

エンジン実働時におけるエキゾーストマニフォールド・ガスケットのシール性解析

Analysis of Sealing Behavior of Exhaust Manifold Gasket during Running the Actual Engine

石井 和夫* 桂井 隆* 中田 真*
Kazuo ISHII Takashi KATSURAI Makoto NAKATA

若松 仁* 中曽根 秀隆**
Hitoshi WAKAMATSU Hidetaka NAKASONE

要 旨

金属積層型エキゾーストマニフォールド・ガスケットのシール性を定量的に解析するために、ガスケットのビード線荷重からガスリーク量を推定する実験式を求めた。この実験式を用い、エンジン実働中におけるビード線荷重を測定することにより、ガスリーク量が極大となる条件を明確にし、そのガスリーク量を評価することで定量的なシール性の判断が可能となった。また、この評価方法により、より簡略な構造でシール性を確保できることがわかった。

ABSTRACT

To analyze quantitatively about sealing ability of metal laminate type exhaust manifold gasket, an experimental expression has been described. According to this experimental expression, gas leakage could be calculated with the load on the sealing line. Applying the experimental expression and measuring the load on the sealing line during running the actual engine, the condition when and where gas leakage had been the maximum value was revealed. It follows as a consequence that sealing ability could be judged quantitatively with the gas leakage under this condition. Carrying out this analyzing method, it was found that the more simple sealing system in exhaust manifold flange could seal the exhaust gas.

1. まえがき

現在、自動車用ガスケットの素材は人体に健康上の害をおよぼすアスベストに代わり、グラファイトや金属などにほぼ置き換わっている^{1) 2)}。特にエキゾーストマニフォールド・ガスケットは過酷な温度環境で用いられるため、ホンダの市販車においては、シール構造物の熱変形（熱による膨張、収縮）による破損や排気もれに対して有利な金属積層型が多く採用されている。

また、近年の自動車に対する燃費改善やエミッション低減などの社会的要求に答えて、空燃比最適化や排気系部品の軽量化が進められている。その結果、排気温度の上昇や締結剛性の低下などによりエキゾーストマニフォールド・ガスケットのシール環境はますます厳しく

なる方向である。このような環境のもとで、限られた部品点数でシール性を満足する最適設計とするには、エンジン実働時のエキゾーストマニフォールド・ガスケットのシール性を定量的に知ることが重要である。しかしながら、シール性を定量的に評価するパラメータが明確でないことや測定環境が過酷であることなどから、これまでにそのような解析をおこなった例はない。

そこで、単体試験によりガスリーク量を推定する実験式を求め、これに基づいて実働エンジンにおけるエキゾーストマニフォールド・ガスケットのシール性を評価した。さらに、この評価手法が最適な設計のための指針となることを示す。

* 栃木研究所

** HONDA R&D EUROPE (U.K.) LTD

2. 金属積層型ガスケットのシール特性

2. 1. シール特性に影響する因子

金属積層型ガスケットはSUS301などのばね鋼を素材として用い、Fig. 1(b)に示すようなビードと呼ばれる山状のばねを形成することでシール部材として機能している。シリンダヘッドや吸気系部品に用いられる金属積層型ガスケットは、ゴム系のコーティングを施すことでシール面の微小な面粗さに対する気密性を確保することが一般的である。しかし、エキゾーストマニフォールド・ガスケット（以下ガスケットと記す）の場合、環境温度が約400℃に達するため、コーティングを施さずに用いることが多い³⁾。そこで、金属同士が接触した状態でのシール性について検討する。

このような接触状態でのガスもれは、シール表面の微小な面粗さとガスケットのビード頂点で形成された空間がガス流路となると考えられ、Fig. 1(c)にその模式図を示す。この状態は単純化してFig. 2のように表され、ベルヌーイの式を用いて式(1)で記述できる。

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{L}{d} \cdot \frac{\rho \cdot u^2}{2} \quad \dots\dots (1)$$

ΔP : 圧損 (圧力差)

λ : ガス/壁面の抵抗係数

ρ : ガス密度

u : ガス流量

L : 流路の長さ

d : 流路径

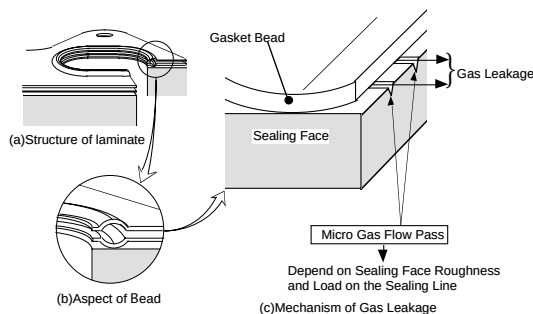


Fig. 1 Structure of the metal laminate type exhaust manifold gasket and gas leak mechanism

この場合、流路径はシール部面粗さによって決定され、流路長はビード部とシール面との密着度によって変化するため、ガスケットのビード部に加わる荷重によって決定される。したがって、ガス密度が一定と仮定すると、ガス流量を支配するのはその駆動力となる圧力差と、流路寸法を決定づけるシール部面粗さおよびガスケットのビード部に加わる荷重である。

2. 2. シール因子の解析実験方法

ガス流量と各因子の関係を定量的に解析するためのシール実験装置の概略図をFig. 3に示す。ガス流量の測定には精度の高いサーマル・マスフローメータ（小島製作所製MF-1A）を用いた。ガス圧力は、ガス流による圧損の影響を最小限とするためにセンサをできるだけシール部の近くに設置し、デジタル圧力計（小島製作所製DPG-1）で測定した。継ぎ手類はスウェーじロック（商標名:Swagelock）を用い、ガスもれがないことを確認後実験を行った。

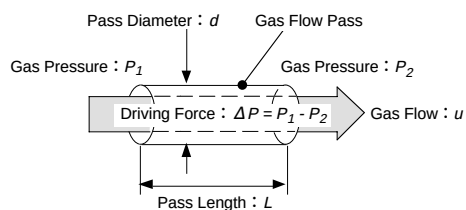


Fig. 2 Schematic of a gas flow pass

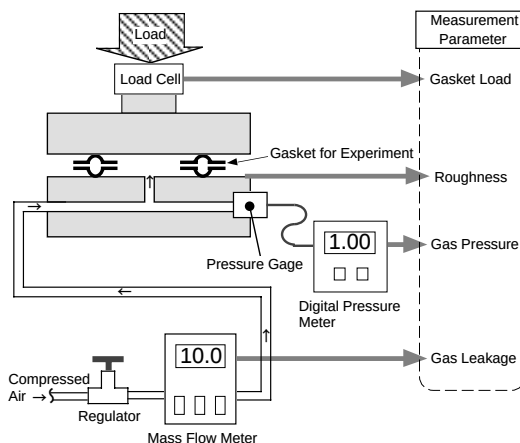


Fig. 3 Apparatus for analyzing sealing property of the metal laminate type exhaust manifold gasket

Table 1 Gasket specifications for experiment

Type Name	3/3-1	3/3-2	3/2-1	3/2-2	2/2-1	2/2-2	1/1-1	1/1-2
Length of the Sealing Line [mm]	151.7	164.5	143.4	152.5	143.4	152.5	143.4	157.1
Number of the Laminated Sheets	3		3		2		1	
Number of the Bead Formed Sheets	3		2		2		1	
Thickness of a Sheet [mm]	0.2						0.25	
Material	SUS301(Hv=500)							
Height of the Bead [mm]	0.2(as formed)							
Width of the Bead [mm]	3.4							
Aspect of the Bead	Full Bead Type:Following Cross Section							

供試ガスケットは 8 種類とした。その主要諸元を Table 1 に示す。

2. 3. 実験結果

2. 3. 1. 変数の規格化

これら 8 種類のガスケットはビード周長が異なるので、ガスケットのビード荷重 (単位: N) およびガスリーク流量 (単位: SCCM; 1 atm, 25℃における体積流量 cm³/min) を、ガスケットのビード周長 (単位: mm) で基準化し、それぞれビード線荷重 (単位: N/mm)、ガスリーク単位流量 (単位: SCCM/mm) として取り扱った。

2. 3. 2. 実験式の設定

シール性に影響する各因子とガスリーク単位流量の関係を Fig. 4 および Fig. 5 に示す。これらの結果から、線荷重および圧力とガスリーク単位流量の関係は次の式で表される。

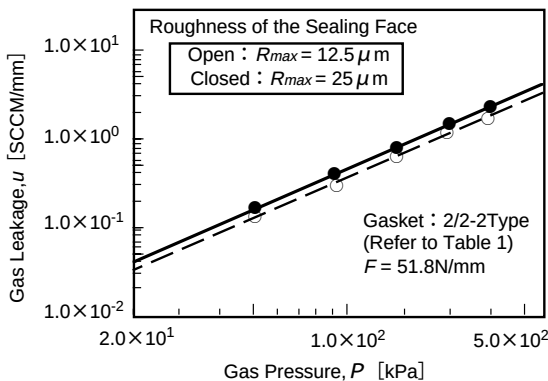


Fig. 4 Typical relationship between gas leakage and gas pressure

$$u = a \cdot F^m \quad \dots\dots (2)$$

$$u = b \cdot P^n \quad \dots\dots (3)$$

u : ガスリーク単位流量 [SCCM/mm]

F : ビード線荷重 [N/mm]

P : ガス圧力 [kPa]

a, b, m, n : 定数

各種ガスケットの m, n を Fig. 6 に示す。 m, n はガスケット仕様, シール部面粗さに依存しないことがわかる。

ここで、ビード線荷重とガス圧力両者を含む実験式を考えると、 $F^m=0$ または $P^n=0$ であれば $u=0$ となることから、相乗項として次式で表される。

$$u = k \cdot F^m \cdot P^n \quad \dots\dots (4)$$

k : ガスケット固有値

k は a, b から次の式によって算出することができる。

$$k = \frac{\partial^2 u}{\partial F^m \cdot \partial P^n} = \frac{d b}{d F^m} = \frac{d a}{d P^n} \quad \dots\dots (5)$$

k は Fig. 7 に示すようにガスケット仕様, シール部面粗さに依存する固有値である。したがって、各仕様について k の値を実験的に求めれば、式 (4) よりガス圧力とビード線荷重によるガスリーク量の推定が可能となる。

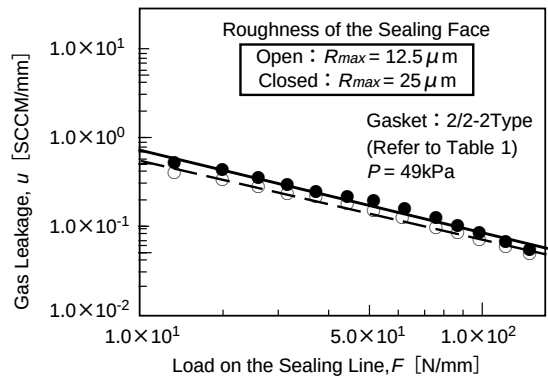


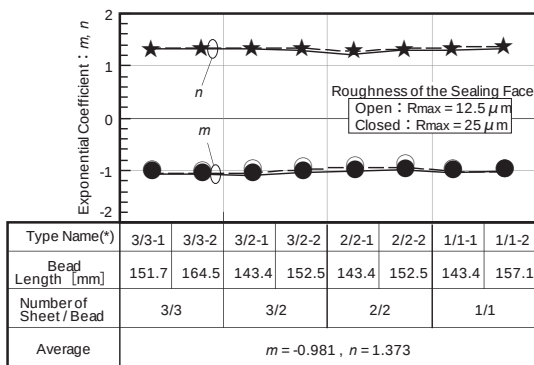
Fig. 5 Typical relationship between gas leakage and load on the sealing line

3. エンジン実働時におけるシール性

3. 1. 線荷重測定方法の概要

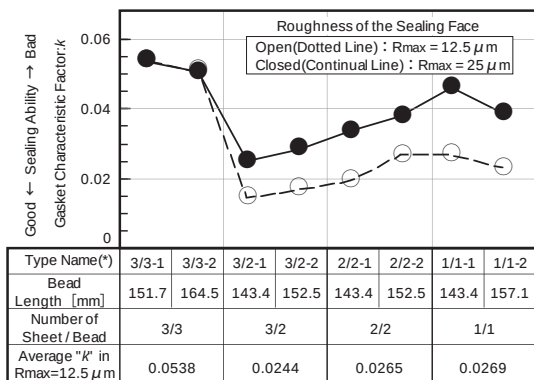
先に示したようにガスリーク量は、ガス圧力とビード線荷重の各因子が測定できれば推定可能である。これらのうちガス圧力はエンジン実働中に測定可能であるが、エンジン実働中にはエキゾーストマニフォールドやガスケットが400℃以上の温度になるため、ビード線荷重の測定例はない。エンジン実働中におけるビード線荷重を求めるために、以下の方法を用いた。

ガスケットのビードに発生する線荷重はガスケットが接触しているエキゾーストマニフォールドやシリンダヘッドにおいても等しい反力を生じている。アルミダイカスト製のシリンダヘッドは内部に冷却水が循環しているので、シリンダヘッドのガスケット接触面の温度は



(*)Refer to Table 1

Fig. 6 Dependence of the exponential coefficient "m", "n" on variety of gasket



(*)Refer to Table 1

Fig. 7 Dependence of the Factor "k" on Variety of Gasket

250℃程度である。この温度であれば耐熱ひずみゲージの耐熱温度範囲内であることに着目し、Fig. 8に示すように、ガスケットのビード接触面の近傍に耐熱ひずみゲージを貼ることで、ビード線荷重の変化をシリンダヘッド側で測定することとした。

3. 2. 実機測定方法

本実験では、ひずみゲージおよびその接着剤として耐熱温度が300℃の東京測器製QFLA-1とNP50を用いた。これをポートのまわり (Fig. 8) に計12カ所に貼り付けた後、280℃×24hrのキュアリングを行った。温度変化に対してひずみ零点出力のドリフトを補正する目的で、熱電対により温度測定も同時に行った。フランジ面のすきま変化の測定には、フォトリソ製光ファイバー式変位計PM-S4を用いた。プローブには高温用プローブ (耐熱温度:320℃) を用いた。エンジン実働中におけるひずみ、温度、変位、その他エンジン運転状態のデータは、東京測器製データロガーTDS-302を用いて、パーソナルコンピュータにより5秒間隔で収録した。

実機測定はTable 2に主要諸元を示す1.5Lエンジンをを用いた。測定時のエンジン運転モードは、Fig. 9に示す排気系に対して最も過酷であるエンジンの運転-停止試験とした。

3. 3. ビード線荷重変換

Fig. 10に測定データ処理の流れをブロック図として示す。実機試験を行う前に、あらかじめそれぞれの測定点

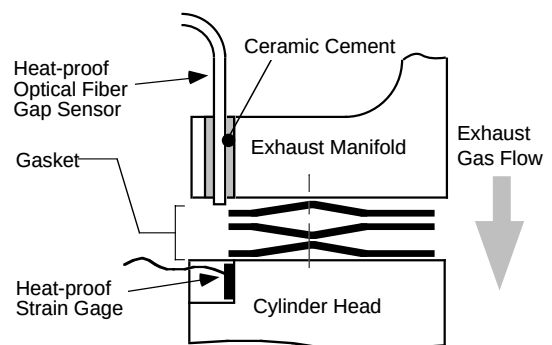


Fig. 8 Method for Measuring load on the Sealing Line and Sealing Face Gap

Table 2 Specifications of the Engine for the Experiment

Engine Type	In Line 4 Cylinders
Fuel	Gasoline
Displacement	1493cm ³
Valve System	SOHC VTEC(*)
Maximum Power(ISO)	95.6kW/6900rpm
Maximum Torque(ISO)	139N·m/5400rpm
Exhaust Manifold	4-2 Type Cast Iron
Exhaust Manifold Gasket	Metal 1/1-1Type(**)

(*)Variable Valve Timing and Lift Electronic Control System

(**)Refer to Tabel 1

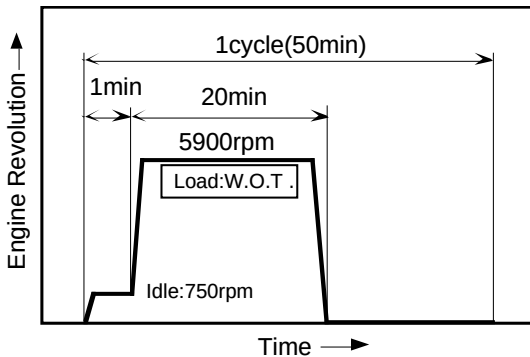


Fig. 9 Engine test condition for the experiment

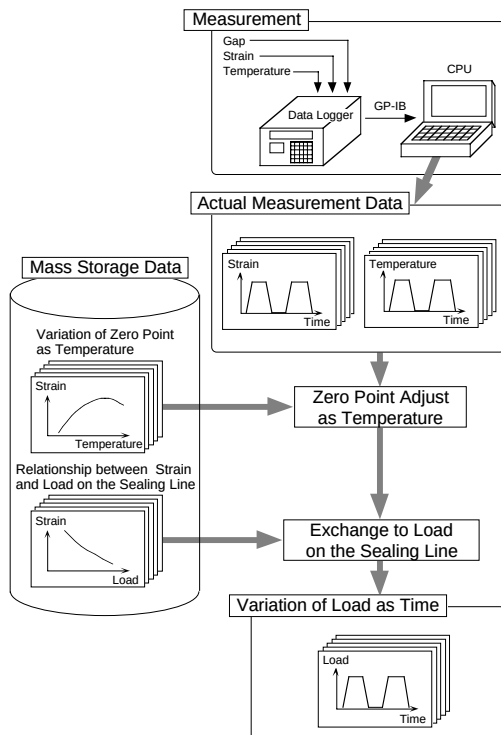


Fig. 10 Block Diagram for Analyzing Load on the Sealing Line from Measurement Strain

(ひずみゲージ)について零点ドリフト特性と線荷重対ひずみ校正曲線を準備した。測定したひずみは、温度による零点ドリフトを補正した後に線荷重に変換する。

温度による零点ドリフトは、自由状態での温度変化に対する見かけのひずみを測定し、このデータから得られた三次回帰式を零点ドリフト特性式として補正に用い、これを Fig. 11 に示す。

零点ドリフトを補正したひずみ値からビード線荷重を求めるため、線荷重対ひずみ校正式に、あらかじめ単体テストによって求めた荷重とひずみの三次回帰式を用い、これを Fig. 12 に示す。

3. 4. 実験結果

3. 4. 1. エンジン実働時のすき間と線荷重の経時変化

エンジン実働時におけるエキゾーストマニフォールドとシリンダヘッドのすき間変化(以下すき間変化と記す)

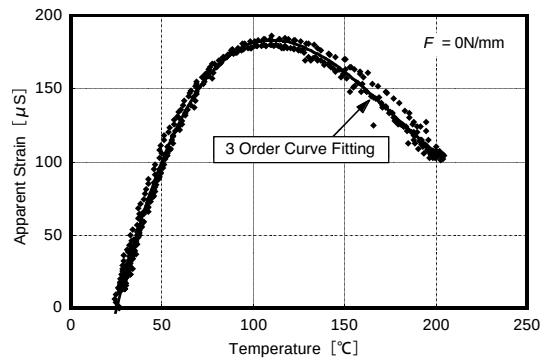


Fig. 11 Variation of the Apparent Strain at Zero Point as Temperature

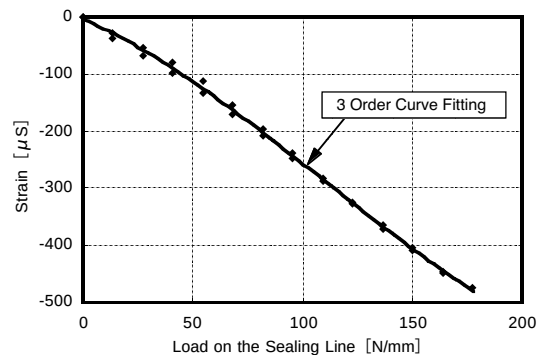


Fig. 12 Relationship between the Measurement Strain and Load on the Sealing Line

ならびに線荷重の経時変化を Fig. 13 に示す。ここでは、図中にあるフランジ面端部の測定例を示す。

まず、1 サイクル内での変化に注目すると、エンジン運転時はすき間が減少し、それに伴って線荷重も増加している。逆に、エンジン停止時はすき間が増大し、それに伴って線荷重も減少する。このように、線荷重の変化はすき間の変化と良く対応することがわかる。

また、線荷重は1 サイクル目のエンジン運転時に大きく減少する。これはガスケットの熱による初期へたりが

大きな原因と考えられ、2 サイクル目までは確認できるが、3 サイクル目以降は認められない。

次に、サイクル経過による振幅中央値の変化に注目すると、すき間と線荷重それぞれの中央値がサイクルの経過により変化し、5 サイクルではほぼ一定となる。それ以降は中央値は変化せずにエンジンの運転-停止による変化のみが繰り返される。したがって、ガスケットのシール性は5 サイクル目までは初期なじみの過程であり、それ以降は定常状態になると考えられる。

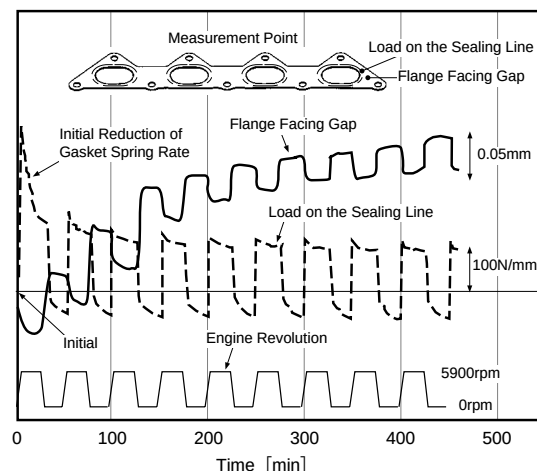


Fig. 13 Variation of Sealing Face Gap and Load on the Sealing Line During Running the Actual Engine

3. 4. 2. エンジン実働時のビード線荷重分布の変化

Fig. 14にエンジン実働時におけるビード荷重分布の変化を示す。ここでは初期状態と定常状態になった10サイクル目のビード線荷重分布を示す。この結果から、初期はポートまわりの線荷重分布がほぼ一定であったのが、10サイクル経過後にはその分布に差が生じ、運転時と停止時で分布の形態が異なることがわかる。

3. 4. 3. エキゾーストマニフォールドの変形

Fig. 14に示す線荷重分布の変化はエキゾーストマニフォールドとシリンダヘッドのすき間変化が原因であると考えられ、エキゾーストマニフォールドのフランジ面はエンジンの運転-停止に伴い、Fig. 15に示すように変形すると考える。一般的に、このようなエキゾーストマ

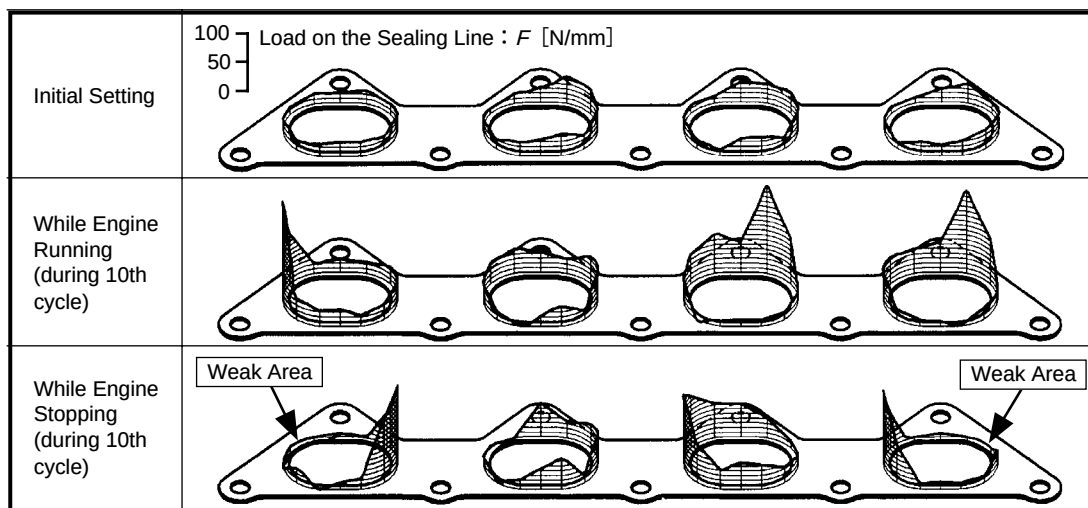


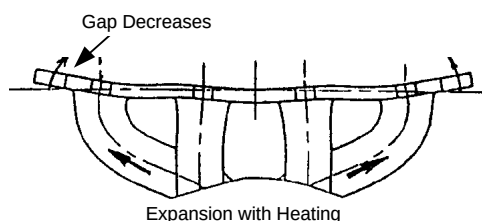
Fig. 14 Distribution of Load on the Sealing Line and Variation of that During Running the Actual Engine

ニフォールドの変形は温度上昇時の熱膨張とその時のクリープ変形そして温度降下時の熱収縮により生じるとされており^{4)～6)}、本実験によって間接的にその変形挙動を実証することができた。

3. 4. 4. ガスリーク量の推定

エンジン耐久試験においてフランジの左右両端部からの排気もれが問題となることはしばしば経験することである。Fig. 14において最も線荷重が減少するのはフランジの左右両端部であり、エンジン停止時であることがわ

While Engine Running



While Engine Stopping

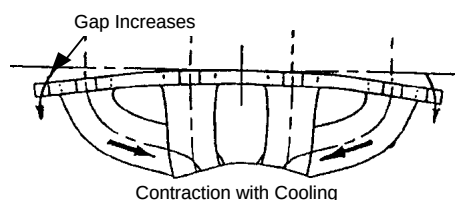


Fig. 15 Deformation of the Flange Sealing Face with Engine Operation
(Estimated from Fig. 14)

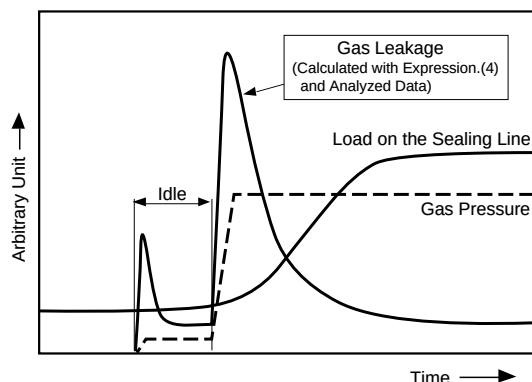


Fig. 16 Calculated Gas Leakage from the Weak Area During Running the Actual Engine

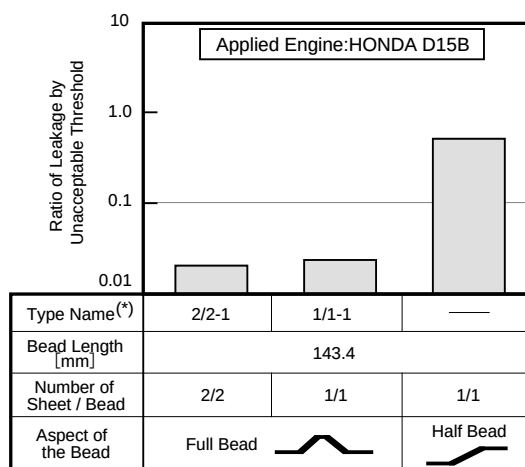
かる。そこで Fig. 6 および Fig. 7 に示す m 、 n 、 k の各定数を用い、Fig. 13 に示したビード線荷重の変化と式(4)を用いてエンジン実働中のガスリーク単位流量を計算した。

この結果をビード線荷重および排気圧とともに経時変化として示したのが Fig. 16 である。ガスリーク単位流量はエンジン始動直後に極大となり、その後はエキゾーストマニフォールドの熱膨張によりビード線荷重が上昇するため減少する傾向にある。したがって、ガスリークが発生するのは主にエンジン始動直後のフランジ左右両端であり、このときのガスリーク量で最適仕様の判断が可能である。

4. 考察

これまでの測定方法を用い、ガスリーク量を求めることで直列4気筒エンジンのガスケット仕様の最適化について検討した例を Fig. 17 に示す。1枚積層型(1/1-1Type)は2枚積層型(2/2-1Type)と同等のシール性であり、部品構造を簡素化できることがわかる。

同様にV型6気筒エンジンのボルト配置の検討例を Fig. 18 に示す。3枚積層3ビードのガスケットを用い、片バンクあたり9本のボルトで締結するタイプに対し、ボルト配置の最適化によって、従来と同等のシール性能



(*)Refer to Table 1

Fig. 17 Comparison about Leakage between Gasket Specifications

を確保しながら、2枚積層2ビードのガスケットを用い、ボルトを5本に削減できた。

以上のように、ガスリーク量の判断でガスケット仕様および締結仕様を最適化することの設計指針となることがわかった。

5. まとめ

- (1) 金属積層型エキゾーストマニフォールド・ガスケットの単体シール試験により、シール特性の実験式を求めた。これにより、ガスケットのビード線荷重からガスリーク量を推定できることがわかった。
- (2) 耐熱ひずみゲージを用いた測定と、その補正および較正方法を検討し、エンジン実働中におけるガスケットのビード線荷重を測定する方法を開発した。
- (3) エンジン実働中に、ガスリーク量が極大となる時間と場所を明確にした。
- (4) 以上の測定方法をV型6気筒エンジンに適用し、シール構造とシール面のボルト配置を最適化できた。

謝 辞

本実験に多大な御協力を頂きました日本リークレス工業（株）の出口則幸様に感謝いたします。

参考文献

- 1) 鈴木信義、「自動車用排気系ガスケットの現状」、三菱電線工業時報、No.84 (1992)、p.71

	Flange Facing Design	Gasket
Base	Fastened: 9 Points Exhaust Port	3 Sheets/ 3 Beads
Most Suitable Design	Fastened: 5 Points Exhaust Port	2 Sheets/ 2 Beads

Fig. 18 Case Study of Designing Most Suitable Gas Sealing System in Exhaust Manifold Flange Facing for V-6 Engine

- 2) 宇田川恒和、安井久、山田好男、「エンジンの高性能化に伴うシリンダヘッドガスケットの対応」、自動車技術、No.44-9 (1990)、p.54
- 3) 石垣匠、北川淳一、田中敦、「メタルヘッドガスケット耐久信頼性の単体評価方法」、HONDA R&D Technical Review、Vol.5 (1993)、p.33
- 4) Kunt G.I., “Der Abgaskrummer von Personenwagenmotoren als Entwicklungsaufgabe”, MTZ, No.45 (1984)、p.10
- 5) 河野弘明、井上進、山本芳樹、山口正、「FEMによるエキゾーストマニフォールド弾塑性熱解析の精度向上」、自動車技術会学術講演前刷集 901 (1990)、p.377
- 6) 伊藤賢児、大塚公輝、秋山耕一、矢野満、土井滋、「エキゾースト・マニホルドの熱変形」、自動車技術会論文集、Vol.24 (1993)、No.4、p.87

■ 著 者 ■



石井 和 夫



桂 井 隆



中 田 真



若 松 仁



中 曾 根 秀 隆