

# シリンダヘッドガスケットにおけるボア間のガス漏れ要因

高 行男・宇田川恒和

## 1. はじめに

シリンダヘッドガスケットは、エンジン運転時に生じる高温・高圧の燃焼ガス、潤滑オイルおよび冷却水を共にシールし、エンジンの性能維持に重要な役割を果たす部品である。自動車エンジン用ヘッドガスケットとして、主流となっている金属積層形ガスケットは、エンジンの高性能化に伴うシール環境の変化に対応し、エンジンの性能維持に大きく貢献している<sup>1)</sup>。

エンジンの性能維持を妨げる代表的事例がガス漏れである。つまり、ガス漏れは加速不足やオーバヒートをもたらす。エンジンのガス漏れ現象は種々の要因で起こるが、基本的にはシリンダヘッドの変形やシリンダブロックの高熱の発生などのシーリングに不利な条件に起因するガスケットのシール面圧の低下にあると考えられる。しかし、認識度は低い。そこで、本稿では主なガス漏れ箇所であるボア間のガスケットシーリングの構築において、シール阻害要因がどのように係っているかについて検討する。

## 2. ガスシール面圧

ヘッドガスケットは、シリンダヘッドとシリンダブロックの間にボルトによって締結され、シリンダボア周囲にガス漏れ防止を行うシール面圧を発生させる。ボルトの所要締付け力で装着したとき、シール面圧が適正でないと、ガス漏れなどシーリングに不具合が生じる。特に問題となるのは、シリンダボア間のガス漏れである。

金属積層形ガスケットは、40年前に登場し、種々のシール機能の改善が図られ、ガスケットを取り巻く様々な問題を克服して現在の主流の位置を獲得した<sup>1)</sup>。その構成は薄いステンレス鋼板(板厚0.2-0.35mm)を必要に応じて2-5枚積層し、鋼板の厚さ、材質および鋼板に加工されるビードの幅、高さ、断面形状などを選択し、各鋼板に役割を分担させ、必要に応じて組み合わせを変えることによって、種々のエンジンのシール条件に対応している。

ガスシーリングについては、シリンダボア周りの領域(3-5mmのシール帯)で適正なシール面圧が発生するように、積層板厚を平坦部の積層板厚より厚く積層し、所要の鋼板にビードと称される凸または凹形状の突起が加工されているが、発生面圧が均一でない。エンジンにヘッドガスケットをボルトで締め付け装着する際、ガスシール部に均一なシール面圧を発生させること

が理想である。しかし、発生面圧はボルト近傍で高くボルトから離れると低くなる。一般的にはボルト締結部の中間付近が低くなるが、さらに低くなる箇所はシリンダボア間である。この傾向はエンジンの種類や大きさに関係なく共通しているので、エンジンの基本的構造に起因するものと考えられる。

図1には、小型ディーゼル（2.5 L, 4Cyl.）のエンジンブロックに対し、ガスケット装着の有無による発生面圧の相違を示した。図示のように、ガスケットレスの場合の発生面圧は全体的に平均化さればらつきも小さいが、ガスケット装着時にはガスケット構造の関係でガスシール部に大きな面圧が発生し、発生面圧の高低さ（ばらつき）を一段と大きくする結果となる。ボア間のシール面圧が低いことが認められるが、対象とするシリンダによってシール面圧の様相は異なるので、本稿では第2シリンダを対象として検討する。

上述の面圧の測定には、図2にその概要を示す面圧測定板を用いた。面圧測定板は概略ガスケットと同様の平面形状で、厚さ5mmの鋼板の所要測定箇所3φmmの穴を開け、その中にばね鋼製円柱の両外側に歪ゲージを貼付けた感圧素子を埋め込んだものである。感圧素子は圧縮試験機にて歪と面圧との関係を予め調べ、コンピュータに入力してあり、計測時に感圧素子からの歪値が面圧に変換されるシステムになっている。

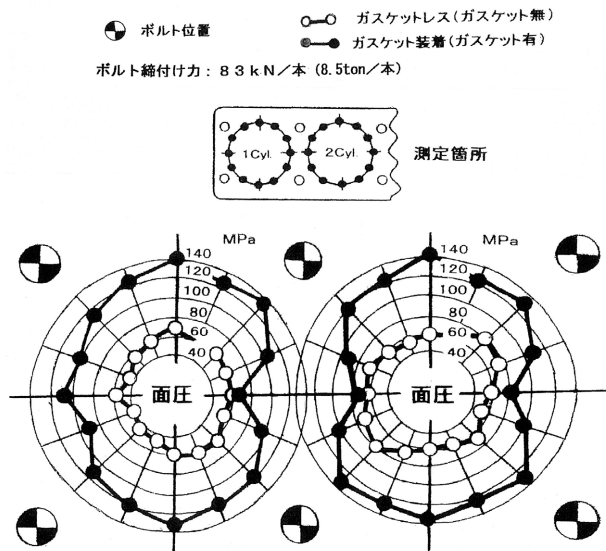


図1 ヘッドガスケット装着の有無による発生面圧

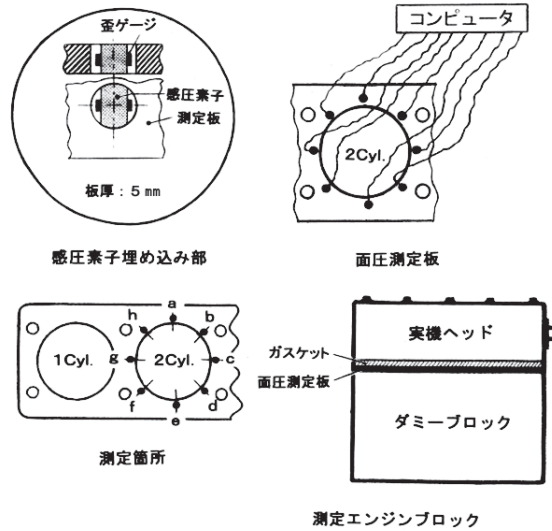


図2 シリンダ周囲の面圧測定方法

### 3. ヘッドのたわみと波状変形

ヘッドの剛性はガスケット装着時に発生する面圧に深い関係がある。ガスケット装着時のヘッド下面におけるシリンダボア間部の変形は大別して二つの要因がある。一つはヘッドのたわみであり、今一つはヘッドの構造（リブの配置、大きさ）によるシリンダボア間の部分的な変形の増加によって生じるものである。ヘッド下面のボア間部の面圧低下は、これら二つの変形が相乗されて影響していると考えられる。

ガスケット装着におけるヘッド下面の変形の測定には、通常行われている簡便な測定方法を用いた。図3に示すように、ガスケット締付け時にガスケットに埋め込まれた軟質金属が圧縮されたら復元しない性質を利用するものである。ヘッド、ヘッドボルト、ガスケットは実機の標準品を用い、シリンダブロックはブロック自体の変形が測定値に影響しないように、概略ヘッドに合わせた鋳鉄製のダミーブロックである。ダミーブロックはトップデッキにボルトねじ穴のみが設けられている。

試験はガスケットの所定の計測部に3φmmの穴を開け、そこにガスケットの厚さより若干厚めの軟質金属のチップ（電気用ヒューズを細かく切断したもの）をガスケットに埋め込み、エンジンのボルト規定締付け力（エンジン固有の締付け力）でヘッドとガスケットをブロックに装着した後、ガスケットを取り外して、それぞれのチップの厚さをマイクロメータにて計測し、その計測値よりヘッド下面の変形を把握する。

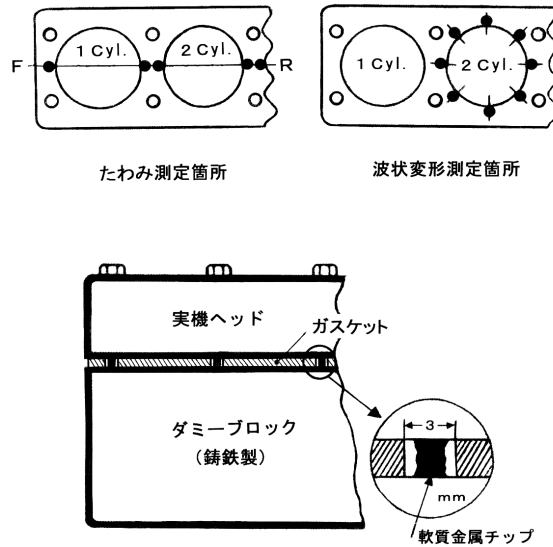


図3 ガスケット装着時のヘッド下面の変形測定方法

### 3.1 ヘッドのたわみ

エンジンにガスケットを装着すると、ヘッドは長手方向にたわむのが普通である。たわみの大きさは、ヘッドの剛性や長さ、ボルト締付け条件に関係して異なるが、概して中央部を頂点として両端に下がる傾向がある。この現象は、ヘッドの両端部と中央部のガスケット装着時における受圧面積の違いによって生じると考えられる<sup>2)</sup>。

#### 3.1.1 たわみの測定結果

ヘッドのたわみの大きさは主にその剛性に関係するが、中でもヘッドの材質（アルミと鋳鉄）および長さ（4 Cyl.用, 6 Cyl.用）の違いによる影響が大きい。その実態について実機用ヘッドを用いて調査した結果について述べる。

##### (1) ヘッドの材質

ヘッドの材質違いについての調査では、小型ディーゼルエンジン用のアルミと鋳鉄両ヘッド、それぞれ3種類を選定し、シリンダブロックは各ヘッドに合わせたサイズの鋳鉄製のダミーを用いた。ガスケットは各エンジンの標準品が構造や厚さが異なるので、構造、厚さを統一するため、単一構造の厚さ0.9 mmの圧縮材（ビータシート）をガスケット形状に加工した代替品を採用した。この厚さは測定対象エンジンのガスケットの平均厚さである。

試験結果を図4に示したが、ヘッドの材質違いはエンジンが違っててもたわみの大小に現れ、アルミヘッドの方が鋳鉄ヘッドに比べ大きく、両材による剛性の影響が認められる。

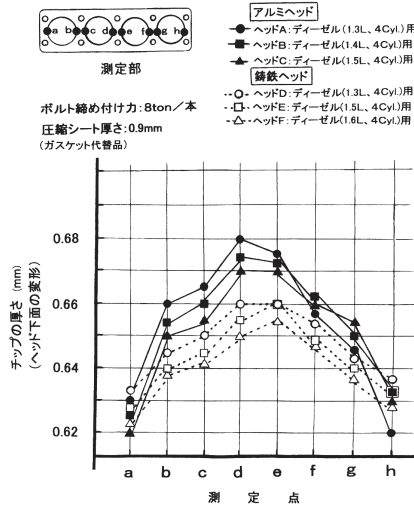


図4 アルミヘッドと鋳鉄ヘッドのたわみ

(2) ヘッドの長さ

ヘッド長さによるたわみの影響についての調査では、4本/Cyl.の実機ヘッドとダミーブロック（鋳鉄製）を使用した。試験には、同材質の長さの異なる鋳鉄製の4Cyl.と6Cyl.用ヘッドを用いた。ヘッドの構造やボルト配置（4本/Cyl.）、ボルトサイズ（M12）、ボルト締め付け力（9.3ton/本）は同じであり、長さのみが異なる。また、ガスケットは、厚さ（0.8mm）とガスシール部構造が同じであり、試験条件としては目的に適ったものである。

試験結果を図5に示したが、6Cyl.用のヘッドのたわみ $H_1$ は4Cyl.用の場合の $H_2$ に比較して

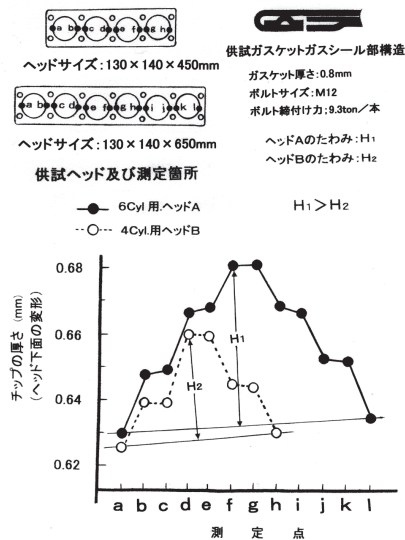


図5 ヘッドの長さとなわみ

大きく現れており、ヘッド長さによるたわみへの影響が明らかに認められる。

### 3.1.2 ヘッドのたわみとシール面圧

ヘッドのたわみがガスケットシーリングにおいて問題となるのは、たわみの大きい箇所が発生面圧が低くなるためである。図6には、小型ディーゼルエンジン（2.5 L, 4 Cyl.）に対し、規定締め付け力78kN/本にてヘッドとガスケットを締め付けた時のヘッドのたわみと発生面圧の関係を示した。ヘッドのたわみは、ガスケットの長手方向の各シリンダボア中心を結ぶ直線上8箇所（図中a-h）に軟質金属チップを埋め込み、ガスケット装着時のチップの変形厚さを計測して求めたものであり、面圧は歪ゲージを利用した感圧素子を8箇所（図中a-h）に埋め込んだ面圧測定板による測定値である。

図示のように、たわみと発生面圧は連動して変化し、たわみが大きい箇所は面圧が低く、たわみが小さい箇所は面圧が高いことがわかる。つまり、ヘッドのたわみによってシリンダ中央部のボア部面圧は低い。

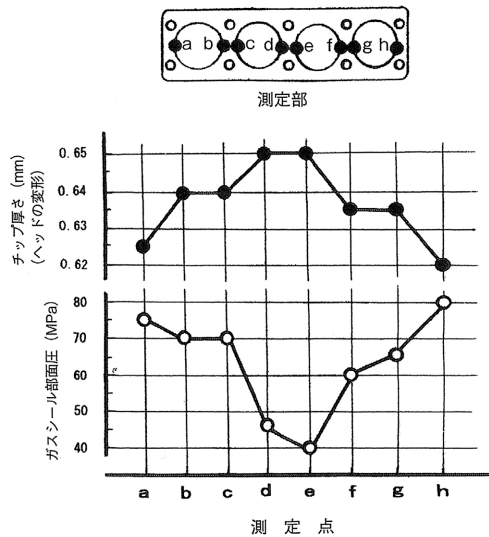


図6 ヘッドのたわみとシール面圧

## 3.2 ヘッドの波状変形

ヘッドをガスケットと共にシリンダブロックに装着すると、ヘッド下面のシリンダ周囲に波状の変形を生じる。これはヘッドのシリンダ周囲の構造（リブの大きさ、位置、ボルト配置等）に関係するヘッド下面の変形である。中でもシリンダボア間に変形が大きい。特に、鋳鉄ヘッドに比べ剛性の弱いアルミヘッドでは、その現象が顕著に認められる。

### 3.2.1 波状変形の測定結果

図7には、同クラスエンジン（2.5 L, 4 Cyl.ディーゼル）のアルミヘッドと鋳鉄ヘッドのシリンダ周囲の変形状態を同一のボルト締め付け条件（8.5 ton/本）で比較した結果を示した。対

象シリンダにより波状変形の様相は異なるので、第2シリンダを測定対象としている。

両ヘッド共に下面は波状の変形が生じているが、総じて波状変形の谷部はボルト近傍、山部はボア間で生じている。これはボルト締め付け力がヘッド下面の変形に大きく影響していることを示している。特に、変形の山部では、ボア間測定点（図中、C、G）が最も高くなっている。これはボア間部が他の部分よりヘッド下面の変形が大きいことを示しているが、この現象は通常のエンジンに共通して認められる。

両ヘッドを比較すると、アルミヘッドは、铸铁ヘッドに比べボルト間で変形が大きく、特に、剛性の低いボア間（図中、C、G）における変形は顕著であり、剛性の強弱による影響が認められる。一般的にヘッドの軽量化（特にアルミ化）に伴ってヘッド下面の変形は大きくなる傾向があるが、特に、上述したヘッドの二つの下面変形要因が相乗されてボア間部の変形が顕著に現れる。

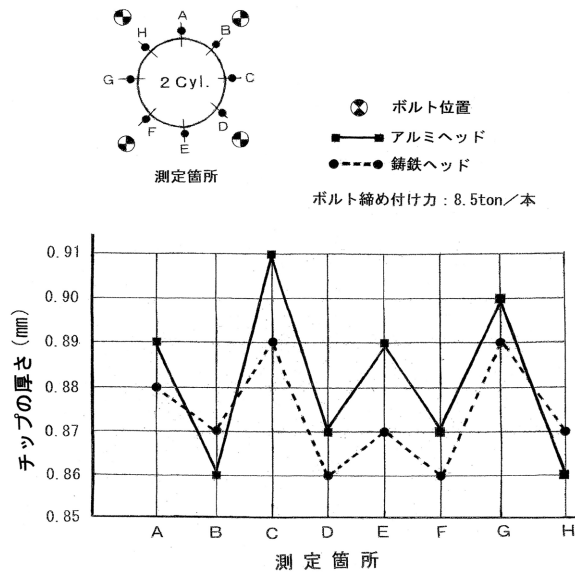


図7 アルミヘッドと铸铁ヘッドのシリンダ周囲における波状変形

### 3. 2. 2 波状変形とシール面圧

シリンダ周囲のガスシール部（シール帯）における面圧は均等化が望ましいが、通常、波状の面圧の高低が発生する。その要因の一つにヘッド下面の部分的な剛性の違いがある。図8はアルミ製の実機ヘッド（2.3 L, 4 Cyl.ディーゼル用、ボルト締め付け力78kN/本）とダミーシリンダブロックを組合せたエンジンブロックと、同サイズのダミーヘッド・ブロック（アルミヘッド・铸铁ブロック）を用いて、第2シリンダ周囲のガスシール部における面圧発生状態を面圧測定板により比較したものである。ダミーヘッドはボルト穴の他は何も加工されていないソリッドのも

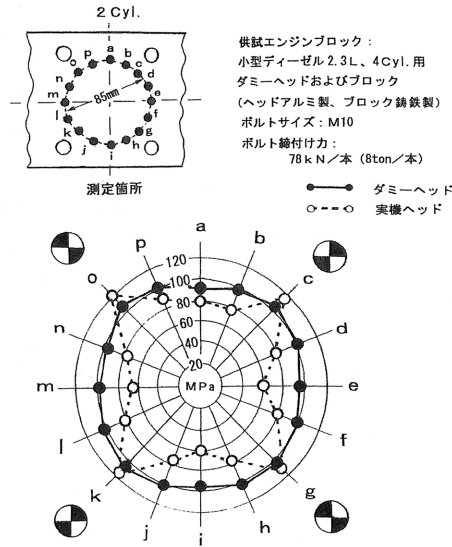


図8 実機ヘッドとダミーヘッドの発生面圧

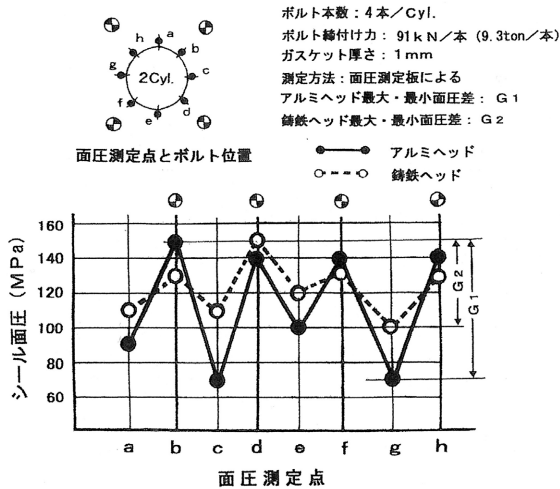


図9 アルミヘッドと鋳鉄ヘッドの発生面圧

のであるので、複雑な内部構造を持つ実機ヘッドに比べ面圧の発生状態が異なる。すなわち、ダミーヘッドは剛性の部分的な強弱がないので、面圧の発生状態はほぼ均等である。

一方、実機ヘッドはヘッド内部にウォータージャケットや吸・排気ポートの空隙部やバルブ機構などがあり、それらの剛性を補うリブ等が配置されているため、ヘッド下面のシリンダ周囲のガスシール部には剛性の部分的な強弱がある。その影響によりガスシール部に面圧の高低のばらつきが発生する。特に発生面圧が低いのは、シリンダボア間と吸・排気ポート付近のヘッド下面の剛性の弱い箇所、ガス漏れが多発する箇所である。ヘッド下面の変形の中でヘッドの内部構造



に起因する部分的な剛性の低下により生ずる現象の代表的な例が、ヘッドのアンダデッキにおける排気と吸気の両ポートの直下に生ずる低面圧部である<sup>3)</sup>。

ヘッドの剛性はその変形に関係し、シリンダ周囲の最低面圧発生部（ボア間部）に影響する。一般的にヘッドの変形が大きくなるとシール部面圧の不均等（最大と最小の面圧差）が大きくなるので、シール上不利となる。

図9は小型ディーゼルエンジン（2.3 L, 4 Cyl.）の実機アルミと鋳鉄ヘッドに対し、同一のボルト締め付け力91kN/本にてシリンダ周囲8箇所（図中a-h）の発生面圧を面圧測定板で測定した結果である。双方共に面圧は波状に発生しているが、最も発生面圧の低い箇所はシリンダボア間部（図中c, g）で、次に吸・排気ポート付近（図中a, e）の面圧が低い。このように、発生面圧はボルト近傍が高く、ボルト間が低いが、中でもボア間部が特に低い。この傾向は、剛性の弱いアルミヘッドに顕著に認められる。

特にシール上問題なのは、図示のように、アルミヘッドの発生面圧の高低の差 $G_1$ が、鋳鉄ヘッドの $G_2$ より大きいことである。つまり、シール面圧差が大きくなると、最大面圧発生部はガスケットにとって過剰面圧になる可能性が高くなり、ガスケットのクラッキングなどシール上支障をもたらす<sup>4)</sup>。一方、最低面圧発生部においてはシール面圧が不足し、ガス漏れが生じやすくなる。

#### 4. エンジン運転時のシール面圧の降下

上述のように、ガスシール部における低面圧部（ボア間部）はヘッドのたわみと波状変形に影響される。これらが相乗されてボア間部の低面圧部が形成されるが、この低面圧部の初期面圧が、エンジン運転時降下し、シール限界を下回ることによってガス漏れに至る。主な初期面圧の降下要因は、ヘッドリフトとガスケットのクリープ・リラクゼーションである。

##### 4.1 燃焼圧力とヘッドリフト

エンジン運転時、シリンダヘッドは燃焼圧力により上方向に押し上げられる。この現象は、ヘッドリフトと称されるが、シール面圧を低下させ、シーリングの悪化をもたらす<sup>4)</sup>。

図10には、大（15 L, 6 Cyl.）・中（6 L, 6 Cyl.）・小（3 L, 4 Cyl.）ディーゼルエンジンの実機ヘッドを用い、内圧の上昇によるヘッドのガスシール部のリフト増加と面圧との関係を調査した結果を示した。ヘッドリフト測定装置と面圧測定板を組合せ、最大燃焼圧力を想定した3条件の内圧（16, 18, 20MPa）をヘッドの第2シリンダの噴射ノズル用穴から窒素ガスを加え、加圧時のヘッドリフトとその時点の面圧を測定した結果である。

ヘッドリフト測定の概要を図11に示したが、シリンダ周囲8箇所を計測し、その平均値を求めた。調査に使用したシリンダブロックは各ヘッドのサイズに合わせた鋳鉄製のダミーで、ボルト穴と測定対象の第2シリンダ周囲8箇所（図中A-H）にリフト測定装置の計測部が挿入できる穴（3φmm）を設けたソリッドのものである。ガスケットは実機用のもので、その第2シリンダにシリンダブロックと同位置に同寸法の計測用の穴を設け、装着する。

ディーゼル	排気量	ボルト本数	ボルトサイズ	ボルト締付け力
--- 小型	3L	4本/Cyl.	M8	7.8 kN/本 (8 ton/本)
— 中型	6L	6本/Cyl.	M12	9.8 kN/本 (1.0 ton/本)
--- 大型	15L	8本/Cyl.	M18	16.7 kN/本 (1.7 ton/本)

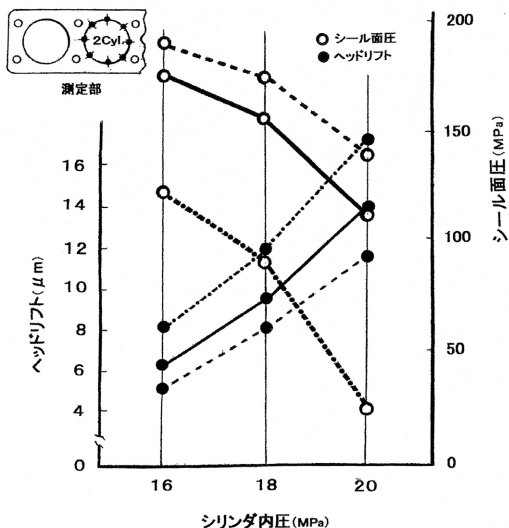


図10 大, 中, 小ディーゼルエンジンのヘッドリフトとシール面圧

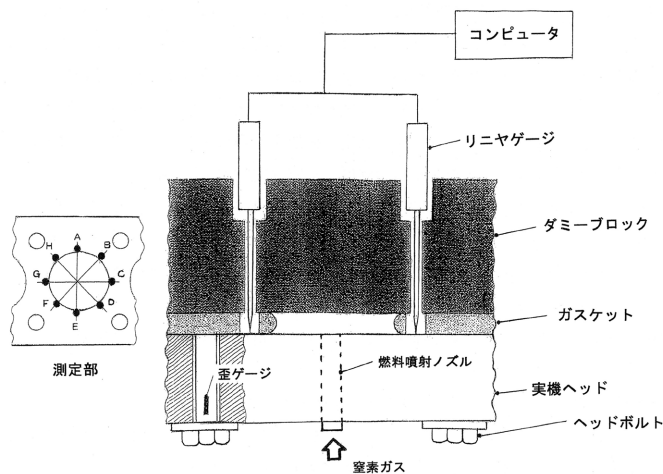


図11 ヘッドリフト測定装置

図示のように、各エンジン共に、内圧の上昇によるヘッドリフトの増加はシール面圧に大きく影響していることがわかる。内圧の上昇に伴ってシール面圧は急激に低下するが、特に、小型エンジンではその現象が顕著である。内圧が高くなるとヘッドリフトが急激に大きくなり、その関係で面圧の低下も著しい傾向を示す。大型に比べ小型エンジンでは、ヘッドの剛性が低いことやボルトサイズが小さく、シリンダ当りの本数が少ないことなどが影響していると考えられる。

図12には、燃焼圧力上昇によるガスシール部の面圧低下について、実機エンジンプロック（2 L, 4 Cyl.）を用いて、第2シリンダを対象に調査した結果を示した。面圧測定板とガスケットをエンジンプロックにボルト締付け力（8 ton/本）で装着し、ヘッドの燃料噴射ノズル用穴を利用して、ガスケットの燃焼室穴に窒素ガスで徐々に加圧し、3加圧条件（12, 15, 18MPa）におけるガスシール部の面圧を測定した結果を示している。

図示のように、内圧の上昇に伴いガスシール面圧が急激に低下し、ボア間は他の部分より低面圧化が促進されていることがわかる。これは、高圧時のヘッドの口開き現象によりシール部の傾きが大きくなることが影響していると考えられる。つまり、ヘッドに燃焼圧力が作用するとヘッドはドーム型に変形するが、変形が大きいとガスケットのガスシール部に傾斜をもたらすので、シール上問題となる<sup>5)</sup>。このように、燃焼圧力の上昇によりヘッドリフトが増加すると、シール面圧の低下をもたらすので、ガス漏れが生じやすくなる。

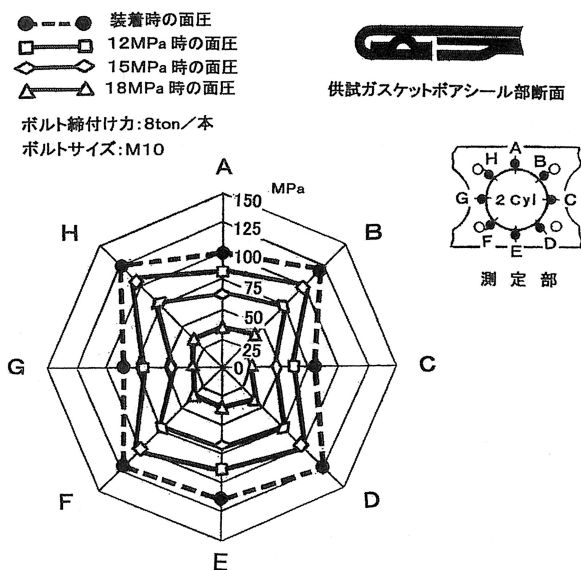


図12 内圧の上昇に伴うシール面圧の低下

#### 4.2 シリンダボア間部の温度上昇とガスケットのシール性

エンジン運転時、ガスケットのガスシール部は高温になるが、その中でも特に温度の高い箇所ではシール性が急激に悪化する。これは高温でのガスケットのクリープ・リラクゼーションが急激に促進され、シール面圧の低下となるからである<sup>6)</sup>。

エンジン運転中のシリンダブロックのボア間部は、他の部分より温度が高い。その条件下ではガスケットのボア間シール部は熱の影響を受け、その箇所のクリープ・リラクゼーションが他の部分より早く進行してシール面圧が低下する。このことが、ボア間部よりガス漏れが発生する主

な要因と考えられるので、その実態を検討した。

ガスケットのボア間部の温度とシール性の関係についての検討にあたり、高温部の面圧を直接計測することは技術的に困難であるため、その近傍のボルト軸力の変化を計測することによりボア間部の温度上昇とシール性の関係を調査した。ボア間部から離れた位置にあるボルトと近傍にあるボルトに対し、ボア間部温度の軸力への影響の違いを確認するため、ボア間部にボルトが接近している6本/Cyl配置のエンジン（6L, 6Cyl.）を選定した。第2シリンダを測定対象とし、そのシリンダを取り囲むボルト6本のうちボア間部近傍の2本（A, B）とボア間部から離れている2本（C, D）について、エンジン運転（フラット運転, 4/4負荷, 3000 rpm）前後の軸力を超音波軸力計にて計測した。計測は30分毎にエンジンを停止し、エンジン内に冷水を送り込んで常温まで冷却し、温度が下がるのを待って計測する。エンジン運転時間はボア間部温度が上限で平衡状態になった時点（約4.5Hr）で終了とした。温度変化の計測は、ガスケットの第2シリンダのボア間中間部に熱電対を差し込み、その先端部をロウ付けして行った。

ボルト軸力とボア間部温度の測定箇所と測定結果を図13に示したが、ボア間部の温度変化と近傍ボルトの軸力（A, Bの平均値）変化は連動していることが認められ、ボア間部の温度が高くなるに伴ってボルト軸力が急激に降下（約30%）することがわかる。ボア間部から離れた位置のボルト軸力（C, Dの平均値）の変化はボア間部温度変化に連動するのが緩慢で、軸力低下も少なく（約13%）、温度の影響は小さい。この違いはブロックのトップデッキのボア間部が高熱の

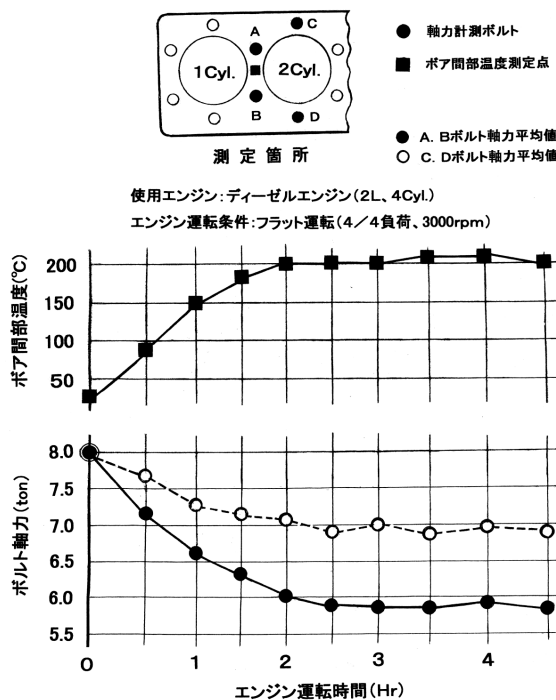


図13 ボア間部の温度変化と近傍ボルトの軸力変化

ため、ガスケットのクリープ・リラクゼーションが急激に進展して近傍ボルトの軸力降下に影響したものと考えられる。このように、ボア間部の温度上昇は近傍のボルト軸力を低下させ、ボア間部のシール性を悪化させる要因となる。

## 5. お わ り に

最大燃焼圧力の上昇とエンジンの低剛性化が進む中で、シリンダボア間の低面圧部におけるガスケットシーリングの問題点について検討した。エンジンの軽量化に伴ってシリンダボア間部からのガス漏れが顕著に見られるようになった要因として、アルミヘッドの低剛性に起因するヘッド下面のたわみとボア間の波状変形の増加によるシール面圧の低下があり、剛性が弱いとボアシール面圧の不均等化が増幅されることを明示した。

シール環境の厳しさが今後増すことを考えたとき、ガスケットサイドだけでなくエンジンサイドにもその対応が求められると考えられる<sup>7)</sup>。具体的には、本稿で述べたヘッドリフトの増大やヘッド下面の変形の増加に対するエンジンサイドの抑制対策であるが、ガスケットサイドの対応については機会があれば報告したいと考えている。

## 参 考 文 献

- 1) 宇田川恒和, 高 行男, エンジン高性能化によるヘッドガスケットのガスシーリングへの影響, ETR, Vol.2, No.1, P.84-91 (2010)
- 2) 宇田川恒和, 高 行男, シリンダヘッドの変形によるガスケットシーリングへの影響とその対応, マリンエンジニアリング学会誌, Vol.42, No.5, P.122-128 (2007)
- 3) 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, LEMA, No.500, P.78-90 (2010)
- 4) 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, マリンエンジニアリング学会誌, Vol.41, No.6, P.107-113 (2006)
- 5) 宇田川恒和, 高 行男, 高Pmaxエンジンに対応するヘッドガスケットの新たなガスシール方法の構築とその有効性, マリンエンジニアリング学会誌, Vol.45, No.5, P.96-101 (2010)
- 6) 宇田川恒和, 高 行男, ディーゼルエンジンの最大燃焼圧力上昇によるシリンダボア間のヘッドガスケットシーリングへの影響とその対応, 自動車技術会論文集, Vol.38, No.6, P.119-124 (2007)
- 7) 宇田川恒和, 高 行男, エンジンのダウンサイジングとヘッドガスケット, ポリファイル, Vol.51, No.608, P.60-65 (2014)