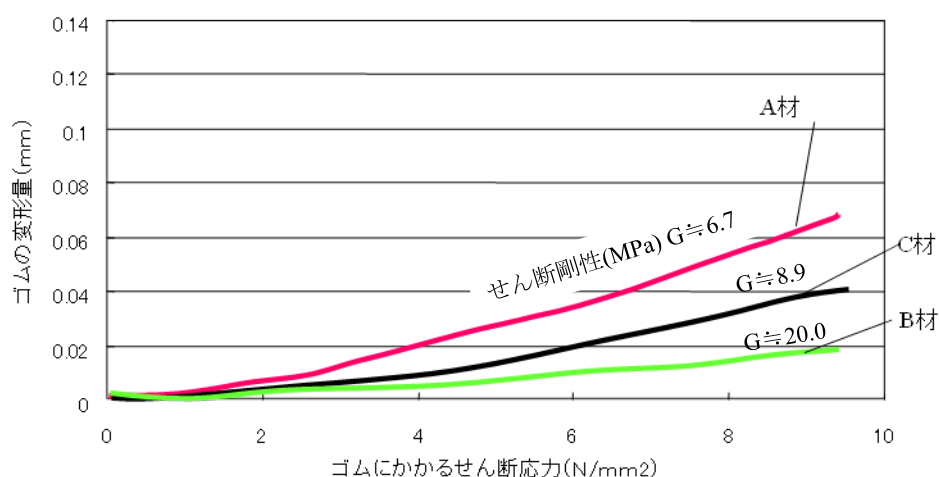


図 84 改良ゴムコーティング C 材のせん断剛性

4.2. ゴムコーティングの耐はく離性単体試験

実機におけるゴムコーティングの使用環境を想定した摺動摩耗評価を実施できる試験治具を用いて、ゴムコーティングの摩耗特性をテストピースにより調査した。試験治具の構成を図 85 に示す。試験治具は、圧縮荷重とせん断荷重が同時に加わるレイアウトとなっている。また、シリンダボア間の温度上昇を想定し加熱環境において試験できるようになっている。耐はく離性能の評価は、5 時間毎に摺動面を観察することによりゴムコーティングはく離が発生し金属面が露出した加振時間を比較することにより実施した。

評価結果を図 86 に、また供試品の試験終了時におけるゴムコーティングのはく離状態の写真を図 87 に示す。図 86 に示す結果は、A 材のはく離までの時間は B 材よりも 6 倍以上長く、エンジン実機の冷熱耐久試験の結果を裏付けるデータとなった。改良材の C 材は A 材と B 材の間のはく離特性となっており、B 材に比較すると約 3 倍のはく離時間となっている。図 87 に示した表面写真からゴムコーティングのはく離状態の違いがわかる。A 材にははく離がなく、B 材では広い範囲にはく離が起きている。C 材は、その中間となっている。ここからも C 材のはく離強度が向上していることがわかる。

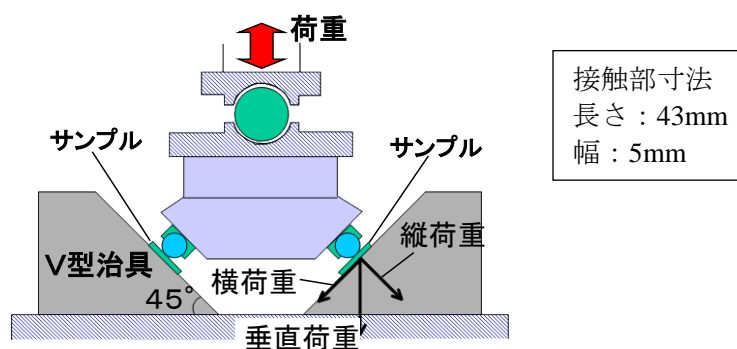


図 85 ゴムコーティングの摺動摩耗試験治具

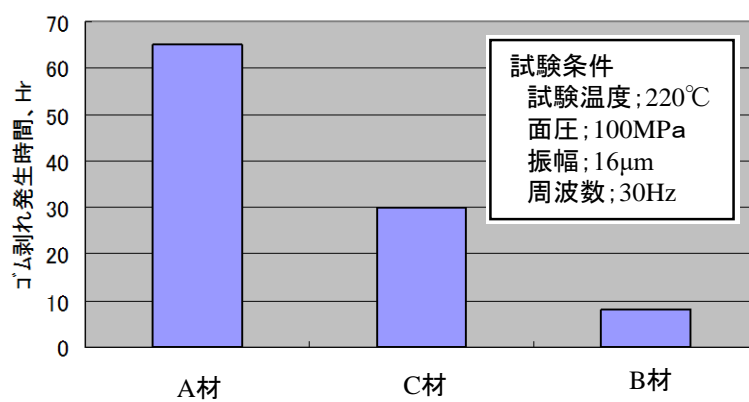


図 86 改良ゴムコーティング材の耐はく離性能（摺動摩耗試験）

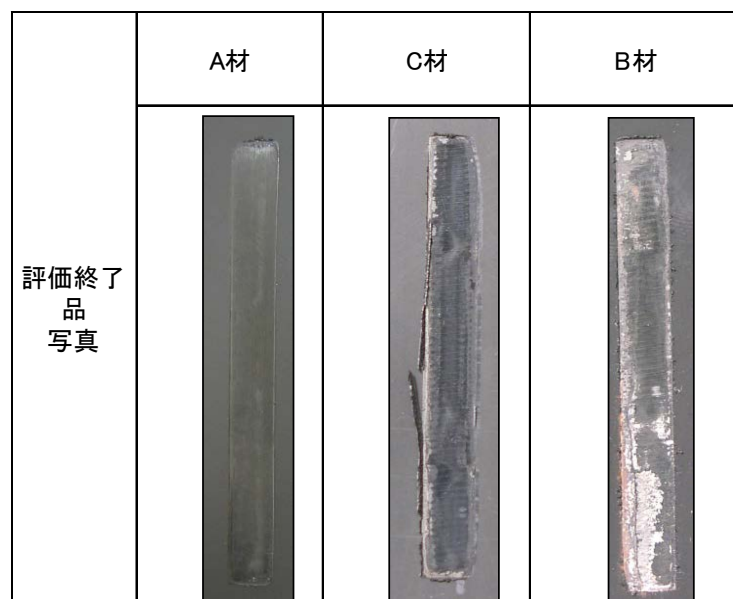


図 87 摺動摩耗試験終了時のローラー接触部ゴムコーティング表面写真
 (長さ 43 mm, 幅 5 mm)

4.3. エンジン実機による冷熱サイクル耐久試験評価

C 材ゴムコーティングを用いたインナーシムタイプのシリンダヘッドガスケットを用いて、油圧式筒内圧シミュレータ試験機によるシリンダボア外壁歪みの測定結果を図 88 に示す。結果はほぼ B 材と同等のシリンダボア外歪み振幅に低減しており、狙いどおりにシリンダボア壁の拘束力を強めたゴムコーティング材料であることがわかる。ただし、図 84 にて測定されたゴムコーティングのせん断剛性結果からの予測されるシリンダボア壁拘束効果よりも、C 材の拘束効果は大きい結果となっている。若干のゴム高度低下が摩擦力向上に寄与している可能性がある。

図 89、図 90 にはエンジン実機による冷熱サイクル耐久試験を終了した C 材ゴムコーティングのシリンダヘッドガスケット写真を示す。B 材では目標をクリアできず、耐はく離性が不十分であったが、C 材では、B 材よりも試験サイクルの寿命は延び改善効果が確認された。しかし、目標サイクルの約 90% (3500 サイクル) にてボア間の吹き抜けが発生し目標をクリアすることはできなかった。図 90 は、目標サイクル数をクリアした A 材、クリアできずボア間でガス漏れが発生した C 材、および、B 材のボア間部写真である。A 材は 4000 サイクル、C 材は 3500 サイクル、B 材は 3000 サイクル時点の写真となっている。

図 86 に示したテストピースによる耐はく離摩耗性の評価よりも実機の環境は厳しく、エンジン実機による冷熱サイクル耐久試験の結果は、可能な限り耐はく離性を向上させた材質を用いても、拘束力が改善されるゴムコーティングではゴムの破断やはく離を発生させてしまう結果であった。

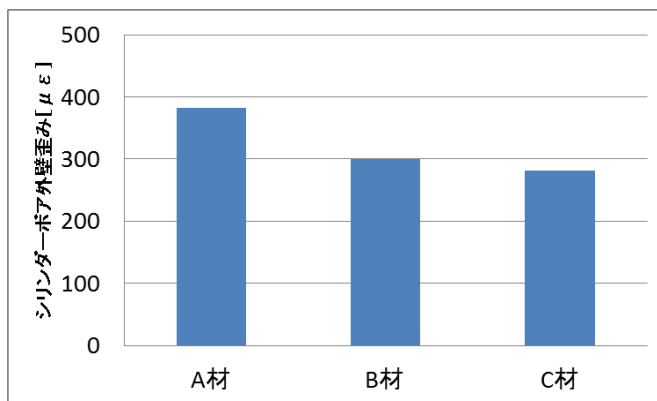


図 88 シリンダボア外壁歪み振幅の測定
(油圧式筒内圧シミュレータ 筒内圧 16MPa 20Hz 150分)

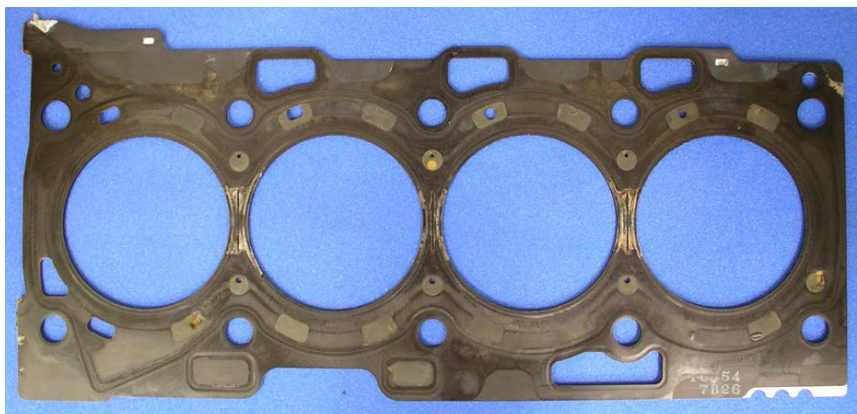


図 89 エンジン実機冷熱耐久試験を終了品写真 シリンダヘッド面
C材ゴムコーティング, ヘッドガスケット

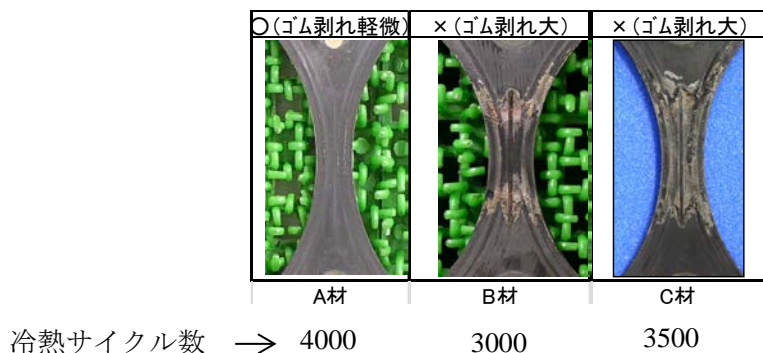


図 90 エンジン実機冷熱耐久試験終了品 #2・#3 ボア間写真
A材, C材, B材ゴムコーティング, ヘッドガスケット

5. 相反するゴムコーティング材の特性

表 8 にゴムコーティング材改良の評価結果をまとめて示す。ゴムコーティング材料のせん断剛性を高めることによりシリンダヘッドガスケットによるシリンダボア壁の拘束力を強化できることが判明したが、せん断剛性の高いゴムコーティング材料を用いると耐はく離性が悪化してガス漏れを発生させてしまうことがわかった。

表 9 ゴムコーティング材改良の評価結果まとめ

| | A 材 | B 材 | C 材 (改良材) |
|----------------------|----------------------|---------------------|----------------------------|
| ゴム硬度 (図 84 せん断剛性) | 低い (6.7MPa) | 高い (20.0MPa) | 中間 (8.9MPa) |
| シリンダボアの拘束力 (図 88) | 低い (380 μ) | 高い (300 μ) | 最も高い (280 μ) |
| 実エンジン耐久性 (図 81) | はく離軽微 (4000 サイクル) | はく離大 (3000 サイクル) | はく離大 (3500 サイクル) |
| 高筒内圧エンジンへの 適用可否 | シリンダボア壁の拘束力が不足 | ゴムコーティングの耐はく離性が不足 | ゴムコーティングの耐はく離性は改善しかし耐久目標未達 |

ゴム材自身の破断や接着剥がれによりはく離現象は発生するため、変形しやすいゴムコーティング材料ほど内部応力が低くなり耐はく離性は良くなっていると考えられる。つまり、より剛性の高いゴム材料 (B 材, C 材) はシリンダボアの変形に対してせん断剛性が向上した分だけの変形を押さえ込めておらず、結果としてゴムコーティング内の応力が増しはがれやすくなっていると推定する。図 91 には、ゴムコーティングが施されたメタルシートにリングを押しつけてフロー特性を比較した結果を示す。当然の結果でもあるが、ゴム硬度とフロー性には相関があり A 材, C 材, B 材の順にゴムコーティング材のフローを起こしやすく、これはエンジン実機冷熱耐久試験における耐はく離性能の順にもなっている。

シリンダボア壁に対する十分な拘束力を持ち耐はく離性能を確保するには、より強い破断強度をもつゴムの配合、さらに、より強くメタルシートに接着できる接着手法が必要である。改良ゴムコーティング材料の選定において、ベストと思われた C 材の結果が目標とする耐はく離性向上に到達しなかったことや、ゴムコーティングの基本的な特性である硬度と耐はく離性には相反する特性がある。これより、従来のフッ素ゴムコーティング材料の改良のみでは、実機における過酷な環境に耐えるせん断剛性と耐はく離性を両立できる仕様の開発は難しいと思われる。

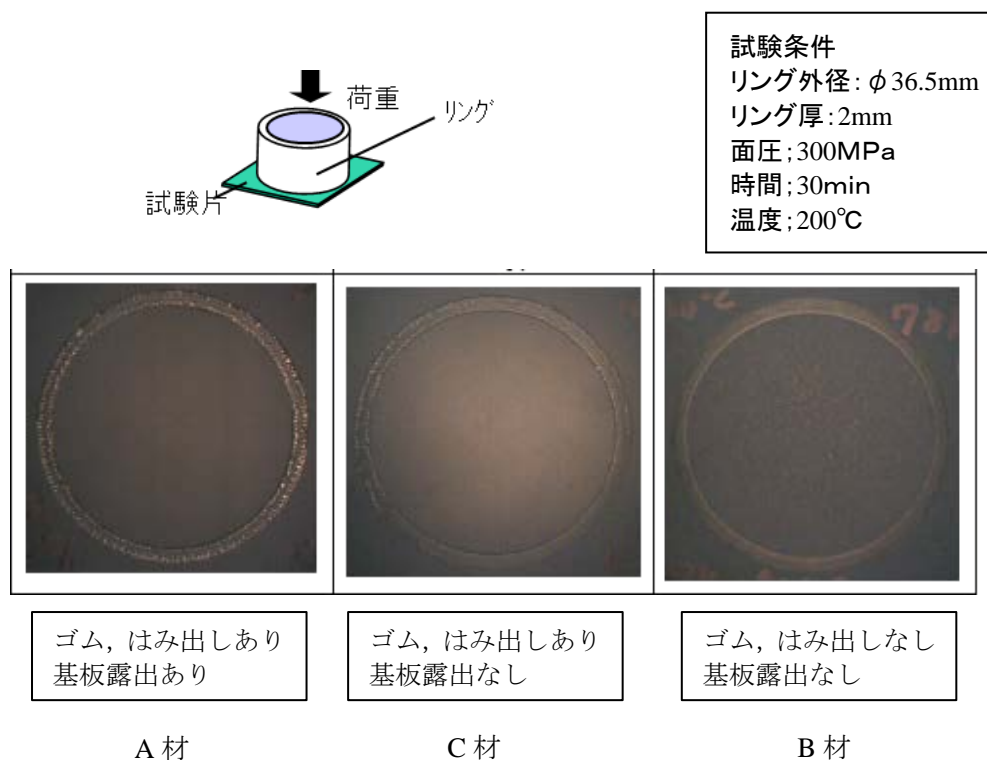


図 91 ゴムコーティングのフロー特性比較

6. 第4章まとめ

第3章 第2節の結果を受け、より拘束力が強く、耐はく離性に優れる改良ゴムコーティングを試作してその効果の確認を実施した。

- (1) 試作したゴムコーティングによってシリンダボア壁の拘束力は向上したが、耐はく離強度が不十分な結果であった。
- (2) せん断剛性の高いゴムコーティングは、せん断荷重や圧縮荷重によりゴム自身の内部応力が高くなりゴム自身が破損しやすく、接着はく離も発生しやすいことが明らかになった。
- (3) シール性を維持しながらせん断剛性と耐はく離性を両立できる表面処理は、シリンダヘッドガスケットにとって今後の重要な開発課題であることが明確になった。

第5章

機能分離型シリンダヘッドガスケット 構造の提案と実証

第2章にて、高筒内圧のシール性には低圧縮剛性のインナーシムタイプが優れた特性を示すことを示した。第3章にて、ゴムコーティングがシリンダボアの拘束に重要な役割を果たしていることを示した。しかし、第4章にて、十分なシリンダボア拘束力をゴムコーティング材の改良により得ることの困難さが判明した。

本章においては、

- (1) シリンダヘッドガスケットのガスシール機能とシリンダボア壁の拘束機能を分離させることにより、シリンダボアの拘束機能をゴムコーティングに頼らずに成立させるシリンダヘッドガスケット構造を考案し提示する。
- (2) 本研究の第2章、第3章、第4章にて明らかになった理解に基づいてシリンダヘッドガスケットを設計し、その試作品の評価によって高筒内圧におけるシリンダヘッドガスケットの機能が満たされることを実証する。

1. シリンダヘッドガスケット機能の分離検討

1.1. ゴムコーティング有無によるシリンダボア拘束効果の再確認

図 92 にはグロメットタイプについて①ゴムコーティングのある状態と②ゴムコーティングを剥がして金属面を露出させた場合、さらに、③ゴムコーティングのある新品から運

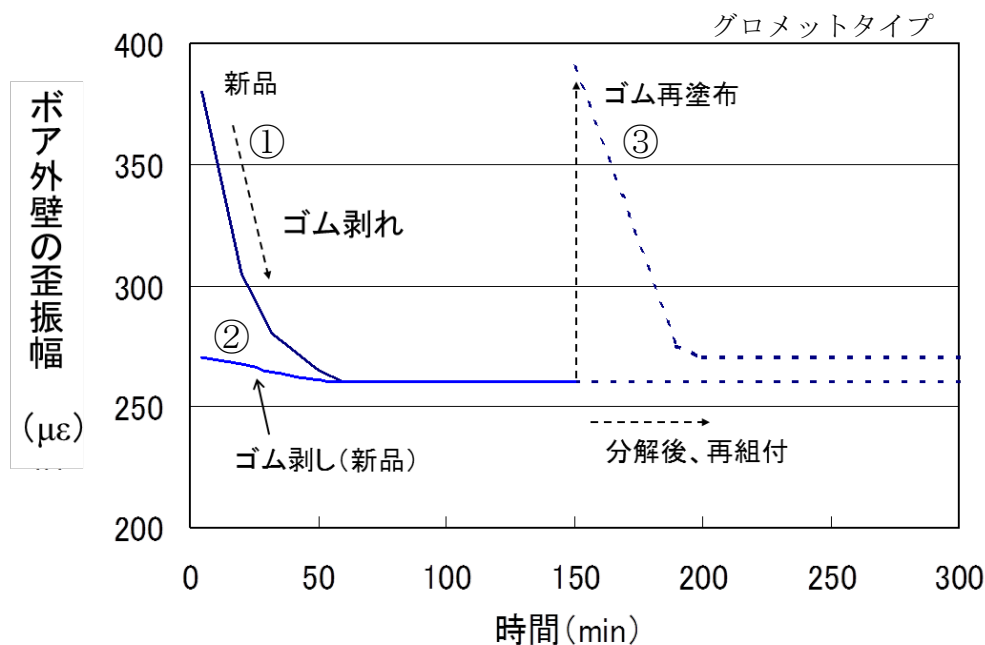


図 92 ゴムコーティングの再塗布による影響確認
(油圧筒内圧シミュレータ試験 油圧 16MPa)

転をして歪み振幅が低減した状態からシリンダヘッドガスケットにゴムコーティングを再塗布して組付け再び運転した3種の場合について、シリンダボア外壁歪み振幅の経時的变化の測定結果を示す。評価方法は図 70 (第3章 第7節)と同様である。

新品状態から運転により低下したシリンダボア外壁歪み振幅はゴムコーティングを再び塗布することで新品状態と同等まで増大し、運転を続けることにより再び低下する様子が見られる。また、低下した状態での歪み振幅はゴムコーティングを初期から剥がして組み付けた場合の値と同じである。つまり、ゴムコーティングの摩滅することによりシリンダボア壁の拘束力が大きく増加していることがこの結果に表れている。

低剛性で高筒内圧シールに優れるインナーシムタイプのシリンダヘッドガスケットを用いてシリンダボア壁の拘束力を必要なだけ高めるには、第2章 第2.3節 および、第4章 第4節の結果からより摩擦係数が高くせん断剛性が高いゴムコーティング材が必要であることが明らかになった。しかし、第4章にて示したように、そのような特性を持つゴムコーティング材の開発には限界があることがわかった。

図 92 は、グロメットタイプのシリンダヘッドガスケットが高面圧でゴムコーティングの摩滅した場合に金属接触するような状況が、シリンダボアの拘束機能については優れた特性であることを示している。これは、第2章、第3章、第4章での研究結果を踏まえた、

ガスシール性とシリンダボア壁の拘束性を両立できる構造を考案するうえでの着眼点となるものである。

1.2. シリンダボア壁固定位置の影響評価

シリンダボア壁を強く固定するとした場合、シリンダボア壁上面のどの位置を拘束する構造が望ましいのかを CAE 計算とシリンダボア外壁歪み測定から評価した。図 93 に、計算に用いた荷重位置の異なるシリンダヘッドガスケット構造とそれらについての計算結果を示す。シリンダボア壁上面にはシム板部分において大きな面圧がシリンダヘッドガスケットより加わる。筒内圧が 0MPa の場合、その高面圧位置がシリンダボア壁厚の内周寄りにある①のケースではシリンダボア壁上部は内側に倒れ込み、外周寄りのケース②では外周側へ倒れる傾向があることがわかる。その状態から 18MPa の筒内圧が加圧された場合には、ケース①、ケース②のどちらのシム板位置でもシリンダボア壁は外周側への変形となっている。その結果、シム板位置が内周寄りのケース①場合は内周側への壁面倒れ込みが外周側への拡大になる変位をするため、シム板位置がシリンダボア壁上面の中央より外周寄りのケース②の場合にくらべてシリンダボアの変位量が大きくなっている。したがって、シリンダボアを拘束する場合の高面圧位置の配置はその荷重がシリンダボア壁厚の外周寄りのケース②の方がボア壁の変位量を低減できることがわかる。

図 94 には油圧式筒内圧シミュレータ（第 3 章 第 6 節）を用いてシリンダボア外壁歪み振幅を経時的に測定した結果を示す。ここで用いたシリンダヘッドガスケットのゴムコーティングは第 4 章 第 1 節 表 7 に示した B 材であり、シリンダボア壁の拘束力が強い仕様となっている。図 93 に示した CAE 計算結果と同様にシム板位置がシリンダボア壁内周寄りにあるケース①より、シリンダボア壁外周寄りにあるケース②の方がシリンダボア外壁歪み振幅が小さくなっている。

以上の図 93、図 94 に示した結果から、シリンダボア壁を拘束する高面圧部位はシリンダボア外壁の中立断面位置よりも外周側に設けることにより効果的にシリンダボア壁を拘束できることがわかった。

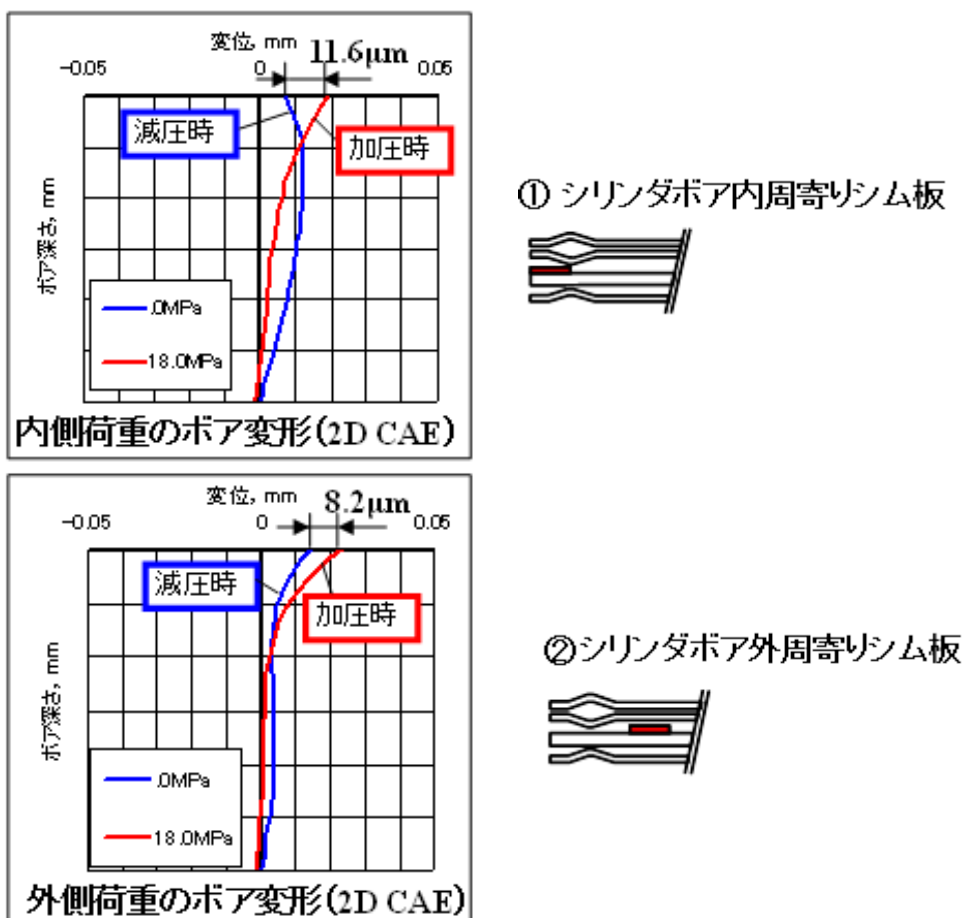


図 93 荷重位置とシリンダボア壁の変位 (2次元モデル CAE 計算)

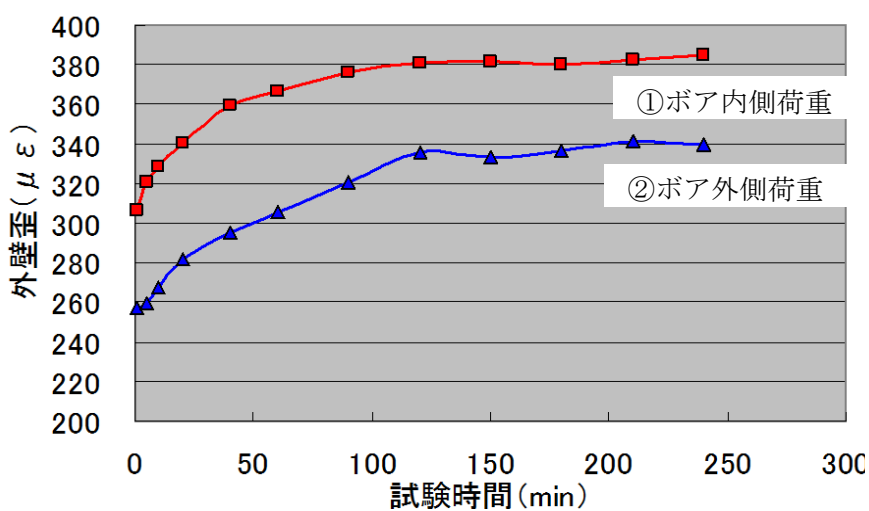


図 94 荷重位置とシリンダボア外壁歪み振幅
(圧式筒内圧シミュレータ試験機 油圧 16MPa 20Hz)

1.3. シリンダボア壁固定構造の予備検討

予備的な構造検討として、図 95 に示すとおりゴムコーティングを除去して金属面を露出させることによりシリンダボア壁の拘束力を高めた3種類の構造のシリンダヘッドガスケット構造を試作した。どのタイプも前節での結果を踏まえ、高面圧発生位置がシリンダボア外壁の中立断面より外周寄りになるように金属接触部分を設けた。ここで試作したシリンダヘッドガスケットのゴムコーティング材料はすべて第4章 第1節 表7のA材である。

図 96 には、金属板溶接仕様の詳細構造を示す。金属板溶接仕様における金属板材質は SUS301 材でありスポット溶接によりインナープレートに固定されている。インナープレートを含む金属拘束部分の厚さは全体で 1.10mm に設定した。この厚さはゴムコーティングを含まない場合のビードが全屈した場合のインナーシムのない外周部分の厚さと同等である。シリンダボア拘束用の金属板をシリンダボアのスラスト、反スラスト部分の領域を取り巻いて配置した。金属板はインナープレートにスポット溶接されており、燃焼ガスをシールするボアビードから分離されているのが特徴である。

油圧式筒内圧シミュレータの油圧加振により 150min の運転をして、シリンダボア外壁の歪み振幅が安定した時の外壁歪み値を比較した結果を図 97 に示す。エンボス加工仕様や段差ビード仕様のシリンダボア外壁歪みへの低減効果は少なく、剛体を挟み込んだ構造となる金属板を溶接した仕様が最も低い歪みを示すことがわかる。エンボス構造やビード構造よりも金属板を溶接した方が強いシリンダボア壁の拘束効果が得られていると考えられる。

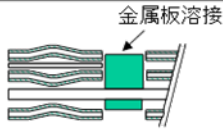
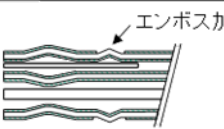
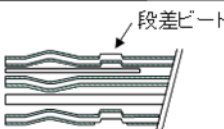
| | 金属板溶接仕様 | エンボス加工仕様 | 段差ビード仕様 |
|-----------|---|--|---|
| ガスケット構造 |  |  |  |
| ボア外壁歪みの抑制 | 金属板を溶接 SUS材を インナプレートに溶接 | エンボス加工 エンボス加工 + 金属接触 | 段差ビード 段差ビード + 金属接触 |

図 95 シリンダボア壁拘束構造の検討

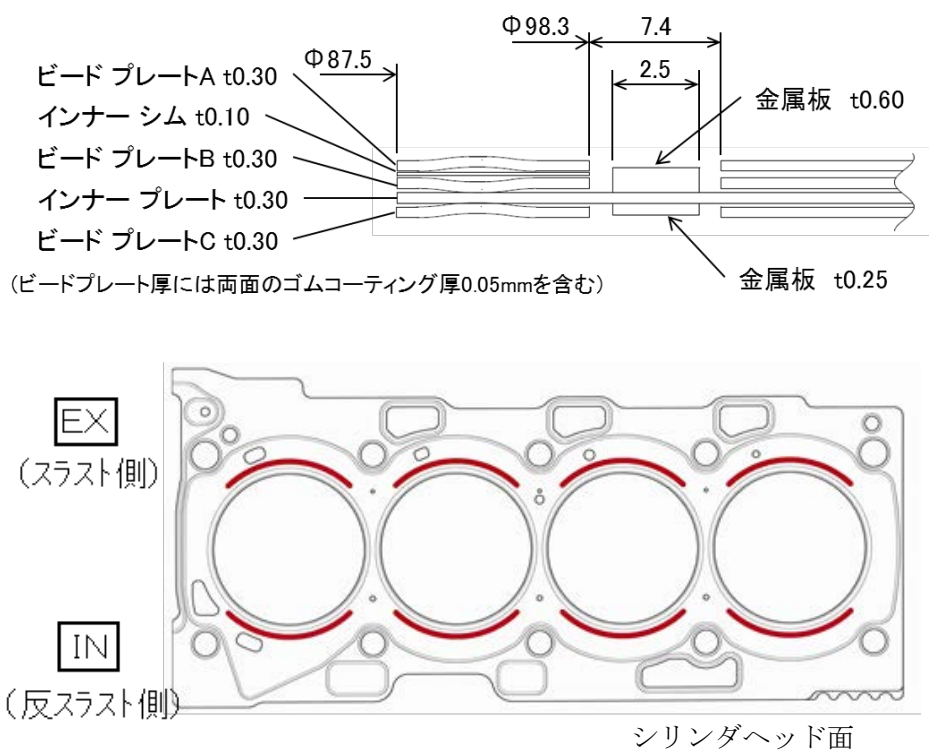
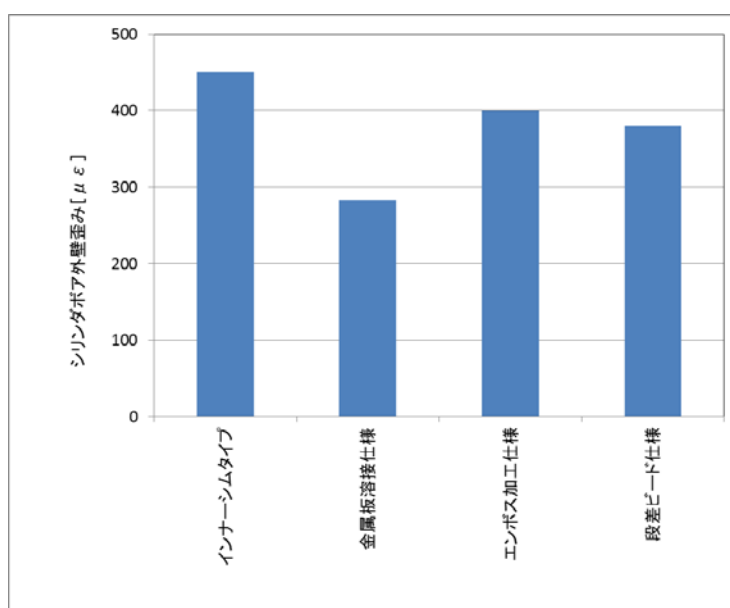


図 96 金属板溶接タイプシリンダヘッドガスケット (予備検討品)



試験条件
 油圧式筒内圧シミュレータ
 油圧：18MPa 加振：12Hz
 試験時間：150min

図 97 拘束構造の効果比較

2. 機能分離型シリンダヘッドガスケットの設計

前第 1.3 節 図 96 に示した予備検討結果から，金属板溶接タイプによってシリンダボア拘束に良い結果がえられたため，基本的な構成は同じとしてさらに改良を織り込んだシリンダヘッドガスケットを設計した．狙いは以下である．

- A) 予備検討品に比べてシリンダボア回りの拘束範囲を拡大して荷重分布を均等にするにより，シリンダボア壁全周の拘束効果を増すこと．
- B) 荷重分布の不均一によるボア変形の悪化を改善すること．

試作したシリンダヘッドガスケットの金属板配置を図 98 に，外観写真を図 99 に示す．改良した仕様の特徴は以下となっており，この試作シリンダヘッドガスケットを「機能分離型シリンダヘッドガスケット」と以降は称することにする．前節からの改良点を以下に示す

- a) 拘束範囲の拡大のため金属板をシリンダボア間に回り込ませている．
- b) シリンダボア間にも設けられているインナーシムを成り立たせるため，インナーシムシートを挟み込んで金属板がスポット溶接されている．
- c) 面圧のバランスを良くするために金属拘束部分の厚さを図 96 の予備検討品から 0.1mm 薄くしている．

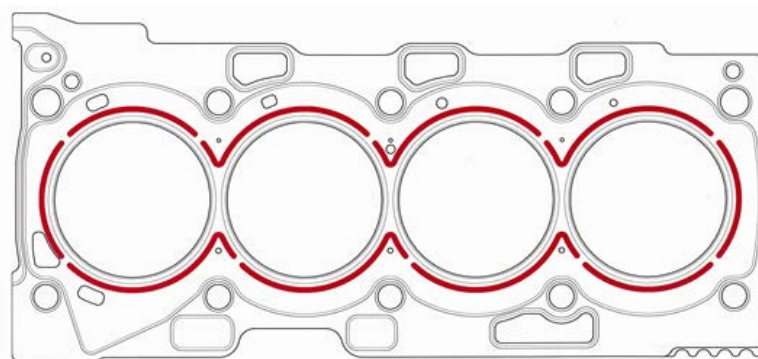
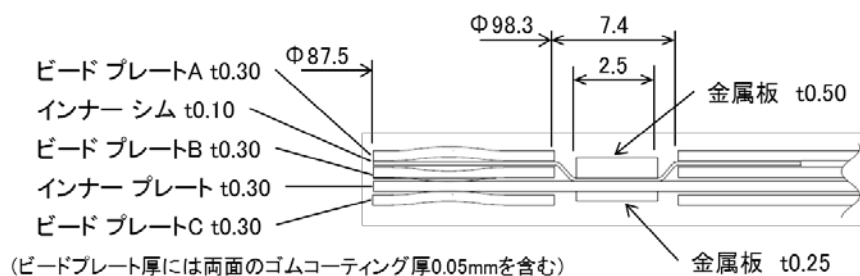


図 98 機能分離型シリンダヘッドガスケット

図 100 には感圧紙によりシリンダヘッドガスケット全体のシールの面圧を測定した結果を示す。高圧紙 HS (50~130MPa), 中圧紙 MW (10~50MPa) の測定結果から金属板をシリンダボア回りに設けても, シール機能のための各部の面圧は確保されていることがわかる。つまり, 適切な金属板厚さを選ぶことにより, シリンダボア壁を押さえる高面圧部と周囲の成形ビードによるシール面圧を両立させることが可能となることを図 100 の結果は示している。

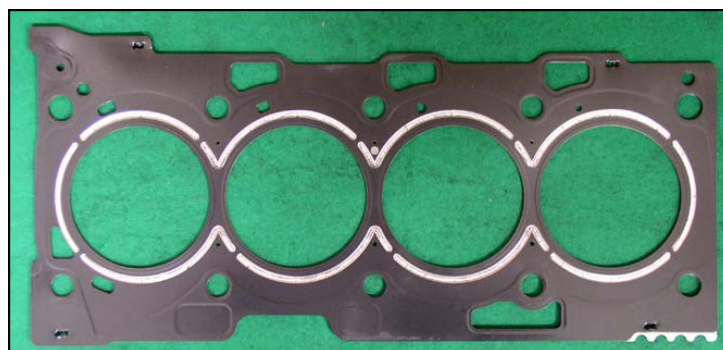


図 99 機能分離型シリンダヘッドガスケット外観写真
(シリンダヘッド面)

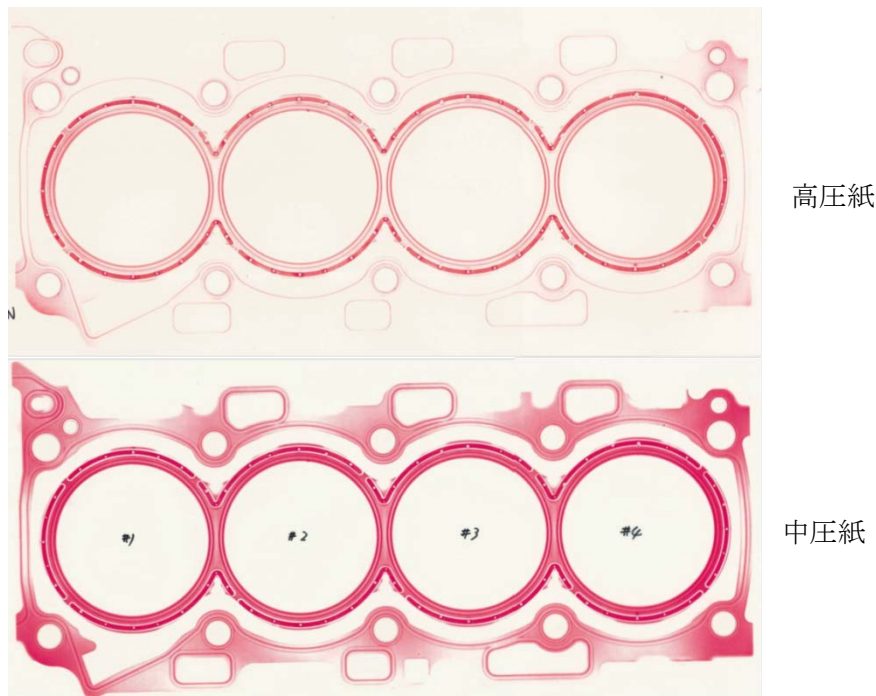


図 100 感圧紙面圧測定結果
(機能分離型シリンダヘッドガスケット)

3. 機能分離型シリンダヘッドガスケットの評価

機能分離型シリンダヘッドガスケットを用いた場合の性能について以下の 4 種類の項目を評価した。

単体性能評価

3.1 燃焼ガスシール性能：高圧窒素ガス加圧法

3.2 シリンダボア壁拘束機能：シリンダボア外壁歪み測定

3.3 シリンダボア変形：真円度測定

エンジン耐久試験

3.4 エンジン実機冷熱耐久試験

3.1. 燃焼ガスシール性能：高圧窒素ガス加圧法

高筒内圧に対するガスシール性能の確認を実施した。高圧窒素ガス加圧法により、第 2 章 第 7 節 図 42 と同様にヘッドボルト軸力を規定値より低下させてガスシール性能の限界値を測定した。図 101 に測定結果を示す。グラフ中には比較として、インナーシムタイプのシリンダヘッドガスケットの結果を表示した。グラフ中の★印は機能分離改良シリンダヘッドガスケットの結果である。一方、赤丸（●）と黒丸（●）はインナーシムタイプの結果であり、その内、赤丸（●）は第 2 章 第 7 節 図 42 の引用、黒丸（●）は新規測定値である。図に示すように、機能分離型シリンダヘッドガスケットは低軸力においても高いガスシール性能を示し、18MPa を超える筒内圧に対してもシール性能が確保されるインナーシムタイプと同等の限界ガスシール性能を有することが明らかになった。

従来は、シリンダヘッドガスケットにシリンダボア壁の拘束機能を意図的に持たせるという設計思想がなかったため、ガスシール機能とシリンダボア壁拘束機能を分離するという考えになかなか至らなかった。本章で実現できた機能分離型シリンダヘッドガスケットは付加した金属板が成形ビードによるシール厚さを定寸にしているため、シール設計としては定寸締め構造が可能となった。一般に、定寸締めのシール構造はシール面圧が安定するため、シール性能が安定する。図 101 においてインナーシムタイプよりも若干良い結果となっているのは、その特長が現れていると言える。また、定寸締めにはビードの破損に対する耐久性がよいという効果もある。

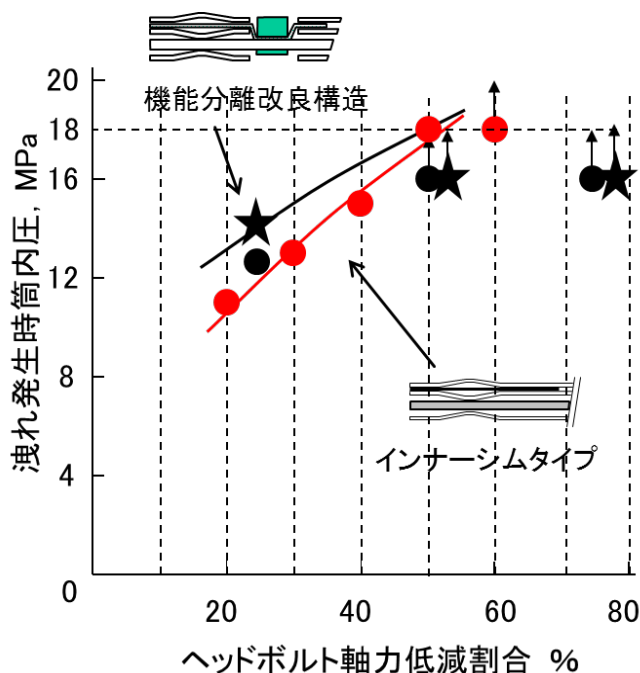


図 101 漏れ発生筒内圧の測定

3.2. シリンダボア壁拘束機能：シリンダボア外壁歪み測定

図 97 の歪み振幅と同様の試験条件により測定した機能分離型シリンダヘッドガスケットのシリンダボア外壁歪みを図 102 に示す。インナーシムタイプに較べて、機能分離タイプのシリンダヘッドガスケットでは歪みが大幅に低減しており、また、改良品は予備検討の初期品に比べてさらに歪み振幅が低減していることがわかる。

図 103 に、金属板の厚さを変化させた場合のシリンダボア外壁歪み振幅への影響を確認した結果を示す。歪み測定位置は図 104 に示したものである。金属板厚さを減少させると拘束力が弱まり歪みが大きくなることがわかる。厚さ $10\mu\text{m}$ の影響が部位によってはかなり大きいことがわかる。製作した機能分離型シリンダヘッドガスケットの金属板の厚さは有効なシリンダボア壁の拘束効果を得るための最低の厚みであることもこの結果からわかる。

さらに図 104 に、油圧式筒内圧シミュレータによる 225 時間の連続運転を実施して長時間にわたる拘束機能の変化を確認した結果を示す。シリンダボア外壁の歪みは安定して低く保たれていることがわかる。図中に歪みゲージの貼付け位置を示す。図中の「ボア間部」とは第 3 章 第 5 節、図 65 の①位置にあたる最大歪み振幅が発生する部位となっており、図 97、図 102 などの歪み測定結果において代表値として表している位置である。

この結果より、機能分離型シリンダヘッドガスケットによってシリンダボア壁の拘束効果が長期にわたり安定的に機能していることが明らかになった。

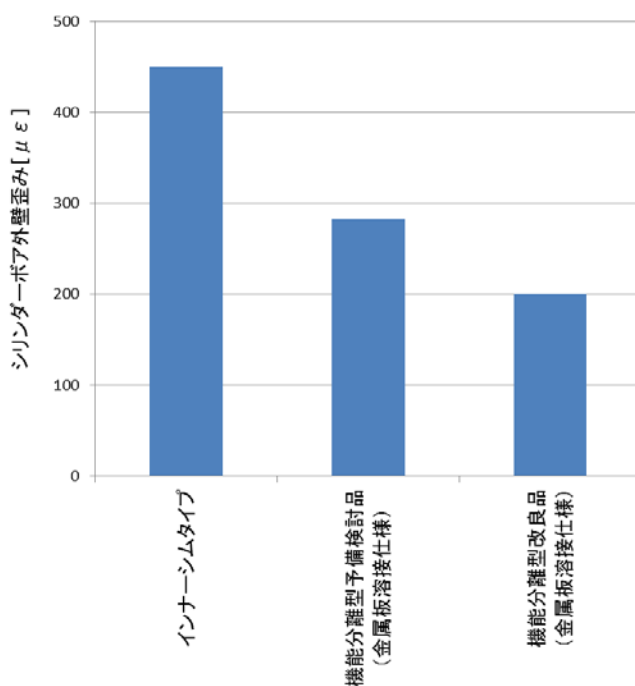


図 102 機能分離型シリンダヘッドガスケットのシリンダボア拘

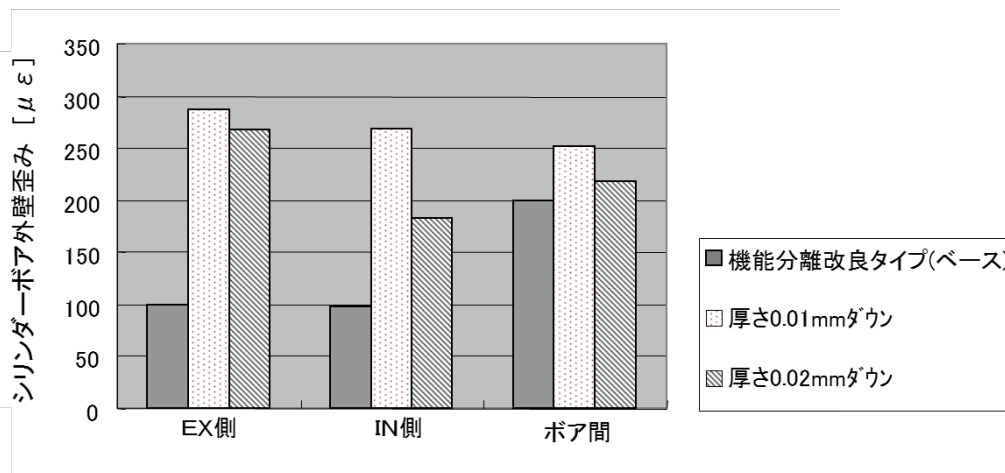
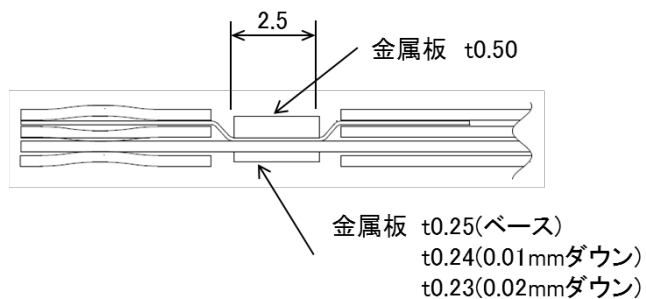


図 103 金属板厚さの影響調査

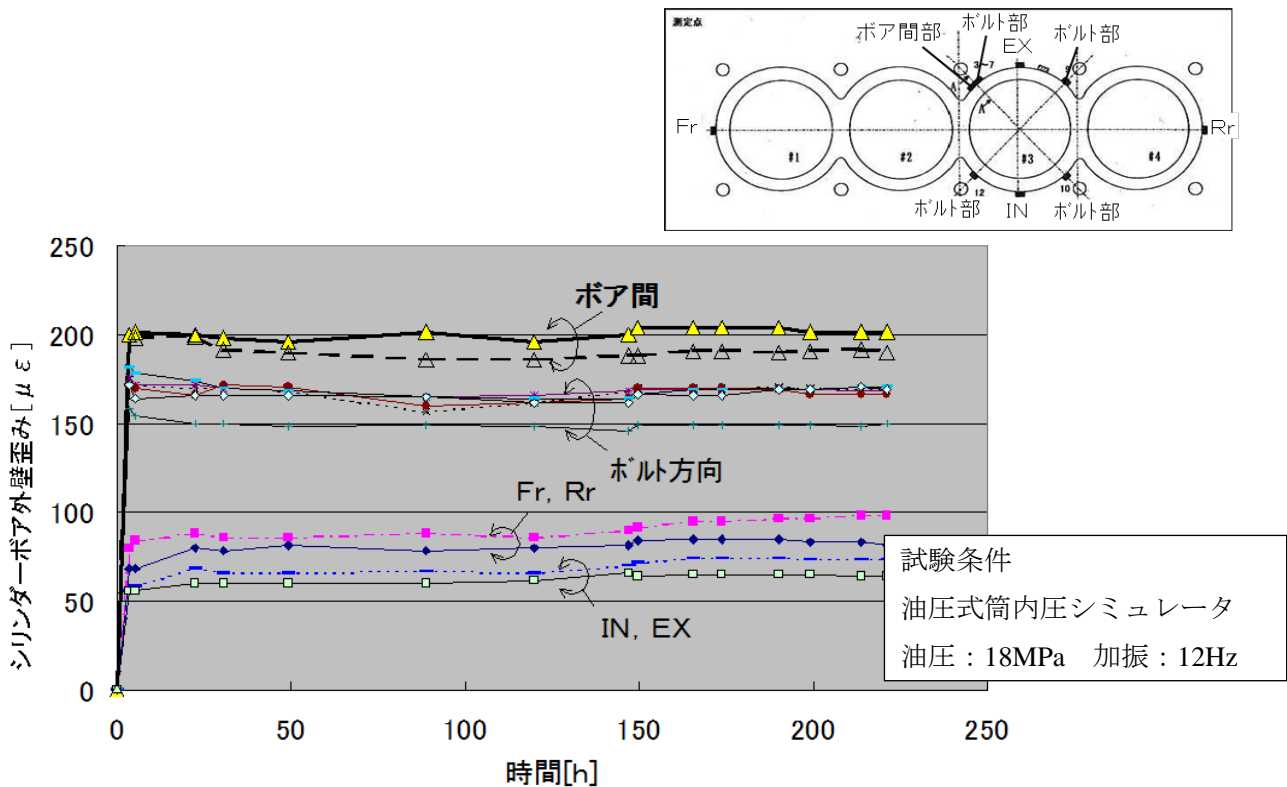


図 104 シリンダボア拘束効果の経時変化
(機能分離型シリンダヘッドガスケットを用いた場合)

3.3. シリンダボア変形：真円度測定

シリンダヘッドガスケットのシール面圧の分布によってシリンダボア変形に影響をあたえることはこれまでの研究において明らかになっている⁽⁴⁾。このため積極的にシリンダボアの周方向にシール面圧の変化を持たせるような設計方法も提案されている⁽⁵⁾。機能分離型シリンダヘッドガスケットではシリンダボアの周方向に配置された金属板部分において高い面圧となるため、シリンダボアが変形し真円度に悪影響を与えることが懸念される。そのため、シリンダヘッドガスケットをエンジンに組み付けてシリンダボアの真円度を真円度計（インコメータ）により計測した。

図 105 には、2 番気筒の真円度プロフィールを示す。両者に差はみられない。真円度を变形次数ごとに分解して表示する方法はシリンダボア変形へのピストンリングの追従性を評価するのに有効な方法として利用されている⁽⁴²⁾。図 106 には、真円度を 2 次成分、4 次成分に分解する場合の変形モードを示す。対象としているエンジンはシリンダボア回りにヘッドボルトが 4 本あるため 4 次成分が大きくなる傾向があり、この成分はピストンリングの追従性への影響が大きい。機能分離型シリンダガスケットでは、金属板全体が同一厚さの剛体としてシリンダヘッドとシリンダブロック間に挟み込まれるためヘッドボルトに近い部分の面圧が高くなる傾向があり 4 次成分の悪化が懸念される。

図 107 に、真円度 OA 値（オーバーオール値）と 4 次成分についての測定結果をインナーシムタイプと比較して示す。測定結果は、OA 値は両者において同等である。4 次成分では最大値で $0.2\mu\text{m}$ 程度の差がみられるが僅かであり、ピストンリングの追従性に問題があるレベルではなかった。

逆に、図 108 に示した冷熱サイクル耐久試験時のエンジンオイル補給量の推移をみると、インナーシムタイプに対して半分以下のエンジンオイル消費率に改善されていることがわかった。この原因には、シリンダボア壁の拘束力が強まり、筒内圧によるエンジン運転中のシリンダボアの変形挙動が減少するため、ピストンリングの追従性が改善される効果によるものと推察される。

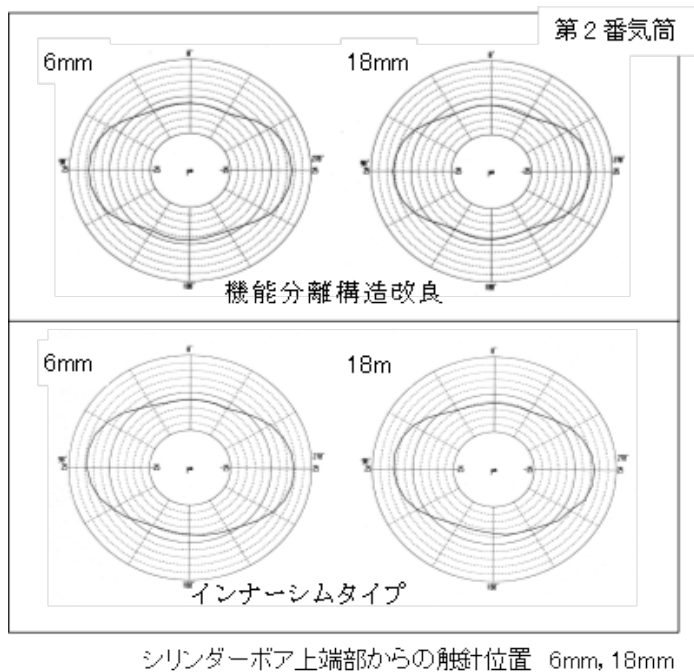


図 105 シリンダボア変形の比較（真円度プロフィール）

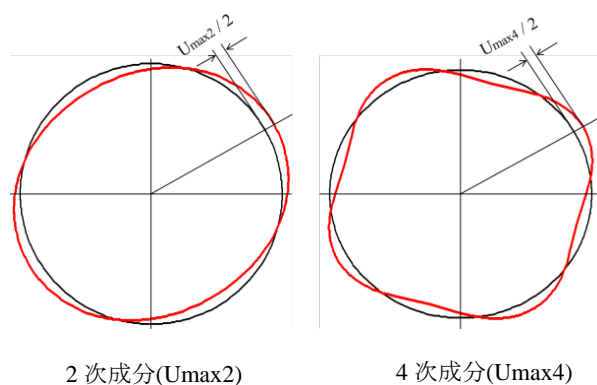


図 106 シリンダボア変形の次数表現

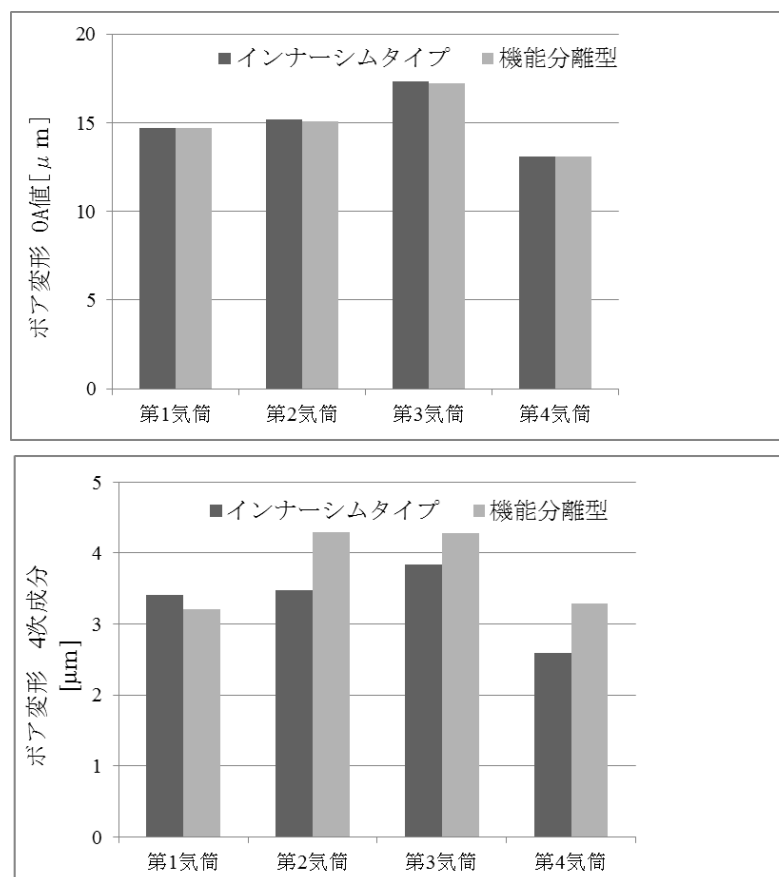


図 107 シリンダボア変形の測定結果 (OA 値, 4 次成分)
(測定位置: シリンダボア上端より 20mm)

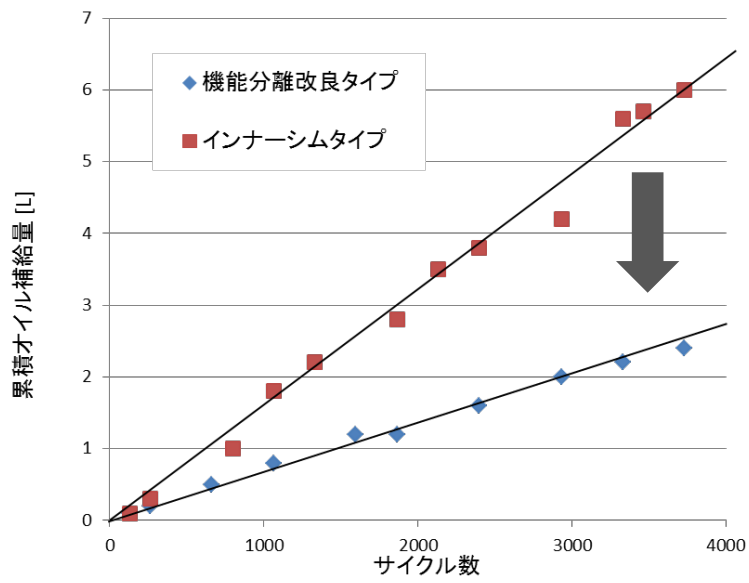


図 108 エンジン冷熱サイクル耐久試験時のオイル補給量推移

3.4. エンジン実機による冷熱サイクル耐久試験

機能分離型シリンダヘッドガスケットを用いて、エンジン実機による冷熱サイクル耐久試験を実施した。

耐久試験を終了したシリンダヘッドガスケットの写真を図 109 に示す。シリンダボア間のゴムコーティングにはく離は発生していない。図 110 には、耐久試験を終了したシリンダヘッド下面とシリンダブロック上面写真を示す。また、3 番気筒の金属板と接触する部分拡大写真も示す。機能分離型シリンダヘッドガスケットの金属板の接触した領域は、跡になって残っており、金属板接触部の周囲には堆積物が黒くなって見えている。

堆積物を評価するために、あらし測定を行った。図 111 には、図 110 写真中の①, ②, ③, ④の位置のあらし測定データを示す。金属板の 2.5mm 幅の接触部に対応して、その両脇に堆積物があり、接触端部には最大 33 μ m の摩耗痕があることがわかる。摩耗痕は図 110 写真中の②, ③の部位で大きい。この部位は、燃焼圧によるシリンダボア外壁の外側への変位が大きいことが原因となり金属板端部が片当たりを起こしやすいためと推定される。金属板の目的はシリンダボアの拘束でありシール機能ではないので、耐久試験後のこの程度の片当たり摩耗は特に実害がない範囲である。

以上に加えて、耐久試験の目標サイクル数である 4000 サイクルを燃焼ガスの吹き抜けや他の不具合もなくクリアすることができた。

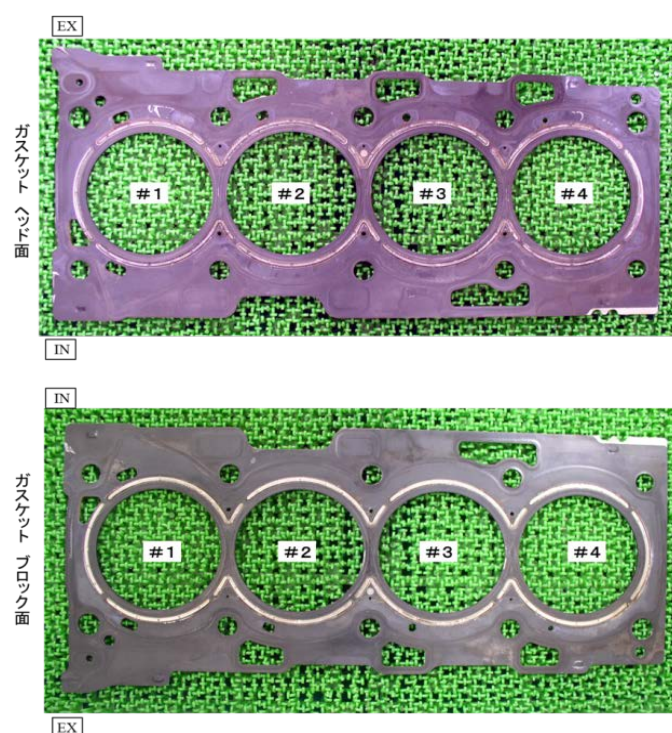


図 109 機能分離型シリンダヘッドガスケット
エンジン冷熱サイクル耐久試験終了品写真

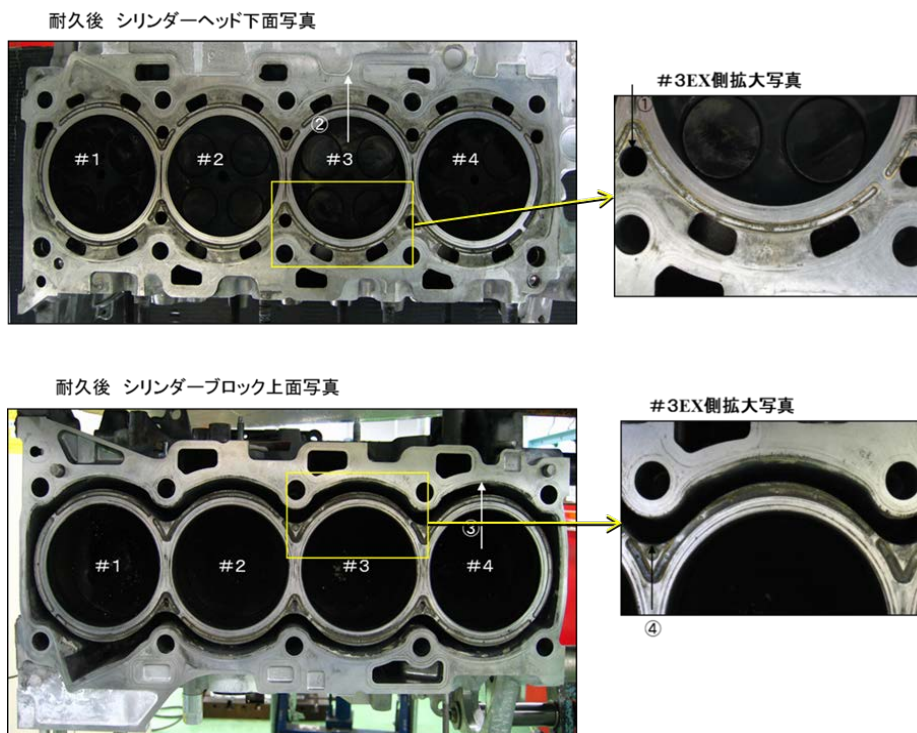


図 110 エンジン冷熱サイクル耐久試験終了品

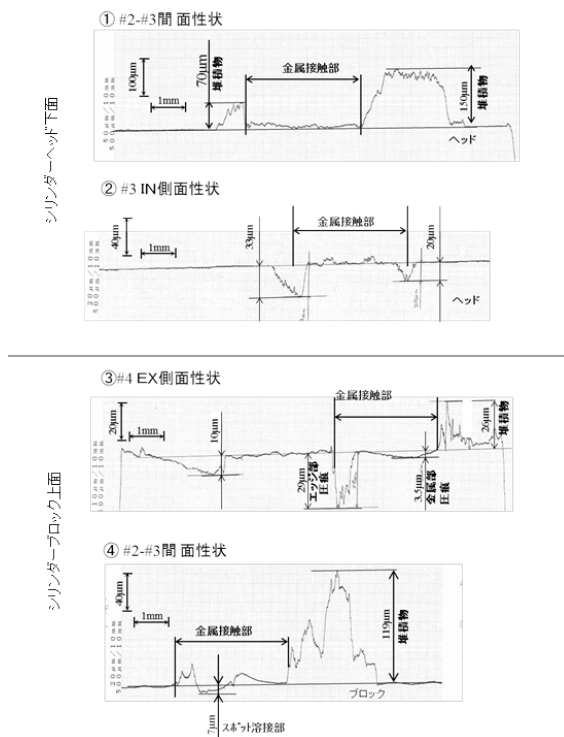


図 111 接触部表面あらし，シリンダヘッド下面，シリンダブロック上面部

4. 第5章まとめ

第2章, 第3章, 第4章の研究から得られたシリンダヘッドガスケットの構造やゴムコーティングの特性に関する知見に基づいて, ガスシール機能とシリンダボア壁の拘束機能を分離して両立させることを検討した. 燃焼ガスシール機能とシリンダボア壁の拘束機能を分離するという新たな考え方に基づいて考案した機能分離型シリンダヘッドガスケットを提案・試作し, 実証試験を行った. その結果, 以下のことがわかった.

- (1) 機能分離型シリンダヘッドガスケットは, 低いヘッドボルト軸力でも 16MPa を超える高い筒内圧までガスシールできる余裕を持っていることが分かった, また, 高いシリンダボア拘束力を長期にわたって保持でき, オープンデッキアルミダイカストシリンダブロックにおけるシリンダボア壁強度を補って高筒内圧化を可能とするものである.
- (2) 機能分離型シリンダヘッドガスケットでは定寸締め構造となるため, 拘束力の向上だけでなく, インナーシムタイプよりシール性が安定し, またビード損傷についての耐久性も増すことがわかった.

第 6 章

結論

1. 結論

本研究ではオープンデッキ構造のシリンダブロックを対象とし、従来のシリンダヘッドガスケットを新たに見直して、個々の要素を詳細に研究することによりガスケットとしてエンジンに組付けられた時に機能を最適に発揮できる構造を研究した。その結果、以下のことが明らかになった。

- (1) 燃焼ガスシール性に好ましいシリンダヘッドガスケットの特性を明らかにした。
 - ① シリンダヘッドガスケットのメタルシートにゴムコーティングを施した計算モデルにより実測を再現する低く幅広い接触圧力分布が得られる。また、メタルシートに形成されるボアビードの微妙な形状ばらつきを計算モデルに反映させることにより高精度な面圧分布を得られることがわかった。
 - ② グロメットタイプのシリンダヘッドガスケットと比べ低圧縮剛性のインナーシムタイプのシリンダヘッドガスケットを用いることにより、高い筒内圧ガスを低いヘッドボルト軸力によりシールできることがわかった。このシール性能には、インナーシムタイプ構造が持つ自封作用も寄与していると考えられる。
- (2) オープンデッキアルミダイカストエンジンにおけるシリンダボア拡張挙動に対するシリンダヘッドガスケットによる拘束特性を CAE 予測および実験から明らかにした。
 - ① 新たにシリンダヘッド・シリンダブロック・シリンダヘッドガスケットを総合的に解析できる CAE 手法を提案した。これによって、ゴムコーティングのシリンダボア拡張変形に及ぼす影響が明らかになった。
 - ② 筒内圧によるシリンダボア変形挙動を再現性よく、効率的に評価できるシミュレータ試験装置を新たに製作し、シリンダボア拡張変形のシリンダヘッドガスケットによる抑制効果を実験観察した。
 - ③ 計算と実験による解析から、シリンダボア拘束機能の改良にはゴムコーティングの改良が必須であることが明らかになった。
 - ④ 上記③にて得られた結果より、ガスシール性およびシリンダボア拘束性が共に優れるゴムコーティング材の改良試作を行った。改良によりシリンダボア拘束性の向上が確認された。しかし、耐はく離性を評価したところ、高い剛性と耐はく離性を同時に満たすためにはゴムコーティング材の改良だけでは困難であることがわかった。
- (3) 上記により明らかになった知見を踏まえた高筒内圧エンジンにおける燃焼ガスシール性とシリンダボア壁強度の両立を可能とする新しいシリンダヘッドガスケット構造を考案し、その効果を実証し実用性を確認した。
 - ① 高圧ガスのシール機能をインナーシムタイプのシール構造に担わせ、シリンダボアの拘束機能をゴムコーティングの無い金属板にそれぞれ担わせる「機能分離型シリンダヘッドガスケット」を考案した。さらに、その金属板の配置、厚さの最適化を行った。
 - ② 最適化された機能分離型シリンダヘッドガスケットについて、シール機能、

シリンダボア拘束機能，シリンダボア変形，およびエンジン実機冷熱耐久試験を実施し，いずれの評価でも従来のシリンダヘッドガスケット（特にインナーシムタイプ）に比べて同等もしくは高い評価を得た．実用面では，機能分離型シリンダガスケットは定寸締め構造が可能となり，拘束力が向上・安定することに加え，シール特性も向上しており，さらにビード損傷に対する耐久性も高まることがわかった．

本研究により得られたメタルシリンダヘッドガスケット機能についての新たな解析手法と知見，および新しいシリンダヘッドガスケット構造の提案は，今後の自動車用内燃機関のさらなる軽量化と出力や環境性能の向上の可能性を開き，その実現に寄与するものである．

謝辞

本研究の実施にあたっては、トヨタ自動車株式会社 パワートレーンカンパニー パワートレーン製品企画部 山形光正主査，エンジン設計部 中田和哉室長，ユニット開発基盤デジタル改革部 CAEプロジェクト推進室 野村篤志グループ長には多大なご支援をいただきました。また，日本ガスケット株式会社 神野修常務取締役，ガスケット技術部長 吉島一也取締役，ガスケット技術部開発室 福田大輔次長，田中利幸主幹，草野雅則主任，生産技術部 武田安麿主幹には，シリンダヘッドガスケットの試作や評価・解析について，労を惜しまない協力を頂きました。さらに，株式会社豊田中央研究所 機械1部 稲垣英人主席研究員，モデルベースデザイン特任研究室 河口篤志研究員，ヒューマンサイエンス領域 濱崎透研究所員には計算解析や実験などについて協力を頂き，その結果について議論することによりシリンダヘッドガスケットの機能についての理解を深めてもらいました。また，豊田自動織機エンジン事業部からもご支援を頂きました。本研究は，これらの方々のご理解と多大な協力によって論文として完成させることができました。ご支援をいただいた皆様に心より感謝をいたします。

本論文の執筆にあたり，終始，ご指導とご鞭撻をいただきました東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻 加藤孝久教授には心より感謝を申し上げます。また，本論文を精読いただき有用かつ的確なご指導を頂きました東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻金子成彦教授，東京大学大学院新領域創成科学研究科 鎌田実教授，東京大学大学院工学系研究科機械工学専攻 野坂正隆元教授，Junho Choi (崔俊豪)准教授，京都大学大学院エネルギー科学研究科 塩路昌宏教授には深く感謝をいたします。

図番リスト

| | 掲載ページ |
|---|-------|
| 図 1 本論文の構成..... | 3 |
| 図 2 ガソリンエンジンのシリンダヘッドガスケット変遷..... | 5 |
| 図 3 ディーゼルエンジンのシリンダヘッドガスケット変遷..... | 5 |
| 図 4 ガソリンエンジン用メタルシリンダヘッドガスケット仕様の変遷..... | 7 |
| 図 5 ディーゼルエンジン用メタルシリンダヘッドガスケット仕様の変遷..... | 7 |
| 図 6 ガソリンエンジン用アルミシリンダブロックの導入..... | 9 |
| 図 7 ディーゼルエンジン用アルミシリンダブロックの導入..... | 9 |
| 図 8 1ND-TV ディーゼルエンジン 諸元と特徴..... | 11 |
| 図 9 2AD-FHV ディーゼルエンジン諸元と特徴..... | 11 |
| 図 10 アルミニウム シリンダブロック構造例写真..... | 13 |
| 図 11 オープンデッキ構造とクローズドデッキ構造..... | 13 |
| 図 12 シリンダボア肉厚寸法と最大筒内圧..... | 14 |
| 図 13 ディーゼルエンジン用オープンデッキアルミダイカストブロック..... | 14 |
| 図 14 シリンダヘッドガスケットの機能成立の相関..... | 16 |
| 図 15 メタルシリンダヘッドガスケットの事例..... | 17 |
| 図 16 成形ビードの線圧特性..... | 18 |
| 図 17 ヘッドボルトの軸力設計..... | 21 |
| 図 18 アルミニウム合金の接触限界面圧..... | 22 |
| 図 19 グロメットタイプ面圧測定結果（シリンダヘッド側）..... | 24 |
| 図 20 グロメットタイプ面圧測定結果（シリンダブロック側）..... | 25 |
| 図 21 インナーシムタイプ面圧測定結果（シリンダヘッド側）..... | 26 |
| 図 22 インナーシムタイプ面圧測定結果（シリンダブロック側）..... | 27 |
| 図 23 インナーシムタイプガスケットのモデル..... | 31 |
| 図 24 グロメットタイプガスケットのモデル..... | 32 |
| 図 25 ゴムコーティングのテストピース..... | 34 |
| 図 26 ゴムコーティングの特性..... | 34 |
| 図 27 ゴムコーティングの応力緩和特性..... | 34 |
| 図 28 ゴムコーティングの摩擦特性の計測方法..... | 36 |
| 図 29 ゴムコーティングのせん断力挙動..... | 36 |
| 図 30 ゴムコーティングの摩擦係数..... | 36 |
| 図 31 接触面圧分布（PRESS LOAD: 100KN）..... | 37 |

| | | |
|------|------------------------------------|----|
| 図 32 | ゴムコーティング有り・無し of 計算モデル (インナーシムタイプ) | 38 |
| 図 33 | ゴムコーティングのシール面圧への影響 (インナーシムタイプ) | 38 |
| 図 34 | 実体形状を反映したガスケットモデル (インナーシムタイプ) | 39 |
| 図 35 | ビード形状による接触面圧への影響 | 40 |
| 図 36 | グロメットタイプの計算モデル | 41 |
| 図 37 | グロメットタイプの接触面圧 | 42 |
| 図 38 | 筒内圧加圧によるシール面圧の変化 (I-SCAN による測定) | 44 |
| 図 39 | 軸力低下によるシール面圧変化の感度 (I-SCAN による測定) | 44 |
| 図 40 | シリンダヘッドガスケットの圧縮剛性測定方法 | 45 |
| 図 41 | シリンダヘッドガスケットの圧縮剛性測定結果 | 46 |
| 図 42 | 漏れ発生筒内圧の測定 | 46 |
| 図 43 | シリンダボア外壁の変形測定方法 | 50 |
| 図 44 | シリンダボア外壁の変形測定結果 | 51 |
| 図 45 | 筒内圧によるシリンダ変形計算モデル (2次元円筒) | 52 |
| 図 46 | ゴムコーティングのせん断挙動再現モデル | 54 |
| 図 47 | ゴムコーティングせん断挙動の計算結果 | 54 |
| 図 48 | 筒内圧によるシリンダボア拡張 | 55 |
| 図 49 | シリンダボア上面の拘束力 | 56 |
| 図 50 | グロメットタイプの接触状態 (ヘッドボルト締付: 100%) | 58 |
| 図 51 | インナーシムタイプの接触状態 (ヘッドボルト締付: 100%) | 59 |
| 図 52 | 固着域と滑り域の境界条件 説明図 | 60 |
| 図 53 | 47 分割のガスケット要素によるガスケットモデル | 62 |
| 図 54 | ガスケット要素の圧縮特性の例 (グロメットタイプ) | 62 |
| 図 55 | ゴムコーティングのせん断剛性の近似方法 | 63 |
| 図 56 | 接触面圧分布の比較 | 64 |
| 図 57 | ガスケットモデルによるシリンダボア変形計算 | 65 |
| 図 58 | ガスケット要素によるシリンダボア拡張計算の比較 | 66 |
| 図 59 | シリンダヘッドガスケットのガスケット要素モデル (グロメットタイプ) | 67 |
| 図 60 | シリンダブロック 3次元モデル | 67 |
| 図 61 | ガスケット要素によるシリンダボア拡張の計算結果 (3次元モデル) | 68 |
| 図 62 | シリンダボア変形の解析モデル | 70 |
| 図 63 | シリンダボア歪み・変形の計算結果 上面視 (インナーシムタイプ) | 71 |
| 図 64 | シリンダボア歪み・変形の計算結果 | 72 |
| 図 65 | シリンダボア歪み計算結果 | 74 |
| 図 66 | 油圧式筒内圧シミュレータ試験機外観 | 75 |
| 図 67 | 装置本体内部 (サーボバルブ, 供試エンジン部品) | 76 |
| 図 68 | 油圧式筒内圧シミュレータ試験機の仕様 | 77 |
| 図 69 | 油圧の加圧パターン | 78 |

| | |
|---|-----|
| 図 70 シリンダブロック外壁歪みの経時変化測定結果..... | 80 |
| 図 71 シリンダボア外壁変位の測定（変位センサ取り付け位置）..... | 81 |
| 図 72 シリンダブロック外壁変位の測定結果（変位センサ）..... | 81 |
| 図 73 シリンダヘッドガスケットによる相手材への圧痕（耐久運転後）..... | 82 |
| 図 74 メタルシートのゴムコーティング構成..... | 84 |
| 図 75 シリンダヘッド，シリンダブロック量産品のシール加工面..... | 84 |
| 図 76 ゴムコーティングの違いによるシリンダボア外壁歪み振幅の違い..... | 85 |
| 図 77 ゴムコーティングの摩擦係数測定..... | 86 |
| 図 78 ゴムコーティングのせん断剛性の測定方法..... | 87 |
| 図 79 ゴムコーティングのせん断剛性..... | 88 |
| 図 80（図 47 再掲） ゴムコーティングせん断挙動の計算結果..... | 88 |
| 図 81 エンジン冷熱サイクル耐久試験条件..... | 90 |
| 図 82 冷熱耐久試験においてガス漏れを起こしたシリンダヘッドガスケット..... | 90 |
| 図 83 冷熱耐久試験を問題なくクリアしたシリンダヘッドガスケット..... | 90 |
| 図 84 改良ゴムコーティング C 材のせん断剛性..... | 91 |
| 図 85 ゴムコーティングの摺動摩耗試験治具..... | 92 |
| 図 86 改良ゴムコーティング材の耐はく離性能（摺動摩耗試験）..... | 93 |
| 図 87 摺動摩耗試験終了時のローラー接触部ゴムコーティング表面写真..... | 93 |
| 図 88 シリンダボア外壁歪み振幅の測定..... | 95 |
| 図 89 エンジン実機冷熱耐久試験を終了品写真 シリンダヘッド面..... | 95 |
| 図 90 エンジン実機冷熱耐久試験終了品 #2・#3 ボア間写真..... | 95 |
| 図 91 ゴムコーティングのフロー特性比較..... | 97 |
| 図 92 ゴムコーティングの再塗布による影響確認..... | 100 |
| 図 93 荷重位置とシリンダボア壁の変位（2次元モデル CAE 計算）..... | 102 |
| 図 94 荷重位置とシリンダボア外壁歪み振幅..... | 102 |
| 図 95 シリンダボア壁拘束構造の検討..... | 103 |
| 図 96 金属板溶接タイプシリンダヘッドガスケット（予備検討品）..... | 104 |
| 図 97 拘束構造の効果比較..... | 104 |
| 図 98 機能分離型シリンダヘッドガスケット..... | 105 |
| 図 99 機能分離型シリンダヘッドガスケット外観写真..... | 106 |
| 図 100 感圧紙面圧測定結果..... | 106 |
| 図 101 漏れ発生筒内圧の測定..... | 108 |
| 図 102 機能分離型シリンダヘッドガスケットのシリンダボア拘束効果..... | 109 |
| 図 103 金属板厚さの影響調査..... | 109 |
| 図 104 シリンダボア拘束効果の経時変化..... | 110 |
| 図 105 シリンダボア変形の比較（真円度プロフィール）..... | 111 |
| 図 106 シリンダボア変形の次数表現..... | 112 |
| 図 107 シリンダボア変形の測定結果（OA 値，4 次成分）..... | 112 |

| | |
|---|-----|
| 図 108 エンジン冷熱サイクル耐久試験時のオイル補給量推移..... | 113 |
| 図 109 機能分離型シリンダヘッドガスケット..... | 114 |
| 図 110 エンジン冷熱サイクル耐久試験終了品写真..... | 115 |
| 図 111 接触部表面あらさ，シリンダヘッド下面，シリンダブロック上面部..... | 115 |

表番号リスト

| | |
|------------------------------|----|
| 表 1 シリンダボア回りの各種シール部断面..... | 19 |
| 表 2 インナーシムタイプガスケット諸元..... | 31 |
| 表 3 グロメットタイプガスケット諸元..... | 32 |
| 表 4 エンジン CAE2 次元計算モデル..... | 52 |
| 表 5 モデルに用いたガスケット諸元..... | 53 |
| 表 6 ガスケット要素のせん断剛性の扱い..... | 66 |
| 表 7 ゴムコーティング材料..... | 85 |
| 表 8 改良ゴムコーティング材..... | 91 |
| 表 9 ゴムコーティング材改良の評価結果まとめ..... | 96 |

参考文献

- (1). 宇田川恒和, 山田好男, 稲村進: 最近の自動車エンジンのガスケットシーリングの問題点, JSAE 技術会誌 自動車技術, 56, 9 (2002) 101-105.
- (2). 宇田川恒和, 高行男: ディーゼルエンジンの Pmax 上昇によるヘッドガスケットシーリングへの影響とその対応, 日本マリンエンジニアリング学会誌, 41, 6 (2006) 107-113.
- (3). 柳沢隆, 村田聡: 内燃機関用シリンダブロック, エンジンテクノロジー, 2, (2000) 82-87.
- (4). 宇田川恒和, 原島真一郎, 坂本昌義: シリンダヘッドガスケットとシリンダボア変形の関係, 自動車技術会論文集, 37, 5 (2006) 83-88, JSAE20064633.
- (5). 宇田川恒和, 高行男: ヘッドガスケットのガスシール部面圧調整によるシリンダボア変形の抑制, 自動車技術会論文集, 39, 2 (2008) 111-116, JSAE20084248.
- (6). Frank Popielas, Colin Chen, Martin Mockenhaupt, James Pietraski: MLS Influence on Engine Structure and Sealing Function, SAE2003-01-0484.
- (7). 山口健一, 神野修: シリンダヘッドガスケット, エンジンテクノロジー, 5, 4, (2003) 102-105.
- (8). Kenichi Yamaguchi, Akio Saito, Eisaburo Goto, Ryosuke Fujiki, Yukio Kawai, Kazuya Nakata: Development of A New Metal Cylinder Head Gasket, SAE980844.
- (9). 北村孟志, 河合志郎, 倉本彰夫, 柴田新次: 金属製ヘッドガスケットの開発, トヨタ技術, 40, 2 (1990) 45-52.
- (10). 宇田川恒和: 内燃機関用シリンダヘッドガスケット, エンジンテクノロジー, 23 (2000), 82-89
- (11). 北村喜彦, 村田益彦, 前田周: エンジン用ガスケットの最近の動向, JSAE 技術会誌 自動車技術, 40, 10 (1986) 242-248.
- (12). Von Dieter Eckert, Gerhard Walter.: Die Zylinderkopfdichtung – Neue Techniken für bestehende und zukünftige Pkw-Motoren, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 55 (1994) 7/8, 448-455.
- (13). Von Hans Katzmaier, Frank Popielas, Alfred Weiß: Neue MLS-ZKD Konstruktion für Hochleistungsmotoren, ATZ/MTZ Sonderausgabe 97, (1997) 80-88.
- (14). Armin Diez, Hans-Rainer Zerfaß: Zylinderkopfdichtungskonzepte für zukünftige Motorgenerationen, MTZ, 62, 1 (2001) 30-35.
- (15). Mike Kestly, Guenther Unseld, Alfred Weiss, Josef Ludig: MLS Cylinder Head Gasket Wave Stopper, SAE2003-01-0474 (2003).
- (16). Jürgen Schneider, Joachim Schnurrenberger, Josef Ludwig, Günter Unseld, Alfred Weiß: Funktionserweiterung von Zylinderkopfdichtungen, Weiterentwicklungen beim Wellenstopper, MTZ, 64, 10 (2003) 842-849.
- (17). Armin Diez, Ulrich Werz: Coined Stopper Technology for MLS Cylinder Head Gasket, SAE2005-01-1750 (2005).
- (18). Osamu Aizawa, Masato Yakushiji, Tsuneo Uno: Optimum Sealing Design of Cylinder Head Gasket for High Peak Pressure Diesel Engines, SAE940592 (1994).

- (19). Bruggemann H, Wamaser M: Die neuen Dieselmotoren OM 668 mit Common-Rail-Direkteinspritzung für die Mercedes-Benz-A-Klasse. teil 1: Motorkonstruktion und Mechanischer Aufbau, ATZ/MTZ Sonderausgabe 97, (1997)
- (20). 橋本浩通, 能野靖, 木部一哉, アルミダイカストブロック新 1.4L 直噴ディーゼルエンジンの開発, 自動車技術会学術講演前刷集, 44,02 (2002) 8-11.
- (21). Hiromichi Hashimoto, Takeshi Saito, Masashi Takeda, Kazuya Kibe, Teruhiko Aiba: The New Toyota 1.4L Direct-Injection Diesel Engine, New Age of Lightweight and Compact Diesel, Aachener Kolloquium Fahrzeug und Motorentechnik, (2003).
- (22). 住範彦, 鈴木雅雄, 竹田雅史, 藤井一孝, 都築尚幸, 杉山辰優, 石坂一義, 新 2.2L 直噴ディーゼルエンジンの開発, 自動車技術会 学術講演会前刷集, 31,05, (2005) 1-4, JSAE20055194.
- (23). 竹田雅史, 鈴木雅雄, 藤井一孝, 林義光, 岡本昌明, 松井美孝, トヨタ 2AD-FHV, 2AD-FTV 型直噴ディーゼルエンジンの開発, 豊田自動織機技報, 52, 6 (2006) 48-51.
- (24). 高見俊裕, 島川達郎, 是津文章, トヨタ 2AD-FHV, 2AD-FTV 型直噴ディーゼルエンジン用アルミダイカストブロックの開発, 豊田自動織機技報, 52, 6 (2006) 55.
- (25). Josef Ludwig, Jürgen Schneider, Günter Unseld, Erwin Widmann: Zylinderkopfdichtungen für neue Al-Mg-Kombibauweise von BMW-Ottomotoren, MTZ Jahrgang 65, 12 (2004) 1004-1007.
- (26). 野村紳, 堀健一: ヘッドガスケット シール性向上技術の開発, 自動車技術会 講演会予稿集, 111, 05 (2005) 13-16.
- (27). 中曾根秀隆, 宮應芳男: 4BDI-T エンジンにおけるヘッドの挙動とガスケットのシール性, いすゞ技報, 72 (1984) 61-64.
- (28). 宇田川恒和, 高行男: ヘッドガスケットのガスシーリングに及ぼすエンジン構造の影響, 日本陸用内燃機関協会機関誌 LEMA, 500 (2010) 78-90
- (29). 山田好男, 粕屋匡, シリンダヘッドガスケットとシリンダボア変形, 内燃機関, 32, 407 (1993) 48-56.
- (30). F Popielas, C Chen & S Obermaier: CAE Approach for Multi-Layer-Steel Cylinder Head Gaskets, SAE2000-01-1348, (2000).
- (31). F Popielas, C Chen, R Ramkumar, H Rabien & H Waldvogel: CAE Approach for Multi-Layer-Steel Cylinder Head Gaskets – Part2, SAE2003-01-0483, (2003).
- (32). S.S.Cho, B.K.Han, J.H.Lee, H.Chang & B.K.Kim: Fatigue Durability Assessment of Full Bead of MLS Gasket Using Finite Element Analysis, International Journal of Automotive Technology, 6, 5 (2005) 513-517.
- (33). S. S.Cho, B.K.Han, J. H.Lee, H.Chang & B.K.Kim: Effects of Forming Process on Sealing Performance of Full Bead of MLS Gasket: Finite Element Approach, International Journal of Automotive Technology, 6, 2 (2005) 191-196.
- (34). 機械工学便覧基礎編 A3 編 第 5 章摩擦, (1987) A3-32
- (35). 寺田健次郎監訳, 非線形有限要素法 - 弾塑性解析の理論と実践 - 第 13 章, 森北出版 (2012)

- (36). 永田孝弘・小林卓哉・山下義裕: 一軸試験による 2 軸伸長ゴム材料モデルの推定, 日本機械学会第 14 回計算力学講演会講演論文集, (2001) 55-56.
- (37). 内山吉隆, 摩擦と表面, 日本ゴム協会誌, 65, 5 (1992) 312-317
- (38). 似内昭夫・澤俊行 監修 最新シーリングテクノロジー (株)テクノシステム発行, (2010) 184-192.
- (39). ABAQUS 6.14, ABAQUS/CAE USER'S GUIDE PartIV-32 Gaskets.
- (40). ABAQUS 6.14, ABAQUS/CAE USER'S GUIDE PartIII-15 Interaction module
- (41). 宮川進, 吉川澄, 橋本昭男. アルミダイカスト材料の疲労強度に及ぼす鋳造欠陥の影響, デンソーテクニカルレビュー, 5, .2 (2000) 107-113.
- (42). Klaus Loenne, Ron Ziemba, The GOETZE Cylinder Distortion Measurement System and the Possibilities of Reducing Cylinder Distortions, SAE880142 (1988).

参考 本研究に基づく論文, 発表

- (1). 増田義彦・吉島一也・田中利幸・河口篤志・稲垣英人, シリンダヘッドガスケットのシール面圧計算解析, トライボロジスト第 62 巻 第 3 号(2017)217~227
- (2). 濱崎透, 河口篤志, 稲垣英人, 田中利幸, 平松剛, 山下健太郎, 増田義彦: シリンダヘッドガスケットのせん断すべり挙動を考慮したシリンダ変形予測, 自動車技術会 2017 年学術講演会大会予稿集, (2017.5) 投稿済

参考 本研究により出願された特許

| 出願番号 | 公開番号 | 発明の名称 | 出願人 | 発行日 |
|----------------|----------------|--------------|-------------|------------|
| 特願 2007-332305 | 特開 2009-156061 | シリンダヘッドガスケット | トヨタ自動車株式会社 | 2009/7/16 |
| 特願 2008-234938 | 特開 2010-065807 | シリンダヘッドガスケット | 日本ガスケット株式会社 | 2010/3/25 |
| 特願 2008-234938 | 特許 05035625 | シリンダヘッドガスケット | 日本ガスケット株式会社 | 2012/9/26 |
| 特願 2010-520829 | WO10/007911 | シリンダヘッドガスケット | 日本ガスケット株式会社 | 2012/1/5 |
| 特願 2010-520829 | 特許 05077436 | シリンダヘッドガスケット | 日本ガスケット株式会社 | 2012/11/21 |
| 特願 2010-529687 | WO10/023555 | シリンダヘッドガスケット | 日本ガスケット株式会社 | 2012/2/9 |