

メタルヘッドガスケット耐久信頼性の単体評価手法

New Evaluation Method for Metal Head Gasket

石 垣 匠* 北 川 淳 一* 田 中 敦*
Takumi Ishigaki Junichi Kitagawa Atsushi Tanaka

要 旨

メタルヘッドガスケットはエンジンの高出力化、ノンアスベスト化等による要求から近年急速に採用が拡大している。一方、従来のヘッドガスケット開発においては、専ら実機による耐久テスト評価に頼らざるを得ない状況にあった。本論文は単体装置を用いて燃焼圧を油圧で代用して、メタルヘッドガスケット、シリンダブロックの変位を検出し、メタルヘッドガスケットの耐久信頼性を評価する手法を検討したものである。メタルヘッドガスケットの耐久性評価に当たり検討すべき主な対象はシール性と耐クラック性であり、シール性は燃焼圧と燃焼時のシリンダスリーブ荷重で決定され、耐クラック性は応力の振幅と回数で決定される。本単体評価法が実機の耐久性評価が可能な定量的評価であると実証されたので、メタルヘッドガスケットの最適仕様の決定はもちろん、ガスケット開発の工数の大幅短縮が可能となった。

ABSTRACT

The use of metal head gasket is increasing rapidly to meet the requirements of modern engines, such as asbestos free gasket materials, its operation at higher output, etc. A new static test method for the evaluation of metal gaskets was developed which replaces actual lengthy engine durability tests. This method employs a gap sensor and strain gauge to measure the gasket sealing embossment deflection by the hydraulically simulated engine load. The evaluation covers the two major categories: sealability and crack resistance. Sealability depends on the maximum combustion pressure and the gasket compression load. Crack resistance depends on the amplitude and number of mechanical stresses placed on the gasket sealing embossment. This paper identifies relevant factors for the evaluation of metal head gaskets and its new static method which can shorten the engine development time.

1. ま え が き

ガソリン機関におけるメタルヘッドガスケットの採用が近年急速に拡大しつつあるのは、一つにはノンアスベスト化という社会的要求に対する開発手法であり、もう一つには軽量化に伴うシリンダヘッド、ブロックの剛性の低下と、高出力化に伴う燃焼圧や熱負荷の増大に対する解決手法であることによる。このようにメタルヘッドガスケットが注目されるのはシール性、熱伝導性、及びボルト締結力低下防止などに優れているばかりでなく、メタルヘッドガスケットの持つ線シールにおける高

シール性により、シリンダスリーブのひずみ低減、それに伴うオイル消費の減少、およびピストン打音の低減などの相乗効果によるものである。

従来のシリンダヘッド用ガスケット開発は、ガスケットを取り巻く環境が複雑なため締結体として評価することが困難で、要因別に単体評価をしなければならず、その上、現在では単体評価の結果と実機耐久性評価との間の相関が十分とらえられていない。そのためガスケットの耐久性評価は最終的に実機耐久テスト結果に依存することになり、多くのテスト工数を必要とすると共に定性

* 栃木研究所

的評価となるため、これに代わる、より定量的な単体評価法の実現が望まれている。

メタルヘッドガスケット（以後ガスケットと略す）の耐久性評価に当たり、検討すべき主な対象はシール性と耐クラック性である。シール性とは燃焼ガスの洩れを防止するための能力で、ガスケットビードのへたり、ゴムコーティングの劣化、シリンダヘッド、ブロック剛性の影響、熱膨張によるボルト締結荷重の変化、燃焼圧によるシリンダスリーブ荷重の変化等の因子で決定される。耐クラック性とはガスケットビードのクラック防止能力で、ガスケットビードに加わる応力振幅、平均応力、振幅回数等の因子で決定される。ガスケットの耐久性を考えると、これら二つの特性に着目した単体評価を行えば、より定量的に実機耐久性を評価することが出来、実機耐久性評価に代えることが出来る。従来の単体評価法は実機燃焼室に N_2 ガスを加圧し、洩れたときの圧力を測定し、シール性の評価をしておりシール部の熱劣化を把握しておらず実機との相関が得られない¹⁾。特に燃焼時におけるシリンダスリーブ荷重を直接測定して、シール性の判断に利用したような論文等はない²⁾。

本評価法により、実機耐久テストは最終確認レベルでのテストに絞れるので、テスト工数を大幅に短縮できるばかりでなく、ヘッドガスケットの定量的仕様レベルの確認が可能となり、仕様の最適化が可能となった。

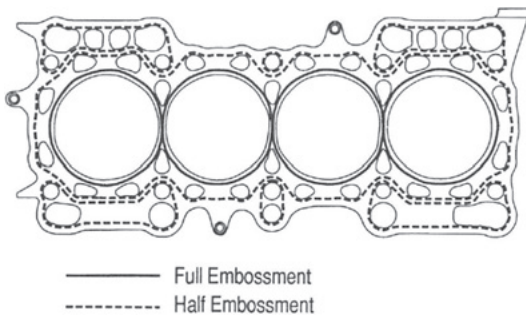


Fig. 1 Plan view Gasket

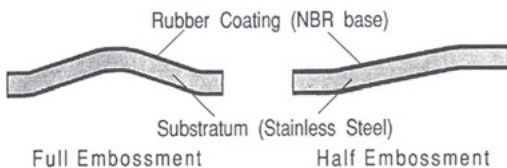


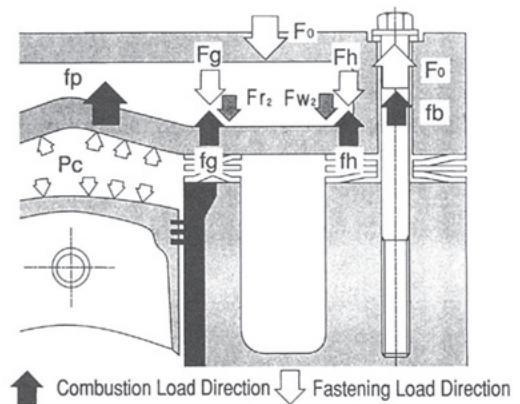
Fig. 2 Embossment Structure

2. ガスケット締結のメカニズム

2.1. メタルヘッドガスケットの構造

供試メタルガスケットは Fig. 1 に示すように、燃焼室廻りをフルビード構造とし、水・オイル通路廻りをハーフビード構造としている。ビード構造の詳細は Fig. 2 に示してある。ビードをフルビードとすることによりバネ定数を向上させ、またシリンダスリーブ廻りに荷重を集中させてシール性の向上を狙うことが出来る。さらに、フルビードを重ねることによりバネ長さを増加させる効果を生じ、シリンダヘッド・ブロック間の口開き変化に対し、ガスケットに加わる荷重変化を低減させるのでシール性が向上する。また一枚当たりのへたりの変化量が減少するため、疲労応力の減少につながり、耐クラック性の向上が図れるものと考えられる。

Fig. 2 に示すようにビードの基板にはステンレス鋼板を使用し、全体にゴムコーティング（ニトリル・ブタジエン・ラバーベース）を施している。ゴムコーティングすることにより必ずしも平滑でないシリンダヘッドやブロックのシール面の凸凹を吸収し、またこれによる密着作用によりシール性能の向上を図っている。



- F_0 : Gasket Load of Fastening. $F_0 = F_g + F_h$
 F_g : Gasket Load of Fastening (Sleeve)
 F_h : Gasket Load of Fastening (Others)
 P_c : Combustion Pressure
 f_p : Load due to Combustion Pressure
 $f_p = P_c \times A$ (Bore Area) $= f_g + f_h + f_b$
 f_g : Load due to Combustion Pressure (Sleeve)
 f_h : Load due to Combustion Pressure (Others)
 f_b : Load due to Combustion Pressure (Bolts)
 F_{r2} : Sleeve Load during Combustion. $F_{r2} = F_g - f_g$
 F_{w2} : Others Load during Combustion. $F_{w2} = F_h - f_h$

Fig. 3 Schematic of Fastening Mechanism of during Combustion

2.2. ガasket締結機構

燃焼時のガスケット廻り締結メカニズムの概略を Fig. 3 に示す。締結時、ボルトに加わる引っ張り荷重 (F_0) の反力で F_0 が圧縮力としてガスケットに加わる。この締結時のガスケット荷重 (F_0) は、シリンダスリーブ分布荷重 (F_g)、その他オイル穴、水穴に分布する荷重 (F_h) に分けられる。燃焼時には燃焼圧 (P_c) によりヘッドを持ち上げる荷重 (f_p) が生じ、それはシリンダスリーブ分布荷重 (f_g)、その他の分布荷重 (f_h)、およびボルト分布荷重 (f_b) の和となる。また燃焼時におけるシリンダスリーブ荷重は、 $Fr_2 = F_g - f_g$ 、で表せ、その他ガスケット部分に加わる荷重は、 $Fw_2 = F_h - f_h$ 、で表すことができる。

3. ガスケットのシール性に 影響する主要な因子

先に述べたようにシール性に影響する主な因子として、次の五項目がある。

3.1. ガスケットビードのへたり

一般に、ガスケットビード高さは実機運転中のへたりにより減少し、締結ボルト軸力の低下、ビード荷重の低下に与える影響は大きいと考えられる。実機運転中のビードへたりの一例を Fig. 4 に示す。図中の開放時ビード高さとはガスケットビードに加わる圧縮荷重を除去した時のビード高さを示し、締結時ビード高さとは締結状態でのビード高さを示す。開放時ビード高さの低下は運転開始直後が大きく、時間が経つと共に安定化している。

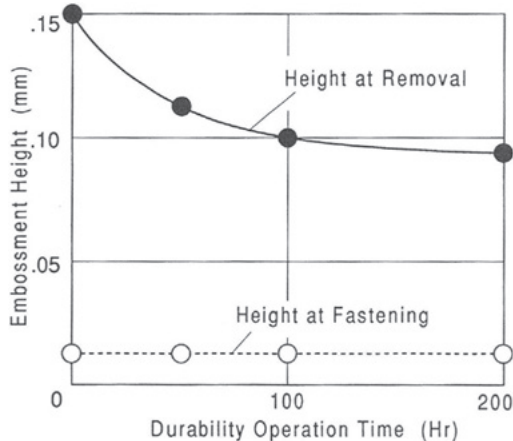


Fig. 4 Gasket Embossment Yield

また締結時のビード高さは運転時間が 200 時間経ってもほとんど変化しない。他方、アスベスト等の繊維を利用したガスケットでは、締結状態での高さ変化も大きいので、ビードのへたりを考慮しなければならないが、メタルガスケットの場合、図に示すようにビードのへたりによる締結ボルトの軸力変化を考慮する必要はほとんど無い。

3.2. ゴムコーティングの劣化

ゴムコーティングは運転時高温にさらされるため硬化し、それに伴いビードに対する追従性が落ちまたはがれも生じる。ただし燃焼ガスにさらされる温度には大差が無く、エンジンごとにゴムコーティングの劣化を比較する必要は無いと考える。

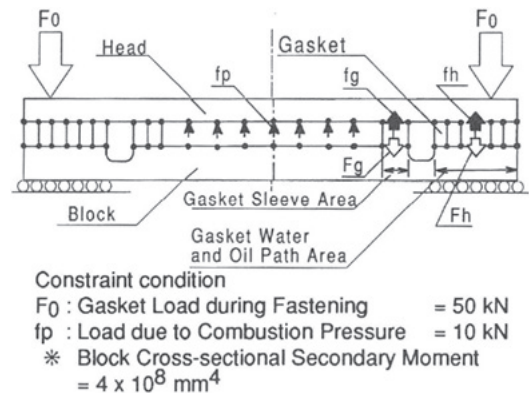


Fig. 5 Calculation Model

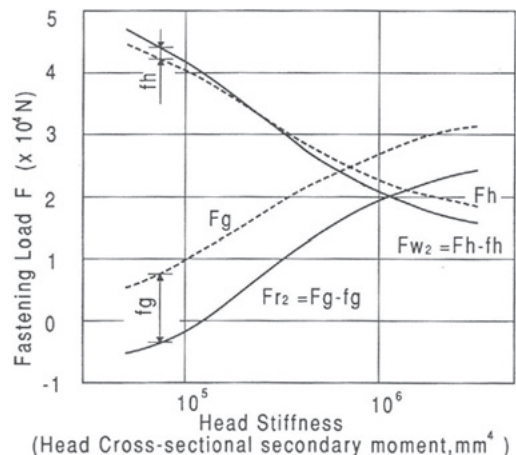


Fig. 6 Variation in Fastening Load Distribution due to Change in Head Stiffness

3.3. シリンダヘッド、ブロックの剛性の影響

シリンダヘッドやブロックの剛性が荷重分布を左右している事実を、簡単なモデルを仮定して計算してみる。

Fig. 5 に示すような計算モデルにおいて、シリンダヘッドとブロックを単純なはりとしてヘッドの剛性を变化させた時のシリンダスリーブの荷重 (F_r) とオイル、水孔部荷重 (F_w) の変化を、締結時と燃焼時についてそれぞれ計算した。拘束条件は Fig. 5 のブロック下側に示すように、オイル、水孔部下側全体で上下方向の荷重を受け、横方向には自由に可動するものと仮定した。また計算には NASTRAN を使用した。

ヘッドの剛性変化に対する荷重変化の計算結果を Fig. 6 に示す。ヘッドの剛性が向上するにしたがいシリンダスリーブに加わる荷重 (F_{r2} , F_g) が増加し、それとは逆にオイル、水孔に加わる荷重 (F_h) は減少していることが解る。燃焼時にはスリーブ上面に反力として働く荷重 (f_g) はヘッド剛性が増加するにしたがい低減し、オイル、水孔に加わる荷重 (f_h) は増大する。その原因として、ヘッドの剛性が増大するに伴い変形が少なくなるので、燃焼圧による荷重 (f_p) の影響が、オイル、水孔のような外側まで強く働くためと考える。

したがって剛性の高いシリンダヘッドとシリンダブロックの場合、 F_g が大きく、燃焼による f_g が小さいので燃焼時シリンダスリーブ、荷重 (F_{r2}) は増大し、対して剛性が低い場合はシリンダブロック、ヘッドがひずむことにより F_g が低くなり、燃焼時シリンダスリーブ荷重 (F_{r2}) は低下する。

3.4. 熱膨張による締結時のボルト荷重の変化

運転中のシリンダヘッドとブロック間の面圧は、燃焼による熱膨張とシリンダと締結用ボルトとの材質差 (Δl & F_e) により、むしろ増大する。したがって最も不利な低面圧状態は冷間時であり、熱膨張によるボルト荷重の変化を考慮する必要はない。

3.5. 燃焼圧によるシリンダスリーブ荷重の変化

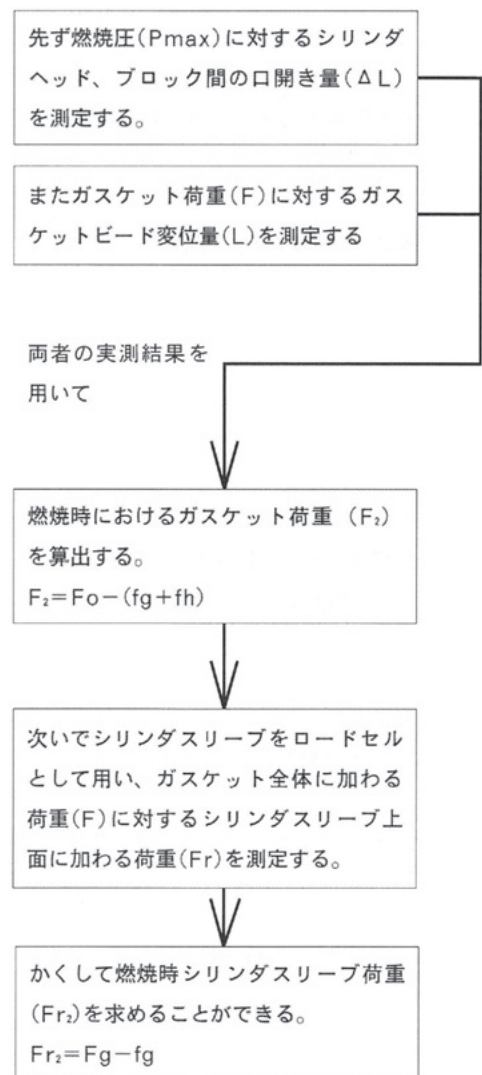
燃焼圧によりシリンダヘッドとブロックとの間が口開き、シリンダスリーブ上面に加わる荷重が締結時に比べ燃焼時では大きく低下する。シール性を判断するためには、Fig. 3 に示した燃焼時スリーブ荷重、 $F_{r2} = F_g - f_g$ を求めることが必要となる。

従って燃焼時シリンダスリーブ荷重 (F_{r2}) と最高燃焼

圧 (P_{max}) を求めることによりシール性の定量分析評価が可能と考える。

4. 燃焼時シリンダスリーブ荷重の測定

燃焼時におけるシリンダスリーブ荷重 (F_{r2}) を、直接測定することは極めて困難なので以下の手順により算出する。



締結時および燃焼時におけるガスケット荷重と変位の関係を Fig. 7 に示す。ガスケット全体に締結荷重 (F_0) を加えたときのボルト変位 (l) は、実線の様に直線で示すことができる。また、ガスケット・ヘッド・ブロック複合体の変位と考えられるビードの変位 (L) は、破線の様に非線形で示される。いま燃焼圧による荷重 (f_p) がわる時、

ボルト荷重はボルトに対する荷重 (f_b) が引っ張り方向に働き、ボルト変位 (Δl) が発生するのでガスケット荷重は F_1 に増加する。他方シリンダスリーブにおけるガスケットに加わる荷重 (f_g) とその他ガスケット部分荷重 (f_h) はガスケットを復元させる方向に働き、ガスケットに口開き量 (ΔL) が発生し、ガスケットに対する締結荷重は大きく減少し F_2 に低下する。 ΔL だけ変位させるとボルト締結荷重は F_2 まで低減する。 F_2 はシリンダブロック上全体に加わる荷重であるため、シール性因子である燃焼時シリンダスリーブ荷重 (F_{r2}) は、 F_2 をシリンダスリーブ上面の荷重 (F_{r2}) とその他の部分の荷重 (F_w) とに分解することにより求まる。

$$F_{r2} = (F_2 - F_w) = (F_g - f_g)$$

4.1. 供試ガスケットと供試エンジン

ガスケットの構造についてはすでに Fig. 1 ~ 2 に示した。供試エンジンの諸元を Table 1 に、また供試エンジンのガスケット積層構造の二つのタイプを Fig. 8 に示す。 α 、 β 両方共フルビードをスリーブ上部に配し、ハーフビードをオイル、水孔周りに配する。またビードの幅、板厚に機種間の差は無い。

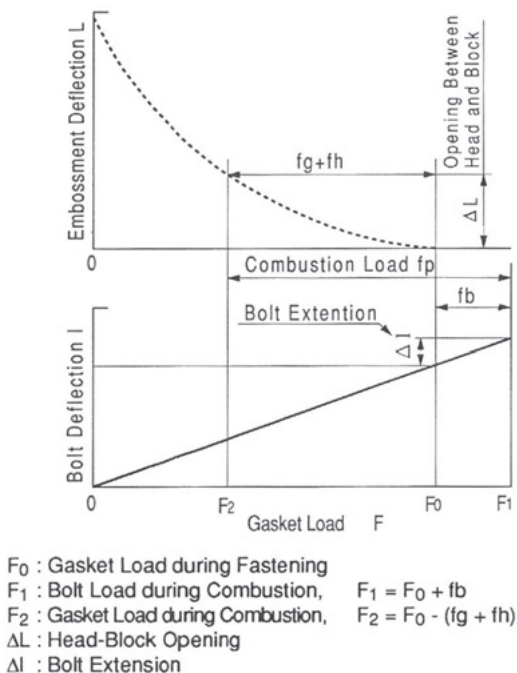


Fig. 7 Relationship between Load and Deflection During Fastening and Combustion

Table 1 Test Engines Specification

Engine Code	A	B	C	D
Cylinder Bore Diameter (mm)	87	85	85	82
Material of Cylinder Head and Block	Aluminum			
Deck Configuration	Closed	Open		
Gasket Structure (See Fig.8)	α	β	α	β
Pmax (MPa)	7.84	6.08	6.96	6.79

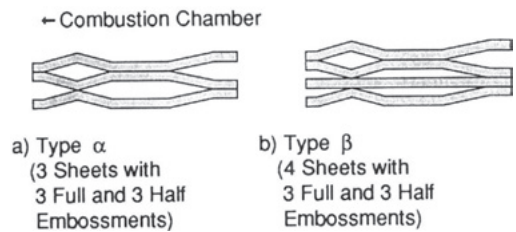


Fig. 8 Gasket Layer Structure

4.2. 燃焼時ガスケット合わせ面の口開き量 (ΔL) の測定

燃焼圧に依りシリンダヘッドが持ち上げられる時のシリンダヘッドとブロック合わせ面の口開き量 (ΔL) を、渦電流式ギャップセンサで測定する。実機を用い運転中の ΔL を測定してもよいが、テストの簡略化を図るため圧力発生器を用い燃焼状態を静的に再現する。すなわち燃焼室内にオイルを充填し、最高燃焼圧 (P_{max}) の油圧を加えることにより実機運転相当の ΔL を発生させ、これを Fig. 9 に示すように取り付けしたセンサで測定する。なお、使用したギャップセンサの特性を Table 2 に示す。

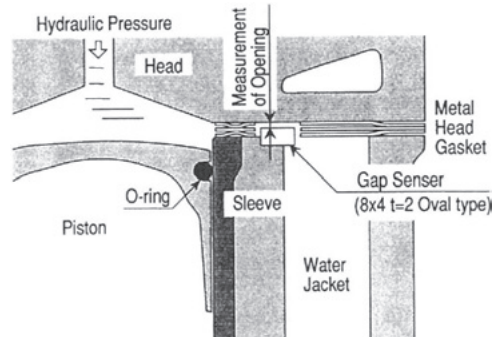


Fig. 9 Gap Sensor Attachment

Table 2 Gap Sensor Specification

Type	: Eddy Current Sensor LS-500-08-1122 (Product of SENTEC)
Measuring Range	: 0 ~ 500 μm
Output Voltage	: 0 ~ 500 mV
Linearity	: 1 % of F.S
Resolution	: 0.1 μm
Response	: DC - 5 kHz
Temperature Drift	: 0.02 % of F.S / $^{\circ}\text{C}$
Size	: 4 x 8 t = 2 Oval Type

Table 3 Linear Gauge Specification

Type	: Spindle Type Digital Linear Gauge DG-621 (Product of Ono Sokki Co., LTD.)
Measuring Range	: 30 mm
Resolution	: 1 μm
Response	: 300 mm / sec
Terminal Radius	: 1.5

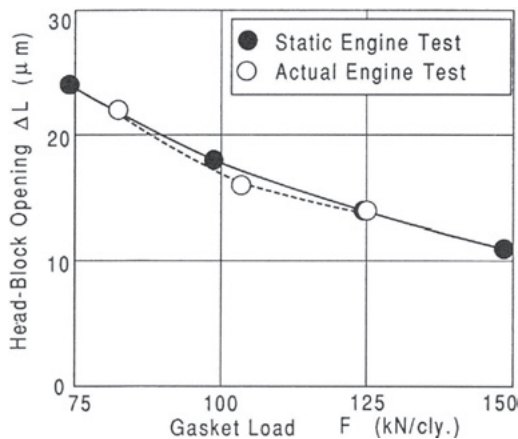


Fig. 10 Head-Block Opening Comparison

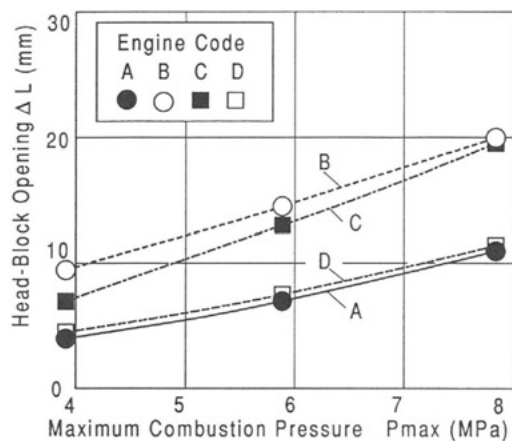


Fig. 11 Relationship between ΔL and P_{max}

この静的測定法の妥当性を検証するために、実機による燃焼時口開き量の測定結果との比較を Fig. 10 に示しである。図によると、両者の差は 2 % であり、静的測定法で十分代用可能と判断することができる。

供試エンジンにおける口開き量 (ΔL) と燃焼圧 (P_{max}) の関係を Fig. 11 に示す。口開き量はシリンダヘッドを持ち上げる燃焼圧による荷重 (f_p) とシリンダヘッド、ブロックの剛性でほぼ決定される。図においてエンジン A のボア径が大きく最高燃焼圧 (P_{max}) が高いにも拘わらず ΔL が最小であるのは、クローズドデッキ構造の効果によるシリンダブロック剛性が高いためであり、エンジン D が B や C エンジンに比べ ΔL が小さいのは、ボア径が小さく持ち上げ力が小さいことと剛性が高いためである。

4.3. ガスケットビード変位 (L) の測定

Fig. 12 に示すように、シリンダスリーブ面のガスケットビードの中心に合わせシリンダヘッドとガスケットに穴加工を行い、そこにリニアゲージを挿入しビード変位 (L) を測定する。ゴムコーティング材の影響を避けるためゴムは除去してある。Table 3 には使用したリニアゲージの特性を示す。

ガスケットは発火運転時における、実機同様のへたりを考慮しなければならないので、あらかじめ締結時のガスケットビード高さの変化を知る必要がある。Fig. 13 に示すように、ガスケットビード高さの変化はビードのへたりを示すものの、1 回目設定荷重で締め付け、その後除荷するだけでへたりはほとんど取れてしまい、2 回目以降のビード圧縮特性は一定の復元特性を示す。またメタルガスケットは締結時のガスケット荷重 (F_0) 自体の変化については運転時間に対し一定でありなんらの考慮も

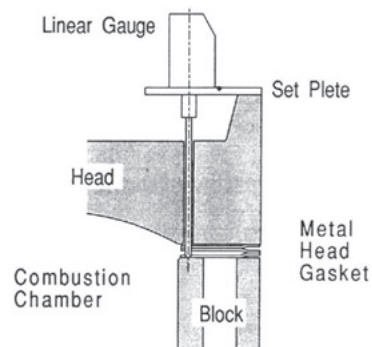


Fig. 12 Schematic of Measuring Equipment

不要である。それゆえ特にへたりを考慮する必要が無く、どの復元特性結果を使用しても良い。ビード復元特性は、シリンダヘッドのボルト締結荷重下限 (F_0) で締め付けた時の変位を基準にして、ガスケット荷重 (F) を減らしてビード変位量 (L) を求める。

各供試エンジンにおけるビード変位特性を Fig. 14 に示す。特性の変化の少ないもの程、燃焼時口開き量に対するガスケット締結荷重変動が大きしい。エンジン C は特性の変化が少ない上に燃焼時口開き量 (ΔL) が大きいので、後述の燃焼時ガスケット荷重 (F_2) が供試エンジン中最も低い。

このようにして求めたガスケットビード変位 (L) と荷

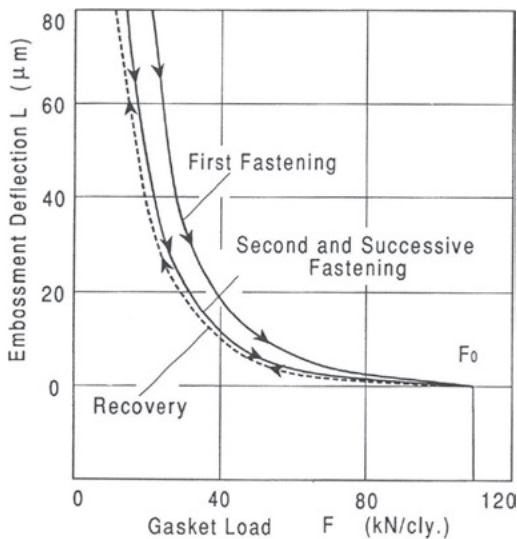


Fig. 13 Variation in Gasket Embossment Deflection

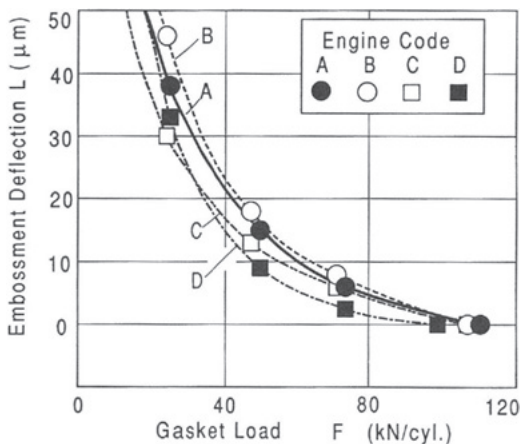


Fig. 14 Characteristic Gasket Embossment Deflection in Each Test Engine

重 (F) との線図 (Fig. 15) に燃焼時口開き量 (ΔL) を用いて、燃焼時におけるガスケット締結荷重 (F_2) を求めることが出来る。 F_2 は燃焼時ガスケット全面で受ける荷重を示しており、燃焼時シリンダスリーブ荷重 (F_{r2}) ではないので、 F_2 の値ではシール性の評価は行えない。

4.4. 燃焼時シリンダスリーブ荷重の測定 (F_r)

燃焼時シリンダスリーブ荷重、 $F_{r2} = (F_g - f_g)$ 、を求めるための測定方法を Fig. 16 に示す。シリンダスリーブの内側にひずみゲージを貼りスリーブをロードセルとして、まずガスケット全体の荷重 (F) を増加して行くときのスリーブひずみ (ε) とガスケット締結荷重 (F) との関係測定 (測定 1) し、その後シリンダスリーブ部分だけに荷重が加わる治具を用い、アムスラ試験機等を利用しスリーブひずみ (ε) とシリンダスリーブ荷重 (F_r) の関係

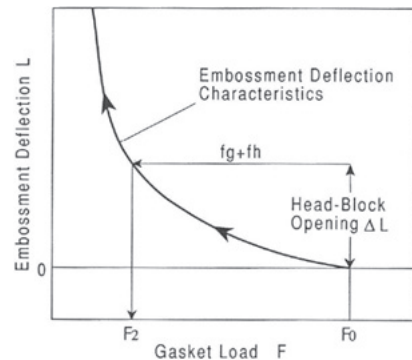


Fig. 15 Determination of F_2

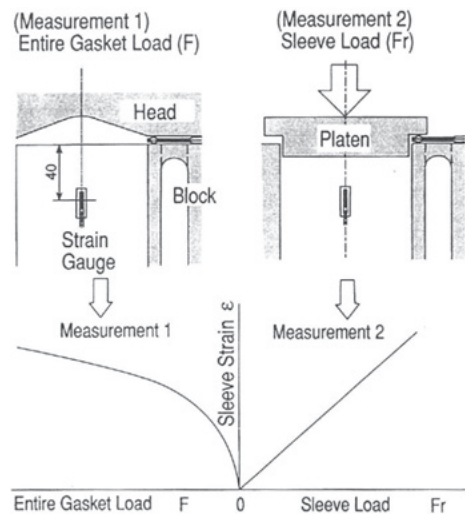


Fig. 16 Determination of F_r - F Characteristics

Table 4 Sealability Evaluation of Test Engines

Engine Code	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Maximum Combustion Pressure P_{max} (MPa)	7.84	6.08	6.96	6.79	6.96	6.37	6.37	5.88	5.88
Head-Block Opening ΔL (μm)	11.0	15.0	16.8	8.8	16.8	10.6	10.8	10.6	10.2
Gasket Load during Combustion F_2 (kN / cyl.)	57.6	49.5	35.0	59.3	47.0	34.3	22.5	38.2	29.4
Cylinder Sleeve Load during Combustion Fr_2 (kN / cyl.)	26.7	22.7	18.3	21.9	20.9	18.1	14.1	18.9	11.0
Cylinder Sleeve Circumference Load Pr_2 (N / mm)	97.8	85.0	68.6	84.9	78.4	67.6	52.9	70.6	41.2
Results of Actual durability Test (whether or not engine gas leak occurred)	NO	NO	YES	NO	NO	NO	YES	NO	YES

を測定する(測定2)。両測定結果より同じひずみ(ε)に対するガスケットの全体荷重(F)とシリンダスリーブ分布荷重(Fr)との関係がFig. 17のように求められる。

図において $F_2 = F_0 - (fg + fh)$

$Fr_2 = F_g - fg$ を用いて

燃焼時におけるシリンダスリーブ部に加わる荷重(Fr_2)が求められる。

各供試エンジンに於ける $Fr \sim F$ 特性を Fig. 18 に示してある。特性の傾きが立つ物程、シリンダスリーブ荷重が増していることになり、これにはシリンダヘッド、ブロック剛性の影響が加味されている。

5. ガスケットシール性の評価法

シリンダボア径(D)の異なるエンジンでもシール性の評価を可能とするため、燃焼時シリンダスリーブ荷重

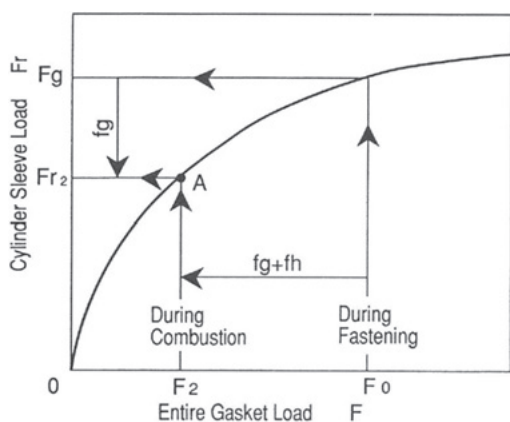


Fig. 17 Determination of Fr_2

(Fr_2)をボア周長で除算した燃焼時シリンダボアビード線圧、 $Pr_2 = Fr_2 / (\pi D)$ 、を使用する。

供試エンジンおよび他機種エンジンのシール性評価の測定結果を Table 4 に示す。最終的に求めた燃焼時シリンダボアビード線圧(Pr_2)の機種間の有意差は、他の口開き量(ΔL)、燃焼時ガスケット荷重(F_2)、燃焼時シリンダスリーブ荷重(Fr_2)の各測定結果における機種間の有意差と異なっている。この原因は、 Pr_2 がシリンダヘッド、ブロックの剛性や燃焼圧とガスケット性能との合成結果であり、それゆえガスケットシール性の評価のためには Pr_2 が最適と考える。

シール性を評価するに当たり、最も重要な因子として、燃焼圧(P_{max})と燃焼時シリンダボアビード線圧(Pr_2)に注目し、両者を座標にしてこれに各エンジンの実測値を記入すると Fig. 19 に示すようになる。図には同様に測定

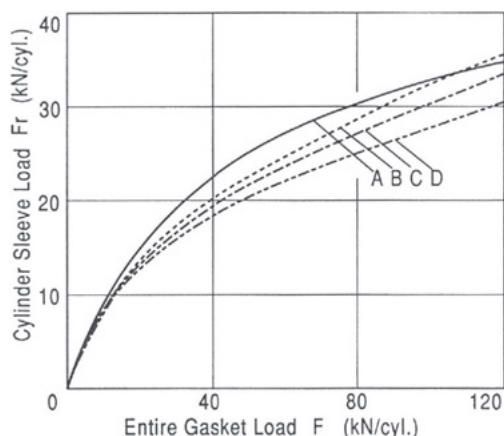


Fig. 18 $Fr \sim F$ Characteristics of each Test Engines

Table 5 Crack Resistance Evaluation of Test Engines

Engine Code	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Number of Embossment Incorporated N	3	3	3	3	4	3	2	2	2
Head-Block Opening ΔL (μm)	11.0	15.0	16.8	8.8	16.8	10.8	10.6	10.6	10.2
Opening per Embossment $\Delta L/N$ (μm)	3.7	5.0	5.6	2.9	4.2	3.6	5.3	5.3	5.1
Results of Actual Durability Test (whether or not embossment crack occurred)	NO	NO	YES	NO	NO	NO	NO	NO	NO

した他機種エンジンの値も参考のため載せてある。いま実機耐久性の判定結果良好なものを○、吹き抜けたものを●として評価してみる。

図に示す様にガスケット吹き抜けの有無により、シール性限度線を○と●の間に引くことが出来る。このラインをガスケットシール性限度線と呼ぶことにする。このラインを利用することにより、今後は、燃焼圧 (P_{max}) と燃焼時シリンダボアビード線圧 (P_{r2}) を求めるだけでガスケットシールの耐久性に対する目安を得ることが可能となる。

6. ガスケット耐クラック性の評価法

耐クラック性に影響する要因としては応力振幅 (σa)、平均応力 (σm) および振幅回数が挙げられる。

ガスケットのクラック発生メカニズムを、Fig. 20 に示

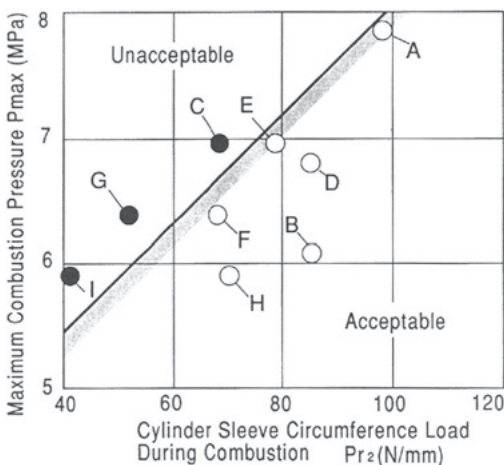


Fig. 19 "Gasket Endurance Sealability" Diagram

す応力限度線図 ($\sigma a \sim \sigma m$ 線図) で考えてみる。シリンダヘッド締結状態では、ビードには大きな引っ張り応力が発生しており応力限度線図上の C 点にある。締結によりビードにへたりが生じた後、直ちに変位特性が安定するので引っ張り応力は降伏点迄低減し、応力限度線図上 A 点に移るものと考えられる。(A 点は材質により定まる。)

サイクル毎の燃焼の荷重変動による応力振幅を ($2 \times a$) とすれば、その時の平均応力は $\sigma m = (A - a)$ となり、応力振幅は $\sigma a = a$ となる。その結果は応力限度線図上 B 点となる。例えば応力振幅が増大しても A~E 線上で変化する限りではクラックの発生に至ることはない。しかし E 点以上に応力振幅が増大した場合には、クラックが発生することになる。

以上のように耐クラック性の限界値は、主としてガスケット屈伸中の応力振幅により決定され、それは燃焼時の口開き量 (ΔL) を供試ガスケットビード数 (N) で除した 1 ビード当たりの燃焼時口開き量で代用出来ると考える。よって 1 ビード当たりの燃焼時口開き量と、発火運

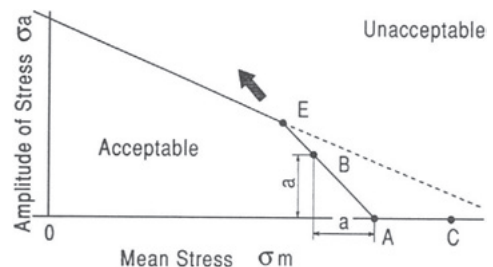


Fig. 20 Stress Limit Diagram ($\sigma a \sim \sigma m$ Diagram)

転による実機耐久判定の結果とが Table 5 に比較してある。表によると、この場合耐クラック性の限界値は約 $5.3 \mu\text{m}$ と考える。それ以上の口開き量を示すものは耐クラック性不足と判断しても差し支えないと考えた。

7. まとめ

本手法の静的単体テストにより実機耐久運転を行わなくとも、メタルヘッドガスケットのシール性、および耐クラック性の耐久信頼性に関する定量的評価が可能となった。

- (1) シール性評価は燃焼圧 (P_{max}) および燃焼時シリンダボアビード線圧 (P_{r2}) を求めることより可能となった。すなわち前者は実測可能であり、後者は油圧を利用した単体テストにより、燃焼時ガスケット口開き量とビード変位から燃焼時ガスケット荷重を求め、更に全ガスケット荷重に対するスリーブ荷重の関係をを用いて算出することが出来る。その結果、(P_{max}) と (P_{r2}) 線図には固有のガスケットシール性耐久限度線の存在することがわかった。
- (2) 耐クラック性評価は、1 ビード当たりの燃焼時口開き量を求めることにより可能となった。また限界基準値は今回使用したビード形状であれば $5.3 \mu\text{m}$ と設定

できることがわかった。

- (3) 以上、シール性および耐クラック性に対する静的単体テストは実機耐久性判定に代えることがわかったので、例え行なったとしても実機耐久テストは最終確認レベルのテストに絞れる。それゆえ実機テストの工数を大幅に短縮できるばかりでなく、エンジン開発段階に於けるメタルガスケット仕様の最適化が可能となった。

謝 辞

本研究を進めるにあたり、御協力を頂いた日本リークレス工業(株)、(株)センサー技術研究所の関係者の方々に深く感謝の意を表します。

参考文献

- 1) Roy L. Whittaker, Sealability - Its Role in Gasket Evaluation" SAE Paper 850190
- 2) Paul M. Tensor, Computer - Aided Design and Analysis of a Cylinder Head Gasket" SAE Paper 800071

■ 著 者 ■



石 垣 匠



北 川 淳 一



田 中 敦